# Heißgasschraubenmaschine – Konstruktion und Auslegung, Simulationrechnungen als Konstruktionsgrundlage Hot gas screw type engine – Engeneering and design, simulations as a basis for construction

Prof. Dr.-Ing. K. Kauder, Dipl.-Ing. Th. von Umwerth, Dortmund

(Diese Arbeit wurde freundlicherweise von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert)

### Zusammenfassung

Eine Heißgasschraubenmaschine, die in einem modifizierten Ericson-Joule-Vergleichsprozeß arbeitet, liefert nach Aussage von Simulationsrechnungen höhere Wirkungsgrade und spezifische Nutzarbeiten als eine vergleichbare Gasturbinenanlage. Sie kann deshalb unter Voraussetzung einer betriebssicheren Dimensionierung noch bis zum Jahr 2000 ein neuartiges, zukunftsweisendes Antriebskonzept darstellen.

Dazu ist am FG Fluidenergiemaschinen ein Simulationssystem entwickelt worden, mit dessen Hilfe es möglich ist, das Betriebsverhalten sowie das thermische und mechanische Bauteilverhalten zu berechnen. Eine Verifikation der gewonnenen Ergebnisse soll an der im vorliegenden Beitrag beschriebenen Versuchsanlage durchgeführt werden. In einem ersten Schritt ist das die Expansionsstrecke der Heißgasschraubenmaschine also der Schraubenmotor.

### Abstract

For the hot-gas screw-type machine, using a modified Ericson-Joule-Process, the simulationresults show, that higher efficiencies and more useable work than for a comparable gasturbine-plant can be obtained. Based on these facts and assuming reliability in use, this machine will be a new and innovative concept for an engine until the year 2000.

For this purpose the FG Fluidenergiemaschinen has developed a simulation system, which is able to cover the operating behaviour as well as temperature fields and displacements of the engine parts. A verification of the achieved results is to be done using the experimental plant that is described in this article. In a first step this is the expansion part that means the screw-type motor.

### 1 Die Heißgasschraubenmaschinenanlage

Die Heißgasschraubenmaschinenanlage, **Bild 1**, besteht im Allgemeinen ganz analog zu einer offenen Gasturbinenanlage mit Wärmetausch, aus einem Schraubenkompressor, einem Wärmetauscher, einer Brennkammer und einem trockenlaufenden Schraubenmotor. Die Umgebungsluft wird dabei von dem Kompressor angesaugt und komprimiert. Im Wärmetauscher erfolgt eine Energieaufnahme aus dem rückströmenden Abgas und in der Brennkammer die eigentliche Energiezufuhr auf das zu expandierende Arbeitsfluid, das Wellenarbeit im Schraubenmotor produziert.



Zur Regelung des vom Kompressor gelieferten Massenstroms besteht die Möglichkeit, die in Bild 1 dargestellte Steuereinrichtung, den sogenannten Vorauslaß, zu aktivieren. Dessen Funktionsweise ist eingehend in [2] und [11] beschrieben.

In Analogie zu einer Gasturbinenanlage kann der Heißgasschraubenmaschinenprozeß in einem Temperatur-Entropie-Diagramm und in einem Druck-Volumen-Diagramm verdeutlicht werden, **Bild 2** und **Bild 3**.





## Um das Konzept der Heißgasschraubenmaschine und die darin enthaltenen energetischen Vorteile zu verifizieren, wurde eine Versuchsanlage entwickelt, wobei der Hauptaugenmerk auf der Auslegung des thermisch hoch belasteten Schraubenmotors liegt. Zunächst soll

iedoch kurz die Auslegung der wichtigsten Einzelkomponenten aus Bild 1 erläutert werden.

### 2.1 Der Schraubenkompressor

Um einen geeigneten Schraubenkompressor für die Heißgasschraubenmaschine auszuwählen, müssen zunächst Parameter wie der benötigte Luftmassenstrom und der benötigte Druck bekannt sein. Um diese Parameter festzulegen, sind mit Hilfe eines entwickelten Simulationssystems [1,2] für das stationäre Betriebsverhalten einer Heißgasschraubenmschine Rechnungen für den späteren Nennbetriebspunkt der Versuchsanlage durchgeführt worden, **Bild 4**. Dieser ergibt sich bei einem maximalen Motoreintrittsdruck von  $p_{M,max} = 6$ bar und einer zunächst angestrebten, maximalen Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{M,max} = 600^{\circ}$ C bei einer Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von  $u_{M,max} = 120$  m/s (entspricht  $n_{M,max} = 22469$  min<sup>-1</sup>).



Bild 4: Massenstrom  $\dot{m}_M$  durch den Motor der Heißgasschraubenmaschine als Funktion der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit  $u_{HR}$ ; Konstante:  $p_{E,M} = 6$ bar,  $\vartheta_{E,M} = 600^{\circ}$ C

Fig. 4: Mass flow  $\dot{m}_M$  through the hot-gas screw-type motor versus the male-rotor rotation speed  $u_{HB}$ ; Constants:  $p_{E,M} = 6$ bar,  $\vartheta_{E,M} = 600^{\circ}$ C

Der hier zum Einsatz kommende, öleinspritzgekühlte Schraubenkompressor (auch wassereingespritzte Kompressoren können eingesetzt werden) fördert einen maximalen Luftmassenstrom von ca. 3000 kg/h. Da im Nennbetriebspunkt vom Motor nur etwa 30% dieses Wertes aufgenommen werden, ist in die Versuchsanlage ein Bypass integriert, durch den der überschüssige Luftmassenstrom vom Kompressor unmittelbar in die Abgasleitung abgeblasen wird. Diese Bypasschaltung ermöglicht darüberhinaus die Einstellung

verschiedener Betriebpunkte, die sich allein durch den Kompressor nicht anfahren lassen, da dieser bauartbedingt im vorliegenden Fall lediglich im Aussetzbetrieb arbeiten kann.

#### 2.2 Der Wärmetauscher

Um den thermischen Wirkungsgrad einer Heißgasschraubenmaschine zu erhöhen, wird der Energieinhalt der expandierten Brenngase zu einem Teil genutzt, um die verdichtete Luft vor dem Eintritt in die Brennkammer vorzuwärmen. Im vorliegenden Fall findet ein Rekuperator in Form eines Rohrbündelwärmetauschers Verwendung. Für die Auslegung dieses Wärmetauschers müssen folgende Größen bekannt sein:

Massenstrom

Der Massenstrom wird für den Nennbetriebspunkt des Schraubenmotors ausgelegt und beträgt nach 2.1 ca. 800 kgh<sup>-1</sup>.

Eintrittstemperatur T<sub>E,1</sub>

Die Eintrittstemperatur  $T_{E,1}$  der Luft in den Wärmetauscher wird bestimmt durch die Austrittstemperatur des Schraubenkompressors  $T_{A,K}$ . Diese läßt sich mit Hilfe der Polytropengleichung

$$T_{A,K} = T_{E,K} \cdot \Pi_K \frac{\overline{n}_{\kappa} - 1}{\overline{n}_{\kappa}}$$
(Gl. 2-1)

berechnen. Dabei ist für den öleinspritzgekühlten Schraubenkompressor ein mittlerer Polytropenexponent von  $\overline{n}_{K}$  = 1,05..1,1 anzunehmen [12]. Damit kann hier die auch werksseitig angegebene Temperatur von  $\vartheta_{E,K} \approx 80^{\circ}C$  angesetzt werden.

Eintrittstemperatur T<sub>E.2</sub>

Die Eintrittstemperatur  $T_{E,2}$  der Luft in den Wärmetauscher ist festgelegt durch die Austrittstemperatur  $T_{A,M}$  des Schraubenmotors. Aus den mit Hilfe des von Dosdall [2] entwickelten Simulationssystems durchgeführten Rechnungen ergibt sich hier ein Wert von  $\vartheta_{A,M} \approx 335^{\circ}$ C. Aufgrund der einzuplanenden Sicherheiten ist der Wärmetauscher auf der Sekundärseite für eine maximale Betriebstemperatur von 400°C ausgelegt.

### 2.3 Die Brennkammer

Für den Prozeßablauf der Heißgasschraubenmaschine nach **Bild 2** ist es notwendig, eine externe Energiequelle für die Wärmezufuhr bereitzustellen. Diese Wärmeenergie wird im Fall dieses Versuchsstandes durch einen elektrischen Drucklufterhitzer geliefert, der auf dem Arbeitsfluidweg zwischen dem Wärmetauscher und dem Schraubenmotor angeordnet ist.

Legt man bei der Nenndrehzahl  $n = 22469 \text{ min}^{-1}$  einen vom Motor benötigten Luftmassenstrom von  $\dot{m} \approx 800 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$  zugrunde, der in gleicher Quantität den Drucklufterhitzer und Wärmetauscher durchströmt, so erhält man nach

$$\dot{Q}_L = c_P (T_{A,L} - T_{E,L})$$
 (GI. 2-2)

und

$$P_{el,L} = \frac{\dot{Q}_L}{\eta_{el}}$$
(Gl. 2-3)

die vom Drucklufterhitzer benötigte elektrische Leistung. Dabei ergibt sich die Eintrittstemperatur in den Drucklufterhitzer  $T_{E,L}$  unmittelbar aus der übertragenen Energie im Wärmetauscher, die wiederum von der Austrittstemperatur der Luft aus dem Schraubenmotor sowie dem Wärmetauschergütegrad abhängt. Die Berechnung der Motoraustrittstemperatur nach der Polytropengleichung (Gl. 2-1) mit einem mittleren Polytropenexponenten  $\overline{n}_M = 1,3$  [2] ergibt für die Drucklufterhitzerleistung abhängig von der Motoreintrittstemperatur und dem Motoreintrittsdruck

$$P_{el} = \frac{1}{\eta_{el}} c_P \cdot T_{E,M} \left( 1 - \eta_{G,W} \cdot \Pi^{\overline{\overline{n}_w}} \right), \qquad (Gl. 2-4)$$

Für einen Drucklufterhitzerwirkungsgrad  $\eta_{el} = 0,98$  und einen Wärmetauschergütegrad  $\eta_{G,W} = 0,85$  zeigt **Bild 5** die aufgenommene elektrische Leistung des Drucklufterhitzers.





Fig. 5: Electrical power input of the air heater versus the motor-entrance pressure  $p_{E,M}$  and the motor-entrance temperature  $\vartheta_{E,M}$ 

### 2.4 Der Schraubenmotor

Da das Prinzip des Schraubenmotors aus der direkten, kinematischen Umkehr des Schraubenkompressorprinzips resultiert, ist als Versuchsträger ein modifizierter Schraubenkompressor gewählt worden. Dabei handelt es sich um eine Prozeßgasschraubenmaschinenkonstruktion, wie sie ähnlich in **Bild 6** dargestellt ist.

Für die Entscheidung, diesen Maschinentyp als Heißgasschraubenmaschine einzusetzen, sprechen mehrere Gründe:

 Die Maschine besitzt einen relativ dicken Gehäusemantel, der Modifikationen des Gehäuses für wirksame Kühlbohrungen zuläßt.



# Bild 6:Als Versuchsträger ausgewählter Typ der SchraubenmaschineFig. 6:Type of the chosen screw-type machine

- Der Umschlingungswinkel der Rotoren mit  $\Phi_{HR} = 225^{\circ}$  und das Längen-Durchmesserverhältnis von  $\frac{L}{d} = 1,2$  ist klein im Vergleich zu anderen Maschinentypen und weist damit nach [3] weitgehend günstigere Eigenschaften hinsichtlich der Motor-Thermodynamik auf.
- Die Rotorlagerungen befinden sich aufgrund der langen Dichtungspartien in größerem Abstand zum Arbeitraum. Dadurch können die Lagerbereiche der Maschine allein durch die Ölversorgung auf einem relativ niedrigen Temperaturniveau gehalten und eine Schmierölüberhitzung ausgegrenzt werden.

Die Bestimmung der funktionsrelevanten Parameter des Schraubenmotors ist im Folgenden näher beschrieben.

### 3 Bestimmung der funktionsrelevanten Parameter des Schraubenmotors

Für den Einsatz des Schraubenmotors in die Heißgasschraubenmaschinenanlage ist es notwendig,konstruktive Modifikationen durchzuführen, die zum einen einen betriebssicheren Lauf im hohen Temperaturbereich und zum anderen die Erfassung der meßtechnischen Größen erlauben. Somit ergeben sich die folgenden Änderungen, deren Auslegung im weiteren detaillierter beschrieben sind:

- K
   *ühlung des Schraubenmotorgeh
   äuses* durch Bohrungen, die von einem K
   *ühlfluid* durchstr
   *ömt werden k
   önnen.*
- K
   *ühlung der Schraubenmotorrotoren* durch Bohrungen, die von einem K
   *ühlfluid* durchstr
   *ömt werden k

   <i>können*.
- Beschichtung der Schraubenmotorrotoren, um eine hybride Wärmedämmschicht mit gleichzeitigem Einlaufverhalten zu realisieren [4-7]
- 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 vemeiden.
- 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 der Gehäusewandtemperaturen, um Rückschlüsse auf den Wärmeübergang im Arbeitsraum zu gestatten und die theoretischen Ansätze für die Finite-Elemente-Rechnungen zu verifizieren.

### 3.1 Kühlung des Schraubenmotorgehäuses

Wie schon in den theoretischen Untersuchungen zum thermischen und mechanischen Bauteilverhalten [8,9] des Motors der Heißgasschraubenmaschine herausgestellt wurde, sind wirtschaftliche Wirkungsgrade erst bei höheren Gaseintrittstemperaturen zu erreichen. Aufgrund der daraus resultierenden thermischen Belastung ist eine Kühlung des Schraubenmotorgehäuses unumgänglich. Dabei ist nach Keller [3] eine effiziente Kühlung weder durch Kühlrippen an den Gehäuseaußenseiten noch mit Hilfe eines zusätzlichen Gebläses für eine erzwungene Konvektion zu erreichen. Es wird eine Wasserkühlung empfohlen, die das Gehäuse auf einem funktionsfähigen Temperaturniveau hält. Geeignete Kühlbohrungen einzubringen ist aufgrund der Vielzahl von bereits vorhandenen Ölzu- und –ablaufbohrungen für die Rotorlagerungen sowie Sperrluftbohrungen für die Dichtungspartien ein relativ schwieriges Unterfangen. Die nicht zuletzt zu berücksichtigenden Fertigungsmöglichkeiten ergeben die folgende konstruktive Lösung:

- (a) Bohrungen mit 20mm Durchmesser, die parallel zu den Rotorachsen eingebracht sind. Diese repräsentieren Grundbohrungen, die an der Arbeitsraumseite des Rotorgehäuses beginnen und an der Seite, an der das Niederdruckgehäuse angebracht wird, enden. Sie sind jeweils auf der gegenüberliegenden Seite des Hochdruckstutzens für eine Kühlmittelzu- und –abfuhr angebohrt
- (b) Ein Kühlmantel um den Hochdruckbereich, dessen Wände direkt mit dem Heißgas in Berührung stehen. Dieser Kühlmantel resultiert aus einer 20 mm breiten Quernut, die auf der Niederdruckseite unterhalb des Arbeitsraumes in das Rotorgehäuse eingebracht ist. Parallel zu den Rotorachsen verlaufende (120 mm tiefe) Grundbohrungen an den Enden der Nut bilden den restlichen Kühlmantel, der von den "Seiten" des Gehäuses angebohrt wird und so die Durchströmung eines Kühlfluids ermöglicht.

Schematisch zeigt Bild 7 die konstruktiven Änderungen zur Kühlung des Gehäuses.





Fig. 7: Cooling of the machine casing (a = HD-cooling, b = ND-cooling, c = oil inlet for the bearings)

### 3.2 Kühlung der Schraubenmotorrotoren

Analog zur Kühlung des Schraubenmotorgehäuses stellt auch bei den Schraubenmotorrotoren eine Wasserkühlung (oder Wasser-Glykol-Kühlung) die effektivste Art der Kühlung dar. Hierbei besteht jedoch aufgrund der dynamischen Eigenschaften eines mit hoher Umfangsgeschwindigkeit rotierenden Systems derzeit lediglich die Möglichkeit, das Kühlmedium durch eine achsparallele, konzentrisch angebrachte Bohrung zu leiten.

Das aus diesen Umständen resultierende Problem der Überleitung des Kühlfluids 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  $n = 25000 \text{ min}^{-1}$  eine Flüssigkeit ohne Verlustmassenstrom von einem ruhenden in ein drehendes System strömen zu lassen.

### 3.3 Beschichtung der Schraubenrotoren

Eine besondere Maßnahme zur Kühlung der Schraubenrotoren stellt die Rotorbeschichtung mit einer Wärmedämmschicht dar. Untersuchungen über Wärmedämmschichten wurden und werden nachhaltig im Sonderforschungsbereich 316B [4] – Herstellung, Be- und Verarbeitung sowie Prüfung von metallischen und metall-keramischen Verbundwerkstoffen – angestellt. In den daraus erhaltenen Ergebnissen zeichnet sich besonders eine Beschichtung aus Zirkonoxid als prädestiniert zur Wärmedämmung aus. Sie besitzt einen äußerst geringen Wärmeleitkoeffizienten und ergibt insbondere in Verbindung mit einer Kühlbohrung in den Rotoren eine besonders effiziente Kühlwirkung.

Außerdem gewährt eine solche Beschichtung der Rotoren eine zusätzliche Sicherheit als Einlaufschicht bezüglich des Anlaufens der durch Wärmedehnung veränderten Rotoren. Durch die Mikroporösität der Zirkonoxidbeschichtung erfolgt bei Berührung der Rotoren untereinander respektive der Rotoren mit dem Gehäuse ein relativ 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 optimalen Spalthöhen stellen sich somit aufgrund der thermisch bedingten Bauteilverformungen in gewissen Grenzen auch 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 mögliche 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 durch eine unterschiedliche Einstellung des Rotorachsabstandes herzustellen.

### 3.4 Berechnung der Schraubenrotoren

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

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

Eine optimale Energiewandlungsgüte der Maschine kann nur erreicht werden, wenn die Spalthöhen im betriebswarmen Zustand, d.h. unter Berücksichtigung der thermisch 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. Dazu mußten zunächst die Temperatur- und Verschiebungsvektorfelder der Rotoren bestimmt werden. Diese sind bei Nenndrehzahl für eine Motoreintrittstemperatur von  $\vartheta_{E,M} = 600^{\circ}C$  und einen Motoreintrittsdruck von  $p_{E,M} = 6$  bar berechnet worden. In **Bild 8** sieht man jeweils die minimale, maximale und mittlere radiale Verschiebung der äußeren Knoten des Finite-Elemente-Netzes.





Fig. 8: Radial displacements  $u_{rad}$  of the Finite-Element-Nodes versus the rotorlength z; a) male rotor, b) female rotor

Mit Hilfe eines verfügbaren Programms zur Berechnung des Profileingriffspaltes [10] in Schraubenmaschinen ist es möglich, das benötigte Untermaß zur Fertigung der Rotoren zu bestimmen. Durch eine rechnerische, flächennormale Profilverkleinerung und der Neuberechnung des Profileingriffspaltes mit den so modifizierten Rotoren läßt sich iterativ ein Rotoruntermaß bestimmen, bei dem der Profileingriffspalt unter thermischer und mechanischer Last stets positive Werte aufweist **,Bild 9**.



- Bild 9: Berechnete Profileingriffspalthöhe  $h_{Sp}$  im Warmzustand unter Berücksichtigung der Lagerverschiebungen; Konstante: Profilverkleinerung 0,07 mm, Motoreintrittstemperatur  $\vartheta_{E,M} = 600^{\circ}$ C; Motoreintrittsdruck  $p_{E,M} = 6$  bar
- Fig. 9: Calculated rotor-gap height  $h_{Sp}$  in with bearing-displacements; Constants: 0,07 mm smaller profile, motor entrance temperature  $\vartheta_{E,M} = 600^{\circ}$ C; motor entrance pressure  $p_{E,M} = 6$  bar

Die in **Bild 9** eingezeichnete, gestrichelte Gerade verdeutlicht die im Warmzustand des Motors auftretende Folge der Wärmedehnung, weil sich die Rotoren auf der thermisch höher belasteten Hochdruckseite in größerem Maße dehnen als auf der Niederdruckseite. Dadurch stellt sich ein tendentiell linearer Anstieg der Profileingriffspalthöhe von der Motoreintritts- zur Motoraustrittsseite ein.

Um diese Wärmedehnung 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 zum Tragen kommende Zikonoxidbeschichtung zunächst als Einlaufschicht benutzt, um das notwendige größere Untermaß an der Hochdruckseite der Rotoren herzustellen. Die einzubringende Konizität wird aus dem Verlauf der minimalen Höhe des Profileingriffspaltes in **Bild 9** deutlich.

### 3.5 Berechnung des Schraubenmotorgehäuses

Zur Beurteilung der Betriebssicherheit des Schraubenmotors dient, nach der Bestimmung der notwendigen Rotoruntermaße bezüglich der Profileingriffspalthöhe, die Berechnung der zu fertigenden Arbeitsraumabmaße im Schraubenmotorgehäuse. Dazu dient in Analogie zum Profileingriffspalt 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 Arbeitsraumwand-Ergebnisse verschiebungen der durchaeführt und unter Einbeziehung der Rotorverformungen beurteilt werden. Auf Basis der Ergebnisse aus den durchgeführten Finite-Elemente Rechnungen Verschiebungsvektorfeld des für das Schraubenmotorgehäuses lassen sich die Arbeitraumwandverschiebungen berechnen. Die so erhaltenen Ergebnisse zeigt Bild 10 beispielhaft für die axiale Dehnung des Hauptrotors und des hauptrotorseitigen Arbeitsraumes.

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 selbstständig ein. Das "eingebaute" Arbeitsraumübermaß ist jedoch maßgeblich dafür verantwortlich, daß im Warmzustand bei einem minimalen Profileingriffspalt ein dazu passender minimaler Gehäusespalt im Schraubenmotor vorhanden ist.



- Bild 10: Berechnete, axiale Dehnungen u<sub>ax</sub>

  a) der hauptrotorseitigen Arbeitsraumwandungen
  b) des Hauptrotors
  über der Rotorlängenkoordinate z

  Fig. 10: Calculated, axial strains u<sub>ax</sub>

  a) of the casing on the male rotor side
  - a) of the casing on the male rotor side b) of the malerotor versus the rotor lenght coordinate *z*

#### 4 Ausblick

Die experimentelle Verifikation des Betriebsverhaltens einer Heißgasschraubenmaschine soll die Iterationsschleife zur Betriebssicherheit der Heißgasschraubenmaschine schließen und die Realitätsnähe der theoretischen Grundlagen für eine Prototypenentwicklung einer solchen Anlage verifizieren.

Mit der hier vorgestellten Versuchsanlage sollen die theoretischen Modelle überprüft und mögliche Fehler erkannt bzw. korrigiert werden, damit für eine zukünftige Vorausberechnung und Konzeption einer solchen Maschine eine Auslegungssicherheit erreicht werden kann.

#### 5 Verzeichnis verwendeter Symbole und Indizes

Symbo	ol Bezeichnung	Meaning	Einheit
A	Austritt	Outlet	[-]
Cp	isobare Wärmekapazität	Isobar heat capacity	[kJka <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
d	Durchmesser	Diameter	[m]
E	Eintritt	Entrance	[-]
L	Länge	Length	[m]
m	Massenstrom	Mass flow	[kgs <sup>-1</sup> ]
n	Drehzahl	Frequency	[s <sup>-1</sup> ]
n	Polytropenexponent	Polytropic exponent	[-]
p	Druck	Pressure	[bar]
P	Leistung	Power	[kW]
Q	Wärmestrom	Heat flow	[kJs <sup>-1</sup> ]
Т	Thermodynamische Temperatur	Thermodynamic temperature	[K]
u	Umfangsgeschwindigkeit	Rotation speed	[ms <sup>-1</sup> ]
WT	Wärmetauscher	Heat exchanger	[-]
z	Koordinate	Coordinate	[m]
η	Wirkungsgrad	Efficiency	[-]
η <sub>G</sub>	Gütegrad	Efficiency	[-]
Φ	Umschlingungswinkel	Wrap angle	[°]
П	Druckverhältnis	Pressure ratio	[-]
θ	Temperatur	Temperature	
Index	Bedeutung	Meaning	
A	Austritt	Exhaust	
E	Eintritt	Entrance	
el	Elektrisch	Electrical	
HD	Hochdruck	High pressure	
HR	Hauptrotor	Male rotor	
K	Kompressor	Compressor	
L	Lufterhitzer	Ait heater	
M	Motor	Engine	
max	Maximum	Maximum	
ND	Niederdruck	Low pressure	
NR	Nebenrotor	Female rotor	
rad	radial	radial	
W	Wärmetauscher	Heat exchanger	

6	Literaturverzeichn	is
[1]	K. Kauder, H. Dosdall	Stationäres und instätionäres Betriebsverhalten der Heißgasschraubenmaschine. Forschungsberichte Schraubenmaschinen Nr.4 (1996), S. 10-30
[2]	H. Dosdall	Simulation und Untersuchung des stationären und instationären Betriebsverhaltens der Heißgasschrau- benmaschine. Dissertation (1996), Univerität Dortmund
[3]	G. Keller	Simulationsgestütze Entwicklung des Motors einer Heißgasschraubenmaschine. Dissertation (1997), Universität Dortmund
[4]	N.N.	Herstellung, Be- und Verarbeitung sowie Prüfung von metallischen und metall-keramischen Verbund- werkstoffen. Tagungsband, Kolloqium des Sonder- forschungsbereiches 316, 1995
[5]	K. Kauder, U. Dämgen	Verschleißschutzschichten und Wassereinspritzung in Schraubenkompressoren. Forschungsberichte Schrau- benmaschinen Nr.2 (1994), S. 23-37
[6]	D.W. Haumann	Beschichtung komplexer Geometrien am Beispiel von Schraubenrotoren. Dissertation (1997), Universität Dortmund
[7]	U. Dämgen	Beanspruchung von verschleißbeständigen Werk- stoffverbunden in Schraubenkompressoren. Dissertation (1997), Universität Dortmund
[8]	K.Kauder, K.Keller	Die Heißgasschraubenmaschine – Wärmeübergang und Kühlmechanismen im Motorteil. Forschungsberichte Schraubenmaschinen Nr.5 (1997), Universität Dortmund, S. 82-98
[9]	T. Dreifert	Berechnung der Temperatur in den Rotoren von Schraubenkompressoren. Forschungsberichte Schraubenmaschinen Nr.5 (1997), Universität Dortmund, S. 99-112
[10]	M. Janicki	Ein Programm zur Profileingriffsspaltberechnung von verformten Schraubenmaschinen. Forschungsberichte Schraubenmaschinen Nr.4 (1996), S.108-112
[11]	R. Piatkowski	Ein Beitrag zur Entwicklung eines Schraubenladers. VDI Fortschrittberichte, Reihe 12, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993
[12]	L. Rinder	Schraubenverdichter. Springer-Verlag, Wien, New York, 1979

100