

Untersuchungen zum Wärmetransport an einem einstufigen Hochdruck-Schraubenkompressor für 30 bar

Investigation of the heat-transportation in a single stage high-pressure screw compressor for 30 barg

o. Univ.- Prof. i.R. Dipl.- Ing. Dr. techn. **L. Rinder**, Dipl.- Ing. **R. Berger**,
TU-Wien

Kurzfassung

Ein kleiner einspritzölgekühlter Schraubenkompressor für Luft, mit hohem eingebauten Volumenverhältnis, mit einem Leistungsbereich von 35 kW wird für Enddrücke von 30 bar auf seine Betriebssicherheit und Effizienz getestet. Eine billige einstufige Anlage ist für die hohen Enddrücke einsetzbar und vertretbar wenn die Betriebszeiten im hohen Druckbereich wegen der verkürzten Lagerlebensdauern und wegen des schlechteren Wirkungsgrades klein sind, wie es z.B. beim Füllen von Druckluftbehältern und im Aussetzbetrieb bei Fähranlagen der Fall ist.

Die optimalen Betriebsparameter für 30 bar Enddruck werden für Umfangsgeschwindigkeiten von 24 m/s und großen spezifischen Ölmengen von 22,5 l/m³ erreicht. Es ergeben sich Liefergrade von 0,7 und isotherme Wirkungsgrade von nur 0,32. Ein einfacher 2-stufiger Kolbenkompressor hat für die gleichen Leistungsdaten einen isothermen Wirkungsgrad von 0,44. Zusätzlich zur konventionellen Öleinspritzung ist eine Saugrohreinspritzung erforderlich. Grob- und Feinabscheider müssen getrennt werden. Am Druckstutzen werden Öltemperaturen von 83° und Lufttemperaturen von 175° festgestellt. Der Temperaturausgleich findet erst nach dem Kompressor statt. Ein sicherer Betrieb mit synthetischem Kompressoröl ist möglich.

Abstract

A small oil-injected screw compressor for air with a high built-in volume ratio in the range of 35 kW power consumption is tested for outlet pressures of 30 barg. An inexpensive single stage screw compressor can be used for such high pressures if the running time in the high pressure range is small on account of the reduced bearing life and the poor efficiency, for example to fill pressure vessels or for interrupted operation in mobile plants.

The optimal working conditions for 30 bar outlet pressure are found for rotor tip-speeds of 24 m/s and big specific oil-volumes of 22,5 l/m³. Volumetric efficiencies of 0,7 and isothermal

efficiencies of only 0,32 are obtained. A two-stage piston compressor reaches isothermal efficiencies of 0,44 for the same operating conditions. In addition to the usual oil injection, an oil injection in the suction-pipe is necessary. The oil separation vessel and the coalescing filter have to be separated. Oil temperatures on the pressure side of the compressor of 83° and air temperatures of 175° are measured. The temperature equalization takes place after the compressor. A safe operation with synthetic compressor oil is possible.

1. Allgemeines

Der Druckbereich von 25 ÷ 35 bar findet in der Drucklufttechnik nur wenige Anwendungen. Dazu gehören u.a. der Einsatz zum Brunnenbohren, beim Pipeline-Service und für Startluftkompressoren von Großdieselmotoren. Für diese Zwecke wurden bisher zwei- und dreistufige Kolbenkompressoren oder zweistufige bzw. dreistufige Schraubenkompressoren mit Öleinspritzung vorwiegend bei Fahranlagen verwendet. Der Nachteil mehrstufiger Schraubenkompressoranlagen für kleine bis mittlere Liefermengen liegt im hohen Preis und in der Kompliziertheit solcher Maschinen. Die Druckgrenzen einstufiger ölüberfluteter Luftverdichter werden durch die Lagerlebensdauer, den Kondensatausfall im Ölabscheider und durch den unvollkommenen Wärmeübergang zwischen Luft und Kühlöl bestimmt. Enddrücke von etwa 18 ÷ 20 bar sind heute einstufig gut erreichbar [1,2]. In manchen Fällen, z.B. für den Aussetzbetrieb, wenn Behälter gefüllt werden und wenn im Hochdruckbereich der schlechtere Wirkungsgrad in Kauf genommen werden kann, ist es möglich einstufige Schraubenkompressoren bis zu Enddrücken von 30 bar und mehr einzusetzen. Die vorliegende Untersuchung betrifft einen kleinen Hochdruckkompressor im 30 bar – Bereich mit einer Leistungsaufnahme von etwa 35 kW und einer Liefermenge von nur 2 ÷ 2,4 m³/min. Die kleine Baugröße bewirkt eine relativ undichte Maschine aber eine gute Oberflächenkühlung. Das eingebaute Volumenverhältnis ist mit $\theta = 5,35$ so hoch als möglich gewählt. An einem Prüfstand sollen notwendige Anpassungen der Anlage an die hohen Drücke und die optimalen Betriebsparameter in Abhängigkeit vom Enddruck ermittelt werden. Ein wesentlicher Teil der Untersuchungen ist den Temperaturen von Luft und Kühlöl am Druckstutzen gewidmet, da bei dem hohen Verdichtungsverhältnis von 1:30 mit Brandgefahr und mit Verpuffungen zu rechnen ist. Als Einspritzöl wird ein synthetisches Kompressoröl (Mobil SHC 626) mit einem Flammpunkt von 245°C verwendet. Die Nennviskosität beträgt $\nu_{40} = 76 \text{ mm}^2/\text{s}$. Obwohl der Kompressor zur Vermeidung von Kondensat mit Gemischtemperaturen am Druckstutzen bis zu 120°C sehr heiß gefahren wurde, zeigte das Öl nach mehreren 100 Betriebsstunden nur leichte Alterungserscheinun-

gen, war aber noch voll einsatzfähig. Ein sicherer Betrieb des einstufigen Hochdruck-Schraubenkompressors war für 30 bar gegeben. Ölablagerungen waren nicht vorhanden.

2. Druckgrenzen von nasslaufenden Schraubenkompressoren

Für nasslaufende Schraubenkompressoren ergeben sich folgende Druckgrenzen [1-3]:

- Beanspruchung des Hauptläufer – Axiallagers: Für eine Wälzlager - Lebensdauer von ca. 30.000 ÷ 40.000 Std. erhält man eine Druckdifferenz von $\Delta p = 18 \div 20$ bar die nur schwer erhöht werden kann [1].
- Rotordurchbiegung: Sie ist weniger einschränkend als die Lagerlebensdauer. Mit üblichen Rotorgeometrien können Druckdifferenzen von $\Delta p \geq 30$ erreicht werden.
- Kondensatbildung im Ölabscheider: Für 30 bar Enddruck und Tropenbedingungen muss der Verdichter heiß gefahren werden (Öltemperatur 110 ÷ 120°C). Der Grobabscheider sollte wärmeisoliert sein.
- Lufttemperatur am Druckstutzen zur Vermeidung von Bränden: Durch Verwendung von synthetischen Ölen mit hohem Flammpunkt, die keine Ablagerungen bilden, ergeben die Versuche, dass Druckverhältnisse von 30 und mehr möglich sind. (Standzeiten ca. 300 ÷ 500 Std. bei Maximaldruck).

3. Prüfstand und Versuchskompressor

Der Prüfstand dient zur Erprobung eines Hochdruckkompressors für 30 bar Enddruck. Die Kompressoranlage besitzt neben der üblichen pumpenlosen Gehäuseeinspritzung zur Erhöhung der spezifischen Ölmenge noch zusätzlich eine Saugrohreinspritzung, durch die Kühltöl zusätzlich eingespritzt werden kann. Mittels eines Frequenzumrichters können Drehzahlen im Direktantrieb von bis zu 5000 1/min gefahren werden. Der Grobabscheider wird mit Öltemperaturen über dem Drucktaupunkt betrieben, sodass kein Kondensat ausfallen und zu den Lagern gelangen kann. Der Feinabscheider ist in einem getrennten Behälter untergebracht. Im Feinabscheider fällt Kondensat aus, das zusammen mit den geringen Restölmengen nicht mehr in den Ölkreislauf gelangt, sondern abgelassen wird. Am Druckflansch des Kompressors ist eine ca. 1500 mm lange horizontale, gerade Rohrleitung mit einem Innendurchmesser von 40 mm angeschlossen. In der Messleitung befinden sich Temperaturmessstellen und Entnahmebohrungen. Sie dient zur Untersuchung der Zweiphasenströmung Öl-Luft nach dem Kompressor (Bild 1).

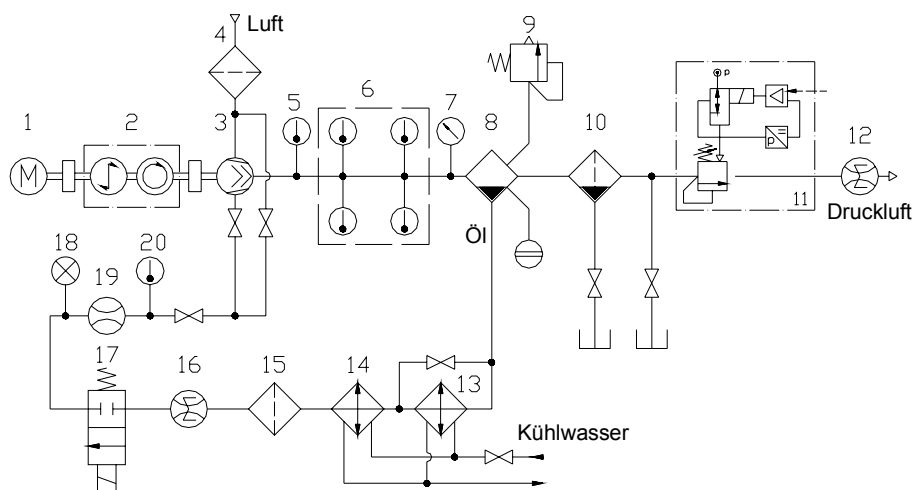


Bild 1: Schaltbild des Kompressorprüfstandes

Fig. 1: Scheme of the screw-compressor test-bench

01 Frequenzgeregelter Antriebsmotor

02 Drehmomentenmesswelle

03 Kompressor

04 Luftfilter

05 ÷ 07 Temperatur- und Drucksensoren in der Messstrecke

08 Grobabscheider

09 Sicherheitsventil

10 Feinabscheider

11 Druckregler

12 Durchflussmengenmessung

13 Kühler

14 Kühler

15 Ölfilter

16 Ovalradzähler

17 Ölstopventil

18 Öldruckanzeige

19 Durchflusswächter

20 Temperaturfühler

Versuchskompressor:**Adaptierter, unregelter Kältemittelkompressor**

Hauptrotor

Zähnezahl $z_H = 5$ Aussendurchmesser $d_H = 108 \text{ mm}$

Nebenrotor

Zähnezahl $z_N = 6$ Aussendurchmesser $d_N = 81 \text{ mm}$

Achsabstand

 $a = 76,5 \text{ mm}$

Rotorlänge

 $L = 152 \text{ mm}$

Zahnlückenvolumen

 $V_1 = 127,5 \text{ cm}^3$

Geometrisches Volumenverhältnis

 $\theta = 5,35$

4. Leistungsdaten

Die Versuchsläufe wurden alle mit Öleinspritztemperaturen von 60°C gefahren, da die Öleinspritztemperatur nur geringen Einfluss auf die Leistungsdaten hat. Es zeigte sich, dass im Druckbereich von 10 ÷ 30 bar die maximalen Wirkungsgrade und die maximalen Liefergrade mit der Gehäuseeinspritzung allein nicht erreicht werden konnten. Der Kompressor braucht im Hochdruckbereich große spezifische Ölmengen, die umso größer sind je höher der Enddruck und je kleiner die Drehzahl ist (Bild 2). Durch die zusätzliche Saugrohreinspritzung konnten die Optimalpunkte vom Wirkungsgrad und Liefergrad erreicht und überschritten werden. In den Bildern 2 und 3 ist das Einsetzen der zusätzlichen Saugrohreinspritzung eingetragen.

Für Enddrücke von 30 bar ist die spezifische Leistung bei großen Ölmengen etwa über 25 l/m³ kaum mehr von der eingespritzten Ölmenge und der Drehzahl abhängig. Hier heben sich die Einflüsse von verbesserter Dichtheit durch mehr Öl mit den zunehmenden Planschverlusten auf [4]. Der Abfall der Liefergrade bei großen Ölmengen ist durch die Verkleinerung des Arbeitsraumvolumens durch das Öl und durch erhöhte Ansaugverluste erklärbar.

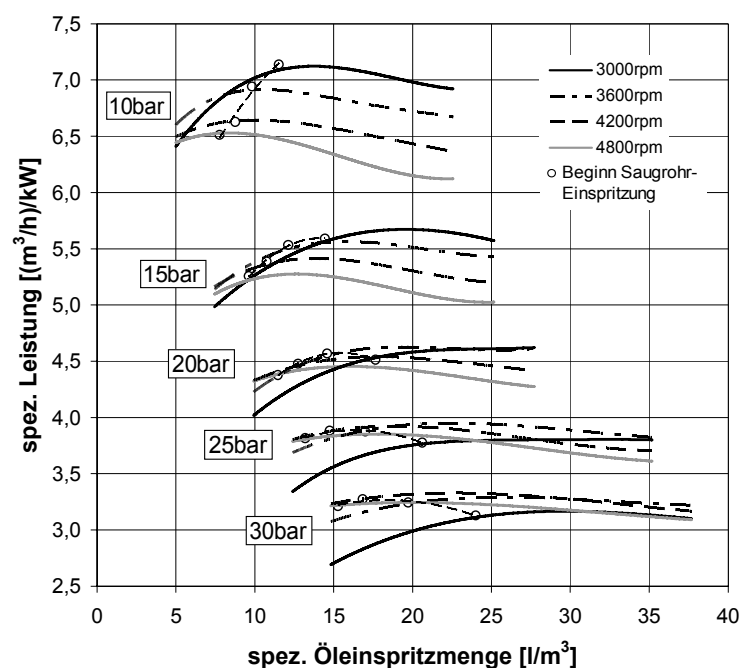


Bild 2: Spezifische Kompressorleistung in Abhängigkeit von Druck, Drehzahl und eingespritzter Ölmenge

Fig. 2: Specific power of the compressor as a function of pressure, shaft-speed and the specific oil-volume

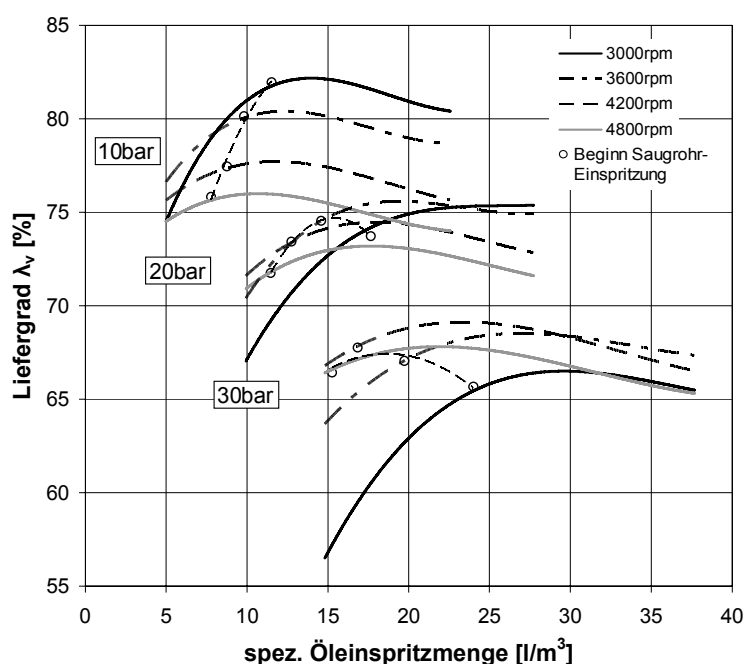


Bild 3: Liefergrad [%] in Abhängigkeit von Druck, Drehzahl und eingespritzter Ölmenge

Fig. 3: Volumetric efficiency of the compressor as a function of pressure, shaft-speed and the specific oil-volume

Für die optimalen Betriebspunkte erhält man in Abhängigkeit vom Enddruck folgende Werte (Tabelle 1).

Tab. 1: Optimale Betriebspunkte

Tab. 1: Optimal operating conditions

Enddruck [bar]	10	15	20	25	30
Spez. Leistung [m^3/kWh]	7,14	5,66	4,62	3,95	3,34
Isothermer Wirkungsgrad	0,460	0,425	0,385	0,353	0,314
Drehzahl [1/min]	3000	3000	3000	3600	4200
Spez. Ölmenge [l/m^3]	11,5	17,5	22,5	22,5	22,5

Die großen erforderlichen Ölmenge n verkleinern den Arbeitsraum und erhöhen das eingebaute Volumenverhältnis des Kompressors, was für die hohen gefahrenen Drücke vorteilhaft ist (weniger Volldruckverdichtung). Neben der durch die Rotorgeometrie hervorgerufene Arbeitsraumverkleinerung erfolgt noch zusätzlich eine nicht unwesentliche „hydraulische“ Arbeitsraumverkleinerung durch das nach Abschluss des Arbeitsraumes eingespritzte Kühlöl. Bild 4 zeigt die Verhältnisse für ein idealisiertes $p - V$ Diagramm.

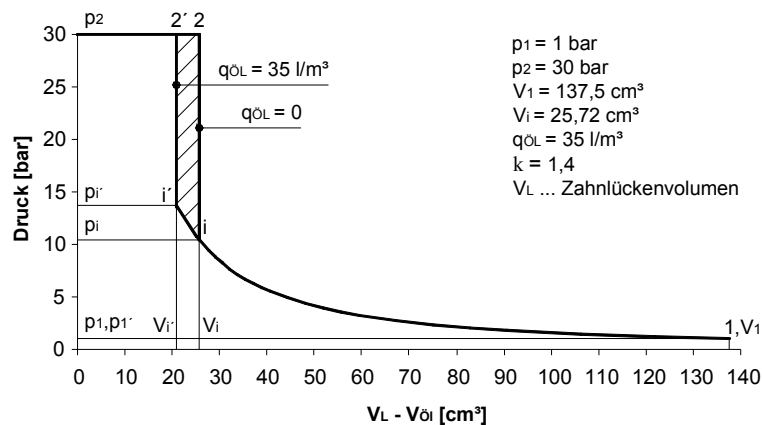


Bild 4: p - V - Diagramm für 30 bar Enddruck und eine Kühllölmenge $q_{öl} = 35 \text{ l/m}^3$

Fig.4: p - V - diagram for 30 barg outlet pressure and a specific oil volume of $q_{öl} = 35 \text{ l/m}^3$

Das wirksame Volumenverhältnis θ_w ergibt sich aus dem geometrischen Volumenverhältnis θ zu

$$\theta_w = \frac{\theta}{1 - \theta * q_{öl}} \quad (1)$$

$\theta = V_1/V_i$ V_1Zahnflückenvolumen bei Verdichtungsbeginn (cm^3)

V_iZahnflückenvolumen bei Ausschubbeginn (cm^3)

$q_{öl}$ Spezifische Ölmenge (cm^3/cm^3)

Für den Optimalpunkt bei 30 bar Enddruck erhöht sich das eingebaute Volumenverhältnis von 5,35 auf 6,08.

5. Temperaturen und Wärmeübergang in der Druckleitung

Da angenommen werden kann, dass wegen des hohen Druckverhältnisses von 30 bar und wegen des unvollkommenen Wärmeübergangs zwischen Luft und Kühllöl im Kompressor die Luft den Kompressor mit sehr hohen Temperaturen verlässt, die wesentlich höher sind als die Kühllölmtemperaturen, kann Brand- und Verpuffungsgefahr in der Druckleitung gegeben sein [4 ÷ 7]. Es ist deshalb notwendig die Ölmtemperaturen und die Lufttemperaturen der Zweiphasenströmung im Druckrohr zu ermitteln. Die direkte Messung mit einem Temperaturfühler in der Druckleitung ist bekanntlich problematisch, da der Fühler mit Kühllöl benetzt wird und eine Mischtemperatur anzeigt, die nahe der Ölmtemperatur liegt. Die höchsten Lufttemperaturen sind am Druckflansch des Kompressors unmittelbar nach dem Ausschieben zu erwarten. In der Druckleitung erfolgt eine Wärmeübertragung von der Druckluft zum Kühllöl, was zu einer Ölaufheizung führen muss. Da die spezifische Wärme des Öls wesentlich

größer ist, als jene der Luft, muss im Druckrohr mit einer starken Abkühlung der Luft, aber nur mit einer geringen Temperaturerhöhung im Öl gerechnet werden.

Zur rechnerischen Erfassung des Wärmeüberganges im Druckrohr muss die Strömungsform der Zweiphasenströmung Öl-Luft und die Temperatur des Öles und jene der Luft am Beginn der Druckleitung bekannt sein. Weiters benötigt man die Strömungsgeschwindigkeit des Öls und die Luftgeschwindigkeit. Leicht zu messen ist nur die Öltemperatur. An den Kompressor ist eine horizontale, gerade, gut wärmeisolierte Messleitung montiert (Bild 5).

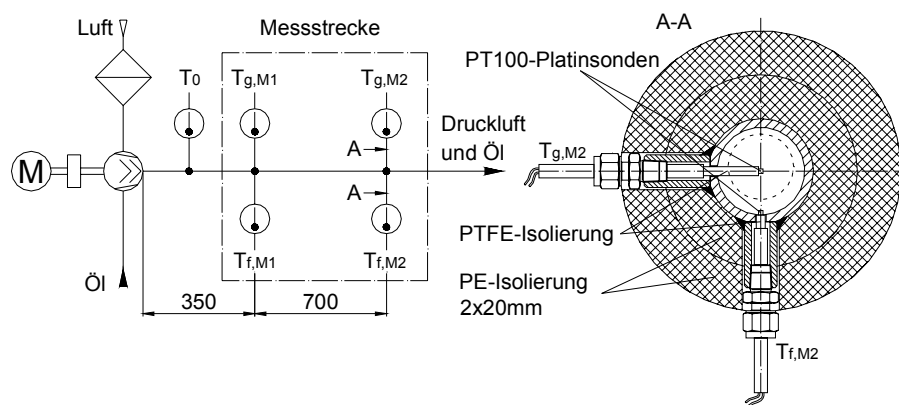


Bild 5: Anordnung der Temperaturmessstellen im Messrohr

Fig. 5: Arrangement of the temperature-sensors in the measuring-pipe

Pt 100 Temperatursonden sind in zwei Ebenen im Abstand von 700 mm angeordnet. Eine Temperatursonde misst pro Messebene die Randtemperatur und eine zweite Temperaturmessstelle misst die Temperatur in der Rohrmitte. Eine Vorlaufstrecke von 350 mm dient zur Ausbildung der Zweiphasenströmung (Bild 5).

5.1 Strömungsform der Zweiphasenströmung

Nach dem bekannten Brauer-Diagramm für die Zweiphasenströmung Flüssigkeit - Gas im horizontalen Rotor ergibt sich für die hier vorliegenden Verhältnisse eine Filmströmung an der Grenze zu einer Schwallströmung [8 ÷ 10].

5.2 Temperaturmessungen

Die Temperaturmessstellen an der Rohrwand zeigen zuverlässig die Öltemperatur an ($T_{f,M1}, T_{f,M2}$). Die Temperaturmessstellen $T_{g,M1}$ und $T_{g,M2}$ in Rohrmitte zeigen nicht die erwarteten Gastemperaturen an, sondern viel kleinere Werte, weil auch in Rohrmitte noch Öltropfen in der Strömung vorhanden sind, die die Temperatursensoren benetzen (Bild 6). Die Ölaufheizung im Messrohr ($T_{f,M2} - T_{f,M1}$) ist gering aber eindeutig messbar. Sie beträgt je nach Druck $0,5^\circ \div 1^\circ\text{C}$. Die Temperatur in Rohrmitte ist nur geringfügig höher und ändert sich über die Rohrlänge kaum.

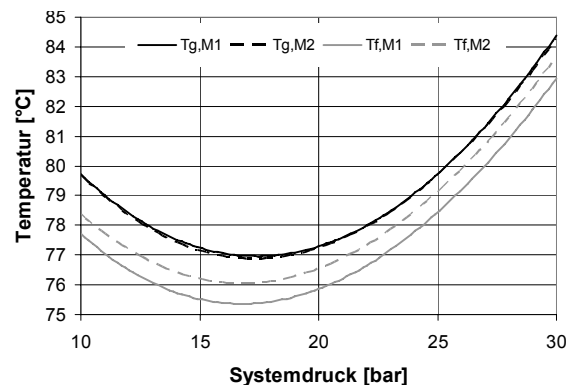


Bild 6: Im Druckrohr gemessene Temperaturen bei optimalen Ölmengen und Drehzahlen

Fig. 6: Temperatures in the pressure pipe for optimal combinations of oil-volumes and shaft-speeds

Versuche aus der Rohrmitte das Gas-Ölgemisch abzuführen und das Öl vom Gas in einem Abscheider mit Filterelement zu trennen, brachte wegen der großen, ölfuchten Filteroberfläche keine brauchbaren Ergebnisse für die Lufttemperatur.

5.3 Bestimmung der Lufttemperatur am Kompressoraustritt durch eine Wärmebilanz

Für die vorliegenden Verhältnisse kann die Lufttemperatur T_{g2} über eine Wärmebilanz unter Vernachlässigung der Geschwindigkeitsenergie aus Formel 2 vereinfacht ermittelt werden.

$$T_{g2} = T_1 + \frac{P - Q - m_{\text{öl}} \cdot c_{\text{öl}} \cdot (T_{\text{öl2}} - T_{\text{öl1}})}{m_g \cdot c_{\text{pgm}}} \quad (2)$$

T_1	Ansaugtemperatur
T_{g2}	Luft-Austrittstemperatur am Kompressor
P	mechanische Kompressorleistung [W]
Q	vom Gehäuse abgeführte Wärme [W]
m_g	Gasmassenstrom [kg/s]

$m_{\text{öl}}$	Ölmassenstrom [kg/s]
$T_{\text{öl1}}$	Öl-Einspritztemperatur
$T_{\text{öl2}}$	Öl-Austrittstemperatur
$c_{\text{öl}}$	spez. Wärme des Öls [J/kg K]
c_{pgm}	mittl. Spez. Wärme der Luft [J/kg K]

Alle Größen der rechten Gleichungsseite können bis auf Q am Prüfstand genau ermittelt werden bzw. sind als Stoffwerte bekannt. Die vom Gehäuse abgeführte Wärme muss, da der Kompressor vom Motorlüfter angeblasen wird über dimensionslose Kennzahlen errechnet werden. Die Luftgeschwindigkeit an der Gehäuseaußenseite wird mittels Pitotrohr gemessen, das Kompressorgehäuse wird grob als Kugel in einer Parallelströmung angenähert. Je nach Motordrehzahl ergeben sich Werte $Q = 400$ bis 500 W. Mit Gl. 2 ergeben sich die in Bild 7 dargestellten Gastemperaturverläufe.

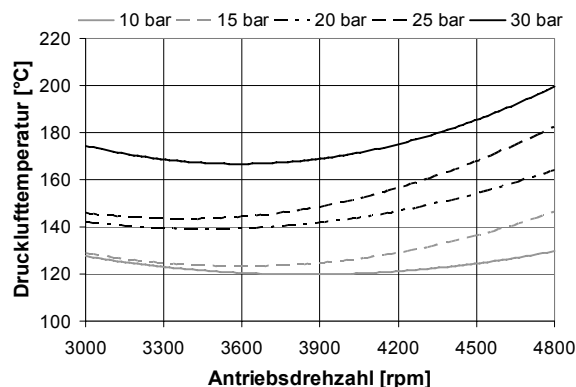


Bild 7: Aus einer Wärmebilanz bestimmte Verdichtungsendtemperaturen der Luft bei optimalen Wirkungsgraden

Fig.7: Outlet-temperatures of the air calculated from a thermal balance using parameters for optimal efficiencies

Mit steigenden Enddrücken steigen auch die Endtemperaturen, ebenso mit steigender Drehzahl (Leistungsaufnahme) nur bei 3000 1/min sind die Endtemperaturen etwas höher als bei 3600 1/min. Die Verdichtungsendtemperaturen sind auch für 30 bar Enddruck mit 170 bis 200° moderat und zeigen, dass durch die sehr hohen Ölmengen nicht nur die Dichtheit sondern auch die Kühlwirkung beachtlich ist. Bei Endtemperaturen der Luft von unter 200° ist ein sicherer Betrieb des Kompressors gewährleistet (Bild 7).

5.4 Wärmeübergang Luft - Öl im Messrohr

Der Wärmeübergang von der heißen Luft an das Kühlöl im Messrohr kann für eine angenommene Filmströmung im Rohr berechnet werden [9,10]. Dabei wird von den nun bekannten Temperaturen der beiden Phasen Luft und Öl am Beginn der Messstrecke ausgegangen. Die Rechnung kann messtechnisch nur über den Verlauf der Öltemperatur an der Rohrwand überprüft werden. Für die Ermittlung der Wärmeübergangszahl müssen die Geschwindigkeiten des Ölfilms an der Rohrwand und die Gasgeschwindigkeiten ermittelt werden. Dies kann für eine Filmströmung nach [9] mit dem Verfahren von Chawla geschehen. Die Berechnung ergibt die Geschwindigkeiten nach Bild 8. Die Ölgeschwindigkeit v_f ist praktisch konstant und beträgt ca. 1 m/s. Die Luftgeschwindigkeiten hängen von der Verdichterdrehzahl über die angesaugte Luftmasse und vom Enddruck, wegen der Volumenverkleinerung bei der Kompression, ab.

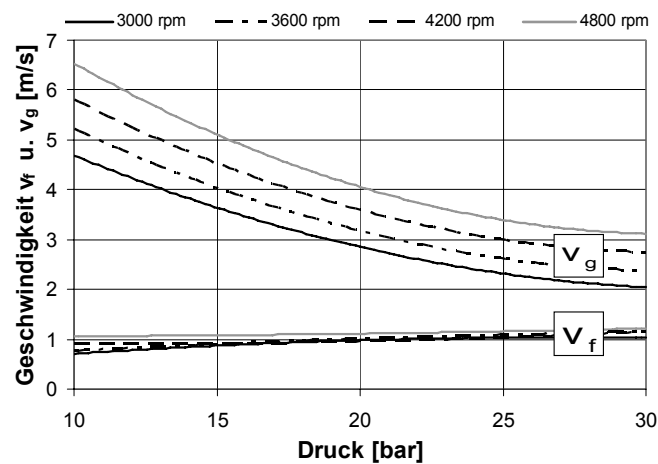


Bild 8: Berechnete Strömungsgeschwindigkeiten von Luft v_g und Öl v_f im Messrohr

Fig. 8: Calculated flow-velocities of air v_g and oil v_f in the measuring pipe

Mit den Ergebnissen für die Ölgeschwindigkeit kann die Schichtdicke des Ölfilms an der Rohrwand bestimmt werden. Die Schichtdicken sind beachtlich. Sie betragen für die ermittelten optimalen Ölmengen ca. 4 ÷ 6 mm. Bei bekannter Differenzgeschwindigkeit zwischen Luft und Öloberfläche kann die Wärmeübergangszahl für die erzwungene turbulente Einphasenströmung in Rohren berechnet werden. Über die dimensionslosen Kennzahlen $Nu = Nu(Re, Pr)$ erhält man für die Wärmeübergangszahl je nach Druck und Drehzahlwerte

$$\alpha = 120 \text{ bis } 180 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}.$$

Daraus ergibt sich die Luftabkühlung bzw. die Ölaufheizung in der Messstrecke bei einer Länge von 700 mm nach Bild 9a. Das linke Teilbild 9a zeigt je nach Enddruck eine Luftabkühlung auf eine Länge von 700 mm im Messrohr von 10°C bis 25°C. Die Ölaufheizung ergibt sich auf Grund der hohen spez. Wärme des Öls nur zwischen 0,4°C und 1°C. Im rechten Teilbild ist die an der Rohrwand gemessene Temperaturerhöhung des Ölfilms gegenüber gestellt. Die Messwerte liegen zwischen 0,4°C und 1°C Ölerwärmung auf eine Länge von 700 mm und zeigen eine zufriedenstellende Übereinstimmung mit den gerechneten Werten im linken Teilbild.

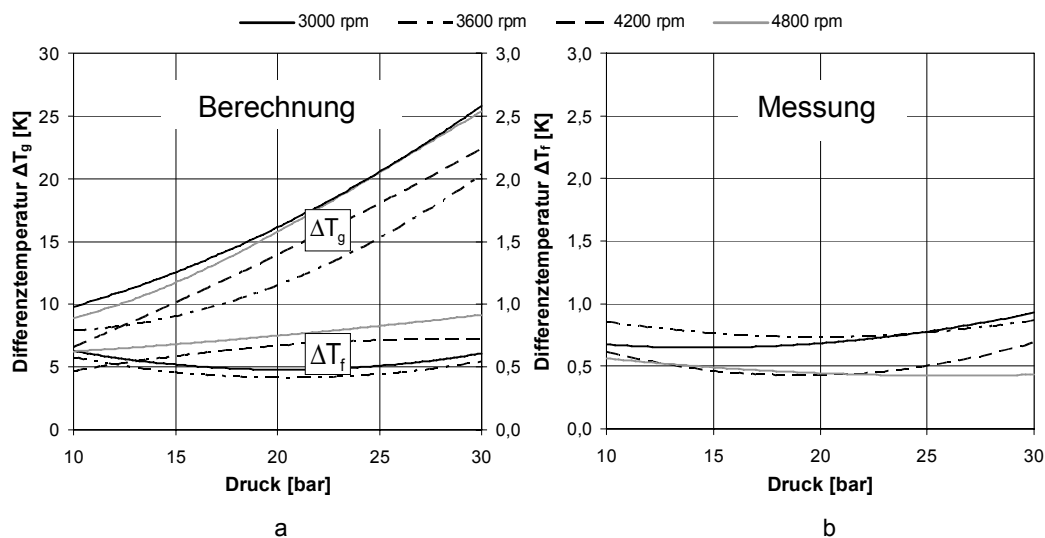


Bild 9: Berechnete Abkühlung der Luft ΔT_g und Erwärmung des Öles ΔT_f auf einer Länge von 700 mm im Messrohr (a) und gemessene Ölerwärmung (b)

Fig. 9: Calculated cooling down of the air ΔT_g and heating of the oil ΔT_f within a length of 700mm in the measuring-pipe (a) and measured heating of the oil (b).

6. Schlussfolgerungen und Ausblick

Zwei- und dreistufige nasslaufende Schraubenkompressoranlagen haben sich aus Kostengründen für kleinere und mittlere Leistungen nicht durchgesetzt. Es konnte gezeigt werden, dass der 30 bar - Bereich bei kleinen Leistungen von 35 kW bis 70kW mit billigen einstufigen Schraubenkompressoren in jenen Fällen abgedeckt werden kann, wo ein, gegenüber Kolbenkompressoren etwas schlechterer Wirkungsgrad und die verkürzte Lagerlebensdauer in Kauf genommen werden kann. Solche Verdichter benötigen große Kühlmengen, die pumpenlos mit einer zusätzlichen Saugrohreinjektion erreicht werden können. Das eingebaute Volumenverhältnis muss groß gewählt werden und die Anlagen müssen zur Vermeidung von Kondensat im Einspritzöl heiß gefahren werden. Die Lufttemperaturen bleiben durch die gute Innenkühlung zufolge der großen Kühlmengen erträglich, sodass ein sicherer Betrieb möglich ist.

7. Literatur

- [1] Rinder, L.: Oil-Injected Screw Compressors for High Pressure Applications. I-Mech-E Conference Compressors and their Systems, London: 1999
- [2] Haasler, J.: Hochdruck-Schraubenverdichteranlagen im Off-Shore-Einsatz. Schraubenmaschinen 87, VDI-Berichte 640, Düsseldorf: VDI-Verlag 1987

- [3] Rinder, L., Deix, F.: Ein Verfahren zur analytischen Berechnung der Durchbiegung von Schraubenmaschinenrotoren. Schraubenmaschinen 94, VDI-Berichte 1135, Düsseldorf: VDI-Verlag 1994
- [4] Kauder, K.: Das Konstruktionselement Öl im Schraubenverdichter. Verdichterhandbuch 1. Ausg., Essen: Vulkan-Verlag 1990
- [5] Kauder, K., Harling, H.B.: Visualisierung der Ölverteilung in Schraubenkompressoren. Schraubenmaschinen 94, VDI-Berichte 1135, Düsseldorf: VDI-Verlag 1994
- [6] Rinder, L., Moser, J.: Untersuchung der Ölverteilung in den Arbeitsräumen nasslaufender Schraubenkompressoren. Schraubenmaschinen 90, VDI-Berichte 859, Düsseldorf: VDI-Verlag 1990
- [7] Persson, J.G.: Heat-exchange in liquid-injected screw-compressors. Schraubenmaschinen 87, VDI-Berichte 640, Düsseldorf: VDI-Verlag 1987
- [8] Berger, R.: Untersuchungen an einem einstufigen Hochdruck-Schraubenkompressor für Enddrücke bis 30 bar. T.U. Wien Diplomarbeit 2001
- [9] Huhn, J., Wolf, J.: Zweiphasenströmung. Leipzig: VEB-Verlag 1975
- [10] Brauer, H.: Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmungen. Frankfurt/M.: Verlag Sauerländer, 1971