

Probleme der Anwendung der Finite-Elemente-Methode in Schraubenmaschinen

K. Kauder, Th. Dreifert, G. Keller, K. Rofall, Dortmund

(Diese Arbeit wird von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert)

Zusammenfassung

Mit Hilfe von Finite Elemente (FE) Programmen wird das Betriebsverhalten von Schraubenkompressoren in einem umfangreichen Programmsystem realitätsnah simuliert. Ein Beispiel zeigt, wie sich die Gefahr von Schadensfällen durch Anlaufen von Rotoren thermisch hoch belasteter Kompressoren theoretisch beurteilen läßt. Kern der Analyse ist die Simulation des thermodynamischen Verhaltens der Schraubenmaschine mit anschließender Berechnung von Temperatur- und Verschiebungsvektorfeld der Maschinenbauteile mit der Methode der Finiten Elemente. Durch umfangreiches Pre- und Postprozessing sind alle wichtigen Lasten wie Wärmeströme, Druck-, Volumen- und Einzelkräfte unter realitätsnahen Randbedingungen erfaßbar. Es ist zudem möglich, die Auswirkungen der Verformungen in die thermodynamische Simulation einzubinden. Außer zur Schadensanalyse kann das Simulationssystem zur Optimierung und Neukonstruktion von Schraubenmaschinen sowie zur Profilentwicklung Verwendung finden.

Abstract

This subscription introduces a simulation-system, which offers the possibility to simulate the behaviour of screw-type compressors realistically making use of the finite element method. An example shows how to judge the danger of machine-crashes by rotor contact with help of this system. Center of the analysis is the simulation of the thermodynamical behaviour of a screw-type machine followed by a finite element calculation of temperature- and displacement-fields. With the help costly pre- and postprocessing all main loads like heatflow, pressure-, volume- and single loads can be considered with respect to realistic boundary conditions. Additionally it is possible to relate the displacement-vector-field to a new thermodynamical analysis. In addition to the analysis of machine-crashes the simulation-system might be used for optimisation or design of new screw-type machines or for the design of rotor profiles.

1 Einleitung

Schraubenkompressoren werden heute mit großem technischen und wirtschaftlichem Erfolg in hohen Stückzahlen eingesetzt. Besonders verbreitet und betriebssicher sind öleingespritzte Schraubenkompressoren, bei denen das in den Arbeitsraum eingespritzte Öl u.a. alle Maschinenbauteile wirkungsvoll kühlt [4].

Trockenlaufende Schraubenkompressoren, ohne Rotor-Kühlung durch eingespritztes Öl, sind ebenfalls seit Jahrzehnten erfolgreich im Einsatz. Allerdings sind diese Maschinen wegen der höheren Bauteiltemperaturen und aufgrund höherer Leckmassenströme durch die arbeitsraumverbindenden Spalte nur für relativ kleine Druckverhältnisse geeignet und infolge der notwendigen kleinen Bauteilspiele für thermisch bedingte Schäden anfällig [5].

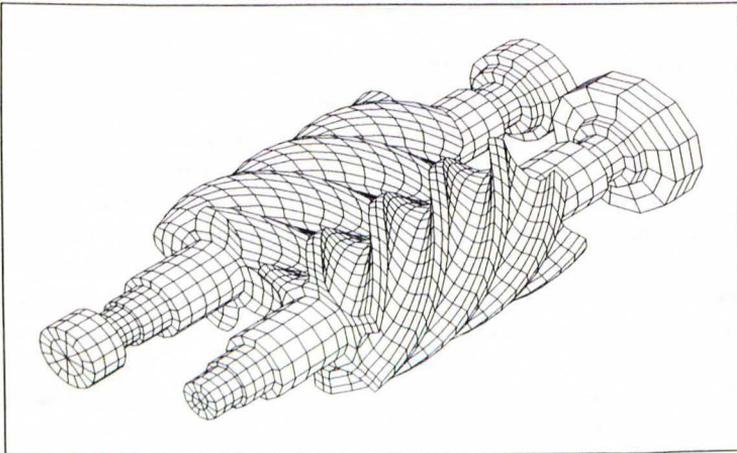


Bild 1: Finite Elemente Netz eines Schraubenkompressorpaars

Fig. 1: Finite element mesh of a screw-type compressor

Am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund wurden Programme zur thermodynamischen Simulation des Betriebsverhaltens von Schraubenmaschinen entwickelt, die die *Geometrie der kalten Maschine* berücksichtigen [11], [12]. Ein Vergleich von Rechnung und Experiment zeigt jedoch merkliche Diskrepanzen für thermisch hoch belastete Maschinen. Diese Abweichungen haben ihre Ursache im wesentlichen in der Verformung der Maschinenbauteile, so daß Leckmassenströme in der Simulation nicht mehr realitätsnah abgebildet werden können. Deshalb soll die Erweiterung der Simulation hinsichtlich der *Einflüsse der Bauteilverformung* auf die Spalthöhen die Genauigkeit der Rechnungen verbessern.

Zur Berechnung der Verformung wird die Methode der Finiten Elemente verwendet, die das entstandene Simulationssystem zusammen mit notwendigem Pre- und Postprocessing (**Bild 1**) und im Zusammenspiel mit der thermodynamischen Simulation sehr aufwendig macht [2]. Wie im folgenden gezeigt, läßt sich das System aber auch für weitere Untersuchungen, wie zur Analyse der Betriebssicherheit von Schraubenmaschinen, wirkungsvoll einsetzen, so daß der relativ hohe Aufwand gerechtfertigt erscheint.

2 Simulation des Betriebsverhaltens verformter Schraubenmaschinen

Die Struktur des Systems zur Simulation des Betriebsverhaltens von Schraubenkompressoren ist in **Bild 2** für *stationäre Rechnungen* dargestellt und wurde von Gödde und Kauder ausführlich beschrieben [2], [8]. Das Betriebsverhalten wird unter Berücksichtigung des thermodynamischen und mechanischen Verhaltens der Maschine simuliert. Die Wechselwirkungen von thermodynamischer und mechanischer Reaktion werden iterativ berücksichtigt.

Ausgehend von einem Anfangszustand, der durch Drehzahl, Ansaugzustand des Fluids, Temperaturverteilung in den Bauteilen und der Maschinengeometrie (Spalthöhen) festgelegt ist, wird zunächst das thermodynamische Verhalten des Arbeitsmediums für einen Iterationsschritt berechnet. Grundlage der thermodynamischen Simulation ist das mehrfach beschriebene *Kammermodell* [2], [11], [12], [13]. Es liefert den drehwinkelabhängigen Verlauf der thermodynamischen Zustandsgrößen in den Arbeitskammern des Schraubenkompressors.

Unter Berücksichtigung der thermodynamischen Zustandsgrößen werden die *Wärmeübergangskoeffizienten* zwischen Arbeitsfluid und Maschinenbauteilen berechnet. Dazu werden Wärmeübergangsmodelle, die in der Literatur beschrieben sind [1], [3], [14] u.a., auf die Verhältnisse der Schraubenmaschine übertragen. Mit Hilfe dieser Modelle kann örtlich aufgelöst der Wärmestrom zwischen Fluid und Maschinenbauteilen berechnet und iterativ in der thermodynamischen Simulation berücksichtigt werden [2], [8].

Wärmeübergangskoeffizienten und Arbeitsraumtemperaturen sind auch Ausgangsgrößen für die Berechnung der stationären Temperaturverteilung in den Maschinenbauteilen. Dafür wird das FE-Programm SYSTUS der Firma Framasys, Frankreich, verwendet. **Bild 1** zeigt das FE-Netz für ein Rotorpaar. Die *Temperaturverteilung* in den Bauteilen und die *Druckverteilung* auf den Arbeitsraumoberflächen sind die Eingangswerte für die folgende *FE-Verformungsbe-rechnung*.

Aus dem *Verschiebungsvektorfeld* läßt sich die Geometrie der Arbeitsraumspalte in der *verformten Maschine* berechnen. Mit den daraus bestimmten mittleren Spalthöhen können neue Durchflußbeiwerte für die Leckströmung durch die arbeitsraumverbindenden Spalte ermittelt werden [2], [8]. Diese Durchflußbeiwerte und die Temperaturverteilung in den Maschinenbau-

teilen stellen die Eingangsgrößen für die thermodynamische Simulation des folgenden Iterationsschrittes dar. Die Iteration bricht ab, wenn signifikante Ergebnisse der thermodynamischen Simulation unter eine vorgegebene Fehlerschranke fallen.

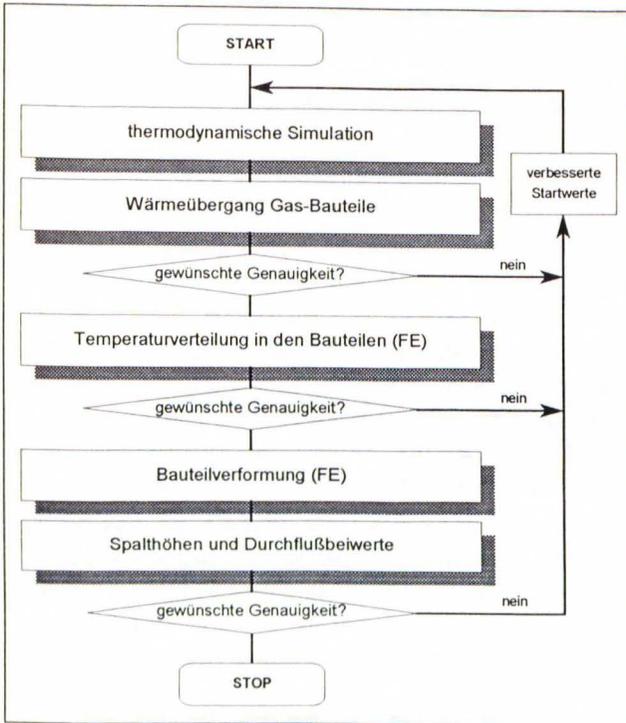


Bild 2: Flußdiagramm der stationären Simulation des Betriebes eines Schraubenkompressors unter Berücksichtigung der Bauteilverformung

Fig. 2: Flow chart of the steady-state simulation of screw-type compressor operation considering displacements of machine parts

3 Untersuchung eines thermisch hochbelasteten Kompressors

Das in Abschnitt 2 beschriebene Simulationssystem findet hier beispielhaft für die Betriebssicherheitsuntersuchung eines trockenlaufenden Schraubenkompressors Verwendung. Es ist bewußt ein Beispiel gewählt, bei dem sich die Untersuchung durch zulässige Vernachlässigung

einiger Einflußgrößen deutlich vereinfacht. Die Maschine wird primär durch hohe Gastemperaturen belastet.

Schäden an Schraubenmaschinen infolge hoher thermischer Dehnung lassen sich mit den bisher verfügbaren Methoden nur schwer nachvollziehen. Übliche Vorgehensweisen zum Abschätzen von Qualitäten versagen angesichts komplizierter Geometrien und Randbedingungen. Es besteht aber der begründete Verdacht, daß ein nicht unbedeutender Teil von Schäden an trockenlaufenden Schraubenkompressoren durch thermische Dehnung verursacht werden.

Ein typisches Schadensbild ist das Anlaufen der Nebenrotorköpfe im Zahnfußbereich des Hauptrotors auf einem Teil der Rotorlänge, häufig nahe der druckseitigen Rotorstirnseite. Ein solches Anlaufen führt schnell zu einem gewaltsamen Stillstand der Maschine und einer Beschädigung der Rotoren. Die folgenden Abschnitte machen deutlich, wie ein solcher, hier fiktiv angenommener Schaden mit Hilfe des Simulationssystems analysiert werden kann.

3.1 Betrieb der untersuchten Verdichteranlage und ihre numerische Modellierung

Die Anwendung des Simulationssystems zu einer Betriebssicherheitsuntersuchung wird am Beispiel eines trockenlaufenden Schraubenkompressors mit asymmetrischem SRM-Profil gezeigt. Dieser Kompressor möge einen Achsabstand von 180 mm, einen Hauptrotor-Umschlingungswinkel von $\varphi_{HR}=300^\circ$, ein theoretisches Ansaugvolumen von $V_E=0.0025\text{ m}^3$ und ein eingebautes Volumenverhältnis von $v_f=1.27$ aufweisen. Die Maschine soll Kohlendioxid mit einem Druckverhältnis von $\Pi=3.0$ bei einem Eintrittsdruck von $p_E=1.0\text{ bar}$ verdichten. Für diese Maschine sollen drei Betriebszustände, die sich durch die Antriebsdrehzahl bzw. die Ansaugtemperatur des Arbeitsfluides ϑ_E unterscheiden, analysiert werden. Tabelle 1 gibt die wichtigsten Daten für die drei Betriebszustände an. Neben dem Nennbetriebspunkt werden zwei Betriebszustände untersucht, bei denen die Maschine thermisch hoch belastet würde.

Durch die zwei gewählten Drehzahlen wird der Betrieb einer Maschine mit relativ dichten und undichten Spalten simuliert (Bild 3). Bei halber Nenndrehzahl $n_{HR}=3400\text{ min}^{-1}$ ist zu erwarten, daß durch hohe Spaltmassenströme der Liefergrad λ_L ¹ gegenüber dem der Nenndrehzahl sinkt und die Gastemperatur während des Arbeitsspiels, wie bei dem Betriebszustand mit erhöhter Eintrittstemperatur, steigt. In beiden Fällen müssen auch die Temperatur der Maschinenbauteile und der Betrag der thermischen Dehnung anwachsen. Inwieweit solche Betriebszustände zu kritisch kleinen Spalthöhen führen, wird in diesem Zusammenhang berechnet.

¹ Der Liefergrad λ_L beschreibt das Verhältnis von tatsächlich gefördertem zu theoretisch förderbarem Massenstrom.

Bei dieser Untersuchung wird auf eine Modellierung und Berechnung des Gehäuses verzichtet. Man vermeidet so die Notwendigkeit, das sehr aufwendige FE-Netz des Maschinengehäuses generieren zu müssen, erhält jedoch trotzdem aussagekräftige Ergebnisse.

	Nennbetrieb	halbe Nenndrehzahl	erhöhte Eintritts- temperatur
Hauptrotordrehzahl n_{HR} [min ⁻¹]	6800	3400	6800
Eintrittstemperatur ϑ_E [°C]	50	50	100
isentrope Austritts- temperatur $\vartheta_{A,s}$ [°C]	140	140	204

Tabelle 1: Übersicht über die untersuchten Schraubenkompressor-Betriebszustände
Chart 1: Overview of the analysed points of operation of a screw-type compressor

Bei trockenlaufenden Schraubenmaschinen sind die Rotorlager üblicherweise durch einen langen Dichtungssatz von den Arbeitsraumstirnseiten getrennt. Es wird deshalb vorausgesetzt, daß die Lagerpartien im Gehäuse wenig von den Wärmeströmen aus dem Arbeitsraum beeinflusst werden und annähernd Schmieröltemperatur aufweisen. Somit verändern die Lagersitze von Haupt- und Nebenrotor ihre Lage zueinander in erster Näherung nicht.

An der Saugseite einer Schraubenmaschine wird das angesaugte Gas jedoch in der Regel halbaxial um die Lagerpartie herumgeführt. Da in einem untersuchten Fall die Temperatur des angesaugten Gases sehr hoch ist, ist davon auszugehen, daß sich das Gehäuse im Bereich der saugseitigen Lagersitze erwärmt, die beiden saugseitigen Lager aufgrund thermischer Dehnung auseinanderwandern und sich der Profilingriffsspalt in Richtung Saugseite vergrößert. Kritische Spalthöhen werden jedoch vor allem nahe der Druckseite der Maschine erwartet, so daß dieser Einfluß für eine erste Betriebssicherheitsuntersuchung vernachlässigbar ist. An dieser Stelle ist bei Bedarf über die Netzgenerierung zur Berechnung und Berücksichtigung der Gehäuseverformung zu entscheiden.

Durch Verzicht auf die Berechnung der Gehäuseverformung läßt sich der Einfluß von Geometrieänderungen von Stirn- und Gehäusespalt nicht berücksichtigen. Die Veränderung der druckseitigen Stirnspalthöhe kann aufgrund der axialen Festlegung der Rotoren an der Druckseite und dem Gleichsinn der axialen Dehnungen von Rotoren und Gehäuse jedoch für eine erste Analyse unberücksichtigt bleiben. Die Änderung des Gehäusespaltes ist hier vernachlässigt,

weil sich Zahnköpfe und Gehäusemantel in die gleiche Richtung, radial nach außen, verschieben. Über dem saugseitigen Stirnspalt liegt üblicherweise kein Druckverhältnis an. Er wird meist mit vergleichsweise großer Kaltspalthöhe ausgeführt und bleibt hier deshalb unbeachtet.

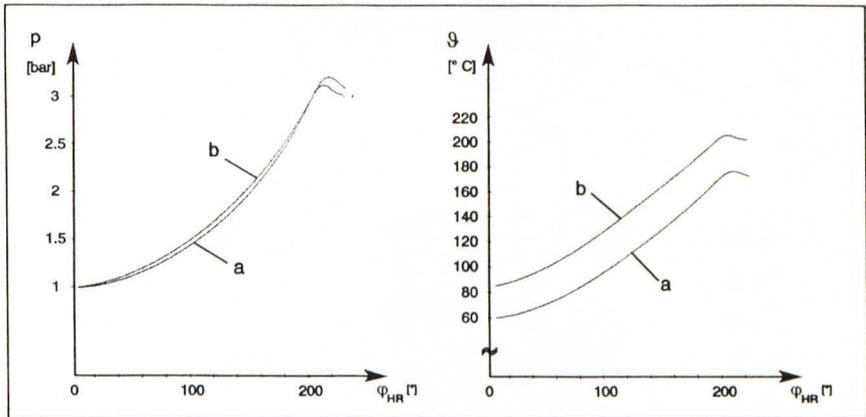


Bild 3: Druck p und Temperatur ϑ für das Arbeitsspiel eines Schraubenkompressors aufgetragen über dem Hauptrotordrehwinkel φ_{HR} für $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$ und zwei unterschiedliche Drehzahlen $n_{HR}=6800\text{ min}^{-1}$ (a) und $n_{HR}=3400\text{ min}^{-1}$ (b) unter Berücksichtigung von Kaltspalthöhen

Fig. 3: Pressure p and temperature ϑ of a screw-type compressor cycle with $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$ and cold-machine-clearances versus male rotor angle φ_{HR} , curve parameter: rotorspeed $n_{HR}=6800\text{ min}^{-1}$ (a) and $n_{HR}=3400\text{ min}^{-1}$ (b)

Die hier dokumentierte Untersuchung wird somit bewußt einfach gehalten. Es wird nur der Spalt berücksichtigt, der sich durch gegenseitige Verschiebung seiner Grenzen stark verkleinert. Dieser Spalt ist der Profileingriffsspalt. Der Einfluß der anderen Spalte kann in dem hier vorgestellten ersten Berechnungsschritt unberücksichtigt bleiben, weil sich ihre Grenzen jeweils in die gleiche Richtung bewegen. Die Verschiebung der Lagerstellen im Gehäuse wird nicht berücksichtigt, weil der Profileingriffsspalt an der Maschinendruckseite von den Lagerverschiebungen weitgehend unbeeinflußt bleibt. Bei dieser Vorgehensweise kann auf die aufwendige Generierung des Gehäusenetztes und die Berücksichtigung der Wärmeübergangsrandbedingungen für die Gehäuseoberflächen zunächst verzichtet werden. Im Rahmen der durchgeführten Untersuchung ist die so erreichte Genauigkeit ausreichend.

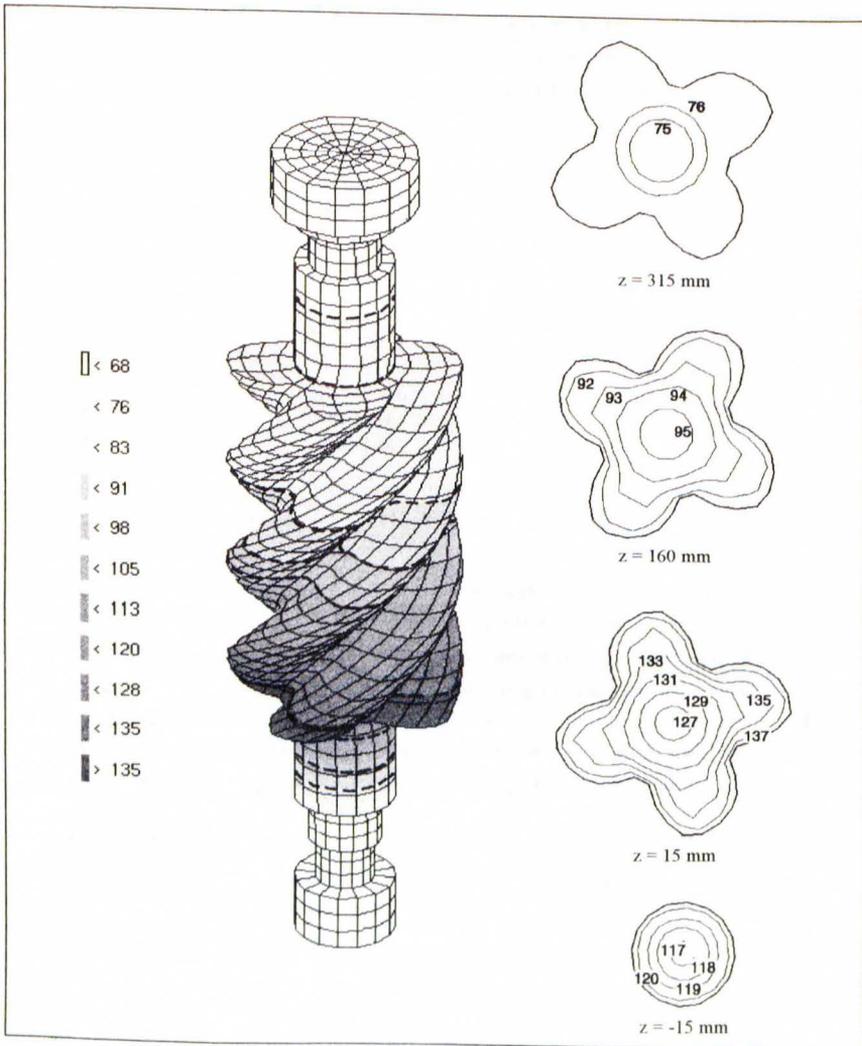


Bild 4: Hauptrotor-Temperaturfeld (in °C) für $n_{\text{HR}}=3400 \text{ min}^{-1}$ und $\vartheta_{\text{E}}=50^\circ\text{C}$ (die Schnitte sind mit der z-Koordinate in der Rotorlängsachse gekennzeichnet)

Fig. 4: Male-rotor temperature-field (in °C) for $n_{\text{HR}}=3400 \text{ min}^{-1}$ and $\vartheta_{\text{E}}=50^\circ\text{C}$ (cross-sections are identified by the longitudinal(z)-axis)

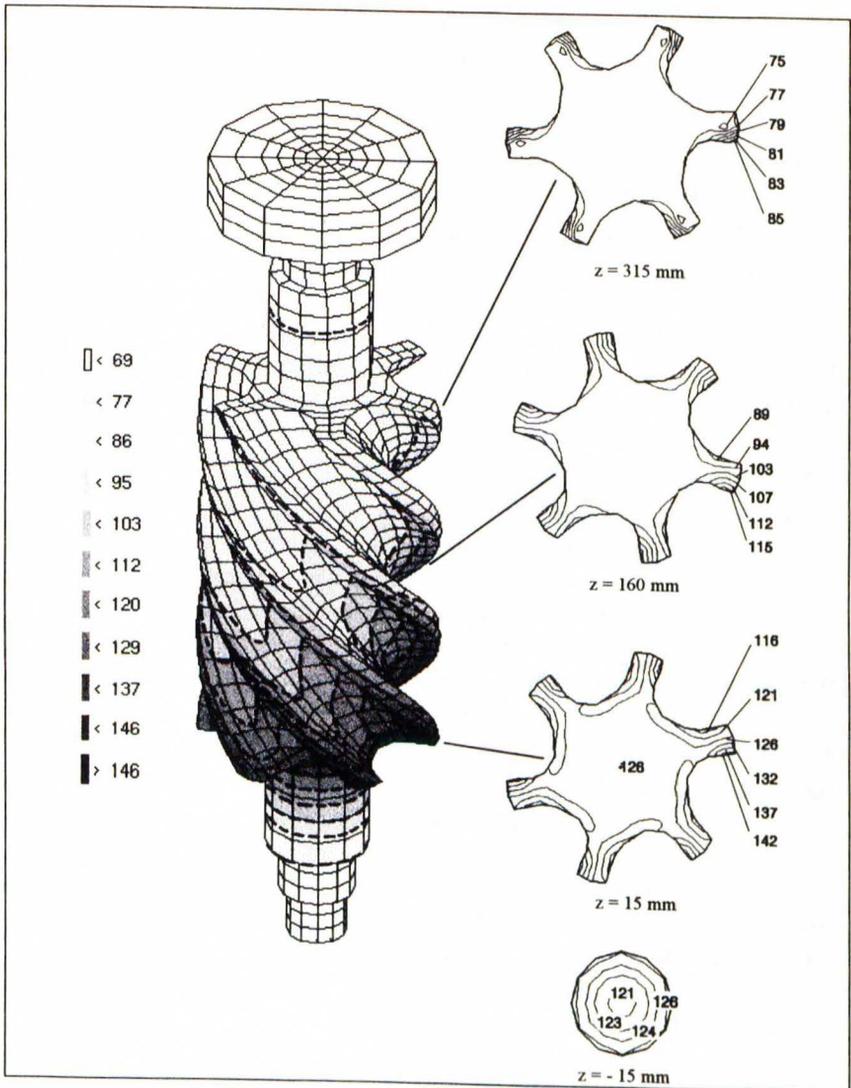


Bild 5: Nebenrotor-Temperaturfeld (in °C) für $n_{HR}=3400 \text{ min}^{-1}$ und $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$ (die Schnitte sind mit der z-Koordinate in der Rotorachse gekennzeichnet)

Fig. 5: Female-rotor temperature-field (in °C) for $n_{HR}=3400 \text{ min}^{-1}$ and $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$ (cross-sections are identified by the longitudinal(z)-axis)

3.2 Ergebnisse der numerischen Simulation und Beurteilung der Betriebssicherheit

In Bild 2 ist die Struktur der hier diskutierten Simulationsrechnung dargestellt. Die einzelnen dort aufgeführten Rechenschritte liefern jeweils eine Vielzahl von Daten, die nur mit beträchtlichem Aufwand zu überschauen und zu kontrollieren sind. Die in diesem Abschnitt dargestellten Ergebnisse sollen einen Eindruck von den Möglichkeiten der Darstellung der Ergebnisse geben und gleichzeitig die vorgenommene Betriebssicherheitsuntersuchung dokumentieren.

Die Ergebnisse thermodynamischer Simulationsrechnungen lassen sich gut anhand von Druck- und Temperaturverlauf für ein Schraubenmaschinen-Arbeitsspiel (Bild 3) und mit Hilfe der Kenngrößen Liefergrad λ_L und isentroper Gütegrad η_{is} ² beurteilen (Tabelle 2). Bild 3 und Tab. 2 zeigen, daß die Drehzahl des untersuchten Schraubenkompressors deutlich die Güte der Energiewandlung in der Maschine beeinflusst. Die Werte in Tab. 2 geben auch Aufschluß über die Wirkung der Warmspalthöhen auf die thermodynamischen Größen. Wie zu erwarten, verbessert sich das thermodynamische Verhalten der Maschine aufgrund der Verkleinerung der Spalthöhen durch die thermische Dehnung der Rotoren.

Ein berechnetes Temperaturfeld von Haupt- und Nebenrotor ist in Bild 4 bzw. Bild 5 dargestellt. Weil die Rotoren an der Druckseite deutlich wärmer als auf der Saugseite werden, strömt Wärme von der druckseitigen Rotoroberfläche zur saugseitigen Rotoroberfläche und zu den Wellenenden und Zahnrädern. Im Gegensatz zu instationären Temperaturfeldrechnungen [2] reagieren stationäre Temperaturfeldrechnungen nur schwach auf eine Veränderung des Wärmeleitkoeffizienten des Rotorwerkstoffes und der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Bauteiloberfläche und Umgebung. Dagegen hat die Temperatur des bauteilumgebenden Fluids großen Einfluß auf die Rechenergebnisse.

Die Temperaturverteilung in den Rotoren führt zur Verformung der Rotoren. Bild 6 zeigt die Verformung einiger Rotorschnitte für Haupt- und Nebenrotor. Beide Rotoren werden als Folge der Temperaturverteilung nahe der Rotor-Druckseite erwartungsgemäß am stärksten verformt. Der Vergleich der Verschiebungen der Zahnkonturknoten und der praktisch nicht verschobenen Rotorachsknoten macht deutlich, daß die Verformungen aufgrund von Drucklast, Kräften an Zahnradeingriffen und elastischer Lagerverformung gegenüber den thermischen Verformungen in diesem Fall vernachlässigbar sind. Bei Maschinen mit höheren Rotor-Druckdifferenzen oder mit sehr "weichen" Lagerungen würden die nichtthermischen Verformungsanteile jedoch an Einfluß gewinnen.

² Der isentrope Gütegrad η_{is} bezeichnet das Verhältnis von indizierter Innenleistung der Maschine zur Innenleistung einer isentrop verdichtenden Maschine.

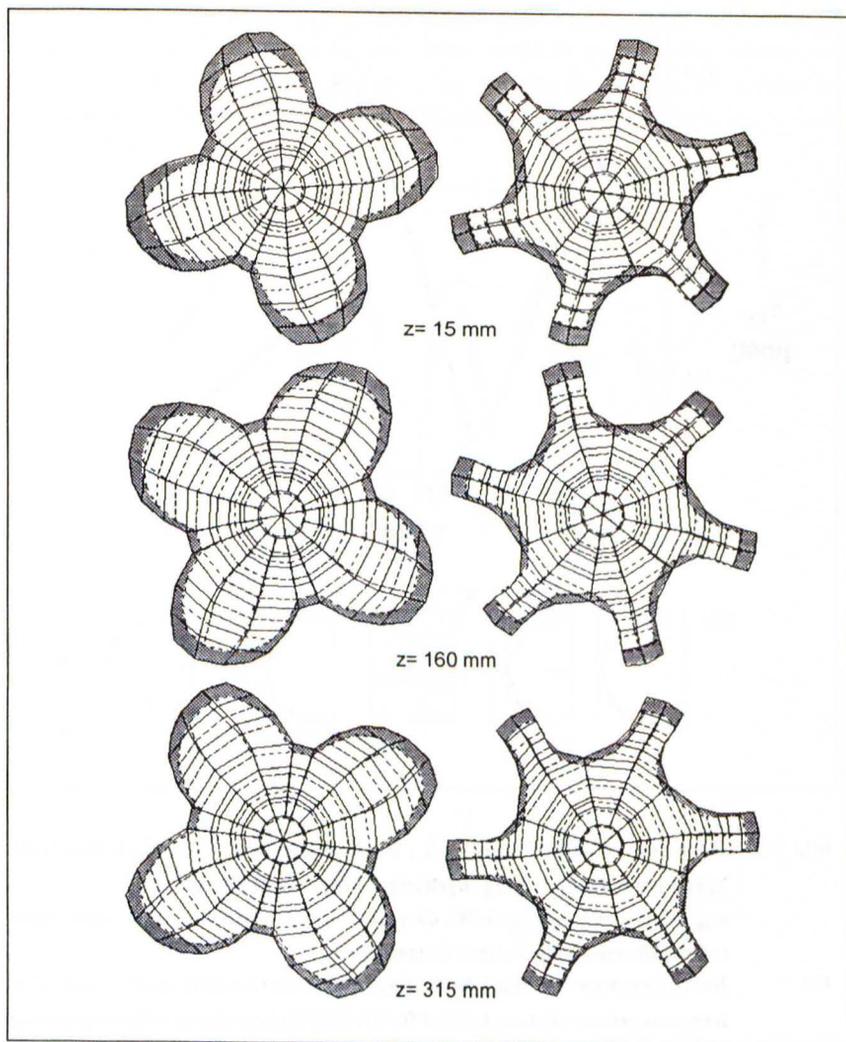


Bild 6: Kalt- (gestrichelt) und Warmkontur (voll) von ausgewählten Rotorquerschnitten für $n_{\text{HR}}=6800 \text{ min}^{-1}$ und $\vartheta_E=100^\circ\text{C}$, Verschiebungen 50-fach vergrößert, zur Lage der Schnitte vgl. Bild 4 und 5

Fig. 6: Cold- (broken) and warm-contour (solid) of selected rotor-cross-sections for $n_{\text{HR}}=6800 \text{ min}^{-1}$ and $\vartheta_E=100^\circ\text{C}$, scaling-factor for deformations is 50, for locating the cross-sections see fig. 4 and 5

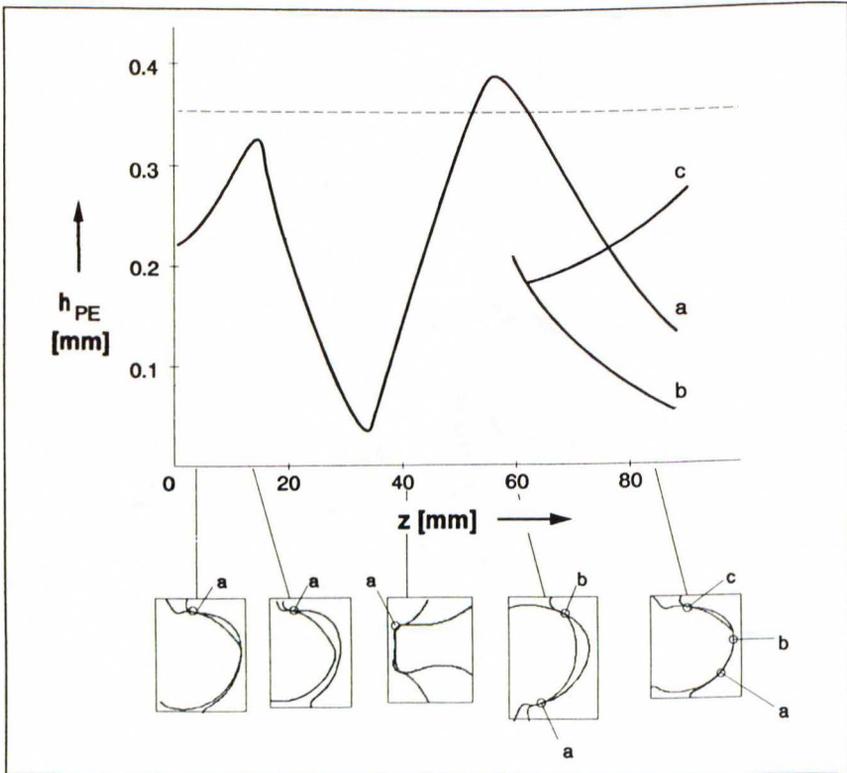


Bild 7: Höhe des Profileingriffsspalt h_{PE} der kalten (gestrichelt) und warmen (voll) Maschine mit Darstellung zugehöriger Eingriffssituationen für $n_{HR}=6800 \text{ min}^{-1}$ und $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$, dargestellt ist nur die erste druckseitige Zahn-teilung für eine festgehaltene Rotorstellung

Fig. 7: Rotor-clearance h_{PE} of a cold (broken) and a warm (solid) machine with different situations of rotor-contact for the first high-pressure-side rotor-period and fixed rotor-angles with $n_{HR}=6800 \text{ min}^{-1}$ and $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$

Wie zu erwarten ist, führen die Verformungen der Rotoren zu einer Verkleinerung des Profileingriffsspalt. Bild 7 zeigt für die Drehzahl $n_{HR}=6800 \text{ min}^{-1}$ und die Gas-Eintrittstemperatur $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$ die Profileingriffspalthöhe bei einer festen Drehwinkelstellung für eine Zahnteilung und gibt die jeweilige Eingriffssituation wieder. Man erkennt, daß der Profileingriffspalt eine

kleinste Höhe von 0.05 mm hat. Gegenüber der angenommenen Kaltspalthöhe von 0.35 mm ist der Spalt in einigen Eingriffssituationen also deutlich verkleinert. Für die weiteren Zahnteilungen weisen die Werte den gleichen Verlauf mit zur Saugseite hin zunehmenden Beträgen für die Spalthöhe auf. Für den dargestellten Betriebszustand kann man ein Anlaufen der Rotoren also weitgehend ausschließen.

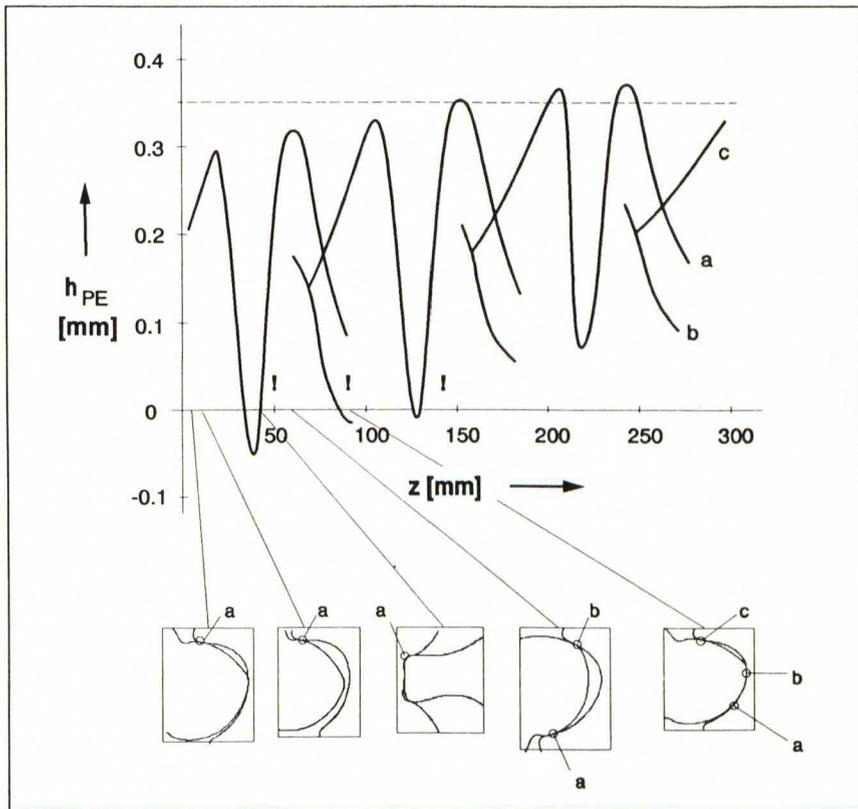


Bild 8: Höhe des Profileingriffsspalt h_{PE} der kalten (gestrichelt) und warmen (voll) Maschine mit Darstellung zugehöriger Eingriffssituationen für $n_{HR}=3400 \text{ min}^{-1}$ und $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$ für eine festgehaltene Rotorstellung

Fig. 8: Rotor-clearance h_{PE} of a cold (broken) and a warm (solid) machine with different situations of rotor-contact for fixed rotor-angles with $n_{HR}=3400 \text{ min}^{-1}$ and $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$

Für den Betrieb der Maschine mit der Drehzahl $n_{HR}=3400 \text{ min}^{-1}$ und der Gas-Eintrittstemperatur von $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$ kann von einem sicheren Betrieb jedoch nicht mehr ausgegangen werden. Bild 8 gibt die Profileingriffsspalthöhe für die gesamte Rotorlänge für eine festgehaltene Rotorstellung wieder. Man erkennt bei dieser Rotorstellung zwischen Druckseite und Rotormitte drei Bereiche (Kennzeichnung: "I"), für die negative Spalthöhen berechnet wurden. Die drei kritischen Situationen entstehen, wenn der Zahnkopf eines Rotors im Zahngrund des Gegenrotors liegt, wie der Vergleich mit den Eingriffssituationen zeigt.

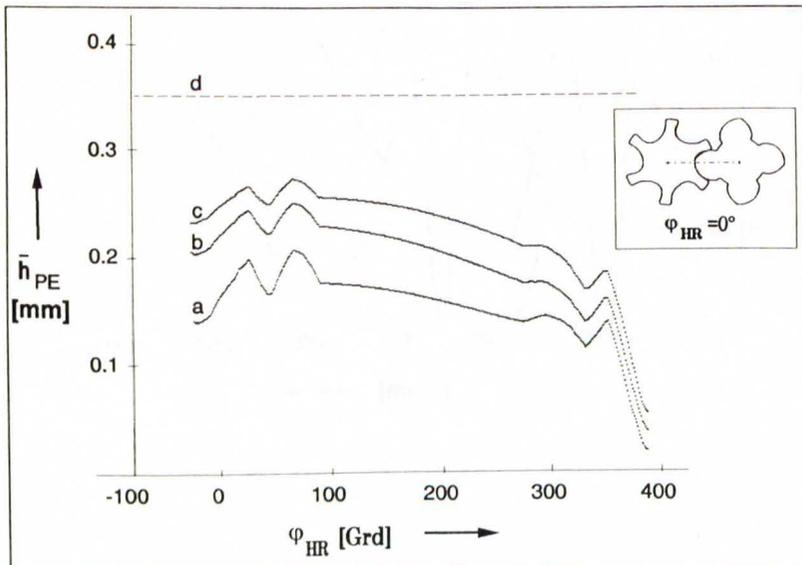


Bild 9: Mittlere Profileingriffsspalthöhe \bar{h}_{PE} über dem Hauptrotordrehwinkel φ_{HR} für die kalte Maschine (d) und die drei untersuchten Betriebszustände (a: $n_{HR}=6800 \text{ min}^{-1}$, $\vartheta_E=100^\circ\text{C}$; b: $n_{HR}=3400 \text{ min}^{-1}$, $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$; c: $n_{HR}=6800 \text{ min}^{-1}$, $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$)

Fig. 9: Average rotor-clearance of a working chamber versus male rotor angle φ_{HR} for a cold engine (d) and for the three analysed points of operation (a: $n_{HR}=6800 \text{ min}^{-1}$, $\vartheta_E=100^\circ\text{C}$; b: $n_{HR}=3400 \text{ min}^{-1}$, $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$; c: $n_{HR}=6800 \text{ min}^{-1}$, $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$)

In Bild 9 ist die mittlere Profileingriffsspalthöhe³ über dem Hauptrotordrehwinkel für alle drei hier untersuchten Betriebspunkte wiedergegeben. Anhand der Kurven a, b und c wird deutlich, daß der Betriebspunkt mit der Drehzahl $n_{HR}=6800 \text{ min}^{-1}$ und der Gas-Eintrittstemperatur von $\vartheta_E=100 \text{ °C}$ gegenüber den beiden anderen Fällen deutlich verkleinerte Spalthöhen aufweist. Die hier nicht dargestellte Analyse der Profileingriffsspalthöhe für festgehaltene Drehwinkel, wie in Bild 7 und Bild 8, zeigt stark negative Spalthöhen für diejenigen Eingriffssituationen, in denen ein Rotorkopf durch den Rotorfuß des Gegenrotors läuft. Wie aufgrund der hohen Gas-Eintrittstemperatur zu erwarten, weisen die Rechenergebnisse ein Anlaufen der Rotoren aus.

Drehzahl n_{HR} [min^{-1}]	Eintritts- temp. ϑ_E [°C]	Spaltart in der Rech- nung	durch- schnittliche Spalthöhe ⁴ \tilde{h}_{PE} [mm]	kleinste Spalthöhe $h_{PE,\min}$ [mm]	Austritts- temp. ϑ_A [°C]	Liefergrad λ_L	isentrop indizierter Gütegrad η_{is}
6800	50	Kaltsp.	0,35	0,35	168	0,85	0,79
		Warmsp.	0,22	0,03	161	0,86	0,81
3400	50	Kaltsp.	0,35	0,35	200	0,70	0,65
		Warmsp.	0,19	-0,11 (!)	179	0,75	0,70
6800	100	Kaltsp.	0,35	0,35	233	0,84	0,79
		Warmsp.	0,15	-0,20 (!)	229	0,87	0,81

Tabelle 2: Spaltgeometrische und thermodynamische Kenngrößen für die drei untersuchten Betriebszustände

Chart 2: Characteristic quantities of rotor clearance and thermodynamical behavior for all three analysed points of operation

Die Tabelle 2 faßt die wichtigsten spaltbezogenen und thermodynamischen Größen zusammen. Die Spalte werden mit höheren Gastemperaturen durch hohe Leckmassenströme bei niedrigen Drehzahlen oder durch erhöhte Eintrittstemperaturen sehr klein und können örtlich ganz verschwinden – die Rotoren laufen in diesem Fall an. Auf das thermodynamische Verhalten der Maschine hingegen wirken sich verkleinerte mittlere Spalthöhen natürlich positiv aus.

³ Die "mittlere Profileingriffsspalthöhe" ist der Mittelwert der Höhe des Profileingriffsspalt der betrachteten Kammer bei einer bestimmten Hauptrotordrehwinkelstellung.

⁴ Die "durchschnittliche Profileingriffsspalthöhe" bezeichnet den Durchschnittswert der "mittleren Profileingriffsspalthöhe" über das gesamte Arbeitsspiel einer Kammer.

Es sei an dieser Stelle nochmals darauf hingewiesen, daß die Ergebnisse unter den in Abs. 3.1 erläuterten Vereinfachungen zustande gekommen sind. Trotz dieser Einschränkung lassen sich die folgenden Aussagen bezüglich der untersuchten Betriebszustände treffen:

- ⇒ Die Maschine kann stationär mit der Nenndrehzahl $n_{HR}=6800 \text{ min}^{-1}$ bei einer Ansaugtemperatur von $\vartheta_E=50^\circ\text{C}$ mit ausreichender Sicherheit betrieben werden.
- ⇒ Bei einer gegenüber der Nenndrehzahl deutlich verringerten Drehzahl besteht die Gefahr des Anlaufens der Zahnsitzen im Zahngrund des Gegenrotors im Bereich der Rotor-druckseite. Bei halber Nenndrehzahl ist das Anlaufen der Rotoren sehr wahrscheinlich.
- ⇒ Eine deutliche Erhöhung der Ansaugtemperatur des Arbeitsmediums führt zum Anlaufen der Rotoren. Im untersuchten Fall ist bei einer Eintrittstemperatur von $\vartheta_E=100^\circ\text{C}$ ein sicherer Maschinenbetrieb auszuschließen.

Durch instationären Betrieb steigt die Gefahr von Maschinenschäden gegenüber den hier untersuchten stationären Betriebspunkten, weil sich die Bauteile aufgrund unterschiedlicher Volumen-Oberflächenverhältnisse und Randbedingungen zeitlich sehr verschieden ausdehnen. Durch eine Vergrößerung der Lagerabstände zwischen den Rotoren bei Erwärmung des Gehäuses im Bereich der Lagersitze wird dagegen die Höhe des Profileingriffspaltes vergrößert und die Gefahr von Maschinenschäden verringert. Gegebenenfalls müssen die hier dokumentierten Rechnungen also durch *instationäre Rechnungen* und durch Berechnung der *Gehäuseverformung* ergänzt werden.

Die Ergebnisse der Rechnungen weisen auf erfolgversprechende Maßnahmen zur Erhöhung der Betriebssicherheit der Schraubenmaschine hin. Bei thermisch hochbelasteten Schraubenkompressoren erscheint es besonders wichtig, die Rotoren gut zu kühlen, um so die thermische Dehnung klein zu halten. Eine konstruktiv einfache Möglichkeit wäre eine Vergrößerung der Querschnitte im Bereich von Dichtungs- und Lagersitzen der Rotoren. Auf diese Weise können größere Wärmeströme von den Rotoren zu den ölgekühlten Wellenenden und Zahnrädern abgeführt werden. Konstruktiv aufwendiger wäre die Kühlung der Rotoren mit Schmieröl, das durch eine Bohrung in der Rotorachse gefördert wird. Vorteilhaft erscheint es auch, die für den Wärmetausch mit dem Arbeitsmedium verfügbare Rotoroberfläche durch Profil- und Geometrieoptimierung zu verkleinern. Mit den von Kauder und Rau vorgeschlagenen Schraubenkompressor geometrien [10] würde ein solcher Effekt erreicht. Wärmeschutzschichten auf den Rotoroberflächen sind eine weitere konstruktive Maßnahme zur Erhöhung der Betriebssicherheit bei hohen Temperaturen des Arbeitsmediums.

4 Ausblick

In den letzten Jahren wurde am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen ein sehr umfangreiches Simulationssystem entwickelt, mit dem das Betriebsverhalten von Schraubenkompressoren unter Einfluß aller maßgeblichen betriebsbedingten Verformungen berechnet werden kann [2], [8]. Erste Erfahrungen bei der Anwendung des Simulationssystems liegen inzwischen vor und sind in diesem Bericht am Beispiel einer Betriebssicherheitsuntersuchung dokumentiert. In einigen Bereichen muß das System weiterentwickelt werden. Insbesondere die Modelle für die Wärmeübergangsrandbedingungen sollen zukünftig durch vergleichende Versuche überprüft werden.

Trotz der vorgenommenen Vereinfachungen sind schon jetzt beachtenswerte Aussagen über die Betriebssicherheit der Maschine möglich. Außerdem vermitteln die Rechnungen ein Gefühl für das thermische und mechanische Geschehen in der Schraubenmaschine. Gehäuseverformungen und instationäre Zustände lassen sich bei erhöhtem Rechenaufwand berücksichtigen.

Auf der Grundlage der hier gezeigten Betriebssicherheitsuntersuchung können Maßnahmen getroffen werden, um den sicheren Betrieb der Maschine zu gewährleisten. Es sind aber durchaus weitere Anwendungen des vorgestellten Simulationssystems denkbar. So könnten Rechnungen zur Maschinenoptimierung hinsichtlich Material, Kühlung, Lagersteifigkeit und Anordnung der Bauteile durchgeführt werden. Sonderkonstruktionen, wie Prozeßgasmaschinen, Erdgasentspannungsmaschinen, Schraubenmotoren [6] und Heißgasschraubenmaschinen [7], für die bisher keine praktischen Erfahrungen vorliegen, lassen sich zunächst theoretisch ohne aufwendige Prototypen und Versuche entwickeln. Auch eine Profilentwicklung unter Berücksichtigung der Geometrie der betriebswarmen Maschine erscheint auf der Basis von Simulationsrechnungen möglich.

Das hier vorgestellte Simulationssystem bietet also eine Reihe von Möglichkeiten, Schraubenmaschinen besser zu verstehen und auf diesem Verständnis aufbauend weiterzuentwickeln. Die Deutsche Forschungsgemeinschaft und die Volkswagen-Stiftung haben die Arbeiten zu dem System dankenswerterweise auf verschiedene Weise gefördert.

5 Literaturverzeichnis

- | | | |
|-----|----------------------------|---|
| [1] | Gersten, K.,
Herwig, H. | Strömungsmechanik. 1. Aufl., Vieweg Verlag Braunschweig, 1992 |
| [2] | Gödde, R. | Simulation des instationären Betriebes von Schraubenkompressoren. Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Verlag Düsseldorf, 1994 |
| [3] | Grigull, U. | Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. 3. Aufl., Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 1963 |

- [4] Harling, B. Untersuchungen zur Ölverteilung in Schraubenkompressoren mit Schmiermitteleinspritzung. Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Verlag Düsseldorf, 1994
- [5] Heinz, A.
Mentzendorff, H. Schraubenmaschinen. Band 2/1, Handbuchreihe Energie von T. Bohn - Verdrängermaschinen, Technischer Verlag, Resch-Verlag TÜV Rheinland, S. 203-261, 1985
- [6] Kauder, K. Der Schraubenmotor - eine vielversprechende Antriebsmaschine zur Nutzung von Abwärme. BWK Bd. 37, Nr. 7-8, VDI-Verlag Düsseldorf, S. 313-318, 1985
- [7] Kauder, K. Die Heißgasmaschine - ein neues Antriebskonzept. MTZ Nr. 7, VDI-Verlag Düsseldorf, S. 269-274, 1986
- [8] Kauder, K.
Gödde, R. Untersuchung des instationären Schraubenmaschinenbetriebes. Ein Beitrag zur Betriebssicherheit - Teil 1. In: Schraubenmaschinen Nr. 1, Universitätsdruckerei Dortmund, S. 5-17, 1993
- [9] Kauder, K.
Rau, B. Ein Verfahren zur Bestimmung der Rotoreingriffsgeometrie bei Schraubenmaschinenrotoren. In: Schraubenmaschinen Nr. 1, Universitätsdruckerei Dortmund, S. 18-23, 1993
- [10] Kauder, K.
Rau, B. Auslegungsverfahren von trockenlaufenden Schraubenkompressoren. In: Schraubenmaschinen '94, VDI Berichte 1135, VDI-Verlag Düsseldorf, 1994
- [11] Naujoks, R. Zustandsänderung in trockenlaufenden Schraubenmaschinen - ein Vergleich von Rechnung und Experiment. Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Verlag Düsseldorf, 1982
- [12] Peveling, F.J. Ein Beitrag zur Optimierung adiabater Schraubenmaschinen in Simulationsrechnungen. Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Verlag Düsseldorf, 1988
- [13] Piatkowski, R. Ein Beitrag zur Entwicklung eines Schraubenladers. Dissertation, Universität Dortmund, VDI-Verlag Düsseldorf, 1992
- [14] VDI VDI-Wärmeatlas. 6. Aufl., VDI-Verlag Düsseldorf, 1991