

(19)



(11)

EP 1 753 956 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
19.05.2010 Patentblatt 2010/20

(51) Int Cl.:
F04B 27/16 ^(2006.01) **F04B 27/18** ^(2006.01)
F04B 27/10 ^(2006.01) **F04B 49/00** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **05737399.5**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2005/003735

(22) Anmeldetag: **08.04.2005**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2005/111418 (24.11.2005 Gazette 2005/47)

(54) **AXIALKOLBENVERDICHTER, INSBESONDERE VERDICHTER FÜR DIE KLIMAAANLAGE EINES KRAFTFAHRZEUGES**

AXIAL PISTON COMPRESSOR, ESPECIALLY FOR AN AIR-CONDITIONING INSTALLATION OF A MOTOR VEHICLE

COMPRESSEUR A PISTON AXIAL, NOTAMMENT COMPRESSEUR DESTINE A UNE INSTALLATION D'AIR CLIMATISE D'UN VEHICULE AUTOMOBILE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR
HU IE IS IT LI LT LU MC NL PL PT RO SE SI SK TR**

(30) Priorität: **12.05.2004 DE 102004023453**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
21.02.2007 Patentblatt 2007/08

(73) Patentinhaber: **Valeo Compressor Europe GmbH
68766 Hockenheim (DE)**

(72) Erfinder: **SCHWARZKOPF, Otfried
71106 Magstadt (DE)**

(74) Vertreter: **Popp, Eugen et al
Meissner, Bolte & Partner GbR
Postfach 86 06 24
81633 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**DE-A1- 19 514 748 DE-A1- 19 839 914
US-A- 6 139 282**

EP 1 753 956 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Axialkolbenverdichter, insbesondere Kompressor für die Klimaanlage eines Kraftfahrzeuges gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Es wurde erkannt, dass das Regelverhalten eines derartigen Verdichters vorteilhaft beeinflusst werden kann durch die Schwenkscheibe hinsichtlich deren Masse, Dichteverteilung, Massenschwerpunkt und Geometrie. Einen nicht unerheblichen Einfluß haben des weiteren die translatorisch bewegten Massen des Verdichters auf das Regelverhalten sowie die Einrichtungen für das Rückstellen der Schwenkscheibe auf "Minimalhub", zum Beispiel in Form einer Rückstellfeder.

[0003] In der DE 195 14 748 C2 werden die an einer Schwenkscheibe grundsätzlich bei allen nach dem Stand der Technik existierenden Verdichtern, sowie den in der Serie eingeführten Verdichtern, wirksamen Kippmomente erläutert, die maßgeblich zum Kippverhalten der Schwenkscheibe beitragen. Die Einflußgrößen, die als Momente um das Kippzentrum einer Schwenkscheibe wirken, sind im einzelnen folgende Momente, wobei in Klammern jeweils die Richtung der Momente angegeben ist und (-) abregelnd (in Richtung eines Minimalhubs) und (+) aufregelnd (in Richtung des Maximalhubs) bedeuten:

- Moment infolge der Gaskräfte in den Zylinderräumen (+)
- Moment infolge der Gaskräfte aus dem Triebwerksraum (-)
- Moment infolge einer Rückstellfeder (-) (Richtung Minimalhub)
- Moment infolge einer Aufstellfeder (+) (Richtung Maximalhub)
- Moment infolge rotierender Massen (-); inklusive Moment infolge Schwerpunktlage (zum Beispiel Schwenkscheibe: Kippposition $\neq$ Massenschwerpunkt): kann (+) oder (-) sein
- Moment infolge der translatorisch bewegten Massen (+)

[0004] Dabei wirkt das Moment (im weiteren Text als M_{SW} bezeichnet) infolge der rotierenden Massen, in der Regel abregelnd; lediglich im Bereich sehr kleiner Kippwinkel kann z.B. durch eine exponierte Schwerpunktlage (Steineranteil bei der Berechnung des Deviationsmomentes J_{yz}) bei der Schwenkscheibe ein aufregelndes Moment erzeugt werden (siehe hierzu DE 195 14 748 C2). Schon im Bereich kleiner Kippwinkel überwiegt dann der Anteil des Deviationsmomentes J_{yz} ohne Steineranteil, und die Schwenkscheibe weist mit zunehmendem Kippwinkel ein zunehmend abregelndes Kippmoment auf.

[0005] Im Hinblick auf die DE 195 14 748 C2 ist weiterhin ein Verlauf für die translatorisch bewegten Massen angegeben, der, wie bereits erläutert, aufregelnd wirksam ist.

[0006] Von Interesse ist dann noch die Momentensumme, die ebenfalls grafisch dargestellt ist (Fig. 4 der DE 195 14 748 C2). Für den gesamten Kippwinkelbereich weist das Triebwerk ein aufregelndes Verhalten auf, da die translatorisch bewegten Massen in jedem Bereich das Regelverhalten dominieren.

[0007] Mit der EP 0 809 027 A1 ist ein weiteres Triebwerk bekannt, das dadurch gekennzeichnet ist, dass die Fördermenge des Verdichters durch das dynamische Verhalten des Triebwerkes des Verdichters kompensiert wird, so dass die Fördermenge konstant gehalten werden kann. Konkret heißt es dort dazu wie folgt: "Für eine Konstantregelung der Fördermenge bei wechselnden Drehgeschwindigkeiten kann das rückstellende Drehmoment der Taumelscheibe ausgenutzt werden, das ihrer Schrägstellung aufgrund dynamischer Kräfte am mitdrehenden Scheibenteil entgegenwirkt."

[0008] Auf der EP 0 809 027 A1 aufbauend sind mit der DE 198 39 914 A1 oder der US 6 139 282 A (nächster Stand der Technik) Maßnahmen bekannt, wie ein solches Regelverhalten (zumindest teilweise Kompensation der Fördermenge) erreicht werden kann. Es wird vorgeschlagen, die Bauteilmasse der Schwenkscheibe im Hinblick auf die translatorisch bewegten Massen so zu dimensionieren, dass die Fliehkräfte der Schwenkscheibe das Regelverhalten derselben beeinflussen. Konkret heißt es dazu, dass die rotierende Masse der Antriebsscheibe größer ist als die gemeinsame Masse aller Kolben, so dass die beim Drehen der Antriebsscheibe auftretenden Fliehkräfte ausreichen, um der Schwenkbewegung der Antriebsscheibe bewusst regelnd entgegenzuwirken und damit den Kolbenhub und somit die Fördermenge zu beeinflussen, insbesondere zu verringern bzw. zu begrenzen.

[0009] In der auf die Anmelderin zurückgehenden und noch nicht veröffentlichten DE 103 24 393 wird dargelegt, wieso die Bauteilmasse nicht der bevorzugte Parameter sein sollte, um das Regelverhalten des Triebwerkes infolge von Drehzahlschwankungen wie gewünscht zu beeinflussen.

[0010] Das gewünschte Regelverhalten des Verdichters wird primär nicht mit der Bauteilmasse der Schwenkscheibe in Relation zu den translatorisch bewegten Massen erreicht, sondern unter Berücksichtigung des Massenträgheitsmomentes der Baueinheit "Schwenkscheibe", welche mehr von deren Geometrie abhängt als von der Bauteilmasse. Ein Kerngedanke ist also, bei Drehzahlschwankungen oder Drehzahländerungen, das Moment infolge translatorisch bewegter Massen direkt durch das Moment infolge rotierender Massen zu kompensieren, oder auch zu überkompensieren.

[0011] Bei derartigen Verdichtern ist es erwünscht, die Häufigkeit und die Intensität von Regeleingriffen auf ein nied-

riges Niveau zu reduzieren. In bezug auf den Stand der Technik und die DE 195 14 748 C2 ist es äußerst nachteilig, dass bei Erhöhung des Fördervolumens infolge einer Drehzahlerhöhung eine zusätzlich Erhöhung des Fördervolumens infolge eines vergrößerten Schwenkscheibenkippwinkels hinzukommt.

[0012] Dieser Effekt muß durch entsprechende Regeleingriffe kompensiert werden. Das ist nicht komfortabel, aufwendig und kostet Effizienz (Kraftstoffverbrauch).

[0013] Mit der EP 0 809 027 A1 wird das Ziel vorgegeben, welches zu erreichen ist: Konstantregelung der Fördermenge.

[0014] Es lässt sich jedoch sehr einfach nachweisen, dass das allein durch das an der Schwenkscheibe angreifende Aufstellmoment (abregeln) nicht möglich ist.

[0015] Das Fördervolumen verhält sich direkt proportional zu der Drehzahl, d.h. verdoppelt sich die Drehzahl, so verdoppelt sich auch das Fördervolumen.

[0016] Dagegen gilt für das Kippmoment der Schwenkscheibe, welches durch das relevante Deviationsmoment ausgelöst wird, die folgende Gleichung:

$$M_{\text{sw}} = J_{yz} \omega^2$$

[0017] Da die Drehzahl quadratisch das Kippmoment beeinflusst, ist das formulierte Ziel "Konstantregelung der Fördermenge", allein durch die Konstruktion oder Dimensionierung der Schwenkscheibe nicht darstellbar (sowie durch das Gleichgewicht der abregelnden und aufregelnden Momente (wg. Drehzahleinfluß ω^2)).

[0018] Die DE 198 39 914 A1 sowie DE 103 29 393, zeigen Lösungsansätze und Konstruktionen zur Erreichung des vorgenannten Ziels, welches in der EP 0 809 027 A1 bereits genannt ist. Zusammengefasst ist zumindest die teilweise Erreichung dieses Zieles, sowohl durch die in der DE 103 29 393 als auch DE 198 39 914 A1 offenbarten Lösungsansätze denkbar, aber auch durch die Kombination der Maßnahmen, aber auch durch weitere Maßnahmen, z.B. Integration eines zusätzlich mit "Massenträgheit behafteten" Fliehkraftstellers o.ä..

[0019] Bevorzugt wird allerdings die Fortführung einer Lösung gemäß der DE 103 29 393, um weitere Verbesserungen hinsichtlich des Regelverhaltens zu erreichen.

[0020] Es ist daher Aufgabe der Erfindung, ein Triebwerk eines Schwenkscheibenverdichters bereitzustellen, bei dem sich in einem möglichst breiten Betriebsbereich, insbesondere aber in wichtigen Betriebspunkten bei Drehzahlschwankungen, das Fördervolumen des Verdichters möglichst geringen Schwankungen unterliegt, wobei dazu im wesentlichen keine externen Regeleingriffe notwendig sein sollen, und falls Regeleingriffe, dann nur geringfügige, d.h. Δp klein (Druckdifferenz) und/oder Δt klein (Zeit).

[0021] Diese Aufgabe wird durch die Maßnahmen gemäß Anspruch 1 gelöst, wobei weitere vorteilhafte Detaillösungen in den Unteransprüchen beschrieben sind.

[0022] Der Kern der Erfindung liegt also in der Kombination einzelner vorteilhafter Maßnahmen, wie sie nachstehend näher erläutert sind.

[0023] In der Kombination der Merkmale wird ein Ergebnis erreicht, welches dem Ziel (Konstantregelung des Fördervolumens) im wesentlichen sehr nahe kommt.

[0024] Die Maßnahmen sind im wesentlichen:

- (1) Auswahl eines bevorzugten Schwenkscheibentriebwerkes.
- (2) Schwenkscheibe ohne Unwucht, sowie Veränderung der Unwucht infolge des Kippwinkels.
- (3) Entkoppelung der Funktionen
 - Gaskraftabstützung
 - Drehmomentübertragung
 - und damit weitgehende Hysteresefreiheit.
- (4) geeignete Dimensionierung der Schwenkscheibe im Hinblick auf das gewünschte Momentenverhältnis.
- (5) Definition dieses Momentenverhältnisses auf einen Drehzahlsprung (mit entsprechenden Auswirkungen auf alle Drehzahländerungen).
- (6) geeignete Rückstellfeder zur Einstellung einer gewünschten Steigung der Regelkurve für alle Betriebspunkte.
- (7) Verbindung der Regelung des Schwenkscheibenkippwinkels infolge des gemäß der Erfindung eingestellten Drehzahlverhaltens (Abregeln des Hubes, des Fördervolumens infolge der Kippmomente in Kombination mit einer geeigneten Variation des Druckes im Triebwerksraum).

[0025] Der Vorteil liegt in der Vermeidung des Nachteils häufiger Regeleingriffe, erhöht die Geschwindigkeit der

EP 1 753 956 B1

Regelung (da Δp (das Notwendige) klein ist) und steigert somit den Komfort der Klimaanlage.

[0026] Tabellarisch haben folgende Merkmale und Kombination von Merkmalen - jeweils mit (x) gekennzeichnet - Einfluß auf das Regelverhalten:

5	Merkmalsskombinationen	1	2	3	4	5	6	7	8
	Konstruktion des Triebwerks (1)				X		X	X	
	Massenschwerpunkt (2)			X	X	X	X	X	X
10	Drehmomentübertragung (3)							X	
	Verhältnis der Kippmomente (4)	X	X	X	X	X	X	X	X
	Auslegungspunkt (5)		X	X	X	X	X	X	
	Federeinrichtung (6)	X	X	X	X	X	X	X	
15	Regelungskonzept (7)					X	X	X	
20	Richtung der zunehmenden Annäherung an das gewünschte → Ergebnis								

[0027] Die Merkmale 1 bis 4 sowie 6 sind im wesentlichen durch die Art der Konstruktion nachweisbar, sowie durch Wiegen, Messen, Rechnen, also mit relativ einfachen Möglichkeiten.

[0028] Der Nachweis der Merkmale 5 und 7 kann durch das Verhalten des Aggregates in der Anlage zumindest näherungsweise gelöst werden.

[0029] Bevorzugt wird das angestrebte Ziel durch die Maßnahmen nach Patentanspruch 1 erreicht, wobei bevorzugte Details in den Unteransprüchen beschrieben sind.

[0030] Im übrigen sei zu den oben genannten Merkmalen 1-7 folgendes gesagt:

(1) Auswahl eines bevorzugten Schwenkscheibentriebwerks

[0031] Es wird vorgeschlagen, für das Triebwerk des Schwenkscheibenmechanismus eine weitgehend

- scheibenförmige oder
- ringscheibenförmige Geometrie

für den schwenkbaren Teil der Schwenkscheibeneinrichtung auszuwählen. Dabei soll als weitgehend etwa scheibenförmig definiert sein, wenn in bezug auf den schwenkbaren Teil der zumindest 85...90 % der Bauteilmasse oder des Bauteilvolumens innerhalb des scheibenförmigen Bereiches angeordnet sind, der andere Anteil der Bauteilmasse oder des Bauteilvolumens dagegen außerhalb dieses Bereiches. Diese geometrische Trennung kann insbesondere mit Hilfe der Fig. 1 nachvollzogen werden, die eine Konstruktion mit exponierter Schwerpunktlage zeigt, wo Kippunkt $\neq$ Massenschwerpunkt ist. Weiterhin kann das Kriterium z.B. mit Hilfe einer Anordnung gemäß der DE 103 29 393 erreicht werden, wobei Fig. 1 die Anordnung und Verhältnisse gemäß dem Stand der Technik nach DE 195 14 748 C2 zeigt.

[0032] Vereinfacht kann dann das Kippmoment des schwenkbaren Anteils der Schwenkscheibeneinrichtung durch Gleichungen ausgedrückt werden, die für einen ringförmigen Schwenkscheibenbauteil maßgebend sind.

[0033] Die im folgenden dargestellte vereinfachte Herleitung ist deshalb lediglich als beispielhaft anzusehen; bei komplexerer Geometrie der Schwenkscheibe würden die Massenträgheitsmomente und Deviationsmomente und andere von Geometrie und Dichte beeinflusste Größen mittels CAD berechnet.

[0034] Für die Herleitung des Deviationsmomentes gelten im allgemeinen die folgenden mathematischen Zusammenhänge (Koordinatensystem Fig. 3):

$$J_{yz} = J_1 \cos\alpha_2 \cos\alpha_3 - J_2 \cos\beta_2 \cos\beta_3 - J_3 \cos\gamma_2 \cos\gamma_3$$

$$\alpha_1 = 0$$

$$\beta_1 = 90^\circ$$

$$\gamma_1 = 90^\circ$$

$$\alpha_2 = 90^\circ$$

$$\beta_2 = \psi$$

Richtungswinkel der x-Achse

gegenüber den Hauptträgheitsachsen ξ, η, ζ

Richtungswinkel der y-Achse

EP 1 753 956 B1

(fortgesetzt)

$\gamma_2 = 90^\circ + \psi$ gegenüber den Hauptträgheitsachsen ξ, η, ζ
 $\alpha_3 = 90^\circ$
 $\beta_3 = 90 - \psi$ Richtungswinkel der z-Achse
 $\gamma_3 = \psi$ gegenüber den Hauptträgheitsachsen ξ, η, ζ

[0035] Das hierbei verwendete Koordinatensystem geht aus der Darstellung in Fig. 2 links hervor. Weiterhin gilt für einen "Ring":

$$J_2 = J_\eta = \frac{m}{4} \left(r_a^2 + r_i^2 + \frac{h^2}{3} \right)$$

sowie

$$J_3 = J_\zeta = \frac{m}{2} (r_a^2 + r_i^2)$$

(Anmerkung: $J_3 \approx 2J_2$)

Ziel: J_{yz} soll eine bestimmte Größe haben; $J_{yz} \uparrow > J_3 \uparrow J_2$ erhöht sich zwangsläufig.

[0036] Für das Deviationsmoment, welches für die Schwenkbewegung maßgebend ist, gilt:

$$J_{yz} = -J_2 \cos \psi \sin \psi + J_3 \cos \psi \sin \psi$$

[0037] Unabhängig von der Fig. 3 gilt für das Moment infolge Massenkräfte der Kolben:

$$\beta_i = \theta + 2\pi(i-1) \frac{1}{\eta}$$

$$Z_i = R \omega^2 \tan \alpha \cos \beta_i$$

$$F_{mi} = m_k z_i$$

$$M(F_{mi}) = m_k R \cos \beta_i z_i$$

$$M_{k,ges} = m_k R \sum_{i=1}^{\eta} z_i \cos \beta_i$$

sowie das Moment M_{sw} infolge Deviationsmoment:

$$M_{sw} = J_{yz} \omega^2$$

$$J_{yz} = \left\{ \frac{msw}{2} (r_a^2 + r_i^2) - \frac{msw}{4} \left(r_a^2 + r_i^2 + \frac{h^2}{3} \right) \right\} \cos \alpha \sin \alpha$$

$$J_{yz} = \frac{msw}{24} \sin 2\alpha (3r_a^2 + 3r_i^2 - h^2)$$

[0038] Im Zusammenhang mit der Erfindung soll für einen bestimmten Kippwinkelbereich, etwa 0,5° bis 23° insbesondere 5° bis 18° folgendes Momentenverhältnis konstruktiv eingestellt werden:

$$M_{sw} \geq M_{k,ges} \text{ bzw.}$$

$$\left[\omega^2 R^2 m_k \tan \alpha \sum_{i=1}^{\eta} \cos^2 \beta \leq \omega^2 \frac{msw}{24} \sin 2\alpha (3r_a^2 + 3r_i^2 - h^2) \right]$$

[0039] Wie bereits erläutert lässt sich das (Kipp-)Moment des Schwenkringes infolge des zugehörigen Deviationsmoments durch verschiedene Parameter (Geometrie, Dichteverteilung, Masse, Massenschwerpunkt) bewusst so einstellen, dass

$$M_{sw} \geq M_{k,ges}$$

gilt. Insbesondere aber soll M_{sw} größer als $M_{k,ges}$ sein und zwar mindestens 20-30% größer als $M_{k,ges}$, im bevorzugten Fall etwa 60%.

[0040] Im Zusammenhang mit den angegebenen Gleichungen bedeutet:

θ	Drehwinkel der Welle (wobei die vor- und nachstehenden Betrachtungen der Einfachheit halber für $\theta = 0$ angestellt werden)
η	Anzahl der Kolben
R	Abstand der Kolbenachse zur Wellenachse
ω	Wellendrehzahl
α	Kippwinkel des Schwenkrings / Schwenkscheibe
m_k	Masse e. Kolbens inklusive Gleitstein (Paar)
$m_{k,ges}$	Masse aller Kolben inklusive Gleitsteine
m_{sw}	Masse des Schwenkringes
r_a	Außenradius des Schwenkringes
r_i	Innenradius des Schwenkringes
h	Höhe des Schwenkringes
g	Dichte des Schwenkringes
V	Volumen des Schwenkringes
β_i	Winkelposition des Kolbens i

z_i	Beschleunigung des Kolbens i
F_{mi}	Massenkraft des Kolbens i (inklusive Gleitsteine)
$M(F_{mi})$	Moment infolge der Massenkraft des Kolbens i
$M_{k,ges}$	Moment infolge der Massenkraft aller Kolben
M_{sw}	Moment (bzw. Aufstellmoment des Schwenkringes/Schwenkscheibe) infolge des Deviationsmomentes (J_{yz})

(2) Schwenkscheibenkonstruktion ohne Unwucht, sowie Veränderung der Unwucht infolge des Kippwinkels

[0041] Bei der Auswahl der Parameter zum Erreichen des erwünschten Momentenverhältnisses, soll erfindungsgemäß die Schwerpunktslage weitgehend keinen Einfluß haben. D.h. bei der Berechnung des maßgebenden Deviationsmomentes ist der für den Massenschwerpunkt zu berücksichtigende Steineranteil im wesentlichen

$$y_s z_s m = 0$$

[0042] Dabei liegt die Koordinate z_s in Richtung der Wellenachse und die Koordinate y_s senkrecht hierzu und senkrecht zur Kippachse x_s der Schwenkscheibe (x_s ist natürlich auch = 0).

[0043] Das Deviationsmoment J'_{yz} inklusive Steineranteil ergäbe sich zu

$$J'_{yz} = J_{yz} + y_s z_s m$$

[0044] Die Vermeidung einer Unwucht des Verdichters im Bereich der Schwenkscheibe bewirkt folgenden Vorteil:

- Die Regelcharakteristik (Darstellung im Diagramm "Triebwerksraumdruck (oder alternativ Differenzdruck Triebwerksraum/Längsseite) über dem Schwenkscheibenkippwinkel" oder dem "geometrischen Hubvolumen des Verdichters" (oder umgekehrt), ist gekennzeichnet durch einen Verlauf konstanter Steigung; das heißt im wesentlichen tritt im kleinen, mittleren und großen Kippwinkelbereich keine stärkere Krümmung auf (zu erkennen anhand der Figuren 5-12 im Gegensatz zu Fig. 4 (gekrümmt)).
- Daraus resultiert eine gute Regelbarkeit des Verdichters; und für die Regelung z.B. vom minimalen Kippwinkel auf den maximalen Kippwinkel eines beliebigen Betriebspunktes reicht insgesamt eine vergleichsweise kleine Druckdifferenz (siehe Fig. 8).

[0045] Mit dem Diagramm gemäß der Fig. 4 wird vergleichsweise eine Schwenkscheibengeometrie verwendet, wie sie in ähnlicher Form für heute verwendete R134a Kältemittelverdichter zum Einsatz kommt. Die Schwerpunktslage ist exponiert, ähnlich wie bei dem Verdichter, der im Zusammenhang mit Fig. 1 bereits zum Stand der Technik erläutert wurde.

[0046] Dem Diagramm gemäß Fig. 4 ist zu entnehmen, wie sich in etwa die Schwerpunktslage (veränderlich in ihrem Abstand zur Wellenachse) bemerkbar macht. Die Regelkurven besitzen jeweils eine relativ starke Krümmung aufgrund exponierter Schwerpunktslage der Schwenkscheiben-Baueinheit. Dies ist zu vermeiden.

[0047] Durch die Krümmung der Verläufe ist die Federkonstante der Rückstellfeder so auszuwählen, dass im Bereich großer Kippwinkel überhaupt noch durch Druckänderungen Änderungen des Kippwinkels hervorgerufen werden können (Plateaubildung). Bei Einsatz einer Rückstellfeder mit vergleichsweise hoher Federkonstante der Rückstellfeder ließe sich die Steigung der Regelkurven im Bereich höheren Fördervolumens %-V etwas steiler einstellen.

[0048] Der Arbeitsbereich (Druckänderung/ y-Achse) ist vergleichsweise groß und vergrößert sich umso mehr, je höher die Federkonstante der Rückstellfeder ist. Die Regelung arbeitet träge und verursacht durch häufige Regeleingriffe (Gasströme) Verluste.

(3) Entkoppelung der Funktionen Gaskraft stützen sowie Drehmoment übertragen

[0049] Damit wird weitgehend eine Hysterese vermieden. Es ist bekannt, dass sich durch das Kippen der Schwenkscheibe vom maximalen zum minimalen Kippwinkel, sowohl

- Abweichungen zur berechneten Regelungskennlinie

- Als auch Unterschiede in Bezug auf die Kipprichtung (Abregeln oder Aufregeln) ergeben.

[0050] Diese Abweichung ist bei der Auslegung des Regelverhaltens quasi als Toleranz zu berücksichtigen. Je größer die Hysterese ist, desto größer das Toleranzfeld und die Druckdifferenz, die konstruktiv berücksichtigt werden muß (z.B. durch geeignete Auswahl der Federkonstante einer Rückstellfeder).

[0051] Es ist vorteilhaft, den Kippmechanismus von der Übertragung des Drehmoments zu befreien, z.B. durch direkte Drehmomentübertragung von der Welle an die Schwenkscheibe, z.B. im Bereich innerhalb des Innendurchmessers der Schwenkscheibe. Eine Möglichkeit dafür sind z.B. Stifte, die als Kippgelenke für die Schwenkscheibe dienen.

(4) Geeignete Dimensionierung der Schrägscheibe im Hinblick auf das gewünschte Momentenverhältnis

[0052] Erfindungsgemäß wird in jedem Fall ein Momentenverhältnis von

$$M_{sw} \geq M_{k,ges}$$

eingestellt. Vorteilhafter ist es, dass M_{sw} mindestens ca. 30% größer als $M_{k,ges}$ gewählt wird. In Fig. 3 sind vorteilhafte Geometrien und Kennwerte und Massenträgheitsmomente zusammengestellt.

[0053] In der Tabelle 1b (ganz oben) sind gemäß den Spalten 1, 2 und 3 bevorzugte Geometrien für einen Schwenkring vorgeschlagen, wobei für die Tabellen 1, 2 und 3 CO₂ als Kältemittel zugrundegelegt ist.

[0054] Weiterhin sind für einen Schwenkring Bereiche für die einzelnen, maßgebenden Werte angegeben (1a), aus denen prinzipiell die gleichen Massenträgheitsmomente erreicht werden können, wie mit den Werten gemäß der Spalten 1, 2 und 3 (ein beliebiger niedriger Wert müsste gegebenenfalls durch andere Werte kompensiert werden).

[0055] Darauf aufbauen lassen sich für den Schwenkring (errechneten Werte Tabelle 2) die Massenträgheitsmomente J_3 , J_2 und J_1 berechnen. Die angegebenen Zahlenwerte sind natürlich voll übertragbar auf andere von einer Schwenkscheibe abweichende Formen oder Geometrien. Komplexere Geometrien würden direkt, z.B. über CAD-Werkzeuge, berechnet.

[0056] Demzufolge ist es sinnvoll, das Massenträgheitsmoment $J_3 = J_z$ mindestens etwa auf 390.000 g*mm² einzustellen (Spalte 3, Tabelle 2; erreichbar z.B. mit der Geometrie aus Tabelle 1b, Spalte 3).

[0057] Analog hierzu gilt für das Massenträgheitsmoment $J_2 = J_y$ etwa 200.000 g*mm² als mindestens einzustellender Grenzwert, um ein gewünschtes Momentenverhältnis zu erreichen (ebenfalls Spalte 3, Tabelle 2 und Tabelle 1b).

[0058] Daraus ergibt sich für das Deviationsmoment J_{yz} mindestens ein Wert von 57.000 g*mm².

[0059] Für die Festlegung sind zwei weitere Randbedingungen wichtig:

- die Geometrie bezieht sich auf ein Triebwerk für das Kältemittel CO₂ und
- man muß von im Gewicht optimierten Kolben und Gleitsteinen ausgehen,

d.h. für die translatorisch bewegten Massen ist von 7 Kolben (14 Gleitsteinen) mit insgesamt 7 mal 45g ausgegangen worden. Erhöht sich die Masse der translatorisch bewegten Bauteile, so sind entsprechend die Werte J_3 , J_2 und J_{yz} anzupassen (zu erhöhen).

[0060] Aus diesem Grund empfiehlt es sich, weiterhin das Verhältnis $J/m_{k,ges}$ (J : J_3 , J_2 , J_{yz}), vorzugsweise $J_{yz}/m_{k,ges}$, einzuführen, welches damit unabhängig von der Masse der translatorisch bewegten Bauteile mindestens erreicht werden sollte (1200; 650; 180) (Spalte 3, Tabelle 2; erreichbar mit Geometrie, z.B. nach Spalte 3, Tabelle 1; bessere Effekte aber mit Spalte 2 oder Spalte 1).

[0061] Die Tabellen 1, 2 und 3 enthalten Zahlenangaben für das Kältemittel CO₂.

[0062] Die Zahlenwerte für R134a könnten auch auf R152a übertragen werden. Auch dieses Kältemittel und dessen Einsatz in Fahrzeugklimaanlagen werden zumindest gegenwärtig diskutiert (siehe Tabellen 4 und 5).

[0063] Tabelle 3a stellt für die drei bevorzugten Ausführungsbeispiele das aufregelnde Moment $M_{k,ges}$ auf die Schwenkscheibe infolge der Massenkräfte der Kolben dar, sowie das abregelnde Moment M_{sw} der Schwenkscheibe infolge des Deviationsmomentes J_{yz} (Tabelle 3b). Weiterhin berechnet wurde das Verhältnis $M_{sw}/M_{k,ges}$ aus beidem.

[0064] Aufgrund der Werte kann man ableiten, dass M_{sw} mindestens etwa 30% größer sein sollte als $M_{k,ges}$, (Variante 3) bzw. $M_{sw}/M_{k,ges}$ 1, 3. Dadurch wäre sichergestellt, dass bei Drehzahlerhöhungen des Verdichters überhaupt ein nennenswerter Effekt auftritt, der den Schwenkscheibenkippwinkel, das geometrische Fördervolumen und den geförderten Kältemittelmassenstrom verringert (umgekehrter Effekt bei Verringerung der Drehzahl).

[0065] Es lässt sich anhand der Tabelle allerdings auch ableiten, dass die Variante 1 deutlich zu bevorzugen wäre. Demzufolge sollte M_{sw} mindestens etwa 60%-70% größer sein als $M_{k,ges}$ (Variante 1) bzw. $M_{sw}/M_{k,ges} \approx 1,7$.

[0066] Die ersten drei Zeilen der Tabelle 3 (alle 2000 U/min, aber unterschiedlichem Schwenkscheibenkippwinkel (α)) dokumentieren eine geringfügige Abhängigkeit vom Kippwinkel der Schrägscheibe.

[0067] Das Verhältnis M_{sw} zu $M_{k,ges}$ bleibt dagegen von der Drehzahl des Verdichters im wesentlichen unbeeinflusst (vgl. Zeilen 3 und 4 der Tabelle 3).

[0068] Die in der Tabelle 3 dargestellten Verhältnisse der Momente haben (mind. > 30%; besser > 60% - 70%) für die Kältemittel CO₂, R134a und R152a Gültigkeit. Wie bereits angesprochen wurde, ändert z.B. eine Erhöhung der Kolbenmasse nichts an den gewünschten Verhältnissen der Momente, da eine erhöhte Kolbenmasse durch erhöhte Massenträgheitsmomente kompensiert würde, um das Verhältnis wieder auf den gewünschten Wert einzustellen.

[0069] Es sei an dieser Stelle noch angemerkt, dass die hier gerechneten Geometrien vom Fall minimierter translatorisch bewegter Massen ausgehen und dass die Tabellen 4 und 5 für die Kältemittel R134a und R152a qualitativ den Tabellen 1 und 2 für CO₂ als Kühlmittel entsprechen.

5) Definition dieses Momentenverhältnisses auf einen Drehzahlsprung (mit entsprechenden Auswirkungen auf alle Drehzahländerungen)

[0070] Im wesentlichen ist durch die Festlegung

$$M_{sw}/M_{k,ges} > 1,3 \text{ (mindestens) und}$$

$$M_{sw} \text{ zu } M_{k,ges} > 1,6 \text{ (vorzugsweise)}$$

eine relativ genaue Anordnung der Regelkennlinie für z.B. 1000 U/min, 2000 U/min, 4000 U/min, 8000 U/min vorgegeben (Größe des "Fächers", wobei je größer $M_{sw}/M_{k,ges}$, desto größer die "Fächer"); parallel hierzu kann M_{sw} zu $M_{k,ges}$ z.B. > 1,6 auch so ausdrücken, dass zumindest ein Drehzahlsprung von etwa 2000...2500 U/min auf 4000...5000 U/min, oder umgekehrt, dazu führt, dass allein ("isobar") aufgrund des Verhaltens des Triebwerkes (Relation von M_{sw} und $M_{k,ges}$) der Kippwinkel der Schwenkscheibe etwa halbiert wird (Auslegungspunkt).

[0071] Anhand der Fig. 8 kann man nachvollziehen, dass ausgehend vom Betriebspunkt 1 (2000 U/min; pc - ps = 7,5 bar; Kippwinkel 17°) zum Betriebspunkt 2a (4000 U/min; pc - ps = 7,5 bar; Kippwinkel 11°) der gewünschte Auslegungspunkt nicht ganz erreicht wird (Soll: 17°/2, Ist: 11°). Demzufolge sollte M_{sw} noch etwas erhöht werden.

[0072] Untersucht man den Sachverhalt für die Betriebspunkte 2a und 3a, so erkennt man, dass im Bereich 3a eine "Über"-Kompensation vorliegt (der Kippwinkel hat sich stärker verringert, als notwendig).

[0073] Die Punkte 2b und 3b kennzeichnen die Zielwerte, die sich allerdings nur durch kleine Druckkorrekturen einstellen lassen.

[0074] Im übrigen wird sowohl der Auslegungspunkt, der die fächerförmige Anordnung definiert, als auch die Möglichkeit geringer Druckkorrekturen (gering: im Bereich 1 bar, max. 2 bar) beansprucht: letzteres ist eng gekoppelt mit der Dimensionierung der Rückstellfeder (siehe Merkmal 6).

[0075] Weiterhin wird der Aufbau des Fächers **dadurch gekennzeichnet, dass** die Kurven für die verschiedenen Drehzahlen in einem Punkt zusammenlaufen, der z.B. im Bereich eines Kippwinkels von 0°, oder eines minimalen Kippwinkels von etwa 0° bis 3° liegt, oder auch abweichend von minimalen Kippwinkel. In diesem Punkt muß das Deviationsmoment $J_{yz} = 0$ sein. Das kann nur der Fall sein, wenn zumindest die z-Koordinate (Wellenachse) des Massenschwerpunktes der Schrägscheibe gleich 0 ist. Das ist bei Verdichtern nach dem Stand der Technik nicht gegeben.

(6) Konstruktive Auswahl einer geeigneten Rückstellfeder zur Einstellung einer gewünschten Steigung der Regelkurve (für alle Betriebspunkte)

[0076] Die Fig. 6, 7 und 8 stellen die Kippcharakteristik für ein Triebwerk gemäß der Variante 1 dar. Üblicherweise wird die Kippcharakteristik wie folgt dargestellt:

- Verläufe der einzelnen Drehzahlen im Diagramm
- Druck im Triebwerksraum pc ($p_d > p_c > p_s$), wobei p_d = Druck auf Druckseite und p_s = Druck auf Saugseite bedeuten, oder
- Differenzdruck $p_d - p_s$ (hier gewählt) über dem
- Kippwinkel der Schrägscheibe (hier gewählt) oder über dem

- Hubvolumen des Verdichters (max. 100%).

[0077] Gemäß den erwähnten Fig. 6, 7 und 8 wurde für einen Betriebspunkt ($p_s = 35$ bar; $p_d = 100$ bar) und die Drehzahlen 1000 U/min, 2000 U/min, 4000 U/min, 8000 U/min die Federkonstante variiert. Bei geringer Federkonstante $c = 20$ N/mm ist die negative Steigung betragsmäßig am kleinsten (Fig. 7).

[0078] Soll der Kippwinkel der Schwenkscheibe verändert werden, so muß, wie man am Diagramm einfach erkennen kann, der Triebwerksraumdruck verändert werden. Für die Drehzahl von etwa 1000 U/min ergibt sich ein Druckbereich von nur 0,9 bar, um von minimalen auf maximalen Hub zu kommen. Das scheint zu gering zu sein.

[0079] Umgekehrt verhält es sich entsprechend Fig. 6. Durch die Federkonstante von $c = 70$ N/mm beträgt der Arbeitsbereich bei 1000rpm etwa 4 bar (2000rpm/ 6 bar), allerdings lässt sich das Triebwerk besonders vorteilhaft regeln, wenn die bereitzustellende Druckdifferenz vergleichsweise klein ist, insbesondere

- weil sich mit einer kleinen Druckdifferenz vergleichsweise große Kippwinkeldifferenzen einstellen lassen, sowie
- die Regelung schneller eingreifen kann.
- Ein weiteres Problem liegt darin, dass es viele unterschiedliche Betriebspunkte gibt. Insbesondere bei geringen Saugdrücken p_s , geringen Drücken p_d , oder beidem (siehe Fig. 12) führt eine betragsmäßig große Steigung der Kennlinie einer Drehzahl dazu, dass es Drehzahlen gibt, bei denen die Kennlinie die x-Achse bei $p_c - p_s = 0$ bar schneidet und der Verdichter damit niemals auf vollen Hub kommen kann.

[0080] Dementsprechend wird als Kompromiß eine Federkonstante von etwa 40 N/mm (30...50 N/mm) vorgeschlagen. Diese Federkonstante ($c=40$ N/mm) liegt u.a. den dargestellten Verläufen in den Diagrammen der Fig. 8 und Fig. 11 zugrunde. In Fig. 11 ergibt sich für den Verlauf (4000 U/min) ein Arbeitsbereich von etwa 4 bar. Beträgt die Federkonstante hingegen $c = 70$ N/mm, so würde sich der Arbeitsbereich auf etwa 6 bar ausdehnen (vgl. Fig. 6, Verlauf 4000 U/min). Der maximale Hub würde sich bei 4000 U/min nur noch schwer einstellen lassen, da der Druck im Triebwerksraum auf ca. p_s eingestellt werden müsste, was aber kaum möglich ist, da $p_c > p_s$ sein muß. Insbesondere Strömungsgeschwindigkeiten vom Triebwerk (p_c) zur Saugkammer (p_s) würden so gering sein, dass die Zeitdauer zum Einregeln des Kippwinkels (zu) groß wäre.

[0081] Gerade im Wärmepumpenbetrieb sind weitere Betriebszustände denkbar, bei denen die genannten Zusammenhänge noch größere Einflüsse haben.

[0082] Anhand der verschiedenen Betriebspunkte (Fig. 8 bis 12), kann man erkennen, dass die Verläufe der Drehzahlen im Diagramm bei gleicher gewählter Federkonstante 1000 U/min, 2000 U/min, 4000 U/min, 8000 U/min weitgehend gleichartig verlaufen und lediglich im Diagramm auf einem unterschiedlichen Druckniveau liegen. Dieses wird durch die jeweils zugrunde liegenden Betriebsdrücke p_d und p_s beeinflusst.

(7) Verbindung der Regelung des Schrägscheibenkippwinkels infolge des gemäß der Erfindung eingestellten Drehzahlverhaltens (Abregeln des Hubes, des Fördervolumens infolge des Kippwinkels in Kombination mit einer geeigneten Variation des Druckes im Triebwerksraum)

[0083] Der Zusammenhang wurde bereits weitgehend unter dem Merkmalspunkt (5) erläutert. Erfindungsgemäß wird die spezielle Anordnung der Regelkennlinien (Größe des Fächers, Auslegungspunkt, gemeinsamer Endpunkt/ Schnittpunkt, Steigung des Fächers (Definition der Steigung für eine Drehzahl von etwa 1000 U/min)) in Kombination mit besonders kleinen Druckkorrekturen beansprucht.

[0084] Die betragsmäßige Steigung der Regelkennlinie (Fig. 9) soll etwa bei 1 bar Druckschwankung etwa mit einer Änderung von 7° Kippwinkel oder 35% geometrischen Fördervolumens korrespondieren.

Patentansprüche

1. Axialkolbenverdichter, insbesondere Verdichter für die Klimaanlage eines Kraftfahrzeuges, mit einem Gehäuse und einer in dem Gehäuse angeordneten, über eine Antriebswelle angetriebenen Verdichtereinheit zum Ansaugen und Verdichten eines Kältemittels, insbesondere CO_2 , wobei die Verdichtereinheit in einem Zylinderblock axial hin- und herlaufende Kolben, eine die Kolben antreibende, mit der Antriebswelle drehverbundene Schwenkscheibe, wobei die Schwenkscheiben-Kippachse auf der Mittenachse der Antriebswelle liegt, umfasst,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Schwerpunkt sämtlicher rotatorisch bewegter Teile, wie Schwenkscheibe, Mitnehmer, od. dgl. etwa auf der Schwenkscheiben-Kippachse liegt, und dass ferner das Moment (M_{sw}) infolge des Deviationsmoments, d.h. das Moment infolge der Massenträgheit der Schwenkscheibe, größer ist als das Moment ($M_{k, ges}$) infolge sämtlichen translatorisch bewegter Massen, insbesondere der Kolben.

2. Axialkolbenverdichter nach Anspruch 1, mit einer die Rückstellung der Schwenkscheibe unterstützende Krafteinrichtung, insbesondere Rückstellfeder,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Rückstell-Krafteinrichtung, insbesondere die Rückstellfeder eine Federkonstante aufweist derart, dass der Arbeitsbereich sämtlicher Regelkurven zwischen dem maximalen und dem minimalen Kippwinkel der Schwenkscheibe zwischen etwa 2,0 und etwa 6,0 bar, insbesondere zwischen etwa 2,0 bis 4,0 bar liegt, wobei dieser Arbeitsbereich mit zunehmender Drehzahl entsprechend zunimmt.
3. Axialkolbenverdichter nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet, dass
das Moment (M_{SW}) infolge des Deviationsmoments um etwa 30 % bis etwa 60 % größer ist als das Moment ($M_{k, ges}$) infolge der translatorisch bewegten Massen.
4. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 3,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Federkonstante der Rückstellfeder zwischen etwa 20 N/mm und 70 N/mm, insbesondere zwischen etwa 30 N/mm und 50 N/mm liegt, wobei der Arbeitsbereich der Regelkurven bei kleinerer Federkonstante geringer ist als bei größerer.
5. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 4,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Federkonstante der Rückstellfeder so eingestellt ist, dass bei einer Verdoppelung der Drehzahl der Schwenkscheibe sich der Kippwinkel derselben etwa halbiert, und umgekehrt.
6. Axialkolbenverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Federkonstante der Rückstellfeder so eingestellt ist, dass die Regelkurven für unterschiedliche Drehzahlen zwischen minimalem und maximalem Kippwinkel der Schwenkscheibe jeweils relativ flach und geradlinig verlaufen, so dass schon kleine Änderungen der Differenz zwischen dem Druck an der Saugseite des Verdichters und dem Druck im Triebwerksraum eine schnelle und merkbare Veränderung des Kippwinkels der Schwenkscheibe zur Folge haben (hohe Regelgeschwindigkeit und hohe Regelsensibilität).

Claims

1. Axial piston compressor, especially a compressor for the air-conditioning system of a motor vehicle, having a housing and, for drawing in and compressing a coolant, especially CO_2 , a compressor unit arranged in the housing and driven by means of a drive shaft, the compressor unit comprising pistons which move axially back and forth in a cylinder block and, connected to the drive shaft for conjoint rotation, a tilt plate which drives the pistons, the tilt axis of the tilt plate lying on the central axis of the drive shaft,
characterised in that
the centre of gravity of all parts moved in rotation, such as the tilt plate, members for conjoint movement or the like, lies approximately on the tilt axis of the tilt plate, and furthermore **in that** the moment (M_{SW}) due to the moment of deviation, that is to say the moment due to the mass inertia of the tilt plate, is greater than the moment ($M_{k, ges}$) due to all masses moved in translation, especially the pistons.
2. Axial piston compressor according to claim 1, having a force application arrangement assisting in the restoration of the tilt plate, especially a restoring spring,
characterised in that
the restoring force application arrangement, especially the restoring spring, has a spring constant such that the working range of all regulation curves between the maximum and minimum tilt angles of the tilt plate lies between about 2.0 and about 6.0 bar, especially between about 2.0 to 4.0 bar, that working range increasing correspondingly as the speed of rotation increases.
3. Axial piston compressor according to claim 1 or 2,
characterised in that
the moment (M_{SW}) due to the moment of deviation is about 30 % to about 60 % greater than the moment ($M_{k, ges}$) due to the masses moved in translation.

4. Axial piston compressor according to one of claims 1 to 3,
characterised in that
 the spring constant of the restoring spring is between about 20 N/mm and 70 N/mm, especially between about 30 N/mm and 50 N/mm, the working range of the regulation curves being smaller in the case of a relatively low spring constant than in the case of a relatively high one.
5. Axial piston compressor according to one of claims 1 to 4,
characterised in that
 the spring constant of the restoring spring is so set that, in the case of a doubling of the speed of rotation of the tilt plate, the tilt angle thereof approximately halves, and *vice versa*.
6. Axial piston compressor according to one of claims 1 to 5,
characterised in that
 the spring constant of the restoring spring is so set that the regulation curves for different speeds of rotation between the minimum and maximum tilt angles of the tilt plate have in each case a relatively flat and rectilinear course so that even small changes in the difference between the pressure on the inlet side of the compressor and the pressure in the drive mechanism chamber result in a rapid and noticeable change in the tilt angle of the tilt plate (high regulation speed and high regulation sensitivity).

Revendications

1. Compresseur à pistons axiaux, en particulier compresseur pour le système de climatisation d'un véhicule à moteur, comprenant un carter et un groupe de compression disposé dans le carter et entraîné par un arbre moteur pour aspirer et comprimer un fluide frigorigène, en particulier du CO₂, lequel groupe de compression comprend des pistons faisant un mouvement de va-et-vient axial dans un bloc cylindres, un disque oscillant solidaire en rotation de l'arbre moteur et actionnant les pistons, l'axe de basculement du disque oscillant se trouvant sur l'axe central de l'arbre moteur, **caractérisé en ce que** le centre de gravité de l'ensemble des pièces mobiles en rotation telles que le disque oscillant, les entraîneurs ou similaires se situe sensiblement sur l'axe de basculement du disque oscillant et en outre **en ce que** le moment (M_{SW}) généré par le moment de déviation, c'est-à-dire le moment dû à l'inertie de masse du disque oscillant, est plus grand que le moment ($M_{k,tot}$) généré par l'ensemble des pièces mobiles en translation, en particulier des pistons.
2. Compresseur à pistons axiaux selon la revendication 1, comprenant un dispositif générateur d'énergie, en particulier un ressort de rappel, qui assiste le rappel du disque oscillant, **caractérisé en ce que** le dispositif générateur d'énergie de rappel, en particulier le ressort de rappel, présente une constante élastique telle que la plage de travail de l'ensemble des courbes de régulation entre l'angle d'inclinaison maximale et l'angle d'inclinaison minimale du disque oscillant va d'environ 2,0 à environ 6,0 bar, en particulier d'environ 2,0 à 4,0 bar, cette plage de travail augmentant de manière correspondante à mesure que la vitesse de rotation augmente.
3. Compresseur à pistons axiaux selon la revendication 1 ou la revendication 2, **caractérisé en ce que** le moment (M_{SW}) généré par le moment de déviation est supérieur d'environ 30 % à environ 60 % au moment ($M_{k,tot}$) généré par les masses mobiles en translation.
4. Compresseur à pistons axiaux selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** la constante élastique du ressort de rappel se situe dans la plage de 20 N/mm à 70 N/mm environ, en particulier de 30 N/mm à 50 N/mm environ, la plage de travail des courbes de régulation étant moins étendue lorsque la constante élastique est faible que lorsqu'elle est plus grande.
5. Compresseur à pistons axiaux selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** la constante élastique du ressort de rappel est ajustée de telle manière que l'angle d'inclinaison du disque oscillant est divisé par deux environ lorsque sa vitesse de rotation est multipliée par deux et inversement.
6. Compresseur à pistons axiaux selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que** la constante élastique du ressort de rappel est ajustée de telle manière que les courbes de régulation ont une allure relativement plate et linéaire pour différentes vitesses de rotation entre l'angle d'inclinaison minimale et maximale du disque oscillant de façon que même de petites variations de la différence entre la pression sur le côté aspiration du compresseur et la pression à l'intérieur du mécanisme entraînent une modification rapide et perceptible de l'angle d'inclinaison du

EP 1 753 956 B1

disque oscillant (vitesse et sensibilité de régulation élevées).

5

10

15

20

25

30

35

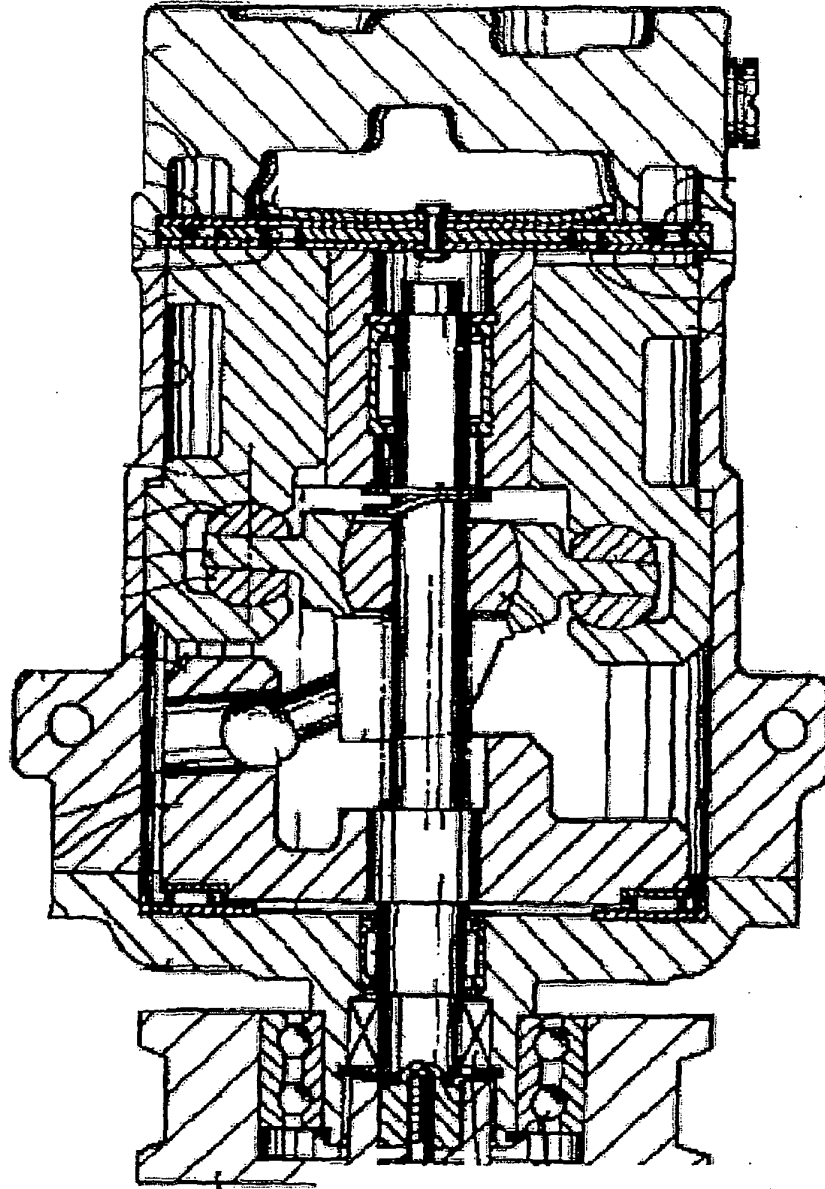
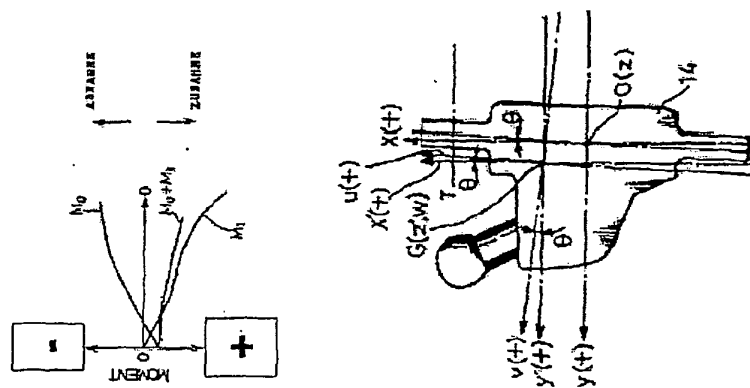
40

45

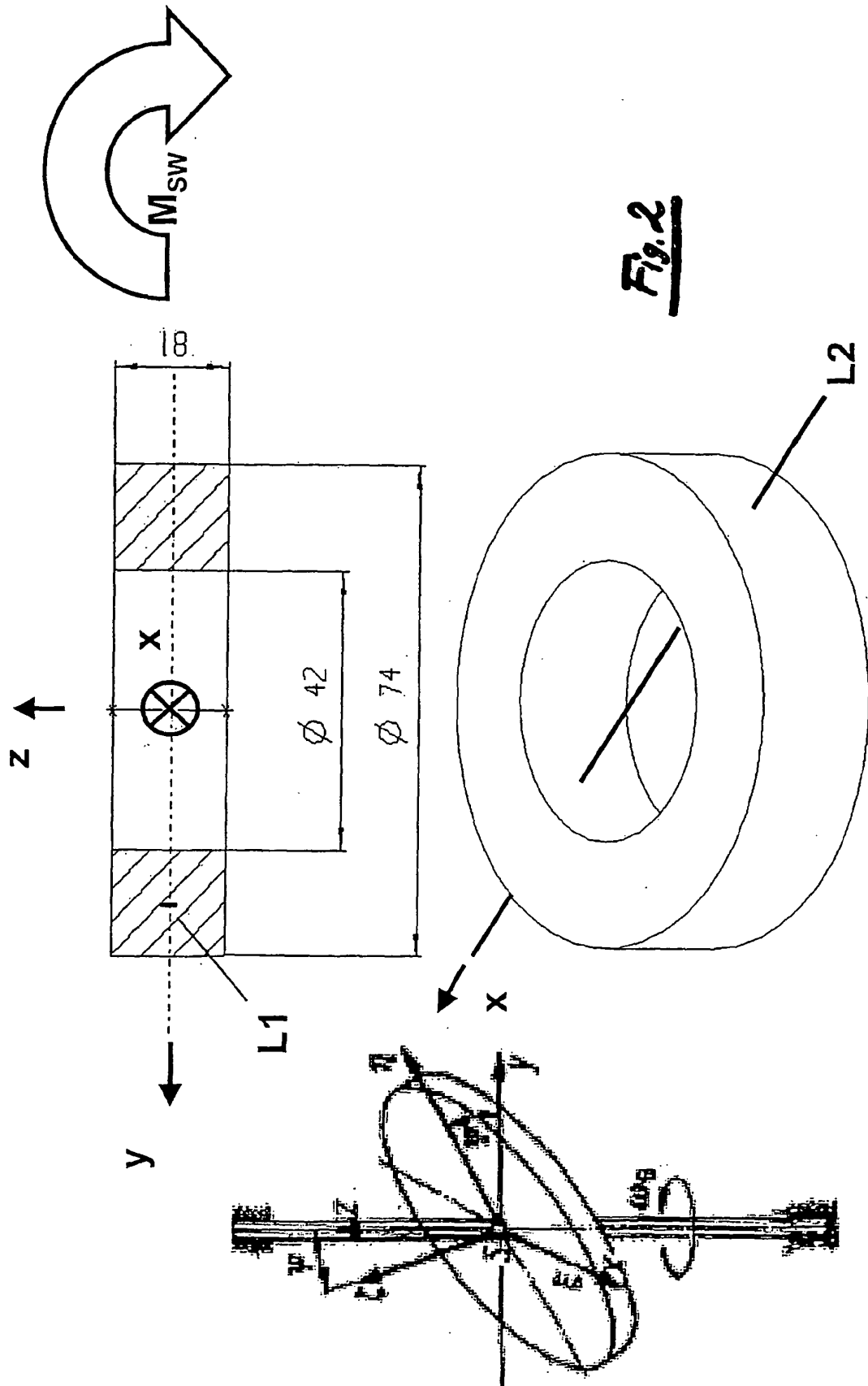
50

55

Kippmomente durch Massenkräfte und Massenträgheit



Stand der Technik (DE 195 14 748 C2) Fig. 1



(a)

Kältemittel CO2	Einzelwerte	1	2	3
Außenradius	ra	42,0	40,0	38,0
Innenradius	ri	24,0	22,0	20,0
mittlerer Radius	R (PCD)	33,0	31,0	29,0
Höhe des Ringes	h	19,0	18,0	17,0
mittlere Dichte Werkstoff		8,2	7,9	7,6

Tabelle 1

J3	Jz
J2=J1	hier: Jy = Jx
	Jyz

Tabelle 2

bei maximalem Kippwinkel 19°

(3)(a)

Mk, ges	7 Kolben (45 g) = 315g
1a	2a 3a
0,53	0,46 0,41
1,60	1,41 1,24
2,44	2,16 1,89
9,78	8,63 7,55

Tabelle 3

(3)(b)

Msw	Msw/Mk, ges	Msw	Msw/Mk, ges	Msw	Msw/Mk, ges
0,98	1,87	0,75	1,62	0,57	1,39
2,88	1,80	2,20	1,56	1,65	1,34
4,16	1,70	3,18	1,47	2,39	1,26
16,64	1,70	12,70	1,47	9,55	1,26

Kältemittel R134a & R152 a

Kältemittel R134a & R152 a	Einzelwerte
Außenradius	ra
Innenradius	ri
mittlerer Radius	R (PCD)
Höhe des Ringes	h
mittlere Dichte Werkstoff	

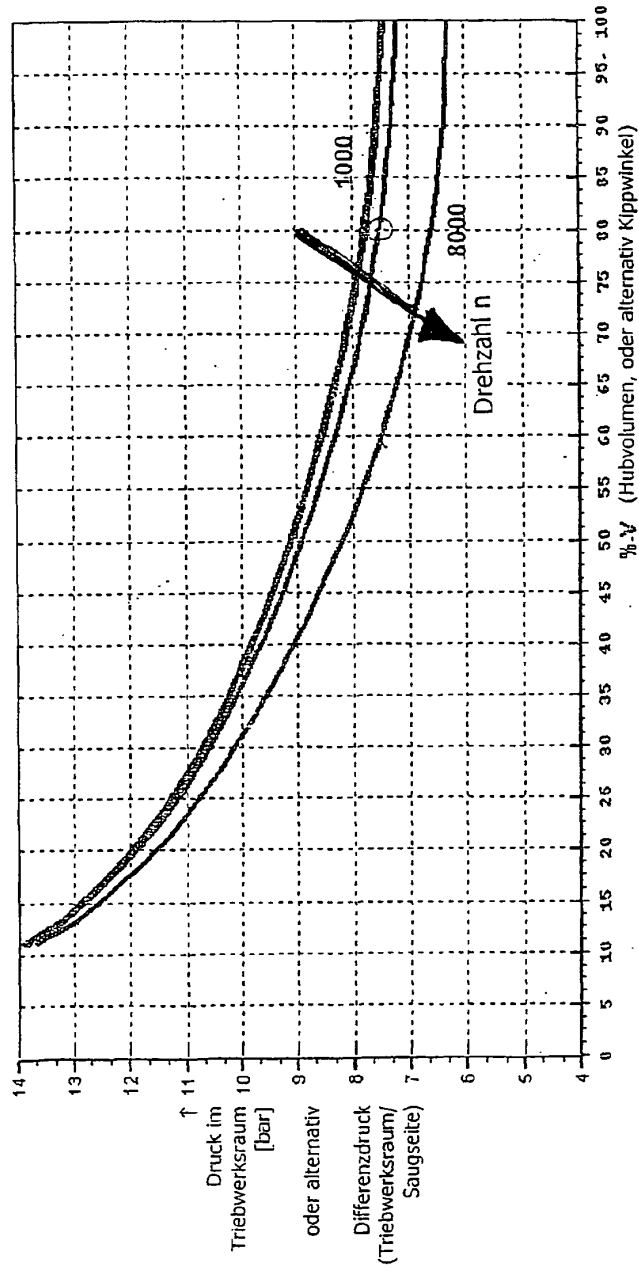
Tabelle 4

Tabelle 5

Jz	1071954	3403	781510	2481	553372	1757
Jy = Jx	548955	1743	398723	1266	281265	893
Jyz	160995	511	117834	374	83763	266

Fig. 3

Schrägscheibe mit exponierter Schwerpunktlage (gemäß Fig. 1) für CO₂ berechnet

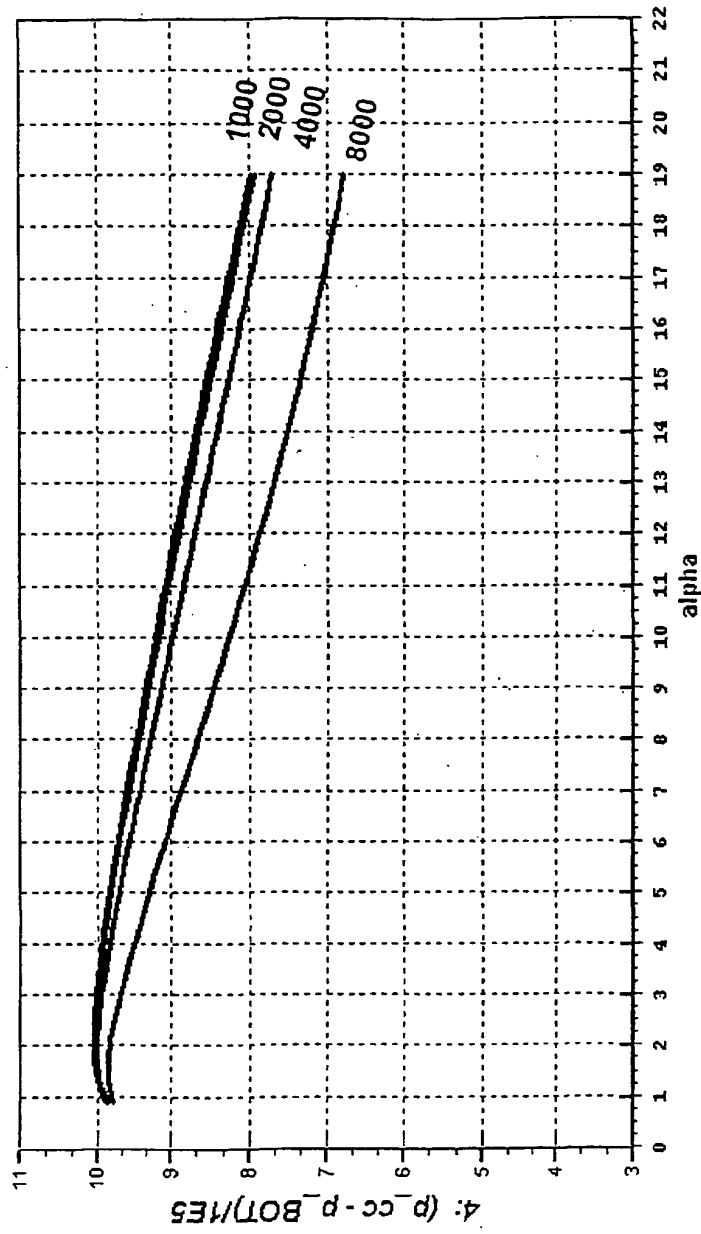


ps=35 bar; pd= 120bar; c = 30 N/mm

Fig. 1

ps = Druck im Ausgangszustand (Saugkammer des Verdichters)
 pd = Verdichtungsdruck (Hochdruckkammer)
 c = Federkonstante der Rückstellfeder

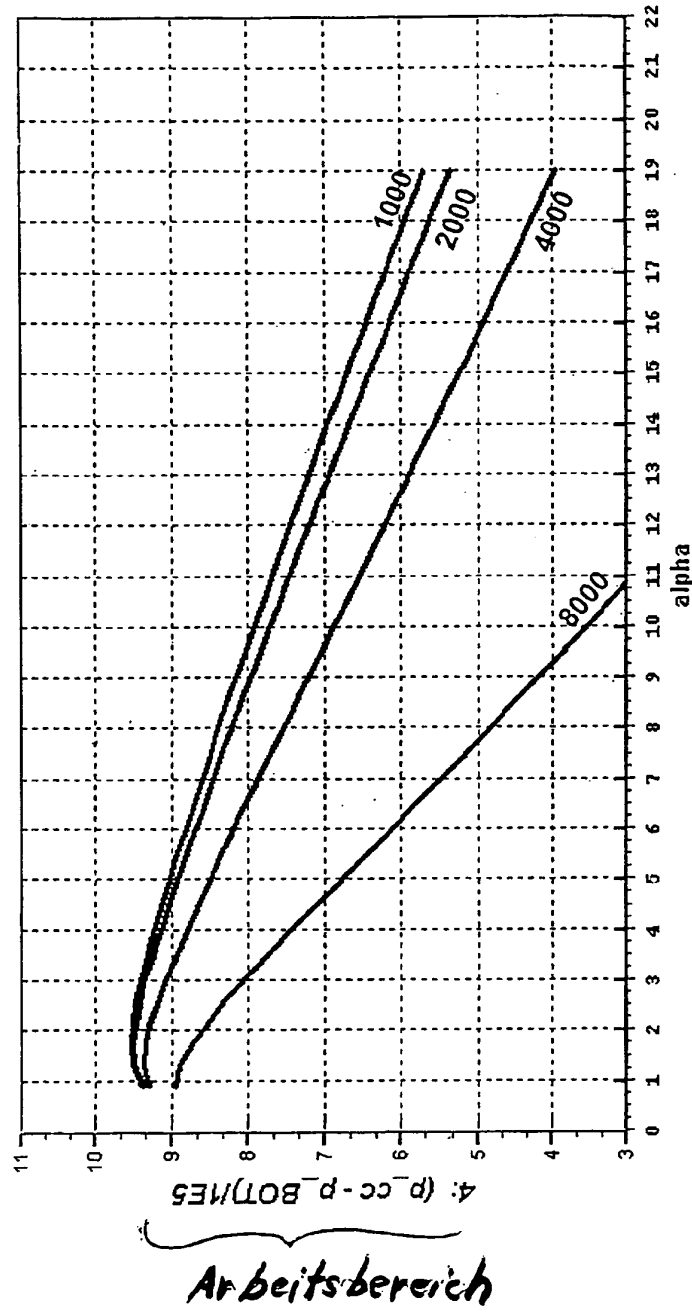
Schrägscheibe Variante 3



$p_s = 50 \text{ bar}$; $p_d = 100 \text{ bar}$; $c = 40 \text{ N/mm}$

Fig. 5

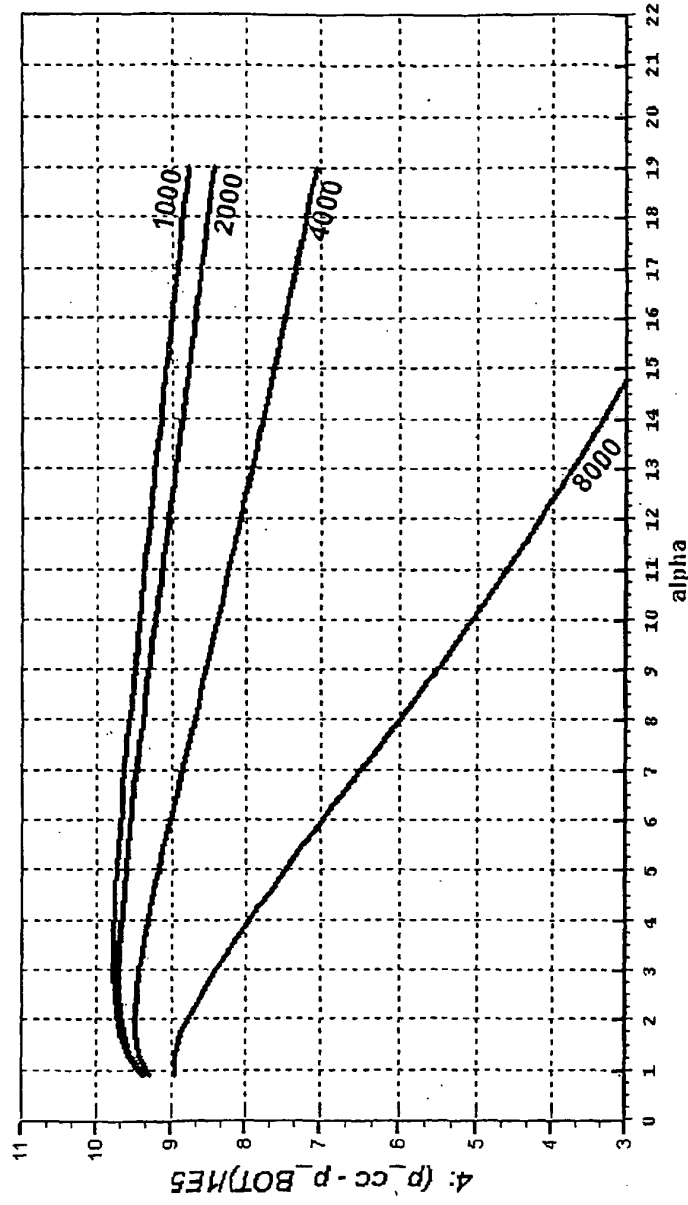
Schrägscheibe Variante 1



$p_s = 35 \text{ bar}$; $p_d = 100 \text{ bar}$; $c = 70 \text{ N/mm}$

Fig. 6

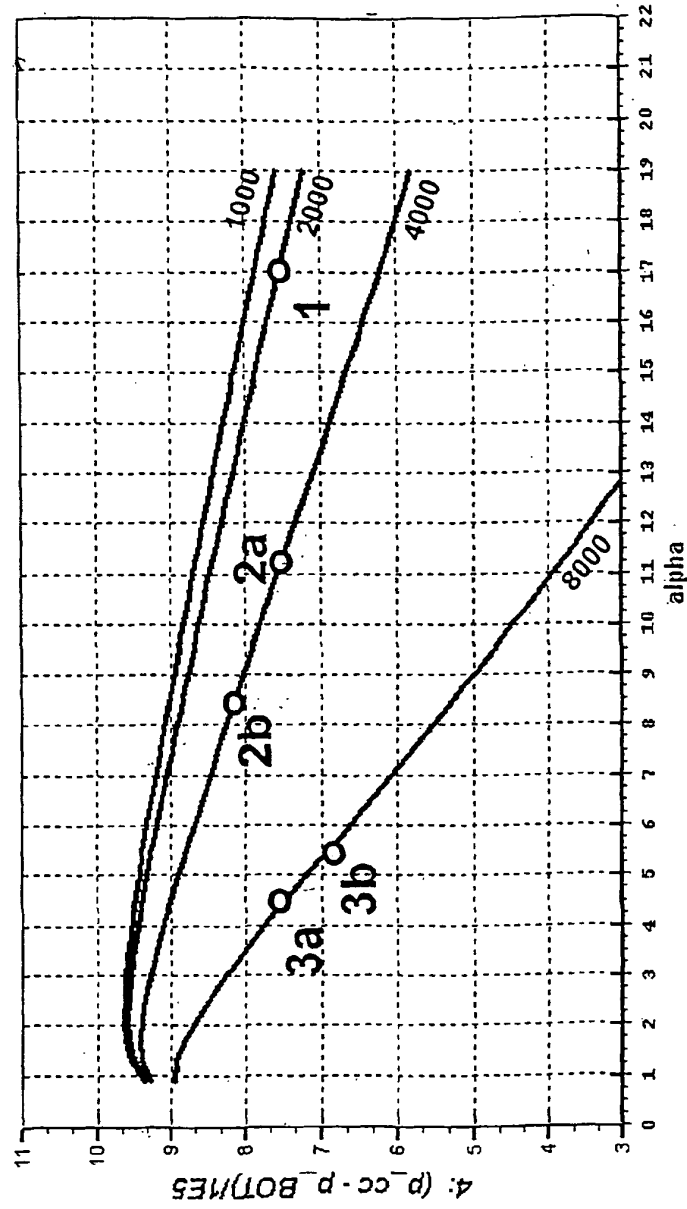
Schrägscheibe Variante 1



$p_s = 35 \text{ bar}$; $p_d = 100 \text{ bar}$; $c = 20 \text{ N/mm}$

Fig. 8

Schrägscheibe Variante 1



$p_s=35 \text{ bar}$; $p_d=100 \text{ bar}$; $c=40 \text{ N/mm}$

Fig. 8

Schrägscheibe Variante 1

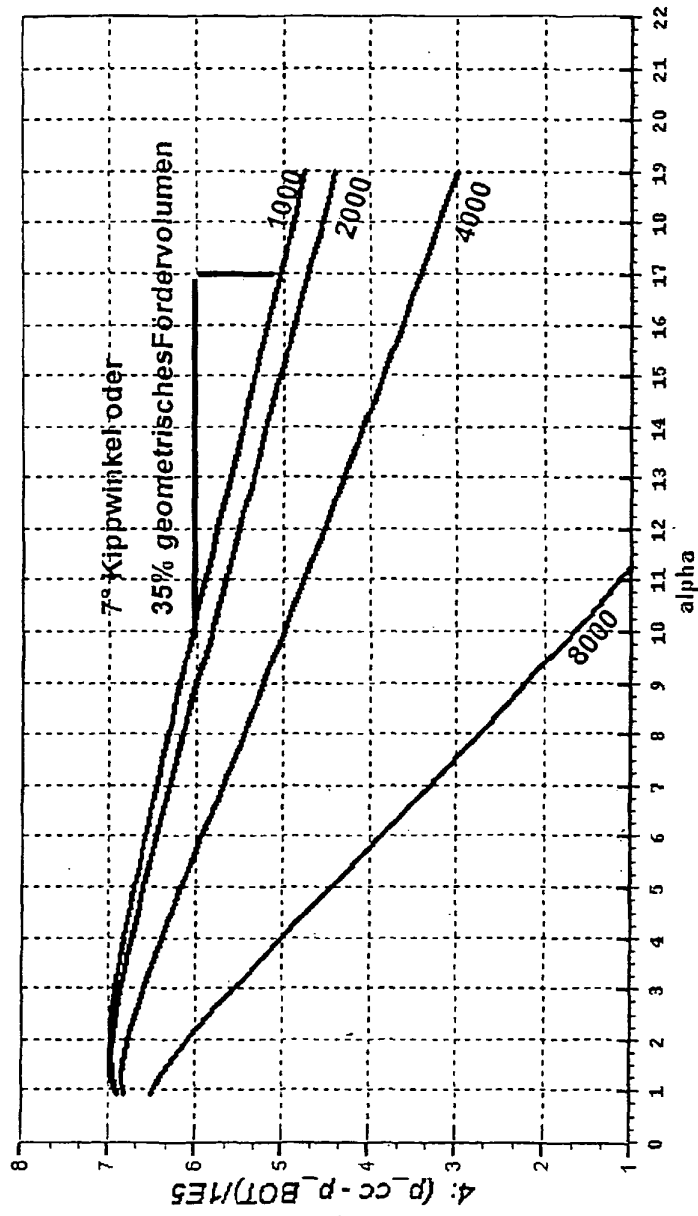
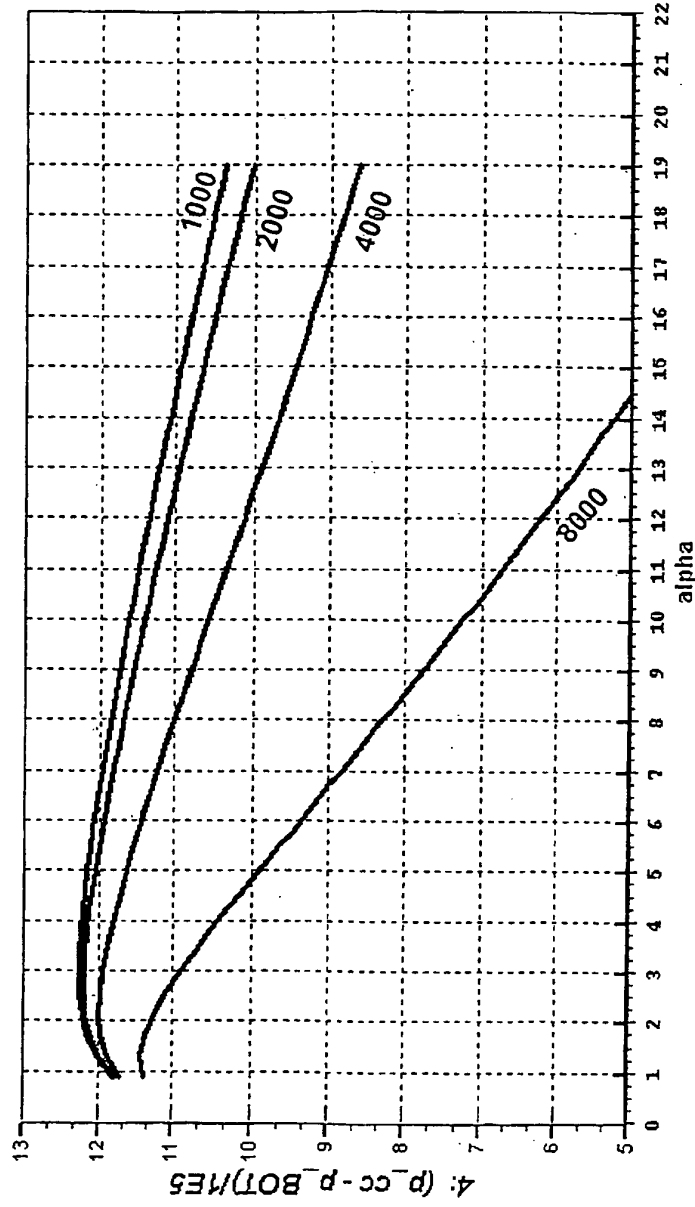


Fig. 9

$p_s = 35 \text{ bar}$; $p_d = 70 \text{ bar}$; $c = 40 \text{ N/mm}$

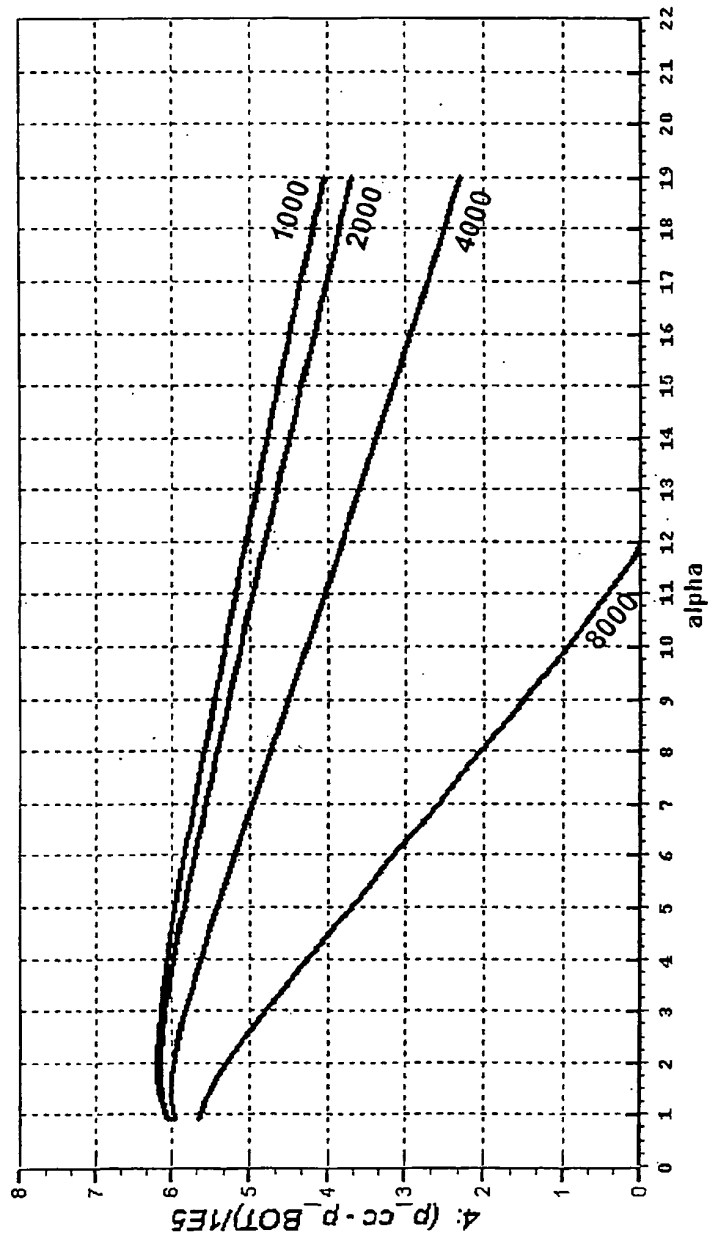
Schrägscheibe Variante 1



ps=35 bar; pd= 150bar; c = 40 N/mm

Fig. 10

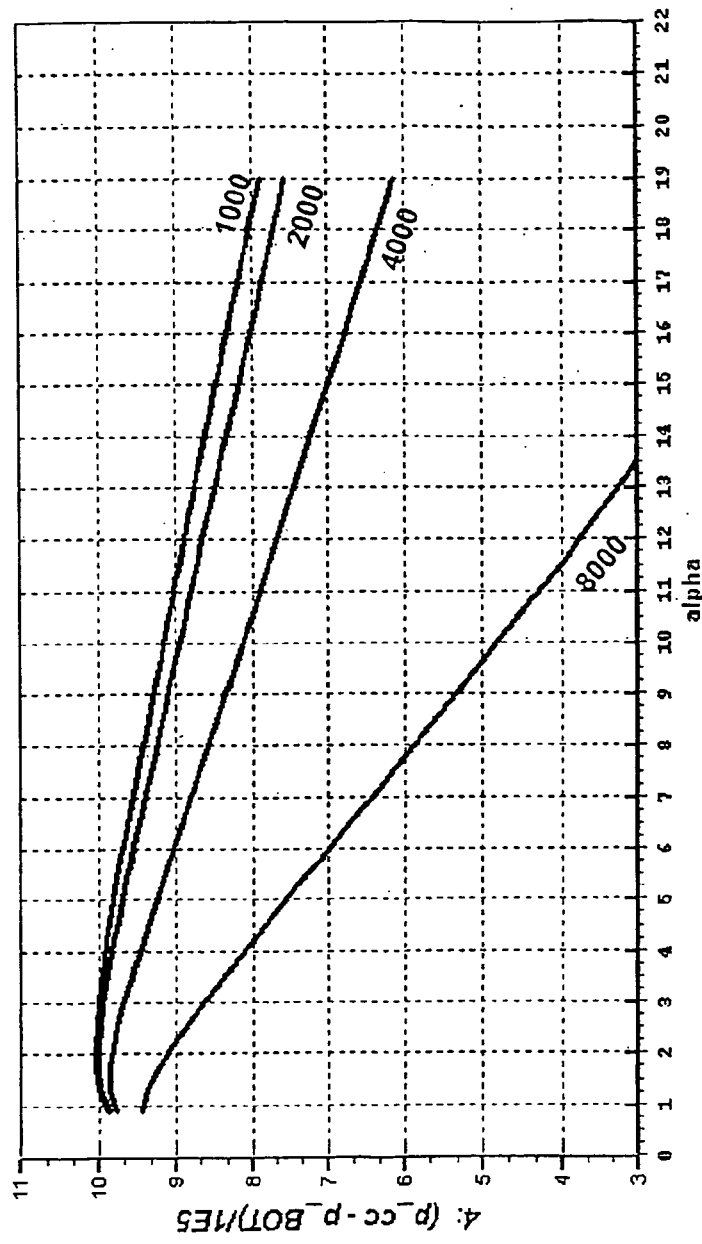
Schrägscheibe Variante 1



ps=20 bar; pd= 70bar; c = 40 N/mm

Fig. 11

Schrägscheibe Variante 1



$p_s = 50$ bar; $p_d = 100$ bar; $c = 40$ N/mm

Fig. 12

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 19514748 C2 [0003] [0004] [0005] [0006] [0011] [0031]
- EP 0809027 A1 [0007] [0008] [0013] [0018]
- DE 19839914 A1 [0008] [0018]
- US 6139282 A [0008]
- DE 10324393 [0009]
- DE 10329393 [0018] [0019] [0031]