



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11) **EP 1 108 143 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**03.09.2003 Patentblatt 2003/36**

(51) Int Cl.7: **F04C 18/16**, F04C 29/04,  
F04C 29/02, F04C 27/00

(21) Anmeldenummer: **99941399.0**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/DE99/01879**

(22) Anmeldetag: **29.06.1999**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 00/012899 (09.03.2000 Gazette 2000/10)**

(54) **TROCKENVERDICHTENDE SCHRAUBENSPINDELPUMPE**

DRY-COMPRESSING SCREW PUMP

POMPE A BROCHE HELICOIDALE A COMPRESSION A SEC

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

(74) Vertreter: **Bauer, Wulf, Dr.**  
**Lindenallee 43**  
**50968 Köln-Marienburg (DE)**

(30) Priorität: **29.08.1998 DE 19839501**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**20.06.2001 Patentblatt 2001/25**

(56) Entgegenhaltungen:

**EP-A- 0 290 664**                      **DE-A- 4 444 535**  
**DE-A- 19 522 557**                    **DE-A- 19 748 385**  
**DE-A- 19 800 825**                    **DE-C- 574 384**  
**US-A- 5 662 463**

(73) Patentinhaber: **Steffens, Ralf**  
**50389 Wesseling-Urfeld (DE)**

(72) Erfinder: **Steffens, Ralf**  
**50389 Wesseling-Urfeld (DE)**

• **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 008, no. 238 (M-335), 31. Oktober 1984 (1984-10-31) & JP 59 115492 A (HITACHI SEISAKUSHO KK), 3. Juli 1984 (1984-07-03)**

**EP 1 108 143 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]** Erhöhte Anforderungen an die Reinheit des Fördermediums, steigende Betriebs- und Entsorgungskosten sowie zunehmende Verpflichtungen durch Umweltschutzvorschriften erfordern für Vakuumsysteme in zunehmendem Maße den Verzicht auf Betriebsflüssigkeiten, die mit dem Fördermedium in Berührung kommen. Diese im Schöpfraum ohne Dicht- oder Schmiermedien, wie Wasser oder Öl, arbeitenden Maschinen werden allgemein als trockene, bzw. trockenverdichtende Vakuumpumpen bezeichnet DE-A-4 444 535. Dabei können für diese Pumpen selbstverständlich keine Zugeständnisse an die Zuverlässigkeit und Betriebssicherheit gemacht werden. Die Hersteller von Vakuumsystemen reagierten auf diese Anforderungen mit unterschiedlichen Lösungen, von denen die erfolgreichen Prinzipien ausnahmslos auf der Arbeitsweise der 2-Wellenverdrängermaschinen beruhen. Für die Vakuumherzeugung arbeiten diese trockenverdichtenden Maschinen wegen der geforderten Kompressionsverhältnisse mit höheren Drehzahlen, wobei die Verdrängerroter zur Erreichung der gewünschten Standzeit berührungslos gegeneinander im Schöpfraum mit möglichst geringem Abstand zueinander und zum umgebenden Pumpengehäuse rotieren. Unter den verschiedenen Prinzipien der trockenverdichtenden Vakuumpumpen hat sich das System der Schraubenspindelpumpe als besonders vorteilhaft erwiesen: Zwei parallel angeordnete zylindrische Rotore mit schraubenförmig verlaufenden Nuten (Vertiefungen) auf der Zylinderfläche greifen ineinander und bilden in jeder Zahnücke einen Schöpfraum, der bei gegensinniger Drehung beider Rotore von der Saugzur Druckseite transportiert wird. Das für die Vakuumpumpe gewünschte hohe Kompressionsverhältnis kann bei der Schraubenspindel-Vakuumpumpe vorteilhafterweise direkt über die Anzahl der abgeschlossenen Förderkammern einfach erreicht werden.

**[0002]** Dieser Stand der Technik bei den trockenverdichtenden Vakuumpumpen ist aber noch von einigen schwerwiegenden Nachteilen gekennzeichnet:

So erreichen die heutigen trockenen Vakuumpumpen bei weitem nicht die bisher geläufigen Qualitätswerte, wie sie von den bekannten Drehschieber-Vakuumpumpen und Flüssigkeitsringmaschinen realisiert werden. Dies betrifft insbesondere die unbestritten hohe Zuverlässigkeit und Robustheit dieser Vakuumpumpen, die Kompaktheit, sowie vordringlich die niedrigen Herstellkosten. Die Ursache dieser Schwierigkeiten liegt ursächlich in dem meist beträchtlichen Aufwand, den heutige trockenverdichtende Vakuumpumpen zur Umsetzung der geforderten Leistungsmerkmale wie Enddruck und Saugvermögen immer noch benötigen.

**[0003]** Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung

besteht darin, eine möglichst einfache und robuste, sowie besonders preiswerte und kompakte trockenverdichtende Vakuumpumpe zu konzipieren, um dank der trockenen Arbeitsweise bei der Vakuumherzeugung gegenüber dem heutigen Stand der Technik deutliche Verbesserungen zu erreichen.

**[0004] Erfindungsgemäß** wird diese Aufgabe zunächst dadurch gelöst, daß beide Verdrängerspindeln innen durchgehend hohl ausgeführt sind und ein permanenter Kühlmittelstrom, vorzugsweise Öl, direkt durch jeden der beiden Verdrängerzylinder geführt wird, um die bei der Vakuumherzeugung auftretende Wärmemenge aus jedem Spindelrotor kontinuierlich und zuverlässig abzuführen.

**[0005]** Vorteilhafterweise wird bei diesem Rotorwärmetransport der bessere Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Verdrängerrrotormaterial und dem Kühlmittel bei gleichzeitig geringerer Rotorzylinderinnenfläche gegenüber der größeren wärmeaufnehmenden Außenoberfläche des Verdrängerrrotors bei geringerem Wärmeübergangskoeffizienten zwischen dem Rotormaterial und dem Fördermedium zugunsten einer ausgeglichenen Rotorthermik ausgenutzt, so daß nach einer einfachen thermodynamischen Auslegung die aufgenommene und abgeführte Rotorwärmemenge im gewünschten Gleichgewicht sind. Günstigerweise kann für jeden Einsatzfall das Temperaturniveau durch Steuerung der Kühlmittelmenge gezielt eingestellt und gesteuert werden. Dabei ist unbedingt auf eine gleichmäßige Verteilung der Kühlmittelmenge auf beide Verdrängerrrotore durch entsprechende Überwachungseinrichtungen zu achten. Zur Verbesserung der Kühlwirkung sollte die Rotorinnenbohrung dabei vorzugsweise zusätzlich mit einem drehrichtungsorientierten Innenfördergewinde ausgeführt werden, um sowohl die innere Wärmeaustauschfläche zwischen Verdränger und Kühlmittel als auch den Kühlmittelstrom durch entsprechende Gewindeorientierung zu verbessern. Die Drehrichtung jedes Verdrängerrrotors liegt entsprechend der Pumpenförderrichtung eindeutig fest, so daß die Innengewindeorientierung der Verdrängerrrotorausbohrung genau so ausgeführt werden kann, daß entsprechend dieser festgelegten Rotordrehrichtung seine Kühlmitteldurchströmung unterstützt und verstärkt wird.

**[0006]** Desweiteren wird vorgeschlagen, die genannten Rotorinnenbohrungen mit zusätzlicher Gewindeoption vorteilhafterweise derartig konisch auszuführen, daß zur Kühlmittelinlaßseite der geringere und zur Kühlmittelauslaßseite der etwas größere Bohrungsdurchmesser entsteht, so daß infolge der Fliehkraftunterstützung die Kühlmittelförderwirkung verstärkt wird, um die Rotorkühlung noch weiter zu verbessern. Damit ist es günstigerweise auch möglich, diese Schraubenspindel-Vakuumpumpe sowohl mit senkrecht stehendem als auch mit waagrecht ausgerichtetem Verdrängerrrotorpaar zu betreiben.

**[0007]** Für eine möglichst effektive Rotorkühlung wird erfindungsgemäß außerdem noch empfohlen, daß die

Oberflächen der Rotorinnenbohrung derartig ausgeführt werden, wie es die Verdichtungsverlustwärmeabfuhrung erfordert. Denn die Verdichterleistung und damit auch die entstehende Verlustleistung ist in Längsrichtung des Verdrängerrotors nicht konstant, so daß in den Bereichen höherer Verdichterwärmeverluste die entsprechenden Oberflächenwerte vorteilhafterweise größer gestaltet werden. Allgemein betrifft dies insbesondere den auslaßnäheren Verdrängerrotorbereich und die Gebiete mit größerer Änderung der Arbeitskammervolumina. Desweiteren besteht die Möglichkeit, die Größe der Rotorinnenfläche zu maximieren, indem entsprechend dem äußeren Verlauf mit den zylindrischen Nuten auch der innere hohle Verlauf dieser Kontur durch Minimierung der gesamten Rotorwandstärke folgt. Die technische Realisierung kann beispielsweise außer der mechanischen Bearbeitung noch durch Explosionsumformung eines entsprechend dünnwandigen Rohres erfolgen, oder durch Blechpaketierung gemäß der EP 0 477 601 A1.

**[0008]** Der gesamte Kühlmittelstrom wird vorzugsweise mit einer eigenen druckerzeugenden Pumpe definiert realisiert, so daß dieses Kühlmedium (vorzugsweise Öl) nicht nur gezielt durch die Verdrängerhohlräume, Lagerung, spezieller Abdichtungselemente sowie Synchronisations- und Antriebsverzahnung geführt wird, sondern gleichzeitig auch am Gehäuse möglichst mit Schwerkraftunterstützung gezielt vorbeigeleitet werden kann, um die aufgenommene Wärmemenge wieder abzugeben. Dieser im geschlossenen Kreislauf sich ständig wiederholende Prozeß wird unterstützt durch die bekannten zusätzlichen äußeren Möglichkeiten zum Wärmeaustausch, angefangen bei einem verrippten Gehäuse, dem geeigneten Gehäusewerkstoff, sowie vom einfachen Ventilator, bis zum zusätzlichen Wärmetauscher-Anschluß, der direkt vom Kühlmittelstrom durchströmt wird. Statt der eigenen druckerzeugenden Pumpe kann alternativ und insbesondere für kleinere Maschinengrößen die kinetische Energie der Rotordrehung ausgenutzt werden, indem am Verdrängerrotor direkt eine eigene Ölpumpe nach den bekannten Prinzipien angeschlossen wird.

**[0009]** Vorteilhafterweise wird auf diese Weise für trockenverdichtende Vakuumpumpen eine sehr viel gleichmäßigere Temperaturverteilung in der gesamten Maschine erreicht, wie sie sonst nur bei den bekannten Drehschieber- und Flüssigkeitsringmaschinen geläufig ist. Diese möglichst gleichmäßigen Temperaturverhältnisse sind jedoch eine wesentliche Voraussetzung für die Robustheit sowie Zuverlässigkeit einer Vakuumpumpe und gelten stets als eines der wichtigsten Entwicklungsziele, die bei den heutigen trockenverdichtenden Vakuumpumpen bisher noch nicht befriedigend erreicht wurden, weil erhebliche Betriebsfunktionsrisiken durch teilweise extreme Temperaturunterschiede entstehen.

**[0010]** Zur besonders günstigen Umsetzung dieser lukrativen Rotorkühlung wird erfindungsgemäß vorge-

schlagen, daß jeder Verdrängerrotor 1, 2 unmittelbar stirnseitig mindestens auf der kühlmittelabführenden Rotorseite in kapselähnlichen Rotorelementen 4 gelagert wird, durch die auf der einen Seite das Kühlmedium in der gewünschten Menge direkt in jede der durchgehenden Verdrängerrotorbohrungen zugeführt und am anderen Ende wieder abgeführt wird. Dafür wird, wie es in der Darstellung gemäß Fig. 1 beispielhaft gezeigt ist, die Rotorlagerung 5 derart ausgeführt, daß sich der Lagerinnenring auf einem gehäusefesten Zapfen 6 stehend abstützt, während sich der Lageraußenring in dem kapselähnlichen Rotorelement 4 permanent mit dem Verdrängerrotor 1 bzw. 2 mitdreht. Desweiteren wird durch diese Ausführung der Rotorlagerung beidseitig unmittelbar an der Verdrängerstirnseite ein Höchstmaß an dynamischer Stabilität erreicht, indem die biegekritische Drehzahl weit jenseits der Betriebsdrehzahlen liegt, weil einerseits die Lagerabstände minimiert und andererseits die Steifigkeitswerte zwischen der Lagerung optimal erhöht sind.

**[0011]** Zumindest einseitig kann jedoch auch auf diese Form der Rotorlagerung verzichtet werden, indem gemäß der beiliegenden Darstellung in Fig. 3 sich der Lagerinnenring des Rotorlagers 5 auf dem Verdrängerrotor befindet und der Lageraußenring sich am gehäusefesten Seitenteil 7 abstützt.

**[0012]** Zur Reduzierung der Anzahl der schöpfraumseitigen Wellendurchführungen, beispielsweise für besonders schwierige Pumpeneinsatzfälle, bei gleichzeitiger Vermeidung einer saugseitigen Rotorlagerung kann auch die bekannte einseitige, sogenannte fliegende Rotorlagerung vorteilhaft sein. Gemäß beiliegender Darstellung in Fig. 2 kann auch für diese Einsatzfälle die vorteilhafte Rotorkühlung realisiert werden, indem der gehäusefeste Zapfen 6 weit in die Verdrängerrotorbohrung hineinragt und sowohl die beiden Lagerinnenringe trägt als auch die Kühlmittelzuführung 8 übernimmt. Die erforderliche Biegesteifigkeit dieses einseitig abgestützten Zapfens ist bei den geringen Radialbelastungen einer Schraubenspindelvakuumpumpe einfach realisierbar, indem das untere Lager 5a einen größeren Lagerinnendurchmesser aufweist, um gleichzeitig auch die höheren Axialkräfte durch die Arbeitsdruckdifferenz des Pumpenfördermediums aufzunehmen. Für kleinere Schraubenspindelmaschinen kann das obere Lager 5b beispielsweise auch als radialkompaktbauendes Nadelager oder auch als ölgeschmiertes Gleitlager ausgeführt werden.

**[0013]** Ein geringer Teil dieses Kühlstroms, vorzugsweise Öl, wird direkt zur Schmierung und Kühlung dieser Rotorlagerung genutzt, so daß für diese Lager eine optimale Sicherheit, Zuverlässigkeit und Lebensdauer erreichbar wird. Diese Abzweigung bei der Kühlmittelzuführung 8 erfolgt beispielsweise über einen Absatz 17 im kegelförmigen Rotoreinsatzteil 16 oder über Bohrungen 10 in den Rotorelementen, sowie mittels Ölüberlauf der Sammelrinnen 18 als auch über Spritzöl bei der Ölrinnenentnahme per Staurohr 19, wobei mittels Dimen-

sionierung dieser Elemente die notwendige Schmiermittelmenge günstig eingestellt werden kann.

**[0014]** Ein weiterer Teil des Kühlmittelstroms wird vorteilhafterweise auch gleichzeitig noch zur Schmierung und Kühlung der Synchronisationsverzahnung eingesetzt. Dabei erfolgt die Versorgung vorzugsweise über die Schmiermittelverteilungsbohrungen 10 oder über den gezielten Rinnenüberlauf 24 der Siphon-Wellenabdichtung 22 - vergl. spätere Erläuterung.

**[0015]** Neben dieser Kühlungsproblematik werden heutige Schraubenspindel-Vakuumpumpen überwiegend mit fliegender Rotorlagerung ausgeführt, um die saugseitige Lagerung zu vermeiden. Dieser wichtige Vorteil ist unbedingt anzustreben, ohne jedoch die Nachteile hinsichtlich Rotorkühlung und biegekritische Drehzahl zu übernehmen. Gleichzeitig ist es sehr erstrebenswert, die bei dieser fliegenden Verdrängerrotorlagerung auftretenden Axialkräfte aufgrund der Druckdifferenz des Fördermediums zu vermeiden, weil sie die maßgebende Lagerbelastung für die Zuverlässigkeit und Lebensdauer darstellen.

**[0016]** In der vorliegenden Erfindung wird diese Aufgabe durch die bei Schraubenspindelpumpen bekannte zweiflutige Ausführung gelöst, so daß der Gaseintritt nicht mehr stirnseitig, sondern innerhalb der Rotorlängsseite erfolgt und sich auf jeder Rotorstirnseite der auslaßseitige Druck in der Nähe des atmosphärischen Druckes einstellt. Dabei wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, daß für größere Schraubenspindelvakuum-pumpen (also mehr als etwa 100 m<sup>3</sup>/h Nennsaugvermögen) beide Verdrängerpaar-Seiten mit dem gleichem Spindelfördergewinde ausgeführt werden, so daß sich der zu fördernde Gasstrom gleichmäßig aufteilen kann. Damit wird günstigerweise der notwendige Achsabstand und damit die Baugröße verringert, während sich die Baulänge hingegen erhöht, wodurch sich die Herstellkosten einer derartigen Maschine insgesamt verringern werden.

**[0017]** Für kleinere Schraubenspindel-Vakuumpumpen (weniger als etwa 100 m<sup>3</sup>/h Nennsaugvermögen) kann ein Verdrängerpaarteil (bei senkrechter Förder-richtung der obere Teil) lediglich als einfaches Leckage-Fördergewinde ausgeführt werden, um ausschließlich die innere Gasrückströmung aufgrund der Druckdifferenz zwischen Pumpenein- und Auslaßseite zurückzuführen. Dabei kann dieses Leckage-Fördergewinde sowohl durch gegenseitigen Rotoreingriff zur anderen Verdrängerspindel als auch separat als einfaches Fördergewinde im gehäusefesten Vollzylinder ausgeführt werden, vergleichbar zum sogenannten Golubev-Gewinde.

**[0018]** Vorteilhafterweise werden bei dieser erfindungsgemäßen Lösung durch den Verzicht auf eine saugseitige Rotorlagerung die Vorteile der heutigen trockenverdichtenden Schraubenspindel-Vakuumpumpen übernommen und gleichzeitig die Nachteile hinsichtlich der erheblichen Axialkräfte für die Rotorlagerung vermieden.

**[0019]** Die erforderliche Abdichtung zwischen dem

notwendigerweise trockenen, also ölfreien Schöpf-/Arbeitsraum und den ölgeschmierten Seiten-/Lagerräumen erfolgt günstigerweise zunächst über lange Dichtungswege und wird dabei unterstützt von einfachen, vorzugsweise berührungslos arbeitenden Labyrinth-Abdichtungen, über Golubev-Leckagefördergewinde und verschiedene hinlänglich bekannte Wellenabdichtungen. Beide Pumpenstirnseiten können dabei über eine einfache Gasleitung fest miteinander verbunden werden und sorgen auf diese Weise für einen ständigen Druckausgleich, so daß die Druckdifferenz an den Schöpfraumwellendurchführungen minimiert wird.

**[0020]** Als besonders vorteilhafte Abdichtung der Schöpfraumwellendurchführungen werden in der vorliegenden Erfindung spezielle Zentrifugal-Wellendichtungen entsprechend der Darstellung in Fig. 1 eingesetzt. Auf der Kühlmittleinspeiseseite greift eine schmale, am Zapfen feste Abdichtscheibe 21 in einen rotierenden Siphon 20, der einerseits seine Flüssigkeit von der Lagerschmierung erhält und andererseits die notwendige Flüssigkeits- und Wärmeabführung über ein an dieser Abdichtungsscheibe festes Staurohr 26 stets erledigt. Dieses Abdichtungssystem mit dem rotierenden Siphon läßt sich auch direkt auf die Abführungsseite des Kühl-/Schmiermittels anwenden, wie es beispielhaft in der Darstellung gemäß Fig. 5 gezeigt ist.

**[0021]** Zur Umsetzung der in dieser Erfindung beschriebenen Verdrängerspindelkühlung muß nun das Kühlmittel, vorzugsweise Öl, permanent und sicher in den rotierende Rotorzylinderinnenfläche eingebracht und abschließend wieder abgeführt werden.

**[0022]** Dabei erfolgt diese Öleinspeisung am gehäusefesten Zapfen zur Rotorwelle über einen speziellen kegelförmigen Einsatz 16 in der Rotorbohrung mit passendem Gegenstück (beispielsweise als Bohrungsphase) am gehäusefesten Zapfen, um eine möglichst gleichmäßige Ölverteilung zu gewährleisten. Dabei erhält dieser rotierende Einsatz 16 einen derartigen Absatz 17 in seiner Kegelnähe, daß das über 8 zapfenseitig zugeführte Kühl-/Schmiermittel am Kegeleinsatz 16 auftreffend zu dem gewünscht geringen Teil abgespritzt wird und auf diese Weise zur Schmierung der Rotorlagerung 5 sowie zur Siphon-Versorgung 20 gelangt. Der wesentlich größere Ölstrom wird über nutenförmige Aussparungen in dem Einsatz 16 in die Verdrängerbohrung zwecks Abführung der Verdichtungsverlustwärme geleitet.

**[0023]** Da dieser rotierende Siphon nur als dynamische Dichtung wirken kann, wird zusätzlich als statische Abdichtung eine berührende Wellendichtung 27, beispielsweise der bekannte Radialwellendichtring, derartig in dem rotierenden Rotorelement eingesetzt, daß dieser im Stillstand sicher abdichtet und bei beginnender Rotation, wenn die Siphon-Dichtung ihre Abdichtungsaufgabe übernimmt, seine Dichtlippe aufgrund der Fliehkraftwirkung anfängt abzuheben, so daß gleichzeitig günstigerweise ein optimaler Verschleißschutz entsteht.

**[0024]** Um die Druckdifferenz an diesem Schöpfraumwellenabdichtungssystem zu minimieren, wird auf dem äußeren Durchmesser der kapselähnlichen Elemente beispielsweise das zuvor beschriebene Golumbev-Leckagefördergewinde 25 eingesetzt. Alternativ können, wie bereits beschrieben, auch andere Möglichkeiten zur Rückförderung der inneren Leckage realisiert werden. Desweiteren sind an den kapselähnlichen Elementen stirnseitig noch weitere, vorwiegend axial wirkende Abdichtungselemente der bekannten Ausführungsformen einsetzbar. Für schwierigere Applikationen ist selbstverständlich der geläufige Einsatz von Sperrgas als inertes Schutzgas längs der vorteilhaft langen Dichtungswege mit optimal geeigneten Leitwerten jederzeit günstig möglich. In den beiliegenden Darstellungen ist die Sperrgasoption als strichdoppelpunktierte Linie 32 beispielhaft eingetragen.

**[0025]** Der notwendige Ölaustritt erfolgt stets an der Rotorstirnseite mit den kapselähnlichen Rotorelementen und bei vorzugsweise senkrechter Förderrichtung günstigerweise unten, wohingegen gemäß der Darstellung in Fig. 3 die Öleinspeisung auch auf derjenigen Rotorstirnseite erfolgen kann, wo der Innenring der Rotorlagerung direkt auf dem verlängerten Wellenende des Verdrängerrotors sitzt. Der Abführung des Kühl- und Schmiermittels aus dem Rotorinnenzyylinder kann nun entsprechend der Darstellung in Fig. 2 fliehkraftunterstützt über eine Sammelrinne 18 mit Ablaufbohrungen inklusive einer Abzweigbohrung zur Synchronisationsverzahnung erfolgen, und/oder über ein Staurohr 19, das vom gehäusefesten Zapfen direkt in die rotorseitige Sammelrinne 18 greift.

**[0026]** In der Darstellung gemäß Figur 1 wird der Ölaustritt vorteilhafterweise nicht nur zur Lagerschmierung, sondern gleichzeitig sowohl zur Speisung des Abdichtungssiphons als auch zur Schmierung der Synchronisationsverzahnung genutzt. Im Gegensatz zum oberen Siphon rotiert bei diesem Siphon die schlanke Abdichtungsscheibe und die begrenzenden Siphonseitenwände sind gehäusefest. Damit erfolgt die notwendige Schmierung der Synchronisationsverzahnung besonders günstig durch den gezielten Rinnenüberlauf der Siphon-Schöpfraumwellenabdichtung im Zahnrad-eingriffsgebiet des Synchronisationsgetriebes, indem die Siphonseitenwand in genau diesem Gebiet zurückgenommen wird. Diese Form der unteren Schöpfraumwellenabdichtung bei gleichzeitiger Versorgung der Synchronisationsverzahnung entsprechend der Darstellung in Fig. 1 ist selbstverständlich auch für die fliegende Lagerausführung gemäß Fig. 2 übertragbar und geeignet.

**[0027]** Eine derartige Schraubenspindel-Vakuumpumpe wird vorzugsweise mit senkrecht stehendem Verdrängerrotorpaar ausgeführt, in jedem Fall wird jedoch das die Verdrängerrotore umgebende Pumpengehäuse so ausgeführt, daß der möglicherweise erforderliche Flüssigkeitsablauf schwerkraftunterstützt aus dem Pumpenförderraum jederzeit gewährleistet ist, indem

der Auslaß des Fördermediums sich stets an der geodätisch tiefstgelegenen Position befindet.

**[0028]** Die Synchronisation der beiden Verdrängerspindeln erfolgt über ein einfaches, hinlänglich bekanntes ölgeschmiertes Stirnradgetriebe. Der Antrieb mit der gleichzeitig notwendigen Drehzahlerhöhung erfolgt vorzugsweise über ein größeres Stirnrad, das direkt oder über eine einfache Vorgelegestufe unmittelbar diese Synchronisationsstufe treibt. Der Antriebsmotor wird dann vorzugsweise parallel zur Spindelpumpe angeordnet. Allerdings kann der Antriebsmotor auch nicht nur für kleinere Maschinen in direkter Verlängerung einer Verdrängerspindel angeordnet werden, und die Drehzahlerhöhung geschieht mittels Frequenzumformer.

**[0029]** Ein weiterer wesentlicher Verbesserungsansatz bei trockenverdichtenden Schraubenspindel-Vakuumpumpen gegenüber dem Stand der Technik besteht erfindungsgemäß darin, die erforderliche Antriebsleistung zu minimieren, um die thermische Situation der gesamten Maschine deutlich zu entlasten. Denn je geringer die eingebrachte Leistung ist, desto einfacher wird es, die Temperaturen in der Schraubenspindel-Vakuumpumpe mit angemessenem Kühlaufwand innerhalb vernünftiger Grenzen zu halten und im darauffolgenden Entwicklungsschritt die Baugröße und damit den Herstellungskosten der gesamten Maschine zu reduzieren.

**[0030]** Diese Minimierung der Leistungseinbringung erfolgt durch eine spezielle Art der inneren Abstufung. Dabei wird das Volumen einer Arbeits-/Förderkammer vom Beginn des Ansaugens bis zum Auslaß gezielt verringert. Ideal für den Verdichtungs Vorgang wäre eine variable innere stetige Abstufung, die sich permanent den unterschiedlichen Druckverhältnissen anpaßt. Bei trockenlaufenden Schraubenspindel-Vakuumpumpen wäre dies beispielsweise durch den Einsatz von Ventilen realisierbar, diese sind jedoch hinsichtlich ihrer Standzeit und Zuverlässigkeit beim Trockenläufer erfahrungsgemäß ungeeignet.

**[0031]** Erfindungsgemäß erfolgt diese Abstufung nun durch die unterschiedliche Kombination zweier Faktoren der inneren Abstufung als Änderung der Förderkammervolumina entsprechend der Darstellung in Fig. 2. Dabei liegt der eine Wert zwischen 1,5 und 2,2 als Faktor, vorzugsweise bei etwa 1,85 und wird technisch umgesetzt, indem bei gleichbleibendem Außendurchmesser des Verdrängerrotors die Spindelsteigung um genau diesen Faktor kontinuierlich verringert wird. Der zweite Wert liegt zwischen minimal 2,0 und maximal 9,0 als Faktor, vorzugsweise bei etwa 4,0 bis 6,0 und wird technisch umgesetzt, indem durch eine sprunghafte Änderung der Rotorgeometrieparameter das Volumen einer Arbeits-/Förderkammer um genau diesen Faktor verringert wird, wobei der Verdrängerrotorausendurchmesser und damit gleichbedeutend die Zahnnutenhöhe sowie bei größeren Werten auch die Rotorstirnseitigkeit zur Erreichung dieses Faktors in Kombination entsprechend reduziert werden.

**[0032]** Somit besteht jeder Spindelrotor aus 2 Fördergewindeabschnitten, wobei der eine Teil mit einer kontinuierlichen Steigungsänderung (Faktor von etwa 1,85 zur Verringerung des Volumens einer Arbeits-/Förderkammer) bei gleichem Rotoraußendurchmesser ausgeführt ist, während sich in dem unmittelbar daran anschließenden zweiten Rotorspindelabschnitt sprunghaft das Volumen der Arbeits-/Förderkammer um einen Faktor vorzugsweise zwischen 4 und 6 verringert, indem Zahnhöhe und möglichenfalls auch die Spindelsteigung abrupt reduziert werden. Dabei ist diese Betrachtungsreihenfolge jetzt von der Saug- zur Auslaßseite gerichtet, sie kann jedoch auch umgekehrt werden, indem zuerst die große Abstufung zwischen den Vorzugsfaktoren von 4 und 6 erfolgt und anschließend nach einer sprunghaften Verringerung des Rotoraußendurchmessers im zweiten Spindelförderabschnitt die kontinuierliche Steigungsänderung von etwa 1,85 erfolgt. Selbstverständlich ist der im Eingriff befindliche Gegenspindelrotor mit einer entsprechenden Geometrieänderung auszuführen.

**[0033]** Aus technischen Gründen muß dabei noch erwähnt werden, daß bei der sprunghaften Rotorgeometrieänderung die beiden Spindelabschnitte nicht unendlich dicht aneinander angeschlossen werden können, weil der gegenseitige Rotoreingriff stets geringen Abweichungen unterliegt und ein Kontakt unterschiedlicher Verdrängerabschnitte unbedingt vermieden werden muß, so daß ein geringer Abstand zwischen den beiden unterschiedlichen Rotorabschnitten vorzusehen ist. Diese Maßnahme entspricht direkt einer Reduzierung des Rotoraußendurchmessers, die günstigerweise nur bis auf knapp unterhalb der Höhe des Wälzkreises erfolgt.

**[0034]** Beim Abpumpvorgang ergeben sich bekanntermaßen eingangsseitig höhere Ansaugdrücke, so daß sich primär an dieser Rotorabschnittsübergangsstelle zwingend Überdrücke durch die Volumenverringerung der Arbeits-/Förderkammern ergeben werden, die zu einer Überlastung führen können. Daher ist vorteilhafterweise zur Vermeidung dieser Überdrücke an dieser Position gehäuseseitig eine Überdrucksicherung 28 gleichzeitig vorzusehen, die technisch hinlänglich bekannt als einfaches feder- und/oder gewichtsbelastetes Ventil zum Ableiten des Überdruckes hin zum Auslaß arbeitet.

**[0035]** Um die Überverdichtung bei höheren Ansaugdrücken an der Rotorposition mit der sprunghaften Volumenverringerung der Arbeits-/Förderkammern zu reduzieren, wird erfindungsgemäß desweiteren vorgeschlagen, daß auch der Verdrängerabschnitt mit dem bisher konstanten Arbeits-/Förderkammervolumen bei weiterhin konstantem Rotoraußendurchmesser mit einer kontinuierlichen Verringerung der Rotorsteigung ausgeführt wird. Dabei sollte dieser Wert der Steigungsänderung ebenfalls zwischen 1,2 und 2,2 liegen, vorzugsweise bei etwa 1,85. Für einige Pumpeneinsatzfälle kann jedoch auch die mögliche Überverdichtung in

dem Rotorabschnitt mit kontinuierlicher Steigungsänderung bei einem Wert von etwa 1,85 unerwünscht sein, so daß in dieser Erfindung außerdem noch vorgeschlagen wird, diesen Vorzugswert auf beide Rotorabschnitte gleichermaßen zu verteilen, also beide Verdrängerabschnitte mit einer kontinuierlichen Steigungsänderung von etwa 1,36 bis 1,40 auszuführen.

**[0036]** Die bei trockenverdichtende Vakuumpumpen unvermeidbare innere Gasleckage durch die Spalte innerhalb des Pumpenarbeitsraumes beeinträchtigt bekanntermaßen das Kompressionsvermögen dieser Maschinen. Für die Ausführung der inneren Abstufung wird nun zwecks Verbesserung des Kompressionsverhaltens erfindungsgemäß vorgeschlagen, den saugseitig ersten Rotorabschnitt mit einer geringeren Steigungsänderung als den zweiten Rotorabschnitt auszuführen.

**[0037]** Desweiteren soll die Steigungsänderung zusätzlich auch einem nichtlinearen Verlauf folgen, beispielsweise einer quadratischen Funktion, so daß die Steigungsänderung anfänglich (von der Saugseite aus gesehen) sanfter ansteigt und sich später gegen Ende des ersten Rotorabschnittes dann wieder stärker erhöht, so daß der Quotient aus der End- zu Anfangssteigung den gewünschten Wert erreicht, der bei einem Wert zwischen 1,2 und 1,8 liegt, vorzugsweise wird etwa 1,5 vorgeschlagen. Für den zweiten Rotorabschnitt gilt der gleiche Ansatz zum Verlauf der Steigungsänderung mit den beiden einzigen Unterschieden, daß einerseits die Anfangssteigung des zweiten Rotorabschnittes um einen Faktor zwischen 2,0 bis maximal 8,0 sprunghaft geringer ist als die Endsteigung des ersten Rotorabschnittes und andererseits die ebenfalls nichtlineare Steigungsänderung einen um den Faktor 1,2 bis 1,8 relativ höheren Quotienten aus der End- zu Anfangssteigung gegenüber dem Quotienten des ersten Rotorabschnittes aufweist, vorzugsweise wird als Absolutwert für den Quotienten der zweiten Steigungsänderung etwa 2,0 vorgeschlagen. Damit ergibt sich vorteilhafterweise, daß der Druckverlauf längs des Verdrängerrotorzylinders zwischen Ein- und Auslaßposition mit einem von der Einlaßseite aus gesehen möglichst sanften Druckanstieg erfolgt und daß der kritische Übergabedruck zwischen den beiden Rotorabschnitten sowohl hinsichtlich seiner Größe als auch bezüglich seiner Position das Kompressionsvermögen dieser Vakuumpumpe nicht zu sehr beeinträchtigt. Dafür muß der erste Rotorabschnitt eine hinreichende Länge aufweisen, also mindestens eine Stufenzahl von 2,0 aufweisen.

**[0038]** In der Darstellung entsprechend Fig. 2 ist die Ausführung der inneren Abstufung beispielhaft gezeigt, indem im ersten Fördergewindeabschnitt sich die Steigung kontinuierlich von einem Wert  $M_1$  auf den Wert  $M_2$  verändert, so daß abschließend das Volumen einer Arbeits-/Förderkammer den Wert  $V_1$  erreicht. Im Übergang der beiden Fördergewindeabschnitte wird dieses Volumen  $V_1$  mindestens durch Reduzierung des Rotoraußendurchmessers sprunghaft auf den Wert  $V_2$  reduziert. Im zweiten Fördergewindeabschnitt wird dann

abschließend die Spindelsteigung kontinuierlich von dem Wert  $m_1$  auf den Wert  $m_2$  verringert.

**[0039]** Zur weiteren Verbesserung des Kompressionsverhaltens dieser trockenverdichtenden Schraubenspindelpumpe wird erfindungsgemäß desweiteren vorgeschlagen, daß der Profilflankenverlauf folgendermaßen gestaltet wird:

**[0040]** Üblicherweise sind die Profilflankenverläufe für beide Spindelverdrängerrotore im Stirnschnitt identisch und entsprechen äquidistant mathematisch dem bekannten Verlauf der Zykloide. Dies hat jedoch den Nachteil, daß einerseits die kreisförmige Eingriffslinie nicht nah genug an die Schnittkante der beiden Gehäusennennzylinderflächen heranreicht und andererseits die Profilabwälzung entsprechend dem Verzahnungsgesetz schon bei geringfügigen Änderungen des Achsabstandes, beispielsweise aufgrund von Fertigungsabweichungen oder Temperaturdifferenzen, sehr empfindlich reagiert, weil die Zykloide im Bereich des Wälzkreisüberganges in der ersten Ableitung der Profilsteigung einen Knick aufweist, in der folgenden Ableitung also un stetig ist. Diese beiden Merkmale der Zykloide vermindern das Kompressionsvermögen der gesamten Maschine, weil die innere Gasleckage zwischen den beiden Verdrängerrotoren damit erhöht wird. Erfindungsgemäß wird nun vorgeschlagen, daß der Profilflankenverlauf im Bereich des Wälzkreises mathematisch als Evolvente ausgeführt wird, also im Bereich des Wälzkreises mit einer Profilsteigungsänderung von  $-1$  als Wert. Desweiteren wird vorgeschlagen, daß die Eingriffslinie dichter an die Gehäuseschnittkante der beiden Innenzylinderflächen herangeführt wird, so daß die dortige innere Gasleckage vermindert wird. Zusätzlich wird zur Verbesserung der Abdichtwirkung zwischen den beiden Rotorspindel flanken und damit des erhöhten Kompressionsvermögens noch vorgeschlagen, daß der Flankenverlauf aus mehreren gleichzeitig im Eingriff befindlichen Profilkonturen zusammengesetzt wird. Dazu werden gemäß dem Verzahnungsgesetz die Wälzpunktpositionen der entsprechenden Profilflanken übereinandergelegt, wobei eine zweifache Überlagerung meist schon ausreichend ist.

**[0041]** Es ist naheliegend und sei an dieser Stelle nur der Vollständigkeit halber erwähnt, daß statt einer Zweiteilung auch eine Drei- oder Mehrfachaufteilung möglich und für einige Ausführungen, insbesondere für größere Maschinen, sinnvoll sein kann. Desweiteren sei noch ergänzt, daß für die Ausführung der Rotorspindel die zweizählige Form wegen der günstigeren Wuchtbarkeit bei gleichzeitig geringerem Baulängenbedarf zur Stufenzahlerreichung vorzuziehen ist.

**[0042]** Zur Erläuterung sei noch genannt, daß der erste Rotorabschnitt primär als Volumen- (genauer: Saugvermögen-) Erzeuger anzusehen ist, während der zweite Rotorabschnitt als Druck-Erzeuger die größere absolute Druckdifferenz bewältigen muß.

**[0043]** Der Ansatz des Volumen- (genauer: Saugvermögen-) Erzeugers kann nun vorteilhafterweise dahin-

gehend fortgeführt werden, daß diese trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe auch für weitere Einsatzfälle erfolgversprechend genutzt werden kann:

**[0044]** Üblicherweise werden diese trockenverdichtenden Schraubenspindelmaschinen in der Vakuumtechnik zur Gasverdichtung gegenüber Atmosphärendruck an der Auslaßseite eingesetzt. Erfindungsgemäß kann nun diese Maschine im wesentlichen lediglich durch einfaches Auswechseln des Verdrängerspindel-paares direkt als Wälzkolbenpumpe genutzt werden, indem die Profilsteigung drastisch erhöht wird. Bei sonst gleicher, oder zumindest ähnlicher Antriebsleistung sinkt somit die erreichbare Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslaß, was jedoch genau dem Einsatzfall der Wälzkolbenvakuumpumpe entspricht. Für jeden Pumpeneinsatzfall mit seinen spezifischen Werten für Saugvermögen und Druckdifferenz kann somit die optimal geeignete Vakuumpumpe über ein modulares Baukastensystem der trockenverdichtenden Schraubenspindelmaschine einfach und vorteilhaft bereitgestellt werden.

**[0045]** Neben der beschriebenen vorteilhaften Rotorkühlung wird zur Gaskühlung desweiteren der Voreinlaß eingesetzt. Dabei wird bekanntermaßen der noch abgeschlossenen Arbeits-/Förderkammer kühles Gas zugeführt, das aufgrund der vorherrschenden Druckdifferenz sich mit dem Fördermedium mischt und sowohl zur Senkung der Gastemperatur in der Arbeits-/Förderkammer führt als auch zu einer Reduzierung der Druckdifferenzen im Moment des auslaßseitigen Öffnens der Arbeits-/Förderkammer, so daß sich die Geräusentwicklung aufgrund von Gaspulsationen verringert.

**[0046]** Für den Abbau der beschriebenen Überverdichtung bei höheren Ansaugdrücken wird zusätzlich einfach die Umkehrung dieser Voreinlaßströmungsrichtung genutzt und wirkt so selbsttätig als Überlastschutz.

**[0047]** Zur Geräuschreduzierung sollten desweiteren die Auslaßkanten entsprechend sanft gestaltet werden, indem das Öffnungsverhalten der jeweiligen Arbeits-/Förderkammer einer drehwinkelabhängigen Funktion folgt und jede sprunghafte Querschnittsänderung beim Öffnen der Arbeits-/Förderkammern vermieden wird.

**[0048]** Außerdem wird zur Geräuschminderung vorgeschlagen, durch zusätzliche Lüftungsräder 29 am auslaßseitigen Wellenende gemäß der beiliegenden Darstellung in Fig. 1 die Druckpulsationen und Gassäulenschwingungen wirkungsvoll zu stören und abzubauen.

**[0049]** In den dargestellten Ausführungsbeispielen zeigt **Fig. 1** einen Längsschnitt durch eine Zweiwellenpumpe nach der Erfindung mit beidseitiger Rotorlagerung, durchgehender Spindelrotorkühlung und den beidseitigen Siphon-Wellenabdichtungssystemen. Dabei wird die Stirnradverzahnung 11 über Spannelemente 31 zur exakten Einstellung der Synchronisation für beide Verdrängerspindeln drehfest mit diesen Spindelrotoren 1, 2 verbunden.

**[0050]** **Fig. 2** zeigt einen Längsschnitt durch die trok-

kenverdichtende Schraubenspindelpumpe mit beispielhafter Ausführung der Rotorabstufung und für eine Verdrängerspindel exemplarisch die fliegende Rotorlagerung auf dem gehäusefesten Zapfen 6 inklusive der Kühl-/Schmiermittelzuführung 8.

**[0051]** Fig. 3 zeigt für die Einspeiseseite des Kühl-/Schmiermittels die mögliche Rotorlagerung 5 mit dem gehäusefesten Lageraußenring und dem Lagerinnenring auf der Rotorwelle einschließlich der Synchronisationsverzahnung 11.

**[0052]** Fig. 4 zeigt für die Auslaßseite eine besonders platzsparende Ausführung, um die auslaßseitigen Querschnittsänderungen für den Gasaustritt des Fördermediums zu minimieren, indem ohne Synchronisationsverzahnung, die auf die andere Rotorstirnseite verlagert ist, die Rotorlagerung 5 direkt auf dem gehäusefesten Zapfen 6 erfolgt und lange Abdichtungswege in Labyrinthform mit Sperrgasoption 32 realisiert werden können. Die Entnahme des Kühl-/Schmiermittels aus dem Verdrängerhohlraum erfolgt über die Sammelrinne 18 und das darin eingreifende ortsfeste Staurohr 19. Zur Lagerschmierung reicht das Spritzöl bei diesem Entnahmevergange.

**[0053]** Fig. 5 zeigt ähnlich zur Darstellung in Fig. 4 die auslaßseitige Rotorlagerung 5 in der kapselähnlichen Rotorverlängerung auf dem gehäusefesten Zapfen 6 mit rotierender Siphon-Abdichtung 20 und stehender Abdichtscheibe 21 sowie nachgeschaltetem Radialwellendichtring 27. Die Synchronisationsverzahnung ist auf der anderen Rotorstirnseite vorzusehen, so daß für die Fördermediumauslaßgestaltung bestmögliche Platzgestaltungsbedingungen erreicht werden.

**[0054]** Fig. 6 zeigt in Abwandlung zur Darstellung in Fig. 1 für die auslaßseitige Rotorstirnseite eine andere Form zur Befestigung der Synchronisationsverzahnung 11 an der Rotorspindel 1, 2, wobei die Rotorlagerung 5 vorteilhafterweise direkt in der verlängerten Verdrängerspindel erfolgt.

**[0055]** Die genannten Ausführungen einer trockenverdichtenden Schraubenspindelpumpe sind vorrangig für die Vakuumtechnik besonders vorteilhaft, sie gelten jedoch ebenso für andere Einsatzfälle, wenn auch mit der einzigen Einschränkung, daß diese Pumpen ausschließlich zur Gasförderung einsetzbar sind, weil sie von einer Kompressibilität des Fördermediums ausgehen.

**[0056]** Die trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe ist als Zweiwellenverdrängermaschine zur Förderung und Verdichtung von Gasen mit einem parallel angeordneten Rotorspindel paar 1, 2 in einem geschlossenen Schöpfraum 3 mit Ein- und Auslaß ausgeführt, wobei beide Rotorspindeln innen hohl ausgeführt sind und ein Kühl-/Schmiermittel in diese Rotorauhöhlungen ständig zu- und abgeführt wird. Zumindest auf derjenigen Rotorstirnseite mit der Abführung des Kühl-/Schmiermittels sind im wesentlichen kapselähnliche Rotorelemente 4 vorgesehen. Die Gleit- oder Wälzlager 5 für diese Rotorstirnseiten stützen sich einerseits auf

der Innenwandung dieser kapselähnlichen Rotorelemente und andererseits auf einem in diese Kapsel hineinragenden, ruhenden Zapfen 6 ab. Vorteilhafterweise wird das Kühl-/Schmiermittel an der einen Rotorseite ständig in diese Rotorauhöhlungen zugeführt und an der anderen Rotorseite ständig abgeführt, wobei die Zuführung 8 des Kühl-/Schmiermittels insbesondere über den gehäusefesten Zapfen 6 erfolgen kann. Besondere Vorteile ergeben sich bei Verteilung und Einleitung des Kühl-/Schmiermittels über einen kegelförmigen Einsatz 16 mit einem Abschleuder-Absatz 17 sowie nutenförmigen Aussparungen in der Rotorauhöhlung auf der Einführungsseite.

**[0057]** In einer bevorzugten Weiterbildung sind die Rotorinnenbohrungen zusätzlich mit einem drehrich-tungsorientierten Innenfördergewinde 12 derartig ausgeführt, daß entsprechend der festgelegten Drehrichtung jedes Verdrängenrotors seine Kühlmitteldurchströmung unterstützt wird.

**[0058]** Weitere Vorteile ergeben sich, wenn die Rotorinnenbohrungen derartig konisch (13) ausgeführt werden, daß zur Kühlmittelinlaßseite der geringere und zur Kühlmittelauslaßseite der größere Bohrungsdurchmesser entsteht.

**[0059]** Weiterhin ergeben sich thermische Vorteile, die Oberflächen der Rotorinnenbohrung derartig ausgeführt werden, wie es die Abführung der Verdichtungsverlustwärme erfordert.

**[0060]** Vorteilhaft ist auch, wenn die Gestaltung der Rotorinnenflächen dem äußeren Rotorkonturverlauf folgt.

**[0061]** Der Kühl-/Schmiermittelstrom wird vorteilhaft von einer eigenen druckerzeugenden Pumpe 9 verwirklicht. Insbesondere kann der Kühl-/Schmiermittelstrom energetisch durch die Verdrängerrotore mittels eigener Ölpumpe erzeugt werden. Durch Steuerung 14 der Kühlmittelmenge kann das Temperaturniveau gezielt eingestellt und reguliert werden. Insbesondere kann die Kühlmittelmenge je Verdrängerrotor überwacht und für beide Verdrängerrotore gleich eingestellt werden. Zum Wärmeaustausch wird das Kühl-/Schmiermittel vorteilhaft am Pumpengehäuse vorbeigeleitet.

**[0062]** Besondere Vorteile ergeben sich, wenn ein Teil des Kühl-/Schmiermittels zur Versorgung der Rotorlagerung 5 der Synchronisationsverzahnung 11 oder der Wellenabdichtungen 15 genutzt wird.

**[0063]** Vorteilhaft erfolgt die Rotorlagerung auf der Einführungsseite des Kühl/ Schmiermittels am Außenlagerring im gehäusefesten Seitenteil 7. Vorzugsweise ragt bei einseitiger, fliegender Rotorlagerung jeweils ein gehäusefester Zapfen 6 in die entsprechende Verdrängerbohrung hinein und trägt beide Rotorlagerinnenringe. Weiterhin enthält der gehäusefeste Zapfen 6 bei einseitiger, fliegender Rotorlagerung vorzugsweise die Kühlmittelzuführung 8. Die Axialkräfte aufgrund der Arbeitsdruckdifferenz bei einseitiger (fliegender) Rotorlagerung nimmt das abstützungsnähere Rotorlager 5a vorteilhaft auf und wird mit einem größeren Lagerinnen-

ring ausgeführt. Insbesondere kann bei einseitiger (fliegender) Rotorlagerung das abstützungsfernere Rotorlager 5b als radialkompaktbauendes Lager (Nadellager, Gleitlager) ausgeführt werden.

**[0064]** Vorteilhaft ist bei allen vorstehenden Ausführungsbeispielen, wenn auf jeder Verdrängerrotorstirnseite der auslaßseitige Druck anliegt.

**[0065]** Beide Verdrängerpaarseiten können mit gleichem Spindelfördergewinde ausgeführt sind. Weiterhin ist es auch möglich, eine Verdrängerpaarseite als einfaches Leckage-Fördergewinde 25 auszuführen.

**[0066]** Zur Abdichtung der Wellendurchführungen werden vorteilhaft Zentrifugal-Wellendichtungen eingesetzt. Weiterhin ist eine Abdichtung auch mittels einer schmalen, gehäusefesten Abdichtscheibe 21 möglich, die in einen rotierenden Siphon 20 greift, der fest mit der Verdrängerspindel 1, 2 verbunden ist. Hier ist es von Vorteil, wenn der rotierende Siphon 20 seine Abdichtungsflüssigkeit aus einem Teilstrom der Kühl-/Schmiermittel zur Verdrängerrotorkühlung erhält. Jedoch kann der rotierende Siphon 20 seine Abdichtungsflüssigkeit auch aus dem Kühl-/Schmiermittelstrom der Rotorlagerung erhalten. Die Flüssigkeits- und Wärmeabführung für den rotierenden Siphon 20 kann vorteilhaft über ein an der Abdichtungsscheibe 21 festes Staurohr 26 erfolgen. Weiterhin kann nachgeschaltet zur Zentrifugal-Siphon-Wellendichtung ein statisch wirkender, berührender (Radial-) Wellendichtring 27 in dem rotierenden kapselähnlichen Rotorelement 4 eingesetzt werden. Dabei ist der Wellendichtring 27 vorzugsweise so ausgelegt, daß vor Erreichen der Betriebsdrehzahl die Dichtlippe aufgrund der Fliehkraftwirkung abhebt. Zur Abdichtung ist es weiterhin vorteilhaft, wenn an den Schöpfraumwellenabdichtungen lange Dichtungswege mit Sperrgasoption und Leckagerückfördergewinde realisiert werden.

**[0067]** Das Kühl-/Schmiermittel wird nach dem Durchströmen der Rotorinnenflächen vorteilhaft in mindestens einer Sammelrinne 18 aufgefangen. Dabei kann das in der Sammelrinne 18 aufgefangene Kühl-/Schmiermittel über Bohrungen 10 gezielt weitergeleitet werden. Insbesondere kann das in der Sammelrinne 18 aufgefangene Kühl-/Schmiermittel über mindestens ein gehäusefestes Staurohr 19, das an einem Ende in die Sammelrinne 18 greift, abgeführt werden. Das aufgefangene Kühl-/Schmiermittel kann ausserdem gezielt zur Kühlung und Schmierung der Lagerung und/oder zur Kühlung und Schmierung der Synchronisations- und Antriebsverzahnung genutzt werden. Insbesondere gilt dies auch, wenn das Kühl-/Schmiermittel nach dem Durchströmen der Rotorinnenflächen einer Zentrifugal-Wellendichtung mit stehendem Siphon 22 und einer mit der Verdrängerspindel 1, 2 rotierenden Abdichtscheibe 23 zugeführt wird. Besondere Vorteile ergeben sich, wenn die gehäusefeste Abdichtungsseitenwand des Siphons 22 im Bereich des Synchronisationsverzahnungseingriffs zur Verzahnungsschmierung zurückgenommen ist.

**[0068]** Vorteilhaft zur Kühlung der erfindungsgemäßen Schraubenspindelpumpe sind zusätzliche Lüftungsräder 29 am auslaßseitigen Wellenende vorgesehen.

5 **[0069]** Besonders vorteilhaft ist es, wenn sich für waagerechte und senkrechte Rotorwellenlage der Auslaß für das Fördermedium am Pumpengehäuse stets an der geodätisch tiefstgelegenen Position befindet.

10 **[0070]** Die Synchronisation der beiden Verdrängerspindeln erfolgt vorzugsweise über eine einfache Stirnradgetriebestufe 11.

15 **[0071]** Als besonders günstig hat sich erwiesen, wenn das Verdrängerspindelrotorpaar aus mindestens zwei Fördergewindeabschnitten besteht, die durch die Kombination von mindestens zwei Faktoren zueinander abgestuft sind, wobei mindestens eine kontinuierliche Steigungsänderung bei gleicher Zahnhöhe mit mindestens einer sprunghaften Änderung der Förderkammer-

20 **Insbesondere kann der innere Abstufungsfaktor für die kontinuierliche Steigungsänderung zwischen 1,5 und 2,2 liegen, vorzugsweise bei 1,85, und der sprunghafte Abstufungsfaktor zwischen 2,0 und 9,0 liegen, vorzugsweise zwischen 4 und 6. Weiterhin können beide Fördergewindeabschnitte mit einer kontinuierlichen Steigungsänderung abgestuft sein und zwischen diesen beiden Fördergewindeabschnitten eine sprunghafte Änderung des Arbeitskammervolumens erfolgen. Besonders vorteilhaft ist es, wenn die kontinuierliche Steigungsänderung im saugseitig ersten Fördergewindeabschnitt geringer als die kontinuierliche Steigungsänderung im darauffolgenden Fördergewindeabschnitt. Insbesondere kann die kontinuierliche Steigungsänderung einem nichtlinearen Verlauf folgen. Dabei hat sich als vorteilhaft erwiesen, wenn der Verdrängerrotoraus-**

25 **durchmesser im Bereich des sprunghaften Überganges zwischen den Fördergewindeabschnitten bis auf knapp unterhalb der Höhe des Wälzkreisdurchmessers reduziert wird.**

30 **[0072]** In einer vorteilhaften Weiterbildung der erfindungsgemäßen Schraubenspindelpumpe ist eine Überdrucksicherung 28 vorgesehen.

35 **[0073]** Bezüglich des Profilflankenverlaufs im Bereich des Wälzkreises hat es sich als vorteilhaft erwiesen, wenn dieser mathematisch als Evolvente ausgeführt wird. Vorzugsweise wird die Flankenprofileingriffslinie nahe an die Gehäuseschnittkante der beiden Innenzylinderflächen herangeführt. Dabei kann der Flankenverlauf aus mehreren gleichzeitig im Eingriff befindlichen

40 **Profilkonturen zusammengesetzt werden.**

45 **[0074]** Durch eine deutliche Erhöhung der Spindelsteigung kann diese trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe als Wälzkolbenpumpe genutzt werden.

50 **[0075]** Weiterhin kann zur Gaskühlung der Voreinlaß eingesetzt werden. Durch Umkehrung der Voreinlaßströmungsrichtung können die Voreinlaßgaszuführungen als Überlastschutz genutzt werden.

**[0076]** Besondere Vorteile, insbesondere bezüglich

der Geräuschentwicklung, ergeben sich, wenn das Öffnungsverhalten der jeweiligen Arbeits-/Förderkammer einer drehwinkelabhängigen Funktion folgt und jede sprunghafte Querschnittsänderung beim Öffnen der Arbeits-/Förderkammern vermieden wird.

### Patentansprüche

1. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe ausgeführt als Zweiwellenverdrängermaschine mit einer ersten (1) und einer zweiten Rotorspindel (2), die parallel zueinander angeordnet sind und ein Rotorspindel paar bilden, welches in einem geschlossenen Schöpfraum (3) angeordnet ist, der einen Einlaß und einen Auslaß aufweist, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotorspindeln (1, 2) hohl ausgeführt sind, an einer ersten Stirnseite (11, 21) der Rotorspindeln (1, 2) ein Kühlmittel zugeführt wird, an einer zweiten Stirnseite (12, 22) abgeführt wird und Kühlmittelzuführung und -abführung mit einem externen Kühlmittelkreislauf verbunden sind, wobei die Innenflächen der hohlen Rotorspindeln dergestalt ausgeführt sind, dass das Kühlmittel im wesentlichen unter dem Einfluß der Rotation der jeweiligen Rotorspindel von der ersten Stirnseite (11, 21) zur zweiten Stirnseite (12, 22) transportiert wird. 10
2. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Innenflächen der Rotorspindeln (1, 2) mit einem Innenfördergewinde (12) versehen sind, dessen Drehsinn so gewählt ist, dass sich unter dem Einfluß der Rotation der jeweiligen Rotorspindel ein Kühlmittelfluss von der ersten Stirnseite (11, 21) zur zweiten Stirnseite (12, 22) einstellt. 20
3. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Innendurchmesser der Rotorspindeln (1, 2) von der ersten Stirnseite (11, 21) zur zweiten Stirnseite (12, 22) monoton zunimmt, so dass sich unter dem Einfluss der Rotation der jeweiligen Rotorspindel ein Kühlmittelfluss von der ersten Stirnseite (11, 21) zur zweiten Stirnseite (12, 22) einstellt. 25
4. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotorspindeln an der ersten Stirnseite (11, 21) auf einer feststehenden Achse (61), insbesondere einem gehäusefesten Zapfen (611) gelagert sind, welche eine vorzugsweise koaxiale Bohrung aufweist, durch welche das Kühlmittel den Rotorinnenflächen zugeführt wird. 30
5. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotorspindeln (1, 2) an der zweiten Stirnseite 35

(12, 22) auf einer feststehenden Achse (62), insbesondere einem gehäusefesten Zapfen (62) gelagert sind, welche eine vorzugsweise koaxiale Bohrung aufweist, über welche das Kühlmittel aus den Rotorspindel Hohlräumen abgeführt wird. 5

6. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 4 und 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotorspindeln (1, 2) an der ersten und der zweiten Stirnseite auf einer gemeinsamen Achse (6) gelagert sind. 10
7. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der lokale Kühlmittelfluß auf den Rotorinnenflächen an die lokale Wärmebelastung der umlaufenden Rotorspindeln (1, 2) angepasst ist, beispielsweise durch angepasste Wahl der lokalen Gewindesteigungen der Innenfördergewinde (12) oder der Änderung des Durchmessers der Innenflächen. 15
8. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die lokale Wärmeübergangsrate von den Rotorspindelinnenflächen zum Kühlmittel an die lokale Wärmebelastung der umlaufenden Rotorspindeln (1, 2) angepasst ist, insbesondere durch geeignete Ausformung der Oberflächen der Innenflächen, beispielsweise gezielte Variation der Oberflächenrauigkeit. 20
9. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Temperatur der Rotorspindeln (1, 2) durch die durch sie hindurchtretende Kühlmittelmenge gesteuert wird. 25
10. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotorspindeln mittels Lagern (5), insbesondere mittels Gleit- oder Wälzlagern drehbar gelagert sind und das durch das Rotorspindelinnere hindurchtretende Kühlmittel zumindest teilweise zur Schmierung und/oder Kühlung der Lager verwendet wird. 30
11. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotorspindeln (1, 2) mittels flüssigkeitsdichtender Dichtungen (15) gasdicht gegen den Schöpfraum (3) abgeschlossen sind, wobei als Abdichtungsflüssigkeit zumindest ein Teil des durch das Rotorspindelinnere hindurchtretenden Kühlmittel verwendet wird. 35
12. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rotorspindeln (1, 2) mittels eines Getriebe synchronisiert werden und zumindest ein Teil des durch 40

das Rotorspindelinnere hindurchtretenden Kühlmittels zur Schmierung und/oder Kühlung des Getriebes verwendet wird.

13. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kühlmittel im Betrieb der Pumpe auf den Rotorspindelinnenflächen einen Film mit einer Dicke unter 5 mm, vorzugsweise unter 3 mm, insbesondere unter 1 mm bildet.
14. Trockenverdichtende Schraubenspindelpumpe gemäss Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Drehzahlen der Rotorspindeln im Betrieb der Pumpe oberhalb von 5000 Umdrehungen/min, vorzugsweise oberhalb von 7500 Umdrehungen/min, insbesondere oberhalb von 10000 Umdrehungen/min liegen.

### Claims

1. Dry-compressing screw pump embodied in the form of a two-shaft positive displacement pump, having a first (1) and a second rotor spindle (2) disposed parallel to each other and forming a rotor spindle pair that is disposed in a closed compression chamber (3) having an inlet and an outlet, **characterized in that** the rotor spindles (1, 2) are hollow, that a cooling medium is fed at a first front face (11, 21) of the rotor spindles (1, 2) and evacuated at a second front face (12, 22) and that the cooling medium feeding and evacuation means are connected to an external cooling medium circuit, wherein the inner surfaces of the hollow rotor spindles are embodied in such a way that the cooling medium is conveyed from the first front face (11, 21) to the second front face (12, 22) substantially under the influence of rotation of the corresponding rotor spindle.
2. Dry-compressing screw pump according to claim 1, **characterized in that** the inner surfaces of the rotor spindles (1, 2) are provided with an inner feed screw thread (12) whose sense of rotation has been chosen so that a flow of cooling medium is generated under the influence of rotation of the corresponding rotor spindle that flows from the first front face (11, 21) toward the second front face (12, 22).
3. Dry-compressing screw pump according to claim 1, **characterized in that** the inner diameter of the rotor spindles (1, 2) monotonously increases from the first front face (11, 21) toward the second front face (12, 22) so that a flow of cooling medium is generated under the influence of rotation of the corresponding rotor spindle that flows from the first front face (11, 21) toward the second front face (12, 22).

4. Dry-compressing screw pump according to claim 1, **characterized in that** the rotor spindles are carried in bearings at the first front face (11, 21) on a stationary axle (61), more particularly on a projection (611) unremovably fixed to the casing, said axle being provided with a preferably coaxial bore through which the cooling medium is brought to the inner surfaces of the rotor.
5. Dry-compressing screw pump according to claim 1, **characterized in that** the rotor spindles (1, 2) are carried in bearings at the second front face (12, 22) on a stationary axle (62), more particularly on a projection (612) unremovably fixed to the casing, said axle being provided with a preferably coaxial bore through which the cooling medium is carried off the cavities of the rotor spindles.
6. Dry-compressing screw pump according to the claims 4 and 5, **characterized in that** the rotor spindles (1, 2) are carried in bearings on a common axle (6) at the first and second front face.
7. Dry-compressing screw pump according to claim 1, **characterized in that** the local flow of coolant on the inner surfaces of the rotor are adapted to the local heat load of the rotating rotor spindles (1, 2), said adaptation being for example performed by adequately selecting the local thread pitches of the inner feed screws (12) or the change in diameter of the inner surfaces.
8. Dry-compressing screw pump according to claim 1, **characterized in that** the local heat transfer ratio from the inner surfaces of the rotor spindles to the coolant is adapted to the local heat load of the rotating rotor spindles (1, 2), particularly by appropriately shaping the upper face of the inner surfaces, for example by means of a purposeful variation of the surface roughness.
9. Dry-compressing screw pump according to claim 1, **characterized in that** the temperature of the rotor spindles (1, 2) is controlled by the quantity of cooling medium passing there through.
10. Dry-compressing screw pump according to claim 1, **characterized in that** the rotor spindles are rotatably carried in bearings (5), particularly in sliding or rolling bearings and that the cooling medium passing through the inner space of the rotor spindles is at least partially utilized to lubricate and/or cool the bearings.
11. Dry-compressing screw pump according to claim 1, **characterized in that** the rotor spindles (1, 2) are made impervious to gas from the compression chamber (3) by means of fluid-proof seals (15), the

sealing fluid used therefor being at least part of the cooling medium passing through the inner space of the rotor spindles.

12. Dry-compressing screw pump according to claim 1, **characterized in that** the rotor spindles (1, 2) are synchronized by means of a gear and that at least part of the cooling medium passing through the inner space of the rotor spindles is employed to lubricate and/or cool the gear.
13. Dry-compressing screw pump according to claim 1, **characterized in that**, on the operating pump, the cooling medium forms a film having a thickness of less than 5 mm, preferably of less than 3 mm, particularly of less than 1 mm on the inner surfaces of the rotor.
14. Dry-compressing screw pump according to claim 1, **characterized in that**, on the operating pump, the speed of the rotor spindles is of more than 5000 revs/min., preferably of more than 7500 revs/min., particularly of more than 10,000 revs/min.

#### Revendications

1. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec réalisée comme machine à déplacement à deux arbres avec une première (1) et une deuxième broche rotor (2) qui sont disposées parallèlement l'une à l'autre et forment une paire de broches rotor qui est disposée dans une chambre fermée de compression (3) laquelle présente une entrée et une sortie, **caractérisée par le fait que** les broches rotor (1, 2) sont creuses, qu'un agent réfrigérant est amené sur une première face frontale (11, 21) des broches rotor (1, 2) et est évacué sur une deuxième face frontale (12, 22), et que les dispositifs d'amenée d'agent réfrigérant et d'évacuation d'agent réfrigérant sont reliés à un cycle externe d'agent réfrigérant, les surfaces intérieures des broches rotor creuses étant réalisées de telle manière que, pour l'essentiel sous l'influence de la rotation de la broche rotor respective, l'agent réfrigérant est transporté de la première face frontale (11, 21) vers la deuxième face frontale (12, 22).
2. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 1, **caractérisée par le fait que** les surfaces intérieures des broches rotor (1, 2) sont pourvues d'un filet transporteur intérieur (12) dont le sens de rotation est choisi de telle manière qu'un flux d'agent réfrigérant de la première face frontale (11, 21) vers la deuxième face frontale (12, 22) se produit sous l'influence de la rotation de la broche rotor respective.
3. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 1, **caractérisée par le fait que** le diamètre intérieur des broches rotor (1, 2) augmente de façon monotone de la première face frontale (11, 21) vers la deuxième face frontale (12, 22) de sorte qu'un flux d'agent réfrigérant de la première face frontale (11, 21) vers la deuxième face frontale (12, 22) se produit sous l'influence de la rotation de la broche rotor respective.
4. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 1, **caractérisée par le fait que**, sur la première face frontale (11, 21), les broches rotor sont logées sur un axe fixe (61), en particulier sur un tenon (611) solidaire du boîtier, ledit axe présentant un perçage de préférence coaxiale à travers lequel l'agent réfrigérant est amené aux surfaces intérieures du rotor.
5. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 1, **caractérisée par le fait que**, sur la deuxième face frontale (12, 22), les broches rotor (1, 2) sont logées sur un axe fixe (62), en particulier sur un tenon (62) solidaire du boîtier, ledit axe présentant un perçage de préférence coaxiale par lequel l'agent réfrigérant est évacué des espaces creux des broches rotor.
6. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 4 et 5, **caractérisée par le fait que**, sur les première et deuxième faces frontales, les broches rotor (1, 2) sont logées sur un axe commun (6).
7. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 1, **caractérisée par le fait que** le flux local d'agent réfrigérant sur les surfaces intérieures du rotor est adapté à la charge thermique locale des broches rotor (1, 2) rotatives, par exemple en choisissant d'une manière adaptée les pas de vis locaux des filets transporteurs intérieurs (12) ou le changement du diamètre des surfaces intérieures.
8. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 1, **caractérisée par le fait que** le taux de transfert de chaleur local des surfaces intérieures des broches rotor à l'agent réfrigérant est adapté à la charge thermique locale des broches rotor (1, 2) rotatives, en particulier en formant d'une manière appropriée les surfaces des surfaces intérieures, par exemple par une variation visée de la rugosité de la surface.
9. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 1, **caractérisée par le fait que** la température des broches rotor (1, 2) est commandée par la quantité d'agent réfrigérant la-

quelle passe à travers elles.

10. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 1, **caractérisée par le fait que** les broches rotor sont logées à rotation au moyen de paliers (5), en particulier au moyen de paliers lisses ou de paliers à roulement, et que l'agent réfrigérant qui passe à travers l'intérieur des broches rotor est utilisé au moins en partie pour lubrifier et/ou pour refroidir les paliers. 5  
10
11. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 1, **caractérisée par le fait que** les broches rotor (1, 2) sont fermées d'une manière étanche aux gaz contre la chambre de compression (3) au moyen de joints (15) qui étanchent par liquide, le liquide d'étanchéité utilisé étant au moins une partie de l'agent réfrigérant qui passe à travers l'intérieur des broches rotor. 15  
20
12. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 1, **caractérisée par le fait que** les broches rotor (1, 2) sont synchronisées au moyen d'un engrenage et qu'au moins une partie de l'agent réfrigérant qui passe à travers l'intérieur des broches rotor est utilisée pour lubrifier et/ou pour refroidir l'engrenage. 25
13. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 1, **caractérisée par le fait que**, en fonctionnement de la pompe, l'agent réfrigérant forme un film d'une épaisseur inférieure à 5 mm, de préférence inférieure à 3 mm, en particulier inférieure à 1 mm, sur les surfaces intérieures des broches rotor. 30  
35
14. Pompe à broche hélicoïdale à compression à sec selon la revendication 1, **caractérisée par le fait que** les nombres de tours des broches rotor en fonctionnement de la pompe sont supérieurs à 5000 tours/minute, de préférence supérieurs à 7500 tours/minute, en particulier supérieurs à 10000 tours/minute. 40  
45  
50  
55

FIG. 1

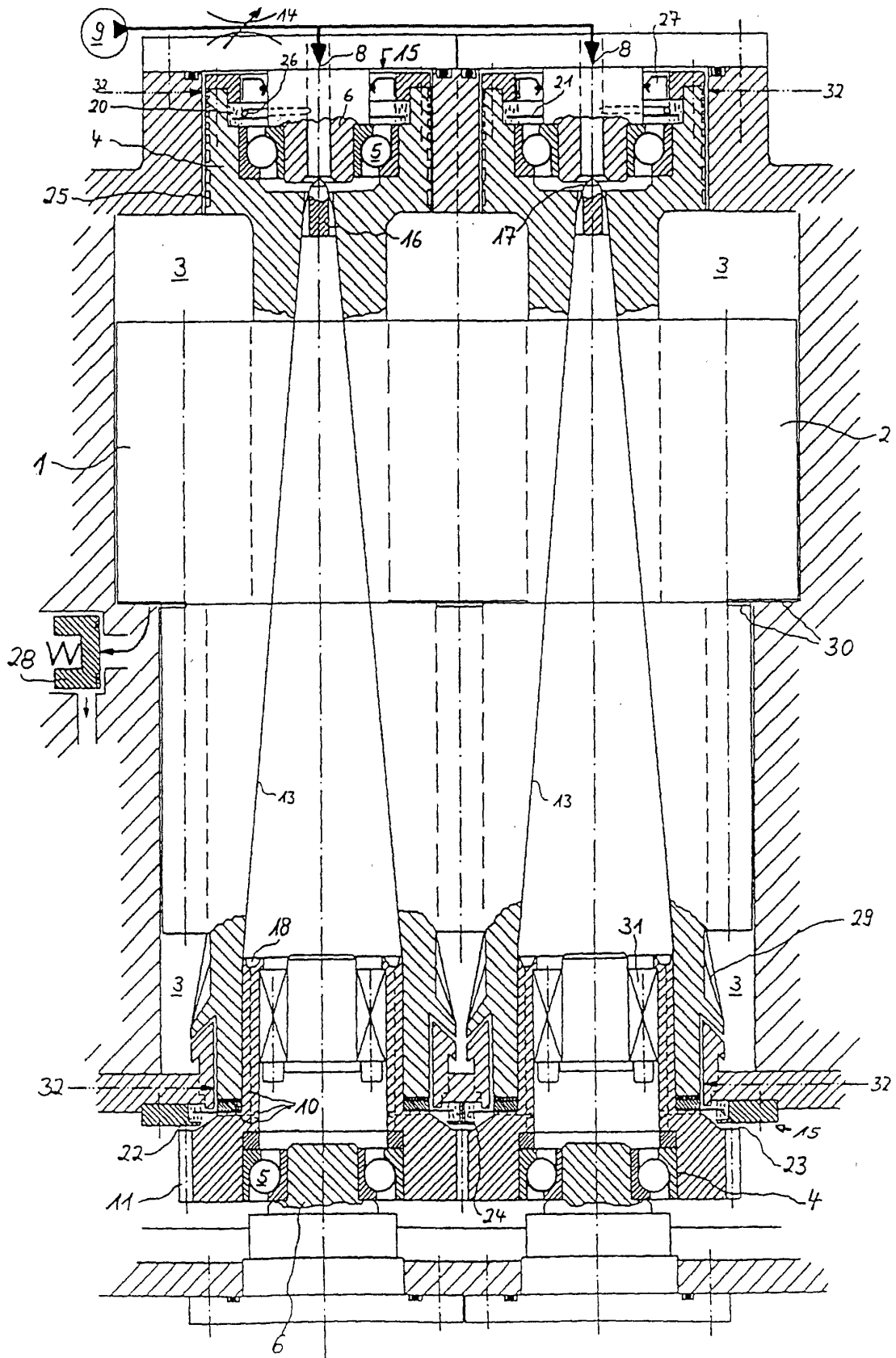


FIG. 2

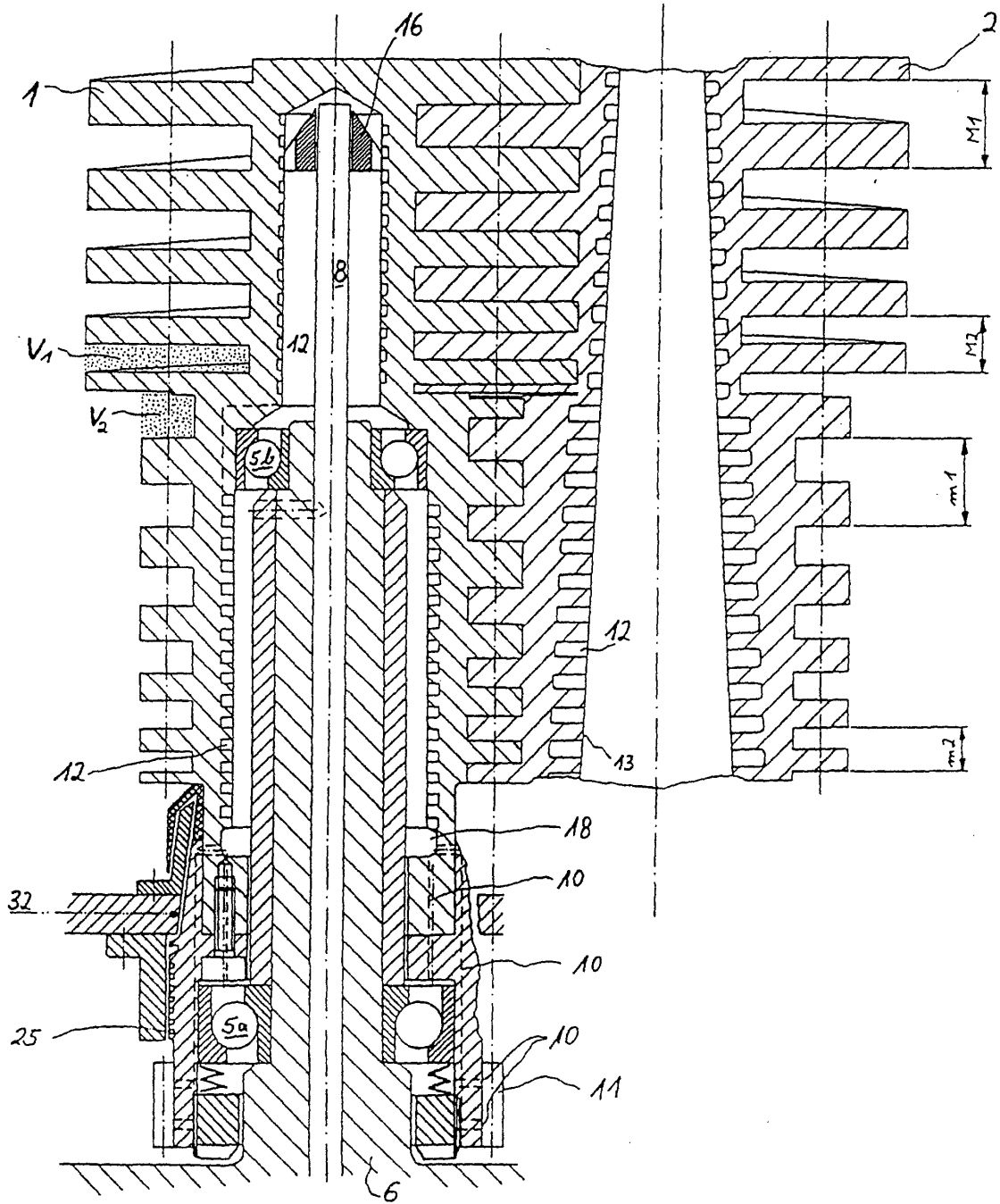


FIG. 3

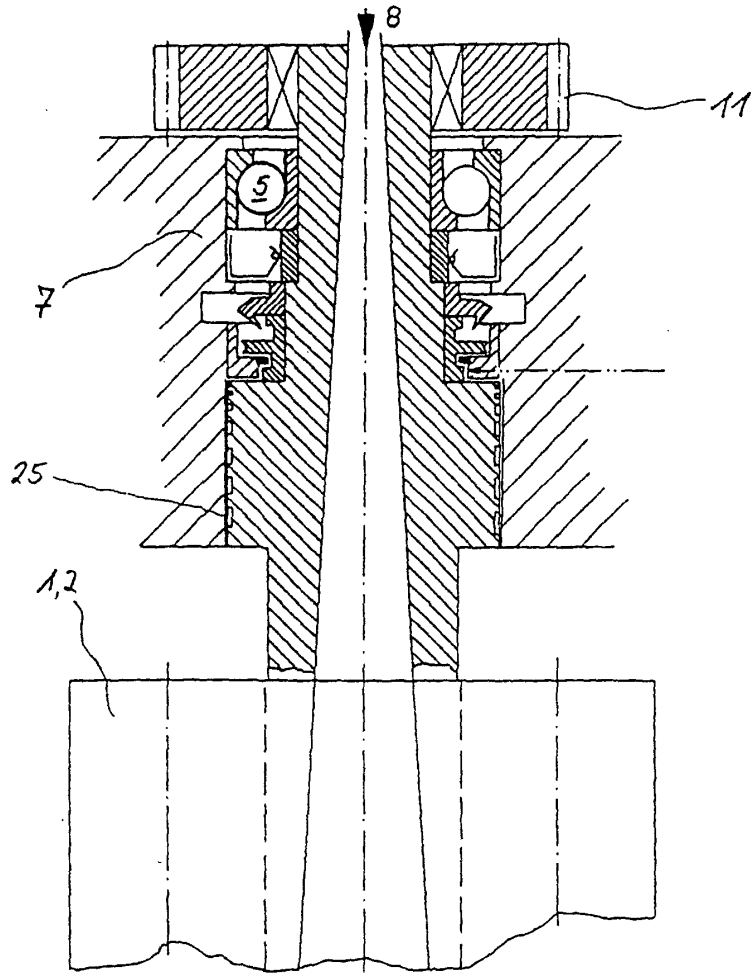


FIG. 4

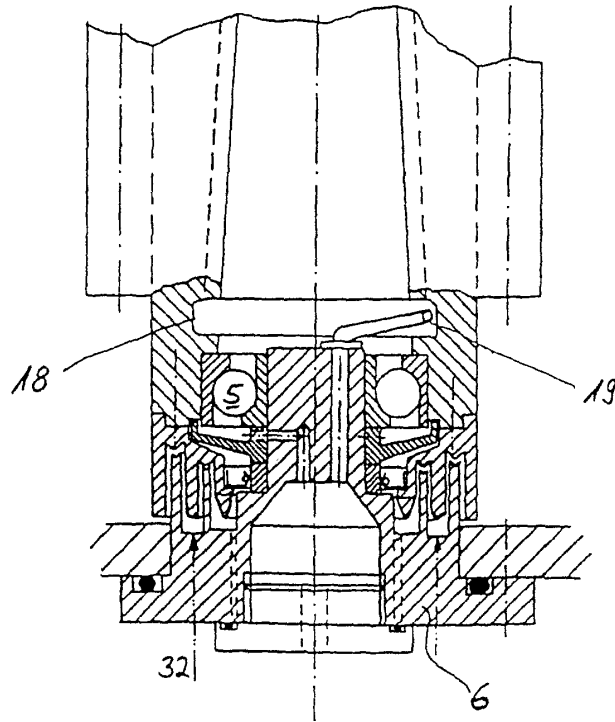


FIG. 5

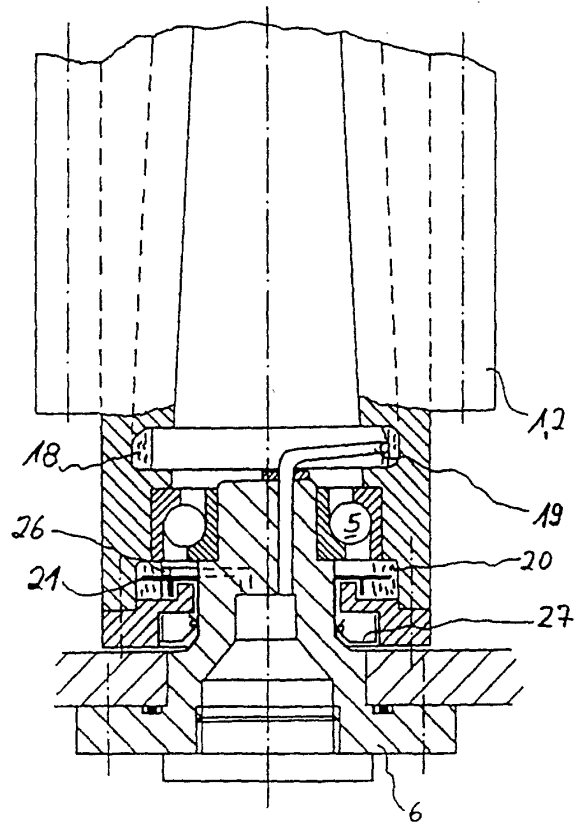


FIG. 6

