



(11) **EP 1 844 234 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**18.03.2009 Patentblatt 2009/12**

(21) Anmeldenummer: **06701113.0**

(22) Anmeldetag: **24.01.2006**

(51) Int Cl.:  
**F04B 27/10<sup>(2006.01)</sup> F04B 27/18<sup>(2006.01)</sup>**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/EP2006/000617**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 2006/081966 (10.08.2006 Gazette 2006/32)**

(54) **AXIALKOLBENVERDICHTER**  
AXIAL PISTON COMPRESSOR  
COMPRESSEUR A PISTONS AXIAUX

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE FR GB**

(30) Priorität: **02.02.2005 DE 102005004840**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**17.10.2007 Patentblatt 2007/42**

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

(72) Erfinder:  
• **SCHWARZKOPF, Otfried**  
**51515 Kuerten (DE)**

• **DITTMAR, Jens**  
**61250 Unsingen (DE)**

(74) Vertreter: **Popp, Eugen et al**  
**MEISSNER, BOLTE & PARTNER**  
**Postfach 86 06 24**  
**81633 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**WO-A-02/38959 DE-A1- 10 230 948**  
**US-A- 4 175 915**

• **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN Bd. 2003, Nr. 12, 5. Dezember 2003 (2003-12-05) -& JP 2003 269328 A (SANDEN CORP.), 25. September 2003 (2003-09-25)**

**EP 1 844 234 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 vorliegende Erfindung betrifft einen Axialkolbenverdichter, insbesondere Verdichter für Kraftfahrzeug-Klimaanlagen, gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

**[0002]** Im Bereich von Verdichtertriebwerken zeichnet sich eine Tendenz dahingehend ab, daß bei Verdichtern mit variablem Kolbenhub zunehmend Schwenkscheiben in Form eines Schwenkringes, d.h. also ringförmige Schwenkscheiben, Verwendung finden. Ein für das Schwenken der Scheibe notwendiges Kippgelenk wird dabei im wesentlichen in die ringförmige Schwenkscheibe integriert. So ist beispielsweise aus der EP 0 964 997 B1 ein Verdichter bekannt, bei welchem die Hubbewegung der Kolben durch den Eingriff einer zur Maschinenwelle schräg verlaufenden Ringscheibe in eine Eingriffskammer erfolgt. Die Eingriffskammer ist angrenzend an den geschlossenen Hohlraum des Kolbens vorgesehen. Für einen im wesentlichen spielfreien Gleiteingriff in jeder Schräglage der Schwenkscheibe bzw. des Schwenkringes sind zwischen ihr und der kugelförmig gekrümmten Innenwand der Eingriffskammer beidseitig Kugelsegmente, sogenannte Gleitsteine vorgesehen, so daß der Schwenkring bei seinem Umlauf zwischen ihnen gleitet.

**[0003]** Die Antriebsübertragung von der Antriebswelle zum Schwenkring erfolgt durch einen in der Antriebswelle befestigten Mitnehmerbolzen, dessen kugelförmiger Kopf in eine radiale Bohrung des Schwenkringes eingreift. Dabei ist die Position des Mitnehmerkopfes so gewählt, daß sein Mittelpunkt mit demjenigen der Kugelsegmente übereinstimmt. Außerdem liegt dieser Mittelpunkt auf einer Kreislinie, die die geometrischen Achsen der sieben Kolben miteinander verbindet, und weiterhin auf einer Kreislinie, die die Mittelpunkte der kugelförmigen Gelenkkörper der Kolben verbindet. Auf diese Weise ist die obere Totpunktposition der Kolben bestimmt und ein minimaler Schadraum gewährleistet. Die Kopfform des freien Mitnehmerendes ermöglicht die Veränderung der Neigung der Schwenkscheibe, in dem der Mitnehmerkopf einen Lagerkörper für eine die Hubweite der Kolben verändernde Schwenkbewegung der Schwenkscheibe bildet.

**[0004]** Eine weitere Voraussetzung für ein Verschwenken der Schwenkscheibe ist die Verschiebbarkeit ihrer Lagerachse in Richtung der Antriebswelle. Hierzu ist die Lagerachse durch zwei gleichachsig beidseitig einer Schiebehülse gelagerte Lagerbolzen gebildet, die außerdem in radialen Bohrungen der Schwenkscheibe gelagert sind. Die Schiebehülse hat hierzu vorzugsweise beidseitig Lagerhülsen, die den Ringraum zwischen der Schiebehülse und der Schwenkscheibe speichenartig überbrücken.

**[0005]** Die Begrenzung der Verschiebbarkeit der Lagerachse und damit die maximale Schrägstellung der Schwenkscheibe ergibt sich durch den Mitnehmerbolzen, indem dieser ein in der Schiebehülse vorgesehenes Langloch durchdringt, so daß die Schiebehülse an den

Enden des Langloches Anschläge findet. Die Kraft für die Winkelverstellung der Schwenkscheibe und damit für eine Regelung des Verdichters ergibt sich aus der Summe der jeweils beidseitig der Kolben gegeneinander wirkenden Drücke, so daß diese Kraft vom Druck im Triebwerksraum abhängig ist. Der Druck im Triebwerksraum ist entsprechend dem Stand der Technik zwischen einem hohen und einem niedrigen Druck regelbar und greift dementsprechend in das Kräftegleichgewicht an der Schwenkscheibe ein. Dadurch wird die Neigung derselben beeinflusst. Weiterhin kann die Position der Schiebehülse durch Federn beeinflusst werden, welche ebenfalls in verschiedenen Varianten zum Stand der Technik gehören.

**[0006]** Ferner wird die für die Förderleistung maßgebliche Position der Schiebehülse durch auf die Schwenkscheibe einwirkende Trägheitskräfte mitbestimmt, wobei sich die Schwenkscheibe bei steigender Drehgeschwindigkeit verstellt, d.h. ihren Schwenkwinkel bzw. ihren Kippwinkel ändert. Bei modernen Verdichtern geht der Trend dazu, Schwenkscheiben mit derartigen Trägheitsmomenten zum Einsatz zu bringen, die eine Verringerung der Hubweite der Kolben und damit eine Verringerung der Förderleistung bei ansteigender Drehgeschwindigkeit bewirken.

**[0007]** Problematisch an der vorstehend erläuterten Konstruktion ist jedoch die hohe Hertzsche Pressung im Bereich des Mitnehmerkopfes und der Schwenkscheibe (System: Kugel/Zylinder) und die Aufnahme der (axialen) Reaktionskräfte infolge der Gaskraft an den Kolben und der Kräfte infolge des an die Schwenkscheibe zu übertragenden Drehmomentes.

**[0008]** Ähnliche Probleme resultieren aus DE 102 30 948 A1, die einen Taumelring beschreibt. Der Taumelring wird durch Eingriff eines Kopfabschnittes eines Drehzapfens mit einem Loch des Taumelrings zum Drehen gebracht. Der Kopfabschnitt ist kugelförmig und dient auch der Aufnahme axial wirkender Kräfte.

**[0009]** US 4 175 915 beschreibt einen Taumelscheibenmechanismus, der aus zwei Taumelscheiben zusammengesetzt ist. Eine erste Taumelscheibe wird durch Gleitschuhe am Rotieren gehindert, wohingegen eine zweite Taumelscheibe in Einheit mit einer Welle rotiert. Die Bauweise mit sich zwei relativ zueinander drehenden Taumelscheiben ist aufwendig und verschleißanfällig.

**[0010]** Ein dem aus der EP 0 964 997 B1 bekannten Verdichter ähnlicher Verdichter ist aus der JP 2003-269330 AA bekannt, wobei bei diesem jedoch insgesamt zwei Mitnehmer verwendet werden.

**[0011]** Bedeutsam für die Kinematik gemäß den beiden erwähnten Druckschriften, d.h. also bedeutsam für die Kinematik bei den Gegenständen der EP 0 964 997 B1 und JP 2003-269330 AA ist es, daß der Mitnehmerkopf zentral mit dem Mittelpunkt der Gleitsteine der Kolben zusammenfällt, und daß die Position des Mittelpunktes des Mitnehmerkopfes gleichzeitig in etwa den Teilkreis der Mittelachse der Kolben tangiert.

**[0012]** Zu den vorstehend erwähnten ungünstigen Eigenschaften tritt hinzu, daß die Gegenstände der EP 0 964 997 B1 und der JP 2003-269330 AA sehr aufwendig konstruiert sind, was eine hohe Teilezahl und somit Kosten bedingt, wobei zusätzlich die Lagerung durch zwei Mitnehmer überbestimmt und somit verschleißanfällig ist und die Festigkeit der Bauteile insbesondere durch eine Lochlaibung der Welle eher gering einzuschätzen ist.

**[0013]** Ein weiterer Verdichter ist aus der DE 101 52 097 A1 bekannt, der erheblich von den Gegenständen der vorstehend diskutierten Druckschriften abweicht. Beim Gegenstand gemäß der DE 101 52 097 A1 wird der Mitnehmer, insbesondere der kugelförmige Mitnehmerkopf, durch einen Gelenkstift oder Bolzen ersetzt. Dieser wird allerdings von außen in die Schwenkscheibe integriert und mit einer topfförmigen Mitnehmerscheibe befestigt, welche Bestandteil der Antriebswellenbaugruppe ist. Auch der Gegenstand der DE 101 52 097 A1 weist eine aufwendige Konstruktion auf, wobei zusätzlich zu beachten ist, daß in Abhängigkeit vom Kippwinkel eine große Unwucht auftreten kann. Dies fördert den Verschleiß des Verdichters und verringert damit dessen Lebensdauer.

**[0014]** Ein weiterer Verdichter ist aus der FR 278 21 26 A1 bekannt, welcher einen Mitnehmer aufweist, der sich radial von der Antriebswelle aus erstreckt und in die Schwenkscheibe eingreift. Ähnlich wie die Lösung gemäß der DE 101 52 097 A1, ist auch bei dieser Konstruktion die Schwenkscheibe am Mitnehmer in radialer Erstreckung fest gelagert. Darin liegt auch ein zentraler Unterschied in Bezug auf die Gegenstände der EP 0 964 997 B1 und der JP 2003-269330 AA. Während sich dort die Lagerstelle des Mitnehmerkopfes in der Schwenkscheibe relativ in der Führung (Bohrung) der Schwenkscheibe bewegt, weil die Schwenkscheibe in einem auf der Wellenachse liegenden Gelenk die Drehbewegung ausführt, wird bei den Konstruktionen gemäß der FR 278 21 26 A1 und der DE 101 52 097 A1 die Drehbewegung im seitlichen Gelenk der Schwenkscheibe realisiert.

**[0015]** In der unveröffentlichten und auf die Anmelderin zurückgehenden Patentanmeldung DE 102 00 404 1645 wird ein Mitnehmer vorgeschlagen, der in der Welle verschieblich gelagert ist. Dadurch kann die Kraftübertragung zwischen dem Mitnehmerkopf und der Schwenkscheibe optimal ausgeführt werden (Kraftübertragung durch Flächenkontakt). Problematisch kann jedoch die Verschiebung des Mitnehmers in der Welle sein, da dort infolge des Biegemoments hohe Kräfte aufzunehmen sind und die Teile deshalb sehr steif ausgeführt sein müssen. Diese steife Ausführung bedingt eine erhöhte Masse des Verdichters.

**[0016]** Aus der DE 103 154 77 A1 letztendlich ist ein Verdichter der Schwenkscheiben/Mitnehmerbauart bekannt, bei dem der Mitnehmer kein Drehmoment überträgt. Dieses Merkmal trifft im übrigen auch für bevorzugte Ausführungsformen der DE 102 00 404 1645 zu. Die Mitnehmerfunktion beschränkt sich darauf, die axial auf die Schwenkscheibe einwirkenden Kolbenkräfte abzu-

stützen, wobei das Drehmoment durch weitere vom Mitnehmer unabhängige Kraftübertragungselemente bereitgestellt wird. Dadurch wirken geringere Kräfte auf den Mitnehmer, da wie vorstehend erwähnt, kein Drehmoment übertragen wird. Der Vorteil dieses Konzepts liegt darin, daß die Kräfte bzw. die Flächenpressung infolge der anliegenden Kräfte (aufgrund der Tatsache, daß es sich relativ geringe Kräfte handelt) keine zu großen Deformationen am und im Mitnehmer bedingen, wodurch der Mitnehmer entsprechend leichtgewichtig gestaltet werden kann und das Verkippen der Schwenkscheibe relativ hysteresefrei erfolgen kann. Unvorteilhaft kann es sich jedoch auswirken, daß der kugelförmige Mitnehmerkopf in einer relativ großen Ausnehmung der Schwenkscheibe liegt. Damit kann bzw. muß die Hertzsche Pressung durch eine Geometrie Paarung Ebene/Kugel beschrieben werden, die relativ ungünstig ist, da sie eine hohe Hertzsche Pressung bedingt.

**[0017]** Ausgehend vom vorstehend erläuterten Stand der Technik ist es Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen Verdichter anzugeben, dessen Mitnehmerkopf bzw. dessen Stützelement möglichst großflächig Kräfte aufnehmen kann (geringe Hertzsche Pressung), wobei gleichzeitig eine Überbestimmung von Kraftübertragungsfunktionen, d.h. also ein Klemmen, vermieden werden soll.

**[0018]** Diese Aufgabe wird durch einen Verdichter mit den Merkmalen gemäß dem Patentanspruch 1 bzw. 3 gelöst.

**[0019]** Ein erfindungsgemäßer Verdichter weist eine in ihrer Neigung zu einer Antriebswelle verstellbare und von der Antriebswelle drehangetriebene, insbesondere ringförmige Schwenkscheibe auf, die mit wenigstens einem im Abstand von der Antriebswelle mit dieser mitdrehend angeordneten Stützelement gelenkig verbunden ist. Die Kolben des Axialkolbenverdichters weisen jeweils eine Gelenkanordnung auf, mit der die Schwenkscheibe in Gleiteingriff steht. Das Stützelement ist am radial äußeren Ende eines mit der Antriebswelle mitdrehenden und innerhalb derselben in der Radialrichtung unverschieblich fixierten Kraftübertragungselements angeordnet, wobei ein wesentlicher Punkt der Erfindung ist, daß das Kraftübertragungselement in der Antriebswelle um seine Längsachse drehbar gelagert ist. Dadurch ist sichergestellt, daß keine ungewünschten Momente, insbesondere Verdrehmomente, am Kraftübertragungselement bzw. auch dem Stützelement angreifen und zu erhöhtem Verschleiß führen.

**[0020]** Stützelement und Kraftübertragungselement dienen im wesentlichen nur zur axialen Abstützung der Kolben bzw. zu einer Gaskraftabstützung, während die Drehmomentübertragung zwischen Antriebswelle und Schwenkring über eine eigene, von Stütz- und Kraftübertragungselement unabhängige Vorrichtung erfolgt. Insbesondere handelt es sich hierbei um eine Gelenkverbindung zwischen Antriebswelle und Schwenkscheibe. Durch die Entkopplung der Vorrichtung, die als axiale Abstützung der Kolben bzw. Gaskraftabstützung dient

und einer dem Antrieb der Schwenkscheibe bzw. des Schwenkrings gewidmeten Vorrichtung kann einerseits die Vorrichtung, die der Gaskraftabstützung dient, schlanker und somit leichter konstruiert sein und ferner ergibt sich der Vorteil, daß die auf das Stützelement und das Kraftübertragungselement wirkenden Momente verringert werden können, wodurch, wie bereits vorstehend erwähnt, ein geringer Verschleiß des erfindungsgemäßen Verdichters sichergestellt ist.

**[0021]** Eine weitere Lösung der Aufgabe der vorliegenden Erfindung ergibt sich, wenn das Stützelement bei einem Verdichter gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 in der Grundform im Radialschnitt etwa rechteckförmig, wobei die "Ecken" insbesondere mit unterschiedlichen Radien stark verrundet sind, alternativ auch in der Form eines gestauchten bzw. deformierten Kreises oder auch einer Ellipse, welche wiederum deformiert bzw. gestaucht sein kann, ausgebildet ist. Dadurch wird die Flächenpressung bzw. Deformation im Bereich des Stützelements und der Schwenkscheibe günstig beeinflusst. Selbstverständlich kommt auch eine Kombination der Merkmale der Patentansprüche 1 und 3 in Frage.

**[0022]** Die Bereiche des Stützelements, die mit der Schwenkscheibe bzw. dem Schwenkring in Kontakt stehen, können wenigstens teilweise zylinder- oder tonnenförmig ausgebildet sein. Durch eine zylinderförmige bzw. tonnenförmige Kontur liegt die Schwenkscheibe annähernd per Linienkontakt am Stützelement an. Es sei angemerkt, daß eine Kontur des Stützelements, wie sie vorstehend beschrieben ist, beispielsweise durch ein Formwerkzeug spanabhebend bearbeitet bzw. geschliffen werden kann, was eine einfache und damit kostengünstige Herstellung sicherstellt.

**[0023]** Bei einem Kältemittelverdichter der beschriebenen Bauart bzw. bei einem Kältemittelverdichter gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 kann in Bezug auf das Verkippen der Schwenkscheibe hinsichtlich zweier Momente unterschieden werden. Dies ist einerseits ein Kippmoment (in der Kippebene), und zum weiteren ein Verdrehmoment, welches senkrecht zum vorstehend genannten Kippmoment wirkt. Das Verdrehmoment tritt u.a. deshalb auf, weil die maximale Gaskraft an einem Kolben zum Zeitpunkt der Öffnung des Ventils auftritt und nicht im oberen Totpunkt des Kolbens. Die resultierende Reaktionskraft aller Kolben orientiert sich stark an dem Kolben, der sich in dem beschriebenen Zustand befindet. Das Verdrehmoment wird in einer bevorzugten Ausführungsform im Bereich der Antriebswelle abgestützt, was insbesondere durch eine Vorrichtung geschieht, die zwischen einer auf der Antriebswelle verschieblich gelagerten Schiebehülse und der Schwenkscheibe erfolgt. Eine derartige Vorrichtung kann aus einem oder mehreren zylinderstiftartigen Element(en) oder aus Stütz- bzw. Kontaktflächen bestehen. Es sei an dieser Stelle angemerkt, daß die Schwenkscheibe an der vorstehend erwähnten Schiebehülse, welche längs der Antriebswelle axial verschieblich gelagert ist, schwenkbar gelagert ist. Dadurch wird, wie bereits vorstehend

erwähnt, ein im Bereich der Antriebswelle angreifendes Verdrehmoment abgestützt. Das Kraftübertragungselement kann ferner wenigstens über Teile seines Umfangs hinweg einen Absatz im Bereich der Antriebswelle aufweisen und zusätzlich oder alternativ an seiner dem Stützelement abgewandten Seite ein insbesondere sich in axiale Richtung erstreckendes Sicherungselement umfassen. Der Absatz im Bereich der Antriebswelle stellt eine definierte Position des Kraftübertragungselementes in der Antriebswelle in einer einfachen konstruktiven Ausführung sicher, ein Sicherungselement sorgt für einen sicheren Halt in derselben. Insbesondere in einer Bauform, in welcher das Kraftübertragungselement und das Stützelement lediglich als Gaskraftstütze dienen, ist die Schwenkscheibe vorzugsweise über Antriebsbolzen mit der Schiebehülse und mit der Antriebswelle verbunden. Damit ist ein sicherer, konstruktiv einfacher Antrieb der Schwenkscheibe sichergestellt, während gleichzeitig die Vorteile einer Entkoppelung zwischen Antrieb und Abstützung gegen Gaskräfte zum Tragen kommen. Die Antriebsbolzen können für einen sicheren Halt in die Schiebehülse oder die Schwenkscheibe eingepreßt sein. Ferner können die Antriebsbolzen in eine Aussparung, insbesondere in eine Nut in der Antriebswelle hineinragen, wobei ferner ein Verbindungselement, insbesondere eine Paßfeder, zwischen der Antriebswelle und der Schiebehülse angeordnet sein kann, welches eine Übertragung von Kräften bzw. Momenten in radialer Richtung erlaubt und axial verschieblich auf der Antriebswelle gelagert ist. Dadurch wird eine relativ einfache, mit wenigen Einzelteilen realisierbare Variante eines erfindungsgemäßen Axialkolbenverdichters sichergestellt.

**[0024]** Eine weitere konstruktiv einfache bevorzugte Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verdichters ergibt sich, wenn das dem Stützelement abgewandte Ende des Kraftübertragungselementes durch die Antriebswelle hindurch- und in einen Längsschlitz in der Schiebehülse hineinragt derart, daß durch das dem Stützelement abgewandte Ende des Kraftübertragungselementes ein Antriebsdrehmoment von der Antriebswelle auf die Schiebehülse übertragen wird.

**[0025]** In einer besonderen Ausführungsform ist das Stützelement derart ausgebildet, daß es innerhalb einer Aussparung in der Schwenkscheibe mit dieser in Linienkontakt steht, was eine optimale Hertzsche Pressung und auch einen optimalen Kraftübertrag sicherstellt. Die Höhe der Aussparung in der Schwenkscheibe kann gleich der Summe der Krümmungsradien einer radial äußeren und einer radial inneren Kontur sein, was ein ideales Kurvenprofil der Gaskraftstütze sicherstellt.

**[0026]** Bevorzugt ist die Wandstärke im Bereich der Aussparung in der Schwenkscheibe auf der durch die Gaskraft stärker belasteten Seite der Schwenkscheibe größer als auf der Seite der Schwenkscheibe, die weniger belastet ist, wobei ferner gleichzeitig ein Schadraum für alle Kippwinkel der Schwenkscheibe konstant ist. Die stärker durch die Gaskraft belastete Seite der Schwenkscheibe ist im Normalfall die den Kolben zugewandte Sei-

te. Diese konstruktive Maßnahme erhöht die Stabilität der Schwenkscheibe, wobei gleichzeitig durch die dünnere Wandung an der weniger belasteten Seite eine Gewichtseinsparung möglich ist.

**[0027]** Die Antriebswelle und die Schiebehülse können zueinander korrespondierende Abflachungen aufweisen, so daß die Schiebehülse drehfest auf der Antriebswelle gelagert ist. Dies stellt eine einfache konstruktive Maßnahme dar, um einen sicheren Antrieb der Schiebehülse zu gewährleisten. Ferner kann die Schwenkscheibe mindestens eine Abflachung aufweisen, die mit einer Abflachung an der Schiebehülse korrespondiert, was eine sichere relative Lage der beiden Komponenten zueinander gewährleistet.

**[0028]** Die Erfindung wird nachfolgend in Hinsicht auf weitere Vorteile und Merkmale beispielhaft und unter Bezugnahme auf die beiliegenden Zeichnungen beschrieben. Die Zeichnungen zeigen in:

- Fig. 1 einen Schwenkscheibenmechanismus einer ersten bevorzugten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verdichters in Explosionsdarstellung;
- Fig. 2 die Ausführungsform gemäß Fig. 1 im Längsschnitt bei einem minimalen Kippwinkel der Schwenkscheibe;
- Fig. 3a+b den Schwenkscheibenmechanismus gemäß Fig. 1 bei einem maximalen Kippwinkel der Schwenkscheibe im Längsschnitt (a) und im Querschnitt (b);
- Fig. 4a+b eine Detailansicht einer erfindungsgemäßen Gaskraftstütze im Längsschnitt (a) und schematische Darstellungen der Gaskraftstütze wiederum im Längsschnitt (b);
- Fig. 5 eine zweite bevorzugte Ausführungsform einer Gaskraftstütze eines erfindungsgemäßen Verdichters im Längsschnitt;
- Fig. 6 eine dritte bevorzugte Ausführungsform einer Gaskraftstütze eines erfindungsgemäßen Verdichters wiederum im Längsschnitt; und
- Fig. 7a+b einen Schwenkscheibenmechanismus der ersten bevorzugten Ausführungsform im Querschnitt (a) und im Längsschnitt (b).

**[0029]** Sämtliche bevorzugte Ausführungsformen des erfindungsgemäßen Verdichters umfassen (nicht in den Zeichnungen dargestellt) ein Gehäuse, einen Zylinderblock und einen Zylinderkopf. Im Zylinderblock sind Kolben axial hin- und herbewegbar gelagert. Der Antrieb der Verdichter erfolgt über eine Riemenscheibe mittels einer Antriebswelle 1. Bei den vorliegenden Verdichtern han-

delt es sich um Verdichter mit variablem Kolbenhub, wobei der Kolbenhub durch eine Druckdifferenz, die durch die Drücke auf einer Sauggasseite und in einer Triebwerkskammer definiert ist, geregelt wird. Je nach der Größe der Druckdifferenz wird eine Schwenkscheibe in Form eines Schwenkringes 2 mehr oder weniger aus ihrer vertikalen Lage ausgelenkt bzw. verschwenkt. Je größer der daraus resultierende Schwenkwinkel ist, desto größer ist der Kolbenhub, und dementsprechend wird ein umso höherer Druck an einer Auslaßseite des Verdichters zur Verfügung gestellt.

**[0030]** Aus Fig. 1 ist ersichtlich, daß der Schwenkscheibenmechanismus einer ersten bevorzugten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verdichters den Schwenkring 2, eine Schiebehülse 3, die auf der Antriebswelle axial verschieblich gelagert ist, eine Feder 4, eine Gaskraftstütze 5, welche sich aus einem Stützelement 6 und einem Kraftübertragungselement 7 zusammensetzt, ein Sicherungselement 8 sowie Antriebsbolzen 9, welche zur Drehmomentübertragung zwischen Antriebswelle 1 und Schwenkring 2 dienen, umfaßt.

**[0031]** Das Stützelement ist in der vorliegenden ersten bevorzugten Ausführungsform zylinder- bzw. tonnenartig ausgebildet. Das Kraftübertragungselement ist in einer korrespondierenden Aussparung 10 in der Antriebswelle um seine Längsachse drehbar gelagert. Wie bereits durch die Terminologie angedeutet, dient die Gaskraftstütze 6 im wesentlichen nur zur axialen Abstützung der Kolbenkräfte, während die Drehmomentübertragung zur Schwenkscheibe im wesentlichen durch die Antriebsbolzen 9 erfolgt.

**[0032]** Die Schiebehülse 3 weist zwei abgeflachte Seiten 11 auf (aus Fig. 1 ist nur eine abgeflachte Seite ersichtlich), die mit korrespondierenden Abflachungen 12 am Schwenkring 2 in Gleiteingriff stehen. Das Kraftübertragungselement 7 besitzt einen Absatz 13, welcher die Position desselben (insbesondere in radialer Richtung) in der Antriebswelle 1 bestimmt. An der dem Stützelement 6 abgewandten Seite des Kraftübertragungselementes 7 sorgt das Sicherungselement 8 für einen sicheren Verbleib der Gaskraftstütze 5 bzw. des Stützelements 6 und des Kraftübertragungselements 7 in der Antriebswelle. Neben der bereits vorstehend erläuterten Verbindung zwischen Schwenkring 2 und Antriebswelle 1 stellen die Antriebsbolzen 9 auch die Verbindung zwischen Schiebehülse 3 und Antriebswelle 1 und einen daraus resultierenden Kraft- bzw. Drehmomentübertrag sicher. Die Antriebsbolzen 9 ragen in eine Aussparung in der Antriebswelle in Form von Nuten 14 hinein (aus Fig. 1 ist wiederum nur eine der Nuten 14 erkennbar). Die Antriebsbolzen sind in entsprechende Aussparungen 16 im Schwenkring 2 eingepreßt.

**[0033]** Die Feder 4 dient als Verbindungselement, welches zwischen Antriebswelle 1 und Schiebehülse 3 angeordnet ist und einen Übertrag von Kräften in axialer Richtung erlaubt. Sie ist axial verschieblich auf der Antriebswelle 1 gelagert. Das dem Stützelement 6 abgewandte Ende des Kraftübertragungselements 7 ragt

durch einen Längsschlitz 17, welcher an der Schiebehülse 3 ausgebildet ist, in die Antriebswelle 1 hinein. An dieser Stelle sei angemerkt, daß alternativ oder auch zusätzlich zum Kraft- bzw. Drehmomentübertrag über die Antriebsbolzen 9 die Schiebehülse derart ausgebildet sein kann, daß ein dem Längsschlitz 17 gegenüberliegend angeordneter Längsschlitz an der Schiebehülse vorgesehen ist, in welchen das dem Stützelement 6 abgewandte Ende des Kraftübertragungselements 7 hineinragt und damit ein Antriebsdrehmoment von der Antriebswelle 1 auf die Schiebehülse 3 überträgt. Es sei an dieser Stelle nochmals kurz erwähnt, daß die Antriebswelle 1 und die Schiebehülse 3 zusätzlich oder alternativ zu der Verbindung bzw. zum Drehmomentübertrag über die Antriebsbolzen 9 zueinander korrespondierende Abflachungen aufweisen können, so daß die Schiebehülse drehfest auf der Antriebswelle gelagert ist (aus Fig. 1 nicht ersichtlich).

**[0034]** Die in Fig. 1 in Explosionsdarstellung aufgezeigte Konstruktion ist in Fig. 2 nochmals im Längsschnitt dargestellt, wobei aus der Fig. 2 zusätzlich zu den bereits aus Fig. 1 bekannten Merkmalen ersichtlich ist, wie der Schwenkring 2 in einer mit Kolbenstangen bzw. den Kolben verbundenen Aufnahme 18 gelagert ist. Zur Lagerung dienen Gleitsteine 19, welche sich zwischen Schwenkring 2 und der Aufnahme 18 befinden. Der Schwenkring 2 befindet sich in der Darstellung der Fig. 2 in einer minimalen Auslenkung, d.h. der Schwenkring weist einen minimalen Kippwinkel auf. Aus dieser Darstellung ist vor allem das Zusammenwirken des an der Gaskraftstütze 5 ausgebildeten Absatzes 13 mit der Antriebswelle 1 zu erkennen. Ferner kann hieraus auch das Zusammenspiel zwischen Kraftübertragungselement 7 und Sicherungselement 8 entnommen werden.

**[0035]** In Fig. 3a ist eine zur Fig. 2 korrespondierende Darstellung, d.h. also ein Längsschnitt der ersten bevorzugten Ausführungsform dargestellt, hier jedoch bei einem Winkel maximaler Auslenkung des Schwenkrings 2. In Fig. 3b ist weiterhin ein Querschnitt durch den Schwenkringmechanismus gemäß Fig. 3a dargestellt. Es sei an dieser Stelle nochmals darauf verwiesen, daß das Antriebsdrehmoment in der bevorzugten Ausführungsform nicht durch die Gaskraftstütze 5 bzw. das Stützelement 6 erfolgt (angedeutet durch die Pfeile 23, 24), sondern durch die Antriebsbolzen 9 (angedeutet durch den Pfeil 25). Das Antriebsdrehmoment ist in Fig. 3b durch einen Pfeil 20 angedeutet. Ferner ist die Kippachse 21 des Schwenkrings 2 aus Fig. 3b ersichtlich.

**[0036]** In Fig. 4a ist nochmals eine Detaildarstellung von Teilen des Kraftübertragungselements 7 und des Stützelements 6 in Eingriff mit dem Schwenkring 2 gegeben. In Fig. 4b sind zwei Längsschnitte der Gaskraftstütze 5 der ersten bevorzugten Ausführungsform dargestellt, welche durch eine Drehung um 90° auseinander hervorgehen. In dieser Darstellung ist deutlich das zylinderförmige Stützelement 6 zu erkennen. Da die zylinderförmige bzw. tonnenförmige Kontur eine nicht vernachlässigbare Erstreckung senkrecht zur Kippebene auf-

weist, kann ein Verdrehmoment (welches senkrecht zum Kippmoment des Schwenkrings wirkt und u.a. deshalb auftritt, weil die maximale Gaskraft an einem Kolben zum Zeitpunkt der Öffnung des Ventils auftritt und nicht im Totpunkt des Kolbens) dort, d.h. also am zylinderförmigen Stützelement 6 eingeleitet werden, wenn dieses nicht erfindungsgemäß um seine Mittelachse in der Antriebswelle 1 verdrehbar gelagert ist. Deshalb stellt eine erfindungsgemäße Konstruktion sicher, daß das Verdrehmoment nur in die dafür vorgesehenen Elemente eingeleitet wird, welche beispielsweise die stiftartigen Antriebsbolzen 9 oder aber auch beliebige Stützflächen sein können. Eine Einleitung des Verdrehmoments in die Gaskraftstütze 5 wird durch eine erfindungsgemäße Konstruktion ausgeschlossen.

**[0037]** Es sei an dieser Stelle nochmals kurz auf die Vorteile der Erfindung eingegangen, welche sich wie folgt darstellen: Die Gaskraftstütze 5 nimmt weitgehend und vorzugsweise drehmomentfrei (insofern eine Konstruktion gewählt ist, in welcher das Kraftübertragungselement 7 an seiner dem Stützelement 6 abgewandten Seite nicht in drehmomentübertragendem Eingriff mit der Schiebehülse 3 steht) die Stützfunktion des Schwenkringes 2 im Hinblick auf die axial einwirkenden Kolbenkräfte wahr; das Stützelement 6 bzw. zumindest der Kopfbereich des Stützelements 6 kann großflächig, d.h. also zylinderoder tonnenförmig ausgeformt werden, wobei Verdrehmomente nicht eingeleitet werden können, da sich die Gaskraftstütze 5 um ihre Mittelachse ausrichten kann; die Antriebsmomente werden definiert in der Ebene senkrecht zur Kippebene des Schwenkrings übertragen, wobei hier angemerkt sei, daß es verschiedene Möglichkeiten der Kraftübertragung bzw. der Drehmomentübertragung gibt. Es sei an dieser Stelle nochmals auf die Figuren 4a und 4b verwiesen, in welche eine Gaskraftstütze 5 dargestellt ist, welche ein zylindrisches Stützelement 6 aufweist. Das Stützelement 6 steht in Eingriff mit dem Schwenkring 2. Dadurch, daß das Kraftübertragungselement 7 der Gaskraftstütze 5 um die eigene Achse drehbar in der Antriebswelle 1 gelagert ist, kann im wesentlichen kein Verdrehmoment (Torsion) übertragen werden. Dies ermöglicht eine definierte Übertragung des Verdrehmomentes an anderer Stelle, wie dies bereits vorstehend erwähnt ist, und verhindert ein Klemmen des Mechanismus. Ebenso ist dadurch eine leichte und schnelle Montage gewährleistet. Eine Überbestimmung in bezug auf das Verdrehmoment, die sich bei der vorgeschlagenen zylinderförmigen Gestaltung des Stützelements 6 der Gaskraftstütze 5 ergeben könnte, wird durch die drehbare Lagerung um die eigene Achse in der Antriebswelle 1 vermieden. Die Kräfte in Richtung der Aussparung 10 in der Antriebswelle 1 werden durch den Absatz 13 der Gaskraftstütze 5 und durch das Sicherungselement 8 am anderen Ende der Gaskraftstütze 5 bzw. am dem Stützelement 6 abgewandten Ende des Kraftübertragungselements 7 übertragen. Aus den Figuren 3a bzw. insbesondere aus Fig. 3b ist ersichtlich, daß die Öffnung des Schwenkrings 2, in welche das Stütze-

lement 6 eingreift, derart gestaltet ist, daß das Stützelement 6 kein Antriebsdrehmoment übertragen kann. Dadurch wird, wie bereits vorstehend erwähnt, die Gaskraftstütze 5 weniger belastet und das Antriebsdrehmoment kann definiert und an anderer Stelle (in der vorliegenden Ausführungsform an den Antriebsbolzen 9) übertragen werden.

**[0038]** In der Folge sei auf die Übertragung des Antriebsdrehmomentes näher eingegangen: Wie bereits in der Beschreibung der Fig. 1 erwähnt, ist der Schwenkring 2 über die Antriebsbolzen 9 mit der Schiebehülse 3 und mit der Antriebswelle 1 verbunden. Die Schiebehülse 3 ist axial verschieblich auf der Antriebswelle 1 gelagert und ermöglicht im Zusammenspiel mit der Feder 4, den Antriebsbolzen 9 und der Gaskraftstütze 5 die Einstellung des Schwenkwinkels des Schwenkringes 2. Der sich einstellende Schwenkwinkel hängt von den Gaskräften, den Trägheitseigenschaften des Schwenkringes 2 und den mit diesem in Eingriff stehenden Kolben, sowie von der Federkraft der Feder 4 ab. Die Summe der Momente um die Kippachse ist in anderen Worten ausgedrückt gleich Null (Kippmomente gleich Null). Die Antriebsbolzen 9 sind axial gegen Herausfallen gesichert, was dadurch erfolgt, daß die Bolzen in die Schiebehülse 3 oder den Schwenkring 2 eingepreßt sind. Die Übertragung des Antriebsdrehmoments erfolgt in der vorliegenden bevorzugten Ausführungsform direkt über die Antriebsbolzen 9 von der Antriebswelle 1 auf den Schwenkring 2. Alternativ ist es denkbar, indirekt über die Schiebehülse 3 das Antriebsdrehmoment zu übertragen. In beiden Fällen gibt es jedoch Elemente (beispielsweise Antriebsbolzen 9), welche mit der Welle verbunden sind oder in diese hineinragen. Selbstverständlich ist es auch denkbar, daß es nur ein Element gibt. Damit ist die radiale Ausrichtung der Schiebehülse 3 festgelegt, und durch eine ausreichend große Aussparung in der Schiebehülse wird dafür Sorge getragen, daß der dem Stützelement 6 zugewandte Teil der Gaskraftstütze 5 bzw. des Kraftübertragungselements 7 kein Moment auf die Schiebehülse übertragen kann. In den Figuren 3a und b ist ein Beispiel dargestellt, in dem die Antriebsbolzen 9, die mit dem Schwenkring 2 verbunden sind, in eine Nut 14 in der Antriebswelle 1 hineinragen. Dadurch wird das Antriebsdrehmoment direkt durch die Antriebsbolzen 9 von der Antriebswelle 1 auf den Schwenkring 2 übertragen.

**[0039]** Alternativ ist eine indirekte Übertragung des Antriebsdrehmoments mit einem Kraftfluß über die Schiebehülse denkbar. Dies könnte konstruktiv wie folgt bewerkstelligt werden: ein Verbindungselement zwischen Antriebswelle 1 und Schiebehülse 3, welches die Übertragung von Kräften bzw. Momenten in Radialrichtung zuläßt, jedoch beispielsweise durch Gleiten in einer Nut der Schiebehülse 3 die axiale Verschiebbarkeit der Buchse zuläßt. Ein solches Verbindungselement könnte z.B. eine Paßfeder sein. Das dem Stützelement 6 entgegengesetzte Ende des Kraftübertragungselements 7 wird durch die Welle hindurchgeführt und ragt in einen Schlitz der Schiebehülse 3, in welchem das Kraftüber-

tragungselement 7 eng geführt wird und dadurch das Antriebsdrehmoment übertragen kann.

**[0040]** Ein zentraler Punkt der vorliegenden Erfindung ist die Gestaltung der Gaskraftstütze 5. Im Rahmen der vorliegenden Erfindung wird eine Gaskraftstütze bereitgestellt, welche einerseits dadurch entlastet ist, daß sie kein Antriebsdrehmoment überträgt, andererseits jedoch hinsichtlich der Flächenpressung, die sich aufgrund der Übertragung der Gaskräfte ergibt, optimiert ist.

**[0041]** Die Aussparung 22 im Schwenkring 2, in welche das Stützelement 6 eingreift, ist derart gestaltet, daß die Gaskraftstütze 5 bzw. insbesondere das Stützelement 6 radial frei sind und somit kein Antriebsdrehmoment übertragen. Des weiteren sind die Gaskraftstütze 5 bzw. das Stützelement 6 derart ausgeführt, daß das Kippen des Schwenkrings 2 durch einen Abrollvorgang auf dem Stützelement 6 erfolgt. Idealerweise ändert sich die Höhe der Aussparung 22 für das Stützelement 6 nicht. Dies vereinfacht die Bearbeitung der Aussparung 22, wobei jedoch eine Änderung der Höhe der Aussparung 22 theoretisch auch möglich ist.

**[0042]** Unter Berücksichtigung der oben näher erläuterten Aspekte ist das Stützelement 6 dann optimal ausgeführt, wenn es die Abrollbewegung durch ein geeignetes Kurvenprofil zuläßt und sich in Radialrichtung linear fortsetzt, um so einen Linienkontakt und eine geringe Hertzsche Pressung zu gewährleisten.

**[0043]** Ein Beispiel für eine entsprechende Gaskraftstütze 5, insbesondere für ein entsprechendes Stützelement 6, ist in den Figuren 4a und 4b dargestellt. In diesem Beispiel ist die Kurvenform ein Kreis, so daß das Stützelement zylinderförmig ausgebildet ist. Zudem fällt der Mittelpunkt des Kreises bzw. der Kreisform des Zylinders mit dem Mittelpunkt der Kolbenanlenkung zusammen, was zu einem konstanten Schadraum des erfindungsgemäßen Verdichters führt. Es gelten ferner für Fig. 4a folgende Beziehungen: Die Wandstärken des Schwenkringes bzw. der die Aussparung 22 umgebenden Wände S2 und S3 sind gleich ( $S2 = S3$ ) und die Krümmungsradien R1 und R2 einer radial äußeren (R1) und einer radial inneren (R2) Kontur sind aufgrund der zylindrischen Form des Stützelements 6 ebenfalls gleich ( $R1 = R2$ ). Ferner gilt, daß die Höhe S1 bzw. Breite der Aussparung 22 gleich der Summe der beiden Krümmungsradien R1 und R2 ist ( $S1 = R1 + R2$ ). Diese Summe ist ferner konstant. Die Mittelpunkte von R1, R2 und R, wobei R den Radius der Gleitsteine 19 darstellt, sind identisch, was einen konstanten Schadraum sicherstellt.

**[0044]** Grundsätzlich ist jedoch das Kurvenprofil der Gaskraftstütze unter folgenden Voraussetzungen frei wählbar: Die Höhe S1 der Aussparung muß für jeden Kippwinkel gleich der Summe der Krümmungsradien der radial äußeren R1 und der radial inneren R2 Kontur sein. Einfache Beispiele für Profile, die in einer Aussparung 22 mit gleicher Höhe S1 abrollen, sind in den Figuren 5 und 6 dargestellt.

**[0045]** In Fig. 5 (der zweiten bevorzugten Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Verdichters) ist ge-

zeigt, wie durch die Wahl von unterschiedlichen Radien unter Konstanthaltung des Schadraums die Wandstärke des Schwenkrings 2 im Bereich der Aussparung 22 an der stark durch die Gaskraft belasteten Seite (zu den Kolben hin gerichtete Seite) erhöht werden kann. Für die Konstruktion gemäß Fig. 5 gelten folgende Beziehungen:  $S_2 > S_3$ ,  $R_1 < R_2$ ,  $S_1 = R_1 + R_2 = \text{konstant}$  (im Bereich der Verkipfung), was zu einem konstanten Schadraum führt.

**[0046]** Eine dritte bevorzugte Ausführungsform ist in Fig. 6 dargestellt, welche ein Beispiel zeigt, bei dem die verbleibenden Wandstärken des Schwenkrings 2 im Bereich der Aussparung 22 gleich groß sind ( $S_2 = S_3$ ). Die Hauptbelastung durch die Druckkraft wirkt für dieses Beispiel auf den Linienkontakt zwischen dem Schwenkring 2 und einer (abschnittsweise) Zylinderfläche, welche mit dem Radius  $R_1$  gebildet ist. Durch die Bedingung  $R_1 > R_2$  ergibt sich der Vorteil einer geringeren Flächenpressung für die Hauptbelastungsrichtung. Es ist an dieser Stelle jedoch anzumerken, daß in dieser Ausführungsform der Drehpunkt des Gelenkes (Mittelpunkt der Radien  $R_1$  und  $R_2$ ) im Schwenkring 2 nicht mit dem Drehpunkt der Kolbenanlenkung zusammenfällt, was durch eine Distanz  $S_4$  angedeutet ist, welche ungleich Null ist. Dadurch ist es bedingt, daß der Schadraum nicht konstant ist. Zusammengefaßt gelten für Fig. 6 die folgenden Beziehungen:  $S_3 = S_2$ ,  $R_1 > R_2$  (was zu einer verringerten Flächenpressung führt),  $S_1 = R_1 + R_2 = \text{konstant}$  (im Bereich der Verkipfung), der Schadraum ist nicht konstant.

**[0047]** Neben der Auslegung der Gaskraftstütze 5 hinsichtlich der Flächenpressung erleichtert die vorliegende Erfindung, wie bereits vorstehend erwähnt, auch die Montage und die Bearbeitbarkeit der Teile. Wie ebenfalls bereits vorstehend erwähnt, ist die Gaskraftstütze 5 bzw. insbesondere das Kraftübertragungselement 7 nicht fest mit der Antriebswelle 1 verbunden, sondern drehbar in derselben gelagert. Die Ausrichtung der Kippachse wird durch die Antriebsbolzen 9 und die Abflachungen 11 an der Schiebehülse 3 und die Abflachungen 12 am Schwenkring vorgegeben (vgl. hierzu die Figuren 7a und 7b). Eine fest in die Antriebswelle 1 eingepreßte Gaskraftstütze 5 würde ebenfalls die Ausrichtung der Kippachse vorgeben und somit eine Überbestimmung schaffen, die eine Montage und ein problemloses Verkippen des Mechanismus zumindest erschweren würde. Eine solche Konstruktion ist nur mit einer äußerst genauen Einstellung der Spiele und äußerst präzisen Montage möglich und würde die Bearbeitungs- und Montagkosten erheblich erhöhen. Die vorliegende Erfindung vermeidet diese Überbestimmung durch die drehbare Lagerung des Kraftübertragungselements 7 bzw. der Gaskraftstütze 5 in der Antriebswelle 1 und erleichtert die Montage.

**[0048]** Als wesentlicher Vorteil der Drehbarkeit der Gaskraftstütze 5 sei letztendlich der Umstand erwähnt, daß die bezüglich der Drehachse wirkenden Momente nicht aufgenommen werden können. Daraus folgt, daß die aus dem Verdrehmoment resultierenden Kräfte im

wesentlichen nicht von der Gaskraftstütze 5 aufgenommen werden (vgl. hierzu Figuren 7a und 7b). Die Abflachungen 12 des Schwenkrings 2 und die Abflachungen 11 der Schiebehülse 3 sind aufgrund der Hebelarmverhältnisse wesentlich besser geeignet, die aus dem Verdrehmoment resultierenden Kräfte aufzunehmen. Wie die Figuren 7a und b zeigen, erfolgt der Kraftfluß von der Abflachung des Schwenkrings über die Schiebehülse 3 auf die Antriebswelle 1. Ferner sind in den Fig. 7a und b die Achse 26 für das Verdrehmoment und der Angriffspunkt 27 für die resultierende Druckkraft eingezeichnet.

**[0049]** Obwohl die Erfindung anhand von Ausführungsformen mit fester Merkmalskombination beschrieben wird, umfaßt sie jedoch auch die denkbaren weiteren vorteilhaften Kombinationen dieser Merkmale, wie sie insbesondere, aber nicht erschöpfend, durch die Unteransprüche angegeben sind. Sämtliche in den Anmeldungsunterlagen offenbarten Merkmale werden als erfindungswesentlich beansprucht, soweit sie einzeln oder in Kombination gegenüber dem Stand der Technik neu sind.

#### Bezugszeichenliste

##### [0050]

- |    |  |
|----|--|
| 1  | Antriebswelle  |
| 2  | Schwenkring  |
| 3  | Schiebehülse   |
| 4  | Feder  |
| 5  | Gaskraftstütze   |
| 6  | Stützelement   |
| 7  | Kraftübertragungselement                                     |
| 8  | Sicherungselement  |
| 9  | Antriebsbolzen   |
| 10 | Aussparung in der Antriebswelle 1                            |
| 11 | abgeflachte Seite der Schiebehülse 3                         |
| 12 | Abflachung am Schwenkring 2                                  |
| 13 | Absatz   |
| 14 | Nut  |
| 15 | Aussparung in der Schiebehülse 3                             |
| 16 | Aussparung im Schwenkring 2                                  |
| 17 | Längsschlitz   |
| 18 | Aufnahme   |
| 19 | Gleitstein   |
| 20 | Pfeil  |
| 21 | Kippachse  |
| 22 | Aussparung im Schwenkring 2 zur Aufnahme des Stützelements 6 |
| 23 | Pfeil  |
| 24 | Pfeil  |
| 25 | Pfeil  |
| 26 | Achse  |
| 27 | Angriffspunkt  |

## Patentansprüche

1. Axialkolbenverdichter, insbesondere für Kraftfahrzeug-Klimaanlagen, mit einer in ihrer Neigung zu einer Antriebswelle (1) verstellbaren, von der Antriebswelle (1) drehangetriebenen, insbesondere ringförmigen Schwenkscheibe (2), die mit wenigstens einem im Abstand von der Antriebswelle (1) mit dieser mitdrehend angeordneten Stützelement (6) gelenkig verbunden ist, wobei die Kolben jeweils eine Gelenkanordnung aufweisen, an der die Schwenkscheibe (2) in Gleiteingriff steht, und wobei das Stützelement (6) am radial äußeren Ende eines mit der Antriebswelle (1) mitdrehenden und innerhalb derselben in Radialrichtung unverschieblich fixierten Kraftübertragungselements (7) angeordnet ist,  
**dadurch gekennzeichnet, daß** das Kraftübertragungselement (7) in der Antriebswelle (1) um seine Längsachse drehbar gelagert ist, wobei das Stützelement (6) und das Kraftübertragungselement (7) im wesentlichen nur zur axialen Abstützung der Kolben bzw. Gaskraftabstützung dienen, während eine davon unabhängige Vorrichtung, insbesondere eine Gelenkverbindung zwischen Antriebswelle (1) und Schwenkscheibe (2), im wesentlichen nur der Drehmomentübertragung dient.
2. Verdichter, insbesondere nach einem der vorangehenden Ansprüche,  
**dadurch gekennzeichnet, daß** das Stützelement (6) in der Grundform im Radialschnitt etwa rechteckförmig, wobei die Ecken insbesondere mit unterschiedlichen Radien stark verrundet sind, oder gestaucht bzw. kreisförmig oder deformiert kreisförmig oder ellipsoidal ausgebildet ist.
3. Verdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche, insbesondere nach Anspruch 2,  
**dadurch gekennzeichnet, daß** die Bereiche des Stützelementes (6), welche mit der Schwenkscheibe (2) in Kontakt stehen, wenigstens teilweise zylinder- oder tonnenförmig ausgebildet sind.
4. Verdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei die Schwenkscheibe (2) an einer längs der Antriebswelle (1) axial verschieblich gelagerten Schiebehülse (3) schwenkbar gelagert ist,  
**dadurch gekennzeichnet, daß** zwischen der Schiebehülse (3) und der Schwenkscheibe (2) eine Vorrichtung, insbesondere wenigstens ein zylinderstiftartiges Element oder Stütz- bzw. Kontaktflächen, vorgesehen sind, um ein im Bereich der Antriebswelle (1) angreifendes Verdrehmoment abzustützen.
5. Verdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche,  
**dadurch gekennzeichnet, daß** das Kraftübertragungselement (7) wenigstens über Teile seines Umfangs hinweg einen Absatz (13) im Bereich der Antriebswelle (1) aufweist und/oder an seiner dem Stützelement (6) abgewandten Seite ein, insbesondere sich in axiale Richtung erstreckendes Sicherungselement (8) umfaßt.
6. Verdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche,  
**dadurch gekennzeichnet, daß** die Schwenkscheibe (2) über Antriebsbolzen (9) mit einer/der Schiebehülse (3) und/oder mit der Antriebswelle (1) verbunden ist.
7. Verdichter nach Anspruch 6,  
**dadurch gekennzeichnet, daß** die Antriebsbolzen (9) in die Schiebehülse (3) oder die Schwenkscheibe (2) eingepreßt sind.
8. Verdichter nach Anspruch 6 oder 7,  
**dadurch gekennzeichnet, daß** die Antriebsbolzen (9) in eine Aussparung (22), insbesondere Nut (14), in der Antriebswelle (1) hineinragen.
9. Verdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche,  
**dadurch gekennzeichnet, daß** ein Verbindungselement, insbesondere Paßfeder, zwischen Antriebswelle (1) und Schiebehülse (3) angeordnet ist, welches eine Übertragung von Kräften bzw. Momenten in radialer Richtung erlaubt und axial verschieblich auf der Antriebswelle (1) gelagert ist.
10. Verdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche,  
**dadurch gekennzeichnet, daß** das dem Stützelement (6) abgewandte Ende des Kraftübertragungselementes (7) durch die Antriebswelle (1) hindurch- und in einen Längsschlitz (17) an der Schiebehülse (3) hineinragt derart, daß durch das dem Stützelement (6) abgewandte Ende des Kraftübertragungselementes (7) ein Antriebsdrehmoment von der Antriebswelle (1) auf die Schiebehülse (3) übertragen wird.
11. Verdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche,  
**dadurch gekennzeichnet, daß** das Stützelement (6) derart ausgebildet ist, daß es innerhalb einer Aussparung (22) in der Schwenkscheibe (2) mit dieser in Linienkontakt steht.
12. Verdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche,

**dadurch gekennzeichnet, daß**

eine Höhe (S1) einer/der Aussparung (22) in der Schwunckscheibe (2) gleich der Summe der Krümmungsradien einer radial äußeren (R1) und einer radial inneren (R2) Kontur ist.

13. Verdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche,

**dadurch gekennzeichnet, daß**

die Wandstärke (S2) im Bereich der/einer Aussparung (22) in der Schwunckscheibe (2) auf der den Kolben zugewandten Seite der Schwunckscheibe (2) größer ist, als auf der Seite, die den Kolben abgewandt ist ( $S2 > S3$ ), wobei gleichzeitig ein Schadraum für alle Kippwinkel der Schwunckscheibe (2) konstant ist.

14. Verdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche,

**dadurch gekennzeichnet, daß**

die Antriebswelle (1) und die Schiebehülse (3) zueinander korrespondierende Abflachungen aufweisen, so daß die Schiebehülse (3) drehfest auf der Antriebswelle (1) gelagert ist.

15. Verdichter nach einem der vorangehenden Ansprüche,

**dadurch gekennzeichnet, daß**

die Schwunckscheibe (2) mindestens eine Abflachung (12) aufweist, die mit einer Abflachung (11) an der Schiebehülse (3) korrespondiert.

**Claims**

1. Axial piston compressor, especially for motor vehicle air-conditioning systems, having a tilt plate (2), especially a ring-shaped tilt plate, which is variable in terms of its inclination with respect to a drive shaft (1) and which is driven in rotation by the drive shaft (1) and is in articulated connection with at least one supporting element (6) arranged at a spacing from the drive shaft (1) and rotating together therewith, the pistons in each case having an articulated arrangement with which the tilt plate (2) is in sliding engagement, and the supporting element (6) being arranged at the radially outer end of a force transmission element (7) which rotates together with the drive shaft (1) and is fixed in the latter so as to be non-displaceable in the radial direction,

**characterised in that**

the force transmission element (7) is mounted in the drive shaft (1) so that it can rotate about its longitudinal axis, the supporting element (6) and force transmission element (7) serving substantially only for providing axial support for the pistons or support for the gas force, whereas an arrangement independent thereof, especially an articulated connec-

tion between the drive shaft (1) and the tilt plate (2), serves substantially only for torque transmission.

2. Compressor, especially according to one of the preceding claims,  
**characterised in that**  
the supporting element (6) has a basic shape which in radial section is approximately rectangular, the corners being highly rounded especially with different radii, or compressed or circular or in the shape of a deformed circle or ellipsoidal.
3. Compressor according to one of the preceding claims, especially according to claim 2,  
**characterised in that**  
those regions of the supporting element (6) which are in contact with the tilt plate (2) are of at least partly cylindrical or barrel-shaped construction.
4. Compressor according to one of the preceding claims,  
wherein the tilt plate (2) is pivotally mounted on a sliding sleeve (3) mounted so as to be axially displaceable along the drive shaft (1),  
**characterised in that**  
between the sliding sleeve (3) and the tilt plate (2) there is provided an arrangement, especially at least one cylindrical-pin-like element or supporting or contact surfaces, in order to provide support for a torsional moment acting in the region of the drive shaft (1).
5. Compressor according to one of the preceding claims,  
**characterised in that**  
the force transmission element (7) comprises, at least over parts of its periphery, a shoulder (13) in the region of the drive shaft (1) and/or, at its end remote from the supporting element (6), a securing element (8), especially extending in the axial direction.
6. Compressor according to one of the preceding claims,  
**characterised in that**  
the tilt plate (2) is connected by way of drive pins (9) to a/the sliding sleeve (3) and/or to the drive shaft (1).
7. Compressor according to claim 6,  
**characterised in that**  
the drive pins (9) are introduced into the sliding sleeve (3) or the tilt plate (2) with a press fit.
8. Compressor according to claim 6 or 7,  
**characterised in that**  
the drive pins (9) project into a recess (22), especially a groove (14), in the drive shaft (1).

9. Compressor according to one of the preceding claims,  
**characterised in that**  
a connecting element, especially a feather key, is arranged between the drive shaft (1) and the sliding sleeve (3), which connecting element allows transmission of forces and moments in a radial direction and is mounted in axially displaceable manner on the drive shaft (1).
10. Compressor according to one of the preceding claims,  
**characterised in that**  
**that** end of the force transmission element (7) which is remote from the supporting element (6) projects through the drive shaft (1) and into a longitudinal slot (17) in the sliding sleeve (3) in such a way that drive torque is transmitted from the drive shaft (1) to the sliding sleeve (3) by means of that end of the force transmission element (7) which is remote from the supporting element (6).
11. Compressor according to one of the preceding claims,  
**characterised in that**  
the supporting element (6) is so constructed that it is located within a recess (22) in the tilt plate (2) in line contact with the latter.
12. Compressor according to one of the preceding claims,  
**characterised in that**  
the height (S1) of a/the recess (22) in the tilt plate (2) is equal to the sum of the radii of curvature of a radially outer (R1) and radially inner (R2) contour.
13. Compressor according to one of the preceding claims,  
**characterised in that,**  
on that side of the tilt plate (2) which faces the pistons, the wall thickness (S2) in the region of the/a recess (22) in the tilt plate (2) is greater than on that side which is remote from the pistons ( $S2 > S3$ ), whilst at the same time the clearance volume is constant for all tilt angles of the tilt plate (2).
14. Compressor according to one of the preceding claims,  
**characterised in that**  
the drive shaft (1) and the sliding sleeve (3) have flattened regions that correspond to one another, so that the sliding sleeve (3) is mounted on the drive shaft (1) in a manner ensuring conjoint rotation.
15. Compressor according to one of the preceding claims,  
**characterised in that**  
the tilt plate (2) has at least one flattened region (12)

which corresponds to a flattened region (11) on the sliding sleeve (3).

## 5 Revendications

1. Compresseur à pistons axiaux, en particulier pour des installations de climatisation de véhicule automobile, avec un disque pivotant (2) en particulier annulaire, entraîné en rotation par l'arbre d'entraînement (1), réglable en inclinaison par rapport à un arbre d'entraînement (1), lequel est relié de manière articulée à au moins un élément d'appui (6) disposé de manière à être emmené en rotation avec celui-ci à distance de l'arbre d'entraînement (1), dans lequel les pistons présentent respectivement un ensemble d'articulation, sur lequel le disque pivotant (2) se trouve en prise de glissement, et dans lequel l'élément d'appui (6) est disposé au niveau de l'extrémité radialement extérieure d'un élément de transmission de force (7) emmené en rotation avec l'arbre d'entraînement (1) et fixé de manière immobile à l'intérieur de celui-ci dans le sens radial,  
**caractérisé en ce**  
**que** l'élément de transmission de force (7) est logé à rotation dans l'arbre d'entraînement (1) autour de son axe longitudinal, dans lequel l'élément d'appui (6) et l'élément de transmission de force (7) servent essentiellement uniquement à l'appui axial des pistons ou à l'appui de force du gaz, alors qu'un dispositif indépendant, en particulier un assemblage articulé entre l'arbre d'entraînement (1) et le disque pivotant (2) sert essentiellement uniquement à la transmission du couple.
2. Compresseur, en particulier selon l'une quelconque des revendications précédentes,  
**caractérisé en ce**  
**que** la forme de base de l'élément d'appui (6) est réalisée à peu près rectangulaire en coupe radiale, les coins étant fortement arrondis en particulier avec différents rayons, ou comprimée ou circulaire ou circulaire et déformée ou ellipsoïdale.
3. Compresseur selon l'une quelconque des revendications précédentes, en particulier selon la revendication 2,  
**caractérisé en ce**  
**que** les zones de l'élément d'appui (6) qui sont en contact avec le disque pivotant (2), sont réalisées au moins partiellement en forme de cylindre ou de tonneau.
4. Compresseur selon l'une quelconque des revendications précédentes,  
dans lequel le disque pivotant (2) est logé à pivotement sur un manchon coulissant (3) logé mobile axialement le long de l'arbre d'entraînement (1),

- caractérisé en ce**  
**qu'**entre le manchon coulissant (3) et le disque pivotant (2) est prévu un dispositif, en particulier au moins un élément de type goupille cylindrique ou des surfaces d'appui ou de contact afin d'appuyer un couple de torsion agissant dans la zone de l'arbre d'entraînement (1).
5. Compresseur selon l'une quelconque des revendications précédentes,  
**caractérisé en ce**  
**que** l'élément de transmission de force (7) présente au moins au-delà de parties de sa périphérie un décrochement (13) dans la zone de l'arbre d'entraînement (1) et/ou comporte sur son côté éloigné de l'élément d'appui (6) un élément d'arrêt (8) s'étendant en particulier dans le sens axial.
6. Compresseur selon l'une quelconque des revendications précédentes,  
**caractérisé en ce**  
**que** le disque pivotant (2) est relié par des boulons d'entraînement (9) à un/au manchon coulissant (3) et/ou à l'arbre d'entraînement (1).
7. Compresseur selon la revendication 6,  
**caractérisé en ce**  
**que** les boulons d'entraînement (9) sont enfoncés dans le manchon coulissant (3) ou le disque pivotant (2).
8. Compresseur selon la revendication 6 ou 7,  
**caractérisé en ce**  
**que** les boulons d'entraînement (9) pénètrent dans un évidement (22), en particulier une rainure (14) dans l'arbre d'entraînement (1).
9. Compresseur selon l'une quelconque des revendications précédentes,  
**caractérisé en ce**  
**qu'**un élément de liaison, en particulier une clavette parallèle, est disposé entre l'arbre d'entraînement (1) et le manchon coulissant (3), lequel permet une transmission de forces ou de couples dans le sens radial et est logé axialement mobile sur l'arbre d'entraînement (1).
10. Compresseur selon l'une quelconque des revendications précédentes,  
**caractérisé en ce**  
**que** l'extrémité éloignée de l'élément d'appui (6) de l'élément de transmission de force (7) pénètre dans l'arbre d'entraînement (1) et dans une fente longitudinale (17) sur le manchon coulissant (3) de sorte qu'un couple d'entraînement soit transmis de l'arbre d'entraînement (1) au manchon coulissant (3) par l'extrémité éloignée de l'élément d'appui (6) de l'élément de transmission de force (7).
11. Compresseur selon l'une quelconque des revendications précédentes,  
**caractérisé en ce**  
**que** l'élément d'appui (6) est réalisé de sorte qu'il se trouve en contact linéaire dans un évidement (22) dans le disque pivotant (2) avec celui-ci.
12. Compresseur selon l'une quelconque des revendications précédentes,  
**caractérisé en ce**  
**qu'**une hauteur (S1) d'un/de l'évidement (22) dans le disque pivotant (2) est égale à la somme des rayons de courbure d'un contour radialement extérieur (R1) et d'un contour radialement intérieur (R2).
13. Compresseur selon l'une quelconque des revendications précédentes,  
**caractérisé en ce**  
**que** l'épaisseur de paroi (S2) dans la zone de l'évidement/d'un évidement (22) dans le disque pivotant (2) est plus importante sur le côté tourné vers les pistons du disque pivotant (2) que sur le côté qui est éloigné des pistons ( $S2 > S3$ ), dans lequel un espace polluant pour tous les angles de basculement du disque pivotant (2) est constant en même temps.
14. Compresseur selon l'une quelconque des revendications précédentes,  
**caractérisé en ce**  
**que** l'arbre d'entraînement (1) et le manchon coulissant (3) présentent des aplatissements correspondants les uns aux autres de sorte que le manchon coulissant (3) soit monté en rotation solidaire sur l'arbre d'entraînement (1).
15. Compresseur selon l'une quelconque des revendications précédentes,  
**caractérisé en ce**  
**que** le disque pivotant (2) présente au moins un aplatissement (12) qui correspond à un aplatissement (11) sur le manchon coulissant (3).

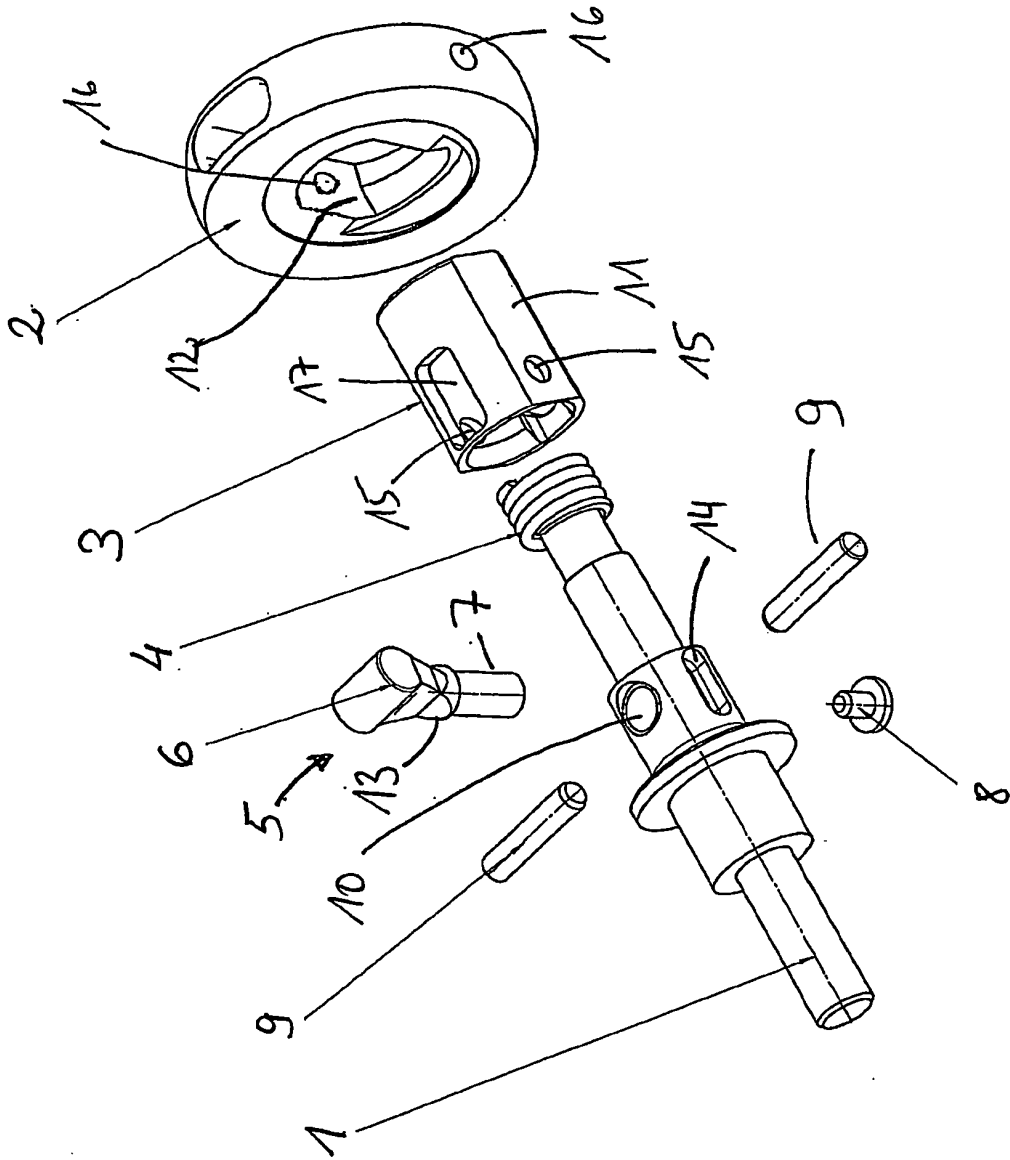


Fig. 1

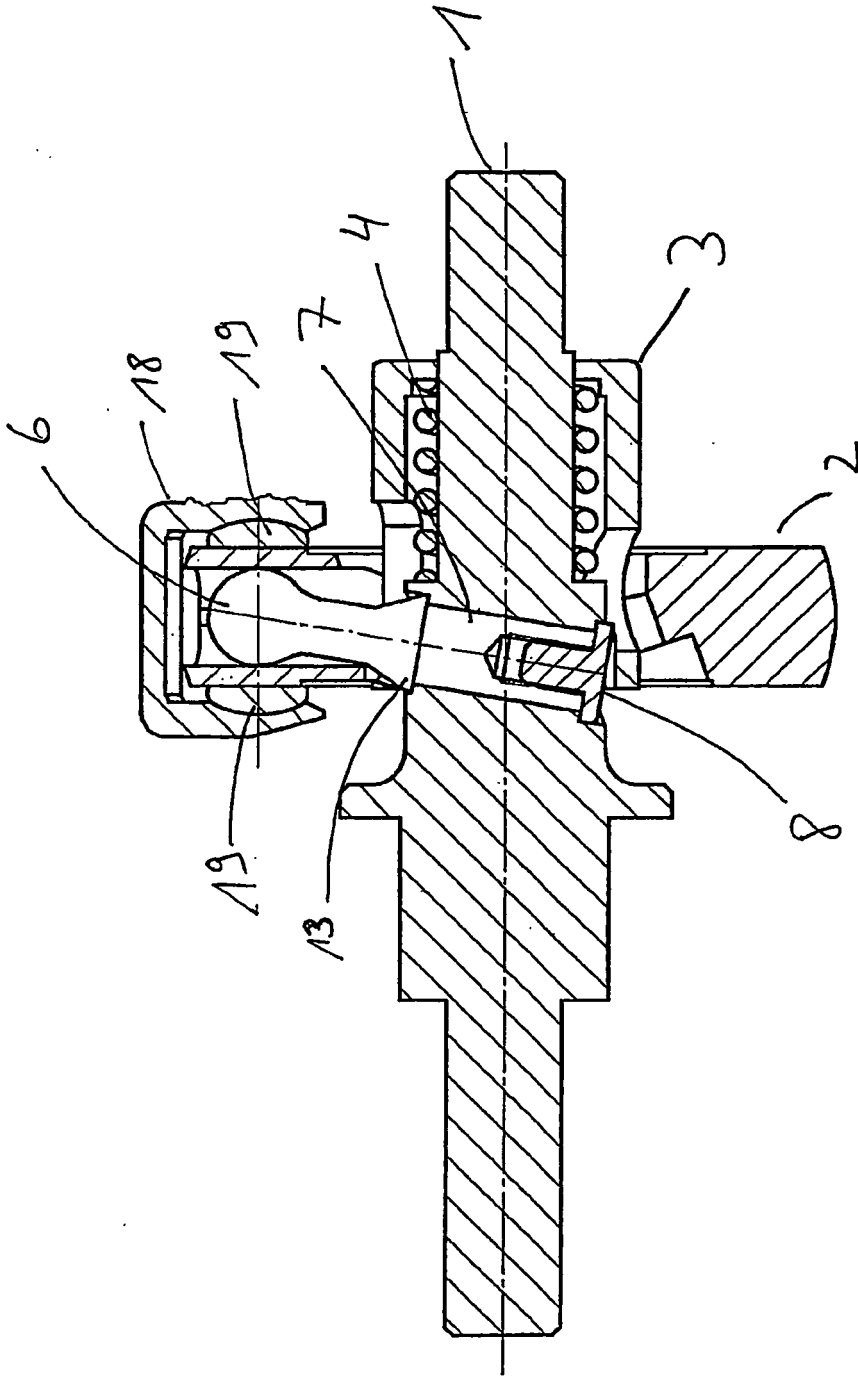


Fig. 2

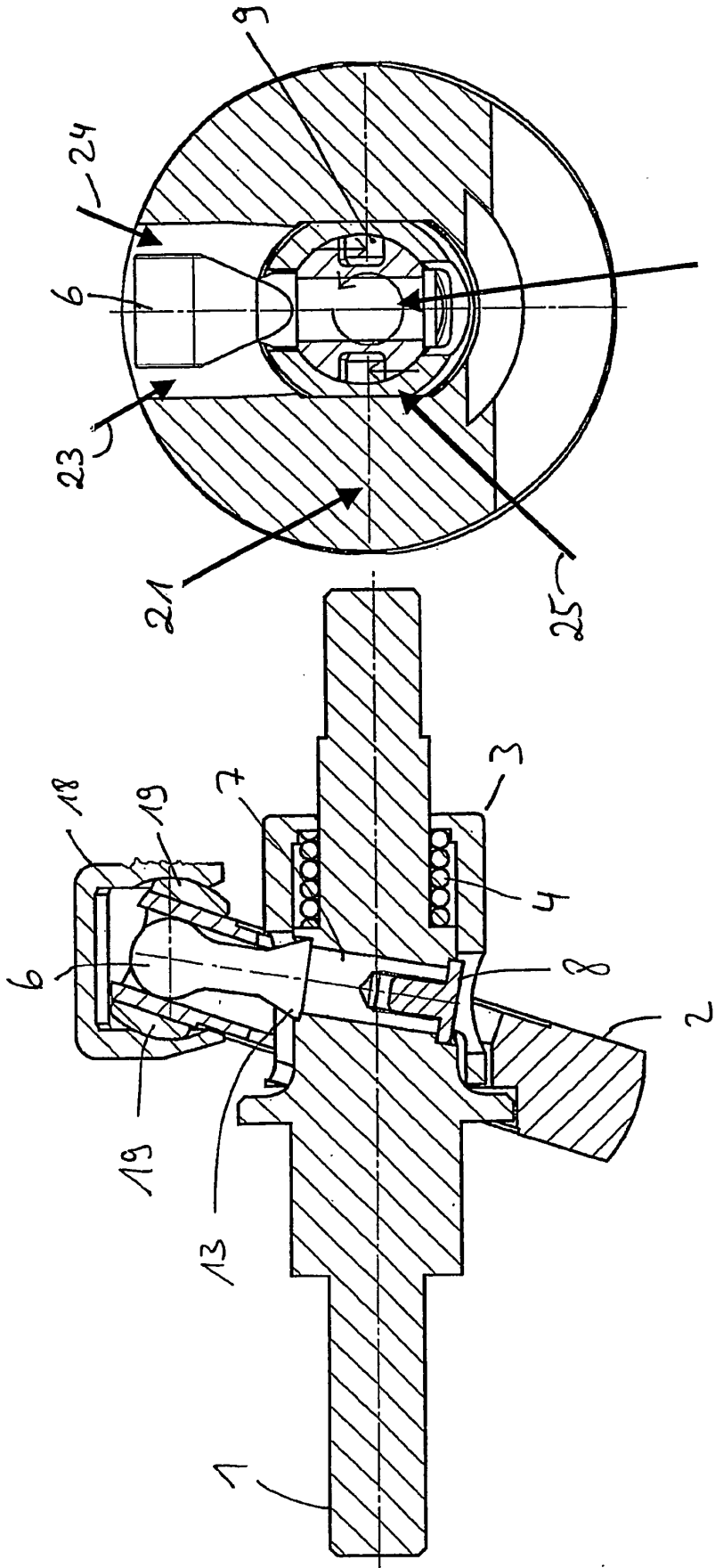


Fig. 3b

Fig. 3a

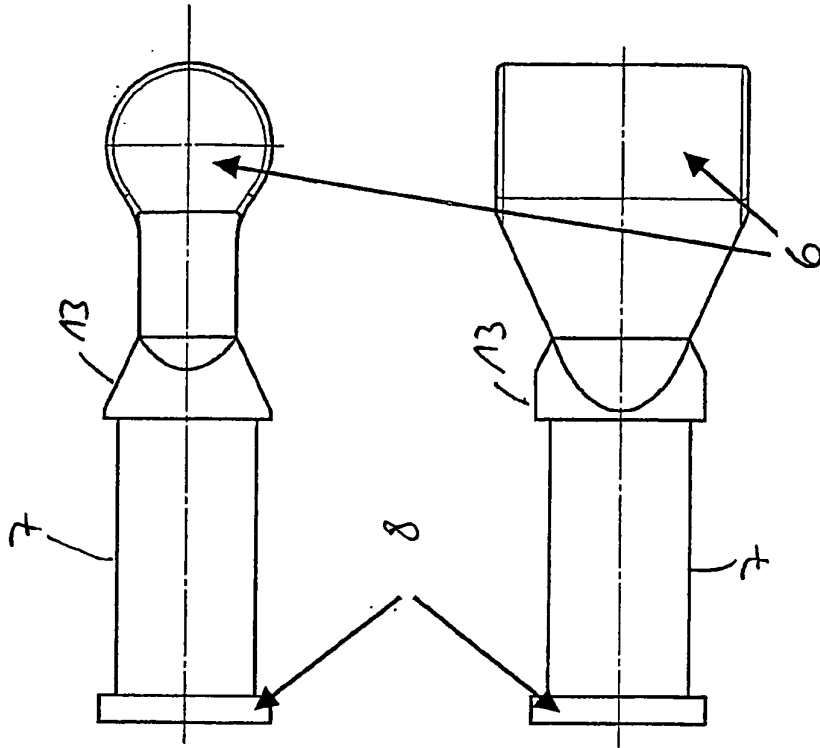


Fig. 4b

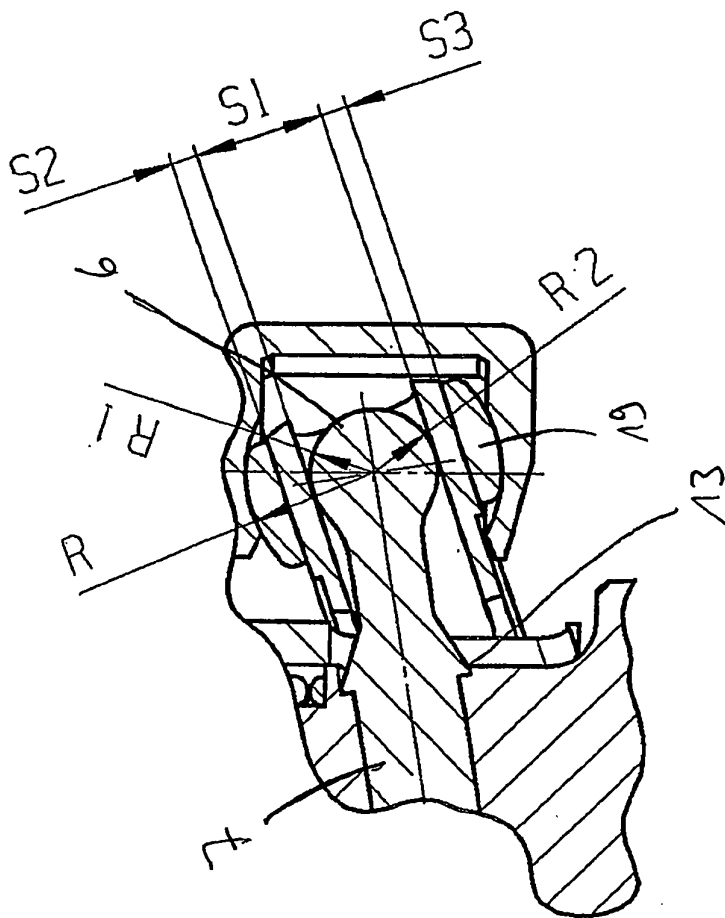


Fig. 4a

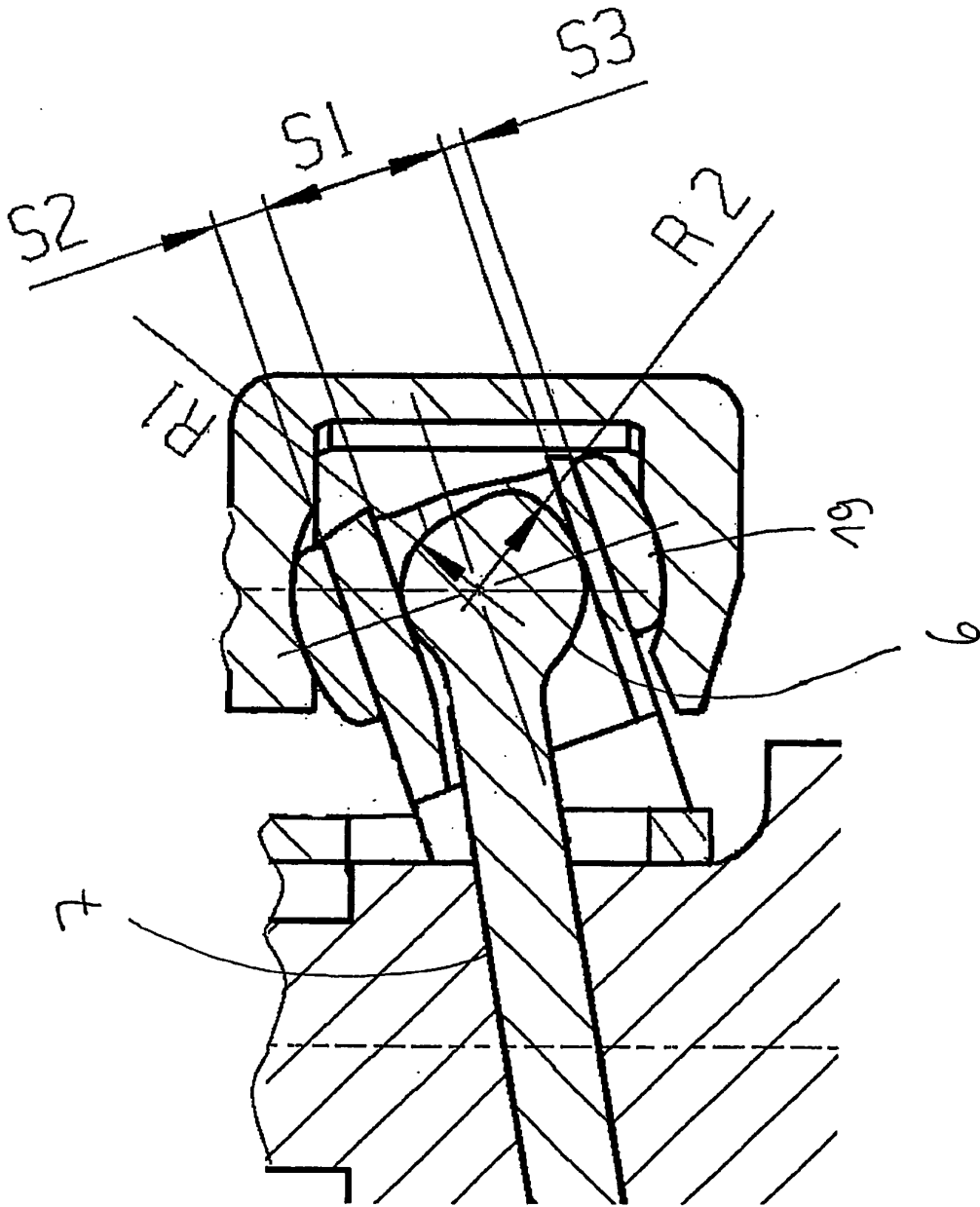


Fig. 5

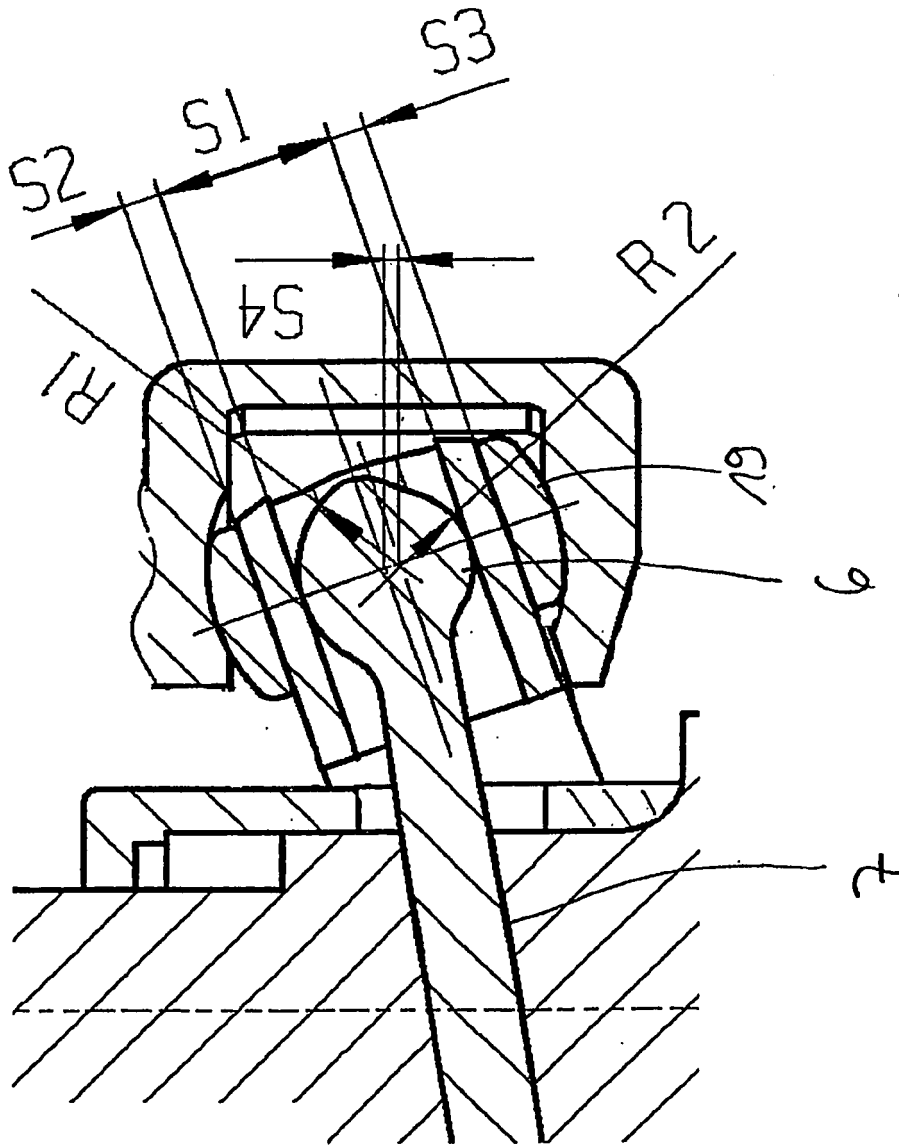


Fig. 6

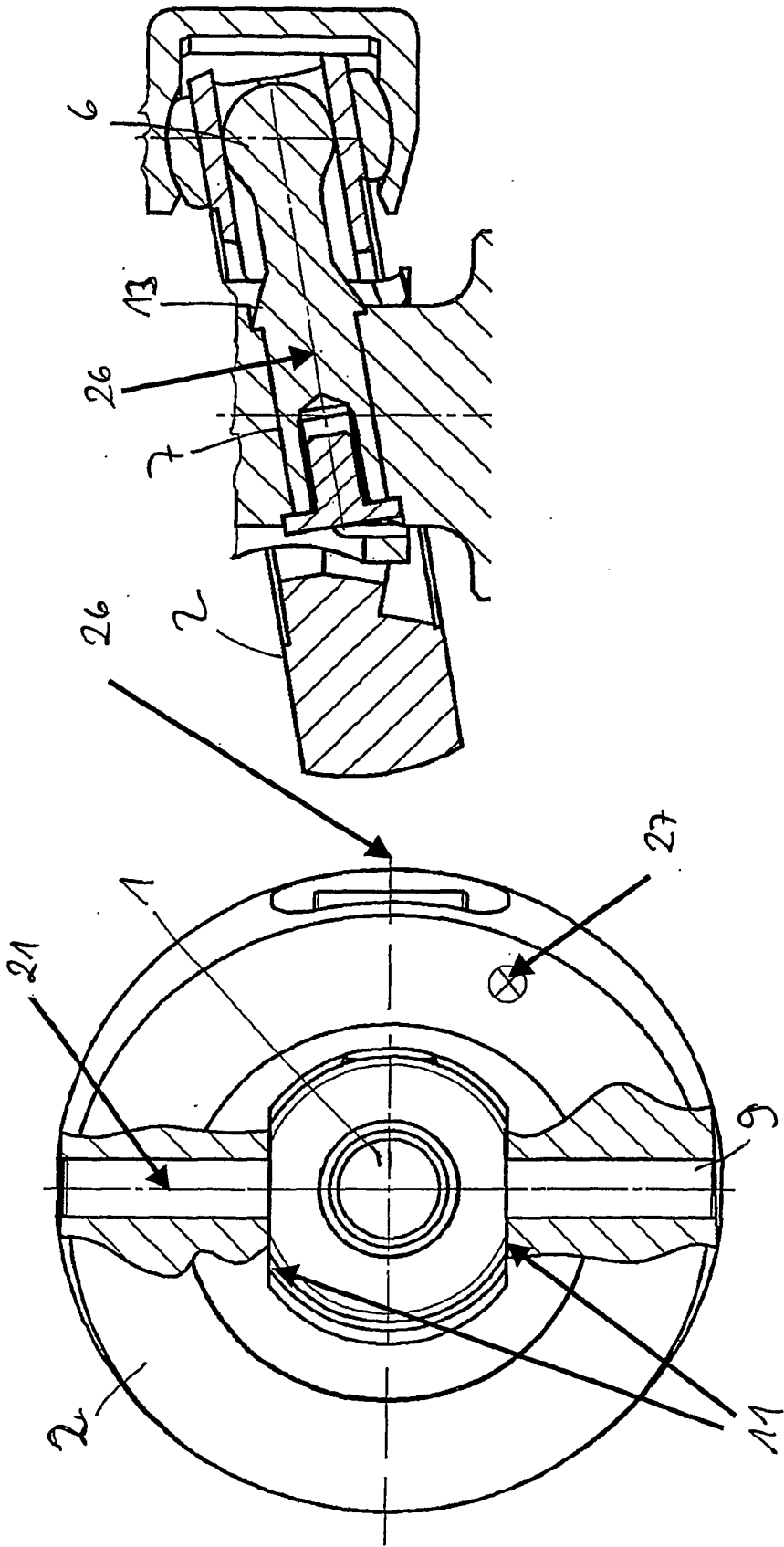


Fig. 7b

Fig. 7a

## EP 1 844 234 B1

### 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

- EP 0964997 B1 [0002] [0010] [0011] [0012] [0014]
- DE 10230948 A1 [0008]
- US 4175915 A [0009]
- JP 2003269330 A [0010] [0011]
- JP 2003269330 AA [0012] [0014]
- DE 10152097 A1 [0013] [0013] [0013] [0014] [0014]
- FR 2782126 A1 [0014] [0014]
- DE 102004041645 [0015] [0016]
- DE 10315477 A1 [0016]