

# Indirekte Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten bei einem Prozeßgasschraubenkompressor aus austenitischem Werkstoff

Dr.-Ing. P. Buthmann, Oberhausen

## Zusammenfassung

Ziel dieser Untersuchung ist, die in einem theoretischen Modell zur Berechnung der Temperaturverteilungen und Verformungen von trockenlaufenden Schraubenkompressoren erforderlichen Wärmeübergangszahlen zu ermitteln. Die Wärmeübergangszahlen werden dabei aus einem Abgleich von theoretischen Rechnungen und Messungen bestimmt.

## Summary

It is the aim of this investigation, to get the heat transfer coefficients, which are necessary for a theoretical model, that calculates the temperature distributions and deformations of dry running screw compressors. The heat transfer coefficients are determined by an adaption of the theoretical calculation and measurements.

## 1. Vorgehensweise

Bei der Auslegung und Vorausberechnung des Wirkungsgrades bzw. Kennfeldes von neu zu entwickelnden Schraubenmaschinen wird mehr und mehr auf 'Finite Element Methoden' zurückgegriffen, mit denen die Temperaturverteilungen

und Verformungen der Rotoren und des Gehäuses ermittelt werden können. Eine wichtige Voraussetzung für die Anwendung dieser Rechenverfahren ist die Kenntnis der Wärmeübergangszahlen zwischen dem Fördermedium und den funktionsrelevanten Bauteilen. Erste theoretische Ansätze zur Ermittlung der Wärmeübergangszahlen in Schraubemaschinen sind in /2/ und /4/ beschrieben.

Ziel der vorliegenden Untersuchung ist es, eine durch Messungen unterstützte Ermittlung der Wärmeübergangszahlen durchzuführen, um die Genauigkeit des in Abschnitt 2 näher beschriebenen Rechenmodells zu erhöhen.

Um die Wärmeübergangszahlen zwischen Fördermedium und Gehäuse sowie zwischen Fördermedium und Rotoren unabhängig voneinander ermitteln zu können, wurde folgende Vorgehensweise gewählt:

Zuerst werden mit dem Rechenmodell entsprechend Abschnitt 2 die Temperaturverteilungen des Gehäuses und der Rotoren berechnet. Dabei werden die Wärmeübergangszahlen zwischen Fördermedium und Rotoren sowie Fördermedium und Gehäuse über dem gesamten Kompressionsweg jeweils als konstant angenommen. Im Anschluß daran erfolgt die Bestimmung der Wärmeübergangszahlen zwischen Fördermedium und Gehäuse aus dem Vergleich zwischen den theoretisch ermittelten und gemessenen Gehäusetemperaturen. Dabei werden die Wärmeübergangszahlen solange variiert, bis die gerechneten und gemessenen Temperaturgradienten übereinstimmen. Für die Wärmeübergangszahlen zwischen Fördermedium und Rotoren wird angenommen, daß diese denen zwischen Fördermedium und Gehäuse entsprechen. Die Überprüfung dieser Annahme erfolgt durch den Vergleich der theoretisch berechneten und gemessenen Spiele zwischen Rotoren und Gehäuse. Stimmen die gerechneten und gemessenen Abstände zwischen den Bauteilen im Betriebszu-

stand überein, kann davon ausgegangen werden, daß die angenommenen Wärmeübergangszahlen zwischen dem Fördermedium und den Rotoren für das gewählte Modell zutreffen.

In den folgenden Abschnitten werden die theoretischen Rechenverfahren, die Meßverfahren und die Vergleiche aus Rechnungen und Messungen sowie die daraus abgeleiteten Wärmeübergangszahlen beschrieben.

## 2. Beschreibung des theoretischen Rechenmodells

Die Berechnung der Temperaturverteilungen und Verformungen in den Rotoren sowie im Gehäuse erfolgt mit Hilfe der 'Finiten Element Methode'.

Der erste Schritt bei der Anwendung der 'Finiten Element Methode' ist die Erzeugung der Netzstrukturen, wie sie in Bild 1 dargestellt sind.

Im Anschluß daran werden die Oberflächenknoten der Netzstrukturen mit den aus einer vorausgehenden Rechnung bekannten Zustandsgrößen Druck und Temperatur beaufschlagt. Dabei ist als Erweiterung zu dem in /1/ beschriebenen Verfahren in das Rechenmodell mit aufgenommen worden, daß die Elementknoten im Bereich des Druckstutzens auf der Gehäuseaußenseite mit den Austrittstemperaturen des Fördermediums belastet werden.

Darüberhinaus werden auf Grund der in Bild 2 dargestellten Spaltströmungen /4/ die Innenwand des Gehäuses und die Rotoren, nicht wie bisher angenommen, nur bis zur Dichtkante mit den Fluidtemperaturen der höher verdichtenden Zelle belastet, sondern über die gesamte Breite des Rotorkopfes.

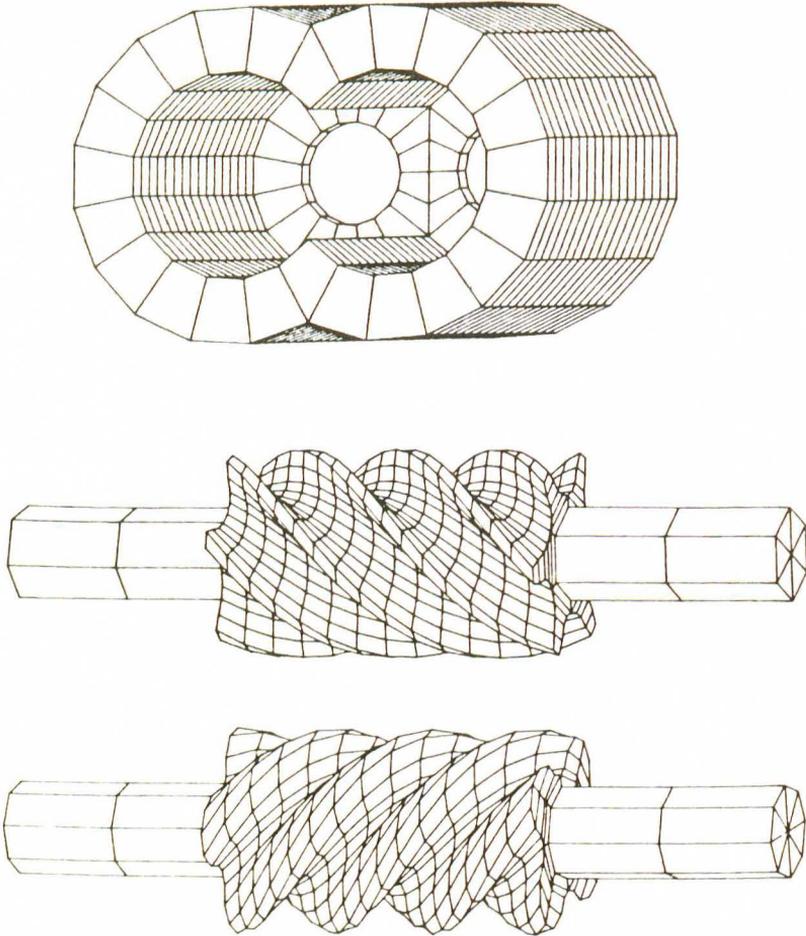


Bild 1 : Nachbildung des Läufergehäuses und der Rotoren mit finiten Elementen

Figure 1 : Imitation of the casing and the rotors with finite elements

Während bei der Beaufschlagung der Oberflächenknoten mit dem Fördermedium die Druckbelastung nur für eine repräsentative Winkelstellung mittlerer Belastung berechnet wird,

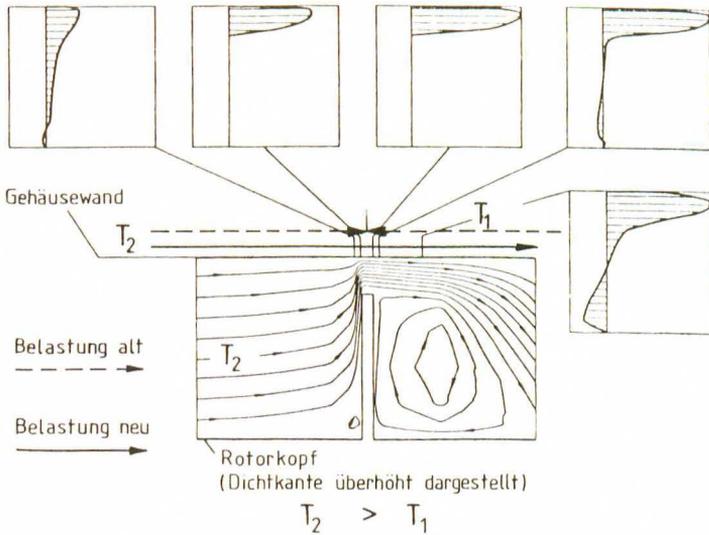


Bild 2 : Qualitative Darstellung der Geschwindigkeitsprofile im Gehäusespalt /4/

Figure 2 : Performance of the velocity profiles in the clearances between rotor and casing

werden die Fluidtemperaturen in jedem Oberflächenknoten zeitlich gemittelt, d.h. es wird eine stationäre Temperaturverteilung angenommen (Bild 3). Basierend auf den Fluidbelastungen der Oberfläche sowie auf den vorab gewählten bzw. später ermittelten Wärmeübergangszahlen werden dann die Temperaturverteilungen in den Rotoren sowie im Läufergehäuse berechnet. Die Berechnung der Temperaturverteilungen erfolgt entsprechend dem in /1/ beschriebenen Verfahren mit der Ergänzung, daß die im Bereich des Austrittsziwickels im Gehäuse tatsächlich vorhandenen Fluidtemperaturen berücksichtigt werden.

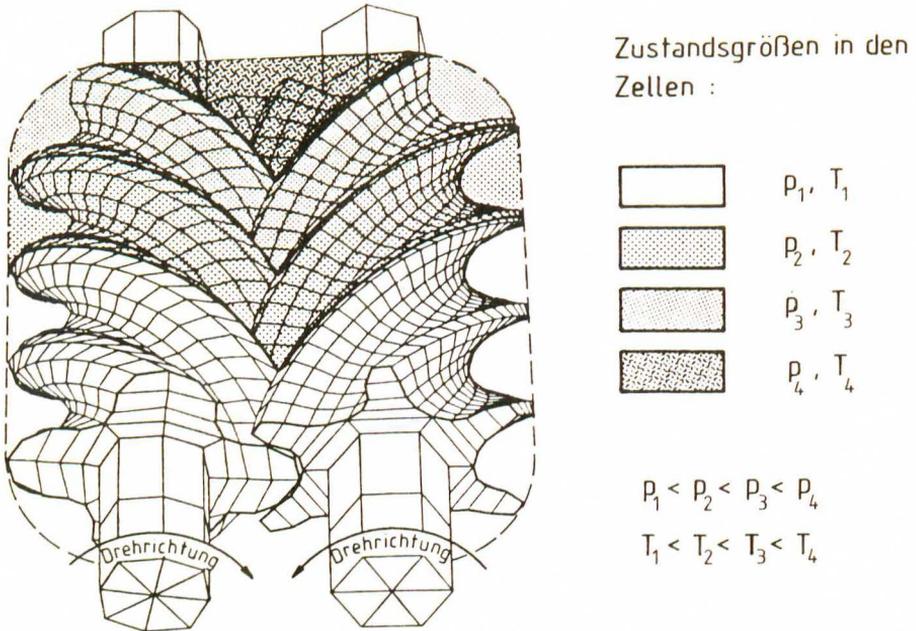


Bild 3 : Belastung der Oberflächenknoten

Figure 3 : Loading of the surface nodalpoints

Bild 4 zeigt für einen Stirnschnitt im mittleren Bereich des Läufergehäuses und Wärmeübergangszahlen, die im Profilbereich mit  $60 \text{ W/m}^2\text{K}$ , für die Gehäuseinnenseite mit  $100 \text{ W/m}^2\text{K}$  und für die Gehäuseaußenseite mit  $10 \text{ W/m}^2\text{K}$  angenommen worden sind, die gerechnete Temperaturverteilung. Für diese Rechnung ist ein Druckverhältnis von 2,4, eine Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von 75 m/s und als Fördermedium Luft angenommen worden.

Aus den Temperaturen aller Elementknoten, den Drücken in den Oberflächenknoten sowie der Fliehkraft werden unter Annahme der Randbedingungen im Bereich der Lager

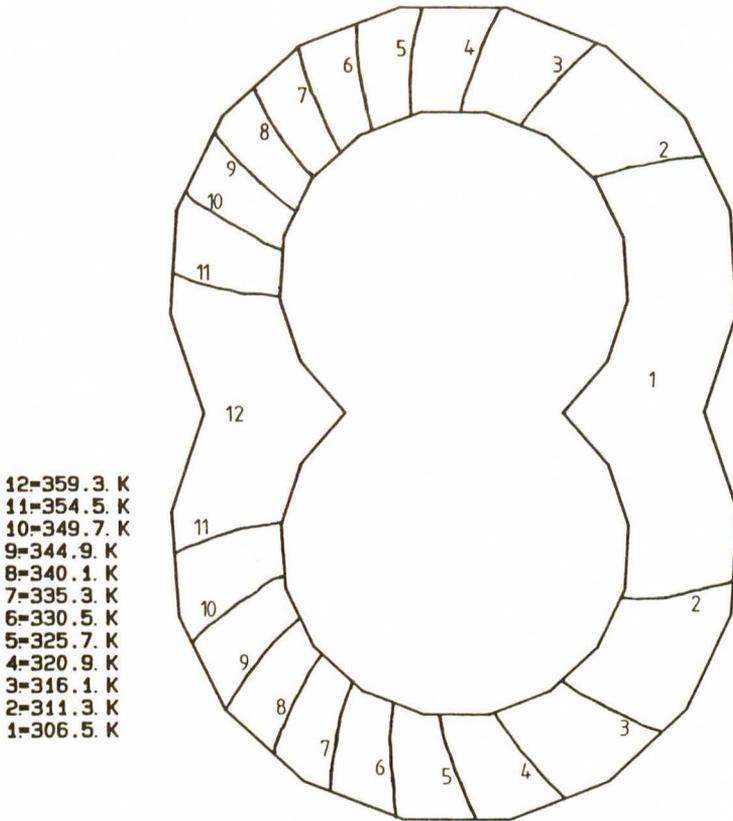


Bild 4 : Berechnete Temperaturverteilung im Läufergehäuse

Figure 4 : Calculated distribution of temperature in the casing

bzw. Gehäusestirnseiten /1,2/ die Knotenverschiebungen der Bauteile berechnet.

Mit der Übertragung der Knotenverschiebungen auf die ursprüngliche Geometrie, wie in Bild 5 für einen Stirnschnitt der Rotoren dargestellt, (Bedingungen entsprechend

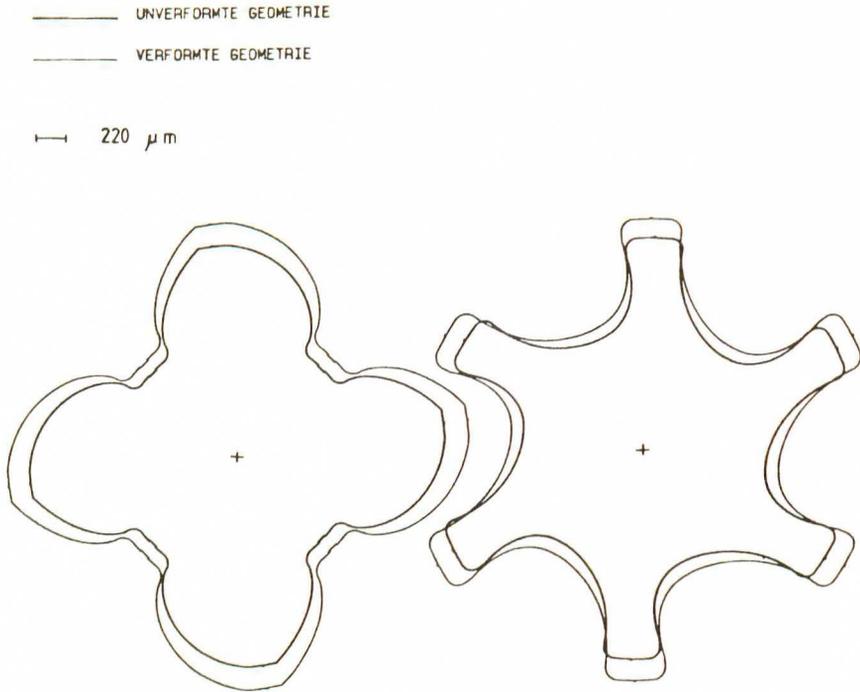


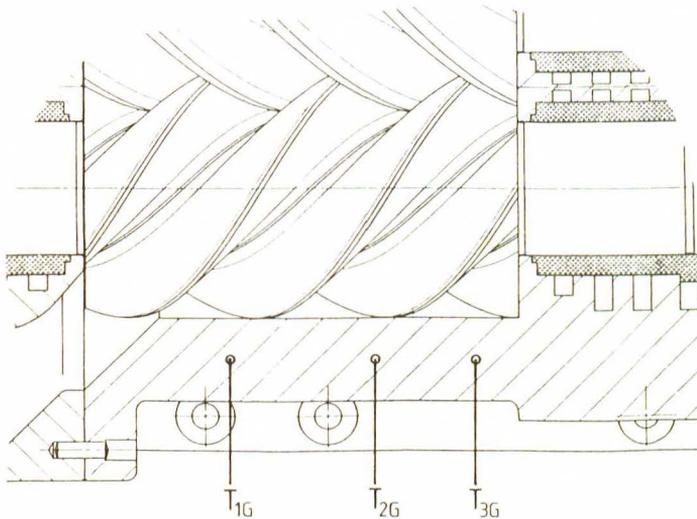
Bild 5 : Verformte und unverformte Geometrie der Rotoren

Figure 5 : Deformed and undeformed geometrie of the rotors

Bild 4) können dann die minimalen Abstände bzw. Abstandsänderungen zwischen den Rotoren sowie den Rotoren und dem Gehäuse berechnet werden.

### 3. Aufbau der Meßeinrichtungen

Um die mit dem theoretischen Rechenmodell ermittelten Temperaturverteilungen und Bauteilverformungen zu überprüfen, sind folgende Meßeinrichtungen eingesetzt worden: Die Temperaturen des Läufergehäuses sind zunächst mit drei Thermoelementen gemessen worden, die entsprechend Bild 6 im Läufergehäuse angeordnet worden sind.



$T_{1G}, T_{2G}, T_{3G}$  Temperaturmeßstellen im Läufergehäuse

Bild 6 : Temperaturmeßstellen im Läufergehäuse

Figure 6 : Measuring points for the temperature in the casing

Die Abstandsänderungen zwischen den sich drehenden Rotoren und dem Gehäuse sind mit Sensoren erfaßt worden, die nach dem Wirbelstromprinzip arbeiten.

Bei diesem Meßverfahren wird eine Spule, die in das Sensorgehäuse eingegossen ist, mit einem hochfrequenten Signal beaufschlagt, das in der umgebenden Atmosphäre ein Magnetfeld bildet. Durchschneidet der Rotor dieses Feld, werden Wirbelströme erzeugt, deren Amplitude um so größer wird, je näher der Rotor an die Spule kommt (Bild 7).

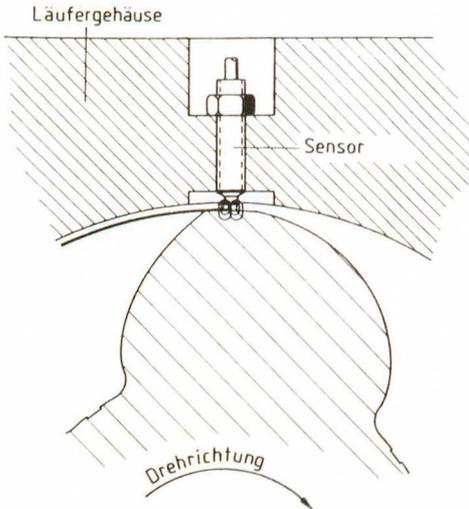


Bild 7 : Sensor zur Abstandsmessung im eingebauten Zustand

Figure 7 : Sensor for distance measurements

Der dabei auftretende Energieverlust im Sensor resultiert in einer kleineren Amplitude des Hochfrequenzsignals. Die Änderung der Amplitude, die somit ein Maß für die Spaltänderung ist, wird im Proximitator, einem nachgeschalteten Meßgerät erfaßt.

Da der Kompressor, an dem die Messungen durchgeführt worden sind, gleitgelagert ist, sind entsprechend Bild 8 bei beiden Rotoren je ein Sensor im Läufergehäuse sowie zusätzlich im saug- und druckseitigen Lager angebracht worden, wobei alle drei Sensoren eines Rotors in einer

Ebene liegen. Die Sensoren in den Lagern sind notwendig, um die Verschiebungen der Rotoren in den Lagern von den Verformungen im Profilbereich trennen zu können.

Um die Abstandsänderungen zwischen den Rotoren und dem Gehäuse in Bereichen mit unterschiedlichen Temperaturbelastungen erfassen zu können, ist der Sensor auf der Hauptrotorseite in einem Abstand von 211 mm und der Sensor auf der Nebenrotorseite in einem Abstand von 341 mm von der Saugseite eingebaut worden. Die Gesamtlänge des Läufergehäuses beträgt 425 mm.

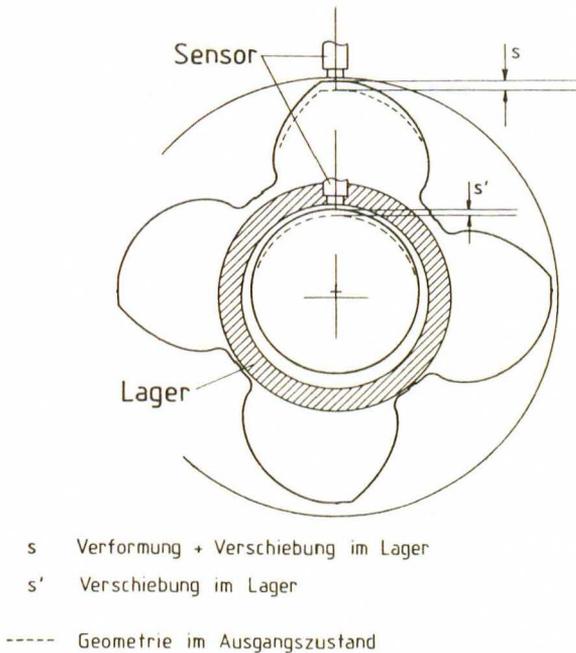


Bild 8 : Anordnung der Sensoren

Figure 8 : Arrangement of the sensors

Zur Bestimmung der tatsächlichen Verformung des Rotors ist der Mittelwert der von den Sensoren in den Lagern gemessenen Verschiebungen von der im Profilbereich gemessenen Abstandsänderung subtrahiert worden. Die Dif-

ferenzen zwischen den gemessenen Verschiebungen im saug- und druckseitigen Lager betragen beim Hauptrotor im Mittel  $1 \mu\text{m}$ , beim Nebenrotor  $2,5 \mu\text{m}$ .

#### 4. Indirekte Bestimmung der Wärmeübergangszahlen

In der in /2,4/ dargestellten theoretischen Bestimmung der Wärmeübergangszahlen ergibt sich ein Anstieg der Wärmeübergangszahlen mit zunehmender Verdichtung. Dies vorausgesetzt, ist für die indirekte Bestimmung der Wärmeübergangszahlen zwischen Fördermedium und Gehäuse aus dem Vergleich von Rechnung und Messung der Ausgangswert für den Funktionsverlauf der  $\alpha$ -Zahlen auf folgende Weise bestimmt worden. Ausgehend von einem Startwert sind die Wärmeübergangszahlen solange schrittweise erhöht worden, bis zwischen der theoretischen Rechnung, bei der die Wärmeübergangszahlen zunächst konstant gehalten worden sind, und der Messung für die Temperatur  $T_{1G}$  (Bild 6) Übereinstimmung erreicht worden ist. Im Anschluß daran ist der Funktionsverlauf der Wärmeübergangszahl solange variiert worden, bis die gerechneten und gemessenen Temperaturen  $T_{2G}$  und  $T_{3G}$  in Übereinstimmung gebracht worden sind. Der Funktionsverlauf der Wärmeübergangszahlen zwischen Fördermedium und Gehäuse ist in Bild 9 dargestellt, wobei als Abszisse das Verhältnis aus den Temperaturdifferenzen zwischen Fluidtemperatur und Ansaugtemperatur  $\Delta T$  zu Endtemperatur und Ansaugtemperatur  $\Delta T_{\text{max}}$  gewählt worden ist. Der Ausgangswert für den Funktionsverlauf ergibt sich dabei zu  $\alpha_0 = 150 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Einen Vergleich der gemessenen und mit diesen Wärmeübergangszahlen errechneten Gehäusetemperaturen zeigt Tabelle 1, wobei die Vergleichswerte für 6 verschiedene Meßpunkte einander gegenübergestellt worden sind.

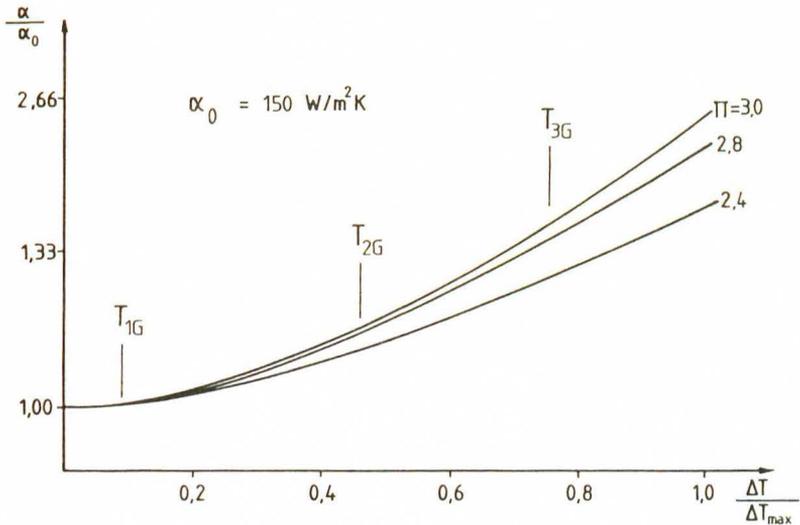


Bild 9 : Funktionsverlauf der Wärmeübergangszahlen in Abhängigkeit von der Temperatur

Figure 9 : Heat transfer coefficients as a function of the temperature

Im Anschluß daran sind die Wärmeübergangszahlen zwischen Fördermedium und Rotoren bestimmt worden, wobei angenommen worden ist, daß der Verlauf der Wärmeübergangszahlen dem der Wärmeübergangszahlen zwischen Fördermedium und Gehäuse entspricht. Der Ausgangswert für den Funktionsverlauf der Wärmeübergangszahlen zwischen Fördermedium und Rotoren ist dabei wie beim Gehäuse zu  $\alpha_0 = 150 \text{ W/m}^2\text{K}$  angenommen worden.

In Tabelle 2 sind für die Meßpunkte entsprechend Tabelle 1 die errechneten sowie die gemessenen Spaltänderungen,

Meß- pkt.	$\Pi$	$u_{HR}$	$T_{1G}$	$T_{2G}$	$T_{3G}$
			siehe Bild 6		
	[-]	[m/s]	[°C]	[°C]	[°C]
1 M	2,36	75	43,2	80,4	107,6
1 R	2,36	75	46,1	77,8	107,2
2 M	2,80	75	49,1	92,3	125,1
2 R	2,80	75	53,7	89,9	125,0
3 M	2,97	75	52,8	100,7	137,7
3 R	2,97	75	56,8	99,3	134,3
4 M	2,42	100	42,6	80,7	108,0
4 R	2,42	100	45,9	78,7	108,7
5 M	2,83	100	47,6	91,0	122,7
5 R	2,83	100	51,9	89,6	123,2
6 M	2,98	100	50,6	97,0	131,9
6 R	2,98	100	54,0	97,9	130,0

M = Messung    R = Rechnung     $u_{HR}$  = Hauptrotorumfangsgeschw.

Tabelle 1 : Vergleich der gemessenen und gerechneten Gehäusetemperaturen

Table 1 : Comparison of the measured and calculated temperatures of the casing

mit denen die Wärmeübergangszahlen zwischen Fördermedium und Rotoren überprüft worden sind, zusammengefaßt worden. Während die Abweichungen zwischen den gemessenen und gerechneten Spieländerungen bei den niedrigen Drehzahlen

Meß- pkt.	$S_{M_{HR}}$	$S_{R_{HR}}$	$S_{M_{NR}}$	$S_{R_{NR}}$
	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m}$ ]
1	65,1	56,8	60,3	64,8
2	65,3	65,3	86,4	77,4
3	-	69,1	85,5	82,9
4	85,1	61,2	77,7	68,6
5	87,7	69,3	102,2	79,7
6	-	73,1	99,3	84,9

$S_M$  = Spieländerung gemessen  $S_R$  = Spieländerung gerechnet  
 HR = Hauptrotor NR = Nebenrotor

Tabelle 2 : Vergleich der gemessenen und gerechneten Abstandsänderungen

Table 2 : Comparison of the measured and calculated change of distances

zwischen 4 und 9  $\mu\text{m}$  liegen, ergeben sich bei den höheren Drehzahlen Abweichungen zwischen 9 und 24  $\mu\text{m}$ . Da bei den Meßpunkten 1 und 4, 2 und 5 sowie 3 und 6 die Druckverhältnisse und Temperaturverteilungen ungefähr gleich sind, kann die größere Annäherung der Rotoren an das Gehäuse bei den höheren Drehzahlen wohl ausschließlich auf die Fliehkraftbelastung zurückgeführt werden. Die mit der 'Finiten Element Methode' ermittelten kleineren Abstandsänderungen haben ihre Ursache offensichtlich im gewählten 8-Knoten Element, das im Vergleich zu Elementtypen höherer Ordnung bei größeren Fliehkraftbelastungen ungenauere Ergebnisse liefert.

Die Werte in Tabelle 2 geben eine relative Änderung des Abstandes zwischen den Rotoren und dem Gehäuse an. Das heißt, daß sich einerseits der Rotor ausdehnt, andererseits das Gehäuse mit den Sensoren. Die absoluten Werte, um die

sich z.B. die Hauptrotordichtkante im Bereich der Druckseite radial nach außen bewegt, liegen je nach Betriebspunkt zwischen 190 und 250  $\mu\text{m}$ , die radialen Dehnungen des Nebenrotors liegen zwischen 165 und 215  $\mu\text{m}$ . Die zwischen Rechnung und Messung auftretenden Abweichungen zwischen 4 und 9  $\mu\text{m}$  bei den niedrigen Drehzahlen sind daher vor dem Hintergrund dieser relativ großen Verformungen zu sehen, der sowohl die Rotoren, als auch das Gehäuse im Betriebszustand unterliegen.

Die bei den niedrigen Drehzahlen gute Übereinstimmung zwischen gerechneten und gemessenen Spieländerungen lassen den Schluß zu, daß die indirekt ermittelten Wärmeübergangszahlen zwischen Fördermedium und Rotoren ebenfalls in einem für das gewählte Modell ausreichend genauen Bereich liegen.

#### Schrifttum

- /1/ Buthmann, P.: Rechnergestützte Schraubenverdichterprofilentwicklung und -rotorauslegung unter Berücksichtigung der betriebsbedingten Verformungen. Dissertation Ruhr-Universität Bochum (1985)
- /2/ Fister, W.: Fluidenergiemaschinen. Berlin; Springer Verlag (1983)
- /3/ Gröber, Erg, Grigull: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung. Springer Verlag (1981)
- /4/ Neumann, G.: Berechnete, prozeßbeeinflussende Strömungsvorgänge in Schraubenverdichtern. Dissertation Ruhr-Universität Bochum (1986)
- /5/ Wilson, E.L., Bathe, K.-J., Peterson, F.E.: Finite Element Analysis of Linear and Nonlinear Heat Transfer. Paper L 1/4, Second International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, Berlin (1973)