

(19)



(11)

EP 3 265 679 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
12.01.2022 Patentblatt 2022/02

(51) Int Cl.:
F04B 1/2078 ^(2020.01) **F04B 1/2085** ^(2020.01)
F04B 1/324 ^(2020.01)

(21) Anmeldenummer: **16706532.5**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2016/000333

(22) Anmeldetag: **26.02.2016**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2016/142037 (15.09.2016 Gazette 2016/37)

(54) **SCHWENKWIEGENLAGERUNG EINER AXIALKOLBENMASCHINE**

PIVOTING-BASE MOUNTING OF AN AXIAL PISTON MACHINE

MONTAGE À BERCEAU PIVOTANT DE MACHINE À PISTONS AXIAUX

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

- **KURZEN, Andreas**
3772 St. Stephan (CH)
- **FEUSI, Erwin**
3185 Schmitten (CH)

(30) Priorität: **06.03.2015 CH 316152015**

(74) Vertreter: **Laufhütte, Dieter**
Lorenz Seidler Gossel
Rechtsanwälte Patentanwälte
Partnerschaft mbB
Widenmayerstraße 23
80538 München (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
10.01.2018 Patentblatt 2018/02

(73) Patentinhaber: **Liebherr Machines Bulle SA**
1630 Bulle (CH)

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A1-2009/003922 WO-A1-2014/029588
DE-A1- 4 409 370 DE-A1-102011 121 523

(72) Erfinder:
• **PROGIN, Pascal**
1628 Vuadens (CH)

EP 3 265 679 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 eine Schwenkwiegenlagerung einer Axialkolbenmaschine.

[0002] Eine Axialkolbenmaschine ist ein Energiewandler, der in der Ausführung als Axialkolbenpumpe die sich aus Drehzahl und Drehmoment ergebende mechanische Leistung in hydraulische Energie umwandeln kann. Hydraulische Energie ergibt sich bekanntermaßen aus Druck und Volumenstrom.

[0003] In einer weiteren Ausführungsform der Axialkolbenmaschine als Axialkolbenmotor wird das Wirkprinzip einer Axialkolbenpumpe umgekehrt, sodass entsprechend hydraulische Leistung in mechanische Energie umgesetzt wird.

[0004] Dabei gibt es grundsätzlich drei unterschiedliche Bauformen von Axialkolbenmaschinen. Nämlich Schrägscheibenmaschinen, Schrägachsenmaschinen und Taumelscheibenmaschinen. Bei jeder dieser Ausführungen einer Axialkolbenmaschine ist die Drehachse von revolverartig angeordneten Zylindern umgeben. Das heißt, die Zylinder sind im Wesentlichen parallel zur Drehachse einer Axialkolbenmaschine angeordnet und rotieren im Betrieb der Axialkolbenmaschine um die Längsachse der Drehachse herum. Die Zylinderbuchsen, die zusammen mit den jeweiligen Zylinderkolben wichtige Elemente der Zylinder darstellen, werden während eines Betriebs der Axialkolbenmaschine entlang ihrer eigenen Symmetrieachse nicht verschoben, sind also ortsfest bezüglich der Drehachse der Axialkolbenmaschine ausgeführt. Die jeweiligen Zylinderkolben werden hingegen -abgesehen von dem möglichen Fall eines Leerlaufbetriebs der Axialkolbenmaschine- zu einer Hubbewegung in Richtung der Längsachse der Drehachse gezwungen. Dies erfolgt, indem die verschiedenen Zylinderkolben mit dem aus der Zylinderbuchse ragenden Ende mit einer zur Drehachse schwenkbaren Platte fest verbunden werden, sodass bei einem Schrägstellen der Platte bezüglich der Drehachse ein Zylinder, dessen Zylinderbuchse ja fest mit der Drehachse verbunden ist, bei einer Drehachsenumdrehung einen vollständigen Hub ausführt.

[0005] In einer eine halbe Umdrehung der Drehachse andauernden Ansaugphase wird der Zylinderkolben aus der Zylinderbuchse gezogen, wodurch ein Unterdruck entsteht, der zum Ansaugen einer Flüssigkeit benutzt wird. In einer Kompressionsphase, die die andere Hälfte einer Umdrehung vorherrscht, wird der Zylinderkopf in die Zylinderbuchse hineingedrückt, wodurch die angesaugte Flüssigkeit aus dem Zylinder herausgepresst wird. Während einer vollständigen Umdrehung der Drehachse führt also der Zylinder einen Auf- und Abwärtshub des Zylinderkolbens durch. Um den Pumpendurchsatz bei gleichbleibender Rotationsgeschwindigkeit der Drehachse (bzw. des Zylinders um die Längsachse der Drehachse) variieren zu können, ist es möglich, die schwenkbare Platte, die mit den aus den jeweiligen Zylinderbuchsen ragenden Enden der Zylinderkolben verbunden ist,

variabel in ihrer Stellung zur Drehachse zu neigen. Dies wird mit Hilfe einer sogenannten Schwenkwiege ausgeführt, auf der die den Zylindern abgewandte Seite der Platte gelagert ist.

5 [0006] Da jedoch bei dem Zurückdrängen und Anheben des Zylinderkopfes in die Zylinderbuchse hinein beziehungsweise aus dieser hinaus zum Ausdrücken und Ansaugen von Flüssigkeit hohe Kräfte auftreten, ist sowohl die Lagerung als auch die grundsätzliche Beschaffenheit einer Schwenkwiege, gegen die sich die Kräfte der Zylinderköpfe richtet, von besonderer Bedeutung für eine Axialkolbenmaschine.

10 [0007] Eine Axialkolbenmaschine, welche die Merkmale aufweist, wie sie im Oberbegriff des Anspruchs 1 definiert sind, ist beispielsweise aus Dokument DE 10 2011 121 523 A1 bekannt.

15 [0008] Aufgrund der wirkenden Kräfte ist die Schwenkwiege und deren zugehörige Lagerung einem hohen Verschleiß ausgesetzt, der typischerweise mindestens einen Austausch dieser Komponenten über die Gesamtlebenszeit der Axialkolbenmaschine notwendig macht.

20 [0009] Demnach ist es ein Ziel der vorliegenden Erfindung die Dauerfestigkeit einer Schwenkwiegenlagerung beziehungsweise der damit interagierenden Schwenkwiege einer Axialkolbenmaschine zu verbessern. Gleichzeitig sollen die hierfür anfallenden Herstellungskosten für die Schwenkwiegenlagerung nicht steigen, vorzugsweise sogar gesenkt werden.

25 [0010] Die vorliegende Aufgabe wird durch eine Schwenkwiegenlagerung mit den Merkmalen nach Anspruch 1 gelöst. Nach diesem umfasst die beanspruchte Schwenkwiegenlagerung ein Gehäuse sowie eine Schwenkwiege, die in dem Gehäuse angeordnet ist und ein Durchgangsloch für eine Triebwelle aufweist, wobei an zwei sich gegenüberliegenden Seiten zu dem Durchgangsloch jeweils eine Lagerfläche ausgebildet ist. Darüber hinaus umfasst die Schwenkwiegenlagerung zwei Lagerschalen in dem Gehäuse zur schwenkbaren Lagerung der entsprechenden zwei Lagerflächen der Schwenkwiege, wobei die zwei Lagerflächen der Schwenkwiege hydrostatisch in den zwei Lagerschalen gelagert sind, und in einem Lagerbereich zwischen Lagerfläche und Lagerschale die zwei Lagerflächen und/oder die beiden Lagerschalen jeweils eine Nut aufweisen. Ferner zeichnet sich die Schwenkwiegenlagerung dadurch aus, dass mindestens eine der vorhandenen Nuten mehrere zu einer Schwenkbewegung der Schwenkwiege parallel verlaufende Unternuten mit einer diese verbindenden dazu quer verlaufenden Unternut umfasst, die rechtwinklig zu den mehreren parallel verlaufenden Unternuten angeordnet ist.

30 [0011] Als Schwenkwiege wird hierbei das Bauteil in einer Axialkolbenmaschine bezeichnet, dessen Schrägstellung zu einer durch die Längsachse der Drehachse der Axialkolbenmaschine verlaufenden Ebene einen Axialhub der Axialkolbenzylinder regelt. Dies geschieht wie im einleitenden Teil der Beschreibung erläutert in Interaktion mit der Platte, die mit den Zylinderkolben verbun-

den ist. Dabei weist die Schwenkwiege auf der den Zylindern abgewandten Seite zwei Lagerflächen auf, die punktsymmetrisch zu einer Mitte des Durchgangslochs der Schwenkwiege ausgebildet sind. Diese beiden Lagerflächen berühren die der Lagerfläche zugewandte Seite einer jeweiligen Lagerschale und können in dieser gleiten, um ein Verschwenken der Schwenkwiege zu ermöglichen. Hierbei wirkt die aus dem Kolbenhub der Zylinder resultierende Axialkraft F_A durch die Schwenkwiege hindurch gegen die jeweilige Lagerschale. Um den Verschleiß an den Lagerschalen zu minimieren oder zu eliminieren wird die zwischen den Lagerschalen und der Schwenkwiege vorhandene Kraft hydrostatisch entlastet. Dies führt auch dazu, dass das Kippen der Schwenkwiege durch ein Verstellsystem hysteresisfrei möglich ist. Um diese hydrostatische Entlastung effektiv umzusetzen, erfolgt ein Druckfeldaufbau zwischen den Lagerschalen und der Schwenkwiege mithilfe einer in einer Lagerfläche und/oder einer Lagerschale vorgesehenen Nut. Die Nut entspricht einer Ausnehmung, die im Gegensatz zu dem sie umgebenden Niveau abgesetzt ist, also in seiner Höhe verringert ist.

[0012] In einer weiteren Ausführungsform ist ein durch die jeweilige Nut gebildeter Hohlraum mit einer Flüssigkeit von einer Hochdruckseite einer Axialkolbenmaschine verbunden, um die jeweilige Lagerschale mit einem bestimmten Druck hydrostatisch zu entlasten. Als Hochdruckseite wird die durch die Axialkolbenmaschine im Betriebszustand unter Druck gesetzte Seite der Flüssigkeit angesehen. Dazu entsprechend gibt es eine Tiefdruckseite, die der Seite der Flüssigkeit entspricht, die durch die Axialkolbenmaschine angesaugt wird. In dem Spezialfall eines Leerlaufbetriebs weisen beide Seiten der mit einer Axialkolbenmaschine interagierenden Flüssigkeit identische Druckverhältnisse auf. In diesem Fall ist aufgrund einer nicht vorhandenen Kraft, die auf die Schwenkwiegenlagerung einwirken könnte, eine hydrostatische Entlastung nicht notwendig.

[0013] Demnach gibt es einen Kanal, der von der Hochdruckseite einer Axialkolbenmaschine zu dem durch die jeweilige Nut gebildeten Hohlraum führt. Der Kanal, der die Verbindung des durch die Nut und einer der Nut gegenüberliegenden Begrenzungsfläche gebildeten Hohlraums zur Hochdruckseite einer Axialkolbenmaschine herstellt, kann durch die Schwenkwiege oder durch die Lagerschale verlaufen. Zweck dieses Kanals, beziehungsweise der Verbindung mit der Hochdruckseite der Axialkolbenmaschine ist die Zufuhr einer unter großem Druck stehenden Flüssigkeit in den durch die Nut charakterisierten Hohlraum, um die zwischen Schwenkwiege und Lagerschalen wirkende Reibungskraft zu entlasten.

[0014] Hierbei sind die durch die Flüssigkeit der Hochdruckseite gebildeten Drücke in den verschiedenen Hohlräumen der jeweiligen Nuten, die vorzugsweise punktsymmetrisch zur Mitte des Durchgangslochs angeordnet sind, verschieden groß. In anderen Worten bedeutet dies, dass die Flüssigkeit, die einer der beiden

Lagerschalen zugeführt wird, sich in ihrem Druck von der Flüssigkeit unterscheidet, die der anderen Lagerschale zugeführt wird. Dies ist vorteilhaft, da die von der Axialkolbenmaschine auf die Schwenkwiege abgegebene Axialkraft F_A von der Längsrichtung des Durchgangslochs versetzt ist und demzufolge auch mit unterschiedlicher Kraft auf die beiden Lagerschalen wirkt. Demnach bedarf die Seite der Schwenkwiegenlagerung, die näher zum Einwirkungspunkt der Axialkraft F_A liegt, einer größeren hydrostatischen Entlastung, was einem höheren Druck der zugeführten Flüssigkeit entspricht, als die Seite, die weiter entfernt zu dem Einwirkungspunkt der Axialkraft F_A liegt.

[0015] Weiterhin ist es vorteilhaft, wenn der Umschlingungswinkel β der zwei Lagerschalen etwa 150° , vorzugsweise etwa 165° , und besonders bevorzugt etwa 180° beträgt.

[0016] Als Umschlingungswinkel wird der Winkel bezeichnet, mit dem die Lagerschale die Schwenkwiege in Schwenkrichtung der Schwenkwiege umgibt. Ein Umschlingungswinkel von 180° entspricht also in einer durch den Schwenkwinkel aufgespannten Ebene einem Halbkreis. Dies ist von Vorteil, da somit genug Druckfeldfläche zur Verfügung steht, um eine gute Abstützung und Zentrierung auch noch bei einer maximalen Auslenkung des Schwenkwinkels α zu gewährleisten. In einem Leerlaufbetrieb der Axialkolbenmaschine beträgt der Schwenkwinkel α Null Grad.

[0017] In einer weiteren Ausführungsform wird die vorteilhafterweise vorhandene Verbindung der jeweiligen Nuten mit einer Flüssigkeit durch ein System sichergestellt, das ein erstes Rückschlagventil, das mit einer ersten Anschlussseite der Axialkolbenmaschine verbunden ist und einen Rückfluss in Richtung der ersten Anschlussseite verhindert, und ein zweites Rückschlagventil, das mit einer zweiten Anschlussseite der Axialkolbenmaschine verbunden ist und einen Rückfluss in Richtung der zweiten Anschlussseite verhindert, umfasst. Ferner weist das System eine erste Düse, die stromabwärts des ersten Rückschlagventils angeordnet ist und die Flüssigkeit für den durch die erste Nut gebildeten Hohlraum bereitstellt, sowie eine zweite Düse, die stromabwärts des zweiten Rückschlagventils angeordnet ist und die Flüssigkeit für den durch die zweite Nut gebildeten Hohlraum bereitstellt auf. Zudem ist eine Verbindungsdüse vorgesehen, die einen Punkt zwischen dem ersten Rückschlagventil und der ersten Düse und einen Punkt zwischen dem zweiten Rückschlagventil und der zweiten Düse verbindet. Vorzugsweise ändert das Durchströmen der Flüssigkeit durch die Düse deren Druckniveau.

[0018] Als Anschlussseite der Axialkolbenmaschine wird eine der zwei Zu-/Ableitungen einer Axialkolbenmaschine für eine Flüssigkeit bezeichnet, von denen im Betrieb typischerweise eine davon die Hochdruckseite und die andere die Niederdruckseite darstellt. Da je nach Stellung der Schwenkwiegeplatte die beiden Anschlüsse der Axialkolbenmaschine sowohl als Zuleitung als auch als Ableitung verwendet werden können, werden diese

im Folgenden als erste Anschlussseite und zweite Anschlussseite der Axialkolbenmaschine bezeichnet. Hierbei existiert ein Kanal, der die erste Anschlussseite mit einem ersten Rückschlagventil verbindet, als auch ein Kanal, der die zweite Anschlussseite mit einem Rückschlagventil verbindet. Das Rückschlagventil ermöglicht nur eine Strömung von der Anschlussseite weg, verhindert also eine Strömung in Richtung der Anschlussseite. Darüber hinaus gibt es einen weiteren Kanal, der die der ersten Anschlussseite abgewandte Seite des ersten Rückschlagventils mit einer ersten Düse verbindet, die an ihrer dem Rückschlagventil abgewandten Seite eine Verbindung zu dem durch die Nut geschaffenen Hohlraum schafft. Weiter gibt es eine zweite Düse an der Seite des Rückschlagventils, die zu der zweiten Anschlussstelle abgewandt ist, wobei die zweite Düse einen Kanal zu dem anderen durch die Nut charakterisierten Hohlraum aufweist. Zudem gibt es einen Kanal, der über eine Verbindungsdüse einen zwischen erster Düse und erstem Rückschlagventil befindlichen Punkt mit einem zwischen zweiter Düse und zweitem Rückschlagventil befindlichen Punkt verbindet.

[0019] Durch diese Anordnung wird sichergestellt, dass die Schwenkwiege in ihren beiden Lagerbereichen verschiedene Wiegendrucke erhält. Hierbei sorgt vorzugsweise ein Strömen der Flüssigkeit durch die jeweilige Düse für einen entsprechenden Druckabfall, so dass die verschiedenen Drücke erlangt werden können.

[0020] Da die Axialkraft F_A von der Axialkolbenmaschine von der Mitte des Durchgangslochs der Schwenkwiege versetzt ist, wirkt auf die zwei Lagerschalen nicht die gleiche Kraft. Typischerweise ist die Lagerschale an der Niederdruckseite nur mit der Hälfte der Kraft der Lagerschale an der Hochdruckschale belastet. Dadurch baut sich an der Lagerschale der Niederdruckseite ein geringerer Wiegendruck P_{W2} als P_{W1} auf. Damit der Druck P_{W2} höher als der Niederdruck P_N der Axialkolbenmaschine sein kann, besteht zwischen der Niederdruckseite der Schwenkwiegenlagerung der Verbindungskanal, der von der Hochdruckseite versorgt wird und durch entsprechende Düsen eine Flüssigkeit mit passendem Druck liefert.

[0021] Da, wie vorstehend ausgeführt, die Niederdruckseite bei entsprechender Stellung der Schwenkwiege auch eine Hochdruckseite darstellen kann, ist die symmetrische Ausführung der Flüssigkeitszuleitung von der ersten und der zweiten Anschlussstelle der Axialkolbenmaschine von Vorteil. Demnach ist es immer möglich, dass die beiden Nuten mit unterschiedlichen Drücken durch eine Flüssigkeit der Hochdruckseite versorgt werden. Um den Druckabfall, der durch einen Leckageverlust erzielt wird, in einer effizienten Weise zu erreichen, sind die verschiedenen Düsen vorgesehen, wobei der Leckageverlust zwischen der Schwenkwiege und der Lagerschale ins Gehäuse abfließt.

[0022] In einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform ist der Abstand der am nächsten zueinander liegenden Punkte der beiden Lagerflächen etwa gleich dem

Außendurchmesser eines Rollenlagers einer durch das Durchgangsloch verlaufenden Triebwelle.

[0023] In anderen Worten bedeutet dies, dass die beiden Lagerflächen unmittelbar an das Durchgangsloch der Schwenkwiege grenzen. Dies ist vorteilhaft, da der Lagerabstand D_L ein wichtiger Faktor ist, um die Steifigkeit einer Schwenkwiege zu erhöhen. Dies trägt dazu bei, dass die Spalthöhen, die zwischen einer Lagerschale und einer Lagerfläche auftreten, so klein wie möglich gehalten werden. Da unter Last eine Verformung der Schwenkwiege nicht verhindert werden kann, muss die Größe einer Spalthöhe so klein wie möglich gehalten werden. Die Spalthöhe sorgt nämlich für entsprechend hohe Leckagewerte, die gleichbedeutend mit einem Leistungsverlust der Pumpe sind. Dies ergibt sich daraus, dass die Leckagewerte aus der Hochdruckseite der Pumpe gespeist werden. Der kleinstmögliche Abstand der beiden Lagerflächen ergibt sich demnach wenn diese direkt an das Durchgangsloch angrenzen. Dies entspricht dem Außendurchmesser eines Rollenlagers einer durch das Durchgangsloch verlaufenden Triebwelle der Axialkolbenmaschine.

[0024] In einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform sind in mindestens einem der zwei Lagerbereiche zwischen Lagerfläche und Lagerschale die Lagerfläche und/oder die Lagerschale mit zwei voneinander unabhängigen Nuten versehen. Bei einer Gesamtbetrachtung weist die Schwenkwiegenlagerung also mindestens drei Nuten auf.

[0025] Diese Anordnung hilft dabei, eine radial wirkende Stellkraft F_{Stell} auszugleichen. Eine radiale Bewegung der Schwenkwiege innerhalb eines Lagerspiels wird automatisch durch den Spalthöhenunterschied zwischen der Lagerschale und der Lagerfläche vermindert.

[0026] Vorteilhafterweise weist diese Ausführungsform für jede der zwei voneinander unabhängigen Nuten in mindestens einem der mehreren Lagerbereiche separate oder eigene Verbindungen zu einer Druckflüssigkeit auf, um bei einem Stellvorgang der Schwenkwiege eine für die jeweilige Nut spezifische hydrostatische Entlastung zu erlangen. Die spezifische Entlastung der Nut wird vorteilhafterweise mit Hilfe einer durch eine Düse strömenden Flüssigkeit erreicht, wobei die Flüssigkeit von der Hochdruckseite der Axialkolbenmaschine zugeführt wird.

[0027] Ferner vorteilhaft bei der dieser Ausführungsform ist, wenn die zwei voneinander unabhängigen Nuten in der Lagerfläche der Schwenkwiege mit einer durch die Schwenkwiege verlaufenden Flüssigkeitsverbindung verbunden sind. Ferner umfasst die Flüssigkeitsverbindung eine weitere Verbindung mit der Außenseite der Lagerfläche der Schwenkwiege, die in einen Bereich angeordnet ist, der in einer Leerlaufposition der Schwenkwiege mit einem Flüssigkeitszulauf von einer Hochdruckseite einer Axialkolbenmaschine durch die Lagerschale im Wesentlichen fluchtet.

[0028] Hierbei erfolgt die Druckversorgung der Nuten, die voneinander unabhängig ausgebildet sind, über di-

rekt in der Schwenkwiege eingebrachte Kanäle. Vorzugsweise ist für jede der separaten Nuten auch eine zugehörige Düse in den Kanälen angeordnet. Die weitere Verbindung zu der Außenseite der Lagerfläche der Schwenkwiege erstreckt sich von einem Kanal, der die beiden Düsen verbindet, zur Außenseite. Im Ergebnis ergibt sich eine im Wesentlichen T-förmige Leitung, wobei an zwei Enden die Nuten angeordnet sind und an dem Dritten Ende sich die Außenseite der Lagerfläche befindet. Weiter bevorzugt fluchtet der Kanal, der zur Außenseite der Lagerfläche führt in einer Leerlaufposition der Schwenkwiege, d.h. in einer Position in der eine Axialkolbenmaschine keine Flüssigkeit pumpt, mit einer Flüssigkeitszufuhr von einer Hochdruckseite, die durch die Lagerschale führt. Weiter bevorzugt werden die beiden verschiedenen Nuten mit verschiedenen Drücken versorgt.

[0029] In einer weiteren Ausführungsform ist zwischen einer Lagerfläche und einer zugehörigen Lagerschale ein sich in Richtung des Durchgangslochs aufweitender Spalt vorhanden. Dies ist eine Möglichkeit die bei hydrostatischer Entlastung auftretenden Leckageverluste auf ein niedriges Niveau zu führen.

[0030] Im unbelasteten oder gering belasteten Zustand der Schwenkwiege entsteht hiermit ein Spalt, der jedoch bei dem hierbei herrschenden vergleichsweise niedrigen Drücken nur eine geringe Vergrößerung der absoluten Leckageverluste hervorruft. Wenn jedoch eine Last auf die Schwenkwiege einwirkt, wird diese sich verformen, bis der ursprüngliche Spalt aufgebraucht ist. Dann ergibt sich je nach Druck ein Spalt mit einem sehr geringen bis einem nahezu verschwindenden Ausmaß, sodass sich ungeachtet der vergleichsweise hohen Drücke nur geringe Leckageverluste ergeben. In Summe führt dies zu einer deutlichen Verringerung der Leckageverluste bei der hydrostatischen Lagerung der Schwenkwiege.

[0031] Der sich in Richtung des Durchgangslochs aufweitende Spalt kann durch eine Abschrägung der jeweiligen Lagerschalen und/oder eine Abschrägung eines Gehäuseabschnitts, auf dem die jeweilige Lagerschale angeordnet ist, vorgesehen sein. Darüber hinaus ist es möglich, dass der Spalt sich durch eine Abschrägung der Lagerfläche ergibt.

[0032] Vorteilhafterweise ist es zudem möglich, dass mindestens eine der vorhandenen Nuten treppenförmig ausgestaltet ist, also mindestens zwei verschiedene Tiefenniveaus aufweist. Diese Ausführung ist vorteilhaft hinsichtlich einer geringeren lokalen Verformung der Schwenkwiege im Bereich der Nut, da diese seitlich mit hohem Druck belastet ist.

[0033] In der bevorzugten Ausführungsform umfasst mindestens eine der vorhandenen Nuten mehrere parallel verlaufende Unternuten und eine diese verbindende quer verlaufende Unternut. Vorteilhaft an dieser Umsetzung ist, dass zwischen den mehreren Unternuten zusätzliche Kontaktflächen gegen die Lagerschale vorhanden sind.

[0034] Die Erfindung umfasst ferner eine Axialkolbenmaschine mit einer Schwenkwiegenlagerung nach einer der vorhergehenden Ansprüche.

[0035] Darüber hinaus umfasst die Erfindung eine Axialkolbenmaschine mit einer Schwenkwiegenlagerung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Kolben der Axialkolbenmaschine als Vollkolben ausgebildet sind. Dies bedingt den Vorteil, dass ein eventuell auftretendes Lagerspiel zwischen Lagerschale und Lagerfläche vermindert wird, sodass eine besonders effektive Lagerung der Schwenkwiege erreicht wird.

[0036] Im Folgenden wird eine detaillierte Beschreibung der vorliegenden Erfindung anhand von in den Zeichnungen illustrierten Ausführungsformen vorgenommen. Hierbei zeigt:

Fig. 1: einen Schnitt durch eine Axialkolbenmaschine mit einer erfindungsgemäßen Schwenkwiegenlagerung,

Fig. 2: eine weitere Schnittansicht durch eine Axialkolbenmaschine mit der erfindungsgemäßen Schwenkwiegenlagerung,

Fig. 3: eine weitere Schnittansicht durch eine Axialkolbenmaschine mit einer erfindungsgemäßen Schwenkwiegenlagerung,

Fig. 4: eine Teilschnittansicht durch eine Axialkolbenmaschine, in dem eine Schwenkwiege in einem ausgelenkten Zustand zu sehen ist,

Fig. 5: ein Prinzipbild der erfindungsgemäßen Schwenkwiegenlagerung,

Fig. 6: zwei Prinzipbilder, die den Einfluss der Stellkraft und das Lagerspiel darstellen,

Fig. 7: zeigt eine Ansicht einer Schwenkwiege, in der die Position einer Axialkraft einer Axialkolbenmaschine angegeben ist,

Fig. 8: zeigt eine Teilschnittansicht einer Ausführungsform der Schwenkwiegenlagerung,

Fig. 9: zeigt eine Teilschnittansicht einer Ausführungsform der Schwenkwiegenlagerung,

Fig. 10: ist eine Prinzipskizze, die die Schwenkwiegenlagerung und die hierbei auftretenden Leckageverluste illustriert,

Fig. 11: eine weitere Ausführungsform der Schwenkwiegenlagerung,

Fig. 12: eine weitere Form der Schwenkwiegenlagerung,

Fig. 13: verschiedene Seitenansichten der Schwenkwiege, bei der eine Nut treppenförmig ausgebildet ist,

Fig. 14: eine Schwenkwiege in einer Perspektivansicht,

Fig. 15: eine erfindungsgemäße Schwenkwiege in einer Perspektivansicht, und

Fig. 16: zwei Axialkolbenmaschinen, einmal mit Hohlkolben und einmal mit Vollkolben.

[0037] Fig. 1 zeigt eine Schnittansicht einer Axialkolbenmaschine 2 mit einer erfindungsgemäßen Schwenk-

wiegenlagerung 1. Mit dem Bezugszeichen 6 ist die Triebwelle der Axialkolbenmaschine 2 bezeichnet, mit der die Zylinderbuchsen 14 und die darin aufgenommenen Zylinderkolben 13 fest verbunden sind. Bei einer Drehung der Triebwelle 6 werden demnach auch die daran fest angeordneten Zylinder gedreht. Der Hub der Zylinderkolben 13 richtet sich bei einer solchen Umdrehung je nach Stellung der Schwenkwiege 4. In einem Leerlaufzustand der Axialkolbenmaschine findet kein Axialhub der Zylinderkolben 13 bei einer vollständigen Umdrehung der Triebwelle 6 statt. In einem Leerlaufbetrieb bildet die den Zylindern zugewandte Fläche der Schwenkwiege eine Lagerfläche auf einer Ebene, die im Wesentlichen durch einen zur Längsrichtung der Triebwelle parallelen Normalenvektor gekennzeichnet ist.

[0038] Demnach wird hierbei auch keine Flüssigkeit in den Zylinder eingesaugt und ausgestoßen. Erst eine Schrägstellung der Schwenkwiege 4 führt dazu, dass der Zylinderkolben 13 bei einer Umdrehung eine Hubbewegung ausführt. Hierbei entsteht eine Saugbewegung für eine Flüssigkeit in den Zylinder über eine Anschlussseite des Zylinders A, B, wenn der Zylinderkolben 13 sich aus der Zylinderbuchse 14 bewegt. Bei einer entgegengesetzten Bewegung des Zylinderkolbens 13 in die Zylinderbuchse 14 hinein wird die in dem Zylinder angesaugte Flüssigkeit in Richtung der entsprechenden Anschlussstelle A, B herausgedrückt. Hierbei lässt sich der Axialhub des Zylinderkolbens 13 über eine Stellung der Schwenkwiege 4 regeln. Die Axialkraft F_A , die bei diesem Vorgang aus der Axialkolbenmaschine resultiert und beim Zurückdrängen eines Zylinderkolbens 13 in die Zylinderbuchse 14 auf die Schwenkwiege 4 wirkt, presst die Schwenkwiege 4 gegen die Lagerschale 8. Diese Anpresskraft, die zwischen der Lagerschale und der Schwenkwiege 4 entsteht, ist hydrostatisch entlastet, um die im dortigen Zwischenraum bestehende mechanische Reibung weitestgehend zu eliminieren. Dadurch wird das Kippen der Schwenkwiege 4 durch das Verstellsystem 15 hysteresisfrei möglich und der Verschleiß an den Lagerschalen 8, der durch eine Reibung der Lagerflächen 7 der Schwenkwiege 4 hervorgerufen wird, auf ein Minimum reduziert oder vollständig vermieden.

[0039] Die hydrostatische Lagerung (hydrostatische Entlastung) erfolgt über den Aufbau eines Druckfeldes zwischen der Lagerschale 8 und der Lagerfläche 7 der Schwenkwiege 4. Hierfür ist in der Schwenkwiege 4 für jede der beiden zu lagernden Lagerflächen 8 eine Nut 9 vorhanden, die mit der Hochdruckseite P_H der Axialkolbenmaschine 2 über einen Kanal 16 in Verbindung steht. Hierdurch wird ein später näher spezifiziertes Druckfeld aufgebaut, dessen Wirkungskraft durch die Größe und Form der Nut 9 bestimmt ist.

[0040] Die Wirkungskraft des in der Nut 9 wirkenden Druckfeldes sollte jedoch groß genug sein, um die Axialkraft F_A der Axialkolbenmaschine vollständig entlasten zu können. Hierzu ist die Nut 9 derart ausgelegt, dass sich dort ein durch den dortigen Flüssigkeitsdruck aufbauendes Druckfeld eine gewünschte Wirkungskraft mit

einem Druck P_{W1} leicht geringer als der Systemdruck der Axialkolbenmaschine auf der Hochdruckseite P_H einstellt.

[0041] Ferner erkennt man in der Fig. 1 das Durchgangsloch 5, in dem die Triebwelle 6 durchgeführt ist.

[0042] Fig. 2 zeigt eine entlang der Geraden A-A in Fig. 1 angedeutete Schnittansicht, bei der die Verschwenkbarkeit der Schwenkwiege in der dafür vorgesehenen Lagerschale 8, die in dem Gehäuse 3 angeordnet ist, besser verständlich ist. Man erkennt, dass die in dieser Schnittansicht halbkreisförmig ausgebildete Lagerschale 8 und die darin aufgenommene Schwenkwiege 4 ihre Position relativ zur Lagerschale 8 ändern kann, wodurch der Axialhub der entsprechenden Zylinder eingestellt werden kann. Ferner erkennt man, dass eine in die Schwenkwiege, bzw. in die Lagerfläche 7 der Schwenkwiege 4 eingebrachte Nut 9 mit der Lagerschale 8 einen Hohlraum bildet, der über einen Kanal 16 mit einer Anschlussseite A in Verbindung steht. Dadurch wird sichergestellt, dass die zur hydrostatischen Entlastung notwendige unter Druck stehende Flüssigkeit über die Hochdruckseite der Axialkolbenmaschine 2 zugeführt werden kann.

[0043] Da die Anschlussseite A der Axialkolbenmaschine 2 jedoch nicht zwingenderweise mit der Hochdruckseite der Axialkolbenmaschine 2 übereinstimmen muss, da die Hochdruckseite je nach Stellung der Schwenkwiege 4 gewechselt werden kann, wird über ein System 10 zur Verbindung mit der Hochdruckseite der Axialkolbenmaschine (Anschlussstelle A oder Anschlussstelle B) die Flüssigkeit mit dem entsprechend hohen Druck zugeführt.

[0044] Fig. 3 zeigt hierbei in einem in Fig. 2 angedeutetem Schnitt durch B-B einen Teil des Systems, dass die zwei Nuten 9 über jeweilige Kanäle 16 mit einer Flüssigkeit von der Hochdruckseite der Axialkolbenmaschine 2 (Anschlussstelle A oder Anschlussstelle B) versorgt. Hierbei sieht man die beiden Anschlussstellen A, B die jeweils über ein Rückschlagventil 101, 102 eine Verbindung zu einer entsprechenden Nut (nicht in Fig. 3 dargestellt) herstellen. Die Nut ist in der Zeichnung nicht dargestellt und liegt außerhalb der Bildebene. Darüber hinaus erkennt man eine Verbindungsdüse 105, die stromabwärts der Rückschlagventile 101, 102 die jeweiligen Verbindungen von Rückschlagventil und Nut 9 miteinander verbindet. Die in dieser Verbindungsleitung angeordnete Verbindungsdüse 105 sorgt für einen gewissen Druckunterschied, sodass auf die beiden Nuten 9 bzw. auf die beiden Schwenkwiegen unterschiedliche Drücke wirken.

[0045] In Fig. 4 ist eine Teilansicht der Fig. 2 zu sehen, die zeigt, dass der Umschlingungswinkel β ein gewisses Maß überschreiten muss, um genug Druckfeldfläche zu haben, um damit eine gute Abstützung und Zentrierung auch noch bei einer maximalen Auslenkung der Schwenkwiege α zu gewährleisten. Bei dieser Schrägstellung der Schwenkwiege um den Winkel α erkennt man auch den Axialhub gut, den die Zylinderköpfe 13a,

13b und 13c ausführen. Auch erkennt man, dass auch bei einer maximalen Auslenkung um den Winkel α die Nut 9 der Schwenkwiege 4 einen Hohlraum mit der Lagerschale 8 bildet, der bei jedem Schwenkwinkel α über einen Kanal 16 bzw. ein System 10 zur Verbindung des durch die Nut 9 gebildeten Hohlraums mit einer Flüssigkeit der Hochdruckseite der Axialkolbenmaschine 2 in Verbindung steht. Dadurch wird sichergestellt, dass auch bei einem maximalen Schwenkwinkel α die hydrostatische Lagerung der Schwenkwiege 4 durchgeführt werden kann.

[0046] Fig. 5 zeigt ein Prinzipbild des Systems 10, mit dem die Nuten 9 mit einer Flüssigkeit zur Erzeugung der hydrostatischen Lagerung versorgt werden. Die hierbei aufgezeigten Bauteile finden sich teilweise bereits in der Beschreibung zu Fig. 3.

[0047] Für das Verständnis der vorliegenden Erfindung ist es wichtig zu erkennen, dass die Axialkraft F_A , die durch die Hubbewegung der Kolben auf die Schwenkwiege wirkt, bei einer zur Leerlaufposition verschiedenen Position von der Mitte des Durchgangslochs 5 versetzt ist. Fig. 5 zeigt dies anhand des von der Mitte des Durchgangslochs 5 versetzten schwarzen durchgehenden Pfeils, der die Axialkraft F_A und seine Position angibt. Daher resultiert die Notwendigkeit, dass die zwei Lagerschalen 8 nicht die gleiche Abstützkraft durch die hydrostatische Entlastung erhalten.

[0048] Die an der Niederdruckseite liegende Lagerschale (die Lagerschale, auf die weniger Kraft durch die Bewegung der Kolben wirkt) ist in dem vorliegenden Ausführungsbeispiel nur mit der Hälfte der Kraft belastet, als die hochdruckseitige Lagerschale 8. Dies wird in der Fig. 5 durch die verschiedenen großen Kraftvektoren P_{W2} und P_{W1} visuell dargestellt. Dadurch baut sich ein geringerer Wiegendruck P_{W2} als P_{W1} auf, der auch eine jeweils daran angepasste hydrostatische Entlastung mit einem entsprechenden Gegendruck erfordert. Ein anderes Verhältnis der Kraftverteilung der beiden Drücke P_{W1} und P_{W2} wie beispielsweise 1:2, 1:3, 1:4, 2:3, 2:5, 3:4 oder 3:5 kann ebenso umgesetzt werden.

[0049] Damit der Druck P_{W2} größer als der Druck P_N der Niederdruckseite der Kolbenmaschine ist, muss auch diese Seite über die Hochdruckseite P_H der Kolbenmaschine 2 versorgt werden.

[0050] Die entsprechenden Drücke zur hydrostatischen Lagerung werden über Düsen 103, 104, 105 durch einen Leckageverlust, der zwischen der Schwenkwiege und der Lagerschale ins Gehäuse abfließt, erzeugt. So wird beispielsweise der notwendige Druck P_{W1} aus der Hochdruckseite P_H der Kolbenmaschine 2 über einen Druckabfall an der Düse 104 erzeugt.

[0051] Da der Druckabfall zwischen der Hochdruckseite P_H und dem notwendigen Druck P_{W2} auf der niederdruckseitigen Lagerschale 8 größer sein muss, als der zwischen der Hochdruckseite P_H und P_{W1} (hochdruckseitige Lagerschale 8), sollte der Leckageverlust, der bei der Erzeugung von P_{W2} anfällt, größer sein als der, der bei P_{W1} anfällt. Da jedoch der Druckwert größer als P_N

von der Niederdruckseite ist, ist in dem System 10 eine zusätzliche Verbindungsdüse 105 vorgesehen, sodass eine Verbindung von der Hochdruckseite der Axialkolbenmaschine nun über zwei Düsen 103, 105 erfolgt, sodass der Druck, der auf die niederdruckseitige Lagerschale 8 wirkt, geringer ist als der Druck auf die hochdruckseitige Lagerschale 8.

[0052] Da der Wiegendruck P_{W2} , der sich an der Niederdruckseite aufbaut, auf einem höheren Wert als der Niederdruck P_N der Axialkolbenmaschine liegt, muss verhindert werden, dass hierbei ein Fluid zur Niederdruckseite zurückströmt. Um dies zu verhindern, ist auf der Niederdruckseite ebenfalls ein Rückschlagventil 101 eingebaut. Da bei einer Axialkolbenmaschine die Niederdruckseite von der Anschlussstelle A zu der Anschlussstelle B je nach Stellung der Schwenkwiege 4 wechseln kann, ist in dem System 10 ein weiteres Rückschlagventil 102 notwendig, damit auch bei einem Wechsel von Niederdruck- und Hochdruckseite kein Fluid auf die Niederdruckseite strömt. Insgesamt erhält man somit einen symmetrischen Aufbau der Systems 10, das die Nuten mit unter Druck stehender Flüssigkeit versorgt.

[0053] Fig. 6 zeigt das Zusammenspiel zwischen Schwenkwiege 4 und Lagerschale 8 sowie die Auswirkungen der Axialkraft F_A , die nicht mittig zum Durchgangsloch 5 der Schwenkwiege 4 angeordnet ist. Die linke Zeichnung zeigt bei einer versetzten Axialkraft F_A beispielhaft die hierfür optimale Lagerkraft, die um einen Winkel γ aus der Symmetrieachse der Schwenkwiege 4 versetzt ist. Die rechte Zeichnung der Fig. 6 zeigt darüber hinaus, dass das nicht symmetrische Auftreffen der Kraft F_A die Schwenkwiege 4 innerhalb der Lagerschale 8 derart verrückt, dass ein entlang der Lagerschale 8 variierendes Lagerspiel e auftritt, das durch die beispielhaft illustrierten Werte $S1$ und $S2$ des Lagerspiels e dargestellt wird. Ferner wird auch der nicht symmetrische Verlauf des Druckfelds, der von der Schwenkwiege 4 über die Lagerfläche 7 der Schwenkwiege 4 auf die Lagerschale 8 gegeben wird, gezeigt. Eine mittig in der Symmetrieachse der Lagerschale 8 angeordnete Zufuhr einer Flüssigkeit zur hydrostatischen Entlastung kann den asymmetrischen zur Symmetrieachse der Lagerschale 8 auftretenden Druckfeldverlauf nicht in optimaler Weise kompensieren.

[0054] Fig. 7 zeigt eine perspektivische Ansicht einer Schwenkwiege, in der die durch die Kolben hervorgerufene Axialkraft F_A bei einer bestimmten Schwenkung der Schwenkwiege 4 eingezeichnet ist. Man sieht, dass die Axialkraft F_A aus der Symmetrieachse bzw. der Mitte des Durchgangslochs 5 versetzt ist und näher an einer der beiden Lagerschalen angeordnet ist.

[0055] Fig. 8 zeigt eine vorteilhafte Gegenmaßnahme, um die Axialkraft F_A , die auf die Schwenkwiege 4 wirkt, möglichst wirkungsvoll hydrostatisch zu entlasten. Hierbei sind zwei voneinander unabhängig gebildete Nuten 9a, 9b in der zur Lagerschale zugewandten Lagerfläche 7 der Schwenkwiege 4 vorhanden. Die Nuten 9a, 9b sind so angeordnet, dass sie jeweils mit einer Flüssigkeitszu-

fuhr von der Hochdruckseite der Axialkolbenmaschine 2 in Verbindung stehen. Diese Flüssigkeitszufuhr wird über die Lagerschale 8 in den durch die Nut 9a, 9b mit der Lagerschale 8 gebildeten Hohlraum zugeführt. Aufgrund verschiedener Düsen 104a, 104b für jede Nut 9a, 9b ist es möglich, verschiedene Druckkräfte an den Nuten 9a, 9b wirken zu lassen, die das Ziel haben, die Axialkraft F_A möglichst wirkungsvoll zu eliminieren. Hier ist es beispielsweise möglich, dass diejenige Nut 9a, die auf einer Seite mit einem geringen Lagerspiel S2 positioniert ist, also auf einer Seite mit einer größeren Krafteinwirkung F_A liegt, mit einem größeren Gegendruck P_W' beaufschlagt wird, als die Nut 9b, auf deren Seite der durch F_A hervorgerufene Druck geringer ist. Auf der mit einem kleineren Druck beaufschlagten Seite wird dementsprechend über die Düse 104b ein geringerer Gegendruck P_W'' eingestellt. Die sich daraus ergebende resultierende Lagerkraft, die durch eine Überlagerung der beiden durch die hydrostatische Entlastung hervorgerufenen Kräfte P_W' und P_W'' ergibt, ist im Optimalfall um den Winkel γ aus der Symmetrieachse der Lagerschale bzw. der Schwenkwiege 4 versetzt und steht dem durch die Axialkraft F_A hervorgerufenen Druckfeld in optimaler Weise entgegen.

[0056] Fig. 9 zeigt eine weitere Ausführungsform mit der die resultierende Lagerkraft um einen Winkel γ versetzt werden kann, obwohl die Zuführleitung der Hochdruckseite der Axialkolbenmaschine 2 mittig zur Symmetrieachse der Lagerschale 8 angeordnet ist. Das heißt, die Zuführleitung ist orthogonal zur Schwenkwiegenoberfläche, auf der die Axialkolben einwirken, sofern sich die Axialkolbenmaschine in einem Leerlaufzustand befindet. Hierbei erkennt man, dass die Schwenkwiege 4 mit einem Leitungssystem 11 versehen ist, das die voneinander unabhängigen Nuten 9a, 9b mit Flüssigkeit versorgt. Um verschiedene Drücke in den unterschiedlichen Nutbereichen hervorzurufen, sind entsprechende Düsen 111, 112 in den Zuleitungen zu den jeweiligen Nuten 9a, 9b vorgesehen. An der zu den Nuten 9a, 9b abgewandten Seite der Düsen 111, 112 erstreckt sich eine weitere Verbindung 12 zur Lagerfläche 7 der Schwenkwiege. In einem Leerlaufbetrieb der Axialkolbenmaschine fluchtet diese Verbindung 12 mit der Zuleitung, die sich durch die Lagerschale 8 von der Hochdruckseite der Axialkolbenmaschine 2 erstreckt. Somit sind die in Fig. 8 beschriebenen Vorteile auch mit nur einer Zuleitung durch die Lagerschale erreichbar, da die verschiedenen Lagerkräfte bzw. die unterschiedlichen auf die Nutbereiche 9a, 9b wirkenden Drücke P_W' und P_W'' durch das in der Schwenkwiege verlaufende Kanalsystem 11 und die zugehörigen Düsen 111, 112 erreicht werden können.

[0057] Fig. 10 zeigt eine Prinzipskizze, die die Leckageverluste bei einer hydrostatischen Lagerung des Schwenkwiegeunterlages angibt. Ein wichtiger Punkt bei der hydrostatischen Schwenklagerung ist die Erreichung einer hohen Steifigkeit der Schwenkwiege 4. Die unerwünschte aber nicht völlig vermeidbare Verformung der Schwenkwiege 4 unter der Axialkraft F_A ist beispiel-

haft in der Fig. 10 dargestellt. Je größer eine der Spalthöhen 21, 22 ist, umso größer sind die entsprechenden Leckagewerte QL_1 und QL_2 , die eine gewisse Menge einer von der Hochdruckseite zugeführten Flüssigkeit angeben, die in das Gehäuse abfließt. Die Summe der Leckagewerte QL_1 und QL_2 wird aus der Hochdruckseite der Pumpe entnommen und stellt dementsprechend einen Leistungsverlust der Pumpe dar. Um diese Verluste so gering wie möglich zu halten, müssen die Spalthöhen 21, 22 so klein wie möglich ausgeführt werden. Hierbei ist es von Vorteil, dass die Schwenkwiege 4 besonders steif gestaltet wird.

[0058] Außer der Dicke der Schwenkwiege 4 ist der in Fig. 1 eingezeichnete Lagerabstand D_L ein wichtiger Faktor, um die Steifigkeit zu erhöhen. Vorteilhaft ist es, wenn der Abstand D_L so gering wie möglich ist. Der kleinstmögliche Abstand entspricht dem Außendurchmesser eines Rollenlagers, das deswegen ohne Innenring ausgewählt ist. Die Wälzkörper des Lagers laufen direkt auf der Triebwelle 6 der Axialkolbenmaschine.

[0059] Um die in Fig. 10 beispielhaft dargestellten Leckageverluste weiter zu verringern und um somit die hydrostatische Lagerung noch effektiver zu gestalten, ist es möglich, bei einem sich in Richtung des Durchgangslochs 5 aufweitenden Spalt ψ eine Abschrägung der jeweiligen Lagerschalen 8 und/oder eine Abschrägung eines Gehäuseabschnitts, auf dem die jeweilige Lagerfläche 7 angeordnet ist, vorzusehen.

[0060] Eine solche Ausführungsform wird in Fig. 11 dargestellt. Hierbei wird eine vergrößerte Ansicht der Schwenkwiegenlagerung gezeigt, in der ein sich in Richtung des Durchgangslochs aufweitender Spalt ψ zwischen dem Gehäuse 3 und der Lagerschale 8 vorhanden ist.

[0061] Fig. 12 zeigt einen ähnlichen Bereich wie Fig. 11, jedoch ist hierbei der sich in Richtung des Durchgangslochs aufweitende Spalt ψ durch eine Abschrägung der Lagerfläche 7 der Schwenkwiege 4 gebildet, wodurch ein Spalt zwischen Lagerfläche 7 und Lagerschale 8 entsteht. In diesen beiden Ausführungsformen werden die Leckageverluste QL_1 und QL_2 auf ein niedriges Niveau abgesenkt.

[0062] Im unbelasteten Zustand der Schwenkwiege existiert nun ein Spalt mit einem Winkel ψ , der sich in Richtung zum Durchgangsloch 5 der Schwenkwiege 4 aufweitet. Im unbelasteten Zustand der Schwenkwiege herrschen vergleichsweise niedrige Drücke, wodurch das Vorsehen eines Spalts zu einer geringeren Vergrößerung der Absolutwerte der Leckageverluste führt. Wenn jedoch eine Last auf die Schwenkwiege 4 einwirkt, wird sich diese verformen bis der ursprüngliche Spalt mit dem Neigungswinkel ψ aufgebraucht ist. Dies hat zur Folge, dass sich dann je nach Druck ein Spalt mit einem sehr geringen bis einem nahezu verschwindenden Ausmaß bildet, sodass ungeachtet der vergleichsweise hohen Drücke ein sehr geringer Leckageverlust entsteht.

[0063] Dies führt in einer Gesamtbetrachtung zu einer deutlichen Verringerung der Leckageverluste. Hierbei ist

es zum Erreichen der vorteilhaft verringerten Leckageverluste von untergeordneter Bedeutung, ob der Spalt zwischen Lagerfläche 7 und Lagerschale 8 durch ein Abschrägen der Lagerfläche 7 oder ein Abschrägen der Lagerfläche 8 oder sogar durch ein Abschrägen der Lagerfläche 7 und der Lagerfläche 8 hervorgerufen wird. Auch ist es möglich, dass das Gehäuse 3 in einen Bereich abgeschrägt wird, auf dem sich die Lagerschale 8 befindet. Der Spalt entsteht dann hierbei zwischen dem Gehäuse und der Lagerschale und wird bei einem Verformen der Schwenkwiege 4 in Richtung der abgeschrägten Gehäusefläche verringert.

[0064] Fig. 13 zeigt eine weitere Ausführungsform der Schwenkwiege 4 in der die Nut 9 treppenförmig ausgebildet ist. Die treppenförmige Ausgestaltung der Nut 9 führt zu einer größeren Materialdicke der Schwenkwiege 4 und ist vorteilhaft hinsichtlich einer geringeren lokalen Verformung der Schwenkwiege 4 im Bereich der Nut 9, da diese seitlich mit einer unter hohem Druck stehenden Flüssigkeit belastet ist.

[0065] Fig. 14 zeigt eine Perspektivansicht der Schwenkwiege 4 bei der die Nut 9 direkt in einem Rohteil der Schwenkwiege 4 vorhanden ist.

[0066] Fig. 15 zeigt eine Perspektivansicht der erfindungsgemäßen Schwenkwiege sowie einen vergrößerten Teil der Schwenkwiege, der die Nut in einer etwas vergrößerten Darstellung wiedergibt. Bei dieser Ausgestaltung der Nut 9 sind mehrere kleine vorzugsweise parallel verlaufenden Unternuten 91 vorhanden, die mittels einer dazu querverlaufenden Unternut 92 mit Druck versorgt werden können. Die mehreren parallel verlaufenden Unternuten 91 sind voneinander beabstandet und werden mit der zu ihnen querverlaufenden Unternut 92 in einem von einer Lagerschale 8 aufgenommenen Zustand so verbunden, dass Flüssigkeiten zwischen ihnen strömen kann. Vorteilhaft daran ist, dass zwischen den Unternuten 91, 92 zusätzliche Kontaktflächen gegen die Lagerschale 8 vorhanden sind. Diese besondere Ausgestaltung der Nuten ist mit jeder offenbarten Ausführungsform der Schwenkwiege und/oder der Schwenkwiegenlagerung kombinierbar.

[0067] Die Erfindung umfasst ferner eine Axialkolbenmaschine mit einer der vorstehend beschriebenen Schwenkwiegenlagerungen.

[0068] Darüber hinaus ist es für die Schwenkwiegenlagerung nach einer der vorstehend beschriebenen Ausführungsformen zusätzlich von Vorteil, wenn die Axialkolbenmaschine 2 anstelle der im Stand der Technik üblichen Hohlkolben (vgl. Fig. 16a) mit Vollkolben, wie sie in Fig. 16b dargestellt sind, betrieben wird. Hierbei verringert sich das Lagerspiel zwischen der Lagerschale 8 und der Lagerfläche 7 der Schwenkwiege 4, wodurch der konstruktive Mehraufwand zum Versetzen der Lagerkraft F_L nicht notwendigerweise durchgeführt werden muss.

[0069] Die Schwenkwiege 4 kann aus einem Nitrierstahl hergestellt werden, um die notwendigen Zugfestigkeiten zu erreichen. Die Umformung geschieht per

Schmieden. Wenn jedoch die Schwenkwiegeabmessungen so groß sind, dass ein Schmieden des Rohteils nicht durchgeführt werden kann, ist eine Alternative die Verwendung eines Sphäroguss oder die Verwendung entsprechend nitrierbar Werkstoffe möglich. Das bearbeitete Bauteil wird nitriert oder nitrocarburisiert, wobei andere Verfahren zur Steigerung der Oberflächenhärte, wie beispielsweise ein Einsatzhärten zu inkludieren sind. Um zu vermeiden, dass eine abrasive Schicht die Lebensdauer des Systems der Schwenkwiegenlagerung verkürzt, wird die Verbindungsschicht nach dem Nitrieren entfernt oder poliert. Der Härteunterschied zwischen der Wiegenoberfläche (Lagerfläche 7) und dem Gleitlager (Lagerschale 8) soll mindestens Faktor 4 betragen, um eine verschleißfreie Funktion zu gewährleisten. Typischerweise werden für die Lagerschalen 8 Messinglegierungen eingesetzt.

20 Patentansprüche

1. Schwenkwiegenlagerung (1) einer Axialkolbenmaschine (2), umfassend:

ein Gehäuse (3),
eine Schwenkwiege (4), die in dem Gehäuse (3) angeordnet ist und ein Durchgangsloch (5) für eine Triebwelle (6) aufweist, wobei an zwei sich gegenüberliegenden Seiten zu dem Durchgangsloch (5) jeweils eine Lagerfläche (7) ausgebildet ist, und
zwei Lagerschalen (8) in dem Gehäuse (3) zur schwenkbaren Lagerung der entsprechenden Lagerflächen (7) der Schwenkwiege (4), wobei die zwei Lagerflächen (7) der Schwenkwiege (4) hydrostatisch in den zwei Lagerschalen (8) gelagert sind, und
in einem Lagerbereich zwischen Lagerfläche (7) und Lagerschale (8) die zwei Lagerflächen (7) und/oder die beiden Lagerschalen (8) jeweils eine Nut (9) aufweisen,
dadurch gekennzeichnet, dass
mindestens eine der vorhandenen Nuten (9) mehrere zu einer Schwenkbewegung der Schwenkwiege parallel verlaufende Unternuten (91) mit einer diese verbindenden dazu querverlaufenden Unternut (92) umfasst, die rechtwinklig zu den mehreren parallel verlaufenden Unternuten (91) angeordnet ist.

2. Schwenkwiegenlagerung (1) einer Axialkolbenmaschine (2) nach Anspruch 1, wobei
ein durch die jeweilige Nut (9) gebildeter Hohlraum mit einer Flüssigkeit von einer Hochdruckseite einer Axialkolbenmaschine (2) in Verbindung steht, um die jeweilige Lagerschale (8) mit einem bestimmten Druck hydrostatisch zu entlasten.

3. Schwenkwiegenlagerung (1) einer Axialkolbenmaschine (2) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei ein Umschlingungswinkel (β) der zwei Lagerschalen (8) etwa 150° , vorzugsweise etwa 165° , und besonders bevorzugt etwa 180° beträgt. 5
4. Schwenkwiegenlagerung (1) einer Axialkolbenmaschine (2) nach Anspruch 2, wobei die Verbindung der zwei Nuten (9) mit einer Flüssigkeit durch ein System (10) erfolgt, das umfasst: 10
 - ein erstes Rückschlagventil (101), das mit einer ersten Anschlussseite (A) der Axialkolbenmaschine (2) verbunden ist und einen Rückfluss in Richtung der ersten Anschlussseite (A) verhindert,
 - ein zweites Rückschlagventil (102), das mit einer zweiten Anschlussseite (B) der Axialkolbenmaschine (2) verbunden ist und einen Rückfluss in Richtung der zweiten Anschlussseite (B) verhindert, 20
 - eine erste Düse (103), die stromabwärts des ersten Rückschlagventils (101) angeordnet ist und die Flüssigkeit für den durch die erste Nut (9) gebildeten Hohlraum bereitstellt, 25
 - eine zweite Düse (104), die stromabwärts des zweiten Rückschlagventils (104) angeordnet ist und die Flüssigkeit für den durch die zweite Nut (9) gebildeten Hohlraum bereitstellt, und
 - eine Verbindungsdüse (105), die einen Punkt zwischen dem ersten Rückschlagventil (101) und der ersten Düse (103) und einen Punkt zwischen dem zweiten Rückschlagventil (102) und der zweiten Düse (104) verbindet. 30
5. Schwenkwiegenlagerung (1) einer Axialkolbenmaschine (2) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei der Abstand der am nächsten zueinander liegenden Punkte der beiden Lagerflächen (7) etwa dem Außendurchmesser eines Rollenlagers einer durch das Durchgangsloch (5) verlaufenden Triebwelle (6) entspricht. 35
6. Schwenkwiegenlagerung (1) einer Axialkolbenmaschine (2) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei in mindestens einem Lagerbereich zwischen Lagerfläche (7) und Lagerschale (8) die Lagerfläche (7) oder die Lagerschale (8) zwei voneinander unabhängigen Nuten (9) aufweisen. 40
7. Schwenkwiegenlagerung (1) einer Axialkolbenmaschine (2) nach Anspruch 6, wobei die durch die Nuten (9) entstehenden Hohlräume eine jeweils separate Verbindung zu einer Flüssigkeit aufweisen, um bei einem Stellvorgang der Schwenkwiege (4) eine für die jeweilige Nut (9) spezifische hydrostatische Entlastung zu erlangen. 45
8. Schwenkwiegenlagerung (1) einer Axialkolbenmaschine (2) nach Anspruch 6, wobei die zwei voneinander unabhängigen Nuten (9) in der Lagerfläche (7) der Schwenkwiege (4) mit einer durch die Schwenkwiege (4) verlaufenden Flüssigkeitsverbindung (11) verbunden sind, wobei die Flüssigkeitsverbindung (11) eine weitere Verbindung (12) mit der Aussenseite der Lagerfläche (7) aufweist, die in einem Bereich angeordnet ist, der in einer Leerlaufposition mit einem Flüssigkeitszulauf (13) von einer Anschlussseite (A, B) einer Axialkolbenmaschine (2) durch die Lagerschale (8) im Wesentlichen fluchtet. 50
9. Schwenkwiegenlagerung (1) einer Axialkolbenmaschine (2) nach Anspruch 8, wobei in der durch die Schwenkwiege (4) verlaufenden Flüssigkeitsverbindung (11) zwei Düsen (111, 112) angeordnet sind, und die weitere Verbindung (12) zu der Aussenseite der Lagerfläche (7) zwischen den Düsen (111, 112) abgeht. 55
10. Schwenkwiegenlagerung (1) einer Axialkolbenmaschine (2) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei zwischen den zwei Lagerflächen (7) und zugehörigen Lagerschalen (8) jeweils ein sich in Richtung des Durchgangslochs (5) aufweitender Spalt (ψ) vorhanden ist.
11. Schwenkwiegenlagerung (1) einer Axialkolbenmaschine (2) nach Anspruch 10, wobei der sich in Richtung des Durchgangslochs (5) aufweitende Spalt durch eine Abschrägung der jeweiligen Lagerschalen (8) und/oder eine Abschrägung eines Gehäuseabschnitts, auf dem die jeweilige Lagerfläche (7) angeordnet ist, vorgesehen ist.
12. Schwenkwiegenlagerung (1) einer Axialkolbenmaschine (2) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei mindestens eine der vorhandenen Nuten (9) treppenförmig ausgestaltet ist, also mindestens zwei verschiedene Tiefenniveaus aufweist.
13. Axialkolbenmaschine mit einer Schwenkwiegenlagerung nach einem der vorhergehenden Ansprüche.
14. Axialkolbenmaschine nach Anspruch 13, deren Kolben (13) als Vollkolben ausgebildet sind.

50 Claims

1. A pivot cradle bearing (1) of an axial piston machine (2) comprising:
 - a housing (3);
 - a pivot cradle (4) that is arranged in the housing (3) and that has a passage hole (5) for a drive shaft (6), with a respective bearing surface (7)

being formed at two oppositely disposed sides toward the passage hole (5); and
two bearing shells (8) in the housing (3) for the pivotable support of the corresponding bearing surfaces (7) of the pivot cradle (4), wherein the two bearing surfaces (7) of the pivot cradle (4) are hydrostatically supported in the two bearing shells (8); and
the two bearing surfaces (7) and/or the two bearing shells (8) each have a groove (9) in a bearing region between the bearing surface (7) and the bearing shell (8),

characterized in that

at least one of the grooves (9) present comprises a plurality of subgrooves (91) extending in parallel with a pivot movement of the pivot cradle and having a subgroove (92) that connects them, extends transversely thereto, and is arranged at a right angle to the plurality of subgrooves (91) extending in parallel.

2. A pivot cradle bearing (1) of an axial piston machine (2) in accordance with claim 1, wherein a hollow space formed by the respective groove (9) is in communication with a liquid from a high pressure side of an axial piston machine (2) to hydrostatically relieve the respective bearing shell (8) by a specific pressure.
3. A pivot cradle bearing (1) of an axial piston machine (2) in accordance with one of the preceding claims, wherein a wrap angle (β) of the two bearing shells (8) amounts to approximately 150° , preferably approximately 165° , and particularly preferably approximately 180° .
4. A pivot cradle bearing (1) of an axial piston machine (2) in accordance with claim 2, wherein the communication of the two grooves (9) with a liquid takes place by a system (10) that comprises:

a first check valve (101) that is connected to a first connection side (A) of the axial piston machine (2) and that prevents a backflow in the direction of the first connection side (A);
a second check valve (102) that is connected to a second connection side (B) of the axial piston machine (2) and that prevents a backflow in the direction of the second connection side (B);
a first nozzle (103) that is arranged downstream of the first check valve (101) and that provides the liquid for the hollow space formed by the first groove (9);
a second nozzle (104) that is arranged downstream of the second check valve (102) and that provides the liquid for the hollow space formed by the second groove (9); and
a connection nozzle (105) that connects a point

between the first check valve (101) and the first nozzle (103) and a point between the second check valve (102) and the second nozzle (104).

5. A pivot cradle bearing (1) of an axial piston machine (2) in accordance with one of the preceding claims, wherein the spacing of the points of the two bearing surfaces (7) that are disposed closest to one another approximately corresponds to the outer diameter of a roller bearing of a drive shaft (6) extending through the passage hole (5).
6. A pivot cradle bearing (1) of an axial piston machine (2) in accordance with one of the preceding claims, wherein the bearing surface (7) or the bearing shell (8) have two mutually independent grooves (9) in at least one bearing region between the bearing surface (7) and the bearing shell (8).
7. A pivot cradle bearing (1) of an axial piston machine (2) in accordance with claim 6, wherein the hollow spaces produced by the grooves (9) have a respectively separate communication with a liquid to achieve a hydrostatic relief specific to the respective groove (9) on an adjustment procedure of the pivot cradle (4).
8. A pivot cradle bearing (1) of an axial piston machine (2) in accordance with claim 6, wherein the two mutually independent grooves (9) in the bearing surface (7) of the pivot cradle (4) are connected to a liquid connection (11) extending through the pivot cradle (4), with the liquid connection (11) having a further connection (12) to the outer side of the bearing surface (7) that is arranged in a region that is substantially aligned in an idling position with a liquid inflow (13) from a connection side (A, B) of an axial piston machine (2) through the bearing shell (8).
9. A pivot cradle bearing (1) of an axial piston machine (2) in accordance with claim 8, wherein two nozzles (111, 112) are arranged in the liquid connection (11) extending through the pivot cradle (4) and the further connection (12) to the outer side of the bearing surface (7) exits between the nozzles (111, 112).
10. A pivot cradle bearing (1) of an axial piston machine (2) in accordance with one of the preceding claims, wherein a respective gap (ψ) that widens in the direction of the passage hole (5) is present between the two bearing surfaces (7) and associated bearing shells (8).
11. A pivot cradle bearing (1) of an axial piston machine (2) in accordance with claim 10, wherein the gap that widens in the direction of the passage hole (5) is provided by a chamfer of the respective bearing shells (9) and/or by a chamfer of a housing section

on which the respective bearing surface (7) is arranged.

12. A pivot cradle bearing (1) of an axial piston machine (2) in accordance with one of the preceding claims, wherein at least one of the grooves (9) present is designed in step form, that is has at least two different depth levels. 5
13. An axial piston machine having a pivot cradle bearing in accordance with one of the preceding claims. 10
14. An axial piston machine in accordance with claim 13 whose pistons (13) are configured as plungers. 15

Revendications

1. Montage à berceau pivotant (1) d'une machine à pistons axiaux (2), comprenant : 20
 - un carter (3),
 - un berceau pivotant (4), qui est disposé dans le carter (3) et qui comporte un trou de passage (5) pour un arbre de transmission (6), une surface d'appui (7) étant formée respectivement sur deux côtés opposés l'un à l'autre par rapport au trou de passage (5), et 25
 - deux coquilles de coussinet (8) dans le carter (3) pour le montage pivotant des surfaces d'appui (7) correspondantes du berceau pivotant (4), dans lequel 30
 - les deux surfaces d'appui (7) du berceau pivotant (4) sont montées de manière hydrostatique dans les deux coquilles de coussinet (8), et 35
 - les deux surfaces d'appui (7) et/ou les deux coquilles de coussinet (8) comportent respectivement une rainure (9) dans une zone d'appui entre la surface d'appui (7) et la coquille de coussinet (8), 40
 - caractérisé en ce que**
 - au moins une des rainures (9) présentes comprend plusieurs sous-rainures (91) s'étendant parallèlement à un mouvement pivotant du berceau pivotant avec une sous-rainure (92) les reliant et s'étendant transversalement à celles-ci, qui est disposée perpendiculairement aux plusieurs sous-rainures (91) s'étendant parallèlement. 45
2. Montage à berceau pivotant (1) d'une machine à pistons axiaux (2) selon la revendication 1, dans lequel une cavité formée par la rainure (9) respective est en liaison avec un liquide d'un côté haute pression d'une machine à pistons axiaux (2), pour décharger de manière hydrostatique la coquille de coussinet (8) respective avec une pression donnée. 50

3. Montage à berceau pivotant (1) d'une machine à pistons axiaux (2) selon l'une des revendications précédentes, dans lequel un angle d'enroulement (β) des deux coquilles de coussinet (8) est d'approximativement 150° , de préférence approximativement 165° et de manière particulièrement préférée approximativement 180° .

4. Montage à berceau pivotant (1) d'une machine à pistons axiaux (2) selon la revendication 2, dans lequel la liaison des deux rainures (9) avec un liquide est effectuée par un système (10), qui comprend :

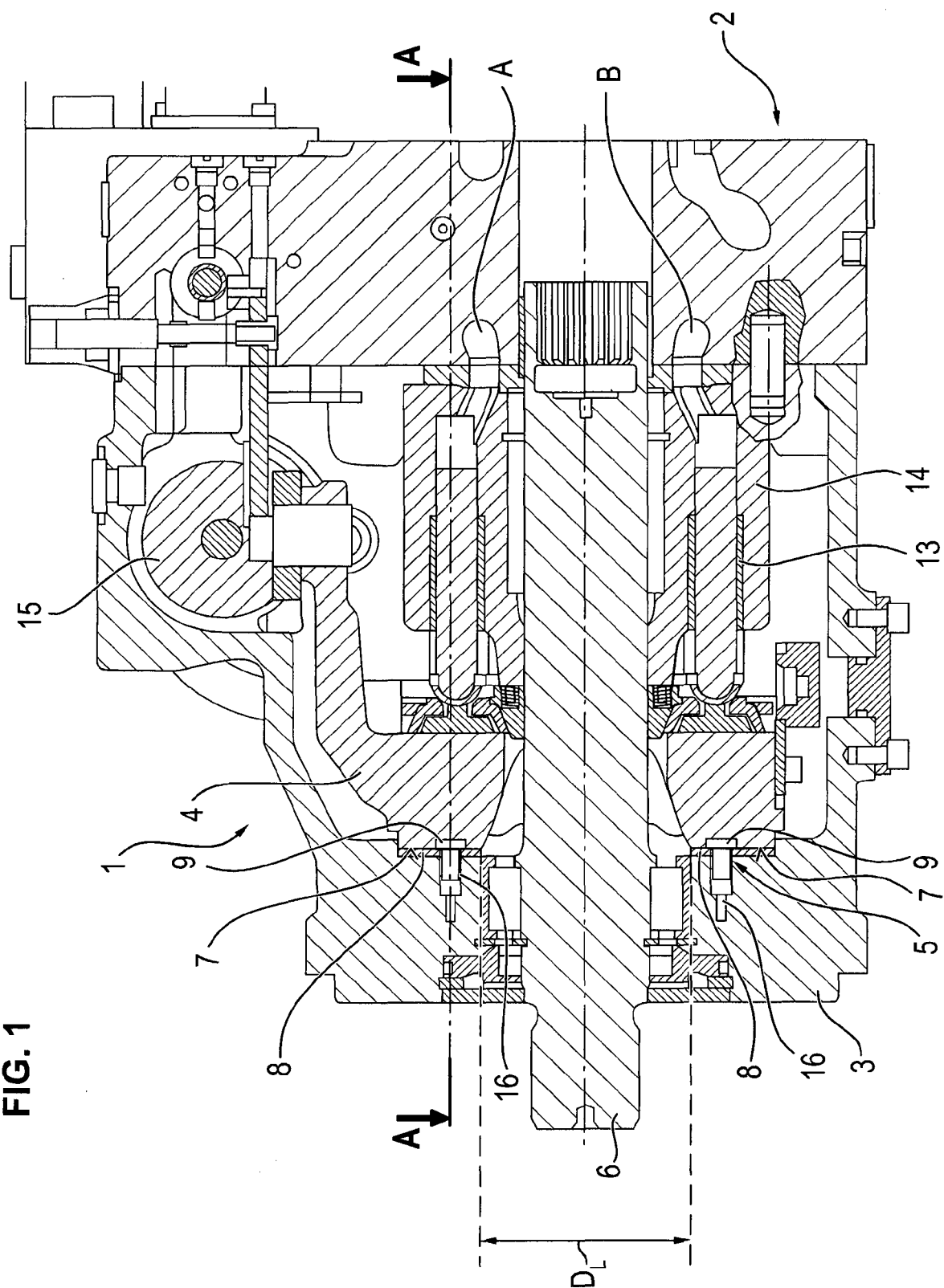
un premier clapet antiretour (101), qui est relié à un premier côté de raccordement (A) de la machine à pistons axiaux (2) et empêche un écoulement de retour en direction du premier côté de raccordement (A),
 un second clapet antiretour (102), qui est relié à un second côté de raccordement (B) de la machine à pistons axiaux (2) et empêche un écoulement de retour en direction du second côté de raccordement (B),
 une première buse (103), qui est disposée en aval du premier clapet antiretour (101) et qui fournit le liquide pour la cavité formée par la première rainure (9),
 une seconde buse (104), qui est disposée en aval du second clapet antiretour (102) et qui fournit le liquide pour la cavité formée par la seconde rainure (9), et
 une buse de liaison (105), qui relie un point situé entre le premier clapet antiretour (101) et la première buse (103) et un point situé entre le second clapet antiretour (102) et la seconde buse (104).

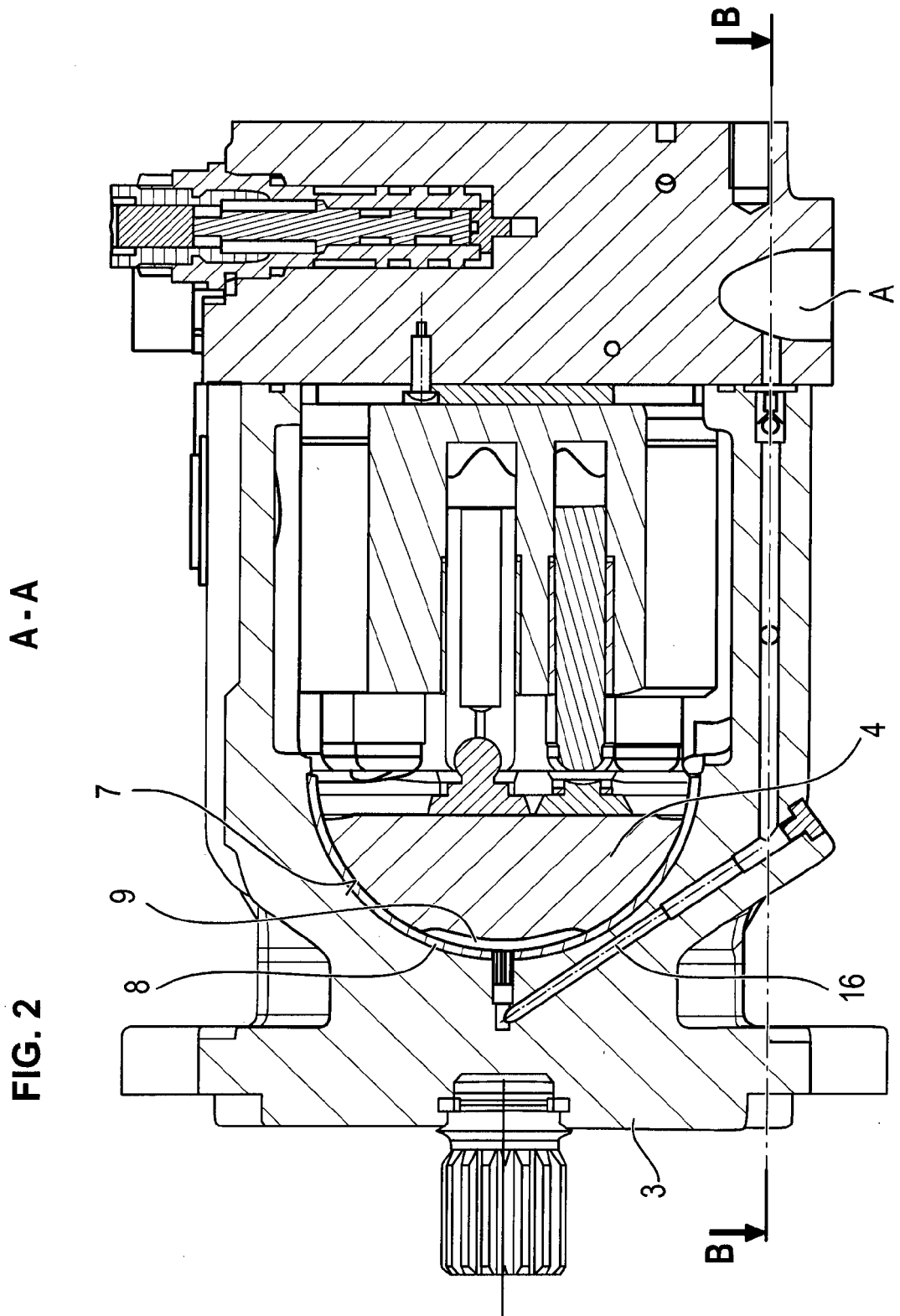
5. Montage à berceau pivotant (1) d'une machine à pistons axiaux (2) selon l'une des revendications précédentes, dans lequel l'écart entre les points se trouvant les plus proches l'un de l'autre des deux surfaces d'appui (7) correspond approximativement au diamètre extérieur d'un palier à rouleaux d'un arbre de transmission (6) traversant le trou de passage (5).
6. Montage à berceau pivotant (1) d'une machine à pistons axiaux (2) selon l'une des revendications précédentes, dans lequel, dans au moins une zone d'appui entre la surface d'appui (7) et la coquille de coussinet (8), la surface d'appui (7) ou la coquille de coussinet (8) comportent deux rainures (9) indépendantes l'une de l'autre.
7. Montage à berceau pivotant (1) d'une machine à pistons axiaux (2) selon la revendication 6, dans lequel les cavités créées par les rainures (9) comportent une liaison respectivement séparée avec un liquide, pour obtenir, lors d'un processus de réglage du ber-

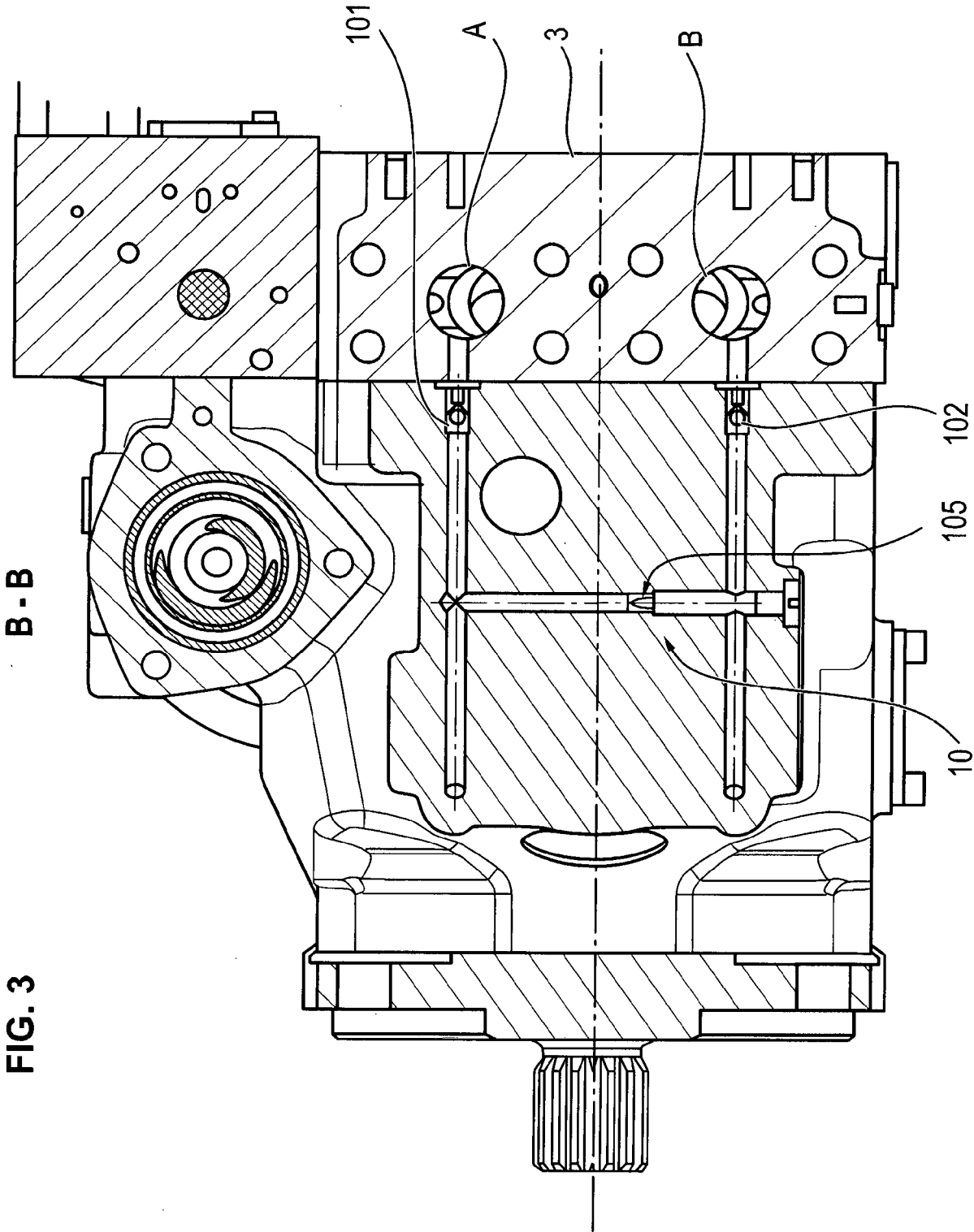
ceau pivotant (4), une décharge hydrostatique spécifique pour la rainure (9) respective.

8. Montage à berceau pivotant (1) d'une machine à pistons axiaux (2) selon la revendication 6, dans lequel les deux rainures (9) indépendantes l'une de l'autre dans la surface d'appui (7) du berceau pivotant (4) sont reliées par une liaison fluidique (11) s'étendant à travers le berceau pivotant (4), la liaison fluidique (11) comportant une autre liaison (12) avec le côté extérieur de la surface d'appui (7), qui est disposée dans une zone qui est sensiblement alignée, dans une position de marche à vide, avec une arrivée de liquide (13) d'un côté de raccordement (A, B) d'une machine à pistons axiaux (2) à travers la coquille de coussinet (8). 5
10
9. Montage à berceau pivotant (1) d'une machine à pistons axiaux (2) selon la revendication 8, dans lequel deux buses (111, 112) sont disposées dans la liaison fluidique (11) s'étendant à travers le berceau pivotant (4), et l'autre liaison (12) vers le côté extérieur de la surface d'appui (7) part d'un point situé entre les buses (111, 112). 20
25
10. Montage à berceau pivotant (1) d'une machine à pistons axiaux (2) selon l'une des revendications précédentes, dans lequel un interstice (Ψ) qui s'élargit en direction du trou de passage (5) est respectivement présent entre les deux surfaces d'appui (7) et coquilles de coussinet (8) associées. 30
11. Montage à berceau pivotant (1) d'une machine à pistons axiaux (2) selon la revendication 10, dans lequel l'interstice qui s'élargit en direction du trou de passage (5) est prévu par un biseau des coquilles de coussinet (8) respectives et/ou un biseau d'une partie de boîtier, sur laquelle la surface d'appui (7) respective est disposée. 35
40
12. Montage à berceau pivotant (1) d'une machine à pistons axiaux (2) selon l'une des revendications précédentes, dans lequel au moins une des rainures (9) présentes est conçue en forme d'escalier, c'est-à-dire qu'elle comporte au moins deux différents niveaux de profondeur. 45
13. Machine à pistons axiaux comprenant un montage à berceau pivotant selon l'une des revendications précédentes. 50
14. Machine à pistons axiaux selon la revendication 13, dont les pistons (13) sont réalisés sous la forme de pistons plongeurs. 55

FIG. 1







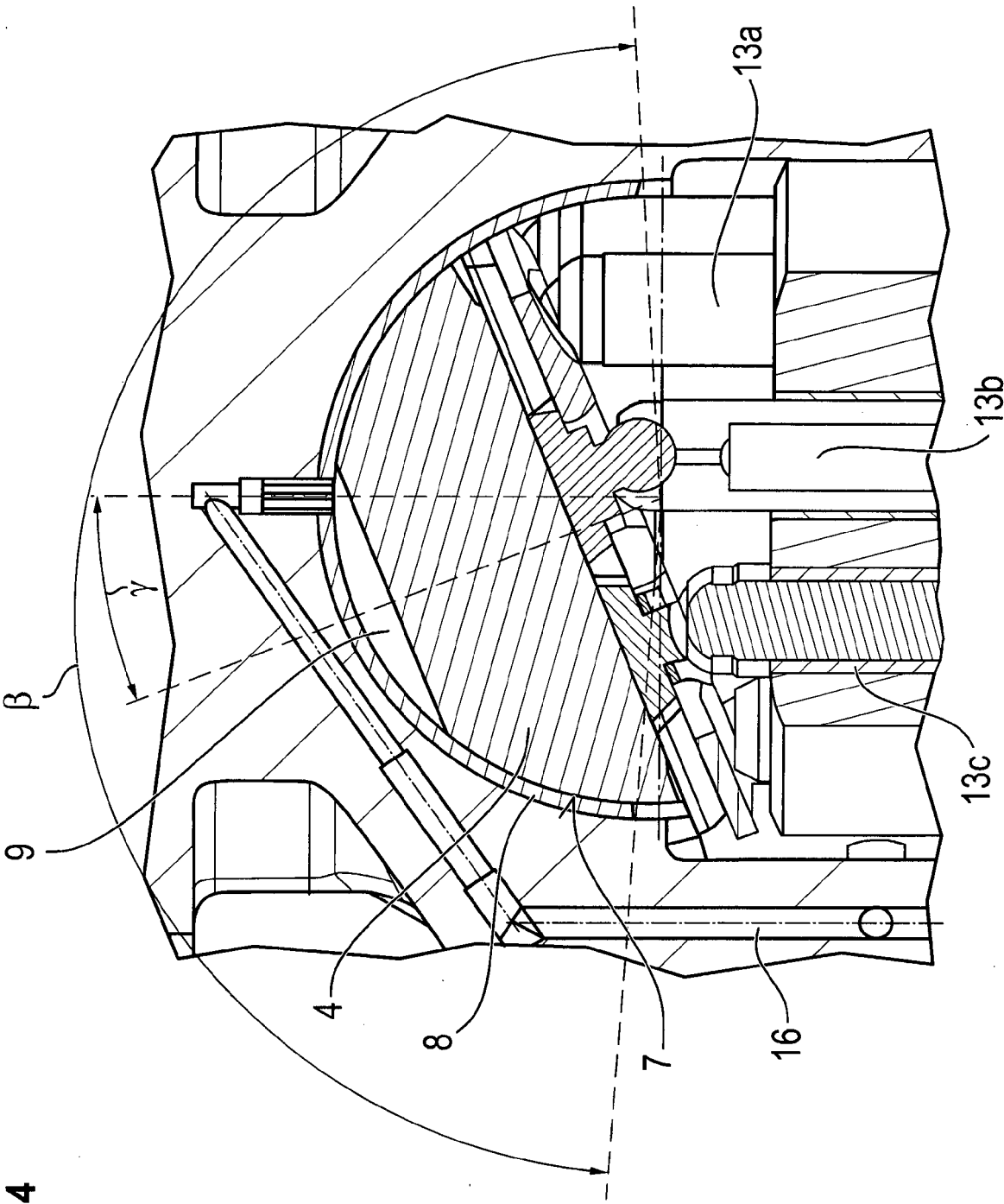


FIG. 4

FIG. 5

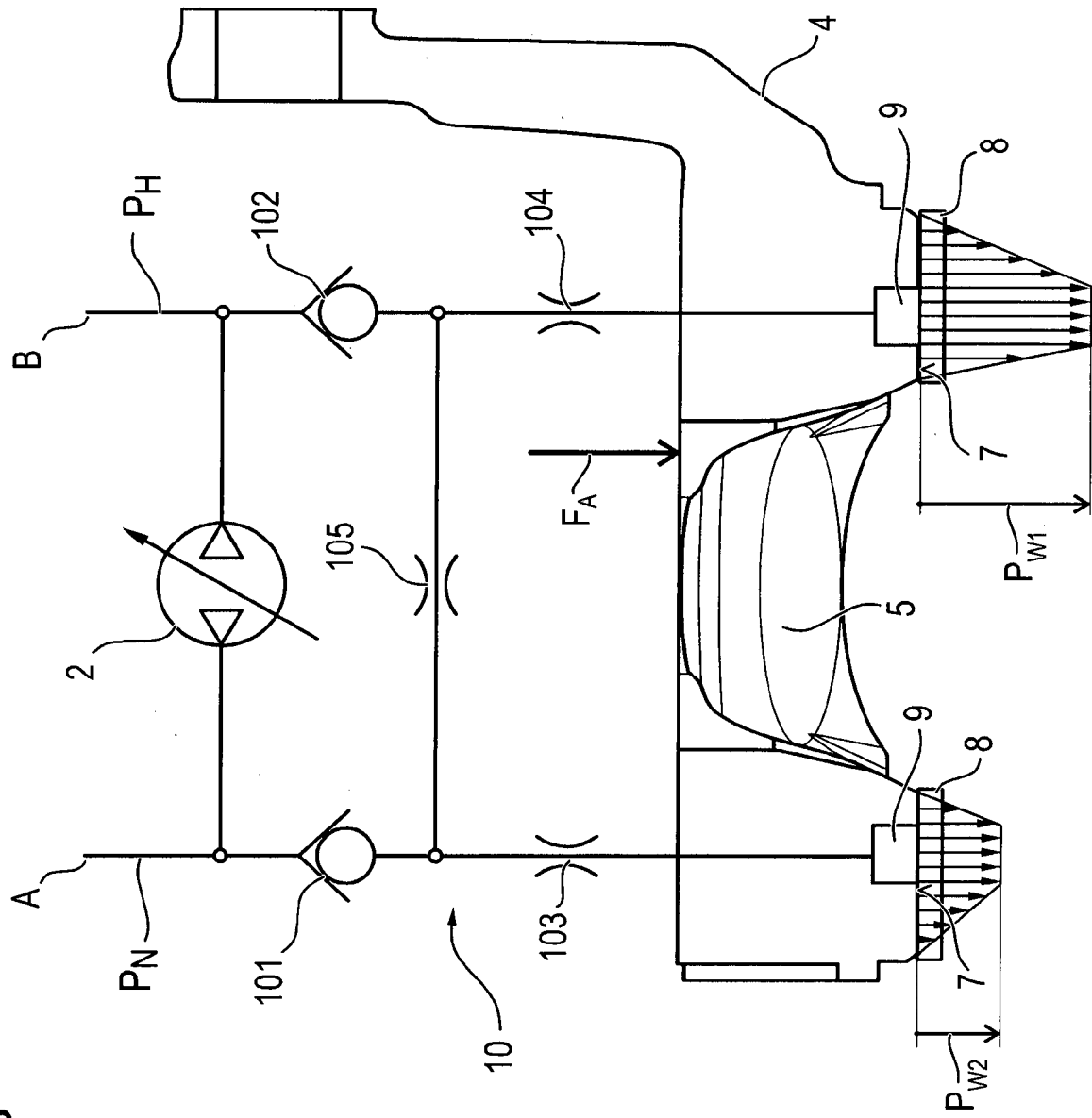


FIG. 6

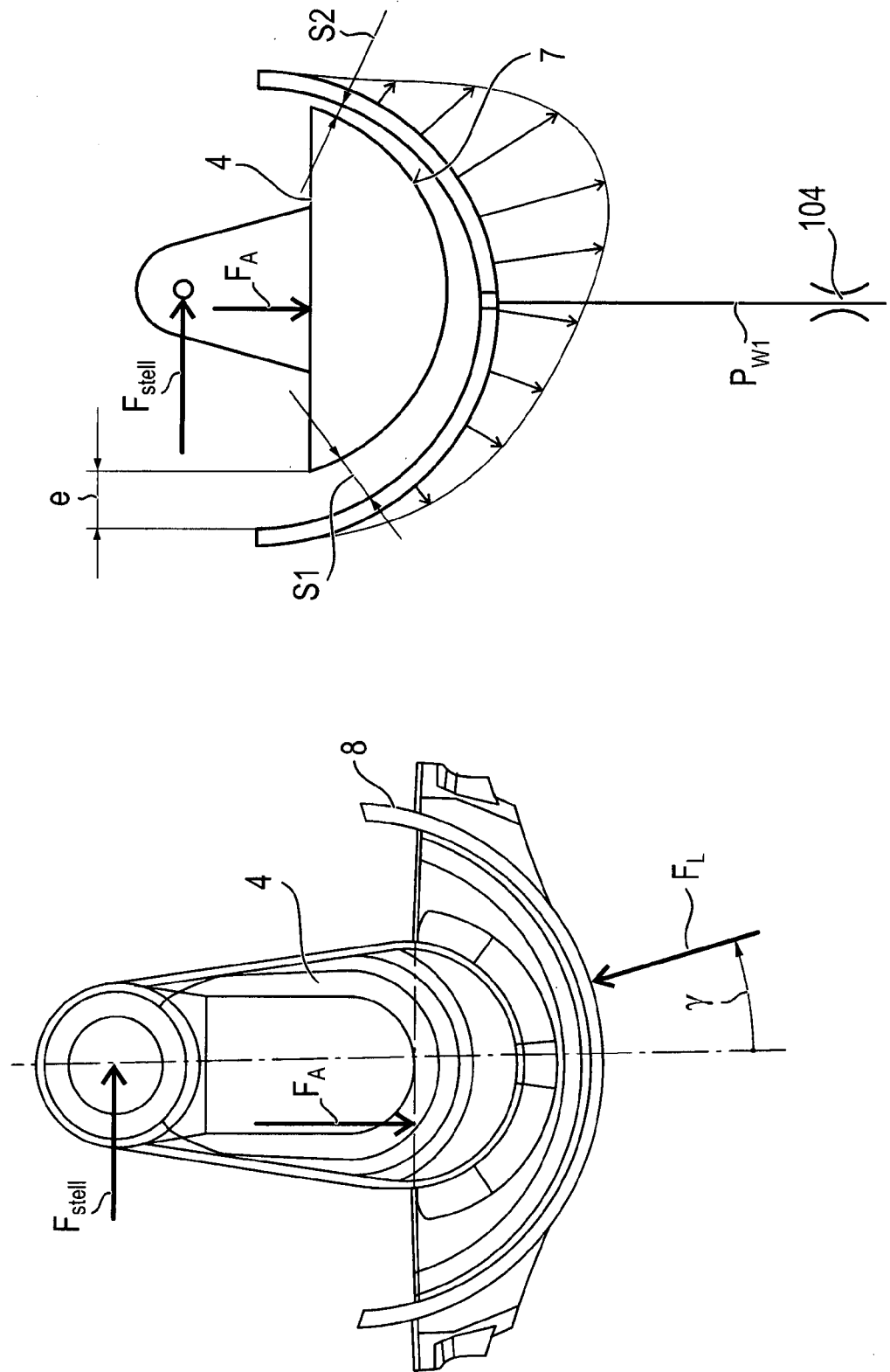


FIG. 7

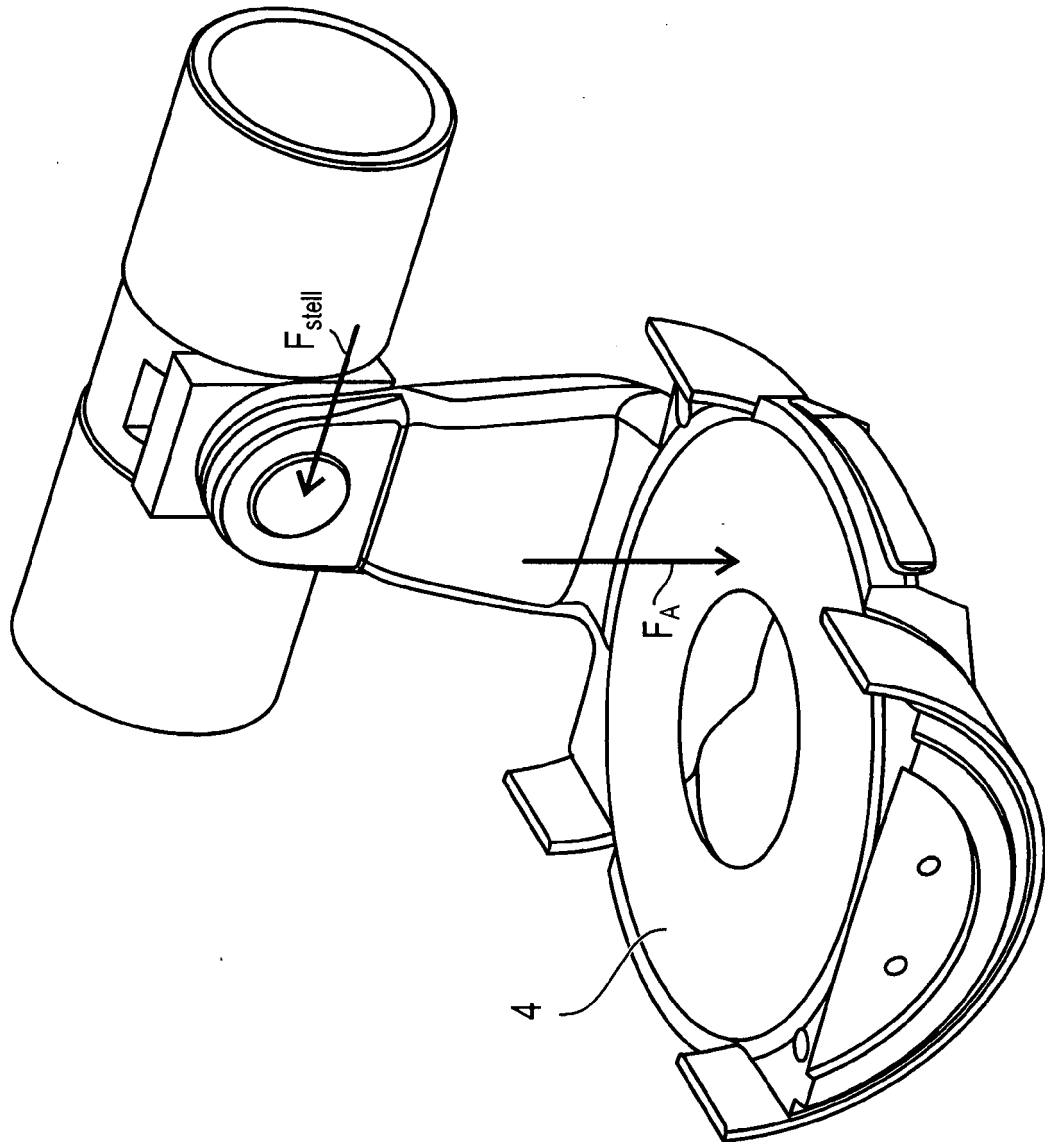


FIG. 8

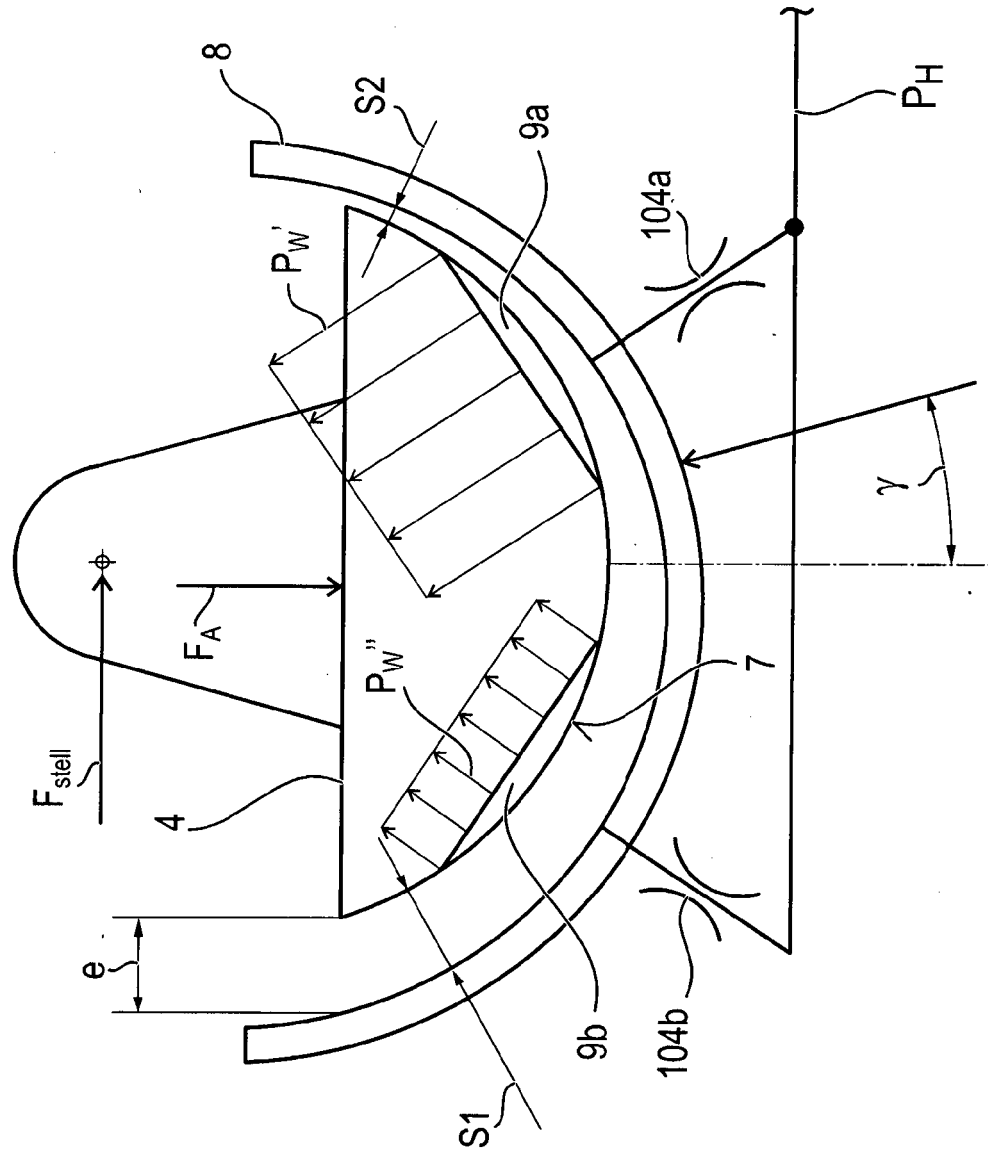


FIG. 9

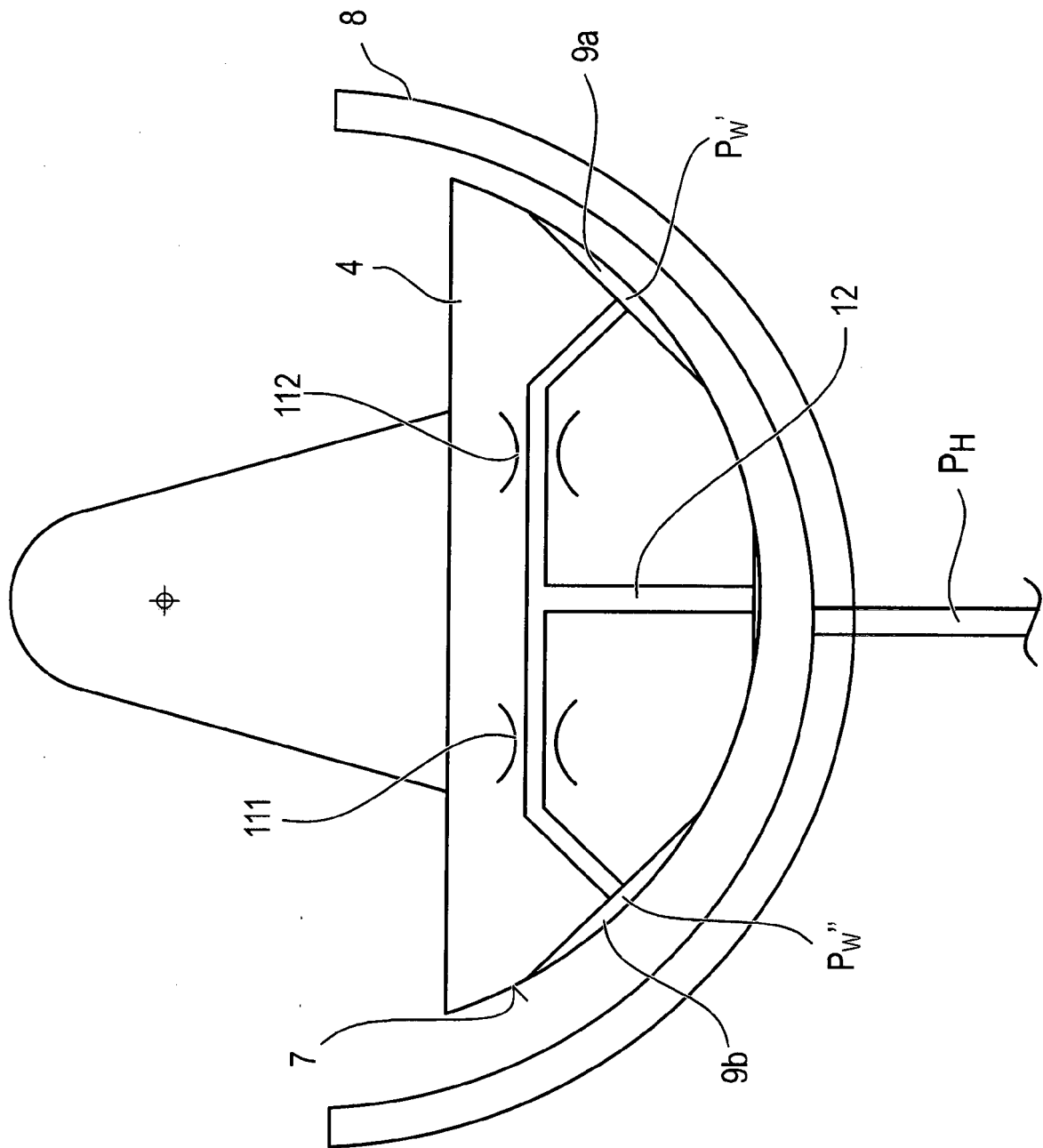


FIG. 10

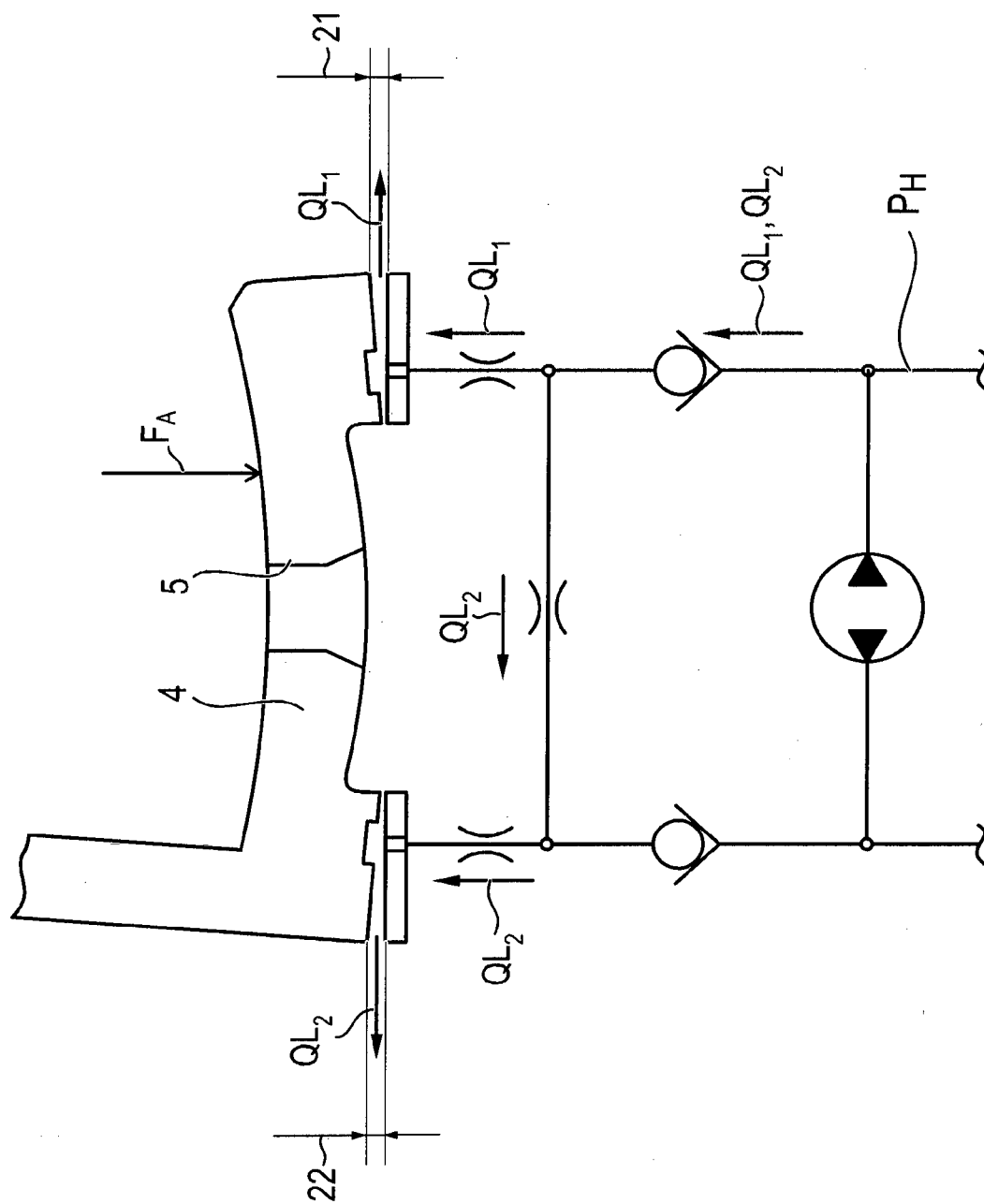


FIG. 11

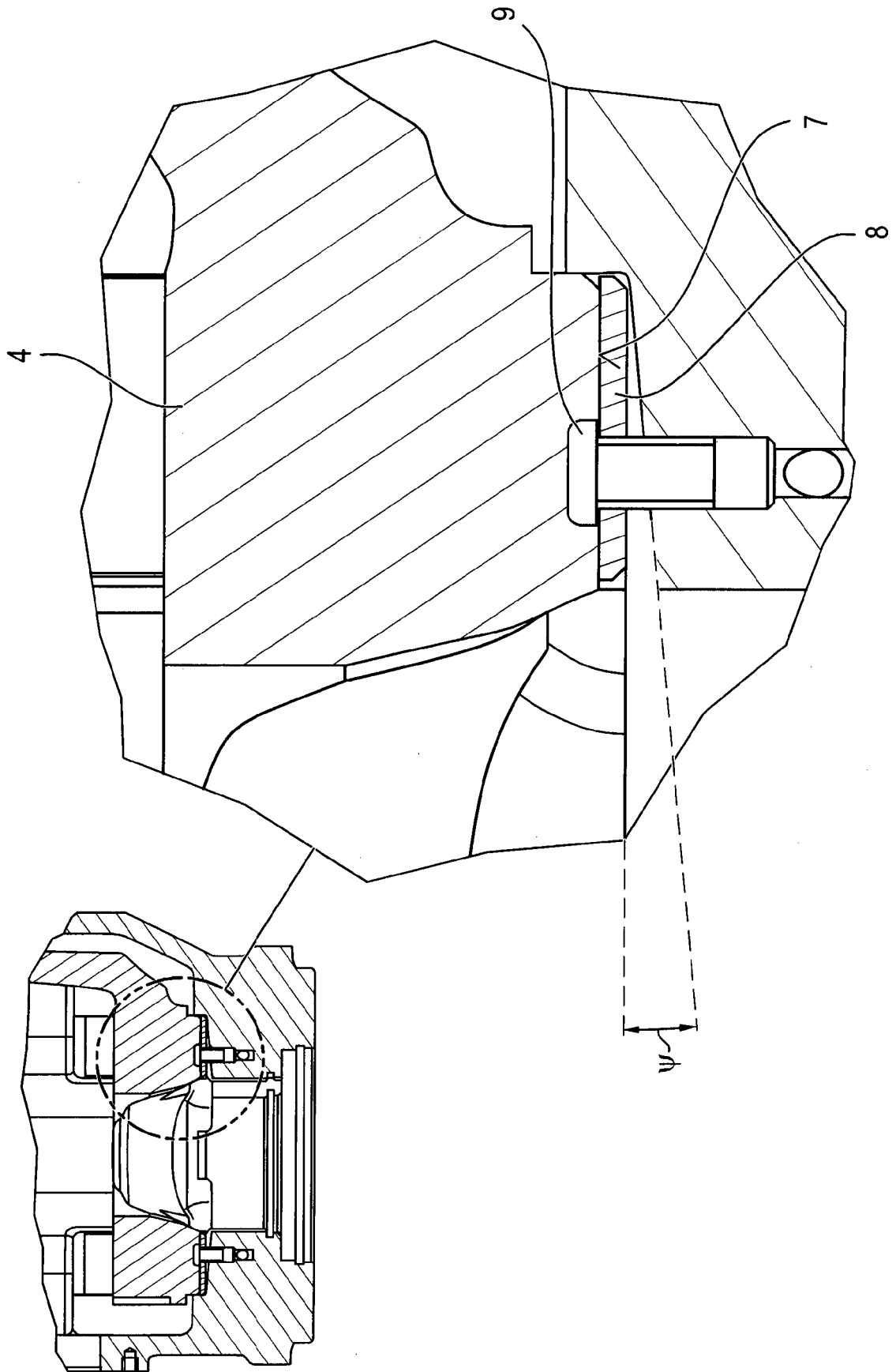


FIG. 12

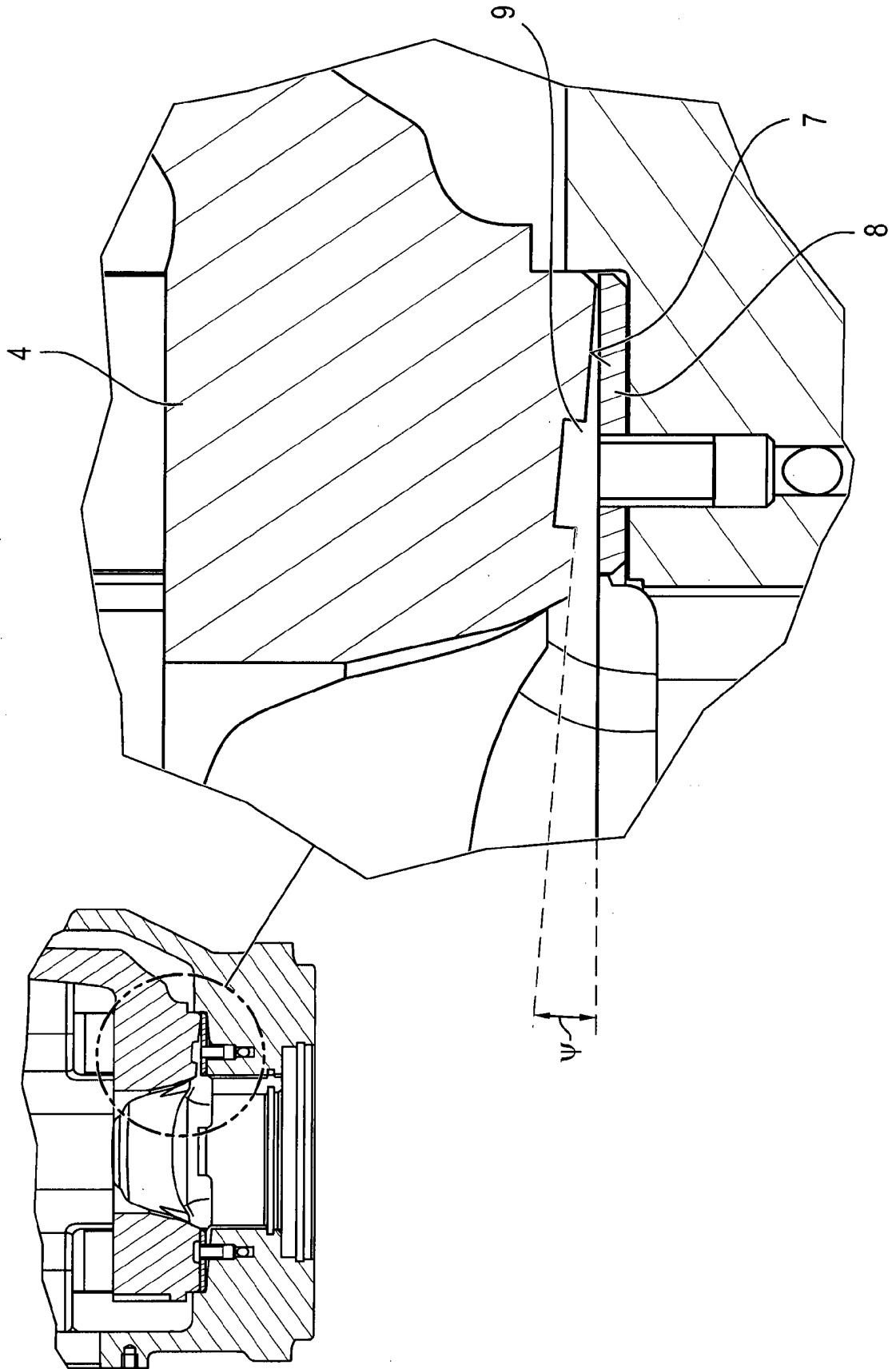


FIG. 13

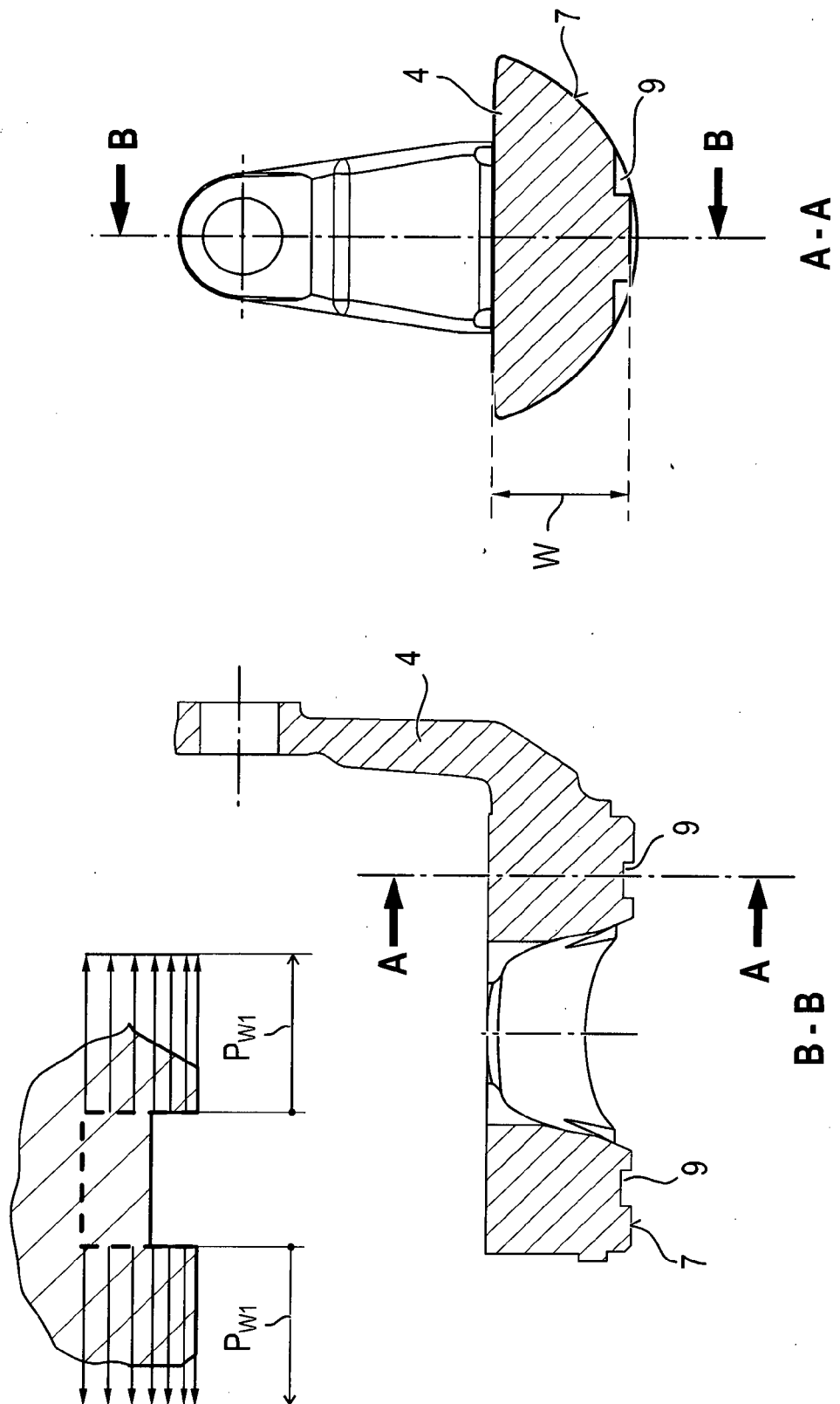


FIG. 14

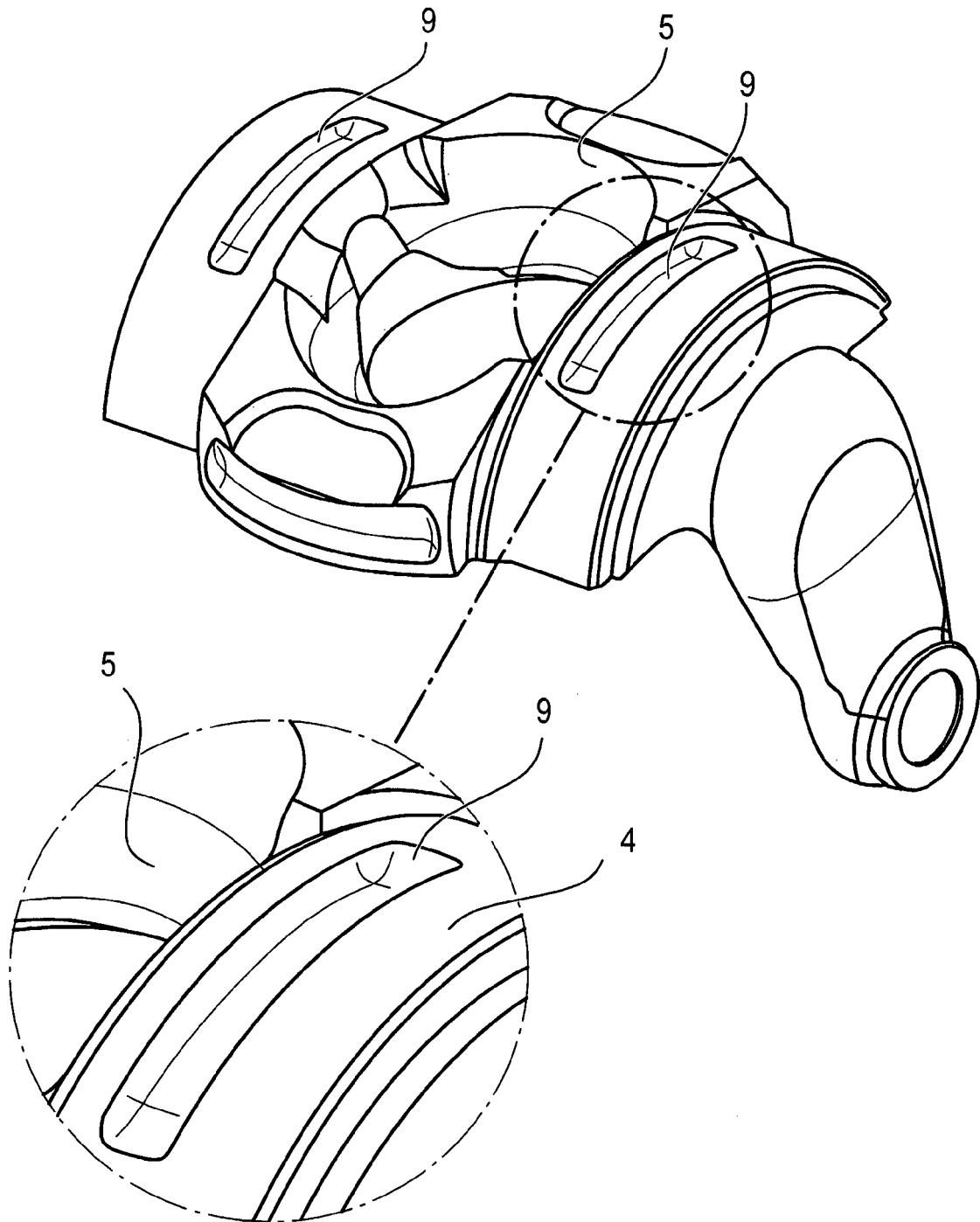


FIG. 15

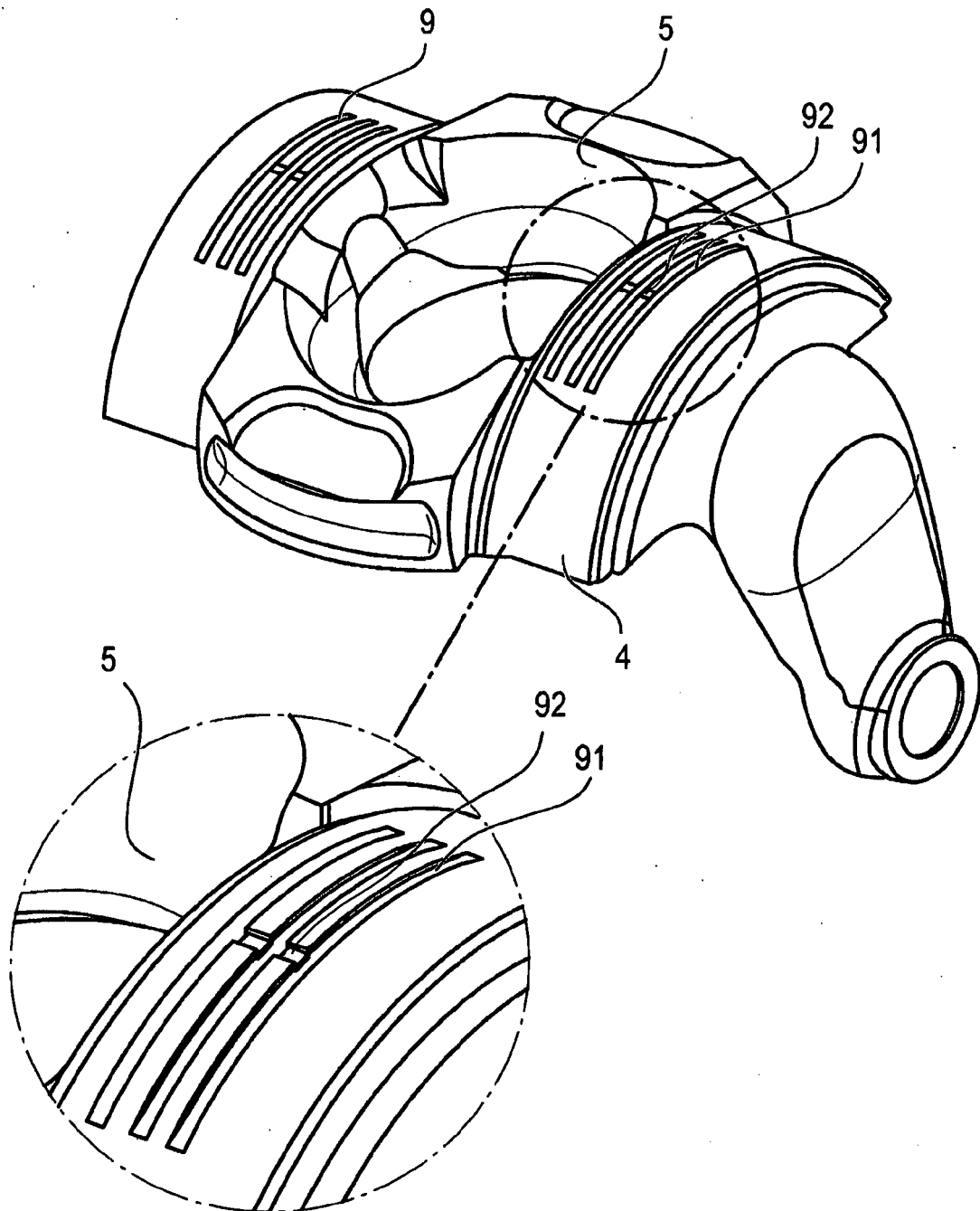


FIG. 16a Stand der Technik

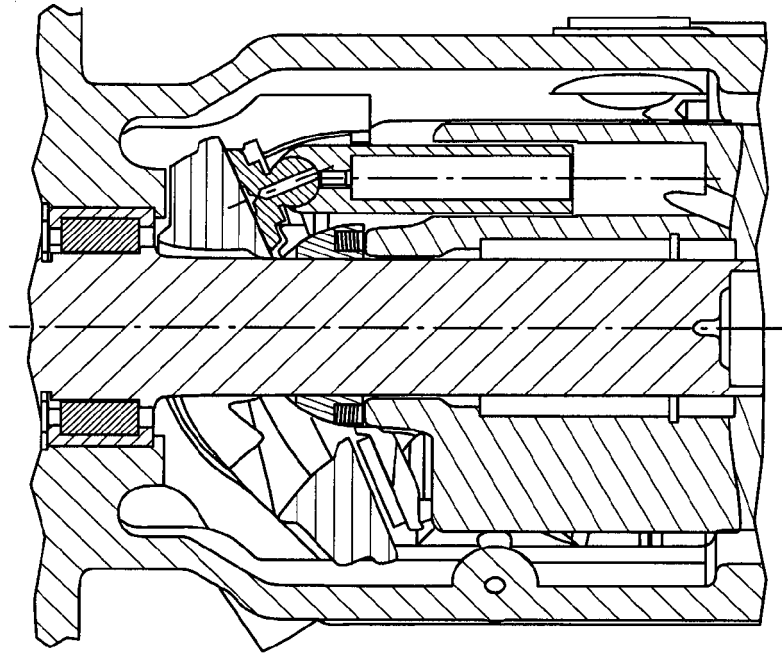
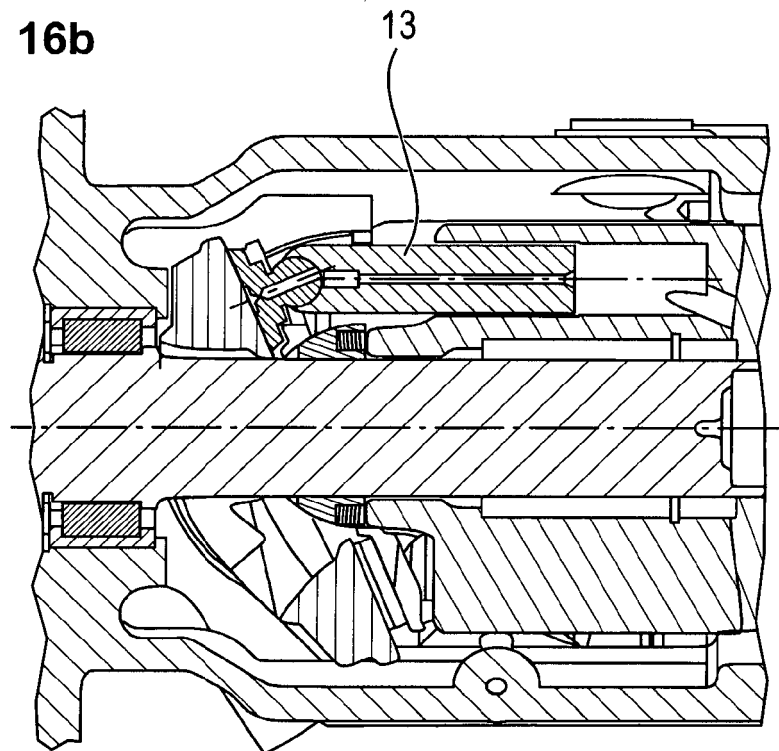


FIG. 16b



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 102011121523 A1 [0007]