

Schraubenverdichter für Wärmepumpen und Kälteanlagen

Prof. Dr.-Ing. **H. Kruse** und Dipl.-Ing. **H. Kaiser**, Hannover

Zusammenfassung

Seit 1960 wird der Schraubenverdichter erfolgreich in der Kältetechnik eingesetzt. Besonders für große Leistungen hat er sich als schiebergesteuerter Verdichter einen festen Platz zwischen Hubkolben- und Turboverdichter gesichert. Mit dem Aufschwung in der Wärmepumpentechnik wurden die Schraubenverdichter laufend für einen kleineren Leistungsbe- reich angepaßt, was vor allem durch geänderte Rotorprofile möglich wurde. Diese kleineren Schrauben sind zum Teil aus den Luftschrauben- verdichtern entwickelt, besonders einfach im Aufbau und daher sehr zu- verlässig.

Im folgenden werden Messungen an einem Schraubenverdichter für die PKW- Klimatisierung im Vergleich zu einem Hubkolbenverdichter und einem ähn- lich verdichtenden Scrollverdichter vorgestellt. Darüber hinaus werden spezifische Eigenarten des Schraubenverdichters aufgezeigt.

1. Einleitung

Als Wärmepumpenverdichter kommen generell alle Kompressoren infrage, die bislang als Kältemittelverdichter bekannt sind.

Grundsätzlich lassen sich die Kältemittelverdichter in zwei Gruppen einteilen, in Kolbenverdichter, die nach dem Verdrängungsprinzip ar- beiten mit einem periodisch veränderlichen Arbeitsraum und in Turbo- verdichter mit einer dynamischen Verdichtung. Dazu läßt sich folgendes Einteilungsschema aufstellen (Abb. 1).

Die in diesem Rahmen besonders interessierenden Verdichtertypen sind in Abb. 1 umrahmt. Es sind zum einen der Hubkolbenverdichter zum anderen als ventillose Verdichter, die ebenfalls nach dem Verdrängungsprinzip arbeiten, der Schraubenverdichter als Zwei-Wellenmaschine oder als Mono- bzw. Single-Screw. Als relativ neuer Verdichter mit ähnlichem Ar- beitsprinzip ohne Ventile ist der Scrollverdichter seit kurzem auf dem Markt. Diese beiden Rotationsmaschinen werden z.T. als Alternative für

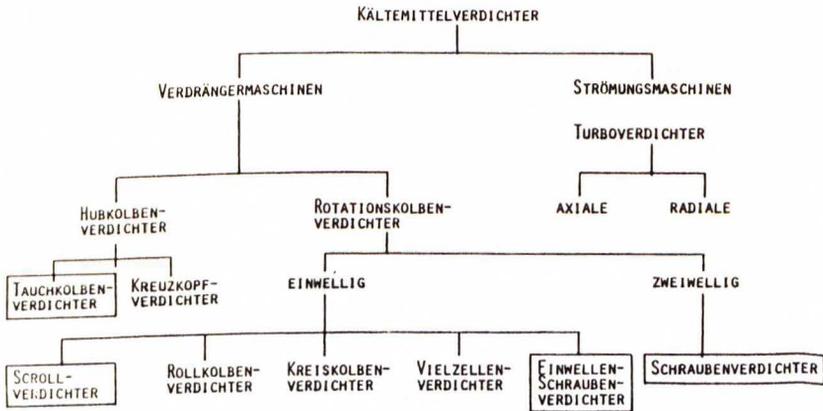


Abb. 1: Einteilung der Kältemittelverdichter

den Hubkolbenverdichter gebaut, wobei der Schraubenverdichter für den größeren, der Scrollverdichter mehr für den kleineren Leistungsbereich gedacht sind.

2. Bauformen von Schraubenverdichtern

Die ursprünglichen zweiwelligen Schraubenverdichter, die in der Kältetechnik 1960 zum ersten Mal eingesetzt wurden /1/, waren für größere Leistungen in der industriellen Kältetechnik etwa oberhalb von $500 \text{ m}^3/\text{h}$ bzw. 450 kW ausgelegt. Diese Verdichter sind mit Gleitlagern ausgerüstet und besitzen einen Steuerschieber zur Leistungsanpassung bei konstanter Drehzahl. Für die Kältetechnik wurden hauptsächlich öleingespritzte Verdichter verwendet, die gegenüber Trockenläufern folgende Vorteile aufweisen:

- einfacherer Aufbau, da Verzicht auf Synchronisierungsgetriebe, Hauptläufer treibt Nebelläufer an, das Öl schmiert die Zahnflanken der ineinandergreifenden Rotoren;
- ohne Synchronisierungsgetriebe wird der Verdichter kompakter, die Rotorwellen biegesteifer, somit größere Druckdifferenzen möglich;
- Kompressionsendtemperatur ist niedriger, da Öl Wärme aufnimmt, was insbesondere für das Kältemittel NH_3 mit seinem relativ hohen Isentropenexponenten von Bedeutung ist;
- bessere Abdichtung der Spalte, damit geringere Umfangsgeschwindigkeiten und geringeres Geräuschniveau vorhanden.

Von der traditionellen und aufwendigen Kälteschraube mit hoher Leistung weg, scheint der Trend derzeit mehr zum einfachen Schraubenverdichter hin zu gehen, der sich von den Luftschaubenverdichtern ableiten läßt. Dieser preiswertere Schraubenverdichtertyp ist im allgemeinen mit Öleinspritzung und z.T. auch mit Wälzlagern ausgerüstet und wird vom Hubvolumen ständig kleiner gebaut /2, 3/.

Spricht man vom Schraubenverdichter, so muß ergänzend der Mono- bzw. Single-Screw erwähnt werden. Dieser Verdichter ist zumindest als Luftverdichter in Japan sehr erfolgreich und erreicht dort ca. 50% der eingesetzten Schraubenverdichter.

Während bei den zweiwelligen Schraubenverdichtern eindeutig die Öleinspritzung dominiert, wird versucht, beim Monoscrew die Öleinspritzung durch flüssig eingespritztes Kältemittelkondensat zu ersetzen /4/.

3. Abgrenzung von Hubkolben- und Schraubenverdichtern im Bereich kleiner Leistungen

Innerhalb einer meßtechnischen Untersuchung wurden an der Abteilung Kältetechnik der Universität Hannover Messungen an Kältemittelverdichtern unterschiedlicher Bauart durchgeführt/5/, von denen hier insbesondere die Messungen an Schrauben-, Scroll- und Hubkolbenverdichtern interessieren.

Im Bereich der mobilen Kälteanlagen, z.B. für Kraftfahrzeug-Klimatisierung wurden bisher fast alle denkbaren Verdichterbauarten angewendet, wobei hier besonders japanische Hersteller zu erwähnen sind, die sich im Bau alternativer Verdichterbauarten besonders hervorgetan haben. So wurde vor einigen Jahren u.a. auch ein Schraubenverdichter mit nur 108 cm^3 Hubvolumen und ca. 47 mm Rotordurchmesser vorgestellt /6/. Zusätzlich zu diesem Schraubenverdichter wurde kürzlich ein Scrollverdichter auf den Markt gebracht, der ebenfalls ohne Ventile nach einem ähnlichen, jedoch radialen Verdrängungsprinzip arbeitet /7/. Zum Vergleich zu diesen beiden Verdichtern wurde ein Hubkolbenverdichter vermessen, der ebenfalls für den Einsatz in PKW-Klimaanlagen gedacht ist.

4. Beschreibung der untersuchten Verdichter

In einem vergleichenden Versuch wurden drei Kältemittelverdichter unter gleichen Betriebsverhältnissen bei Drehzahlvariation vermessen. Wegen der Notwendigkeit, die effektive Antriebsleistung erfassen zu können, wurden nur Verdichter der "offenen" Bauart ausgewählt.

4.1 Schraubenverdichter

Dieser Verdichter wurde 1980 vorgestellt /6/. Er besitzt ein asymmetrisches Läuferprofil und wird vom sechszahnigen Nebenläufer (1) angetrieben (Hauptläufer (2) vier Zähne). Die Rotoren sind wälzgelagert. Der Verdichter arbeitet mit Öleinspritzung aus dem Ölsumpf des integrierten Ölabscheiders. Das Öl wird aufgrund des Differenzdruckes eingespritzt. Das Hubvolumen des Verdichters beträgt 106 cm^3 .

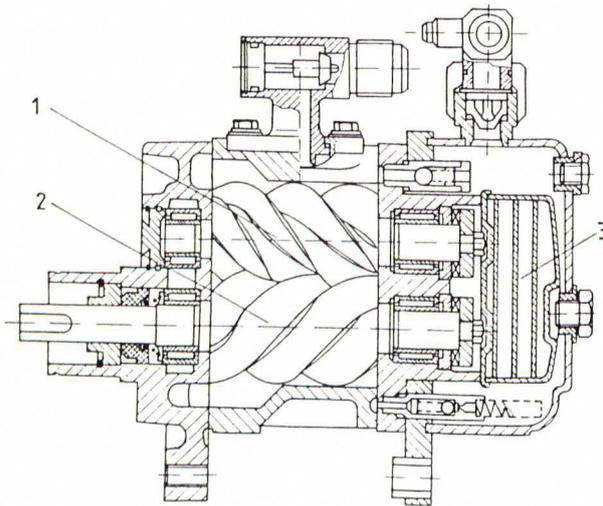


Abb. 2: Schraubenverdichter nach /6/

Hauptrotordurchmesser	47 mm
Läuferkombination	4 Haupt; 6 Nebenläuferzähne
Rotorprofil	unsymmetrisch
geom. Hubvolumen	106 cm^3
Umschlingungswinkel	250°
eing. Volumenverhältnis	5
Dauerhöchstdrehzahl	8000 min^{-1}

Tabelle 1: Daten des Schraubenverdichters

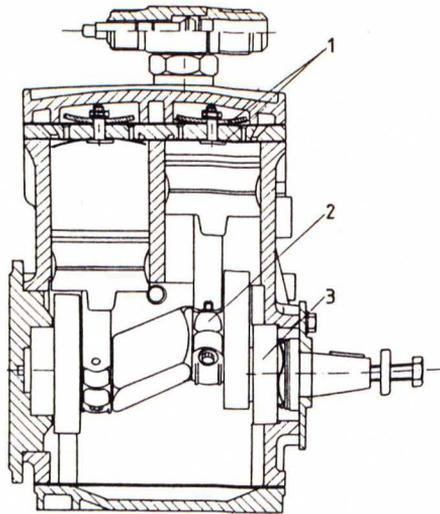


Abb. 4: Hubkolbenverdichter

Zylinderzahl	2
Hub	47,4 mm
Bohrungsdurchmesser	97,6 mm
geom. Hubvolumen	168 cm ³
rel. Schadvolumen	4,36 %
Anzahl der Kolbenringe per Kolben	1
Dauerhöchstdrehzahl	6000 min ⁻¹

Tabelle 2: Technische Daten des Hubkolbenverdichters

5. Meßergebnisse

Die Ergebnisse, die im folgenden gezeigt werden, sollen lediglich die einzelnen Verdichterbauarten "charakterisieren". Unterschiedliche Entwicklungs- und Optimierungsstadien lassen eine abstufende Bewertung nicht sinnvoll erscheinen.

Die Verdichter wurden auf einem der Leistung angepaßten Sekundärflüssigkeitskalorimeterprüfstand unter gleichen Bedingungen vermessen. Abb. 5 zeigt den Liefergrad in Abhängigkeit von der Drehzahl. Beim Schraubenvie auch beim Scrollverdichter ist der bessere Liefergrad vorrangig

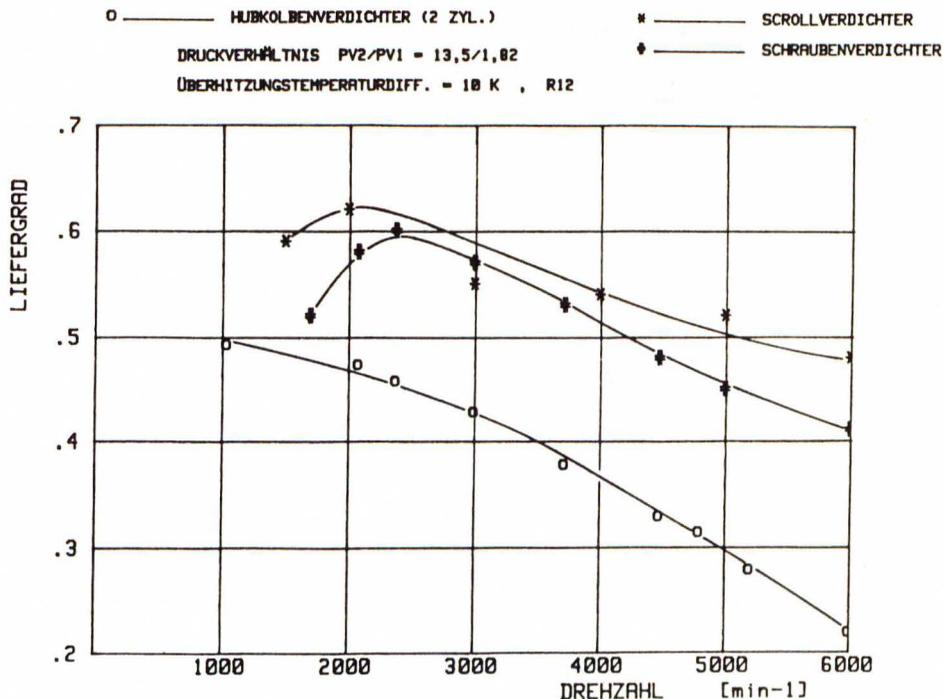


Abb. 5: Liefergrad als Funktion der Drehzahl

auf das Fehlen der Arbeitsventile zurückzuführen. Auffällig ist jedoch der z.T. beachtliche Liefergradabfall bei kleinen Drehzahlen, der auf innere Leckverluste zurückzuführen ist.

Mit steigender Drehzahl (Umfangsgeschwindigkeit) bleiben die absoluten Spaltverluste pro Zeiteinheit konstant, das durchgesetzte Volumen je Zeiteinheit hingegen nimmt zu, was zu einem Maximum des Liefergrades führt. Beim Hubkolbenverdichter ist der schlechtere Liefergrad auf die Drosselverluste in den Saug- und Druckventile zurückzuführen.

Infolge des günstigen Liefergradverhaltens können die Rotationskolbenverdichter daher bei gleicher Kälteleistung mit kleinerem Hubvolumen ausgerüstet werden und sind somit vom Bauvolumen im Vorteil.

Bei der Betrachtung des effektiven Gütegrades, der das Verhältnis von theoretisch isentroper Leistung zur effektiven Antriebsleistung darstellt (s. auch Abb. 6), zeigt sich jedoch in diesem Fall ein umgekehrtes

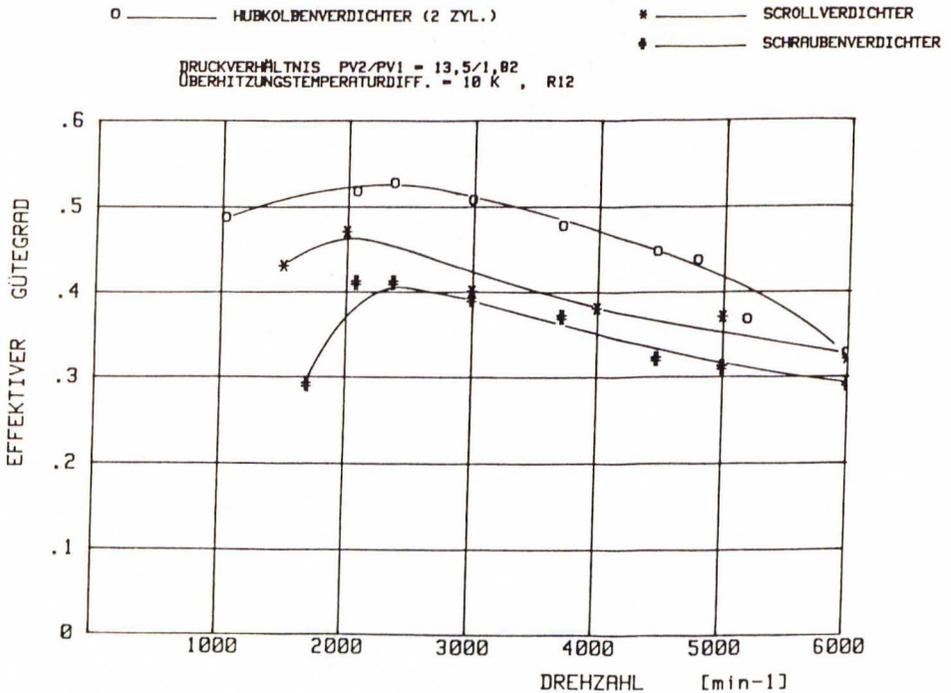


Abb. 6: Effektiver Gütegrad als Funktion der Drehzahl

Bild. Bedingt durch geringere indizierte Verluste weist der Hubkolbenverdichter den besseren Gütegrad auf, der aber aufgrund der Strömungsverluste in den Ventilen mit steigender Drehzahl stärker abfällt als beim Schrauben- oder Scrollverdichter.

Eine genauere Analyse der Verlustanteile ist nur anhand des p, v -Diagrammes möglich, das durch Indizieren der Verdichter gewonnen wird. Während ausgewertete Indikatordiagramme vom Hubkolbenverdichter aus eigenen Messungen und der Literatur vielfach bekannt sind, wurden bislang solche Messungen beim Schraubenverdichter zwar vorgenommen aber Ergebnisse einer Verlustaufteilung bislang nicht vorgestellt. Eine pauschale Aufteilung der Schraubenverdichterverluste kann anhand der Abb. 7 und Abb. 8 vorgenommen werden. Im Gegensatz zum Hubkolbenverdichter werden beim Schraubenverdichter die Verluste bei kleinen Drehzahlen vorrangig durch innere Leckverluste verursacht, die mit steigender

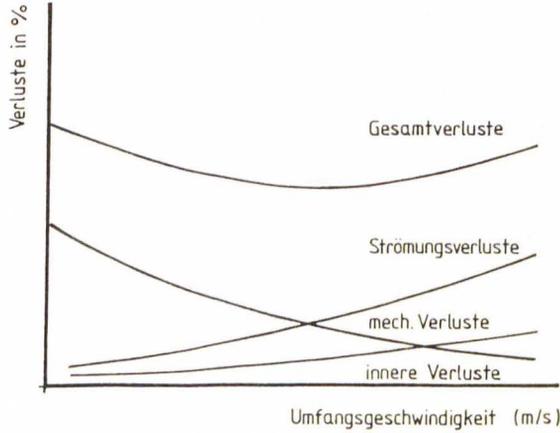


Abb. 7: Schematische Verlustaufteilung beim Schraubenverdichter

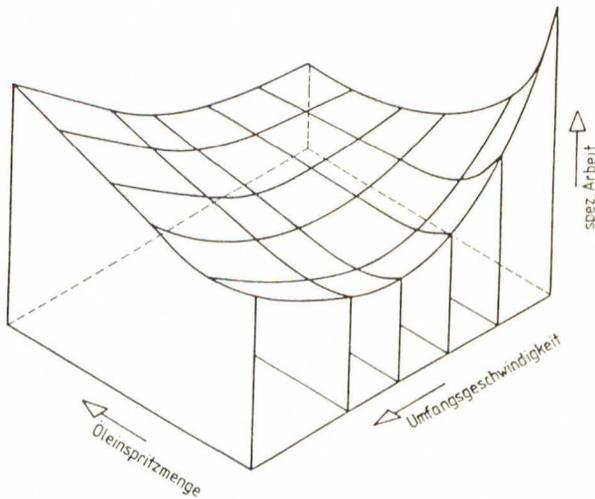


Abb. 8: Einfluß (schematisch) der Öleinspritzmenge

Drehzahl abnehmen. Während die Strömungs- und Reibungsverluste mit der Drehzahl ansteigen und somit die Gesamtverluste über der Umfangsgeschwindigkeit ein Minimum aufweisen, ist als weitere Komponente die Öleinspritzmenge zu beachten, die zur Verlustminimierung an die Umfangsgeschwindigkeit angepaßt werden muß. Ein ähnliches Bild ergibt sich auch beim Scrollverdichter, bei dem auch bei kleinen Drehzahlen vorrangig innere Leckverluste vorhanden sind.

Anhand der Ergebnisse aus Abb. 5 und Abb. 6 soll und kann hier keine einordnende Bewertung vorgenommen werden. Diese Ergebnisse mit einer Kleinstschraube zeigen aber deutlich, daß auch in diesem Leistungsbereich der prinzipiell bedingte Vorteil der ventillosen Bauart im vergleichsweise höheren Liefergrad zum Ausdruck kommt. Ob jedoch in dieser kleinen Schraube noch soviel Verbesserungspotential steckt, daß sie im effektiven Gütegrad mit dem Hubkolbenverdichter vergleichbar wird, kann nur anhand einer eingehenderen Analyse im Hinblick auf die fertigungstechnischen Möglichkeiten bezüglich der verwirklichtbaren Rotor-spiele festgestellt werden.

6. Indizierung von Schraubenverdichtern

Eine genaue Beurteilung des Verdichtungsprozesses ist nur anhand eines Indikatordiagrammes möglich. So hat es in der Vergangenheit nicht an Versuchen gefehlt, auch Schraubenverdichter zu indizieren /9, 10, 11/, wobei jedoch eine Analyse der p,V-Diagramme bislang nicht veröffentlicht wurde.

Grundsätzlich gibt es bei Rotationskolbenmaschinen, bei denen der Arbeitsraum mit dem Läuferwinkel umläuft, wobei bei Schraubenverdichtern die rotatorische und gleichzeitig axiale Bewegung des Arbeitsraumes zu beachten ist, zwei Möglichkeiten den Arbeitsprozeß zu erfassen:

- mit Einbau von in der Regel 4 Druckgebern im Rotorgehäuse,
- oder mit 2 bis 4 Druckgebern im Haupt- und/oder Nebenläufer.

Das Signal bei den im Läufer mitrotierenden Druckgebern (auf Dehnmeßstreifenbasis) wird mittels Schleifring- oder Quecksilberdrehüberträgern von der rotierenden Welle abgenommen.

Ein Beispiel für ein mit zwei im Läufer rotierenden Gebern aufgenommenes Druck-Zeit-Diagramm und das daraus abgeleitete Druck-Volumen-Diagramm eines Schraubenverdichters zeigt Abb. 9 aus /10/.

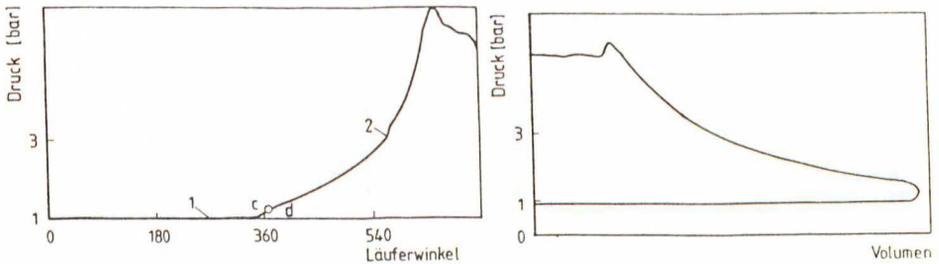


Abb. 9: Gemessenes Druck-Zeit- und Druck-Volumen-Diagramm eines Schraubenverdichters nach /10/

7. Gegenüberstellung von Schrauben- und Hubkolbenverdichter

7.1 Leistungsabgrenzung

Durch den vermehrten Einsatz von Schraubenverdichtern kleinerer Größe tritt eine stärkere Überschneidung der Einsatzgrenzen von Schrauben- und Hubkolbenverdichtern auf. Konnte der Schraubenverdichter bislang im Leistungsbereich zwischen Hubkolben- und Turboverdichter angesiedelt werden (Abb. 10), so zeigen jüngste Beispiele /2, 3/, daß durch entsprechende konstruktive Maßnahmen (z.B. optimiertes Läuferprofil) Schraubenverdichter auch kleinerer Leistung sinnvoll einsetzbar sind. Hier wurden speziell einfach gebaute Schraubenverdichter auf dem Markt vorgestellt, die in erster Linie preiswert und zuverlässig sein sollen.

7.2 Zuverlässigkeit

In einer 1977 vorgestellten Studie über vergleichende Zuverlässigkeiten von Hubkolben- und Schraubenverdichtern /9/ konnte gezeigt werden, daß die Ausfallwahrscheinlichkeit beim Hubkolbenverdichter ein mehrfaches der des Schraubenverdichters beträgt. Dieses Verhalten ist vorrangig auf die Anzahl der Bauteile zurückzuführen, wobei der Hubkolbenverdichter 14, der Schraubenverdichter nur 6 wesentliche Baugruppen besitzt.

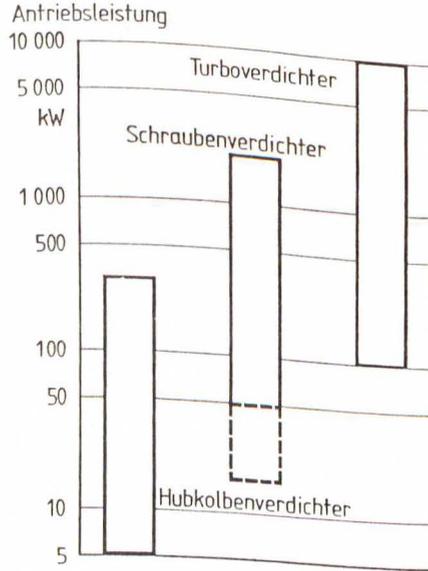


Abb. 10: Leistungsbereich verschiedener Kältemittelverdichter

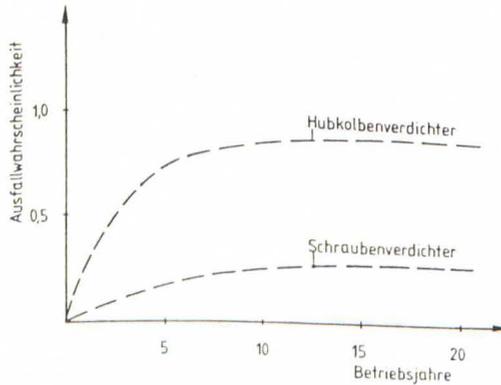


Abb. 11: Gegenüberstellung des Ausfallverhaltens nach /9/

Während des betrachteten Zeitraumes führten beim Hubkolbenverdichter bis auf die Ölpumpe alle Bauteile mindestens einmal zum Ausfall der Verdichter, beim Schraubenverdichter dagegen bestimmte lediglich die Ölpumpe das Gesamtausfallverhalten.

Daraus abgeleitet lassen sich für die Schraubenverdichter mit Wälzlagern auch bei Mangelschmierung extrem hohe Zuverlässigkeiten vorhersagen, die von Hubkolbenverdichtern nicht erreicht werden dürften. Solche "einfachen" Schraubenverdichter mit relativ kleinen Läuferdurchmessern werden mittlerweile von fast allen namhaften Schraubenverdichtertherstellern gebaut.

7.3 Schmierung

Bei der Schmierung der Schraubenverdichter wird vermehrt der Einsatz von synthetischen Ölen vorgesehen, speziell beim Einsatz in Luft-Wasser-Wärmepumpenanlagen und hohen Verflüssigungstemperaturen. Wegen der hohen Öllöslichkeit im Hochdruckölabscheider und den relativ hohen Öltemperaturen ist es schwierig, eine ausreichende Ölviskosität für die Schmierung zu erzielen /13/. Für eine ausreichende Schmierung ist ein Minimalwert der dynamischen Viskosität von ca. 10 cP beim Einsatz in Schraubenverdichtern nötig. Daher werden in solchen Wärmepumpenanlagen vermehrt synthetische Öle wie Poly-alpha-olefine oder Polyglycole eingesetzt. Hier besteht jedoch das Problem, daß bislang kaum ausreichende Daten bezüglich Ölviskosität, Dampfdruckverhalten und Löslichkeit von Gemischen aus Kältemittel und Synthetikölen vorhanden sind. Daher ist an der Abteilung Kältetechnik der Universität Hannover damit begonnen worden, diese Daten meß- und rechentechnisch zu ermitteln. In Abb. 12 ist als Beispiel die kinematische Viskosität für verschiedene Gemische von Kältemitteln und Synthetikölen (auf Poly-alpha-olefin-Basis) aufgetragen.

Während der eigentliche Schraubenverdichter im Vergleich zum Hubkolbenverdichter kleiner baut, vergrößert bei den öleingespritzten Schrauben das Ölabscheidersystem das Bauvolumen des Schraubenverdichters um ein vielfaches. Es kann zwar davon ausgegangen werden, daß moderne Ölabscheider Wirkungsgrade von annähernd 98% erreichen, so daß bei Schraubenverdichteranlagen ähnlich hohe Ölgehalte vorhanden sind wie in Anlagen mit Hubkolbenverdichtern, aber das höher viskose Öl für die Schraubenverdichter kann bei der Ölrückführung aus dem Verdampfer bei tiefen Temperaturen größere Schwierigkeiten bereiten.

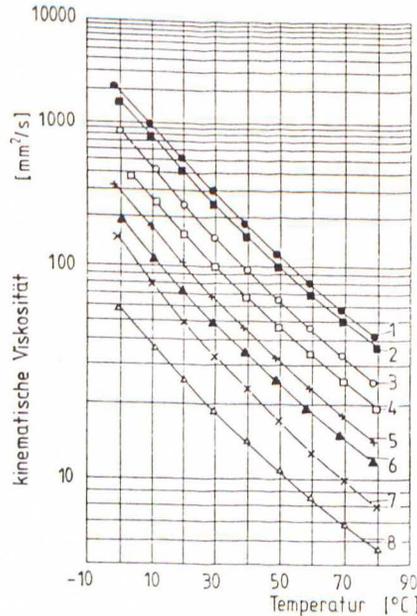


Abb. 12: Viskosität von binären Öl-Kältemittel-Gemischen nach /13/

- | | |
|-------------------------|-------------------------|
| 1. 90% Öl und 10% R 114 | 5. 70% Öl und 30% R 114 |
| 2. 90% Öl und 10% R 12 | 6. 70% Öl und 30% R 12 |
| 3. 80% Öl und 20% R 114 | 7. 60% Öl und 40% R 114 |
| 4. 80% Öl und 20% R 12 | 8. 60% Öl und 40% R 12 |

7.4 Teillastverhalten

Beim Schraubenverdichter werden in der Regel zwei Arten des Teillastbetriebes durchgeführt. Bei schiebergesteuerten Schrauben kann durch ein Verstellen des Schiebers eine kontinuierliche Teillastregelung bis zu ca. 20% erfolgen. Dabei wird ein Teilstrom des angesaugten Dampfes zur Saugseite zurückgeführt. Zusätzlich ändert sich das eingebaute "Volumenverhältnis". Als zweite Alternative besteht die Möglichkeit durch Variation der Drehzahl eine Leistungsanpassung vorzunehmen.

Betrachtet man nur den eigentlichen Verdichter, so verschlechtert sich die Leistungszahl bei Schieberregelung entsprechend Abb. 13. Mit wachsender Teillast sind zunächst die saugseitigen Drosselverluste der umgelenkten Strömung maßgebend, die eine nur leichte Leistungszunahme bewirken. Die Leistungszahl sinkt nur wenig.

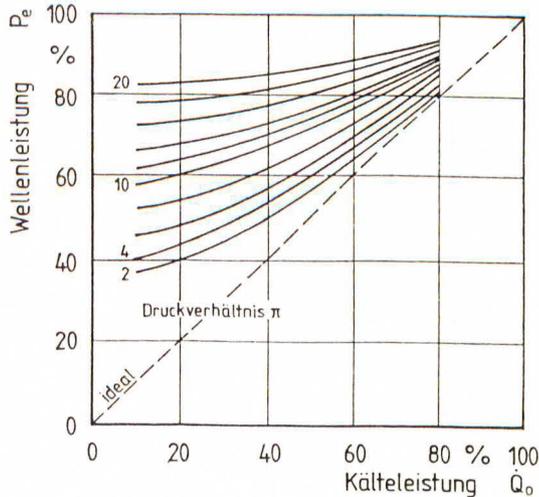


Abb. 13: Teillastverhalten nach /15/ eines Schraubenverdichters als Funktion des Druckverhältnisses

Wird der Schieber weiter verschoben, überwiegen die Verluste aufgrund des sich ändernden Volumenverhältnisses. Die erforderliche Nutzleistung nimmt nur noch sehr schwach mit sinkender Kälteleistung ab, wobei sich die Leistungszahl stärker verschlechtert.

Verglichen mit der Rückstromregelung beim Schraubenverdichter schneidet der Hubkolbenverdichter bei Zylinderabschaltung durch Abheben der Saugventile oder Absperrern des Saugstromes etwas besser ab (s. Abb. 14), wobei auch hier keine ideale Leistungszahländerung auftritt /14/. Reibungs- und Drosselverluste bleiben bestehen. Zusätzlich ist nur eine stufenweise Regelung möglich.

Bei der Drehzahlregelung (s. Abb. 15) wird die Leistungszahl des Schraubenverdichters ebenfalls schlechter, wenn auch geringer als bei der Schiebersteuerung. Hier überwiegen bei zu kleiner Drehzahl die Leckverluste. Beim Hubkolbenverdichter verringern sich mit sinkender Drehzahl die Drosselverluste in den Ventilen, so daß der Teillastwirkungsgrad besser wird.

Bewertet man das Teillastverhalten des Schraubenverdichters, so ist eine Leistungsregelung bis ca. 60% mit nur geringen Leistungszahleinbußen verbunden. Das Teillastverhalten ist jedoch von untergeordneter Bedeutung, betrachtet man das Einsatzgebiet von Schraubenverdichtern. In Wärmepumpen wird vermehrt eine Leistungsregelung durch Ein/Aus-Betrieb im

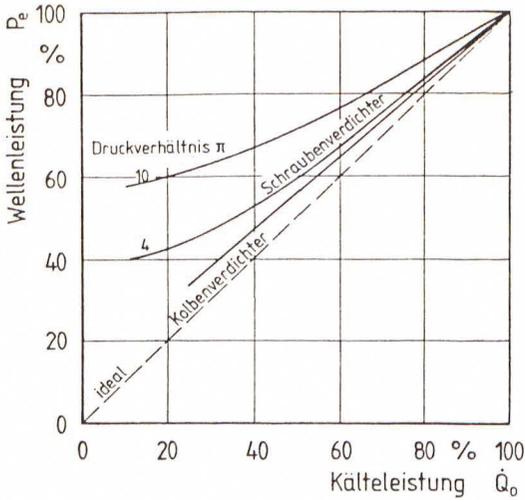


Abb. 14: Vergleich der Rückstromregelung nach /16/

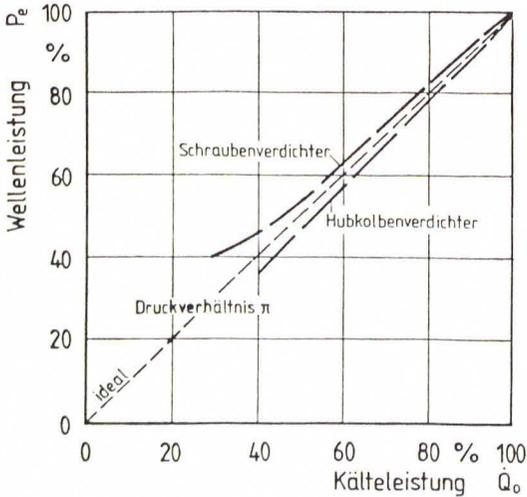


Abb. 15: Einfluß der Drehzahlregelung

Zusammenhang mit einem Speicher durchgeführt, während bei Kälteanlagen die Leistung auf mehrere Einheiten verteilt wird. Das hat den Vorteil, daß Verdichter und auch Antriebsaggregat länger im optimalen Vollastbetrieb arbeiten.

8. Schlußbetrachtung

Der Schraubenverdichter stellt als Kältemittelverdichter eine hochentwickelte Maschine dar, die nicht zuletzt durch moderne Berechnungsverfahren ständig verbessert wurde. Zudem ist ein Trend vorhanden, den Schraubenverdichter auch für kleinere - bisher dem Hubkolbenverdichter vorbehaltenen Leistungsbereiche - zu fertigen. Diese "Mini-Schraubenverdichter" sind z.T. aus der Lufttechnik abgeleitet und zeichnen sich neben einem einfachen Aufbau vor allem durch hohe Zuverlässigkeit aus. Als drehzahl geregelter Verdichter eignet sich dieser Verdichtertyp besonders in Wärmepumpenanlagen, die verbrennungsmotorisch angetrieben werden.

9. Literatur

- /1/ Linneken, H.: Schraubenkompressoren für Kälteanlagen.
Kältetechnik-Klimatisierung, 22. Jhrg., Heft 4/1970
- /2/ Miyagawa, M.; Mitoya, T.: Refrigerating Screw Compressor and Related Applications.
Hitachi Review, Vol. 30/1981, No. 1
- /3/ Stenzel, B.: Schraubenverdichter für Kälte- und Wärmepumpenanlagen.
Ki Klima-Kälte-Heizung, 10/1983
- /4/ Zimmern, B.: From Water to Refrigerant: Twenty Years to Develop the Oil Injection Free Single Screw Compressor.
Proceedings of the 1984 Compressor Technology Conference at Purdue
- /5/ Kaiser, H.; Kruse, H.: An Investigation on Reciprocating and Rotary Refrigeration Compressors.
Proceedings of the 1984 Compressor Technology Conference at Purdue
- /6/ Fukazawa, Y.; Ozawa, U.: Small Screw Compressor for Automobile Air-Conditioning Systems.
Proceedings of the 1980 Compressor Technology Conference at Purdue
- /7/ Kaiser, H.: Der Spiralverdichter - eine Rotationskolbenmaschine mit wesentlichen Vorteilen.
CCI, Clima Commerce International, 5/1984

- /10/ v. Stavinstyjt, u.a.: Meßsystem für die Indizierung des Betriebsprozesses von Schraubenverdichtern.
Cheminescoe nef. mas. 1975, No. 2 (russ.)
- /11/ Keijer, J.T.; v.d.Meer, U.: Theoretical and Experimental Investigations of the Monoscrew Compression Process.
Proceedings of the XV. IIR-Congress, Venedig, 1979
- /12/ Brand, H.: Vergleichende Zuverlässigkeitsuntersuchung von Kältekompressoren auf Kühlschiffen.
DKV-Tagungsband, Hannover, 1977
- /13/ Kruse, H.; Schroeder, M.: Fundamentals of Lubrication in Refrigerating Systems and Heat Pumps.
ASHRAE-Meeting, Kansas-City, 1984
- /14/ Holdack-Janssen, H.; Kruse, H.: Continuous and Discontinuous Capacity Control for High Speed Refrigeration Compressors.
Proceedings of the 1984 Compressor Technology Conference at Purdue
- /15/ Fleming, A.K.: Energy Efficiency Performance of Large Refrigeration Compressors.
Proceedings of the XIV. IIR-Congress, Delft, 1978
- /16/ Bothe, A.; Paul, J.: Kolben- und Schraubenverdichter in der Kälte-, Wärme- und Klimatechnik.
Ki Klima-Kälte-Heizung, 6/1983