

(19)



(11)

EP 4 682 383 A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
21.01.2026 Patentblatt 2026/04

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):
F04C 28/08^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **25220627.1**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):
**F04C 18/16; F04C 23/001; F04C 28/02;
F04C 29/005; F04C 23/02; F04C 28/08;
F04C 2240/70**

(22) Anmeldetag: **26.04.2022**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(30) Priorität: **30.04.2021 DE 102021111297**

(62) Dokumentnummer(n) der früheren Anmeldung(en)
nach Art. 76 EPÜ:
22725469.5 / 4 330 552

(71) Anmelder: **Compair Drucklufttechnik -
Zweigniederlassung der
Gardner Denver Deutschland GmbH
55469 Simmern (DE)**

(72) Erfinder:
• **Oberhausen, Rainer
55469 Simmern (DE)**
• **Federmann, Michael
56288 Bell (DE)**

(74) Vertreter: **Murgitroyd & Company
165-169 Scotland Street
Glasgow G5 8PL (GB)**

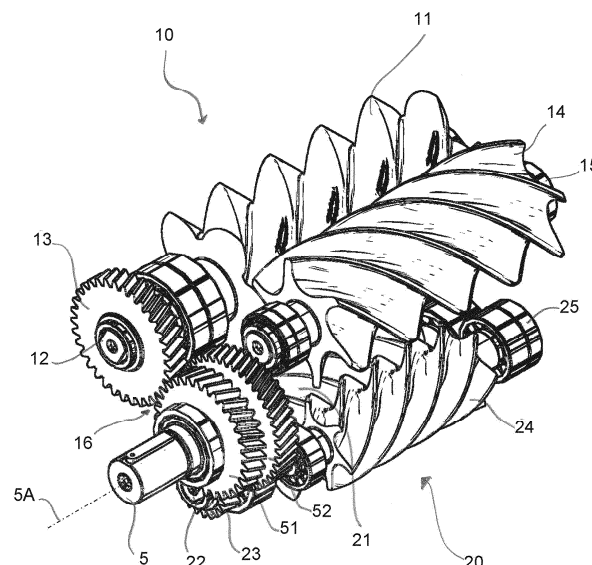
Bemerkungen:

Diese Anmeldung ist am 04.12.2025 als
Teilanmeldung zu der unter INID-Code 62 erwähnten
Anmeldung eingereicht worden.

(54) ANTRIEBSSYSTEM FÜR EINEN MEHRSTUFIGEN SCHRAUBENVERDICHTER

(57) Die vorliegende Erfindung betrifft ein Antriebs-
system für einen mehrstufigen Schraubenverdichter mit
einer ersten Verdichterstufe mit einem auf einer ersten
Welle drehfest gelagerten ersten Hauptrotor und einer
zweiten Verdichterstufe mit einem auf einer zweiten
Welle drehfest gelagerten zweiten Hauptrotor. Das An-
triebsystem weist eine Antriebswelle zum Antrieb der

Wellen beider Hauptrotoren der ersten und der zweiten
Verdichterstufe auf, wobei der Antrieb der Welle des
ersten Hauptrotors unabhängig vom Antrieb der Welle
des zweiten Hauptrotors erfolgt, so dass vorzugsweise
die Drehzahlen der beiden Hauptrotoren unabhängig
voneinander anpassbar sind.



Figur 3

Beschreibung

Anwendungsgebiet

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft Verbesserungen beim Antrieb eines Mehrstufen-Schraubenverdichters und insbesondere einen zweistufigen Schraubenverdichter, bei dem die Hauptrotoren der Stufen über eine gemeinsame Antriebswelle angetrieben werden.

Technischer Hintergrund

[0002] Bei einem Mehrstufen-Schraubenverdichter wird herkömmlicherweise ein 3-Rad Getriebe verwendet, bei dem ein auf der Antriebswelle angeordnetes Antriebsrad mit den beiden auf der jeweiligen Schraubenwelle der ersten und zweiten Verdichterstufe angeordneten Antriebsritzeln in Eingriff steht, um die beiden Verdichterstufen anzutreiben.

[0003] Dies bringt verschiedene Nachteile mit sich, die im Folgenden im Detail beschrieben werden.

[0004] Bei einem zweistufigen Schraubenverdichter entsteht zwischen der ersten und zweiten Stufe ein vom Enddruck abhängiger Zwischendruck, der im Prinzip dem Enddruck der ersten Stufe entspricht. Dieser Zwischendruck entsteht dadurch, dass die erste Stufe mehr Volumenstrom fördert als die zweite Stufe abtransportieren kann. Daraus folgt, dass die Drehzahl der zweiten Stufe in einem definierten Verhältnis auf die Drehzahl der ersten Stufe eingestellt werden muss, damit ein optimaler Zwischendruck entsteht. Die jeweiligen Druckverhältnisse der einzelnen Verdichterstufen bestimmen wiederum die Aufteilung der Gesamtleistung innerhalb des zweistufigen Verdichters.

[0005] Der Zwischendruck hat hierbei wesentliche Auswirkungen auf die gesamte Effizienz des Verdichters. Grundsätzlich erzeugt ein Verdichter Druck indem er eine gewisse Luftmenge einschließt und das Volumen der eingeschlossenen Luftmenge kontinuierlich verkleinert, bis ein definierter Druck entsteht. Das Volumenverhältnis, also das Anfangsvolumen des eingeschlossenen Gases (wenn die Druckkammer des Verdichters sich gerade schließt) zu dem Endvolumen zum Zeitpunkt des definierten Druckes (wenn die Druckkammer sich wieder öffnet), wird bei der Konstruktion des Verdichters festgelegt und ist konstant. Die höchste Effizienz wird erreicht, wenn die Druckkammer des Verdichters sich öffnet und hierbei in dem sich daran anschließenden Druckraum der gleiche Druck herrscht.

[0006] Bei einem zweistufigen Verdichter ist dieser Druckraum bei der ersten Stufe der Zwischenraum zwischen den beiden Verdichterstufen mit dem oben beschriebenen Zwischendruck. Bei der zweiten Stufe des Verdichters ist dieser Druckraum der an den Verdichter angeschlossene Druckbehälter bzw. das Verbraucher-Netz, das den konstanten Enddruck aufweist.

[0007] Herrscht in dem jeweiligen Druckraum ein höherer Druck als in der Druckkammer zum Zeitpunkt des

Öffnens, spricht man von einer Unterverdichtung. Im gegenteiligen Fall, d.h. wenn in dem jeweiligen Druckraum ein niedrigerer Druck als in der Druckkammer zum Zeitpunkt des Öffnens herrscht, spricht man von einer Überverdichtung. In beiden Fällen, d.h. sowohl bei einer Überverdichtung, als auch bei einer Unterverdichtung entstehen signifikante Effizienzverluste.

[0008] Bei einem zweistufigen Verdichter entspricht der Zwischendruck dem Ansaugdruck der zweiten Verdichterstufe, wobei der Ansaugdruck derjenige Druck ist, der beim Schließen des Druckraumes der jeweiligen Verdichterstufe herrscht. Weicht folglich der Zwischendruck von der optimalen Einstellung ab, wird während des Verdichtungsprozesses in der zweiten Stufe nicht der optimale Ansaugdruck erzeugt und es kommt bzgl. des Enddrucks zu einer Über- bzw. Unterverdichtung und somit zu einem signifikanten Effizienzverlust des zweistufigen Verdichters.

[0009] Betreibt man folglich einen zweistufigen Verdichter mit einem durch die Konstruktion fest vorgegebenen Volumenverhältnis bei unterschiedlichen Enddrücken, so muss der Zwischendruck durch eine Drehzahlanpassung der beiden Verdichterstufen auf den jeweiligen Enddruck eingestellt werden, um die maximale Effizienz zu erreichen.

[0010] Betreibt man hingegen einen zweistufigen Schraubenverdichter bei unterschiedlichen Leistungen, wird zur Beeinflussung der Leistung des Schraubenverdichters die Drehgeschwindigkeit der ersten Stufe verändert und die Drehgeschwindigkeit der zweiten Stufe muss darauf angepasst werden, um den optimalen Zwischendruck zu erzielen, der die höchste Effizienz erzeugt.

[0011] Üblicherweise werden jedoch die Rotoren der beiden Stufen des Verdichters in einem gemeinsamen Läufergehäuse verbaut, so dass die Lage der angetriebenen Hauptrotoren festgelegt ist und das Getriebe folglich einen unveränderlichen Achsabstand aufweist. Bei dem herkömmlichen 3-Rad-Antrieb über ein gemeinsames Antriebsrad ist das Übersetzungsverhältnis zwischen der ersten Stufe und der zweiten Stufe jedoch nur in einem sehr geringen Maße durch eine Modifikation der Zahngeometrie veränderbar, beispielsweise durch eine Profilverschiebung der ineinandergreifenden Zahn-räder.

[0012] In anderen Worten ist bei den herkömmlichen 3-Rad-Getrieben bei einer Veränderung der Gesamtleistung des zweistufigen Verdichters durch eine Änderung der Übersetzung zwischen Antriebsgetriebe und erster Verdichterstufe das Übersetzungsverhältnis zur zweiten Verdichterstufe nicht mehr definiert, sondern ergibt sich zwingend durch den Achsabstand zwischen Antriebswelle und der zweiten Verdichterstufe. Dadurch kann die zweite Verdichterstufe nicht mehr die vorgesehene Menge an Volumenstrom aus dem Zwischenraum abtransportieren, so dass bei dieser Leistungsveränderung ein ungünstiger Zwischendruck entsteht, was wiederum einen signifikanten Effizienzverlust zur Folge hat.

[0013] Zusammengefasst ergibt sich bei einer Änderung der Gesamtleistung, des Enddrucks oder des Volumenstroms eines zweistufigen Verdichters im Fall der Verwendung des herkömmlichen 3-Rad-Getriebes, insbesondere im Fall eines konstruktiv festgelegten und nicht änderbaren Abstands der Achsen der Hauptrotoren zur Antriebswelle, ein deutlicher und unerwünschter Effizienzverlust.

Darstellung der Erfindung

[0014] Die vorliegende Erfindung hat die Aufgabe, die vorstehend genannte Problematik zu vermeiden und bei einem mehrstufigen, insbesondere zweistufigen Verdichter eine Änderung der Gesamtleistung, des Enddrucks oder des Volumenstroms, insbesondere im Fall eines konstruktiv festgelegten und nicht änderbaren Abstands der Achsen der Hauptrotoren zur Antriebswelle, ohne signifikante Effizienzverluste zu ermöglichen. Weiterhin ergeben sich durch die vorliegende Erfindung noch zahlreiche weitere Vorteile, auf die in der folgenden Beschreibung noch detailliert eingegangen werden wird.

Lösung der Aufgabe

[0015] Diese Aufgabe wird durch ein Antriebssystem für einen mehrstufigen Verdichter gemäß Anspruch 1 gelöst. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen.

[0016] Ein erfindungsgemäßes Antriebssystem für einen mehrstufigen Schraubenverdichter umfasst eine erste Verdichterstufe mit einem auf einer ersten Welle drehfest gelagerten ersten Hauptrotor und eine zweite Verdichterstufe mit einem auf einer zweiten Welle drehfest gelagerten zweiten Hauptrotor. Das Antriebssystem weist hierbei eine Antriebswelle zum Antrieb der Wellen beider Hauptrotoren der ersten und der zweiten Verdichterstufe auf. Erfindungsgemäß erfolgt der Antrieb der Welle des ersten Hauptrotors unabhängig vom Antrieb der Welle des zweiten Hauptrotors.

[0017] Vorteilhafterweise sind in einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung aufgrund des Antriebs der Welle des ersten Hauptrotors unabhängig vom Antrieb der Welle des zweiten Hauptrotors die Drehzahlen der Hauptrotoren unabhängig voneinander anpassbar.

[0018] Insbesondere ist hierbei vorzugsweise das Verhältnis der Drehzahlen zueinander frei wählbar, während das Drehzahlverhältnis der beiden Rotoren bei einem üblichen 3-Rad-Getriebe durch die Konstruktion fest vorgegeben ist.

[0019] Im Sinne der vorliegenden Erfindung ist ein unabhängiger Antrieb der beiden Wellen der Hauptrotoren so zu verstehen, dass die beiden Wellen zwar durch eine gemeinsame Antriebswelle, jedoch im Gegensatz zum 3-Rad-Getriebe aus dem Stand der Technik nicht über dasselbe Antriebsrad auf der Antriebswelle angetrieben werden.

[0020] In einer bevorzugten Ausführungsform kann die

Antriebswelle in diesem Sinne zwei drehfest auf der Antriebswelle angeordnete Antriebsräder aufweisen. Das erste Antriebsrad dieser beiden Antriebsräder steht mit einem auf der Welle des ersten Hauptrotors drehfest angeordnetem erstem Abtriebsritzel in Eingriff, während das zweite Antriebsrad der beiden Antriebsräder mit einem auf der Welle des zweiten Hauptrotors drehfest angeordnetem zweitem Abtriebsritzel in Eingriff steht.

[0021] Durch das erfindungsgemäße 4-Rad-Getriebe ist die Anpassung des Zwischendrucks durch die freie Wahl der Übersetzungsverhältnisse zwischen den beiden Verdichterstufen sehr einfach umzusetzen und es können auch Bereiche abgedeckt werden, die durch eine bloße Änderung der Zahngeometrie bei einem 3-Rad-Getriebe nicht zu realisieren sind. Dies führt zu erheblichen Vorteilen beim Betrieb des Verdichters bei Änderungen der Gesamtleistung, unterschiedlichen Enddrücken sowie veränderten Volumenströmen, da thermodynamisch bedingte Leistungsverluste durch Über- bzw. Unterverdichtung vermieden werden können.

[0022] Da weiterhin bei Verwendung des erfindungsgemäßen 4-Rad-Getriebes der Zwischendruck nicht mehr wie oben dargestellt für das 3-Rad-Getriebe im Wesentlichen durch den vorgegebenen Achsabstand festgelegt wird, kann die Anordnung der einzelnen Verdichterstufen frei gewählt werden. Durch die daraus resultierende kompakte und gewichtseinsparende Konstruktion, sowie die Möglichkeit einer höheren Integration von Funktionen in das Verdichtergehäuse, ergeben sich signifikante Kostenvorteile.

[0023] Da man mit dem erfindungsgemäßen 4-Rad-Getriebe in der Lage ist, alle Verdichterstufen frei anzuordnen, besteht im Gegensatz zu den 3-Rad-Getrieben auch die Möglichkeit, die Ein- und Auslässe, sowie die Zwischenräume innerhalb des Verdichtergehäuses frei zu gestalten. Dadurch kann durch Reduzierung von Umlenkungen und angepasster Anordnung der inneren Strömungskanäle sowie der Ein- und Auslässe eine strömungsmechanisch günstigste Anordnung umgesetzt werden. Daraus resultiert folglich neben der Kompaktheit ein weiterer nicht unerheblicher Effizienzgewinn.

[0024] Weiterhin ermöglicht die erfindungsgemäß einfach realisierbare Einstellung des bestmöglichen Zwischendrucks durch die freie Wahl der Übersetzungsverhältnisse zwischen den beiden Verdichterstufen auch eine Optimierung eines bei konstanter Drehzahl betriebenen ölgefluteten Verdichters, da in diesem Fall die Einspritztemperatur des Öls, die ebenfalls einen starken Einfluss auf den Zwischendruck und die Effizienz hat, thermodynamisch günstig knapp über dem Ausfallpunkt von Kondenswasser gewählt werden kann.

[0025] In diesem Sinne bezieht sich eine bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung auf einen öleingespritzten Verdichter, bei dem das erfindungsgemäße Antriebssystem zum Einsatz kommt.

[0026] Letztendlich hat die erfindungsgemäße 4-Rad-Getriebeanordnung auch vorteilhafte Auswirkungen auf

die Ausgestaltung und Lebensdauer der im System verwendeten Lager für die Rotorwellen, wie im Folgenden dargestellt wird.

[0027] Ein Schraubenverdichter umfasst üblicherweise ein oder mehrere Schraubenpaare aus Hauptrotor und Nebenrotor, die mit einer Helixform ineinander eingreifen. Die Schrauben der beiden Rotoren besitzen hierbei jeweils unterschiedliche Steigungen und Zähnezahlen, so dass sich bei der Drehbewegung zwischen jedem Zahnzwischenraum der Rotoren eine Kammer bildet, die sich ständig verkleinert und damit den gewünschten Druck erzeugt. Aus diesem Grund entstehen an unterschiedlichen axialen Stellen des Schraubenpaares unterschiedliche Drücke. Durch dieses Druckgefälle entstehen axiale und radiale Kräfte auf die Rotoren, die von der Lagerung der beiden Rotoren abgefangen wird. Die von der Rotorgeometrie bedingten und erzeugten Kräfte sind hierbei abhängig vom Zwischen- bzw. Enddruck, jedoch nicht von der Leistung des Verdichters. Die resultierende Radialkraft wird von den Radiallagern abgefangen, die Axialkraft von den Axiallagern. Durch die unterschiedliche Geometrie des Haupt- und Nebenrotors wirken sich die Anteile der resultierenden Kräfte unterschiedlich in Radial- und Axialrichtung aus. Im Fall des Hauptrotors entsteht hierbei üblicherweise die größte Axialkraft.

[0028] Da, wie oben beschrieben die auf die Rotorlagerung einwirkenden Kräfte durch das in der Rotorhelix entstehende Druckgefälle bewirkt werden und dieses Druckgefälle vom jeweiligen Ansaug- bzw. Enddruck der einzelnen Stufen abhängt, hat der Zwischendruck, der ja den Enddruck der ersten Stufe sowie den Ansaugdruck der zweiten Stufe darstellt auch einen Einfluss auf die Lagerkräfte der einzelnen Verdichterstufen. Ist der Zwischendruck zu hoch, werden die Lager der ersten Stufe mehr belastet, ist er zu niedrig, werden die Lager der zweiten Stufe mehr belastet. Wie oben beschrieben kann der Zwischendruck bei den üblichen 3-Rad-Antrieben bei der Änderung der Gesamtleistung, bei unterschiedlichen Enddrücken, bei veränderten Volumenströmen sowie auch bei unterschiedlichen Einspritztemperaturen im Fall eines ölgefluteten Verdichters nicht konstant gehalten werden. Somit müssen all diese Fälle bei der Lagerauslegung berücksichtigt werden, was zwangsläufig zu einer höheren Lagerbelastung und zu größeren teureren Lagern oder verminderter Lagerlebensdauer führt.

[0029] Da es mit dem erfindungsgemäßen 4-Rad-Getriebe möglich ist, den Zwischendruck bei allen genannten Fällen konstant zu halten, kann eine exakte, kostengünstige Lagerung mit langer Lebensdauer eingesetzt werden.

[0030] Vorteilhafterweise können in einer bevorzugten Ausführungsform des erfindungsgemäßen Antriebssystems die beiden Antriebsräder auf der Antriebswelle in Anlage zueinander stehen, was zu einer erhöhten Stabilität der Antriebsräder gegen axial wirkende Kräfte führen kann.

[0031] Weiterhin kann in einer bevorzugten Ausführungsform das Getriebe zwischen dem zweiten Antriebsrad und dem zweiten Abtriebsritzel eine unterschiedliche oder gleiche Übersetzung aufweisen, als das Getriebe zwischen dem ersten Antriebsrad und dem ersten Abtriebsritzel, um die im Betrieb üblicherweise notwendige höhere Drehzahl der zweiten Verdichterstufe zu gewährleisten.

[0032] Vorteilhafterweise kann die Verzahnung zwischen wenigstens einem der Antriebsräder und dem entsprechenden Abtriebsritzel zur axialen Erstreckung der Antriebswelle schräg ausgebildet sein. Bevorzugt kann hierbei die Verzahnung zwischen beiden Antriebsrädern und den jeweiligen Abtriebsritzeln zur axialen Erstreckung der Antriebswelle schräg ausgebildet sein, wobei die von der Verzahnung des jeweiligen Antriebsrads mit dem Abtriebsritzel zu der axialen Erstreckung der Antriebswelle gebildeten Winkel unterschiedlich sein können. Insbesondere können in diesem Fall die von der Verzahnung des jeweiligen Antriebsrads mit dem Abtriebsritzel zu der axialen Erstreckung der Antriebswelle gebildeten Winkel unterschiedliche Vorzeichen aufweisen.

[0033] Eine Schrägverzahnung der Antriebsräder und den jeweiligen Abtriebsritzeln kann vorteilhaft zur Steuerung von im Betrieb auf die Rotoren und ihre Wellen wirkenden Axialkräften eingesetzt werden, wie im Folgenden im Detail beschrieben wird.

[0034] Wie oben dargestellt, führt das Druckgefälle in den Schraubenpaaren der einzelnen Verdichterstufen zu radial und axial wirkenden Kräften auf die Rotoren und deren Wellen.

[0035] Durch Verwendung einer Schrägverzahnung des Antriebsrads und des Abtriebsritzels ergeben sich weitere Kräfte im System. Insbesondere entstehen durch die Schrägverzahnung vom Schrägungswinkel abhängige Axialkräfte, die an der Antriebswelle und am angetriebenen Rotor wirken. Im Gegensatz zu den von den Gaskräften erzeugten Kräften hängen die von den Getrieberädern erzeugten Kräfte von der Leistung des Verdichters sowie der gewählten Übersetzung ab. Die durch die Schrägverzahnung erzeugten Axialkräfte können je nach Ausrichtung des Schrägungswinkels des Getriebes das axiale Rotorlager des angetriebenen Hauptrotors be- oder entlasten. Dadurch können je nachdem eventuell kleinere Axiallager an den Rotoren verwendet werden, oder im entgegengesetzten Fall eine definierte Kraft auf das axiale Rotorlager aufgebracht werden.

[0036] Im erfindungsgemäßen Fall eines 4-Rad-Getriebes mit Anordnung zweier Antriebsräder ergibt sich die Möglichkeit, die axiale Kraft durch eine Veränderung des Schrägungswinkels der Getriebezähne an jedem der beiden Antriebsräder gezielt zu steuern. Werden hier Schrägungswinkel verwendet, die zur axialen Erstreckung der Antriebswelle gesehen unterschiedliche Vorzeichen aufweisen, so können sich die durch die Schrägverzahnung entstehenden Kräfte gegenseitig zumindest teilweise aufheben, so dass kleinere Lager an der An-

triebswelle genutzt werden können. Des Weiteren können mittels unterschiedlicher Schrägungswinkel die Kraftrichtung und der Betrag der Kraft auf die vorhandene Lagerung in allen Leistungsbereichen und Übersetzungsverhältnissen abgestimmt werden. Diese Abstimmung der Lagerkräfte hat den Vorteil, dass kleinere Lager eingesetzt werden können was zu einem Kostenvorteil führt, sowie eine höhere Lagerlebensdauer realisiert werden kann.

[0037] Neben einer Steuerung der auf die Antriebswelle wirkenden Axialkräfte kann durch eine entsprechend gewählte und aufeinander angepasste Schrägverzahnung der einzelnen Antriebsräder auch die auf die Rotorlagerung einwirkenden Getriebekräfte gesteuert beziehungsweise verringert werden. Wird bei einem Schraubenverdichter durch die Geometrie der Rotoren und das entstehende Druckgefälle eine hohe axiale Kraft an dem angetriebenen Rotor erzeugt, so kann mit dem erfindungsgemäßen 4-Rad-Getriebe und entsprechender Schrägverzahnung zwischen dem jeweiligen Antriebsrad und zugehörigem Abtriebsritzel der durch das Druckgefälle erzeugten axialen Kraft bei jeder Verdichterstufe individuell gezielt entgegengewirkt werden oder diese verstärkt werden.

[0038] Dies gilt natürlich auch bei mehr als den beschriebenen zweistufigen Verdichtern (z.B. dreistufige und mehrstufige Verdichter) und kann auf alle Leistungsbereiche und Übersetzungsverhältnisse abgestimmt werden. Diese Abstimmung der Lagerkräfte hat den Vorteil, dass kleinere Lager eingesetzt werden können, was zu einem Kostenvorteil führt, und es kann eine höhere Lagerlebensdauer realisiert werden.

[0039] Gemäß eines weiteren Aspekts der vorliegenden Erfindung wird das vorstehend im Detail beschriebene erfindungsgemäße Antriebssystem in einem zweistufigen Verdichter verwendet, wobei es sich hierbei in einer bevorzugten Ausführungsform um einen öleingespritzten Verdichter handelt, bei dem die oben detailliert beschriebenen Vorteile der Erfindung besonders nutzbringend eingesetzt werden können.

Ausführungsbeispiele

[0040] Die vorliegende Erfindung wird nachstehend anhand verschiedener Ausführungsbeispiele und unter Bezugnahme auf die Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1: einen Verdichter mit einem erfindungsgemäßen Antriebssystem in perspektivischer Ansicht,

Fig. 2: eine Ansicht des Verdichters aus Figur 1 in Frontalansicht,

Fig. 3: eine perspektivische Ansicht der beiden Verdichterstufen des Verdichters aus Figur 1,

Fig. 4: eine Frontalansicht der in Fig. 3 gezeigten

Verdichterstufen,

Fig. 5: eine Seitenansicht der in Fig. 3 gezeigten Verdichterstufen,

Fig. 6a/b: Seitenansicht des Getriebes des in den vorherigen Figuren gezeigten Verdichters,

Fig. 7a-f: Schematische Frontalansichten verschiedener erfindungsgemäßer Antriebssysteme

[0041] Figur 1 zeigt eine perspektivische Ansicht eines Verdichters 1 mit einem Verdichtergehäuse 2, in dem eine Ausführungsform des erfindungsgemäßen Antriebssystems untergebracht ist. Bei dem in den Figuren dargestellten Verdichter handelt es sich um einen öleingespritzten Verdichter, wobei das erfindungsgemäße Antriebssystem, wie oben beschrieben, auch in Verdichtern zum Einsatz kommen kann, die keine Öleinspritzung aufweisen.

[0042] Der Verdichter weist einen Einlass 3 sowie einen Auslass 4 auf, durch den das zu verdichtende Medium zu- bzw. abgeführt wird, wie aus den Pfeilen ersichtlich ist. Die aus dem Gehäuse 2 hervorragende Antriebswelle 5 wird mittels eines nicht dargestellten Motors in der durch den Pfeil R gekennzeichneten Richtung rotativ angetrieben.

[0043] Der in Figur 1 dargestellte Verdichter 1 ist in Figur 2 noch einmal in Frontalansicht dargestellt.

[0044] Bei dem in Figur 1 und Figur 2 dargestellten Verdichter 1 handelt es sich um einen zweistufigen Verdichter und die beiden Verdichterstufen 10 und 20 sind in den Figuren 3 - 5 dargestellt.

[0045] Die erste Verdichterstufe 10 umfasst hierbei einen Hauptrotor 11 und einen Nebenrotor 14, die zum Verdichten des über den Einlass 3 in das Gehäuse 2 geführte Medium rotierend ineinandergreifen. Die beiden Rotoren 11 und 14 sind hierbei drehfest auf ihren jeweiligen Wellen 12 und 15 gelagert.

[0046] Die zweite Verdichterstufe 20 umfasst hierbei ebenfalls einen Hauptrotor 21 und einen Nebenrotor 24, die zum Weiterverdichten des von der ersten Verdichterstufe 10 abgegebenen Mediums rotierend ineinandergreifen. Auch die beiden Rotoren 21 und 24 der zweiten Verdichterstufe 20 sind drehfest auf ihren jeweiligen Wellen 22 und 25 gelagert.

[0047] Sämtliche Wellen sind hierbei innerhalb des Gehäuses auf herkömmliche Weise gelagert, wobei die Details der Lagerung aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt werden.

[0048] Die Antriebswelle 5 weist zum unabhängigen Antreiben der beiden Verdichterstufen 10, 20 ein erstes Antriebsrad 51 und ein zweites Antriebsrad 52 aus, die jeweils drehfest auf der Antriebswelle 5 gelagert sind.

[0049] Das erste Antriebsrad 51 weist auf seiner Umfangsfläche eine Verzahnung auf, die in eine entsprechende Verzahnung eines auf der Welle 12 des ersten Hauptrotors 11 drehfest gelagerten ersten Abtriebsritzels

13 eingreift, so dass eine Rotation der Antriebswelle 5 und des ersten Antriebsrads 51 zu einer entsprechenden Rotation der Welle 12 des ersten Hauptrotor 11 führt. Im Falle des in den Figuren dargestellten öleingespritzten Verdichters wird der erste Nebenrotor 14 vom ersten Hauptrotor 11 über die Helixverzahnung mit einem Übersetzungsverhältnis, das sich aus den jeweiligen Zähnezahlen der beiden Rotoren ergibt, angetrieben. Die Drehzahl des ersten Hauptrotors 11 wird hierbei durch die Übersetzung zwischen dem ersten Antriebsrad 51 und dem ersten Abtriebsritzel 13 bestimmt.

[0050] Im Fall eines nicht öleingespritzten Verdichters können der erste Hauptrotor und der erste Nebenrotor auch über ein dem Fachmann hinreichend bekanntes weiteres Getriebe rotativ miteinander verbunden sein, so dass die beiden Rotoren im Betrieb synchron ineinandergreifend rotieren.

[0051] In der dargestellten Ausführungsform ist die Verzahnung 16 zwischen dem ersten Antriebsrad 51 und dem ersten Abtriebsritzel 13 bezüglich der Achse 5A der Welle 5 schräg ausgeführt, wie später im Zusammenhang mit den Figuren 6a und 6b noch im Detail beschrieben wird.

[0052] Das zweite Antriebsrad 52 weist auf seiner Umfangsfläche ebenfalls eine Verzahnung auf, die jedoch in eine entsprechende Verzahnung eines auf der Welle 22 des zweiten Hauptrotors 21 drehfest gelagerten zweiten Abtriebsritzels 23 eingreift, so dass eine Rotation der Antriebswelle 5 und des zweiten Antriebsrads 52 zu einer entsprechenden Rotation der Welle 22 des ersten Hauptrotor 21 führt. Auch hier wird der zweite Nebenrotor 24 vom zweiten Hauptrotor 21 über die Helixverzahnung mit einem Übersetzungsverhältnis, das sich aus den jeweiligen Zähnezahlen der beiden Rotoren ergibt, angetrieben. Die Drehzahl des zweiten Hauptrotors 21 wird hierbei durch die Übersetzung zwischen dem zweiten Antriebsrad 52 und dem zweiten Abtriebsritzels 23 bestimmt und kann durch die entsprechende Anpassung der radialen Größe der beiden Elemente unabhängig von der Drehzahl des ersten Hauptrotors 11 angepasst werden.

[0053] Auch hier gilt wieder, dass im Fall eines nicht öleingespritzten Verdichters der zweite Hauptrotor und der zweite Nebenrotor über ein dem Fachmann hinreichend bekanntes weiteres Getriebe rotativ miteinander verbunden sein können, so dass die beiden Rotoren im Betrieb synchron ineinandergreifend rotieren.

[0054] In der dargestellten Ausführungsform ist auch die Verzahnung 26 zwischen dem zweiten Antriebsrad 52 und dem zweiten Abtriebsritzel 23 bezüglich der Achse 5A der Welle 5 schräg ausgeführt, wie später im Zusammenhang mit den Figuren 6a und 6b noch im Detail beschrieben wird.

[0055] In den Figuren 6a und 6b ist das Getriebe der in den vorhergehenden Figuren dargestellten Ausführungsform des erfindungsgemäßen Antriebssystems in einer Seitenansicht dargestellt.

[0056] Wie bereits erwähnt sind in der dargestellten

Ausführungsform die an den Umfangsseiten der Antriebsräder 51 und 52 sowie der Abtriebsritzel 13 und 23 angeordneten und in Eingriff befindlichen Zähne bezüglich der Achse 5A der Antriebswelle schräg angeordnet.

[0057] Hierbei bilden die auf dem ersten Antriebsrad 51 angeordneten Zähne zur Achse 5A einen Winkel α , während die auf dem zweiten Antriebsrad 52 angeordneten Zähne zur Achse 5A einen Winkel β bilden, wie in Figur 6a schematisch dargestellt wird.

[0058] Aufgrund dieser Schrägverzahnung 16, 26 ergeben sich bei einer Rotation der Antriebswelle 5 in der Rotationsrichtung R die in den Figuren 6a und 6b dargestellten Axialkräfte F, die auf die Antriebswelle 5 wirken.

[0059] Durch eine entsprechende Wahl der Winkel α und β und der Übersetzungsverhältnisse zwischen den Antriebsrädern 51, 52 und den zugehörigen Abtriebsritzeln 13, 23 können die auf die Antriebswelle 5 durch die Rotation bedingten Axialkräfte gesteuert werden.

[0060] In der in den Figuren 6a und 6b dargestellten beispielhaften Ausführungsform haben die Winkel α und β bezüglich der Achse 5A der Antriebswelle unterschiedliche Vorzeichen, so dass die jeweils resultierenden Kräfte einander entgegengesetzt sind.

[0061] Es wäre allerdings auch denkbar, dass die Winkel α und β bezüglich der Achse 5A dasselbe Vorzeichen aufweisen, so dass die jeweils resultierenden Axialkräfte auf die Antriebswelle 5 gleichgerichtet sind.

[0062] In den Figuren 7a - 7e sind Beispiele verschiedener Anordnungen von zwei Verdichterstufen mit einem erfindungsgemäßen Antriebssystem dargestellt. Aufgrund der in den Figuren durch entsprechende Pfeile schematisch angedeuteten freien Wahl der Achsabstände von der Antriebswelle 5 zur Welle 12 des ersten Hauptrotors 11 und zur Welle 22 des zweiten Hauptrotors 21 durch die erfindungsgemäße Verwendung eines zweiten Antriebsrads 52 ergibt sich eine große Flexibilität, wie die beiden Verdichterstufen zueinander im Gehäuse angeordnet sind.

[0063] Figur 7f zeigt ein Beispiel eines dreistufigen Verdichters, der ein erfindungsgemäßes Antriebssystem verwendet, bei dem zusätzlich ein drittes Antriebsrad 53 auf der Antriebswelle 5 drehfest gelagert ist und in ein drittes, auf der Welle 32 eines Hauptrotors der dritten Verdichterstufe drehfest gelagertes drittes Abtriebsritzel 33 eingreift, um einen über die gemeinsame Antriebswelle 5 bedingten, jedoch von dem Antrieb der ersten beiden Verdichterstufen unabhängigen Antrieb einer dritten Verdichterstufe zu realisieren.

[0064] Ausführungsform 1: Antriebssystem für einen mehrstufigen Schraubenverdichter (1) umfassend

eine erste Verdichterstufe (10) mit einem auf einer ersten Welle (12) drehfest gelagerten ersten Hauptrotor (11),

eine zweite Verdichterstufe (20) mit einem auf einer

zweiten Welle (22) drehfest gelagerten zweiten Hauptrotor (21),

wobei das Antriebssystem eine Antriebswelle (5) zum Antrieb der Wellen (12, 22) beider Hauptrotoren (11, 21) der ersten und der zweiten Verdichterstufe (10, 20) aufweist,

wobei der Antrieb der Welle (12) des ersten Hauptrotors (11) unabhängig vom Antrieb der Welle (22) des zweiten Hauptrotors (21) erfolgt.

[0065] Ausführungsform 2: Antriebssystem nach Ausführungsform 1, wobei aufgrund des Antriebs der Welle (12) des ersten Hauptrotors (11) unabhängig vom Antrieb der Welle (22) des zweiten Hauptrotors (21) die Drehzahlen der beiden Hauptrotoren (11, 21) unabhängig voneinander anpassbar sind.

[0066] Ausführungsform 3: Antriebssystem nach Ausführungsform 2, wobei aufgrund des Antriebs der Welle (12) des ersten Hauptrotors (11) unabhängig vom Antrieb der Welle (22) des zweiten Hauptrotors (21) das Verhältnis der Drehzahlen der beiden Hauptrotoren (11, 21) zueinander frei wählbar ist.

[0067] Ausführungsform 4: Antriebssystem nach einer der Ausführungsformen 1 - 3, wobei die Antriebswelle (5) zwei drehfest auf der Antriebswelle angeordnete Antriebsräder (51, 52) aufweist, von denen ein erstes Antriebsrad (51) mit einem auf der Welle (12) des ersten Hauptrotors (11) drehfest angeordnetem erstem Abtriebsritzel (13) in Eingriff steht und von denen ein zweites Antriebsrad (52) mit einem auf der Welle (22) des zweiten Hauptrotors (21) drehfest angeordnetem zweitem Abtriebsritzel (23) in Eingriff steht.

[0068] Ausführungsform 5: Antriebssystem nach einer der vorangehenden Ausführungsformen, wobei das Getriebe zwischen dem zweiten Antriebsrad (52) und dem zweiten Abtriebsritzel (23) eine unterschiedliche Übersetzung aufweist wie das Getriebe zwischen dem ersten Antriebsrad (51) und dem ersten Abtriebsritzel (13).

[0069] Ausführungsform 6: Antriebssystem nach einer der vorangehenden Ausführungsformen, wobei das Getriebe zwischen dem zweiten Antriebsrad (52) und dem zweiten Abtriebsritzel (23) die gleiche Übersetzung aufweist wie das Getriebe zwischen dem ersten Antriebsrad (51) und dem ersten Abtriebsritzel (13).

[0070] Ausführungsform 7: Antriebssystem nach einer der vorangehenden Ausführungsformen, wobei die Verzahnung (16, 26) zwischen wenigstens einem der Antriebsräder (51, 52) und dem entsprechenden Abtriebsritzel (13, 23) zur axialen Erstreckung (5A) der Antriebswelle (5) schräg ausgebildet ist.

[0071] Ausführungsform 8: Antriebssystem nach Ausführungsform 7, wobei die Verzahnung (16, 26) zwischen beiden Antriebsrädern (51, 52) und den jeweiligen Abtriebsritzeln (13, 23) zur axialen Erstreckung (5A) der Antriebswelle (5) schräg ausgebildet ist und wobei die von der Verzahnung (16, 26) des jeweiligen Antriebsrads

(51, 52) mit dem Abtriebsritzel (13, 23) zu der axialen Erstreckung (5A) der Antriebswelle (5) gebildeten Winkel (α , β) unterschiedlich sind.

[0072] Ausführungsform 9: Antriebssystem nach Ausführungsform 8, wobei die von der Verzahnung (16, 26) des jeweiligen Antriebsrads (51, 52) mit dem Abtriebsritzel (13, 23) zu der axialen Erstreckung (5A) der Antriebswelle (5) gebildeten Winkel (α , β) unterschiedliche Vorzeichen aufweisen.

[0073] Ausführungsform 10: Schraubenverdichter (1) mit einem Antriebssystem gemäß einer der Ausführungsformen 1 - 9.

[0074] Ausführungsform 11: Schraubenverdichter (1) nach Ausführungsform 10, wobei der Schraubenverdichter (1) genau zwei Verdichterstufen (10, 20) aufweist.

[0075] Ausführungsform 12: Schraubenverdichter (1) nach Ausführungsform 10 oder Ausführungsform 11, wobei es sich bei dem Schraubenverdichter (1) um einen öleingespritzten Verdichter handelt.

Bezugszeichenliste

[0076]

1	Verdichter
2	Verdichtergehäuse
3	Einlass
4	Auslass
5	Antriebswelle
5A	axiale Achse der Antriebswelle
51	erstes Antriebsrad
52	zweites Antriebsrad
53	drittes Antriebsrad
10	erste Verdichterstufe
11	erster Hauptrotor
12	Welle des ersten Hauptrotors
13	erstes Abtriebsritzel
14	erster Nebenrotor
15	Welle des ersten Nebenrotors
16	Verzahnung zwischen erstem Antriebsrad und erstem Abtriebsritzel
α	Winkel zwischen erster Verzahnung und Achse der Antriebswelle
20	zweite Verdichterstufe
21	zweiter Hauptrotor
22	Welle des zweiten Hauptrotors
23	zweites Abtriebsritzel
24	zweiter Nebenrotor
25	Welle des zweiten Nebenrotors
26	Verzahnung zwischen zweitem Antriebsrad und zweitem Abtriebsritzel
β	Winkel zwischen zweiter Verzahnung und Achse der Antriebswelle
32	Welle eines dritten Hauptrotors

33 drittes Abtriebsritzel

F Wirkrichtung Axialkräfte

R Rotationsrichtung der Antriebswelle

Patentansprüche

1. Antriebssystem für einen mehrstufigen Schraubenverdichter (1) umfassend

eine erste Verdichterstufe (10) mit einem auf einer ersten Welle (12) drehfest gelagerten ersten Hauptrotor (11),
eine zweite Verdichterstufe (20) mit einem auf einer zweiten Welle (22) drehfest gelagerten zweiten Hauptrotor (21),
wobei das Antriebssystem eine Antriebswelle (5) zum Antrieb der Wellen (12, 22) beider Hauptrotoren (11, 21) der ersten und der zweiten Verdichterstufe (10, 20) aufweist,

wobei der Antrieb der Welle (12) des ersten Hauptrotors (11) unabhängig vom Antrieb der Welle (22) des zweiten Hauptrotors (21) erfolgt; wobei ein unabhängiger Antrieb der beiden Wellen (12, 22) der Hauptrotoren (11, 21) so zu verstehen ist, dass die Antriebswelle (5) zwei drehfest auf der Antriebswelle angeordnete Antriebsräder (51, 52) aufweist, von denen ein erstes Antriebsrad (51) mit einem auf der Welle (12) des ersten Hauptrotors (11) drehfest angeordnetem erstem Abtriebsritzel (13) in Eingriff steht und von denen ein zweites Antriebsrad (52) mit einem auf der Welle (22) des zweiten Hauptrotors (21) drehfest angeordnetem zweitem Abtriebsritzel (23) in Eingriff steht;
wobei das Getriebe zwischen dem zweiten Antriebsrad (52) und dem zweiten Abtriebsritzel (23) die gleiche Übersetzung aufweist wie das Getriebe zwischen dem ersten Antriebsrad (51) und dem ersten Abtriebsritzel (13);

dadurch gekennzeichnet, dass die Verzahnung (16, 26) zwischen beiden Antriebsrädern (51, 52) und den jeweiligen Abtriebsritzeln (13, 23) zur axialen Erstreckung (5A) der Antriebswelle (5) schräg ausgebildet ist und wobei die von der Verzahnung (16, 26) des jeweiligen Antriebsrads (51, 52) mit dem Abtriebsritzel (13, 23) zu der axialen Erstreckung (5A) der Antriebswelle (5) gebildeten Winkel (α , β) unterschiedlich sind; und

wobei die von der Verzahnung (16, 26) des jeweiligen Antriebsrads (51, 52) mit dem Abtriebsritzel (13, 23) zu der axialen Erstreckung (5A) der Antriebswelle (5) gebildeten Winkel (α , β) unterschiedliche Vorzeichen aufweisen.

2. Antriebssystem nach Anspruch 1, wobei aufgrund des Antriebs der Welle (12) des

ersten Hauptrotors (11) unabhängig vom Antrieb der Welle (22) des zweiten Hauptrotors (21) die Drehzahlen der beiden Hauptrotoren (11, 21) unabhängig voneinander anpassbar sind.

5

3. Antriebssystem nach Anspruch 2, wobei aufgrund des Antriebs der Welle (12) des ersten Hauptrotors (11) unabhängig vom Antrieb der Welle (22) des zweiten Hauptrotors (21) das Verhältnis der Drehzahlen der beiden Hauptrotoren (11, 21) zueinander frei wählbar ist.

10

4. Schraubenverdichter (1) mit einem Antriebssystem gemäß einem der Ansprüche 1 bis 3.

15

5. Schraubenverdichter (1) nach Anspruch 4, wobei der Schraubenverdichter (1) genau zwei Verdichterstufen (10, 20) aufweist.

20

6. Schraubenverdichter (1) nach Anspruch 4 oder Anspruch 5, wobei es sich bei dem Schraubenverdichter (1) um einen öleingespritzten Verdichter handelt.

25

30

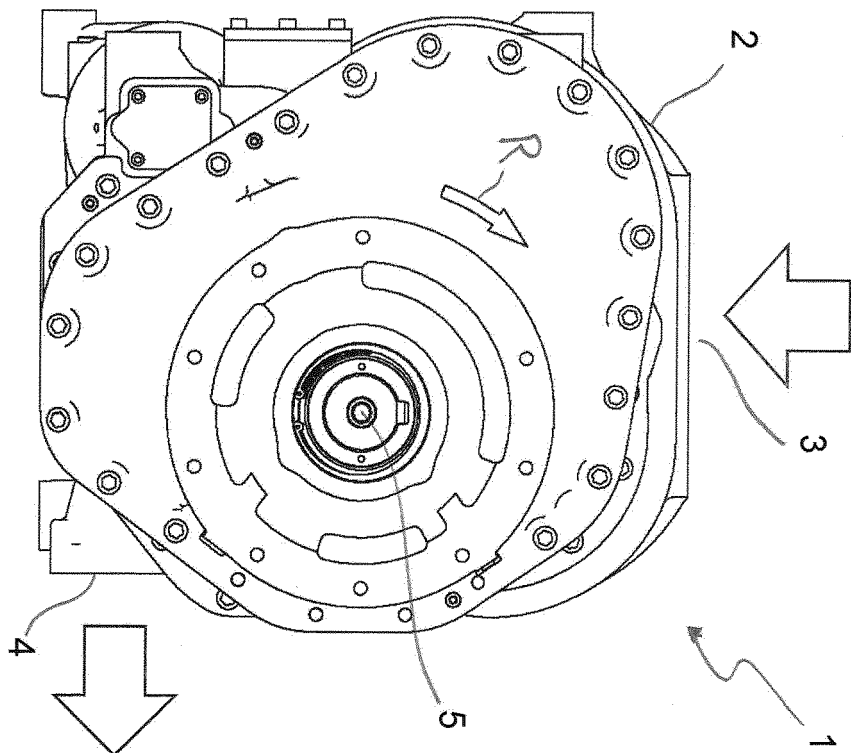
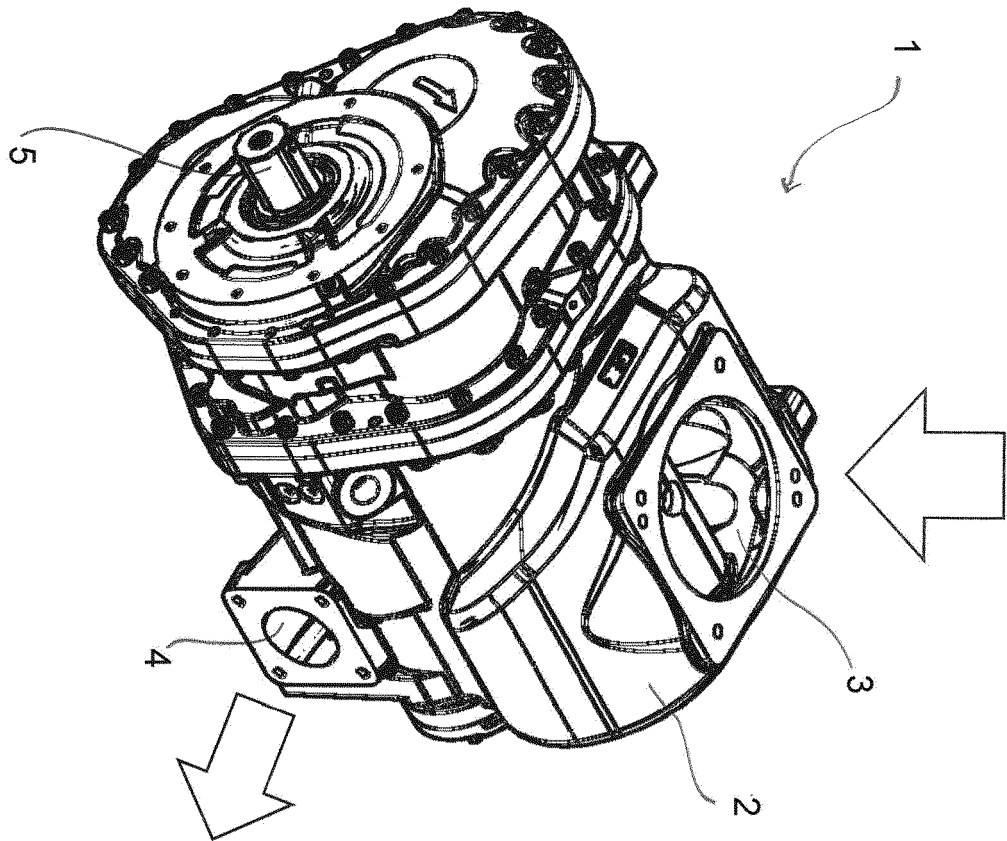
35

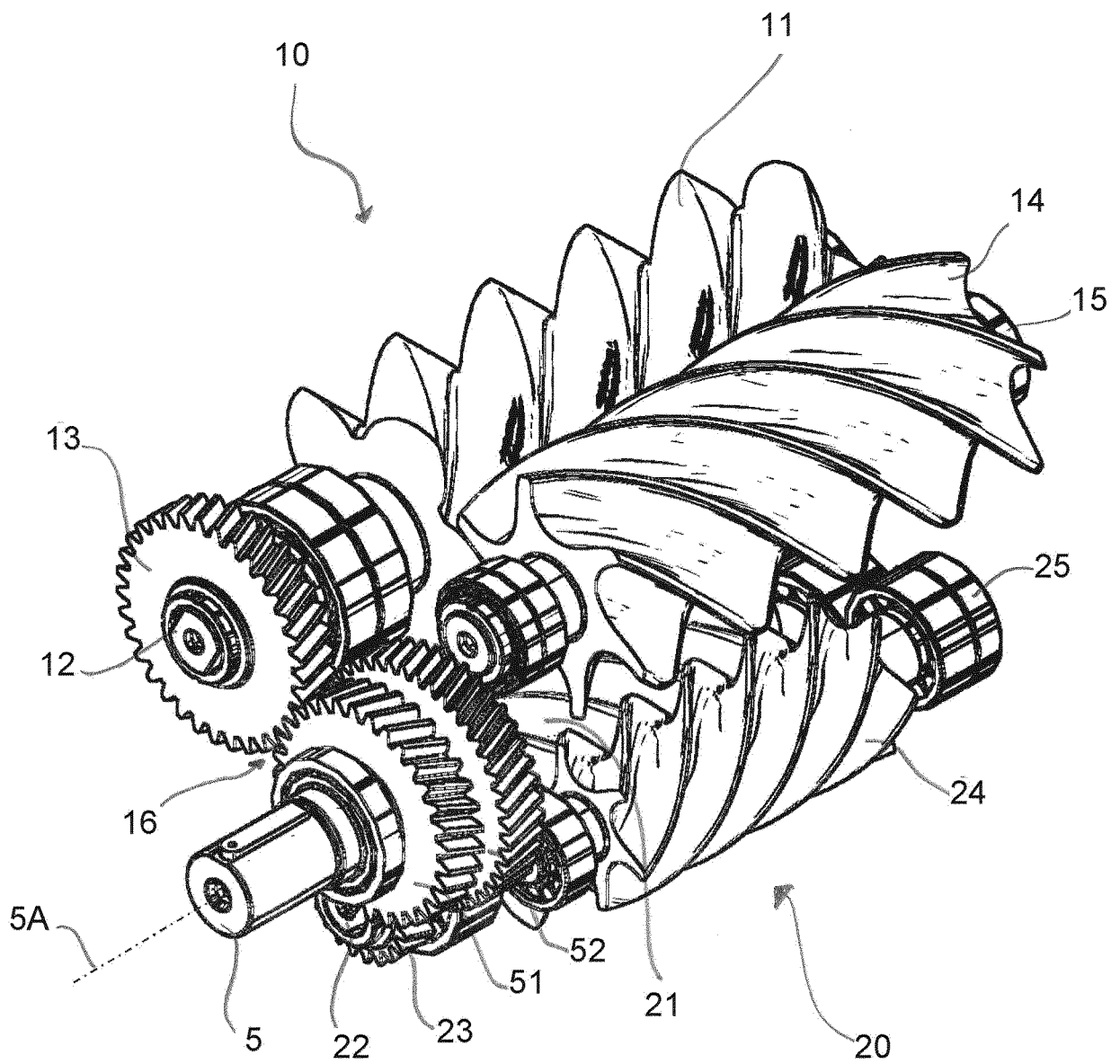
40

45

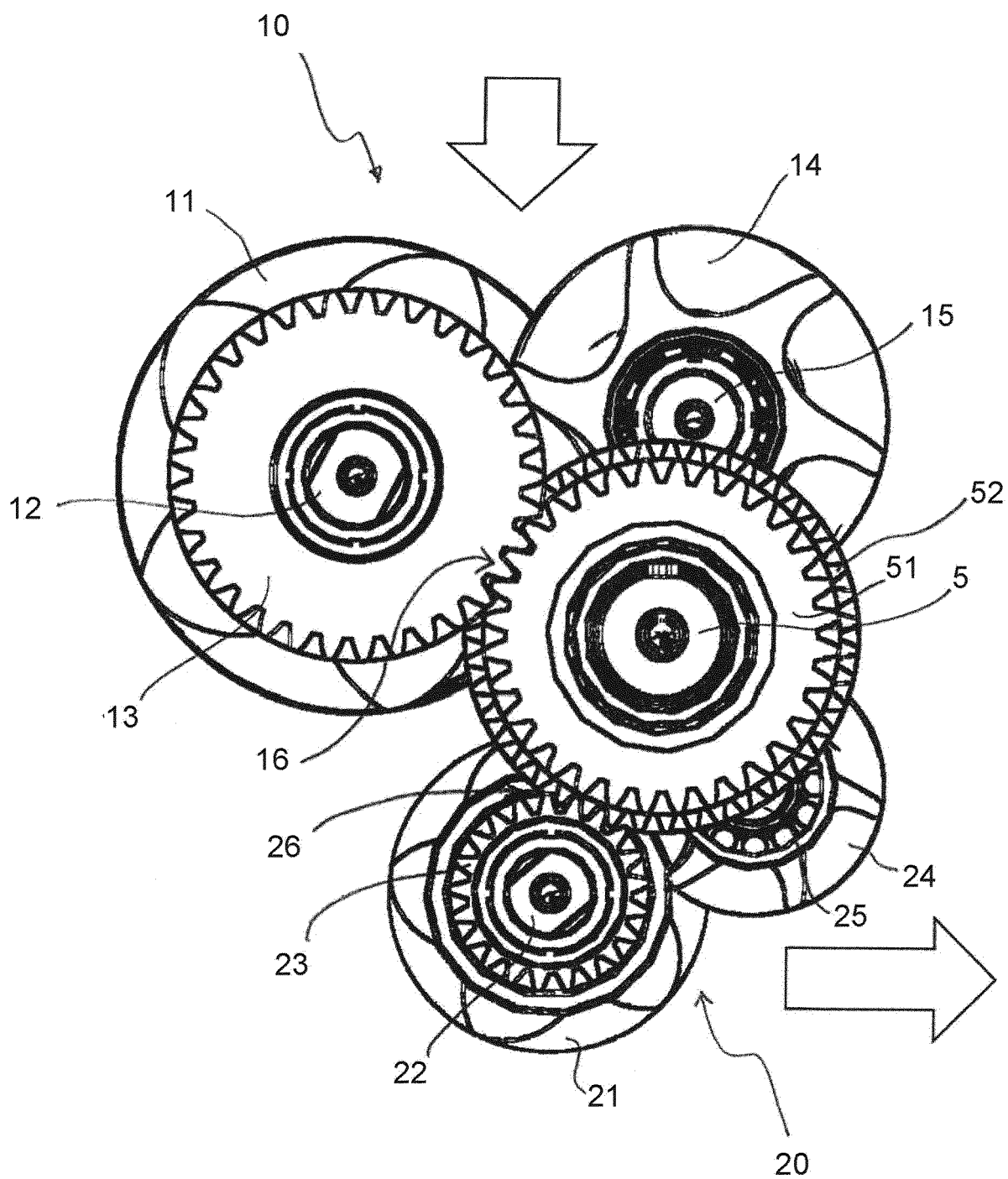
50

55

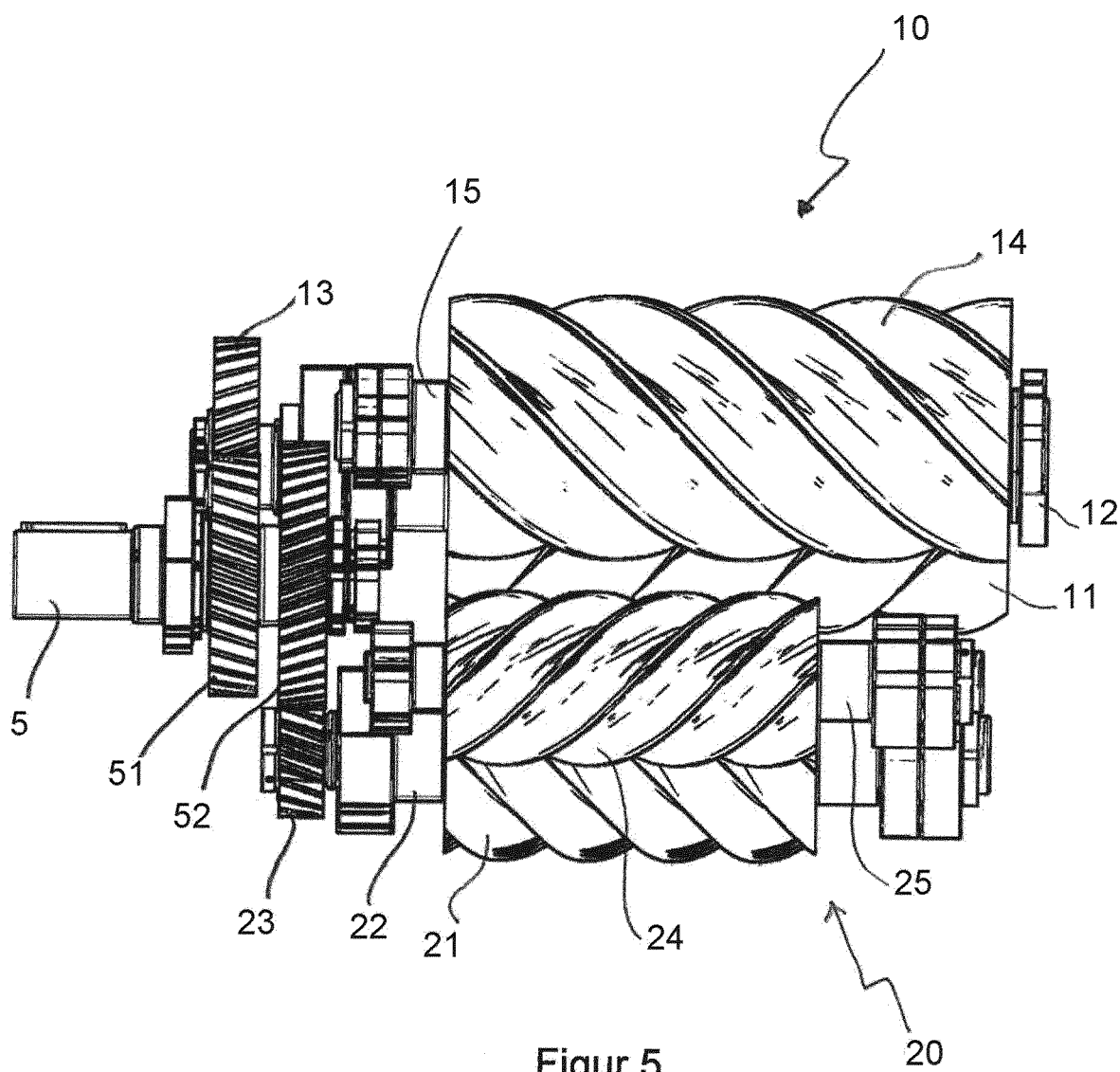




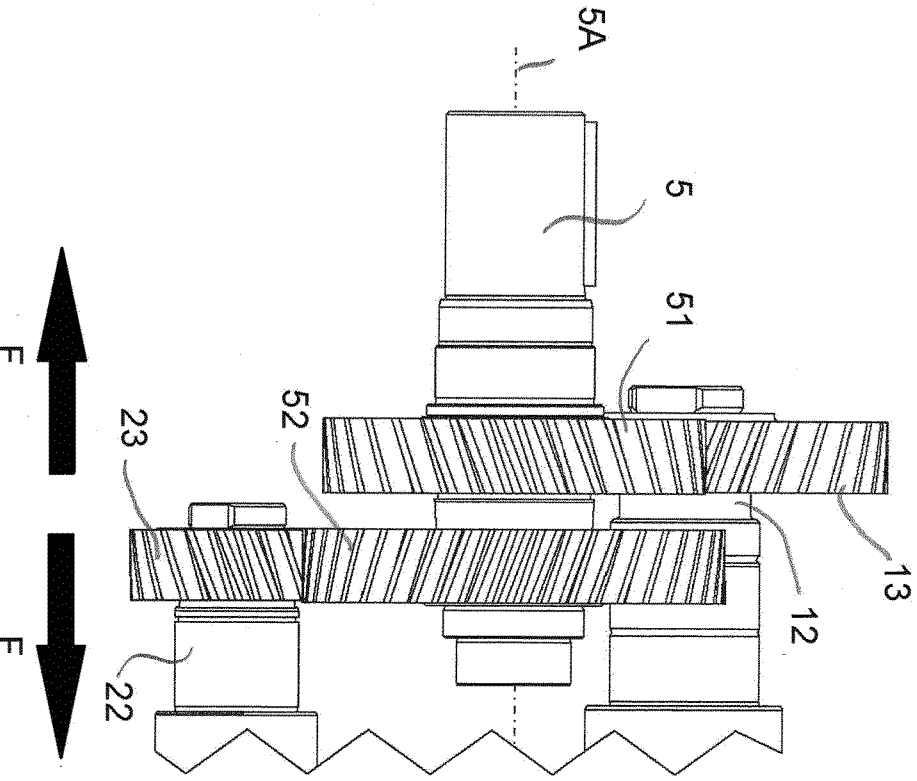
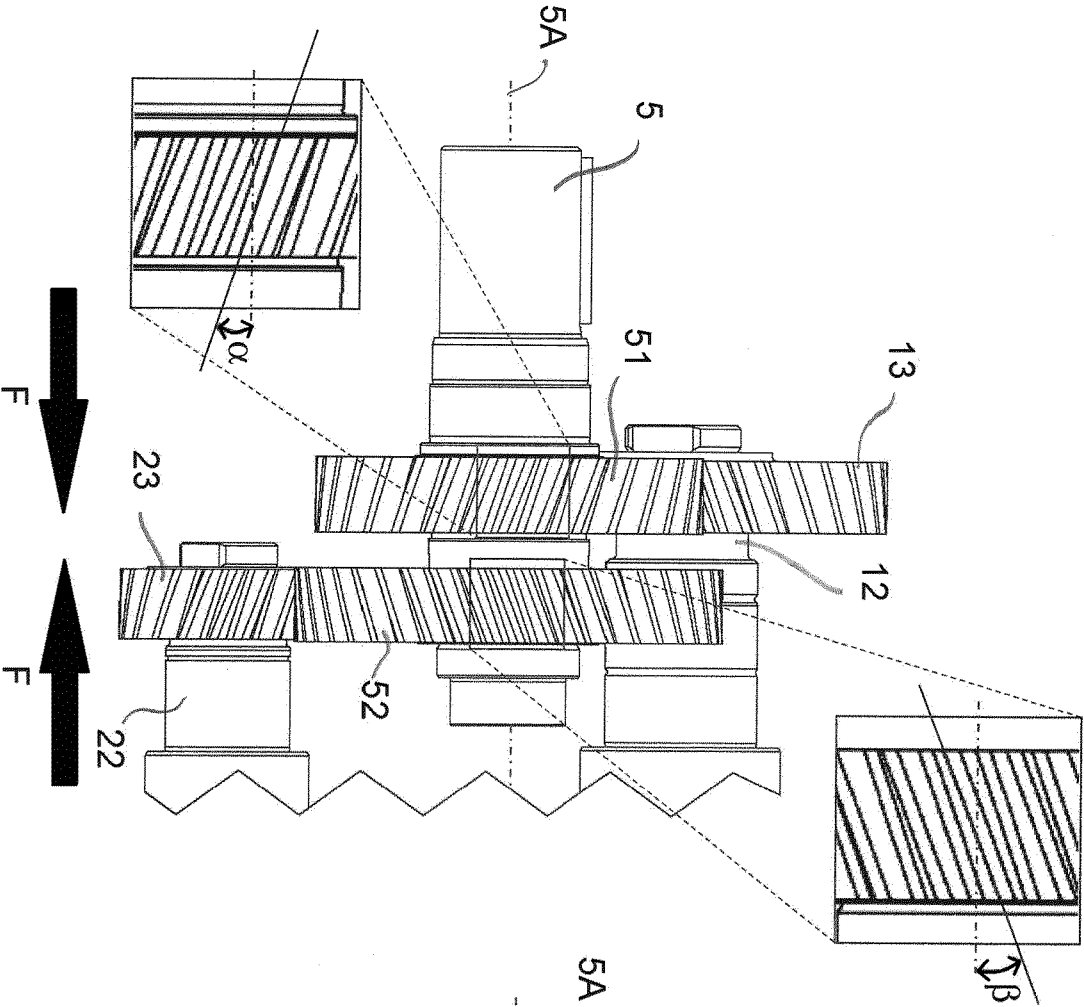
Figur 3



Figur 4



Figur 5



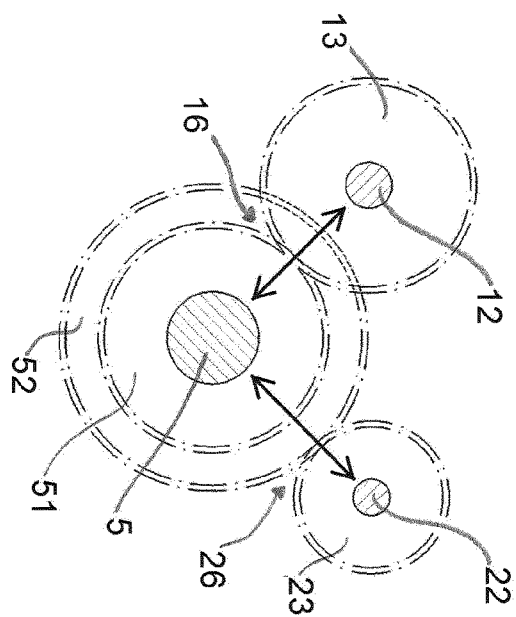


Figure 7a

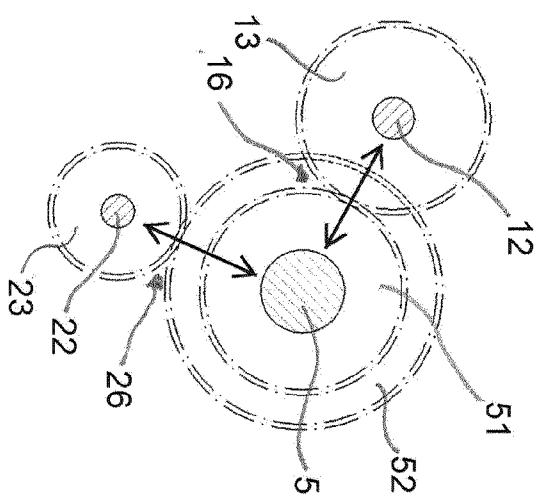


Figure 7b

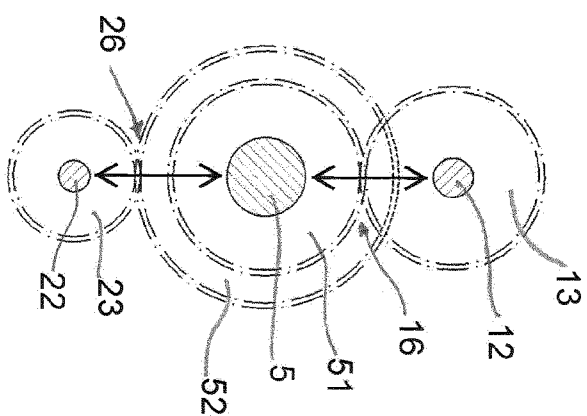


Figure 7c

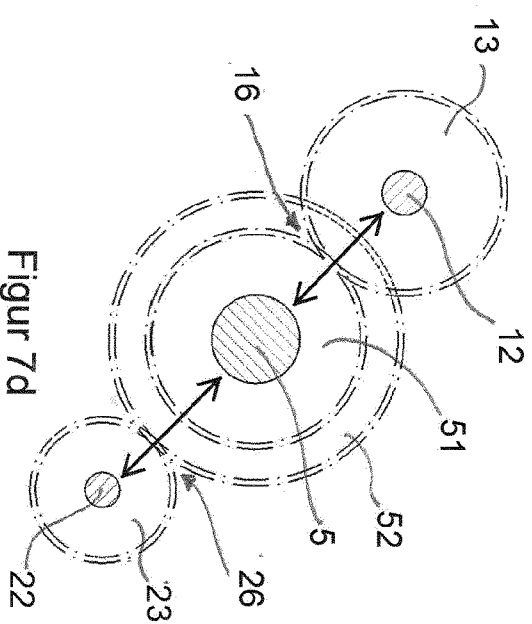


Figure 7d

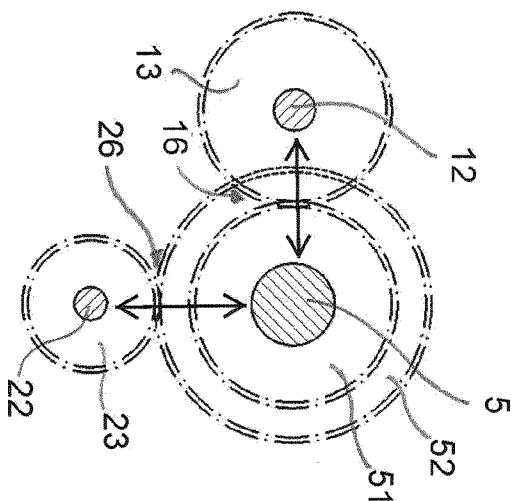


Figure 7e

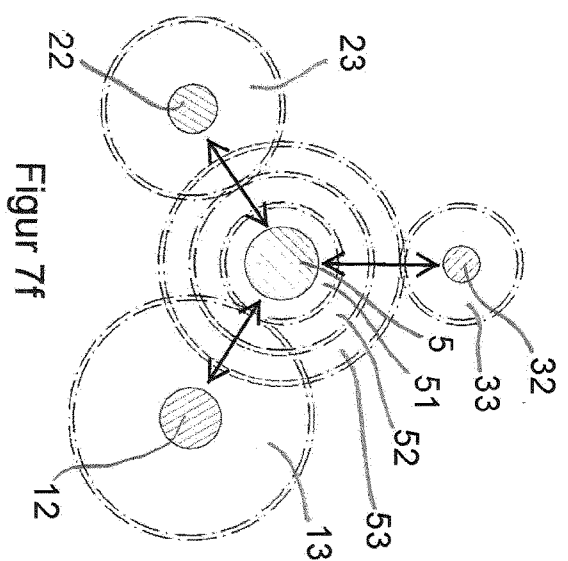


Figure 7f