

Vi-geregelter Kältemittelschraubenkompressor auf Schiffen

Dipl.-Ing. **D. Mosemann** und Dipl.-Ing. **P. Kolberg**, Berlin, DDR

Zusammenfassung

Die Spezifik der Kälteanlagen auf Schiffen begründet den Einsatz von Schraubenverdichtern mit Vi-Verstellung. Durch Vi-Anpassung fallen wesentlich niedrigere Energiekosten an. Der Schraubenverdichter der Kühlautomat Berlin GmbH arbeitet mit Vi-Verstelleinrichtungen, bei denen der radiale Auslaßflächenanteil durch Verschieben des Regelschieberanschlages verändert wird. Der erreichbare Maximalwert für das Vi hängt von der Zähnezahlkombination ab. Für die wirtschaftlichste Betriebsweise wird ein Diagramm zur Auswahl der Vi-Werte in Abhängigkeit von Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen angegeben. Zwei Schraubenverdichter-Konstruktionen mit Vi-Verstellung werden vorgestellt.

Summary

The specific character of marine refrigeration equipment requires the use of screw compressors with Vi setting. Vi adaptation leads to much lower energy costs. Screw compressors of Kühlautomat Berlin Ltd. operate with Vi setting devices, where the radial delivery areal portion is changed due to the displacement of control slide stop. The maximum attainable value for Vi depends on the lobe number ratio. For the most efficient mode of operation there is on the temperatures of evaporation and condensation. There are presented two screw compressor constructions with Vi setting.

1. Einleitung

Seit Produktionsbeginn im Jahre 1968 hat sich die Kühl-
 automat Berlin GmbH in Osteuropa zum größten Hersteller
 für überflutete leistungsgeregelte Kältemittelschrau-
 benverdichter entwickelt.

Bisher wurden fast 10.000 Schraubenverdichter im Lei-
 stungsbereich zwischen 350 m³/h und 2240 m³/h für den
 Einsatz in der Land- und Schiffskälte sowie in der che-
 mischen Industrie gebaut. Das größte Marktsegment wurde
 jedoch bei der kältetechnischen Ausrüstung von Fische-
 reifahrzeugen in der DDR, in Polen und in der UdSSR
 belegt. In den zurückliegenden 20 Jahren wurden allein
 für den DDR-Schiffbau über 200 Fischereischiffe vom Typ
 Atlantik - Supertrawler mit jeweils 5 Schraubenver-
 dichtern und über 160 Fischereischiffe vom Typ Gefrier-
 trawler mit jeweils 7 Schraubenverdichtern sowie fast
 100 Kühl- und Transportschiffe mit jeweils 4 bis 5
 Schraubenverdichtern ausgerüstet.

2. Betriebszustände des Kältemittel-Schraubenverdichters

Die Kältemittelverdichtung ist nicht mehr auf das tra-
 ditionelle Einsatzgebiet der Kältetechnik beschränkt.
 Die Verdampfungstemperaturen zwischen -55°C für spe-
 zielle Gefrierapparate und +30°C in Wärmepumpenanlagen
 bilden derzeit die Grenzwerte für den Schraubenver-
 dichtereinsatz, der im Linde-Kaltdampfprozeß betrieben
 wird. Zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit wurden
 zur Carnotisierung der Kreisprozesse mehrstufige Kälte-
 anlagen mit Economizerkopplungen gebaut. Die möglichen
 Druckverhältnisse $\pi = p_k/p_0$ sind für das Kältemittel
 Freon 22 (R22) in Bild 1 dargestellt.

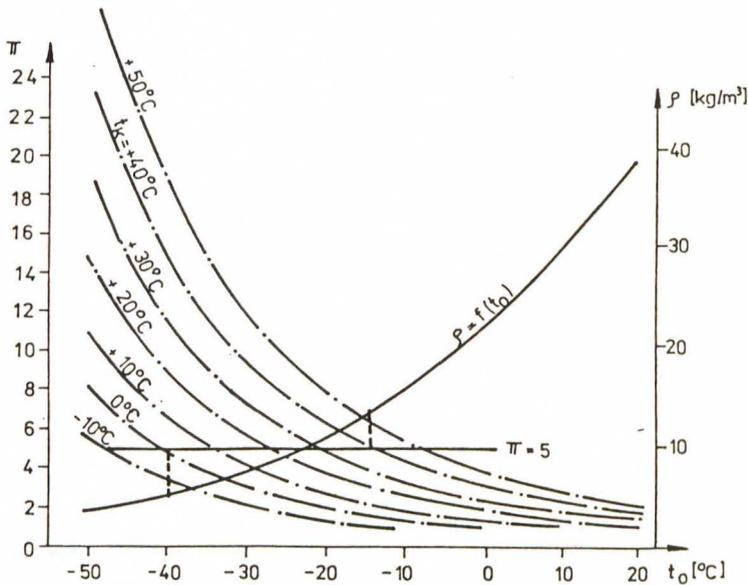


Bild 1: Bereich der Druckverhältnisse im Kältemittelschraubenverdichter für R22

Figure 1: Pressure ratio range in the refrigerant screw compressor for R22

Bei einem Betriebsdruckverhältnis $p_K/p_0 = 5$ sind z. Bsp. die zwei Fahrpunkte $t_0/t_K = -40^\circ\text{C}/+3^\circ\text{C}$ (Niederdruckstufe mit $p_K/p_0 = 5$) und $t_0/t_K = -15^\circ\text{C}/+40^\circ\text{C}$ (einstufiger Kältebetrieb mit $p_K/p_0 = 5$) möglich, bei denen durch den Schraubenverdichter einer Baugröße ein Massenstrom gefördert wird, der sich um den Faktor 2,7 unterscheidet. Das Betriebsdruckverhältnis bewegt sich je nach Einsatzzweck des Schraubenverdichter in sehr weiten Grenzen zwischen Werten unter 3 (Klimaanlage) und über 15 (einstufige Betriebsweise im Kältebetrieb). Die Einsatzgebiete sind aus Bild 2 zu entnehmen.

Die Einsatzgebiete sind aus Bild 2 zu entnehmen.

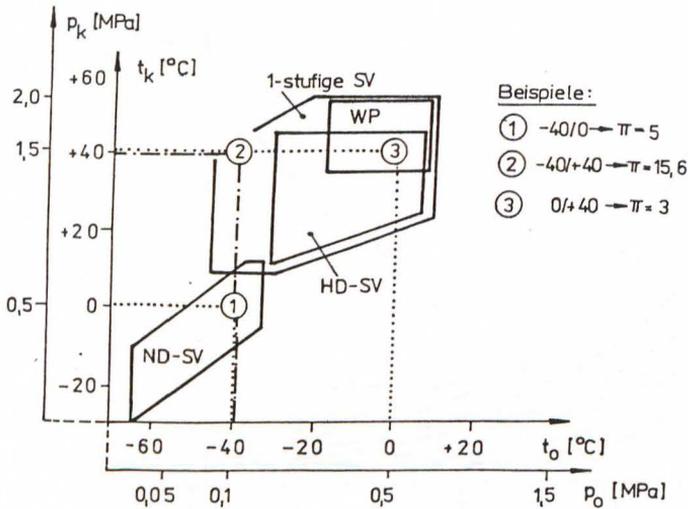


Bild 2: Einsatzgrenzen des Kältemittel-Schraubenverdichters

Figure 2: Limits of use of the refrigerant screw compressor

3. Das innere Volumenverkleinerungsverhältnis V_i

Die Anpassung der inneren Verdichtung an das äußere Druckverhältnis erfolgt im Schraubenverdichter im Unterschied zu HKV durch die Auswahl eines Schraubenverdichters mit einem bestimmten V_i für einen konkreten Einsatzfall in Abhängigkeit von Ansaugdruck und Gegen- druck, bei Kältemittel-Schraubenverdichtern im allge- meinen in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur t_0 und von der Kondensationstemperatur t_k .

Zur Anpassung der inneren Verdichtung an die konkreten Einsatzbedingungen wurde im allgemeinen zwischen 3 V_i ausgewählt ($V_i = 2,6; 3,6; 4,8$).

Der Wert V_i ist definiert als das geometrische Volumenverkleinerungsverhältnis aus Zahnlückenvolumen beim Schließzeitpunkt der Zahnücke gegenüber der Saugseite geteilt durch das Zahnlückenvolumen zum Öffnungszeitpunkt der Zahnücke zum Auslaßkanal.

V_i ist damit ein Maß für die innere Verdichtung des angesaugten Arbeitsmediums. Bei Abweichungen der Betriebsbedingungen vom projektierten Einsatzpunkt ist deshalb beim Schraubenverdichter mit mehr oder weniger großem Abfall des Gütegrades der Verdichtung zu rechnen. Bei Schraubenverdichtern in Anlagen mit unveränderlichen oder geringen Schwankungen der Einsatzbedingungen ist die durch die Auswahl des V_i getroffene Festlegung der inneren Verdichtung energetisch nicht mehr zu verbessern.

In Kälteanlagen, die auf Schiffen betrieben werden, ist die Situation anders. Hier liegt die Seewassertemperatur je nach Position des Schiffes zwischen etwa $+3^{\circ}\text{C}$ in arktischen Gewässern und $+32^{\circ}\text{C}$ in tropischen Gewässern. Da Schiffsgeschwindigkeiten von 20 Knoten üblich sind, kann das Schiff in 24 Std. Entfernungen von fast 1000 km überwinden, so daß sich die Kondensationstemperaturen relativ schnell ändern können. Bei einer Verdampfungstemperatur von -40°C , wie sie für die Gefriergutlagerung (Fleisch oder Fisch) üblich ist, ändert sich das Betriebsdruckverhältnis, durch die Kühlwassertemperaturen bedingt, zwischen etwa 6,3 und 15 (s. a. Bild 1). Die Verdichtung des Arbeitsmediums wird im Schraubenverdichter unabhängig vom Kondensationsdruck durchgeführt. Der erreichbare maximale Kammerdruck durch innere Verdichtung ist im wesentlichen durch den Ansaugzustand des Arbeitsmediums und durch den Wert V_i vorbestimmt, so daß die Abweichung zwischen Kondensationsdruck und Kammerdruck zum Öffnungszeitpunkt der Zahnücke zum Auslaßkanal hin zu energetischen Mehraufwendungen führen.

Die Mehrarbeitsflächen sind vereinfacht in den p, v -Diagrammen in Bild 3 dargestellt.

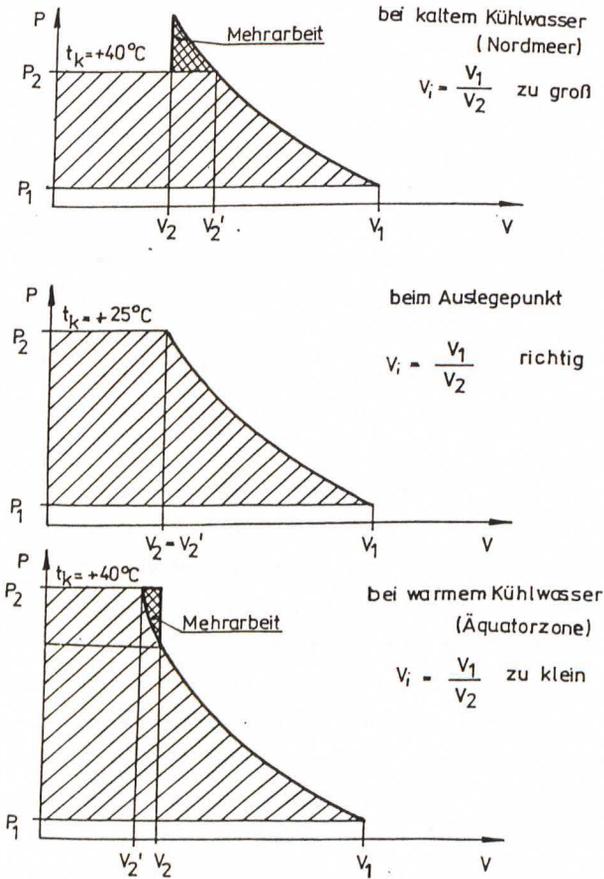


Bild 3: Vereinfachte p, v -Diagramme für Schraubenverdichter mit festem v_i

Figure 3: Simplified p - and v diagrams for screw compressors

Analog erhöht sich der Energieverbrauch, wenn die Verdampfungstemperatur geändert wird.

In Bild 4 ist aus Meßergebnissen einer ausgeführten R22-Kälteanlage der Energiemehrverbrauch für einen Schraubenverdichter mit einem theoretischen Volumenstrom von $770 \text{ m}^3/\text{h}$ dargestellt.

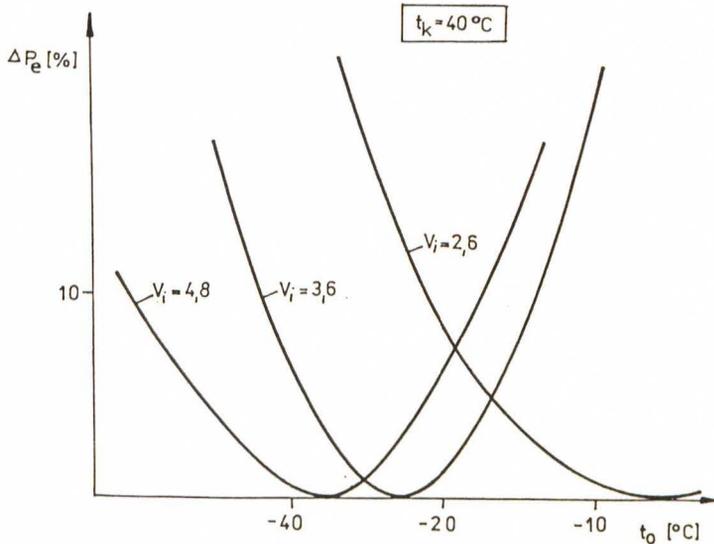


Bild 4: Energiemehrverbrauch bei Abweichungen des Betriebszustandes vom eingebauten V_i

Figure 4: Additional energy consumption at deviations of the operational conditions from the fixed V_i

Auf der Ordinate ist die prozentuale Energieverbrauchs-zunahme für Schraubenverdichter mit festem V_i , bezogen auf Schraubenverdichter mit dem an den jeweiligen Betriebszustand angepaßten V_i , dargestellt. Auf der Abszisse ist die Verdampfungstemperatur aufgetragen. Zu jedem V_i -Wert gibt es nur einen optimalen Betriebszustand, da das Diagramm nur für eine Kondensationstemperatur erstellt wurde.

Bei Abweichungen der Verdampfungstemperatur vom Optimalpunkt steigt der Energiebedarf erheblich an. Deshalb ist bei ständiger Anpassung des V_i -Wertes an den Betriebszustand eine beachtliche Energieeinsparung möglich.

An zwei Einsatzfällen, die für Schiffsobjekte typisch sind, wird deutlich, daß die Notwendigkeit der V_i -Anpassung besteht:

Einsatzfall 1:

Kälteanlage mit Schraubenverdichter in einem Kühl- und Transportschiff, mit dem wahlweise Obst und Fleisch transportiert werden kann.

Verdampfungstemperatur für Obstlagerung $t_w = -5^{\circ}\text{C}$

für Fleischlagerung $t_w = -40^{\circ}\text{C}$

Ausgewählt und eingesetzt wurde ein Schraubenverdichter mit $V_i = 3,6$ und einem Förderstrom von $770 \text{ m}^3/\text{h}$. Gegenüber einer V_i -Anpassung an den Betriebszustand $t_w = -40^{\circ}\text{C}/t_k = +40^{\circ}\text{C}$ benötigt der Schraubenverdichter 8% (+9,2 kW) mehr Energie.

Bei $t_w = -5^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}$ erhöht sich der Energieverbrauch um 14% (+24,5 kW). Bei 5000 Betriebsstunden pro Jahr und zeitgleichem Transport für Obst und Fleisch ergibt sich ein durchschnittlicher Energiemehrbedarf von 11,6%. Das sind im Jahr 84250 kWh (oder 20 t Treibstoff), die im Schiff über die Energieumwandlungsstrecke Öl-Elektroenergie bereitgestellt werden müssen.

Einsatzfall 2:

- Ein Verdichter soll bei $t_0/t_k = -40^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}$ und bei $t_0/t_k = 0/+40^{\circ}\text{C}$ (Reservebetrieb eines einstufig arbeitenden Schraubenverdichters als Hochdruckmaschine) betrieben werden.

Es gab folgende Alternativen:

- a) Der Verdichter wird beim Projektpunkt ausgelegt, also mit $V_i = 4,8$.
- b) Der Verdichter wird mit $V_i = 3,6$ ausgerüstet.

Im Fall a) tritt im Reservebetrieb ein Energiemehrverbrauch von 30% gegenüber dem notwendigen V_i von 2,6 auf.

Im Fall b) benötigt der Verdichter bereits beim Projektpunkt eine erhöhte Antriebsleistung.

Bei $t_0/t_k = -40/+40^{\circ}\text{C}$ sind es + 7,5% (+ 9 kW) und bei $t_0/t_k = 0/+40^{\circ}\text{C}$ sind es + 20% (+32 kW), die gegenüber den erforderlichen V_i -Werten von 4,8 bzw. 2,6 aufgewendet werden müssen.

4. V_i -Änderung

Für die polytrope Zustandsänderung ließe sich der Wert $V_{i,th}$ aus dem Druckverhältnis p_k/p_0 zwischen Druckleitung und Saugleitung des Schraubenverdichters ermitteln.

$$V_{i,th} = \left(p_k / p_0 \right)^{1/n} \quad (1)$$

Zwei extreme Möglichkeiten zur Festlegung von n bestehen:

- a) Der Adiabatenexponent κ wird für R22 (ohne Ölanteil) mit 1,18 angenommen, da zwischen Öl und R22 aufgrund des Öltropfenspektrums und des raschen Ablaufes der Verdichtung kein Wärmeaustausch erfolgt.
- b) Vollständiger Wärmeaustausch durch Sonderbehandlung des zugeführten Ölstromes (Feinstzerstäubung).

Hier wäre die Beziehung

$$n = \kappa^* = \frac{1}{1 - \frac{R}{c_{pKM} + k \cdot c_{öl}}} \quad (2)$$

anzusetzen.

κ^* ist kleiner als κ und liegt für übliche Ölinjektionsmengen zwischen 1,05 und 1,1. Dadurch erhöht sich $V_{i,eff}^*$ gegenüber V_i .

Der mittlere Polytropenexponent n wird jedoch von κ und von κ^* abweichen.

Das für die energetisch günstige Betriebsweise erforderliche tatsächliche $V_{i,eff}$ ist jedoch kleiner als V_i wie Messungen zeigen, da der Auslaßvorgang dynamisch abläuft und in Relation zur geometrischen Volumenverkleinerung der Zahnücke gesehen werden muß. Werden die geometrische Volumenverkleinerung der Zahnücke ΔV_k (α) und die Auslaßfläche A (α) in Abhängigkeit vom Hauptrotordrehwinkel linearisiert, wird:

$$V_k(\alpha) = V_0 - k_1 \cdot \alpha \quad (3)$$

$$dV_k = -k_1 \cdot d\alpha = -k_1 \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot dt \quad (3a)$$

und $A(\alpha) = k_2 (\alpha - \alpha_0) \quad (4)$

Die Ausströmgeschwindigkeit c_a hat dann bei hydraulischer Betrachtung die Größe

$$c_a = \frac{k}{\alpha - \alpha_0} \quad (5)$$

Das bedeutet:

1. Zu Beginn des Auslaßöffnens treten die größten Drosselverluste auf.
2. Die zur Entleerung der Zahnücke erforderliche Druckdifferenz $p_k - p$ hat in jeder Winkelstellung einer betrachteten Zahnücke des Hauptrotors eine andere Größe.
3. Die Drosselverluste beim Ausströmen des Arbeitsmediums aus der Zahnücke sind so groß, daß der Druck in der Zahnücke unmittelbar nach dem Öffnen des Auslasses noch ansteigt, da das abströmende Volumen kleiner ist als die geometrische Volumenverkleinerung.
4. Bei gleichem Öffnungswinkel, also gleichem V_i , sind die Drosselverluste nicht konstant, da sich die Dichte des Arbeitsmediums mit dem Ansaugzustand ändert.
5. Die Drosselverluste ändern sich mit dem Wert V_i bei sonst gleichen Bedingungen, da sich der Flächenverlauf $A(\alpha)$ ändert.

6. Zwischen Kammerdruck zum Öffnungszeitpunkt des Auslasses und Druck im Druckstutzen des Schraubenverdichters ist die Druckdifferenz für verschiedene Betriebszustände nicht konstant.

Diese Aussagen lassen die Schlußfolgerung zu, daß eine Einstellung des für den niedrigsten Energieverbrauch geforderten V_i -wertes weder durch ein theoretisches Druckverhältnis noch durch die Regelung der Druckdifferenz zwischen Druckrohr des Schraubenverdichters und Zahnücken möglich ist.

Deshalb werden experimentell ermittelte Werte verwendet, die vom Druck auf der Saugseite und vom Druck auf der Druckseite des Schraubenverdichters ausgehen (siehe auch Bild 9).

5. Möglichkeiten der V_i -Änderung

Durch die Autoren (Kühlautomat Berlin GmbH) wurden 1975 zwei grundlegende Varianten der V_i -Verstellung entwickelt (1,2). Die technische Ausführung der V_i -Verstellung gemäß (1), bei der der radiale Auslaßflächenanteil durch axiales Verschieben des Regelschieberanschlages verändert wird, wird derzeit in allen bekannten SV-Konstruktionen mit V_i -Verstellung eingesetzt (siehe auch Bild 8). Da durch die Lage des Regelschieberanschlages der Wert V_i festgelegt wird (in der Vollaststellung des Regelschiebers) und die Lage des Regelschiebers auch den Teillastbetrieb ermöglicht, wird diese technische Lösung als kombinierte Teillast- V_i -Verstellung bezeichnet.

Die zweite Variante beinhaltet eine technische Lösung zur Veränderung der axial an die Rotoren angrenzenden Auslaßkanalteile durch Verschieben von Steuerscheiben, die konzentrisch zu den Rotordrehachsen in der druckseitigen Gehäuseendwand angeordnet sind.

Die axiale Änderung des Auslaßflächenanteils ist unabhängig von der Position des Regelschiebers möglich. Dadurch kann der Wert V_i auch im Teillastgebiet an den jeweiligen Betriebszustand in weiten Bereichen angepaßt werden. Eine weitere technische Möglichkeit zur V_i -Änderung ist durch zusätzliche Auslaßventile gegeben (3). Weitere technisch aufwendige Lösungen mit separaten V_i - und Teillastschiebern sind bekannt, jedoch nicht auf dem Markt. Die Grenzwerte zur V_i -Änderung hängen von der Zähnezahlkombination der Rotoren ab. Die V_i -Änderung für die in der Vergangenheit sehr häufig benutzte Zähnezahlkombination 4/6 ist im Vergleich zur Zähnezahlkombination 5/6 nur in engeren Grenzen möglich (siehe Bild 5 und Bild 6).

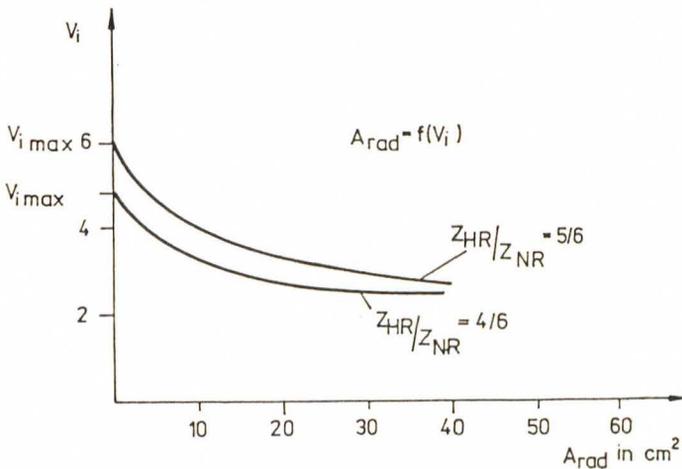


Bild 5: Auslaßquerschnitte in Abhängigkeit vom V_i bei einem Verdichter mit einem Kammervolumen von $1,09 \text{ dm}^3$

Figure 5: Delivery cross sections in dependence on the V_i , using a compressor with a chamber volume of $1,09 \text{ dm}^3$

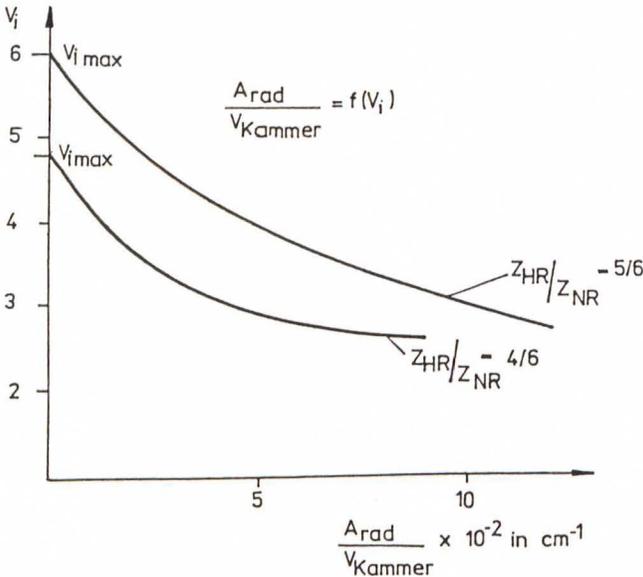


Bild 6: Auslaßquerschnitte auf das Kammervolumen bezogen in Abhängigkeit vom V_i

Figure 6: Delivery cross sections related to the chamber volume in dependence on V_i

In Bild 5 sind die radialen Auslaßflächenquerschnitte für die genannten Zähnezahlkombinationen für Verdichter gleichen Förderstromes dargestellt. Für die Zähnezahlkombinationen $z_{HR}/z_{NR} = 5/6$ wird ein höheres V_i erreichbar und zu einem vorgegebenen V_i kann eine deutlich größere radiale Auslaßfläche ausgeführt werden, wodurch Drosselverluste beim Auslaßvorgang stark reduziert werden. Die gleiche Tendenz wird in Bild 6 noch deutlicher, in dem die radialen Auslaßquerschnitte auf das Kammervolumen beim jeweiligen V_i bezogen dargestellt sind.

Die Diagramme 5 und 6 gelten für das von der Kühlautomat Berlin GmbH 1978 entwickelte asymmetrische Rotorprofil (Bild 7) mit minimalem Blasloch und wälzfräsbaaren Zahnflanken.

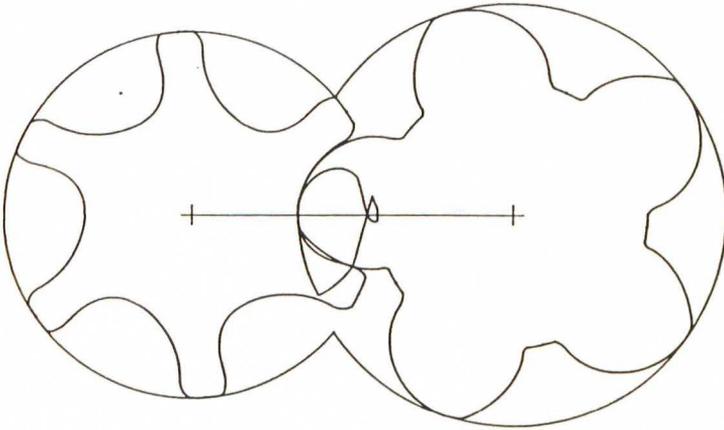


Bild 7: Kühlautomat-Profil mit axialer Projektion der Eingriffslinie

Figure 7: Kühlautomat profile with axial projection of engagement line

6. Vi-Verstellung

Die bisher in 2 Varianten gebauten Vi-Verstelleinrichtungen in Kühlautomat-Kältemittelschraubenverdichtern basieren auf dem in Bild 8 dargestellten Grundprinzip der kombinierten Vi-Teillast-Verstellung.

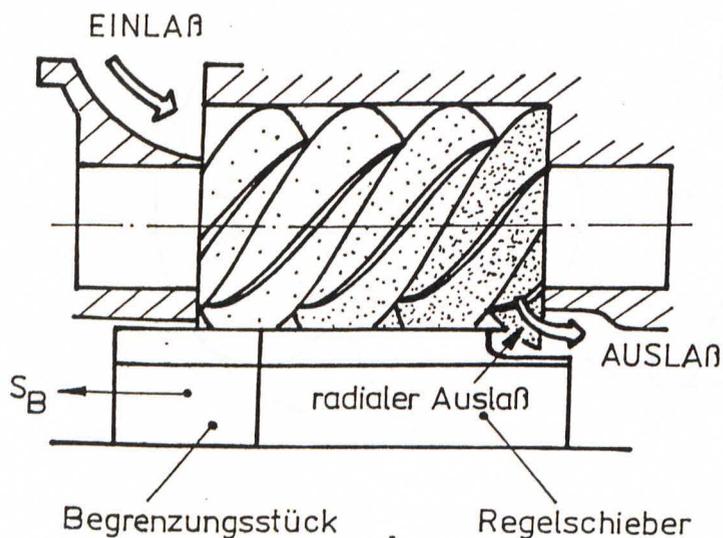


Bild 8: Kombinierte Teillast-Vi-Verstellung nach (1)

Figure 8: Combined partial load Vi Setting according to (1)

Die experimentell ermittelten Vi-Werte sind in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur t_0 und von der Kondensationstemperatur t_k des Kältemittels in Diagrammen über t_0 und t_k aufgetragen.

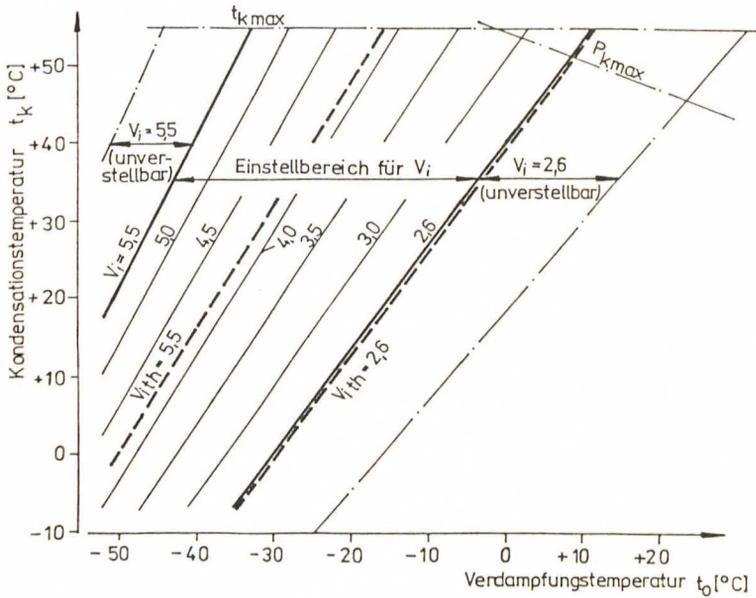


Bild 9: Vergleich der V_i -Werte von Kühlautomat Berlin mit theoretischen Werten

Figure 9: Comparison of V_i values of Kühlautomat Berlin with theoretical values

Im Bild 9 ist der Einsatzbereich für das V_i in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur t_0 und von der Kondensationstemperatur t_k dargestellt. Zum Vergleich sind die Grenzkurven für $V_{i\text{th}} = 2,6$ und $V_{i\text{th}} = 5,5$ eingetragen. Bei $V_{i\text{th}} = 2,6$ stimmt das ausgeführte V_i mit dem theoretischen $V_{i\text{th}}$ überein. Bei größeren Druckverhältnissen wurden die ausgeführten V_i -Werte verkleinert, um Drosselverluste in den Auslaßflächen zu vermeiden.

7. Ausgeführte Schraubenverdichter mit Vi-Verstellung

Die Austauschbarkeit neuer Schraubenverdichter-Entwicklungen gegenüber älteren Typen kann eine wichtige Prämisse einer Neuentwicklung sein. Deshalb wurden Vi-Verstellungen entwickelt, die unter Berücksichtigung dieser Forderung zu sehr kompakten platzsparenden Lösungen geführt haben.

. Variante 1 - mechanische Vi-Verstellung

Die Verstellung des Regelschieberanschlages erfolgt mechanisch durch eine im Regelschieberanschlag angeordnete Gewindepatrone, die über einen Schneckenantrieb von außen verdreht werden kann, so daß in der Folge dieser Drehung eine axiale Verschiebung des Regelschieberanschlages realisiert wird (s. Bild 10).

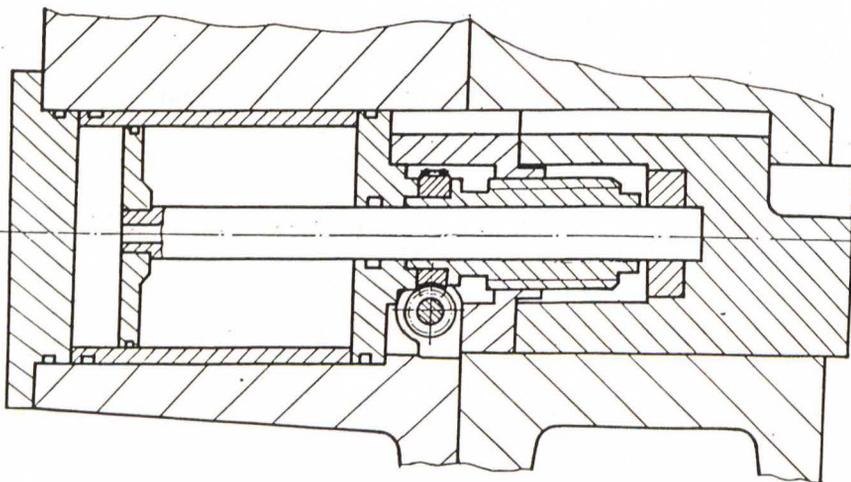


Bild 10: Mechanische Vi-Verstelleinrichtung

Figure 10: Mechanical Vi setting device

Der Regelschieberanschlag bildet in der MAX-Position des Regelschiebers einen festen Anschlag für den Regelschieber.

Die Verschiebung des Regelschieberanschlages wird mechanisch durch ein Zählwerk mit dem vorhandenen Übersetzungsverhältnis gezählt.

Die Einstellung des für den konkreten Einsatzfall energetisch günstigen V_i -wertes erfolgt anhand des V_i -Diagrammes $V_i = (t_\omega, t_k)$, das für den Betreiber sichtbar am Schraubenverdichter-Aggregat fest angeordnet ist.

. Variante 2 - hydraulische V_i -Verstellung

Regelschieber und Regelschieberanschlag werden durch Zylinder-Kolbenanordnungen hydraulisch betätigt. Durch die Anordnung von Steuerbohrungen ist die genaue Positionierung des Regelschieberanschlages ohne mikroelektronische Steuerung und ohne Positionsanzeige auch im Handbetrieb über Handabsperrventile möglich.

In automatischer Betriebsweise des Schraubenverdichters werden Magnetventile durch eine Verdichtersteuereinheit, in der der Algorithmus $V_i = f(t_\omega, t_k)$ für verschiedene Kältemittel gespeichert ist, gesteuert.

In Bild 11 ist die Reduzierung der Antriebsleistung durch V_i -Anpassung dargestellt.

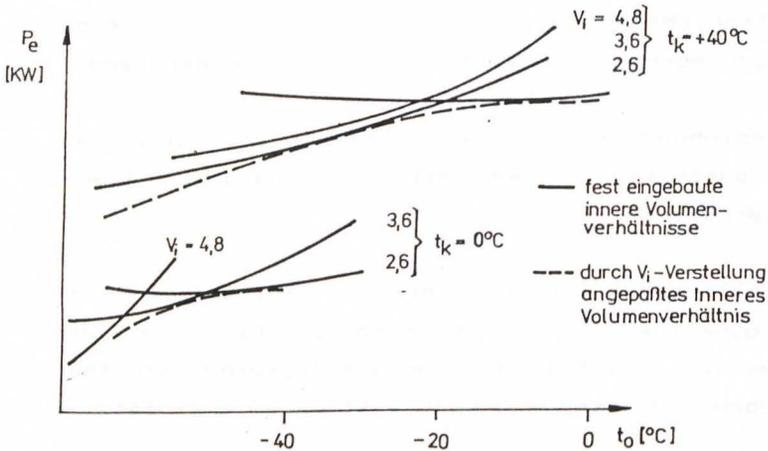


Bild 11: Antriebsleistung für einen Schraubenverdichter mit und ohne V_i -Verstellung für zwei Kondensationstemperaturen

Figure 11: Driving power for a screw compressor with and without V_i setting for two condensation temperatures

8. Schlußbemerkungen

Mit den dargestellten technischen Verbesserungen läßt sich der Schraubenverdichter universell in seinem weiten Leistungsbereich (siehe Bild 2) einsetzen. Das gewählte Prinzip der kombinierten V_i -Teillast-Verstellung läßt sich mit einer automatisch arbeitenden V_i -Steuerung komplettieren, so daß alle Einsatzbedingungen im ein- und mehrstufigen Betrieb und mit Economizerkopplungen in Verbindung mit der neuen Zähnezahkombination 5 zu 6 von Hauptrotor zu Nebenrotor energieoptimal betrieben werden können.

Übersicht über die verwendeten Formelzeichen
 Survey of used symbols

c_a	... Ausströmgeschwindigkeit discharge speed
c_{o1}	... spezifische Wärme des öles specific heat of oil
c_{o1km}	... spezifische Wärme des Kältemitteldampfes specific heat of refrigerant steam
n	... Polytropenexponent polytropic exponent
p	... Druck pressure
P_a	... Antriebsleistung driving power
t_o	... Verdampfungstemperatur evaporation temperature
t_k	... Kondensationstemperatur temperature of condensation
V	... Volumen volume
V_1	... Volumenverkleinerungsverhältnis volume reduction ratio
V_k	... Kammervolumen volume of chamber
α	... Hauptrotordrehwinkel angle of rotation of main rotor
α_o	... Öffnungswinkel opening angle
κ	... Adiabatenexponent adiabatic exponent

Literatur

- - - - -

- (1) DDR-Wirtschaftspatent Nr. 119069
- (2) DDR-Wirtschaftspatent Nr. 127878
- (3) DDR-Wirtschaftspatent Nr. 146319