



(11) **EP 2 798 224 B2**

(12) **NEUE EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**
Nach dem Einspruchsverfahren

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Entscheidung über den Einspruch:
09.10.2019 Patentblatt 2019/41

(51) Int Cl.:
F04D 13/06 ^(2006.01) **F04D 29/041** ^(2006.01)
F04D 29/042 ^(2006.01) **F04D 29/047** ^(2006.01)

(45) Hinweis auf die Patenterteilung:
23.03.2016 Patentblatt 2016/12

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2012/076060

(21) Anmeldenummer: **12813319.6**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2013/098142 (04.07.2013 Gazette 2013/27)

(22) Anmeldetag: **19.12.2012**

(54) **PUMPENAGGREGAT**
PUMP UNIT
GROUPE DE POMPE

(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**

(30) Priorität: **27.12.2011 EP 11195804**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
05.11.2014 Patentblatt 2014/45

(73) Patentinhaber: **Grundfos Holding A/S**
8850 Bjerringbro (DK)

(72) Erfinder: **BLAD, Thomas**
8850 Bjerringbro (DK)

(74) Vertreter: **Patentanwälte Vollmann Hemmer**
Lindfeld
Partnerschaft mbB
Wallstraße 33a
23560 Lübeck (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
US-A- 3 073 248 **US-A- 3 329 095**
US-A- 4 072 446 **US-A- 4 569 638**
US-A1- 2005 106 015

EP 2 798 224 B2

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Pumpenaggregat mit den im Oberbegriff des Anspruchs 1 angegebenen Merkmalen.

[0002] Insbesondere als Heizungsumwälzpumpenaggregate sind Pumpenaggregate bekannt, welche eine Baueinheit aus einer Pumpe und einem elektrischen Antriebsmotor bilden. Die elektrischen Antriebsmotoren sind häufig als Permanentmagnetrotoren ausgebildet, d. h. sie weisen einen Permanentmagnetrotor auf, welcher im Inneren eines Stators rotiert. Zumindest ein Pumpenlaufrad, welches in einem Pumpengehäuse rotiert, ist über eine Rotorwelle mit diesem Permanentmagnetrotor verbunden. Im Betrieb des Pumpenaggregates wirkt auf die Welle eine Axialkraft, welche von einem Axiallager an der Rotorwelle oder dem Rotor aufgenommen wird.

[0003] Diese Pumpenaggregate sind als nasslaufende Pumpenaggregate ausgebildet, d. h. der Rotor läuft im Inneren eines Spaltrohres oder Spaltrohrtopfes in der zu fördernden Flüssigkeit. Die Lager, welche den Rotor bzw. die Rotorwelle lagern, werden in der Regel durch die zu fördernde Flüssigkeit geschmiert. Bei diesen Pumpenaggregaten besteht, während längerer Stillstandszeiten das Problem, dass Verunreinigungen, welche in der zu fördernden Flüssigkeit enthalten sind, die Lager festsetzen können, sodass der Motor aufgrund eines zu geringen Startmomentes dann nicht mehr anlaufen kann.

[0004] Aus US 4,072,446 ist ein Pumpenaggregat mit einem Kugelmotor bekannt, welches ein kugelförmiges Lager aufweist. Bei diesem Pumpenaggregat werden von dem Stator auf den Rotor wirkende Axialkräfte erzeugt, welche von diesem Lager im Betrieb aufgenommen werden. Diese Axialkräfte wirken den im Betrieb auftretenden hydraulischen Axialkräften entgegen. Die kugelförmige Lagerung bildet eine kombinierte Axial- und Radiallagerung. Auch bei dieser Lagerung besteht die Gefahr, dass sich das Lager im Stillstand festsetzt.

[0005] Im Hinblick auf diese Problematik ist es Aufgabe der Erfindung, ein Pumpenaggregat dahingehend zu verbessern, dass das

[0006] Pumpenaggregat auch nach längeren Stillstandszeiten problemlos anlaufen kann.

[0007] Diese Aufgabe wird durch ein Pumpenaggregat mit den in Anspruch 1 angegebenen Merkmalen gelöst. Bevorzugte Ausführungsformen ergeben sich aus den Unteransprüchen, der nachfolgenden Beschreibung sowie den beigefügten Figuren.

[0008] Das erfindungsgemäße Pumpenaggregat weist wie bekannte Pumpenaggregate einen elektrischen Antriebsmotor auf, welcher vorzugsweise als nasslaufender elektrischer Antriebsmotor ausgebildet ist. Der elektrische Antriebsmotor weist einen Stator und einen als Permanentmagnetrotor ausgebildeten Rotor auf. Im Falle eines nasslaufenden Rotors ist der Rotor im Inneren eines Spaltrohres oder Spaltrohrtopfes angeordnet, welcher den nassen Rotorraum von dem trockenen Statorraum, in welchem der Stator angeordnet ist,

trennt. Ferner weist das Pumpenaggregat zumindest ein Laufrad auf, welches über eine Rotorwelle mit dem Rotor verbunden ist. Das Laufrad ist wie bei herkömmlichen Kreiselpumpenaggregaten vorzugsweise im Inneren eines Pumpengehäuses angeordnet, welches die saug- und druckseitigen Strömungswege definiert. Ferner ist ein Axiallager vorgesehen, welches die im Betrieb des Pumpenaggregates auf das Laufrad und die Rotorwelle wirkenden Axialkräfte aufnimmt. Dies sind hydraulische Axialkräfte, welche im Betrieb in der Regel entgegengesetzt der Einstromrichtung, in welcher die zu fördernde Flüssigkeit in den Saugmund des Laufrades einströmt, gerichtet sind. Die Strömung tritt üblicherweise axial in das Laufrad ein und radial aus dem Laufrad aus. Das Axiallager ist vorzugsweise an der Rotorwelle oder am Rotor angeordnet oder ausgebildet. Zusätzlich zu dem Axiallager ist an der Rotorwelle zumindest ein Radiallager angeordnet. Diese Radiallager kann ein separates Bauteil sein, welches mit der Rotorwelle verbunden ist. Alternativ kann die innere Lagerfläche von der Außenumfangsfläche von der Rotorwelle selber gebildet sein, welche an einer feststehenden äußeren Lagerfläche in Anlage ist.

[0009] Erfindungsgemäß sind der Permanentmagnetrotor und der Stator derart ausgestaltet, dass zwischen Rotor und Stator eine magnetische Axialkraft erzeugt wird, welche in Richtung der Drehachse des Rotors wirkt und welche von dem Rotor auf den Stator der Einstromrichtung in das Laufrad entgegengesetzt gerichtet ist. D. h. umgekehrt gesehen wirkt diese zusätzliche Axialkraft auf den Rotor in Richtung der Einstromrichtung. D. h. diese magnetische Axialkraft wirkt der im normalen Betrieb auftretenden, auf den Rotor wirkenden hydraulischen Axialkraft entgegen. Insbesondere ist die Anordnung von Permanentmagnetrotor und Stator so ausgebildet, dass diese magnetische Axialkraft auch dann auftritt, wenn das Pumpenaggregat nicht in Betrieb ist, d. h. dass die permanentmagnetische Kraft dauerhaft wirkt, sowohl im Betrieb als auch beim Stillstand des Antriebsmotors. Dadurch wird eine Entlastung des Axiallagers im Stillstand erreicht, sodass die Gefahr eines unerwünschten Blockierens des Lagers im Stillstand verringert wird. Darüber hinaus ist das Lager auch beim Anlaufen des Motors entlastet, sodass die Reibung reduziert wird und so das erforderliche Startmoment verringert ist. Vorzugsweise resultiert diese permanentmagnetische Axialkraft aus der Anordnung des Permanentmagnetrotors und des Stators relativ zueinander. Idealerweise sind somit keine zusätzlichen permanentmagnetischen oder weichmagnetischen Bauteile erforderlich. Es ist jedoch auch denkbar, an dem Rotor und/oder dem Stator ein zusätzliches hartmagnetisches, d. h. permanentmagnetisches oder weichmagnetisches Element oder mehrere solche Elemente anzuordnen, welche die magnetische Axialkraft erzeugen oder zu deren Erzeugung beitragen.

[0010] Ferner ist die Rotorwelle mit dem Rotor relativ zu dem Stator in axialer Richtung verschiebbar gelagert. Diese Anordnung ermöglicht es, durch die zusätzliche

magnetische Axialkraft, eine Verschiebung der Rotorwelle in axialer Richtung in bestimmten Betriebszuständen bzw. im Ruhezustand des Pumpenaggregates zu bewirken. Dies ermöglicht es, wie nachfolgend beschrieben wird, die Lager zumindest teilweise außer Eingriff zu bringen, wenn das Pumpenaggregat nicht in Betrieb ist, wodurch ein Festsetzen der Lager vermieden werden kann. Darüber hinaus kann auch eine Abdichtung des Rotorraums, wie unten beschrieben wird, im Ruhezustand erreicht werden, um ein Eindringen von Verunreinigungen in den Rotorraum zu verhindern.

[0011] Besonders bevorzugt ist die Rotorwelle derart beweglich, dass sie sich im Ruhezustand des Pumpenaggregates in der Einstromrichtung des Laufrades axial verschieben kann. D. h. im Ruhezustand würde sich die Rotorwelle aufgrund der permanentmagnetischen Kraft, da eine entgegengesetzte hydraulische Kraft fehlt, axial in derjenigen Richtung verschieben, in welcher die Flüssigkeit in das Laufrad axial einströmt. Dies ist die Richtung, welche der im Normalbetrieb des Pumpenaggregates wirkenden Axialkraft entgegengesetzt gerichtet ist. Wenn das Pumpenaggregat in Betrieb genommen wird, ist die hydraulische Axialkraft vorzugsweise größer als die magnetische Kraft, sodass aufgrund der entgegengesetzt gerichteten Wirkung der hydraulischen Axialkraft die Rotorwelle wieder in die umgekehrte Richtung, d. h. entgegen der Einstromrichtung verschoben wird.

[0012] Vorzugsweise ist eine im Betrieb des Pumpenaggregates auf das Laufrad und die Rotorwelle wirkende Axialkraft größer als die entgegengesetzt gerichtete magnetische Axialkraft. Bevorzugt ist im gesamten Betriebsbereich oder zumindest im normalen Betriebsbereich des Pumpenaggregates die hydraulische Axialkraft größer als die entgegengesetzt gerichtete magnetische Axialkraft. Dadurch wird erreicht, dass durch die hydraulische Axialkraft im Betrieb das Axiallager an der Rotorwelle bzw. am Rotor in definierter Anlage gehalten wird. Wenn das Pumpenaggregat außer Betrieb genommen wird, fällt die hydraulische Axialkraft weg und es wirkt lediglich noch die beschriebene permanentmagnetische Axialkraft, welche dann zu einer Verlagerung des Rotors führt, bei welcher das zumindest eine Radiallager zumindest teilweise außer Eingriff tritt. Je nach Ausgestaltung der magnetischen Anordnung, welche die permanentmagnetische Kraft verursacht, kann dann in der Ruhelage die permanentmagnetische Axialkraft verringert oder aufgehoben sein. Wesentlich ist, dass die permanentmagnetische Axialkraft im Betrieb des Pumpenaggregates so gegen die hydraulische Axialkraft wirkt, dass beim Wegfall der hydraulischen Axialkraft die magnetische Axialkraft eine Verlagerung des Rotors in axialer Richtung verursachen kann. D. h. erfindungsgemäß muss die permanentmagnetische Axialkraft nicht in allen Zuständen des Pumpenaggregates auf den Rotor wirken, sondern lediglich zumindest beim Abschalten des Pumpenaggregates, um dann die Rotorwelle wie gewünscht in axialer Richtung zu verlagern. Beim Wiederauflaufen des Pumpenaggregates kann dann durch die auftretende hy-

draulische Axialkraft die Rotorwelle wieder in eine Position verlagert werden, in welcher das zumindest radiale Axiallager vollständig in Eingriff ist.

[0013] Das zumindest eine Radiallager ist derart ausgestaltet ist, dass bei einer durch die magnetische Axialkraft verursachten axialen Verschiebung der Rotorwelle in der Einstromrichtung des Laufrades die einander gegenüberliegenden Lagerflächen des Radiallagers zumindest teilweise außer Eingriff treten. Im normalen Betrieb des Pumpenaggregates liegen die Lagerflächen des Radiallagers einander gegenüber und aneinander an. Durch die axiale Verschiebung wird erreicht, dass die Lagerflächen axial relativ so zu einander verschoben werden, dass sie sich nur noch in einem kleineren Bereich überdecken, d. h. die Überlappung der Lagerflächen wird reduziert, die Lagerflächen treten teilweise außer Eingriff. So wird die Reibung in dem Radiallager reduziert und die Gefahr eines Festsetzens im Stillstand wird verringert.

Der Stator umgibt den Rotor vorzugsweise umfänglich. Bei dieser Anordnung sind die Permanentmagneten im Rotor üblicherweise in radialer Richtung magnetisiert bzw. bewirken ein radiales Magnetfeld des Rotors. Das permanentmagnetische Magnetfeld der Permanentmagneten im Rotor tritt in Wechselwirkung mit den Eisen teilen des Stators, wodurch bei entsprechender Anordnung und Ausgestaltung eine zusätzliche axiale Kraft erzeugt werden kann.

[0014] Beispielsweise kann die zusätzliche magnetische Axialkraft dadurch erzeugt werden, dass der Rotor und der Stator derart ausgebildet und angeordnet sind, dass zumindest im Betrieb des Pumpenaggregates die axiale Mitte des Rotors, d. h. die axiale Mitte des magnetisch wirksamen Teils des Rotors, in Richtung entgegengesetzt der Einstromrichtung, in welcher die Flüssigkeit in das Laufrad eintritt, von der axialen Mitte des Stators beabstandet ist. D. h. der Rotor wird relativ zum Stator zur Einstromöffnung bzw. zum Saugmund hin versetzt angeordnet. Aufgrund des permanentmagnetischen Magnetfeldes des Rotors ist dieser jedoch bestrebt, sich im Inneren des Eisenkerns des Stators in axialer Richtung zu zentrieren. Durch den axialen Versatz wird somit eine magnetische Kraft erzeugt, welche bestrebt ist, den Rotor in die zentrierte Position zu ziehen. D. h. idealerweise kann bei einem sonst in herkömmlicher Weise ausgebildeten Permanentmagnetrotor und einem zugehörigen Stator allein durch axialen Versatz des Rotors im Betrieb des Pumpenaggregates eine zusätzliche Axialkraft in der gewünschten Richtung erzeugt werden.

[0015] Das zumindest eine Laufrad ist bevorzugt in axialer Richtung an der Rotorwelle fixiert. Dadurch wird erreicht, dass die magnetische Axialkraft, welche auf den Rotor wirkt, auch auf das Laufrad wirkt und darüber hinaus das Laufrad in axialer Richtung durch den Rotor fixiert wird.

[0016] Das Axiallager ist derart ausgebildet, dass dessen Lagerflächen bei Verschiebung der Rotorwelle in der Einstromrichtung in das Laufrad außer Anlage treten. So

wird erreicht, dass im Ruhezustand, wenn die hydraulische Axialkraft nicht wirkt und die Rotorwelle durch die magnetische Kraft in der Einstromrichtung, d. h. entgegen der im Normalbetrieb wirkenden Axialkraft verschoben wird, das Axiallager außer Eingriff tritt. So kann ein Festsetzen des Lagers im Ruhezustand verhindert werden. Darüber hinaus ist bei erneutem Anlaufen die Reibung reduziert.

[0017] Besonders bevorzugt ist das zumindest eine Radiallager als Gleitlager ausgebildet, von welchem eine erste Lagerfläche am Außenumfang der Rotorwelle und eine gegenüberliegende zweite Lagerfläche in einem feststehenden Lagerring ausgebildet ist. Der feststehende Lagerring ist vorzugsweise als Keramiklagering ausgebildet. Auch die Rotorwelle kann vorzugsweise als Keramikwelle ausgebildet sein oder zumindest bevorzugt keramische Lagerflächen aufweisen.

[0018] Weiter bevorzugt ist an zumindest einer dem Laufrad zugewandten Seite einer an der Rotorwelle ausgebildete Lagerfläche des Radiallagers der Durchmesser der Rotorwelle gegenüber dem Durchmesser dieser Lagerfläche reduziert. Dadurch wird erreicht, dass, wenn die Rotorwelle durch die magnetische Axialkraft in die dem Laufrad abgewandte Richtung, d. h. die Einstromrichtung des Laufrades verschoben wird, die im Durchmesser reduzierte Fläche der Rotorwelle in das Radiallager bzw. den Lagerring eintritt, sodass in diesem Bereich die Lagerfläche am Innenumfang des Lagerrings nicht mehr am Außenumfang der Rotorwelle anliegt. Auf diese Weise treten die Lagerflächen des Radiallagers zumindest teilweise außer Eingriff, sodass die Reibung beim Anlaufen und die Gefahr des Festsetzens des Radiallagers reduziert wird.

[0019] Besonders bevorzugt sind zwei Radiallager an der Rotorwelle angeordnet, welche in der vorangehend beschriebenen Weise ausgestaltet sind, wobei die beiden Lager vorzugsweise an entgegengesetzten Axialseiten des Rotors gelegen sind. D. h. ein Radiallager ist vorzugsweise an der dem Laufrad abgewandten Seite des Rotors gelegen. Dieses Radiallager ist vorzugsweise in der Nähe des Bodens eines Spaltröhrtopfes angeordnet. Das zweite Radiallager ist an der dem Laufrad zugewandten Seite des Rotors angeordnet und kann Teil eines kombinierten Radial-Axiallagers sein, welches zwischen Rotor und Laufrad an der Rotorwelle angeordnet ist.

[0020] Gemäß einer besonders bevorzugten Ausführungsform sind die einander gegenüberliegenden Lagerflächen des Radiallagers in ihrer axialen Erstreckung derart dimensioniert und relativ zueinander derart angeordnet, dass sie bei der axialen Verschiebung der Rotorwelle um mehr als 50 % vorzugsweise um mehr als 75 % außer Eingriff treten. D. h. vorzugsweise bleibt nur noch ein sehr schmaler Bereich der Lagerflächen in Anlage bzw. Eingriff, um Rotor und Laufrad positioniert zu halten und eine Lagerung beim Anlaufen des Antriebsmotors zu gewährleisten. Der größte Teil der Lagerflächen tritt jedoch außer Anlage, sodass die Reibung erheblich reduziert

wird und die Gefahr des Festsetzens des Lagers durch Verunreinigungen zwischen den Lagerflächen minimiert wird.

[0021] Das Laufrad ist an seinem Saugmund vorzugsweise über eine Saugdichtung gegenüber dem Pumpengehäuse abgedichtet. Dabei bildet die Saugdichtung ein feststehendes Bauteil an dem Pumpengehäuse. Bevorzugt ist die Saugdichtung zu dem Laufrad derart angeordnet, dass bei einer axialen Verschiebung der Rotorwelle in der Einstromrichtung des Laufrades die Saugdichtung und das Laufrad zumindest teilweise, vorzugsweise vollständig außer Eingriff treten. Durch diese Ausgestaltung wird erreicht, dass bei Stillstand des Pumpenaggregates, wenn der Rotor aufgrund der magnetischen Kraft in den Stator hineingezogen wird, vorzugsweise die Dichtung am Laufrad außer Eingriff treten kann. So wird zum einen verhindert, dass diese Dichtung sich während des Stillstandes festsetzt. Zum anderen wird die Durchströmbarkeit des Pumpenaggregates im Stillstand verbessert, da so Flüssigkeit am Laufrad vorbei durch das Pumpengehäuse fließen kann und das Laufrad für diese Strömung keinen oder nur einen deutlich verringerten Widerstand bildet. Besonders bevorzugt wird diese Ausgestaltung, bei welcher die Saugdichtung des Laufrades im Stillstand von dem Laufrad außer Eingriff tritt, in Kombination mit den Lagern, in welchen im Stillstand die Lagerflächen zumindest teilweise außer Eingriff treten, eingesetzt. Es ist jedoch zu verstehen, dass diese Anordnung der Saugdichtung am Laufrad auch unabhängig von der entsprechenden Ausgestaltung der Lager realisiert werden kann.

[0022] Weiter bevorzugt ist die Rotorwelle um ein Maß verschiebbar, welches kleiner oder gleich einem im Betrieb des Pumpenaggregates bestehenden axialen Abstand zwischen der axialen Mitte des Rotors und der axialen Mitte des Stators ist. D. h. die axiale Beweglichkeit der Rotorwelle ist begrenzt und zwar auf ein Maß, welches kleiner oder gleich dem in Betrieb auftretenden axialen Versatz zwischen Rotor und Stator ist. Dadurch wird sichergestellt, dass stets eine ausreichende magnetische Axialkraft auf die Rotorwelle wirkt, um diese um das gewünschte Maß verschieben zu können.

[0023] Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform ist an dem zumindest einen Laufrad an einer dem Rotor zugewandten Axialseite eine Notlagerfläche ausgebildet, welche einer feststehenden Axiallagerfläche zugewandt ist. In bestimmten Betriebszuständen, insbesondere bei hohem Durchfluss und geringem Druck kann die auf das Laufrad entgegen der Einstromrichtung wirkende hydraulische Axialkraft so stark abnehmen, dass das diese Kraft im Betrieb aufnehmende Axiallager entlastet wird. So kann es passieren, dass die Lagerflächen dieses Axiallagers in diesem Betriebszustand nicht mehr in Anlage gehalten werden. Um in diesem Betriebszustand auch eine Axiallagerung in der entgegengesetzten Richtung zu gewährleisten, ist das entgegengesetzt gerichtete Notlager vorgesehen. Darüber hinaus kommt das Notlager vorzugsweise dann zum Einsatz, wenn die

Rotorwelle in der vorangehend beschriebenen Weise durch die magnetische Kraft in axialer Richtung verschoben wird. In diesem Fall dient das Notlager als Anschlag, welcher die Bewegung der Rotorwelle in axialer Richtung begrenzt. In der entgegengesetzten Richtung wird die Bewegung durch das eigentliche Axiallager begrenzt. So kommt das Notlager dann auch beim Anlaufen des Antriebsmotors aus dem Ruhezustand, wenn das eigentliche Axiallager noch nicht in Anlage ist, zur Wirkung.

[0024] Die Axiallagerfläche, an welcher die Notlagerfläche zur Anlage kommt, wird vorzugsweise von einer axialen Stirnseite eines feststehenden Lagerringes, eines Radial- und/oder Axiallagers der Rotorwelle gebildet. Dieser Lagerring ist, wie oben beschrieben, vorzugsweise ein Keramikbauteil, dessen Vorderseite bevorzugt die eigentliche Axiallagerfläche bildet. Diese Vorderseite ist die dem Laufrad abgewandte und dem Rotor zugewandte Seite des Lagerringes. Die Radiallagerfläche wird von der Innenumfangsfläche des Lagerringes gebildet. Die Axiallagerfläche, an welcher das Notlager zur Anlage kommt, ist dann die axiale Rückseite, welche dem Laufrad zugewandt ist. Wenn die Notlagerfläche des Laufrades an dieser Rückseite des Lagerringes zur Anlage kommt, wird dadurch gleichzeitig der Lagerspalt zwischen der Rotorwelle und dem Innenumfang des Lagerringes zum Pumpenraum hin, in welchem das Laufrad angeordnet ist, verschlossen, sodass ein Eindringen von Verunreinigungen in den Lagerspalt verhindert werden kann. Bevorzugt ist das Laufrad relativ zu dem Lagerring derart angeordnet, dass durch die axiale Verschiebung der Rotorwelle die Notlagerfläche in Anlage mit der feststehenden Axiallagerfläche bringbar ist. So kann bei axialer Verschiebung der Rotorwelle im Ruhezustand, das Notlager an dem Lagerring zur Anlage gebracht werden, sodass im Ruhezustand, wenn das Pumpenaggregat stillsteht, der Lagerspalt durch die Notlagerfläche verschlossen ist.

[0025] Die Notlagerfläche wird weiter bevorzugt von einem in axialer Richtung vorstehenden ringförmigen Vorsprung an dem Laufrad gebildet. Das Laufrad ist vorzugsweise einstückig mit diesem Vorsprung aus Kunststoff gefertigt.

[0026] Im normalen Betrieb des Pumpenaggregates ist die Notlagerfläche von der feststehenden Axiallagerfläche bevorzugt axial beabstandet. In diesem Zustand ist vorzugsweise das normale Axiallager im Eingriff, um die hydraulischen Axialkräfte, welche auf Laufrad und Rotor wirken, aufzunehmen. D. h. der normale Betriebszustand ist derjenige, in welchem eine derartige hydraulische Kraft entgegengesetzt der Einstromrichtung in das Laufrad wirkt. Bevorzugt ist der Abstand der Notlagerfläche von der feststehenden Axiallagerfläche kleiner oder gleich einem in Betrieb des Pumpenaggregates bestehenden axialen Abstand zwischen der axialen Mitte des Rotors und der axialen Mitte des Stators. Durch diese Anordnung wird sichergestellt, dass bei der Verschiebung der Rotorwelle, um das Notlager in und außer Eingriff mit der Axiallagerfläche zu bringen, der Versatz nicht

größer ist als der Versatz zwischen Rotor und Stator, sodass stets eine magnetische Axialkraft gegeben ist, welche die Notlagerfläche in Anlage mit der Axiallagerfläche hält, so lange keine entgegengesetzt wirkenden hydraulische Axialkraft zu einer Verschiebung der Rotorwelle in der entgegengesetzten Richtung führt und die Notlagerfläche von der Axiallagerfläche außer Eingriff bringt.

[0027] Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform kann zwischen der Rotorwelle oder dem Laufrad auf der einen Seite und einem feststehenden Lagering oder einem Lagerhalter auf der anderen Seite zumindest ein Dichtelement angeordnet sein, welches durch die axiale Verschiebung der Rotorwelle in dichten Anlage bringbar ist. So kann an dem Laufrad z. B. ein ringförmiges Dichtelement angeordnet sein, welches ebenfalls mit der Stirnseite eines feststehenden Lagerringes dichtend zur Anlage bringbar ist. Anstatt einer Anordnung des Dichtelementes an dem Laufrad so, dass es an der Stirnseite eines feststehenden Lagerringes zur Anlage bringbar ist, könnte das Dichtelement an dem Laufrad auch so angeordnet oder ausgebildet sein, dass es an der Oberfläche eines das Lager bzw. den Lagerring umgebenden Lagerträgers zur Anlage kommen kann. Alternativ könnte ein solches Dichtelement auch an der Axiallagerfläche des Lagerringes angeordnet sein und das Laufrad mit einer geeigneten Dichtfläche bei Axialbewegung der Rotorwelle dort zur Anlage kommen. Auch wäre es möglich, eine solche ringförmige Dichtung nicht am Laufrad sondern an der Rotorwelle so anzuordnen, dass sie beispielsweise mit dem feststehenden Lagering zur Anlage kommen kann. Bei allen diesen Anordnungen kann die Dichtung so den Lagerspalt zwischen Lagerring und Rotorwelle im Ruhezustand des Pumpenaggregates dicht verschließen, um eine Durchströmung des Lagers und ein Eindringen von Verunreinigungen zu verhindern.

[0028] Es ist zu verstehen, dass diese Abdichtung des Lagerspaltes durch axiale Verschiebung der Rotorwelle auch unabhängig von der Ausgestaltung, bei welcher durch die axiale Verschiebung der Welle die Lager zumindest teilweise außer Eingriff treten, realisiert werden könnte. Wenn die axiale Verschiebung der Rotorwelle nur dazu ausgenutzt wird, das Dichtelement in und außer Anlage zu bringen, kann ein wesentlich kleinerer axialer Versatz der Rotorwelle ausreichen, um dies zu bewirken. Dies hat den Vorteil, dass der Rotor relativ zu dem Stator nur um ein geringes Maß axial versetzt werden muss, sodass der magnetische Wirkungsgrad im Wesentlichen nicht beeinträchtigt wird.

[0029] Nachfolgend wird die Erfindung beispielhaft anhand der beigefügten Figuren beschrieben. In diesen zeigt:

Fig. 1 eine teilweise geschnittene Gesamtansicht eines erfindungsgemäßen Pumpenaggregates,

Fig. 2 eine Schnittansicht des Pumpenaggregates mit

entferntem Pumpengehäuse im Betriebszustand und

Fig. 3 eine Ansicht gemäß Fig. 3 im Ruhezustand.

[0030] Das erfindungsgemäße Pumpenaggregat weist ein Pumpengehäuse 2 auf, in welchem ein Laufrad 4 angeordnet ist. Das Laufrad 4 hat einen axial gerichteten zentralen Saugmund 6, durch den die zu fördernde Flüssigkeit in das Laufrad 4 eintritt. Der Saugmund 6 liegt im Inneren des Pumpengehäuses 2 einem Strömungskanal gegenüber, welcher in einen Saugstutzen 8 mündet. Entgegengesetzt zu dem Saugstutzen 8 ist am Pumpengehäuse 2 darüber hinaus ein Druckstutzen 10 angeordnet, welcher über einen Strömungskanal mit dem Umfangsbereich des Laufrades 4, welcher einen Spiralkanal bildet, in Verbindung steht. Das Laufrad 4 ist über eine Rotorwelle 12 mit einem Permanentmagnetrotor 14 verbunden. Die Rotorwelle 12 ist vorzugsweise aus Keramik gefertigt. In dem Rotor 14 sind Permanentmagnete 16 angeordnet, welche ein radial gerichtetes magnetisches Feld des Rotors 14 erzeugen. Der Permanentmagnetrotor 14 ist im Inneren eines Spaltrohres 18 bzw. eines Spaltrohrtopfes 18 angeordnet. Das Spaltrohr 18 ist von dem Stator 20 umgeben.

[0031] Das Laufrad 4 ist drehfest und auch in axialer Richtung X fest mit der Rotorwelle 12 verbunden. Die Rotorwelle 12 ist in zwei keramischen Lagerringen 22 und 24 gleitend gelagert. Dabei ist der Lagerring 22 ein reines Radiallager. Der Lagerring 24 übernimmt gleichzeitig die Funktion des Axiallagers. Dazu ist die dem Laufrad 4 abgewandte axiale Stirnseite des Lagerrings 24 als Axiallagerfläche ausgebildet, an welcher ein mit der Rotorwelle 12 verbundener Axiallagerring 26 zur Anlage kommt. Der Axiallagerring 26 ist in axialer Richtung X auf der Rotorwelle 12 fixiert.

[0032] Im Normalbetrieb des Pumpenaggregates wirkt auf das Laufrad 4 und die Rotorwelle 12 eine in Richtung der Längs- bzw. Drehachse X gerichtete Axialkraft, welcher der Einstromrichtung E in den Saugmund 6 des Laufrades 4 entgegengesetzt gerichtet ist. Diese hydraulische Axialkraft wird von dem Axiallagerring 26 auf die dem Laufrad 4 abgewandte Axialseite 28 des Lagerings 24, welche eine feststehende Axiallagerfläche bildet, übertragen.

[0033] Zur radialen Lagerung liegt die keramische Welle 12 mit ihren Außenumfangsflächen am Innenumfang der Lagerringe 22 und 24 gleitend an.

[0034] Die Rotorwelle 12 ist in axialer Richtung X beweglich und wird im normalen Betrieb des Pumpenaggregates durch die hydraulische Axialkraft in dem in Fig. 2 gezeigten Zustand gehalten, in welchem die Rotorwelle 12 entgegen der Einstromrichtung E soweit verschoben ist, dass der Axiallagerring an der Axialseite 28 des Lagerrings 24 gleitend anliegt. In diesem Zustand ist die axiale Mitte MR des Rotors, d. h. des magnetisch wirksamen Teils des Rotors, gegenüber der axialen Mitte MS des Stators 20 bzw. des Eisenteils 30 um ein Maß a in

axialer Richtung verschoben. Aufgrund der magnetischen Kräfte, welche zwischen den Permanentmagneten 16 und dem Eisenteil 30 des Stators 20 wirken, ist der Rotor 12 jedoch bestrebt, sich bezüglich des Eisenteils 30 zu zentrieren, sodass die axiale Mitte MR des Rotors 12 deckungsgleich zur axialen Mitte MS des Eisenteils 30 ist. Dadurch wird eine in Richtung der Einstromrichtung E wirkende magnetische Axialkraft erzeugt, welche auf die Rotorwelle 12 wirkt und der hydraulischen Axialkraft, welche auf das Laufrad 4 im Betrieb des Pumpenaggregates wirkt, entgegengesetzt ist. Das Pumpenaggregat bzw. der Antriebsmotor ist so ausgelegt, dass diese magnetische Kraft im normalen Betrieb, d. h. vorzugsweise in den meisten Betriebsbereichen des Pumpenaggregates kleiner als die hydraulische Kraft ist, sodass der Axiallagerring 26 an der Axialseite 28 des Lagerrings 24 in Anlage gehalten wird.

[0035] Wenn das Pumpenaggregat abgeschaltet wird, fällt die hydraulische Axialkraft, welche auf die Rotorwelle 12 wirkt, weg und es wirkt lediglich noch die magnetische Axialkraft, welche dann den Rotor in Richtung der Längsachse X in seine zentrierte Position zieht, in welcher die axiale Mitte MR des Rotors 12 deckungsgleich zur axialen Mitte MS des Eisenteils 30 des Stators 20 ist, wie in Fig. 3 gezeigt. In diesem Zustand ist der Axiallagerring 26 von der Axialseite 28 des Lagerrings 24 beabstandet und das Axiallager somit außer Eingriff.

[0036] Angrenzend an die Bereiche der Rotorwelle 12, welche die mit den Lagerringen 22 und 24 zusammenwirkenden Radiallagerflächen 34 bilden, sind am Außenumfang der Rotorwelle Einstiche 32 ausgebildet, in deren Bereich der Außendurchmesser der Rotorwelle 12 verkleinert ist. Die Einstiche 32 grenzen an die dem Laufrad 4 zugewandte Seite der Lagerflächen 34 an. Wenn die Rotorwelle im Ruhezustand in den in Fig. 3 gezeigten Zustand verschoben ist, treten diese Einstiche 32 mit verringertem Durchmesser in die Lagerringe 22 und 24 ein und gleichzeitig tritt ein Abschnitt der Lagerflächen 34 am entgegengesetzten Axialende aus den Lagerringen 22 und 24 aus. D. h. die Lagerflächen 34 kommen teilweise von den Innenumfangsflächen der Lagerringe 22 und 24, welche deren Radiallagerflächen bilden, außer Eingriff. Auf diese Weise wird im Ruhezustand die Reibung in den Radiallagern 22 und 24 verringert und die Gefahr eines Festsetzens in den Lagern minimiert.

[0037] Das Laufrad 4 ist an seinem Saugmund 6 über eine Saugdichtung 35 gegenüber dem Pumpengehäuse 2 abgedichtet. Die Saugdichtung 35 ist am Pumpengehäuse 2 festgelegt und greift in den Saugmund 6 ein. Im Betrieb des Pumpenaggregates überlappt somit der Innenumfang des Saugmundes 6 den Außenumfang der Saugdichtung 35, wobei der Saugmund 6 relativ zu der Saugdichtung 35 rotiert. Die Saugdichtung kann in herkömmlicher Weise als kragenförmiges Blechbauteil ausgebildet sein.

[0038] Wenn die Rotorwelle 12 im Stillstand des Pumpenaggregates in die in Fig. 3 gezeigte Axiallage verschoben ist, bewegt sich das Laufrad 4 mit der Rotorwelle

12 in Richtung des Stators 20. Dabei ist dieser axiale Versatz bei dem hier gezeigten Beispiel so groß, dass der Saugmund 6 des Laufrades von der Saugdichtung 35 vollständig außer Eingriff tritt, sodass ein Spalt zwischen der dem Rotor 14 abgewandten Axialseite des Laufrades 4 und der Stirnseite der Saugdichtung 35 entsteht. Durch das vollständige Außereingrifftreten der Saugdichtung 35 von dem Saugmund 6 wird verhindert, dass die Saugdichtung 35 sich an dem Saugmund 6 während des Stillstandes festsetzt. Darüber hinaus kann das Pumpenaggregat im Stillstand so besser durchströmt werden, da die Strömung durch den Spalt zwischen Saugdichtung 35 und Stirnseite des Laufrades 4 am Laufrad vorbei durch das Pumpengehäuse 2 zum Druckstutzen 10 erfolgen kann. So wird der Strömungswiderstand im Stillstand verringert.

[0039] Das Laufrad 4 weist an seiner dem Saugmund 6 abgewandten Stirnseite einen ringförmigen Vorsprung 36 auf, welcher dem Lagerring 24 zugewandt ist. Der Vorsprung 36 ist einstückig mit dem Laufrad 4 aus Kunststoff gefertigt und bildet eine Notlagerfläche. In Betriebszuständen, in welchen die hydraulische Axialkraft nicht ausreicht, das Axiallager in Anlage zu halten, d. h. den Axiallagerring 26 in Anlage an der Axialseite 28 des Lagerringes 24 zu halten, kann es passieren, dass auch während des Betriebes die Rotorwelle 12 sich in die in Fig. 3 gezeigte Position bewegt. Dann bietet der Vorsprung 36 als Notlager eine axiale Lagerung in entgegengesetzter Richtung, in dem er an der dem Laufrad 4 zugewandten Axialseite des Lagerringes 24 zur Anlage kommt, welche der Axialseite 28, welche die eigentliche Axiallagerfläche bildet, abgewandt ist. Ein solcher Betriebszustand kann insbesondere auch beim Anlaufen des Pumpenaggregates auftreten. Darüber hinaus liegt bei dieser Ausführungsform somit auch bei Stillstand des Pumpenaggregates der Vorsprung 36 an der rückwärtigen Axialseite des Lagerringes 24 an, sodass der Lagerspalt zwischen dem Lagerring 24 und der Rotorwelle 12 zum Pumpenraum hin, in welchem das Laufrad 4 angeordnet ist, abgedichtet ist. So kann ein Eindringen von Verschmutzungen in den Lagerspalt und den Rotorraum verhindert werden.

[0040] In diesem Ausführungsbeispiel ist darüber hinaus noch eine ringförmige Dichtung 38 gezeigt, welche in diesem Ausführungsbeispiel an der Rotorwelle 12 umfänglich angeordnet ist. Dabei ist die Dichtung 38 im Wesentlichen im Bereich des dem Rotor 14 zugewandten Axialendes des Laufrades 4 am Außenumfang der Rotorwelle 12 angeordnet. Wenn sich die Rotorwelle 12 in der in Fig. 3 gezeigten Axialposition befindet, in welcher sie in der Einströmrichtung E axial verschoben ist, kommt diese Dichtung 38 im Bereich des Lagerspaltes an dem Lagerring 24 dichtend zur Anlage. Eine solche Dichtung 38 könnte auch im Umfangsbereich der Rotorwelle 12 am Laufrad 4 ausgebildet sein, insbesondere direkt an das Laufrad 4 aus einem elastischen Kunststoff gegossen sein. Eine solche Dichtung 38 könnte auch alternativ zu dem Vorsprung 36 Verwendung finden, wie auch

der Vorsprung 36 ohne die Dichtung 38 verwendet werden könnte.

Bezugszeichenliste

[0041]

2	Pumpengehäuse
4	Laufrad
6	Saugmund
8	Saugstutzen
10	Druckstutzen
12	Rotorwelle
14	Permanentmagnetrotor
16	Permanentmagnete
18	Spaltrohr bzw. Spaltrohrtopf
20	Stator
22, 24	Lagerringe
26	Axiallagerring
28	Axialseite
30	Eisenteil
32	Einstiche
34	Lagerflächen
35	Saugdichtung
36	ringförmiger Vorsprung
38	Dichtung
X	Längs- bzw. Drehachse
E	Einströmrichtung
MS	axiale Mitte des Eisenteils
MR	axiale Mitte des Permanentmagnetrotors
a	Abstand

Patentansprüche

1. Pumpenaggregat mit einem elektrischen Antriebsmotor, welcher einen Stator (20) und einen als Permanentmagnetrotor (14) ausgebildeten Rotor aufweist, zumindest einem Laufrad (4), welches über eine Rotorwelle (12) mit dem Rotor (14) verbunden ist, und einem Axiallager (26, 28), welches derart ausgestaltet ist, dass es die im Betrieb des Pumpenaggregates auf das Laufrad (4) und die Rotorwelle (12) wirkenden Axialkräfte aufnimmt, und zumindest einem an der Rotorwelle (12) angeordneten Radiallager (22, 24) wobei der Rotor (14) und der Stator (20) derart ausgestaltet sind, dass zwischen Rotor (14) und Stator (20) eine magnetische in Richtung der Drehachse (X) des Rotors (14) wirkende Axialkraft erzeugt wird, welche auf den Rotor in Richtung der Einströmrichtung (E) in das Laufrad (4) wirkt, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotorwelle (12) mit dem Rotor (14) relativ zu dem Stator (20) in axialer Richtung (X) verschiebbar gelagert ist, wobei die Rotorwelle (12) derart be-

- weglich ist, dass sie sich im Ruhezustand des Pumpenaggregates in Richtung der Einströmrichtung (E) in das Laufrad (4) axial verschieben kann, und das zumindest eine Radiallager (22, 24) derart ausgestaltet ist, dass bei einer axialen Verschiebung der Rotorwelle (12) in der Einströmrichtung (E) in das Laufrad die einander gegenüberliegenden Lagerflächen (34) des Radiallagers (22, 24) zumindest teilweise außer Eingriff treten.
2. Pumpenaggregat nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine im Betrieb des Pumpenaggregates auf das Laufrad (4) und die Rotorwelle (12) wirkende hydraulische Axialkraft größer als die entgegengesetzt gerichtete magnetische Axialkraft ist.
 3. Pumpenaggregat nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Stator (20) den Rotor (14) umfänglich umgibt.
 4. Pumpenaggregat nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** an dem Rotor (14) und/oder dem Stator (20) zumindest ein zusätzliches hart- oder weichmagnetisches Element angeordnet ist, welches zur Erzeugung der magnetischen Axialkraft beiträgt.
 5. Pumpenaggregat nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Rotor (14) und der Stator (20) derart ausgebildet und angeordnet sind, dass zumindest im Betrieb des Pumpenaggregates die axiale Mitte (MR) des Rotors (14) in Richtung entgegengesetzt der Einströmrichtung (E) in das Laufrad von der axialen Mitte (MS) des Stators (20) beabstandet ist.
 6. Pumpenaggregat nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das zumindest eine Laufrad in axialer Richtung an der Rotorwelle (12) fixiert ist.
 7. Pumpenaggregat nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Axiallager (26, 28) derart ausgebildet ist, dass dessen Lagerflächen (26, 28) bei Verschiebung der Rotorwelle (12) in der Einströmrichtung (E) in das Laufrad außer Anlage treten.
 8. Pumpenaggregat nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Radiallager (22, 24) als Gleitlager ausgebildet ist, von welchem eine erste Lagerfläche (34) am Außenumfang der Rotorwelle (12) und eine gegenüberliegenden zweite Lagerfläche in einem feststehenden Lagerring (22, 24) ausgebildet ist.
 9. Pumpenaggregat nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zu-
mindest an einer dem Laufrad (4) zugewandten Seite einer an der Rotorwelle (12) ausgebildeten Lagerfläche (34) des Radiallagers der Durchmesser der Rotorwelle (12) gegenüber dem Durchmesser dieser Lagerfläche (34) reduziert ist.
 10. Pumpenaggregat nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die einander gegenüberliegenden Lagerflächen in ihrer axialen Erstreckung derart dimensioniert sind und relativ zueinander derart angeordnet sind, dass sie bei der axialen Verschiebung der Rotorwelle (12) um mehr als 50%, vorzugsweise um mehr als 75% außer Eingriff treten.
 11. Pumpenaggregat nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** angrenzend zu dem Laufrad (4) eine Saugdichtung derart angeordnet ist, dass bei einer axialen Verschiebung der Rotorwelle (12) in der Einströmrichtung (E) in das Laufrad (4) die Saugdichtung (35) und das Laufrad (4) zumindest teilweise außer Eingriff treten.
 12. Pumpenaggregat nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotorwelle (12) um ein Maß verschiebbar ist, welches kleiner oder gleich einem im Betrieb des Pumpenaggregates bestehenden axialen Abstand (a) zwischen der axialen Mitte (MR) des Rotors und der axialen Mitte (MS) des Stators (20) ist.
 13. Pumpenaggregat nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** an dem zumindest einen Laufrad (4) an einer dem Rotor (12) zugewandten Axialseite eine Notlagerfläche (36) ausgebildet ist, welche einer feststehenden Axiallagerfläche zugewandt ist.
 14. Pumpenaggregat nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Axiallagerfläche von einer axialen Stirnseite eines feststehenden Lagerringes (24) eines Radial- und/oder Axiallagers der Rotorwelle (12) gebildet wird.
 15. Pumpenaggregat nach Anspruch 13 oder 14 und einem der Ansprüche 7 bis 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Laufrad (4) relativ zu dem Lagerring (24) derart angeordnet ist, dass durch die axiale Verschiebung der Rotorwelle (12) die Notlagerfläche (36) in Anlage mit der feststehenden Axiallagerfläche bringbar ist, wobei im Betrieb des Pumpenaggregates die Notlagerfläche (36) vorzugsweise von der feststehenden Axiallagerfläche axial beabstandet ist.
 16. Pumpenaggregat nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Abstand der Notlagerflä-

che (36) von der feststehenden Axiallagerfläche kleiner oder gleich einem im Betrieb des Pumpenaggregates bestehenden axialen Abstand (a) zwischen der axialen Mitte (MR) des Rotors und der axialen Mitte (MS) des Stators (20) ist.

17. Pumpenaggregat nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen der Rotorwelle (12) oder dem Laufrad (4) auf der einen Seite und einem feststehenden Lagerring (24) auf der anderen Seite zumindest ein Dichtelement (38) angeordnet ist, welches durch die axiale Verschiebung der Rotorwelle (12) in dichtende Anlage bringbar ist.

Claims

1. A pump assembly with
an electric drive motor which comprises a stator (20) and a rotor designed as a permanent magnet rotor (14),
with at least one impeller (4) which is connected to the rotor (14) via a rotor shaft (12),
with a thrust bearing (26, 28) which is designed in a manner such that it accommodates the axial forces acting on the impeller (4) and the rotor shaft (12) on operation of the pump assembly,
and with at least one radial bearing (22, 24) which is arranged on the rotor shaft (12)
wherein
the rotor (14) and the stator (20) are designed in a manner such that a magnetic axial force acting in the direction of the rotation axis (X) of the rotor (14) and acting on the rotor in the direction of the inflow direction (E) into the impeller (4) is produced between the rotor (14) and the stator (20), **characterised in that** the rotor shaft (12) with the rotor (14) is mounted in a displaceable manner in the axial direction (X) relative to the stator (20), wherein the rotor shaft (12) is movable in a manner such that it can axially displace in the direction of the inflow direction (E) into the impeller (4) in the idle condition of the pump assembly and the at least one radial bearing (22, 24) is designed in a manner such that given an axial displacement of the rotor shaft (12) in the inflow direction (E) into the impeller, the bearing surfaces (34) of the radial bearing (22, 24) which lie opposite one another at least partly disengage.
2. A pump assembly according to claim 1, **characterised in that** a hydraulic axial force acting on the impeller (4) and the rotor shaft (12) on operation of the pump assembly is larger than the oppositely directed magnetic axial force.
3. A pump assembly according to claim 1 or 2, **characterised in that** the stator (20) peripherally sur-

rounds the rotor (14).

4. A pump assembly according to one of the preceding claims, **characterised in that** at least one additional hard-magnetic or soft-magnetic element which contributes to the production of the magnetic axial force is arranged on the rotor (14) and/or the stator (20).
5. A pump assembly according to one of the preceding claims, **characterised in that** the rotor (14) and the stator (20) are designed and arranged in a manner such that at least on operation of the pump assembly, the axial middle (MR) of the rotor (14) is distanced to the axial middle (MS) of the stator (20) in a direction opposite to the inflow direction (E) into the impeller, at least on operation of the pump assembly.
6. A pump assembly according to one of the preceding claims, **characterised in that** the at least one impeller is fixed on the rotor shaft (12) in the axial direction.
7. A pump assembly according to one of the preceding claims, **characterised in that** the thrust bearing (26, 28) is designed in a manner such that its bearing surfaces (26, 28) come out of contact on displacement of the rotor shaft (12) in the inflow direction (E) into the impeller.
8. A pump assembly according to one of the preceding claims, **characterised in that** the radial bearing (22, 24) is designed as a sliding bearing, of which a first bearing surface (34) is formed on the outer periphery of the rotor shaft (12), and an oppositely lying second bearing surface is formed in a stationary bearing ring (22, 24).
9. A pump assembly according to one of the preceding claims, **characterised in that** at least on one side of a bearing surface (34) of the radial bearing, said side facing the impeller (4) and said bearing surface formed on the rotor shaft (12), the diameter of the rotor shaft (12) is reduced compared to the diameter of this bearing surface (34).
10. A pump assembly according to one of the preceding claims, **characterised in that** the bearing surfaces which lie opposite one another are dimensioned with regard to their axial extension in such a manner and are arranged relative to one another in such a manner, that given the axial displacement of the rotor shaft (12) they disengage by more than 50%, preferably by more than 75%.
11. A pump assembly according to one of the preceding claims, **characterised in that** a suction seal is arranged adjacently to the impeller (4) in a manner such that given an axial displacement of the rotor

shaft (12) in the inflow direction (E) into the impeller (4), the suction seal (35) and the impeller (4) at least partly disengage.

12. A pump assembly according to one of the preceding claims, **characterised in that** the rotor shaft (12) is displaceable by an amount which is smaller or equal to an axial distance (a) between the axial middle (MR) of the rotor and the axial middle (MS) of the stator (20), said axial distance existing on operation of the pump assembly. 5
13. A pump assembly according to one of the preceding claims, **characterised in that** an emergency bearing surface (36) which faces a stationary thrust bearing surface is formed on the at least one impeller (4) on an axial side which faces the rotor (12). 10
14. A pump assembly according to claim 13, **characterised in that** the thrust bearing surface is formed by an axial face side of a stationary bearing ring (24) of a radial bearing and/or thrust bearing of the rotor shaft (12). 15
15. A pump assembly according to claim 13 or 14 and one of the claims 7 to 15, **characterised in that** the impeller (4) is arranged relative to the bearing ring (24) in a manner such that the emergency bearing surface (36) can be brought into contact with the stationary thrust bearing surface by way of the axial displacement of the rotor shaft (12), wherein on operation of the pump assembly the emergency bearing surface (36) is preferably axially distanced to the stationary thrust bearing surface. 20
16. A pump assembly according to claim 15 **characterised in that** the distance of the emergency bearing surface (36) to the stationary thrust bearing surface is smaller or equal to an axial distance (a) between the axial middle (MR) of the rotor and the axial middle (MS) of the stator (20), said axial distance existing on operation of the pump assembly. 25
17. A pump assembly according to one of the preceding claims, **characterised in that** at least one sealing element (38) is arranged between the rotor shaft (12) or the impeller (4) on the one hand, and a stationary bearing ring (24) on the other hand, and this sealing element (38) can be brought into sealing contact by way of the axial displacement of the rotor shaft (12). 30

Revendications

1. Groupe motopompe comportant un moteur électrique d'entraînement qui comporte un stator (20) et un rotor réalisé sous la forme d'un rotor à aimant permanent (14), 35

au moins une roue (4) qui est reliée au rotor (14) par un axe de rotor (12), et un palier axial (26, 28) qui est formé de façon à ce qu'il absorbe les efforts axiaux agissant, pendant le fonctionnement du groupe motopompe, sur la roue (4) et l'axe de rotor (12), et au moins un palier radial (22, 24) disposé au niveau de l'axe de rotor (12), le rotor (14) et le stator (20) étant formés de façon telle que, entre le rotor (14) et le stator (20) est généré un effort axial magnétique agissant dans le sens de l'axe de rotation (X) du rotor (14), qui agit sur le rotor dans la direction d'afflux (E) dans la roue (4), **caractérisé en ce que** l'axe de rotor (12) est supporté de façon à ce que le rotor (14) soit déplaçable dans la direction axiale (X) par rapport au stator (20), et l'axe du rotor (12) étant mobile de façon telle qu'il peut être déplacé de façon axiale, à l'état de repos du groupe motopompe, dans la direction d'afflux (E) dans la roue (4), et **en ce que** le palier radial (22, 24), au moins au nombre de un, est formé de façon telle que, en cas de déplacement axial de l'axe de rotor (12) dans la direction d'afflux (E) dans la roue, les surfaces de palier opposées (34) du palier radial (22, 24) se désaccouplent au moins partiellement.

2. Groupe motopompe selon la revendication 1, **caractérisé en ce qu'**un effort axial hydraulique agissant, pendant le fonctionnement du groupe motopompe, sur la roue (4) et l'axe de rotor (12), est supérieur à l'effort axial magnétique orienté en sens opposé. 30
3. Groupe motopompe selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** le stator (20) entoure le rotor (14) dans le sens périphérique. 35
4. Groupe motopompe selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que**, au niveau du rotor (14) et/ou du stator (20) est disposé au moins un élément magnétique dur ou doux supplémentaire qui contribue à générer l'effort axial magnétique. 40
5. Groupe motopompe selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le rotor (14) et le stator (20) sont formés et disposés de façon telle que, au moins pendant le fonctionnement du groupe motopompe, le milieu axial (MR) du rotor (14) est espacé du milieu axial (MS) du stator (20) dans la direction opposée à la direction d'afflux (E) dans la roue. 45
6. Groupe motopompe selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la roue, au moins au nombre de une, est fixée au niveau de l'axe de rotor (12) dans la direction axiale. 50
7. Groupe motopompe selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le palier axial

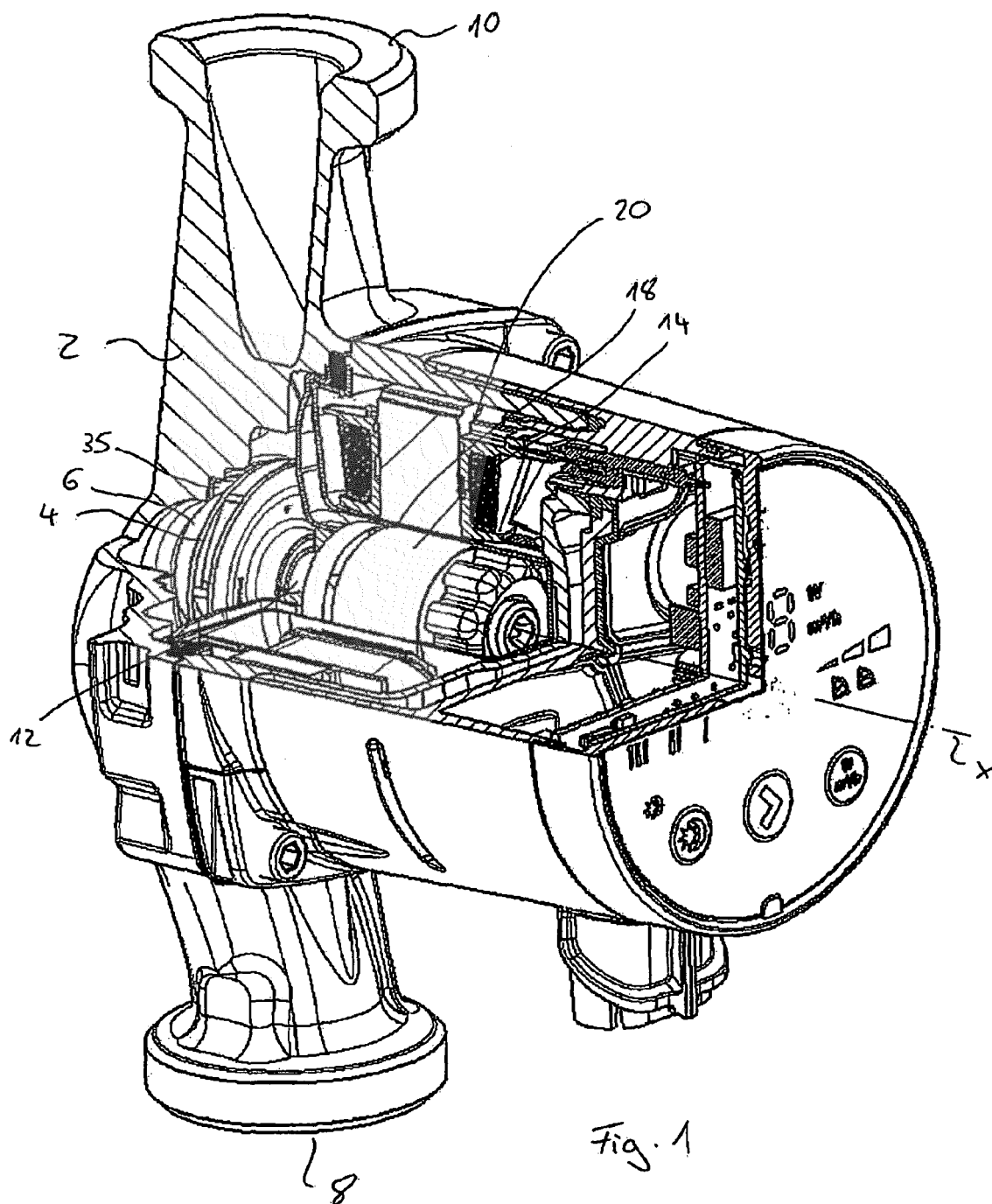
(26, 28) est formé de façon telle que, en cas de déplacement de l'axe de rotor (12) dans la direction d'afflux (E) dans la roue, ses surfaces de palier (26, 28) se désaccouplent.

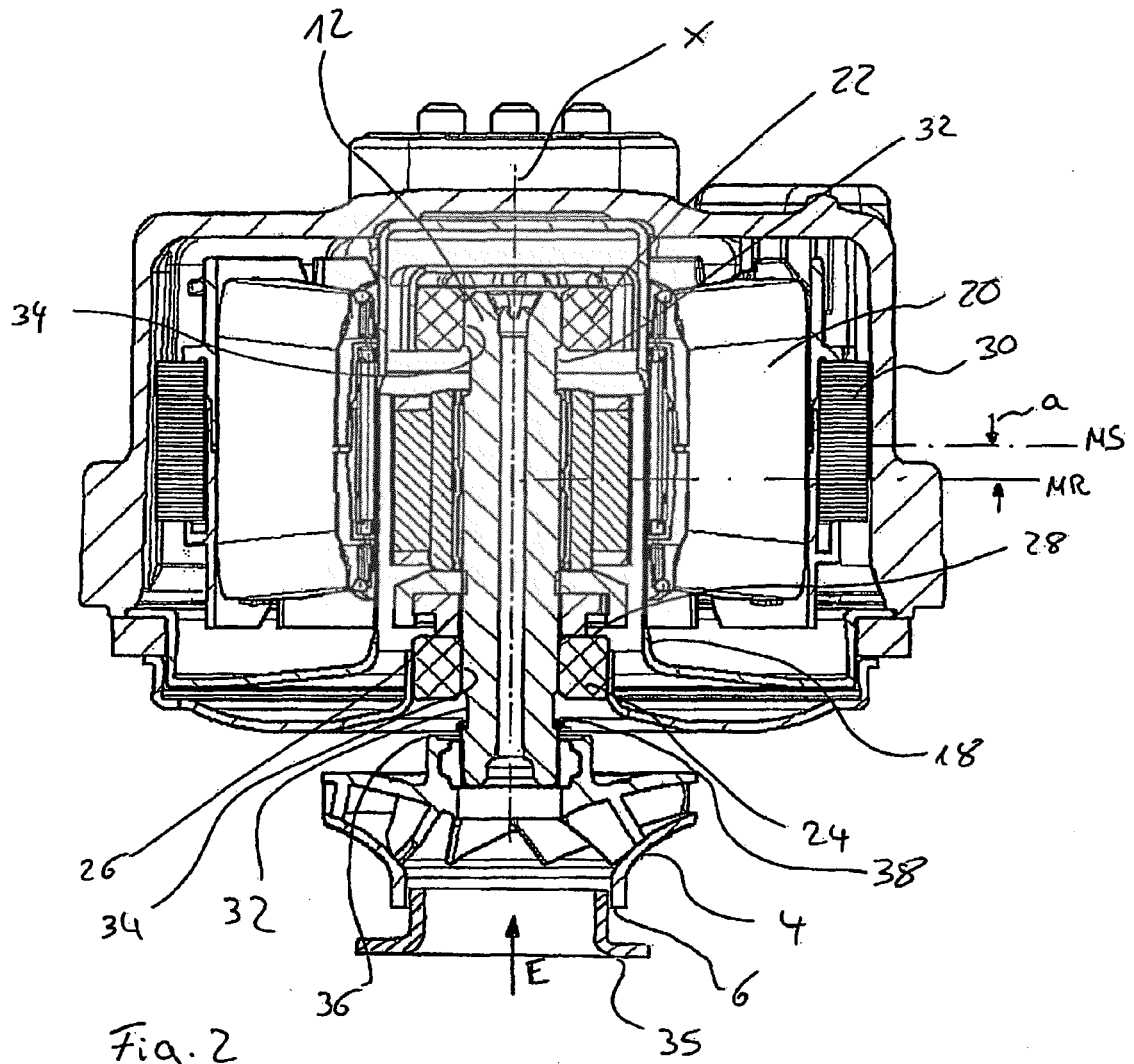
8. Groupe motopompe selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le palier radial (22, 24) est réalisé sous la forme d'un palier lisse dont une première surface de palier (34) est formée sur le pourtour extérieur de l'axe de rotor (12) et dont une seconde surface de palier, opposée, est formée dans une bague fixe de palier (22, 24). 5
9. Groupe motopompe selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que**, au moins au niveau d'un côté orienté vers la roue (4) d'une surface de palier (34), formée sur l'axe de rotor (12), du palier radial, le diamètre de l'axe de rotor (12) est réduit par rapport au diamètre de cette surface de palier (34). 10
10. Groupe motopompe selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** les surfaces de palier opposées ont des dimensions d'étendue axiale telles et sont disposées l'une par rapport à l'autre de façon telle que, lors d'un déplacement axial de l'axe de rotor (12), elles se désaccouplent à plus de 50 %, de préférence à plus de 75 %. 15
11. Groupe motopompe selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que**, adjacent à la roue (4), est disposé un joint d'aspiration de façon telle que, en cas de déplacement axial de l'axe de rotor (12) dans la direction d'afflux (E) dans la roue (4), le joint d'aspiration (35) et la roue (4) se désaccouplent au moins partiellement. 20 30 35
12. Groupe motopompe selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'axe de rotor (12) est déplaçable d'un montant qui est inférieur ou égal à une distance axiale (a) existant pendant le fonctionnement du groupe motopompe entre le milieu axial (MR) du rotor et le milieu axial (MS) du stator (20). 40 45
13. Groupe motopompe selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que**, au niveau de la roue (4), au moins au nombre de une, sur un côté axial orienté vers le rotor (12) est formée une surface d'appoint de palier (36) qui est orientée vers une surface de palier axial fixe. 50
14. Groupe motopompe selon la revendication 13, **caractérisé en ce que** la surface de palier axial est formée par une face frontale axiale d'une bague de palier fixe (24) d'un palier radial et/ou axial de l'axe de rotor (12). 55

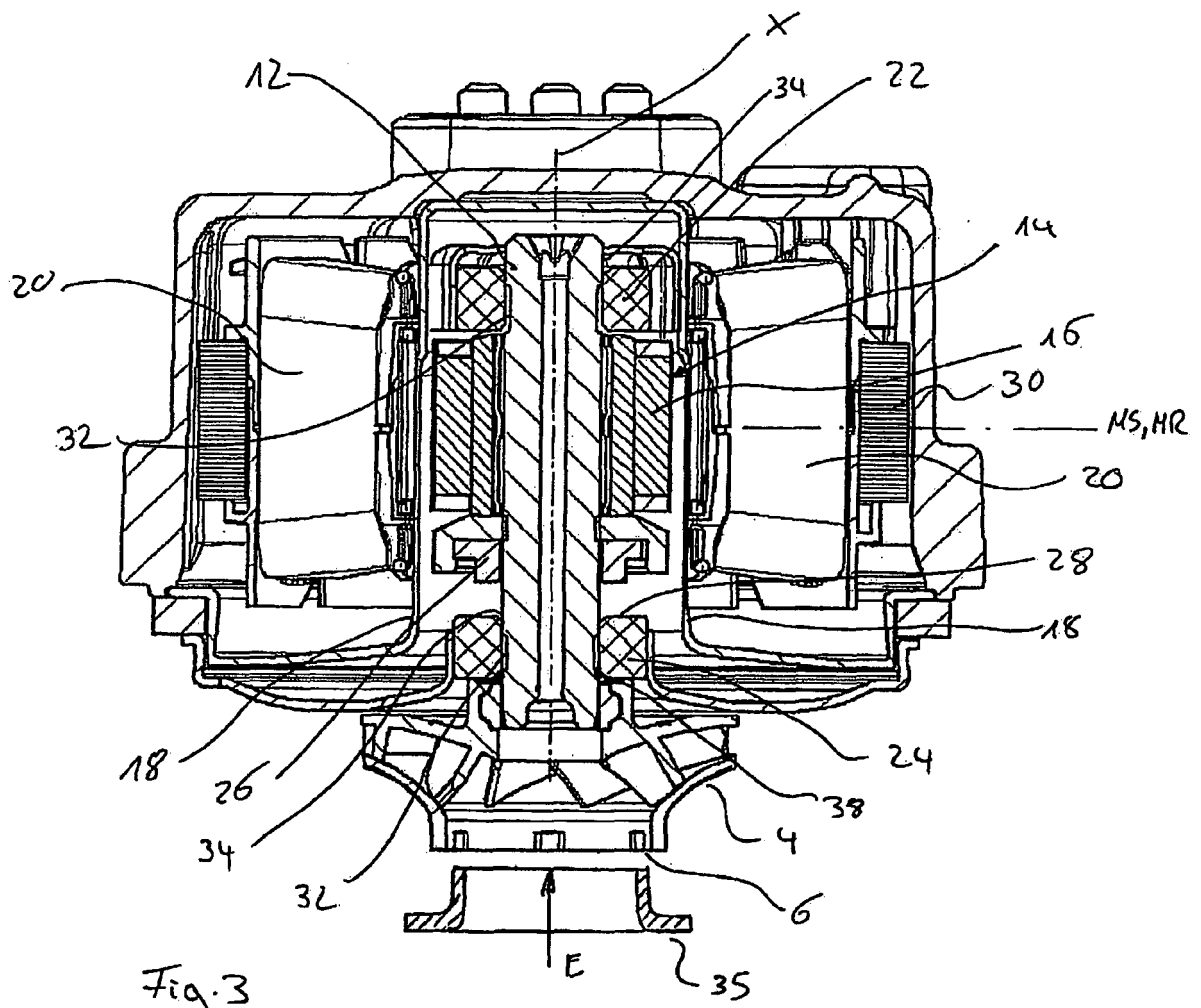
15. Groupe motopompe selon la revendication 13 ou 14 et une des revendications 7 à 15, **caractérisé en ce que** la roue (4) est disposée par rapport à la bague de palier (24) de façon telle que la face d'appoint de palier (36) peut venir en contact avec la surface de palier axial fixe par le déplacement axial de l'axe de rotor (12), la surface d'appoint de palier (36), pendant le fonctionnement du groupe motopompe, étant de préférence espacée axialement de la surface de palier axial fixe.

16. Groupe motopompe selon la revendication 15, **caractérisé en ce que** l'espacement de la surface d'appoint de palier (36) à la surface de palier axial fixe est inférieur ou égal à une distance axiale (a) existant pendant le fonctionnement du groupe motopompe entre le milieu axial (MR) du rotor et le milieu axial (MS) du stator (20).

17. Groupe motopompe selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que**, entre l'axe de rotor (12) ou la roue (4), d'une part, et une bague de palier fixe (24), d'autre part, est disposé au moins un élément d'étanchéité (38) qui est apte à être mis en appui rendant étanche par le déplacement axial de l'axe de rotor (12).







IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

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

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- US 4072446 A [0004]