(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer: **0 087 746**
A1

(12) EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: **83101745.4**

(22) Anmeldetag: **23.02.83**

(51) Int. Cl.³: **F 04 C 18/10**
F 04 C 23/00

(30) Priorität: **03.03.82 CH 1302/82**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
07.09.83 Patentblatt 83/36

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE DE FR GB IT NL SE

(71) Anmelder: **Wankel, Felix, Dr. h.c.**
Bregenzer Strasse 82
D-8990 Lindau(DE)

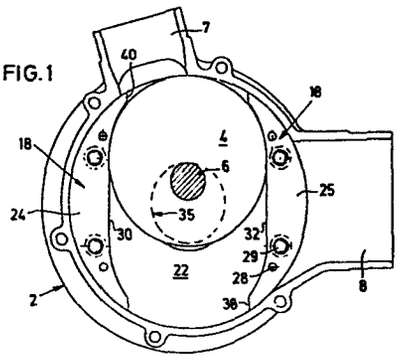
(72) Erfinder: **Wankel, Felix, Dr. h.c.**
Bregenzer Strasse 82
D-8990 Lindau(DE)

(74) Vertreter: **Quehl, Horst Max, Dipl.-Ing.**
c/o EGLI PATENTANWAELTE Horneggstrasse 4
CH-8008 Zürich(CH)

(54) Abgasbetriebener Rotationskolbenlader.

(57) Der Rotationskolbenlader hat neben einer Ladeeinheit (2) für die Aufladung einer Brennkraftmaschine eine vorzugsweise gleichartig ausgeführte und mit ihr auf gleicher Welle (6) angeordnete Abgaseinheit für den Antrieb durch den Abgasstrom der Brennkraftmaschine. Dadurch, dass die Ladeeinheit und vorzugsweise auch die Abgaseinheit des Laders als innenachsige Rotationskolbenmaschine ausgeführt sind, werden Quetschströmungen und schädliche Räume vermieden. Ein Aussenläufer (18) bewirkt durch seinen Umlauf die Absteuerung der Ein- und Austrittsöffnungen (8, 7) des Laders, so dass sein Innenläufer (4) nur während einer Ausstossphase gegen den Druck in der Austrittsleitung (7) arbeitet. Das an den Seitendeckeln des Gehäuses befindliche Ausfüllstück (13, 14) ragt in die Oeffnung der umlaufenden Seitenscheiben des Aussenläufers (18) hinein und dichtet sie ab, so dass der Achsenabstand zwischen dem Innen- und Aussenläfer stark vergrösserbar ist. Für die Lagerung des Aussenläufers wird anstelle eines Gleit- oder Wälzlagers mit hoher Umfangsgeschwindigkeit eine Dreipunktabroll-Lagerung mit kleinen Lagerdurchmessern angewandt. Die Zuführrichtung des treibenden Arbeitsmittels zu den Einlassöffnungen wird vorzugsweise so gewählt, dass es vor allem diejenigen Flächen des Innenläufers trifft, welche das Drehmoment bewirken. Die Kühlung der Abgaseinheit ergibt sich durch Luftkanäle, die durch den Aussen- und Innenläufer geführt sind. Die feststehende Lagerung beider Läufer ermöglicht hohe Drehgeschwindigkeiten und eine kleine Baugrösse des Laders.

FIG.1



EP 0 087 746 A1

0087746

Abgasbetriebener Rotationskolbenlader

Die Erfindung betrifft einen abgasbetriebenen Rotationskolbenlader für die mechanisch unabhängige Anordnung an der Abgasleitung einer Brennkraftmaschine mit zwei in Antriebsverbindung miteinander stehenden Rotationskolbenmaschinen, von denen eine die Ladeeinheit und die andere die Abgaseinheit des Rotationskolbenladers bildet.

Durch die DE-PS 2 232 592 des gleichen Erfinders ist ein abgasbetriebener Rotationskolbenlader dieser Art bekannt, dessen Ladeeinheit und Abgaseinheit durch jeweils eine aussenachsige Drehkolbenmaschine mit ruhender Arbeitskammerwandung gebildet sind. Gemeinsam mit den vielfach verwendeten sog. Turboladern hat dieser bekannte Rotationskolbenlader gegenüber mechanisch angetriebenen Ladern den Vorteil, dass die Aufladung der Brennkraftmaschine in Abhängigkeit von dem Abgasstrom erfolgt, d.h. in Anpassung an den tatsächlichen Luftbedarf. Bei mechanisch angetriebenen Ladern (Kompressoren) ist hingegen für die Anpassung an den tatsächlichen Luftbedarf ein regelbares Getriebe erforderlich, da der Luftbedarf nicht in direkter Abhängigkeit von der Drehzahl der Brennkraftmaschine steht. Ausserdem entzieht ein mechanisch betriebener Lader der Brennkraftmaschine Nutzleistung. Die Ausnutzung der Energie des Abgasstromes kann hingegen zur Verringerung der Geräuschentwicklung beitragen, so dass sich der technische Aufwand für die "Auspuff"-Anlage der Brennkraftmaschine verringert.

Der gegenwärtige Stand der technischen Entwicklung kommt beispielsweise in dem Fachartikel "Turbo oder mechanischer Lader?" in der Zeitschrift "Automobil-Revue" Nr. 6 v. 11. Februar 1982 (aus "Automotive Industries" von John McElroy) zum Ausdruck. Der in diesem Aufsatz erwähnte "Roots"-Kompressor stellt ebenfalls eine aussenachsige Drehkolbenmaschine dar, die aufgrund ihrer festgelagerten Drehachsen für sehr hohe Drehzahlen geeignet wäre und sich somit in kleiner Baugrösse und mit geringer Anlaufträgheit bauen liesse. Tatsächlich werden

diese Roots-Kompressoren jedoch mit verhältnismässig geringer Drehzahl antrieben, da aufgrund starker Quetschströmungen mit höherer Drehzahl eine überaus starke Geräuschentwicklung und ein stark ansteigender Leistungsbedarf vorhanden sind. Die Quetschströmungen entstehen durch die sich beim Abwälzen beider Läufer aneinander mit hoher Geschwindigkeit aufeinanderzu bewegenden Flächen.

Auch der Nachteil von Turboladern ist allgemein bekannt. Er ist durch die für Turbinen charakteristische, nicht proportionale Leistungskurve verursacht, so dass die Aufladung in den unteren Drehzahlbereichen und Lastzuständen der Brennkraftmaschine unzureichend und nur bei Volleistung optimal ist. Um dieses Missverständnis zu verringern, ist man dazu übergegangen, den Durchmesser der Abgasturbine so zu verringern, dass sie schon bei Einviertel- oder Einhalbleistung des Motors die für die Aufladung notwendige hohe Drehzahl hat.

Infolgedessen muss aber bei Vollast in technisch widersinniger Weise ein Teil des Abgases ungenützt an der Turbine vorbeigeleitet werden, damit die Aufladung nicht zu hoch wird.

Der eingangs erwähnten DE-PS 2 232 592 lag die Aufgabe zugrunde, eine abgasbetriebene Ladevorrichtung zu schaffen, die sowohl in den unteren Drehzahlbereichen und Lastzuständen als auch in den oberen eine optimale Aufladung sicherstellt. Eine optimale Aufladung in oberen Drehzahlbereichen konnte mit den bisher bekannten abgasbetriebenen Rotationskolbenladern wegen ihres zu hohen Eigenkraftbedarfes infolge von Quetschströmungsverlusten nicht erreicht werden. Diese Quetschströmungen entstehen beim Eingriff des Kolbens des einen Läufers in die Lücke des Gegenläufers. Da die bereits bekannten Rotationskolbenlader folglich im oberen Drehzahlbereich dem Turbolader nicht überlegen waren und der Leistungsverbesserung im unteren Drehzahlbereich weniger Bedeutung beigemessen wurde, hat die Fachwelt ihnen bisher keine Aufmerksamkeit geschenkt.

Zusätzlich zu den durch Quetschströmungen verursachten Nachteilen hat

der bisherige abgasbetriebene Rotationskolbenlader den weiteren Nachteil, dass seine Herstellung aufgrund der Form seiner Läufer und der erforderlichen genauen gegenseitigen geometrischen Zuordnung, insbesondere unter Berücksichtigung der thermischen Belastungen, verhältnismässig aufwendig ist.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen für hohe Drehzahlen geeigneten abgasbetriebenen Rotationskolbenlader zu finden, der Energieverluste und Geräuschentwicklung durch Quetschströmungen auf ein unwesentliches Mass verringert, keine oder nur vernachlässigbare schädliche Räume aufweist und damit in allen Drehzahlbereichen einer Brennkraftmaschine eine optimale Aufladung ermöglicht. Ausserdem soll er mit möglichst geringem konstruktivem Aufwand die hohen thermischen und mechanischen Belastungen bewältigen, so dass er als dauerhaftes Massenprodukt preiswert herstellbar ist. Zur Lösung dieser Aufgabe wird ein abgasbetriebener Rotationskolbenlader der eingangs genannten Art vorgeschlagen, der erfindungsgemäss dadurch gekennzeichnet ist, dass mindestens eine der Rotationskolbenmaschinen eine innenachsige Dreh- oder Kreiskolbenmaschine ist.

Zum besseren Verständnis der verwendeten Terminologie sei auf das Fachbuch "Einteilung der Rotationskolbenmaschinen" von F. Wankel, Deutsche Verlagsanstalt, Fachverlag, Stuttgart, 1963, hingewiesen.

Gegenüber einer aussenachsigen Rotationskolbenmaschine, wie sie bei einem Lader entsprechend der erwähnten DE-PS 2 232 592 verwendet wird, ergibt sich der wesentliche Vorteil, dass das Aufeinanderzubewegen von Flächen während einer Eingriffsbewegung nicht mit der Umfangsgeschwindigkeit eines bzw. der Läufer stattfindet, sondern mit einer relativen, sich bis auf 0 verlangsamenden sinusartigen Bewegung, so dass die bisher zu grossen Schwierigkeiten führenden Quetschströmungen praktisch vermieden werden.

Obwohl innenachsige Dreh- oder Kreiskolbenmaschinen in zahlreichen Ausführungen neben den zahlreichen Rotationskolbenmaschinen, von denen

die wesentlichen Beispiele in dem erwähnten Fachbuch "Einteilung der Rotationskolbenmaschinen" gezeigt sind, seit langem bekannt sind, war diese vorteilhafte Eigenschaft für die Anwendung für einen abgasbetriebenen Rotationskolbenlader für den Fachmann nicht naheliegend gewesen. Beispiele von innenachsigen Drehkolben- oder Kreiskolbenmaschinen mit Kämmeingriff zeigen die DE-PS 103 82 (1879), die GB-PS 961 872, Fig. 3 der GB-PS 1 046 504, die DE-OS 24 38 189 mit den entsprechenden US-PS 3 876 348, 3 800 941, 3 954 355 u.a. In formaler Hinsicht ist zu bemerken, dass zwar die mechanische Kopplung einer innenachsigen Rotationskolbenmaschine mit einer innenachsigen Brennkraftmaschine für die Vorkompression und Nachexpansion beim Dieselverfahren an sich bekannt ist, jedoch ist diese Kombination nicht vergleichbar mit einem mechanisch selbständig betriebenen Rotationskolbenlader, dessen Arbeitsweise nicht in Taktabhängigkeit mit der Brennkraftmaschine, sondern drehzahlunabhängig von der Brennkraftmaschine erfolgt. Eine Kombination dieser bekannten Art, deren Rotationskolben Schlupfeingriff aufweisen, zeigt die US-PS 3 405 692.

Wenn innenachsige Rotationskolbenmaschinen nicht als Drehkolbenmaschinen, sondern als Kreiskolbenmaschinen, also mit einem auf dem Umlauf- bzw. Exzenterzapfen einer Kurbelwelle gelagerten Läufer ausgeführt werden, müssen am Aussengehäuse, wenn grosse Steuerquerschnitte erreicht werden sollen, besondere Steuerorgane vorgesehen werden. Entsprechend einer Ausführungsform der Erfindung sind die innenachsigen Maschinen als Drehkolbenmaschinen ausgeführt, d.h. die Läufer drehen sich um fest gelagerte Drehachsen, so dass der Aussenläufer grosse Ein- und Austrittskanäle des feststehenden Gehäuses selbst absteuern kann. Abgesehen davon sind die Drehkolbenmaschinen infolge ihrer Auswuchtbarkeit und des Fehlens fliehkraftbelasteter Lagerstellen für höchste Drehzahlen geeigneter als Kreiskolbenmaschinen.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind der folgenden Beschreibung von Ausführungsbeispielen anhand der Zeichnungen zu entnehmen.

Da somit ein erfindungsgemässer abgasbetriebener Rotationskolbenlader im Gegensatz zu Turbomaschinen nach dem Verdrängungsprinzip arbeitet und im Gegensatz zum Stand der Technik entsprechend der DE-PS 2 232 592 die Verdrängungsbewegung zu keinen wesentlichen Quetschströmungen führt und ausserdem schädliche Räume vermieden werden, ergibt sich in jedem Drehzahlbereich der Brennkraftmaschine eine optimale Aufladung. Die Aufladung ist optimal, da die durch die Ladeeinheit des Laders der Brennkraftmaschine zugeführte Luftmenge im direkten Verhältnis zu der Menge des Abgasstromes liegt, der die Abgaseinheit des Laders antreibt, d.h. der Abgasstrom steuert unmittelbar den Lader auf optimale Weise.

In den Zeichnungen zeigt:

Fig. 1 einen radialen Querschnitt durch die Ladeeinheit des Laders,

Fig. 2 einen Axialschnitt durch die Ladeeinheit nach Fig. 1,

Fig. 3 eine teilweise geschnittene Aufsicht auf den abgasbetriebenen Lader,

Fig. 4a - 4h schematische Darstellungen mehrerer aufeinanderfolgender Bewegungspositionen der Ladeeinheit nach Fig. 1,

Fig. 5 und 6 schematische Darstellungen von zwei Ausführungsbeispielen einer Antriebsverbindung zwischen Innen- und Aussenläufer,

Fig. 7 einen axialen Teilschnitt zu der Antriebsverbindung nach Fig. 6,

Fig. 8 einen Querschnitt entlang der Linie VIII-VIII der Fig. 9 der Lageranordnung für den Aussenläufer,

Fig. 9 einen axialen Teilquerschnitt durch eine Rotationskolbeneinheit des Laders entlang der Linie IX-IX der Fig. 8,

Fig. 10 einen axialen Teilquerschnitt durch eine Abgaseinheit des Laders mit Mitteln zur Kühlung der Läufer,

Fig. 11 einen Querschnitt durch den Innenläufer entsprechend einem weiteren Ausführungsbeispiel für seine Kühlung, und

Fig. 12a - 12d schematische Darstellungen von aufeinanderfolgenden Bewegungspositionen einer Abgaseinheit.

Die Fig. 1 und 2 zeigen in zwei Schnittdarstellungen die Ladeeinheit 2 des in Fig. 3 gesamthaft dargestellten abgasbetriebenen Laders. Die Abgaseinheit 3 ist im wesentlichen gleich ausgeführt wie die Ladeeinheit, und ihre Innenläufer 4 stehen über eine gemeinsame geradlinig verlaufende Hauptwelle 6 des Laders in starrer Antriebsverbindung. Es versteht sich jedoch, dass die exzentrisch auf der Welle 6 gelagerten Innenläufer 4, 4' beider Maschineneinheiten zueinander winkelversetzt, z.B. mit 90°, angeordnet sind, so dass das Anlaufen des Laders erleichtert wird bzw. auch bei einer Totpunktstellung einer der Einheiten ohne einen Antrieb von aussen möglich ist. Das Anlaufen erfolgt durch einen von der Brennkraftmaschine verursachten Unterdruck in der Druckleitung 7 der Ladeeinheit und einen Ueberdruck in der nicht dargestellten Zuströmleitung der Abgaseinheit des Laders.

Der Innenläufer 4 hat einen kreisrunden Querschnitt und dreht sich in exzentrischer Bewegung um die sich nur um ihre eigene Achse drehende Welle 6. Die Welle 6 ist im dargestellten Beispiel durch zwei Nadel- oder Rollenlager 9, 10 in starr mit den seitlichen Gehäusedeckeln 11, 12 verbundenen Abdicht- und Lagerkörpern 13, 14 gelagert. Durch die Drehung des Innenläufers 4 um die örtlich fixierte Welle 6 kann er in sich vollkommen ausgewuchtet werden, so dass auf die Lagerungen keine Zentrifugalkräfte einwirken und somit sehr hohe Drehgeschwindigkeiten möglich sind.

Jeweils ein am äusseren Umfang der Abdicht- und Lagerkörper 13, 14

vorgesehenes zweites Lager 15, 16 beispielsweise gleichartiger Ausführung dient der Lagerung des Aussenläufers 18 dieser Drehkolbenmaschine um seine damit örtlich fixierte Mittelachse. Eine Dichtung 20, 21 an dem dem Arbeitsraum 22 der Ladeeinheit 2 zugekehrten und in die Seitenwände des Aussenläufers 18 hineinragenden Teil 19 der Abdicht- und Lagerkörper 13, 14 verhindert, dass die Lagerungen 9, 10, 15, 16 und eine Antriebsübertragung 23 zwischen dem Innen- und Aussenläufer über die Welle 6 mit dem die Einheit 2 oder auch 3 durchströmenden Medium auf nachteilige Weise in Kontakt gelangen. Die Abdicht- und Lagerkörper 13, 14 ermöglichen auch einen wesentlich grösseren Durchmesser der Welle 6 des Innenläufers, der für eine grosse axiale Länge der Rotationskolbeneinheit und bei hohler Ausführung der Welle von besonderem Vorteil ist. Ausserdem ermöglichen sie einen grösseren Abstand zwischen den Lagerachsen beider Läufer, der zu einem grösseren Durchsatz der Rotationskolbenmaschine führt.

Der den Innenläufer 4 einschliessende Aussenläufer 18 besteht aus zwei zueinander gegenüberliegenden sichelförmigen Umfangsteilen 24, 25 und zwei diese zwischen sich ein schliessenden Seitenteilen 26, 27. Die Verbindung untereinander erfolgt durch Stifte 28 und Schraubenbolzen 29. Die zueinander gerichteten Innenflächen 30, 32 des Aussenläufers verlaufen eben und mindestens in Richtung parallel zur Drehachse parallel zueinander, so dass der Innenläufer in dem durch diese Flächen 30, 32 begrenzten Arbeitsraum 22 eine hin- und hergehende Bewegung ausführen kann. Diese relativ gesehen geradlinige Bewegung des Innenläufers 4 relativ zum Aussenläufer 18 trotz der Drehbewegung beider Läufer ergibt sich aufgrund der Kinematik von Kardankreisen. Der auch als Drehkolben zu bezeichnende Innenläufer 4 gelangt in Kämmeingriff jeweils mit zwei Lücken des Aussenläufers, so dass er sich mit doppelter Geschwindigkeit des Aussenläufers dreht. Das Uebersetzungsverhältnis entspricht demnach 1 : 2, so dass der Teilkreis des Ritzels 34 der Antriebsübertragung 23 zwischen Innen- und Aussenläufer den halben Durchmesser des Teilkreises des Hohlzahnrades 35 auf-

weist. Die Fig. 5 bis 7 zeigen jedoch, dass das Uebersetzungsverhältnis von 1 : 2 auch auf andere Weise erreicht werden kann, wie noch im folgenden näher erläutert wird.

Die Fig. 4 zeigt die sich beim Umlauf beider Läufer nacheinander ergebenden relativen Positionen, aus denen die Arbeitsweise der Lade- und Abgaseinheit 2, 3 des Laders deutlich wird. Aufgrund der Hin- und Herbewegung des Innenläufers 4 in dem von dem Aussenläufer umschlossenen Arbeitsraum 22 wird in der Ladeeinheit Luft über den Ansaugkanal 8 in Richtung des in Fig. 4a gezeigten Pfeiles angesaugt und über die Druckleitung 7 in Richtung des gezeigten Pfeiles ausgestossen. Die Fig. 4a zeigt eine Drehposition, in der das Zentrum des Innenläufers mit dem Zentrum des Aussenläufers und damit auch dem Zentrum der umgebenden Gehäusewand übereinstimmt. Die Läufer drehen sich in Richtung der in Fig. 4a gezeigten Pfeile, wobei sich der Innenläufer 4 um das Zentrum A dreht und der Aussenläufer um das Zentrum C, die beide feststehend sind. Durch den Umlauf des Aussenläufers bewegen sich dessen beide einander gegenüberliegenden Oeffnungen 38, 40 mit der halben Drehgeschwindigkeit des Innenläufers an den Oeffnungen der Kanäle 7, 8 im umliegenden Gehäuse vorbei, so dass der Aussenläufer die Aufgabe eines gesteuerten Ventils erfüllt. Dies hat den Vorteil, dass sich der Innenläufer bei seiner Bewegung, z.B. ausgehend von der Position nach Fig. 4e, nicht gegen den Druck in der zu der Brennkraftmaschine führenden Druckleitung 7 bewegen muss und die Verbindung mit dieser Druckleitung sich erst nach Durchlauf der Bewegungspositionen entsprechend den Fig. 4f, g, h, a in der Position nach Fig. 4b ergibt, in der der Druck in der Druckleitung 7 z.B. gerade um ein geringes Mass überschritten wurde. Damit ergibt sich ein wesentlicher Vorteil gegenüber einer aussenachsigen Rotationskolbenmaschine z.B. nach Roots.

Entsprechend dem Ausführungsbeispiel der Fig. 1 und 2 ist an dem Ende der Welle 6 des Laders ein Ritzel 34 befestigt, das den Aussenläufer 18 mit halber Drehgeschwindigkeit antreiben soll. Um bei gleichem Ab-

stand der Achse der Welle 6 von der Achse des Aussenläufers und bei gleichem Uebersetzungsverhältnis einen grösseren Durchmesser der Welle 6 und einen entsprechend grösseren Durchmesser des Ritzels 34 verwirklichen zu können, so dass die Welle für die Kühlung des Innenläufers 4 entsprechend der Darstellung in Fig. 11 hohl ausgeführt werden kann und/oder für eine grössere axiale Länge der Läufer eine höhere Festigkeit erhält, werden in vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung entsprechend den schematischen Darstellungen der Fig. 5 und 6 zwischen dem Ritzel 34', 34" und dem äusseren Hohlzahnrad 35', 35" mindestens zwei Zwischenzahnräder angeordnet. Im Beispiel nach Fig. 5 erfolgt die Antriebsübertragung zwischen dem Ritzel und dem Hohlzahnrad über zwei verschieden grosse Zwischenzahnräder 42, 43, während im Beispiel nach Fig. 6 zwischen dem Ritzel 34" und dem Hohlzahnrad 35" ein mit einer Innen- und Aussenverzahnung versehenes Hohlzahnrad 45 angeordnet ist. Dieses Hohlzahnrad 45 ist über ein Lager 46 relativ zum Gehäuse des Laders oder einem mit dem Gehäuse verbundenen Teil 47 gelagert, wie der axiale Teilquerschnitt einer weiteren Ausführungsform des Laders nach Fig. 7 zeigt.

Die Darstellungen der Fig. 8 und 9 zeigen eine vorteilhafte Ausgestaltung der Lagerung des Aussenläufers 18 an einem Abdicht- und Lagerkörper 50 zur Verringerung der Lagerumlaufgeschwindigkeiten. Statt zahlreicher kleiner Lagerkörper werden drei Rollen 52, 53, 54 verwendet, von denen zwei durch einen Lagerzapfen 56 in dem Abdicht- und Lagerkörper 50 gelagert sind, während der dritte auf der Welle 6 gelagert ist. Diese aus gehärtetem Material bestehenden Rollen 52 - 54 wälzen sich auf einem aus gehärtetem Stahl bestehenden Lagerring 58 ab, der in einen seitlichen Nabenteil 60 des Aussenläufers eingesetzt ist. Eine seitliche Stirnfläche des Hohlzahnrades 62 sichert die axiale Lage dieses Lagerringes 58. Die unmittelbare Anordnung des Lagerringes 58 und der sich an ihm abwälzenden Lagerrollen 52 - 54 neben dem Zahnradgetriebe 23' gewährleistet eine gute Schmierung durch das dem Getriebe zugeführte Schmiermittel.

Zwischen dem äusseren Umfang des Nabenteiles 60 und dem seitlichen Gehäuseteil 65 ist ein Dichtring 66 angeordnet, der die Abdichtung des mit Schmiermittel versehenen Teiles der Ladeeinheit gewährleistet.

Die Fig. 10 und 11 zeigen vorteilhafte konstruktive Ausführungsmöglichkeiten insbesondere für die hohen Temperaturbelastungen ausgesetzte Abgaseinheit 3 des Laders. Entsprechend der Darstellung in Fig. 10 sind in den sichelförmigen Umfangsteilen 24, 25 des Aussenläufers 18' in seiner Längsrichtung verlaufende Luftkanäle 70 vorgesehen, deren in der Darstellung nach Fig. 10 nicht sichtbare Anzahl, Querschnittsgrösse und Querschnittsform unter Berücksichtigung der aus der Darstellung in Fig. 1 ersichtlichen Möglichkeiten für die Anordnung und die Festigkeitsanforderungen verschieden ausgeführt sein können. Bei maschineller Einarbeitung des Luftkanals ist ein kreisförmiger Querschnitt selbstverständlich einfacher herzustellen. Diese Luftkanäle 70 setzen sich in den Seitenteilen 26', 27' fort und bilden dort kurze Umlenkbögen 72, 73 zur Verbindung mit gegenüber dem Kanal 70 radial versetzten Einlassöffnungen 75 und Auslassöffnungen 76 in dem Gehäuseseitenteil 12' und Gehäuseumfangteil 78 bzw. für die Anordnung von durch Strichpunktlinien angedeuteten Gebläseschaufeln. Diese Ein- und Auslassöffnungen 75, 76 können gitterartig in grosser Anzahl mit dazwischenliegenden Stegen nebeneinander angeordnet sein oder grössere, in Umfangsrichtung verlaufende Schlitze bilden, wie die Einlasschlitze 80 des Ausführungsbeispiels nach Fig. 3 zeigen. Die Umlaufbewegung des Aussenläufers 18 bewirkt somit gebläseartig eine Luftströmung durch den Kanal 70 hindurch, so dass sich eine wirksame Kühlung des Aussenläufers und angrenzender Teile ergibt.

Die Fig. 11 zeigt ein Ausführungsbeispiel des Innenläufers 4', dessen auch aus Gründen der Auswuchtung hohler Innenraum 82 mit hohlen Wellenteilen 6' in Verbindung steht. Gebläseartige Schaufeln 83, die im dargestellten Beispiel nur auf der Zuströmseite der in Richtung des Pfeiles 84 strömenden Luft angeordnet sind, bewirken die ausreichende

Durchströmung durch die Drehbewegung dieses Innenläufers. Die Krümmung dieser Schaufeln 83 ist schematisch durch Strichpunktlinien angedeutet, ebenso wie in den Umlenkbögen 72, 73 nach Fig. 10.

Die Gehäuseumfangsteile 86, 87 der Ladeeinheit 2 und der Abgaseinheit 3 sind mit Kühlrippen 88 versehen, wie am besten der Gesamtdarstellung der Fig. 3 zu entnehmen ist. In dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 3 ist die Ladeeinheit linksseitig abgebildet und zeigt den Ansaugkanal 8 für Frischluft und den zur Brennkraftmaschine führenden Austrittsstutzen 7. Aufgrund der um 90° versetzten Anordnung der Abgaseinheit 3 sind in Fig. 3 der Zuströmstutzen und der Abströmstutzen für das Abgas der Brennkraftmaschine nicht sichtbar. Die Abgaseinheit bewirkt einen ständig wirksamen Verschluss der Abgasleitung der Brennkraftmaschine, da in keiner der aus den Fig. 4a bis 4h ersichtlichen Drehpositionen der Läufer 4, 18 eine direkte Verbindung zwischen Ein- und Austrittskanal 8, 7 vorhanden ist. Das Abgas kann somit erst ins Freie strömen, nachdem es einen wesentlichen Teil seiner Energie an den erfindungsgemässen abgasbetriebenen Rotationskolbenlader abgegeben hat. Daraus ergibt sich auch eine wesentliche Verminderung der über den Abgasstrom übertragenen Schallwellen und ein entsprechend geringer Aufwand für die sich abströmseitig an die Abgaseinheit 3 anschliessende Abgas- bzw. Auspuffleitung.

Neben den dargestellten Ausführungsbeispielen sind noch zahlreiche weitere vorteilhafte Varianten möglich. Beispielsweise kann die Zahnrad-Getriebeverbindung zwischen dem Innen- und Aussenläufer bei der Anordnung mehrerer gleichgeformter Rotationskolbeneinheiten nebeneinander auf gleicher Hauptwelle 6 vermieden werden. Die Antriebsübertragung erfolgt dann unmittelbar von einem Läufer auf den anderen, und entsprechende Läufer von axial benachbarten Rotationskolbeneinheiten sind dann starr und winkelversetzt miteinander verbunden. Falls dennoch eine Getriebeverbindung zwischen Innen- und Aussenläufern erfolgt, reicht eine für mehrere nebeneinander angeordnete Rotationskolbeneinheiten, d.h. Lader- und/oder Abgaseinheiten aus.

Durch die Verwendung von Zwischenzahnrädern z.B. entsprechend den schematischen Darstellungen der Fig. 5 und 6 kann eine stärkere Hauptwelle verwendet werden, die eine grössere axiale Länge einer Rotationskolbeneinheit zulässt.

Eine Verringerung von Strömungsverlusten ergibt sich durch möglichst breite radial gerichtete Oeffnungen 38, 40 in den Aussenläufer 18, die vorzugsweise breiter sind als die Oeffnungsbreite der Gehäuseöffnungen 7, 8. Beispielsweise können sich die zueinander parallelen Oberflächen 30, 32 des Aussenläufers bis nach aussen verlängern, so dass die Oeffnungen 38, 40 keine Verengung bilden.

Schliesslich kann ein geringer Teil der von der Ladeeinheit geförderten Frischluft über nicht dargestellte, axial gerichtete Verbindungskanäle zur Kühlung der thermisch höher belasteten Abgaseinheit zugeführt werden.

Die Fig. 12 zeigt für verschiedene Drehpositionen a bis d der Läufer 4', 18' einer Abgaseinheit die dazu relativen Positionen des Zu- und Abströmkanals 8, 7 bzw. der Richtung des Abgaszustromes. Die dargestellten Drehpositionen zeigen, das der Druck des stossweise in Richtung der Pfeile 90 zuströmenden Abgases vor allem bei voll geöffnetem Querschnitt des Zuströmkanals 8 in einer Richtung wirkt, die an dem Innenläufer aufgrund der in diesen Drehpositionen grössten Hebelarme, bezogen auf die Drehachse A', zu einem grössten Drehmoment führt. Beide Kanäle 8, 7 verlaufen in einem stumpfen Winkel zueinander, so dass die Durchströmung der Abgaseinheit ohne wesentliche Aenderung der Strömungsrichtung erfolgt.

Patentansprüche

1. Abgasbetriebener Rotationskolbenlader für die mechanisch unabhängige Anordnung an der Abgasleitung einer Brennkraftmaschine, mit zwei in Antriebsverbindung miteinander stehenden Rotationskolbenmaschinen, von denen eine die Ladeeinheit (2) und die andere die Abgaseinheit (3) des Rotationskolbenladers bildet, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens eine der Rotationskolbenmaschinen eine innenachsige Dreh- oder Kreiskolbenmaschine ist.

2. Rotationskolbenlader nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die innenachsige Dreh- oder Kreiskolbenmaschine einen in feststehenden Lagern gelagerten Aussenläufer (18) mit mindestens zwei an seinem Umfang angeordneten Oeffnungen (38, 40) aufweist, so dass diese sich an Ein- und Austrittskanälen (8, 7) eines feststehenden Gehäuses der Dreh- oder Kreiskolbenmaschine vorbeibewegen und diese Kanäle (8, 7) absteuern.

3. Rotationskolbenlader nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass sich die Läufer (4, 18) der Rotationskolbenmaschinen in feststehenden Lagern drehen.

4. Rotationskolbenlader nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Drehgeschwindigkeiten des Innenläufers (4) und des Aussenläufers (18) ein Verhältnis von 2 : 1 aufweisen.

5. Rotationskolbenlader nach einem der Ansprüche 2 bis 4, gekennzeichnet durch eine Zahnrad-Getriebeverbindung zwischen dem Aussen- und Innenläufer (4, 18), wobei zwischen einem auf der Welle (6) des Innenläufers befestigten Ritzel (34', 34") und einem mit dem Aussenläufer (18) fest verbundenen Hohlzahnrad (35', 35") mindestens ein Zwischenzahnrad (42, 43, 45) mit einer Aussenverzahnung (Fig. 5) oder einer Aussen- und Innenverzahnung (Fig. 6) angeordnet ist.

6. Rotationskolbenlader nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Welle (6') des Innenläufers (4') hohl ausgebildet ist und zusammen mit einem Hohlraum (82) des Innenläufers einen Strömungskanal bildet.

7. Rotationskolbenlader nach einem der Ansprüche 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Aussenläufer mit mindestens einem achsparallel verlaufenden Kühlluftkanal (70) versehen ist, der über mindestens einen Umlenkbogen (72, 73) mit Oeffnungen (75, 76) in dem Gehäuse (12', 78) der Rotationskolbenmaschine verbunden ist.

8. Rotationskolbenlader nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass in einem radial gerichteten Teil des mindestens einen in dem Innenläufer (4') oder dem Aussenläufer (18') vorgesehenen Strömungskanal (82; 72, 70, 73) für die Luftkühlung Gebläseschaufeln angeordnet sind.

9. Rotationskolbenlader nach einem der Ansprüche 2 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass seitliche Gehäusedeckel (11, 12) einen Einsatzkörper (13, 14, 50) tragen, der in das angrenzende Seitenteil (26, 27) des Aussenläufers (18) hineinragt, so dass er die notwendige Oeffnung in den Seitenteilen (20, 27) des Aussenläufers (18) abdichtend ausfüllt.

10. Rotationskolbenlader nach einem der Ansprüche 2 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Lager des Aussenläufers (18) durch die Welle des Innenläufers und zwei Rollen (52, 53) gebildet sind, die sich auf einem Lagerring (58) des Aussenläufers (18) abwälzen.

11. Rotationskolbenlader nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass der Innendurchmesser des Lagerringes (58) gleich dem Teilkreisdurchmesser eines Hohlzahnrades einer Antriebsverbindung (23) zwischen dem Innen- und Aussenläufer (4, 18) ist und eine Rolle (54) eines Lagers des Aussenläufers auf der Welle (6) des Innenläufers befestigt ist, wobei der Aussendurchmesser dieser Rolle (54) gleich dem Teil-

kreisdurchmesser des auf der Welle (6) befestigten Ritzels (34) ist.

FIG.1

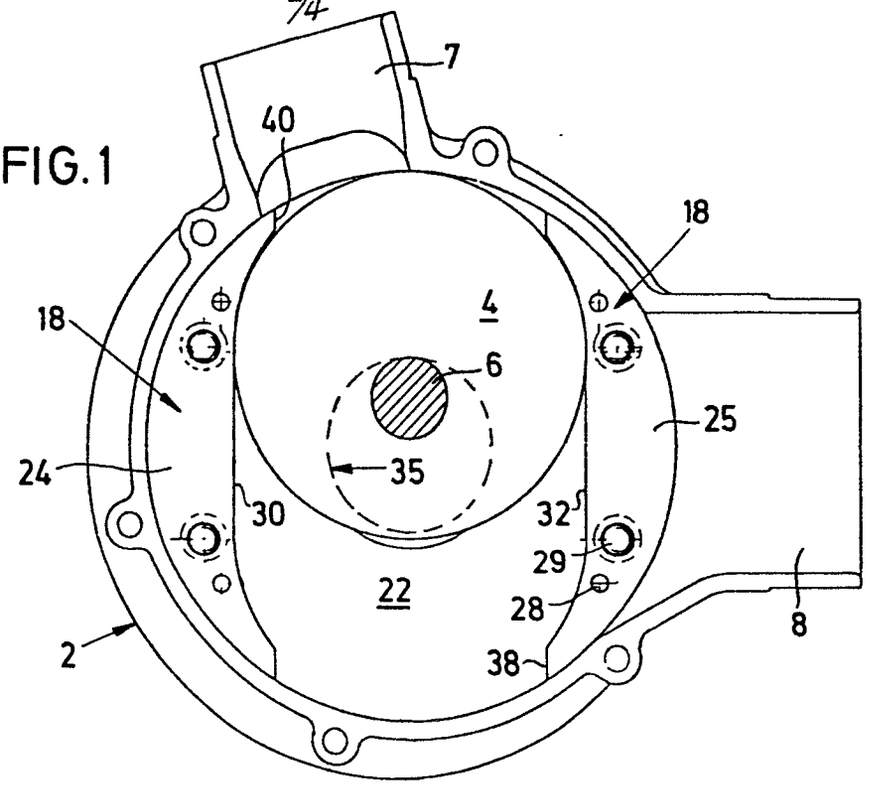

7
40
18
18
4
6
25
24
35
30
32
29
22
28
8
2
38

FIG.2

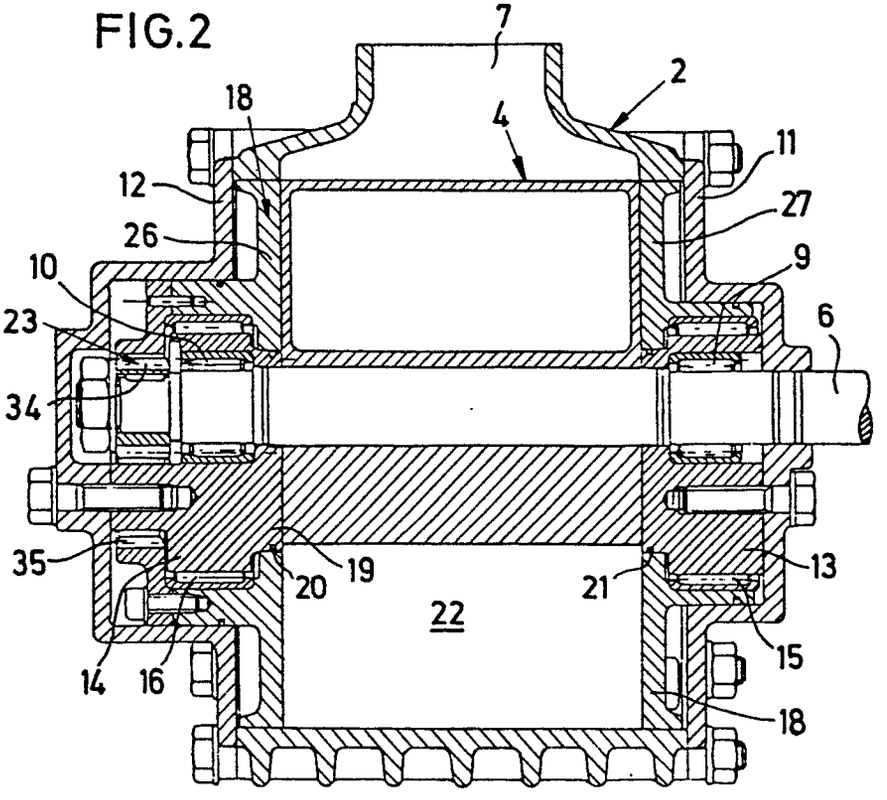
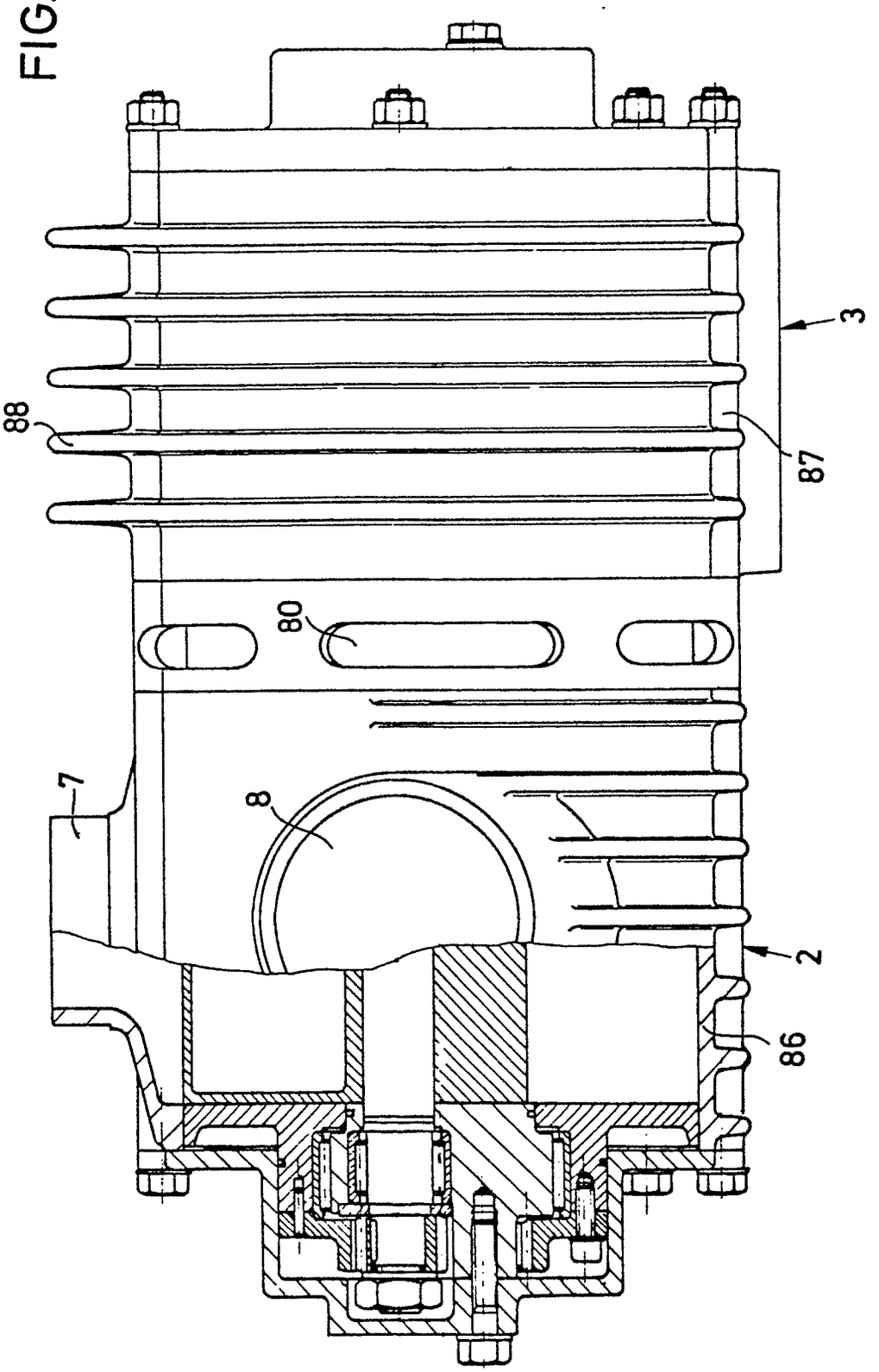

7
2
18
4
11
12
27
26
9
10
6
23
34
35
19
20
21
13
22
15
14
16
18

FIG.3



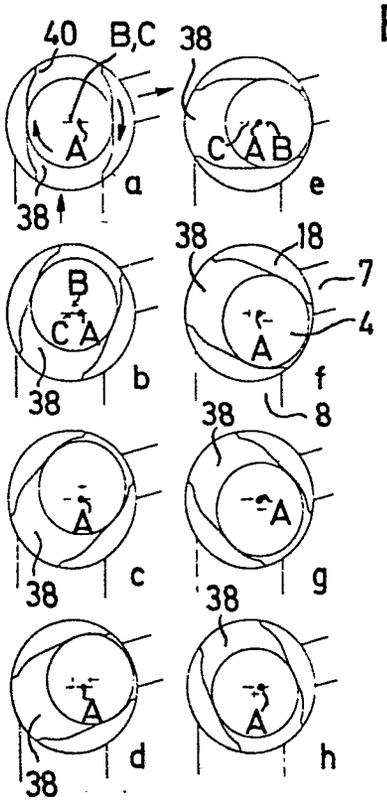
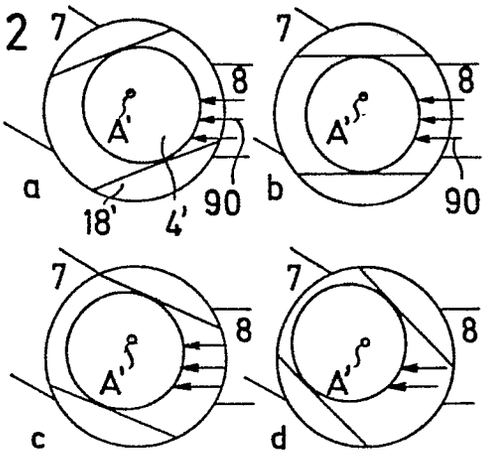


FIG.4

FIG.12



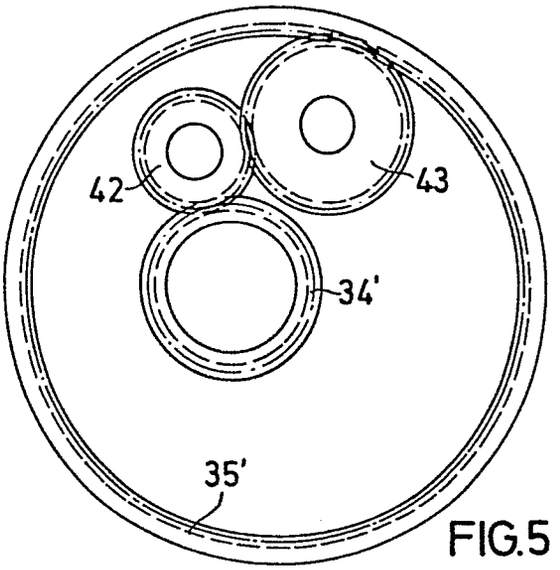
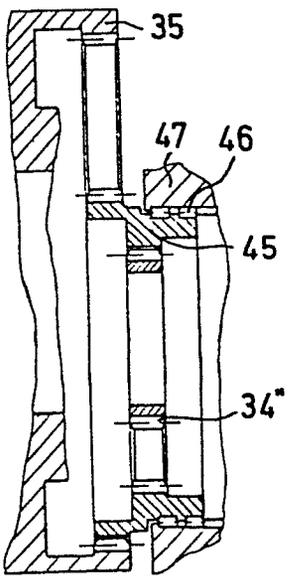


FIG.5

FIG.7



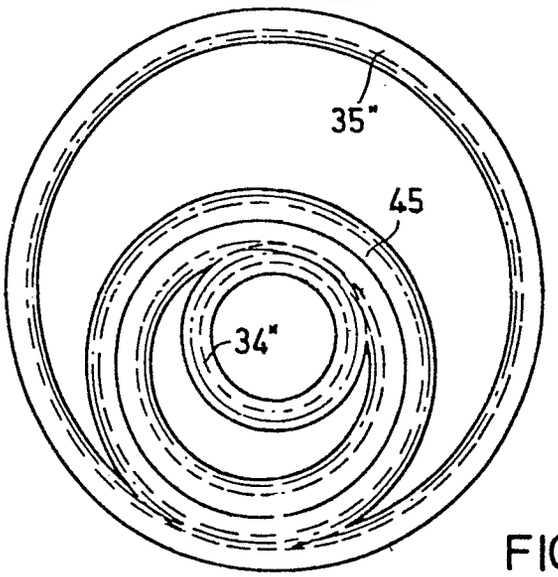


FIG.6

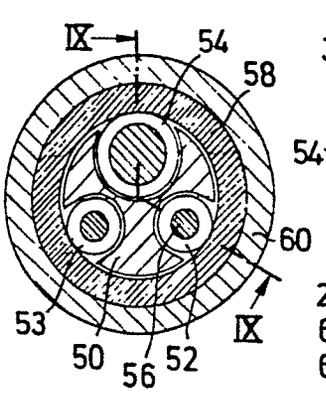


FIG.8

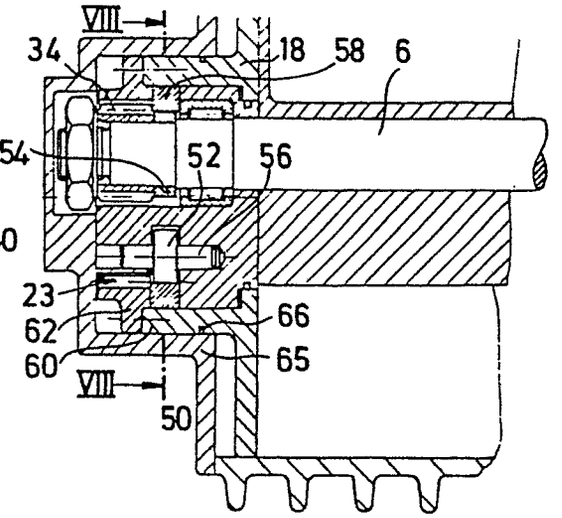


FIG.9

FIG.10

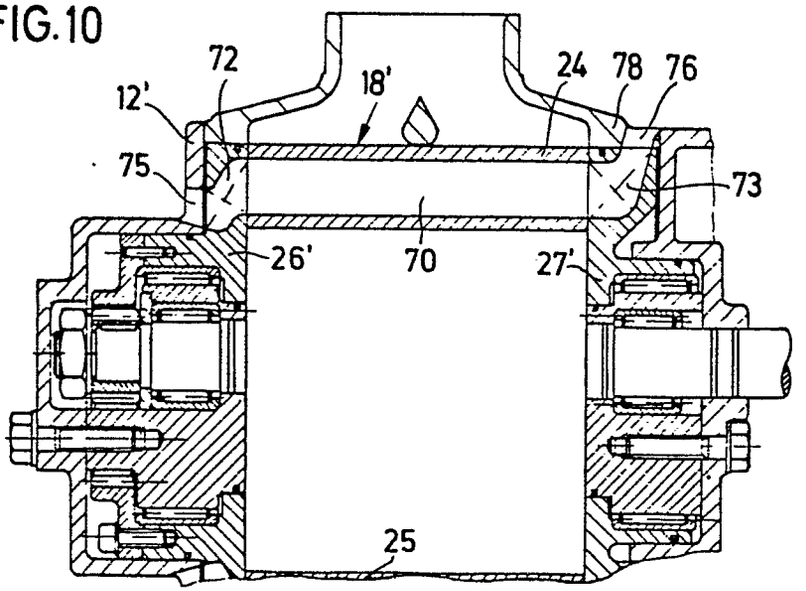
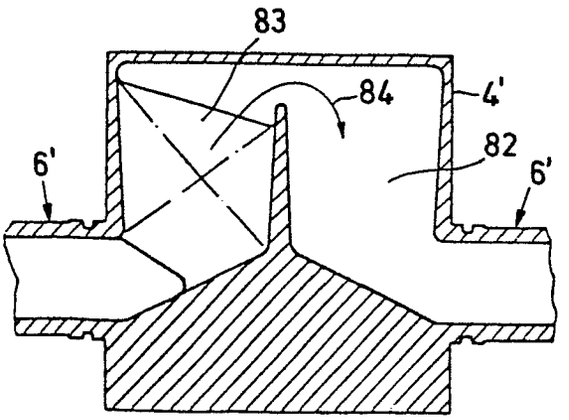


FIG.11



Europäisches Patentamt

0087746
Nummer der Anmeldung

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

EP 83 10 1745

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE

Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. ³)
Y	DE-A-2 547 208 (KLÖCKNER-HUMBOLDT-DEUTZ) * Seite 3, Anspruch 7; Seite 11, letzter Absatz; Seite 13, letzter Absatz; Seiten 14,15; Figuren *	1	F 04 C 18/10 F 04 C 23/00
Y	EP-A-0 012 329 (KICKBUSCH) * Zusammenfassung; Seite 1 *	1	
Y	GB-A-1 197 958 (HUBER) * Seite 2, Zeilen 25-78, Figuren 1,2,3, Zeilen 101-121 *	2-5	
Y	DE-A-2 456 252 (KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH) * Seite 9; Seite 10, Zeilen 1-17; Figuren 1,2; Seite 11, Absatz 2 *	2,3,5	
Y	DE-A-2 605 108 (DREES) * Seite 3, Figuren *	2,3,7	
Y	FR-A-2 262 731 (TORRO) * Seite 4, letzter Absatz; Figuren 2,3; Seite 5, Zeilen 1-25 *	6	
Y	DE-A-2 905 824 (SCHOLTEN) * Abbildung 2 *	6	

-/-

RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl. ³)
F 04 C 18/10
F 01 C 1/10
F 01 B 13/02
F 02 B 37/00

Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt.

Recherchenort	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer
DEN HAAG	15-06-1983	KAPOULAS T.

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

Europäisches Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

0087746
Nummer der Anmeldung

EP 83 10 1745

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE

Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. ³)
Y	DE-A-2 838 670 (KRISMER) * Seite 25, letzter Absatz; Figur 2; Seite 26, die zwei letzten Absätze *	8	
Y	US-A-3 813 195 (KING) * Spalte 2, Zeilen 31-43; Figuren 1,2,4; Spalte 3, Zeilen 19-32 *	8	
A,D	DE-A-2 438 189 (PAUL)		

RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl. ³)

Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt.

Recherchenort	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer
DEN HAAG	15-06-1983	KAPOULAS T.

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