

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 834 018 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
08.12.1999 Patentblatt 1999/49

(51) Int Cl.⁶: **F04C 18/16**, F04C 29/04,
F01C 21/02

(21) Anmeldenummer: **96922831.1**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP96/02631

(22) Anmeldetag: **18.06.1996**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 97/01038 (09.01.1997 Gazette 1997/03)

(54) **MEHRSTUFIGER SCHRAUBENSPINDELVERDICHTER**

MULTISTAGE, SCREW-SPINDLE COMPRESSOR

COMPRESSEUR A PLUSIEURS ETAGES ET A BROCHE HELICOIDALE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU NL
PT SE**

- **ROOK, Dietmar**
D-25566 Lägerdorf (DE)
- **STEFFENS, Ralf**
D-25551 Lohbarbek (DE)

(30) Priorität: **21.06.1995 DE 19522559**
21.06.1995 DE 19522557

(74) Vertreter: **Glawe, Delfs, Moll & Partner**
Patentanwälte
Liebherrstrasse 20
80538 München (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
08.04.1998 Patentblatt 1998/15

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

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 290 664 **DE-A- 2 544 082**
US-A- 4 515 540 **US-A- 5 295 798**

(72) Erfinder:
• **DAHMLOS, Christian**
D-25569 Kremperheide (DE)

EP 0 834 018 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

[0001] Bei Schraubenspindelverdichtern, wie sie aus der EP-A 472933 bekannt sind, hängt die erreichbare Druckdifferenz maßgeblich von den Leckverlusten zwischen den relativ zueinander bewegten Umfangsflächen der Rotoren und des Schöpfraumgehäuses ab. Im Hinblick darauf will man das Spiel zwischen diesen Flächen so klein als möglich halten. Jedoch verlangt die Betriebssicherheit mit Rücksicht auf die temperaturbedingte Wärmedehnung der Rotoren größeren Spielraum.

[0002] Es ist bekannt, Rotoren von Zweiwellenverdichtern direkt zu kühlen (EP-A 290664), indem in einem Lagerhohlraum des Rotors ein Wärmeübertragungsmittel (Schmieröl) vorgesehen wird, das durch eine in den Lagerhohlraum hineinragende, stationäre Kühlschlange gekühlt wird. Dies hat den Nachteil, daß der Lagerhohlraum des Rotors abdichtet werden muß. Die dafür erforderlichen Abdichtungen sind aber störungsanfällig, insbesondere bei hohen Umdrehungszahlen. Auch entstehen in dem Wärmeübertragungsmedium, das zwischen dem umlaufenden Rotor und der stationären Kühlschlange verwirbelt wird, hohe Verluste, die zu Wärmeerzeugung führen und den Kühleffekt in Frage stellen.

[0003] Üblich ist es, das geförderte Medium zu kühlen, indem beispielsweise flüssiges Kühlmittel eingespritzt wird (US-A4,515,540) oder ein Teil des geförderten Mediums nach Kühlung zurückgeführt wird (DE-A 25 44 082). Eine solche Kühlung kann auch in Kombination mit der Erfindung vorgesehen werden; jedoch zielt diese auf eine Kühlung des Rotors ab, damit dieser insbesondere im Bereich der empfindlichen Lager eine Temperatur annehmen kann, die unterhalb der druckseitigen Temperatur des geförderten Mediums liegt.

[0004] Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, einen Schraubenspindelverdichter der im Oberbegriff des Anspruchs 1 genannten Art zu schaffen, in welchem die Rotoren unabhängig von dem geförderten Medium derart gekühlt werden, daß gute Voraussetzungen für ein geringes Spiel zwischen den Rotoren untereinander sowie zwischen den Rotoren und dem Schöpfraumgehäuse geschaffen werden, ohne daß es störungsanfälliger Abdichtungen bedarf.

[0005] Die erfindungsgemäße Lösung besteht in den Merkmalen des Anspruchs 1 sowie vorzugsweise in denen der Unteransprüche.

[0006] Die Lösung nach Anspruch 1 setzt sich aus zwei Komponenten zusammen, nämlich erstens dem Merkmal, daß die Verdrängerrotoren druckseitig stärker als saugseitig gekühlt werden, und zweitens einer die besondere Bauart der Rotorlagerung nutzende Kühltechnik.

[0007] Der Gedanke, die Rotoren druckseitig stärker als saugseitig zu kühlen, beruht darauf, daß bei diesen Maschinen der größere Teil der Verdichtungswärme in den näher der Druckseite befindlichen, von den Rotoren

und dem Schöpfraumgehäuse eingeschlossenen Kammern entsteht, da sie infolge der Leckverluste und ggf. auch des Voreinlasses bei ggf. gleichem Volumen eine größere Gasmasse enthalten, als die der Saugseite näheren Kammern. Wenn man die Wärme bevorzugt von dem der Druckseite nahen Bereich der Rotoren abführt, wird man eher in der Lage sein, konstante Durchmesserverhältnisse der Rotoren über deren ganze Länge zu erzielen, als wenn die Rotoren über ihre gesamte Länge gekühlt werden. Unter mehrstufigen Rotoren sind dabei solche zu verstehen, deren die Verdichtungskammern bildenden Schraubengänge den Rotor mehrfach umlaufen, so daß über die Rotorlänge mehrere jeweils saug- und druckseitig voneinander getrennte Kompressionskammern gebildet sind. Bei einer dreistufigen Anordnung umlaufen die Schraubengänge den zugehörigen Rotor jeweils dreimal. Die Stufenzahl kann entsprechend dem jeweiligen Druckeinsatzgebiet festgelegt werden. Vorzugsweise werden mindestens fünf Stufen eingesetzt.

[0008] Für die Kühlung bedient sich die Erfindung einer besonderen, der Bauart angepaßten Technik. Diese Bauart setzt voraus, daß jeder Verdrängerrotor fliegend an einem die Rotorwelle und wenigstens ein rotorseitiges Lager umgebenden, in den Rotor hineinragenden, stationären Lagerrohr gelagert ist. Nur dieses wird unmittelbar gekühlt, während die Kühlung des Rotors dadurch indirekt stattfindet, daß die einander gegenüberstehenden Umfangsflächen des Rotors und des Lagerkörpers wärmeaustauschfähig zueinander angeordnet sind. Besonders gut gekühlt werden die Lager und die Rotorwelle, da die sich innerhalb des Lagerrohrs befinden.

[0009] Um den Wärmetransport zwischen den einander gegenüberstehenden Flächen des Rotors und des Lagerkörpers zu verbessern, können diese mit den Wärmeaustausch verbessernden Eigenschaften ausgerüstet werden. Damit der konvektive Wärmeaustausch durch Vermittlung der zwischen den Flächen befindlichen Luftschicht intensiviert wird, sollte der Zwischenraum nicht mit der Saugseite sondern der Druckseite in Verbindung stehen. Auch können die Oberflächen mit Erhöhungen und Vertiefungen versehen sein, die die Wärmeübergangszahl zu dem dazwischen befindlichen Medium verbessern. Der gegenseitige Abstand der beiden Flächen sollte möglichst gering sein. Zur Verbesserung des Strahlungsaustauschs kann eine solche Behandlung der Oberflächen vorgesehen sein, daß diese eine hohe Absorptionszahl im Bereich der Wärmestrahlung aufweisen.

[0010] Der Wärmeübergang zu den einander gegenüberstehenden Flächen des Rotors und des Lagerkörpers kann auch dadurch verbessert werden, daß das dazwischen befindliche Gas in Strömungsbewegung versetzt wird. Zu diesem Zweck kann der Zwischenraum mit einer Gasquelle in Verbindung gesetzt werden. Der Gasstrom kann bei entsprechend niedriger Wahl der Gastemperatur (ggf. Kühlung) auch zur Wärmeab-

fuhr herangezogen werden. Außerdem kann er ggf. eine Sperrfunktion zum Schutz des Lager- und Antriebsbereichs vor dem Zutritt des Fördermediums oder von im Fördermedium enthaltenen Stoffen ausüben.

[0011] Das verbrauchte Gas wird zweckmäßigerweise der Druckseite der Maschine zugeführt. Zur Förderung des Gases können die zusammenwirkenden Oberflächen von Rotor und Lagerkörper mit Förderorganen ausgerüstet sein. Dadurch kann es entbehrlich werden, eine externe Druckgasquelle vorzusehen. Dies gilt auch dann, wenn das zugeführte Gas in erster Linie nicht Kühl- sondern Sperrzwecken dienen soll. Die Förderwirkung der Flächen kann insbesondere dadurch hervorgerufen werden, daß sie einseitig oder beiderseits mit Fördergewinde ausgestattet werden. Statt dessen oder zusätzlich können sie auch konisch ausgebildet sein, so daß die Fliehkraftwirkung zur Förderung ausgenutzt wird. Solche die Bewegung des Gases im Zwischenraum fördernde Mittel sind auch dann zur Verbesserung des Wärmeübergangs sinnvoll, wenn keine zusätzliche Gaszufuhr vorgesehen ist.

[0012] Der in den Rotorhohlraum hineinragende Teil des Lagerkörpers wird zweckmäßigerweise mit von Kühlflüssigkeit durchströmten Kanälen ausgerüstet, die vorzugsweise nahe der dem Rotor gegenüberliegenden Umfangsfläche des Lagerkörpers angeordnet sind.

[0013] Da die Wärmedehnung des Rotors dank der erfindungsgemäßen Kühlung begrenzt wird, darf das Gehäuse intensiv gekühlt oder wenigstens auf einer vorbestimmten Temperatur gehalten werden, ohne daß durch thermische Spielaufzehrung die Gefahr des Anlaufens des Rotors am Gehäuse entsteht. Durch die auf das Fördermedium auf diese Weise ausgeübte Kühlwirkung kann der Wirkungsgrad der Pumpe gesteigert werden.

[0014] Es ist insbesondere bei Vakuumpumpen bekannt, zur Kühlung des Fördermediums und/oder zur Lärminderung in die Kompressionszellen der Maschine unter höherem Druck stehendes Gas einströmen zu lassen. Diese als Voreinlaß bezeichnete Technik wird mit Vorteil auch im Zusammenhang mit der Erfindung angewendet. Beispielsweise kann gekühltes Gas von einer geeigneten Quelle verwendet werden. Einen externen Wärmeaustauscher kann man vermeiden, indem man das Voreinlaßgas durch einen in der gehäuseseitigen Kühlkammer befindlichen Wärmetauscher führt. Statt Gas kann auch Flüssigkeit im Schöpfraum zugegeben werden, das dort verdampft und dadurch dem Fördermedium Wärme entzieht.

[0015] Die Kühlung des Lagerkörpers zumindest in demjenigen Bereich, in welchem dieser sich in dem Wärmeinfluß des Rotors befindet, hat den großen Vorteil, daß Wälzlager verwendet werden können, die mit Fett dauergeschmiert sind und daher besonders wartungsarm sind und keine Kontaminationsgefährdung für den Schöpfraum darstellen.

[0016] Die oben erwähnte Möglichkeit, die zusammenwirkenden Oberflächen von Rotor und Lagerkörper

mit Förderorganen auszurüsten, kann dazu benutzt werden, den Lagerbereich vor Fremdstoffen zu schützen, die aus dem Schöpfraum kommen könnten. Zu diesem Zweck werden die zusammenwirkenden Förderorgane mit aus dem Rotorhohlraum hinausführender Förderrichtung ausgebildet.

[0017] Dadurch werden Fremdstoffe, insbesondere auch spezifisch schwerere Stoffe als das Fördermedium, bei Zufuhr von Sperrmedium auch das Fördermedium selbst, gehindert, entgegen der Förderrichtung in den Rotorhohlraum einzudringen und in den Lager- und Antriebsbereich vorzudringen. Diese Wirkung wird durch die Schwerkraft unterstützt.

[0018] Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform geschieht die Ausführung der zusammenwirkenden Flächen als Förderorgane dadurch, daß wenigstens eine von ihnen mit einem Fördergewinde versehen ist. Es können auch beide mit Fördergewinde versehen werden. Die Richtung des Gewindes bzw. der Gewinde wird so gewählt, daß sich die gewünschte Förderrichtung ergibt. Nach einer anderen Ausführungsform der Erfindung verlaufen die einander gegenüberstehenden Umfangsflächen des Rotors und des Lagerkörpers konisch mit einem in Förderrichtung sich vergrößernden Durchmesser, so daß die Zentrifugalkraft etwa eindringende Stoffe in der Richtung des sich vergrößernden Durchmessers, also zum Schöpfraum hin, zurücktreibt. Es können auch mehrere derartige Fördermittel (z.B. Fördergewinde und Konizität) miteinander kombiniert werden.

[0019] Diese Wirkung wird durch die Verbindung des Rotorhohlraums mit einer Spül- oder Sperrgasquelle gesteigert. Dank der Förderwirkung braucht diese Quelle nicht unter Überdruck zu stehen; jedoch ist dies nicht ausgeschlossen. Das Gas kann auch Kühlzwecken dienen.

[0020] Eine besonders wichtige Konsequenz der Erfindung ist die Sicherheit gegen das Eindringen von Flüssigkeit in den Lager- und Antriebsbereich. Dadurch wird die Pumpe nicht nur hinsichtlich der Abdichtwirkung unempfindlich gegenüber Flüssigkeitsschwall, sondern sie kann auch gezielt gespült werden insbesondere zur Reinigung. Zu diesem Zweck können besondere Einrichtungen zum Einlaß einer Waschflüssigkeit vorgesehen sein, die beispielsweise dazu dient, auf den Rotor- oder Gehäuseoberflächen abgesetzte Verunreinigungen zu lösen und auszuschwemmen. Falls die Betriebsdrehzahl währenddessen nicht gehalten werden kann, sollten die Rotoren mit angemessen verminderter Geschwindigkeit angetrieben werden. Dafür können entsprechende Steuerungs- oder Regeleinrichtungen vorgesehen sein. Besonders einfach und vorteilhaft ist es, die Drehzahl drehmomentabhängig zu regeln, weil sich dann die Drehzahlverminderung von selbst ergibt. Die Drehzahlabsenkung kann gering sein, wenn lediglich in den Gasförderstrom relativ geringe Mengen von Flüssigkeit eingesprüht werden. Je größer der Flüssigkeitsanteil an der Füllung der Förderräume ist, um so

niedriger wird bei drehmomentabhängigen Antrieb die Drehzahl sein. Es kann sogar vollständige Flutung des Schöpfraums vorgesehen werden, solange die dann mögliche, geringe Drehzahl und die dabei im Zwischenraum zwischen Rotor und Lagerkörper noch vorhandene Förderwirkung in Verbindung mit der geodätischen Höhe des Lagerkörpers innerhalb des Rotors dazu ausreicht, den Übertritt der Spülflüssigkeit in den Lagerbereich zu verhindern.

[0021] Durch die Erfindung kann Sicherheit gegen den Durchtritt von Flüssigkeit sowohl im Betriebszustand als auch im Ruhezustand erreicht werden. In beiden Zuständen wirken die Schwerkraft und die Druckdifferenz, im Betriebszustand zusätzlich die Förderorgane.

[0022] Die Erfindung wird im folgenden näher unter Bezugnahme auf die Zeichnung erläutert, die einen Längsschnitt durch ein vorteilhaftes Ausführungsbeispiel veranschaulicht.

[0023] Auf dem Fußteil 1 ruht das Motorgehäuse 2, das oben mit der flanschartigen Grundplatte 3 ggf. einstückig verbunden ist, auf der das Schöpfraumgehäuse 4 aufgebaut ist. Dieses wird oben durch einen Deckel 5 abgeschlossen, der eine Saugöffnung 6 enthält.

[0024] An der Grundplatte 3 sind in später zu erläuternder Weise die Flanschplatten 50 der Lagerkörper 7 befestigt, die je zur Lagerung eines Rotors 8 dienen, dessen Umfang vorzugsweise zweigängig schraubenförmig angeordnete Verdrängervorsprünge 9 trägt, die in der Art eines Zahneingriffs in die Förderhöhlräume 10 zwischen den Verdrängervorsprüngen 9 des benachbarten Rotors eingreifen. Außerdem wirken die Verdrängervorsprünge 9 am Umfang mit der Innenfläche des Schöpfraumgehäuseteils 4 zusammen. Die Rotoren 8 stehen oben mit dem Saugraum 11 und unten mit dem Druckraum 12 in Verbindung.

[0025] Der Druckraum 12 steht in Verbindung mit einem nicht gezeigten Druckauslaß. Diese Teile sind am unteren Ende des vertikal aufgestellten Schöpfraumgehäuses vorgesehen.

[0026] Jeder Rotor 8 ist drehfest mit einer Welle 20 verbunden, die unten im Lagerkörper 7 durch ein dauergeschmiertes Wälzlager 21 gelagert ist. Ein zweites, gleichfalls dauergeschmiertes Wälzlager 22 befindet sich am oberen Ende eines rohrförmigen Teils 23 des Lagerkörpers 7, der in eine nach unten, also druckseitig, offene, konzentrische Bohrung 24 des Rotors 8 hineinragt. Dieses Lager 22 befindet sich vorzugsweise oberhalb der Mitte des Rotors 8. Der rohrförmige Teil 23 des Lagerkörpers erstreckt sich vorzugsweise durch den größeren Teil der Länge des Rotors 8. Das Ende des rohrförmigen Teils 23 liegt bei vertikaler Anordnung der Pumpe wesentlich höher als der Druckauslaß 17. Dies ist hilfreich für den Schutz der Lager- und Antriebsregion vor dem Eindringen von Flüssigkeit oder anderen schweren Verunreinigungen vom Schöpfraum her.

[0027] Im rohrförmigen Teil 23 des Lagerkörpers sind Kühlkanäle 25 vorgesehen, die über Kanäle 26 mit einer

Kühlwasserquelle und über entsprechende Kanäle, die in der Zeichnung nicht erscheinen, mit einem Kühlwasserabfluß in Verbindung stehen. Die Kühlkanäle 25 sind vorzugsweise durch schraubenförmige Eindrehungen gebildet, die durch eine Hülse dicht abgedeckt sind. Die Kühlung der Rotorlager verlängert die Lebensdauer bzw. die Wartungsintervalle dieser Lager, wenn sie mit Fett dauergeschmiert sind. Ferner wird durch die Kühlung auch die Umfangsfläche des rohrförmigen Teils 23 des Lagerkörpers auf niedriger Temperatur gehalten. Diese Umfangsfläche steht der inneren Umfangsfläche des Hohlraums 24 des Rotors mit geringem Abstand gegenüber. Diese Flächen sind so ausgebildet, daß sie zu gutem Wärmeaustausch fähig sind und somit Wärme aus dem Rotor mittelbar über den rohrförmigen Teil 23 des Lagerkörpers und dessen Kühleinrichtungen 25 abgeführt werden kann. Zur Verbesserung des Wärmeaustauschs zwischen den einander gegenüberstehenden Flächen des rohrförmigen Teils 23 des Lagerkörpers und des Rotorhohlraums 24 können diese in geeigneter Weise ausgebildet sein. Beispielsweise können sie so behandelt bzw. brüniert sein, daß der Strahlungsaustausch durch hohe Absorptionskoeffizienten begünstigt wird. Der konvektive Wärmeaustausch vermittelt der dazwischen befindlichen Gasschicht kann durch geringen Oberflächenabstand und geeignete Oberflächenstruktur, die zur Erhöhung der Wärmeübergangszahl führt, verbessert werden. Eine Fläche oder beide können zu diesem Zweck rau oder mit Wärmeaustauschrippen oder Gewinde oder dergleichen ausgebildet sein. Es ist auch möglich, dem Rotorhohlraum 24 durch den Lagerkörper oder die Welle 20 ein Sperrgas zuzuführen, das mit dem Fördermedium vom Druckraum 12 abgeführt wird. Es kann neben der Absperrung der Lagerregion auch der zusätzlichen Kühlung des Lagers, des Lagerkörpers und des Rotors dienen, wobei es aber zweckmäßigerweise nicht durch das bzw. die Lager geführt wird, um diese nicht zu verschmutzen, sondern über einen eine Umgehung bildenden Kanal 28.

[0028] Zum Schutz des Lager- und Antriebsbereichs vor vom Schöpfraum her eindringenden Einflüssen sind geeignete Dicht- und/oder Sperreinrichtungen vorgesehen. Besonders vorteilhaft ist die Ausrüstung der einander gegenüberstehenden Flächen des Lagerkörpers 23 und der Innenflächen des Rotorhohlraums 24 auf einer Seite oder auf beiden Seiten mit einem nicht dargestellten Fördergewinde, das einen Fördereffekt vom Rotorhohlraum 24 zum Druckraum 12 hin ausübt. Dieser Fördereffekt wirkt sich wegen deren höherer Dichte vornehmlich auf feste oder flüssige Teilchen aus und verhindert dadurch deren Eindringen in den Lager- und Antriebsbereich. Das Fördergewinde wird zweckmäßigerweise so ausgebildet, daß dieser Effekt auch bei erheblicher abgesenkter Drehzahl noch wirksam ist.

[0029] Der Fördereffekt kann auch dadurch herbeigeführt werden, daß der Spalt zwischen Rotor und Lagerkörper sich konisch zum Druckraum hin erweitert. Die

Spaltweite (Abstand der Oberfläche des Lagerkörpers von der Oberfläche des Rotors) bleibt dabei im wesentlichen konstant. Zusätzlich können auch in diesem Falle die einander gegenüberstehenden Flächen auf einer Seite oder auf beiden Seiten mit Fördergewinde versehen sein; erforderlich ist dies aber nicht.

[0030] Da die Ausrüstung des Spalts zwischen Rotor und Lagerkörper mit einem Fördergewinde oder einer fördernd wirkenden Konizität sehr wirksam gegen das Eindringen von Flüssigkeit oder Feststoffteilchen abdichtet, kann oft auf zusätzliche Dichteinrichtungen verzichtet werden; jedoch können sie vorgesehen sein, und zwar vorzugsweise in berührungsfreier oder berührungsarmer Bauart, z.B. Labyrinthdichtungen oder kolbenringartige Dichtungen.

[0031] Aufgrund der Dichtwirkung des Fördergewindes bzw. der Spaltkonizität ist die erfindungsgemäße Pumpe unempfindlich gegen das Vorhandensein von Flüssigkeit im Schöpfraum, solange sich die Rotoren in Drehung befinden. Diese Unempfindlichkeit besteht auch im stationären Zustand dank der hohen Lageranordnung im Rotor, solange die Flüssigkeit im Schöpfraum das Lagerniveau nicht erreicht. Sie ist nicht nur dann wichtig, wenn das Fördermedium einen Flüssigkeitsschwall mit sich führt, sondern kann auch für die Reinigung und/oder Kühlung der Pumpe durch Flüssigkeitseinspritzung genutzt werden. Beispielsweise kann durch Düsen, von denen eine bei 27 angedeutet ist, Reinigungs- oder Kühlflüssigkeit eingesprüht werden. Es können dieselben oder gesonderte Düsen 27 zum Einsprühen der Reinigungsflüssigkeit und der Kühlflüssigkeit verwendet werden.

[0032] Wenn mit sehr starker Verschmutzung gerechnet werden muß, besteht die Möglichkeit, während des Betriebs ständig Reinigungsflüssigkeit einzusprühen. Beim Betrieb einer Vakuumpumpe sollte die Reinigungsflüssigkeit, soweit sie in den Saugraum gelangen kann, einen Dampfdruck unterhalb des Ansaugdrucks haben. Wenn die Pumpe mehrstufig ist und die Verschmutzung sich (beispielsweise druckabhängig) hauptsächlich in der zweiten und/oder folgenden Stufen niederschlägt, besteht die Möglichkeit, die Einspritzung der Reinigungsflüssigkeit auf die zweite bzw. folgende Stufe zu begrenzen und dadurch von der Saugseite zu trennen.

[0033] In den meisten Fällen erfolgt der Reinigungsbetrieb jedoch nicht ständig, sondern periodisch wenn Reinigungsbedarf (beispielsweise infolge Anstiegs des Antriebsdrehmoments) festgestellt wird. Dank der Unempfindlichkeit der Pumpe gegenüber Flüssigkeiten können dann auch verhältnismäßig große Flüssigkeitsmengen verwendet werden. Wenn aufgrund der Menge oder Art der verwendeten Reinigungsflüssigkeit die Betriebsdrehzahl nicht gehalten werden kann, kann die Drehzahl entsprechend gesenkt werden. Dafür sind geeignete Steuerungseinrichtungen vorgesehen. Beispielsweise kann die Drehzahl abhängig vom Antriebsdrehmoment gesteuert werden, was bei erhöhtem Lei-

stungsbedarf selbsttätig zu einer entsprechenden Absenkung der Drehzahl gegenüber der Betriebsdrehzahl führt. Die fortdauernde Drehung der Rotoren auch während der Reinigungsphase dient nicht nur der Abdichtung der Rotorlagerung, sondern fördert auch die Einwirkung der Reinigungsflüssigkeit auf die verschmutzten Oberflächen.

[0034] Die Förderwirkung im Spalt zwischen Rotor und Lagerkörper kann auch zur Förderung von Sperrgas unabhängig von einer externen Druckgasquelle genutzt werden. Im allgemeinen wird man aber zur Förderung des Sperrgases die Wirkung einer solchen Druckgasquelle bevorzugen, um in der Sperrgaszufuhr unabhängig von der Rotordrehzahl zu sein.

[0035] Das Schöpfraumgehäuse 4 kann eine Kammer 30 enthalten, die ganz oder über einen großen Teil des Umfangs umläuft und durch die Kühlwasser zirkuliert, um das Gehäuse auf einer vorbestimmten Temperatur zu halten. Kühlung des Gehäusemantels ist nicht in allen Fällen erforderlich. Sie ist jedoch im erfindungsgemäßen Zusammenhang vorteilhafterweise möglich, weil auch die Rotoren 8 gekühlt sind und deren Wärmedehnung daher begrenzt ist. Es braucht nicht befürchtet zu werden, daß die Rotoren nur deshalb am Gehäuse anlaufen, weil sie sich dehnen, während das Gehäuse auf geringerer Temperatur gehalten wird.

[0036] Die erfindungsgemäße Pumpe kann mit Voreinlaß ausgerüstet werden. Das bedeutet, daß in den Bereichen hoher, ggf. auch schon mittlere Kompression im Gehäuse Kanäle 31 vorgesehen sind, durch die in den Schöpfraum Gas von höherem Druck als es dem Kompressionsstadium in diesem Bereich des Schöpfraums entspricht, eingelassen wird, um nach bekannten Grundsätzen eine Kühlung und/oder Geräuschminderung zu bewirken. Gemäß einem vorteilhaften Merkmal der Erfindung kann das Voreinlaßgas unmittelbar der Druckseite der Pumpe entnommen werden, indem es in den Kühltaschen 30 des Schöpfraummantels 4 gekühlt wird. Zu diesem Zweck kann es durch Wärmetauscherrohre 32 geleitet werden.

[0037] Bei den Wälzlagern 21, 22 handelt es sich im dargestellten Beispiel um Schrägkugellager, die durch eine Feder 29 gegeneinander angestellt sind. Jede Welle 20 trägt unterhalb des Lagers 21 vorzugsweise unmittelbar, d.h. ohne zwischengeschaltete Kupplung, den Läufer 35 des Antriebsmotors, dessen Stator 36 in dem Motorgehäuse 2 angeordnet ist. Das Motorgehäuse kann mit Kühlkanälen 38 ausgerüstet sein.

[0038] Die Flanschplatten 50, die in dem dargestellten Beispiel mit den Lagerkörpern 7 aus einem Stück bestehen, sind mit ihren Außenrändern 51, die im wesentlichen dem Umfang des Schöpfraumgehäuses 4 folgen, und ihren aneinanderliegenden Innenrändern 52 auf die Oberseite der Grundplatte 3 aufgesetzt. Die Flanschplatten 50 sind gegenüber der Grundplatte 3 gedichtet. Auch die im Radialschnitt einer Sekante folgenden Stirnflächen 53, an denen sie aneinander anliegen, sind mit einer Dichtungseinlage ausgerüstet.

[0039] Unter den Flanschplatten 50, zwischen den Rändern 51, 52 ist eine Eindrehung vorgesehen, die mit der Oberseite der Grundplatte 3 einen Raum 39 einschließt, der zur Aufnahme von Synchronisations-Zahnradern 40 dient, die mit bekannten Mitteln drehfest auf den Wellen 20 zwischen den Lagern 21 und den Motorläufern angeordnet sind. Damit sie im Bereich der Innenränder 52 der Flanschplatten 50 miteinander kämmen können, weisen die Innenränder an entsprechender Stelle einen Ausschnitt auf, durch den die Zahnräder hindurchgreifen. Unterhalb dieses Ausschnitts bleibt auf jeder Seite ein Steg stehen, auf den in Fig. 1 die Bezugslinie der den Innenrand allgemein bezeichnenden Bezugsziffer 52 weist. Dieser Steg ist nicht nur aus Stabilitätsgründen vorteilhaft, sondern auch weil er eine umlaufende Abdichtung einerseits gegenüber der Grundplatte 3 und andererseits zwischen den abgeflachten Sekantenflächen der Flanschplatten 50 ermöglicht.

[0040] Die Ausdrehungen 39 in den Flanschplatten 50 haben einen Durchmesser, der größer ist als der Durchmesser der Synchronisations-Zahnradern 40. Sie sind im Verhältnis zu den Innenrändern 52 ein wenig exzentrisch angeordnet, damit die Synchronisations-Zahnradern 40 bei der Montage der Rotor-Baueinheiten trotz des Vorhandenseins des Dichtungsstegs bei 52 eingesetzt werden können.

[0041] Da der die Synchronisations-Zahnradern 40 enthaltende Raum 39 von dem Schöpfraum vollständig getrennt ist, besteht für die Synchronisations-Zahnradern die Gefahr der Verschmutzung nicht. Sie dienen lediglich der Notsynchronisation der Rotoren. Ihre Zähne kommen normalerweise nicht miteinander in Berührung. Eine Schmierung ist deshalb in der Regel nicht erforderlich. Zwar ist sie gewünschtenfalls anwendbar, aber der Trockenlauf der Synchronisation-Zahnradern vereinfacht die Konstruktion, weil eine Abdichtung zwischen dem Raum 39 und den Antriebsmotoren nicht erforderlich ist.

[0042] Die Synchronisations-Zahnradern 40 können auch als Impulsgeberscheiben dienen oder durch zusätzliche Impulsgeberscheiben ergänzt sein, die von Sensoren 42 abgetastet werden, von denen in Fig. 1 einer dargestellt ist. Diese Sensoren 42 stehen mit einer Regeleinrichtung in Verbindung, die die jeweilige Drehstellung der Rotoren gegenüber einem Sollwert überwacht und über den Antrieb korrigiert. Es handelt sich dabei um eine Synchronisation der Rotoren auf elektronischem Wege, die als solche bekannt ist und daher hier keiner näheren Erläuterung bedarf. Das Spiel zwischen den Zähnen der Synchronisationszahnradern 40 ist etwas geringer als das Flankenspiel zwischen den Verdrängervorsprüngen 9 der Rotoren 8. Es ist jedoch größer als die Synchronisationstoleranz der elektronischen Synchronisationseinrichtung. Bei ordnungsgemäßem Funktionieren der letzteren kommen somit weder die Flanken der Verdrängervorsprünge 9 noch die Zähne der Synchronisationszahnradern 40 miteinander in Kon-

takt. Für den Fall, daß die letzteren doch einmal miteinander in Kontakt kommen sollten, sind sie mit einer verschleißfesten und ggf. gleitgünstigen Beschichtung versehen.

[0043] Die Leistungsdaten der Pumpe werden außer durch die Antriebsleistung und Drehzahl durch das an den Rotoren gebildete Verdränger- bzw. Fördervolumen und somit durch die Länge der Rotoren bestimmt. Man kann daher die Förderdaten dadurch verändern, daß man die Länge des die Rotoren enthaltenden Pumpenteils ändert. Eine Baureihe von Pumpen mit unterschiedlichen Leistungsdaten zeichnet sich deshalb vorzugsweise dadurch aus, daß die einzelnen Pumpen dieser Baureihe sich durch Abstufung der Länge dieser Teile unterscheiden, zu denen das Schöpfraumgehäuse, die Rotoren sowie ggf. die rohrförmigen, in die Rotoren hineinragenden Teile der Lagerkörper gehören.

[0044] Man erkennt, daß jeder Rotor mit den zugehörigen Lager- und Antriebseinrichtungen eine selbständig montierbare Baueinheit bildet, die neben dem Rotor aus den Lagern 21, 22, dem Lagerkörper 7, dem darin vorgesehenen Kühleinrichtungen, der Welle 20, dem Synchronisationszahnrad 40, dem zugehörigen Sensor 42 und dem Motorläufer 35 besteht. Diese Einheiten werden komplett vormontiert in die Pumpe eingesetzt. Sie können nach der Abnahme des Schöpfraumgehäuses leicht von der Grundplatte 3 abgenommen bzw. eingesetzt werden. Ihre Auswechslung kann daher dem Anwender überlassen bleiben, während der Hersteller die Wartung der empfindlichen Einheiten als solchen besorgt.

[0045] Die Pumpe ist vorzugsweise von isochorer Bauart, um auch größere Flüssigkeitsmengen schadlos mitfordern zu können.

Patentansprüche

1. Mehrstufiger Schraubenspindelverdichter, dessen Verdrängerrotoren (8) druckseitig fliegend gelagert sind an einem die Rotorwelle (20) und wenigstens ein rotorseitiges Lager (22) einschließenden, jeweils in den Rotor (8) hineinragenden, stationären Lagerrohr (23), dadurch gekennzeichnet, daß die Rotoren (8) druckseitig stärker als saugseitig gekühlt werden, indem der jeweils in einen Rotor hineinragende Teil des Lagerrohrs (23) gekühlt ist und die einander gegenüberstehenden Umfangsflächen des Rotors (8) und des Lagerrohrs (23) wärmeaustauschfähig zueinander angeordnet sind.
2. Verdichter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Zwischenraum zwischen den einander gegenüberstehenden Oberflächen des Rotors (8) und des Lagerrohrs (23) mit der Druckseite (12) in Verbindung steht.
3. Verdichter nach Anspruch 1 oder 2, dadurch ge-

kennzeichnet, daß wenigstens eine der genannten Umfangsflächen mit den Wärmeaustausch mit dem dazwischen befindlichen Medium verbessernden Erhöhungen und Vertiefungen versehen sind.

4. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die genannten Umfangsflächen mit einer hohen Absorptionszahl für Wärmestrahlung ausgestattet sind.

5. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens der in den Rotor (8) hineinragende Teil des Lagerrohrs (23) von Kühlflüssigkeit durchströmte Kanäle (25) enthält.

6. Verdichter nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Kühlkanäle (25) nahe der dem Rotor (8) gegenüberliegenden Umfangsfläche des Lagerrohrs (23) angeordnet sind.

7. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die einander mit geringem Spiel gegenüberstehenden Umfangsflächen des Rotors (8) und des Lagerrohrs (23) als berührungsfrei zusammenwirkende Förderorgane mit aus dem Rotor (8) hinausführender Förderrichtung ausgebildet sind.

8. Verdichter nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß er im wesentlichen vertikal mit geodätisch tief gelegener Auslaßöffnung angeordnet ist.

9. Verdichter nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens eine der beiden einander gegenüberstehenden Umfangsflächen mit einem Fördergewinde (28) versehen ist.

10. Verdichter nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die einander gegenüberstehenden Umfangsflächen konisch mit einem in Förderrichtung sich vergrößernden Durchmesser ausgebildet sind.

11. Verdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Rotorhohlraum (24) mit einer Sperrgasquelle verbunden ist.

12. Verdichter nach einem der Ansprüche 7 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß Einrichtungen zum drehmomentabhängigen Steuern/Regeln des Rotorantriebs vorgesehen sind.

13. Verdichter nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß Einrichtungen (27) zum Einlaß einer Waschflüssigkeit in den Schöpfraum vorgesehen sind.

14. Verfahren zum Reinigen eines Verdichters nach ei-

nem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß Waschflüssigkeit in den Schöpfraum gegeben und die Rotoren drehmomentabhängig angetrieben werden.

5

Claims

10

1. Multi-stage screw-spindle compressor, the displacement rotors (8) of which are mounted in a overhung manner on the pressure side on a stationary bearing tube (23) enclosing the rotor shaft (20) and at least one rotor-side bearing (22) and in each case projecting into the rotor (8), characterized in that the rotors (8) are cooled to a greater extent on the pressure side than on the suction side by virtue of the fact that the part of the bearing tube (23) projecting in each case into a rotor is cooled and the peripheral surfaces, opposite one another, of the rotor (8) and the bearing tube (23) are arranged in such a way as to be capable of heat exchange relative to one another.

20

25

2. Compressor according to Claim 1, characterized in that the intermediate space between the surfaces, opposite one another, of the rotor (8) and the bearing tube (23) is connected to the pressure side (12).

30

3. Compressor according to Claim 1 or 2, characterized in that at least one of the said peripheral surfaces is provided with prominences and depressions improving the heat exchange with the medium located in between.

35

4. Compressor according to one of Claims 1 to 3, characterized in that the said peripheral surfaces are provided with a high absorption factor for heat radiation.

40

5. Compressor according to one of Claims 1 to 4, characterized in that at least the part of the bearing tube (23) projecting into the rotor (8) contains passages (25) through which cooling liquid flows.

45

6. Compressor according to Claim 5, characterized in that the cooling passages (25) are arranged close to the peripheral surface of the bearing tube (23) opposite the rotor (8).

50

7. Compressor according to one of Claims 1 to 6, characterized in that the peripheral surfaces, opposite one another with slight clearance, of the rotor (8) and the bearing tube (23) are designed as delivery members interacting in a non-contacting manner and having a delivery direction leading out of the rotor (8).

55

8. Compressor according to Claim 7, characterized in

that it is arranged essentially vertically with an outlet opening situated in a geodetically low position.

9. Compressor according to Claim 7, characterized in that at least one of the two peripheral surfaces opposite one another is provided with a delivery thread (28).
10. Compressor according to Claim 7, characterized in that the peripheral surfaces opposite one another are of conical design with a diameter increasing in the delivery direction.
11. Compressor according to one of Claims 1 to 10, characterized in that the rotor hollow space (24) is connected to a sealing-gas source.
12. Compressor according to one of Claims 7 to 11, characterized in that devices are provided for the control of the rotor drive as a function of torque.
13. Compressor according to Claim 12, characterized in that devices (27) are provided for the admission of a washing liquid into the pump chamber.
14. Method of cleaning a compressor according to one of Claims 1 to 13, characterized in that washing liquid is fed into the pump chamber and the rotors are driven as a function of torque.

Revendications

1. Compresseur à broche hélicoïdale et à plusieurs étages, dont les rotors volumétriques (8) sont montés volants côté compression sur un tube de palier (23) stationnaire, enfermant l'arbre de rotor (20) et au moins un palier (22) côté rotor et pénétrant dans le rotor (8) respectif, caractérisé en ce que les rotors (8) sont refroidis côté compression plus fortement que côté aspiration, en ce que la partie du tube de palier (23) pénétrant dans un rotor est refroidie et les surfaces périphériques opposées les unes aux autres du rotor (8) et du tube de palier (23) sont disposées de manière à permettre un échange de chaleur entre elles.
2. Compresseur selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'interstice entre les surfaces opposées les unes aux autres du rotor (8) et du tube de palier (23) communique avec le côté compression (12).
3. Compresseur selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce qu'au moins l'une des surfaces périphériques citées est pourvue de reliefs et de creux améliorant l'échange de chaleur avec le fluide se trouvant entre elles.
4. Compresseur selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que les surfaces périphériques citées présentent un coefficient d'absorption élevé pour le rayonnement thermique.
5. Compresseur selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce qu'au moins l'une des parties du tube de palier (23), pénétrant dans le rotor (8), contient des canaux (25) traversés par un réfrigérant.
6. Compresseur selon la revendication 5, caractérisé en ce que les canaux de refroidissement (25) sont disposés à proximité de la surface périphérique du tube de palier (23), faisant face au rotor (8).
7. Compresseur selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que les surfaces périphériques du rotor (8) et du tube de palier (23), qui se font face les unes les autres avec un jeu réduit, sont réalisées sous la forme d'organes de transport coopérant sans contact, avec sens de transport menant à l'extérieur du rotor (8).
8. Compresseur selon la revendication 7, caractérisé en ce qu'il est disposé sensiblement verticalement avec ouverture de sortie située géodésiquement bas.
9. Compresseur selon la revendication 7, caractérisé en ce qu'au moins l'une des deux surfaces périphériques se faisant face l'une l'autre est pourvue d'un filetage de transport (28).
10. Compresseur selon la revendication 7, caractérisé en ce que les surfaces périphériques se faisant face l'une l'autre sont réalisées coniques avec un diamètre augmentant dans le sens du transport.
11. Compresseur selon l'une des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que la cavité (24) du rotor est reliée à une source de gaz d'arrêt.
12. Compresseur selon l'une des revendications 7 à 11, caractérisé en ce que sont prévus des dispositifs pour la commande/régulation de l'entraînement du rotor en fonction du couple de rotation.
13. Compresseur selon la revendication 12, caractérisé en ce que sont prévus des dispositifs (27) pour l'arrivée d'un liquide de lavage dans la chambre de compression.
14. Procédé de nettoyage d'un compresseur selon l'une des revendications 1 à 13, caractérisé en ce qu'on introduit un liquide de lavage dans la chambre de compression et en ce que les rotors sont entraînés en fonction du couple de rotation.

