

## Untersuchung der Ölverteilung in den Arbeitsräumen naßlaufender Schraubenkompressoren

Prof. Dr. techn. **L. Rinder**\*) und Dipl.-Ing. **I. Moser**, Wien

### Zusammenfassung:

An einem einspritzölgekühlten Schraubenverdichter wird aus Entnahmebohrungen am Gehäuse Öl-Luftgemisch während des Betriebes abgezogen und dessen Ölgehalt bestimmt. Die gemessene Ölverteilung ist stark inhomogen. Der Einspritz-Ölstrahl wird kaum zerrissen. Der Großteil des eingespritzten Öls befindet sich an der Auftreffstelle des Strahls am druckseitigen Gehäusestirndeckel, während zur Saugseite hin Ölmangel mit mangelhafter Arbeitsraumabdichtung und hohen Lufttemperaturen herrscht. Ein Wärmeübergang Luft-Öl findet im Verdichter nur unvollkommen statt.

### Summary:

Through a number of holes in the housing of an oil-injected screw-compressor oil-air-mixture is sampled during operation of the compressor. The amount of oil in the mixture is determined. The measured oil-distribution is extremely inhomogeneous. The injected oil-jet is not atomized. The maximum of the injected oil is found around the incidence-point of the oil-jet on the discharge-end of the housing whereas towards the suction side a lack of oil is detected causing high temperatures in gas and low tightness of the rotor spaces. Heat-transfer between gas and oil is strongly incomplete in the compressor.

## 1. Einleitung

### 1.1. Allgemeines

Obwohl die Schraubenmaschine erst durch Einführung der Öleinspritzung ihren wirtschaftlichen Durchbruch erzielen konnte, fehlt es bis heute an gut passenden mechanisch-strömungstechnischen Modellen zur quantitativen Beschreibung der Ölwirkung im Kompressor. Dies gilt für alle Hauptfunktionen des Öls nämlich Läuferschmierung, Abdichtung der Arbeitsräume und Kühlung des Arbeitsmediums beim Verdichten. Aber auch negative Öleinflüsse wie jene der Plansch- und Wirbelverluste auf die Verdichterleistung sind kaum quantitativ beschreibbar. [1] [4]

Besonders für die langsam laufenden ölgekühlten Luftverdichter mit den Entwicklungstendenzen zu immer kleineren Liefermengen und immer höheren Drücken ist eine bessere Kenntnis vor allem der Dichtfunktion und der Kühlfunktion des Öls im Verdichter besonders wichtig.

Die durchgeführte experimentelle Untersuchung hat den Zweck, mit einfachen Mitteln einen Einblick in die Ölverteilung in den Arbeitsräumen eines Serienverdichters zu geben und die Gültigkeit aufgestellter Hypothesen und Modelle über die Ölwirkung zu überprüfen. Dabei wird vor allem die Dichtwirkung und der Wärmeübergang Luft-Öl beachtet.

### 1.2. Hypothesen und Modelle

Eine Vorausberechnung der Leistungsaufnahme und der Liefermenge eines Schraubenverdichters setzt unter anderem Kenntnisse über die Spaltmassenströme in den undichten Arbeitsräumen voraus. Die Probleme und Schwierigkeiten bei der Ermittlung dieser Leckspaltströmungen auch bei trockenlaufenden Verdichtern sind vielfach beschrieben worden [3]. Noch komplizierter sind die Verhältnisse in einspritzölgekühlten Maschinen. Neben den Problemen aus Spaltgeometrie, Druck und Temperatur am Spalt, Reibungseinflüsse, bewegte Spaltberandung, Grenzschichten usw. entsteht noch das Problem einer 2-Phasenströmung Öl-Luft im Arbeitsraumspalt, ein theoretisch schlecht zugängliches nicht allzu gut erforschtes Gebiet der Strömungslehre.

Die Forderung der Praxis nach verbesserten Rechenmethoden für die Leistungsdaten von Schraubenmaschinen führte zur Verwendung von stark idealisierenden Modellen und Hypothesen über die Spaltströmungen, vorerst ohne genaue Kenntnis der Wirklichkeitsnähe bei den getroffenen Annahmen dies schon deshalb, weil es nur wenige einfache, praktikable Rechenmodelle gibt.

So war es naheliegend vorerst zum einfachsten Modell einer reibungsfreien oder einer reibungsbehafteten Einphasenströmung im Spalt, dann zu einer reibungsfreien homogenen 2-Phasenströmung mit vollkommenen Wärmetausch zu greifen [2] [4]. Das Modell der homogenen 2-Phasenströmung Öl-Gas wird bis heute leicht modifiziert in vielen Simulationsprogrammen verwendet [5] [6] [7].

Schon die relativ einfache Messung der Schallgeschwindigkeit im Öl-Luftgemisch eines Kompressors zeigt jedoch, daß die Voraussetzungen für eine homogene 2-Phasenströmung nicht zutreffen. Man stellt nämlich, statt der zu erwartenden kleinen Gemischschallgeschwindigkeit im Verdichter jene des Fördermediums fest. Auf Grund der Unzulänglichkeiten der obigen Modelle wurde von K. Kauder die Ölschwallhypothese entwickelt [1]. Sie geht von einer teilweisen Verschließung von Arbeitsraumspalten durch einen gleichmäßigen Ölfilm aus. Diese Hypothese ist jedoch schwer mathematisch zu formulieren. So wird es auch in nächster Zeit erforderlich sein, auf empirischem Weg über Korrekturfaktoren, Widerstandsbeiwerte etc. die unvollkommenen Modelle den tatsächlichen Verhältnissen anzunähern.

Die hier beschriebenen Versuche sollen es dem Verdichterhersteller ermöglichen, mit einfachen Mitteln auf empirischem Weg, etwa durch Variation der Öleinspritzung, die Ölverteilung, die Dichtwirkung und die Wärmeaufnahme des Kühllöls im Verdichter zu verbessern.

## 2. Experimentelle Bestimmung der Ölverteilung am Verdichtergehäuse

### 2.1. Allgemeines

Die Messung der Ölverteilung in den Läuferzahnluken eines laufenden Kompressors ist extrem aufwendig. Bedenkt man aber, daß sich etwa knapp vor Ausschubbeginn ca. 3/4 der Leckspaltfläche eines Arbeitsraumes, die Blaslochfläche mit eingeschlossen, an der Gehäuseoberfläche befindet, ist es naheliegend, am stillstehenden Läufergehäuse die Ölverteilung festzustellen. Durch Entnahmebohrungen im Verdichtergehäuse kann bei laufendem Verdichter Öl-Luftgemisch abgezogen werden. Der Ölgehalt des Gemisches gibt eine qualitative Aussage, wieviel Öl sich im Arbeitsraum während eines bestimmten Drehwinkelbereiches, in dem das Meßfenster einer Bohrung geöffnet ist, an der betreffenden Stelle befindet.

## 2.2. Versuchsverdichter und Meßstellenanordnung

An einem kleinen einspritzölgekühlten Luftverdichter werden am Verdichtergehäuse eine Vielzahl von über Drosselventile verschließbare Meßbohrungen angebracht.

Verdichterdaten:

Liefermenge bei 7 bar Enddruck	$Q \approx 2,5 \text{ m}^3/\text{min}$ bei $v = 26 \text{ m/s}$
eingebautes Volumsverhältnis	$V_i = 4,6$

Läuferdaten:

asymetrisches Profil	$Z_1 = 4, Z_2 = 5$
Hauptläuferdurchmesser	$D_1 = 106 \text{ mm}$
Nebenläuferdurchmesser	$D_2 = 82 \text{ mm}$
Achsabstand	$a = 73 \text{ mm}$

Öleinspritzung schräg zur Auslaßseite geneigt in Richtung der Läuferzahnücken (vgl. Bild 1).

Bohrungsdurchmesser der zwei

Einspritzbohrungen	4,3 mm
--------------------	--------

Länge der Ölstrahlen bis zum Auftreffpunkt am Gehäusestirndeckel ca.	70 mm
---	-------

Kühlöl: Mineralöl, mild legiert

Einspritztemperatur ca.	45 °C
-------------------------	-------

Zähigkeit	$\nu_{40} = 120 \text{ mm}^2/\text{s}$	$\nu_{100} = 11 \text{ mm}^2/\text{s}$
-----------	--	--

Zündpunkt ca.	320 °C
---------------	--------

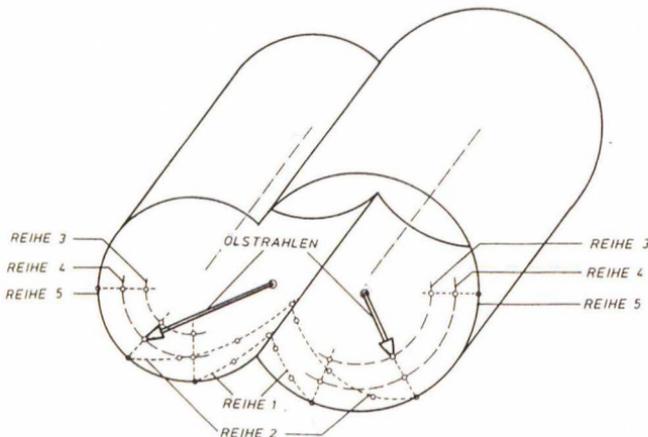
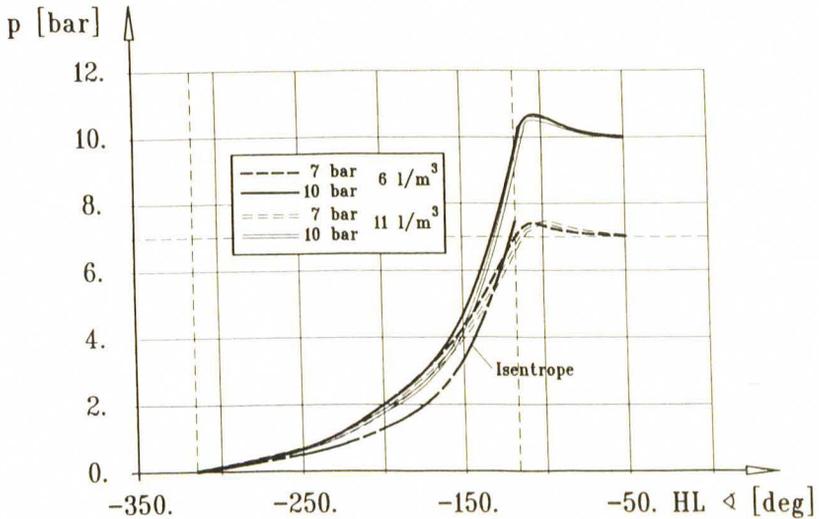
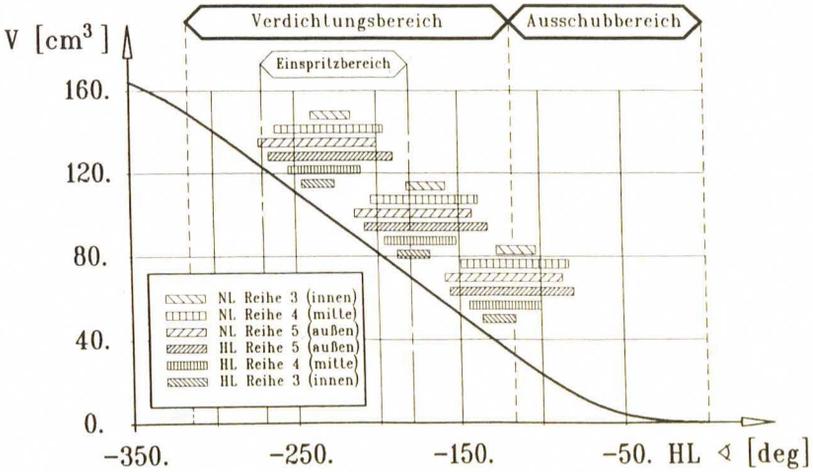


Bild 1: Meßstellen und Öleinspritzbohrungen am Versuchsverdichter

Fig. 1: Measuring points and position of oil-injection for the test compressor

Die Lage der Entnahmebohrungen ist in *Bild 1* zu sehen.

Der durch die Bohrungsreihen erfaßte Verdichtungsbereich ist dem Volumendiagramm *Bild 2* zu entnehmen.



*Bild 2: Volumenkurve, Druckverlauf und Lage der Meßbohrungen beim Versuchsverdichter*

*Fig. 2: Volume-curve, pressure-curve and position of the measuring points for the test compressor*



Das abgeschiedene Einspritzöl wird von einer Hydraulikpumpe mit Mengenregelung angesaugt, gefiltert, gekühlt und gelangt über einen Volumenzähler zum Verdichter.

Eine Meßleitung ermöglicht die Entnahme von Öl-Luftgemisch direkt am Druckstutzen etwa aus der Kanalmitte (*Bild 3*). Ein Abscheider bewirkt die Trennung von Öl und Luft. Die Luft strömt über eine Drossel ins Freie. Das Öl fließt nach dem Abscheider über eine Temperaturmeßstelle zu einer Drossel und dann drucklos in ein Auffanggefäß.

Durch die Meßleitung kann der Wärmeinhalt des Kühllöls und durch eine Leistungsbilanz die Lufttemperatur des Gemisches indirekt bestimmt werden (*3.2*).

An jede der Entnahmebohrungen am Gehäuse des Verdichters ist ebenfalls eine Meßstrecke angeschlossen. Sie besteht aus Druck- und Temperaturmeßstellen für das Gemisch, einer Drossel und einem Abscheider zur Trennung von Öl und Luft. Das Ölvolumen wird mit einem Meßglas festgestellt, das Luftvolumen mittels Gaszähler (*vgl. Bild 3*).

### 3. Meßergebnisse

#### 3.1. Ölmengenverteilung

Der Ölanteil des Gemisches aus einer Entnahmebohrung errechnet sich aus

$$v = 100 V_{\text{Öl}} / (V_{\text{Öl}} + V_{\text{Gas}}) \quad [\%] \quad (1)$$

Da die Größe  $v$  nur ein qualitativer Vergleichswert für den mittleren Ölgehalt an der Meßstelle sein kann wird für  $V_{\text{Luft}}$  das Luftvolumen bei Druck und Temperatur des Gemisches an der Entnahmestelle eingesetzt. Vorversuche zeigten, daß der Ölgehalt  $v$  praktisch nicht von der durch die Meßbohrung entnommenen Gemischmenge abhängt.

Die *Bilder 4* und *5* zeigen den Verlauf des mit *Gl.(1)* ermittelten Ölgehalts entlang der Bohrungsreihen 1 und 2 (*vgl. Bild 1*), welche entlang der arbeitsraumbegrenzenden Zahnkopf-Schraubenlinien der Läufer gebohrt werden.

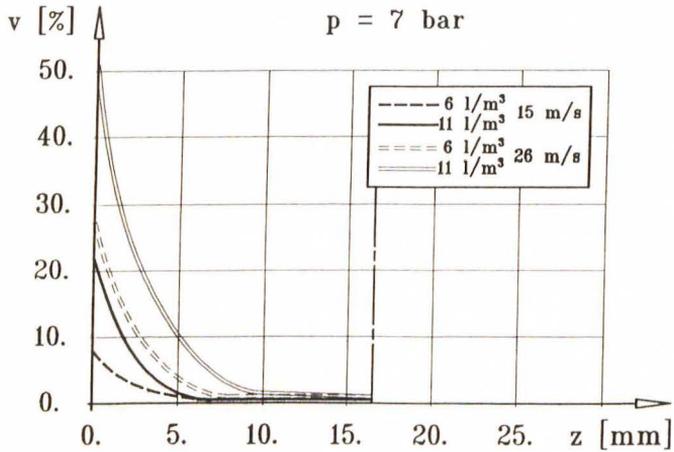


Bild 4: Öl-Volumenverteilung entlang der Bohrungsreihe 1  
 Fig. 4: Distribution of oil volume along line 1

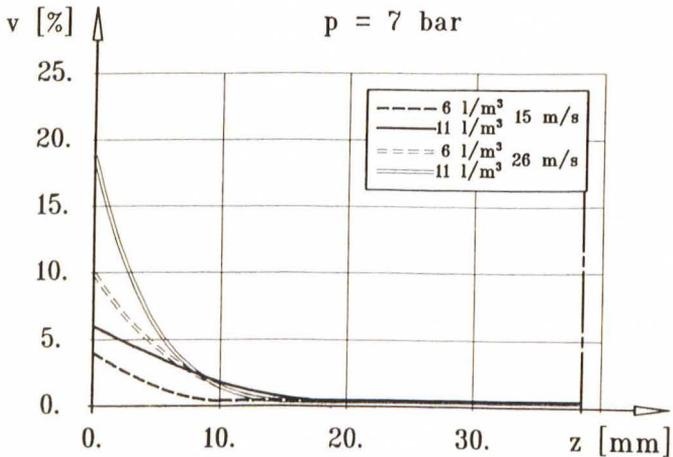


Bild 5: Öl-Volumenverteilung entlang der Bohrungsreihe 2  
 Fig. 5: Distribution of oil volume along line 2

Als Abzisse ist der Abstand  $z$  der Bohrung von der Gehäusestirnseite angegeben. Die Bohrungsreihen entsprechen einer mittleren Läuferstellung knapp vor Ausschubbeginn. Beide Diagramme zeigen daß Dicht- und Kühlöl praktisch nur in der Nähe der Läuferstirnseite in größerer Menge vorhanden ist, während zur Saugseite hin bei beiden Bohrungsreihen der Ölgehalt stark abnimmt. So konnte etwa in ca. 15 mm Abstand vom Gehäusedeckel fast ölfreie Luft aus den Meßbohrungen entnommen werden. Eine ausreichende Dichtwirkung des Öls ist in diesem Bereich am Gehäusespalt nicht mehr gegeben (Ölgehalte  $v \leq 1\%$ ).

Die "Gemischtemperatur" betrug an diesen Stellen bis zu 135 °C bei einer "Gemischtemperatur" am Druckstutzen von 90 °C und einer Öleinspritztemperatur von ca. 45 °C. Je schneller der Verdichter läuft umso größer ist der Ölgehalt an der druckseitigen Läuferstirnseite. Diese Ölverteilung in einem Arbeitsraum zeigt, daß das Öl sicher nicht homogen im Verdichter verteilt ist und auch ein Wärmeübergang Öl-Luft kaum stattgefunden hat. Noch bemerkenswerter ist die Ölverteilung entlang den auf konzentrischen Kreisen um die Läuferachsen angeordneten Bohrungsreihen 3 bis 5 (Bilder 6 bis 9).

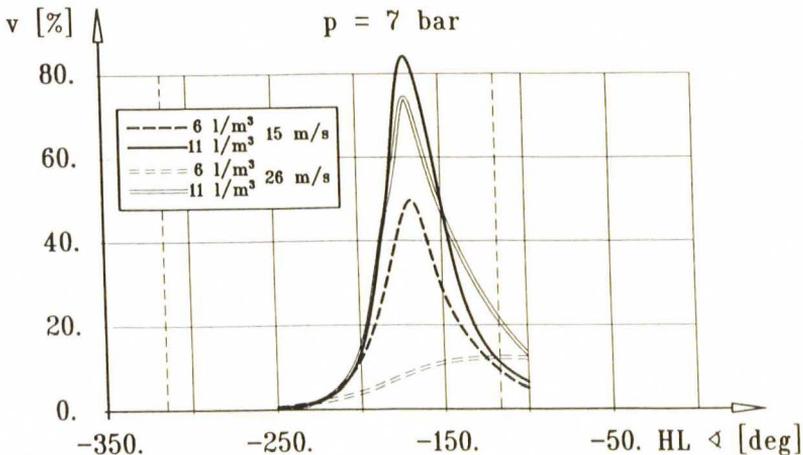


Bild 6: Öl-Volumenverteilung an der Gehäusestirnseite, Bohrungsreihe 4 an der Nebenläuferseite

Fig. 6: Distribution of oil volume at the front surface of the housing along line 4 (female rotor)

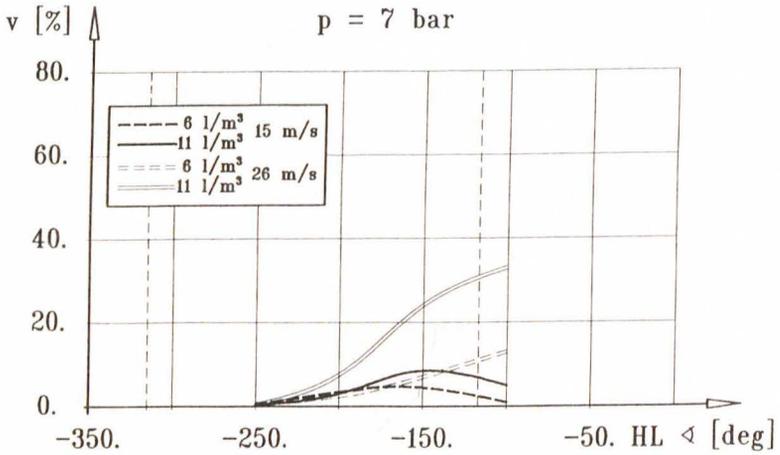


Bild 7: Öl-Volumenverteilung an der Gehäusestirnseite, Bohrungsreihe 4 an der Hauptläuferseite

Fig. 7. Distribution of oil volume at the front surface of the housing along line 4 (male rotor)

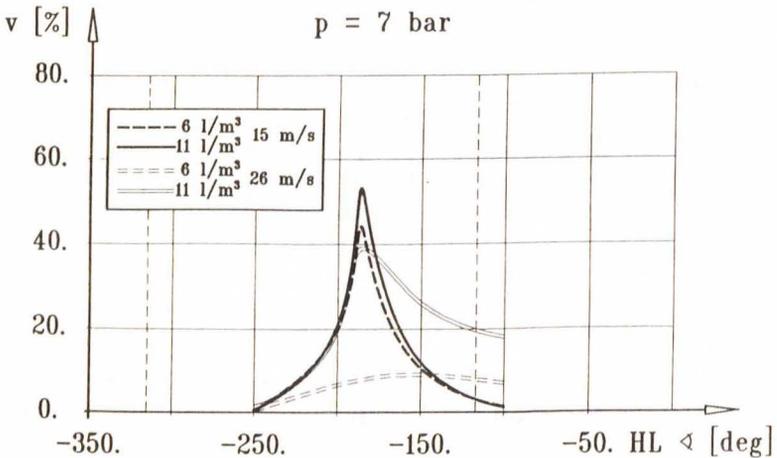


Bild 8: Öl-Volumenverteilung an der Gehäusestirnseite, Bohrungsreihe 3 an der Hauptläuferseite

Fig. 8. Distribution of oil volume at the front surface of the housing along line 3 (male rotor)

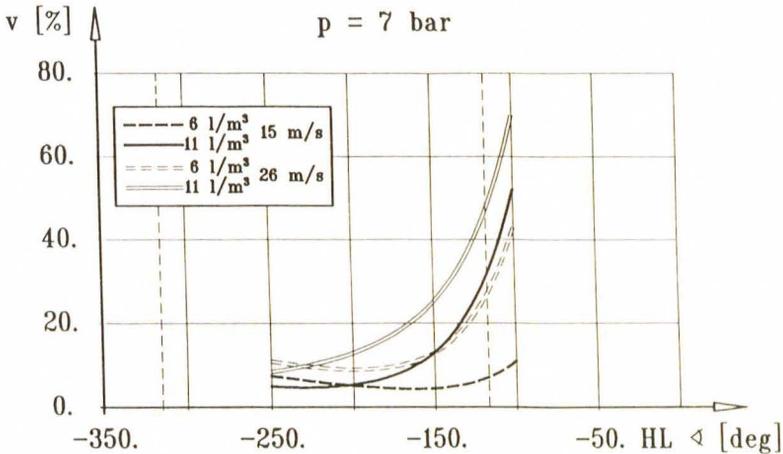


Bild 9: Öl-Volumenverteilung an der Gehäusestirnseite, Bohrungsreihe 5 an der Hauptläuferseite

Fig. 9. Distribution of oil volume at the front surface of the housing along line 5 (male rotor)

Hier zeigen die *Bilder 6* und *8* sehr hohe Ölgehalte für die Bohrungsreihe 4 am Nebenläufer bei  $-170^\circ$  Hauptläuferdrehwinkel und für die Bohrungsreihe 3 am Hauptläufer bei  $-185^\circ$ . Insbesondere am Nebenläufer kann an diese Stelle fast reines Öl abgezogen werden.

Lokalisiert man diese Stellen etwa in *Bild 1* so erkennt man das dort die beiden Einspritzölstrahlen, sofern die Einspritzbohrungen nicht kurzzeitig durch den jeweiligen Läuferzahn abgedeckt werden, auftreffen. Dies zeigt, daß eine Zerstäubung des Öls an der Einspritzstelle offensichtlich nicht stattfindet und der Strahl erst an der Auftreffstelle am Stirndeckel zerissen wird.

Das Fehlen des Maximums im Ölgehalt für kleine spezifische Ölmengen mit kleinen Strahlgeschwindigkeiten und für hohe Läuferumfangsgeschwindigkeiten in *Bild 6* und *8*, kann auf Grund der Relativgeschwindigkeit zwischen Läuferflanke und Ölstrahl erklärt werden. Der Ölstrahl erreicht für diese Parameterkonstellation nicht mehr das Verdichtergehäuse sondern er trifft auf der Läuferzahnflanke auf.

### 3.2. Temperatur und Wärmebilanz

Entnimmt man am Druckstutzen des Verdichters Öl-Luftgemisch und trennt Öl und Luft, so läßt sich die Öltemperatur im Gemisch aus der Temperatur  $d_{es}$  abgeschiedenen Öls relativ genau feststellen. Damit kann bei bekannter durchgesetzter Einspritzölmenge die Wärmeleistung des Öls bestimmt werden.

$$P_{\dot{O}1} = \dot{m}_{\dot{O}1} c_{\dot{O}1} \Delta t_{\dot{O}1} \quad (2)$$

$\dot{m}_{\dot{O}1}$  ..... sekundliche Ölmasse  
 $c_{\dot{O}1}$  ..... spezifische Wärme des Öls  
 $\Delta t_{\dot{O}1}$  ..... Ölaufheizung

Über die vom Verdichter aufgenommene mechanische Leistung  $P_m$  ergibt eine Leistungsbilanz für die Luftleistung  $P_L$

$$P_L = P_m - P_{\dot{O}1} \quad (3)$$

Die Gehäuseabstrahlung ist mit ca. 500 W im Wert  $P_m$  berücksichtigt. Daraus errechnet sich die Lufttemperatur im austretenden Öl-Luftgemisch zu

$$t_L = t_A + (1 - \eta_{\dot{O}1}) P_m / c_{pL} \dot{m}_L \quad (4)$$

$\eta_{\dot{O}1}$  ..... Leistungsanteil im Öl       $\eta_{\dot{O}1} = P_{\dot{O}1} / P_m$   
 $c_{pL}$  ..... spezifische Wärme der Luft  
 $t_A$  ..... Luftansaugtemperatur  
 $\dot{m}_L$  ..... sekundliche Luftmasse

$\eta_{\dot{O}1}$  stellt einen Gütegrad für die Ölkühlung dar.  $\eta_{\dot{O}1} = 1$  ergibt isotherme Verdichtung die auch im Idealfall nie ganz erreicht werden kann wie Gl.(2) zeigt. Die für verschiedene spezifische Ölmengen, für zwei Drücke und zwei Umfangsgeschwindigkeiten gemessenen Gütegrade  $\eta_{\dot{O}1}$  und die daraus errechneten Lufttemperaturen sind für den Versuchsverdichter im *Bild 10* dargestellt.

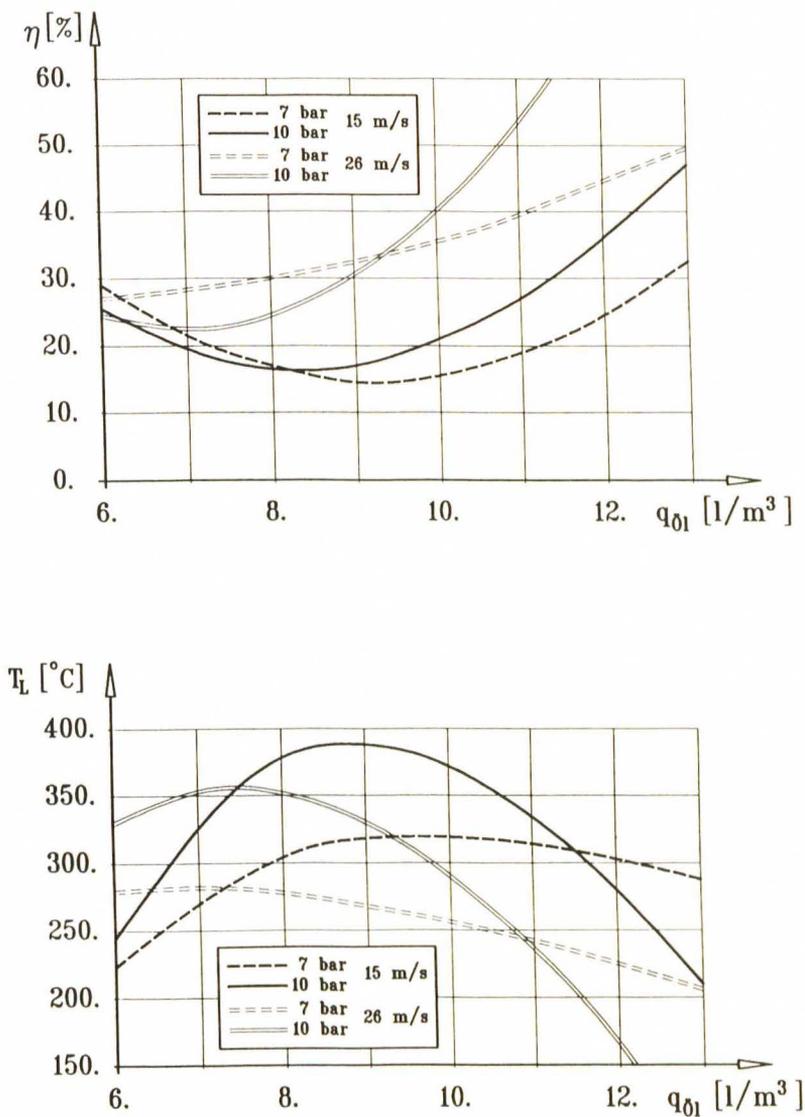


Bild 10: Wärmehalt des Einspritzöls bei Ausschubende und daraus bestimmter Verlauf der Lufttemperatur

Fig. 10: Caloric capacity of the injected oil at the end of the discharge period and resulting air-temperature

Man sieht, daß die Kühlwirkung des Öls in den Arbeitsräumen eines Schraubenverdichters schlecht ist und daß der Verdichtungsprozeß eher adiabatisch als isotherm erfolgt. Erst außerhalb des Verdichters in der Druckleitung und im Abscheider kommt es zum Temperaturengleich Öl-Luft. Dies ist in einem Anstieg der Öltemperatur im Gemisch festzustellen.

#### 4. Schlußfolgerungen

Die durchgeführten einfachen Versuche über die Ölverteilung in einem einspritzölgekühlten Schraubenverdichter zeigen deutlich, daß durch eine Optimierung der Ölverteilung sicherlich Verbesserungen zu erzielen sind. Dies gilt vor allem für die Ölwirkungen Dichten und Kühlen. Wäre es möglich den Wärmetransport Gas-Öl in den Arbeitsräumen zu verbessern, könnte damit nicht nur der thermodynamische Prozeß verbessert, sondern auch die Verpuffungsgefahr des Gemisches deutlich gemildert werden (Bild 10). Bei allen empirischen Optimierungsversuchen muß aber der Energieverbrauch zum Zerreißen der Einspritzstrahlen berücksichtigt werden. So konnte z.B. bei einem Stichprobenversuch mit geänderter Öleinspritzung aus 8 atm Gehäuse verteilten Einspritzöffnungen mit Strahlaufreffpunkten auf den Läuferzahnflanken keine wesentlichen Verbesserungen erzielt werden. Systematische Untersuchungen in dieser Richtung scheinen aber erfolgversprechend.

#### 5. Schrifttum

- [1] KAUDER, K.: "Das Konstruktionselement Öl im Schraubenverdichter." Verdichter Handbuch 1. Ausgabe, Hrg. G.Vetter, Vulkan-Verlag Essen 1990
- [2] RINDER, L., RIEGLER, G.: "Schraubenverdichter berechnen unter Berücksichtigung der inneren Leckverluste." Maschinenmarkt 1979, 85 Jg., Heft 56, Seite 1127
- [3] PEVELING, F.J.: "Ein Beitrag zur Optimierung adiabater Schraubemaschinen in Simulationsrechnung", Dissertation, VDI- Fortschritt-Berichte Reihe 7, Nr.135, VDI- Verlag 1987
- [4] RINDER L.: "Schraubenverdichter", Wien, New York, Springer Verlag 1979
- [5] SANGFORS B.: "Computer Simulation of the Oil-Injected Twin-Screw-Compressor", Svenska-Rotor-Maskiner, Stockholm
- [6] PAWAN J. SINGH, GHANSHYAM, C. PATEL: "A Generalized Performance Computer Program for Oil flooded Twin-Screw-Compressors", Ingersoll-Rand-Research
- [7] PAWAN J.SINGH, BOWMAN, J.L.: "Heat Transfer in Oil flooded Screw-Compressors", Ingersoll-Rand-Company