

**Experimentelle Verifikation  
eines Simulationssystems für eine  
GASSCREW**

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

**Doktor-Ingenieur**

genehmigte  
Dissertation  
von

**Dipl.-Ing. Thomas von Unwerth  
aus Lüdenscheid**

**2002**

Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. K. Kauder, Universität Dortmund
Zweitgutachter:	Prof. Dr.-Ing. H. Pucher, TU Berlin
Termin der mündlichen Prüfung:	18.10.2002



Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund.

Dem Leiter des Fachgebietes, Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Kauder, danke ich für die fachliche und menschliche Begleitung meines wissenschaftlichen Werdeganges bis hin zur Begutachtung meiner Dissertation. Die vielfältigen und wertvollen Diskussionen zu meiner wissenschaftlichen Arbeit gaben mir stets zum richtigen Zeitpunkt die notwendige Unterstützung und Anregung als auch den Raum für freies kreatives Schaffen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Pucher gilt mein ganz besonderer Dank für die kritische Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Korreferates.

Ferner möchte ich mich bei allen Mitarbeitern und Studenten des Fachgebietes, die in vielfältiger Weise zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben, herzlich bedanken. Die kollegiale und freundschaftliche Art am Fachgebiet werden mir stets in guter Erinnerung bleiben.

Nicht zuletzt spreche ich der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) meinen Dank für die freundliche Förderung aus, ohne die diese Arbeit nicht zustande gekommen wäre.

Für Christina, Maximilian und Paulina

in Dank für Eure Geduld und Unterstützung. Ihr habt mir immer die nötige Ruhe gegeben und mich durch Eure Liebe stets aufs Neue motiviert.

**Inhaltsverzeichnis**

Symbole und Indizes	IV
1 Einleitung.....	1
1.1 Arbeitsweise von Schraubenmaschinen .....	3
1.1.1 Arbeitsweise eines Schraubenverdichters.....	3
1.1.2 Arbeitsweise eines Schraubenmotors.....	4
1.1.3 Arbeitsraumbegrenzende Spalte in Schraubenmaschinen .....	7
1.2 Stand der Forschung.....	9
1.3 Ziel der Arbeit.....	12
1.4 Vorgehensweise und Werkzeug.....	13
2 Aufbau und Funktion der GASSCREW .....	15
2.1 Anlagenschaltung der GASSCREW .....	16
2.2 Thermodynamischer Kreisprozess .....	17
2.3 Die GASSCREW im Vergleich mit anderen Antriebskonzepten .....	18
3 Simulationsgestützte Auslegung des Motors der GASSCREW.....	20
3.1 Aufbau des Simulationssystems.....	21
3.1.1 Rotormodellierung .....	23
3.1.2 Gehäusemodellierung.....	24
3.1.3 Thermodynamische Simulation .....	25
3.1.4 Temperaturfeldberechnung .....	25
3.1.5 Mechanische Verformungsrechnung .....	29
3.1.6 Berechnung der Spalthöhen .....	30
3.2 Wahl der Betriebsparameter.....	31
3.2.1 Kühlung des Schraubenmotorgehäuses .....	32
3.2.2 Kühlung der Schraubenmotorrotoren.....	33
3.2.3 Beschichtung der Schraubenrotoren .....	35
3.2.3.1 Eigenschaften und Herstellung der Schraubenrotorbeschichtung.....	36
3.3 Berechnung der Schraubenmotorrotoren .....	38
3.4 Berechnung des Schraubenmotorgehäuses .....	42
4 Versuchsanlage zur Verifikation des Simulationssystems .....	48
4.1 Der Schraubenverdichter.....	52

---

4.1.1	Sicherheit der Versuchsanlage .....	54
4.2	Der Wärmetauscher .....	54
4.3	Die Brennkammer .....	55
4.4	Der Schraubenmotor .....	56
4.4.1	Modifikationen des Schraubenmotors für die Indizierung .....	58
4.4.2	Modifikationen des Schraubenmotors für die Rotortemperaturmessung .....	61
4.4.3	Modifikationen des Schraubenmotors für die Rotorbeschichtung .....	61
4.5	Öl- und Kühlwasserwege .....	63
5	Durchgeführte Untersuchungen .....	65
5.1	Maschinenkenngrößen und Betriebsdaten .....	66
5.1.1	Prozessführung .....	66
5.1.2	Liefergrad .....	68
5.1.3	Motoraustrittstemperatur .....	70
5.2	Kennfeldberechnung des Schraubenmotors .....	74
5.3	Energiebilanzierung um den Schraubenmotor .....	76
5.3.1	Gehäusekühlung .....	77
5.3.1.1	Variation der Gehäusekühlung .....	79
5.3.2	Rotorkühlung .....	81
5.3.2.1	Variation der Rotorkühlung .....	82
5.3.3	Lageröl .....	83
5.3.4	Restenergiestrom .....	84
5.3.4.1	Wärmestrahlung und Konvektion .....	85
5.3.4.2	Sperrluftanteil .....	85
5.3.4.3	Anteil der mechanischen Reibung .....	86
5.4	Indizierung des Schraubenmotors .....	86
5.4.1	Mechanischer Wirkungsgrad .....	91
5.5	Messung der Gehäuseoberflächentemperaturen .....	92
5.5.1	Physikalische Grundlagen der Thermografie .....	93
5.5.2	Eingesetztes Thermografiesystem .....	96
5.5.3	Thermografieaufnahmen .....	98
5.5.3.1	Gehäusekühlvariation .....	99
5.6	Messung der Rotortemperaturen .....	103

---

5.7	Reproduzierbarkeit der Messungen.....	105
6	Vergleich von Simulation und Messung.....	107
6.1	Vergleich der thermodynamischen Ergebnisse.....	108
6.1.1	Liefergrad.....	108
6.1.2	Motoraustrittstemperatur.....	109
6.1.3	Druckverlauf.....	111
6.1.4	Effektive Motorleistung.....	113
6.2	Vergleich der Energieströme.....	114
6.3	Vergleich der Gehäuseoberflächentemperaturen.....	115
6.4	Vergleich der Rotortemperaturen.....	116
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	119
8	Literaturverzeichnis.....	122

## Verzeichnis der verzeichneten Symbole und Indizes

## Grunddimensionen

Dimension	Beschreibung	Einheit	Bezeichnung
l	Länge	m	Meter
m	Masse	kg	Kilogramm
t	Zeit	s	Sekunde
I	Elektrischer Strom	A	Ampere
T	Temperatur	K	Kelvin
n	Stoffmenge	mol	Mol
I	Lichtstärke	cd	Candela

## Symbole

Symbol	Bedeutung	Dimension
A	Fläche	$l^2$
$\bar{A}$	gemittelte Abweichung	-
a	Achsabstand	l
b	Breite	l
c	allgem. Konstante	-
c	Lichtgeschwindigkeit	$lt^{-1}$
$c_p$	spezifische isobare Wärmekapazität	$l^2 t^{-2} T^{-1}$
d	Innendurchmesser	l
$d_h$	hydraulischer Durchmesser	l
E	Elastizitätsmodul	$ml^2t^{-2}$
E	Energie, Exergie	$m l^2 t^{-2}$
$\dot{E}$	Energiestrom	$ml^2 t^{-3}$
e	Eulerzahl	-
Gr	Grashof-Zahl	-
H	Enthalpie, Hilfsebene	$m l^2 t^{-2}$ , -
$\dot{H}$	Enthalpiestrom	$m l^2 t^{-3}$
h	spez. Enthalpie, allgem. Höhe, Planck-Konstante	$l^2 t^{-2}$ , l, $m l^2 t^{-1}$
k	Boltzmann-Konstante	$m l^2 t^{-2} T^{-1}$
l	Länge	l
M	spezifische Abstrahlung	$m l^{-1} t^{-3}$
$\dot{m}$	Massenstrom	$mt^{-1}$
$M_d$	Drehmoment	$ml^2t^{-2}$
n	Polytropenexponent	-



Symbol	Bedeutung	Dimension
$\bar{n}$	mittlerer Polytropenexponent	-
$n$	Drehzahl	$t^{-1}$
$Nu$	Nußelt-Zahl	-
$P$	Leistung	$ml^2t^{-3}$
$p$	Druck	$ml^2t^{-2}$
$Pr$	Prandtl-Zahl	-
$Q$	Wärme	$ml^2t^{-2}$
$\dot{Q}$	Wärmestrom	$ml^2t^{-3}$
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	$l^2 t^{-3}$
$R$	allgem. Gaskonstante	$l^2 t^{-2} T^{-1}$
$r$	Radius	$l$
$\vec{r}$	Ortsvektor	$l$
$Re$	Reynolds-Zahl	-
$s$	spez. Entropie,	$l^2 t^{-2} T^{-1}$
$s$	Schichtdicke, Rippenanzahl	$l, -$
$T$	thermodynamische Temperatur	$T$
$t$	Rippentiefe	$l$
$u$	Knotenpunktverschiebungskomponente	$l$
$V$	Volumen	$l^3$
$\dot{V}$	Volumenstrom	$l^3 t^{-1}$
$v$	spezifisches Volumen	$l^3 m^{-1}$
$v_i$	inneres Volumenverhältnis	-
$W$	Arbeit	$ml^2 t^{-2}$
$W_i$	Innenarbeit (ehem: technisch indizierte Arbeit)	$ml^2 t^{-2}$
$x, y, z$	kartesische Koordinaten	$l, l, l$
$z$	Zähnezahl	-
$\alpha, \beta, \gamma, \varphi$	Winkel	(rad)
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	$m t^{-3} T^{-1}$
$\beta_p$	isobarer Wärmeausdehnungskoeffizient	$T^{-1}$
$\Delta$	Differenz	-
$\varepsilon$	Emissionszahl	-
$\eta$	Wirkungsgrad (allgemein)	-
$\eta_G$	Gütegrad (allgemein)	-
$\kappa$	Isentropenexponent	-
$\lambda$	Wellenlänge	$l$
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	$m l t^{-3} T^{-1}$

Symbol	Bedeutung	Dimension
$\lambda_A$	Aufheizgrad	-
$\lambda_F$	Füllungsgrad	-
$\lambda_D$	Durchsatzgrad	-
$\lambda_L$	Liefergrad	-
$\nu$	kinematische Viskosität	$l^{-1}t^{-1}$
$\Pi$	Druckverhältnis	-
$\rho$	Dichte	$ml^{-3}$
$\sigma$	allgem. Spannung, Stefan-Boltzmann-Konstante	$ml^2t^{-2}$ , $mt^{-3}T^{-4}$
$\sigma_{Z,H}$	Haftzugfestigkeit	$ml^2t^{-2}$
$\sigma_{v.Mises}$	von Mises-Vergleichsspannung	$ml^2t^{-2}$
$\Theta$	Temperaturverhältnis	-
$\vartheta$	°C-Temperatur	T
$\Phi$	Umschlingungswinkel, Dissipation	(rad), $m l^2 t^{-2}$
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	$t^{-1}$

### Indizes

Index	Bedeutung	Index	Bedeutung
1...4	punktbezeichnende Indizes	m	mechanisch
A	Austritt, Auftrieb	max	maximal
A	Fläche	min	minimal
ab	abgeführt	ND	Niederdruck
abw	Abweichung	NP	Nennpunkt
ax	axial	NR	Nebenrotor
E	Eintritt	n	Nutz
el	elektrisch	Öl	Öl
ex	Expansion	p	isobar
e	effektiv	R	Rest
Fl	Fluid	r	Radialkomponente eines Vektors, Reflexion
Gh	Gehäuse	rad	radial
ges	gesamt	ref	Referenz
HR	Hauptrotor	rs	realer Strahler
HD	Hochdruck	SL	Sperrluft
i	innen, inneres, indiziert	Sp	Spalt
K	Kühlung	Str	Strahlung
Konv	Konvektion	s	isentrop
M	allgem. Motor, Messung		

<b>Index</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Index</b>	<b>Bedeutung</b>
ss	schwarzer Strahler	y	y-Komponente eines Vektors
T	Transmission	z	z-Komponente eines Vektors
th	theoretisch	zu	zugeführt
U	Umgebung	•	auf die Zeit bezogene Größen
W	Wand	—	mittlerer Wert einer Größe
WD	Wärmedämmung		
WK	Wälzkreis		
x	x-Komponente eines Vektors		

### Abkürzungen

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
APS	Atmosphärisches Plasmaspritzen
CAE	Computer Aided Engineering
CFD	Computational Fluid Dynamics
FEM	Finite-Elemente-Methode
HD	Hochdruck
HR	Hauptrotor
ND	Niederdruck
NR	Nebenrotor
SRM	Svenska Rotor Maskiner
WT	Wärmetauscher

### Hinweis:

Bilder und Tabellen, die erstmals im Text erwähnt werden, sind **fett** gedruckt



## 1 Einleitung

Der Gedanke, ein schrägverzahntes Rotorpaar zur Verdichtung von Gasen einzusetzen, wurde erstmals von HEINRICH KRIGAR 1878 in Form eines Patentbesitzes niedergelegt. Die Patentschrift beinhaltet bereits die vielseitigen Einsatzmöglichkeiten einer Schraubenmaschine als „...*Gebälse, Pumpe, Presse, Motor und Messapparat*“, Krigar [1]. So wurde auch darauf hingewiesen, dass mit dieser Maschine sowohl gasförmige als auch flüssige Medien transportiert und in axialer Richtung „*ausgepresst*“ werden können. Schon zu dieser Zeit blieb der Einsatz dieser neuartigen Maschine als Motor, durch kinematische Umkehr des Verdichterprinzips, nicht unerwähnt. Wegen der erforderlichen Präzision bei der Herstellung der Läuferverzahnung und wegen der ungünstigen Kinematik war diese Idee jedoch damals nicht realisierbar.

Im Jahr 1930 griff der schwedische Ingenieur Alfred Lysholm diese Idee wieder auf und beschäftigte sich intensiv mit ihrer Realisierung. Der erste Prototyp, der von der schwedischen Firma Svenska Rotor Maskiner (SRM) gebaut wurde, lief schließlich im Jahr 1943. Danach folgten Versuche mit verschiedenen Rotorprofilen. Diese Versuche führten schließlich 1947 zum symmetrischen SRM-Profil. Dieses Profil verhalf den Schraubenverdichtern zum wirtschaftlichen Durchbruch.

Die Schraubenverdichter besaßen aber nach wie vor Nachteile gegenüber den Kolbenverdichtern. Durch Verlustmassenströme aufgrund von Undichtheiten in der Verzahnung war der Wirkungsgrad recht niedrig. Dies führte um 1970 zur Entwicklung eines asymmetrischen Profils mit verringerter Undichtheit. Der Wirkungsgrad konnte um circa 10 % gesteigert werden, ebenso erhöhte sich die Betriebssicherheit. Bis in die frühen 60er Jahre waren die Schraubenverdichter ausschließlich trockenlaufende Verdichter, nur bei explosiven Gasen wurde eine Flüssigkeit zur Kühlung eingespritzt. Später entstand daraus die Idee, den Verdichter durch eine Öleinspritzung zu kühlen. Als weitere Vorteile wurden bald die bessere Abdichtung der Zahnlückenräume und der nun mögliche Wegfall des Synchronisationsgetriebes erkannt. Die verbesserte Spaltabdichtung gestattete es, die optimale Umfangsgeschwindigkeit der Rotoren von ca. 80 bis 100 m/s auf 20 bis 40 m/s zu reduzieren. Das wiederum ermöglichte den Einsatz von Wälzlagern, allerdings verbunden mit dem Nachteil eines erhöhten Bauvolumens bei vergleichbarem Volumenstrom eines mehr als doppelt so schnellen, trockenlaufenden Verdichters.

Insgesamt führte diese Erkenntnis zu sehr einfach gebauten, aber dennoch robusten Verdichtern. Heute sind mehr als ein Drittel aller produzierten Verdichter Schraubenmaschinen.

Schraubenmaschinen zählen zur Gruppe der mehrwelligen Verdrängermaschinen und darin zur Kategorie der Umlaufkolbenmaschinen in Drehkolbenbauart mit innerer Verdichtung, Kauder [2]. Sie können im Vergleich zu Turbomaschinen relativ hohe Druckverhältnisse bei kleinen Volumenströmen meist einstufig wirtschaftlich verarbeiten. Diese Energiewandlung erfolgt während eines Arbeitsspieles durch eine zyklische Volumenänderung des theoretisch schadraumfreien Arbeitsraumes, der aus den Zahnlückenräumen der schraubenförmig verwundenen Rotoren gebildet und von den sie eng umschließenden Gehäusewandungen begrenzt wird.

Die Schraubenverdichter finden überwiegend in der Druckluft-, Kälte- und Prozessgastechnik Verwendung, werden aber auch als Schraubenlader zur mechanischen Aufladung von Verbrennungsmotoren eingesetzt, Pucher und Vlaskos [3], Kauder und Piatkowski [4], Kauder und Weckes [5]. Neuere Einsatzgebiete erschließen sich durch die Umkehrung des Wirkprinzips, wenn der Schraubenverdichter als Schraubenmotor arbeitet. Der Schraubenmotor wandelt den ihm angebotenen Energiestrom wie auch der Verbrennungsmotor in Wellenarbeit, er besitzt jedoch keine oszillierenden Massen und keine aufwändigen Steuereinrichtungen wie Ventile und Nockenwellen. Außerdem weist er ein relativ geringes Leistungsgewicht und ein kleines spezifisches Bauvolumen bei einer vergleichsweise hohen Energiewandlungsgüte auf.

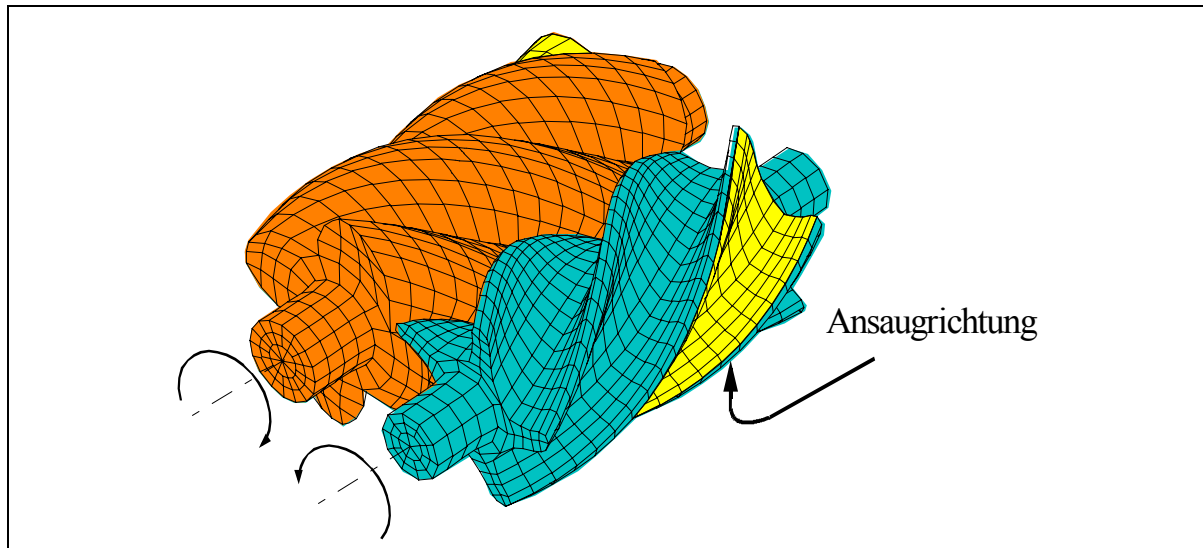
Aufgrund dieser Vorteile kann der Schraubenmotor z.B. im Bereich der Solarenergie- und Abwärmenutzung sowie bei der Gasentspannung verwendet werden, Kauder [6] bis [9]. So wurde im Jahr 1996 ein Dampfschraubenmotor erfolgreich im Block-Heizkraftwerk der Universität Dortmund installiert und von Kauder, Kliem und Piatkowski in [10] präsentiert. Noch laufen Dampfschraubenmotoren auf einem relativ niedrigen Temperaturniveau, ihr Einsatzgebiet wird gegenwärtig hin zu höheren Exergieinhalten erweitert.

Hier stellt die GASSCREW (Heißgasschraubenmaschine) eine konsequente Fortsetzung des mit dem Prinzip des Schraubenmotors begonnenen Gedankens dar, mit Hilfe von Schraubenmaschinen thermische Energie auf hohem Temperaturniveau in Wellenarbeit zu wandeln, Kauder [11]. Bei der GASSCREW handelt es sich jedoch im Gegensatz zum Schraubenmotor um ein komplettes Antriebskonzept, dessen Aufbau thermodynamisch dem einer Gasturbinenanlage mit Wärmetauscher im offenen Kreislauf entspricht, wobei der Turboverdichter durch einen Schraubenverdichter und die Turbine durch einen Schraubenmotor als Energiewandler ersetzt werden. Die GASSCREW eignet sich sowohl für den Einsatz in Anlagen zur dezentralen Energieversorgung als auch als Fahrzeug-, Hilfs- und Notstromantrieb.

## 1.1 Arbeitsweise von Schraubenmaschinen

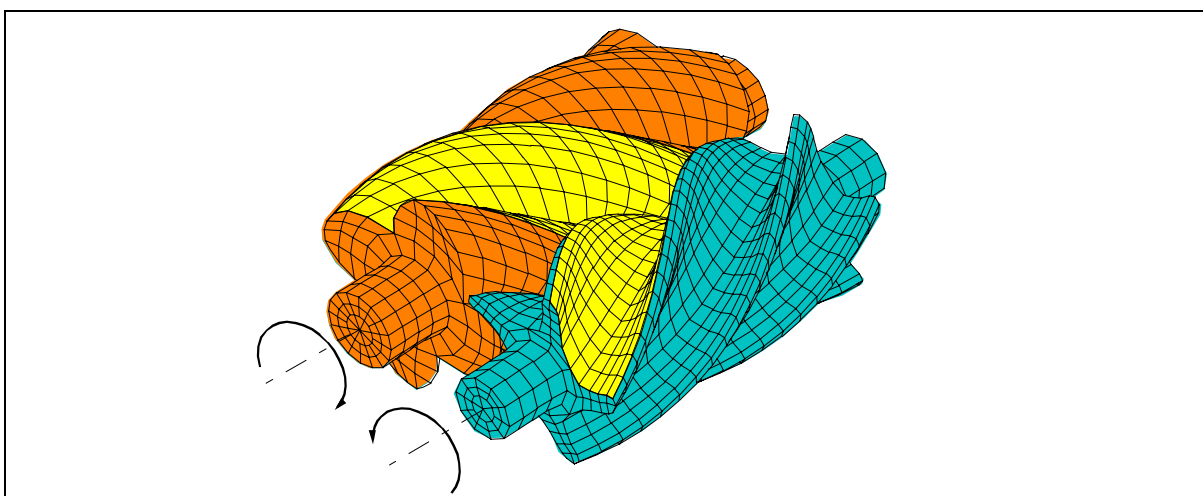
### 1.1.1 Arbeitsweise eines Schraubenverdichters

Das Arbeitsspiel eines Schraubenverdichters beginnt in der in **Bild 1-1** gekennzeichneten Lage der Rotoren zueinander.



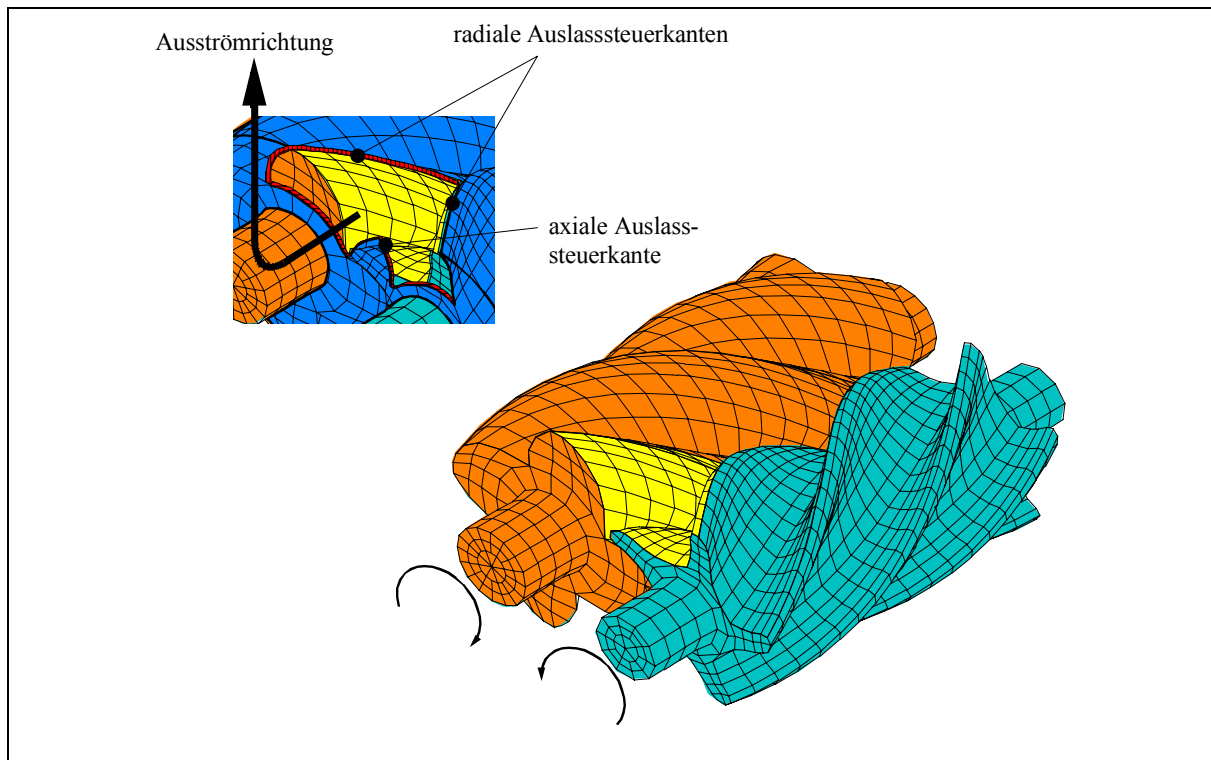
**Bild 1-1:** Ansaugvorgang

Auf der Rotorunterseite bildet sich durch das Auseinanderdrehen der im Eingriff befindlichen Rotoren der markierte Profillückenraum, im Allgemeinen auch Arbeitsraum genannt, der mit dem Arbeitsfluid gefüllt und danach durch saugseitige Steuerkanten im Rotorgehäuse von der Ansaugleitung (Saugseite) getrennt wird. Durch die weitere Drehung der Rotoren verkleinert sich in der zweiten Arbeitsphase, **Bild 1-2**, der Profillückenraum, weil die beiden (konkaven und konvexen) Profile das Arbeitsfluid aus der jeweils gegenüberliegenden Profillücke verdrängen.



**Bild 1-2:** Verdichtung

Je nach gewünschtem Verdichtungsenddruck, der theoretisch unendlich hoch sein kann, ermöglichen die im Rotorgehäuse vorgesehenen druckseitigen Steuerkanten eine Verbindung des Arbeitsraumes mit der Druckleitung (Druckseite) des Verdichters. Eine solche Rotorstellung zeigt **Bild 1-3**. Durch die Drehung der Rotoren nimmt der Arbeitsraum gegenüber Bild 1-2 in der dritten Arbeitsphase weiter ab, bis er schließlich zu Null wird, wenn das gesamte Profillückenvolumen in der Druckleitung ausgeschoben (verdrängt) worden ist.



**Bild 1-3: Auslassvorgang**

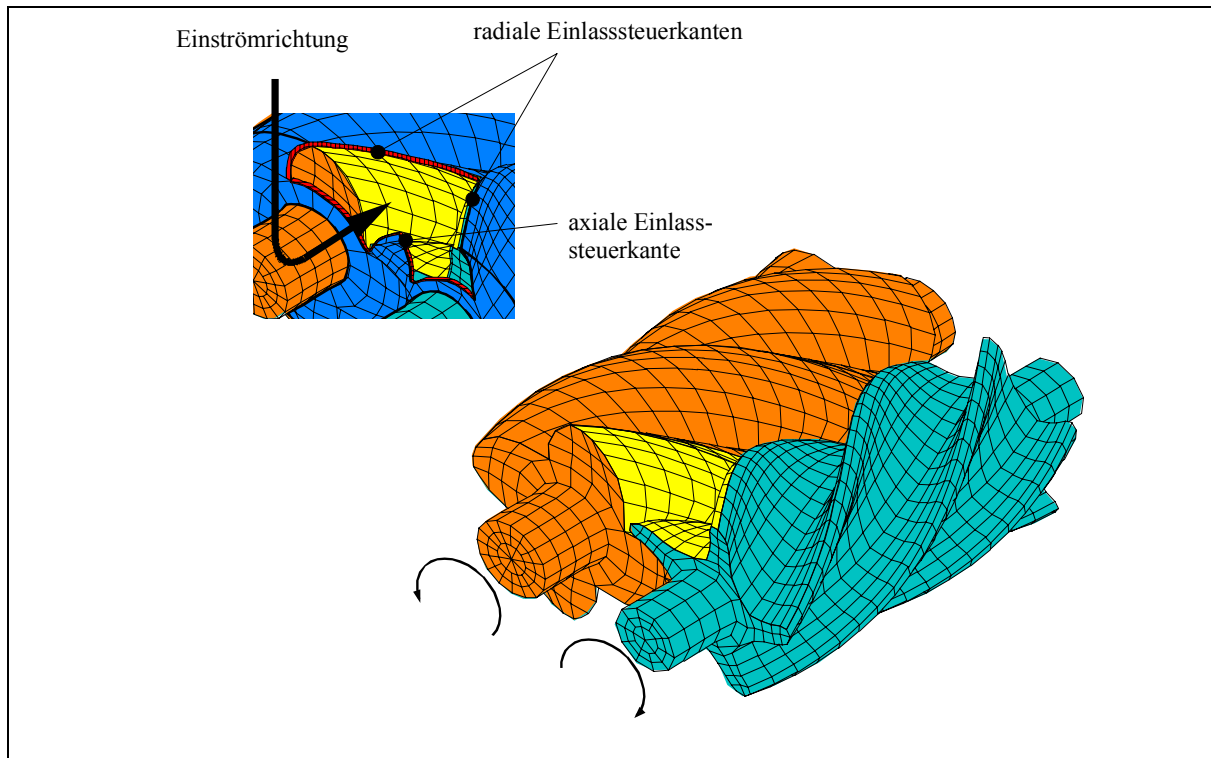
### 1.1.2 Arbeitsweise eines Schraubenmotors

Der Schraubenmotorprozess resultiert aus der direkten Umkehr im kinematischen wie im thermodynamischen Sinne des Schraubenverdichterprozesses. Hierbei wird ein komprimiertes Arbeitsfluid, im Regelfall ein Gas oder Dampf, in die Hochdruckseite des Schraubenmotors eingeleitet und nachfolgend in seinen Zahnflächenräumen expandiert und so lässt sich die Arbeitsweise des Schraubenmotors unmittelbar aus der des Schraubenverdichters ableiten.

Das Arbeitsspiel beginnt mit dem Füllungsvorgang. Hierbei wird der Schraubenmotor auf seiner Hochdruckseite mit dem komprimierten Arbeitsgas beaufschlagt. Durch die kontinuierliche Rotation der Rotoren, die sich aus dem Zahneingriff herausdrehen, entsteht im Einlassbereich ein anwachsender Profillückenraum, der Arbeitsraum, **Bild 1-4**. Dieser wird vom Arbeitsgas gefüllt, bis er durch Überschreiten der



Einlasssteuerkanten im Gehäuse durch die nachlaufenden Rotorzähne vom Hochdruckbereich getrennt d.h. abgeschlossen wird. Die Einlasssteuerkanten können je nach eingebautem inneren Volumenverhältnis  $v_i$ <sup>1)</sup> sowohl axial als auch radial angeordnet sein. Lediglich bei sehr großen inneren Volumenverhältnissen erfolgt die Füllung des Profillückenraumes, allgemein Arbeitsraum, ausschließlich in axialer Richtung, dann entfallen die radialen Einlasssteuerkanten.

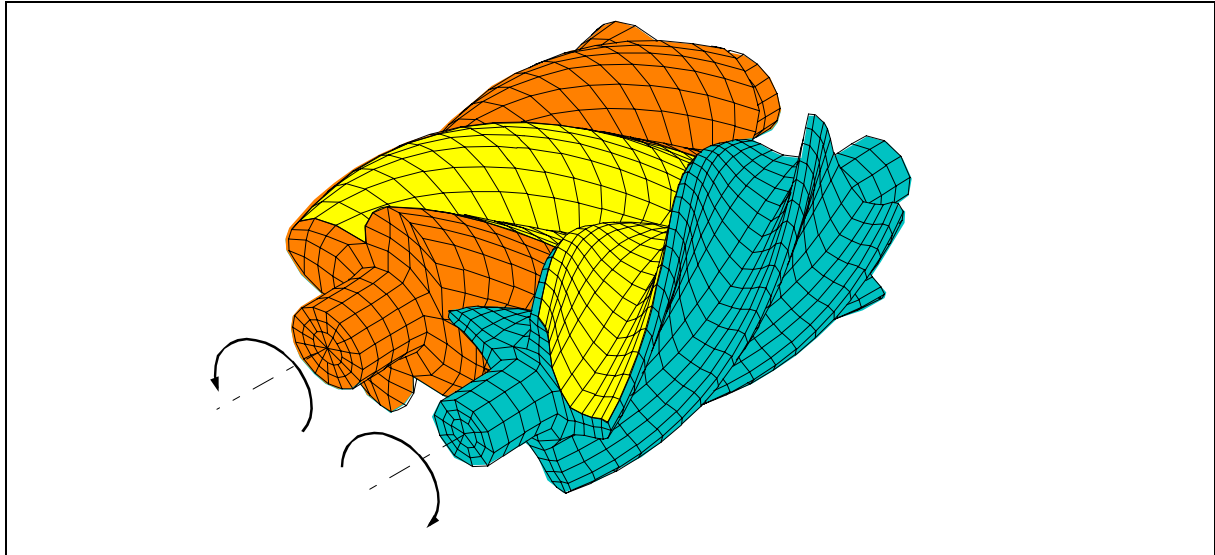


**Bild 1-4: Arbeitsspiel des Schraubenmotors - Füllungsvorgang**

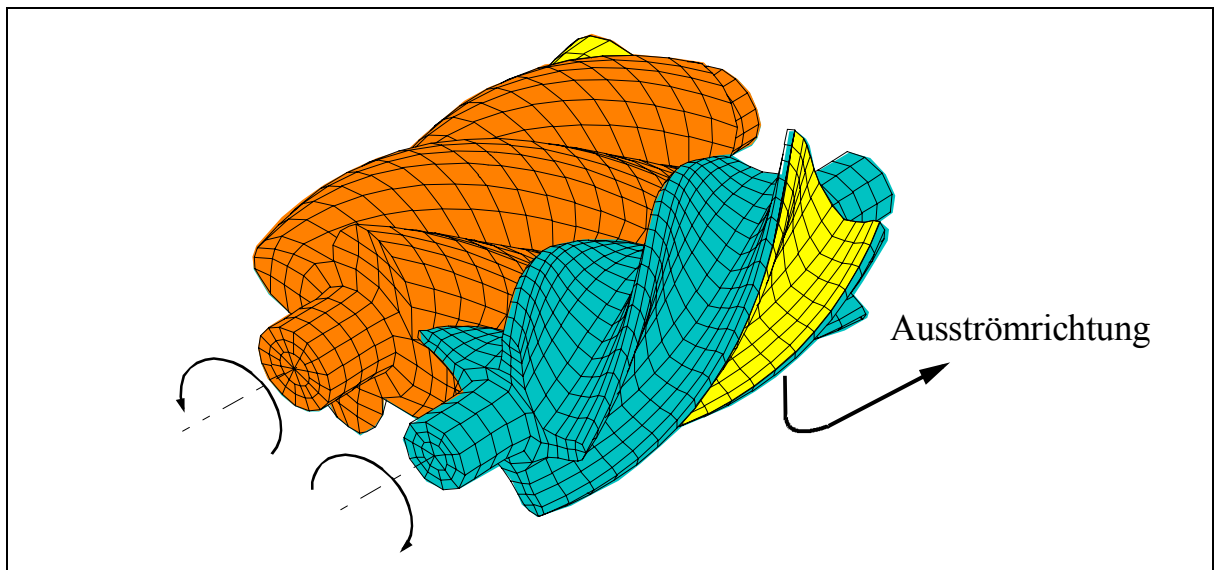
Ist der sich stetig vergrößernde Profillückenraum durch Verlagerung der Profileingriffslinie in axialer Richtung vollständig vom Einlassquerschnitt getrennt, so ist der Füllungsvorgang abgeschlossen. Zu diesem Zeitpunkt haben die Zahnköpfe der nachlaufenden Rotorflanken die Einlasssteuerkanten überfahren, hier beginnt der Expansionsvorgang, **Bild 1-5**.

Während des Expansionsvorgangs ist der Arbeitsraum nach außen hin abgeschlossen. Das Arbeitsfluid expandiert in diesem Drehwinkelintervall und wandelt Druck- in Wellenarbeit. Hat sich der nun vergrößernde Profillückenraum durch Fortschreiten der Rotordrehung soweit axial verlagert, dass die vorlaufenden Rotorflanken die Auslasssteuerkanten überfahren, ist der Expansionsvorgang beendet und der Auslassvorgang schließt sich an, **Bild 1-6**.

1) Das innere Volumenverhältnis  $v_i$  beschreibt das Verhältnis des maximalen zum minimalen Arbeitsraumvolumen. Definition:  $v_i = V_{max} / V_{min}$ .



**Bild 1-5: Arbeitsspiel des Schraubenmotors - Expansionsvorgang**



**Bild 1-6: Arbeitsspiel des Schraubenmotors - Auslassvorgang**

Während des Auslassvorganges wird das an Enthalpie arme Arbeitsfluid aus dem Profillückenraum, d.h. aus dem Motor verdrängt. Der Druck des Arbeitsfluides am Ende der Expansion hängt dabei vorrangig vom inneren Volumenverhältnis  $v_i$  und dem Eintrittsdruck  $p_{M,E}$  auf der Hochdruckseite ab. So kann einerseits der Arbeitsraumdruck zu diesem Zeitpunkt oberhalb des Druckniveaus liegen, das in der Auslassöffnung des Motors herrscht und das Arbeitsgas strömt bedingt durch das dann vorhandene positive Druckgefälle aus. Andererseits muss ein Teil der Volumenänderungsarbeit der noch im Expansionsvorgang befindlichen Arbeitsräume aufgewendet werden um das Arbeitsgas wieder auf das Druckniveau des Niederdruckbereiches nachzuverdichten. Das beschriebene Arbeitsspiel läuft je nach Anzahl der Profillückenräume mehrmals während einer Rotorumdrehung ab.

### 1.1.3 Arbeitsraumbegrenzende Spalte in Schraubenmaschinen

In Verdrängermaschinen erfolgt stets eine funktionsrelevante Trennung von bewegten und ruhenden Bauteilen. Im Schraubenmotor wird diese Trennung durch arbeitsraumbegrenzende Spalte erreicht, die auf unterschiedliche Weise je nach Spaltart einen nachhaltigen Einfluss auf die Energiewandlungsgüte, das Betriebsverhalten und die Betriebssicherheit der Maschine besitzen. Sie stellen eine Verbindung zwischen einzelnen Arbeitsräumen bzw. zwischen den Arbeitsräumen und dem HD- sowie ND-Bereich der Maschine her. Abhängig von den Spaltdruckverhältnissen und Spaltflächen entstehen Spaltmassenströme<sup>1)</sup> und Entropieströme in der Maschine. Die Spalte sind in **Bild 1-7** dargestellt.

Der *Profileingriffsspalt*, Bild 1-7/6, stellt die Quasi-Eingriffslinie<sup>2)</sup> der Rotorverzahnung dar. Er verbindet die Profillückenräume der Hochdruckseite mit denen der Niederdruckseite der Maschine auf direktem Wege. Hat zudem ein druckseitiger Profillückenraum bereits eine Verbindung mit der druckseitigen Gehäuseöffnung, so liegt in diesem Bereich die gesamte Maschinendruckdifferenz an.

Der *Gehäusespalt*, Bild 1-7/3, befindet sich zwischen den Zahnköpfen der Rotoren und dem Maschinengehäuse. Dabei sind die Spaltformen am Haupt- und Nebenrotor unterschiedlich. Die Spaltlänge bildet sich schraubenförmig aus, dabei verbindet der Gehäusespalt benachbarte Profillückenräume untereinander.

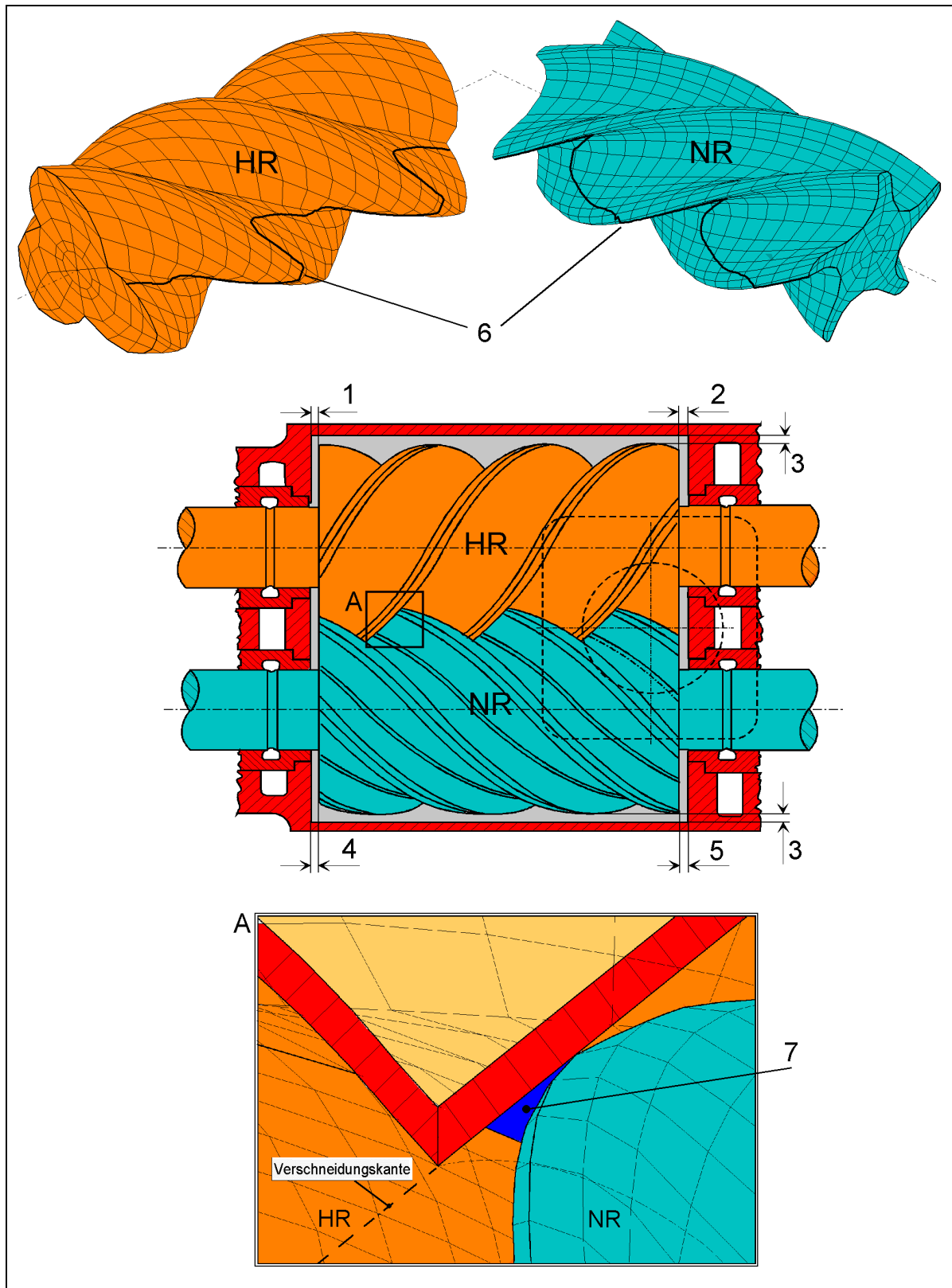
Der *Stirrspalt*, Bild 1-7/1,2,4 und 5, wird von den Gehäuse- und Rotorstirnflächen gebildet. Er besteht sowohl auf der Druck- wie auch auf der Maschinensaugseite. Direkt an die einzelnen Zähne des Rotorprofils gebunden, stellt er ähnlich dem Gehäusespalt, Verbindungen von Profillückenräumen untereinander und zur Saug- bzw. Druckseite her.

Wenn bei Profilformen der Gehäusespalt den Profileingriffsspalt in diskreten Punkten nicht berührt, ist an diesen Stellen auf der Saug- und Druckseite das Prinzip des geschlossenen Arbeitsraumes einer Verdrängermaschine durch eine zusätzlich entstehende Öffnung verletzt. Es bildet sich, durch die Kopfrundung des Profils bedingt, eine *Kopfrundungsöffnung*, Bild 1-7/7, begrenzt durch die Gehäuseverschneidungskante und die Konturen der Haupt- und Nebenrotorflanken aus. Damit entsteht eine theoretisch nicht notwendige, schädliche Verbindung zwischen den Profillückenräumen und der Saugseite der Maschine.

---

1) Der Spaltmassenstrom ist ein Verlustmassenstrom, der nicht direkt an der Wandlung in Wellenarbeit teil hat.

2) Die eigentliche Eingriffslinie läßt sich exakt nur beim spielfreien Maschinenbetrieb mit einem Wälzkontakt angeben. Gibt es einen kürzesten Abstand zwischen dem Haupt- und Nebenrotor, soll von einer Quasi-Eingriffslinie gesprochen werden.



**Bild 1-7: Lage und Bezeichnung der Spalte im Schraubenmotor**

1 ND-Stirrspalt Hauptrotor

2 HD-Stirrspalt Hauptrotor

3 Gehäusespalt Haupt-/Nebenrotor

4 ND-Stirrspalt Nebenrotor

5 HD-Stirrspalt Nebenrotor

6 Profileingriffsspalt

7 Kopfrundungsöffnung

Die Frage nach der *Spaltwirkung* auf die Energiewandlung der Schraubenmaschine ist auch die Frage nach den Spaltprioritäten, d.h. die der energetischen Wirkungen. Sie kann in erster Näherung und eingeschränkt auf heute gebräuchliche asymmetrische Profilkonturen sowie gleiche Spalthöhen aller Spalte bzw. Öffnungen nach ihre abnehmenden Wirksamkeit in der Reihenfolge: Profileingriffsspalt, Gehäusespalt, Kopfrundungsöffnung und Stirnspalte angegeben werden.

## 1.2 Stand der Forschung

Mit der Inbetriebnahme des ersten Prototyps des Motors der GASSCREW ist es möglich geworden, die theoretischen Forschungs- und Entwicklungsarbeiten der letzten Jahre aus diesem Bereich zu verifizieren und die daraus gewonnenen Erkenntnisse und Problemlösungen für die weiteren Forschungsarbeiten zu nutzen. Dabei sind nicht nur Arbeiten berücksichtigt, die sich speziell mit dem Thema GASSCREW befassen, sondern vielmehr der gesamte Umfang zahlreicher Veröffentlichungen auf dem Gebiet der Schraubenmaschinen, dort insbesondere der Schraubenverdichter.

Neben verschiedenen umfassenden Arbeiten zum Thema Schraubenmaschinen bzw. Schraubenverdichter, wie von Heinz und Mentzendorff [12], Sakun [13], Rinder [14] und Konka [15], befassen sich mannigfaltige Beiträge mit weiter durchdringenden Teilproblemen der Schraubenmaschinenforschung. Zur Problematik der Schraubenrotorprofilgeometrien, d.h. deren Untersuchung und Optimierung, sowie der damit verbundenen Geräusentwicklung, lieferte Rinder in [16] bis [21] ausführliche Beiträge, die einen Großteil dieses Bereiches abdecken. Das Hauptaugenmerk liegt darin auf dem von der Firma Svenska Rotor Maskiner (SRM) entwickelten asymmetrischen SRM-Profil.

Während Korte [22] die Simulation der thermodynamischen und kinematischen Abläufe in der Schraubenmaschine vorantrieb, befasste sich Greve [23] mit der Entwicklung von Gleichungen zur Auslegung von SRM-Schraubenverdichtern. Um das Verfahren von Korte auf beliebige Profilkonturen anwenden zu können, wurde es von Buthmann [24] erweitert, mit dem Ziel, Profile mit vergrößertem, optimiertem Arbeitsraumvolumen bei minimalen Spaltbreiten zu erhalten. Mit Hilfe der Navier-Stokes-Gleichungen entwickelte Neumann [25] ein erstes stationäres und ebenes Rechenmodell zur Untersuchung der Strömung im Arbeitsraum und in den arbeitsraumbegrenzenden Spalten der Schraubenmaschine. Auf der experimentellen Seite lieferten Kauder und Sachs [26],[27],[28] Beiträge zu Gasspaltströmungen, die in einem ebenen Schraubenmaschinenmodell visualisiert wurden und äußerst komplexe Strukturen zeigen.

Im Bereich der trockenlaufenden Schraubenverdichter stehen vor allem diversifizierte Zielsetzungen, wie die Erforschung neuer Werkstoffe, Beschichtungen und Beschichtungsverfahren im Vordergrund. Hier sind besonders die Arbeiten von Dämgen [29] sowie von Kauder und Helpertz [30],[31] zu erwähnen. Rosenberg und Zeman [32],[33],[34] befassten sich vorrangig mit der Berechnung der schwingungsdynamischen Eigenschaften von Schraubenverdichtern und deren Trimmung. Eine diesbezügliche experimentelle Verifizierung führten Rinder und Svigler [35] durch.

Des Weiteren sind die Schraubenlader als „Trockenläufer“ mit niedrigem Druckverhältnis Gegenstand von Forschungsarbeiten der Autoren Pucher, Vlaskos, Kauder et al. [3] bis [5] und [50] bis [57]. Sie stellen eine Alternative zum Abgasturbolader für Verbrennungsmotoren dar, ergänzt durch Konzepte zur Regelung des Motor-Lader-Systems von Pucher [3], Kauder [5] und [50], Piatkowski [51] sowie Kauder et al. [55]. Ferner wird die Optimierung der Rotorgeometrien unter thermodynamischen Aspekten von Kauder und Weckes [52] und [53] beschrieben sowie die Zusammenarbeit zwischen Schraubenlader und Motor von Pucher, Kauder et al. [4], [54], [56], [57].

Die „nasslaufenden“ Schraubenverdichter stehen nicht zuletzt ihrer großen Verbreitung wegen im Mittelpunkt zahlreicher Untersuchungen. Harling [36] beschäftigte sich mit Untersuchungen zur Ölverteilung und deren Visualisierung [37]; Deipenwisch [38] untersuchte den Einfluss des Öls auf die Energiewandlungsgüte in flüssigkeitseingespritzten Schraubenverdichtern, wobei zunächst ein theoretisches Modell entwickelt wurde [39] und anschließend dessen Verifikation erfolgte [40].

Zum Betriebsverhalten von Schraubenmaschinen mit Flüssigkeitseinspritzung sowie zu deren Auslegung leisteten vor allem Zellermann [41],[42],[43], Dämgen [44],[45], Piatkowski [46] und Kauder [47],[48] Beiträge. In deren Untersuchungen spielte nicht immer ausschließlich Öl als Einspritzmedium eine Rolle, es wurde auch die Möglichkeit in Betracht gezogen, Wasser zur Kühlung, Schmierung und Dichtung einzusetzen [49].

Ein Blick in die jüngere Vergangenheit zeigt, dass sich der Schraubenmotor durch die direkte kinematische Umkehr des Schraubenverdichterprinzips als Gegenstand umfangreicherer Forschungstätigkeiten etabliert hat. So trieb Kauder, nachzulesen in [6] bis [9], die Entwicklung dieser neuen Expansionsmaschine nachhaltig voran, mit deren Hilfe Energiewandlungskonzepte zur Abwärme- und Solarenergienutzung umgesetzt werden sollten, die von Deis [58], Flower [59], Hanselmann [60],[61] und Painter [62] vorgeschlagen wurden. So konnte bereits eine Schraubenmotoranlage als Teil der Energieversorgung im Block-Heizkraftwerk der Universität Dortmund

erfolgreich installiert werden, Kauder et al. [10]. Ein neuartiger Zweiphasen-Schraubenmotor mit Wassereindüsung zur Nutzung von Abwärme im mittleren und unteren Temperaturbereich wurde von Kauder und Kliem vorgestellt [63],[64], die sich des weiteren auch mit der Wirtschaftlichkeit solcher Schraubenmotoranlagen befassten, [65].

Die grundlegenden Auslegungsverfahren anhand schraubenmaschinenspezifischer Kennzahlen von trockenlaufenden Schraubenmotoren lieferte Dreißig [66]. Hinsenkamp [67] entwickelte basierend auf den Arbeiten von Dreißig ein Verfahren zum Kennfeldvergleich zwischen einem Schraubenmotor und verschiedenen Turbinen kleiner Wellenleistung. Platel [68] stellte eine Abhandlung über den Einsatz von Schraubenmotoren in Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung vor.

Neuere, innovative Konzepte sehen den Einsatz des Schraubenmotors auf höherem, mit dem einer Gasturbine vergleichbaren Temperaturniveau vor, Kauder [11]. So wurde zunächst das Betriebsverhalten einer GASSCREW, der Zusammenschaltung von Schraubenverdichter und Schraubenmotor, von Kauder und Dosdall in mehreren Beiträgen [69],[70],[71] untersucht. Die zur Kühlung des Motors notwendigen Verfahren sind Gegenstand mehrerer Veröffentlichungen von Kauder und Keller [72],[73]. Die simulationsgestützte Entwicklung und die Untersuchung des thermischen und mechanischen Bauteilverhaltens des Motors von Keller [74],[75] diente daraufhin als Basis für die von Kauder und v.Unwerth [76],[77] beschriebene GASSCREW in Form der Auslegung einer Versuchsanlage zur Verifikation des theoretisch voraussagbaren Betriebsverhaltens.

Um Schraubenmaschinen realitätsnah abbilden zu können, wurde und wird an der Universität Dortmund an einem umfangreichen Programmsystem gearbeitet, welches das Betriebsverhalten von Schraubenverdichtern, Schraubenladern und Schraubenmotoren unter Einbeziehung der betriebspunktabhängigen Deformationen simulieren kann. Die ursprünglichen Programmmodule von Schüler [78], mit deren Hilfe wichtige geometrische Parameter für beliebige Profilgeometrien berechnet werden können, wurden hier weiterentwickelt. So verifizierte Naujoks [79] mit einer indizierten Schraubenmaschine berechnete Werte für Arbeitsraumdruckverläufe, aufbauend auf diesen Arbeiten entwarf Peveling [80] ein Arbeitsraummodell zur Berechnung der thermodynamischen Zustandsgrößen, nachdem er die Durchflussbeiwerte zur Berechnung der Spaltmassenströme für die Simulationsrechnung experimentell bestimmt hatte.

Durch den Einsatz von Rechnern mit anhaltend steigender Leistungsfähigkeit war es möglich, das stationäre und instationäre Betriebsverhalten von Schraubenmaschinen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode zu simulieren. Kauder und Gödde [81] sowie

Kauder et al., [82] bis [87], führten Berechnungen zum thermischen und mechanischen Bauteilverhalten durch, welche Dreifert [88],[89] durch ein Verfahren zur Berechnung des thermischen Verhaltens der Rotoren auf Basis analytisch lösbarer Differentialgleichungen erheblich vereinfachte. Einen Vergleich von berechneten Gehäusetemperaturen eines Schraubenverdichters mit gemessenen Thermographieaufnahmen zogen Kauder, Rofall und Janicki [90], [91], [92].

Das Ziel aller Simulationsrechnungen, das Betriebsverhalten realer Schraubenmaschinen mit einer hohen Genauigkeit vorherzubestimmen, hängt in der Regel wesentlich auch davon ab, wie realitätsnah die arbeitsraumbegrenzenden Spalte berechnet werden können. Mit Hilfe der Arbeiten von Janicki zur Berechnung des Profileingriffspaltes [93] und insbesondere der vorangegangenen Ausführungen von Keller zum Wärmeübergang im Schraubenmotor [85] wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit der Versuchsträger zur experimentellen Verifikation der GASSCREW ausgelegt.

### 1.3 Ziel der Arbeit

Simulationen dienen in erster Linie dazu, den Entwicklungsaufwand neuer technischer Konzepte zu verringern. Dazu werden bekannte Zusammenhänge und Parameter von Entwicklern auf neue Probleme projiziert und Ergebnisse in zunächst unbekannte Gebiete extrapoliert. Daraus resultieren theoretische Voraussagen über das Verhalten von Prozessen oder Anlagen, woraus sich nach Schluss einer ersten Iterationsschleife wiederum z.B. die notwendigen Parametermodifikationen ableiten lassen, um die Prozesse oder Anlagen im angestrebten neuen Bereich bearbeiten und optimieren zu können.

Jedweder theoretische Ansatz zur Beschreibung eines naturwissenschaftlichen oder technischen Sachverhaltes in der Forschung bedarf jedoch der Überprüfung durch das Experiment. Denn erst nachdem die Gültigkeit der Voraussagen in der Realität verifiziert und durch eine eventuelle Fehlerkorrektur optimiert wurde, ist die weitere Anwendung eines Verfahrens auf Probleme aus noch unbekanntem Bereich zulässig. Erst dann bietet sich die Möglichkeit, die Antwort des zu untersuchenden Systems in engeren Fehlergrenzen vorauszubestimmen.

Nachdem das Konzept der GASSCREW in mehreren Arbeiten bereits theoretisch analysiert und das Betriebsverhalten simuliert worden ist, Kauder, Dosdall, Keller [69] bis [75], zielt die vorgelegte Arbeit auf die konsequente Fortsetzung der Entwicklung, nämlich die Verifikation der Ergebnisse durch das Experiment ab. Dazu dient eine Versuchsanlage ähnlich einer Gasturbinenanlage, deren Motorteil simulationsgestützt auszulegen und mit entsprechender Messtechnik zur Erfassung der zur Verifikation



notwendigen Daten auszurüsten ist. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf der hohen thermischen Belastung der Motorbauteile, die aus einer hohen anzustrebenden Motoreintrittstemperatur zur Optimierung des Wirkungsgrades resultiert. Deshalb ist auch eine effiziente Kühlung zu implementieren, die dafür sorgt, dass die Werkstoffgrenzen in allen Betriebszuständen nicht überschritten werden.

Die Arbeit zeigt darauf aufbauend nicht nur, dass die Auslegung einer engspaltigen Schraubenmaschine im hohen Temperaturbereich mit Hilfe des am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen entwickelten Programmsystems zufriedenstellend gelingt, sondern umfasst somit auch den Beweis für die Funktionstüchtigkeit und Leistungsfähigkeit dieses neuartigen Antriebskonzeptes.

Im Rahmen der Untersuchungen, bei denen verschiedene, zuvor mit Hilfe des Simulationssystems abgebildete Betriebspunkte angefahren werden, steht die Fragestellung im Vordergrund, wie exakt das stationäre Betriebsverhalten vorausberechnet werden kann. Eine Verifikation des instationären Betriebsverhaltens, die darüber hinaus die Überprüfung der Zusammenarbeit von Schraubenmotor und –verdichter erforderte, soll und kann im Rahmen dieser Arbeit nicht stattfinden.

#### **1.4 Vorgehensweise und Werkzeug**

Zunächst werden der Aufbau und die Funktionsweise einer GASSCREW in Kapitel 2 erläutert. Darin wird sowohl der thermodynamische Kreislauf beschrieben als auch die prinzipielle Arbeitsweise der GASSCREW. Ein Vergleich des GASSCREW-Prozesses mit anderen Antriebskonzepten soll einen Überblick über die Vor- und Nachteile geben und eine Einschätzung über den Innovationscharakter verschaffen.

In Kapitel 3 wird die simulationsgestützte Auslegung des Motors dieser Heißgasschraubenmaschine beschrieben. Nach einem Einblick in den Aufbau des Simulationssystems wird auf dieser Grundlage beschrieben, wie die Berechnung der Schraubenmotorrotoren und des Schraubenmotorgehäuses unter Berücksichtigung der gewählten Betriebsparameter erfolgt. Ein besonderes Augenmerk liegt hier auf der Korrelation der Bauteildeformationen und der Berechnung der daraus resultierenden Spalthöhen.

Eine Erläuterung des Aufbaus der Versuchsanlage in Kapitel 4 beinhaltet neben dem Schraubenmotor als eigentlichem Versuchsträger mit der applizierten Messtechnik auch alle anderen wichtigen Anlagenkomponenten wie Schraubenverdichter, Wärmetauscher und Luftheritzer, der hier die Brennkammer ersetzt.

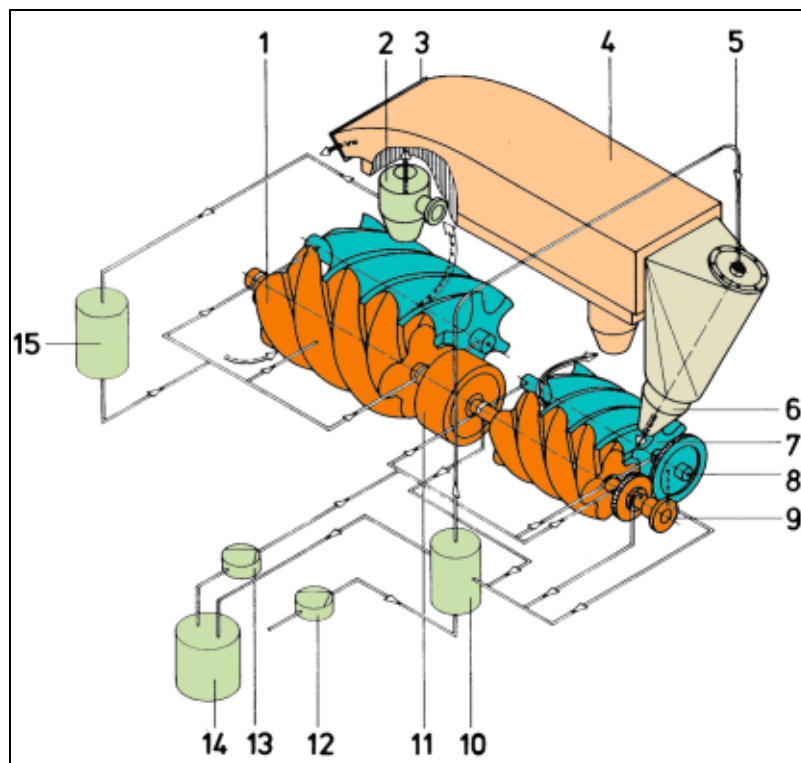
Die vorgenommenen experimentellen Untersuchungen finden sich in Kapitel 5. Sie sind in sechs Abschnitte gegliedert, darunter die Ermittlung der Prozessgrößen, das

Kennfeld des Schraubenmotors und die Energiebilanzierung des Systems >Schraubenmotor<. Auch die recht komplexe Indizierung des Motors, die Messung der Gehäuseoberflächentemperaturen mittels eines Thermografiesystems und die Messung der Rotortemperaturen mit Hilfe der Telemetrie finden darin Platz.

Der Vergleich von Simulations- und Messergebnissen, Kapitel 6, bildet schließlich die Basis zur Beurteilung der Abbildungsgüte des Simulationssystems in Kapitel 7.

2 Aufbau und Funktion der GASSCREW

Gasturbinenanlagen bestehen im einfachsten Fall aus einem Turboverdichter, einer Brennkammer und einer Turbine. Setzt man anstelle des Turboverdichters einen Schraubenverdichter ein und anstelle der Turbine einen Schraubenmotor und fügt einen Wärmetauscher hinzu, so erhält man prinzipiell den Aufbau einer GASSCREW, wie er in **Bild 2-1** schematisch dargestellt ist.



**Bild 2-1:** Aufbau der GASSCREW (schematisch)

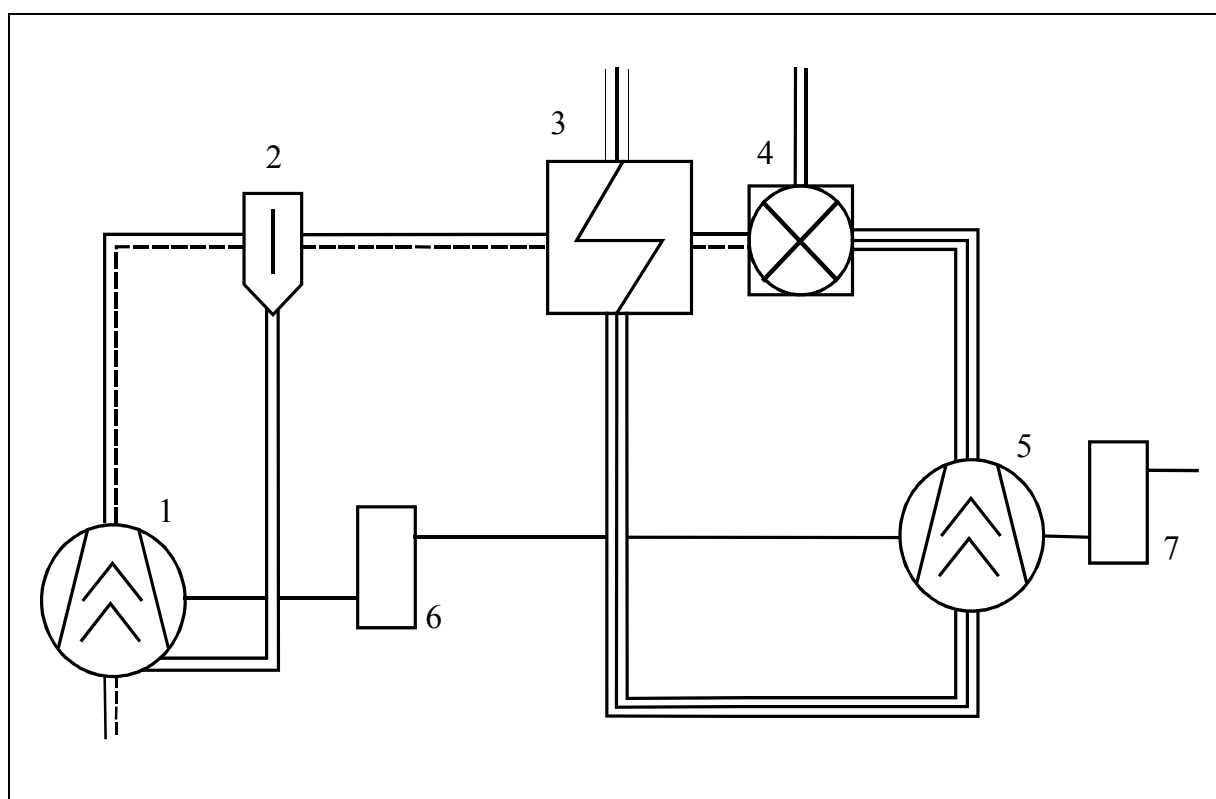
- |   |                     |    |                            |
|---|---------------------|----|----------------------------|
| 1 | Schraubenverdichter | 9  | Kupplung der Transferwelle |
| 2 | Ölabscheider        | 10 | Motorölkühler              |
| 3 | Abgasaustritt       | 11 | Getriebe                   |
| 4 | Wärmetauscher       | 12 | Brennstoffpumpe            |
| 5 | Brennstoffzufuhr    | 13 | Ölpumpe                    |
| 6 | Brennkammer         | 14 | Ölbehälter                 |
| 7 | Schraubenmotor      | 15 | Verdichterölkühler         |
| 8 | Rotorkühlung        |    |                            |

Dieser Aufbau entspricht dem einer einwelligen Gasturbinenanlage im offenen Kreislauf mit Wärmetausch. Dabei wird Umgebungsluft von einem in der Regel öleingespritzten *Schraubenverdichter* (1) angesaugt und diabat verdichtet. Das verdichtete Arbeitsgas-Ölgemisch durchströmt hinter dem *Ölabscheider* (2) den *Wärmetauscher* (4), in dem es im Gegenstrom vom Abgas vorgewärmt wird und hinter der *Brennkammer* (6) im trockenlaufenden *Schraubenmotor* (7) expandiert. Das an Exergie arme Brenngas gelangt durch den Wärmetauscher in die Atmosphäre. Ein

*Getriebe* (11) sorgt für die notwendige Anpassung der relativ niedrigen Umfangsgeschwindigkeit des Schraubenverdichters an den notwendigerweise schneller rotierenden Schraubenmotor. Zusätzlich wird durch eine effiziente *Kühlung* (8) der Schraubenmotorrotoren und ihres Gehäuses die Einhaltung der thermisch bedingten Grenzen der Werkstoffkennwerte erreicht.

## 2.1 Anlagenschaltung der GASSCREW

Die Transparenz des Prinzips der GASSCREW ist von essentieller Bedeutung für das Verständnis ihres thermodynamischen Kreislaufs. **Bild 2-2** verdeutlicht die Funktion anhand eines Anlagenschaltbildes.



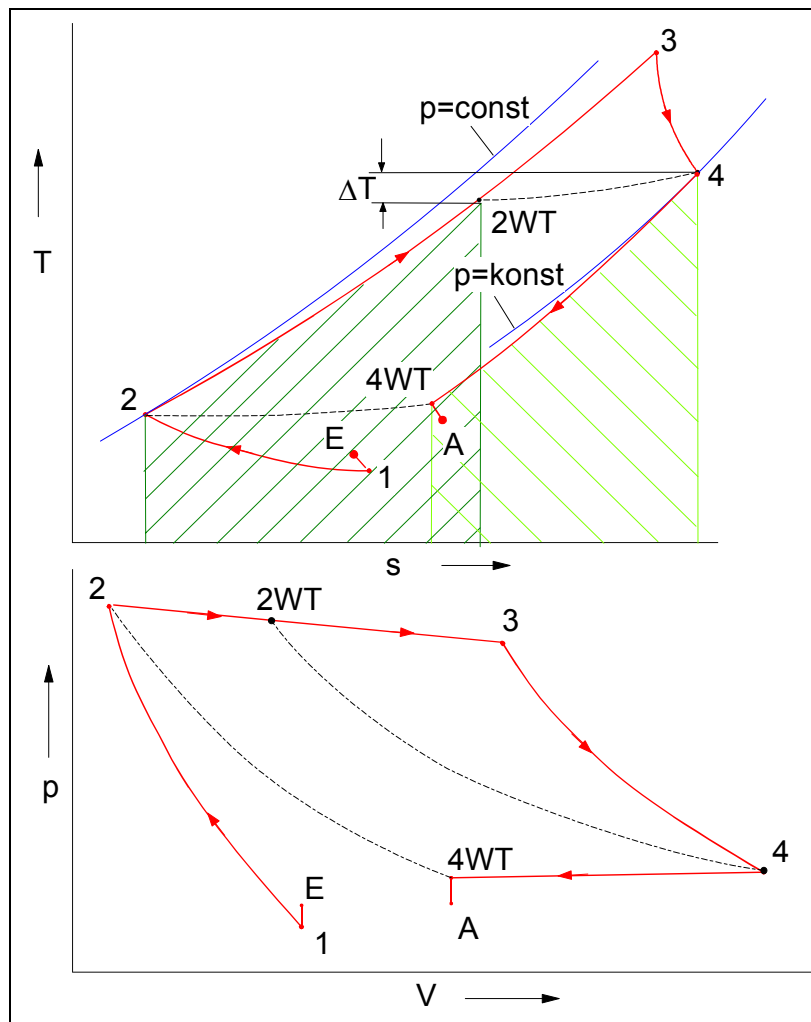
**Bild 2-2:** Anlagenschaltbild der GASSCREW

1	Schraubenverdichter	5	Schraubenmotor
2	Ölabscheider	6	Koppelgetriebe
3	Wärmetauscher	7	Getriebe
4	Brennkammer		

In Bild 2-2 ist neben dem Koppelgetriebe zwischen Schraubenverdichter und –motor ein weiteres Getriebe zu erkennen, das die Drehzahlanpassung des Motors an das im jeweiligen Fall anzutreibende System, wenn notwendig, bewerkstelligt. Dieses System kann im stationären Fall aus einem Generator bestehen, im instationären Fall sind alle Arten von Fahrzeugantrieben denkbar.

2.2 Thermodynamischer Kreisprozess

In **Bild 2-3** ist ein vereinfachtes Temperatur-Entropie- sowie das zugehörige Druck-Volumendiagramm des GASSCREW-Prozesses mit Wärmetausch dargestellt. Dabei handelt es sich um einen unvollständigen Wärmetausch, da einerseits die niederdruckseitige Wärmetauschereintrittstemperatur  $T_4$  einen um die Temperaturspreizung  $\Delta T$  höher liegenden Wert besitzt als die hochdruckseitige Wärmetauscheraustrittstemperatur  $T_{2WT}$ . Andererseits liegt die hochdruckseitige Wärmetauschereintrittstemperatur  $T_2$  unter der niederdruckseitigen Wärmetauscheraustrittstemperatur  $T_{4WT}$ . Die Größe der Temperaturspreizung  $\Delta T$  ist dabei abhängig vom Wärmetauschergütegrad  $\eta_G$ <sup>1)</sup>, der als Maß für die Qualität der Wärmeübertragung angegeben werden kann.



**Bild 2-3:** Temperatur-Entropie (oben) und Druck-Volumen-Diagramm (unten) des GASSCREW-Prozesses mit unvollständigem Wärmetausch (schraffiert)

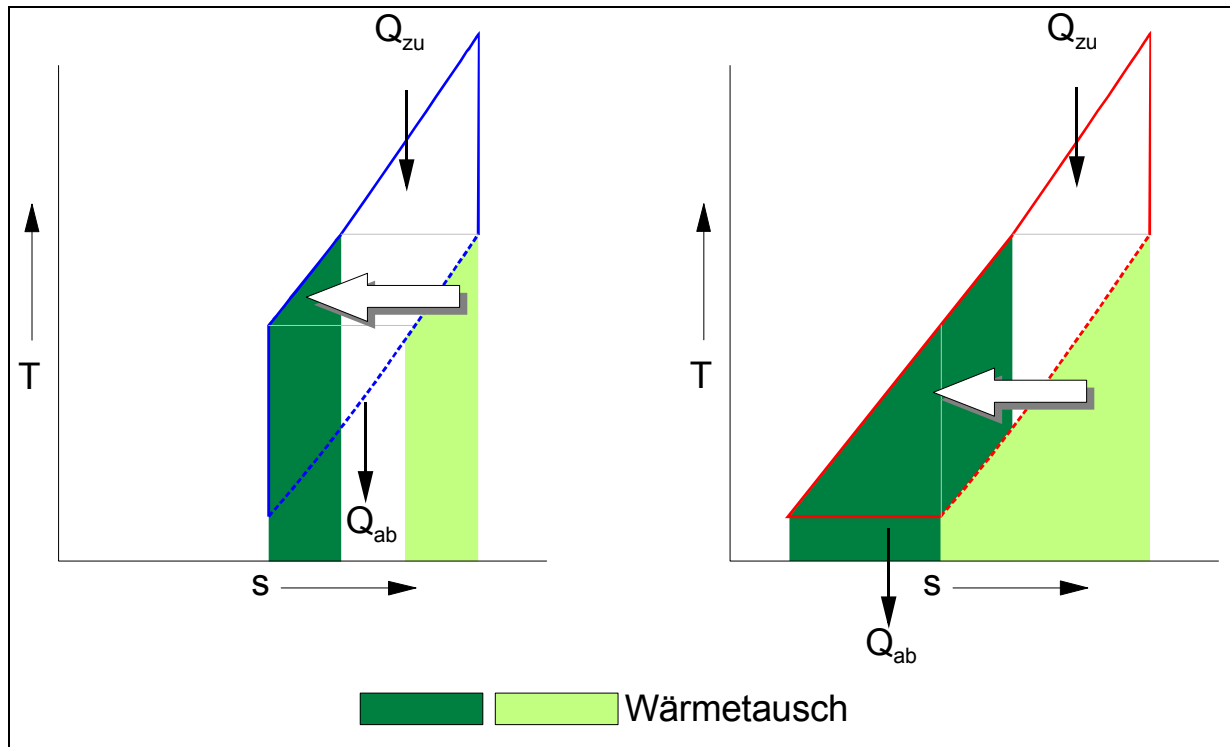
1) Der Wärmetauschergütegrad  $\eta_G$  ist definiert als das Verhältnis der getauschten Wärme zur theoretisch tauschbaren Wärme.

Der GASSCREW-Prozess beginnt mit dem Einlassvorgang, der von einer Drucksenkung begleitet wird ( $E \Rightarrow 1$ ). Anschließend folgt eine polytrope Verdichtung, deren mittlerer Polytropenexponent aufgrund der kontinuierlichen Kühlung des Arbeitsmediums durch eine Flüssigkeitseinspritzung bei  $\bar{n} < 1,4$  liegt. An die Verdichtung schließen sich, nachdem das Arbeitsmedium durch einen Flüssigkeitsabscheider aufbereitet worden ist, die Wärmezufuhr im Wärmetauscher und in der Brennkammer an, die ebenfalls jeweils mit einem Druckverlust behaftet sind ( $2 \Rightarrow 2WT \Rightarrow 3$ ). Es folgt die polytrope Expansion des Verbrennungsgases im Schraubenmotor ( $3 \Rightarrow 4$ ). Durch die druckverlustbehaftete Durchströmung des Wärmetauschers bei der Wärmeabfuhr gelangt das Brenngas zurück in die Atmosphäre ( $4 \Rightarrow 4WT \Rightarrow A$ ).

### 2.3 Die GASSCREW im Vergleich mit anderen Antriebskonzepten

In den letzten Jahren zeigt sich ein verstärktes Interesse an dezentralen Energieanlagen, da deren Form den energieintensiven Wirtschaftsbereichen eine Alternative für ökonomischere Handlungsweisen bietet. Vor diesem Hintergrund und nicht zuletzt auch aufgrund eines gestiegenen Ökologiebewusstseins werden nachhaltig Technologien zur Einsparung von Primärenergien und zur Verminderung von schädlichen Abgasemissionen entwickelt. Für die zugrundeliegenden technischen Prozesse bedeutet dies, die vorhandene Abwärmeexergie möglichst effizient mit Hilfe eines geeigneten Energiewandlers in eine höherwertige Exergieform, in der Regel meist Wellenarbeit oder elektrische Energie, zu überführen. Aus diesen Gründen wird seit Jahren die Entwicklung von Dampfschraubenmotoren vorangetrieben, die auf einem Exergieniveau arbeiten, das als höhertemperierte Abwärme aus konventionellen Blockheizkraftwerken zur Verfügung steht, Kauder et al. [7], [10].

Im Unterschied zu Dampfschraubenmotoranlagen, die ebenfalls thermische Energie in Wellenarbeit wandeln und in einem mittleren Temperaturniveau arbeiten, ist die GASSCREW als ein komplettes Antriebskonzept anzusehen. Sie entspricht im Wesentlichen einer Gasturbinenanlage, in der Turboverdichter und Turbine gegen einen Schraubenverdichter bzw. -motor ausgetauscht werden. Deshalb wird die Gasturbine im Folgenden auch als Vergleich herangezogen und auf die Vor- und Nachteile beider Konzepte ausführlicher eingegangen. Eine Gegenüberstellung der zugrundeliegenden Vergleichsprozesse kann **Bild 2-4** entnommen werden. Der Vergleich der in Bild 2-4 dargestellten Flächen, welche die getauschten spezifischen Wärmemengen darstellen, zeigt, dass durch Einsatz des Wärmetauschers im GASSCREW-Prozess mehr Wärme von der Nieder- auf die Hochdruckseite getauscht werden kann als in dem mit gleichen Prozessparametern geführten Gasturbinenprozess.



**Bild 2-4: Vergleich des Gasturbinen- (Joule-Prozess, links) und des GASSCREW-Vergleichsprozesses (modifizierter Ericsson-Joule-Prozess, rechts) im Temperatur-Entropie-Diagramm**

Der Grund hierfür liegt in der idealerweise isotherm verlaufenden Verdichtung im kontinuierlich innengekühlten, nasslaufenden Schraubenverdichter und der somit niedrigeren Gasaustrittstemperatur. Durch die Verwendung eines Wärmetauschers ist es folglich möglich, die Menge der in der Brennkammer zuzuführenden Energie zu reduzieren, jedoch in erheblich größerem Umfang als im Gasturbinenprozess. Um die nahe Verwandtschaft der GASSCREW zur Gasturbinenanlage zu unterstreichen, wird ihr Vergleichsprozess in Anlehnung an den als Joule-Prozess bekannten Gasturbinenprozess als modifizierter Ericsson-Joule-Prozess bezeichnet.

Die Vorteile des beschriebenen Prozesses sind vielfältig. Die GASSCREW kann gegenüber der Gasturbinenanlage einstufig höhere Druckverhältnisse verarbeiten, besitzt eine höhere Energiewandlungsgüte und weist als Verdrängermaschine ein hohes Beschleunigungsvermögen auf, Dosedall [71]. Sie ist, ihre dynamischen Eigenschaften begünstigend, durch den eingesetzten Schraubenverdichter nicht der Gefahr des Pumpens ausgesetzt und ist auch mit ihren höheren Teillastwirkungsgraden einer Fahrzeuggasturbine überlegen. Letztendlich liegt der spezifische Kraftstoffverbrauch unter dem einer vergleichbaren Fahrzeuggasturbine laut Kauder und Dosedall [70] sowie Heilmann, Hagemeister, Itoh, Kimurah, Ohhashi und Arakawa [94] bis [97].





















### 3 Simulationsgestützte Auslegung des Motors der GASSCREW

Um einen möglichst hohen thermischen Wirkungsgrad des bereits beschriebenen Prinzips der GASSCREW zu erreichen, sind hohe Eintrittstemperaturen in den Leistung abgebenden Motor notwendig. Deshalb spielen hier alle arbeitsraumbegrenzenden Spalte eine signifikante Rolle bei der Betriebssicherheit und der Energiewandlungsgüte des Motors. Diese Spalte – Gehäusespalte, Stirnspalte und Profileingriffspalt – sind im Kaltzustand der Maschine in erster Linie bestimmt durch die Fertigungstoleranzen der einzelnen Bauteile. Dem Konstrukteur wird dabei die Möglichkeit gegeben, durch geeignete Toleranzangaben ein Optimum zwischen Energiewandlungsgüte und Betriebssicherheit zu finden. Die Energiewandlungsgüte steigt mit abnehmenden Spalthöhen aufgrund der abnehmenden Verlustmassenströme durch die Spalte. Zu klein gewählte Spalthöhen wiederum mindern die Betriebssicherheit, denn die Gefahr einer Berührung der Bauteile untereinander und damit eines eintretenden Schadensfalles steigt.

Als Gründe dafür sind mehrere Faktoren verantwortlich. Zunächst tritt eine Verlagerung der Rotorachsen auf, bedingt durch das Spiel in den Rotorlagerungen. Da die Rotoren und das Gehäuse ein schwingungsfähiges System bilden, sind auftretende Schwingungen des Rotorsystems insbesondere bei Drehzahlen nahe der Eigenfrequenz und ihrer Vielfachen als eine weitere Gefahrenquelle für die Betriebssicherheit anzusehen. Zudem erfolgt eine Deformation der Bauteile aufgrund ihrer mechanischen Belastung, die aus dem Gasdruck des an der Energiewandlung beteiligten Arbeitsfluides resultiert. Diese Deformationen werden überlagert von den Bauteilverformungen aufgrund der hohen thermischen Belastung des Motors. Diese wird erzeugt durch die für eine Wirkungsgradoptimierung anzustrebende Maximierung der Eintrittstemperatur, die mit der Zustandsveränderung des Arbeitsmediums einhergehende Verringerung der Fluidtemperatur und die Wärmeübertragung auf die Bauteile. Eine Übersicht über die genannten Einflussparameter gibt **Bild 3-1**.

Im Falle der GASSCREW werden die erstgenannten Faktoren, obgleich sie auch hier präsent sind, dennoch von letzterem eher in den Hintergrund gedrängt, Kauder et al.[83]. Aufgrund des für eine Verdrängermaschine außergewöhnlich hohen Temperaturniveaus, besitzen die thermisch bedingten Bauteilverformungen den größten Einfluss auf die Spalthöhen und damit direkt auf die Energiewandlungsgüte und die Betriebssicherheit. Aus diesen Gründen ist die Kenntnis der Spalthöhenänderungen im Betrieb der Maschine notwendig. Hier setzt ein am FG Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund entwickeltes, extensives Programmsystem zur Simulation von Schraubenmaschinen an.



Ursache	Auswirkung	
	Gehäuse	Rotoren
Druckkräfte 	Lagerverschiebung  	Achsverschiebung 
Volumenkräfte (Fliehkräfte) 	Durchbiegung  	Durchbiegung   
Einzelkräfte (Lagerkräfte) 	Axiale Dehnung  	Axiale Dehnung 
Schwingungen 	Radiale Dehnung  	Radiale Dehnung  
Thermische Belastung 		

**Bild 3-1: Einflussparameter auf die Spalthöhen in Schraubenmaschinen und deren Ursachen**

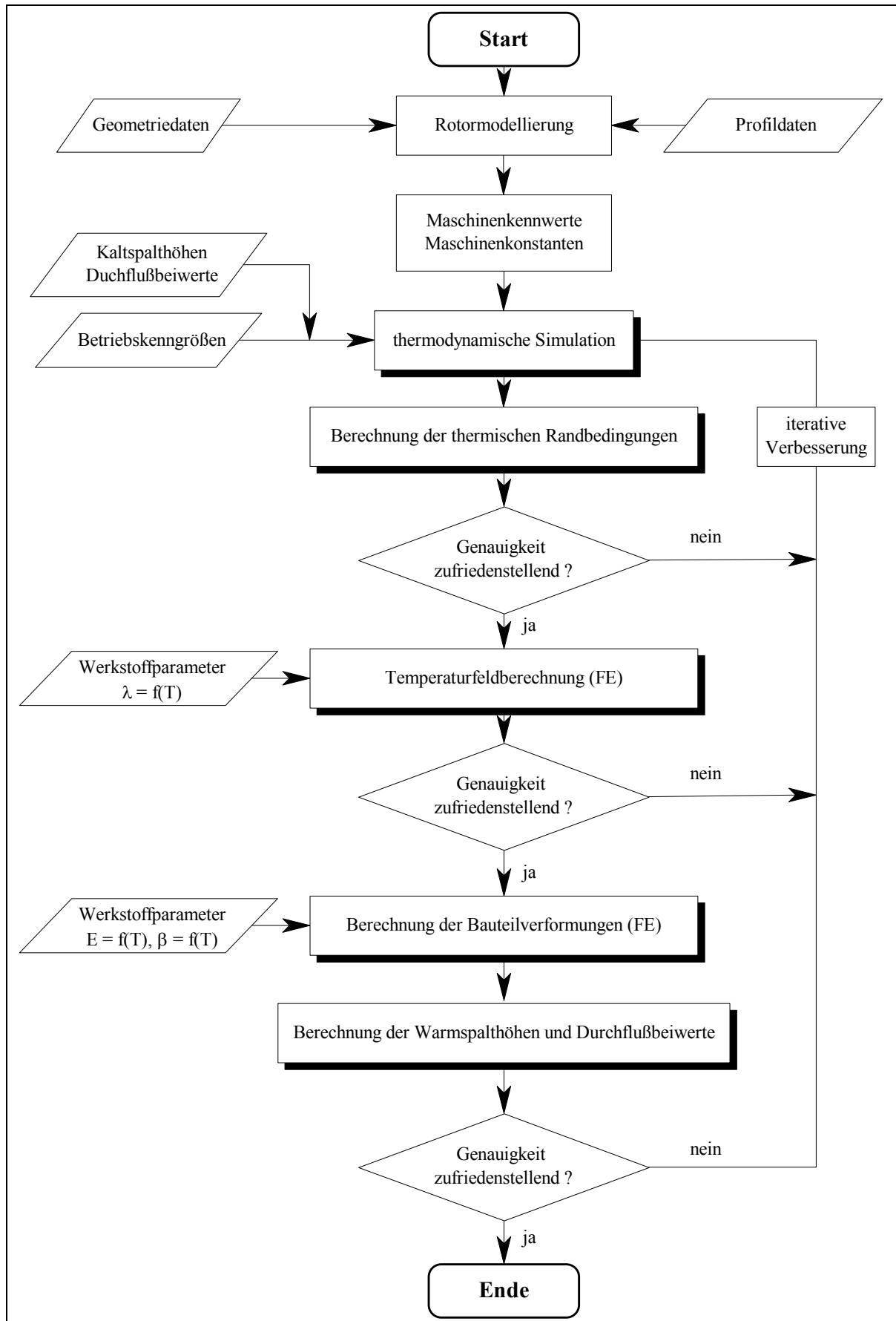
### 3.1 Aufbau des Simulationssystems

Das Simulationssystem setzt sich aus mehreren recht umfangreichen Programmpaketen zusammen, die ihrerseits wiederum von vielen Unterroutrinen gebildet werden. In der ersten Ebene können diese in die folgenden Kategorien unterteilt werden:

- Rotormodellierung (3.1.1),
- Gehäusemodellierung (3.1.2),
- Thermodynamische Simulation (3.1.3),
- Temperaturfeldberechnung (3.1.4),
- Berechnung der mechanischen Bauteildeformationen (3.1.5) und
- Bestimmung der betriebsrelevanten Spalthöhen (3.1.6).

Da die einzelnen Kategorien teilweise aufeinander rückwirken, läuft ein großer Teil der Simulation iterativ ab. Die so entstandene Programmstruktur veranschaulicht **Bild 3-2**.

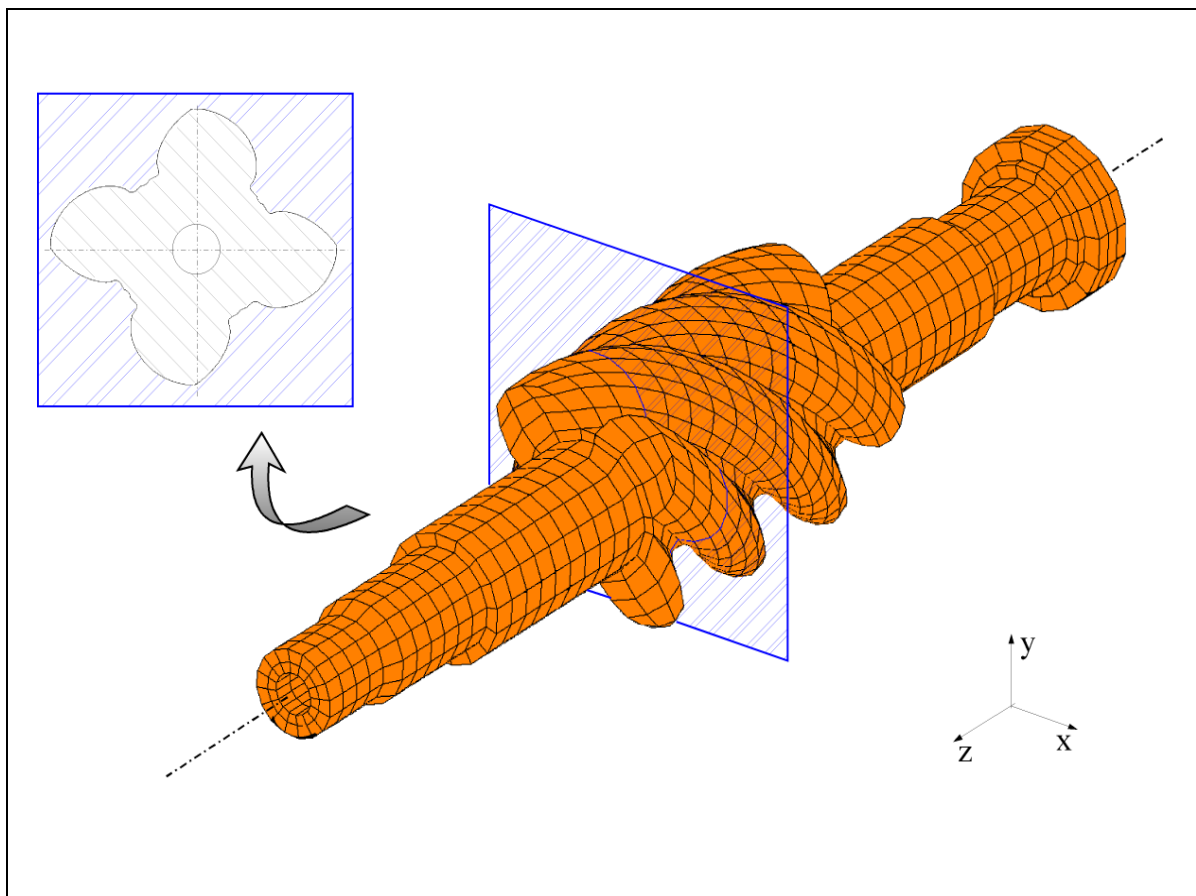
Dabei ist zu beachten, dass die für iterative Verfahren notwendigen Initialbedingungen in geeigneter Weise gewählt werden. Dann wird die Konvergenz der zu berechnenden Komponenten gegen einen Lösungswert erreicht und ein „Aufschaukeln“ der Werte durch positive Rückkopplungen der berechneten Werte auf die Startwerte kann verhindert werden.



**Bild 3-2: Ablaufplan des Programmsystems zur Simulation von Schraubenmaschinen**

### 3.1.1 Rotormodellierung

Für das verwendete Rotorprofil werden Rotorstirnschnittdaten herangezogen, die als Ortsvektoren sowohl im kartesischen Koordinatensystem  $\vec{r}(x,y)$  als auch im Zylinderkoordinatensystem  $\vec{r}(r,\alpha)$  zur Verfügung stehen. Aus diesen kann ein geschlossener Kurvenzug gebildet werden, aus dem durch eine Extrusion entlang der dritten räumlichen Achse ein aus diskreten Punkten gebildetes räumliches Modell entsteht. Zur Vorbereitung dieses Modells für spätere Berechnungen mit Hilfe der Methode der Finiten-Elemente (FEM), wird bereits im Rahmen der Rotormodellierung das entsprechende notwendige Finite-Elemente-Netz durch eine Aufteilung der Volumenkörper von Haupt- und Nebenrotor in diskrete Finite-Elemente erzeugt. Dieser Prozess erfolgt mit einem eigens entwickelten Programm, das eine möglichst günstige, gleichmäßige Aufteilung in 8-Knoten-Elemente unter Ausnutzung der symmetrischen Eigenschaften der Schraubenrotoren vornimmt. Auf Grund der Flexibilität des Programms ist ebenso die Möglichkeit der Implementierung einer axialen Rotorbohrung zum Zwecke der Simulation einer Kühlfluiddurchströmung gegeben. Ein derart generiertes Modell zeigt **Bild 3-3** am Beispiel des Hauptrotors einer Schraubenmaschine.

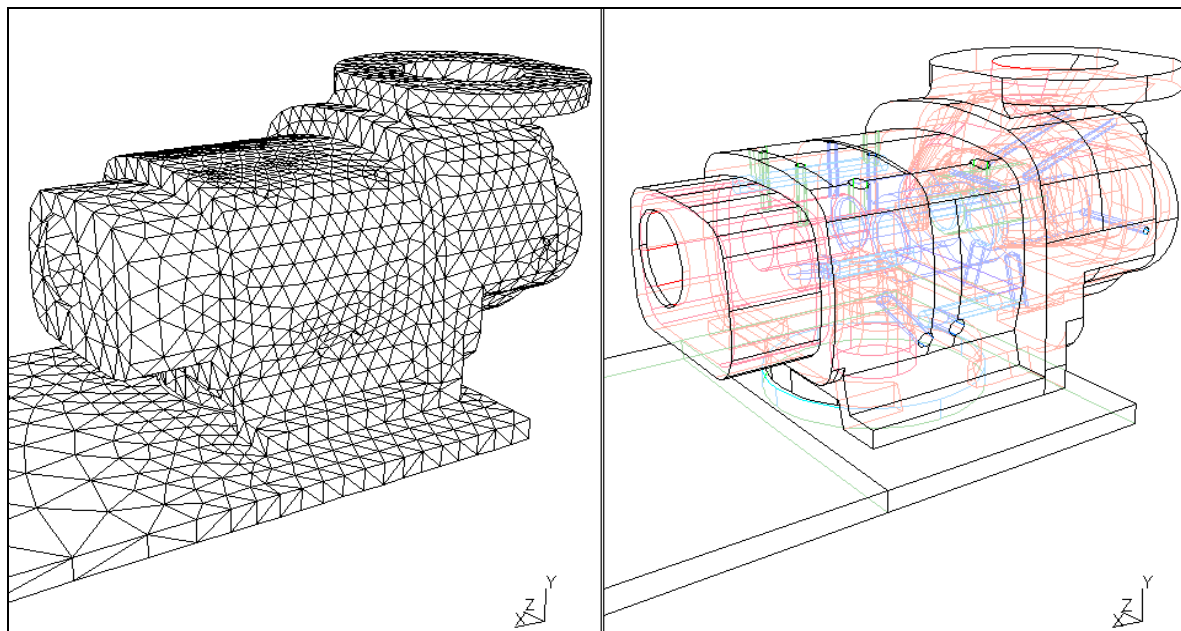


**Bild 3-3:** Rotorprofil und 3D-Modell mit FE-Netz eines Schraubenrotors

### 3.1.2 Gehäusemodellierung

Die Modellierung des Schraubenmaschinengehäuses erfolgt mit Hilfe des kommerziellen 3D-CAE-Programmsystems I-DEAS<sup>1)</sup>. Zuerst entsteht aus Zeichnungsdaten ein Volumenmodell, welches anschließend dem Finite-Elemente-Netzgenerator als Grundlage dient, der das 3-D-Modell in kleine, diskrete Volumenkörper, in diesem Fall aus Verfügbarkeitsgründen Tetraederelemente, unterteilt. Um die Anzahl der erzeugten Elemente, von der die zur Lösung benötigte Rechenzeit nachhaltig abhängt, in Grenzen zu halten, ist während der Modellierungsphase besonders darauf zu achten, in welchem Umfang Geometrievereinfachungen eingebracht werden dürfen und können. Dabei ist jeweils ein Kompromiss zu finden zwischen notwendiger Vereinfachung und der damit einhergehenden verringerten Abbildungsgüte sowie dem Feinheitsgrad des Finite-Elemente-Netzes, also der durchschnittlichen Größe der Volumenelemente. So ist beispielsweise auf kleine Radien im Volumenmodell zu verzichten, da diese nur durch sehr kleine Elemente realitätsgetreu abgebildet werden können, jedoch kaum Einfluss auf das später zu berechnende Temperaturfeld ausüben. Dahingegen kann auf andere Modellelemente, wie z.B. kleine Kühlbohrungen auf keinen Fall verzichtet werden, da diese das Berechnungsergebnis aufgrund ihrer Randbedingungen erheblich verändern.

Ein auf diese Weise entstandenes Gehäusenetz mit ca. 50.000 Elementen respektive das entsprechende Volumenmodell zeigt **Bild 3-4**.



**Bild 3-4: Finite-Elemente-Netz eines Schraubenmaschinengehäuses (ca. 50.000 Elemente, links) und sein Volumenmodell (rechts)**

1) I-DEAS Master Series 8, SDRC.

### 3.1.3 Thermodynamische Simulation

Die thermodynamische Simulation des Schraubenmotors der GASSCREW basiert auf dem von Dreißig [66] entwickelten Programm zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren. Für den Anwendungsfall der GASSCREW von Dosdall [71] weiterentwickelt, jedoch weiterhin lediglich mit der Randbedingung adiabater Zustandsänderungen im Schraubenmotor, erweiterte Keller [74] es schließlich um die Möglichkeit, die konvektiven und strahlungsbedingten Wärmeströme über die Oberflächen der Arbeitsraumwandungen mit zu berücksichtigen.

Als Grundlage für die zu berechnenden Zustandsänderungen des Fluides, ausgehend von einem durch die Drehzahl, den Einströmzustand des Fluides in den Motor und die Spaltdimensionen festgelegten Initialzustand dient das von Peveling [80] und Naujoks [79] aufgestellte Arbeitsraummodell. Dieses, zunächst für trockenlaufende Schraubenverdichter entwickelte physikalische Modell wurde von Dreißig [66] für den adiabaten Schraubenmotorbetrieb weiterentwickelt. Darin werden die inneren Spaltmassenströme für einen betrachteten Arbeitsraum im Verlauf eines vollständigen Arbeitsspiels bilanziert. Ausgehend von einer im ersten Schritt als isentrop angenommenen Zustandsänderung des Arbeitsfluides werden dann die realen Druck- und Temperaturverläufe in Abhängigkeit des Hauptrotordrehwinkels unter Berücksichtigung der Irreversibilitäten iterativ approximiert.

### 3.1.4 Temperaturfeldberechnung

Die Temperaturfelder für die Rotoren und das Gehäuse des Schraubenmotors sind mit analytischen Ansätzen der klassischen Mechanik nicht geschlossen lösbar. Deshalb werden sie unter Einsatz der Finite-Elemente-Methode (FEM) errechnet, bei der es sich um ein numerisches Näherungsverfahren handelt, das seit einigen Jahren für die Anwendung auf technische Problemstellungen weite Verbreitung gefunden hat. Die zunehmend steigende Leistungsfähigkeit moderner Rechner sowie die rasche Entwicklung kommerzieller Software haben dieses Verfahren zu einem Quasi-Standard für ingenieurspezifische Berechnungsproblematiken heranwachsen lassen. Die zugrundeliegende Theorie und praktische Anwendungen sind in der Literatur mannigfaltig beschrieben, z.B. von Schwarz [101], Bathe [102], Kessel [103], weshalb an dieser Stelle auf eine nähere Darstellung des Verfahrens verzichtet wird.

Die Temperaturfeldberechnungen mittels der Finite-Elemente-Methode erfordern die Angabe von Wärmeübergangsrandbedingungen auf den Oberflächenelementen der Finite-Elemente-Netze. Die konvektiven Wärmeübergangsrandbedingungen, die für

den Fall des GASSCREW-Motors von Keller [74] in Form von Nußelt-Zahlen  $Nu^1$ ) unter Berücksichtigung der Grashof-Zahl  $Gr^2$ ), der Prandtl-Zahl  $Pr^3$ ) und der Reynolds-Zahl  $Re^4$ ) zusammengestellt wurden, sind in **Tabelle 3-1** wiedergegeben. Sie sind als thermische Randbedingungen abhängig von den Bauteil- und Gastemperaturen. Gleichzeitig bestimmen die thermischen Randbedingungen die Quantität der Wärmeströme über die Arbeitsraumwandungen, die eine Temperaturänderung des Gases hervorrufen und somit wiederum als Eingangsparameter für die thermodynamische Simulation dienen. So bedarf es eines wiederum iterativen Programmablaufs um sich den Wärmeübergangskoeffizienten und Zustandsverläufen anzunähern.

**Tabelle 3-1: Zusammenstellung der Nußelt-Zahlen  $Nu$  zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs an Oberflächen des Schraubengehäuses nach Keller [74]**

Oberfläche	Nußelt-Zahl	Gleichung
Getriebe	$Nu = 0,0183 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,6}$	(Gl. 3-1)
Arbeitsraumoberfläche, HD-Stutzen, ND-Stutzen	$Nu = 0,01969 \left( Re_{d_h}^{0,8} - 230 \right) \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right]$	(Gl. 3-2)
Lager	$Nu = \left[ \frac{0,19 \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{2h_0}{b} \right)^{0,8}}{7,6 + 1,14 + 0,117 \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{2h_0}{b} \right)^{0,467}} \right] \left( \frac{T_{Öl}}{T_W} \right)^{0,45}$	(Gl. 3-3)
Dichtung	$Nu = 0,276 \cdot Re^{0,6} \cdot \left( \frac{t}{s} \right)^{-0,20}$	(Gl. 3-4)

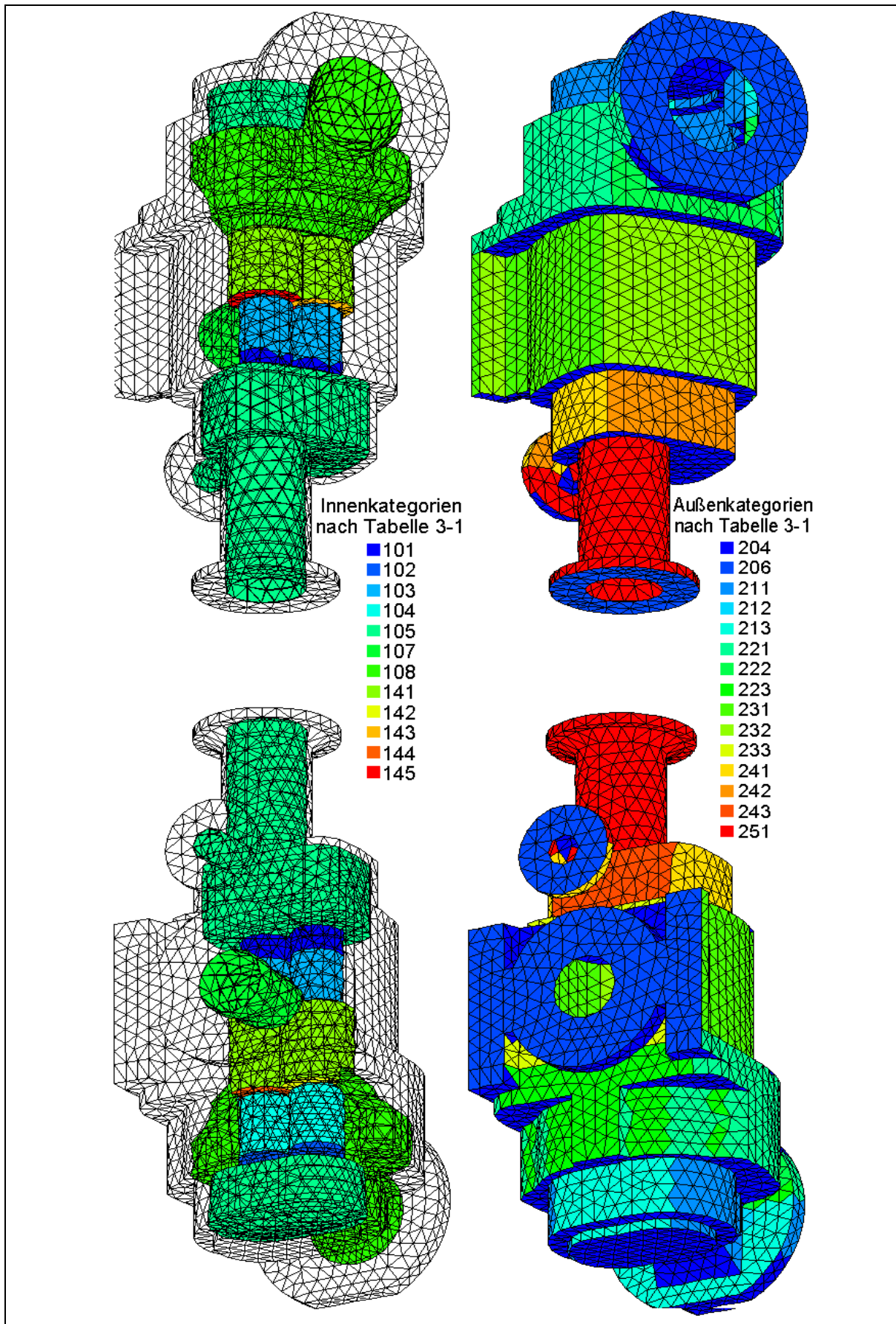
- 1) Die Nußelt-Zahl beschreibt die Intensität des Wärmübergangs in dimensionsloser Form. Sie dient als Maß für den vom Fluid zum Festkörper übertragenen Wärmestrom. Definition:  $Nu = ad_h / \lambda$ . Die Kennzahl ist benannt nach Wilhelm Nußelt (1882-1957).
- 2) Die Grashof-Zahl beschreibt physikalisch den Auftrieb, den eine entgegen der Schwerkraft gerichtet Strömung infolge Erwärmung erfährt. Die Kennzahl ist benannt nach Franz Grashof (1826-1893), Gründungsmitglied und erster Direktor des „Verein Deutscher Ingenieure“ (VDI).
- 3) Die Prandtl-Zahl beinhaltet lediglich Stoffwerte des Fluids. Sie verknüpft das Temperaturfeld mit dem Geschwindigkeitsfeld. Definition:  $Pr = \eta c_p / \lambda$ . Die Kennzahl ist benannt nach Ludwig Prandtl (1875-1953). Prandtl lieferte grundlegende Beiträge u.a. zur Grenzschicht- und Tragflügeltheorie.
- 4) Die Reynolds-Zahl beschreibt das Verhältnis der Trägheitskraft zur Reibungskraft. So bedeuten z. B. sehr geringe Re-Zahlen ein Überwiegen der Zähigkeit gegenüber den Trägheitskräften, wodurch eine laminare Strömungsform begünstigt wird. Definition:  $Re = cd_h / \nu$ . Diese Kennzahl ist benannt nach Osborne Reynolds (1842-1912).

noch Tabelle 3-1:

Oberfläche	Nußelt-Zahl	Gleichung
Kühlbohrungen	$Nu = \frac{\zeta (Re-1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\zeta}{8}} \left( Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{1} \right)^{\frac{2}{3}} \right]}$ <p>mit <math>\zeta = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2}</math></p>	(Gl. 3-5)
zylindrische Mantelfläche	$Nu = 0,5844 \sqrt{\frac{Pr^2}{1,1 + Pr}} \sqrt[4]{Gr Pr}$	(Gl. 3-6)
Plattenoberseite	$Nu = 0,81 (Gr \cdot Pr)^{1/5}, \quad Gr \cdot Pr \leq 10^7$ $Nu = 0,54 (Gr \cdot Pr)^{1/4}, \quad Gr \cdot Pr > 10^7$	(Gl. 3-7)
Plattenunterseite (Neigungswinkel $\gamma$ )	$Nu = 0,508 (Pr)^{1/2} (0,952 + Pr)^{-1/4} (Gr \cos \gamma)^{1/4}$	(Gl. 3-8)
Stirnfläche	$Nu = \left( 0,825 + 0,324 [Gr \cdot Pr]^{1/6} \right)^2$	(Gl. 3-9)

Mit Hilfe der berechneten thermischen Randbedingungen lassen sich anschließend die Bauteiltemperaturen durch eine Finite-Elemente-Rechnung angeben. Dazu bedarf es zunächst einer Zuordnung der Randbedingungen zu den einzelnen Oberflächenelementen. Aufgrund der hohen Elementanzahl, insbesondere des generierten Gehäusemodells, erfolgt diese Zuordnung automatisiert mit Hilfe eines speziell von Kauder et al. [84] entwickelten Programms, welches eine lage- und funktionsabhängige Kategorisierung von Oberflächenelementen beliebiger Geometrien ermöglicht. Für den Fall des in Bild 3-4 dargestellten, für den Motor der GASSCREW benutzten Gehäusemodells, ergibt sich so die in **Bild 3-5** dargestellte Kategorisierung nach **Tabelle 3-2**.

Die berechneten Bauteiltemperaturen führen über eine zweite Iterationsschleife zurück zur thermodynamischen Simulation und zur erneuten Berechnung der Wärmeübergangsrandbedingungen, bis eine Konvergenz der Temperaturen erreicht wird. Die Definition der Konvergenzkriterien beeinflusst dabei in starkem Maße die Anzahl der durchzuführenden Iterationsschleifen, also die Länge der benötigten Rechenzeit, und die Genauigkeit der Ergebnisse, zwischen denen jeweils ein Kompromiss zu suchen ist.



**Bild 3-5: Kategorisierte Innen- und Außenoberflächenelemente des Gehäusenetzes**



**Tabelle 3-2: Kategoriezuordnungen der Gehäusenelemente und zugehörige Berechnungsgleichungen für den Wärmeübergang nach Tabelle 3-1**

1. Ziffer	2. Ziffer	3. Ziffer	Gleichung
1-Innenfläche	0-Standardinnenfläche	1 - Lager, HD 2 - Lager, ND 3 - Dichtung, HD 4 - Dichtung, ND 5 - Ölbenetzte Fläche 7 - HD-Stutzen 8 - ND-Stutzen 9 - Kühlbohrung	(Gl. 3-3) (Gl. 3-3) (Gl. 3-4) (Gl. 3-4) (Gl. 3-1) (Gl. 3-2) (Gl. 3-2) (Gl. 3-5)
	4-Arbeitsraum	1 - Zylindrische Fläche 2 - Stirnfläche NR, ND 3 - Stirnfläche NR, HD 4 - Stirnfläche HR, ND 5 - Stirnfläche HR, HD	(Gl. 3-2) (Gl. 3-2) (Gl. 3-2) (Gl. 3-2) (Gl. 3-2)
2-Außenfläche	0-Sonderfläche	4 - Stirnfläche 6 - Dichtungsfläche	(Gl. 3-9) (wärmedicht)
	1-Getriebegehäuse	1 - Zylindrisch waagerecht 2 - Waagerechte Platte (oben) 3 - Waagerechte Platte (unten)	(Gl. 3-6) (Gl. 3-7) (Gl. 3-8)
	2-Ausströmgehäuse	1 - Zylindrisch waagerecht 2 - Waagerechte Platte (oben) 3 - Waagerechte Platte (unten)	(Gl. 3-6) (Gl. 3-7) (Gl. 3-8)
	3-Läufergehäuse	1 - Zylindrisch waagerecht 2 - Waagerechte Platte (oben) 3 - Waagerechte Platte (unten)	(Gl. 3-6) (Gl. 3-7) (Gl. 3-8)
	4-Getriebegehäuse	1 - Zylindrisch waagerecht 2 - Waagerechte Platte (oben) 3 - Waagerechte Platte (unten)	(Gl. 3-6) (Gl. 3-7) (Gl. 3-8)

### 3.1.5 Mechanische Verformungsrechnung

Zur Bestimmung der Verformung der Bauteile wird analog zur Berechnung ihrer Temperaturfelder die Finite-Elemente-Methode herangezogen. Die

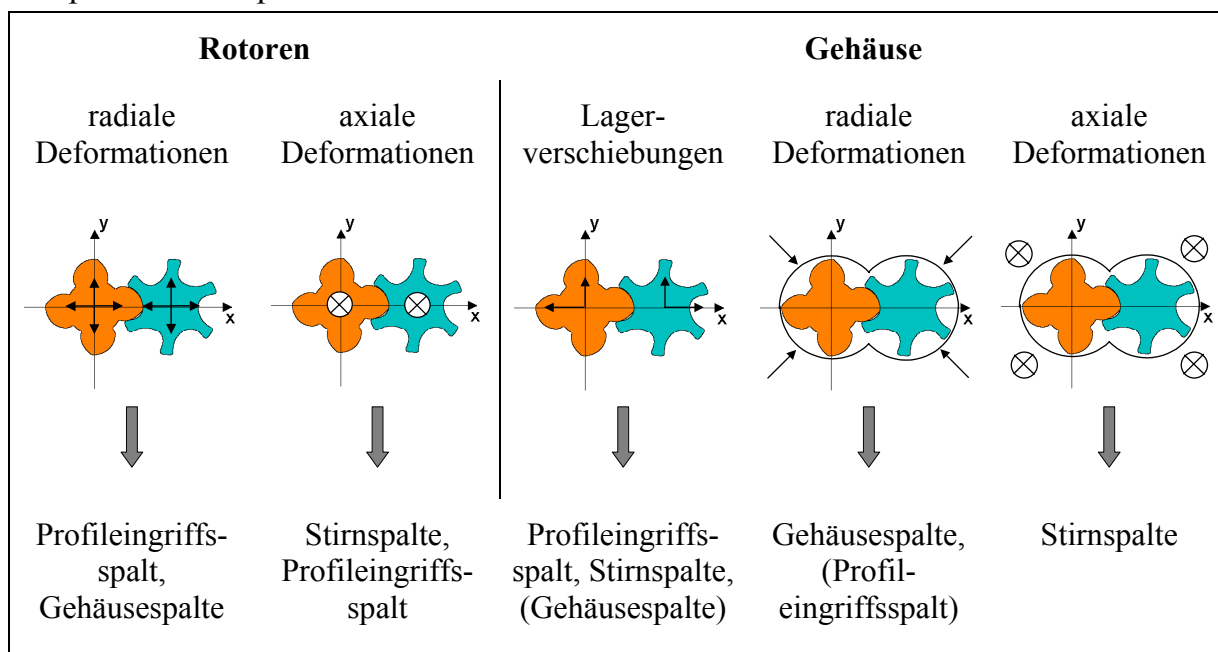
Bauteilverformungen resultieren zum einen aus den im Betrieb der Maschine auftretenden Druck-, Volumen- und Einzelkräften, zum anderen aus den thermischen Dehnungen von Rotoren und Gehäuse infolge der durch die thermische Belastung erhöhten Bauteiltemperaturen.

Als aufzubringende mechanische Randbedingungen sind zusätzlich einzelne Knoten in der Zahl ihrer Freiheitsgrade einzuschränken, d.h. geeignete Lagerbedingungen zu definieren. Im Falle des Gehäuses werden diese durch die Aufspannung auf eine Grundplatte bestimmt, die Rotoren sind am niederdruckseitigen Wellenende mit Radial- und am hochdruckseitigen Wellenende mit Radial- und Axiallagerbedingungen festzulegen.

Mit den festgelegten mechanischen Randbedingungen wird schließlich die FE-Verformungsberechnung ausgeführt, man findet die jeweiligen Verschiebungen der einzelnen Netzknoten in Richtung der drei Koordinatenachsen. Die so gewonnenen Ergebnisse dienen anschließend als Basis für die Berechnung der Warmspalthöhen der arbeitsraumbegrenzenden Spalte.

### 3.1.6 Berechnung der Spalthöhen

Als Folge der Deformation der Rotoren und des Gehäuses aufgrund der thermischen Belastung stellt sich eine Änderung der Spalthöhen in der Maschine ein. Bedingt durch die Korrelation der örtlich unterschiedlich großen Verformungen der Bauteile streben die Höhen von Gehäuse-, Stirn- und Profileingriffsspalt einem Extremum im Warmzustand zu. Die Auswirkungen der relativen Bauteildeformationen auf die entsprechenden Spalthöhen veranschaulicht **Bild 3-6**.



**Bild 3-6: Korrelation von Bauteildeformationen und Spalthöhenänderungen**

Die Berechnung der Warmspalthöhen erfolgt mit den Verformungsrechnungen nachgeschalteten Spaltberechnungsprogrammen, Janicki [93]. Eine letzte Iterationsschleife wird durch die Neuberechnung der Durchflussbeiwerte für die Warmspalte und deren Bereitstellung als erneute Eingangsparameter in das thermodynamische Berechnungsmodul geschlossen. Es erfolgt so lange eine Wiederholung des Programmablaufs, bis auch hier ein zuvor festgelegtes Konvergenzkriterium erreicht wird.

### 3.2 Wahl der Betriebsparameter

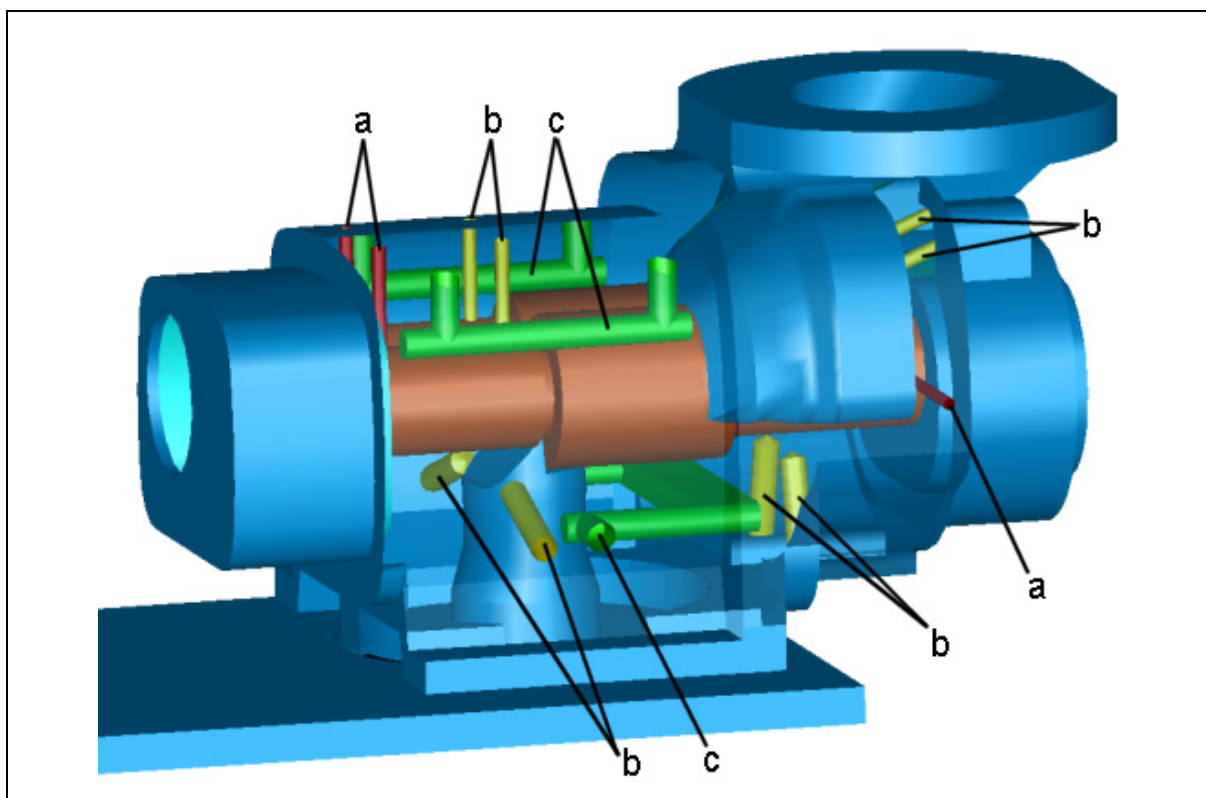
Für die simulationsgestützte Auslegung des Motors der GASSCREW als Versuchsträger ist es notwendig, im Vorfeld konstruktive Modifikationen einzubringen, die zum einen den betriebssicheren Lauf und zum anderen die Erfassung der messtechnischen Größen erlauben. So ergeben sich die folgenden Änderungen, deren Auslegung im Weiteren detaillierter beschrieben sind:

- *Kühlung des Schraubenmotorgehäuses* durch Bohrungen, die von einem Kühlfluid durchströmt werden.
- *Kühlung der Schraubenmotorrotoren* durch Bohrungen, die von einem Kühlfluid durchströmt werden.
- *Beschichtung der Schraubenmotorrotoren*, um eine hybride Wärmedämmschicht mit gleichzeitig günstigem Einlaufverhalten zu realisieren, Dämgen [29], Kauder und Dämgen [44], Haumann [99].
- *Fertigung der Schraubenmotorrotoren* mit einem berechneten Untermaß, um die thermisch bedingten Rotordehnungen zusammen mit der hybriden Wärmedämmschicht zu kompensieren und somit ein „Klemmen“ der Rotoren zu vermeiden.
- *Fertigung des Schraubenmotorgehäuses* mit entsprechenden, berechneten Arbeitsraumabmaßen, um die thermisch bedingten Gehäusedehnungen in Korrelation mit den Lagersitzverschiebungen auszugleichen und dadurch die Berührung der Rotoren mit den Arbeitsraumwandungen auszuschließen.
- *Einbringen von Bohrungen* zur Bestimmung des Druckverlaufs (Indizierung) und Messung der Gehäusetemperaturen, um Rückschlüsse auf den Wärmeübergang im Arbeitsraum zu gestatten und die theoretischen Ansätze für die Finite-Elemente-Rechnungen zu verifizieren.

### 3.2.1 Kühlung des Schraubenmotorgehäuses

Wie schon in den theoretischen Untersuchungen zum thermischen und mechanischen Bauteilverhalten des Motors der GASSCREW beschrieben wurde, Kauder und Keller [73], Dreifert [88], sind wirtschaftliche Wirkungsgrade erst bei höheren Gaseintrittstemperaturen zu erreichen. Aufgrund der daraus resultierenden thermischen Belastung ist eine Kühlung des Schraubenmotorgehäuses unumgänglich. Eine effiziente Kühlung kann weder durch Kühlrippen an den Gehäuseaußenseiten noch mit Hilfe eines zusätzlichen Gebläses für eine erzwungene Konvektion erreicht werden, Keller [74]. Dagegen kann z.B. eine Wasserkühlung das Gehäuse auf einem funktionsfähigen Temperaturniveau halten

Geeignete Kühlbohrungen einzubringen ist aufgrund der Vielzahl von bereits vorhandenen Ölz- und -ablaufbohrungen für die Rotorlagerungen sowie Sperrluftbohrungen für die Dichtungspartien ein relativ schwieriges Unterfangen. Die nicht zuletzt zu berücksichtigenden Fertigungsmöglichkeiten ergeben eine konstruktive Lösung nach **Bild 3-7**.



**Bild 3-7: Maßnahmen zur Kühlung des Schraubenmotorgehäuses**  
 a = Lageröl, b = Sperrluft, c = Kühlwasser

(a) *Bohrungen* mit 20 mm Durchmesser, die parallel zu den Rotorachsen eingebracht sind. Diese repräsentieren Grundbohrungen, die an der Arbeitsraumseite des Rotorgehäuses beginnen und am niederdruckseitigen Gehäuseteil enden. Sie sind

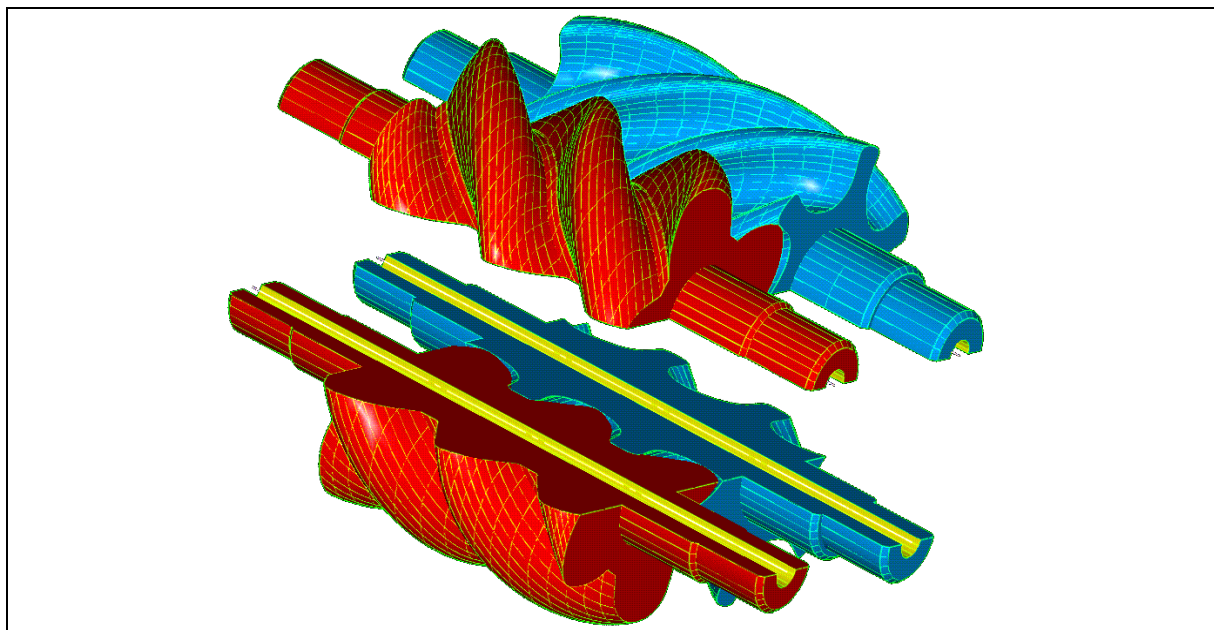
jeweils auf der gegenüberliegenden Seite des Druckstutzens für eine Kühlmittelzu- und -abfuhr angebohrt.

- (b) Ein *Kühlmantel* um den Hochdruckbereich, dessen Wände direkt mit dem Heißgas in Berührung stehen. Dieser Kühlmantel enthält eine 20 mm breite Quernut, die sich auf der Niederdruckseite unterhalb des Arbeitsraumes im Rotorgehäuse befindet. Parallel zu den Rotorachsen verlaufende, 120 mm tiefe, Grundbohrungen liegen am Ende des Kühlmantels, der von den „Seiten“ des Gehäuses angebohrt wird und so die Durchströmung eines Kühlfluides ermöglicht.

Für die gesamte Gehäusekühlung des Schraubenmotors ist ein geschlossener Primärkühlkreislauf vorgesehen, in dem die Wärmeenergie über Wärmetauscher an einen ebenfalls geschlossenen Sekundärkühlkreislauf übertragen und anschließend an die Umgebung abgegeben wird. Durch diese Anordnung wird eine Nutzung des Sekundärkreislaufes zur Abfuhr der Wärmeenergie sowohl des Primärkühlkreislaufes als auch des Ölkreislaufes möglich.

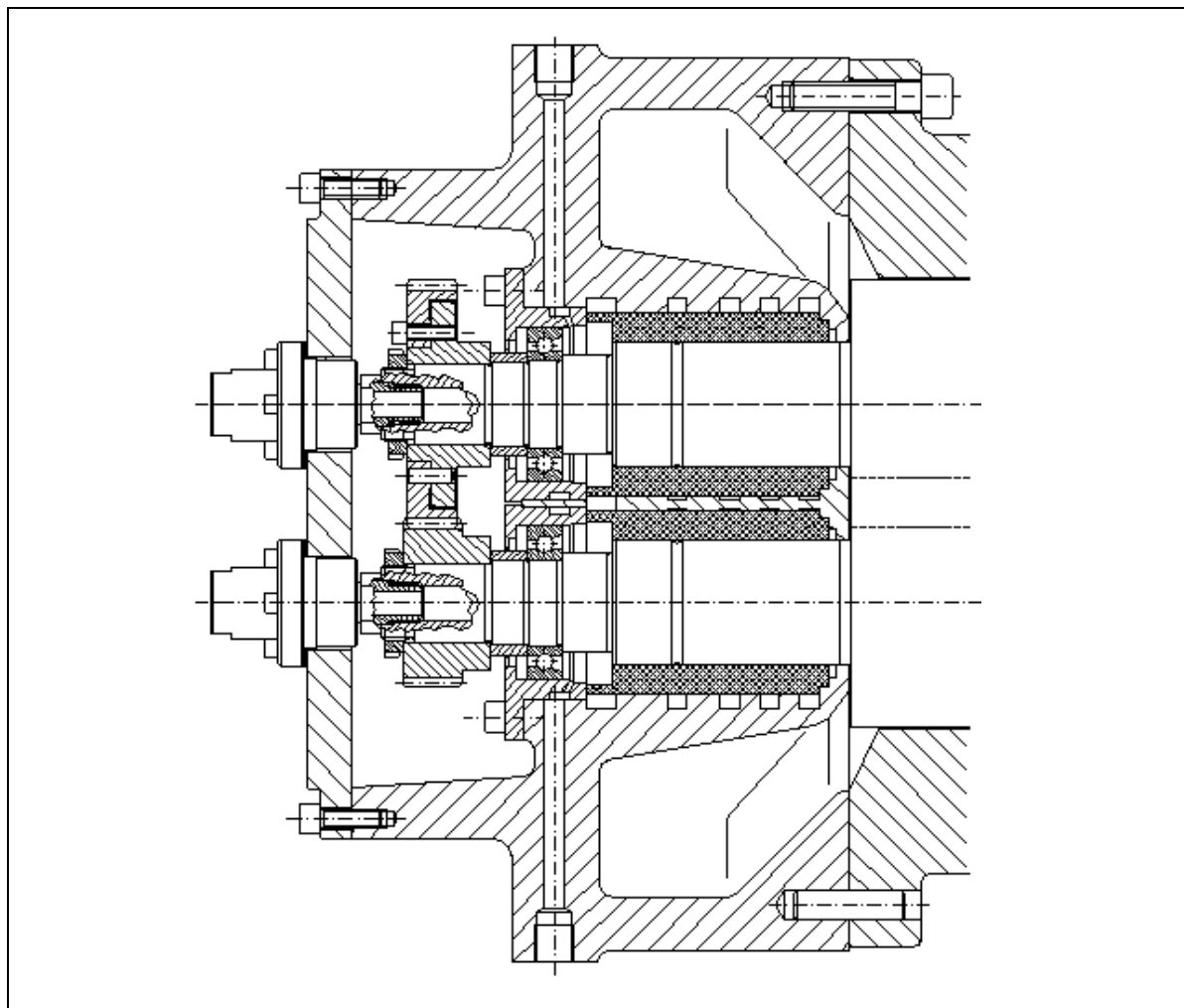
### 3.2.2 Kühlung der Schraubenmotorrotoren

Analog zur Kühlung des Schraubenmotorgehäuses stellt auch bei den Schraubenmotorrotoren eine Fluidkühlung (Öl- oder Wasser-Glykol-Kühlung) die effektivste Art der Kühlung dar, Kauder und Keller [73]. Hierbei besteht jedoch aufgrund der dynamischen Eigenschaften der mit hoher Umfangsgeschwindigkeit drehenden Rotoren derzeit lediglich die Möglichkeit, das Kühlmedium durch eine einfache achsparallele, konzentrische Bohrung, wie in **Bild 3-8** dargestellt, zu leiten.



**Bild 3-8:** Schraubenmotorrotoren mit Innenkühlung

Das aus diesen Umständen resultierende Problem der Überleitung des Kühlfluides aus dem ruhenden System des Gehäuses in das rotierende System der Rotoren ist mit Hilfe von Drehdurchführungen gelöst worden. Diese sind in der Lage, bis zu einer Drehzahl von  $n = 20000\text{min}^{-1}$  eine Flüssigkeit von einem ruhenden in ein drehendes System strömen zu lassen. Das Prinzip und die konstruktive Lösung für den Einbau der Drehdurchführungen ist dem **Bild 3-9** zu entnehmen. Die Rotorbohrungen sind konstruktiv den Drehdurchführungen angepasst und besitzen einen Durchmesser von  $d_K = 12\text{mm}$ .

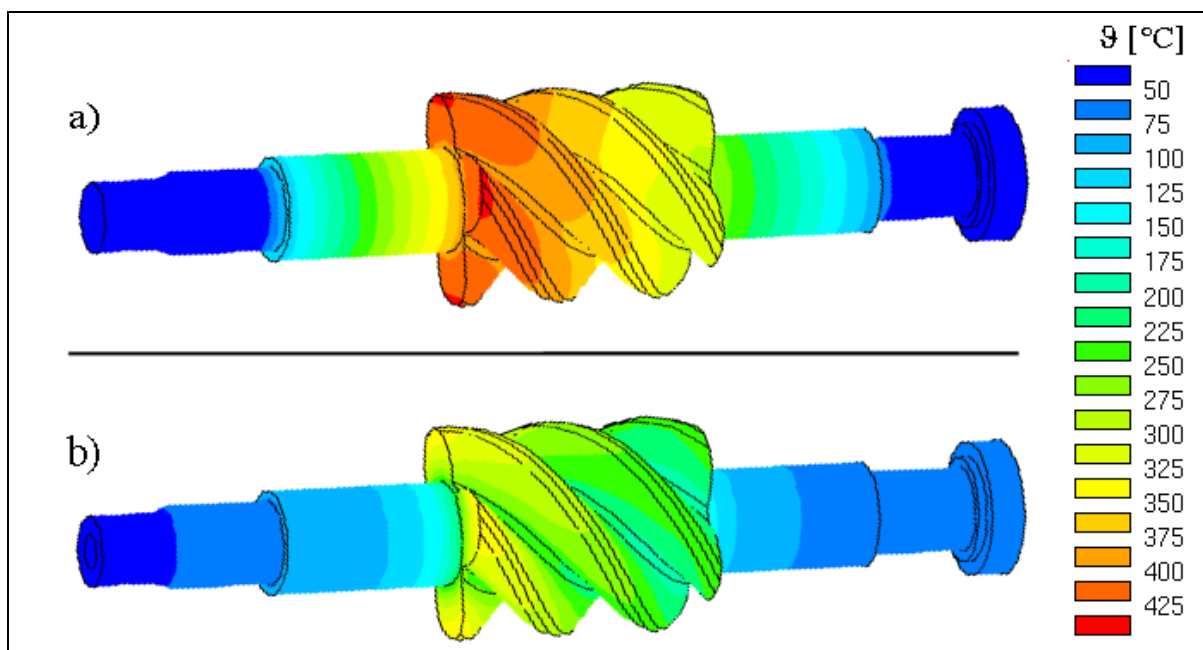


**Bild 3-9: Konstruktive Lösung der Überleitung des Kühlfluides in die Schraubenmotorrotoren mit Hilfe von Drehdurchführungen**

Die verwendeten Drehdurchführungen sind jedoch nicht vollständig frei von Verlustmassenströmen. So mischt sich gerade im Bereich des Gleichlaufgetriebes, der in Bild 3-9 zu erkennen ist, ein Teil des Rotorkühlmediums mit dem Öl des Getriebes, das auch zur Schmierung der Gleitlager dient. Somit ist aufgrund der Gefahr von Lager- und Getriebebeschäden hier von einer prinzipiell möglichen Wasser-Glykol-Kühlung abzusehen, die Kühlung der Rotoren erfolgt deshalb ausschließlich mit Öl.

### 3.2.3 Beschichtung der Schraubenrotoren

Eine besondere Maßnahme zur Kühlung des Schraubenwerkstoffes stellt die Rotorbeschichtung mit einer Wärmedämmschicht dar. Untersuchungen über Wärmedämmschichten wurden nachhaltig im Sonderforschungsbereich der DFG 316B angestellt, Kauder, Bach et al. [100]. In den daraus erhaltenen Ergebnissen zeichnet sich besonders eine Beschichtung aus Yttrium-stabilisiertem Zirkonoxid als prädestiniert zur Wärmedämmung aus. Sie besitzt einen äußerst geringen Wärmeleitkoeffizienten und ergibt insbesondere in Verbindung mit einer Kühlbohrung in den Rotoren eine besonders effiziente Kühlwirkung für den GASSCREW-Motor, wie **Bild 3-10** verdeutlicht.



**Bild 3-10:** Vergleich der berechneten Rotortemperaturen

a) ohne Beschichtung und Kühlung

b) mit Zirkonoxid-Beschichtung der Dicke  $s=0,8\text{mm}$  und Wasser-Glykol-Kühlung durch eine achsparallele Bohrung;

Konstanten: Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=600^{\circ}\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=6\text{bar}$

Außerdem besitzt eine solche hybride Beschichtung der Rotoren eine zusätzliche Sicherheit als Einlaufschicht, um das Anlaufen der durch Wärmedehnung veränderten Rotoren zu vermeiden und kleine Spalthöhen zu ermöglichen. Durch die Mikroporosität der Zirkonoxidbeschichtung erfolgt bei einer Berührung der Rotoren untereinander respektive der Rotoren mit dem Gehäuse ein quasi spontaner Teilabtrag der Schicht und ein Klemmen der Rotoren kann vermieden werden.

Ferner eröffnet diese Einlaufschicht die Möglichkeit, den Warmeinlauf der Rotoren in der Schraubenmaschine selbst stattfinden zu lassen. Die daraus resultierenden, dann

optimalen Spalthöhen stellen sich somit aufgrund der thermisch bedingten Bauteilverformungen in gewissen Grenzen selbstständig ein. In Verbindung mit den im Voraus berechneten Spalthöhen, d.h. den berechneten Fertigungsabmaßen, folgt daraus für die Maschine ein optimaler Wirkungsgrad.

Der Kalteinlauf der beschichteten Rotoren wird auf einer eigens entwickelten Einlaufvorrichtung durchgeführt, mit deren Hilfe die Ungleichmäßigkeiten der Profilgeometrie, bedingt durch die Toleranzen der Beschichtungsdicke, eliminiert werden können. Außerdem besteht die Möglichkeit, mit Hilfe dieser Einlaufvorrichtung die benötigte Konizität der Rotoren z.B. durch eine unterschiedliche Einstellung des Rotorachsabstandes herzustellen.

### 3.2.3.1 Eigenschaften und Herstellung der Schraubenrotorbeschichtung

Dünne Wärmedämmschichten aus Yttrium-stabilisiertem Zirkonoxid ( $ZrO_2 \cdot 7Y_2O_3$ ) mit hoher Thermoschockbeständigkeit können durch atmosphärisches Plasmaspritzen (APS) hergestellt werden. Die erzielten Schichtdicken liegen im allgemeinen im Bereich zwischen  $300\mu m$  und  $500\mu m$ , Kauder, Bach et al. [100], aber bei Bedarf auch darüber. Eine Aufnahme vom Beschichtungsvorgang zeigt **Bild 3-11**.

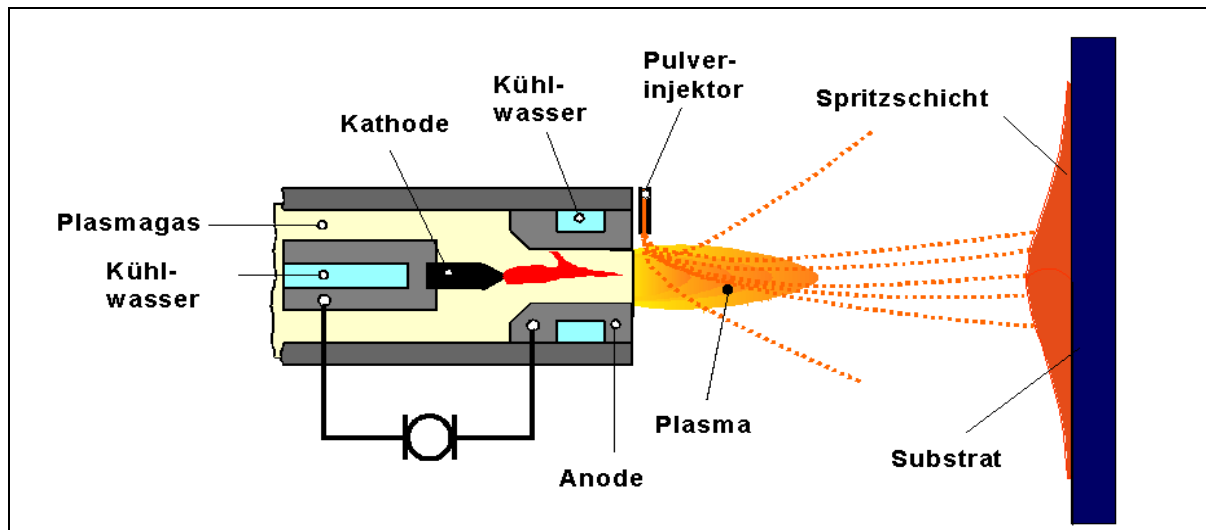


**Bild 3-11: Beschichtungsvorgang der Schraubenrotoren durch Atmosphärisches Plasmaspritzen (APS)**

In **Bild 3-12** ist das Prinzip des atmosphärischen Plasmaspritzens dargestellt. Im Plasmabrenner wird zwischen einer anodisch gepolten, wassergekühlten Plasmadüse, meist aus Kupfer, und einer ebenfalls wassergekühlten thorierten Wolframkathode durch Hochspannungs- und Hochfrequenzzündung ein Lichtbogen erzeugt. Das Arbeitsgas, üblicherweise Argon oder Stickstoff oder ein Gemisch aus Ar mit  $N_2$ ,  $H_2$  oder He, wird im Lichtbogen in seinen Plasmazustand überführt (ionisiert), und es entsteht ein 2-5 cm langer Plasmafreistrahle mit einer Temperatur von bis zu 15.000 K.



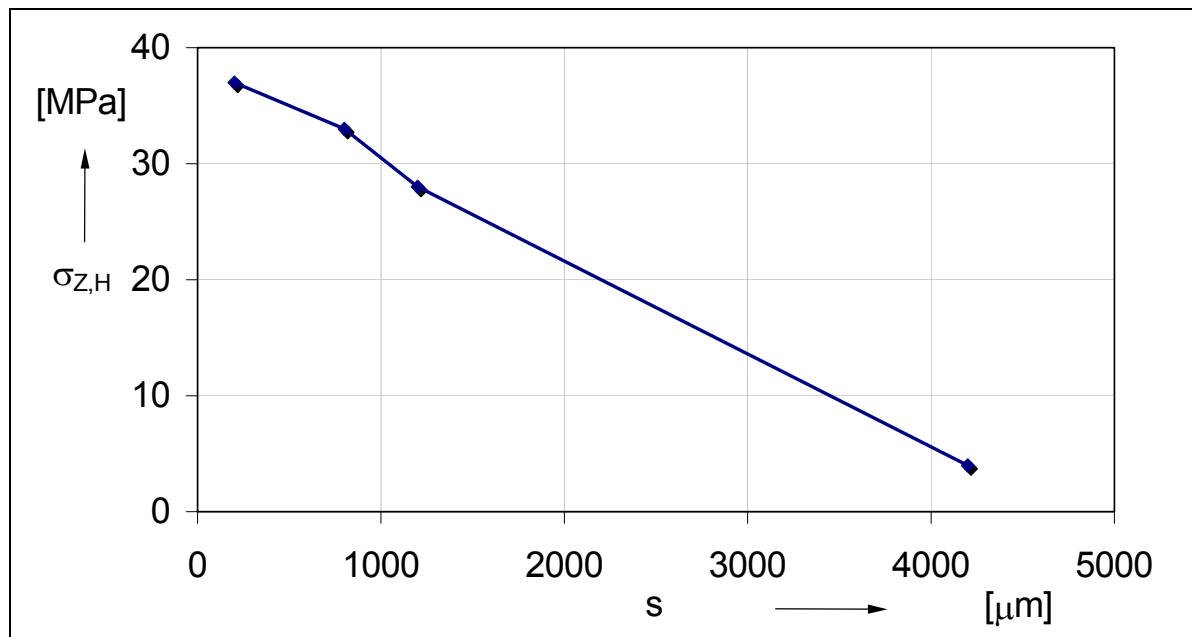
Durch die thermische Expansion der Gase steigt die Strömungsgeschwindigkeit bis auf ca. 900 m/s des aus der Düse austretenden Plasmastrahles. Der pulverförmige Spritzzusatzwerkstoff gelangt mit Hilfe eines Trägergases (meist Argon), im allgemeinen außerhalb der Düse zugeführt, in den Plasmastrahl. Dieser beschleunigt die Pulverteilchen in Richtung des zu beschichtenden Bauteils. Auf ihrem Weg dorthin schmelzen die Partikel im heißen Plasmastrahl ganz oder teilweise auf, so daß kleine Tröpfchen (von 5 bis 100µm) mit hoher Geschwindigkeit auf die Werkstückoberfläche aufprallen, wo sie anhaften und spontan erstarren, Kauder, Bach, Unterberg [105].



**Bild 3-12: Prinzip des atmosphärischen Plasmaspritzens**

Das Herstellen dicker Wärmedämmschichten durch thermisches Spritzen erfordert spezielle verfahrenstechnische Maßnahmen. Erfolgt z.B. die Temperaturführung des Substrates während des Beschichtungsprozesses in ungünstiger Weise, treten aufgrund der thermischen Belastung hohe Kontraktionskräfte auf. Diese können dazu führen, dass die Beschichtung noch während des Spritzprozesses abplatzt. Ursache hierfür sind in vielen Fällen die in den Wärmedämmschichten bei erhöhten Temperaturen auftretenden Sintereffekte, Cosack [98].

Zum Steigern der Haftzugfestigkeit führt eine verminderte Schichtschumpfung, weil die mit steigender Schichtdicke abnehmende Haftzugfestigkeit dicker Wärmedämmschichten auf die Überlagerung der mit der Dicke ansteigenden Eigenspannungen zurückzuführen ist. Geringere Kontraktionskräfte in der Schicht sind neben der Steigerung der Porosität sowie der Mikrorissigkeit durch verfahrenstechnische Maßnahmen und das Einstellen einer gezielten Schichtsegmentierung vor allem auch durch eine Regelung der Substrattemperatur während des Beschichtungsprozesses zu erzielen, sodass eine Schichtdicke bis >800µm möglich ist, **Bild 3-13**. Eine Dicke von 800µm soll auf die Schraubenrotoren aufgebracht werden.



**Bild 3-13:** Haftzugfestigkeit  $\sigma_{Z,H}$  von Wärmedämmschichten aus Zirkonoxid in Abhängigkeit von der Schichtdicke  $s$ , Steffens, Kauder, Bach et al. [100]

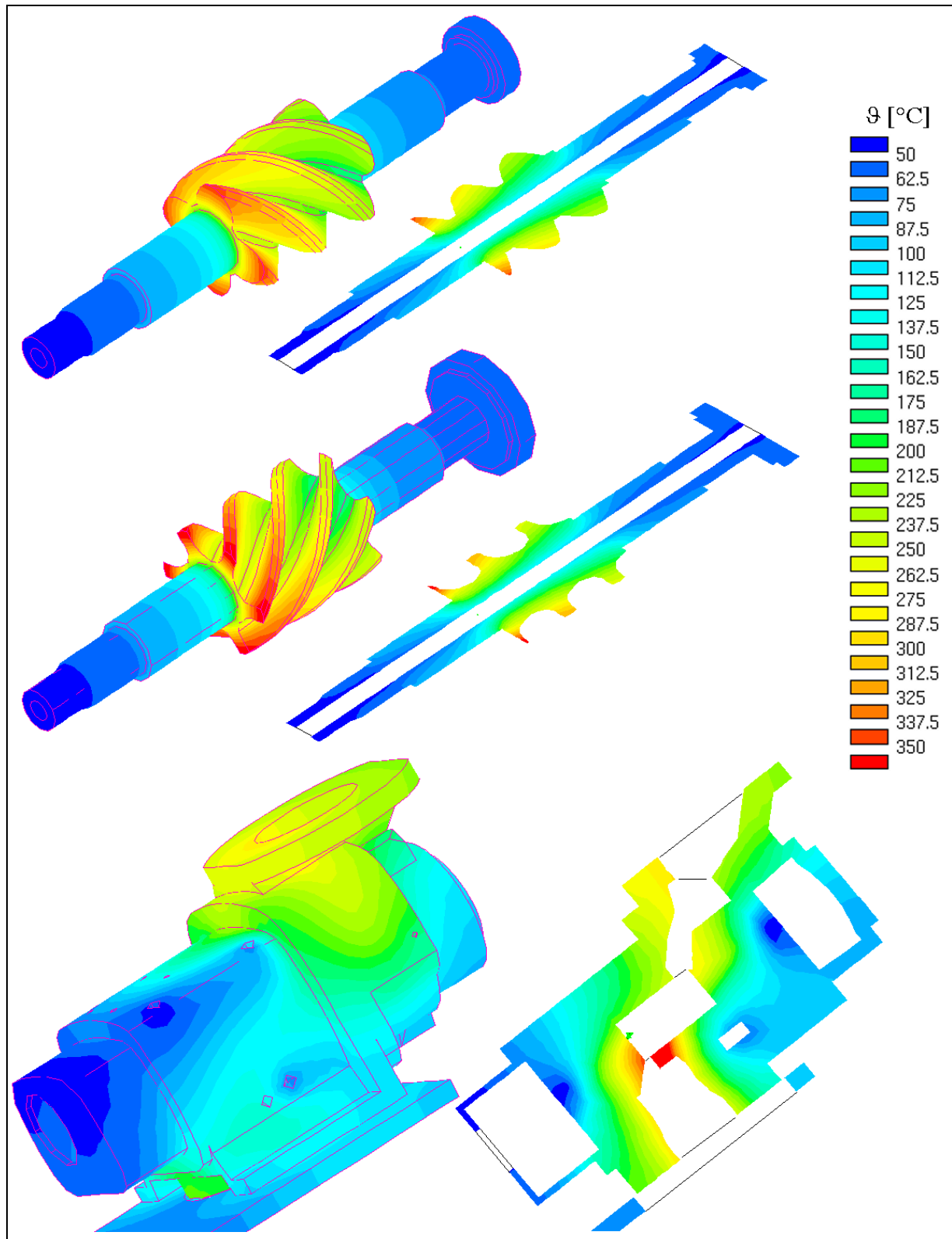
### 3.3 Berechnung der Schraubenmotorrotoren

Um den Schraubenmotor betriebssicher dimensionieren zu können, ist es notwendig, die sich beim Betrieb einstellenden Spalthöhen der arbeitsraumbegrenzenden Spalte zu kennen. Diese werden bei gegebenem Rotorprofil gekennzeichnet durch:

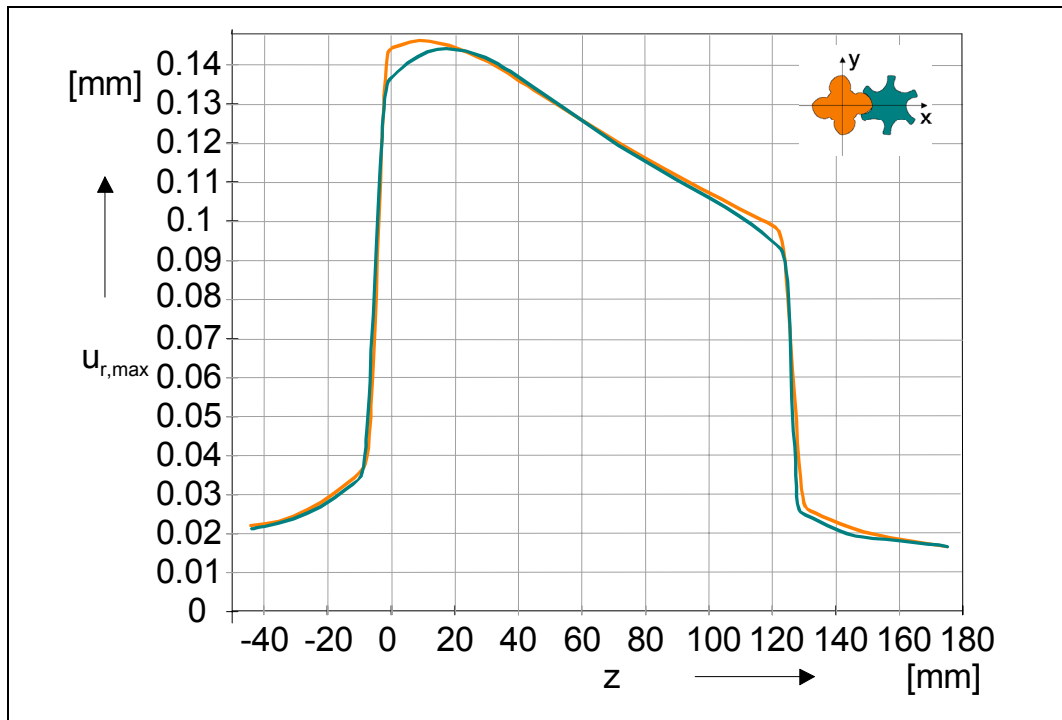
- den *Profileingriffsspalt*,
- die *Gehäusespalte* (haupt- und nebenrotor-seitig) und
- die *Stirnspalte* (haupt- und nebenrotorseitig sowie HD- und ND-seitig).

Eine optimale Energiewandlungsgüte bei gegebener Geometrie der Maschine kann nur erreicht werden, wenn die Spalthöhen im betriebswarmen Zustand, d.h. unter Berücksichtigung der thermisch und mechanisch bedingten Bauteildeformationen, so klein wie möglich und so groß wie für die Betriebssicherheit notwendig bleiben.

Um dies zu erreichen, sind die notwendigen Untermaße der Rotoren zum Erreichen solcher Spalthöhen im Profileingriffsspalt vorausberechnet worden. Im Folgenden soll die Bedeutung des für die Verformung signifikanten Temperatureinflusses gezeigt werden. Dazu sind zunächst die Temperatur- und Verschiebungsvektorfelder der Rotoren zu bestimmen. In **Bild 3-14** sieht man das Temperaturfeld, in **Bild 3-15** jeweils die maximale radiale Verschiebung der äußeren Knoten des jeweiligen Finite-Elemente-Netzes.



**Bild 3-14: Temperaturfelder der Komponenten des GASSCREW-Motors:**  
 a) Hauptrotor mit Ölkühlung,  
 b) Nebenrotor mit Ölkühlung  
 c) Gehäuse mit Wasser-Glykolkühlung;  
 Konstanten: Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=600^{\circ}\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=6\text{bar}$



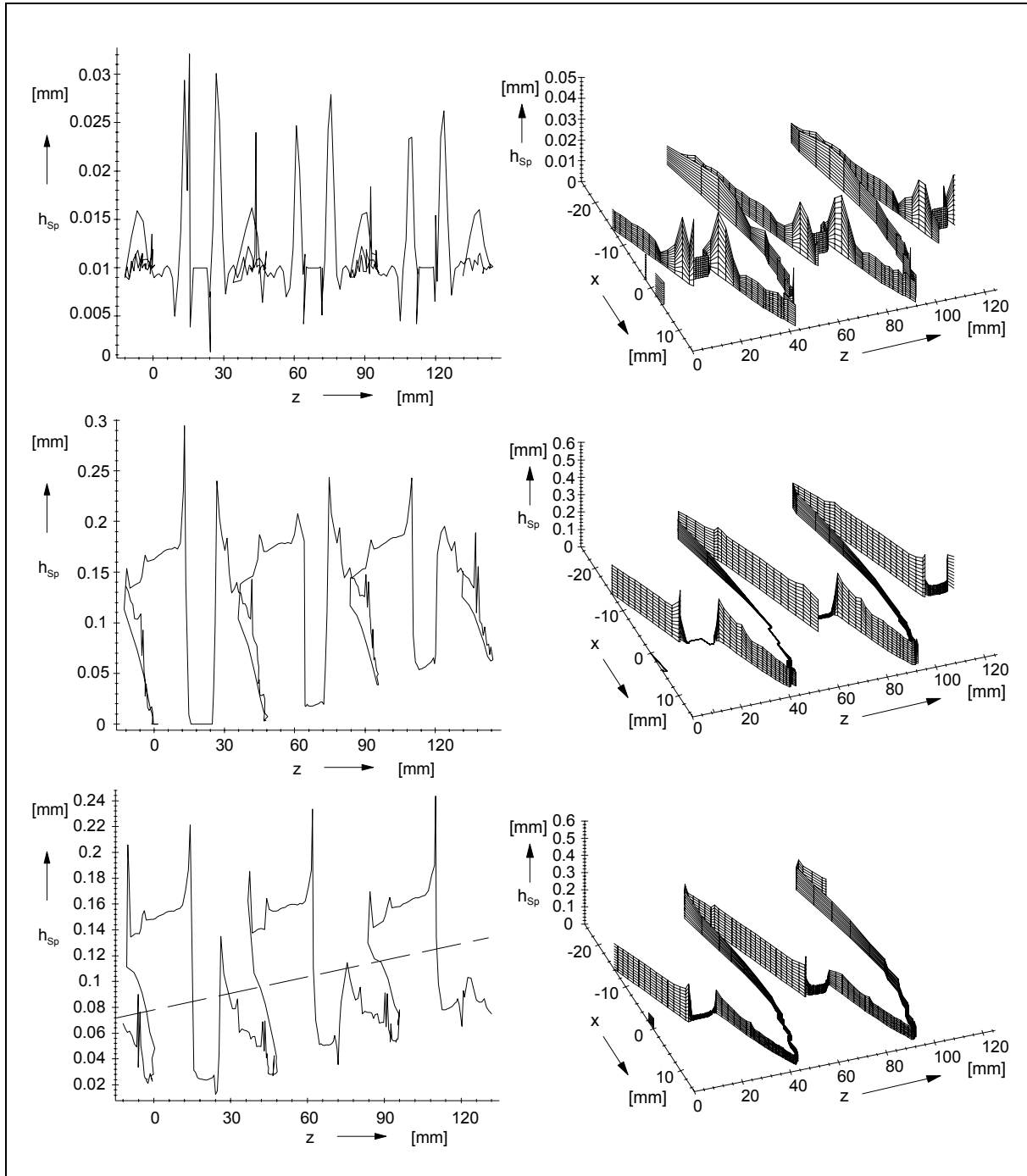
**Bild 3-15:** Maximale radiale Knotenverschiebungen  $u_{r,max}$  des Finite-Elemente Netzes von Haupt- und Nebenrotor über der Längenkoordinate  $z$ ; Konstanten: Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=600^{\circ}\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=6\text{bar}$

Mit Hilfe des am FG Fluidenergiemaschinen entwickelten Programms zur Berechnung des Profileingriffsspalt in Schraubenmaschinen, Janicki [93], ist es möglich, das benötigte Untermaß zur Fertigung der Rotoren zu bestimmen. Durch eine rechnerische, flächennormale Profilverkleinerung und die Neuberechnung des Profileingriffsspalt mit den so modifizierten Rotoren lässt sich iterativ ein Rotoruntermaß bestimmen, bei dem der Profileingriffsspalt unter thermischer und mechanischer Last stets positive Werte aufweist.

Außer den Rotordehnungen müssen zusätzlich die Lagerverschiebungen des Gehäuses bekannt sein, um den tatsächlichen Profileingriffsspalt im betriebswarmen Zustand des Schraubenmotors berechnen zu können. Diese werden aus dem Verschiebungsvektorfeld des Gehäuses durch eine Mittelung der Verschiebungen an den Finite-Elemente-Knoten, die im Bereich der Lagerstellen liegen, bestimmt. Berücksichtigt man diese Lagerverschiebungen bei der Berechnung des Profileingriffsspalt, so ergeben sich letztlich die tatsächlichen, theoretischen Untermaße der Rotoren.

**Bild 3-16** verdeutlicht den berechneten Profileingriffsspalt für den Kaltzustand, für den Warmzustand und für den Warmzustand mit Einbeziehung der Lagerverschiebungen. Dabei ist im Warmzustand eine Profilverkleinerung von

$\Delta r=0,18\text{mm}$  und für den Warmzustand mit Lagerverschiebungen von  $\Delta r=0,07\text{mm}$  berücksichtigt. Da der Spalt stets positive Höhen aufweist, bei geringeren Profilverkleinerungen jedoch mindestens an einer Stelle negativ wird, kann der genannte Wert  $\Delta r=0,07\text{mm}$  als Fertigungsuntermaß angesehen werden.



**Bild 3-16:** Berechnete Profileingriffsspalthöhen  $h_{sp}$  über der Rotorlängenkoordinate  $z$  im Kaltzustand (oben), im Warmzustand (mitte, Profilverkleinerung  $\Delta r=0,18\text{mm}$ ) und im Warmzustand mit Berücksichtigung der Lagerverschiebungen (unten, Profilverkleinerung  $\Delta r=0,07\text{mm}$ )

Die in Bild 3-16 (unten links) eingezeichnete gestrichelte Gerade verdeutlicht die im Warmzustand des Motors entstehenden Dehnungen zwischen der HD- und ND-Seite. Dadurch stellt sich ein tendenziell linearer Anstieg der Profileingriffsspalthöhe von der Motoreintritts- zur Motoraustrittsseite ein.

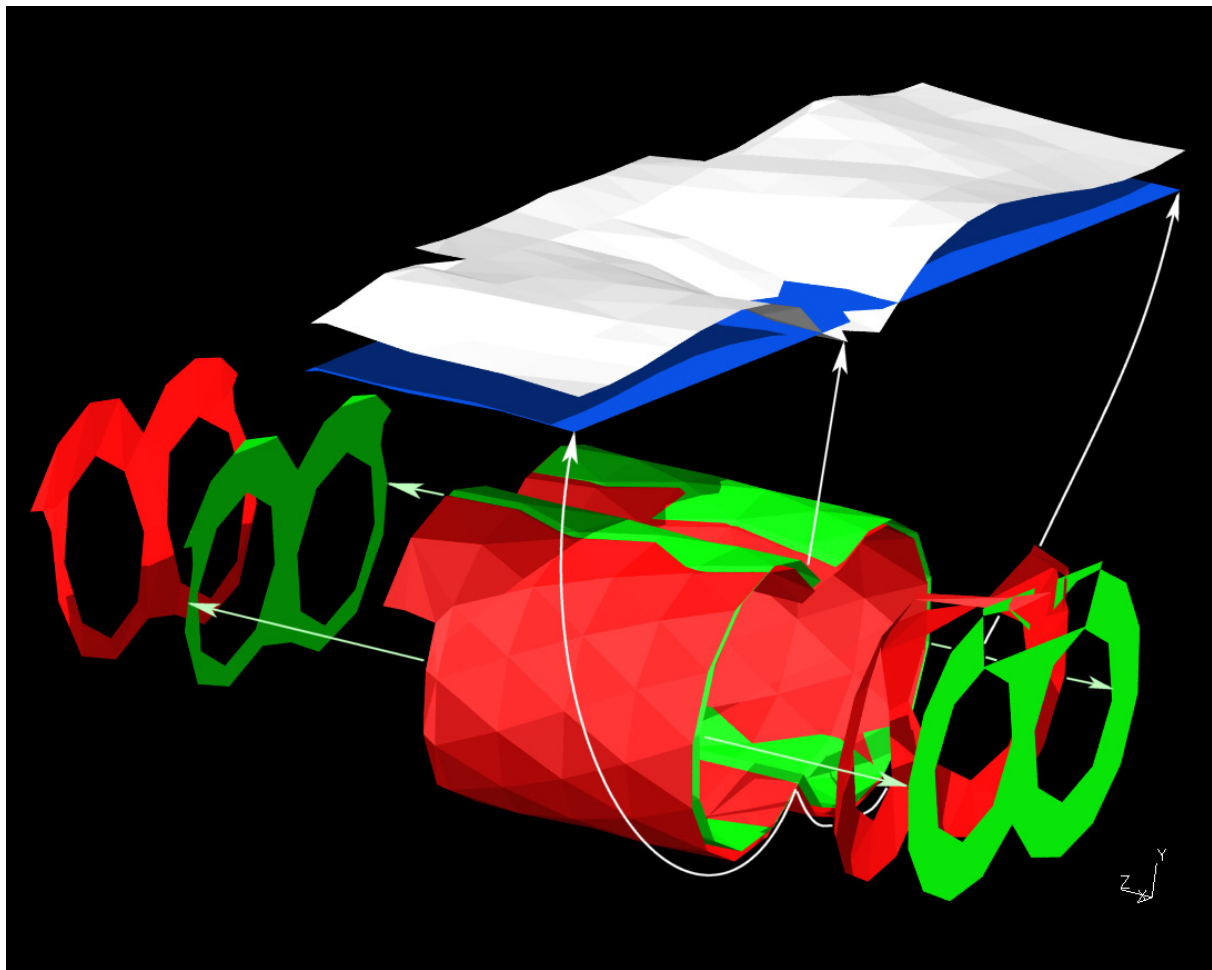
Um diese Dehnungen zu kompensieren, ist es möglich, die Rotoren mit Hilfe der bestehenden Einlaufvorrichtung bereits im Kalteinlauf konisch fertigen zu lassen. Dabei wird die später als Wärmedämmschicht aufzutragende Zirkonoxidbeschichtung zunächst als Einlaufschicht benutzt, um das notwendige, größere Untermaß an der Hochdruckseite der Rotoren quasi automatisch herzustellen. Die notwendige Rotorkonizität ist aus dem Verlauf der minimalen Höhe des Profileingriffsspaltess dem Bild 3-16 zu entnehmen.

### 3.4 Berechnung des Schraubenmotorgehäuses

Zur Beurteilung der Betriebssicherheit des Schraubenmotors wird, nach der Bestimmung der notwendigen Rotoruntermaße, also Sicherung einer positiven Profileingriffsspalthöhe, die Berechnung der zu fertigenden Arbeitsraumabmaße im Schraubenmotorgehäuse herangezogen. Dazu dient, in Analogie zum Profileingriffsspalt bei der Berechnung der Rotoren, der Gehäusespalt, der sich aufgrund der Korrelation von Gehäuse- und Rotordeformationen einstellt.

Um den Gehäusespalt sowohl qualitativ als auch quantitativ bestimmen zu können, muss zusätzlich zur Berechnung der Rotordehnungen eine Berechnung der Arbeitsrauminnenwandverschiebungen durchgeführt und unter Einbeziehung der Ergebnisse der Rotorverformungen beurteilt werden.

Auf Basis des Gehäuseverschiebungsvektorfeldes lassen sich die Arbeitsrauminnenwandverschiebungen berechnen. Für diesen Zweck ist eigens ein Berechnungsprogramm entwickelt worden, das zum einen die Verschiebungen der zylindrischen Arbeitsraumwandungen in radialer Richtung zu den jeweiligen Rotorachsen zum anderen die Verschiebungen der Arbeitsraumstirnflächen in Rotorachsrichtung berechnet. Als qualitative Darstellung verdeutlicht **Bild 3-17** das unverformte und verformte Finite-Elemente-Netz der Arbeitsraumwandungen. Der zylindrische Teil der Arbeitsraumwandungen ist zusätzlich zur besseren Übersicht als Abwicklung dargestellt, über der die radialen Wandverschiebungen als gekrümmte Fläche aufgetragen sind.

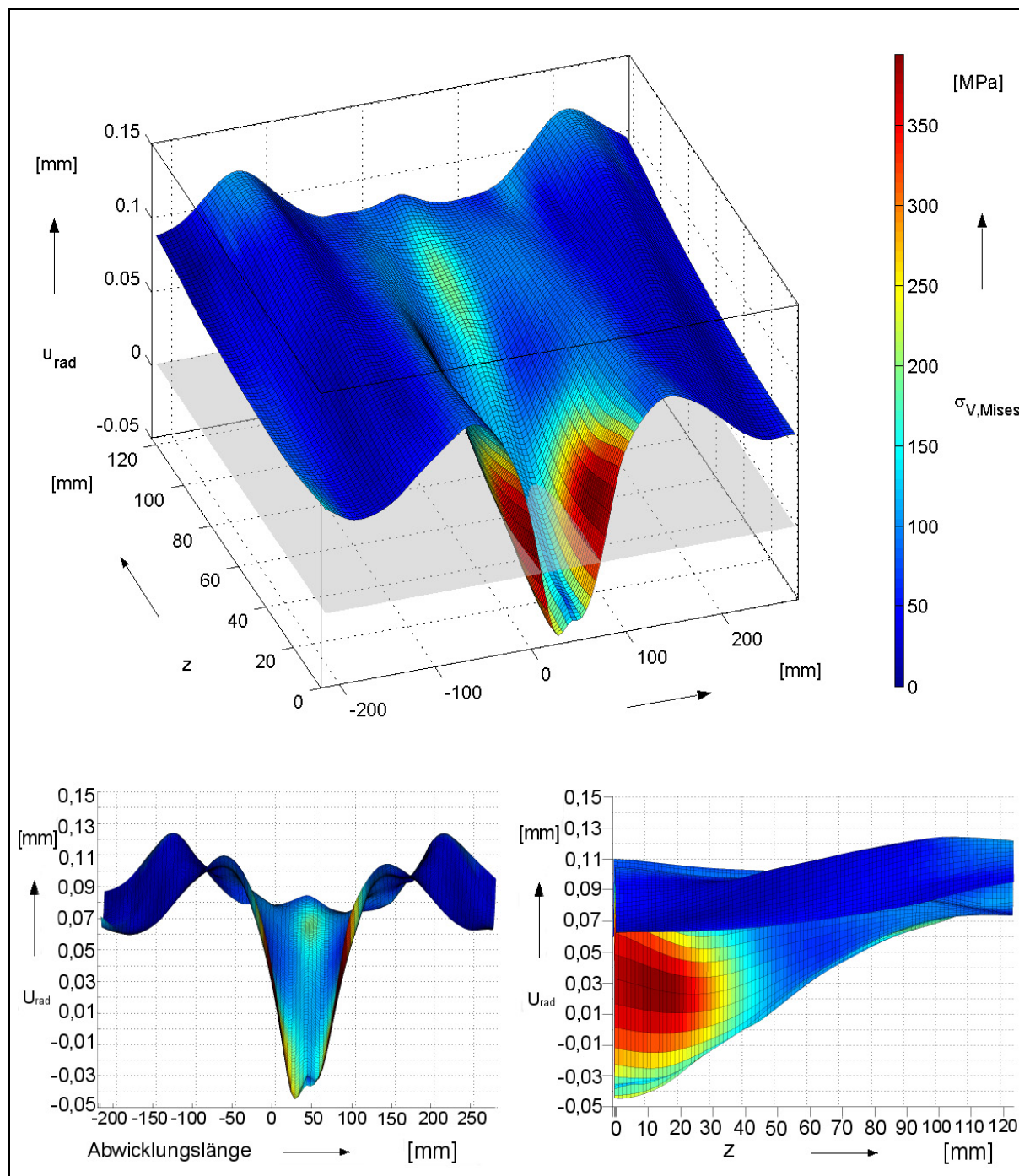


**Bild 3-17: Qualitative Visualisierung der Verformungen der Arbeitsrauminnenwand und ihre Abwicklung**

grün = unverformt, rot = verformt, blau = Abwicklung der zylindrischen Wandungen, weiß = Verformung der zylindrischen Wandungen in radialer Richtung (abgewickelt)

Die so erhaltenen quantitativen Ergebnisse zeigt **Bild 3-18** für den zylindrischen Teil des Arbeitsraumes. Dargestellt ist die Arbeitsrauminnenwandverschiebung in radialer Richtung über der Arbeitsraumabwicklung bezogen auf die Rotorachsen, die sich aufgrund der berechneten Lagerverschiebungen einstellen. Die Arbeitsrauminnenwandverschiebungen beziehen sich so auf eine über die Länge der Rotoren interpolierte Lage der jeweiligen Rotorachse.

Zu beachten ist, dass die kleinsten und größten Arbeitsraumwandverschiebungen über der Arbeitsraumlänge vor allem durch eine Verbiegung des Gehäuses verursacht werden, die aus der asymmetrischen thermischen Belastung des Gehäuses resultiert. Die Bauteiltemperaturen sind auf der Motoreintrittsseite im Gegensatz zur Motoraustrittsseite sehr hoch und bedingen dadurch, obgleich eine dem entgegenwirkende Kühlung vorhanden ist, einen über dem Arbeitraumumfang stark schwankenden Gehäusespalt.



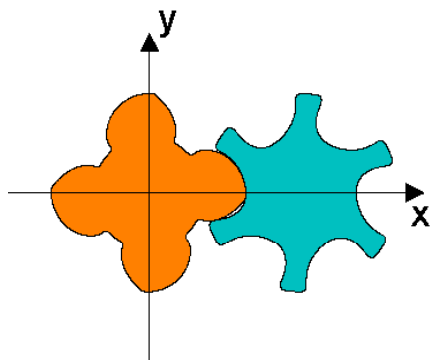
**Bild 3-18: Radiale Verschiebungen  $u_{\text{rad}}$  und Vergleichsspannungen  $\sigma_{V,Mises}$  der zylindrischen Arbeitsrauminnenwandungen über der Abwicklungslänge, der Arbeitsraumlänge  $z$  und über der Abwicklungsebene in 3D-Darstellung**

Für die Dimensionierung der zu fertigenden Arbeitsraumabmessungen wird deshalb die minimale Gehäusewandverschiebung herangezogen, nicht zuletzt, weil eine Fertigung der Gehäuseinnenoberfläche ausschließlich in Form eines geraden Zylinders möglich ist.



Unter Einbeziehung der bereits beschriebenen Untermaße der Schraubenrotoren von 0,07mm ergibt sich aus der Bild 3-18 zu entnehmenden minimalen, radialen Arbeitsrauminnenwandverschiebung von -0,05mm ein radiales Arbeitsraumübermaß im Kaltzustand von  $\Delta r_{\ddot{u}} = 0,05\text{mm}$ . Berücksichtigt man außerdem die Differenz der maximalen aus **Tabelle 3-3** zu entnehmenden Lagerverschiebungen von Haupt- und Nebenrotor aufgrund der Gehäusedeformation, so ist der Arbeitsraum mit einem herzustellenden Übermaß von  $\Delta r_{\ddot{u}} = 0,16\text{mm}$  zu versehen.

**Tabelle 3-3: Verschiebungen der Lagerstellen von Haupt- und Nebenrotor**



Das Diagramm zeigt zwei rotierende Körper in einem 2D-Koordinatensystem mit x- und y-Achsen. Der linke Körper ist orange und hat eine vierblättrige Form. Der rechte Körper ist cyan und hat eine sechsbliedrige Form. Die x-Achse zeigt nach rechts, die y-Achse nach oben.

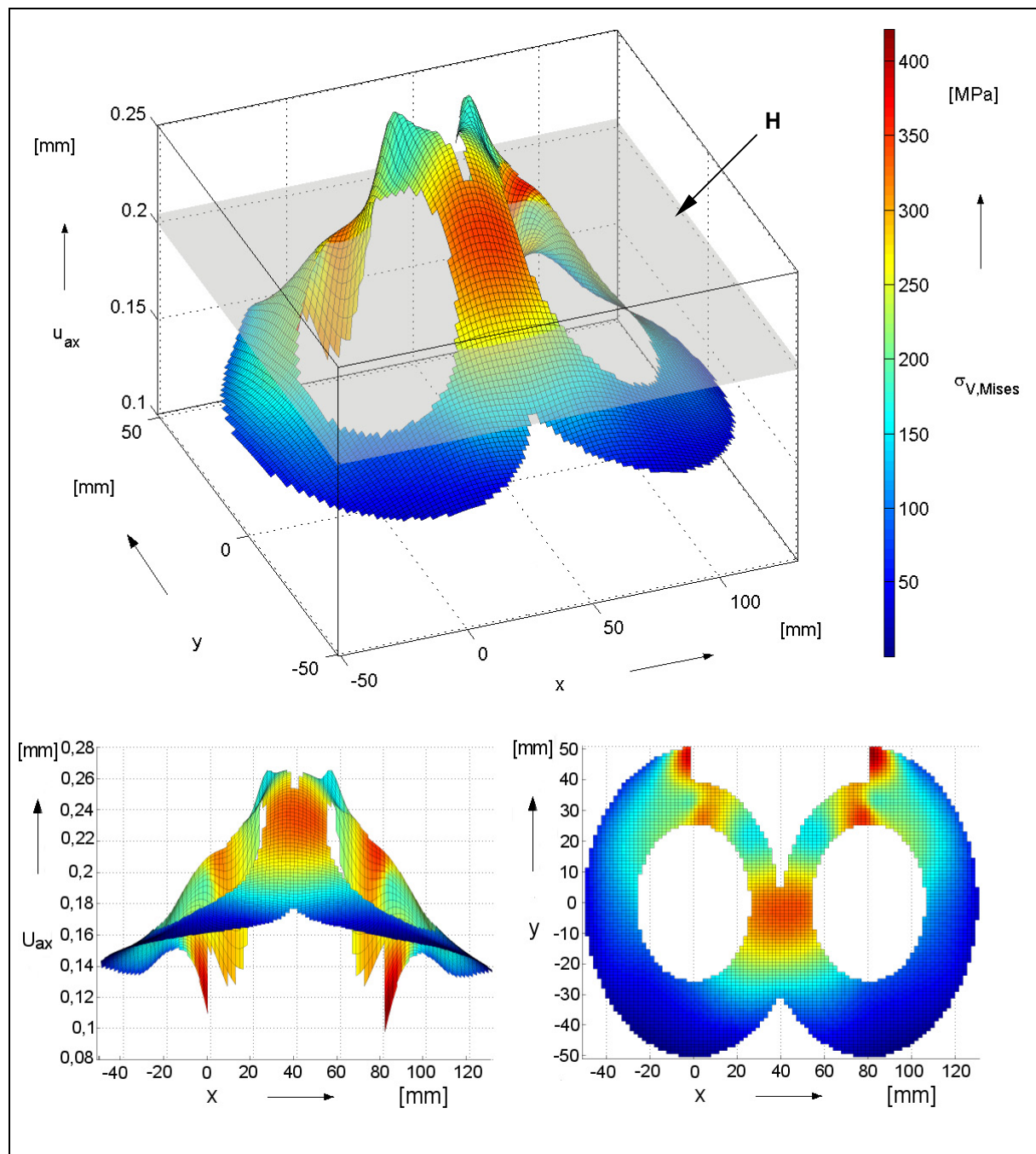
Lager	$u_x$ [mm]	$u_y$ [mm]
Hauptrotor, ND-seitig	0,0291	-0,1505
Nebenrotor, ND-seitig	0,1116	-0,1527
Hauptrotor, HD-seitig	0,1848	-0,1675
Nebenrotor, HD-seitig	0,2896	-0,1783

Die Form der Rotoren und die Spaltmaße im Warmzustand des Schraubenmotors stellen sich mit Hilfe der Einlaufschicht auf den Rotoren aus Zirkonoxid letztendlich im Betrieb, wie bereits erwähnt, selbstständig ein. Das „eingebaute“ Arbeitsraumübermaß ist jedoch maßgeblich dafür verantwortlich, dass im Warmzustand bei einem minimalen Profileingriffsspalt ein dazu passender minimaler Gehäusespalt im Schraubenmotor vorhanden ist.

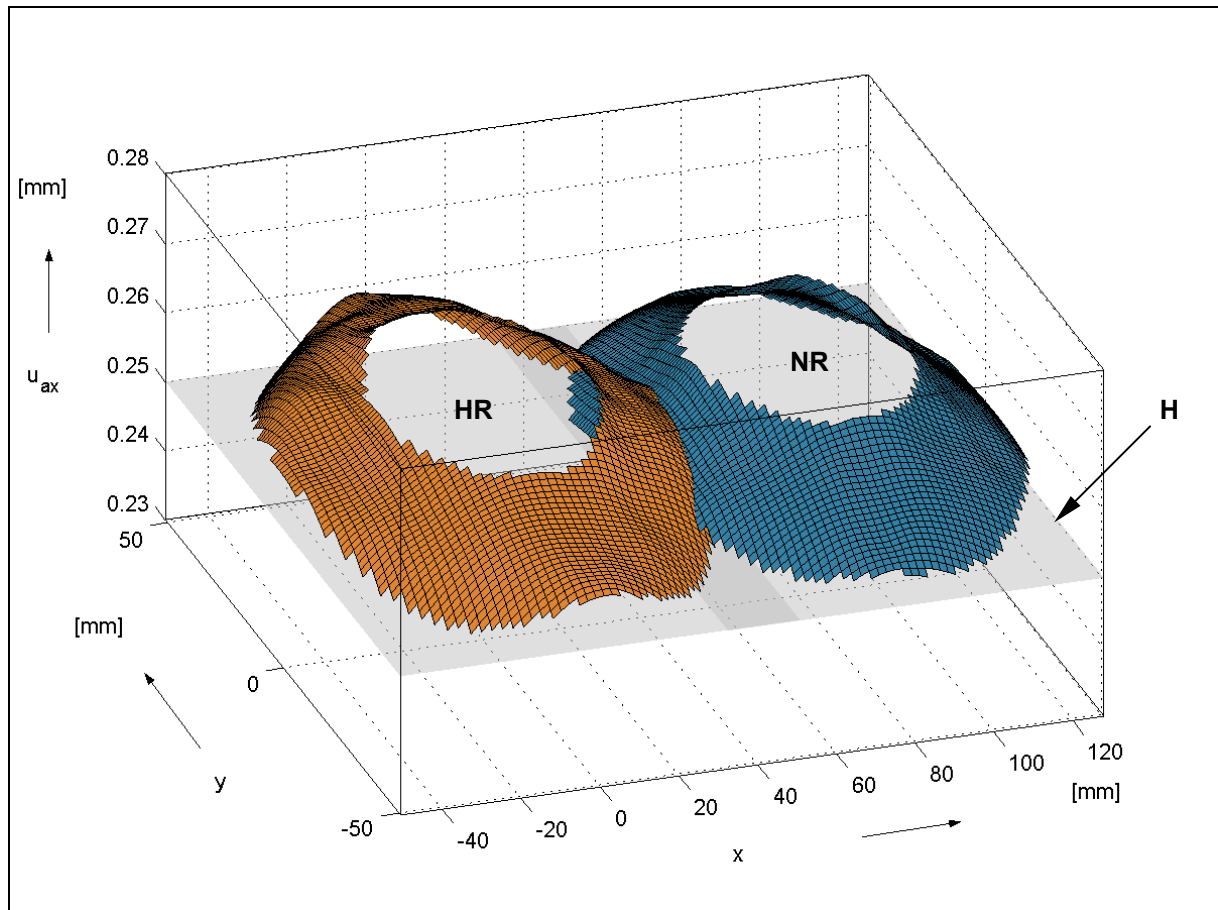
Zur Festlegung der axialen Arbeitraumabmaße, d.h. zur Gewährleistung einer ausreichenden Stirnspalthöhe, sind Berechnungen zur Dehnung der Rotoren und des Arbeitsraumes in achsparalleler Richtung notwendig. Die Ergebnisse sind in **Bild 3-19** für das Gehäuse und in **Bild 3-20** für die Rotoren dargestellt.

Aus den gewonnenen Resultaten lässt sich feststellen, dass die Rotordehnungen sich jeweils nahezu konform zu den Arbeitsraumwandverschiebungen verhalten. Da die

jeweiligen Verformungen ähnliche Größen aufweisen und somit der minimale Stirnspalt im Kalt- wie im Warmzustand eine nahezu gleiche Höhe besitzt, kann zumindest für den stationären Betrieb bei einem werksseitig eingebauten Stirnspalt von bereits 0,05 mm von einer Modifikation der zu fertigenden Arbeitsraumlänge abgesehen werden.



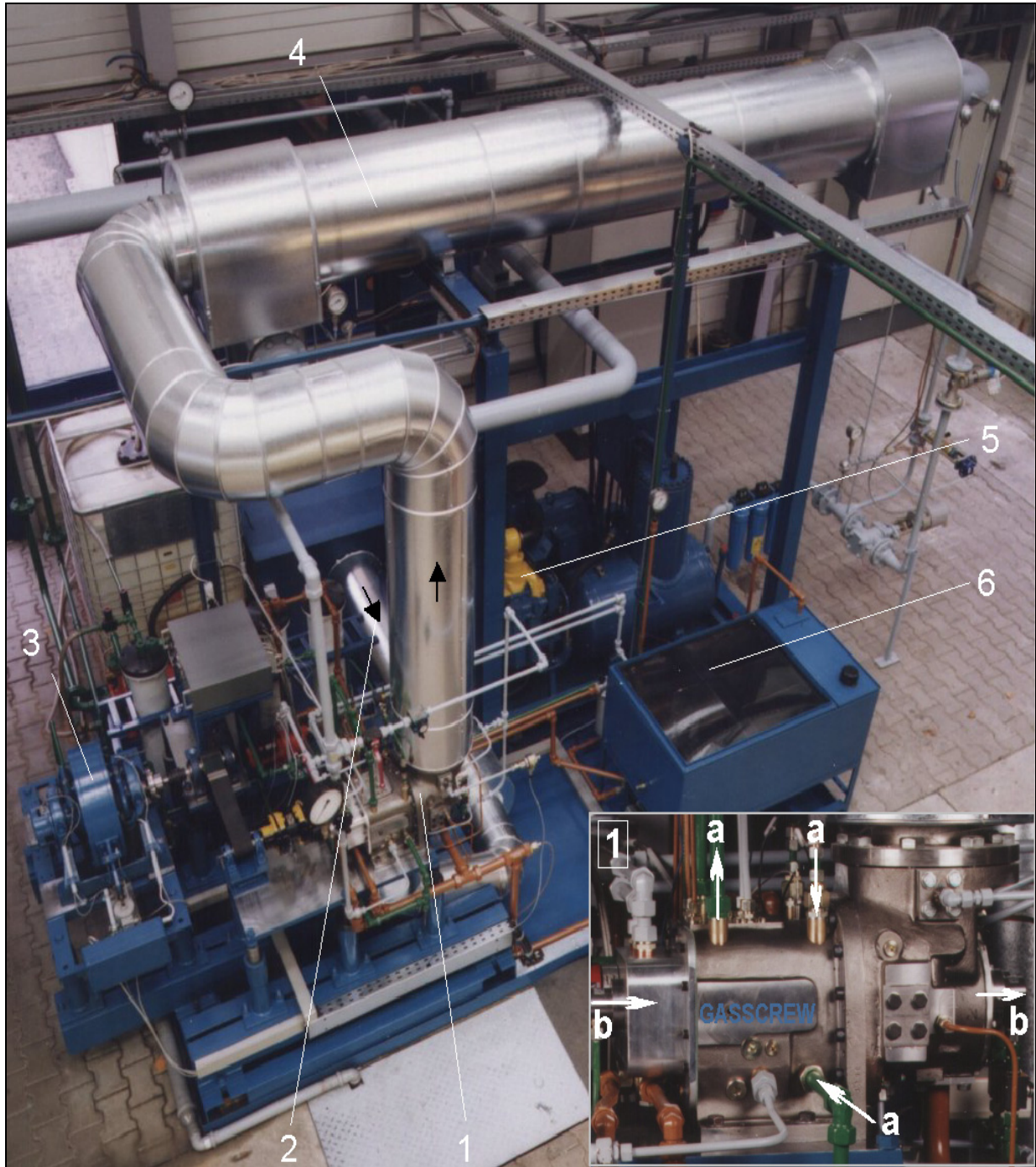
**Bild 3-19:** Axiale Verschiebungen  $u_{ax}$  bezogen auf die Festlagersitze der Rotoren und Vergleichsspannungen  $\sigma_{V,Mises}$  der Arbeitsraumstirnwandungen über der Stirnschnittebene XY in 3D-Darstellung (H = Hilfeebene)



**Bild 3-20:** Axiale Verschiebungen  $u_{ax}$  der HD-seitigen Rotorstirnflächen bezogen auf die Festlagersitze über der Stirnschnittebene XY in 3D-Darstellung (H = Hilfsebene)

#### 4 Versuchsanlage zur Verifikation des Simulationssystems

Die zur experimentellen Verifikation entwickelte Versuchsanlage ist **Bild 4-1** zu entnehmen.

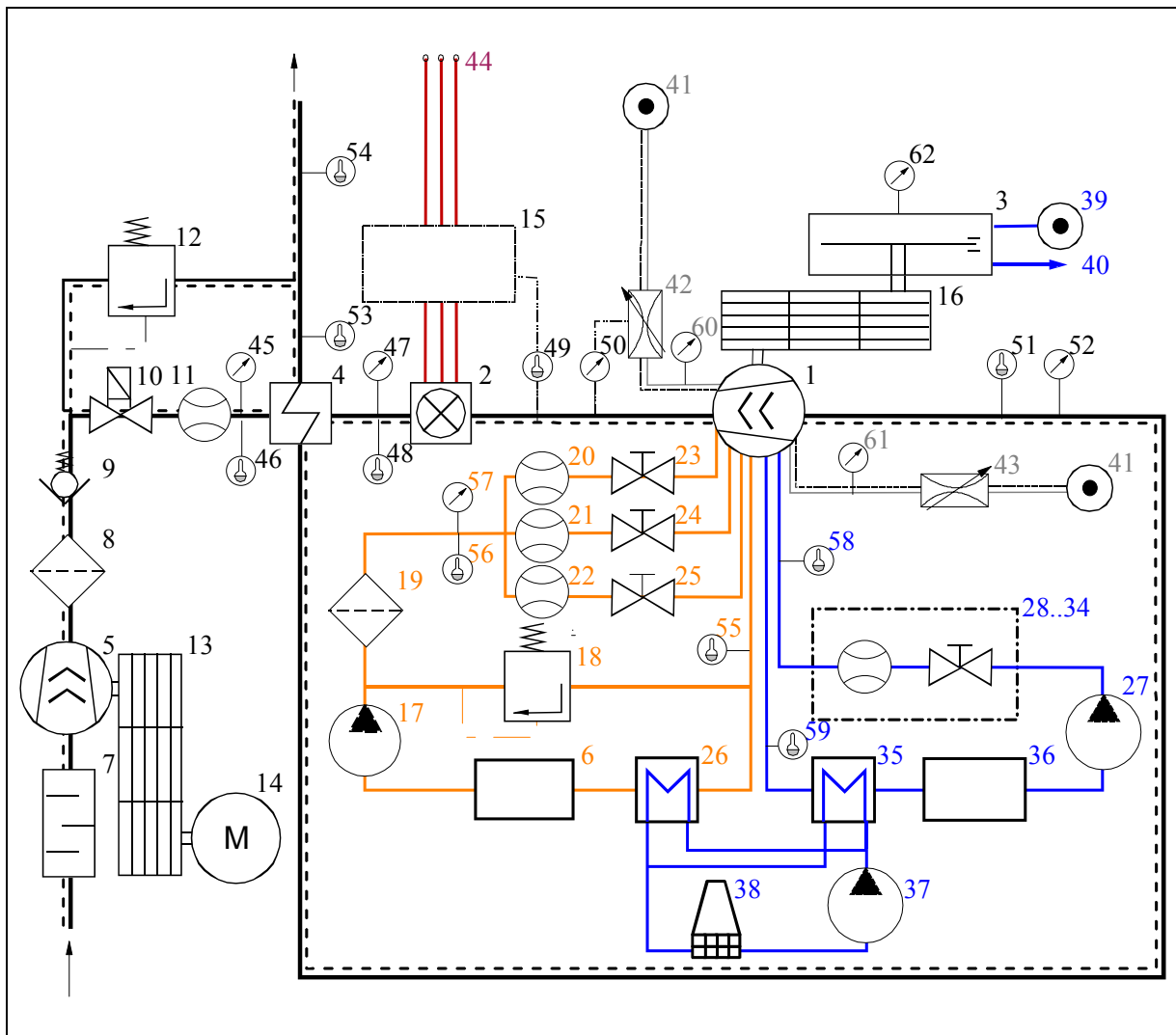


**Bild 4-1:** Versuchsanlage für den Motor (s. Ausschnitt 1) der GASSCREW

- |                                    |                       |
|------------------------------------|-----------------------|
| 1 Schraubenmotor                   | 5 Schraubenkompressor |
| 2 Gaserhitzer (Lufterhitzer)       | 6 Ölversorgung        |
| 3 Wirbelstrombremse                | a Gehäusekühlung      |
| 4 Wärmetauscher<br>(Luftvorwärmer) | b Rotorkühlung        |

Betrachtet man Bild 1, so beginnt der GASSCREW-Prozess mit dem Ansaugen von Umgebungsluft in den noch extern angeordneten öleingespritzten Schraubenkompressor (5). Das so komprimierte Gas gelangt in den Wärmetauscher (4), in dem es von den rückströmenden Abgasen des Motors vorgewärmt wird. Im folgenden Gaserhitzer (2) wird dann die benötigte Motoreintrittstemperatur für die Expansion im Schraubenmotor (1) erreicht. Die abgegebene Wellenarbeit dissipiert die gekuppelte Wirbelstrombremse (3) vollständig. Das expandierte, aber noch exergiereiche Abgas durchströmt den Wärmetauscher (4), der die Wärmeenergie mit einem hohen Gütegrad auf die komprimierte Luft überträgt, danach gelangt die an Exergie arme Luft zurück in die Atmosphäre.

Einen vereinfachten Schaltplan der Versuchsanlage zeigt **Bild 4-2**. Die einzelnen Bauteile sind entsprechend nummeriert in **Tabelle 4-1** aufgelistet, die einzelnen Messstellen in **Tabelle 4-2**.



**Bild 4-2: Vereinfachter Anlagenschaltplan der Versuchsanlage**  
 ----- Gasweg, ----- Ölweg, ----- Wasserweg, ----- Stromweg

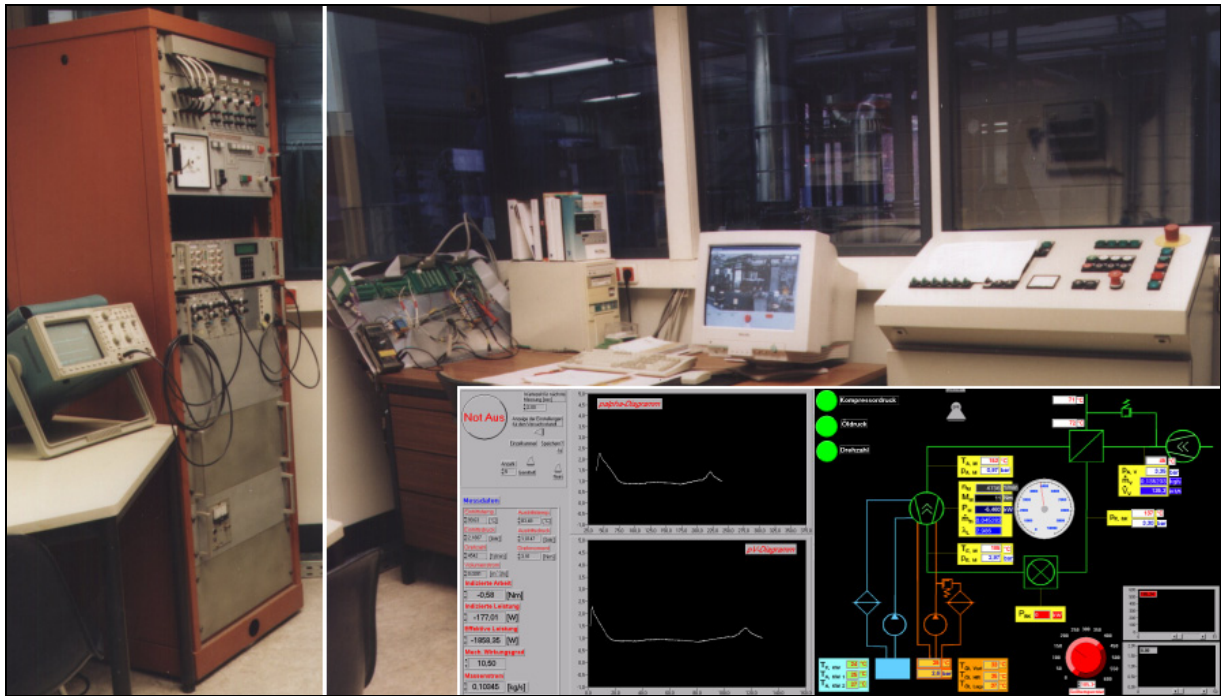
Tabelle 4-1: Bauteile des Anlagenschaltplanes

Pos.-nr.	Subsystem	Beschreibung
1	Gasweg	Schraubenmotor
2		(elektrischer) Gaserhitzer – hier Lufterhitzer
4		Wärmetauscher (Luftvorwärmer)
5		Schraubenverdichter, öleingespritzt
7		Ansaugschalldämpfer
8		Mikrofilter
9		Rückschlagventil
10		Hauptdrosselventil
12		Überströmventil (Bypass)
41		Druckluftanschluss (Sperrluft)
42		Differenzdruckventil einstellbar
43		Druckregelventil einstellbar
6		Ölweg
17	Ölpumpe	
18	Druckbegrenzungsventil	
19	Ölfilter	
23	Drosselventil Lageröl	
24	Drosselventil Ölkühlung Hauptrotor	
25	Drosselventil Ölkühlung Nebenrotor	
26	Wassergekühlter Ölkühler	
27	Wasserweg	Wasserpumpe Primärkühlkreislauf
28..34		Drosselventil für jede Gehäusekühlbohrung
35		Wassergekühlter Primärwasserkühler
36		Wasserbehälter Primärwasserkreislauf
37		Wasserpumpe Sekundärkühlkreislauf
38		Luftgekühlter Sekundärwasserkühler
39		Netzanschluss Bremsenkühlwasser
40		Abfluss Bremsenkühlwasser
3	Mech. Weg	Wirbelstrombremse
13		Riemenantrieb Schraubenverdichter
14		Antrieb Schraubenverdichter (E-Motor)
16		Riemenabtrieb Schraubenmotor
15	elektr. Weg	Steuerschrank Gaserhitzer
44		Elektrische Leistungszufuhr

Tabelle 4-2: Messstellen des Anlagenschaltplanes

Pos.-nr.	Meßgröße	Meßstelle <Meßgerät>
62	Drehzahl und Drehmoment	Kraftmessdose an der Wirbelstrombremse, Zahnscheiben-Triggerung
11	Gasvolumenstrom	Verdichteraustritt (hinter Bypass) <Wirbelzähler>
46	Gastemperatur	Verdichteraustritt <PT100>
48		Wärmetauscheraustritt, Gaserhitzereintritt <PT100>
49		Motoreintritt (Stellgröße für Gaserhitzerregelung) <Thermoelement>
51		Motoraustritt <PT100>
53		Wärmetauscheraustritt (Abgas) <PT100>
54		Gemisch Abgas/Bypassgas <PT100>
45		Gasdruck
47	Wärmetauscheraustritt, Gaserhitzereintritt <Absolutdruckaufnehmer>	
50	Motoreintritt <Absolutdruckaufnehmer>	
52	Motoraustritt < Absolutdruckaufnehmer>	
60	Sperrluftdruck hochdruckseitig <Feinmessmanometer>	
61	Sperrluftdruck niederdruckseitig <Manometer>	
20	Ölvolumenstrom	
21		Hauptrotorkühlung <Ovalradzähler>
22		Nebenrotorkühlung <Ovalradzähler>
55	Öltemperatur	Motoraustritt (vereinfacht für Gleitlagerablauf, Hauptrotor und Nebenrotorkühlung) <Thermoelemente>
56		Motoreintritt <Thermoelement>
57	Öldruck	Motoreintritt (vereinfacht für Lagerzulauf und Rotorkühlung) <Absolutdruckaufnehmer>
28..34	Wasservolumenstrom	Motoreintritt Kühlwasser für jede Kühlbohrung <Turbinenraddurchflussmesser>
58	Wassertemperatur	Motorkühlwasserzulauf <Thermoelement>
59		Motorkühlwasseraustritt (vereinfacht für alle Kühlbohrungen) <Thermoelemente>

Alle Messgrößen werden an den Messplatzrechner übertragen, der mit Hilfe eines eigens entwickelten Messprogramms sowohl eine Visualisierung und Auswertung der Daten vornimmt, als auch die Regelung des Gaserhitzers durchführt, **Bild 4-3**.



**Bild 4-3:** Versuchstandmessplatz zur Datenerfassung und Regelung für die GASSCREW

Die Regelung übernimmt dabei ein Software-PID-Regler, dem über eine Messkarte das Ausgangssignal des Thermoelements am Motoreintritt (49) zugeführt wird und der dann in Abhängigkeit von den eingestellten Regelparametern mit Hilfe einer Ausgangsspannung an der Messkarte für die Vorgabe der Leistung als Stellgröße des Gaserhitzers zuständig ist. Durch eine optimierte Anpassung der Regelparameter ist sowohl eine schnelle Einstellung der Solltemperatur als auch eine minimierte Abweichung der Ist- von der Solltemperatur erreichbar.

#### 4.1 Der Schraubenverdichter

Ein öleingespritzter Schraubenverdichter fördert das Arbeitsfluid der GASSCREW auf seinen Arbeitsdruck. In der Versuchsanlage ist ein Standard-Luftverdichter älterer Bauart eingesetzt, der weder eine Drehzahlregelung noch eine anderweitige Einrichtung zur Einstellung des Massenstroms besitzt. Er bietet jedoch die Möglichkeit, das Arbeitsfluid im Aussetzbetrieb auf einen vorgegebenen Druck zu fördern.

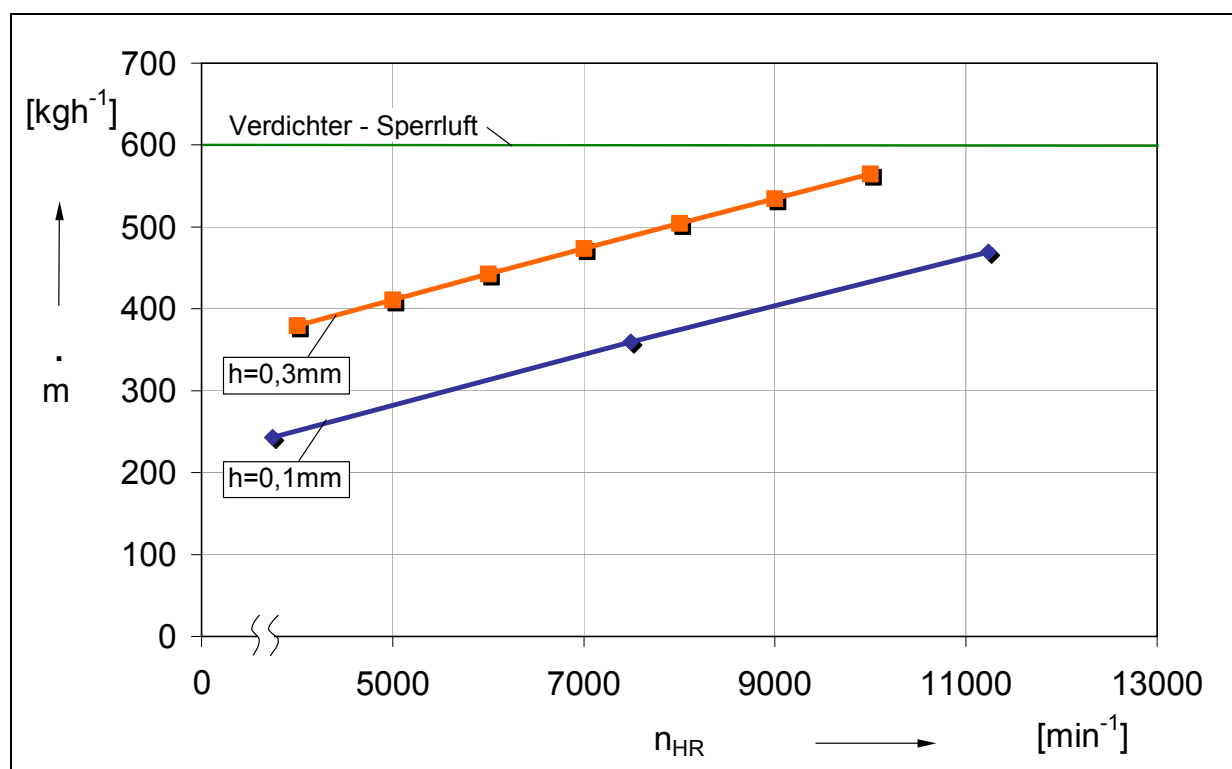
Der Schraubenmotor der GASSCREW benötigt in einem stationären Betriebspunkt einen definierten Massenstrom und einen konstanten, einstellbaren Motoreintrittsdruck. Auf dem Weg des Arbeitsfluides zwischen Schraubenverdichter und Schraubenmotor zweigt deshalb eine Bypassleitung ab, durch die mit Hilfe eines eingebauten Überströmventils der überschüssige, vom Schraubenmotor nicht benötigte Massenstrom in die Abgasleitung überströmt. Auf diese Weise kann der so



einstellbare Arbeitsdruck in der GASSCREW-Anlage in engen Grenzen konstant gehalten werden.

Das Dichtungskonzept des Schraubenmotors der GASSCREW besteht aus Labyrinthdichtungen mit Sperrluftversorgung. Diese Sperrluft wird nicht dem Arbeitsgasmassenstrom entnommen, sondern separat zur Verfügung gestellt.

**Bild 4-4** zeigt das Ergebnis der Berechnungen des Simulationssystems für den Massenstrombedarf des GASSCREW-Motors und das -angebot, wenn der Motor bei einem maximalen Motoreintrittsdruck von  $p_{M,E,max}=6\text{bar}$  und einer zunächst angestrebten, maximalen Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{M,E,max}=600^\circ\text{C}$  betrieben wird.



**Bild 4-4:** Berechneter Massenstrom  $\dot{m}$  durch den Motor der GASSCREW als Funktion der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  für unterschiedliche gemittelte Spalthöhen  $h$ ; Konstanten: Motoreintrittsdruck  $p_{M,E} = 6\text{bar}$ , Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E} = 600^\circ\text{C}$

Der Schraubenverdichter arbeitet mit einem fest eingebauten inneren Volumenverhältnis  $v_i$ , d.h. eine Anpassung der Verdichterleistung an den benötigten Anlagendruck ist nicht möglich. Es wird also von einer Energiebilanz um das System des Verdichters abgesehen, da die aufgenommene Verdichterleistung sich bauartbedingt nicht den Betriebspunkten anpassen lässt und in der vorgelegten Arbeit der Motor der GASSCREW im Mittelpunkt der vorgelegten Arbeit steht.

Öleingespritzte Schraubenverdichter weisen im Allgemeinen den Nachteil auf, nicht vollständig ölfreie Luft zu fördern. Aufgrund der Erhöhung der Arbeitsgastemperatur in der GASSCREW auf einen angestrebten Wert von bis zu 600°C, kann der Restölgehalt in der verdichteten Luft zu einer Explosionsgefährdung führen. Daher sind in der Anlage sicherheitstechnische Maßnahmen vorgesehen, die zum einen den Restölgehalt des Arbeitsgases, zum anderen bei einem eintretenden Problemfall den Schaden minimieren.

#### 4.1.1 Sicherheit der Versuchsanlage

Das während des Verdichtungs Vorganges eingespritzte Öl wird innerhalb der eingesetzten Verdichteranlage zunächst in einem Druckluft-Ölbehälter abgeschieden. Darin durchströmt das verdichtete Gas einen Öl-Feinabscheider, dahinter besitzt die Luft noch einen Restölgehalt von 1 bis 3 mgm<sup>-3</sup>, [104]. Dieses Restöl kann sich auf dem Weg zum Wärmetauscher zum Teil an den Rohrwandungen niederschlagen und in Rohrleitungssenken sammeln, geringere Mengen können vom vorbeiströmenden Gas als Aerosol mitgeführt werden. Durch mögliche Betriebsvorgänge verwirbelt, können die zunächst weit unter der unteren Zündgrenze liegenden Konzentrationen sich bis zur Zündfähigkeit erhöhen.

Eine weitere Gefährdung geht von einer möglichen Verdampfung des Restöls im Luftherhitzer aus, der als Brennkammerersatz für den Testbetrieb des GASSCREW-Motors dient. Es liegt deshalb nahe, das Restöl bereits vor Eintritt in den Luftherhitzer weitestgehend zu entfernen. Konsequenz muss also die Trennung von Öl und Luft im betriebssicherheitstechnisch ausreichenden Maße sein.

Dem Kompressor ist deshalb eine weitere Ölabscheidung nachgeschaltet. Sie umfasst drei in Reihe geschaltete Filter unterschiedlicher Abscheidegüte samt Differenzdruckmanometer und automatischer Kondensatableitung. Das dritte Filter enthält Aktivkohle und arbeitet im Gegensatz zu den beiden ersten nicht nach dem Abscheideprinzip, sondern adsorbiert Öl- und Kohlenwasserstoffdämpfe an Aktivkohle.

Eine Berstscheibe übernimmt die sekundäre Sicherung zwischen Wärmetauscher und Luftherhitzer, um eine ausreichend schnelle Druckentlastung bei etwaigen Verpuffungen sicherzustellen.

#### 4.2 Der Wärmetauscher

Die GASSCREW benötigt für eine hohe Energiewandlungsgüte einen Wärmetauschers zur Nutzung der Abgasenthalpie für die Vorwärmung des Arbeitsgases zur Minderung der externen Energiezufuhr. In der Versuchsanlage ist

deshalb ein Rohrbündelwärmetauscher mit einem hohen Wärmetauschergütegrad eingebaut, der dadurch einen recht großen Bauraum beansprucht. Die Daten im Einzelnen sind in **Tabelle 4-3** zusammengestellt.

**Tabelle 4-3: Auslegungsdaten des eingesetzten Rohrbündelwärmetauschers**

	Mantelseite	Rohrseite
Medium	Luft	
Eintrittstemperatur $\vartheta_E$ [°C]	80	400
Austrittstemperatur $\vartheta_A$ [°C]	360	120
Druck p [bar]	10	10
Werkstoff	C <sub>k</sub> 45	X6 CrNiMoTi 17 12 2
Volumen V [m <sup>3</sup> ]	0.751	0.957
Austauschfläche A [m <sup>2</sup> ]	198.38	
übertragbarer Wärmestrom $\dot{Q}$ [kW]	65	

### 4.3 Die Brennkammer

Für den Versuchsbetrieb sind Randbedingungen einzuhalten, die eine Konzentration der Untersuchungen auf den thermisch hoch belasteten Schraubenmotor ermöglichen:

- einfache Implementierung in das Gesamtsystem,
- einfache und präzise Regelung der Motoreintrittstemperatur,
- sicherer Energieträger,
- kostengünstig.

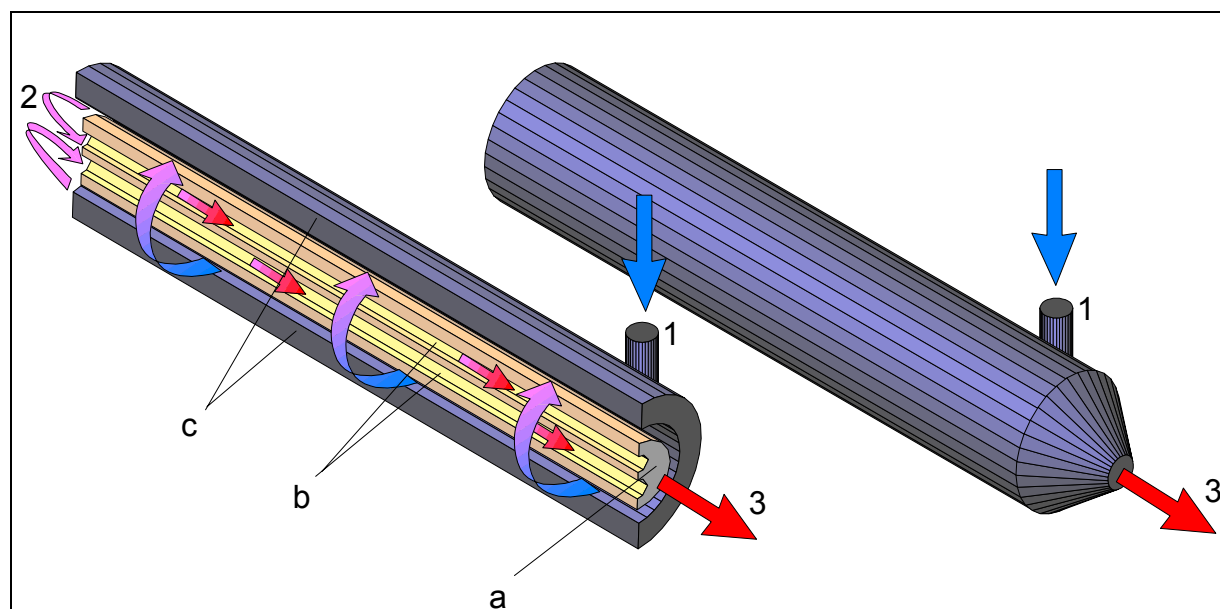
Diesen Forderungen kommt für den Versuchsbetrieb des Motors, nicht der gesamten GASSCREW, am ehesten der eingesetzte, elektrisch betriebene Lufterhitzer als Brennkammerersatz nach. Dieser wird über Thyristorleistungssteller mit elektrischer Energie versorgt, eine elektrische Steuerung mit Rechnerschnittstelle ermöglicht bei zusätzlicher Erfassung der Gasaustrittstemperatur die Realisierung einer computer-gesteuerten Regelung. Die Daten des Lufterhitzers finden sich in **Tabelle 4-4**.

Dieser Lufterhitzer, dessen Funktionsprinzip in **Bild 4-5** zu erkennen ist, besteht aus einem inneren Kern (a), in dem mehrere elektrische Heizwendeln in Keramikrohren

(b) angeordnet sind und einem äußeren Mantel (c). Das aus dem Wärmetauscher austretende Arbeitsgas strömt an der Vorderseite des Lufterhitzers (1) tangential in den Mantel (c) und zirkular um den Kern (a) bis zur hinteren Seite (2). Durch diesen Vorgang wird der Kern thermisch vom Mantel weitgehend getrennt, sodass der Mantel auf einem relativ niedrigen Temperaturniveau verbleibt und das Arbeitsgas wird bereits vorgewärmt. Anschließend durchströmt das Arbeitsgas die Heizwendeln (b) und ist dadurch am Lufterhitzeraustritt (3) auf der erforderlichen Temperatur.

**Tabelle 4-4: Daten des eingesetzten elektrischen Lufterhitzers**

elektrische Heizleistung $P_{el}$ [kW]	200
max. effektive Stromstärke $I_{eff}$ [A]	495
Schnittstelle Steuerung	0...10 V $\hat{=}$ 0...200 kW



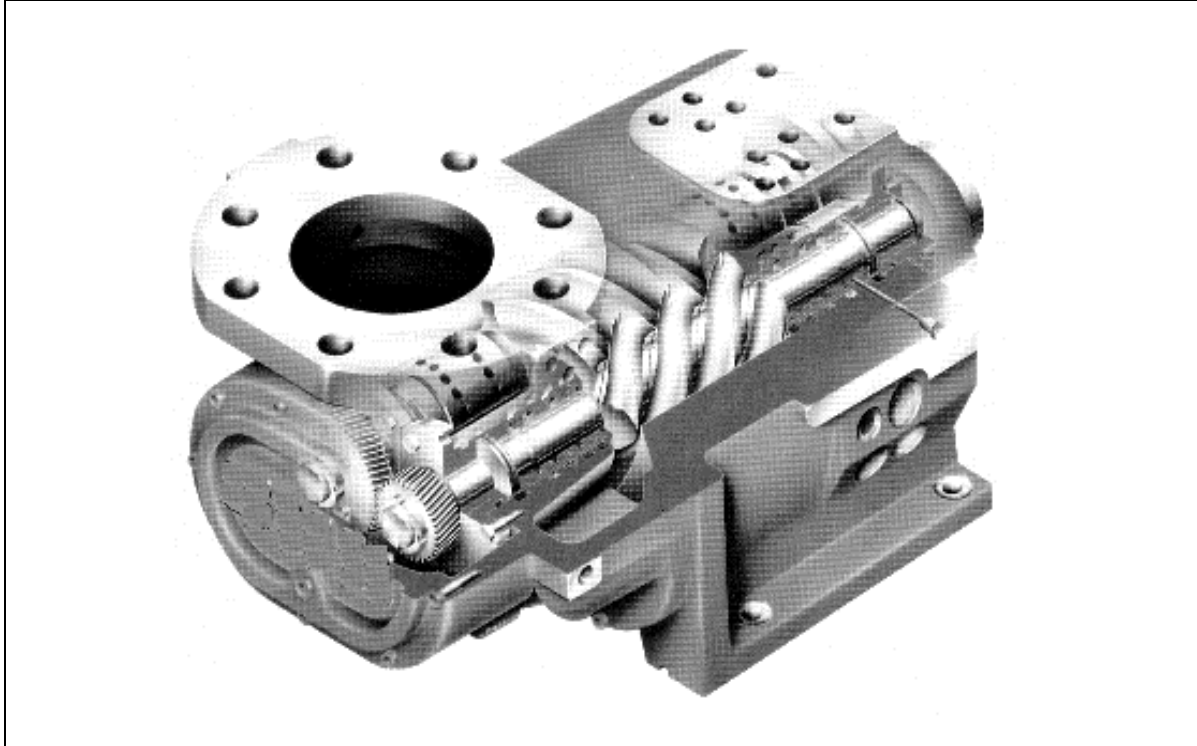
**Bild 4-5: Funktionsprinzip des eingesetzten Lufterhitzers**

- |                           |                                |
|---------------------------|--------------------------------|
| 1 Einströmöffnung (kalt)  | a innerer Kern                 |
| 2 Strömungsumlenkung      | b Keramikrohre mit Heizwendeln |
| 3 Austrittsöffnung (heiß) | c äußerer Mantel               |

#### 4.4 Der Schraubenmotor

Da das Prinzip des Schraubenmotors aus der kinematischen Umkehr des Schraubenverdichterprinzips resultiert, wurde als Versuchsträger ein modifizierter Schraubenverdichter gewählt. Dabei handelt es sich um eine Prozessgasschraubenmaschinenkonstruktion, wie sie ähnlich in **Bild 4-6** dargestellt ist.

An dieser Schraubenmaschine sind Modifikationen notwendig, um für das vorgesehene hohe Temperaturniveau einsetzbar zu sein und um die vorgesehenen Messungen an der Maschine durchführen zu können. **Tabelle 4-5** listet die wichtigsten Konstruktionsdaten des Motors auf.



**Bild 4-6:** Als Versuchsträger ausgewählter Typ des Schraubenmotors der GASSCREW

Für die Entscheidung, diesen Maschinentyp als Motor der GASSCREW einzusetzen, sprechen mehrere Gründe:

- Die Maschine besitzt einen relativ dicken Gehäusemantel, der Modifikationen des Gehäuses für wirksame Kühlbohrungen zulässt.
- Der Umschlingungswinkel der Rotoren mit  $\Phi_{HR} = 225^\circ$  und das Längendurchmesser Verhältnis von  $\frac{l}{d} = 1,2$  ist klein im Vergleich zu anderen Maschinentypen und weist damit nach Keller [74] weitgehend günstige Eigenschaften hinsichtlich der Motor-Thermodynamik auf.
- Die Rotorlagerungen befinden sich aufgrund der langen Dichtungspartien in größerem Abstand zum Arbeitsraum. Dadurch können die Lagerbereiche der Maschine allein durch die Ölversorgung auf einem relativ niedrigen Temperaturniveau gehalten und eine Schmierölüberhitzung ausgeschlossen werden.

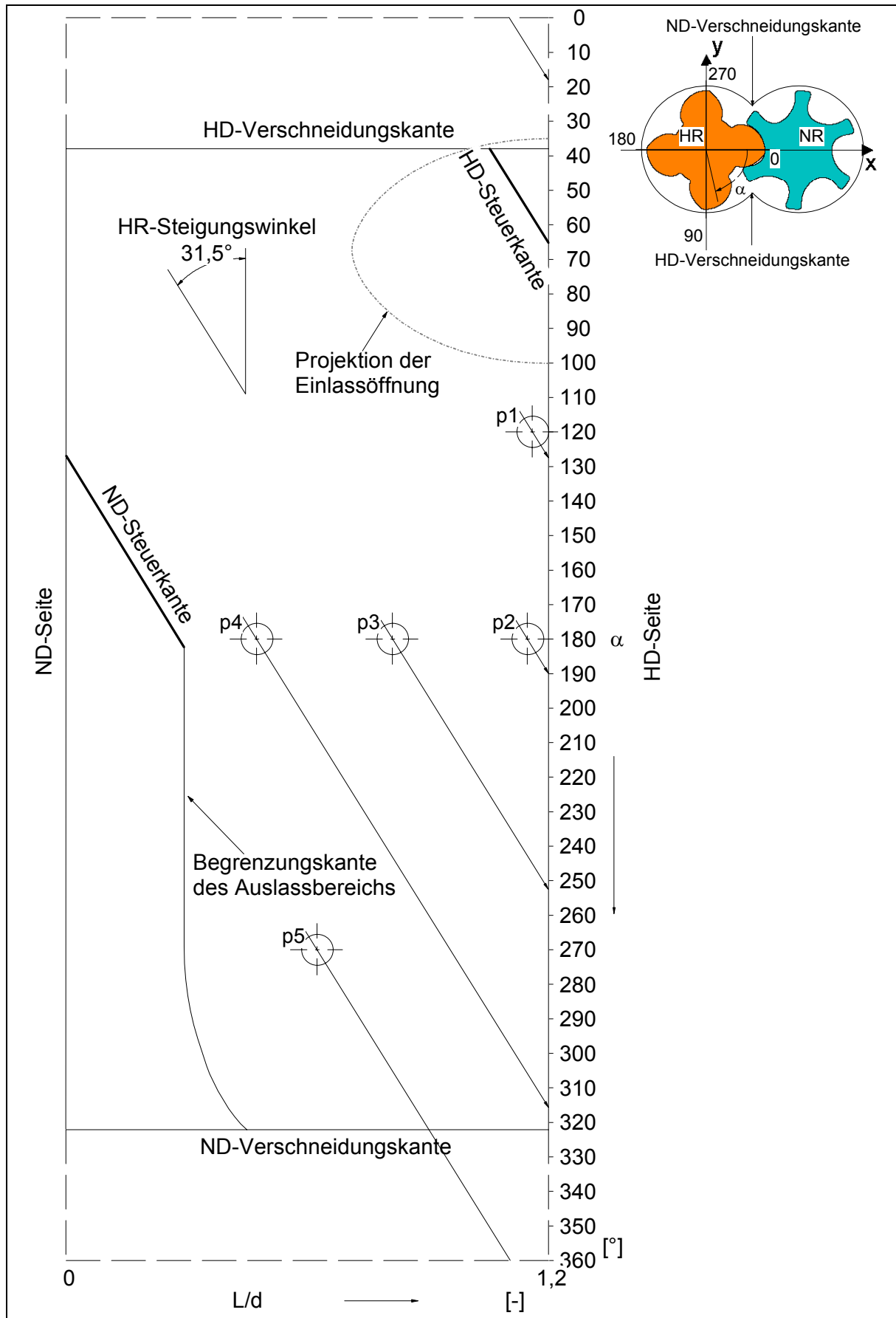
Tabelle 4-5: Daten des in der Versuchsanlage eingesetzten Schraubenmotors

	HR	NR
Typ	CP80K	
Werkstoff	X22 Cr Mo V 12 1, Rotoren und Gehäuse	
Längen- Durchmesser Verhältnis $l/d$	1,2	
Achsabstand $a$	80 mm	
Läuferlänge $l$	122,4 mm (mod. 120,8 mm)	
Durchmesser $d$	102 mm (mod. 100,4 mm)	
Volumenverhältnis $v_i$	2,5	
Umschlingungswinkel $\Phi$	225°	150°
Zähnezahl $z$	4	6
Lagerung	hydrodynamische Gleitlager	
Dichtung	Labyrinth-Sperrluft-Dichtungen	

#### 4.4.1 Modifikationen des Schraubenmotors für die Indizierung

Die Indizierung des GASSCREW-Motors erfolgt mit Hilfe von Drucksensoren, die in die Arbeitsrauminnenwand eingesetzt sind. Zum Einsatz kommen im Motor der GASSCREW wassergekühlte piezoelektrische Drucksensoren, die zum einen für die hohen Arbeitsgastemperaturen ausgelegt sind und zum anderen eine hohe Eigenfrequenz aufweisen, sodass auch dynamische Aussagen des Motorbetriebs möglich werden.

Der Einbau dieser Drucksensoren in das Schraubenmotorgehäuse stellt aufgrund der vielen bereits eingebrachten Bohrungen für Kühlung und Sperrluft ein eher schwieriges Unterfangen dar, besonders auf der Hochdruckseite, wo der Sensor das Drucksignal des Einlassvorgangs noch aufnehmen soll. Wie geeignete Positionen für die Drucksensoren gefunden werden, zeigt **Bild 4-7** auf Grundlage einer geometrischen Abwicklung der hauptrotorseitigen Arbeitsraumwand.



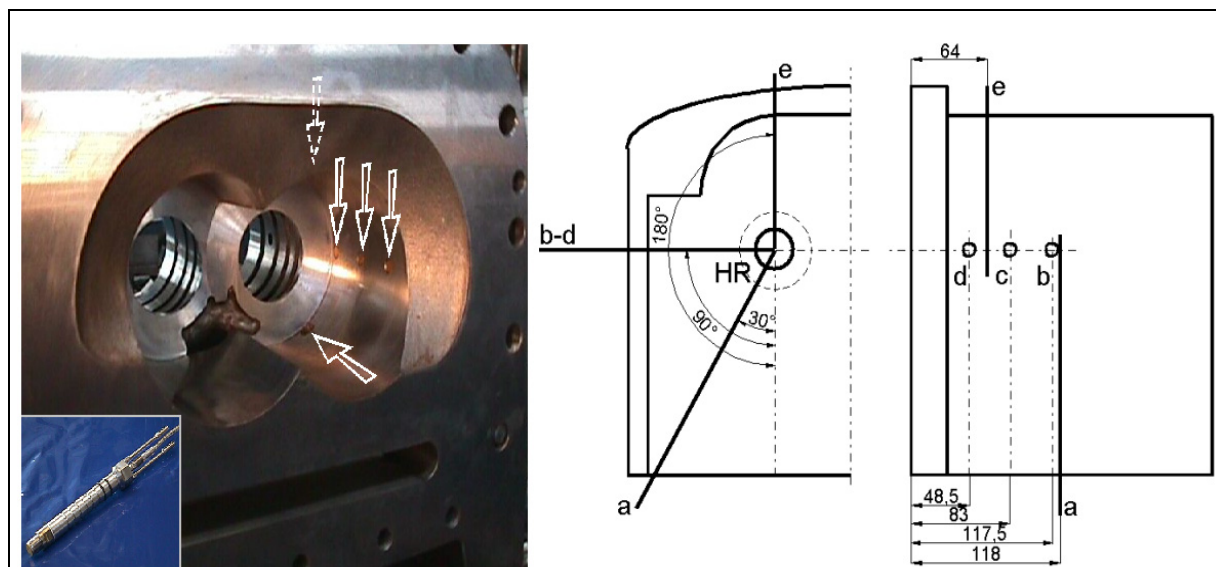
**Bild 4-7:** Abwicklung der hauptrotorseitigen Arbeitsrauminnenwand mit der Lage der Drucksensoren p1...p5

An ihrem Einbauort stehen die Druckaufnehmer mit dem zu messenden Arbeitsraum über einen bestimmten Drehwinkelbereich in Verbindung. Die Drehwinkelbereiche, über welche die Aufnehmer jeweils ein zuverlässig verwertbares Signal liefern, **Tabelle 4-6**, sollen sich mit den benachbarten Druckaufnehmern überdecken, um den Arbeitsraumdruck kontinuierlich messen und kontrollieren zu können. Tabelle 4-6 enthält zusätzlich die gewählten Auswertebereiche der einzelnen Druckaufnehmer.

**Tabelle 4-6: Messbereiche und ausgewählte Auswertebereiche der Druckaufnehmer**

Druckaufnehmer	HR-Drehwinkel des Messbereichs [°]	HR-Drehwinkel des Auswertebereichs [°]
Druckaufnehmer p1	37 – 127	45 – 114
Druckaufnehmer p2	100 – 190	114 – 177
Druckaufnehmer p3	163 – 253	177 – 240
Druckaufnehmer p4	226 – 316	240 – 303
Druckaufnehmer p5	289 – 379	303 – 366

Die auf diese Weise eingebauten Druckaufnehmer und deren Einbauorte verdeutlicht **Bild 4-8** in der Abbildung des Schraubenmotorgehäuses.



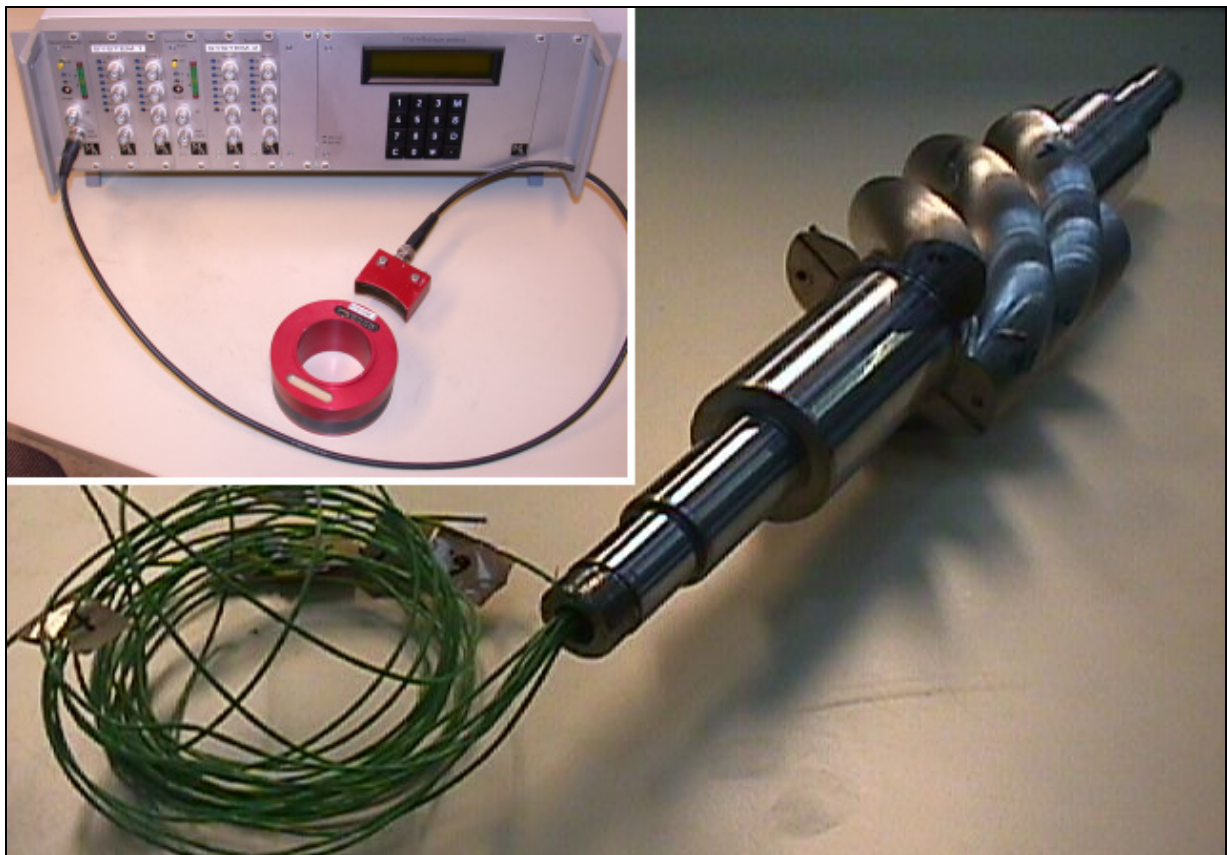
**Bild 4-8: Applikation der Druckaufnehmer (a-e) zur Indizierung im Schraubenmotorgehäuse**

Ein Triggersignal, ausgelöst durch einen induktiven Abstandssensor, startet die Messwertaufnahme. Ausgelöst wird das Signal durch eine Markierung auf der Abtriebswelle.



#### 4.4.2 Modifikationen des Schraubenmotors für die Rotortemperaturmessung

Der Wärmeübergang vom Arbeitsgas auf die Rotoren des Schraubenmotors beeinflusst nachhaltig die Bauteiltemperaturen und so die Betriebssicherheit. Um den in der Simulation berechneten Wärmeübergang zu verifizieren, insbesondere bei Verwendung einer Wärmedämmschicht auf den Rotoren, sind Thermoelemente in den Hauptrotor eingebracht. Diese sind in den entsprechenden Positionen unmittelbar unter der Rotorbeschichtung positioniert. Die Daten der Thermoelemente werden telemetrisch vom rotierenden System zur Auswertung an den Messplatzrechner übertragen, **Bild 4-9**.



**Bild 4-9: Rotor mit applizierten Thermoelementen und Telemetriesystem (Ausschnitt, rot)**

#### 4.4.3 Modifikationen des Schraubenmotors für die Rotorbeschichtung

Die Schraubenrotoren werden für ihren Einsatz im Motor der GASSCREW, wie in Kapitel 3.2.3 beschrieben, mit einer 0,8mm dicken Schicht Yttrium-stabilisiertem Zirkonoxid beschichtet. Die Rotoren werden dafür mit einem entsprechenden Untermaß gefertigt, das allerdings aus fertigungstechnischen Gründen nicht äquidistant über dem Rotorumfang verteilt ist. Da jedoch auch eine gewisse Variationsbreite in der Beschichtungsdicke, resultierend aus dem Spritzvorgang

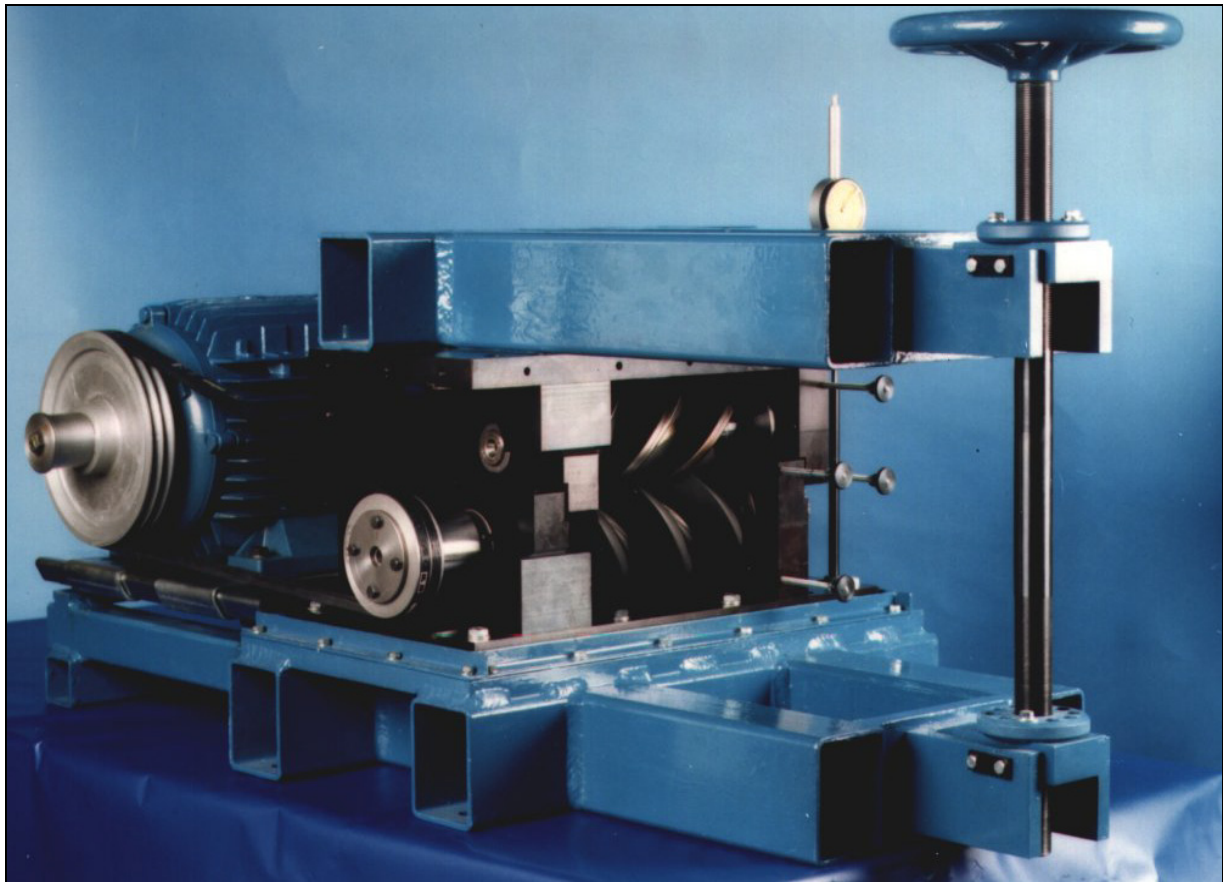
vorliegt, kann ein einfaches radiales und tangenciales Zustellen der Werkzeuge bei der Fertigung akzeptiert werden. Die beschichteten Untermaßrotoren zeigt **Bild 4-10**.



**Bild 4-10: Im Motor der GASSCREW eingesetztes Schraubenrotorpaar, beschichtet mit Zirkoniumoxid**

Bevor die Rotoren in den Motor eingebaut werden können, müssen sie in einer speziell dafür entwickelten Vorrichtung, [100], die in **Bild 4-11** zu sehen ist, „kalt“ einlaufen. Dadurch ist es möglich, die herstellungsbedingten Ungleichmäßigkeiten der Beschichtungsdicke auszugleichen. Außerdem gestattet die Vorrichtung, den Abstand der Rotorachsen bis unter das eigentliche Nennmaß zuzustellen, um die im späteren Betrieb des Motors auftretenden Bauteildehnungen zum Teil ausgleichen zu können. In geringem Masse lässt sich gar eine Konizität der Rotoren durch eine unterschiedliche Zustellung auf der HD- und ND-Seite erreichen, die aufgrund der zu erwartenden unterschiedlichen radialen Dehnungen im Betrieb des Motors erforderlich werden.

Aufgrund der hohen thermischen Belastung der Schraubenrotoren bei Motoreintrittstemperaturen von bis zu  $\vartheta_{M,E} = 600^{\circ}\text{C}$  und den damit verbundenen großen Rotordehnungen, die in der Einlaufvorrichtung nur zu einem Teil kompensiert



**Bild 4-11: Vorrichtung zum Kalteinlauf der Schraubenmotorrotoren**

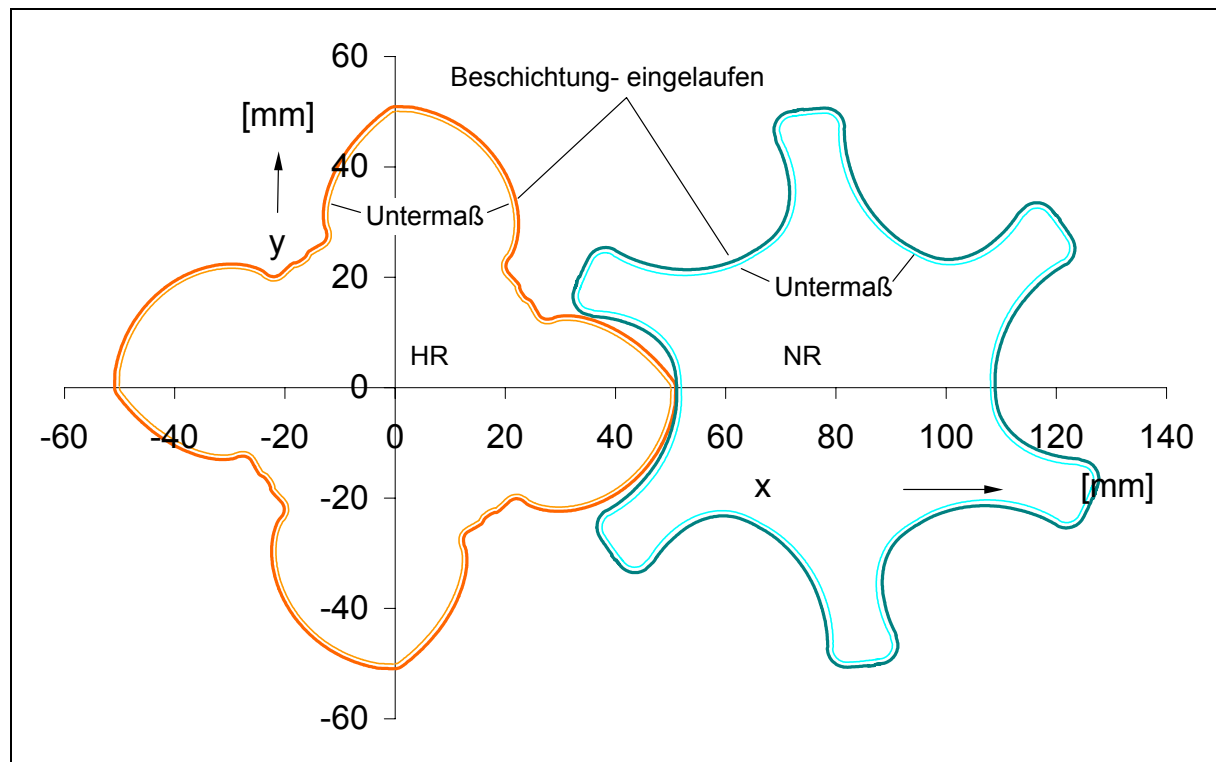
werden können, laufen die Rotoren auf ihr tatsächliches Nennmaß erst in der Maschine ein. Einen Beleg für die Funktionalität dieses Vorgehens liefert die Vermessung der Schichtdicke über dem Rotorumfang nach dem Kalteinlauf. Die mit Untermaß gefertigten Rotorkonturen und die Schichtkonturen, die sich nach dem Einlaufvorgang einstellen, vermittelt **Bild 4-12**.

Die Rotoren müssen, nachdem sie beschichtet und „kalt“ eingelaufen sind, anschließend erneut auf Unwuchten hin überprüft und gegebenenfalls noch einmal ausgewuchtet werden. Wegen der hohen angestrebten Drehzahlen von bis zu  $n_{HR}=10000\text{min}^{-1}$  findet hier eine Auswuchtung mit einer Restunwucht von ca. 0,2g Verwendung. Eine besondere Schwierigkeit stellt dabei die auch auf den Stirnflächen der Rotoren befindliche Zirkonoxidschicht dar, die ein Anbohren der Rotoren zum Massenausgleich erschwert.

#### 4.5 Öl- und Kühlwasserwege

Die Ölversorgung der Gleitlager und des Synchrongetriebes des Schraubenmotors erfolgt mit einer extern angeordneten Ölpumpe. Diese fördert Öl aus einem Tank über ein Druckregelventil und einen Ölstromzähler zu den hochdruck- und niederdruckseitigen Lager- und Getriebeölan schlüssen. Der Rücklauf aus dem

Schraubenmotor in den Tank geschieht drucklos. Die Kühlung des Öls erfolgt mit Hilfe von mehreren parallel geschalteten, wassergekühlten Wärmetauschern.



**Bild 4-12: Rotorprofile mit Untermaß nach der Fertigung und mit gemessener Schichtdicke nach dem Einlaufvorgang**

Dieselbe Ölpumpe versorgt auch die Rotoren mit Kühllöl. Durch eine Volumenstrommessstrecke und ein Druckregelventil strömt das Öl über jeweils ein Drosselventil vor einer Drehdurchführung in die Rotoren und danach wiederum drucklos in den niederdruckseitigen Lagerölabfluss. Zur Kühlung des Schraubenmotorgehäuses ist ein Wasserkreislauf realisiert, der in einen Primär- und einen Sekundärkühlkreislauf unterteilt ist. Im Primärkühlkreislauf fördert eine Kreiselpumpe ein Wasser-Glycol-Gemisch aus einem Vorratsbehälter über jeweils einen Turbinenraddurchflussmesser in die Gehäusekühlbohrungen, anschließend durch seriell angeordnete Wärmetauscher zurück in den Behälter.

Der Sekundärkühlkreislauf dient zur Wärmeabfuhr aus den Wärmetauschern für das Öl und das Primärkühlwasser. Eine Kreiselpumpe versorgt in diesem Kreislauf mit Ausgleichsbehälter die Wärmetauscher mit einem Wasser-Glykol-Gemisch, das die aufgenommene Wärme in einem Flächenwärmetauscher an die Umgebung abgibt.

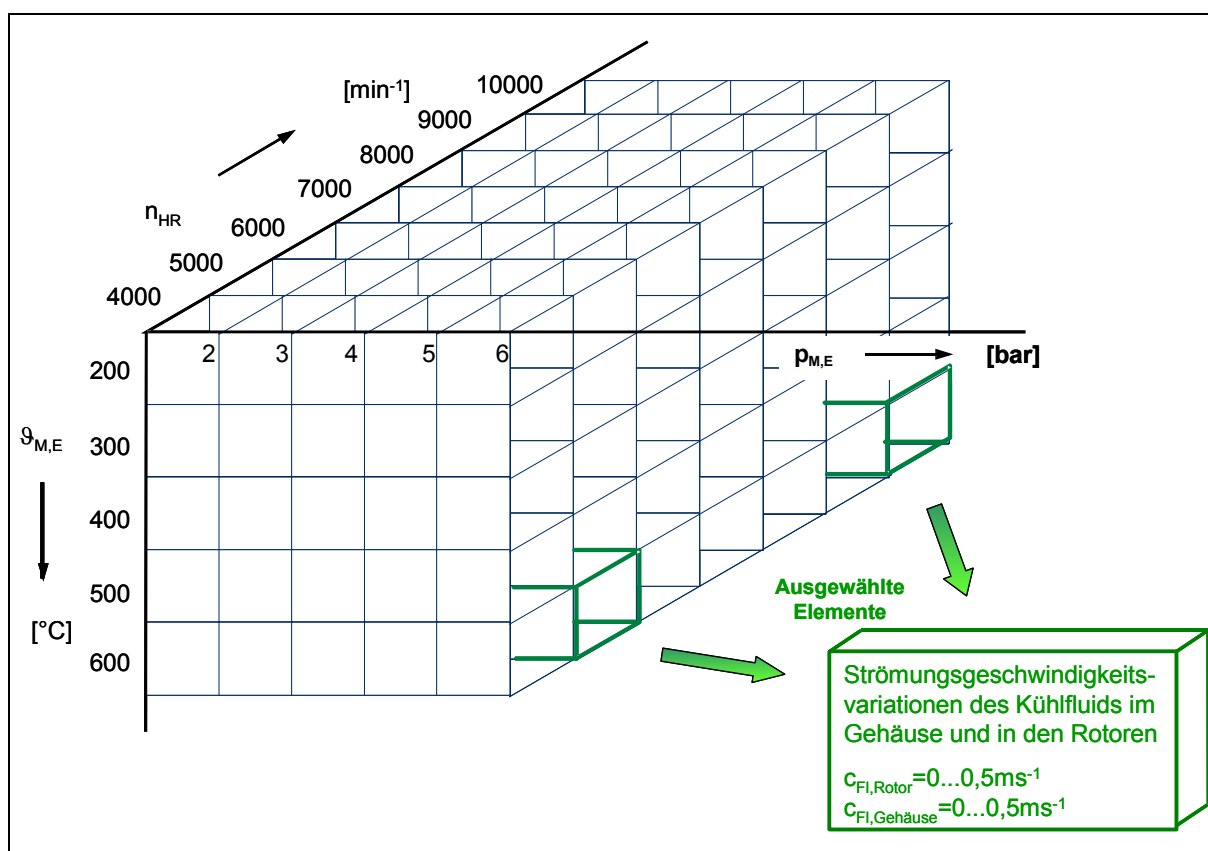
Zur Öl- und Wassertemperaturmessung dienen Thermoelemente. Solche sind sowohl am Eintritt als auch am Austritt des Schraubenmotors installiert. Sie dienen als Messwerte für die Öl- und Wassertemperaturregelung und für die Energiebilanz.

## 5 Durchgeführte Untersuchungen

Um das Betriebsverhalten der GASSCREW beurteilen zu können, sind Variationen verschiedener Parameter in weiten Bereichen notwendig. So ergeben sich die folgenden Variablen:

- Motoreintrittsdruck  $p_{M,E} = 2 \dots 6 \text{ bar}$
- Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E} = 200 \dots 600^\circ\text{C}$
- Hauptrotordrehzahl  $n_{HR} = 4000 \dots 10000 \text{ min}^{-1}$
- Strömungsgeschwindigkeit des Kühlfluides in Rotor und Gehäuse  $c_{FI} = 0 \dots 0,5 \text{ ms}^{-1}$

Die sich aus diesen Variationen bildende Messfeldmatrix veranschaulicht **Bild 5-1**.



**Bild 5-1:** Messfeldmatrix der GASSCREW bestehend aus Variationen der Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}$ , des Motoreintrittsdruckes  $p_{M,E}$ , der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  sowie der Strömungsgeschwindigkeit des Kühlfluides im Gehäuse  $c_{FI,Gehäuse}$  und in den Rotoren  $c_{FI,Rotor}$

Relevante Messreihen werden ab einer Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{M,E} = 200^\circ\text{C}$  aufgenommen, da unterhalb dieser Temperatur Schraubenmaschinen bereits betriebssicher laufen.

Wird die Motoreintrittstemperatur angehoben und berühren die Rotoren einander, d.h. sie laufen „warm“ ein, so bewirkt dieser Einlaufvorgang einen zusätzlichen

Wärmeeintrag und die daraus resultierende zusätzliche Dehnung endet in einer Selbstverstärkung des Prozesses. Diesem Effekt muss mit einer zeitkritischen Absenkung der Eintrittstemperatur begegnet werden, um ein „Klemmen“ der Rotoren zu vermeiden.

Beim Anfahren der Messpunkte mit Motoreintrittstemperaturen von  $\vartheta_{M,E} > 400^\circ\text{C}$  nahm die mechanische Belastung der Rotorbeschichtung aufgrund der zunehmend länger währenden und deutlicher spürbaren Einlaufvorgänge erheblich zu. Spätere Untersuchungen mit einem Endoskop durch eine Öffnung des Gehäuses auf der Niederdruckseite ergaben, dass bereits größere Schichtbereiche auf den Haupt- und Nebenrotorflanken abgeplatzt waren. Als Folge daraus ergaben sich ein erhöhter Liefergrad wegen der größeren Spalthöhen, höhere Rotortemperaturen durch die partielle Abwesenheit der Wärmedämmung und ein daraus resultierender verminderter Wirkungsgrad des Motors.

Die visuelle Begutachtung der Rotoren nach der Motordemontage bestätigte die Vermutungen, dass weitere Abplatzungen der geschädigten Schicht bei weiterer Steigerung der Eintrittstemperatur zu erwarten waren.

## 5.1 Maschinenkenngrößen und Betriebsdaten

### 5.1.1 Prozessführung

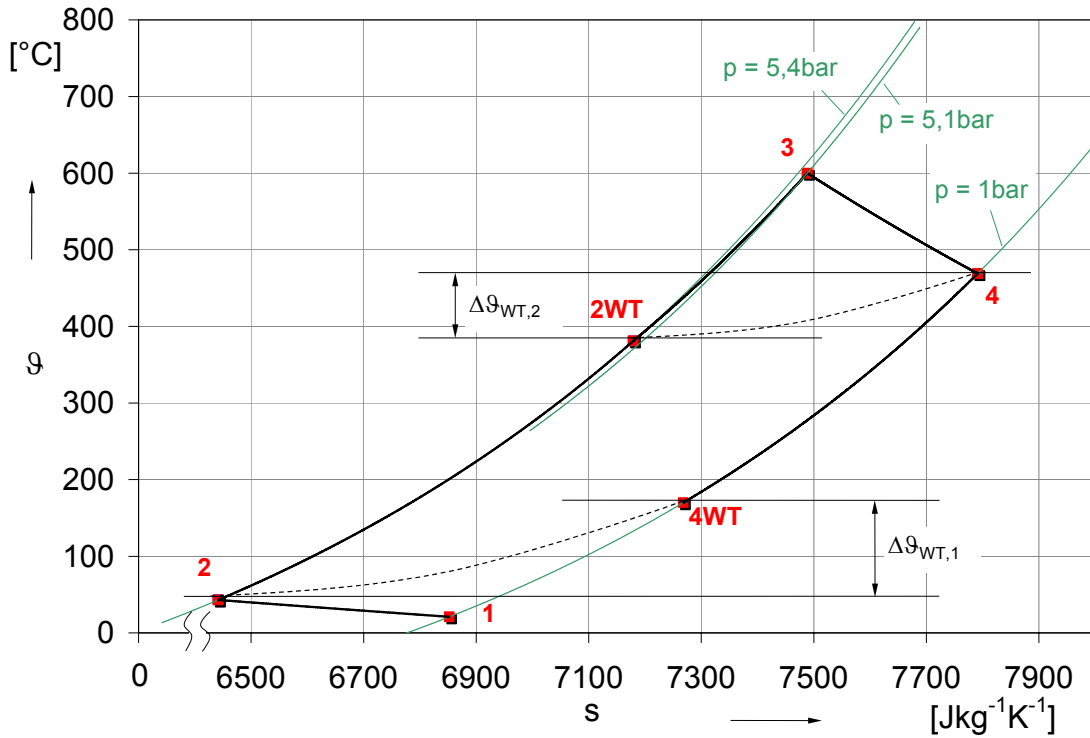
Mit Hilfe der gemessenen Zustandsgrößen während des GASSCREW-Betriebes lassen sich die Randpunkte des realen thermodynamischen Prozesses berechnen und in einem Temperatur-Entropie- sowie einem Druck-Volumen-Diagramm verdeutlichen. Für eine Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{M,E} = 600^\circ\text{C}$ , einen Motoreintrittsdruck von  $p_{M,E} = 5\text{bar}$  und eine Hauptrotordrehzahl von  $n_{HR} = 5000\text{min}^{-1}$  entnehme man diese **Bild 5-2** und **Bild 5-3**.

Zwischen den aus den Messdaten der Zustandsgrößen berechneten Randdaten sind die Prozessverläufe aus theoretischen Betrachtungen abgeleitet. So ergibt sich unter der vereinfachenden Voraussetzung, das Arbeitsgas als ideales Gas anzusehen, aus allgemeinen Beziehungen der Thermodynamik für die Entropiedifferenz

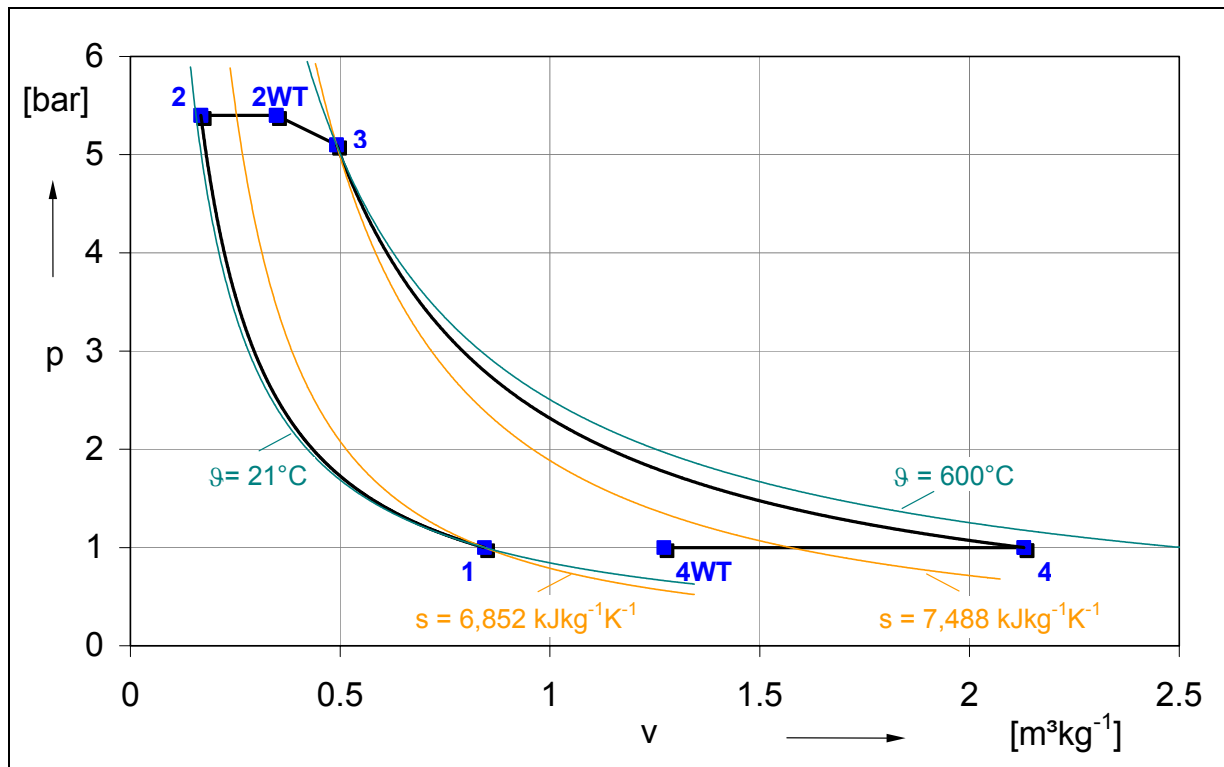
$$s_2 - s_1 = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{Gl. 5-1}).$$

Durch Umformen und nach  $T_2$  Auflösen folgt:

$$T_2 = T_1 \cdot e^{\left( \frac{s_2 - s_1}{c_p} + \frac{R}{c_p} \ln \frac{p_2}{p_1} \right)} \quad (\text{Gl. 5-2}).$$



**Bild 5-2:**  $\theta$ -s-Diagramm mit Randpunkten des realen GASSCREW-Prozesses; Konstanten: Motoreintrittstemperatur  $\theta_{M,E}=600^{\circ}\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=5\text{bar}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=5000\text{min}^{-1}$



**Bild 5-3:** p-v-Diagramm mit Randpunkten des realen GASSCREW-Prozesses; Konstanten: Motoreintrittstemperatur  $\theta_{M,E}=600^{\circ}\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=5\text{bar}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=5000\text{min}^{-1}$

Die Teilprozesse in der Temperatur-Entropie-Darstellung in Bild 5-2 lassen sich so in erster Näherung als Exponentialfunktionen darstellen.

Im Druck-Volumen-Diagramm in Bild 5-3 hingegen sind die Teilprozesse aufgrund der aus der Gleichung für polytrope Zustandsänderungen eines idealen Gases [2]

$$p \cdot v^{\bar{n}} = c \quad \text{mit } c = \text{konst.} \quad (\text{Gl. 5-3}),$$

abgeleiteten Beziehung

$$p = c \cdot v^{-\bar{n}} \quad (\text{Gl. 5-4}),$$

durch Potenzfunktionen zu beschreiben.

Man kann bei Betrachtung der Prozessverläufe feststellen, dass durch die Verlagerung der Kompression und Expansion vom isentropen in Richtung des isothermen Verlaufs, die umschlossene Fläche in Bild 5-3, die ein Maß für die abgegebene Nutzarbeit darstellt, vergrößert wird.

Die zu dem Betriebspunkt berechneten Prozessgrößen, der den Bildern Bild 5-2 und Bild 5-3 zugrunde liegt, sind der **Tabelle 5-1** zusammen mit einigen relevanten Messwerten zu entnehmen.

**Tabelle 5-1: Größen bei einer Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{M,E}=600^{\circ}\text{C}$ , einem Motoreintrittsdruck von  $p_{M,E}=5\text{bar}$  und einer Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=5000\text{min}^{-1}$**

Größe	Wert	Einheit
Gasmassenstrom $\dot{m}$	0,124	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Drehmoment $M$	19,85	Nm
effektive Leistung $P_e$	8,264	kW

### 5.1.2 Liefergrad

Der Liefergrad  $\lambda_L$  eines motorischen Prozesses wird üblicherweise definiert als Verhältnis des tatsächlich expandierten Massenstroms zum theoretisch expandierbaren Massenstrom

$$\lambda_L = \frac{\dot{m}_{\text{ex}}}{\dot{m}_{\text{th}}} \quad (\text{Gl. 5-5}).$$

Dieses teilt man zweckmäßig in einen Abkühl-, Füllungs- und Durchsatzgrad auf, so dass gilt



$$\lambda_L = \lambda_A \cdot \lambda_F \cdot \lambda_D \quad (\text{Gl. 5-6}).$$

Der Abkühlgrad  $\lambda_A$  beschreibt darin die Temperaturänderung des Arbeitsgases während der Arbeitsraumfüllung durch die diabate Wärmeübertragung auf die Bauteile; der Füllungsgrad  $\lambda_F$  gibt die Abweichung des realen Arbeitsraumvolumens bei Expansionsbeginn vom theoretischen Volumen an und der Durchsatzgrad  $\lambda_D$  ergibt sich aus dem Verhältnis des real expandierten Massenstroms zum Massenstrom eines ideal dichten Motors.

Für den Schraubenmotor nimmt der Liefergrad im Gegensatz zu einem Schraubenverdichter im allgemeinen stets Werte von  $\lambda_L > 1$  an, da durch die abströmenden Spaltmassenströme während des Füllungsvorgangs mehr Masse in den Arbeitsraum nachströmt, als theoretisch möglich wäre, so dass gilt:

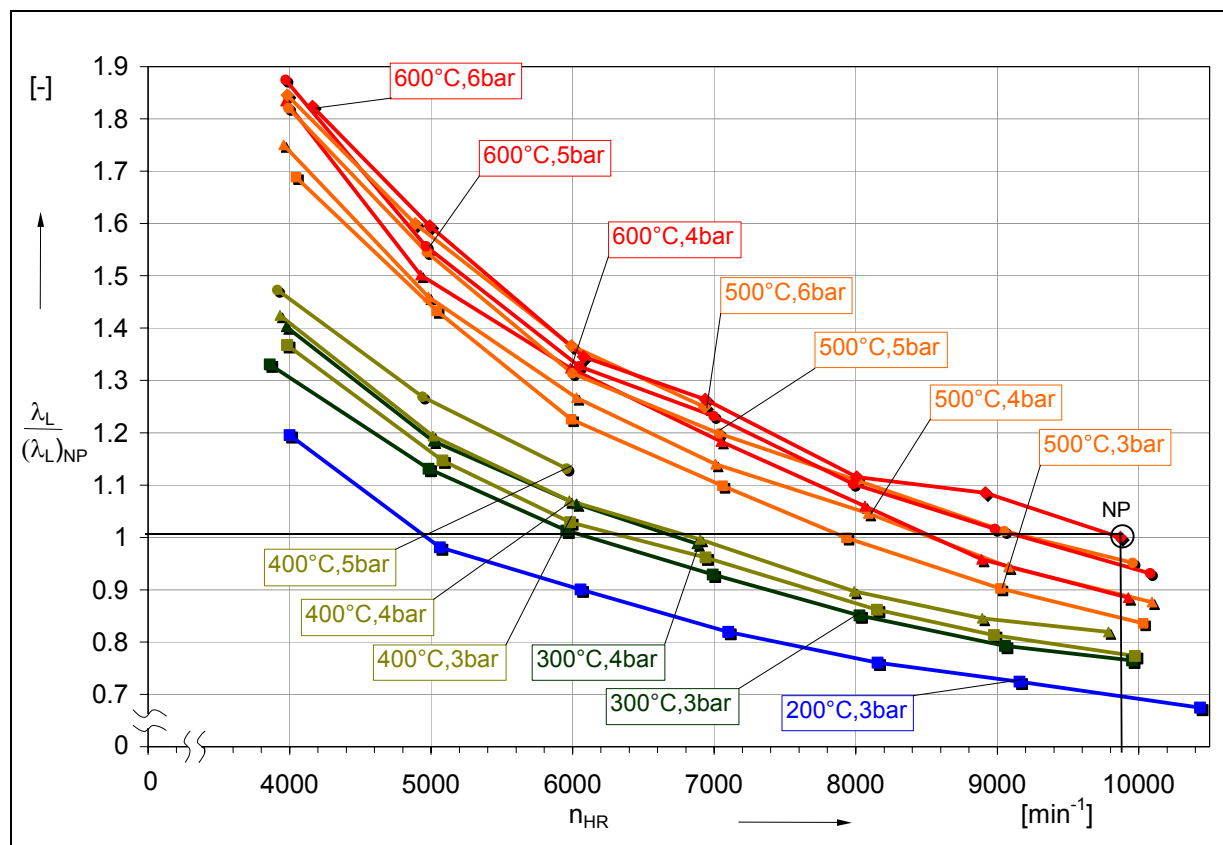
$$\lambda_L = \frac{\dot{m}_{th} + \dot{m}_{Sp}}{\dot{m}_{th}} \quad (\text{Gl. 5-7}).$$

Ein geringer Liefergrad ist deswegen für eine hohe Energiewandlungsgüte des Schraubenmotors anzustreben.

**Bild 5-4** verdeutlicht den Verlauf des gemessenen Liefergrades  $\lambda_L$  als Funktion der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$  und verschiedene Motoreintrittsdrücke  $p_{M,E}$ , jeweils bezogen auf den Liefergrad im Nennbetriebspunkt der GASSCREW.

Die erkennbare Abnahme des Liefergrades  $\lambda_L$  mit zunehmender Drehzahl ist vorrangig auf kleinere relative Spaltmassenströme, also sinkenden Durchsatzgrad  $\lambda_D$ , bei kürzeren Arbeitsspielzeiten zurückzuführen. Der Füllungsgrad  $\lambda_F$  bleibt nahezu konstant über der Drehzahl, während der Abkühlgrad  $\lambda_A$  aufgrund der mit steigender Drehzahl kürzeren Zeit für den Wärmeübergang sinkt. Bei höheren Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$  ist jedoch ein Anstieg des Abkühlgrades  $\lambda_A$  zu verzeichnen, der aus den größeren Temperaturdifferenzen zwischen dem Arbeitsgas und den Bauteilen resultiert. Zu höheren Motoreintrittsdrücken  $p_{M,E}$  steigen die relativen Spaltmassenströme und somit der Durchsatzgrad  $\lambda_D$ .

Der in Bild 5-4 deutlich zu erkennende Sprung der Liefergradverläufe für  $\vartheta_{M,E} = 400^\circ\text{C}$  zu  $\vartheta_{M,E} = 500^\circ\text{C}$  entstand aufgrund der während der Versuchsdurchführung einsetzenden Abplatzung von Rotorbeschichtungsteilen. Dadurch steigen die Spaltmassenströme in zunehmendem Maß an und der Einfluss des Durchsatzgrades  $\lambda_D$  auf den Liefergrad  $\lambda_L$  nimmt zu.



**Bild 5-4:** Verlauf des gemessenen Liefergrades  $\lambda_L$  bezogen auf den Liefergrad im Nennpunkt  $(\lambda_L)_{NP}$  als Funktion der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  für verschiedene Motoreintrittsdrücke  $p_{M,E}$  und Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$

### 5.1.3 Motoraustrittstemperatur

Die Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$  ergibt sich unmittelbar aus dem Teilprozess der Expansion während des Arbeitsspiels. In einem ideal dichten und adiabaten Schraubenmotor ist die Gastemperatur am Austritt  $T_{M,A,s}$  bestimmt durch das anliegende Druckverhältnis  $\Pi$  und die Gastemperatur am Eintritt  $T_{M,E}$ . Es ergibt sich unter Verwendung der Zustandsgleichung für ideale Gase die Temperatur zu:

$$T_{M,A,s} = \frac{T_{M,E}}{\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad \text{mit} \quad \Pi = \frac{p_{M,E}}{p_{M,A}} \quad (\text{Gl. 5-8}).$$

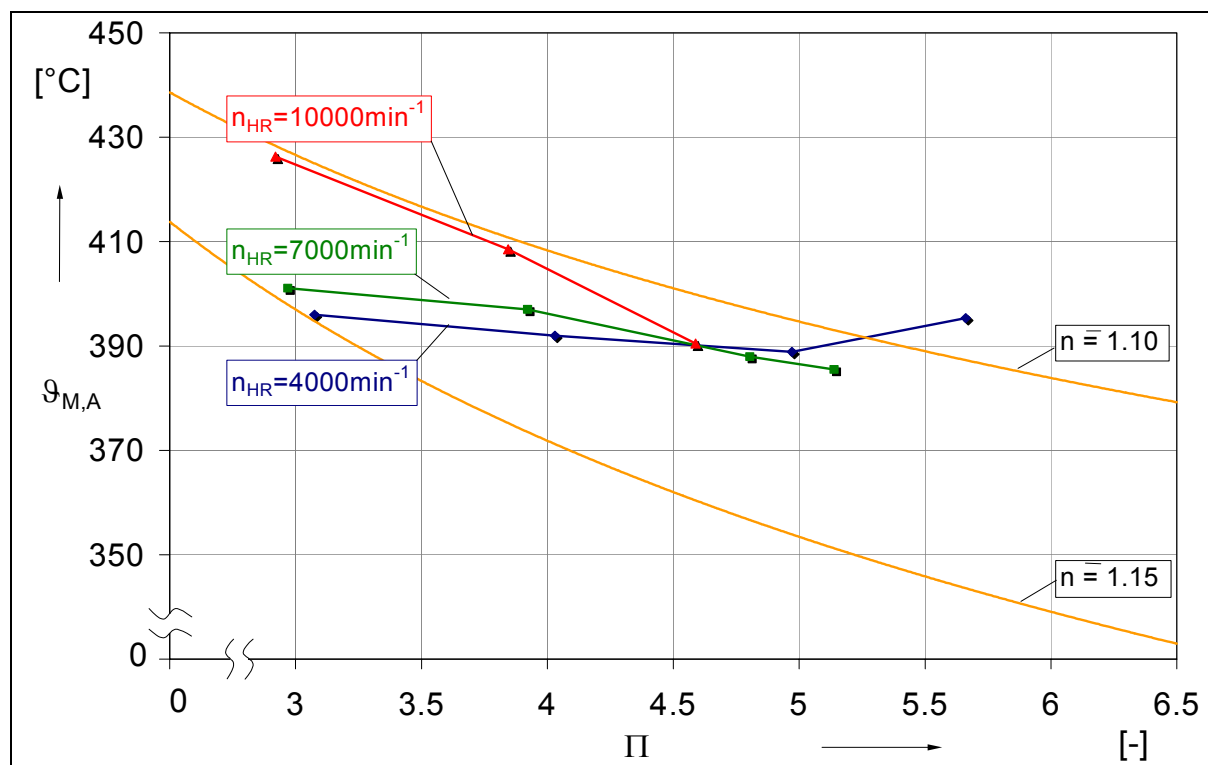
Geht man vom adiabaten zum diabaten System über, mit einer polytropen Expansion im Schraubenmotor so verändert sich Gleichung 5-8 in:

$$T_{M,A} = \frac{T_{M,E}}{\Pi^{\frac{\bar{n}-1}{\bar{n}}}} \quad (\text{Gl. 5-9}).$$

Hiermit lässt sich dann der mittlere Polytropenexponent  $\bar{n}$  der Expansion aus der gemessenen Motoraustrittstemperatur berechnen nach

$$\bar{n} = \frac{\ln \Pi}{\ln \left( \frac{\Pi}{\Theta} \right)} \quad \text{mit} \quad \Theta := \frac{T_{M,E}}{T_{M,A}} \quad (\text{Gl. 5-10}).$$

Der aus Gleichung 5-10 bestimmbare Polytropenexponent  $\bar{n}$  lässt sich auch aus **Bild 5-5** ablesen, in dem neben den gemessenen Motoraustrittstemperaturen  $\vartheta_{M,A}$  auch die sich theoretisch ergebenden Motoraustrittstemperaturverläufe in Abhängigkeit des anliegenden Druckverhältnisses für verschiedene Polytropenexponenten  $\bar{n}$  eingezeichnet sind.



**Bild 5-5:** Gemessene Motoraustrittstemperaturen  $\vartheta_{M,A}$  in Abhängigkeit vom Druckverhältnis  $\Pi$  für verschiedene Hauptrotordrehzahlen  $n_{HR}$  bei einer Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E} = 500^\circ\text{C}$

Man erkennt, dass bei niedriger Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  die Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$  in Abhängigkeit des Druckverhältnisses  $\Pi$  nahezu konstant bleibt, bei höherer Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  jedoch mit steigendem Druckverhältnis  $\Pi$  abnimmt. Dabei ist der Gradient des Temperaturverlaufs betragsmäßig umso größer, je höher die Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  liegt.

Die Ursache hierfür liegt vermutlich in der für den thermisch hoch belasteten Schraubenmotor typischen Vorzeichenänderung des Wärmestroms vom Gas in die

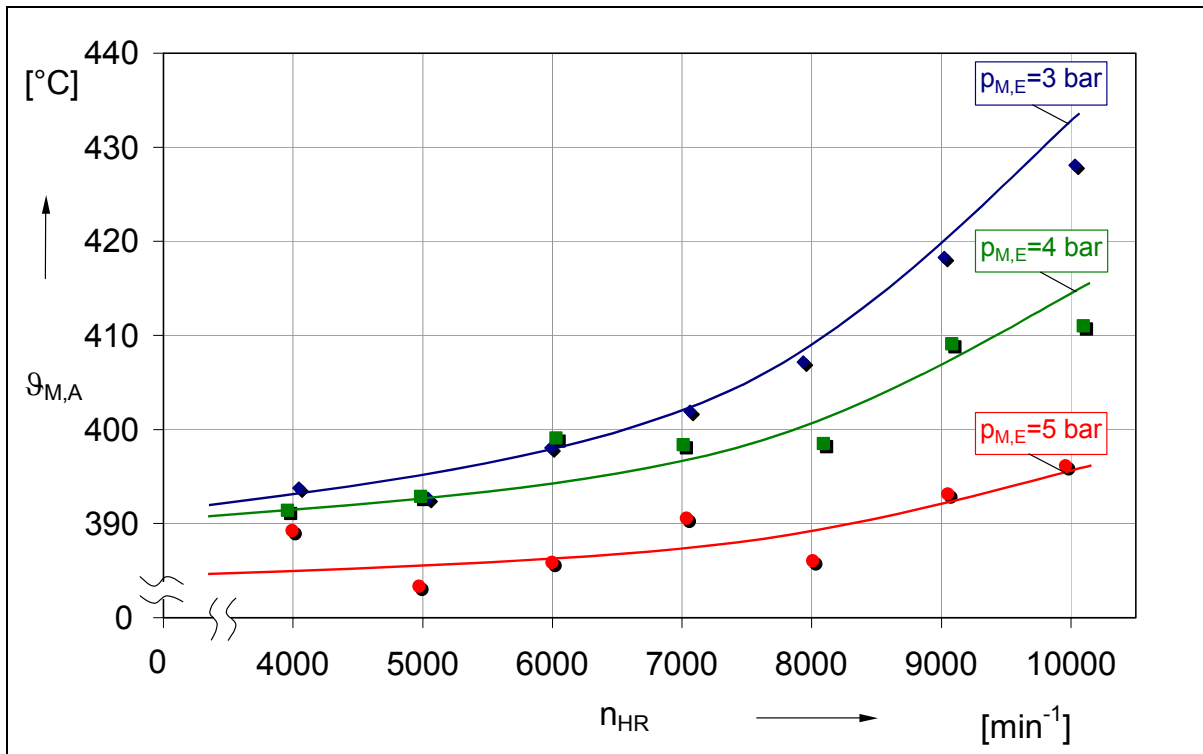
Arbeitsraumwand über der Arbeitsraumlänge. Das heißt, das Gas überträgt auf der HD-Seite des Motors Wärmeenergie an Gehäuse und Rotoren.

Auf der ND-Seite wird dem expandierten Gas, durch den vorrangigen Mechanismus der Wärmeleitung in den Bauteilen, von der Arbeitsraumwand und den Rotoren wieder Wärme zugeführt, die Gastemperatur sinkt nicht in dem Maße, wie es bei einer adiabaten Expansion der Fall wäre.

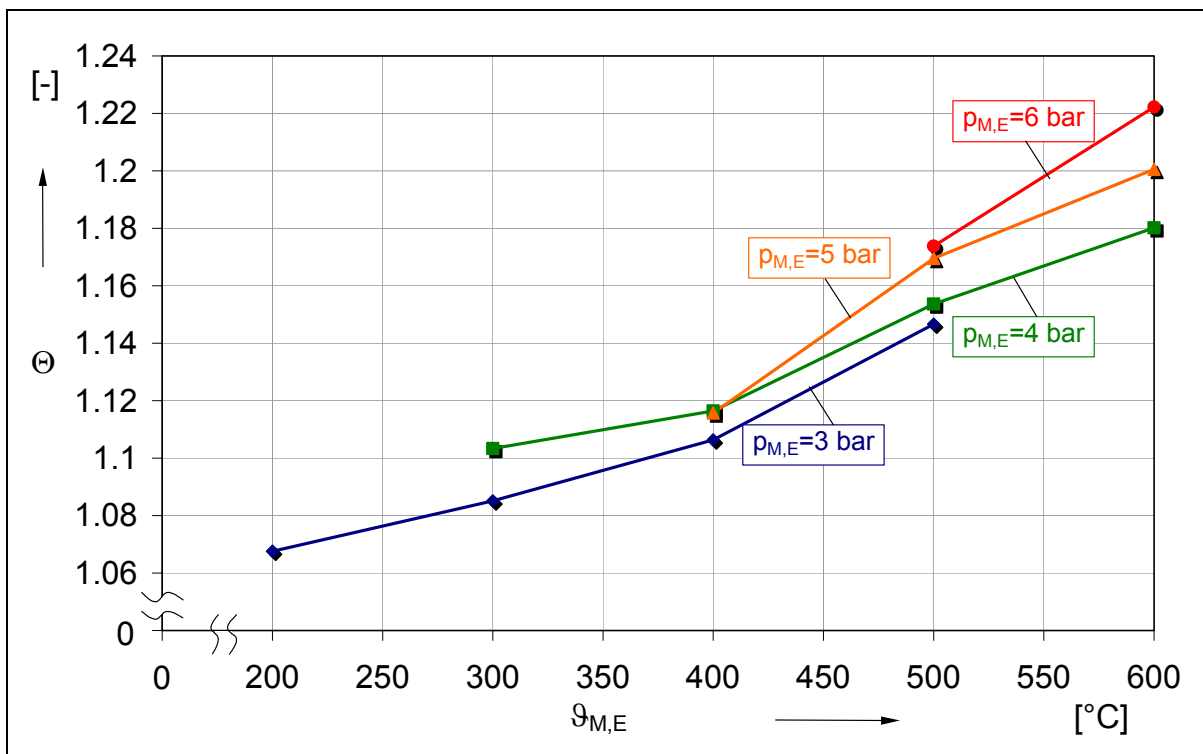
Betrachtet man den Fall eines als ideal dicht angenommenen Schraubenmotors, so sollte sich der Verlauf der Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$  in Abhängigkeit des anliegenden Druckverhältnisses  $\Pi$  bei polytroper Expansion mit Hilfe des eingebauten Volumenverhältnisses  $v_i$  erklären lassen. Liegt ein nicht angepasstes Druckverhältnis  $\Pi$  an, sodass im Arbeitsraum im Moment des Öffnens zur Hochdruckseite der Druck niedriger liegt als der Gegendruck, so überexpandiert das Arbeitsgas. Aufgrund dieser Überexpansion muss während des Auslassvorgangs eine Nachverdichtung des Gases erfolgen, verbunden mit einer dazugehörigen Temperaturerhöhung. Steigt das anliegende Druckverhältnis  $\Pi$  durch die Erhöhung des Motoreintrittsdruckes  $p_{M,E}$ , so fällt die Motoraustrittstemperatur aufgrund des geringeren Temperaturanstiegs bei der geringeren Nachverdichtung. Liegt das Druckverhältnis  $\Pi$  so hoch, dass beim Ausschleusen statt der Nachverdichtung eine Nachexpansion eintritt, so fällt folglich die Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$  noch weiter ab.

Weiterhin hängt die übertragene Wärmeenergie von der für die Übertragung zur Verfügung stehenden Zeit ab. So sollte bei einem ideal dichten Schraubenmotor die Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$  mit zunehmender Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  eine eher fallende Tendenz aufweisen. Der reale Schraubenmotor weicht jedoch aufgrund seiner Spaltmassenströme vom idealen dichten Fall ab. Der Liefergrad, dessen Verlauf in Kapitel 5.1.2 dargestellt ist, beschreibt diese Wirkungen ( $\lambda_D$ ). Die gemessenen Motoraustrittstemperaturen  $\vartheta_{M,A}$  in Abhängigkeit von der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  für verschiedene Motoreintrittsdrücke  $p_{M,E}$  sind **Bild 5-6** zu entnehmen.

Deutlich zu erkennen ist der steigende Verlauf, dessen Gradient korrelierend mit dem Liefergrad  $\lambda_L$  bei höherem Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  abnimmt. Ein höherer Liefergrad  $\lambda_L$  resultiert nach Gleichung 5-7 vorrangig aus größeren Spaltmassenströmen, die eine kürzere Zeit von der HD- zur ND-Seite benötigen und somit weniger Wärmeenergie von den Bauteilen aufnehmen können. Deshalb steigt die Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$  hin zu höherer Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$ , das heißt niedrigerem Liefergrad  $\lambda_L$  an. Der höhere Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  steht wieder in Einklang mit dem dann höheren Liefergrad  $\lambda_L$  für ein Absinken der Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$ .



**Bild 5-6:** Gemessene Motoraustrittstemperaturen  $\Theta_{M,A}$  über der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  bei einer Motoreintrittstemperatur  $\Theta_{M,E}=500^{\circ}\text{C}$  und verschiedenen Motoreintrittsdrücken  $p_{M,E}$



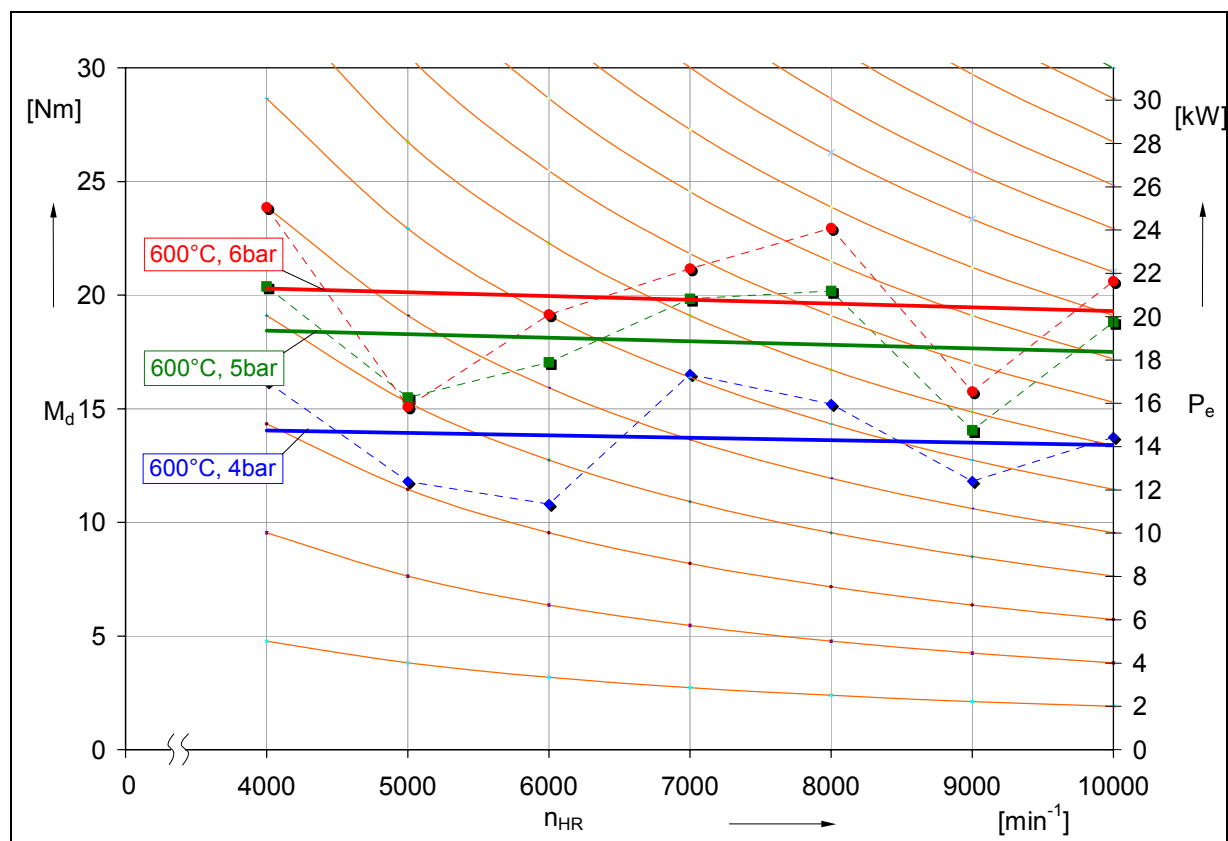
**Bild 5-7:** Gemessenes Temperaturverhältnis  $\Theta$  über der Motoreintrittstemperatur  $\Theta_{M,E}$  bei verschiedenen Motoreintrittsdrücken  $p_{M,E}$

Zur Unterstützung dieser Deutung dient auch **Bild 5-7**, in dem das Temperaturverhältnis  $\Theta$  aus Gleichung 5-10 über der Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}$  dargestellt ist. Der Anstieg des Temperaturverhältnisses  $\Theta$  verdeutlicht, dass bei einer hohen Motoreintrittstemperatur der Anteil der vom Gas an die Bauteile abgegebenen Wärmeenergie relativ größer ist als der auf der ND-Seite aufgenommene. Dieser Vorgang wird bei höherem Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  aufgrund des höheren Liefergrades und der bereits beschriebenen Abhängigkeit der Wärmeübertragung von der Zeit noch verstärkt.

Die zunehmende Abfuhr der Wärmeenergie in die Bauteile wird in Kapitel 5.3 im Rahmen der Bilanzierung der Energieströme, wie die abgeführte Energie in das Kühlwasser und in das Öl, noch deutlicher.

## 5.2 Kennfeldberechnung des Schraubenmotors

Ein Kennfeld der GASSCREW vermittelt **Bild 5-8** in der Form  $M_d = f(n_{HR})$  mit gerechneten Kurven konstanter Leistung. Zu beachten ist, dass diese Drehmomentwerte in der Versuchsanlage mit einer Bremse ermittelt wurden und so die mechanischen Reibverluste der Leistungsübertragung vom Motor bis zur Bremse in diesen Messwerten enthalten sind.

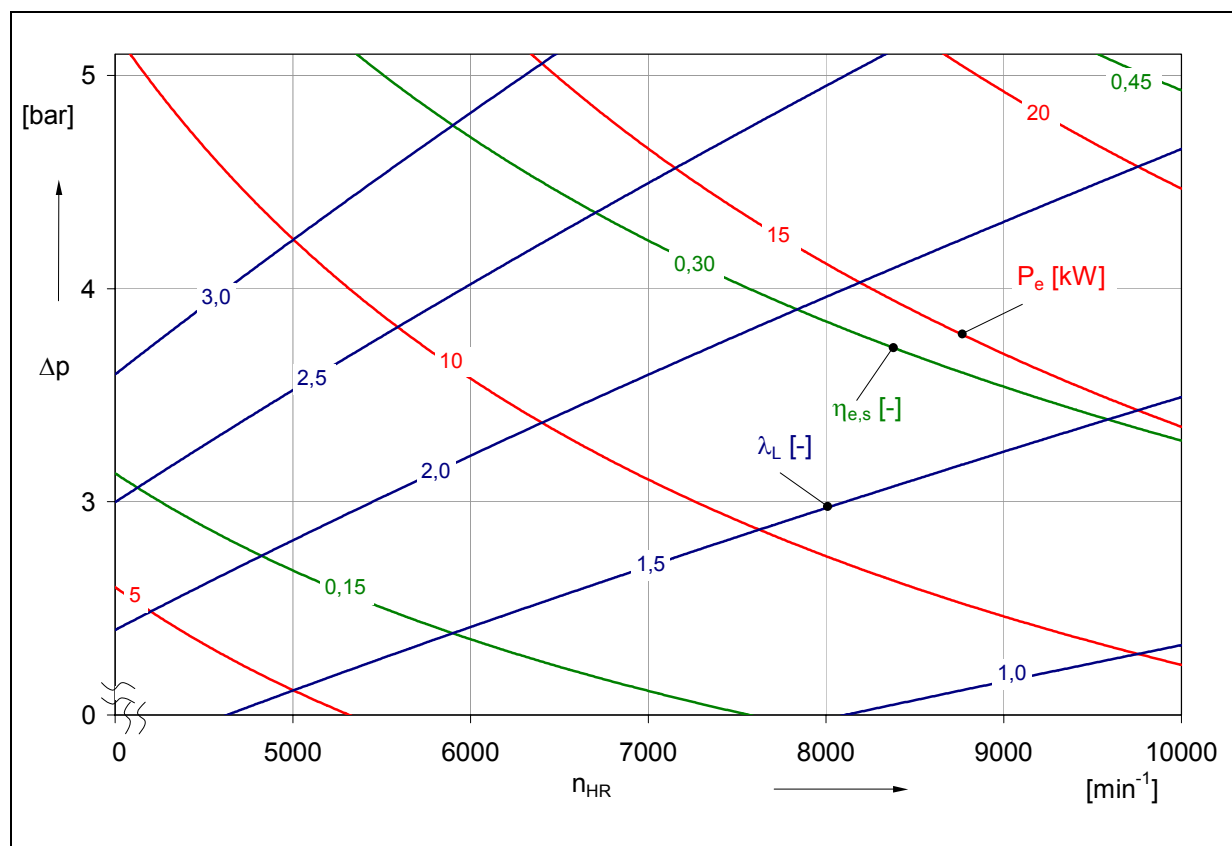


**Bild 5-8:** Gemessene Drehmomente  $M_d$  an der Bremse der GASSCREW in Abhängigkeit der Haupttordrehzahl  $n_{HR}$

Beim Schraubenmotor ist nach Zellermann [41] bei festem HD-Zustand die Druckdifferenz  $\Delta p$ , nicht das Druckverhältnis  $\Pi$ , der dominierende Einfluss auf die Größe der Arbeitsfläche und das Drehmoment  $M_d$ . Deshalb ist es sinnvoll, die Druckdifferenz  $\Delta p$  über der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  aufzutragen. In dieses Auslegungskennfeld des Schraubenmotors werden zusätzlich die in den Messungen aufgenommenen Linien gleicher Leistung  $P_e$ , gleichen effektiven Gütegrades  $\eta_{e,s}$  und gleichen Liefergrades  $\lambda_L$  eingetragen, **Bild 5-9**.

Mit Hilfe dieses Kennfeldes können die Auslegungskriterien:

- Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$ ,
- Druckdifferenz  $\Delta p$ ,
- Liefergrad  $\lambda_L$ ,
- effektiver, isentroper Gütegrad  $\eta_{e,s}$  und
- effektive Leistung  $P_e$



**Bild 5-9:** Gemessenes Kennfeld des GASSCREW-Motors für eine Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E} = 600^\circ\text{C}$ ;  
Parameter: effektive Leistung  $P_e$ , Liefergrad  $\lambda_L$  und effektiver, isentroper Gütegrad  $\eta_{e,s}$

für den vermessenen Schraubenmotor quantifiziert werden. Eine weitergehende Erklärung findet sich in Kapitel 6 im Vergleich mit den Simulationsergebnissen.

### 5.3 Energiebilanzierung um den Schraubenmotor

Eine Energiebilanz des Schraubenmotors zeigt, in welche Anteile sich die dem Motor angebotene thermische Leistung, resultierend aus der Enthalpiestromdifferenz

$$\Delta\dot{H} = \left| \dot{H}_{M,E} \right| - \left| \dot{H}_{M,A} \right| \quad (\text{Gl. 5-11})$$

des Arbeitsgases vom Motorein- zum Motoraustritt, aufteilt und wie diese sich mit einer Variation der Betriebsparameter verändert. Der Gesamtenthalpiestrom beinhaltet die Bestandteile

- abgeführter Wärmestrom durch die *Gehäusekühlung*  $\dot{Q}_{K,Gh}$ ,
- abgeführter Wärmestrom durch die *Hauptrotorkühlung*  $\dot{Q}_{K,HR}$ ,
- abgeführter Wärmestrom durch die *Nebenrotorkühlung*  $\dot{Q}_{K,NR}$ ,
- abgeführter Wärmestrom durch das *Lageröl*  $\dot{Q}_{Öl}$  sowie
- die effektive *mechanische Leistung*  $P_e$  sowie
- einen *Restenergiestrom*  $\dot{E}_R$ , der keinem der genannten Wärmeströme zugeordnet werden kann. Zu diesem zählen die abgeführte Energie durch *Wärmestrahlung*  $\dot{Q}_{Str}$  und durch *Konvektion*  $\dot{Q}_{Konv}$ , zudem ist das Motorgehäuse der Thermografieuntersuchungen wegen nicht isoliert. Ebenso gehören hierzu die Wärmeströme durch die Sperrluft  $\dot{Q}_{Sl}$  und durch die mechanische Reibung des Abtriebstranges,

so dass gilt:

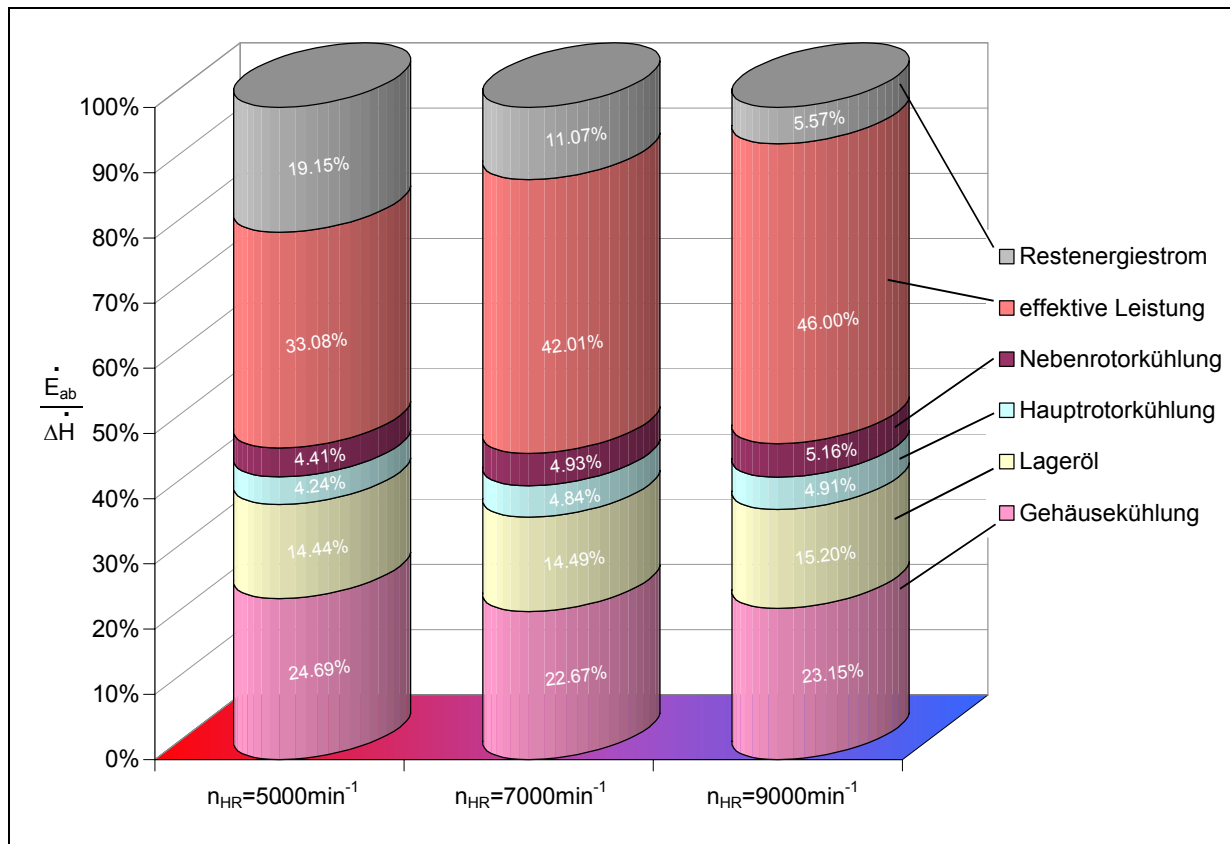
$$\Delta\dot{H} = \left| \dot{Q}_{K,Gh} + \dot{Q}_{K,HR} + \dot{Q}_{K,NR} + \dot{Q}_{Öl} + P_e + \dot{E}_R \right| \quad (\text{Gl. 5-12}).$$

Für verschiedene Hauptrotordrehzahlen  $n_{HR}$  bei ansonsten konstanten Parametern veranschaulicht **Bild 5-10** eine solche Energiebilanz.

Alle Messreihen weisen die Besonderheit auf, dass die Variation der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  nahezu keinen Einfluss auf die Verteilung der Energieströme von Haupt- und Nebenrotorkühlung sowie Lageröl und Gehäusekühlung besitzt. Deshalb werden in den folgenden Betrachtungen die einzelnen Energieströme mit über



der Drehzahl gemittelten Werten als Funktion des Motoreintrittsdruckes  $p_{M,E}$  und der Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}$  verwendet.

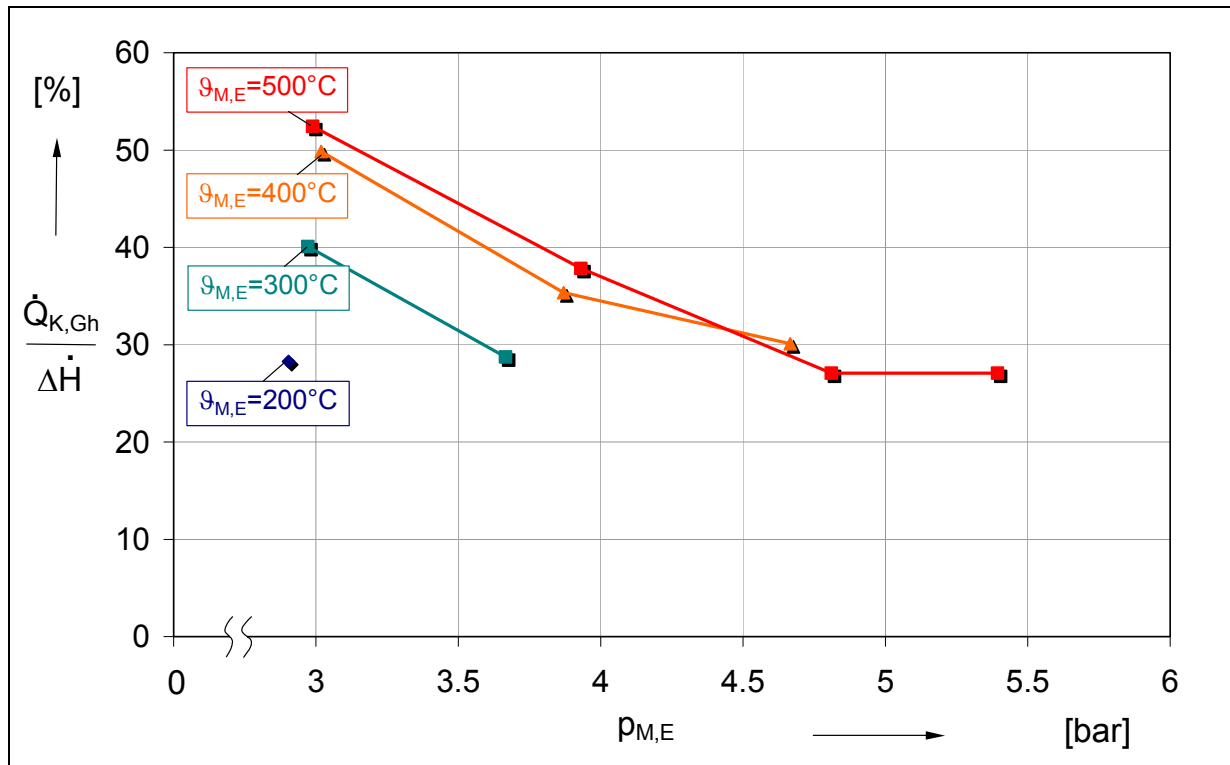


**Bild 5-10:** Abgeführte Energieströme  $\dot{E}_{ab}$  für verschiedene Hauptrotordrehzahlen  $n_{HR}$  bezogen auf die Differenz aus zugeführtem und abgeführtem Enthalpiestrom  $\Delta H$ ;  
**Konstanten:** Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=400^{\circ}\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=5\text{bar}$

Eine Sonderstellung nimmt der Anteil des Restenergiestromes  $\dot{E}_R$  ein, der mit steigender Hauptrotordrehzahl zugunsten des Anteils der effektiven Leistung  $P_e$  abnimmt und deshalb in Kapitel 5.3.4 gesondert behandelt wird.

### 5.3.1 Gehäusekühlung

Die Gehäusekühlung ist maßgeblich dafür verantwortlich, dass die thermischen Belastungsgrenzen des Gehäusewerkstoffes nicht überschritten werden. Dazu reicht im Gegensatz zur Rotorkühlung eine Ölkühlung nicht aus, eine Wasserkühlung (Wasser-Glykol) ist notwendig. Stellt man den Volumenstrom der Wasser-Glykol-Kühlung für jede der zwei Kühlbohrungen und den Kühlmantel auf einen Wert von  $\dot{V}_{K,Gh} = 5 \text{ l/min}$  ein, so ergeben sich die in **Bild 5-11** dargestellten Verhältnisse.



**Bild 5-11:** Anteil des abgeführten Wärmestroms durch die Gehäusekühlung  $\dot{Q}_{K,Gh}$  an der Enthalpiestromdifferenz  $\Delta\dot{H}$  in Abhängigkeit des Motoreintrittsdrucks  $p_{M,E}$  für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$ ;

**Konstanten:** Gehäusekühlvolumenstrom je Bohrung  $\dot{V}_{K,Gh} = 5 \text{ l/min}$

Betrachtet man den Anteil des durch die Gehäusekühlung abgeführten Wärmestroms  $\dot{Q}_{K,Gh}$  in Abhängigkeit des Motoreintrittsdruckes  $p_{M,E}$ , so lässt sich eine zunächst fallende Tendenz mit zunehmendem Druck erkennen. Dieses Verhalten tritt in vergleichbarem Maße bei jeder Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}$  auf und hängt mit der Höhe der Enthalpiestromdifferenz  $\Delta\dot{H}$  zusammen:

$$\Delta\dot{H} = \dot{m} \cdot c_p (\vartheta_{M,E} - \vartheta_{M,A}) \quad (\text{Gl. 5-13}).$$

Der Massenstrom  $\dot{m}$ , der nach Kap 5.1.2 mit dem Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  steigt, und die Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$ , die nach Kapitel 5.1.3 mit dem Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  ebenfalls zunimmt, sind hier ursächlich. Die auf das Kühlfluid übertragene Wärme hängt ihrerseits vom Wärmeübergangskoeffizienten und der Temperaturdifferenz zwischen Kühlwand und Kühlfluid ab. Diese Parameter werden jedoch nur geringfügig von dem anliegenden Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  beeinflusst. Es ergibt sich folglich ein sinkender Anteil des über die Gehäusekühlung abgeführten Wärmestroms  $\dot{Q}_{K,Gh}$  an der Enthalpiestromdifferenz  $\Delta\dot{H}$ .

### 5.3.1.1 Variation der Gehäusekühlung

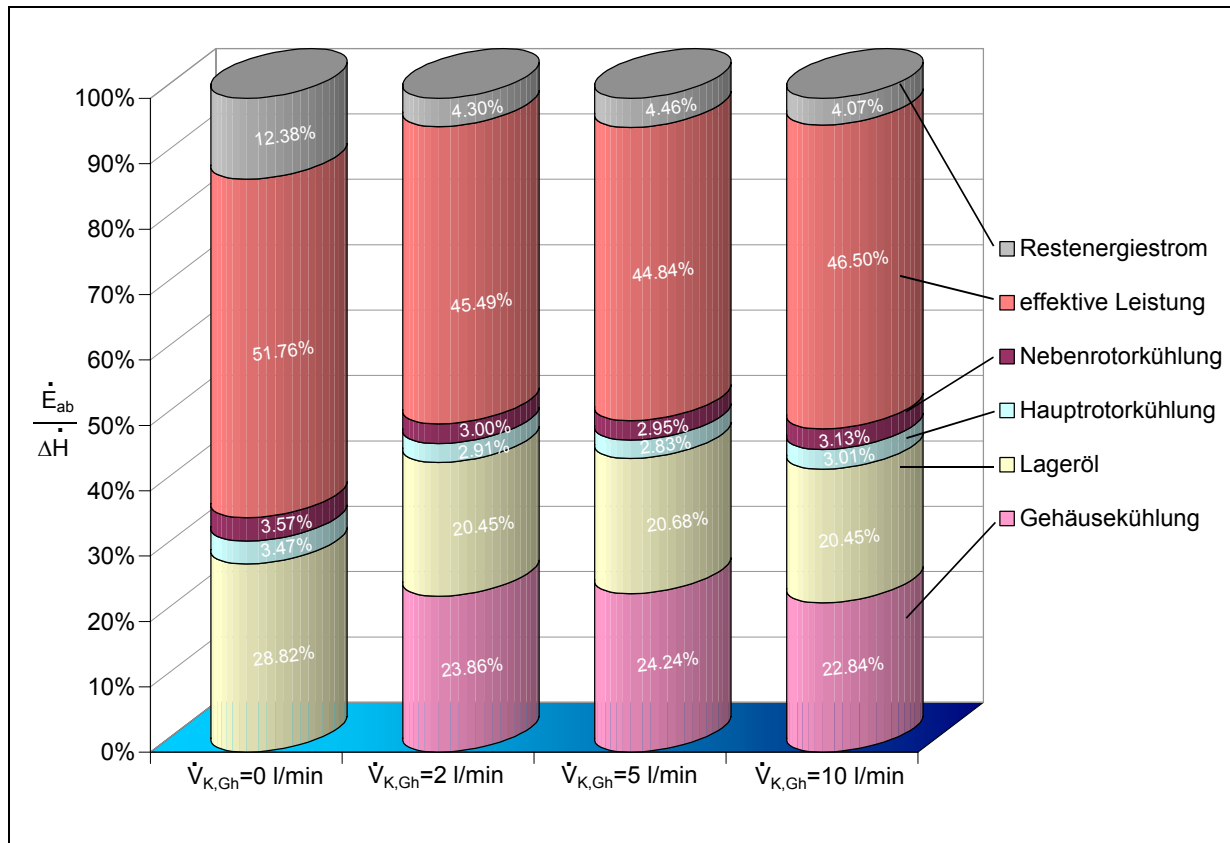
Die Kühlung einer Maschine bewirkt stets die Abfuhr von Energie mit dem Kühlfluid über die Systemgrenzen. Diese Energie steht dem Prozess nicht mehr zur Wandlung in Wellenarbeit zur Verfügung, sodass eine Minimierung der Kühlung zur Erhöhung der Energiewandlungsgüte immer erstrebenswert ist. Die Werkstoffe der Bauteile des GASSCREW-Motors dürfen jedoch nicht über die Materialgrenzen hinaus thermisch belastet werden, weshalb auf eine Kühlung der Bauteile nicht vollständig verzichtet werden kann.

Dieser Sachverhalt mündet in ein Optimierungsproblem, das auf der einen Seite aus einer möglichst effizienten Gehäusekühlung und einer relativ hohen Abfuhr von Energie, auf der anderen Seite aus einer Minimierung der Gehäusekühlung und dem damit verbundenen Erhalt an wandelbarer Energie im System Motor besteht.

Aus diesem Grund wurden in ausgewählten Betriebspunkten Messreihen mit unterschiedlichen Gehäusekühlparametern gefahren. Bei einer Motoreintrittstemperatur bis zu  $\vartheta_{M,E}=200^{\circ}\text{C}$  erfolgte eine Variation der Strömungsgeschwindigkeit respektive des Volumenstroms in den Kühlbohrungen von  $0\text{ m/s} \leq c_{K,Gh} \leq 0,5\text{ m/s}$  ( $\approx 0\text{ l/min} \leq \dot{V}_{K,Gh} \leq 10\text{ l/min}$ ), bei Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E} > 200^{\circ}\text{C}$  musste der Messpunkt ohne Kühlung aus Sicherheitsgründen ausgelassen werden.

Insbesondere die Messreihe bei einer Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{M,E} = 200^{\circ}\text{C}$  zeigt deutlich die Umverteilung der Energieströme bei einer Variation der Kühlung. Ändert sich der Anteil der Gehäusekühlung  $\dot{Q}_{K,Gh}$  an der Enthalpiestromdifferenz  $\Delta\dot{H}$ , so stellt sich die Frage, ob und wie der fehlende Anteil durch andere Energiestromanteile ausgeglichen wird; dazu dient die Darstellung in **Bild 5-12**.

Betrachtet man die vier Energiesäulen, so fällt zunächst auf, dass bei einer Variation der Gehäusekühlung oberhalb des Nullvolumenstroms ( $\dot{V}_{K,Gh} \geq 2\text{ l/min}$ ) keine nennenswerte Verschiebung der Energiestromanteile mehr auftritt. Wird die Gehäusekühlung jedoch bis zum Nullvolumenstrom ( $\dot{V}_{K,Gh} = 0\text{ l/min}$ ) gedrosselt, so addiert sich der Differenzprozentatz zu näherungsweise gleichen Anteilen zu den Energieströmen des *Lageröls*, der *effektiven Leistung* und der *Restenergie*.



**Bild 5-12:** Abgeführte Energieströme  $\dot{E}_{ab}$  für verschiedene Gehäusekühlvolumenströme  $\dot{V}_{K,Gh}$  bezogen auf die Differenz aus zugeführtem und abgeführtem Enthalpiestrom  $\Delta\dot{H}$ ;

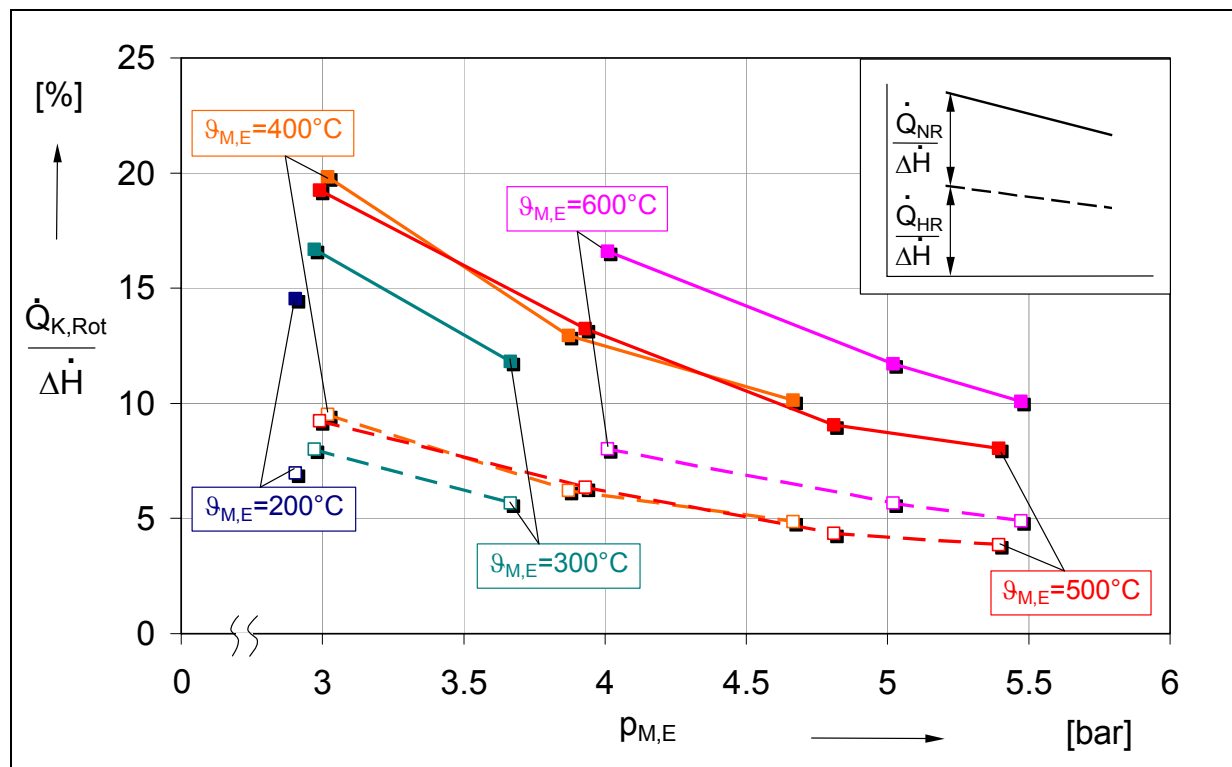
**Konstanten:** Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=200^{\circ}\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=3\text{bar}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=6000\text{min}^{-1}$

Das Gehäuse erfährt durch die verringerte Gehäusekühlung eine integrale Erhöhung seines Temperaturniveaus (vgl. Kap 5.5). Da der Wärmeübergang sowohl im Mechanismus der Wärmestrahlung als auch in der Konvektion unmittelbar von der lokalen Wandtemperatur abhängt, fließt ein größerer Wärmestrom in das Lageröl und an die Umgebung (nicht isolierter Motor). Aus demselben Grund steigt auch die prozentual abgegebene Leistung. Der Wärmeübergang vom Arbeitsgas auf die Gehäusewand fällt aufgrund der erhöhten Wandtemperatur, und die so weniger abgeführte Energie kann an der Energiewandlung teilnehmen.

Diese Untersuchung bestätigt den naheliegenden Umstand, dass mit einem Motor, der aufgrund seiner Werkstoffeigenschaften keine Kühlung zur Einhaltung der Materialgrenzen benötigt, die Energiewandlungsgüte deutlich gesteigert werden kann. Überdies bewirkt eine Wärmedämmung des Motors zur Umgebung eine zusätzliche Verringerung des Restenergieterms.

### 5.3.2 Rotorkühlung

Die Rotorkühlung dient ebenso wie die Gehäusekühlung zur Einhaltung der thermischen Materialgrenzen, hier des Rotorwerkstoffes. Stellt man die Strömungsgeschwindigkeit der Rotor-Öl-Kühlung für jede der zwei axialen Kühlbohrungen auf einen Wert von  $c_{K,Rot}=1,5 \text{ ms}^{-1}$  ein, so ergeben sich die in **Bild 5-13** dargestellten Verhältnisse.



**Bild 5-13:** Anteil des durch die Rotorkühlung abgeführten Wärmestroms  $\dot{Q}_{K,Rot}$  an der Enthalpiestromdifferenz  $\Delta\dot{H}$  in Abhängigkeit des Motoreintrittsdrucks  $p_{M,E}$  für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$ ;

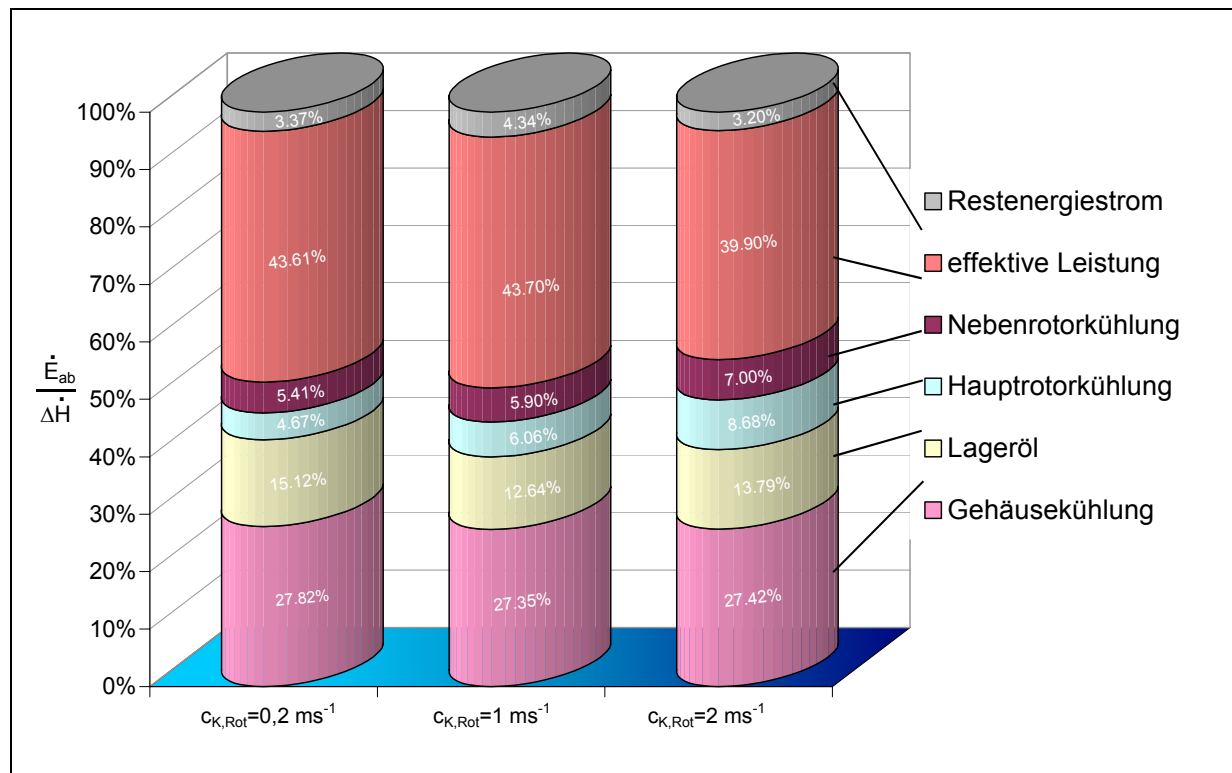
**Konstanten:** Strömungsgeschwindigkeit der Rotor-Öl-Kühlung  $c_{K,Rot}=1,5 \text{ ms}^{-1}$

Hier stellen sich vergleichbare Tendenzen wie bei der Gehäusekühlung ein. Der fallende Verlauf des Rotorkühlungsanteils  $\dot{Q}_{K,Rot}$  über dem Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  hängt nach Gleichung 5-12 direkt mit der steigenden Enthalpiedifferenz  $\Delta\dot{H}$  in Folge der sinkenden Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$  zusammen. Zu höheren Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$  steigt der Rotorkühlungsanteil  $\dot{Q}_{K,Rot}$  analog zur Gehäusekühlung in Kapitel 5.3.1 aufgrund des mit dem Temperaturniveau ansteigenden Wärmeübergangs.

### 5.3.2.1 Variation der Rotorkühlung

In Analogie zur Wasser-Glykol-Kühlung des Gehäuses wird auch bei der Rotorkühlung eine Variation der Strömungsgeschwindigkeit  $c_{K,Rot}$  vorgenommen. Hier ist jedoch eine Ölkühlung zur Erreichung der notwendigen Kühlleistung ausreichend, mit dem positiven Nebeneffekt, dass eventuell auftretende Undichtigkeiten im Bereich der Lager nicht die Lagerschmierung beeinträchtigen.

Von einem vollständigen Verzicht auf die Rotorkühlung muss aus mechanischen Gründen abgesehen werden. Die Drehdurchführungen, die an den Rotorenden zur Überleitung des Kühlöls aus dem statischen in das rotierende System dienen, sind nicht für einen Betrieb ohne Durchfluss geeignet. Deshalb variiert die Strömungsgeschwindigkeit, auf der die in **Bild 5-14** zu sehenden Energiesäulen basieren, im Bereich  $0,2 \text{ m/s} \leq c_{K,Rot} \leq 2 \text{ m/s}$ .



**Bild 5-14:** Abgeführte Energieströme  $\dot{E}_{ab}$  für verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten der Rotorölkühlung  $c_{K,Rot}$  bezogen auf die Differenz aus zugeführtem und abgeführtem Enthalpiestrom  $\Delta\dot{H}$ ; Konstanten: Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=400^\circ\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=5\text{bar}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=9000\text{min}^{-1}$

Mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit  $c_{K,Rot}$  steigt, wie erwartet, der Anteil der abgeführten Energie durch die Rotorkühlung geringfügig. Betrachtet man ihre Höhe,

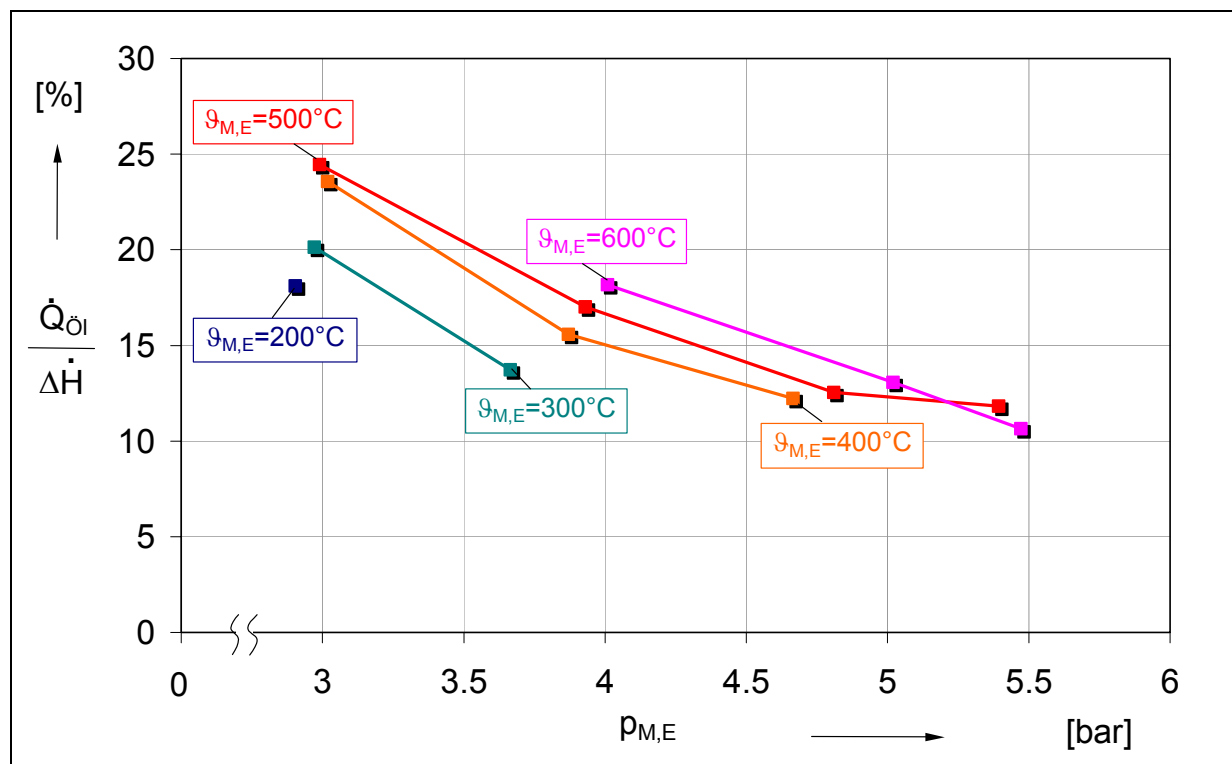
so stellt man fest, dass diese im Vergleich zur Gehäusekühlung eher niedrig liegt. Ursächlich dafür ist die Wirkung der Rotorbeschichtung, die neben der Einlaufefigenschaft einen wesentlichen Wärmedämmschichtcharakter besitzt:

$$\frac{\lambda_{\text{Stahl}}}{\lambda_{\text{ZrO}_2}} \approx 30 \dots 70.$$

Vorteilhaft für die Energiewandlungsgüte ist auch hier eine möglichst geringe Rotorkühlung, um die Energiewandlungsgüte nicht zu sehr zu mindern. Ein Indiz dafür stellt der sinkende Anteil der effektiven Motorleistung  $P_e$  mit zunehmender Rotorkühlung dar.

### 5.3.3 Lageröl

Das Lageröl im Motor der GASSCREW dient primär zur Schmierung der hydrodynamischen Gleitlager. Es wird den Lagerstellen durch Bohrungen im Gehäuse zugeleitet und fließt durch Ölablaufbohrungen drucklos in den Vorratsbehälter zurück. Vom Eintritt in das Gehäuse bis zum Austritt kommt das Öl mit Gehäusewandungen in Berührung. So leistet das Lageröl sekundär einen erheblichen Anteil an der Gehäusekühlung. Quantitativ lassen sich die in **Bild 5-15** dargestellten Werte finden.

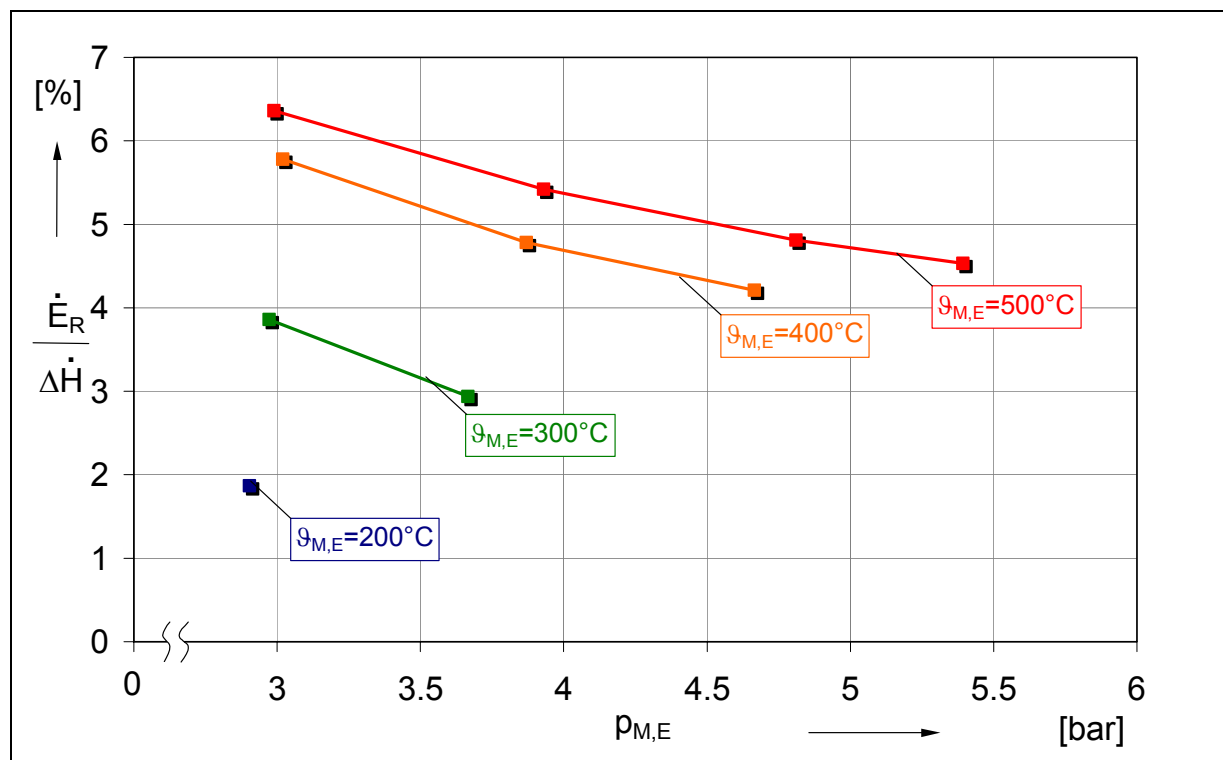


**Bild 5-15:** Anteil des durch das Lageröl abgeführten Wärmestroms  $\dot{Q}_{\text{Öl}}$  an der Enthalpiestromdifferenz  $\Delta \dot{H}$  in Abhängigkeit des Motoreintrittsdruckes  $p_{M,E}$  für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$

Auch hier sind die Tendenzen analog zur Gehäuse- und Rotorkühlung zu erklären. Der fallende Verlauf des Ölkühlungsanteils  $\dot{Q}_{\text{Öl}}$  über dem Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  hängt nach Gleichung 5-12 direkt mit der steigenden Enthalpiestromdifferenz  $\Delta\dot{H}$  in Folge der sinkenden Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$  zusammen. Zu höheren Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$  steigt der Ölkühlungsanteil  $\dot{Q}_{\text{Öl}}$  analog zur Gehäusekühlung in Kapitel 5.3.1 und Rotorkühlung in Kapitel 5.3.2 aufgrund des mit dem Temperaturniveau ansteigenden Wärmeübergangs.

### 5.3.4 Restenergiestrom

Besonders hervorzuheben ist in Bild 5-10 der Restenergiestromanteil  $\dot{E}_R$ , der die Wärmestrahlung  $\dot{Q}_{\text{Str}}$ , den Anteil der Konvektion  $\dot{Q}_{\text{Konv}}$ , der Sperrluft  $\dot{Q}_{\text{Sl}}$  und der mechanischen Reibung  $\dot{Q}_{\text{me}}$  des Abtriebsstranges beinhaltet. Im Unterschied zu den anderen, bereits beschriebenen Energieströmen ist dieser von der Hauptrotordrehzahl abhängig; sein Anteil fällt mit steigender Hauptrotordrehzahl; das analoge Verhalten ist als Funktion des Motoreintrittsdruckes  $p_{M,E}$ , **Bild 5-16**, festzustellen.



**Bild 5-16:** Restenergiestromanteil  $\dot{E}_R$  an der Enthalpiestromdifferenz  $\Delta\dot{H}$  in Abhängigkeit des Motoreintrittsdruckes  $p_{M,E}$  für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$ ;  
Konstanten: Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=9000\text{min}^{-1}$

Die Gründe dafür seien im Folgenden erläutert.



### 5.3.4.1 Wärmestrahlung und Konvektion

Der Anteil der Strahlungsenergie  $\dot{Q}_{\text{Str}}$  steigt mit der Gehäuseaußenwandtemperatur  $T_{\text{W,A}}$  bei einer gegebenen Umgebungstemperatur  $T_{\text{U}}$  nach dem Strahlungsgesetz von Stefan-Boltzmann,

$$\dot{Q}_{\text{Str}} = A \cdot \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_{\text{W,A}}^4 - T_{\text{U}}^4) \quad (\text{Gl. 5-14}),$$

mit  $\sigma$  als Stefan-Boltzmann-Konstante und  $\varepsilon$  als Emissionskoeffizient,

an. Neben dem Wärmetransport durch Strahlung muss auch der Wärmeübergang durch Konvektion an den Gehäuseaußenflächen berücksichtigt werden. Da diese beiden Arten des Wärmetransports parallel ablaufen, sind die durch Konvektion und Strahlung abgegebenen Wärmeströme zu summieren, um den Gesamtwärmestrom zu erhalten. Für die Wärmestromdichte  $\dot{q}_{\text{ges}}$  gilt daher

$$\dot{q}_{\text{ges}} = \dot{q}_{\text{konv}} + \dot{q}_{\text{Str}} \quad (\text{Gl. 5-15}),$$

oder

$$\dot{q}_{\text{ges}} = \alpha_{\text{konv}} (T_{\text{W,A}} - T_{\text{U}}) + \varepsilon \cdot \sigma (T_{\text{W,A}}^4 - T_{\text{U}}^4) \quad (\text{Gl. 5-16}).$$

Dabei bedeutet  $\alpha_{\text{konv}}$  den Wärmeübergangskoeffizienten für den konvektiven Wärmeübergang an die Umgebung mit der Temperatur  $T_{\text{u}}$ . Fasst man den konvektiven Anteil und den Strahlungsanteil des Wärmeübergangs zusammen und setzt

$$\dot{q}_{\text{ges}} = (\alpha_{\text{konv}} + \alpha_{\text{Str}}) \cdot (T_{\text{W,A}} - T_{\text{U}}) \quad (\text{Gl. 5-17}),$$

so ergibt sich der so definierte Wärmeübergangskoeffizient der Strahlung  $\alpha_{\text{Str}}$  zu

$$\alpha_{\text{Str}} = \varepsilon \cdot \sigma \frac{T_{\text{W,A}}^4 - T_{\text{U}}^4}{T_{\text{W,A}} - T_{\text{U}}} = \varepsilon \cdot \sigma (T_{\text{W,A}}^2 + T_{\text{U}}^2) \cdot (T_{\text{W,A}} + T_{\text{U}}) \quad (\text{Gl. 5-18}).$$

Somit hängt die abgegebene Wärmeenergie von den Gehäuseaußenflächen maßgeblich von der Außenwandtemperatur ab, die wiederum direkt mit der Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{\text{M,E}}$  in Zusammenhang steht. Diese Abhängigkeit soll in Kapitel 5.5 unter Berücksichtigung der gemessenen Gehäuseoberflächentemperaturen mit Hilfe eines Thermografiesystems näher erläutert werden.

### 5.3.4.2 Sperrluftanteil

Zur Abdichtung des Arbeitsraumes im Motor der GASSCREW gegenüber den ölbeaufschlagten Lagerpartien kommen sperrluftbeaufschlagte Labyrinthdichtungen

zum Einsatz. Die Sperrluft besitzt darin die Aufgabe, ein gegenüber dem Arbeitsraum höheres Druckniveau in der arbeitsraumnahen Dichtungsseite einzustellen. Dazu kommt ein Differenzdruckventil zum Einsatz, das stets einen geringen Überdruck gegenüber dem Motoreintrittsdruck gewährleistet.

Der Sperrluftmassenstrom teilt sich innerhalb der Dichtungspartie in zwei Teile. Ein Teil strömt unter geringer Druckabnahme auf kurzem Weg in den Arbeitsraum, beeinflusst die Energiewandlung jedoch unwesentlich, da stets ein Differenzdruck von maximal  $\Delta p=0,1$  bar eingehalten wird. Der andere Teil des Sperrluftmassenstroms durchströmt unter größerer Druckabnahme das Dichtungs labyrinth der Lagerseite und wird dort mit dem Lageröl quasi drucklos abgeführt.

Auf ihrem Weg vom Eintritt zum lagerseitigen Austritt erfolgt eine kontinuierliche Wärmezufuhr von den auf höherem Temperaturniveau liegenden Bauteilen. Die so abgeführte Wärmeenergie wird nicht gesondert bilanziert, sie geht in den Restenergiestromanteil ein.

#### **5.3.4.3 Anteil der mechanischen Reibung**

Insbesondere der Abtriebsstrang des GASSCREW-Motors wandelt einen Teil der Wellenarbeit durch mechanische Reibung in Wärmeenergie. Auf diese ebenfalls in den Restenergiestromanteil einfließende Reibleistung wird in Kapitel 5.4 im Rahmen der Motorindizierung und der damit verbundenen Darstellung des mechanischen Wirkungsgrades näher eingegangen.

### **5.4 Indizierung des Schraubenmotors**

Die Messung des Arbeitsrauminnendruckes während des Arbeitsspiels des GASSCREW-Motors bezeichnet man als Indizierung. Für diese Aufgabe sind nach Bild 4-8 wassergekühlte Drucksensoren in das Gehäuse eingebaut, die nach dem piezo-elektrischen Messprinzip arbeiten. Die elektrischen Signale werden über Ladungsverstärker dem Messplatzrechner zugeführt, der die Auswertungsberechnungen mit Hilfe eines eigens angepassten Indizierungsprogramms ausführt und die Ergebnisse speichert.

Bei der Bestimmung des Druckverlaufs wird jeder Drehwinkelstellung des Hauptrotors ein Druckwert zugeordnet. Die Zuordnung erfolgt mit Hilfe der an der Abtriebswelle angebrachten Triggereinrichtung, deren Einbaulage bezogen auf die Nullstellung des Hauptrotors (s. Bild 4-7) definiert ist.

Wenn der Zahnkopf des Hauptrotors den ersten Druckaufnehmer passiert, steigt der Druck am Aufnehmer steil an. Da der erste Druckaufnehmer auf der Hochdruckseite

aus konstruktiven Gründen den Einlassvorgang nur unvollständig aufzeichnet, wird das erreichte Maximum als Beginn für den ersten Auswertebereich herangezogen. Über die Messdauer, die je nach Einstellung 5 bis 10 Hauptrotordrehungen erfasst, erfolgt mit Hilfe der über den Trigger gemessenen Drehzahl die Zuordnung zwischen den Messwerten und der Drehstellung des Hauptrotors. Der Mittelwert aus den gemessenen Arbeitszyklen ergibt dann den Druckverlauf.

Da die piezo-elektrischen Drucksensoren bei dynamischen Messungen nur Differenzdrücke detektieren können, muss der Druckverlauf auf einen Referenzdruck angepasst werden. Dieser Referenzdruck ist im Fall des GASSCREW-Motors der Motorausstrittsdruck  $p_{M,A}$ , der im Niederdruckstutzen mit Hilfe eines Absolutdruckaufnehmers bestimmt wird. Das Signal des letzten Drucksensors im Arbeitsraum wird dabei dem Austrittsdruck gleichgesetzt. Die Hochdruckseite kann nicht als Referenzdruck herangezogen werden, weil der gemessene Absolutdruck im Hochdruckstutzen sich um den Druckverlust im Einströmbereich vom Druck im ersten Arbeitsraum unterscheidet. Die Signale der übrigen Drucksensoren werden dann von der Niederdruck- zur Hochdruckseite im Druck-Drehwinkel-Diagramm zusammengesetzt.

Aussagefähiger ist die Darstellung über dem drehwinkelabhängigen Arbeitsraumvolumen  $V(\alpha)$ . Für diese Umrechnung wird das Arbeitsraumvolumen, wie es dem **Bild 5-17** zu entnehmen ist, mit Hilfe eines Polynoms 6.Grades als Funktion des Hauptrotordrehwinkels  $\alpha_{HR}$  approximiert.

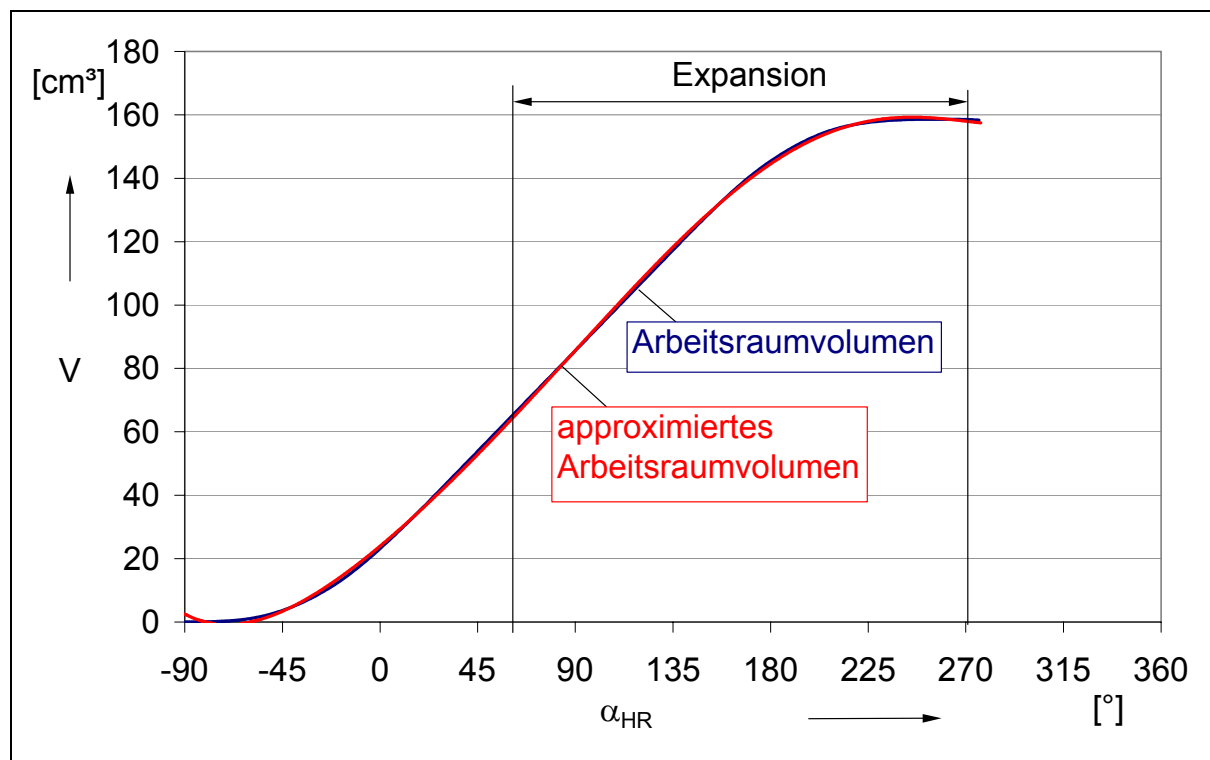
Mit Hilfe dieser Umrechnung lässt sich anschließend der Druckverlauf im Arbeitsraum  $p(V)$  anschaulich darstellen, dessen Fläche ein Maß für die indizierte Innenarbeit

$$W_i = \oint p(V) dV = \oint p(\alpha) \frac{\partial V}{\partial \alpha} d\alpha \quad (\text{Gl. 5-19})$$

darstellt.

**Bild 5-18** zeigt einen Vergleich gemessener Indikatordiagramme des GASSCREW-Motors für verschiedene Hauptrotordrehzahlen  $n_{HR}$ .

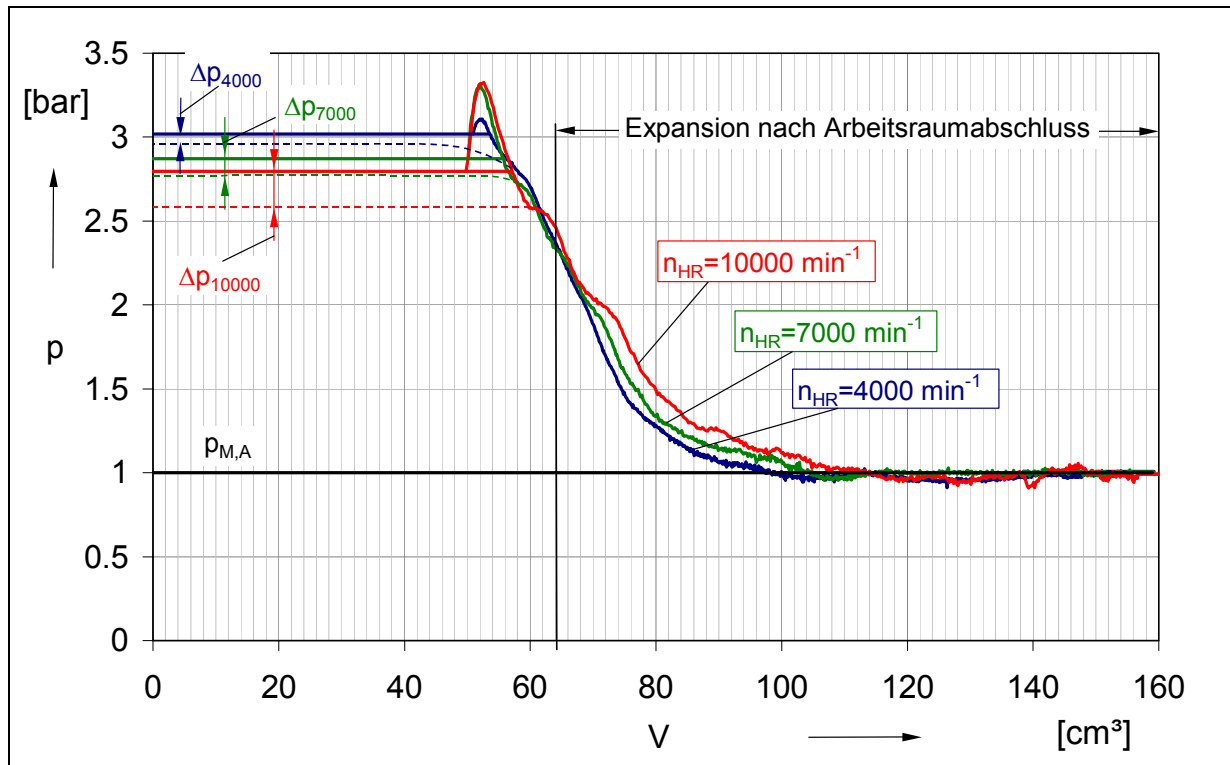
Abweichend vom jeweiligen Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$ , der anlagentechnisch bedingt nur mit geringen Abweichungen dem Sollwert von 3 bar entspricht, ist am Beginn der Expansion zunächst deutlich ein weiterer Anstieg des Druckes festzustellen. Dieser Anstieg resultiert aus einem Überschwingen der Drucksensoren bei vorbeilaufendem Hauptrotorzahnkopf und damit verbundenem plötzlichen Druckanstieg, der mit steigender Hauptrotordrehzahl zunimmt. Der erste „Knick“ im Kurvenverlauf kennzeichnet den Punkt, von dem ab der Druckaufnehmer den realen Druckverlauf wiedergibt.



**Bild 5-17: Verlauf des Arbeitsraumvolumens  $V$  in Abhängigkeit vom Hauptrotordrehwinkel  $\alpha_{HR}$  für den GASSCREW-Motor**

Die in Bild 5-18 eingezeichnete, gestrichelte Linie zeigt eine auf den Untersuchungen von Zellermann [41] basierende Extrapolation des Druckverlaufes zu kleineren Arbeitsraumvolumina. Die zu erkennende Differenz  $\Delta p$  zum Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  stellt den Druckverlust aufgrund der Drosselung im Eintrittsquerschnitt des Motors dar. Die Strömung des Arbeitsgases wird dort aufgrund der Querschnittsverengung beschleunigt und ein strömungsgeschwindigkeitsabhängiger Teil der Druckenergie dissipiert. Mit zunehmender Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  steigt die Strömungsgeschwindigkeit und deshalb auch der Druckverlust, der sich in der Differenz zwischen dem im Hochdruckstutzen gemessenen Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  und dem Druck im ersten Arbeitsraum ausdrückt.

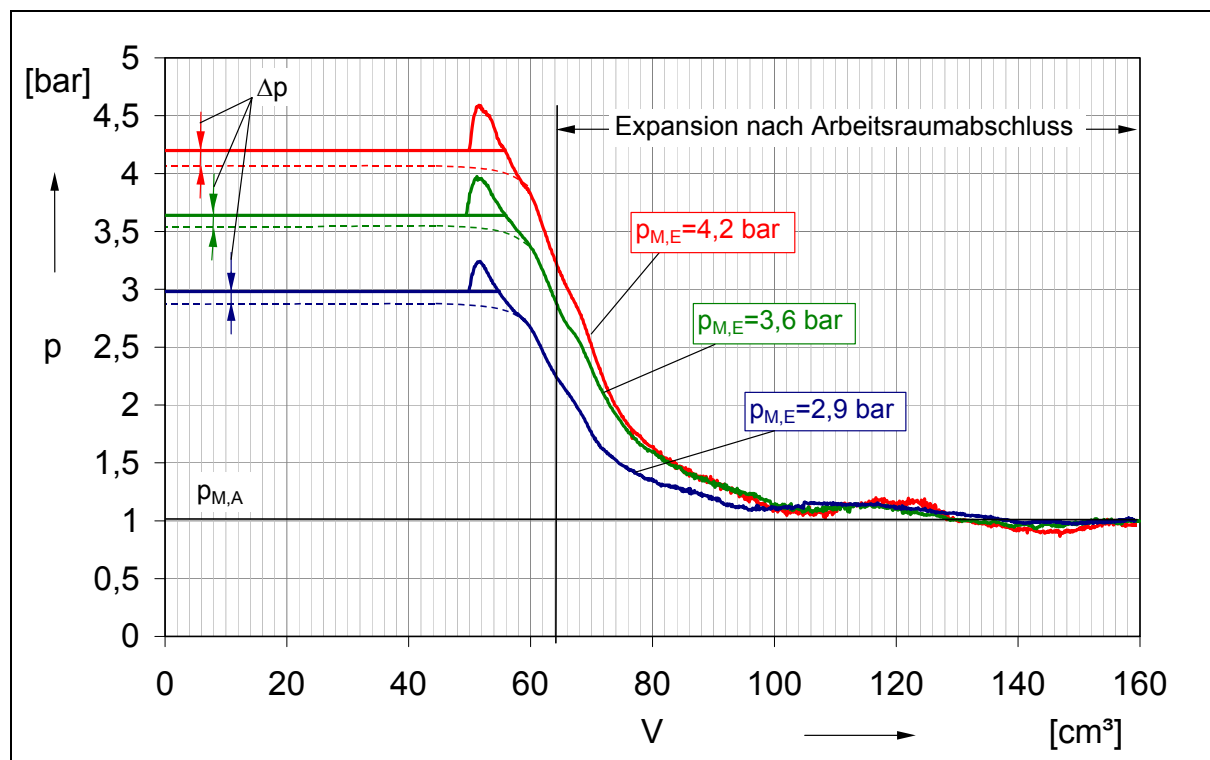
In der Füllungsphase bis zum Arbeitsraumabschluss, sinkt der Druck bereits, obwohl die eigentliche Expansion erst ab dem Arbeitsraumabschluss beginnt. Dieser Verlauf ist bedingt durch die bereits während des Füllvorganges aus dem Arbeitsraum abfließenden Spaltmassenströme und durch die Wärmeabgabe des Arbeitsgases an die es umgebenden Motorbauteile. Dieser Druckverlauf wirkt direkt auf den Liefergrad, der in Kapitel 5.1.2 untersucht wurde.



**Bild 5-18:** Indikatordiagramme des GASSCREW-Motors für verschiedene Hauptrotordrehzahlen  $n_{HR}$ ;  $\Delta p$  kennzeichnet die mit der Drehzahl zunehmende Drosselung am Motoreintritt;  
**Konstanten:** Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=400^{\circ}\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E} \approx 3 \text{ bar}$

Eine weitere Auffälligkeit ist der unterschiedliche Verlauf des Druckes in der Expansionsphase nach dem Arbeitsraumabschluss. Bei allen Hauptrotordrehzahlen  $n_{HR}$  ist ein zunächst nahezu gleicher Gradient zu erkennen, der aus der nicht weiter nachströmenden Masse aufgrund der nun nicht mehr bestehenden Verbindung des Arbeitsraumes zur Hochdruckseite resultiert. Bei höheren Hauptrotordrehzahlen  $n_{HR}$ , also kürzeren Arbeitsspielzeiten, nimmt der Gradient während der Expansion kurzzeitig ab und steigt danach auf das Ausgangsniveau. Einen Einfluss könnten dabei die von Zellermann [41] eingehend beschriebenen Druckwellen während des Füllvorganges ausüben, die sich über die Verbindung des betrachteten Arbeitsraumes zum nachlaufenden, sich im Füllvorgang befindenden Arbeitsraum, fortpflanzen. Aufgrund der durch Schädigung der Rotorbeschichtung entstandenen relativ großen, lokalen Spalthöhen könnte diese Wellenausbreitung, die bei kleinen Spalthöhen eher „blockiert“ wird, durchaus möglich werden.

**Bild 5-19** verdeutlicht einen Vergleich der Druckverläufe für verschiedene Motoreintrittsdrücke  $p_{M,E}$ , bei einer relativ geringen Hauptrotordrehzahl von  $n_{HR}=6000\text{min}^{-1}$ , bei der die beschriebenen Druckwellen nur wenig ausgeprägt sind.

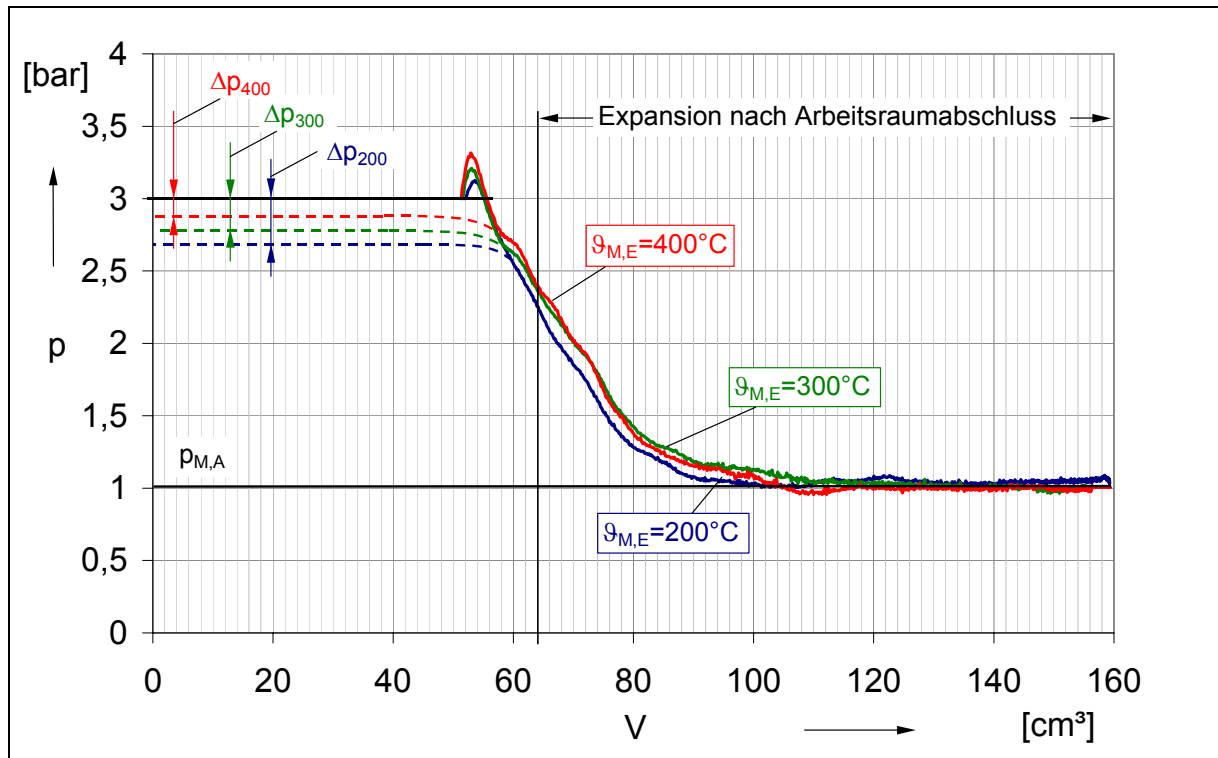


**Bild 5-19:** Indikatordiagramme des GASSCREW-Motors für verschiedene Motoreintrittsdrücke  $p_{M,E}$ ;  $\Delta p$  kennzeichnet die Drosselung am Motoreintritt;

**Konstanten:** Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=500^{\circ}\text{C}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=6000\text{min}^{-1}$

Die Druckverläufe unterscheiden sich in der Höhe der Maxima, bedingt durch die unterschiedlichen Motoreintrittsdrücke  $p_{M,E}$ , und im Gradienten des Druckverlaufs ab dem Arbeitsraumabschluss. Da die relativen Spaltmassenströme zu einem höheren Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  hin wegen der größeren anliegenden Druckdifferenz über der Spaltlänge ansteigen, sinkt der Arbeitsraumdruck dort schneller als bei niedrigerem Druck  $p_{M,E}$ . Die Füllungsphasen weichen in Übereinstimmung mit den entsprechenden Liefergraden wie auch die Drucksenkungen  $\Delta p$  aufgrund der Drosselung im Einlassquerschnitt bei angenommener Extrapolation nur geringfügig voneinander ab. Da die Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$ , also auch die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Einlassbereich, konstant ist und die dynamische Viskosität  $\eta$  sich im untersuchten Druckbereich näherungsweise nicht ändert, ergibt sich für die verschiedenen Motoreintrittsdrücke die gleiche Reynoldszahl. Die Drucksenkung  $\Delta p$  verläuft so unabhängig vom Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$ .

Die Druckverläufe in **Bild 5-20** unterscheiden sich bei Variation der Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}$  und ansonsten konstant gehaltenen Parametern nur geringfügig.



**Bild 5-20: Indikatordiagramme des GASSCREW-Motors für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$ ;  
Konstanten: Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=3\text{bar}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}$**

Das überschwingende Verhalten der Drucksensoren verstärkt sich auch mit steigender Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}$ , wahrscheinlich aufgrund der sich mit der Temperatur verändernden mechanischen Werkstoffkennwerte der Sensormembran. Die aus der Extrapolation des Druckverlaufes anzunehmende Drucksenkung  $\Delta p$  durch die Drosselung im Einlassquerschnitt nimmt zu höheren Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$  hin ab, weil die temperaturabhängige dynamische Viskosität  $\eta$  des Arbeitsgases steigt.

### 5.4.1 Mechanischer Wirkungsgrad

Der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_m$ , definiert als das Verhältnis der Effektivleistung  $P_e$  zur Innenleistung  $P_i$  des Schraubenmotors

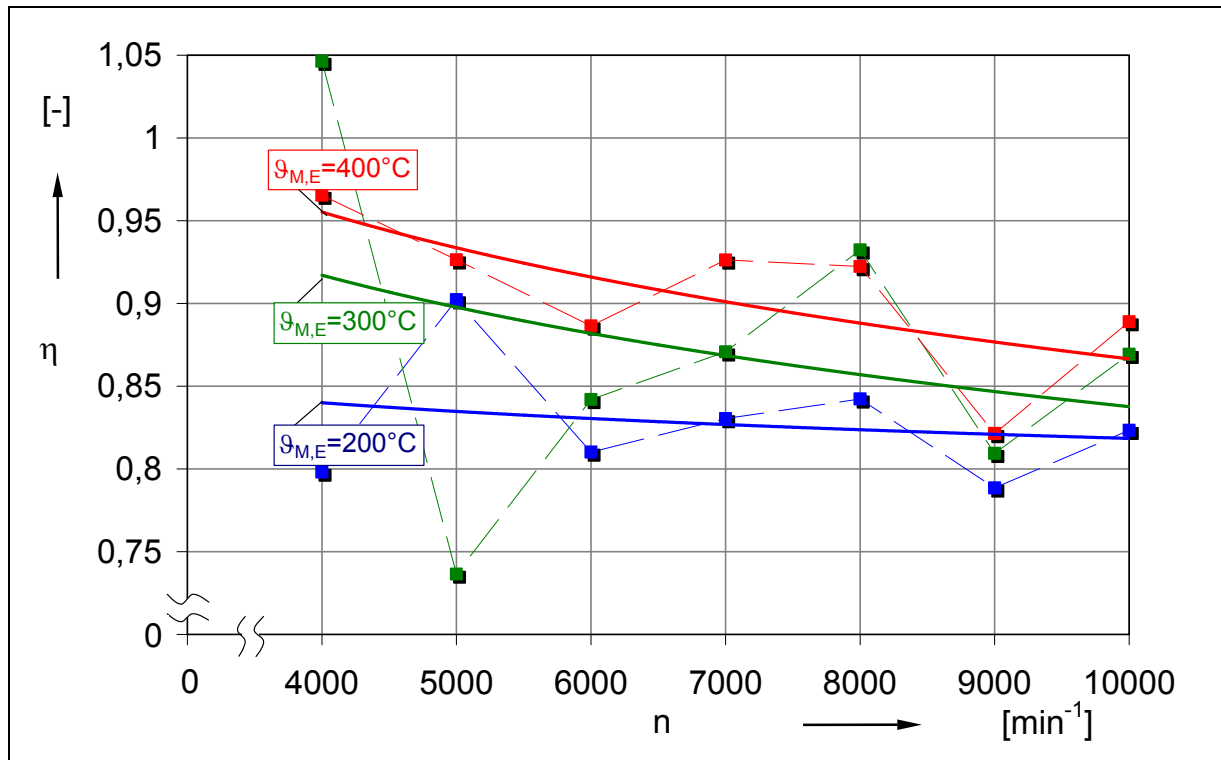
$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (\text{Gl. 5-20}),$$

stellt ein Maß für die mechanischen Reibungsverluste der Bewegungsübertragung, verursacht durch die Lager und den Abtriebsstrang des Motors, dar. Die Innenleistung  $P_i$  wird dabei berechnet aus der dem Indikatordiagramm zu entnehmenden Innenarbeit, Gleichung 5-19,

$$P_i = W_i \cdot n_{HR} \cdot z_{HR} \quad (\text{Gl. 5-21})$$

mit der Hauptrotorzähnezahl  $z_{HR}$

Die so erhaltenen mechanischen Wirkungsgrade des GASSCREW-Motors als Funktion der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  zeigt **Bild 5-21**.



**Bild 5-21:** Berechneter mechanischer Wirkungsgrad des GASSCREW-Motors in Abhängigkeit der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$ ;  
**Konstanten:** Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=3\text{bar}$

Neben dem typischen, leicht fallenden Verlauf des mechanischen Wirkungsgrades mit steigender Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  fällt auf, dass  $\eta_m$  mit steigender Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}$  zunimmt. Diese Zunahme resultiert aus der in den Betriebspunkten vorliegenden höheren Lageröltemperatur und der damit verbundenen progressiven Abnahme der Ölviskosität.

### 5.5 Messung der Gehäuseoberflächentemperaturen

Im Simulationssystem „Schraubenmotor“ kommt insbesondere bei der Untersuchung des thermisch hoch belasteten GASSCREW-Motors der Wirkung der Wärmeübertragung eine signifikante Bedeutung zu. Für die Bestimmung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten an den verschiedenen Bauteiloberflächen müssen für die Simulation die jeweiligen Randbedingungen bekannt sein. Zu diesem theoretischen



Problem existieren mehrere Arbeiten, für den GASSCREW-Motor stellt Keller [74] umfassende Überlegungen an.

Alle thermischen Wirkungen des Arbeitsprozesses GASSCREW bilden sich letztlich, aber integral, an ihrer Systemgrenze, also der Außenoberfläche des Motors ab. Darum bietet es sich für eine experimentelle Verifikation des theoretischen Modells an, Bauteiltemperaturen zu messen und mit den berechneten zu vergleichen. Die Thermografie als berührungsfreies Messverfahren bietet den Vorteil, Messwerte nicht nur an diskreten Punkten zu erfassen, sondern ganze Temperaturfelder zu vermessen. Somit ermöglicht die Thermografie auch eine integrale Aussage über die Abbildungsfähigkeit der Wärmeübergangsmodelle.

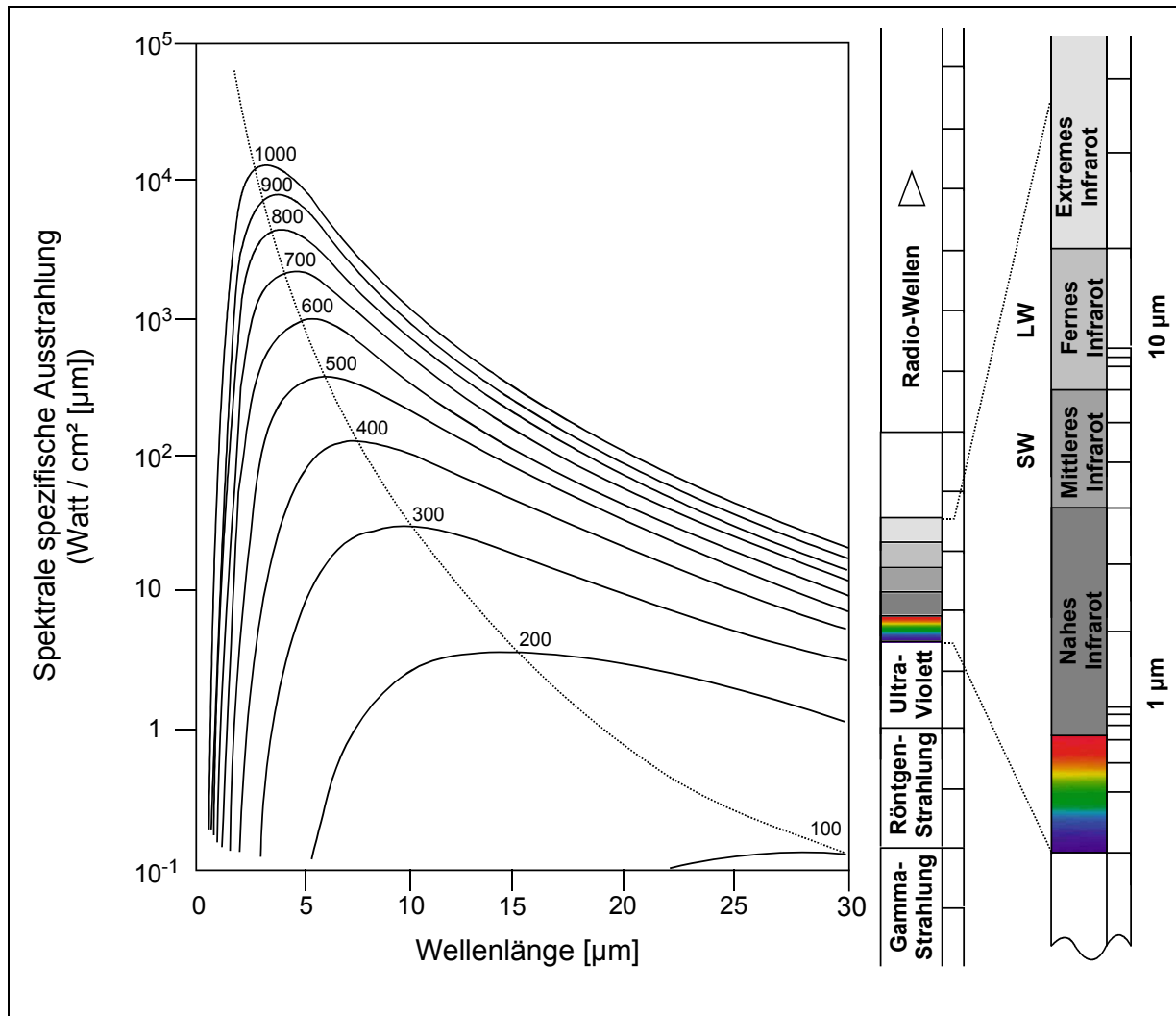
Da zahlreiche Veröffentlichungen auf dem Gebiet der Infrarottechnik und der Messung der Wärmestrahlung zu finden sind, z.B. Glückert [106] und Weichert [107], fasst das folgende Unterkapitel nur die zum Verständnis der durchgeführten Untersuchungen erforderlichen Grundlagen der Infrarot-Thermografie zusammen.

### 5.5.1 Physikalische Grundlagen der Thermografie

Jeder Körper sendet oberhalb der Temperatur des absoluten Nullpunkts von 0 Kelvin Temperaturstrahlung aus, sein infraroter Spektralbereich reicht von 800 nm bis zu einer Wellenlänge von etwa 1 mm, **Bild 5-22**. Dies wird bei der Infrarot-Thermografie dazu genutzt, die Temperatur des abstrahlenden Körpers zu bestimmen. Dabei ermittelt eine Thermografiekamera die von einem Körper abgestrahlte Leistung und ordnet dieser Leistung eine Temperatur zu.

Mathematisch wird der Zusammenhang von Temperatur und Strahlungsleistung durch das Plancksche Strahlungsgesetz beschrieben. Zusätzlich werden noch geometrische Zusammenhänge und Kenngrößen des Detektors berücksichtigt, der zur Messung der Strahlungsleistung verwendet wird.

Die Temperatur- oder Schwarzkörperstrahlung besitzt ein kontinuierliches Emissionsspektrum. Durch spontane und induzierte Emission, sowie Absorption als Wechselwirkungen zwischen Strahlung und einem thermodynamischen Teilchensystem lässt sich die Temperaturstrahlung für den stationären Zustand berechnen.



**Bild 5-22: Spektrale spezifische Ausstrahlung eines schwarzen Körpers bei verschiedenen Temperaturen nach dem Planckschen Strahlungsgesetz und Lage der Infrarotstrahlung im elektromagnetischen Spektrum**

Das Plancksche Strahlungsgesetz liefert den Zusammenhang der abgestrahlten Leistung  $M(\lambda, T)$  als Funktion der Temperatur  $T$  und der Wellenlänge  $\lambda$

$$M(\lambda, T) = \frac{2\pi hc^2}{\lambda^5} \left( e^{\frac{hc}{\lambda kT}} - 1 \right)^{-1} \quad \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{m}} \right] \quad (\text{Gl. 5-22}).$$

Dabei ist  $M$  die aufgrund der Temperatur emittierte hemisphärische und unpolarisierte spezifische Ausstrahlung pro Wellenlänge in  $\text{W}/\text{m}^2\text{m}$  mit

der Lichtgeschwindigkeit  $c = 2,99792 \cdot 10^8 \text{ m/s}$ ,

der Boltzmann-Konstanten  $k = 1,3806 \cdot 10^{-23} \text{ J/K}$  und

der Planck-Konstanten  $h = 6,626 \cdot 10^{-34} \text{ Js}$ .

Die in Bild 5-22 über der Wellenlänge für verschiedene Temperaturen aufgetragene Strahlungsleistung nach Gleichung 5-21 verdeutlicht so die charakteristischen Eigenschaften dieser Strahlung.

Die Lage der Strahlungsmaxima verschiebt sich mit zunehmender Temperatur hin zu kleineren Wellenlängen. Dies beschreibt das Wiensche Verschiebungsgesetz mit

$$\lambda_{\max} = \frac{2,898 \cdot 10^{-3}}{T} \quad [\text{m}] \quad (\text{Gl. 5-23}).$$

Integriert man das Plancksche Strahlungsgesetz über alle Wellenlängen, so erhält man die spezifische Ausstrahlung nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz

$$M(T) = \int_0^{\infty} M(\lambda, T) d\lambda = \sigma T^4 \quad (\text{Gl. 5-24}).$$

mit

$$\text{der Stefan-Boltzmann-Konstanten } \sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4.$$

Diese Strahlungsgesetze gelten jedoch nur für ideale Schwarze Körper.

Misst man die von einem Oberflächenelement emittierte flächenspezifische Ausstrahlung, so lässt sich daraus die Temperatur  $T_w$  der Wandoberfläche berechnen. Dieses Verfahren wird in der Thermografieameratechnik angewendet. Dabei setzen die Kameras Detektorelemente ein, die nur in einem beschränkten Wellenlängenintervall (im Allgemeinen 3-5  $\mu\text{m}$  oder 8-13  $\mu\text{m}$ ) Strahlung registrieren. In diesen Bereichen können die Einflüsse, die der Weg der Strahlung durch die Atmosphäre vom Sender zum Empfänger ausübt, vernachlässigt werden.

Nur ideale schwarze Strahler (ss) emittieren nach dem Planckschen Strahlungsgesetz. Reale Strahler (rs) emittieren nur einen Teil der Temperaturstrahlung des schwarzen Strahlers. Dieses Verhalten wird durch den Emissionskoeffizienten  $\varepsilon$  beschrieben. Die meisten thermografisch interessanten Stoffe besitzen einen von der Wellenlänge nahezu unabhängigen Emissionskoeffizienten  $\varepsilon$ . Für die spezifische Abstrahlung gilt:

$$M_{rs}(T) = \varepsilon \cdot M_{ss}(T) \quad (\text{Gl. 5-25}),$$

sie setzt sich aus drei Anteilen zusammen: einem Teil, der den Körper durchdringt (Transmission), einen weiteren bildet die Umgebungsstrahlung, die am Körper reflektiert wird (Reflektion) und der dritte Teil wird vom Körper selbst aufgrund seiner Temperatur abgestrahlt (Emission). Für die Summe von Emissions-, Transmissions- und Reflexionskoeffizienten gilt

$$\varepsilon_R + \varepsilon_E + \varepsilon_T = 1 \quad (\text{Gl. 5-26}).$$

Unter der Annahme, dass die Transmission vernachlässigbar ( $\varepsilon_T=0$ ) ist, setzt sich die ausgesandte Strahlung aus zwei Anteilen, der Reflexion  $\varepsilon_r$  und der Emission  $\varepsilon_E$ , zusammen, sodass gilt

$$\varepsilon_E \sigma T_W^4 + \varepsilon_R \sigma T_U^4 = \sigma T_M^4 \quad (\text{Gl. 5-27}).$$

Der erste Term in Gleichung 5-26 stellt die von der Wandoberfläche mit der Temperatur  $T_W$  ausgesandte Strahlung dar. Die aus der Umgebung mit der Temperatur  $T_U$  auf die Wand treffende und von dort reflektierte Strahlung wird durch den zweiten Summanden beschrieben. Empfängerseitig ordnet die Kamera der einfallenden Strahlung eine Temperatur  $T_M$  zu. Die wahre Wandoberflächentemperatur des betrachteten Objekts  $T_W$  lässt sich mit folgender Gleichung unter Berücksichtigung von Gleichung 5-24 berechnen zu

$$T_W = \left[ \frac{T_M^4 - (1 - \varepsilon_E) T_U^4}{\varepsilon_E} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{Gl. 5-28}).$$

Man erkennt, dass zur Bestimmung der Wandoberflächentemperatur  $T_W$  der Emissionswert  $\varepsilon_E$  und die Temperatur der Umgebung  $T_U$  bekannt sein müssen. Zur quantitativen Auswertung von Thermografien ist also eine Emissionswert-Korrektur notwendig. Diese kann nachträglich mit der hier zum Einsatz kommenden Thermografie-Auswerteeinheit und der implementierten Software durchgeführt werden.

### 5.5.2 Eingesetztes Thermografiesystem

Als Infrarot-Thermografiesystem kommt ein Gerät der Firma AGEMA vom Typ Thermovision 900 zum Einsatz, bestehend aus einem Auswerterechner und einem Infrarotscanner.

Der Scanner besitzt zwei thermoelektrisch gekühlte SPRITE-Detektoren, die die empfangene Wärmestrahlung in ein proportionales elektrisches Signal wandeln. SPRITE-Detektoren sind Halbleiter-Quantendetektoren, in denen aus einfallenden Infrarot-Quanten, also Photonen, Elektron-Defektelektron-Paare erzeugt werden. Ein zweidimensionales Wärmebild entsteht, indem ein optomechanisches System das erfasste Messobjekt in Form diskreter Messbereiche auf dem Detektor abbildet. Die Größe der Messbereiche hängt dabei von der Scanneroptik sowie dem verwendeten Objektiv ab. Das System ermöglicht eine Auflösung von 140 x 128 Pixeln und eine Abtastrate von maximal 20 Hz.

Der Detektor besitzt eine spektrale Empfindlichkeit im kurzwelligen Bereich des infraroten Spektrums von 2 bis 5  $\mu\text{m}$ , sodass in Verbindung mit dem eingesetzten Scanverfahren der Temperaturmessbereich ohne zusätzlichen Filter zwischen  $-10^\circ\text{C}$  und  $500^\circ\text{C}$  liegt. Dabei können vier Temperaturmessbereiche benutzt werden, die **Tabelle 5-2** zu entnehmen sind.

**Tabelle 5-2: Thermografiemessbereiche des eingesetzten Systems**

	Temperaturen	Messblende
Bereich 1	$-10^\circ\text{C} \dots 80^\circ\text{C}$	Blende 1, 100% Verstärkung
Bereich 2	$0^\circ\text{C} \dots 150^\circ\text{C}$	Blende 1, <100% Verstärkung
Bereich 3	$50^\circ\text{C} \dots 250^\circ\text{C}$	Blende 2
Bereich 4	$100^\circ\text{C} \dots 500^\circ\text{C} (2000^\circ\text{C})$	Blende 3 (mit Filter)

Zur Erhöhung der Systemgenauigkeit sind intern ein Referenzstrahler und Temperaturfühler angebracht. Eine Übersicht über das System gibt **Tabelle 5-3**.

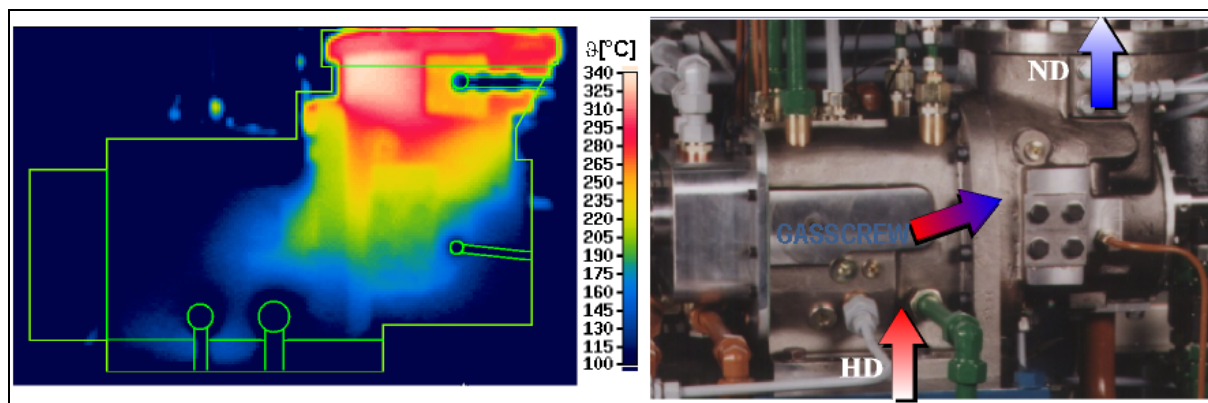
**Tabelle 5-3: Daten des verwendeten Scanners**

<b>AGEMA Thermovision 900 Short Wave Scanner, thermoelektrisch gekühlt</b>	
Detektor	2 Sprite, serielle Abtastung
Spektrale Empfindlichkeit	2 $\mu\text{m} \dots 5,4 \mu\text{m}$
Temperaturauflösung	0,1 $^\circ\text{C}$ bei 30 $^\circ\text{C}$
Temperaturmessbereich	$-10^\circ\text{C} \dots 500^\circ\text{C} (2000^\circ\text{C} \text{ mit Filter})$
Reproduzierbarkeit	$\pm 0.5^\circ\text{C}$ (Messbereich 1) $\pm 0.5 \%$ (Messbereich 2...4)
Messgenauigkeit	$\pm 1^\circ\text{C}$ (Messbereich 1) $\pm 1 \%$ (Messbereich 2...4)
Infrarot-Zeilenfrequenz	3,5 kHz
Bildfrequenz	20 Hz
Geometrische Auflösung	140 x 128 Pixel

Die Speicherung der Thermografiebilder erfolgt systemintern zusammen mit den gemessenen Strahlungswerten, sodass eine spätere detaillierte Analyse sowie eine Bildmanipulation bezüglich der Bildparameter wie Skala und Farbgebung ermöglicht wird.

### 5.5.3 Thermografieaufnahmen

Die Thermografieaufnahmen vom Gehäuse des Schraubenmotors der GASSCREW geben Aufschluss über die Effizienz der getroffenen Kühlmaßnahmen und lassen integrale Aussagen zum Wärmeübergang für spätere Validierungen zu. **Bild 5-23** zeigt das gemessene Temperaturfeld für den Betriebspunkt mit einer Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{M,E}=600^{\circ}\text{C}$ , einem Motoreintrittsdruck von  $p_{M,E}=6\text{bar}$ . Da sich das Temperaturfeld nur unwesentlich mit der Drehzahl verändert, ist hier exemplarisch eine Hauptrotordrehzahl von  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}$  gewählt.



**Bild 5-23:** Infrarotbild und Foto des Schraubenmotorgehäuses mit Anschlüssen für Sperrluft (grau), Gehäusekühlung (grün) und Lageröl (braun), später matt-schwarz lackiert;  
**Konstanten:** Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=600^{\circ}\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=6\text{bar}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}$

In Bild 5-23, auf der rechten Seite, sind auch Anschlüsse der Sperrluft (grau), der Gehäusekühlung (grün) und des Lageröls (braun) gekennzeichnet, die einen Einfluss auf das Temperaturfeld des Gehäuses nehmen und im Infrarot-Vergleichsbild auf der linken Seite als kalte Bereiche (blau, grün umrandet) wiederzufinden sind.

Aus Bild 5-23 ist weiter zu entnehmen, dass die höchsten Temperaturen nicht, wie zunächst anzunehmen, an der Hochdruck-, sondern an der Niederdruckseite auftreten. Die Ursache hierfür liegt in der hier wirksamen Gehäusekühlung, die aus einem Kühlmantel um den Hochdruckstutzen und achsparallelen Kühlbohrungen oberhalb der Rotorbohrungen im Gehäuse bestehen. Dadurch liegen die höchsten Bauteiltemperaturen relativ zur Motoreintrittstemperatur auf einem moderaten,

werkstoffverträglichen Niveau. Die oberhalb der eingezeichneten Gehäusekontur im Infrarotbild in Bild 5-23 zu erkennenden „hot-spots“ sind Strahlungsreflexionen von hinter dem Motor liegenden Bauteilen.

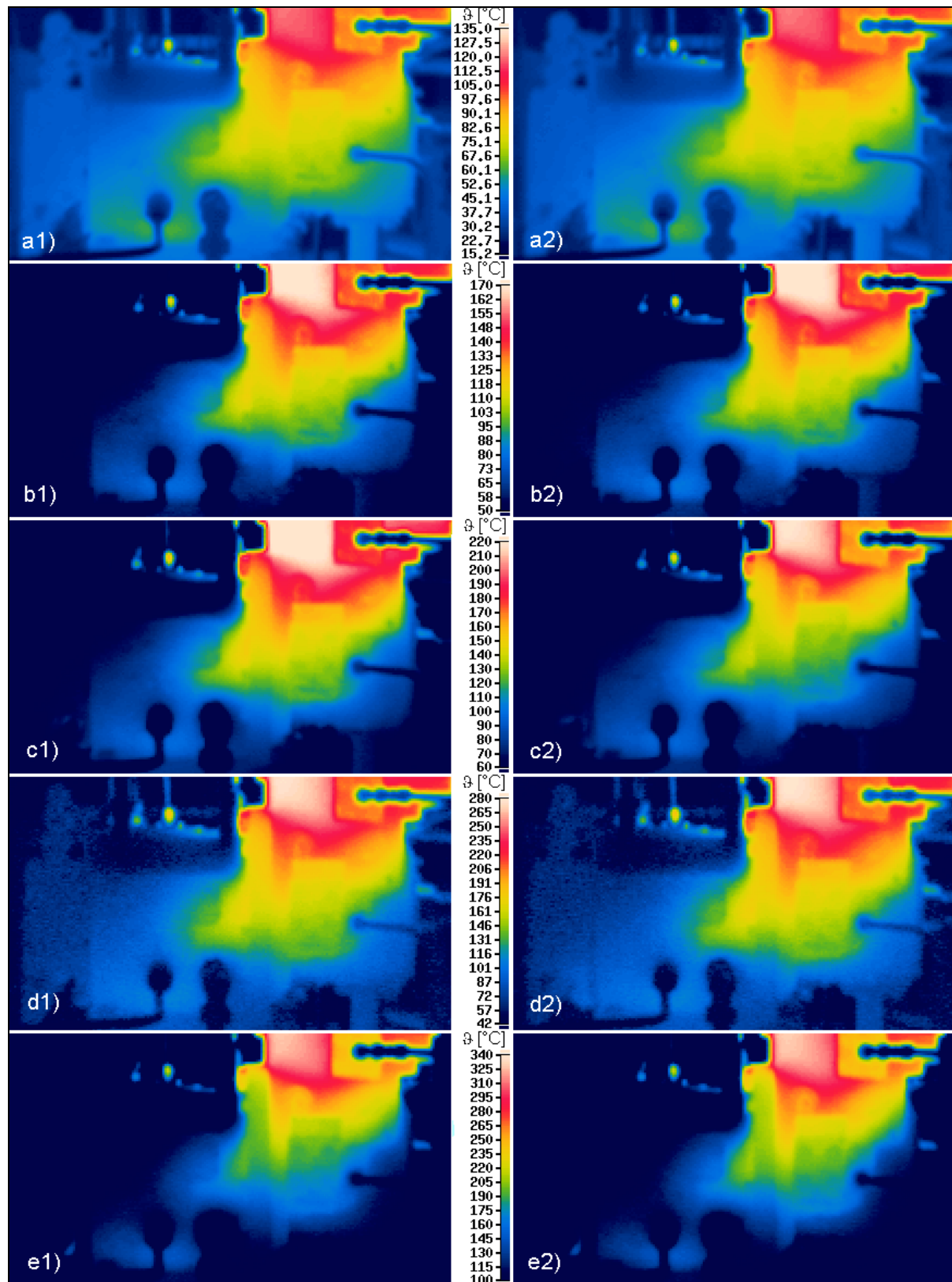
Um einen Überblick über die thermische Belastung des Gehäuses unter Betriebsbedingungen der GASSCREW zu bekommen, vermittelt **Bild 5-24** Thermografieaufnahmen des GASSCREW-Motors für mehrere Betriebszustände, links Motoreintrittstemperaturen von  $\vartheta_{M,E}=200\dots600^{\circ}\text{C}$  bei konstantem Motoreintrittsdruck von  $p_{M,E} = 4\text{bar}$  und konstanter Hauptrotordrehzahl von  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}$ , rechts ist in a2 und b2 jeweils die Hauptrotordrehzahl auf  $n_{HR}=4000\text{min}^{-1}$  vermindert bzw. auf  $n_{HR}=10000\text{min}^{-1}$  erhöht, in c2 und d2 jeweils der Motoreintrittsdruck auf  $p_{M,E}=3\text{bar}$  vermindert bzw. auf  $p_{M,E}=5\text{bar}$  erhöht. In e2 sind sowohl der Motoreintrittsdruck auf  $p_{M,E}=6\text{bar}$  als auch die Hauptrotordrehzahl auf  $n_{HR}=10000\text{min}^{-1}$  erhöht. Die Gehäusekühlung bleibt in jedem Betriebszustand konstant auf einen Wert von  $\dot{V}_{K,Gh} = 10 \text{ l/min}$  eingestellt.

Durch diese Art der Darstellung eines Ausschnittes aus der 3-dimensionalen Messmatrix soll verdeutlicht werden, dass die Abhängigkeit des Temperaturfeldes von Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  und Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  eher gering ausfällt. Die Temperaturverteilung im Gehäuse ist qualitativ bei verschiedenen Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$  und quantitativ unterschiedlichen Absolutwerten der Temperaturskala recht ähnlich.

### 5.5.3.1 Gehäusekühlvariation

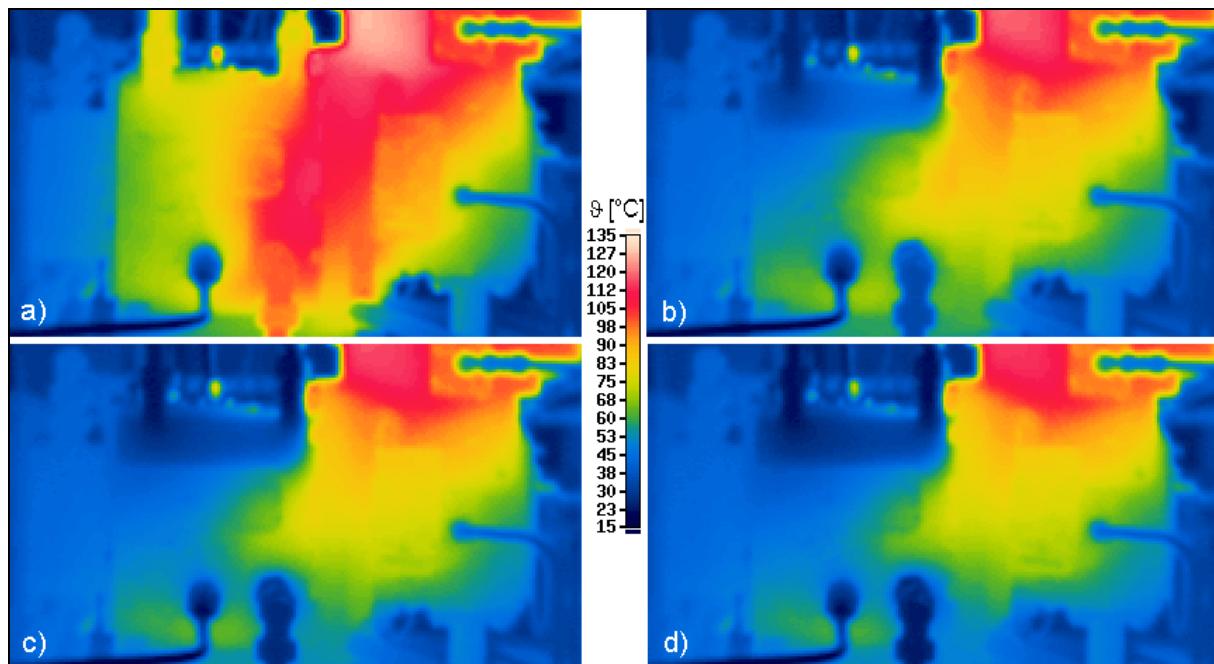
Um den Einfluss der Gehäusekühlung auf das Temperaturfeld zu verdeutlichen, sind in **Bild 5-25** die Thermografieaufnahmen für verschiedene Gehäusekühlparameter dargestellt. Das Temperaturfeld ohne Kühlung in Bild 5-25 a), unterscheidet sich deutlich von dem mit Kühlung in Bild 5-25 b)-d). Ohne Kühlung bedeutet im Fall des GASSCREW-Motors einen Kühlwasser-Glykol-Volumenstrom durch die hauptrotor- und nebenrotorseitigen Kühlbohrungen sowie durch den Kühlmantel von  $\dot{V}_K = 0 \text{ l/min}$ . Auf einen Volumenstrom durch die Bohrungen für Sperrluft und Lageröl darf prinzipbedingt nicht verzichtet werden, sodass deren Kühlwirkung auf das Temperaturfeld stets Berücksichtigung finden muss.

In der Aufnahme ohne Kühlung, Bild 5-25a), ist deutlich zu sehen, in welchem Gehäusebereich das als Wärmequelle zu erkennende Arbeitsgas strömt, auffallend durch die von der HD- zur ND-Seite verlaufenden Temperaturmaxima (rot). Das absolute Temperaturmaximum liegt wie auch im Fall mit Kühlung im Bereich des ND-Stutzens.



**Bild 5-24:** Thermografieaufnahmen des GASSCREW-Motors bei  
 a1/a2)  $\vartheta_{M,E}=200^{\circ}\text{C}$ ,  $p_{M,E}=4\text{bar}$ ,  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}/4000\text{min}^{-1}$ ,  
 b1/b2)  $\vartheta_{M,E}=300^{\circ}\text{C}$ ,  $p_{M,E}=4\text{bar}$ ,  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}/10000\text{min}^{-1}$ ,  
 c1/c2)  $\vartheta_{M,E}=400^{\circ}\text{C}$ ,  $p_{M,E}=4\text{bar}/3\text{bar}$ ,  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}$ ,  
 d1/d2)  $\vartheta_{M,E}=500^{\circ}\text{C}$ ,  $p_{M,E}=4\text{bar}/5\text{bar}$ ,  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}$ ,  
 e1/e2)  $\vartheta_{M,E}=600^{\circ}\text{C}$ ,  $p_{M,E}=4\text{bar}/6\text{bar}$ ,  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}/10000\text{min}^{-1}$





**Bild 5-25: Thermografieaufnahmen des GASSCREW-Motors bei Variation der Gehäusekühlung mit**

- a)  $\dot{V}_{K,Gh} = 0 \text{ l/min}$  ( $Re \approx 0$ ), b)  $\dot{V}_{K,Gh} = 2 \text{ l/min}$  ( $\log Re \approx 3,4$ ),  
 c)  $\dot{V}_{K,Gh} = 5 \text{ l/min}$  ( $\log Re \approx 3,8$ ), d)  $\dot{V}_{K,Gh} = 10 \text{ l/min}$  ( $Re \approx 4,1$ );  
**Konstanten: Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=200^\circ\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=3\text{bar}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=6000\text{min}^{-1}$**

Der HD-Stutzen erfährt stets die Wirkung der Wärmeleitung in die Grundplatte, die bedingt durch ihre große Oberfläche merklich zur konvektiven Kühlung beiträgt.

Da der Temperaturhöchstwert im Vergleich zum gekühlten Gehäuse bei einer Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{M,E}=200^\circ\text{C}$  bereits um einen Wert von  $\Delta\vartheta \approx 20^\circ\text{C}$  höher liegt, wird auf die Untersuchung der ungekühlten Betriebspunkte bei höheren Motoreintrittstemperaturen aus Betriebssicherheitsgründen verzichtet. Die höchste gefahrene Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{M,E}=600^\circ\text{C}$  lässt keine Kühlvariation mehr zu.

Die Kühlung, Bild 5-25 a)-b), bewirkt eine deutliche Reduzierung des Temperaturniveaus auf der HD-Seite des Motors. Auch der ND-Stutzen erfährt eine Temperaturminderung, sodass das absolute Temperaturmaximum ebenfalls verringert werden kann. Eine Erhöhung des Kühlvolumenstroms, Bild 5-25 b)-c)-d), liefert eine nur geringfügige Reduzierung der Temperaturen.

Legt man nach Baehr und Stephan [108] eine Nußeltzahl  $Nu$  für Kühlbohrungen zugrunde, so folgt für die laminare Strömung

$$\text{Nu} = \left( 3,66^3 + 1,61^3 \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_h}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Gl. 5-29}),$$

und für die turbulente Strömung

$$\text{Nu} = \frac{\frac{\zeta}{8} (\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\zeta}{8}} \left( \text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (\text{Gl. 5-30}),$$

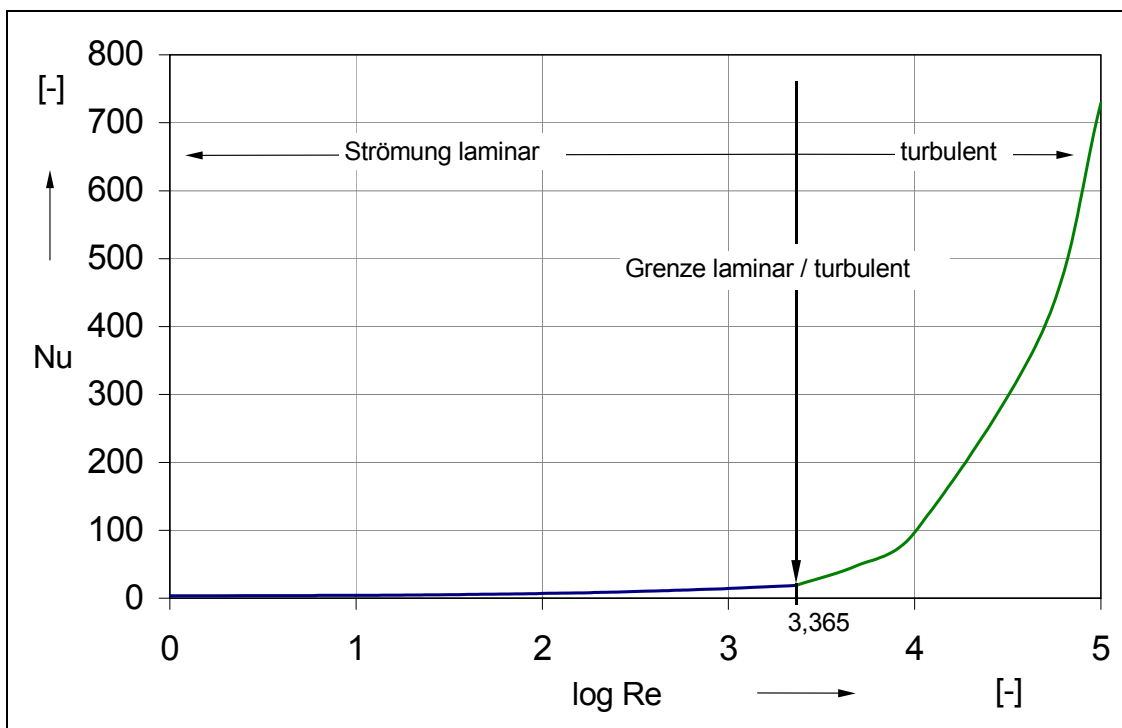
mit

$$\zeta = (0,79 \ln(\text{Re}) - 1,64)^{-2} \quad (\text{Gl. 5-31})$$

und

der Prandtl-Zahl  $\text{Pr}$ ,  
 der Reynoldszahl  $\text{Re}$ ,  
 dem hydraulischen Durchmesser  $d_h$ ,  
 der Bohrungslänge  $l$ .

Betrachtet man den Verlauf der Nußelt-Zahl  $\text{Nu}$  in Abhängigkeit der Reynoldszahl  $\text{Re}$  in **Bild 5-26**, so lässt sich eine prägnante Erhöhung des Wärmeübergangs mit der Strömungsgeschwindigkeit erkennen.

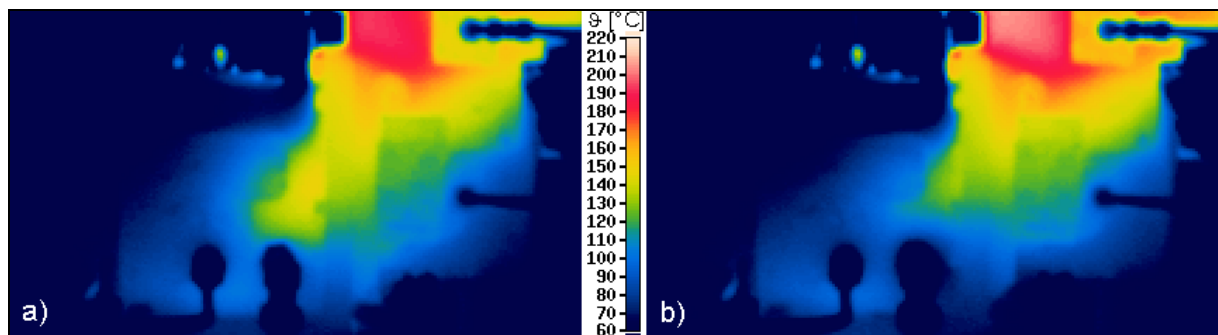


**Bild 5-26:** Verlauf der Nußeltzahl  $\text{Nu}$  in Abhängigkeit der Reynoldszahl  $\text{Re}$  nach den Gleichungen 5-28 und 5-29 in den Kühlbohrungen des GASSCREW-Motors;  
 Konstanten: Prandtlzahl  $\text{Pr}=7$ ,  $d_h/l=0,1$

Der durch Kühlung abgeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_K$  hängt jedoch nicht nur vom Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  und vom Massenstrom  $\dot{m}_K$  (bei konstanter Dichte  $\dot{V}_K$ ) sondern auch von der Temperaturdifferenz zwischen Kühlbohrungswandtemperatur  $T_W$  und Kühlfluidtemperatur  $T_K$  nach

$$\dot{Q}_K = \alpha \cdot \dot{m}_K (T_W - T_K) \quad (\text{Gl. 5-32})$$

ab, die ihrerseits wiederum vom Wärmeübergang beeinflusst wird. Eine dadurch reduzierte Wandtemperatur der Kühlbohrungen bei erhöhtem Kühlvolumenstrom und der erhöhte Wärmeübergang bewirken zusammen einen annähernd konstanten abgeführten Wärmestrom über das Kühlfluid und deshalb ein nur wenig verändertes Temperaturfeld in Bild 5-25 b)-d). Auch bei höherer Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}$  findet man ein ganz analoges Verhalten, **Bild 5-27**.



**Bild 5-27:** Thermografieaufnahmen des GASSCREW-Motors bei Variation der Gehäusekühlung mit

a)  $\dot{V}_{K,Gh} = 2 \text{ l/min}$  ( $\log Re \approx 3,4$ ), b)  $\dot{V}_{K,Gh} = 10 \text{ l/min}$  ( $\log Re \approx 4,1$ );  
Konstanten: Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=400^\circ\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=3\text{bar}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=6000\text{min}^{-1}$

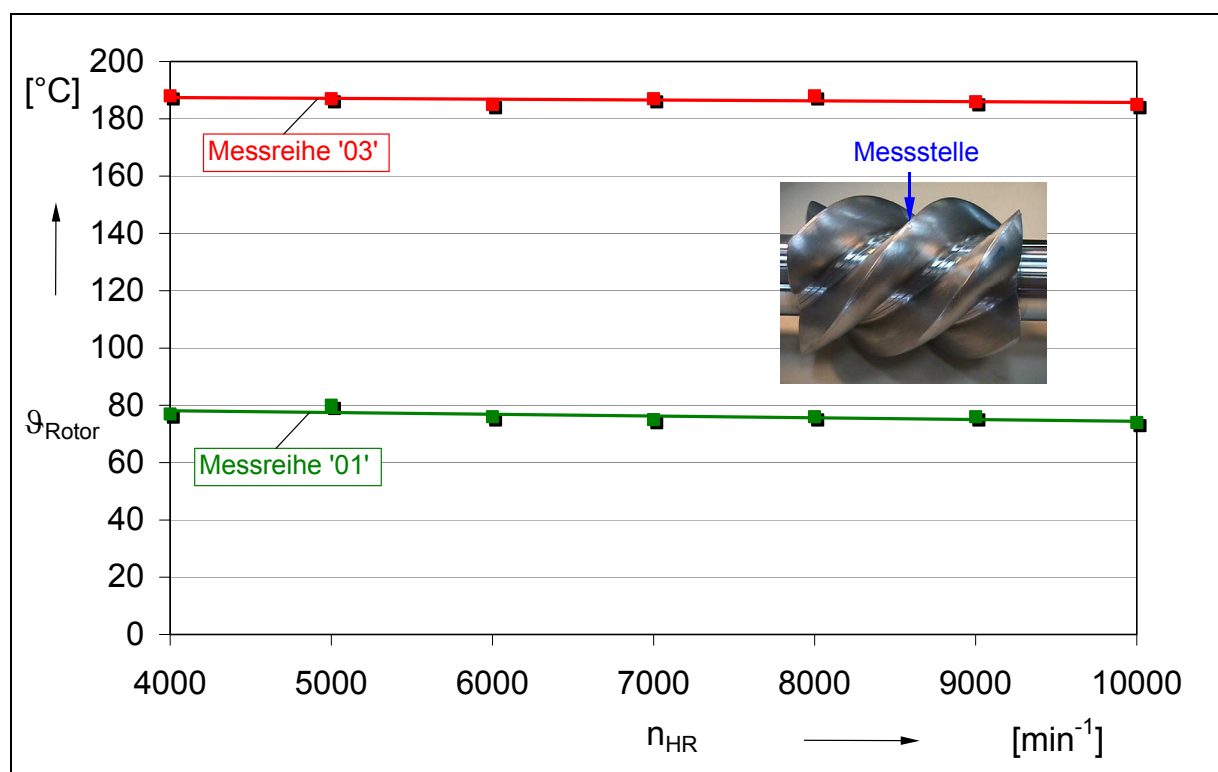
## 5.6 Messung der Rotortemperaturen

Bei den Messungen der Rotortemperaturen mit den applizierten Thermoelementen unter der aufgetragenen Zirkonoxidbeschichtung ist es im Laufe des Anlagenbetriebes zu einigen Einschränkungen gekommen. Von den ursprünglich eingebauten acht Messstellen waren nach der Maschinenmontage nur noch vier betriebsbereit, die Messwerte für die Rotortemperatur am Hauptrotorzahnkopf auf der Mitte des profilierten Teils liefern.

Doch auch diese Temperaturen geben nicht über dem gesamten Verlauf der Messreihen die Temperaturwerte unter der Rotorbeschichtung wieder, weil die Schicht partielle Abplatzungen speziell im Bereich der Messstelle aufwies.

Eine mögliche Ursache dafür liegt in der Unstetigkeit des Beschichtungsvorgangs und der daraus resultierenden nicht ausreichenden Haftzugfestigkeit des Zirkonoxids. Ebenso könnten eine visuell nicht wahrnehmbare Vorschädigung der Schicht durch den Kalteinlaufvorgang oder auch eine Überbeanspruchung durch den Einlaufvorgang während des Betriebs Gründe für das Abplatzen bieten. Außerdem besteht die Möglichkeit, dass Kühllöl aus den Rotorbohrungen unter die Schicht getreten ist und einen weiteren Beitrag zur Schädigung geleistet hat.

Ein Vergleich von Messdaten der ersten Messreihen '01' und '03' bei einer Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{M,E}=200^{\circ}\text{C}$  in **Bild 5-28** weist bereits auf einen deutlichen Unterschied an der Rotortemperaturmessstelle hin. Abplatzungen der Zirkonoxidbeschichtung im Bereich der Temperaturmessstelle bei der Aufnahme von Messreihe '03' können dafür ursächlich sein, dass dort und in den folgenden Messreihen nahezu eine Temperatur vorherrscht, die ein unbeschichteter Rotor aufweisen würde.



**Bild 5-28:** Zeitlich versetzt gemessene Rotortemperaturen am Hauptrotorzahnkopf in Abhängigkeit der Hauptrotordrehzahl  $n_{\text{HR}}$ ; Konstanten: Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=200^{\circ}\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=3\text{bar}$

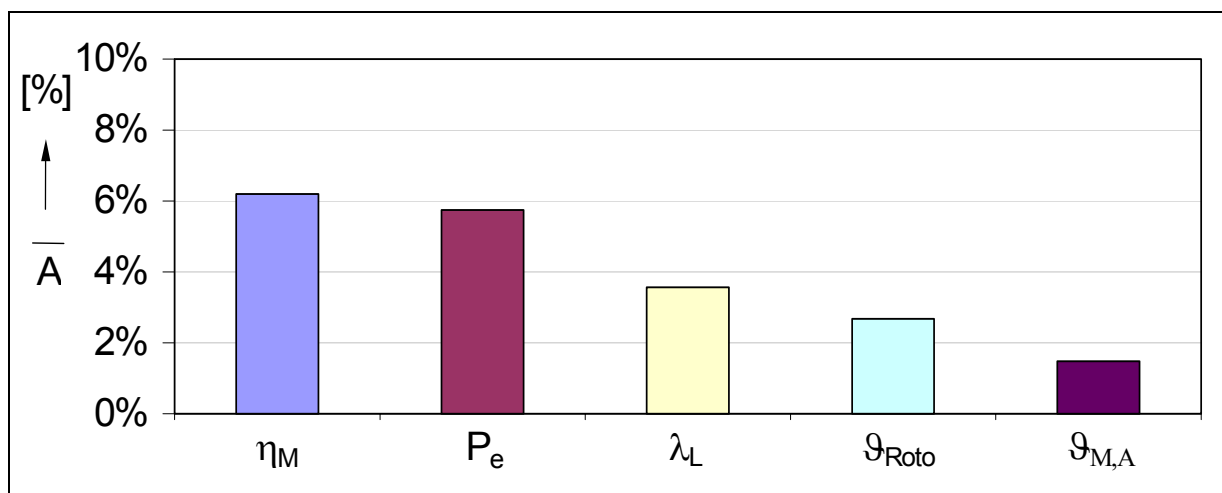
## 5.7 Reproduzierbarkeit der Messungen

Die Überprüfung der Messungen auf Reproduzierbarkeit impliziert eine Untersuchung auf stochastische Fehler und Fehlerquellen. Wiederholte Messungen mit gleichen Sollrandbedingungen zeigen gewisse Abweichungen, die verschiedene Ursachen haben können. Als Ursachen für auftretende Abweichungen gelten:

- Messunsicherheiten,
- messbare, aber nicht einstellbare Parameter, wie Umgebungsdruck und Umgebungstemperatur sowie
- nicht beliebig genau einstellbare Parameter, wie Motoreintrittsdruck, Motoreintrittstemperatur und Kühlvolumenstrom.

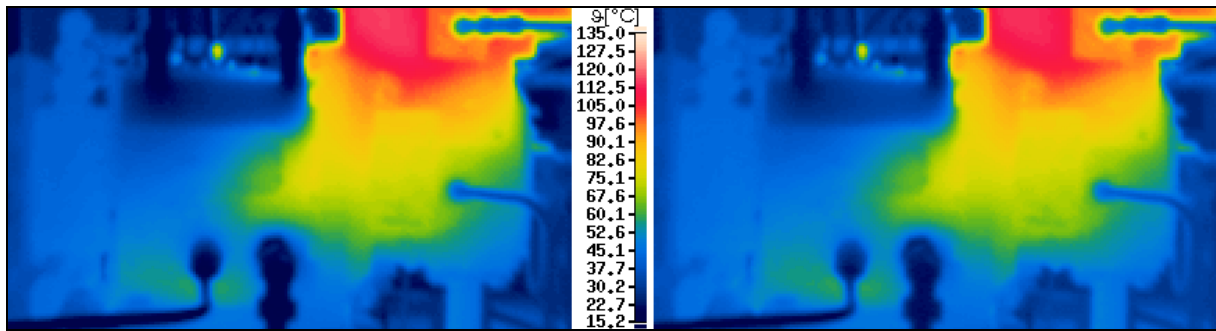
Diese Parameter unterliegen einem Unsicherheitspotenzial, das allerdings auf die Reproduzierbarkeit der Messungen nur Einfluss innerhalb eines tolerierbaren Rahmens ausüben darf.

Die sich aus mehreren Vergleichsmessungen ergebenden prozentualen Abweichungen  $\bar{A}$  für verschiedene Messgrößen in **Bild 5-29** zeigen, dass die Fehler der Reproduzierbarkeit in akzeptablen Grenzen liegen.



**Bild 5-29: Prozentuale Abweichung  $\bar{A}$  einiger Messwerte von zeitlich versetzt wiederholten Messreihen zur Beurteilung der Reproduzierbarkeit**

Die mit der Infrarot-Thermografie aufgenommenen Gehäusetemperaturfelder werden nachhaltig von der Stationarität des angefahrenen Betriebspunktes beeinflusst. Ein Vergleich der in **Bild 5-30** dargestellten Temperaturfelder aus zwei, zeitlich versetzten Messungen unter gleichen Bedingungen liefert eine gute Übereinstimmung.



**Bild 5-30:** Vergleich der Gehäusetemperaturfelder bei Ausgangsmessung und wiederholter Messung bei gleichen Parametern;

**Konstanten:** Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=200^{\circ}\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=3\text{bar}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}$

## 6 Vergleich von Simulation und Messung

Die Abbildungsgüte des erarbeiteten Programmsystems soll nachfolgend mit den experimentell gewonnenen Daten verifiziert werden. Der Simulationsablauf erfolgt ausgehend von den geometrischen und thermodynamischen Initialbedingungen mit einer iterativen Berechnung der Betriebsparameter und der Bauteiltemperaturfelder sowie der daraus resultierenden Bauteildeformationen.

Unter diesen Randbedingungen benötigt eine Betriebspunktsimulation abhängig von der Wahl der Startwerte 5-7 Gesamtiterationsschritte. Ein SUN-Enterprise-Server mit 2 Ultra-II Prozessoren benötigt dazu eine Rechenzeit von ca. 30 Minuten. Die Simulation der gesamten Messfeldmatrix mit jeweils 7 Drehzahlen, 4 Drücken und 5 Motoreintrittstemperaturen benötigt etwa 80 bis 100 Stunden Rechenzeit.

Zunächst werden thermodynamische Ergebnisse wie Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$ , Liefergrad  $\lambda_L$  und effektive Leistung  $P_e$  diskutiert, gefolgt von einer Darstellung der Indikatordiagramme. Durch die abschließende Betrachtung der gemessenen und gerechneten Gehäuseoberflächentemperaturen sowie der gemessenen und gerechneten Rotortemperaturen kann eine integrale Aussage über die Abbildungsgüte des gesamten Wärmeübertragungsmodells getroffen werden.

Die Temperaturverteilung auf der Schraubenmotorgehäuseoberfläche liefert die integrale Summe aller Wärmeströme während der Energiewandlung in der Maschine. Sie stellt deshalb ein brauchbares Instrument dar, die vorangegangene Modellierung der Wärmeübergänge zu überprüfen.

Für einen Vergleich von Simulationsergebnissen mit Messwerten aus dem Experiment müssen die Randbedingungen als notwendiges Kriterium übereinstimmen. Die Simulation kann nur realitätsnah abbilden, wenn alle vorzugebenden Parameter denen des abzubildenden Messpunktes entsprechen. Einige Parameter können auf recht einfache Art und Weise von der Messung übernommen werden. Dazu zählen insbesondere Parameter, die sich während des Versuchsbetriebes recht genau einstellen lassen, wie der Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$ , die Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}$  oder die Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$ . Andere dagegen sind nicht exakt bestimmbar, zum Teil aufgrund von erhöhten Messungenauigkeiten, zum Teil, weil eine Erfassung des Parameters systembedingt nicht möglich ist.

Die Spalthöhen im GASSCREW-Motor stellen derartige Parameter dar. Die Rotoren, insbesondere durch ihre Beschichtung, sind behaftet mit Fertigungs- und Einlaufungenauigkeiten, die sich auf die Kaltspalthöhen auswirken. Im Betrieb der Maschine, nach weiterem Einlauf der Rotoren durch die thermisch bedingten

Deformationen, ergibt sich ein weiterer Unsicherheitsfaktor bei der Bestimmung der Warmspalthöhen. Nicht zuletzt leisten unvorhergesehene Abplatzungen der Rotorbeschichtung während des Versuchsbetriebes ihren Beitrag zu lokalen Spalthöhenabweichungen.

Um dennoch vergleichbare Simulationsergebnisse zu erhalten, müssen die Spalthöhen möglichst weit dem Modell angepasst werden. Da der Liefergrad  $\lambda_L$  des GASSCREW-Motors in erheblichem Maß dem Einfluss der Spalthöhen unterliegt, soll die Anpassung durch eine iterative Berechnung des Liefergrades erfolgen. Die Spalthöhen  $h_{Sp}$ , bei denen die berechneten mit den gemessenen Liefergraden  $\lambda_L$  besonders gut übereinstimmen, sollen als die tatsächlichen, mittleren Spalthöhen  $\bar{h}_{Sp}$  in der Maschine angenommen werden, die als Randbedingung für die Simulation dienen.

## 6.1 Vergleich der thermodynamischen Ergebnisse

Die Ergebnisse der thermodynamischen Berechnung, wie der Liefergrad  $\lambda_L$  und die Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$  stellen hinsichtlich eines Vergleiches zwischen Rechnung und Messung integrale Größen dar. In die thermodynamische Simulation auf der Basis des Arbeitsraummodells für Schraubenmaschinen gehen die mit den Bauteilen getauschten Wärmeströme ein, die wiederum wesentlich von den Bauteiltemperaturen abhängen und damit von den die Zustandsgrößen im Arbeitsraum und von den Wärmeübergängen abhängen.

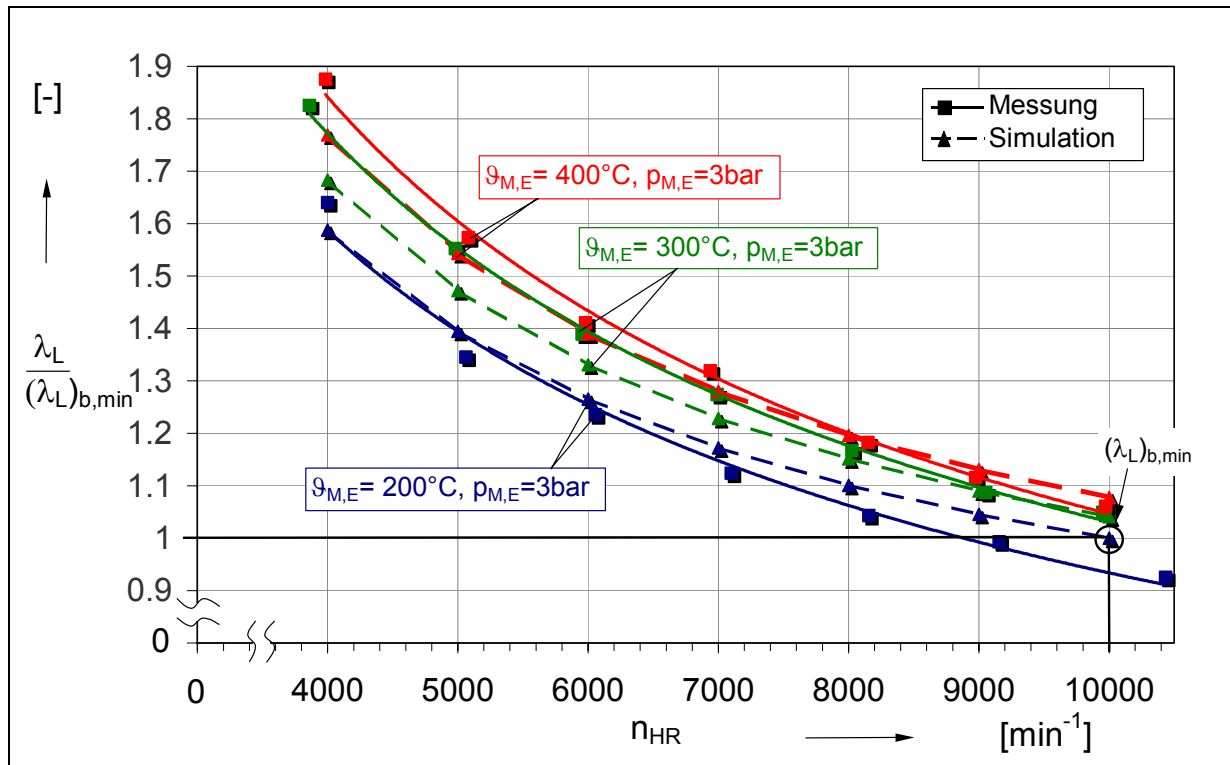
Die qualitativen Abhängigkeiten der Größen von den variierten Parametern geben die Rechnungen korrekt wieder. Die relativ geringen maximalen Abweichungen der im folgenden diskutierten Ergebnisse stützen die in der Simulation benutzte Modellierung.

### 6.1.1 Liefergrad

**Bild 6-1** verdeutlicht den Verlauf des Liefergrades  $\lambda_L$  über der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$  im Vergleich mit Ergebnissen aus dem GASSCREW-Simulationssystem nach vorausgehender iterativer Anpassung durch eine Variation der mittleren Spalthöhen  $\bar{h}_{Sp}$  im GASSCREW-Motor.

Ein Vergleich mit den Simulationsergebnissen lässt eine gute Übereinstimmung im Verlauf der Liefergrade  $\lambda_L$  erkennen. Allerdings liegen die Werte für niedrigere Drehzahlen leicht oberhalb, für höhere Drehzahlen leicht unterhalb der berechneten Werte. Dieser im Experiment ermittelte größere Gradient könnte einerseits auf eine stärkere Abhängigkeit eines der drei Faktoren in Gleichung 5-6 hindeuten.





**Bild 6-1:** Vergleich berechneter Liefergrade  $\lambda_L$  mit den Messdaten für verschiedene Betriebspunkte in Abhängigkeit von der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$ ; Bezugswert: minimaler, berechneter Liefergrad  $(\lambda_L)_{b,min}$  bei Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=10.000\text{min}^{-1}$

Die mittleren Abweichungen  $\bar{A}$ , die sich über

$$\bar{A} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{|\Delta\lambda_L)_i|}{(\lambda_L)_{b,i}} \quad (\text{Gl. 6-1}),$$

mit  $(\Delta\lambda_L)_i$  als der Differenz zwischen gemessenem und berechnetem Liefergrad am Messpunkt  $i$ ,

$(\lambda_L)_{b,i}$  als berechneter Liefergrad am Messpunkt  $i$  und

$n$  als Anzahl der Messpunkte einer Messreihe,

berechnen lassen zu

$$\bar{A} (\vartheta_{M,E} = 200^\circ\text{C}) = 4,5\%,$$

$$\bar{A} (\vartheta_{M,E} = 300^\circ\text{C}) = 3,5\% \text{ und}$$

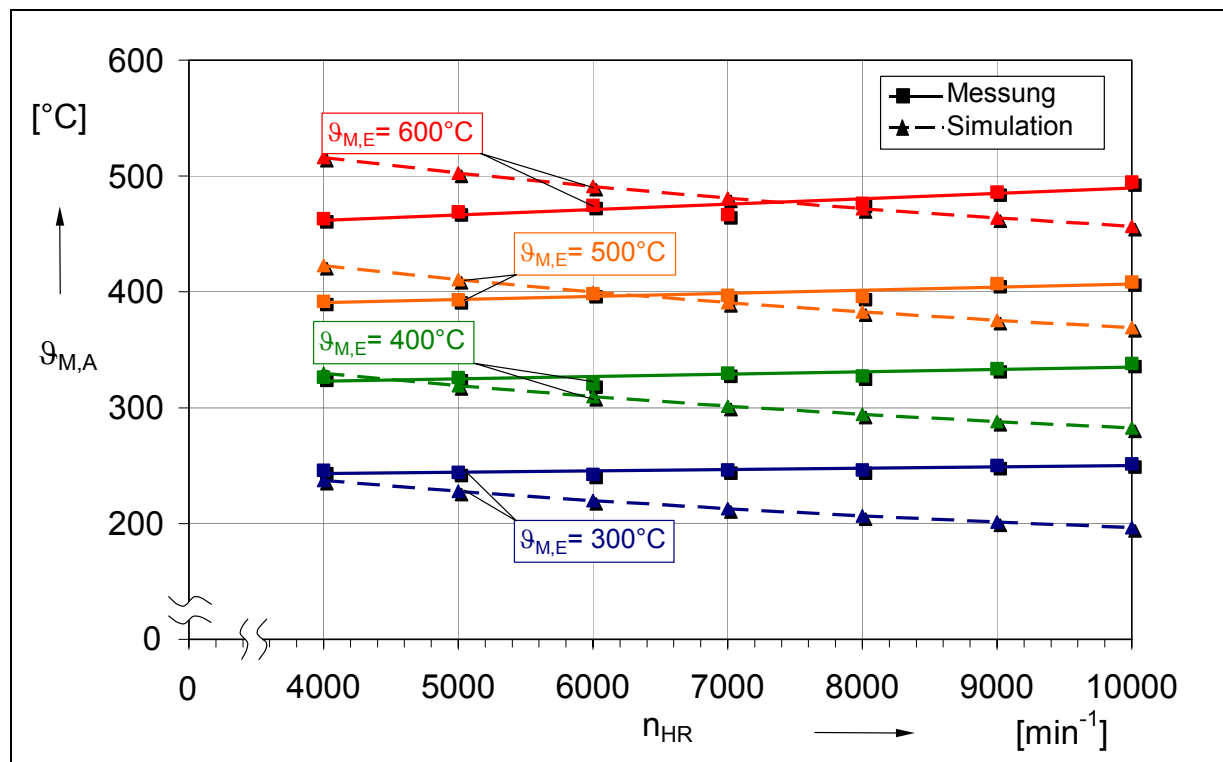
$$\bar{A} (\vartheta_{M,E} = 400^\circ\text{C}) = 2,4\%,$$

liegen durchaus im Bereich der kumulierten Messungenauigkeiten.

### 6.1.2 Motoraustrittstemperatur

Für die Motoraustrittstemperatur  $\vartheta_{M,A}$  zeigt die Simulation in Abhängigkeit von der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  in **Bild 6-2** qualitativ abweichende Verläufe von der Messung. Während die simulierte Motoraustrittstemperatur mit der Hauptrotordrehzahl abnimmt, steigen die gemessenen Werte mit der Hauptrotordrehzahl leicht an. Der Schnittpunkt

der gemessenen mit der simulierten Kurve verschiebt sich dabei mit zunehmender Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}$  zu höheren Drehzahlen.



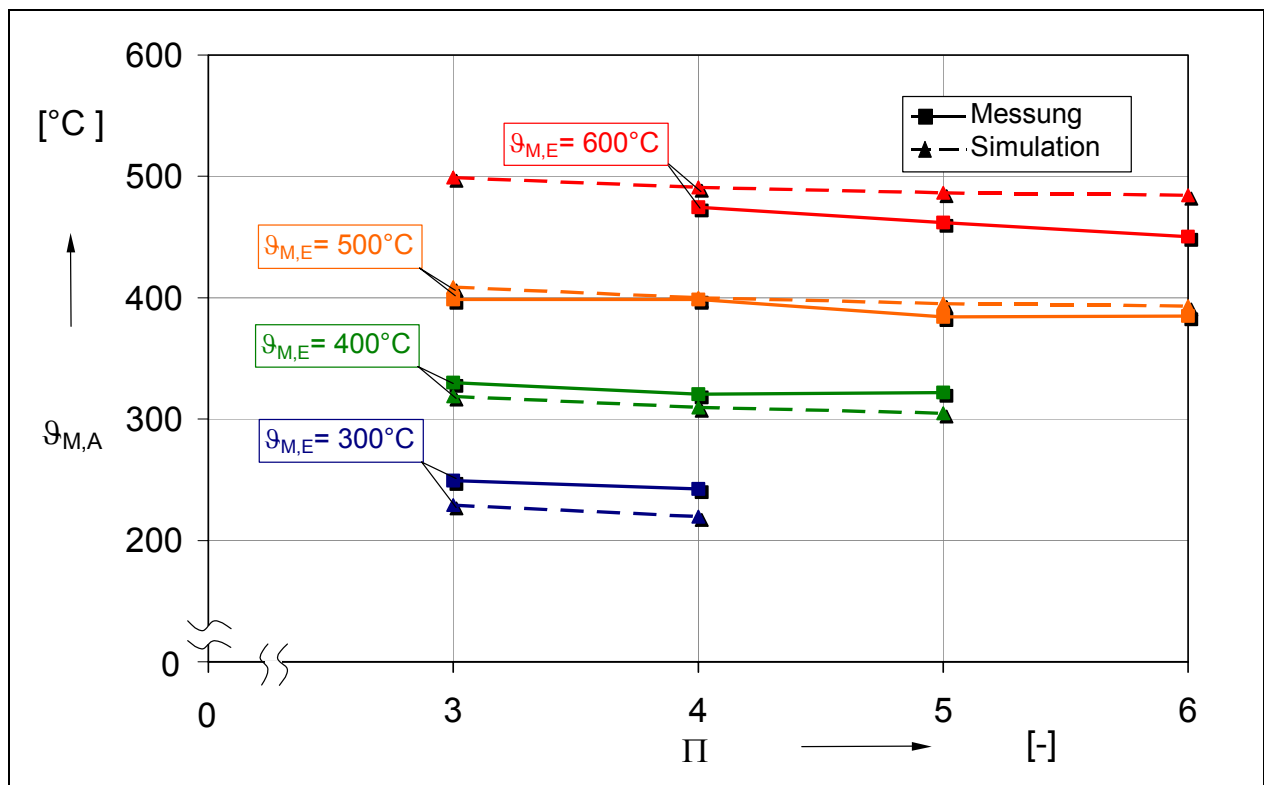
**Bild 6-2:** Vergleich berechneter Motoraustrittstemperaturen  $\vartheta_{M,A}$  mit den Messdaten für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$  in Abhängigkeit der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$ ; Konstanten: Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=4\text{bar}$

Als mögliche Ursache für diese qualitative Diskrepanz mag eine Abweichung der angenommenen von den real vorliegenden Wärmeübergangsbedingungen dienen. Wäre nämlich der Anstieg der Wärmeübergangskoeffizienten im Arbeitsraum mit der Drehzahl weniger ausgeprägt als in der Simulation angenommen, so lägen diese bei niedrigeren Hauptrotordrehzahlen oberhalb bzw. bei höheren Hauptrotordrehzahlen unterhalb der ursprünglichen Werte. Die daraus resultierenden höheren respektive niedrigeren abgeführten Energieströme können somit für die unterschiedlichen Motoraustrittstemperaturverläufe verantwortlich sein.

Mit in die Überlegungen einbezogen werden müssen jedoch die bereits erwähnten Abplatzungen der Rotorbeschichtung, die eine ganz wesentliche Beeinflussung des Wärmeübergangs darstellen. Aufgrund lokaler Beeinträchtigungen der Wärmedämmwirkung durch eine Minderung der Schichtdicke in diskreten Bereichen der Rotoroberflächen bis auf Null, treten zusätzlich verstärkte Wärmeübergänge auf, die einen additiven Einfluss auf die Bauteiltemperaturen, den Wärmetransport und folglich auf die Motoraustrittstemperatur ausüben.

Finden die genannten Randbedingungen Berücksichtigung, so kann man der Simulation auch in diesem Bereich noch eine tolerierbare Abbildungsgüte testen, selbst wenn die quantitative Auswertung, die eine Abweichung von maximal 25% ergibt, dies nicht ohne weiteres so erkennen lässt.

Dass diese Divergenzen sich in der beschriebenen Form ausschließlich in der Abhängigkeit von der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  ausdrücken, zeigt **Bild 6-3** verdeutlichend in der Auftragung der Motoraustrittstemperaturverläufe für die Simulation und die Messung über dem Druckverhältnis  $\Pi$  für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$  bei unveränderter Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$ .



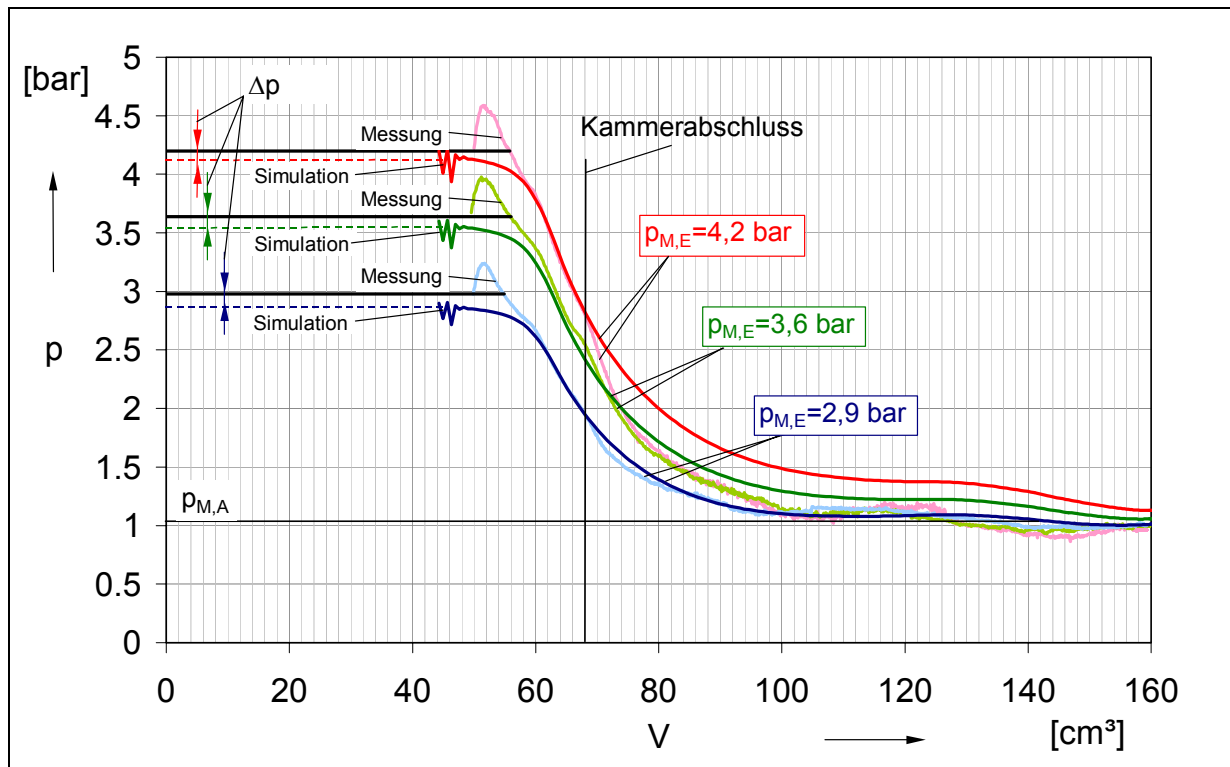
**Bild 6-3:** Vergleich berechneter Motoraustrittstemperaturen  $\vartheta_{M,A}$  mit den Messdaten für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$  in Abhängigkeit des Druckverhältnisses  $\Pi$ ;  
 Konstanten: Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}$

Der qualitative Verlauf ist bei vergleichender Betrachtung als annähernd übereinstimmend anzusehen, wenngleich sich die quantitativen Ergebnisse aufgrund der bereits zu Bild 6-2 angeführten Umstände durchaus noch unterscheiden.

### 6.1.3 Druckverlauf

Der berechnete Verlauf des Druckes während der Expansion im Vergleich mit den Messungen, beispielhaft für eine Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=6000\text{min}^{-1}$  in **Bild 6-4**, zeigt

eine Übereinstimmung bei verschiedenen Motoreintrittsdrücken  $p_{M,E}$  während der Phase bis hin zum Arbeitsraumbabschluss. Nach dem Arbeitsraumbabschluss, während der Expansionsphase, sind bei niedrigem Motoreintrittsdruck kaum Abweichungen zu erkennen; mit steigendem Motoreintrittsdruck jedoch treten zunehmend Unterschiede in Erscheinung. Während die gemessenen Druckverläufe einen steileren Gradienten aufweisen, wird der Druck im Arbeitsraum in der Simulation länger auf höherem Niveau gehalten, und erreicht erst in der Auslassphase den Motoraustrittsdruck.



**Bild 6-4:** Vergleich berechneter Druckverläufe  $p(V)$  mit den Messdaten für verschiedene Motoreintrittsdrücke  $p_{M,E}$  ;  
**Konstanten:** Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=500^{\circ}\text{C}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=6000\text{min}^{-1}$

Diese Erscheinung steht in Einklang mit den bereits erläuterten Unterschieden in der Motoraustrittstemperatur. Auch hier können dafür vor allem die durch die Rotorschichtabplatzungen lokal nicht konkret bestimmbar Spalthöhen für die Simulation verantwortlich sein. Größere Spaltmassenströme bedingt durch größere lokale Spalthöhen führen im experimentell ermittelten Druckverlauf zu einer rascheren Druckabnahme im Arbeitsraum als in der Simulation, für die eine gleichmäßige mittlere Spalthöhe über der gesamten jeweiligen Spaltbreite angesetzt wird. Da die Spaltmassenströme bei höheren Druckverhältnissen empfindlicher auf veränderte Spalthöhen reagieren, steigt die Differenz in den Druckverläufen zu höheren Motoreintrittsdrücken  $p_{M,E}$ .

### 6.1.4 Effektive Motorleistung

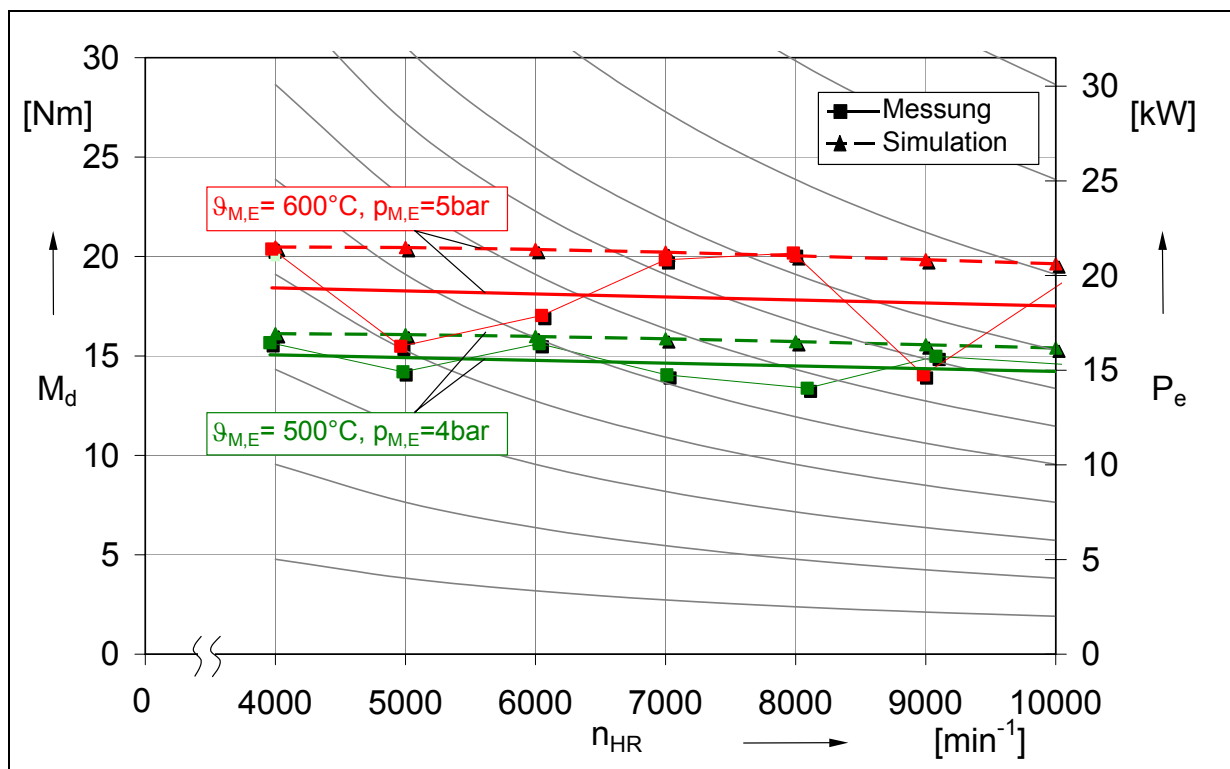
Die effektive Leistung eines Motors ist gegeben als:

$$P_e = M_d \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{HR} \quad (\text{Gl. 6-2})$$

Das Drehmoment  $M_d$  wird im Versuch mit einer Wirbelstrombremse bestimmt. Für die Simulation soll ein mechanischer Motorwirkungsgrad  $\eta_M=f(n_{HR})$  gemäß der gemessenen Werte in Kapitel 5.4.1 angenommen werden. Das berechnete (innere) Drehmoment wird mit dem mechanischen Wirkungsgrad gemäß

$$M_{d,Bremse} = \eta_m \cdot M_{d,M} \quad (\text{Gl. 6-3})$$

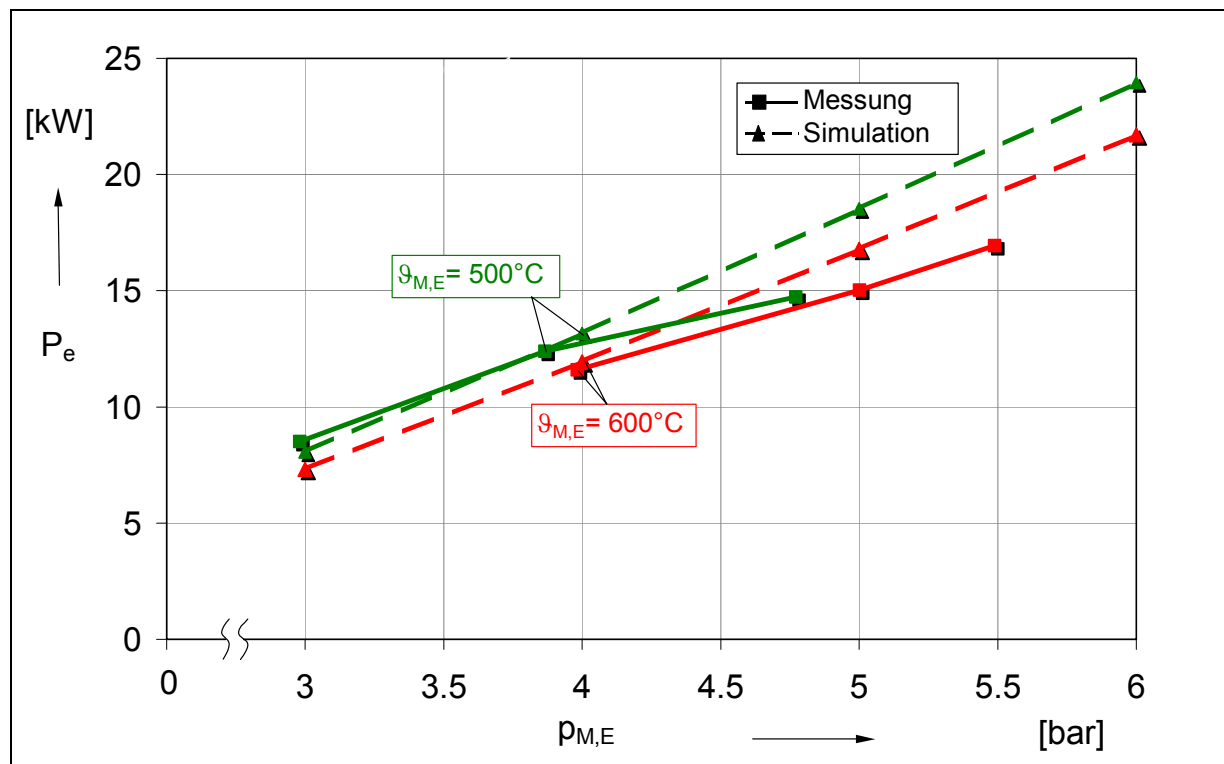
auf das Drehmoment an der Bremse  $M_{d,Bremse}$  umgerechnet. **Bild 6-5** verdeutlicht den erhaltenen Vergleich des gemessenen Drehmomentes mit den Simulationsergebnissen.



**Bild 6-5:** Vergleich des berechneten mit dem gemessenen Drehmomentenverlauf  $M_d$  in Abhängigkeit der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$  und Motoreintrittsdrücke  $p_{M,E}$

Die Messreihen stimmen qualitativ akzeptabel mit den Rechnungen überein. Die Differenzen zwischen Rechnung und Messung spiegeln die bereits erwähnten, mit steigendem Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}$  zunehmenden Abweichungen im Druckverlauf während der Expansion wieder, sodass das berechnete Drehmoment im Mittel über den gemessenen Werten liegt. Diese Tendenz bestätigt **Bild 6-6** mit der Darstellung des Vergleichs der gemessenen und berechneten effektiven Motorleistung  $P_e$  in

Abhängigkeit des Motoreintrittsdruckes  $p_{M,E}$  für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$ .

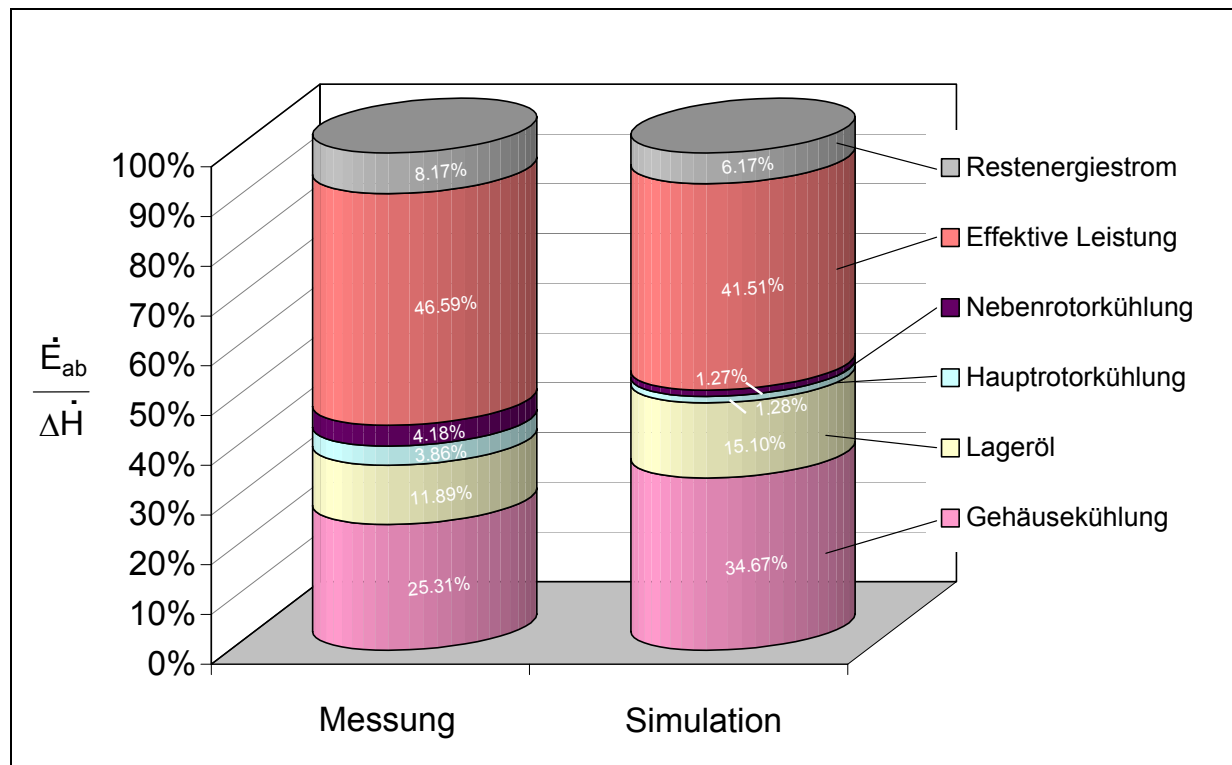


**Bild 6-6:** Vergleich des gerechneten und gemessenen Verlaufs der effektiven Leistung  $P_e$  in Abhängigkeit des Motoreintrittsdruckes  $p_{M,E}$  für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$ ; Konstanten: Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=8000\text{min}^{-1}$

## 6.2 Vergleich der Energieströme

Ein Vergleich der abgeführten Energieströme des GASSCREW-Motors stellt eine weitere Möglichkeit zur Beurteilung der Abbildungsgüte der Simulation dar. Da theoretisch für jeden Betriebspunkt der Messmatrix ein solcher Vergleich möglich ist, die Darstellung aller Vergleiche jedoch den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde, ist beispielhaft ein Betriebspunkt herausgegriffen und in **Bild 6-7** dargestellt, an dem die generellen Unterschiede und Übereinstimmungen diskutiert werden können.

Auffallend sind die deutlich geringer berechneten Energieströme der Haupt- und Nebenrotorkühlung, die in der Messung um einen Faktor 3 bis 4 höher liegen. Ursächlich ist auch hier die während des Betriebes des GASSCREW-Motors teilweise abgeplatzte Rotorbeschichtung, deren Wärmedämmwirkung mit verringerter Schichtdicke (bis auf Null) deutlich abnimmt. Da in der Simulation nur mit einer konstanten Schichtdicke auf den Rotoren gerechnet werden kann, fallen folglich die Energieströme geringer aus.

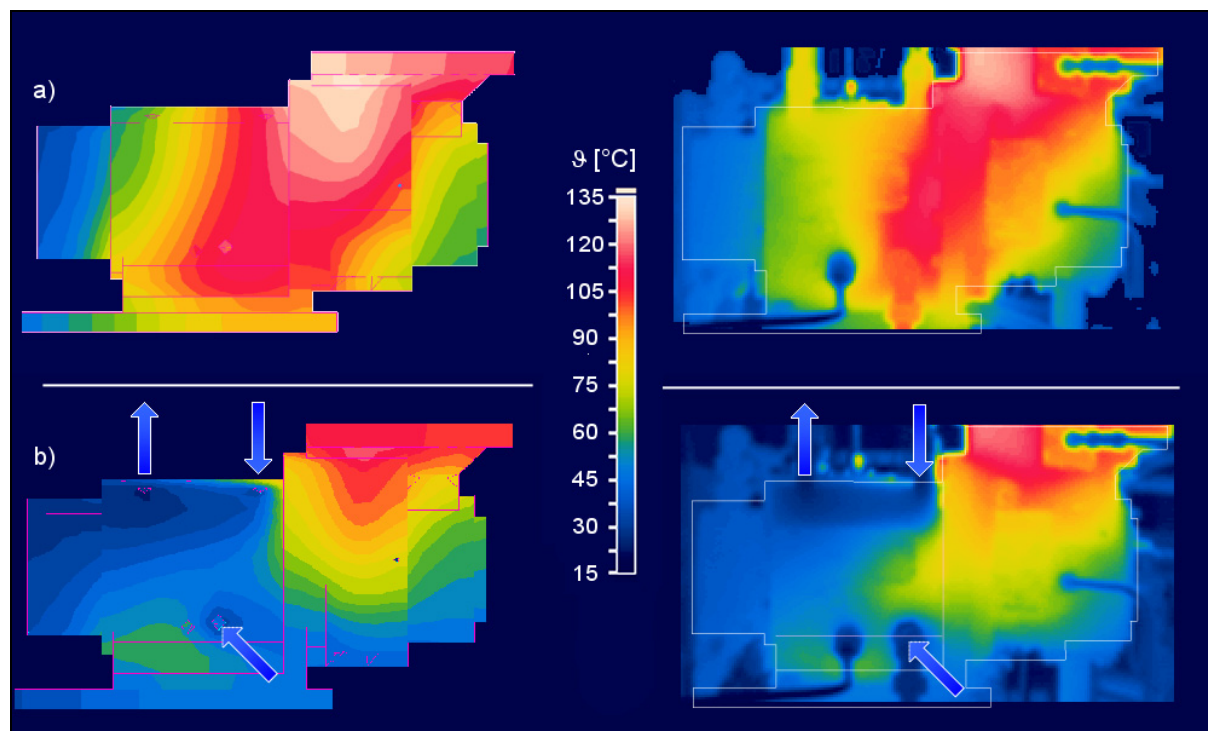


**Bild 6-7:** Vergleich der abgeführten Energieströme  $\dot{E}_{ab}$  bezogen auf die Enthalpiestromdifferenz  $\Delta\dot{H}$  aus Simulation und Messung;  
 Konstanten: Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=500^{\circ}\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=6\text{bar}$ ,  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}$

Die Energiestromdifferenz, die durch die höhere Wärmedämmeigenschaft in der Simulation nicht über die Rotoren abgeführt werden kann, verteilt sich auf die Gehäusekühlung und den Wärmetransport des Lageröls, deren Anteile dadurch höher liegen als in der Messung.

### 6.3 Vergleich der Gehäuseoberflächentemperaturen

Um die Abbildungsgüte des Simulationssystems im Hinblick auf das implementierte Wärmeübertragungsmodell beurteilen zu können, werden zunächst die gemessenen Gehäusetemperaturfelder mit den Ergebnissen der Finite-Elemente-Rechnungen verglichen. Die Temperaturverteilungen auf der Schraubenmotorgehäuseoberfläche im ungekühlten und gekühlten Zustand bei einer Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{M,E}=200^{\circ}\text{C}$  und einem Motoreintrittsdruck von  $p_{M,E}=3\text{bar}$  entnimmt man **Bild 6-8**. Für höhere Motoreintrittstemperaturen muss auf Messungen ohne Kühlung aus Sicherheitsgründen verzichtet werden. Eine Variation der Strömungsgeschwindigkeit des Kühlfluides ist jedoch auch in diesen Bereichen möglich.



**Bild 6-8:** Berechnete (links) und gemessene (rechts) Temperaturfelder des GASSCREW-Motorgehäuses,  
 a) ohne Kühlung,  
 b) mit Wasser-Glykol-Kühlung, Kühlvolumenstrom  $\dot{V}_K = 8 \text{ l/min}$  ;  
 Konstanten: Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{E,M} = 200^\circ\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{E,M} = 3 \text{ bar}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR} = 6000 \text{ min}^{-1}$

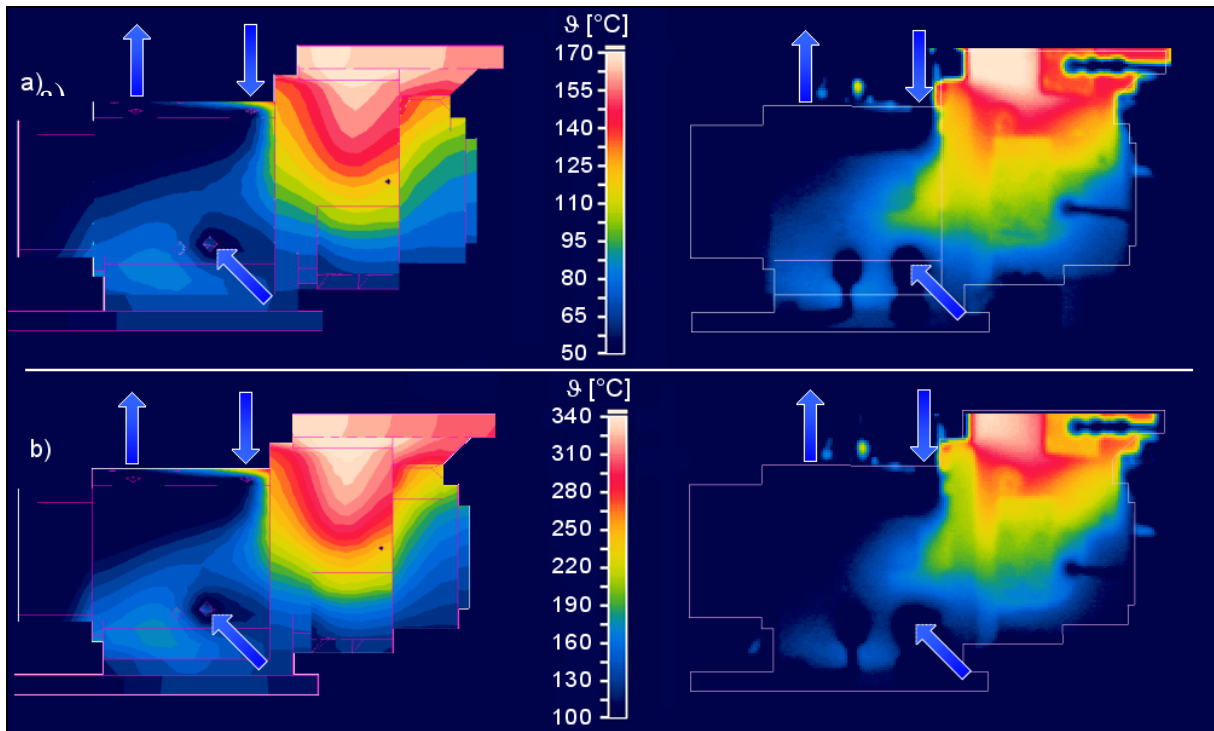
Rechnung und Messung stimmen gut überein sowohl in der qualitativen Temperaturverteilung als auch in den absoluten Temperaturwerten. Nur an Stellen, an denen das Gehäusemodell für die FE-Rechnung geometrisch vereinfacht wurde, um den Komplexitätsgrad und damit die Anzahl der benötigten Finiten-Elemente in Grenzen zu halten, lassen sich Abweichungen erkennen. Ebenso fallen die im Modell nicht berücksichtigten Zuleitungen für Lageröl, Kühlfluid, und Sperrluft als Abweichungen kalter Stellen im Thermografiebild auf.

Dass dieser Grad der Übereinstimmungen auch für andere Temperaturbereiche gilt, vermittelt **Bild 6-9** mit einer Gegenüberstellung von gemessenen und gerechneten Temperaturfeldern für unterschiedliche Motoreintrittstemperaturen und Motoreintrittsdrücke.

#### 6.4 Vergleich der Rotortemperaturen

Die bereits in Kapitel 5 im Zusammenhang mit Bild 5-28 erläuterten Probleme mit der Messung der Hauptrotortemperatur aufgrund der Rotorschichtabplatzung im Betrieb des GASSCREW-Motors sind auch in **Bild 6-10** zu berücksichtigen.





**Bild 6-9:** Gemessene (rechts) und gerechnete (links) Temperaturfelder der Schraubenmotorgehäuseoberfläche mit Wasser-Glykol-Kühlung, Kühlvolumenstrom  $\dot{V}_K = 8 \text{ l/min}$  ;

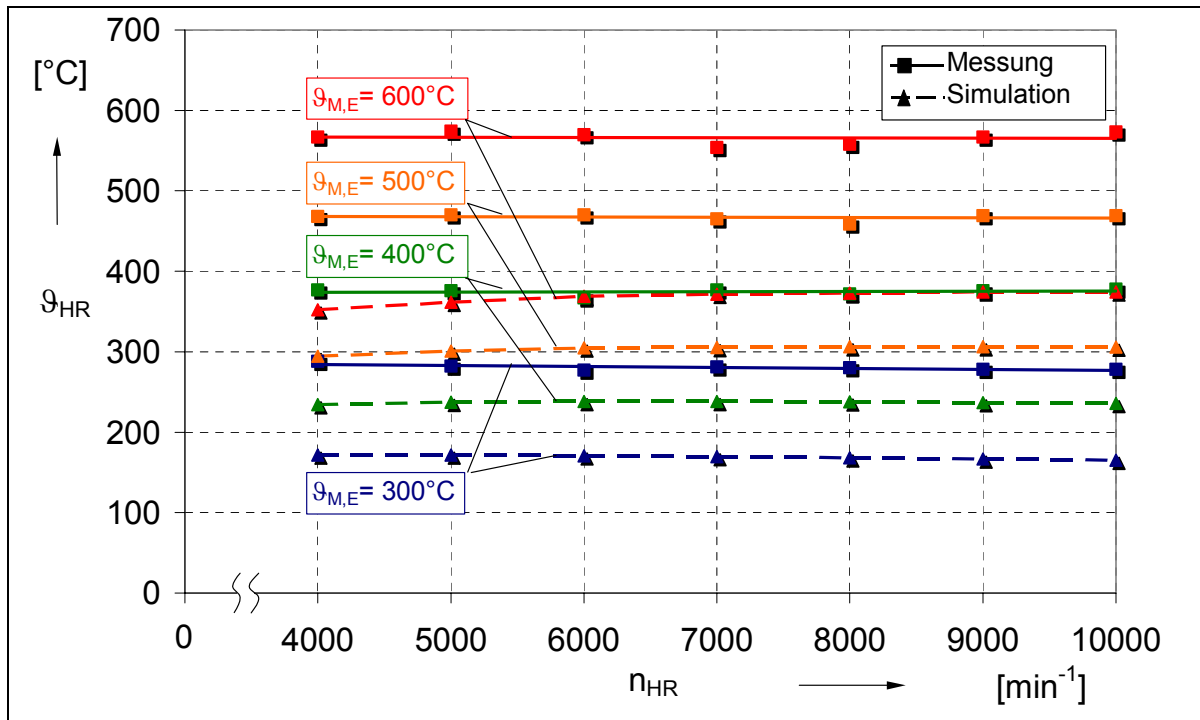
**Konstanten:**

a) Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=300^\circ\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=3\text{bar}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=6000\text{min}^{-1}$ ,

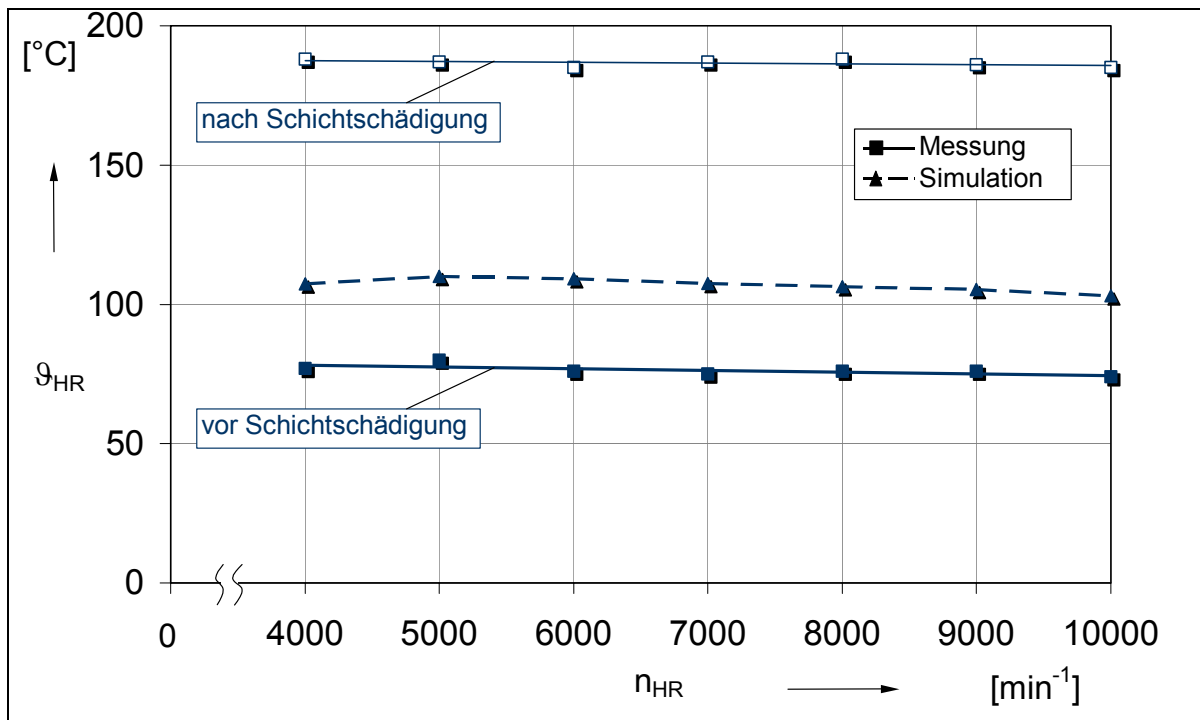
b) Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{M,E}=600^\circ\text{C}$ , Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=6\text{bar}$ , Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}=6000\text{min}^{-1}$

Vergleicht man die Verläufe der gemessenen und berechneten Hauptrotortemperaturen über der Hauptrotordrehzahl, so lässt sich eine qualitativ gute Übereinstimmung feststellen. Die Absolutwerte der Temperaturen in der Messung stellen jedoch eher Werte für einen Rotor dar, der nicht mit einer Wärmedämmschicht versehen ist. Daraus resultieren die recht großen Unterschiede, die Simulation macht jedoch deutlich, welches Temperaturniveau mit einer intakten Wärmedämmschicht zu erreichen wäre.

**Bild 6-11** verdeutlicht, welches Wärmeübertragungspotenzial ein Rotor-Werkstoffverbund besitzt. Man vergleiche die gemessenen Hauptrotortemperaturen vor und nach der Schädigung der Rotorbeschichtung mit den Simulationenwerten.



**Bild 6-10:** Vergleich der gemessenen Hauptrotortemperatur  $\vartheta_{HR}$  mit der Simulation in Abhängigkeit der Hauptrotordrehzahl  $n_{HR}$  für verschiedene Motoreintrittstemperaturen  $\vartheta_{M,E}$ ;  
 Konstanten: Motoreintrittsdruck  $p_{M,E}=4\text{bar}$ , Strömungsgeschwindigkeit der Rotorölkühlung  $c_{K,Rot}=1,5\text{ms}^{-1}$



**Bild 6-11:** Vergleich der berechneten Hauptrotortemperatur  $\vartheta_{HR}$  mit der gemessenen vor und nach der Schädigung der Wärmedämmschicht;  
 Konstanten:  $\vartheta_{M,E}=200^{\circ}\text{C}$ ,  $p_{M,E}=3\text{bar}$ ,  $n_{HR}=7000\text{min}^{-1}$ , Strömungsgeschwindigkeit der Rotorölkühlung  $c_{K,Rot}=1,5\text{ms}^{-1}$

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Mitte der 80er Jahre begann an der Universität Dortmund die Entwicklung eines neuartigen Antriebskonzeptes, das es ermöglichen sollte, im Wettbewerb mit der Gasturbine kleine bis mittlere Massenströme auf hohem Temperaturniveau wirtschaftlich in Wellenarbeit zu wandeln. Die Idee war, den in der Gasturbinenanlage eingesetzten Turboverdichter durch einen Schraubenverdichter und die Turbine durch einen Schraubenmotor zu ersetzen. Das daraus resultierende Prinzip, eine Heißgasschraubenmaschine, wird heute GASSCREW genannt, auch um die thermodynamische Nähe zur GASTURBINE zu kennzeichnen.

Die vorliegende Arbeit bezieht sich auf die erstmalige Inbetriebnahme einer solchen Anlage und beschreibt die Untersuchung des simulationsgestützt ausgelegten GASSCREW-Motors sowie die Ergebnisse des Schraubenmotorbetriebs auf einem Temperaturniveau von zunächst 600°C . Die Verifikation des erarbeiteten Simulationssystems liefert einen Beitrag zur Beurteilung seiner Abbildungsgüte und seiner Weiterentwicklung.

Mit Hilfe des verifizierten Simulationssystems wird es möglich sein, das Betriebsverhalten zu weiter gesteigerten Motoreintrittstemperaturen vorauszubestimmen und mit nächsten Generationen der GASSCREW zu höheren Wirkungsgraden und kompakterer Bauweise vorzudringen.

Die Auslegung der GASSCREW für diese Arbeit beinhaltet neben der Vorausberechnung des Betriebsverhaltens die Berechnung des thermischen und mechanischen Bauteilverhaltens und der daraus resultierenden vorzugebenden Fertigungstoleranzen für den GASSCREW-Motor unter Berücksichtigung der aufzubringenden Rotorbeschichtung und der sich einstellenden Spalthöhen.

Das Hauptaugenmerk der experimentellen Untersuchungen liegt auf dem stationären Betrieb des thermisch hoch belasteten GASSCREW-Motors. Eine Betrachtung des Gesamtsystems der GASSCREW war nicht Ziel dieser Arbeit, es soll nachfolgenden Untersuchungen vorbehalten bleiben. Die Experimente umfassen thermodynamische Maschinendaten, die Indizierung des GASSCREW-Motors, die thermografische Erfassung der Gehäuseoberflächentemperaturverteilung sowie die telemetrische Messung der Hauptrotortemperatur in Abhängigkeit von Hauptrotordrehzahl, Motoreintrittsdruck und Motoreintrittstemperatur.

Des weiteren zeigt eine Variation der Kühlparameter, dass eine gezielte Kühlung der Bauteile auf einem solch hohen Temperaturniveau werkstoffbedingt möglich und

notwendig ist, eine zu intensive Kühlung sich jedoch negativ auf den Energiehaushalt des GASSCREW-Motors auswirkt.

Die Vergleiche von Rechnung und Messung zeigen:

- Qualitativ geben die Rechnungen die Einflüsse der variierten Parameter bis auf erklärbare Ausnahmen sowohl für die thermodynamischen Daten als auch für Gehäusetemperaturfelder mit tolerierbaren Abweichungen wieder;
- Quantitativ stimmen die thermodynamischen Ergebnisse von Messung und Simulation in akzeptablen Grenzen überein;
- Die Ergebnisse, die vornehmlich von den Spalthöhen und der Wärmedämmwirkung der Rotorbeschichtung abhängig sind, zeigen aufgrund der während der Versuche eingetretenen Schädigung der Schicht deutliche Differenzen zur Simulation.

Das Experiment bestätigt die Modellierung, obgleich eine Erhöhung der Modellierungstiefe für eine Erhöhung der Abbildungsgüte wünschenswert erscheint. Dazu könnten in Zukunft 3-dimensionale Strömungsberechnungen, unter anderem auch in den Spalten der Schraubenmaschine, einen Beitrag leisten.

Im Zusammenhang mit diesen Feststellungen ergeben sich aus den Messergebnissen des GASSCREW-Motors einige Forderungen im Ausblick auf zukünftige Arbeiten:

- Um den Energiehaushalt des GASSCREW-Motors positiv zu beeinflussen, sollte eine Energieabfuhr durch Kühlung der Bauteile minimiert werden. Dazu können entweder Werkstoffe oder Werkstoffverbunde eingesetzt werden, die einer Kühlung aufgrund ihrer Eigenschaften nicht bedürfen;
- Die Energie, die durch Wärmestrahlung und Konvektion über die Gehäuseoberfläche abgeführt wird, ist mit Hilfe einer wirksamen Isolierung zu minimieren;
- Die Rotorbeschichtung sollte nicht weiter als Einlaufschicht dienen, vielmehr könnte die Nachbearbeitung der Rotoren durch Schleifen eine Schädigung der Schicht während des Betriebes vollständig vermeiden;

Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit können weiteren Untersuchungen zum instationären Betriebsverhalten des Gesamtsystems GASSCREW als Basis dienen. So befindet sich eine GASSCREW-Versuchsanlage in Vorbereitung, in der Verdichter und Motor durch ein stufenloses Verstellgetriebe direkt gekoppelt sind.

Das benutzte Programmsystem kann, durch diese Arbeit verifiziert, in das sich in der Entwicklung befindende neue Simulationssystem implementiert werden. Dieses wird in der Lage sein, mit Hilfe eines automatischen Arbeitsraummodellgenerators, alle Arten von Schraubenmaschinen sowohl thermodynamisch als auch im thermischen und mechanischen Bauteilverhalten genauer als bisher möglich abzubilden.

**8 Literaturverzeichnis**

- [1] Krigar, H. *Verwendung eines Schraubengebläses als Gebläse, Pumpe, Presse, Motor und Messapparat.*  
Deutsches Patent, Nr. 7116, 1878
- [2] Kauder, K. *Fluidenergiemaschinen II.*  
Vorlesungsskript Verdrängermaschinen,  
Universität Dortmund, 1996
- [3] Pucher, H. *Der Schraubenverdichter als mechanischer Lader für*  
Vlaskos, I. *Fahrzeugmotoren.*  
VDI-Berichte 859, S. 99-118,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- [4] Kauder, K. *Schraubenlader für Ottomotoren.*  
Piatkowski, R. VDI-Berichte 1135, S. 287-307,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- [5] Kauder, K. *Schraubenlader-Motor-System.*  
Weckes, N. VDI-Berichte 859, S. 119-142,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- [6] Kauder, K. *Das Prinzip des Schraubenmotors – Ein erster zweistufiger*  
*Motor im Einsatz.*  
Umschau, Das Wissenschaftsmagazin, Nr. 5, S. 141-142,  
Frankfurt, 1984
- [7] Kauder, K. *Der Schraubenmotor – Eine vielversprechende*  
*Antriebsmaschine zur Nutzung der Abwärme.*  
BWK, Band 37, Nr. 7/8, S. 313-318,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1985
- [8] Kauder, K. *Entwicklung einer neuen Abwärmetechnologie und ihre*  
*Einsatzmöglichkeiten.*  
Zweiter Workshop des Innovationsförderungs- und  
Technologietransferzentrums der Hochschulen des  
Ruhrgebietes, S. 122-132, 1981
- [9] Kauder, K. *Entwicklungsprobleme von Schraubenmotoren.*  
VDI-Berichte 521, S. 1-17,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984
- [10] Kauder, K. *Schraubenmotor-Anlage, Teil der Energieversorgung der*  
Kliem, B. *Universität Dortmund.*  
Piatkowski, R. Schraubenmaschinen Heft 4, S.84-97,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1996

- [11] Kauder, K. *Die Heißgasschraubenmaschine – Ein neues Antriebskonzept.*  
MTZ, Heft 47, Nr. 7/8, S. 269-274,  
Franckh'sche Verlagshandlung, Stuttgart, 1986
- [12] Heinz, A. *Schraubenmaschinen.*  
Mentzendorff, H. In: Handbuchreihe Energie von T. Bohn –  
Verdrängermaschinen  
Technischer Verlag Resch – Verlag TÜV Rheinland,  
Köln, 1985
- [13] Sakun, I. A. *Schraubenverdichter.*  
Verlag Masinstroenie, Leningrad, 1970
- [14] Rinder, L. *Schraubenverdichter.*  
Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, 1979
- [15] Konka, K. H. *Schraubenkompressoren: Technik und Praxis.*  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988
- [16] Rinder, L. *Optimierung und Betriebsverhalten der  
Läuferverzahnungen für Schraubenverdichter mit  
Öleinspritzung.*  
Habilitationsschrift, TU Wien, 1977
- [17] Rinder, L. *Schraubenverdichterbüchsen mit Evolventenflanken.*  
VDI-Berichte 521, S.181-202, VDI-Verlag, Düsseldorf,  
1984
- [18] Rinder, L. *Sonderverzahnungen für Schraubenverdichterröter.*  
VDI-Berichte 640, S. 137-150, VDI-Verlag, Düsseldorf,  
1987
- [19] Rinder, L. *Geräuschverhalten von öleinspritzgekühlten  
Degn, M. Schraubenkompressoren.*  
Schraubenmaschinen Heft 5, S. 37-49,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1997
- [20] Rinder, L. *Lärmquellen in nasslaufenden Schraubenkompressoren.*  
VDI-Berichte 1391, S. 393-411, VDI-Verlag, Düsseldorf,  
1998
- [21] Rinder, L. *Verzahnungsgeometrie und möglicher Vorzeichenwechsel  
Grafinger, M. beim Drehmoment und Achsschub am Nebenläufer von  
Schraubenverdichtern.*  
Schraubenmaschinen Heft 7, S. 49-60,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1999

- [22] Korte, K. J. *Simulation der kinematischen und thermodynamischen Abläufe in der rotierenden Schraubenmaschine.*  
Dissertation, Universität Bochum, 1985
- [23] Greve, H. *Über die Arbeitsweise und Berechnung von SRM-Schraubenverdichtern.*  
Dissertation, TH Hannover, 1971
- [24] Buthmann, P. *Rechnergestützte Schraubenverdichterprofilentwicklung und –rotorauslegung unter Berücksichtigung der betriebsbedingten Verformungen.*  
Dissertation, Universität Bochum, 1985
- [25] Neumann, G. *Berechnete, prozessbeeinflussende Strömungsvorgänge in Schraubenmaschinen.*  
Dissertation, Universität Bochum, 1986
- [26] Kauder, K.  
Sachs, R. *Gasspaltströmungen in einem ebenen Schraubenmaschinenmodell – Teil 1.*  
Schraubenmaschinen Heft 5, S. 113-134,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1997
- [27] Kauder, K.  
Sachs, R. *Gasspaltströmungen in einem ebenen Schraubenmaschinenmodell – Teil 2.*  
Schraubenmaschinen Heft 6, S. 20-36,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1998
- [28] Kauder, K.  
Sachs, R. *Gasspaltströmungen in einem ebenen Schraubenmaschinenmodell – Teil 3.*  
Schraubenmaschinen Heft 7, S. 69-80,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1999
- [29] Dämgen, U. *Beanspruchung von verschleißbeständigen Werkstoffverbunden in Schraubenkompressoren.*  
Dissertation, Universität Dortmund, 1998
- [30] Kauder, K.  
Helpertz, M. *Einlauf- und Hybridschichten für Schraubenkompressoren.*  
VDI-Berichte 1391, S. 1-15,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [31] Kauder, K.  
Helpertz, M. *Verbundwerkstoffe im Schraubenmaschinenbau.*  
Schraubenmaschinen Heft 7, S. 5-21,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1999
- [32] Rosenberg, J.  
Zeman, V.  
Markov, P. *Dynamische Analyse und Optimierung von Schraubenkompressoren – Teil 1.*  
Schraubenmaschinen Heft 3, S. 51-64,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1995



- [33] Rosenberg, J. *Schwingungsverhalten von Schraubenmaschinen – Teil2.*  
Zeman, V. Schraubenmaschinen Heft 5, S. 50-58,  
Kovar, L. Universitätsdruckerei Dortmund, 1997
- [34] Rosenberg, J. *Analyse der erregten Schwingungen bei*  
Zeman V. *Schraubenkompressoren.*  
Svigler J. VDI-Berichte 1391, S. 17-31,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [35] Rinder, L. *Die experimentelle ,Bestimmung der dynamischen*  
Svigler, J. *Eigenschaften von Schraubenkompressoren.*  
Schraubenmaschinen Heft 6, S. 60-69,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1998
- [36] Harling, H. B. *Untersuchungen zur Ölverteilung in Schraubenkompressoren mit Schmiermitteleinspritzung.*  
Dissertation, Universität Dortmund, VDI-  
Fortschrittberichte, Reihe 1, Nr. 230,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [37] Kauder, K. *Visualisierung der Ölverteilung in Schraubenkompressoren.*  
Harling, H. B. VDI-Berichte 1135, S. 195-211,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [38] Deipenwisch, *Öl als Konstruktionselement in Schraubenmaschinen.*  
R. Dissertation, Universität Dortmund, 2000
- [39] Kauder, K. *Öl als Konstruktionselement in Schraubenmaschinen –*  
Deipenwisch, *Teil 1 - Einsatz nicht-newtonscher Öle.*  
R. Schraubenmaschinen Heft 6, S. 49-59,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1998
- [40] Kauder, K. *Öl als Konstruktionselement in Schraubenmaschinen –*  
Deipenwisch, *Teil 2 – Verifikation des Modells.*  
R. Schraubenmaschinen Heft 7, S. 29-38,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1999
- [41] Zellermann, R. *Optimierung von Schraubenmotoren mit Flüssigkeits-*  
*einspritzung.*  
Dissertation, Universität Dortmund, VDI-  
Fortschrittberichte, Reihe 6, Nr. 357,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997
- [42] Kauder, K., *Einspritzflüssigkeiten im Schraubenmotor.*  
Zellermann, R. VDI-Berichte 1135, S. 153-174,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994

- [43] Kauder, K.      *Auslegung von Schraubenmotoren mit Flüssigkeits-*  
Zellermann, R.      *einspritzung.*  
Schraubenmaschinen Heft 4, S. 60-83,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1996
- [44] Kauder, K.      *Verschleißschutzschichten und Wassereinspritzung in*  
Dämgen, U.      *Schraubenkompressoren.*  
Schraubenmaschinen Heft 2, S. 23-37,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1994
- [45] Kauder, K.      *Wassereinspritzung in Schraubenkompressoren.*  
Dämgen, U.      VDI-Berichte 1135, S. 175-194,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [46] Kauder, K.      *Einfluß des Öls auf den mechanischen Wirkungsgrad*  
Piatkowski, R.      *öleingespritzter Schraubenverdichter.*  
VDI-Berichte 640, S. 11-30,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [47] Kauder, K.      *Betriebsdruckverhältnis und Liefergrad öleingespritzter*  
*Schraubenverdichter.*  
Technische Mitteilungen, Band 72, Heft 6, S. 413-415,  
Vulkan Verlag, Essen, 1979
- [48] Kauder, K.      *Einfluß der Schmierstoffviskosität auf das Betriebsverhalten*  
*von Schraubenverdichtern.*  
Technische Mitteilungen, Band 72, Heft 6, S. 410-412,  
Vulkan Verlag, Essen, 1979
- [49] Hinsenkamp, G. *Betriebsverhalten wassereingespritzter Schrauben-*  
*verdichter.*  
VDI-Berichte 1391, S. 165-179,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [50] Kauder, K.      *Steuerungskonzepte für Schraubenlader.*  
Piatkowski, R.      VDI-Berichte 859, S. 143-162,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- [51] Piatkowski, R.      *Ein Beitrag zur Entwicklung eines Schraubenladers.*  
Dissertation, Universität Dortmund,  
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 12, Nr. 186,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993
- [52] Kauder, K.      *Optimierung geometrischer und thermodynamischer*  
Weckes, N.      *Kenngrößen von Schraubenladern.*  
VDI-Berichte 1135, S. 261-286,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994

- [53] Weckes, N. *Ein Beitrag zur Optimierung geometrischer und thermodynamischer Kenngrößen von Schraubenladern.* Dissertation, Universität Dortmund, 1994
- [54] Vlaskos, I. *Der Schraubenlader als Alternative zum Turbolader bei der Aufladung von PKW-Dieselmotoren.* VDI-Fortschrittberichte, Reihe 12, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995
- [55] Kauder, K.  
Pucher, H.  
Romba, M.  
v. Rüden, K. *Laststeuerungskonzepte für Ottomotoren bei mechanischer Aufladung durch eine Hybrid-Schraubenmaschine (SCREW).* Schraubenmaschinen Heft 5, S. 72-81, Universitätsdruckerei Dortmund, 1997
- [56] Kauder, K.  
Romba, R. *Der SCREW-Hybrid-Schraubenlader.* VDI-Berichte 1391, S. 131-145, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [57] Pucher, H.  
v. Rüden, K. *Ottomotorische Aufladekonzepte unter Einsatz eines Schraubenladers.* VDI-Berichte 1391, S. 147-163, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [58] Deis, G.  
Myers, B.  
Shell, T. *Operating Efficiencies of a Lysholm Helical Expander for Brayton-Cycle Heat Engines.* Technischer Bericht UCRL-94019, DE 86 007178, Lawrence Livermore National Laboratory, 1986
- [59] Flower, J.E.  
Steidel, R.F.  
Weiss, H. *Performance Characteristics of a Lysholm Engine as tested for Geothermal Power Applications in the Imperial Valley.* ASME-Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Band 104, Nr. 1, 1982
- [60] Hanselmann, G. *Entwicklung und Erprobung von schiebergesteuerten Schraubenmaschinen und des erforderlichen Maschinenkreislaufs als Grundlage für die Auslegung solarer Kleinkraftanlagen mit Leistungen von 50-500 kW.* BMFT Statusbericht Sonnenenergie, Bd.2, 1983
- [61] Hanselmann, G. *Maschinenkreisläufe mit Schraubenmotoren.* VDI-Berichte 521, S. 447-458, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984
- [62] Painter, L. *Schraubenmotor im ORC-Kreislauf.* VDI-Berichte 640, S. 283-306, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987

- [63] Kauder, K. *Der Zweiphasen-Schraubenmotor – Eine neuartige Expansionsmaschine zur Nutzung von Abwärme im mittleren und unteren Temperaturbereich.*  
Kliem, B. Schraubenmaschinen Heft 2, S. 38-50,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1994
- [64] Kauder, K. *Zweiphasen-Schraubenmotor – Probleme des Füllungs-*  
Kliem, B. *vorganges.*  
Schraubenmaschinen Heft 6, S. 37-48,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1998
- [65] Kauder, K. *Wirtschaftlichkeit von Schraubenmotor-Anlagen.*  
Kliem, B. Schraubenmaschine Heft 4, S. 98-107,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1996
- [66] Dreißig, B. *Ein Beitrag zur Auslegung von trockenlaufenden*  
*Schraubenmotoren.*  
Dissertation, Universität Dortmund,  
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 6, Nr. 245,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- [67] Hinsenkamp, G. *Berechnung und Optimierung adiabater Schrauben-*  
*Expansionsmaschinen als Grundlage für den Kennfeld-*  
*vergleich mit Turbinen kleiner Wellenleistung.*  
Dissertation, Universität Karlsruhe, 1993
- [68] Platel, P. *Displacement expanders für small scale cogeneration.*  
Dissertation, Department of Machine Design,  
Royal Institute of Technology, Stockholm, 1993
- [69] Kauder, K. *Betriebsverhalten der Heißgasschraubenmaschine.*  
Dosdall, H. VDI-Berichte 1135, S. 131-152,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [70] Kauder, K. *Stationäres und instationäres Betriebsverhalten der*  
Dosdall, H. *Heißgasschraubenmaschine.*  
Schraubenmaschinen Heft 4, S. 10-30,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1996
- [71] Dosdall, H. *Simulation und Untersuchung des stationären und*  
*instationären Betriebsverhaltens der Heißgasschrauben-*  
*maschine.*  
Dissertation, Universität Dortmund,  
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 6, Nr. 365,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997

- [72] Kauder, K. *Kühlverfahren der Heißgasschraubenmaschine (Teil 1)..*  
Keller, G. Schraubenmaschinen Heft 4, S. 31-47,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1996
- [73] Kauder, K. *Die Heißgasschraubenmaschine, Wärmeübergang und*  
Keller, G. *Kühlmechanismen im Motorteil (Teil 2).*  
Schraubenmaschinen Heft 5, S. 82-98,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1997
- [74] Keller, G. *Simulationsgestützte Entwicklung des Motors einer Heiß-*  
*gasschraubenmaschine.*  
Dissertation, Universität Dortmund,  
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 6, Nr. 387,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [75] Keller, G. *Thermisches und mechanisches Bauteilverhalten des*  
*Motors der Heißgasschraubenmaschine.*  
VDI-Berichte 1391, S. 293-314,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [76] Kauder, K. *Die Heißgasschraubenmaschine – Simulationsgestützte*  
v.Unwerth, T. *Auslegung – Teil 3.*  
Schraubenmaschinen Heft 6, S. 70-84,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1998
- [77] Kauder; K. *Heißgasschraubenmaschine – Konstruktion und Auslegung,*  
v.Unwerth, T. *Simulationsrechnungen als Konstruktionsgrundlage.*  
VDI-Berichte 1391, S. 315-333,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [78] Schüler, R. *Entwicklung von Schraubenmaschinen-Rotoren. Ein*  
*Beitrag zur Optimierung von Schraubenmaschinen.*  
Dissertation, Universität Dortmund, 1984
- [79] Naujoks, R. *Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schrauben-*  
*maschinen – ein Vergleich zwischen Rechnung und*  
*Experiment.*  
Dissertation, Universität Dortmund,  
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 7,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1982
- [80] Peveling, F.-J. *Ein Beitrag zur Optimierung adiabater Schrauben-*  
*maschinen in Simulationsrechnungen.*  
Dissertation, Universität Dortmund,  
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 7,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988

- [81] Kauder, K.      *Untersuchungen des instationären Schraubenmaschinen-*  
Gödde, R.      *betriebes – Ein Beitrag zur Betriebssicherheit – Teil 1.*  
Schraubenmaschinen Heft 2, S. 5-17,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1993
- [82] Gödde, R.      *Simulation des instationären Betriebes von Schrauben-*  
                         *kompressoren.*  
Dissertation, Universität Dortmund,  
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 1,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [83] Kauder, K.      *Probleme der Anwendung der Methode der Finiten-*  
Dreifert, T.      *Elemente in Schraubenmaschinen.*  
Keller, G.      VDI-Jahrbuch Energietechnik '94,  
Rofall, K.      VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [84] Kauder, K.      *Automatisiertes Verfahren zur Verarbeitung thermischer*  
v.Unwerth, T.      *Randbedingungen auf den Oberflächen von Schrauben-*  
Keller, G.      *maschinen.*  
Schraubenmaschinen Heft 4, S. 48-59,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1996
- [85] Kauder, K.      *Wärmeübergangsrandbedingungen in Schrauben-*  
Keller, G.      *maschinen.*  
Schraubenmaschinen Heft 3, S. 5-19,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1995
- [86] Kauder, K.      *Vergleich von gemessenen und gerechneten Gehäuse-*  
Rofall, K.      *temperaturen von trockenlaufenden Schraubenkompres-*  
                         *soren.*  
Schraubenmaschinen Heft 3, S. 20-35,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1995
- [87] Kauder, K.      *Profileingriffspaltberechnung für betriebswarme*  
Dreifert, T.      *Schraubenkompressoren.*  
Schraubenmaschinen Heft 3, S. 36-50,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1995
- [88] Dreifert, T.      *Thermisches Verhalten der Rotoren von Schrauben-*  
                         *kompressoren.*  
Dissertation, Universität Dortmund, 1996
- [89] Dreifert, T.      *Beeinflussung der Rotortemperaturen in trockenlaufenden*  
                         *Schraubenkompressoren.*  
VDI-Berichte 1391, S. 335-347,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998

- [90] Kauder, K.  
Rofall, K. *Vergleichsmessungen an einem trockenlaufenden Schraubenkompressor zur Verifizierung eines Simulationssystems.*  
Schraubenmaschinen Heft 5, S. 5-25,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1997
- [91] Rofall, K. *Ein Beitrag zur Verifizierung eines Simulationssystems für trockenlaufende Schraubenkompressoren.*  
Dissertation, Universität Dortmund,  
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 1, Nr. 299  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [92] Kauder, K.  
Janicki, M. *Simulation instationärer Betriebszustände von Schraubenkompressoren.*  
VDI-Berichte 1391, S. 365-379,  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- [93] Janicki, M. *Ein Programm zur Profileingriffspaltberechnung von verformten Schraubenmaschinen.*  
Schraubenmaschinen Heft 4, S. 108-112,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1996
- [94] Heilmann, W.  
Hagemeister, K. *Die Entwicklung von Gasturbinen kleiner Leistung mit regenerativen Wärmetauschern in der MTU.*  
MTZ Motortechnische Zeitschrift 38, Nr. 5 und 7/8,  
S. 209-220 und S. 337-342,  
Springer Verlag, 1977
- [95] Itoh, T.  
Kimurah, H. *Status of the Automotive Ceramic Gas Turbine Development Program.*  
ASME-Paper, No. 92-GT-2, 1992
- [96] Ohhashi, I.  
Arakawa, S. *Development of the 300kW Class Ceramic Gas Turbine (CGT 303).*  
ASME-Paper, No. 94-GT-82, 1994
- [97] N.N. *Ceramic gas turbine hybrid power system.*  
Automotive Engineering 07/96, pp. 92-95,  
1996
- [98] Cosack, T. *Volumenverminderung an plasmagespritzten Wärmedämmschichten aufgrund von Sintervorgängen in teilstabilisiertem Zirkonoxid.*  
Vorträge und Posterbeiträge der internationalen DVS-Tagung in Aachen, DVS-Band 152, S. 123-127, Aachen, 1993

- [99] Haumann, D.W. *Beschichtung komplexer Geometrien am Beispiel von Schraubenrotoren.*  
Dissertation, Universität Dortmund, 1997
- [100] Kauder, K., Bach, F.W., et al. *Herstellen von Schraubenmaschinen mit einer keramischen Einlaufbeschichtung.*  
Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, Nr.5, S.406-421, Wiley-VCH Verlag, 2001
- [101] Schwarz, H.R. *Methode der finiten Elemente.*  
2. Auflage, B.G. Teubner, Stuttgart, 1984
- [102] Bathe, K.J. *Finite-Elemente-Methoden.*  
Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, 1990
- [103] Kessel, S. *Kontinuumsmechanik, Teil I und II.*  
Vorlesungsskriptum, Universität Dortmund, 1994
- [104] N.N. *MANN Luftentölelemente für Kompressoren und Vakuumpumpen.*  
Produktinformation der Filterwerke Mann&Hummel GmbH, Speyer
- [105] Kauder, K., Bach, F.W., Unterberg, W. *Einlaufschichten in Schraubenmaschinen.*  
Schraubenmaschinen Heft 7, S. 22-27,  
Universitätsdruckerei Dortmund, 1999
- [106] Glückert, U. *Erfassung und Messung von Wärmestrahlung. Eine praktische Einführung in die Pyrometrie und Thermografie.*  
1. Auflage, Franzis Verlag, München, 1992
- [107] Weichert, L. *Temperaturmessung in der Technik.*  
5. erweiterte Auflage, Expert Verlag, Ehningen, 1992
- [108] Baehr, H.D., Stephan, K. *Wärme- und Stoffübertragung.*  
1. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1994



## Lebenslauf

### **Persönliche Daten**

Thomas von Unwerth

16.11.1967

geboren in Lüdenscheid

verheiratet, 2 Kinder

### **Schulbildung**

1974 bis 1976

Wehberger Grundschule, Lüdenscheid

1976 bis 1978

Knapper Grundschule, Lüdenscheid

1978 bis 1987

Zeppelin-Gymnasium, Lüdenscheid

### **Berufsausbildung**

09/1987 bis 07/1990

Ausbildung zum Werkzeugmechaniker,  
ABB Busch-Jaeger-Elektro GmbH, Lüdenscheid

### **Hochschulausbildung**

09/1990 bis 09/1992

Grundstudium Maschinenbau, Universität Dortmund

10/1990 bis 03/1996

Hauptstudium Maschinenbau, Universität Dortmund,  
Vertiefungsrichtung Maschinentechnik

03/1996

Abschluss der Diplomprüfung

### **Berufstätigkeit**

06/1990 bis 09/1990

Werkzeugmechaniker, ABB Busch-Jaeger-Elektro  
GmbH, Lüdenscheid

11/1992 bis 10/1995

studentische Hilfskraft, Universität Dortmund,  
Fachgebiet Meßtechnik

05/1996 bis 05/2002

wissenschaftlicher Angestellter, Universität Dortmund,  
Fachgebiet Fluidenergiemaschinen

seit 06/2002

Forschung & Entwicklung, Volkswagen AG, Wolfsburg