



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

Veröffentlichungsnummer:

**0 290 664
A1**

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

Anmeldenummer: 87107091.8

Int. Cl.⁴: **F01C 21/02 , F04C 29/00 ,
F04C 29/04**

Anmeldetag: 15.05.87

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
17.11.88 Patentblatt 88/46

Anmelder: **LEYBOLD AKTIENGESELLSCHAFT**
Bonner Strasse 498
D-5000 Köln 51(DE)

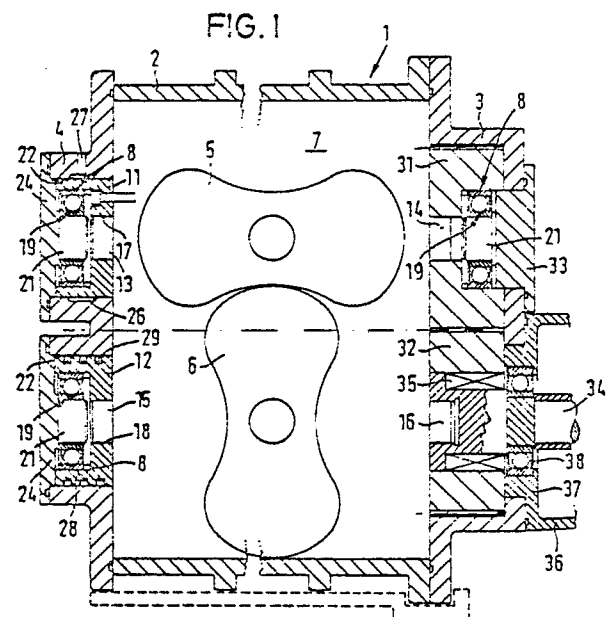
Benannte Vertragsstaaten:
CH DE FR GB LI

Erfinder: **Frings, Heinz**
Mainstrasse 30
D-5000 Köln 50(DE)
Erfinder: **Ronthaler, Karl-Heinz**
Neusser Strasse 15
D-5352 Zülpich(DE)
Erfinder: **Steffens, Ralf**
Homburger Strasse 22/11
D-5000 Köln 51(DE)

Vertreter: **Leineweber, Jürgen, Dipl.-Phys.**
Nagelschmiedshütte 8
D-5000 Köln 40(DE)

Zweiwellenpumpe.

Die Erfindung bezieht sich auf eine Zweiwellenpumpe mit einem Schöpfraum (7), mit einem in Schöpfraum befindlichen Rotorpaar (5, 6), mit Seitenflanschen (3, 4) zur stirnseitigen Abstützung der Rotoren mittels Wälz- oder ähnlichen Lagern (19) und mit einem Antrieb, der an einer der Rotorstirnseiten angreift; um eine einfachere Bauweise zu erreichen, wird vorgeschlagen, daß zumindest im Bereich der Rotorstirnseiten, die auf der dem Antrieb abgewandten Seite der Pumpe liegen, im wesentlichen topfförmigen Gestaltungen (8) vorgesehen sind und daß sich die den Rotorstirnseiten zugeordneten Wälzlager (19) jeweils auf der Innenwandung der topfförmigen Gestaltung und auf einem in den Topf hineinragenden, ruhenden Stumpf (21) abstützen.



EP 0 290 664 A1

Zweiwellenpumpe

Die Erfindung bezieht sich auf eine Zweiwellenpumpe mit einem Schöpfraum, mit einem im Schöpfraum befindlichen Rotorpaar, mit Lagerflanschen zur stirnseitigen Abstützung der Rotoren mittels Wälz- oder ähnlichen Lagern und mit einem Antrieb, der an einer der Rotorstirnseiten angreift.

Aus der DE-OS 19 39 717 ist ein typischer Vertreter einer heute auf dem Markt befindlichen Zweiwellenpumpe bekannt. Es handelt sich um eine Wälzkolbenpumpe mit den folgenden Hauptbauteilen: Deckel, Schilde beziehungsweise Lagerflansche auf beiden Seiten des Schöpfraumes, Gehäuse und Motorflansch. Diese Bauteile sind relativ groß und schwer und damit auch aufwendig in der Bearbeitung (Gußteile). Auch die Handhabung (Montage, Service usw.) ist aufwendig, da die einzelnen Teile gegeneinander gedichtet und verschraubt werden müssen. Insgesamt ergeben sich dadurch die folgenden Nachteile: großes Bauvolumen, großes Gewicht und hoher Preis, Probleme bei der Abdichtung der einzelnen Bauteile sowie hoher Aufwand bezüglich Fertigung, Montage und Service. Die Seitenräume, in denen sich das Synchronisationsgetriebe einerseits und die Verbindung zur Motorwelle andererseits befinden, sind relativ groß und bilden schädliche Totvolumina neben dem Schöpfraum. Schließlich werden vom Markt immer häufiger in Abhängigkeit von der Applikation unterschiedliche Dichtsysteme, unterschiedliche Antriebssysteme und dergleichen gewünscht. Bei dem Aufbau bekannter Wälzkolbenpumpen sind die Realisierungsmöglichkeiten für einen modularen Aufbau ungünstig.

Bei der vorbekannten Wälzkolbenpumpe sind weiterhin die Wellenabdichtungen des Schöpfraumes und die Wellenlagerungen hintereinander angeordnet. Dadurch ergibt sich ein relativ großer Lagerabstand mit der Folge einer erhöhten Baulänge der gesamten Pumpe, einer erhöhten Biegebelastung der Kolbenwellenenden, einer ungünstigen dynamischen Verhaltens sowie eines begrenzten Längen-Durchmesser-Verhältnisses der Drehkolben. Der für die Schöpfraumwellenabdichtung vorhandene Bauraum ist in axialer Richtung sehr eng begrenzt, so daß unterschiedliche Dichtprinzipien nur mit hohem Aufwand darin untergebracht werden können.

Zu den Zweiwellenpumpen der eingangs genannten Art gehören weiterhin ein- oder mehrstufige Pumpen, deren Drehkolben andere Profile aufweisen, wie sie zum Beispiel in den DE-OSen 31 47 824 und 33 12 117 offenbart sind. Auch die Verwendung von schraubenförmigen Rotoren ist bei Zweiwellen-Vakuumpumpen bekannt. Schließlich betrifft die Erfindung mehrstufige Zweiwellen-

Vakuumpumpen, deren Stufen mit unterschiedlich gestalteten Kolbenpaaren ausgerüstet sind.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Zweiwellenpumpe der eingangs genannten Art zu schaffen, die wesentlich kompakter ist, einen einfacheren Aufbau hat und eine modulare Bauweise vorteilhafte ermöglicht.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe dadurch gelöst, daß zumindest im Bereich der Rotorstirnseiten, die auf der dem Antrieb abgewandten Seite der Pumpe liegen, im wesentlichen topfförmige Gestaltungen vorgesehen sind und daß sich die den Rotorstirnseiten zugeordneten Wälzlager jeweils auf der Innenwandung der topfförmigen Gestaltung und auf einem in den Topf hineinragenden, ruhenden Stumpf abstützen. Eine Zweiwellenpumpe mit einer Rotorlagerung dieser Art hat eine erheblich reduzierte Baulänge mit der Folge, daß auch ihr Gewicht reduziert ist. Der Abstand der Rotorlagerungen ist kleiner als bei den vorbekannten Vakuumpumpen, was in bezug auf das dynamische Verhalten der Drehkolben und deren Längen-Durchmesser-Verhältnis Vorteile hat. Schließlich ergibt sich eine erhöhte Montage- und Servicefreundlichkeit, da die Zugänglichkeit zu den Wellendichtungen nicht mehr durch vorgebaute Kolbenlager beeinträchtigt ist.

Die topfförmige, die Rotorlagerung aufnehmende Gestaltung kann der jeweiligen Stirnseite des Rotors vorgelagert oder in die Rotorstirnseite eingelassen sein: Ist der Topf der Rotorstirnseite vorgelagert, dann ist auf seiner Außenseite ausreichend Bauraum für unterschiedliche Dichtkonzepte. Da der Lagerraum und die Wellendichtung nicht mehr axial hintereinander angeordnet werden müssen, ergibt sich eine Reduzierung der Baulänge. Ist die topfförmige Gestaltung in die Rotorstirnseite eingelassen, dann kann die dazugehörige Bohrung im Rotor ausreichend tief für Lager, Dichtung und gegebenenfalls Kühlvorrichtungen gewählt werden, ohne daß damit eine Verfröberung der Baulänge verbunden ist. Bei einem Rotor, der auf beiden Seiten mit einer Lagerung dieser Art ausgerüstet ist, ist der Lagerabstand kleiner als die Rotorlänge, so daß das dynamische Verhalten dieses Rotors besonders günstig ist.

Weitere Vorteile und Einzelheiten der Erfindung sollen anhand von in den Figuren 1 bis 9 dargestellten Ausführungsbeispielen erläutert werden. Es zeigen:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch eine Zweiwellen-Vakuumpumpe nach der Erfindung,

Fig. 2 einen Längsschnitt durch einen Lagerflansch mit dem Synchronisationsgetriebe und einer vorgelagerten Antriebs-Getriebestufe,

Figuren 3 bis 5 Schnitte durch den der Antriebsseite gegenüberliegenden Lagerflansch mit unterschiedlichen Ausführungen für Rotorlagerungen und Dichtkonzepten, teilweise mit Kühleinrichtungen,

Fig. 6 einen Schnitt durch den antriebsseitigen Lagerflansch mit Antriebs-Getriebestufe und

Figuren 7 bis 9 weitere Ausführungen für antriebsseitige Lagerungen.

Die in Fig. 1 dargestellte Wälzkolben-Vakuumpumpe 1 umfaßt im wesentlichen die folgenden Bauteile: Gehäuse 2, antriebsseitige Seitenplatte 3, der Antriebsseite gegenüberliegende Seitenplatte 4 sowie die Rotoren 5 und 6, die im Schöpfraum 7 rotieren. Schnitte durch die Rotoren 5 und 6 sind innerhalb des Schöpfraumes 7 dargestellt, und zwar senkrecht zu ihrer Lage innerhalb der Wälzkolbenpumpe 1.

Um die Rotoren 5 und 6 auf der dem im einzelnen nicht dargestellten Antrieb abgewandten Seite zu lagern, sind topfförmige Gestaltungen 8 vorgesehen, die bei dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel von topfförmigen Bauteilen 11 und 12 gebildet werden. Die Rotoren 5 und 6 weisen auf jeder Stirnseite jeweils einen zentralen Wellenstumpf 13 bis 16 auf. Mit jeweils einer ebenfalls zentralen, bodenseitigen Öffnung 17 und 18 umfassen die Bauteile 11 und 12 den zugehörigen Wellenstumpf 13 bzw. 15. Außerdem sind die Bauteile 11, 12 mittels Schrauben auf der jeweiligen Stirnseite des Rotors 5 bzw. 6 befestigt. Eine feste und zentrale Position der Bauteile 11 und 12 ist durch diese Befestigungsart sichergestellt.

Innerhalb der topfförmigen Bauteile 11 und 12 befinden sich die Rotorlager 19, die bei dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel aus Rillenkugellagern bestehen. Diese Lager 19 stützen sich einerseits auf der Innenwand der topfförmigen Bauteile 11 und 12 ab. Zur Abstützung des feststehenden, inneren Lagerrings ist jeweils ein in das topfförmige Bauteil 11 bzw. 12 von außen hineinragender Wellenstumpf 21 vorgesehen.

Die Seitenplatte 4 weist kreisförmige Durchbrechungen mit die topfförmigen Bauteile 11 und 12 unmittelbar umgebenden Innenwandungen 22 auf. Zum dichten Verschluss dieser Durchbrechungen sind die Deckel 24 vorgesehen, an denen die ruhenden Stümpfe 21 befestigt sind. Deckel 24 und Stumpf 21 sind vorzugsweise einstückig ausgebildet.

Es ist bekannt, zur Abdichtung des Schöpfraumes 7 gegenüber den Lagerräumen die unterschiedlichsten Dichtprinzipien zu verwenden. Bei den vorbekannten Zweiwellen-Vakuumpumpen ist es erforderlich, Dichtung und Lagerung hintereinander anzuordnen. Bei einer Rotorlagerung nach Fig. 1 ist das nicht mehr erforderlich. Auf der Außenseite der Bauteile 11 und 12 ist ausreichend Platz

für die unterschiedlichsten Dichtkonzepte vorhanden. Im Zusammenhang mit dem Bauteil 11 ist eine Speirgasdichtung dargestellt. Dazu wird einem in der Innenwandung 22 der Seitenplatte 4 angeordneten Ringkanal 26 über den Kanal 27 Sperrgas (z.B. Inertgas) zugeführt. Ein geringfügiger Gasströmung strömt ständig zum Schöpfraum 7, so daß darin befindliche, möglicherweise aggressive Gase nicht in den Lagerraum gelangen können. Im Zusammenhang mit dem topfförmigen Bauteil 12 ist eine Kolbenring-Labyrinthdichtung dargestellt. Die Außenseite des Bauteils 12 ist mit Nuten 28 ausgerüstet, in denen Kolbenringe 29 angeordnet sind, die sich an der Innenwandung 22 der Seitenplatte 4 abstützen und so das Labyrinth bilden.

Beim dargestellten Ausführungsbeispiel sind auf der Antriebsseite im Bereich der Seitenplatte 3 die beiden Zahnräder 31 und 32 angeordnet, die für die synchrone Bewegung der Rotoren 5 und 6 verantwortlich sind. Beim oberen Rotor 5 bildet das Zahnrad 31 die topfförmige Gestaltung 8, die die Lagerung 19 aufnimmt. Der gehäusefeste Stumpf 21 ist am Deckel 33 befestigt. Mit der rechten Stirnseite des unteren Kolbens 6 ist die Antriebswelle 34 verbunden. Der Antriebsmotor selbst ist nicht dargestellt. Das rotorseitige Ende der Antriebswelle 34 ist in gleicher Weise wie die topfförmigen Bauteile 11 und 12 sowie das Zahnrad 31 mit dem Rotor befestigt. Dadurch ergibt sich der Vorteil der Verwendung identischer Rotoren. Auf der Antriebswelle 34 ist das Zahnrad 32 mittels eines an sich bekannten Spannelementes 35 befestigt, welches die Vornahme der erforderlichen Spieleinstellung der Rotoren 5 und 6 erlaubt. Der Motorflansch 36 ist mit einem Flansch 37, in dem sich ein Lager 38 für die Antriebswelle 34 befindet, auf dem Lagerflansch 3 befestigt. Diese Anordnung ermöglicht es in einfacher Weise, unterschiedliche Antriebsvarianten (Spaltröhrenmotoren, Einbaumotoren, Motoren mit unterschiedlichen Drehzahlen) zu montieren. Es ist lediglich erforderlich, daß das mit dem Rotor 6 zu verbindende Ende der jeweiligen Antriebswelle gleichartige Befestigungsmittel aufweist. Vorteilhafterweise handelt es sich bei dem Motorflansch 36 um ein günstig herstellbares Drehteil.

Fig. 2 zeigt noch einmal ein Ausführungsbeispiel für die Antriebsseite einer erfindungsgemäßen Zweiwellenpumpe mit einer vorgelagerten Getriebestufe 41. Die Antriebswelle 42 ist mit dem ersten Getrieberad 43 gekoppelt. Zur Lagerung des Getriebezahnrades 43 und der Antriebswelle 34 sind die Rillenkugellager 44 und 45 vorgesehen. Das Abtriebs-Zahnrad 46 ist mit dem Wellenstumpf 34 gekoppelt, der in der zu Fig. 1 beschriebenen Weise mit dem Rotor 6 verbunden ist.

Fig. 2 zeigt außerdem weitere Varianten für Dichtungskonzepte, welche nicht - wie dargestellt -

auf die Verwendung bei den Synchronisationszahn-
rädern 31 und 32 beschränkt sind. Das Zahnrad 31
weist im Bereich der Zugehörigen Rotorstirnseite
eine radial nach innen gerichtete Abstufung 48 auf,
in die ein gehäusefestes Bauteil 49 hineinragt. In
der diesem gehäusefesten Teil 49 zugewandten
Zahnradstirnseite ist eine Aussparung 51 vorgese-
hen, in der ein mit dem Zahnrad rotierender Dich-
tring 52 untergebracht ist. Der Dichtring steht unter
der Wirkung der Druckfeder 53 und wird dadurch
auf des gehäusefeste Teile 49 gedrückt, so daß
eine berührende Dichtung vorhanden ist.

Im Zusammenhang mit dem Zahnrad 32 ist
eine berührungsfreie Labyrinthdichtung dargestellt.
Das gehäusefeste Teil 49 ist mit ringförmigen Vor-
sprüngen und Aussparungen 54 ausgerüstet,
denen korrespondierende Vorsprünge und Ausspa-
rungen 55 im Zahnrad 32 zugeordnet sind.

Fig. 3 zeigt weitere Ausführungen für Rotorla-
gerungen nach der Erfindung auf der dem Antrieb
abgewandten Seite. Die topfförmigen Gestaltungen
8 sind jeweils in die Stirnseiten der Rotoren einge-
lassen. Eine im wesentlichen scheibenförmig ge-
staltete Seinplatte 4 reicht dadurch aus. Die Lage-
rungen 19 sind als Kegelrollenlager ausgebildet.

Ein fettgeschmierte Version dieser Rotorlage-
rung ist im oberen Teil der Fig. 3 dargestellt. Der
Deckel 61 trägt den Wellenstumpf 21, auf den sich
der ruhende Lagerring abstützt. Zum Abschluß des
Lagerraumes ist ein Profilring 62 vorgesehen, der
mit einem abgestuften Abschnitt 63 des Stumpfes
21 sowie mit dem Deckel 61 eine Spaltdichtung (z.
B. Labyrinthdichtung) bildet und selbst am Drehkol-
ben 5 befestigt ist.

Der untere Teil der Fig. 3 zeigt eine für eine
Ölschmierung geeignete Version. Der Deckel 61
trägt wieder den runden Stumpf 21, auf den sich
der innere Lagerring des Kegelrollenlagers 19 ab-
stützt. Der Stumpf 21 ist ebenfalls mit einer Abstufung
63 ausgerüstet, der ein Profilring 64 zugeord-
net ist. Zwischen dem Profilring 64 und der Abstufung
63 befindet sich ein Radialwellendichtring 65,
dessen Dichtlippe der Abstufung 63 zugewandt ist.
Dadurch ergeben sich die folgenden Vorteile: Bei
stillstehendem Rotor liegt die Dichtlippe der Abstufung
63 an und bildet damit eine berührende Dichtung,
die verhindert, daß das im Lagerraum befindliche
Öl austritt. Bei rotierendem Kolben sammelt
sich das Öl infolge der Fliehkraft im radial außen
liegenden Teil innerhalb der topfförmigen Gestal-
tung 8, so daß der radial zur Wellenachsenmitte
gerichtete Profilring 64 mit seinem kleinsten Innen-
durchmesser und seiner öldichten Befestigung am
Drehkolben einen Ölaustritt verhindert. Die Flieh-
kraft hat außerdem die Wirkung, daß die Dichtlippe
des mitrotierenden Dichtringes von der Abstufung
63 abhebt und damit zu einer berührungsfreien
Dichtung wird. Seine Standzeit wird dadurch

wesentlich verlängert. Zusätzlich dann der Profil-
ring 64 mit dem Deckel 61 eine Spaltdichtung
bilden. Zwischen Lager 8 und Wellendichtring 65
ist ein weiterer Ring 66 vorgesehen, der sich mit
seiner Innenseite auf dem feststehenden Stumpf 21
abstützt. Sein Außenrand reicht bis in den radial
außen liegenden Bereich der topfförmigen Gestal-
tung und taucht bei rotierendem Kolben 6 in das
sich in diesem Bereich sammelnde Schmieröl. Das
Öl und der Ring 60 bilden damit eine dynamische
Dichtung, mit der ein Schutz des Lagerraumes vor
Gasen aus dem Schöpfraum ermöglicht werden
kann.

Bei der im unteren Teil der Fig. 3 abgebildeten
Ausführungsform ist außerdem eine Lager- bzw.
Rotorkühlung vorgesehen. Diese umfaßt den fest-
stehenden Kühlring 71, der mit dem Stumpf 21
verbunden und durch diesen über den Kanal 72
gespeist wird. Die im Rotor 6 vorgesehene Vertiefung
73 für die Aufnahme der Lagerung 19 ist
entsprechend tiefer ausgebildet, damit der Kühlring
71 im Bodenbereich der Vertiefung 73 Platz findet.
Der Kühlring 71 liegt möglichst weit radial außen,
damit das sich bei drehendem Rotor in diesem
Bereich sammelnde Schmieröl eine Wärmebrücke
zwischen dem Kühlring 71 und dem Rotor 6 bilden
kann. Gestrichelt dargestellt ist eine zusätzlich
Vertiefung 74, die erforderlich ist, wenn an Stelle eines
einzelnen Kühlrings 71 eine Kühlschlange 75 unter-
gebracht werden soll.

Fig. 4 zeigt Rotorlagerungen in topfförmigen
Gestaltungen 8, welche in die Stirnseiten der Roto-
ren 5, 6 eingelassen sind. An Stelle eines Kegelrol-
lenlagers sind zwei Rillenkugellager 19 vorgesehen.
Der obere Teil der Fig. 4 zeigt wieder eine fett-
geschmierte Version mit einer dem Lagerraum be-
grenzenden Spaltdichtung, gebildet vom Profilring
62 und von der Abstufung 63 am Stumpf 21. Der
untere Teil der Fig. 4 zeigt eine ölgeschmierte
Version mit einer Abdichtung des Lagerraumes
durch den Wellendichtring 65. Vorgesehen ist
ebenfalls eine Kühlung, bestehend aus dem Kühl-
ring 71 im Raum 73, gespeist durch den Kanal 72,
welcher den Deckel 61 und den Stumpf 21 durch-
setzt.

Fig. 5 zeigt Rotorlagerungen, bei denen den
Rotoren 5 und 6 jeweils Bauteile 11 beziehungs-
weise 12 mit topfförmigen Gestaltungen 8 vorgela-
gert sind. Die Bauteile 11 und 12 sind weiterhin als
Zahnräder mit identischem Durchmesser ausgebil-
det und bilden das Synchronisationsgetriebe für die
Kolben 5 und 6.

Im oberen Teil der Fig. 5 ist wieder eine
vorzugsweise fettgeschmierte Version dargestellt.
Der Lagerraum ist durch den Profilring 62 abge-
schlossen, der mit der Abstufung 63 am Stumpf 21
eine Spaltdichtung bildet. Zusätzlich ist im Lager-
raum, und zwar zwischen dem Profilring 62 und

dem Lager 19, ein Kühtring 81 vorgesehen, der in nicht näher dargestellter Weise durch den Stumpf 21 versorgt wird. Dieser Kühtring 81 bildet einen zusätzlichen Schutz vor aus dem Lagerraum austretenden Schmiermitteldämpfen. Zusätzlich zeigt der obere Teil der Fig. 5 eine vorteilhafte Möglichkeit, das dem Kolben 5 vorgelagerte Bauteil 11, unabhängig davon, ob es gleichzeitig die Funktion eines Zahnrades hat oder nicht, mit dem Rotor 5 zu verbinden. Im Rotor 5 ist eine mit einer Abstufung ausgerüstete Vertiefung 77 vorgesehen, deren unterer Abschnitt mit einem Gewinde 78 ausgerüstet ist. Am Bauteil 11 ist ein Stumpf 79 mit einer der Vertiefung 77 korrespondierenden Gestaltung befestigt. Der Stumpf 79 übernimmt die Zentrierung zwischen Bauteil 11 und Rotor 5, das Gewinde 78 dient der Befestigung der beiden Teile 5 und 11 miteinander.

Der untere Teil der Fig. 5 zeigt eine vorzugsweise ölgeschmierte Version. An stelle einer Spaltdichtung ist wieder ein Radialwellendichtring 65 - wie zu den Figuren 3 und 4 beschrieben - vorgesehen. Der möglichst weit radial außen liegende Kühtring 81 ist über einen geschlossenen Ringsteg 82 mit dem Stumpf 21 verbunden, so daß er - wie Ring 68 in Fig. 3 - mit einem äußeren Örling eine dynamische Dichtung bildet. Weiterhin wird eine wirksame Kühlung des Öles erreicht. Im Rotor 6 ist wieder eine Bohrung 77 vorgesehen, in der ein am Bauteil 12 befestigter Stumpf 79 zentrierend über die Verschraubung 80 befestigt ist. Der Stumpf 79 kann zur Zentrierung sowohl zylindrisch als auch konisch ausgeführt sein.

Mit den in den Figuren 3 bis 5 dargestellten Ausführungen ist nicht nur der Vorteil der Verwendung identischer Rotoren verbunden; darüber hinaus können die Rotoren aus ablängbaren Strangpreßprofilen gefertigt werden, da Wellenstümpfe nicht mehr erforderlich sind.

Fig. 6 zeigt nochmals einen Schnitt durch die antriebsseitige Seitenplatte 3, die mit einer Antriebs-Getriebsstufe, gebildet von den Zahnrädern 83 und 84, ausgerüstet ist. Eine in dieser Weise gestaltete Antriebsseite ist kombinierbar mit einem Synchronisationsgetriebe, das auf der dem Antrieb gegenüberliegenden Seite angeordnet ist (vergleiche z. B. Fig. 5). Zur Abstützung der Welle 34 dient das Lager 38 im Motorflansch 37. Der Fuß der Welle 34 ist über das Spannelement 35 mit dem Zahnrad 83 verbunden. Die Lagerung 19 des Rotors 6 liegt in der topfförmigen Gestaltung 8, die in die Stirnseite des Rotors 6 eingelassen ist. Der feststehende Ring des Lagers 19 stützt sich auf dem Stumpf 21 ab, der in die topfförmige Gestaltung 8 hineinragt. Der Halterung und Befestigung des Stumpfes 21 dient ein Platte 87, die sich zwischen dem Kolben 6 und dem Zahnrad 83 befindet und mit der Seitenscheibe 3 verschraubt ist.

Bei der in Fig. 7 dargestellten antriebsseitigen Lagerung sind ein Abtriebsrad 91 eines dem Antrieb dienenden Getriebes 91, 92 und das zugehörige Synchronisationszahnrad 31 gleichachsig auf dem Rotor 5 befestigt. In dem äußeren Abtriebsrad 91 ist die topfförmige Gestaltung 8 vorgesehen, innerhalb der die Lagerung 19 in der bereits beschriebenen Weise untergebracht ist. Das Antriebszahnrad 92 wird zweckmäßigerweise (nicht dargestellt) auf der Antriebswelle des Elektromotors gelagert, während für die Lagerung des Rotors 6 eine topfförmige Gestaltung 8 im zweiten Synchronisationszahnrad 32 vorgesehen werden kann (vergleiche Fig. 1, Zahnrad 31). Auf diese Weise sind alle vier Rotorlager in der erfindungsgemäßen Weise ausgebildet.

Fig. 8 zeigt eine antriebsseitige Lagerung des Rotors 6 mit Hilfe einer topfförmigen Gestaltung 8 im Synchronisations- oder Getriebezahnrad 32, 91, bei welcher gleichzeitig die Antriebswelle 34 mit dem Rotor 6 gekoppelt ist. Dazu sind Deckel 24 und Stumpf 21 mit einer zentralen Bohrung 93 sowie das Zahnrad mit einer zentralen Bohrung 94 ausgerüstet, durch die sich die Antriebswelle 34 erstreckt. Diese ist mit ihrem freien Ende in das Zahnrad 32 eingesetzt und darüber fest mit dem Rotor 6 verbunden. Auch bei einer Lösung dieser Art können alle vier Rotorlagerungen in der erfindungsgemäßen Weise mit den beschriebenen Vorteilen ausgeführt sein.

Fig. 9 zeigt eine Ausführungsform einer antriebsseitigen Lagerung, bei der das Rotorlager des getriebenen Kolbens und das pumpenseitige Antriebswellenlager identisch sind. Die Antriebswelle 34 ist in das fest mit dem Rotor 6 verbundene Synchronisationszahnrad 32 eingesetzt und stützt sich im Motorflansch 37 über das Lager 38 ab. Dieses Lager 38 bildet gleichzeitig die Rotorlagerung. Bei dieser Ausführungsform kann die Schnittstelle für den Anschluß verschiedener Motoren hinter das bereits synchronisierte Antriebszahnrad gelegt werden. Die Synchronisation wird nicht gestört. Überbestimmungen (2 Motorlager, 1 antriebsseitiges Rotorlager) entfallen.

Grundsätzlich hat eine Zweiwellen-Vakuumpumpe nach der Erfindung einen wesentlich einfacheren Aufbau als vorbekannte Pumpen dieser Art. Bisher erforderliche Gußteile können durch Drehteile ersetzt werden. Die Anzahl der Dichtnuten, die in Gußteilen vorhanden sein müssen, ist wesentlich reduziert, so daß sich erhebliche Fertigungsvorteile ergeben. Die Seitenplatte 4 und das Gehäuse 2 können einstückig ausgebildet sein, so daß die Anzahl der zu fertigenden Teile und der abzudichtenden Bereiche weiterhin reduziert ist. Mit der erzielten Kompaktheit und dem reduzierten Gewicht ist schließlich eine nicht unerhebliche Preisreduzierung verbunden.

Infolge der bei einigen Ausführungsbeispielen dargestellten Kühleinrichtungen wird die thermische Betriebssicherheit erhöht. Die Temperatur der sich im Vakuum berührungsfrei drehenden Rotoren nimmt nicht so stark zu wie die bei Zweiwellen-Vakuumpumpen herkömmlicher Bauart, so daß ein berührender Kontakt der Rotoren mit dem umliegenden Gehäuse, das seine Wärme deutlich besser als die Drehkolben abgeben kann, reduziert ist. In besonderen Fällen kann es zweckmäßig sein, die zu schnelle Wärmeabgabe des Gehäuses durch eine Kapselung, wie sie in Fig. 1 dargestellt und mit 90 bezeichnet ist, vorzusehen. Eine gleichmäßige Dehnung der Rotoren und des Gehäuses wird dadurch erreicht, das heißt, eine zu stark Temperaturdifferenz und daraus resultierende thermische Ausdehnungsunterschiede zwischen Drehkolben und Gehäuse, hervorgerufen durch unterschiedliche Wärmeabgaben, wird so vermieden. Infolge der im Lagerbereich befindlichen Kühleinrichtungen wird verhindert, daß Temperaturdifferenzen über den Lagern und die absoluten Lagertemperaturen zu groß werden.

Ansprüche

1. Zweiwellenpumpe mit einem Schöpfraum (7) mit einem im Schöpfraum befindlichen Rotorpaar (5, 6), mit Seitenflanschen (3, 4) zur stirnseitigen Abstützung der Rotoren mittels Wälz- oder ähnlichen Lagern (19) und mit einem Antrieb, der an einer der Rotorstirnseiten angreift, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest im Bereich der Rotorstirnseiten, die auf der dem Antrieb abgewandten Seite der Pumpe liegen, im wesentlichen topfförmige Gestaltungen (8) vorgesehen sind und daß sich die den Rotorstirnseiten zugeordneten Wälzlager (19) jeweils auf der Innenwandung der topfförmigen Gestaltung und auf einem in den Topf hineinragenden, ruhenden Stumpf (21) abstützen.

2. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß sie eine Vakuumpumpe ist.

3. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die topfförmige Gestaltung (8) der jeweiligen Rotorstirnseite vorgelagert ist.

4. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Außenwandung der topfförmigen Gestaltung (8) und die Innenwandung (22) eines ringförmigen, den Topf umgebenden Gehäuseteils eine Dichtung bilden.

5. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtung als Labyrinthdichtung (28, 29) ausgebildet ist.

6. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtung als berührende Dichtung (49, 52) ausgebildet ist.

7. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Topf (8) auf seiner Außenseite eine Abstufung (48) aufweist und daß eine Axialdichtung (49, 52) vorgesehen ist.

8. Zweiwellenpumpe nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die die Lager (19) aufnehmenden, topfförmig gestalteten Abschnitte separate Bauteile (11, 12) sind, die auf den Stirnseiten der Rotoren (5, 6) befestigt sind.

9. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die topfförmigen Bauteile (11, 12) mit einem Wellenstumpf (79) in eine Führungsbohrung (77) im Rotor hineinragen und mit dem Rotor verschraubt sind.

10. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die topfförmigen Bauteile (11, 12) einen Gewindestumpf (77) aufweisen, der in eine Gewindebohrung (78) im Rotor eingeschraubt ist.

11. Zweiwellenpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das topfförmige Bauteil (11, 12) von einem Synchronisations- oder Getriebezahnrad (31, 32, 84, 91) gebildet wird.

12. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß ein Synchronisationsrad (32) und ein Getriebezahnrad (91) gleichachsig auf dem Rotor (6) befestigt sind und daß sich die topfförmige Gestaltung (8) im äußeren Getriebezahnrad befindet.

13. Zweiwellenpumpe nach einem Anspruch 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß neben den beiden Rotorstirnseiten auf der dem Antrieb abgewandten Seite auch die dritte, der angetriebenen Rotorstirnseite benachbarte Rotorstirnseite eine topfförmige Gestaltung (8) aufweist.

14. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 1, 2 oder 13, dadurch gekennzeichnet, daß die topfförmigen Gestaltungen (8) im Bereich der dem Antrieb abgewandten Rotorstirnseiten jeweils in die Rotorne eingelassen sind.

15. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß als Lager (19) ein Kegelrollenlager oder zwei Rillenkugellager vorgesehen sind.

16. Zweiwellenpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Lager (19) fettgeschmiert sind.

17. Zweiwellenpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Lager (19) ölgeschmiert sind und daß zur Abdichtung des Topf-Innenraumes ein Radialwellendichting (65) vorgesehen ist.

18. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtlippe des Dichtringes (65) dem in den Topf hineinragenden Stumpf (21) zugeordnet ist.

19. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß die Stärke der Dichtlippenanpressung derart gewählt ist, daß sie bei Drehung des Rotors abhebt.

20. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß ein gehäusefester, am Stumpf (21) befestigter Ring (66) mit dem Ölvorrat bei Drehung des Rotors eine dynamische Dichtung bildet.

21. Zweiwellenpumpe nach einem der Ansprüche 14 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß einer der Rotorstirnseiten ein Getriebezahnrads (83) vorgelagert ist und daß sich zwischen dem Getriebezahnrads und dem Rotor eine gehäusefeste Platte (87) befindet, die den in die topfförmige Gestaltung hineinragenden Stumpf (21) trägt.

22. Zweiwellenpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein ein separates Bauteil bilender Wellenabschnitt zur Kupplung mit dem Antriebsmotor vorgesehen ist und daß dieser Wellenabschnitt in der gleichen Weise wie die topfförmigen Bauteile mit dem Rotor verbunden ist.

23. Zweiwellenpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß der mit der Antriebswelle (34) verbundenen Stirnseite des Rotors ein Getriebe- oder Synchronisationszahnrad (32, 91) vorgelagert ist, daß die topfförmige Gestaltung (8) sich im Zahnrad befindet und daß im Zahnrad, im Deckel (24) sowie im Stumpf (21) je eine zentrale Bohrung (93, 94) für den Durchtritt der Welle 34 vorgesehen sind.

24. Zweiwellenpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung (38) auf der mit der Antriebswelle (34) verbundenen Rotorstirnseite gleichzeitig die rotorseitige Antriebswellenlagerung bildet.

25. Zweiwellenpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im Bereich der topfförmigen Gestaltungen (8) Mittel zur Kühlung (71, 72, 81) des Lagers (19) und/oder der Rotoren (5, 6) vorgesehen sind.

26. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß ein durch den gehäusefesten Stumpf (21) gespeister Kühlring (71, 81) vorgesehen ist.

27. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, daß der Kühlring (81) im Bereich der Topf-Öffnung angeordnet ist.

28. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 27, dadurch gekennzeichnet, daß der Kühlring (81) zwischen dem Lager (19) und einer Dichtung (62) angeordnet ist, sich über einen ringförmigen Steg (82) auf dem gehäusefesten Stumpf (21) abstützt und daß der Steg und der Kühlring die topfförmige Gestaltung (8) nahezu verschließen.

29. Zweiwellenpumpe nach den Ansprüchen 14 und 25, dadurch gekennzeichnet, daß in der die Rotorstirnseite(n) eingelassenen topfförmigen Gestaltung neben dem oder den Lager(n) (19) ein Kühlring (71) oder eine Kühlschlange (75) angeordnet sind.

30. Zweiwellenpumpe nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, daß der Kühlring (71) oder die Kühlschlange (75) sich im Bereich des Topfbodens befinden.

31. Zweiwellenpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (2) und der der Antriebsseite abgewandte Lagerflansch (4) einstückig ausgebildet sind.

32. Zweiwellenpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (2) in seinem peripheren Bereich von einer die Wärmeabgabe reduzierenden Kapselfüllung (90) umgeben ist.

FIG. 2

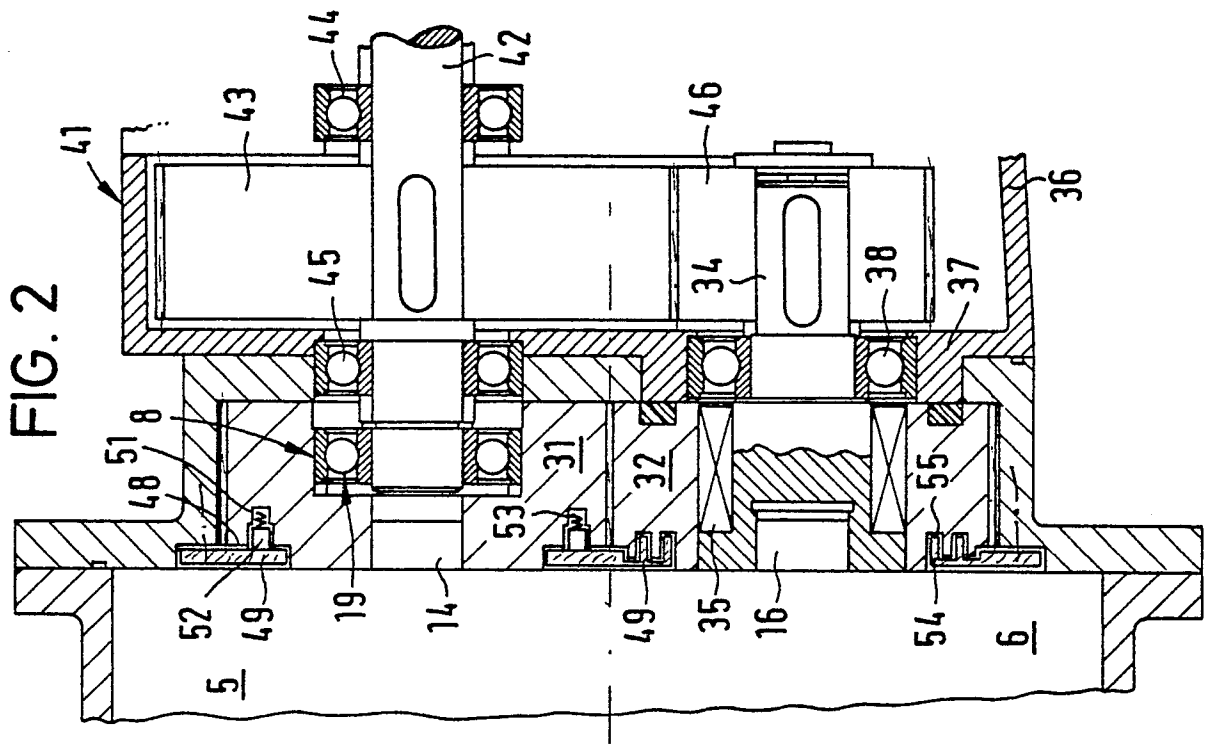


FIG. 1

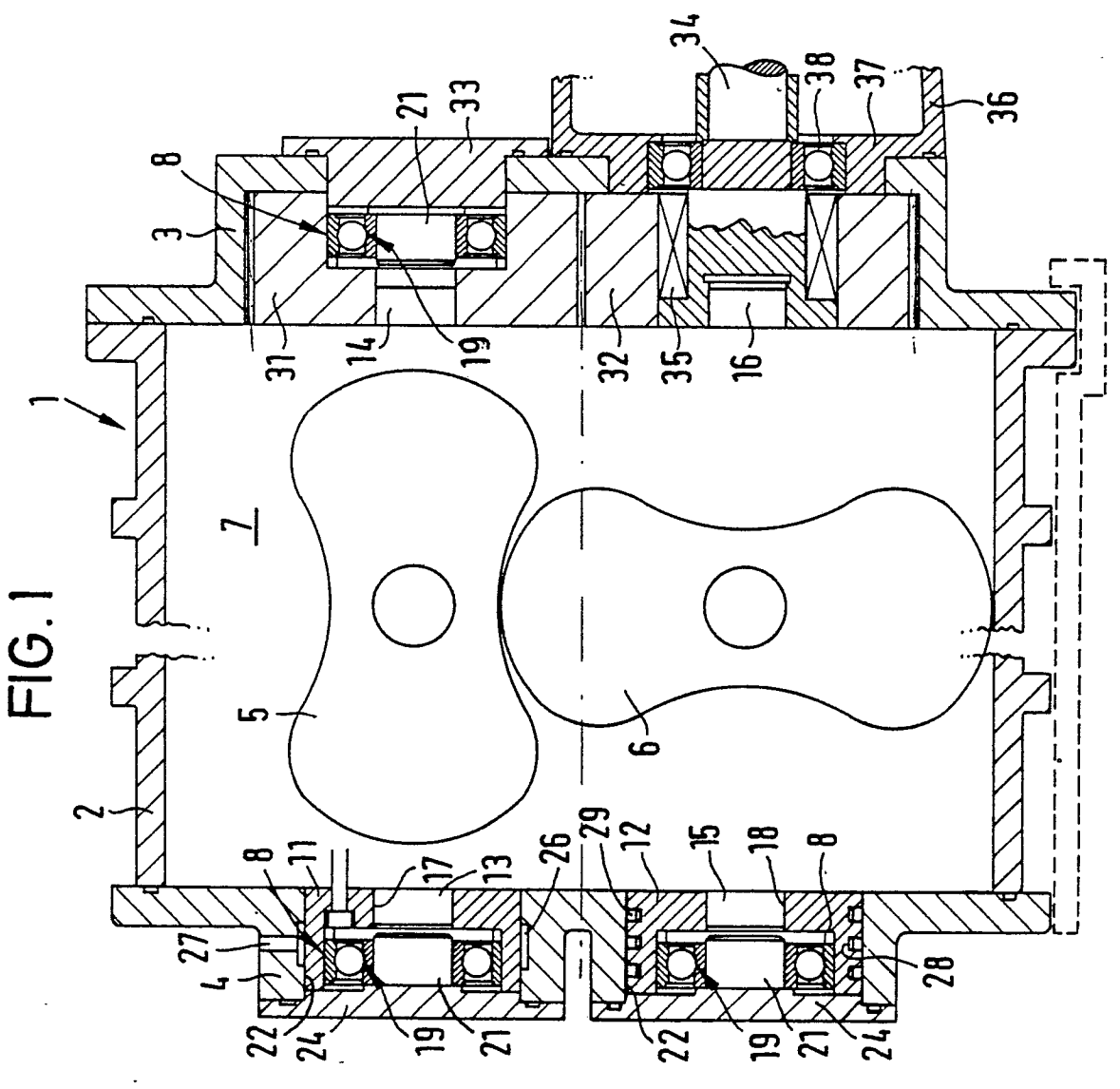


FIG. 3

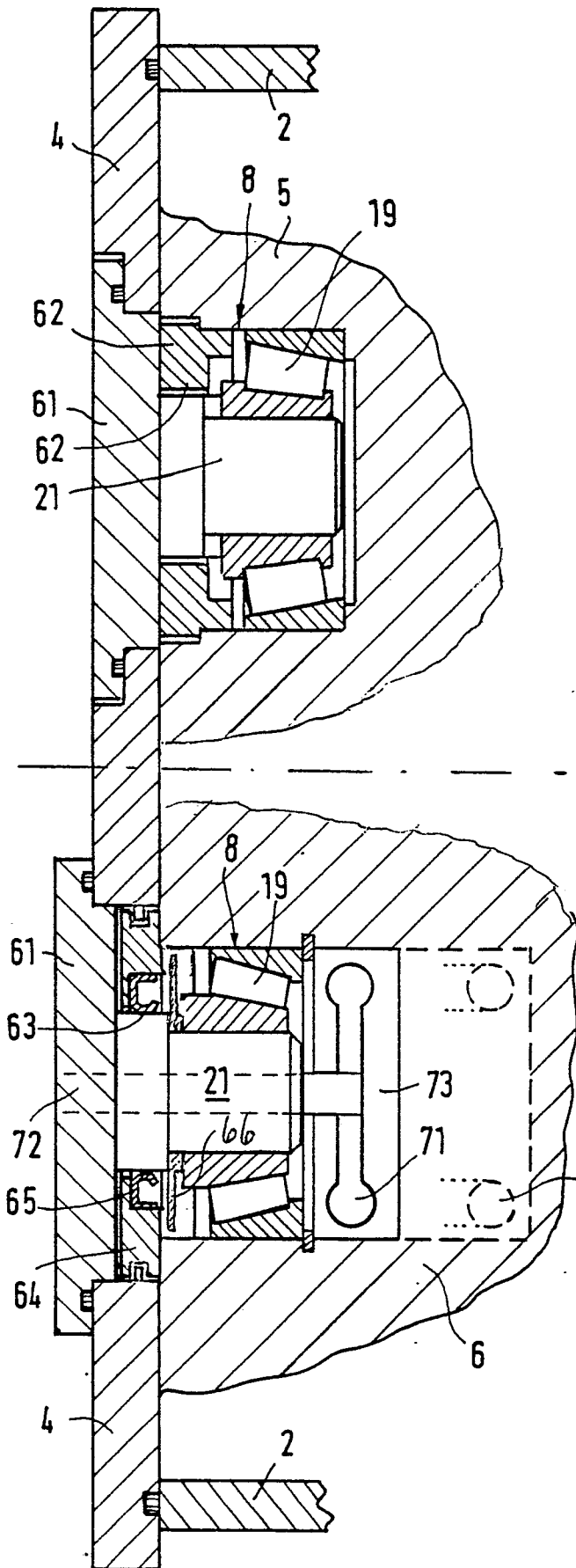
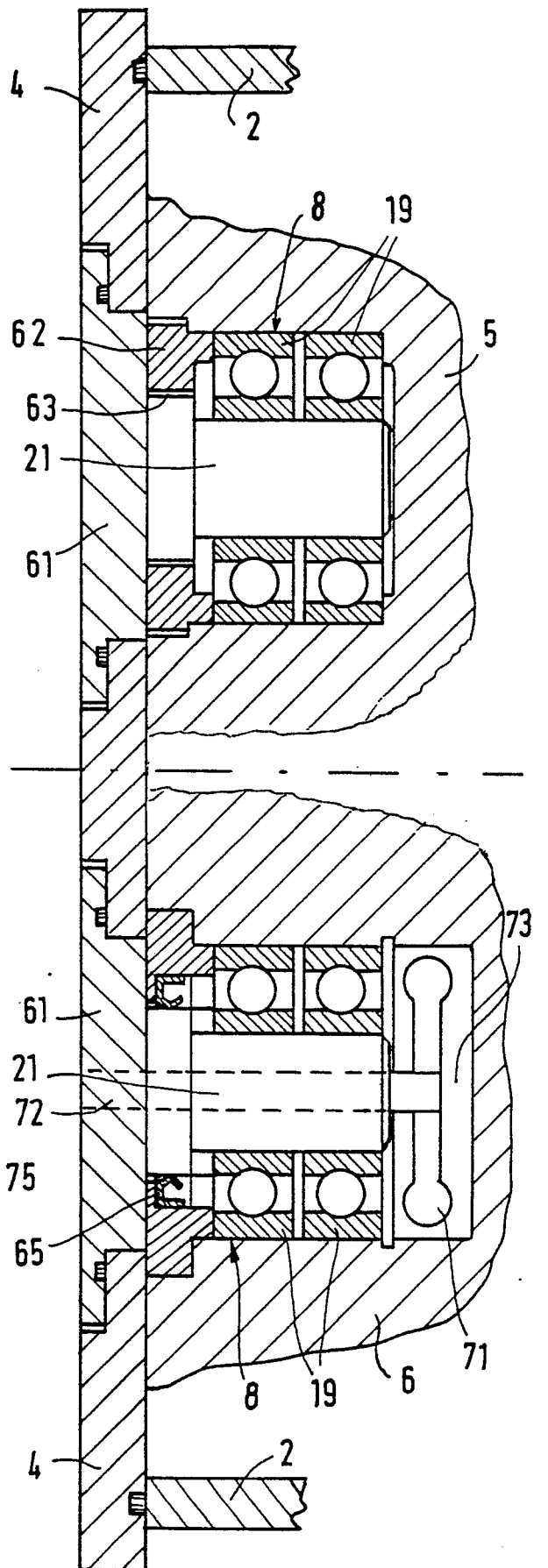
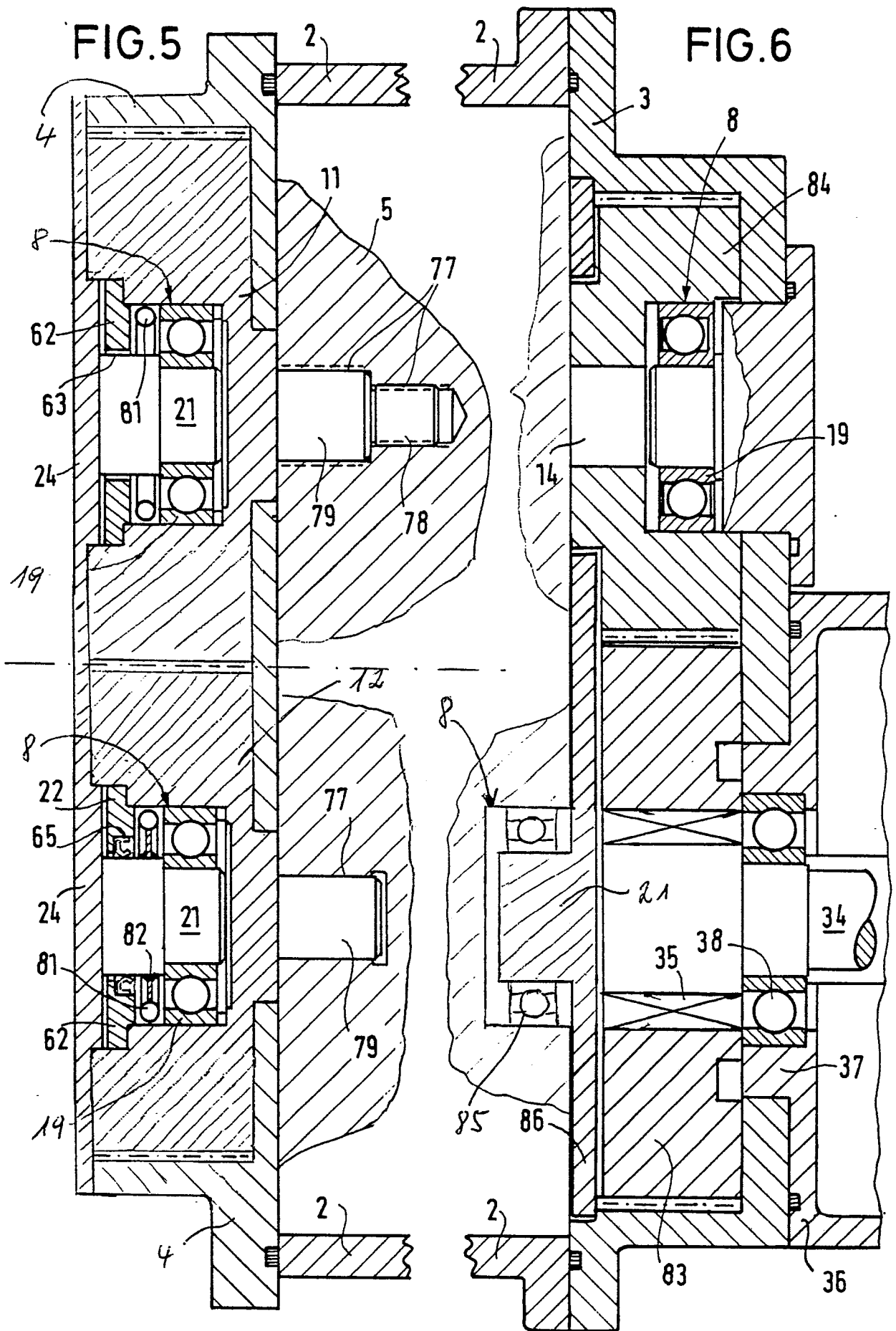


FIG. 4





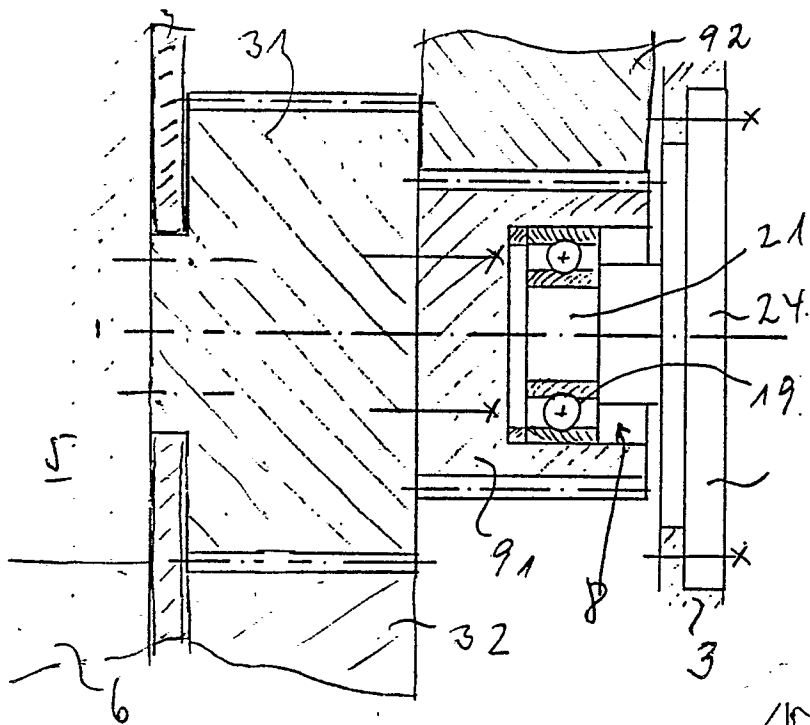


Fig 7

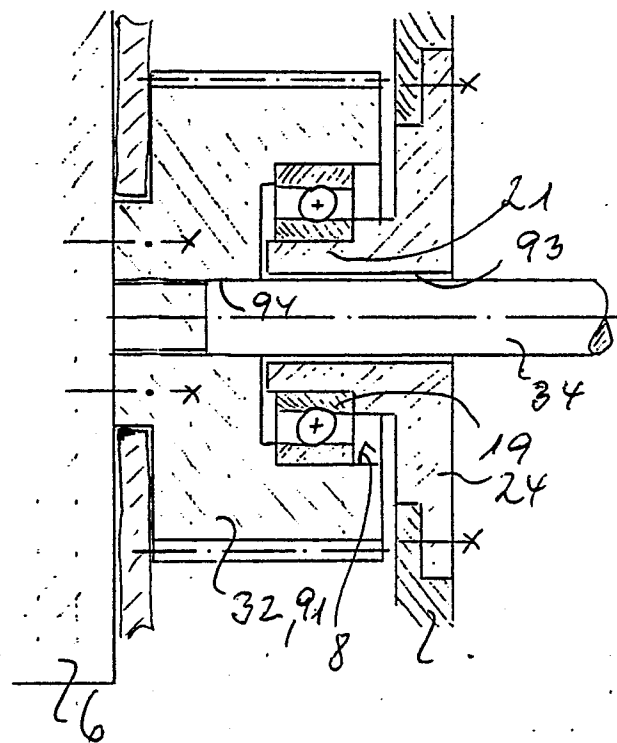


Fig 8

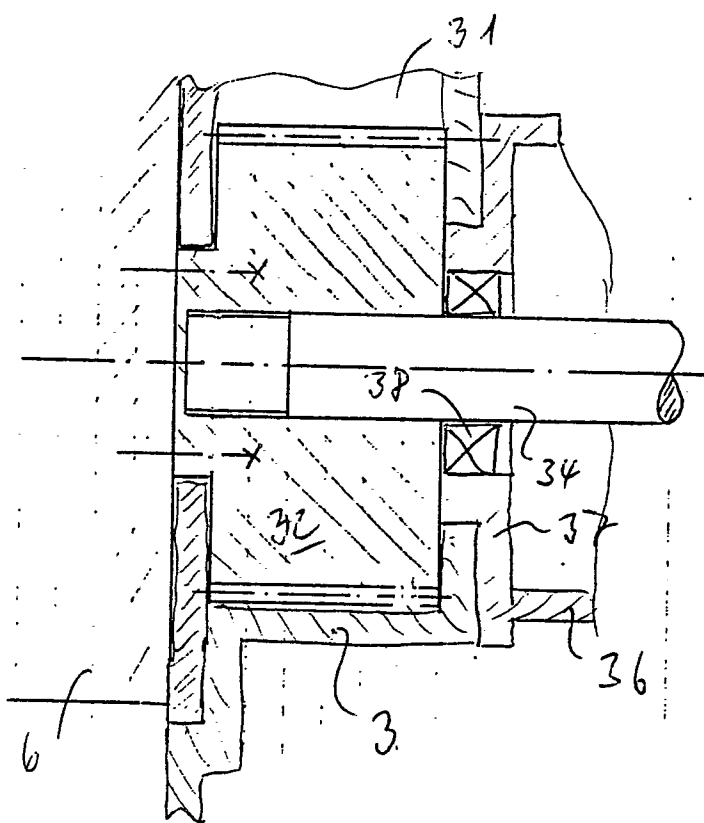


Fig 9



EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. 4)
X	US - A - 2 918 209 (SCHUELLER) * Spalte 1, Zeilen 18-20; Spalte 3, Zeilen 20-20, 46-57; Figuren 1-3 *	1-4,6 8,11, 13,14	F 01 C 21/02 F 04 C 29/00 F 04 C 29/04
Y	--	5,7, 12	
X	FR - A - 986 715 (CIBOIT) * Seite 1, linke Spalte, Zeilen 1-10; Seite 2, linke Spalte, Zeile 33 - rechte Spalte, Zeile 7; Figuren 1,2 *	1-3,14	
Y	--	17	
X	DE - B - 1 293 383 (SVENSKA ROTOR MASKINER) * Spalte 1, Zeilen 1-18; Spalte 2, Zeile 27 - Spalte 3, Zeile 10; Figuren 1-3 *	1,2,8, 9,22- 24	F 01 C F 04 C
Y	--	10,21	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt.		-2-	
Recherchenort DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 28-01-1988	Prüfer WALVOORT
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTEN X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze		E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	



GEBÜHRENPFLICHTIGE PATENTANSPRÜCHE

Die vorliegende europäische Patentanmeldung enthielt bei ihrer Einreichung mehr als zehn Patentansprüche.

- Alle Anspruchsgebühren wurden innerhalb der vorgeschriebenen Frist entrichtet. Der vorliegende europäische Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt.
- Nur ein Teil der Anspruchsgebühren wurde innerhalb der vorgeschriebenen Frist entrichtet. Der vorliegende europäische Recherchenbericht wurde für die ersten zehn sowie für jene Patentansprüche erstellt für die Anspruchsgebühren entrichtet wurden,
- nämlich Patentansprüche:
- Keine der Anspruchsgebühren wurde innerhalb der vorgeschriebenen Frist entrichtet. Der vorliegende europäische Recherchenbericht wurde für die ersten zehn Patentansprüche erstellt.

X MANGELNDE EINHEITLICHKEIT DER ERFINDUNG

Nach Auffassung der Recherchenabteilung entspricht die vorliegende europäische Patentanmeldung nicht den Anforderungen an die Einheitlichkeit der Erfindung; sie enthält mehrere Erfindungen oder Gruppen von Erfindungen,

nämlich:

1. Patentansprüche 1-17, 21-25, 31:
Lager- und Antriebsanordnung
2. Patentansprüche 18-20: Dichtringanordnung
3. Patentansprüche 26-30: Kühlringanordnung
4. Patentanspruch 32: Gehäuse-umkapselung

- Alle weiteren Recherchegebühren wurden innerhalb der gesetzten Frist entrichtet. Der vorliegende europäische Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt.
- Nur ein Teil der weiteren Recherchegebühren wurde innerhalb der gesetzten Frist entrichtet. Der vorliegende europäische Recherchenbericht wurde für die Teile der Anmeldung erstellt, die sich auf Erfindungen beziehen, für die Recherchegebühren entrichtet worden sind,
- nämlich Patentansprüche:
- Keine der weiteren Recherchegebühren wurde innerhalb der gesetzten Frist entrichtet. Der vorliegende europäische Recherchenbericht wurde für die Teile der Anmeldung erstellt, die sich auf die zuerst in den Patentansprüchen erwähnte Erfindung beziehen,

nämlich Patentansprüche: 1-17, 21-25, 31



EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. 4)
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	betrifft Anspruch	
X	FR - A - 1 290 239 (S.A.C.M.) * Seite 1, linke Spalte, Zeile 23 - rechte Spalte, Zeile 33; Seite 3, linke Spalte, Zeile 58 - rechte Spalte, Zeile 3; Figuren 1,3 *	1,2, 14,15, 25	
X	FR - A - 1 411 544 (BOSCH BARATA) * Seite 1, linke Spalte, Zeilen 1-3; Seite 2, linke Spalte, Zeilen 46-54, rechte Spalte, Zeile 35 - Seite 3, linke Spalte, Zeile 1; Figuren 7-14 *	1,3,4, 6	
X	US - A - 3 133 506 (LUCIANI) * Spalte 1, Zeilen 8-13; Spalte 2, Zeilen 38-39, 54-58; Figur 1 *	1	
A	--	17	
X	EP - A - 0 101 345 (D.B.A.) * Seite 1, Zeilen 1,2; Seite 3, Zeilen 12-24; Figuren 1,2 *	1,31	
Y	DE - C - 973 308 (HANOMAG) * Seite 1, Zeilen 1-5,54-60; Figur 3 *	5	
Y	DE - C - 387 535 (DAIMLER) * Insgesamt *	7	
Y	GB - A - 580 064 (GODFREY) * Seite 2, Zeilen 83-91; Seite 3, Zeilen 80-92; Figur 1 *	10	
Y	FR - A - 1 039 761 (BRONZAVIA) * Seite 1, Zeilen 1-12; Seite 2, Zeilen 42-48; Figuren 1,2 *	12,21	
A	--	23,23	
Y	EP - A - 0 159 500 (GILARDINI) * Figur 1 *	17	
	--		

RECHERCHIERTE
SACHGEBIETE (Int. Cl. 4)



EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. 4)
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	betrifft Anspruch	
A	US - A - 2 014 932 (G.M.) * Figuren 1,5 * --	7	
A	GB - A - 856 601 (BALZERS)		
A	DE - A - 2 636 024 (MEYER) -----		
			RECHERCHIERTES SACHGEBIETE (Int. Cl. 4)