(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 0 750 720 B1

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
09.12.1998 Patentblatt 1998/50

(21) Anmeldenummer: **96900592.5**

(22) Anmeldetag: **17.01.1996**

(51) Int Cl.[6]: **F04D 29/04**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP96/00185

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 96/22468 (25.07.1996 Gazette 1996/34)

(54) STRÖMUNGSMASCHINE MIT ENTLASTUNGSKOLBEN

TURBO-MACHINE WITH A BALANCE PISTON

TURBOMACHINE AVEC PISTON D'ALLEGEMENT

(84) Benannte Vertragsstaaten:
CH DE FR GB IT LI NL

(30) Priorität: **18.01.1995 DE 29500744 U**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
02.01.1997 Patentblatt 1997/01

(73) Patentinhaber: **Sterling Industry Consult GmbH**
25524 Itzhoe (DE)

(72) Erfinder: **BARHOUM, Mohamed**
D-67069 Ludwigshafen (DE)

(74) Vertreter: **Glawe, Delfs, Moll & Partner**
Patentanwälte
Postfach 26 01 62
80058 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 1 453 787
US-A- 2 221 225

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).

EP 0 750 720 B1

Beschreibung

Beim Betrieb von Strömungsmaschinen werden auf die Welle Reaktionskräfte übertragen, die von dieser wiederum auf das feststehende Gehäuse übertragen werden müssen. Da es unerwünscht ist, diese Kräfte ausschließlich über die Wellenlagerung zu leiten, wurden verschiedene Ausgleichs- und Entlastungseinrichtungen entwickelt. Bei einer bekannten Ausgleichsvorrichtung (Pfleiderer: Die Kreiselpumpen, 1949, S. 366-368) wird die gesamte Axialkraft durch eine mit der Welle drehfest verbundene Druckscheibe auf eine Stirnfläche des Gehäuses übertragen, die mit der Druckscheibe einen radial durchströmten Drosselspalt einschließt. Sie wird auf ihrer Rückseite von einem niedrigen Druck und auf der Drosselspaltseite von einem abgedrosselten höheren Druck der Maschine beaufschlagt. Im Betrieb stellt sich ein von der Differenz dieser Drücke abhängiger Drosselspalt ein, der bei konstanter Durchströmung und konstanten Betriebsverhältnissen eine Berührungsfreie Kraftübertragung ermöglicht. Damit sich der Drosselspalt gemäß der Druckdifferenz einstellen kann, muß die Welle axial beweglich sein. Dies ist aus Betriebssicherheitsgründen in vielen Fällen unmöglich, in denen sich somit der Ansatz einer Ausgleichsscheibe verbietet. In diesen Fällen greift man zu einem sogenannten Entlastungskolben. Dies ist ein auf der Welle fest angeordneter Ring, der mit möglichst geringem Spiel in der Bohrung eines feststehenden Gehäuseteils umläuft und auf einer Seite von einem höheren Mediumsdruck als auf der anderen beaufschlagt ist. Die daraus auf den Ausgleichskolben resultierende Kraft dient zur Entlastung eines die axiale Position der Welle bestimmenden Lagers. Mit Rücksicht auf die Betriebssicherheit kann der axiale Spalt zwischen dem Umfang des Entlastungskolbens und der Bohrung des Gehäuses ein gewisses Minimum nicht unterschreiten. Daher ergibt sich eine hohe Leckage, die 4-6% des Förderstroms ausmachen kann und daher den Gesamtwirkungsgrad erheblich beeinträchtigt.

Diese hohe Leckage kann man dadurch vermeiden, daß man den Entlastungskolben mit einem diesem gegenüber frei drehbaren Ring versieht, der statt des Entlastungskolbens gegenüber dem Gehäuse abgedichtet ist, sich gegenüber dem Gehäuse nicht dreht, aber gemeinsam mit dem Entlastungskolben axial beweglich ist (US-A 2,221,225). Dieser Ring sitzt in einer Umfangsnut des Entlastungskolbens, wobei seine Stirnflächen mit den dazu parallelen Flanken der Nut zwei enge Spalten einschließen. Während des Betriebs soll der Ring eine etwa mittige Stellung zwischen den Nutflanken einnehmen. Der Leckstrom wird dann durch die Weite der beiden stirnseitigen Spalten bestimmt. Der Abstand zum Nutgrund wirkt sich nicht aus, da er sehr groß ist. Kontakt zwischen dem Ring und dem Entlastungskolben soll während des Betriebs normalerweise nicht auftreten. Diese bekannte Anordnung hat den Nachteil, daß die Größe des Leckstroms und das dynamische Verhalten des Rings von dem Spiel zwischen den Stirnflächen des Rings und den Nutflanken und damit von Herstellungstoleranzen und Verschleiß abhängt. Sie neigt auch zu instabilem Verhalten.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine Entlastungsanordnung der zuletzt erläuterten Art zu schaffen, wie sie im Gattungsbegriff des Anspruchs 1 angegeben ist, die einfacher aufgebaut ist und nicht zu Instabilität im Betriebsverhalten neigt.

Die erfindungsgemäße Lösung besteht in den Merkmalen des Anspruchs 1 sowie vorzugsweise denen des Anspruchs 2.

Die erfindungsgemäße Entlastungsanordnung benötigt lediglich einen radialen Ringspalt zwischen dem Entlastungskolben und dem Drosselring. Diesem ist eine Vordrossel in Gestalt eines engen, zylindrischen Ringspalts zwischen diesen beiden Teilen vorgeschaltet. Da die Drosselwirkung dieses Ringspalts von der axialen Lage des Drosselrings unabhängig ist, ergibt sich ein sehr stabiles Betriebsverhalten. Genaue Herstellung ist nicht erforderlich.

Im Hinblick auf die Drosselung des Leckstroms gleicht die erfindungsgemäße Anordnung einer radial durchströmten Drosselspaltdichtung (Müller: Abdichtung bewegter Maschinenteile, Waiblingen 1990, S. 141-144). Es handelt sich dabei um eine Art von Dichtungen, die den Gleitringdichtungen ähnlich ist aber zur sicheren Vermeidung von Festkörperkontakt zwischen den Gleitflächen einen ständig offenen Spalt einschließt, der keine Abdichtung, sondern lediglich die Drosselung eines Leckstroms bewirkt. Der besondere Effekt der erfindungsgemäßen Anordnung im Vergleich mit der bekannten Gleitringdichtung besteht darin, daß der Drosselring sich an der Aufbringung der Entlastungskraft beteiligt. Sein gesamter innerhalb der Gehäusebohrung befindlicher Querschnitt wird von der die Entlastungskraft bildenden Druckdifferenz beaufschlagt. Der dadurch auf ihn entfallende Kraftanteil wird über den Drosselspalt hinweg auf den Ringvorsprung des Ausgleichskolbens übertragen und kommt damit der Ausgleichswirkung zugute, obwohl der Drosselring mit der Welle nicht fest verbunden ist.

Es ist eine Achsschubausgleichseinrichtung bekannt (DE-A 14 53 787), die für eine axial beweglich gelagerte Welle zwei radiale Drosselspalten vorsieht, von denen einer mit einer gehäusefesten Gegenfläche zusammenwirkt, während der andere mit einem mit dem Gehäuse drehfest verbundenen, aber axial beweglichen und gegenüber dem Gehäuse abgedichteten Ring zusammenwirkt. Der zylindrische Ringspalt zwischen den genannten drei Komponenten wirkt als Drossel. Für Entlastungsanordnungen, bei denen eine axial fest gelagerte Welle vorausgesetzt ist, läßt sich diese Konstruktion nicht verwenden. Außerdem ist sie sehr aufwendig.

Vorzugsweise ist der Außendurchmesser der an der Bildung des radialen Drosselspalts beteiligten Stirnfläche des Drosselrings größer als der Durchmesser

des mit der Gehäusebohrung zusamwenwirkenden Umfangs des Drosselrings. Dies wird verwirklicht durch einen am Drosselring vorgesehenen Ringvorsprung oder Flansch, der auf der Seite des Drosselspalts von dem ggf. höheren, von der Druckseite her beeinflußten Spaltdruck und auf seiner Rückseite von dem niedrigen Druck beaufschlagt ist. Dadurch läßt sich die Größe des Drosselspalts für gegebene Betriebsverhältnisse zuverlässig einstellen.

Die Erfindung wird im folgenden näher unter Bezugnahme auf die Zeichnuna erläutert. Darin zeigen:

Fig.1 einen Schnitt durch denjenigen Teil einer mehrstufigen Kreiselpumpe, der den Entlastungskolben enthält; die Darstellung in der unteren Hälfte zeigt die Anordnung des Entlastungskolbens nach herkömmlicher Technik, während die obere Hälfte die erfindungsgemäße Ausführung zeigt, und

Fig.2 einen Teilschnitt durch den Entlastungskolben und den zugehörigen Gehäuseteil.

Die Welle 1, die die Kreiselräder der Pumpenstufen 2 trägt, ist in dem Gehäuse, von dem bei 3 ein Teil erkennbar ist, in nicht gezeigter Weise axial fest gelagert. Zwischen einem Raum 4 der Pumpe, der mit hohem Druck "H" beaufschlagt ist, und einem Raum, in welchem niedrigerer Druck "N" herrscht, ist die Entlastungskolbeneinrichtung vorgesehen. In der bekannten Anordnung wird diese von dem Entlastungskolben 6 und dem feststehenden Gehäuseteil 7 gebildet, die über einen zylindrischen Drosselspalt 8 zusammenwirken. Der Entlastungskolben 6 ist fest auf der Welle 1 angeordnet. Seine Querschnittsfläche ist so bemessen, daß der darauf einwirkende Differenzdruck die gewünschte Entlastungskraft ergibt. Der Ringspalt 8 hat in der Regel eine Weite von einigen Zehntel Millimetern und zur Verringerung des Leckstroms eine beträchtliche axiale Länge.

In der erfindungsgemäßen Anordnung (obere Hälfte der Zeichnung) hat der Entlastungskolben 10 einen geringeren Durchmesser. Am niederdruckseitigen Ende ist er mit einem flanschartigen, radialen Ringvorsprung 11 versehen.

Den Entlastungskolben 10 umgibt der hohlzylindrisch ausgebildete Drosselring 12, der mit der zylindrischen Umfangsfläche des Entlastungskolbens 10 einen Ringspalt 13 einschließt, der eine radiale Weite von einigen Zehntel Millimetern hat. Seine zylindrische Umfangsfläche ist in der zylindrischen Bohrung 14 des feststehenden Gehäuseteils 15 geführt, wobei das Spiel so bemessen ist, das er sich unter allen Betriebsbedingungen axial frei bewegen kann. Zweckmäßigerweise ist auf dieser Seite des Drosselrings ein Dichtring 16 vorgesehen. Dieser ist entbehrlich, wenn das Spiel zwischen Drosselring und Gehäusebohrung so gering ist, daß der dadurch fließende Leckstrom vernachlässigbar ist. Am niederdruckseitigen Ende trägt der Drosselring 12 einen Ringvorsprung 17, der axial beweglich aber drehfest mit dem feststehenden Gehäuseteil 15 bei 18 verstiftet ist.

Die der Hochdruckseite zugewendete Stirnfläche des Ringvorsprungs 11 des Entlastungskolbens 10 einerseits und die niederdruckseitige Stirnfläche des Ringvorsprungs 17 des Drosselrings 12 schließen den radial durchströmten Drosselspalt 21 ein. Sie müssen nicht genau radial verlaufen, aber eine beträchtliche radiale Komponente aufweisen. Sie sind im wesentlichen parallel zueinander. Abweichungen von der Parallelität können beispielsweise bedingt sein durch eine in Strömungsrichtung enger werdenden Keilform (siehe Schneider a.a.O.).

Der Drosselspalt braucht sich nicht über die gesamte radiale Ausdehnung der genannten Stirnflächen zu erstrecken; vielmehr kann der Stirnflächenabstand im radial inneren Bereich größer sein, wie dies in Fig.2 bei 19 gezeigt ist. Der eigentliche Drosselspalt beginnt dann ein wenig weiter radial außen, wobei der Übergang entweder stufig (wie in Fig.2) oder allmählich sich vollziehen kann. Eine Feder 20, die die radialen Drosselstirnflächen zueinander drängt, ist nicht ausgeschlossen, aber im allgemeinen nicht notwendig. Es kann sogar eine Feder vorgesehen sein, die die Drosselstirnflächen auseinander drängt, um einem Festkörperkontakt beim Anlauf der Maschine vorzubeugen.

Die Drosselwirkung im Ringspalt 13 trägt zur Stabilisierung des radialen Drosselspalts bei. Die Drosselwirkung im Ringspalt 13 liegt zweckmäßigerweise zwischen 10 und 50% des gesamten Differenzdrucks.

Da es auf die Drosselwirkung im Ringspalt 13 für die Begrenzung des Durchflusses nur sekundär ankommt, hat der Konstrukteur beträchtliche Freiheit bei der Bemessung der Spaltweite. Er kann sie daher an dieser Stelle großzügiger bemessen als im Stand der Technik, was insbesondere bei thermisch arbeitenden Maschinen, deren Teile betrieblich unterschiedlichen Wärmedehnungen unterworfen sein können, von großer Bedeutung sein kann.

Dank der Erfindung kann der Leckstrom im Bereich des Entlastungskolbens auf weniger als die Hälfte des bisher üblichen Betrags gesenkt werden. Der Gesamtwirkungsgrad kann dadurch um mehrere Punkte angehoben werden.

Obgleich im Falle der in Fig.1 oben gezeigten Darstellung der Entlastungskolben 10 einen geringeren Außendurchmesser hat als in dem unten dargestellten, zum Stand der Technik gehörigen Fall, ist die Ausgleichswirkung dieselbe, wenn der Außendurchmesser des Drosselrings 12 gleich dem Außendurchmesser des bekannten Entlastungskolbens 6 ist. Das liegt daran, daß auch die auf den Drosselring 12 wirkende Differenzkraft über die Ringvorsprünge 11 und 17 sowie den Drosselspalt 21 auf den Entlastungskolben 10 übertragen wird.

Patentansprüche

1. Strömungsmaschine mit axial fest gelagerter Welle (1), einem darauf fest angeordneten, mit radialem Spiel in einer Gehäusebohrung (14) umlaufenden Entlastungskolben (10) und einem zwischen dem Entlastungskolben (10) und der Gehäusebohrung (14) axial beweglichen Drosselring (12), der gegenüber der Gehäusebohrung (14) abgedichtet ist und dessen Stirnfläche mit einem radialen Ringvorsprung (11) des Entlastungskolbens (10) einen radial durchströmten Drosselspalt (21) bildet, dadurch gekennzeichnet, daß der Drosselring (12) mit dem Umfang des Entlastungskolbens(10) einen als Vordrossel ausgebildeten Ringspalt (13) einschließt.

2. Strömungsmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Außendurchmesser des radialen Drosselspalts (21) größer ist als der Durchmesser des mit der Gehäusebohrung (14) zusammenwirkenden Umfangs des Drosselrings (12).

Claims

1. Fluid-flow machine having a shaft (1) which is mounted in an axially fixed fashion, a balancing piston (10) which is arranged firmly thereon and rotates with radial play in a housing bore (14), and a porting ring (12) which can move axially between the balancing piston (10) and the housing bore (14) and is sealed with respect to the housing bore (14) and whose end face forms with a radial annular projection (11) of the balancing piston (10) a choke gap (21) through which radial flow occurs, characterized in that the porting ring (12) encloses with the circumference of the balancing piston (10) an annular gap (13) which is constructed as an upstream throttle.

2. Fluid-flow machine according to Claim 1, characterized in that the outside diameter of the radial choke gap (21) is larger than the diameter of the circumference, cooperating with the housing bore (14), of the porting ring (12).

Revendications

1. Turbomachine avec arbre (1) monté fixement axialement, un piston d'allégement (10) disposé fixement sur celui-ci, tournant avec un jeu radial dans un alésage de carter (14) et un anneau d'étranglement (12) axialement mobile entre le piston de d'allégement (10) et l'alésage de carter (14), lequel anneau est rendu étanche par rapport à l'alésage de carter (14) et dont la face frontale forme une fente d'étranglement (21), traversée radialement, avec une saillie annulaire (11) radiale du piston d'allègement (10), caractérisée en ce que l'anneau d'étranglement (12) délimite avec la périphérie du piston d'allégement (10), une fente annulaire (13) conformée pour servir d'étranglement primaire.

2. Turbomachine selon la revendication 1, caractérisée en ce que le diamètre extérieur de la fente d'étranglement radiale (21) est supérieur au diamètre de la périphérie de l'anneau d'étranglement (12) coopérant avec l'alésage de carter (14).

Fig. 1

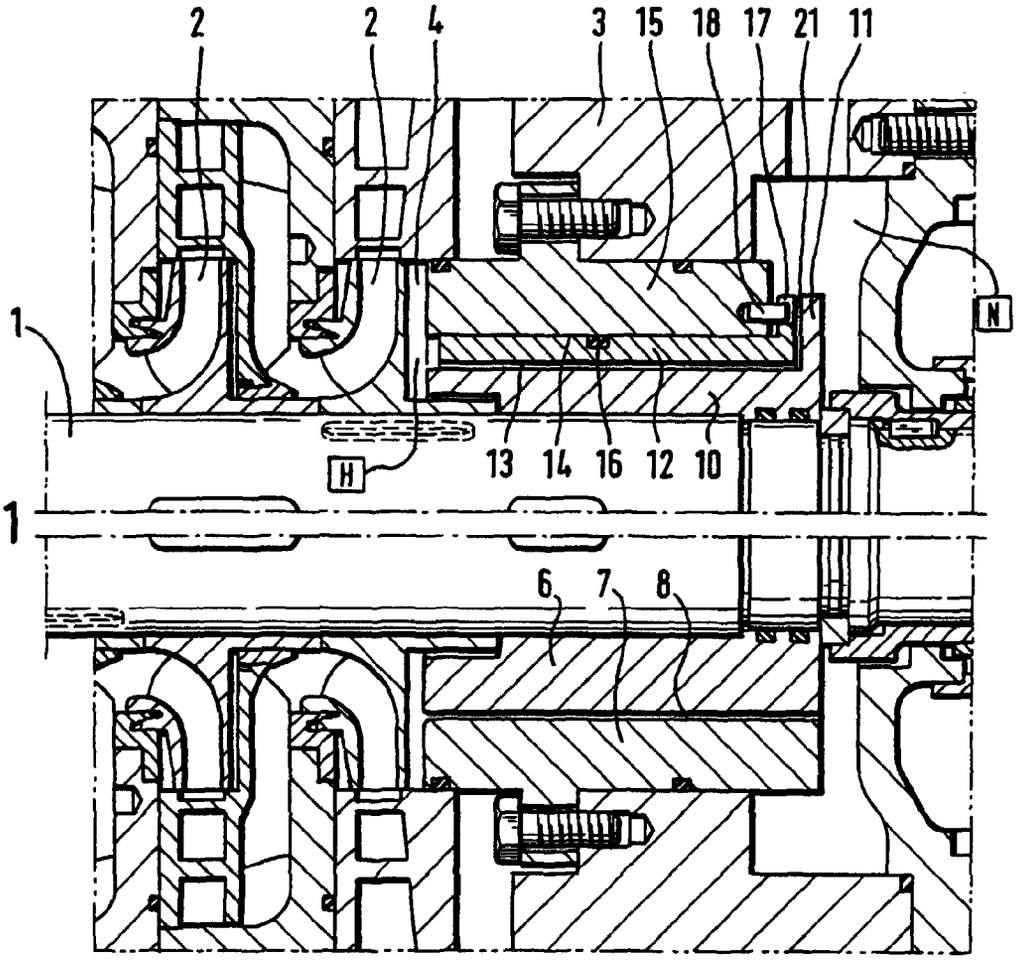


Fig. 2

