Schraubenverdichter mit frequenzvariablem Antrieb für Kälte- und Klimaanlagen

Dipl.-Ing. **Stenzel,** Sindelfingen

Zusammenfassung

Mit der vorliegenden Arbeit wird über die Versuchsergebnisse eines kleinen halbhermetischen Zweiwellen-Schraubenverdichters mit frequenzvariablem Antrieb für den Einsatz in Kälte- und Klimaanlagen berichtet. Der Einfluß der Drehzahl und des Frequenzumformers auf das eingebaute Druckverhältnis, den Liefergrad, den Gütegrad und das Betriebsverhalten des Verdichters werden dargestellt.

Summary

This work reports on the results of experience made with a small semihermetic two-shaft screw compressor with variable frequency drive for applications in refigeration and airconditioning plants.
The influence of the speed and the frequency inverter on the built in pressure ratio, the volumetric efficiency, the isentropic efficiency, and the operational behavious of the compressor are shown.

1. Einführung

Schraubenverdichter sind heute in weiten Bereichen der Kälte- und Klimatechnik konkurrenzfähig zu Hubkolben- und Turboverdichtern; sie werden deshalb zunehmend eingesetzt. Gegenüber Hubkolbenverdichtern bieten Schraubenverdichter den Vorteil kleinerer Bauvolumen und grösserer Laufruhe; gegenüber Turboverdichtern die Möglichkeit des Einsatzes von Kältemitteln mit kleinerem Leistungsvolumen und größerer Druckdifferenz, was zu kleineren Anlagenvolumen führt.

Schraubenverdichter mit Fördervolumen $\geq$ 3oo m^3/h werden in der Regel mit einer Schieberregelung zur Anpassung der Leistung und Reduzierung des Anfahrmomentes ausgerüstet. Das gleiche Verfahren erweist sich jedoch bei kleineren Schraubenverdichtern als zu teuer und unwirtschaftlich gegenüber stufig geregelten Hubkolbenverdichtern. - Für Drehkolbenmaschinen wie Schraubenverdichter bietet sich die Drehzahlregelung an. Am Beispiel eines kleinen öleingespritzten Zweiwellen-Schraubenverdichters in halbhermetischer Bauweise wird das Betriebs- und Leistungsverhalten in Verbindung mit einem statischen Frequenzumformer in einem Bereich von 1o bis 1oo Hz für kälte- und klimatechnische Anwendungen dargestellt.

2. Beschreibung

Die Untersuchungen wurden an einem halbhermetischen Zweiwellen-Schraubenverdichter mit Öleinspritzung durchgeführt: Rotorprofil 5/6, Hauptrotor Ø 79 mm, Nebenrotor Ø 59 mm, L/D = 1,42, Steigungswinkel 38^o, theoretisches Fördervolumen 18,5 (2o Hz) bis 92 m^3/h (1oo Hz). Der elektrische Antriebsmotor ist als zweipoliger Asynchronmotor ausgeführt und saugseitig direkt auf der Welle des Hauptrotors fliegend angeordnet. Er wird vom Kältemitteldampf gekühlt; seine nominelle Leistung beträgt 11 kw bei 5o Hz und ist für eine Spannung von 22o Volt ausgelegt. Die Frequenzänderung des Umformers erfolgte proportional der Spannung und in festgelegten Zeitschritten. Der Hochlauf wurde ebenfalls zeitgesteuert. Beim Start war keine Spannungsüberhöhung vorgesehen.

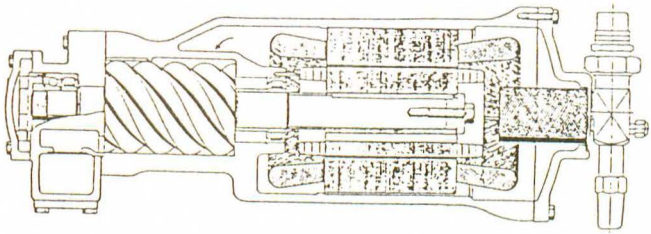

Bild 1

Schnittbild eines halbhermetischen Schraubenverdichters - Seitenansicht
Section of a semihermetic screw compressor - side view

Die Messungen erfolgten in einem realen Kältekreislauf mit dem Kältemittel R 12. Die Kälteleistung wurde mit Hilfe eines Kompensationskalorimeters, Messverfahren A nach DIN 8977/JSO 917, erfaßt. Die Aufnahmeleistung des Antriebsmotors konnte wegen der Charakteristik der Ausgangsspannung des Frequenzumformers - kein exakter Sinusverlauf mit Unterbrechungen und überlagerten Spitzen - nicht wie üblich an den Anschlußklemmen des Motors gemessen werden. Die Leistungsaufnahme wurde deshalb am Eingang des Umformers gemessen. In den aus der Leistungsaufnahme abgeleiteten Kennwerten sind deshalb die Verluste des Umformers und des Antriebsmotors enthalten.

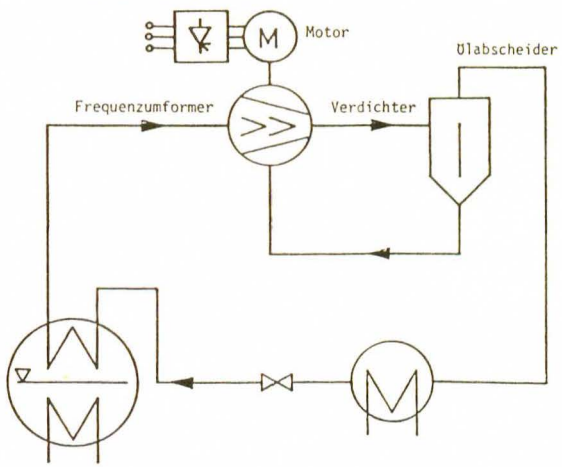

Bild 2

Schema des Meßkreislaufes, Meßverfahren nach ISO 917/DIN 8977
Scheme from the test circuit, testmetod to ISO 917/DIN 8977

Am Ausgang des Verdichters ist ein Ölabscheider angeordnet. Das abgeschiedene Öl wird kontinuierlich über eine Düse, in Abhängigkeit von der Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruckseite, eingespritzt. Die Öleinspritzung erfolgt bei etwa 1/3 der Verdichtung mit ungekühltem Öl.
An dem Verdichtergehäuse wurden in Achsrichtung über den gesamten Verdichtungsweg Druckmeßindikatoren angeordnet, die eine Erfassung des Druckverlaufes während der Verdichtung über dem Drehwinkel α in Abhängigkeit von der Drehzahl und den Betriebszuständen ermöglichten.

3. Ergebnisse

3.1 P,V - Diagramm

Im P,V - Diagramm (Bild 3) des Verdichters ist der Druckanstieg während der Verdichtung in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem Drehwinkel sehr gut zu verfolgen. Bei $n = 1.000\ min^{-1}$, dies entspricht einer Umfangsgeschwindigkeit des Hauptläufers von $U_{H1} = 4{,}17$ m/s, erfolgt schon eine definierte Verdichtung. Die Rückströmverluste über Spalte und Blasloch sind jedoch erheblich, so daß es mit zunehmendem Druckanstieg zu einer Abflachung des P,V-Diagrammes kommt. Das innere Druckverhältnis ist bei dem gewählten Betriebszustand kleiner als das äußere; es kommt zu einer Unterverdichtung.

Bei $n = 2.000\ min^{-1}$ (8,27 m/s) verläuft die Verdichtung schon weitgehend normal, die Druckverhältnisse $\hat{\Pi}_i$ und $\hat{\Pi}_a$ stimmen überein. Bei $n = 5.000\ min^{-1}$ ist die Schraube sehr dicht. Es machen sich aber jetzt auf Grund begrenzter Querschnitte Strömungsverluste beim Ansaugen und Stoßverluste beim Austritt bemerkbar. Die Ansauglinie hängt deutlich durch und es kommt zu einer Überverdichtung. - Versuche bei Betrieb des Verdichters unter höheren Bedingungen, d.h. größerem äußeren Druckverhältnis zeigten, daß auch bei $n = 5.000\ min^{-1}$ und höher das innere und das äußere Druckverhältnis in Übereinstimmung zu bringen sind. Bei den niederen Drehzahlen verstärkt sich dann jedoch die Tendenz zur Unterverdichtung. - Damit ist an dem P,V-Diagramm schon eine Veränderung des $\hat{\Pi}_i$ in Abhängigkeit von der Drehzahl nachzuweisen.

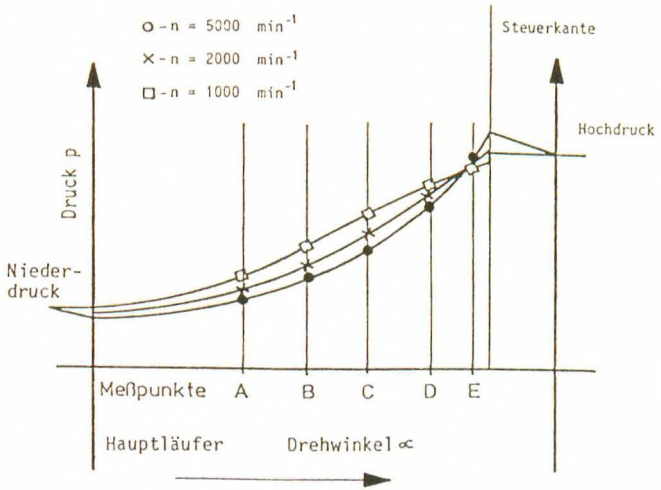

Bild 3

P,V - Diagramm, gemessener mittlerer Druckverlauf in Abhängigkeit von der Verdichterdrehzahl

P,V - diagram, messured pressure course dependent on compressor speed

3.2 Liefergrad

Der Liefergradverlauf bestätigt die im P,v-Diagramm gemachten Beobachtungen. Bei n = 1.000 min^{-1} ist der Verdichter noch weitgehend undicht und deshalb der Liefergrad reduziert. Die Absolutwerte sind jedoch - bezogen auf die geringe Umfangsgeschwindigkeit - durchaus interessant bei kleinen Druckverhältnissen.

Bei einer Drehzahl von 3.000 min^{-1} - entsprechend einer Umfangsgeschwindigkeit von U_{HL} = 12,48 m/s - werden optimale Liefergradwerte erreicht. Weitere Steigerungen sind bei höheren Drehzahlen und größeren Druckverhältnissen zu beobachten. Deutlich wird aber auch der Abfall des Liefergrades bei n = 5.000 min^{-1} und kleinen Druckverhältnissen auf Grund des begrenzten Saugquerschnittes des untersuchten Verdichters.

Die saugseitigen Strömungsverluste treten auf im Saugabsperrventil, im Saugsieb und bei der Durchströmung des Antriebsmotors. In diesem Zusammenhang muß noch erwähnt werden, daß der Liefergrad auf den Zustand vor Eintritt in den Verdichter, d.h. auch vor Aufheizung des Saugdampfes durch die Verlustwärme des Einbaumotors bezogen ist. Der tatsächliche Liefergrad des Verdichters ist dementsprechend höher.

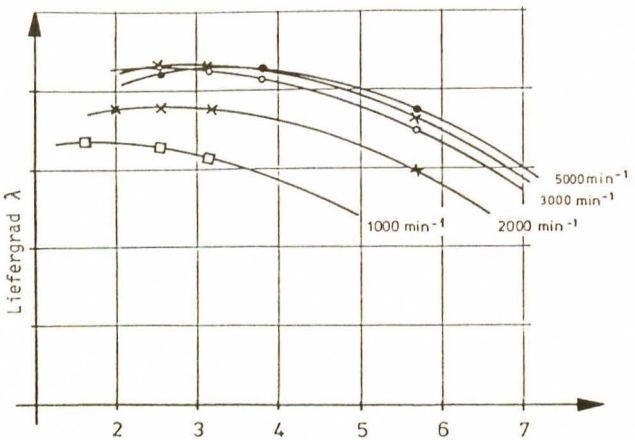

Bild 4

Liefergradverlauf in Abhängigkeit von der Verdichterzahl

Volumetric efficiency dependent on compressor speed

3.3 Gütegrad

Der Gütegrad gibt das Verhältnis der Kälteleistungszahl, d.h. das Verhältnis der tatsächlichen Kälteleistung zur Leistungsaufnahme verglichen mit dem theoretischen Vergleichsprozess wieder. Bei den im Bild 5 angegebenen Werten bezieht sich der Gütegrad auf die Klemmenleistung des Frequenzumformers, die Verluste des Umformers bei den verschiedenen Frequenzen und die Verluste des sauggasgekühlten Einbaumotors sind mit enthalten.

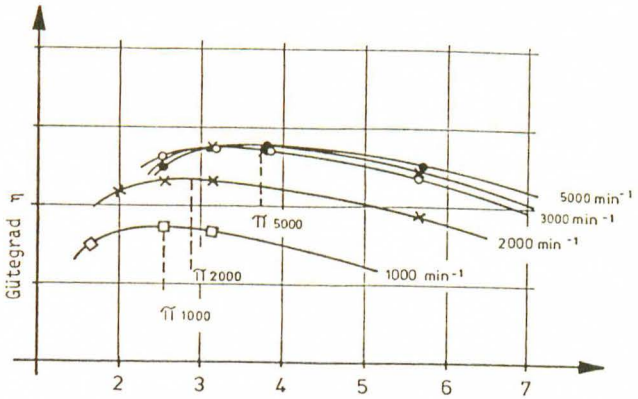

Bild 5

Gütegradverlauf in Abhängigkeit von der Verdichterzahl

Isentropic efficiency dependent on compressor speed

Der Gütegrad verläuft ähnlich wie der Liefergrad, d.h. bei niederen Umfangsgeschwindigkeiten werden auf Grund der dabei auftretenden relativen Undichtheit die niedrigsten Werte erreicht. Hierbei spielt jedoch auch ein schlechterer Wirkungsgrad des Umformers bei niederen Frequenzen eine nicht unbeträchtliche Rolle.

Die besten Werte werden bei hohen Frequenzen und hohen Umfangsgeschwindigkeiten der Rotoren erreicht. - Interessant ist eine deutliche Verschiebung des eingebauten Druckverhältnisses $\tilde{\Pi}_i$. Aus den Ergebnissen kann man entnehmen, daß es praktisch für jede Drehzahl ein eingebautes Druckverhältnis gibt. Das ist sicherlich für alle Schraubenverdichter typisch; kommt aber bei dieser sehr kleinen Leistungsgröße besonders deutlich zum Ausdruck.

Diese Veränderung des eingebauten Druckverhältnisses, kleineres Druckverhältnis bei niederer Drehzahl und größeres Druckverhältnis bei hoher Drehzahl, kommt in der Regel der Anlagencharakteristik einer Kälte- und Klimaanlage entgegen und ist daher unkritisch.

3.4 Drehmomentenverlauf

Für alle Antriebe spielt der Drehmomentenverlauf der Arbeitsmaschine eine wesentliche Rolle. Dies ist für die gewählte Kombination - Antrieb des Verdichters mit einem eingebauten sauggasgekühlten Drehstrom-Asynchronmotor und Speisung durch einen Frequenzumformer - besonders wichtig. Große Schwankungen des Drehmomentes müssen sich zwangsläufig auf die wirtschaftliche Auslegung des Antriebskonzeptes negativ auswirken.

Geht man von den bisher dargestellten Kennwerten Liefergrad und Gütegrad und deren Schwankungsbreite in Abhängigkeit von der Drehzahl aus, so müßte daraus auch ein erheblicher Einfluß auf das Drehmoment resultieren. Tatsächlich verändert sich das Drehmoment bei gleichen Betriebsbedingungen und veränderlichen Drehzahlen jedoch kaum.

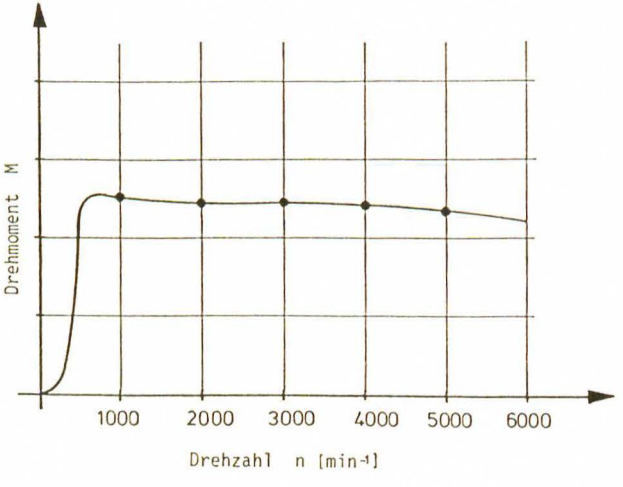

Bild 6

Drehmomentverlauf in Abhängigkeit von der Verdichterzahl

Torque course dependent on compressor speed

Zwischen n = 2.000 und 4.000 min^{-1} ist das Drehmoment praktisch konstant; ab n = 5.000 min^{-1} ist ein leichter Abfall um ca. 5 % zu beobachten und bei n = 1.000 min^{-1} ein leichter Anstieg um ca. 5 %. Damit kann der Drehmomentenverlauf bei diesem Schraubenverdichter als weit-

gehend konstant und weitgehend unabhängig von der Förderleistung bzw. dem Liefergrad bei unterschiedlichen Drehzahlen angenommen werden.

Interessant ist auch der Drehmomentenverlauf beim Start bzw. bei $n \leq 1.000\ min^{-1}$. Bis ca. 1oo Umdrehungen ist das Drehmoment quasi 0, d.h. es sind nur geringe Reibmomente zu überwinden sowie die Beschleunigungsmomente der Rotoren. Ab ca. 3oo Umdrehungen beginnt die Verdichtung und bei ca. 6oo Umdrehungen ist die volle Druckdifferenz aufgebaut. - Dies gilt bei sofort einsetzender Öleinspritzung; bei verzögerter Öleinspritzung verschiebt sich der Anstieg des Drehmomentes nach rechts.

3.5 Allgemeines Betriebsverhalten

Der halbhermetische Schraubenverdichter konnte in Verbindung mit dem Frequenzumformer bei allen interessierenden Betriebsbedingungen für die Klimaanwendung in dem dargestellten Drehzahlbereich betrieben werden. Frequenzumformer und elektrischer Antriebsmotor wurden dabei bis an die Grenzen ihrer Auslegung eingesetzt, was ohne Schwierigkeiten möglich war.- Es traten keinerlei Probleme beim Start auf und die Leistung konnte in dem gewünschten Anwendungsbereich von ca. 1o bis 1oo % variiert werden. Beim stufenlosen Durchfahren des Drehzahlbereiches traten keine kritischen Drehzahlen oder zu beachtende Resonanzen auf, so daß das Eigendämpfungsverhalten des öleingespritzten Schraubenverdichters als ausreichend gut bezeichnet werden kann. - Hervorzuheben ist besonders die ausgezeichnete Laufruhe von Schraubenverdichter und Motor im gesamten Bereich. Lediglich bei hohen Drehzahlen und Überkompression wird die Expansion im Druckfenster deutlich; bei angepaßtem $\widetilde{\Pi}$ ist dieser Einfluß im untersuchten Bereich nicht mehr feststellbar.

4. Schlußbetrachtung

Mit der vorliegenden Untersuchung wurde dargestellt, daß sich öleingespritzte Zweiwellen-Schraubenverdichter sehr gut für den frequenzvariablen Antrieb eignen. Dies gilt insbesondere für die Anwendung in Kälte-

und Klimaanlagen. Die Leistung eines solchen Verdichters ist in einem sehr weiten Bereich recht wirtschaftlich und sehr genau zu regeln. Die Kombination Schraubenverdichter/Frequenzumformer kann daher eine interessante Alternative zu anderen Regelverfahren darstellen, wenn das Bauvolumen der Anlage, die Laufruhe des Verdichters oder die Regelgenauigkeit und der Regelbereich entscheidende Faktoren für die Auswahl sind.