



(11) **EP 1 673 537 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
14.04.2010 Patentblatt 2010/15

(51) Int Cl.:
F04B 27/18 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **04765822.4**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2004/011112

(22) Anmeldetag: **05.10.2004**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2005/038253 (28.04.2005 Gazette 2005/17)

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

AXIAL PISTON COMPRESSOR, ESPECIALLY FOR THE AIR CONDITIONING SYSTEM OF A MOTOR VEHICLE

COMPRESSEUR A PISTONS AXIAUX, EN PARTICULIER COMPRESSEUR POUR LE DISPOSITIF DE CLIMATISATION D'UN VEHICULE A MOTEUR

(84) Benannte Vertragsstaaten:
CZ DE FR GB PL

• **ARNEMANN, Michael**
76149 Karlsruhe (DE)

(30) Priorität: **14.10.2003 DE 10347709**

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

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
28.06.2006 Patentblatt 2006/26

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

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A1- 2 524 148 DE-A1- 19 749 727
DE-A1- 19 839 914 US-A- 5 573 379

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

EP 1 673 537 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 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, wobei die Verdichtereinheit in einem Zylinderblock axial hin- und herlaufende Kolben und eine die Kolben antreibende, mit der Antriebswelle drehende Schwenkscheibe (Schräg- oder Schwenkring oder Taumelscheibe) umfasst.

[0002] Ein derartiger Axialkolbenverdichter ist zum Beispiel aus der DE 197 49 727 A1 bekannt. Dieser umfasst ein Gehäuse, in dem in einer kreisförmigen Anordnung mehrere Axialkolben um eine rotierende Antriebswelle herum angeordnet sind. Die Antriebskraft wird von der Antriebswelle über einen Mitnehmer auf eine ringförmige Schwenkscheibe und von dieser wiederum auf die parallel zur Antriebswelle translatorisch verschiebbaren Kolben übertragen. Die ringförmige Schwenkscheibe ist an einer axial verschieblich an der Antriebswelle gelagerten Hülse schwenkbar gelagert. In der Hülse ist ein Langloch vorgesehen, durch das der erwähnte Mitnehmer hindurchgreift. Somit ist die axiale Beweglichkeit der Hülse auf der Antriebswelle durch die Abmessungen des Langloches begrenzt. Eine Montage erfolgt durch ein Hindurchstecken des Mitnehmers durch das Langloch. Antriebswelle, Mitnehmer, Schiebehülse und Schwenkscheibe sind in einem sog. Triebwerksraum angeordnet, in dem ein gasförmiges Arbeitsmedium des Verdichters mit einem bestimmten Druck vorliegt. Das Fördervolumen und damit die Förderleistung des Verdichters sind abhängig vom Druckverhältnis zwischen Saugseite und Druckseite der Kolben bzw. entsprechend abhängig von den Drücken in den Zylindern einerseits und im Triebwerksraum andererseits.

[0003] Eine etwas andere Bauart eines Axialkolbenverdichters ist zum Beispiel in der DE 198 39 914 A1 beschrieben. Die Schwenkscheibe ist als Taumelscheibe ausgeführt, wobei zwischen Taumelscheibe und den Kolben eine gegenüber der Taumelscheibe gelagerte, drehfeste Aufnahmescheibe angeordnet ist.

[0004] Des weiteren wird auf folgenden Stand der Technik hingewiesen:

- DE 2 524 148
- US 4 815 358
- US 4 836 090
- US 4 077 269
- US 5 105 728

[0005] Bei den in diesen Druckschriften beschriebenen Kompressoren geht es u.a. darum, Maßnahmen zu treffen, um die Unwucht des Triebwerks im Betrieb zu vermeiden oder zu reduzieren. Im übrigen ist den bekannten Konstruktionen gemeinsam, dass die rotierenden Bauteile gegenüber den translatorisch bewegten Teilen, nämlich Kolben, Kolbenstange etc. relativ groß und dementsprechend schwer gebaut sind. Des weiteren ist den bekannten Konstruktionen gemeinsam, dass auf die eigentliche Schwenkscheibenvorrichtung eine Zusatzscheibe durch einen geeigneten Koppelmechanismus einwirkt. Die mehreren rotierenden Bauteile sollen ein Aufstellen des Momentes der Schwenkscheibenvorrichtung in Richtung Minimalhub der Kolben bewirken, wodurch Einfluß auf das Regelverhalten genommen wird.

[0006] Die erwähnten Konstruktionen sind allesamt relativ aufwendig, teuer, wenig kompakt und aus diesem Grunde für die heutzutage von der Automobilindustrie verlangten Kompressoren für Klimaanlage ungeeignet.

[0007] Auch bei Serienverdichtern, wie sie in Fahrzeugen eingesetzt werden, zielt man auf eine geeignete Dimensionierung der bewegten Bauteile (insbesondere Masse), um das gewünschte Regelverhalten zu erreichen. Der Serienverdichter 6SEU 12 C von DENSO weist zum Beispiel ein Triebwerk mit den folgenden, für das Regelverhalten relevanten Massen auf:

Bauteil	Anzahl	Masse Bauteil [g]	Masse gesamt [g]
Kolben	6	41	246
Gleitstein	12	5	60
translatorisch bewegte Massen			306 g
Schrägscheibe	1	391	391
Führungsstifte	2	20	40
rotatorisch bewegte Massen			431 g

[0008] Die vorgenannten Zahlen lassen erkennen, dass eine beträchtliche Bauteilmasse für rotatorisch bewegte Teile vorgesehen ist. Damit versucht man, eine ausreichende Gegenkraft bzw. ein ausreichendes Gegenmoment in bezug auf die translatorisch bewegten Massen herzustellen. Dieser Grundgedanke liegt auch der DE 198 39 914 A1 zugrunde, wo eben die rotierende Masse der Schwenkscheibe bzw. des schwenkbaren Anteils derselben derart bemessen ist,

dass die beim Drehen der Antriebsscheibe auftretenden Fliehkräfte ausreichen, um der Schwenkbewegung der Schwenkscheibe bewusst regelnd entgegenzutreten und damit den Kolbenhub und somit die Fördermenge zu beeinflussen, nämlich zu verringern bzw. zu begrenzen bzw. insbesondere konstant zu halten.

[0009] Die Einflußgrößen, die als Momente um das Kippzentrum einer Schwenkscheibenvorrichtung 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 (-)
- Moment infolge einer Aufstellfeder (+)
- Moment infolge rotierender Massen (-); inklusive Moment infolge Schwerpunktlage (zum Beispiel Schwenkscheibe: Kippposition $\neq$ Massenschwerpunkt): kann (+) oder (-) sein
- Moment infolge der translatorisch bewegten Massen (+)

[0010] In bezug auf den erwähnten Verdichter 6SEU 12 C von DENSO, der die typische Bauform eines Schwenkscheibenverdichters repräsentiert, ist zu bemerken, dass die Masse einer solchen Schwenkscheibe nicht beliebig erhöht werden kann, um das Regelverhalten damit zu verändern. Das liegt daran, dass bei den Verdichtern der beschriebenen Art der Massenschwerpunkt der Schwenkscheibe in der Regel einen deutlichen Abstand zum Kippgelenk der Schwenkscheibe aufweist. Diese Konstruktion begründet sich im wesentlichen damit, dass die Schwenkscheibe zusätzlich zu einer geeigneten Führung auf der Antriebswelle über einen Stellmechanismus mit der Antriebswelle oder ein mit der Antriebswelle verbundenes Bauteil gekoppelt werden muß.

[0011] Der erwähnte Abstand vom Schwerpunkt der Schwenkscheibe und des Kippgelenks derselben führt zu einer Unwucht des Triebwerkes, insbesondere in Abhängigkeit vom Schwenkscheibenkippwinkel (der Schwerpunkt wandert "wie bei einer Schaukel" unterhalb des Kippgelenkes), und führt im ungünstigsten Fall zu einer aufregelnden Eigenschaft (sog. "Schwerpunktlage").

[0012] Somit ist bei den Verdichtern nach dem Stand der Technik, und zwar sowohl nach dem druckschriftlichen als auch tatsächlich praktizierten Stand der Technik ein Kompromiß zu schließen dahingehend, dass eine vorbestimmte Masse der Schwenkscheibe bereitgestellt wird, um ein Gegenmoment zu den translatorisch bewegten Massen herzustellen. Andererseits darf die Masse der Schwenkscheibe aber auch nicht zu groß ausgelegt werden, da dann die Unwucht des Triebwerkes übermäßig würde. Im übrigen, bei Ausbildung einer Schwenkscheibe in Form eines Schwenkkringes wird die Erhöhung der Masse desselben durch die Bauhöhe begrenzt.

[0013] Um diesem Problem zu begegnen, hat man bereits vorgeschlagen, die Kolben, d.h. die translatorisch bewegten Massen möglichst gering, d.h. leicht zu bauen, z.B. aus Aluminium oder anderen Werkstoffen mit geringerer spezifischer Dichte. Auch gibt es diesbezüglich den Vorschlag, Hohlkolben zu verwenden.

[0014] Des weiteren wird auf den Verdichter gemäß der EP 0 809 027 A1 verwiesen. Dort geht es um eine besondere Ausführungsform des Koppelmechanismus zwischen Antriebswelle und Schwenkscheibenvorrichtung. Der Koppelmechanismus ist für Hochdruck ausgelegt, zum Beispiel dann, wenn als Kältemittel R744 eingesetzt wird. Des weiteren geht es bei dem zuletzt genannten Stand der Technik auch um eine sog. Konstantregelung der Fördermenge. Es wird vorgeschlagen, die Kinematik des Verdichters so zu konzipieren, dass die auf die Schwenkscheibe wirkenden, abregelnden Kippmomente deutlich gegenüber den aufregelnden Kippmomenten dominieren. Dabei sei darauf hingewiesen, dass der Begriff "Fördermenge" relativ unscharf ist. Die Fördermenge könnte als konstant angesehen werden, wenn sich z.B. bei Verdoppelung der Drehzahl der Kippwinkel der Schwenkscheibe halbiert. Damit wäre geometrisch die Fördermenge konstant. Natürlich wirken auch noch andere Parameter auf die Fördermenge ein, wenn sich der Kippwinkel der Schwenkscheibe ändert, z.B. Liefergrad, Ölwurf od. dgl..

[0015] Für eine Konstantregelung der Fördermenge bei wechselnden Drehgeschwindigkeiten wird das rückstellende Drehmoment der Schwenkscheibe ausgenutzt, da die Schwenkscheibe ihrer Schrägstellung aufgrund der dynamischen Kräfte am mitdrehenden Scheibenteil entgegenwirkt. Dieses Verhalten kann durch die Kraft einer Feder unterstützt werden, so dass die bei ansteigender Drehgeschwindigkeit bzw. Drehzahl zunehmende Fördermenge durch Rückstellung der Schräg- bzw. Schwenkstellung der Schwenkscheibe zumindest teilweise kompensiert wird.

[0016] Wie oben bereits dargelegt, kann prinzipiell ein solches Verhalten erreicht werden, indem man z.B. eine Zusatzmasse in das Triebwerk integriert, deren Massenträgheit sich über einen Koppelmechanismus auf die Schwenkscheibe auswirkt. Weiterhin wurde ausgeführt, dass sich bei Verdichtern, wie sie gegenwärtig in Kraftfahrzeugen eingesetzt werden, die Masse der Schwenkscheibe nicht beliebig groß wählen lässt, ohne andere Nachteile in Kauf nehmen zu müssen. Dies gilt insbesondere auch für die Lehre gemäß der DE 198 39 914 A1 bzw. der EPA-115 1197. Die dort vorgeschlagene Regelung mit der Masse der rotierenden Bauteile kann zu einem Regelverhalten führen, durch das die Fördermenge weitgehend drehzahlunabhängig sein soll. Dies ist jedoch nicht zwangsläufig. Es kann z.B. auch zu einer Überkompensation kommen. Die Auslegungskriterien sind sehr unscharf. Der Grund dafür liegt darin, dass die Masse

der rotierenden Bauteile das Aufstellmoment der Schwenkscheibe lediglich proportional beeinflusst, die Drehzahl (ω) aber quadratisch. D.h., die Fördermenge lässt sich nur im höheren Drehzahlbereich (hier spielt die Dynamik eine Rolle) und für genau 2 Drehzahlen kompensieren.

[0017] Des weiteren sind Verdichter bekannt, insbesondere Serienverdichter für R134a, bei denen sich allein aufgrund der wirkenden Momente von aufregelnden und abregelnden Massenkräften in der Tendenz das Hubvolumen vergrößert. Durch entsprechenden Regeleingriff der eingesetzten Regelventile muß das ggf. kompensiert werden. Bei neueren Entwicklungen, insbesondere für CO₂-Verdichter strebt man danach, dieses Verhalten umzukehren. Der notwendige Regeleingriff kann dann vermindert oder sogar entbehrlich werden.

[0018] Zum besseren Verständnis ist das beschriebene Kippverhalten infolge einer Drehzahlschwankung in den Fig. 2 und 3 dargestellt. Fig. 2 zeigt die Abhängigkeit der Triebwerksraum-Druckdifferenz bezogen auf den Saugdruck über dem Kippwinkel α bzw. "alpha" der Schwenkscheibe. Für die Berechnung wurden exemplarisch folgende Drücke unterstellt:

Hochdruck 120 bar und Saugdruck 35 bar.

Gerechnet wurde weiterhin mit Drehzahlen:

600 U/min, 1200 U/min, 2500 U/min, 5000 U/min, 8000 U/min und 11000 U/min.

[0019] Zu erkennen sind in Fig. 2 allerdings nur fünf der sechs gerechneten Verläufe. Das liegt daran, dass die Verläufe für die Drehzahlen 600 U/min und 1200 U/min im wesentlichen vollständig übereinander liegen (wegen fehlender Dynamik); deshalb ist die im Stand der Technik geförderte "drehzahlunabhängige Fördermenge" eher eine Wunschvorstellung, die mit den dargelegten Maßnahmen nicht erfüllbar ist.

[0020] Anhand des Diagramms gemäß Fig. 2 läßt sich gut erkennen, dass sich Verläufe ergeben, die eine Verstellung der Schwenkscheibe zu größeren Kippwinkeln verursachen, wenn sich die Drehzahl erhöht. Der Berechnung lag ein Schwenkring zugrunde mit einem vorbestimmten Innen- und Außendurchmesser und einer vorbestimmten Höhe.

[0021] Daneben ist die Kolbenmasse relevant, der Teilkreisdurchmesser, auf dem die Kolben liegen, und die Anzahl der Kolben.

[0022] Der Schwenkring hat vorzugsweise ein Massenträgheitsmoment $J_2 = J_{\eta}$ bzw.

$J = m/4 (r_a^2 + r_i^2 + h^2/3)$, das größer ist als 100.000 gmm². Vorzugsweise ist das Massenträgheitsmoment größer als $J=200.000-250.000$ gmm².

[0023] Weiter hat der Schwenkring vorzugsweise ein Massenträgheitsmoment von $J_3 = J_{\zeta} = \frac{m}{2} (r_a^2 + r_i^2)$, das

größer ist als 200.000 gmm², vorzugsweise etwa 400.000 - 500.000 gmm².

[0024] Nachstehend ist die Herleitung des sog. Deviationsmomentes angegeben, welches für das Kippen der Schwenkscheibe bzw. eines Schwenkringes maßgeblich ist, und zwar im dargestellten Fall allein für das Kippen der Schwenkscheibe, bzw. des Schwenkringes verantwortlich ist unter der Voraussetzung, dass der Massenschwerpunkt der Schwenkscheibe bzw. des Schwenkringes sowohl im Kippunkt als auch im geometrischen Mittelpunkt der Schwenkscheibe bzw. des Schwenkringes liegt. Hierbei handelt es sich um einen anzustrebenden Idealfall der Konstruktion. Für die Herleitung des Deviationsmomentes gilt ganz allgemein unter Bezugnahme auf Fig. 13:

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

$$\alpha_1 = 0$$

$$\beta_1 = 90^\circ$$

$$\gamma_1 = 90^\circ$$

Richtungswinkel der x-Achse gegenüber den Hauptträgheitsachsen $\xi \cdot \eta \cdot \zeta$

$$\alpha_2 = 90^\circ$$

$$\beta_2 = \psi$$

$$\gamma_2 = 90^\circ + \psi$$

Richtungswinkel der y-Achse gegenüber den Hauptträgheitsachsen $\xi \cdot \eta \cdot \zeta$

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_3 = 90^\circ \\ \beta_3 = 90^\circ - \psi \\ \gamma_3 = \psi \end{array} \right\} \text{Richtungswinkel der z-Achse gegenüber den} \\ \text{Hauptträgheitsachsen } \xi \cdot \eta \cdot \zeta$$

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

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

(Anmerkung: $J_3 \approx 2 J_2$)

[0025] Ziel: J_{yz} soll eine bestimmte Größe haben
 $J_{yz} \uparrow \} J_3 \uparrow J_2$ erhöht sich zwangsläufig!)
[0026] Deviationsmoment

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

[0027] Unabhängig von Fig.13 gilt:

[0028] Moment infolge Massenkraft der Kolben

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

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

$$F_{mi} = m_k \cdot Z_i$$

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

$$M_{k,ges} = m_k \cdot R \sum_{i=1}^n Z_i \cdot \cos \beta_i$$

Moment M_{sw} infolge Deviationsmoment

[0029]

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

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

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

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

bzw.

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

[0030] Dabei bedeuten die oben verwendeten Größen was folgt:

30	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
35	α	Kippwinkel des Schwenkringes/Schwenkscheibe
	m_k	Masse eines Kolbens inklusive Gleitsteine bzw. Gleitsteinpaar
	$m_{k,ges}$	Masse aller Kolben inklusive Gleitsteine
	m_{sw}	Masse des Schwenkringes
	r_a	Außenradius des Schwenkringes
40	r_i	Innenradius des Schwenkringes
	h	Höhe des Schwenkringes
	ρ	Dichte des Schwenkringes
	V	Volumen des Schwenkringes
	β_i	Winkelposition des Kolbens i
45	z_i	Beschleunigung des Kolbens i
	F_{mi}	Massenkraft des Kolbens i (inklusive einem Gleitsteinpaar)
	$M(F_{mi})$	Moment infolge der Massenkraft des Kolbens i
	$M_{k,ges}$	Moment infolge der Massenkraft aller Kolben
	M_{sw}	Moment infolge des Aufstellmomentes des Schwenkringes/Schwenkscheibe infolge des Deviationsmoments
50		(J_{yz})
	J =	f (ρ , r, h) Massenträgheitsmoment

[0031] Konkret lag der Fig. 2 folgende Kippmomentbestimmung der Schwenk- bzw. Schrägscheibe zugrunde, wobei α von 0° bis 16° variiert wurde:

Kippmomentbestimmung Schrägscheibe

	theta	0	0,00	[°]	-	i	Jz	208436
5	n(p)	7			beta	1	0,0	0,00
	R	29		[mm]	beta	2	51,4	0,90
	n	2500		[1/min]	beta	3	102,9	1,80
	alpha	16	0,28	[°]	beta	4	154,3	2,69
	mk	45		[g]	beta	5	205,7	3,59
	mk _{,ges}	315		[g]	beta	6	257,1	4,49
10					beta	7	308,6	5,39
	m _{sw}	230		[g]				
	r _a	37		[mm]				
	r _i	21		[mm]				
	h	10		[mm]	z"	1	569,9	
15					z"	2	355,4	
	rho	7,9		[g/cm³]	z"	3	-126,8	
					z"	4	-513,5	
					z"	5	-513,5	
					z"	6	-126,8	
20	V	29154		[mm³]	z"	7	355,4	
					Fmi	1	25,6	
	R _{f,r,eing}	30			Fmi	2	16,0	
25	R _{f(r,a;r<i>i</i>)}	29			Fmi	3	-5,7	
					Fmi	4	-23,1	
					Fmi	5	-23,1	
	sin2(alpha)	0,5299			Fmi	6	-5,7	
	tan(alpha)	0,2867			Fmi	7	16,0	
30					M(Fmi)	1	0,74	
					M(Fmi)	2	0,29	
					M(Fmi)	3	0,04	
35					M(Fmi)	4	0,60	
					M(Fmi)	5	0,60	
					M(Fmi)	6	0,04	
					M(Fmi)	7	0,29	
40	n	2500		[1/min]	Mk _{,ges}	2,6032	M _{sw}	1,8578
	alpha	16		[°]				

[0032] Es lässt sich erkennen, dass der Einfluß der Kolbenmassen überwiegt und sich damit das aufregelnde Verhalten der Schräg- bzw. Schwenskeibe bei steigender Drehzahl ergibt.

[0033] Es handelt sich also um den Fall $M_{k,ges} > M_{sw}$

[0034] In Fig. 3 ist ein Diagramm für ein nahezu identisches Triebwerk angegeben, wobei sich dieses Diagramm nach folgendem Berechnungsschema ergibt, wobei auch hier α von 0° bis 16° variiert wurde:

Kippmomentbestimmung Schrägscheibe

[illegible]

[0035] Hier liegt der Fall $M_{k,ges} < M_{sw}$ vor.

[0036] Dieses Berechnungsschema zeigt, dass im Vergleich zu der Berechnung zu Fig. 2 die Dicke bzw. Höhe der Schräg- bzw. Schwenscheibe von 10 mm (Fig. 2) auf 18. mm (Fig. 3) erhöht worden ist. Das hat zur Konsequenz, dass das relevante Massenträgheitsmoment J_z vergleichsweise auf den etwa doppelten Wert ansteigt. In Fig. 3 ist ein abregelndes Verhalten des Schwenscheibentriebwerkes zu erkennen. Angedeutet wird dieser Trend durch den Pfeil "n" in Fig. 3, wobei "n" die Drehzahl der Schwenscheibe bzw. Antriebswelle bedeutet. Die gleiche Bedeutung hat natürlich der Pfeil "n" in Fig. 2, nur ist dort der Pfeil umgekehrt gerichtet, wodurch ein Aufregeln mit zunehmender Drehzahl angezeigt werden soll.

[0037] Die Fig. 2 und 3 geben den Stand der Technik wieder. Dabei ist das aufregelnde Verhalten entsprechend Fig. 2 bei gegenwärtigen R134a Serienverdichter häufig feststellbar. Bei neueren Entwicklungen versucht man eher, diesen Trend in das Gegenteil zu wandeln, nämlich entsprechend Fig. 3.

[0038] Ausgehend von dem genannten Stand der Technik ist es Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen Axialkolbenverdichter der eingangs genannten Art zu schaffen, auf dessen Schwenkscheiben-Vorrichtung Drehzahlschwankungen einen minimalen Einfluß haben, d.h. nicht die Förderleistung, sondern der Kippwinkel der Schwenkscheibe soll von der Drehzahl möglichst wenig beeinflusst sein.

[0039] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruches 1 gelöst, wobei vorteilhafte Weiterentwicklungen und Details der Erfindung in den Unteransprüchen beschrieben sind. Der Axialkolbenverdichter kann insbesondere als Verdichter in der Klimaanlage eines Kraftfahrzeuges eingesetzt werden. Unter translatorisch bewegten Teilen werden beispielsweise Axialkolben, Kolbenstange oder Gleitsteine verstanden, sowie unter rotatorisch bewegten Teilen beispielsweise eine Schwenkscheibe, Mitnehmer oder dergleichen. Das Moment $M_{k,ges}$ soll dabei infolge der translatorisch bewegten Massen, insbesondere der Kolben, gegebenenfalls einschließlich Gleitsteine, Kolbenstangen od. dgl., etwa gleich dem Moment M_{sw} infolge des Deviationsmoments sein.

[0040] Der Kern der vorliegenden Erfindung liegt also darin, die Geometrie und Dimensionierung der translatorisch bewegten Teile einerseits und rotatorisch bewegten Teile andererseits so aufeinander abzustimmen, dass die dadurch bedingten Momente stets etwa gleich groß sind, so dass der Schwenkscheiben-Kippwinkel bei sich ändernden Drehzahlen im wesentlichen konstant bleibt.

[0041] Dadurch erhält man folgende Vorteile:

- günstiges dynamisches Verhalten: vermindertes Aufschwingen und Gegenregeln durch Ventile;
- Verminderung der Streuung der Kennlinien; dadurch kann bei der Auslegung jeder Betriebspunkt optimal berücksichtigt bzw. im Kennfeld platziert werden (besonders interessant bei CO_2 -Verdichtern, da bei diesen im Vergleich zu R134a-Verdichtern neben den AC(Air Conditioning)-Betriebspunkten auch die HP(Heat-Pump)-Betriebspunkte berücksichtigt werden müssen);
- durch Überlagern eines Momentes infolge Schwerpunktlage kann man in etwa die eingestellten Verläufe der Kennlinien erhalten, diese aber gezielt verschieben.

[0042] Erfindungsgemäß gilt es also, die Summe der translatorischen und rotatorischen Momente auf "Null" einzustellen. Aus den oben genannten Gleichungen für M_{sw} infolge (Deviationsmoment) und $M_{k,ges}$ ergibt sich, dass sich bei Gleichstellung dieser beiden Momente der Drehzahleinfluß " ω^2 " herauskürzt.

[0043] Des weiteren haben die Erfinder erkannt, dass sich aber ein Einfluß des Kippwinkels der Schwenkscheibe nicht vermeiden lässt. Dieser ergibt sich aus den Verläufen von $\tan(\alpha)$ und $\sin(2\alpha)$. Die Verläufe dieser Winkelfunktionen sind in Fig. 1 dargestellt. Daraus lässt sich ableiten, dass der Einfluß bei kleinem Kippwinkel sehr gering ist, bei größeren Kippwinkeln dann aber beträchtlich zunimmt. In der Regel werden die Schwenkscheiben-Kippwinkel durch einen minimalen Wert α_{min} und einem maximalen Wert α_{max} limitiert. Denkbar sind Grenzen von 0° einerseits und 30° andererseits. In der Praxis liegen die Minimal- und Maximalwerte zwischen etwa $0,6^\circ$ und 18° . Darauf aufbauend ist aus Fig. 1 erkennbar, dass man im zuletzt genannten Bereich etwa mit einer Abweichung von 13% rechnen muß. Das heißt, wenn für einen minimalen Kippwinkel konstruktiv ein Gleichgewicht zwischen aufregelnden und abregelnden Massen verwirklicht würde, so muß am entgegengesetzten Limit der Schwenkscheibe dennoch mit einem unerwünschten Kippverhalten (Drehzahleinfluß infolge des Kippwinkels) rechnen.

[0044] Mit der vorliegenden Erfindung soll das Triebwerk so ausgelegt sein, dass zumindest näherungsweise das erwähnte unerwünschte Verhalten hinsichtlich der Drehzahländerung bei unterschiedlichen Kippwinkeln stark reduziert ist.

[0045] Die Fig. 4 zeigt die Kippcharakteristik der Schwenkscheibe für ein Triebwerk, für welches bei einem Kippwinkel von 1° die Massenkräfte/Momente konstruktiv so eingestellt sind, dass sich aufregelnde und abregelnde Kippmomente in etwa ausgleichen. Das entsprechende Berechnungsschema lautet wie folgt:

Kippmomentbestimmung Schrägscheibe

[illegible]

n	2500	[1/min]		
alpha	1	[°]	Mk,ges 0,1585	Msw 0,1585
n	2500	[1/min]		
alpha	8	[°]	Mk,ges 1,2759	Msw 1,2515
n	2500	[1/min]		
alpha	16	[°]	Mk,ges 2,6032	Msw 2,4061
n	11000	[1/min]		
alpha	1	[°]	Mk,ges 3,0679	Msw 3,0678
n	11000	[1/min]		
alpha	8	[°]	Mk,ges 24,7014	Msw 24,2296
n	11000	[1/min]		
alpha	16	[°]	Mk,ges 50,3983	Msw 46,5820

[0046] Die in Fig. 4 dargestellte Kippcharakteristik bezieht sich auf einen Druck von 120 bar an der Hochdruckseite und 35 bar an der Saugseite bei Drehzahlen von: 600 U/min, 1200 U/min, 2500 U/min, 5000 U/min, 8000 U/min und 11000 U/min. Im vorstehenden Berechnungsschema ist die Momentenbilanz für einen minimalen Kippwinkel von 1° berechnet und durch entsprechende Auswahl der Schwenkscheibengeometrie eingestellt. Für alle weiteren Rechnungen wurden Innen- und Außendurchmesser der Schwenkscheibe unverändert gelassen, lediglich die Höhe der Schwenkscheibe wird zur Anpassung variiert. Im Bereich der Kolben wird für alle weiteren Berechnungen die Masse konstant mit 45 g angesetzt. Zunächst liegt zur Vereinfachung der Bilanz der Momente der Schweriktscheiben-Schwerpunkt direkt im Kippgelenk der Schwenkscheibe. Die Position der Kolben wird näherungsweise durch die Schwenkscheiben-Geometrie über den Zusammenhang $(r_a + r_i)/2$ festgelegt. Die verwendeten Zahlen und Angaben sind lediglich beispielhaft anzusehen; qualitativ sind die Zusammenhänge aber auch für andere Annahmen repräsentativ. Das hier behandelte Beispiel bezieht sich auf einen Verdichter für die CO₂-Applikation.

[0047] Das in Fig. 4 dargestellte Diagramm zeigt ein wenig befriedigendes Ergebnis im Regelverhalten bei größeren Kippwinkeln. Der Verdichter regelt allein aufgrund der Kippmomente infolge der translatorisch bewegten Kolben stark auf. Aufgrund der vorstehenden Zielsetzung ist dieses Ergebnis nicht gerade optimal. Der Ausgleich der Kippmomente bei einem minimalen Kippwinkel von $\alpha = 1^\circ$ wird dadurch demonstriert, dass bei diesem Kippwinkel $M_{k,ges}$ nahezu gleich M_{sw} ist.

[0048] Dem in Fig. 5 dargestellten Diagramm liegen die nachstehende Berechnung und Ergebnisse zugrunde:

Kippmomentbestimmung Schrägscheibe

5	theta	0	0,00	[°]	beta	i		Jz	279388
	n (p)	7			beta	1	0,0		
	R	29		[mm]	beta	2	51,4	0,90	(Jx =) Jy 144316
	n	2500		[1/min]	beta	3	102,9	1,80	
	alpha	8	0,14	[°]	beta	4	154,3	2,69	Jyz 18615
	mk	45		[g]	beta	5	205,7	3,59	
10	mk,ges	315		[g]	beta	6	257,1	4,49	omega 262
	msw	309		[g]	beta	7	308,6	5,39	
	ra	37		[mm]					
	ri	21		[mm]					
15	h	13,404		[mm]	z"	i			Jy/mk,ges 458
					z"	1	279,3		
	rho	7,9		[g/cm³]	z"	2	174,2		Jy/msw 467
					z"	3	-62,2		
					z"	4	-251,7		Jz/mk,ges 887
					z"	5	-251,7		
20					z"	6	-62,2		Jz/msw 905
	V	39078		[mm³]	z"	7	174,2		
									msw/mk,ges 0,98
					Fmi	i			
25	R fr,eing	30			Fmi	1	12,6		
	R f(ra;ri)	29			Fmi	2	7,8		
					Fmi	3	-2,8		
					Fmi	4	-11,3		
					Fmi	5	-11,3		
30	sin2(alpha	0,2756			Fmi	6	-2,8		
	tan(alpha)	0,1405			Fmi	7	7,8		
					M(Fmi)	i			
35					M(Fmi)	1	0,36		
					M(Fmi)	2	0,14		
					M(Fmi)	3	0,02		
					M(Fmi)	4	0,30		
					M(Fmi)	5	0,30		
					M(Fmi)	6	0,02		
40					M(Fmi)	7	0,14		
	n	2500		[1/min]					
	alpha	8		[°]	Mk,ges		1,2759		Msw 1,2759

5	n	2500	[1/min]		
	alpha	1	[°]	Mk,ges 0,1585	Msw 0,1615
	n	2500	[1/min]		
	alpha	16	[°]	Mk,ges 2,6032	Msw 2,4529
10	n	2500	[1/min]		
	alpha	8	[°]	Mk,ges 1,2759	Msw 1,2759
	n	11000	[1/min]		
	alpha	1	[°]	Mk,ges 3,0679	Msw 3,1275
15	n	11000	[1/min]		
	alpha	8	[°]	Mk,ges 24,7014	Msw 24,7011
	n	11000	[1/min]		
	alpha	16	[°]	Mk,ges 50,3983	Msw 47,4884
20					

[0049] Fig. 5 läßt ebenfalls ein ähnliches Verhalten wie Fig. 4 erkennen; allerdings wurde der Effekt des Aufregelns leicht vermindert. Bei der Berechnung wurde bezogen auf die Berechnung zu Fig. 4 folgendes verändert:

[0050] Als Kippwinkel zur Einstellung der Bilanz der relevanten Momente auf Null ist ein mittlerer Kippwinkel von $\alpha = 8^\circ$ gewählt worden.

[0051] Um das Trägheitsmoment der Schwenkscheibe entsprechend anzupassen, wurde die Höhe der Schwenkscheibe geringfügig vergrößert, und zwar von 13,130 mm auf 13,404 mm.

[0052] Die Momentenbilanz im Berechnungsschema weist einen Ausgleich der Momente bei dem Kippwinkel von 8° auf. Zu erkennen ist auch, dass die einzelnen Kennlinien im Bereich niedrigerer Drehzahlen sehr eng beieinander liegen und sogar leicht abregelnd wirken. Die Linien weisen dann etwa bei einem Kippwinkel $\alpha = 8^\circ$ einen Schnittpunkt auf und werden danach wieder aufregelnd separiert.

[0053] Anhand der weiteren Figuren soll nun die Erfindung und das Ziel der vorliegenden Erfindung näher beschrieben werden. Im einzelnen zeigen die Figuren was folgt:

Fig. 6 das Regelverhalten einer Schwenkscheibe, die erfindungsgemäß ausgelegt ist;

Fig. 7 das Regelverhalten einer Schwenkscheibe, die ebenfalls erfindungsgemäß, jedoch gegenüber Fig. 6 anders ausgelegt ist;

Fig. 8 das Regelverhalten einer Schwenkscheibe gemäß Erfindung für eine einzige Drehzahl von $n = 5000$ U/min unter Variation des Betriebspunktes (unterschiedlich eingestellter Hochdruck und Saugdruck);

Fig. 9 eine bevorzugte Ausführungsform eines Schwenkring-Triebwerkes für einen Axialkolbenverdichter in perspektivischer Ansicht;

Fig. 10 das Schwenkring-Triebwerk gemäß Fig. 9 im Axialschnitt Längslinie II-II in Fig. 9;

Fig. 11 das Triebwerk gemäß Fig. 9 in Explosionsdarstellung;

Fig. 12 die Einteilung des Triebwerkes gemäß Fig. 9 in vier Quadranten Q1, Q2, Q3 und Q4;

Fig. 13 eine schematische Darstellung der Koordinaten eines Schwenkscheiben-Mechanismus zur Berechnung des Massenträgheitsmomentes;

Fig. 14a - 21 den Einfluß der Lage des Schwerpunktes der Schwenkscheibe relativ zur Kippachse, wobei die Kippachse den Nullpunkte für die Koordinaten y und z definieren.

[0054] Fig. 6 und das nachstehende Berechnungsschema

14

n	2500	[1/min]		
alpha	1	[°]	Mk,ges 0,1585	Msw 0,1714
n	2500	[1/min]		
alpha	8	[°]	Mk,ges 1,2759	Msw 1,3540
n	2500	[1/min]		
alpha	16	[°]	Mk,ges 2,6032	Msw 2,6032
n	11000	[1/min]		
alpha	1	[°]	Mk,ges 3,0679	Msw 3,3191
n	11000	[1/min]		
alpha	8	[°]	Mk,ges 24,7014	Msw 26,2141
n	11000	[1/min]		
alpha	16	[°]	Mk,ges 50,3983	Msw 50,3972

zeigt das Regelverhalten eines Schwenkring-Triebwerkes, welches derart dimensioniert ist, dass bei einem Kippwinkel von 16° ein Momentenausgleich stattfindet, wobei der Kippwinkel von 16° gleich $\alpha_{\max}$ sein soll. Die Höhe der Schwenkscheibe wurde auf 14,292 mm angepasst. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass natürlich auch andere Schwenkscheibenparameter für die Einstellung des Massenträgheitsmomentes herangezogen werden können. Um eine einfache Vergleichbarkeit herzustellen, wurde aber lediglich beispielhaft der Parameter "Schrägscheibenhöhe" ausgewählt.

[0055] Das Regelverhalten der Schwenkscheibe gemäß Fig. 6 zeigt ein besonders gewünschtes Resultat. Im gesamten Arbeitsbereich der Schwenkscheibe, d.h. von $\alpha_{\min}$ bis $\alpha_{\max}$ gibt es keinen nennenswerten aufregelnden Effekt von Momenten bewegter Massen; eine breite Streuung der Kennlinien wird vermieden, und zwar dadurch, dass es einen Schnittpunkt oder ein Zusammenlaufen der Kennlinien bei maximalem Kippwinkel, d.h. $\alpha_{\max}$ gibt.

[0056] Die Momentensumme der aufregelnden und abregelnden Massenkräfte ist im Bereich zwischen mittlerem und maximalem Kippwinkel, insbesondere bei maximalem Kippwinkel etwa Null.

[0057] An dieser Stelle sei auch darauf hingewiesen, dass sich die vorliegende Beschreibung nur auf die infolge der Schwenkscheibe und der Kolben und eventuell zusätzlichen Bauteilen wirkenden Massenkräfte, Trägheitskräften und den sich daraus ergebenden Momenten beziehen, die ein Verkippen der Schwenkscheibe beeinflussen. Dabei wird im vorliegenden Fall ein Triebwerk herangezogen, welches nur wenige Bauteile aufweist. Ausgehend von dem hier zugrunde liegenden Beispiel mit Schwenkscheibe, Gleitsteinen und Kolben sind natürlich auch komplexere Konstruktionen denkbar, wie etwa ein Taumelscheibenverdichter. Grundsätzlich gilt das hier Gesagte jedoch auch für diese komplexeren Baugruppen.

[0058] Darüber hinaus ist das hier angesprochene Momentengleichgewicht überprüfbar, ohne dass dazu der Verdichter in Betrieb genommen werden muß. Ausgehend von der oben genannten Grundgleichung für den Momentenausgleich ist es offensichtlich, dass die Kennlinien errechnet werden können aus der gemessenen Geometrie und den gemessenen Bauteilmassen. Ggf. muß auch noch der Schwerpunkt der Schwenkscheibe ermittelt werden.

[0059] Die Fig. 7 und 8 zeigen eine Variante zu der Ausführung gemäß Fig. 6. Vor allem zeigen die Fig. 7 und 8, dass ein Momentenausgleich auch für einen virtuellen Kippwinkel möglich ist, z.B. einen Kippwinkel, dessen Betrag über $\alpha_{\max}$ liegt. Erstreckt sich z.B. der Arbeitsbereich des Schwenkscheiben-Kippwinkels 1° bis 16° , kann die Auslegung des Triebwerks so erfolgen, dass die Momentensumme bei einem virtuellen Kippwinkel von 22° Null ist. Fig. 7 läßt erkennen, dass auch in einem solchen Fall ein Regelverhalten erhalten wird, welches dem gewünschten Ziel sehr nahe kommt. In Fig. 7 laufen sämtliche Kennlinien beim virtuellen Kippwinkel $\alpha = 22^\circ$ zusammen, und zwar Kennlinien für unterschiedliche Drehzahlen.

[0060] In Fig. 8 sind die Kennlinien für eine einzige Drehzahl $n = 5000$ U/min, aber verschiedene Betriebspunkte dargestellt, die gekennzeichnet sind durch unterschiedliche Verhältnisse von Hochdruck und Saugdruck, wobei der Hochdruck zwischen 65 bar und 120 bar, und der Saugdruck zwischen 25 bar und 50 bar liegt. Fig. 8 läßt erkennen, dass je nach Betriebspunkt die Kennlinie eher bei höheren Drücken im Kennfeld liegt oder bei etwas niedrigeren. In allen Darstellungen sind die Kennlinien mit einer Federkonstante bzgl. der Rückstellfeder (Rückstellung in Richtung Minimalhub) von 60 N/mm gerechnet. Würde die Federkonstante kleiner gewählt werden, so würden die Kennlinien in Richtung größerer Kippwinkel weniger abfallend sein. Würde die Federkonstante größer gewählt werden, so würden die Kennlinien in Richtung größerer Kippwinkel stärker abfallend sein.

[0061] Eine jede Kurve für 5000 U/min ist als repräsentativ für ein Kurvenbündel eines bestimmten Betriebspunktes zu sehen. Wenn berücksichtigt wird, dass ein bestimmter Regeldruck von mindestens 2-3 bar über dem Saugdruck benötigt wird, wird ein günstiges Regelverhalten dadurch erreicht, dass die Kennlinien eine gewisse, möglichst in einem weiten Bereich lineare Steigung aufweisen. Dadurch wird plausibel, dass ein eng beieinanderliegendes "Kennlinienbündel" eher für alle Betriebsbereiche im gewünschten Bereich des Kennfeldes liegt als Regelkurven, die stärker auseinander driften, so wie dies in den Fig. 2 und 3 dargestellt ist.

[0062] Bei solchen negativen Fällen, wie z.B. bei einem aufregelnden Verhalten gemäß Fig. 2, ist anschaulich, dass Teile von Regelkurven sehr einfach in Bereichen unterhalb des Saugdrucks liegen (was natürlich nicht erwünscht ist; in diesem Fall kann der Verdichter nicht auf Maximalhub gestellt werden). Um das zu vermeiden, müssten dann weichere Rückstellfedern verwendet werden. Insbesondere bei hohen Drehzahlen kann es dann aber dazu kommen, dass gegenüber der fallenden Charakteristik bei niedrigen Drehzahlen eine ansteigende Charakteristik der Fall ist. Die Erfahrung zeigt, dass in solchen Fällen sehr unerwünschte Regeleffekte entstehen. Insbesondere einzelnen Drücken ist kein definierter Kippwinkel mehr zuzuordnen (Auftreten von relativen Maxima und Minima bzw. keine oder zu wenig Steigung oder Wendepunkte).

[0063] In den Fig. 9 bis 12 ist eine bevorzugte Ausführungsform eines vorteilhaften Schwenkscheiben- bzw. Schwenkring-Mechanismus dargestellt. Dieser Mechanismus bzw. das entsprechende Schwenkring-Triebwerk ist mit der Bezugsziffer 100 gekennzeichnet. Es umfasst eine in ihrer Neigung zu einer Antriebswelle 104 verstellbare, von der Antriebswelle drehangetriebene, im vorliegenden Fall ringförmige Schwenkscheibe bzw. Schwenkring 107, wobei dieser Schwenkring sowohl mit einer auf der Antriebswelle 104 axial verschieblich gelagerten Schiebehülse 108 als auch mit einem im Abstand von der Antriebswelle 104 mit diesem drehend angeordneten Stützelement 109 gelenkig verbunden ist. Diese gelenkige Verbindung ist als Axialabstützung ausgebildet, wie insbesondere die Fig. 10 und 11 erkennen lassen. Die Zusammenwirkung des Schwenkringes 107 mit den Axialkolben entspricht derjenigen gemäß Stand der Technik nach der DE 197 49 727 A1.

[0064] Das Schwenklager des Schwenkringes 107 definiert eine sich quer zur Antriebswelle 104 erstreckende Schwenkachse 101. Diese Schwenkachse wird des weiteren definiert durch zwei gleichachsig beidseitig der Schiebehülse 108 gelagerte Lagerbolzen 102, 103 (siehe Fig. 11). Diese Lagerbolzen 102, 103 sind in radialen Bohrungen des Schwenkringes 107 gelagert. Diese radialen Bohrungen sind in Fig. 11 mit der Bezugsziffer 130 gekennzeichnet. Die Schiebehülse 108 kann zu diesem Zweck beidseitig zusätzlich Lagerhülsen 105, 106 (siehe Fig. 11) aufweisen, die den Ringraum 119 zwischen der Schiebehülse 108 und dem Schwenkring 107 überbrücken.

[0065] Von Bedeutung ist die axiale Abstützung des Schwenkringes an dem mit der Antriebswelle 104 mitdrehend angeordneten Stützelement 109. Diese Abstützung erfolgt durch einen mit dem Schwenkring 107 wirkverbundenen Stützbogen 110. Dieser Stützbogen 110 ist so ausgebildet, dass er eine zwischen Kolben und Schwenkring wirksame Gelenkanordnung übergreift, und zwar so, dass unabhängig von der Neigung des Schwenkringes 107 eine Kollision zwischen diesem und dem Stützbogen 110 einerseits und einem eine Gelenkanordnung umfassenden Kolbenfuß 111 andererseits ausgeschlossen ist (siehe dazu Fig. 10). Der den Kolbenfuß 111 zugeordnete Kolben ist mit der Bezugsziffer 118 gekennzeichnet. Das Stützelement 109 ist Teil einer mit der Antriebswelle 104 drehfest verbundenen Scheibe 112.

[0066] Die Stützfläche des Bogens 110 erstreckt sich etwa konzentrisch zum Mittelpunkt der zwischen Kolben 118 und Schwenkring 107 wirksamen Gelenkanordnung. Die axiale Abstützung ist also außerhalb der vorgenannten Gelenkanordnung wirksam mit der Folge, dass die Gelenkanordnung, die zwischen Kolben und Schwenkring wirksam ist, durch axiale Abstützungsmaßnahmen nicht beeinträchtigt wird. Dies gilt insbesondere für die Dimensionierung der vorgenannten Gelenkanordnung. Die Gelenkanordnung ist ebenso wie beim Stand der Technik durch zwei kugelsegmentartige Gelenksteine 121, 122 (siehe Fig. 10) definiert, zwischen denen der Schwenkring 107 gleitend eingreift. Den sphärischen Lagerflächen der Gelenksteine 121, 122 sind korrespondierende sphärische Mulden an den einander zugekehrten Stirnseiten des Kolbenfußes 111 zugeordnet.

[0067] Des weiteren ist erkennbar, dass bei der dargestellten Ausführungsform das Schwenklager des Schwenkringes 107 nur zur Drehmomentübertragung und das Stützelement 109 nur zur axialen Abstützung der Kolben 118 bzw. Gas-kraftabstützung dienen. Die Drehmomentübertragung ist also von der Axialabstützung des Schwenkringes 107 entkoppelt.

[0068] Von besonderem Interesse ist noch die Stützfläche am Stützelement 109 für den Stützbogen 110. Diese Stützfläche ist als kreisbogenförmige bzw. zylindrische Lagerfläche 123 ausgebildet. Um eine Verschiebung der Stützlinie bei Änderung der Neigung des Schwenkringes 107 zu vermeiden, d.h. eine Verschiebung aus dem Zentrum der Kolben 118 heraus, ist der Stützbogen 110 in radialer Richtung relativ zum Schwenkring 107 verschieblich gelagert.

[0069] Im übrigen wird bezüglich der Konstruktion dieses Triebwerkes auf die auf die Anmelderin zurückgehende deutsche Patentanmeldung DE-A-103 35 159 verwiesen.

[0070] Gemäß Fig. 12 ist das beschriebene Triebwerk in vier Bereiche bzw. Quadranten Q1, Q2, Q3 und Q4 bzgl. Antriebswelle 104 und Schwenkring 107 unterteilt. Der erste Quadrant Q1 ist begrenzt durch die Antriebswelle 104 und die die Kolbenabstützung umfassende Vorderseite, d.h. dem Kolben zugewandte Seite des Schwenkringes 107. Die übrigen Quadranten schließen sich an den Quadranten Q1 entgegen dem Uhrzeigersinn um die Schwenk- bzw. Kip-

pachse des Schwenkringes 107 an.

[0071] Bei den bisherigen Beispielen ist davon ausgegangen, dass der Schwerpunkt des Schwenkringes 107 im wesentlichen mit der Kippachse zusammenfällt, die sich senkrecht zur Antriebswellenmittelachse erstreckt. Aufbauend darauf weisen aber Verdichter nach dem Stand der Technik häufig Schwerpunkte im Bereich der Schwenkscheibe auf, bei denen Schwerpunkt der Schwenkscheibe nicht mit der Kippachse zusammenfällt. Erfindungsgemäß ist es denkbar, gezielt einen sog. "offset" einzuplanen. Dabei wirken sich Schwerpunkte in den Quadranten Q wie folgt aus:

Q1 (positive Koordinaten z und y): abregelnd

Q3 (negative Koordinaten z und y): abregelnd

Q2 (positive Koordinaten z und negatives y): aufregelnd

Q4 (negative Koordinaten z und positives y): aufregelnd

[0072] Die Koordinate z erstreckt sich parallel zur Antriebswellenmittelachse bzw. erstreckt sich vorzugsweise in dieser. Die Koordinate y erstreckt sich senkrecht dazu.

[0073] Wird kein zusätzlicher Massenausgleich vorgesehen, so liegt der Schwerpunkt bei den Ausführungsformen nach dem Stand der Technik sehr häufig im vierten Quadranten Q4.

[0074] Es ist natürlich möglich, dass ein in einem beliebigen Quadranten angeordneter Schwerpunkt bei Verkippen der Schwenkscheibe die Wellenseite bezogen auf die Wellenmittelachse wechselt mit der Folge, dass sich z.B. ein aufregelndes Verhalten in ein abregelndes Verhalten wandelt. Es ist aber auch erkannt worden, dass sich im Bereich der Wellenachse natürlich die Fliehkraft und ein eventuell daraus resultierendes Kippmoment eher in Grenzen hält.

[0075] Insgesamt wird, bezogen auf die bereits genannten zwei Momente $M_{k,ges}$ und M_{sw} , welche für bestimmte Kippwinkel kompensiert werden können, ein weiteres Kippmoment infolge der Fliehkraft wirksam, welches als Anteil in M_{sw} eingeht oder msw, welches in das Deviationsmoment J_{yz} eingeht, welches wiederum in M_{sw} eingeht ($M_{sw} = J_{yz} \cdot \omega^2$).

[0076] Nachstehend werden in bezug auf die Lage des Schwerpunktes der Schwenkscheibe noch besondere Ausführungsformen näher beschrieben:

[0077] Es wird ein "offset" vorgesehen, der aufregelnd wirkt. Das heißt, der Schwerpunkt der Schwenkscheibe liegt entweder im zweiten oder im vierten Quadranten, d.h. in Q2 oder Q4.

[0078] In den Fig. 14a bis 19 sind verschiedene Fälle dargestellt.

[0079] Fig. 14a zeigt das Regelverhalten für einen Schwerpunkt, der mit der Kippachse zusammenfällt. In Fig. 15a ist der Schwerpunkt verlagert, und zwar entweder in den zweiten oder in den vierten Quadranten mit den Koordinaten $y=3/z=-2$ bzw. $y=-3/z=2$. Diese Schwerpunktverlagerung hat zur Folge, dass sich ein zusätzliches (Teil-)Moment ausbildet, welches aufregelnd wirkt. Bei dem gewählten Schwerpunkt ist im Kippwinkelbereich von z.B. 1° bis 16° die Variation des Momentes nicht so groß, dass man sagen kann, dass die Kennlinien umso mehr zu höheren Drücken parallel verschoben werden können, je größer die Drehzahl ist. Prinzipiell ist es möglich, dadurch die Kurven etwas weiter in einem schmalen Band zusammenzuschieben. Gemäß Fig. 1 ergibt sich allerdings für große Kippwinkel näherungsweise eine ausgeglichene Momentenbilanz und damit wenig Variabilität (ca. 10-16% Schrägscheiben-Kippwinkel). Im Bereich kleinerer und mittlerer Kippwinkel, insbesondere aber bei kleinen Kippwinkeln ergibt sich ein aufregelndes Moment. Das aufregelnde Kippmoment im niedrigen Drehzahlbereich kann attraktiv sein, da man bestrebt ist, den Kippwinkel im Zusammenhang z.B. mit kupplungslosem Betrieb im Betriebszustand Klimaanlage "Aus" eine möglichst geringe Leistungsaufnahme einzustellen. Der Minimierung des Kippwinkels sind aber Grenzen gesetzt, da der Verdichter zum Regeln auf einen größeren Hub immer eine geringe Druckdifferenz aufbauen können muß. Ist der Kippwinkel und damit der Hub zu kleine eingestellt, so hat der Verdichter Problem aufzuregeln. In diesem Fall kann die Dynamik helfen, den Verdichter auf größeren Hub einzustellen. In Fig. 14b und 15b ist vergleichsweise der Einfluß der Schwerpunktlage dargestellt. Als Vorteil wird gesehen, dass die Kennlinien durch das Merkmal zu höheren Drücken ungefähr parallel verschoben werden können. Erwünscht ist, dass der Verdichter im höheren Drehzahlbereich abregelt und im niedrigeren Drehzahlbereich aufregelt. Dies ist in Fig. 15a mit den entgegengesetzten Pfeilen "n" dargestellt. Die Fig. 14b und 15b entsprechen den Fig. 14a und 15a, und zwar jeweils im Bereich kleiner Kippwinkel und im vergrößerten Maßstab:

[0080] Aufgrund des realen Gasprozesses und der Schadräume, die sich nicht vermeiden lassen und die bei der Verdichtung sehr relevant sind, kommt es im Bereich geringer Kippwinkel dazu, dass sich eine Art Maximum oder ein Plateau ergibt, welches keine klare Zuordnung von Druck zu Drehzahl erlaubt und häufig zu Regelungsproblemen führt.

[0081] Durch die vorliegende Erfindung kann dieser Einfluß verkleinert werden, d.h. die Steigung der Kennlinien wird in der Tendenz etwas erhöht.

[0082] In Fig. 15b sind die Drehzahlen von unten nach oben wie folgt gestaffelt: 600 U/min, 1200 U/min, 2500 U/min, 5000 U/min, 8000 U/min und 11000 U/min, wobei die Kennlinien für 600 U/min und 1200 U/min nahezu zusammenfallen. Erhöht man bei minimalem Kippwinkel von 600 U/min oder 1200 U/min die Drehzahl auf ca. 2500 U/min, so steigt der Kippwinkel auf $2,5^\circ$.

[0083] Bei den gegenwärtigen Konstruktionen versucht man, wie bereits erwähnt, den minimalen Kippwinkel zu minimieren. So kann z.B. der minimale Kippwinkel nur etwa $0,6^\circ$ betragen. Ein solcher Bereich kann aber sehr kritisch für

ein einwandfreies Anfahren des Verdichters sein. Eine Erhöhung des minimalen Kippwinkels infolge einer Drehzahlsteigerung schon um wenige $1/10^\circ$ kann deshalb sehr nützlich sein.

[0084] Die Fig. 16 bis 19 zeigen weitere Beispiele für unterschiedliche Schwerpunktlagen. Daraus leiten sich folgende Erkenntnisse ab:

[0085] Je nach Kippwinkel stellt das Triebwerk ein aufregelndes oder abregelndes Verhalten bereit.

[0086] Bereichsweise liegen die Kennlinien sehr dicht beieinander oder sind sogar deckungsgleich.

[0087] Die Kennlinien schneiden sich stets in einem Punkt.

[0088] Anhand der Fig. 20 und 21 wird exemplarisch noch der Fall dargestellt, dass sich ein zusätzlich durch entsprechende Schwerpunktlage eingerichtetes Moment abregelnd auswirkt. Der Schwerpunkt liegt entweder im ersten oder dritten Quadranten. Mit steigender Drehzahl werden die Kennlinien durch eine solche Schwerpunktslage zu kleineren Drücken verschoben. Eine solche Dimensionierung der Bauteile kann attraktiv sein, um bei steigender Verdichterdrehzahl allein durch die Summe der wirksamen Momente abzuregeln.

[0089] Auf den ersten Blick hat die dargestellte Regelcharakteristik nichts mit einer Kompensation von Massenkräften zu tun, da bei keiner Drehzahl der Kippwinkel konstant gehalten wird. Demzufolge bezieht sich die Kompensation der Massenkräfte zunächst nur auf den Ausgleich der Momente $M_{k,ges}$ und M_{sw} in einem vorbestimmten Kippwinkel. In dieses Kriterium fällt auch der dargestellte Fall "abregelndes Moment infolge der Schwerpunktslage".

[0090] Darauf aufbauend bezieht sich die Erfindung auf einen Ausgleich der Momente $M_{k,ges}$ und M_{sw} sowie einem zusätzlichen Moment infolge der Schwerpunktslage (Aufregelnd).

[0091] Der Vorteil der dargestellten Ausführungsbeispiele im Vergleich zu dem Stand der Technik gemäß z.B. Fig. 3 liegt noch einmal zusammengefasst im wesentlichen darin, dass es einen Kippwinkel gibt, für den ein Momentenausgleich besteht.

[0092] Damit hat die Drehzahl des Triebwerks nur noch einen moderaten, wenn überhaupt, Einfluß auf die den einzelnen Drehzahlen zugeordneten Kennlinien, sofern die Winkelfunktionen $\tan(\alpha)$ und $\sin(2\alpha)$ einen nennenswerten Effekt haben. Dieser ist in jedem Fall klein für kleine " α ".

[0093] Durch die Schwerpunktslage kann darüber hinaus ein unterschiedliches Verhalten eingestellt werden. Insgesamt ist aber der Drehzahleinfluß erheblich reduziert.

[0094] Durch die enge Bündelung der den Drehzahlen zugeordneten Kennlinien bei vielen Betriebspunkten ist eine gewünschte Dimensionierung z.B. der Rückstellfeder einfacher.

[0095] Die Fig. 13 soll zum besseren Verständnis der eingangs zitierten Formeln zur Berechnung der hier fraglichen Kippmomente dienen. Insofern wird auf die entsprechenden Formeln und die obige Erläuterung der einzelnen Größen verwiesen.

[0096] Unter Bezugnahme auf die oben dargestellten Kennlinien bzw. Regelkurven sei noch darauf hingewiesen, dass für die Charakteristik des erfindungsgemäßen Verdichters von ganz wesentlicher Bedeutung und auch Erkennung ist, dass die Kennlinien bzw. Regelkurven für unterschiedliche Drehzahlen etwa parallel zueinander verlaufen. Bei einem derartigen Kennlinien-Verlauf werden die erfindungsgemäßen Bedingungen erfüllt.

[0097] Des weiteren sei darauf hingewiesen, dass sich der Kippwinkel der Schwenkscheibe bzw. des Schwenkringes 107 bei einer Drehzahlerhöhung von Minimum auf Maximum um etwa 2° bis 4° ändert, und zwar insbesondere unter der Bedingung eines etwa konstanten Drucks im Triebwerksraum. Diese Änderung bedeutet, dass der Kippwinkel unter den gegebenen Bedingungen praktisch konstant ist. Gleichermaßen ist dann auch der Kolbenhub praktisch konstant.

[0098] Zur Federkonstante der auf die Schwenkscheibe einwirkenden Rückstellfeder in der Regel für eine bestimmte Drehzahl optimal eingestellt wird. Bei starken Drehzahlschwankungen wirkt sich dies bei herkömmlichen Verdichtern nachteilig aus, und zwar aufgrund der relativ großen Spreizung der Regelkennlinien zwischen minimaler und maximaler Drehzahl.

[0099] Erfindungsgemäß liegen die Regelkennlinien jedoch sehr dicht beieinander und verlaufen nahezu parallel zueinander. Dementsprechend lässt sich eine optimale Federkonstante für ein relativ enges Kennlinien-Bündel einstellen mit der Folge, dass die Federkonstante für alle Drehzahlen zwischen minimaler und maximaler Drehzahl nahezu optimal eingestellt ist bzw. eingestellt werden kann. Sie beträgt etwa 40 bis 90 N/mm, insbesondere etwa 40 bis 70 N/mm.

[0100] Schließlich sei noch darauf hingewiesen, dass bei der eingangs dargestellten Berechnung der Massenträgheitsmomente, insbesondere des Deviationsmoments vorzugsweise noch ein sog. Steineranteil ($y_s \cdot z_s \cdot m$) berücksichtigt werden sollte, unter dessen Berücksichtigung sich das Deviationsmoment wie folgt darstellt:

$$J_{\overline{yz}} = J_{yz} + y_s \cdot z_s \cdot m$$

[0101] Für kleine Kippwinkel der Schwenkscheibe, z.B. eines Schwenkringes, ist der Anteil J_{yz} kleiner als der Steineranteil $y_s \cdot z_s \cdot m$. Der Anteil J_{yz} regelt den Verdichter immer ab, während der Anteil $y_s \cdot z_s \cdot m$ stets aufregelt (eingestellt

durch die Lage im Quadranten Q2, Q4 gemäß Fig. 12).

[0102] Aus den vorgenannten Überlegungen ergibt sich also, dass das Deviationsmoment zwei gegenläufige Einflüsse besitzt, d.h. sowohl einen aufregelnden als auch abregelnden Anteil.

[0103] Die entsprechenden Anteile werden jeweils nach Überschreiten eines Grenz-Kippwinkels α_G wirksam, wobei für $\alpha < \alpha_G$ gilt:

$$y_s \cdot z_s \cdot m > J_{YZ} \text{ (aufregelnd), und für } \alpha > \alpha_G \text{ umgekehrt (d.h. abregelnd).}$$

Patentansprüche

1. Axialkolbenverdichter, mit einem Gehäuse und einer in dem Gehäuse angeordneten, über eine Antriebswelle (104) angetriebenen Verdichtereinheit zum Ansaugen und Verdichten eines Kältemittels, wobei die Verdichtereinheit in einem Zylinderblock mindestens einen axial hin- und herlaufende Kolben (118) als translatorisch bewegtes Teil und mindestens eine die Kolben antreibende, mit der Antriebswelle (104) drehende Schwenkscheibe als rotatorisch bewegtes Teil umfasst,

dadurch gekennzeichnet, dass

die Geometrie und Dimensionierung sämtlicher translatorisch bewegter Teile einerseits und sämtlicher rotatorisch bewegter Teile andererseits derart sind, dass für beliebige Kippwinkel (α) der Schwenkscheibe (107) das Moment $M_{k,ges}$ infolge der translatorisch bewegten Massen etwa gleich dem Moment M_{sw} infolge des Deviationsmoments ist, wobei die drehzahlabhängigen Kennlinien der Triebwerksraum-Druckdifferenz (p) bezogen auf den Saugdruck über dem Kippwinkel (α) der Schwenkscheibe (107) entweder sich in einem Punkt schneiden oder an einem Punkt zusammenlaufen.

2. Verdichter nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet, dass

der Kippwinkel (α) zwischen einem vorbestimmten minimalen Kippwinkel (α_{min}) und einem vorbestimmten maximalen Kippwinkel (α_{max}) liegt.

3. Verdichter nach Anspruch 1 oder 2,

dadurch gekennzeichnet, dass

das Momenten-Gleichgewicht $M_{k,ges} = M_{sw}$ für einen vorbestimmten Kippwinkel (α) eingestellt ist, insbesondere für folgende Kippwinkel:

$$\alpha = (\alpha_{max} - \alpha_{min})/2,$$

oder

$$\alpha = \alpha_{max},$$

oder auch einen vorbestimmten virtuellen Kippwinkel

$$\alpha > \alpha_{max}$$

4. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 3,

dadurch gekennzeichnet, dass

der Schwerpunkt der Schwenkscheibe (107) auf der Kippachse (x) derselben liegt.

5. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 3,

dadurch gekennzeichnet, dass

bei Einteilung des die Antriebswelle und Schwenkscheibe umfassenden Raumes in vier Quadranten (Q1, Q2, Q3, Q4) der Schwerpunkt der Schwenkscheibe (107) entweder in einen ersten vorderen durch die Antriebswelle (104)

und die die Kolbenabstützung umfassende, den Kolben zugewandte Vorderseite der Schwenkscheibe (107) begrenzten Quadranten (Q1), oder in einen zweiten vorderen, an der relativ zur Antriebswelle (104) dem ersten Quadranten (Q1) gegenüberliegenden Seite liegenden Quadranten (Q2), oder in einen dritten hinteren, relativ zur Schwenkscheibe (107) auf Höhe des zweiten Quadranten (Q2) hinter, d.h. an der den Kolben abgewandten Seite der Schwenkscheibe (107) angeordneten Quadranten (Q3), oder in einen vierten hinteren, relativ zur Schwenkscheibe (107) auf Höhe des ersten Quadranten (Q1) hinter, d.h. an der den Kolben abgewandten Seite der Schwenkscheibe (107) angeordneten Quadranten (Q4) verlegt ist.

6. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
dadurch gekennzeichnet, dass
er im höheren Drehzahlbereich abregelbar und im niedrigeren Drehzahlbereich aufregelbar ist (Fig. 15a, 16, 17, 18).
7. Verdichter nach Anspruch 5 oder 6,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Lage des Schwerpunktes mit der Änderung des Kippwinkels der Schwenkscheibe (107) von einem aufregelnden Quadranten (Q2, Q4) in einen abregelnden Quadranten (Q1, Q3) oder umgekehrt wandert.
8. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 7,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Kolbenhub und/oder der Kippwinkel der Schwenkscheibe (107) bei Drehzahlschwankungen weitgehend konstant ist.
9. Verdichter nach einem der vorherigen Ansprüche
dadurch gekennzeichnet, dass
der Schnittpunkt der Kennlinien den aufregelnden vom abregelnden Drehzahlbereich trennt.
10. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 9,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Kennlinien für unterschiedliche Drehzahlen etwa parallel zueinander verlaufen.
11. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 10,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Kippwinkel (α) der Schwenkscheibe sich bei einer Drehzahlerhöhung von Minimum auf Maximum um etwa 2° bis 4° ändert, insbesondere unter der Bedingung eines etwa konstanten Drucks im Triebwerksraum.
12. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 11,
dadurch gekennzeichnet, dass
die Federkonstante der auf die Schwenkscheibe einwirkenden Rückstellfeder (117) zwischen etwa 40 bis 90 N/mm, insbesondere etwa 40 bis 70 N/mm beträgt, wobei die gewählte Federkonstante für ein Bündel von Regelkennlinien optimiert ist.
13. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 12,
dadurch gekennzeichnet, dass
das Deviationsmoment unter Berücksichtigung eines sog. Steineranteils sowohl einen aufregelnden als auch abregelnden Term umfaßt, wobei diese Terme jeweils nach Überschreiten eines Grenz-Kippwinkels (α_G) der Schwenkscheibe (107) überwiegen, insbesondere bei
 $\alpha < \alpha_G$ aufregelnd, und
 $\alpha > \alpha_G$ abregelnd.

Claims

1. Axial piston compressor, having a housing and, for drawing in and compressing a coolant, a compressor unit arranged in the housing and driven by means of a drive shaft (104), the compressor unit comprising in a cylinder block at least one piston (118) which moves axially back and forth as a part moved in translation and at least one tilt plate which drives the pistons and rotates together with the drive shaft (104) as a part moved in rotation,
characterised in that
the geometry and dimensioning of all parts moved in translation, on the one hand, and all parts moved in rotation,

on the other hand, are such that, for any desired tilt angles (α) of the tilt plate (107), the moment $M_{k,ges}$ due to the masses moved in translation is approximately equal to the moment M_{SW} due to the moment of deviation, the speed-of-rotation-dependent characteristic curves of the drive mechanism chamber pressure difference (p), relative to the suction pressure, set against the tilt angle (α) of the tilt plate (107) either intersecting at one point or converging at one point.

2. Compressor according to claim 1,
characterised in that

the tilt angle (α) lies between a predetermined minimum tilt angle (α_{min}) and a predetermined maximum tilt angle (α_{max}).

3. Compressor according to claim 1 or 2,
characterised in that

the balancing of moments $M_{k,ges} = M_{sw}$ is set for a predetermined tilt angle (α), especially for the following tilt angles:

$$\alpha = (\alpha_{max} - \alpha_{min})/2,$$

or

$$\alpha = \alpha_{max},$$

or even a predetermined virtual tilt angle

$$\alpha > \alpha_{max}.$$

4. Compressor according to one of claims 1 to 3,
characterised in that

the centre of gravity of the tilt plate (107) is located on the tilt axis (x) thereof.

5. Compressor according to one of claims 1 to 3,
characterised in that,

given division of the space surrounding the drive shaft and the tilt plate into four quadrants (Q1, Q2, Q3, Q4), the centre of gravity of the tilt plate (107) is offset either into a first, front quadrant (Q1) delimited by the drive shaft (104) and the front face of the tilt plate (107) including the piston support and facing the pistons, or into a second, front quadrant (Q2) located on the side opposite the first quadrant (Q1) relative to the drive shaft (104), or into a third, rear quadrant (Q3) arranged relative to the tilt plate (107) at the height of the second quadrant (Q2) behind the tilt plate (107), that is to say on that side of the tilt plate (107) which is remote from the pistons, or into a fourth, rear quadrant (Q4) arranged relative to the tilt plate (107) at the height of the first quadrant (Q1) behind the tilt plate (107), that is to say on that side of the tilt plate (107) which is remote from the pistons.

6. Compressor according to one of claims 1 to 5,
characterised in that

it is down-regulatable in the relatively high speed of rotation range and up-regulatable in the relatively low speed of rotation range (Figs. 15a, 16, 17, 18).

7. Compressor according to claim 5 or 6,
characterised in that

the location of the centre of gravity moves, with a change in the tilt angle of the tilt plate (107), from an up-regulating quadrant (Q2, Q4) into a down-regulating quadrant (Q1, Q3) or *vice-versa*.

8. Compressor according to one of claims 1 to 7,
characterised in that

the piston stroke and/or the tilt angle of the tilt plate (107) is substantially constant in the case of changes in the speed of rotation.

9. Compressor according to one of the preceding claims,
characterised in that
the point of intersection of the characteristic curves separates the up-regulating from the down-regulating speed of rotation range.
10. Compressor according to one of claims 1 to 9,
characterised in that
the characteristic curves for different speeds of rotation run approximately parallel to one another.
11. Compressor according to one of claims 1 to 10,
characterised in that
the tilt angle (α) of the tilt plate changes by about 2° to 4° in the event of an increase in the speed of rotation from minimum to maximum, especially under the condition of an approximately constant pressure in the drive mechanism chamber.
12. Compressor according to one of claims 1 to 11,
characterised in that
the spring constant of the restoring spring (117) acting on the tilt plate is between about 40 and 90 N/mm, especially about 40 to 70 N/mm, the selected spring constant having been optimised for a group of regulation characteristic curves.
13. Compressor according to one of claims 1 to 12,
characterised in that
the moment of deviation, taking into account a so-called Steiner component, includes both an up-regulating and a down-regulating term, those terms predominating, in each case, after a threshold tilt angle (α_G) of the tilt plate (107) has been exceeded, especially, in the case of
 $\alpha < \alpha_G$ in up-regulating manner, and
 $\alpha > \alpha_G$ in down-regulating manner.

Revendications

1. Compresseur à pistons axiaux, comportant un carter et une unité de compresseur, montée dans le carter, actionnée par un arbre d'entraînement (104) et destinée à aspirer et comprimer un fluide réfrigérant, l'unité de compresseur comportant au moins un piston (118) animé d'un mouvement en va-et-vient axial dans un bloc-cylindres et formant un élément mobile en translation, et au moins un plateau oscillant (107) actionnant l'un des pistons, tournant avec l'arbre d'entraînement (104) et formant un élément mobile en rotation,
caractérisé en ce que la géométrie et le dimensionnement de tous les éléments mobiles en translation, d'une part, et de tous les éléments mobiles en rotation, d'autre part, sont tels que pour n'importe quel angle d'inclinaison (α) du plateau oscillant (107), le moment $M_{k,ges}$ résultant des masses mobiles en translation est sensiblement égal au moment M_{sw} résultant du moment de déviation, sachant que les lignes caractéristiques, en fonction de la vitesse de rotation, de la différence de pression dans l'espace moteur (p) par rapport à la pression d'aspiration au-dessus de l'angle d'inclinaison (α) du plateau oscillant (107) soit se coupent en un point, soit convergent en un point.
2. Compresseur selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'angle d'inclinaison (α) se situe entre un angle d'inclinaison minimum (α_{min}) prédéterminé et un angle d'inclinaison maximum (α_{max}) prédéterminé.
3. Compresseur selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** l'équilibre des moments $M_{k,ges} = M_{sw}$ est réglé pour un angle d'inclinaison (α) prédéterminé, en particulier pour les angles de basculement suivants :

$$\alpha = (\alpha_{max} - \alpha_{min})/2,$$

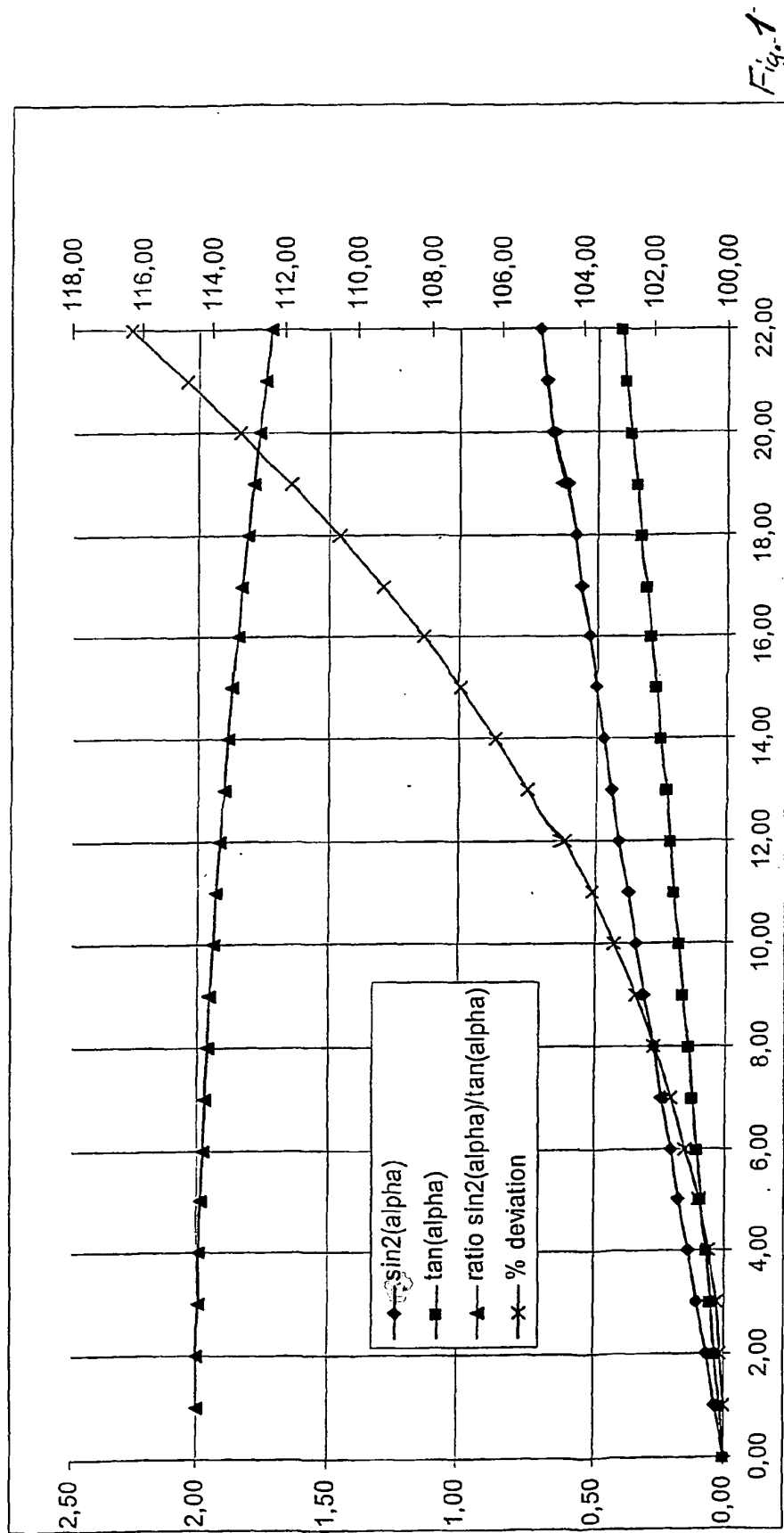
ou

$$\alpha = \alpha_{\max},$$

ou également un angle d'inclinaison virtuel prédéterminé

$$\alpha > \alpha_{\max}.$$

4. Compresseur selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** le centre de gravité du plateau oscillant (107) se situe sur l'axe de basculement (x) de celui-ci.
5. Compresseur selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce qu'en** cas de division en quatre quadrants (Q1, Q2, Q3, Q4) de l'espace englobant l'arbre d'entraînement et le plateau oscillant, le centre de gravité du plateau oscillant (107) est déplacé soit dans un premier quadrant (Q1) avant, délimité par l'arbre d'entraînement (104) et la face avant du plateau oscillant (107), orientée vers les pistons, soit dans un deuxième quadrant (Q2) avant, situé sur le côté opposé au premier quadrant (Q1) par rapport à l'arbre d'entraînement (104), soit dans un troisième quadrant (Q3) arrière, disposé par rapport au plateau oscillant (107) à la hauteur du deuxième quadrant (Q2) derrière, c'est-à-dire sur la face du plateau oscillant (107), détournée des pistons, soit dans un quatrième quadrant (Q4) arrière, disposé par rapport au plateau oscillant (107) à la hauteur du premier quadrant (Q1) derrière, c'est-à-dire sur la face du plateau oscillant (107), détournée des pistons.
6. Compresseur selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que**, dans la plage des vitesses de rotation relativement élevées, il peut être réglé vers le bas et, dans la plage des vitesses de rotation relativement faibles, il peut être réglé vers le haut (figures 15a, 16, 17, 18).
7. Compresseur selon la revendication 5 ou 6, **caractérisé en ce que** la position du centre de gravité se déplace conjointement à la variation de l'angle d'inclinaison, depuis un quadrant (Q2, Q4) de réglage vers le haut vers un quadrant (Q1, Q3) de réglage vers le bas, ou inversement.
8. Compresseur selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** la course du piston et/ou l'angle d'inclinaison du plateau oscillant (107) sont en grande partie constants lors des variations de la vitesse de rotation.
9. Compresseur selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le point d'intersection des lignes caractéristiques sépare la plage des vitesses de rotation avec réglage vers le haut de celle des vitesses de rotation avec réglage vers le bas.
10. Compresseur selon l'une quelconque des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** les lignes caractéristiques pour différentes vitesses de rotation sont tracées sensiblement parallèlement entre elles.
11. Compresseur selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, **caractérisé en ce que** l'angle d'inclinaison (α) du plateau oscillant varie de 2° à 4° dans le cas d'une augmentation de la vitesse de rotation du minimum au maximum, en particulier avec la condition d'une pression sensiblement constante dans l'espace moteur.
12. Compresseur selon l'une quelconque des revendications 1 à 11, **caractérisé en ce que** la constante du ressort de rappel (117), agissant sur le plateau oscillant, se situe entre environ 40 à 90 N/mm, en particulier entre environ 40 à 70 N/mm, la constante de ressort sélectionnée étant optimisée pour un ensemble de lignes caractéristiques de régulation.
13. Compresseur selon l'une quelconque des revendications 1 à 12, **caractérisé en ce que** le moment de déviation contient, en tenant compte d'une part de Steiner, un terme de réglage vers le haut, de même qu'un terme de réglage vers le bas, lesdits termes étant déterminant chaque fois que l'angle d'inclinaison du plateau oscillant (107) est supérieur à un angle d'inclinaison limite (α_G), en particulier lorsque $\alpha < \alpha_G$ avec réglage vers le haut, et $\alpha > \alpha_G$ avec réglage vers le bas.



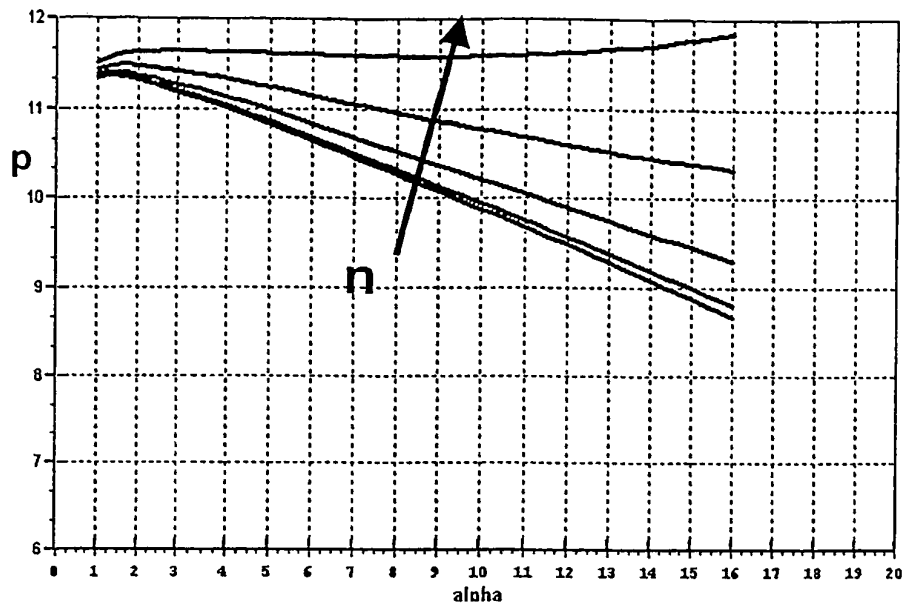


Fig. 2

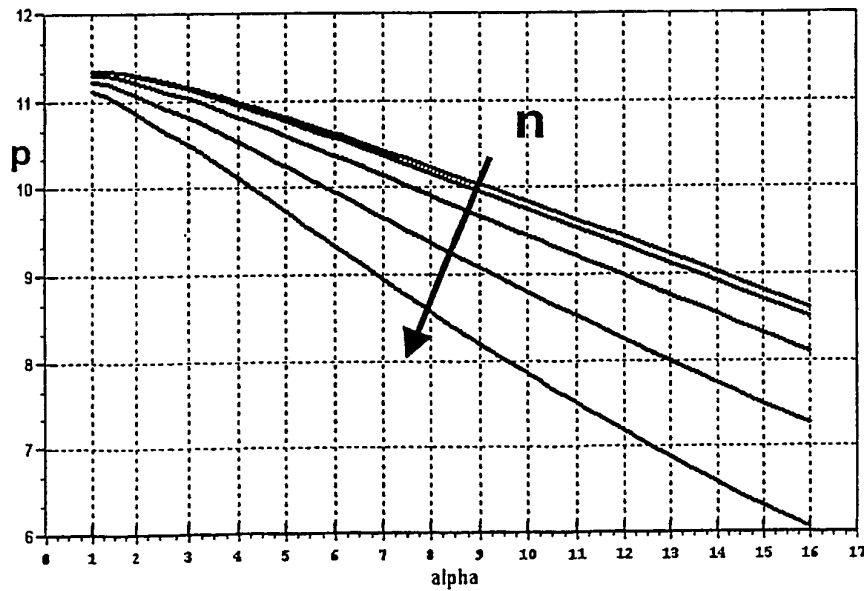


Fig. 3

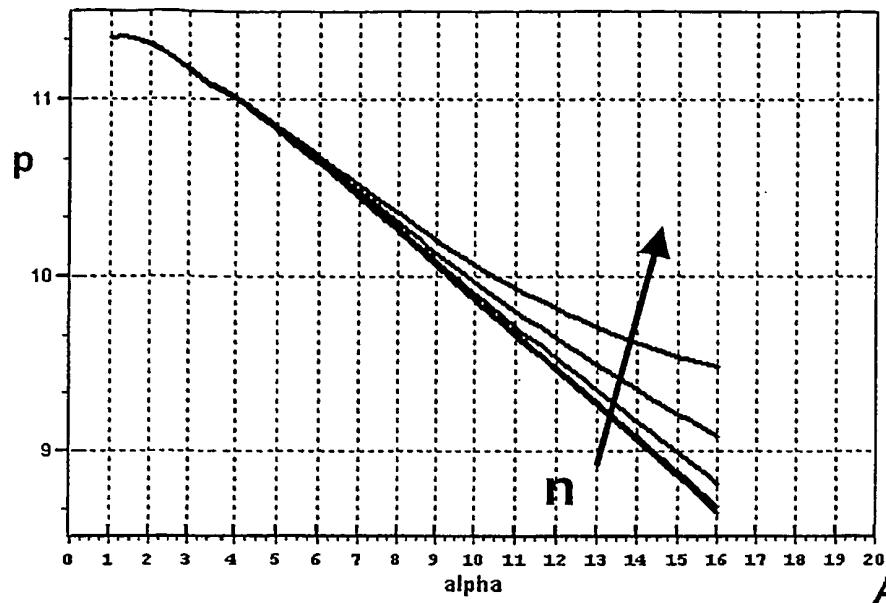


Fig. 4

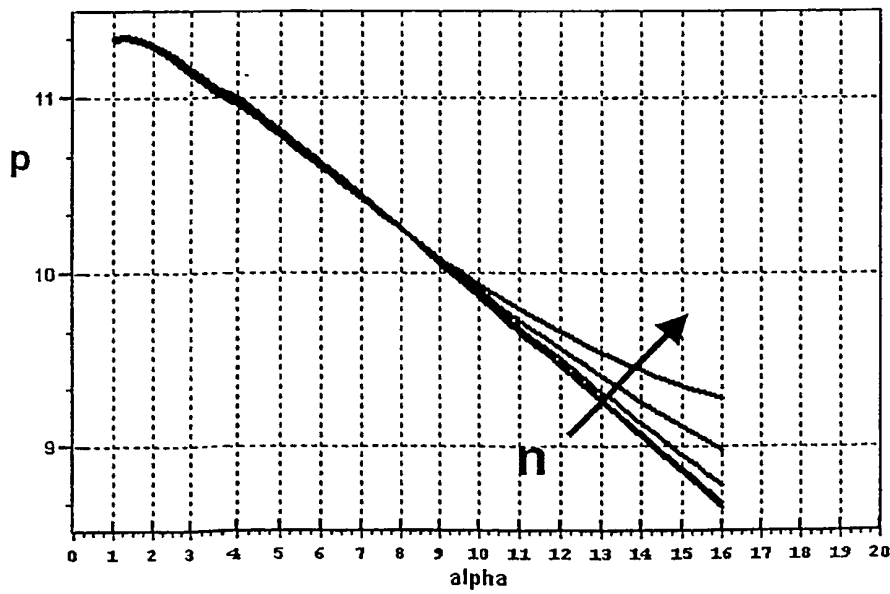


Fig. 5

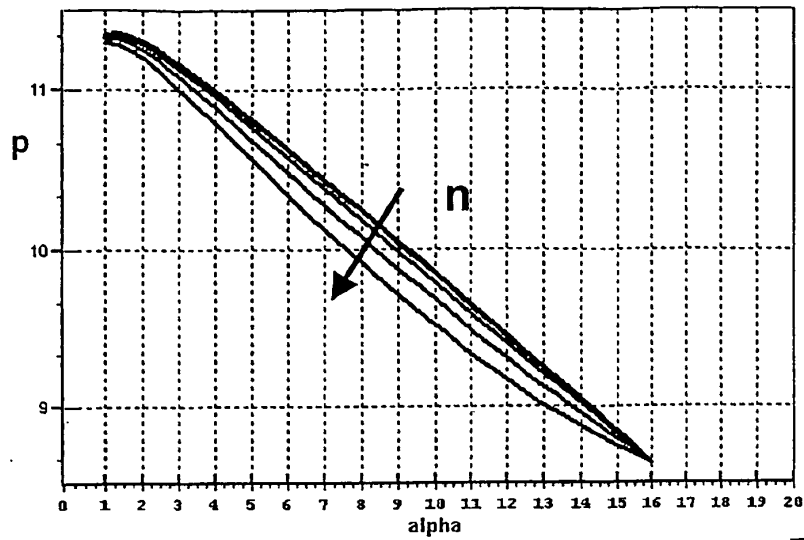


Fig. 6

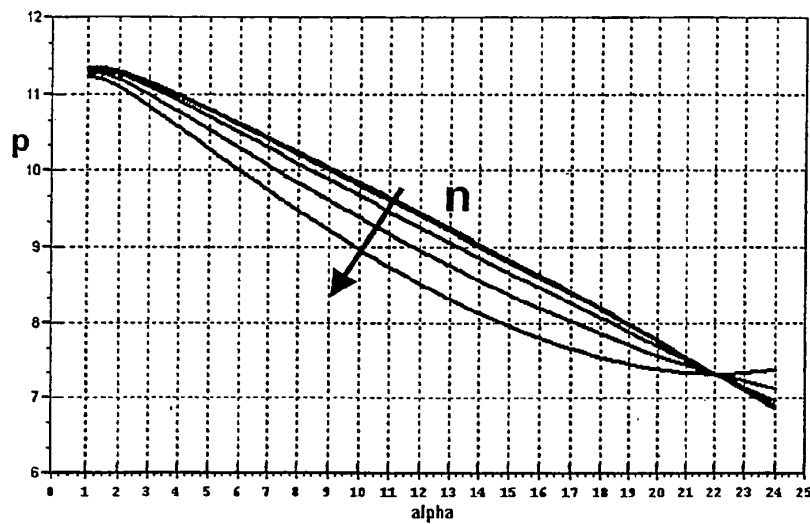


Fig. 7

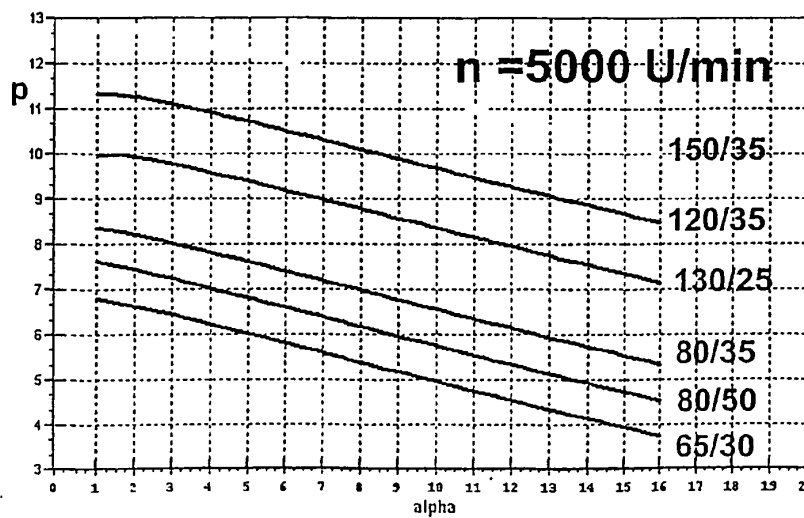
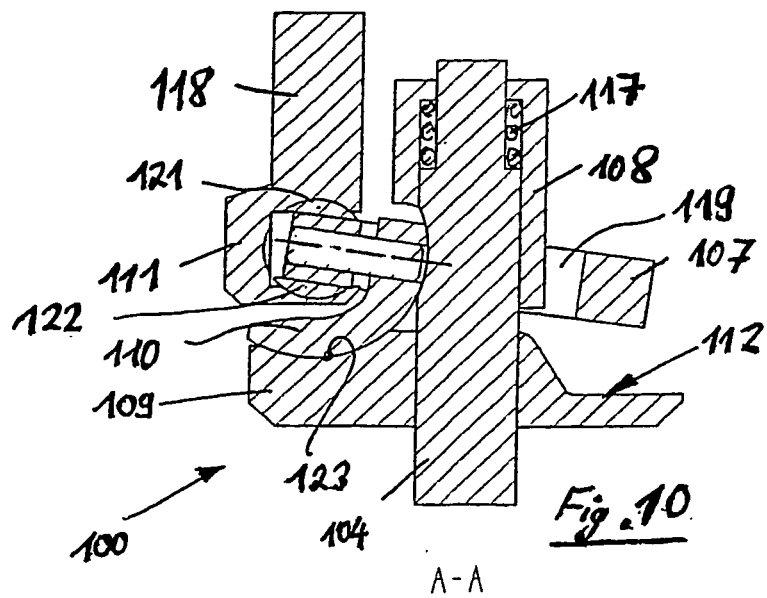
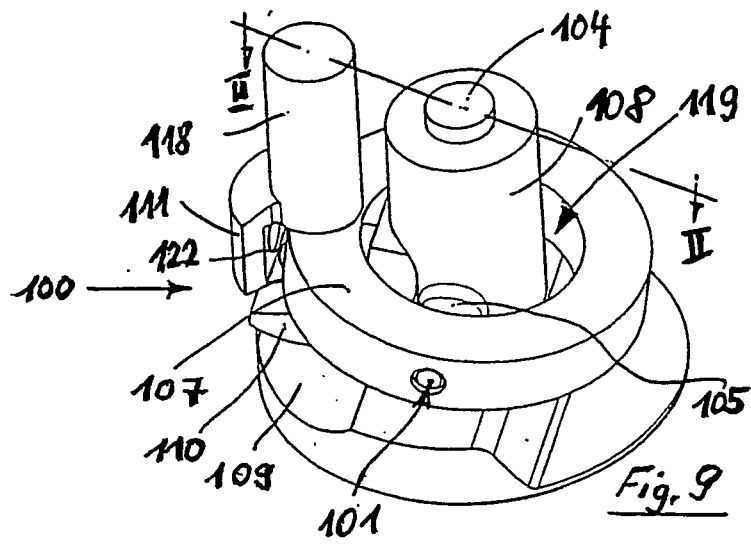
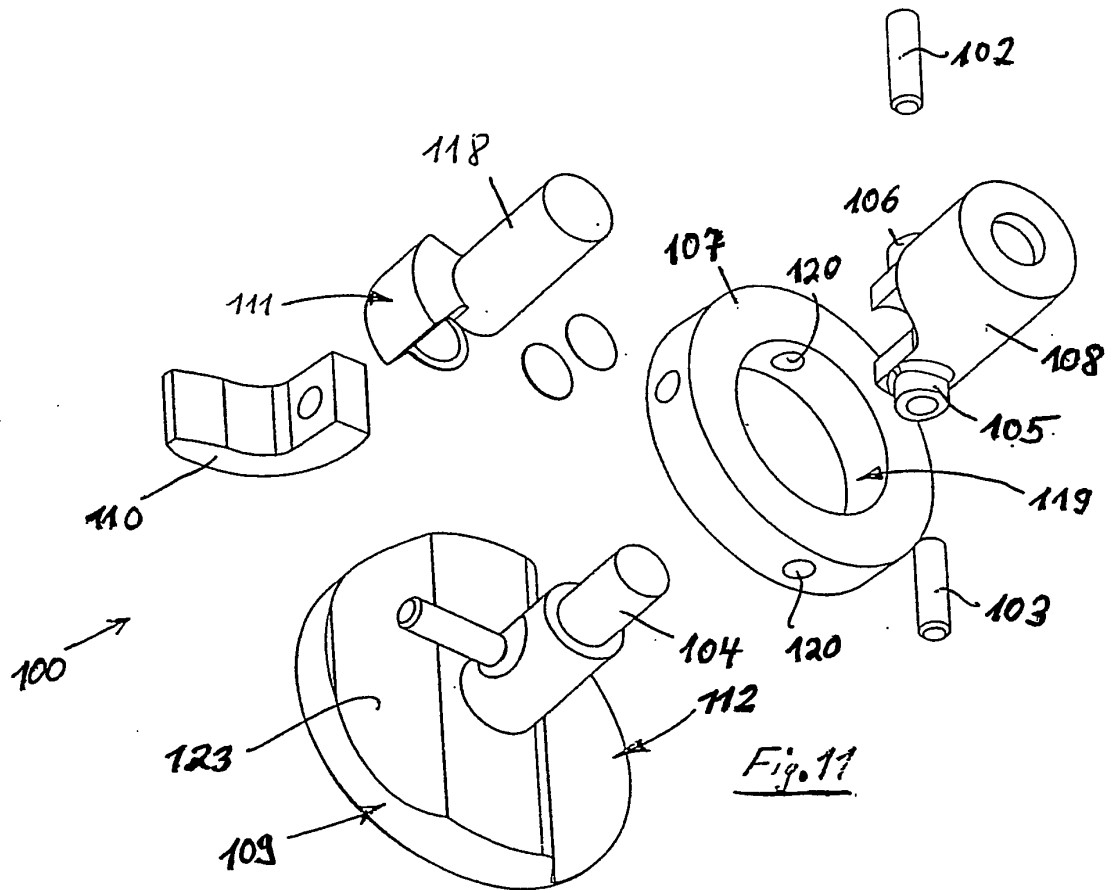
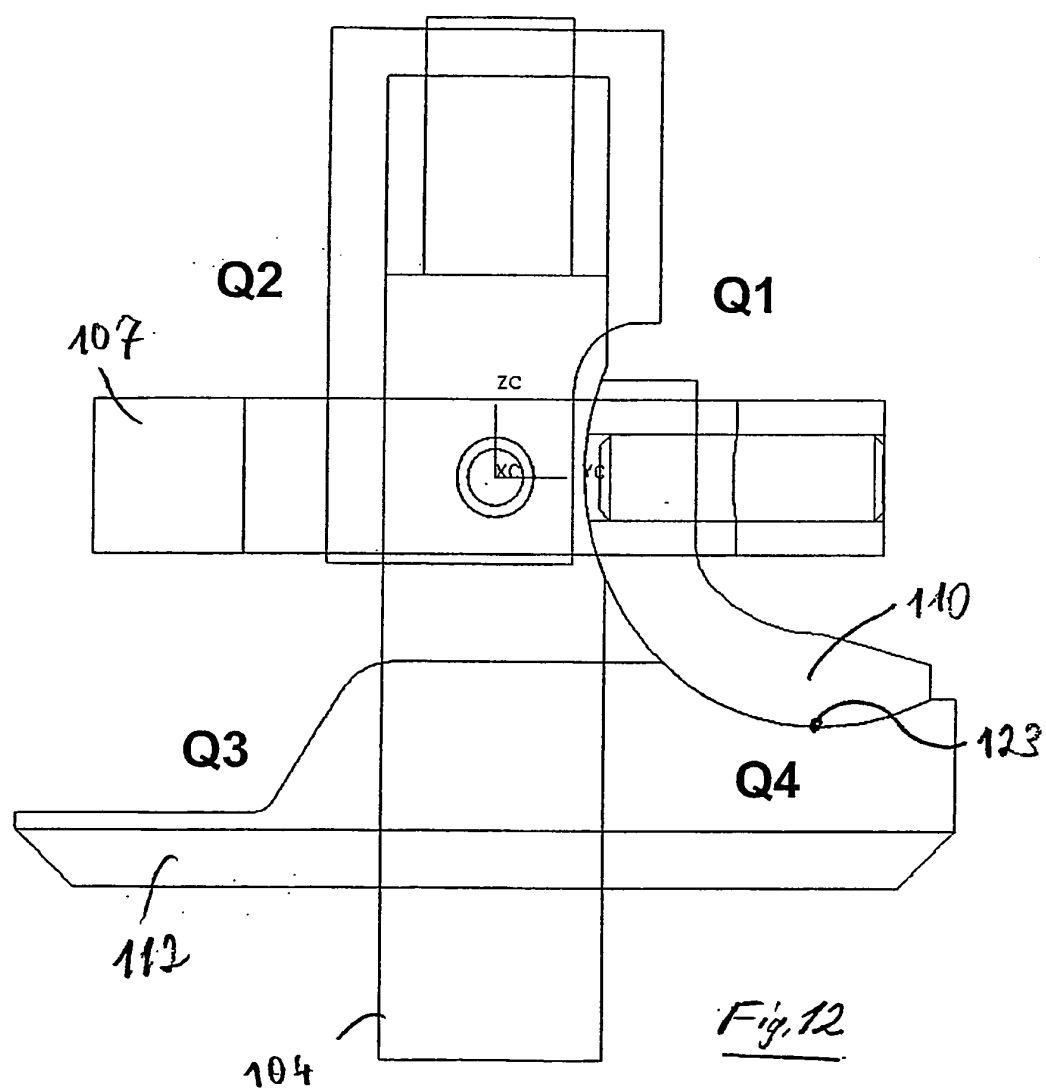


Fig. 8







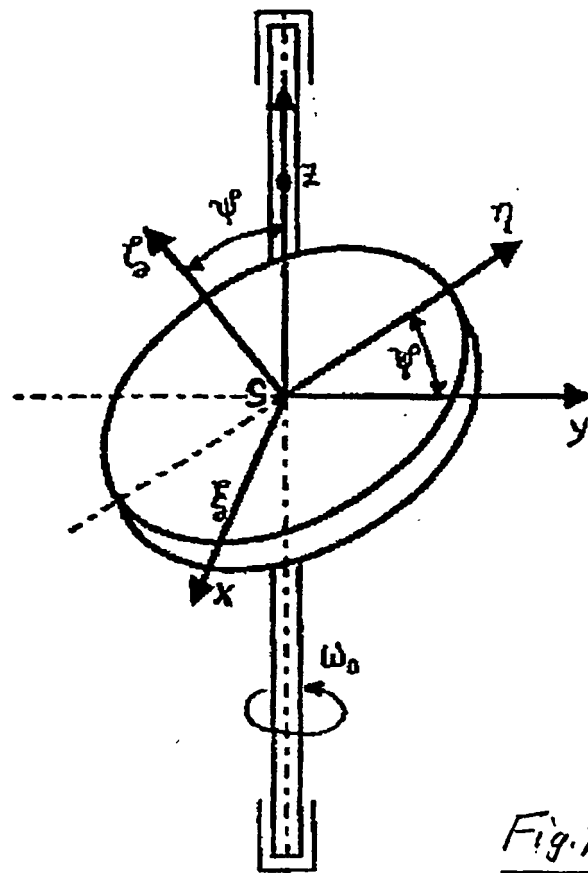


Fig. 13

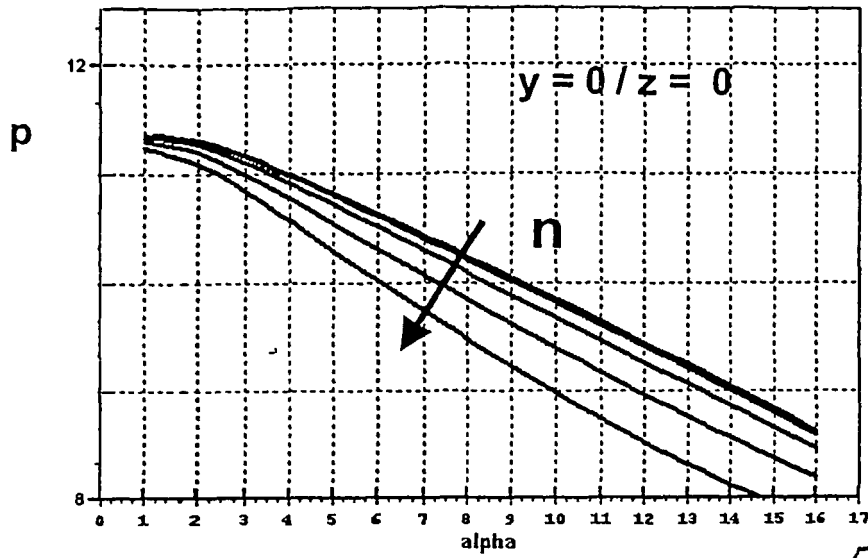


Fig. 14a

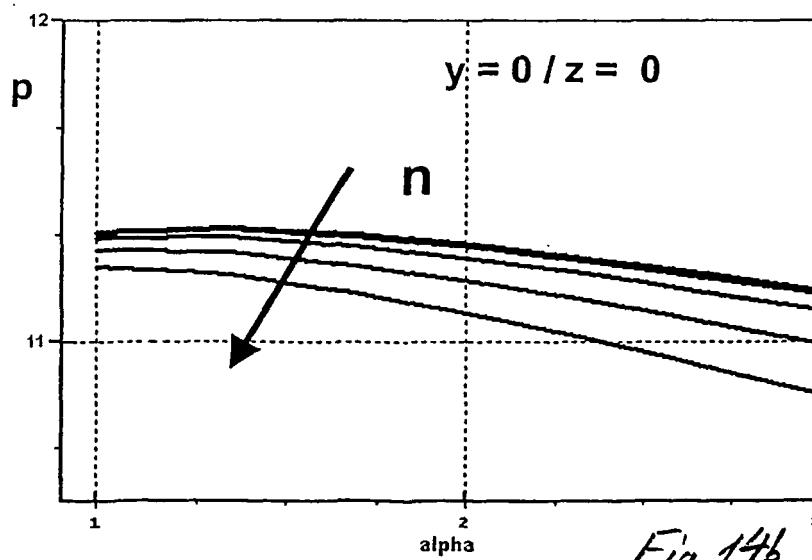


Fig. 14b

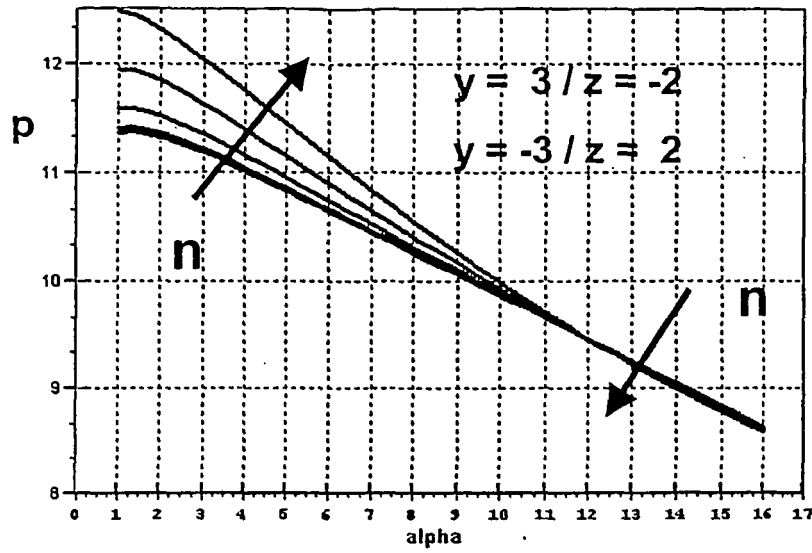


Fig. 15a

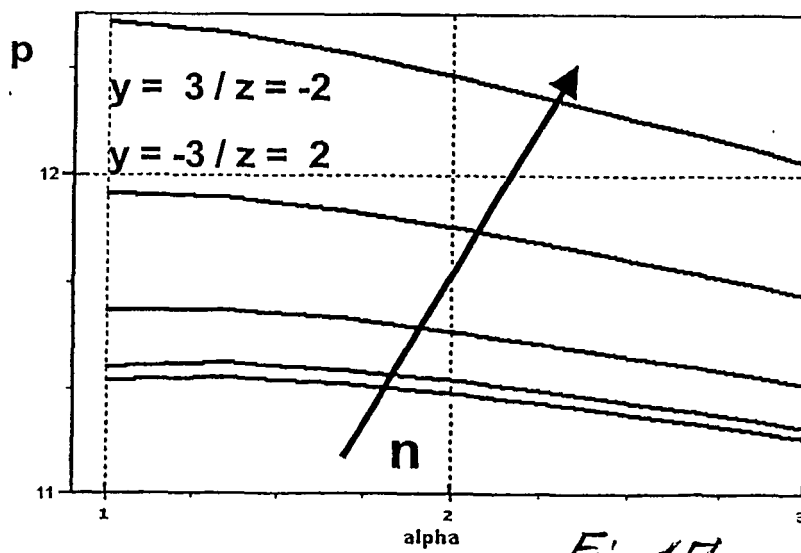


Fig. 15b

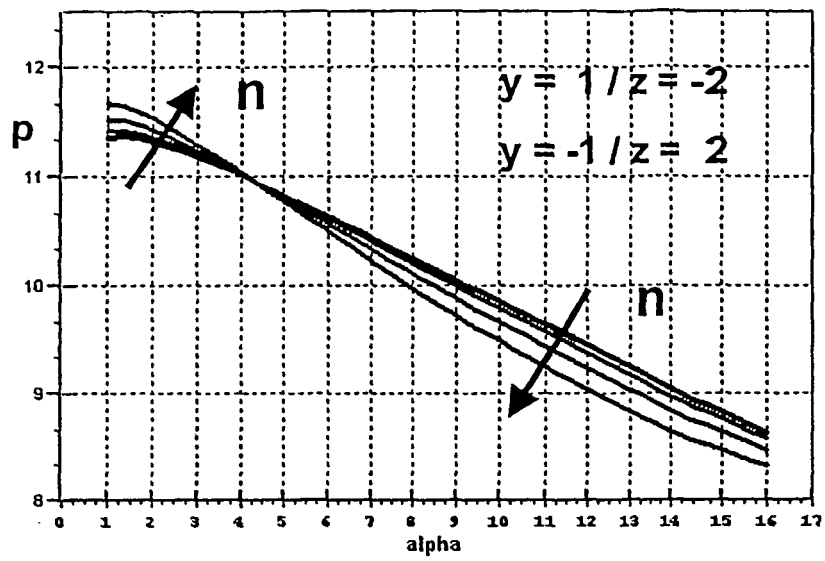


Fig. 16

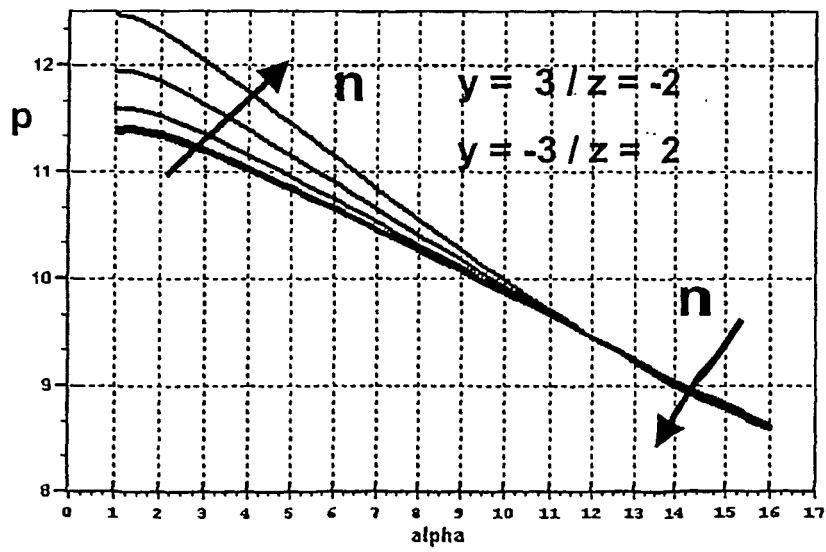


Fig. 17

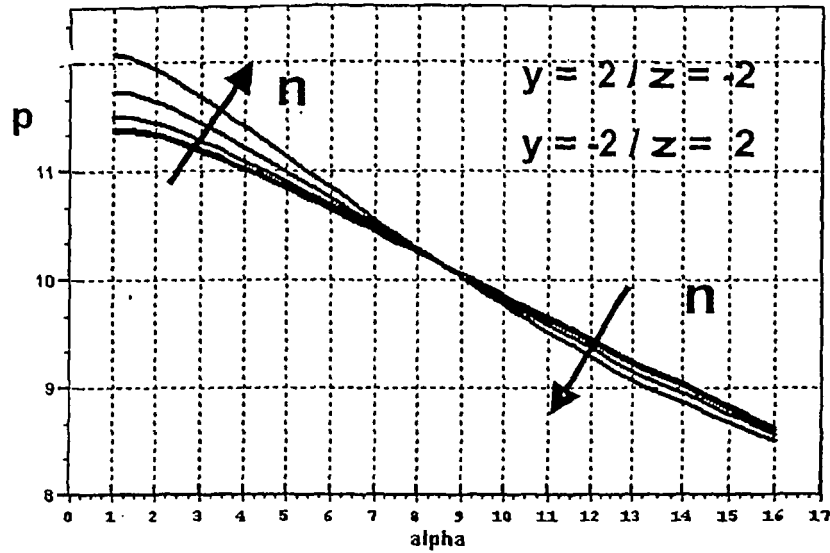


Fig. 18

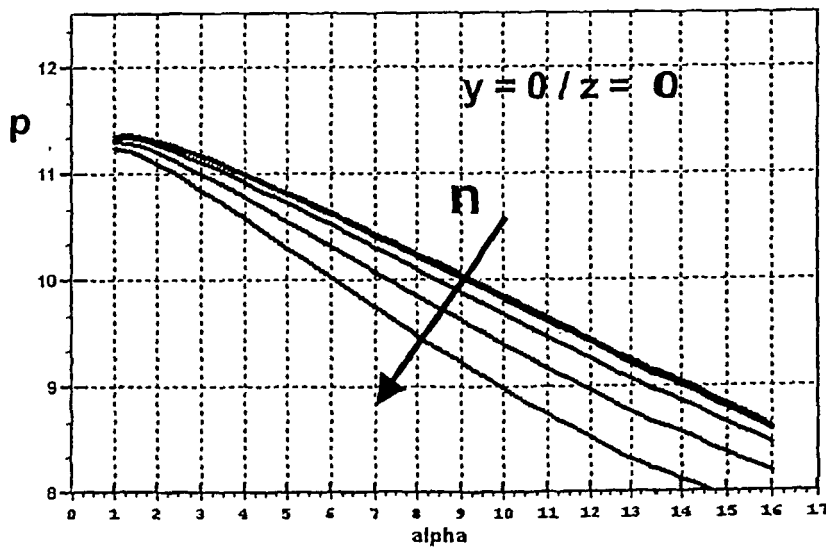


Fig. 19

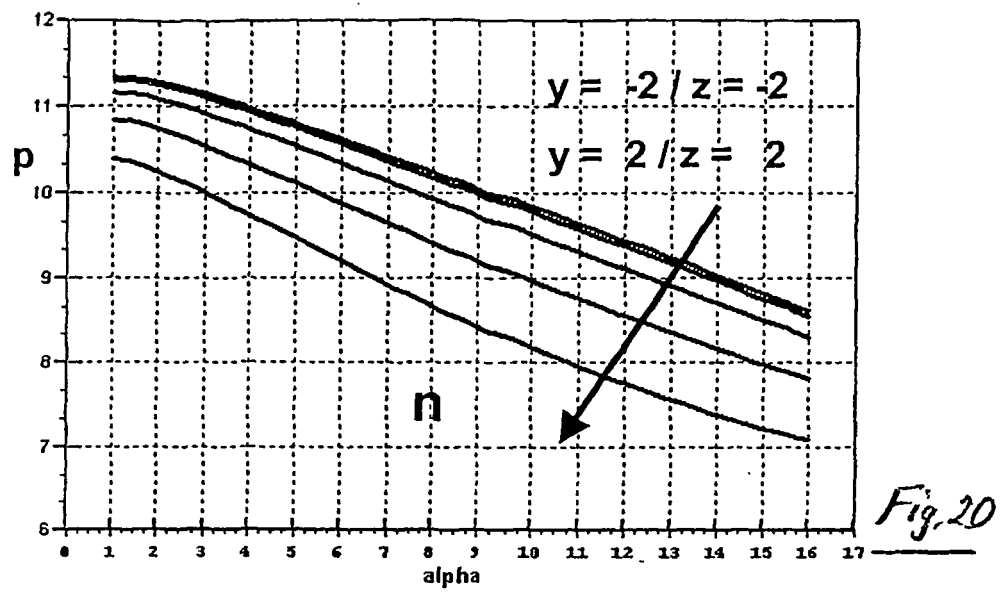


Fig. 20

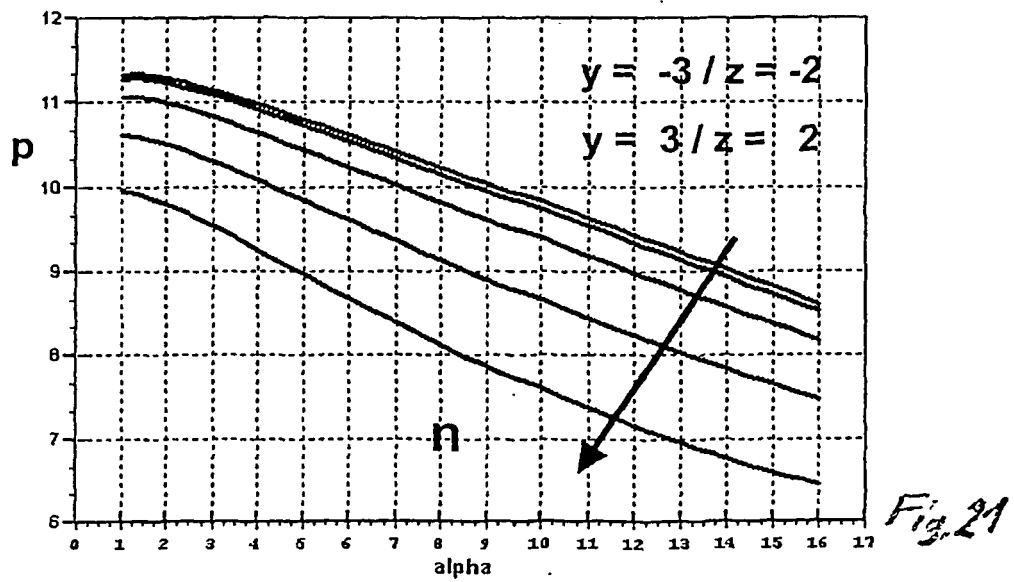


Fig. 21

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 19749727 A1 [0002] [0063]
- DE 19839914 A1 [0003] [0008] [0016]
- DE 2524148 [0004]
- US 4815358 A [0004]
- US 4836090 A [0004]
- US 4077269 A [0004]
- US 5105728 A [0004]
- EP 0809027 A1 [0014]
- EP 1151197 A [0016]
- DE 10335159 A [0069]