



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 698 20 320 T2** 2004.10.21

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 0 866 226 B1**

(51) Int Cl.⁷: **F04C 18/04**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **698 20 320.8**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **98 104 903.4**

(96) Europäischer Anmeldetag: **18.03.1998**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **23.09.1998**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **10.12.2003**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **21.10.2004**

(30) Unionspriorität:

6607597 19.03.1997 JP

(84) Benannte Vertragsstaaten:

DE, ES, IT

(73) Patentinhaber:

Hitachi, Ltd., Tokio/Tokyo, JP

(72) Erfinder:

**Mitsuya, Shunichi, Niihari-gun, Ibaraki-ken, JP;
Kosokabe, Hirokatsu, Higashiibaraki-gun,
Ibaraki-ken, JP; Takebayashi, Masahiro,
Tsuchiura-shi, JP; Inaba, Koichi, Shimotsuga-gun,
Tochigi-ken, JP; Hata, Hiroaki, Shimotsuga-gun,
Tochigi-ken, JP; Tojo, Kenji, Kitasoma-gun,
Ibaraki-ken, JP**

(74) Vertreter:

**Patent- und Rechtsanwälte Bardehle, Pagenberg,
Dost, Altenburg, Geissler, 81679 München**

(54) Bezeichnung: **Verdrängungsfluidmaschine**

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).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung**HINTERGRUND DER ERFINDUNG**

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf eine Verdrängungsfluidmaschine, wie etwa Pumpen, Kompressoren oder Expansionsmaschinen.

[0002] Bisher war als Verdrängungsfluidmaschine eine Hubkolbenfluidmaschine bekannt, in der wiederholte Auf- und Abbewegungen eines Kolbens in einem kreisförmigen Zylinder ein Arbeitsfluid verdrängt, eine Fluidmaschine des Rotationstyps (Typ umlaufender Kolben), in der ein zylindrischer Kolben exzentrisch in einem kreisförmigen Zylinder rotiert, um ein Arbeitsfluid zu verdrängen, und eine Fluidmaschine des Schneckentyps, in der ein Paar stationärer und umlaufender Schnecken mit Spiralwicklungen, die aufrecht auf Endplatten montiert sind, ineinander greifen, damit die Wirbelschnecke umlaufende Bewegungen durchführt und ein Arbeitsfluid verdrängt.

[0003] Die Hubkolbenfluidmaschine ist vorteilhaft, da sie einfach in der Konstruktion und so einfach und kostengünstig herzustellen ist. Jedoch ist ein Hub von der Vollendung der Ansaugung bis zur Vollendung des Ausstoßes in Hinsicht auf den Rotationswinkel der Welle nur 180°, und so ist die Flussrate während des Ausstoßhubes hoch, was wegen der Erhöhung des Druckverlustes zu einem Problem des Leistungsabfalls führt. Weiterhin kann bei der Hubkolbenfluidmaschine ihr rotierendes Wellensystem nicht vollständig ausgewuchtet werden, da eine Auf- und Abbewegung eines Kolbens erforderlich ist, was zu einem Problem großer Vibrationen und Lärm führt.

[0004] Weiterhin ist, im Vergleich mit der Hubkolbenfluidmaschine, die Fluidmaschine des Rotationstyps, in der der Wellenrotationswinkel während der Phase der Vollendung des Ansaugens bis zur Vollendung des Ausstoßes bis zu 360° beträgt, weniger problematisch hinsichtlich eines erhöhten Druckverlustes während des Ausstoßhubes, aber der Ausstoß einmal pro Wellenumdrehung führt zu einer relativ großen Variation im Gaskompressionsdrehmoment, was wie in der Hubkolbenfluidmaschine zu einem Problem des Auftretens von Vibrationen und Lärm führt.

[0005] Ferner führt die Fluidmaschine des Schneckentyps, da sie einen Wellenrotationswinkel von 360° oder mehr (normalerweise im Bereich von 900° für diejenigen, die für Klimaanlageanlagen benutzt werden) während des Zeitpunktes der Vollendung der Ansaugung bis zur Vollendung des Ausstoßes hat, zu einem geringeren Druckverlust während des Ausstoßhubes, und umfasst generell eine Mehrzahl von Arbeitskammern, so dass die Variation im Gaskompressionsdrehmoment klein ist, und daher die Vibrationen

und der Lärm gering sind. Da jedoch eine Führung für den Abstand zwischen den Spiralwicklungen bei Berührung der Wicklungen und für den Abstand zwischen den Wicklungen und den Endplatten erforderlich ist, benötigt die industrielle Fertigung einen hohen Grad von Genauigkeit, was daher zu einem Problem der erhöhten Fertigungskosten führt. Da außerdem der Wellenrotationswinkel während des Zeitraums von der Vollendung der Ansaugung bis zur Vollendung des Ausstoßes größer als 360° ist, führt die lange Zeit eines Hubes zu dem Problem des erhöhten internen Auslaufens.

[0006] Im Übrigen schlägt die japanische ungeprüften Patentoffenlegungsschrift Nr. 55-23353 eine Verdrängungsfluidmaschine vor, in der ein Verdränger (kreisender Kolben) zum Zwecke des Ausstoßes des Arbeitsfluids mit einem substantiell konstanten Radius ohne Selbstrotation relativ zu einem Zylinder, der mit dem Arbeitsfluid gefüllt ist, sich dreht oder kreist. Diese vorgeschlagene Verdrängungsfluidmaschine besteht aus einem Kolben, der die Form eines Blütenblatts hat, in der eine Vielzahl an Teilen (Schaufeln) sich radial vom Zentrum des Kolbens erstrecken, und einem Zylinder, der einen Hohlraum besitzt, den ein Abstand festlegt, der gleich groß ist wie der Kreisradius zwischen dem äußeren Rand des Kolbens und dem inneren Rand des Zylinders, wenn der Kolben und der Zylinder konzentrisch zueinander positioniert sind, und der Kolben im Zylinder rotiert, so dass das Arbeitsfluid ausgestoßen wird.

[0007] Die Verdrängungsfluidmaschine, die in der japanischen ungeprüften Patentoffenlegungsschrift Nr. 55-23353 offenbart wird, hat nicht wie die Hubkolbenfluidmaschine hin- und herbewegende Teile, so dass das rotierende Wellensystem vollständig ausgewuchtet werden kann. Daher führt dies nicht zu viel Vibrationen, und weiterhin ist die relative Schlupfgeschwindigkeit zwischen dem Kolben und dem Zylinder so gering, dass Reibungsverluste relativ verkleinert werden, daher hat diese Maschine einen inhärenten Vorteil zu der Verdrängungsfluidmaschine.

[0008] Jedoch ist das Verhalten des Kolbens während des Betriebes instabil, und verursacht daher ein Problem von erhöhten Vibrationen und Lärm und eines erhöhten Auslaufens des Arbeitsfluids, was zu einer Verminderung der Leistung führt.

[0009] Weiterhin ändert sich während des Ansaughubs und des Ausstoßhubes der Durchgangsbereich, der von der Ansaugöffnung und der Ausstoßöffnung in der Kompressionskammer und dem rotierenden Kolben bestimmt wird, abhängig vom Rotationswinkel der Kolbenwelle, weshalb es schwer ist den Ansaugbereich und den Ausstoßbereich sicherzustellen, welche nötig und ausreichend sind, was zu einem Problem des Leistungsverlustes führt.

[0010] US 5,597,293 offenbart einen hermetischen Kompressor, der einen Rotor besitzt. Endringe und Kontergewichte, die an dem Rotor angebracht sind, befinden sich unter einer Hülle, die sie vom Inneren des Kompressors isoliert. Die Hülle kann fest angebracht sein oder kann als Einheit mit dem Rotor, dem Endring und dem Kontergewicht rotieren. Das asymmetrische Kontergewicht wird dadurch gehindert, hinsichtlich des Inneren des Gehäuses als Verdichter zu wirken, und wird dadurch gehindert ein Druckgefälle hervorzurufen, was gewöhnlich eine Auswirkung auf die Ölwanne hat und eine höhere Ölzirkulationsrate zum Kühlsystem verursacht.

ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

[0011] Ein Ziel der vorliegenden Erfindung ist eine Verdrängungsfluidmaschine, die ein stabiles Verhalten für einen kreisenden Kolben sicherstellt und eine Verbesserung in Leistung und Zuverlässigkeit erreicht.

[0012] Dieses Ziel wird gemäß der Erfindung durch eine Verdrängungsfluidmaschine erreicht, wie sie der unabhängige Anspruch 1 definiert. Eine vorteilhafte Ausführungsform ist im abhängigen Anspruch 2 beschrieben.

KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

[0013] Fig. 1 zeigt eine Draufsicht zur Darstellung eines kreisenden Kompressionselements nach einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

[0014] Fig. 2A bis 2D zeigen Draufsichten, die die Arbeitsweise des kreisenden Kompressionselements in der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung darstellt;

[0015] Fig. 3 zeigt eine Längsschnittansicht, die einen Verdrängungskompressor gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung darstellt;

[0016] Fig. 4 zeigt eine vergrößerte Schnittansicht, die den Teil des kreisenden Kompressionselements in der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung darstellt;

[0017] Fig. 5 zeigt eine perspektivische Ansicht, die einen Teil des kreisenden Kompressionselements in der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung darstellt;

[0018] Fig. 6 zeigt eine Längsschnittansicht, die einen Verdrängungskompressor darstellt;

[0019] Fig. 7 zeigt eine perspektivische Ansicht, die ein kreisendes Kompressionselement gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung darstellt;

[0020] Fig. 8 zeigt eine vergrößerte Ansicht, die ein kreisendes Kompressionselement eines Verdrängungskompressors gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung darstellt;

[0021] Fig. 9 zeigt eine Längsschnittansicht, die einen Verdrängungskompressor gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung darstellt;

[0022] Fig. 10 zeigt eine perspektivische Ansicht, die einen Teil eines kreisenden Kompressionselements gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung darstellt;

[0023] Fig. 11A bis 11D zeigen Draufsichten, die die Arbeitsweise eines kreisenden Kompressionselements in einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung darstellen;

[0024] Fig. 12 ist eine Ansicht, die ein Klimaanlage-System zeigt, bei dem ein Verdrängungskompressor gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zur Anwendung kommt;

[0025] Fig. 13 zeigt ein Kühlsystem, bei dem ein Verdrängungskompressor gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zur Anwendung kommt;

[0026] Fig. 14 zeigt eine Draufsicht, die einen kreisenden Kolben gemäß der vorliegenden Erfindung aufweist;

[0027] Fig. 15 zeigt eine Ansicht, die eine Methode zum Zusammenbau eines kreisenden Kompressionselements gemäß der vorliegenden Erfindung darstellt;

[0028] Fig. 16A und 16B sind Ansichten, die das Verhältnis zwischen Wellenrotationswinkel und einer Arbeitskammer mit vier Schaufeln zeigen;

[0029] Fig. 17A und 17B sind Ansichten, die das Verhältnis zwischen einem Wellenrotationswinkel und einer Arbeitskammer bei drei Schaufeln zeigen; und

[0030] Fig. 18A bis 18C sind Ansichten, die die Arbeitsweise in dem Fall darstellen, dass der Umschlingungswinkel des Kompressionselements größer als 360° ist.

BESCHREIBUNG DER BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNGSFORMEN

[0031] Die oben erwähnten Eigenschaften der vorliegenden Erfindung werden durch die Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung besser verstanden. Zunächst wird die Struktur einer kreisenden Fluidmaschine gemäß der vorliegenden Erfindung unter

Bezugnahme auf die **Fig. 1** bis **3** erläutert. **Fig. 1** ist eine Draufsicht, die ein Kompressionselement gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt, und **Fig. 2A** bis **2D** sind Draufsichten, die die Kompressionsartbeitsweise des Kompressionselementes, das **Fig. 1** zeigt, beschreiben, und **Fig. 3** ist eine Längsschnittansicht eines geschlossenen Kompressors, der das Kompressionselement, das **Fig. 1** zeigt, enthält, **Fig. 4** ist eine vergrößerte Ansicht, die das Kompressionselement von **Fig. 2** zeigt, und **Fig. 5** ist eine perspektivische Ansicht, die einen Teil des Kompressionselementes zeigt.

[0032] Bezug nehmend auf **Fig. 1**, hat ein Kompressionselement **1** drei Schaufeln, die ein und dieselben Umriss haben und zusammen kombiniert sind. Eine innere Randform eines Zylinders **2** ist so geformt, dass die gegen den Uhrzeigersinn spiralförmigen hohlen Teile **2a**, die die gleiche Form haben, im Winkelabstand von 120° (um ein Zentrum O') angeordnet sind. Eine Mehrzahl (in diesem Falle drei) von Schaufeln **2b**, die nach innen zeigen, sind auf den Endteilen dieser erwähnten gegen den Uhrzeigersinn spiralförmigen hohlen Teile **2** vorgesehen. Ein kreisender Kolben **3** ist innerhalb des Zylinders **2** so angeordnet, dass er die inneren Randwände **2c** (welche Teile sind, die einen größeren Kurvenradius haben, als die Schaufeln **2b**) des Zylinders **2** und die Schaufeln **2b** berührt. Im Übrigen wird ein Abstand mit einer konstanten Weite (Kreisradius) zwischen dem Zylinder **2** und dem kreisenden Kolben **3** bestimmt, wenn ein Zentrum O' des Zylinders **2** mit einem Zentrum O des kreisenden Kolbens **3** zur Deckung gebracht wird.

[0033] Weiter bezeichnen die Buchstaben a, b, c, d, e und f Kontaktstellen, wo die innere Randwand **2c** des Zylinders **2**, der Schaufeln **2b** und des kreisenden Kolbens **3** miteinander Kontakt haben, wenn sie einander berühren. Dabei ist der Umriss der inneren Randwand **2c** des Zylinders **2** aus identischen Gruppen von Kurven zusammengesetzt, die glatt und stufenlos an drei Stellen verbunden sind. Bei genauer Betrachtung einer dieser Stellen können die Kurven, welche die innere Randwand **2c** und die Schaufeln **2d** umschreiben, als eine dicke Spiralkurve angesehen werden (die spitzen Enden der Schaufeln **2b** werden als Startpunkt der Spiralkurve angesehen), d. h., sie besteht aus einer äußeren Wandkurve (g-h) der Schaufel **2b**, welche eine Spiralkurve mit einem Umschlingungswinkel von ungefähr 360° ist (das soll heißen, dass ein Entwurfswert des Umschlingungswinkels 360° beträgt, aber dieser Wert kann wegen der Herstellungstoleranz nicht genau erreicht werden. Dasselbe gilt im Folgenden.) und einer inneren Wandkurve (h-i), welche eine Spiralkurve darstellt, die einen Umschlingungswinkel von ungefähr 360° besitzt. Ein Umriss der inneren Randwand **2c** an der oben genannten Stelle wird durch die äußere Wandkurve und die innere Wandkurve bestimmt. Die Spiralelemente, die alle aus diesen drei Kurven beste-

hen, sind ringsum mit wesentlich gleichem Abstand (120°) angeordnet, und die äußere und innere Wandkurve von benachbarten Spiralelementen werden von einer glatten Kurve verbunden (z. B. i-j), so dass ein Bogen den Umriss eines inneren Randes des Zylinders darstellt. Eine Form der äußeren Randwand **3a** des kreisenden Kolbens **3** wird durch das gleiche Prinzip wie das des oben erwähnten Zylinders **2** erreicht.

[0034] Obwohl beschrieben wurde, dass die Spiralelemente, die aus drei Kurven bestehen, ringsum in wesentlich gleichem Abstand (120°) angeordnet sind, wird dadurch eine gleichmäßige Verteilung der Last, die auf Grund der verdichtenden Arbeitsweise, die später beschrieben werden soll, verursacht wird, bedingt, und eine einfachere Herstellung. Ungleiche Abstände reichen aus, wenn die obigen Überlegungen nicht problematisch sind.

[0035] Nun soll die verdichtende Arbeitsweise des Zylinders **2** und des kreisenden Kolbens **3**, die wie oben beschrieben konstruiert wurden, beschrieben werden. Die Ansaugöffnungen **4a** und die Ausstoßöffnungen **5a** sind an jeweils drei Positionen angeordnet. Wenn eine Antriebswelle **6** rotiert, läuft der kreisende Kolben **3** um ein Zentrum O' des stationären Zylinders **2** mit einem Drehradius ϵ (welcher der Abstand zwischen den Zentren O und O' ist), während er sich nicht um seine Achse dreht, so dass um das Zentrum O des kreisenden Kolbens **3** eine Mehrzahl von Arbeitskammern **7** beschrieben wird (diese werden von einer Mehrzahl von geschlossenen Räumen beschrieben, die zwischen der inneren Randform (innere Wand) des Zylinders **2** und der äußeren Randform (Seitenwand) des kreisenden Kolbens **3** beschrieben wird, in welcher der Kompressionshub (Ausstoß) nach der Vollendung des Ansaughubs ausgeführt wird. Mit der Vollendung des Kompressionshubs, verschwinden diese Räume und zur gleichen Zeit ist der Saughub vollendet, so dass die Räume als einer gezählt werden. Falls jedoch das Gerät als eine Pumpe benutzt wird, werden diese Räume mit dem Äußeren durch die Ausstoßöffnungen **5a** verbunden). In der Ausführungsform sind immer drei Arbeitskammern umgrenzt. Das heißt, dass die gleiche Anzahl von Arbeitskammern wie Schaufeln umgrenzt wird. In dem Falle, dass die Anzahl der Schaufeln (die Anzahl der Spiralen) z. B. 4 beträgt, werden vier Arbeitskammern umgrenzt, wenn die Konfiguration in der oben genannten Weise bestimmt wird. Das heißt, eine Arbeitskammer wird durch jede Spirale beschrieben, so dass Drücke, die durch die Kompression verursacht werden, zum zentralen Teil geleitet werden, was zu dem Vorteil führt, dass weniger ungleichförmiger Kontakt verursacht wird. Das Verhältnis zwischen der Anzahl der Spiralen und der Anzahl der Arbeitskammern wird später erklärt werden.

[0036] Bezug nehmend auf **Fig. 2**, wird die Arbeits-

weise einer Arbeitskammer erklärt werden, die von den Kontaktpunkten c und d umgeben wird, und schraffiert dargestellt ist (die Arbeitskammern sind zum Zeitpunkt der Vollendung des Ansaughubes in zwei Kammern geteilt, werden aber zu einer Kammer gekoppelt, sobald der Kompressionshub beginnt). **Fig. 2A** zeigt einen Zustand, in dem das Ansaugen eines Arbeitsfluids in die Arbeitskammer **7** durch die Ansaugöffnung **4a** vollendet ist. **Fig. 2B** zeigt den Zustand, in dem die Antriebswelle **6** im Uhrzeigersinn um einen Winkel von 90° von dem oben beschriebenen Zustand gedreht wird. Weiterhin zeigt **Fig. 2C** einen Zustand, in welchem die Rotation bis zu einem Winkel von 180° von der ursprünglichen Position weitergeführt wird, und **Fig. 2D** zeigt einen Zustand, in welchem die Rotation bis zu einem Winkel von 270° von der ursprünglichen Position weitergeführt wird. Falls die Rotation um einen Winkel von 90° vom Zustand, der in **Fig. 2D** gezeigt wird, fortgeführt wird, kehrt der Zustand in den in **Fig. 2A** beschriebenen zurück. Somit nimmt das Volumen der Arbeitskammer **7** während des Vorranschreitens der Rotation ab, und daher wird das Arbeitsfluid komprimiert, da die Ausstoßöffnung **5a** durch das Ausstoßventil **8** geschlossen ist (wie in **Fig. 3** dargestellt). Wenn dann der Druck in der Arbeitskammer **7** höher als der äußere Ausstoßdruck ist, wird das Ausstoßventil **8** automatisch von einem Druckdifferenzial geöffnet, und dadurch wird das komprimierte Arbeitsfluid durch die Ausstoßöffnung **5a** ausgestoßen. Der Wellenrotationswinkel von der Vollendung des Ansaugens (Beginn der Kompression) bis zur Vollendung des Ausstoßes beträgt 360° , und der nächste Ansaughub wird vorbereitet, während der Kompressionshub und der Ausstoßhub ausgeführt werden, so dass zum Zeitpunkt der Vollendung des Ausstoßhubes der nächste Kompressionshub beginnt.

[0037] Wie oben erwähnt, sind die Arbeitskammern **7**, in denen eine dauerhafte Kompression bewirkt wird, in wesentlich gleichen Abständen um die Antriebswelle **6** angeordnet, die sich im Zentrum des kreisenden Kolbens **3** befindet, und die Kompression in den verschiedenen Phasen wird in den Arbeitskammern **7** vorgenommen. Das heißt, dass hinsichtlich einer der Arbeitskammern **7**, der Wellenrotationswinkel vom Ansaugen bis zum Ausstoß 360° beträgt. In dieser Ausführungsform werden jedoch drei Arbeitskammern **7** umschrieben, und erlauben den Ausstoß des Arbeitsfluids mit Phasen, die sich um einen Winkel von 120° voneinander unterscheiden, so dass bei Benutzung als Kompressor, das Arbeitsfluid während eines Wellenrotationswinkels von 360° drei Mal ausgestoßen wird. Damit ist es möglich, ein Pulsieren beim Ausstoßen vorteilhaft zu reduzieren, welches beim Hubkolbentyp, beim Rotationstyp, oder einem Schneckentyp nicht aufgefunden wird. Wenn nun angenommen wird, dass die Räume, die im Zustand der Vollendung der Kompression umgrenzt werden (die Räume, die von den Kontaktpunkten c, d

umgeben werden) einen einzigen Raum darstellen, sind die Räume, die den Ansaughub ausüben, und die Räume die den Kompressionshub ausüben, zur wechselnden Aufnahme bestimmt, selbst bei der Arbeitsweise als Kompressor, und daher wird zum nächsten Kompressionshub genau bei der Vollendung des vorherigen Kompressionshubs übergegangen, was eine glatte und fortlaufende Kompression des Arbeitsfluids ermöglicht.

[0038] Als nächstes wird anhand der **Fig. 3** bis **5** ein Kompressor erklärt, der ein kreisendes Kompressionselement **1** beinhaltet. Bezug nehmend auf **Fig. 3**, beinhaltet ein kreisendes Kompressionselement **1**, zusätzlich zum Zylinder **2** und dem kreisenden Kolben **3** wie oben beschrieben, eine Antriebswelle **6**, welche ein exzentrisches Teil **6a** besitzt, die in einem Lagerteil **3b** im Zentralteil des kreisenden Kolbens **3** zum Antrieb des kreisenden Kolbens **3** montiert ist, ein Hauptlager **4** und ein Unterlager **5**, welche als Lagerteile zur Aufnahme der Endplatten, welche die gegenüberliegenden Endöffnungen des Zylinders **2** und der Antriebswelle **6** verschließen, dienen, eine Ansaugöffnung **4a**, die in dem Hauptlager **4** ausgeformt ist, eine Ausstoßöffnung **5a**, die im Unterlager **5** ausgeformt ist, und ein Ausstoßventil **8** vom Typ Rohrventil (betrieben durch ein Druckdifferenzial) zum Öffnen und Schließen der Ausstoßöffnung **5a**. Der oben erwähnte kreisende Kolben **3** berührt die innere Randwand **2c** des Zylinders **2**, während er durch das exzentrische Teil **6a** auf der Antriebswelle **6** um den Drehradius ϵ in eine exzentrische Bewegung gebracht wird. Außerdem wird eine Ansaughülle **9** vorgesehen, die an eine Endfläche des Hauptlagers **4** montiert ist, um eine Ansaugkammer **10** zu umgrenzen, und eine Ausstoßhülle **11**, die an einer Endfläche des Unterlagers **5** montiert ist, um eine Ausstoßkammer **12** zu umgrenzen.

[0039] Ein Motorelement **13** besteht aus einem Stator **13a**, welcher auf ein Endteil der Antriebswelle **6** aufgeschraubt usw. ist, und einem Rotor **13b**. Dieses Motorelement **13** besteht aus einem bürstenlosen Motor zur Erhöhung der Motoreffizienz, und wird von einem Drei-Phasen-Inverter betrieben und kontrolliert. Jedoch kann auch ein anderer als ein bürstenloser Motor, z. B. ein Wechselstrommotor oder ein Induktionsmotor, verwendet werden.

[0040] Das untere Ende der Antriebswelle **6** ist in Schmieröl **14** getaucht, das im unteren Teil eines geschlossenen Containers **15** gelagert wird. Außerdem ist ein Ansaugrohr **16** und ein Ausstoßrohr **17** vorgesehen. Die oben genannte Arbeitskammer **7** wird durch die innere Randwand **2c** des Zylinders **2**, die Schaufeln **2b** und den kreisenden Kolben **3** umgrenzt, welche einander berühren. Weiterhin wird die Ausstoßkammer **12** vom Druck im geschlossenen Container **15** durch einen Dichtungsring, wie z. B. einen O-Ring, isoliert (nicht gezeigt).

[0041] Da außerdem ein hoher Ausstoßdruck auf das Schmieröl **14**, das in dem unteren Teil des geschlossenen Containers **15** gelagert wird, ausgeübt wird, wird das Schmieröl **14** in ein Öleinspeiseloeh (nicht gezeigt), das in der Antriebswelle **16** ausgeformt ist, mit Hilfe einer Zentrifugalpumpe vom unteren Ende letzterer geführt, welche in das Schmieröl **14** getaucht ist, und wird dann in die gleitenden Teile, wie das Hauptlager **4**, das Unterlager **5** und die Arbeitskammer **7** durch ein Öleinspeiseloeh **6b** und eine Öleinspeisungsrille **6c**, die in der Antriebswelle **6** angebracht wird, eingespeist, um die Schmierung der gleitenden Teile und die Dichtungsqualität zwischen den Arbeitskammern **7** zu erhöhen.

[0042] Die vorderen und hinteren Endteile des Rotors **13b** im Motorelement **13** und das untere Endteil der Antriebswelle **6** sind jeweils mit Stabilisatoren **18** versehen, um jedes Ungleichgewicht während der Rotation aufzuheben. Weiterhin ist eine Ölhülle **19** auf dem unteren Ende der Ausstoßhülle **11** vorgesehen, um den Bewegungswiderstand des Schmieröls zu reduzieren, der durch die Rotation der Stabilisatoren **18**, die auf dem unteren Ende der Antriebswelle **16** montiert sind, verursacht wird. Mit dieser Anordnung wird ein geschlossener Kompressor vertikalen Typs festgelegt.

[0043] Anhand der **Fig. 4** wird der Fluss des Arbeitsfluids (Kühlungsmittel) erklärt. Wie die Pfeile in der Figur zeigen, fließt das Arbeitsfluid, die in den geschlossenen Container **15** durch das Ansaugrohr **16** gesaugt wurde, in die Ansaugkammer **10** in der Ansaughülle **9**, die auf die Endfläche des Hauptlagers **4** montiert ist, und fließt dann in das Kompressionselement **1** durch die Ansaugöffnung **4a**, wo sie komprimiert wird, sobald das Volumen der Arbeitskammer **7** in der kreisenden Bewegung des kreisenden Kolbens **3** reduziert wird, was durch die Rotation der Antriebswelle **6** bewerkstelligt wird. Das komprimierte Arbeitsfluid fließt durch die Ausstoßöffnung **5a**, die in dem Unterlager **5** ausgeformt ist, und in die Ausstoßkammer **12**, während sie das Ausstoßventil **8** nach oben drückt. Dann wird das Arbeitsfluid durch die Ausstoßöffnungen **5b**, **2d**, **4b** und **9a**, welche jeweils in dem Unterlager **5** ausgeformt sind, in den Raum auf einer Seite des Motorelements **12** geführt, den Zylinder **2**, das Hauptlager **4** und die Ansaughülle **9** und wird dann durch die Ausstoßkammer **12** geleitet, um das Motorelement **12** zu kühlen und wird dann außerhalb des Kompressors durch eine Ausstoßöffnung ausgestoßen (nicht gezeigt).

[0044] Bezug nehmend auf **Fig. 5**, welche eine perspektivische Ansicht zur Darstellung des kreisenden Kompressionselementes aus **Fig. 4** ist, ist das Hauptlager **4** in seinem zentralen Teil mit einem Hauptlagerteil **4c** zur Aufnahme der Antriebswelle ausgeformt, und drei Ansaugöffnungen **4a**, die kreisförmig mit gleichen Abständen um das Zentrum des

Hauptlagerteils **4c** angeordnet sind. Weiterhin sind drei Druckausgleichslöcher **4d** in der Form von Senklöchern, die einen Durchmesser, der im Wesentlichen gleich zu dem der Ausstoßöffnungen **5a** ist, haben, an Positionen in ringsum gleichen Abständen um das Zentrum des Hauptlagers **4c** ausgeformt, die gegenüber den Ausstoßöffnungen **5a**, die im Unterlager **5** ausgeformt sind, liegen. Der Zylinder **2** und das Unterlager **5** sind mit Schrauben befestigt, die in die Gewinde **4e** geschraubt werden, und die Schaufelteile **2b** des Zylinders **2** sind mit Schrauben gesichert, die in die Schraubenfassungen **4f** geschraubt werden. Außerdem sind im Hauptlager **4** Ausschnittsteile **4g** zur Zurückführung des Öls ausgeformt. Das Unterlager **5** wird dadurch ausgeformt, dass es eine Ausstoßöffnung **4b** hat, die mit der Ausstoßkammer **12** verbunden ist.

[0045] Der Zylinder **2**, der auf dem Hauptlager **4** montiert ist, ist mit Löchern **2e** zur Befestigung an das Hauptlager **4** ausgeformt, und mit Löchern **2f** zur Sicherung an das Hauptlager, um eine radiale Deformation der Schaufelteile **2b** zu verhindern. Die Endfläche des Zylinders **2**, welche an die Ausstoßöffnung **5a** grenzt, die in dem Unterlager **5** vorhanden ist, besitzt eine schräge Flusspassage **2h**. Des Weiteren ist ein Ausschnittsteil **2i** zur Zurückführung des Öls im äußeren Randteil vorhanden, und eine im Zylinder **2** ausgeformte Ausstoßöffnung **2d** ist mit der Ausstoßkammer **12**, die im Unterlager **5** ausgeformt ist, verbunden.

[0046] Der kreisende Kolben **3** wird in den Zylinder **2** eingesetzt. Ein Lagerteil **3b**, in welches das exzentrische Teil **6a** der Antriebswelle **6** eingesetzt wird, und ein Druckausgleichsloch **3c** sind im Zentralteil des kreisenden Kolbens **3** ausgeformt. Die Ölrillen **3e** sind in den oberen und unteren Endflächen des kreisenden Kolbens **3** ausgeformt, jeweils entlang der drei Schaufeln **3d**, die sich vom Lagerteil **3b** erstrecken.

[0047] Das Unterlager **5** ist in seinem zentralen Teil mit einem Unterlagerteil **5c** ausgeformt, das die Antriebswelle **6** aufnimmt, und drei ringsum in gleichem Abstand um das Zentrum des Unterlagerteils **5c** angeordneten Ausstoßöffnungen **5a**. Druckausgleichsöffnungen **5d** in Form von Senklöchern, die einen Durchmesser besitzen, der im Wesentlichen gleich ist zu denen der Ansaugöffnungen **4a**, die im Hauptlager **4** ausgeformt sind, sind in ringsum gleichen Abständen um das Zentrum des Unterlagerteils **5c** ausgeformt, so dass sie gegenüber den Ansaugöffnungen **4a** positioniert sind. Das Ausstoßventil **8** ist mit Schrauben gesichert, die in die Schraubfassungen **5e** geschraubt sind, und die Schaufelteile **2b** des Zylinders **2** sind an das Hauptlager **4** durch Schrauben montiert, die in Schraubgewinde **5f** geschraubt sind, während das Unterlager **5** und der Zylinder **2** durch Schrauben, die in Schraubgewinde **5g** geschraubt

sind, an das Hauptlager **4** gesichert sind. Ausschnittsteile **5h** zur Zurückführung des Öls sind im äußeren Randteil des Unterlagers **5** ausgeformt. Eine Ausstoßöffnung **5b** ist mit der Ausstoßkammer **12**, welche im Unterlager **5** ausgeformt ist, verbunden.

[0048] Durch die oben erwähnte Anordnung gleichen die Druckausgleichslöcher **4d** und **5d**, die in dem Hauptlager **4** und dem Unterlager **5** ausgeformt sind, den Druck aus, der auf die oberen und unteren Endflächen des kreisenden Kolbens **3**, begrenzt auf einen Raum, der durch die Endfläche des Hauptlagers **4**, die Endfläche des Unterlagers **5**, und den Zylinder **2** während des Ansaughubes und Ausstoßhubes definiert wird, ausgeübt wird, so dass ein stabiles Verhalten des kreisenden Kolbens **3** während der Arbeit des Kompressors erreicht werden kann. Als nächstes wird diese Funktion erläutert.

[0049] Ein Raum zum Ansaugen und zur Kompression (Ausstoß) wird definiert durch Teile (in dieser Ausführungsform, das Hauptlager **4** und das Unterlager **5**, welche jeweils als Lager und als Endplatte dienen), welche den Zylinder **2** und den kreisenden Kolben, die innere Wand des Zylinders **2** und die äußere Wand des kreisenden Kolbens **3** umfassen. Der kreisende Kolben **3** kreist innerhalb des Raums, der durch die Wand des Zylinders **2** und den Teilen innerhalb desselben definiert wird. Bezüglich der Gleitbewegung, ist das Gleiten zwischen den beiden Endteilen des kreisenden Kolbens **3** und desjenigen Teils des Hauptlagers **4**, welcher als Endplatte dient (eine Fläche des Hauptlagers **4**, die gegenüber dem kreisenden Kolben **3** angebracht ist, ist in **Fig. 5** gezeigt), und des Teils des Unterlagers **5**, welcher als Endplatte dient (eine Fläche des Unterlagers **5**, die dem kreisenden Kolben **3** gegenüberliegt, ist in **Fig. 5** gezeigt), wesentlich.

[0050] Bei übermäßiger Gleitbewegung reiben die Metalle gegeneinander, was zu übermäßiger Abnutzung auf Grund von Abrieb führt, was dazu führt, dass ein Ansaugraum und ein Kompressionsraum (Ausstoßraum), welche nebeneinander liegen, an der abgenutzten Stelle miteinander verbunden werden, was zu dem Problem des erhöhten inneren Auslaufens führt, und zu dem Problem der Reduktion der gesamten adiabatischen Effizienz wegen des erhöhten mechanischen Verlustes, der durch die Reibung zwischen den Metallen verursacht wird.

[0051] Die oben genannten Probleme werden dadurch gelöst, dass Öl an die Oberflächen des kreisenden Kolbens **3**, die den Endplatten gegenüberliegen, bereitgestellt wird. Dies geschieht in dieser Ausführungsform dadurch, dass Ölrillen **3e** ausgeformt sind, welche ein Schmieröl liefern, das von der Welle zu beiden Endflächen des kreisenden Kolbens **3** geführt wird, was es dem kreisenden Kolben **3** ermög-

licht, ohne Kontakt mit den beiden Endplatten zu kreisen und so die Dichtungsqualität zwischen den benachbarten Räumen zu erhöhen.

[0052] Im Übrigen haben Testergebnisse gezeigt, dass nur das Vorhandensein der Ölrillen **3e** Kontakt zwischen den kreisenden Kolben **3** und den Endflächen des Hauptlagers **4** und dem Unterlager **5**, welche den kreisenden Kolben **3** zwischen sich einschließen, verursachen. Diese Tatsache wird in Hinsicht auf **Fig. 4** erklärt. Da das Arbeitsfluid gegen den äußeren Druck von der Arbeitskammer durch die Ausstoßöffnung **5a** ausgestoßen wird, wird eine Kraft auf die Ausstoßöffnung **5a** von außen durch die Ausstoßöffnung **5a** ausgeübt, welche den kreisenden Kolben **3** gegen eine Oberfläche gegenüber der Ausstoßöffnung **5a** drückt. Dadurch wird der kreisende Kolben **3** in diesem Fall gegen die Endfläche des Hauptlagers **4** gedrückt, was zu einem uneinheitlichen Kontakt führt.

[0053] Des Weiteren übt der Fluss dem von außen einströmenden Arbeitsfluid eine Kraft auf die Ansaugöffnung **4a** aus, welche den kreisenden Kolben **3** in diesem Fall gegen die Endfläche des Unterlagers **5** drückt. Daher wird der kreisende Kolben **3** gegen das Unterlager **5** gedrückt, was zu einem uneinheitlichen Kontakt führt.

[0054] Um die oben genannten Probleme zu lösen, werden in dieser Ausführungsform die Druckausgleichslöcher **4d** in Form von Senklöchern, die einen Durchmesser von im Wesentlichen gleich zu dem der Ausstoßöffnungen **5a** haben, die in dem Unterlager **5** ausgeformt sind, gegenüber der Ausstoßöffnung **5a** angeordnet. Daher dient die Kraft, die über die Ausstoßöffnung **5a** auf den kreisenden Kolben **5** drückt, auch als Kraft, die von den Druckausgleichslöchern **4d** mittels des Arbeitsfluids als ein Kraftübertragungsmedium, welche in die Druckausgleichslöcher **4d** fließt, auf den kreisenden Kolben **3** drückt. Dadurch heben sich beide Kräfte gegenseitig auf, so dass der kreisende Kolben **3** ohne Kontakt mit einer der beiden Endplatten kreisen kann. Das gleiche ist der Fall, wenn die Druckausgleichslöcher **5d** an Positionen gegenüber den Ansaugöffnungen **4a** ausgeformt sind. Die Durchmesser der Druckausgleichslöcher **4d** und **5d** sind gleich zu denen der Ausstoßöffnungen **5a** und der Ansaugöffnungen **4a**, aber die Tiefe der Druckausgleichslöcher **5d** (gegenüber den Ausstoßöffnungen **4a**) ist größer als die der Druckausgleichslöcher **4d** (gegenüber den Ansaugöffnungen **5a**), um die Druckkraft mit der Kraft zur gegenseitigen Aufhebung ersterer auszutariieren.

[0055] Das hat zum Ergebnis, da der kreisende Kolben **3** einen gleich großen Axialabstand zwischen ihm und den Endflächen des Hauptlagers **4** und des Unterlagers **5**, die zwischen sich mit Ölfilmen dazwischen den kreisenden Kolben **3** enthalten, einhalten

kann, dass Reibung und Abrieb auf Grund nicht einheitlichen Kontakts und ähnlichem verhindert werden und der kreisende Kolben mit dem Schmieröl zwischen ihm und den Endplatten kreisen kann, was bei einem Verdrängungskompressor zu einer höheren Zuverlässigkeit führt, verglichen mit dem, der nur eine einzelne Ölversorgung hat. Außerdem kann der Radialabstand der gleitenden Teile zwischen dem kreisenden Kolben **3** und dem Zylinder **2** als gleichmäßig angesehen werden, so dass es möglich ist, einen Verdrängungskompressor mit einer hohen Leistung zu erhalten. Die Ergebnisse von Tests haben gezeigt, dass die gesamte adiabatische Effizienz um 6% gesteigert werden kann, verglichen mit einem Kompressor ohne beide Druckausgleichslöcher.

[0056] Zudem sind die Druckausgleichslöcher **4d** und **5d** so angeordnet, dass sie die Ansaug- und Ausstoßbereiche sicherstellen, und dadurch der Flüssigkeitsverlust während des Ansaughubs und Ausstoßhubs reduziert werden kann, um die Effizienz des Verdrängungskompressors zu erhöhen. Wie oben erwähnt, können der Ablauf und die Wirkungen, die die Ölversorgungsgrillen und die Druckausgleichslöcher haben, auf ähnliche Weise in Ausführungen erreicht werden, die unten erklärt werden. In dieser Ausführungsform sind die Druckausgleichslöcher sowohl für die Ausstoßöffnungen **5a** und die Ansaugöffnungen **4a** vorhanden, doch selbst wenn sie nur für entweder die Ausstoßöffnungen **5a** oder die Ansaugöffnungen **4a** vorhanden sind, können deutliche Wirkungen erzielt werden.

[0057] Weiterhin sind schräge Flusspassagen **2h** auf den Schaufeln **2b** des Zylinders **2** in der Nähe der Ausstoßöffnungen **5a** vorgesehen, und so kann der Druckverlust und der Flüssigkeitsverlust während des Ausstoßhubs deutlich reduziert werden, was zu einer Erhöhung der Leistungsfähigkeit des Verdrängungskompressors führt. Zudem ist der Ausstoßhub des Kompressionselementes **1** in dieser Ausführungsform länger als der eines herkömmlichen Kompressionselementes mit rollierendem Kolben, so dass die Flussrate des Arbeitsfluids während des Ausstoßhubs gesenkt werden kann, um den Flüssigkeitsverlust (übermäßiger Kompressionsverlust) zu verringern, was eine hohe Leistung eines Verdrängungskompressors ermöglicht.

[0058] Obwohl in der oben erwähnten Ausführungsform ein Kompressor erklärt wurde, in dem die Druckausgleichslöcher **4d** und **5d** auf dem Hauptlager **4** bzw. dem Unterlager **5** ausgeformt sind, können ähnliche Effekte, wie oben erwähnt, selbst dann erreicht werden, wenn die Druckausgleichslöcher gegenüber den Öffnungen des Unterlagers angeordnet sind, in dem Fall, dass sowohl Ansaug- als auch Ausstoßöffnungen in ein und demselben Teil, z. B. dem Hauptlager, ausgeformt sind. Des Weiteren können die Druckausgleichslöcher im kreisenden Kolben **3** und

dem Zylinder **2** ausgeformt sein, wenn es die Abmessungen verlangen.

[0059] Außerdem kann das Kompressionselement **1** in dieser Ausführungsform den Kompressionshub innerhalb eines kurzen Zeitraumes ausführen, so dass ein Austreten des Arbeitsfluids reduziert werden kann, um die Leistung eines Verdrängungskompressors zu erhöhen. Zudem verzichtet das Kompressionselement **1** in dieser Ausführungsform auf eine Spiralförmigkeit und Endplatten, wie in einem Kompressor des Schneckentyps, was die Produktivität erhöht und Kosten reduziert. Weiterhin wird auf jegliche Endplatten verzichtet, um Auswirkungen der Druckkraft zu eliminieren, wie sie in einem Kompressor des Schneckentyps erzeugt werden, was eine erhöhte Leistung des Verdrängungskompressors zur Folge hat. Außerdem kann das Kompressionselement dieser Ausführungsform mit einer dünnen Wandstärke hergestellt werden, was die Freiheit im Herstellungsprozess, wie etwa des Stanzens, vergrößert. Ferner erleichtert die Form des Kompressionselementes die Handhabung der axialen Genauigkeit, um die Produktivität zu erhöhen. Zumindest eine der äußeren Randwand **3a** des kreisenden Kolbens **3** und der inneren Randwand **2c** des Zylinders **2** ist mit einer Schicht behandelt, deren hohe Gleitcharakteristik die Abstandskontrolle in dem Gleitbereich zwischen dem kreisenden Kolben und dem Zylinder während der anfänglichen Arbeit des Verdrängungskompressors ermöglicht, um einen Abfall der Leistung des Verdrängungskompressors zu Beginn der Arbeitsphase zu verhindern. Weiterhin sorgt bei dieser Anordnung der Erfindung das Nichtvorhandensein eines jeglichen auf- und abbewegenden Gleitmechanismus, wie ein Oldham-Ring, wie er in einem Kompressor des Schneckentyps benutzt wird, um die Selbstrotation einer kreisenden Schnecke zu verhindern, für eine vollständige Auswuchtung des rotierenden Wellensystems, um Vibrationen und Lärmentstehung des Kompressors zu reduzieren. Außerdem kann die Entwicklung zu einer Größen- und Gewichtsreduzierung des Kompressors beitragen.

[0060] Ferner ist die Anordnung, welche in der oben genannten japanischen ungeprüften Offenlegungsschrift Nr. S55-23353 offenbart wird, in der Hinsicht problematisch, dass sobald ein einzelner Raum (Ansaugraum), welcher aus zwei nebeneinander gelegenen Räumen, welche miteinander verbunden sind, definiert wird, Arbeitskammern in diesem verbundenen Zustand formt, ein Fluss des Arbeitsfluids innerhalb des Ansaugraumes induziert wird, der der kreisenden Bewegung eines Kolbens folgt, und das Arbeitsfluid sich von dem Raum, welchen die Arbeitskammern darstellen, zu einem Ansaugraum, welcher nebeneinander gelegene Räume, die nacheinander gebildet werden, bei Verbindung definieren, bewegt, so dass ein Volumen des Arbeitsfluids, das sich in den Arbeitskammern befindet, geringer als das Maxi-

malvolumen der Arbeitskammern ist, was eine Reduzierung der Ansaueffizienz zur Folge hat. Wenn die Ansaueffizienz reduziert ist, werden Kapazitäten des Kompressors und der Pumpe reduziert. Dagegen tritt dieses Problem nicht in dieser Ausführungsform auf, in der ein geschlossener Raum (die Arbeitskammer 7) genau in diesem Moment hergestellt wird, wenn das Ansaugvolumen am größten wird.

[0061] Zudem nutzt der Verdrängungskompressor in dieser Ausführungsform ein Hochdrucksystem, in welcher eine Ausstoßdruckatmosphäre in der geschlossenen Kammer 15 erzeugt wird, und so wird das Schmieröl 14 einem hohen Druck (Ausstoßdruck) ausgesetzt, was es dem oben genannten zentrifugalen Pumpvorgang ermöglicht, das Schmieröl 14 leicht zu den jeweiligen gleitenden Teilen im Kompressor zu bringen, was die Qualität der Schmierung zwischen den Arbeitskammern 7 und den gleitenden Teilen erhöht.

[0062] Obwohl, wie oben erwähnt, die Ausführungsform erklärt wird, in welcher die Anzahl der Spiralkörper, die die Form der äußeren Randfläche des kreisenden Kolbens 3 und die Form der inneren Randfläche des Zylinders 2 darstellen, drei beträgt, können die Druckausgleichslöcher 4d und 5d und die schrägen Fließpassagen 2h in Übereinstimmung mit einer Form des Kompressionselementes 1 angeordnet werden, die jede zweckmäßige Anzahl (2 bis 10) von Spiralkörpern besitzt. Die folgenden Vorteile können erreicht werden, wenn die Anzahl der Spiralkörper, welche die Form der äußeren Randoberfläche des kreisenden Kolbens 3 und der Form der inneren Randoberfläche des Zylinders 2 beschreiben, allmählich in einem zweckmäßigen Umfang erhöht werden.

- (1) Die Drehmomentvariation kann verringert werden, um Vibrationen und Lärm zu verringern;
- (2) unter der Bedingung, dass die Zylinder 2 den gleichen äußeren Durchmesser haben, können die Zylinder 2 in der Höhe reduziert werden, um das gleiche Ansaugvolumen sicherzustellen, was das Kompressionselement 1 hinsichtlich Größe und Gewicht verkleinert.
- (3) Mit der Verringerung des Selbstrotationsmoments, das auf den kreisenden Kolben 3 ausgeübt wird, kann der mechanischen Reibungsverlust in den gleitenden Teilen des kreisenden Kolbens 3 und des Zylinders 2 reduziert werden, was die Zuverlässigkeit erhöht.
- (4) Die Druckpulsation in der Ansaug- und Ausstoßröhre kann vermindert werden, um eine weitere Reduzierung in Vibrationen und Lärm zu erzielen. Dadurch ist es möglich, eine Fluidmaschine (Kompressoren oder Pumpen) ohne Pulsation zu realisieren, welche für medizinische und industrielle Anwendungszwecke benötigt wird.

[0063] Ferner ist die vorliegende Erfindung, obwohl

nur die Methode der Verbindung einer Vielzahl von Bögen als Methode, die Formen des kreisenden Kolbens 3 und des Zylinders 2 herzustellen, erklärt wurde, nicht auf diese Methode beschränkt, und eine ähnliche Form kann durch Kombination von arbiträren (höheren Grades) Kurven erzielt werden.

[0064] Fig. 6 ist ein Querschnitt, der einen Verdrängungskompressor nach einer anderen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt. In dieser Ausführungsform unterscheidet sich die Anordnung des kreisenden Kompressionselementes von dem in Fig. 1 gezeigten, und die Unterschiede werden im Folgenden erläutert. In Fig. 6 sind die gleichen Bezugsziffern wie in Fig. 3 bis 5 benutzt, um die gleichen Komponenten darzustellen, die in der gleichen Weise funktionieren, wie diese in Fig. 3 bis 5.

[0065] In Fig. 6 ist ein Kompressionselement 1 nach der vorliegenden Erfindung auf dem oberen Ende des Motorelements 13 zum Antrieb des Kompressionselements 1 angeordnet. Der kreisende Kolben 3, der das Kompressionselement 1 darstellt, berührt die Schaufeln 2b des Zylinders 2, und in seinem Zentralteil ist ein Lagerteil 3b ausgeformt, auf welches ein exzentrisches Teil 20a der Antriebswelle 20 montiert ist. Die Antriebswelle 20 wird rotationsfähig von einem Hauptlagerteil 4c aufgenommen, das in einem Hauptlager 4 ausgeformt ist, um den kreisenden Kolben 3 zu unterstützen, der in das exzentrische Teil 20a der Antriebswelle 20 wie ein Ausleger eingesetzt ist, und das untere Ende der Antriebswelle 20 ist in Schmieröl 14 getaucht, welches im unteren Teil eines geschlossenen Containers 21 gelagert ist. Der geschlossene Container 21 besitzt an seinem äußeren Rand ein Ansaugrohr 16, ein Ausstoßrohr 17 und eine stromleitende Klemme 22. Die Arbeitsweise dieses kreisenden Kompressionselementes 1 ähnelt der des Kompressionselementes, das in Fig. 3 gezeigt ist, weshalb eine Erklärung dafür ausgelassen wird.

[0066] Wie Pfeile in den Zeichnungen zeigen, fließt das Arbeitsfluid, nachdem sie in den geschlossenen Container 21 durch die Ansaugröhre 16 geströmt ist, in das Kompressionselement 1 durch die Ansaugkammer 10, die durch die Ansaughülle 9, welche auf eine Endfläche des Hauptlagers 4 montiert ist, und eine Ansaugöffnung 4a begrenzt wird. Wenn die Antriebswelle 20 durch das Motorelement 13 rotiert wird, kreist der kreisende Kolben 3, so dass das Volumen der Arbeitskammer 7 verringert wird, um eine Kompression zu erreichen. Das komprimierte Arbeitsfluid drückt mittels einer Ausstoßöffnung 23, die in einer Ausstoßhülle 21 ausgeformt ist, ein Ausstoßventil 8 nach oben, und wird in den oberen Raum des geschlossenen Containers 21 geführt, um in einen Raum des Motorelements 13 durch eine Ausstoßöffnung 24 zu gelangen, um dann durch eine Ausstoßröhre 17 des geschlossenen Containers 21 nach außen ausgestoßen zu werden.

[0067] Fig. 7 ist eine perspektivische Ansicht, die das kreisende Kompressionselement zeigt, welches in Fig. 6 abgebildet ist. Drei Druckausgleichslöcher **4d**, die die Form von Senklöchern haben, welche einen Durchmesser, welcher im Wesentlichen gleich zu dem der Ausstoßöffnungen **23**, welche in der Ausstoßhülle **23** ausgeformt sind, besitzen, sind so im Hauptlager **4** angeordnet, dass sie gegenüber der Ausstoßöffnungen **23a** und an ringsum gleichen Abständen um das Zentrum des Hauptlagers **4** angeordnet sind. Des Weiteren sind schräge Flusspassagen **2h** in der Endfläche **2g** des Zylinders **2** ausgeformt, welcher gegen die Ausstoßöffnungen **23a**, die in der Ausstoßhülle **23** gebildet sind, grenzt. Ferner sind Druckausgleichslöcher **23b** in der Form von Senklöchern, die einen Durchmesser haben, der im Wesentlichen gleich zu denen der Ansaugöffnungen **4a** ist, die in dem Hauptlager **4** ausgeformt sind, ausgeformt, die gegenüber den Ansaugöffnungen **4a** und mit ringsum gleichen Abständen um das Zentrum der Ausstoßhülle **23** angeordnet sind.

[0068] Mit der oben genannten Anordnung können die gleichen Effekte erzielt werden, wie diejenigen, die in Hinsicht auf Fig. 4 erklärt wurden. Außerdem wird die Antriebswelle **2** in einer auslegergleichen Weise gestützt, so dass auf Komponenten, wie das Unterlager **5**, gezeigt in Fig. 4, verzichtet werden kann, so dass es möglich ist, eine Kostenreduzierung und eine erhöhte Produktivität auf Grund einer Verringerung der Anzahl von Komponenten für einen Verdrängungskompressor zu erreichen.

[0069] Fig. 8 ist eine Längsschnittansicht, die einen Teil eines Niedrigdruckkompressionselementes nach einer anderen Ausführungsart der vorliegenden Erfindung zeigt. Das Kompressionselement in dieser Ausführungsform unterscheidet sich in dem in Fig. 4 gezeigten darin, dass der geschlossene Container für niedrigen Druck ausgestattet ist. Dies soll im Folgenden beschrieben werden.

[0070] Das Bezugszeichen **1** zeigt das Kompressionselement **1** gemäß der vorliegenden Erfindung, und **25** einen geschlossenen Container **25**, in dem das Kompressionselement **1** und ein Motorelement **14** aufgenommen sind. Eine Ansaughülle **26** ist auf einer Endfläche des Hauptlagers **4** angebracht, so dass eine Ansaugkammer **10** verbunden mit einem Raum in dem geschlossenen Container **2**, in dem das Motorelement **13** untergebracht ist, umgrenzt wird. In der gleichen Weise wie in Fig. 4 gezeigt, sind Druckausgleichslöcher **5d** in der Form von Senklöchern, die einen im Wesentlichen gleichen Durchmesser wie die Ansaugöffnungen **4a**, die in dem Hauptlager **4** ausgeformt sind, besitzen, ausgeformt, die gegenüber den Ansaugöffnungen **4a** auf einer Endfläche des Unterlagers **5** positioniert sind, und Druckausgleichslöcher **4d** in der Form von Senklöchern, die einen im Wesentlichen gleichen Durchmesser wie die Aus-

stoßöffnungen **5a**, die in dem Unterlager **5** ausgeformt sind, besitzen, ausgeformt, die gegenüber den Ausstoßöffnungen **5a** auf einer Endfläche des Hauptlagers **4** positioniert sind. Des Weiteren sind schräge Flusspassagen **2h** in den bogenförmigen Teilen der Schaufeln **2b** des Zylinders **2** in der Nähe der Ausstoßöffnungen **5a** angebracht. In dieser Anordnung, wie von Pfeilen in den Figuren gezeigt, fließt das Arbeitsfluid, nachdem sie in den geschlossenen Container durch die Ansaugröhre **16** geströmt ist, in das Kompressionselement **1** durch die Ansaugkammer **10**, welche durch die Ansaughülle **26**, die auf dem Hauptlager **4** montiert ist, und der Ansaugöffnung **4a** definiert wird, und bei Rotation der Antriebswelle **6** durch das Motorelement **13** kreist der kreisende Kolben **3**, um das Volumen der Arbeitskammer **7** zu verringern, um eine Kompression zu erreichen. Das komprimierte Arbeitsfluid drückt ein Ausstoßventil **8** mittels der Ausstoßöffnung **5a**, die in dem Unterlager **5** ausgeformt ist, nach oben, um in die Ausstoßkammer **12** zu fließen, um dann außerhalb des Kompressors durch die Ausstoßröhre **17** ausgestoßen zu werden.

[0071] Folglich gleicht die Wirkung der Druckausgleichslöcher **4d** und **5d** die Drücke auf die obere und untere Endfläche des kreisenden Kolbens **3** aus, so dass der kreisende Kolben **3** während der Rotation sich stabil verhält, was einen höchst zuverlässigen Verdrängungskompressor ergibt. Des Weiteren kann ein radialer Abstand in einem Gleitbereich zwischen dem kreisenden Kolben **3** und dem Zylinder **2**, welcher die Leistung des Kompressors beeinflusst, konstant gehalten werden, um einen Verdrängungskompressor mit einer hohen Leistung zu ergeben. Außerdem führen die schrägen Flusspassagen **2h**, die in dem Zylinder **2** ausgeformt sind, zu einem stark reduzierten Druckverlust und Flüssigkeitsverlust während des Ausstoßhubes, was die Leistung eines Verdrängungskompressors erhöht.

[0072] Weiterhin sind die Ansaugkammer **10** und der geschlossene Container **25** miteinander verbunden, so dass ein Ansaugdruck (Niedrigdruck) in dem geschlossenen Container **25** erzeugt wird. Daher ist der geschlossene Container **25** für niedrigen Druck vorgesehen, um folgende Vorteile zu besitzen:

- (1) die Erwärmung des Motorelements **13**, die durch das komprimierte Arbeitsfluid mit einer hohen Temperatur hervorgerufen wird, kann reduziert werden, um die Effizienz des Motors zu erhöhen und so die Leistung des Verdrängungskompressors zu verbessern;
- (2) auf Grund des geringen Drucks wird der Anteil des im Schmieröl **14** gelösten Arbeitsfluids, die im Schmieröl **14** löslich ist, wie z. B. Fleon, verringert, so dass eine Blasenbildung des Schmieröls **14** in dem Lagerteil oder ähnlichem unterdrückt werden kann, um die Zuverlässigkeit zu erhöhen;
- (3) der Maximaldruck des geschlossenen Contai-

ners **25** kann verringert werden, um eine geringere Wandstärke und ein verringertes Gewicht der Teile des Kompressors zu erzielen.

[0073] Im Übrigen kann das Kompressionselement **1** für Niederdruck gemäß der Erfindung auch auf ein Kompressionselement **1** angewendet werden, das eine zweckmäßige Zahl (2 bis 10) von Spiralkörpern hat, die die Form der äußeren Randfläche des kreisenden Kolbens **3** und die Form der inneren Randfläche des Zylinders **2** bilden, und einem auslegergestützten Verdrängungskompressor. Des Weiteren kann die Anordnung der Druckausgleichslöcher **4d** und **5d** und der schrägen Flusspassagen **2h** auf den Niederdruckverdrängungskompressor in dieser Ausführungsform angewendet werden.

[0074] Wie oben erwähnt, kann für den Kompressor, indem die kreisende Fluidmaschine gemäß der vorliegenden Erfindung benutzt wird, entweder ein hoher Druck oder ein niedriger Druck in Übereinstimmung der Spezifikationen und des Gebrauchs von Ausstattung, der Art der Produktionsstätte oder ähnlichem gewählt werden, was die Freiheit im Design deutlich erhöht.

[0075] Fig. 9 ist eine Längsschnittansicht, die einen Verdrängungskompressor zeigt, der einen Mechanismus zur Verhinderung der Selbstrotation beinhaltet. In dieser Figur zeigt Bezugszeichen **27** ein Kompressionselement nach der vorliegenden Erfindung; **13** ein Motorelement zum Antrieb des Kompressionselementes **27**; und **28** einen geschlossenen Container **28**, der das Kompressionselement **27** und das Motorelement **13** aufnimmt, und mit einem Ansaugrohr **16**, einem Ausstoßrohr **17** und einer stromführenden Klemme **22** ausgestattet ist. Das Kompressionselement **27** umfasst einen Zylinder **29**, der bogenförmige Schaufeln **29b** besitzt, die sich nach innen von der inneren Randwand **29a** des Zylinders **29** erstrecken, und als Hauptlagerteil **29c** zur Aufnahme der Antriebswelle **30** dient, einen kreisenden Kolben **31**, der an die Berührung der Schaufeln **29b** des Zylinders **29** angepasst ist und in seinem zentralen Teil ein Lagerloch **31** besitzt, in welches ein exzentrisches Teil **30a** der Antriebswelle **30** mit der Exzentrizität des Kreisradius ϵ montiert ist, ein Unterlagerteil **32**, das an die Endflächen des Zylinders **29** und des kreisenden Kolbens **30** grenzt, und ein Unterlagerteil **32** zur Aufnahme der Antriebswelle **30** besitzt, eine Ansaugöffnung **29**, die im Zylinder **29** ausgeformt ist, eine Ausstoßöffnung **32b**, die in dem Unterlagerteil **32** ausgeformt ist, ein Ausstoßventil des Stoßeltyps **8** zum Öffnen und Schließen der Ausstoßöffnung **22b**. Zudem sind der kreisende Kolben **31** und das Unterlagerteil **32** mit einem Steckerteil **32** zur Verhinderung der Selbstrotation ausgestattet. Im Übrigen definieren die Schaufeln **29b** des Zylinders **29** und der kreisende Kolben **31** die Arbeitskammern **34**.

[0076] Des Weiteren zeigt das Bezugszeichen **9** eine Ansaughülle, die auf eine Endfläche des Zylinders **29** montiert ist, und **35** eine Ausstoßhülle, die auf eine Endfläche des Unterlagerteils **32** montiert ist. Die Ansaughülle **9** und die Ausstoßhülle **35** sind von einem Raum auf Seite des Schmieröls **14** geschlossen, bzw. einem Raum auf Seite des Motorelements **13** in dem geschlossenen Container **28**, um eine Ansaugkammer **10** bzw. eine Ausstoßkammer **12** zu definieren. Das untere Ende der Antriebswelle **30** ist in Schmieröl **14**, das im unteren Teil des geschlossenen Containers **28** gelagert wird, getaucht. Die Ausstoßkammer **12** in dem Unterlagerteil **32** ist mit dem Raum auf der Seite des Motorelements **13** durch eine Verbindungspassage **36** verbunden. Weiterhin besteht das Motorelement **13** aus einem Stator **13a** und einem Rotor **13b**, welcher auf das Endteil der Antriebswelle **30** durch Aufschraubung oder ähnliches befestigt ist. Ferner sind Stabilisatoren **37** an der Vorder- und Rückseite des Rotors **13b** und am unteren Ende der Antriebswelle **30** ausgeformt, um jegliches Ungleichgewicht während der Rotation vollständig auszuschließen. Weiterhin ist eine Ölhülle **38** auf das untere Ende der Ausstoßhülle **35** montiert, um den Bewegungswiderstand des Schmieröls, der durch die Rotation der Stabilisatoren **37**, die auf dem unteren Ende der Antriebswelle **30** montiert sind, zu verringern.

[0077] Fig. 10 ist eine perspektivische Ansicht, die das Kompressionselement **27**, das in Fig. 9 gezeigt wurde, darstellt. Die äußere Randfläche des kreisenden Kolbens **31** ist so geformt, dass drei Spiralkörper, die aus mehreren bogenförmigen Kurven bestehen, derart kombiniert werden, dass sie an drei Stellen glatt fortgeführt werden. An einer der drei Stellen, kann eine Kurve, die die äußere Randwand **31b** und die Schaufel **31c** definiert, als eine dicke Spiralkurve angesehen werden, und deren äußere Wandkurve eine Spiralkurve einen Umschlingungswinkel von im Wesentlichen 360° ist, während die innere Wandkurve eine Spiralkurve mit einem Umschlingungswinkel von im Wesentlichen 180° ist, und die äußere Wandkurve und die innere Wandkurve fortlaufend verbunden sind, um eine tangentielle Kurve zu bilden. Die innere Randwand **29a** des Zylinders **29** wird durch das gleiche Prinzip gebildet, wie bei dem kreisenden Kolben **31**.

[0078] Der Steckermechanismus zur Verhinderung der Selbstrotation **33** umfasst Lagerteile **33a**, exzentrische Teile **33b**, Lagerteile **33c** und Steckerteile **33d**. Die Lagerteile **33a** werden in die Löcher **31d**, welche ringsum an gleichen Abständen um das Zentrum des kreisenden Kolbens **31** angeordnet sind, eingesetzt und gesichert. Weiterhin sind die exzentrischen Teile **33b** mit exzentrischen Löchern **33e** darin ausgeformt. Ein Abstand zwischen dem Zentrum eines jeden exzentrischen Teiles **33b** und des Zentrums des zugehörigen Loches wird gleichgesetzt mit

der Exzentrizität ϵ (Drehradius) des exzentrischen Teils **30a** der Antriebswelle **30**, und die exzentrischen Teile **33b** sind gleitfähig in die Löcher der Lagerteile **33a** eingesetzt. Ferner sind die Lagerteile **33c** eingesetzt und an den Löchern **33e** des exzentrischen Teils **33b** befestigt, und die Steckerteile **33d**, die an dem Unterlagerteil **32** befestigt sind, sind gleitfähig in Löcher eingesetzt, die in dem zentralen Teil des Lagerteils **33c** ausgeformt sind. Die Steckerteile **33d** sind in den Löchern **32c** befestigt, die an gleichen Abständen um das Zentrum des Unterlagerteils **32** ausgeformt sind. Die Steckerteile **33d** und die zentralen Löcher des Lagerteils **33e**, das in die exzentrischen Löcher des exzentrischen Teils **33b** eingesetzt ist, sind jeweils koaxial zueinander. Aus dieser Anordnung besteht der Steckermechanismus zur Verhinderung der Selbstrotation.

[0079] Das Unterlagerteil **32** ist in seinem zentralen Teil mit einem Unterlagerteil **32a**, das die Antriebswelle **30** aufnimmt, und mit Ausstoßöffnungen **32b** ausgeformt, die an ringsum gleichen Abständen um das Zentrum des Unterlagerteils **32a** angeordnet sind. Des Weiteren sind Druckausgleichslöcher **32d** in der Form von Senklöchern, die einen Durchmesser besitzen, der im Wesentlichen gleich zu dem der Ansaugöffnungen **29d** im Zylinder **29** ist, im Unterlagerteil **32** ausgeformt, die gegenüber den Ansaugöffnungen **29d** und an ringsum gleichen Abständen um das Zentrum des Unterlagerteils **32** positioniert sind. Weiterhin ist das Unterlagerteil **32** an den Zylinder **29** durch Schrauben, die in Löcher **32e** eingeführt werden, befestigt, und das Ausstoßventil **8** ist durch Schrauben, die in Schraubgewinde **32f** eingesetzt werden, befestigt. Des Weiteren sind Ausschnitte **32g** zur Zurückführung des Öls in dem äußeren Randteil des Unterlagers **32** ausgeformt. Zudem ist eine Verbindungspassage **36** ausgeformt.

[0080] Drei Druckausgleichslöcher **29e** sind in der Form von Senklöchern, die einen Durchmesser besitzen, der im Wesentlichen gleich zu dem der Ausstoßöffnungen **32b**, die in dem Unterlagerteil **32** ausgeformt sind, im Zylinder **29** an ringsum gleichen Abständen um das Zentrum des Hauptlagers **29c** ausgeformt. Zudem sind schräge Flusspassagen **29g** in den Endflächen **29f** des Zylinders **29** ausgeformt, welcher gegen die Ausstoßöffnungen **32b**, die in dem Unterlagerteil **32** ausgeformt sind, grenzt.

[0081] Als nächstes soll der Fluss des Arbeitsfluids erklärt werden. Wie Pfeile in **Fig. 9** zeigen, fließt das Arbeitsfluid, nachdem sie durch das Ansaugrohr **18** in die geschlossene Kammer **28** geströmt ist, in das Kompressionselement **27** durch die Ansaugkammer **10**, die durch die Ansaugöffnungen **29d**, die in dem Zylinder **29** ausgeformt sind, und der Ansaughülle **9** gebildet wird, und bei Rotation der Antriebswelle **30** durch das Motorelement **13** kreist der kreisende Kolben **31**, um das Volumen der Arbeitskammer **34**

zum Zwecke der Kompression zu verkleinern. Das komprimierte Arbeitsfluid drückt das Ausstoßventil **8** durch die Ausstoßöffnungen **32b**, die in dem Unterlagerteil **32** ausgeformt sind, nach oben, um in die Ausstoßkammer **12** geleitet zu werden und durch das Verbindungsloch **36**, das Motorelement **13** und die Ausstoßröhre **17** nach außen zu gelangen. Zu diesem Zeitpunkt wirkt ein hoher Ausstoßdruck auf das Schmieröl **14**, das in dem unteren Teil des geschlossenen Containers **28** gelagert wird, so dass das Schmieröl **14** in ein Ölversorgungsloch **30b** (nicht gezeigt), das in der Antriebswelle **30** ausgeformt ist, durch einen zentrifugalen Pumpvorgang geführt wird, und dann zu den gleitenden Teilen zwischen der inneren Randwand **29a** des Zylinders **29**, der äußeren Randwand **31b** des kreisenden Kolbens **31** usw. durch ein Ölversorgungsloch **30b**, das mit dem oben genannten Verbindungsloch in der Antriebswelle **30** und einer Ölversorgungsrinne **30c** verbunden ist, geführt. Nachdem außerdem das Schmieröl **14** in die Arbeitskammer **34** durch die gleitenden Teile geführt worden ist, wird es in das Arbeitsfluid gelöst, um von der Ausstoßkammer **12** und durch die Verbindungspassage **36** in das Motorelement **13** zu fließen, um letzteres zu kühlen, so dass es einen Ölzufluss bildet, in welchem das Schmieröl **14** von dem Arbeitsfluid getrennt wird, und dann in den unteren Teil des geschlossenen Containers **28** zurückgeführt wird. Außerdem sind Ölversorgungsöffnungen in den Steckteilen **33d** des Mechanismus zur Verhinderung der Selbstrotation **33** ausgeformt, und sind mit dem Schmieröl **14** in dem unteren Teil des geschlossenen Containers **38** durch Ölversorgungsöffnungen, die in der Ausstoßhülle **35** auf der hinteren Endfläche der Steckerteile **33d** ausgeformt sind, verbunden. Dadurch werden die Teile, die den Steckermechanismus zur Verhinderung der Selbstrotation **33** umfassen, durch einen zentrifugalen Pumpvorgang geschmiert.

[0082] Als nächstes soll anhand der **Fig. 11A** bis **11D** die Arbeitsweise des Kompressionselementes **27** und des Steckermechanismus zur Verhinderung der Selbstrotation **33** erklärt werden. Das exzentrische Teil **30a** der Antriebswelle **30** ist in das Lagerloch **31a** des kreisenden Kolbens **31** eingesetzt, so dass der kreisende Kolben **31** und der Zylinder **29** einander berühren, während sie gegeneinander um den Kreisradius ϵ verschoben werden. Die äußere Randoberfläche des kreisenden Kolbens **31** berührt die innere Randoberfläche des Zylinders **29** an den Kontaktpunkten a, b, c, d, e und f. In dem kreisenden Kolben **31** sind drei Löcher **31d** ausgeformt, die auf einem Kreis mit ringsum gleichen Abständen um das Zentrum O angeordnet sind. Außerdem sind die Steckermechanismen zur Verhinderung der Selbstrotation **33** jeweils in den Löchern **31d** angebracht. Zudem wird ein gleicher Abstand zwischen jedem der Zentren O1 der Löcher **31d** des kreisenden Kolbens **31**, der Lagerteile **33a** und der exzentrischen Teile **33b** und dem entsprechenden der Zentren O1' der Löcher

des exzentrischen Teile **33b**, der Lagerteile **33c** und der Steckerteile **33d** gleich dem Kreisradius ϵ , welcher dem Abstand zwischen dem Zentrum O des kreisenden Kolbens **31** und dem Zentrum O' des Zylinders **29** entspricht, hergestellt.

[0083] Als nächstes wird die Arbeitsweise der Kompression erläutert. Wenn die Antriebswelle **30** rotiert wird, kreist der kreisende Kolben **31**, der in das exzentrische Teil **30a** eingesetzt ist, um das Zentrum des stationären Zylinders **29** mit dem Drehradius ϵ , so dass eine Mehrzahl an Arbeitskammern **34** um das Zentrum des kreisenden Kolbens definiert wird.

[0084] Eine der Arbeitskammern **34** (welche in zwei Arbeitskammern **34** mit der Ausstoßöffnung **32** dazwischen zum Zeitpunkt der Vollendung der Ansaugung aufgeteilt ist, welche aber kurz nach Beginn des Kompressionshubes miteinander verbunden werden, um eine einzelne Arbeitskammer zu schaffen), die von den Kontaktpunkten a und b umgeben ist, arbeitet in folgender Weise. **Fig. 11A** zeigt einen Zustand, in welchem das Ansaugen dem Arbeitsfluid in diese Arbeitskammer **34** durch die Ansaugöffnung **29d** vollendet ist, **Fig. 11B** zeigt einen Zustand, in welchem die Antriebswelle **30** im Uhrzeigersinn um einen Winkel von 90° relativ zu dem Zustand, der in **Fig. 11A** gezeigt ist, rotiert ist, **Fig. 11C** zeigt einen Zustand, in welchem die Antriebswelle **30** im Uhrzeigersinn um einen Winkel von 90° relativ zu dem Zustand, der in **Fig. 11B** gezeigt ist, rotiert ist, und **Fig. 11D** zeigt einen Zustand, in welchem die Antriebswelle **30** im Uhrzeigersinn um einen Winkel von 90° relativ zu dem Zustand, der in **Fig. 11C** gezeigt ist, rotiert ist. Wenn die Antriebswelle **30** im Uhrzeigersinn weiter um einen Winkel von 90° rotiert wird, befindet sich die fragliche Arbeitskammer wieder in dem anfänglichen Zustand, der in **Fig. 11A** gezeigt wird. Folglich verringert sich das Volumen der Arbeitskammer **34** während der Rotation der Antriebswelle **30**, während das Ausstoßventil **8** geschlossen wird, so dass das Arbeitsfluid komprimiert wird.

[0085] Zudem sorgt, wenn der Druck in der Arbeitskammer höher wird als der Ausstoßdruck außerhalb der Arbeitskammer (d. h. der Druck in dem geschlossenen Container) ein Druckdifferenzial dafür, dass das Ausstoßventil **8** sich automatisch öffnet, und somit das komprimierte Arbeitsfluid durch die Ausstoßöffnung **32b** ausgestoßen wird. Der Wellenrotationswinkel von der Vollendung des Ansaugens (Beginn der Kompression) bis zur Vollendung des Ausstoßes beträgt 360° , so dass der nächste Ansaughub vorbereitet wird, während der Kompressionshub und der Ausstoßhub bewirkt werden, und der Zeitpunkt der Vollendung des gegenwärtigen Ausstoßes der Zeitpunkt des Beginns des nächsten Ansaugens ist. Das heißt, dass die Arbeitskammern **23**, die komprimieren, mit gleichem Abstand um das Zentrum O des kreisenden Kolbens **31** verteilt sind, und nacheinander

den Ansaughub und den Kompressionshub ausführen, während die Phasen verschoben werden, so dass die Drehmomentpulsation pro Umlauf der Antriebswelle **30** verringert wird, um eine Reduzierung der Vibrationen und des Lärms des Verdrängungskompressors zu erreichen.

[0086] Zudem sind die Steckerteile **32d**, die mit gleichen Winkelabständen um das Zentrum O' des Unterlagerteils **32** verteilt sind und auf die gleiche Weise gesichert und unterstützt werden wie der Drehradius ϵ , gleitfähig in die Löcher der exzentrischen Teile **33b** in dem Steckermechanismus zur Verhinderung der Selbstrotation **33**, der auf dem kreisenden Kolben **31** sitzt, eingesetzt. Mit dieser Anordnung vollführen die exzentrischen Teile **33b**, die in die drei Löcher **31d** des kreisenden Kolbens **31** mit den Steckerteilen **32d** in seinem Zentrum eingesetzt sind, eine kreisende Bewegung ähnlich zu der des kreisenden Kolbens **31**, mit einem Abstand zwischen dem Zentrum des kreisenden Kolbens **31** und dem Zentrum O' des Zylinders **29** (d. h. der Drehradius ϵ), während sie in den Löchern der Lagerteile **33a** gleiten, wie die **Fig. 11A** bis **11D** zeigen.

[0087] Folglich erlaubt die Wirkung des Steckermechanismus zur Verhinderung der Selbstrotation **33**, dass der kreisende Kolben **31** präzise kreisende Bewegungen vollführt, während die Abstände an den Kontaktstellen zwischen dem kreisenden Kolben **31** und dem Zylinder **29** konstant gehalten werden, um die Reibung und den Abrieb zu verringern, und so einen höchst zuverlässigen Verdrängungskompressor herzustellen. Zudem kann der Steckermechanismus zur Verhinderung der Selbstrotation **33** innerhalb der Arbeitskammern **24**, die zwischen dem kreisenden Kolben **31** und dem Zylinder **29** beschrieben werden, angeordnet sein, so dass es möglich ist, den Durchmesser des Kompressionselementes **27** zu verringern.

[0088] Weiter sind Druckausgleichslöcher **29e** in dem unteren Oberflächenteil des Zylinders **29** ausgeformt, an das der kreisende Kolben **31** grenzt, die gegenüber den Ausstoßöffnungen **32b**, die in den Unterlagerteil **32** ausgeformt sind, positioniert sind, und die Druckausgleichslöcher **32d** sind in den Endflächen des Unterlagers **32** ausgeformt, an die der kreisende Kolben **31** grenzt, die gegenüber den Ansaugöffnungen **29d**, die in dem Zylinder **29** ausgeformt sind, positioniert sind, so dass der Druck am oberen und unteren Ende des kreisenden Kolbens **31** während des Ansaughubes und des Ausstoßhubes vereinheitlicht wird, wodurch ein stabiles Verhalten des kreisenden Kolbens **31** während seiner Arbeit ermöglicht wird. Folglich kann der kreisende Kolben **31** Abstände der gleichen Größenordnung zwischen ihm und den Endflächen des Zylinders **29** und dem Unterlagerteil **32** einhalten, zwischen denen der kreisende Kolben **29** eingesetzt ist, während ein Ölfilm in den

Lücken vorhanden ist. Somit ist es möglich, einen hochzuverlässigen Verdrängungskompressor zu ermöglichen, der von Reibung und Abrieb, verursacht durch uneinheitlichen Kontakt oder ähnlichem, frei ist.

[0089] Zudem sind schräge Flusspassagen **29g** in den bogenförmigen Teilen der Schaufeln **29** des Zylinders **29** in der Nähe der Ausstoßöffnung **32b** ausgeformt, wodurch der Druckabfall und Flüssigkeitsverlust während des Ausstoßhubes stark reduziert werden kann, um eine erhöhte Leistung des Verdrängungskompressors zu erreichen.

[0090] Weiterhin sind bei dem Kompressionselement **27** dieser Ausführungsform die Arbeitskammern **34**, die einen Wellenrotationswinkel von 360° von der Vollendung der Ansaugung bis zur Vollendung des Ausstoßes besitzen, mit den gleichen Abständen um die exzentrischen Teile **30a** der Antriebswelle **30**, die in dem kreisenden Kolben **31** montiert ist, verteilt, wobei die Angriffsflächen der Selbstrotationsmomente nahe dem Zentrum des kreisenden Kolbens **31** angebracht werden können, um eine Möglichkeit zu bieten, die Selbstrotationsmomente, die auf den kreisenden Kolben **31** wirken, klein zu machen.

[0091] Des Weiteren ist in dieser Ausführungsform der Zylinder **29** so konstruiert, dass der Zylinder **2** und das Hauptlager **4**, wie in **Fig. 3** gezeigt, ineinander integriert sind, so dass die Anzahl der Komponenten reduziert wird und die Produktivität erhöht wird.

[0092] Zudem ist der Verdrängungskompressor in dieser Ausführungsform von einem Hochdrucktyp, in welchem der Ausstoßdruck in dem geschlossenen Container **28** aufgebaut wird. In diesem Typ wirkt ein Hochdruck (Ausstoßdruck) auf das Schmieröl **14**, um das Schmieröl **14** leicht zu den gleitenden Teilen des Kompressors durch einen zentrifugalen Pumpvorgang zu bringen, wodurch es möglich ist die Verschlussqualität der Arbeitskammern und die Schmierung der gleitenden Teile zu verbessern.

[0093] Obwohl die oben genannten Ausführungsformen erklärt wurden, in welchen die Anzahl der Spiralkörper, die durch die Form der äußeren Randwand des kreisenden Kolbens **31** und die Form der inneren Randoberfläche des Zylinders **26** beschrieben werden, drei beträgt, kann sie auf Selbstrotationsverhinderungsmechanismen **33**, die Druckausgleichslöcher **29e** und **32d**, und die schrägen Flusspassagen **29g** angewendet werden, in welchen eine zweckmäßige Zahl (2 bis 10) an Spiralkörpern ausgeformt ist.

[0094] Zudem wurde ein Kompressionselement **27** dieser Ausführungsform offenbart, in welcher der Steckermechanismus zur Verhinderung der Selbstro-

tation **33** benutzt wird. Jedoch können verschiedene Selbstrotationsmechanismen, wie z. B. ein Kurbelstecker, ein Oldham-Schlüssel oder eine Kugelkuppelung benutzt werden, abhängig von der Konfiguration des Kompressionselementes hinsichtlich der zweckmäßigen Anzahl von Spiralkörpern.

[0095] **Fig. 12** zeigt ein Klimaanlage-System, in das ein Verdrängungskompressor nach der vorliegenden Erfindung eingebaut ist. Das Klimaanlage-System nutzt einen Wärmepumpenzyklus, welcher Kühlung und Heizung erlaubt, und umfasst den Verdrängungskompressor **39** nach der vorliegenden Erfindung, wie er in **Fig. 3** beschrieben wurde, einen äußeren Wärmetauscher **40** mit einem Lüfter **41**, einem Expansionsventil **42**, einen inneren Wärmetauscher **43** mit einem Lüfter **44** und ein Vierwegeventil **45**. Eine äußere Einheit **46** und eine innere Einheit **47** sind durch Punktstrichlinien angedeutet. Der Verdrängungskompressor **39** arbeitet auf Grund des Arbeitsprinzips, das in **Fig. 2A** bis **2D** gezeigt ist, so dass bei Inbetriebnahme des Verdrängungskompressors **39** ein Arbeitsfluid (z. B. F里昂 HCF[™] oder R410A) zwischen dem Zylinder **2** und dem kreisenden Kolben **3** komprimiert wird.

[0096] In Fall der Kühlung fließt das komprimierte Arbeitsfluid, die eine hohe Temperatur und einen hohen Druck hat, von der Ausstoßröhre **17** in den äußeren Wärmetauscher **40** durch das Vierwegeventil **45**, und wird dann durch den Lüfter **41** zur Wärmeabgabe und Verflüssigung gebracht. Das Arbeitsfluid wird dann durch das Expansionsventil **43** gedrosselt, um adiabatisch expandiert zu werden, so dass die Temperatur und der Druck sinken. Dann nimmt das Arbeitsfluid Hitze durch den inneren Wärmetauscher **43** aus dem Raum auf, so dass sie verdampft, und wird dann in den Verdrängungskompressor **39** durch die Ansaugröhre **16** gesaugt. Dagegen fließt im Falle des Heizens das Arbeitsfluid in der entgegengesetzten Richtung gegenüber der im Kühlungsfall, wie durch die gestrichelten Pfeile gezeigt, und das komprimierte Arbeitsgas, das eine hohe Temperatur und einen hohen Druck hat, fließt von der Ausstoßröhre **17** in den inneren Wärmetauscher **43** durch das Vierwegeventil **45**, um durch das Gebläse des Lüfters **44** Wärme abzugeben. Dadurch wird das Arbeitsgas verflüssigt, und wird dann durch das Expansionsventil gedrosselt, um durch die adiabatische Expansion in Temperatur und Druck zu sinken. Dann nimmt es Wärme von der Umgebungsluft im äußeren Wärmetauscher **40** auf, um zu verdampfen, und wird dann in den Verdrängungskompressor **39** durch die Ansaugröhre **16** gesaugt.

[0097] **Fig. 13** zeigt ein Kühlsystem, in das ein kreisender Kompressor gemäß der vorliegenden Erfindung eingebaut ist. Das System nutzt ausschließlich einen Kühlungszyklus. In dieser Figur sind ein Kondensator **48**, ein Kondensatorlüfter **49**, ein Expansi-

onsventil **50**, ein Verdampfer **51** und ein Verdampferlüfter **52** gezeigt.

[0098] Bei Inbetriebnahme des Verdrängungskompressors **39** wird das Arbeitsfluid zwischen dem Zylinder **2** und dem kreisenden Kolben **3** komprimiert und das komprimierte Arbeitsgas, das eine hohe Temperatur und einen hohen Druck hat, fließt in den Kondensator **48** durch die Ausstoßröhre **17**, die durch durchgezogene Pfeile gezeigt wird, und gibt auf Grund des Gebläses des Lüfters **49** Hitze ab und wird verflüssigt. Dann wird es durch das Expansionsventil **50** gedrosselt, um auf Grund adiabatischer Expansion in Temperatur und Druck zu sinken, und nimmt Hitze auf und verdampft im Verdampfer **51**, bevor es in den Verdrängungskompressor **39** durch die Ansaugröhre **16** gesaugt wird. Im Übrigen wird ein Kühlungs-/Klimaanlagensystem erreicht, welches hervorragend in der Energieeffizienz ist, welches geringe Vibrationen und Lärm verursacht und welches höchst zuverlässig ist, da beide Systeme, die in **Fig. 12** und **13** gezeigt sind, einen Verdrängungskompressor **39** gemäß der vorliegenden Erfindung nutzen. Obwohl der Verdrängungskompressor **39** als Hochdrucktyp beschrieben wurde, kann ein Verdrängungskompressor des Niederdrucktyps auf ähnliche Weise funktionieren und ähnliche technische Effekte haben. Zudem verzichtet man bei der Benutzung eines Verdrängungskompressors **39** gemäß der vorliegenden Erfindung auf einen Schalldämpfer oder ähnliches, was eine Kostenreduzierung ermöglicht.

[0099] **Fig. 14** ist eine Draufsicht, die einen kreisenden Kolben **53** gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt. Der kreisende Kolben **53** hat drei Schaufeln, in denen drei Formen vereint sind. Die äußere Randform des kreisenden Kolbens **53** ist so geformt, dass gegen den Uhrzeigersinn geschlungene äußere Randwände **53a** alle 120° (um das Zentrum O') erscheinen. Die individuelle, gegen den Uhrzeigersinn zeigende Schlingung der äußeren Randwand **53a** besitzt an ihrem Ende eine Mehrzahl (drei in diesem Fall) von bogenförmigen Schaufeln **53b**, welche nach innen zeigen. In dem Fall, in dem der kreisende Kolben **53** einen Zylinder berührt, welche das Kompressionselement darstellen, werden die Krümmungen der äußeren Randwände **53c** und **53d** des kreisenden Kolbens **53** größer als die der Idealkurven. Mit dieser Anordnung ist es möglich zu verhindern, dass der kreisende Kolben **53** um das Zentrum rotiert, was durch eine Last auf Grund eines Selbstrotationsmoments verursacht wird. Folglich können radiale Abstände an den berührenden Kontaktpunkten zwischen dem kreisenden Kolben **53** und dem Zylinder, welche das Kompressionselement darstellen, mit optimalen Werten eingehalten werden, um einem geschlossenen Kompressor eine hohe Effizienz zu verleihen. Im Übrigen werden die Krümmungen der äußeren Randwände **53c** und **53d** von den Abständen der berührenden Kontaktpunkte zwi-

schen dem kreisenden Kolben **53** und dem Zylinder, welche das Kompressionselement darstellen, bestimmt.

[0100] Zudem kann die äußere Randwand des kreisenden Kolbens **53** oberflächenbehandelt werden, was die Gleitqualität erhöht, und hitzebehandelt werden, wodurch es möglich ist, einen geschlossenen Kompressor zu ermöglichen, der herausragend in der Zuverlässigkeit ist.

[0101] Falls in der obigen Anordnung das Zentrum des kreisenden Kolbens **53** mit dem Zentrum des Zylinders in Übereinstimmung gebracht wird, besitzt der Umriss keine Ähnlichkeit zu dem, der in **Fig. 1** gezeigt ist.

[0102] Wie oben erwähnt, ist die Struktur des kreisenden Kolbens **53** in dieser Ausführungsform auf einen kreisenden Kolben **53** anwendbar, der eine zweckmäßige Anzahl (2 bis 10) an Spiralkörpern umfasst.

[0103] Als nächstes soll ein Verfahren zum Zusammenbau eines Kompressionselementes nach den Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung erklärt werden. Wie **Fig. 15** zeigt, die ein erklärendes Bild für dieses Verfahren ist, wird, wenn das Hauptlager **4** vorübergehend auf den Zylinder **2** montiert werden soll, eine Aufspannvorrichtung **54**, die drei bogenförmige Teile **55a** mit kleineren Krümmungen als diese der arbiträren konzentrischen Kreise **2j** (in dieser Ausführungsform sind drei in den drei Spiralschaukeln ausgeformt) von drei Spiralkörpern, die die innere Randwand **2c** des Zylinders **2** bilden, besitzt, in einen Raum eingesetzt, in welchen der kreisende Kolben eingesetzt wird. Die Aufspannvorrichtung **54** wird in den Raum **55** eingesetzt und der Zylinder **2** wird auf das Hauptlager **4** vorübergehend in einer solchen Position aufmontiert (Zentrum der drei Kreise), dass die Werte, die durch die drei Sensoren **54b** gemessen werden, gleich zueinander werden, wodurch eine akkurate Positionierung ermöglicht wird. Zu diesem Zeitpunkt wird das Maß der radialen Abstände in Übereinstimmung mit der dimensional Toleranz für die äußere Randwand des kreisenden Kolbens, der inneren Randwand **2c** des Zylinders **2** und des exzentrischen Teils der Antriebswelle bestimmt. Es wird darauf hingewiesen, dass diese Ausführungsform auf den Fall angewendet werden kann, wo der Zylinder **2**, der in **Fig. 3** offengelegt ist, unabhängig von dem Hauptlager **4** ist, das die Antriebswelle **6** aufnimmt.

[0104] Zudem kann, obwohl der Fall erklärt wurde, dass die Anzahl der Spiralkörper, welche die äußere Randoberflächenform des kreisenden Kolbens und der inneren Randoberfläche des Zylinders beschreiben, in dieser Ausführungsform drei beträgt, kann das obige Konstruktionsverfahren auf den Fall ange-

wendet werden, dass die Anzahl der Spiralkörper zweckmäßig ist (2 bis 10).

ist mit einem Nebenlagerabschnitt (5c).

Es folgen 18 Blatt Zeichnungen

[0105] Wie oben beschrieben wurde, sind nach der vorliegenden Erfindung mehr als zwei Arbeitskammern um die Antriebswelle angeordnet, von denen jede einen Wellenrotationswinkel von im Wesentlichen 360° von der Vollendung des Ansaugens bis zu Vollendung des Ausstoßens besitzt, und die Druckausgleichslöcher so angeordnet sind, dass sie einen übermäßigen Druckverlust während des Ausstoßens deutlich verhindern, so dass es möglich ist, eine Verdrängungsfluidmaschine herzustellen, welche ein stabiles Verhalten des kreisenden Kolbens sicherstellt, und welche von erhöhter Leistung ist und welche höchst zuverlässig ist. Weiterhin wird eine solche kreisende Fluidmaschine in einem Kühlzyklus benutzt, um ein Kühl-/Klimaanlagensystem herzustellen, welches eine hervorragende Energieeffizienz und eine hohe Zuverlässigkeit besitzt.

Patentansprüche

1. Eine Verdrängungsfluidmaschine umfassend einen Verdränger (3), einen Zylinder (2), Endplatten (4, 5), zwischen welchen der Verdränger (3) und der Zylinder (2) angeordnet ist, und eine Antriebswelle (6), und bei welcher eine innere Wandoberfläche des Zylinders (2) und eine äußere Wandoberfläche des Verdrängers (3) dazwischen einen Raum definieren, wenn ein Mittelpunkt des Verdrängers (3) in Übereinstimmung gebracht wird mit einer Drehachse der Antriebswelle (6), und bei welcher eine Vielzahl an Räumen dazwischen definiert sind, wenn der Verdränger (3) und der Zylinder (2) sich in einer Umlaufbahnposition befinden, wobei eine erste (4) der Endplatten (4, 5) eine Vielzahl von Ansaugöffnungen (4a) beinhaltet, und wobei eine zweite (5) der Endplatten (4, 5) eine Vielzahl von Auslassöffnungen (5a) beinhaltet, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Verdränger (3) Schaufeln (3d) aufweist, wobei die Schaufeln (3d) Nuten (3e) aufweisen zum Führen von Schmieröl, das an die Antriebswelle (6) zugeführt wird, die an ihren Oberflächen, welche den Endplatten (4, 5) gegenüberliegen, entlang der Schaufeln (3d) ausgebildet sind, und dass Druckausgleichslöcher (4d) in der ersten Endplatte (4) an Positionen ausgebildet sind, die übereinstimmen mit Positionen in der zweiten Endplatte (5), an welchen die Auslassöffnungen (5a) vorgesehen sind, und dass Druckausgleichssenklöcher (5d) in der zweiten Endplatte (5) an Positionen ausgebildet sind, die übereinstimmen mit Positionen in der ersten Endplatte (4), an welchen die Ansaugöffnungen (4a) vorgesehen sind.

2. Verdrängungsfluidmaschine gemäß Anspruch 1, wobei eine der Endplatten (4, 5) integral ausgebildet ist mit einem Hauptlagerabschnitt (4c), und wobei die andere der Endplatten (4, 5) integral ausgebildet

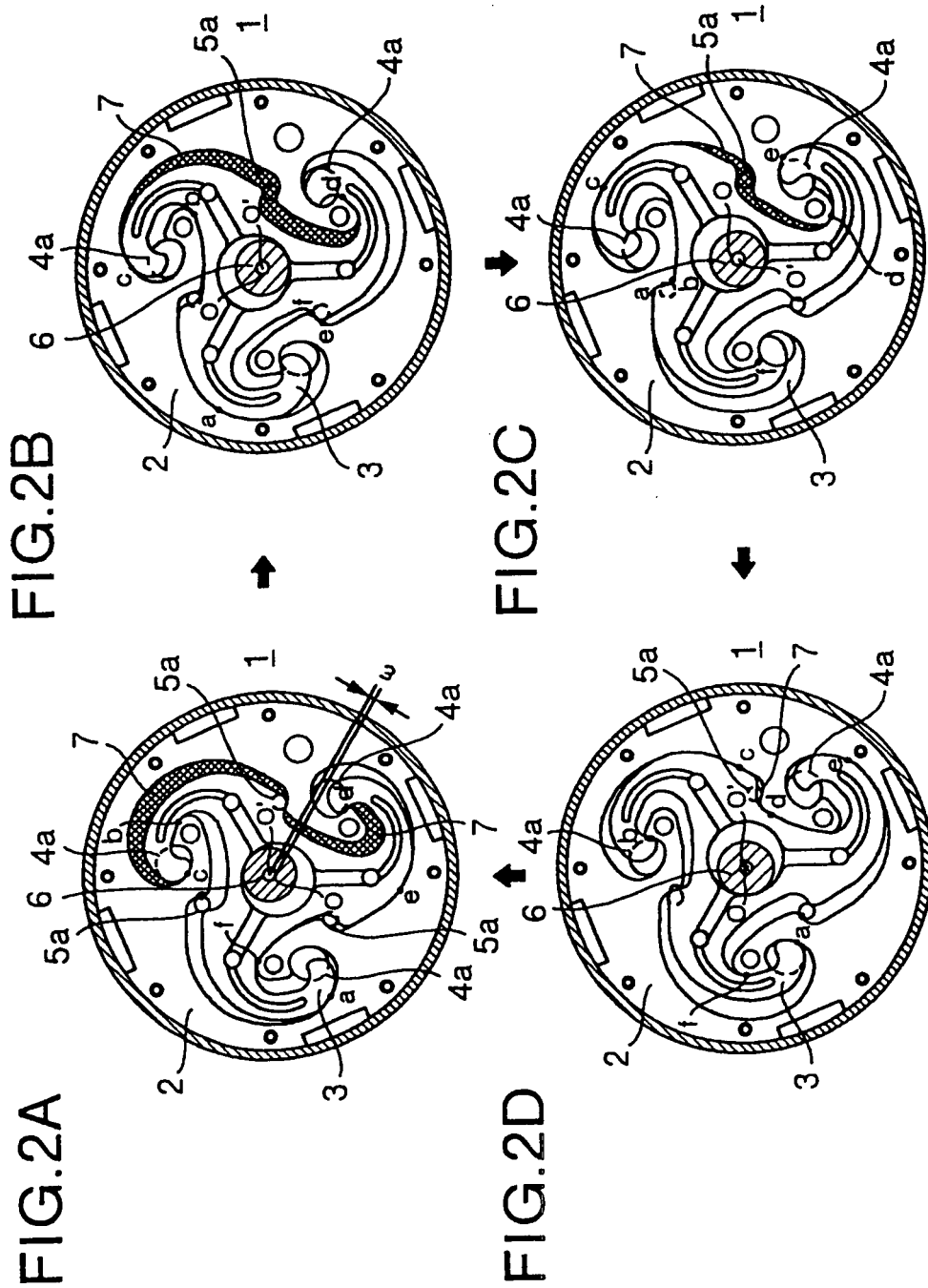


FIG.3

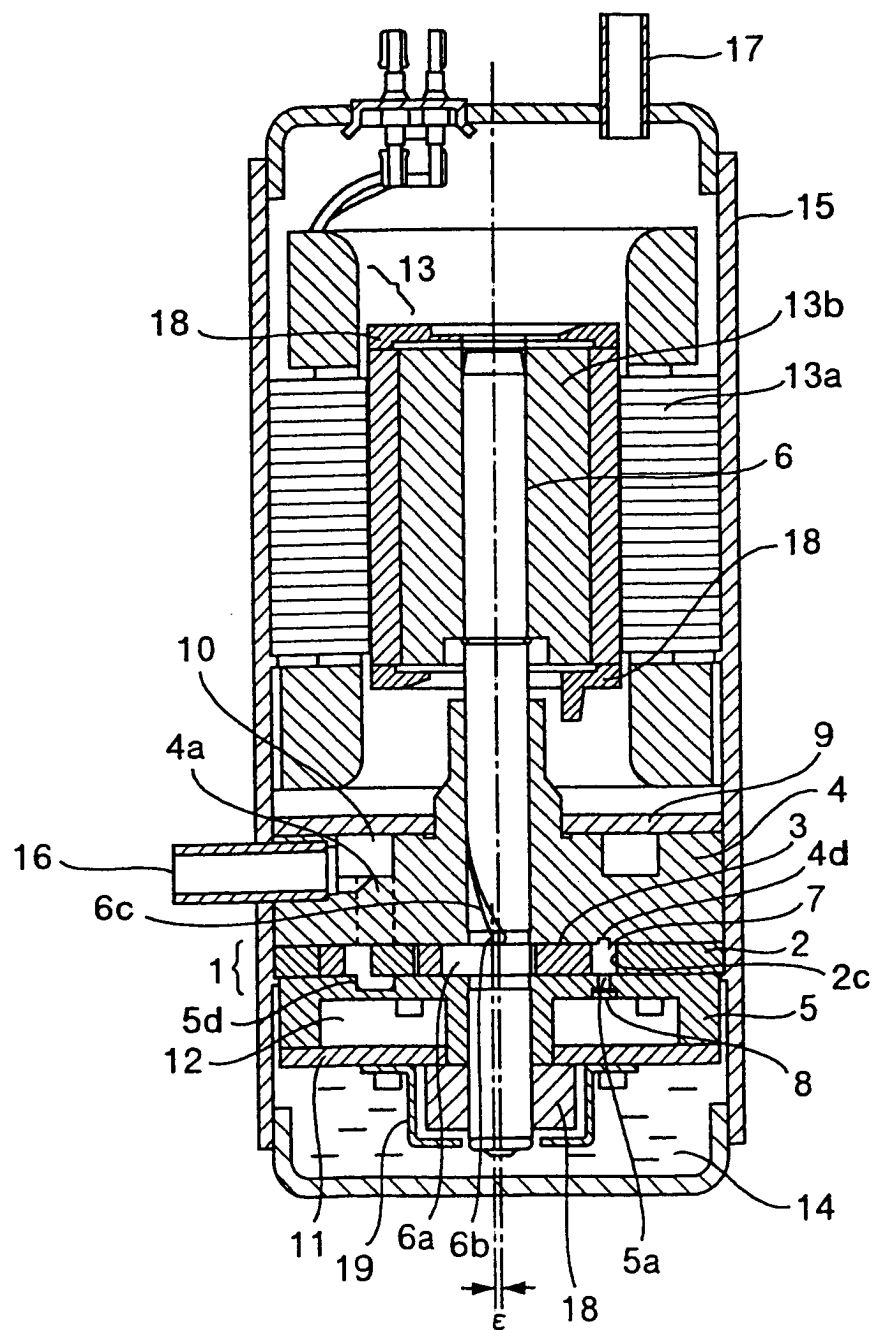


FIG.4

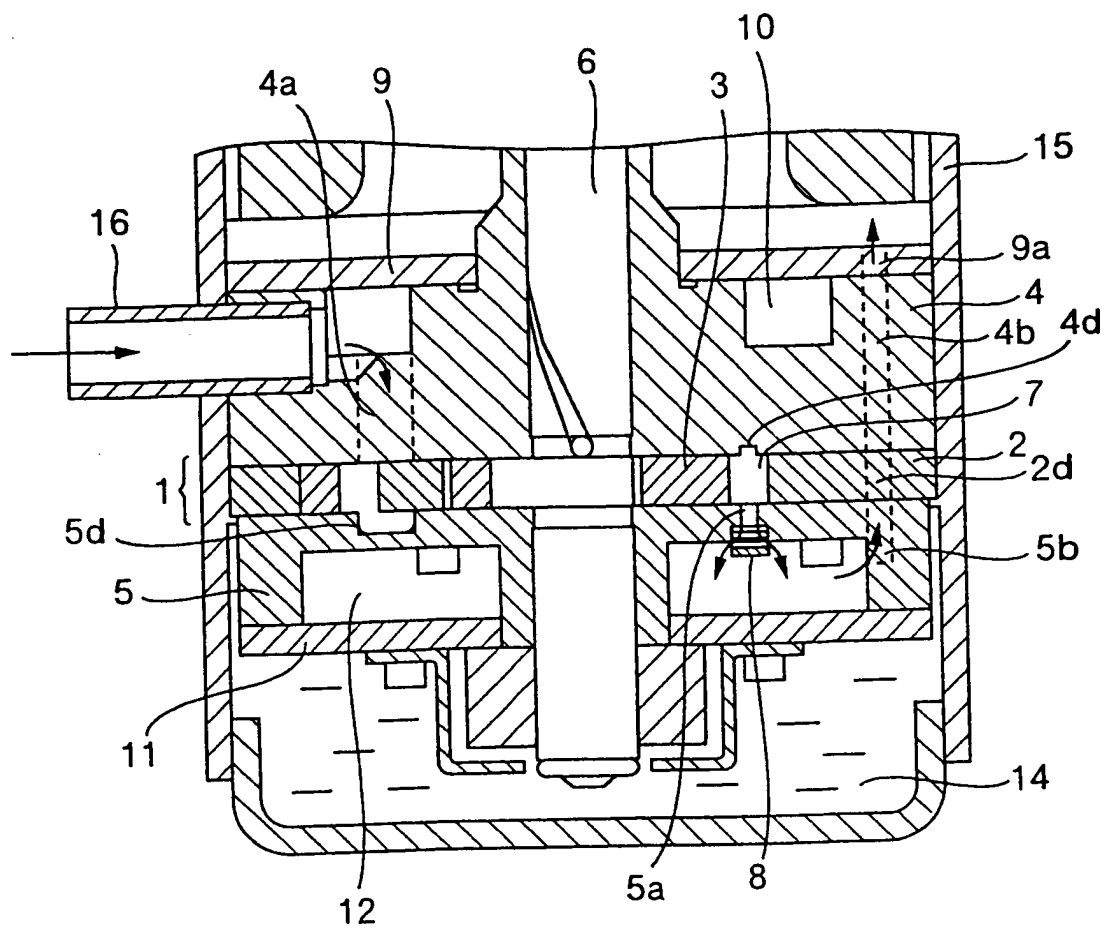


FIG.5

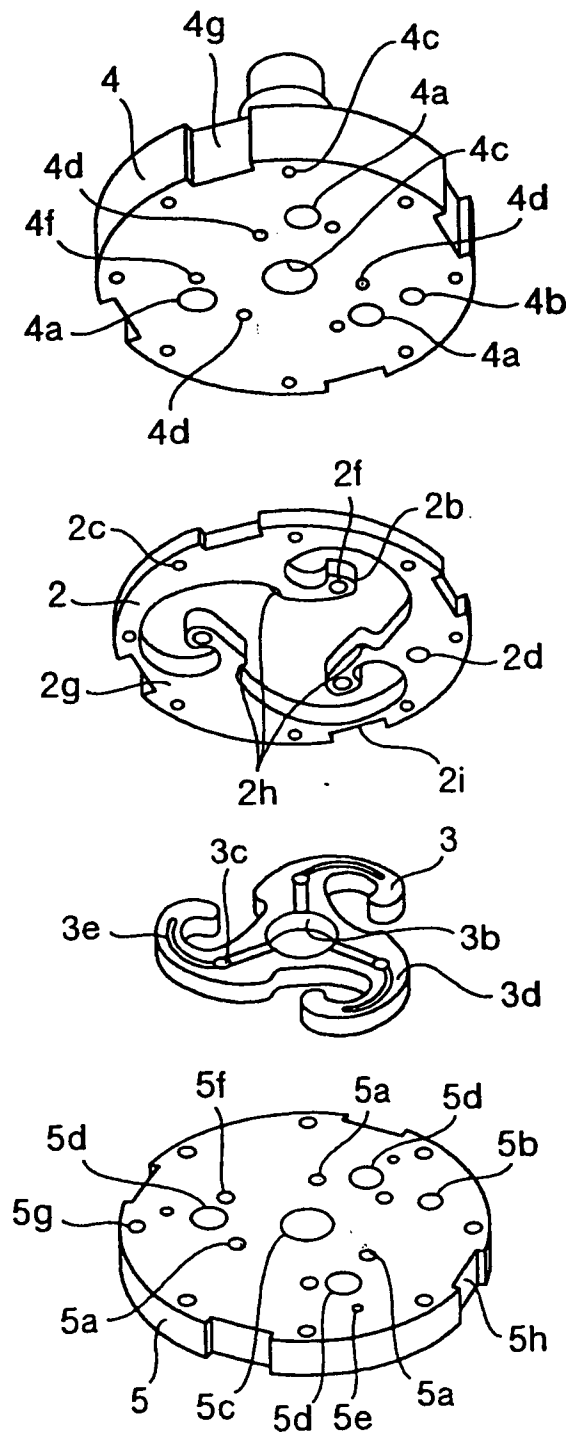


FIG.6

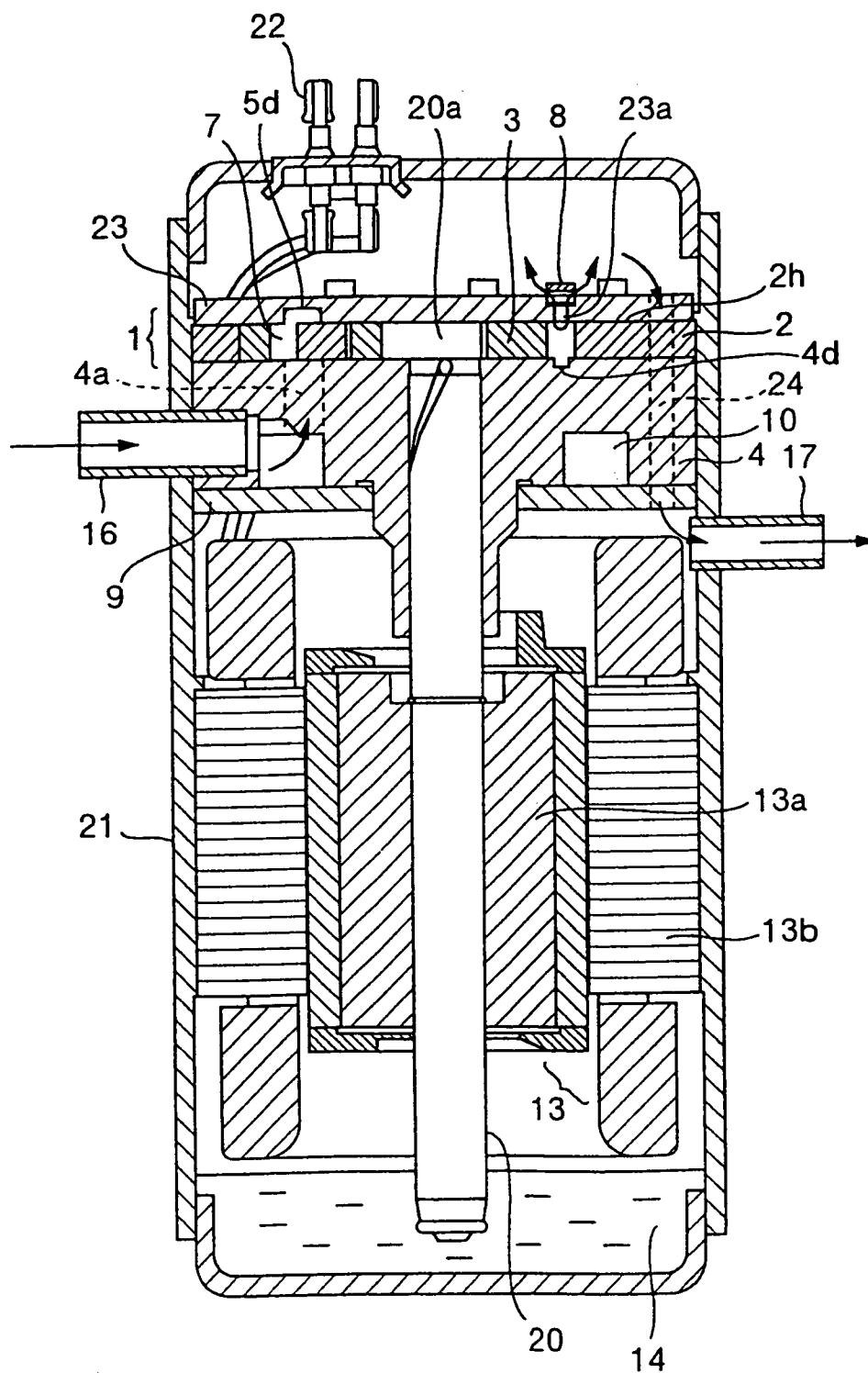


FIG.7

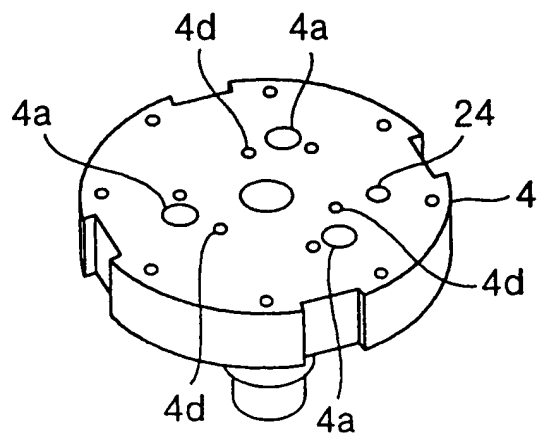
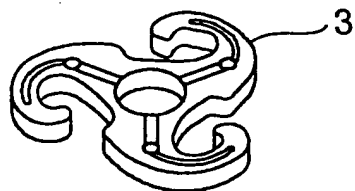
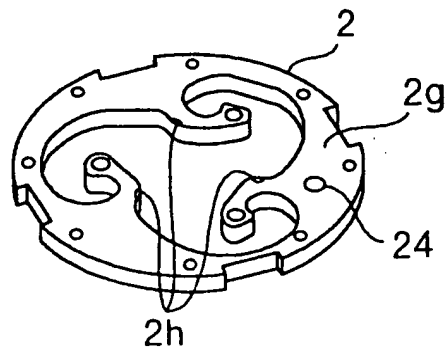
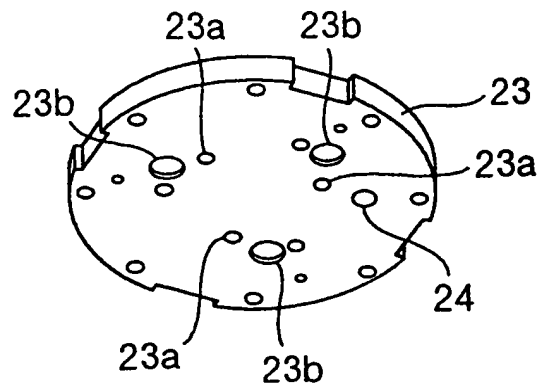


FIG.8

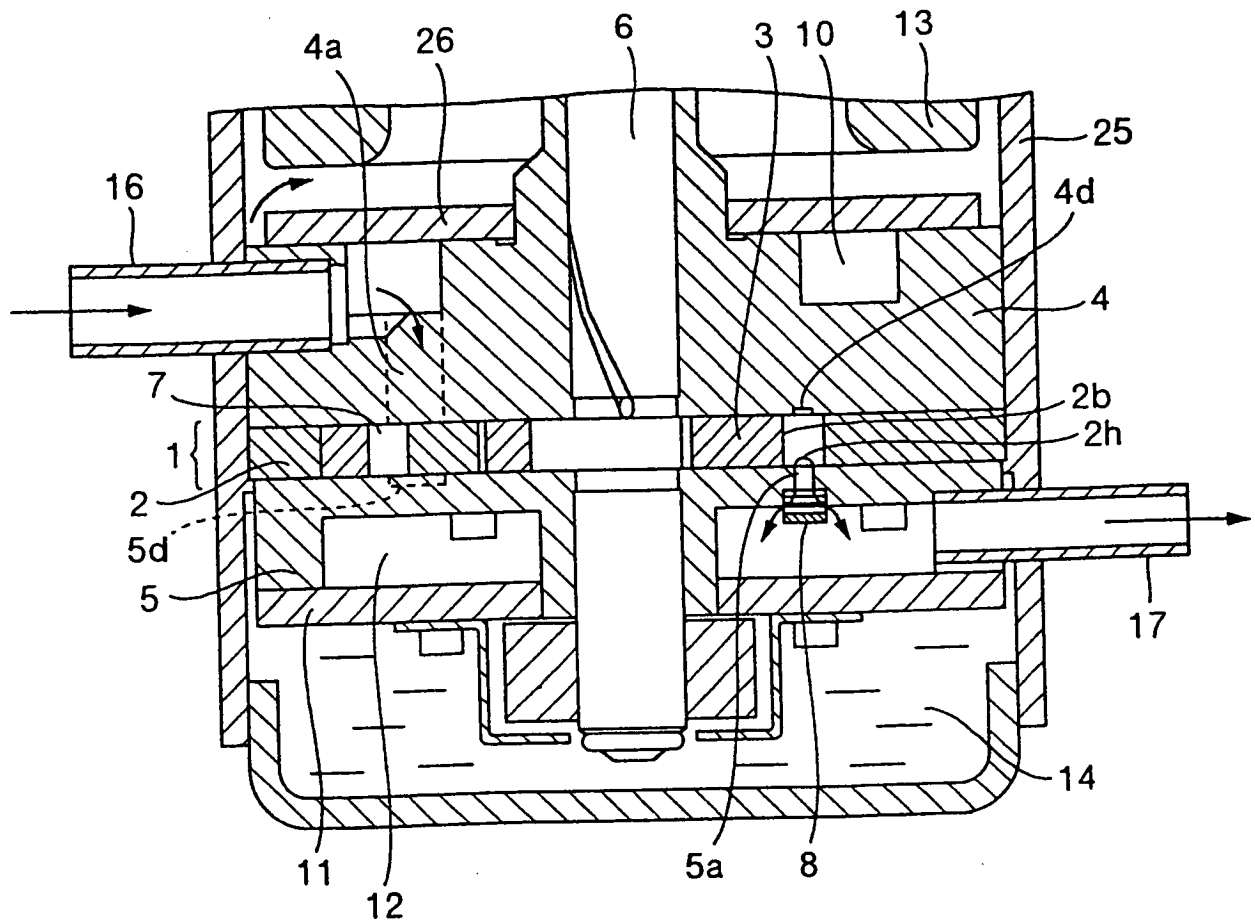


FIG.9

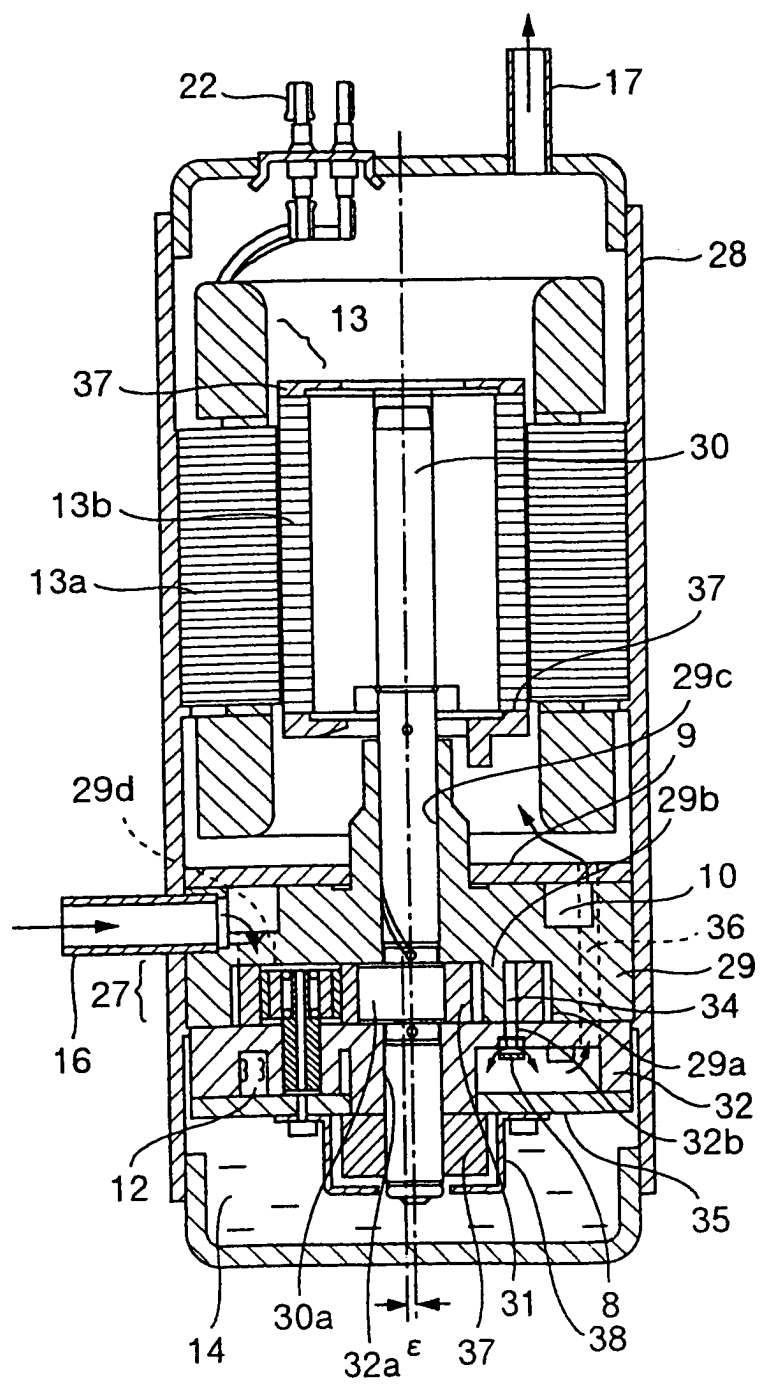


FIG.10

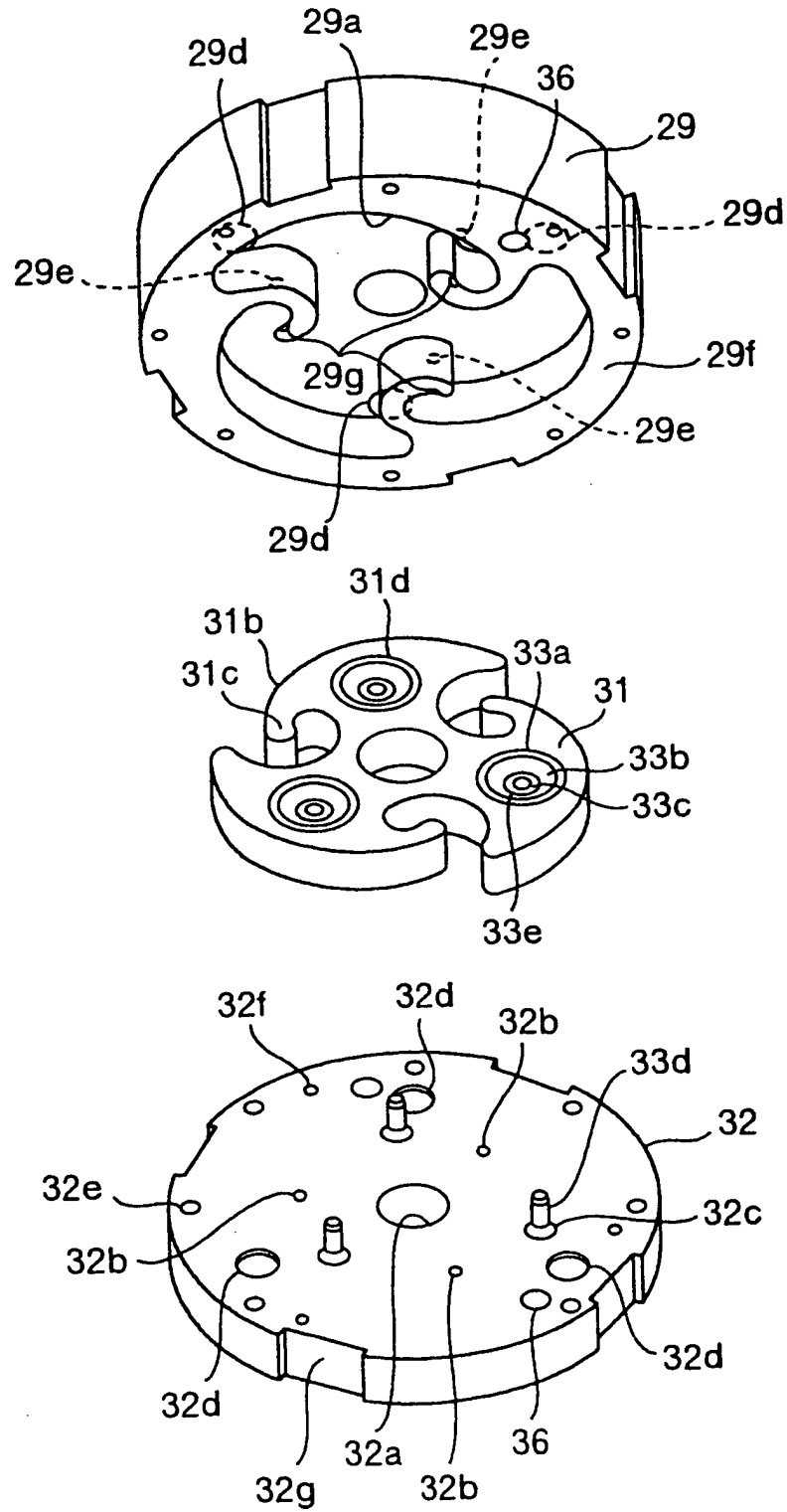


FIG.11A

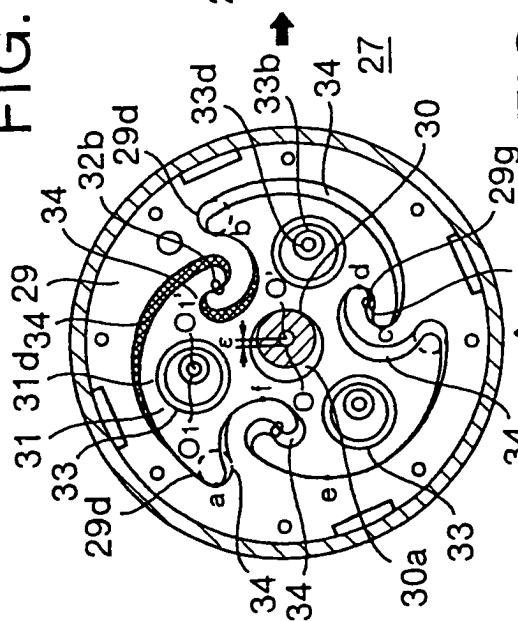


FIG.11B

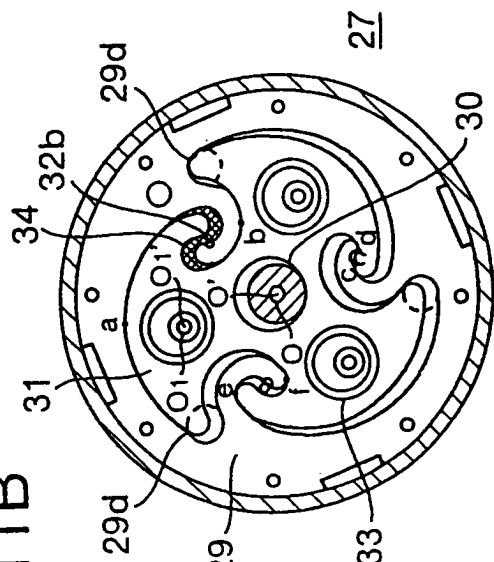


FIG.11D

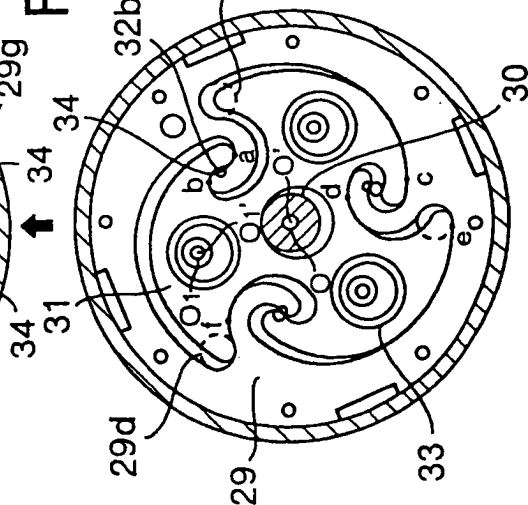


FIG.11C

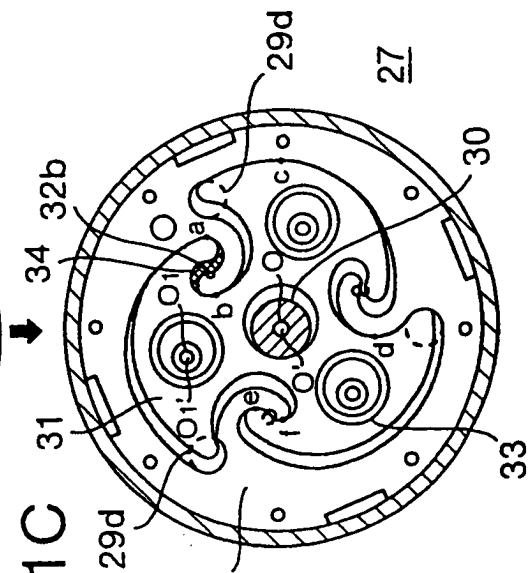


FIG.12

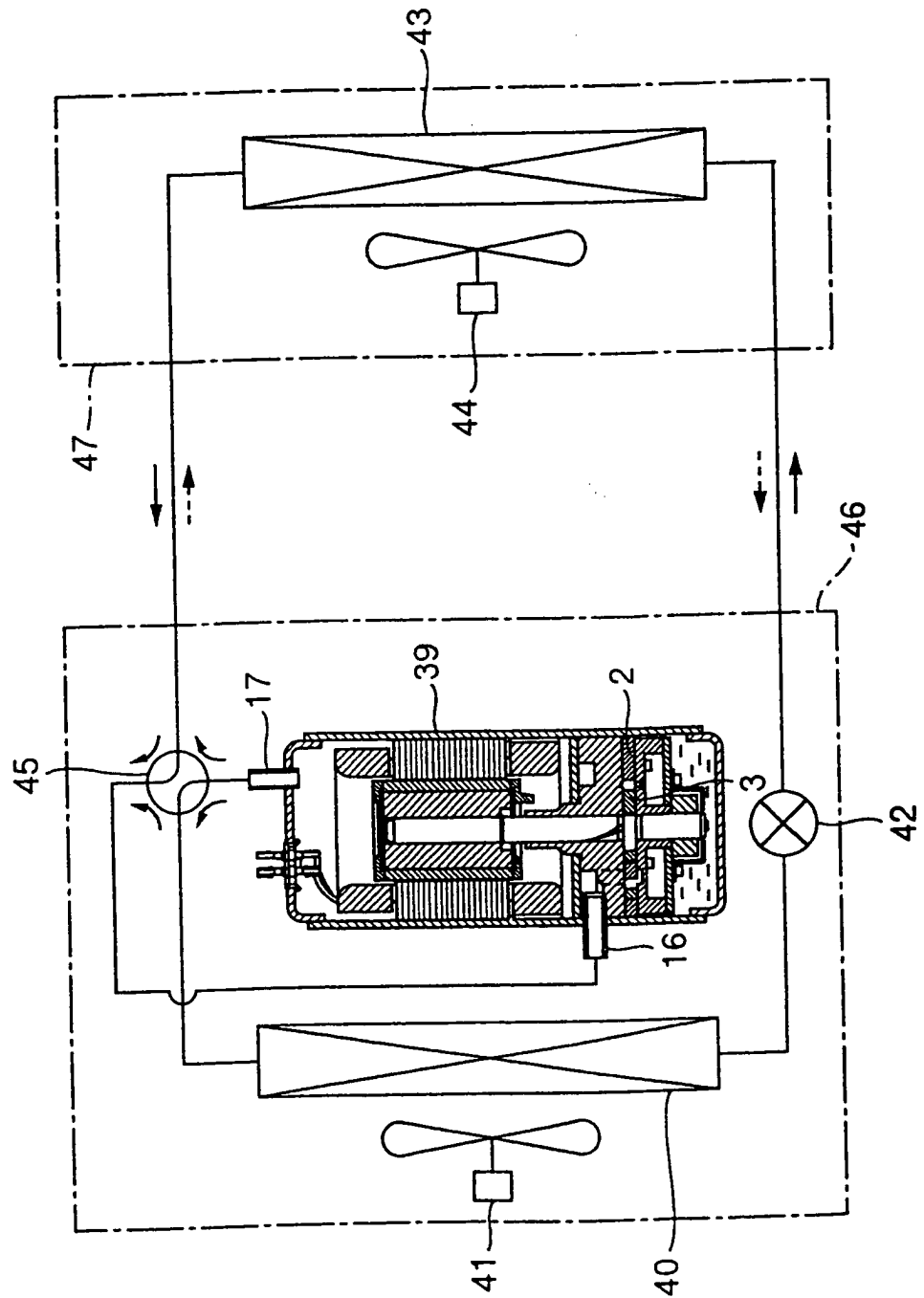


FIG.13

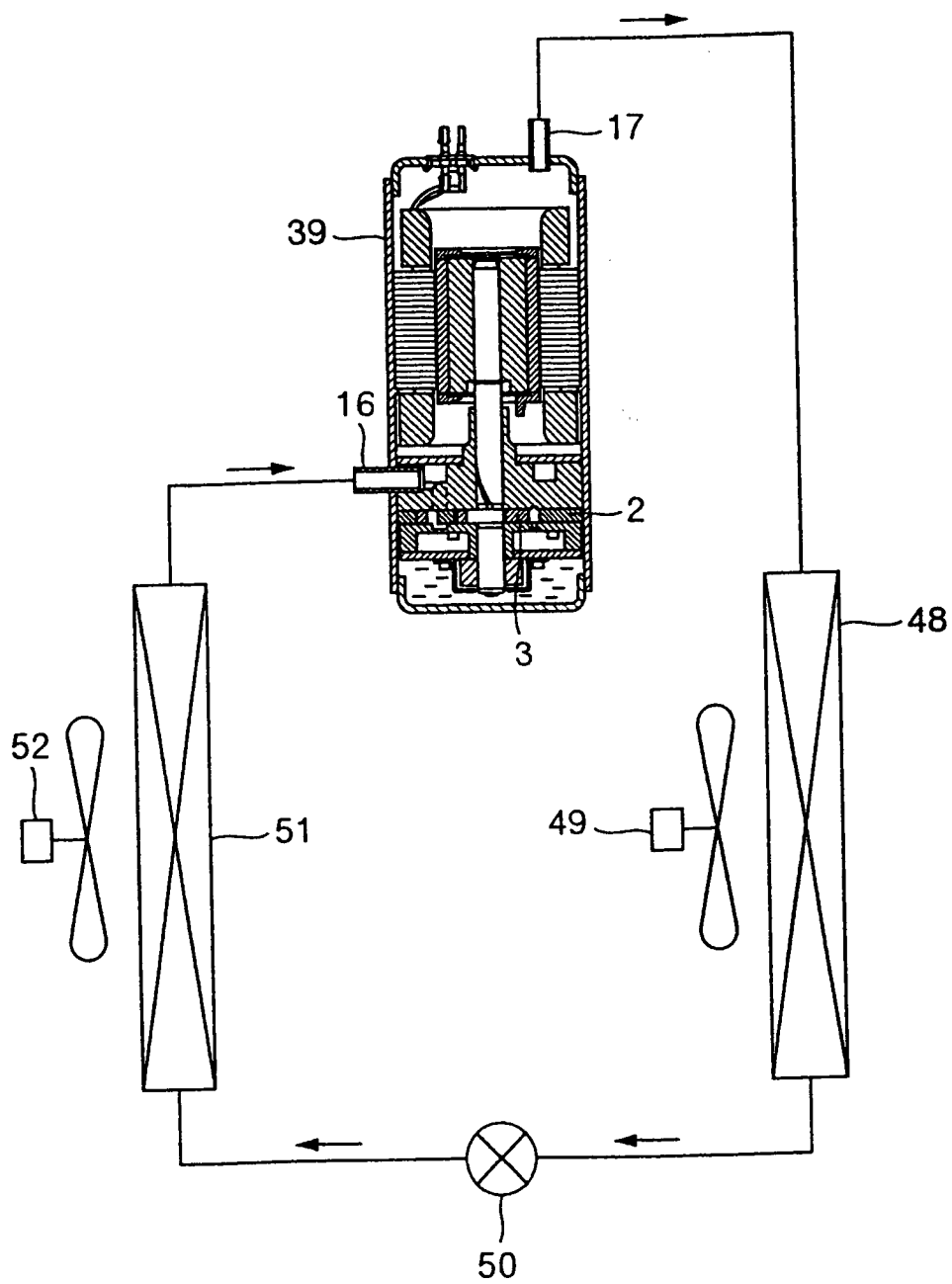


FIG.14

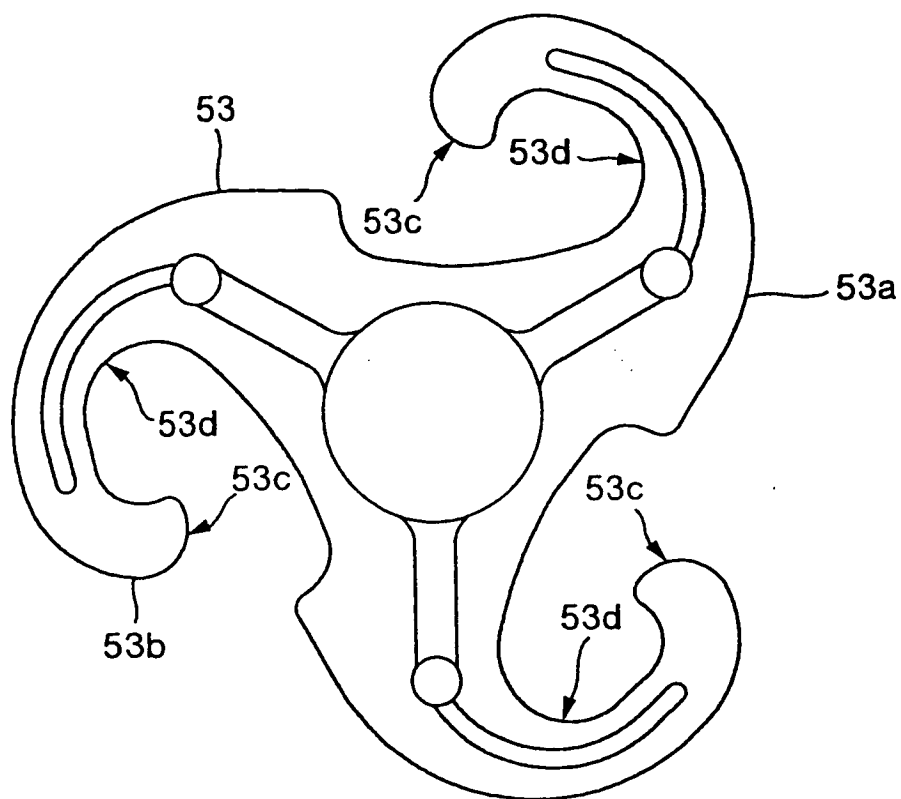


FIG.15

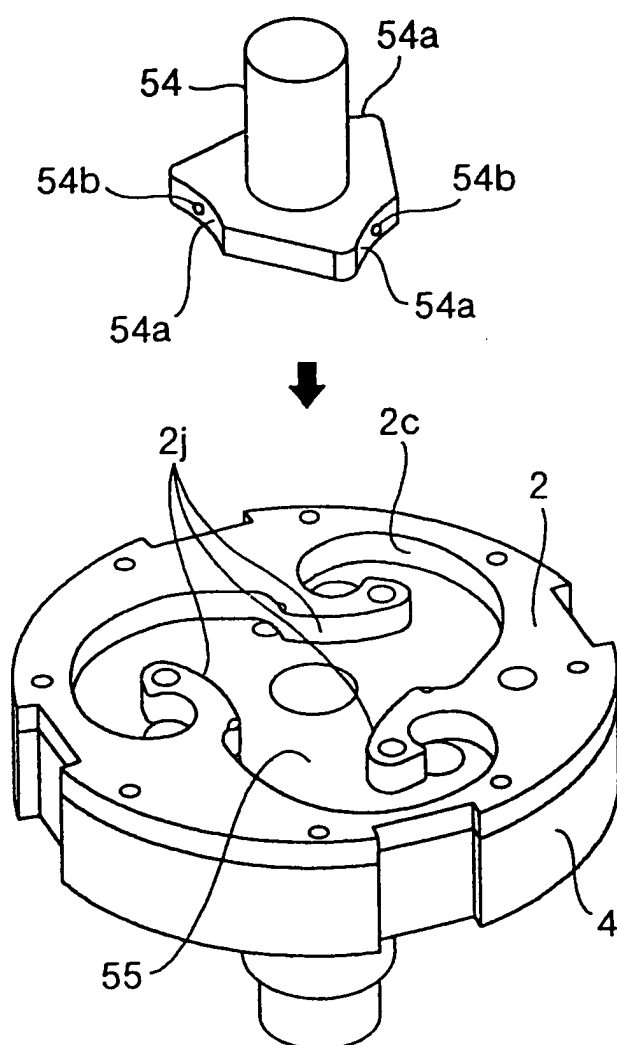


FIG.16A

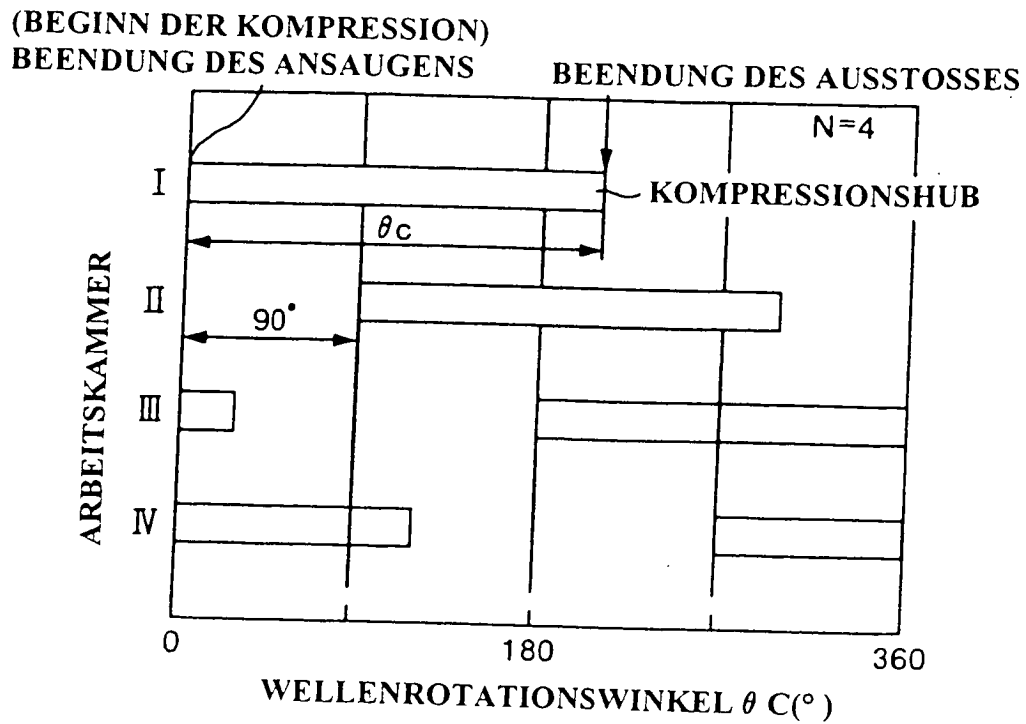


FIG.16B

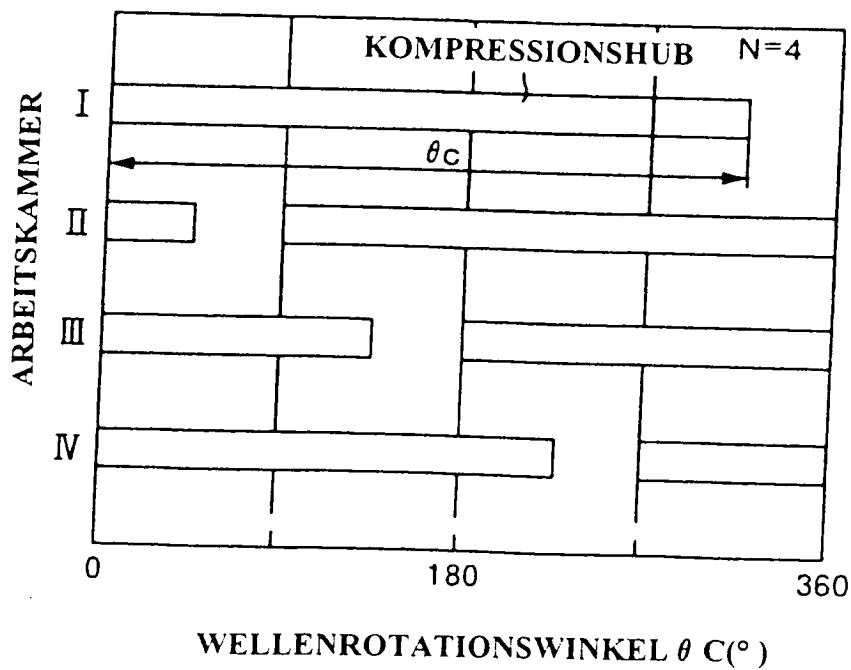


FIG.17A

(BEGINN DER KOMPRESSION)
BEENDUNG DES ANSAUGENS BEENDUNG DES AUSSTOSSES

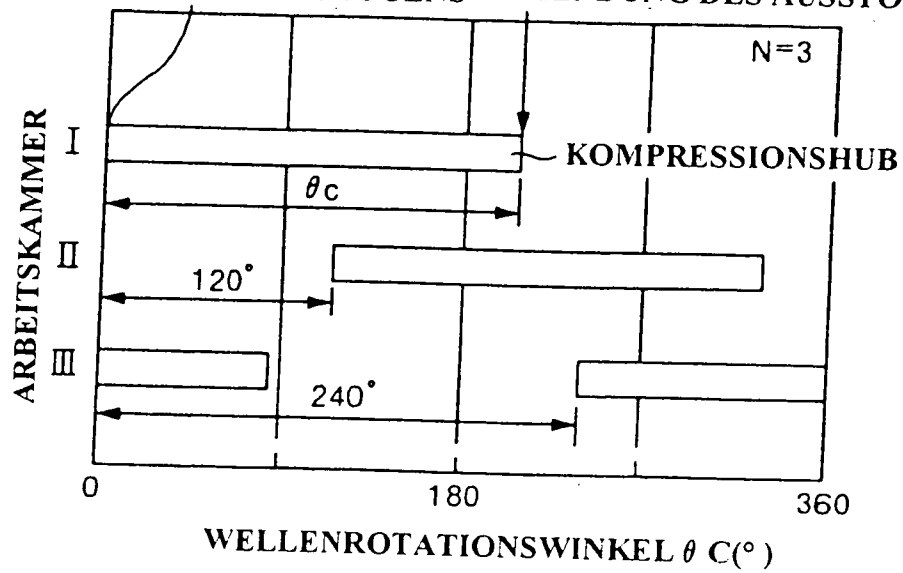


FIG.17B

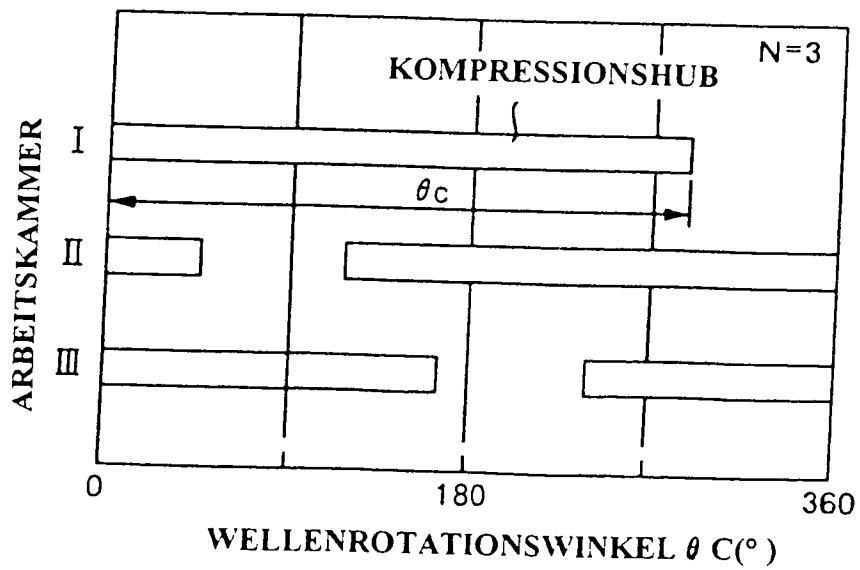


FIG.18A

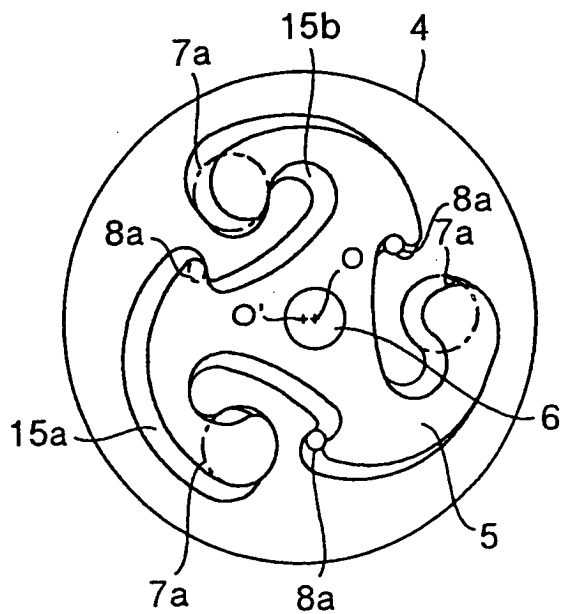


FIG.18B

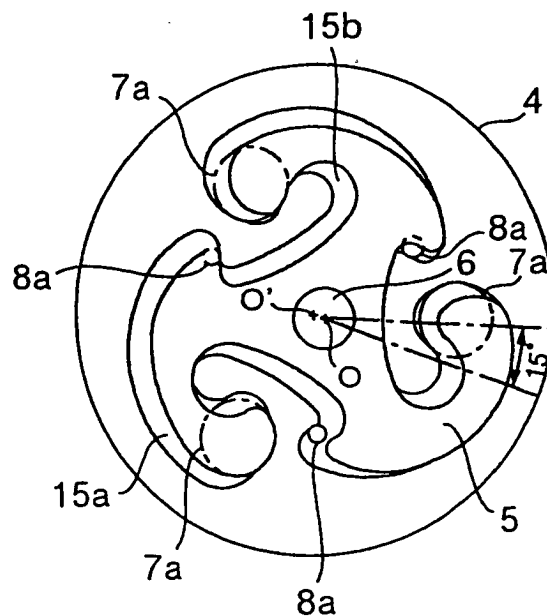


FIG.18C

