



⑫ **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
21.09.94 Patentblatt 94/38

⑤① Int. Cl.⁵ : **F04D 29/22**

②① Anmeldenummer : **91913014.6**

②② Anmeldetag : **19.07.91**

⑧⑥ Internationale Anmeldenummer :
PCT/EP91/01357

⑧⑦ Internationale Veröffentlichungsnummer :
WO 92/03662 05.03.92 Gazette 92/06

⑤④ **AXIALSCHUBAUSGLEICH FÜR KREISELPUMPEN.**

③⑩ Priorität : **25.08.90 DE 4026905**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
09.06.93 Patentblatt 93/23

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
21.09.94 Patentblatt 94/38

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
AT BE CH DE FR LI

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
DE-A- 2 733 631
FR-A- 876 247
US-A- 1 488 931
US-A- 4 867 633

⑦③ Patentinhaber : **KSB Aktiengesellschaft**
Johann-Klein-Strasse 9
D-67227 Frankenthal (DE)

⑦② Erfinder : **HEUMANN, Anton**
Salzburger Strasse 103
D-8500 Nürnberg 50 (DE)
Erfinder : **SCHREYER, Horst**
Peter-Henlein-Strasse 24
D-8562 Hersbruck (DE)

EP 0 544 693 B1

Anmerkung : Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Einrichtung zum vollständigen Ausgleich des Axialschubs bei Kreiselpumpen gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Für den hydraulischen Axialschubausgleich bei Kreiselpumpen stehen dem Fachmann sehr unterschiedliche Maßnahmen und Elemente zur Verfügung. Neben dem Axialschubausgleich mit einer Entlastungseinrichtung, die im wesentlichen aus einer Entlastungsscheibe mit Gegenscheibe, einem Entlastungskolben oder einem Doppelkolben besteht, sind auch solche Einrichtungen zum Ausgleich bzw. zur Absenkung des Axialschubes geläufig, die mit Hilfe einer drosselnden Wirkung (druckseitiger Dichtring in Kombination mit Entlastungsbohrungen) oder einer dynamischen Wirkung (Rückenschaufeln am Laufrad oder Entlastungsbohrungen allein) am einzelnen Laufrad zustande kommen (vgl. KSB Kreiselpumpenlexikon, 3. Auflage, 1989, Seite 32 bis 37).

Die bekannten Einrichtungen für den hydraulischen Axialschubausgleich sind, soweit ihre Wirkung von einem Druckunterschied zwischen der Pumpensaug- und der -druckseite abhängig ist, nur so lange zu einer einwandfreien Arbeit imstande, wie eine ausreichende Druckdifferenz zur Verfügung steht. Dies gilt vor allem bei einstufigen, spezifisch schnellläufigen Pumpen, denen infolge geringer Förderhöhen nur geringe Druckdifferenzen zum Ausgleich der Axialkräfte zur Verfügung stehen. Wird nämlich die Förderhöhe mit steigendem Förderstrom immer geringer, so kann es bereits unterhalb einer maximal möglichen Förderhöhe zu einem Anstreifen des Laufrades an einem feststehenden Teil der Kreiselpumpe kommen.

Um die Ursache dieses Problems zu erfassen, sei kurz auf die Wirkungsweise eines hydraulischen Axialschubausgleichs eingegangen. Beispielhaft ist hier ein Ausgleich durch einen Entlastungskolben, dessen Funktion auch von dem Laufrad einer Kreiselpumpe übernommen werden kann:

Der hydraulische Axialschubausgleich beruht im wesentlichen darauf, daß die Kraft, die auf einer Seite des Ausgleichkolbens wirkt, in einem bestimmten Betriebspunkt der Kreiselpumpe praktisch konstant bleibt, während die auf die andere Seite des Ausgleichkolbens wirkende Kraft durch axiale Verstellung des Kolbens verändert wird. Diese Veränderung wird dadurch erzeugt, daß der auf dem Ausgleichkolben lastende Druck durch eine von seiner axialen Stellung abhängige Drosselung in einem veränderlichen Spalt variiert wird. Weil aber die Drosselwirkung in Spalten sehr stark von der zur Verfügung stehenden Druckdifferenz abhängig ist, wird bei kleinen Druckdifferenzen die Regelung immer schlechter. Da die Druckdifferenz am Drosselspalt der Förderhöhe der Pumpe proportional ist, treten die genannten Probleme vor allem im Überlastbereich, also oberhalb ei-

ner optimalen Fördermenge auf.

Um einen vollständigen Ausgleich des Axialschubs zu erreichen, bedarf eine solchermaßen gefährdete Kreiselpumpe einer zweiten Einrichtung, die den von der ersten, hydraulisch wirkenden Einrichtung nicht bewältigten Axialschub aufnimmt. Dies geschieht bei bekannten Einrichtungen zum vollständigen Ausgleich des Axialschubs durch ein Axiallager, das auch als Notlager bezeichnet wird. Wesentlicher Nachteil dieses zusätzlich aufzuwendenden Teils ist der durch berührende Wirkung verursachte Verschleiß, der eine Überwachung und temporären Ersatz notwendig macht.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Einrichtung der im Oberbegriff des Anspruches 1 genannten Art zu schaffen, die ohne ein berührend wirkendes Lager auskommt.

Die gestellte Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst durch die im kennzeichnenden Teil des Anspruchs 1 genannten Merkmale.

Die Unteransprüche nennen vorteilhafte Ausgestaltungen des Erfindungsgegenstandes.

Mit der erfindungsgemäßen Einrichtung wird neben einen in bekannter Weise arbeitenden, hydraulischen Axialschubausgleich ein zweites, ebenfalls hydraulisch wirkendes Ausgleichssystem gesetzt, das nicht auf die Pumpenförderhöhe als Wirkkraft angewiesen und daher in der Lage ist, bei kleinen Pumpenförderhöhen selbständig einen vollständigen Ausgleich der Axialkräfte zu erreichen.

Die Druckerhöhung im druckseitigen Seitenraum des Laufrades kann auf unterschiedliche Weise bewerkstelligt werden. Unter der Voraussetzung, daß die saugseitig zwischen Dichtring und Außendurchmesser des Laufrades gebildete Ringfläche kleiner ist als die auf der Druckseite zur Verfügung stehende Fläche, kann bereits eine durch die Oberflächenrauigkeit des Laufrads verursachte Förderung eine entsprechende Druckerhöhung bewirken. Diese Wirkung läßt sich noch steigern, wenn die Rauigkeit der saugseitigen Laufradwand geringer ist als die der druckseitigen Laufradwand. Vor allem aber vermögen Rückenschaufeln oder ähnliche Fördermittel die notwendige Drucksteigerung ohne weiteres zu erzielen.

Anhand eines Ausführungsbeispiels wird die Erfindung näher erläutert. Hierbei wird ausgegangen von der Schilderung einer bekannten Einrichtung zum Ausgleich des Axialschubs, die in der Fig. 3 in einer Schnittdarstellung einer Kreiselpumpe zu sehen ist. Die Fig. 4 zeigt ein Diagramm der verschiedenen auf die Seitenwände des Laufrads dieser Pumpe wirkenden Kräfte in Abhängigkeit des Regelspaltes.

Die Fig. 1 zeigt eine erfindungsgemäße Einrichtung zum hydraulischen Ausgleich des Axialschubes im Zusammenhang mit einer ausschnittsweise dargestellten Kreiselpumpe. Ein diesem Axialschubausgleich entsprechendes Diagramm ist in der Fig. 2

dargestellt.

Die in der Fig. 3 dargestellte Kreiselpumpe mit einer Axialschubausgleichseinrichtung bekannter Bauart besitzt ein in einem Gehäuse (1) angeordnetes Laufrad (2). Zwischen dem Gehäuse (1) und dem Laufrad (2) werden zwei dem Axialschubausgleich dienende Spalte S_1 und S_2 gebildet. Die Weite des Spaltes S_1 ändert sich mit der axialen Stellung des Laufrades (2), die Weite des Spaltes S_2 bleibt auch bei einer Verschiebung des Laufrades 2 konstant.

Durch das Gehäuse (1), das Laufrad (2) und die Spalte S_1 und S_2 werden verschiedene, voneinander zu unterscheidende Räume gebildet: ein vor dem Laufrad (2) gelegener Raum (3), in dem ein Druck P_1 herrscht; ein hinter dem Laufrad (2) gelegener Raum (4), der über einen durch die Förderwirkung des Laufrades (2) erhöhten Druck P_2 verfügt, und einen zwischen den Spalten S_1 und S_2 gelegenen Raum (5), in dem ein Zwischendruck P_3 herrscht.

Auf die Seitenwände des Laufrades (2) wirken mit einander gegengesetzter Richtung Axialkräfte F_1 und F_2 . Die Kraft F_2 ist proportional dem Druck P_2 , der seinerseits abhängig ist von der Förderhöhe. Die Kraft F_1 dagegen ist abhängig vom veränderlichen Spalt S_1 .

Infolge der Differenz zwischen den Drücken P_1 und P_2 ergibt sich eine vom Raum (4) kommende, über den konstanten Spalt S_2 , den Raum (5) und den veränderlichen Spalt S_1 in den Raum (3) führende Strömung. Mit größer werdendem Spalt S_1 vergrößert sich auch die Menge der in den Raum (3) strömenden Flüssigkeit. Hierdurch bedingt, erhöht sich der Druckabfall im Spalt S_2 , d.h. die Differenz zwischen den Drücken P_2 und P_3 wird größer, die Kraft F_1 , die dem Druck P_3 proportional ist, wird kleiner. Bei richtiger geometrischer Auslegung bringt die kurzzeitig größere Kraft, die hier F_2 ist, in anderem Fall aber F_1 sein kann, das Laufrad (2) durch axiale Verschiebung in eine vorgegebene Gleichgewichtsposition.

Im Diagramm der Fig. 4, das die Beziehung der beiden Kräfte F_1 und F_2 zueinander darstellt, stellt der Schnittpunkt der beiden Linien den Punkt des Gleichgewichts dar.

Mit kleiner werdender Differenz zwischen den Drücken P_1 und P_2 verflacht die Kurve für die Kraft F_1 . Im Extremfall kann sich deren Steigung sogar umdrehen. Dies ist der Fall, wenn der im Radseitenraum aufgebaute Druck infolge der Rotation des Laufrades (2) größer wird als die Förderhöhe des Laufrades (2).

Wie das Diagramm der Fig. 4 zeigt, verläuft aber die von der Kraft F_2 beschriebene Linie nahezu horizontal, so daß es bei flacher werdender Kurve F_1 immer schwieriger wird, einen Schnittpunkt der beiden Linien zu erreichen. In der Praxis ist dies bei einer im Überlastbereich laufenden Kreiselpumpe der Fall. Da nun ein Gleichgewichtszustand nicht mehr hergestellt werden kann, kommt es, sofern kein den Schub auffangendes Axiallager vorgesehen ist, zu einem Anlau-

fen des Laufrades (2) am Gehäuse (1).

Die in der Fig. 1 dargestellte erfindungsgemäße Ausführung verfügt über eine erste Ausgleichseinrichtung, die der in der Fig. 3 dargestellten Einrichtung entspricht. Sie besitzt also auch Spalte S_1 und S_2 und einen von diesen begrenzten Raum (5), ohne daß diese Einzelheiten in der Fig. 1 sämtlich aufgeführt sind. Auch die Wirkung dieser ersten Ausgleichseinrichtung ist die gleiche wie die der Einrichtung der Fig. 3.

Neben der ersten, im Normalbetrieb arbeitenden Ausgleichseinrichtung besitzt die Ausführung der Fig. 1 eine zweite, im Überlastbereich der Kreiselpumpe zum Einsatz kommende hydraulische Ausgleichseinrichtung. Die Elemente dieser zweiten Einrichtung sind: ein druckseitig am Umfang des Laufrades (7) angeordneter Bund (8), Öffnungen (9), die den Einlauf (10) des Laufrades (7) mit dem druckseitigen Seitenraum (11) verbinden, und Rückenschaufeln (12).

Das Laufrad (7) bildet mit dem Pumpengehäuse 1 zwei veränderliche Spalte: den Spalt S_1 am Laufradeintritt und den Spalt S_3 am Bund (8). Vergleichbar mit entsprechenden Parametern der vorbekannten Ausführung der Fig. 3 sind die Drücke P_1 und P_2 sowie die Kraft F_1 . Da der zwischen der druckseitigen Deckscheibe des Laufrades (7) und dem Pumpengehäuse (1) gebildete Seitenraum (11) durch den Bund (8) und den Spalt S_3 gegenüber dem druckseitigen Raum (4) abgegrenzt ist, stellt sich hier ein eigener Druck P_4 ein. Proportional dem Druck P_4 ist eine Kraft F'_2 , die der Kraft F_1 entgegengerichtet ist.

Im Normalbetrieb der Kreiselpumpe, wenn die Laufradförderhöhe wesentlich größer ist als die Förderhöhe der Rückenschaufeln (12), erfolgt eine Strömung, die aus dem Raum (4) über den Spalt S_3 , den Seitenraum (11) und die Öffnungen (9) in den Einlauf (10) des Laufrades (7) führt. Der sich im Seitenraum (11) einstellende Druck P_4 liegt, bedingt durch den Druckabfall im Spalt S_3 , unter dem Druck P_2 im Raum (4). Die vom Druck P_4 abhängige Kraft F'_2 , die Kraft F_1 befinden sich im Gleichgewicht.

Ab einem von der jeweiligen Kreiselpumpe abhängigen Betriebspunkt, der meist im Überlastbereich liegt, beginnt die Förderhöhe der Rückenschaufeln (12) die Laufradförderhöhe zu übersteigen. Hierdurch wird eine Strömung vom Einlauf (10) über die Öffnungen (9), den Raum (11) und den Bund (8) zum druckseitigen Raum (4) eingeleitet. Der sich im Raum (11) einstellende Druck P_4 wird nun um so größer, je kleiner der Spalt S_3 wird. Die Differenz zwischen den Drücken P_4 und P_2 wächst ebenfalls mit kleiner werdendem Spalt S_3 . Die Kraft F'_2 steigt an und bewegt das Laufrad (7), bevor es am Pumpengehäuse (1) anlaufen kann, zurück in eine Gleichgewichtsposition.

Die Kraft F'_2 ist also nicht mehr unabhängig vom Spalt S_1 , wie es die Kraft F_2 in der vorbekannten Ausführung der Fig. 3 war. Sie verändert sich mit dem Spalt S_3 , der sich wiederum in spiegelbildlicher Um-

kehr zum Spalt S_1 verändert. Daraus resultiert, daß die Kraft F'_2 , die ab einer bestimmten Spaltweite ansteigt, einen Verlauf besitzt, der mit Sicherheit einen Schnittpunkt mit dem Verlauf der Kraft F_1 ergibt. Das in der Fig. 2 dargestellte Diagramm verdeutlicht dies.

Die erfindungsgemäße Ausführung der Fig. 1 stellt eine Einrichtung zum vollständigen Ausgleich des Axialschubs dar, die neben ein erstes Ausgleichssystem, das der Ausgleichseinrichtung der Fig. 3 entspricht, ein zweites, berührungsfrei arbeitendes Ausgleichssystem setzt. Die beiden gemeinsam verwendeten Systeme führen in ihrem Zusammenwirken zu einer neuen, eigenständigen Ausgleichseinrichtung. Der hier als zweites Ausgleichssystem bezeichnete Teil kann aber auch mit einem anders gearteten System, welches den Axialschubausgleich für den außerhalb des Überlastbereichs liegenden Normalbetrieb der Kreiselpumpe übernimmt, zusammenfaßt werden.

Patentansprüche

1. Einrichtung zum vollständigen Ausgleich des Axialschubs bei Kreiselpumpen, mit einer ersten Einrichtung, die einen hydraulischen Ausgleich des Axialschubs mit Hilfe der vom Laufrad der Kreiselpumpe erzeugten Druckdifferenz bewirkt, und einer zweiten Einrichtung, die den bei einer für die Funktion der ersten Einrichtung nicht mehr ausreichenden Förderhöhe entstehenden Axialschub aufnimmt, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zweite Einrichtung durch eine ebenfalls hydraulisch wirkende Ausgleichseinrichtung gebildet wird, wobei Mittel vorgesehen sind, die eine Druckerhöhung im druckseitigen Seitenraum (11) des Laufrades (7) bei einer unter einen vorgegebenen Wert absinkenden Förderhöhe bewirken.
2. Einrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Ausgleichseinrichtung ausgestattet ist mit einem im druckseitigen Umfangsbereich des Laufrades (7) angeordneten, in Abhängigkeit einer Verschiebung des Laufrades (7) in seiner Weite veränderbaren Spalt (S_3).
3. Einrichtung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch ein mit Rückenschaufeln (12) versehenes Laufrad (7).
4. Einrichtung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch einen mit zwei Spalten zwischen Laufrad (7) und Pumpengehäuse (1) arbeitenden Axialschubausgleich, dessen erster, saugseitig angeordneter Spalt (S_1) den Axialschubausgleich im Bereich hoher Druckdifferenzen zwischen Laufradeintritt (3) und -austritt (4) dient, während

der druckseitig angeordnete Spalt (S_3) den Axialschubausgleich im Bereich geringer Druckdifferenzen zwischen Laufradeintritt (3) und -austritt (4) übernimmt.

5. Einrichtung nach den Ansprüchen 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß der druckseitige Spalt (S_3) zwischen einem im Umfangsbereich am Laufrad (7) angeordneten Bund (8) und dem Pumpengehäuse (1) gebildet wird.
6. Einrichtung nach den Ansprüchen 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß der druckseitige Spalt (S_3) zwischen einem im Umfangsbereich des Laufrades im Gehäuse angeordneten Bund (8) und dem Laufrad (7) gebildet wird.
7. Einrichtung nach Anspruch 1 und einem oder mehreren der folgenden Ansprüche, gekennzeichnet durch den Einlauf (10) des Laufrades (7) mit dessen druckseitigem Seitenraum (11) verbindende Öffnungen (9).

Claims

1. A device for the complete compensation of axial thrust in centrifugal pumps, comprising a first means, which produces a hydraulic compensation of such axial thrust with the aid of the pressure differential produced by the impeller of the centrifugal pump and a second means, which takes up the axial thrust resulting when the pumping head is no longer sufficient for functioning of the first means, characterized in that the second means is constituted by a compensation device which also operates hydraulically, means being provided which cause an increase in pressure in the lateral space (11) of the pressure side of the impeller (7) in the case of a pumping head going below a predetermined value.
2. The device as claimed in claim 1, characterized in that the second compensation device is provided with a gap (S_3) arranged in the peripheral part of the impeller (7) on the pressure side and adapted to be altered in width in a manner dependent on a displacement of the impeller (7).
3. The device as claimed in claim 1, characterized by a impeller (7) provided with back vane (12).
4. The device as claimed in claim 1, characterized by an axial thrust compensation system, provided with two gaps, between the impeller (7) and the pump housing (1), whose first gap (S_1) provided on the intake side serves for axial thrust compensation in the high pressure differential range be-

tween the intake (3) and outlet (4) of the impeller, whereas the gap (S₃) arranged on the pressure side is responsible for axial thrust compensation in the low pressure differential range between the intake (3) of the impeller and the outlet (4) thereof.

5. The device as claimed in claim 1 and claim 4, characterized in that the gap (S₃) on the pressure side is formed between a collar arranged in the peripheral part of the impeller (7) and the pump housing (1).
6. The device as claimed in claim 1 and claim 4, characterized in that the gap (S₃) on the pressure side is formed between a collar (8) arranged in the peripheral part of the impeller in the housing and the impeller (7).
7. The device as claimed in claim 1 and one or more of the following claims, characterized by openings (9) connecting the intake (10) of the impeller (7) with the lateral space (11) thereof on the pressure side.

5

10

15

20

25

Revendications

1. Dispositif pour la compensation totale de la poussée axiale de pompes centrifuges, avec un premier dispositif qui produit une compensation hydraulique de la poussée axiale à l'aide de la différence de pression créée par la roue de la pompe centrifuge, et avec un second dispositif qui absorbe la poussée axiale créée avec une hauteur de refoulement qui n'est plus suffisante pour le fonctionnement du premier dispositif, **caractérisé** en ce que le second dispositif est formé par un dispositif de compensation d'effet hydraulique également, dans lequel des moyens sont prévus produisant une augmentation de pression dans la chambre latérale (11) côté pression de la roue (7) lorsque la hauteur de refoulement devient inférieure à une valeur prédonnée.
2. Dispositif selon la revendication 1 caractérisé en ce que le second dispositif de compensation est équipé d'une fente (S₃), placée sur la circonférence de la roue (7), côté pression, variable en largeur en fonction du déplacement de la roue (7).
3. Dispositif selon la revendication 1 caractérisé par une roue (7) équipée de pales dorsales (12).
4. Dispositif selon la revendication 1 caractérisé par une compensation de la poussée axiale travaillant avec deux fentes entre la roue (7) et le boîtier de la pompe (1), compensation dont la première

30

35

40

45

50

55

fente (S₁) placée côté aspiration sert à la compensation de la poussée axiale dans la gamme des fortes différences de pression entre l'entrée (3) et la sortie (4) de la roue, alors que la fente (S₃) placée côté pression se charge de la compensation de la poussée axiale dans la gamme des faibles différences de pression entre l'entrée (3) et la sortie (4) de la roue.

5. Dispositif selon les revendications 1 et 4 caractérisé en ce que la fente (S₃) côté pression est formée entre un collet (8) placée sur la circonférence de la roue (7) et le boîtier de la pompe (1).
6. Dispositif selon les revendications 1 et 4 caractérisé en ce que la fente (S₃) côté pression est formée entre un collet (8) placé sur la circonférence de la roue dans le boîtier et la roue (7).
7. Dispositif selon la revendication 1 et une ou plusieurs des revendications suivantes caractérisé par des ouvertures (9) reliant l'entrée (10) de la roue (7) avec sa chambre latérale côté pression (11).

