

# Energiewandlung in trockenlaufenden Schraubenmotoren

Zur Erlangung des akademischen Grades eines  
Dr.-Ing.

von der Fakultät Maschinenbau  
der Technischen Universität Dortmund

genehmigte Dissertation

Dipl.-Ing. Jan Hütker  
aus  
Dortmund

Tag der mündlichen Prüfung: 20.11.2015  
1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Andreas Brümmer  
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Thomas von Unwerth

Dortmund, 2016

Es gibt mehr Leute, die kapitulieren,  
als solche, die scheitern.

*Henry Ford*

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner wissenschaftlichen Tätigkeit am Fachgebiet Fluidtechnik der TU Dortmund. In dieser Zeit haben viele helfenden Hände und mitdenkende Köpfe zum erfolgreichen Abschluss meiner Arbeit beigetragen. Für diese Unterstützung, bedanke ich mich bei allen Beteiligten ganz herzlich.

Beginnen möchte ich mit dem Leiter des Fachgebiets Fluidtechnik und meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Andreas Brümmer. Ich bedanke mich vor allem für die vielen Freiheiten, die Sie mir während meiner Arbeit eingeräumt haben und für Ihr Vertrauen, diese Freiheiten sinnvoll zu nutzen. Unsere zahlreichen fachlichen und teilweise auch außerfachlichen Diskussionen waren stets wertvoll und werden mir in guter Erinnerung bleiben.

Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas von Unwerth für die kritische Durchsicht meiner Arbeit und die wissenschaftliche Betreuung als Zweitgutachter.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Knut Kauder, dem ehemaligen Leiter des Fachgebiets Fluidenergiemaschinen (heute Fluidtechnik). Sie haben meinen wissenschaftlichen Werdegang von den ersten Schritten, bis zum Abschluss dieser Dissertation begleitet und mich dabei stets freundschaftlich und mit wertvollen Ratschlägen unterstützt.

Bei den Mitarbeitern des Fachgebiets, möchte ich mich für die unkomplizierte und freundschaftliche Zusammenarbeit bedanken. Besonders gerne blicke ich auf den Aufbau der Versuchseinrichtungen und die Unterstützung durch unsere technische Mannschaft (Ulrich Erdelbrauk, Peter Goeken und Ralf van de Straat) zurück. Besonders herausstellen möchte ich die Unterstützung durch meine studentischen und wissenschaftlichen Hilfskräfte (Philipp Bothe, Manuel Grieb, Matthias Utri und Hanny Vasuthevan). Ihr habt ganz maßgeblich zu sehr intensiven, aber vor allem interessanten und unglaublich lustigen Jahren beigetragen. Vielen Dank, für die besten Augenblicke!

Abschließend bleibt mir nur noch ein großer Dank an Kai Nadler, der mir besonders auf den letzten Metern geholfen hat, diese Arbeit erfolgreich über die Ziellinie zu bringen.





## Übersicht

Die vorliegende Arbeit diskutiert die physikalischen Vorgänge in trockenlaufenden Schraubenmotoren, bei der Wandlung eines thermischen Energieangebots in mechanisch nutzbare Wellenarbeit. In experimentellen und theoretischen Untersuchungen werden die technisch-physikalischen Wirkmechanismen sowohl autark, als auch interagierend, analysiert und hinsichtlich ihrer Anteile an der Gesamtenergieumwandlung bewertet. Um die Wirkung der unterschiedlichen Mechanismen, in Abhängigkeit von den Anlagenparametern, möglichst allgemeingültig beschreiben und quantifiziert beurteilen zu können, werden mit den Schraubenmotoren GL51.2-M und SE69 zwei Maschinenvarianten eingesetzt, die sich im Hinblick auf ihre geometrischen Parameter und Konstruktionscharakteristika teilweise deutlich unterscheiden. In anschließenden theoretischen Untersuchungen, wird der Einfluss der geometrischen Maschinenparameter von Schraubenmotoren auf die Energieumwandlungsgüte, unter der Randbedingung konstanter Anlagenbedingungen bzw. konstanter thermischer Leistungsangebote, diskutiert.

Die experimentellen Untersuchungen im offenen Heißluftkreislauf umfassen neben der Ermittlung der Maschinenkennfelder, die Druckindizierung beider Schraubenmotoren, sowie die Beurteilung der Energieumwandlungsgüte bei Variation der Spalthöhen und der aktiven Kühlmaßnahmen. Im Hinblick auf den effektiven, isentrop-isochoeren Gütegrad offenbaren die Kennfelder einen dominierenden Einfluss der Drehzahl. Zeigt sich eine Vergrößerung der Spalthöhe als energetisch ungünstig, so lässt sich der Einfluss der Gehäusekühlung als Kompromiss zwischen erhöhter Betriebssicherheit und geringfügig abnehmender Energieumwandlungsgüte interpretieren.

Im Rahmen der theoretischen Untersuchungen werden, unter Berücksichtigung der thermisch bedingten Bauteildeformation, die sich im Betrieb einstellenden Warmspalthöhen berechnet. Die Kopplung von thermischen und thermodynamischen Simulationsrechnungen ermöglicht die drehwinkelabhängige Untersuchung der Spaltmassenströme während des Arbeitsspiels, die Priorisierung der einzelnen Spaltarten und die Beurteilung des zur Nachfüllung beitragenden Anteils des Gesamtspaltmassenstroms. Im Hinblick auf die Spaltpriorität dominieren für beide Schraubenmotoren signifikant die Spaltmassenströme über die Gehäusespalte. Der zur Nachfüllung der Arbeitskammer beitragende Anteil des Gesamtspaltmassenstroms beträgt in den jeweiligen Nennbetriebspunkten mehr als 60 %.

Bei der Untersuchung und Bewertung der technisch-physikalischen Wirkmechanismen werden die Einflüsse der nicht angepassten, isentropen Expansion, der

Drosselverluste beim hochdruckseitigen Ladungswechsel, der Spaltmassenströme, der Wärmeströme zwischen dem Arbeitsfluid und den Bauteilen sowie der Spaltmassenströme unter Berücksichtigung der Bauteildeformation in Folge des thermischen Energieeintrags, der externe Leckagemassenströme und der mechanische Reibungsverluste in den Zahneingriffsbereichen und in den Lagern berücksichtigt. In den jeweiligen Nennbetriebspunkten wird die Energiewandlungsgüte beider Schraubenmotoren dominierend durch den Einfluss der Spaltmassenströme, gefolgt von den mechanischen Reibungsverlusten und den hochdruckseitigen Drosselverlusten, geprägt. Die Priorität der einzelnen Wirkmechanismen muss stets in Abhängigkeit der Anlagenparameter und der maschinenspezifischen Charakteristika betrachtet werden.

Im Rahmen von theoretischen Untersuchungen wird, mit einem hierfür entwickelten Kammermodellansatz, der Einfluss der geometrischen Maschinenparameter auf die Energiewandlungsgüte von Schraubenmotoren bewertet. Die Ergebnisse werden für die Arbeitsmedien, trockene Luft und überhitzten Wasserdampf, für konstante Anlagenbedingungen thematisiert. Die hierbei offengelegten, optimalen geometrischen Maschinenparameter zeigen für beide Arbeitsmedien vergleichbare Tendenzen.

Abschließend wird die Interaktion der geometrischen Parameter mit den Anlagenbedingungen in CRC-Kreisläufen, mit thermischen Leistungen zwischen 125 kW und 500 kW, untersucht. Energetische Vorteile zeigen hierbei Schraubenmotoren, deren inneres Volumenverhältnis Kammerdrücke bei Expansionsende ermöglichen, die sich geringfügig oberhalb des Anlagengegendrucks einstellen. Maximale Anlagenwirkungsgrade ergeben sich für Schraubenmotoren mit Zähnezahlkombination mit 4 Haupt- und 5 oder 6 Nebenrotorzähnen, Umschlingungswinkeln zwischen  $200^\circ$  und  $250^\circ$  und vergleichsweise großen Länge/Durchmesser-Verhältnissen von 1,8. Die erarbeiteten Empfehlungen, hinsichtlich der geometrischen Parameter bleiben auch bei Variation des thermischen Leistungsangebots bestehen und können somit als weitestgehend allgemeingültig für den untersuchten Leistungsbe- reich beurteilt werden.

## Abstract

The present work discusses the physical processes affecting dry running rotary screw-type motors, when converting a source of thermal energy into mechanically useful work. Experimental and theoretical research tasks involved analysing the technical physical mechanisms both in isolation and interactively, and evaluating them in relation to overall rates of energy efficiency. In order to describe and quantitatively evaluate the impact of the various mechanisms in relation to the system parameters in as generalised a manner as possible, two variants of such machines were deployed – screw-type motors models GL51.2-M and SE69 – which differ substantially in various ways in their geometrical parameters and structural characteristics. In subsequent theoretical research, the effect that the two screw-type motors' differing geometrical parameters have on their energy efficiency values is discussed under identical boundary constraints involving uniform system conditions and a constant supply of thermal energy.

Aside from obtaining key mechanical measurements, the experimental research work on the open hot air cycle includes analysis of the pressure indices of the two screw-type motors, as well as evaluating energy efficiency values where a variation has been made in cold gap heights and where active cooling measures are taken. The key measurements reveal the dominant influence of rotary speed on the devices' effective isentropic-isochoric efficiency. If any increase in the gap height is shown to be energetically disadvantageous, then the effect of cooling via the housing may be interpreted as a compromise to provide increased reliability at the cost of slightly reduced the energy efficiency.

As part of the theoretical research, and taking into account thermally induced deformation of components, hot gap height settings in operation are calculated. The coupling of mathematical thermal and thermodynamic simulations allows the investigation of the mass flow through the gaps during the work cycle as a function of the given rotary angle, to set the priority of each individual type of gap and to evaluate the portion of the total mass flow through the gaps that contributes to refilling the working chamber. In relation to the relative importance of the various types of gap, mass flow through the housing gap is the predominant factor in both screw-type motors. The portion of the total mass flow through the gaps that contributes to refilling the chamber is more than 60% at the relevant nominal operating points.

Testing and evaluation of the technical-physical mechanisms considered all the following factors: the effect of unadjusted isentropic expansion, throttle losses at the high pressure side, mass flows through gaps, heat flows between the operating

fluid and the components, also including mass flows through gaps taking component deformation due to thermal energy inputs into account, the mass flows due to external leakage and losses due to mechanical friction in the screw's meshing areas and in the bearings. At each nominal operating point, the energy efficiency of both screw-type motors is dominated by the effect of mass flows through the gaps, which was followed in relative importance by mechanical friction loss and inlet throttling loss. The relative importance of the individual mechanisms must always be considered taking the system parameters and the specific mechanical characteristics of the machines fully into account.

The theoretical research also includes an evaluation of the effect of the geometrical parameters on the energy efficiency of the screw-type motors, using a chamber model approach specially developed for the purpose. The results were grouped into the figures that assumed dry air and superheated water steam as the operating media under constant system conditions. The ideal geometrical parameters thus revealed show that similar tendencies apply to both operating media.

Finally, the interaction of the geometrical parameters with the system conditions in CRC circuits are investigated for thermal outputs between 125 kW and 500 kW. Screw-type motors whose inner volume ratios allow chamber pressure at the highest level of expansion to be set slightly above the system back-pressure exhibit benefits in terms of energetic efficiency in this regard. Rotary screw type motors using 4 male and 5 or 6 female rotor lobes, with wrap angles between 200 and 250° and comparatively large length/diameter ratios of 1,8 yield the highest levels of system efficiency. The recommendations resulting from the study in relation to geometrical parameters continue to be valid even where the available thermal output is varied, and may therefore be considered widely applicable for the output range considered in the study.

## Inhaltsverzeichnis

Symbol- und Abkürzungsverzeichnis .....	VIII
Konvention .....	XV
1 Einleitung .....	1
1.1 Wärme- und Abwärmepotenziale für Schraubenmotoren .....	3
2 Entwicklung und Funktionsweise von Schraubenmotoren .....	8
2.1 Einordnung und Historie.....	8
2.2 Aufbau und Komponenten .....	10
2.3 Volumenkurve und Einlassfläche .....	12
2.4 Arbeitsraumbegrenzende Spalte .....	13
2.5 Arbeitsspiel .....	15
2.6 Prozessbeschreibende Kennzahlen .....	18
2.7 Stand der Forschung .....	21
3 Ziel der Arbeit .....	24
4 Experimentelle Untersuchungen .....	27
4.1 Versuchsaufbau .....	28
4.1.1 Offener Heißluftkreislauf .....	28
4.1.2 Maschinenumgebung .....	29
4.1.3 Anlagenleckagen .....	30
4.2 Versuchsmaschinen .....	32
4.2.1 Schraubenmotor Typ GL51.2-M .....	32
4.2.2 Schraubenmotor Typ SE69 .....	34
4.3 Kennfeldgrenzen und Referenzbetriebspunkte .....	35
4.4 Maschinenkennfelder .....	38
4.5 Druckindizierung .....	41
4.6 Kammerdruckverläufe in den Referenzbetriebspunkten .....	43
4.7 Spalthöhenvariation .....	47
4.8 Einfluss der Gehäusekühlung .....	50
4.9 Zwischenergebnis .....	56
5 Simulation und Vergleich mit experimentellen Daten .....	57
5.1 Thermodynamische Simulation mit Kammermodellen .....	58
5.1.1 Simulationssystem KaSim .....	58
5.1.2 Modellierung .....	60

5.1.3	Kopplung zwischen thermodynamischer und thermischer Simulation .....	62
5.2	Thermische Simulation .....	63
5.2.1	Berechnungsablauf und Randbedingungen .....	63
5.2.2	Thermisches Bauteilverhalten während des Anfahrvorgangs .....	66
5.2.3	Wärmedehnung .....	68
5.2.4	Warmspalthöhen .....	72
5.3	Vergleich der experimentellen und theoretischen Ergebnisse .....	77
5.3.1	Innenleistung .....	77
5.3.2	Massenstrom .....	79
5.3.3	Einfluss der Drucksensorbohrungen .....	80
5.4	Spaltmassenstromverteilung während des Arbeitsspiels .....	82
5.5	Zwischenergebnis .....	91
6	Bewertung der physikalischen Wirkmechanismen bei der Energiewandlung in Schraubenmotoren .....	92
6.1	Bewertungsgrundlagen .....	93
6.2	Nicht angepasste, isentrope Expansion .....	99
6.3	Drosselverluste beim hochdruckseitigen Ladungswechsel .....	100
6.4	Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen .....	106
6.5	Diabates Arbeitsspiel .....	112
6.5.1	Wärmeströme .....	112
6.5.2	Spaltmassenströme bei Warmspalthöhen .....	117
6.6	Externe Leckagen .....	120
6.7	Mechanische Reibungsverluste .....	124
6.7.1	Zusammensetzung der mechanischen Reibungsverluste .....	126
6.8	Bewertung der technisch-physikalischen Wirkmechanismen .....	130
6.9	Zwischenergebnis .....	137
7	Einfluss der geometrischen Maschinenparameter auf die Energiewandlungsgüte von Dampfschraubenmotoren .....	140
7.1	Vereinfachte Kammermodellberechnung .....	141
7.2	Validierung des Berechnungsmodells .....	143
7.3	Parameterbreite der geometrischen Variation .....	146
7.4	Geometrische Kennzahlen .....	147
7.5	Geometrische Abstraktion .....	148
7.6	Variation der geometrischen Maschinenparameter bei konstanten Anlagenbedingungen .....	149
7.6.1	Referenzmaschine .....	150
7.6.2	Inneres Volumenverhältnis .....	153

7.6.3	Zähnezahlkombination .....	159
7.6.4	Umschlingungswinkel .....	167
7.6.5	Länge/Durchmesser-Verhältnis .....	172
7.6.6	Zwischenergebnis .....	177
8	Dampfschraubenmotoren in CRC-Kreisläufen.....	179
8.1	Modellierung und Randbedingungen des Kreisprozesses .....	179
8.2	Energetische Kennzahlen .....	183
8.3	Variation der geometrischen Maschinenparameter bei konstanter thermischer Leistung im mittleren Leistungsbereich ( $\dot{Q} = 250 \text{ kW}$ ) .....	184
8.3.1	Anlagenparameter und Referenzbetriebspunkt .....	185
8.3.2	Inneres Volumenverhältnis .....	188
8.3.3	Zähnezahlkombination .....	191
8.3.4	Umschlingungswinkel und Länge/Durchmesser-Verhältnis .....	192
8.4	Einfluss des thermischen Leistungsangebots .....	194
8.5	Zwischenergebnis .....	200
9	Zusammenfassung und Ausblick .....	203
	 Literaturverzeichnis .....	207
	 Abbildungsverzeichnis .....	216
	 Tabellenverzeichnis .....	230
10	Anhang .....	231
10.1	Indikatordiagramme (Experimentelle Daten) .....	231
10.2	Volumenkurve sowie Ein- und Auslassflächenverläufe der Versuchsmaschinen .....	235
10.3	Kaltspaltflächenverläufe der Versuchsmaschinen .....	236
10.4	Erweitertes Kammermodell mit Labyrinthdichtungen .....	237

## Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

## Lateinische Buchstaben

a	[mm]	Achsabstand
$a_E$	$[m \cdot s^{-1}]$	Schallgeschwindigkeit
$A_{EF}$	$[mm^2]$	Fläche der Einlassöffnung (Einlassfläche)
$A_{Sp}$	$[mm^2]$	Fläche eines Maschinenspalt. Aufgespannt von Spaltbreite und Spalthöhe, siehe Bild 0.1
$A_{Sp,LD}$	$[mm^2]$	Fläche des Dichtspaltes einer Labyrinthdichtung, siehe Gl. 6.21
c	$[m \cdot s^{-1}]$	Strömungsgeschwindigkeit
$C_0$	[N]	Statische Tragzahl eines Wälzlagers, siehe Bild 6.27
$\bar{c}_{E,f}$	$[m \cdot s^{-1}]$	Mittlere fiktive Strömungsgeschwindigkeit in der Einlassfläche beim hochdruckseitigen Ladungswechsel, siehe Gl. 7.3
$c_p$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Spezifische, isobare Wärmekapazität
D	[mm]	Durchmesser  Kopfkreisdurchmesser. Beschreibt den maximalen Rotordurchmesser im profilierten Bereich, siehe Bild 0.2
$d_{M,LD}$	[mm]	Mittlerer Durchmesser. Beschreibt bei einer Labyrinthdichtung den arithmetischen Mittelwert der minimalen und maximalen Durchmesser am Dichtspalt, siehe Bild 6.22
$d_{M,WL}$	[mm]	Mittlerer Durchmesser. Beschreibt bei einem Wälzlager den arithmetischen Mittelwert der Durchmesser an Außen- und Innenring, siehe Gl. 6.27 und 6.28
f	[Hz]	Frequenz
$f_0$	[-]	Drehzahlabhängiger Lagerbeiwert, siehe Gl. 6.27 und 6.28
$f_1$	[-]	Lastabhängiger Lagerbeiwert, siehe Gl. 6.29
h	$[J \cdot kg^{-1}]$	Spezifische Enthalpie
H	[J]	Enthalpie
$h_{Sp}$		Höhe eines Maschinenspalt, siehe Bild 0.1
i	[-]	Übersetzungsverhältnis einer Getriebestufe. Beschreibt das Drehzahlverhältnis zwischen Antriebs- und Abtriebswelle



$l, L$	[mm]	Länge. Bezieht sich bei einem Rotor auf die Länge des profilierten Bereichs, siehe Bild 0.2
$m$	[kg]	Masse
$M$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Drehmoment
$M_0$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Drehzahlabhängiges Lagerreibungsmoment, siehe Gl. 6.27 und 6.28
$M_1$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Lastabhängiges Lagerreibungsmoment, siehe Gl. 6.29
$m_{\text{Ex,th}}$	[kg]	Fluidmasse in der Arbeitskammer bei theoretischem Expansionsbeginn, siehe Gl. 7.1
$m_{\text{Sp,füll}}$	[kg]	Fluidmasse, die während des Füllungsvorgangs aus der Arbeitskammer abströmt, siehe Gl. 7.1
$\dot{m}$	[kg·s <sup>-1</sup> ]	Massenstrom
$\dot{m}_a$	[kg·s <sup>-1</sup> ]	Anlagenmassenstrom. Beschreibt den vom Schraubenmotor durchgesetzten Massenstrom
$\dot{m}_{\text{Leck}}$	[kg·s <sup>-1</sup> ]	Leckagemassenstrom. Beschreibt den Massenstrom durch eine Labyrinthdichtung, siehe Gl. 6.21
$\dot{m}_{\text{th}}$	[kg·s <sup>-1</sup> ]	Theoretischer Massenstrom, siehe Gl. 2.2
$M_R$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Reibungsmoment. Beschreibt den Widerstand eines Wälzlagers gegen die aufgeprägte Bewegung
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Drehzahl
$p$	[bar]	Druck
$P$	[W]	Leistung
$P_0$	[N]	Statisch äquivalente Belastung eines Wälzlagers, siehe Bild 6.27
$P_1$	[N]	Maßgebende Belastung für das Reibungsmoment eines Wälzlagers, siehe Gl. 6.29
$P_e$	[W]	Effektive Leistung. Beschreibt die Leistung an der Abtriebswelle eines Schraubenmotors
$P_{\text{el}}$	[W]	Elektrische Leistung
$P_f$	[W]	Fluidleistung
$P_i$	[W]	Innenleistung. Beschreibt die effektive Leistung reduziert um die mechanische Verlustleistung
$P_m$	[W]	Mechanische Leistung. Beschreibt die aus der mechanischen Reibung resultierende Verlustleistung
$P_R$	[W]	Reibleistung. Beschreibt die mechanische Reibleistung eines Wälzlagers, siehe Gl. 6.25
$P_V$	[W]	Verlustleistung

Q	[J]	Wärme
$\dot{Q}$	[W]	Wärmestrom, Thermische Leistung
$R_s$	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Spezifische Gaskonstante
s	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Spezifische Entropie
S	[J·K <sup>-1</sup> ]	Entropie
$s_{LD}$	[mm]	Höhe des Spaltes einer Labyrinthdichtung, siehe Bild 6.22
T	[K]	Thermodynamische Temperatur
t	[s]	Zeit
u	[m·s <sup>-1</sup> ]	Umfangsgeschwindigkeit
$v_i$	[-]	Inneres Volumenverhältnis. Beschreibt die geometrisch vorgegebene innere Volumenänderung im Arbeitsraum während des Expansionsvorgangs
V	[m <sup>3</sup> ]	Volumen
$V_{Ex,th}$	[m <sup>3</sup> ]	Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn, siehe Bild 2.6
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Volumenstrom
w	[J·kg <sup>-1</sup> ]	Spezifische Arbeit
W	[J]	Arbeit
x	[-]	Dampfgehalt
$x_m$	[mm]	mittlere Partikelgröße. Beschreibt den mittleren Durchmesser eines Partikels
z	[-]	Zähnezahl
$z_k$	[-]	Zähnezahlkombination

## Griechische Buchstaben

$\alpha$	[°]	Drehwinkel. Beschreibt die Drehwinkelstellung des Hauptrotors
$\alpha$	[K <sup>-1</sup> ]	Thermischer Ausdehnungskoeffizient, siehe Bild 5.9 und 5.10
$\varepsilon$	[-]	Durchflusszahl. Beschreibt die Strahleinschnürung und den Einfluss der Reibung in einer Labyrinthdichtung, siehe Gl. 6.21
$\Delta$	[-]	Kennzeichnet die Differenz zweier Größen

$\eta_A$	[-]	Anlagenwirkungsgrad. Beschreibt den Wirkungsgrad eines CRC-Kreislaufes unter Berücksichtigung der benötigten Pumpen- und Kühlerleistung, siehe Gl. 8.3
$(\eta_{ai,ad,dicht})_{sV}$	[-]	Arbeitsflächenverhältnis zur Beurteilung des Einflusses der nicht angepassten, isentropen Expansion, siehe Gl. 6.4
$(\eta_{ai,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$	[-]	Arbeitsflächenverhältnis zur Beurteilung des Einflusses der Spaltmassenströme, siehe Gl. 6.7
$(\eta_{ai,q,fix})_{i,ad,Ks}$	[-]	Arbeitsflächenverhältnis zur Beurteilung des externen Wärmetransports bei Kaltspalthöhen, siehe Gl. 6.10
$(\eta_{ai,q,geo})_{i,q,fix}$	[-]	Arbeitsflächenverhältnis zur Beurteilung des externen Wärmetransports bei Warmspalthöhen, siehe Gl. 6.13
$(\eta_{ai})_{sV}$	[-]	Inneres, isentrop-isochores Arbeitsflächenverhältnis, siehe Gl. 2.4
$\eta_{es}$	[-]	Effektiver, isentroper Wirkungsgrad, siehe Gl. 2.11
$\eta_G$	[-]	Getriebewirkungsgrad
$(\eta_{ge})_{sV}$	[-]	Effektiver, isentrop-isochores Gütegrad, siehe Gl. 2.9
$(\eta_{gi})_{sV}$	[-]	Innerer, isentrop-isochores Gütegrad, siehe Gl. 2.6
$(\eta_{i,ad,dicht})_{sV}$	[-]	Wirkungsgrad zur Beurteilung des Einflusses der hochdruckseitigen Drosselverluste, siehe Gl. 6.6
$(\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$	[-]	Wirkungsgrad zur Beurteilung des Einflusses der Spaltmassenströme, siehe Gl. 6.9
$(\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks}$	[-]	Wirkungsgrad zur Beurteilung des Einflusses des externen Wärmetransports bei Kaltspalthöhen, siehe Gl. 6.12
$(\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix}$	[-]	Wirkungsgrad zur Beurteilung des Einflusses des externen Wärmetransports bei Warmspalthöhen, siehe Gl. 6.15
$(\eta_{i,Leck})_{i,q,geo}$	[-]	Wirkungsgrad zur Beurteilung des Einflusses der externen Leckagen, siehe Gl. 6.16
$\eta_{is}$	[-]	Innerer, isentroper Wirkungsgrad, siehe Gl. 2.10
$\eta_{Kr}$	[-]	Kreislaufwirkungsgrad. Beschreibt den Wirkungsgrad eines CRC-Kreislaufes ohne Berücksichtigung des Eigenbedarfs, siehe Gl. 8.2
$\eta_m$	[-]	Mechanischer Wirkungsgrad, siehe Gl. 2.8
$\eta_P$	[-]	Pumpenwirkungsgrad, siehe Gl. 8.1

$(\eta_{sV})_f$	[-]	Wirkungsgrad zur Beurteilung des Einflusses der nicht angepassten, isentropen Expansion, siehe Gl. 6.2
$\eta_{WÜ}$	[-]	Wärmeübertragerwirkungsgrad
$\varphi$	[°]	Umschlingungswinkel. Beschreibt die Profiltorsion eines Rotors
$\vartheta$	[°C]	Temperatur
$\kappa$	[-]	Isentropenexponent
$\lambda_L$	[-]	Liefergrad, siehe Gl. 2.1
$(\lambda_{Lad,Ks})_{i,ad,dicht}$	[-]	Teilliefergrad zur Beurteilung des Einflusses der Spaltmassenströme, siehe Gl. 6.8
$(\lambda_{Lad,dicht})_{sV}$	[-]	Teilliefergrad zur Beurteilung des Einflusses der hochdruckseitigen Drosselverluste, siehe Gl. 6.5
$(\lambda_{LLeck})_{q,fix}$	[-]	Teilliefergrad zur Beurteilung des Einflusses der externen Leckagen, siehe Gl. 6.17
$(\lambda_{Lq,fix})_{ad,Ks}$	[-]	Teilliefergrad zur Beurteilung des Einflusses des externen Wärmetransports bei Kaltspalthöhen, siehe Gl. 6.11
$(\lambda_{Lq,geo})_{q,fix}$	[-]	Teilliefergrad zur Beurteilung des Einflusses des externen Wärmetransports bei Warmspalthöhen, siehe Gl. 6.14
$(\lambda_{LsV})_f$	[-]	Teilliefergrad zur Beurteilung des Einflusses der nicht angepassten, isentropen Expansion, siehe Gl. 6.3
$\mu$	[-]	Kontraktionszahl. Beschreibt die Stärke der Strahleinschnürung in einer Labyrinthdichtung, siehe Gl. 6.22
$\nu$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Kinematische Viskosität
$\Pi_{EF}$	[-]	Einlassflächenkennzahl, siehe Gl. 7.3
$\Pi_{Sp}$	[-]	Spaltkennzahl, siehe Gl. 7.1 und 7.2
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Dichte
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Winkelgeschwindigkeit
$\psi$	[-]	Expansionszahl, siehe Gl. 6.23 und 6.24

## Indizes und Abkürzungen

0	Kennzeichnet den Zustand vor dem Einströmen in einen Spalt
A	Austritt
ad	adiabat
AG	Abgas
B	Bremse
DS	Drucksensor
CRC	Clausius Rankine Prozess (Clausius-Rankine-Cycle)
E	Eintritt
E	Element, Scheibenelement
e	Effektiv
FB	Füllbeginn
fix	Verweist auf eine unverformte Geometrie
FP	Flammpunkt
G	Grädigkeit. Beschreibt die Temperaturdifferenz zwischen Rauchgasseite und Wasserseite in einem CRC-Kreislauf
Ge	Gehäuse (Gehäusespalt)
geo	Verweist auf eine thermisch verformte Geometrie
HD	Hochdruck
HDD	Hochdruckseitige Drosselverluste beim Ladungswechsel
HR	Hauptrotor
i	Innen
id	Ideal
K	Kammer
K	Kondensator
krit	Kritisch
Ks	Kaltspalt
L	Luft
L	Lager
Leck	Leckage
max	Maximal
min	Minimal
MK	Mit Kühlung

ND	Niederdruck
NR	Nebenrotor
O	Oberfläche
OK	Ohne Kühlung
ORC	Organic Rankine Cycle. Dampfkreislauf mit organischem Arbeitsmedium (kein Wasserdampf)
P	Pumpe
PE	Profileingriff (Profileingriffsspalt)
PN	Nennndruck (Pressure Nominal)
PVD	Physical Vapour Deposition. Beschreibt ein dünnschichtiges Beschichtungsverfahren
q	diabate Betrachtung des Arbeitsspiels
RG	Rauchgas
s	Isentrop
S	Stirn (Stirrspalt)
SK	Steuerkante
Sp	Spalt
SRM	Svenska Rotor Maskiner, Industrieunternehmen
St	Stutzen
V	VDI Prozess
W	Wasser
WC/C	Wolframcarbid/Kohlenstoff. Beschichtungswerkstoff

## Spaltkonvention

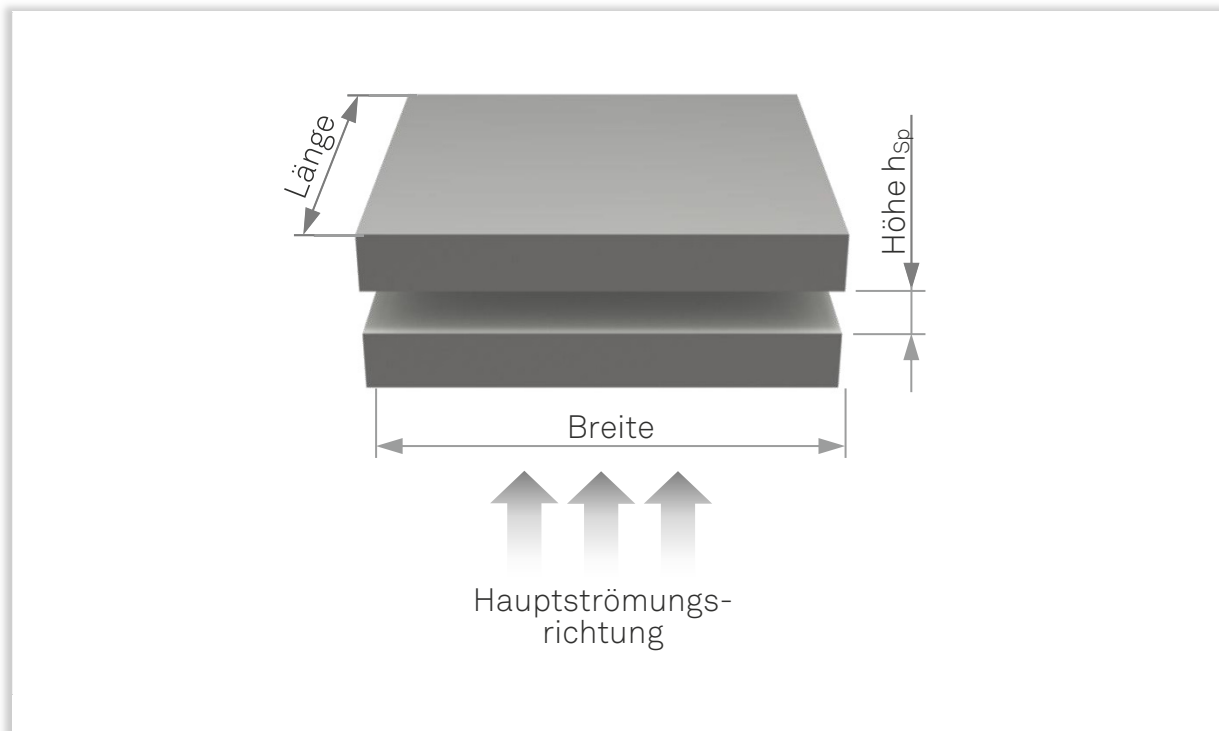


Bild 0.1: Definitionen am Maschinenspalt.

## Koordinaten- und Geometriekonvention

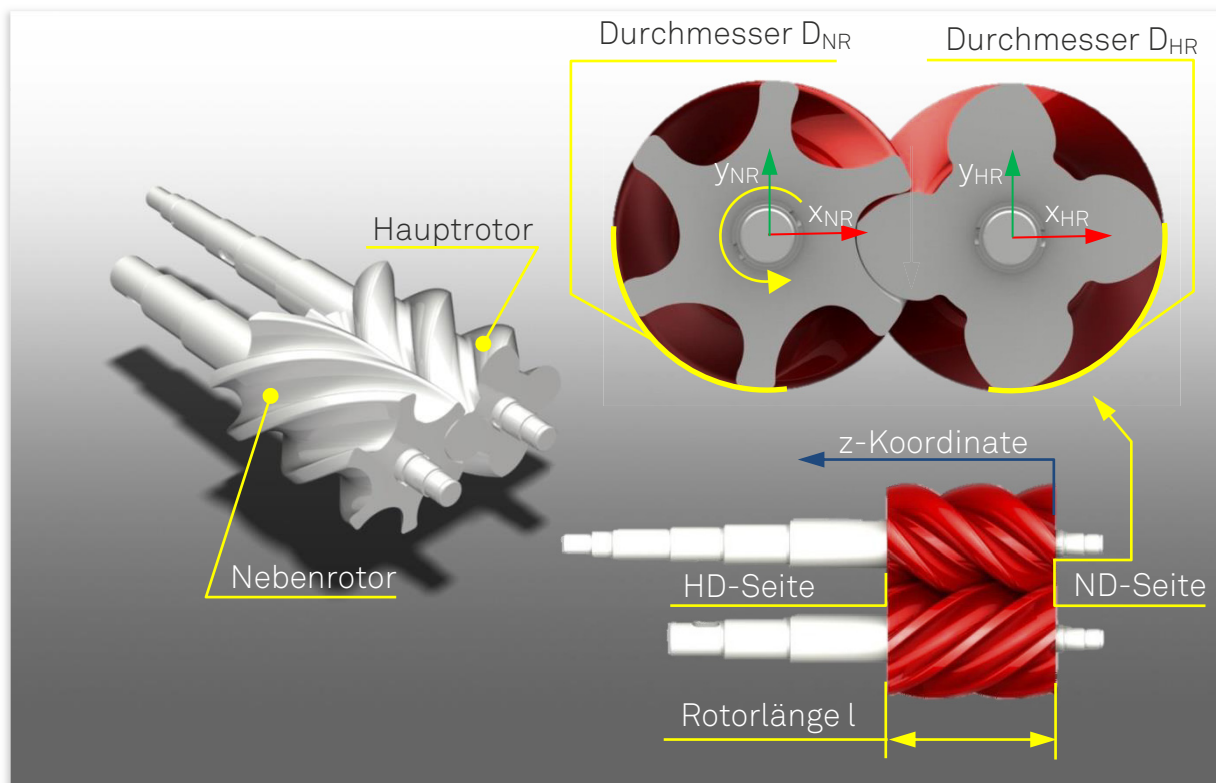


Bild 0.2: Koordinatensystem und Geometrieparameter an Haupt- und Nebenrotor (Drehwinkelstellung entspricht der Rotornullstellung, siehe auch Kapitel 2.3).







Die Wandlung der thermischen Energie eines dampfförmigen Arbeitsmediums in mechanische Arbeit und die daraus resultierenden technischen Möglichkeiten, beschäftigen die Menschen bereits seit Beginn der Zeitrechnung. Wurden die ersten dampfbetriebenen Automaten bereits als Tempeltüröffner eingesetzt, so läutete im 18. Jahrhundert die Entwicklung der Dampfmaschine das Zeitalter der Industrialisierung und die technische Nutzung dampfbetriebener Energiewandler ein. Auch wenn die klassischen Kolbendampfmaschinen jener Zeit kaum noch Anwendung in modernen industriellen Applikationen finden, so bleibt die technische Bedeutung des Energieträgers Dampf zweifellos bestehen.

Bereits in der Antike waren die Menschen von der Kraft des Dampfes fasziniert. Der griechische Mathematiker und Physiker Heron von Alexandrien beschrieb in seinem Werk „Pneumatika“ das Prinzip einer Aeolipile – dem ersten bekannten Modell einer Dampfturbine. Diese Maschine nutzte expandierenden Wasserdampf, um eine drehbar gelagerte Hohlkugel in Rotation zu versetzen [Kal09]. Zu jener Zeit wurde diese Konstruktion jedoch lediglich als wissenschaftliche Spielerei betrachtet und konnte erst Jahrhunderte später praktische Anwendung finden.

Gegen Ende des 17. Jahrhunderts entwickelten der französische Physiker Denis Papin und der englische Ingenieur Thomas Savery, unabhängig voneinander, die ersten industriell nutzbaren Dampfmaschinen. Sowohl der kolbenlose „Miner's Friend“ von Savery als auch die Hubkolbendampfmaschine von Papin verfügten jedoch über derart geringe Wirkungsgrade, dass beiden Maschinen der kommerzielle Durchbruch verwehrt blieb. Die erste rentable Dampfmaschine entwickelte 1712

der englische Konstrukteur Thomas Newcomen. Im Vergleich zu Savery und Papin konnte Newcomen den Wirkungsgrad seiner atmosphärischen Dampfmaschinen deutlich steigern, dieser lag jedoch noch immer unter einem Prozent. Mit der Reparatur einer von Newcomens Maschinen beschäftigte sich 1764 die Universität Glasgow. Der verantwortliche Ingenieur, der Schotte James Watt, studierte die Maschine mit größter Aufmerksamkeit, vertiefte sich in die spärliche Literatur und befand, dass es sich um konstruktionsbedingte „Energieverschwendung“ handeln würde [Sit04]. In den Folgejahren sollten es seine Erfindungen sein, zu denen beispielsweise der außenliegende Dampfkondensator, der dampfumspülte Zylinder oder auch der Fliehkraftregler zählten, die ihn weltberühmt machten und der Dampfmaschine zum industriellen Durchbruch verhalfen. Dampfmaschinen etablierten sich zuerst im Bergbau und Hüttenwesen, dann auch in Spinnereien, Mühlen und Sägewerken und wurden schließlich zum Sinnbild der Industrialisierung. Gegen Ende des 18. Jahrhunderts war die europäische Industrie, durch die Verwendung der dampfgetriebenen Energiewandler, erstmals unabhängig vom geografischen und klimatischen Energieangebot in Form von Wasser- und Windkraft. Zu Beginn des 19. Jahrhunderts wurden die vielfältigen stationären Einsatzmöglichkeiten der Dampfmaschine durch den Amerikaner Oliver Evans um ein neues Anwendungsfeld erweitert. Seine Erfindung, die Hochdruckdampfmaschine, sollte die Ära von dampfgetriebenen Transport- und Verkehrsmitteln einläuten. Neben Dampflokomotiven, Dampfschiffen, Lokomobilen und dampfbetriebenen LKW wurde 1852 auch das erste Luftschiff von einer Dampfmaschine angetrieben.

Sowohl in modernen Verkehrssystemen, als auch in ortsgebundenen industriellen Anwendungen, ist die Hubkolbendampfmaschine vergangener Tage weitestgehend verschwunden. Sorgte bei der stationären Anwendung in erster Linie die flächendeckende Verfügbarkeit der Elektrizität für die zunehmende Dominanz elektrischer Maschinenkonzepte, so verdrängten bei den Verkehrsträgern die Verbrennungskraftmaschinen den historischen Energiewandler. Die im frühen 20. Jahrhundert an technischer Bedeutung gewinnenden dampfbetriebenen Strömungsmaschinen sorgten schließlich dafür, dass sich neben dem Arbeitsprinzip der Dampfmaschine auch ihr Einsatzbereich grundlegend ändern sollte. Dampfturbinen etablierten sich rasch als Expansionsmaschine in der Energietechnik und werden bis heute in Kraftwerken für fossile Brennstoffe oder in Kernkraftwerken in Leistungsbereichen bis zu  $1.720 \text{ MW}_{\text{el}}$  eingesetzt [Wic04].

Den energetischen Vorteilen von Dampfturbinen im großen Leistungsbereich steht der deutlich abnehmende Wirkungsgrad für kleine und mittlere Leistungen unterhalb  $2 \text{ MW}_{\text{el}}$  entgegen. Seit Ende des 20. Jahrhunderts gewinnen Systeme mit Energiewandlern für Dampfanwendungen in genau diesem Leistungsbereich zuneh-

mend an Interesse und industrieller Bedeutung. Typische Konzepte hierfür sind in der dezentralen Energieversorgung im Bereich der Kraftwärmekopplung und in mobilen Systemen zur thermischen Rekuperation zu finden. Waren die ersten Bemühungen in diesen Richtungen noch ausschließlich wirtschaftlich motiviert, so ist heute ein vermehrtes umweltpolitisches Interesse zu beobachten. Gesetzliche Vorgaben, wie beispielsweise das Gesetz für den Vorrang erneuerbarer Energien [BJV12] oder auch internationale Emissionsgesetze für die Automobilindustrie [EPR09], untermauern die Bedeutung von Abwärmekonzepten. Bei den hierbei verwendeten geschlossenen Kreisläufen können sowohl der klassische Clausius-Rankine-Cycle mit Wasserdampf, als auch der Organic-Rankine-Cycle mit alternativen Arbeitsfluiden oder Fluidgemischen zum Einsatz kommen. Aus energetischer Sicht ist für den avisierten Leistungsbereich sowohl die Hubkolbenmaschine als auch die Schraubenmaschine zur Expansion des Fluids geeignet. Trotz grundlegend unterschiedlicher Kinematik weisen beide Maschinenprinzipien ähnliche effektive Wirkungsgrade auf. Deutliche Vorteile zeigt der Dampfschraubenmotor im Vergleich zur Hubkolbendampfmaschine jedoch durch die geringeren Investitions- und Betriebskosten, den einfachen und robusten Aufbau und das geringere Bauvolumen. Die geringen Anforderungen an die Qualität des Arbeitsmediums ermöglichen darüber hinaus die Expansion von Dampf in sämtlichen unterkritischen Erscheinungsformen. Dies eröffnet dem Dampfschraubenmotor einen Arbeitsbereich, der weder den Hubkolbendampfmaschinen noch den Dampfturbinen zugänglich ist.

## 1.1 Wärme- und Abwärmepotenziale für Schraubenmotoren

Der Einsatz von Dampfschraubenmotoren zur Wandlung der thermischen Energie eines Arbeitsfluids in mechanisch nutzbare Wellenleistung ist in einer Vielzahl technischer Anwendungen möglich. Die theoretisch generierbaren Leistungen<sup>1)</sup> erstrecken sich dabei von wenigen Kilowatt im Bereich der Mikro-Kraft-Wärmekopplung über die mobilen Anwendungen und die Solarthermie im mittleren Leistungsbereich, bis hin zu den industriellen Abwärmeangeboten und der Verstromung von Biomasse. Die Abwärmepotenziale<sup>2)</sup> für Schraubenmotoren werden im Folgenden für Leistungen bis zwei MW<sub>el</sub> betrachtet, **Bild 1.1**.

---

<sup>1)</sup> Reale Erfahrungswerte bestehen nicht über dem gesamten Leistungsbereich. Die generierbaren Leistungen basieren auf Abschätzungen, theoretischen Ansätzen oder Erfahrungswerten bauartverwandter Maschinen.

<sup>2)</sup> Unter dem Begriff Abwärme ist die technisch nutzbare Wärme zu verstehen, die aus den Dissipationen eines irreversiblen Prozesses entsteht.

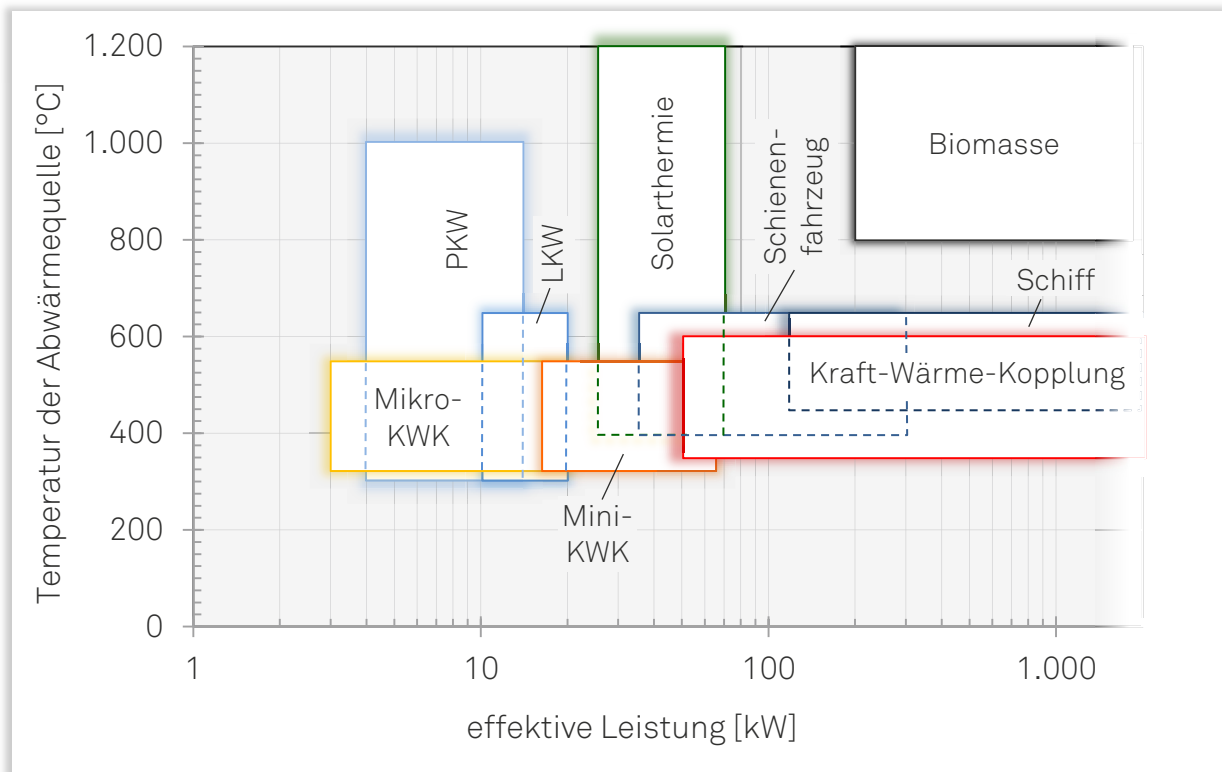


Bild 1.1: Temperatur und mögliche Nutzleistung für Dampfschraubenmotoren im Leistungsbereich bis zwei MW in Applikationen der:

- Kraft-Wärme-Kopplung
- Solarthermie
- mobilen Systeme
- Biomassefeuerung.

In ortsgebundenen Systemen zur Abwärmenutzung, im Bereich der Kraft-Wärme-Kopplung, ist der Einsatz von Dampfschraubenmotoren in einem breiten Leistungsbereich realisierbar. In diesen Anwendungen wird ein Teil der Abwärme von Hubkolbenmotoren oder Turbinen zum Verdampfen eines unter Druck stehenden Arbeitsmediums genutzt, welches anschließend unter Verrichtung von Wellenarbeit im Dampfschraubenmotor expandiert. Konnte im mittleren Leistungsbereich ein solches System bereits erfolgreich in Betrieb genommen werden [Kau84b], [Pia96], so ist das Potenzial im unteren Leistungssegment bisher unberührt geblieben. Die Temperatur der Abwärme beträgt je nach Verfahren und Brennstoff zwischen 375 und 550 °C [Hon00], [Rom04], [Rön11], [Rat13] bei erd- oder biogasbetriebenen Abwärmequellen und maximal 500 bis 600 °C beim Einsatz von Dieselmotoren [Aly87], [Ten07].

Die Entwicklung von Systemen zur Nutzung der Abwärme von Verbrennungsmotoren in mobilen Anwendungen ist in den letzten Jahren merklich vorangetrieben worden. Motiviert durch die Möglichkeit der Ressourcenschonung und der Reduzierung der Emissionen wurden zunächst Abwärmenutzungssysteme auf Schiffen und in Schienenfahrzeugen installiert. Dampfkreisläufe mit Expansionsmaschinen zur Nutzung der vergleichsweise geringen Abwärmepotenziale im PKW- und Nutzkraftwagenbereich befinden sich hingegen noch im Entwicklungsstadium. Das Ab-

wärmeangebot und die Abgastemperaturen unterliegen besonders bei PKW- und Nutzkraftwagen auf Grund des meist stark instationären Motorbetriebs großen Schwankungen. Für repräsentative Betriebspunkte im Fahrzyklus betragen die Abgastemperaturen bei Dieselmotoren zwischen 250 und 350 °C (maximal 650 °C) und bei Ottomotoren etwa 450 bis 750 °C (maximal 1.100 °C). Die Potenziale für Dampfschraubenmotoren in mobilen Anwendungen werden im Hinblick auf alternative Maschinenkonzepte und den aktuellen Entwicklungsstand im Weiteren vorgestellt.

Industriell verfügbare Expansionsmaschinen für den mobilen Anwendungsbereich bietet die Voith AG in ihrem Portfolio unter dem Namen „SteamTrac“ an. Bei den Maschinen handelt es sich um Hubkolbenexpander, die je nach Abwärmeangebot einen effektiven Leistungsbereich von 20 bis 360 kW abdecken [Voi11a]. Zu Demonstrationzwecken wurde im Jahr 2011 ein 40 kW Modul zur Teilnutzung der Motorabwärme eines Schubschiffes erfolgreich in Betrieb genommen [Voi11b]. Für Schienenfahrzeuge lässt die Nutzung der Abwärme mit entsprechenden Hubkolbenexpandern eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von bis zu 9% erwarten, bei LKW von bis zu 6% [Voi09], [Wol11].

Das Abwärmeangebot von Otto- und Dieselmotoren im PKW-Bereich bietet bei den mobilen Anwendungen das kleinste energetische Nutzungspotenzial. Für die thermische Rekuperation dieser Potenziale werden derzeit zwei unterschiedliche Ansätze verfolgt. Eine Möglichkeit bietet die direkte Verstromung der Abwärme in einem thermoelektrischen Generator [Lie09], [Bid05], [Kau09]. Obgleich diese Generatoren seit etwa vier Jahrzehnten in der Raumfahrt eingesetzt werden, befinden sie sich für die Abwärmenutzung im PKW-Bereich noch in der Entwicklungsphase. Neben den thermoelektrischen Generatoren werden von der Automobilindustrie seit einigen Jahren Abwärmenutzungssysteme, auf der Basis von klassischen Rankine-Kreisläufen, entwickelt. Die BMW AG stellte 2005 unter dem Namen „Turbo-Steamer“ erstmals ein entsprechendes Konzept vor, das in einem Maximalansatz die Abwärme des Verbrennungsmotors und des Kühlsystems als Wärmequelle für einen Dampfkreislauf nutzt [Fre08], [Obi09]. Die zunächst verwendeten Drehschieberexpander wurden in der zweiten Generation des Systems durch eine Gleichdruckturbine ersetzt, die eine Kraftstoffersparnis von bis zu 10% ermöglichen soll [Hor11], [Fre12].

Auch wenn bei den vorgestellten Ansätzen zur mobilen Abwärmenutzung der Dampfschraubenmotor von der Industrie bislang unberücksichtigt blieb, konnte seine Eignung in diesem Bereich in theoretischen Arbeiten nachgewiesen werden. Bei der Gegenüberstellung des Anwendungspotenzials von Hubkolben-, Rotations-

verdränger- und Strömungsmaschinen für die Abwärmenutzung in PKW und Nutzkraftwagen, erwies sich neben der zufriedenstellenden generierbaren Leistung und den robusten Betriebseigenschaften, die Verträglichkeit mit auskondensierenden Wasseranteilen als wesentlicher Vorteil zu den alternativen Maschinenkonzepten [FW12].

In der Solarthermie ist der Einsatz von Dampfschraubenmotoren in unterschiedlichen Applikationen denkbar. Im unteren Temperaturbereich wird die Wärme der Arbeitsmedien von Parabolrinnenkollektoren als Wärmequelle für Dampfkreisläufe genutzt [Kan03], [Zha07]. Ein entsprechendes Layout mit Dampfschraubenmotor wurde für eine Wellenleistung von 24 kW<sub>e</sub> bereits erarbeitet [Zha09]. Das Temperaturniveau des Wärmeträgermediums von Parabolrinnenkollektoren erreicht je nach Technik und Arbeitsfluid 200 bis 500 °C. Deutlich höhere Temperaturen, bis über 1.000 °C, können bei Solartürmen erreicht werden [For07]. Das Sonnenlicht wird hierbei durch eine Vielzahl von Spiegeln auf einen zentralen Absorber mit einem Wärmeträgermedium reflektiert. In den so erhitzten Dampfkreisläufen wurden in den bisher realisierten Anlagen ausschließlich Strömungsmaschinen eingesetzt. Die moderaten Wellenleistungen, von teilweise deutlich unterhalb von einem Megawatt, lassen jedoch den Dampfschraubenmotor als technisch sinnvolles Expansionsmodul für diese Anwendungen erscheinen.

Einen weiteren Anwendungsbereich für Dampfschraubenmotoren stellt die Wärmenutzung von Biomassefeuerungen dar. Biomasse-Kraftwerke werden meist in Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen im Leistungsbereich zwischen 200 und 1500 kW<sub>el</sub> eingesetzt [Duv02], [Obe05], [Pre12]. Als Brennstoffe können hier neben Stückholz, Holzpellets, Holzbriketts, Hackschnitzeln und Strohpellets auch Ersatzbrennstoffe wie Klärschlamm oder verschiedene Biogase eingesetzt werden. Die Feuerungstemperatur kann je nach Brennstoff über 1.000 °C erreichen [Brü06], [For07]. In einem Biomasse-Kraftwerk wird im österreichischen Hartberg seit dem Jahr 2003 ein zweistufiger Dampfschraubenmotor mit einer elektrischen Leistung von 730 kW<sub>el</sub> betrieben [Köh04], [Ham04].

Industrielle Abwärmepotenziale fallen in einer Vielzahl von Prozessen auf ganz unterschiedlichem Temperaturniveau an. Für die Nutzung der Abwärme mit Dampfschraubenmotoren sind Applikationen mit Abwärmemetemperaturen ab etwa 400 °C prädestiniert. Exemplarisch gewählte Industriezweige mit typischen Abwärme liefernden Applikationen werden im Weiteren vorgestellt, **Bild 1.2**. Der Bereich der Metallherstellung und -verarbeitung bietet Abwärmepotenziale über einen breiten Temperaturbereich. Neben den Abwärmeangeboten von Schmelz- und Stahllöfen im Hochtemperatursegment bieten besonders die wärmebehandelnden Verfahren

Nutzungspotenziale für den Dampfschraubenmotor. In den mineralverarbeitenden Industriezweigen, die neben der Kalk-, Gips- und Zementherstellung auch die Glasherstellung beinhalten, entstehen nutzbare Abwärmeangebote im Bereich der Trocknungs- und Brennverfahren von bis zu 1.400 °C. Ebenfalls hohe Abwärmepotenziale sind in der Abfallwirtschaft in Müllverbrennungsanlagen und teilweise auch in der chemischen Industrie verfügbar. Moderatere Abwärmepotenziale stellen hingegen Prozesse in der Erdöl- und Erdgasgewinnung und -verarbeitung sowie in der Pharmaindustrie bereit.

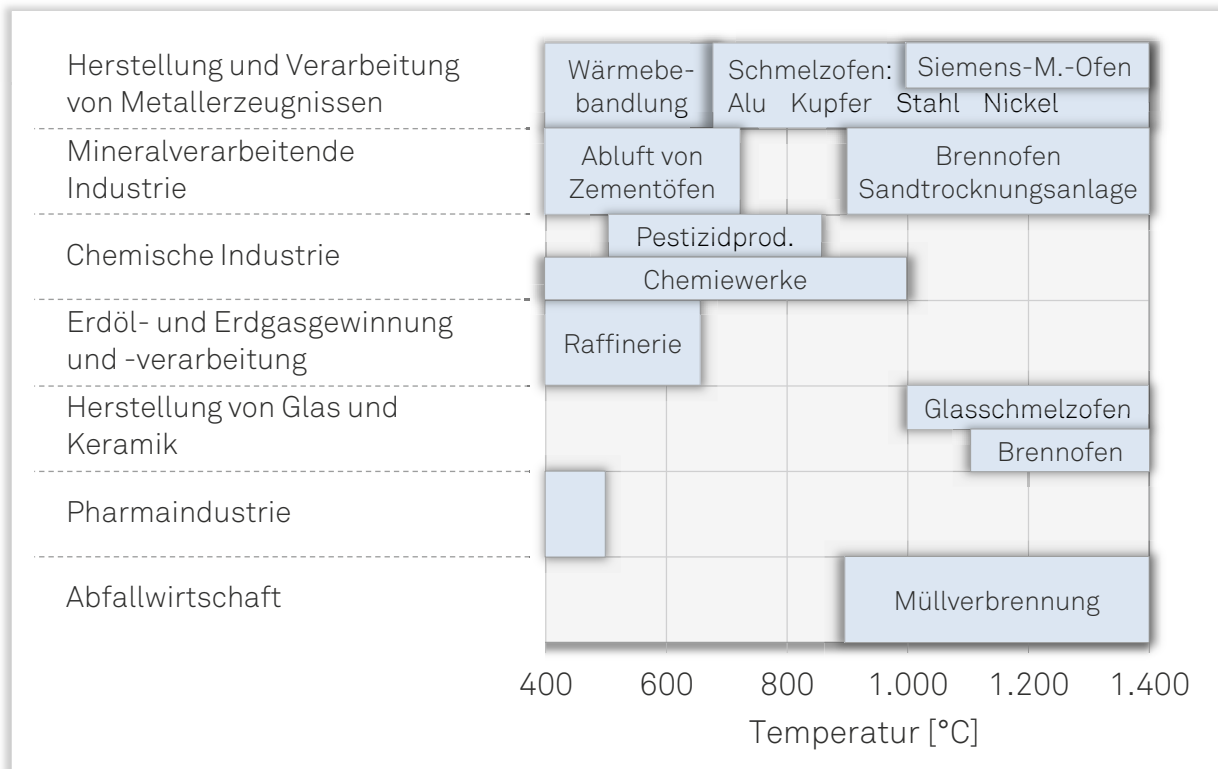


Bild 1.2: Abwärmepotenziale verschiedener Industriezweige mit den zugehörigen Temperaturbereichen der Abwärmequellen.



# 2

## Entwicklung und Funktionsweise von Schraubenmotoren

Die Historie der Schraubenmaschine ist geprägt von ihrem primären Einsatzbereich als Schraubenverdichter. Waren es seit den 1950er Jahren vorrangig Motivationen aus den Bereichen der Druckluft- und Prozessgastechne, die die Entwicklung der Schraubenmaschine vorantrieben [Far96], wurden Konzepte und Prototypenanlagen mit Schraubenmotoren erst in den 1990er Jahren untersucht [Kau81], [Kau84a], [Kau85a]. Obgleich die Notwendigkeit von Berechnungsmodellen und Gestaltungsprinzipien, unabhängig von den Restriktionen der Verdichter, frühzeitig erkannt wurden, werden in kommerziellen Applikationen bis heute ausschließlich modifizierte Schraubenverdichter für die motorische Anwendung der Schraubenmaschine installiert.

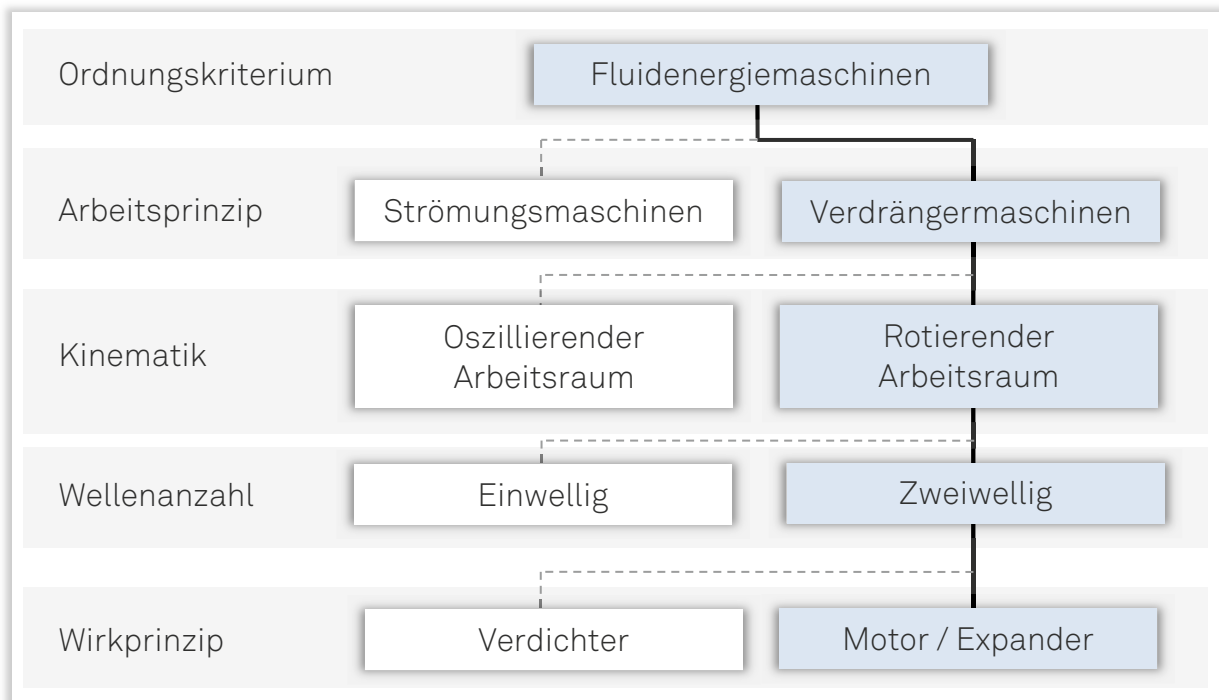
### 2.1 Einordnung und Historie

Der Begriff Motor beschreibt eine Maschine, welche eine angebotene Energieform (z.B. thermische Energie) in technisch nutzbare Wellenarbeit wandelt. Hierbei ist es unerheblich, ob das Arbeitsfluid in einen zündfähigen Zustand überführt wird (z.B. Ottomotor) oder ohne innere Verbrennung expandiert (z.B. Stirlingmotor). Auch die Mobilität ist für die Begriffsdefinition ohne Belang. Motoren können sowohl in mobilen als auch in ortsgebundenen Applikationen eingesetzt werden. Da die Wandlung des thermischen Energieangebots stets mit dem Abbau eines Druckgefälles einhergeht, werden die entsprechenden Maschinen auch als Expansionsmaschinen bezeichnet. Zur Beschreibung des motorischen Einsatzes der Schraubenmaschine sind in der Literatur die Bezeichnungen Schraubenmotor und Schraubenexpander



gleichgesetzt. Im Sinne einer einheitlichen Nomenklatur wird im Rahmen dieser Arbeit die klassische Bezeichnung Schraubenmotor verwendet.

Innerhalb der Fluidenergiemaschinen zählt der Schraubenmotor, auf Grund seines volumetrischen Arbeitsprinzips, zur Gruppe der Verdrängermaschinen. Hier lässt sich der Schraubenmotor weiter als zweiwellige Rotationsverdrängermaschine klassifizieren, **Bild 2.1**.



**Bild 2.1:** Einordnung der Schraubenmotoren im Bereich der Fluidenergiemaschinen.

Die Entwicklungshistorie des Schraubenmotors geht auf den 24. März 1878 und die Patentschrift 4121 des deutschen Ingenieurs Heinrich Krigar zurück. Später in jenem Jahr modifizierte er seinen ersten Maschinenentwurf und reichte am 16. August sein zweites Patent mit der Nummer 7116 am gerade erst gegründeten deutschen Patentamt ein [Kri78]. Seine Ausarbeitungen zeigen eine zweiwellige Konstruktion, mit um  $180^\circ$  verwundenen, symmetrischen Rotoren. Neben dem prinzipiellen Aufbau der Maschine verwies Krigar auf das Einsatzgebiet als Schraubenverdichter und auf die kinematische sowie energetische Umkehr des Wirkprinzips und die mögliche Nutzung als Schraubenmotor. Die technische Umsetzung ließen die damaligen Fertigungsmöglichkeiten jedoch nicht zu. Ein halbes Jahrhundert später nahm der Schwede Alf Lysholm, Chefentwickler des Dampfturbinenherstellers Ljungstroms Angturbin AB, die Grundidee aus Krigars mittlerweile abgelaufenen Patentschriften wieder auf. Abweichend von der ursprünglichen Geometrie entwickelte Lysholm ein asymmetrisches Rotorprofil sowie die notwendigen Fertigungstechnologien und verhalf so in den Folgejahren der Schraubenmaschine, zunächst ausschließlich in Anwendungen als Verdichter, zum Durchbruch. In den fol-

genden Jahrzehnten sorgten technische Weiterentwicklungen im Bereich der Wälzlager und 1959 die ersten öleingespritzten Maschinen dafür, dass heute Schraubenmaschinen der am häufigsten eingesetzte Verdichtertyp sind. Das Konstruktionsprinzip und der prinzipielle Aufbau entsprechen nach wie vor der Grundidee Heinrich Krigars.

## 2.2 Aufbau und Komponenten

Das Herzstück des Schraubenmotors bildet das schraubenförmig verwundene Rotorpaar, **Bild 2.2**. Die Anzahl der Rotorzähne (im Weiteren kurz Zähnezahl) variieren am Hauptrotor üblicherweise zwischen  $z_{HR} = 3$  und 6, sowie zwischen  $z_{NR} = 4$  und 8 am Nebenrotor. Die Verdrehung des Rotorprofils wird durch den Umschlingungswinkel  $\varphi_{HR}$  am Hauptrotor beschrieben. Typische Werte liegen im Bereich zwischen  $\varphi_{HR} = 200$  und  $400^\circ$ . Eine weitere Kennzahl zur geometrischen Beschreibung der Rotoren ergibt sich aus dem Verhältnis zwischen Länge und Durchmesser des profilierten Rotorteils. Dieses Länge/Durchmesser Verhältnis nimmt Werte zwischen  $L/D_{HR} = 1,0$  und  $1,8$ , selten auch größer, an.

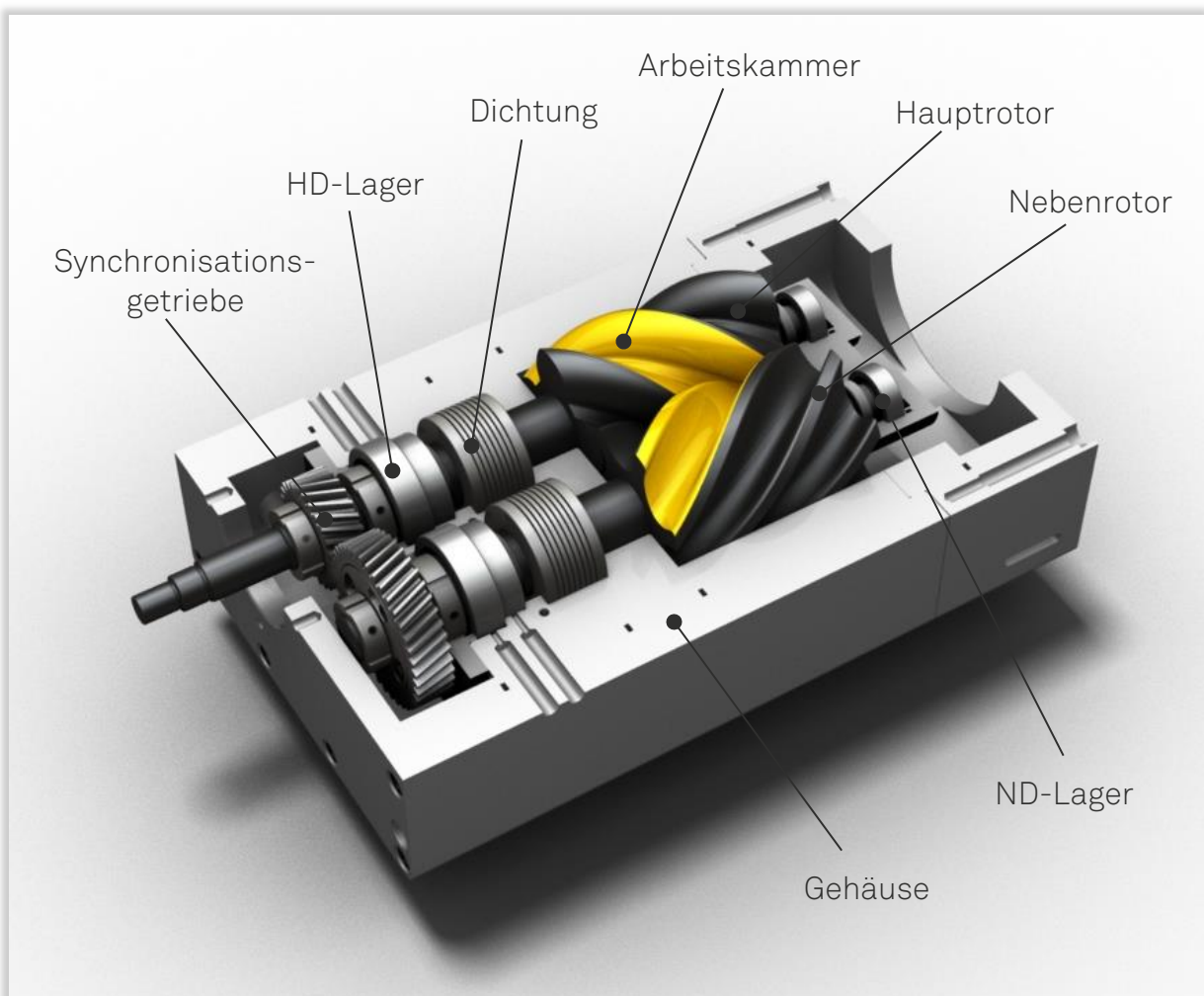


Bild 2.2: Schnittdarstellung eines synchronisierten, trockenlaufenden Schraubenmotors.

Die Arbeitskammer ändert ihre Lage in Abhängigkeit der Drehwinkelstellung der Rotoren, wodurch sich die für Verdrängermaschinen typische, zyklische Volumenänderung ergibt. Die ansonsten gekapselte Arbeitskammer wird durch Öffnungsflächen im Gehäuse mit der Hochdruck- bzw. Niederdruckseite der Maschine verbunden. Die Berandungen dieser Flächen werden als Steuerkanten bezeichnet. Je nach Rotorstellung schließen sie den Einlassvorgang ab oder geben den Auslassvorgang frei. Die Drehwinkellagen der Steuerkanten bestimmen den Grad der inneren Volumenänderung des Arbeitsraums während des theoretischen Expansionsvorgangs (s. auch Kapitel 2.3). Quantifiziert beschrieben wird diese Volumenänderung durch das innere Volumenverhältnis  $v_i$ .

Bei der Bauart von Schraubenmotoren wird zwischen trocken- und nasslaufenden Maschinen unterschieden. Der nasslaufende Betrieb kann bei Dampfschraubenmotoren durch das Kondensieren und Ausfallen der flüssigen Phase des Arbeitsfluids erreicht werden. Im klassischen Sinn wird jedoch ein Hilfsfluid, entweder direkt in die Arbeitskammer oder in die Hochdruckleitung vor dem Maschineneintritt, eingespritzt. In Schraubenverdichtern werden unterschiedliche Öle oder Wasser als Hilfsfluid eingesetzt. In Schraubenmotoren führt das Öl jedoch häufig zu Verunreinigungen im Kreislauf und zur Verschlechterung des Wärmeübergangs an den Wärmeübertragungsflächen. Bei Wasser besteht die Notwendigkeit der Vorwärmung und das Problem der Verdampfung auf Grund der hohen Temperaturen des Arbeitsfluids. Neben der Reduzierung des Verschleißes erfüllt das Hilfsfluid eine dichtende Wirkung an den Maschinenspalten. Zusätzlich wird die Temperatur des Arbeitsfluids beeinflusst. Bei trockenlaufenden Maschinen wird der Kontakt der beiden Rotoren untereinander üblicherweise durch ein Synchronisationsgetriebe verhindert. Eine Alternative zur Reduzierung des Verschleißes der aufeinander abwälzenden Rotorflanken bietet die Beschichtung des profilierten Rotorbereichs bei gleichzeitigem Verzicht auf ein Synchronisationsgetriebe. Ein entsprechendes Maschinenkonzept wird im Rahmen dieser Arbeit untersucht.

Bei der Lagerungsart kommen bei Schraubenmotoren sowohl Gleit- als auch Wälzlagerkonzepte zum Einsatz. Für Wälzlagerungen steht den Vorteilen von geringeren Initialkosten und einer einfachen, konstruktiven Umsetzung, der Nachteil der geringeren Lebensdauer gegenüber. Gleitgelagerte Maschinenkonzepte finden vorrangig in Prozessgasverdichtern und zweistufigen Anlagen Anwendung. Der tribologische Lösungsansatz der Mediensmierung, beispielsweise mit Wasserdampf, gewinnt in aktuellen Applikationen zunehmend an Interesse. Entsprechende Konzepte befinden sich jedoch im Versuchsstadium und zählen noch nicht zum Stand der Technik.

Wellendichtungen können sowohl den Arbeits- vom Getrieberaum, als auch den Getrieberaum von der Umgebung trennen. Neben Labyrinthdichtungen kommen vereinzelt Sperrluftdichtungen zum Einsatz. Für moderate Umfangsgeschwindigkeiten finden vereinzelt berührende Dichtungskonzepte, wie Gleitringdichtungen ( $u_{\max} \approx 35 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) oder Radialwellendichtringe ( $u_{\max} \approx 20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) Anwendungen. Die maximalen zulässigen Umfangsgeschwindigkeiten resultieren im Wesentlichen aus dem Wellendurchmesser und den eingesetzten Materialien.

### 2.3 Volumenkurve und Einlassfläche

Die Volumenkurve gibt das Volumen der Arbeitskammer, in Abhängigkeit von der Drehwinkelstellung des Hauptrotors wieder. Eine einheitliche Definition für die Nullstellung der Rotoren existiert in der Literatur nicht. In Anlehnung an das übliche Vorgehen bei Schraubenverdichtern wird im Rahmen dieser Arbeit die Nullstellung durch die Position der Rotoren im Stirnschnitt an der Niederdruckseite definiert (**Bild 0.2**). In der Rotornullstellung befinden sich die Achspunkte von Haupt- und Nebenrotor, sowie ein Punkt, in dem der äußerste Punkt eines Hauptrotorzahns den Kopfkreis des Hauptrotors berührt, auf einer Geraden. Der Beginn der Volumenzunahme der Arbeitskammer kann folglich bei Hauptrotordrehwinkeln ungleich null erfolgen. Die Volumenkurve ist charakteristisch gekennzeichnet durch den progressiven Anstieg bis zur Ausbildung des kompletten Profileingriffs, dem anschließenden linearen Verlauf und dem folgenden degressiven Anstieg bis zum Erreichen des maximalen Kammervolumens, **Bild 2.3**.

Unter der drehwinkelabhängigen Einlassfläche ist die durchströmte Querschnittsfläche, die während des Füllvorgangs dem Arbeitsmedium zum Einströmen in die Arbeitskammer zur Verfügung steht, zu verstehen. Sie wird von den Öffnungsflächen im Gehäuse und den Rotorzähnen, welche sich zyklisch an diesen Öffnungen entlang bewegen und Teile davon freigeben oder verdecken, gebildet. In Analogie zur Volumenkurve lässt sich auch die Einlassfläche als Funktion des Hauptrotordrehwinkels darstellen. Der Flächenverlauf beginnt häufig profilabhängig bei einem Drehwinkel abweichend vom Beginn der Volumenzunahme der Arbeitskammer. Ursache hierfür ist ein stirnseitig geöffneter Zahnlückenbereich, welcher der eigentlichen Arbeitskammer vorausleitet und eine Verbindung zur Niederdruckseite besitzt. Der Einlassflächenverlauf endet bei Erreichen der Steuerkanten in der Drehwinkelstellung, welche den theoretischen Expansionsbeginn kennzeichnet. Die Auslassfläche beginnt sich nach Überfahren der niederdruckseitigen Steuerkanten auszuprägen.

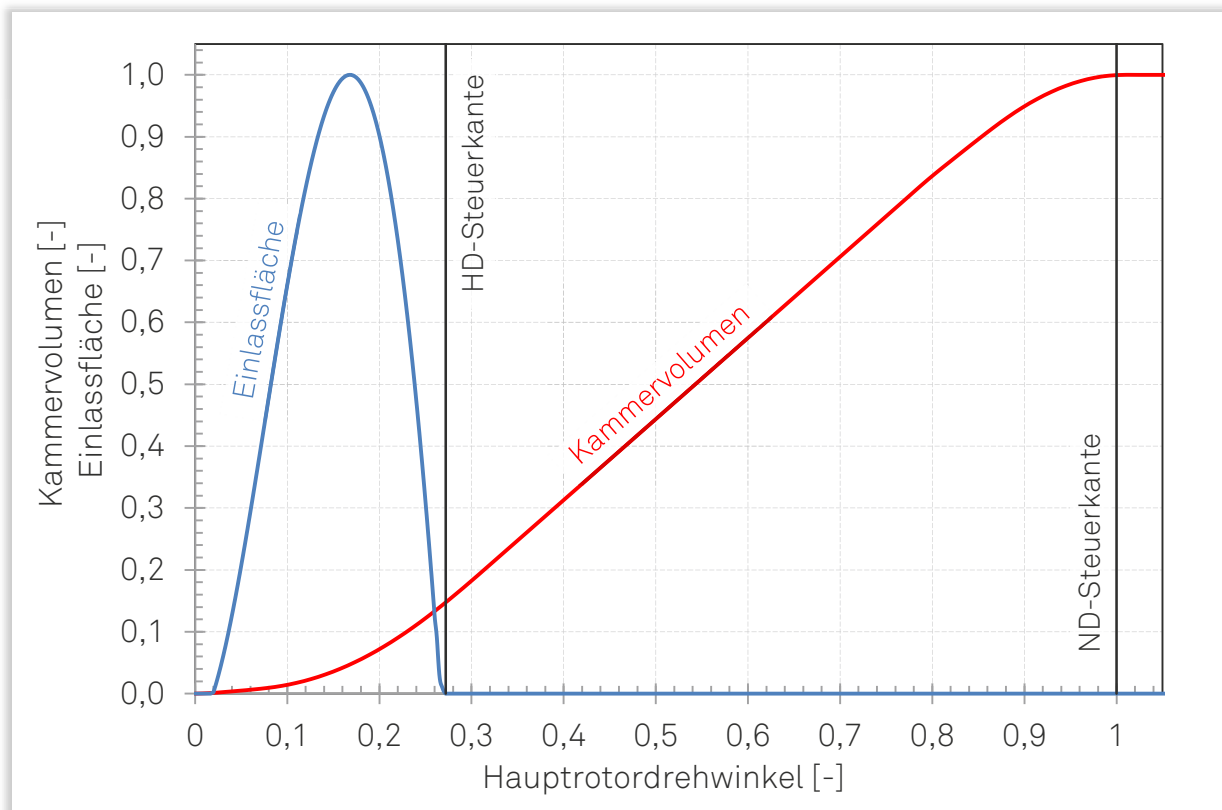


Bild 2.3: Volumenkurve und Einlassfläche als Funktion des Hauptrotordrehwinkels eines exemplarisch gewählten Schraubenmotors (normierte Darstellung).

## 2.4 Arbeitsraumbegrenzende Spalte

Die in Schraubenmotoren auftretenden Relativbewegungen zwischen rotierenden und statischen Bauteilen bringen betriebsnotwendige Spalte mit sich, welche den Kontakt zwischen den Rotoren sowie den Rotoren und dem Gehäuse verhindern. Wird bei unbelasteter Maschine die Spalthöhe lediglich durch Fertigungstoleranzen beeinflusst, so kann sich diese im Betrieb durch thermische und mechanische Verformung und durch das Lagerspiel ändern. Die verschiedenen Spaltarten haben unterschiedlichen Einfluss auf die Energiewandlungsgüte und die Betriebssicherheit der Maschine. Mit dem Profileingriffsspalt, dem Gehäusespalt, dem Stirnspalt und der Kopfrundungsöffnung werden vier systemimmanente Spalte unterschieden, welche prinzipiell in jedem Schraubenmotor vorkommen, **Bild 2.4**.

Der Profileingriffsspalt bildet sich zwischen Haupt- und Nebenrotor aus. Er stellt die Quasieingriffslinie der Rotorverzahnung dar und verbindet Zahnlückenvolumina der Hochdruckseite direkt mit denen der Niederdruckseite. Hat zudem ein Zahnlückenvolumen eine Verbindung zur Einlassfläche, so kann hier die gesamte Maschindruckdifferenz anliegen.

Der Gehäusespalt erstreckt sich schraubenförmig zwischen den Zahnköpfen der Rotoren und dem Gehäuse. Die Gehäusespalte an Haupt- und Nebenrotor sind

durch unterschiedliche Spaltformen gekennzeichnet und haben bei ungleichen Zähnezahlen auch unterschiedliche Spaltbreiten. Der Gehäusespalt verbindet benachbarte Zahnlückenvolumina untereinander.

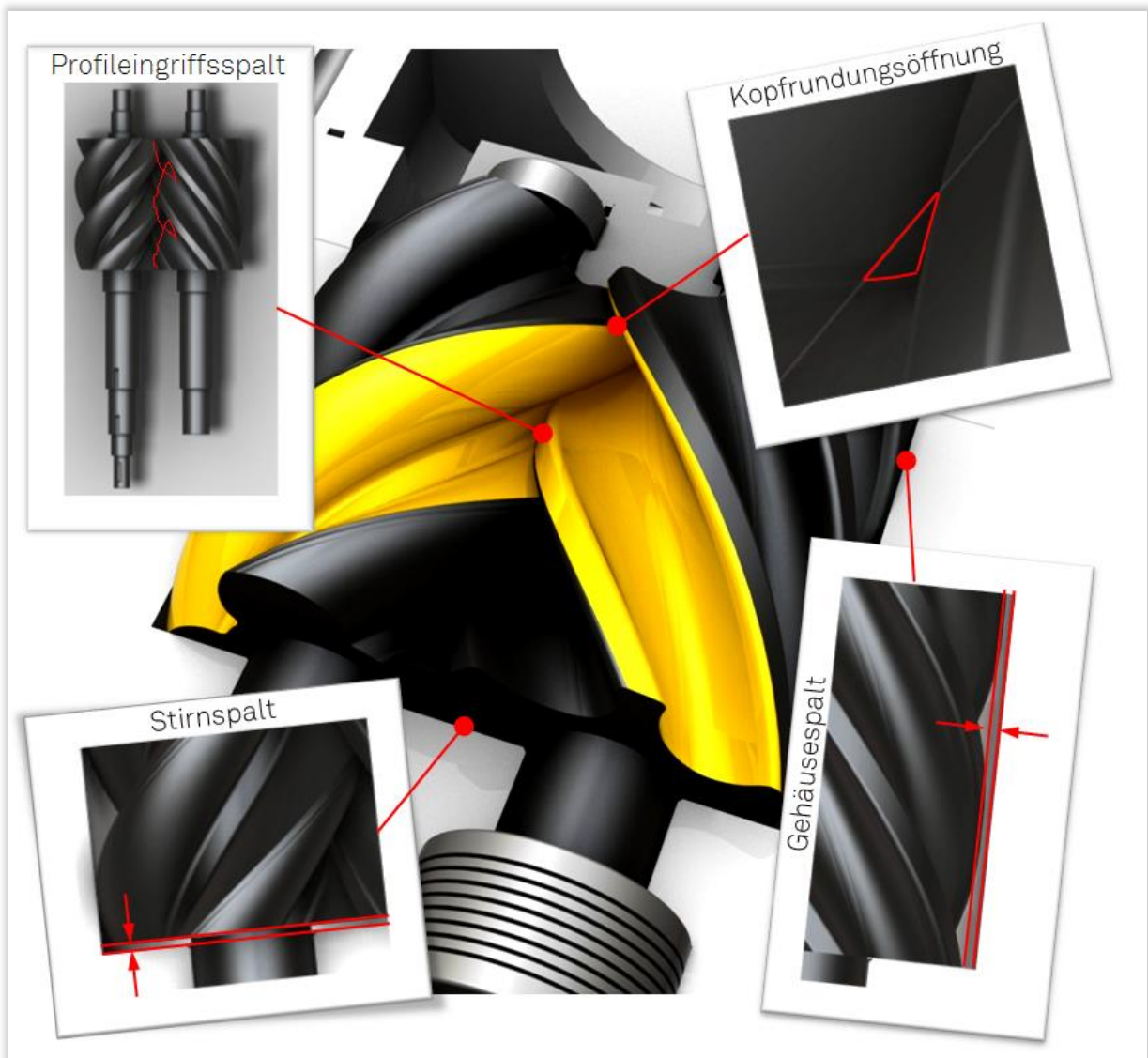


Bild 2.4: Übersicht der systemimmanenten Spalte in Schraubenmotoren.

Der Stirnspalt befindet sich zwischen den Stirnseiten der Rotoren und dem Gehäuse. Er existiert sowohl an der Hochdruck- als auch an der Niederdruckseite und stellt, ähnlich dem Gehäusespalt, Verbindungen von Zahnlückenvolumina untereinander und zur Hochdruck- bzw. Niederdruckseite her.

Die Kopfrundungsöffnung entsteht, wenn der Gehäusespalt den Profileingriffsspalt in diskreten Punkten nicht berührt. Diese theoretisch nicht notwendige Spaltöffnung erstreckt sich als gedehnte, dreidimensionale Dreiecksfläche in axiale Rotorrichtung und verbindet benachbarte Zahnlückenvolumina miteinander. Bei asymmetrischen Rotorprofilen weist die Kopfrundungsöffnung unterschiedliche Flächen an der Maschinenober- bzw. Unterseite auf.



## 2.5 Arbeitsspiel

Das Arbeitsspiel besteht bei Schraubenmotoren aus der Befüllung der Arbeitskammer mit dem komprimierten Arbeitsfluid an der Hochdruckseite, der Expansion in der gekapselten Arbeitskammer und dem Ausschieben der Ladung an der Niederdruckseite, **Bild 2.5**. Ein Arbeitsspiel umfasst für stationäre Bedingungen alle Änderungen im Arbeitsraum von einem definierten, thermodynamischen Zustand bis zur Wiederholung desselben Zustands. Während einer Rotordrehung laufen mehrere Arbeitsspiele, entsprechend der Hauptrotorzähnezahl, gleichzeitig ab.

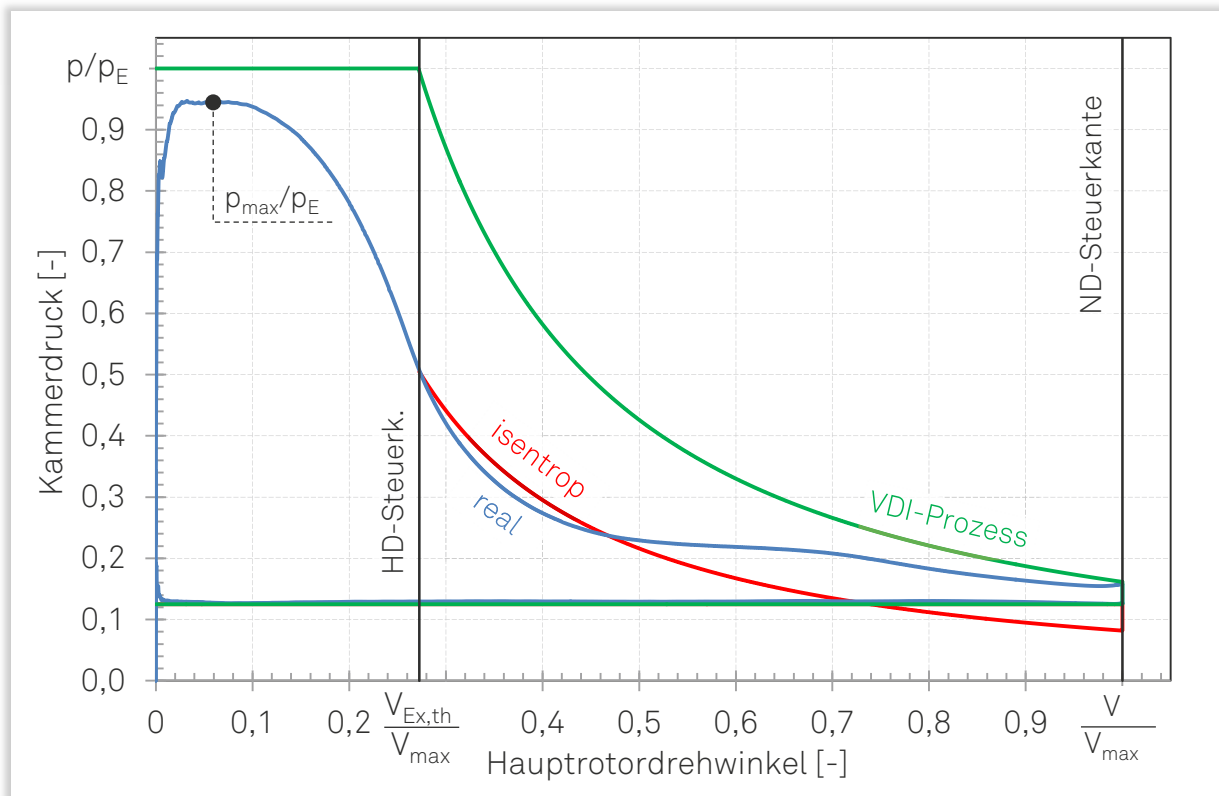
Während des Füllvorgangs strömt das unter Druck und Temperatur stehende Arbeitsfluid durch die Einlassfläche in die dahinterliegende Arbeitskammer ein. Die Rotoren drehen sich dabei aus dem Zahneingriff heraus und die Zahneingriffspunkte verlagern sich in axiale Richtung. Der Füllvorgang ist beendet, sobald die nachlaufenden<sup>1)</sup> Rotorflanken die hochdruckseitigen Steuerkanten überstreichen und somit die Arbeitskammer von der Einlassfläche trennen. Bei weiterer Drehung der Rotoren erfährt das Fluid die innere Volumenänderung und expandiert in der geschlossenen Arbeitskammer. Sobald die vorlaufenden Rotorflanken die niederdruckseitigen Steuerkanten überfahren, beginnt der Ausschiebevorgang.



**Bild 2.5:** Drei Phasen des Arbeitsspiels von Schraubenmotoren.

<sup>1)</sup> Als Bezug für die Bezeichnung „vor-“ bzw. „nachlaufende“ Rotorflanke wird im Weiteren die Arbeitskammer gewählt.

Ogleich Schraubenmotoren prinzipiell Schraubenkompressoren mit umgekehrter Drehrichtung entsprechen, unterscheiden sie sich aus energetischer Sicht grundlegend von den Verdichtern. Dissipativen Einfluss auf die Energiewandlungsgüte eines Schraubenmotors haben neben Spaltverlusten vorrangig Drosselverluste während des Füllvorgangs. Die Wirkung dieser beiden technisch-physikalischen Mechanismen wird nachfolgend am exemplarisch gewählten Indikatordiagramm erläutert, **Bild 2.6**.



**Bild 2.6:** Kammerdruck als Funktion des Kammervolumens eines exemplarisch gewählten Schraubenmotors mit realem und isentropem Expansionsvorgang (normierte Darstellung).

Zu Beginn des Füllvorgangs bedingen die geringe Fläche der Einlassöffnung und die resultierend große Drosselung den trägen Druckanstieg in der Arbeitskammer. Der maximale Kammerdruck stellt sich entsprechend nicht schlagartig, sondern erst bei fortschreitender Rotordrehung ein. Charakteristisch für den Füllvorgang ist die Druckdifferenz zwischen dem Eintrittsdruck und dem maximalen Kammerdruck. Diese Druckdifferenz ergibt sich zum einen durch Drosselverluste beim Einströmen und zum anderen durch Spaltmassenströme aus der Arbeitskammer hinaus. Ein weiteres Merkmal des Füllvorgangs ist das Einsetzen der realen Expansion deutlich vor Erreichen der hochdruckseitigen Steuerkanten. Ursache hierfür ist im Wesentlichen die Kombination aus stetig zunehmendem Kammervolumen und abnehmender Fläche der Einlassöffnung gegen Ende des Füllvorgangs. Der frühzeitige Beginn der realen Expansion ist systemimmanent



und ergibt sich auch bei isentroper Betrachtung unter Vernachlässigung der Drosselwirkung und der Spaltverluste, durch die Verblockung der Strömung im Einlassquerschnitt gegen Ende des Füllvorgangs.

Mit Beginn der realen Expansionsphase (bei dem Kammervolumen  $V_{Ex,th}$ ) wird das Betriebsverhalten des Schraubenmotors maßgeblich durch Spaltmassenströme geprägt. Für die Beurteilung des Einflusses der Spaltmassenströme auf die Energiewandlungsgüte, muss zwischen Verlustmassenströmen aus der betrachteten Arbeitskammer heraus und zwischen den über Spaltverbindungen zuströmenden Massen differenziert werden. Der reale Druckverlauf während der Expansion verläuft im Bereich des theoretischen Expansionsbeginns, im Vergleich zur isentropen Expansion, steiler. Ursache hierfür ist der im Verhältnis zu den zuströmenden Spaltmassenströmen dominierende Anteil der Massenströme aus der Arbeitskammer hinaus. Mit fortschreitendem Drehwinkel nähern sich realer und isentroper Kammerdruck weiter an, bis in der zweiten Phase der Expansion die Kammerdrücke für den realen Prozess, im Vergleich zum isentropen Expansionsvorgang, größere Werte annehmen. Der in diesem Bereich flachere Druckverlauf des realen Prozesses ist eine Folge der einströmenden Massenströme aus nachlaufenden Arbeitskammern. Diese strömen nicht direkt zur Niederdruckseite des Motors, sondern füllen teilweise die betrachtete, expandierende Kammer und leisten somit Arbeit an den Rotorflanken. Dieser Mechanismus wird im Weiteren mit dem Begriff der Nachfüllung beschrieben. Die Expansionsphase ist mit dem Erreichen des maximalen Kammervolumens beendet. Üblicherweise überstreichen bei dieser Drehwinkelstellung die vorlaufenden Zahnflanken die niederdruckseitigen Steuerkanten und das Arbeitsfluid erfährt einen Druckausgleich mit dem niederdruckseitigen Volumen.

Der Ausschiebevorgang wird primär durch den Kammerdruck bei Expansionsende beeinflusst. Besteht keine Differenz zwischen dem Kammerdruck bei Expansionsende und dem niederdruckseitigen Anlagendruck, wird dies als angepasster Betrieb bezeichnet. Bei einem zu groß gewählten inneren Volumenverhältnis sinkt der Kammerdruck während der Expansion unter den niederdruckseitigen Anlagendruck. Die „überexpandierte“ Fluidmasse wird durch das aus dem Niederdruckstutzen zurückströmende Arbeitsfluid idealisiert isochor verdichtet, bevor sie ausgeschoben wird. Sobald der Kammerdruck den niederdruckseitigen Anlagendruck unterschreitet, wird die während der Expansion vom Fluid geleistete Nutzarbeit von der anschließend erforderlichen Ausschiebearbeit überkompensiert. Der Schraubenmotor arbeitet in diesem Bereich wie ein Verdichter. Ein zu gering gewähltes inneres Volumenverhältnis führt zu einem Kammerdruck bei Expansionsende oberhalb des niederdruckseitigen Anlagendrucks und bewirkt eine idealisiert isochore

Nachexpansion des Arbeitsfluids beim Überfahren der niederdruckseitigen Steuerkanten. Ein Teil der theoretisch zur Verfügung stehenden Exergie des Fluids bleibt somit durch die zu kurze Expansionsphase ungenutzt.

## 2.6 Prozessbeschreibende Kennzahlen

Zur Beurteilung des thermodynamischen Betriebsverhaltens von Schraubenmotoren werden Kennzahlen verwendet, die eine integrale Aussage über die Energie wandlungsgüte, bei unterschiedlichen Betriebszuständen, erlauben. Im Rahmen dieser Arbeit werden hierfür neben dem Liefergrad und dem inneren, isentrop- isochoren Arbeitsflächenverhältnis der isentrop-isochore Gütegrad sowie isentrope Wirkungsgrade herangezogen. Die Güte- und Wirkungsgrade beschreiben stets das Verhältnis zweier Leistungen. Während Wirkungsgrade jeweils ein Verhältnis von Nutzleistung zur aufgewandten Leistung darstellt, beschreiben Gütegrade Leistungsverhältnisse mit mindestens einer theoretischen Vergleichsleistung. Die Vergleichsleistung ergibt sich hierbei aus einem spezifischen Vergleichsprozess, in Verbindung mit einem definierten Massenstrom. Als Vergleichsprozess dient beispielsweise der isentrop-isochore Vergleichsprozess (VDI-Prozess). Dieser ist gekennzeichnet durch eine isobare Kammerfüllung, eine isentrope Expansion und einen isochoren Druckausgleich mit anschließendem isobaren Ausschleusen.

Der Liefergrad  $\lambda_L$  eines Schraubenmotors wird durch den Quotienten aus Anlagenmassenstrom  $\dot{m}_a$  und theoretischem Massenstrom  $\dot{m}_{th}$  gebildet:

$$\lambda_L = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{th}}. \quad (\text{Gl. 2.1})$$

Der Anlagenmassenstrom entspricht dem tatsächlichen, durch die Einlassfläche des Schraubenmotors strömenden, Massenstrom. Der theoretische Massenstrom  $\dot{m}_{th}$  berechnet sich aus dem Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn  $V_{Ex,th}$ , der Arbeitsspielfrequenz, bestehend aus Hauptrotorzähnezahl  $z_{HR}$  und Drehzahl  $n_{HR}$ , sowie der Eintrittsdichte  $\rho_E$  als Funktion des Eintrittsdrucks  $p_E$  und der Eintrittstemperatur  $T_E$ :

$$\dot{m}_{th} = V_{Ex,th} \cdot \rho_E \cdot z_{HR} \cdot n_{HR} = \frac{V_{max}}{v_i} \cdot \rho(p_E, T_E) \cdot z_{HR} \cdot n_{HR} \quad (\text{Gl. 2.2})$$

Im Gegensatz zu Schraubenkompressoren kann der Liefergrad  $\lambda_L$  bei der motorischen Anwendung der Schraubenmaschine Zahlenwerte größer eins annehmen. Drosselverluste während des Füllungsvorgangs tragen zu einer Reduzierung des Liefergrades bei, wohingegen die Spaltmassenströme während des Arbeitsspiels zu

einem Anstieg des Liefergrads führen. Im Gegensatz zur Aussagekraft des Liefergrads bei Schraubenkompressoren, lässt sich bei Schraubenmotoren ein Liefergrad von  $\lambda_L = 1$  nicht als Maß für die optimale Nutzung des Kammervolumens interpretieren. Dieser Wert kann beispielsweise einen Betriebspunkt mit Drosselverlusten bei der Kammerfüllung, in Kombination mit „kompensierenden“ Spaltmassenströmen, beschreiben.

Die Innenarbeit eines Arbeitsspiels wird durch das Ringintegral

$$W_i = - \oint p dV = \oint V dp \quad (\text{Gl. 2.3})$$

beschrieben.

Das innere, isentrop-isochores Arbeitsflächenverhältnis  $(\eta_{ai})_{sV}$  setzt diese Arbeit in Relation zur Innenarbeit des ideal arbeitenden Schraubenmotors mit identischer Geometrie:

$$(\eta_{ai})_{sV} = \frac{W_i}{W_{sV}} = \frac{W_i}{m_{Ex,th} \cdot w_{sV}} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

Die spezifische Arbeit  $w_{sV}$  berechnet sich hierbei für

$$\Pi = \frac{p_A}{p_E} < 1$$

analytisch zu:

$$w_{sV} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R \cdot T_E \cdot (1 - v_i^{1-\kappa}) + R \cdot T_E \cdot v_i \cdot (v_i^{-\kappa} - \Pi). \quad (\text{Gl. 2.5})$$

Das innere, isentrop-isochores Arbeitsflächenverhältnis lässt sich als Maß für die Druckabweichung des realen vom idealen Prozess, in Folge der technisch-physikalischen Mechanismen, verstehen.

Die Erweiterung des vorgestellten Arbeitsflächenverhältnisses um den reziproken Liefergrad, liefert den inneren, isentrop-isochores Gütegrad

$$(\eta_{gi})_{sV} = (\eta_{ai})_{sV} \cdot \frac{1}{\lambda_L} = \frac{P_i}{P_{sV}} \quad (\text{Gl. 2.6})$$

Der innere, isentrop-isochores Gütegrad beschreibt den Leistungsverlust der real arbeitenden Maschine gegenüber der idealen Maschine mit identischer Geometrie, unter Vernachlässigung der mechanischen Reibung.

Die experimentelle Leistungsermittlung erfolgt üblicherweise durch Erfassung von Drehzahl und Drehmoment an der Abtriebswelle. Diese Leistung entspricht der effektiven Leistung

$$P_e = M \cdot \omega_{HR} \quad (\text{Gl. 2.7})$$

unter Berücksichtigung der mechanischen Reibungsverluste.

Das Verhältnis aus effektiver Leistung und Innenleistung wird quantitativ durch den mechanischen Wirkungsgrad

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (\text{Gl. 2.8})$$

beschrieben.

Unter Berücksichtigung dieser Kennzahl lässt sich der effektive, isentrop-isochores Gütegrad

$$(\eta_{ge})_{sV} = \frac{P_e}{P_{sV}} = (\eta_{gi})_{sV} \cdot \eta_m \quad (\text{Gl. 2.9})$$

definieren.

Der innere, isentrop-isochores Vergleichsprozess wird im Rahmen dieser Arbeit zur Beschreibung der Energiewandlungsgüte von Schraubenmotoren verwendet.

Eine übergeordnete Kenngröße, zur Beurteilung der Energiewandlungsgüte von Schraubenmotoren, liefert der isentrope Wirkungsgrad. Dieser setzt die Abtriebsleistung ins Verhältnis zur isentropen Leistung  $P_s$ . Analog zum isentrop-isochores Gütegrad wird beim isentropen Wirkungsgrad zwischen dem inneren, isentropen Wirkungsgrad

$$\eta_{is} = \frac{P_i}{P_s} \quad (\text{Gl. 2.10})$$

und dem effektiven, isentropen Wirkungsgrad

$$\eta_{es} = \frac{P_e}{P_s} \quad (\text{Gl. 2.11})$$

unterschieden.

Der isentrope Wirkungsgrad beschreibt die Wandlung der durch den Anlagenmassenstrom bereitgestellten Fluidleistung in mechanisch nutzbare Wellenleistung. Im Gegensatz zum inneren, isentropen Wirkungsgrad, berücksichtigt der effektive, isentrope Wirkungsgrad auch die mechanischen Reibungsverluste.

## 2.7 Stand der Forschung

Die Entwicklung von Schraubenmotoren begann in den frühen 1980er Jahren und wurde u.a. durch die Forschungsarbeiten am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund vorangetrieben. Die ersten praktischen Untersuchungen beschränkten sich zunächst auf einstufige, öleingespritzte Schraubenmotoren im vergleichsweise kleinen Leistungsbereich bis etwa  $50 \text{ kW}_e$  [Kau85b]. Später erfolgten die Entwicklung von Schraubenmotoren mit hochdruckseitiger Schiebersteuerung, zur Anpassung des inneren Volumenverhältnisses im Teillastbetrieb [Han84], sowie die Untersuchung von zweistufigen Schraubenmotoren [Kau84b]. Die ersten Prototypen waren nasslaufende Motoren und wurden größtenteils für den Einsatz in Organic-Rankine-Kreisläufen entwickelt.

Ein erstes Verfahren zur Auslegung adiabater, trockenlaufender Schraubenmotoren entwickelte Dreißig auf Basis dimensionsloser Kennzahlen [Dre89]. Seine Berechnungsergebnisse validierte er durch die experimentelle Kennfeldaufnahme eines einstufigen, indizierten Schraubenmotors in einem Clausius-Rankine-Kreislauf. Die Beurteilung des allgemeinen Betriebsverhaltens erfolgte an einem Schraubenmotor mit einem inneren Volumenverhältnis von  $v_i = 1,9$  bei einer Maximaldrehzahl von  $n_{HR} = 11.500 \text{ min}^{-1}$ . Basierend auf der Arbeit von Dreißig, führte Hinsenkamp einen Kennfeldvergleich von Schraubenmotoren und Turbinen für Wellenleistungen bis etwa  $100 \text{ kW}$  in Organic-Rankine-Kreisläufen durch [Hin93]. Neben den robusten Laufeigenschaften der Schraubenmaschine, konnte er das effiziente Teillastverhalten der Schraubenmaschine offenlegen. Auf die Einsatzmöglichkeiten von Schraubenmotoren in Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung, verwies anschließend Platel in seiner Abhandlung [Pla93]. Die erste Prototypenanlage eines einstufigen trockenlaufenden Dampfschraubenmotors im Clausius-Rankine-Kreislauf wurde 1998 im Blockheizkraftwerk der TU-Dortmund installiert und erfolgreich in Betrieb genommen [Kau96]. Bei einem Eintrittsdruck von  $p_E = 12,5 \text{ bar}$  generiert der Schraubenmotor eine Leistung von  $P_e = 110 \text{ kW}$ .

Eine Erweiterung der bestehenden Simulationsmöglichkeiten für Schraubenmotoren lieferte Huster durch die Berücksichtigung der gasdynamischen Wirkungen an der Hochdruckseite der Schraubenmotoren während des Füllvorgangs [Hus98]. Als Versuchsmaschine wurde ein modifizierter Schraubenkompressor in

einem Dampfkreislauf eingesetzt, welcher im Nennbetriebspunkt ( $p_E = 13 \text{ bar}$ ,  $\vartheta_E = 250 \text{ °C}$  und  $n_{HR} = 10.500 \text{ min}^{-1}$ ) eine Wellenleistung von  $P_e = 137 \text{ kW}$  liefert. Eine signifikante Verbesserung der Abbildungsgüte, im Vergleich zu den gängigen, nulldimensionalen Ansätzen, konnte er jedoch nicht feststellen. Mit der Untersuchung des thermischen und mechanischen Bauteilverhaltens der Rotoren und des Gehäuses von Schraubenmotoren beschäftigte sich Keller. Sein Wärmeübertragungsmodell ermöglicht die Berechnung der thermodynamischen Abläufe, unter Berücksichtigung der örtlichen Temperaturverteilung und der Wandwärmeströme [Kel97]. Das energetische Optimierungspotenzial von Schraubenmotoren, durch die Einspritzung einer Hilfsflüssigkeit in den Arbeitsraum, untersuchte Zellermann. Um die hohe Komplexität bei der Abbildung der instationären Zweiphasenströmung zu umgehen, entwickelte er ein vereinfachtes Auslegungswerkzeug auf Grundlage dimensionsloser Kennzahlen [Zel96]. Die Untersuchungen wurden in einem Drehzahlbereich bis  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$  bei einem Maximaldruck von  $p_E = 9 \text{ bar}$  durchgeführt. Fost führte die Forschung an trockenlaufenden, adiabaten Schraubenmotoren in einer theoretischen Arbeit fort. Unter der Randbedingung eines theoretischen Massenstroms als Auslegungskriterium zeigte er das Potenzial von konischen Rotoren und von Rotoren mit Einlassscheiben zur Steigerung der Energiewandlungsgüte [Fos03].

Der Einsatz von Schraubenmotoren in Organic-Rankine-Kreisläufen mit Kältemitteln wurde von Stosic, Kovacevic, Smith et al. untersucht [Lei06], [Smi11]. Neben konstruktiven Problemstellungen bei der Abdichtung der Wellendurchführung wurde die Festlegung des inneren Volumenverhältnisses als sensibler Parameter bei der Maschinengestaltung erkannt. Neben der thermodynamischen Betrachtung und der Entwicklung eines verbesserten Rotorprofils, wurde auch die Wirtschaftlichkeit von Schraubenmotoren im Vergleich zu alternativen Maschinenkonzepten thematisiert. Für die speziellen Anforderungen der Kältetechnik entwickelten Kovacevic et al. darüber hinaus eine Schraubenmaschine, die in einem einzigen Gehäuse gleichzeitig einen expandierenden und einen komprimierenden Arbeitsraum realisiert. Dieses Konzept (Expressor) nutzt während der in zwei Stufen ablaufenden Expansion aus dem flüssigen Kältemittel zurückgewonnene Energie, um einen Teil des sich bildenden Drosseldampfes wieder auf den Verflüssigerdruck zu verdichten [Smi95], [Bra00].

Eine Weiterentwicklung des trockenlaufenden Schraubenmotors stellten Kauder und Kliem mit dem Zwei-Phasen-Schraubenmotor mit innerer Verdampfung im Trilateral-Flash-Cycle vor [Kli05]. Das Arbeitsmedium wird hierbei nicht überhitzt, sondern in Form von heißem Druckwasser in die Arbeitskammer eingedüst und spontan verdampft (Flash-Verdampfung). Gegenüber den Rankine-Kreisläufen sind

der vollständige Wärmetausch des Wärmeträgers mit dem umlaufenden Heißwasser und der Verzicht auf einen Verdampfer die wesentlichen Vorteile dieses Konzepts. Obgleich sich der Zwei-Phasen-Schraubenmotor mit Flash-Verdampfung noch im Versuchsstadium befindet, motivierten seine wirtschaftlichen Vorzüge zu weiterführenden Arbeiten [Smi99], [Smi01].

In einem vergleichbaren Entwicklungsstadium befindet sich der Schraubenmotor als Heißgasschraubenmaschine im modifizierten Joule-Prozess für den Hochtemperaturbereich. Dieses Antriebskonzept, GASSCREW genannt, wurde von Dosdall theoretisch untersucht und später von Unwerth experimentell evaluiert [Dos96], [Kau98a], [Unw02]. Der Aufbau entspricht thermodynamisch dem einer Gasturbinenanlage mit Wärmetauscher im offenen Kreislauf, wobei der Turboverdichter durch einen Schraubenverdichter und die Turbine durch einen Schraubenmotor ersetzt werden. Als mögliche Einsatzbereiche sind Anlagen zur dezentralen Energieversorgung und auch Fahrzeug-, Hilfs- und Notstromantriebe denkbar [Kau98b].

Bei den vorgestellten experimentellen und theoretischen Forschungsarbeiten an Schraubenmotoren in klassischen CRC- und ORC-Kreisläufen, stand entweder die integrale Beurteilung der Energiewandlungsgüte durch entsprechende Kennzahlen oder die Untersuchung einzelnen Wirkmechanismen im Fokus. Eine geschlossene Bewertung der unterschiedlichen physikalischen Wirkmechanismen erfolgte bislang nicht. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll diese Lücke geschlossen werden und die Abhängigkeit der technisch-physikalischen Wirkmechanismen von Betriebsparametern, konstruktiven Einflüssen und geometrischen Maschinenparametern aufgezeigt werden. Der Schwerpunkt wird hierbei auf Schraubenmotoren mit Abtriebsleistungen bis 20 kW gelegt. Dieser Leistungsbereich wurde hinsichtlich der Beurteilung der Verlustmechanismen bislang nur unvollständig erfasst.

# 3

## Ziel der Arbeit

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Untersuchung der physikalischen Vorgänge bei der Energiewandlung in trockenlaufenden Schraubenmotoren, sowie die quantitative Beurteilung des Einflusses der geometrischen Maschinenparameter. Die Arbeit thematisiert hierbei die folgenden Schwerpunkte:

- Experimentelle und theoretische Untersuchung des Betriebsverhaltens und Bewertung der technisch-physikalischen Mechanismen unter energetischen Gesichtspunkten.
- Beurteilung des Einflusses der geometrischen Maschinenparameter auf die Energiewandlungsgüte, bei konstanten Anlagenbedingungen für die Arbeitsmedien trockene Luft und überhitzten Wasserdampf.
- Untersuchung der Interaktion der geometrischen Maschinenparameter mit den Anlagenparametern in CRC-Kreisläufen bei konstanter thermischer Leistung.

Im Rahmen der experimentellen und theoretischen Untersuchungen werden am Beispiel von zwei Schraubenmotortypen, welche sich hinsichtlich ihrer geometrischen Parameter und konstruktiven Merkmale teilweise signifikant unterscheiden, Ergebnisse und Tendenzen erarbeitet, die zu einem tiefergehenden Verständnis der Maschinenphysik von Schraubenmotoren beitragen. Die anschließende, rein theoretische Analyse des Einflusses der geometrischen Maschinenparameter auf die Energiewandlungsgüte bei konstanten Anlagenbedingungen, liefert allgemeingültige Rückschlüsse über die Wirkung der geometrischen Maschinenparameter. Der Einfluss des Arbeitsfluids wird hierbei durch die Berücksichtigung von trockener



Luft und überhitztem Wasserdampf offengelegt. Die abschließende, ebenfalls theoretische Untersuchung von Dampfschraubenmotoren in CRC-Kreisläufen diskutiert die Interaktion der geometrischen Maschinenparameter und der Anlagenbedingungen für konstante thermische Leistungen bis 500 kW.

Die Basis für die experimentellen Untersuchungen der technisch-physikalischen Wirkmechanismen in Schraubenmotoren, bei der Wandlung eines thermischen Energieangebots in technisch nutzbare Wellenarbeit, stellt ein Luftkreislauf in offener Bauart dar (Kapitel 4.1). Als Versuchsmaschinen werden ein modifizierter Schraubenlader (Typ GL51.2-M – Kapitel 4.2.1) und ein als reine Expansionsmaschine entwickelter Schraubenmotor (Typ SE69 – Kapitel 4.2.2) untersucht. Die Ergebnisdiskussion der experimentellen Analyse berücksichtigt im Einzelnen:

- Das Kennfeldverhalten bei systematischer Variation der Betriebsparameter (Kapitel 4.3 und 4.4),
- Indizierungsmessungen und Untersuchung der Kammerdruckverläufe (Kapitel 4.5 und 4.6),
- die Untersuchung von Motorvarianten mit unterschiedlichen Spalthöhen (Kapitel 4.7) und
- die Wirkung der Gehäusekühlung auf die Energiewandlungsgüte (Kapitel 4.8).

Einen tiefergehenden Einblick in die physikalischen Vorgänge während des Arbeitsspiels ermöglicht die Verwendung der thermodynamischen Simulation. Im Rahmen der theoretischen Untersuchungen wird auf eine bestehende Simulationsumgebung zurückgegriffen (Kapitel 5.1), welche um maschinenspezifische Modellansätze erweitert wird. Die Untersuchung der Bauteildeformation an Gehäuse und Rotoren in Folge des thermischen Energieeintrags ermöglicht die quantitative Beschreibung der Spalthöhenänderung, ausgehend von den Fertigungsspalthöhen (Kapitel 5.2). Der Vergleich der experimentellen und theoretischen Ergebnisse offenbart, dass die Überführung der betriebspunktabhängigen Warmspaltsituation in die thermodynamische Simulation eine signifikante Verbesserung der Abbildungsgüte ermöglicht (Kapitel 5.3). Hieraus lassen sich quantitative Aussagen über die Spaltmassenstromverteilung während des Arbeitsspiels ableiten (Kapitel 5.4).

Die Kombination experimenteller und theoretischer Untersuchungen erlaubt die Beschreibung und Beurteilung der Wirkung der technisch-physikalischen Mechanismen. Diese sind im Einzelnen:

- Nicht angepasste, isentrope Expansion (Kapitel 6.2),
- Drosselverluste während des hochdruckseitigen Ladungswechsels (Kapitel 6.3),
- Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen (Kapitel 6.4),
- Wärmeströme zwischen dem Arbeitsfluid und den Rotoren sowie dem Gehäuse (Kapitel 6.5.1),
- Spaltmassenströme bei Warmspalthöhen (Kapitel 6.5.2),
- Externe Leckagen durch Dichtungen (Kapitel 6.6) und
- Mechanische Reibungsverluste in Lagern, Synchronisationsgetriebe bzw. in den Kontaktbereichen der Rotorverzahnung (Kapitel 6.7).

Die mechanischen Verluste, die externen Leckagen sowie die Wärmeströme werden im Wesentlichen durch maschinenspezifische, konstruktive Kriterien bestimmt. Weitestgehend unabhängig von der Konstruktion und primär abhängig von den geometrischen Maschinenparametern, verhalten sich hingegen die Spaltmassenströme und die Drosselverluste während des Füllungsvorgangs. Unter Berücksichtigung dieser beiden Wirkmechanismen wird der Einfluss der geometrischen Maschinenparameter auf die Energiewandlungsgüte bei konstanten Anlagenbedingungen diskutiert (Kapitel 7). Die theoretischen Untersuchungen werden mit einem Simulationsansatz auf der Basis von Kammermodellen für die Arbeitsmedien trockene Luft und überhitzter Wasserdampf durchgeführt.

Unter Berücksichtigung der in Kapitel 7 erarbeiteten Ergebnisse wird abschließend die Wechselwirkung der geometrischen Parameter und der Anlagenbedingungen in CRC-Kreisläufen, bei konstantem thermischem Leistungsangebot, diskutiert (Kapitel 8). Ziel der Untersuchungen ist die Erarbeitung von leistungsoptimalen, geometrischen Maschinenparametern und die Beurteilung des Einflusses des thermischen Leistungsangebots.

A large, 3D-rendered number '4' in a light gray color, positioned on the left side of the chapter title.

## Experimentelle Untersuchungen

In diesem Kapitel steht die experimentelle Untersuchung des Betriebsverhaltens und der Energiewandlungsgüte von Schraubenmotoren im offenen Heißluftkreislauf im Fokus. Neben der Beschreibung der Energiewandlungsgüte durch integrale Maschinenkennzahlen, erlauben die Experimente Einblicke in die technisch physikalischen Vorgänge während des Arbeitsspiels und ermöglichen allgemeingültige Rückschlüsse hinsichtlich des Betriebsverhaltens. Hierzu werden mit der Druckindizierung, der Variation der Spalthöhen und dem Einsatz der Thermographie unterschiedliche Ansätze verfolgt.

Nach der Beschreibung der Versuchseinrichtung inklusive der Maschinenumgebung (Kapitel 4.1), wird auf die geometrischen Parameter und die maschinenspezifischen Besonderheiten beider Versuchsmaschinen (Kapitel 4.2) vertiefend eingegangen. Anschließend werden im Rahmen definierter Betriebsgrenzen (Kapitel 4.3) die experimentell ermittelten Kennfelddaten (Kapitel 4.4) beider Maschinen vorgestellt. Einen tiefergehenden Einblick in die physikalischen Vorgänge während des Arbeitsspiels ermöglicht die Druckindizierung (Kapitel 4.5) und die hieraus generierten Indikatordiagramme (Kapitel 4.6). Der Einfluss der Spalthöhen (Kapitel 4.7) sowie die energetische Auswirkung der konstruktionsbedingt notwendigen Lagerkühlung werden im Anschluss (Kapitel 4.8) für den Schraubenmotor SE69 diskutiert, bevor die wesentlichen Erkenntnisse des gesamten Kapitels abschließend zusammengefasst werden (Kapitel 4.9).

## 4.1 Versuchsaufbau

Die experimentellen Untersuchungen zur Ermittlung der Energiewandlungsgüte und zur Exploration der technisch-physikalischen Wirkmechanismen werden in einem offenen Heißluftkreislauf durchgeführt. Die Anlage bietet die Möglichkeit Eintrittsdrücke bis  $p_{E,max} \approx 10$  bar und maximale Fluidtemperaturen im Kreislauf bis  $\vartheta_{max} \approx 550$  °C bei Volumenströmen von maximal  $\dot{V}_{max} = 12$  m<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup> bereitzustellen. Im Weiteren werden zunächst die Hauptkomponenten des offenen Heißluftkreislaufs vorgestellt, bevor im Anschluss vertiefend auf die Maschinenumgebung und die Anlagenleckagen eingegangen wird.

### 4.1.1 Offener Heißluftkreislauf

Die Hauptkomponenten des Luftkreislaufs werden im Weiteren in Strömungsrichtung folgend vorgestellt, **Bild 4.1**. Das Arbeitsfluid Luft wird von zwei öleingespritzten Kompressorenanlagen aus der Umgebung angesaugt und verdichtet ( $\vartheta_{max} \approx 65$  °C). Der den Kompressoren nachgeschaltete Rezipient ( $V = 1$  m<sup>3</sup>) dient als Druckspeicher und ermöglicht hinter dem regelbaren Kegelsitzventil  $RV_1$  für stationäre Betriebspunkte die gewünschten Druckbedingungen in den folgenden Anlagenteilen. Die Luft durchströmt anschließend ein mehrstufiges Filtersystem, bestehend aus einem Fliehkraftabscheider, mehreren mechanischen Filterstufen und einem Aktivkohlefilter. Das Filtersystem liefert technisch trockene Druckluft mit einer maximalen Partikelgröße  $x_m < 0,1$  µm. In Strömungsrichtung folgend wird die gefilterte Luft in einen Haupt- und einen Bypassmassenstrom aufgeteilt. Die Massenstromverteilung resultiert hierbei aus der Stellung des Ventils  $RV_2$  im Bypass der Anlage. Die Regelung der Temperatur erfolgt über einen im Hauptstrom installierten elektrisch betriebenen Strömungserhitzer, mit einer maximalen Leistungsaufnahme von  $P_{el} = 80$  kW. Durch den beschriebenen Aufbau kann das Parameterkollektiv am Motoreintritt, bestehend aus Druck, Temperatur und Massenstrom, im Rahmen der Anlagengrenzen stufenlos variiert werden. Auf der Niederdruckseite der Versuchsmaschine ist ein pneumatisch regelbares Ventil  $RV_3$  zwischen Motorausstritt und Schalldämpfer installiert. Mit Hilfe dieses Ventils lassen sich konstante Gegendruckbedingungen gewährleisten oder auch Betriebspunkte mit Gegendrücken, abweichend von den Atmosphärenbedingungen, untersuchen. In der Abgasleitung werden Haupt- und Bypassmassenstrom wieder zusammengeführt und durch einen Schalldämpfer in die Umgebung geleitet.

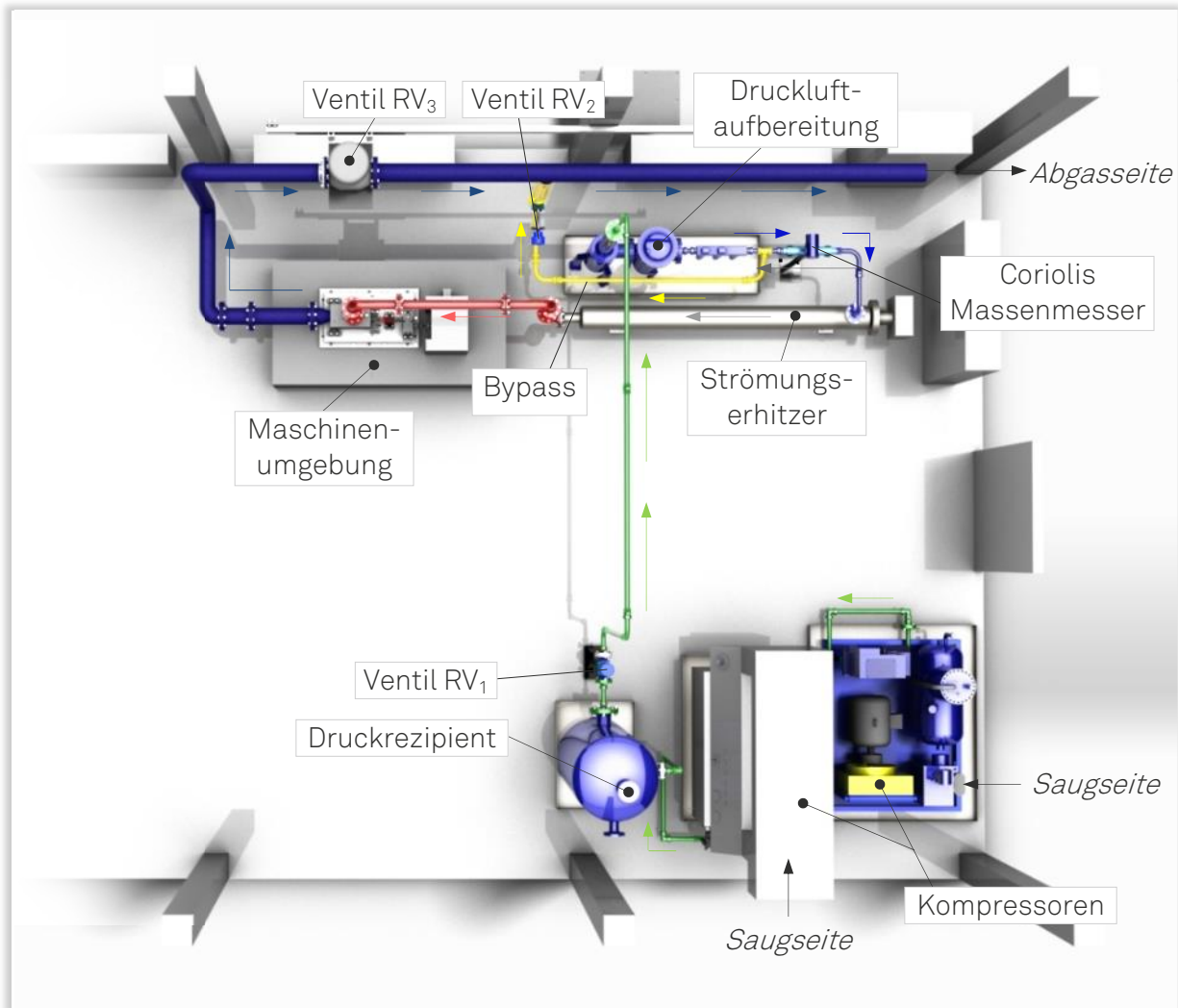


Bild 4.1: Hauptkomponenten, Rohrleitungen und Regelventile des offenen Heißluftkreislaufs (Draufsicht).

### 4.1.2 Maschinenumgebung

Die Maschinenumgebung umfasst neben der Versuchsmaschine alle Komponenten am Abtriebsstrang des Motors, **Bild 4.2**. Das mit Druck und Temperatur beaufschlagte Arbeitsfluid wird dem Schraubenmotor über eine Kompensationsleitung an der Hochdruckseite bereitgestellt. Der gemittelte, statische Druck wird unmittelbar vor dem Maschineneintritt in einer Ringleitung gemessen, die über mehrere Wandbohrungen mit dem hochdruckseitigen Rohrsegment verbunden ist. Die Temperatur des Fluids wird direkt in der Mitte des Strömungsquerschnitts gemessen. An der Niederdruckseite werden Druck und Temperatur in analoger Weise ermittelt. Die Vermessung des Druckverlaufs während des Arbeitsspiels erfolgt durch mehrere, im Rahmen der geometrischen Beschaffenheiten, möglichst bündig zur Arbeitsrauminnenwand montierte, dynamisch detektierende Drucksensoren (s. Ausschnitt in Bild 4.2 und Kapitel 4.5).

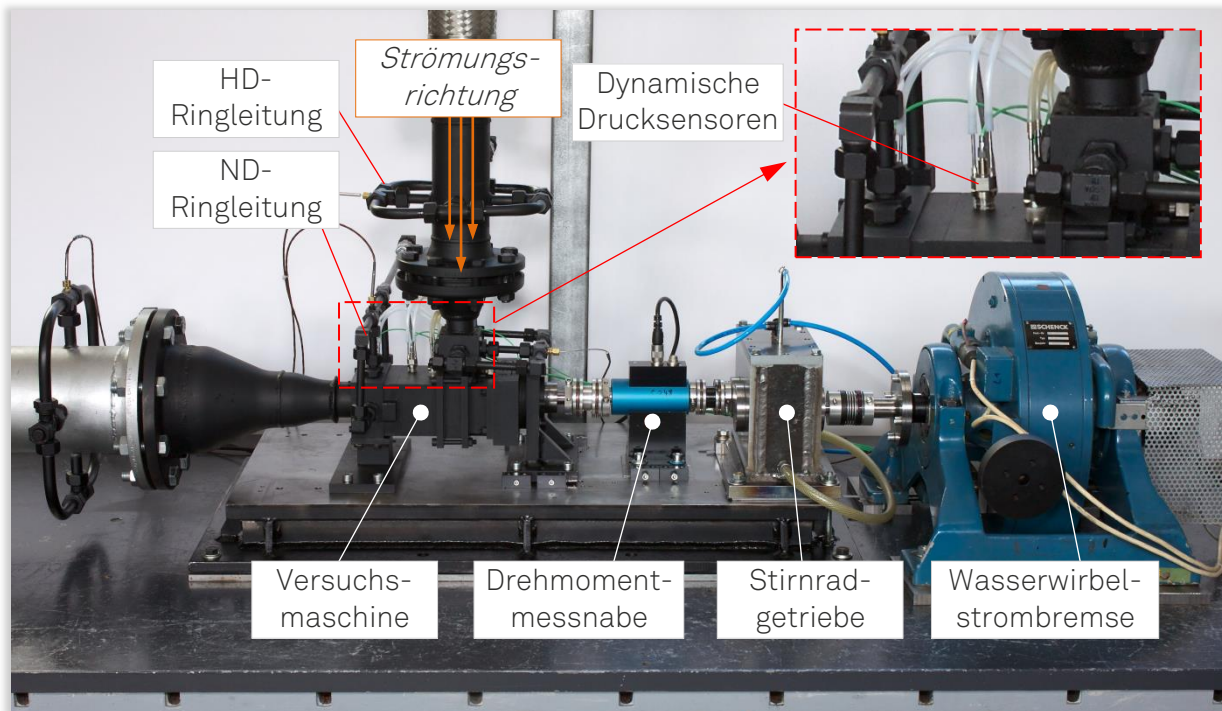


Bild 4.2: Maschinenumgebung im offenen Heißluftkreislauf mit montierter Versuchsmaschine.

An der Abtriebswelle der Versuchsmaschine werden Drehzahl und Drehmoment von einer Drehmoment-Messnabe hochauflösend erfasst. Das nachfolgende, mit einer Ölumlaufschmierung versehene, schrägverzahnte Stirnradgetriebe übersetzt die Drehzahl mit einem festen Verhältnis  $i = 2,4$  hin zu niedrigeren Drehzahlen. Resultierend aus der maximalen Drehzahl der wassergekühlten Wirbelstrombremse ( $n_{\max,B} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ) eröffnet der Versuchsaufbau dem Schraubenmotor einen Drehzahlbereich bis  $n_{\max,HR} = 24.000 \text{ min}^{-1}$ . Alle Komponenten des Abtriebsstrangs sind durch kraftschlüssige Kupplungen verbunden, die im Falle eines Maschinenschadens die nachfolgenden Komponenten schützen.

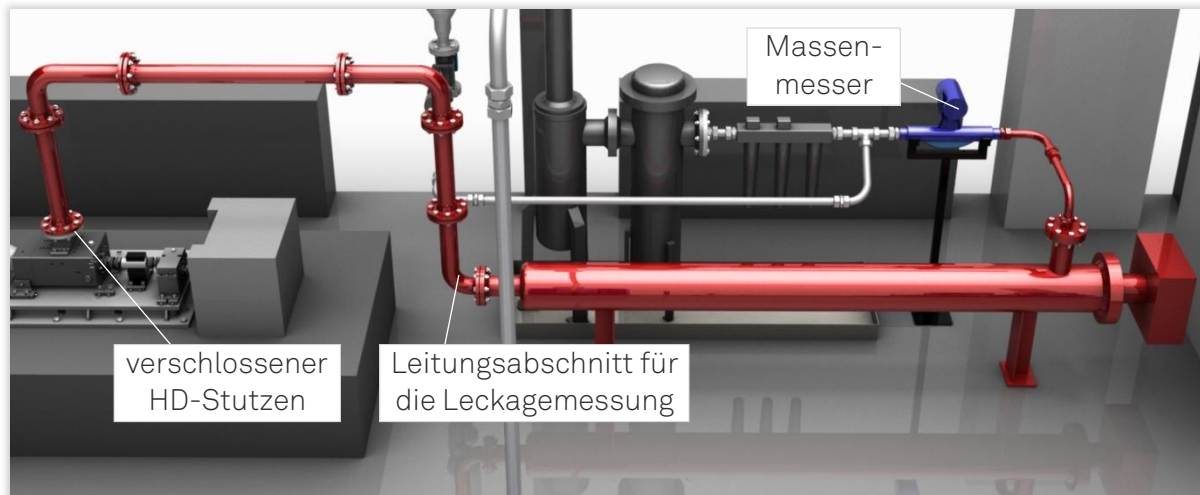
### 4.1.3 Anlagenleckagen

Die Güte der Messergebnisse wird in erheblichem Maße durch die maschinen- und anlagenseitigen Leckagen bestimmt. Stellt maschinenseitig vorrangig die Dichtung an der Wellendurchführung eine potentielle Leckagestelle dar, so entweichen in der Anlage Massenanteile im Wesentlichen an den Rohrleitungsverbindungen (Schneidring- und Flanschverschraubungen).

Der dem Schraubenmotor durch die Anlage bereitgestellte Massenstrom wird durch einen, nach dem Coriolis-Prinzip arbeitenden, Massendurchflussmesser unmittelbar hinter der Bypassabzweigung gemessen. Hinsichtlich der Beurteilung der Energiewandlungsgüte der Versuchsmaschine sind entsprechend lediglich die dem Massenmesser in Strömungsrichtung folgenden Leckagestellen bis hin zum



Motoreintritt von Bedeutung. Um den Leckagemassenstrom messtechnisch erfassen zu können, wird im Rahmen der Versuchsvorbereitung die Rohrleitung unmittelbar vor dem Motoreintritt verschlossen. Bei stationären Bedingungen, hinsichtlich Druck und Temperatur, in der Messstrecke (rot in **Bild 4.3** dargestellt) entspricht der vom Massenmesser detektierte Massenstrom somit dem Leckagemassenstrom in der Messstrecke.



**Bild 4.3:** Für die Leckagemessung relevanter Leitungsabschnitt des Heißluftkreislaufs.

Im Rahmen der Voruntersuchungen wird der Anteil des Leckagemassenstroms am Gesamtmassenstrom, in Abhängigkeit von Druck und Temperatur des Arbeitsmediums, experimentell bestimmt. Bei den im Weiteren vorgestellten, experimentellen Untersuchungsergebnissen ist unter dem Begriff des Anlagenmassenstroms stets der um den Einfluss der Leckagen bereinigte Massenstrom zu verstehen. Der Anlagenmassenstrom beschreibt somit den tatsächlich am Motoreintritt bereitgestellten Massenstrom.

Die Maschinenauswahl zur Untersuchung der technisch-physikalischen Wirkmechanismen von Schraubenmaschinen in motorischen Anwendungen wird durch die Forderung nach Ergebnissen geprägt, die repräsentativ für einen definierten und möglichst breiten Anwendungsbereich sind. Hinsichtlich der Maschinendimensionierung und der geometrischen Parameter wird die Orientierung am Stand der Technik hierbei durch den Prototypencharakter der unterschiedlichen Anwendungen erschwert (s. Kapitel 1.1). In diesen Applikationen erstrecken sich zum einen das thermische Energieangebot und auch die zu erwartenden Wellenleistungen über einen großen Leistungsbereich (Bild 1.1). Zum anderen gibt es keine kommerziell verfügbaren Schraubenmaschinen, die speziell für die Nutzung als Motor entwickelt wurden.

## 4.2 Versuchsmaschinen

Für die praktischen und theoretischen Untersuchungen der Energiewandlungsgüte von Schraubenmotoren wird im Rahmen dieser Arbeit, der industriell immer mehr an Relevanz gewinnende Leistungsbereich bis  $P_e = 20 \text{ kW}$  gewählt. Dieser deckt neben den klassischen KWK-Anwendungen im Mini- und Mikrosegment, das Anwendungsfeld der thermischen Rekuperation in mobilen on-road-Anwendungen ab. Um zu vermeiden, dass die hier generierten Untersuchungsergebnisse lediglich für einen spezifizierten Schraubenmotor gültig sind, werden zwei unterschiedliche Motoren (Typenbezeichnungen GL51.2-M und SE69), mit voneinander abweichenden konstruktiven und geometrischen Merkmalen, evaluiert. Die Versuchsmaschine GL51.2-M wurde zunächst als mechanisches Aufladeaggregat für Verbrennungsmotoren entwickelt und für den Einsatz als Motor konstruktiv modifiziert. Durch ihre „Nähe“ zur automotiven Anwendung ist die Maschine besonders für die mobile thermische Rekuperation von Interesse. Der Schraubenmotor SE69 wurde hingegen speziell zur Expansion von dampfförmigen Arbeitsmedien entwickelt und weist anwendungstypisch ein größeres inneres Volumenverhältnis auf.

### 4.2.1 Schraubenmotor Typ GL51.2-M

Die Versuchsmaschine GL51.2-M wurde ursprünglich als Verdichter zur mechanischen Aufladung von Verbrennungsmotoren bzw. zur Luftversorgung von Brennstoffzellen entwickelt. Die Maschine ist trotz des Verzichts auf ein Synchronisationsgetriebe als Trockenläufer ausgelegt, **Bild 4.4**.

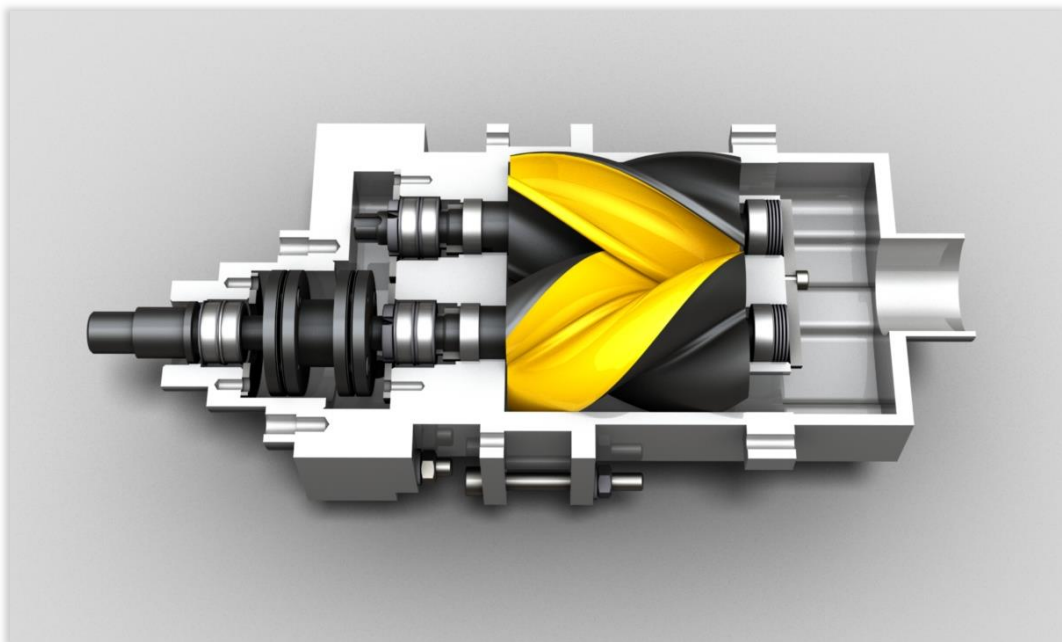


Bild 4.4: Schraubenmotor GL51.2-M (Schnittdarstellung).



Um dem Verschleiß der aufeinander abwälzenden Rotorflanken entgegenzuwirken, wird ein modifiziertes asymmetrisches SRM-Rotorprofil eingesetzt, welches auf eine Minimierung der Relativgeschwindigkeit in den Kontaktpunkten der Rotorverzahnung hin optimiert ist. Zusätzlich ist der profilierte Teil der Rotoren mit einer im Mittel 3  $\mu\text{m}$  dicken PVD-Beschichtung aus Wolframkarbid-Kohlenstoff (WC/C) versehen, welche die Funktion einer Verschleißschicht übernimmt. Die Typenbezeichnung setzt sich, neben dem Verweis auf die Bauart (**G**ear **L**ess), aus dem Achsabstand ( $a = 51 \text{ mm}$ ), dem Entwicklungsstadium der **2.** Generation und den Modifikationen für den motorischen Einsatz (**M**) zusammen.

**Tabelle 4.1: Parameter und Daten des Schraubenmotors GL51.2-M.**

Bezeichnung	Einheit	Hauptrotor	Nebenrotor
Rotorprofil	[-]	Modifiziertes asym. SRM-Profil	
Zähnezahl $z$	[-]	3	5
Axiale Länge des Rotorprofils $l$	[mm]	101	
Achsabstand $a$	[mm]	51	
Kopfkreisdurchmesser $D$	[mm]	71,8	67,5
Umschlingungswinkel $\varphi$	[°]	200	120
inneres Volumenverhältnis $v_i$	[-]	1,47	
Maximales Kammervolumen $V_{K,max}$	[cm <sup>3</sup> ]	96,3	
Gehäusespalthöhe $h_{Sp,G}$	[mm]	0,08	
Stirnspalthöhe HD $h_{Sp,S,HD}$	[mm]	0,1	
Stirnspalthöhe ND $h_{Sp,S,ND}$	[mm]	0,3	
Gehäusewerkstoff	[-]	C60 (Werkst.-Nr.: 1.0601)	
Rotorwerkstoff	[-]	19Mn5 (Werkst.-Nr.: 1.0482)	
Rotorbeschichtung	[-]	Wolframkarbid-Kohlenstoff	

Die geometrischen Maschinenparameter sowie die Hauptabmessungen der Rotoren sind in **Tabelle 4.1** angegeben. Charakteristisch für Schraubenlader sind hierbei der vergleichsweise geringe Achsabstand, die kleinen Zähnezahlen an Haupt- und Nebenrotor, die geringen Spalthöhen sowie das kleine innere Volumenverhältnis. Die Volumenkurve, die drehwinkelabhängigen Verläufe der Ein- und Auslassflächen, sowie die Spaltflächenverläufe der Schraubenmotoren GL51.2-M und SE69, sind im Anhang (Kapitel 10.2 und 10.3) dargestellt.

## 4.2.2 Schraubenmotor Typ SE69

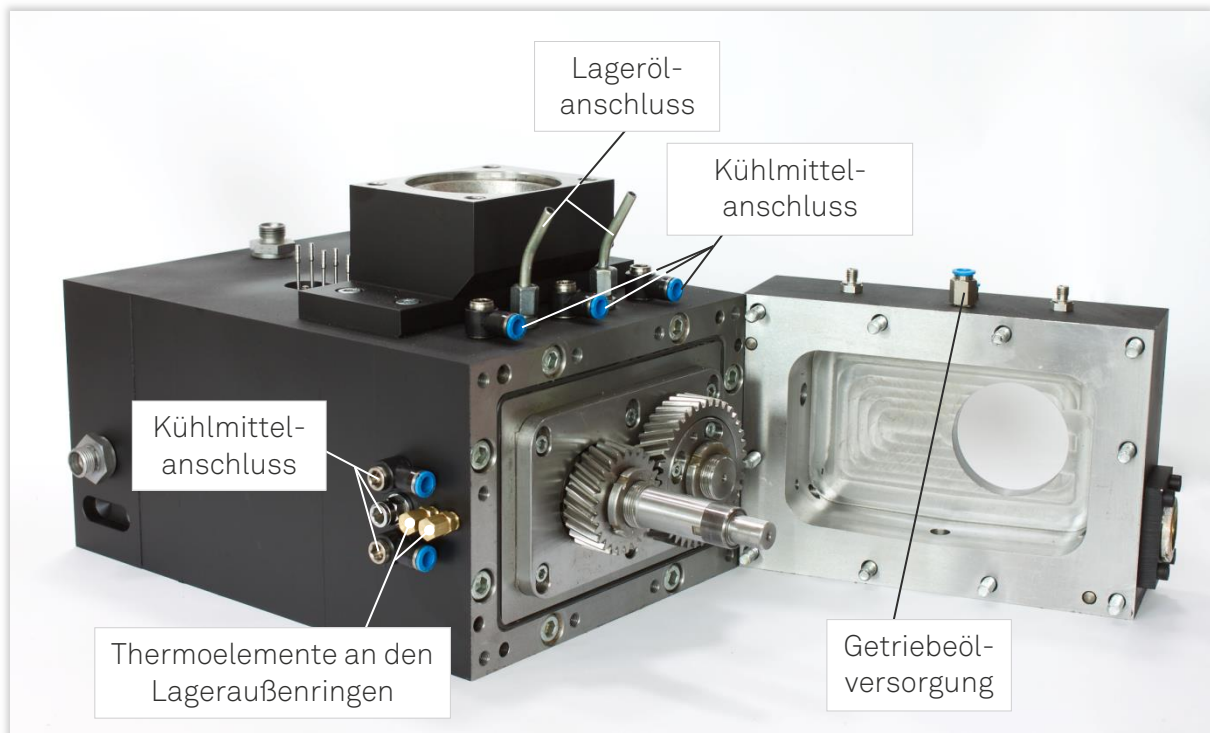
Der Schraubenmotor SE69 wurde als reine Expansionsmaschine, zur Wandlung des thermischen Energieangebots von dampf- oder gasförmigen Arbeitsmedien in mechanisch nutzbare Wellenleistung, entwickelt. Im Gegensatz zum Schraubenmotor GL51.2-M wälzen die beiden, aus dem hochlegierten Edelstahl X20Cr13 gefertigten, Rotoren nicht auf den Zahnflanken ab, sondern sind über ein schrägverzahntes, mit einer Ölumlaufschmierung versehenem, Zahnradpaar synchronisiert. Hinsichtlich der geometrischen Maschinenparameter unterscheiden sich vorrangig die Zähnezahlen mit  $z_{HR} = 4$  und  $z_{NR} = 6$  sowie das inneren Volumenverhältnis mit  $v_i = 3,68$  signifikant von Schraubenmotor GL51.2-M. Das  $L/D_{HR}$ -Verhältnis und der Hauptrotorumschlingungswinkel sind hingegen mit  $L/D_{HR} = 1,4$  und  $\varphi_{HR} = 200$  °C analog zum Schraubenmotor GL51.2-M ausgeführt, **Tabelle 4.2**.

**Tabelle 4.2: Parameter und Daten des Schraubenmotors SE69.**

Bezeichnung	Einheit	Hauptrotor	Nebenrotor
Rotorprofil	[-]	Asymmetrisches SRM-Profil	
Zähnezahl $z$	[-]	4	6
Axiale Länge des Rotorprofils $l$	[mm]	121,91	
Achsabstand $a$	[mm]	68,4	
Kopfkreisdurchmesser $D$	[mm]	86,78	86,98
Umschlingungswinkel $\varphi$	[°]	200	133,3
inneres Volumenverhältnis $v_i$	[-]	3,68	
Maximales Kammervolumen $V_{K,max}$	[cm <sup>3</sup> ]	116,5	
Profileingriffspalthöhe $h_{Sp,PE}$	[mm]	0,2	
Gehäusespalthöhe $h_{Sp,G}$	[mm]	0,3	
Stirnspalthöhe HD $h_{Sp,S,HD}$	[mm]	0,3	
Stirnspalthöhe ND $h_{Sp,S,ND}$	[mm]	0,3	
Gehäusewerkstoff	[-]	C60 (Werkst.-Nr.: 1.0601)	
Rotorwerkstoff	[-]	X20Cr13 (Werkst.-Nr.: 1.4021)	

Neben dem Synchronisationsgetriebe sind die hochdruckseitigen Lagerstellen des Schraubenmotors ebenfalls ölgeschmiert. Im Rahmen der Versuchsdurchführung wird das Öl entsprechend der jeweils vorherrschenden Anlagenbedingungen konditioniert und in einem Kreislauf den Lagern zugeführt. Die Lagerschmierung an der Niederdruckseite kann auf Grund der geringeren thermischen Belastung durch eine Lebensdauerschmierung sichergestellt werden. Um den universellen Einsatz des

Schraubenmotors in Applikationen mit unterschiedlichen Arbeitsmedien bei Eintrittstemperaturen bis zu  $\vartheta_{E,max} = 350 \text{ °C}^{1)}$  gewährleisten zu können, ist die Hochdruckseite im Bereich der Lagerung mit einer Wasserkühlung versehen. Im Rahmen der Versuchsdurchführung wird der Kühlmittelmassenstrom so gewählt, dass die Temperatur am Lageraußenring  $\vartheta_{Lager,HD} = 40 \text{ °C}$  beträgt. **Bild 4.5** zeigt den Schraubenmotor SE69 mit demontiertem Lagerraumgehäuse und den gekennzeichneten Anschlüssen für die Öl- und Kühlmittelversorgung. Der Axialschnitt der Maschine ist in Bild 2.2 dargestellt



**Bild 4.5:** Schraubenmotor SE69 mit demontiertem Getrieberaumgehäuse und gekennzeichneten Kühlmittel- und Ölanschlüssen.

### 4.3 Kennfeldgrenzen und Referenzbetriebspunkte

Die Untersuchung der Energiewandlungsgüte der Versuchsmaschinen erfolgt, jeweils ausgehend von einem als Referenz definierten Betriebspunkt, durch systematische Variation der Motoreintrittsparameter und der Drehzahl innerhalb definierter Kennfeldgrenzen. Die Anlagenbedingungen auf der Niederdruckseite der Maschine entsprechen bei allen Versuchsreihen näherungsweise den Atmosphärenbedingungen. Die während der Versuchsdurchführung aufgetretenen niederdruckseitigen Druckschwankungen von maximal  $\Delta p_{max} \approx 30 \text{ mbar}$  zeigen lediglich einen geringen Einfluss auf die Messergebnisse. Eine Beeinträchtigung durch nie-

<sup>1)</sup> Die Eignung des Schraubenmotors SE69 für Eintrittstemperaturen  $\vartheta_E > 300 \text{ °C}$  wurde in einem Dampfkreislauf nachgewiesen. BMBF Projekt: CO<sub>2</sub> Sequestrierung durch Einsatz von Biomasse in einem PYREG-Reaktor mit Dampfschraubenmotor (Kurzzeichen: 01LY0809F)

derdruckseitige Temperaturschwankungen ( $\Delta\vartheta_{\max} \approx 8 \text{ °C}$ ) konnte bei der Versuchsdurchführung nicht nachgewiesen werden.

Die Referenzbetriebspunkte befinden sich für beide Maschinen im mittleren Parameterbereich. Für den Schraubenmotors GL51.2-M werden die Parameter mit der Drehzahl  $n_{\text{HR}} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ , dem Eintrittsdruck  $p_{\text{E}} = 2 \text{ bar}$  und der Eintrittstemperatur  $\vartheta_{\text{E}} = 75 \text{ °C}$  festgelegt.

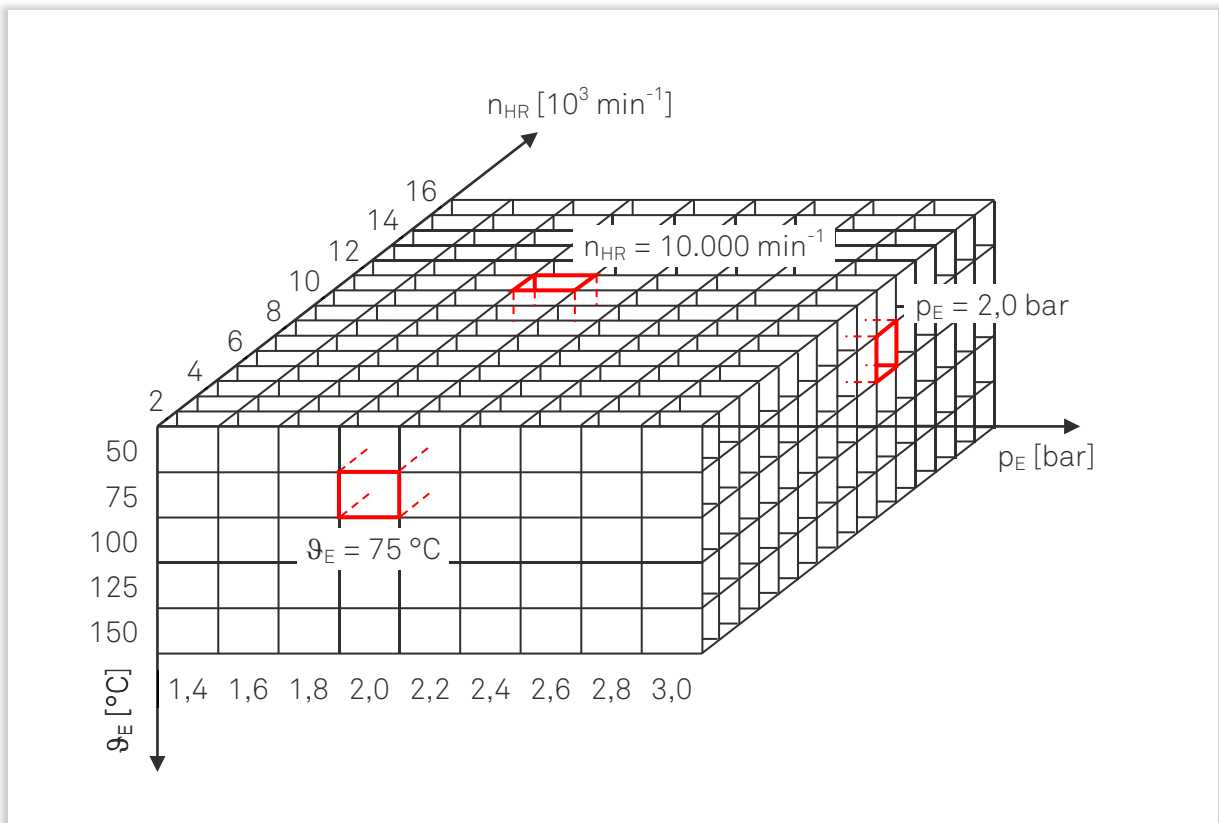


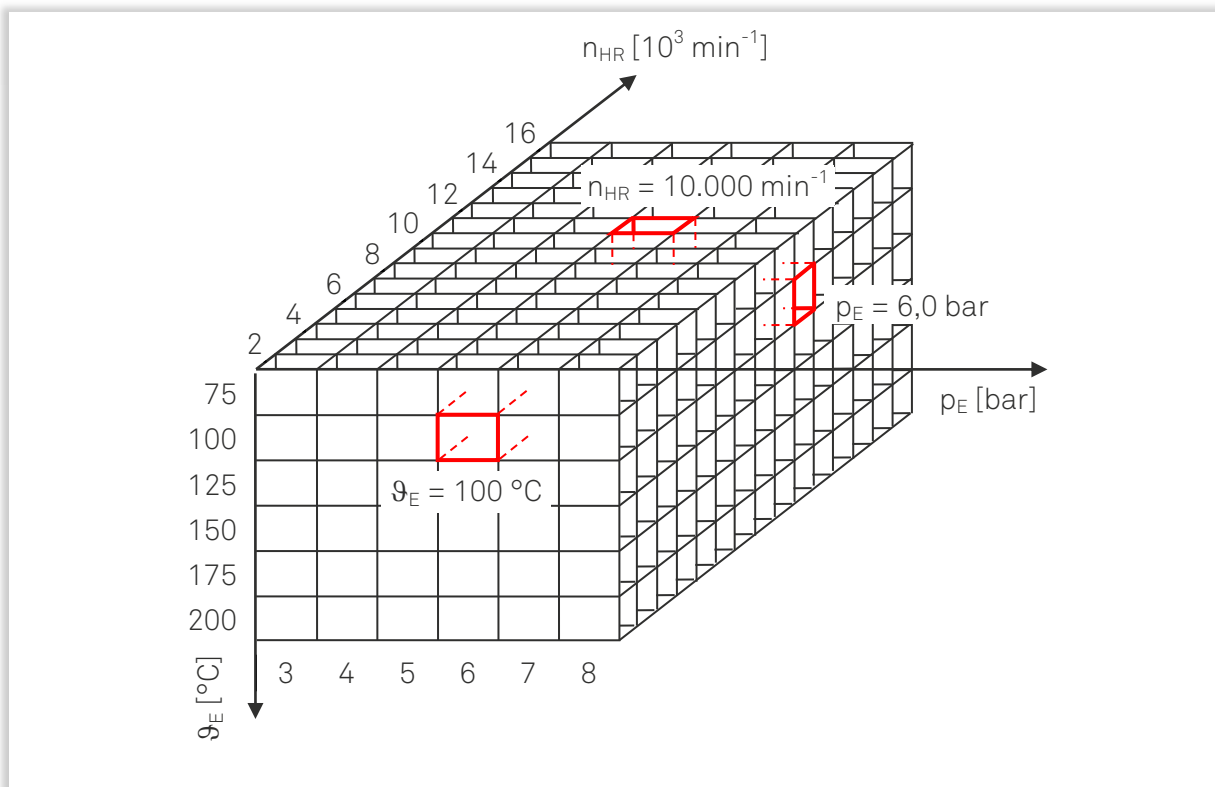
Bild 4.6: Variationsmatrix bestehend aus Eintrittsdruck, Eintrittstemperatur und Drehzahl, [GL51.2-M]<sup>1)</sup>.

Ausgehend von diesem Betriebspunkt wird, entsprechend der Variationsmatrix, die Drehzahl in einem Parameterbereich von  $n_{\text{HR}} = 1.000$  bis  $16.000 \text{ min}^{-1}$ , mit einer Schrittweite von  $\Delta n_{\text{HR}} = 1.000 \text{ min}^{-1}$  variiert, **Bild 4.6**. Obgleich der Drehzahlbereich des Schraubenmotors GL51.2-M im Rahmen der Versuchsdurchführung bis zu seiner Betriebsgrenze von  $n_{\text{HR}} = 24.000 \text{ min}^{-1}$  untersucht worden ist, wird auf Grund ansteigender mechanischen Belastung und der zunehmenden Messungenauigkeiten im Bereich hoher Drehzahlen, von der Diskussion dieser Daten Abstand genommen. Für die Untersuchung der technisch-physikalischen Verlustmechanismen stellt der gewählte Drehzahlbereich keine Einschränkung der Aussagekraft dar. Für den Eintrittsdruck wird eine Parameterbreite von  $p_{\text{E}} = 1,4$  bis  $3,0 \text{ bar}$  bei einer

<sup>1)</sup> Im Sinne der Übersichtlichkeit wird im Weiteren in den Bildunterschriften in eckigen Klammern auf den jeweiligen Maschinentyp [GL51.2-M bzw. SE69] verwiesen.

Schrittweite von  $\Delta p_E = 0,2$  bar gewählt. Eine weitere Druckerhöhung wird auf Grund des kleinen inneren Volumenverhältnisses nicht vorgenommen. Der Parameterbereich der Eintrittstemperatur wird zwischen  $\vartheta_E = 50$  und  $150$  °C mit einer Schrittweite von  $\Delta\vartheta_E = 25$  °C festgelegt. Eintrittstemperaturen außerhalb dieser Parametergrenzen führen durch Vereisungen an der Niederdruckseite ( $\vartheta_E < 50$  °C) bzw. durch den zunehmenden thermischen Energieeintrag ( $\vartheta_E > 150$  °C) im Bereich der hochdruckseitigen Lagerung, zu einer Gefährdung der Betriebssicherheit.

Der Referenzbetriebspunkt des Schraubenmotors SE69 befindet sich, analog zum Schraubenmotor GL51.2-M, im mittleren Parameterbereich des Kennfelds, **Bild 4.7**. Werden für die Drehzahl und die Eintrittstemperatur zum Referenzbetriebspunkt des Schraubenmotors GL51.2-M vergleichbare Werte gewählt ( $n_{HR} = 10.000$  min<sup>-1</sup> und  $\vartheta_E = 100$  °C), so unterscheidet sich der Eintrittsdruck  $p_E = 6$  bar, auf Grund des größeren inneren Volumenverhältnisses des Schraubenmotors SE69, erheblich.



**Bild 4.7:** Variationsmatrix bestehend aus Eintrittsdruck, Eintrittstemperatur und Drehzahl, [SE69].

Die Drehzahl wird in einer Schrittweite  $\Delta n_{HR} = 1.000$  min<sup>-1</sup> bis zur Maximaldrehzahl  $n_{HR} = 16.000$  min<sup>-1</sup> variiert. Die obere Drehzahlgrenze resultiert zum einen aus der Grenzdrehzahl der eingesetzten Wälzlager, zum anderen werden bei hohen Drehzahlen, in Kombination mit hohen Drücken, die Anlagengrenzen (maximaler Volumenstrom) erreicht. Der Eintrittsdruck wird in einer Schrittweite  $\Delta p_E = 1$  bar untersucht. Für Eintrittsdrücke kleiner  $p_E = 3$  bar steigt durch die zunehmende Überex-

pansion die Ladungswechselarbeit in einem Maße an, welches nicht mehr durch die Nutzarbeit kompensiert werden kann. Die Temperatur wird in einem Parameterbereich von  $\vartheta_E = 75$  bis  $200\text{ °C}$  in einer Schrittweite  $\Delta\vartheta_E = 25\text{ °C}$  variiert. Höhere Eintrittstemperaturen können theoretisch durch die Anlage bereitgestellt und auch vom Schraubenmotor verarbeitet werden, jedoch wurde die Temperaturobergrenze, unter Berücksichtigung des Flammpunktes des eingesetzten Lager- und Getriebeöls ( $\vartheta_{FP,\text{Öl}} = 212\text{ °C}$ ), aus Sicherheitsgründen begrenzt.

#### 4.4 Maschinenkennfelder

Im Folgenden werden die Maschinenkennfelder beider Schraubenmotoren, unter Berücksichtigung der im vorangegangenen Kapitel definierten Kennfeldgrenzen, vorgestellt. Die Kennfelder werden jeweils von den beiden Parametern Eintrittsdruck und Drehzahl aufgespannt und durch die energetischen Kennzahlen Innenleistung, Liefergrad und effektiver, isentrop-isochoerer Gütegrad beschrieben. An dieser Stelle sollen die Kennfelder einen quantitativen Eindruck über die Energie wandlungsgüte der Maschinen liefern, ohne dass auf die wirksamen technisch-physikalischen Wirkmechanismen eingegangen wird. Eine tiefergehende Betrachtung der dissipativen Vorgänge, bei der auch der Einfluss der Eintrittstemperatur berücksichtigt wird, erfolgt im Verlauf dieser Arbeit.

Für den Schraubenmotor GL51.2-M nimmt die effektive Leistung an jeder Stelle des Kennfeldes durch Erhöhung der Drehzahl oder des Eintrittsdrucks zu und erreicht mit  $P_e = 10,3\text{ kW}$  ihr Maximum, **Bild 4.8**. Der Liefergrad zeigt keine ausgeprägte Druckabhängigkeit und nimmt mit zunehmender Drehzahl bis  $\lambda_L = 1,01$  ab. Analog zum Liefergrad wird im untersuchten Parameterbereich der effektive, isentrop-isochoere Gütegrad maßgeblich von der Drehzahl geprägt. Der effektive, isentrop-isochoere Gütegrad nimmt mit  $(\eta_{ge})_{sv} = 0,71$  maximale Werte im Bereich hoher Drehzahlen, sowie mittlerer bis hoher Eintrittsdrücke an.

Ein qualitativ vergleichbares Kennfeldverhalten offenbaren die Untersuchungsergebnisse des Schraubenmotor SE69, **Bild 4.9**. Auch hier wird die größte Leistung  $P_e = 19,2\text{ kW}$  bei maximaler Drehzahl bzw. maximalem Eintrittsdruck erreicht. Der Liefergrad nimmt mit zunehmender Drehzahl, weitestgehend druckunabhängig, bis zu seinem Minimum  $\lambda_L = 1,00$  ab. Der effektive, isentrop-isochoere Gütegrad zeigt im unteren und mittleren Drehzahlbereich keine signifikante Abhängigkeit vom Eintrittsdruck, wird im oberen Drehzahlbereich jedoch zusätzlich von einem hohen Eintrittsdruck begünstigt. Sein Maximum erreicht der effektive, isentrop-isochoere Gütegrad mit  $(\eta_{ge})_{sv} = 0,47$ .



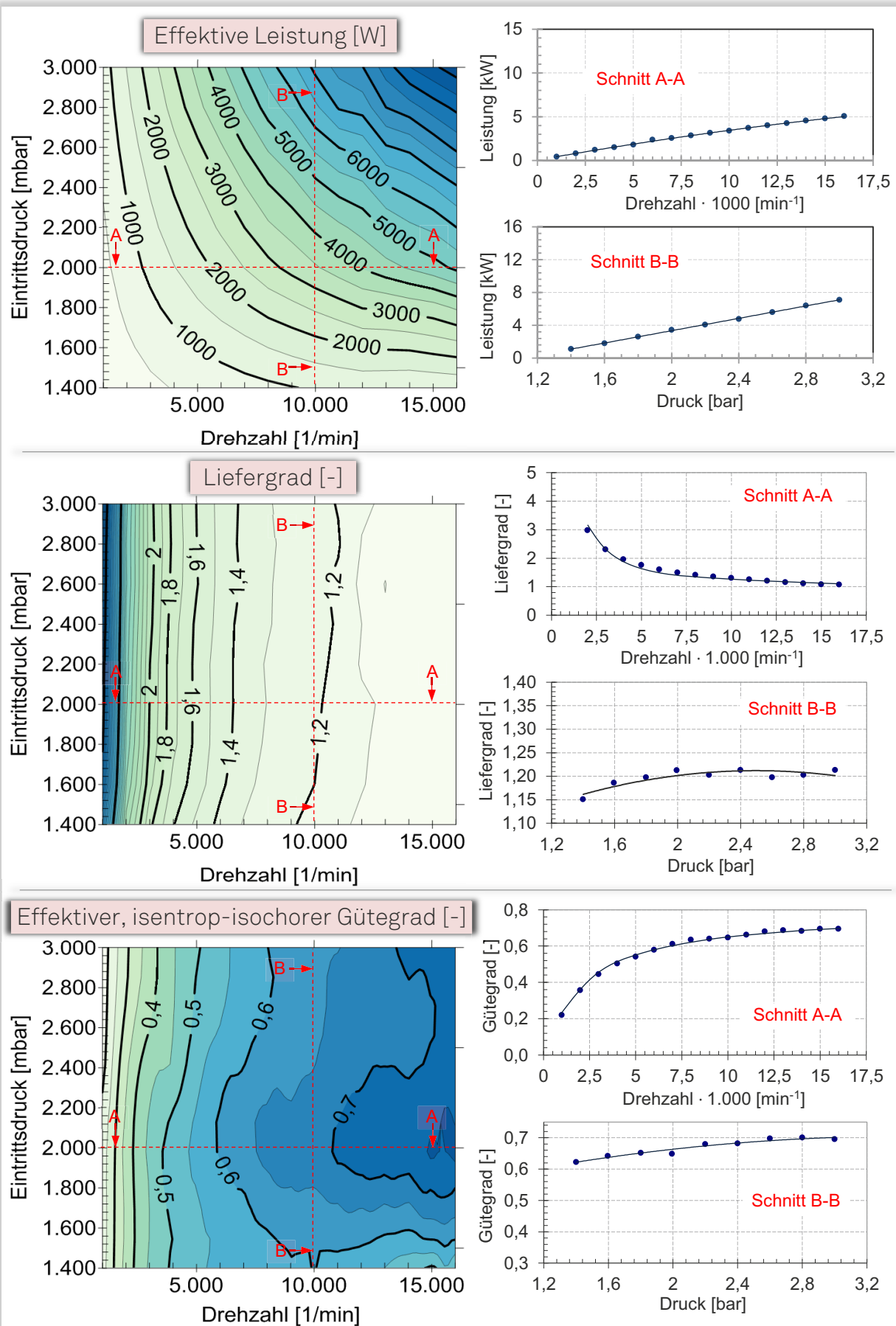


Bild 4.8: Maschinenkennfelder. Dargestellt sind effektive Leistung, Liefergrad und effektiver, isentrop-isochoerer Gütegrad als Funktion der Drehzahl und des Eintrittsdrucks, [GL51.2-M, Messung,  $\vartheta_E = 75\text{ }^\circ\text{C}$ ].

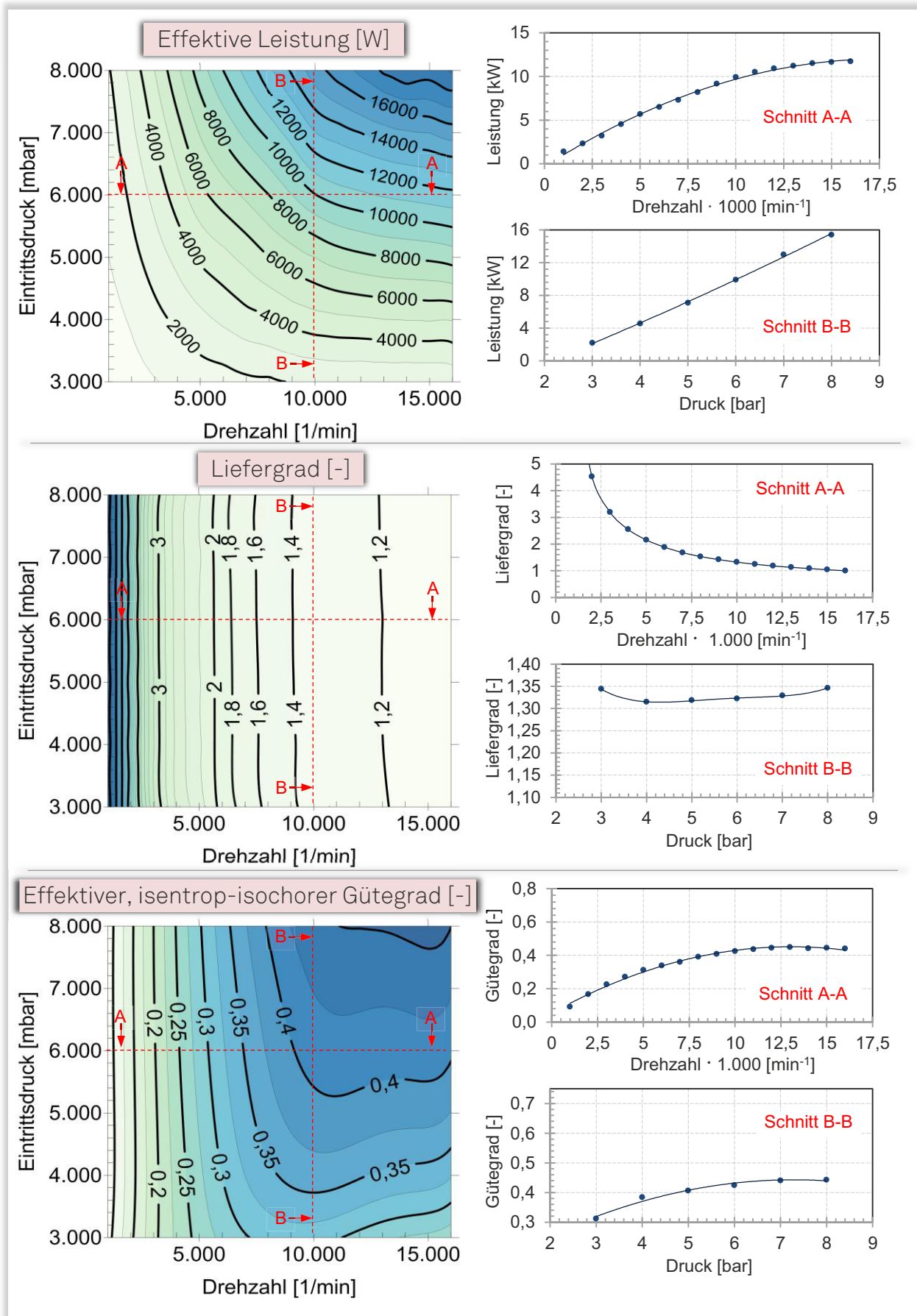


Bild 4.9: Maschinenkennfelder. Dargestellt sind effektive Leistung, Liefergrad und effektiver, isentrop-isochoerer Gütegrad als Funktion der Drehzahl und des Eintrittsdrucks, [SE69, Messung,  $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ].



## 4.5 Druckindizierung

Die im vorangegangenen Kapitel thematisierten Maschinenkennfelder erlauben die integrale Bewertung der Energiewandlungsgüte der Schraubenmotoren in Abhängigkeit der Eintrittsparameter und der Maschinendrehzahl. Einen Einblick in die physikalischen Vorgänge während des Arbeitsspiels ermöglicht, im Rahmen der experimentellen Untersuchungen, die Druckindizierung der Schraubenmotoren. Hierbei wird der Druck in mehreren Zahnlückenvolumina gleichzeitig gemessen und mit Hilfe einer Triggereinrichtung der Rotorstellung zugeordnet. Der so ermittelte Druckverlauf einer repräsentativen Arbeitskammer als Funktion des Kammervolumens wird als Indikatordiagramm bezeichnet. Im Gegensatz zu oszillierenden Verdrängermaschinen, bei denen häufig ein Drucksensor zur Erfassung des Indikatordiagramms ausreicht, müssen bei Schraubenmaschinen systemimmanent mehrere Sensoren im Maschinengehäuse installiert werden.

Im vorliegenden Versuchsaufbau liefern die eingesetzten piezoelektrischen Drucksensoren am Ausgang ihrer Ladungsverstärker ein Signal, das der relativen Druckänderung in der Arbeitskammer entspricht. Zur Bestimmung des absoluten Drucks müssen die relativen Druckwerte auf einen Referenzdruck bezogen werden. Im Rahmen der Voruntersuchungen hat sich der statisch gemessene Absolutdruck an der Niederdruckseite des Schraubenmotors, auf Grund der komplexen Konstruktion der Gesamtdruckverläufe, als ungünstige Referenz erwiesen. Eine bessere Reproduzierbarkeit der Messergebnisse ermöglicht die Integration von dynamisch messenden Absolutdruckaufnehmern in die Reihe der Relativdrucksensoren.

Der Beginn der Füllungsphase lässt sich bei Schraubenmotoren auf Grund der geometrischen Beschaffenheit messtechnisch nur schwer erfassen. Im Falle des Schraubenmotors GL51.2-M kann der Kammerdruck, mit den eingesetzten Drucksensoren, ab einem Hauptrotordrehwinkel von  $\alpha_{HR} \approx 155^\circ$  detektiert werden, **Bild 4.10**. Von dieser Rotorstellung an erlauben vier Drucksensoren die Erfassung des Kammerdrucks im letzten Teil der Füllungsphase, während der Expansion und in Teilen des Ausschiebevorgangs bis zu einer Drehwinkelstellung von etwa  $\alpha_{HR} \approx 405^\circ$ . Für die Druckindizierung des Schraubenmotors SE69 werden sechs dynamische Drucksensoren im Motorgehäuse installiert, wodurch sich der Messbereich ab  $\alpha_{HR} \approx 158^\circ$  über einen Teil der Füllungsphase, die gesamte Expansion bis in den Ausschiebebereich erstreckt und bei  $\alpha_{HR} \approx 400^\circ$  endet, **Bild 4.11**. Die Konstruktion der Gesamtdruckverläufe erfolgt bei beiden Maschinen durch Zusammensetzen der Teildruckverläufe der einzelnen Sensoren. Wird der so ermittelte Druckverlauf als Funktion des drehwinkelabhängigen Kammervolumens aufgetragen, entspricht die umschlossene Fläche der indizierten Innenarbeit des Schraubenmotors.

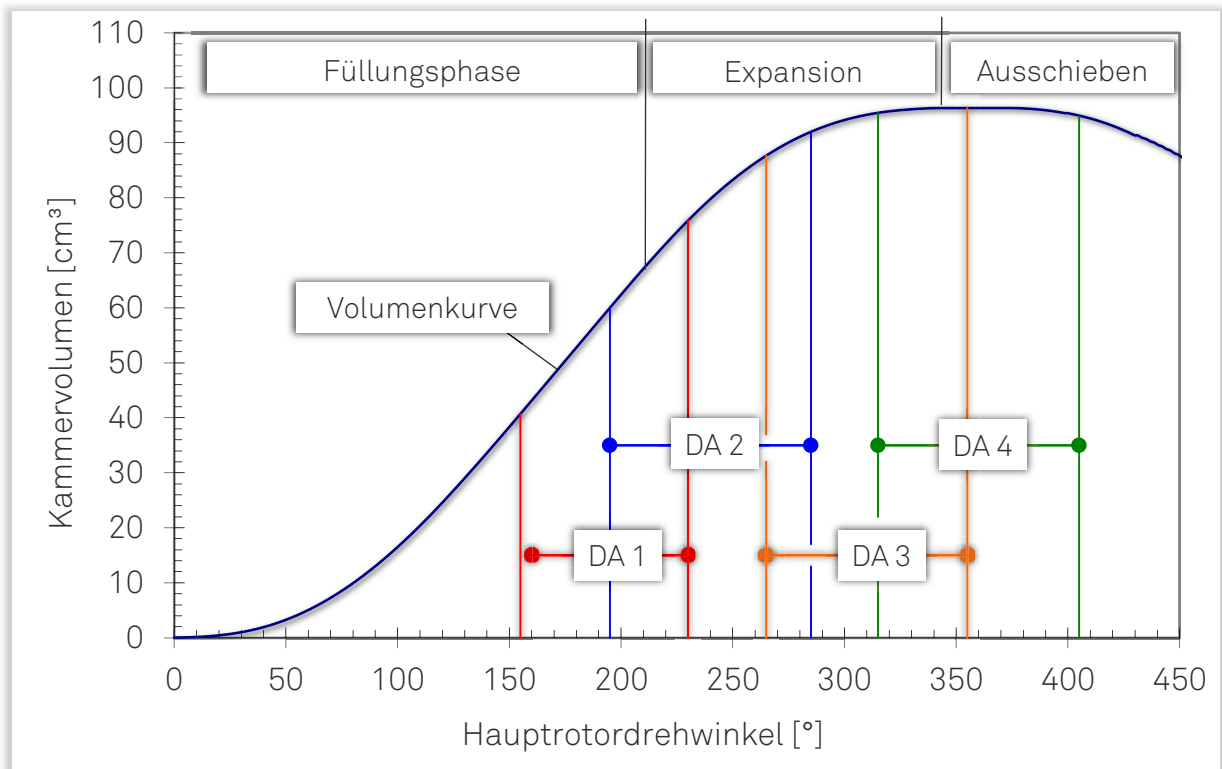


Bild 4.10: Volumenkurve mit den Positionen der Drucksensoren  $DS_1$  bis  $DS_4$  zur messtechnischen Erfassung der Indikator diagramme, [GL51.2-M].

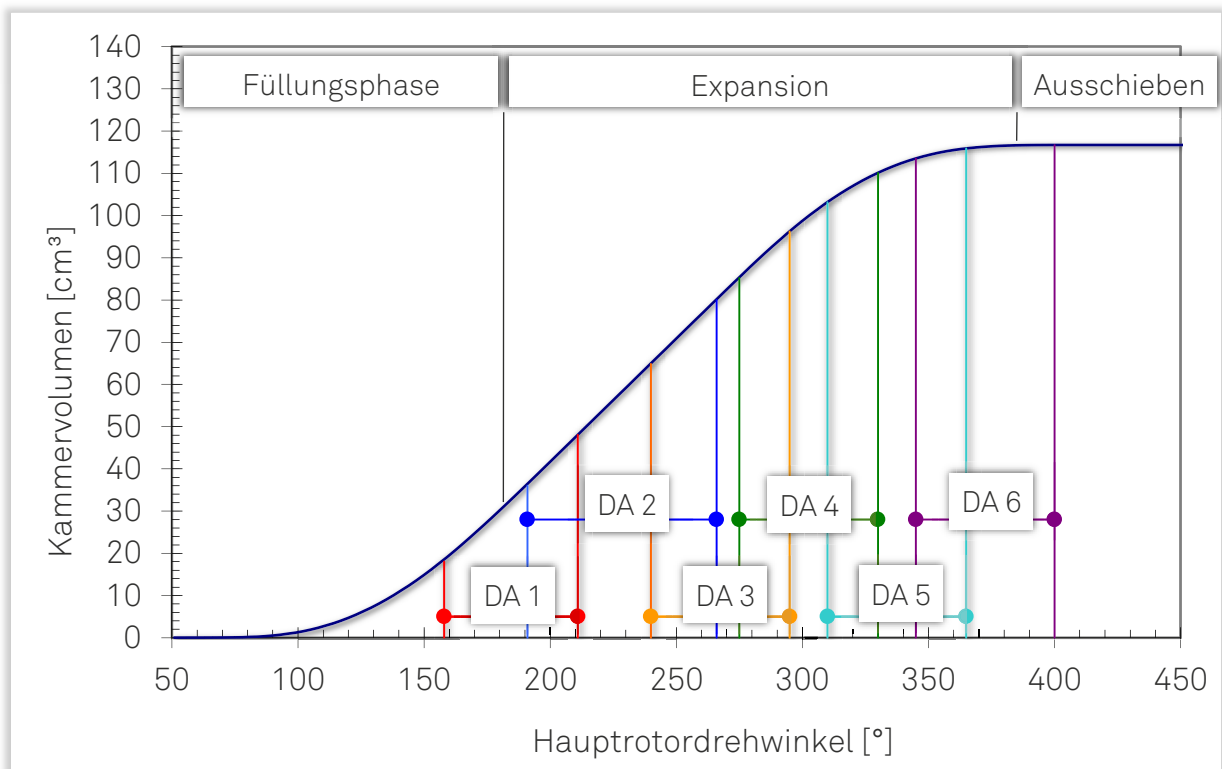


Bild 4.11: Volumenkurve mit den Positionen der Drucksensoren  $DS_1$  bis  $DS_6$  zur messtechnischen Erfassung der Indikator diagramme, [SE69].

## 4.6 Kammerdruckverläufe in den Referenzbetriebspunkten

Als Ergebnisse der beschriebenen Druckindizierung werden im Weiteren die drehwinkelabhängigen Kammerdruckverläufe beider Schraubenmotoren in den jeweiligen Referenzbetriebspunkten diskutiert.

Dargestellt sind für den Schraubenmotor GL51.2-M, neben der repräsentativen Arbeitskammer, die um  $120^\circ$  Hauptrotordrehwinkel versetzte vorlaufende bzw. nachlaufende Arbeitskammer sowie die Volumenkurve, **Bild 4.12**. Zur Visualisierung der drehwinkelabhängigen, geometrischen Beschaffenheit sind zusätzlich die für den Druckverlauf signifikanten Rotordrehwinkelstellungen dargestellt.

Zu Beginn der Füllungsphase drehen sich die Rotoren aus dem Zahneingriff heraus, wodurch das Kammervolumen zunächst progressiv und bei fortschreitender Rotordrehung linear zunimmt. Die Arbeitskammer nähert sich hierbei dem Messbereich des ersten Drucksensors, welcher nach Überschreiten des absoluten Druckmaximums ab  $\alpha_{HR} \approx 155^\circ$ , die ersten verwertbaren Messsignale liefert, **Bild 4.13**. Die für kleinere Drehwinkel dargestellten Druckwerte beschreiben den gemessenen Druck während des Übergangs aus der vorlaufenden Arbeitskammer und sind nicht als Maß für den Druck in der betrachteten Arbeitskammer zu verstehen.

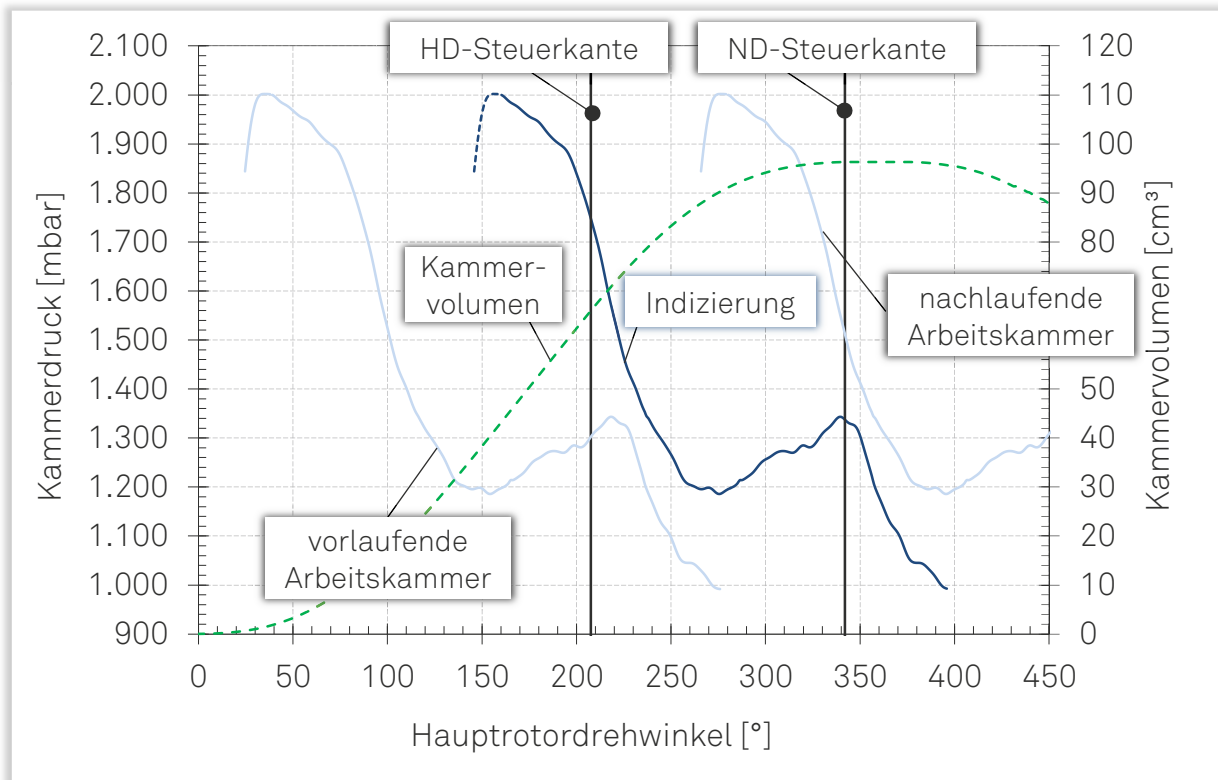
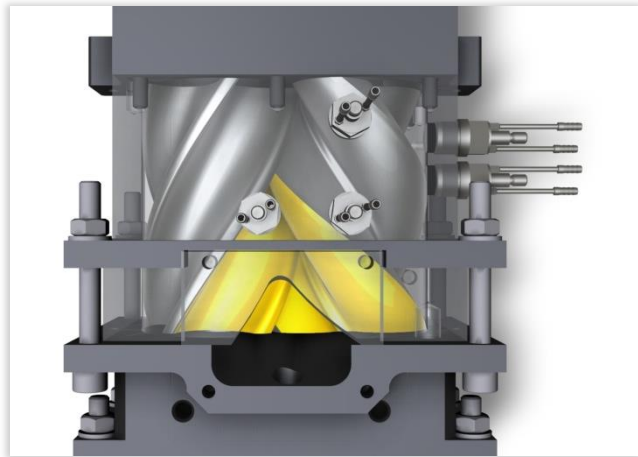
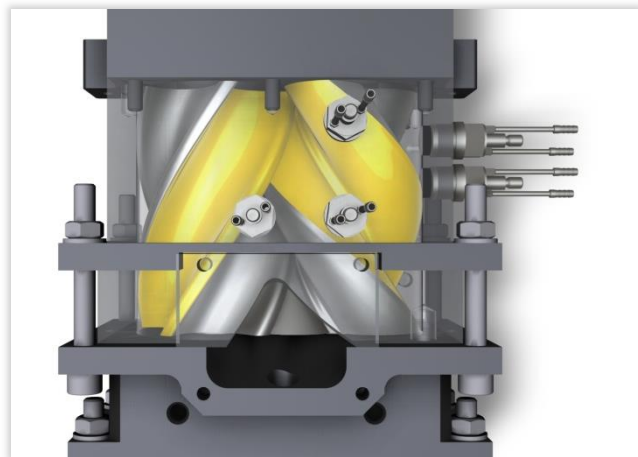


Bild 4.12: Kammerdruck und Kammervolumen als Funktion des Hauptrotordrehwinkels, [GL51.2-M, Messung,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75^\circ \text{C}$ ].

Der zeitlich letzte Bereich des Füllvorgangs ist geprägt vom vorzeitigen Expansionsbeginn ab  $\alpha_{HR} \approx 165^\circ$ , etwa  $40^\circ$  vor Erreichen der hochdruckseitigen Steuerkanten. Zu diesem Zeitpunkt des Arbeitsspiels bedingen zum einen die abnehmende Fläche der Einlassöffnung, bei gleichzeitig linear mit der Rotordrehung zunehmendem Kammervolumen sowie zum anderen die ansteigenden Spaltmassenströme aus der Arbeitskammer hinaus, das vorzeitige Einsetzen der realen Expansion. Beim Überfahren der hochdruckseitigen Steuerkante durch die nachlaufenden Zahnköpfe beträgt der Kammerdruck noch  $p_K \approx 1750$  mbar. Bei fortschreitender Expansion nimmt der Druckgradient ab  $\alpha_{HR} \approx 230^\circ$  zunächst ab, bevor der Kammerdruck bei  $\alpha_{HR} \approx 275^\circ$  mit  $p_K = 1190$  mbar sein Minimum während der Expansionsphase annimmt, **Bild 4.14**. Die Ursache hierfür liefert zum einen die abnehmende Volumenänderung durch die sich ausprägende degressive Charakteristik der Volumenkurve und zum anderen das Verhältnis von zu- und abströmenden Spaltmassen. Werden vereinfachend die Spaltbreitenänderungen vernachlässigt, so führen alleine die abnehmenden Druckverhältnisse in Bezug zur Niederdruckseite und zur bereits ausschiebenden, vorlaufenden Arbeitskammer zu abnehmenden Spaltmassenströmen aus der betrachteten Arbeitskammer hinaus. Gleichzeitig liegt in der nachfolgenden Arbeitskammer idealisiert der gesamte Anlagendruck an, was zu einer zunehmenden Nachfüllung und einer entsprechenden Beeinflussung des Druckgradienten führt. Bei weiterer Rotordrehung steigt der Druck in der Arbeitskammer in Folge der Nachfüllung bis zum Erreichen der niederdruckseitigen Steuerkanten an. Nachdem die vorlaufenden Zahnflanken die niederdruckseitigen Steuerkanten überfahren haben, wird die Ladung ab einer Drehwinkelstellung von  $\alpha_{HR} = 342^\circ$  aus der Arbeitskammer ausgeschoben. Der Druckausgleich in der Arbeitskammer auf das Niveau des Anla-



**Bild 4.13:** Drehwinkelstellung  $\alpha_{HR} = 155^\circ$ ,  
[GL51.2-M].

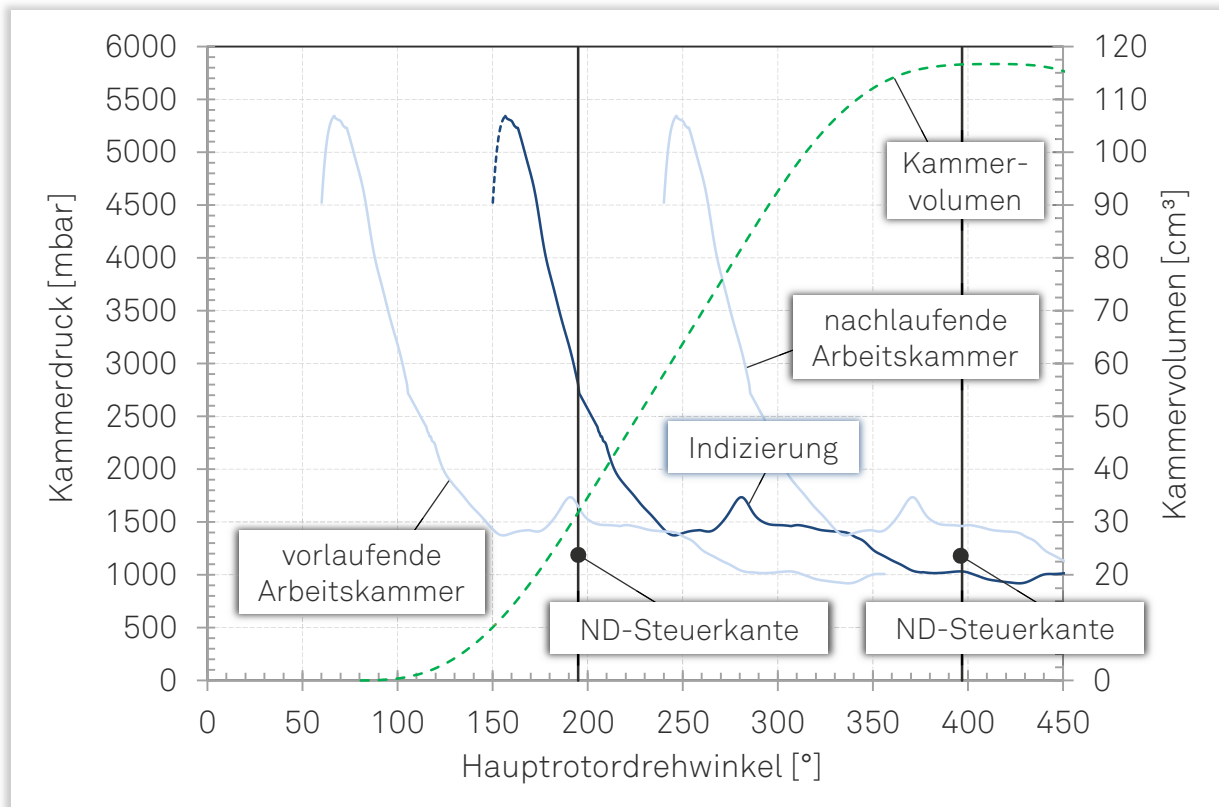


**Bild 4.14:** Drehwinkelstellung  $\alpha_{HR} = 275^\circ$ ,  
[GL51.2-M]

Die Ursache hierfür liefert zum einen die abnehmende Volumenänderung durch die sich ausprägende degressive Charakteristik der Volumenkurve und zum anderen das Verhältnis von zu- und abströmenden Spaltmassen. Werden vereinfachend die Spaltbreitenänderungen vernachlässigt, so führen alleine die abnehmenden Druckverhältnisse in Bezug zur Niederdruckseite und zur bereits ausschiebenden, vorlaufenden Arbeitskammer zu abnehmenden Spaltmassenströmen aus der betrachteten Arbeitskammer hinaus. Gleichzeitig liegt in der nachfolgenden Arbeitskammer idealisiert der gesamte Anlagendruck an, was zu einer zunehmenden Nachfüllung und einer entsprechenden Beeinflussung des Druckgradienten führt. Bei weiterer Rotordrehung steigt der Druck in der Arbeitskammer in Folge der Nachfüllung bis zum Erreichen der niederdruckseitigen Steuerkanten an. Nachdem die vorlaufenden Zahnflanken die niederdruckseitigen Steuerkanten überfahren haben, wird die Ladung ab einer Drehwinkelstellung von  $\alpha_{HR} = 342^\circ$  aus der Arbeitskammer ausgeschoben. Der Druckausgleich in der Arbeitskammer auf das Niveau des Anla-

gegengedrucks erfolgt über einen Drehwinkelbereich von etwa  $50^\circ$ , bei näherungsweise konstantem Kammervolumen.

Das Indikatordiagramm des Schraubenmotors SE69 für die im Referenzbetriebspunkt definierten Betriebsparameter wird nachfolgend, beziehend auf **Bild 4.15**, diskutiert. Analog zur Betrachtung des Schraubenmotors GL51.2-M ist neben den Druckverläufen der vor- bzw. nachlaufenden Arbeitskammer, das Kammervolumen als Funktion des Drehwinkels dargestellt.



**Bild 4.15:** Kammerdruck und Kammervolumen als Funktion des Hauptrotordrehwinkels, [SE69, Messung,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

Im Gegensatz zum bereits diskutierten Indikatordiagramm, liegt beim Schraubenmotor SE69 der maximale gemessene Druck während der Füllungsphase deutlich unterhalb des hochdruckseitigen Anlagendrucks. Wie später noch gezeigt wird, lässt sich dieser Umstand physikalisch begründen und ist nur teilweise eine Folge des für die Messung zur Verfügung stehenden Drehwinkelbereichs. Ursächlich für die Druckdifferenz ist die im Vergleich zum Schraubenmotor GL51.2-M deutlich kleinere, rein axiale Einlassfläche. Zu den Drosselverlusten beim unmittelbaren Einströmen in die Arbeitskammer addieren sich demzufolge die Druckverluste, die das Fluid durch die Querschnittsverjüngung und die Umlenkung zwischen der hochdruckseitigen Ringleitung (Messstelle für den Eintrittsdruck) und der Einlassfläche erfährt. Der vorzeitig einsetzende Expansionsbeginn entspricht den bereits bekannten Tendenzen und lässt sich analog zum Schraubenmotor GL51.2-M, durch

die abnehmende Einlassfläche und das weiter ansteigende Kammervolumen, in Verbindung mit den über die Spalte entweichenden Fluidmassen, begründen. Zu Beginn der theoretischen Expansion bei  $\alpha_{HR} \approx 195^\circ$  (Bild 4.16) beträgt der Kammerdruck  $p_K \approx 2820$  mbar lediglich 47 % des Anlagendruckes an der Hochdruckseite.

Mit zunehmendem Kammervolumen nimmt der Gradient des Kammerdrucks ab und erreicht ein lokales Minimum bei  $\alpha_{HR} \approx 239^\circ$ . Zu diesem Zeitpunkt befindet sich die nachfolgende Arbeitskammer bereits in der Füllungsphase und füllt die betrachtete Arbeitskammer bei fortschreitender Rotordrehung nach, was den Druckanstieg beim lokalen Maximum bei  $\alpha_{HR} \approx 278^\circ$  (Bild 4.17) begründet. Bei weiterer Rotordrehung beginnt in der

nachfolgenden Arbeitskammer die reale Expansion, was eine Abnahme des Druckverhältnisses zwischen den beiden Kammern und somit auch eine geringere Nachfüllung bedingt. Als Folge dieses Zusammenhangs und des degressiv ansteigenden Kammervolumens nimmt der Kammerdruck zunächst geringfügig ab, bevor er sich in der letzten Expansionsphase, durch die sich weiter ausbildenden Stirnspalte, bereits vor Erreichen der Steuerkanten, dem Niederdruck annähert. Nach Erreichen der niederdruckseitigen Steuerkanten wird die Ladung näherungsweise isobar ausgeschoben.

Der Vergleich der beiden Indikatordiagramme in den jeweiligen Referenzbetriebspunkten zeigt deutlich größere Drosselverluste beim Schraubenmotor SE69. Neben dem höheren Eintrittsdruck werden diese im Wesentlichen durch die kleinere Fläche der Einlassöffnung, als Konsequenz des größeren inneren Volumenverhältnisses, hervorgerufen. Die größeren Zähnezahlen an Haupt- und Nebenrotor tragen auch bei konstantem Achsabstand ebenfalls zu einer Verkleinerung der Einlassfläche bei. Der größere Druckabfall beim Einsetzen der realen Expansion wird neben den Drosselverlusten durch die größeren

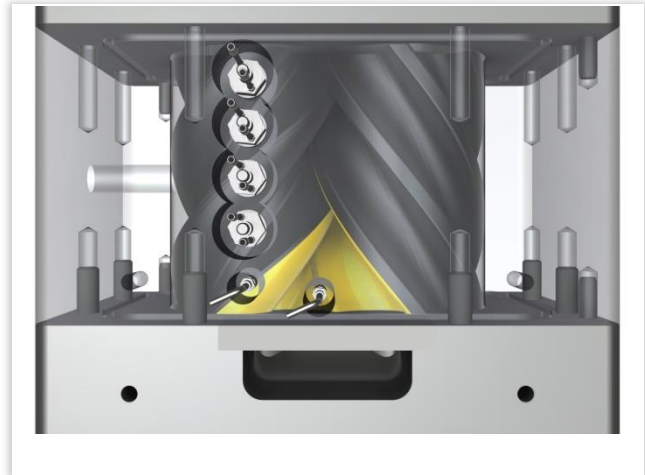


Bild 4.16: Drehwinkelstellung  $\alpha_{HR} = 195^\circ$ , [SE69].

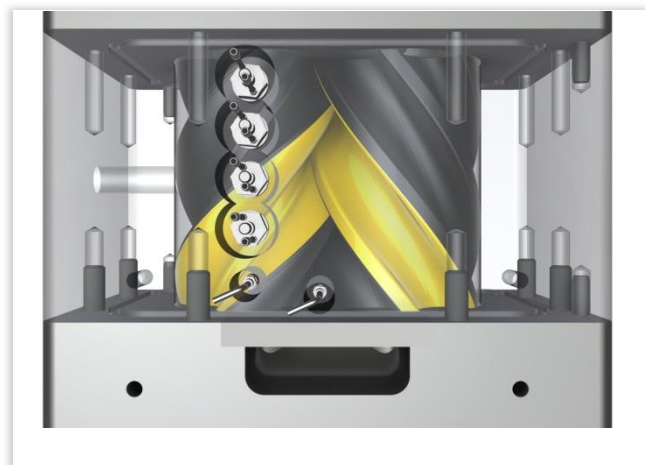


Bild 4.17: Drehwinkelstellung  $\alpha_{HR} = 278^\circ$ , [SE69].

zu einer Verkleinerung der Einlassfläche bei. Der größere Druckabfall beim Einsetzen der realen Expansion wird neben den Drosselverlusten durch die größeren



Spaltmassenströme, in Folge der größeren Spalthöhen, hervorgerufen. Der Einfluss der Spalthöhe auf die Energiewandlungsgüte wird im folgenden Kapitel tiefergehend diskutiert. Ergänzend zu den diskutierten Indikatordiagrammen sind im Anhang der vorliegenden Arbeit (siehe Kapitel 10.1, **Bild 10.1** bis **Bild 10.6**) Indikatordiagramme beider Schraubenmotoren für unterschiedliche Eintrittsbedingungen bzw. Drehzahlen dargestellt.

## 4.7 Spalthöhenvariation

Die Indikatordiagramme zeigen, dass der Kammerdruck während des Arbeitsspiels maßgeblich durch Einlassdrosselverluste und Spaltmassenströme beeinflusst wird. Die Untersuchung des Spalthöheneinflusses, hinsichtlich des Druckverlaufs und der integralen Energiewandlungsgüte, erfolgt im Rahmen der experimentellen Untersuchungen nachfolgend exemplarisch für den Schraubenmotor SE69.

Abweichend von den Spalthöhen im Referenzzustand, werden sämtliche Spalthöhen um  $\Delta h_{sp} = 0,1$  mm vergrößert, **Tabelle 4.3**. Bei den Spalthöhen handelt es sich um die konstruktiv vorgegebenen Kaltspalthöhen. Wie später noch gezeigt wird, weichen die Spalthöhen im thermisch belasteten Zustand teilweise erheblich von den Kaltspalthöhen ab. Für die im Folgenden vorgestellten Untersuchungsergebnisse ist dieser Zusammenhang jedoch zunächst unerheblich. Abweichend von den bisher diskutierten Druckverläufen, wird der Kammerdruck nicht als Funktion des Hauptrotordrehwinkels, sondern als Funktion des Kammervolumens dargestellt, **Bild 4.18**. Die vom Druckverlauf eingeschlossene Fläche entspricht der umgesetzten Arbeit, wodurch die Interpretation der Auswirkung einer Spalthöhenänderung auf die Energiewandlungsgüte erleichtert wird.

**Tabelle 4.3:** Übersicht der Spalthöhen, [SE69].

Bezeichnung	Einh.	Referenzhöhe	Variationshöhe
Profileingiffsspalthöhe $h_{Sp,PE}$	[mm]	0,2	→ +0,1 mm → 0,3
Gehäusespalthöhe $h_{Sp,G}$	[mm]	0,3	→ +0,1 mm → 0,4
Stirnspalthöhe HD $h_{Sp,S,HD}$	[mm]	0,3	→ +0,1 mm → 0,4
Stirnspalthöhe ND $h_{Sp,S,ND}$	[mm]	0,3	→ +0,1 mm → 0,4

Im Referenzbetriebspunkt ( $p_E = 6$  bar) zeigt der Vergleich der maximalen Kammerdrücke (im Messbereich der Drucksensoren) während des Füllungsvorgangs keinen signifikanten Unterschied. Erst nach Einsetzen der realen Expansion ist der Druckverlauf bei größerer Spalthöhe, in Folge der unterschiedlichen Spaltmassenströme, durch einen stärkeren Druckabfall gekennzeichnet. Diese Tendenz ändert sich jedoch noch vor Erreichen der hochdruckseitigen Steuerkante. Bereits zu diesem frühen Zeitpunkt des Arbeitsspiels begünstigen die zuströmenden Spaltmassenströ-

me der nachfolgenden Arbeitskammer die Nachfüllung der noch zur Hochdruckseite hin geöffneten Arbeitskammer derart, dass der Kammerdruck der Maschine mit vergrößerten Spalthöhen größere Werte annimmt. Gegen Mitte der Expansionsphase nähern sich die beiden Druckverläufe wieder an. Auf Grund des ohnehin geringen Druckniveaus in der Arbeitskammer zu diesem Zeitpunkt des Arbeitsspiels, lässt sich bis zum Erreichen der niederdruckseitigen Steuerkante kein signifikanter Druckunterschied mehr feststellen.

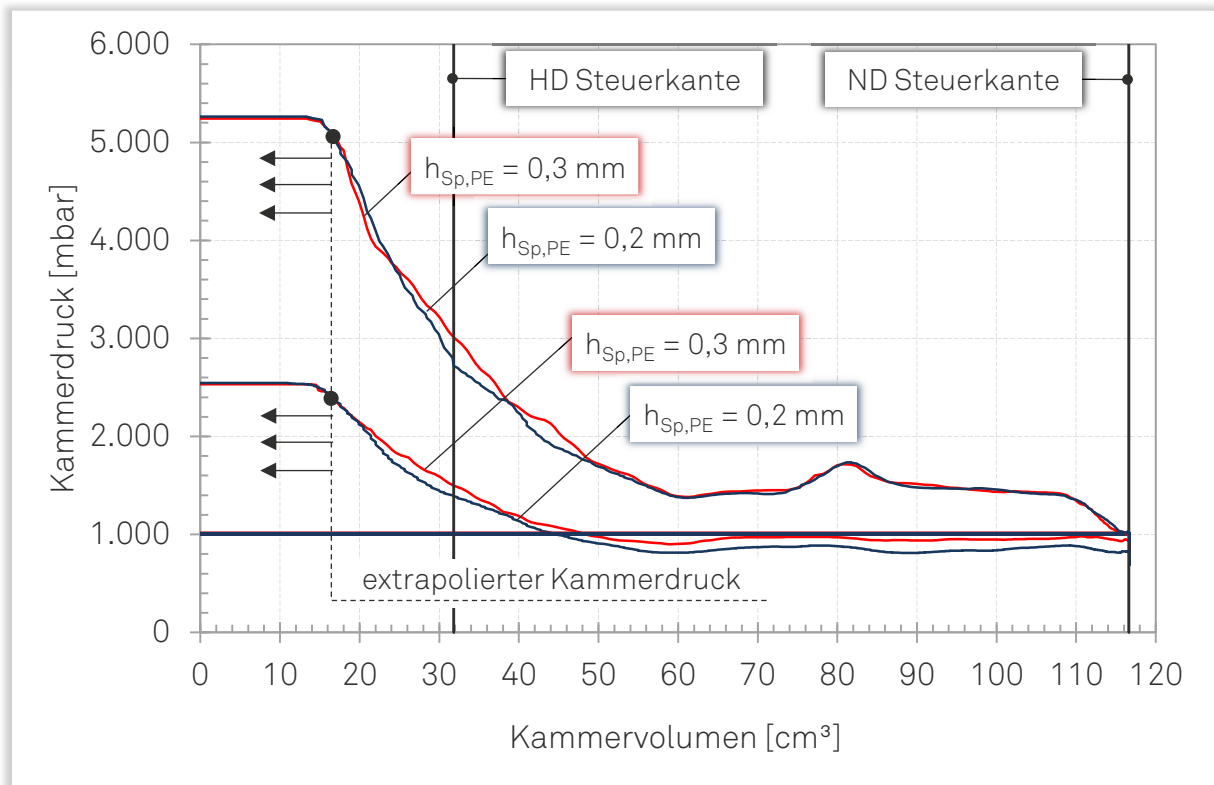


Bild 4.18: Indikatordiagramme<sup>1)</sup> bei unterschiedlichen Spalthöhen gemäß Tabelle 4.3, [SE69, Messung,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 3 \text{ und } 6 \text{ bar}$ ,  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

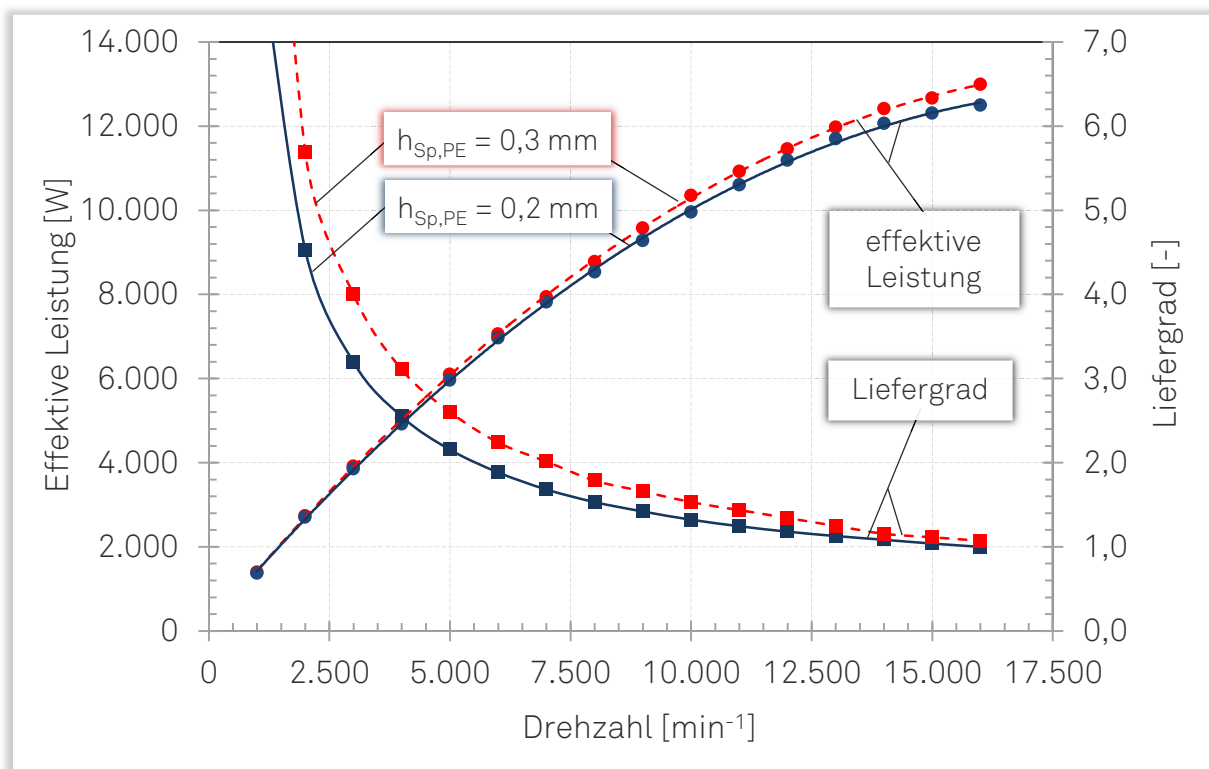
Zeigen die Druckverläufe im Referenzbetriebspunkt für den zweiten Teil des Arbeitsspiels keine ausgeprägte Abhängigkeit von der Spalthöhe, so ändert sich dies bei einer Variation des Eintrittsdrucks. Bei einem exemplarisch gewählten Eintrittsdruck von  $p_E = 3 \text{ bar}$  bedingt eine Maschinenkonfiguration mit vergleichsweise engen Maschinenspalten eine starke Überexpansion über einen weiten Teil der Expansionsphase. Der höhere Kammerdruck während der Expansion bei einer größeren Spalthöhe resultiert aus der stärkeren Nachfüllung durch die nachfolgende Arbeitskammer.

Aus den Indikatordiagrammen lässt sich die qualitative Aussage ableiten, dass eine Vergrößerung der Spalthöhe mit einem Anstieg der Arbeitsfläche einhergeht. Unter

<sup>1)</sup> Der Druckverlauf zu Beginn der Kammerfüllung ist angenähert dargestellt und beruht auf der Extrapolation des Kammerdrucks bei kleinen Kammervolumina nach Zellermann [Zel96].



Vernachlässigung der Abhängigkeit des mechanischen Wirkungsgrads von der Spalthöhe, lässt sich diese Einschätzung quantitativ durch die Betrachtung der effektiven Leistung bestätigen, **Bild 4.19**. Über dem gesamten Drehzahlbereich nimmt die effektive Leistung der Maschinenkonfiguration mit größeren Spalthöhen größere Werte an. Diesem energetischen Vorteil steht jedoch der Anstieg des Liefergrads gegenüber. Für die höhere effektive Leistung der Maschine muss durch die Anlage ein größerer Massenstrom zur Verfügung gestellt werden. Eine integrale Aussage über die Energiewandlungsgüte der Maschinenkonfigurationen, unter Berücksichtigung der effektiven Leistung und des Anlagenmassenstroms, ermöglicht der effektive, isentrop-isochores Gütegrad, **Bild 4.20**. Über dem untersuchten Drehzahlbereich nehmen Maschinenkonfigurationen mit geringeren Spalthöhen effektive, isentrop-isochores Gütegrade an, die 4 bis 5 Prozentpunkte oberhalb der Varianten mit größeren Spalthöhen liegen. Erst im oberen Drehzahlbereich verringert sich diese Gütegraddifferenz, was sich durch den integral abnehmenden Einfluss der Spaltmassenströme auf die Energiewandlungsgüte begründen lässt.



**Bild 4.19:** Effektive Leistung und Liefergrad als Funktion der Drehzahl bei unterschiedlichen Spalthöhen gemäß Tabelle 4.3, *[SE69, Messung,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

Die vorgestellten Indikatordiagramme in den jeweiligen Referenzbetriebspunkten (Kapitel 4.6) und die Variation der Spalthöhen erlauben bis hier hin, eine erste Einschätzung der Wirkung von Spaltmassenströmen während des Arbeitsspiels. Tiefergehende Untersuchungen hinsichtlich der Spaltmassenstromverteilung und der

Wirkung der einzelnen Spaltarten erfolgt im Rahmen der thermodynamischen Simulation in Kapitel 5.4.

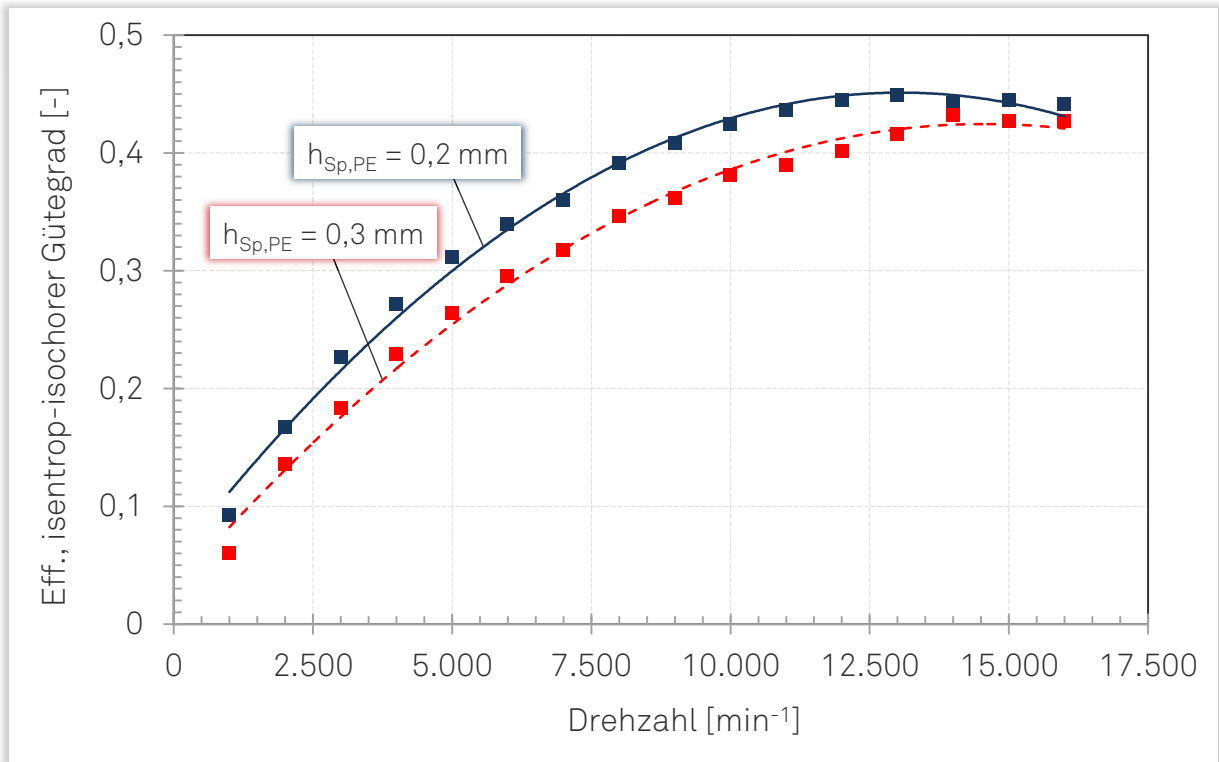


Bild 4.20: Effektiver, isentrop-isochorer Gütegrad als Funktion der Drehzahl bei unterschiedlichen Spalthöhen gemäß Tabelle 4.3, [SE69, Messung,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

## 4.8 Einfluss der Gehäusekühlung

Der Einsatz von Schraubenmotoren in Anwendungen mit vergleichsweise hohen Eintrittstemperaturen bedingt konstruktive Maßnahmen, welche die dauerhafte Betriebssicherheit, auch bei erhöhter thermischer Belastung, gewährleisten. Die aktive Kühlung von Bauteilen und Komponenten von Rotationsverdrängermaschinen ist in unterschiedlichen Applikation gängige Praxis. Werden in der Vakuumtechnik häufig Kühlmäntel im Bereich der Arbeitsraumumgebung installiert, so reichen die aktiven Kühlmaßnahmen in Hochtemperaturanwendungen von der Lager- und Gehäusekühlung bis zur Innenkühlung der Rotorwellen [Unw02]. Das folgende Kapitel liefert einen Beitrag zum allgemeinen Verständnis, hinsichtlich der Wirkung der Gehäuse- und Lagerstellenkühlung in Schraubenmotoren. Der Schwerpunkt liegt hierbei auf der Beurteilung der Energiewandlungsgüte mit und ohne aktiven Kühlmaßnahmen.

Bei der Durchführung der experimentellen Untersuchungen wurde für alle stationären Messungen, neben den Betriebsparametern gemäß Variationsmatrix (Kapitel 4.3), die zusätzliche Randbedingung einer konstanten Temperatur an den hoch-

druckseitigen Lageraußenringen ( $\vartheta_{L,HD} = 40 \text{ °C}$ ) erfüllt. Konnte beim Schraubenmotor GL51.2-M die Maschinenuntersuchung ohne Kühlung der Lagerstellen durchgeführt werden, so muss diese beim Schraubenmotor SE69 auf Grund des größeren Temperaturbereichs und des ölgeschmierten Lagerungskonzepts vorgesehen werden. Ein Maschinenbetrieb ohne Kühlung der Lagerstellen führt im Rahmen der Kennfeldgrenzen nicht zum sofortigen Versagen der Lagerung, schränkt jedoch die Lebensdauer erheblich ein. Da die Kühlung neben dem Wärmeübergang zwischen Fluid und Maschinengehäuse zusätzlichen Einfluss auf die Wärmedehnung und somit auch auf die Warmspalthöhen hat, wird im Rahmen dieses Kapitels der Einfluss der Lagerkühlung auf die Energiewandlungsgüte des Schraubenmotors SE69, unter Verwendung von energetischen Kenngrößen, Thermographieaufnahmen und Indikator diagrammen für repräsentative Betriebspunkte, diskutiert.

Im Weiteren werden Messergebnisse gegenübergestellt, bei denen zum einen die Randbedingung einer konstanten Lageraußenringtemperatur erfüllt wird und zum anderen vollständig auf die Kühlung verzichtet wird. Die Auswirkungen der Kühlung auf die Energiewandlungsgüte werden für Eintrittstemperaturen zwischen  $\vartheta_E = 75$  und  $200 \text{ °C}$  untersucht, **Bild 4.21**. Dargestellt sind die effektive Leistung und der Liefergrad als Funktion der Eintrittstemperatur. Beide Kennzahlen nehmen für Betriebszustände ohne Kühlung größere Werte an. Die Leistungsdifferenz verhält sich hierbei näherungsweise konstant über dem Temperaturbereich. Die effektive Leistung der ungekühlten Maschine nimmt in den Grenzen der Temperaturvariation um  $\Delta P_e = 215$  bis  $262 \text{ W}$  und der Liefergrad um  $\Delta \lambda_L = 0,003$  bis maximal  $0,012$  zu.

In Anbetracht der geringen Liefergradänderungen bei gekühlter bzw. ungekühlter Maschine werden die Unterschiede im effektiven, isentrop-isochoeren Gütegrad im Wesentlichen durch die Leistungsdifferenz hervorgerufen, **Bild 4.22**. Über dem gesamten Temperaturbereich nimmt der effektive, isentrop-isochoere Gütegrad für die ungekühlte Maschine um maximal  $1,8$  Prozentpunkte zu.

Um die Ursachen für das aufgezeigte Betriebsverhalten physikalisch deuten zu können, werden im Folgenden zunächst die Oberflächentemperaturen der gekühlten und ungekühlten Maschine untersucht. Die Oberflächentemperaturen am Motorgehäuse sind in **Bild 4.23** für Eintrittstemperaturen zwischen  $\vartheta_E = 100$  und  $200 \text{ °C}$ , bei konstantem Eintrittsdruck ( $p_E = 6 \text{ bar}$ ) und konstanter Drehzahl ( $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ), dargestellt. Die stufenlosen Farbverläufe der Thermographieaufnahmen erlauben einen guten qualitativen Eindruck über die Bauteiltemperaturen am Motorgehäuse für unterschiedliche Betriebszustände und Randbedingungen. Um die quantitative Aussagekraft zu erhöhen, wurden aus den Aufnahmen die

Bildbereiche mit konstanter Temperatur berechnet und in Form von Isolinien visualisiert.

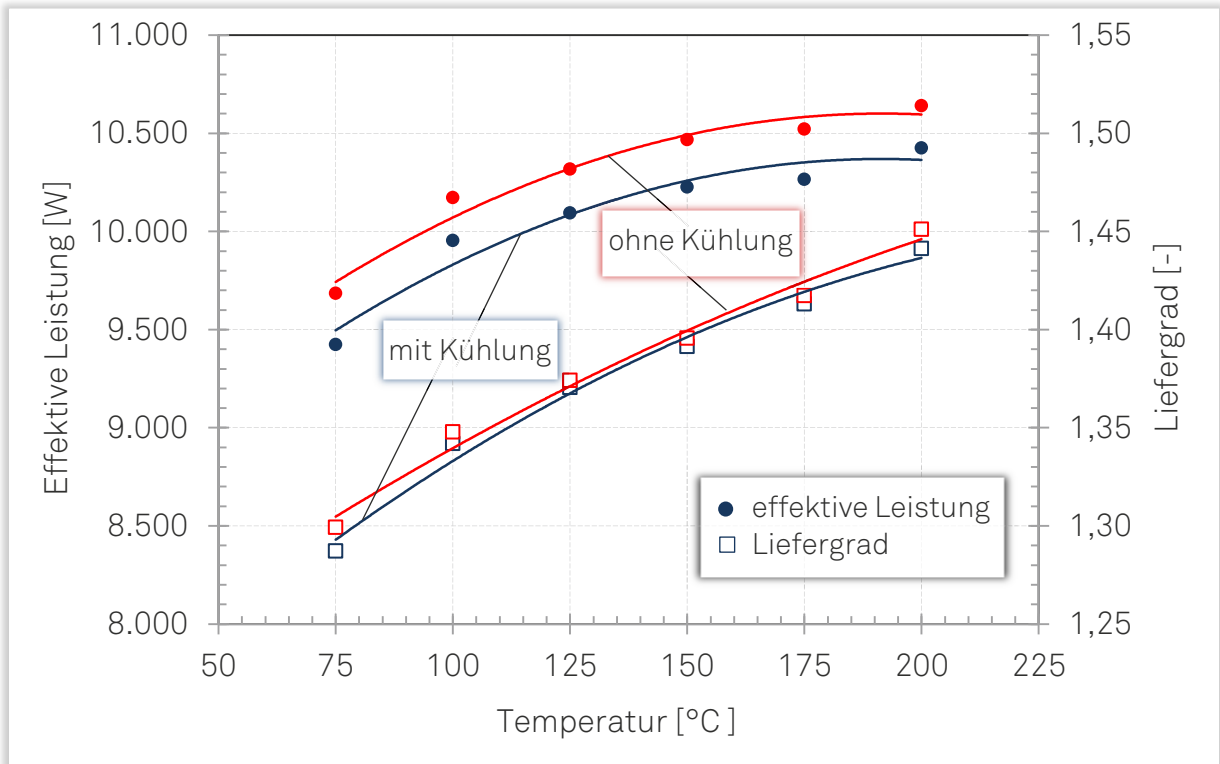


Bild 4.21: Effektive Leistung und Liefergrad als Funktion der Eintrittstemperatur, [SE69, Messung,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_E = 6 \text{ bar}$ ].

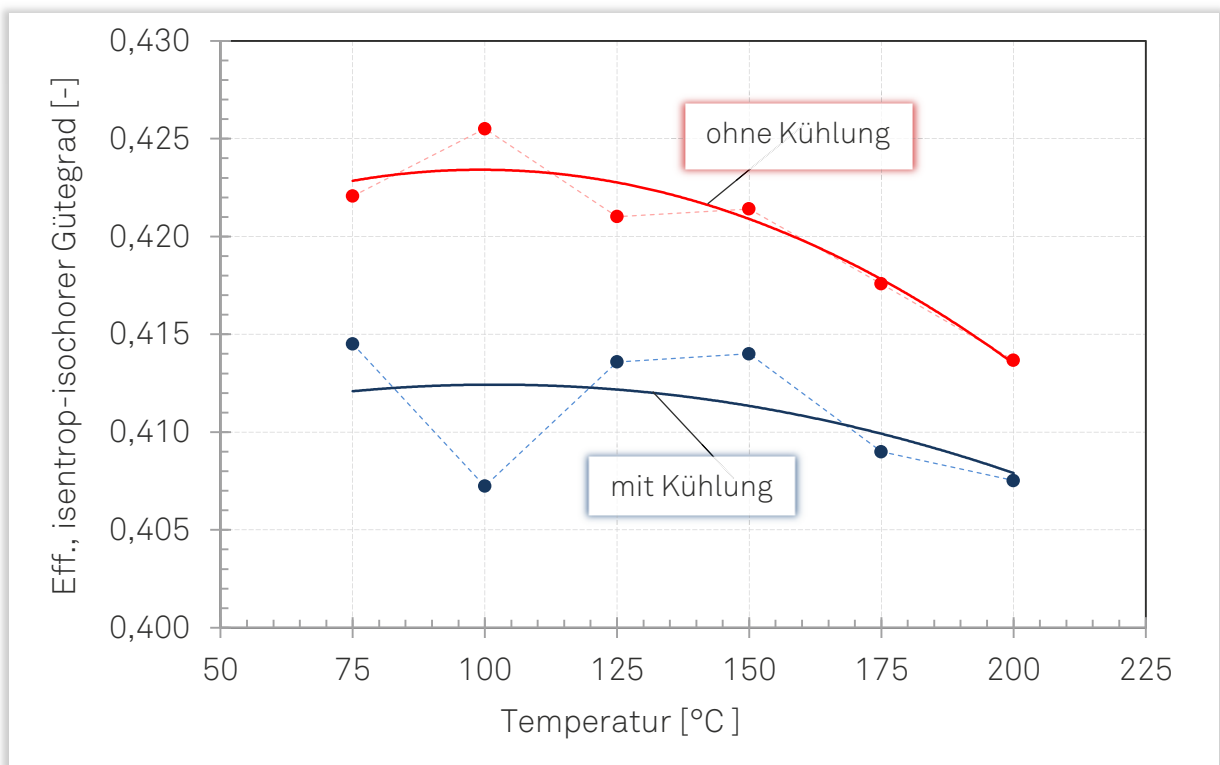


Bild 4.22: Effektiver, isentrop-isochorer Gütegrad als Funktion der Eintrittstemperatur, [SE69, Messung,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_E = 6 \text{ bar}$ ].



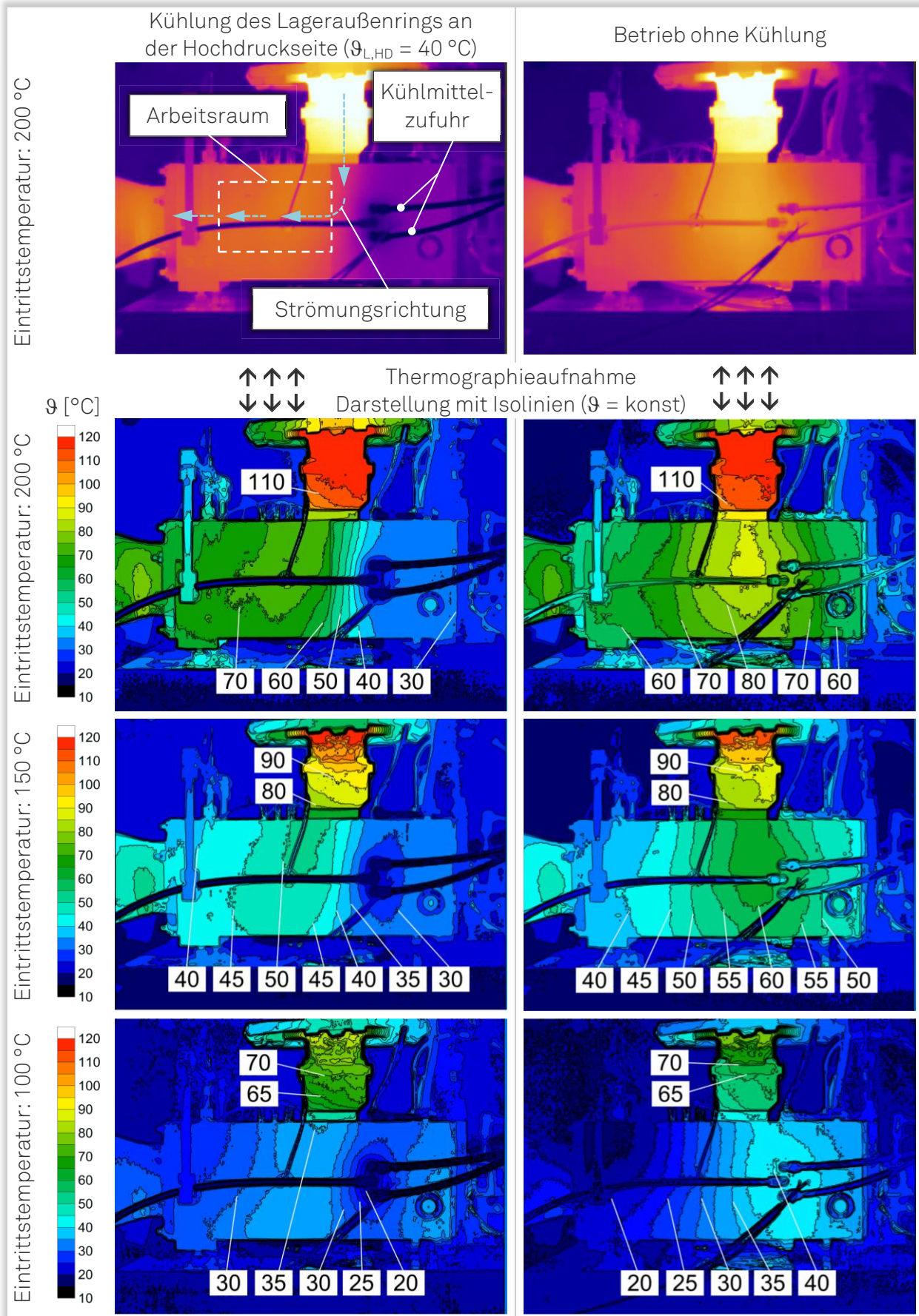


Bild 4.23: Oberflächentemperaturen am Gehäuse des Schraubenmotors für verschiedene Eintrittstemperaturen mit und ohne aktive Kühlmaßnahmen, [SE69, Messung,  $n_{HR} = 10.000\text{ min}^{-1}$  und  $p_E = 6\text{ bar}$ ].

Für eine Eintrittstemperatur von  $\vartheta_E = 200\text{ °C}$  lässt sich im Bereich vom Hochdruckstutzen keine Abhängigkeit der Oberflächentemperatur der Bauteile durch die Zuführung des Kühlmittels an den Lagerstellen erkennen. Dies ändert sich jedoch signifikant für den, in Strömungsrichtung folgenden, Maschinenbereich unterhalb des Hochdruckstutzens. Bei einem Motorbetrieb ohne Kühlung erreichen die Oberflächentemperaturen ihr Maximum ( $\vartheta_{O,OK,200} = 85\text{ °C}$ ) unmittelbar unterhalb des Hochdruckstutzens. Werden die Lagerstellen an der Hochdruckseite gekühlt, so nimmt zum einen die maximale Oberflächentemperatur ( $\vartheta_{O,MK,200} = 70\text{ °C}$ ) im betrachteten Bereich ab, zum anderen verschiebt sich die maximale Oberflächentemperatur in Strömungsrichtung. Die Oberflächentemperaturen im Bereich des Niederdruckstutzens sind für Betriebszustände mit und ohne Kühlmittelversorgung näherungsweise identisch und zeigen keine signifikante Abhängigkeit von der Lagerkühlung. Bei einer Reduzierung der Eintrittstemperatur auf  $\vartheta_E = 150\text{ °C}$  entspricht die Oberflächentemperatur den beschriebenen Tendenzen, jedoch nimmt die Differenz der maximalen Temperaturen, zwischen gekühlter und ungekühlter Maschine, auf Grund des geringeren Wärmeeintrags durch das Arbeitsfluid bis auf  $\Delta\vartheta \approx 10\text{ °C}$  ab. Diese Differenz verkleinert sich bei einer weiteren Reduzierung der Eintrittstemperatur weiter. Für geringe Eintrittstemperaturen ( $\vartheta_E = 100\text{ °C}$ ) ist neben der örtlichen Verschiebung der maximalen Oberflächentemperatur zusätzlich eine geringe Beeinflussung der Oberflächentemperaturen bis hin zum Niederdruckstutzen festzustellen.

Hinsichtlich der thermischen Bauteilbelastung verdeutlichen die Thermographieaufnahmen, dass durch die Kühlung am stärksten der hochdruckseitige Bereich des Arbeitsraums bis etwa zur Rotormitte hin beeinflusst wird, in welchem neben der sensiblen Füllungsphase, auch der Beginn der Expansion stattfindet. In Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur lässt sich eine Beeinflussung der Oberflächentemperatur bis hin zur Niederdruckseite nachweisen. Inwieweit der thermische Energieeintrag des Arbeitsfluids bei ungekühlter Maschine zu einer Veränderung der Spalthöhen führt, kann im Rahmen der experimentellen Untersuchung nicht geklärt werden. Auswirkungen auf die Spaltmassenströme und somit auch indirekt auf die Warmspalthöhen, lassen sich jedoch aus den Indikatordiagrammen ableiten.

Die Indikatordiagramme einer gekühlten und einer ungekühlten Maschine im Referenzbetriebspunkt, bei maximaler Eintrittstemperatur von  $\vartheta_E = 200\text{ °C}$ , sind in **Bild 4.24** dargestellt. Die im Folgenden diskutierten Tendenzen lassen sich prinzipiell auf geringere Eintrittstemperaturen übertragen, jedoch sind die Druckunterschiede bei solchen Betriebsbedingungen weniger stark ausgeprägt. Signifikant für den Druckverlauf der gekühlten Maschine ist der geringere Kammerdruck zu jedem

Zeitpunkt des Arbeitsspiels. Die Unterschiede in den Indikatordiagrammen lassen sich durch die unterschiedlichen Warmspalthöhen erläutern (siehe auch Kapitel 5.2.4).

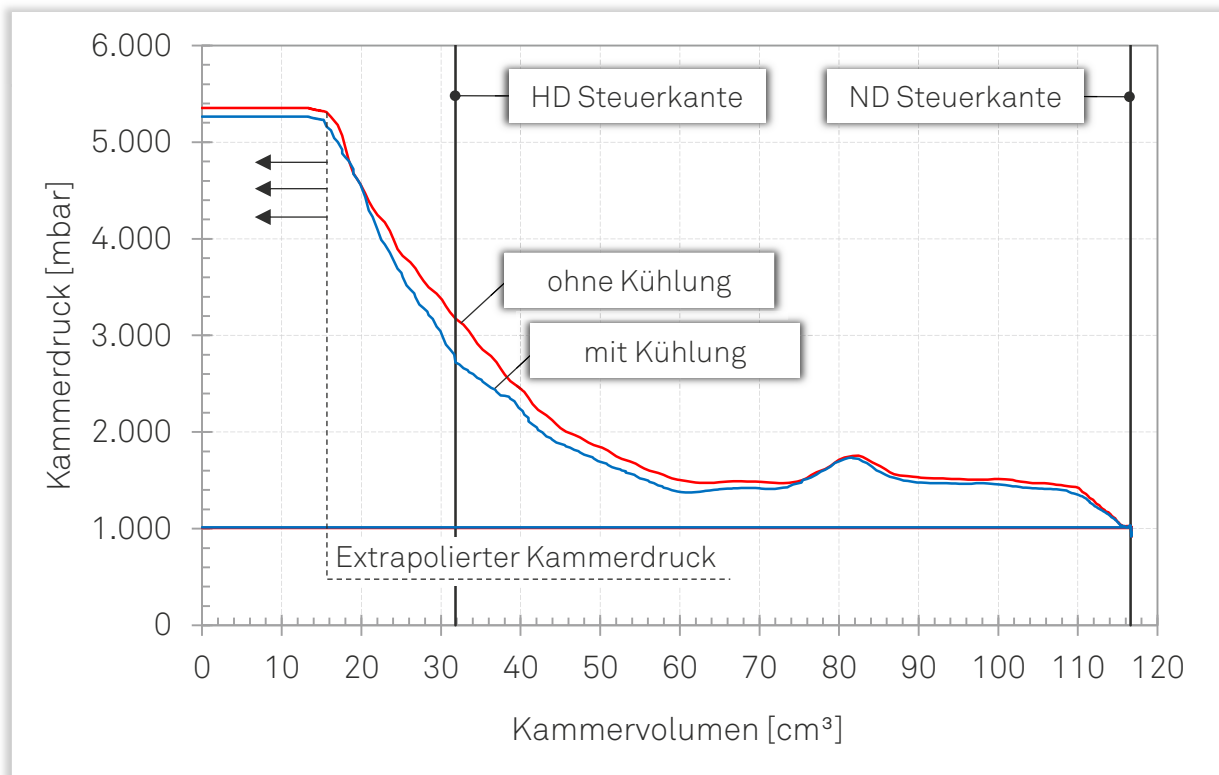


Bild 4.24: Indikatordiagramme der gekühlten und ungekühlten Maschine, [SE69, Messung,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$ ,  $\vartheta_E = 200 \text{ °C}$ ].

Nach dem Einsetzen der realen Expansion kann der flachere Gradient des Kammerdrucks der ungekühlten Maschine durch den kleineren Anteil der abströmenden Spaltmassen, im Bezug zur gekühlten Variante, begründet werden. Hinsichtlich der Spaltpriorität lassen die Erkenntnisse der Thermographieaufnahmen vermuten, dass beim Verzicht auf die Lagerkühlung der höhere thermische Energieeintrag ein „zuschieben“ der hochdruckseitigen Stirnspalte und somit eine Verringerung der Spalthöhe bewirkt. Dieser Effekt würde zu einer Abnahme der Spaltmassenströme über die hochdruckseitigen Stirnspalte führen. Untermuert wird diese Annahme durch den geringfügig größeren, maximalen Kammerdruck der ungekühlten Maschine, was ebenfalls auf geringere Spaltmassenströme während des Füllungs Vorgangs hindeutet. Nach Überfahren der hochdruckseitigen Steuerkanten nähern sich die beiden Druckverläufe als Folge der stärkeren Nachfüllung der gekühlten Maschine an und zeigen bis zum Erreichen der niederdruckseitigen Steuerkante lediglich einen sehr geringen Druckunterschied.

Hinsichtlich der energetischen Kenngrößen (Bild 4.21 und 4.22) lässt sich die größere effektive Leistung der ungekühlten Maschine sowohl durch die größeren Arbeitsflächen in Folge der veränderten Warmspalthöhen, als auch durch die verrin-

gerten Wärmeströme aus dem Arbeitsfluid in das ungekühlte und somit wärmere Gehäuse, begründen. Wie später noch thematisiert wird (Kapitel 6.5), zeigen die thermisch bedingten Spalthöhenänderungen und die Wärmeströme, hinsichtlich der Beeinflussung der Arbeitsfläche, eine vergleichbare Wirkung. Als sensibelsten Teil des Arbeitsspiels offenbaren die Indikatordiagramme den Beginn der realen Expansion. In dieser Phase des Arbeitsspiels lassen sich die größere Arbeitsfläche und entsprechend auch die größere effektive Leistung der ungekühlten Maschine durch die diskutierte Verkleinerung der Stirnspalthöhen begründen. Lassen die größeren Wärmeströme der gekühlten Maschine lediglich eine vergleichsweise geringe Beeinflussung der effektiven Leistung vermuten, so kann dieser Wirkmechanismus die moderat größeren Liefergrade der ungekühlten Maschine begründen.

## 4.9 Zwischenergebnis

Im Rahmen dieses Kapitels werden die Versuchsmaschinen GL51.2-M und SE69 hinsichtlich ihrer konstruktiven Merkmale, sowie ihrer geometrischen und energetischen Parameter thematisiert. Aus konstruktiver Sicht unterscheidet sich der Schraubenmotor SE69 im Wesentlichen durch die synchronisierte Bauart und das ölgeschmierte Lagerkonzept an der Hochdruckseite vom Schraubenmotor GL51.2-M. Hinsichtlich der geometrischen Parameter sind die unterschiedlichen Zähnezahlen an Haupt- und Nebenrotor sowie das innere Volumenverhältnis die wesentlichen Unterscheidungsmerkmale. Das größere innere Volumenverhältnis des Schraubenmotors SE69 ermöglicht den Abbau eines größeren Druckgefälles, was sich im vereinbarten Betriebsbereich widerspiegelt. Die Unterschiede im Hinblick auf die Energiewandlungsgüte der beiden Schraubenmotoren verdeutlichen die Kennfelder. Die größeren effektiven Leistungen können mit den Schraubenmotor SE69 generiert werden, wohingegen der Schraubenmotor GL51.2-M die höheren effektiven, isentrop-isochoren Gütegrade aufweist. Die experimentelle Erfassung der drehwinkelabhängigen Druckverläufe während des Arbeitsspiels, erfolgt bei beiden Motoren durch Druckindizierung. Die so vermessenen Indikatordiagramme zeigen für den Schraubenmotor SE69 einen größeren Druckabfall während der Füllungsphase und verdeutlichen weiter den signifikanten Einfluss der Nachfüllung während des Expansionsvorgangs. Der energetisch vorteilhafte Einfluss der Nachfüllung, im Hinblick auf die generierbare Innenleistung, wird im Rahmen der Spalthöhenvariation nachgewiesen. Dem gegenüber steht jedoch die Abnahme des effektiven, isentrop-isochoren Gütegrads bei größeren Spalthöhen. Die Beeinflussung der Energiewandlungsgüte des Schraubenmotors SE69 durch die Kühlung der Lagerstellen, wird durch Gegenüberstellung der energetischen Kenngrößen, mit und ohne Kühlung, aufgezeigt und weiter durch Thermographieaufnahmen und Indikatordiagramme physikalisch begründet.



A large, 3D-rendered number '5' in a light gray color, positioned on the left side of the chapter title.

## Simulation und Vergleich mit experimentellen Daten

Die im vorangegangenen Kapitel diskutierten experimentellen Untersuchungsergebnisse der beiden Schraubenmotoren erlauben unter Verwendung der energetischen Kenngrößen und der Indikatordiagramme sowohl integrale Aussagen über die Energiewandlungsgüte als auch einen tiefergehenden Einblick in die physikalischen Vorgänge während des Arbeitsspiels. Mit Hilfe der thermodynamischen und thermischen Simulation stehen zusätzliche Werkzeuge zur Verfügung, die weiterführende, quantitative Aussagen über die einzelnen technisch-physikalischen Wirkmechanismen erlauben, welche teilweise über die Möglichkeiten des Experiments hinausgehen. So ermöglicht die thermodynamische Simulation die Untersuchung der drehwinkelabhängigen Spaltmassen- und Wärmeströme während des Arbeitsspiels. Durch die Kombination experimenteller und theoretischer Daten kann beispielsweise der im Experiment nicht messbare Kammerdruck im ersten Teil der Füllungsphase ergänzt werden. Die Kopplung der thermischen an die thermodynamische Simulation legt ferner den Einfluss der Bauteildeformation in Folge des thermischen Energieeintrags und die Auswirkung auf die Energiewandlungsgüte offen.

Im Rahmen dieses Kapitels werden zunächst die Grundlagen der thermodynamischen Simulation erläutert, bevor im Weiteren vertiefend die maschinenspezifische Modellerstellung für das Simulationsprogramm KaSim diskutiert wird (Kapitel 5.1). Im Anschluss wird der Ablauf der thermischen Simulation und die Definition der Randbedingungen vorgestellt (Kapitel 5.2). Neben der Untersuchung des instationären Anfahrvorgangs steht hierbei die quantifizierte Untersuchung der Wärme- dehnung in Folge des thermischen Energieeintrags im Fokus. Die Abbildungsgüte

der Simulation wird durch den Vergleich theoretischer und experimenteller Daten diskutiert (Kapitel 5.3). Abschließend wird die Spaltmassenstromverteilung während des Arbeitsspiels, sowie der zur Nachfüllung beitragende Anteile der Spaltmassenströme quantifiziert untersucht (Kapitel 5.4).

## 5.1 Thermodynamische Simulation mit Kammermodellen

Die Verwendung von Simulationswerkzeugen zählt in den unterschiedlichen Disziplinen des Maschinenbaus schon seit längerer Zeit zum Stand der Technik und wird zur Klärung vielfältiger Fragestellungen eingesetzt. Im Bereich der Verdrängermaschinen haben sich für die thermodynamische Simulation, neben unterschiedlichen CFD-Solvern, vorrangig Simulationssysteme auf der Basis von Kammermodellen bewährt. Je nach Programmstruktur und Modellierungsaufwand lassen sich unterschiedliche Abbildungsgüten erzielen.

### 5.1.1 Simulationssystem KaSim

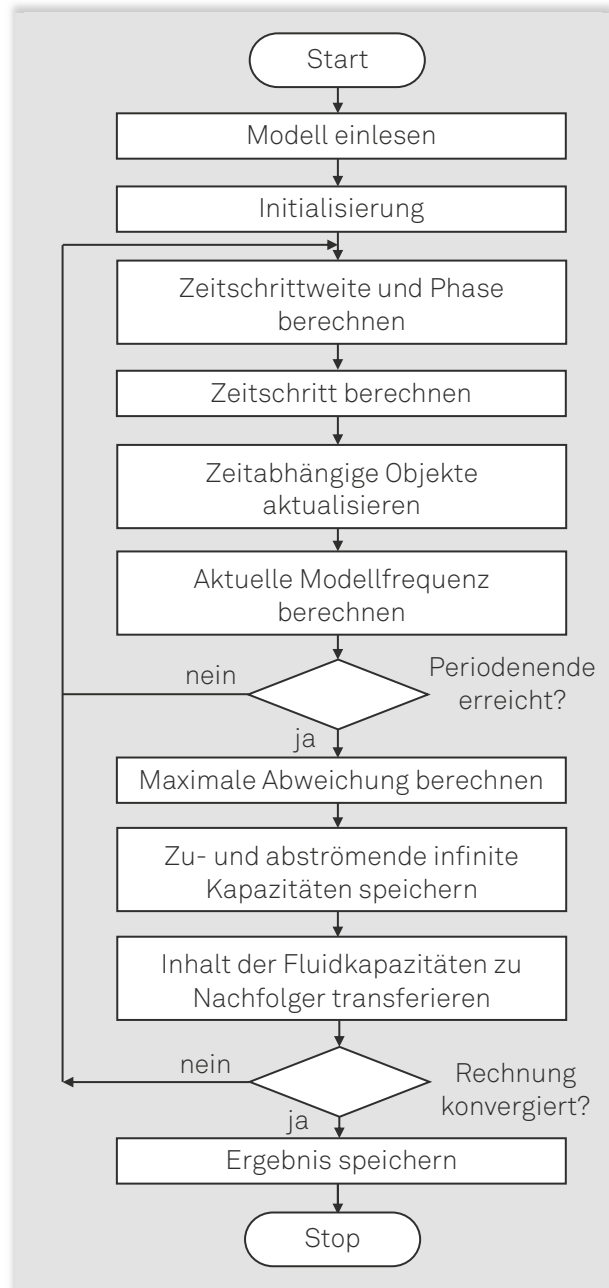
Das Simulationssystem KaSim (Kammermodell Simulation) wurde am Fachgebiet Fluidtechnik (ehemals Fluidenergiemaschinen) der TU Dortmund entwickelt und erlaubt prinzipiell die Untersuchung von Verdrängermaschinen beliebiger Bauart. Janicki, Temming und Rohe trieben die Weiterentwicklung des Simulationssystems, entsprechend des Forschungsschwerpunktes und der maschinenspezifischen Anforderungen, voran [Jan07], [Tem07], [Roh05]. Durch den modularen Aufbau von KaSim konnten im Laufe der Zeit weitere Programmmodule implementiert werden, welche beispielsweise die Strömungsformen im Vakuum abbilden [Str10], mechanische Aspekte bei instationären Vorgängen im Laderbetrieb berücksichtigen [Kau05] oder auch der automatisierten Modellerstellung dienen [Nad10], [Nik11].

Die Überführung einer vorhandenen Maschinengeometrie in das Kammermodell erfolgt durch Analyse mehrerer Standbilder zu unterschiedlichen Rotordrehwinkelstellungen. Die geometrischen Maschineneigenschaften werden in Form von drehwinkelabhängigen Volumen-, Oberflächen- und Spaltverläufen im Kammermodell hinterlegt. Hierbei ist es zweckmäßig, die Periodizität der Schraubenmaschine auszunutzen und den Drehwinkelbereich eines Zahnteilungswinkels geometrisch zu untersuchen, da sich am Ende einer jeden Periode der geometrisch gleiche Zustand einstellt.

Die im Kammermodell hinterlegten Informationen können in die beiden Oberbegriffe Kapazität und Verbindung gegliedert werden. Kapazitäten lassen sich als Speicher für Fluidmasse, mechanische Energie oder Wärme verstehen und werden durch Verbindungen in Interaktion zueinander gesetzt. Bei der Definition der Kapa-

zitäten wird zwischen finiten und infiniten Kapazitäten unterschieden. Infinite Kapazitäten erfahren durch thermodynamische Wechselwirkung keine Zustandsänderungen. Ein Beispiel hierfür ist die Atmosphäre, die ausreichend groß ist um auch bei Masseentnahme ihren Zustand beizubehalten. Eine finite Kapazität ist hingegen beispielsweise die Arbeitskammer einer Schraubenmaschine, welche ihren Zustand bei der Entnahme von Fluidmasse oder Wärme merklich ändert.

Die Berechnung der Zustandsverläufe des Arbeitsfluids beruht auf dem Zeitschrittverfahren und erfolgt durch Bilanzierung von Massen- und Energieströmen, wobei stets von der physikalischen Vorstellung eines homogenen Fluidzustands ausgegangen wird. Nachdem im ersten Ablaufschritt die Modelldaten eingelesen wurden und die Initialisierungsphase abgeschlossen ist, beginnt die Berechnung des ersten Zeitschritts, **Bild 5.1**. Die Zustände am Ende dieses Zeitschritts werden für die weitere Simulation gespeichert und die Phase bzw. die Zeit für den nächsten Zeitschritt inkrementiert. Dieser Vorgang wiederholt sich bis zum Phasende, an welchem die Zustände der aktuellen Phase mit denen der vorangegangenen Phase auf Konvergenz geprüft werden. Ist das vorgegebene Konvergenzkriterium erreicht, so ist die Simulation abgeschlossen. Andernfalls werden die Fluidkapazitäten zur Berechnung der nächsten Phase an den jeweiligen Nachfolger übergeben und der Berechnungsablauf startet solange erneut, bis das Konvergenzkriterium erfüllt wird.



**Bild 5.1** Ablaufdiagramm von Simulationsrechnungen mit dem thermodynamischen Simulationsprogramm KaSim [Jan07].

## 5.1.2 Modellierung

Die Basis der thermodynamischen Simulation mit dem Programm KaSim stellt die Überführung der maschinenspezifischen, geometrischen Beschaffenheit in ein Kammermodell dar. Das Kammermodell beinhaltet Information über den drehwinkelabhängigen, geometrischen Zustand aller Kapazitäten und Verbindungen. Das allgemeine Vorgehen bei der Modellerstellung wird exemplarisch am Beispiel des Kammervolumens und der Ein- und Auslassflächen des Schraubensmotors GL51.2-M erläutert. Für weiterführende Informationen wird an dieser Stelle auf die Literatur verwiesen [Jan96], [Kau02], [Jan07].

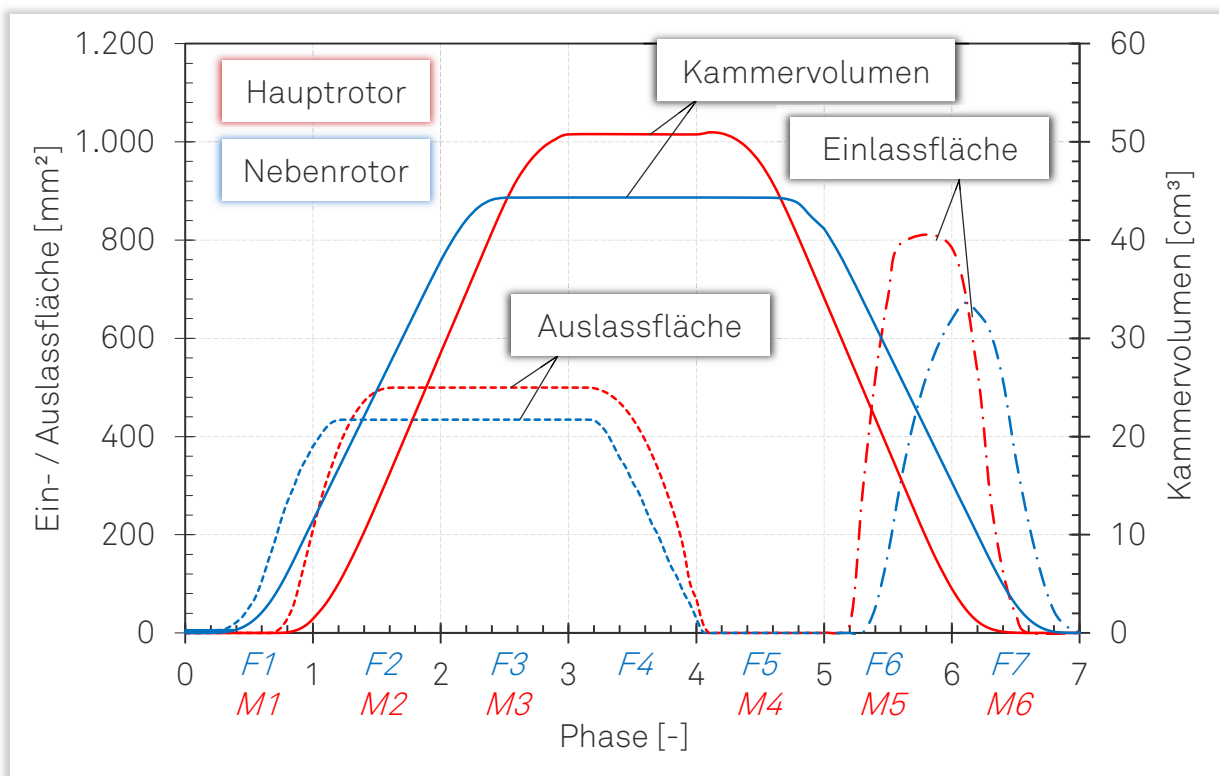


Bild 5.2: Haupt- und nebenrotorseitige Anteile des Kammervolumens sowie der Ein- und Auslassfläche als Funktion der Phase, [stellvertretend am Beispiel GL51.2-M].

Die Modellerstellung wird exemplarisch für das Kammervolumen sowie für die haupt- und nebenrotorseitigen Anteile der Ein- und Auslassflächen des Schraubensmotors GL51.2-M als Funktion der Phase diskutiert, **Bild 5.2**. Bei der Überführung der Maschinengeometrie in ein Kammermodell, wird an Stelle der Drehwinkelstellung des Hauptrotors, die Rotorphase als Bezug gewählt. Eine Phase entspricht für die untersuchte Maschine einer Drehwinkeländerung von  $120^\circ$  und somit dem Erreichen des geometrisch gleichen Zustands. Bei der Überführung des Kammervolumens in Kapazitäten und der Ein- und Auslassflächen in Verbindungen, werden diese in Anteile auf der Haupt- und Nebenrotorseite aufgeteilt. Die Bezeichnung der Kapazitäten entspricht hierbei der üblichen Nomenklatur der Literatur [Jan07].

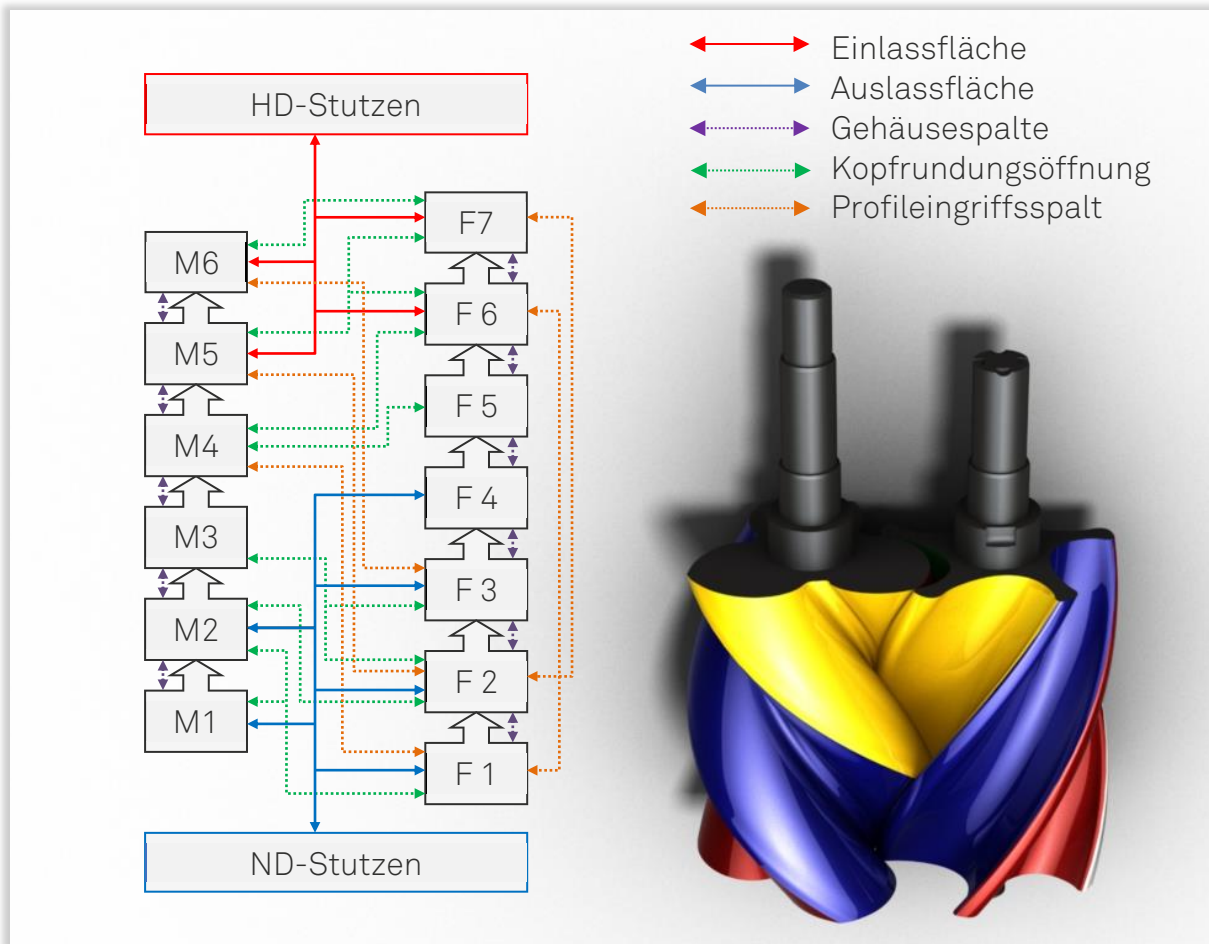


Bild 5.3: Kammermodell, [GL51.2-M].

Analog zu diesem Vorgehen wird bei der Modellierung der Spaltverläufe verfahren. Den grundsätzlichen Aufbau der Kammermodelle der Schraubenmotoren GL51.2-M und SE69 veranschaulichen **Bild 5.3** und **Bild 5.4**. Im Sinne einer übersichtlichen und nachvollziehbaren Visualisierung der eingesetzten Kammermodelle wurde bei beiden Maschinen auf die Darstellung der hoch- und niederdruckseitigen Stirnspalte verzichtet. Die größere Anzahl der haupt- und nebenrotorseitigen Kapazitäten beim Schraubenmotor SE69 sind nicht auf eine abweichende Modellierungstiefe zurückzuführen, sondern sind im Wesentlichen eine Folge der größeren Zähnezahl an Haupt- bzw. Nebenrotor.

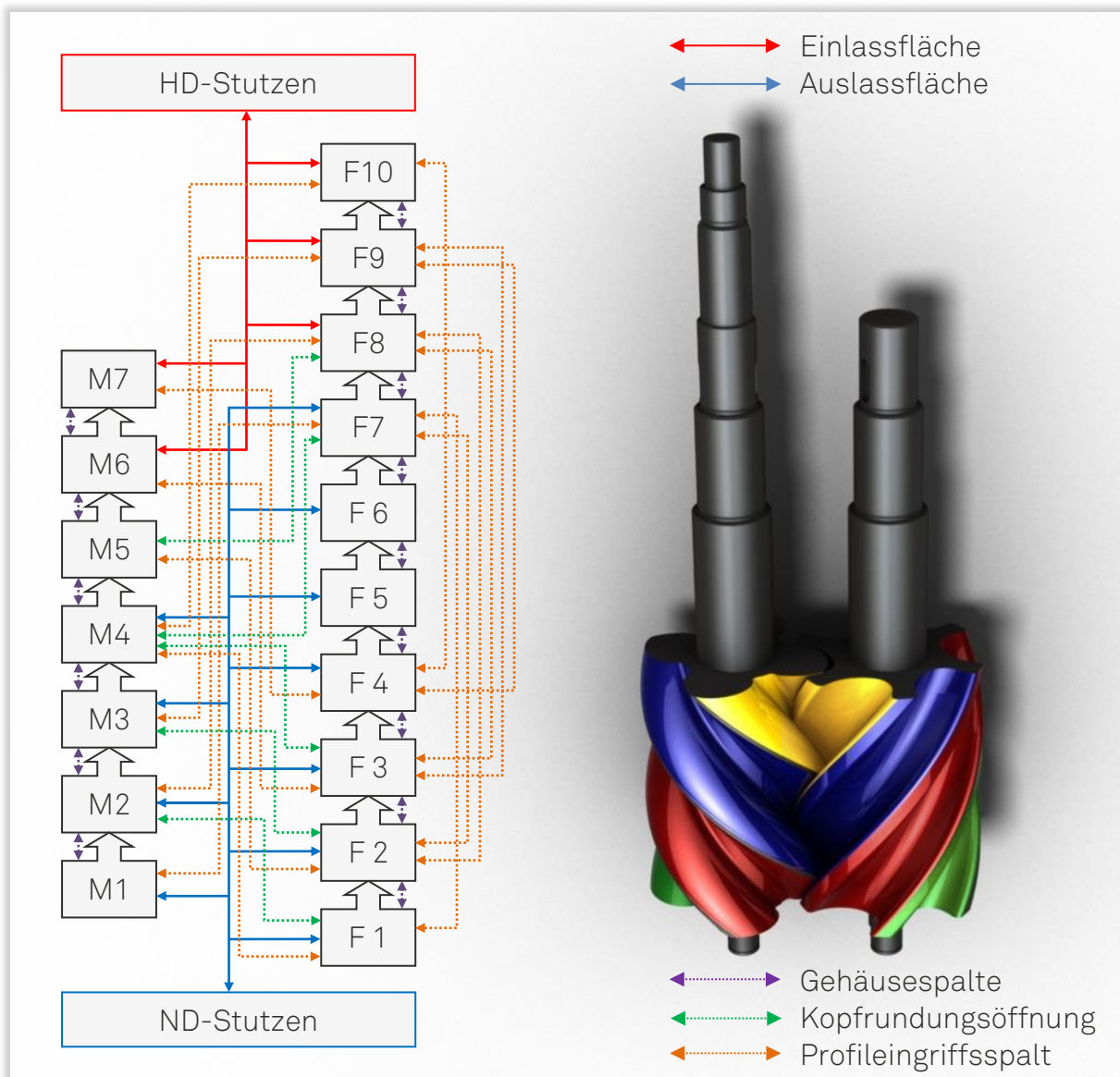


Bild 5.4: Kammermodell, [SE69].

### 5.1.3 Kopplung zwischen thermodynamischer und thermischer Simulation

Die Qualität der Simulationsergebnisse wird in erheblichem Maße durch realitätsnahe Vorgabe, der sich im Motorbetrieb einstellenden Spalthöhen, beeinflusst. Da sich diese zum Teil deutlich von den thermisch unbelasteten Spalthöhen unterscheiden, werden die zu erwartenden Warmspalthöhen berechnet und an das bestehende Kammermodell übergeben.

Die Bauteildeformation am Gehäuse und an den Rotoren, in Folge der thermischen Belastung, wird hierfür mit der Finite-Elemente-Software ANSYS berechnet und geht hinsichtlich der Randbedingungen größtenteils auf die Arbeit von Keller zurück [Kel97]. Neben der Geometrie des Schraubenmotors müssen für die strukturmechanischen Berechnungen druck- und temperaturabhängige Wärmeübergangsko-

effizienten vorgegeben werden, die unter Berücksichtigung von vorangegangenen, thermodynamischen Simulationsrechnungen, unter Vernachlässigung der Wärme-  
dehnung, ermittelt worden sind. Die Spalthöhen im thermisch belasteten Zustand  
werden nach durchgeführter thermischer Simulation durch Triangulation der Netz-  
knotenpunkte an den Gehäuse- bzw. Rotoroberflächen ermittelt und als Funktion  
des Drehwinkels an das Simulationssystem KaSim übergeben. Das prinzipielle Vor-  
gehen bei der thermischen Simulation und der Berechnung der Wärmeübergangs-  
koeffizienten wird im folgenden Kapitel erläutert.

## 5.2 Thermische Simulation

Das Hauptaugenmerk bei den thermischen Simulationsrechnungen liegt auf der  
Ermittlung der Warmspalthöhen im stationären Betrieb. Diese werden dreh-  
winkelabhängig an die Kammermodelle übergeben und ermöglichen auf diese Wei-  
se zum einen die quantifizierte Untersuchung der Auswirkung der Spalthöhenände-  
rung auf die Energiewandlungsgüte und zum anderen eine weitere Erhöhung der  
Abbildungsgüte der thermodynamischen Simulationsrechnungen. Die Validierung  
der Ergebnisse erfolgt durch den Vergleich der simulierten und der durch Thermo-  
graphie ermittelten Temperaturverteilung an den Oberflächen der Motorgehäuse.

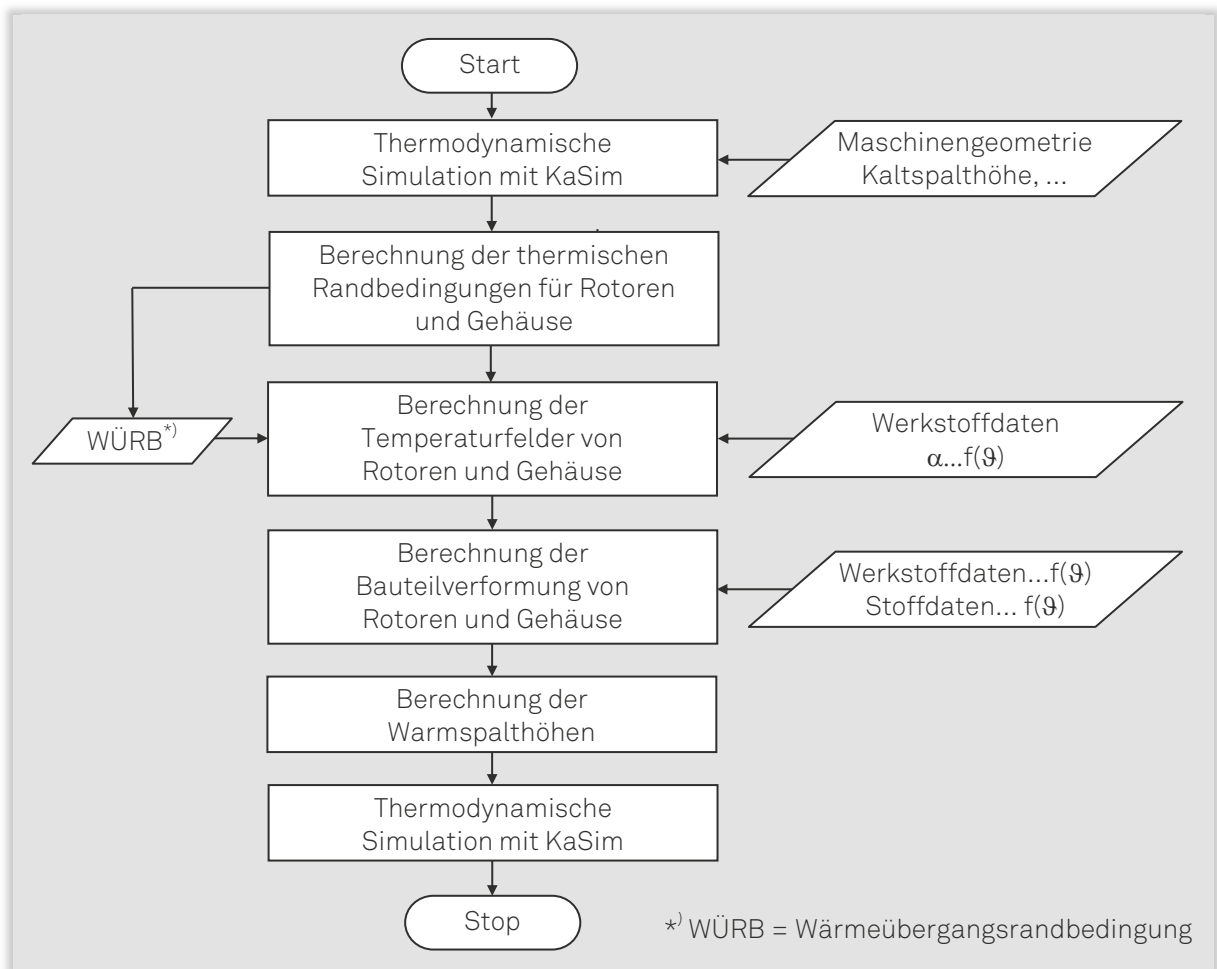
### 5.2.1 Berechnungsablauf und Randbedingungen der thermischen Simulation

Das allgemeine Vorgehen bei der thermischen Simulation sowie die hierbei definier-  
ten Randbedingungen werden im Weiteren stellvertretend am Beispiel des Schrau-  
benmotors GL51.2-M vorgestellt. Die Berechnung der Wärmeübergangsrandsbedin-  
gungen beruht zum Großteil auf der Arbeit von Keller [Kel97]. Basieren auf dieser  
Arbeit definierte von Unwerth die konvektiven Wärmeübergangsrandsbedingungen,  
in Form von Nußelt-Zahlen  $Nu$  unter Berücksichtigung der Grashof-Zahl  $Gr$ , der  
Prandtl-Zahl  $Pr$  und der Reynolds-Zahl  $Re$ , für die Roteren, Gehäusebauteile und  
Maschinenelemente von Schraubenmotoren [Unw02]. Diese Definitionen dienen im  
Weiteren als Grundlage für die Berechnung der Bauteiltemperaturen und der Bau-  
teildeformationen für die beiden Schraubenmotoren GL51.2-M und SE69. Für die  
thermischen Simulationsrechnungen werden die folgenden Parameter berücksich-  
tigt:



- Geometrie der Rotoren (profiliertes Teil und Wellen)
- Geometrie der einzelnen Gehäuseelemente samt Stützen
- Temperatur- und Druckabhängigkeit der Stoffgrößen (z.B. dynamische Viskosität, Wärmeleitfähigkeit, etc.)
- Wärmeübergang zwischen Arbeitsfluid und Bauteilen und umgekehrt
- Wärmeübergang zwischen der Oberfläche der Gehäusebauteile und der Umgebung.

Die Simulation der Bauteildeformation erfolgt mit der kommerziell verfügbaren Finite-Elemente-Software ANSYS<sup>1)</sup> und greift hinsichtlich der Randbedingungen auf Ergebnisse thermodynamischer Rechnungen mit KaSim zurück, **Bild 5.5**.



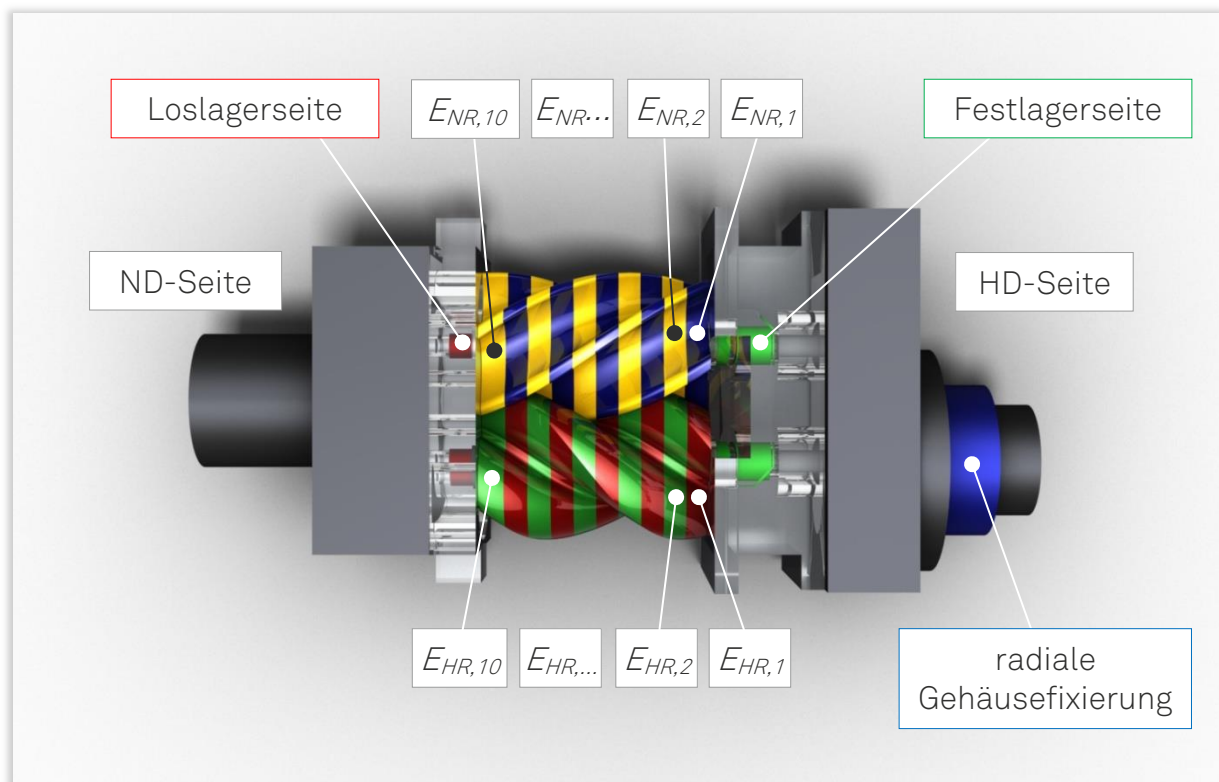
**Bild 5.5:** Ablaufdiagramm von Simulationsrechnungen mit dem thermodynamischen Simulationsprogramm KaSim und der angekoppelten thermischen Simulation.

Für die Simulationsrechnungen werden sowohl die Rotoren als auch das Motorgehäuse im Bereich der Arbeitskammern in Scheibenelemente konstanter Scheibendicke unterteilt, **Bild 5.6**. Neben einer entsprechenden Modellierung in ANSYS sind

<sup>1)</sup> Alle dargestellten Ergebnisse sind mit ANSYS (ANalysis SYStem) Version 12 erarbeitet.



die identischen geometrischen Informationen, bezüglich der Oberflächen, in den Kammermodellen hinterlegt. Im ersten Berechnungsschritt, wird unter der Annahme konstanter Kaltspalthöhen und definierter Betriebsbedingungen der drehwinkelabhängige Druck- und Temperaturverlauf, während des Arbeitsspiels über eine KaSim-Rechnung ermittelt. Anschließend wird für die konvektive Wärmeübertragung ein örtlich und zeitlich gemittelter Wärmeübergangskoeffizient über den einzelnen Scheibenelementen berechnet. Die hierfür benötigten, drehwinkelabhängigen Zustandsgrößen (Druck und Temperatur) werden den Ergebnissen der thermodynamischen Simulation entnommen. Mit diesen Informationen wird die Temperaturverteilung in den Bauteilen sowie die Deformation der Rotoren und des Gehäuses berechnet. Aus den Verschiebungen lassen sich im letzten Berechnungsschritt die Warmspalthöhen bestimmen, welche anschließend dem Kammermodell übergeben werden.



**Bild 5.6:** Scheibenmodell und mechanische Randbedingungen für die thermischen Simulationsrechnungen,  
[stellvertretend am Beispiel GL51.2-M].

Für die Simulation der Bauteildeformation, in Folge der thermischen Belastung und der anschließenden Berechnung der resultierenden Warmspalthöhen, müssen neben den thermischen Randbedingungen zusätzliche mechanische Randbedingungen definiert werden. Diese Randbedingungen sind maschinenspezifisch und berücksichtigen im Wesentlichen die Freiheitsgerade des Motorgehäuses und die Lagerung der Rotoren. Das Gehäuse des Schraubensmotors wird analog zum Ver-

suchsaufbau an der Rundzentrierung an der Hochdruckseite fixiert (s. Bild 5.6). Der Achsabstand zwischen Haupt- und Nebenrotor wird für alle Simulationsrechnungen als konstant angenommen. Die Festlagerung erfolgt entsprechend der realen Gegebenheiten an der Hochdruckseite der Maschine, wohingegen die axiale Ausdehnung der Rotoren an der niederdruckseitigen Loslagerung realitätsnah abgebildet wird. Die Wärmeleitung über Lager und Dichtungen wird im Rahmen der thermischen Simulationsrechnungen nicht berücksichtigt.

## 5.2.2 Thermisches Bauteilverhalten während des Anfahrvorgangs

Neben Informationen über das Bauteilverhalten in Folge des thermischen Energieeintrags bei stationären Betriebsbedingungen, ermöglichen die thermischen Simulationsrechnungen Rückschlüsse über die Dauer bis zum Erreichen von stationären Betriebszuständen. Von Bedeutung sind diese Informationen, neben dem Wechsel von Betriebspunkten bei den experimentellen Untersuchungen, beispielsweise in Onroad-Applikationen, bei denen der Schraubenmotor ständig wechselnden Betriebsbedingungen ausgesetzt wird. Im Folgenden wird das Erreichen eines stationären Betriebszustands am Beispiel des Anfahrvorgangs des Schraubenmotors GL51.2-M aufgezeigt, bevor ausgehend von stationären Bedingungen die Bauteil deformation und die Warmspaltheihen diskutiert werden.

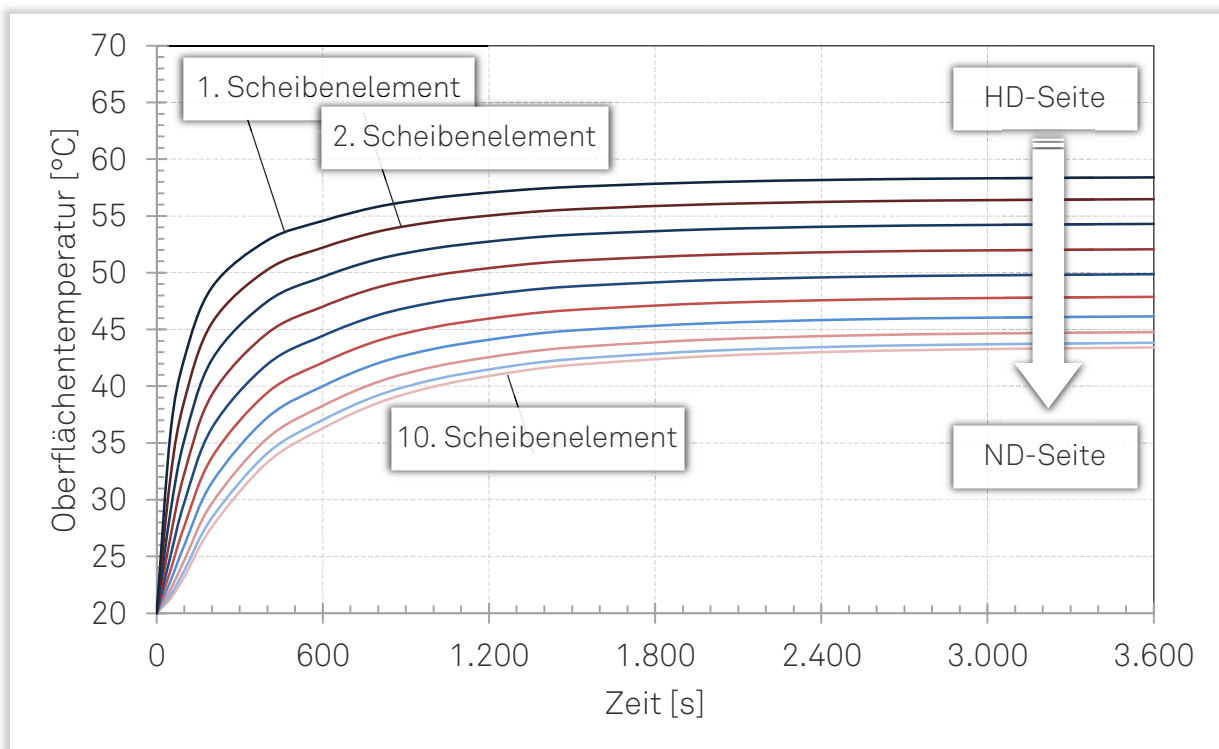
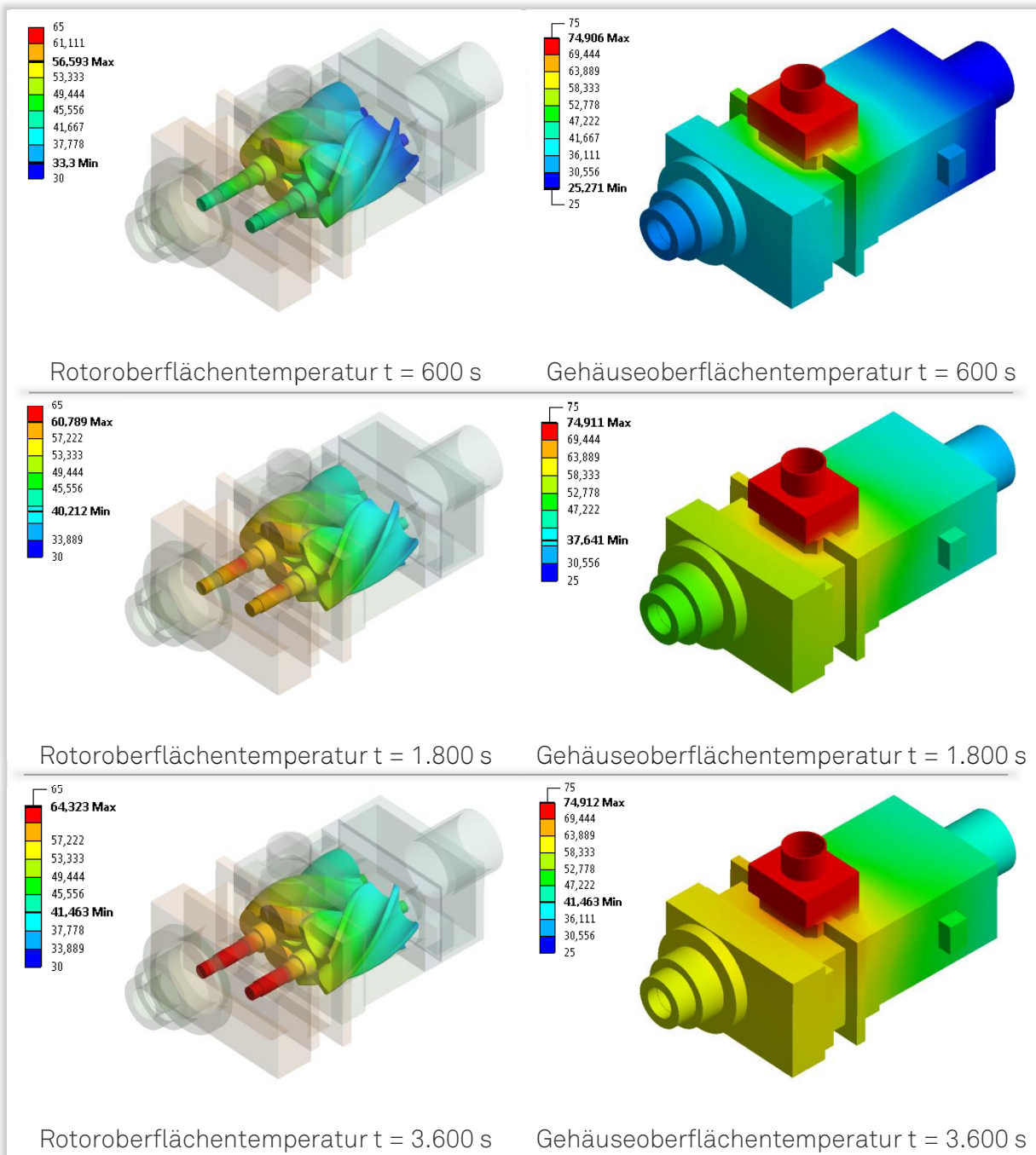


Bild 5.7: Hauptrotoroberflächentemperaturen der einzelnen Scheibenelemente als Funktion der Zeit,  $[GL51.2-M, Simulation, n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}, p_E = 2 \text{ bar und } \vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}]$ .

Die Erwärmung der Maschine, ausgehend vom thermisch unbelasteten Zustand bis hin zu näherungsweise stationären Bedingungen, wird am Beispiel der zeitlichen Entwicklung der gemittelten Oberflächentemperaturen an den Schiebenelementen des Hauptrotors diskutiert, **Bild 5.7**. Ergänzend hierzu wird die Temperaturverteilung an den Rotoren und am Motorgehäuse zu unterschiedlichen Zeitpunkten betrachtet, **Bild 5.8**.



**Bild 5.8:** Rotor- und Gehäuseoberflächentemperaturen bei  $t = 600, 1.800$  und  $3.600$  s,  $[GL51.2-M, Simulation, n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}, p_E = 2 \text{ bar und } \vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}]$ .

Die Rotoroberflächentemperatur zeigt für alle Scheibenelemente mit zunehmender Betriebszeit eine degressive Charakteristik. Die höheren Temperaturen der ersten

Scheibenelemente sind durch den hohen thermischen Energieeintrag an der Hochdruckseite des Motors zu begründen. Die in axialer Richtung gesehen letzten Scheibenelemente werden durch das teilweise expandierte und entsprechend abgekühlte Arbeitsfluid weniger stark aufgeheizt und weisen geringere Oberflächentemperaturen auf. Ab  $t \approx 1.800$  s stellen sich an den hochdruckseitigen Scheibenelementen stationäre Temperaturen ( $\Delta\theta < 1\%$ ) ein, wohingegen an den niederdruckseitigen Scheibenelementen die Temperaturen bis etwa  $t \approx 2.500$  s weiter ansteigen. Die Begründung für dieses Bauteilverhalten liefert die Leitung der Wärme vom höheren Temperaturniveau an der Hochdruckseite hin zu den betrachteten Scheibenelementen an der Niederdruckseite. Auf Grund des vergleichbaren Bauteilverhaltens an der Nebenrotorseite und durch eine analoge Betrachtung der Temperaturentwicklung an der Gehäuseinnenseite, kann für den betrachteten Betriebspunkt von stationären Bedingungen ab einer Betriebsdauer von etwa einer Stunde ausgegangen werden. Die Gehäuse- und Oberflächentemperaturen verdeutlichen, dass der Hauptrotor thermisch stärker belastet wird. Physikalisch lässt sich dies durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit und die größere Intensität des Wärmeübergangs auf der Hauptrotorseite begründen. Ursächlich hierfür ist im Wesentlichen die höhere Drehzahl des Hauptrotors [Kel97].

### 5.2.3 Wärmedehnung

Die Auswirkung der thermischen Belastung auf die Bauteil deformation von Gehäuse und Rotoren werden für die beiden Schraubenmotoren GL51.2-M und SE69 in den jeweiligen stationären Referenzbetriebspunkten zunächst qualitativ thematisiert, **Bild 5.9** und **Bild 5.10**. Sowohl das Motorgehäuse als auch die Rotoren zeigen, ausgehend von der rundzentrierten Fixierung an der Maschinenaufnahme bzw. an den Festlagerpositionen (s. Bild 5.6), ihre Hauptverschiebungen in axialer Richtung hin zur Niederdruckseite. Die qualitative Beeinflussung der Arbeitsraumgeometrie in radialer Richtung deutet sich durch die Stirnschnittbetrachtung an den Hochdruckseiten von Gehäuse und Rotoren an. Die überzeichnet dargestellte Verschiebung des Gehäuses und der Rotoren zeigt, in Relation zur unverformten Geometrie, eine positive, radiale Verschiebung, ausgehend von den jeweiligen Rotorachsen. Sowohl die Oberflächen der Rotoren als auch die gehäuseseitige Berandung des Arbeitsraums „wandern“ im thermisch belasteten Fall nach außen. Ergänzend zu diesen Ergebnissen werden im folgenden Kapitel die resultierenden Warmspalthöhen quantitativ beurteilt.

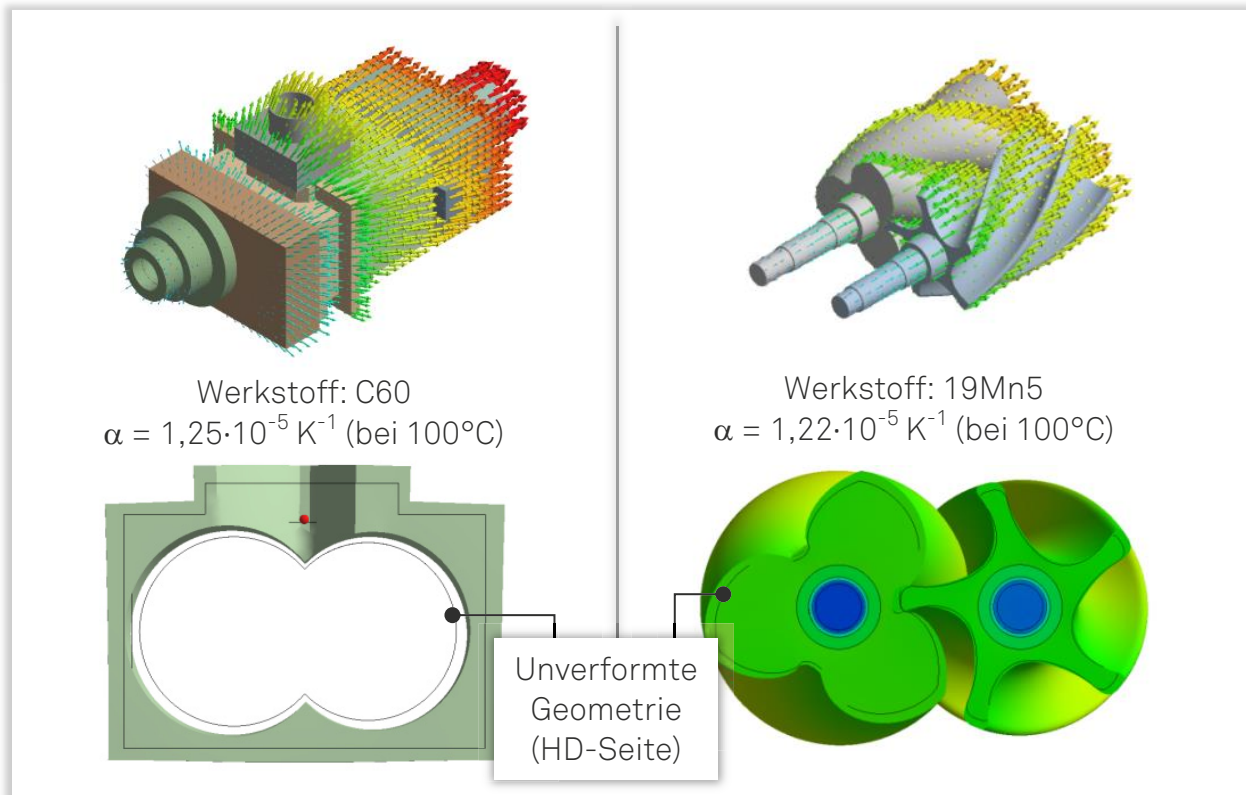


Bild 5.9: Verschiebungen am Gehäuse und an den Rotoren (oben) sowie die zugehörigen Geometrien im thermisch belasteten und unbelasteten Zustand (unten), [Simulation, GL51.2-M,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].

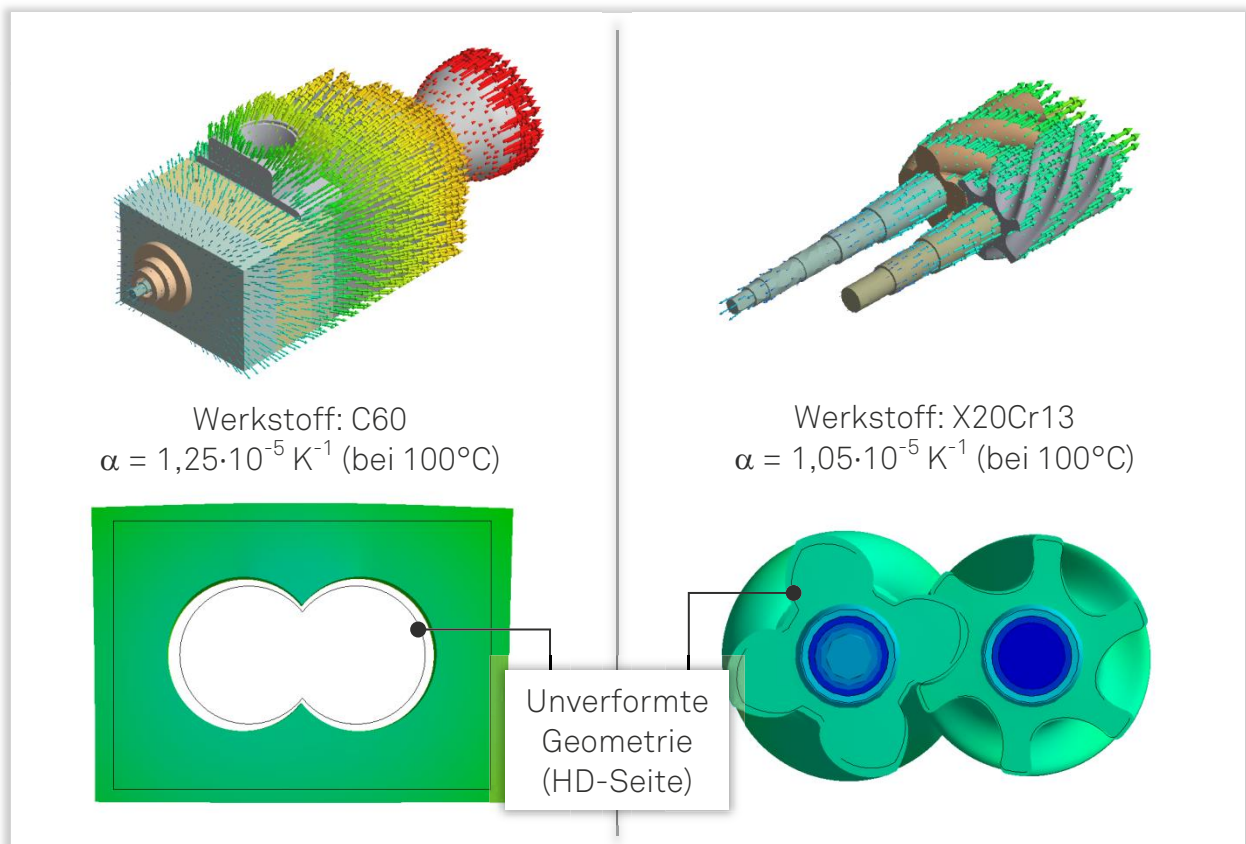


Bild 5.10: Verschiebungen am Gehäuse und an den Rotoren (oben) sowie die zugehörigen Geometrien im thermisch belasteten und unbelasteten Zustand (unten), [Simulation, SE69,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].



Die komplexe Berechnung der Warmspalthöhen und die Implementierung der berechneten Daten in jeweils modifizierte Kammermodelle, wird im Rahmen dieser Arbeit für eine Vielzahl unterschiedlicher Betriebspunkte durchgeführt. Um die jeweiligen Ergebnisse der thermischen Simulationsrechnungen validieren zu können, sind die Temperaturverteilungen am Motorgehäuse während der Versuchsdurchführung thermographiert worden. Der Vergleich der simulierten und gemessenen Temperaturverteilungen zeigt sowohl für die Bedingungen in den Referenzbetriebspunkten als auch bei einer Verdopplung der Eintrittstemperatur eine gute Übereinstimmung, **Bild 5.11**.

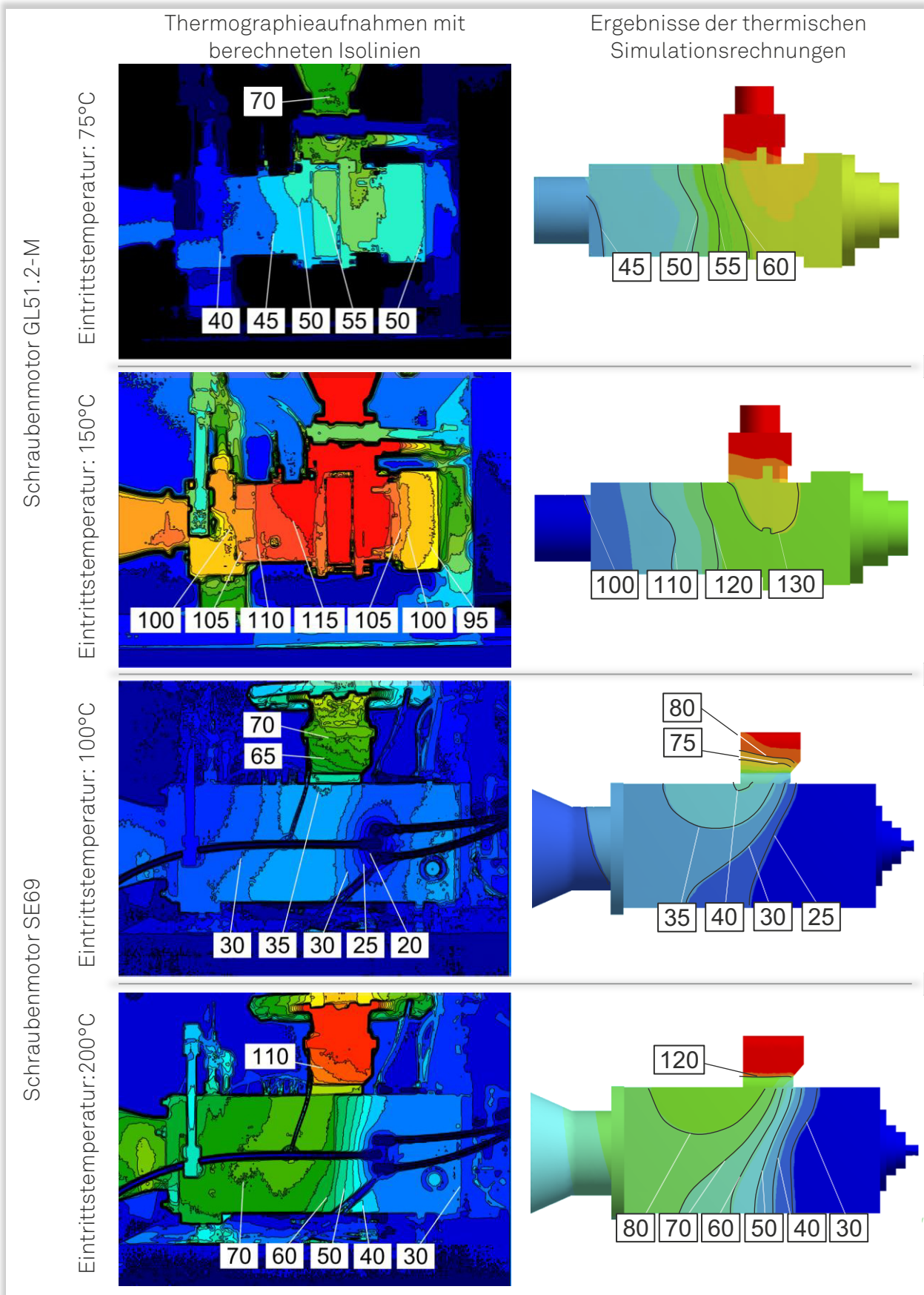


Bild 5.11: Oberflächentemperaturen an den Motorgehäusen für verschiedene Eintrittstemperaturen,  
 [Messung und Simulation, GL51.2-M und SE69,  
 $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  (GL51.2-M) und  $p_E = 6 \text{ bar}$  (SE69)].

## 5.2.4 Warmspalthöhe

Die diskutierte Analyse der Verschiebung an Rotoren und Gehäuseinnenseite zeigt das prinzipielle Bauteilverhalten in Folge der thermischen Lasten. Im Weiteren werden aus den Bauteilverformungen die Warmspalthöhen in den jeweiligen Referenzbetriebspunkten berechnet und für jede Spaltart gesondert analysiert.

Die Abwicklung des Gehäusespalts zeigt für beide Schraubenmotoren eine Vergrößerung der Spalthöhe entlang der jeweiligen Rotorachsen, **Bild 5.12** und **Bild 5.13**. In Anlehnung an die in Bild 5.9 und Bild 5.10 dargestellten Verschiebungen lässt sich folgern, dass die radiale Gehäuseausdehnung nicht durch die Ausdehnung der Rotoren kompensieren wird. Diese Tendenz bleibt auch bei Verdopplung der jeweiligen Eintrittstemperatur bestehen. Lassen sich die in axiale Richtung größtenteils abnehmenden Gehäusespalthöhen durch das zur Niederdruckseite hin abnehmende Temperaturniveau des Arbeitsfluids begründen, so erscheint das radiale Spalthöhemaximum bei Abwicklungslängen zwischen  $\pm 60$  bis  $\pm 80$  mm (GL51.2-M) bzw.  $\pm 130$  bis  $\pm 170$  mm (SE69), eine Konsequenz der Materialstärken der Motorgehäuse in diesem Bereich zu sein. Abweichend von der anschaulichen Darstellung der abgewickelten Spalthöhe des Gehäusespalts erlaubt die Darstellung der abgewickelten Spalthöhen an definierten Rotorschnitten ( $\Delta z = 20$  mm) eine bessere Interpretation der Quantitäten, **Bild 5.13** und **Bild 5.14**. Für den Schraubenmotor GL51.2-M nimmt die Gehäusespalthöhe an der Hochdruckseite um maximal 35 % zu. Erscheint die deutlich geringere Spalthöhenzunahme von 7 % beim Schraubenmotor SE69, auf Grund des höheren thermischen Energieeintrags im Referenzbetriebspunkt zunächst widersprüchlich, so lässt sie sich zum einen durch die größeren Wandstärken des Gehäuses und zum anderen durch die Wirkung der Gehäuse- und Lagerkühlung begründen.

Im Gegensatz zum Gehäusespalt lässt sich bei der Höhe des Profileingriffsspalts nur eine geringe Änderung feststellen, **Bild 5.15** und **Bild 5.16**. Dies lässt sich physikalisch durch die geringeren Bauteiltemperaturen an den Rotoren und den im Bezug zum Gehäuse abweichenden Wärmeausdehnungskoeffizienten (s. Bild 5.9 und 5.10) begründen, scheint jedoch auch eine Konsequenz der Randbedingungen und der Forderung nach konstantem Achsabstand zu sein.

Die Auswirkung der thermischen Dehnung auf die Höhe der Stirnspalte wird auf Grund der größeren, energetischen Relevanz an der Hochdruckseite der Maschine betrachtet, **Bild 5.17** und **Bild 5.18**. Ausgehend von konstanten Kaltspalthöhen nehmen die hochdruckseitigen Stirnspalthöhen beim Schraubenmotor GL51.2-M um bis zu 14 % zu, was sich in Anbetracht der Bauteildehnung vorrangig durch eine Verschiebung des hochdruckseitigen Rotorstirnschnitts hin zur Niederdruckseite



begründen lässt. Beim Schraubenmotor SE69 wirkt die Kühlung den Bauteil deformationen entgegen, wodurch sich die maximale Spalthöhenzunahme von lediglich 2 % erklären lässt.

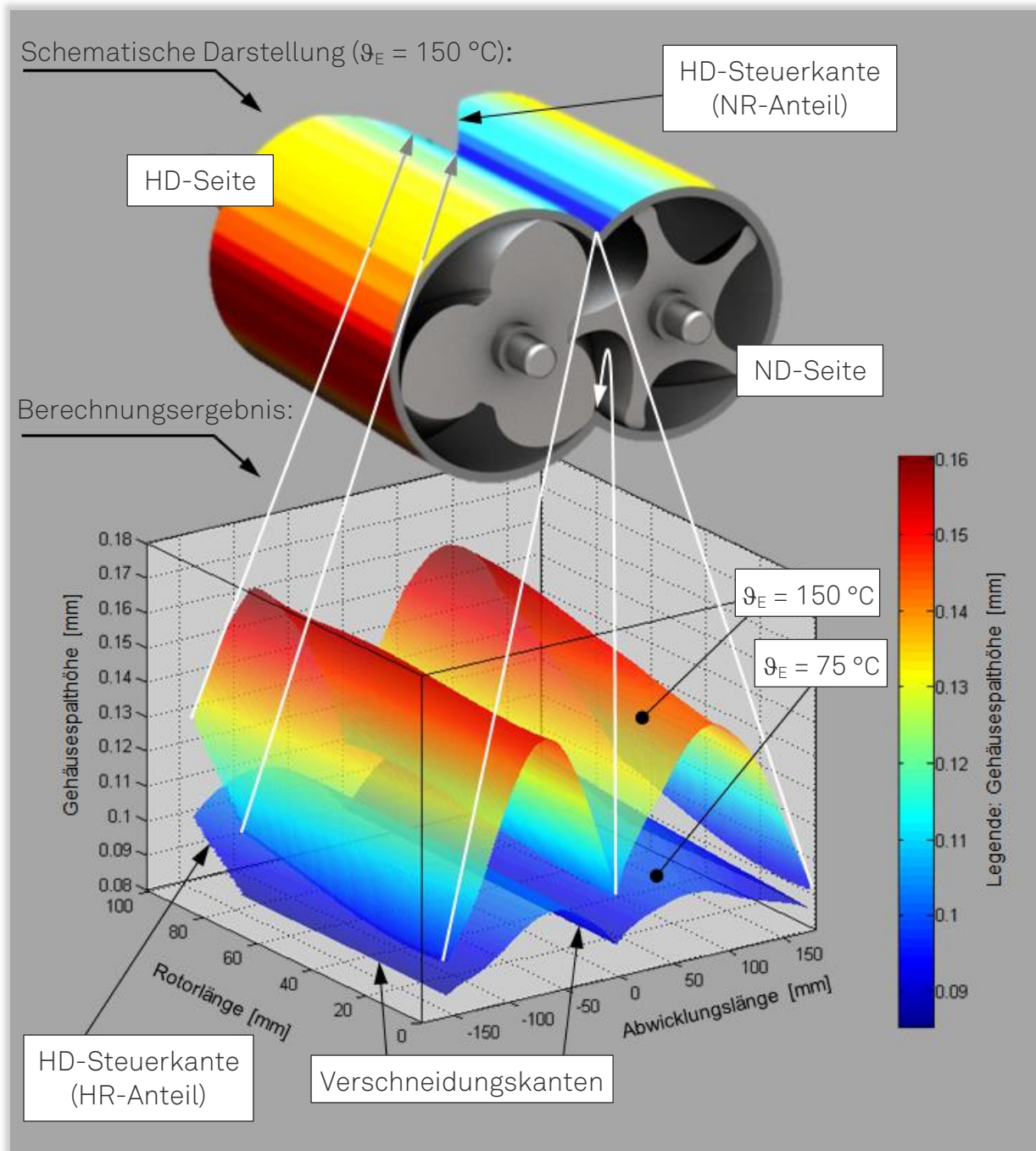


Bild 5.12: Räumliche Darstellung der abgewickelten Gehäusespalthöhe (ND:  $z = 0$  mm), [GL51.2-M, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75$  und  $150 \text{ °C}$ ].

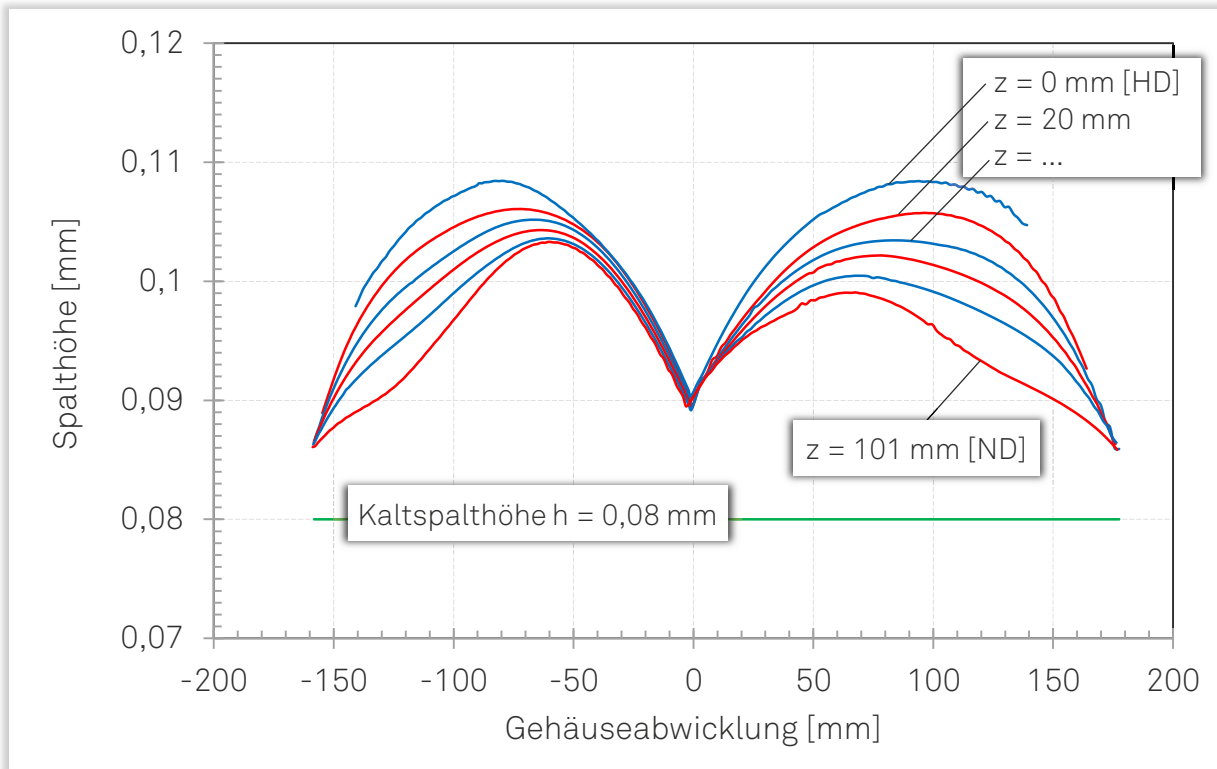


Bild 5.13: Höhe des Gehäusespaltes als Funktion der Abwicklungslänge für unterschiedliche Schnitte entlang der Rotorachsen ( $\Delta z = 20 \text{ mm}$ ), [GL51.2-M, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

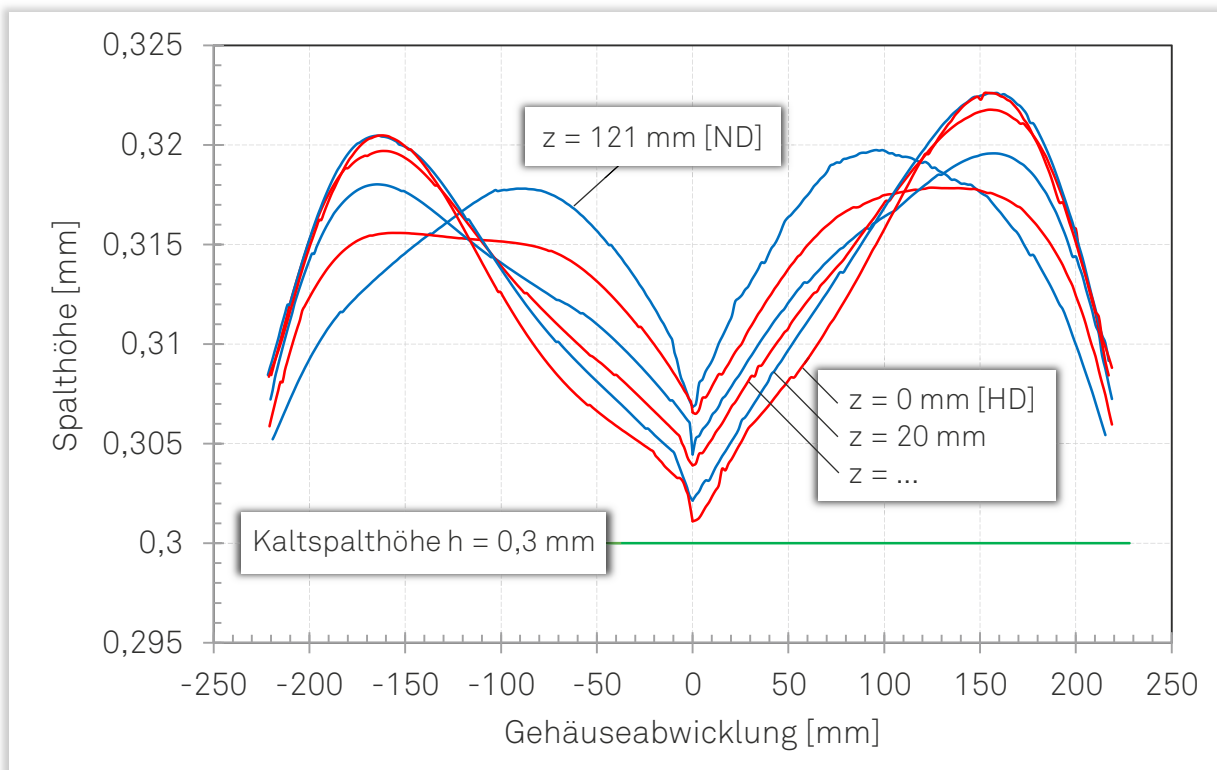


Bild 5.14: Höhe des Gehäusespaltes als Funktion der Abwicklungslänge für unterschiedliche Schnitte entlang der Rotorachsen ( $\Delta z = 20 \text{ mm}$ ), [SE69, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

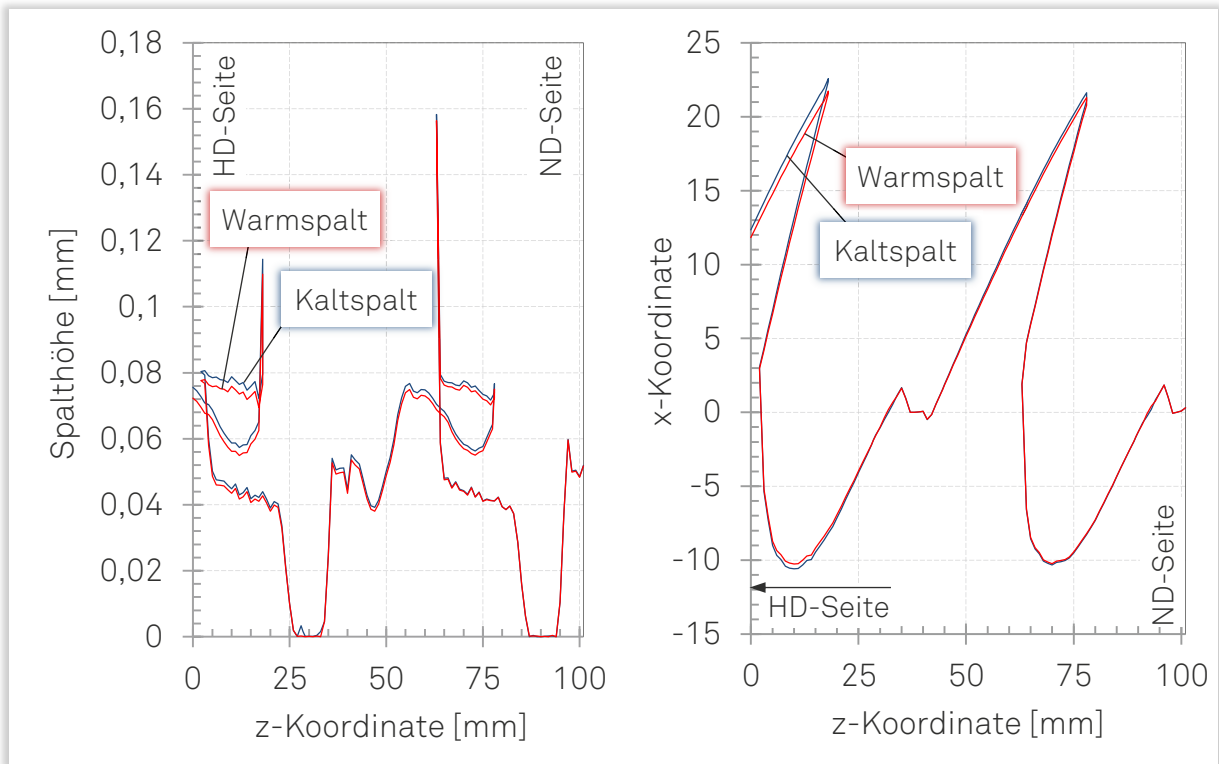


Bild 5.15: Höhe des Profileingriffsspalt und x-Koordinate des Profileingriffsspalt als Funktion der z-Koordinate, [GL51.2-M, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].

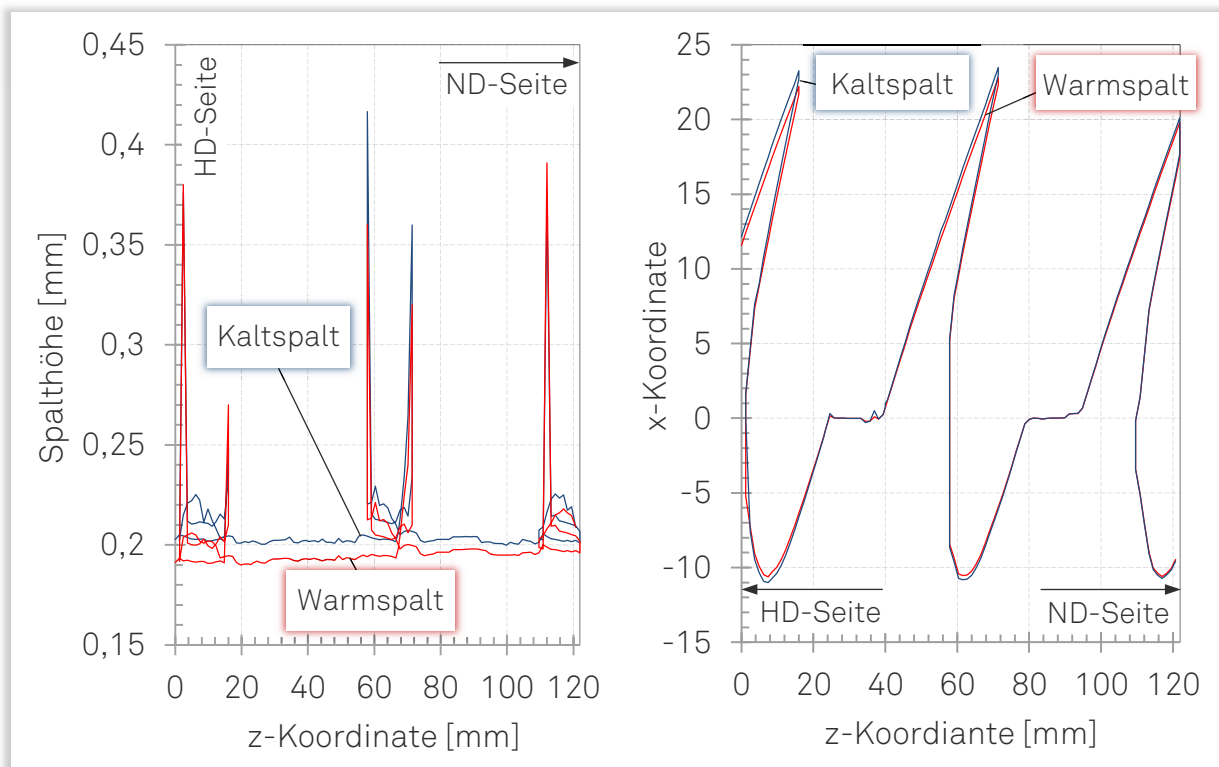


Bild 5.16: Höhe des Profileingriffsspalt und x-Koordinate des Profileingriffsspalt als Funktion der z-Koordinate, [SE69, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

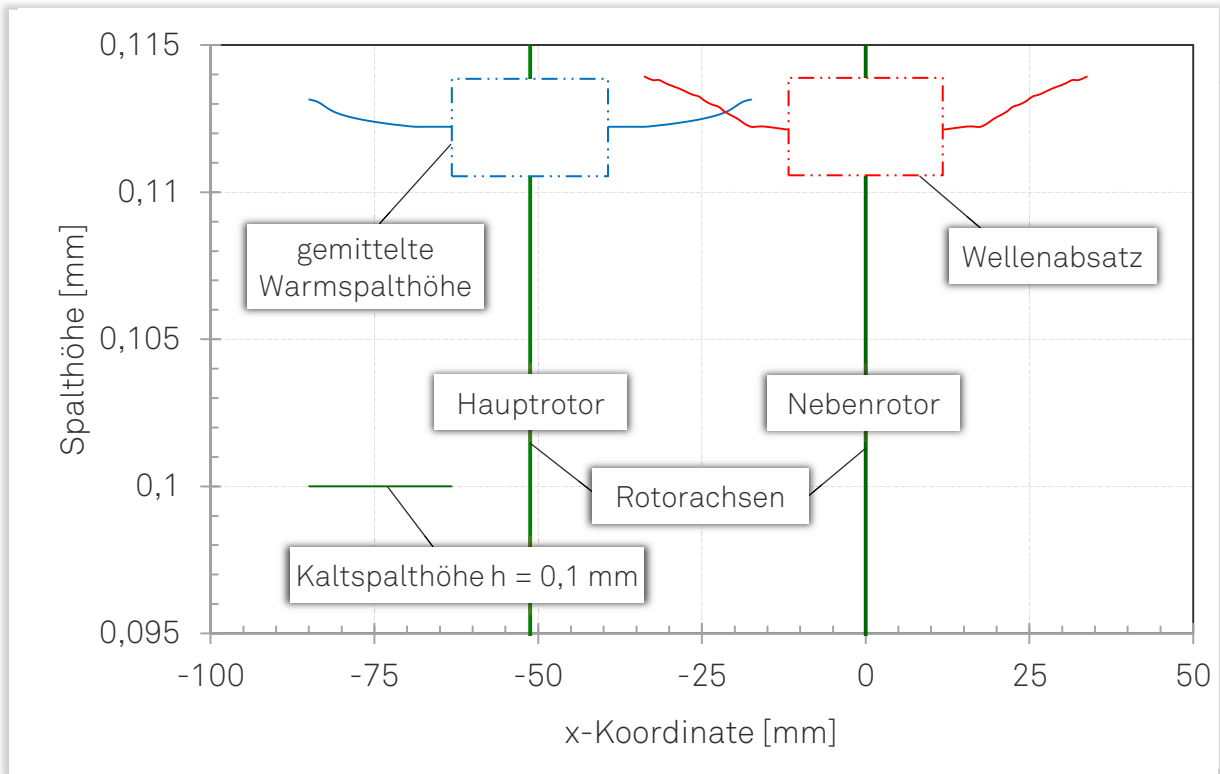


Bild 5.17: Radial gemittelte Höhe der hochdruckseitigen Stirnspalte als Funktion der x-Koordinate, [GL51.2-M, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].

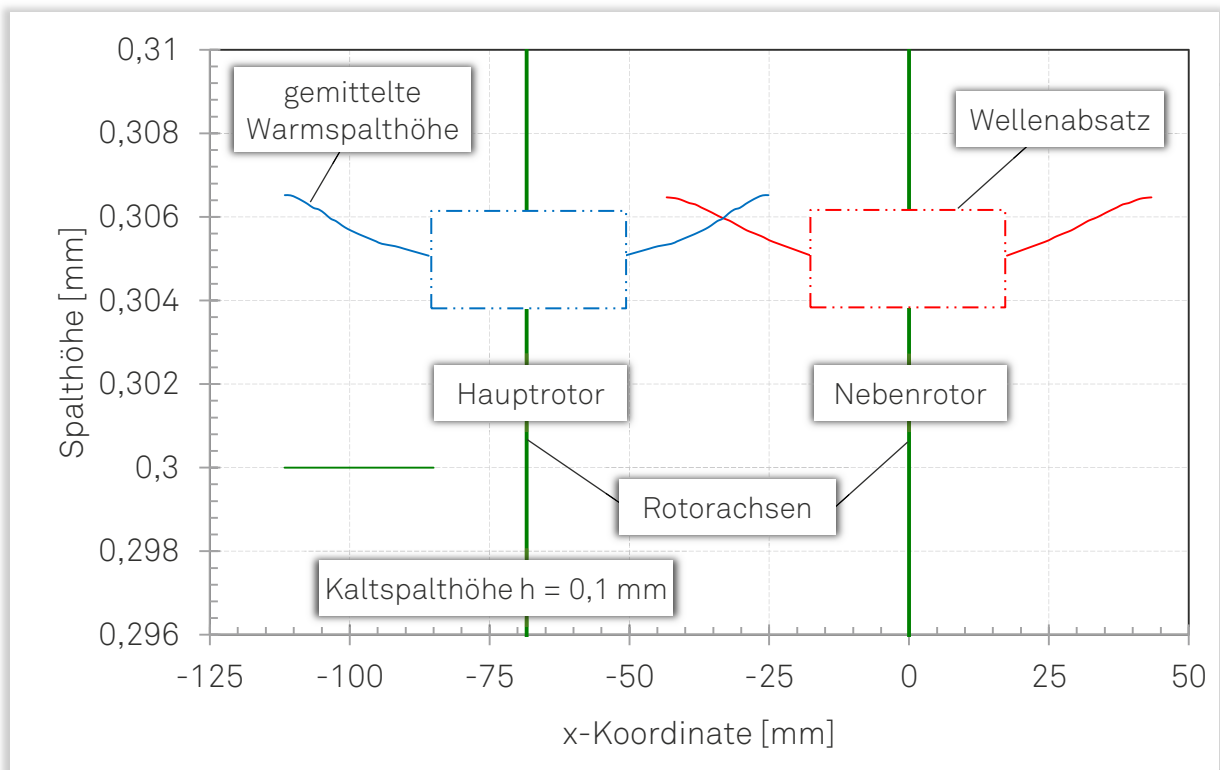


Bild 5.18: Radial gemittelte Höhe der hochdruckseitigen Stirnspalte als Funktion der x-Koordinate, [SE69, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

## 5.3 Vergleich der experimentellen und theoretischen Ergebnisse

Die verwendeten Modelle und Methoden sowie die prinzipielle Eignung des Simulationsprogramms KaSim, zur Abbildung und Untersuchung der physikalischen Vorgänge in Rotationsverdrängermaschinen, wurden bereits für unterschiedliche Anwendungsbereiche dargestellt und nachgewiesen [Tem07], [Jan07], [Str10], [Pfa12]. Hierdurch kann sich die folgende Validierung der Simulationsergebnisse auf die Untersuchung der Gültigkeit der Modellierung beschränken, ohne auf die programminternen Abläufe bei der Abbildung der physikalischen Vorgänge tiefer einzugehen. Der Vergleich der simulierten und experimentell ermittelten Werte wird bei beiden Schraubenmotoren für die Innenleistung (Kapitel 5.3.1) und den Anlagenmassenstrom (Kapitel 5.3.2) durchgeführt. Zum Abschluss des Kapitels wird der Einfluss der Bohrungen für die Indizierdrucksensoren auf die Energiewandlungsgüte aufgezeigt (Kapitel 5.3.3).

### 5.3.1 Innenleistung

Im Rahmen der thermodynamischen Berechnung steht die Innenleistung als unmittelbares Simulationsergebnis zur Verfügung. Experimentell wird diese Kennzahl, unter Berücksichtigung des mechanischen Wirkungsgrads, aus der effektiven Leistung berechnet. Um eine Beeinflussung durch die Drucksensorbohrungen auf die Messergebnisse (siehe Kapitel 5.3.3) ausschließen zu können, werden für die Diskussion der Innenleistung und des Massenstroms Ergebnisse aus Messreihen von Motorvarianten ohne Druckindizierung herangezogen. Der mechanische Wirkungsgrad wird autark bestimmt. Zum Vergleich zwischen Simulation und Experiment dient die simulierte Innenleistung der diabaten Modellierung, unter Berücksichtigung der Spalthöhendeformation in Folge der thermischen Belastung und der Leckagemassenströme durch die Labyrinthdichtungen. Für den Schraubenmotor GL51.2-M nimmt die so berechnete Innenleistung über dem gesamten Drehzahlbereich Werte an, die etwa 2,5 bis 3 Prozentpunkte unterhalb der gemessenen Werte liegen, **Bild 5.19**. Eine ausgeprägte Drehzahl oder Druckabhängigkeit (nicht dargestellt) der Abweichung zwischen Simulation und Experiment zeigt sich hierbei nicht.

Der Vergleich der Indikatorgramme zeigt keine signifikante Abweichung im Kammerdruckverlauf, die auf eine unzureichende Modellierung schließen lässt, **Bild 5.20**. Lediglich zum Ende der Expansion besteht die Möglichkeit einer zu gering abgebildeten Arbeitsfläche in der Simulation, in Folge zu klein berechneter Stirnspalthöhen an der Niederdruckseite. Wahrscheinlicher ist jedoch eine Beeinflussung der Innenleistung durch die Unschärfe der verwendeten Wärmeübergangs-

modelle. Diese stellen auf Grund der physikalisch komplexen Zusammenhänge eine Vereinfachung bei der Modellüberführung dar, wodurch die simulierte Innenleistung zu gering abgebildet werden könnte.

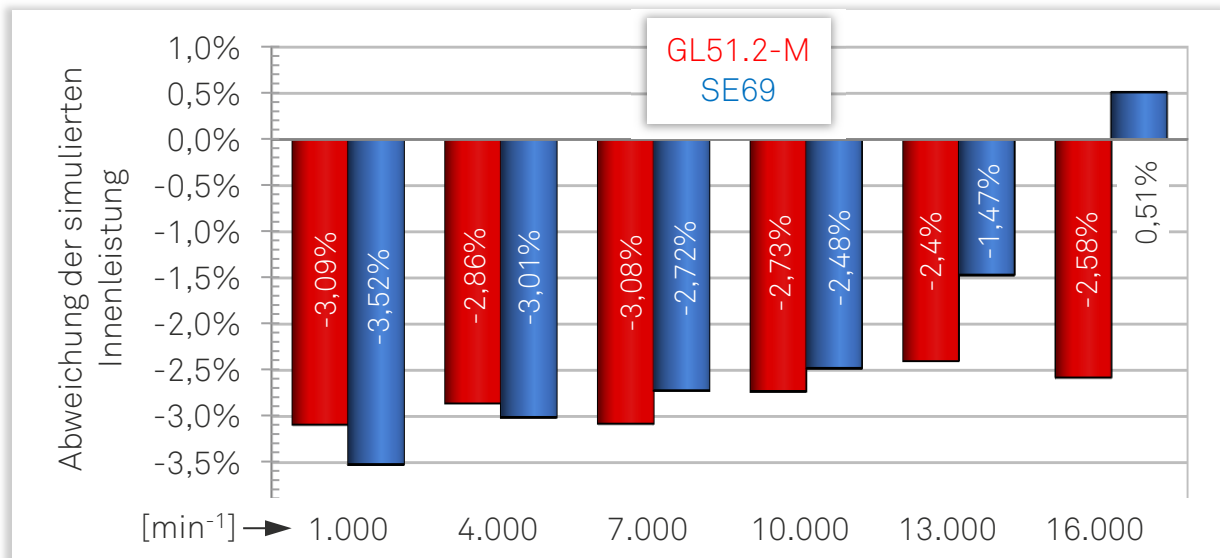


Bild 5.19: Abweichung der simulierten Innenleistung von den experimentell ermittelten Werten,  
 ■ GL51.2-M, [ $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ ],  
 ■ SE69, [ $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

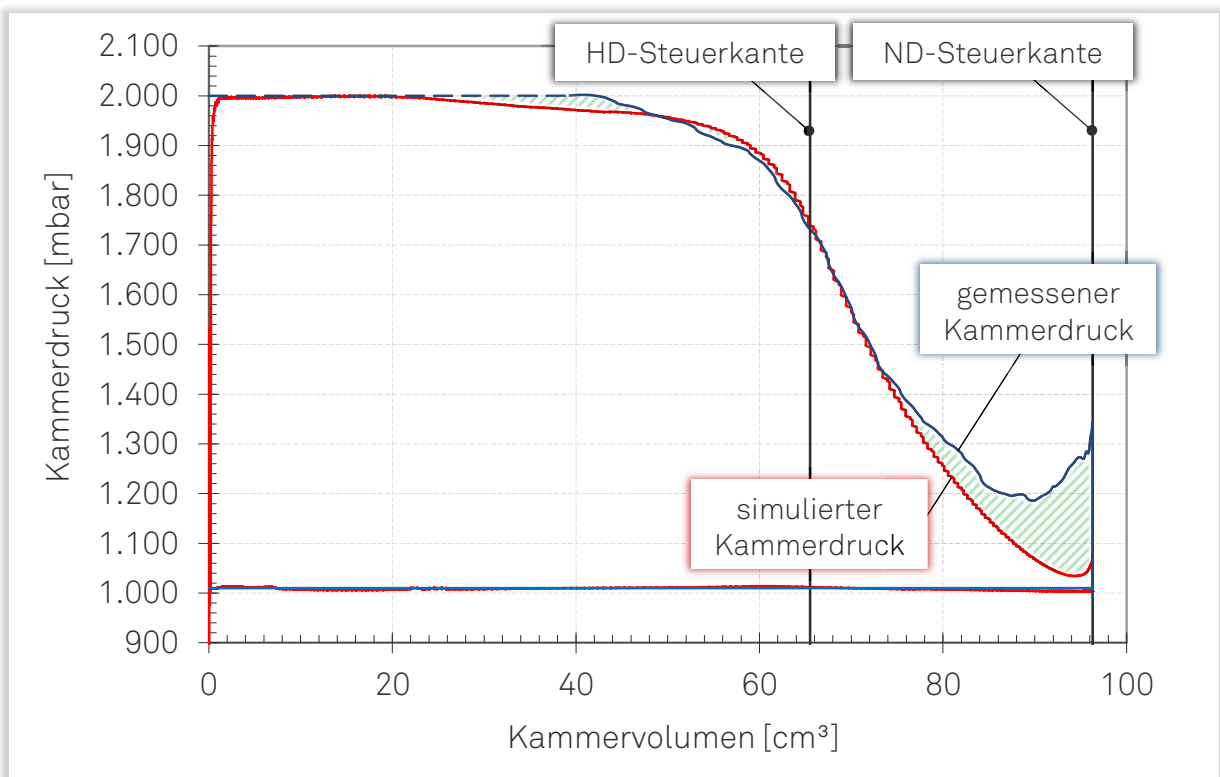


Bild 5.20: Vergleich der Indikatordiagramme, [GL51.2-M, Simulation und Messung, [ $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ ].



Da bei der experimentell ermittelten Arbeitsfläche die innere Leckage unter dem Drucksensor berücksichtigt wird, ist der Vergleich der gemessenen und simulierten Kammerdrücke gegen Expansionsende nur unzureichend möglich. Ein möglicher Einfluss durch die Unschärfe bei der Berechnung des mechanischen Wirkungsgrads kann weitestgehend ausgeschlossen werden. Wie später noch gezeigt wird (s. Kapitel 5.3.3), kann davon ausgegangen werden, dass die berechneten mechanischen Wirkungsgrade tendenziell geringfügig zu klein abgebildet werden. Dies würde jedoch zusätzlich zu einer Vergrößerung der Leistungsdifferenz führen.

Die Abweichung zwischen simulierter und experimentell bestimmter Innenleistung entspricht beim Schraubenmotor SE69, im kleinen Drehzahlbereich, den bereits vom GL51.2-M aufgezeigten Größenordnungen. Mit zunehmender Drehzahl nimmt die Differenz zwischen simulierter und gemessener Innenleistung ab. Diese Tendenz könnte aus dem, als konstant angenommenen, Drosselbeiwert der Einlassfläche ( $\alpha_{HD} = 0,8$ ), siehe auch [Pev87], [Dre89] und [Fos03], in den Simulationsrechnungen folgen. Im Gegensatz zum Schraubenmotor GL51.2-M gewinnt die Drosselung beim SE69 an physikalischer Bedeutung, was sich vornehmlich im Druckverlauf zu Beginn des Füllvorgangs äußert. Integral betrachtet lässt sich die Abweichung in der Innenleistung zwischen Simulation und Experiment jedoch für beide Schraubenmotoren als sehr gering bezeichnen.

### 5.3.2 Massenstrom

Das Vorgehen zur Beurteilung der Massenstromabweichung wird analog zur Diskussion der Innenleistung durchgeführt. Beim Schraubenmotor GL51.2-M lässt sich lediglich im kleinen Drehzahlbereich eine nennenswerte Abweichung zwischen Simulation und Experiment feststellen (maximal 5,4 %), **Bild 5.21**. Sowohl Abbildungsfehler bei der Berechnung der Warmspalthöhe sowie der simulierten Spaltmassenströme, als auch eine Abweichung von der Solldrehzahl während des Experiments, wirken sich in diesem Drehzahlbereich stärker aus und können den größeren Anlagenmassenstrom in der Simulation begründen. Zusätzlich vergrößert sich der mögliche Messfehler bei der Massenstrommessung. Im mittleren und oberen Drehzahlbereich nimmt der Einfluss dieser Faktoren ab, was sich in der geringen Abweichung zwischen Simulation und Messung widerspiegelt.

Eine abweichende Tendenz zeigt der Massenstrom beim Schraubenmotor SE69. Über dem gesamten Drehzahlbereich nehmen die gemessenen Massenströme Werte an, die bis zu 6,6 Prozentpunkte oberhalb der simulierten Werte liegen. Die Begründung hierfür liefern die konstruktiv vorgesehenen und betriebsnotwendigen, externen Leckagen. Diese befinden sich an den Labyrinthdichtungen an der Wel-



lendiführung der Abtriebswelle und maschinenintern zwischen dem Arbeits- und dem Getrieberaum. Letztere werden zum Abschleudern von Ölteilen entlüftet, wodurch externe Leckagemassenströme entstehen, die nicht in der Simulation abgebildet werden. Unter Berücksichtigung der Abbildungsgüte des Schraubenmotors GL51.2-M lässt sich die Abweichung zum Großteil durch diesen Mechanismus begründen.

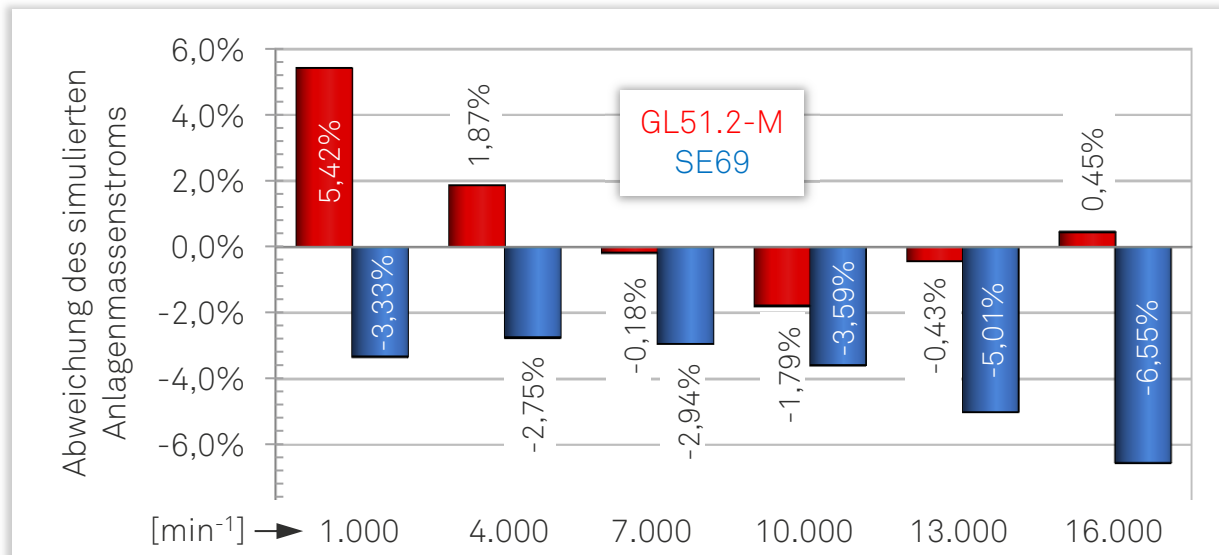


Bild 5.21: Abweichung des simulierten Anlagenmassenstroms von den experimentell ermittelten Werten,

■ GL51.2-M, [ $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ],

■ SE69, [ $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

Beim Schraubenmotor GL51.2-M kann der Leckagemassenstrom durch die Labyrinthdichtung, auf Grund der nicht vorhandenen Ölschmierung, in der Simulation berücksichtigt werden (s. auch Kapitel 6.6). Der Anteil dieses Leckagemassenstroms am Gesamtmassenstrom nimmt bei geringer Drehzahl zu.

### 5.3.3 Einfluss der Drucksensorbohrungen auf die Messergebnisse

Zur Durchführung der Indizierungmessungen werden Drucksensoren in das Motorgehäuse eingebracht, wodurch die Geometrie der gehäuseseitigen Berandung der Arbeitskammern beeinflusst wird. Die Auswirkungen auf die physikalischen Vorgänge und Rückschlüsse über die Aussagekraft der Indikatordiagramme, sowie den hieraus abgeleiteten mechanischen Wirkungsgraden, werden im Weiteren am Beispiel des Schraubenmotors GL51.2-M und dem Vergleich mit Simulationsergebnissen diskutiert.

Auf Grund der konvexen Geometrie der Gehäusebohrungen können die frontbündigen Membranen der Sensoren nicht ideal wandbündig montiert werden. Die geo-

metrische Auswirkung kann als eine partielle Vergrößerung des Gehäusespaltes unterhalb der einzelnen Sensoren interpretiert werden. Beim Schraubenmotor GL51.2-M ist die Position des ersten Drucksensors  $DS_1$  besonders kritisch zu beurteilen. Mit dem Ziel, einen möglichst großen Drehwinkelbereich des Füllvorgangs messtechnisch erfassen zu können, ist der Sensor nicht orthogonal zur Achse des Nebenrotors montiert worden, was eine zusätzliche Vergrößerung der internen Leckagefläche unterhalb der Sensormembran bedingt, **Bild 5.22**.

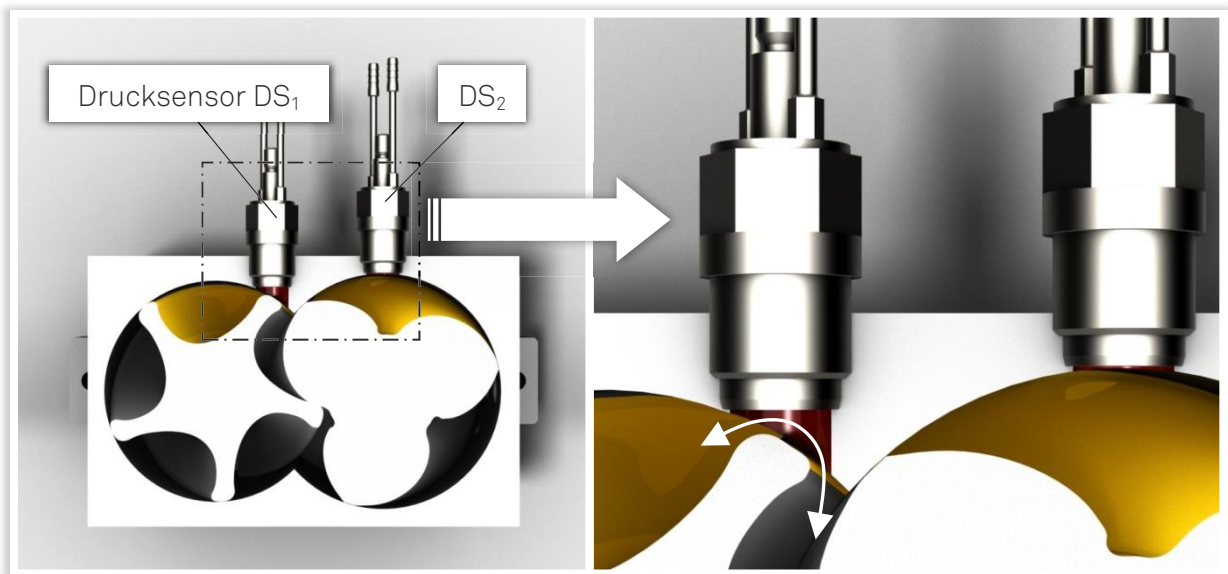
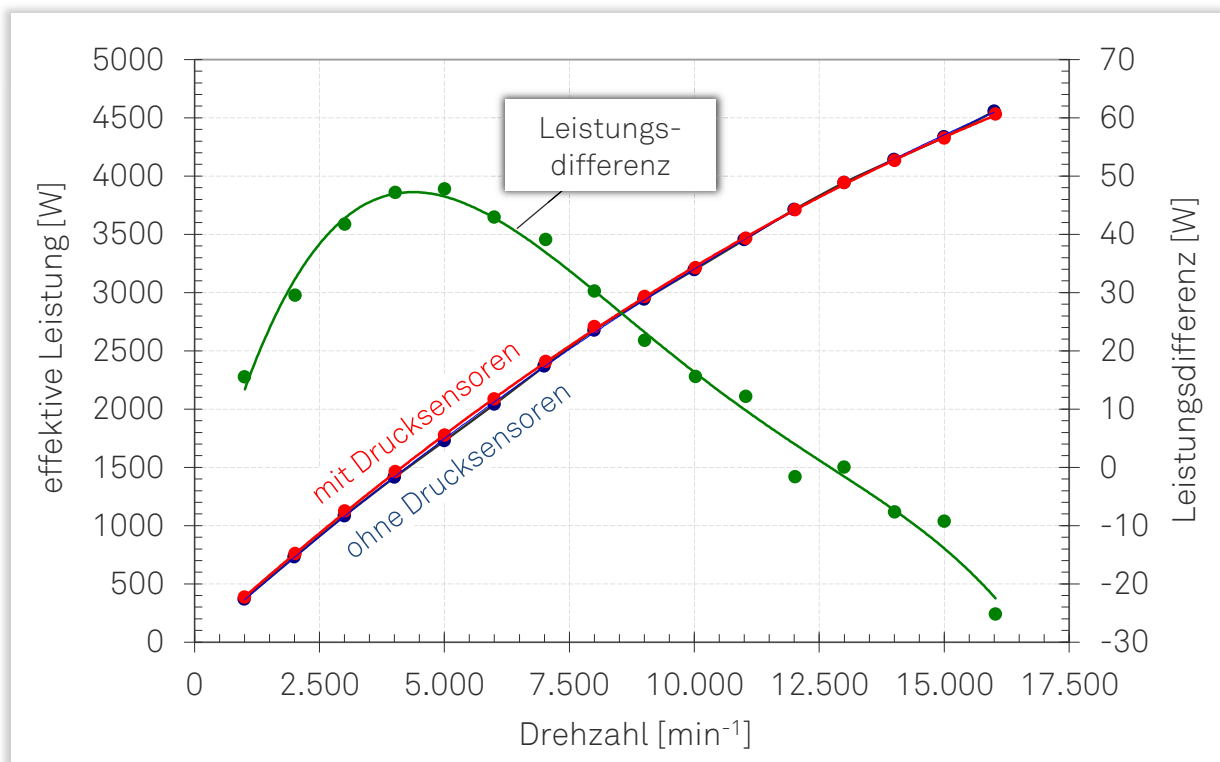


Bild 5.22: Innere Leckagen durch die nicht wandbündig montierten Drucksensoren, [GL51.2-M].

Die Auswirkungen auf den Druckverlauf werden beim Vergleich der simulierten (ohne Berücksichtigung der Drucksensoren) und gemessenen Indikatordiagramme deutlich, Bild 5.20. Während des Füllvorgangs zeigen die Druckverläufe eine gute Übereinstimmung. Eine Drucksenkung in der Arbeitskammer in Folge der künstlich vergrößerten Spaltfläche an den nebenrotorseitigen Gehäusespalten ist nicht erkennbar, da ausreichend Masse von der Hochdruckseite her „nachgeschoben“ wird. Dies führt lediglich zu einem Anstieg des Anlagenmassenstroms, nicht jedoch zu einer erkennbaren Drucksenkung. Die Auswirkungen werden jedoch gegen Ende der Expansion durch die zunehmende Abweichung der beiden Druckverläufe deutlich. Durch die verbesserte Nachfüllung über die interne Leckagefläche unterhalb des Drucksensors nimmt der gemessene Kammerdruck bis zum Erreichen der niederdruckseitigen Steuerkante zu.

Die Gegenüberstellung der beiden exemplarisch gewählten Druckverläufe zeigt, dass die experimentell ermittelte Innenarbeit tendenziell zu groß bestimmt wird. Der resultierende Abbildungsfehler ist im mittleren und oberen Drehzahlbereich jedoch stets kleiner 2 % und lässt nur eine geringe Unschärfe bei der Berechnung der mechanischen Wirkungsgrade erwarten.

Eine integrale Beurteilung des Einflusses der Drucksensorbohrungen auf die Energiewandlungsgüte ermöglicht die Untersuchung der experimentellen Daten, **Bild 5.23**. Dargestellt sind die effektive Leistung als Funktion der Drehzahl, für Maschinenvarianten mit und ohne Drucksensoren im Maschinengehäuse, sowie die absolute Leistungsdifferenz. Im kleinen Drehzahlbereich führt die verbesserte Nachfüllung der indizierten Maschine zu einer höheren effektiven Leistung von maximal  $\Delta P_e \approx 50$  W. Während der Kammerfüllung wirken sich abströmenden Spaltmassen nicht merklich auf die Arbeitsfläche aus, da ausreichend Masse durch die Einlassfläche „nachgeschoben“ wird. Die abströmenden Spaltmassen tragen jedoch zu einer verbesserten Nachfüllung bei, was den Leistungsanstieg, im Vergleich zur Maschine ohne Drucksensoren im Arbeitsraum, begründet. Bei einer Erhöhung der Drehzahl nehmen die Spaltmassenströme integral ab, wodurch auch der Einfluss der Nachfüllung an Relevanz verliert. Im Bereich hoher Drehzahl wirkt die zunehmende Drosselwirkung der Einlassfläche dem kompensierend wirkenden „Nachschieben“ entgegen. Dieser Zusammenhang begründet die geringere Leistung der Maschinenvariante mit Drucksensoren im oberen Drehzahlbereich.



**Bild 5.23:** Leistung und Leistungsdifferenz als Funktion der Drehzahl für Maschinenkonfigurationen mit und ohne Indizierdrucksensoren, [GL51.2-M, Messung,  $p_E = 2$  bar und  $\vartheta_E = 75$  °C].

Neben der effektiven Leistung beeinflussen die internen Leckagen unter den Drucksensoren maßgeblich den Anlagenmassenstrom über dem gesamten Drehzahlbereich, **Bild 5.24**. Im kleinen Drehzahlbereich bedingen die ungewollt eingebrachten Leckageflächen einen Anstieg des Anlagenmassenstroms um bis zu 14 %.

Um die integrale Beurteilung der Energiewandlungsgüte nicht durch die Existenz der zusätzlichen Leckageflächen zu verfälschen, werden lediglich für die Indizierungsmessungen Maschinenvarianten mit Drucksensoren im Motorgehäuse eingesetzt. Die integralen Kennzahlen sind entsprechend unabhängig von den beschriebenen, physikalischen Vorgängen.

Für die Druckindizierung des Schraubenmotors SE69 werden die Drucksensoren DS<sub>1</sub> und DS<sub>2</sub> zusätzlich als Miniaturdrucksensoren (Einschraubgewinde M5) ausgeführt. Die resultierenden Leckageflächen unter den Sensoren sind somit deutlich kleiner.

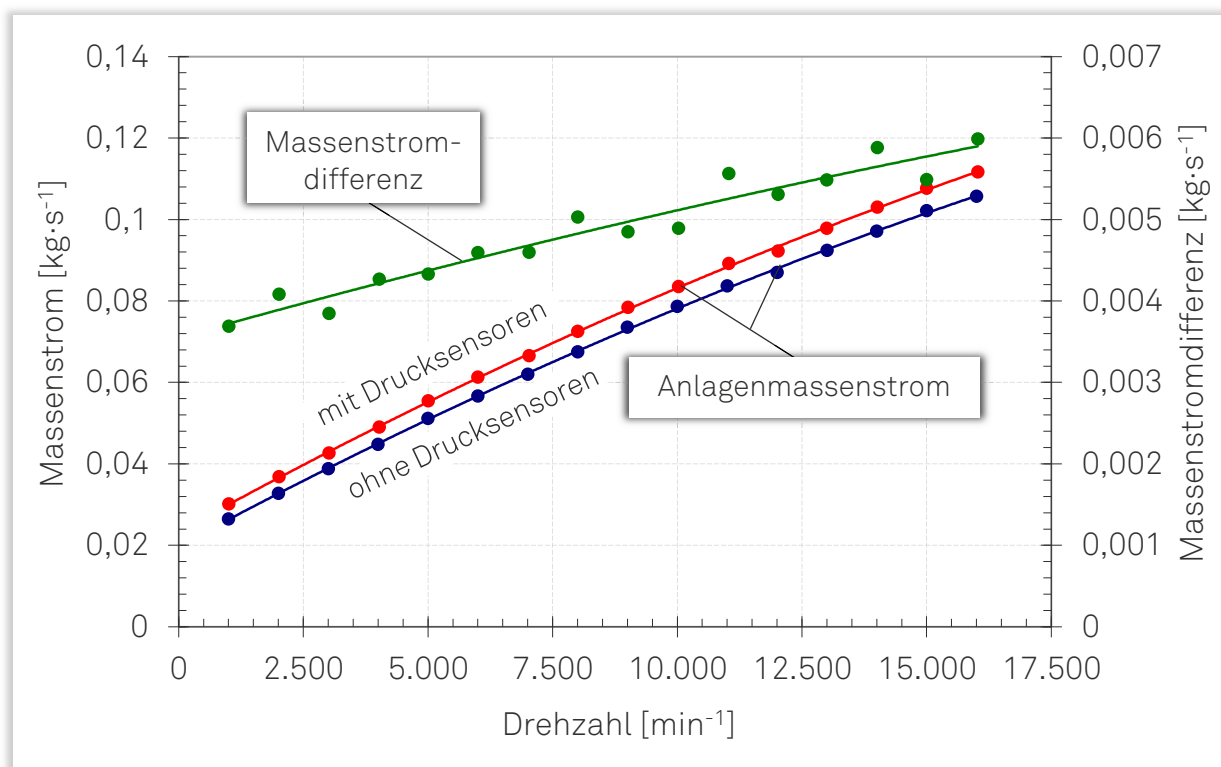


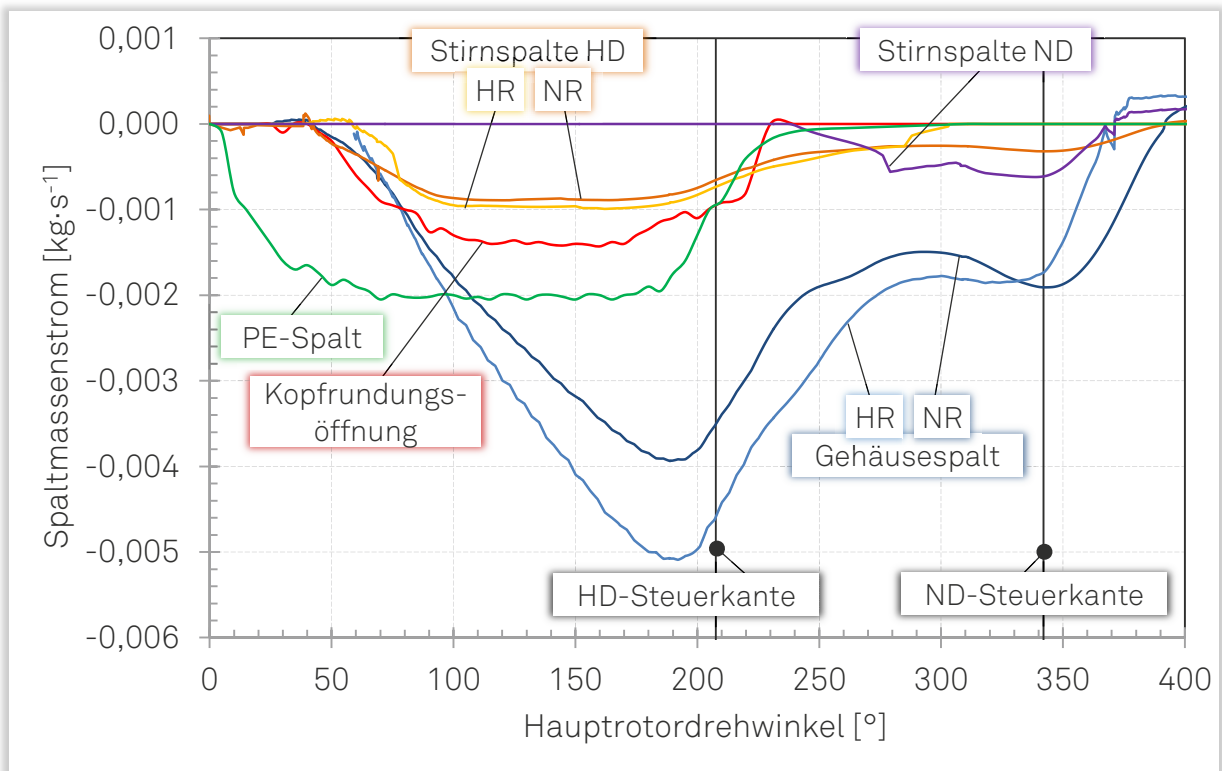
Bild 5.24: Massenstrom und Massenstromdifferenz als Funktion der Drehzahl für Maschinenkonfigurationen mit und ohne Indizierdrucksensoren, [GL51.2-M, Messung,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].

#### 5.4 Spaltmassenstromverteilung während des Arbeitsspiels

Neben der Berechnung unterschiedlicher, integraler Kenngrößen erlaubt die thermodynamische Simulation Untersuchungen, die über die Möglichkeiten des Experiments hinausgehen. Im Weiteren werden diese Möglichkeiten genutzt, um die Spaltmassenströme einer repräsentativen Arbeitskammer als Funktion des Hauptrotordrehwinkels abzubilden. Im Anschluss erfolgt die quantifizierte Beurteilung der anteiligen Spaltmassenströme, über die jeweilige Spaltart, am Gesamtpaltmassenstrom. Abschließend wird der zur Nachfüllung beitragende Anteil der einzelnen Spaltmassenströme für unterschiedliche Drehzahlen diskutiert. Die Kalt-

spaltflächenverläufe beider Versuchsmaschinen sind im Anhang (Kapitel 10.3) dargestellt.

Für eine repräsentative Arbeitskammer dominiert beim Schraubenmotor GL51.2-M zum Beginn der Füllungsphase zunächst der über den Profileingriffsspalt abströmende Massenstromanteil, **Bild 5.25**.

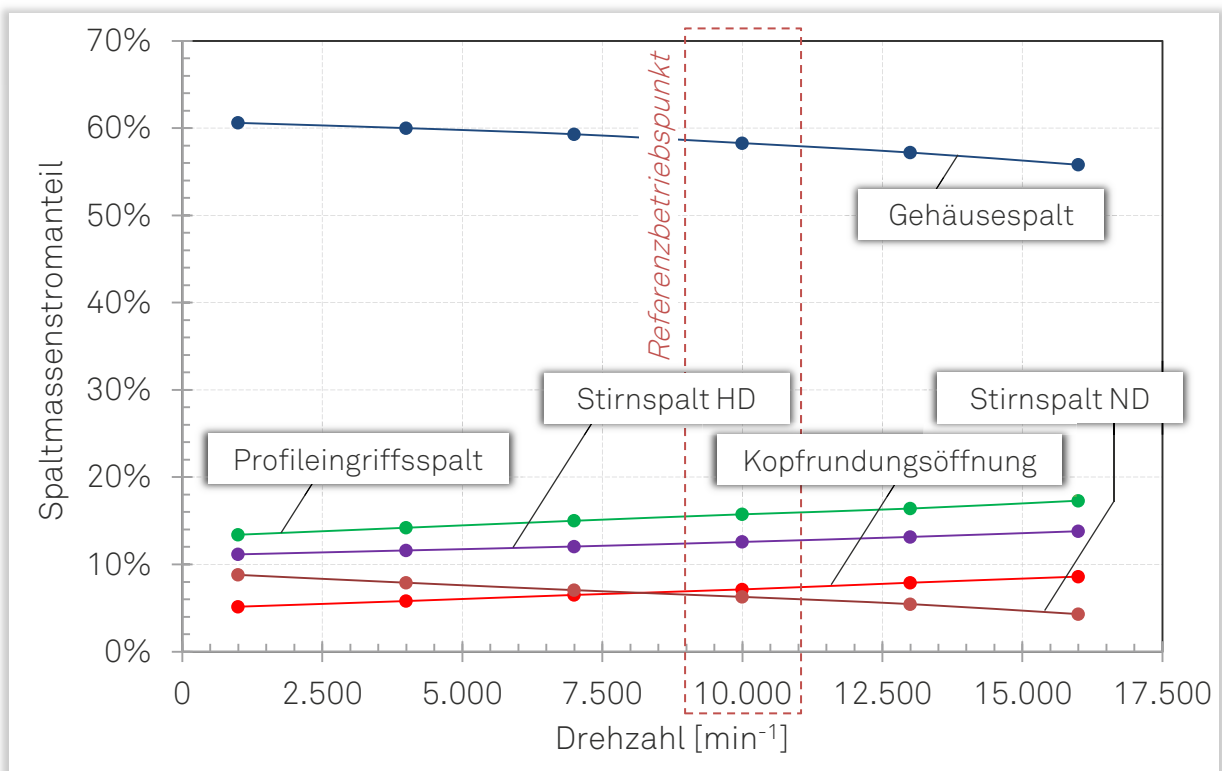


**Bild 5.25:** Massenströme über die jeweiligen Spaltarten als Funktion des Hauptrotordrehwinkels,  
*[GL51.2-M, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*

Die Spaltmassenströme werden zu diesem Zeitpunkt durch das ungünstige Verhältnis aus Kammervolumen und Fläche des Profileingriffsspalts begünstigt. Ein Teil der durch die Einlassfläche einströmenden Masse (ab  $\alpha_{HD} > 8^\circ$ ) verlässt die Arbeitskammer somit direkt durch die Fläche des Profileingriffsspalts. Spaltmassenströme über die Gehäuse- und hochdruckseitigen Stirnspalte treten durch das höhere Druckniveau in der vorlaufenden Arbeitskammer zunächst nicht auf. Dieses ändert sich für Hauptrotordrehwinkel  $\alpha_{HD} > 40^\circ$  ( $V_K \approx 0,03 \cdot V_{max}$ ). Ab diesem Drehwinkelbereich steigen die Spaltmassenströme über die Kopfrundungsöffnung und die Gehäuse- sowie Stirnspalte an. Die weiter zunehmende Fläche der Gehäusespalte sorgt dafür, dass gegen Mitte des Füllungsvorgangs ( $\alpha_{HD} \approx 100^\circ$ ) die Spaltmassenströme über den Gehäusespalten gegenüber den Anteilen des Profileingriffsspalts, der Kopfrundungsöffnung und der Stirnspalte dominieren. Nach dem Überfahren der hochdruckseitigen Steuerkante nehmen die Spaltmassenströme durch das abnehmende Druckniveau in der Arbeitskammer integral ab. In der zwei-

ten Hälfte der Expansion gewinnen die sich ausprägenden niederdruckseitigen Stirnspalte an Bedeutung, bleiben jedoch in der Priorität deutlich hinter den Gehäusespalten zurück.

Um die einzelnen Spaltmassenströme über den jeweiligen Spaltarten quantifiziert beurteilen zu können, werden die Spaltmassenströme während der Füllung und Expansion aufsummiert und ihr Anteil am gesamten Spaltmassenstrom dargestellt, **Bild 5.26**. Über dem gesamten Drehzahlbereich dominieren signifikant die Spaltmassenströme über den Gehäusespalt, gefolgt vom Profileingriffs- und den hochdruckseitigen Stirnspalten. Bei Variation der Drehzahl verschiebt sich lediglich die Priorität der niederdruckseitigen Stirnspalte und der Kopfrundungsöffnung. Der abnehmende Anteil der niederdruckseitigen Stirnspalte lässt sich durch die zunehmende Überexpansion im oberen Drehzahlbereich begründen. Eine ausgeprägte Drehzahlabhängigkeit der Spaltpriorität lässt sich jedoch nicht feststellen.



**Bild 5.26:** Anteile der einzelnen Spaltmassenströme am Gesamtspaltmassenstrom, [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].

Analog zum Schraubenmotor GL51.2-M, dominieren auch beim Schraubenmotor SE69 zum Beginn des Arbeitsspiels die Spaltmassenströme über den Profileingriffsspalt, **Bild 5.27**. Für Hauptrotordrehwinkel  $\alpha_{HD} > 100^\circ$  zeigen sowohl die Gehäusespalte als auch die hochdruckseitigen Stirnspalte die bereits bekannten Tendenzen. Im Gegensatz zum Schraubenmotor GL51.2-M, gewinnt beim SE69 die Kopfrundungsöffnung in diesem Drehwinkelbereich erheblich an Bedeutung und ordnet sich in der Spaltpriorität hinter dem aufsummierten Gehäusespalt ein. Die

Ursache für den anteilig höheren Spaltmassenstrom über die Kopfrundungsöffnung liefert zum einen die im Vergleich zum Schraubenmotor GL51.2-M veränderte Spaltsituation und die größere Fläche der Kopfrundungsöffnung. Zum anderen liegt durch den unterschiedlichen Eintrittsdruck der beiden Referenzbetriebspunkte ein größeres Spaltdruckverhältnis an. Ein weiterer signifikanter Unterschied im Hinblick auf den Schraubenmotor GL51.2-M ist die Existenz von Spaltmassenströmen durch die Kopfrundungsöffnung bis etwa zur Mitte der Expansionsphase. Bei gleichem Hauptrotorumschlingungswinkel bedingt die größere Hauptrotorzähnezahl des Schraubenmotors SE69, die Ausprägung der Kopfrundungsöffnung bis weit in die Expansionsphase hinein. Beim Schraubenmotor GL51.2-M verschwindet die Kopfrundungsöffnung bereits  $25^\circ$  Hauptrotordrehwinkel nach Überfahren der hochdruckseitigen Steuerkante. Gegen Ende der Expansion dominieren für den Schraubenmotor SE69 die Spaltmassenströme über den Gehäusespalten deutlich gegenüber den zunehmenden, niederdruckseitigen Stirnspaltenmassenströmen.

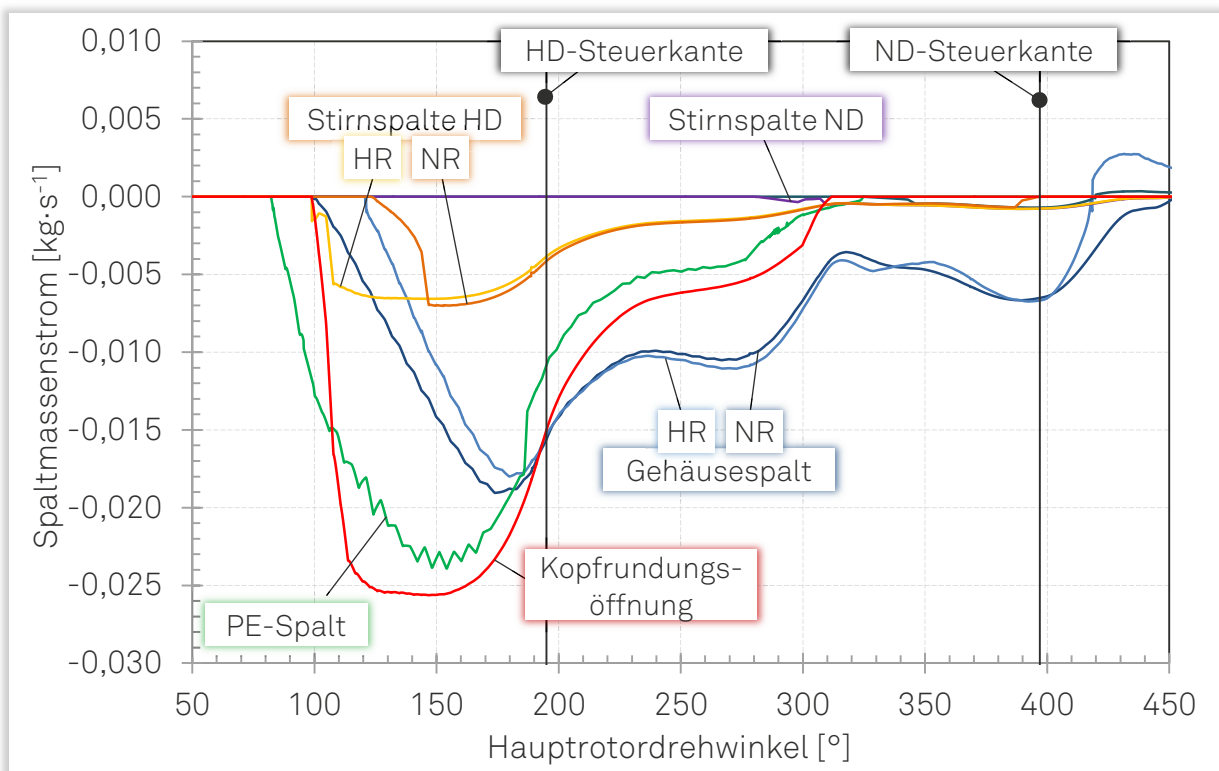


Bild 5.27: Massenströme über die jeweiligen Spaltarten als Funktion des Hauptrotordrehwinkels,

[SE69, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

Die Untersuchung der Spaltmassenstromanteile über den einzelnen Spalten, zeigt sowohl quantitativ als auch hinsichtlich der Priorität ein vom Schraubenmotor GL51.2-M abweichendes Verhalten, Bild 5.28. Zwar behält der Gehäusespalt seine dominierende Charakteristik bei, jedoch sinkt im Referenzbetriebspunkt der Anteil am Gesamtmassenstrom um 16 Prozentpunkte gegenüber dem Schraubenmotor GL51.2-M. Die im Wesentlichen aus den unterschiedlichen geometrischen Gege-



benheiten resultierende, zunehmende Bedeutung der Kopfrundungsöffnung, spiegelt sich auch in der Priorität wieder. Hier liegen die Spaltmassenströme über der Kopfrundungsöffnung im gesamten Drehzahlbereich noch vor den Spaltmassenströmen über dem Profileingriffsspalt. Der Anteil der Spaltmassenströme über die hochdruckseitigen Stirnspalte entspricht dem bereits vom Schraubenmotor GL51.2-M bekannten Niveau. Der geringe Anteil der niederdruckseitigen Stirnspalte resultiert aus dem geringen Druckniveau in der Arbeitskammer in der zweiten Phase der Expansion und dem entsprechend geringen Spaltdruckverhältnis hin zur niederdruckseitig geöffneten Arbeitskammer.

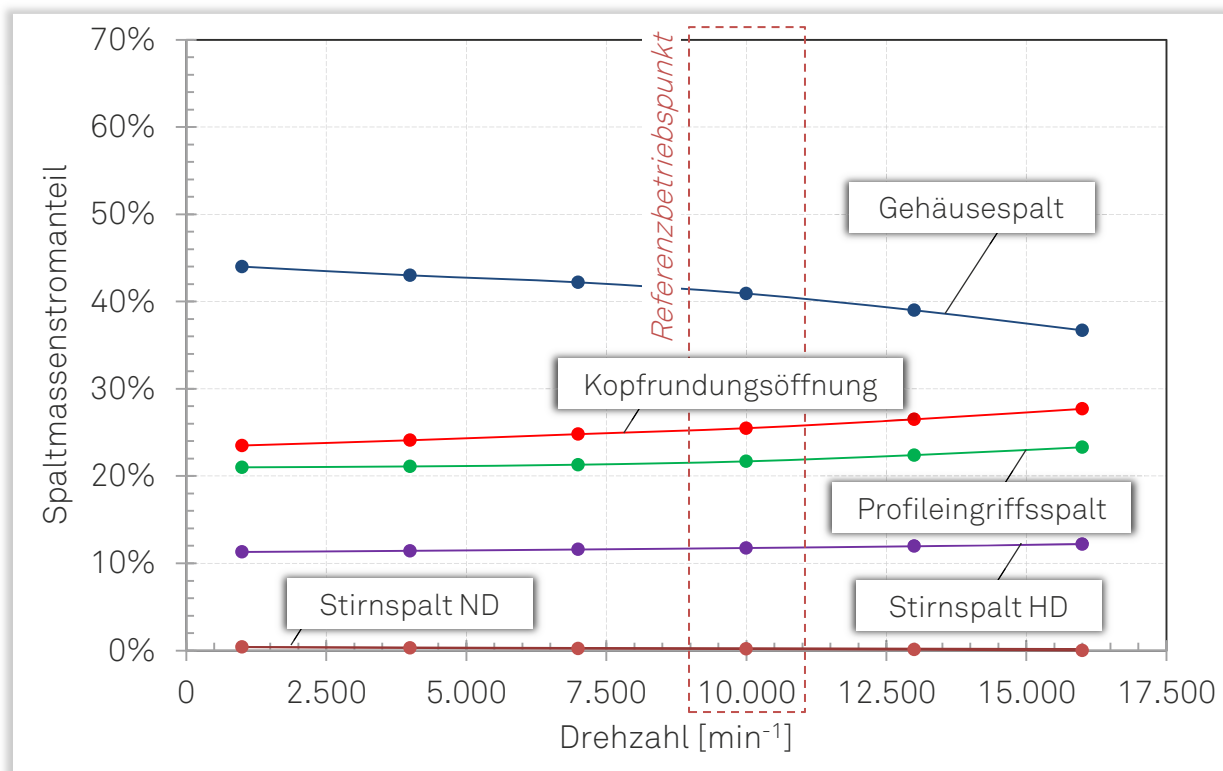


Bild 5.28: Anteile der einzelnen Spaltmassenströme am Gesamtspaltmassenstrom, [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

Nachdem die Anteile der einzelnen Spaltmassenströme am gesamten Spaltmassenstrom analysiert wurden, wird im weiteren die Frage diskutiert, inwieweit die Spaltmassenströme zur Nachfüllung der Arbeitskammer beitragen. Die prinzipiellen Abläufe während der Nachfüllung werden zunächst, stellvertretend für beide Motorvarianten, am Beispiel des Schraubenmotors SE69 diskutiert, **Bild 5.29**.

Für eine repräsentative Arbeitskammer wird der Gesamtspaltmassenstrom durch Bilanzierung der zu- und abströmenden Spaltmassenströme über den jeweiligen Spalt ermittelt. Exemplarisch werden hierfür mit der Kopfrundungsöffnung und den hochdruckseitigen Stirnspalten sowie dem Gehäusespalt die Spaltarten betrachtet, die im Wesentlichen zur Nachfüllung beitragen.

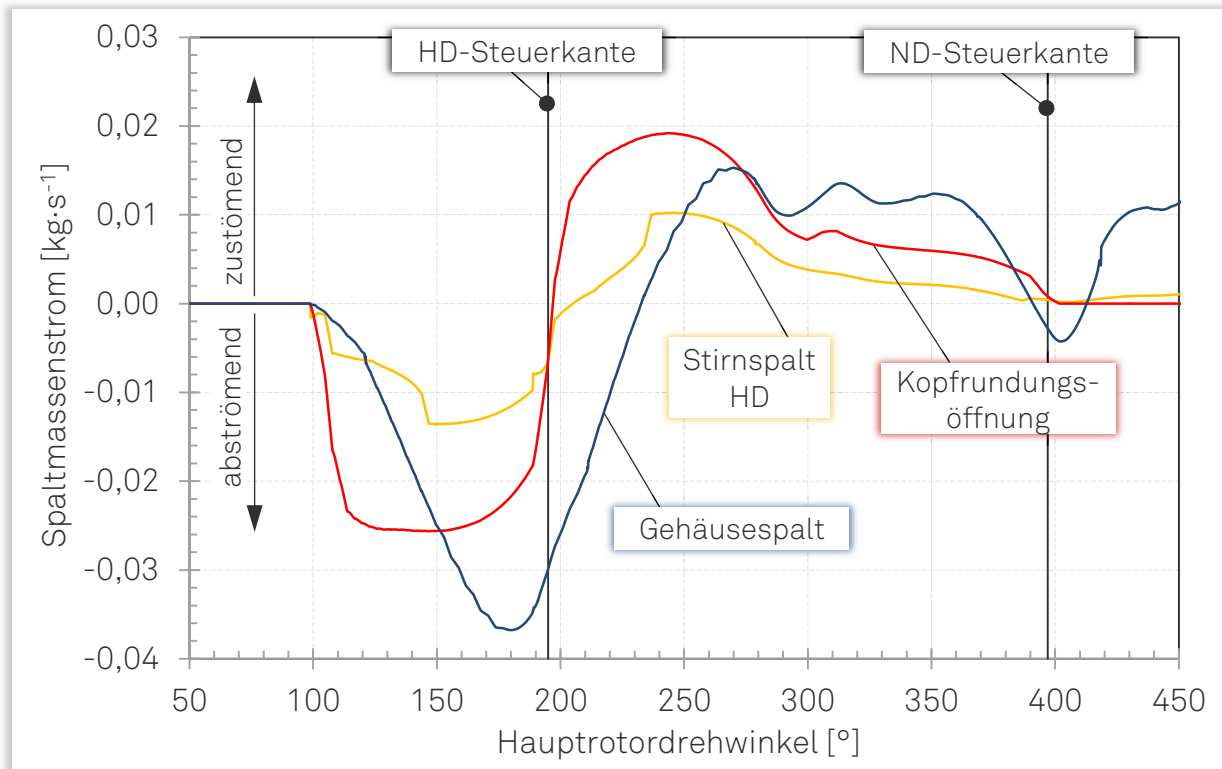
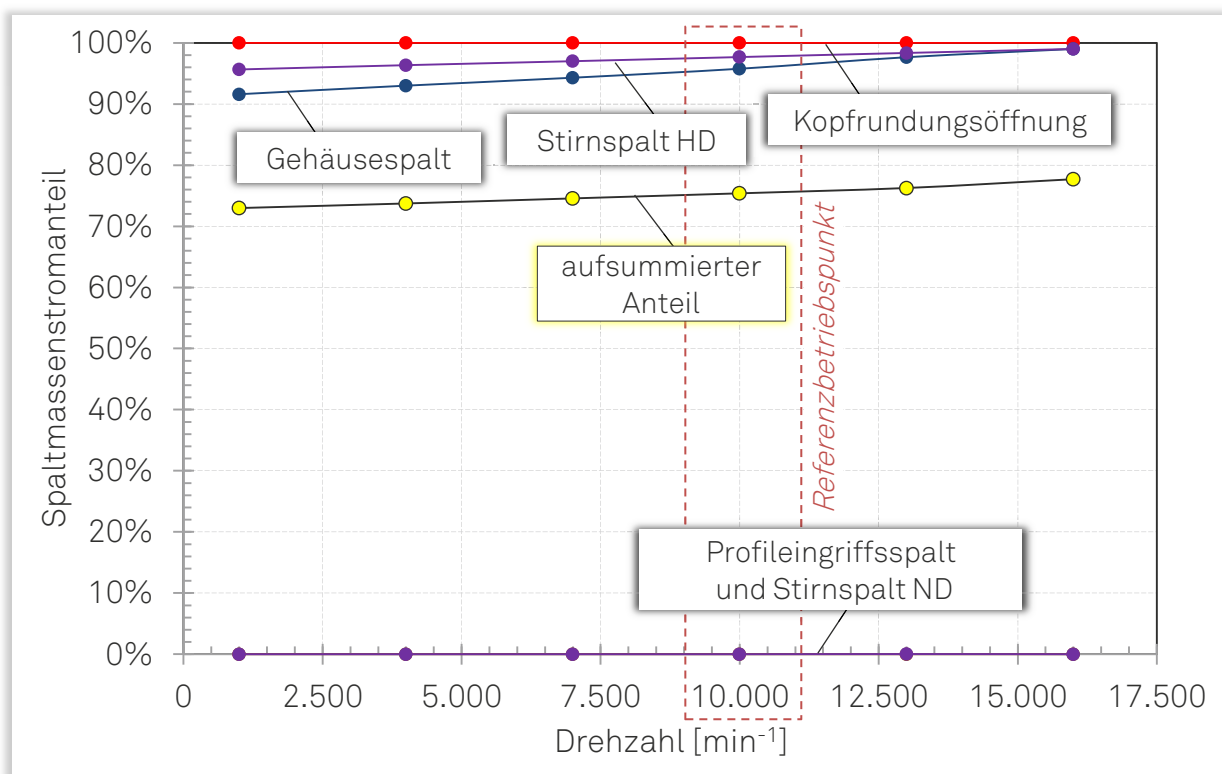


Bild 5.29: Aufsummierte Spaltmassenströme (über die Kopfrundungsöffnung, HD-Stirnspalte und die Gehäusespalte) einer repräsentativen Arbeitskammer, [SE69, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

Während der Füllungsphase existiert zunächst keine nachlaufende Arbeitskammer und eine Nachfüllung ist entsprechend nicht möglich. Für die hochdruckseitigen Stirnspalte und die Kopfrundungsöffnung dominieren bereits zum theoretischen Expansionsbeginn die zuströmenden Spaltmassenströme aus der nachfolgenden Arbeitskammer, was sich im Vorzeichenwechsel des bilanzierten Gesamtspaltmassenstroms zeigt. Die Spaltmassenströme über die Gehäusespalte wechseln erst etwa  $35^\circ$  Hauptrotordrehwinkel nach Überfahren der hochdruckseitigen Steuerkante ihr Vorzeichen. Dies lässt sich durch die größere Spaltfläche der vorlaufenden Rotorflanken begründen, wodurch den abströmenden Spaltmassen, trotz des geringeren Spaltdruckverhältnisses, eine größere Spaltfläche zu Verfügung steht als den zuströmenden Spaltmassen. Über einen Drehwinkelbereich, der etwa 82 % des gesamten Drehwinkelbereichs der theoretischen Expansion entspricht, tragen die Spaltmassenströme ausschließlich zur Nachfüllung der Arbeitskammer bei.

Im Folgenden werden für beide Maschinen die Gesamtmassenströme über die unterschiedlichen Spaltarten während des Füllungsvorgangs und der Expansionsphase, hinsichtlich Ihres Anteils an der Nachfüllung der Arbeitskammer, bewertet. Hierbei wird in bekannter Reihenfolge zunächst der Schraubenmotor GL51.2-M und anschließend der SE69 betrachtet.

Die Spaltmassenströme durch die Kopfrundungsöffnung tragen beim Schraubmotor GL51.2-M während des gesamten Arbeitsspiels vollständig zur Nachfüllung der vorlaufenden Arbeitskammer bei, **Bild 5.30**. Erscheint dies zunächst verwunderlich, so lässt sich dies durch das Verschwinden dieser Spaltverbindung zu einem frühen Zeitpunkt der Expansion erklären. Die vorlaufende Arbeitskammer hat zu diesem Zeitpunkt noch keine Verbindung zur Niederdruckseite. Ebenfalls einen signifikanten Anteil zur Nachfüllung liefern die Massenströme über die hochdruckseitigen Stirnspalte und die Gehäusespalte. Einen rein dissipativen Charakter zeigen die Massenströme über die niederdruckseitigen Stirnspalte und den Profileingriffsspalt. Die zugehörigen Spaltmassenströme strömen direkt zur Niederdruckseite und beteiligen sich entsprechend nicht mehr an der Energiewandlung. Der gesamte zur Nachfüllung beitragende Anteil der Spaltmassenströme beträgt im Referenzbetriebspunkt des Schraubmotors GL51.2-M 75 %.



**Bild 5.30:** Zur Nachfüllung beitragender Anteil der einzelnen Spaltmassenströme, [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].

Im Gegensatz zum Schraubmotor GL51.2-M tragen beim SE69 die Massenströme durch die Kopfrundungsöffnung nicht vollständig zur Nachfüllung bei, **Bild 5.31**. Über einen Drehwinkelbereich von etwa  $40^\circ$  besteht durch die Kopfrundungsöffnung eine Verbindung zwischen einer expandierenden und einer bereits ausschließenden Arbeitskammer. Die im Vergleich zum Schraubmotor GL51.2-M geringeren, an der Nachfüllung beteiligten Massenstromanteilen über die hochdruckseitigen Stirnspalte und den Gehäusespalt, lässt sich im Wesentlichen geometrisch

durch die größere Hauptrotorzähnezahl begründen. Der geringe, mit der Drehzahl zunehmende Anteil an der Nachfüllung über den Profileingriffsspalt und die niederdruckseitigen Stirnspalte resultiert aus der leichten Überexpansion im oberen Drehzahlbereich. Die Arbeitskammer wird hierbei von der Niederdruckseite her durch das einströmende Fluid gefüllt, was sich nicht als Nachfüllung im eigentlichen Sinne interpretieren lässt. Im Referenzbetriebspunkt des Schraubenmotors SE69 beträgt der Gesamtanteil der zur Nachfüllung beitragenden Spaltmassenströme 62 %.

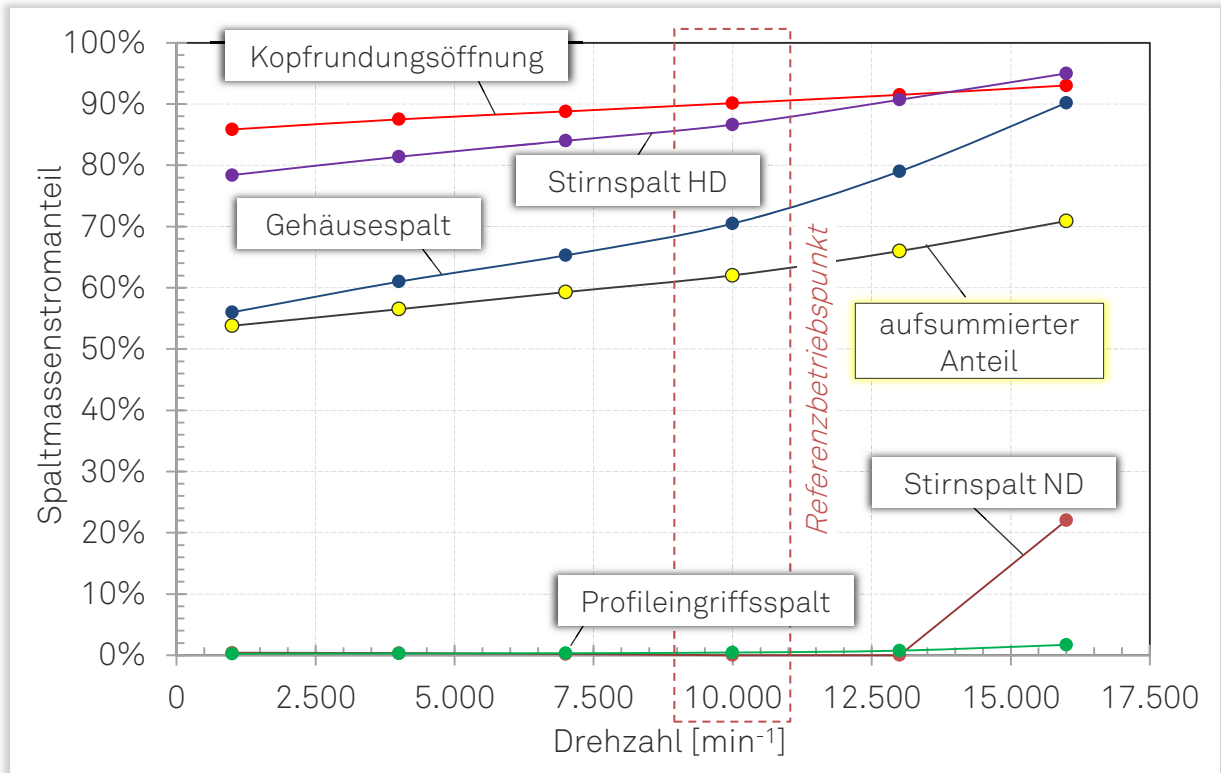


Bild 5.31: Zur Nachfüllung beitragender Anteil der einzelnen Spaltmassenströme, [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

## 5.5 Zwischenergebnis

Im Rahmen dieses Kapitels werden die Modellerstellung und das allgemeine Vorgehen bei der thermodynamischen und thermischen Simulation erörtert. Die qualitative Beurteilung der Wärmedehnungen zeigt für beide Motorvarianten in den jeweiligen Referenzbetriebspunkten vergleichbare Tendenzen. Ausgehend von der hochdruckseitigen Festlagerposition dehnen sich die Rotoren axial, hin zur Niederdruckseite und in radiale Richtung aus. Die Gehäusebohrungen dehnen sich ebenfalls in radiale Richtung aus. Die Validierung der Simulationsergebnisse mit den Thermographieaufnahmen zeigt hierbei eine gute Übereinstimmung. Die Berechnung der resultierenden Warmspalthöhen zeigt in den Referenzbetriebspunkten für beide Motorvarianten eine geringe Beeinflussung der Warmspalthöhe an den Profileingriffsspalten. Besonders ausgeprägt ist die Spalthöhenzunahme, in Folge des thermischen Energieeintrags, an den Gehäusespalten. Beim Schraubenmotor GL51.2-M steigt die entsprechende Warmspalthöhe um maximal 35 %, beim SE69 um maximale 7 % an. An den hochdruckseitigen Stirnspalten beträgt die maximale Spalthöhenzunahme 14 % (GL51.2-M), bzw. 2 % (SE69). Die geringeren Spalthöhenänderungen beim Schraubenmotor SE69 werden, neben den abweichenden Konstruktionscharakteristika, im Wesentlichen durch die Gehäusekühlung im Hochdruckbereich hervorgerufen.

Die thermodynamische Simulation erfolgt unter Berücksichtigung der betriebspunktabhängigen Warmspalthöhen. Für beide Maschinen wird die Abbildungsgüte durch den Vergleich mit experimentellen Ergebnissen beurteilt. Die simulierte Innenleistung nimmt im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen um maximal 3,1 % (GL51.2-M), bzw. 3,5 % (SE69) geringere Werte an. Der Anlagenmassenstrom wird beim Schraubenmotor SE69, auf Grund der nicht abgebildeten externen Leckagen, um maximal 6,5 % zu gering abgebildet. Die Simulationsergebnisse zeigen integral betrachtet eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Werten.

Die theoretische Untersuchung der Spaltmassenstromverteilung zeigt für beide Motorvarianten einen dominierenden Einfluss durch die Gehäusespalte. Folgt für den Referenzbetriebspunkt in der Spaltpriorität beim Schraubenmotor GL51.2-M hinter dem Gehäusespalt (58 % Anteil am Gesamtspaltmassenstrom) der Profileingriffsspalt (16 %) und der aufsummierte, hochdruckseitige Stirnspalt (12 %), so gewinnt beim Schraubenmotor SE69 die Kopfrundungsöffnung (21 %) an Bedeutung und positioniert sich in der Prioritätenfolge hinter dem Gehäusespalt (41 %). Der Anteil der zur Nachfüllung beitragenden Spaltmassenströme beträgt in den Referenzbetriebspunkten beim Schraubenmotor GL51.2-M 75 % und beim Schraubenmotor SE69 62 %.



## Bewertung der physikalischen Wirkmechanismen bei der Energiewandlung in Schraubenmotoren

In den beiden vorangegangenen Kapiteln wurden unterschiedliche experimentelle und theoretische Untersuchungsergebnisse für die beiden Schraubenmotoren GL51.2-M und SE69 vorgestellt. Sowohl der Einfluss der Spaltmassenströme als auch der Drosselverluste konnte experimentell und im Rahmen von Simulationsrechnungen nachgewiesen werden. Weitere dissipative Wirkmechanismen, wie beispielsweise mechanische Reibungsverluste oder der thermische Energieeintrag, wurden berücksichtigt, jedoch nicht tiefergehend in ihrer Wirkungsweise thematisiert. Im Weiteren werden die einzelnen technisch-physikalischen Wirkmechanismen gesondert untersucht und hinsichtlich ihres Einflusses an der Gesamtenergiewandlung bewertet.

Im Einzelnen werden die folgenden Verlustmechanismen betrachtet, **Bild 6.1**:

- Nicht angepasste, isentrope Expansion bei idealisierter Prozessführung (Kapitel 6.2),
- Drosselverluste während des hochdruckseitigen Ladungswechsel (Kapitel 6.3),
- Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen (Kapitel 6.4),
- Wärmeströme zwischen dem Arbeitsfluid und den Rotoren, bzw. dem Gehäuse sowie der Einfluss der thermischen Dehnung (Kapitel 6.5),
- externe Leckagen (Kapitel 6.6) und
- mechanische Reibungsverluste in Lagern und in den Kontaktzonen der Rotor- bzw. Stirnradverzahnung (Kapitel 6.7).

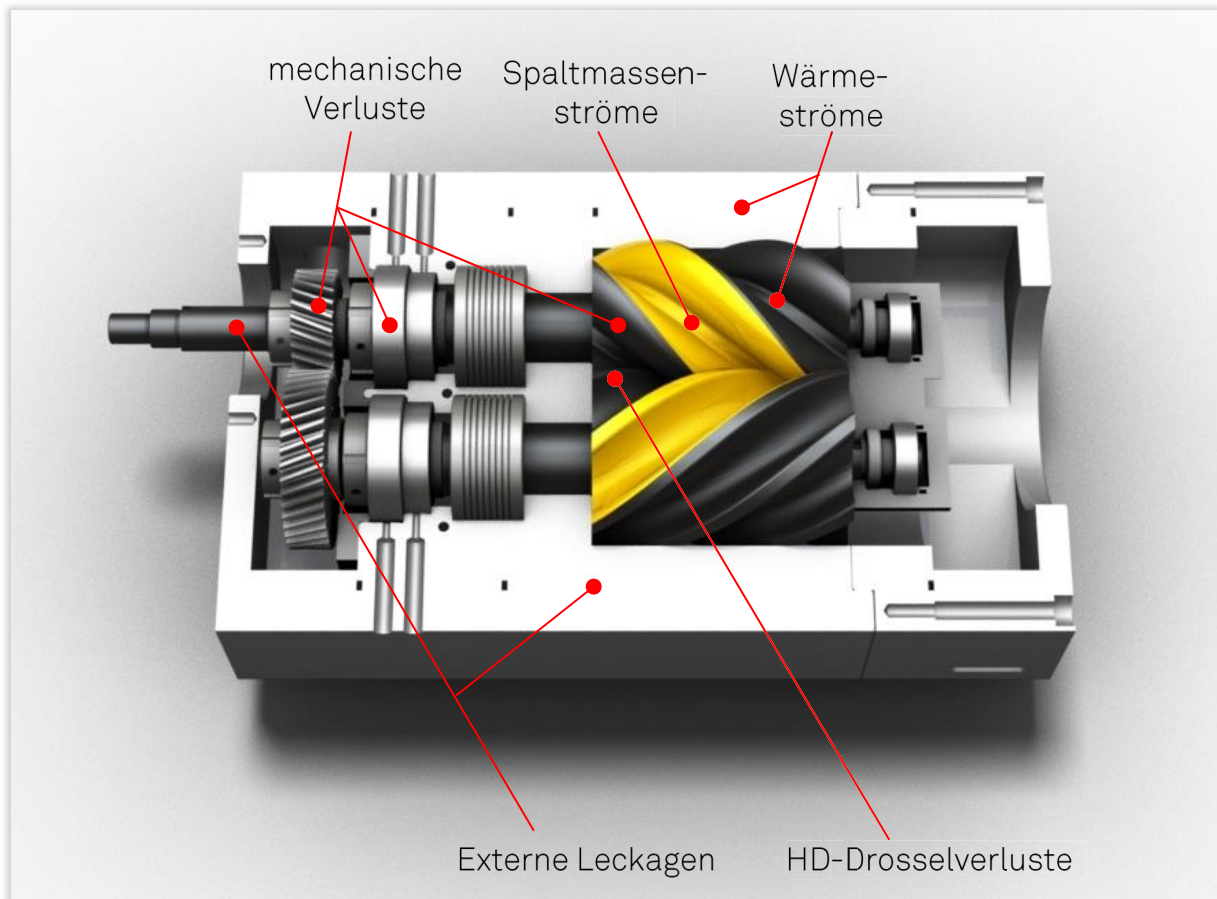


Bild 6.1: Übersicht der technisch-physikalischen Wirkmechanismen.

## 6.1 Bewertungsgrundlagen

Zur quantifizierten und möglichst isolierten Beurteilung der Wirkung der einzelnen technisch-physikalischen Mechanismen ist es zweckmäßig, Wirkungsgrade, Arbeitsflächenverhältnisse und Teilliefergrade zu definieren, welche die energetische Beurteilung der jeweiligen Einflüsse auf die Energiewandlungsgüte ermöglichen. Die entsprechenden Kennzahlen werden nachfolgend für jeden einzelnen Verlust vorgestellt und abschließend in den Liefer- bzw. Wirkungsgradketten zusammengefasst.

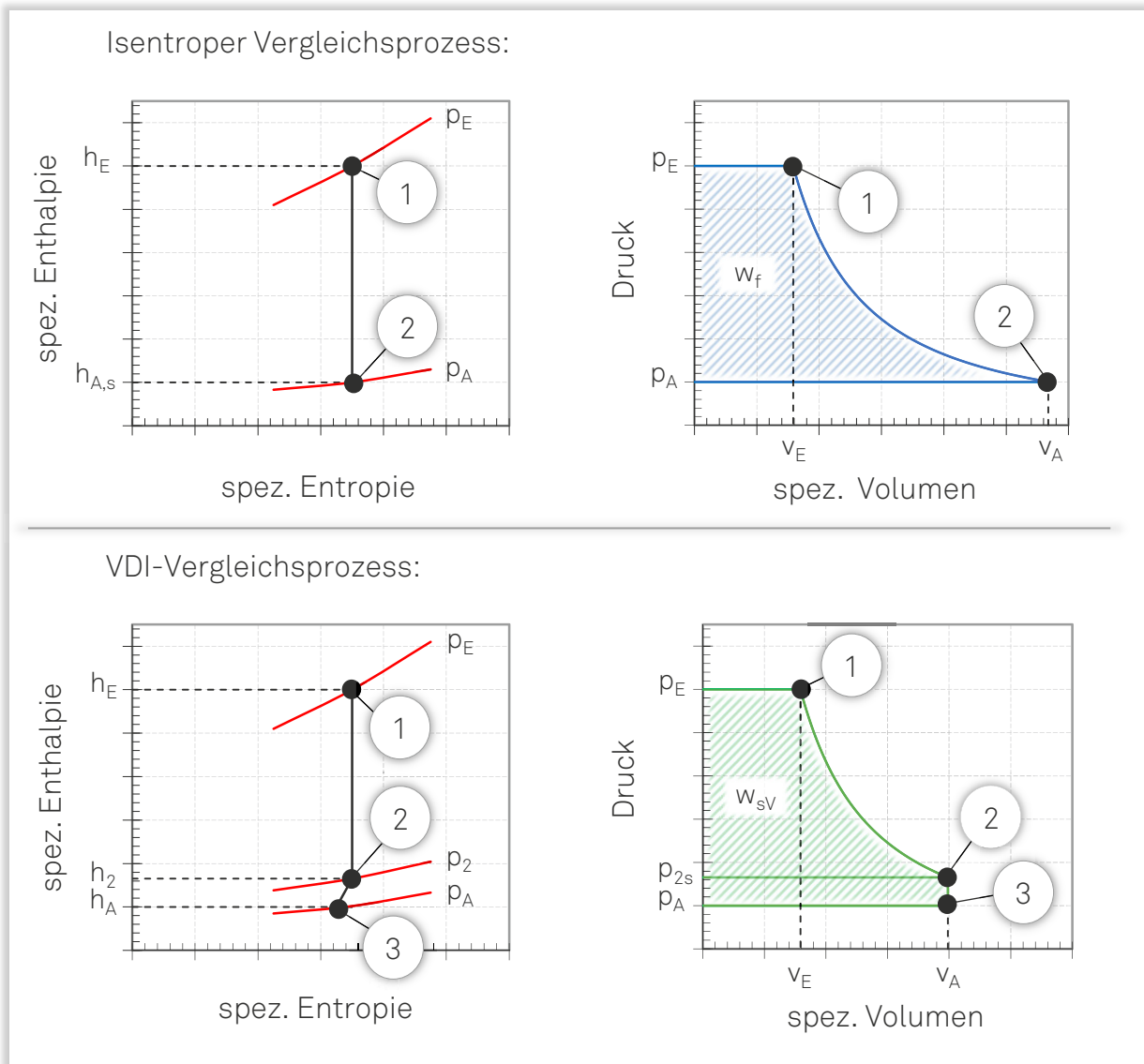
### *Nicht angepasste, isentrope Expansion*

Das für den Schraubenmotor maximal nutzbare Leistungsangebot wird durch die Fluidleistung (isentropen Vergleichsprozess, Bild 6.2)

$$P_f = \dot{m}_{th} \cdot (h_E - h_{A,s}) = \dot{m}_{th} \cdot w_f \quad (\text{Gl. 6.1})$$

beschrieben. Die Leistung des VDI-Vergleichsprozesses  $P_{sv}$  entspricht genau dann der Fluidleistung, wenn die Eintrittsparameter (Druck und Temperatur) so gewählt sind, dass der Kammerdruck, nach isobarer Füllung und isentroper Expansion, dem Anlagengegendruck entspricht.





**Bild 6.2:** Schematische h-s- und p-v-Diagramme des isentropen- (oben) und VDI-Vergleichsprozesses (unten).

Die energetische Nutzung des Arbeitsraums, bei konstanter Maschinengeometrie und nicht angepasster, isentroper Expansion, wird durch den Wirkungsgrad  $(\eta_{sV})_f$  beschrieben. Bei konstanter Drehzahl entspricht diese Kennzahl dem Verhältnis der Leistungen  $P_{sV}$  und  $P_f$ :

$$(\eta_{sV})_f = \frac{P_{sV}}{P_f} = \frac{\dot{m}_{th} \cdot w_{sV}}{\dot{m}_{th} \cdot (h_E - h_{A,s})} \quad (\text{Gl. 6.2})$$

Unabhängig vom Expansionsenddruck des VDI Prozesses entspricht der Bezugsmassenstrom stets dem theoretischen Massenstrom. Der Teilliefergrad  $\lambda_{sV}$  ergibt sich somit stets zu

$$(\lambda_{sV})_f = 1 \quad (\text{Gl. 6.3})$$

*Hochdruckseitige Drosselverluste*

Die Bewertung der hochdruckseitigen Drosselverluste erfolgt für die idealisierte Modellvorstellung einer adiabaten Prozessführung, unter Vernachlässigung von Spaltmassenströmen, externen Leckagen und mechanischen Verlusten. Die Drosselverluste führen zum einen zu einer Verkleinerung der Arbeitsfläche  $W_{i,ad,dicht}$  und entsprechend zu einer Abnahme der Innenleistungen  $P_{i,ad,dicht}$ . Zum anderen reduziert sich auch der Massenstrom  $\dot{m}_{ad,dicht}$  und hierdurch das ideal nutzbare Leistungsangebot. Die im Nachfolgenden gebildeten Verhältnisse sind stets für konstante Maschinengeometrien gültig.

Die Verkleinerung der Arbeitsfläche wird quantitativ durch das Arbeitsflächenverhältnis

$$(\eta_{ai,ad,dicht})_{sv} = \frac{W_{i,ad,dicht}}{W_{sv}} = \left( \frac{P_{i,ad,dicht}}{P_{sv}} \text{ für } n = \text{konstant} \right) \quad (\text{Gl. 6.4})$$

beschrieben.

Den beiden Arbeitsflächen liegen unterschiedliche Bezugsmassenströme zu Grunde. Das Verhältnis dieser Massenströme lässt sich durch den Teilliefergrad

$$(\lambda_{Lad,dicht})_{sv} = \frac{\dot{m}_{ad,dicht}}{\dot{m}_{th}} \quad (\text{Gl. 6.5})$$

ausdrücken.

Eine übergeordnete Aussage über die energetische Auswirkung der hochdruckseitigen Drosselverluste ermöglicht der Wirkungsgrad

$$(\eta_{i,ad,dicht})_{sv} = \frac{W_{i,ad,dicht}}{W_{sv}} = \frac{(\eta_{ai,ad,dicht})_{sv}}{(\lambda_{Lad,dicht})_{sv}}. \quad (\text{Gl. 6.6})$$

Das Verhältnis der spezifischen Arbeiten beschreibt integral die energetischen Verluste in Folge der hochdruckseitigen Drosselung unter Berücksichtigung der durchgesetzten Massenströme. Der Wirkungsgrad  $(\eta_{i,ad,dicht})_{sv}$  lässt sich entsprechend als Maß für die Nutzung des Leistungsangebots unter Berücksichtigung der hochdruckseitigen Drosselverluste interpretieren.

*Spaltmassenströme*

Zur energetischen Beurteilung der Wirkung von Spaltmassenströmen wird die bereits diskutierte Modellvorstellung (Berücksichtigung von Drosselverlusten bei adiabaten Prozessführung unter Vernachlässigung von externen Leckagen und mechanischen Verlusten) um die Berücksichtigung der Kaltspalthöhen erweitert. Die

zugehörige Arbeitsfläche  $W_{i,ad,Ks}$  wird sowohl durch abströmende, als auch durch zuströmende Spaltmassenanteile beeinflusst. Durch die Vergrößerung des Massenstroms  $\dot{m}_{ad,dicht}$  steigt auch das nutzbare Leistungsangebot an.

Die energetischen Auswirkungen werden durch das Arbeitsflächenverhältnis

$$(\eta_{ai,ad,Ks})_{i,ad,dicht} = \frac{W_{i,ad,Ks}}{W_{i,ad,dicht}} = \left( \frac{P_{i,ad,Ks}}{P_{i,ad,dicht}} \text{ für } n = \text{konstant} \right), \quad (\text{Gl. 6.7})$$

den Teilliefergrad

$$(\lambda_{Lad,Ks})_{ad,dicht} = \frac{\dot{m}_{ad,Ks}}{\dot{m}_{ad,dicht}} \quad (\text{Gl. 6.8})$$

und durch den Wirkungsgrad

$$(\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht} = \frac{W_{i,ad,Ks}}{W_{i,ad,dicht}} = \frac{(\eta_{ai,ad,Ks})_{i,ad,dicht}}{(\lambda_{Lad,Ks})_{ad,dicht}} \quad (\text{Gl. 6.9})$$

beschrieben.

#### *Externer Wärmetransport*

Der Einfluss des externen Wärmetransports kann für den diabaten Schraubenmotor in zwei Anteile zerlegt werden. Hierbei lässt sich zwischen der Beeinflussung der Thermodynamik ohne Veränderung der Spaltgeometrie (Kaltspalthöhe) und der Beeinflussung der Energiewandlungsgüte unter Berücksichtigung der thermischen Dehnung unterscheiden.

Unter Vernachlässigung der thermischen Dehnung wird zunächst von einer diabaten Prozessführung (unter Berücksichtigung von Drosselverlusten und Kaltspalthöhen, jedoch ohne externe Leckagen und mechanische Verluste) ausgegangen.

Das zugehörige Arbeitsflächenverhältnis ergibt sich zu

$$(\eta_{ai,q,fix})_{i,ad,Ks} = \frac{W_{i,q,fix}}{W_{i,ad,Ks}} = \left( \frac{P_{i,q,fix}}{P_{i,ad,Ks}} \text{ für } n = \text{konstant} \right), \quad (\text{Gl. 6.10})$$

der Teilliefergrad zu

$$(\lambda_{Lq,fix})_{ad,Ks} = \frac{\dot{m}_{q,fix}}{\dot{m}_{ad,Ks}} \quad (\text{Gl. 6.11})$$

und der Wirkungsgrad zu

$$(\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks} = \frac{W_{i,q,fix}}{W_{i,ad,Ks}} = \frac{(\eta_{ai,q,fix})_{i,ad,Ks}}{(\lambda_{Lq,fix})_{ad,Ks}}. \quad (\text{Gl. 6.12})$$

Bei einer Erweiterung der Modellvorstellung um die betriebspunktabhängigen Warmspaltheihen lassen sich die Auswirkungen der thermischen Dehnung beurteilen. Das entsprechende Arbeitsflächenverhältnis definiert sich zu

$$(\eta_{ai,q,geo})_{i,q,fix} = \frac{W_{i,q,geo}}{W_{i,q,fix}} = \left( \frac{P_{i,q,geo}}{P_{i,q,fix}} \text{ für } n = \text{konstant} \right), \quad (\text{Gl. 6.13})$$

der Teilliefergrad zu

$$(\lambda_{Lq,geo})_{q,fix} = \frac{\dot{m}_{q,geo}}{\dot{m}_{q,fix}} \quad (\text{Gl. 6.14})$$

und der Wirkungsgrad zu

$$(\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix} = \frac{W_{i,q,geo}}{W_{i,q,fix}} = \frac{(\eta_{ai,q,geo})_{i,q,fix}}{(\lambda_{Lq,geo})_{q,fix}}. \quad (\text{Gl. 6.15})$$

### *Externe Leckagen*

Die externen Leckagen berücksichtigen den Leckagemassenstrom  $\dot{m}_{Leck}$  aus der Maschine heraus. Durch den Leckagemassenstrom wird lediglich die nutzbare Leistung, nicht jedoch der Eintrittsmassenstrom in den Schraubenmotor, reduziert.

Der Wirkungsgrad berechnet sich unter Berücksichtigung der externen Leckagen zu

$$(\eta_{i,Leck})_{i,q,geo} = \frac{P_{i,Leck}}{P_{i,q,geo}} = \frac{(\dot{m}_{q,geo} - \dot{m}_{Leck}) \cdot W_{i,q,geo}}{\dot{m}_{q,geo} \cdot W_{i,q,geo}}. \quad (\text{Gl. 6.16})$$

Da durch die externen Leckagen lediglich der Massenstrom am Austritt des Schraubenmotors, nicht jedoch der Eintrittsmassenstrom, beeinflusst wird, ergibt sich der Teilliefergrad stets zu

$$(\lambda_{LLeck})_{q,fix} = 1. \quad (\text{Gl. 6.17})$$

*Mechanische Verluste*

Die mechanischen Verluste durch Festkörperreibung werden durch den mechanischen Wirkungsgrad (s. Gl. 2.7) beschrieben. Im Sinne einer geschlossenen Wirkungsgradkette definiert er sich, entsprechend der oben eingeführten Nomenklatur, der mechanische Wirkungsgrad zu

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_e}{P_{i,Leck}} \quad (\text{mit } P_i = P_{i,Leck}). \quad (\text{Gl. 6.18})$$

*Liefer- und Wirkungsgradkette*

Die vorgestellten Kennzahlen ermöglichen eine ganzheitliche Beschreibung der Energiewandlungsgüte von Schraubenmotoren, unter quantitativer Berücksichtigung der unterschiedlichen Teilwirkungen.

Für den Anlagenmassenstrom ergibt sich, entsprechend der diskutierten Definitionen, der folgende Zusammenhang:

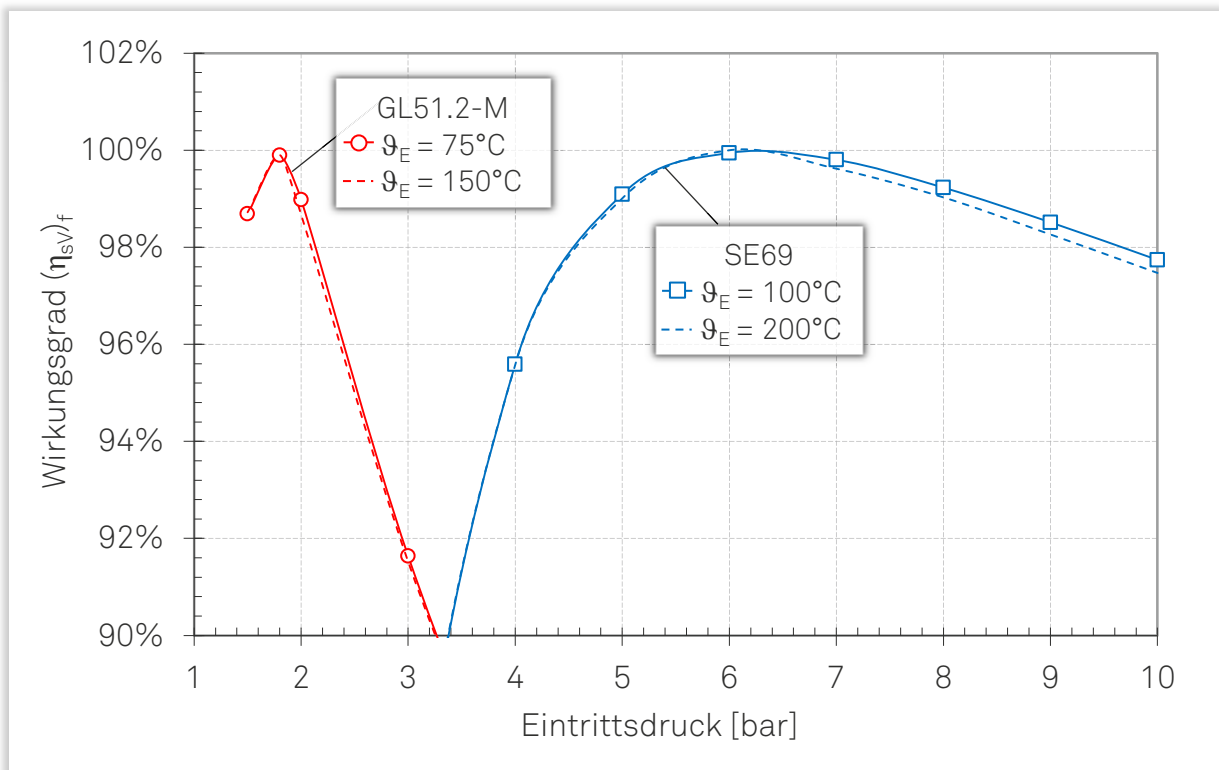
$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \frac{\dot{m}_{ad,dicht}}{\dot{m}_{th}} \cdot \frac{\dot{m}_{ad,Ks}}{\dot{m}_{ad,dicht}} \cdot \frac{\dot{m}_{q,fix}}{\dot{m}_{ad,Ks}} \cdot \frac{\dot{m}_{q,geo}}{\dot{m}_{q,fix}} \cdot \dot{m}_{th} \\ &= (\lambda_{Lad,dicht})_{sV} \cdot (\lambda_{Lad,Ks})_{ad,dicht} \cdot (\lambda_{Lq,fix})_{ad,Ks} \\ &\quad \cdot (\lambda_{Lq,geo})_{q,fix} \cdot \dot{m}_{th} \end{aligned} \quad (\text{Gl. 6.19})$$

Die effektive Leistung berechnet sich entsprechend zu:

$$\begin{aligned} P_e &= \frac{P_{sV}}{P_f} \cdot \frac{W_{i,ad,dicht}}{W_{sV}} \cdot \frac{W_{i,ad,Ks}}{W_{i,ad,dicht}} \cdot \frac{W_{i,q,fix}}{W_{i,ad,Ks}} \cdot \frac{W_{i,q,geo}}{W_{i,q,fix}} \cdot \frac{P_{i,Leck}}{P_{i,q,geo}} \cdot \frac{P_e}{P_{i,Leck}} \cdot P_f \\ &= (\eta_{sV})_f \cdot (\eta_{i,ad,dicht})_{sV} \cdot (\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht} \\ &\quad \cdot (\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks} \cdot (\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix} \cdot (\eta_{i,Leck})_{i,q,geo} \cdot \eta_m \cdot P_f \end{aligned} \quad (\text{Gl. 6.20})$$

## 6.2 Nicht angepasste, isentrope Expansion

Für eine vorgegebene Maschinengeometrie ( $V_{\text{Ex,th}}$  und  $V_{\text{max}} = \text{konstant}$ ) und definierte Betriebsparameter, entspricht die Leistung des VDI-Prozesses der theoretisch maximalen Leistung eines Schraubenmotors. Die Abweichung dieser Leistung  $P_{\text{sv}}$  von der angebotenen Fluidleistung  $P_f$ , berücksichtigt die nicht angepasste Expansion des Vergleichsprozesses und wird quantitativ durch den Wirkungsgrad  $(\eta_{\text{sv}})_f$  beschrieben, **Bild 6.3**.



**Bild 6.3:** Wirkungsgrad  $(\eta_{\text{sv}})_f$  als Funktion des Eintrittsdrucks, [GL51.2-M,  $\vartheta_E = 75^\circ\text{C}$  und  $150^\circ\text{C}$ ], [SE69,  $\vartheta_E = 100^\circ\text{C}$  und  $200^\circ\text{C}$ ].

Im Wirkungsgradmaximum entspricht die Leistung  $P_{\text{sv}}$  der Fluidleistung  $P_f$ . Die Abnahme des Wirkungsgrades bei einer Erhöhung bzw. Reduzierung des Eintrittsdrucks resultiert aus der entsprechenden Unter- bzw. Überexpansion des VDI Prozesses. Im Vergleich zum Schraubenmotor SE69 reagiert der Wirkungsgrad des Schraubenmotors GL51.2-M sensibler auf eine Veränderung des Eintrittsdrucks. Ursächlich hierfür ist im Wesentlichen der geringere Eintrittsdruck im Bereich des Wirkungsgradmaximums. Bezogen auf die vergleichsweise geringe, nutzbare Arbeitsfläche des Schraubenmotor GL51.2-M, macht sich die Verlustarbeitsfläche in Folge einer Über- bzw. Unterexpansion hier stärker bemerkbar. Der Einfluss der Eintrittstemperatur auf den Wirkungsgrad  $(\eta_{\text{sv}})_f$ , lässt sich bei beiden Maschinenvarianten als sehr gering einstufen.

### 6.3 Drosselverluste beim hochdruckseitigen Ladungswechsel

Unter Drosselverlusten beim hochdruckseitigen Ladungswechsel ist die irreversible Drucksenkung beim Einströmen des Arbeitsfluids in die Arbeitskammer zu verstehen, bei der weder technische Arbeit geleistet, noch kinetische oder potenzielle Energie genutzt wird. In vorangegangenen Arbeiten [Dre89], [Hin93] wurde bereits tiefergehend auf die physikalischen Hintergründe beim hochdruckseitigen Ladungswechsel und die Möglichkeiten der Optimierung durch konstruktive Maßnahmen eingegangen [Fos03]. Im Rahmen des folgenden Kapitels liegt der Schwerpunkt auf der Beurteilung der energetischen Auswirkungen der Drosselverluste. Diese werden maßgeblich durch die Verblockung der Strömung gegen Ende des Füllungsvorgangs geprägt. Zu diesem Zeitpunkt des Arbeitsspiels bedingen die abnehmende Fläche der Einlassöffnung und das gleichzeitig zunehmende Volumen der Arbeitskammer einen Druckabfall in der Arbeitskammer, der charakteristisch für die Energiewandlung von Schraubenmotoren ist. [Hüt12b], [Hüt13].

Als integrales Maß zur Beurteilung der Drosselverluste während des hochdruckseitigen Ladungswechsels dient der Wirkungsgrad  $(\eta_{i,ad,dicht})_{sV}$ , **Bild 6.4**. Die Untersuchungsergebnisse zeigen für beide Schraubenmotoren Betriebspunkte mit Wirkungsgraden größer 99 %. Das Wirkungsgradmaximum stellt sich jeweils im kleinen bis mittleren Drehzahlbereich ein. Im Hinblick auf die hochdruckseitigen Drosselverluste erscheint eine Erhöhung des Eintrittsdrucks als energetisch sinnvoll. Die Eintrittstemperatur zeigt hingegen, weder beim Schraubenmotor SE69 noch beim GL51.2-M, signifikanten Einfluss auf den Wirkungsgrad  $(\eta_{i,ad,dicht})_{sV}$ . Auffällig ist der vergleichsweise geringe Wirkungsgradunterschied der beiden Schraubenmotoren. Lässt die geometrisch kleinere Einlassfläche des Schraubenmotors SE69 eine stärkere Drosselwirkung während der Kammerfüllung erwarten, so findet sich diese Einschätzung nicht in den Wirkungsgraden  $(\eta_{i,ad,dicht})_{sV}$  wieder.

Um das aufgezeigte Verhalten physikalisch interpretieren zu können, wird der Wirkungsgrad im Weiteren in die beiden einflussnehmenden Kennzahlen Arbeitsflächenverhältnis  $(\eta_{ai,ad,dicht})_{sV}$  und Teilliefergrad  $(\lambda_{Lad,dicht})_{sV}$  aufgeschlüsselt und analysiert. Der Wirkungsgrad  $(\eta_{i,ad,dicht})_{sV}$  wird sowohl durch die Leistungen  $P_{sV}$  und  $P_{i,ad,dicht}$  als auch durch die durchgesetzten Massenströme  $\dot{m}_{sV}$  und  $\dot{m}_{ad,dicht}$  beeinflusst. Im Folgenden werden zunächst die Arbeitsflächenverhältnisse für die bereits bekannten Eintrittsbedingungen als Funktion der Drehzahl diskutiert, **Bild 6.5** Ausgewählte Indikatorprogramme tragen hierbei zu einem tiefergehenden, physikalischen Verständnis bei.



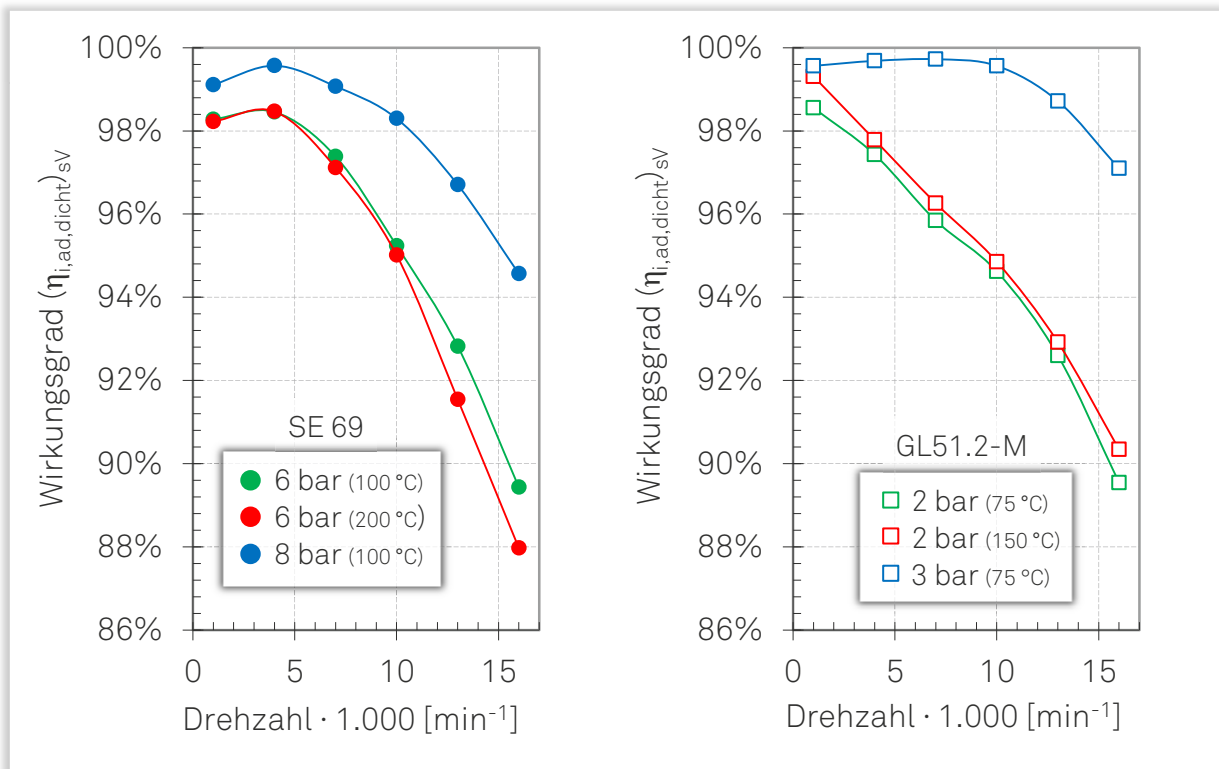


Bild 6.4: Wirkungsgrad  $(\eta_{i,ad,dicht})_{sv}$  als Funktion der Drehzahl,  
 links: [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );  $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],  
 rechts: [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );  $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].

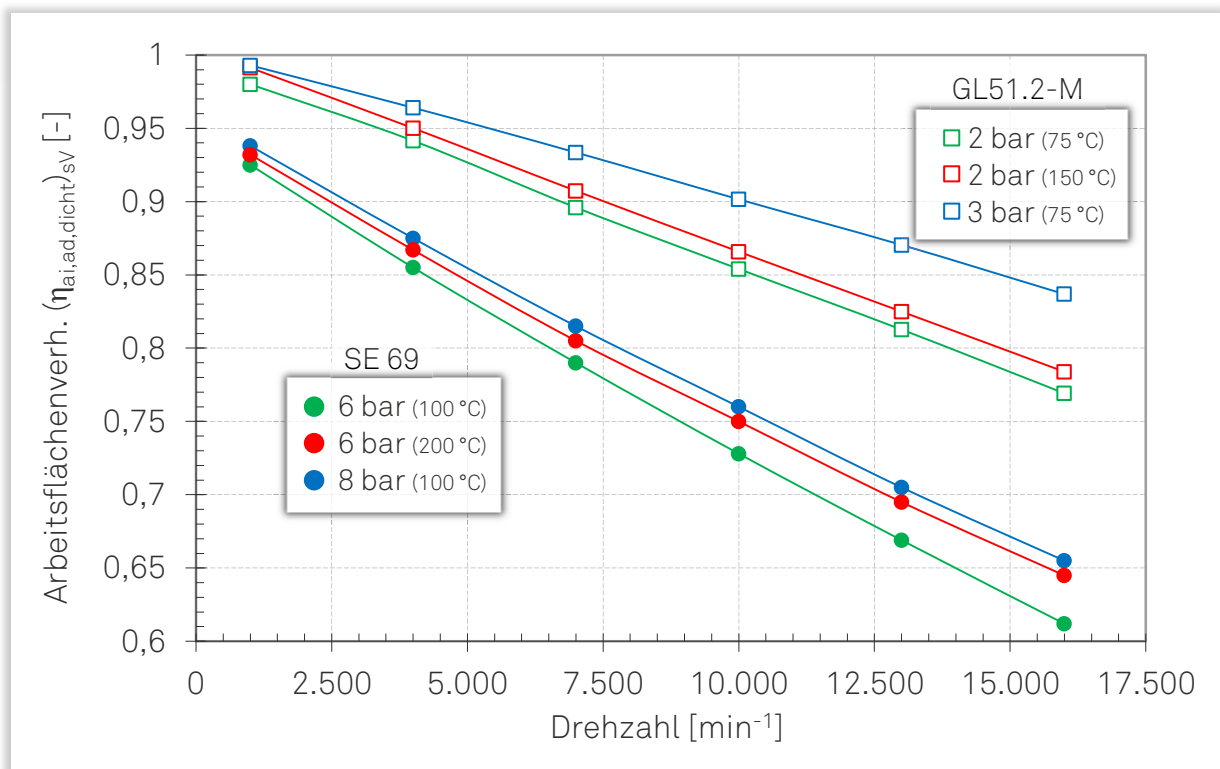


Bild 6.5: Arbeitsflächenverhältnis  $(\eta_{ai,ad,dicht})_{sv}$  als Funktion der Drehzahl,  
 [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );  $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],  
 [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );  $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].

Die Arbeitsflächenverhältnisse ( $\eta_{ai,ad,dicht}$ )<sub>SV</sub> zeigen für beide Schraubenmotoren vergleichbare Tendenzen. Ausgehend von maximalen Werten im kleinen Drehzahlbereich resultiert aus einer Erhöhung der Drehzahl eine näherungsweise lineare Abnahme des Arbeitsflächenverhältnisses. Analog zum Wirkungsgrad ( $\eta_{i,ad,dicht}$ )<sub>SV</sub> offenbart die Untersuchung des Arbeitsflächenverhältnisses energetische Vorteile durch eine Erhöhung des Eintrittsdrucks. Ein teilweise abweichendes Verhalten resultiert aus einer Variation der Eintrittstemperatur. Zeigt sich bei der Untersuchung des Wirkungsgrades kein prägender Einfluss durch diesen Parameter, so führt bei beiden Maschinenvarianten eine Erhöhung der Eintrittstemperatur zu einem moderaten Anstieg des Arbeitsflächenverhältnisses. Die Gegenüberstellung der Kennzahlen beider Schraubenmotoren offenbart, dass das Arbeitsflächenverhältnis beim Schraubenmotor SE69 signifikant stärker durch die Berücksichtigung der hochdruckseitigen Drosselverluste beeinflusst wird als beim GL51.2-M. Sowohl der energetische Einfluss der Betriebsparameter, als auch die physikalischen Ursachen für die maschinenspezifischen Unterschiede werden nachfolgend, bezugnehmend auf die Indikatordiagramme tiefergehend diskutiert, **Bild 6.6 und 6.7**.

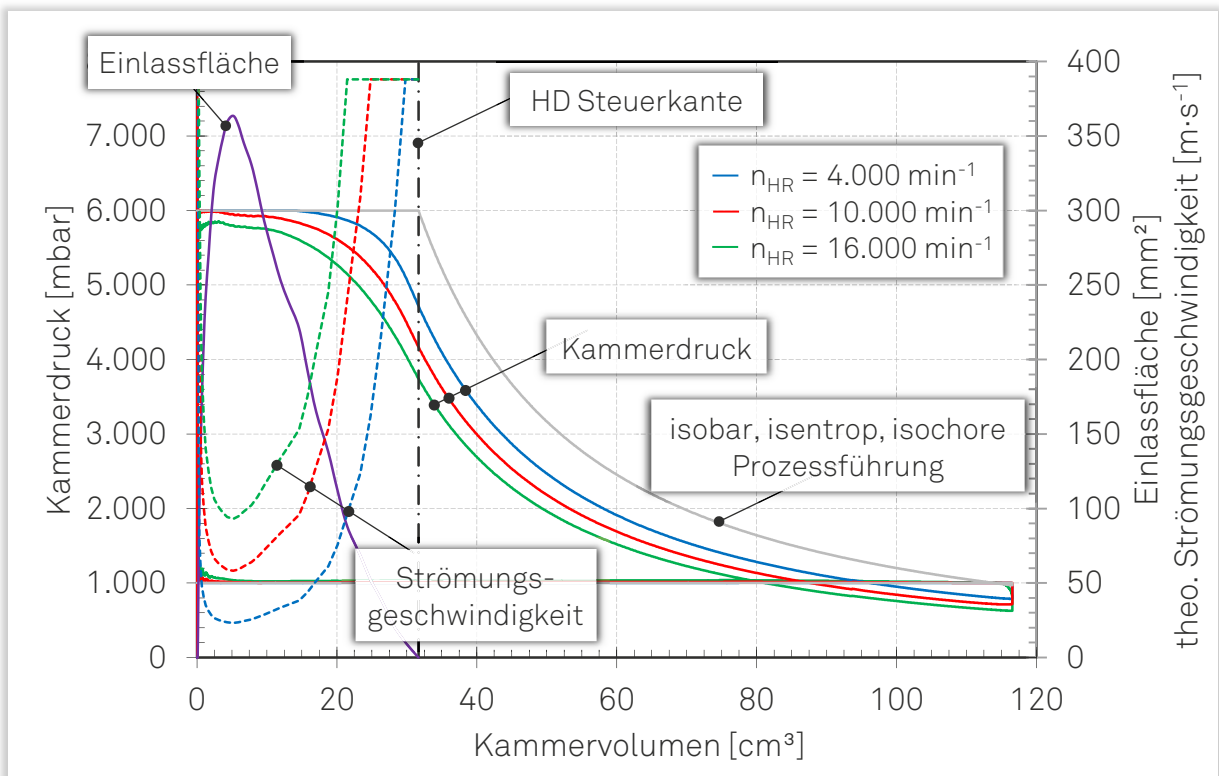
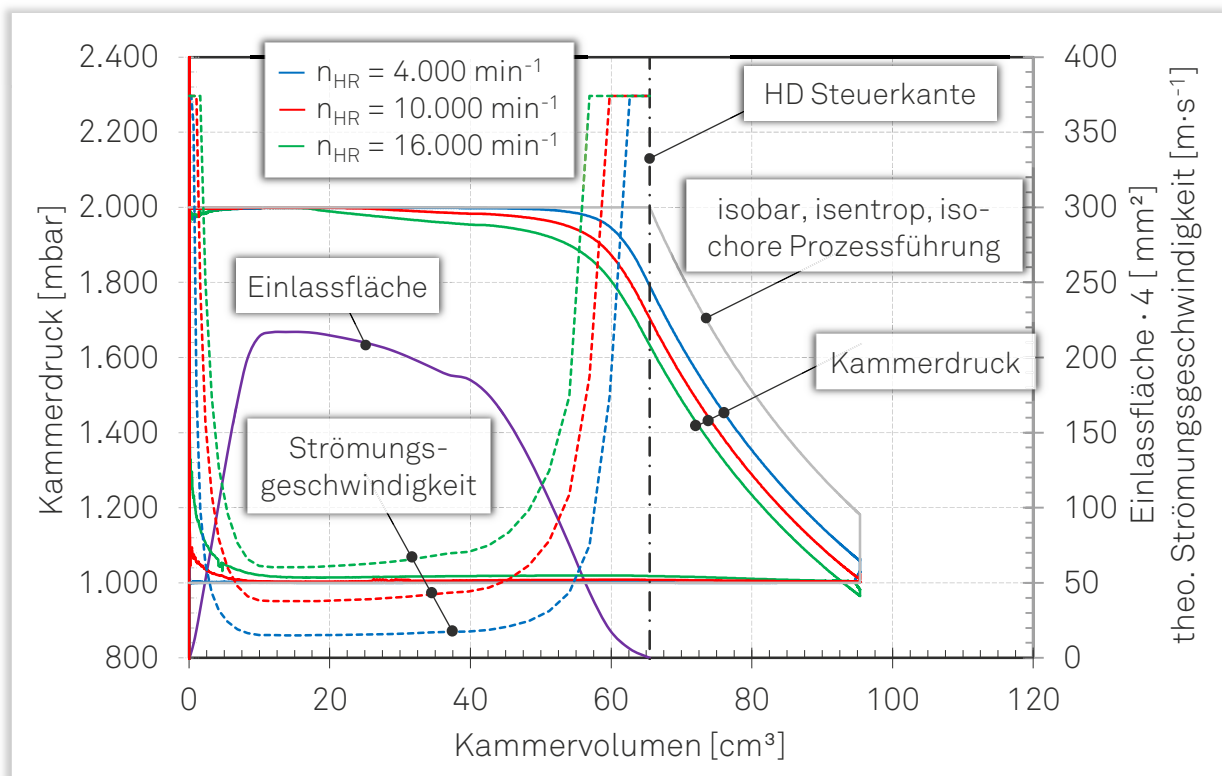


Bild 6.6: Indikatordiagramme mit theoretischen Einströmgeschwindigkeiten für verschiedene Drehzahlen (adiabate, ideal dichte Maschine ohne mechanische Verluste), [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

Analog zu den thematisierten Kennzahlen, beruhen die im Folgenden vorgestellten Indikatordiagramme auf dem Modell einer adiabaten Prozessführung, ohne Berücksichtigung der Wirkung von Spaltmassenströmen, externer Leckagen und mechanischen Verlusten. Neben dem Kammerdruck ist in den jeweiligen Indi-

katordiagrammen die theoretische Strömungsgeschwindigkeit<sup>1)</sup> in der Einlassfläche dargestellt.

Im Nennbetriebspunkt des Schraubenmotors SE69 ( $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ), entspricht der maximale Kammerdruck, zu Beginn des Füllungs Vorgangs, zunächst näherungsweise dem Anlagenhochdruck. Bei zunehmendem Kammervolumen resultiert aus der abnehmenden Einlassfläche ein Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit, bis hin zum Erreichen der Schallgeschwindigkeit gegen Ende der Füllungsphase. Während der Füllungsphase verblockt die Strömung über einem Bereich, der mehr als 20 % der Volumenzunahme vor Erreichen der hochdruckseitigen Steuerkante entspricht. Beim Erreichen der Steuerkante resultiert aus den Drosselverlusten ein Druckverlust von  $\Delta p \approx 1810 \text{ mbar}$ . Bei einer Erhöhung der Drehzahl auf  $n_{HR} = 16.000 \text{ min}^{-1}$  bleibt der maximale Kammerdruck unter dem Druckniveau an der Hochdruckseite. Zusätzlich vergrößert sich der Bereich der verblockten Strömung auf 33 %. Der Druckverlust an der hochdruckseitigen Steuerkante steigt auf  $\Delta p \approx 2250 \text{ mbar}$  an. Der aufgezeigte Zusammenhang findet sich, integral beschrieben, in den bei Drehzahlerhöhung abnehmenden Arbeitsflächenverhältnissen wieder.



**Bild 6.7:** Indikatordiagramme mit theoretischen Einströmgeschwindigkeiten für verschiedene Drehzahlen (adiabate, ideal dichte Maschine ohne mechanische Verluste), [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].

<sup>1)</sup>Die theoretische Strömungsgeschwindigkeit berechnet sich unter Berücksichtigung der Einlassflächengeometrie und dem theoretischen Massenstrom. Die real auftretende Druck- und Temperaturabnahme in Folge der Drosselwirkung wird nicht berücksichtigt.

Für den Schraubenmotor GL51.2-M zeigen die Indikatordiagramme und Einströmgeschwindigkeiten die bereits bekannten Tendenzen. Im Nennbetriebspunkt ( $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ) verblockt die Strömung während der Füllungsphase jedoch lediglich über einem Bereich, der 13 % der Volumenzunahme vor Erreichen der hochdruckseitigen Steuerkante entspricht. Der Druckverlust an der Steuerkante fällt mit  $\Delta p \approx 300 \text{ mbar}$ , im Vergleich zum Schraubenmotor SE69, ebenfalls geringer aus, was sich in den energetisch vorteilhaften Arbeitsflächenverhältnissen des GL51.2-M widerspiegelt. Für die untersuchten Drehzahlen entspricht der maximale Kammerdruck stets dem Hochdruck.

Die energetisch ungünstigeren Arbeitsflächenverhältnisse des Schraubenmotors SE69 lassen sich, neben den abweichenden Fluidparametern am Maschineneintritt, durch die unterschiedlichen geometrischen Maschinenparameter begründen. Auf Grund der größeren Hauptrotorzähnezahl findet beim Schraubenmotor SE69 pro Hauptrotorumdrehung ein Arbeitsspiel mehr statt als beim GL51.2-M. Zusätzlich wird der für die Kammerfüllung zur Verfügung stehende Drehwinkelbereich durch das größere innere Volumenverhältnis verkleinert. Sowohl der für die Kammerfüllung zur Verfügung stehende Drehwinkelbereich, als auch die Einlassflächen beider Schraubenmotoren sind in Anhang 10.2 (**Bild 10.7** und **Bild 10.8**) dargestellt.

Analog zum Drehzahleinfluss zeigen die beiden Schraubenmotoren SE69 und GL51.2-M ein vergleichbares Verhalten bei einer Variation der Eintrittstemperatur (nicht in den Indikatordiagrammen dargestellt). Bei einer Erhöhung der Eintrittstemperatur nimmt der theoretische Massenstrom ab. Hierdurch reduziert sich die Fluidmasse, die während des Füllungsvorgangs durch die Einlassfläche strömt. Gleichzeitig erhöht sich die Schallgeschwindigkeit, wodurch sich der Anteil der verblockten Strömung während der Kammerfüllung verkleinert. Die energetisch positiven Folgen einer Temperaturerhöhung verdeutlichen die Arbeitsflächenverhältnisse (Bild 6.5).

Die Druckabhängigkeit des Arbeitsflächenverhältnisses lässt sich im Wesentlichen durch die veränderte Bezugsarbeitsfläche begründen. Bei beiden Schraubenmotoren nehmen die Arbeitsflächenverhältnisse bei einer Erhöhung des Eintrittsdrucks zu. Die Verlustarbeitsfläche ( $\Delta W = W_{sV} - W_{i,ad,dicht}$ ) in Folge der hochdruckseitigen Drosselung vergrößerte sich zwar bei einer Erhöhung des Eintrittsdrucks (nicht dargestellt), jedoch nimmt auch die nutzbare Arbeitsfläche zu.

Neben dem Arbeitsflächenverhältnis ( $\eta_{ai,ad,dicht})_{sV}$  wird der Wirkungsgrad ( $\eta_{i,ad,dicht})_{sV}$  durch den Teilliefergrad ( $\lambda_{Lad,dicht})_{sV}$  beeinflusst. Die bereits aufgezeigten physikalischen Zusammenhänge finden sich auch in den Teilliefergraden der beiden

Schraubenmotoren wieder, **Bild 6.8**. Analog zu den Arbeitsflächenverhältnissen nehmen die Teilliefergrade beim Schraubenmotor SE69 in Folge der stärkeren Drosselwirkung während der Kammerfüllung kleinere Werte als beim GL51.2-M an. Die bereits diskutierten Auswirkungen bei Erhöhung der Eintrittstemperatur finden sich für beide Schraubenmotoren in den geringfügig größeren Teilliefergraden, bei entsprechend hoher Eintrittstemperatur, wieder. Der Eintrittsdruck zeigt ebenfalls nur eine moderate Beeinflussung der Teilliefergrade.

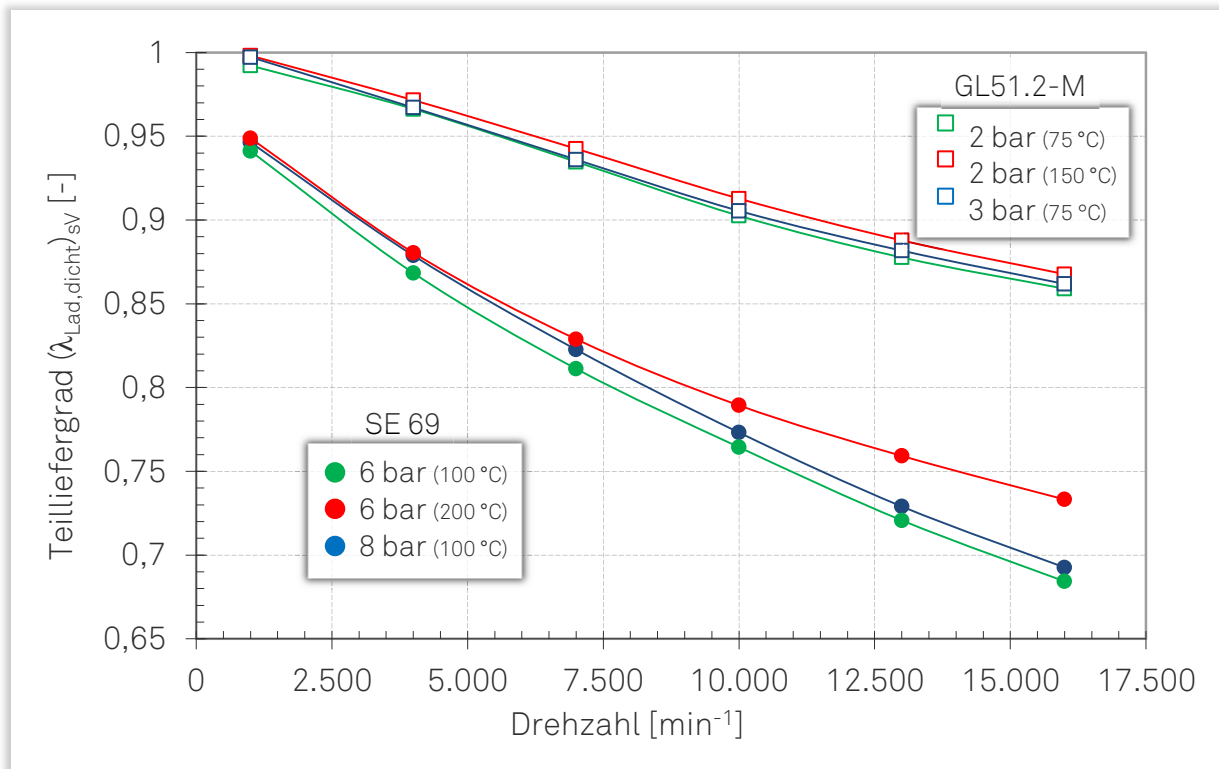


Bild 6.8: Teilliefergrad  $(\lambda_{\text{Lad,dicht}})_{\text{SV}}$  als Funktion der Drehzahl, [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );  $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )], [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );  $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass für eine geschlossene Bewertung des Einflusses der hochdruckseitigen Drosselverluste auf die Energiewandlungsgüte sowohl die Beeinflussung der Leistung als auch der veränderte Anlagenmassenstrom berücksichtigt werden muss. Auffällig sind die hohen Wirkungsgrade  $(\eta_{\text{i,ad,dicht}})_{\text{SV}}$  im Bereich kleiner bis mittlerer Drehzahlen, von teilweise mehr als 99 %. Erst im mittleren und oberen Drehzahlbereich nehmen die Wirkungsgrade  $(\eta_{\text{i,ad,dicht}})_{\text{SV}}$  für beide Schraubenmotoren deutlich ab. Im Hinblick auf die geometrischen Maschinenparameter trägt im Wesentlichen ein großes inneres Volumenverhältnis zu einem Anstieg der Drosselungen während der Kammerfüllung bei. Der Wirkungsgrad  $(\eta_{\text{i,ad,dicht}})_{\text{SV}}$  wird jedoch hierdurch nicht signifikant beeinflusst.

## 6.4 Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen

Im vorangegangenen Kapitel wurde der Einfluss der hochdruckseitigen Drosselverluste während des Füllvorgangs auf die Energiewandlungsgüte von Schraubenmotoren diskutiert. Als weiterer technisch-physikalischer Wirkmechanismus wird im Rahmen dieses Kapitels die Wirkung der Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen, unter Berücksichtigung der vereinbarten Modellvorstellung (s. Kapitel 6.1), thematisiert. Auf die Verteilung der Spaltmassenströme auf die unterschiedlichen Spaltarten wurde im Vorangegangenen (s. Kapitel 5.4) bereits ausführlich eingegangen.

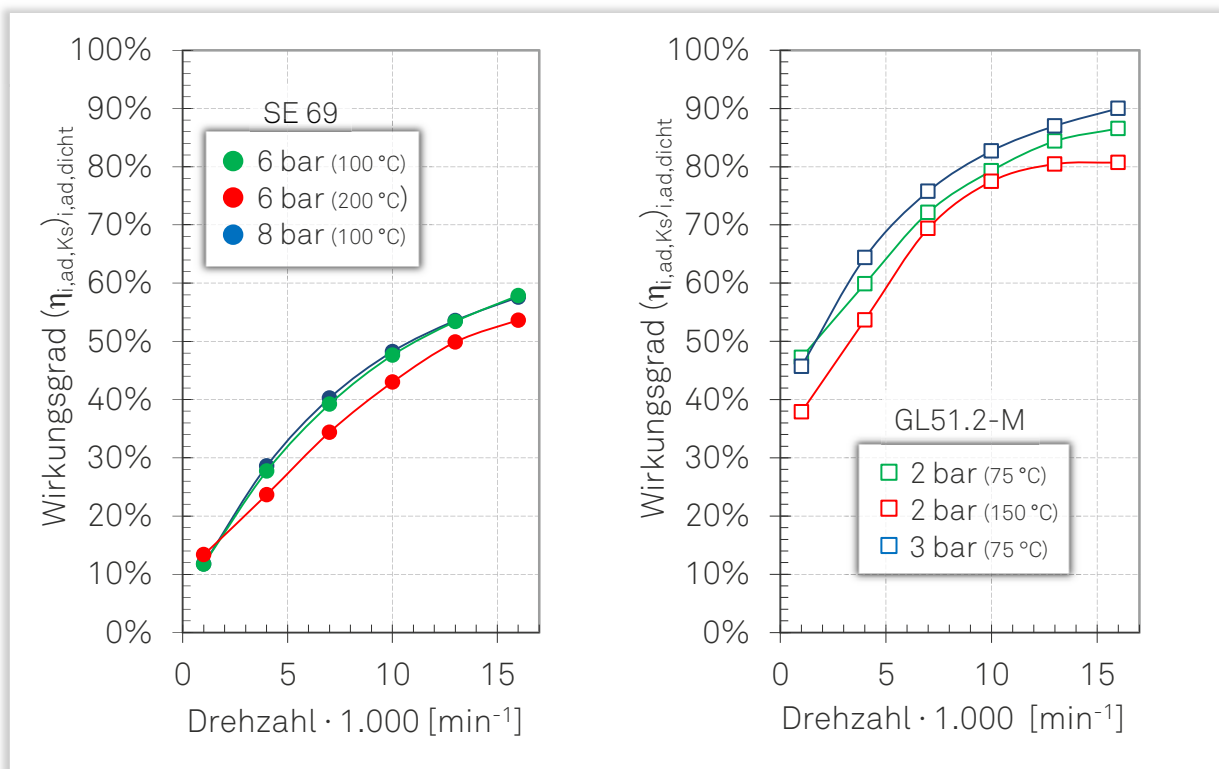


Bild 6.9: Wirkungsgrad  $(\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$  als Funktion der Drehzahl,  
 links: [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );  $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],  
 rechts: [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );  $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].

Als integrales Maß zur Beurteilung der Wirkung der Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen wird der Wirkungsgrad  $(\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$  verwendet, **Bild 6.9**. Für beide Schraubenmotoren nimmt der Wirkungsgrad bei einer Erhöhung der Drehzahl zu und erreicht sein Maximum im oberen Drehzahlbereich. Der Eintrittsdruck zeigt weder beim Schraubenmotor SE69 noch beim GL51.2-M einen signifikanten Einfluss auf den Wirkungsgrad. Energetisch ungünstig erscheint eine Erhöhung der Eintrittstemperatur, wobei die Abhängigkeit des Wirkungsgrades durch diesen Parameter als moderat zu bewerten ist. Der Vergleich der Wirkungsgrade

$(\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$  beider Maschinenvarianten verdeutlicht, dass die Energiewandlungsgüte des Schraubenmotors SE69 signifikant stärker durch die Berücksichtigung der Kaltspalthöhen beeinflusst wird, als die des GL51.2-M.

Analog zum bereits bekannten Vorgehen (Kapitel 6.3) werden im Weiteren die Arbeitsflächenverhältnisse  $(\eta_{ai,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$  und Teilliefergrade  $(\lambda_{Lad,Ks})_{ad,dicht}$  beider Schraubenmotoren diskutiert. Ergänzend hierzu werden Indikatordiagramme ausgewählter Betriebspunkte vorgestellt.

Die Untersuchung der Arbeitsflächenverhältnisse  $(\eta_{ai,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$  zeigt für beide Schraubenmotoren gegenläufige Tendenz, **Bild 6.10**. Führt eine Erhöhung der Drehzahl für den Schraubenmotor SE69 stets zu einer moderaten Abnahme des Arbeitsflächenverhältnisses bis in den mittleren Drehzahlbereich hinein, so resultiert für den GL51.2-M aus der Drehzahlerhöhung ein Anstieg über dem gesamten Drehzahlbereich. Der Einfluss des Eintrittsdrucks und der Eintrittstemperatur lässt sich als vergleichsweise gering einstufen.

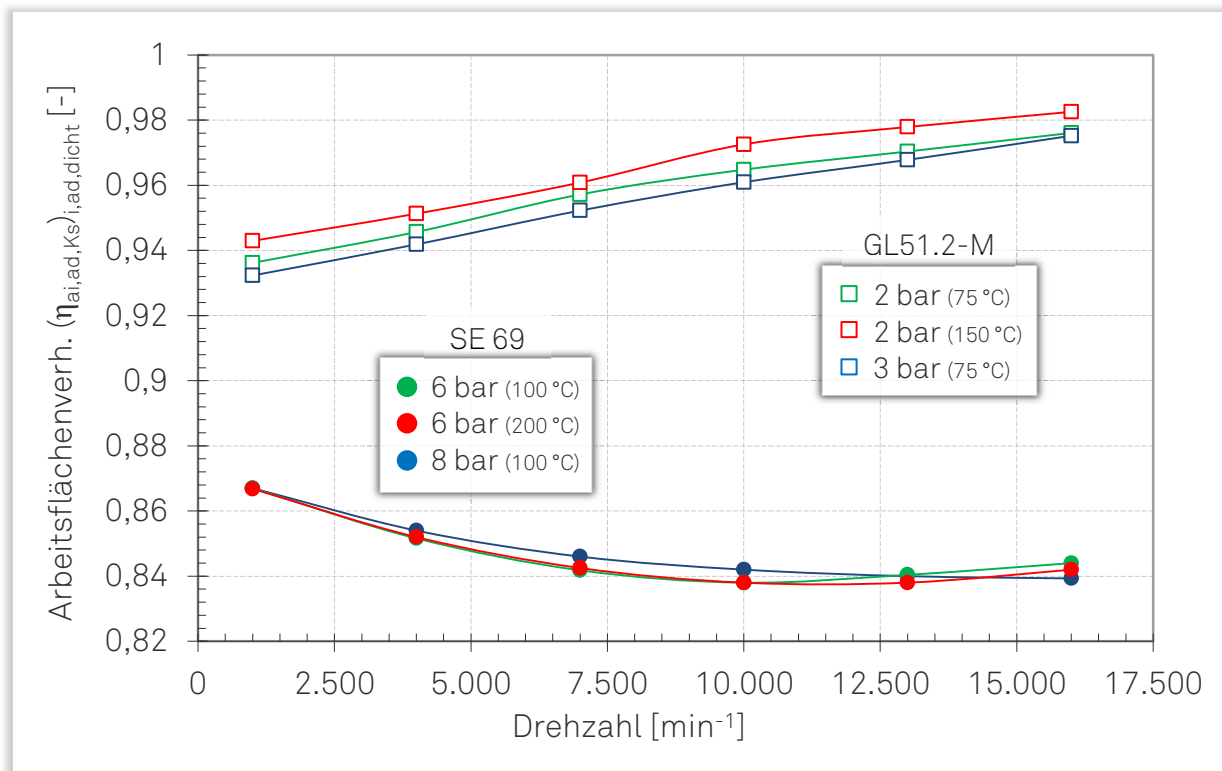


Bild 6.10: Arbeitsflächenverhältnis  $(\eta_{ai,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$  als Funktion der Drehzahl, [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );  $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )], [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );  $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].

Die gegenläufige Drehzahlabhängigkeit beider Schraubenmotoren wird im Folgenden bezugnehmend auf die Indikatordiagramme erläutert, **Bild 6.11** und **Bild 6.12**. Die jeweils dargestellten Druckverläufe beruhen auf Simulationsergebnissen entsprechend der in Kapitel 6.3 und 6.4 vereinbarten Modellvorstellungen. Die resul-



tierende Differenzarbeitsfläche entspricht der Verlustarbeitsfläche in Folge der Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen. Für die Betrachtungen wird stets der Kammerdruck der Modellmaschine mit Kaltspalthöhen in Relation zum Kammerdruck der ideal dichten Maschine gesetzt.

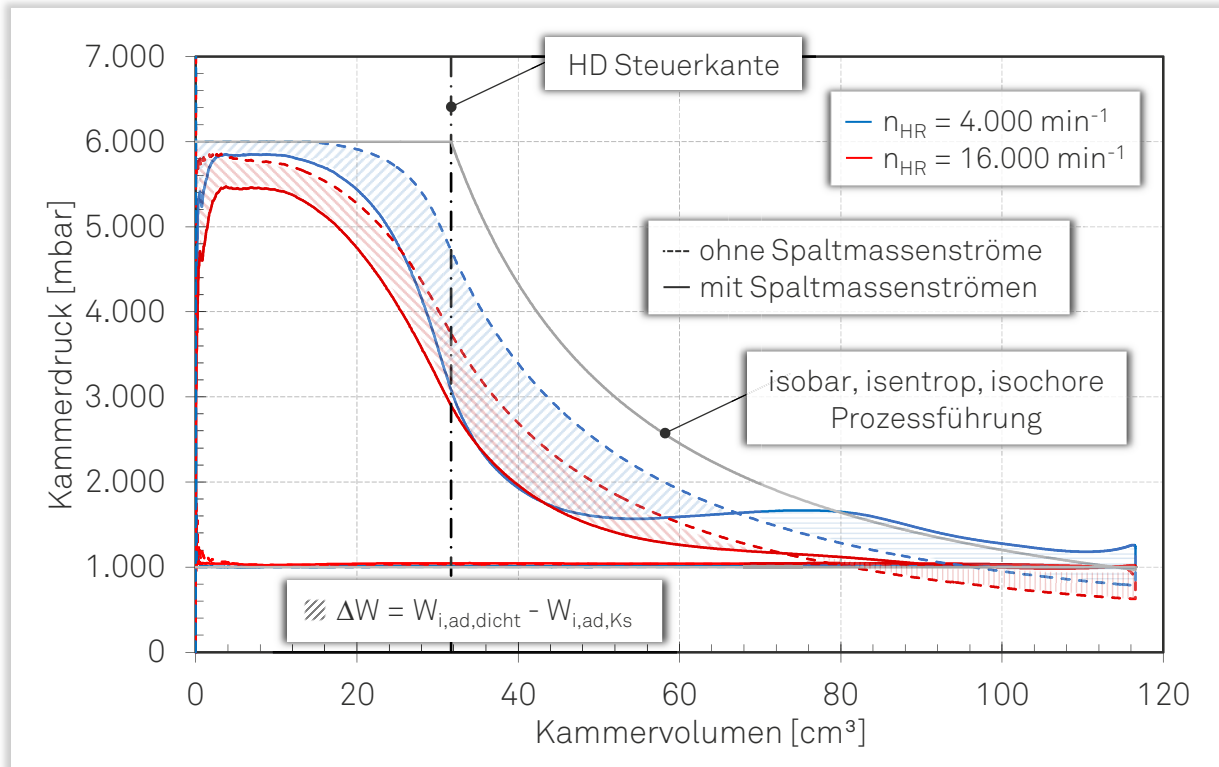


Bild 6.11: Indikatordiagramme für verschiedene Drehzahlen (adiabate, ideal dichte Maschine, ohne mechanische Verluste und externe Leckagen sowie adiabate, spaltbehafte Maschine, ohne mechanische Verluste und externe Leckagen), [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

Für hohe Drehzahlen ( $n_{HR} = 16.000 \text{ min}^{-1}$ ) zeigen die Indikatordiagramme des Schraubenmotors SE69 beim Erreichen der hochdruckseitigen Steuerkanten einen Druckunterschied von  $\Delta p \approx 860 \text{ mbar}$ . Zu Beginn der theoretischen Expansion vergrößert sich dieser Druckunterschied zunächst weiter, bis in der zweiten Hälfte der Expansionsphase der Einfluss der Nachfüllung zu einem höheren Kammerdruck der Modellmaschine bei Kaltspalthöhen führt.

Eine Reduzierung der Drehzahl ( $n_{HR} = 4.000 \text{ min}^{-1}$ ) führt durch die verlängerten Arbeitsspielzeiten zu einem Anstieg der Spaltmassenströme. Dieses äußert sich in den größeren Druckunterschieden von  $\Delta p \approx 1530 \text{ mbar}$  beim Erreichen der hochdruckseitigen Steuerkanten und der stärker ausgeprägten Nachfüllung.

Auffällig ist jedoch der im Vergleich zu hohen Drehzahlen geringere Druckunterschied zwischen ideal dichter und spaltbehafte Modellmaschine zu Beginn des Füllvorgangs. Dieses lässt sich physikalisch ebenfalls durch die längeren Arbeitsspielzeiten begründen. Zum einen steht dem Arbeitsfluid zwar ein größeres

Zeitfenster zum Abströmen über die Spalte zur Verfügung, zum anderen wird die abströmende Kammermasse jedoch durch die vergleichsweise moderate Drosselung der Einlassfläche und die von der Hochdruckseite her nachströmenden Massen „kompensiert“. Analog zur Gegenüberstellung der Kammerdrücke bei hoher Drehzahl nimmt der Druckunterschied zwischen spaltbehafteter und ideal dichter Maschine auch bei geringer Drehzahl mit Einsetzen der realen Expansion zunächst weiter zu, bis im zweiten Teil der Expansion die Wirkung der Nachfüllung zum Tragen kommt.

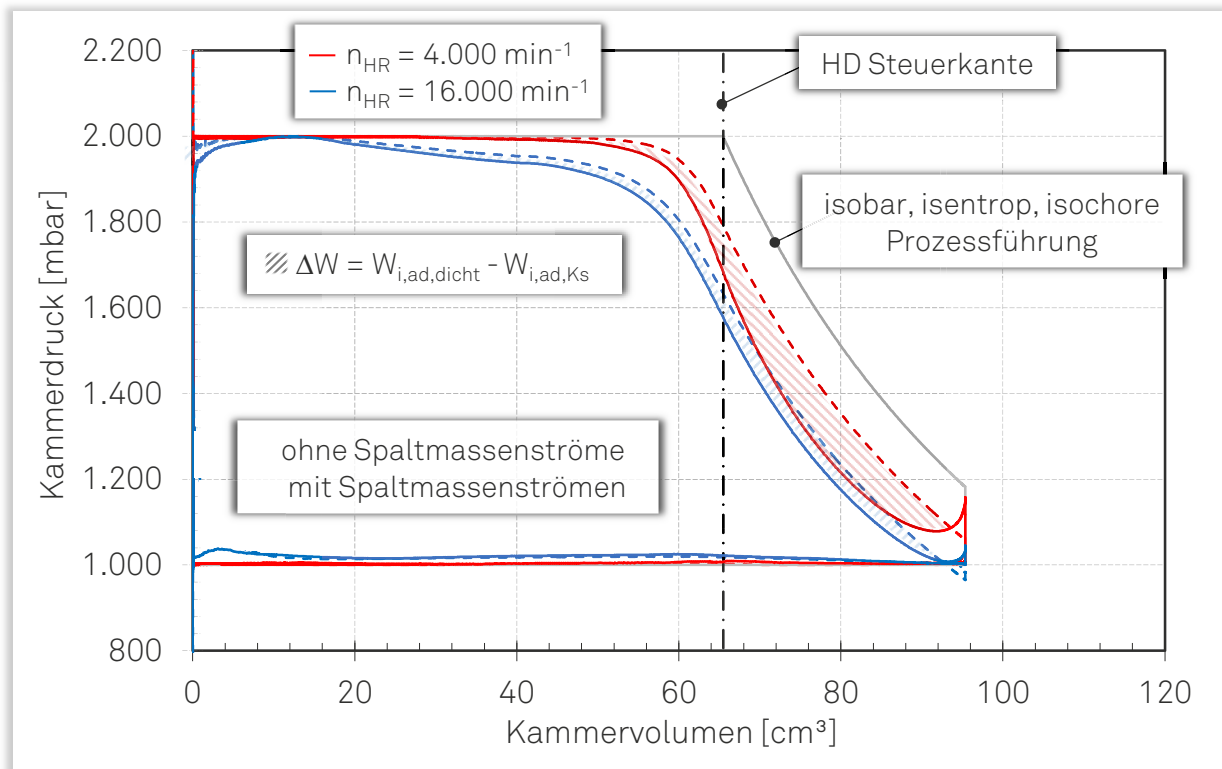


Bild 6.12: Indikatordiagramme für verschiedene Drehzahlen (adiabate, ideal dichte Maschine, ohne mechanische Verluste und externe Leckagen sowie adiabate, spaltbehaftete Maschine, ohne mechanische Verluste und externe Leckagen), [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].

Die bei Drehzahlerhöhung abnehmenden Arbeitsflächenverhältnisse des Schraubenmotors SE69, lassen sich im Wesentlichen durch die Beeinflussung der Arbeitsfläche, in Folge der Spaltmassenströme, während der zweiten Hälfte der Expansion begründen. Führen im kleinen Drehzahlbereich die über Spalte zuströmenden Massen sogar zu einem Druckanstieg und somit zu einer Vergrößerung der Arbeitsfläche, so macht sich die Nachfüllung im oberen Drehzahlbereich deutlich geringer bemerkbar.

Für den Schraubenmotor GL51.2-M, resultiert für hohe Drehzahlen ( $n_{HR} = 16.000 \text{ min}^{-1}$ ) aus der Berücksichtigung der Kaltspalthöhen beim Erreichen der hochdruckseitigen Steuerkante, im Bezug zur ideal dichten Maschine, ein

Druckverlust von lediglich  $\Delta p \approx 60$  mbar. Für kleine Drehzahlen ( $n_{HR} = 4.000 \text{ min}^{-1}$ ) steigt dieser Druckverlust auf  $\Delta p \approx 105$  mbar an. Trotz des größeren Druckunterschiedes beim Erreichen der Steuerkante zeigt sich für kleine Drehzahlen auch beim Schraubenmotor GL51.2-M eine „kompensierende“ Wirkung durch die von der Hochdruckseite her nachströmenden Massen. Besteht bei hoher Drehzahl fast während des gesamten Füllvorgangs eine Druckdifferenz zwischen ideal dichter und spaltbehalteter Modellmaschine, so bildet sich diese Druckdifferenz bei geringer Drehzahl erst im letzten Drittel des Füllvorgangs aus.

Ein ebenfalls abweichendes Verhalten offenbaren die Indikatordiagramme während der Expansion. Werden beim Schraubenmotor SE69 die Kammerdrücke durch die Nachfüllung begünstigt, so ist dieser Effekt, durch die geringeren zuströmenden Massenanteile, beim GL51.2-M nicht zu erkennen. Für kleine Drehzahlen vergrößert sich die Druckdifferenz zwischen spaltbehalteter und ideal dichter Modellmaschine durch die zur Niederdruckseite hin abströmenden Spaltmassen sogar während der Expansion.

Entscheidenden Einfluss auf die im Vergleich zum Schraubenmotor GL51.2-M energetisch ungünstigeren Arbeitsflächenverhältnisse des SE69 nehmen die signifikant größeren Kaltspalthöhen der Maschine. Die größere Hauptrotorzähnezahl und die bei gleicher Drehzahl hieraus resultierend kürzeren Arbeitsspielzeiten, zeigen keinen kompensierend wirkenden Einfluss im Hinblick auf die Arbeitsflächenverhältnisse.

Der Einfluss der größeren Spalthöhen des Schraubenmotors SE69 spiegelt sich deutlich im Teilliefergrad  $(\lambda_{Lad,Ks})_{ad,dicht}$  wieder, **Bild 6.13**. Zwar führen für beide Maschinenvarianten die sich bei Drehzahlerhöhung verkürzenden Arbeitsspielzeit zu abnehmenden Teilliefergraden, jedoch nimmt diese Kennzahl beim Schraubenmotor SE69 signifikant größere Werte an. Zeigt der Eintrittsdruck wiederum keinen prägenden Einfluss, so bedingt eine Erhöhung der Eintrittstemperatur über dem gesamten Drehzahlbereich einen geringfügigen Anstieg des Teilliefergrads. Dies lässt sich im Wesentlichen durch die Erhöhung der Schallgeschwindigkeit begründen. Zum einen vergrößert sich der Drehwinkelbereich bis zum Verblocken der Strömung während der Kammerfüllung, was das „Nachschieben“ von Masse von der Hochdruckseite her begünstigt. Zum anderen verblockt die Strömung in den Spalten erst bei höherer Strömungsgeschwindigkeit. Beide Mechanismen tragen zu einer Erhöhung des durchgesetzten Massenstroms und somit zu einem Anstieg des Teilliefergrads  $(\lambda_{Lad,Ks})_{ad,dicht}$  bei.

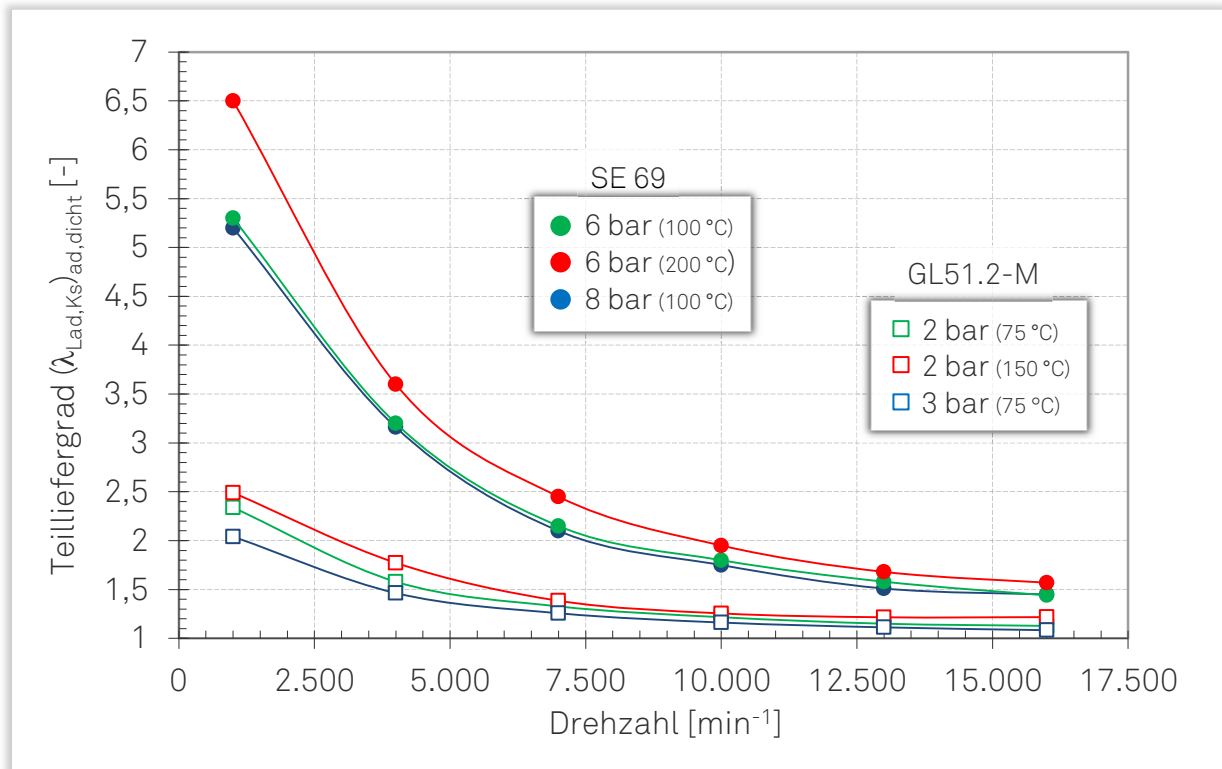


Bild 6.13: Teilliefergrad  $(\lambda_{Lad,Ks})_{ad,dicht}$  als Funktion der Drehzahl, [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );  $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )], [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );  $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].

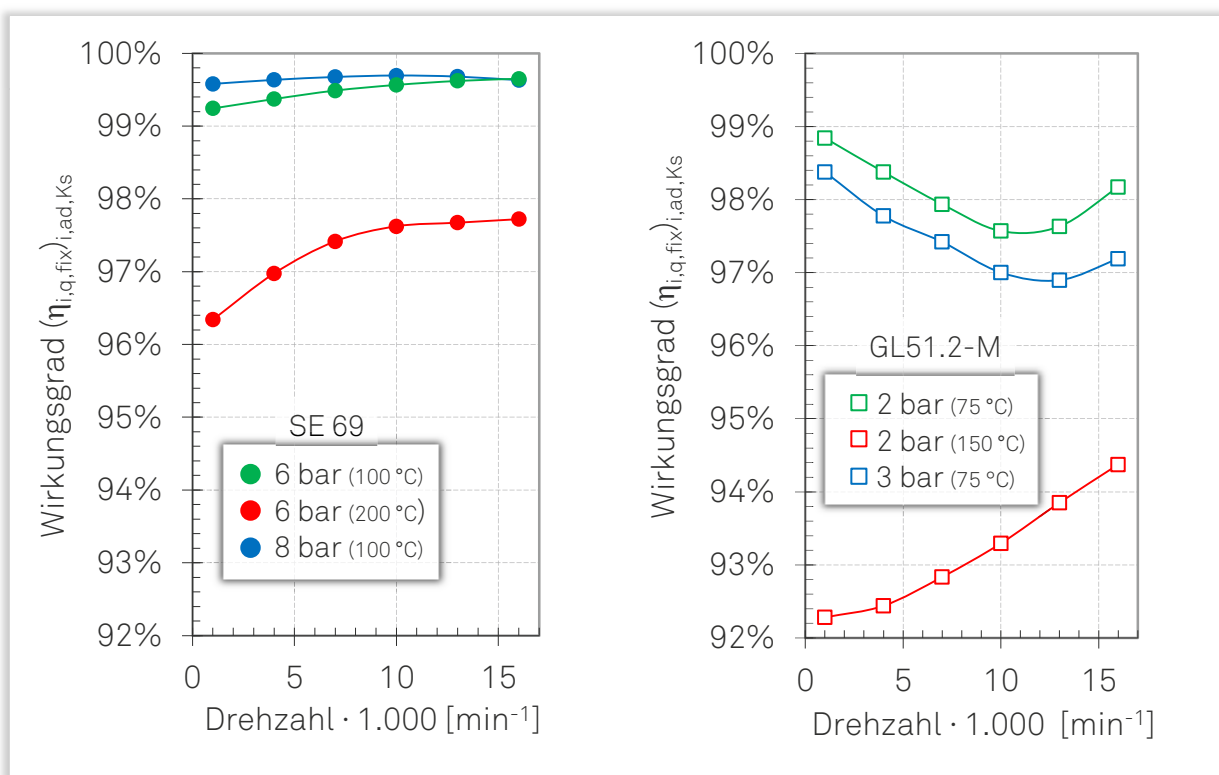
Die Untersuchung der energetischen Kennzahl zeigt, dass der Wirkungsgrad  $(\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$  signifikant durch den Teilliefergrad  $(\lambda_{Lad,Ks})_{ad,dicht}$  geprägt wird. Die deutlich unterschiedlichen Wirkungsgrade der beiden Versuchsmaschinen lassen sich im Wesentlichen durch die größeren Kaltspalthöhen des Schraubenmotors SE69 begründen. Im Hinblick auf das Vorgehen zur Untersuchung der Wirkung der einzelnen technisch-physikalischen Mechanismen verdeutlichen die Ergebnisse, dass die Interaktion der einzelnen Mechanismen, auch für die vereinbarten Modellvorstellungen, nicht vollends unberücksichtigt bleibt. Dieses zeigt sich am Beispiel des Kammerdrucks der spaltbehafteten Modellmaschinen zu Beginn des Füllvorgangs. Zu diesem Zeitpunkt des Arbeitsspiels wird der Kammerdruck sowohl durch die abströmenden Spaltmassen, als auch durch „nachschiebende“ Massenanteile von der Hochdruckseite her beeinflusst. Die Drosselwirkung der Einlassfläche findet sich entsprechend in den diskutierten Indikator diagrammen wieder. Unter Berücksichtigung der komplexen physikalischen Vorgänge während des Arbeitsspiels und der vergleichsweise geringen interagierenden Wirkung der Einlassdrosselung und der Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen, bleibt die Aussagekraft der Kennzahlen zur Bewertung der einzelnen Wirkmechanismen jedoch bestehen.

## 6.5 Diabates Arbeitsspiel

Bei der Untersuchung der diabaten Prozessführung kann zwischen zwei Teilwirkmechanismen unterschieden werden. Zum einen werden Innenleistung und Massenstrom durch den Wärmeaustausch, zwischen Arbeitsmedium und Bauteilen, beeinflusst. Zum anderen ändern sich, in Folge des thermischen Energieeintrags in die Bauteile, die Gehäuse- und Rotorgeometrien und somit auch die Spalthöhen (Warmspalthöhe). Sowohl der Einfluss des Wärmeaustausches als auch die energetischen Auswirkungen durch die Berücksichtigung der Warmspalthöhen werden im Weiteren diskutiert.

### 6.5.1 Wärmeströme

Die Beurteilung der energetischen Wirkung des Wärmeaustausches zwischen Arbeitsfluid und Bauteilen erfolgt durch den Wirkungsgrad  $(\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks}$ , **Bild 6.14**.



**Bild 6.14:** Wirkungsgrad  $(\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks}$  als Funktion der Drehzahl,  
*links:* [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );  $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],  
*rechts:* [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );  $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].

Für die beiden Schraubenmotoren GL51.2-M und SE69, nimmt der Wirkungsgrad  $(\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks}$  für die bereits diskutierten Parameterkombinationen Werte kleiner 100 % an. Der Wirkungsgrad zeigt hierbei für beide Schraubenmotoren nur eine geringe Abhängigkeit von der Drehzahl bzw. vom Eintrittsdruck. Erwartungsgemäß

wird die Energiewandlungsgüte entscheidend durch die Eintrittstemperatur beeinflusst. Der Wirkungsgrad  $(\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks}$  des Schraubenmotors GL51.2-M zeigt, auch bei vergleichsweise geringer Eintrittstemperatur, eine starke Temperaturabhängigkeit als der Schraubenmotor SE69.

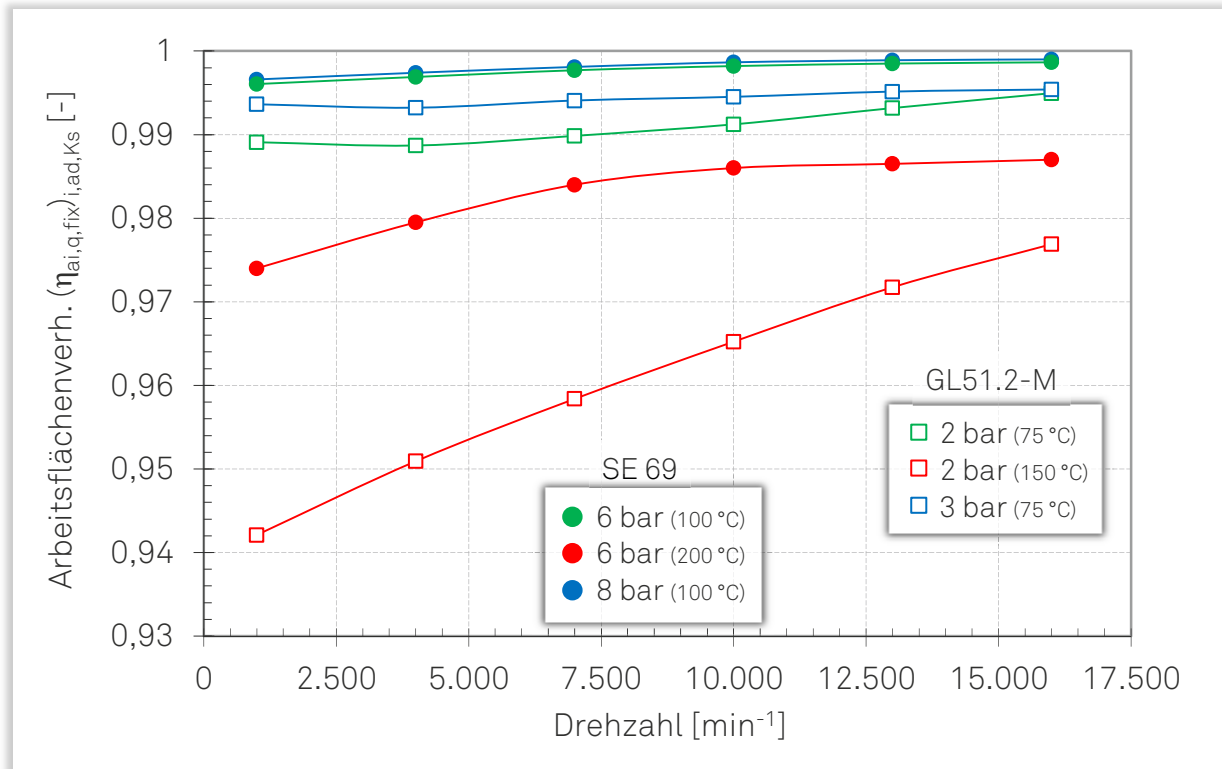
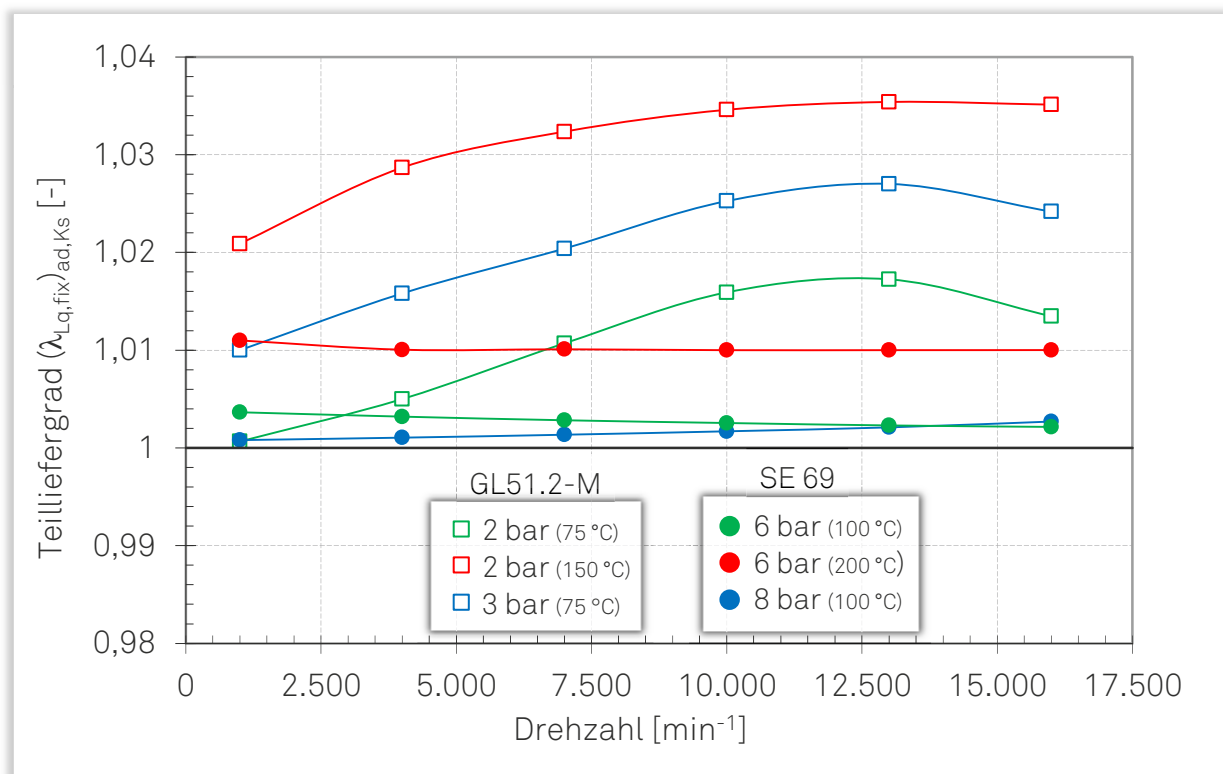


Bild 6.15: Arbeitsflächenverhältnis  $(\eta_{ai,q,fix})_{i,ad,Ks}$  als Funktion der Drehzahl, [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );  $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )], [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );  $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].

Analog zum Wirkungsgrad  $(\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks}$  nimmt das Arbeitsflächenverhältnis  $(\eta_{ai,q,fix})_{i,ad,Ks}$  für die untersuchten Parameterkombinationen der beiden Schraubenmotoren Werte größer 1 an, Bild 6.15. Bei Eintrittstemperaturen entsprechend der jeweiligen Nennbedingungen ( $\vartheta_E = 75$  bzw.  $100 \text{ °C}$ ) resultiert aus der Berücksichtigung der Wärmeströme lediglich eine geringe Beeinflussung der Arbeitsfläche. Erst bei einer Erhöhung der Eintrittstemperatur nimmt das Arbeitsflächenverhältnis, bei beiden Motorvarianten, merklich ab. Die stärkere Beeinflussung beim Schraubenmotor GL51.2-M resultiert im Wesentlichen aus der integral kleineren Bezugsarbeitsfläche. Neben den voneinander abweichenden Hubvolumina wird die absolute Größe der Arbeitsfläche maßgeblich durch den, im Vergleich zum Schraubenmotor SE69, geringeren Eintrittsdruck geprägt. Im Hinblick auf die Verlustarbeitsfläche in Folge der diabaten Prozessführung ( $\Delta W = W_{i,ad,Ks} - W_{i,q,fix}$ ), zeigen die beiden Schraubenmotoren keine signifikanten Unterschiede (nicht dargestellt). Lässt die höhere Eintrittstemperatur beim Schraubenmotor SE69 ( $\vartheta_{E,max} = 200 \text{ °C}$ ) prinzipiell eine stärkere Beeinflussung

der Arbeitsfläche durch die Wärmeströme erwarten (GL51.2-M:  $\vartheta_{E,max} = 150\text{ °C}$ ), so wird dieses teilweise durch die unterschiedlichen inneren Volumenverhältnisse kompensiert. Durch die über einen größeren Drehwinkelbereich existente Füllungsphase beim Schraubenmotor GL51.2 und die entsprechend später einsetzende reale Expansion, bleibt das vergleichsweise mäßige Temperaturniveau über einen größeren Drehwinkelbereich des Arbeitsspiels bestehen. Beim Schraubenmotor SE69 führt die früher einsetzende Expansion zu einem rascheren Abbau von Druck und Temperatur, wodurch die Wärmeübertragung vom Arbeitsfluid auf die Bauteile im Wesentlichen zu Beginn der Füllungsphase stattfindet. Bei einer Erhöhung der Drehzahl verkleinert sich das zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehende Zeitfenster. Dieser physikalische Aspekt begründet die mit der Drehzahl ansteigenden Arbeitsflächenverhältnisse.

Der Teilliefergrad  $(\lambda_{Lq,fix})_{ad,Ks}$  eines Schraubenmotors lässt sich als äquivalente Kennzahl zum Aufheizgrad bei Schraubenkompressoren interpretieren, **Bild 6.16**.



**Bild 6.16:** Teilliefergrad  $(\lambda_{Lq,fix})_{ad,Ks}$  als Funktion der Drehzahl, [SE69, Simulation,  $p_E = 6\text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100\text{ °C}$  und  $200\text{ °C}$ );  $p_E = 8\text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100\text{ °C}$ )], [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2\text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75\text{ °C}$  und  $150\text{ °C}$ );  $p_E = 3\text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75\text{ °C}$ )].

Der Teilliefergrad  $(\lambda_{Lq,fix})_{ad,Ks}$  beschreibt die Auswirkungen der Temperaturänderung des einströmenden Arbeitsmediums durch den Wärmetransport während des Füllvorgangs. Für die untersuchten Parameterkombinationen gibt das Arbeitsfluid während des Füllvorgangs Wärme an die Bauteile ab. Die hieraus resultierende zunehmende Dichte begründet die im Vergleich zur adiabaten Modellierung



ansteigenden Massenströme. Analog zum Arbeitsflächenverhältnis zeigt sich auch bei der Untersuchung des Teilliefergrads  $(\lambda_{Lq,fix})_{ad,Ks}$  der dominierende Einfluss der Eintrittstemperatur. Der Vergleich der Teilliefergrade  $(\lambda_{Lq,fix})_{ad,Ks}$  beider Schraubensmotoren offenbart, dass die Berücksichtigung der Wärmeübertragung den Teilliefergrad  $(\lambda_{Lq,fix})_{ad,Ks}$  des Schraubensmotors GL51.2-M stärker beeinflusst als den des SE69. Ursächlich hierfür ist im Wesentlichen der absolut geringere Massenstrom des Schraubensmotors GL51.2-M.

Einen tiefgehenden Einblick in die physikalischen Vorgänge beim Wärmetransport erlaubt die Betrachtung des gesamten, während des Arbeitsspiels zwischen Arbeitsfluid und Bauteilen übertragenen Wärmestroms. Dieser entspricht den betriebspunktabhängigen, aufsummierten Teilwärmeströmen über die einzelnen Scheibenelemente (s. auch Kapitel 5.2). Für den Fall, dass das Arbeitsfluid Wärme an die benachbarten Bauteile abgibt, wird ein negatives Vorzeichen vereinbart. Beim Schraubensmotor GL51.2-M zeigt der Gesamtwärmestrom, in dem aus Drehzahl und Eintrittsdruck aufgespannten Kennfelder, keine ausgeprägte Drehzahlabhängigkeit, **Bild 6.17**.

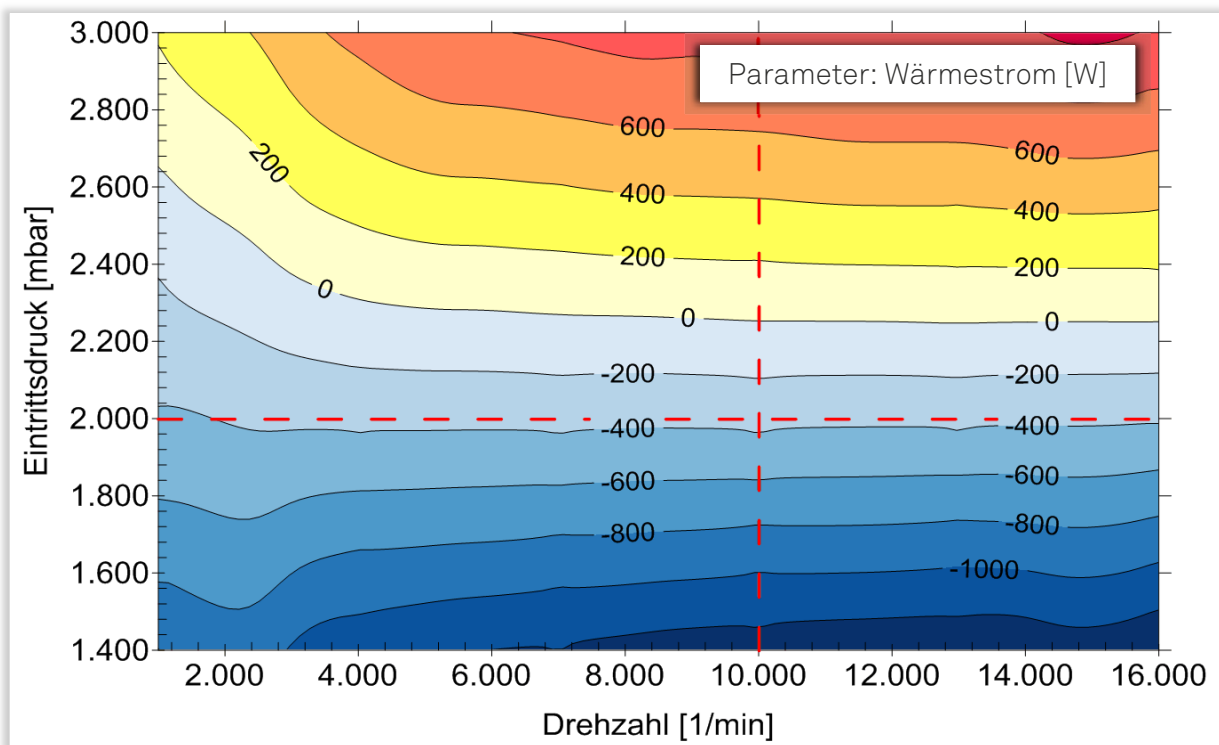


Bild 6.17: Übertragener Wärmestrom als Funktion des Eintrittsdrucks und der Drehzahl, [GL51.2-M, Simulation,  $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

Im mittleren und oberen Drehzahlbereich gibt das Arbeitsfluid für Eintrittsdrücke  $p_E \leq 2250 \text{ mbar}$  Wärme an die Bauteile ab und nimmt bei einer Druckerhöhung zunehmend Wärme auf. Bei konstanter Drehzahl und Eintrittstemperatur bestimmt die Wahl des Eintrittsdrucks maßgeblich den während der Expansion abgebauten

Druck. Wird bei geringem Eintrittsdruck der Abbau des Druckes durch die einsetzende Überexpansion begrenzt, so trifft dies bei hinreichend großem Eintrittsdruck nicht mehr zu. Neben dem größeren Druckgefälle erfährt das Arbeitsfluid, bei hohem Eintrittsdruck, eine stärkere Temperaturabnahme während der Expansion. Zu diesem Zeitpunkt des Arbeitsspiels erfährt das Arbeitsfluid eine Wärmezufuhr von den Bauteilen, was das absolut betrachtet, positive Vorzeichen des übertragenen Wärmestroms begründet.

Für den Schraubenmotor SE69 hebt sich im Referenzbetriebspunkt die aufsummierte übertragene Wärme nahezu auf, **Bild 6.18**. Analog zum bereits thematisierten Verhalten des Schraubenmotors GL51.2-M, resultiert aus einer Reduzierung des Eintrittsdrucks allgemein ein Anstieg der Wärmeströme, vom Arbeitsfluid auf die Bauteile. Im Gegensatz zum Schraubenmotor GL51.2-M wird für Drehzahlen  $n_{HR} < 4.500 \text{ min}^{-1}$ , integral betrachtet, ausschließlich Wärme vom Arbeitsfluid auf die Rotoren und das Gehäuse übertragen. Durch die im Vergleich zum Schraubenmotor GL51.2-M größeren Spalthöhen des SE69 strömt mehr Masse über die Maschinenspalte in die vorlaufende Arbeitskammer und erwärmt hier das bereits teilweise expandierte Fluid. Dieser Mechanismus wird durch die längeren Arbeitsspielzeiten im kleinen Drehzahlbereich verstärkt und begründet somit den vom Fluid auf die Bauteile übertragenen Wärmestrom. Bei zunehmender Drehzahl nehmen die Spaltmassenströme ab und die Kammertemperatur fällt während der Expansion unter das Temperaturniveau der berandenden Bauteile.

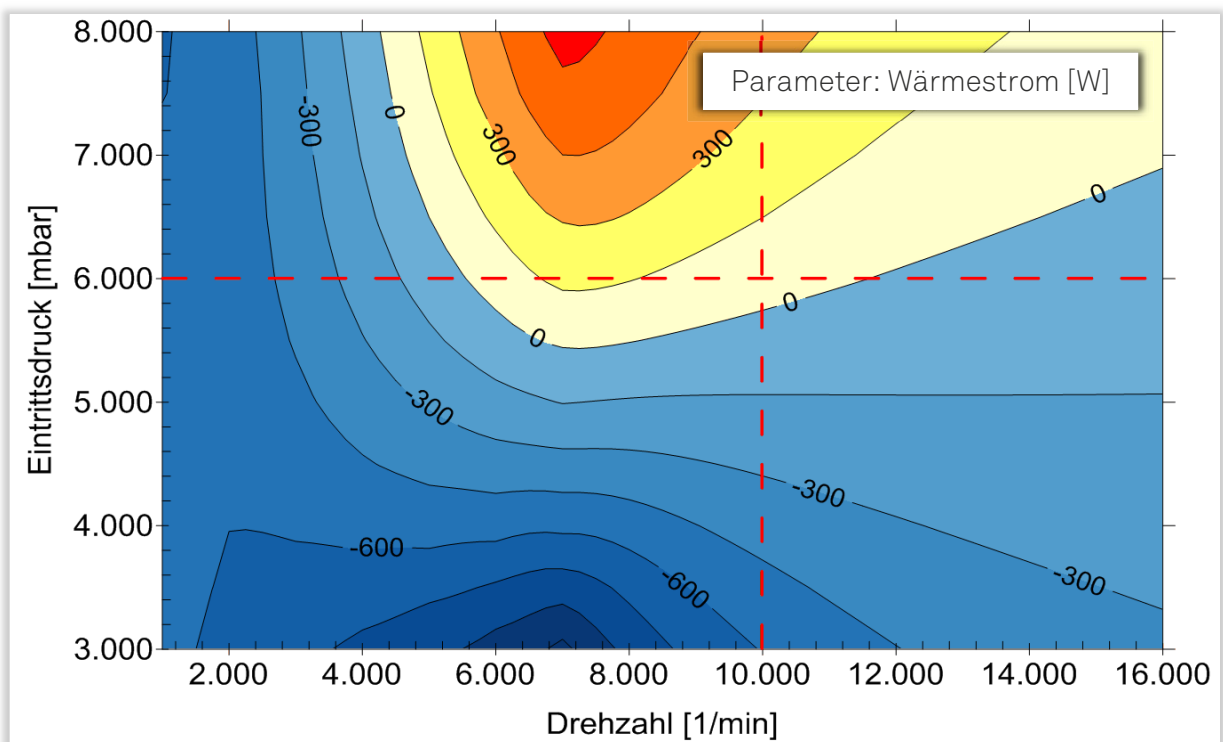


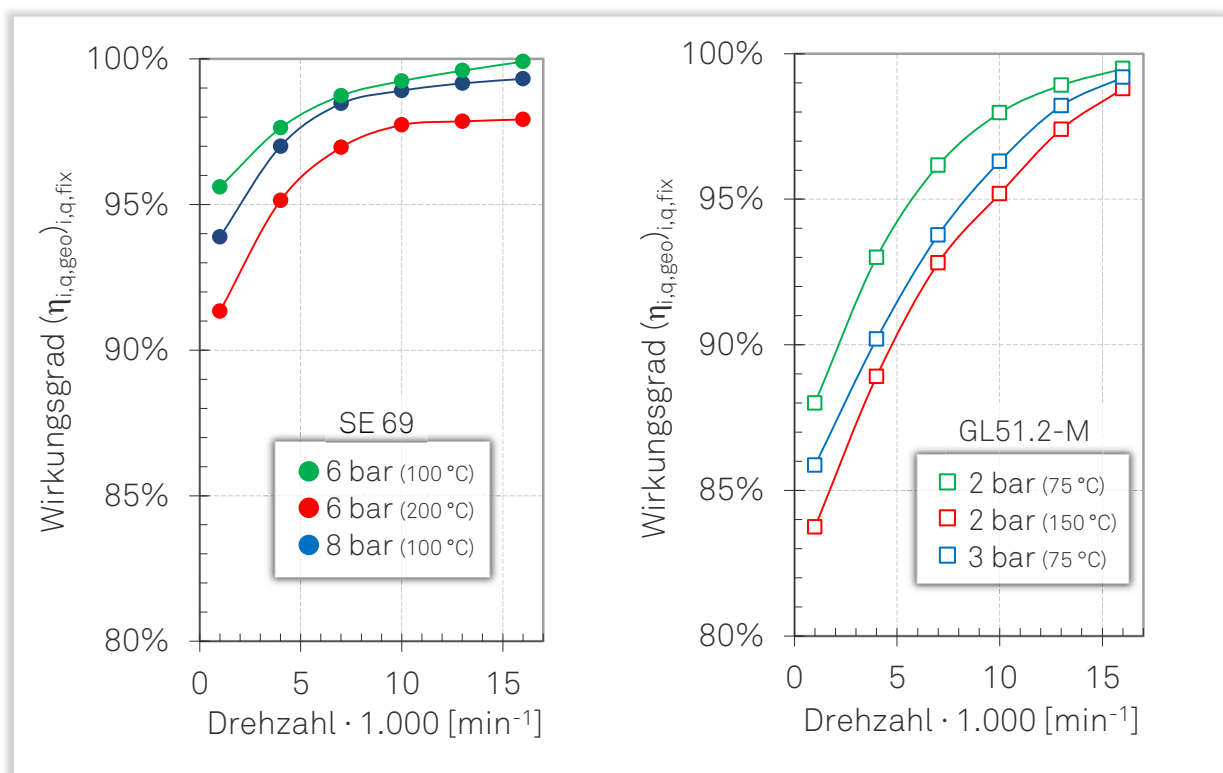
Bild 6.18: Übertragener Wärmestrom als Funktion des Eintrittsdrucks und der Drehzahl, [SE69, Simulation,  $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

Die In Bild 6.17 und 6.18 dargestellten Gesamtwärmeströme lassen sich nicht als Dissipationsleistung zwischen adiabater und diabater Modellierung verstehen, sondern beschreiben lediglich den Wärmeaustausch zwischen dem Arbeitsfluid und den Bauteilen. Die bereits diskutierten Kennzahlen verdeutlichen, dass die Leistungsdifferenz zwischen beiden Modellierungsansätzen deutlich geringer ist.

## 6.5.2 Spaltmassenströme bei Warmspalthöhen

Im vorangegangenen Kapitel wurde der Einfluss der Wärmeströme auf die Energie wandlungsgüte von Schraubenmotoren diskutiert. Die Untersuchung der energetischen Auswirkungen des Wärmetransports beschränkte sich hierbei zunächst ausschließlich auf die Beeinflussung des Arbeitsfluids. Für eine vollständige Beurteilung der diabaten Prozessführung wird die Modellvorstellung aus Kapitel 6.5.1 um die betriebspunktabhängigen Warmspalthöhen erweitert<sup>1)</sup>.

Die Bewertung des Einflusses der thermisch bedingten Geometrieänderung erfolgt zunächst integral mit dem Wirkungsgrad  $(\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix}$ , **Bild 6.19**.



**Bild 6.19:** Wirkungsgrad  $(\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix}$  als Funktion der Drehzahl,  
*links: [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );  $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],*  
*rechts: [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );  $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].*

<sup>1)</sup> Die Beeinflussung der Bauteilgeometrie durch den thermischen Energieeintrag des Arbeitfluids und die resultierenden Warmspalthöhen wurden bereits in den Kapiteln 5.2.2 bis 5.2.4 diskutiert.

Für beide Schraubenmotoren nimmt der Wirkungsgrad  $(\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix}$  im kleinen Drehzahlbereich minimale Werte an. Neben einer Erhöhung der Drehzahl trägt eine Reduzierung des Eintrittsdruck bzw. der Eintrittstemperatur zu einem Anstieg des Wirkungsgrades bei. Die Gegenüberstellung der beiden Versuchsmaschinen offenbart, dass sich im kleinen und mittleren Drehzahlbereich geringere Wirkungsgrade für den Schraubenmotor GL51.2-M einstellen.

Die Tendenzen des Wirkungsgrades  $(\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix}$  finden sich teilweise im Arbeitsflächenverhältnis  $(\eta_{ai,q,geo})_{i,q,fix}$  wieder, **Bild 6.20**. Allgemein führt für beide Schraubenmotoren die Berücksichtigung der Bauteildeformation zu einer Reduzierung der Arbeitsfläche und entsprechend zu Arbeitsflächenverhältnissen  $(\eta_{ai,q,geo})_{i,q,fix} < 1$ . Die physikalische Ursache hierfür liefern die bei thermischer Belastung prinzipiell ansteigenden Spalthöhen der beiden Schraubenmotoren (s. Kapitel 5.2.4). Die Vergrößerung der Spalthöhe begünstigt die abströmenden Spaltmassenströme, was die allgemeine Verkleinerung der Arbeitsflächen begründet.

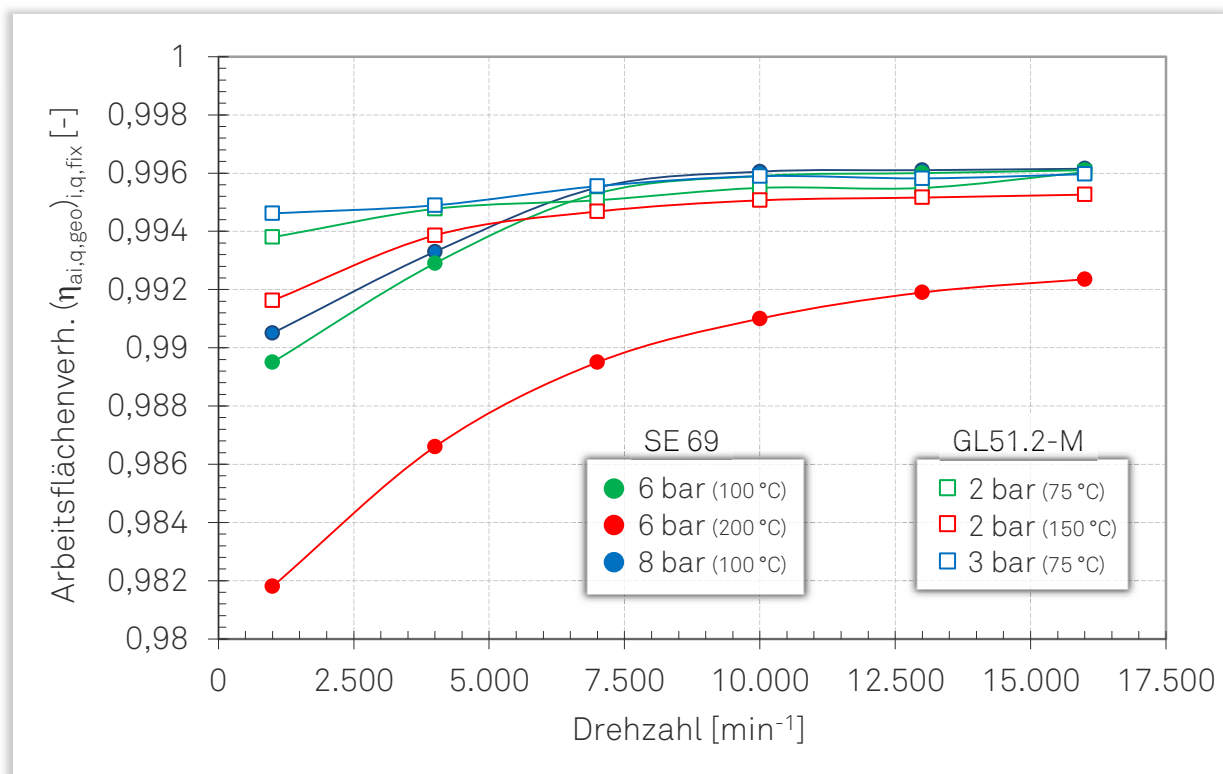


Bild 6.20: Arbeitsflächenverhältnis  $(\eta_{ai,q,geo})_{i,q,fix}$  als Funktion der Drehzahl, [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );  $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )], [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );  $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].

Beim Vergleich der Arbeitsflächenverhältnisse beider Schraubenmotoren zeigt sich für den Schraubenmotor GL51.2-M eine weniger starke Beeinflussung durch die Berücksichtigung der thermischen Verformung. Dies lässt sich durch die geringere Drosselung beim Einströmen in die Arbeitskammer begründen. Der Kammerdruck wird während der Füllungsphase somit nicht signifikant durch den zu-

nehmenden Anteil der abströmenden Spaltmassen reduziert, da ausreichend Fluidmasse von der Hochdruckseite her „nachgeschoben“ werden kann. Wie bereits diskutiert, wird beim Schraubenmotor SE69 dieser kompensierend wirkende Mechanismus durch die starke Drosselwirkung der Einlassfläche erschwert. Der Eintrittsdruck zeigt für beide Schraubenmotoren lediglich einen geringen Einfluss auf das Arbeitsflächenverhältnis.

Der Teilliefergrad  $(\lambda_{Lq,geo})_{q,fix}$  zeigt für beide Schraubenmotoren, durch die Berücksichtigung der thermischen Deformation, erwartungsgemäß einen Anstieg des Anlagenmassenstroms, **Bild 6.21**.

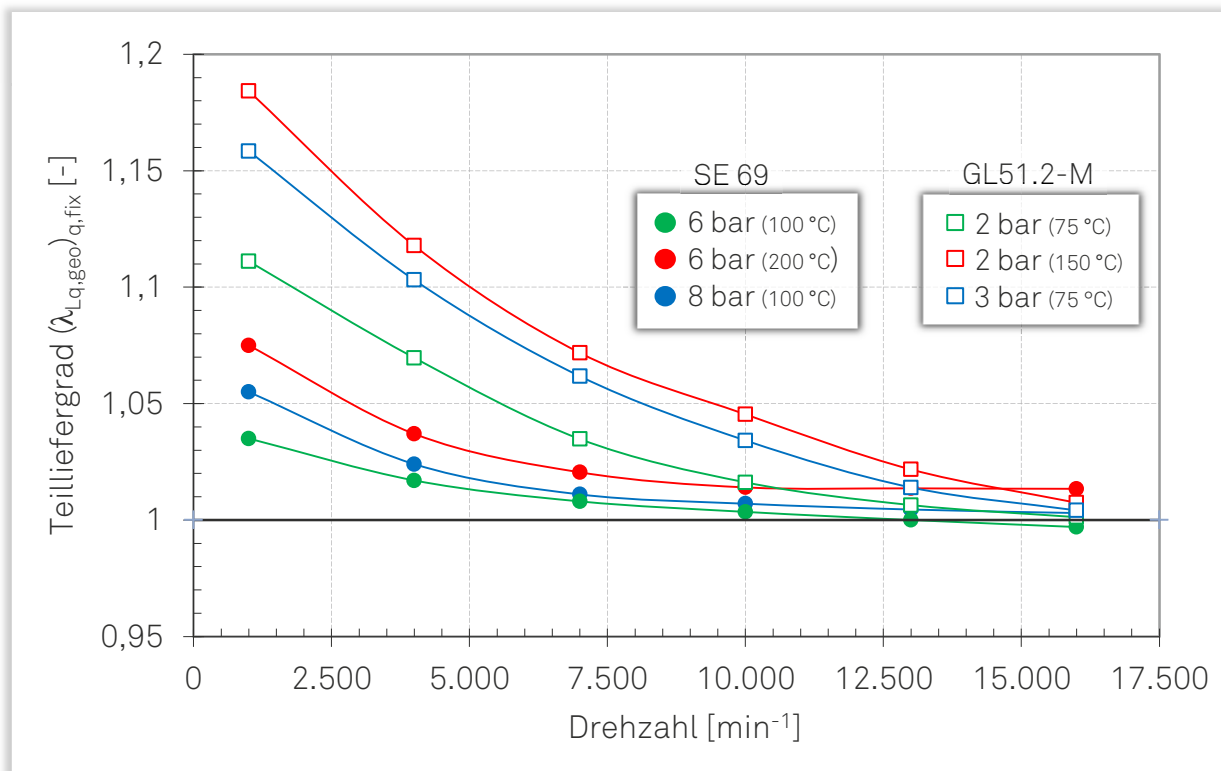


Bild 6.21: Teilliefergrad  $(\lambda_{Lq,geo})_{q,fix}$  als Funktion der Drehzahl, [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );  $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )], [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );  $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].

Durch die längeren Arbeitsspielzeiten im kleinen Drehzahlbereich, nimmt der Teilliefergrad hier maximale Werte an. Im Hinblick auf die Eintrittsbedingungen dominiert über dem gesamten Drehzahlbereich der Einfluss der Eintrittstemperatur gegenüber dem Eintrittsdruck. Im Gegensatz zum Arbeitsflächenverhältnis  $(\eta_{ai,q,geo})_{i,q,fix}$  reagiert bei der Untersuchung des Teilliefergrads  $(\lambda_{Lq,geo})_{q,fix}$  der Schraubenmotor GL51.2-M sensibler auf die Berücksichtigung der Warmspalthöhen. Ursächlich hierfür ist die größere bezogene Spalthöhenänderung des Schraubenmotors GL51.2-M. Durch die „engere“ Kaltspaltkonfiguration dieser Motorvariante werden die Spaltmassenströme und somit auch der Anlagenmassenstrom stärker durch die thermische Deformation beeinflusst. Zusätzlich trägt das stärker-

re „Nachschieben“ von Fluidmasse von der Hochdruckseite her zu einem Anstieg des Teilliefergrades bei. Der Vergleich der absoluten Werte zeigt, dass besonders im kleinen und mittleren Drehzahlbereich der Wirkungsgrad maßgeblich durch den Teilliefergrad beeinflusst wird.

Bei der durchgeführten Untersuchung des Einflusses der diabaten Prozessführung auf die Energiewandlungsgüte der beiden Schraubenmotoren GL51.2-M und SE69 wurde zwischen der isolierten Betrachtung des Wärmetransports und der Spalthöhenänderung, in Folge des thermischen Energieeintrags, differenziert. Die Wirkungsgrade  $(\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks}$  und  $(\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix}$  zeigen für die beiden untersuchten Mechanismen, im mittleren und oberen Drehzahlbereich, vergleichbare Quantitäten. Hieraus lässt sich ableiten, dass sowohl der Wärmetransport als auch die Berücksichtigung der Warmspalthöhen vergleichbaren Einfluss auf die Energiewandlungsgüte nehmen.

## 6.6 Externe Leckagen

Die Leckagen in Schraubenmotoren lassen sich in interne Leckagen (Spaltmassenströme) und externe Leckagen (Massenströme aus der Maschine hinaus) unterteilen. Die externen Leckagen äußern sich im Wesentlichen durch Leckagemassenströme über die Labyrinthdichtung an der Abtriebswelle des Schraubenmotors und über die Entlüftungsbohrungen. Undichtigkeiten zwischen den Gehäusebauteilen wurden im Rahmen der experimentellen Untersuchungen beseitigt und können entsprechend im Weiteren vernachlässigt werden.

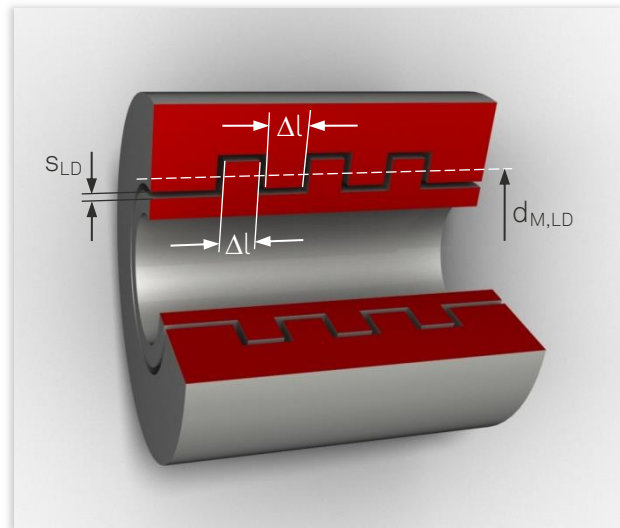
Die Berechnung des Leckagemassenstroms über die Labyrinthdichtung erfolgt für den Schraubenmotor GL51.2-M mit Hilfe der thermodynamischen Simulation. Neben der Ergänzung der notwendigen Kapazitäten und Verbindungen im Kammermodell (s. Anhang 10.4) wird ein Berechnungsmodell implementiert, welches die realitätsnahe Abbildung der physikalischen Vorgänge beim Durchströmen der Labyrinthdichtung ermöglicht. Das Berechnungsmodell wurde bereits in ähnlicher Form in einer vorangegangenen Arbeit verwendet [Tem07] und wird im Weiteren vorgestellt.

Sind Geometrie und Druckverhältnis bekannt, so berechnet sich der Leckagemassenstrom zu:

$$\dot{m}_{\text{Leck}} = A_{\text{Sp,LD}} \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\rho_0 \cdot p_0} = A_{\text{Sp,LD}} \cdot \mu \cdot \psi \cdot \sqrt{\rho_0 \cdot p_0} \quad (\text{Gl. 6.21})$$

Die Durchflusszahl  $\varepsilon$  lässt sich hierbei weiter in die Kontraktionszahl  $\mu$  und die Expansionszahl  $\psi$  aufteilen.

Die Kontraktionszahl beschreibt die Stärke der Strahleinschnürung und kann präzise nur experimentell oder angenähert mit CFD-Berechnungen bestimmt werden [Mat07]. Als Näherung wird für Labyrinthdichtungen häufig der aus potenzialtheoretischen Überlegungen abgeleitete Wert  $\mu = 0,611$  verwendet [Gre04]. Eine genauere Abschätzung, die in weiteren Anwendungen findet, wird durch die Berücksichtigung der Dichtungsgeometrie und die Verwendung eines halb-empirischen Ansatzes erreicht. Da für die im Schraubenmotor GL51.2-M eingesetzte Labyrinthdichtung (Typ GMN L 15 x 26 x 8)



**Bild 6.22:** Geometrische Parameter zur Berechnung der Kontraktionszahl durch eine eckige Labyrinthdichtung (schematische Darstellung).

keine explizite Berechnungsvorschrift besteht, wird auf das Modell einer eckigen Labyrinthdichtung zurückgegriffen. Die Eignung dieses Modells wurde bereits für eine Dichtung mit identischer Geometrie nachgewiesen [Tem07].

Für das Modell einer eckigen Labyrinthdichtung (**Bild 6.22**) gilt für die Kontraktionszahl:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \lambda \cdot \frac{\sum \Delta l}{2 \cdot s_{LD}} + z}} \quad (\text{Gl. 6.22})$$

Unter Berücksichtigung der Dichtungsgeometrie mit einer aufsummierten Spaltlänge  $\sum \Delta l = 10 \text{ mm}$ , einer Spalthöhe  $s_{LD} = 0,14 \text{ mm}$  und der Anzahl von Formelementen (häufig auch als Zähnezahl bezeichnet)  $z = 2$  ergibt sich mit dem Strömungsbeiwert  $\lambda = 0,04$  (analog zur Rohrreibungszahl) die Kontraktionszahl zu  $\mu = 0,45$ .

Wird die Kontraktionszahl lediglich aus den geometrischen Eigenschaften der Dichtung ermittelt, so erfolgt die Berechnung der Expansionszahl unter Berücksichtigung der physikalischen Bedingungen. In Abhängigkeit des vorherrschenden Druckverhältnisses berechnet sich die Expansionszahl nach:

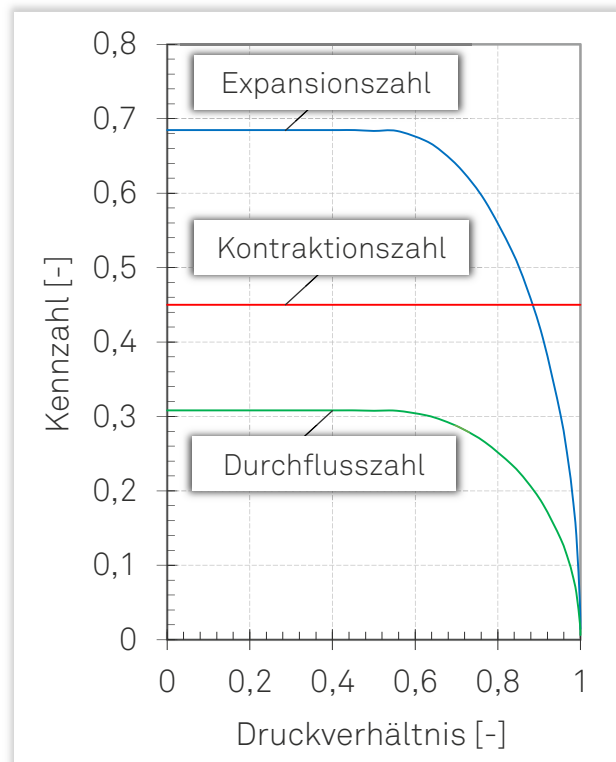


$$\psi = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_A}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_A}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad \text{für } \frac{p_A}{p_0} > \left( \frac{p_A}{p_0} \right)_{\text{krit}} \quad (\text{Gl. 6.23})$$

$$\psi = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1}} \quad \text{für } \frac{p_A}{p_0} \leq \left( \frac{p_A}{p_0} \right)_{\text{krit}} \quad (\text{Gl. 6.24})$$

Die aus dem Produkt aus Kontraktionszahl und Expansionszahl gebildeten Durchflusszahlen werden für die thermodynamischen Simulationsrechnungen druckabhängig berücksichtigt und erlauben, in Kombination mit der erweiterten Modellierung, eine zuverlässige Berechnung der Leckagemassenströme durch die Labyrinthdichtung. Die ermittelten Kennzahlen als Funktion des Druckverhältnisses sind zusammenfassend in **Bild 6.23** dargestellt.

Für den Schraubenmotor SE69 ist die Berechnung des Leckagemassenstroms auf die beschriebene Weise nicht möglich. Zum einen lässt sich das Durchflussverhalten der Labyrinthdichtung zwischen Arbeits- und Getrieberaum sowie zwischen Getrieberaum und Umgebung auf Grund des durchströmenden Luft-Ölgemischs nur unzureichend oder sehr aufwändig berechnen. Zum anderen weisen die Dichtungen Ringnuten zum Abschleudern von Ölanteilen auf. Letzteres kann, durch die Bohrung im Gehäuse, als eine Art Entlüftung verstanden werden und trägt zusätzlich zum Leckagemassenstrom bei. Um den Einfluss des Leckagemassenstroms für den Schraubenmotor SE69 dennoch beurteilen zu können, wird im Sinne einer Abschätzung die Massenstromdifferenz aus Messung und thermodynamischer Simulation vollständig den externen Leckagen zugeschrieben.



**Bild 6.23:** Expansionszahl, Kontraktionszahl und Durchflusszahl als Funktion des Druckverhältnisses.

Für die beiden Schraubenmotoren SE69 und GL51.2-M zeigen die Untersuchungen der Wirkungsgrade  $(\eta_{i, \text{Leck}})_{i,q, \text{geo}}$  voneinander abweichende Tendenzen, **Bild 6.24**. Für den Schraubenmotor GL51.2-M nimmt der Wirkungsgrad bei einer Erhöhung der Drehzahl stetig zu. Die Ursache hierfür ist nicht in einer Abnahme des Leckagemas-

senstroms sondern im ansteigenden Bezugsmassenstrom  $\dot{m}_{q,geo}$  zu finden. Sowohl Eintrittsdruck als auch Eintrittstemperatur zeigen keinen signifikanten Einfluss auf den Wirkungsgrad. Im mittleren und oberen Drehzahlbereich nimmt der Wirkungsgrad  $(\eta_{i,Leck})_{i,q,geo}$  für den Schraubenmotor GL51.2-M, für die dargestellten Parameterkombinationen, Werte größer 98 % an.

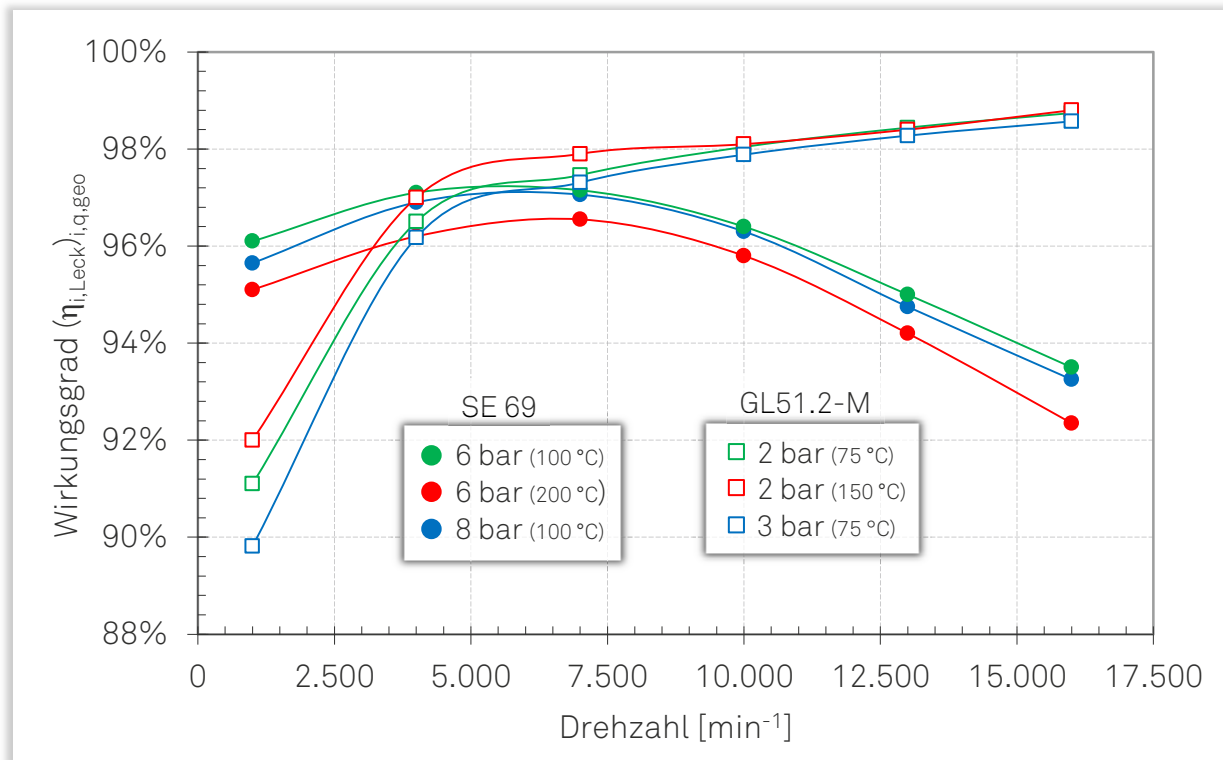


Bild 6.24: Wirkungsgrad  $(\eta_{i,Leck})_{i,q,geo}$  als Funktion der Drehzahl, [SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );  $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )], [GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );  $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].

Beim Schraubenmotor SE69 stellt sich das Wirkungsgradmaximum im mittleren Drehzahlbereich ein und nimmt dabei Werte geringfügig unterhalb der Wirkungsgrade des GL51.2-M ein. Unter Berücksichtigung des höheren Eintrittsdrucks und dem größeren Leckagepotenzial durch die Ringnuten in den Labyrinthdichtungen kann von einer verbesserten Dichtwirkung durch das Luft-Ölgemisch ausgegangen werden. Bei ansteigender Drehzahl wird das Öl in den Dichtungen zunehmend abgeschleudert, was die abnehmenden Wirkungsgrade begründet. Untermuert wird diese Einschätzung durch die Temperaturabhängigkeit des Wirkungsgrades beim Schraubenmotor SE69. Über dem gesamten Drehzahlbereich stellen sich kleinere Wirkungsgrade bei zunehmender Temperatur ein. Trotz der Konditionierung des Lageröls wird dieses in der Maschine durch das höhere Temperaturniveau erwärmt. In Folge der abnehmenden Ölviskosität dichtet das Öl die Labyrinthspalte weniger stark ab, wodurch die Leckagemassenströme begünstigt werden.

## 6.7 Mechanische Reibungsverluste

In Schraubenmotoren treten mechanische Verluste durch Reibung in Lagern, Dichtungen und in den Kontaktbereichen der Getriebe- bzw. Rotorverzahnung auf. Die quantifizierte Beurteilung dieser Verluste ermöglicht der mechanische Wirkungsgrad, welcher die effektive Leistung an der Abtriebswelle ins Verhältnis zur Innenleistung setzt. Beide Leistungen können experimentell ermittelt werden, wobei die Innenleistung unter Verwendung der aus den Indizierungsmessungen berechneten Innenarbeit bestimmt wird.

Für den Schraubenmotor GL51.2-M nimmt der mechanische Wirkungsgrad im gesamten, aus Eintrittsdruck und Drehzahl aufgespannten Kennfeld, Werte zwischen  $\eta_m = 87,5\%$  und  $96,5\%$  an, **Bild 6.25**. Typisch sind hierbei die mit steigender Drehzahl abnehmenden mechanischen Wirkungsgrade in Folge der zunehmenden Reibung. Im oberen Drehzahlbereich bedingt die Erhöhung des Eintrittsdrucks einen geringfügigen Anstieg des mechanischen Wirkungsgrads. Erscheint dies zunächst auf Grund der größeren, axialen Kraftkomponente widersprüchlich, so liefern der veränderte Spannungszustand an den hochdruckseitigen Lagerstellen und die veränderte Krafteinwirkung in der Verzahnung der Rotoren mögliche physikalische Ursachen. Eine „künstliche“ Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrads durch die Leckageflächen unter den Drucksensoren kann, wie bereits erläutert (Kapitel 5.3.3), ausgeschlossen werden.

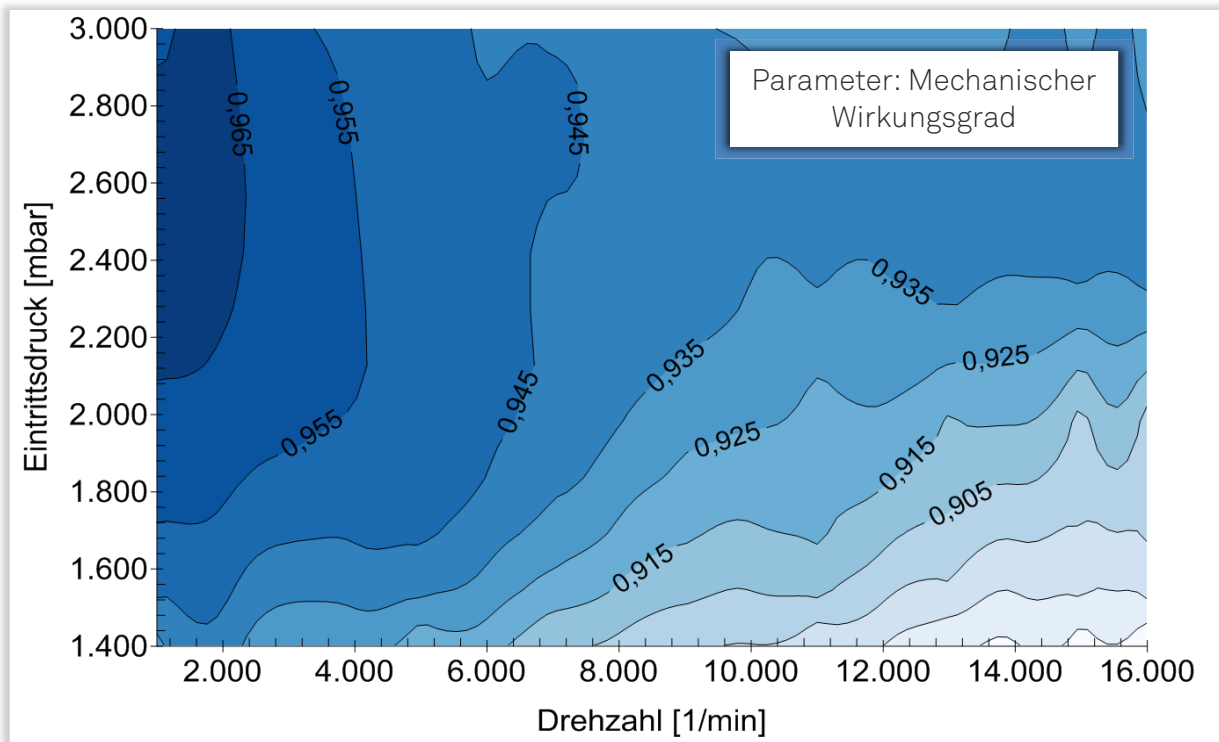


Bild 6.25: Mechanischer Wirkungsgrad  $\eta_m$  als Funktion des Eintrittsdrucks und der Drehzahl, [GL51.2-M, Messung,  $\vartheta_E = 75\text{ °C}$ ].

Die Temperaturabhängigkeit des mechanischen Wirkungsgrads (nicht dargestellt) kann als gering eingestuft werden. Bei einer Erhöhung der Eintrittstemperatur von  $\vartheta_E = 50\text{ °C}$  auf  $150\text{ °C}$  nimmt der mechanische Wirkungsgrad im Nennbetriebspunkt von  $\eta_m = 91,5\%$  bis  $93,5\%$ , näherungsweise linear zu. Diese Zunahme lässt sich durch die Erhöhung der Temperaturen an den Lagerstellen und die Konsistenzänderung<sup>1)</sup> des Schmierfettes begründen. Hierbei sinkt die Bindefähigkeit der Seifenmatrix<sup>2)</sup> des Schmierfettes, wovon der mechanische Wirkungsgrad, auf Kosten der Lebensdauer des Lagers, profitiert.

Für den Schraubenmotor SE69 stellen sich im Rahmen der Kennfeldgrenzen mechanische Wirkungsgrade zwischen  $\eta_m = 90\%$  und  $97\%$  ein, **Bild 6.26**.

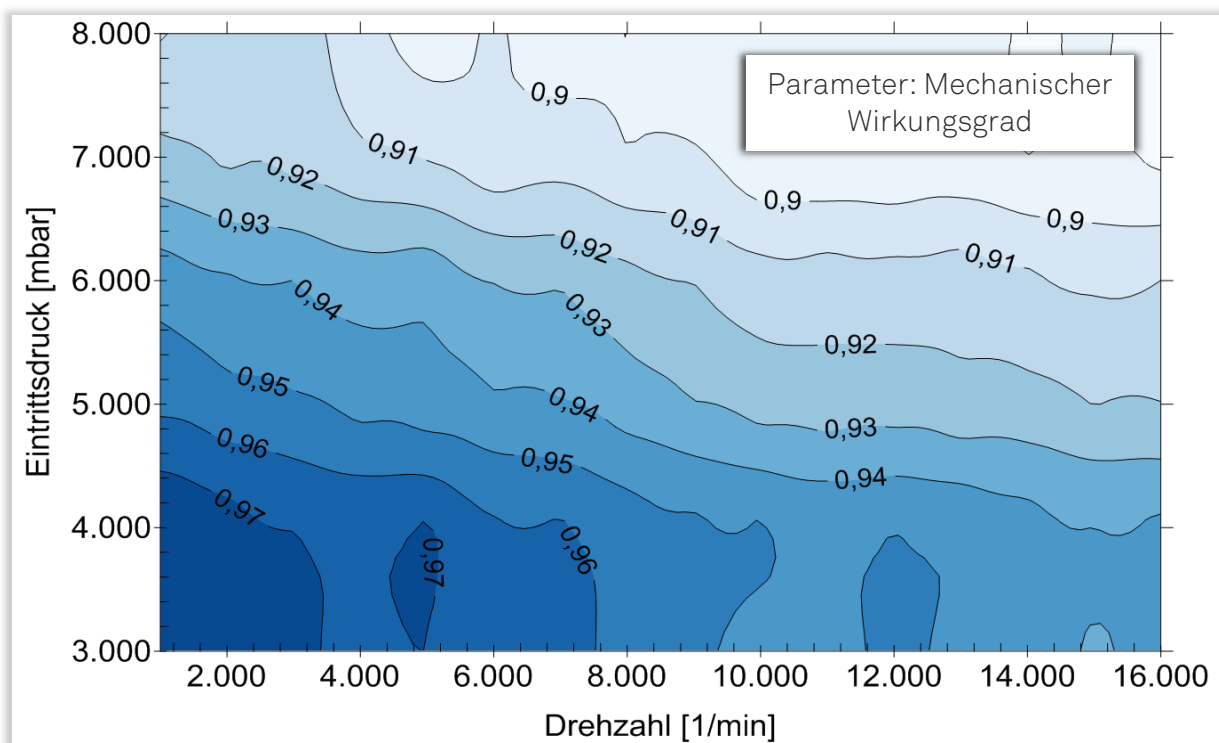


Bild 6.26: Mechanischer Wirkungsgrad  $\eta_m$  als Funktion des Eintrittsdrucks und der Drehzahl, [SE69, Messung,  $\vartheta_E = 100\text{ °C}$ ].

Analog zum Schraubenmotor GL51.2-M führt eine Erhöhung der Drehzahl zu einer Reduzierung des mechanischen Wirkungsgrads. Gegenläufige Tendenzen zeigen sich bei der Druckabhängigkeit. Über dem gesamten Drehzahlbereich führt eine Erhöhung des Eintrittsdrucks zu einer Abnahme des mechanischen Wirkungsgrads. Analog zu den bekannten Tendenzen bedingt eine Erhöhung der Eintrittstempera-

<sup>1)</sup> Vergleichbar zur Viskosität von Schmierölen wird bei Schmierfetten die Konsistenz als Maß für die Steifigkeit verwendet. Quantitativ beschrieben wird die Konsistenz durch die NLGI-Klasse (Skala des US National Lubricating Grease Institute). Die Konsistenz des eingesetzten Schmierfettes entspricht der NLGI-Klasse 1, [DIN81].

<sup>2)</sup> Die Seifenmatrix (auch als Eindicker bezeichnet) bindet bei Fetten das Grundöl zum Schmierfett. Die Bindefähigkeit der Seifenmatrix nimmt bei Temperaturerhöhung allgemein ab.

tur einen geringfügigen Anstieg des mechanischen Wirkungsgrads um maximal 1,5 Prozentpunkte (nicht dargestellt).

### 6.7.1 Zusammensetzung der mechanischen Reibungsverluste

Im Hinblick auf die Interpretation des mechanischen Wirkungsgrads, müssen die konstruktiven Unterschiede der beiden Schraubenmotoren GL51.2-M und SE69 berücksichtigt werden. Werden beim Schraubenmotor GL51.2-M die mechanischen Verluste durch die Reibung in den fettgeschmierten Wälzlagern und in den Kontaktbereichen der Rotorverzahnung hervorgerufen, so resultieren beim Schraubenmotor SE69 die Verluste aus der Reibung an den ölgeschmierten Lagern der Hochdruckseite, an den fettgeschmierten Wälzlagern der Niederdruckseite und am Zahneingriff des Synchronisationsgetriebes. Hinzu kommen Planschverluste im Getrieberaum und ggf. Flüssigkeitsreibung in den Labyrinthdichtungen.

Um den Anteil der unterschiedlichen Einflüsse auf den mechanischen Wirkungsgrad beurteilen zu können, wird zunächst die Verlustleistung durch Lagerreibung für beide Schraubenmotoren abgeschätzt. Das hierzu verwendete Berechnungsverfahren ist in der Literatur weit verbreitet [Rol09], [Bir12] und wird vom Lagerhersteller empfohlen. Im Hinblick auf die Abbildungsgenauigkeit sei an dieser Stelle auf die Validierung des Verfahrens durch Temming verwiesen [TEM08].

Ziel der Berechnung ist die Ermittlung der Reibleistung

$$P_R = M_R \cdot \omega \quad (\text{Gl. 6.25})$$

an jeder einzelnen Lagerstelle. Das Reibungsmoment  $M_R$  lässt sich als Widerstand eines Wälzlagers gegen die aufgeprägte Bewegung interpretieren. Es setzt sich aus der Summe von Roll-, Gleit- und Schmierstoffreibung zusammen. Das Gesamtreibmoment

$$M_R = M_0 + M_1 \quad (\text{Gl. 6.26})$$

lässt sich in den drehzahlabhängigen und lastunabhängigen Anteil  $M_0$  und in den lastabhängigen Anteil  $M_1$  unterteilen.

Der lastunabhängige Anteil

$$M_0 = f_0 \cdot (v \cdot n)^{2/3} \cdot d_{M,WL}^3 \cdot 10^{-7} \quad \text{für } v \cdot n \geq 2.000 \text{ mm}^2/(\text{s} \cdot \text{min}) \quad (\text{Gl. 6.27})$$

$$M_0 = f_0 \cdot 160 \cdot d_{M,WL}^3 \cdot 10^{-7} \quad \text{für } v \cdot n < 2.000 \text{ mm}^2/(\text{s} \cdot \text{min}) \quad (\text{Gl. 6.28})$$

wird von der kinematischen Betriebsviskosität des Schmierstoffs  $v$  und von der Drehzahl  $n$  bestimmt. In Abhängigkeit vom Produkt dieser beiden Parameter gelten die dargestellten Zusammenhänge.

Der lastabhängige Anteil

$$M_1 = f_1 \cdot P_1 \cdot d_{M,WL} \quad (\text{Gl. 6.29})$$

ergibt sich aus der Rollreibung und aus der Gleitreibung an den Borden und Führungsflächen des Käfigs. Die beiden Faktoren  $f_0$  (für den lastunabhängigen Anteil) und  $f_1$  (für den lastabhängigen Anteil) hängen vom Lagertyp (**Bild 6.27**) und Einflussfaktoren, wie beispielsweise der Art der Schmierung und der Temperatur an der Lagerstelle, ab. Die maßgebliche Belastung  $P_1$  berücksichtigt, in Abhängigkeit der Lagerbauart, die Kräfte in axialer- und radialer Richtung an der jeweiligen Lagerstelle. Diese Kräfte werden mit Hilfe der thermodynamischen Simulation für jeden Betriebspunkt separat ermittelt.

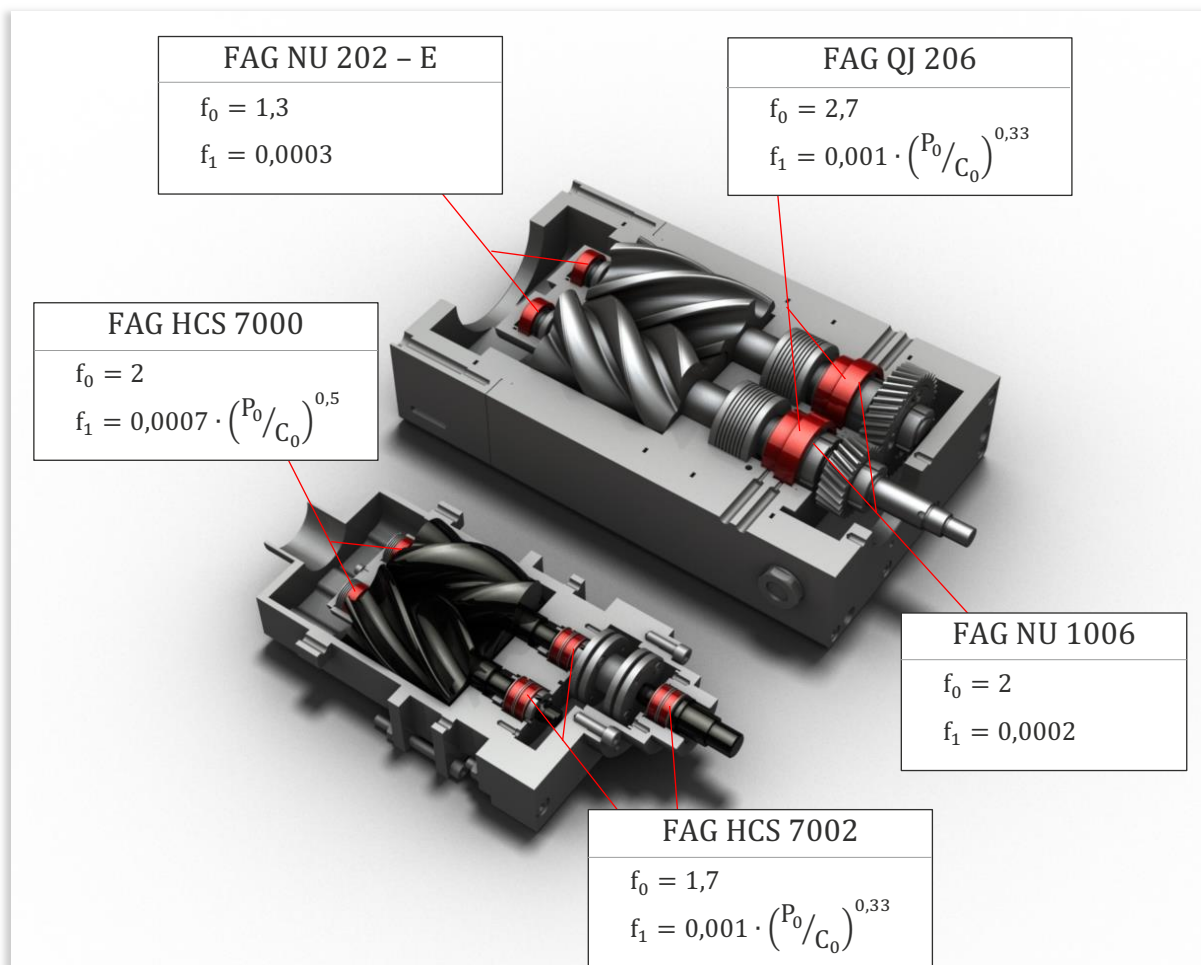


Bild 6.27: Übersicht der eingesetzten Wälzlagerungen, [SE69 und GL51.2-M].

Im Falle des Schraubenmotors SE69 wird der mechanische Wirkungsgrad, neben der Reibleistung an den Lagerstellen, durch die Reibung im Synchronisationsgetriebe beeinflusst. Im Sinne einer Abschätzung wird für die folgende Betrachtung ein konstanter Wirkungsgrad, entsprechend der Empfehlungen der Literatur, angenommen. Einstufige Stirnradgetriebe weisen je nach konstruktiver Auslegung und Schmiermittelversorgung Wirkungsgrade zwischen  $\eta_G = 98\%$  und  $99\%$  auf [Sch09], [Wie09]. Unter Berücksichtigung der energetisch ungünstigen Tauchschmierung, wird der Wirkungsgrad für das Synchronisationsgetriebe konservativ mit  $\eta_{G,SE69} = 98\%$  abgeschätzt. Unter Berücksichtigung der berechneten Verlustleistung an den Lagerstellen und des als konstant angenommenen Wirkungsgrads für das Synchronisationsgetriebe lässt sich der mechanische Wirkungsgrad für beide Schraubenmotoren in seine Bestandteile aufschlüsseln.

Für den Schraubenmotor GL51.2-M beträgt die Verlustleistung in der Lagerung maximal 18 %, bezogen auf die mechanische Gesamtverlustleistung, **Bild 6.28**.

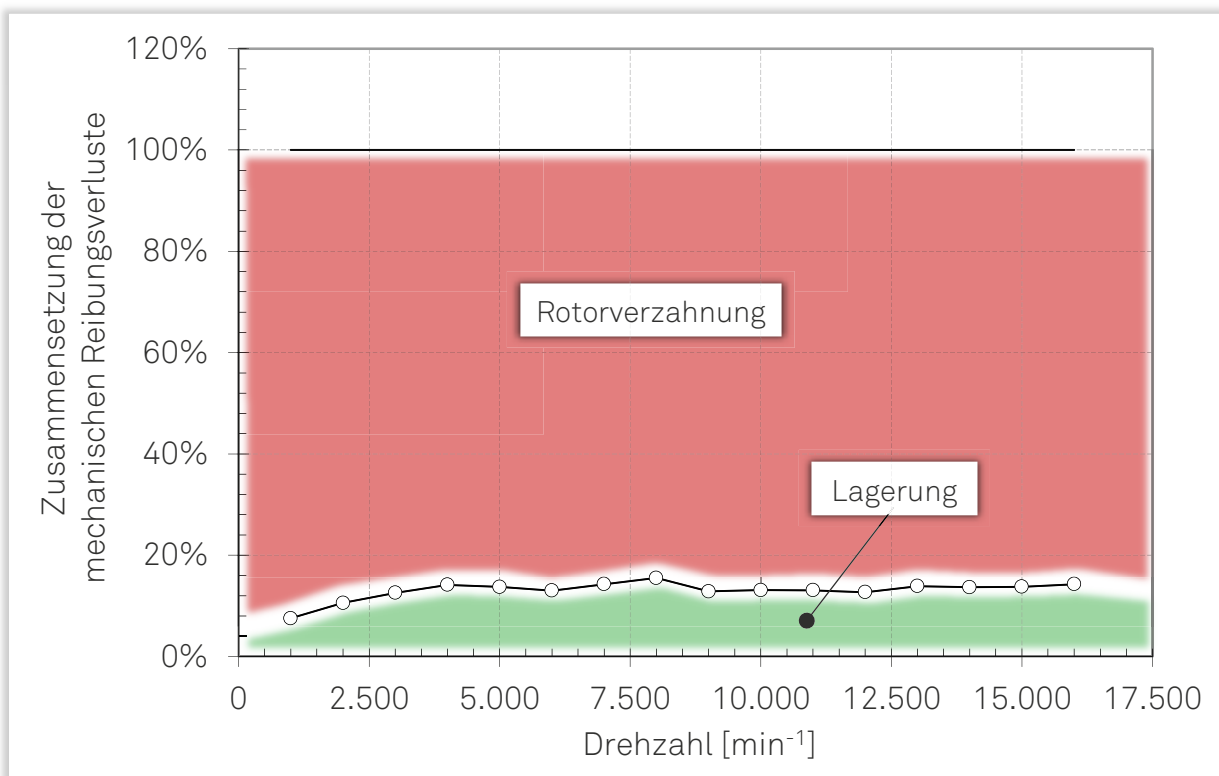


Bild 6.28: Zusammensetzung der mechanischen Reibungsverluste, [GL51.2-M, Simulation und Messung,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].

Eine ausgeprägte Drehzahlabhängigkeit ist hierbei nicht festzustellen. Lediglich für Drehzahl  $n_{HR} < 5.000 \text{ min}^{-1}$  nimmt der Anteil der Lagerverlustleistung ab. Da neben der Lagerreibung ausschließlich die Reibung in den Kontaktstellen der Rotorverzahnung zum mechanischen Reibungsverlust beiträgt, erlauben die Berechnungen den Rückschluss, dass über dem gesamten Drehzahlbereich mehr als 80 % der



mechanischen Verluste durch die Reibung in der Rotorverzahnung hervorgerufen wird.

Beim Schraubenmotor SE69 steigt der Anteil der Lagerreibung an der mechanischen Verlustleistung deutlich an, **Bild 6.29**. Im mittleren und oberen Drehzahlbereich werden mehr als 50 % der Verlustleistung durch die Reibleistung an den Lagerstellen hervorgerufen. Im kleinen Drehzahlbereich steigt dieser Anteil bis auf maximal 80 % an. Ein näherungsweise konstanter Anteil an der Gesamtverlustleistung entfällt mit etwa 20 bis 25 % auf die Dissipation im Synchronisationsgetriebe. Der verbleibende dissipative Leistungsanteil kann den Plansch- und Quetschverlusten im Getrieberaum sowie der möglichen Flüssigkeitsreibung durch Ölanteile in den Labyrinthdichtungen zugeordnet werden. Die Plansch- und Quetschverluste steigen bei Stirnradgetrieben allgemein mit der Drehzahl an, wodurch der Anteil von 20 bis 25 % im mittleren und oberen Drehzahlbereich begründet werden kann. Der aufsummierte Reibleistungsanteil von mehr als 100 % im kleinen Drehzahlbereich, lässt sich auf die vergleichsweise geringen mechanischen Verlustleistungen ( $P_{V,m} < 80 \text{ W}$ ) und die Unschärfe der Berechnungsansätze zurückführen.

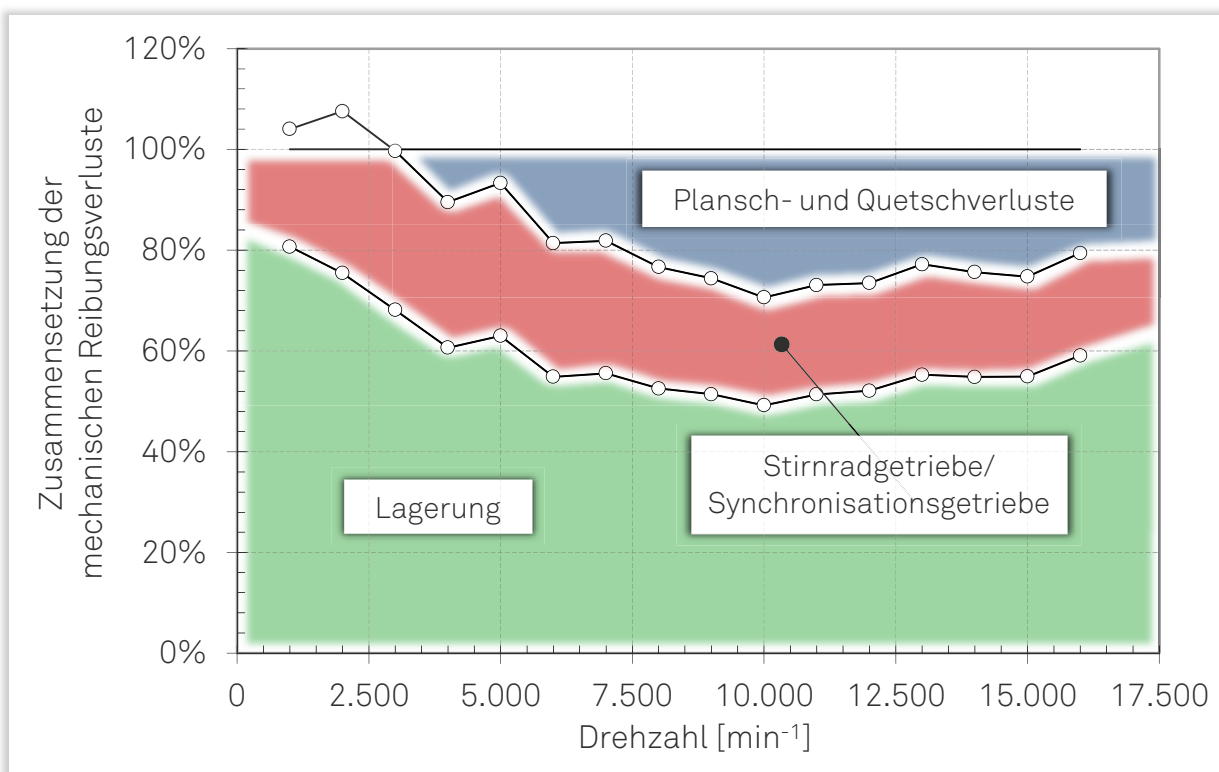


Bild 6.29: Zusammensetzung der mechanischen Reibungsverluste, *[SE69, Simulation und Messung,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

Beim Vergleich der Zusammensetzung der mechanischen Reibungsverluste beider Maschinen zeigt sich für den Schraubenmotor SE69 ein signifikant größerer Anteil durch die Reibung in den Wälzlagern. Die physikalische Ursache hierfür liefert, neben der größeren axialen Kraftkomponente, im Wesentlichen das größere Bauvo-

lumen der Lager des Schraubenmotor SE69. Bei der Veränderung der Baugröße von Zylinderrollenlagern entspricht das Verhältnis der Reibleistungen näherungsweise dem Verhältnis der freien Volumina<sup>1)</sup> [Kor07]. Besteht dieser Zusammenhang bei Rillenkugellagern nicht, so lässt sich jedoch auch für diesen Lagertyp der Anstieg der Reibleistung bei zunehmender Baugröße als allgemeingültig festhalten [Bal05].

## 6.8 Bewertung der technisch-physikalischen Wirkmechanismen

Die vorangegangenen Untersuchungen haben gezeigt, dass das Betriebsverhalten von Schraubenmotoren signifikant durch die Wirkung der technisch-physikalischen Mechanismen beeinflusst wird. Im Rahmen dieses Kapitels wird zusammenfassend dargestellt, wie groß der Anteil der einzelnen Mechanismen an der Gesamtenergieumwandlung ist. Analog zur bereits bekannten Systematik werden für die beiden Schraubenmotoren SE69 und GL51.2-M die dem jeweiligen Wirkmechanismus zugeordneten Wirkungsgrade, Arbeitsflächenverhältnisse und Teilliefergrade, bei systematischer Variation der Betriebsbedingungen, betrachtet, **Bild 6.30** und **Bild 6.31**.

---

<sup>1)</sup> Das freie Volumen beschreibt den mit Schmiermittel gefüllten Raum zwischen den Kontaktzonen eines Wälzlagers.

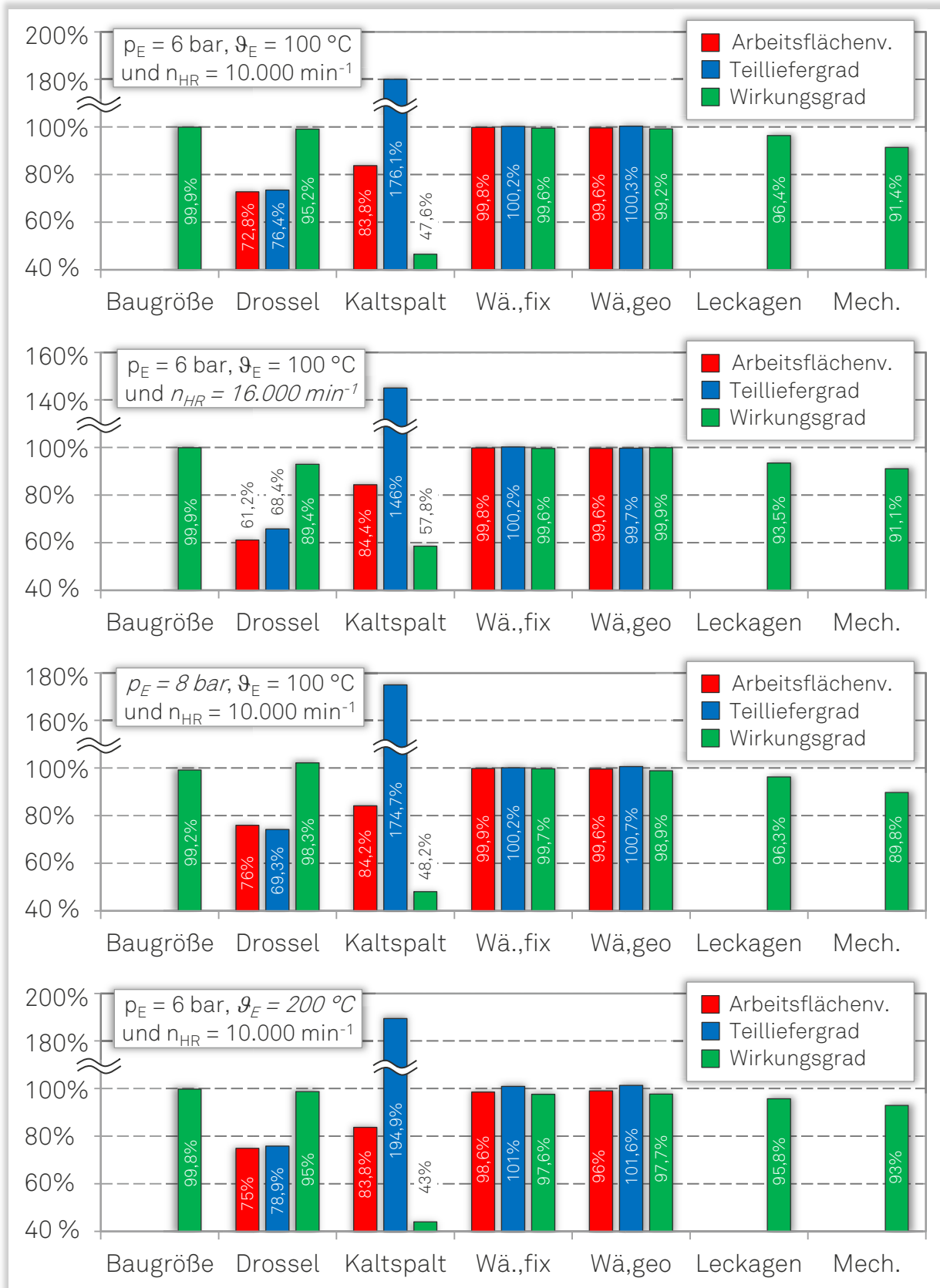


Bild 6.30: Arbeitsflächenverhältnisse, Teilliefergrade und Wirkungsgrade der unterschiedlichen Wirkmechanismen für verschiedene Betriebsbedingungen, [SE69, Simulation und Messung].

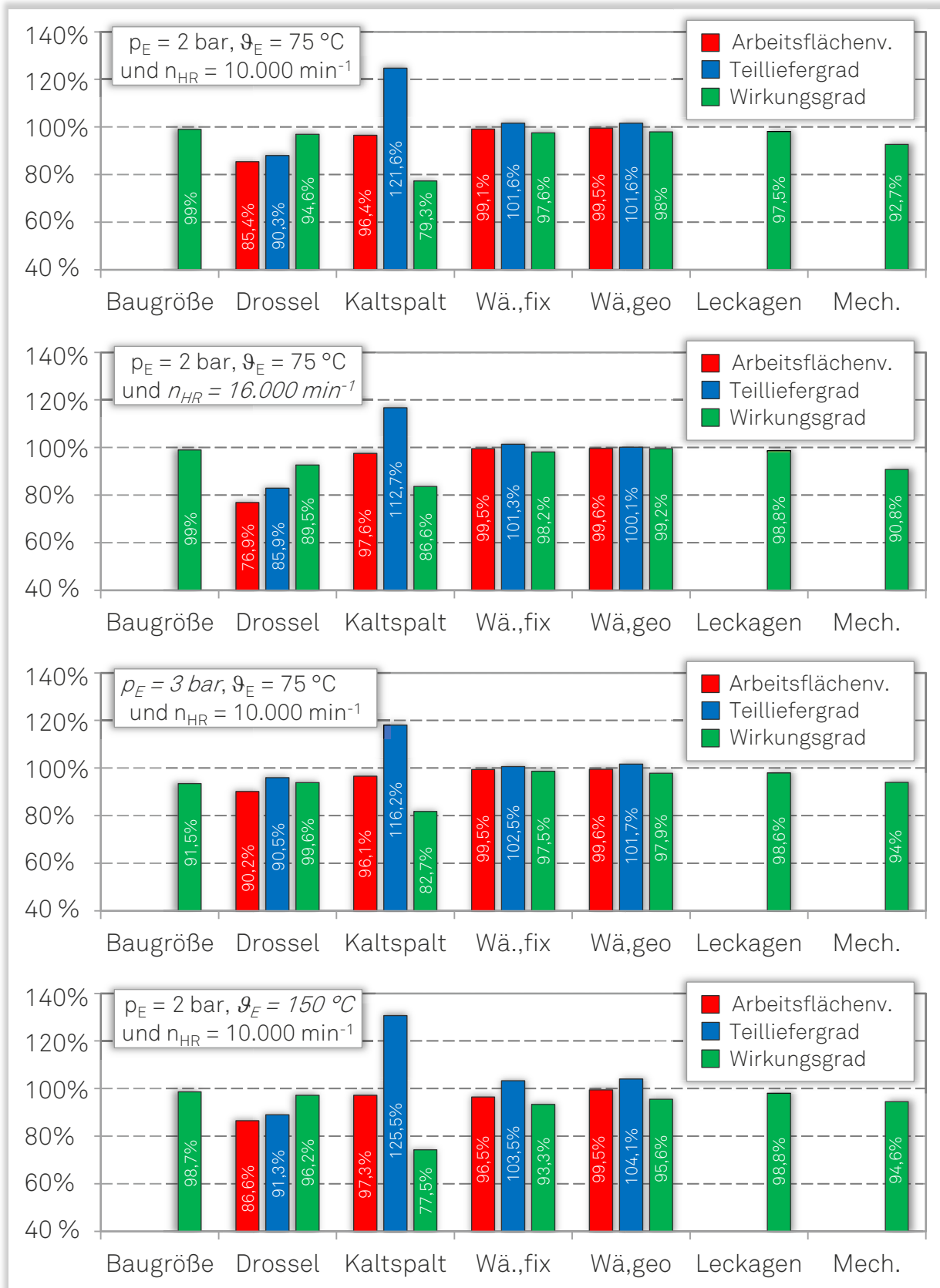


Bild 6.31: Arbeitsflächenverhältnisse, Teilliefergrade und Wirkungsgrade der unterschiedlichen Wirkmechanismen für verschiedene Betriebsbedingungen, [GL51.2-M, Simulation und Messung].

Im Nennbetriebspunkt des Schraubenmotors SE69 dominiert signifikant der Einfluss der Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen ( $((\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht} = 47,6 \%)$ ) gegenüber den weiteren Wirkmechanismen. Mit abnehmender dissipativer Wirkung folgen die mechanischen Reibungsverluste ( $\eta_m = 91,4 \%$ ), Drosselverlusten beim hochdruckseitigen Ladungswechsel ( $((\eta_{i,ad,dicht})_{sV} = 95,2 \%)$ ) und die externen Leckagemassenströme ( $((\eta_{i,Leck})_{i,q,geo} = 96,4 \%)$ ). Wirkungsgrade größer 99 % und eine entsprechend geringe Beeinflussung der Energiewandlungsgüte resultieren aus der thermisch bedingten Spalthöhenänderung ( $((\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix} = 99,2 \%)$ ), der diabaten Prozessführung bei Kaltspalthöhen ( $((\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks} = 99,6 \%)$ ), sowie der nicht angepassten, isentropen Expansion ( $((\eta_{sV})_f = 99,9 \%)$ ).

Ogleich sich bei Drehzahlerhöhung die dissipative Wirkung der Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen reduziert ( $((\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht} = 57,8 \%)$ ), bleibt die Prioritätenfolge bestehen. Durch die verkürzten Arbeitsspielzeiten gewinnt der Einfluss der hochdruckseitigen Drosselverluste weiter an Bedeutung und ordnet sich in der Prioritätenfolge hinter den mechanischen Verlusten ( $\eta_m = 91,1 \%$ ) ein ( $((\eta_{i,ad,dicht})_{sV} = 89,4 \%)$ ).

Bezogen auf die dissipative Wirkung der einzelnen Mechanismen im Nennbetriebspunkt resultiert aus einer Erhöhung des Eintrittsdrucks lediglich eine moderate Veränderung der einzelnen Wirkungsgrade. Eine signifikante Verschiebung der anteiligen Wirkung ist hierbei nicht festzustellen. Bei einer Erhöhung der Eintrittstemperatur gewinnen erwartungsgemäß die thermisch bedingte Spalthöhenänderung ( $((\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix} = 97,7 \%)$ ) und die diabate Prozessführung bei Kaltspalthöhen ( $((\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks} = 97,6 \%)$ ) an Relevanz, bleiben im Hinblick auf die Beeinflussung der Energiewandlungsgüte jedoch hinter den Spaltmassenströmen, bei Kaltspalthöhen ( $((\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht} = 43 \%)$ ), den mechanischen Reibungsverlusten ( $\eta_m = 93 \%$ ) und den externen Leckagemassenströmen ( $((\eta_{i,Leck})_{i,q,geo} = 95,8 \%)$ ) zurück.

Analog zum Schraubenmotor SE69 wird auch beim GL51.2-M die Energiewandlungsgüte signifikant durch die Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen und die mechanischen Reibungsverluste geprägt. Im Nennbetriebspunkt folgen diesen beiden Mechanismen ( $((\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht} = 79,3 \%)$ ) und ( $\eta_m = 92,7 \%$ ), mit abnehmender dissipativer Wirkung, die hochdruckseitigen Drosselverluste ( $((\eta_{i,ad,dicht})_{sV} = 94,6 \%)$ ), die externen Leckagemassenströme ( $((\eta_{i,Leck})_{i,q,geo} = 97,5 \%)$ ), die diabate Prozessführung bei Kaltspalthöhen ( $((\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks} = 97,6 \%)$ ), die thermisch bedingte Spalthöhenänderung ( $((\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix} = 98 \%)$ ), und die nicht angepasste, isentrope Expansion ( $((\eta_{sV})_f = 99 \%)$ ).

Resultiert aus einer Erhöhung der Drehzahl keine nennenswerte Verschiebung der Prioritäten, so zeigt sich bei einer Erhöhung des Eintrittsdrucks um 50 % die sen-

sible Abhängigkeit der nicht angepassten, isentropen Expansion vom Eintrittsdruck. Nach den Spaltmassenströmen bei Kaltspalthöhen ( $(\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht} = 82,7 \%$ ) zeigt dieser Mechanismus den stärksten Einfluss auf die Energiewandlungsgüte ( $(\eta_{sv})_f = 91,5 \%$ ), noch vor den mechanischen Reibungsverlusten ( $\eta_m = 94 \%$ ). Bei einer Verdopplung der Eintrittstemperatur ordnet sich in der Prioritätenfolge die Berücksichtigung der diabaten Prozessführung ( $(\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks} = 93,3 \%$ ) hinter den Spaltmassenströmen bei Kaltspalthöhen ein ( $(\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht} = 77,5 \%$ ). Auch die thermisch bedingte Spalthöhenänderung ( $(\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix} = 95,6 \%$ ) gewinnt an Bedeutung und prägt die Energiewandlungsgüte in vergleichbarer Weise wie die mechanischen Reibungsverluste ( $\eta_m = 94,6 \%$ ).

Aus den diskutierten Untersuchungsergebnissen lassen sich neben der Bewertung und Priorisierung der dissipativen Wirkung der einzelnen technisch-physikalischen Mechanismen teils allgemeingültige Rückschlüsse im Hinblick auf die einflussnehmenden konstruktiven und geometrischen Parameter sowie auf die Betriebsbedingungen ableiten. Hierzu werden im Folgenden die einzelnen Wirkmechanismen, mit abnehmender Priorität, betrachtet. Die allgemeingültigen Tendenzen der jeweiligen Arbeitsflächenverhältnisse, Teilliefergrade und Wirkungsgrade, sowie die Abhängigkeit des jeweiligen Wirkungsgrades von den Betriebsbedingungen (Drehzahl, Eintrittsdruck und Eintrittstemperatur) sind in **Tabelle 6.1** zusammenfassend dargestellt.

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass für beide Schraubenmotoren die Energiewandlungsgüte maßgeblich durch die *Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen* geprägt wird. Bietet der Schraubenmotors SE69, durch eine mögliche Verkleinerung der Kaltspalthöhen, Potenzial zu einer Reduzierung der entsprechenden Verluste, so trifft dies nicht auf den Schraubenmotor GL51.2-M zu. Die hier gewählte Spaltkonfiguration lässt sich als vergleichsweise „eng“ einstufen. Dies lässt die Einschätzung zu, dass auch bei abweichenden geometrischen Maschinenkonstellationen die Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen den dominierenden Wirkmechanismus bei Schraubenmotoren darstellen. Der energetisch positive Einfluss hoher Drehzahlen auf die dissipative Wirkung der Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen lässt sich hierbei ebenfalls als allgemeingültig feststellen.

Tabelle 6.1: Abhängigkeit der technisch-physikalischen Wirkmechanismen von den Betriebs- und geometrischen Parametern.

Wirkmechanismus	Kennzahl			Betriebsparameter		
	$\eta_{ai}$	$\lambda_L$	$\eta_i$	$n \uparrow$	$p_E \uparrow$	$\vartheta_E \uparrow$
Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen	↓	↑	↓	↑		↓
Mechanische Reibungsverluste			↓	↓	↓	↗
Diabate Prozessführung	↓	↑	↓	↗		↓
Drosselverluste beim HD-Ladungswechsel	↓	↓	↓	↓	↗	
Nicht angepasste, isentrope Expansion			- ↓		↗ ↓	
Externe Leckagen			↓	↗ ↓		

Aus den *mechanischen Reibungsverlusten* in Lagern, Synchronisationsgetriebe bzw. in den Kontaktbereichen der Rotoren, resultieren im mittleren und oberen Drehzahlbereich mechanische Wirkungsgrade zwischen  $\eta_m = 90$  und 95 %. Die konstruktive Umsetzung des Lagerkonzepts und die Gestaltung des Synchronisationsgetriebes entsprechen dem üblichen Stand der Technik und lassen nur ein geringes Potenzial zur Reduzierung der mechanischen Verluste erwarten. Sowohl die Priorisierung der dissipativen Wirkung der mechanischen Reibungsverluste hinter den Spaltmassenströmen bei Kaltspalthöhen, als auch die aufgezeigten absoluten Wirkungsgrade, lassen sich für den untersuchten Leistungsbereich als weitestgehend allgemeingültig einschätzen. Die mit der Drehzahl ansteigende dissipative Wirkung der mechanischen Reibungsverluste, entspricht den bereits von den Schraubenverdichtern bekannten Tendenzen [Tem07].



Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen wurde bei der *diabaten Prozessführung* zwischen der Wirkung der Wärmeströme und dem Einfluss der thermisch bedingten Spalthöhenänderung (Warmspalthöhen) unterschieden. In den jeweiligen Nennbetriebspunkten zeigen die beiden Teilmechanismen keine signifikante dissipative Wirkung. Unter Berücksichtigung der vergleichsweise moderaten untersuchten Eintrittstemperaturen lässt die Temperaturabhängigkeit der diabaten Prozessführung jedoch den Rückschluss zu, dass dieser Mechanismus bei einer Temperaturerhöhung deutlich an dissipativer Wirkung gewinnt.

Die *Drosselverluste während des Füllungsvorgangs* zeigen für den Schraubenmotor SE69 und den GL51.2-M qualitativ vergleichbare Tendenzen. Führt sowohl eine Vergrößerung des inneren Volumenverhältnisses als auch eine Drehzahlerhöhung zu einer Reduzierung des Anlagenmassenstroms und einer Verkleinerung der Arbeitsfläche, so resultiert hieraus eine vergleichsweise moderate Beeinflussung des Wirkungsgrads ( $\eta_{i,ad,dicht}$ )<sub>SV</sub>.

Die *nicht angepasste isentrope Expansion* zeigt für Betriebsbedingungen im Bereich der Nennbetriebspunkte keine bzw. nur eine sehr geringe dissipative Wirkung. Kann dieser Mechanismus für Schraubenmotoren mit konstanten Anlagenbedingungen, bei optimaler Auslegung, vernachlässigt werden, so gewinnt er in Applikationen mit wechselnden Anlagenbedingungen (z.B. Einsatz in mobilen Onroad Anwendungen) erheblich an Relevanz. Bei großen inneren Volumenverhältnissen reagieren die resultierenden Verluste weniger sensibel auf eine Veränderung des Eintrittsdrucks als bei vergleichsweise kleinen inneren Volumenverhältnissen.

Die *externen Leckagen* werden im Wesentlichen durch die Wahl des Dichtungskonzeptes an der Abtriebswelle beeinflusst. Für den Schraubenmotor SE69 sind zusätzliche Verbindungen im Bereich der hochdruckseitigen Lagerstellen eingebracht, die ebenfalls zu einem Anstieg der externen Leckagemassenströme beitragen. Erscheint dieses Konzept als energetisch ungünstig, so entsprechen die berührungslosen Labyrinthdichtungen des Schraubenmotors GL51.2-M durchaus dem üblichen Stand der Technik. Neben der rein energetischen Betrachtung, müssen auch die erhöhten Anforderungen an die Dichtigkeit des Motorgehäuses in geschlossenen Kreisläufen berücksichtigt werden. Dies gilt besonders für CRC- und ORC-Kreisläufe, in denen das ausströmende Arbeitsfluid dem Kreislauf entnommen wird. Konstruktiv lässt sich eine Reduzierung der externen Leckagemassenströme durch Magnetkupplungen oder Sperrluftdichtungen erzielen. Beim Einsatz von berührenden Dichtungen müssen jedoch die ansteigenden mechanischen Verluste berücksichtigt werden.

## 6.9 Zwischenergebnis

Im Rahmen dieses Kapitels werden die technisch-physikalischen Wirkmechanismen in Schraubenmotoren untersucht und hinsichtlich ihres Anteils an der Gesamtenergiewandlung bewertet. Hierzu werden Arbeitsflächenverhältnisse, Teilliefergrade und Wirkungsgrade definiert, mit deren Hilfe die einzelnen Wirkmechanismen, weitestgehend autark, in ihrer energetischen Wirkung quantifiziert werden können.

Zur Bewertung des Einflusses der nicht angepassten isentropen Expansion wird die Leistung bei idealisierter Prozessführung (isobare Kammerfüllung, isentrope Expansion und isochores Ausschieben) zur angebotenen Fluidleistung ins Verhältnis gesetzt. Die Leistungsdifferenz entspricht der Verlustleistung in Folge einer Über- bzw. Unterexpansion bei idealisierter Prozessführung. Bei einer Variation des Eintrittsdrucks reagiert der zugehörige Wirkungsgrad  $(\eta_{sv})_f$  des Schraubenmotor GL51.2-M deutlich sensibler als der des SE69. Dies lässt sich auf die unterschiedlichen inneren Volumenverhältnisse und die abweichenden Druckniveaus in den jeweiligen Nennbetriebspunkten zurückführen.

Die Untersuchung der dissipativen Wirkung der hochdruckseitigen Drosselverluste zeigt im Hinblick auf den Wirkungsgrad  $(\eta_{i,ad,dicht})_{sv}$  lediglich eine moderate Beeinflussung der Energiewandlungsgüte. Im kleinen und mittleren Drehzahlbereich nimmt der Wirkungsgrad  $(\eta_{i,ad,dicht})_{sv}$  bei beiden Schraubenmotoren Werte größer 95 % an. Sowohl die Arbeitsflächenverhältnisse  $(\eta_{ai,ad,dicht})_{sv}$  als auch die Teilliefergrade  $(\lambda_{Lad,dicht})_{sv}$  nehmen bei Drehzahlerhöhung ab. Ursächlich hierfür ist maßgeblich die Verblockung der Strömungsgeschwindigkeit in der Einlassfläche gegen Ende des Füllvorgangs. Durch das größere innere Volumenverhältnis und die entsprechend kleinere Einlassfläche des Schraubenmotors SE69 werden sowohl die Arbeitsfläche als auch der Anlagenmassenstrom dieser Maschine stärker durch die Drosselverluste beeinträchtigt.

Die energetische Wirkung der Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen wird durch den Wirkungsgrad  $(\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$  quantifiziert beschrieben. Der Vergleich beider Schraubenmotoren zeigt, dass die Energiewandlungsgüte des Schraubenmotor SE69 stärker durch die Wirkung der Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen beeinflusst wird als die des GL51.2-M. Einheitliche Tendenzen zeigen die beiden Schraubenmotoren bei einer Erhöhung der Drehzahl. Hieraus resultiert stets ein Anstieg des Wirkungsgrads. Ein voneinander abweichendes Verhalten offenbaren die beiden Versuchsmaschinen im Hinblick auf die Drehzahlabhängigkeit des Arbeitsflächenverhältnisses  $(\eta_{ai,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$ . Resultiert für den Schraubenmotor GL51.2-M aus einer Erhöhung der Drehzahl ein moderater Anstieg des Arbeitsflächenverhältnis-

ses, so zeigt sich beim SE69 eine Abnahme dieser Kennzahl bis in den mittleren Drehzahlbereich hinein. Die Teilliefergrade  $(\lambda_{Lad,Ks})_{ad,dicht}$  zeigen für beide Versuchsmaschinen eine signifikante Beeinflussung durch die Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen. Die größeren Kaltspalthöhen des Schraubenmotors SE69 begründen im Hinblick auf den GL51.2-M sowohl die größeren Teilliefergrade als auch die kleineren Wirkungsgrade.

Bei der Untersuchung des diabaten Arbeitsspiels wird zwischen der isolierten Wirkung der Wärmeströme und den Spaltmassenströmen bei Warmspalthöhen unterschieden. Aus der Berücksichtigung des Wärmeübergangs zwischen dem Arbeitsfluid und den Bauteilen resultiert für den Schraubenmotor GL51.2-M eine größere Beeinträchtigung des Wirkungsgrads  $(\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks}$  als für den SE69. Bei vergleichsweise hoher Eintrittstemperatur führt eine Drehzahlerhöhung bei beiden Versuchsmaschinen zu einem moderaten Anstieg des Wirkungsgrades. Diese Tendenz finden sich auch in den Arbeitsflächenverhältnissen  $(\eta_{ai,q,fix})_{i,ad,Ks}$  wieder. Die Teilliefergrade  $(\lambda_{Lq,fix})_{ad,Ks}$  offenbaren für beide Schraubenmotoren einen Anstieg des Anlagenmassenstroms in Folge der Wärmeströme. In Analogie zu den Wärmeströmen resultiert aus der Berücksichtigung der thermisch bedingten Spalthöhenänderung (Warmspalthöhen) eine Reduzierung des entsprechenden Wirkungsgrads  $(\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix}$ . Beim Vergleich der beiden Versuchsmaschinen nehmen die Wirkungsgrade des Schraubenmotors GL51.2-M prinzipiell kleinere Werte an. Der bereits von der Untersuchung der Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen bekannte, energetisch positive Einfluss einer Drehzahlerhöhung findet sich auch in den Wirkungsgraden  $(\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix}$  wieder. Der dissipative Einfluss der Spaltmassenströme auf das Arbeitsflächenverhältnis  $(\eta_{ai,q,geo})_{i,q,fix}$  kann als vergleichsweise gering eingeschätzt werden. Aus den Teilliefergraden  $(\lambda_{Lq,geo})_{q,fix}$  lässt sich für beide Versuchsmaschinen ein Anstieg des Anlagenmassenstroms ableiten. Dieser fällt im mittleren und oberen Drehzahlbereich jedoch ebenfalls moderat aus.

Für die Bewertung der energetischen Wirkung der externen Leckagen durch die Labyrinthdichtungen, wird ein entsprechendes Berechnungsmodell in die Simulationsumgebung KaSim implementiert. Auf Grund des Luft-Öl Gemisches in den Dichtungen des Schraubenmotors SE69 ist die realitätsnahe Abbildung der physikalischen Vorgänge beim Durchströmen der Labyrinthdichtung mit Hilfe dieses Berechnungsmodells für diese Versuchsmaschine nicht möglich. Im Sinne einer Abschätzung wird für den Schraubenmotor SE69 der Leckagemassenstrom aus der Differenz der simulierten und gemessenen Anlagenmassenströme ermittelt. Für den Schraubenmotor GL51.2-M resultiert aus einer Drehzahlerhöhung eine Reduzierung der dissipativen Wirkung durch die externen Leckagen und entsprechend ein Anstieg des Wirkungsgrads  $(\eta_{i,Leck})_{i,q,geo}$ . Der Wirkungsgrad  $(\eta_{i,Leck})_{i,q,geo}$  nimmt im

mittleren und oberen Drehzahlbereich für den Schraubenmotor SE69 geringere Werte an als für den GL51.2-M. Dies lässt sich im Wesentlichen durch das Abschleudern des Öls in den Labyrinthdichtungen und die hierbei abnehmende Dichtwirkung begründen.

Die mechanischen Reibungsverluste nehmen für beide Versuchsmaschinen bei Drehzahlerhöhung geringfügig zu. Zur quantifizierten Bewertung der Einflussfaktoren auf den mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_m$ , wird die Reibleistung in den einzelnen Lagerstellen berechnet und im Sinne einer Näherung im Synchronisationsgetriebe abgeschätzt. Für den unsynchronisierten Schraubenmotor GL51.2-M resultieren mehr als 80 % der mechanischen Verluste aus der Reibung in den Eingriffsbereichen der Rotorverzahnung. Im mittleren und oberen Drehzahlbereich des Schraubenmotors SE69 werden näherungsweise 50 % der mechanischen Verluste durch die Lagerreibung hervorgerufen. Die verbleibenden Verluste verteilen sich zu etwa gleichen Anteilen auf die Reibung im Synchronisationsgetriebe und auf die Plansch- und Quetschverluste.

Die Bewertung der technisch-physikalischen Wirkmechanismen zeigt in den jeweiligen Nennbetriebspunkten der beiden Versuchsmaschinen eine Dominanz der Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen, gefolgt von den mechanischen Verlusten und den hochdruckseitigen Drosselverlusten. Die Berücksichtigung der diabaten Prozessführung (Temperaturabhängigkeit) und die Wirkung der nicht angepassten isentropen Expansion (Druckabhängigkeit) gewinnen erst bei einer Variation der Betriebsbedingungen an Bedeutung. Der Einfluss der externen Leckagen ist weder für den Schraubenmotor GL51.2-M noch für den SE69 zu vernachlässigen. Konstruktiv besteht jedoch vorrangig für den Schraubenmotor SE69 Potenzial zur Reduzierung der dissipativen Wirkung durch die externen Leckagen.

A large, 3D-style number '7' in a dark grey color, positioned to the left of the chapter title.

## Einfluss der geometrischen Maschinenparameter auf die Energiewandlungsgüte von Schraubenmotoren

In den vorangegangenen Kapiteln wurde die Energiewandlungsgüte von Schraubenmotoren unter Berücksichtigung der technisch-physikalischen Wirkmechanismen in Abhängigkeit der Anlagenparametern diskutiert. Teilweise unberücksichtigt blieb hierbei der Einfluss der geometrischen Maschinenparameter auf eben diese Wirkmechanismen und somit auf die Energiewandlungsgüte. Im Rahmen des folgenden Kapitels, wird unter Verwendung eines thermodynamischen Berechnungsmodells, auf Basis von Kammermodellen, der Einfluss der geometrischen Maschinenparameter auf die Energiewandlungsgüte für definierte Anlagenbedingungen thematisiert.

Die vorangegangenen Untersuchungen haben gezeigt, dass die mechanischen Verluste, die externen Leckagen und die Wärmeströme, neben den Betriebsparametern, im Wesentlichen durch die konstruktive Beschaffenheit der Maschinen bestimmt werden. Im Rahmen der Variation der geometrischen Parameter werden mit der Wirkung der Spaltverluste und der Einlassdrosselung die beiden Mechanismen betrachtet, die in ihrer Wirkung größtenteils unabhängig von den absoluten, konstruktiven Gegebenheiten sind.

Im Weiteren wird zunächst das allgemeine Vorgehen bei der geometrischen Abstraktion und der energetischen Berechnung diskutiert (Kapitel 7.1). Die Validierung des Berechnungsmodells erfolgt Bezug nehmend auf Untersuchungsergebnisse des Schraubenmotors SE69 (Kapitel 7.2). Nach einer Übersicht des für die geometrische Variation gültigen Parameterbereichs (Kapitel 7.3), der Definition geometrischer Kennzahlen (Kapitel 7.4) und der Vorstellung des Vorgehens bei der geomet-

rischen Abstraktion (Kapitel 7.5), wird im Weiteren die Variation der einzelnen geometrischen Parameter für konstante Anlagenbedingungen an Hoch- und Niederdruckseite diskutiert (Kapitel 7.6). Die Untersuchungen werden sowohl für trockene Luft, als auch für überhitzten Wasserdampf durchgeführt. Ziel dieser Ausarbeitung ist es, den Einfluss der geometrischen Parameter unter Verwendung geometrischer- und energetischer Kennzahlen offenzulegen.

## 7.1 Vereinfachte Kammermodellberechnung

Der hohen Abbildungsgüte des thermodynamischen Simulationssystems KaSim steht der nicht unerhebliche Modellierungsaufwand bei der Modellerstellung entgegen. Erscheint dieser Aufwand bei der Analyse einer Schraubenmaschine mit konstanten geometrischen Parametern als gerechtfertigt und sinnvoll, so kann diese Einschätzung bei komplexen geometrischen Variationsrechnungen nicht oder nur bedingt aufrecht erhalten bleiben. Aus diesem Grund wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit neben dem Simulationssystem KaSim ein weiterer, kammermodellbasierender Berechnungsansatz verwendet, der im Hinblick auf den Modellierungsaufwand und die Rechenzeit deutliche Vorteile mit sich bringt, was allerdings mit einer abnehmenden Abbildungsgüte einhergeht. Die Berechnung erfolgt in zwei voneinander unabhängigen Berechnungsschritten, der geometrischen Abstraktion und der energetischen Betrachtung.

Die geometrische Abstraktion der Maschine basiert auf der analytischen Behandlung der Rotorverzahnung nach Rinder [Rin79]. Ziel dieser Berechnung ist die Ermittlung der Volumenkurve, die Berechnung der Ein- und Auslassflächen sowie der Spaltflächen als Funktion des Hauptrotorwinkels bei Vorgabe geometrischer Maschinenparameter. Die Ergebnisse der geometrischen Abstraktion stellen die Grundlage der energetischen Betrachtung des Motorbetriebsverhaltens dar [Brü09]. Mit dem beschriebenen Verfahren lassen sich prinzipiell Schraubenmaschinen mit beliebigen geometrischen Parametern abbilden. Diese beschränken sich jedoch hinsichtlich des Rotorprofils ausschließlich auf das asymmetrische SRM-Profil.

Das in die Softwareumgebung MATLAB<sup>1)</sup> implementierte Berechnungsmodell für die energetische Berechnung basiert im Wesentlichen auf der Massen- und Energieerhaltung. Grundsätzlich werden durch Bilanzierung die Zustandsänderungen des Arbeitsfluids ermittelt und so das Betriebsverhalten der Maschine abgebildet. Hierbei werden Zustandsänderungen in Form von drehwinkelabhängigen Volu-

---

<sup>1)</sup> Alle Berechnungen wurden mit MATLAB (MATrix LABoratory) Version R2013a durchgeführt.

menänderungen und Spaltströmungen berücksichtigt. Die Berechnungsgrundlage für die Zustandsänderungen des Arbeitsfluids stellt hinsichtlich der Strömungsgeschwindigkeit ein nulldimensionales Kammermodell dar. Durch die Anknüpfung der Stoffdatenbank REFPROP<sup>1)</sup> an die Softwareumgebung MATLAB stehen für die Simulation, neben dem Arbeitsfluid Luft, eine Vielzahl unterschiedlicher Stoffe und Stoffgemische zur Verfügung. In vorangegangenen Arbeiten wurde der vereinfachte Kammermodellansatz bereits erfolgreich zur Berechnung von Flügelzellen-, Roots- und Wankelexpandern [FVV12], sowie zur Simulation von Schraubenmotoren mit unterschiedlichen geometrischen Parametern eingesetzt [Hüt10], [Hüt12a].

Als wesentliche Vereinfachung gegenüber KaSim wird beim vorgestellten Berechnungsmodell das Arbeitsspiel durch eine repräsentative Arbeitskammer abgebildet, deren Zustandsänderungen drehwinkelabhängig vom Füllungsvorgang bis zum Ausschlebevorgang berechnet werden. Die Berechnung der Maschinenkenngrößen erfolgt durch Bilanzierung der Zustandsgrößen am Ende des Arbeitsspiels. KaSim vergleicht hingegen am Ende jeder Periode die Zustandsverläufe aller Kammern mit den phasengleichen Zustandsverläufen der vorhergehenden Periode (siehe auch Kapitel 5.1.1). Hierbei ist die Simulationsrechnung erst dann beendet, wenn ein vorgegebenes Konvergenzkriterium erfüllt wird. Bei der im Weiteren verwendeten vereinfachten Kammermodellberechnung wird auf die Überprüfung eines Konvergenzkriteriums verzichtet. Für die Berechnung der Spaltmassenströme aus der repräsentativen Arbeitskammer hinaus werden zudem Informationen über die Zustandsgrößen des Arbeitsfluids in der vorlaufenden Arbeitskammer benötigt. Im Sinne einer Näherung wird die vorlaufende Arbeitskammer hierfür als ideal dicht (unter Vernachlässigung der Spalthöhen) angenommen. Die Zustandsgrößen in dieser Kammer werden in einem vorgeschalteten Berechnungsschritt ermittelt. Bildet sich während des Arbeitsspiels eine nachlaufende Arbeitskammer aus, so sind die Zustandsgrößen dieser Arbeitskammer bekannt und entsprechen den, um den Zahnteilungswinkel verschobenen, Zustandsgrößen der repräsentativen Arbeitskammer.

Im Wesentlichen ergeben sich für die vereinfachte Kammermodellberechnung die folgenden Annahmen und Vereinfachungen:

- Nulldimensionales Kammermodell
- Die vorlaufende Arbeitskammer wird als ideal dicht angenommen

---

<sup>1)</sup> REFPROP (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database) ist eine international genutzte Stoffdatenbank vom National Institute of Standards and Technology (NIST).



- Die Zustandsgrößen der vorlaufenden Arbeitskammer werden in einem vorgeschalteten Berechnungsschritt drehwinkelabhängig bestimmt
- Es wird eine repräsentative Arbeitskammer von der Kammerfüllung bis zum Ausschiebevorgang betrachtet
- Die Kammervorbelegungstemperatur wird mit  $\vartheta_{\text{start}} = 0,8 \cdot \vartheta_{\text{HD}}$  angenommen
- Wärmeübergänge werden nicht berücksichtigt
- Die Spalthöhen werden als konstant angenommen
- Die Berechnungsergebnisse müssen kein Konvergenzkriterium erfüllen

## 7.2 Validierung des Berechnungsmodells

Die im Rahmen dieses Kapitels diskutierten Simulationsergebnisse werden unter Verwendung der thermodynamischen Simulation mit einem vereinfachten Kammermodellansatz ermittelt. Während der Berechnung wird eine repräsentative Arbeitskammer drehwinkelabhängig, vom Entstehen bis zum Expansionsende, betrachtet. Die Beschränkung auf asymmetrischen SRM-Profile und die Möglichkeit, diese analytisch zu berechnen, ist im Hinblick auf die angestrebte Geometrievariation ein wesentlicher Vorteil zum Programm KaSim. Dem Vorteil des geringeren Modellierungsaufwands steht die geringere Abbildungsgüte des vereinfachten Kammermodellansatzes gegenüber. Diese resultiert im Wesentlichen aus den angenäherten Fluidzuständen in der vorlaufenden Arbeitskammer (Kapitel 7.1).

Die Beurteilung der Abbildungsgüte des vereinfachten Einkammermodells<sup>1)</sup> erfolgt am Beispiel des Schraubenmotors SE69. Als Bezug dienen hierbei Simulationsergebnisse, die mit konstanten Kaltspalthöhen im Rahmen einer adiabten Modellierung mit dem Programm KaSim ermittelt werden. Die Gegenüberstellung erfolgt am Beispiel des Anlagenmassenstroms und der Innenleistung. Im Hinblick auf die folgenden Variationsrechnungen wird der maximale Eintrittsdruck für die Validierungsrechnungen bis auf  $p_E = 20$  bar erhöht.

Die mit dem EKM berechneten Anlagenmassenströme nehmen über dem gesamten Drehzahlbereich, im Vergleich zu den KaSim Ergebnissen, geringfügig größere Werte an, **Bild 7.1**. Diese Abweichungen nehmen bei Drehzahlerhöhung bis maximal 2,9 % zu und zeigen dabei keine ausgeprägte Druckabhängigkeit. Vergleichbare maximale Abweichungen zwischen den beiden Simulationsergebnissen zeigt die Gegenüberstellung der Innenleistungen, **Bild 7.2**.

---

<sup>1)</sup> Im Weiteren wird der Berechnungsansatz des Einkammermodells kurz als EKM bezeichnet.

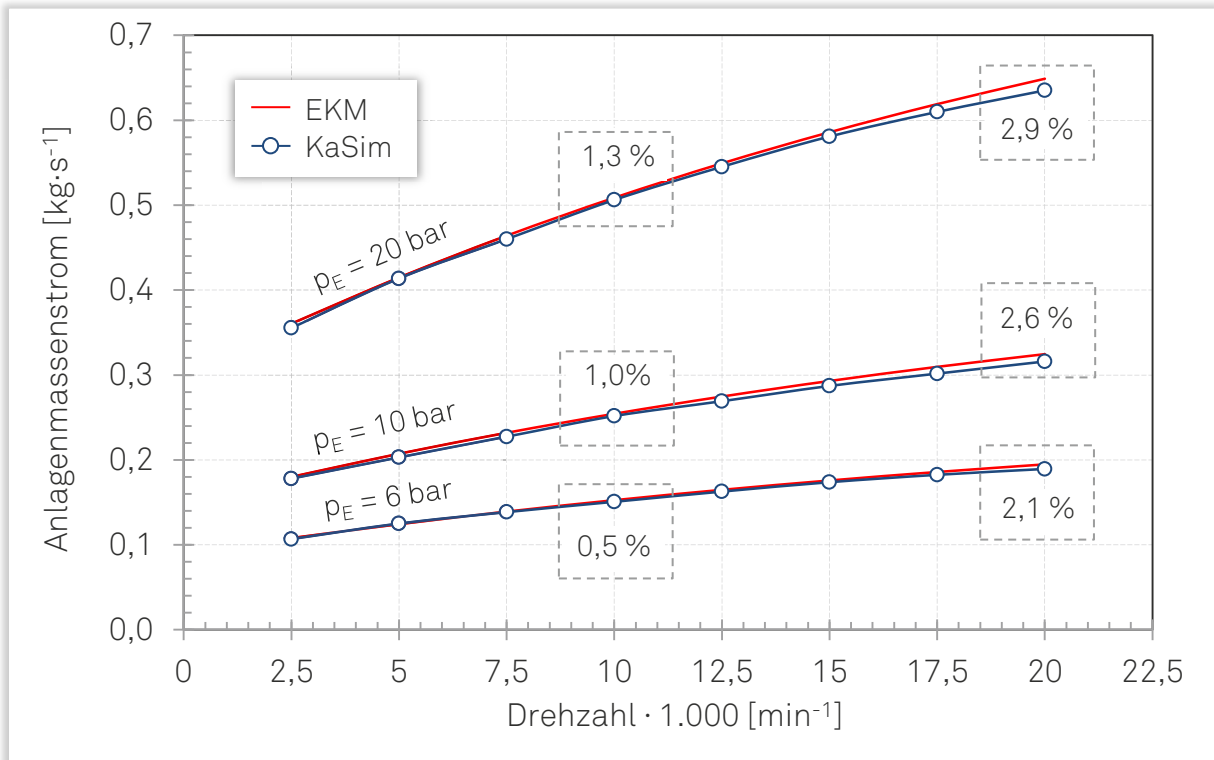


Bild 7.1: Anlagenmassenstrom als Funktion der Drehzahl für unterschiedliche Eintrittsdrücke, [SE69, Simulation (Gegenüberstellung KaSim und EKM),  $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

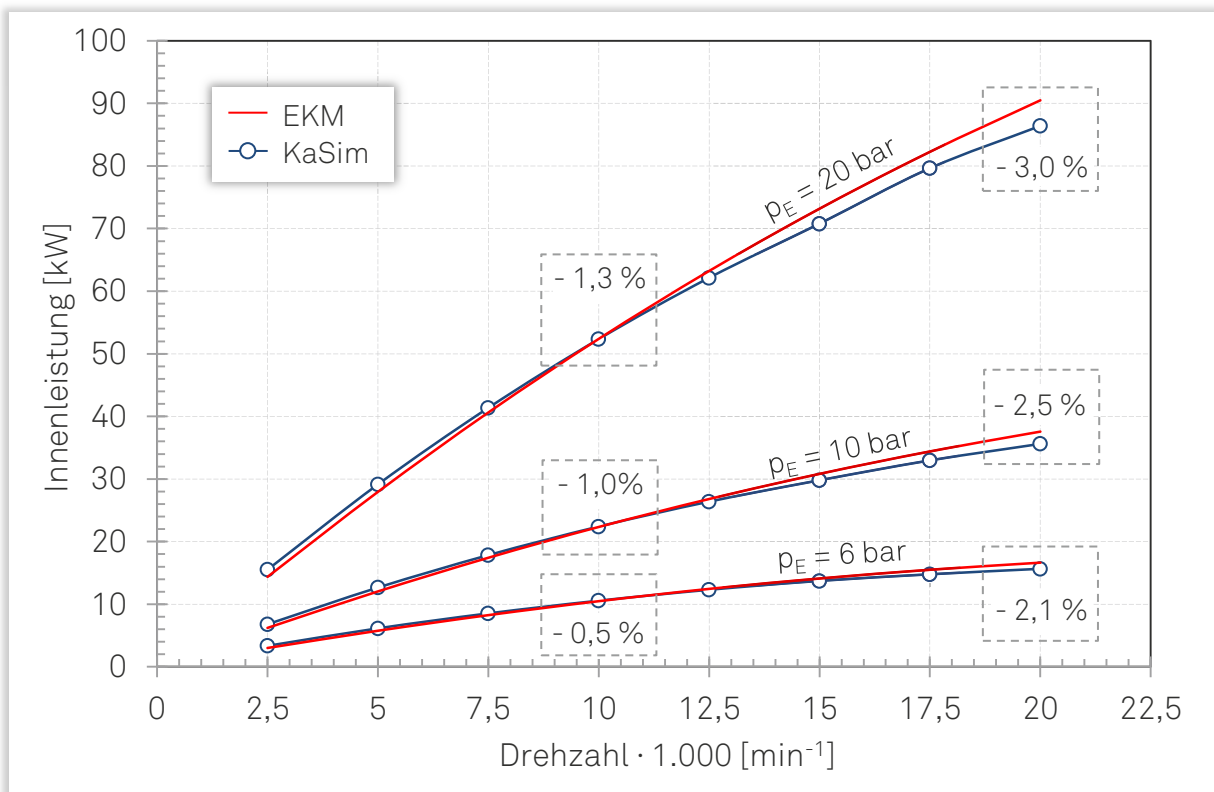
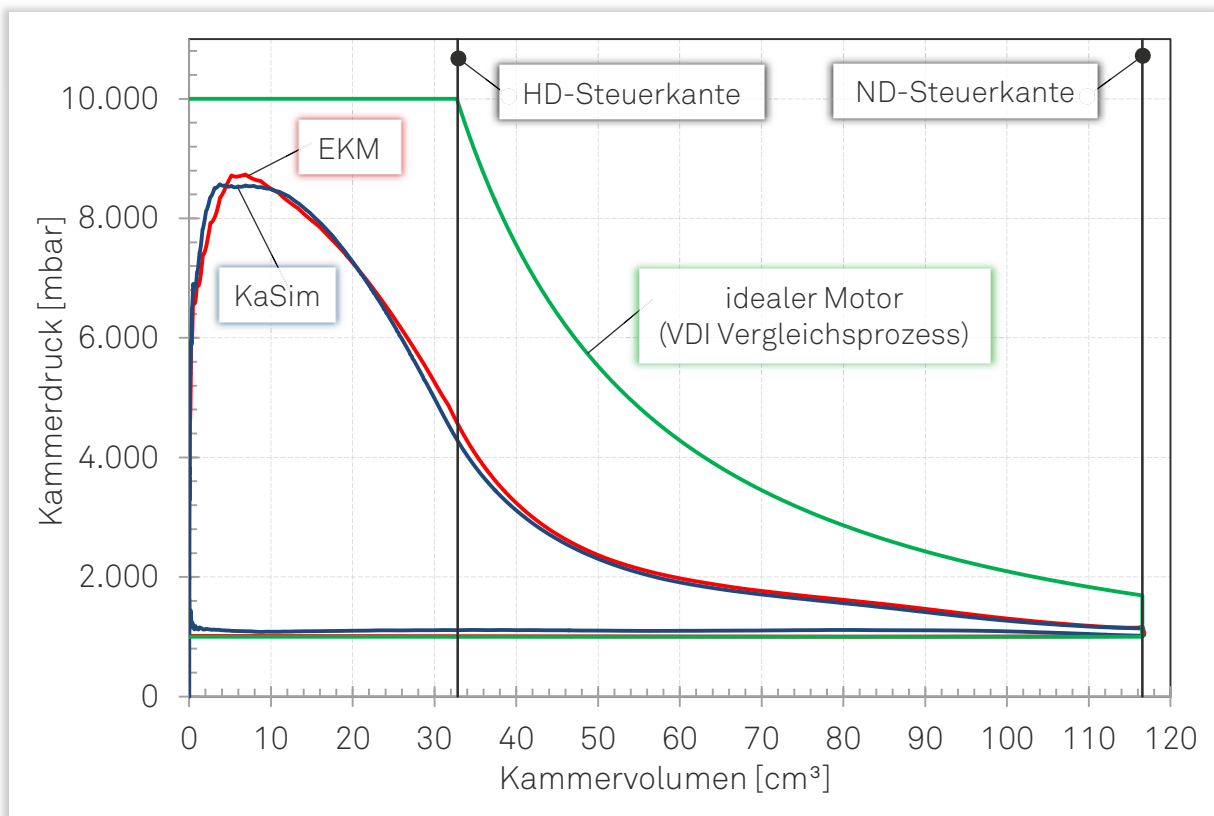


Bild 7.2: Innenleistung als Funktion der Drehzahl für unterschiedliche Eintrittsdrücke, [SE69, Simulation (Gegenüberstellung KaSim und EKM),  $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

Weichen bei Betrachtung der Innenleistung die Werte im kleinen und mittleren Drehzahlbereich lediglich geringfügig ab, so nehmen die mit dem EKM berechneten Innenleistungen im oberen Drehzahlbereich zunehmend größere Werte (maximale Abweichung 3 %) an. Sowohl der Anlagenmassenstrom als auch die Innenleistung zeigen jedoch für beide Berechnungsansätze eine hinreichend gute Übereinstimmung.

Erlaubt die Untersuchung des Anlagenmassenstroms und der Innenleistung eine integrale Aussage über die Unterschiede der beiden Berechnungsmodelle, so lassen sich aus den Indikatordiagrammen die Ursachen für die Abweichungen ableiten. Exemplarisch wird ein Betriebspunkt gewählt ( $p_E = 10 \text{ bar}$  und  $n_{HR} = 20.000 \text{ min}^{-1}$ ), bei dem eine vergleichsweise große Differenz in den berechneten Innenleistungen besteht, **Bild 7.3**.



**Bild 7.3:** Indikatordiagramme und idealer Motor für den VDI-Vergleichsprozess, [SE69, Simulation (Gegenüberstellung KaSim und EKM),  $n_{HR} = 20.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 10 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

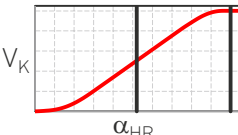
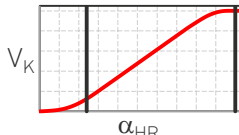








Der Beginn des Füllvorgangs ist für die Berechnung mit dem EKM durch einen trägeren Druckanstieg und einen höheren Maximaldruck gekennzeichnet. Hinsichtlich der Arbeitsfläche entsteht im betrachteten Betriebspunkt hieraus keine signifikante Beeinflussung, da sich die beiden Flächenanteile näherungsweise aufheben. Die Ursache für diese Abweichung resultiert im Wesentlichen aus der Kammervorbelegungstemperatur der EKM-Berechnung ( $\vartheta_{\text{start}} = 0,8 \cdot \vartheta_{HD}$ ). Beim Einsetzen der

realen Expansion besteht zunächst keine nennenswerte Differenz zwischen den beiden dargestellten Druckverläufen. Bei fortschreitender Rotordrehung ist der Kammerdruck der KaSim Rechnung durch einen stärkeren Druckabfall gekennzeichnet. Die Ursache hierfür liefert der vereinfachte Berechnungsansatz des EKM. Auf Grund des zu hoch abgebildeten Druckniveaus der ideal dichten, vorlaufenden Arbeitskammer und des entsprechend kleineren Spaltdruckverhältnisses, werden die abströmenden Spaltmassen mit dem EKM zu gering abgebildet. Als Konsequenz ergibt sich ein höherer Kammerdruck, der für die größere Innenleistung verantwortlich ist.

### 7.3 Parameterbreite der geometrischen Variation

Die Variation der geometrischen Maschinenparameter umfasst das innere Volumenverhältnis, die Zähnezahlen an Haupt- und Nebenrotor, den Umschlingungswinkel sowie das Länge/Durchmesser-Verhältnis (Tabelle 7.1).

Tabelle 7.1: Variationsbreite der geometrischen Maschinenparameter.

	Geometrischer Parameter	
	Inneres Volumenverhältnis $2 < v_i < 8$ (in Kapitel 8 bis $v_i = 9$ )	
	Hauptrotorzähnezahl $3 < z_{HR} < 6$	
	Nebenrotorzähnezahl $4 < z_{NR} < 10$	
	Umschlingungswinkel $150^\circ < \varphi_{HR} < 400^\circ$	
	Länge/Durchmesser-Verhältnis $1,0 < L/D_{HR} < 1,8$	

Das innere Volumenverhältnis wird zwischen  $v_i = 2$  und  $9$  in einer Schrittweite  $\Delta v_i = 1$  (teilweise auch  $\Delta v_i = 0,5$ ) variiert. Die möglichen Zähnezahlkombinationen setzen sich aus der Zähnezahl des Hauptrotors ( $z_{HR} = 3$  bis  $6$ ) und der Zähnezahldifferenz am Nebenrotor ( $z_{NR} = z_{HR} + 1$  bis  $z_{HR} + 4$ ) zusammen. Ausgehend von der

kleinstmöglichen Zähnezahlkombination ( $z_{HR} = 3$  und  $z_{NR} = 4$ ), sind bis zur größtmöglichen ( $z_{HR} = 6$  und  $z_{NR} = 10$ ) somit 16 unterschiedliche Kombinationen möglich. Der Variationsbereich des Umschlingungswinkels erstreckt sich von kleinen, lader-typischen Werten ( $\varphi_{HR} = 150^\circ$ ) bis hin zu  $\varphi_{HR} = 400^\circ$ . Eine maximale Schrittweite von  $\Delta\varphi_{HR} = 50^\circ$  wird während der Untersuchung nicht überschritten. Als letzter Parameter wird das Länge/Durchmesser-Verhältnis von  $L/D_{HR} = 1,0$  bis  $1,8$  in einer Schrittweite von  $\Delta L/D_{HR} = 0,2$  variiert. Auf die Kombinationsmöglichkeiten der einzelnen geometrischen Parameter wird während der Ergebnisdiskussion eingegangen.

## 7.4 Geometrische Kennzahlen

Um Schraubenmotoren mit unterschiedlichen geometrischen Parametern beurteilen zu können, werden Kennzahlen definiert, für die die verschiedenen Motorvarianten miteinander vergleichbar sind. Zur quantitativen Beurteilung der Spaltsituation und der Geometrie der Einlassfläche werden im Folgenden die Spaltkennzahl und die Einlassflächenkennzahl verwendet. Im Gegensatz zum Durchsatzgrad und zum Füllungsgrad beschreiben beide Kennzahlen die strömungsmechanischen Eigenschaften des Schraubenmotors und lassen sich auch ohne Betrachtung des Arbeitsspiels ermitteln.

Die Spaltkennzahl setzt die Fluidmasse  $m_{Sp,füll}$  ins Verhältnis zur theoretischen Fluidmasse  $m_{Ex,th}$  bei Expansionsbeginn ( $\alpha = \alpha_{Ex,th}$ ):

$$\Pi_{Sp} = \frac{m_{Sp,füll}}{m_{Ex,th}} \quad (\text{Gl. 7.1})$$

Die Fluidmasse  $m_{Sp,füll}$  ist die Masse, die im Drehwinkelbereich der Füllung zwischen  $\alpha_{FB}$  und  $\alpha_{Ex,th}$  durch die zeitabhängige Spaltfläche der zu befüllenden Kammer  $A_{Sp}(t)$  aus der Arbeitskammer ausströmt. Für die Spaltströmung wird eine überkritische Entspannung mit Schallgeschwindigkeit im engsten Querschnitt angenommen:

$$\Pi_{Sp} = \frac{\int_{\alpha_{FB}}^{\alpha_{Ex,th}} A_{Sp}(t) \frac{1}{\omega} d\alpha \cdot \left(\frac{2}{\kappa_E + 1}\right)^{\frac{1}{\kappa_E - 1}} \cdot \frac{p_E}{R \cdot T_E} \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_E}{\kappa_E + 1}} \cdot R \cdot T_E}{V_{Ex,th} \cdot \rho_E} \quad (\text{Gl. 7.2})$$

Die Berechnung basiert auf dem Modell einer stationären und isentropen Spaltströmung durch den engsten durchströmten Querschnitt mit vernachlässigbar kleiner Strömungsgeschwindigkeit vor dem Eintritt. Unter der getroffenen Annahme

einer verblockten Strömung ist die entweichende Masse damit eine Funktion der Eintrittsparameter (Temperatur und Druck) und der Zeit (Drehzahl) sowie eine Funktion der geometrie- und zeitabhängigen Spaltfläche. Die theoretische Masse berechnet sich aus dem Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn und der Eintrittsdichte. Sie ist somit abhängig von den Eintrittsparametern und der Geometrie des Schraubenmotors. Energetische Vorteile zeigen Motoren mit kleinen Spaltkennzahlen.

Die Einlassflächenkennzahl setzt die mittlere fiktive Einströmgeschwindigkeit  $\bar{c}_{E,f}$  zur Schallgeschwindigkeit  $a_E = f(p_E, T_E)$  ins Verhältnis:

$$\Pi_{EF} = \frac{\bar{c}_{E,f}}{a_E} = \frac{\overline{\left(\frac{\dot{V}_K(t)}{A_{EF}(t)}\right)}}{a_E} \quad (\text{Gl. 7.3})$$

Die bereits von Huster [Hus98] verwendete fiktive Einströmgeschwindigkeit, berechnet sich aus dem zeitlich gemittelten Quotienten der zeitlichen Änderung des Kammervolumens  $\dot{V}_K(t)$  und der Einlassfläche  $A_{EF}(t)$ . Hierbei kann das Verhältnis der mittleren fiktiven Einströmgeschwindigkeit und der Schallgeschwindigkeit als eine Art mittlere fiktive Machzahl im Einlassquerschnitt interpretiert werden. Analog zur Spaltkennzahl ist die Einlassflächenkennzahl lediglich von der Geometrie und den Eintrittsparametern abhängig. Anzustreben ist ein Motor mit einer kleinen Einlassflächenkennzahl, da dies einer langen Befüllungsdauer und einer geometrisch großen Einlassfläche entspricht.

## 7.5 Geometrische Abstraktion

Die Grundlage für die Variation der geometrischen Parameter und der anschließenden energetischen Betrachtung liefert die geometrische Abstraktion der unterschiedlichen Maschinenvarianten. Das allgemeine Vorgehen bei der Modellerstellung basiert auf der analytischen Behandlung der Rotorverzahnung nach Rinder [Rin79]. Ziel dieser Berechnung ist die Ermittlung der Volumenkurve, die Berechnung der Ein- und Auslassflächen sowie der Spaltlängenverläufe der repräsentativen Arbeitskammer als Funktion des Hauptrotorwinkels bei Vorgabe der geometrischen Parameter ( $v_i$ ,  $z_{HR}$ ,  $z_{NR}$ ,  $\varphi_{HR}$  und  $L/D_{HR}$ ) sowie eine absolute Abmessungen. Gemeinsames Merkmal aller Maschinenvarianten ist das asymmetrische SRM-Profil.

Das geometrische Modell der Maschine weist neben den dimensionslosen, geometrischen Parametern, absolute geometrische Abmessungen (z.B. Achsabstand oder

Rotordurchmesser) auf, die jedoch bei definierten Anlagenparametern lediglich als Startbedingung für die nachfolgende Berechnung dient. Während dieser Berechnung wird am Ende jeder Iterationsschleife der durchgesetzte Massenstrom (unter Berücksichtigung von Drossel- und Spaltverlusten) mit dem angebotenen Anlagenmassenstrom verglichen. Die Maschinengeometrie wird hierbei solange skaliert, bis das Verhältnis zwischen durchgesetztem und durch die Anlage angebotenen Massenstrom einen wählbaren Grenzwert (Abbruchkriterium) unterschreitet. Obgleich bei der Skalierung der Maschinengeometrie die geometrischen Ähnlichkeitsgesetze durch die Berücksichtigung der Spalthöhenänderung vollständig eingehalten werden können, werden für die weiteren Untersuchungen die Spalthöhen als konstant angenommen (eingeschränkte geometrische Ähnlichkeit). Dieses Vorgehen bei der Skalierung der Maschinengeometrie wird im Weiteren am Beispiel der Referenzmaschine (Kapitel 7.6.1) verdeutlicht.

## 7.6 Variation der geometrischen Maschinenparameter bei konstanten Anlagenbedingungen

Im Rahmen des folgenden Kapitels wird der Einfluss der geometrischen Maschinenparameter auf die Energiewandlungsgüte, unter der Randbedingung konstanter Anlagenbedingungen an der Hoch- und Niederdruckseite, diskutiert. Um zum einen den Bezug zu den bereits vorgestellten theoretischen und experimentellen Untersuchungsergebnissen herstellen zu können und zum anderen den typischen Einsatzbereich von Schraubenmotoren in Dampfkreisläufen zu berücksichtigen, werden die Variationsrechnungen sowohl für trockene Luft als auch für überhitzten Wasserdampf durchgeführt. Durch die unterschiedlichen Arbeitsmedien wird den Schraubenmotoren, trotz identischer Anlagenparameter, ein signifikant unterschiedliches Leistungsangebot zur Verfügung gestellt.

Für die Anlagenparameter werden zunächst die folgenden Bedingungen festgelegt:

- Eintrittsdruck  $p_E = 12 \text{ bar}$
- Eintrittstemperatur  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$
- Anlagenmassenstrom  $\dot{m}_a = 0,15 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
- Niederdruck  $p_A = 1 \text{ bar}$
- Resultierende isentrope Leistung bei trockener Luft:  $P_{s,L} = 44,2 \text{ kW}$
- Resultierende Isentrope Leistung bei Wasserdampf:  $P_{s,W} = 73,9 \text{ kW}$



Bei den Untersuchungen mit Wasserdampf ergibt sich für die gewählten Bedingungen an der Hochdruckseite lediglich bei isentroper Expansion ein Endpunkt geringfügig im Nassdampfgebiet (Dampfgehalt  $x = 0,95$ ). Unter Berücksichtigung der Drosselverluste während der Kammerfüllung und der Spaltmassenströme während des Arbeitsspiels kann eine „reale“ Expansion hinein in das Nassdampfgebiet ausgeschlossen werden. Eine Beeinflussung der Energiewandlungsgüte durch Nukleationsvorgänge oder kondensierende Flüssigphasenanteile ergibt sich im Rahmen der nachfolgenden Untersuchungen entsprechend nicht. Ergänzende Ergebnisse zur Interpretation der Interaktion zwischen den Anlagenparametern und den geometrischen Maschinenparametern bei konstanter Wärmeleistung werden in den nachfolgenden Kapiteln diskutiert.

### 7.6.1 Referenzmaschine

Als Ausgangssituation für die Variation der geometrischen Parameter wird eine Referenzmaschine mit Werten im mittleren Parameterbereich definiert:

- Hauptrotorzähnezahl  $z_{HR} = 4$
- Nebenrotorzähnezahl  $z_{NR} = 6$
- Inneres Volumenverhältnis  $v_i = 6$
- Umschlingungswinkel  $\varphi_{HR} = 300^\circ$
- Länge/Durchmesser-Verhältnis  $L/D_{HR} = 1,4$

Neben den geometrischen Parametern werden für die Variationsrechnungen mit der Umfangsgeschwindigkeit und der Spalthöhe zwei weitere Parameter festgelegt, deren Einfluss auf die Energiewandlungsgüte im Rahmen der Variationsrechnungen offengelegt wird. Wenn nicht explizit erwähnt, gelten für alle folgenden Betrachtungen:

- Umfangsgeschwindigkeit am Hauptrotorkopfkreis  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,
- Spalthöhe an Gehäuse-, Profileingriffs- und Stirnspalt  $h_{Sp} = 0,15 \text{ mm}$   
(Die Spalthöhe wird auch bei skalierten Maschine konstant gehalten).

Ausgehend von den definierten geometrischen Parametern und den vereinbarten Randbedingungen liefert die thermodynamische Simulation<sup>1)</sup> für Maschinenvarianten mit Luft bzw. Wasser als Arbeitsmedien deutlich unterschiedliche Indikatorgramme, **Bild 7.4**.

---

<sup>1)</sup> Da im Rahmen dieses Kapitels ausschließlich Simulationsergebnisse diskutiert werden, wird im Weiteren auf den entsprechenden Verweis in den Bildunterschriften verzichtet.

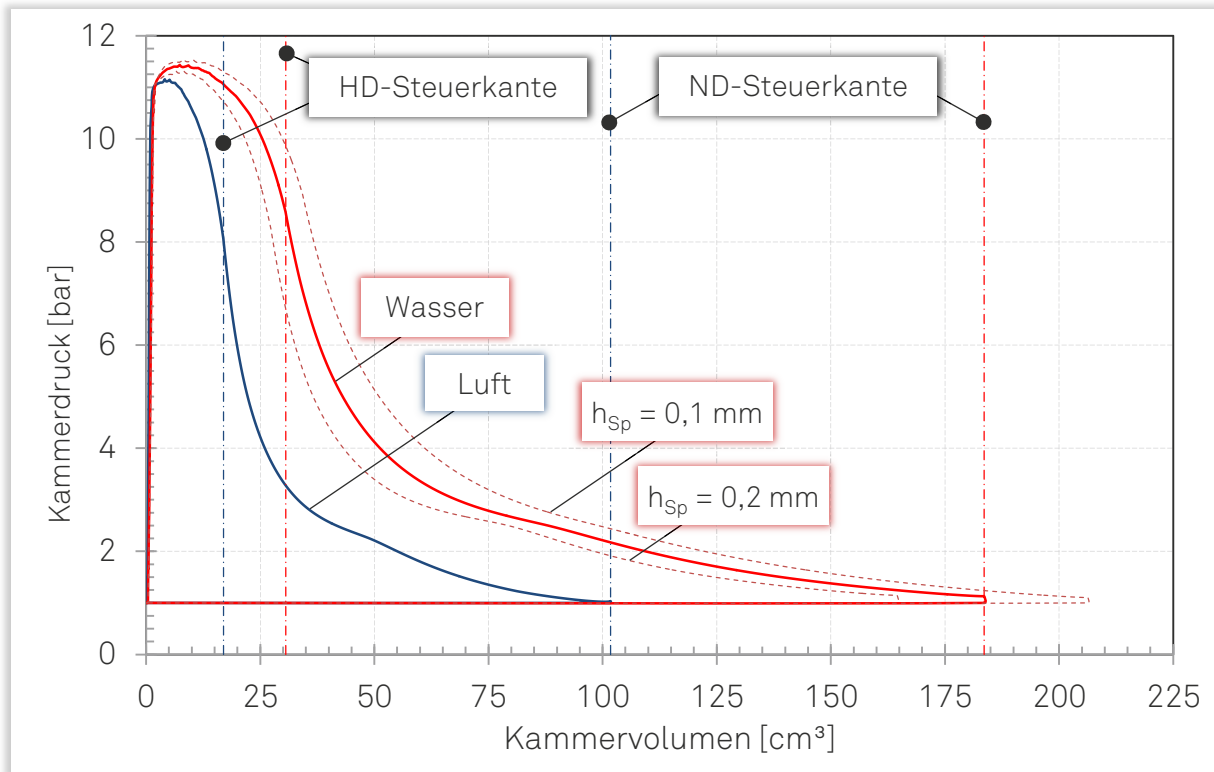


Bild 7.4: Indikatorgramme für verschiedene Spalthöhen, [Referenzmaschine, Arbeitsmedium: Wasser und Luft,  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].

Die Indikatorgramme unterscheiden sich signifikant durch das unterschiedliche Hubvolumen der beiden Motoren. Die Ursache hierfür liefern die abweichenden Stoffeigenschaften von Luft und Wasser und deren Einfluss auf die Skalierung der Maschinen auf den vorgegebenen Anlagenmassenstrom. Während der Füllungsphase liegt der maximale Kammerdruck des Motors mit Wasserdampf etwa 190 mbar oberhalb des maximalen Kammerdrucks des Motors mit Luft als Arbeitsmedium. Diese Abweichung lässt sich durch die kleinere Einlassfläche und die entsprechend größeren Drosselverluste der Luft-Maschine<sup>1)</sup> begründen. Beim Erreichen der hochdruckseitigen Steuerkante beträgt der Kammerdruck der Wasser-Maschine mit  $p_{K,W SK} = 8,6 \text{ bar}$  noch etwa 72 % vom Eintrittsdruck, bei der Luft-Maschine sind es mit  $p_{K,L SK} = 8,1 \text{ bar}$  lediglich 68 %. Gegen Mitte des theoretischen Expansionsbereichs zeigt sich bei beiden Indikatorgrammen der Einfluss der Nachfüllung. Durch das geringere Hubvolumen der Luft-Maschine und das entsprechend ungünstigere Verhältnis zwischen Kammervolumen und integraler Spaltfläche ist hier die Beeinflussung des Druckverlaufs durch die Nachfüllung der Arbeitskammer stärker ausgeprägt. Beim Erreichen der niederdruckseitigen Steuerkante liegt der Kammerdruck der Luft-Maschine auf dem Niveau des Anlagendrucks. Bei der Wasser-Maschine wird der höhere Kammerdruck nach dem

<sup>1)</sup> Die Motorvarianten mit Luft bzw. überhitztem Wasserdampf werden im Weiteren kurz als Luft- bzw. Wasser-Maschine bezeichnet.

Überfahren der hochdruckseitigen Steuerkante nicht vollständig während der Expansion abgebaut, wodurch das Erreichen der niederdruckseitigen Steuerkante durch eine geringe Unterexpansion gekennzeichnet ist.

Die geometrischen und energetischen Parameter der beiden Maschinenvarianten sind zusammenfassend in **Tabelle 7.2** dargestellt.

**Tabelle 7.2: Geometrische und energetische Kennzahlen der Referenzmaschine,**  
*[Arbeitsmedium: Wasser und Luft,  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

	Luft	Wasser
Hubvolumen [cm <sup>3</sup> ]	406,99	734,31
Achsabstand [mm]	66,1	80,4
Hauptrotordurchmesser [mm]	84,1	102,4
Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	18.159	14.916
Einlassflächenkennzahl [-]	0,36	0,31
Spaltkennzahl [-]	0,50	0,49
Liefergrad [-]	1,01	1,05
Innenarbeit [kJ]	25,99	52,13
Arbeitsflächenverhältnis [-]	0,718	0,742
Isentrope Leistung [kW]	44,22	73,89
Innenleistung [kW]	31,46	51,83
Innerer, isentroper Wirkungsgrad [-]	0,711	0,701

Die unterschiedlichen Hubvolumina der beiden Maschinen spiegeln sich auch in den absoluten, geometrischen Abmessungen Achsabstand und Hauptrotordurchmesser wieder. Der kleine Hauptrotordurchmesser der Luft-Maschine in Kombination mit der definierten Umfangsgeschwindigkeit begründet die um 22 % größere Drehzahl. Die Kennzahlen verdeutlichen zum einen die größeren Drosselverluste (Einlassflächenkennzahl) und zum anderen die geringfügig ungünstigere Spaltsituation der Luft-Maschine (Spaltkennzahl). Der Liefergrad unterscheidet sich mit vier Prozentpunkten nicht signifikant, nimmt jedoch bei der Wasser-Maschine, durch die geringeren Drosselverluste während des Füllungsvorgangs, größere Werte an. Die größere Innenarbeit der Wasser-Maschine resultiert im Wesentlichen aus der größeren Arbeitsfläche im Indikatordiagramm und lässt sich auf das größere Hubvolumen zurückführen. Die geringere Drehzahl der Wasser-Maschine zeigt hierbei keinen prägenden Einfluss. Weniger stark ausgeprägt ist der Unterschied in den Arbeitsflächenverhältnissen. Hier nimmt die Kennzahl der Wasser-Maschine, vornehmlich durch die bessere Füllung, um 2,6 Prozentpunkte größere Werte an. Die

Innenleistung spiegelt beim Vergleich der Maschinen das Produkt aus Innenarbeit und Drehzahl wieder. Auffällig ist der geringfügig bessere innere isentrope Wirkungsgrad der Luft-Maschine, was sich jedoch durch die Unterexpansion der Wasser-Maschine begründen lässt.

Um den Einfluss der Randbedingungen auf die Skalierung und somit auf die absoluten geometrischen Abmessungen zu verdeutlichen, sind in Bild 7.4, neben den diskutierten Indikatordiagrammen, die Druckverläufe der Wasser-Maschine mit unterschiedlichen, integralen Spalthöhen dargestellt. Bei einer Vergrößerung bzw. Verkleinerung der Spalthöhe zeigen die Indikatordiagramme zum einen die typischen Tendenzen und offenbaren zum anderen die Abweichungen in den Hubvolumina. Bei einer Verkleinerung der Spalthöhe bedingen die abnehmenden Spaltmassenströme, dass weniger Masse durch die Einlassfläche in die Arbeitskammer einströmt. Um die Randbedingung konstanter Anlagenmassenströme zu erfüllen, wird die Maschine im Rahmen der Skalierung, unter Beibehaltung der vereinbarten geometrischen Parameter, vergrößert. Ausgehend von der integralen Spalthöhe der Referenzmaschine nimmt das Hubvolumen bei einer Verkleinerung der Spalthöhe um  $\Delta h_{sp} = 0,05 \text{ mm}$  um 13 % zu und vergrößert sich bei einer Reduzierung der Spalthöhe um  $\Delta h_{sp} = 0,05 \text{ mm}$  um 10 %. Die energetische Auswirkung der Variation der Spalthöhe wird in Kapitel 7.6.2 gesondert diskutiert.

## 7.6.2 Inneres Volumenverhältnis

Im folgenden Kapitel wird der Einfluss des inneren Volumenverhältnisses auf die Energiewandlungsgüte thematisiert. Die übrigen geometrischen Parameter sowie die Randbedingungen hinsichtlich Umfangsgeschwindigkeit und Spalthöhe, entsprechen den Werten der Referenzmaschine.

Der Einfluss des inneren Volumenverhältnisses auf die geometrische Situation und die energetischen Auswirkungen werden zunächst bezugnehmend auf den Achsabstand, die beiden geometrischen Kennzahlen sowie den Liefergrad für Luft und Wasserdampf diskutiert, **Bild 7.5**. Alle Kennzahlen zeigen unabhängig vom Arbeitsmedium identische Tendenzen. Der Achsabstand nimmt von kleinen Werten her kommend mit dem inneren Volumenverhältnis stetig zu. Die Ursache hierfür liefert die Verschiebung der hochdruckseitigen Steuerkante hin zu kleineren Drehwinkeln, was mit einer abnehmenden Größe der Einlassfläche und des Kammervolumens bei theoretischem Expansionsbeginn verbunden ist. Um den geforderten Anlagenmassenstrom durchsetzen zu können, wird im Rahmen der Skalierung die Maschine vergrößert, was sich im zunehmenden Achsabstand widerspiegelt.

Trotz der Vergrößerung des Achsabstandes bei einer Vergrößerung des inneren Volumenverhältnisses deuten die ansteigenden Einlassflächenkennzahlen auf zunehmende Dissipationen beim hochdruckseitigen Ladungswechsel hin. Gleichzeitig nehmen die Spaltkennzahlen auf Grund des sich mit ansteigendem Achsabstand verbessernden Verhältnisses zwischen Kammervolumen und integraler Spaltfläche mit zunehmendem inneren Volumenverhältnis ab. Dies kommt einer verbesserten Spaltsituation gleich. Eine Priorisierung der beiden Verlustmechanismen ermöglicht der Liefergrad. Der mit zunehmendem inneren Volumenverhältnis abnehmende Liefergrad deutet darauf hin, dass die zunehmenden Drosselverluste bei größerem inneren Volumenverhältnis die geringeren Spaltverluste kompensieren.

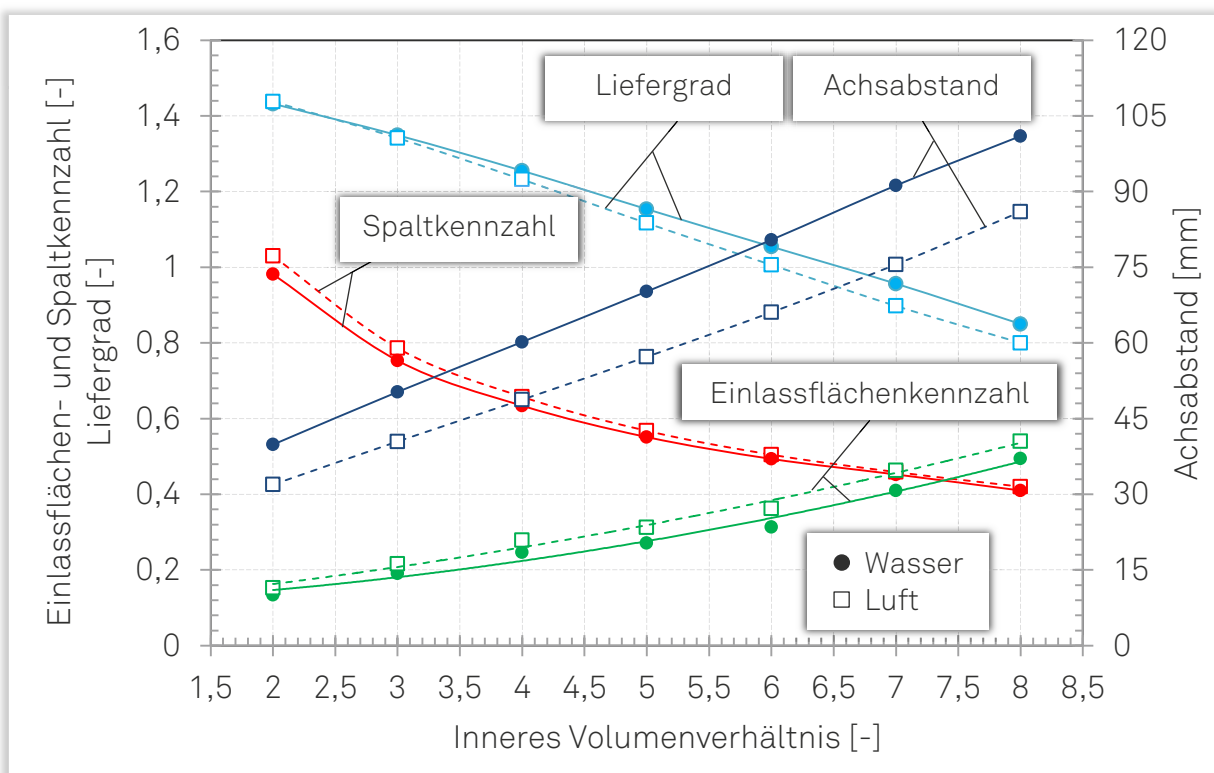


Bild 7.5: Einlassflächenkennzahl, Spaltkennzahl, Achsabstand und Liefergrad als Funktion des inneren Volumenverhältnisses, [Arbeitsmedium: Wasser und Luft,  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].

Weitere Informationen über die Auswirkungen der Variation des inneren Volumenverhältnisses liefern das Arbeitsflächenverhältnis und der Expansionsenddruck, Bild 7.6. Der Einfluss der Einlassdrosselung bei großem inneren Volumenverhältnis spiegelt sich auch im Arbeitsflächenverhältnis wieder. Diese Kennzahl nimmt mit ansteigendem inneren Volumenverhältnis deutlich ab. Der Expansionsenddruck nimmt mit zunehmendem inneren Volumenverhältnis erwartungsgemäß ab, wobei sich der angepasste Betrieb der Luft-Maschinen bei einem inneren Volumenverhältnis  $v_i = 6,1$  und für die Wasser-Maschinen von  $v_i = 6,7$  einstellt. Die Ursache hierfür ist, neben den unterschiedlichen Isentropenexponenten, wieder in der un-

verschiedlichen Baugröße<sup>1)</sup> zu finden und wird durch die Indikator diagrams für exemplarisch gewählte innere Volumenverhältnisse von  $v_i = 5, 6$  und  $7$  verdeutlicht, Bild 7.7.

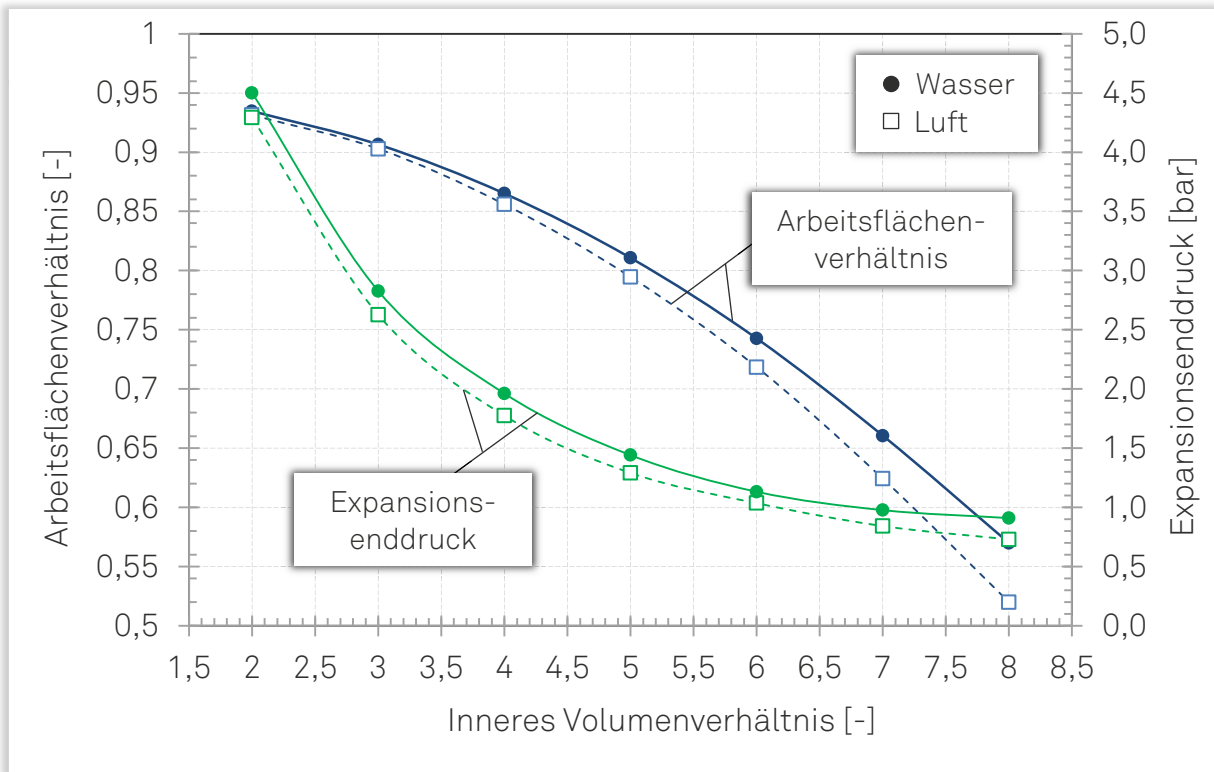


Bild 7.6: Arbeitsflächenverhältnis und Expansionsenddruck als Funktion des inneren Volumenverhältnisses, [Arbeitsmedium: Wasser und Luft,  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

Eine Aussage über die absolute Energiewandlungsgüte ermöglicht die Betrachtung der Innenleistung und des inneren, isentropen Wirkungsgrades, Bild 7.8. Die Innenleistung der Wasser-Maschinen nimmt durch die höhere Fluidleistung für alle inneren Volumenverhältnisse Werte deutlich oberhalb der Luft-Maschine an. Das Leistungsmaximum stellt sich für beide Arbeitsfluide bei inneren Volumenverhältnissen ein, die eine geringe Unterexpansion bewirken (Luft-Maschine  $v_{i,L}(P_{i,max}) = 5,6$  und  $v_{i,W}(P_{i,max}) = 6,1$ . Bei einer Vergrößerung des inneren Volumenverhältnisses wird der Arbeitsflächengewinn durch die Expansion auf das Niveau des Anlagegedrucks durch die Reduzierung der Arbeitsfläche in Folge der größeren Drosselung während des Füllvorgangs kompensiert. Sind die diskutierten Innenleistungen auf Grund der unterschiedlichen Leistungsangebote der Wasser- und Luft-Maschinen nicht direkt miteinander vergleichbar, so zeigen die inneren, isentropen Wirkungsgrade für beide Arbeitsfluide vergleichbare Tendenzen.

<sup>1)</sup> Der Begriff der Baugröße wird im Weiteren als Maß zur Beschreibung der Dimensionierung der Maschinenvarianten verwendet.

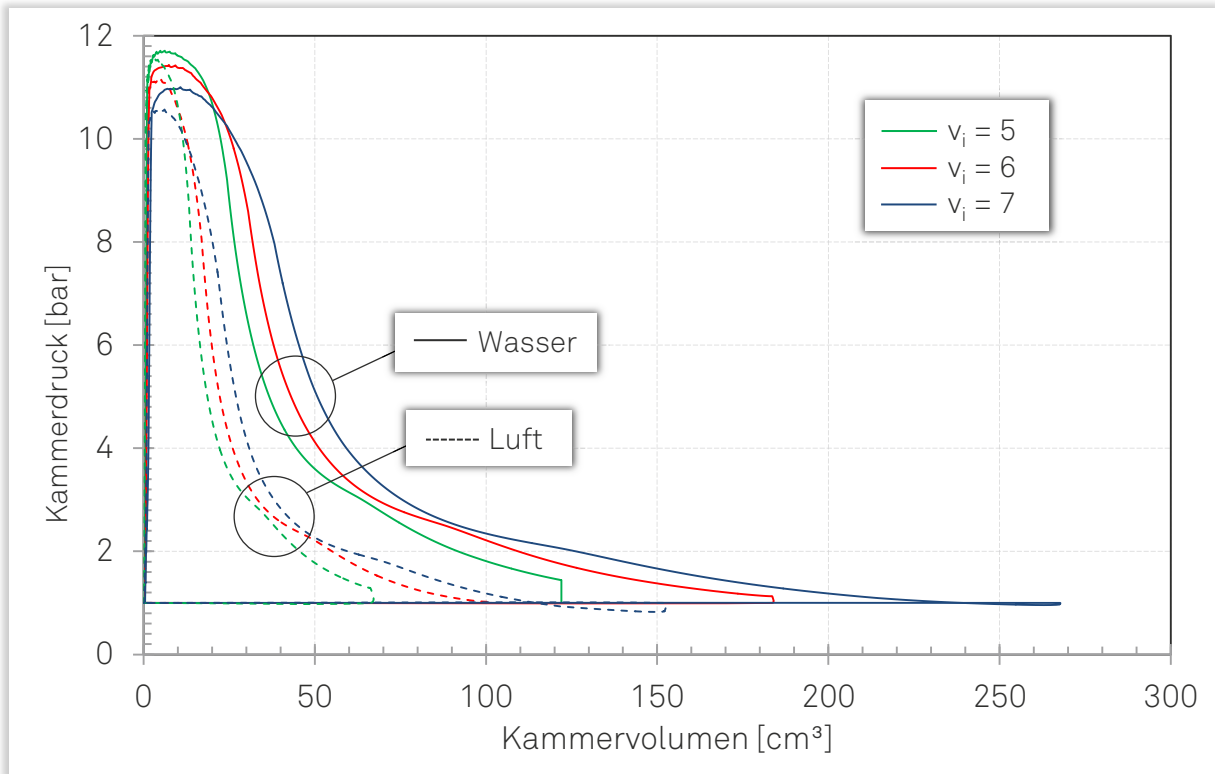


Bild 7.7: Indikator diagramme bei verschiedenen inneren Volumenverhältnissen,  
[Arbeitsmedium: Wasser und Luft,  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

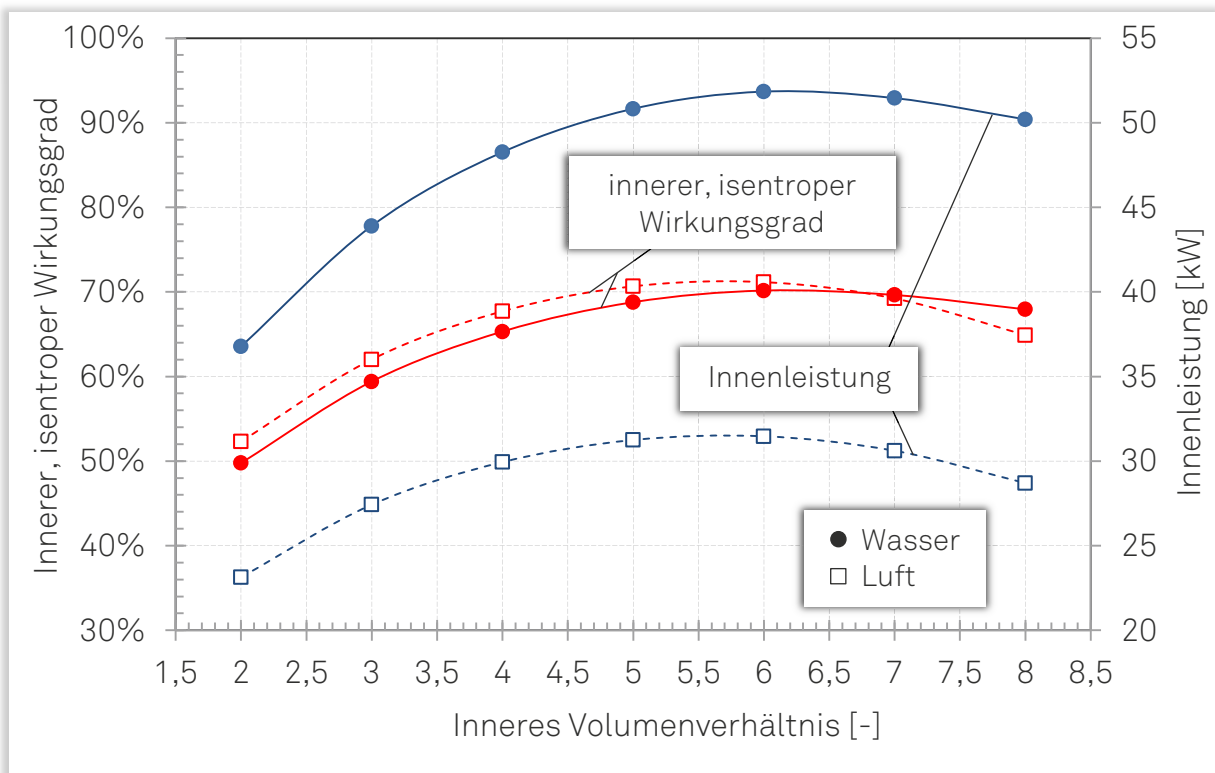


Bild 7.8: Innerer, isentroper Wirkungsgrad und Innenleistung als Funktion des inneren Vo-  
lumenverhältnisses,  
[Arbeitsmedium: Wasser und Luft,  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ].



Die Ergebnisdiskussion erfolgte bislang für die Randbedingung einer konstanten Umfangsgeschwindigkeit bzw. Spalthöhe. Da diese Randbedingungen jedoch teilweise signifikanten Einfluss auf das Betriebsverhalten haben, wird deren Einfluss auf die Energiewandlungsgüte im Weiteren für den inneren, isentropen Wirkungsgrade am Beispiel der Wasser-Maschinen offengelegt, **Bild 7.9**.

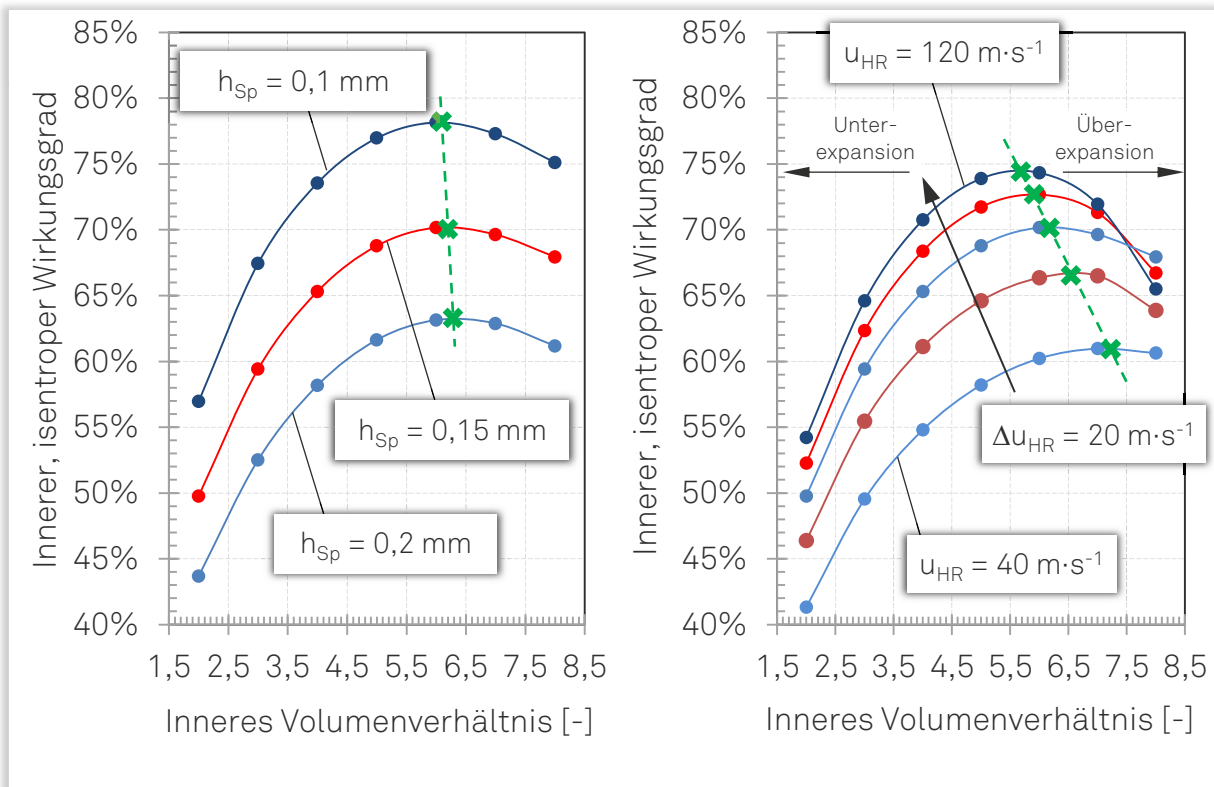


Bild 7.9: Innerer, isentropischer Wirkungsgrad als Funktion des inneren Volumenverhältnisses für verschiedene Spalthöhen (links) und Umfangsgeschwindigkeiten (rechts), [Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].

Die Variation der Spalthöhe im betrachteten Parameterbereich ( $\Delta h_{sp} = \pm 0,05 \text{ mm}$ ) zeigt eine signifikante Beeinflussung des Wirkungsgrades. Bei einer Verkleinerung der Spalthöhe nimmt der Wirkungsgrad im Bereich des Maximums um acht Prozentpunkte zu und fällt bei einer Vergrößerung um sieben Prozentpunkte ab. Allgemein bedingt eine Vergrößerung der Spalthöhe eine Reduzierung der Baugröße bei gleichzeitigem Anstieg der Drehzahl (siehe auch Bild 7.4). Bei einer Variation der Spalthöhe werden nicht nur die Spaltmassenströme sondern durch die Skalierung der Maschinen, auch die Drosselverluste während der Füllungsphase beeinflusst. Die geringfügige Verschiebung des Wirkungsgradmaximums hin zu größeren inneren Volumenverhältnissen bei einer Spalthöhenvergrößerung erscheint durch die abnehmende Baugröße und die ansteigenden Drosselverluste zunächst widersprüchlich. Diese Maschinen profitieren jedoch stärker von der Nachfüllung der Arbeitskammer, was sich in der zweiten Expansionsphase in der energetisch vorteilhaften Vergrößerung der Arbeitsfläche widerspiegelt.

Bei der Variation der Umfangsgeschwindigkeit fällt der innere, isentrope Wirkungsgrad im Bereich seines Maximums bei einer Reduzierung auf  $u_{HR} = 40$  m/s um neun Prozentpunkte ab. Bei einer Erhöhung um  $\Delta u_{HR} = 40$  m/s beträgt die Zunahme lediglich vier Prozentpunkte. Durch die Randbedingung eines konstanten Anlagenmassenstroms bewirkt die Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit eine Reduzierung der Baugröße. Hierbei wirken die ansteigenden Drosselverluste während des Füllungsvorgangs dem energetisch vorteilhaften Einfluss der größeren Umfangsgeschwindigkeit auf die Spaltmassenströme entgegen. Dieses Zusammenspiel bewirkt zum einen den stagnierenden Anstieg des Wirkungsgrads bei einer Vergrößerung der Umfangsgeschwindigkeit und begründet zum anderen die Verschiebung des Wirkungsgradmaximums hin zu größeren inneren Volumenverhältnissen bei geringer Umfangsgeschwindigkeit. Diese Maschinenvarianten sind auf Grund ihrer Baugröße durch einen höheren Kammerdruck zum realen Expansionsbeginn gekennzeichnet. Während der Expansion profitieren Maschinen, die bei geringer Umfangsgeschwindigkeit arbeiten, stärker von der Nachfüllung als Varianten mit gleichen geometrischen Parametern aber höherer Umfangsgeschwindigkeit. Die Konsequenz sind höhere Kammerdrücke beim Erreichen der niederdruckseitigen Steuerkante, was die Verschiebung des Wirkungsgradoptimums hin zu größeren inneren Volumenverhältnissen begründet.

Abweichend von der Randbedingung konstanter Umfangsgeschwindigkeiten wird in industriellen Applikationen häufig eine konstante Drehzahl an der Abtriebswelle gefordert. Um die diskutierten Tendenzen auch bei einem Wechsel der Randbedingung beurteilen zu können, wird im Folgenden der innere, isentrope Wirkungsgrad für konstante Drehzahlen diskutiert. Ausgehend von der Netzfrequenz (50 Hz entsprechen einer Maschinendrehzahl von  $n_{HR} = 3.000$  min<sup>-1</sup>) wird hierfür der Drehzahlbereich bis auf  $n_{max,HR} = 27.000$  min<sup>-1</sup> erweitert, **Bild 7.10**.

Bei Drehzahlerhöhung verschiebt sich das Wirkungsgradmaximum hin zu kleineren inneren Volumenverhältnissen. Die physikalische Ursache hierfür liefern die ansteigenden Drosselverluste beim hochdruckseitigen Ladungswechsel, die für große innere Volumenverhältnisse zunehmen. Diese Verluste begründen in Kombination mit der abnehmenden Baugröße (stellvertretend durch den Achsabstand beschrieben) die geringe Wirkungsgradzunahme im oberen Drehzahlbereich.

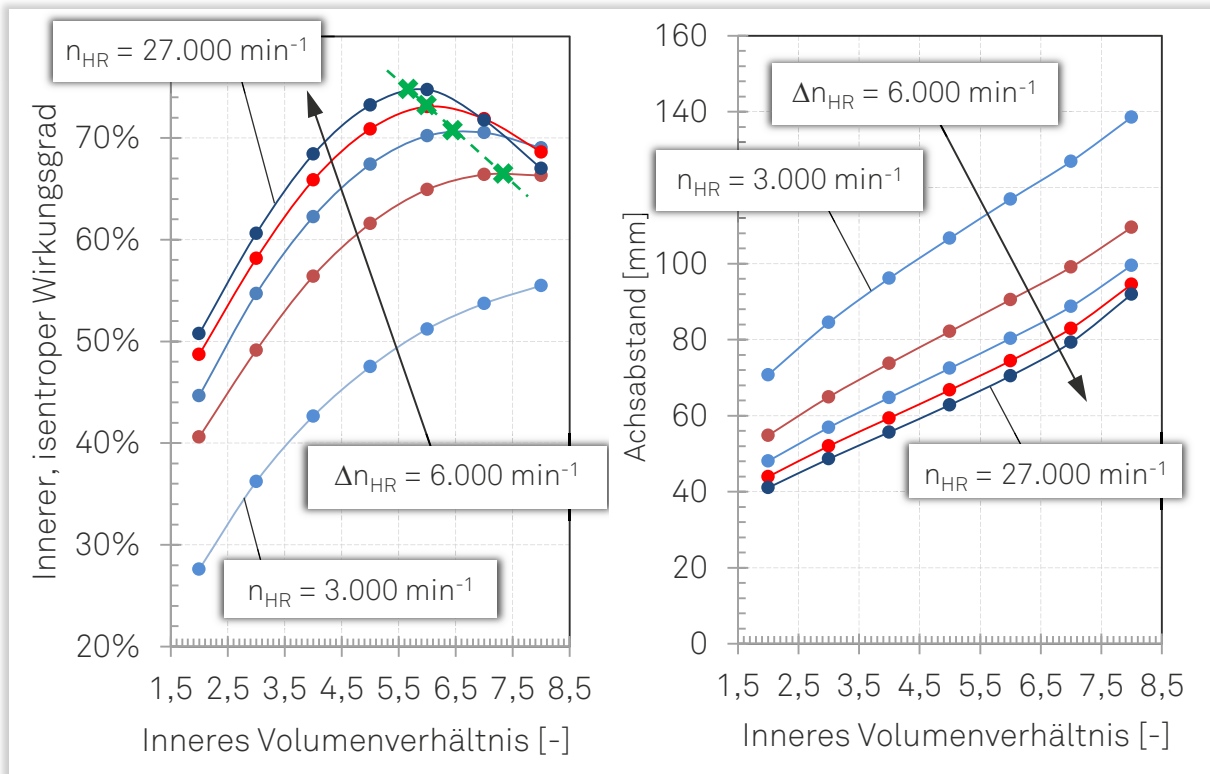


Bild 7.10: Innerer, isentroper Wirkungsgrad (links) und Achsabstand (rechts) als Funktion des inneren Volumenverhältnisses für verschiedene Drehzahlen, [Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].

### 7.6.3 Zähnezahlkombination

Mit der Zähnezahlkombination, bestehend aus den Zähnezahlen an Haupt- und Nebenrotor, wird im Folgenden der Einfluss eines weiteren geometrischen Parameters auf die Energiewandlungsgüte von Schraubenmotoren untersucht. Für die Beurteilung der geometrischen Auswirkungen dienen die Einlassflächen- und die Spaltkennzahl sowie der Achsabstand, das Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn und die maximale Größe der Einlassfläche. Für die energetische Auswertung werden die Innenleistung und der innere, isentrope Wirkungsgrad herangezogen. Analog zum inneren Volumenverhältnis erfolgt abschließend die Beurteilung des Einflusses der Umfangsgeschwindigkeit und der Drehzahl. Mit dem Ziel, die Parameterbreite in einem überschaubaren Rahmen zu halten, wird bei der Diskussion der Ergebnisse im Weiteren auf die Untersuchung des Spalthöheneinflusses verzichtet.

Zunächst werden, entsprechend der möglichen Zähnezahlkombinationen, die Einlassflächen- und Spaltkennzahl diskutiert, **Bild 7.11**. Der Bezug zur absoluten Maschinengeometrie wird durch die Untersuchung des Achsabstandes, des Kammervolumens bei theoretischen Expansionsbeginn und der maximalen Größe der Einlassfläche hergestellt, **Bild 7.12**.

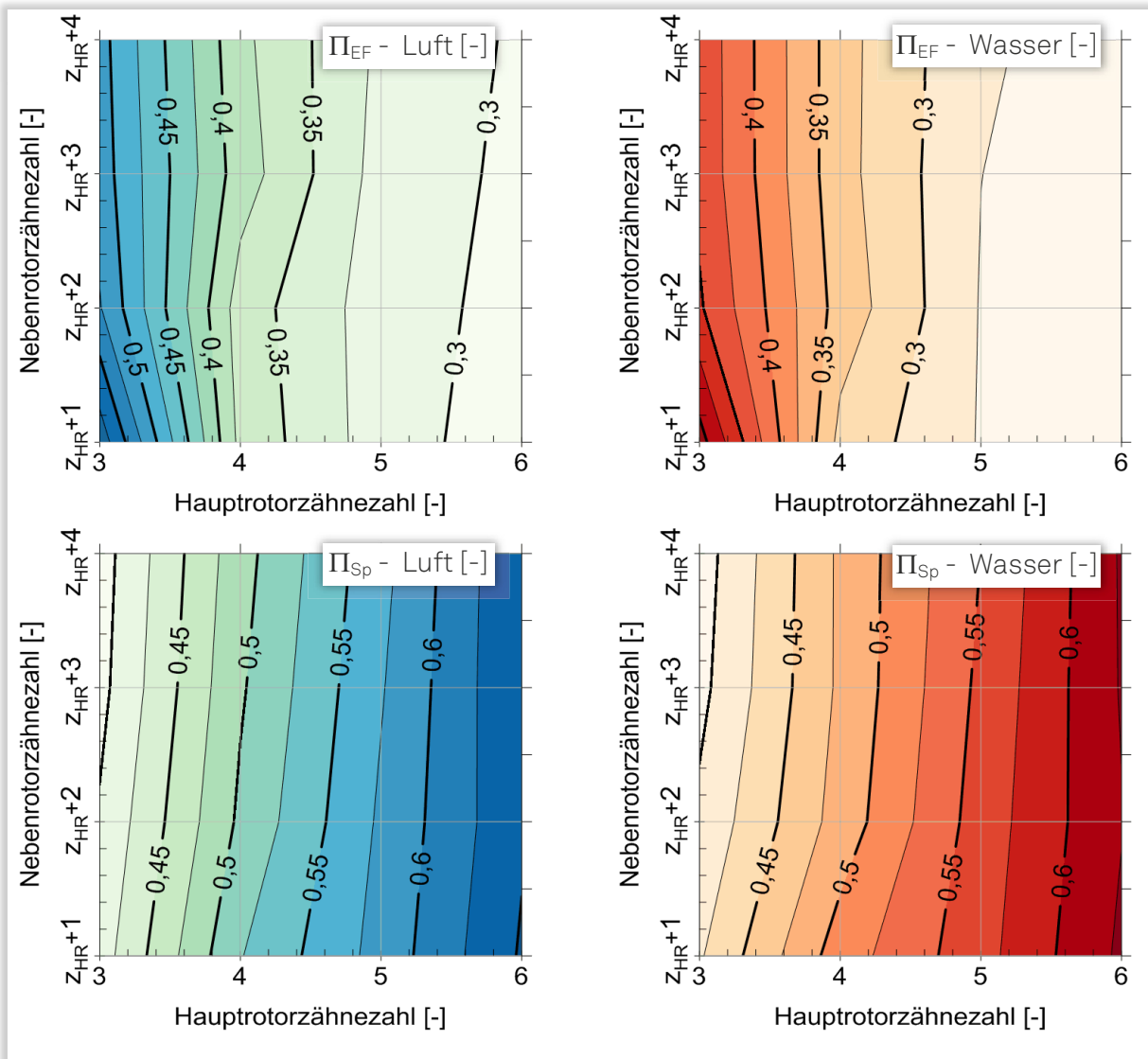


Bild 7.11: Einlassflächenkennzahl und Spaltkennzahl für verschiedene Zähnezahlkombinationen,  
*[Arbeitsmedium: Luft (links) und Wasser (rechts),*  
 $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

Einlassflächen- und Spaltkennzahl zeigen für beide Arbeitsfluide identische Tendenzen. Die Einlassflächenkennzahl wird im Wesentlichen durch die Hauptrotorzähnezahl bestimmt. Für eine kleine Hauptrotorzähnezahl nimmt die Einlassflächenkennzahl der skalierten Maschinen maximale Werte an und beschreibt so eine ungünstige Füllungssituation. Die Betrachtung der maximalen Größe der Einlassfläche offenbart, dass diese Maschinenvarianten durch vergleichsweise kleine Einlassflächen gekennzeichnet sind. Der hieraus resultierende Anstieg der Drosselverluste während des hochdruckseitigen Ladungswechsels begründet die großen Einlassflächenkennzahlen der entsprechenden Maschinenvarianten.

Ein gegenläufiges Verhalten offenbaren die Spaltkennzahlen. Hier stellen sich maximale Werte im Bereich großer Zähnezahlkombinationen ein. Wird der Achsab-

stand der Maschinen maßgeblich durch die Nebenrotorzähnezahl bestimmt, so zeigt das Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn eine signifikante Abhängigkeit von der Hauptrotorzähnezahl. Für große Hauptrotorzähnezahlen nimmt das Kammervolumen deutlich ab. Durch die Randbedingung konstanter Spalthöhen verschlechtert sich hierbei, aus energetischer Sicht, das Verhältnis zwischen Kammervolumen und integraler Spaltfläche. Die hiervon profitierenden Spaltmassenströme begründen die großen Spaltkennzahlen bei entsprechender Hauptrotorzähnezahl.

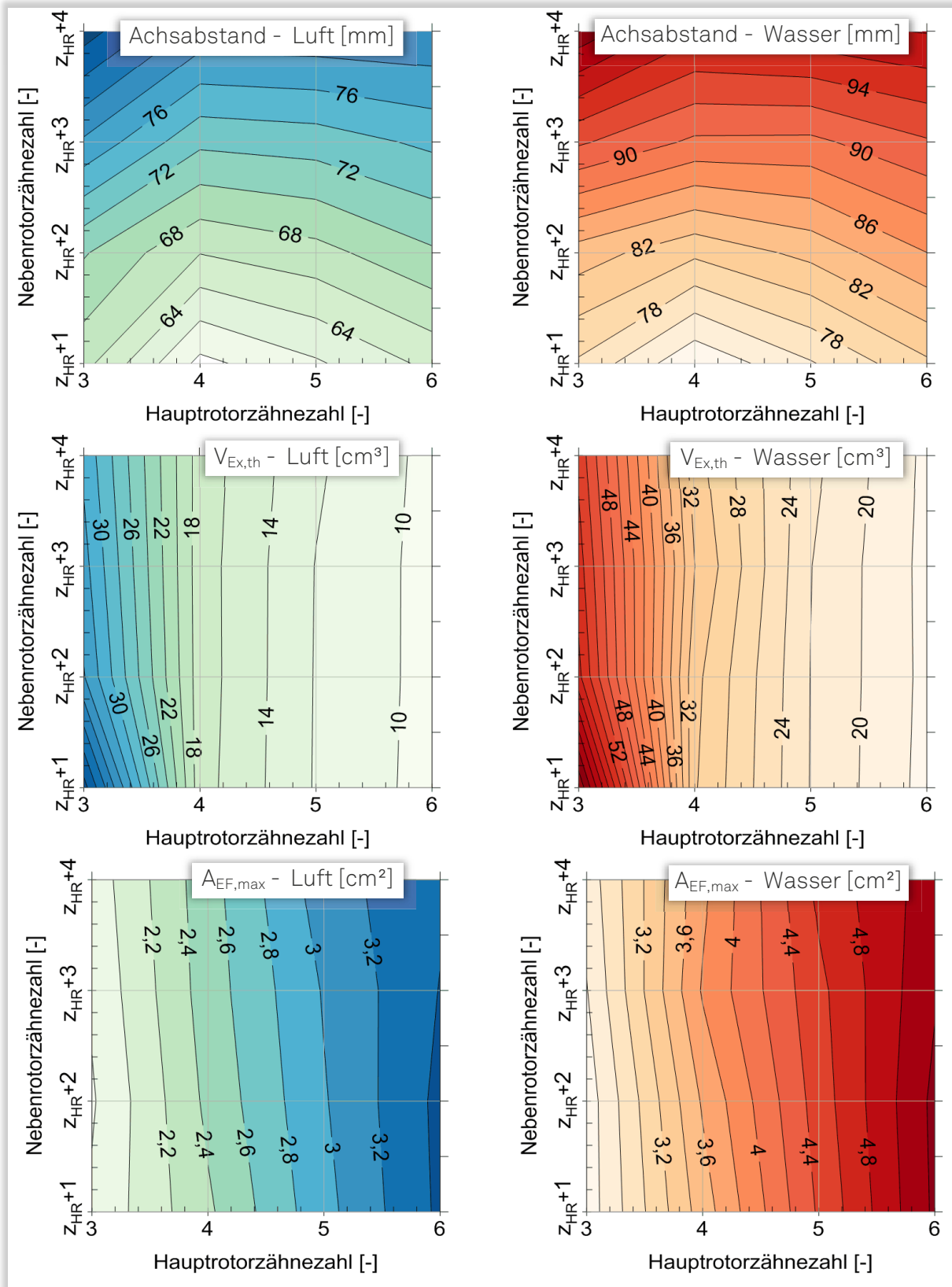


Bild 7.12: Achsabstand, Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn und maximale Größe der Einlassfläche für verschiedene Zähnezahlkombinationen, [Arbeitsmedium: Luft (links) und Wasser (rechts),  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

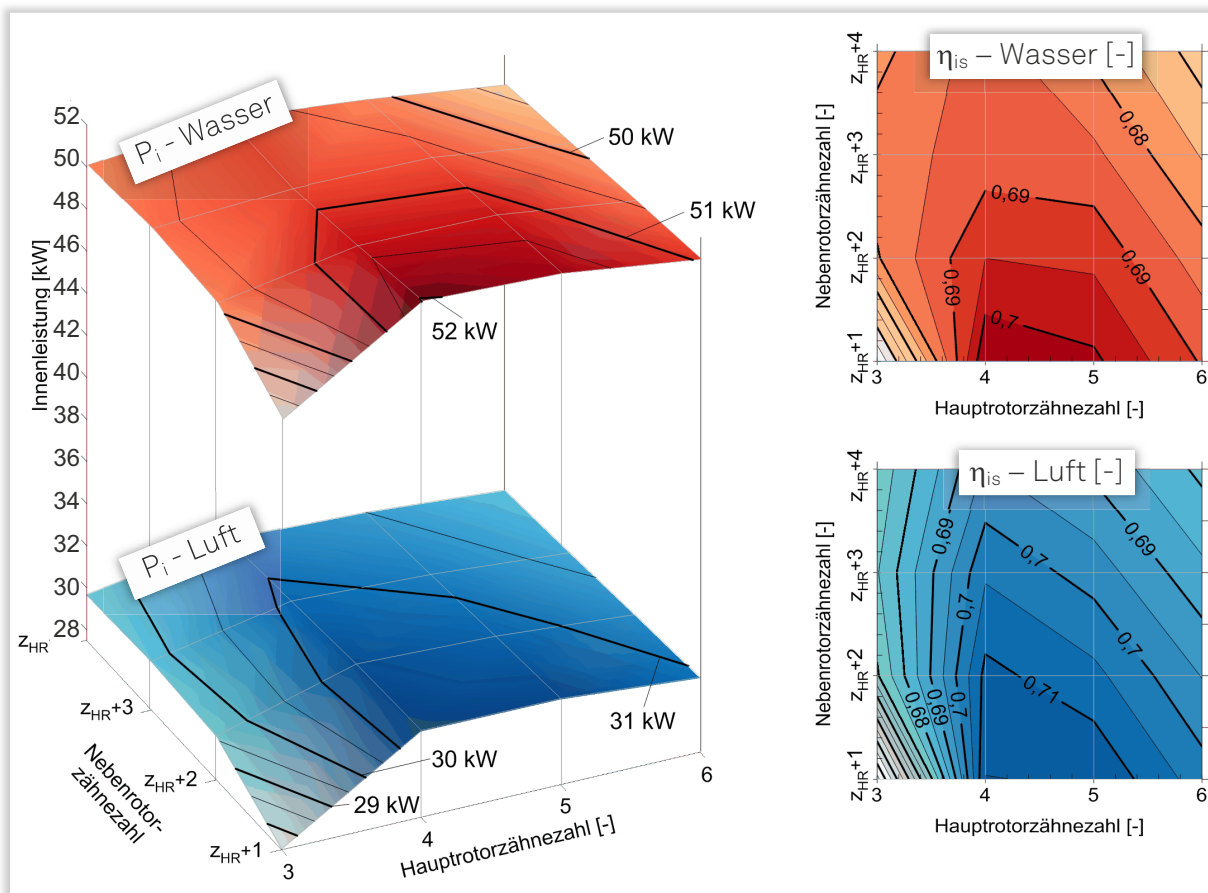


Bild 7.13: Innenleistung (links) und innerer, isentroper Wirkungsgrad (rechts) für verschiedene Zähnezahlkombinationen, [Arbeitsmedium: Luft und Wasser,  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

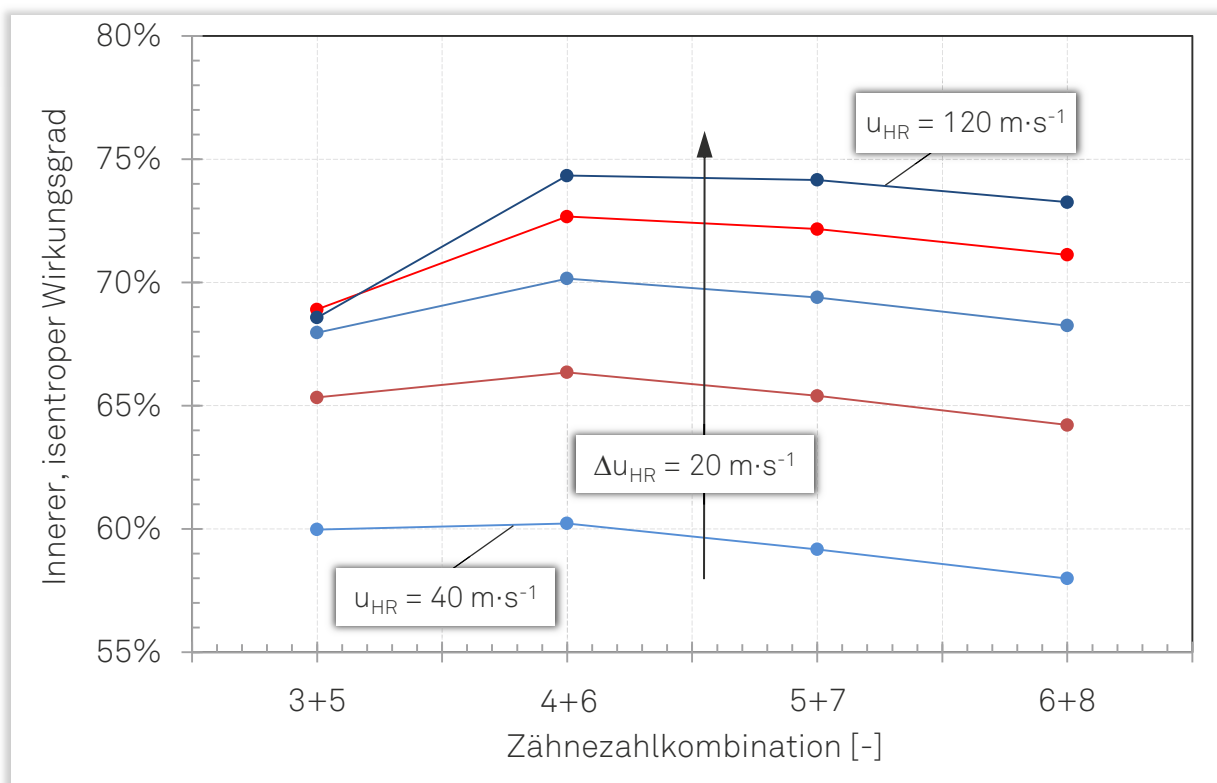
Die Beurteilung der Energiewandlungsgüte erfolgt durch die Untersuchung des inneren, isentropen Wirkungsgrades und der Innenleistung, **Bild 7.13**. Der innere, isentrope Wirkungsgrad nimmt für beide Arbeitsfluide maximale Werte für Hauptrotorzähnezahlen  $z_{HR} = 4$  und  $5$  bei minimaler Zähnezahldifferenz zum Nebenrotor an. Bei kleinen Hauptrotorzähnezahlen ( $z_{HR} = 3$ ) bedingen die zunehmenden Drosselverluste während der Kammerfüllung eine signifikante Reduzierung des Wirkungsgrades, wohingegen bei großen Hauptrotorzähnezahlen ( $z_{HR} = 6$ ) die ansteigenden Spaltverluste den abnehmenden Wirkungsgrad begründen. Allen Maschinenvarianten gemeinsam ist ein Kammerdruck bei Expansionsende, der Werte geringfügig oberhalb des Anlagengegendrucks annimmt (nicht dargestellt). Ausgehend von der kleinstmöglichen Zähnezahlkombination  $z_K = 3+4$ , steigt der Expansionsenddruck von  $p_{K,ex,end} = 1014 \text{ mbar}$  bis auf maximal  $1088 \text{ mbar}$ , bei einer Zähnezahlkombination von  $z_K = 6+10$  an. Es zeigt sich jedoch, dass selbst bei einer Anpassung des inneren Volumenverhältnisses hin zum angepassten Betrieb, die diskutierten Tendenzen uneingeschränkt gültig bleiben.

Die Innenleistung zeigt analoge Tendenzen zum inneren, isentropen Wirkungsgrad. Die Darstellung dieses Parameters soll an dieser Stelle letztmals den Einfluss der



Stoffeigenschaften von Luft bzw. Wasser verdeutlichen. Für die Zähnezahlkombination im Punkt maximaler Leistung ( $z_K = 4+5$ ) lässt sich mit Wasser eine Innenleistung generieren, die um etwa 65 % größer ist als bei einer Luft-Maschine mit identischen, geometrischen Parametern. Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass die Wahl der energetisch optimalen Zähnezahlkombination, unabhängig vom Arbeitsmedium, stets ein Kompromiss aus möglichst moderaten Drosselverlusten während des Füllvorgangs und vergleichsweise geringen Spaltverlusten darstellt.

Die Beurteilung des Einflusses der Umfangsgeschwindigkeit und die Untersuchung der Energiewandlungsgüte unter Berücksichtigung einer konstanten Drehzahl erfolgt, analog zur Untersuchung des Einflusses des inneren Volumenverhältnisses, am Beispiel der Wasser-Maschine. Hierzu wird der innere, isentrope Wirkungsgrad als Funktion ausgewählter Zähnezahlkombinationen für unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten betrachtet, **Bild 7.14**.



**Bild 7.14:** Innerer, isentroper Wirkungsgrad als Funktion der Zähnezahlkombination für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten, *[Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

Um einen repräsentativen Eindruck zu gewährleisten, wird eine konstante Zähnezahldifferenz zwischen Haupt- und Nebenrotor bei gleichzeitiger Variation der Hauptrotorzähnezahl gewählt. Abweichend von der energetisch optimalen Zähnezahlkombination ( $z_K = 4+5$ ) ermöglicht die gewählte Parameterkombination die Berücksichtigung der Referenzmaschine ( $z_K = 4+6$ ).

Die Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit zeigt im Allgemeinen die bereits offen-gelegten Tendenzen. Ausgehend von der minimalen Umfangsgeschwindigkeit  $u_{HR} = 40 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  bedingt eine Erhöhung eine Verbesserung des Wirkungsgrades. Durch die zunehmenden Drosselverluste während der Kammerfüllung stagniert der Anstieg des Wirkungsgrades bei konstanter Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit. Hiervon sind Maschinen mit kleiner Hauptrotorzähnezahl, auf Grund der prinzipiell ungünstigeren Füllungssituation, stärker betroffen als Maschinen mit größerer Hauptrotorzähnezahl. Bei einer Hauptrotorzähnezahl  $z_{HR} = 3$  bewirkt eine Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit von  $u_{HR} = 100$  auf  $120 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  sogar eine Reduzierung des Wirkungsgrades.

Ließen sich bei der Untersuchung des Einflusses des inneren Volumenverhältnisses die Ergebnisse der Variation der Umfangsgeschwindigkeit prinzipiell auch auf die Drehzahlabhängigkeit übertragen, so ist dies auf Grund der unterschiedlichen Rotordurchmesser bei einer Variation der Zähnezahlen nicht möglich. Um den Einfluss der Zähnezahl auf die Energiewandlungsgüte in Abhängigkeit von der Drehzahl beurteilen zu können, werden die Ergebnisse der Simulationsrechnungen für die drei ausgewählten Drehzahlen  $n_{HR} = 3.000, 15.000$  und  $30.000 \text{ min}^{-1}$  diskutiert, **Bild 7.15**.

Für eine geringe Drehzahl ( $n_{HR} = 3.000 \text{ min}^{-1}$ ), verschiebt sich das Wirkungsgradmaximum hin zu kleinen Hauptrotorzähnezahlen und einer um zwei Zähne größeren Zähnezahl am Nebenrotor. Wird die Energiewandlungsgüte dieser Maschinenvarianten bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit noch durch die hohen Drosselverluste geprägt, so offenbaren sie energetische Vorteile im diskutierten Drehzahlbereich. Relativiert wird diese Einschätzung jedoch zum einen durch die allgemein geringen Wirkungsgrade und zum anderen durch die geringen Wirkungsgradvorteile im Vergleich zu anderen Zähnezahlkombinationen in diesem Drehzahlbereich. Im mittleren Drehzahlbereich steigt der Wirkungsgrad bis auf 81,2 % an. Das Wirkungsgradmaximum verschiebt sich hierbei hin zu Hauptrotorzähnezahlen im mittleren Parameterbereich und offenbart eine optimale Zähnezahlkombination von  $z_K = 4+5$ . Für maximale Drehzahlen steigt der Wirkungsgrad zum einen bis auf 87,3% weiter an, zum anderen verschiebt sich das Maximum hin zu größeren Zähnezahlen bei einer optimalen Zähnezahlkombination von  $z_K = 5+6$ . Diese Drehzahl ist ferner durch einen zunehmenden Wirkungsgradrückgang bei kleinen Hauptrotorzähnezahlen gekennzeichnet.

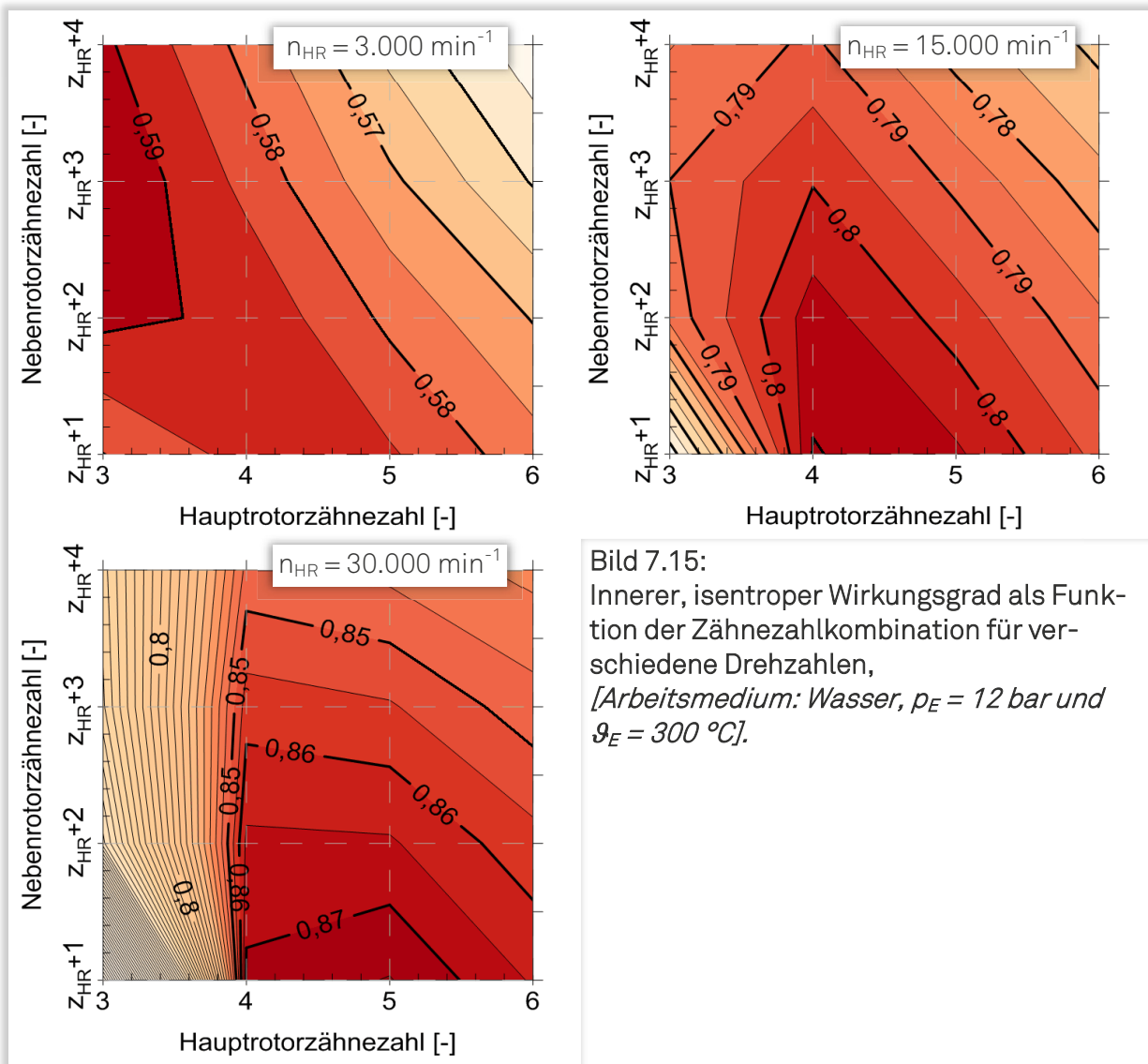


Bild 7.15:  
Innerer, isentroper Wirkungsgrad als Funktion der Zähnezahlkombination für verschiedene Drehzahlen,  
[Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

Kritisch anzumerken bleibt die Abbildung der hochdruckseitigen Drosselverluste. Erscheinen die berechneten Wirkungsgrade unter Berücksichtigung der experimentellen Untersuchungsergebnissen der Schraubenmotoren GL51.2-M und SE69 zu hoch abgebildet, so kann dies eine Folge des als konstant angenommenen Drosselbeiwerts der Einlassfläche sein. Inwieweit diese Annahme unter Berücksichtigung der kurzen Arbeitsspielzeit von teilweise weniger als 0,4 ms legitim ist, kann im Rahmen dieser Arbeit nicht geklärt werden. Im Hinblick auf die zusätzlichen zu erwartenden Drosselverluste im Hochdruckstutzen der Maschinen, kann von real geringeren Wirkungsgraden ausgegangen werden.

## 7.6.4 Umschlingungswinkel

Die Untersuchung des Einflusses des Umschlingungswinkels auf die Geometrie und die Energiewandlungsgüte der skalierten Maschinenvarianten, erfolgt im Weiteren bei konstantem inneren Volumenverhältnis ( $v_i = 6$ ), bei einer Variation der Zähnezahlkombination mit einer Differenz von  $\Delta z_K = 2$  Zähnen zwischen Haupt- und Nebenrotor. Zur Beurteilung der geometrischen und energetischen Auswirkungen werden, in bekannter Weise, die Einlassflächen- und die Spaltkennzahl, der Achsabstand, das Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn und die maximale Größe der Einlassfläche sowie der innere, isentrope Wirkungsgrad herangezogen, **Bild 7.16** und **Bild 7.17**.

Die Einlassflächenkennzahl nimmt unabhängig vom Arbeitsmedium minimale Werte im Bereich großer Umschlingungswinkel und maximaler Hauptrotorzähnezahlen an. Wurden die geometrischen Vorteile einer großen Hauptrotorzähnezahl auf den Füllungsvorgang bereits im vorangegangenen Kapitel diskutiert, so deuten die kleinen Einlassflächenkennzahlen bei großen Umschlingungswinkeln, ebenfalls auf geringe Drosselverluste hin. Diese Einschätzung wird durch die Untersuchung der maximalen Größe der Einlassfläche untermauert. Die Ergebnisse zeigen einen Anstieg der maximalen Größe der Einlassfläche für große Umschlingungswinkel. Das Maximum stellt sich hierbei in Kombination mit einer großen Hauptrotorzähnezahl ein, was die gute Füllungssituation dieser Maschinen begründet.

Zu den Einlassflächenkennzahlen wiederum gegenläufige Tendenzen zeigen die Spaltkennzahlen. Diese nehmen energetisch günstige, minimale Werte bei kleiner Hauptrotorzähnezahl und kleinem Umschlingungswinkel an. Sowohl der Achsabstand als auch das Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn steigen für diese geometrischen Parameterkombinationen an. Durch die Randbedingung konstanter Spalthöhen und das günstige Verhältnis zwischen Kammervolumen und integraler Spaltfläche, sind diese Maschinenvarianten durch vergleichsweise moderate Spaltverluste gekennzeichnet.

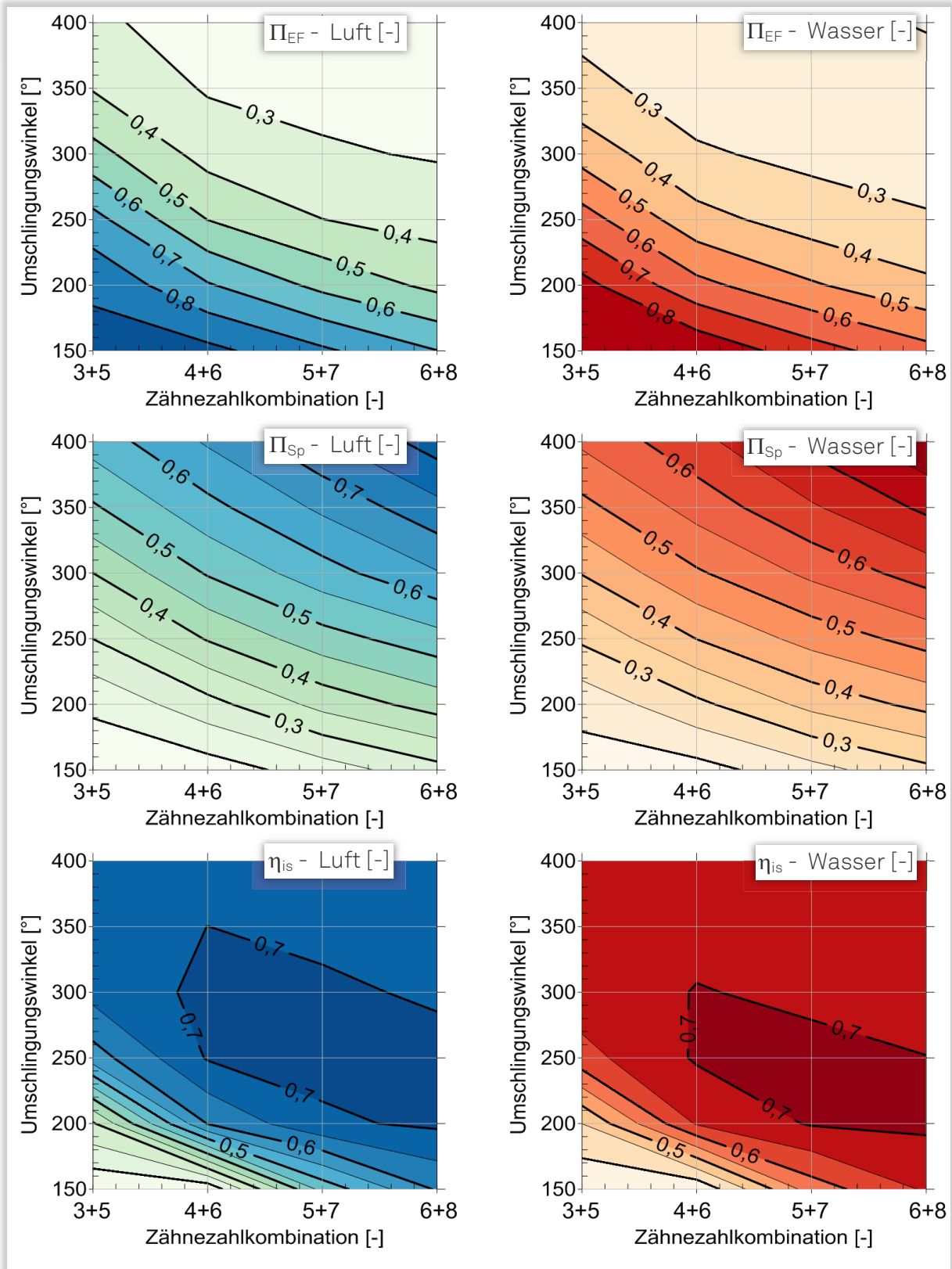


Bild 7.16: Einlassflächenkennzahl, Spaltkennzahl und innerer, isentroper Wirkungsgrad für verschiedene Umschlingungswinkel und Zähnezahlkombinationen, [Arbeitsmedium: Luft (links) und Wasser (rechts),  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].

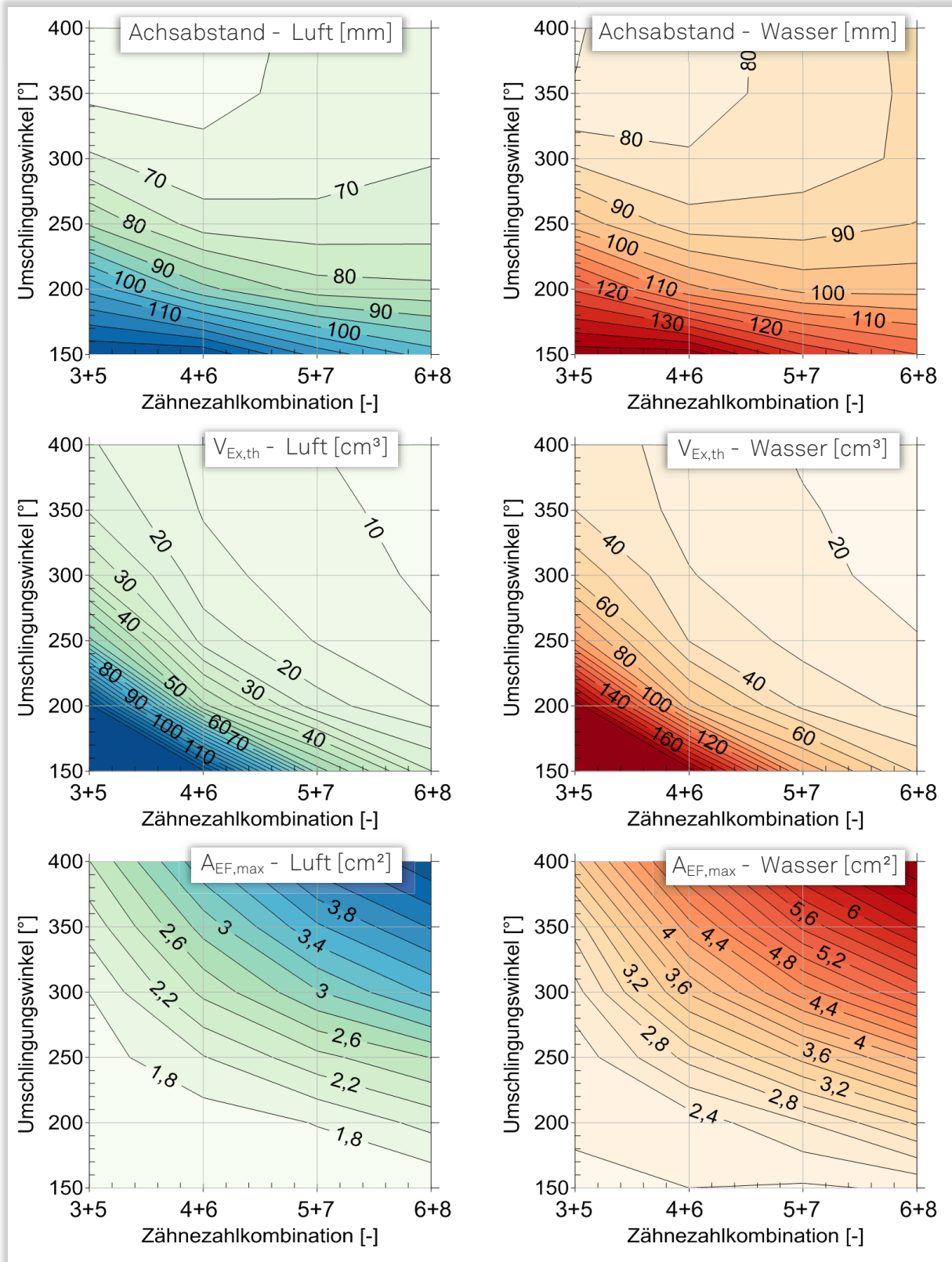
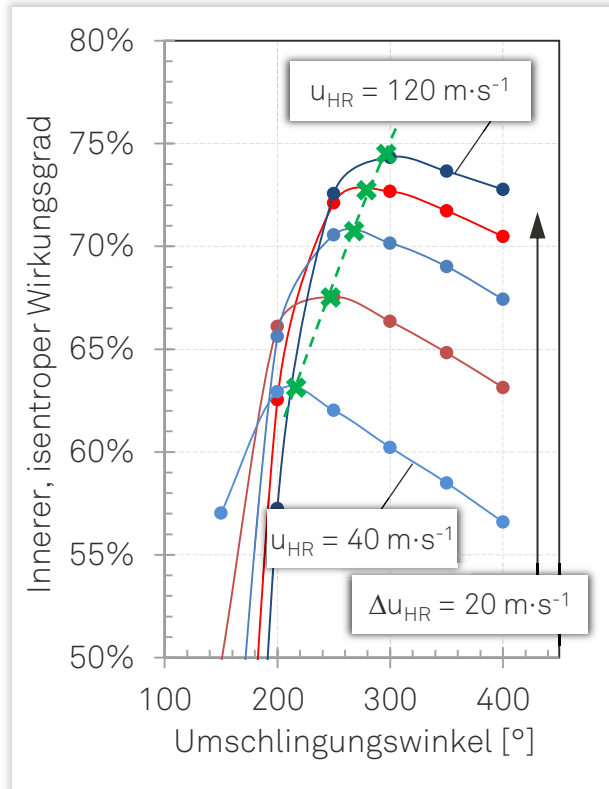


Bild 7.17: Achsabstand, Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn und maximale Größe der Einlassfläche für verschiedene Umschlingungswinkel und Zähnezahlkombinationen, [Arbeitsmedium: Luft (links) und Wasser (rechts),  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].



Der innere, isentrope Wirkungsgrad nimmt für die Luft-Maschinen maximale Werte bei Umschlingungswinkeln zwischen  $\varphi_{HR} = 250$  und  $300^\circ$  und bei den Wasser-Maschinen bei  $\varphi_{HR} \approx 250^\circ$  an. Die anzustrebende Hauptrotorzähnezahl von  $z_{HR} = 4$  bzw. 5 entspricht hierbei den bereits bekannten Tendenzen. Neben der Wirkung der beiden Verlustmechanismen, wird die Energiewandlungsgüte der unterschiedlichen Maschinenvarianten zusätzlich durch den Expansionsenddruck beeinflusst. Das gewählte innere Volumenverhältnis  $v_i = 6$  bedingt bei kleinen Umschlingungswinkeln für alle Zähnezahlkombinationen eine Überexpansion. Diese macht sich bei kleinen Hauptrotorzähnezahlen bei einem Expansionsenddruck von  $p_{ex.end} = 0,886$  bar am deutlichsten bemerkbar. Bei großen Umschlingungswinkeln steigt der Kammerdruck durch die geringere Drosselwirkung während des Füllvorgangs an, was sich in der Unterexpansion mit einem maximalen Kammerdruck bei Expansionsende von  $p_{ex.end} = 1,17$  bar bei einer Zähnezahlkombination vom  $z_K = 6+8$  äußert. Inwieweit die Tendenzen auch im Bereich des angepassten Betriebs durch eine Anpassung des inneren Volumenverhältnisses existent bleiben, wird im Rahmen dieses Kapitels nicht diskutiert. Verwiesen sei jedoch auf Kapitel 8, in dem das innere Volumenverhältnis als freier Variationsparameter unter der Randbedingung einer konstanten thermischen Leistung bei gleichzeitiger Variation des Umschlingungswinkels behandelt wird. An dieser Stelle kann jedoch festgehalten werden, dass die Variation eines einzelnen Parameters nur tendenziell gültige Aussagen ermöglicht.



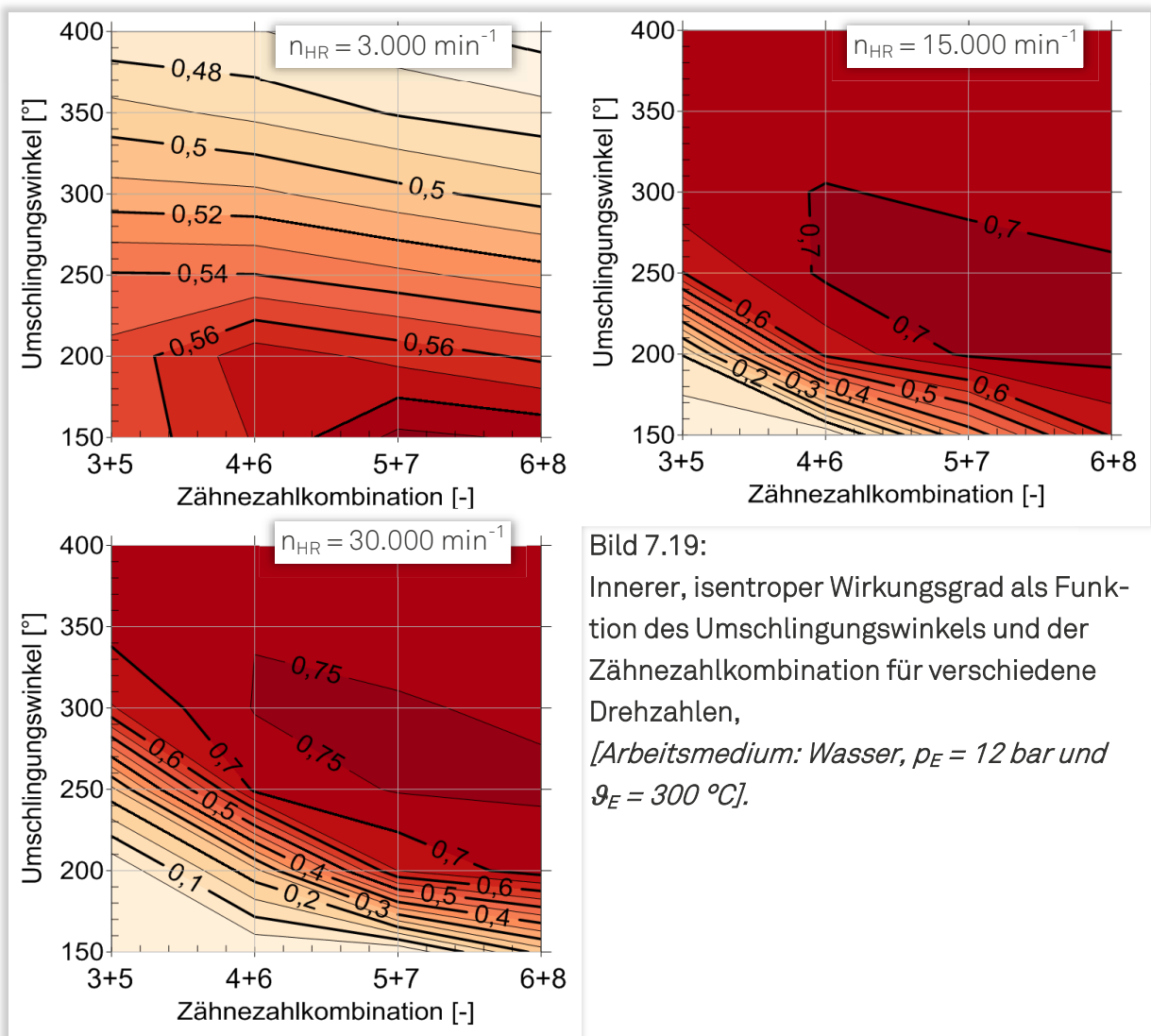
**Bild 7.18:** Innerer, isentroper Wirkungsgrad als Funktion des Umschlingungswinkels für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten, [Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12$  bar und  $\vartheta_E = 300^\circ\text{C}$ ].

Der Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf die Energiewandlungsgüte wird am Beispiel des inneren, isentropen Wirkungsgrads für das Arbeitsmedium Wasser diskutiert, **Bild 7.18**. Neben dem konstanten inneren Volumenverhältnis von  $v_i = 6$ , wird die Zähnezahlkombination für die exemplarische Betrachtung mit  $z_K = 4+6$  ebenfalls konstant gehalten. Als charakteristisches Merkmal der Variation der Umfangsgeschwindigkeit zeigt sich die Verschiebung des optimalen Umschlingungs-



winkels hin zu größeren Werten. Erscheint bei geringer Umfangsgeschwindigkeit noch ein vergleichsweise kleiner Umschlingungswinkel von  $\varphi_{HR} \approx 200^\circ$  als optimal, so stellt sich bei Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit das Maximum bei  $\varphi_{HR} \approx 280^\circ$  ein. Maßgeblichen Einfluss auf diese Verschiebung zeigt wiederum der Expansionsenddruck. Wird bei geringer Umfangsgeschwindigkeit und großen Umschlingungswinkeln das angebotene Druckgefälle nicht vollständig abgebaut, so bewirkt die mit der Umfangsgeschwindigkeit zunehmende Drosselung geringere Kammerdrücke bei theoretischem Expansionsbeginn und somit für große Umschlingungswinkel eine bessere Ausnutzung des Druckgefälles. Ein zu klein gewählter Umschlingungswinkel bedingt hingegen eine Überexpansion, was durch die fallenden Wirkungsgrade beschrieben wird.

Die energetischen Auswirkungen bei einer Variation der Umfangsgeschwindigkeit lassen sich nur bedingt auf den Drehzahleinfluss übertragen, **Bild 7.19**.



**Bild 7.19:**  
 Innerer, isentroper Wirkungsgrad als Funktion des Umschlingungswinkels und der Zähnezahlkombination für verschiedene Drehzahlen,  
 [Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

Analog zu geringen Umfangsgeschwindigkeiten nimmt der Wirkungsgrad auch bei kleinen Drehzahlen maximale Werte bei kleinen Umschlingungswinkeln an. Bei einer Zähnezahlkombination von  $z_K = 5+7$ , stellt sich das absolute Wirkungsgradmaximum bei einem Umschlingungswinkel von  $\varphi_{HR} = 150^\circ$  ein. Bei einer Zähnezahlkombination von  $z_K = 4+6$  bewirkt der gleiche Umschlingungswinkel jedoch eine geringe Überexpansion, weshalb sich für diese Zähnezahlkombination das Maximum bei größerem Umschlingungswinkel einstellt. Im mittleren Drehzahlbereich verschiebt sich das Wirkungsgradmaximum hin zu größeren Umschlingungswinkeln und stellt sich bei  $\varphi_{HR} \approx 240^\circ$  und einer Zähnezahlkombination von  $z_K = 5+7$  ein. Ausgehend von dieser Drehzahl resultiert aus einer Drehzahlverdopplung hinsichtlich des Wirkungsgradmaximums eine Verschiebung hin zu einem Umschlingungswinkel von  $\varphi_{HR} \approx 280^\circ$ .

### 7.6.5 Länge/Durchmesser-Verhältnis

Im Rahmen der Parametervariation blieb bei den bisherigen Untersuchungen das Länge/Durchmesser-Verhältnis unberücksichtigt. Analog zum bekannten Vorgehen wird zunächst die Beeinflussung der Maschinengeometrie Bezug nehmend auf die unterschiedlichen geometrischen Kennzahlen, diskutiert, **Bild 7.20** und **Bild 7.21**. Die Beurteilung der Energiewandlungsgüte erfolgt anhand des inneren, isentropen Wirkungsgrads. Um die gegenseitige Beeinflussung des Länge/Durchmesser-Verhältnisses und des Umschlingungswinkels berücksichtigen zu können, erfolgt die Untersuchung bei Variation beider geometrischer Parameter bei konstantem inneren Volumenverhältnis  $v_i = 6$  und einer Zähnezahlkombination von  $z_K = 4+6$ .

Die Einlassflächenkennzahlen nehmen optimale Werte für große Umschlingungswinkel und kleine Länge/Durchmesser-Verhältnisse ein. Für konstante Umschlingungswinkel führt eine Vergrößerung des Länge/Durchmesser-Verhältnisses stets zu ansteigenden Einlassflächenkennzahlen. Die Einschätzung einer günstigen Füllungssituation im Bereich kleiner Länge/Durchmesser-Verhältnisse und großer Umschlingungswinkel wird durch die Betrachtung der maximalen Größe der Einlassfläche untermauert. Unabhängig vom Arbeitsmedium, nimmt die Größe der Einlassfläche für diese Parameterkombinationen maximale Werte an.

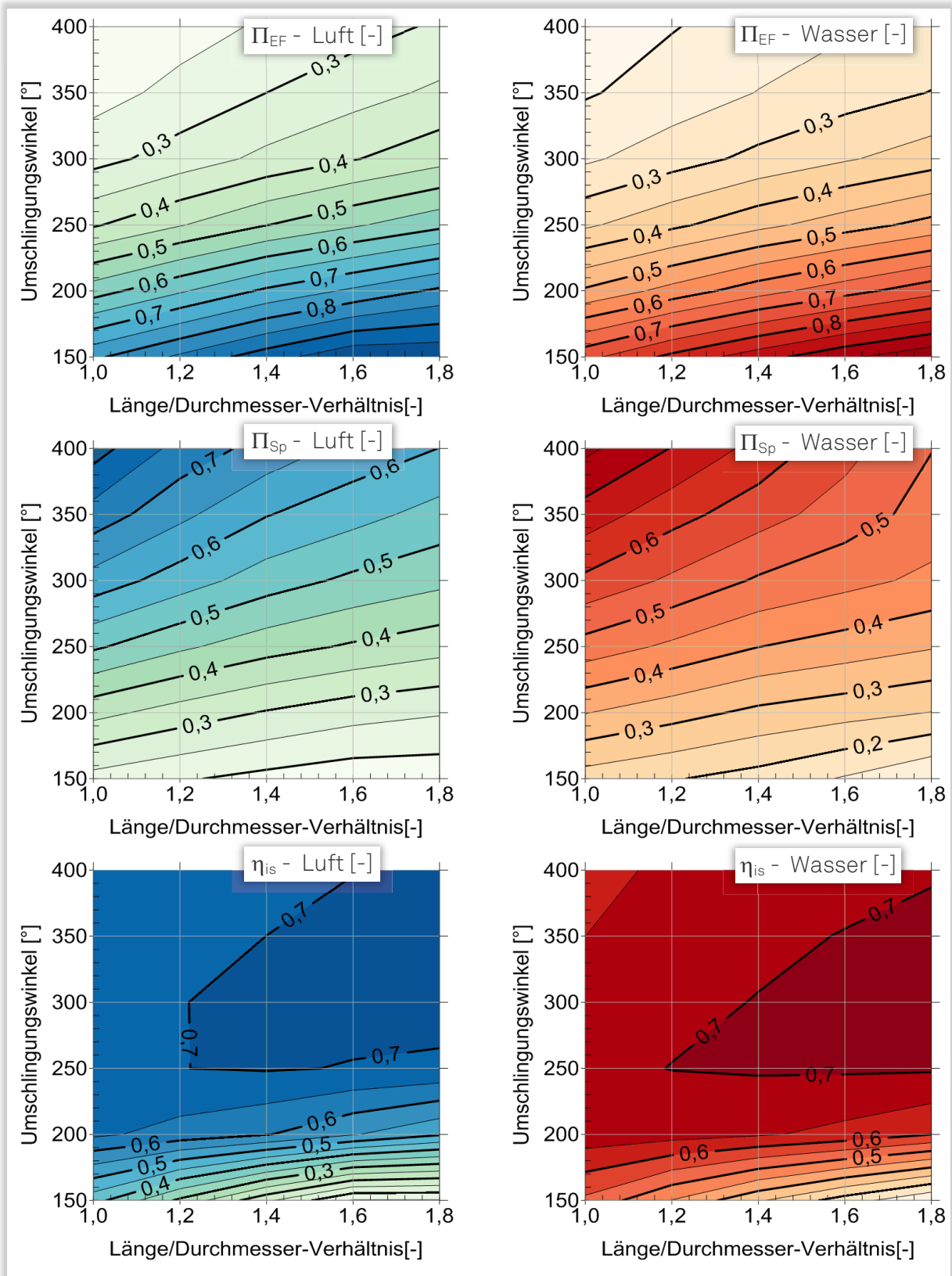


Bild 7.20: Einlassflächenkennzahl, Spaltkennzahl und innerer, isentroper Wirkungsgrad für verschiedene  $L/D_{HR}$ -Verhältnisse und Umschlingungswinkel, [Arbeitsmedium: Luft (links) und Wasser (rechts),  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].

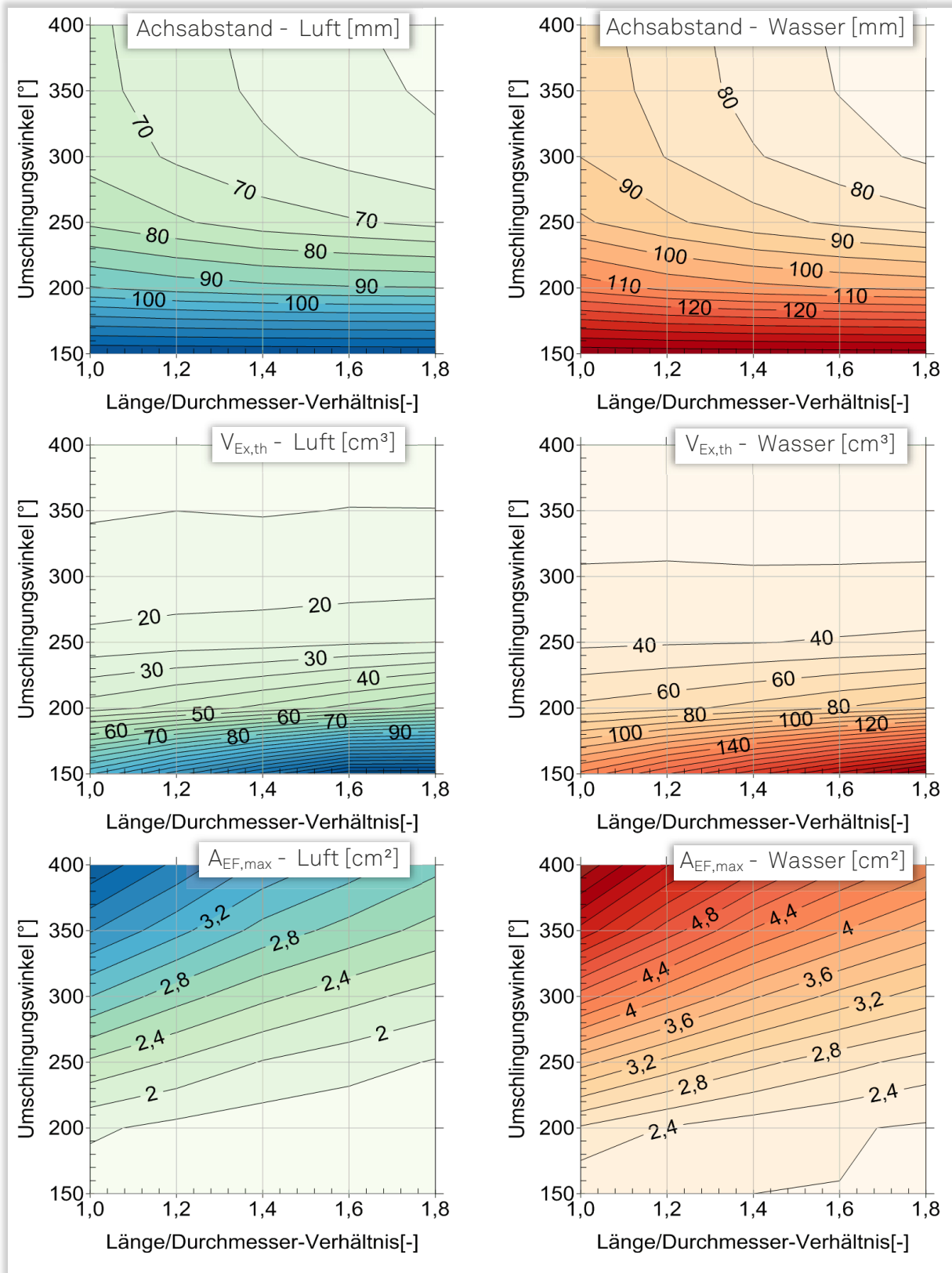
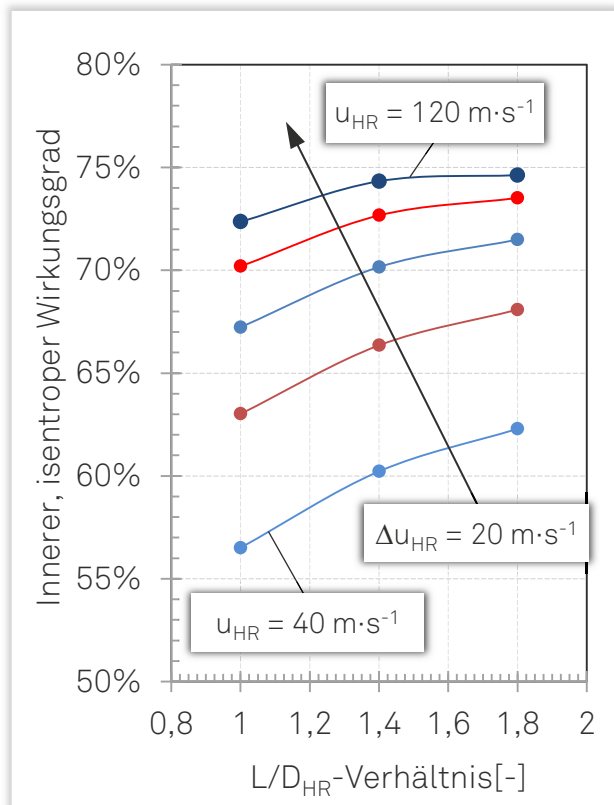


Bild 7.21: Achsabstand, Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn und maximale Größe der Einlassfläche für verschiedene Umschlingungswinkel und  $L/D_{HR}$ -Verhältnisse,  
[Arbeitsmedium: Luft (links) und Wasser (rechts),  
 $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

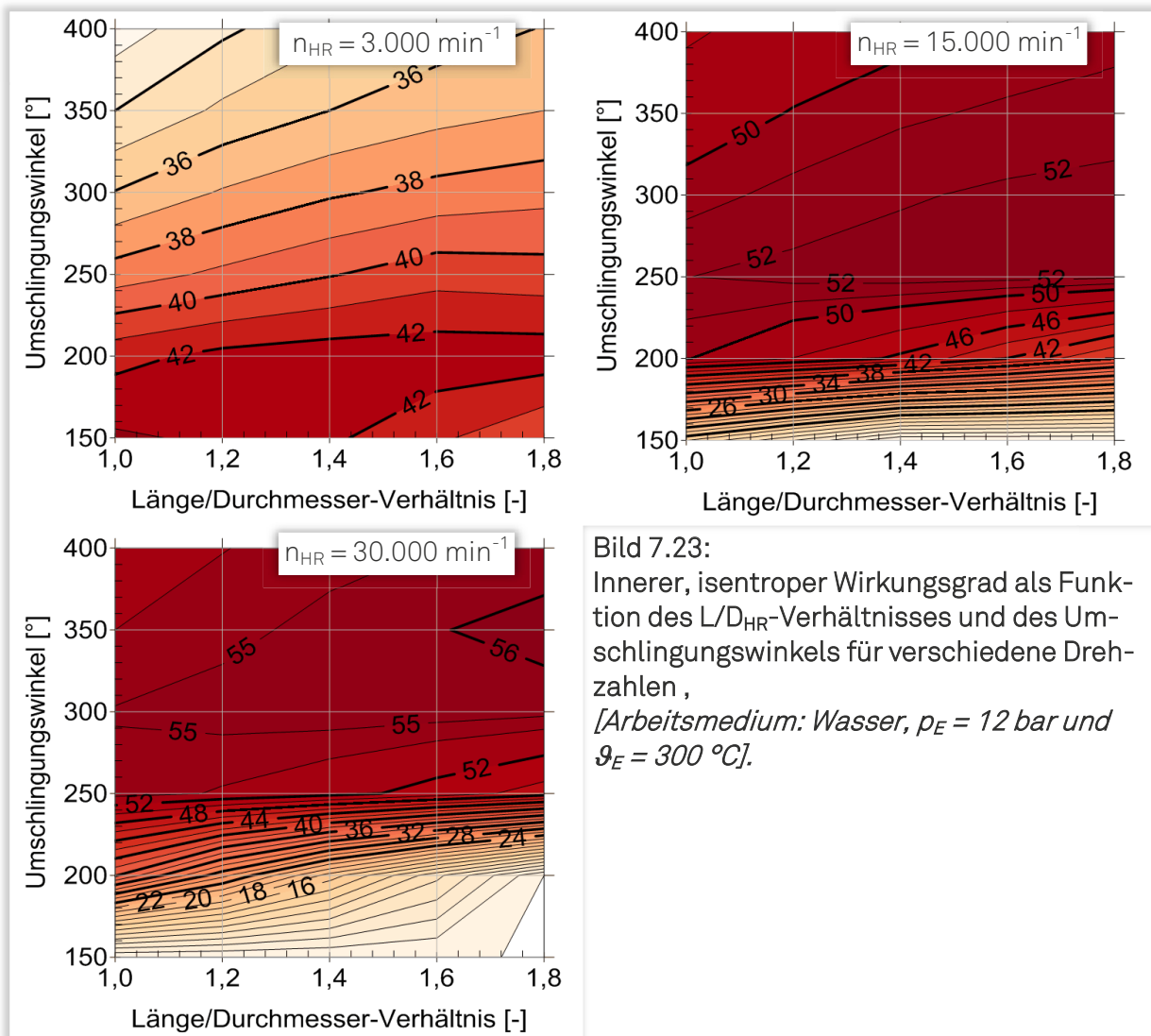
Analog zu den vorangegangenen geometrischen Variationen verhalten sich Spaltkennzahl und Einlassflächenkennzahl gegenläufig. Die ungünstigen Spaltkennzahlen bei minimalem Länge/Durchmesser-Verhältnis und maximalem Umschlingungswinkel lassen sich wiederum durch die vergleichsweise kleinen Kammervolumina bei theoretischem Expansionsbeginn und das entsprechend ungünstige Verhältnis zwischen Kammervolumen und integraler Spaltfläche begründen. Der bereits bekannte Einfluss des Umschlingungswinkels dominiert sowohl bei der Einlassflächen- als auch bei der Spaltkennzahl gegenüber dem Einfluss des Länge/Durchmesser-Verhältnisses.

Für den inneren, isentropen Wirkungsgrad erscheint auch für das Länge/Durchmesser-Verhältnis, ein Kompromiss aus mäßigen Einlassdrosselverlusten und moderaten Spaltverlusten als energetisch optimal. Der innere, isentrope Wirkungsgrad nimmt maximale Werte für Umschlingungswinkel größer  $\varphi_{HR} \approx 250^\circ$  bei Länge/Durchmesser-Verhältnissen ab  $L/D_{HR} \approx 1,3$  an. Eine Änderung dieser Tendenzen ist bei einer Anpassung des inneren Volumenverhältnisses zu erwarten. Die Indikator diagramme aller Maschinen mit einem Umschlingungswinkel größer  $\varphi_{HR} = 250^\circ$  offenbaren eine geringe Unterexpansion, die bei kleinen Länge/Durchmesser-Verhältnissen maximal 0,124 bar beträgt. Im Rahmen dieses Kapitels soll jedoch die Auswirkung auf die geometrischen und energetischen Kennzahlen gezeigt werden, ohne dabei die wirkungsgradoptimale Maschinengeometrie zu erarbeiten. Dies ist, wie bereits diskutiert, in Kombination mit einer Variation der Anlagenparameter Schwerpunkt in Kapitel 8. Das Länge/Durchmesser-Verhältnis zeigt jedoch im Vergleich zum Umschlingungswinkel einen geringeren Einfluss auf den Expansionsenddruck. Für die definierten Randbedingungen wird die Energiewandlungsgüte durch das Länge/Durchmesser-Verhältnis, von allen variierten, geometrischen Parametern, am geringsten beeinflusst.



**Bild 7.22:** Innerer, isentroper Wirkungsgrad als Funktion des  $L/D_{HR}$ -Verhältnisses für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten, [Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

Der Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf die Energiewandlungsgüte, wird exemplarisch für das Arbeitsmedium Wasser am Beispiel des inneren, isentropen Wirkungsgrads behandelt, **Bild 7.22**. Neben integral mit der Umfangsgeschwindigkeit ansteigenden Wirkungsgraden offenbart die Betrachtung des inneren, isentropen Wirkungsgrades einen abnehmenden Einfluss des Länge/Durchmesser-Verhältnisses bei ansteigenden Umfangsgeschwindigkeiten. Die Ursache für dieses Verhalten ist in den mit der Umfangsgeschwindigkeit ansteigenden Drosselverlusten während des Füllvorgangs zu finden. Profitieren Maschinenvarianten mit großem Länge/Durchmesser-Verhältnis im mittleren Umfangsgeschwindigkeitsbereich merklich von der besseren Spaltsituation im Vergleich zur ungünstigen Füllungssituation, so nehmen die hochdruckseitigen Drosselverluste bei maximaler Umfangsgeschwindigkeit derart zu, dass die energetisch positive Spaltsituation zunehmend kompensiert wird.





Der Wechsel der Randbedingungen von konstanten Umfangsgeschwindigkeiten hin zu konstanten Drehzahlen zeigt im kleinen Drehzahlbereich wiederum deutlich abweichende Tendenzen, **Bild 7.23**. Das Wirkungsgradmaximum stellt sich bei kleinen Umschlingungswinkeln und Länge/Durchmesser-Verhältnissen im kleinen bis mittleren Parameterbereich ein.

Begründet durch die Skalierung der Maschinen lassen sich die Tendenzen hinsichtlich Einlassdrosselung und Spaltverlusten nur unzureichend auf den Bereich kleiner Drehzahlen ( $n_{HR} = 3.000 \text{ min}^{-1}$ ) übertragen. Die vorteilhaften, kleinen Länge/Durchmesser-Verhältnisse resultieren primär aus der Annäherung an das angepasste Betriebsverhalten. Mit ansteigender Drehzahl spiegelt das Wirkungsgradverhalten zunehmend die bekannten Tendenzen wieder. Im mittleren Drehzahlbereich verschiebt sich das Wirkungsgradmaximum zunächst in den Bereich mittlerer bis großer Länge/Durchmesser-Verhältnisse und nimmt dann letztendlich das absolute Maximum für das Länge/Durchmesser-Verhältnis von  $L/D_{HR} = 1,8$  bei maximaler Drehzahl an. Die Energiewandlungsgüte bei einer Variation der Drehzahl wird neben dem Umschlingungswinkel und dem Länge/Durchmesser-Verhältnis signifikant durch das gewählte innere Volumenverhältnis von  $v_i = 6$  geprägt. Die vergleichsweise mäßigen inneren, isentropen Wirkungsgrade resultieren aus der Abweichung vom angepassten Betrieb.

### 7.6.6 Zwischenergebnis

Das vorangegangene Kapitel hat den Einfluss der geometrischen Maschinenparameter auf die geometrische Beschaffenheit der einzelnen Maschinenvarianten und die Energiewandlungsgüte für die Arbeitsfluide trockene Luft und überhitzten Wasserdampf für konstante Anlagenbedingungen behandelt.

Die offengelegten Tendenzen hinsichtlich der Auswirkungen durch die Variation eines oder mehrerer geometrischen Parameter zeigen dabei keine signifikanten Unterschiede bei einer Variation des Arbeitsfluids (trockene Luft oder überhitzter Wasserdampf). Einzig die generierbare Innenleistung nimmt beim Arbeitsfluid Wasser deutlich größere Werte an, was sich durch die unterschiedlichen Stoffeigenschaften und das signifikant unterschiedliche Leistungsangebot begründet. Bei allen Variationsrechnungen stellt sich das Leistungs- bzw. Wirkungsgradmaximum nicht für angepasste Betriebspunkte ein, sondern bei einem Expansionsenddruck, der einer geringfügigen Unterexpansion entspricht. Diese Tendenzen bleiben unabhängig von der Spalthöhe und der Umfangsgeschwindigkeit bzw. Drehzahl bestehen. Die Variation der Zähnezahlen zeigt, dass für den festgelegten Referenzzustand die Energiewandlungsgüte primär durch die Wahl der Hauptrotorzähnezahl



bestimmt wird. Anzustreben ist hierbei eine Hauptrotorzähnezahl von  $z_{HR} = 4$  und ein Nebenrotorzähnezahl von  $z_{NR} = 5$  oder 6. Auf Grund des dominierenden Einflusses der Einlassdrosselung erscheinen kleinere Hauptrotorzähnezahlen als ungünstig, was sich bei einer Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit bzw. der Drehzahl zunehmend bemerkbar macht. Bei Variation des Umschlingungswinkels stellt sich das Wirkungsgradmaximum im mittleren Parameterbereich ein. Bei kleinen Umschlingungswinkeln steigen die Drosselverluste bei der Kammerfüllung überproportional an, wohingegen sich bei großen Umschlingungswinkeln die verschlechternde Spaltsituation maßgeblich für die Wirkungsgradabnahme verantwortlich zeigt. Das energetische Optimum wird hierbei jedoch zusätzlich durch die Abweichung vom angepassten Betrieb in Folge des nicht angepassten inneren Volumenverhältnisses beeinflusst. Dieser Zusammenhang zeigt sich auch bei der Variation des Länge/Durchmesser-Verhältnisses. Trotz der zunehmenden Drosselung während der Kammerfüllung erscheinen, für die gewählten Anlagenbedingungen, mittlere bis große Länge/Durchmesser-Verhältnisse als optimal. Das Länge/Durchmesser-Verhältnis zeigt von allen variierten Parametern die geringste Relevanz hinsichtlich der Beeinflussung der Energiewandlungsgüte.



## Dampfschraubenmotoren in CRC-Kreisläufen

In Kapitel 7 wurde der Einfluss der geometrischen Maschinenparameter auf die Energiewandlungsgüte, unter der Randbedingung konstanter Anlagenbedingungen, diskutiert. Beim Einsatz von Dampfschraubenmotoren in CRC-Kreisläufen ist es zweckmäßig, die Anlagenparameter in Abhängigkeit vom angebotenen Abwärmepotenzial, also z.B. der thermischen Energie eines Rauchgasmassenstroms, festzulegen (siehe auch Bild 1.1). Unter Berücksichtigung der zuvor erarbeiteten Erkenntnisse wird im Weiteren, für eine konstante thermische Leistung im mittleren Leistungsbereich, sowohl der Einfluss der geometrischen Maschinenparameter als auch die Interaktion mit den Anlagenparametern hinsichtlich der Energiewandlungsgüte untersucht. Im Gegensatz zum vorangegangenen Kapitel liegt der Fokus hierbei nicht auf der Offenlegung allgemeiner Tendenzen in Folge der Variation der geometrischen Maschinenparameter, sondern auf der Definition einer leistungsoptimalen Maschine in Abhängigkeit des thermischen Energieangebotes. Inwieweit die in diesem Kapitel erarbeiteten Tendenzen allgemeingültig sind, wird durch die Betrachtung alternativer Abwärmeangebote abschließend offengelegt.

### 8.1 Modellierung und Randbedingungen des Kreisprozesses

Obwohl das erarbeitete Simulationsprogramm (EKM) durch die Einbeziehung der Stoffdatenbank REFPROP prinzipiell die thermodynamische Simulation von Dampfschraubenmotoren mit beliebigen Arbeitsfluiden erlaubt, beschränken sich die folgenden Ausarbeitungen auf das Arbeitsmedium überhitzter Wasserdampf. Die Beschränkung auf Fluidzustände im überhitzten Bereich resultiert hierbei nicht aus den technischen Restriktionen des Schraubenmotors. Abgesehen vom Sonder-

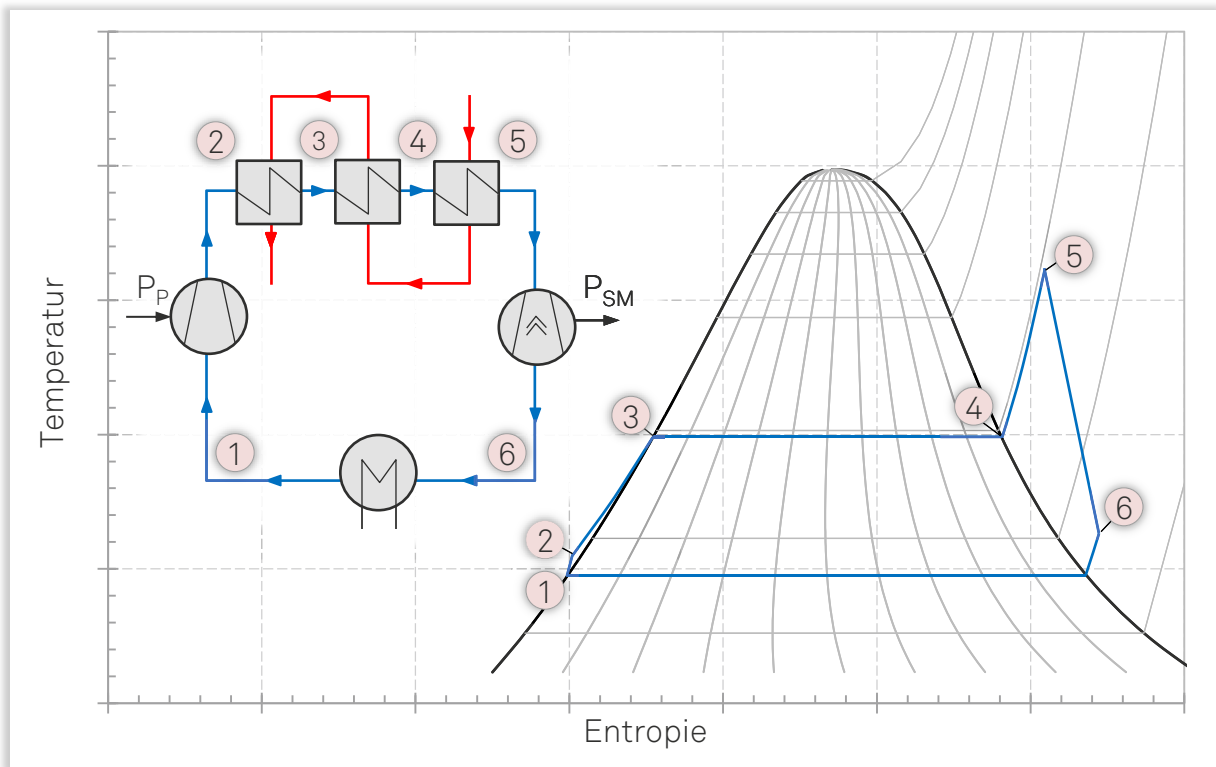
fall des Zwei-Phasen-Schraubenmotors<sup>1)</sup> mit Flash-Verdampfung werden Schraubenmotoren in CRC-Kreisläufen üblicherweise mit Sattedampf betrieben.

Die Berechnung des Fluidzustands im Nassdampfgebiet ist mit dem gewählten Berechnungsmodell, auf Grund der fehlenden Information über den Dampfgehalt, nicht möglich. Durch die hohen Maschinendrehzahlen und die entsprechend kleinen Arbeitsspielzeiten erscheint, selbst bei einer Expansion in das Nassdampfgebiet hinein, die Kondensation von Flüssigkeit in der Arbeitskammer als unwahrscheinlich. Die physikalischen Hintergründe sollen in ihrer prinzipiellen Wirkung im Weiteren vorgestellt werden.

Mit dem Einsetzen der zügig ablaufenden Expansion wird das Arbeitsfluid aus seinem thermodynamischen Gleichgewicht gebracht und in einen metastabilen Zustand überführt. Bei einer Expansion hinein in das Nassdampfgebiet erfolgt die Kondensation nicht plötzlich. Zunächst wird der mikroskopische Effekt der Nukleation bzw. Keimbildung angestoßen. In technischen Applikationen überwiegt der Einfluss der heterogenen Keimbildung, auch als Wandkeimbildung bezeichnet, gegenüber der homogenen Keimbildung (spontane Keimbildung im Wasserdampf bei statistischer Verteilung der Keimstellen) [Kli05], [Sig10]. In Abhängigkeit von der Keimgröße und der Übersättigung des Systems können die Keime erst zu stabilen Partikeln und weiter zu Wassertropfen anwachsen [Wei02], [Lau09]. Die Wachstumsgeschwindigkeit hängt, neben den Stoffeigenschaften, von strukturellen und physikalischen Gegebenheiten ab. Die Dauer bis zum Entstehen eines Wassertropfens kann hierbei Größenordnungen entsprechend der Dauer eines Arbeitsspiels im mittleren Drehzahlbereich annehmen. Eine signifikante Beeinflussung der Energiewandlungsgüte durch kondensierende Flüssigkeitsanteile in der Arbeitskammer kann daher vermutlich, auch bei einer Expansion in das Nassdampfgebiet hinein, größtenteils ausgeschlossen werden. Die Kondensation würde möglicherweise gegen Ende des Arbeitsspiels erfolgen. Hier ist der Einfluss auf die Spaltabdichtung jedoch nur noch von geringer Bedeutung. Möglich sind auch Betriebspunkte, bei denen sich der thermodynamische Gleichgewichtszustand erst nach dem Verlassen der Arbeitskammer einstellt. In Analogie zum Betrieb von Dampfturbinen fällt die Feuchte erst „nach“ der Maschine aus und beeinflusst entsprechend nicht die Energiewandlung in der Arbeitskammer. Inwieweit diese Vorstellung von der Überhitzung des Arbeitsfluids abhängt, kann im Rahmen dieser Arbeit nicht geklärt werden und bietet Potenzial für zukünftige Untersuchungen.

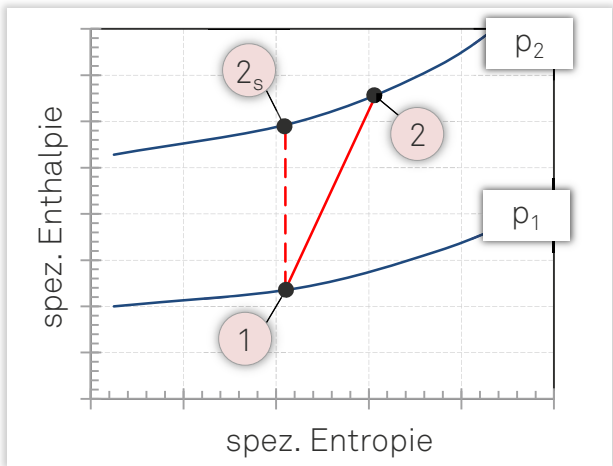
---

<sup>1)</sup> Das Druckwasser ( $x = 0$ ) wird über stirnseitige Kurzdüsen in die Arbeitskammer eingedüst und verdampft spontan [Kli05].



**Bild 8.1:** Schematisches Temperatur-Entropie-Diagramm mit den Hauptkomponenten eines typischen CRC-Kreislaufs.

Die Hauptkomponenten des CRC-Prozesses werden im Folgenden, Bezug nehmend auf das T-s-Diagramm des Kreisprozesses, erläutert, **Bild 8.1**. Ausgehend vom Zustand 1 wird das Arbeitsfluid durch die Speisewasserpumpe auf einen definierten Betriebsdruck zwischen  $p_{HD} = 5$  und 40 bar gebracht. Abweichend von der isentropen Charakteristik wird im Rahmen der Variationsrechnungen von einem konstanten Pumpenwirkungsgrad  $\eta_P = 0,7$ , unabhängig von Druck und dem durchgesetzten Massenstrom, ausgegangen, **Bild 8.2**. Die aufzubringende Förderarbeit der Pumpe berechnet sich entsprechend zu:



**Bild 8.2:** Schematische Zustandsänderung der Pumpe im h-s-Diagramm.

$$W_P = m_a \cdot (h_2 - h_1) = m_a \cdot \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_P} \tag{Gl. 8.1}$$

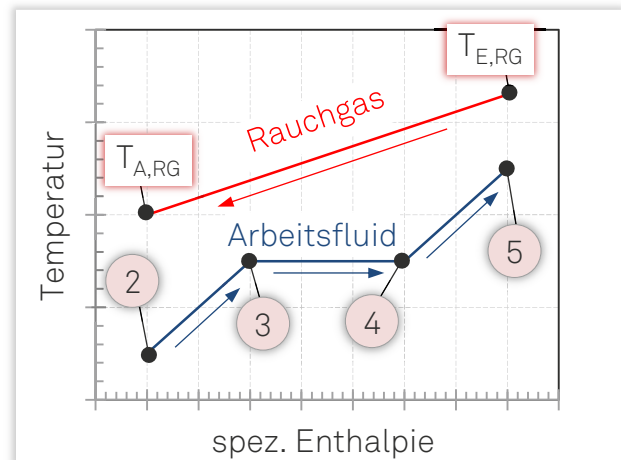
Dem unter Druck stehenden Arbeitsfluid wird im Weiteren die Wärme eines Abgases (Rauchgas) über einen Wärmeübertrager zugeführt. Die maximale Eintrittstemperatur des Rauchgases in den Wärmeübertrager wird für alle nachfolgenden Variati-

onsrechnungen mit  $\vartheta_{RG,max} = 500 \text{ °C}$  angenommen, was einem mittleren bis hohen Temperaturniveau entspricht (siehe auch Bild 1.1).

Die übertragene Wärmemenge ist hierbei abhängig von den Massenströmen und den Wärmekapazitäten des Rauchgases und des Arbeitsfluids. Für die Berechnung der isobaren Wärmekapazität des Rauchgases wird von einem Stoffgemisch, bestehend aus 74,1 % Stickstoff, 13,1 % Kohlenstoffdioxid und 12,8 % Wasserdampf, ausgegangen. Die Parameter entsprechen typischen Werten im mittleren Leistungsbereich, wie sie in mobilen Onroad und Nonroad-

Anwendungen, in Applikationen der Kraft-Wärme-Kopplung und in Solarthermieprozessen vorkommen. Der Wirkungsgrad des Wärmeübertragers wird, neben dem Konstruktionsprinzip, durch die Wärmeaustauschfläche und die Wärmeleitfähigkeit der eingesetzten Materialien bestimmt. Da die Ermittlung der zu erwartenden Wirkungsgrade über den Rahmen dieser Arbeit hinausgehen würden, wird im Weiteren vereinfacht von einem konstanten Wärmeübertragerwirkungsgrad von  $\eta_{WÜ} = 0,9$  ausgegangen. Der Wärmeübertragerwirkungsgrad  $\eta_{WÜ}$  beschreibt das Verhältnis des übertragenen Wärmestroms zum theoretisch maximal möglichen Wärmestrom. Die Zustandsänderungen des Arbeitsfluids während der Wärmezufuhr, sowie das Temperaturverhalten des Rauchgases sind in **Bild 8.3** schematisch dargestellt. Das Arbeitsfluid wird unter Enthalpiezunahme zunächst erwärmt, durchläuft das Nassdampfgebiet bei konstanter Temperatur und wird anschließend auf die Motoreintrittstemperatur überhitzt. Im Gegenstrom nehmen gleichzeitig Temperatur und Enthalpie des Rauchgases ab. Die kleinstzulässige Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmedium und Rauchgas wird als Pinch-Point bezeichnet [Vet11]. Der Pinch-Point-Abstand entspricht für alle nachfolgenden Untersuchungen der minimalen Grädigkeit und wird mit  $\Delta\vartheta_G = 10 \text{ °C}$  festgelegt. Hieraus resultiert eine maximale Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{HD,max} = 490 \text{ °C}$ .

Das unter Druck und Temperatur stehende Arbeitsfluid wird anschließend im Dampfschraubenmotor, unter Abgabe mechanisch nutzbarer Wellenarbeit, entspannt. Die Anlagenbedingungen an der Niederdruckseite werden hierbei durch die Randbedingungen des Kondensators vorgegeben. Für die folgenden Untersuchungen wird eine Kondensatortemperatur von  $\Delta\vartheta_K = 100 \text{ °C}$  vereinbart. Die Energieumwandlungsgüte des CRC-Kreislaufs wird maßgeblich durch die Wahl der Kondensa-



**Bild 8.3:** Schematische Zustandsänderung bei der Wärmezufuhr.

tortemperatur bestimmt. Zum einen ist die benötigte Kühlleistung (unberücksichtigt in der Energiebilanz) abhängig von der Kondensatortemperatur. Zum anderen wird die Energiewandlungsgüte des Dampfschraubenmotors signifikant durch die Anlagenbedingungen auf der Niederdruckseite bestimmt. Da der Fokus auf der Untersuchung des Dampfschraubenmotors und nicht auf der Optimierung des Kreisprozesses liegt, wird auf die Variation der Kondensatortemperatur verzichtet. Ebenso wird die alternativ mögliche Definition eines konstanten Kondensatordrucks nicht betrachtet.

Die Randbedingungen des CRC-Kreislaufs und die vereinbarten Vereinfachungen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Rohrreibungsverluste werden nicht berücksichtigt
- Wärmeverluste und Anlagenleckagen werden vernachlässigt
- Der maximale Betriebsdruck beträgt  $p_{HD,max} = 40 \text{ bar}$
- Die minimale Motoreintrittstemperatur entspricht einer druckabhängigen, minimalen Überhitzung von  $\vartheta_{HD,min} = \vartheta(x = 1) + 20 \text{ °C}$
- Die maximale Rauchgastemperatur beträgt  $\Delta\vartheta_{RG} = 500 \text{ °C}$
- Die minimale Grädigkeit beträgt  $\Delta\vartheta_G = 10 \text{ °C}$  und die maximale Motoreintrittstemperatur entsprechend  $\Delta\vartheta_{HD,max} = 490 \text{ °C}$
- Für die Speisewasserpumpe wird ein konstanter Wirkungsgrad von  $\eta_P = 0,7$  gewählt
- Der Wirkungsgrad des Wärmeübertragers beträgt  $\eta_{WÜ} = 0,9$
- Die Kondensatortemperatur beträgt  $\vartheta_K = 100 \text{ °C}$
- Die Antriebsleistung für die Kühlaggregate wird in der Energiebilanz nicht berücksichtigt (s. Kapitel 8.2)
- Die Expansion erfolgt rein überhitzt

## 8.2 Energetische Kennzahlen

Zur Beurteilung der Energiewandlungsgüte von Dampfschraubenmotoren in CRC-Kreisläufen werden im Weiteren zwei Kennzahlen bemüht, die zum einen die autarke Energiewandlung des Dampfschraubenmotors in Abhängigkeit der angebotenen thermischen Leistung des Rauchgases und zum anderen den Wirkungsgrad des Gesamtprozesses, im Rahmen der vereinbarten Randbedingungen, beschreiben.

Zur Beurteilung der Ausnutzung der durch die Wärmequelle angebotenen thermischen Leistung wird der vereinfachte Kreislaufwirkungsgrad

$$\eta_{\text{Kr}} = \frac{P_i}{\dot{Q}} \cdot 100 \% \quad (\text{Gl. 8.2})$$

definiert.

Hierbei entspricht der Wärmestrom  $\dot{Q}$  der dem Arbeitsfluid über Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer zugeführten thermischen Leistung. Die alternativ übliche, hier jedoch nicht verwendete, Definition des Kreislaufwirkungsgrades beschreibt das Verhältnis der effektiven Leistung an der Abtriebswelle und des Wärmestroms. Die vereinfachend gewählte Innenleistung  $P_i$  des Dampfschraubenmotors berücksichtigt definitionsgemäß nicht die mechanischen Verluste, die Massenstromverluste über externe Leckagen sowie die Wärmeverluste.

Unberücksichtigt bei der Betrachtung des Kreislaufwirkungsgrades bleibt der Eigenverbrauch der CRC-Anlage. Beschrieben wird dieser durch die elektrische Pumpenleistung und die Antriebsleistung für etwaige vorhandene Kühlaggregate. Unter Berücksichtigung der Randbedingungen lässt sich der Anlagenwirkungsgrad zu

$$\eta_A = \frac{P_i - P_P - P_K}{\dot{Q}} \cdot 100 \% \quad (\text{Gl. 8.3})$$

definieren. Die Kühlleistung  $P_K$  wird im Weiteren jedoch nicht berücksichtigt.

### 8.3 Variation der geometrischen Maschinenparameter bei konstanter thermischer Leistung im mittleren Leistungsbereich ( $\dot{Q} = 250 \text{ kW}$ )

Die gekoppelte Variation der Anlagenparameter und der geometrischen Maschinenparameter wird im Rahmen des folgenden Kapitels für konstante thermische Leistungen durchgeführt. Der übertragene Wärmestrom

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{RG}} \cdot c_p \cdot \Delta T_{\text{RG}} \quad (\text{Gl. 8.4})$$

ergibt sich aus dem Produkt des Rauchgasmassenstroms, der isobaren Wärmekapazität und der Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austrittsseite des Wärmeübertragers. Der Bezugswärmestrom wird für die nachfolgenden Berechnungen mit  $\dot{Q} = 250 \text{ kW}$  festgelegt. Die Untersuchung der Auswirkung einer Variation dieses



Parameters wird im Anschluss exemplarisch für halbierte bzw. verdoppelte Wärmeströme diskutiert.

Im Weiteren wird zunächst die Abhängigkeit des Anlagenmassenstroms von der Eintrittstemperatur und die Auswirkung unterschiedlicher Anlagenparameter auf die Energiewandlungsgüte der in Kapitel 7 definierten Referenzmaschine aufgezeigt. Anschließend wird die Variation der bekannten geometrischen Parameter realisiert. Im Gegensatz zu Kapitel 7.6, in dem die Auswirkungen der Variation auf die geometrischen Gegebenheiten diskutiert wurde, ist das Ziel der folgenden Variationsrechnung die Erarbeitung von leistungsoptimalen Kombinationen der geometrischen Parameter in Verbindung mit den Anlagenparametern. Die Wirkung der technisch physikalischen Wirkmechanismen wird hierbei, aufbauend auf den bisherigen Untersuchungsergebnissen, berücksichtigt. Um die Variationsbreite in einem überschaubaren Rahmen zu halten, wird auf die Untersuchung des Drehzeiteinflusses verzichtet. Die Exploration des prinzipiellen Einflusses der Umfangsgeschwindigkeits- bzw. Spalthöhenvariation wird exemplarisch am Beispiel des inneren Volumenverhältnisses thematisiert.

### 8.3.1 Anlagenparameter

Das Kollektiv der Anlagenparameter setzt sich aus der Kombination von Eintrittsdruck, Eintrittstemperatur und Anlagenmassenstrom zusammen. Mögliche Parameterkombinationen aus Eintrittsdruck und Eintrittstemperatur sowie die resultierenden Anlagenmassenströme sind in **Bild 8.4** dargestellt. Oberhalb der Phasengrenzlinie ( $x = 1$ ) beginnt der nutzbare Temperaturbereich unter Einhaltung der minimalen Temperaturdifferenz von 20 °C. Diese kann als eine Art „Sicherheitsabstand“ verstanden werden, wodurch für alle Variationsrechnungen die verlustbehaftete Expansion in das Nassdampfgebiet vermieden wird.

Der Anlagenmassenstrom nimmt maximale Werte bei geringen Eintrittsdrücken und minimaler Überhitzung an. Für eine Erhöhung der Eintrittstemperaturen reicht das thermische Leistungsangebot nicht mehr zur Überhitzung der gleichen Fluidmasse aus, was die mit zunehmender Eintrittstemperatur abnehmenden Anlagenmassenströme begründet. Analog wird bei einer Druckerhöhung mehr Wärme für die Überhitzung benötigt, wodurch bei konstanter Temperatur der Anlagenmassenstrom abnimmt.

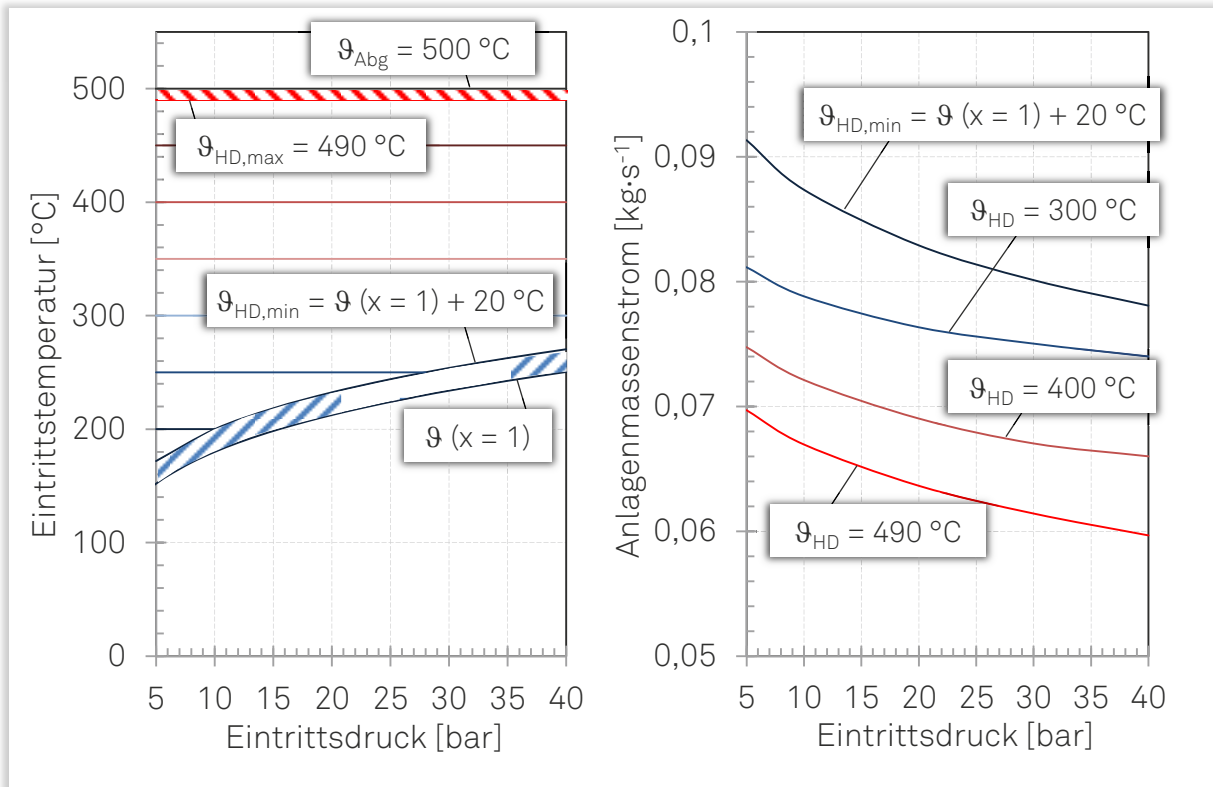


Bild 8.4: Eintrittstemperatur (links) und Anlagenmassenstrom (rechts) als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Parameterkombinationen,  $[\dot{Q} = 250 \text{ kW}]$ .

Aus den unterschiedlichen Parameterkombinationen bestehend aus Eintrittstemperatur und Eintrittsdruck ergeben sich unterschiedliche isentrope Leistungen, **Bild 8.5**. Begründet durch die gewählte Randbedingung einer konstanten Kondensatortemperatur von  $\vartheta_K = 100 \text{ °C}$  steigt die isentrope Leistung bei Erhöhung der Eintrittstemperatur an. Dies macht sich im Bereich geringer Eintrittsdrücke am stärksten bemerkbar.

Im Weiteren wird der Einfluss der beiden gekoppelten Parameter Eintrittstemperatur und Anlagenmassenstrom auf die Energiewandlungsgüte für Maschinenvarianten mit den geometrischen Parametern der Referenzmaschine als Funktion des Eintrittsdrucks diskutiert, **Bild 8.6**. In Analogie zu Kapi-

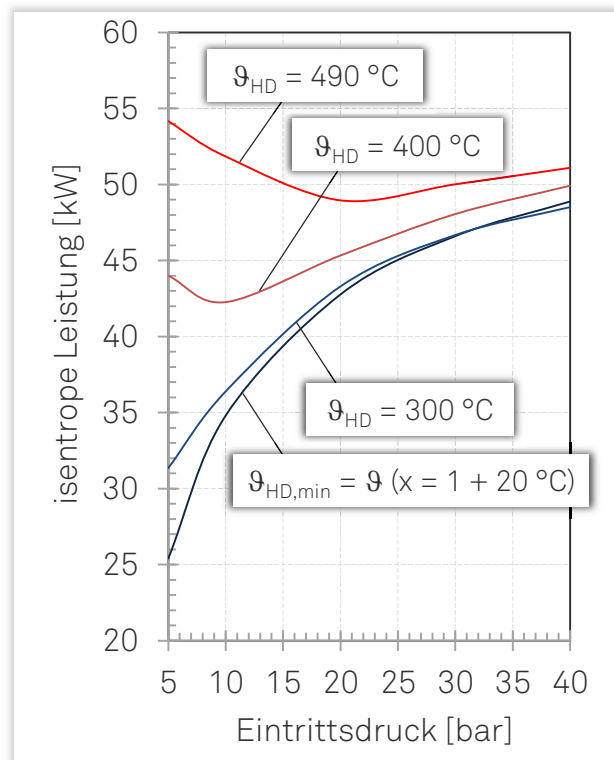
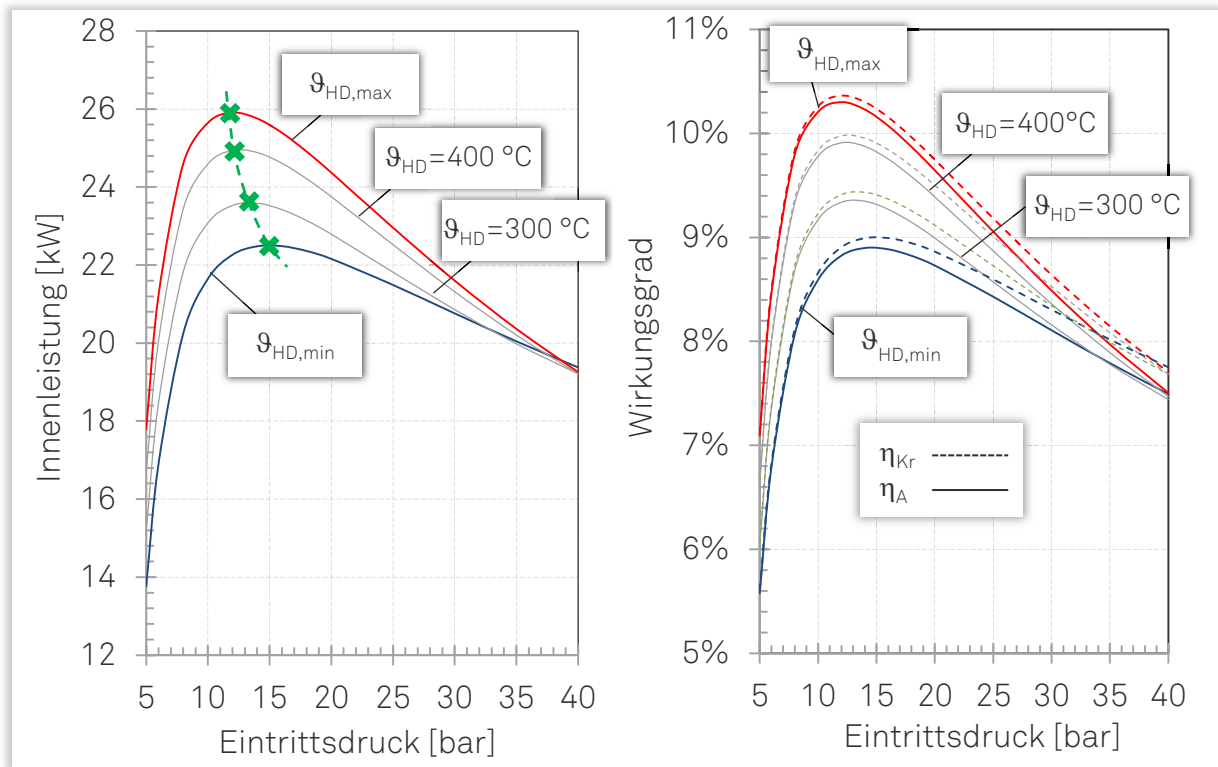


Bild 8.5: Isentrope Leistung als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Parameterkombinationen,  $[\dot{Q} = 250 \text{ kW}]$ .

tel 7.6 liegt jedem Datenpunkt eine Maschinenvariante zu Grunde, die unter Berücksichtigung der Eintrittsparameter an der Hochdruckseite auf den vorgegebenen Anlagenmassenstrom skaliert ist.



**Bild 8.6:** Innenleistung (links) und Kreislauf- bzw. Anlagenwirkungsgrad (rechts) als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Eintrittstemperaturen,  
 $[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, v_i = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}, \dot{Q} = 250 \text{ kW}]$ .

Das absolute Leistungsmaximum ( $P_{i,max} = 25,8 \text{ kW}$ ) stellt sich bei maximaler Überhitzung und einem Eintrittsdruck  $p_{HD} \approx 12 \text{ bar}$  ein. Bei einer Reduzierung der Motoreintrittstemperatur nimmt die Innenleistung über dem gesamten Druckbereich, analog zur isentropen Leistung, ab. Die Verschiebung des Leistungsmaximums hin zu größeren Eintrittsdrücken ist ein weiteres Merkmal der Temperaturreduzierung und wird ebenfalls maßgeblich durch die Skalierung hervorgerufen. Neben der Innenleistung sind in Bild 8.6 der Kreislauf- und der Anlagenwirkungsgrads dargestellt. Das Maximum des Kreislaufwirkungsgrads stellt sich bei  $\eta_{Kr} = 0,103$  ein, wobei die Tendenzen der Innenleistung, auf Grund der konstanten thermischen Leistung als Bezugsgröße, erhalten bleiben. Die Differenz zwischen Kreisprozess- und Anlagenwirkungsgrad wird einzig durch die Leistungsaufnahme der Pumpe hervorgerufen. Selbst bei maximalem Eintrittsdruck beträgt die Differenz zwischen den beiden Wirkungsgraden weniger als 0,3 Prozentpunkte. Der Einfluss der Pumpenleistung auf den Anlagenwirkungsgrad kann entsprechend als gering eingestuft werden.

Unter Berücksichtigung der erarbeiteten Ergebnisse wird für die folgende Untersuchung der geometrischen Maschinenparameter stets von Betriebspunkten mit maximaler Überhitzung ausgegangen. Der Anlagendruck dient weiter als freier Variationsparameter.

### 8.3.2 Inneres Volumenverhältnis

Wie bereits mehrfach aufgezeigt wird der Kammerdruck bei Expansionsende maßgeblich durch das innere Volumenverhältnis bestimmt. Unter energetischen Gesichtspunkten erscheint die Festlegung eines inneren Volumenverhältnisses optimal, welches eine geringe Unterexpansion und somit einen Expansionsenddruck oberhalb des Anlagengegendrucks gewährleistet (Kapitel 7.6).

Für die Ermittlung des leistungsoptimalen inneren Volumenverhältnisses, wird für jeden Betriebspunkt das innere Volumenverhältnis zwischen  $v_i = 2$  und 9 variiert, Bild 8.7.

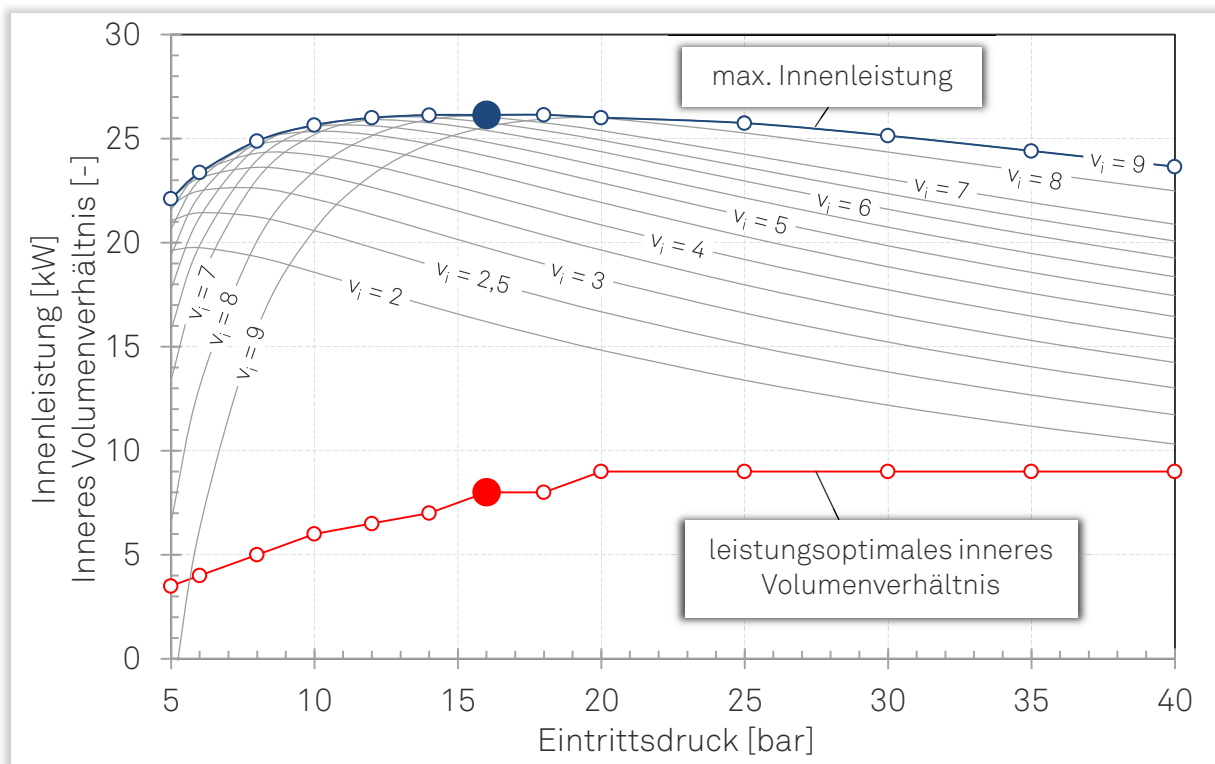


Bild 8.7: Innenleistung und leistungsoptimales inneres Volumenverhältnis als Funktion des Eintrittsdrucks bei maximaler Überhitzung,  $[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}, \dot{Q} = 250 \text{ kW}]$ .

Das Leistungsmaximum stellt sich hierbei für einen Eintrittsdruck von  $p_E = 16 \text{ bar}$  bei einem inneren Volumenverhältnis von  $v_i = 8$ , ein. Bei einer Erhöhung des Eintrittsdrucks verschiebt sich das leistungsoptimale innere Volumenverhältnis erwartungsgemäß hin zu größeren Werten, jedoch bewirken die zunehmenden Drossel-

verluste beim hochdruckseitigen Ladungswechsel sowie die abnehmenden Massenströme, trotz zunehmender, isentroper Leistung, abnehmende Innenleistungen im oberen Druckbereich. Die generierbaren Innenleistungen lassen den Schluss zu, dass auch bei einer weiteren Vergrößerung des inneren Volumenverhältnisses keine signifikante Leistungssteigerung im oberen Druckbereich zu erwarten ist. Hinsichtlich der Anlagengestaltung lässt sich hieraus ableiten, dass für die Dimensionierung des CRC-Kreislaufs für das vereinbarte thermische Leistungsangebot und die festgelegten Randbedingungen, die Druckklasse PN 16 als eine sinnvolle Obergrenze erscheint.

Die Untersuchung des Einflusses der Randbedingungen (Umfangsgeschwindigkeit und Spalthöhe) auf die Energiewandlungsgüte bei gleichzeitiger Variation der geometrischen Parameter wird im Rahmen dieses Kapitels exemplarisch am Beispiel des inneren Volumenverhältnisses diskutiert, **Bild 8.8**. Die Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit führt, neben dem bekannten Anstieg der Innenleistung, zu einer Verschiebung des Leistungsmaximums hin zu höheren Eintrittsdrücken. Durch die Umfangsgeschwindigkeitsvariation zwischen  $u_{HR} = 40$  und  $120 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  verschiebt sich der leistungsoptimale Eintrittsdruck von  $p_E = 12 \text{ bar}$  bis hin zu  $p_E = 18 \text{ bar}$ . Das leistungsoptimale innere Volumenverhältnis bleibt bei der Verschiebung des Eintrittsdrucks näherungsweise konstant. Lediglich für die maximale Umfangsgeschwindigkeit ist eine Verkleinerung des inneren Volumenverhältnisses, auf Grund der starken Drosselwirkung beim hochdruckseitigen Ladungswechsel, anzustreben.

Erheblichen Einfluss auf die Festlegung des leistungsoptimalen Eintrittsdrucks zeigt die Spalthöhe. Bei Variation der Spalthöhe um  $\Delta h_{Sp} = \pm 0,05 \text{ mm}$  stellt sich das Leistungsmaximum bei einem Eintrittsdruck von  $p_E = 12 \text{ bar}$  ( $h_{Sp} = 0,2 \text{ mm}$ ), bzw.  $20 \text{ bar}$  ( $h_{Sp} = 0,1 \text{ mm}$ ) ein. Bedingt eine Reduzierung der Spalthöhe keine Anpassung des leistungsoptimalen inneren Volumenverhältnisses, so sollte es bei größerer Spalthöhe zunehmend kleinere Werte annehmen. Die Ursache hierfür liefert der abnehmende Kammerdruck bei theoretischem Expansionsbeginn und die hieraus resultierende Überexpansion bei nicht angepasstem inneren Volumenverhältnis.

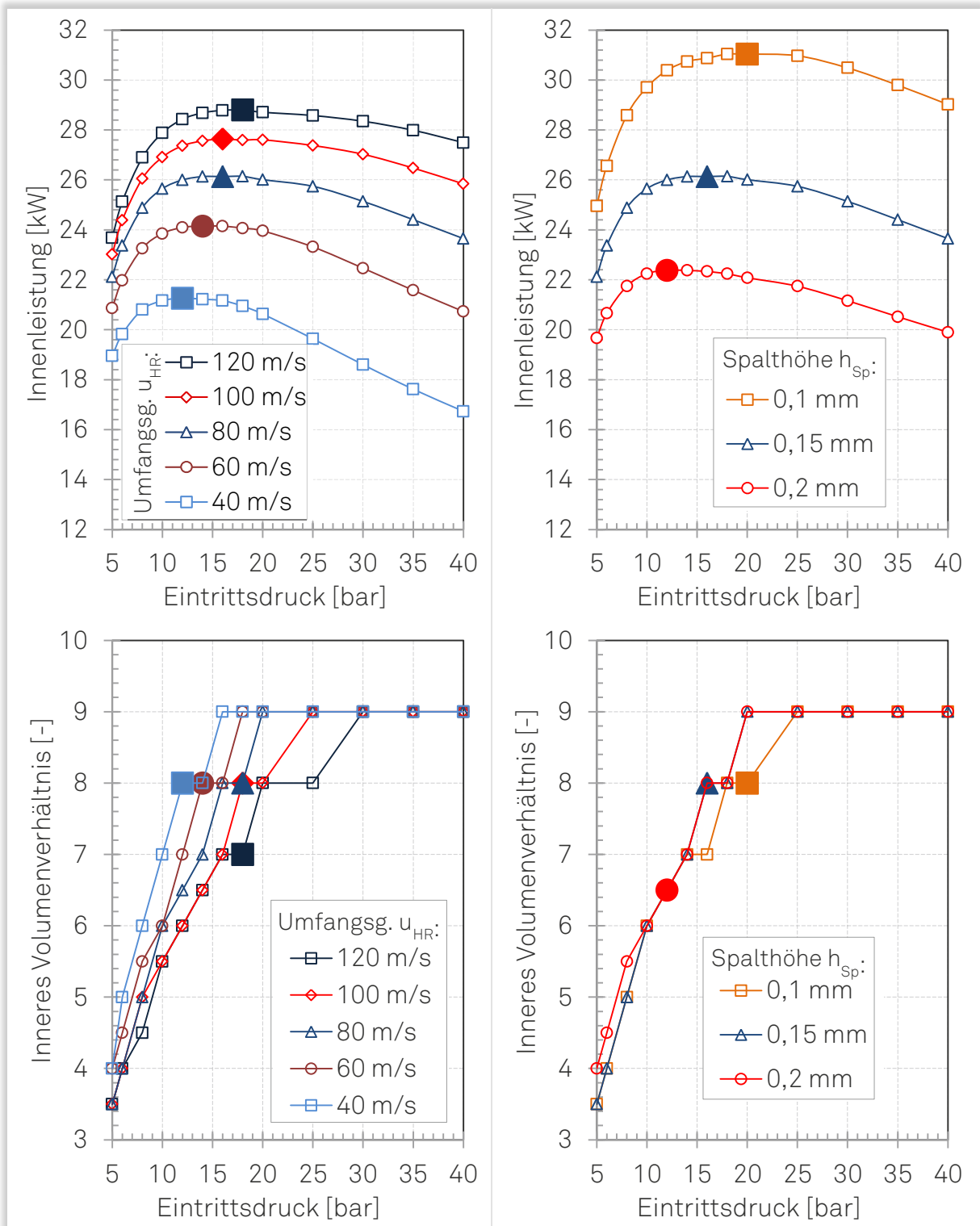
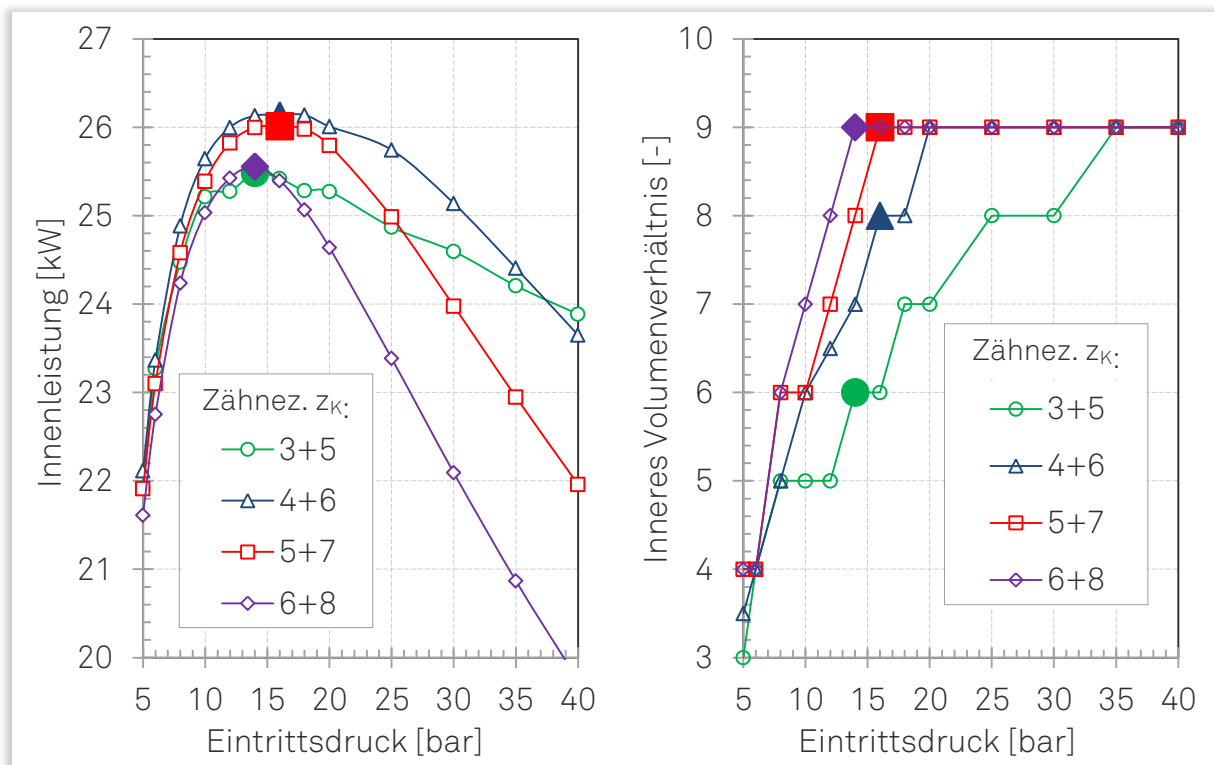


Bild 8.8: Innenleistung mit zugehörigem, leistungsoptimalen inneren Volumenverhältnis als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten (links) und Spalthöhen (rechts),  
 $[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, \dot{Q} = 250 \text{ kW}]$ .

### 8.3.3 Zähnezahlkombination

Die Untersuchung des Zähnezahleinflusses erfolgt wiederum bei gleichzeitiger Anpassung des inneren Volumenverhältnisses, **Bild 8.9**. Der leistungsoptimale Eintrittsdruck zeigt keine wesentliche Abhängigkeit von der Zähnezahlkombination und stellt sich, für die untersuchten Parameterkombinationen, zwischen  $p_E = 14$  bis 16 bar ein. Das Leistungsmaximum stellt sich bei einer Zähnezahlkombination von  $z_K = 4+6$ , gefolgt von  $z_K = 5+7$  ein. Energetisch ungünstig erscheinen, analog zu den in Kapitel 7.6.3 diskutierten Ergebnissen, Zähnezahlkombinationen mit kleiner Hauptrotorzähnezahl sowie Hauptrotorzähnezahlen  $z_{HR} > 5$ . Das leistungsoptimale innere Volumenverhältnis variiert für Hauptrotorzähnezahlen  $z_{HR} > 4$  nur unwesentlich. Das kleine leistungsoptimale innere Volumenverhältnis von  $v_i = 6$  bei einer Hauptrotorzähnezahl von  $z_{HR} = 3$  resultiert aus dem dominierenden Einfluss der hochdruckseitigen Drosselverluste bei diesen Maschinenvarianten.



**Bild 8.9:** Innenleistung (links) mit zugehörigem, leistungsoptimalen inneren Volumenverhältnis (rechts) als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Zähnezahlkombinationen,  $[\varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, \dot{Q} = 250 \text{ kW}]$ .

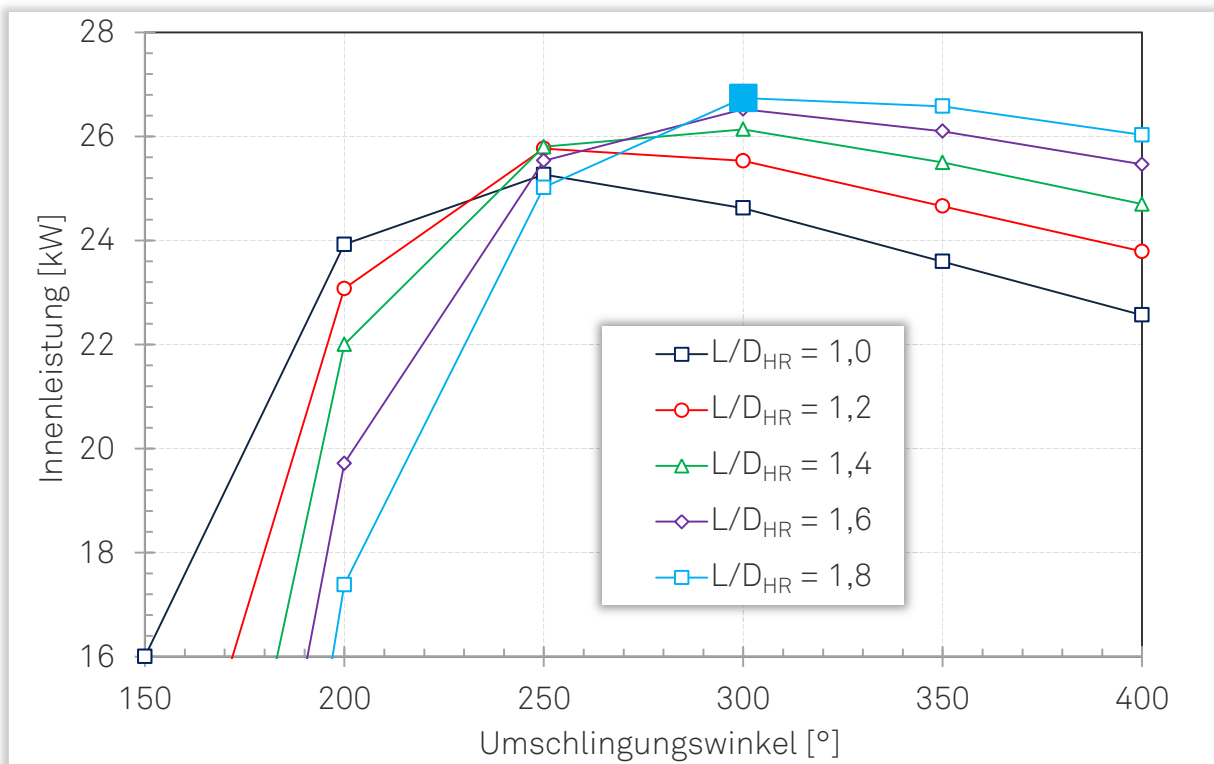
Im Sinne einer übersichtlichen Darstellung der Ergebnisse werden ausschließlich Zähnezahlkombinationen mit einer Zähnezahldifferenz von  $\Delta z_K = 2$  diskutiert. Die in Kapitel 7.6.3 offengelegten Tendenzen lassen sich in ihrer prinzipiellen Wirkung auf die Randbedingung einer konstanten thermische Leistung übertragen. Energie-



tische Vorteile zeigen Hauptrotorzähnen von  $z_{HR} = 4$  und 5, wobei die Zähnezahldifferenz zum Nebenrotor erst ab  $\Delta z_K < 2$  abnehmende Innenleistungen bedingt.

### 8.3.4 Umschlingungswinkel und Länge/Durchmesser-Verhältnis

Die Untersuchung des Umschlingungswinkels und des Länge/Durchmesser-Verhältnisses erfolgt unter Berücksichtigung der in Kapitel 7.6 erarbeiteten Erkenntnisse und berücksichtigt die gegenseitige Beeinflussung beider Parameter. Für die folgende Betrachtung werden die Zähnezahlkombination und das innere Volumenverhältnis zunächst konstant gehalten. Die Auswirkung einer Anpassung des inneren Volumenverhältnisses wird im Anschluss diskutiert. Die Untersuchungen werden bei einem Eintrittsdruck von  $p_E = 16$  bar und maximaler Überhitzung durchgeführt, **Bild 8.10**.

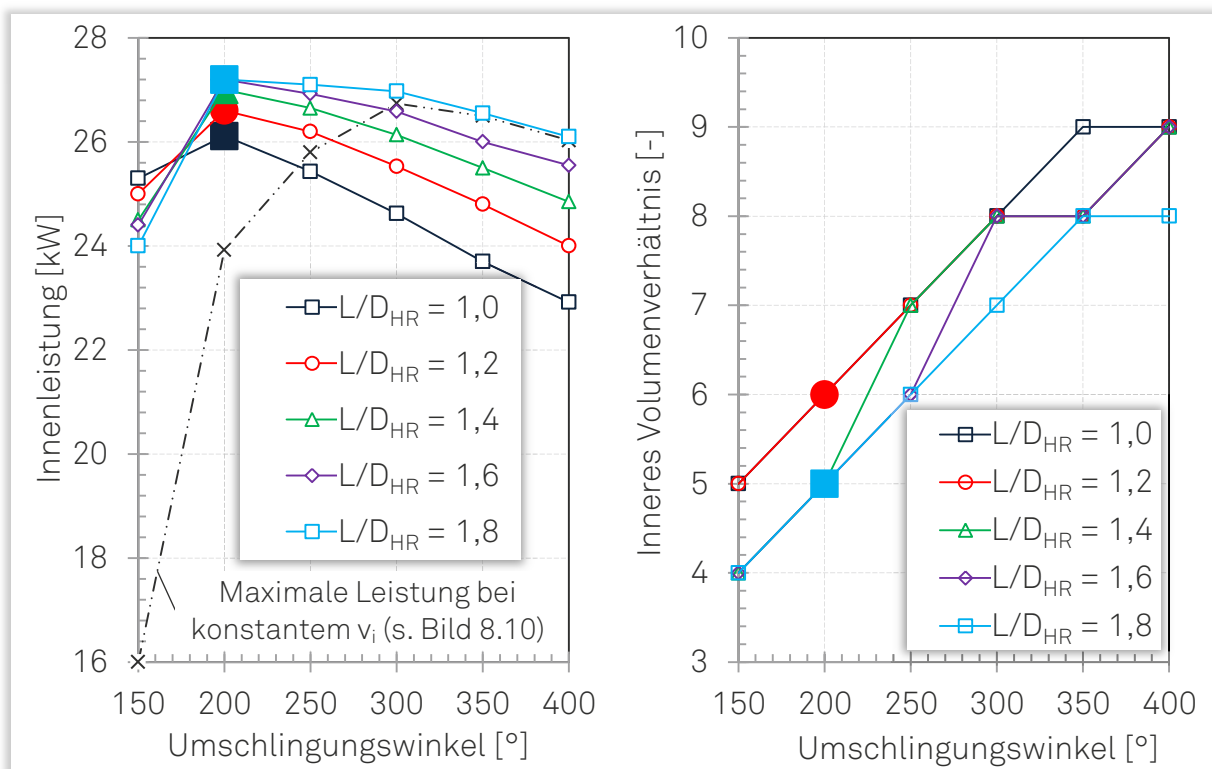


**Bild 8.10:** Innenleistung als Funktion des Umschlingungswinkels für verschiedene  $L/D_{HR}$ -Verhältnisse,  
 $[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, v_i = 8, \dot{Q} = 250 \text{ kW}, p_E = 16 \text{ bar}]$ .

Das Leistungsmaximum stellt sich für die vereinbarten Randbedingungen bei maximalem Länge/Durchmesser-Verhältnis und einem Umschlingungswinkel von  $\varphi_{HR} = 300^\circ$  ein. Bedingt eine Vergrößerung des Umschlingungswinkels nur eine geringe Abnahme der inneren Leistung, so führen Umschlingungswinkel  $\varphi_{HR} < 250^\circ$  zu signifikant abfallenden Innenleistungen. Dieses Verhalten ist für große Länge/Durchmesser-Verhältnisse am stärksten ausgeprägt. Im Rahmen des Parame-

terbereichs dominiert in bekannter Weise der Einfluss des Umschlingungswinkels gegenüber dem des Länge/Durchmesser-Verhältnisses.

Die Ergebnisse in Kapitel 7.6 haben gezeigt, dass die Energiewandlungsgüte bei einer Variation des Umschlingungswinkels und des Länge/Durchmesser-Verhältnisses maßgeblich durch die Verschiebung des Expansionsenddrucks und die resultierende Unter- bzw. Überexpansion bestimmt wird. Um diesem Umstand im Rahmen der Untersuchung von leistungsoptimalen Maschinenvarianten Rechnung zu tragen, erfolgt hier die Variation beider geometrischer Parameter, bei gleichzeitiger Anpassung des inneren Volumenverhältnisses, **Bild 8.11**. Dargestellt ist jeweils die Innenleistung bei leistungsoptimalem inneren Volumenverhältnis. Dominiert bei nicht angepasstem inneren Volumenverhältnis der Einfluss des Umschlingungswinkels noch gegenüber dem Länge/Durchmesser-Verhältnis, so ist diese Aussage bei angepasstem inneren Volumenverhältnis nicht mehr gültig. Beide geometrischen Parameter beeinflussen die Energiewandlungsgüte in vergleichbarer Größenordnung.



**Bild 8.11:** Innenleistung (links) mit zugehörigem, leistungsoptimalen inneren Volumenverhältnis (rechts) als Funktion des Umschlingungswinkels für verschiedene  $L/D_{HR}$ -Verhältnisse,  
 $[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \dot{Q} = 250 \text{ kW}, p_E = 16 \text{ bar}]$ .

Im Gegensatz zu den Ergebnissen bei konstantem inneren Volumenverhältnis verschiebt sich das Leistungsmaximum bei angepasstem inneren Volumenverhältnis hin zu kleineren Umschlingungswinkeln. Für alle Länge/Durchmesser-Verhältnisse

stellt sich das Leistungsmaximum bei  $\varphi_{HR} = 200^\circ$  ein. Die Verschiebung hin zu kleinen Umschlingungswinkeln bedingt zusätzlich eine Abnahme des leistungsoptimalen inneren Volumenverhältnisses. Ist für kleine Länge/Durchmesser-Verhältnisse ein inneres Volumenverhältnis von  $v_i = 6$  optimal, so nimmt es für Länge/Durchmesser-Verhältnisse  $L/D_{HR} > 1,4$  bis auf  $v_i = 5$  weiter ab.

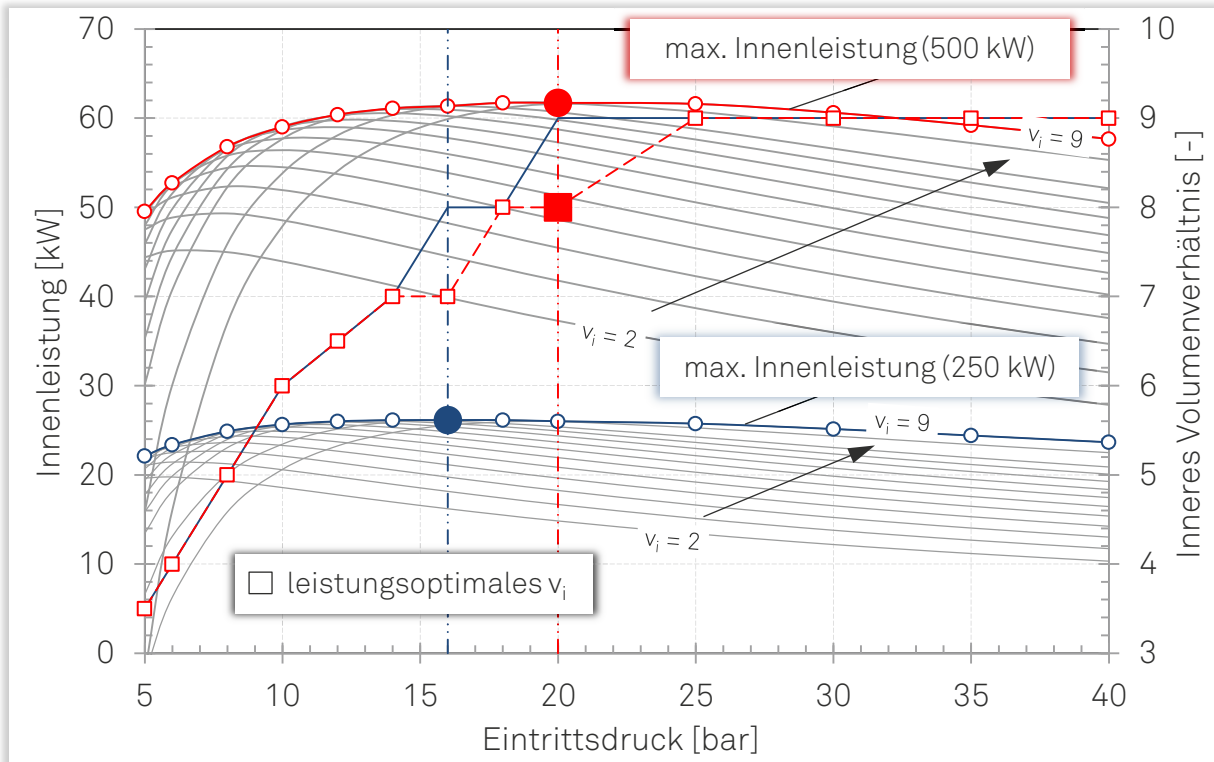
## 8.4 Einfluss des thermischen Leistungsangebots

Für eine konstante thermische Leistung von  $\dot{Q} = 250$  kW zeigen die Untersuchungsergebnisse, dass eine maximale Überhitzung des Arbeitsfluids über dem gesamten Druckbereich anzustreben ist. Das Leistungsmaximum stellt sich für Maschinenvarianten mit den geometrischen Parametern der Referenzmaschine und angepasstem inneren Volumenverhältnis bei einem Eintrittsdruck von  $p_E = 16$  bar ein. Neben einer Zahnzahlkombination von  $z_K = 4+6$  sind große Länge/Durchmesser-Verhältnisse ( $L/D_{HR} = 1,8$ ) bei einem Umschlingungswinkel von  $\varphi_{HR} = 200^\circ$  und angepasstem inneren Volumenverhältnis als leistungsoptimal anzusehen. Sensibel verhält sich das innere Volumenverhältnis, das stets eine geringe Unterexpansion ermöglichen sollte und in Abhängigkeit der weiteren geometrischen Parameter Werte zwischen  $v_i = 5$  und 8 annimmt.

Um beurteilen zu können, inwieweit die erarbeiteten Parameter und Tendenzen allgemeingültig sind, wird im Weiteren der Einfluss der thermischen Leistung auf die leistungsoptimalen Maschinen- und Anlagenparameter untersucht. Exemplarisch wird hierfür von einer Halbierung bzw. Verdoppelung der thermischen Leistung ausgegangen. Die beiden thermischen Leistungen entsprechen Abwärmepotenzialen, die zum einen typisch für Onroad Anwendungen oder Mikro-KWK-Applikationen sind ( $\dot{Q} = 125$  kW) und zum anderen Anwendungen in der Solarthermie, mobilen Nonroad Applikationen oder in kleinen bis mittelgroßen KWK-Anlagen finden ( $\dot{Q} = 500$  kW).

Bei einer Verdoppelung der thermischen Leistung steigt die maximal generierbare Innenleistung, für eine Maschinenvariante mit den geometrischen Parametern der Referenzmaschine und einem inneren Volumenverhältnis von  $v_i = 8$ , von 26,1 kW ( $\dot{Q} = 250$  kW) um 136 % auf  $P_i = 61,7$  kW ( $\dot{Q} = 500$  kW) an, **Bild 8.12**. Hierbei verschiebt sich der leistungsoptimale Eintrittsdruck von  $p_E = 16$  bar auf 20 bar. Da sich die beiden Leistungsmaxima für Maschinen mit identischen geometrischen Parametern einstellen, kann die Verschiebung des leistungsoptimalen Eintrittsdrucks hin zu größeren Werten allein durch die Baugrößenunterschiede in Folge der abweichenden Anlagenmassenströme begründet werden. Bei einer Verdoppelung der thermischen Leistung steigt die Baugröße der Maschine im Rahmen der Skalierung

an, was hinsichtlich der Drosselverluste während des Füllvorgangs gleichbedeutend mit energetischen Vorteilen ist. Zusätzlich resultiert aus der zunehmenden Baugröße eine Verbesserung des Verhältnisses zwischen Kammervolumen und integraler Spaltfläche.



**Bild 8.12:** Innenleistung und leistungsoptimales inneres Volumenverhältnis als Funktion des Eintrittsdrucks bei maximaler Überhitzung,  
 $[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}]$ .

Auch bei einer Reduzierung der thermischen Leistung wird die Innenleistung maßgeblich durch die Skalierung beeinflusst **Bild 8.13**. Das Leistungsmaximum stellt sich mit  $P_{i,max} = 10,6 \text{ kW}$  ( $\dot{Q} = 125 \text{ kW}$ ) bei einem Eintrittsdruck von  $p_E = 12 \text{ bar}$  ein. Neben der Verschiebung des leistungsoptimalen Eintrittsdrucks hat eine Reduzierung der thermischen Leistung auch Auswirkungen auf die Wahl des leistungsoptimalen inneren Volumenverhältnisses. Dieses reduziert sich von  $v_i = 8$  (bei  $\dot{Q} = 250 \text{ kW}$  und  $500 \text{ kW}$ ) auf  $v_i = 6,5$  für eine thermische Leistung von  $\dot{Q} = 125 \text{ kW}$ .

Bei der Untersuchung des thermischen Leistungsangebots wird hinsichtlich der Eintrittsbedingungen von einer maximalen Überhitzung des Arbeitsfluids ausgegangen. Für kleine thermische Leistungen ist diese Annahme im Sinne einer leistungsoptimalen Auslegung jedoch nicht über dem gesamten Druckbereich gültig, **Bild 8.14**.

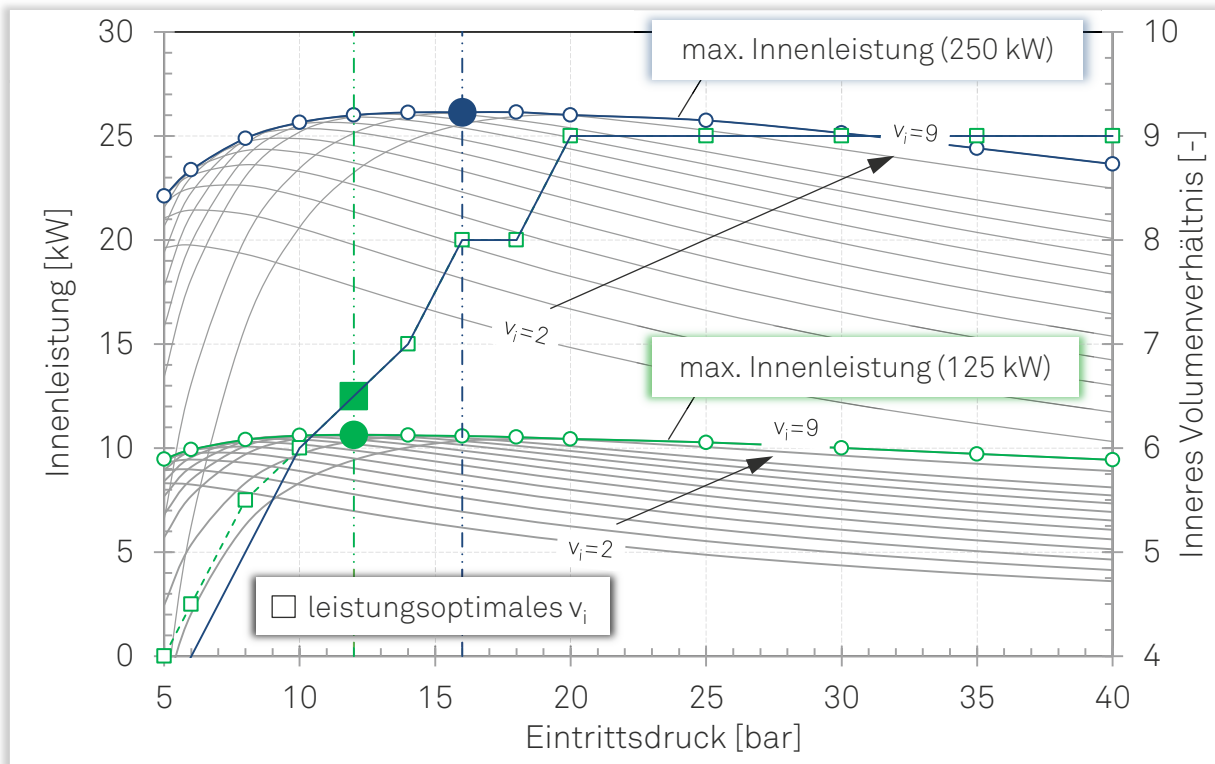


Bild 8.13: Innenleistung und leistungsoptimales inneres Volumenverhältnis als Funktion des Eintrittsdrucks bei maximaler Überhitzung,  $[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}]$ .

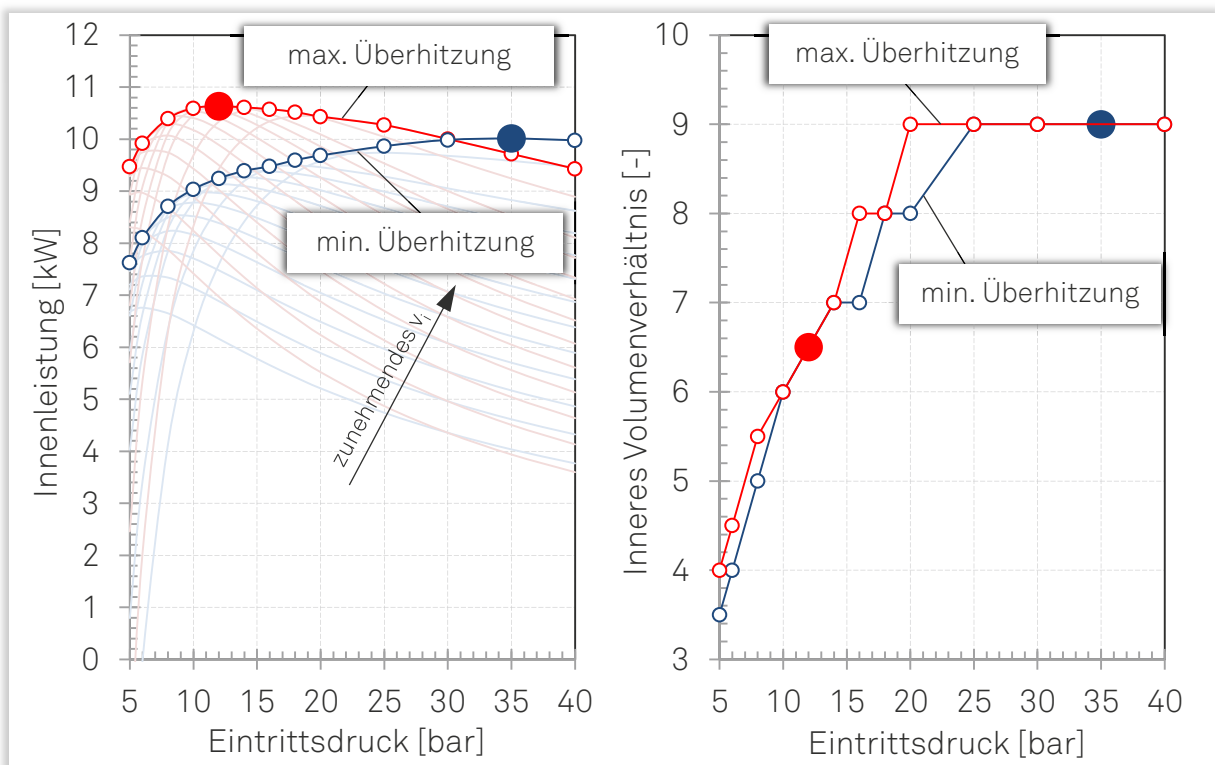


Bild 8.14: Innenleistung (links) und leistungsoptimales inneres Volumenverhältnis (rechts) als Funktion des Eintrittsdrucks bei maximaler und minimaler Überhitzung,  $[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}, \dot{Q} = 125 \text{ kW}]$ .

Für Eintrittsdrücke  $p_E < 30$  bar weisen Maschinenvarianten, die mit maximal überhitztem Anlagenmassenstrom betrieben werden, die größten Innenleistungen auf. Für die betrachtete, vergleichsweise geringe thermische Leistung ( $\dot{Q} = 125$  kW) ändert sich dieses jedoch bei einer weiteren Erhöhung des Eintrittsdrucks. Die geringfügig größeren Innenleistungen bei minimaler Überhitzung für Eintrittsdrücke  $p_E > 30$  bar lassen sich durch den größeren Anlagenmassenstrom und das entsprechend größere Bauvolumen begründen. Dargestellt sind lediglich die generierbaren Innenleistungen für minimale bzw. maximale Überhitzung. Bei einer „Anpassung“ der Temperatur an den Druckbereich kann die bei maximaler Überhitzung abnehmende Innenleistung für Eintrittsdrücke  $p_E > 30$  bar teilweise kompensiert werden.

Unter Berücksichtigung des möglichen Einsatzgebiets dieser Maschinenvarianten in PKW oder LKW Applikationen sei darauf verwiesen, dass die Untersuchungsergebnisse keine Rückschlüsse hinsichtlich eines möglichen Teillastverhaltens erlauben, da jeder einzelne Datenpunkt einer Maschine mit individuellen, absoluten Abmessungen entspricht (Skalierung auf den Anlagenmassenstrom).

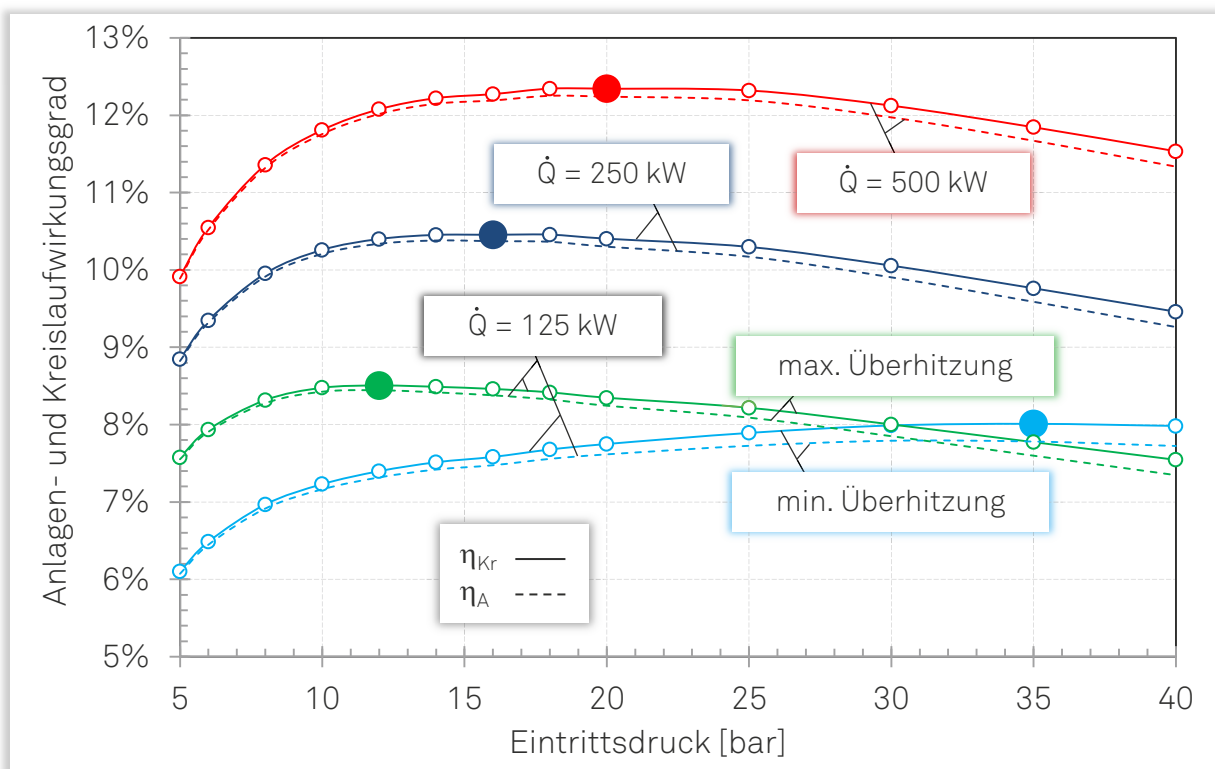


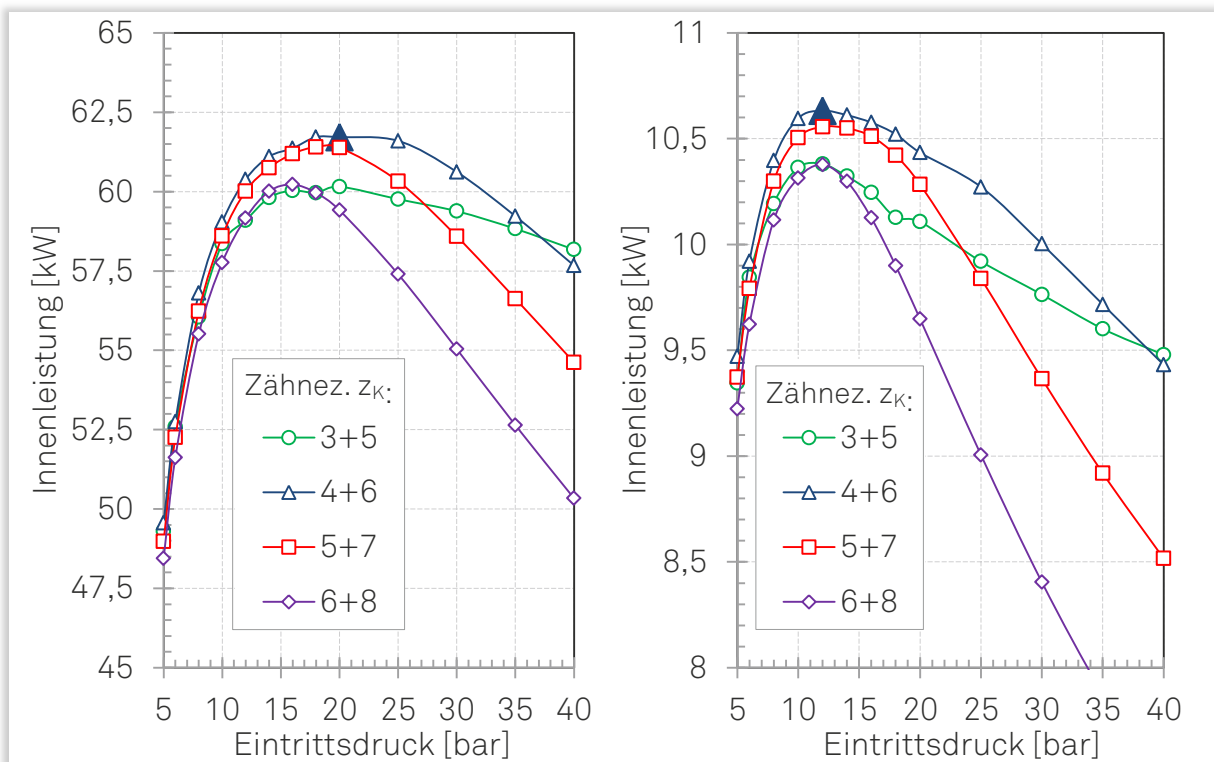
Bild 8.15: Anlagen- und Kreislaufwirkungsgrad als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene thermische Leistungen,  $[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}]$ .

Ermöglicht die Untersuchung der Innenleistung im Wesentlichen Rückschlüsse über das Verhalten eines oder mehrerer Parameter bei konstanter thermischer Leistung, so dienen der Anlagen- und der Kreislaufwirkungsgrad zur Beschreibung

der Gesamtenergiewandlungsgüte unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Potenziale, **Bild 8.15**.

Der Anlagenwirkungsgrad nimmt maximale Werte für große thermische Leistungsangebote an. Bei einer Reduzierung des Leistungsangebots nimmt die Baugröße der Dampfschraubenmotoren ab, was sowohl für das Drosselverhalten während der Kammerfüllung als auch für die Spaltmassenströme integral ansteigende Dissipationen verursacht. Die Druckabhängigkeit des Anlagenwirkungsgrads entspricht den bekannten Tendenzen und wurde bereits bei der Untersuchung der Innenleistung thematisiert. Der Kreislaufwirkungsgrad offenbart keine signifikante Veränderung durch die Berücksichtigung des Leistungsbedarfs der Speisewasserpumpe. Da dieses Verhalten auch bei den folgenden Untersuchungen gültig ist, wird auf die Darstellung des Anlagenwirkungsgrades im Weiteren verzichtet. Die Beurteilung der Energiewandlungsgüte erfolgt ausschließlich unter Verwendung des Kreislaufwirkungsgrads.

Die Zähnezahlkombination zeigt, auch bei einer Variation der Abwärmepotenziale keine Abweichung von den bisher bekannten Tendenzen, **Bild 8.16**.



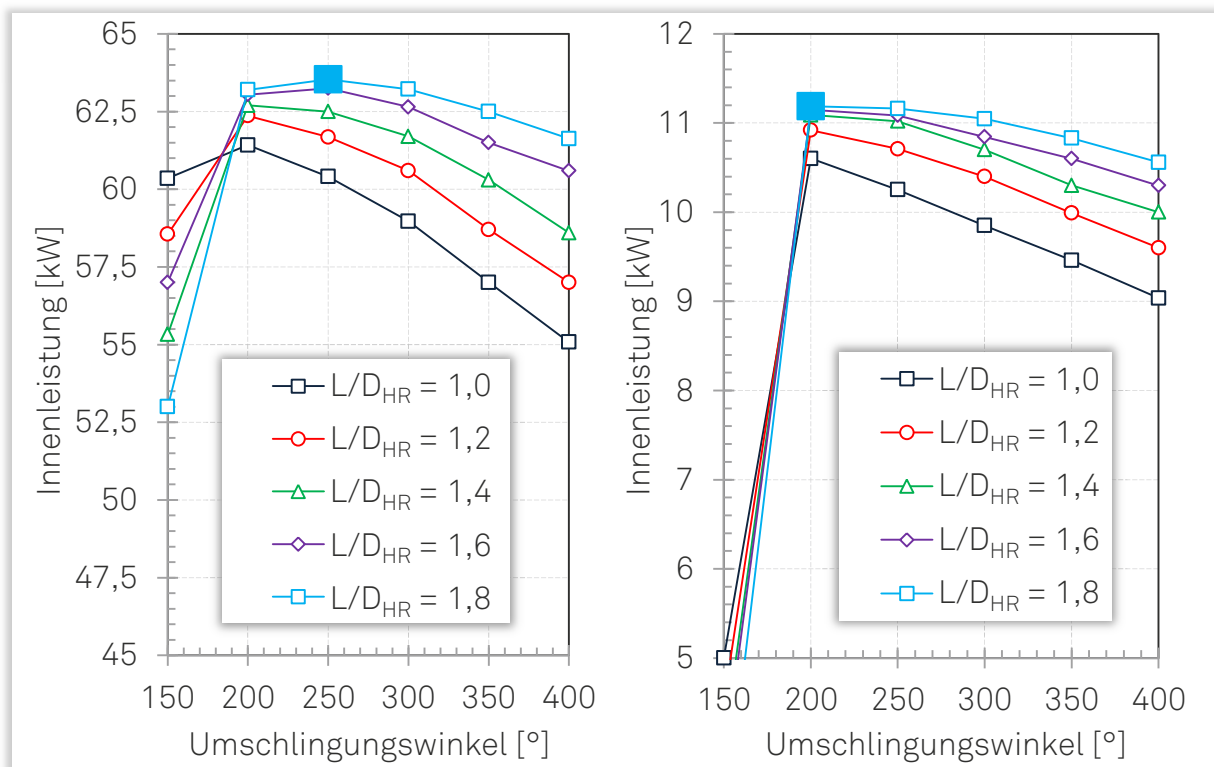
**Bild 8.16:** Innenleistung als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Zähnezahlkombinationen bei angepasstem inneren Volumenverhältnis,  $[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}, \dot{Q} = 500 \text{ kW (links) und } \dot{Q} = 125 \text{ kW (rechts)}]$ .

Die Innenleistung nimmt sowohl für eine Verkleinerung als auch für eine Vergrößerung der thermischen Leistung maximale Werte für eine Zähnezahlkombination von



$z_K = 4+6$ , gefolgt von  $z_K = 5+7$ , an. Maßgeblichen Einfluss zeigt auch hier wieder die Hauptrotorzahnezahl, wobei eine Differenz von  $\Delta z_K = 1$  (nicht dargestellt) oder 2 anzustreben ist und eine vergleichbare Energiewandlungsgüte erlaubt.

Der Umschlingungswinkel und das Länge/Durchmesser-Verhältnis werden, analog zu Kapitel 8.3, bei gleichzeitiger Anpassung des inneren Volumenverhältnisses untersucht, **Bild 8.17**. Für das Länge/Durchmesser-Verhältnis kann unabhängig von der thermischen Leistung der Wärmequelle die Empfehlung von großen Werten ausgesprochen werden. Bei gleichzeitiger Anpassung des inneren Volumenverhältnisses ist die Beeinflussung der Energiewandlungsgüte jedoch vergleichsweise moderat. Besonders bei kleiner thermischer Leistung stellt die Festlegung des Länge/Durchmesser-Verhältnisses einen Kompromiss zwischen maximaler Energiewandlungsgüte und den konstruktiven Randbedingungen dar. Da der Bauraum für die Lager und Dichtungen durch die geringe Baugröße bei großem Länge/Durchmesser-Verhältnis begrenzt wird, kann diesem Umstand durch die Wahl von kleineren Länge/Durchmesser-Verhältnissen entgegengewirkt werden.



**Bild 8.17:** Innenleistung als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Umschlingungswinkel bei angepasstem inneren Volumenverhältnis,  $[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}, \dot{Q} = 500 \text{ kW (links) und } \dot{Q} = 125 \text{ kW (rechts)}]$ .

Der energetisch optimale Umschlingungswinkel verschiebt sich bei einer Verdoppelung der thermischen Leistung hin zu größeren Werten und stellt sich bei  $\phi_{HR} = 250^\circ$  ein. Das energetisch optimale innere Volumenverhältnis beträgt bei maximaler

thermischer Leistung  $v_i = 7$ , bei minimaler thermischer Leistung jedoch lediglich  $v_i = 5$ . Die Ursache hierfür liefert wiederum die unterschiedliche Baugröße und die entsprechend abweichende Wirkung der technisch-physikalischen Wirkmechanismen. Der Kammerdruck bei Expansionsende ist im Bereich des energetischen Optimums, bei allen drei Abwärmepotenzialen, durch eine geringe Unterexpansion gekennzeichnet.

## 8.5 Zwischenergebnis

In CRC-Kreisläufen stellt die Festlegung der Anlagenparameter, unter der Randbedingung einer konstanten thermischen Leistung, einen Kompromiss zwischen dem Grad der Überhitzung und den entsprechenden Auswirkungen auf den Anlagenmassenstrom dar. Für eine thermische Leistung im mittleren Leistungsbereich ( $\dot{Q} = 250 \text{ kW}$ ) zeigen die Variationsrechnungen über dem gesamten Druckbereich leistungsoptimale Werte bei maximaler Überhitzung. Die im Rahmen der Kreisprozessberechnungen ermittelten Kreislauf- und Anlagenwirkungsgrade verdeutlichen, dass der Leistungsbedarf der Speisewasserpumpe keinen signifikanten Einfluss auf die Energiewandlungsgüte des CRC-Kreislaufs hat.

Die Variation und Untersuchung der geometrischen Maschinenparameter zeigt, dass innere Volumenverhältnisse anzustreben sind, die eine geringe Unterexpansion bedingen. Diese Empfehlung kann unabhängig vom thermischen Potenzial und der Wahl der Randbedingungen als allgemeingültig formuliert werden. Für den mittleren thermischen Leistungsbereich ist ein Eintrittsdruck von  $p_E = 16 \text{ bar}$  anzustreben. Bei einer Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit oder einer Verkleinerung der Spalthöhe, verschiebt sich der leistungsoptimale Eintrittsdruck hin zu größeren Werten, bis maximal  $p_{HD} = 20 \text{ bar}$ . Sensibel erscheint hierbei besonders die Abhängigkeit des Eintrittsdrucks von der Spalthöhe.

Hinsichtlich der Energiewandlungsgüte zeigt die Zähnezahlkombination keinen signifikanten Einfluss, solange die Empfehlung von Hauptrotorzähnezahlen  $z_{HR} = 4$  oder  $5$ , bei einer Zähnezahldifferenz am Nebenrotor von  $\Delta z_{NR} = 1$  oder  $2$  eingehalten wird. Dies gilt uneingeschränkt im betrachteten thermischen Leistungsbereich zwischen  $\dot{Q} = 125$  und  $500 \text{ kW}$ . Ebenfalls allgemeingültige Tendenzen zeigt das Länge/Durchmesser-Verhältnis. Anzustreben sind möglichst große Länge/Durchmesser-Verhältnisse, wobei im Zusammenspiel mit dem Umschlingungswinkel die Anpassung des inneren Volumenverhältnisses zu berücksichtigen ist. Umschlingungswinkel  $\varphi_{HR} < 200^\circ$  sind stets zu vermeiden, wobei sich der leistungsoptimale Umschlingungswinkel bei einer Erhöhung der thermischen Leistung geringfügig von  $\varphi_{HR} = 200^\circ$  auf  $250^\circ$  verschiebt. Das angepasste innere Volumenverhältnis nimmt

bei geringem thermischen Abwärmeangebot vergleichsweise kleine Werte an ( $v_i = 5$  bei  $\dot{Q} = 125$  kW) und verschiebt sich, bei einer Vergrößerung der thermischen Leistung, infolge der veränderten Baugröße hin zu größeren Werten ( $v_i = 7$  bei  $\dot{Q} = 500$  kW).

Neben den Auswirkungen auf die geometrischen Parameter der Maschinenvarianten resultiert aus der Variation der Abwärmepotenziale eine Verschiebung der optimalen Anlagenparameter. Stellt sich das Leistungs- bzw. Wirkungsgradmaximum stets bei maximal überhitztem Arbeitsfluid ein, so verschiebt sich der anzustrebende Eintrittsdruck bei zunehmender thermischer Leistung hin zu größeren Werten. Als optimal erscheinen Eintrittsdrücke von  $p_{HD} = 20$  bar bei  $\dot{Q} = 500$  kW und  $p_{HD} = 12$  bar bei  $\dot{Q} = 125$  kW.

**Tabelle 8.1:** Geometrische und energetische Daten und Kennzahlen der leistungsoptimalen Schraubenmotoren für verschiedene Abwärmepotenziale, [ $\dot{Q} = 125$  bis 500 kW].

Länge	$\dot{Q} = 125$ kW	$\dot{Q} = 250$ kW	$\dot{Q} = 500$ kW
Hauptrotorzähnezahl [-]	4	4	4
Nebenrotorzähnezahl [-]	6 [5]	6 [5]	6
Inneres Volumenverhältnis [-]	5	5	7
Umschlingungswinkel [°]	200	200	250
Länge/Durchmesser-Verhältnis [-]	1,8	1,8	1,8
Hubvolumen [cm <sup>3</sup> ]	121,6	224,7	815
Achsabstand [mm]	40,2	49,3	75,9
Hauptrotordurchmesser [mm]	51,2	61,8	96,7
Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	29.848	24.321	15.799
Liefergrad [-]	0,79	0,77	0,72
Expansionsenddruck [bar]	1,083	1,165	1,108
Innenleistung [kW]	11,12	27,23	63,54
Anlagenwirkungsgrad [%]	9,75	11,49	13,92
Kreisprozesswirkungsgrad [%]	9,57	11,34	13,8

Einen abschließenden Überblick über die anzustrebenden Maschinenvarianten, für die unterschiedlichen thermischen Leistungen, zeigen die Indikatordiagramme (**Bild 8.18**) und die Zusammenfassung der geometrischen und energetischen Kennzahlen, **Tabelle 8.1**.

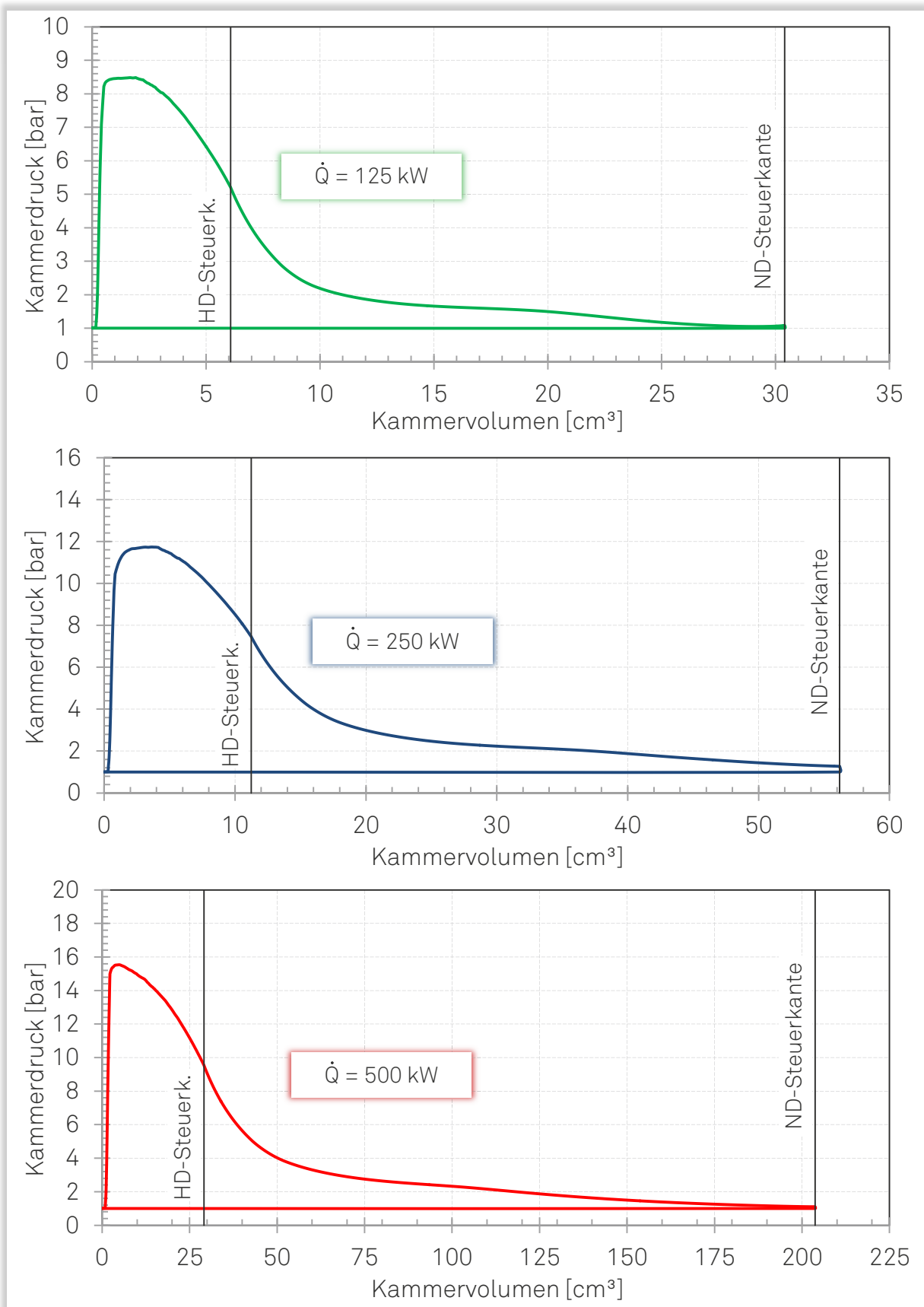


Bild 8.18: Indikatordiagramme der leistungsoptimalen Schraubenmotoren für verschiedene Abwärmepotenziale, [ $\dot{Q} = 125$  bis  $500 \text{ kW}$ ].

A large, 3D-rendered number '9' in a light gray color, positioned on the left side of the page. It has a slight shadow and a perspective view.

## Zusammenfassung und Ausblick

Der Einsatz von Schraubenmotoren zur technischen Nutzung von Wärme- bzw. Abwärmepotenzialen, ist in unterschiedlichen ortsgebundenen und mobilen Applikationen möglich. Der industriell nutzbare Leistungsbereich erstreckt sich hierbei von wenigen Kilowatt bis etwa zwei Megawatt. Die Energiewandlungsgüte wird maßgeblich durch die Wirkung der technisch-physikalischen Mechanismen bestimmt.

Im Fokus der vorliegenden Arbeit steht die Untersuchung und Quantifizierung dieser Mechanismen, in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen und den geometrischen Maschinenparametern. Für die Untersuchungen werden unterschiedliche experimentelle und theoretische Ansätze verwendet, die einen tiefgehenden Einblick in die Maschinenphysik erlauben. Als Versuchsmaschinen kommen mit den Schraubenmotoren GL51.2-M und SE69 zwei Schraubenmotoren zum Einsatz, die sich hinsichtlich ihrer geometrischen Parameter und Gestaltungsprinzipien teilweise signifikant unterscheiden.

Die experimentellen Untersuchungen werden mit dem Arbeitsmedium Luft in einem offenen Kreislauf durchgeführt. Neben integralen, energetischen Kennzahlen wird im Rahmen der experimentellen Untersuchungen der Kammerdruck mittels Indizierungsmessungen ermittelt. Diese Untersuchungen stellen die Basis zur detaillierten Betrachtung des mechanischen Wirkungsgrads dar. Die Exploration von Maschinenvarianten mit unterschiedlichen Spalthöhen, verdeutlicht die energetische Wirkung der Nachfüllung während der Expansion. Der aus einer Spalthöhenzunahme resultierende Leistungsanstieg, infolge der verbesserten Nachfüllung geht, auf Grund des veränderten Anlagenmassenstroms, zu Lasten des effektiven, isentrop-

isochoren Gütegrades. Im Rahmen der experimentellen Untersuchung, wird weiter der Einfluss der aktiven Kühlmaßnahmen an den hochdruckseitigen Lagerstellen diskutiert. Die Kühlmaßnahmen erhöhen die Betriebssicherheit, wirken sich jedoch negativ auf die Energiewandlungsgüte aus.

Im Rahmen der theoretischen Untersuchungen wird das strukturmechanische Bauteilverhalten, in Folge des thermischen Energieeintrags, durch das Arbeitsfluid diskutiert. Die aus der Deformation der Gehäusebauteile und der Rotoren berechneten Warmspalthöhen, zeigen für den thermisch belasteten Fall an den Gehäuse- und den hochdruckseitigen Stirnspalten, eine Vergrößerung der Spalthöhe um bis zu 35 %. Hinsichtlich der Spalthöhenänderung zeigt die Gehäusekühlung eine kompensierende Wirkung. Die Kopplung zwischen thermischer und thermodynamischer Simulation, ermöglicht eine deutliche Verbesserung der Abbildungsgüte. Die Abweichung der simulierten Massenströme, von den experimentell bestimmten Werten, beträgt im mittleren und oberen Drehzahlbereich maximal 6,5 %. Die Innenleistung wird in der Simulation geringfügig zu klein abgebildet und weicht um maximal 3,5 % von den Messwerten ab. Unter Berücksichtigung der Warmspalthöhen, liefert die thermodynamische Simulation tiefergehende Informationen, über die Verteilung und Wirkung der Spaltmassenströme während des Arbeitsspiels. Für beide Schraubenmotoren wird die Spaltpriorität durch die Massenströme über die Gehäusespalte dominiert. Im Gegensatz zu Schraubenkompressoren, gewinnen bei Schraubenmotoren, bei hinreichend großer Spalthöhe, die Spaltmassenströme über die Kopfrundungsöffnung signifikant an Bedeutung. Diese tragen zum Großteil zur Nachfüllung der Arbeitskammer bei. Der Gesamtanteil der an der Nachfüllung beteiligten Spaltmassenströme beträgt im mittleren und oberen Drehzahlbereich für beide Motorvarianten, mehr als 60 %.

Die Untersuchung der Wirkung der unterschiedlichen technisch-physikalischen Mechanismen umfasst die nicht angepasste, isentrope Expansion, die hochdruckseitigen Drosselverluste während der Kammerfüllung, die Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen, die diabate Prozessführung und die thermisch bedingte Spalthöhenänderung, sowie die Massenströme über externe Leckagen und die mechanischen Reibungsverluste. Zur quantifizierten Bewertung der jeweiligen Mechanismen werden Kennzahlen definiert, die den Anteil des jeweiligen Mechanismus an der Gesamtenergiewandlungsgüte, weitestgehend isoliert beschreiben. Integrale Aussagen ermöglichen die jeweiligen Wirkungsgrade, die sowohl die Leistungs-, als auch die Massenstromänderung für die jeweilige Modellvorstellung, berücksichtigen. Die Priorisierung der technisch-physikalischen Wirkmechanismen anhand des Wirkungsgrads, zeigt für beide Schraubenmotoren, in den jeweiligen Referenzbetriebspunkten, eine Dominanz der Spaltmassenströme bei Kaltspalthöhen, gefolgt

von den mechanischen Verlusten und den hochdruckseitigen Drosselverlusten. Die Berücksichtigung des Wärmeaustausches zwischen dem Arbeitsfluid und den Bauteilen und die thermisch bedingte Bauteildeformation, gewinnen erst bei Erhöhung der Eintrittstemperatur an energetischer Bedeutung. Eine sensible Abhängigkeit vom Eintrittsdruck offenbart die nicht angepasste, isentrope Expansion. Der Einfluss der externen Leckagen auf die Energiewandlungsgüte fällt vergleichsweise gering aus, ist aber keineswegs zu vernachlässigen. Neben der für Schraubenmotoren charakteristischen Verkleinerung der Arbeitsfläche, bedingen die hochdruckseitigen Drosselverluste eine Reduzierung des Anlagenmassenstroms. Die gemeinsame Berücksichtigung dieser beiden Faktoren, begründet die vergleichsweise mäßige Beeinflussung des entsprechenden Wirkungsgrades.

Die Untersuchung des Einflusses der geometrischen Maschinenparameter auf die Energiewandlungsgüte, wird für die Arbeitsmedien trockene Luft und überhitzten Wasserdampf durchgeführt. Am Beispiel konstanter Anlagenbedingungen zeigt sich, dass hinsichtlich der Spaltmassenströme und der hochdruckseitigen Drosselverluste, die Variation eines geometrischen Parameters stets gegenläufige Auswirkungen auf die beiden Mechanismen zeigt. Die erarbeiteten Tendenzen sind unabhängig vom Arbeitsmedium (Luft oder Wasserdampf) gültig und unterscheiden sich lediglich im Hinblick auf die Innenleistung. Der mit Wasserdampf betriebene Schraubenmotor ermöglicht die Generierung einer Innenleistung, die im Bezug zur Maschinenvariante mit Luft, um etwa 65 % größer ist. Der innere, isentrope Wirkungsgrad unterscheidet sich hier nur marginal. Die physikalische Begründung liefert im Wesentlichen, die größere isentrope Leistung des mit Wasserdampf betriebenen Schraubenmotors.

Für den Einsatz von Dampfschraubenmotoren in CRC-Kreisläufen zeigt sich, bei konstantem Abwärmeangebot ( $\dot{Q} = 250 \text{ kW}$ ), die maximale Überhitzung des Arbeitsfluids im mittleren Druckbereich als energetisch sinnvoll. Das innere Volumenverhältnis sollte so gewählt werden, dass das Ende der Expansion durch eine geringe Unterexpansion gekennzeichnet ist. Hinsichtlich der Zähnezahlen sind vier Hauptrotorzähne (teilweise auch fünf), in Kombination mit einer um einen oder zwei Zähne größeren Nebenrotorzähnezahl, zu empfehlen. Leistungsoptimale Umschlingungswinkel ergeben sich im Bereich zwischen 200 und 250°. Das Länge/Durchmesser-Verhältnis sollte möglichst Werte  $L/D_{HR} > 1,6$  annehmen, wobei dieser geometrische Parameter den geringsten Einfluss auf die Energiewandlungsgüte zeigt. Bei einer Änderung der thermischen Leistung bleiben die aufgezeigten Tendenzen prinzipiell bestehen. Lediglich der leistungsoptimale Eintrittsdruck verschiebt sich bei Vergrößerung des thermischen Leistungsangebots hin zu größeren Werten.



In der vorliegenden Arbeit wurde die Energiewandlungsgüte in trockenlaufenden Schraubenmotoren, unter Berücksichtigung der Wirkung der einzelnen technisch-physikalischen Mechanismen und der geometrischen Maschinenparameter, diskutiert. Im Hinblick auf eine geschlossene Beschreibung der physikalischen Vorgänge in Schraubenmotoren, bietet im Wesentlichen die Untersuchung von nasslaufenden Maschinen Potenzial für weitere Arbeiten. Unter wissenschaftlichen Gesichtspunkten, erscheint hierbei zunächst die Untersuchung der Nukleation und des anschließenden Phasenübergangs in Dampfschraubenmotoren als notwendiges Forschungsziel. Um das Betriebsverhalten von nasslaufenden Schraubenmotoren, mit Hilfe der thermodynamischen Simulation, realitätsnah abbilden zu können, erscheint die Entwicklung und Implementierung von Ansätzen zur Beschreibung der Zweiphasenströmung in Schraubenmotoren als nötig.

## Literaturverzeichnis

- [Aly87] ALY, S. E.: *Diesel Engine Waste Heat Power Cycle*. In: Heat Recovery Systems & CHP, Volume 7, S. 445-451, 1987.
- [Bal05] BALY, H.: *Reibung fettgeschmierter Wälzlager*. Dissertation, Universität Hannover, 2005.
- [Bid05] BIDDLE, R.: *Exploiting Wasted Heat*. In: reFOCUS, Ausgabe 11-12/2005, S. 34-37. 2005.
- [Bir12] BIRKHOFER, H., KÜMMERLE, T.: *Feststoffgeschmierte Wälzlager: Einsatz, Grundlagen und Auslegung*. ISBN-10: 3642167969, Springer-Verlag, Berlin, 2012.
- [BJV12] BUNDESMINISTERIUM DER JUSTIZ UND FÜR VERBRAUCHERSCHUTZ: *Gesetz für den Vorrang Erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz - EEG)*. Ursprüngliche Fassung: März 2000, Letzte Änderung: Dezember 2012.
- [Bra00] BRASZ, J. J., SMITH, I. K., STOSIC, N.: *Development of a Twin Screw Expresor as a Throttle Valve Replacement for Water-Cooled Chillers*. International Compressor Engineering Conference, Paper 1488, Purdue (USA), 2000.
- [Brü06] BRÜGGEMANN, D., DRESCHER, U., LANG, K: *Energetische Bewertung verschiedener Anlagenkonzepte für Biomasseheizkraftwerke mit Organic-Rankine-Cycle (ORC)*. 7. Fachtagung VDI Energietechnik: Fortschrittliche Energiewandlung und -anwendung; Strom- und Wärmeerzeugung, Kommunale und industrielle Energieanwendungen, In: VDI-Berichte 1924, S. 127-139, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2006.
- [Brü09] BRÜMMER, A., HÜTKER, J.: *Inlet Throtting Loss and Clearance Flow During the Filling Process of Screw-Type Engines*. XIX International Symposium Research - Education - Technology, Low Temperature and Waste Heat Use in Communal and Industrial Energy Supply Systems, Bremen, 2009. also published in: Developments in Mechanical Engineering. Vol. 4, S. 105-121, Gdansk (Polen), 2010.
- [Dos96] DOSDALL, H.: *Simulation und Untersuchung des stationären und instationären Betriebsverhaltens der Heißgasschraubenmaschine*. Dissertation, Universität Dortmund, 1996.

- [DIN81] DIN 51818:1981-12.: *Schmierstoffe; Konsistenz-Einteilung für Schmierfette; NLGI-Klassen*. Norm, 1981.
- [Dre89] DREIßIG, B.: *Ein Beitrag zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren*. Dissertation, Universität Dortmund, 1989.
- [Duv02] DUVIA, A., GAIA, M.: *ORC-plants for power production from biomass from 0.4 MWe to 1.5 MWe: Technology, efficiency, practical experiences, and economy*. 7. Holzenergie Symposium - Luftreinhaltung und Explosionsschutz bei Holzfeuerungen und Stand der Technik der Holzvergasung, S. 165-180, Zürich, 2002.
- [EPR09] EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Verordnung (EG) Nr. 443/2009, zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen*. Ursprüngliche Fassung: 09/2013, Letzte Änderung: 04/2013.
- [Far96] FARAGALLAH, W. H., SUREK, D.: *Rotierende Verdrängermaschinen (Pumpen, Verdichter und Vakuumpumpen)*. ISBN-3-929682-11-7, Sulzbach Verlag und Bildarchiv, 1996.
- [For07] FORSBERG, A., PETERSON, P., THAO, H.: *High-Temperature Liquid-Fluoride-Salt Closed-BraytonCycle Solar Power Towers*. In: *Journal Solar Energy Engineering* Vol. 129, S. 141-146, 2007.
- [Fos03] FOST, C.: *Ein Beitrag zur Verbesserung der Kammerfüllung von Schraubenmotoren*. Dissertation, Universität Dortmund, 2003.
- [Fre08] FREYMANN, R., STROBL, W., OBIEGLO, A.: *Der Turbosteamer – Ein System zur Kraft-Wärme-Kopplung im Automobil*. In: *Motortechnische Zeitschrift* 05/2008, S. 404-405, 2008.
- [Fre12] FREYMANN, R., RINGLER, J., SEIFERT, M., HORST, T.: *The Second Generation Turbosteamer*. In: *Motortechnische Zeitschrift* 02/2012, S. 18-19, 2012.
- [FW12] EILTS, P., SEUME, J., BRÜMMER, A.: *CO<sub>2</sub>-Sonderforschungsprogramm – Expansionsmaschine*. Zwischenbericht über das Vorhaben Nr. 1060, Vorgelegt auf der Informationstagung Motoren Bad Neuenahr, Heft R558, 2012.

- [Gre04] GREITZER, E., TAN, C., GRAF, M.: *Internal Flow: Concepts and Applications*. Cambridge University Press, Cambridge (England), 2004.
- [Ham04] HAMMERSCHMID, A., STALLINGER, A., OBERNBERGER, I., PIATKOWSKI, R.: *Demonstration and Evaluation of an innovative Small-Scale Biomass CHP Module Based on a 730 kW<sub>el</sub> Screw-Type Steam Engine*. 2nd World Conference and Exhibition on Biomass for Energy, Industry and Climate Protection, S. 1745-1748, Rom (Italien), 2004.
- [Han84] HANSELMANN, G.: *Maschinenkreisläufe mit Schraubenmotoren*, In: VDI-Berichte 521, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984.
- [Hin93] HINSENKAMP, G: *Berechnung und Optimierung adiabater Schraubenexpansionsmaschinen als Grundlage für den Kennfeldvergleich mit Turbinen kleiner Wellenleistung*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 1993.
- [Hon00] HONTON, E. J.: *Micro and Mini Turbine Technology*. West Coast Energy Management Congress, Washington (USA), Juni 2000.
- [Hor11] HORST, T.: *Thermische Rekuperation im PKW. Potenziale und dynamischer Betrieb eines Rankine-Prozesses*. Seminar für Kraftfahrzeug- und Motorentechnik, Berlin, 2011.
- [Hus98] HUSTER, A.: *Untersuchung des instationären Füllvorgangs bei Schraubenmotoren*. Dissertation, Universität Dortmund, 1998.
- [Hüt10] HÜTKER, J., BRÜMMER, A.: *A comparative examination of steam-powered screw motors for specific installation conditions*. In: VDI-Berichte 2101, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2010.
- [Hüt12a] HÜTKER, J., BRÜMMER, A.: *Thermodynamic Design of Screw Motors for Constant Waste Heat Flow at Medium Temperature Level*. International Compressor Engineering Conference at Purdue 2012, Paper 2132, Purdue (USA), 2012.
- [Hüt12b] HÜTKER, J., BRÜMMER, A.: *Experimental and theoretical investigation of dry running high-speed screw motors*. International Rotating Equipment Conference 2012, S. 75-86, Düsseldorf, 2012.
- [Hüt13] HÜTKER, J., BRÜMMER, A.: *Physics of a dry running unsynchronized twin screw expander*. International Conference on Compressors and their Systems 2013, London (England), 2013.

- [Jan96] JANICKI, M.: *Berechnung des dreidimensionalen Profileingriffsspalt*. In: Schraubenmaschinen Nr. 4, S. 108-112, Universität Dortmund, 1996
- [Jan07] JANICKI, M.: *Modellierung und Simulation von Rotationsverdrängermaschinen*. Dissertation, Universität Dortmund, 2007.
- [Kan03] KANE, M., LARRAIN, D., FAVRAT, D., ALLANI, Y.: *Small hybrid solar power system*. In: Energy 28, S. 1427–1443, 2003.
- [Kal09] KALLIGEROPOULOS, D., VASILEIADOU, S.: *Die Hydraulik bei Heron von Alexandria und ihre Rekonstruktion*. 16. Steirisches Seminar über Regelungstechnik und Prozessautomatisierung, In: Tagungsband S. 176-181, ISBN: 978-3-901439-08-7, Technische Universität Graz (Österreich), 2009
- [Kau81] KAUDER, K.: *Entwicklung einer neuen Abwärmetechnologie und ihre Einsatzmöglichkeiten*. Zweiter Workshop des Innovationsförderungs- und Technologietransferzentrums der Hochschulen des Ruhrgebietes, S. 122-132, 1981.
- [Kau84a] KAUDER, K.: *Entwicklungsprobleme von Schraubenmotoren*. In: VDI-Berichte 521, S. 1-17, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984.
- [Kau84b] KAUDER, K.: *Das Prinzip des Schraubenmotors – Ein erster zweistufiger Motor im Einsatz*. In: Das Wissenschaftsmagazin, Nr. 5, S. 141-142, 1984.
- [Kau85a] KAUDER, K.: *Der Schraubenmotor – Eine vielversprechende Antriebsmaschine zur Nutzung der Abwärme*. In: BWK, Band 37, Nr. 7/8, S. 313-318, 1985.
- [Kau85b] KAUDER, K.: *Der Schraubenmotor – Motorkonzept für neue Technologien*. In: UNI-Report, Berichte aus der Forschung der Universität Dortmund, 1985.
- [Kau96] KAUDER, K., KLIEM, B., PIATKOWSKI, R.: *Schraubenmotor-Anlage, Teil der Energieversorgung der Universität Dortmund*. In: Schraubenmaschinen Heft 4, S. 84-97, Universitätsdruckerei Dortmund, 1996.
- [Kau98a] KAUDER, K., V.UNWERTH, T.: *Die Heißgasschraubenmaschine – Simulationsgestützte Auslegung – Teil 3*. In: Schraubenmaschinen Heft 6, S. 70-84, Universitätsdruckerei Dortmund, 1998.

- [Kau98b] KAUDER, K., V. UNWERTH, T.: *Heißgasschraubenmaschine – Konstruktion und Auslegung, Simulationsrechnungen als Konstruktionsgrundlage*. In: VDI-Berichte 1391, S. 315-333, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998.
- [Kau02] KAUDER, K., JANICKI, M.: *Thermodynamische Simulation von Rotationsverdrängermaschinen*. In: Schraubenmaschinen Nr. 10, S. 5-16, Universität Dortmund, 2002
- [Kau05] KAUDER, K., TEMMING, J.: *Calculation of bearing forces and drive torque of rotary displacement machines*. International Conference on Compressors and Their Systems, S. 23 - 32, London (England), 2005.
- [Kau09] KAURANEN, P., et al.: *Temperature optimization of a diesel engine using exhaust gas heat recovery and thermal energy storage (diesel engine with thermal energy storage)*. In: Applied Thermal Engineering Volume 30, Issues 6–7, S. 631–638, 2010.
- [Kel97] KELLER, G.: *Simulationsgeschützte Entwicklung des Motors einer Heißgasschraubenmaschine*. Dissertation, Universität Dortmund, 1996.
- [Kli05] KLIEM, B.: *Die Expansion von Naßdampf in Schraubenmotoren zur Nutzung von Abwärme - Ein Beitrag zur Auslegung von Zweiphasenschraubenmotoren*. Dissertation, Universität Dortmund, 2005.
- [Köh04] KÖHLER, H., NORDMEYER, N.: *Energetische Biomassenutzung mit Dampf-Schraubenmotor-BHKW – Pilotanlage Hartberg*. Neuntes Kasseler Symposium Energie-Systemtechnik, S. 69-77, November 2004.
- [Kor07] KORYCIAK, J.: *Einfluss der Ölmenge auf das Reibmoment von Wälzlagern mit Linienberührung*. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2007.
- [Kri78] KRIGAR, H.: *Verwendung eines Schraubengebläses als Gebläse, Pumpe, Presse, Motor und Messapparat*. Deutsches Patent, Nr. 7116, 1878.
- [Lau09] LAUER, C.: *Untersuchungen zur Erzeugung von organischen Nanopartikeln mittels einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2009.
- [Lei06] LEIBOWITZ, H., SMITH, I. K., STOSIC, N.: *Cost effective small scale ORC system for power recovery from low grade heat source*. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, S. 521-527, Chicago (USA), 2006.

- [Lie09] LIEBL, J.: *Der thermoelektrische Generator von BMW macht Anwärme nutzbar*. In: Motortechnische Zeitschrift 04/2009, S. 272-281, 2009.
- [Mat07] MATTHIAS, A.: *Das Durchflussverhalten von Labyrinthdichtungen bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen*. Dissertation, Technische Universität Wien, 2007.
- [Nad10] NADLER, K.; BRÜMMER, A.: *A method for the geometrical analysis of twin-shaft rotary displacement machines*. In: VDI-Berichte 2101, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2010.
- [Nik11] NIKOLOV, A.; NADLER, K.; BRÜMMER, A.: *Experimental and theoretical investigation of screw machines as vacuum blowers*. International conference on compressors and their systems, S. 359-374, London (England), 2011.
- [Obe05] OBERNBERGER, I., GAIA, M, BIEDERMANN: *Biomasse – Kraft-Wärme-Kopplung auf Basis des ORC-Prozesses – Stand der Technik und Möglichkeiten der Prozessoptimierung*. In: Strom und Wärme aus biogenen Festbrennstoffen, VDI-Berichte Nr. 1891, S. 131-148, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2005.
- [Obi09] OBIEGLO, A., RINGLER, J., SEIFERT, M., HALL, W.: *Future Efficient Dynamics with Heat Recovery*. In: Proceedings of Directions in Energy-Efficiency and Emissions Research (DEER), Michigan (USA), 2009.
- [Pev87] PEVELING, F.-J.: *Ein Beitrag zur Optimierung adiabater Schraubenmaschinen in Simulationsrechnungen*. Dissertation, Universität Dortmund, 1987.
- [Pfa12] PFALLER, D.: *Einfluss der Verdrängergeometrie auf die Auslegung von Schraubenspindel-Vakuumpumpen*. Dissertation, Technische Universität Dortmund, 2012.
- [Pia96] PIATKOWSKI R, KAUDER K.: *Schraubenmotor zur Wärmekraftkopplung: Stand der Technik, 4. Holzenergiesymposium, ETH Zürich, S. 223-238, Bern (Schweiz), 1996.*
- [Pla93] PLATEL, P.: *Displacement expanders for small scale cogeneration*. Dissertation, Royal Institute of Technology, Stockholm (Schweden), 1993.



- [Pre12] PREIßINGER, M., HEBERLE, F., BRÜGGEMANN, D.: *Der ORC-Prozess auf Biomassebasis – derzeitiger Einsatz und Optimierungsansätze*. Elektroenergie aus Biomasse in dezentraler Anwendung – Technik, Ökonomie, Ökologie, S. 53-59, Zittau, Januar 2012.
- [Rat13] RATZKE, A.: *Modellierung der Flammenausbreitung und des Flammenlöschens im Gasmotor*. Dissertation, Universität Hannover, 2013.
- [Rin79] RINDER, L.: *Schraubenverdichter*. 1. Auflage, ISBN 978-3-211-81535-9, Springer-Verlag, Wien, 1979.
- [Roh05] ROHE, A.: *Wärmehaushalt von Schraubenspindel-Vakuumpumpen*. Dissertation, Universität Dortmund, 2005.
- [Rol09] ROLOFF, H., MALEK, W., et al.: *Roloff/Matek Maschinenelemente*. 19. Auflage, ISBN-10: 3834806897, Springer-Verlag, Berlin, 2009.
- [Rom04] ROMIER, A.: *Small gas turbine technology*. In: Applied Thermal Engineering 24, S. 1709-1723, 2004.
- [Rön11] RÖNSCH, S.: *Optimierung und Bewertung von Anlagen zur Erzeugung von Methan, Strom und Wärme aus biogenen Festbrennstoffen*. Dissertation, Universität Hamburg-Harburg, 2011.
- [Sch09] SCHLECHT, B.: *Maschinenelemente 2: Getriebe, Verzahnungen und Lagerungen*. 2. Auflage, ISBN-10: 3827371465, Addison-Wesley Verlag, 2009.
- [Sig10] SIGG, R.: *Numerische Untersuchung von Lastvariationen und Nässephänomenen an einer Niederdruck-Dampfturbine*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2010.
- [Sit04] SITTAUER, H. L.: *James Watt (Biographien hervorragender Naturwissenschaftler, Techniker und Mediziner)*. 3. Auflage, ISBN-10: 3322006964, Teubner Verlag, 2004.
- [Smi95] SMITH, I.K., STOSIC, N.: *The Expressor: An efficiency boost to vapor compression systems by powered recovery from the throttling process*. Heat pump and refrigeration systems design, Analysis and applications, ASME Congress, AES-Vol. 34, S. 173-181, Chicago (USA), 1995.
- [Smi99] SMITH I. K.: *Review of the development of two-phase screw expanders*. Compressors and Their Systems, S. 95-104, London (England), 1999.

- [Smi01] SMITH, I.K. STOSIC, N.: *Prospect for energy conversion efficiency improvements by the use of twin screw two-phase expanders*. 2nd International Heat Power Cycles Conference, Paris (Frankreich), 2001.
- [Smi11] SMITH, I. K., STOSIC, N., MUJIC, E., KOVACEVIC, A.: *Steam as the working fluid for power recovery from exhaust gases by means of screw expanders*. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering 2011, Special Issue Paper, S. 117-125, 2011.
- [Str10] STRATMANN, D.: *Kennfeldverhalten zweiwelliger Rotationsverdrängervakuumpumpen*. Dissertation, Technische Universität Dortmund, 2010.
- [Tem07] TEMMING, J.: *Stationärer und instationärer Betrieb eines unsynchronisierten Schraubenladers*. Dissertation, Universität Dortmund, 2007.
- [Ten07] TENG, H., REGNER, G., COWLAND, C.: *Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines*. SAE Technical Paper 2007-01-0537, 2007.
- [Unw02] V. UNWERTH, T.: *Experimentelle Verifikation eines Simulationssystems für eine GASSCREW*. Dissertation, Universität Dortmund, 2002.
- [Vet11] VETTER, C.: *Parameterstudie zur Simulation von Niedertemperatur-Kreisprozessen*. KIT Scientific Publishing, Report-Nr. KIT-SR 7585, 2011.
- [Voi09] BERGER, J.: *Waste heat recuperation - Voith SteamDrive and Voith SteamTrac*. Produktvortrag, 2009.
- [Voi11a] JOOSS, M.: *Abwärme ist der Schlüssel für mehr Leistung und weniger Verbrauch*. In: Das Kundenmagazin von Voith Turbo 1/2011, S. 26, 2011.
- [Voi11b] N.N.: *Abwärmennutzung für Blockheizkraftwerke – Steam-Trac/SteamDrive*. Produktinformation, Voith Turbo GmbH & Co. KG, November 2011.
- [Wei02] WEIN, M.: *Numerische Simulation von kritischen und nahkritischen Zweiphasenströmungen mit thermischen und fluiddynamischen Nichtgleichgewichtseffekten*. Dissertation, Technische Universität, Dresden, 2002.

- [Wic04] WICHTMANN, A.: *Raising steam on an unprecedented scale*. In: Modern Power Systems, S. 43-46, August 2004.
- [Wie09] WIECZOREK, A.: *Ergebnisse der Verlustleistungsberechnungen der Getriebe mit Hochverzahnung*. IMW – Institutsmitteilung, Nr. 34, 2009.
- [Wol11] WOLFGRAM, D.: *Grüne Technologie*, DMG-Symposium - Die Bahn muss noch „grüner“ werden. Chemnitz, 2011.
- [Zel96] ZELLERMANN, R.: *Optimierung von Schraubenmotoren mit Flüssigkeitseinspritzung*. Dissertation, Universität Dortmund, 1996.
- [Zha07] ZHANG, X. R., YAMAGUCHI, H., UNENO, D.: *Experimental study on the performance of solar Rankine system, using supercritical CO<sub>2</sub>*. In: Renewable Energy Volume 32, Issue 15, S. 2617–2628, 2007.
- [Zha09] ZHAI, H., DAI, Y.J., WU J.Y., WANG, R.Z.: *Energy and exergy analyses on a novel hybrid solar heating, cooling and power generation system for remote areas*. In: Applied Energy 86, S. 1395-1404, 2009.

## Abbildungsverzeichnis

**Bild 0.1:** Definitionen am Maschinenspalt.

**Bild 0.2:** Koordinatensystem und Geometrieparameter an Haupt- und Nebenrotor (Drehwinkelstellung entspricht der Rotornullstellung).

**Bild 1.1:** Temperatur und mögliche Nutzleistung für Dampfschraubenmotoren im Leistungsbereich bis zwei MW in Applikationen der Kraft-Wärme-Kopplung, mobilen Systeme, Solarthermie und Biomassefeuerung.

**Bild 1.2:** Abwärmepotenziale verschiedener Industriezweige mit den zugehörigen Temperaturbereichen der Abwärmequellen.

**Bild 2.1:** Einordnung der Schraubenmotoren im Bereich der Fluidenergie-maschinen.

**Bild 2.2:** Schnittdarstellung eines synchronisierten, trockenlaufenden Schrauben-motors.

**Bild 2.3:** Volumenkurve und Einlassfläche als Funktion des Hauptrotordrehwinkels eines exemplarisch gewählten Schraubenmotors (normierte Darstellung).

**Bild 2.4:** Übersicht der systemimmanenten Spalte in Schraubenmotoren.

**Bild 2.5:** Drei Phasen des Arbeitsspiels von Schraubenmotoren.

**Bild 2.6:** Kammerdruck als Funktion des Kammervolumens eines exemplarisch ge-wählten Schraubenmotors mit realem und isentropem Expansionsvorgang (normierte Darstellung).

**Bild 4.1:** Hauptkomponenten, Rohrleitungen und Regelventile des offenen Heißluft-kreislaufs (Draufsicht).

**Bild 4.2:** Maschinenumgebung im offenen Heißluftkreislauf mit montierter Ver-suchsmaschine.

**Bild 4.3:** Für die Leckagemessung relevanter Leitungsabschnitt des Heißluftkreis-laufs.

**Bild 4.4:** Schraubenmotor GI51.2-M (Schnittdarstellung).

**Bild 4.5:** Schraubenmotor SE69 mit demontiertem Getrieberaumgehäuse und gekennzeichneten Kühlmittel- und Ölschlüssen.

**Bild 4.6:** Variationsmatrix bestehend aus Eintrittsdruck, Eintrittstemperatur und Drehzahl,  
*[GL51.2-M].*

**Bild 4.7:** Variationsmatrix bestehend aus Eintrittsdruck, Eintrittstemperatur und Drehzahl,  
*[SE69].*

**Bild 4.8:** Maschinenkennfelder. Dargestellt sind effektive Leistung, Liefergrad und effektiver, isentrop-isochoher Gütegrad als Funktion der Drehzahl und des Eintrittsdrucks,  
*[GL51.2-M, Messung,  $\vartheta_E = 75\text{ °C}$ ].*

**Bild 4.9:** Maschinenkennfelder. Dargestellt sind effektive Leistung, Liefergrad und effektiver, isentrop-isochoher Gütegrad als Funktion der Drehzahl und des Eintrittsdrucks,  
*[SE69, Messung,  $\vartheta_E = 100\text{ °C}$ ].*

**Bild 4.10:** Volumenkurve mit den Positionen der Drucksensoren DS<sub>1</sub> bis DS<sub>4</sub> zur messtechnischen Erfassung der Indikatordiagramme,  
*[GL51.2-M].*

**Bild 4.11:** Volumenkurve mit den Positionen der Drucksensoren DS<sub>1</sub> bis DS<sub>6</sub> zur messtechnischen Erfassung der Indikatordiagramme,  
*[SE69].*

**Bild 4.12:** Kammerdruck und Kammervolumen als Funktion des Hauptrotordrehwinkels,  
*[GL51.2-M, Messung,  $n_{HR} = 10.000\text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2\text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75\text{ °C}$ ].*

**Bild 4.13:** Drehwinkelstellung  $\alpha_{HR} = 158^\circ$ ,  
*[GL51.2-M].*

**Bild 4.14:** Drehwinkelstellung  $\alpha_{HR} = 275^\circ$ ,  
*[GL51.2-M].*

**Bild 4.15:** Kammerdruck und Kammervolumen als Funktion des Hauptrotordrehwinkels,  
*[SE69, Messung,  $n_{HR} = 10.000\text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6\text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100\text{ °C}$ ].*

**Bild 4.16:** Drehwinkelstellung  $\alpha_{HR} = 195^\circ$ ,  
*[SE69].*

- Bild 4.17:** Drehwinkelstellung  $\alpha_{HR} = 278^\circ$ ,  
*[SE69].*
- Bild 4.18:** Indikatordiagramme mit Spalthöhen von  $h_{Sp} = 0,2$  und  $0,3$  mm,  
*[SE69, Messung,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 3$  und  $6 \text{ bar}$ ,  $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ].*
- Bild 4.19:** Effektive Leistung und Liefergrad als Funktion der Drehzahl bei Spalthöhen von  $h_{Sp} = 0,2$  und  $0,3$  mm,  
*[SE69, Messung,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ].*
- Bild 4.20:** Effektiver, isentrop-isochoher Gütegrad als Funktion der Drehzahl bei Spalthöhen von  $h_{Sp} = 0,2$  und  $0,3$  mm,  
*[SE69, Messung,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ].*
- Bild 4.21:** Effektive Leistung und Liefergrad als Funktion der Eintrittstemperatur,  
*[SE69, Messung,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_E = 6 \text{ bar}$ ].*
- Bild 4.22:** Effektiver, isentrop-isochoher Gütegrad als Funktion der Eintrittstemperatur,  
*[SE69, Messung,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_E = 6 \text{ bar}$ ].*
- Bild 4.23:** Oberflächentemperaturen am Gehäuse des Schraubenmotors für verschiedene Eintrittstemperaturen mit und ohne aktive Kühlmaßnahmen,  
*[SE69, Messung,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_E = 6 \text{ bar}$ ].*
- Bild 4.24:** Indikatordiagramme der gekühlten und ungekühlten Maschine,  
*[SE69, Messung,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$ ,  $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ].*
- Bild 5.1:** Ablaufdiagramm von Simulationsrechnungen mit dem thermodynamischen Simulationsprogramm KaSim.
- Bild 5.2:** Haupt- und nebenrotorseitige Anteile des Kammervolumens sowie der Ein- und Auslassfläche als Funktion der Phase,  
*[stellvertretend am Beispiel GL51.2-M].*
- Bild 5.3:** Kammermodell,  
*[GL51.2-M].*
- Bild 5.4:** Kammermodell,  
*[SE69].*

- Bild 5.5:** Ablaufdiagramm von Simulationsrechnungen mit dem thermodynamischen Simulationsprogramm KaSim und der angekoppelten thermischen Simulation.
- Bild 5.6:** Scheibenmodell und mechanische Randbedingungen für die thermischen Simulationsrechnungen,  
*[stellvertretend am Beispiel GL51.2-M].*
- Bild 5.7:** Hauptrotoroberflächentemperaturen der einzelnen Scheibenelemente als Funktion der Zeit,  
*[GL51.2-M, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*
- Bild 5.8:** Rotor- und Gehäuseoberflächentemperaturen bei  $t = 600, 1800$  und  $3600 \text{ s}$ ,  
*[GL51.2-M, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*
- Bild 5.9:** Verschiebungen am Gehäuse und an den Rotoren sowie die zugehörigen Geometrien im thermisch belasteten und unbelasteten Zustand,  
*[Simulation, GL51.2-M,  $n = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*
- Bild 5.10:** Verschiebungen am Gehäuse und an den Rotoren sowie die zugehörigen Geometrien im thermisch belasteten und unbelasteten Zustand,  
*[Simulation, SE69,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*
- Bild 5.11:** Oberflächentemperaturen an den Motorgehäusen für verschiedene Eintrittstemperaturen,  
*[Messung und Simulation, GL51.2-M und SE69,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  (GL51.2-M) und  $p_E = 6 \text{ bar}$  (SE69)].*
- Bild 5.12:** Räumliche Darstellung der abgewickelten Gehäusespalthöhe (ND:  $z = 0 \text{ mm}$ ),  
*[GL51.2-M, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75$  und  $150 \text{ °C}$ ].*
- Bild 5.13:** Höhe des Gehäusespaltes als Funktion der Abwicklungslänge ( $\Delta z = 20 \text{ mm}$ ),  
*[GL51.2-M, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*
- Bild 5.14:** Höhe des Gehäusespaltes als Funktion der Abwicklungslänge ( $\Delta z = 20 \text{ mm}$ ),  
*[SE69, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*



**Bild 5.15:** Höhe des Profileingriffsspalt und x-Koordinate als Funktion der z-Koordinate,

*[GL51.2-M, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.16:** Höhe des Profileingriffsspalt und x-Koordinate als Funktion der z-Koordinate,

*[SE69, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.17:** Radial gemittelte Höhe der hochdruckseitigen Stirnspalte als Funktion der x-Koordinate,

*[GL51.2-M, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.18:** Radial gemittelte Höhe der hochdruckseitigen Stirnspalte als Funktion der x-Koordinate,

*[SE69, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.19:** Abweichung der simulierten Innenleistung von den experimentell ermittelten Werten,

*GL51.2-M, [ $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ],*

*SE69, [ $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.20:** Vergleich der Indikatordiagramme,

*[GL51.2-M, Simulation und Messung,*

*$n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.21:** Abweichung des simulierten Anlagenmassenstroms von den experimentell ermittelten Werten,

*GL51.2-M, [ $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ],*

*SE69, [ $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.22:** Innere Leckagen durch die nicht wandbündig montierten Drucksensoren,  
*[GL51.2-M].*

**Bild 5.23:** Leistung und Leistungsdifferenz als Funktion der Drehzahl für Maschinenkonfigurationen mit und ohne Indizierdrucksensoren,

*[GL51.2-M, Messung,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.24:** Massenstrom und Massenstromdifferenz als Funktion der Drehzahl für Maschinenkonfigurationen mit und ohne Indizierdrucksensoren,

*[GL51.2-M, Messung,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.25:** Massenströme über die jeweiligen Spaltarten als Funktion des Hauptrotordrehwinkels,

*[GL51.2-M, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.26:** Anteile der einzelnen Spaltmassenströme am Gesamtpaltmassenstrom,

*[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.27:** Massenströme über die jeweiligen Spaltarten als Funktion des Hauptrotordrehwinkels,

*[SE69, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.28:** Anteile der einzelnen Spaltmassenströme am Gesamtpaltmassenstrom,

*[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.29:** Aufsummierte Spaltmassenströme (über die Kopfrundungsöffnung, HD-Stirnspalte und die Gehäusespalte) einer repräsentativen Arbeitskammer,

*[SE69, Simulation,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.30:** Zur Nachfüllung beitragender Anteil der einzelnen Spaltmassenströme,

*[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*

**Bild 5.31:** Zur Nachfüllung beitragender Anteil der einzelnen Spaltmassenströme,

*[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 6.1:** Übersicht der technisch-physikalischen Wirkmechanismen.

**Bild 6.2:** Schematische h-s- und p-v-Diagramme des isentropen- und VDI-Vergleichsprozesses.

**Bild 6.3:** Wirkungsgrad  $(\eta_{sv})_f$  als Funktion des Eintrittsdrucks,

*[GL51.2-M,  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ ],*

*[SE69,  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ ].*

**Bild 6.4:** Wirkungsgrad  $(\eta_{i,ad,dicht})_{sv}$  als Funktion der Drehzahl,

*[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],*

*[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].*

**Bild 6.5:** Arbeitsflächenverhältnis ( $\eta_{ai,ad,dicht})_{sv}$  als Funktion der Drehzahl,

*[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],*

*[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].*

**Bild 6.6:** Indikatordiagramme mit theoretischen Einströmgeschwindigkeiten für verschiedene Drehzahlen (adiabte, ideal dichte Maschine ohne mechanische Verluste),

*[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 6.7:** Indikatordiagramme mit theoretischen Einströmgeschwindigkeiten für verschiedene Drehzahlen (adiabte, ideal dichte Maschine ohne mechanische Verluste),

*[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*

**Bild 6.8:** Teilliefergrad ( $\lambda_{Lad,dicht})_{sv}$  als Funktion der Drehzahl,

*[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],*

*[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].*

**Bild 6.9:** Wirkungsgrad ( $\eta_{i,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$  als Funktion der Drehzahl,

*[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],*

*[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].*

**Bild 6.10:** Arbeitsflächenverhältnis ( $\eta_{ai,ad,Ks})_{i,ad,dicht}$  als Funktion der Drehzahl,

*[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],*

*[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].*

**Bild 6.11:** Indikatordiagramme für verschiedene Drehzahlen (adiabte, ideal dichte Maschine, ohne mechanische Verluste und externe Leckagen sowie adiabte, spaltbehaftete Maschine, ohne mechanische Verluste und externe Leckagen),

*[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 6.12:** Indikator diagramme für verschiedene Drehzahlen (adiabte, ideal dichte Maschine, ohne mechanische Verluste und externe Leckagen sowie adiabte, spaltbehaftete Maschine, ohne mechanische Verluste und externe Leckagen),  
[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

**Bild 6.13:** Teilliefergrad  $(\lambda_{Lad,Ks})_{ad,dicht}$  als Funktion der Drehzahl,  
[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ );  
 $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  
[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ );  
 $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ )].

**Bild 6.14:** Wirkungsgrad  $(\eta_{i,q,fix})_{i,ad,Ks}$  als Funktion der Drehzahl,  
[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ );  
 $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  
[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ );  
 $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ )].

**Bild 6.15:** Arbeitsflächenverhältnis  $(\eta_{ai,q,fix})_{i,ad,Ks}$  als Funktion der Drehzahl,  
[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ );  
 $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  
[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ );  
 $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ )].

**Bild 6.16:** Teilliefergrad  $(\lambda_{Lq,fix})_{ad,Ks}$  als Funktion der Drehzahl,  
[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ );  
 $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  
[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ );  
 $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ )].

**Bild 6.17:** Übertragener Wärmestrom als Funktion des Eintrittsdrucks und der Drehzahl,  
[GL51.2-M, Simulation,  $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

**Bild 6.18:** Übertragener Wärmestrom als Funktion des Eintrittsdrucks und der Drehzahl,  
[SE69, Simulation,  $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ].

**Bild 6.19:** Wirkungsgrad  $(\eta_{i,q,geo})_{i,q,fix}$  als Funktion der Drehzahl,  
[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ );  
 $p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ),  
[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ );  
 $p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ )].

**Bild 6.20:** Arbeitsflächenverhältnis ( $\eta_{ai,q,geo}$ )<sub>i,q,fix</sub> als Funktion der Drehzahl,

*[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],*

*[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].*

**Bild 6.21:** Teilliefergrad ( $\lambda_{Lq,geo}$ )<sub>q,fix</sub> als Funktion der Drehzahl,

*[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],*

*[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].*

**Bild 6.22:** Geometrische Parameter zur Berechnung der Kontraktionszahl durch eine eckige Labyrinthdichtung (schematische Darstellung).

**Bild 6.23:** Expansionszahl, Kontraktionszahl und Durchflusszahl als Funktion des Druckverhältnisses.

**Bild 6.24:** Wirkungsgrad ( $\eta_{i,Leck}$ )<sub>i,q,geo</sub> als Funktion der Drehzahl,

*[SE69, Simulation,  $p_E = 6 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 8 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ )],*

*[GL51.2-M, Simulation,  $p_E = 2 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$  und  $150 \text{ °C}$ );*

*$p_E = 3 \text{ bar}$  ( $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ )].*

**Bild 6.25:** Mechanischer Wirkungsgrad  $\eta_m$  als Funktion des Eintrittsdrucks und der Drehzahl,

*[GL51.2-M, Messung,  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*

**Bild 6.26:** Mechanischer Wirkungsgrad  $\eta_m$  als Funktion des Eintrittsdrucks und der Drehzahl,

*[SE69, Messung,  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 6.27:** Übersicht der eingesetzten Wälzlagerungen,

*[SE69 und GL51.2-M].*

**Bild 6.28:** Zusammensetzung der mechanischen Reibungsverluste,

*[GL51.2-M, Simulation und Messung,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].*

**Bild 6.28:** Zusammensetzung der mechanischen Reibungsverluste,

*[SE69, Simulation und Messung,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 6.30:** Arbeitsflächenverhältnisse, Teilliefergrade und Wirkungsgrade der unterschiedlichen Wirkmechanismen für verschiedene Betriebsbedingungen,  
*[SE69, Simulation und Messung].*

**Bild 6.31:** Arbeitsflächenverhältnisse, Teilliefergrade und Wirkungsgrade der unterschiedlichen Wirkmechanismen für verschiedene Betriebsbedingungen,  
*[GL51.2-M, Simulation und Messung].*

**Bild 7.1:** Anlagenmassenstrom als Funktion der Drehzahl für unterschiedliche Eintrittsdrücke,  
*[SE69, Simulation (Gegenüberstellung KaSim und EKM),  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 7.2:** Innenleistung als Funktion der Drehzahl für unterschiedliche Eintrittsdrücke,  
*[SE69, Simulation (Gegenüberstellung KaSim und EKM),  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 7.3:** Indikator diagramme und idealer Motor für den VDI-Vergleichsprozess,  
*[SE69, Simulation (Gegenüberstellung KaSim und EKM),  
 $n_{HR} = 20.000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_E = 10 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].*

**Bild 7.4:** Indikator diagramme für verschiedene Spalthöhen,  
*[Referenzmaschine, Arbeitsmedium: Wasser und Luft,  
 $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

**Bild 7.5:** Einlassflächenkennzahl, Spaltkennzahl, Achsabstand und Liefergrad als Funktion des inneren Volumenverhältnisses,  
*[Arbeitsmedium: Wasser und Luft,  
 $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

**Bild 7.6:** Arbeitsflächenverhältnis und Expansionsenddruck als Funktion des inneren Volumenverhältnisses,  
*[Arbeitsmedium: Wasser und Luft,  
 $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

**Bild 7.7:** Indikator diagramme bei verschiedenen inneren Volumenverhältnissen,  
*[Arbeitsmedium: Wasser und Luft,  
 $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

**Bild 7.8:** Innerer, isentroper Wirkungsgrad und Innenleistung als Funktion des inneren Volumenverhältnisses,  
*[Arbeitsmedium: Wasser und Luft,  
 $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

- Bild 7.9:** Innerer, isentroper Wirkungsgrad als Funktion des inneren Volumenverhältnisses für verschiedene Spalthöhen und Umfangsgeschwindigkeiten,  
*[Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*
- Bild 7.10:** Innerer, isentroper Wirkungsgrad und Achsabstand als Funktion des inneren Volumenverhältnisses für verschiedene Drehzahlen,  
*[Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*
- Bild 7.11:** Einlassflächenkennzahl und Spaltkennzahl für verschiedene Zähnezahlkombinationen,  
*[Arbeitsmedium: Luft und Wasser,  
 $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*
- Bild 7.12:** Achsabstand, Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn und maximale Größe der Einlassfläche für verschiedene Zähnezahlkombinationen,  
*[Arbeitsmedium: Luft und Wasser,  
 $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*
- Bild 7.13:** Innenleistung und innerer, isentroper Wirkungsgrad für verschiedene Zähnezahlkombinationen,  
*[Arbeitsmedium: Luft und Wasser,  
 $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*
- Bild 7.14:** Innerer, isentroper Wirkungsgrad als Funktion der Zähnezahlkombination für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten,  
*[Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*
- Bild 7.15:** Innerer, isentroper Wirkungsgrad als Funktion der Zähnezahlkombination für verschiedene Drehzahlen,  
*[Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*
- Bild 7.16:** Einlassflächenkennzahl, Spaltkennzahl und innerer, isentroper Wirkungsgrad für verschiedene Umschlingungswinkel und Zähnezahlkombinationen,  
*[Arbeitsmedium: Luft und Wasser,  
 $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*
- Bild 7.17:** Achsabstand, Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn und maximale Größe der Einlassfläche für verschiedene Umschlingungswinkel und Zähnezahlkombinationen,  
*[Arbeitsmedium: Luft und Wasser,  
 $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*



**Bild 7.18:** Innerer, isentroper Wirkungsgrad als Funktion des Umschlingungswinkels für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten,  
*[Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

**Bild 7.19:** Innerer, isentroper Wirkungsgrad als Funktion des Umschlingungswinkels und der Zähnezahlkombination für verschiedene Drehzahlen,  
*[Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

**Bild 7.20:** Einlassflächenkennzahl, Spaltkennzahl und innerer, isentroper Wirkungsgrad für verschiedene  $L/D_{HR}$ -Verhältnisse und Umschlingungswinkel,  
*[Arbeitsmedium: Luft und Wasser,  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

**Bild 7.21:** Achsabstand, Kammervolumen bei theoretischem Expansionsbeginn und maximale Größe der Einlassfläche für verschiedene Umschlingungswinkel und  $L/D_{HR}$ -Verhältnisse,  
*[Arbeitsmedium: Luft und Wasser,  $u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

**Bild 7.22:** Innerer, isentroper Wirkungsgrad als Funktion des  $L/D_{HR}$ -Verhältnisses für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten,  
*[Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

**Bild 7.23:** Innerer, isentroper Wirkungsgrad als Funktion des  $L/D_{HR}$ -Verhältnisses und des Umschlingungswinkels für verschiedene Drehzahlen,  
*[Arbeitsmedium: Wasser,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ °C}$ ].*

**Bild 8.1:** Schematisches Temperatur-Entropie-Diagramm mit den Hauptkomponenten eines typischen CRC-Kreislaufs.

**Bild 8.2:** Schematische Zustandsänderung der Pumpe im  $h$ - $s$ -Diagramm.

**Bild 8.3:** Schematische Zustandsänderung bei der Wärmezufuhr.

**Bild 8.4:** Eintrittstemperatur und Anlagenmassenstrom als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Parameterkombinationen,  
*[ $\dot{Q} = 250 \text{ kW}$ ].*

**Bild 8.5:** Isentrope Leistung als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Parameterkombinationen,  
*[ $\dot{Q} = 250 \text{ kW}$ ].*

**Bild 8.6:** Innenleistung und Kreislauf- bzw. Anlagenwirkungsgrad als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Eintrittstemperaturen,

$$[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, v_i = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, \\ u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}, \dot{Q} = 250 \text{ kW}].$$

**Bild 8.7:** Innenleistung und leistungsoptimales inneres Volumenverhältnis als Funktion des Eintrittsdrucks bei maximaler Überhitzung,

$$[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}, \dot{Q} = 250 \text{ kW}].$$

**Bild 8.8:** Innenleistung mit zugehörigem, leistungsoptimalen inneren Volumenverhältnis als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Umgangesgeschwindigkeiten und Spalthöhen,

$$[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, \dot{Q} = 250 \text{ kW}].$$

**Bild 8.9:** Innenleistung mit zugehörigem, leistungsoptimalen inneren Volumenverhältnis als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Zähnezahlkombinationen,

$$[\varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, \dot{Q} = 250 \text{ kW}].$$

**Bild 8.10:** Innenleistung als Funktion des Umschlingungswinkels für verschiedene  $L/D_{HR}$ -Verhältnisse,

$$[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, v_i = 8, \dot{Q} = 250 \text{ kW}, p_E = 16 \text{ bar}].$$

**Bild 8.11:** Innenleistung mit zugehörigem, leistungsoptimalen inneren Volumenverhältnis als Funktion des Umschlingungswinkels für verschiedene  $L/D_{HR}$ -Verhältnisse,

$$[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \dot{Q} = 250 \text{ kW}, p_E = 16 \text{ bar}].$$

**Bild 8.12:** Innenleistung und leistungsoptimales inneres Volumenverhältnis als Funktion des Eintrittsdrucks bei maximaler Überhitzung,

$$[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}].$$

**Bild 8.13:** Innenleistung und leistungsoptimales inneres Volumenverhältnis als Funktion des Eintrittsdrucks bei maximaler Überhitzung,

$$[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}].$$

**Bild 8.14:** Innenleistung und inneres Volumenverhältnis als Funktion des Eintrittsdrucks bei maximaler und minimaler Überhitzung,

$$[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}, \dot{Q} = 125 \text{ kW}].$$

**Bild 8.15:** Anlagen- und Kreislaufwirkungsgrad als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene thermische Leistungen,

$$[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}].$$

**Bild 8.16:** Innenleistung als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Zähnezahlkombinationen bei angepasstem inneren Volumenverhältnis,

$$[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, \varphi_{HR} = 300^\circ, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}, \dot{Q} = 500 \text{ und } 125 \text{ kW}].$$

**Bild 8.17:** Innenleistung als Funktion des Eintrittsdrucks für verschiedene Umschlingungswinkel bei angepasstem inneren Volumenverhältnis,

$$[z_{HR} = 4, z_{NR} = 6, L/D_{HR} = 1,4, u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}, \dot{Q} = 500 \text{ kW und } 125 \text{ kW}].$$

**Bild 8.18:** Indikatordiagramme und Kennzahlen der leistungsoptimalen Schraubenmotoren für verschiedene Abwärmepotenziale,

$$[\dot{Q} = 125 \text{ bis } 500 \text{ kW}].$$

**Bild 10.1:** Indikatordiagramme für verschiedene Eintrittsdrücke,

$$[GL51.2-M, n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1} \text{ und } \vartheta_E = 75^\circ\text{C}].$$

**Bild 10.2:** Indikatordiagramme für verschiedene Eintrittsdrücke,

$$[SE69, n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1} \text{ und } \vartheta_E = 100^\circ\text{C}].$$

**Bild 10.3:** Indikatordiagramme für verschiedene Drehzahlen,

$$[GL51.2-M, p_E = 2 \text{ bar und } \vartheta_E = 75^\circ\text{C}].$$

**Bild 10.4:** Indikatordiagramme für verschiedene Drehzahlen,

$$[SE69, p_E = 6 \text{ bar und } \vartheta_E = 100^\circ\text{C}].$$

**Bild 10.5:** Indikatordiagramme für verschiedene Eintrittstemperaturen,

$$[GL51.2-M, n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1} \text{ und } p_E = 2 \text{ bar}].$$

**Bild 10.6:** Indikatordiagramme für verschiedene Eintrittstemperaturen,

$$[SE69, n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1} \text{ und } p_E = 6 \text{ bar}].$$

## Tabellenverzeichnis

**Tabelle 4.1:** Parameter und Daten des Schraubenmotors GL51.2-M.

**Tabelle 4.2:** Parameter und Daten des Schraubenmotors SE69.

**Tabelle 4.3:** Übersicht der Spalthöhen,  
*[SE69].*

**Tabelle 6.1:** Abhängigkeit der technisch-physikalischen Wirkmechanismen von den Betriebs- und geometrischen Parametern.

**Tabelle 7.1:** Variationsbreite der geometrischen Maschinenparameter.

**Tabelle 7.2:** Geometrische und energetische Kennzahlen der Referenzmaschine,  
*[Arbeitsmedium: Wasser und Luft,*  
 *$u_{HR} = 80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $p_E = 12 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ].*

**Tabelle 8.1:** Geometrische und energetische Daten und Kennzahlen der leistungs-  
optimalen Schraubenmotoren für verschiedene Abwärmepotenziale,  
*[ $\dot{Q} = 125 \text{ bis } 500 \text{ kW}$ ].*

# 10 Anhang

## 10.1 Indikatordiagramme (Experimentelle Daten)

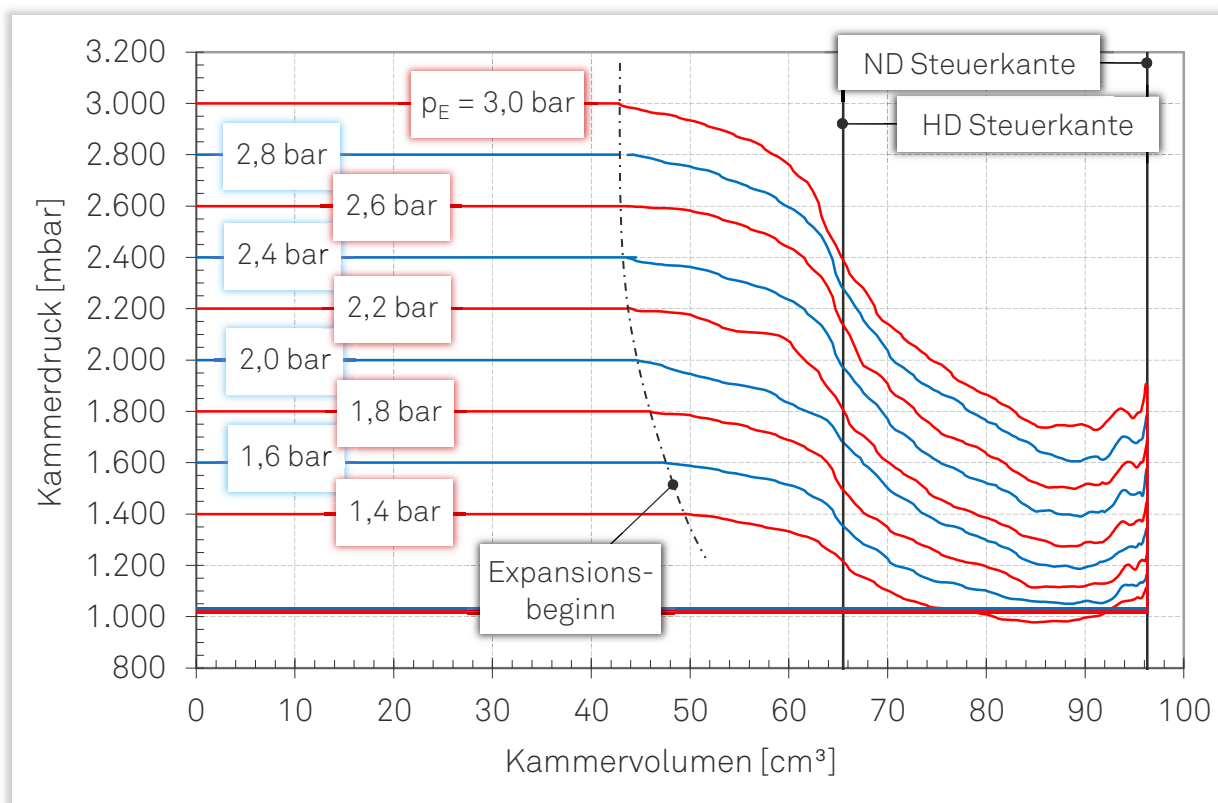


Bild 10.1: Indikatordiagramme für verschiedene Eintrittsdrücke,  $[GL51.2-M, n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1} \text{ und } \vartheta_E = 75 \text{ }^\circ\text{C}]$ .

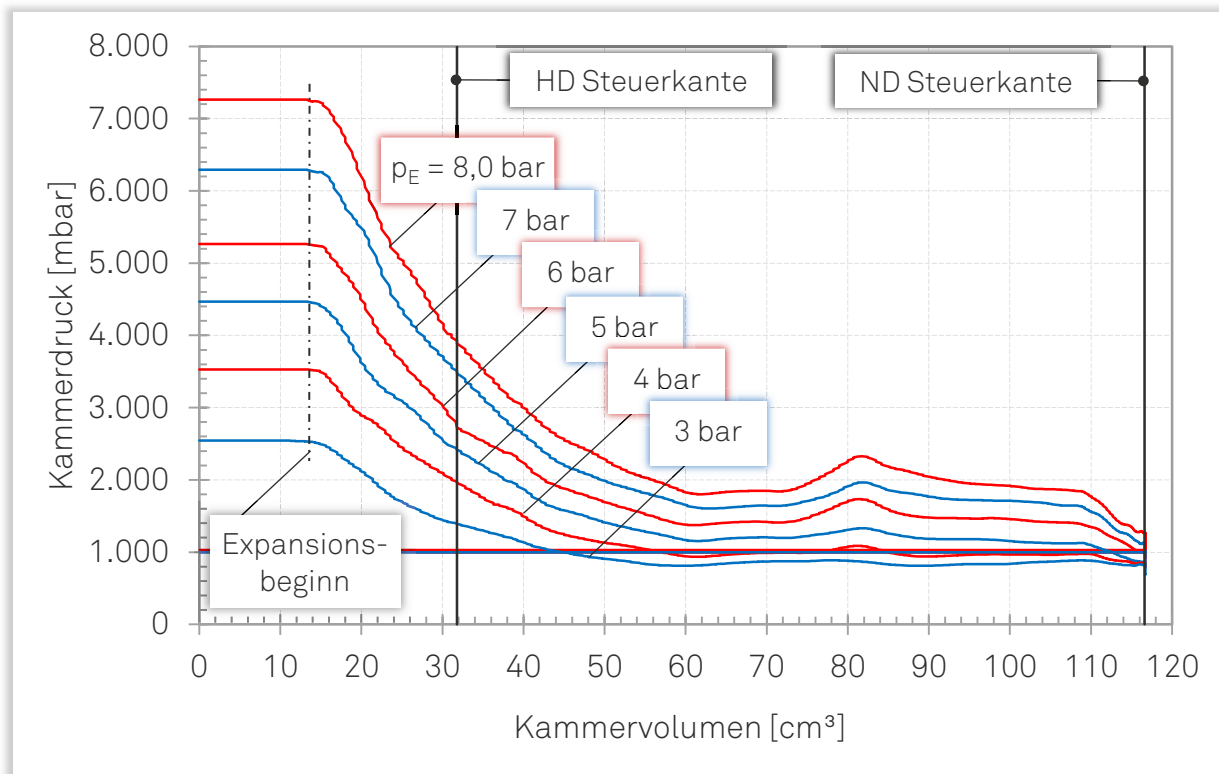


Bild 10.2: Indikator diagramme für verschiedene Eintrittsdrücke, [SE69,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

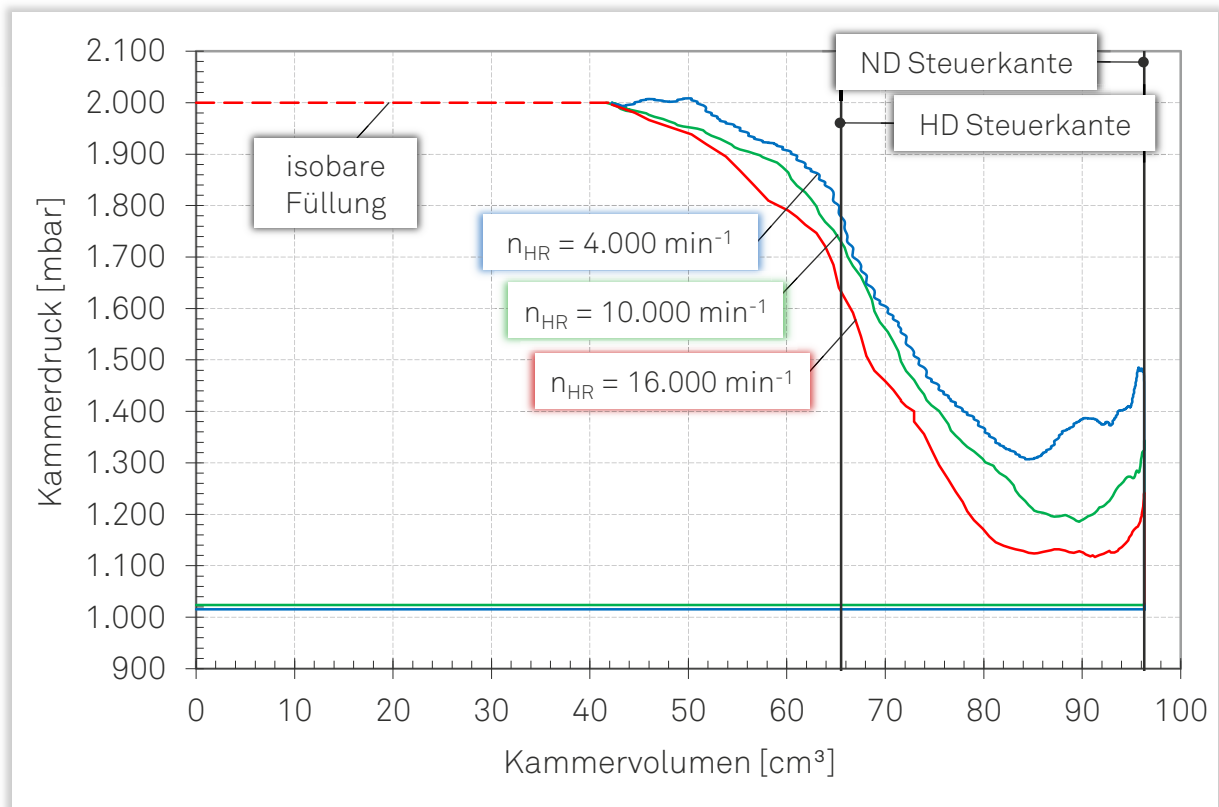


Bild 10.3: Indikator diagramme für verschiedene Drehzahlen, [GL51.2-M,  $p_E = 2 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 75 \text{ °C}$ ].

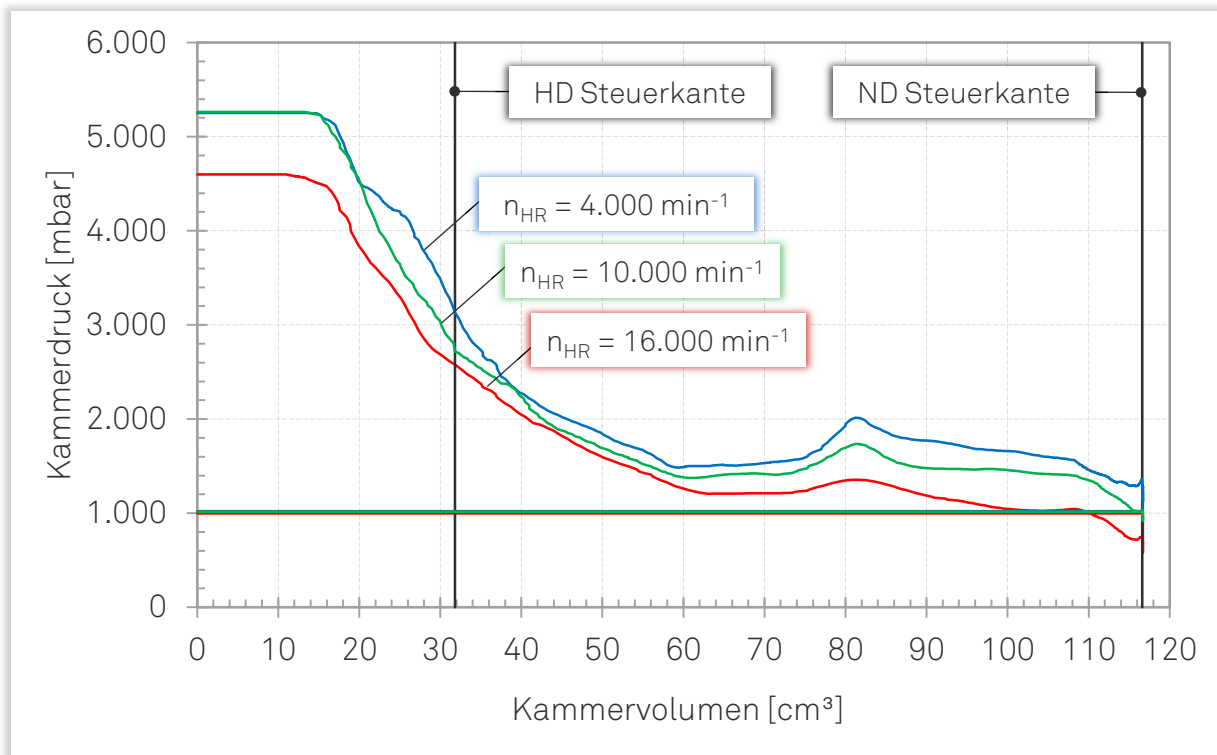


Bild 10.4: Indikator diagramme für verschiedene Drehzahlen,  
 [SE69,  $p_E = 6 \text{ bar}$  und  $\vartheta_E = 100 \text{ °C}$ ].

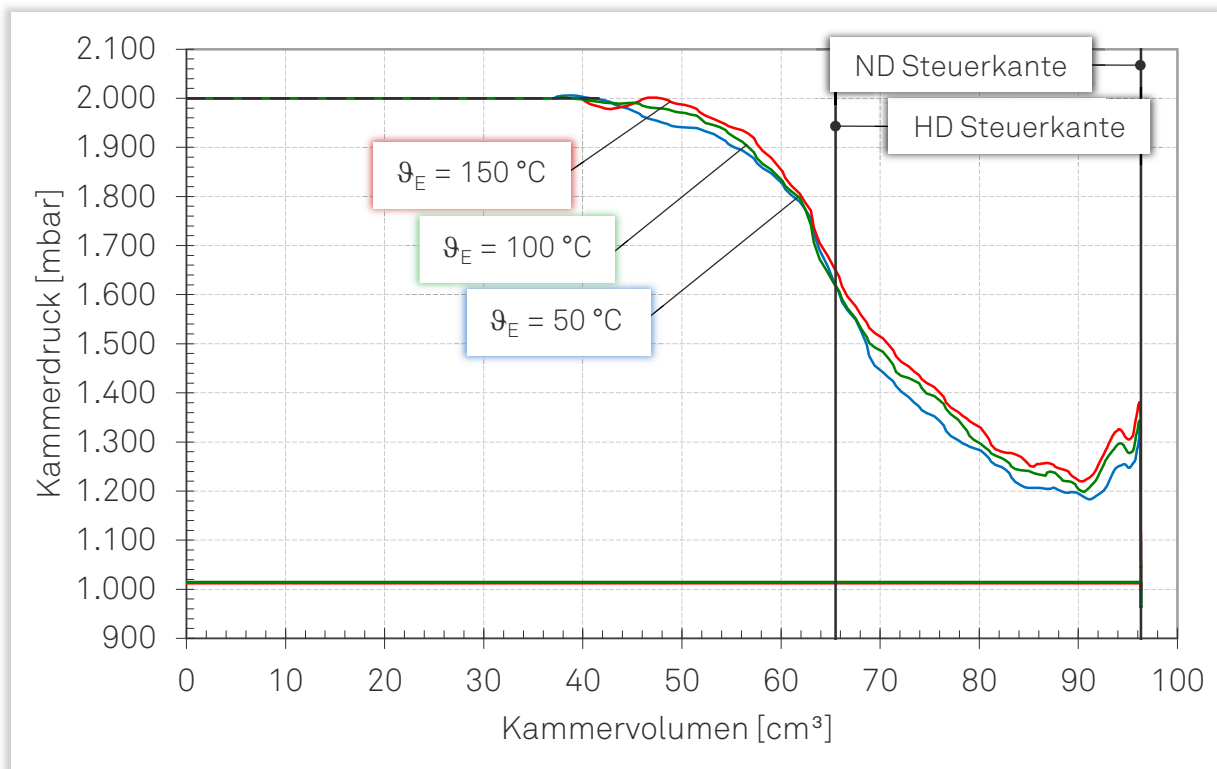


Bild 10.5: Indikator diagramme für verschiedene Eintrittstemperaturen,  
 [GL51.2-M,  $n_{HR} = 10.000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_E = 2 \text{ bar}$ ].



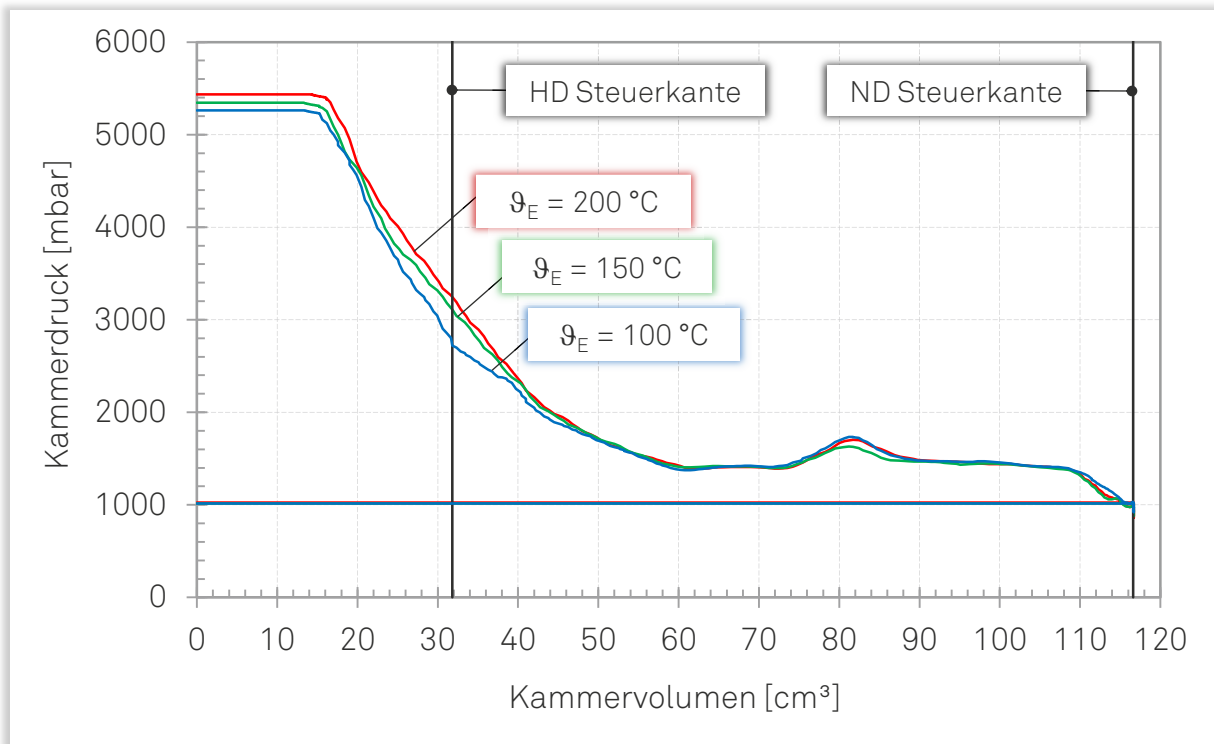


Bild 10.6: Indikator diagramme für verschiedene Eintrittstemperaturen, [SE69,  $n_{HR} = 10.000\text{ min}^{-1}$  und  $p_E = 6\text{ bar}$ ].

### 10.2 Volumenkurve sowie Ein- und Auslassflächenverläufe der Versuchsmaschinen

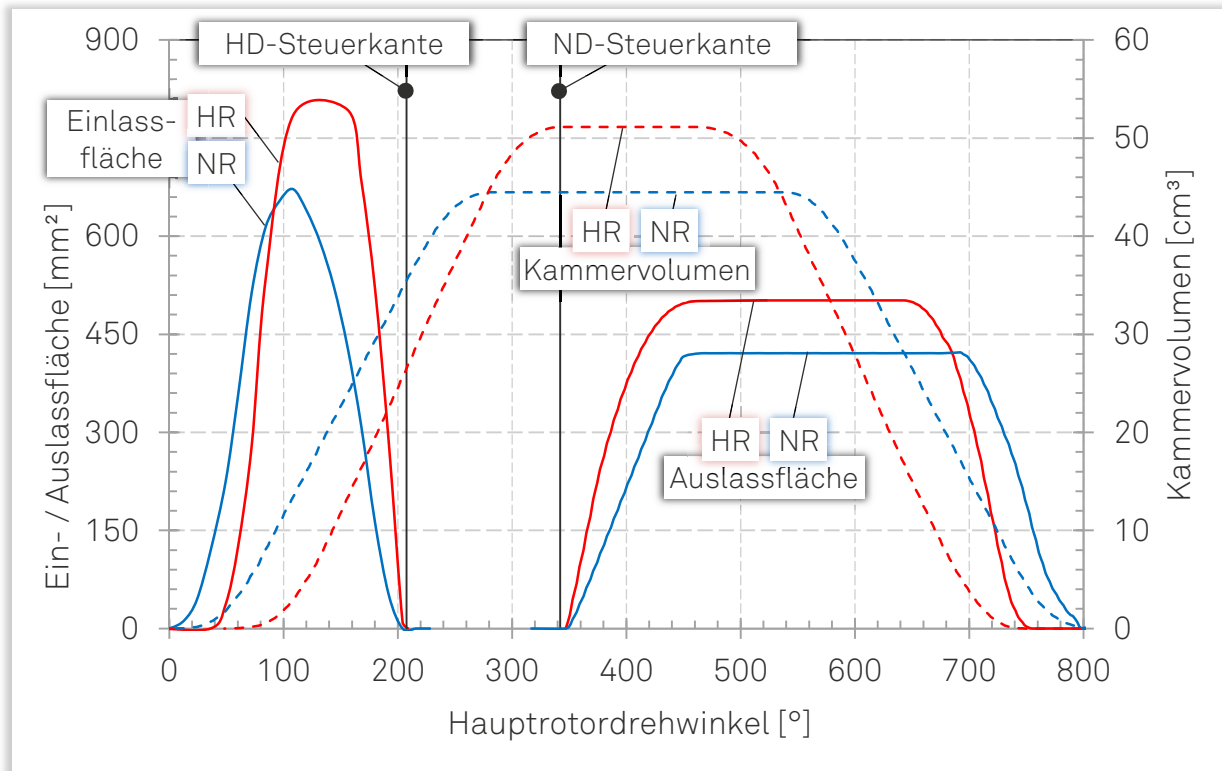


Bild 10.7: Neben- und hauptrotorseitige Anteile der Ein- und Auslassfläche sowie des Kammervolumens als Funktion des Hauptrotordrehwinkels, [GL51.2-M].

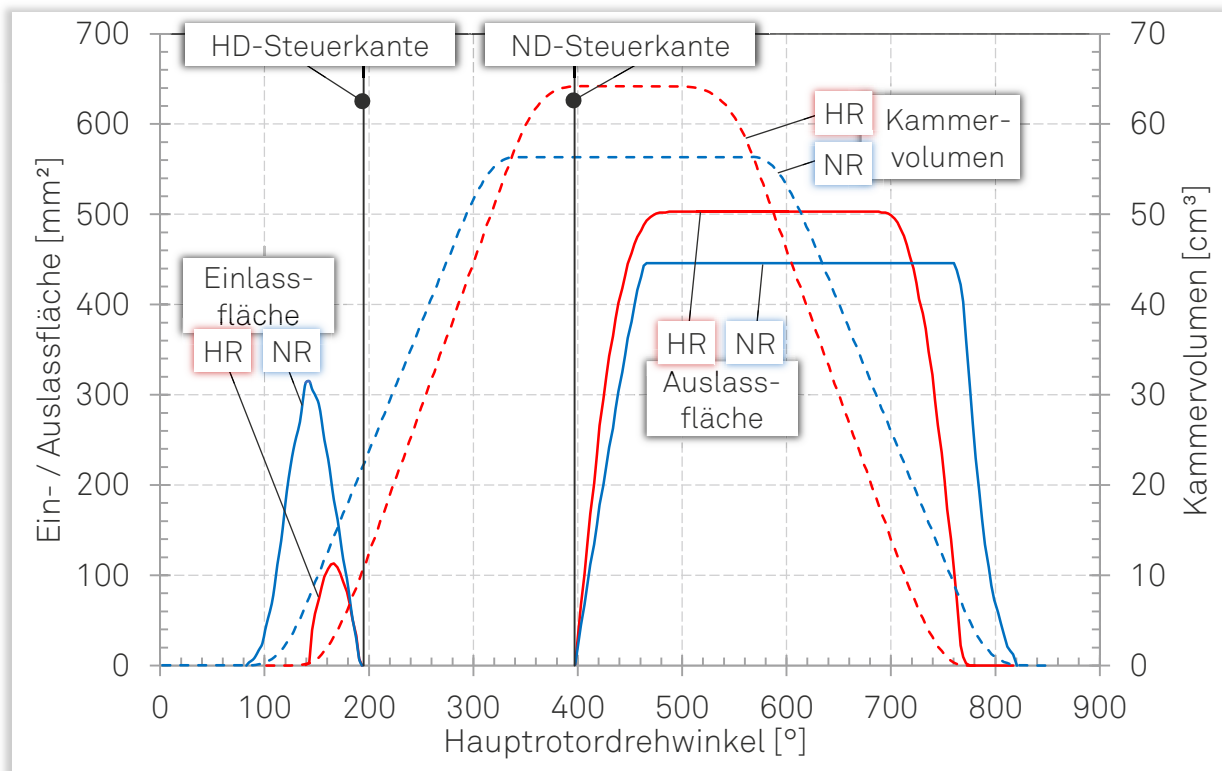


Bild 10.8: Neben- und hauptrotorseitige Anteile der Ein- und Auslassfläche sowie des Kammervolumens als Funktion des Hauptrotordrehwinkels, [SE69].

## 10.3 Kaltspaltflächenverläufe der Versuchsmaschinen

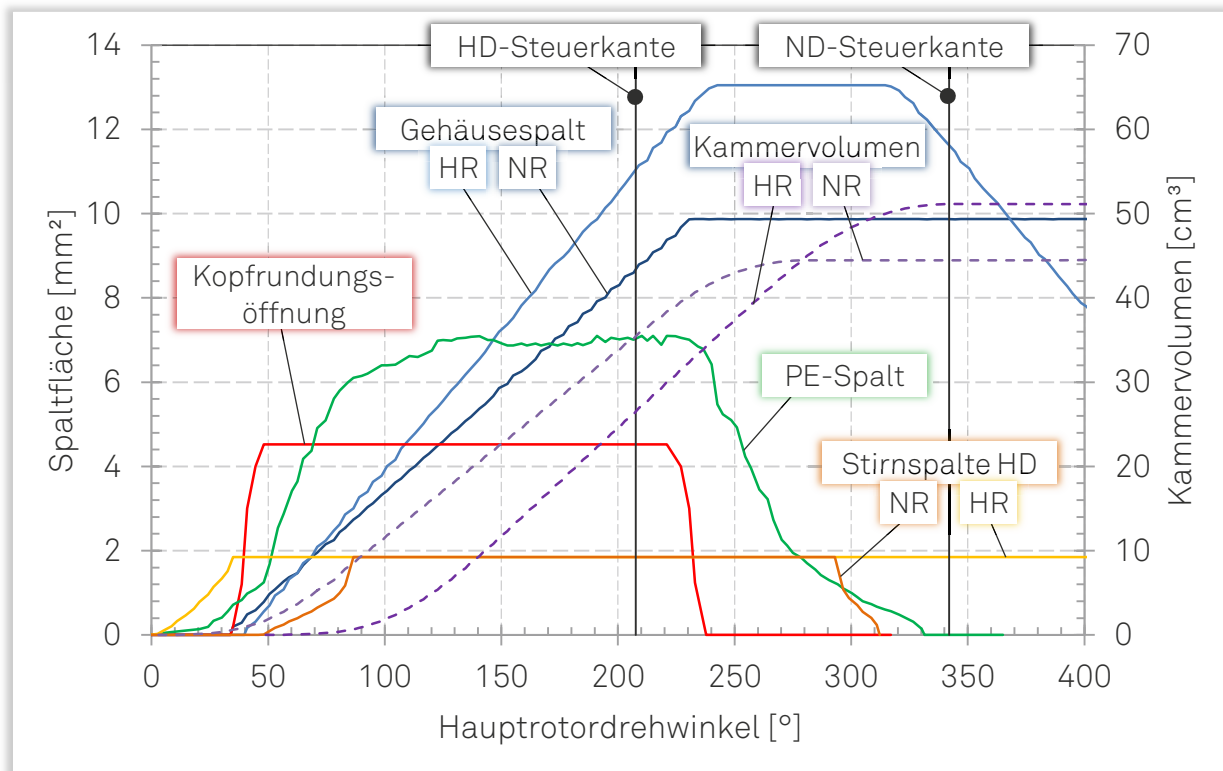


Bild 10.9: Kaltspaltflächen und Kammervolumen als Funktion des Hauptrotordrehwinkels, [GL51.2-M].

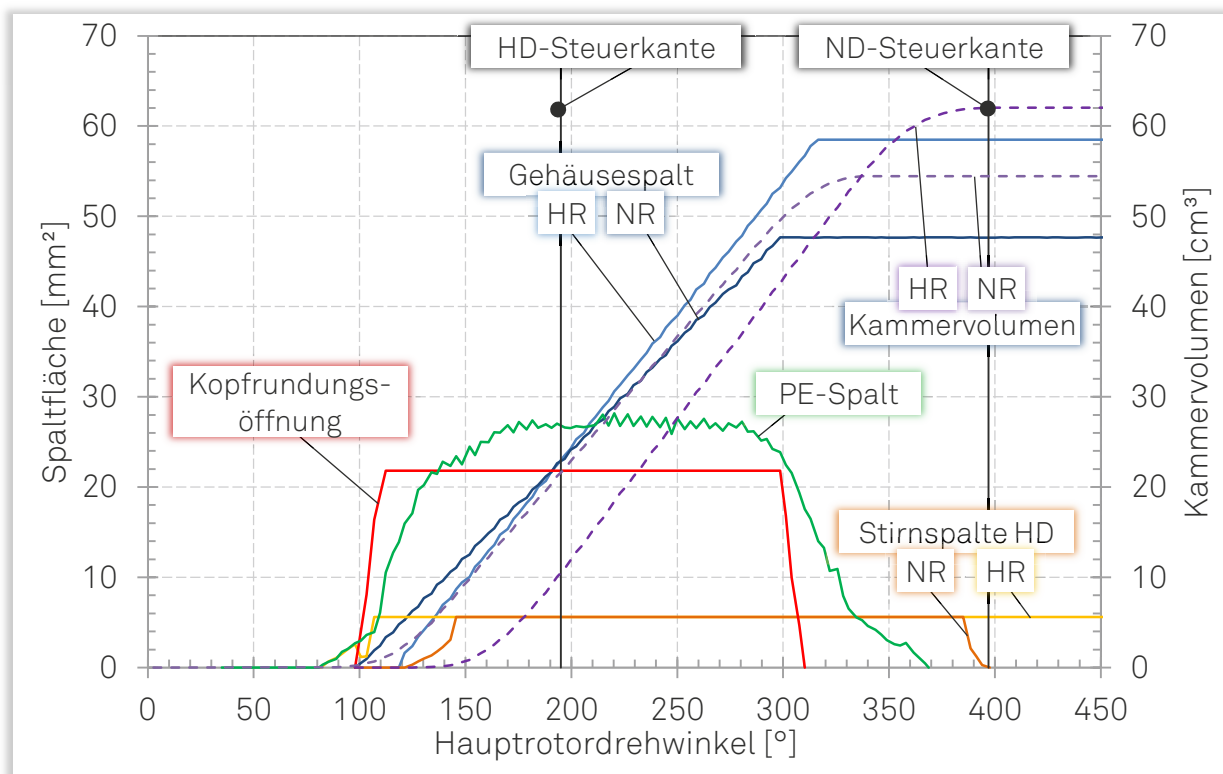


Bild 10.10: Kaltspaltflächen und Kammervolumen als Funktion des Hauptrotordrehwinkels, [SE69].

## 10.4 Erweitertes Kammermodell mit Labyrinthdichtungen

Die Erweiterung des Kammermodells umfasst die Implementierung der Lagervolumina (MLV und FLV) an der Hochdruckseite und die des Getrieberaumvolumens als finite Kapazität, sowie die Berücksichtigung der Umgebung als infinites Volumen. Das erweiterte Kammermodell, ermöglicht somit die Berechnung der Spaltmassenströme durch die maschineninternen Labyrinthdichtungen (MLD und FLD) und weiter den Leckagemassenstrom über die Labyrinthdichtung an der Wellendurchführung (LD) des Schraubenmotors, hin zur Umgebung. Das erweiterte Kammermodell mit den beschriebenen Verbindungen und Kapazitäten zeigt **Bild 10.11**.

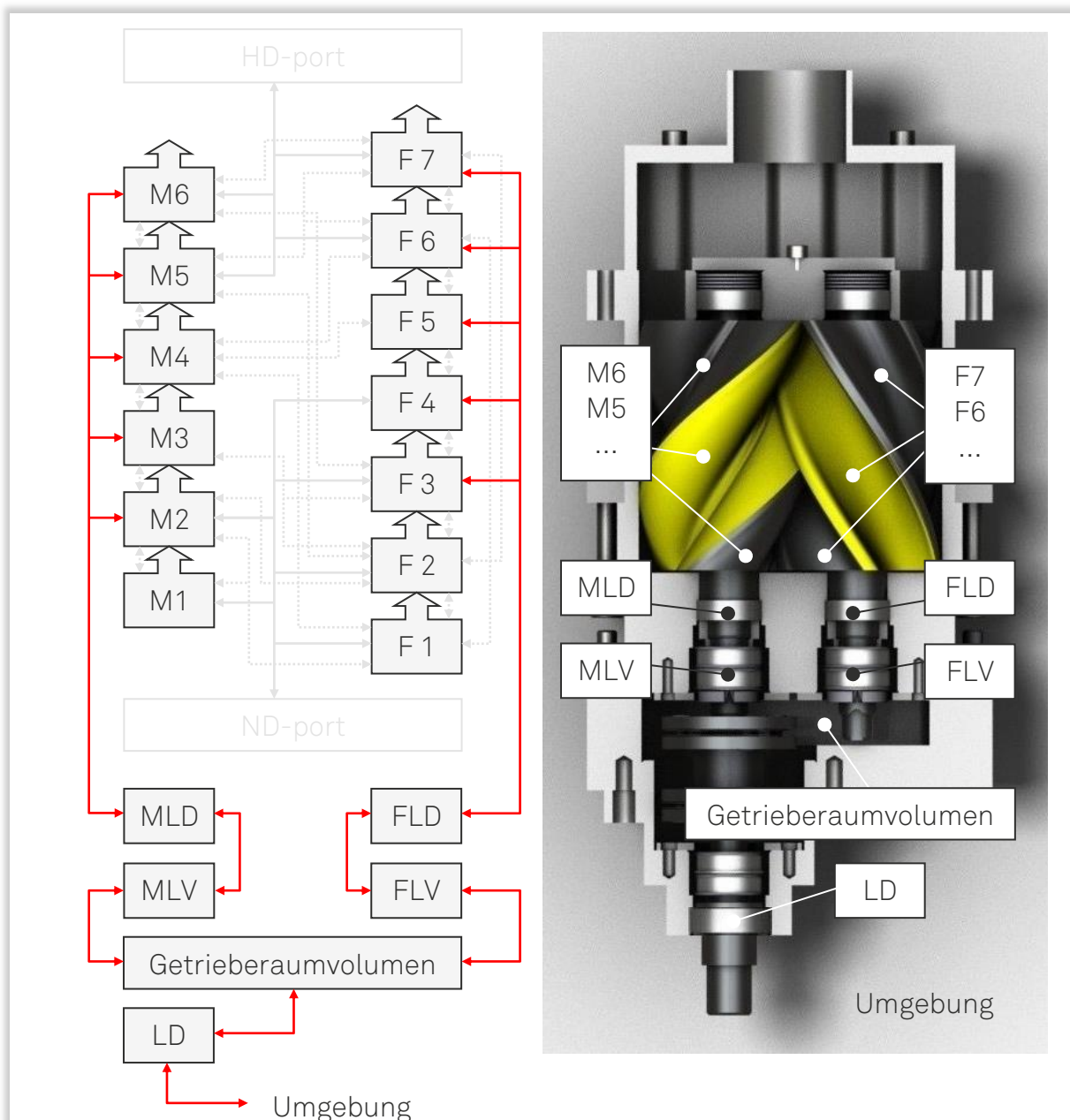


Bild 10.11: Erweitertes Kammermodell des Schraubenmotors GI51.2-M zur Berechnung des Leckmassenstroms über die Labyrinthdichtung

## Lebenslauf

### PERSÖNLICHE DATEN

Name: Jan Hütker  
Geburtsdatum: 15.5.1979  
Geburtsort: Dortmund  
Familienstand: ledig

---

### BERUFLICHE TÄTIGKEITEN

Seit 11/2012 Technischer Leiter bei der moklansa GmbH  
in Holzwickede

09/2007 bis 10/2012 Wissenschaftlicher Mitarbeiter (später Oberingenieur)  
am Fachgebiet Fluidtechnik der TU Dortmund mit dem  
Forschungsschwerpunkt Schraubenmotoren

04/2002 bis 12/2006 Studentische Hilfskraft am Fachgebiet  
Fluidenergiemaschinen  
(heute Fachgebiet Fluidtechnik) der TU Dortmund

---

### STUDIUM

10/2000 bis 08/2007 Maschinenbaustudium an der TU Dortmund mit  
der Vertiefungsrichtung Maschinentechnik

08/2007 Abschluss der Diplomprüfung

---

### ZIVILDIENST

10/1999 bis 08/2000 Caritasverband Dortmund e.V.

---

### SCHULBILDUNG

1989 bis 1999 Helene-Lange-Gymnasium in Dortmund

1985 bis 1989 Eichlinghofer und Olpketal-Grundschule in Dortmund