



(10) **DE 10 2013 210 817 B4** 2024.04.25

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2013 210 817.6**
 (22) Anmeldetag: **10.06.2013**
 (43) Offenlegungstag: **13.11.2014**
 (45) Veröffentlichungstag
 der Patenterteilung: **25.04.2024**

(51) Int Cl.: **F04C 18/16 (2006.01)**

Innerhalb von neun Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:
PCT/EP2013/059512 07.05.2013 EP

(73) Patentinhaber:
Steffens, Ralf, Dr., 73728 Esslingen, DE

(74) Vertreter:
**Patentanwälte Bauer Vorberg Kayser
 Partnerschaft mbB, 50968 Köln, DE**

(72) Erfinder:
Erfinder gleich Patentinhaber

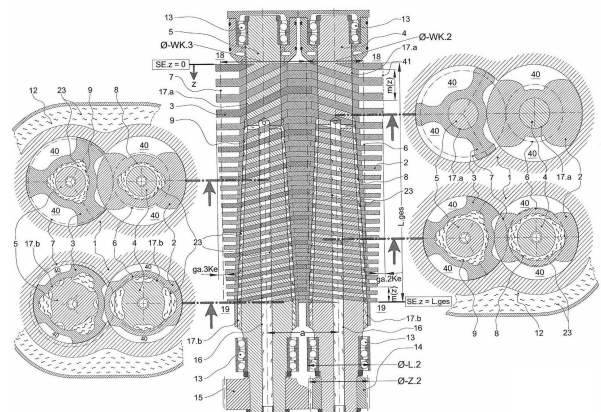
(56) Ermittelter Stand der Technik:

DE	10 2010 064 388	A1
DE	10 2011 004 960	A1
DE	10 2012 009 103	A1
DE	10 2012 202 712	A1
DE	15 53 271	A
EP	1 960 671	B1
WO	00/ 12 899	A1
WO	2010/ 006 663	A1

(54) Bezeichnung: **Spindelverdichter**

(57) Hauptanspruch: Spindelverdichter als im Arbeitsraum ohne Betriebsfluid arbeitende 2-Wellen-Rotations-Verdrängermaschine zur Förderung und Verdichtung gasförmiger Fördermedien für Anwendungen im Vakuum und für Anwendungen im Überdruck mit einem gegenseitig von einer äußeren, also außerhalb vom Verdichter-Arbeitsraum gelegenen Synchronisation drehwinkeltreu angetriebenen Spindelrotorpaar in einem umgebenden Verdichtergehäuse (1) mit einem Einlass (18) und einem Auslass (19) für das Fördermedium dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Spindelrotore mit unterschiedlicher Zähnezahl ausgeführt werden, wobei dieses Spindelrotorpaar aus einem 2-zähligen Spindelrotor (2) und einem verzahnungsmäßig berührungsfrei eingreifenden 3-zähligen Spindelrotor (3) besteht mit einem Umschlingungswinkel bezogen auf den 2-zähligen Spindelrotor von mindestens 800 Winkelgrad, wobei die Spindelrotore mit hoher Drehzahl derart betrieben werden, dass als mittlere Rotorkopf-Umfangsgeschwindigkeit ein Bereich von mindestens 30 m/sec erreicht wird, dass beide Spindelrotore im Stirnschnitt Kreisbogen-Abschnitte (36.K und 36.F, sowie 37.K und 37.F) und zyklidenförmige Profilkonturflanken (38 und 39) aufweisen, die bei dem 2-zähligen Spindelrotor (2) vorwiegend oberhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises (6) und konvex gestaltet sind und beim 3-zähligen Spindelrotor (3) vorwiegend unterhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises (7) und konkav, also hohl, ausgeführt sind, und dass die Stirnschnitte jedes Spindelrotors vorzugsweise symmetrisch gestaltet sind, so dass in jedem Stirn-

schnitt der Profil-Flächenschwerpunkt auf den jeweiligen Rotor-Drehpunkt (M.2 bzw. M.3) zu liegen kommt.



Beschreibung

[0001] Trockenverdichtende Kompressoren gewinnen in der industriellen Verdichtertechnik verstärkt an Bedeutung, denn durch zunehmende Verpflichtungen bei Umweltschutzvorschriften und steigende Betriebs- und Entsorgungskosten sowie erhöhte Ansprüche an die Reinheit des Fördermediums werden die bekannten nasslaufenden Verdichter, wie Flüssigkeitsringmaschinen, Drehschieberpumpen und Öl- oder Wasser-ingespritzte Schraubenkompressoren, immer häufiger durch trockenverdichtende Maschinen ersetzt. Zu diesen Maschinen gehören trockene Schraubenverdichter, Klauenpumpen, Membranpumpen, Kolbenpumpen, Scroll-Maschinen sowie Wälzkolbenpumpen. Diesen Maschinen ist jedoch gemeinsam, dass sie die heutigen Ansprüche hinsichtlich Zuverlässigkeit und Robustheit sowie Baugröße und Gewicht bei gleichzeitig niedrigem Preisniveau und befriedigendem Wirkungsgrad immer noch nicht erreichen.

[0002] Zur Verbesserung dieser Situation bieten sich die bekannten trockenverdichtenden Spindelkompressoren an, weil sie als typische 2-Wellenverdrängermaschinen ein hohes Kompressionsvermögen einfach dadurch realisieren, dass sie die nötige Mehrstufigkeit als sogen. „Fördergewinde“ durch Hintereinanderschaltung mehrerer abgeschlossener Arbeitskammern über die Anzahl der Umschlingungen je Verdrängerrotor äußerst unkompliziert erreichen, ohne jedoch ein Betriebsfluid im Arbeitsraum zu benötigen. Außerdem wird durch die berührungslose Abwälzung der beiden gegensinnig drehenden Spindelrotore eine erhöhte Rotordrehzahl ermöglicht, so dass bezogen auf die Baugröße gleichzeitig Nennsaugvermögen sowie Liefergrad ansteigen. Dabei können trockenverdichtende Spindelmaschinen sowohl für Anwendungen im Vakuum als auch für Überdruck eingesetzt werden, wobei der Leistungsbedarf im Überdruck naturgemäß signifikant höher ist, weil im Überdruckbereich mit Enddrücken deutlich über 2 bar (absolut) bis auf 15 bar und noch höher deutlich größere Druckdifferenzen zu überwinden sind.

[0003] In der PCT-Schrift WO 00 / 12 899 A1 wird für eine trockenverdichtende Spindel-Verdrängermaschine eine einfache Rotorkühlung beschrieben, indem in eine konisch Rotorbohrung bei jedem Rotor ein Kühlmittel, vorzugsweise Öl, eingebracht wird, um einen Teil der während des Verdichtungs Vorgangs entstehenden Kompressionswärme ständig abzuführen. In dem Schutzrecht WO 2010 / 006 663 A1 wird in Fortsetzung dieses Ansatzes das Kühlmittel mit einer internen Kühlmittel-(Öl-)Pumpe des weiteren noch zur Kühlung des Pumpengehäuses verwendet, um in einem vorzugsweise gemeinsamen Kühlmittel-Kreislauf über einen separaten Wärmetauscher die aufgenommenen

Wärmemengen aus der Verdichtung des Fördermediums sowie der Verlustleistungen derart abzuführen, dass die Abstands-Spielwerte zwischen dem Rotorpaar und dem umgebenden Pumpengehäuse für alle Betriebszustände erhalten bleiben. Mit diesen Schutzrechten werden über den Wärmehaushalt der maßgeblichen Arbeitsraum-Kern-Bauteile beim Gas-transport die Wärmeabführung während der Verdichtung und damit wesentlich der Wirkungsgrad sowie die Zuverlässigkeit vorteilhaft beeinflusst. Gleichwohl sind nicht nur für anspruchsvollere Anwendungen bei den Trockenläufer-Verdrängermaschinen sowohl das Kompressionsvermögen als auch die Leistungsumsetzung noch zu verbessern, denn durch innere Leckagen zwischen den einzelnen hintereinandergeschalteten Arbeitskammern zwischen Fördergas-Einlass und Fördergas-Auslass gibt es zur Zeit immer noch zu hohe Verluste. Diese Situation gilt es zu verbessern.

[0004] Zudem offenbart die Veröffentlichung DE 10 2012 202 712 A1, dass mit nur einer Schraubenspindel-Kompressor-Maschine ohne Betriebsfluid im Arbeitsraum höhere Drücke am Gas-Auslass dadurch erreicht werden, dass das gegensinnig und berührungsfrei arbeitende Spindelrotorpaar jeweils einen mehr als 800 Winkelgrad großen Umschlingungswinkel für das äußere Fördergewinde aufweist, und dass sowohl am Spindelrotorpaar als auch an dem umgebenden Verdichtergehäuse ein Teil der zwischen dem Gas-Einlass und dem Gas-Auslassraum entstehenden Kompressionswärme während der Betriebsfluid-freien Verdichtung abgeführt wird, wobei ein Kühlfluid das Spindelrotorpaar und ein Kühlfluid über die Kühlfluid-Führung das Verdichtergehäuse Wärme-abführend durchströmt und die Größe der vom Fördergas berührten Wärmetransferflächen mindestens 50 cm² je kW-Antriebsleistung beträgt, wobei die Arbeitskammer-Volumina auf der Fördergas-Einlass-Seite größer sind als die Arbeitskammer-Volumina auf der Fördergas-Auslass-Seite, und wobei zudem das gegensinnig und berührungsfrei zueinander rotierende Spindelrotorpaar mit erhöhter Drehzahl betrieben wird, so dass die Umfangs-Geschwindigkeiten am Spindelrotor-Außendurchmesser mindestens 30 m/sec betragen. Über die Größe der Wärmetransferflächen im Verhältnis zur Verdichterleistung wird der Anteil der abgeführten Kompressionswärme, die insgesamt während der Verdichtung des Fördermediums zwischen dem Gas-Einlass und dem Gas-Auslass entsteht, festgelegt.

[0005] Die Offenbarung der Druckschrift DE 10 2012 009 103 A1 bezieht sich auf trockenverdichtende 2-Wellen-Rotations-Verdrängermaschinen zur Förderung und Verdichtung von Gasen für Anwendungen im Vakuum und im Überdruck. Um Wirkungsgrad und Kompressionsvermögen zu verbessern, wird erfindungsgemäß vorgeschlagen,

dass das gegensinnig von einer äußeren Synchronisation drehwinkeltreu angetriebene Rotorpaar aus einem 2-zähligen Spindelrotor und einem 3-zähligen Spindelrotor besteht mit vielfacher Umschlingung, wobei die Spindelrotore mit hoher Drehzahl betrieben werden und beide Spindelrotore mehrere Kreisbogen-Abschnitte und zyklidenförmige Profillanken aufweisen, die beim 2-zähligen Spindelrotor vorwiegend oberhalb seines Wälzkreises sowie konvex und beim 3-zähligen Spindelrotor vorwiegend unterhalb seines Wälzkreises und konkav sind, wobei das Arbeitskammer-Volumen zwischen Einlass und Auslass abnimmt, indem am Rotorpaar die Spindelsteigung $m(z)$ vom Einlass zum Auslass abnimmt und/oder die Arbeitsraum-Querschnittsfläche beim Einlass-seitigen Stirnschnitt größer als Auslass-seitig ist, wobei im Einlass-Bereich die Rotor-Profillanken auch jenseits ihrer Wälzkreise vorzugsweise zyklidenförmig verlängerbar sind, und dass außerdem vorzugsweise jeder Spindelrotor eine Rotorinnen-Fluidkühlung aufweist bei vorzugsweise synchroner Fluid-Kühlung für das Verdichtergehäuse, wobei jeder Spindelrotor fest auf einer eigenen Trägerwelle montiert ist, und zur Gewichtsminderung und besseren Wärmeabführung aus einem Aluminium-Legierungs-Werkstoff besteht wie dann auch das umgebende Verdichtergehäuse.

[0006] Ferner offenbart die Druckschrift DE 10 2011 004 960 A1 einen Druckluft-Kompressor mit den Merkmalen: a) ein Gehäuse, das einen mit Atmosphäre kommunizierenden Lufteinlass und einen Druckluftauslass aufweist, b) zwei in dem Gehäuse gegensinnig drehbar angeordnete, mit jeweils mindestens einem mehrfach umlaufenden Fördergewinde unter Begrenzung einer Mehrzahl von nacheinander angeordneten Förderkammern in den gehäuseseitig abgedichteten Gewindegängen zahnradartig ineinandergreifenden Spindelrotoren, c) einem mit den Spindelrotoren gekoppelten Antriebsmotor, d) einem mit den Förderkammern der trocken verdichtenden Spindelrotoren wärmeleitend verbundenen Kahlkreislauf, e) die letzte Förderkammer ist zu dem Druckluftauslass hin offen und der Betriebsdruck an dem Druckluftauslass beträgt mehr als 3 bar.

[0007] Die Druckschrift DE 10 2010 064 388 A1 offenbart eine trockenverdichtende 2-Wellen-Rotations-Verdrängermaschine zur Förderung und Verdichtung von gasförmigen Fördermedien, welche eine Rotorinnenkühlung für das berührungslos und gegensinnig drehende Schraubenspindelrotorpaar in einem Arbeitsraumgehäuse, einen Einlass und einen Auslass-Sammelraum für das Fördermedium aufweist. Jeder Schraubenspindelrotorkörper besteht aus einem Spindelrotor-Verdrängerteil und einem Einlass-seitigen Spindelrotor-Trägereil sowie einem Getriebe-seitigen Spindelrotor-Trägereil. Das Spindelrotor-Verdrängerteil ist aus einer Leichtme-

tall-Werkstoff mit geringem spezifischen Gewicht und sehr guter Wärmeleitfähigkeit hergestellt. Beide Trägereile sind dagegen aus einem tragfähigeren Material gefertigt.

[0008] Außerdem sind aus dem Stand der Technik die Druckschriften DE 15 53 271 A sowie EP 1 960 671 B1 bekannt.

[0009] Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, für trockenverdichtende 2-Wellen-Rotations-Verdrängermaschinen zur Förderung und Verdichtung gasförmiger Fördermedien für Anwendungen im Vakuum und im Überdruck den Wirkungsgrad und das Kompressionsvermögen signifikant zu verbessern.

[0010] Die Aufgabe wird durch den Gegenstand des unabhängigen Patentanspruchs 1 gelöst. Bevorzugte Ausgestaltungen der vorliegenden Erfindung ergeben sich aus den in den Unteransprüchen genannten Merkmalen und weiterhin aus der vorliegenden Offenbarung als Ganzes.

[0011] Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe dadurch gelöst, dass für Vakuum- und für Überdruck-Einsatzfälle bei einem trockenverdichtenden Spindelkompressor als 2-Wellenverdrängermaschine das gegensinnig von einer äußeren, also außerhalb vom Verdichter-Arbeitsraum gelegenen, Synchronisation drehwinkeltreu angetriebene Rotorpaar aus einem 2-zähligen Spindelrotor und einem verzahnungsmäßig eingreifenden 3-zähligen Spindelrotor besteht mit einem Umschlingungswinkel bezogen auf den 2-zähligen Spindelrotor von mindestens 800 Winkelgrad, vorzugsweise jedoch über 1160 Winkelgrad, günstigerweise noch mehr als 1700 Winkelgrad oder noch besser über 2600 Winkelgrad und für besonders hohe Druckdifferenzen sogar über 3500 Winkelgrad, denn je höher das Kompressionsvermögen sein soll, desto größer ist der Umschlingungswinkel zu wählen, wobei die Spindelrotore mit hoher Drehzahl derart betrieben werden, dass als mittlere Rotorkopf-Umfangsgeschwindigkeit ein Bereich von mindestens 30 m/sec, besser 45 m/sec, günstigerweise jedoch über 60 m/sec oder noch besser mehr als 80 m/sec erreicht wird, denn je höher die Umfangsgeschwindigkeiten sind, desto besser wird der Wirkungsgrad der Spindelverdichtermaschine, wobei beide Spindelrotore zyklidenförmige Profilkonturflanken aufweisen, die bei dem 2-zähligen Rotor vorwiegend oberhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises und konvex, also bauchig erhaben, gestaltet sind und beim 3-zähligen Rotor vorwiegend unterhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises und konkav, also hohl, ausgeführt sind, wobei die Stirnschnitte jedes Spindelrotors vorzugsweise symmetrisch gestaltet sind, so dass in jedem Stirnschnitt der Flächenschwerpunkt auf den Rotor-Drehpunkt zu liegen kommt, wobei als sogenanntes

inneres Verdichtungsverhältnis das Arbeitskammer-Volumen auf der Einlass-Seite größer als das Arbeitskammer-Volumen auf der Auslass-Seite ist, was erreicht wird, indem am Spindelrotorpaar entweder der Einlass-seitige Stirnschnitt eine größere Arbeitsraum-Querschnittsfläche aufweist als der Auslass-seitige Stirnschnitt-Querschnitt, was an mindestens einem, vorzugsweise jedoch an beiden Spindelrotoren in Rotorlängsachsrichtung durch gezielte Verkürzung der Kopfkreis-Radien mit entsprechender Erhöhung der jeweils eingreifenden Fußkreis-Radien erreicht wird, oder die Spindelsteigung am Rotorpaar nimmt in Rotorlängsachsrichtung derart ab, dass die Steigung am Einlass größer als am Auslass ist, wobei für höhere innere Verdichtungsverhältnisse, also etwa über 3-fach, die Minderung der Stirnschnitt-Querschnittsflächen mit der Steigungs-Reduzierung kombiniert wird, wobei die Querschnitts-Änderungen in Rotorlängsachsrichtung vorzugsweise derart ausgeführt werden, dass die Rotor-Außen-Durchmesser eine kegelige Form ergeben mit mindestens einem konstanten Winkelkegelwert je Spindelrotor, wobei im Einlass-Bereich vorzugsweise ein zylindrischer Bereich mit konstantem Durchmesser-Wert je Spindelrotor vorzusehen ist, wobei im Einlass-Bereich die Profilkonturflanken vorzugsweise derart ausgeführt werden, dass am 3-zähligen Spindelrotor die Profilkonturflanken auch oberhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises vorzugsweise zyklidenförmig verlängert werden, wodurch die Profilkonturflanken am 2-zähligen Rotor gemäß Verzahnungsgesetz auch unterhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises zu verlängern sind, und außerdem vorzugsweise die Spindelrotore mit einer Rotorinnen- Fluidkühlung ausgeführt werden und das Verdichtergehäuse ebenfalls eine Fluid-Kühlung zur Wärmeabführung aufweist, wobei das Kühlmittel sowohl für das Rotorpaar als auch für das Verdichtergehäuse vorzugsweise in einem gemeinsamen Kühlkreislauf verwendet wird, wobei in Rotorlängsachsrichtung die Spindelrotor- Auslegungs-Parameter wie Kopfprofil-Teilungswinkel und Kopfkreis-Radien je Rotor derart ausgeführt werden, dass die mittlere Rotor-Temperatur vom 2-zähligen Spindelrotor um weniger als 25%, besser noch unter 10% von der mittleren Rotor-Temperatur vom 3-zähligen Spindelrotor abweicht, was bei der Rotor-Parameter-Auslegung erreicht wird, indem thermodynamisch je Rotor die Wärmebilanz über die Wärme-aufnehmenden Gasseitigen Oberflächen, die Wärme-Leitung im Material und die Wärme-abführenden Kühlmittel-berührten Rotorinnen-Kühlkonus-Oberflächen erstellt wird, woraus sich je Rotor eine mittlere Rotor-Temperatur ergibt, die zudem von der mittleren Temperatur des umgebenden Verdichtergehäuses ebenfalls um weniger als 25%, besser noch unter 10% von der höchsten mittleren Spindelrotor-Temperatur abweicht, wobei sich diese mittlere Gehäuse-Temperatur über die Größe der Kühlmittel-berührten Oberflächen des Verdichtergehäuses sowie über die

Kühlmittelstrom-Parameter, insbesondere hinsichtlich Kühlmittel-Mengenstrom sowie Kühlmittel-Temperaturniveau, ergibt, und zur wunschgemäß besseren Minimierung der Temperatur-Differenzen per Angleichung der mittleren Spindelrotor-Temperaturen besteht dabei zusätzlich noch die Möglichkeit durch gezielte Beeinflussung der Wärmeabführung an jedem Spindelrotor neben dem Verlauf zum jeweiligen Kühlkonus-Durchmesser und der Kühlmittel-Mengenstrom-Regulierung optional noch Gewinde-ähnliche Vertiefungen profilsymmetrisch in der jeweiligen Rotorinnen-Kühlkonus-Bohrung derart vorzusehen, dass diese Vertiefungen sich unter den betreffenden Spindelrotorzähnen befinden, was fertigungstechnisch durch Ausdrehen verlässlich herstellbar ist. Erfindungsgemäß wird zudem noch vorgeschlagen, dass bei gewählten Kopfkreis-Radien über den Kopfprofil-Teilungswinkel der Rotor-Kopfkreis-Bogenwinkel am 2-zähligen Spindelrotor vorzugsweise in jedem Stirnschnitt derart ausgeführt wird, dass dieser Kopfkreis-Bogenwinkel größer als der jeweilige Rotor-2-seitige Verdichtergehäuse-Öffnungswinkel ist. Des weiteren wird erfindungsgemäß jeder Spindelrotor fest auf einer eigenen Trägerwelle montiert, wobei jede Trägerwelle unter anderem die Kühlmittel-Zuführung, die äußere Synchronisation sowie die Lagerung aufnimmt. Bei Synchronisation über Stirnzahnräder wird erfindungsgemäß weiter vorgeschlagen, dass der Außen-Durchmesser der Getriebe-seitigen Rotor-Lagerung am 2-zähligen Spindelrotor größer als der Außen-Durchmesser des Synchronisations-Zahnrades des 2-zähligen Spindelrotors ausgeführt wird, so dass der 2-zählige Spindelrotor als Rotationseinheit vollständig montiert und fertig ausgewuchtet werden kann. Die Fertigung der insbesondere in Rotorlängsachsrichtung unterschiedlichen Profilkonturflanken erfolgt sukzessiv durch Drehen einzelner Punktfolge-Helixlinien in Rotorlängsachsrichtung, die zusammengesetzt abschließend dann die Profilkonturflanken ergeben. Zudem wird durch Nutung vorzugsweise aller Kopfkreisbögen an beiden Spindelrotore der Strömungswiderstand für die Leckage-Rückströmung erhöht. Erfindungsgemäß wird zur Gewichtsminderung und zur besseren Wärmeabführung während der Verdichtung vorgeschlagen das Spindelrotorpaar aus einem Werkstoff mit höherer Wärmeleitung, vorzugsweise Aluminium-Legierung, auf Stahl-Trägerwelle, wobei das Verdichtergehäuse dann vorzugsweise ebenfalls eine Alu-Legierung ist.

[0012] Als „Umschlingungswinkel“ am Spindelrotor gilt die Summe aller Verdrehwinkel längs der Spindelrotorachse zwischen den einzelnen Stirnschnitt-Profilkonturen, die sich bei fortschreitendem z-Achs-Wert in Rotorlängsachsrichtung insgesamt ergeben. Wenn also der Profil-Stirnschnitt an einer z-Position z_i mit dem Profil-Stirnschnitt an der benachbarten Position z_{i+1} verglichen wird, sind beide Stirnschnitte zueinander um einen gemäß der

gewählten $z(\phi)$ -Funktion für genau diesen Schritt von z_i nach z_{i+1} bekannten Winkel ϕ_{ii} verdreht. Die Summe aller Verdrehwinkel für die Stirnschnitte längs der Spindelrotorachse ergibt den Umschlingungswinkel, der hier auf den 2-zähligen Rotor bezogen ist, und kurz als PHI.2 bezeichnet wird. Für den 3-zähligen Rotor ist dieser Verdrehwinkel um das Übersetzungsverhältnis als Faktor gemäß Verzahnungsgesetz anzupassen und ist bei gleicher Spindelrotorlänge somit zwangsläufig festgelegt. Der Umschlingungswinkel ist das ausschlaggebende Maß für die Stufenzahl.

[0013] Als „Stufenzahl“ gilt die Anzahl der abgeschlossenen Arbeitskammern am Spindelrotorpaar zwischen der Rotor-Einlass-Seite und Rotor-Auslass-Seite. Über Rotorlänge und gewählter $z(\phi)$ -Funktion mit Gesamt-Umschlingungswinkel PHI.2 ist eine möglichst ganzzahlige Stufenzahl anzustreben. Dabei wird vorzugsweise der PHI.2 -Wert mindestens auf die nächste 10er-Stelle aufgerundet, also z. B. von 2411° auf 2420°

Eine „Arbeitskammer“ ist das für das Rotorpaar geschlossene Zahnlückenvolumen, das begrenzt wird von dem umgebenden Verdichtergehäuse sowie den Spindelrotor-Profillückenflanken zwischen den gemäß Verzahnungsgesetz definierten Profilkontur-Eingriffen, wobei diese eingreifenden Rotorpaar-Profillanken als berührend, also dicht mit Abstand Null, betrachtet werden. Praktisch jedoch haben die eingreifenden Rotorpaar-Profillanken einen gewissen, wenn auch möglichst minimalen Abstand, wodurch sich eine innere Leckage-Rückströmung ergibt. Als „Arbeitskammer-Volumen auf der Einlass-Seite“ gilt der Rauminhalt der saugseitig ersten abgeschlossenen Arbeitskammer, und das „Arbeitskammer-Volumen auf der Auslass-Seite“ ist entsprechend der Rauminhalt der letzten abgeschlossenen Arbeitskammer vor dem Fördergas-Auslass. Der Quotient dieser beiden Volumina stellt das „innere Verdichtungsverhältnis“ dar. Als „höhere innere Verdichtungsverhältnisse“ sind Werte über 3 zweckmäßig festlegbar. Das Volumen einer Arbeitskammer berechnet sich aus der betreffenden Arbeitsraum-Querschnittsfläche multipliziert mit der per Spindelsteigung definierten schrittweisen Arbeitskammer-Erstreckung in Rotorlängsachsrichtung.

[0014] Als „Stirnschnitt“ gilt insbesondere für das Spindelrotorpaar jeder Schnitt durch das Spindelrotorpaar senkrecht zur Spindelrotorachse, die vorzugsweise als z -Achse festgelegt wird, so dass der Stirnschnitt in der x - y -Ebene des rechtwinkligen kartesischen Koordinatensystems liegt. Die Spindelrotorpaar-Achsen sind stets parallel mit einem konstanten Abstand, der als sogen. „Achsabstand“ eine wichtige Kenngröße der Spindelverdichtermaschine darstellt.

[0015] Die „äußere Synchronisation“ der beiden Spindelrotore ist erforderlich, weil das Rotorpaar im Verdichter-Arbeitsraum ohne Betriebsfluid arbeitet, also „trockenverdichtend“ betrieben wird, und wegen der hohen Drehzahlen folglich berührungsfrei mit möglichst geringem Flankenabstand zueinander gegensinnig dreht. Damit diese berührungsfreie Arbeitsweise des Rotorpaares ständig gewährleistet werden kann, sind die beiden Spindelrotoren ständig mit hoher, im Bereich weniger Winkelminuten genauer Drehwinkelgenauigkeit anzutreiben, was bekanntermaßen über eine äußere Synchronisation durchgeführt wird. Die weitaus häufigste Ausführung zur äußeren Synchronisation erfolgt über direkt eingreifende Stirnzahnräder, deren Wälzkreise ebenso groß sind die Verzahnungs-Wälzkreise der jeweiligen Spindelrotor-Fördergewinde. Es gibt aber durchaus auch beispielsweise die Möglichkeit zur elektronischen Rotorpaar-Synchronisation, indem jeder Rotor von seinem eigenen Motor elektronisch drehwinkeltreu angetrieben wird.

[0016] Der „Einlass-Bereich“ lässt sich über das Umschlingungswinkel-Gebiet beschreiben, mit dem Einlass-seitig die erste abgeschlossene Arbeitskammer durch fortschreitenden Verdrehwinkel entsteht. Dies geschieht bei diesem erfindungsgemäßen Spindelrotorpaar von der Einlass-Stirnschnitt-Seite beginnend nach 720 Winkelgrad zuzüglich dem Kopfkreisbogen-Zentriwinkel $ga.KB2$ auf der Einlass-Seite des 2-zähligen Spindelrotors.

[0017] Als „Überdruck“ gelten bei atmosphärischer Ansaugung Enddrücke im Betrieb als Absolut-Druckwerte von mindestens 2 bar, üblich sind meistens 8 bar bis 15 bar, aber bei hoher Stufenzahl sind auch Druckwerte von mehr als 25 bar erreichbar. Bei nicht-atmosphärischer Ansaugung verschieben sich diese Werte entsprechend. Als „Vakuum“ bzw. Unterdruck gelten Enddrücke als Absolut-Druckwerte von unter 50 mbar, besser noch unter 1 mbar und bei entsprechender Stufenzahl sogar unterhalb von 0,01 mbar absolut gegen Auslassdruck, der im atmosphärischen Druckbereich liegt.

[0018] Die genannte „wunschgemäße Minimierung der Temperatur-Differenzen“ beruht auf dem Umstand, dass die im Verdichter-Arbeitsraum aktiven Kern-Bauteile, also das Rotorpaar in dem umgebenden Verdichtergehäuse, mit möglichst geringem Abstand zueinander arbeiten sollen, um die innere Rückströmung in vernünftigen Grenzen zu halten. Indem die trockenverdichtende Verdrängermaschine nun verschiedene Betriebszustände durchfährt, beispielsweise vom thermisch meist kalten Zustand beim Einschalten bis zum heißeren Betrieb bei einem Arbeitspunkt, sollten die Unterschiede bei der Wärmeausdehnung für die genannten Kern-Bauteile möglichst gering gehalten werden, um die Spalt-Rückströmungen unter Kontrolle halten

zu können. Indem die Wärmeausdehnungen neben den Material-Eigenschaften bei vorliegender Geometrie jedoch wesentlich von den Bauteil-Temperaturen bestimmt werden, sind folglich die Temperatur-Differenzen zwischen den Kern-Bauteilen möglichst gering zu halten.

[0019] Das Merkmal des Anspruchs 5 bringt den Vorteil, dass es beim Beginn des Verdichtens zu einem rasch kleiner werdenden Blasloch kommt. Dies führt zu einem hohen Ansaugvolumen. Das Merkmal des Anspruchs 11 führt zu einer besseren Wärmeabfuhr. Es ist vorteilhaft, bei einer Fertigung und Bearbeitung der Rotoren per Drehen. Das Merkmal des Anspruchs 12 führt zu einer verbesserten Verringerung innerer Leckagen, die Dichtigkeit wird verbessert. Das Merkmal des Anspruchs 13 führt zur Verbesserung der Montage als fertige Rotoreinheit. Dies ist insbesondere wichtig für den schnelleren der beiden Rotoren.

[0020] Das Merkmal des Anspruchs 14 bietet ein geeignetes Herstellungsverfahren für die Rotoren an. Es hat sich als nicht realisierbar erwiesen, die Rotoren durch Formfräser herzustellen. Das Merkmal des Anspruchs 16 führt zu einer guten Wärmeabfuhr. Das Merkmal des Anspruchs 17 führt zu einem Widerstand für Leckagen, der Verlauf von Leckageströmungen wird gestört. Das Merkmal des Anspruchs 18 führt zu einer verbesserten Wärmeabfuhr. Das Merkmal des Anspruchs 19 führt zu einer Art Knick, dieser ermöglicht, dass man schneller unter die Wälzkreislinie kommt. Zur Erläuterung wird auf die **Fig. 7** und **9** verwiesen. Das Merkmal des Anspruchs 20 erleichtert die Fertigung. Durch die Merkmale der Ansprüche 21 und 22 werden unterschiedliche Bypässe geschaffen. Dadurch wird einer Überverdichtung bzw. einer Unterverdichtung wirksam entgegengearbeitet. Gemäß dem Merkmal des Anspruchs 23 ist der Durchmesser der Bypassbohrung nicht größer als die Kopfbreite, dies vermeidet Kurzschluss zwischen den Arbeitskammern.

[0021] Über die nachfolgenden Darstellungen wird die vorliegende Erfindung noch weiter erläutert:

Fig. 1 zeigt beispielhaft eine Schnittdarstellung für die vorliegende Erfindung durch das Spindelrotorpaar mit insgesamt 4 Stirnschnitt-Darstellungen an unterschiedlichen z-Positionen in Rotorlängsachsrichtung. Dabei wird die Reduzierung der Arbeitsraum-Querschnittsflächen (40) zwischen Einlass (18) und Auslass (19) ebenso deutlich, wie der abnehmende Spindelsteigung $m(z)$ in Rotorlängsachsrichtung, um durch diese beiden Maßnahmen ein höheres inneres Verdichtungsverhältnis, hier über 3-fach, zu erreichen. Die Bezeichnung $SE.z = 0$ kennzeichnet an der Längsachs-Position $z = 0$ die betreffende Stirnschnitt-Ebene. Die Außendurchmesser der Spindelrotore ändern sich

nach dem zylindrischen Einlass-Bereich (41) derart, dass in diesem Beispiel ein konstanter Kegelwinkel $ga.2Ke$ bzw. $ga.3Ke$ je Spindelrotor entsteht. Zudem ist der ungekühlte zylindrische Einlass-Bereich (41) mit Profilverlängerungen jenseits der jew. Wälzkreise sowie mit der festen Verbindung (17.a) zwischen Spindelrotor und der jeweiligen Trägerwelle gezeigt, wobei die zweite feste Verbindung (17.b) zwischen Spindelrotor und Trägerwelle am Auslass-seitigen Stirnschnitt bei $SE.z = L.ges$ mit den gleichzeitigen Kühlfluid-Durchtritten zu sehen ist. In den weiteren Stirnschnitt-Darstellungen sind die Rotorinnen-Fluidkühlung (8 und 9) sowie die Gehäuse-Fluidkühlung (12) gezeigt. Die äußere Synchronisation erfolgt hier über Stirnzahnräder (14 und 15), wobei am 2-zähligen Rotor der Außendurchmesser der Getriebe-seitige Lagerung (13) größer als der Außendurchmesser des Synchro.-Zahnrades (14) ist, um diese Rotations-Einheit des 2-zähligen Spindelrotors (2) vollständig montieren sowie wuchten zu können und anschließend erst in die Spindelverdichtermaschine einzusetzen.

Fig. 2 zeigt beispielhaft vergrößert eine einzelne Stirnschnitt-Darstellung für die vorliegenden Erfindung mit dem Verdichtergehäuse (1) sowie dem Rotorpaar aus 2-zähligen Spindelrotor (2) und dem 3-zähligen Spindelrotor (3) mit vollständiger Fluid-Kühlung für das Rotorpaar sowie für das Verdichtergehäuse (1) und außerdem die Arbeitsraum-Querschnittsflächen (40) in diesem Stirnschnitt, deren Größen-Änderung zum nächsten Stirnschnitt zur inneren Verdichtung durch Minderung des Arbeitskammer-Volumeninhalts führt.

In **Fig. 3** sind für eine Stirnschnitt-Darstellung die Bezeichnungsgrößen zur Profilkontur-Auslegungen benannt. So ist der Wälzkreis-Radius (6) am 2-zähligen Spindelrotor (2) stets 40% vom Achsabstand a und der Wälzkreis-Radius (7) am 3-zähligen Spindelrotor (3) dementsprechend stets 60% vom a -Wert für alle Stirnschnitte konstant. Bei vorzugsweiser symmetrischer (wegen besserer Wuchtgüte) Profilkontur-Ausführung tritt die zyklidenförmige Profilkontur (38) am 2-zähligen Spindelrotor insgesamt 4-fach auf, während die Profilkontur (39) am 3-zähligen Spindelrotor insgesamt 6-fach auftritt. Durch Änderung der Kopfkreis-Radien $R.2(z)$ und $R.3(z)$ sowie dem Kopfprofil-Teilungswinkel $ga.K2(z)$ verändern sich diese Profilkonturen. Die Arbeitskammer-Bildung wird gesteuert vom Durchlaufen der vier Kopfprofil-Endpunkte $E.2a$, $E.2b$, $E.2c$ und $E.2d$ des 2-zähligen Spindelrotors (2) durch die $M.2$ - $M.3$ -Mitten-Verbindungsline.

Fig. 4 zeigt beispielhaft eine Schnittdarstellung für die vorliegende Erfindung durch die gesamte

Spindelverdichtermaschine mit zwei ungleichen Kegelwinkeln $ga.G.2.ke1$ und $ga.G.2.ke2$ am 2-zähligen Rotor (2) mit den Rotorlängen-Abschnitten von $L.zyl$ über $L.2.ke1$ und $L.2.ke2$ zur Gesamtlänge $L.ges$ zwischen Einlass (18) und Auslass (19). Die Rotorpaar-Synchronisation über das Stirnzahnradpaar (14 und 15) ist ebenso dargestellt wie die Rotorinnen-Fluidkühlung (8 und 9) einschließlich der Kühlfluid-Zuführung (22) und die Gehäuse-Fluidkühlung (12).

Fig. 5 zeigt beispielhaft einen Stirnschnitt für die vorliegende Erfindung mit dem Spindelrotorpaar zur Erläuterung der zu erstellenden Wärmebilanz, denn in Rotorlängsachsrichtung sind die Auslegungs-Parameter wie Rotorkopfprofil-Teilungswinkel (34) und Kopfkreis-Radien (30 und 31) je Rotor (2 und 3) derart auszuführen, dass die mittlere Rotor-Temperatur vom 2-zähligen Rotor (2) um weniger als 25%, besser noch unter 10% von der mittleren Rotor-Temperatur vom 2-zähligen Rotor (3) abweicht. Dazu wird bei jedem Bauteil jeweils für die Arbeitskammer-Bereiche $AK.ij$, $AK.ji$, $AK.ii$ und $AK.jj$ gemäß den gezeigten Wärmestrom-Pfeilen über die Fördergas-seitige Wärme-Aufnahme (24, 25 sowie 28), die Wärme-Leitung im Material und die Wärme-Abführung (26, 27 sowie 29) per Kühlfluid in einer thermodynamischen Wärmebilanz-Berechnung die jeweilige Bauteil-Temperatur ermittelt und miteinander verglichen. Durch iterative ParameterAnpassung, insbes. auch bzgl. der Kühlfluid-Parameter wie Kühlmittel-Mengenstrom und Kühlmittel-Temperaturniveau sind die Bauteil-Temperatur-Differenzen der Kern-Bauteile, also für Rotor-2 und Rotor-3 sowie Gehäuse, zu minimieren, so dass die Zuverlässigkeit des Spindelverdichters verbessert wird, denn minimale Temperatur-Differenzen vermeiden die Gefahr der thermischen Spiel-Aufzehrung.

Fig. 6 zeigt als Detail-Darstellung zur **Fig. 4** die spezielle Gestaltung der Spindelrotor-Kopfkreisbögen per Nutungen (35), die vorzugsweise bei der Rotorfertigung per Drehen als helix-förmig umlaufende Nut an den Kopfkreisbögen hergestellt werden, um den Strömungswiderstand des Gehäuse-Rotorkopf-Leckagestroms zu erhöhen, so dass die innere Leckage vermindert wird.

[0022] In **Fig. 3** und **Fig. 5** sind im Stirnschnitt die Profillinien, mit denen die Arbeitskammern zum Transport des Fördermediums gebildet werden, also (36.F) und (38) sowie (37.F) und (39), für das Spindelrotorpaar in Relation zu den Kühlmittel-berührten Wärmeabführ-Linien (26) und (27) als Streckenlänge im Stirnschnitt erkennbar. Dieses Verhältnis verändert sich je Spindelrotor in Rotorlängs-

sachsrichtung derart, dass zum Verdichtungsbeginn die Arbeitskammerseitigen Linien länger sind als die Kühlmittel-seitigen Linienlängen und je mehr sich jede Arbeitskammer dem Auslass nähert, desto größer werden die Kühlmittel-seitigen Linienlängen, während die Arbeitskammer-seitigen Linienlängen abnehmen. Erfindungsgemäß sind nun die Spindelrotore zumindest für Überdruck-Anwendungen derart auszuführen, dass Auslass-seitig und somit zum Verdichtungsende die Kühlmittel-seitigen Linienlängen größer sind als die Arbeitskammer-seitigen Linienlängen.

[0023] Die vom Spindelrotorpaar gebildeten Arbeitskammer-Volumina verringern sich erfindungsgemäß zwischen dem Ein- und dem Auslass. Dabei wird der Quotient vom größten zum kleinsten Arbeitskammer-Volumen als das „innere Verdichtungsverhältnis“ n bezeichnet, das zunächst eine rein geometrisch erzeugte Größe darstellt. Bekanntlich arbeitet nun jeder Verdichter dann im idealen Betriebspunkt, wenn die „letzte“ Arbeitskammer unmittelbar vor ihrem Öffnen zum Auslass genau den Druck durch die innere Verdichtung erreicht hat, der am Auslass herrscht.

[0024] Bei den meisten Vakuum-Applikationen ändert sich jedoch der Ansaugdruck durch den Evakuierungsvorgang, so dass ein Kompromiss für das innere Verdichtungsverhältnis n festzulegen ist. Indem dieser Wert für die Mehrheit der Vakuum-Applikationen relativ gering ist (der Wert liegt oftmals unter 3), ist es für die meisten Vakuum-Spindelverdichter ausreichend, wenn das innere Verdichtungsverhältnis erfindungsgemäß nur durch Änderung der Steigung bei konstanten Radius-Werten umgesetzt wird, so dass für viele Vakuum-Anwendungen mindestens ein Spindelrotor mit einfach zylindrischem Durchmesser ausgeführt ist.

[0025] Bei den meisten Überdruck-Applikationen sind jedoch höhere Werte für das innere Verdichtungsverhältnis anzustreben, was erfindungsgemäß sowohl durch Änderung der Steigung als auch durch Minderung der Querschnittsflächen per Änderung der Radius-Werte in Rotorlängsachsrichtung geometrisch umgesetzt wird. Zugleich ist beim Transport der Arbeitskammern vom Einlass zum Auslass in Rotorlängsachsrichtung die innere Rückströmung als sogenannte „innere Leckage“ zwischen den einzelnen Arbeitskammern zu minimieren, wobei gleichzeitig auf der Einlass-Seite ein möglichst großes Ansaugvolumen der dortigen Arbeitskammern anzustreben ist. Für große Ansaugvolumina sind die Spindelrotor-Außen-Durchmesser zu erhöhen, so dass der Kopfradius am 3-zähligen Spindelrotor größer als der Wälzkreis des 3-zähligen Spindelrotors wird und im Einlass-Bereich vorzugsweise zylindrisch konstant ausgeführt ist. Erfindungsgemäß wird nun der Außendurchmesser am 3-zähligen Spindelrotor

als Verlauf für den $R.3K(z)$ -Wert (31) in Rotorlängsachsrichtung derart ausgeführt, dass gemäß **Fig. 7** der Schnittpunkt $K_{3,E}$ der 3z-Rotorkopflinie (43.a) mit dem 3z-Wälzkreis (7) eine Länge $L_{\text{dicht.Knick}}$ (50.a) definiert, die größer als die Hälfte der Gesamt-Rotor-Profillänge (66) ist. Dabei hat die 3z-Rotorkopflinie (43.a) am Einlass den abschnittsweise vorzugsweise zylindrischkonstanten Wert: $R.3K(z=0) = R.3K.\text{ein} = 0,5 \cdot D.3K.\text{ein}$ und nach monoton fallendem Verlauf am Auslass den Wert: $R.3K(z=L.\text{ges}) = R.3K.\text{aus} = 0,5 \cdot D.3K.\text{aus}$ mit R als Radius und D als Durchmesser. Die beiden Kopflinien (42) und (43) sind stetig monoton fallend auszuführen, wobei praktischerweise die Neigungswinkel für die jeweiligen Kopflinien gewählt werden. **Fig. 7** stellt jeweils nur den „provisorischen“ Kopf-/Fuß-Linienverlauf zu Beginn der Auslegung dar, denn fertigungstechnisch sind für die optimale Werkzeug-Bewegung noch spezielle Anpassungen vorgesehen, um abschließend den „tatsächlichen“ Kopf- / Fuß-Linienverlauf gemäß **Fig. 10** für das Spindelrotorpaar zu erhalten.

[0026] Durch die Spindelrotorpaarung mit konstantem Achsabstand folgt bekanntlich über Spiegelung an den Rotationsachsen aus der 2z-Kopflinie (42) unmittelbar und eindeutig die vollständige 3z-Fußlinie (45), ebenso wie sich die 2z-Fußlinie (44) aus der 3z-Kopflinie (43) eindeutig ergibt. Daher genügt es gemäß **Fig. 8** und **Fig. 9** nur den Kopf-Verlauf für jeden der beiden Spindelrotore zu betrachten, um sämtliche Rotor-Radius-Linien vollständig und eindeutig zu beschreiben.

[0027] **Fig. 8** zeigt am 2-zähligen Spindelrotor die provisorische 2z-Kopflinie (42.a) aus **Fig. 7** vereinfacht mit dem zylindrischen Einlass-Teil der Länge $L.2K.\text{zyl}$ sowie zwischen den Punkten $K_{2,C}$ und $K_{2,E}$ mit dem monoton stetig fallenden Verlauf zum Auslass. Für die tatsächliche 2z-Kopflinie (42.b) erfolgt zwischen den Punkten $K_{2,B}$ und $K_{2,D}$ erfindungsgemäß ein krümmungsstetiger Übergang, wobei dessen Länge $L.2b$ die Werkzeug-Bewegung bei der Spindelrotorfertigung entsprechend den zulässigen Belastungswerten der Bearbeitungsmaschine definiert. Mit dieser tatsächlichen 2z-Kopflinie (42.b) ist auch die tatsächliche 2z-Fußlinie (45.b) eindeutig und vollständig definiert.

[0028] **Fig. 9** zeigt am 3-zähligen Spindelrotor die provisorische 3z-Kopflinie (43.a) aus **Fig. 7** vereinfacht mit dem zylindrischen Einlass-Teil der Länge $L.3K.\text{zyl}$ sowie zwischen den Punkten $K_{3,C}$ und $K_{3,F}$ und $K_{3,H}$ mit dem monoton stetig fallenden 3z-Kopflinien-Verlauf zum Auslass, wobei die 3z-Wälzkreislinie (7) derart geschnitten wird, dass die Dichtlänge $L_{\text{dicht.Knick}}$ (50.a) mindestens halb so lang ist wie die Gesamt-Rotor-Profillänge als $L.\text{ges}$ (66). Für die tatsächliche 3z-Kopflinie (43.b) erfolgt zwischen den Punkten $K_{3,B}$ und $K_{3,G}$ erfindungsgemäß ein krümmungsstetiger Übergang vorzugsweise mit Wende-

punkt, wobei dessen Länge $L.3b$ die Werkzeug-Bewegung bei der Spindelrotorfertigung entsprechend den zulässigen Belastungswerten der Bearbeitungsmaschine definiert. Über den Schnittpunkt $K_{3,D}$ mit der 3z-Wälzkreislinie (7) ergibt sich eindeutig die tatsächliche Dichtlänge $L_{\text{dicht.IST}}$ (50.b), die mindestens halb so lang ist wie die Gesamt-Rotor-Profillänge als $L.\text{ges}$ -Wert (66). Mit dieser tatsächlichen 3z-Kopflinie (43.b) ist auch die tatsächliche 2z-Fußlinie (44.b) eindeutig und vollständig definiert.

[0029] **Fig. 10** zeigt abschließend die tatsächlichen Verläufe der 2z-Kopflinie (42.b) und der 3z-Kopflinie (43.b), die über die Gesamtlänge $L.\text{ges}$ (66) die tatsächlichen Verläufe der eingreifenden 2z-Fußlinie (44.b) und der 3z-Fußlinie (45.b) per Achsabstand eindeutig definieren, wobei am 2-zähligen Spindelrotor dessen Fördergewinde (46) als senkrechter Kreuz-Schraffur-Bereich und am 3-zähligen Spindelrotor dessen Fördergewinde (47) als Triangel-Schraffur-Bereich sowie dem ineinander greifenden Fördergewinde (48) dargestellt sind. Außerdem ist die innere Rotorkühlung (8) und (9) für jeden Spindelrotor dargestellt, ebenso die jeweiligen Wälzkreislinien (6) und (7).

[0030] Für den praktischen Verdichterbetrieb ist bekanntlich zwischen dem geometrischen inneren Verdichtungsverhältnis Π_{Geo} und dem tatsächlichen inneren Verdichtungsverhältnis Π_{IST} zu unterscheiden, denn nur bei einer isothermen Verdichtung (also ohne Temperatur-Änderung während der Verdichtung) sind beide Werte identisch. Indem sich beim Spindelverdichter jedoch die Temperatur des Fördermediums während der Verdichtung innerhalb der Maschine erhöht, wird das tatsächliche innere Verdichtungsverhältnis Π_{IST} größer sein als das geometrische innere Verdichtungsverhältnis Π_{Geo} abhängig von der Temperatur-Änderung, was bekanntlich per Polytropenexponent zu berechnen ist. Wie zuvor schon ausgeführt, ist jedoch für den idealen Betrieb eines Verdichters anzustreben, dass jede „letzte“ Arbeitskammer unmittelbar vor ihrem Öffnen zum Auslass genau den Druck durch die innere Verdichtung erreicht hat, der am Auslass herrscht, so dass dann die Energieschädliche „Über“- bzw. „Unter“-Verdichtung vermieden wird. Indem bei der fertigen Maschine jedoch das geometrische innere Verdichtungsverhältnis Π_{Geo} durch die faktische Teile-Ausführung bereits festgelegt ist und der Polytropenexponent durch die applikationsspezifisch unterschiedliche Wärmeabführung (beispielsweise schon bei heißer / kalter Umgebung) Schwankungen unterworfen ist und auch der Betriebs-Enddruck unterschiedlich sein wird, wäre es vorteilhaft, wenn das tatsächliche innere Verdichtungsverhältnis Π_{IST} anpassungsfähig ausgeführt werden kann.

[0031] Damit das tatsächliche innere Verdichtungsverhältnis Π_{IST} sich an die jeweils speziellen Einsatzbedingungen ideal anpassen kann, wird erfindungsgemäß ferner vorgeschlagen, dass im Falle einer „Über-Verdichtung“ (wenn der Druck in der Spindelrotor-Arbeitskammer den Betriebsdruck bereits vor dem Auslass überschreitet) ein Überverdichtung-Fördergasstrom (55) kontrolliert von einem Regelorgan (56) über zusätzliche Zuführbohrungen (54) und Arbeitskammer-Bohrungen (60) als Teilgas-Förderstrom neben dem Haupt-Fördergasstrom (52) zum Fördergas-Nachkühler (53) geführt wird, und dass im Falle einer „Unter-Verdichtung“ (wenn der Druck in der Spindelrotor-Arbeitskammer vor dem Auslass den Betriebsdruck nicht erreicht) ein Unterverdichtung-Fördergasstrom (57) kontrolliert von einem Regelorgan (58) über zusätzliche Zuführbohrungen (59) und Arbeitskammer-Bohrungen (61) als Teilgas-Förderstrom von dem Haupt-Fördergasstrom (62) nach Verlassen des Fördergas-Nachkühlers (53) geführt wird, so dass bei „Unter-Verdichtung“ gekühltes(!) Fördergas unter Betriebsdruck stehend in die Arbeitskammern mit zu geringem Druck strömt, wobei der Druck im Auslassraum (19) gleichsam etwa dem Betriebsdruck entspricht.

[0032] Erläuternd sei noch erwähnt, dass „Unter-Verdichtung“ bekanntlich zu isochorer Mehrverdichtung führt, indem das letzte Arbeitskammer-Volumen gegen den höheren Auslassdruck ohne Volumen-Änderung ausgeschoben werden muss, was energetisch natürlich ungünstig ist.

[0033] Indem sich jede Arbeitskammer sowohl über den 2-zähligen als auch über den 3-zähligen Spindelrotor erstreckt, erfolgt die Zu- bzw. Abführung des Fördergas-Ausgleichs-Teilstroms bei Unter- bzw. Über-Verdichtung lediglich abhängig von der z.Pi-Position als Stirnschnitt-Ebene, wie dies in **Fig. 12** zusätzlich dargestellt ist.

[0034] In **Fig. 11** ist beispielhaft eine Ausführungsform dargestellt, um die Energieschädliche „Über“- / „Unter“-Verdichtung zu vermeiden. Die Arbeitskammern nähern sich während der Verdichtung durch die Drehung der Spindelrotore dem Auslassraum (19) und durch Verringerung der Arbeitskammer-Volumina steigt der Druck in der Arbeitskammer. Indem dabei nun jede Arbeitskammer die Bohrungen (60) und (61) passiert, erfolgt unmittelbar die Feststellung, inwieweit der Arbeitskammerdruck vom Betriebsdruck abweicht, so dass entweder der Überverdichtung-Fördergasstrom (55) vom Regelorgan (56) oder der Unterverdichtung-Fördergasstrom (57) vom Regelorgan (58) ausgelöst wird, wobei die Bohrungen (54, 55 und 60, 61) auf dem Umfang natürlich vorteilhaft verteilbar sind. Zudem können die Bohrungen (54) und (59) sowie (60) und (61) selbstverständlich in beiden Strömungsrichtungen genutzt werden, so dass die beiden Regelorgane

(56) und (58) zusammenfassbar sind in ein Regelorgan, welches abhängig vom Druck in der Arbeitskammer den Fördergas-Teilstrom entweder als Überverdichtung-Fördergasstrom (55) zum Fördergas-Nachkühler (53) leitet oder als Unterverdichtung-Fördergasstrom (57) nach dem Fördergas-Nachkühler (53) in die Arbeitskammer strömen lässt.

[0035] Die Regelorgane (56) und (58) sind auch als einfache Rückschlagventile ausführbar.

[0036] In **Fig. 12** sind für einen Spindelrotor die Arbeitskammer-Bohrungen (60 bzw. 61) dargestellt. Indem die Spindelrotorköpfe (63) bei Rotation der Spindeln dicht an den Arbeitskammer-Bohrungen (60 bzw. 61) vorbeiziehen und somit deren permanentes Öffnen und Schließen bewirken, sind je Ausgleichs-Fördergas-Teilstrom (55 bzw. 57) vorteilhafterweise mindestens 2 Zuführ-Bohrungen (60 bzw. 61) vorzusehen, um unangenehme Gas-Pulsationen der Ausgleichs-Fördergas-Teilströme (55 bzw. 57) zu vermeiden. Dabei ist der Durchmesser $0V.Pi$ jeder Zuführ-Bohrung (60 bzw. 61) kleiner als die Kopfbreite $Am.Ki$ in diesem Stirnschnitt. Der Abstand als $Au.2i$ -Wert bei 2 Zuführ-Bohrungen (60 bzw. 61) ist kleiner als die Kopfbogenlänge $KB.i(z)$ auszuführen und sollte vorzugsweise etwa halb so groß sein wie der bekannte $KB.i(z)$ -Wert. Bei 3 Zuführ-Bohrungen liegt der $Au.3i$ -Abstandswert zwischen dem $KB.i(z)$ -Kopfbogenwert und dem $FB.i(z)$ -Lückenbogenwert.

[0037] Der Umschlingungswinkel bezogen auf den 2-zähligen Spindelrotor beträgt vorzugsweise über 1160 Winkelgrad, günstigerweise noch mehr als 1700 Winkelgrad oder noch besser über 2600 Winkelgrad und für besonders hohe Kompressions-Anforderungen sogar über 3500 Winkelgrad. Als mittlere Rotorkopf-Umfangsgeschwindigkeit wird vorteilhafterweise ein Bereich von mindestens besser 45 m/sec, günstigerweise jedoch über 60 m/sec oder für noch besseren Wirkungsgrad mehr als 80 m/sec. Beide Spindelrotore weisen im Stirnschnitt Kreisbogen-Abschnitte (36.K und 36.F, sowie 37.K und 37.F) und zyklidenförmige Profilkonturflanken (38 und 39) auf. Diese sind bei dem 2-zähligen Spindelrotor (2) vorwiegend oberhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises (6) und konvex, also bauchig erhaben, gestaltet. Beim 3-zähligen Spindelrotor (3) sind sie vorwiegend unterhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises (7) und konkav, also hohl, ausgeführt. Unter vorwiegend wird in beiden Fällen mindestens 80% der Profiltiefe verstanden, wobei Profiltiefe der Abstand zwischen Kopfkreis und Fußkreis des 2-zähligen Spindelrotors (2) bzw. 3-zähligen Spindelrotors (3) ist.

[0038] Im Einlass-Bereich herrschen nur geringe Fördergas-Druckdifferenzen und es soll ein möglichst großes Volumen je Umdrehung angesaugt werden. Dadurch sind im Einlassbereich höhere

$h_{KRÖ}$ -Werte zulässig, denn für große Querschnitte und damit auch viel Ansaug-Vermögen sind höhere $h_{KRÖ}$ -Werte vorteilhaft.

[0039] Im Auslass-Bereich sind die Arbeitskammer-Volumina um das sogenannte „innere Verdichtungsverhältnis“ kleiner und es herrschen hohe Druckdifferenzen, so dass die Rotorpaarung möglichst dicht sein sollte, also minimale (ideal = Null) $h_{KRÖ}$ -Werte aufweisend, um die innere Leckage-Rückströmung zu minimieren.

[0040] Es wird ein Blasloch-Abstandsmaß zwischen Gehäuse-Verschneidungskante und Rotorpaar-Eingriffslinie eingeführt. Der Wert für dieses Blasloch-Abstandsmaß liegt vorteilhafterweise etwa bei 5 bis 10% vom Achsabstandswert, wobei er sich in Längsachsrichtung folgendermaßen verhält: Im Einlass-Bereich beträgt dieses Blasloch-Abstandsmaß vorteilhafterweise mehr als 5% vom Achsabstandswert. So wird bei nur mäßigen Druckdifferenzen das Ansaugvolumen erhöht. Im Auslass-Bereich beträgt vorteilhafterweise dieses Blasloch-Abstandsmaß unter 5% vom Achsabstandswert. So wird das nötige Kompressionsvermögen mit entsprechend minimierter innerer Leckage erreicht. Besser anstatt 5% ist 3% und noch günstiger 2%.

[0041] Vorteilhafterweise liegt auf mindestens 50% der Verdichtungslänge (in Förderrichtung zum Auslass gerichtet gesehen) das Blasloch-Abstandsmaß unter 5% vom Achsabstandswert. Vorteilhafterweise liegen am 2-zähligen Spindelrotor die Profilkonturfanken vollständig oberhalb seines Wälzkreises und am 3-zähligen Rotor die Profilkonturfanken vollständig unterhalb seines Wälzkreises. Als Verdichtungslänge gilt die Erstreckung in Rotorlängsachsrichtung (üblicherweise kartesisch als z-Achse), bei der sich die Größe der Arbeitskammer-Volumen verkleinern, also die sogenannte „innere Verdichtung“ erfolgt, und hier auch die Abführung der Verdichtungswärme über die Rotorkonus-Innenkühlung erfolgt. Die Verdichtungslänge macht den überwiegenden Teil der Gesamt-Rotorlänge aus, lediglich saugseitig gibt es noch die Einlasslänge, wo sich die Arbeitskammern bilden und die Ansaug-Volumina entstehen.

[0042] Die Eingriffslinie ist der gestellfeste Ort aller Eingriffspunkte der beiden Spindelrotore.

[0043] Die Gehäuseverschneidungskante ist die Linie aller Schnittpunkte der beiden Rotorkopfkreise im Verdichtergehäuse. Es gibt stets zwei Gehäuseverschneidungskanten, die einander gegenüberliegen.

Bezugszeichenliste

1	Verdichtergehäuse mit äußeren Kühlrippen (vorzugsweise das Verdichtergehäuse spiralförmig umschlingend)
2	2-zähliger Spindelrotor, kurz als "Rotor-2" bezeichnet, mit dem Gesamt-Umschlingungswinkel Φ 1.2
3	3-zähliger Spindelrotor, kurz als "Rotor-3" bezeichnet
4	Trägerwelle für den Rotor-2
5	Trägerwelle für den Rotor-3
6	Verzahnungs-Wälzkreis mit Radius $r.2$ für den Rotor-2
7	Verzahnungs-Wälzkreis mit Radius $r.3$ für den Rotor-3
8	Rotorinnen-Fluidkühlung für den Rotor-2 gemäß PCT-Schrift WO 00/12899
9	Rotorinnen-Fluidkühlung für den Rotor-3 gemäß PCT-Schrift WO 00/12899
10	optionale Gewinde-ähnliche Vertiefungen zur Rotorinnen-Fluidkühlung für Rotor-2
11	optionale Gewinde-ähnliche Vertiefungen zur Rotorinnen-Fluidkühlung für Rotor-3
12	Fluid-Kühlung für das Verdichtergehäuse gemäß Schutzrecht PCT/EP2008/068364
13	Lagerung für jeden Spindelrotor
14	Synchronisations-Zahnrad für den Rotor-2
15	Synchronisations-Zahnrad für den Rotor-3
16	Kühlmittel-Zuführbohrung in jeder Trägerwelle
17	Verbindungs-Auflage-Stellen jedes Spindelrotors auf seiner Trägerwelle vorzugsweise als:
17a	Einlass-seitig durchgehende Auflage
17b	Auslass-seitige Auflage mit Kühlfluid-Durchtritts-Öffnungen, vorzugsweise als Längsnutungen
18	Einlassraum für das Fördermedium
19	Auslassraum für das Fördermedium
20	Einlass-Lagerträger mit Spindelrotor-Lager-Aufnahme

21	Auslass-Lagerträger mit Spindelrotor-Lager-Aufnahme	37	Kreisbogen-Abschnitte der Stirnschnitt-seitigen Rotorprofilkonturen mit:
22	Kühlmittel-Zuführung zu jeder Kühlmittel-Zuführbohrung je Trägerwelle	37. K	Kopf-Kreisbogen-Abschnitt, 3-fach auftretend am 3-zähligen Spindelrotor
23	Kühl-Fluid als Kühlmittel		
24	Wärme-aufnehmende Fördergas-seitige Oberfläche für den Rotor-2	37.F	Fuß-Kreisbogen-Abschnitt, 3-fach auftretend am 3-zähligen Spindelrotor
25	Wärme-aufnehmende Fördergas-seitige Oberfläche für den Rotor-3		
26	Wärme-abführende Kühlmittel-berührte Oberfläche für den Rotor-2	38	zykloidenförmige Profilkonturflanke, 4-fach auftretend am 2-zähligen Spindelrotor
27	Wärme-abführende Kühlmittel-berührte Oberfläche für den Rotor-3	39	zykloidenförmige Profilkonturflanke, 6-fach auftretend am 3-zähligen Spindelrotor
28	Wärme-Bilanz in der Spaltströmung		
29	Wärmeabführung über das Verdichtergehäuse	40	Arbeitsraum-Querschnittsfläche für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung
30	Rotor-Kopfkreis-Radius, kurz als R.2(z) bezeichnet am 2-zähligen Spindelrotor für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung	41	Einlass-Bereich mit zylindrischen Außendurchmesser-Werten am Spindelrotorpaar
31	Rotor-Kopfkreis-Radius, kurz als R.3(z) bezeichnet am 3-zähligen Spindelrotor für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung	30	Rotor-Kopfkreis-Radius, kurz als R.2K(z) bezeichnet am 2-zähligen Spindelrotor für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung, insbes.: $R.2K(z = 0) = R.2K.ein = 0,5 \cdot D.2K.ein$ (also für z-Start beim Gas-Einlass) $R.2K(z = L_{ges}) = R.2K.aus = 0,5 \cdot D.2K.aus$ (also für z-Ende beim Gas-Auslass)
32	Rotor-Kopfkreisbogen-Zentriwinkel, kurz als $ga.KB2(z)$ bezeichnet am 2-zähligen Spindelrotor für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung	31	Rotor-Kopfkreis-Radius, kurz als R.3K(z) bezeichnet am 3-zähligen Spindelrotor für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung, insbes.: $R.3K(z = 0) = R.3K.ein = 0,5 \cdot D.3K.ein$ (also für z-Start beim Gas-Einlass) $R.3K(z = L_{ges}) = R.3K.aus = 0,5 \cdot D.3K.aus$ (also für z-Ende beim Gas-Auslass)
33	Rotor-2-seitiger Öffnungswinkel der Verdichtergehäuse-Verschneidungskanten, kurz $ga.G2(z)$ für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung	43	Rotor-Kopflinie am 2-zähligen Spindelrotor ausgeführt als:
34	Rotor-Kopfprofil-Teilungswinkel, kurz als $ga.K2(z)$ bezeichnet am 2-zähligen Spindelrotor für den Stirnschnitt an der Stelle z in Rotorlängsachsrichtung	42.a	provisorische 2z-Kopflinie über die Punkte K_{2A} und K_{2C} bis K_{2E} laufend gemäß Fig. 7 und Fig. 8
35	Nutung am Kopfkreisbogen für den 2-zähligen und/oder für den 3-zähligen Spindelrotor	42.b	tatsächliche 2z-Kopflinie über die Punkte K_{2A} und K_{2B} und K_{2D} bis K_{2E} laufend gemäß Fig. 8 und Fig. 10
36	Kreisbogen-Abschnitte der Stirnschnitt-seitigen Rotorprofilkonturen mit:	44	Rotor-Kopflinie am 3-zähligen Spindelrotor ausgeführt als:
36.K	Kopf-Kreisbogen-Abschnitt, 2-fach auftretend am 2-zähligen Spindelrotor	43.a	provisorische 3z-Kopflinie über die Punkte K_{3A} und K_{3C} und K_{3E} und K_{3F} bis K_{3H} laufend: Fig. 7 und Fig. 9
36. F	Fuß-Kreisbogen-Abschnitt, 2-fach auftretend am 2-zähligen Spindelrotor		

43.b	tatsächliche 3z-Kopflinie über die Punkte K_{3A} und K_{3B} und K_{3D} und K_{3G} bis K_{3H} laufend: Fig. 9 und Fig. 10	56	Überverdichtung-Fördergasstrom als Ausgleichs-Fördergas-Teilstrom
45	Rotor-Fußlinie am 2-zähligen Spindelrotor ausgeführt als:	57	Regelorgan zum Überverdichtung-Fördergasstrom
44.a	provisorische 2z-Fußlinie über die Punkte F_{2A} und F_{2C} und F_{2E} und F_{2F} bis F_{2H} laufend gemäß Fig. 7	58	Unterverdichtung-Fördergasstrom als Ausgleichs-Fördergas-Teilstrom
44.b	tatsächliche 2z-Fußlinie	59	Regelorgan zum Unterverdichtung-Fördergasstrom
46	Rotor-Fußlinie am 3-zähligen Spindelrotor ausgeführt als:	60	Zuführbohrungen zum Unterverdichtung-Fördergasstrom
45.a	provisorische 3z-Fußlinie über die Punkte K_{3A} und K_{3C} und K_{3E} und K_{3F} bis K_{3H} laufend gemäß Fig. 7	61	Arbeitskammer-Bohrungen zum Überverdichtung-Fördergasstrom
45.b	tatsächliche 3z-Fußlinie	62	Arbeitskammer-Bohrungen zum Unterverdichtung-Fördergasstrom
47	Fördergewinde am 2-zähligen Spindelrotor, vereinfacht als senkrechte Zick-Zack-Schraffur dargestellt	63	gekühlter Haupt-Fördergasstrom nach Verlassen des Fördergas-Nachkühlers
48	Fördergewinde am 3-zähligen Spindelrotor, vereinfacht als Triangel-Schraffur dargestellt	64	Spindelrotor-Zahnkopf
49	ineinandergreifendes Fördergewinde, vereinfacht als Überlagerung beider zuvor genannten Schraffuren dargestellt	65	Spindelrotor-Zahnlücke zur Bildung einer Arbeitskammer
50	Zwischenbereich mit verstärkter Reduzierung der Kopfradius-Werte am 3-zähligen Spindelrotor ausgeführt als:	66	Stirnschnitt-Ebene an der Rotorlängsachs-Position z.Pi
49.a	provisorischer Zwischenbereich L.3K.zw zwischen den Punkten K_{3C} und K_{3F} laufend gemäß Fig. 7 und Fig. 9	67	Spindelrotor-Fördergewinde-Gesamtlänge L.ges
49.b	tatsächlicher Zwischenbereich L.3b zwischen den Punkten K_{3B} und K_{3G} laufend gemäß Fig. 9 und Fig. 10		
51	Blasloch-freie Spindelrotorpaar-Dichtlänge, dargestellt als:		
50.a	beim provisorischen Verlauf als $L_{\text{dicht.Knick}}$ bezeichnet		
50.b	beim tatsächlichen Verlauf als $L_{\text{dicht.Knick}}$ bezeichnet		
52	Zahnhöhe, in Rotorlängsachsrichtung von h_{ein} über $h(z)$ bis h_{aus}		
53	Haupt-Fördergasstrom mit Verdichtungs-End-Temperatur noch vor dem Fördergas-Nachkühler		
54	Fördergas-Nachkühler, Wärmetauscher (mit Kondensat-Abscheidung)		
55	Zuführbohrungen zum Überverdichtung-Fördergasstrom		

Patentansprüche

1. Spindelverdichter als im Arbeitsraum ohne Betriebsfluid arbeitende 2-Wellen-Rotations-Verdrängermaschine zur Förderung und Verdichtung gasförmiger Fördermedien für Anwendungen im Vakuum und für Anwendungen im Überdruck mit einem gegensinnig von einer äußeren, also außerhalb vom Verdichter-Arbeitsraum gelegenen Synchronisation drehwinkeltreu angetriebenen Spindelrotorpaar in einem umgebenden Verdichtergehäuse (1) mit einem Einlass (18) und einem Auslass (19) für das Fördermedium **dadurch gekennzeichnet**, dass die beiden Spindelrotore mit unterschiedlicher Zähnezahl ausgeführt werden, wobei dieses Spindelrotorpaar aus einem 2-zähligen Spindelrotor (2) und einem verzahnungsmäßig berührungsfrei eingreifenden 3-zähligen Spindelrotor (3) besteht mit einem Umschlingungswinkel bezogen auf den 2-zähligen Spindelrotor von mindestens 800 Winkelgrad, wobei die Spindelrotore mit hoher Drehzahl derart betrieben werden, dass als mittlere Rotorkopf-Umfangsgeschwindigkeit ein Bereich von mindestens 30 m/sec erreicht wird, dass beide Spindelrotore im Stirnschnitt Kreisbogen-Abschnitte (36.K und 36.F, sowie 37.K und 37.F) und zyklidenförmige Profilkonturflanken (38 und 39) aufweisen, die bei dem 2-zähligen Spindelrotor (2) vorwiegend oberhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises (6) und konvex gestaltet sind und beim 3-zähligen Spindel-

rotor (3) vorwiegend unterhalb seines Verzahnungs-Wälzkreises (7) und konkav, also hohl, ausgeführt sind, und dass die Stirnschnitte jedes Spindelrotors vorzugsweise symmetrisch gestaltet sind, so dass in jedem Stirnschnitt der Profil-Flächenschwerpunkt auf den jeweiligen Rotor-Drehpunkt (M.2 bzw. M.3) zu liegen kommt.

2. Spindelverdichter nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Arbeitskammer-Volumen auf der Einlass-Seite größer als das Arbeitskammer-Volumen auf der Auslass-Seite ist.

3. Spindelverdichter nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Einlass-seitige Stirnschnitt eine größere Arbeitsraum-Querschnittsfläche (40) aufweist als der Auslass-seitige Stirnschnitt-Querschnitt, was an mindestens einem, vorzugsweise jedoch an beiden Spindelrotoren in Rotorlängsachsrichtung durch gezielte, vorzugsweise monoton stetig verlaufende Kürzung der Kopfkreis-Radien (30 bzw. 31) um mehr als 3% und maximal 20% mit entsprechender Erhöhung der jeweils eingreifenden Fußkreis-Radien erreicht wird.

4. Spindelverdichter nach Anspruch 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Spindelsteigung $m(z)$ am Rotorpaar in Rotorlängsachsrichtung derart abnimmt, dass die Spindelsteigung am Einlass (18) mindestens 1,5 mal und maximal 4 mal größer als die Spindelsteigung am Auslass (19) ist.

5. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass mit der Änderung der Rotor-Außen-Durchmesser (30 und 31) sich für jeden Spindelrotor (2 und 3) eine kegelige Außenform ergibt mit mindestens einem konstanten Winkelkegelwert je Spindelrotor und im Einlass-Bereich vorzugsweise ein zylindrischer Bereich (41) mit konstantem Rotorkopf-Außendurchmesser-Wert je Spindelrotor vorgesehen ist.

6. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass im Einlass-Bereich die Profilflanken (38 und 39) derart ausgeführt sind, dass am 3-zähligen Spindelrotor (3) die Profilkonturflanken (39) auch oberhalb seines Wälzkreises (7) verlängert werden, vorzugsweise zyklidenförmig verlängert werden, wodurch gemäß Verzahnungsgesetz die Profilflanken (38) am 2-zähligen Spindelrotor (2) auch unterhalb dessen Wälzkreises (6) zu verlängern sind.

7. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Spindelrotore (2 und 3) jeweils mit einer konischen Rotorinnen-Fluidkühlung (8 und 9) über ein Kühlfluidmittel (23) ausgeführt und auch betrieben werden.

8. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Verdichtergehäuse (1) ebenfalls eine Fluid-Kühlung (12) zur Wärmeabführung aufweist, die mit der Rotorinnen-Fluidkühlung (8 und 9) für die Spindelrotore (2 und 3) vorzugsweise gemeinsam über ein Kühlfluidmittel (23) in einem Kreislauf betrieben wird.

9. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass in Rotorlängsachsrichtung die Rotor-Auslegungs-Parameter, wie Rotorkopfprofil-Teilungswinkel (34) und Kopfkreis-Radien (30 und 31) je Spindelrotor (2 und 3), derart ausgeführt werden, dass die mittlere Rotor-Temperatur vom 2-zähligen Spindelrotor (2) um weniger als 25%, besser noch unter 10% von der mittleren Rotor-Temperatur vom 3-zähligen Spindelrotor (3) abweicht.

10. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die mittlere Temperatur des umgebenden Verdichtergehäuses (1) über die Größe der Kühlmittelberührten Oberflächen des Verdichtergehäuses (1) sowie über die Kühlmittelstrom-Parameter, insbesondere hinsichtlich Kühlmittel-Mengenstrom sowie Kühlmittel-Temperaturniveau um weniger als 25%, besser noch unter 10% von der höchsten mittleren Spindelrotor-Temperatur abweicht.

11. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass Gewinde-ähnliche Vertiefungen (10 und 11) profilsymmetrisch in der jeweiligen Rotorinnen-Kühlkonus-Bohrung (8 und 9) derart vorgesehen werden, dass sich diese Vertiefungen unter den betreffenden Spindelrotorzähnen befinden.

12. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Rotor-Kopfkreisbogen-Zentriwinkel (32) am 2-zähligen Spindelrotor (2) in vorzugsweise jedem Stirnschnitt größer als der jeweilige Rotor-2-seitige Verdichtergehäuse-Öffnungswinkel (33) ist.

13. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Außen-Durchmesser der Getriebe-seitigen Rotor-Lagerung (13) am 2-zähligen Spindelrotor (2) größer als der Außen-Durchmesser des Synchronisations-Zahnrades (14) des 2-zähligen Spindelrotors ausgeführt wird.

14. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Fertigung der insbesondere in Rotorlängsachsrichtung unterschiedlichen Profilkonturen (36, 37, 38 und 39) sukzessiv erfolgt durch das Fertigungsverfahren Drehen der einzelnen Punktfolge-

Helixlinien in Rotorlängsachsrichtung, die zusammengesetzt dann die äußeren Profilkonturflanken ergeben.

15. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass jeder Spindelrotor (2 und 3) über Verbindungs-Auflage-Stellen (17, vorzugsweise als 17.a und 17.b) auf einer eigenen Trägerwelle (4 und 5) fest, vorzugsweise aufgedrückt, montiert ist und anschließend erst die Fertigung bzw. Bearbeitung der Spindelrotor-Profilkonturen (36, 37, 38 und 39) erfolgt.

16. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Spindelrotorpaar (2 und 3) aus einem Werkstoff mit hoher Wärmeleitfähigkeit besteht, vorzugsweise als Aluminium-Legierungs-Werkstoff, und das Verdichtergehäuse (1) vorzugsweise dann ebenfalls als Aluminium-Legierungs-Werkstoff ausgeführt wird.

17. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass vorzugsweise alle Kopfkreisbögen (36.K und 37.K) an beiden Spindelrotoren (2 und 3) mindestens eine Nutung (35) aufweisen.

18. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass vorzugsweise für Überdruck-Anwendungen die Kühlmittel-berührten Linienlängen (26 und 27) im Auslass-seitigen Stirnschnitt für das Spindelrotorpaar mindestens 5% und maximal 100% größer sind als die Fördermedium-seitigen Arbeitskammer-Linienlängen (36.F und 38 und 37.F und 39).

19. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass es insbes. für Überdruck-Anwendungen am 3-zähligen Spindelrotor für die Kopfradius-Werte (31), die als Rotor-Kopflinie (43) vom Einlassraum (18) mit Werten größer als der Wälzkreis-Radius (7) des 3-zähligen Spindelrotors bei vorzugsweise zylindrischem Beginn am Einlass (18) in Richtung zum Auslassraum (19) monoton und stetig abnehmen, innerhalb der ersten Hälfte der Spindelrotor-Fördergewinde-Gesamtlänge L_{ges} (66) einen Zwischenbereich (49) mit verstärkter Abnahme der Kopfradius-Werte (31) gibt.

20. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die tatsächlichen Rotor-Kopflinien (42.b) und (43.b) mit einem krümmungsstetig geglätteten Verlauf ausgeführt sind.

21. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**,

dass ein Regelorgan (56) und zusätzliche Bohrungen (54) und (60) vorgesehen sind, und bei „Überverdichtung“, wenn also der Druck in den Arbeitskammern vor dem Öffnen am Auslass größer ist als der Druck im Auslassraum (19), über das Regelorgan (56) und die mindestens eine zusätzliche Bohrung (54) und (60) ein Überverdichtung-Fördergasstrom (55) zum Fördergas-Nachkühler (53) geleitet wird.

22. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Regelorgan (58) und zusätzliche Bohrungen (59) und (61) vorgesehen sind, und bei „Unterverdichtung“, wenn also der Druck in den Arbeitskammern vor dem Öffnen am Auslass kleiner ist als der Druck im Auslassraum (19), über das Regelorgan (58) und die mindestens eine zusätzliche Bohrung (59) und (61) ein Unterverdichtung-Fördergasstrom (57), der vorzugsweise vom Fördergas-Nachkühler (53) bereits gekühlt wurde, geführt wird.

23. Spindelverdichter nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Durchmesser $\varnothing V.Pi$ der Arbeitskammer-Bohrungen (60) und (61) kleiner sind als die Spindelrotor-Kopfbreite $\Delta m.Ki$ in dem betreffenden Stirnschnitt.

Es folgen 12 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

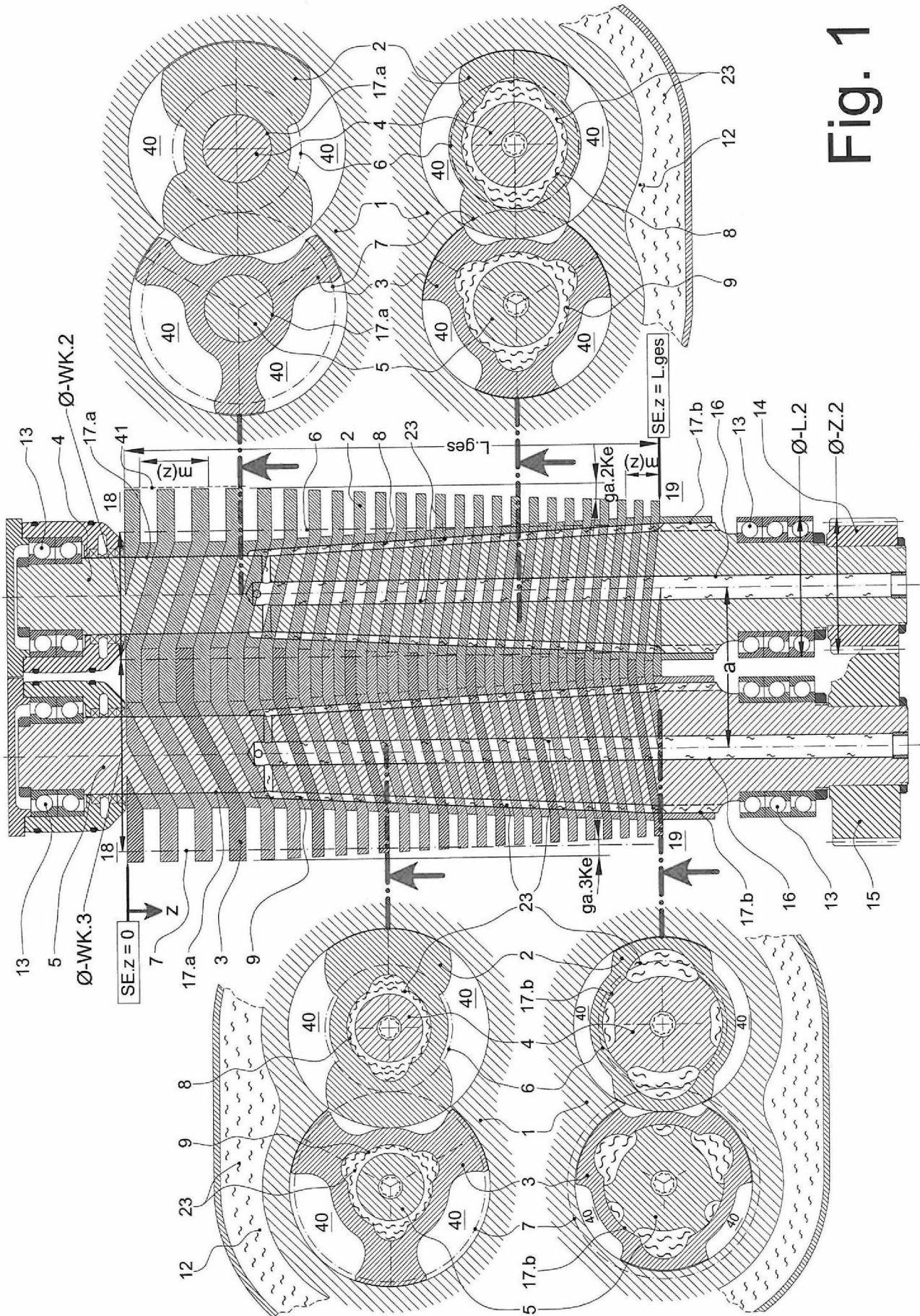


Fig. 1

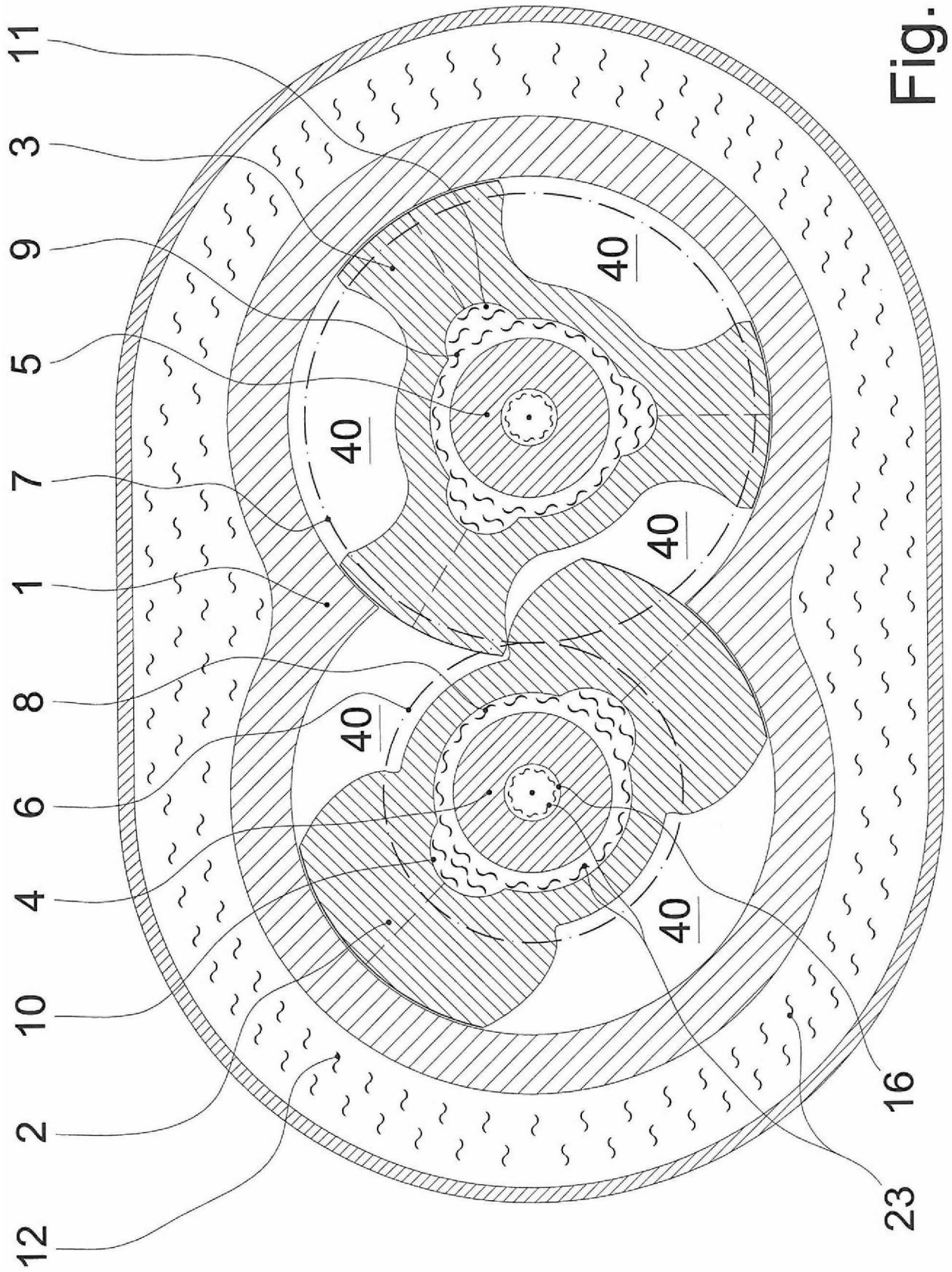


Fig. 2

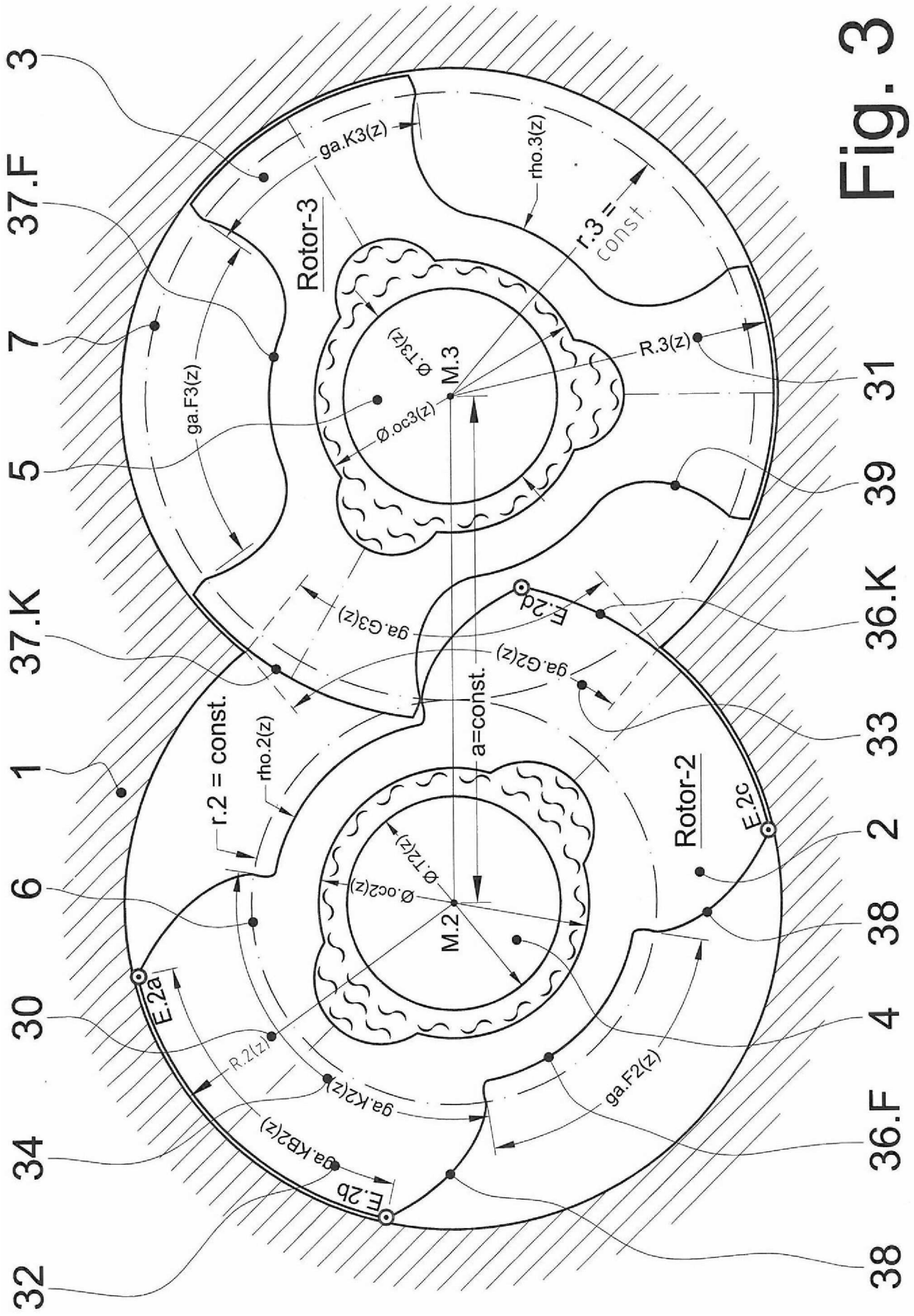


Fig. 3

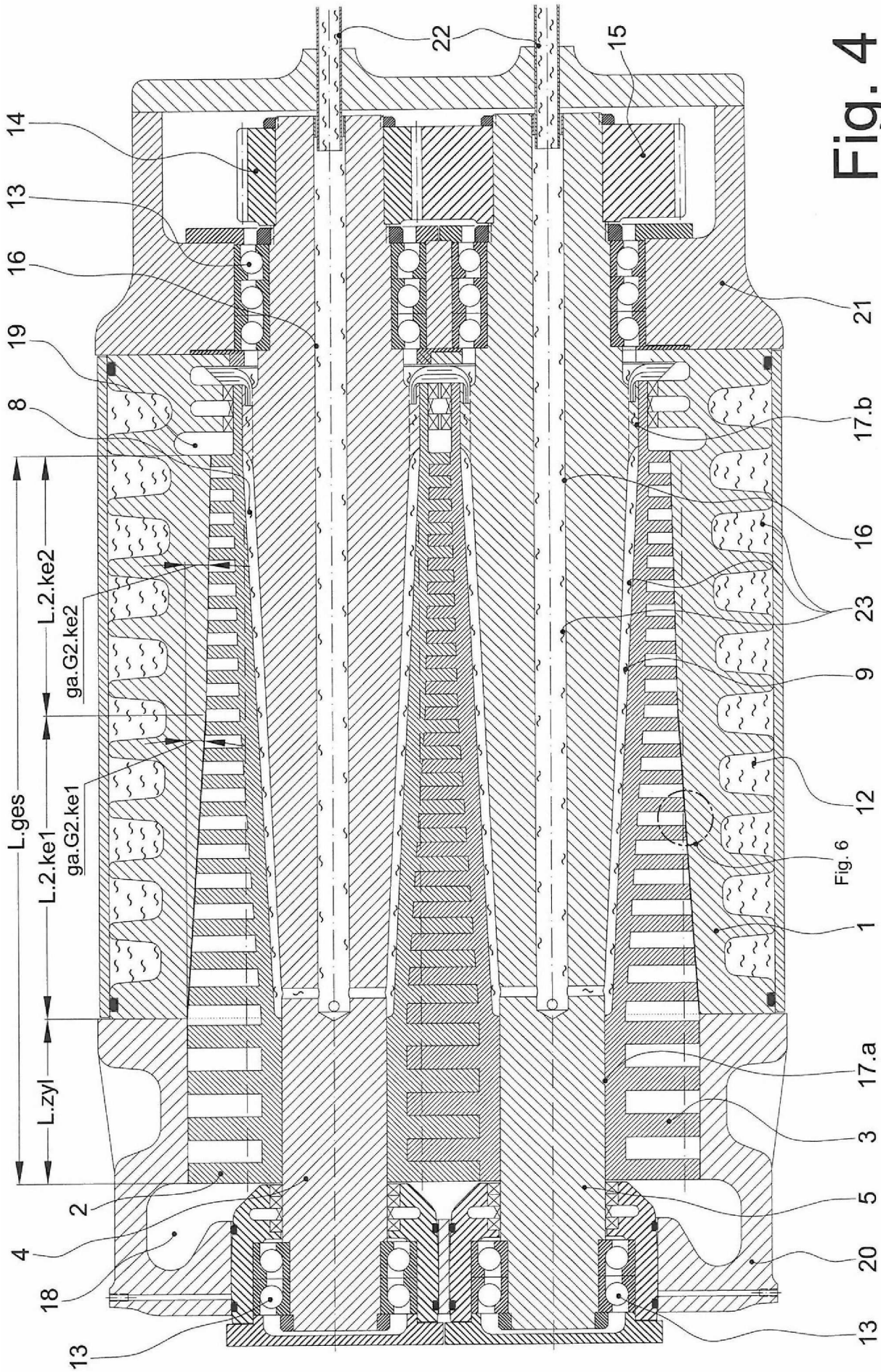


Fig. 4

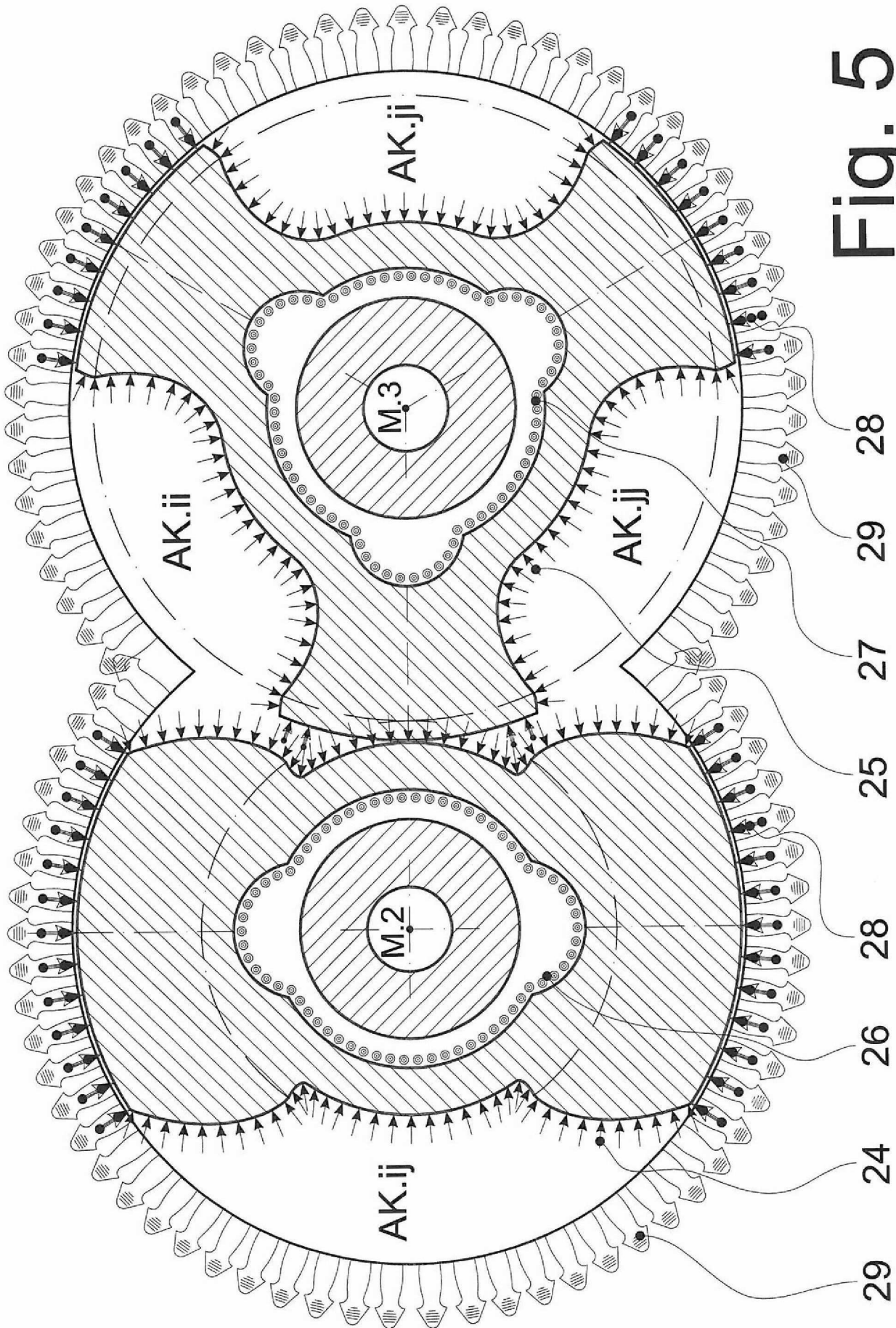


Fig. 5

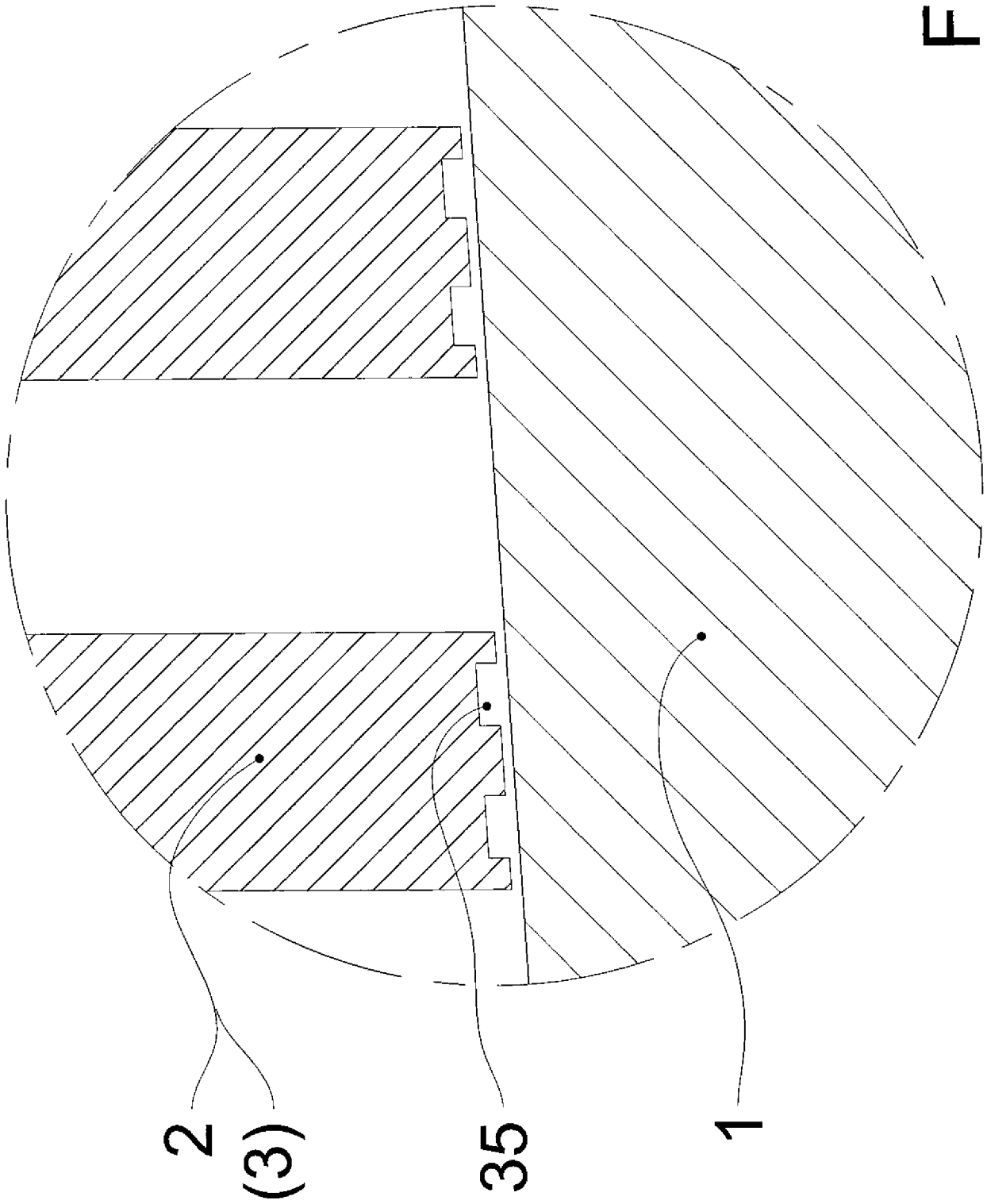


Fig. 6

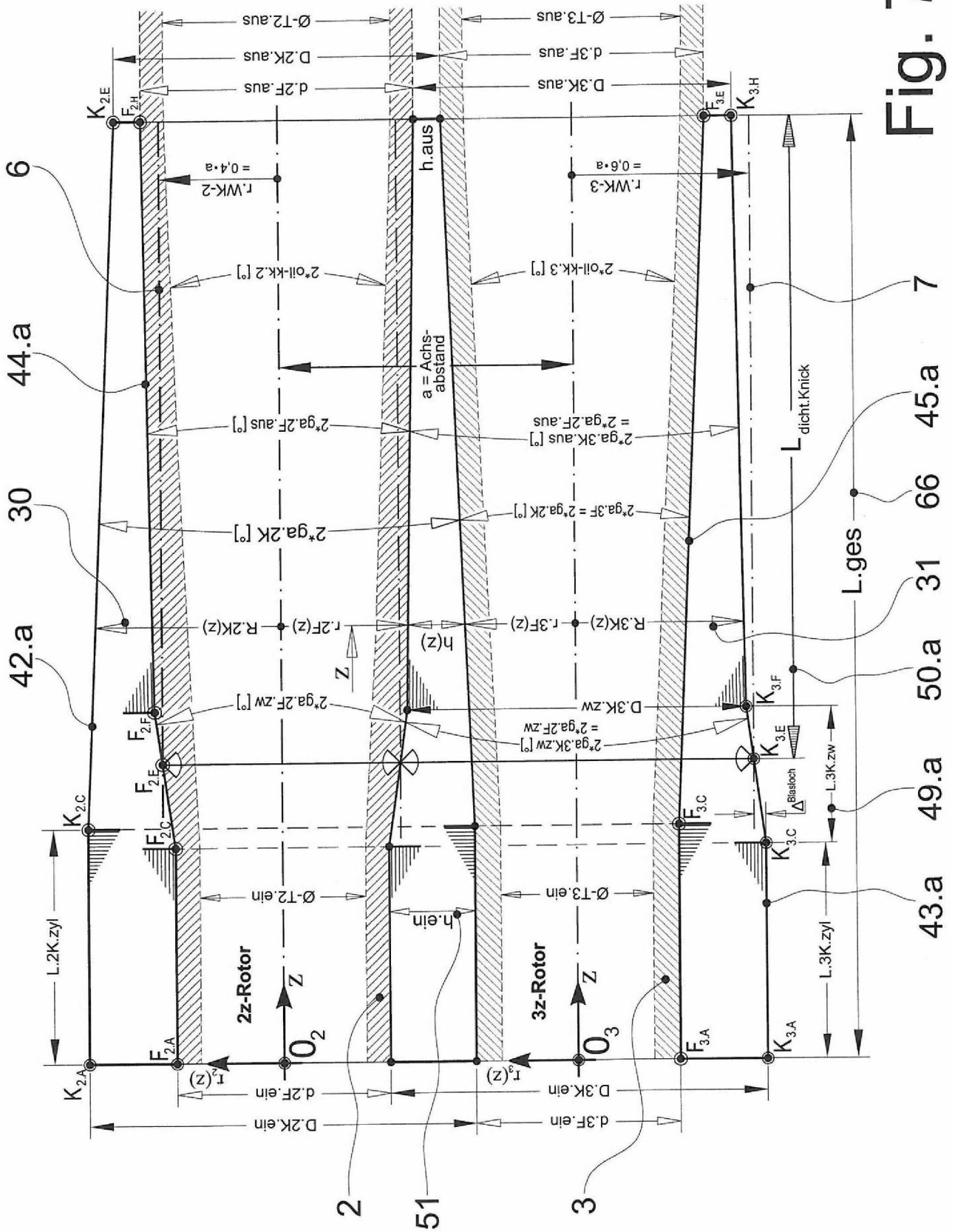


Fig. 8

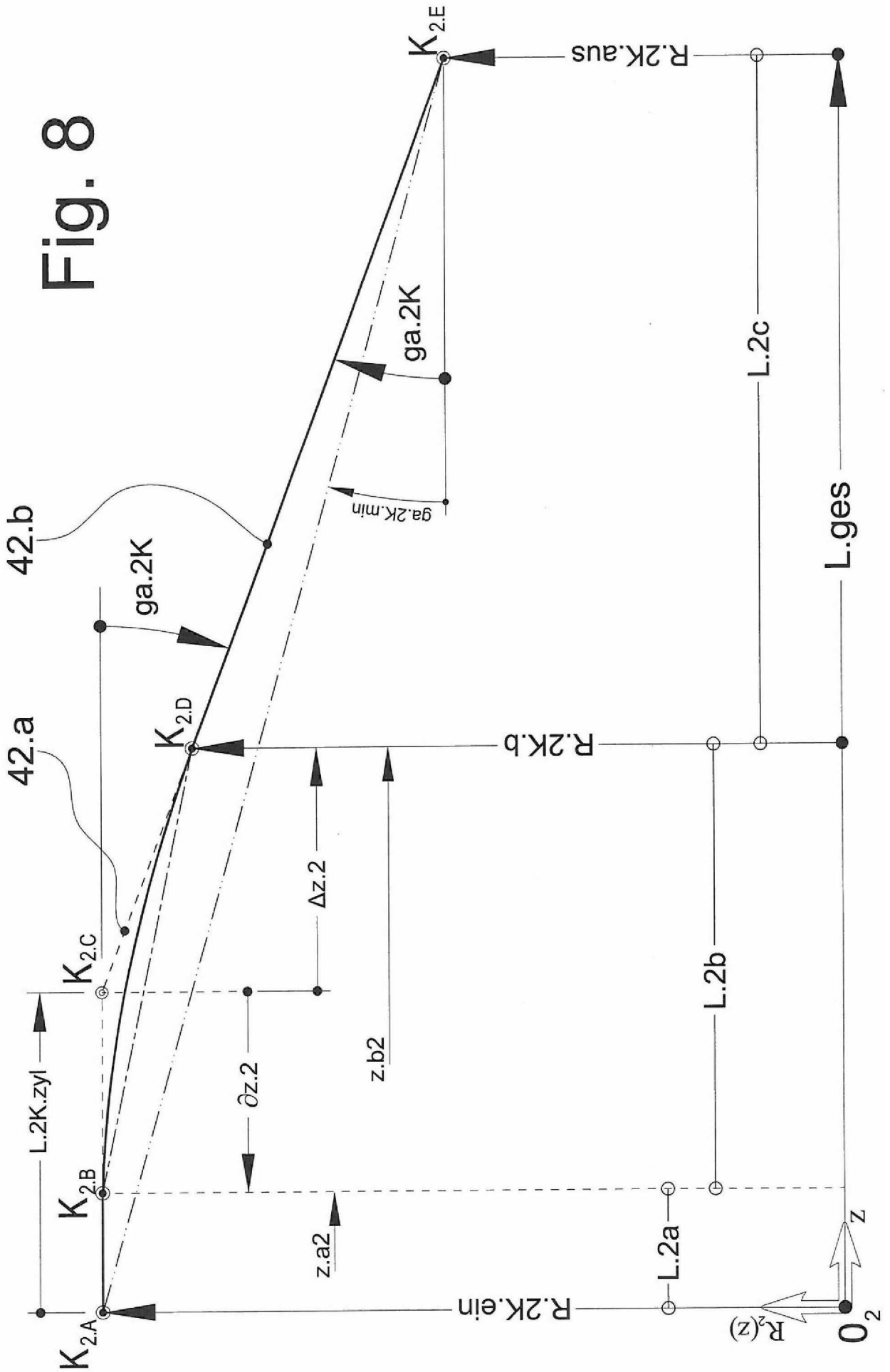
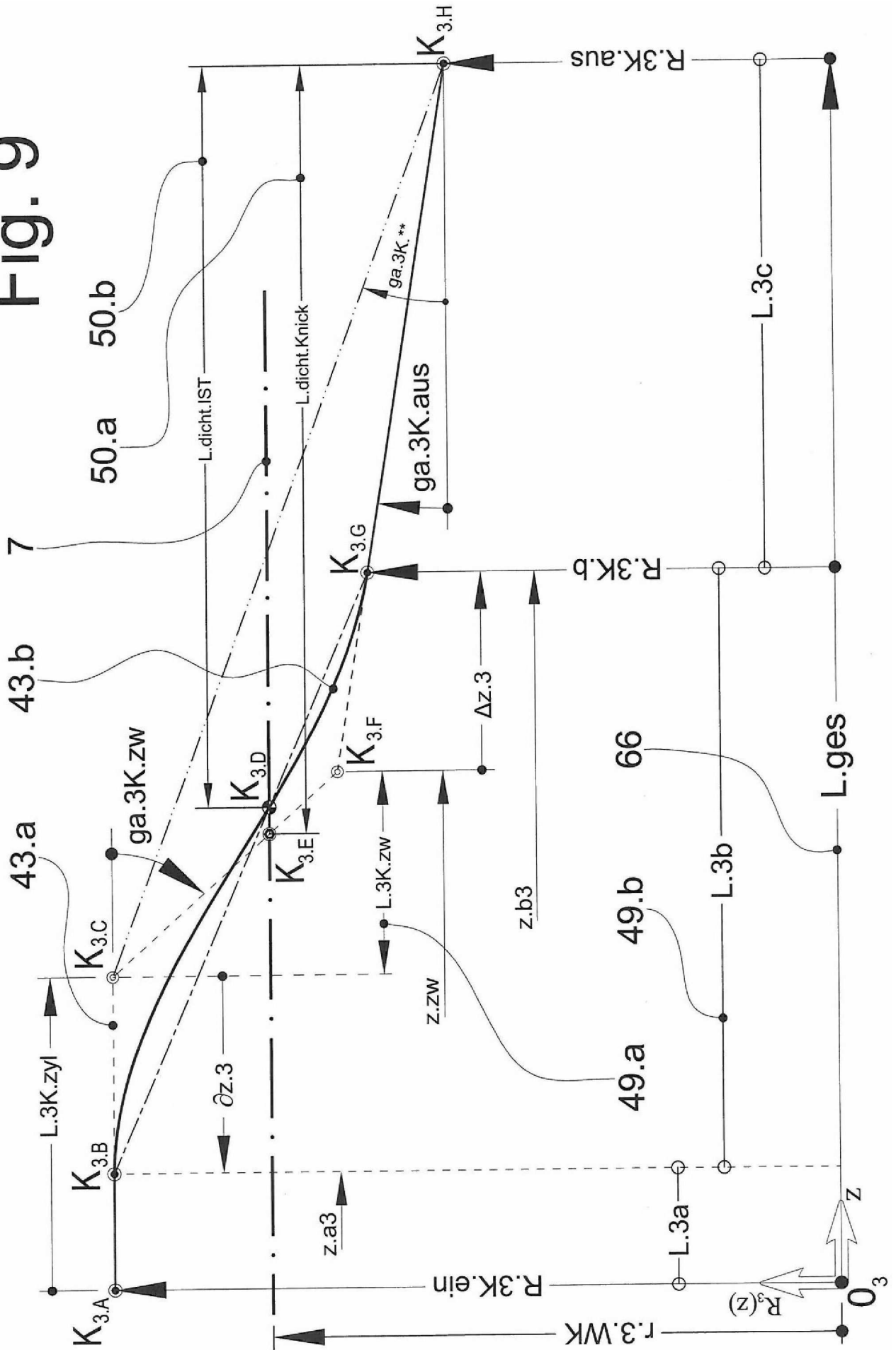


Fig. 9



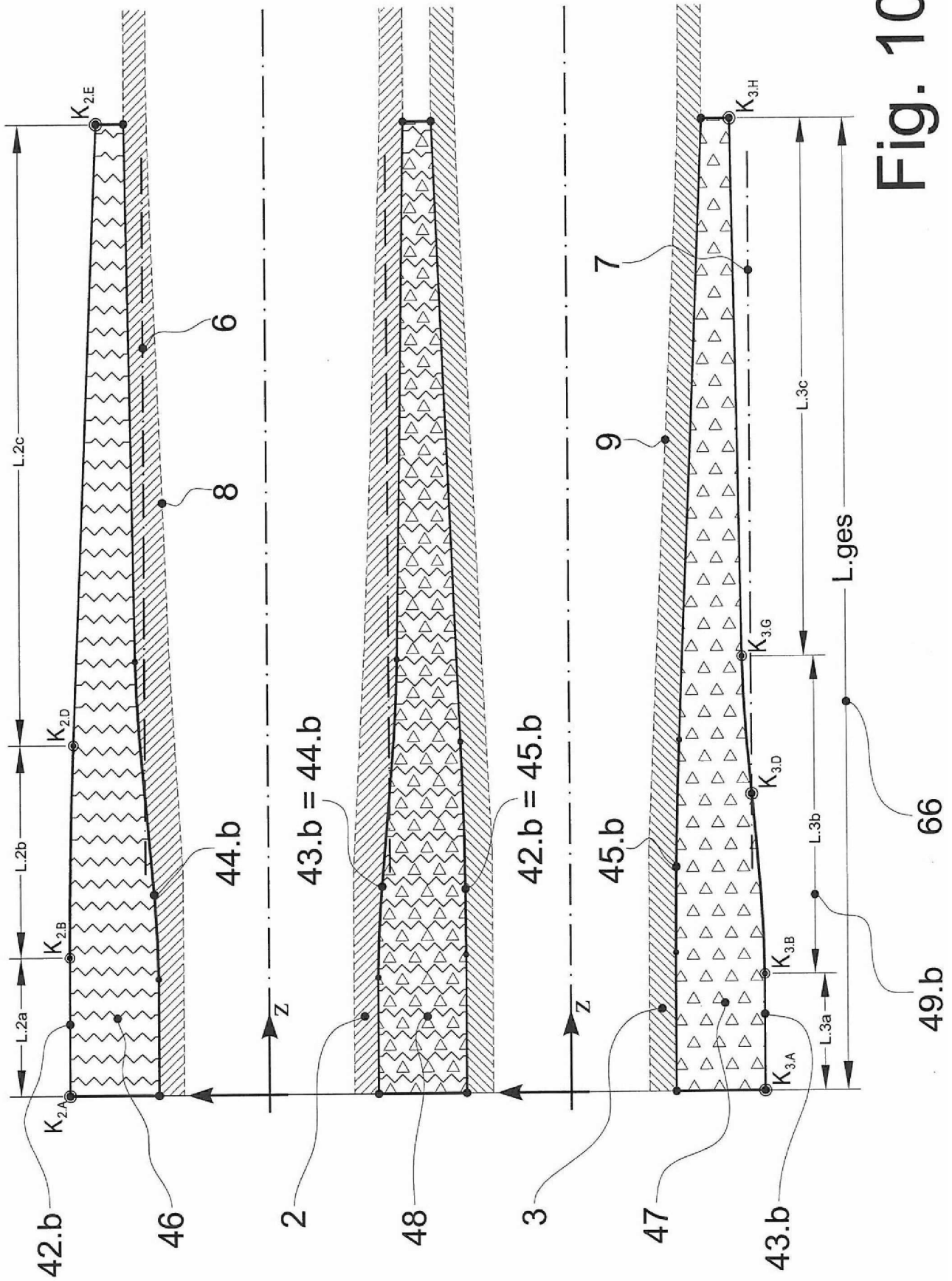


Fig. 10

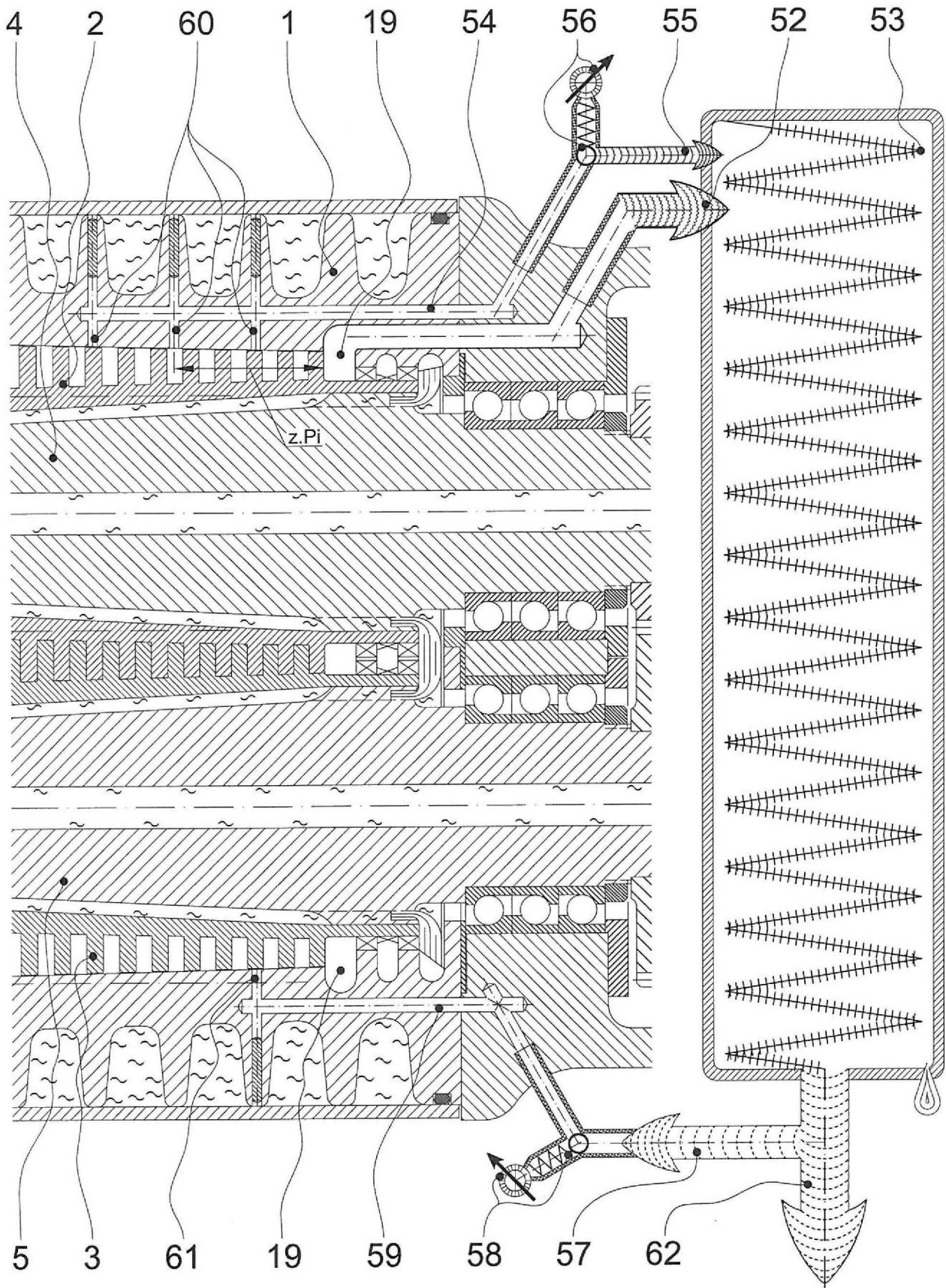


Fig. 11

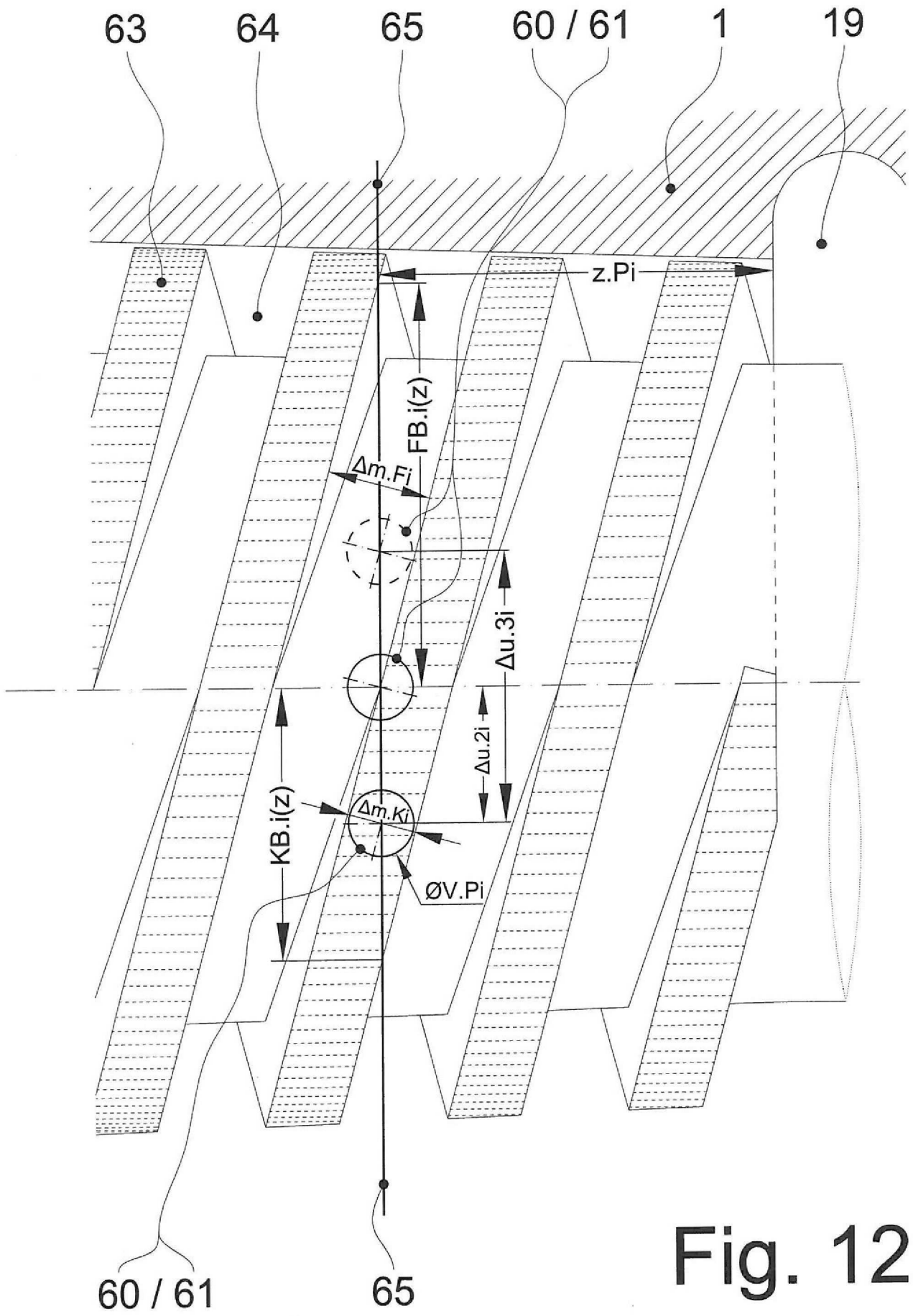


Fig. 12