

Simulation und Experiment bei der Entwicklung von Schraubenkompressoren

Prof. Dr.-Ing. **K. Kauder**, Dipl.-Ing. **M. Janicki**

FG Fluidenergiemaschinen, Universität Dortmund

Zusammenfassung

Die Simulation des Betriebsverhaltens von Schraubenkompressoren ist ein adäquates Mittel zur Entwicklung und Optimierung dieser Maschinen. Die hierfür notwendige experimentelle Verifikation des Simulationssystems kann durch integrale Messungen an der Gesamtmaschine und durch Modellversuche erbracht werden. Modellversuche vereinfachen die Isolierung einzelner physikalischer Wirkungen und ermöglichen so die schrittweise Verifizierung eines komplexen Simulationssystems. Basis eines solchen Vorgehens ist, neben den zu entwickelnden Modellkomponenten, ein Simulationssystem, das flexible Strukturen zur Einbindung verschiedener Modelle zur Verfügung stellt.

Abstract

The simulation of operational behavior is an adequate means for the development of screw-type compressors. The necessary experimental verification of the simulation system can be done by integral measurements on the whole machine or by model tests. Model tests support the isolation of single physical effects and thus allow a step-by-step verification of the complex simulation system. This method requires the examined models and a simulation system that provides flexible structures for the integration of different models.

1 Einleitung

Schraubenkompressoren sind aufgrund der komplexen Geometrie ihrer Arbeitskammern, sowie derer Wechselwirkungen untereinander, nicht durch ein einfaches thermodynamisches Modell darstellbar. Ihre Entwicklung fußt in der Vergangenheit daher zu großem Teil auf empirischen Daten. Mit der zunehmenden Leistungsfähigkeit von Rechnern eröffnet sich die Möglichkeit, das Betriebsverhalten von Schraubenkompressoren mit Hilfe von Simulationssystemen zu modellieren und zu untersuchen. Das berechnete Betriebsverhalten ersetzt hierbei in Grenzen das Experiment. Wie weit diese Grenzen zu fassen sind, das heißt, wie genau das Modell die reale Maschine abbildet, kann jedoch nur im Vergleich mit der experimentellen Untersuchung bestimmt werden.

Die Kompression von Gasen, Gasmischen und Dämpfen in schnelllaufenden Verdrängermaschinen bildet komplexe physikalische Wirkungen aus. Sie betreffen hauptsächlich die Bereiche der:

- Thermodynamik,
- Strömungsmechanik,
- Festkörpermechanik,
- Festkörperdynamik und
- Werkstoffwissenschaften.

Bild 1 zeigt die Struktur der im Schraubenkompressor vorhandenen physikalischen Wirkungen und verdeutlicht deren gegenseitigen Einflüsse. Zusätzlich wird versucht, diese den zugrunde liegenden physikalischen Disziplinen zuzuordnen.

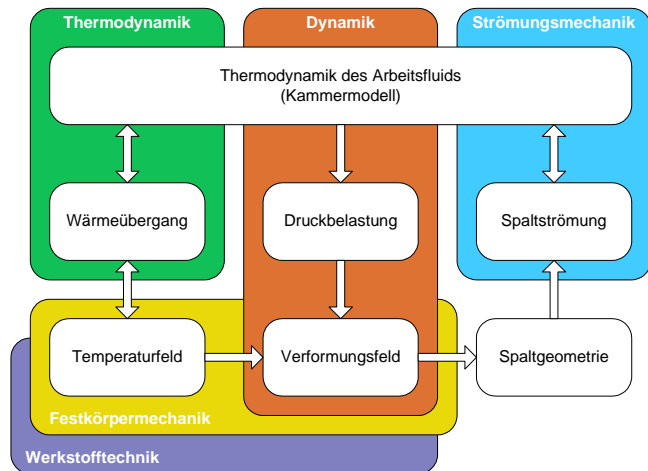


Bild 1: Struktur der physikalischen Wirkungen innerhalb von Schraubenkompressoren

Hierbei kommt es oft zu Überschneidungen der physikalischen Disziplinen, die hier nicht dargestellt sind.

Um die Betriebseigenschaften solcher Maschinen zu erfahren, dienen von jeher Experimente. Diese liefern Daten über

- die benötigte Wellenarbeit
- den Liefergrad,
- die Verdichtungsendtemperatur,
- den Gesamtgeräuschpegel und auch
- betriebssichere Laufzeiten.

Deutlich werden schnell signifikante Nachteile solcher Messungen. Dem Entwickler und Konstrukteur blieb versagt, solche integrale Daten nach ihren physikalischen Wirkungen zu trennen. Die aber waren nötig, um die Maschine zu verbessern in einem sehr allgemeinen Sinn. Ganz zu schweigen von den Skalierungsproblemen der Baureihen, von Variantenkonstruktionen oder auszuwehrenden Märkten der Unternehmen.

So sind z.B. Messreihen von Schraubenkompressorkonstruktionen nicht direkt auf Schraubenlader, die Daten der nasslaufenden Maschine nicht auf die trockene Maschine übertragbar, usw.. Könnte man die integralen Messdaten in Einzelwirkungen zerlegen, wäre auch ein zielgerichtetes Handeln des Entwicklers

möglich - die Frage nach dem Ausweg, die der Simulation war gestellt, die Erwartungen hoch.

2 Simulation

Was sollte die Simulation leisten?

Sie soll die Realität möglichst weitgehend theoretisch beschreiben mit möglichst allen physikalischen Wirkungen - d.h. Modellierungstiefe war gefragt, die sich nach der Wirkungsstärke aller Einflüsse differenzieren ließe.

- Die physikalischen Wirkungen sollten als Einzelwirkung quantifizierbar werden, um gezielt ihre Auswirkung auf das integrale Ganze beurteilen zu können.
- Abhängige und unabhängige Variable sollten erkennbar und beschreibbar sein.
- Erkannte Zusammenhänge, einmal in der Modellierung beschreiben, müssten zum einfachen Werkzeug der Entwickler und Konstrukteure werden.

Die Folge:

- Optimierungsaufgaben könnten ohne zeitraubende Versuche erledigt werden.
- Entwicklungszeiten wären deutlich zu verkürzen.
- Variantenkonstruktionen und damit die Marktdynamik wäre hoch.
- Die Entwicklungskosten niedrig.

Will man diese Konjunktive auflösen, muss man sich der heutigen Realität zuwenden.

2.1 Das Problem der Randbedingungen

Nachfolgend sollen Beispiele auf die Simulationsproblematik näher eingehen, im Umfang zeitlich soll die Frage nach der heute verlangten Modellierungstiefe beantwortet werden. Um Forschungsarbeiten begrenzen zu können, ist also die schwierige Frage nach der notwendigen Modellierungstiefe zu stellen. Hier helfen die Sensitivitätsanalysen der Einzelwirkungen dieses komplexen Systems Schraubenmaschine, um den Forschungsaufwand für die Simulation wenigstens abschätzen zu können, etwa die Frage, wie muss ein Finites Elementrechenetz beschaffen sein, um hinreichend genaue Aussagen über Rotortemperaturverläufe treffen zu können. Solche Fragen sind vergleichsweise einfach zu beantworten.

Die Antwort in diesem Beispiel: Um Rotortemperaturverläufe zu berechnen, weichen die maximalen und mittleren Knotentemperaturwerte der Netze A und B um weniger

als 1K, in diesem Beispiel 0,2%, voneinander ab, **Bild 2**. Dagegen verlängern sich die Rechenzeiten des Rotornetzes A gegenüber B um den Faktor 130.

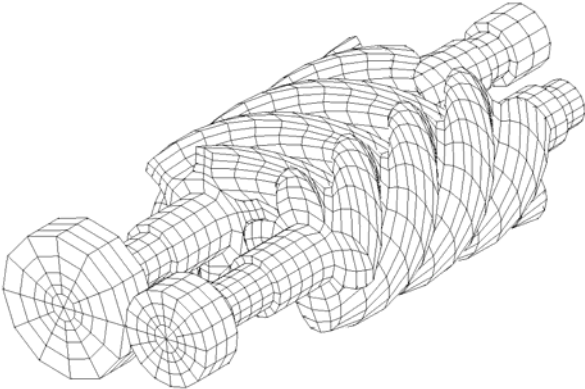
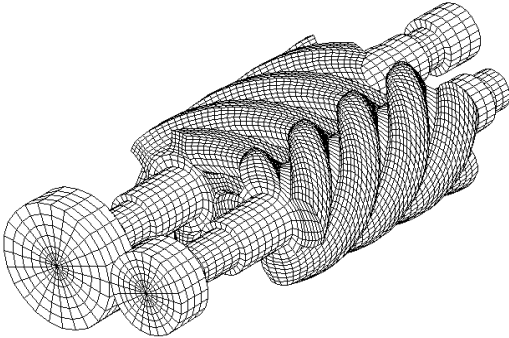
	<p>Rotorpaar (HR/NR) Netz A 8-Knoten Hexaeder Elemente 2723/2872 Knoten 3244/3534 Elemente 1152/1464 2D-Elemente 2092/2070 3D-Elemente</p>
	<p>Rotorpaar (HR/NR) Netz B 8-Knoten Hexaeder Elemente 18557/21425 Knoten 21096/24792 Elemente 5312/7008 2D-Elemente 15784/17784 3D-Elemente</p>

Bild 2: *Verschiedene Finite-Elemente Netze zur Berechnung der Rotortemperaturfelder /1/*

Allgemein: Fragen, die sich mit der Rechenmethodik beschäftigen sind häufig leichter zu beantworten, als die Sensibilität physikalischer Wirkungen im Gesamtsystem Schraubenkompressor.

Ein anderes Beispiel aus dem Bereich der physikalischen Wirkungen:

Es ist bekannt, dass Spaltmassenströme gerade bei rotierenden Verdränger-maschinen eine signifikante Wirkung auf die Energiewandlungsgüte und damit auf die benötigte Wellenarbeit des Schraubenkompressors ausüben. Bei der Modellierung liegt es deshalb nahe, nach der Strömungsmechanik bzw. Gasdynamik von Spaltströmungen zu fragen. Etwa danach, ob eine Spaltgeometrie ohne eine betriebsichere Spalthöhe zu unterschreiten in der Lage wäre, die Spaltmassenströme nur durch gasdynamische Wirkungen zu senken.

Oder danach, wie hoch der Wärmeübergangskoeffizient in einem solchen Spalt wird, um ihn für die Wärmehaushaltsrechnung der Maschine verwenden zu können.

Dazu sind scheinbar käufliche Softwarepakete bestens geeignet. Alle Rechenrandbedingungen sind, wie im ersten Beispiel, leicht zu beschaffen,

Rechenraum, Geometriedaten, Druckverhältnisse etc. Doch schon die Frage nach der Wandhaftbedingung einer Strömung, also nach dem zu verwendeten Turbulenzmodell zu stellen, stößt auf nahezu unüberwindliche Schwierigkeiten. Es muss nämlich entschieden werden, mit welchem Simulationsmodell zu rechnen ist. Mit dem:

- Nicht-viskosen Strömungsmodell,
- Standard-k- ϵ -Turbulenzmodell (high-Reynolds-number Modell)
- RNG-k- ϵ -Turbulenzmodell
- Realisable-k- ϵ -Turbulenzmodell, usw.
- Spaltart-Allmoras-Modell (low-Reynold-number Modell), etc.

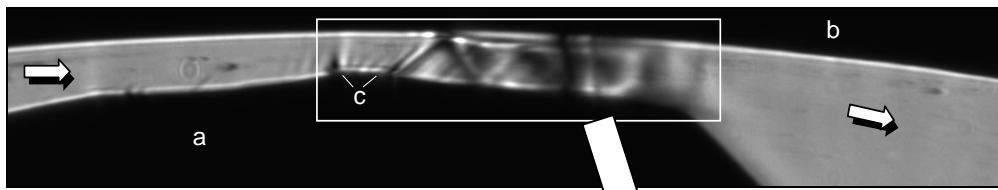
Dagegen ist wieder leicht zu entscheiden, wie viele Volumenelemente der Rechenraum haben soll oder ob es beispielsweise 50.000 oder 72.000 Iterationen geben soll.

Je nach verwendetem Modell liefert die Simulation stark voneinander abweichende Ergebnisse und so auch Konsequenzen, mit den Ergebnissen umzugehen, **Bild 3**.

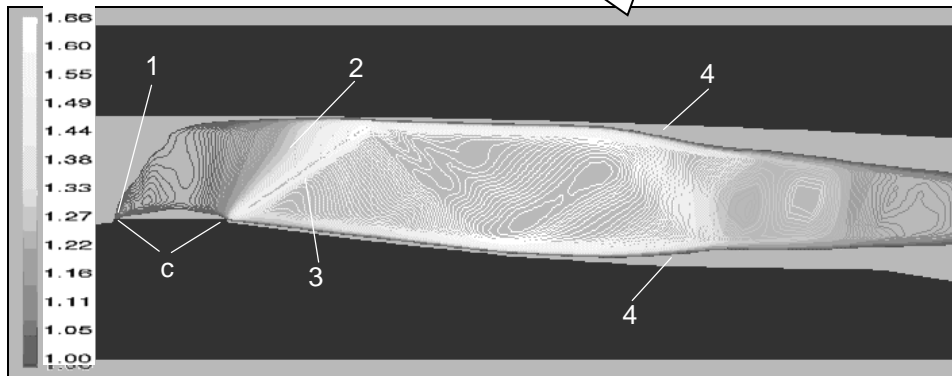
- Gerade Verdichtungsstärke werden berechnet oder nicht,
- schräge Stöße werden nicht realitätsnah reflektiert,
- Verdünnungsfächer fehlen ganz oder teilweise,
- Ablösungen an der Gehäusewand und am Rotor fehlen oder fehlen nicht, je nach Modell.

Welches Rechenergebnis aber ist, wie eingangs gefordert, realitätsnah?

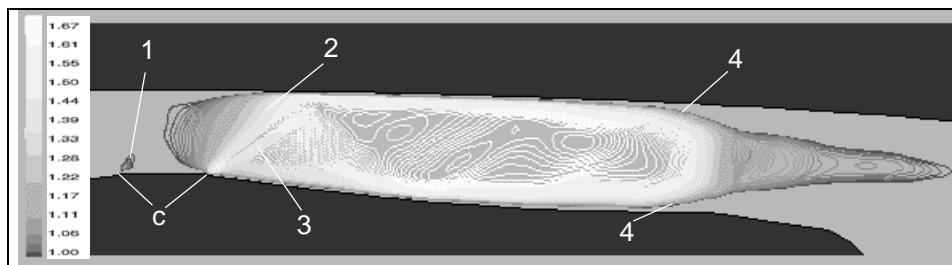
Ohne das Experiment lässt sich diese Frage nicht sicher beantworten. Hier handelt es sich zunächst nicht um integrale, mehrparametrische Messungen, deren physikalischen Einzelwirkungen dann nicht mehr erfahrbar sind. Erfahrbar sind viele gasdynamische Details, aber welche sind realitätsnah ?



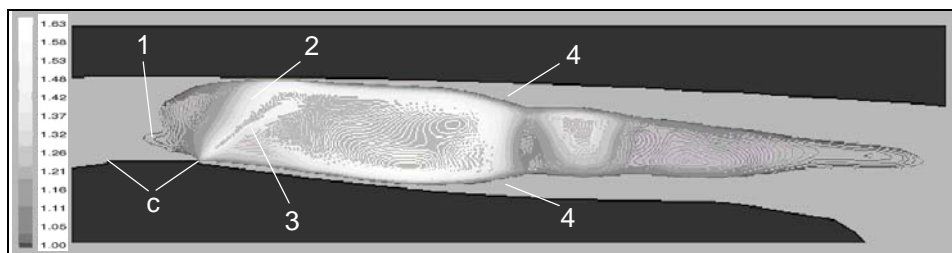
Schlierenbild



Spalart-Allmaras turbulence model



Standard - $k-\varepsilon$ - Turbulenz Modell – "Zwei-Schichten-Modell"



Standard - $k-\varepsilon$ - Turbulenz Modell – mit Wandfunktion

Bild 3: Strömung im Hauptrotorgehäusespalt, gemessen mit Hilfe eine Schlierenbank und berechnet mit verschiedenen Turbulenzmodellen, /4/;

Druckverhältnis $\Pi_w = 0.5$, Eintrittsdruck $p_{in} = 2$ bar; Spalthöhe $h_{sp} = 0.4$ mm

- | | | | |
|---|---------------------------|---|----------------|
| 1 | Schalldurchgang | a | Hauptrotorzahn |
| 2 | Verdünnungsfächer | b | Gehäuse |
| 3 | Schiefer Verdichtungsstoß | c | Dichtleiste |
| 4 | Ablösung und Einschnürung | | |

3 Experimentelle Modellverifikation

Das Experiment wird heute zunehmend herausgenommen aus der Maschine und durch gezielte Modellversuche ersetzt. In diesem Beispiel soll es nur strömungsmechanische, hier gasdynamische Informationen der Maschinenspaltströmung liefern, nicht nur, um die Strömung realitätsnah zu beschreiben, sondern ganz anwendungsorientiert Voraussetzungen für den Wärmetransport zu erhalten, um Nulgleichungen zu formulieren, mit denen der Entwickler sicher Optimierungsrechnungen durchführen kann.

Eine so strikte experimentelle Trennung, wie in diesem Beispiel, gelingt nicht immer. In der Maschine ist z.B. die Thermodynamik von der Festkörpermechanik abhängig und umgekehrt. Einfache, quasi einparametrische Experimente leisten hier nicht mehr das Geforderte, realitätsnah zu sein. Die umfangreiche Untersuchung eines Schraubenkompressors soll hier als Beispiel für mehrparametrische Experimente dienen. Als Versuchsträger wird beispielhaft eine trockenlaufende Serienmaschine zur Verdichtung ölfreier Druckluft eingesetzt. Diese stellt einen typischen Vertreter der trockenlaufenden Schraubenkompressoren dar, **Bild 4**.

Die Energiewandlung im Kompressor bestimmt, sieht man von dissipativen Wirkungen in den Wellendichtungen und Lagern ab, das Temperaturgeschehen im Arbeitsraum der Maschine mit der Folge der Wärmeübertragung zwischen dem Arbeitsfluid und dem Rotor bzw. umgekehrt. Dabei verändern sich alle arbeitsraumbegrenzenden Spalte in der Maschine, also auch die Geometrie der Rotoren selbst, es entstehen unter Umständen kritische Betriebszustände.

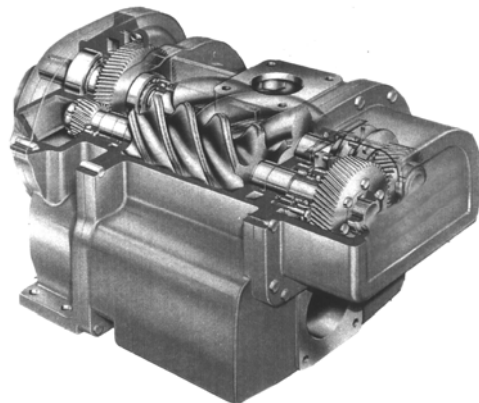


Bild 4: *Serienmodell des untersuchten Schraubenkompressors*

3.1 Thermodynamische Kenngrößen

Die Ergebnisse der thermodynamischen Berechnung, wie Gasaustrittstemperatur, effektive Leistung, geförderter Massenstrom und Liefergrad stellen hinsichtlich eines Vergleiches zwischen Rechnung und Messung integrale Größen dar. In die thermodynamische Simulation auf der Basis des Kammermodells gehen die mit den Bauteilen ausgetauschten Wärmeströme sowie die 'Warmspaltdaten' ein, die wiederum im wesentlichen von den Bauteiltemperaturen abhängen und damit durch die Kammerzustandsgrößen und die Wärmeübergänge beeinflusst werden. **Bild 5**

stellt die berechneten Größen der Gasaustrittstemperatur und des geförderten Massenstroms den gemessenen Werten gegenüber.

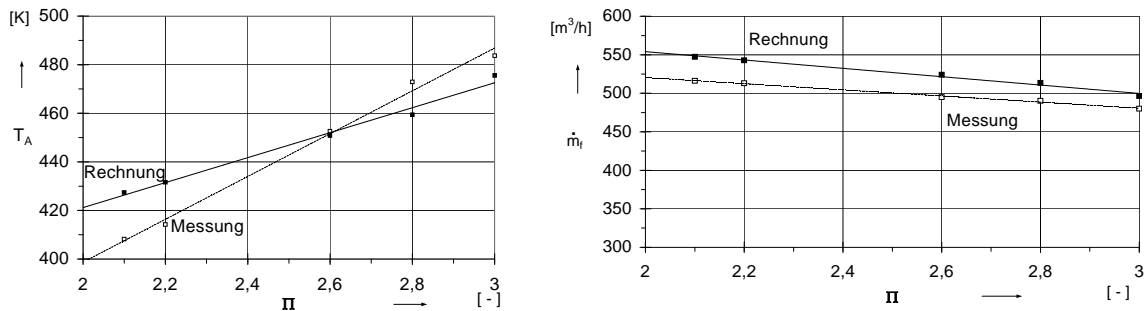


Bild 5: Vergleich der berechneten mit den gemessenen Daten der Gasaustrittstemperatur und des geförderten Massenstroms als Funktion des Druckverhältnisses für eine exemplarische Hauptrotordrehzahl von $n_{HR} = 12300 \text{ min}^{-1}$

Die Rechnung gibt die qualitativen Abhängigkeiten der Größen von den untersuchten Parametern korrekt wieder. Die maximalen Abweichungen zwischen Rechen- und Messgrößen betragen 7,5%. Eine tendenzielle Abhängigkeit der Höhe dieser Abweichungen von Druckverhältnis einerseits bzw. Drehzahl andererseits ist nicht zu erkennen. Es wird deutlich, dass der sich aus der Rechnung ergebende Einfluss des Druckverhältnisses auf die Gasaustrittstemperatur geringer ausfällt als der über die Messungen festgestellte.

Auch bei dem geförderten Massenstrom steigen die Unterschiede zu den gemessenen Werten mit sinkendem Druckverhältnis leicht an. Hier liegen die errechneten Massenströme jedoch stets über den gemessenen. Die Abweichungen betragen 3,4% bis 7,5%.

3.2 Rotortemperaturverteilung

Da eine großflächige Messung des lokalen Temperaturverlaufs in den Rotoren mangels Zugänglichkeit ausscheidet, kann nur auf diskrete lokale Bauteiltemperaturen zugegriffen werden, die mit Hilfe von in die Rotoren eingebetteten Thermoelementen gemessen werden. Die Signalübertragung vom drehenden System zur Auswerteeinheit kann mit einem Telemetriesystem geschehen.

Es wurden unter anderem die Zahnspezitentemperaturen in drei Ebenen im Abstand von 10 mm (HD), 60 mm (Mitte) und 110 mm (ND) von der druckseitigen Profilstirnfläche gemessen, siehe **Bild 6**.

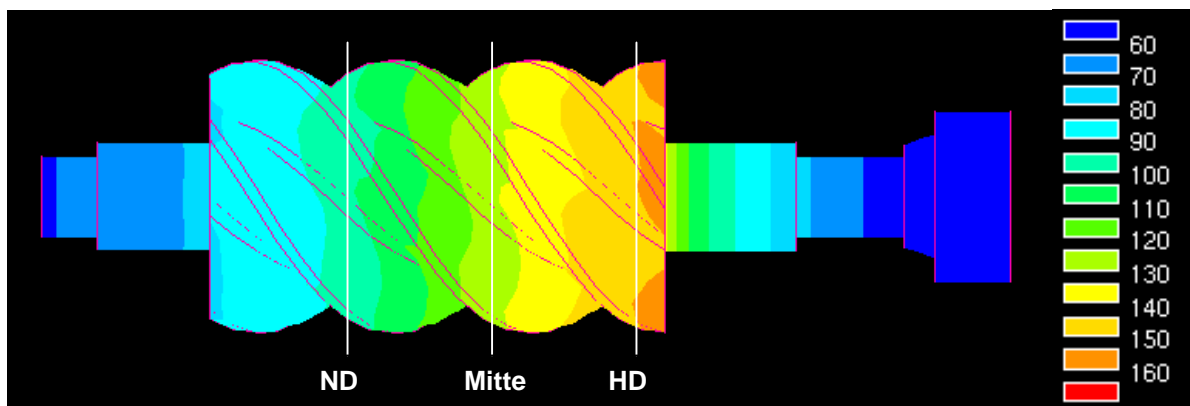


Bild 6: Berechneter Temperaturverlauf des Hauptrotors bei $n_{HR} = 12333 \text{ U/min}$ und $II = 3 \text{ bar}$. Ein Vergleich der gemessenen mit den zugehörigen berechneten Rotortemperaturen, **Bild 7**, zeigt qualitativ die gleichen Tendenzen, quantitativ aber deutliche Differenzen. Mit zunehmender Nähe zum Druckstutzen und zunehmendem Druckverhältnis nimmt die Rotortemperatur zu. Bei einer Hauptrotordrehzahl von $n_{HR} = 12333 \text{ min}^{-1}$ weichen die berechneten Hauptrotortemperaturen abhängig von der Position und dem anliegenden Druckverhältnis um -21% bis -30%, die berechneten Nebenrotortemperaturen um -13% bis -26% ab. An der Druckseite muss eine stärkere Abweichung als an der Saugseite festgestellt werden.

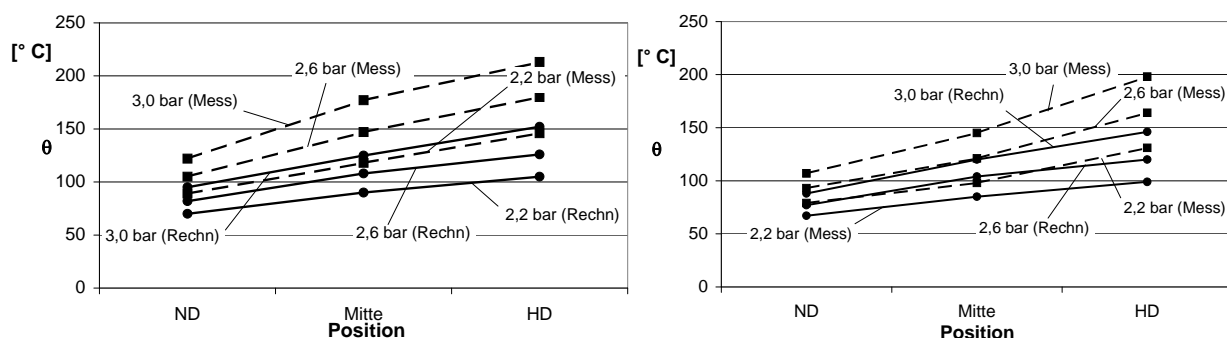


Bild 7: Vergleich der gerechneten und gemessenen Zahnspezitentemperaturen entlang des Hauptrotors (links) und des Nebenrotors (rechts) für verschiedenen Druckverhältnisse bei einer Drehzahl von $n_{HR} = 12333 \text{ U/min} /3/$

Ein analoges Verhalten ist bei Betrachtung der maximalen Rotortemperaturen in Abhängigkeit von Druckverhältnis und Drehzahl zu finden, **Bild 8**. Die Simulation bildet das thermische Betriebsverhalten der Rotoren qualitativ ab. Mit zunehmendem Druckverhältnis oder abnehmender Drehzahl steigen die Rotortemperaturen. Die quantitativen Abweichungen der Simulation gegenüber der Messung liegen bei -20% bis -30%. Hierbei werden die Fehler mit zunehmender Drehzahl größer, wohingegen das Druckverhältnis wenig Einfluss hat. Als Ursache für die hohe quantitative Abweichung der Rotortemperaturen ist die nicht experimentell überprüfte Modellierung des Wärmeübergangs zwischen Arbeitsfluid und den Rotoren zu nennen. Insbesondere fehlen hinreichende Kenntnisse über die Strömung in

Schraubenmaschinen, welche primär den Wärmeübergang bestimmt. Der Weg von der mehrparametrischen zur schon beschriebenen einparametrischen Simulation wird hier notwendig.

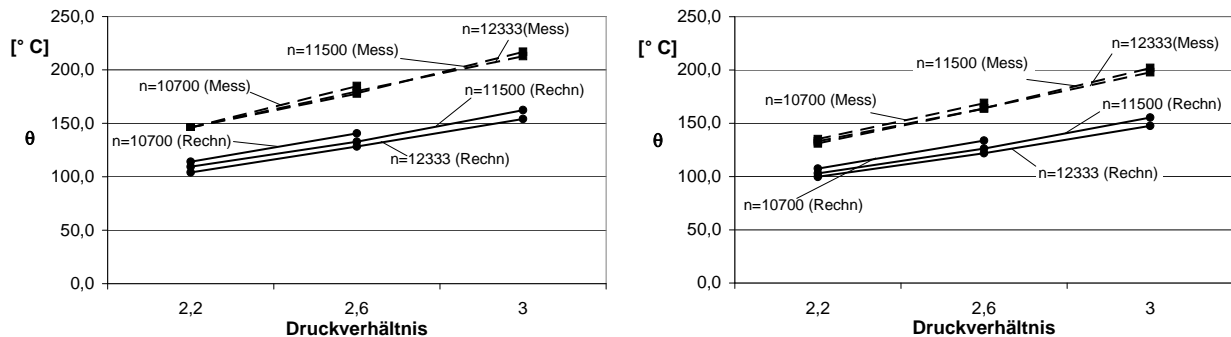


Bild 8: Vergleich der gerechneten und gemessenen maximalen Haupt- (links) und Nebenrotortemperaturen (rechts) über dem Druckverhältnis für verschiedene Drehzahlen /3/

3.3 Spalthöhen

Die Berechnung der arbeitsraumbegrenzenden Spalthöhen der Maschine gehört zu den empfindlichsten Teilen der gesamten Simulation in einer Schraubenmaschine, da sich alle thermodynamischen Wirkungen mehrparametrisch bei der Modellierung der Bauteile und deren Verknüpfung bzw. in der Vorgabe der Randbedingung auf die Spaltgeometrie auswirken. Einige Parameter der Spaltberechnung besitzen einen gegenläufigen Einfluss auf die Änderung der Spalthöhe, zum Beispiel das Temperaturfeld des Gehäuses und das der Rotoren, kann es vorkommen, dass sich Fehler in bestimmten Betriebspunkten oder an bestimmten geometrischen Orten aufheben, sich an anderen dagegen verstärken.

Zur Messung der betriebspunktabhängigen Gehäuse- und Stirnspalthöhenänderungen kommt in diesem Beispiel ein berührungsloses Wegmeßsystem auf Wirbelstrombasis mit drei Aufnehmern zum Einsatz. Die zur punktuellen Messung von Gehäuse- und Stirnspalthöhenänderungen ausgewählten Messpositionen vermittelt **Bild 9**. Die Spalthöhen werden an der druckseitigen Stirnfläche an jeweils einer Stelle des Haupt- und Nebenrotors erfasst. Für die relativen Gehäusespalte stehen an Haupt- und Nebenrotorseite jeweils drei Positionen entlang der Rotorlängsachse unter einer Winkellage von 30° zur Horizontalen zur Verfügung, an der Hauptrotorseite drei zusätzliche unter 60°.

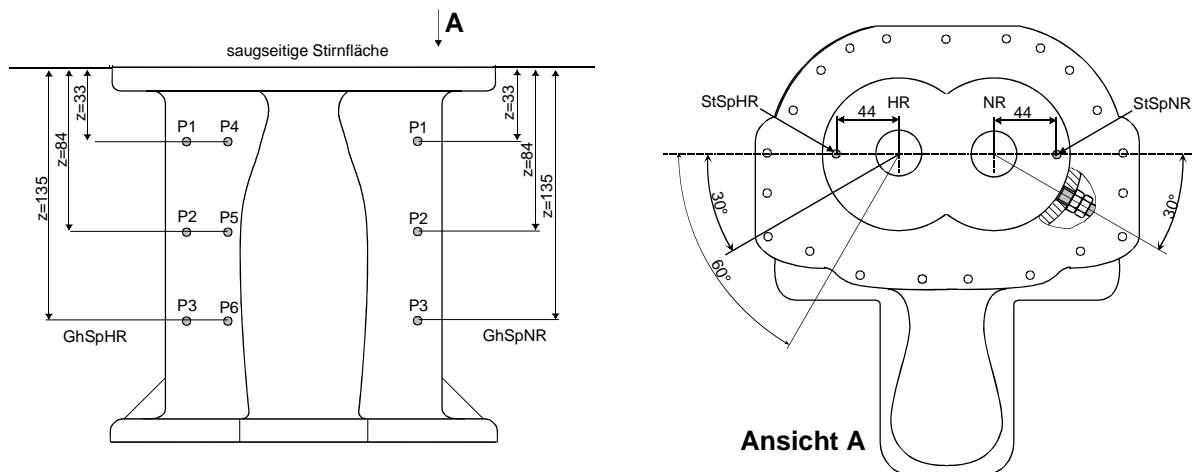


Bild 9: Positionen der Wegmessaufnahme im Rotorgehäuse /1/

Die gemessenen Stirnspalthöhenänderungen sind in **Bild 10** den berechneten gegenübergestellt. Mit wachsendem Druckverhältnis nimmt die druckseitige Stirnspalthöhe jeweils zu. Bei den axial an der Hochdruckseite gelagerten Rotoren kommt es zu gemessenen Spalthöhenzunahmen zwischen $52 \mu\text{m}$ ($\Pi = 2,6$, $n_{HR} = 3000 \text{ min}^{-1}$) und $68 \mu\text{m}$ ($\Pi = 3,0$, $n_{HR} = 2600 \text{ min}^{-1}$). Dies entspricht 52% bzw. 68% der Kaltspalthöhe.

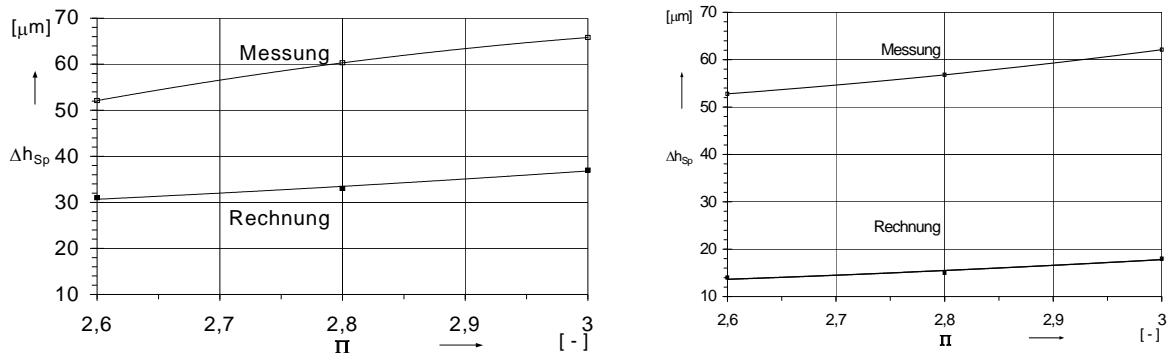


Bild 10: Gemessene und berechnete druckseitige Stirnspalthöhenänderung für Haupt- (links) und Nebenrotor (rechts) in Abhängigkeit vom Druckverhältnis bei einer exemplarischen Hauptrotordrehzahl von $n_{HR} = 12300 \text{ min}^{-1}$

Der Einfluss einer Variation von Drehzahl und Druckverhältnis auf die Spalthöhenänderung wird sowohl für den Haupt- als auch für den Nebenrotor qualitativ richtig wiedergegeben.

Auf der Hauptrotorseite treten Unterschiede zwischen den Rechen- und Messwerten von $20 \mu\text{m}$ bis $28 \mu\text{m}$, an der Nebenrotorseite von $38 \mu\text{m}$ bis $44 \mu\text{m}$ auf. Verglichen mit den Kaltspalthöhen entspricht dies 20% bis 28% bzw. 38% bis 44%. Während sich die gemessenen Spalthöhen auf beiden Rotorseiten in etwa gleichem Maße ändern, werden an der Nebenrotorseite deutlich kleinere Werte als an der entsprechenden Position des Hauptrotors errechnet. Die in der Simulation

berechnete zu geringe Erhöhung der druckseitigen Stirnspalthöhe resultiert direkt aus der ebenfalls zu geringen berechneten Rotortemperatur an der Druckseite.

Im Bild 11 sind die ermittelten Mess- und Rechengrößen der Gehäusespalthöhenänderungen des Haupt- (P4 bis P6) und des Nebenrotors (P1 bis P3) beispielhaft für die Drehzahl $n_{HR} = 12300 \text{ min}^{-1}$ wiedergegeben.

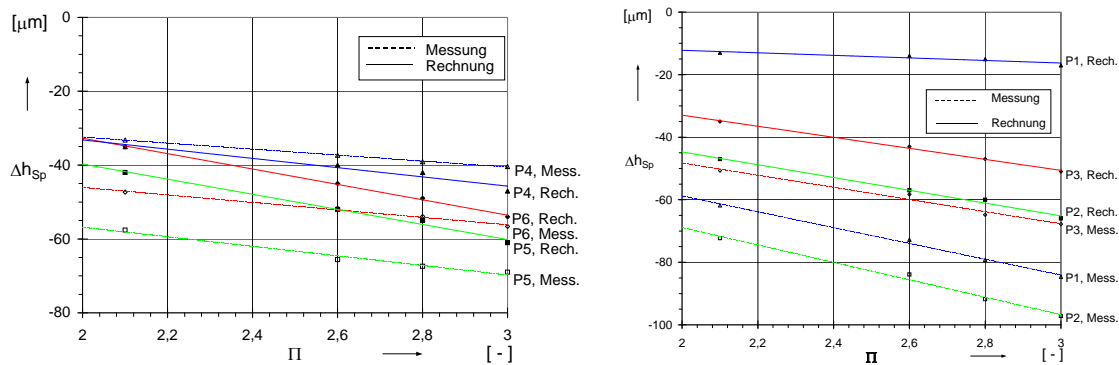


Bild 11: Gemessene und berechnete Gehäusespalthöhenänderung
rechts: an den Positionen P4-P6 für den Hauptrotor
links: an den Positionen P1-P3 für den Nebenrotor

Der Vergleich der Mess- und Rechenergebnisse zeigt eine nur qualitativ richtige Simulationsrechnung. An den Messpositionen P2 und P3 des Nebenrotors verlaufen zudem die errechneten Spalthöhenänderungen annähernd parallel zu den gemessenen.

Während die Simulationsrechnung die qualitativen Spaltänderungen insgesamt mit einer vergleichsweise guten Abbildungsgüte wiedergibt, treten bei dem quantitativen Vergleich von Rechnung und Messung z.T. noch deutliche Abweichungen auf. Die Abweichungen betragen bei Haupt- und Nebenrotor zwischen 18 und 66 μm . Das entspricht 15% bzw. 55% der Kaltspalthöhe. Als Grund für die deutliche Abweichung der berechneten Gehäusespalthöhe von der Messung müssen wiederum die simulierten Rotortemperaturfelder herangezogen werden (mehrparametrische Simulation).

So schließt sich der Kreis, denn die Rotortemperaturfelder hängen nicht nur von der Maschinen - Thermodynamik, sondern auch von der Maschinen - Strömungsdynamik direkt ab. Dies ist ein gutes Beispiel für eine nicht ausreichende Modellierungstiefe.

3.4 Gehäusetemperaturverteilung im Experiment und in der Simulation

Die Gehäusetemperaturverteilung liefert eine vielparametrische Aussage über den gesamten Wärmehaushalt der Maschine. Hier zeigt sich die realitätsnahe Modellierungstiefe in ihrer integralen Wirkung. Nicht aufzuspüren sind physikalische Wirkungen, die sich in ihrer Wirkrichtung kompensieren und so einer Verbesserung des Simulationssystems, hier des Wärmeübergangsmodells, nicht mehr zugänglich sind.

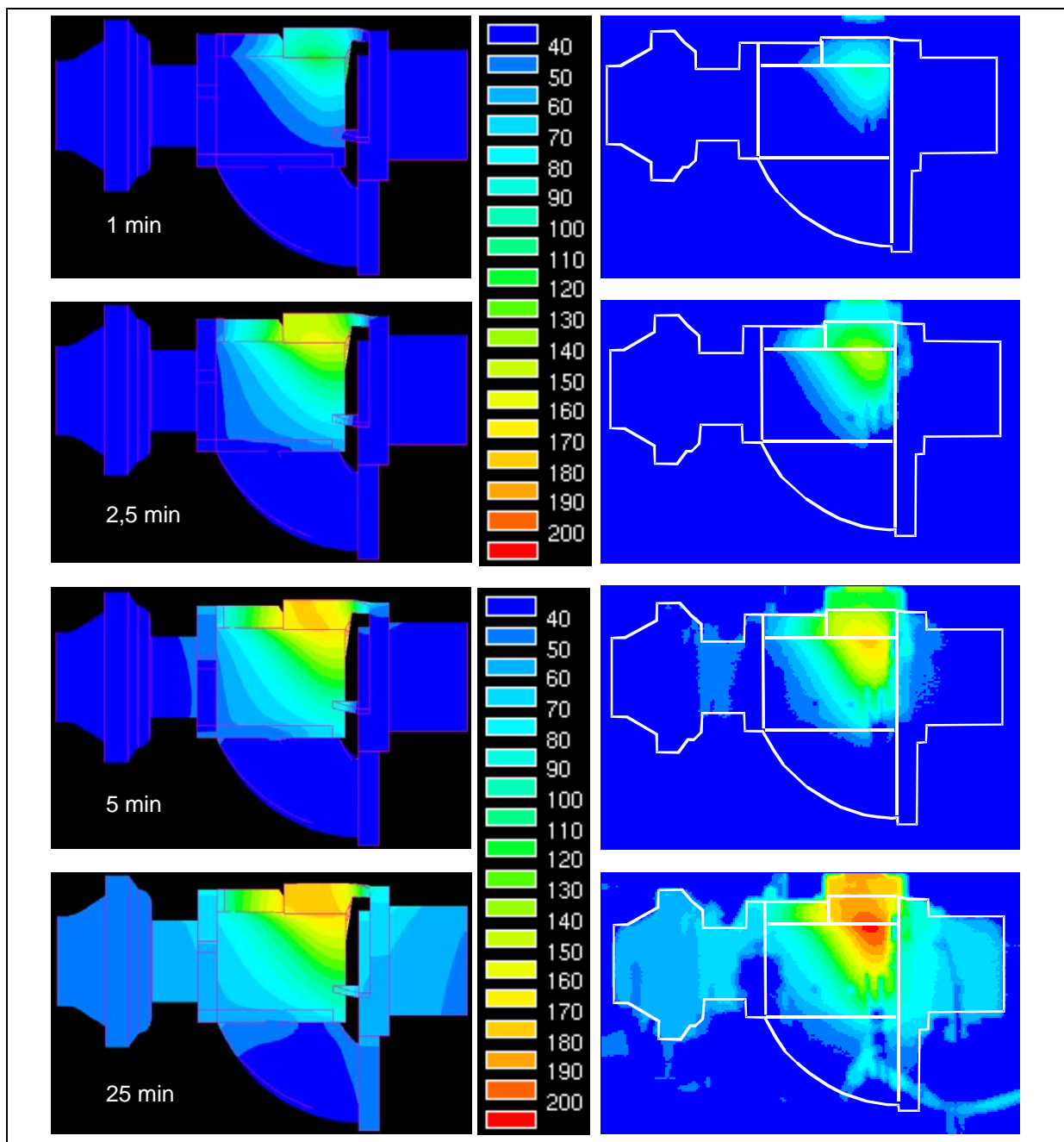


Bild 12: Thermografieaufnahmen eines Schraubencompressors (rechts) im Vergleich mit berechneten Temperaturfeldern (links) für einen Anfahrvorgang

In **Bild 12** ist ein Aufwärmvorgang des Schraubenkompressorgehäuses exemplarisch in einzelnen Zeitschritten dargestellt. Ein Vergleich der berechneten Temperaturfelder (auf der linken Seite) mit während eines Versuches aufgenommenen Thermografieaufnahmen (auf der rechten Seite) für jeweils die gleichen Zeitpunkte, zeigt qualitativ eine akzeptable Übereinstimmung. Die Isothermen verlaufen im Bereich des Rotorgehäuses in etwa gleichen Winkeln. Jedoch liefert die Simulationsrechnung eine schnellere Aufheizung des Gehäuses im

Hochdruckbereich, bleibt dort aber im stationären Fall etwa 20 K unter den Versuchsergebnissen.

Wenn das Simulationsmodell signifikante thermodynamische und geometrische Wirkungen (Spalthöhen, Rotortemperaturverteilung, Lagerverschiebung etc.) nicht hinreichend genau wiedergibt, werden integrale Messungen dies auch nicht leisten können.

4 Analyse der integralen Verifikation

Der Vergleich der Messergebnisse mit den berechneten Simulationsergebnissen zeigt eine gute quantitative Abbildungsgüte der Thermodynamik. Die Abweichungen der berechneten Gasaustrittstemperatur von den Messwerten liegt zwischen 1% und 7%, die des Massenstroms zwischen 3,4% und 7,5%. Die berechneten Kammerdrücke sind über einen weiten Drehwinkelbereich kleiner als die gemessenen.

Die Bauteiltemperaturen und daraus resultierend die Änderung der Spalthöhen in der Maschine werden qualitativ richtig wiedergegeben. Die Abweichungen der berechneten Gehäusetemperaturen von der Messung liegen im Bereich von 2% bis 35%. Die höchsten Differenzen sind in der Nähe des Druckstutzens zu finden. Die simulierten Rotortemperaturen liegen 13% bis 30% unter den gemessenen Temperaturen.

Die in erste Linie von den thermischen Verformung der Bauteile abhängigen Spalthöhenänderungen differieren zwischen Rechnung und Messung um bis zu 55%.

Eine Analyse der Abweichungen zur Korrektur der einzelnen verwendeten Modelle gestaltet sich schwierig, da sowohl die Simulations- als auch die Messergebnisse integrale Resultate darstellen. Obwohl die Abweichungen bei den Spalthöhenänderungen am deutlichsten ist, lässt dies nicht darauf schließen, dass das Modell zur Berechnung der Spalthöhen fehlerhaft ist. Die Spalthöhen hängen in hohem Maße von den thermischen Verformungsfeldern der Rotoren und des Gehäuses ab. Aufgrund der inhomogenen Temperaturverteilung kommt zu komplexen dreidimensionalen Verwindungen des Gehäuses und der Rotoren, so dass sich Fehler in der Temperaturverteilung im hohen Grade nichtlinear innerhalb der Spalthöhen fortpflanzen. Die Fehler in der Temperaturverteilung resultieren wiederum aus dem Wärmeübergang zwischen Arbeitsfluid und Bauteiloberflächen, für den bislang noch keine verifizierten Nu - Gleichungen vorliegen.

Da eine integrale Verifikation des Gesamtsystems auf diese Weise nicht gelingt, sollten nun die einzelnen Wirkmodelle auf ihre Abbildungsgüte untersucht werden. Die in der Simulation verwendeten Modelle und der Grad ihrer Verifizierung als einzelne Modelle gibt **Tabelle 1** an.

Wirkung	Modell	Grad der Verifizierung
Thermodynamik des Arbeitsfluids	Kammermodell	mittel
Spaltströmung und Ladungswechselfvorgänge	isenthalpe, dissipative Blendenströmung	mittel
Wärmeübergang zwischen Arbeitsfluid und Bauteilen	Modellgleichungen unter Annahme von mittleren Gasgeschwindigkeiten	gering
Temperaturfeldberechnung	Finiten Elemente Methode (FEM)	hoch
Verformungsfeldberechnung	FEM unter Einbeziehung der thermischen Verformung und der Druckbelastung durch das Arbeitsfluid und die Lagerstellen	hoch
Spalthöhenberechnung	reine Geometrieberechnung resultierend aus dem Geometriemodell überlagert durch die Verformungsfelder	hoch

Tabelle 1: Modellierung der einzelnen physikalischen Wirkungen und deren isolierte Verifizierung

Auf der experimentellen Seite gilt es nun Modellversuche zu entwickeln, mit deren Hilfe die Wirkmechanismen isoliert zu untersuchen sind. Diese, möglichst einfachen, Versuche sollten dann durch Simulationen nachgebildet werden, um die zugrunde liegenden Modellgleichungen der untersuchten Wirkungen zunächst isoliert zu verifizieren. Die Untersuchung der Gehäusespaltströmung mit Mitteln der Schlierentechnik und parallel durch CFD-Berechnungen soll hier als beispielhafter Schritt genannt werden, /4/.

Die Struktur des Simulationssystems sollte so vorbereitet werden, dass der Austausch verschiedener Rechenmodelle mit wenig Aufwand möglich ist. Daher muss darauf Wert gelegt werden, dass die einzelnen Modelle nicht direkt, sondern nur über den Rahmen des umgebenden Simulationssystems gekoppelt sind.

Der mögliche Austausch einzelner Modellkomponenten dient hierbei zwei Zwecken:

1. Der Einfluss der variierten Komponente auf des Gesamtsystem kann untersucht werden → *Sensibilitätsanalyse*
2. Das Ersetzen der nicht untersuchten Modellkomponenten durch Komponenten, die möglichst wenig auf die untersuchte Modellkomponente reagieren, ermöglicht eine isoliertere Sicht auf das Untersuchungsobjekt.

Sind die einzelnen Modellkomponenten hinreichend verifiziert, schließt sich die experimentelle Verifikation des Gesamtmodells an.

5 Ausblick

Vor dem Hintergrund, langfristig das Experiment nachhaltig einzuschränken, ergeben sich aktuelle Forschungsbedarfe für eine realitätsnahe Modellierung der Simulation:

- Die Spaltströmungen und die Ladungswechsellvorgänge in der Schraubenmaschine sind mit Hilfe von CFD - Berechnungen und experimentell zu untersuchen.
- Das Wärmeübertragungsmodell sollte experimentell untermauert und auf den Bereich der Spaltströmungen erweitert werden.
- Es muss eine Simulationsstruktur geschaffen werden, die die isolierte Verifikation einzelner Modelle unterstützt und die modulare Integration neuer Forschungsergebnisse in die Gesamtsimulation ermöglicht. Ein Schritt in diese Richtung stellt die Simulationssoftware KaSim dar, /5/.

6 Literatur

- /1/ **Rofall, K.** Ein Beitrag zur Verifikation eines Simulationssystems für trockenlaufende Schraubenkompressoren. Fortschrittsberichte VDI Reihe 1 Nr. 299, VDI-Verlag, 1998
- /2/ **Sachs, R.** Experimentelle Untersuchungen von Gasströmungen in Schraubenmaschinen. Dissertation, Universität Dortmund, 2002
- /3/ **Kauder, K., Janicki, M.** Temperaturverteilung in Rotoren von Schraubenkompressoren - Experimentelle Ergebnisse. In: Schraubenmaschinen Nr. 8, S. 35-46, ISSN 0945-1870, Dortmund, 2000
- /4/ **Kauder, K. Stratmann, D.** Numerische Strömungsuntersuchung der Gasspaltströmung am Hauptrotor-Gehäusespalt in Schraubenmaschinen. In : Schraubenmaschinen Nr. 10, ISSN 0945-1870, Dortmund, 2002
- /5/ **Kauder, K., Janicki, M.** Thermodynamische Simulation von Rotationsverdrängern mit Hilfe des Programmsystems KaSim. In: Schraubenmaschinen Nr. 10, S. 5-16, ISSN 0945-1870, Dortmund, 2002