

Nicht-newtonsche Öle in Schraubenkompressoren

Non-newtonian oil in screw type compressors

Prof. Dr.-Ing. K. Kauder, Dipl.-Ing. R. Deipenwisch, Dortmund

Diese Arbeit wird dankenswerterweise von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert

Zusammenfassung

Ziel dieser Forschungsarbeit ist die Einbeziehung des Öls im Arbeitsraum der Maschine als Konstruktionselement für die Auslegung flüssigkeitseingespritzter Schraubenkompressoren. Der Einsatz nicht-newtonscher Öle mit scherentzähendem Verhalten in Schraubenkompressoren führt zu einer verbesserten, d.h. verminderten Leistungsaufnahme über den gesamten Drehzahlbereich. Eine hohe Spaltdichtwirkung bei niedrigen Drehzahlen und eine Verminderung der hydraulischen Verluste bei hohen Drehzahlen sind hierbei die Kennzeichen im Betriebsverhalten des Schraubenkompressors im Vergleich zu newtonschen Ölen. Die im vorgelegten Bericht beschriebenen Qualitäten der Verbesserungen der Energie-wandlungsgüte des Schraubenkompressors entsprechen den theoretischen Überlegungen; bei den Quantitäten besteht noch ein Optimierungsbedarf. Ein Ansatz zur Optimierung ist die bessere Anpassung der nicht-newtonschen Öle an die tatsächlich im Schraubenkompressor vorliegenden Scherverhältnisse; ein Weiterer ist die Aufteilung der Gesamtverluste in einzelne Anteile und die Quantifizierung dieser Verlustanteile, um so die Einflüsse verschiedener Konstruktionsparameter besser verifizieren zu können. In weiteren Arbeiten sollen u.a. Warmspalmmessungen in der laufenden Maschine durchgeführt werden.

Abstract

The aim of this research projekt is the integration of the design parameter „oil“ for oil-injected screw-type engines. Non newtonian oils with a shear thinning behaviour lead to a decrease of energy consumption over the hole speed range of the screw-type compressor. The main points of the different operational behaviour in comparision to newtonian fluids are lower leakages at minor speed and a reduction of hydraulic losses at major speed.

The qualities of improvement of the energie efficiency discribed in this report fit with the theoretical considerations; the quanteteis need to be optimized. A starting point for the optimization is the better fitting of the non-newtonian oils on the relationships in the screw-

type engine. Another one is the determination of the quantities of the different parts of energy losses. In further work among other things the height of the clearances during operation shall be measured.

1 Einleitung

Mit der Einbeziehung des Öls als Konstruktionselement besteht die Möglichkeit das Betriebsverhalten und die Leistungsaufnahme der Maschine zu verbessern. *Nicht-newtonsche* Öle, ein Öl bei dem ein nicht-linearer Zusammenhang zwischen Schubspannung und Schergeschwindigkeit besteht, sind in der Lage eine drehzahlabhängige Viskositätsanpassung des verwendeten Öls an die im Schraubenkompressor vorliegenden Randbedingungen selbstständig zu realisieren. Vor allem ist eine Verbesserung der Spaltdichtwirkung im unteren Drehzahlbereich und eine Senkung der hydrodynamischen Verluste im oberen Drehzahlbereich des Schraubenkompressors erreichbar.

2 Öl im Schraubenkompressor

Die Wirkmechanismen des Hilfsfluids Öl sind:

- *Schmierung der Rotoreingriffskontaktflächen,*
- *Abdichtung der entropieerzeugenden Arbeitsraumspalte und die*
- *Geräuschkinderung,*
- *Kühlung der inneren Oberflächen des Arbeitsraums,*
- *Kühlung der verdichteten Luft während der Zustandsänderung.*

Öl dient gleichzeitig zur Lagerschmierung, so daß eine aufwendige Abdichtung zwischen Arbeitsraum und Lagerraum üblicherweise entfallen kann. Durch die Lagerölbohrungen gelangt Öl direkt in die druck- und saugseitigen Stirnspalte und dient somit der Stirnspaltdichtung.

Aus vielen Experimenten ist bekannt [1], [2], [3], [4], daß von allen Wirkmechanismen des Öls die Dichtwirkung der arbeitsraumbegrenzenden Spalte für die Leistungsaufnahme der Maschine der Entscheidende ist .

Die eigentlich negativen Begleiterscheinungen des Hilfsfluids sind die zusätzlichen hydraulischen Verluste, die aus Schervorgängen des Öls in den Spalten, dem Impulsaustausch zwischen Rotoren und dem Öl und in geringem Maße zwischen dem kompressiblen Gas und dem Öl resultieren.

Die genannten Ölwirkungen hängen, neben der Ölverteilung in der Maschine, von der Viskosität und dem Viskositätsverhalten, im Besonderen der Temperatur- und der Scherge-

schwindigkeitsabhängigkeit der Viskosität, des Öls ab. Kauder hat zum Thema der Ölverteilung in der Maschine eine Ölschwallhypothese vorgestellt [1,2]. Harling [3], Kauder und Harling [5] sowie Benes [6] konnten diese Hypothese durch optische Untersuchungen und Messungen an Schraubenkompressoren stützen und verifizieren.

Der Einfluß der Viskosität auf die spezifische Leistung, definiert als Antriebsleistung P_e , dividiert durch den angesaugten Gasvolumenstrom \dot{V}_a , in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit ist in **Bild 1** wiedergegeben. Aufgrund der geringeren Spaltdichtwirkung ist die spezifische Leistung bei niedrigviskosen Ölen und niedriger Umfangsgeschwindigkeit höher als bei Ölen mit höheren Viskositäten. Allerdings sinkt die spezifische Leistung P_e/\dot{V}_a des Kompressors mit steigender Umfangsgeschwindigkeit bei diesen newtonschen Ölen; bei den höheren Viskositäten steigt die spezifisch aufgenommene Antriebsleistung wegen der stärker ins Gewicht fallenden hydraulischen Verluste im Arbeitsraum der Maschine mit der Umfangsgeschwindigkeit jedoch an.

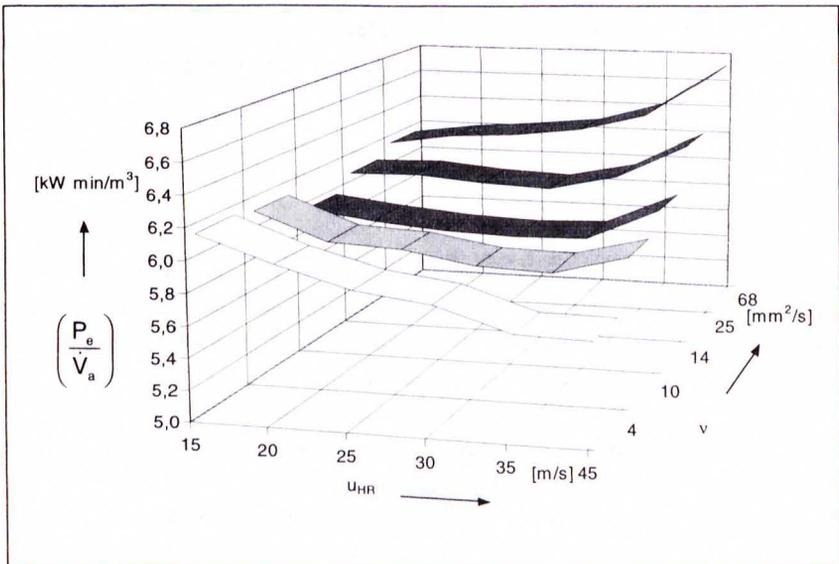


Bild 1: Spezifische Leistung P_e/\dot{V}_a in Abhängigkeit von Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} und variabler kinematischer Viskosität ν für verschiedene newtonsche Öle

Figure 1: Volume specific work P_e/\dot{V}_a vs. male rotor speed u_{HR} and kinematic viscosity ν for different newtonian oils

Temperaturabhängigkeit der *Ruhescherviskosität* der Versuchsöle kommt ein *Kugelfallviskosimeter* zum Einsatz.

Um die Auswirkungen der Öleigenschaften auf die Energienutzung des Schraubenkompressors zu berechnen, werden zunächst die verschiedenen thermodynamischen und strömungsmechanischen Abhängigkeiten (Druck, Temperatur, Scherung) der Viskosität des Öls modelliert.

Die Druckabhängigkeit der Viskosität kann auf Grund der relativ geringen Drücke ($p < 50 \text{ bar}$) bei der Modellierung vernachlässigt werden.

Die Modellierung des Temperatureinflusses auf die Viskosität erfolgt bei den späteren Berechnungen mit Hilfe der Viskositäts-Temperaturgleichung nach Vogel-Cameron [7]:

$$\ln \eta = \frac{B}{T + C} + A \quad \text{Gl. (3)}$$

mit: A, B, C als Konstanten zur Beschreibung der Steigung der Kurve und des Abszissenabschnitts im Viskositäts-Temperatur-Diagramm und
T der Temperatur [K].

Die Approximation der Viskosität in Abhängigkeit von der Schergeschwindigkeit gelingt mit dem Ansatz von Carreau-Yasuda [8]. Die Bedeutung der Variablen sind auch **Bild 2** zu entnehmen.

$$\frac{\eta - \eta_{\infty}}{\eta_0 - \eta_{\infty}} = \left(1 + [\lambda \cdot \dot{\gamma}]^a \right)^{\frac{n-1}{a}} \quad \text{Gl. (4)}$$

mit: η_0 der Ruhescherviskosität [Pas],
 η_{∞} der Viskosität des Grundöls [Pas],
 $\dot{\gamma}$ der Schergeschwindigkeit [1/s],
 λ der Relaxationszeit [s] und
a, n den Konstanten, die zur Beschreibung des Übergangsbereichs dienen.

Unter der Annahme, daß die Spalthöhen während der Versuche konstant bleiben und der Geschwindigkeitsbereich von $0,2 \cdot u_{\text{HR,max}} < u_{\text{HR}} < u_{\text{HR,max}}$ genutzt werden soll, ergibt sich der in **Bild 3** gezeigte Schergeschwindigkeitsbereich. Zusätzlich ist der mittels des Carreau-Modells gebildete Viskositätsverlauf sowie die mit dem Hochdruckkapillarviskosimeter gemessenen Viskositäten eines während der Experimente untersuchten Öl-/Polymergemisches wiedergegeben.

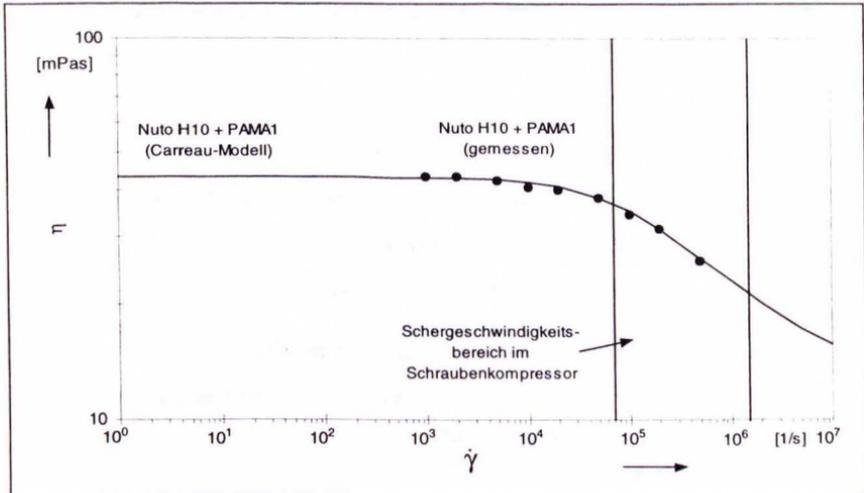


Bild 3: *Dynamische Viskosität η als Funktion der Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ für das Hydrauliköl H10 mit Additiv, • mit dem Hochdruckkapillarviskosimeter gemessen, — nach dem Carreau-Modell berechnet*

Figure 3: *Dynamic viscosity η vs. rate of shear $\dot{\gamma}$ for the hydraulic oil H10 with additive, • measured with the high pressure viscosimeter, — calculated by the Carreau-model*

Mit diesem Ansatz und der Viskositäts-Temperaturgleichung nach Vogel-Cameron lässt sich die Viskosität der Öle für Berechnungen gut wiedergeben. Um die Anzahl der Viskositätsmessungen und den Aufwand für die späteren Rechnungen möglichst gering zu halten, werden die Viskositätskurven nach der Methode von Vinogradov-Malkin [9] normiert. Hierbei wird eine Masterkurve durch eine Auftragung von Viskosität/Ruheviskosität in Abhängigkeit von dem Produkt aus Scherrate und Ruheviskosität gebildet.

4 Verlustleistungen im Arbeitsraum von Schraubenmaschinen

Im folgenden Kapitel soll zunächst theoretisch die durch das Öl auftretenden Verlustleistungen im Arbeitsraum eines Schraubenkompressors abgeschätzt werden.

Die Verluste im Arbeitsraum der Schraubenmaschine beruhen auf zwei verschiedenen Mechanismen. Zum einen verursacht die Scherung des Einspritzöls hydraulische Reibungsverluste, zum anderen wird der Ölfilm periodisch beschleunigt; hieraus resultieren Impulsverluste.

Hinzu kommen die Verluste, die durch die Beschleunigung des eingespritzten Öls auf die örtliche Geschwindigkeit entstehen.

$$\dot{\phi}_{AR} = \dot{\phi}_{B,Oi} + \dot{\phi}_R + \dot{\phi}_I \quad \text{Gl. (5),}$$

mit: $\dot{\phi}_{AR}$ Verlustleistung im Arbeitsraum [W],

$\dot{\phi}_{B,Oi}$ Beschleunigungsverluste beim Einspritzen des Öls [W],

$\dot{\phi}_R$ Reibungsverluste im Spalt [W],

$\dot{\phi}_I$ Impulsverluste des Öls in den Spalten [W].

4.1 Beschleunigungsverluste beim Einspritzen des Öls

Unter der Annahme, daß der gesamte Ölvolumenstrom beim Einspritzen auf die Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit beschleunigt wird, gilt:

$$\dot{\phi}_{B,Oi} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{Oi} \cdot \dot{V}_{Oi} \cdot u_{HR}^2 \quad \text{Gl. (6),}$$

mit: $\dot{\phi}_{B,Oi}$ Beschleunigungsverluste beim Einspritzen des Öls [W],

ρ_{Oi} Dichte Öl [kg/m³],

\dot{V}_{Oi} Volumenstrom Öl [m³/s],

u_{HR} Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit [m/s].

Die so bestimmte Beschleunigungsleistung ist in jedem Falle höher als die tatsächliche, da die kinetische Energie des Öls beim Eintritt in die Maschine vernachlässigt wird und die maximal mögliche Geschwindigkeit für den kompletten Ölvolumenstrom als Endgeschwindigkeit angesetzt wird.

4.2 Reibungsverluste im Spalt

Die Berechnung der Reibungsverluste erfolgt bei vollständiger Füllung des Spalts mit Öl durch Gl.(7). Zugrunde gelegt wird die vollständige Umwandlung von mechanischer Energie in Wärme.

$$\dot{\phi}_R = A_{Sp} \cdot \tau \cdot u_{rel} \quad \text{Gl. (7),}$$

mit: A_{Sp} überströmte Spaltfläche [m²],

τ Schubspannung [Pa],

u_{rel} Relativgeschwindigkeit der Spaltberandungen [m/s].

Unter Annahme einer Couette-Strömung im Spalt und bei Erweiterung von Gl.(7) für nicht-newtonsche Fluide mit überlagertem Druckgefälle ergibt sich für die Reibungsverluste im Spalt folgende Beziehung:

$$\dot{\phi}_R = \frac{A_{Sp} \cdot \eta_{Ol} \cdot u_{rel}^2}{h_{Sp}} + \frac{\Delta p \cdot A_{Sp} \cdot u_{rel}}{2} \quad \text{Gl. (8)}$$

- mit: A_{Sp} überströmte Spaltfläche [m²],
 h_{Sp} Spalthöhe [m],
 η_{Ol} dynamische Viskosität des Öls [Pas],
 Δp Druckdifferenz über den Spalt [Pa],
 u_{rel} Relativgeschwindigkeit der Spaltberandungen [m/s].

4.3 Impulsverluste aufgrund der Beschleunigung des Öls in den Spalten

Der Ölfilm, sowohl auf der Gehäusebohrung, als auch auf den Rotorflanken, wird durch die vorbeistreichenden Zahnköpfe bzw. -flanken periodisch beschleunigt. Unter der Voraussetzung, daß der Spalt vollständig mit Öl überbrückt ist, gilt für die Impulsverlustleistung:

$$\dot{\phi}_I := \frac{dW_B}{dt} = \frac{\left(\frac{1}{2} \int u_{rel}^2 dm \right)}{t_B} \quad \text{Gl. (9)}$$

- mit: W_B Beschleunigungsarbeit [Nm],
 t_B Beschleunigungszeit [s],
 u_{rel} Relativgeschwindigkeit der Spaltberandungen [m/s].

Die Strömungsverhältnisse hier sind vergleichbar mit denen zwischen einer ruhenden und einer plötzlich in Gang gesetzten ebenen Wand. Die zeitliche Ausbildung der Reibungsschicht an einer plötzlich in Gang gesetzten Wand läßt sich nach Schlichting [10] für den Fall lösen, daß der bewegten Wand im Abstand h eine ruhende Wand gegenübersteht. Unter diesen Voraussetzungen ergibt sich aus Gl.(9) mit der zu beschleunigenden Ölmasse $\dot{m}_{Ol} = \rho_{Ol} \cdot A_{Sp} \cdot h_{Sp}$ für die Impulsverlustleistung im Spalt:

$$\dot{\phi}_i = \frac{8A_{Sp} \cdot \eta_{Ol} \cdot u_{rel}^2}{3Z^2 \cdot h_{Sp}} \quad \text{Gl. (10),}$$

- mit: A_{Sp} überströmte Spaltfläche [m²],
 h_{Sp} Spalthöhe [m],
 η_{Ol} dynamische Viskosität des Öls [Pas],
 u_{rel} Relativgeschwindigkeit der Spaltberandungen [m/s],
 Z Parameter für den zeitlichen Anlauf einer Couette-Strömung [-] nach Schlichting [10].

Zur Verifikation der theoretischen Überlegungen wurden Experimente an einem vereinfachten Schraubenmaschinenmodell herangezogen.

An einem Versuchsmodell wurden Antriebsmomente eines in einem zylindrischen Gehäuse rotierenden Hauptrotors eines serienmäßigen Schraubencompressors bestimmt.

In Abhängigkeit von der Drehzahl, Ölvolumenstrom und -temperatur konnten so die Verlustleistungen aufgrund der Ölreibung und der periodischen Beschleunigung des Öls im Arbeitsraum bestimmt werden, **Bild 4**.

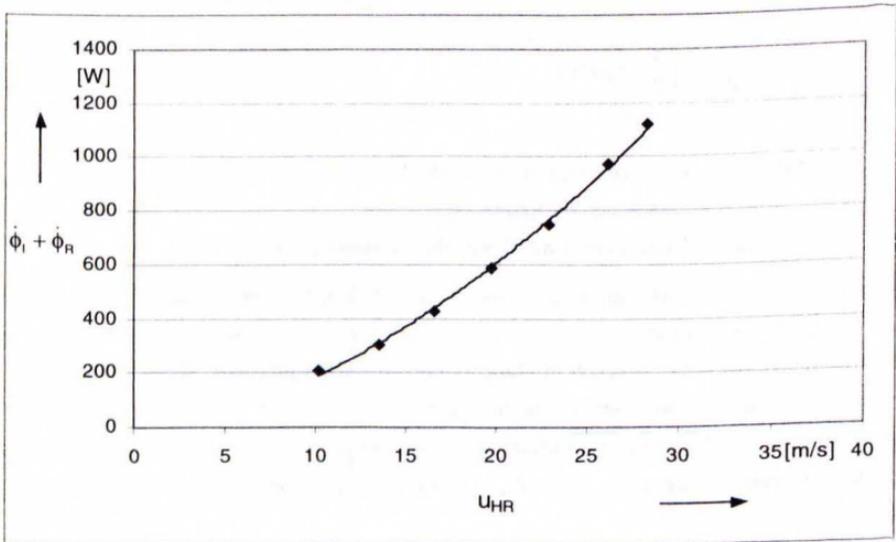


Bild 4: Berechnete (—) und gemessene Reibungs- und Impulsverluste $\dot{\phi}_R + \dot{\phi}_i$ in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} , Kompressoröl Cirkan 46, $t_{Ol}=60^\circ\text{C}$

Figure 4: Calculated (—) and measured power losses $\dot{\phi}_R + \dot{\phi}_i$ caused by friction and momentum vs. male rotor speed u_{HR} , compressor oil Cirkan 46, $t_{oil}=60^\circ\text{C}$

5 Erste Vergleiche der Energiewandlungsgüte bei Einsatz nicht-newtonscher und newtonscher Öle

Für die ersten Versuche in einem Schraubenkompressor kamen nicht-newtonsche Grundöle niedriger Viskosität und Gemische aus diesen Ölen mit unterschiedlichen Additivkonzentrationen zum Einsatz. Bei den Additiven handelt es sich um *Polyalkylmethacrylate* (PAMA) mit unterschiedlichen Molekulargewichten und somit auch unterschiedlichem Einfluß auf das Viskositätsverhalten der additivierten Öle. Zusätzlich sind Versuche mit einem handelsüblichen Kompressoröl mit einer Viskosität, die der Ruhescherviskosität des hier untersuchten additivierten Öls entspricht, durchgeführt worden.

Öl	η_{40°
Hydrauliköl H5	8mPas
H5 + 20% PAMA1	35mPas
Kompressoröl Cirkan 46	37mPas

Tabelle 1: Dynamische Viskositäten η der eingesetzten Öle bei 40°C

Table 1: Dynamic viscosities η of the used oils at 40°C

Bei dem Versuchskompressor handelt es sich um einen nur leicht modifizierten Serienkompressor mit einem asymmetrischen 5+6 Zähne-Profil. Das Öl wird durch eine Hauptversorgung, die in die Haupteinspritzbohrung des Arbeitsraums mündet und von der aus auch die Lager mit Öl versorgt werden, und durch eine nahe des Druckstutzen liegenden *zweiten Arbeitsraumböhrung* in die Maschine eingespritzt. Das Lageröl gelangt durch stirnseitige Lagerölentsorgungsbohrungen ebenfalls in den Arbeitsraum und trägt damit primär zur Dichtung der Stirnspalte bei. Alle Versuche sind mit gleicher Öleinspritztemperatur durchgeführt worden. Durch die unterschiedlichen spezifischen Wärmekapazitäten und Temperatur-Viskositäts-Verhalten der Öle ergeben sich aber bei sonst gleichen Versuchsbedingungen verschiedene Austrittstemperaturen.

Zur Charakterisierung der Energiewandlungsgüte der Schraubenmaschine werden

– der *Liefergrad*

$$\lambda_L = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_m} := \frac{\text{geförderter Gasmassenstrom}}{\text{theoretischer Gasmassenstrom}} \quad \text{Gl. (11)}$$

– die *spezifische Leistung*

$$\frac{P_o}{V_a} := \frac{\text{effektive Kupplungsleistung}}{\text{angesaugter Gasvolumenstrom}} \quad \text{Gl. (12)}$$

und

– der *mechanischen Wirkungsgrad*

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e} := \frac{\text{indizierte Innenleistung}}{\text{effektive Kupplungsleistung}} \quad \text{Gl. (13)}$$

herangezogen.

In die *indizierte Innenleistung* gehen die hydraulischen Verluste im Arbeitsraum des Schraubenkompressors nicht ein, da sie meßtechnisch nicht von den Verlusten außerhalb der Maschine zu trennen sind. Die Verluste auf Grund der Kühlwirkung und die Dichtwirkung des Öls im Arbeitsraum sind hingegen in der aus dem Indikatordiagramm ermittelten *Innenleistung* eingeschlossen.

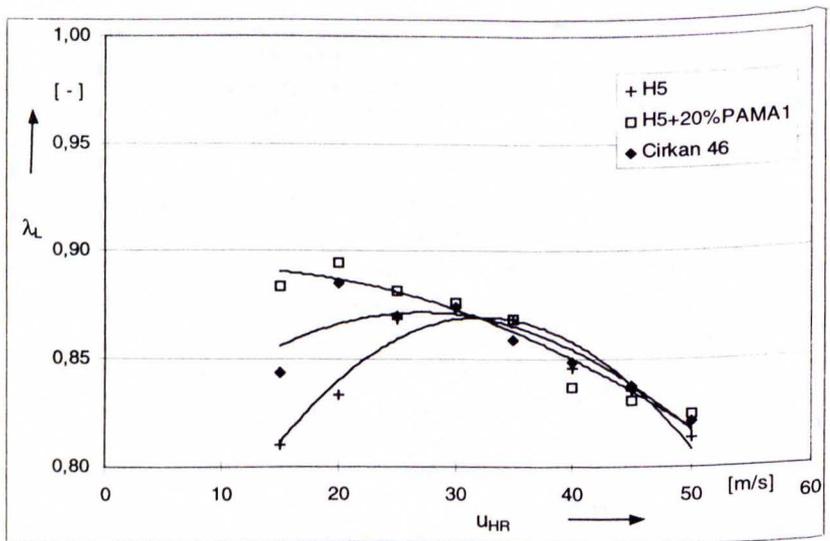


Bild 5: Liefergrad λ_L in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} , Kompressoröl Cirkan 46 und Hydrauliköl H5 mit/ohne Additiv, $t_{Öl}=45^\circ\text{C}$, $v_{Öl}=5\text{l/m}^3$, $\Pi=6$

Figure 5: Volumetric efficiency λ_L vs. male rotor speed u_{HR} , compressor oil Cirkan 46 and hydraulic oil H5 with/without additiv, $t_{oil}=45^\circ\text{C}$, $v_{oil}=5\text{l/m}^3$, $\Pi=6$

Der Liefergrad der additvierten Öle liegt bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten ($u_{HR}=15\text{--}25\text{m/s}$) signifikant höher als bei den unadditvierten Grundölen, **Bild 5**. Die höhere Viskosität übt bei den niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten eine wirkungsvollere Dichtwirkung in den Spalten, speziell im Profileingriffsspalt, aus. Auf den Rotorflanken bilden sich Ölfilme aus, die um so dicker werden je viskoser das Öl ist. Ein dickerer und viskoserer Flüssigkeitsfilm bringt

eben der erwünschten besseren Dichtwirkung in den Spalten allerdings auch eine Erhöhung der Reibung mit sich. Der Liefergrad eines unadditivierten Kompressoröls mit einer Viskosität auf dem Niveau der Ruheviskosität des additivierten Öls zeigt das gleiche Maschinenverhalten wie das additivierte Hydrauliköl.

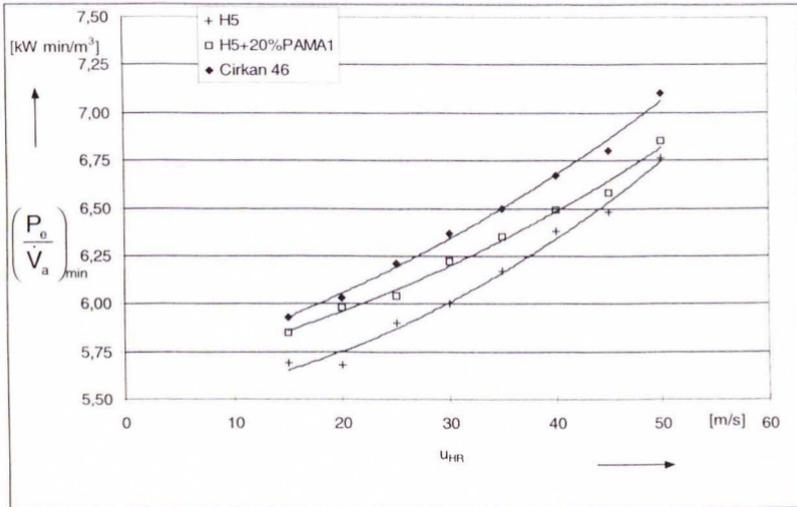


Bild 6: Minimale spezifische Leistung $(P_o/\dot{V}_a)_{min}$ in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} , Kompressoröl Cirkan 46 und Hydrauliköl H5 mit/ohne Additiv, $t_{oil}=45^\circ\text{C}$, $l=6$

Figure 6: Minimum of specific work $(P_o/\dot{V}_a)_{min}$ vs. male rotor speed u_{HR} , compressor oil Cirkan 46 and hydraulic oil H5 with/without additiv, $t_{oil}=45^\circ\text{C}$, $v_{oil}=51/\text{m}^3$, $l=6$

Bei der minimalen spezifischen Leistungsaufnahme des Schraubenkompressors ist folgende Tendenz erkennbar:

Die spezifische Leistung des Kompressors ist mit dem Kompressoröl, unabhängig von der Drehzahl, immer höher als mit den beiden anderen Ölen. Die spezifische Leistung in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit verläuft bei dem unadditivierten Hydrauliköl parallel zu der mit dem Kompressoröl, nur auf einem niedrigeren Niveau, **Bild 6**. Die Werte des additivierten Öls liegen zwischen diesen beiden Kurven, wobei sie sich zunächst den Werten des Kompressoröls nähern, bei höheren Drehzahlen aber denen des Hydrauliköls nahe kommen. Die Differenz zwischen den spezifischen Leistungen mit diesen

beiden Ölen wird mit steigender Drehzahl also größer. Die Annäherung der spezifischen Leistung des nicht-newtonschen Öls an die des niedrigviskosen Öls mit steigender Drehzahl resultiert aus der mit steigender Schergeschwindigkeit fallenden Viskosität des additivierten Öls.

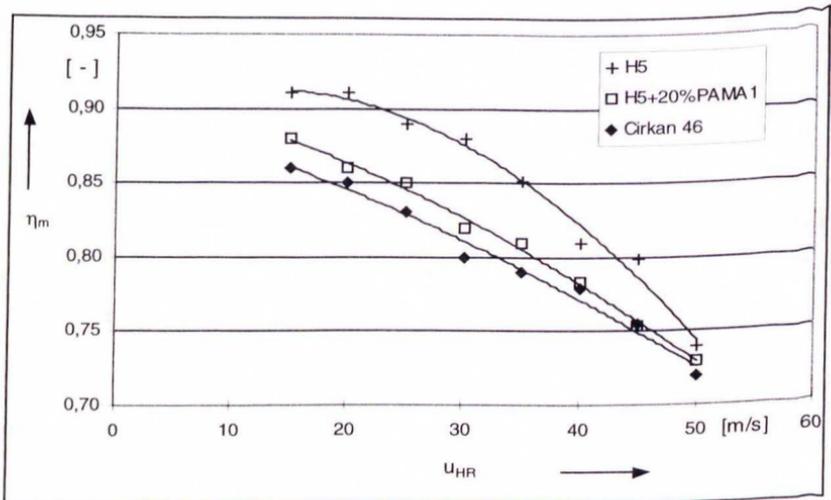


Bild 7: Mechanischer Wirkungsgrad η_m in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} , Kompressoröl Cirkan 46 und Hydrauliköl H5 mit/ohne Additiv, $t_{\text{öl}}=45^\circ\text{C}$, $\Gamma=6$

Figure 7: Mechanical efficiency η_m vs. main rotor speed u_{HR} , compressor oil Cirkan 46 and hydraulic oil H5 with/without additiv, $t_{\text{oil}}=45^\circ\text{C}$, $v_{\text{oil}}=5\text{l/m}^3$, $\Gamma=6$

Die über den gesamten Geschwindigkeitsbereich höhere Viskosität des additivierten Öls gegenüber dem unadditivierten Öl verursacht generell höhere Verluste, die auch bei den niedrigen Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten nicht durch die verbesserten Liefergrade, **Bild5** kompensiert werden können. Die Viskosität des Grundöls liegt allerdings etwas unter der Mindestviskosität von $10\text{--}12\text{ mm}^2/\text{s}$, die für den Dauerbetrieb der Wälzlager erforderlich ist. Somit sind mit dem niedrigviskosen Öl möglicherweise keine ausreichenden Standzeiten zu erwarten. Bei den additivierten Ölen ist die örtlich wirksame Viskosität in den Lagern aufgrund der gegenüber der Geschwindigkeit an den Rotorzahnspitzen kleineren Relativgeschwindigkeit noch im 1.newtonschen Bereich, s.a. **Bild2**, und erreicht somit sicher die erforderliche Mindestviskosität.

Das niedrigviskose Grundöl liefert erwartungsgemäß den höchsten mechanischen Wirkungsgrad, **Bild7**. Die Absenkung der örtlich wirksamen Viskosität des additivierten Hydrauliköls gegenüber der des Kompressoröls gleicher Ruheviskosität in den mit hohen Schergeschwindigkeiten beanspruchten Teilen des Arbeitsraums resultiert in einem etwas höheren mechanischen Wirkungsgrad (1-2%) des nicht-newtonschen Öls.

6. Ausblick

Im weiteren Verlauf der Arbeit sollen die bisherigen Ergebnisse verifiziert werden; insbesondere ist eine verbesserte Anpassung der nicht-newtonschen Öle an die tatsächlichen Scherverhältnisse in dem Schraubenkompressor vorgesehen. Hierzu werden Warmspaltnmessungen bei laufender Maschine durchgeführt und desweiteren ist eine Sichtbarmachung der Ölverteilung während des Betriebs geplant.

Um ein theoretisches Handwerkszeug zur Einbeziehung des Öls als Konstruktionselement in Schraubenmaschinen zu bekommen werden die Arbeiten zur Modellierung des Viskositätsverhaltens des Öls und zur Quantifizierung der einzelnen Verlustanteile im Schraubenkompressor intensiv weiterverfolgt.

7. Literatur

- [1] Kauder, K.: Das Öl im Schraubenkompressor - ein Faktor für optimale Betriebsverhältnisse In: Pumpen - Vakuumpumpen - Kompressoren, S.38-44, Nürnberg: Übersee D.O, VDMA, 1987
- [2] Kauder, K.: Hilfsflüssigkeiten in Schraubenmaschinen In: Pumpen + Kompressoren, 1, Heft2, S.113-121, Vulkan-Verlag, Essen, 1995
- [3] Harling, H.-B.: Untersuchungen zur Ölverteilung in Schraubenkompressoren mit Schmiermitteleinspritzung, Dissertation Universität Dortmund, Fortschrittsberichte Reihe 1, Nr. 230, VDI-Verlag Düsseldorf, 1993
- [4] Moser, J.: Die Wirkung des Einspritzöls in naßlaufenden Schraubenkompressoren mit Schmiermitteleinspritzung, Dissertation Technische Universität Wien, 1992
- [5] Kauder, K., Harling, H.-B.: Visualisierung der Ölverteilung in Schraubenkompressoren In: VDI Berichte 1135, S.195-211, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [6] Benes, G.: Betriebsparameter eines öleingespritzten Schraubenkompressor In: VDI Berichte 1135, S. 213-224, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [7] Klamann, D.: Schmierstoffe und verwandte Produkte, Verlag Chemie, Weinheim, 1982
- [8] Strauß, K.: Strömungsmechanik, Verlag Chemie, Weinheim, 1991
- [9] Vinogradov, G.V., Malkin, A.Y.: J. Polym. Sci., A2, 2357, 1964
- [10] Schlichting, H.: Grenzschichttheorie, Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1965