

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 656 992 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:

22.01.1997 Patentblatt 1997/04

(51) Int Cl.⁶: **F02B 57/08**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP93/02325

(21) Anmeldenummer: **93919205.0**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 94/05902 (17.03.1994 Gazette 1994/07)

(22) Anmeldetag: **27.08.1993**

(54) **ZWEITAKT-ZYLINDERLÄUFERMASCHINE**

TWO-STROKE ROTARY CYLINDER ENGINE

MOTEUR A DEUX TEMPS A CYLINDRES ROTATIFS

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT CH DE FR GB IT LI

(30) Priorität: **28.08.1992 DE 4228639**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
14.06.1995 Patentblatt 1995/24

(73) Patentinhaber: **Gail, Josef**
D-86551 Aichach-Untertwittelsbach (DE)

(72) Erfinder: **Gail, Josef**
D-86551 Aichach-Untertwittelsbach (DE)

(74) Vertreter: **Liska, Horst, Dr.-Ing. et al**
Patentanwälte
H. Weickmann, K. Fincke, F.A. Weickmann,
B. Huber, H. Liska, J. Prechtel, B. Böhm
Postfach 86 08 20
81635 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A-87/03042 WO-A-88/08483
DE-A- 3 619 612 GB-A- 113 158
US-A- 3 477 415

EP 0 656 992 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Zweitakt-Brennkraftmaschine.

Aus der US-A-3 739 756 ist eine Zweitakt-Brennkraftmaschine vom Zylinderläufertyp bekannt. Diese Brennkraftmaschine umfaßt einen Zylinderläufer mit einer Vielzahl in gleichen Winkelabständen um die Drehachse des Zylinderläufers herum angeordneten Zylindern. Die in den Zylindern radial verschiebbaren Kolben sind über Gelenk-Pleuelstangen an einem einzigen, gemeinsamen Exzenterlager einer fest mit einem den Zylinderläufer umschließenden Gehäuse verbundenen Kurbelwelle abgestützt. Für den Gaswechsel sind in den Zylindern Einlaß- und Auslaß-Gaswechselschlitze vorgesehen, die, wie bei Zweitakt-Brennkraftmaschinen üblich, von der radial äußeren Kante der Kolben gesteuert, d.h. geöffnet und geschlossen werden. Axial beiderseits des Zylinderläufers sind in den Seitenwänden des Gehäuses stationäre Gaswechselkanäle vorgesehen, an welchen sich zylinderseitige, mit ihrem einen Ende an den Gaswechselschlitzen endende Gaswechselkanäle mit ihrem jeweils anderen Ende ähnlich einer Drehschiebersteuerung im Verlauf der Rotation des Zylinderläufers vorbeibewegen.

Die aus US-A-3 739 756 bekannte Zweitakt-Brennkraftmaschine unterscheidet sich von herkömmlichen Motoren der Sternbauweise, bei welchen die in sternförmig radial, jedoch stationär angeordneten Zylindern verschiebbaren Kolben auf eine rotierende Kurbelwelle arbeiten, im wesentlichen dadurch, daß bei der Brennkraftmaschine der US-A-3 739 756 die Kurbelwelle stationär ist und statt dessen die Zylinder rotieren. Bei Brennkraftmaschinen dieses Typs ist die Hublänge bezogen auf den Durchmesser der Kolben vergleichsweise groß, mit der Folge, daß beim Gaswechsel in Hubrichtung vergleichsweise hohe Brennräume gespült und gefüllt werden müssen. Es ist vergleichsweise schwierig, eine ausreichende Spülung der Brennräume sicherzustellen, insbesondere, da die für die Unterbringung von Gaswechselschlitzen zur Verfügung stehende Umfangsfläche der Zylinder begrenzt ist. Hinzukommt, daß die Kinematik des dort benutzten Kurbelwellengetriebes Unsymmetrien der Hubbewegung bedingt, was sich auch auf die für den Gaswechsel zur Verfügung stehenden Steuerwinkel bzw. Steuerzeiten auswirkt. Schließlich bewirkt die Kinematik gelenkiger Pleuelstangen, daß die Radialschubkraft der Kolben nicht optimal in ein auf den Zylinderläufer wirkendes Drehmoment umgesetzt werden kann, wodurch sich die Kraftausnutzung verschlechtert.

Aus der internationalen Anmeldung WO90/15918 ist eine weitere als Brennkraftmaschine oder als Verdichter verwendbare Zylinderläufermaschine bekannt. Die Maschine hat eine um eine erste Drehachse rotierenden Zylinderläufer, der drei um 120° gegeneinander versetzte Zylinderpaare umfaßt. Die radial zur ersten Drehachse verlaufenden Zylinder jedes Paares sind

gleichachsig angeordnet und durch eine gemeinsame Kolbenstange starr miteinander verbunden. Den Zylinderläufer umschließt ein stationäres Gehäuse, in welchem eine von den Zylindern umschlossene Kurbelwelle um eine zweite, zur ersten Drehachse mit vorbestimmter Exzentrizität angeordnete Drehachse drehbar gelagert ist. Die Kolbenstangen jedes Kolbenpaares sind an je einem Exzenterlager der Kurbelwelle drehbar geführt, dessen Exzenterzscheibe fest mit der Kurbelwelle verbunden ist. Die Exzenterlager definieren um 120° gegeneinander um die zweite Drehachse winkelfersetzte dritte Drehachsen, deren radialer Abstand von der zweiten Drehachse ebenfalls gleich der vorbestimmten Exzentrizität ist. Auf diese Weise wird erreicht, daß jedes Kolbenpaar selbst dann relativ zu der Exzenterachse drehfest an dem Zylinderläufer abgestützt ist, wenn seine Exzenterachse mit der Drehachse des Zylinderläufers momentan zusammenfällt. Die Abstützung erfolgt ausschließlich über die beiden anderen Kolbenpaare, ohne daß der Zylinderläufer zusätzlich über ein Zahnradgetriebe oder dergleichen mit Kurbelwelle drehmomentfest gekuppelt sein müßte. Da die Exzenterlager relativ zur Kurbelwelle feststehende Drehachsen definieren, müssen die Kolbenstangen nicht über Doppellager sowohl am Kolben als auch an der Kurbelwelle gelenkig geführt werden. Die bekannte Zylinderläufermaschine kann, bezogen auf ihre Leistung, verhältnismäßig klein gebaut werden.

Bei der aus WO90/15918 bekannten Zylinderläufermaschine sind die Zylinder zum Umfang des Zylinderläufers hin offen und werden von dem Gehäuse, welches den Zylinderläufer eng umschließt, nach außen abgeschlossen. Im Mantelbereich des Gehäuses sind in einem Teil des Drehwegs der Zylinderöffnungen überlappende Gaswechselöffnungen vorgesehen. Bei einer solchen Bauart muß zur Vermeidung von Druckverlusten das den Zylinderläufer umschließende Gehäuse mit einem minimalen Ringspalt toleriert sein, oder aber es müssen Dichtelemente eingesetzt sein. Eine zuverlässige Abdichtung mittels eines eng tolerierten Ringspalts ist wegen unterschiedlicher Wärmedehnungen insbesondere bei Ausbildung als Brennkraftmaschine schwer zu verwirklichen, und auch eine zuverlässige Abdichtung mit Dichtleisten oder dergleichen führt aufgrund der am Außenumfang gegebenen hohen Gleitgeschwindigkeiten zu Problemen.

Es ist ein Hauptziel der Erfindung, eine als Zweitakt-Brennkraftmaschine ausgebildete Zylinderläufermaschine zu schaffen, die bei vergleichsweise kleinen Abmessungen eine hohe Leistung hat.

Das vorstehend erläuterte Ziel der Erfindung läßt sich unter verschiedenen Aspekten erreichen. Sämtlichen Aspekten liegt die Überlegung zugrunde, daß sich die Abdichtungsprobleme der aus WO90/15918 bekannten Zylinderläufer-Brennkraftmaschine, die sich aus den zur Gaswechselsteuerung radial außen offenen Zylindern des Zylinderläufers ergeben, vermieden werden können, ohne daß das vorteilhafte Bauraum-Lei-

stungs-Verhältnis dieser bekannten Brennkraftmaschine verschlechtert werden muß, wenn die Brennkraftmaschine als Zweitakt-Brennkraftmaschine mit durch Zylinderdächer fest verschlossenen Zylindern ausgebildet wird, die Gaswechselsteuerung also durch Kolbenkanten gesteuerte Gaswechselschlitze in der Seitenwand der Zylinder erfolgt.

Die Erfindung geht hierbei von einer z.B. aus US-A-3 739 756 bekannten, als Zweitakt-Brennkraftmaschine ausgebildeten Zylinderläufermaschine aus, die folgende Merkmale umfaßt:

ein Gehäuse,
eine Kurbelwelle in dem Gehäuse,
wenigstens einen in dem Gehäuse um eine erste Drehachse drehbar gelagerten Zylinderläufer mit mehreren, in gleichen Winkelabständen um die erste Drehachse und die Kurbelwelle herum mit radial zur ersten Drehachse verlaufenden Zylinderachsen angeordneten, radial außen von fest mit dem Zylinderläufer verbundenen Zylinderdächern verschlossenen Zylindern,
einen radial zur ersten Drehachse verschiebbaren Kolben in jedem Zylinder, der zusammen mit seinem Zylinderdach und den Kolben einen Brennraum begrenzt, wobei die Kolben über Kolbenstangen mit Exzenterlagern der Kurbelwelle verbunden sind, und
eine Gaswechselsteuerung mit separat den einzelnen Zylindern zugeordneten Einlaß- bzw. Auslaß-Gaswechselkanälen, die mit ihrem einen Ende in dem Zylinder in jeweils wenigstens einem Gaswechselschlitze münden, der von der bezogen auf die erste Drehachse radial äußeren Kante des Kolbens steuerbar ist.

Zusätzlich zur Schlitzsteuerung des Gaswechsels ist noch eine mit dem Zylinderläufer synchron rotierende Drehschiebersteueranordnung zwischen zumindest einem bezogen auf das Gehäuse stationären Gaswechselkanal und den schlitzfernen Enden der zylinderseitigen Einlaß-Gaswechselkanäle und/oder Auslaß-Gaswechselkanäle vorgesehen. Das prinzipielle Konzept der Erfindung wird hierbei dadurch verwirklicht, daß der Zylinderläufer drei um 120° gegeneinander winkelfersetzte Paare gleichachsig angeordneter Zylinder umfaßt, deren Kolben ebenfalls paarweise mittels der Kolbenstangen starr miteinander verbunden sind, daß die Kurbelwelle um eine zur ersten Drehachse mit einer vorbestimmten Exzentrizität achsparallel versetzte zweite Drehachse drehbar gelagert ist und die Exzenterlager um 120° um die zweite Drehachse winkelfersetzte und um die vorbestimmte Exzentrizität achsparallel gegen die zweite Drehachse versetzte dritte Drehachsen für die Kolbenstangen von Kolbenpaaren definieren.

Zweitakt-Brennkraftmaschinen des erfindungsgemäßen Zylinderläufertyps haben einen vergleichsweise kleinen Hub bei vergleichsweise großem Hubraum der

einzelnen Brennräume. Der geringe Hub erschwert die exakte Bemessung der Öffnungs- und Schließwinkel. Darüber hinaus sind, wie bei Zweitakt-Brennkraftmaschinen üblich, die Öffnungs- und Schließwinkel der Einlaßschlitze und Auslaßschlitze symmetrisch zu der radial inneren Totpunktlage bzw. der radial äußeren Totpunktlage des Kolbens. Aufgrund der Symmetrie kann es zu Spülverlusten, d.h. zum Abströmen von nicht genutztem Brennstoff oder unzureichender Spülung bzw. nicht hinreichender Frischgasfüllung kommen.

Es ist Aufgabe der Erfindung, das vorstehend genannte Ziel der Erfindung bei optimaler Gaswechselsteuerung zu erreichen. Hierzu gemäß Anspruch 1 ist vorgesehen, daß die vorstehend erwähnte Drehschiebersteueranordnung ebenfalls den Gaswechsel der einzelnen Zylinder steuert und den auf die Drehung des Zylinderläufers bezogenen, resultierenden Öffnungs-Steuerwinkel des Einlaß- und/oder Auslaß-Gaswechselkanals verglichen mit dem Öffnungs-Steuerwinkel des zugehörigen zylinderseitigen Gaswechselschlitzes verändert, insbesondere verringert. Die Drehschiebersteueranordnung, die sowohl im Weg der Einlaßkanäle als auch der Auslaßkanäle sowie in beiden Kanälen vorgesehen sein kann, übernimmt die Gaswechselsteuerung zusammen mit den kolbengesteuerten Schlitzen. Der Abstand der Drehschiebersteueranordnung von den Gaswechselschlitzen sorgt für eine Minderung des Gasdrucks, insbesondere auf der Auslaßseite, so daß die Drehschiebersteueranordnung nur begrenzten Dichtungsanforderungen genügen muß. Insbesondere ermöglicht es die Drehschiebersteueranordnung jedoch, Einlaßbeginn und Einlaßende unabhängig von Auslaßbeginn und Auslaßende festlegen zu können, so daß der Gaswechsel optimiert werden kann.

Die Drehschiebersteueranordnung umfaßt in einer bevorzugten Ausgestaltung ein in Umfangsrichtung des Zylinderläufers relativ zu diesem bewegbares Schieberteil mit einer Steueröffnung, die während des Gaswechsels das schlitzferne Ende des zylinderseitigen Gaswechselkanals mit dem stationären Gaswechselkanal verbindet. Das Schieberteil, bei dem es sich beispielsweise um einen die Kurbelwelle umschließenden Ring handelt, erlaubt eine Justierung des Gaswechsels, zweckmäßigerweise in der Form, daß ein Antriebsmechanismus eine Verstellung des Schieberteils bei rotierendem Zylinderläufer, d.h. während des Motorbetriebs, erlaubt.

Die Drehschiebersteueranordnung kann unter Ausnutzung von integral durch den Zylinderläufer bzw. das Gehäuse gebildeten Seitenflächen realisiert sein. Bevorzugt umfaßt die Drehschiebersteueranordnung jedoch axial seitlich des Zylinderläufers angeordnete Paare dichtend aneinanderliegender und insbesondere federnd axial gegeneinander vorgespannter, ringförmiger Dichtscheiben, von denen zweckmäßigerweise zumindest eine aus Keramikmaterial besteht. Die federnde Vorspannung sorgt für hinreichende Dichtkräfte. Vorzugsweise weisen die Dichtscheiben jedoch auf einan-

der gegenüberliegenden Seiten zueinander koaxiale, ringförmige, ineinandergreifende Vorsprünge auf, die zwischen den Dichtscheiben ein Dichtlabyrinth bilden. Auf diese Weise läßt sich mit geringem Konstruktionsmittelaufwand eine betriebssichere Drehschiebersteueranordnung erreichen. Die schlitzfernen Enden der zylinderseitigen Gaswechselkanäle haben bevorzugt einen kleineren Abstand von der ersten Drehachse als die zugehörigen Gaswechselschlitze. In dieser Anordnung verlaufen die zylinderseitigen Gaswechselkanäle auf die Drehachse des Zylinderläufers zu, so daß der Durchmesser der Drehschiebersteueranordnung und damit die Relativgeschwindigkeit der gegeneinander sich bewegendenden Dichtflächen klein gehalten werden kann.

Soweit die Drehschiebersteueranordnung auf der Einlaßseite vorgesehen ist, kann ohne großen technischen Aufwand eine Schichtladung erreicht werden. Hierzu ist in einer bevorzugten Ausgestaltung vorgesehen, daß die den Einlaß-Gaswechselkanälen zugeordnete Drehschiebersteueranordnung die Einlaß-Gaswechselkanäle nacheinander mit einem bezogen auf das Gehäuse stationären Einlaßkanal für Frischluft und einem gleichfalls stationären Einlaßkanal für Luft-Brennstoff-Gemisch verbindet. Durch diese zweiteilige Ausgestaltung des Gaseinlasses kann beim Gaswechsel der Spülvorgang des Hubraums zur Vermeidung von Spülverlusten ausschließlich mit Frischluft begonnen werden, um im Drehfortgang nachfolgend Gemisch zuzuführen.

Bei herkömmlichen Brennkraftmaschinen vom Zylinderläufertyp sind sowohl auf der Einlaßseite als auf der Auslaßseite drehschieberähnliche Steuerungen vorgesehen. Wenngleich derartige Drehschiebersteueranordnungen im Rahmen der Erfindung zusätzlich zu Gaswechselsteuerungen mit kolbengesteuerten Gaswechselschlitzen eingesetzt werden, kann es von Vorteil sein, die Zahl erforderlicher Drehschieber zu verringern. Ziel einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung ist es, die Abdichtung eines Zylinderläufers gegenüber dem ihn umgebenden Gehäuse auf einfache Weise zu erleichtern.

Ausgehend von der eingangs erläuterten Zweitakt-Brennkraftmaschine wird dies dadurch erreicht, daß der Zylinderläufer eine zentrale, die Kurbelwelle enthaltende Kurbelwellenkammer umschließt, von der die Zylinder ausgehen, daß die Einlaß-Gaswechselkanäle als zur Kurbelwellenkammer offene Überströmkanäle ausgebildet sind und daß radial innerhalb eines den Zylinderläufer an dem Gehäuse drehbar lagernden Lagers ein bezogen auf das Gehäuse stationärer Gas-Einlaßkanal in die Kurbelwellenkammer hineingeführt ist.

Eine derartige Zylinderläufer-Brennkraftmaschine erfordert keinen einlaßseitigen Drehschieber. Die Frischgase werden über einen stationär zum Gehäuse durch das Zylinderläuferlager hindurchgeführten Kanal in die Kurbelwellenkammer geleitet, von wo sie über die

Überströmkanäle kolbengesteuert in die Brennräume der Zylinder gelangen.

Auslaßseitig ist zweckmäßigerweise eine Drehschiebersteueranordnung vorgesehen, die bevorzugt wiederum mit zur Gaswechselsteuerung ausgenutzt wird, alternativ aber auch nur zur gesteuerten Durchführung der Auspuffgase durch das Gehäuse herangezogen werden kann.

In einer bevorzugten Ausgestaltung dieses Aspekts der Erfindung ist vorgesehen, daß die Kolben in axialer Richtung des Zylinderläufers breiter sind, als in dessen Umfangsrichtung. Die Auslaß-Gaswechselschlitze sind hierbei jeweils in einem im wesentlichen in axialer Richtung des Zylinderläufers verlaufenden Wandbereich des Zylinders insbesondere zumindest annähernd in der Mitte dieses Wandbereichs vorgesehen, und in axialer Richtung des Zylinderläufers beiderseits des Auslaß-Gaswechselschlitzes sind Einlaß-Gaswechselschlitze vorgesehen. In einer solchen Konfiguration wird der Brennraum im Gegenstromprinzip von Gasen durchströmt, wobei die Frischgase im Bereich der Längsenden des Brennraums eintreten, vorzugsweise so, daß sie im wesentlichen entlang der in Umfangsrichtung verlaufenden Wandbereiche des Zylinders zum Zylinderdach strömen und von dort im Mittenbereich des Brennraums zu den Auslaß-Gaswechselschlitzen zurückströmen. Das Zylinderdach weist zur Unterstützung dieses Umkehreffekts zweckmäßigerweise zwei in axialer Richtung des Zylinderläufers nebeneinander liegende konkav gekrümmte Einwölbungen auf. Auch hat es sich als zweckmäßig herausgestellt, wenn dem Zylinder zwei Zündkerzen zugeordnet sind, die jeweils in einer der beiden Einwölbungen arbeiten. Bevorzugt weisen die Zylinder ferner in Umfangsrichtung beiderseits der Kolben sowohl Auslaß-Gaswechselschlitze als auch Einlaß-Gaswechselschlitze auf. Diese durch die Kurbelkammerladung der Zylinder in besonders einfacher Weise ermöglichte Ausgestaltung symmetriert die Gaswechselströmungen sowohl einlaßseitig als auch auslaßseitig, was der Optimierung des Gaswechsels zugute kommt.

Der Einsatz von Kolben, die in axialer Richtung des Zylinderläufers breiter sind als in dessen Umfangsrichtung, ist jedoch nicht nur bei Zweitakt-Brennkraftmaschinen mit Kurbelkammerladung von Vorteil. Diese Kolbengestaltung erleichtert allgemein, also auch bei sonstigen als Brennkraftmaschine oder als Verdichter ausgebildeten Zylinderläufermaschinen, die Unterbringung der Zylinder im Zylinderläufer, da der Hubraum erhöht werden kann, ohne daß der Durchmesser des Zylinderläufers vergrößert werden müßte.

Soweit im Vorstehenden und auch nachfolgend von einer länglichen Kolbenform die Rede ist, handelt es sich um einen einteiligen Kolben mit in Draufsicht auf sein Dach in axialer Richtung des Zylinderläufers langgestreckter Form. In einer bevorzugten Ausgestaltung, die sich ebenfalls allgemein bei Zylinderläufermaschinen einsetzen läßt und hierbei einen bezogen auf den

Durchmesser des Zylinderläufers günstig ausgenutzten Hubraum ermöglicht, ist vorgesehen, daß jeder Zylinder zwei in axialer Richtung des Zylinderläufers nebeneinander angeordnete, kreiszylindrische Zylinderkammern umfaßt, die durch eine im Bereich des Zylinderdachs mit wenigstens einer Überströmöffnung versehene Trennwand voneinander getrennt sind, wobei jeweils eine der Zylinderkammern lediglich mit dem Einlaß-Gaswechselkanal und die andere Zylinderkammer lediglich mit dem Auslaß-Gaswechselkanal verbunden ist, und daß in jeder Zylinderkammer einer von zwei Teilkolben eines Doppelkolbens verschiebbar ist. Durch Anwendung des an sich bekannten Doppelkolbenprinzips auf eine Zylinderläufermaschine lassen sich im Unterschied zu länglichen Kolben zylindrische und damit vergleichsweise einfach abzudichtende Kolben verwenden.

Bei Anwendung des Doppelkolbenprinzips bei einer Brennkraftmaschine sind bevorzugt in Umfangsrichtung des Zylinderläufers beiderseits der einen Zylinderkammer Überströmkanäle und in Umfangsrichtung des Zylinderläufers beiderseits der anderen Zylinderkammer Auslaß-Gaswechselschlitze vorgesehen. Auf diese Weise läßt sich bei Ausbildung als Zweitaktmaschine das Spülverhalten verbessern.

Zweckmäßigerweise sind die beiden Teilkolben jedes Doppelkolbens durch gesonderte Kolbenstangen mit den beiden Teilkolben des, bezogen auf die erste Drehachse radial gegenüberliegenden Doppelkolbens, verbunden, wobei die beiden Kolbenstangen jedes Doppelkolbenpaars an zwei in Richtung der zweiten Drehachse im Abstand angeordneten Exzenterlagern geführt sind. Die Führung der Teilkolben an gesonderten Exzenterlagern erleichtert die Lagerung. Es versteht sich, daß auch bei länglichen Kolben der vorstehend erläuterten Art jede Kolbenstange aus zwei im Abstand voneinander angeordneten Teilen bestehen kann, die wiederum an zwei gesonderten und im Abstand voneinander angeordneten Exzenterlagern geführt sind. Das Merkmal der Kolbenstange und des die Kolbenstange führenden Exzenterlagers soll auch mehrteilige und gegebenenfalls in axialem Abstand angeordnete Kolbenstangen und Exzenterlager umfassen.

Die vorstehend erläuterte, längliche Kolbenform hat jedoch auch bei anderen Ausgestaltungen der Erfindung Bedeutung. Herkömmliche Brennkraftmaschinen vom Zylinderläufertyp haben üblicherweise zylindrische Kolben, wobei die Einlaß-Gaswechselschlitze und Auslaß-Gaswechselschlitze auf diametral gegenüberliegenden Seiten der zugehörigen Zylinder vorgesehen sind. In Verbindung mit dem bei herkömmlichen Brennkraftmaschinen vom Zylinderläufertyp üblichen langen Hub ist der Durchströmweg der Gase durch den Zylinder kurz. Dies kann zu Spülverlusten führen. Es ist deshalb Ziel einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung, bei einer Zweitakt-Brennkraftmaschine vom Zylinderläufertyp für einen verbrennungstechnisch günstigen Hubraum zu sorgen.

Dies wird dadurch erreicht, daß die Kolben in axia-

ler Richtung des Zylinderläufers breiter sind als in dessen Umfangsrichtung und daß die Einlaß-Gaswechselschlitze einerseits und die Auslaß-Gaswechselschlitze andererseits auf in axialer-Richtung des Zylinderläufers gegenüberliegenden Seiten der Zylinder vorgesehen sind. Insbesondere wenn die Kolben ein zumindest in axialer Richtung des Zylinderläufers konvex gewölbtes Kolbendach haben und das Zylinderdach zumindest in axialer Richtung des Zylinderläufers konkav gewölbt ist, kommt eine verbrennungstechnisch günstige Gleichstromspülung zustande. Vorzugsweise haben die Kolben in Umfangsrichtung des Zylinderläufers achsparallel zur ersten Drehachse verlaufende, im wesentlichen ebene Außenflächen, die an den Schmalseiten in halbzylindrische Außenflächen übergehen. Kolben dieser Gestaltung lassen sich vergleichsweise einfach abdichten und auch einfach herstellen. Von Vorteil ist auch, daß der Einström- und Ausströmbereich ohne wirbelbildende Ecken im Bereich der an den Schmalseiten vorgesehenen Schlitze der Zylinder gestaltet werden kann.

In einer bevorzugten Ausgestaltung, die speziell auch für die vorangegangenen erläuterten Ausführungsformen der Zylinderläufermaschine mit in axialer Richtung länglichen Kolben oder Doppelkolben von Vorteil ist, ist der Wert der eingangs erläuterten vorbestimmten Exzentrizität der Kurbelwelle so bemessen, daß der vierfache Wert der Exzentrizität kleiner ist als die maximale Breite der Kolben in Umfangsrichtung des Zylinderläufers, bei axial langgestrecktem Kolben also kleiner als die Schmalseitenbreite der Kolben. Diese Bemessungsregel wird zweckmäßigerweise auch bei zylindrischen Kolben angewandt, da sie ein optimales Baugröße-Leistungsverhältnis ermöglicht.

Der vergleichsweise große Hubraum der einzelnen Zylinder insbesondere bei Verwendung axial langgestreckter Kolben ermöglicht eine Steuerung des Füllgrads der Zylinder an Frischgasen, wenn der Einlaß-Gaswechselkanal mit einem Gebläse verbunden ist, dessen Antrieb einen drehzahlsteuerbaren Motor, insbesondere einen Elektromotor, umfaßt. Durch Ändern der Drehzahl des Gebläses läßt sich dessen Förderleistung ändern und damit der Füllgrad der Zylinder der momentanen Drehzahl des Zylinderläufers anpassen.

Gegebenenfalls kann eine auf die Drehzahl des Zylinderläufers ansprechende Drehzahlsteuerung für den Gebläsemotor vorgesehen sein. Auch unter diesem Aspekt der Erfindung kann damit eine Optimierung der Leistung der Zweitakt-Brennkraftmaschine erreicht werden.

In einer bevorzugten Ausgestaltung der unter den verschiedenen Aspekten erläuterten, erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine ist vorgesehen, daß das Gehäuse den Zylinderläufer vollständig umschließt und ein Gebläsegehäuse mit wenigstens einer Kühlluftansaugöffnung im Bereich seines Zentrums und wenigstens einer Abströmöffnung im Bereich seines Außenumfangs bildet. Die Zylinder können, wie bei luftgekühlten Motoren üblich, zur Bildung einer großen Temperaturtausch-

fläche mit Verrippungen versehen sein, die bei der genannten Anordnungsweise der Kühlluftöffnungen radial um zur Drehachse des Zylinderläufers umströmt werden. Die Luftförderung kann auch durch ein externes Kühlluftgebläse verstärkt werden. Bevorzugt befindet sich die Kühlluft-Ansaugöffnung im Bereich der Auslaß-Drehschiebersteueranordnung, so daß sie zu deren Kühlung mit ausgenutzt werden kann. Zur Vergrößerung der Wärmetauschfläche wird die Kühlluftströmung zweckmäßigerweise über radial an der Drehschiebersteueranordnung vorbeilaufende Kanäle in das Innere des Gebläsegehäuses geleitet.

Da der Zylinderläufer von dem Gebläsegehäuse umschlossen ist, wird zugleich eine beachtliche Minderung der Schallemission erreicht. Das Gebläsegehäuse kann hierzu gegebenenfalls außen mit einer geeigneten, schallmindernden Beschichtung versehen sein.

Die geringe Baugröße der erfindungsgemäßen Zweitakt-Brennkraftmaschinen in Verbindung mit ihrer hohen Leistung und der aufgrund der niedrigen Kolbengeschwindigkeiten hohen Betriebssicherheit und Lebensdauer eröffnet eine Vielzahl Anwendungsgebiete. Spezielle Vorteile ergeben sich bei stationärer Betriebsweise, bei welcher die Brennkraftmaschine mit einer Arbeitsmaschine, insbesondere einem elektrischen Generator oder dem Kompressor einer Wärmepumpe gekuppelt ist. Für diese Anwendungsgebiete ist ein geringer Motorwartungsaufwand und eine hohe Betriebssicherheit und eine geringe Schallemission erforderlich. Vorzugsweise ist auch der Auslaß-Gaswechselkanal der Brennkraftmaschine mit einem Wärmetauscher verbunden, so daß nicht nur die Wärmepumpe zur Wärmeerzeugung einer Gebäude-Heizanlage, sondern auch die Abwärme der Brennkraftmaschine für Heizzwecke ausgenutzt werden kann. Da die Drehzahl der Kurbelwelle doppelt so groß ist, wie die Läuferdrehzahl, ergibt sich auch eine günstigere Antriebsdrehzahl, beispielsweise für einen Drehstromgenerator, ohne daß ein Übersetzungsgetriebe erforderlich wäre.

Um die Herstellung des Gehäuses zu erleichtern, besteht das Gehäuse bevorzugt aus zwei zu einer senkrecht zur ersten Drehachse verlaufenden Teilungsebene spiegelsymmetrischen Gehäusehälften. Die Teilungsebene verläuft zweckmäßigerweise durch die vorstehend erläuterten gemeinsamen Einlaß- und oder Auslaßöffnungen.

Die Herstellung des Zylinderläufers wird erleichtert, wenn dieser zwei die Zylinderwände bildende Läuferteile umfaßt, von denen ein erstes Läuferteil eine axial seitliche Wand des Zylinderläufers und eine die Zylinderdächer gemeinsam bildende Umfangswand bildet, und das zweite Läuferteil eine weitere axiale seitliche Wand bildet und in axialer Richtung vorstehende Vorsprünge trägt, die in Umfangsrichtung zwischen sich die Zylinder begrenzen. Ein in dieser Weise hergestellter Zylinderläufer ist nicht nur stabil, sondern es sind auch die mit engen Toleranzen herzustellenden Flächen im wesentlichen hinterschneidungsfrei zugänglich, so daß sie sich

auf einfache Weise exakt bearbeiten lassen.

Im folgenden wird die Erfindung anhand von Zeichnungen näher erläutert. Hierbei zeigt:

- 5 Fig. 1 einen Axiallängsschnitt durch eine erste Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Zweitakt-Brennkraftmaschine vom Zylinderläufertyp;
- Fig. 2 einen Axialquerschnitt durch die Brennkraftmaschine;
- 10 Fig. 3 ein Steuerdiagramm der Brennkraftmaschine;
- Fig. 4 eine schematische Darstellung einer bei der Brennkraftmaschine der Fig. 1 und 2 verwendbaren Drehschiebersteueranordnung;
- 15 Fig. 5 eine schematische Darstellung einer Variante der Brennkraftmaschine aus Fig. 1 und 2;
- Fig. 6 einen teilweisen Axiallängsschnitt durch eine zweite Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Zweitakt-Brennkraftmaschine vom Zylinderläufertyp;
- 20 Fig. 7 eine Schnittansicht der Brennkraftmaschine, gesehen entlang einer Linie VII-VII in Fig. 6 und
- 25 Fig. 8 einen teilweisen Axiallängsschnitt durch eine dritte Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Zweitakt-Brennkraftmaschine.

Die in den Fig. 1 und 2 dargestellte Zweitakt-Brennkraftmaschine umfaßt ein Gehäuse 1 mit einem im wesentlichen zylinderförmigen Innenraum 3, in welchem ein sternförmiger Zylinderläufer 5 um eine Drehachse 7 drehbar angeordnet ist. Der Zylinderläufer 5 ist über Wälzlager 9 an Lageransätzen 11 des Gehäuses 1 gelagert.

Der Zylinderläufer 5 enthält sechs Zylinder 13, in welchen je ein Kolben 15 senkrecht zur Drehachse 7 verschiebbar angeordnet ist. Die Zylinder 13 und Kolben 15 sind paarweise auf einander gegenüberliegenden Seiten der Drehachse 7 zueinander fluchtend, d.h. gleichachsig, angeordnet. Die Achsen der Zylinderpaare sind hierbei um 120° um die Drehachse 7 herum gegeneinander winkelfersetzt und liegen vorzugsweise in derselben achsnormalen Ebene des Zylinderläufers. Die einander paarweise zugeordneten Kolben 15 sind durch Kolbenstangen 17 starr miteinander verbunden.

In dem Gehäuse 1 ist in Wälzlager 19 eine Kurbelwelle 21 um eine zur Drehachse 7 um eine Exzentrizität e (Fig. 1) achsparallel versetzte Drehachse 23 drehbar gelagert. Die Kurbelwelle 21 trägt feststehend drei axial nebeneinander angeordnete Exzenter-Kreisscheiben 25, die in Lageröffnungen 27 der Kolbenstangen 17 sitzen und die Kolbenstangen 17 über Nadellager 29 führen. Die Exzenter-Kreisscheiben 25 definieren Exzenterlager mit zur Drehachse 23 der Kurbelwelle 21 achsparallel, jedoch um den Wert der Exzentrizität e gegen die Drehachse 23 versetzten Exzenterdrehachsen 31. Die Exzenterdrehachsen 32 der drei Exzenter-Kreis-

scheiben 25 sind ebenfalls um 120° gegeneinander um die Drehachse 23 herum winkelfersetzt. Die Exzenterkreisscheiben 25 haben einen Radius, der größer ist als die Exzentrizität e und sind vorzugsweise ausschließlich in ihrem radialen Überlappungsbereich miteinander verbunden.

Im Betrieb bewegen sich, wie dies im einzelnen auch in W090/15918 beschrieben ist, die Kolben 15 bei der Rotation des Zylinderläufers 5 um die Drehachse 7 längs einer Bahn, die die Drehachse 7 in einer achsnormalen Ebene schneidet. Auf dieser Bahn bewegt sich gleichfalls die mit der Mittelpunktsachse der Exzenterkreisscheibe 25 zusammenfallende Exzenter-Drehachse 32. Die drei Kolbenpaare werden ausschließlich über ihre Kolbenstangen 17 an der Kurbelwelle 21 geführt. Die Kurbelwelle 21 wird hierbei relativ zum Zylinderläufer 5 zwangsgedreht und zwar mit einer Winkelgeschwindigkeit, die doppelt so groß ist wie die Winkelgeschwindigkeit, mit der der Zylinderläufer um seine Drehachse 7 rotiert. Die Exzentrizität e ist, da der Kolbenhub gleich der vierfachen Exzentrizität e ist, in der Praxis vergleichsweise klein, beispielsweise in der Größenordnung von 10 bis 20 mm. Der Radius der Exzenter-Kreisscheiben 25 ist kleiner als der vierfache Wert der Exzentrizität e und liegt normalerweise bei etwa dem 2,5 bis 3fachen Wert der Exzentrizität e .

Der Zylinderläufer 5 hat ein an den Lagern 9 gelagertes, zentrales Kurbelgehäuse 31, an welchem die Zylinder 13 angeschraubt sind. Die Zylinder 13 sind kopfseitig durch fest mit ihnen verbundene Zylinderdächer 33 verschlossen und begrenzen zusammen mit dem Zylinderdach 33 und einem bei 35 dargestellten Kolbendach der Kolben 15 jeweils einen Brennraum 37, in welchem die auf einer Kreisbahn rotierenden Kolben 15 zwischen einer radial inneren Totpunktstellung und einer radial äußeren Totpunktstellung hin und her verschoben werden. 39 bezeichnet ein eventuell an der Kurbelwelle 21 gehaltenes, die Rotation unterstützendes Schwungrad. Den Brennräumen 37 zugeordnet sind bei 41 angedeutete Zündkerzen, die in Mulden 43 des Kolbendachs 35 hineinragen. Die Mulden 43 bilden zugleich einen Kompressionsraum für das von der Zündkerze 41 zu zündende Luft-Brennstoff-Gemisch.

Für den Gaswechsel, d.h. die Zufuhr frischen Luft-Brennstoff-Gemisches und das Abströmen der Abgase sind, bezogen auf die Drehachse 23 auf axial gegenüberliegenden Seiten des Zylinderläufers 5 in den einzelnen Zylindern 13 Einlaßkanäle 45 und, bezogen auf die Zylinder 13, diametral gegenüberliegende Auslaßkanäle 47 vorgesehen. Die Einlaßkanäle 45 und Auslaßkanäle 47 münden in einer in der inneren Totpunktstellung der Kolben 15 von der radial äußeren Kante 49 des Kolbenhemds freigegebenen Stelle der Zylinderwand in zumindest einem Einlaßschlitz 51 bzw. wenigstens einem Auslaßschlitz 53. Die allgemein als Gaswechsel- oder Spülschlitz bezeichneten Schlitz 51, 53 werden für die Gaswechselsteuerung vom Kolben 15 im Verlauf von dessen Hubbewegung geöffnet

bzw. geschlossen. Die Schlitz 51, 53 können auf gleicher Höhe angeordnet sein; zweckmäßigerweise öffnet der Auslaßschlitz 53 jedoch bei radial nach innen sich bewegendem Kolben 15 vor dem Einlaßschlitz 51.

Zwischen den axialen Wänden des Zylinderläufers 5 und den axial benachbarten Seitenwänden des Gehäuses 1 sind Drehschieber-Steueranordnungen 55 bzw. 57 angeordnet, die die schlitzfernen Enden der Gaswechselkanäle 45, 47 mit einem gehäuseseitig vorgesehenen, stationären Einlaßkanal 59 bzw. einem stationär zum Gehäuse 1 angeordneten Auslaßkanal 61 in einer Stellung verbinden, in der die Schlitz 51, 53 geöffnet sind. Die Drehschieberanordnungen 55, 57 bilden jedoch nicht nur abdichtende Gehäusedurchführungen für die zylinderseitigen Einlaßkanäle 45 bzw. Auslaßkanäle 47, sondern steuern in Verbindung mit den Schlitz 51, 53 den Gaswechsel, wobei der Drehschieber 55 die tatsächliche Einlaßöffnungszeit gegenüber der durch den Einlaßschlitz 51 festgelegten Öffnungszeit verkürzt, indem der Drehschieber 55 verglichen mit dem Einlaßschlitz 51 später öffnet und/oder früher schließt. In gleicher Weise steuert auch der Drehschieber 57 zusätzlich zum Auslaßschlitz 53 die Auslaß-Öffnungszeit, indem der Auslaßdrehschieber 57 später als der Auslaßschlitz 53 öffnet und/oder früher als der Auslaßschlitz 53 schließt.

Mit Hilfe der Drehschieber 55, 57 läßt sich der Gaswechsel zusätzlich zu den kolbengesteuerten Schlitz 51, 53 beeinflussen und zur Vermeidung von Spülverlusten oder zur Verbesserung der Ladung des Brennraums mit Frischgasen optimieren. Fig. 3 zeigt ein Steuerdiagramm für einen der Zylinder. Mit AT ist der radial außen liegende Totpunkt und mit IT der innere Totpunkt des Kolbens bezeichnet. Die Zündung erfolgt im äußeren Totpunkt. Das Steuerdiagramm wird im Uhrzeigersinn durchlaufen, wobei der Steuerwinkel von 360° einer Umdrehung des Zylinderläufers 5 entspricht. Zum Zeitpunkt A_a öffnet der Auslaßschlitz 53, und gleichzeitig öffnet der Auslaßdrehschieber 57 (Zeitpunkt A'_a). Damit beginnt die Auspuffphase. Zum Zeitpunkt E_a öffnet der Einlaßschlitz 51. Die Spülphase beginnt jedoch zeitlich danach mit dem Öffnen des Einlaßdrehschiebers 55 zum Zeitpunkt E'_a . Die Spülphase endet mit dem Schließen des Auslaß-Drehschiebers 57 (A'_z). Da der Drehschieber 57 schließt, bevor gleichzeitig der Einlaßschlitz 51 (Zeitpunkt E_z) und der Einlaß-Drehschieber 55 (Zeitpunkt E'_z) schließt, werden Spülverluste vermieden. Der Auslaßschlitz 53 schließt zeitlich nach dem Einlaßschluß zum Zeitpunkt A_z . Das Steuerdiagramm der Fig. 3 stellt lediglich ein Beispiel dar. Im Einzelfall kann es genügen, wenn lediglich die Einlaßzeiten oder die Auslaßzeiten variiert werden, und dementsprechend kann auch entweder der Einlaßdrehschieber 55 oder der Auslaßdrehschieber 57 entfallen.

Die Drehschieber 55, 57 sind im wesentlichen gleich aufgebaut und umfassen jeweils zwei ringförmige, zur Drehachse 7 koaxiale Dichtscheiben 63, 65, die axial nebeneinander angeordnet und axial federnd ge-

geneinander gedrückt sind. Die dem Zylinderläufer 5 benachbarte Dichtscheibe 63 ist mit den schlitzfernen Enden der Gaswechselkanäle 45, 47 übereinstimmenden Löchern 67 versehen, während die dem Zylinderläufer 5 ferne Dichtscheibe 65 jeweils ein mit dem Gaswechselkanal 59 bzw. 61 übereinstimmendes Loch 69 hat. Die Dichtscheibe 63 ist drehfest mit dem Zylinderläufer 5 verbunden und kann, ebenso wie die drehfest mit dem Gehäuse 1 verbundene Dichtscheibe 65, aus Keramikmaterial bestehen. Um eine dynamische Abdichtung zu erreichen, sind die Dichtscheiben auf ihren axial aneinanderliegenden Flachseiten mit zueinander koaxialen, ringförmigen, wechselweise ineinandergreifenden Vorsprüngen oder Rippen 71 versehen, die zusammen eine Labyrinthdichtung bilden. Die Drehschieber 55, 57 müssen keine allzu hohen Druckspitzen bewältigen, da die Schlitze 51, 53 die Vorsteuerung des Gaswechsels übernehmen. Da die zylinderseitigen Gaswechselkanäle 45, 47 von den Schlitzen 51, 53 ausgehend nach außen hin zur Drehachse 7 hin geneigt sind, kann der Durchmesser der Dichtscheiben 63, 65 verhältnismäßig klein gehalten werden, womit auch die Relativ-Gleitgeschwindigkeit zwischen den Dichtscheiben 63, 65 niedrig bleibt. Von Vorteil ist in diesem Zusammenhang auch, daß die Läuferdrehzahl verglichen mit herkömmlichen Brennkraftmaschinen vom Zylinderläufertyp nur halb so groß ist wie die Abtriebsdrehzahl der Kurbelwelle 21. Die Drehschieber 55, 57 können auch in anderer Weise ausgebildet sein und beispielsweise anstatt der axial aneinander anliegenden Flächen zylindrische Dichtflächen oder Kegeldichtflächen haben.

Wie der Vergleich der Fig. 1 und 2 zeigt, sind die Kolben 15 in Umfangsrichtung des Zylinderläufers 5 schmäler als in Richtung seiner Drehachse 7. Die Breite der Kolben 15 sowohl in Umfangsrichtung als auch in axialer Richtung des Zylinderläufers 5 ist größer als der Hub und damit größer als die vierfache Exzentrizität e . Damit ergeben sich zwischen Einlaßschlitz 51 und Auslaßschlitz 52 vergleichsweise schmale, langgestreckte Brennräume 37, die zur Unterstützung der Gleichstromspülung durch konkave Krümmung des Zylinderdachs 33 und konvexe Krümmung des Kolbendachs 35 bogenförmig gelenkt wird. Die Kolben 15 können Rechteckquerschnitt haben oder aber, wie dies im Ausführungsbeispiel der Fig. 5 dargestellt ist, ebene in Umfangsrichtung weisende Flachseiten haben, die an halbzylindrischen Schmalseiten ineinander übergehen. Insbesondere lassen sich auf diese Weise wirbelbildende und verbrennungstechnisch ungünstige Ecken der Brennräume vermeiden, speziell dann, wenn die Einlaßschlitze 51, 53 angenähert tangential in die der Kolbenform entsprechend geformten Zylinderwände übergehen.

Die Dichtscheiben 63, 65 können unverstellbar am Zylinderläufer 5 bzw. dem Gehäuse 1 gehalten sein. Um gegebenenfalls auch während des Betriebs die Einlaßsteuerzeiten oder Auslaßsteuerzeiten, insbeson-

dere den Auslaßbeginn oder den Auslaßschluß unabhängig von den kolbengesteuerten Schlitzen variieren zu können, ist im Ausführungsbeispiel der Fig. 4 die gehäuseseitige Steuerscheibe drehbar an dem Gehäuse 1 gelagert und auf einem Teil ihres Außenumfangs mit einer Verzahnung 73 versehen. Mittels eines mit der Verzahnung 73 kämmenden Steuerzahnrad 75 kann der Überlappungswinkel der Öffnung 69 relativ zum gehäuseseitigen Gaswechselkanal, beispielsweise dem Auslaßkanal 61 verstellt werden, womit sich abhängig von der Richtung der Verstellung der Auslaßbeginn oder das Auslaßende, bezogen auf die Auslaßkanäle 47, verschiebt. Die Drehung der Dichtscheibe 65 kann auch während des Motorbetriebs erfolgen.

Fig. 5 zeigt in einer Radialansicht nochmals Einzelheiten der Drehschieber 55, 57 und der Querschnittsform des Kolbens 15. Der Kolben 15 hat in Umfangsrichtung verlaufende, zueinander parallele, ebene Flachseiten 77, während die Schmalseitenflächen 79 des Kolbens die Form von Zylinderabschnitten mit Halbkreisquerschnitt haben. Die Einlaßkanäle 45 und Auslaßkanäle 47 erweitern sich zum Zylinder hin und münden angenähert tangential in die Schmalseitenflächen 79 ein. Die Spülrichtung des Brennraums ist mit einem Pfeil 81; die Bewegungsrichtung des Zylinders 13 mit einem Pfeil 83 bezeichnet. Während die zylinderseitigen Dichtscheiben 63 fest am Zylinderläufer angebracht sind, sind die gehäuseseitigen Dichtscheiben 65 axial beweglich an diesem geführt und werden von Federn 85 zum Zylinderläufer hin vorgespannt.

Die Verbrennungsluft wird von einem Gebläse 87 verdichtet, bevor in einem Vergaser 89 oder einer Einspritzpumpe Brennstoff zugemischt wird und das Luft-Brennstoff-Gemisch über den Einlaßkanal 59 den Brennräumen zugeführt wird. Der Einlaß-Drehschieber 55 kann, wie Fig. 5 zeigt, zusätzlich oder auch alternativ zur Steuerung von Einlaßbeginn oder Einlaßschluß auch zur Steuerung eines zweiten Einlaßkanals 91 ausgenutzt werden, der in Drehrichtung des Zylinderläufers vor dem Loch 69 der gehäuseseitigen Dichtscheibe 65 in einem weiteren Loch 93 dieser Dichtscheibe mündet. Auf diese Weise kann der Brennraum während jedes Arbeitszyklus zunächst mit Frischluft gespült werden, bevor Luft-Brennstoff-Gemisch in den Brennraum geladen wird. Auf diese Weise werden die spülbedingten Verluste an Brennstoff gemindert. Es versteht sich, daß anstelle des Gebläses 87 auch ein Kompressor oder eine Verdichteranordnung der in W090/15918 beschriebenen Art mit doppelt ausgenutzten Kolben oder der nachfolgend anhand der Fig. 9 und 10 erläuterten Verdichter eingesetzt werden kann.

Der Zylinderläufer 5 ist von dem Gehäuse 1 im wesentlichen vollständig umschlossen. Da die Zylinder 13 jeweils für sich radial abstehen, wirkt der Zylinderläufer 5 als Radialgebläse. Zumindest auf der Seite des Auslaßdrehschiebers 57 mündet radial innerhalb des vom Auslaßdrehschieber 57 umschlossenen Zentrumsbereichs des Gehäuses 1 wenigstens ein

Kühlfluteinlaßkanal 95 (Fig. 1), der sich durch eine Vielzahl in Umfangsrichtung verteilter radialer Kanäle 97 am Auslaßdrehschieber 57 vorbei in das Innere des Gehäuses 1 erstreckt. Im Bereich des Außenumfanges des Gehäuses sind ein oder mehrere Kühlluftauslässe 99 vorgesehen, über die die Kühlluft wieder austritt. Durch die Zuführung der Kühlluft im Bereich des Auslaßdrehschiebers 57 wird dieser vorrangig gekühlt. Die Zylinder sind zur Verbesserung des Wärmeaustausches in üblicher Weise mit Kühlrippen versehen. Es versteht sich, daß dem Kühlluftkanal 95 ein Zusatzgebläse vorgeschaltet sein kann.

Die Zweitakt-Brennkraftmaschine eignet sich insbesondere auch für den stationären Betrieb, da sie verhältnismäßig geringe Abmessungen bei hoher Leistung hat und aufgrund der niedrigen Kolbengeschwindigkeit und des geringen Hubs langlebig ist. Die Ummantelung durch das Gehäuse 1 mindert die Geräuschemission. Das Gehäuse 1 kann auf seiner Außenseite zusätzlich mit einer bei 101 angedeuteten Schallisolierung versehen sein. Speziell eignet sich die Brennkraftmaschine für stationäre Anwendungen in Verbindung mit einer an die Kurbelwelle 21 angekuppelten Arbeitsmaschine 103, bei der es sich insbesondere um den Kompressor einer Wärmepumpenanlage oder einen elektrischen Generator, speziell einen Drehstromgenerator, handelt. Der Verwendung zum Antrieb eines Drehstromgenerators kommt die gegenüber der Läuferdrehzahl verdoppelte Kurbelwellendrehzahl entgegen. Die Wärmepumpenanlage ist zweckmäßigerweise Bestandteil einer Gebäudeheizungsanlage, in die auch die Abgaswärme rückgeführt wird. Bei 105 ist ein hierfür vorgesehener Wärmetauscher in Fig. 1 angedeutet.

Die Fig. 6 und 7 zeigen eine Variante der vorstehend erläuterten Zweitakt-Brennkraftmaschine, die sich von dieser Brennkraftmaschine in erster Linie durch die Art der Gasführung unterscheidet. Gleichwirkende Teile sind in Fig. 6 und 7 mit den Bezugswerten der Fig. 1 bis 5 und zur Unterscheidung mit dem Buchstaben a versehen. Zur Erläuterung der prinzipiellen Wirkungsweise dieser Komponenten wird auf die Beschreibung der Fig. 1 bis 5 Bezug genommen. Die Komponenten 31, 32, 85, 89 und 101 sowie gegebenenfalls die Komponenten 73 und 75 sind vorhanden, jedoch in den Fig. 6 und 7 nicht dargestellt. Die Komponenten 55, 91, 93 sind nicht verwirklicht.

Der Zylinderläufer 5a der in den Fig. 6 und 7 dargestellten Brennkraftmaschine bildet radial innerhalb des von den Kolben 15a begrenzten Raums eine Kurbelkammer 107, in die der das Luft-Brennstoff-Gemisch zuführende Einlaßkanal 59a mündet. Der Einlaßkanal 59a führt hierbei radial innerhalb des vom Lager 9a des Zylinderläufers 5a umschlossenen Bereichs durch das Gehäuse 1a hindurch. Die zu den Einlaßschlitzen 51a führenden zylinderseitigen Einlaßkanäle 51a sind als Überströmkanäle ausgebildet, die mit ihren radial inneren Enden auf der zur Kurbelwelle 21a gelegenen Seite außerhalb der inneren Totpunktlage des Kolbens 15a in

der Kurbelkammer 107 münden. Die Kolben 15a sind in Umfangsrichtung des Zylinderläufers 5a schmaler als in axialer Richtung des Zylinderläufers 5a, wobei auch hier die Schmalseitenbreite größer ist als der vierfache Wert der Exzentrizität e der Kurbelwelle 21a. Die Kolben 15a haben zueinander parallel verlaufende, ebene Flachseiten 79a und Schmalseiten 79a in Form von Zylinderabschnitten mit Halbkreisquerschnitt. In der Axialmitte der Flachseiten 77a sind auf in Umfangsrichtung einander gegenüberliegenden Seiten der Kolben 15a Auslaßschlitze 53a vorgesehen, die durch gesonderte Auslaßkanäle 47a, mit dem ausschließlich auf der Auslaßseite vorgesehenen Drehschieber 57a verbunden sind. Mittels des Auslaßdrehschiebers 57a läßt sich, wie bereits vorangegangen erläutert, der Gaswechsel der im übrigen durch die Kolbenkante 49a und die Einlaßschlitze 51a bzw. die Auslaßschlitze 53a gesteuerten Brennkraftmaschine optimieren.

Die Einlaßschlitze 51a wie auch die Überströmkanäle 45a sind im Bereich der halbzyklindrischen Schmalseiten der Kolben angeordnet und so geformt, daß der Spülweg 81a, der über die Auslaßschlitze 51a in den Brennraum 37a eintretenden Frischgase entlang der Schmalseitenflächen des entsprechend dem Kolben 15a geformten Brennraums 37a zum Zylinderdach 33a strömt. Das Zylinderdach 33a enthält zwei in Kolbenlängsrichtung nebeneinander liegende Einwölbungen 109, die den Frischgasstrom zu den mittig angeordneten Auslaßschlitzen 53a hin umlenken. Die langgestreckte Form der Kolben 15a in Verbindung mit der erläuterten Anordnungsweise der Schlitze 51a, 53a erlaubt eine Umkehrspülung des Brennraums 37a. Die Brennkraftmaschine umfaßt zwei jeweils einer der Einwölbungen 109 zugeordnete Zündkerzen 41a, die für eine symmetrische Zündung sorgen und über am Innenmantel des Gehäuses 1a angeordnete Funkenkontaktstrecken 111 mit einer nicht näher dargestellten Zündanlage verbunden sind.

Das die Frischluft fördernde Gebläse 87a wird durch einen Elektromotor 113 angetrieben, dessen Drehzahl über eine Steuerung 115 variiert werden kann. Die Steuerung 115, die gegebenenfalls mittels eines Drehzahlsensors 117 die aktuelle Drehzahl des Zylinderläufers 5a oder der Kurbelwelle 21a erfaßt, steuert über die Drehzahl des Elektromotors 113 den Ladedruck und damit den Füllgrad der Brennräume 37a. Durch geeignete Einstellung des Füllgrads kann erreicht werden, daß ein Teil der Abgase im Brennraum 37a verbleibt und damit zur Minderung der Schadstoffemission der Brennkraftmaschine im nächsten Arbeitszyklus erneut der Verbrennung zugeführt wird. Eine Abgasrückführung erübrigt sich auf diese Weise. Anstelle des Elektromotors 113 kann auch ein anderer drehzahlvariabler Motor benutzt werden, beispielsweise ein Hydraulikmotor oder dergleichen. Die Komponenten 113 bis 117 können auch bei einer Brennkraftmaschine der Fig. 1 bis 5 eingesetzt werden. Andererseits kann auch die Brennkraftmaschine der Fig. 6 und 7 durch die Kom-

ponenten 103, 105 ergänzt werden. Die anhand der Fig. 1 bis 5 erläuterten Ausgestaltungen der Drehschieber lassen sich auch bei der Brennkraftmaschine der Fig. 6, 7 einsetzen. Entsprechendes gilt für die Gestaltung der Maschinenkühlung.

Fig. 8 zeigt eine Variante der Zweitakt-Brennkraftmaschine der Fig. 6 und 7. Auch hier sind gleichwirkende Teile mit den Bezugszahlen der Fig. 1 bis 7 und zur Unterscheidung mit dem Buchstaben b versehen. Zur Erläuterung dieser Komponenten wird auf die Beschreibung der Fig. 1 bis 5 und insbesondere der Fig. 6 und 7 Bezug genommen.

Die Zweitakt-Brennkraftmaschine gemäß Fig. 8 unterscheidet sich von der Brennkraftmaschine der Fig. 6 und 7 in erster Linie dadurch, daß anstelle eines einzigen, in axialer Richtung des Zylinderläufers langgestreckten Kolbens pro Zylinder ein aus zwei Teilkolben 15b' und 15b" bestehender Doppelkolben vorgesehen ist. Die Teilkolben 15b' und 15b" haben kreiszylindrischen Querschnitt und sind zueinander achsparallel in zwei in axialer Richtung des Zylinderläufers 5b nebeneinander angeordneten Zylinderkammern 13b' und 13b" verschiebbar angeordnet. Die Zylinderkammern 13b' und 13b" sind durch eine Trennwand 119 voneinander abgeteilt, die im Bereich des gemeinsamen Zylinderdachs 33b mit wenigstens einer die beiden Brennräume 37b verbindenden Überströmöffnung 121 versehen ist. Das Zylinderdach 33b ist den Brennräumen 37b zugewandt und jeweils mit Einwölbungen 109b zur Aufnahme der Zündkerzen 41b versehen. Die kreiszylindrische Form der Zylinderkammern 13b', 13b" sowie der Teilkolben 15b', 15b" der Doppelkolbenanordnung erleichtert die Abdichtung, ohne daß der im Zylinderläufer 5b unterbringbare Hubraum verkleinert oder der Durchmesser des Zylinderläufers 5b vergrößert werden müßte.

Das über den Einlaßkanal 59b zugeführte Luft-Brennstoff-Gemisch strömt über die Kurbelkammer 107b und eine Vielzahl in Umfangsrichtung des Zylinderläufers 5b beiderseits eines der beiden Teilkolben, hier des Teilkolbens 15b', angeordnete Überströmkanäle 45b in den Brennraum 37b dieses Teilkolbens. Der Teilkolben 15b' steuert mit seiner radial äußeren Kolbenkante 49b die Einlaßschlitze 51b der zugeordneten Zylinderkammer 13b'.

Der andere Teilkolben 13b" wird ausschließlich zur Steuerung von Auslaßschlitzen 53b der anderen Zylinderkammer 13b" ausgenutzt. Die Auslaßschlitze 53b sind wiederum in Umfangsrichtung des Zylinderläufers 5b beiderseits des Kolbens 15b" angeordnet. Auslaß-Gaswechselkanäle 47b verbinden die Auslaßschlitze 53b mit dem ausschließlich auf der Auslaßseite vorgesehenen Drehschieber 57b und damit mit einem gehäuseseitigen, stationären Auslaßkanal 61b, wie dies anhand der Fig. 6 und 7 im einzelnen erläutert ist.

Im Unterschied zu den Brennkraftmaschinen der Fig. 1 bis 7 sind auch den Teilkolben 15b' und 15b" jeweils gesonderte Kolbenstangen 17b' und 17b" zuge-

ordnet. Die beiden Kolbenstangen 17b' und 17b" des Doppelkolbens sind in Achsrichtung des Zylinderläufers 5b im Abstand voneinander angeordnet und an ebenfalls im Abstand voneinander angeordneten Exzenter-Kreisscheiben 25b' und 25b" geführt. Die Exzenter-Kreisscheiben 25b' und 25b" sitzen wiederum in Nadel-lagern 29b in Lageröffnungen 27b der Kolbenstangen. Analog zu den Brennkraftmaschinen der Fig. 1 bis 7 ist jeder der Teilkolben 15b' als auch 15b" mit einem entsprechenden Teilkolben des auf der gegenüberliegenden Seite der Drehachse 7b des Zylinderläufers 5b angeordneten Doppelkolbens starr verbunden. Die durch die Exzenter-Kreisscheiben 25b' und 25b" des Doppelkolbenpaars definierten Exzenter-Drehachsen verlaufen hierbei gleichachsig.

Die im Zusammenhang mit Fig. 6 und 7 erläuterten Varianten der Brennkraftmaschine können auch bei der Brennkraftmaschine der Fig. 8 vorgesehen sein. Es versteht sich, daß das Doppelkolbenprinzip auch bei der Brennkraftmaschine der Fig. 1 bis 5 eingesetzt werden kann.

Der Zylinderläufer kann im wesentlichen aus zwei Bauteilen zusammengesetzt sein, von denen eines eine der Seitenwände und die zugleich die Zylinderdächer bildende Umfangswand und die andere Komponente die jeweils andere Seitenwand sowie von dieser vorstehende Vorsprünge umfaßt, welche die in Umfangsrichtung gelegenen Wände der Zylinder bilden. Bauteile dieser Art lassen sich vergleichsweise einfach und exakt herstellen, da sie im wesentlichen keine Hinterschnidungen haben.

Patentansprüche

1. Als Zweitakt-Brennkraftmaschine ausgebildete Zylinderläufermaschine, umfassend

- ein Gehäuse (1),
- eine Kurbelwelle (21) in dem Gehäuse (1),
- wenigstens einen in dem Gehäuse (1) um eine erste Drehachse (7) drehbar gelagerten Zylinderläufer (5) mit mehreren, in gleichen Winkelabständen um die erste Drehachse (7) und die Kurbelwelle (21) herum mit radial zur ersten Drehachse (7) verlaufenden Zylinderachsen angeordneten, radial außen von fest mit dem Zylinderläufer (5) verbundenen Zylinderdächern (33) verschlossenen Zylindern (13),
- einen radial zur ersten Drehachse (7) verschiebbaren Kolben (15) in jedem Zylinder (13), der zusammen mit seinem Zylinderdach (33) und dem Kolben (15) einen Brennraum (37) begrenzt, wobei die Kolben (15) über Kolbenstangen (17) mit Exzenterlagern (29) der Kurbelwelle (21) verbunden sind,
- eine Gaswechselsteueranordnung (49, 51, 53) mit separat den einzelnen Zylindern (13) zuge-

ordneten Einlaß- bzw. Auslaß-Gaswechselkanälen (45, 47), die mit ihrem einen Ende in dem Zylinder (13) in jeweils wenigstens einem Gaswechselschlitz (51, 53) münden, der von der bezogen auf die erste Drehachse (7) radial äußeren Kante (49) des Kolbens (15) steuerbar ist, und

- eine mit dem Zylinderläufer (5) synchron rotierende Drehschiebersteueranordnung (55, 57) zwischen zumindest einem bezogen auf das Gehäuse (1) stationären Gaswechselkanal (59, 61) und den schlitzfernen Enden der zylinderseitigen Einlaß-Gaswechselkanäle (45) und/oder Auslaß-Gaswechselkanäle (47),

dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinderläufer (5) drei um 120° gegeneinander winkelversetzte Paare gleichachsig angeordneter Zylinder (13) umfaßt, deren Kolben (15) ebenfalls paarweise mittels der Kolbenstangen (17) im wesentlichen starr miteinander verbunden sind, daß die Kurbelwelle (21) um eine zur ersten Drehachse mit einer vorbestimmten Exzentrizität (e) achsparallel versetzte zweite Drehachse (23) drehbar gelagert ist und die Exzenterlager (29) um 120° um die zweite Drehachse (23) winkelversetzte und um die vorbestimmte Exzentrizität (e) achsparallel gegen die zweite Drehachse (23) versetzte, dritte Drehachsen (32) für die Kolbenstangen (17) von Kolbenpaaren definieren und daß die Drehschiebersteueranordnung (55, 57) ebenfalls den Gaswechsel der einzelnen Zylinder (13) steuert und den auf die Drehung des Zylinderläufers (5) bezogenen resultierenden Öffnungssteuerwinkel des Einlaß- und/oder Auslaß-Gaswechselkanals (45, 47), verglichen mit dem Öffnungssteuerwinkel des zugehörigen zylinderseitigen Gaswechselschlitzes (51, 53) verändert, insbesondere verringert.

2. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehschiebersteueranordnung (55, 57) ein in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5) relativ zu diesem bewegbares Schieberteil (65) mit einer Steueröffnung (69) umfaßt, die während des Gaswechsels das schlitzferne Ende des zylinderseitigen Gaswechselkanals (47) mit dem stationären Gaswechselkanal (61) verbindet.
3. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß dem Schieberteil (65) ein Antriebsmechanismus (73, 75) zugeordnet ist, der eine Verstellung des Schieberteils (65) bei rotierendem Zylinderläufer (5) erlaubt.
4. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehschiebersteueranordnung (55, 57) zumindest ein axial seitlich des Zylinderläufers (5) angeordnetes

Paar dichtend aneinanderliegender und insbesondere federnd axial gegeneinander vorgespannter, ringförmiger Dichtscheiben (63, 65) umfaßt.

5. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtscheiben (63, 65) auf einander gegenüberliegenden Seiten zueinander koaxiale, ringförmige, in Form eines Dichtlabrynth ineinandergreifende Vorsprünge (71) aufweisen.
6. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die schlitzfernen Enden der zylinderseitigen Gaswechselkanäle (45, 47) einen kleineren Abstand von der ersten Drehachse (7) haben als die zugehörigen Gaswechselschlitzes (51, 53).
7. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die den Einlaß-Gaswechselkanälen (45) zugeordnete Drehschiebersteueranordnung (55) die Einlaß-Gaswechselkanäle (45) nacheinander mit einem bezogen auf das Gehäuse (1) stationären Einlaßkanal (91) für Frischluft und einem gleichfalls stationären Einlaßkanal (59) für das Luft-Brennstoff-Gemisch verbindet.
8. Als Zweitakt-Brennkraftmaschine ausgebildete Zylinderläufermaschine, nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinderläufer (5a; 5b) eine zentrale, die Kurbelwelle enthaltende Kurbelwellenkammer (107; 107b) umschließt, von der die Zylinder (13a; 13b) ausgehen und daß die Einlaß-Gaswechselkanäle (45a; 45b) als zur Kurbelwellenkammer (107; 107b) offene Überströmkanäle ausgebildet sind und daß radial innerhalb eines den Zylinderläufer (5a; 5b) an dem Gehäuse (1a; 1b) drehbar lagernden Lagers (9a; 9b) ein bezogen auf das Gehäuse (1a; 1b) stationärer Gas-Einlaßkanal (59a; 59b) in die Kurbelwellenkammer (107; 107b) hineingeführt ist und daß die Drehschiebersteueranordnung (57a; 57b) lediglich zwischen einem bezogen auf das Gehäuse (1a; 1b) stationären Auslaß-Gaswechselkanal (61a; 61b) und dem zylinderseitigen Auslaß-Gaswechselkanal (47a; 17b) vorgesehen ist.
9. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehschiebersteuerung (57a; 57b) den auf die Drehung des Zylinderläufers (5a; 5b) bezogenen resultierenden Auslaßöffnungssteuerwinkel des zylinderseitigen Auslaß-Gaswechselkanals (47a; 47b) verglichen mit dem Auslaßöffnungssteuerwinkel der zylinderseitigen Auslaß-Gaswechselschlitzes (53a; 53b) verringert.
10. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben (15a) in

axialer Richtung des Zylinderläufers (5a) breiter sind als in dessen Umfangsrichtung, daß die Auslaß-Gaswechselschlitze (53a) jeweils in einem im wesentlichen in axialer Richtung des Zylinderläufers (5a) verlaufenden Wandbereich des Zylinders (13a), insbesondere zumindest annähernd in der Mitte dieses Wandbereichs, vorgesehen sind und daß in axialer Richtung des Zylinderläufers (5a) beiderseits des Auslaß-Gaswechselschlitzes (53a) Einlaß-Gaswechselschlitze (51a) vorgesehen sind.

11. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die zylinderseitigen Einlaß-Gaswechselkanäle (51a) so angeordnet sind, daß die Einlaßgase im Bereich der im wesentlichen in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5a) verlaufenden Wandbereiche des Zylinders (13a) zum Zylinderdach (33a) strömen.

12. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß das Zylinderdach (33a) zwei in axialer Richtung des Zylinderläufers (5a) nebeneinander liegende konkav gekrümmte Einwölbungen (109) aufweist.

13. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 10 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Zylinder (13a) in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5a) beiderseits der Kolben (15a) sowohl Auslaß-Gaswechselschlitze (53a) als auch Einlaß-Gaswechselschlitze (51a) aufweisen.

14. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Zylinder zwei in axialer Richtung des Zylinderläufers (5b) nebeneinander angeordnete, kreiszylindrische Zylinderkammern (13b', 13b'') umfaßt, die durch eine im Bereich des Zylinderdachs (33b) mit wenigstens einer Überströmöffnung (121) versehene Trennwand (119) voneinander getrennt sind, wobei jeweils eine (13b') der beiden Zylinderkammern (13b', 13b'') lediglich mit dem Einlaß-Gaswechselkanal (45b) und die andere Zylinderkammer (13b'') lediglich mit dem Auslaß-Gaswechselkanal (47b) verbunden ist, und daß in jeder Zylinderkammer (13b', 13b'') einer von zwei Teilkolben (15b', 15b'') eines Doppelkolbens verschiebbar ist.

15. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5b) beiderseits der einen Zylinderkammer (13b') Überströmkanäle (45b) und in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5b) beiderseits der anderen Zylinderkammer (13b'') Auslaß-Gaswechselschlitze (53b) vorgesehen sind.

16. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 14 oder 15,

dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Teilkolben (15b', 15b'') jedes Doppelkolbens durch gesonderte Teilkolbenstangen (17b', 17b'') mit den beiden Teilkolben (15b', 15b'') des bezogen auf die erste Drehachse (7b) radial gegenüberliegenden Doppelkolbens verbunden sind, wobei die beiden Teilkolbenstangen (17b', 17b'') jedes Doppelkolbenpaars an zwei in Richtung der zweiten Drehachse (23b) im Abstand angeordneten Exzenterlagern (25b', 25b'') geführt sind.

17. Zylinderläufermaschine, nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei

- die zylinderseitigen Gaswechselkanäle (47b) von den Zylindern (13b) ausgehen, zusammen mit diesen rotieren und in einer axial seitlichen Wand des Zylinderläufers (5b) enden,
- wenigstens ein stationärer Einlaß-Gaswechselkanal (59b) und wenigstens ein stationärer Auslaß-Gaswechselkanal (61b) in dem Gehäuse (1b) vorgesehen sind und wenigstens der Auslaß-Gaswechselkanal (61b) in dem Gehäuse (1b) vor der axial seitlichen Wand des Zylinderläufers (5b) endet,
- und die Drehschiebersteueranordnung (57b) zumindest einen bogenförmig die erste Drehachse (7b) umschließenden Steuerschlitz (69b) zur Verbindung des stationären Gaswechselkanals (61b) in einem vorgegebenen Drehwinkelbereich mit den rotierenden Gaswechselkanälen (47b) umfaßt,

dadurch gekennzeichnet, daß jeder Zylinder zwei in axialer Richtung des Zylinderläufers (5b) nebeneinander angeordnete, kreiszylindrische Zylinderkammern (13b', 13b'') umfaßt, die durch eine im Bereich des Zylinderdachs (33b) mit wenigstens einer Überströmöffnung (121) versehene Trennwand (119) voneinander getrennt sind, wobei jeweils eine der beiden Zylinderkammern (13b', 13b'') lediglich mit dem Einlaß-Gaswechselkanal (45b) und die andere Zylinderkammer (13b'') lediglich mit dem Auslaß-Gaswechselkanal (47b) verbunden ist, und daß in jeder Zylinderkammer (13b', 13b'') einer von zwei Teilkolben (15b', 15b'') eines Doppelkolbens verschiebbar ist.

18. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Teilkolben (15b', 15b'') jedes Doppelkolbens durch gesonderte Teilkolbenstangen (17b', 17b'') mit den beiden Teilkolben (15b', 15b'') des, bezogen auf die erste Drehachse (7b) radial gegenüberliegenden Doppelkolbens verbunden sind, wobei die beiden Teilkolbenstangen (17b', 17b'') jedes Doppelkolbenpaars an zwei in Richtung der zweiten Drehachse (23b) im Abstand angeordneten Exzenterlagern

(25b', 25b'') geführt sind.

19. Als Zweitakt-Brennkraftmaschine ausgebildete Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 18,

dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben (15) in axialer Richtung des Zylinderläufers (5) breiter sind als in dessen Umfangsrichtung und daß die Einlaß-Gaswechselschlitze (45) einerseits und die Auslaß-Gaswechselschlitze (47) andererseits auf in axialer Richtung des Zylinderläufers (5) gegenüberliegenden Seiten der Zylinder (13) vorgesehen sind.

20. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben (15) in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5) achsparallel zur ersten Drehachse (7) verlaufende, im wesentlichen ebene Außenflächen (77) haben, die an den Schmalseiten in halbzyindrische Außenflächen (79) übergehen.

21. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 19 oder 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben (15) ein zumindest in axialer Richtung des Zylinderläufers (5) konvex gewölbtes Kolbendach (35) haben und daß das Zylinderdach (33) zumindest in axialer Richtung des Zylinderläufers (5) konkav gewölbt ist.

22. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß der Einlaß-Gaswechselkanal (45a) mit einem Gebläse (87a) verbunden ist, dessen Antrieb einen drehzahlsteuerbaren Motor (113), insbesondere einen Elektromotor, umfaßt.

23. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß der vierfache Wert der vorbestimmten Exzentrizität (e) kleiner ist als die maximale Breite der Kolben (15; 15a) in Umfangsrichtung des Zylinderläufers (5; 5a).

24. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (1; 1a) den Zylinderläufer vollständig umschließt und ein Gebläsegehäuse mit wenigstens einer Kühlluftansaugöffnung (95; 95a) im Bereich seines Zentrums und wenigstens einer Abströmöffnung (99; 99a) im Bereich seines Außenumfangs bildet.

25. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen einem bezogen auf das Gebläsegehäuse stationären Auslaß-Gaswechselkanal (61; 61a) und den zylinderseitigen Auslaß-Gaswechselkanälen (47; 49a) eine synchron mit dem Zylinderläufer (5; 5a) rotierende Drehschiebersteueranordnung (57; 55a) vorgesehen ist und daß zumindest eine Kühlluft-Ansaugöffnung

(95; 95a) über im Bereich der Drehschiebersteueranordnung (57; 57a) radial an dieser vorbei verlaufende Kanäle (97; 97a) mit dem Inneren des Gebläsegehäuses verbunden ist.

26. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß mit der Kurbelwelle (21; 21a) eine Arbeitsmaschine (103; 103a), insbesondere ein Kompressor einer Wärmepumpe oder ein elektrischer Generator gekuppelt ist.

27. Zylinderläufermaschine nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß der Auslaß-Gaswechselkanal (47; 47a) mit einem Wärmetauscher (105; 105a), insbesondere einer Gebäude-Heizanlage, verbunden ist.

28. Zylinderläufermaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 27, dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinderläufer (5c) zwei die Zylinderwände (133) bildende Läuferteile aufweist, von denen ein erstes Läuferteil eine axial seitliche Wand (133) des Zylinderläufers und eine die Zylinderdächer (33c) gemeinsam bildende Umfangswand umfaßt, und das zweite Läuferteil eine weitere axial seitliche Wand (133) umfaßt und in axialer Richtung vorstehende Vorsprünge (151) trägt, die in Umfangsrichtung zwischen sich die Zylinder (15c) begrenzen.

Claims

1. Rotary cylinder machine designed as a two-cycle internal combustion engine, comprising

- a housing (1),
- a crankshaft (21) in the housing (1),
- at least one cylinder rotor (5), seated for rotation in the housing (1) about a first rotating shaft (7), having a plurality of cylinders (13) closed radially outside by cylinder covers (33) firmly connected with the cylinder rotor (5) and arranged at like angular distances apart about the first rotating shaft (7) and the crankshaft (21), with cylinder axes running radial to the first rotating shaft (7),
- a piston (15) in each cylinder (13), displaceable radially to the first rotating shaft (7), which together with its cylinder cover (33) and the piston (15) delimits a combustion chamber (37), the pistons (15) being connected by piston rods (17) with eccentric bearings (29) of the crankshaft (21),
- a gas-exchange control arrangement (49, 51, 53) with intake and exhaust gas-exchange channels (45, 47) assigned separately to the individual cylinders (13), one end of which in each

instance terminates in at least one gas-exchange port (51, 53) in the cylinder (13) which is controllable by the radially outer edge (49) of the piston (15) relative to the first rotating shaft (7), and

- a rotary slide valve control arrangement (55, 57) rotating synchronously with the cylinder rotor (5) between at least one gas-exchange channel (59, 61) stationary relative to the housing (1) and the ends of the cylinder-side intake gas-exchange channels (45) and/or exhaust gas-exchange channels (47) distant from the port,

characterized in that the cylinder rotor (5) comprises three pairs of cylinders (13), arranged coaxially and displaced at an angle of 120° with respect to one another, whose pistons (15) are likewise substantially rigidly connected together pairwise by means of piston rods (17),

in that the crankshaft (21) is supported for rotation about a second rotating shaft (23) displaced parallel to the axis of the first rotating shaft by a predetermined eccentricity (e) and the eccentric bearings (29) define third rotating shafts (32) for the piston rods (17) of piston pairs, displaced at an angle of 120° about the second rotating shaft (23) and displaced parallel to the axis of the second rotating shaft (23) by the predetermined eccentricity (e)

and in that the rotary slide valve control arrangement (55, 57) likewise controls the gas exchange of the individual cylinders (13) and varies in particular reduces, the resulting opening control angle of the intake and/or exhaust gas-exchange channel (45, 47), relative to the rotation of the cylinder rotor (5), compared with the opening control angle of the associated cylinder-side gas-exchange port (51, 53).

2. A rotary cylinder machine according to claim 1, characterized in that the rotary slide valve control arrangement (55, 57) comprises a slide valve part (65) having a control opening (69), movable in the peripheral direction of the cylinder rotor (5) relative to the latter, which during gas exchange connects the end of the cylinder-side gas-exchange channel (47) distant from the port with the stationary gas-exchange channel (61).
3. A rotary cylinder machine according to claim 2, characterized in that the slide valve part (65) is assigned a drive mechanism (73, 75) which permits displacement of the slide valve part (65) when the cylinder rotor (5) is rotating.
4. A rotary cylinder machine according to any of claims

1 to 3, characterized in that the rotary slide valve arrangement (55, 57) comprises at least one pair of annular sealing disks (63, 65), resting sealingly on one another and in particular preloaded axially elastically against one another, arranged axially lateral to the cylinder rotor (5).

5. A rotary cylinder machine according to claim 4, characterized in that the sealing disks (63, 65), on sides facing one another, have coaxial annular interlocking projections (71) in the form of a sealing labyrinth.
6. A rotary cylinder machine according to any of claims 1 to 5, characterized in that the ends of the cylinder-side gas exchange channels (45, 47) distant from the ports are a shorter distance away from the first rotating shaft (7) than the associated gas-exchange ports (51, 53).
7. A rotary cylinder machine according to any of claims 1 to 6, characterized in that the rotary slide valve control arrangement (55) assigned to the intake gas-exchange channels (45) successively connects the intake gas-exchange channels (45) with an intake channel (91) for fresh air, stationary relative to the housing (1), and a likewise stationary intake channel (59) for the air-fuel mixture.
8. A rotary cylinder machine designed as a two-cycle internal combustion engine according to any of claims 1 to 7, characterized in that the cylinder rotor (5a; 5b) encloses a central crankshaft chamber (107; 107b) containing the crankshaft, from which the cylinders (13a; 13b) proceed and in that the intake gas-exchange channels (45a; 45b) are designed as overflow channels open to the crankshaft chamber (107; 107b), and in that radially within a bearing (9a; 9b) supporting the cylinder rotor (5a; 5b) for rotation on the housing (1a; 1b) a gas-intake channel (59a; 59b), stationary relative to the housing (1a; 1b), is guided into the crankshaft chamber (107; 107b) and in that the rotary slide valve arrangement (57a; 57b) is provided only between an exhaust gas-exchange channel (61a; 61b) stationary relative to the housing (1a; 1b) and the cylinder-side exhaust gas-exchange channel (47a; 17b).
9. A rotary cylinder machine according to claim 8, characterized in that the rotary slide valve arrangement (57a; 57b) reduces the resulting exhaust opening control angle of the cylinder-side exhaust gas-exchange channel (47a; 47b) relative to the rotation of the cylinder rotor (5a; 5b) compared with the exhaust opening control angle of the cylinder-side exhaust gas-exchange ports (53a; 53b).
10. A rotary cylinder machine according to claim 8 or 9,

characterized in that the pistons (15a) are wider in the axial direction of the cylinder rotor (5a) than in its peripheral direction, in that exhaust gas-exchange ports (53a) in each instance are provided in a wall region of the cylinder (13a) running substantially in the axial direction of the cylinder rotor (5a), in particular at least approximately in the centre of this wall region, and in that intake gas-exchange ports (51a) are provided in the axial direction of the cylinder rotor (5a) on both sides of the exhaust gas-exchange port (53a).

11. A rotary cylinder machine according to claim 10, characterized in that the cylinder-side intake gas-exchange channels (51a) are arranged so that the intake gases in the region of the wall regions of the cylinder (13a), running substantially in the peripheral direction of the cylinder rotor (5a), flow to the cylinder cover (33a).

12. A rotary cylinder machine according to claim 11, characterized in that the cylinder cover (33a) has two concavely curved arches (109) lying side by side in the axial direction of the cylinder rotor (5a).

13. A rotary cylinder machine according to any of claims 10 to 12, characterized in that the cylinders (13a), in the peripheral direction of the cylinder rotor (5a), have exhaust gas-exchange ports (53a) as well as intake gas-exchange ports (51a) on both sides of the piston (15a).

14. A rotary cylinder machine according to claim 8 or 9, characterized in that each cylinder comprises two circular cylindrical cylinder chambers (13b', 13b''), arranged side by side in the axial direction of the cylinder rotor (5b), which are separated from one another by a separating wall (119) provided in the region of the cylinder cover (33b) with at least one overflow opening (121), where at least one (13b') of the two cylinder chambers (13b', 13b'') is connected only with the intake gas-exchange channel (45b) and the other cylinder chamber (13b'') is connected only with the exhaust gas-exchange channel (47b), and in that one of two partial pistons (15b', 15b'') of a double piston is displaceable in each cylinder chamber (13b', 13b'').

15. A rotary cylinder machine according to claim 14, characterized in that overflow channels (45b) are provided in the peripheral direction of the cylinder rotor (5b) on both sides of one cylinder chamber (13b') and exhaust gas-exchange ports (53b) are provided in the peripheral direction of the cylinder rotor (5b) on both sides of the other cylinder chamber (13b'').

16. A rotary cylinder machine according to claim 14 or

15, characterized in that the two partial pistons (15b', 15b'') of each double piston are connected by separate partial piston rods (17b', 17b'') with the two partial pistons (15b', 15b'') of the double piston radially opposed relative to the first rotating shaft (7b), the two partial piston rods (17b', 17b'') of each double piston pair being supported on two eccentric bearings (25b', 25b'') arranged at some distance apart in the direction of the second rotating shaft (23b).

17. A rotary cylinder machine according to one of claims 1 to 7, in which

- the cylinder-side gas-exchange channels (47b) starting from the cylinders (13b), rotate together with the latter and end in an axially lateral wall of the cylinder rotor (5b),
- at least one stationary intake gas-exchange channel (59b) and at least one stationary exhaust gas-exchange channel (61b) in the housing (1b) are provided and at least the exhaust gas-exchange channel (61b) ends in the housing (1b) before the axially lateral wall of the cylinder rotor (5b),
- and the rotary slide valve control arrangement (57b) comprises at least one control port (69b) surrounding the first rotating shaft (7b) circularly for connection of the stationary gas-exchange channel (61b) in a predetermined region of the angle of rotation with the rotating gas-exchange channels (47b),

characterized in that

each cylinder comprises two circular cylindrical chambers (13b', 13b''), arranged side by side in the axial direction of the cylinder rotor (5b), which are separated from one another by a separating wall (119) provided in the region of the cylinder cover (33b) with at least one overflow opening (121), where in each instance one of the two cylinder chambers (13b', 13b'') is connected only with the intake gas-exchange channel (45b) and the other cylinder chamber (13b'') is connected only with the exhaust gas-exchange channel (47b), and in that one of two partial pistons (15b', 15b'') of a double piston is displaceable in each cylinder chamber (13b', 13b'').

18. A rotary cylinder machine according to claim 17 characterized in that the two partial pistons (15b', 15b'') of each double piston are connected by separate partial piston rods (17b', 17b'') with the two partial pistons (15b', 15b'') of the double piston radially opposed relative to the first rotating shaft (7b), the two partial piston rods (17b', 17b'') of each dou-

ble piston pair being supported on two eccentric bearings (25b' 25b") arranged at some distance apart in the direction of the second rotating shaft (23b).

19. A rotary cylinder machine designed as a two-cycle internal combustion engine according to any of claims 1 to 18, characterized in that the pistons (15) are wider in the axial direction of the cylinder rotor (5) than in its peripheral direction and in that the intake gas-exchange ports (45) on the one hand and the exhaust gas-exchange ports (47) on the other are provided on opposing sides of the cylinders (13) in the axial direction of the cylinder rotor (5).

20. A rotary cylinder machine according to claim 19 characterized in that the pistons (15) have substantially flat outer faces (77) running parallel to the axis of the first rotating shaft (7) in the peripheral direction of the cylinder rotor (5), which outer faces on the narrow sides transfer into semi-cylindrical outer surfaces (79)

21. A rotary cylinder machine according to claim 19 or 20, characterized in that the pistons (15) have a piston head (35) arched convexly at least in the axial direction of the cylinder rotor (5) and in that the cylinder cover (33) is arched concavely at least in the axial direction of the cylinder rotor (5).

22. A rotary cylinder machine according to any of claims 1 to 21, characterized in that the intake gas-exchange channel (45a) is connected with a blower (87a) the drive of which comprises a speed-controllable motor (113), in particular an electric motor.

23. A rotary cylinder machine according to any of claims 1 to 22, characterized in that four times the value of the predetermined eccentricity (e) is less than the maximum width of the pistons (15; 15a) in the peripheral direction of the cylinder rotor (5; 5a).

24. A rotary cylinder machine according to any of claims 1 to 23, characterized in that the housing (1; 1a) completely encloses the cylinder rotor and forms a blower housing with at least one cooling-air intake opening (95; 95a) in the region of its centre and at least one exhaust opening (99; 99a) in the region of its outer periphery.

25. A rotary cylinder machine according to claim 24, characterized in that a rotary slide valve control arrangement (57; 55a) rotating synchronously with the cylinder rotor (5; 5a) is provided between an exhaust gas-exchange channel (61; 61a) stationary relative to the blower housing and the cylinder-side exhaust gas-exchange channels (47; 49a) and in that at least one cooling-air intake opening (95; 95a)

is connected with the inside of the blower housing by channels (97; 97a) in the region of the rotary slide valve arrangement (57; 57a) passing radially by the latter.

26. A rotary cylinder machine according to any of claims 1 to 25, characterized in that a machine (103; 103a), in particular a compressor of a heat pump or an electric generator, is coupled with the crankshaft (21; 21a).

27. A rotary cylinder machine according to claim 21, characterized in that the exhaust gas-exchange channel (47; 47a) is connected with a heat exchanger (105; 105a), in particular a building heating system.

28. A rotary cylinder machine according to any of claims 1 to 27, characterized in that the cylinder rotor (5c) has two rotor parts forming the cylinder walls (133), of which a first rotor part comprises an axially lateral wall (133) of the cylinder rotor and a peripheral wall jointly forming the cylinder covers (33c), and the second rotor part comprises an additional axially lateral wall (133) and bears projections, (151) projecting in axial direction, which between them delimit the cylinders (15c) in peripheral direction.

30 Revendications

1. Moteur à bloc-cylindres rotatif réalisé sous la forme d'un moteur à combustion interne à deux temps, comprenant

un carter (1),
un vilebrequin (21) placé dans le carter (1),
au moins un bloc-cylindres rotatif (5) placé dans le carter (1) de manière à pouvoir tourner autour d'un premier axe de rotation (7), comportant plusieurs cylindres (13) fermés radialement vers l'extérieur par des couvercles de cylindre (33) reliés de manière fixe au bloc-cylindres rotatif (5), et disposés à écarts angulaires égaux autour du premier axe de rotation (7) et du vilebrequin (21) avec des axes de cylindre s'étendant radialement par rapport au premier axe de rotation (7),
un piston (15) mobile radialement par rapport au premier axe de rotation (7) dans chaque cylindre (13) délimitant par son couvercle de cylindre (33) et le piston (15) une chambre de combustion (37), les pistons (15) étant reliés au vilebrequin (21) par des tiges de piston (17), et des paliers d'excentrique (29),
un dispositif de commande (49, 51, 53) de renouvellement des gaz comportant des canaux d'admission et d'échappement (45, 47) de re-

nouvellement des gaz associés séparément à chaque cylindre (13), lesquels canaux débouchent par une de leurs extrémités dans le cylindre (13), dans au moins à chaque fois une lumière (51, 53) de renouvellement des gaz qui peut être commandée par l'arête (49) du piston (15) qui est extérieure radialement par rapport au premier axe de rotation (7), et un dispositif de commande (55, 57) à tiroirs rotatifs tournant de manière synchrone avec le bloc-cylindres rotatif (5), disposé entre au moins un canal (59, 61) de renouvellement des gaz fixe par rapport au carter (1) et les extrémités éloignées des lumières des canaux d'admission (45) et/ou d'échappement (47) de renouvellement des gaz côté cylindre,

caractérisé en ce que le bloc-cylindres rotatif (5) comprend trois paires, dont la position angulaire est décalée de 120° l'une par rapport à l'autre, de cylindres (13) disposés sur le même axe, dont les pistons (15) sont également sensiblement reliés les uns aux autres par paires par une liaison sensiblement rigide, au moyen des tiges de piston (17),

en ce que le vilebrequin (21) est disposé de manière à pouvoir tourner autour d'un deuxième axe de rotation (23) décalé avec parallélisme des axes d'une excentricité (e) prédéterminée par rapport au premier axe de rotation, et les paliers d'excentriques (29) définissent, pour les tiges de piston (17) des paires de pistons, des troisièmes axes de rotation (32) décalés de l'excentricité prédéterminée (e) par rapport au deuxième axe de rotation (23), avec parallélisme des axes, et dont la position angulaire est décalée de 120° autour du deuxième axe de rotation (23),

et en ce que le dispositif de commande (55, 57) à tiroirs rotatifs commande également le renouvellement des gaz de chaque cylindre (13), et modifie, en particulier réduit, l'angle de commande d'ouverture, résultant de la rotation du bloc-cylindres rotatif (5), du canal d'admission et/ou d'échappement (45, 47) de renouvellement des gaz, comparé à l'angle de commande d'ouverture de la lumière (51, 53) de renouvellement des gaz associée, côté cylindre.

2. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 1, caractérisé en ce que le dispositif de commande (55, 57) à tiroirs rotatifs comprend une partie formant tiroir (65), mobile par rapport au bloc-cylindres rotatif (5) dans le sens circonférentiel de celui-ci, et comportant une ouverture de commande (69) qui relie, pendant le renouvellement des gaz, l'extrémité éloignée de la lumière du canal (47) de renouvellement des gaz côté cylindre au canal (61)

fixe de renouvellement des gaz.

3. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 2, caractérisé en ce qu'à la partie formant tiroir (65) est associé un mécanisme d'entraînement (73, 75) qui permet un réglage de la partie formant tiroir (65) lorsque le bloc-cylindres rotatif (5) tourne.
4. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que le dispositif de commande (55, 57) à tiroirs rotatifs comprend au moins une paire, disposée axialement à côté du bloc-cylindres rotatif (5), de rondelles d'étanchéité (63, 65) annulaires, appuyées l'une contre l'autre de manière étanche et en particulier précontraintes élastiquement axialement l'une contre l'autre.
5. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 4, caractérisé en ce que les rondelles d'étanchéité (63, 65) présentent, sur leurs faces opposées, des protubérances (71) coaxiales, annulaires et en prise les unes avec les autres, sous la forme d'un labyrinthe d'étanchéité.
6. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que les extrémités éloignées des lumières des canaux (45, 47) de renouvellement des gaz situés côté cylindre sont à une plus petite distance du premier axe de rotation (7) que les lumières (51, 53) de renouvellement des gaz associées.
7. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que le dispositif de commande (55) à tiroirs rotatifs associé aux canaux d'admission (45) de renouvellement des gaz relie les canaux d'admission (45) de renouvellement des gaz l'un après l'autre à un canal d'admission (91) pour l'air frais, fixe par rapport au carter, et à un canal d'admission (59) également fixe pour le mélange air-carburant.
8. Moteur à bloc-cylindres rotatif réalisé sous la forme d'un moteur à combustion interne à deux temps selon l'une des revendication 1 à 7, caractérisé en ce que le bloc-cylindres rotatif (5a, 5b) renferme une chambre de vilebrequin (107, 107b) centrale, contenant le vilebrequin, et dont partent les cylindres (13a, 13b), et en ce que les canaux d'admission (45a, 45b) de renouvellement des gaz sont réalisés sous la forme de canaux d'aspiration ouverts sur la chambre de vilebrequin (107, 107b), et en ce qu'un canal (59a, 59b) d'admission des gaz, fixe par rapport au carter (1a, 1b), est guidé dans la chambre de vilebrequin (107, 107b) radialement à l'intérieur d'un palier (9a, 9b) recevant le bloc-cylindres rotatif (5a, 5b) de manière mobile en rotation sur le carter

(1a, 1b), et en ce que le dispositif de commande (57a, 57b) à tiroirs rotatifs est prévu uniquement entre un canal (61a, 61b) d'échappement de renouvellement des gaz immobile par rapport au carter (1a, 1b) et le canal (47a, 47b) d'échappement de renouvellement des gaz situé côté cylindre.

9. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 8, caractérisé en ce que le dispositif de commande (57a, 57b) à tiroirs rotatifs réduit l'angle de commande d'ouverture, résultant de la rotation du bloc-cylindres rotatif (5a, 5b), du canal d'échappement (47a, 47b) de renouvellement des gaz, comparé à l'angle de commande d'ouverture de la lumière (53a, 53b) d'échappement de renouvellement des gaz située côté cylindre.

10. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 8 ou 9, caractérisé en ce que les pistons (15a) sont plus larges suivant la direction axiale du bloc-cylindres rotatif (5a) que selon sa direction circonférentielle,

en ce que les lumières (53a) d'échappement de renouvellement des gaz sont prévues à chaque fois dans une zone de paroi du cylindre (13a) s'étendant sensiblement selon la direction axiale du bloc-cylindres rotatif (5a), en particulier au moins sensiblement au centre de cette zone de paroi, et en ce que des lumières (51a) d'admission de renouvellement des gaz sont prévues, selon la direction axiale du bloc-cylindres rotatif (5a), de part et d'autre de la lumière (53a) d'échappement de renouvellement des gaz.

11. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 10, caractérisé en ce que les canaux (51a) d'admission de renouvellement des gaz côté cylindre sont disposés de telle sorte que les gaz d'admission circulent en direction du couvercle de cylindre (33a), dans la zone de la zone de paroi du cylindre (13a) s'étendant sensiblement selon la direction circonférentielle du bloc-cylindres rotatif (5a).

12. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 11, caractérisé en ce que le couvercle de cylindre (33a) présente deux cavités (109) concaves adjacentes selon la direction axiale du bloc-cylindres rotatif (5a).

13. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon l'une des revendications 10 à 12, caractérisé en ce que les cylindres (13a) présentent des lumières (53a) d'échappement de renouvellement des gaz ainsi que des lumières (51a) d'admission de renouvellement des gaz de part et d'autre des pistons (15a), selon la direction circonférentielle du bloc-cylindres rotatif (5a).

14. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 8 ou 9, caractérisé en ce que chaque cylindre comprend deux chambres de cylindre (13b', 13b'') circulaires cylindriques et disposées l'une à côté de l'autre selon la direction axiale du bloc-cylindres rotatif (5b), lesquelles chambres sont séparées par une paroi de séparation (119) munie, dans la zone du couvercle de cylindre (33b), d'au moins une ouverture d'aspiration (121), l'une (13b') des chambres de cylindre (13b', 13b'') étant à chaque fois reliée exclusivement au canal (45b) d'admission de renouvellement des gaz et l'autre chambre de cylindre (13b'') étant reliée uniquement au canal (47b) d'échappement de renouvellement des gaz,

et en ce que dans chaque chambre de cylindre (13b', 13b''), l'un des deux pistons partiels (15b', 15b'') d'un double piston peut être déplacé.

15. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 14, caractérisé en ce que des canaux d'admission (45b) sont prévus de part et d'autre de l'une des chambres de cylindre (13b') selon la direction circonférentielle du bloc-cylindres rotatif (5b) et des lumières (53b) d'échappement de renouvellement des gaz sont prévues de part et d'autre de l'autre chambre de cylindre (13b'') selon la direction circonférentielle du bloc-cylindres rotatif (5b).

16. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 14 ou 15, caractérisé en ce que les deux pistons partiels (15b', 15b'') de chaque double piston sont reliés par des tiges de piston partiel (17b', 17b'') séparées aux deux pistons partiels (15b', 15b'') du double piston opposé radialement par rapport au premier axe de rotation (7b), les deux tiges de piston partiel (17b', 17b'') de chaque paire de doubles pistons étant guidées sur deux paliers d'excentrique (25b', 25b'') disposés à distance selon la direction du deuxième axe de rotation (23b).

17. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon l'une des revendications 1 à 7,

les canaux (47b) de renouvellement des gaz côté cylindre partant des cylindres (13b), tournant avec ces derniers, et se terminant dans une paroi axiale latérale du bloc-cylindres rotatif (5b),

au moins un canal (59b) d'admission de renouvellement des gaz fixe et au moins un canal (61b) d'échappement de renouvellement des gaz étant prévus dans le carter (1b) et

au moins le canal (61b) d'échappement de renouvellement des gaz se terminant dans le carter (1b) devant la paroi axiale latérale du bloc-cylindres rotatif (5b), et

le dispositif (57b) de commande à tiroirs rotatifs comprenant au moins une lumière de distribu-

tion (69b) entourant en arc le premier axe de rotation (7b) pour relier le canal (61b) de renouvellement des gaz fixe, dans une zone d'angle de rotation prédéterminée, aux canaux (47b) tournants de renouvellement des gaz,

caractérisé en ce que chaque cylindre comprend deux chambres de cylindre (13b', 13b'') circulaires cylindriques et disposées l'une à côté de l'autre selon la direction axiale du bloc-cylindres rotatif (5b), lesquelles chambres sont séparées par une paroi de séparation (119) munie, dans la zone du couvercle de cylindre (33b), d'au moins une ouverture d'aspiration (121), l'une des chambres de cylindre (13b', 13b'') étant à chaque fois reliée exclusivement au canal (45b) d'admission de renouvellement des gaz et l'autre chambre de cylindre (13''b) étant reliée uniquement au canal (47b) d'échappement de renouvellement des gaz,

et en ce que dans chaque chambre de cylindre (13b', 13b''), l'un de deux pistons partiels (15b', 15b'') d'un double piston peut être déplacé.

18. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 17, caractérisé en ce que les deux pistons partiels (15b', 15b'') de chaque double piston sont reliés par des tiges de piston partiel (17b', 17b'') séparées aux deux pistons partiels (15b', 15b'') du double piston opposé radialement par rapport au premier axe de rotation (7b), les deux tiges de piston partiel (17b', 17b'') de chaque paire de doubles pistons étant guidées sur deux paliers d'excentrique (25b', 25b'') disposés à distance selon la direction du deuxième axe de rotation (23b).

19. Moteur à bloc-cylindres rotatif réalisé sous la forme d'un moteur à combustion interne à deux temps selon l'une des revendications 1 à 18, caractérisé en ce que les pistons (15) sont plus larges selon la direction axiale du bloc-cylindres rotatif (5) que selon sa direction circonférentielle, et

en ce que les lumières (45) d'admission de renouvellement des gaz d'une part, et les lumières (47) d'échappement de renouvellement des gaz d'autre part, sont prévues sur des côtés opposés du cylindre (13), selon la direction axiale du bloc-cylindres rotatif (5).

20. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 19, caractérisé en ce que les pistons (15) comportent des surfaces extérieures (77) sensiblement planes, s'étendant selon la direction circonférentielle du bloc-cylindres rotatif (5) en étant parallèles au premier axe de rotation (7), lesquelles surfaces se transformant en surfaces extérieures (79) semi-cylindriques sur les côtés étroits.

21. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendica-

tion 19 ou 20, caractérisé en ce que les pistons (15) comportent un couvercle de piston (35) voûté de manière convexe au moins selon la direction axiale du bloc-cylindres rotatif (5), et en ce que le couvercle de cylindre (33) est voûté de manière concave au moins selon la direction axiale du bloc-cylindres rotatif (5).

22. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon l'une des revendications 1 à 21, caractérisé en ce que le canal (45a) d'admission de renouvellement des gaz est relié à une soufflante (87a) dont l'entraînement comprend un moteur (113) à vitesse réglable, en particulier un moteur électrique.

23. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon l'une des revendications 1 à 22, caractérisé en ce que le quadruple de l'excentricité (e) prédéterminée est inférieur à la largeur maximale des pistons (15, 15a) selon la direction circonférentielle du bloc-cylindres rotatif (5, 5a).

24. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon l'une des revendications 1 à 23, caractérisé en ce que le carter (1, la) renferme complètement le bloc-cylindres rotatif et constitue un carter de soufflante comportant au moins une ouverture (95, 95a) d'aspiration d'air froid dans la zone de son centre et au moins une ouverture (99, 99a) d'échappement dans la zone de sa périphérie extérieure.

25. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 24, caractérisé en ce qu'un dispositif de commande (57, 55a) à tiroirs rotatifs tournant de manière synchrone avec le bloc-cylindres rotatif (5, 5a) est prévu entre un canal (61, 61a) de renouvellement des gaz immobile par rapport au carter de soufflante et les canaux d'échappement (47, 49a) de renouvellement des gaz côté cylindre, et en ce qu'au moins une ouverture (95, 95a) d'aspiration d'air froid est reliée avec l'intérieur du carter de soufflante par des canaux (97, 97a) s'étendant dans la zone du dispositif (57, 57a) de commande à tiroirs rotatifs et le longeant radialement.

26. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon l'une des revendications 1 à 25, caractérisé en ce qu'une machine productrice à travail (103, 103a), en particulier un compresseur d'une pompe à chaleur ou un générateur électrique, est couplée au vilebrequin (21, 21a).

27. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon la revendication 21, caractérisé en ce que le canal (47, 47a) d'échappement de renouvellement des gaz est relié à un échangeur de chaleur (105, 105a), en particulier une installation de chauffage de bâtiment.

28. Moteur à bloc-cylindres rotatif selon l'une des revendications 1 à 27, caractérisé en ce que le bloc-cylindres rotatif (5c) comprend deux parties de rotor formant les parois de cylindre (133), une première partie de rotor formant une paroi latérale axiale (133) du bloc-cylindres rotatif et une paroi périphérique constituant l'ensemble des couvercles de cylindre (33c), et la deuxième partie de rotor constituant une autre paroi latérale axiale (133) et portant des protubérances (151) qui font saillie selon la direction axiale et délimitent les cylindres (15c) entre eux selon la direction circonférentielle.

15

20

25

30

35

40

45

50

55

Fig. 1

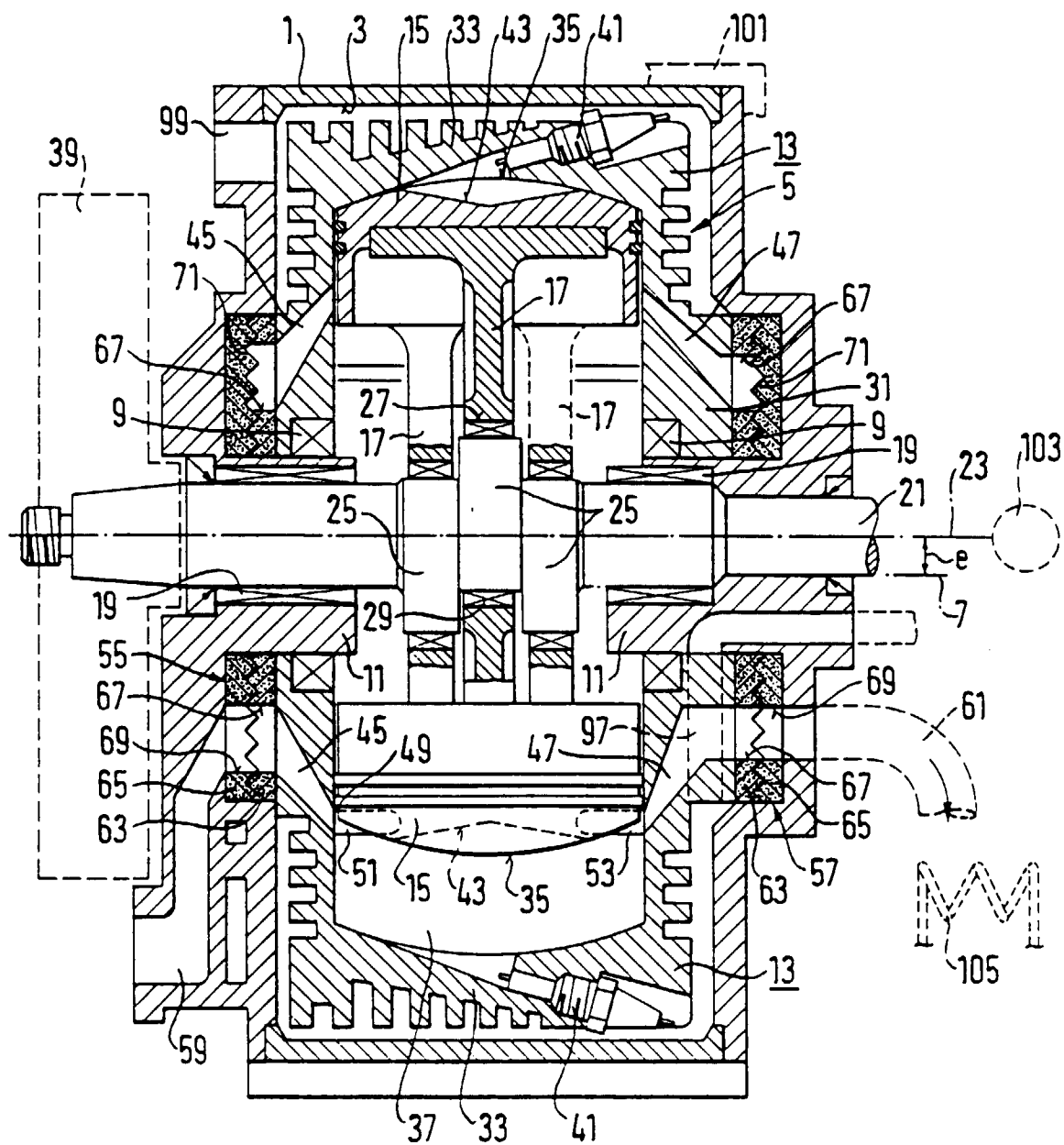
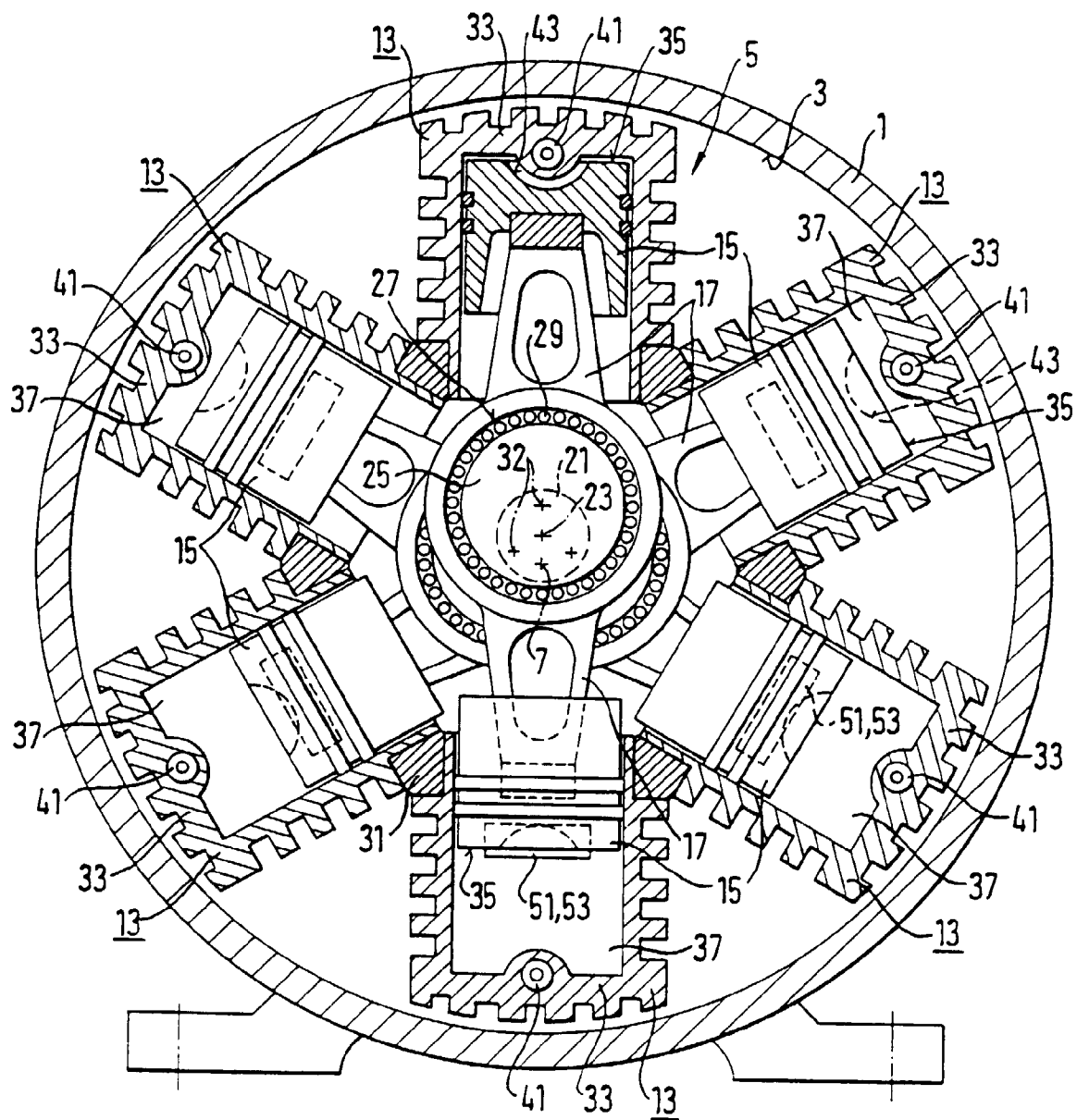


Fig. 2



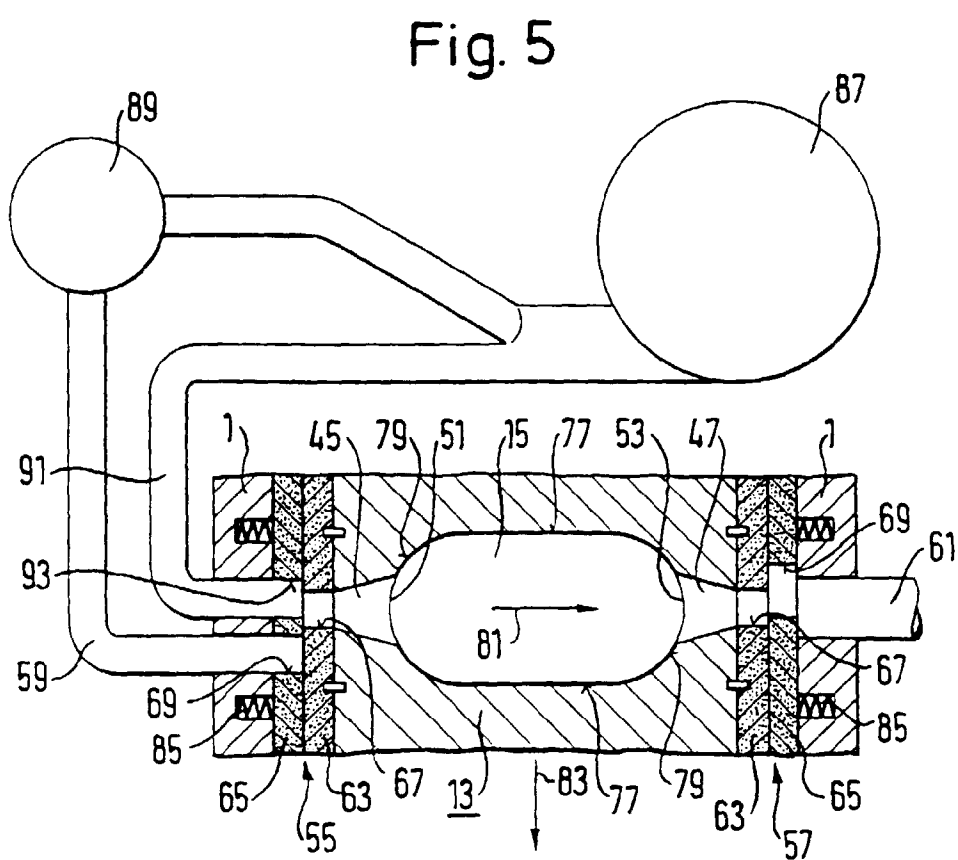
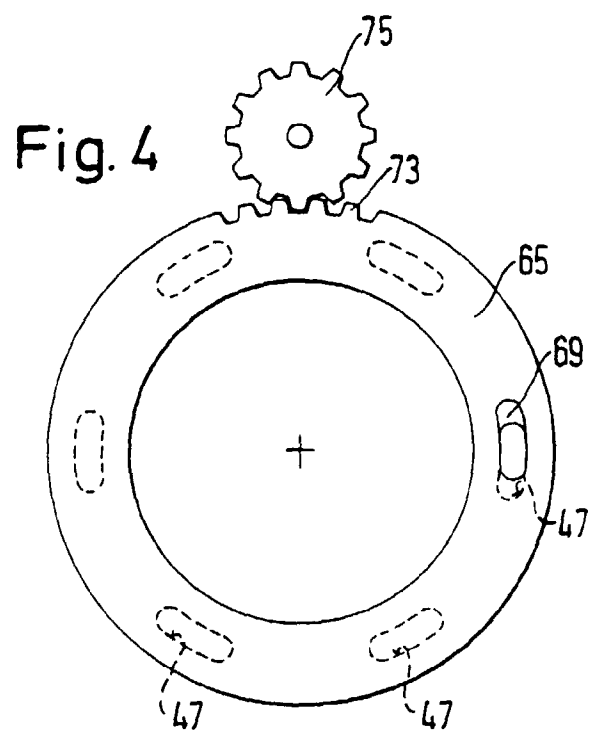
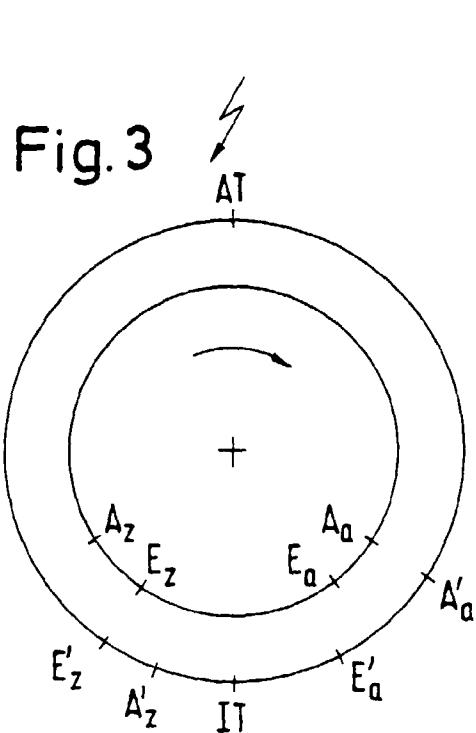


Fig. 6

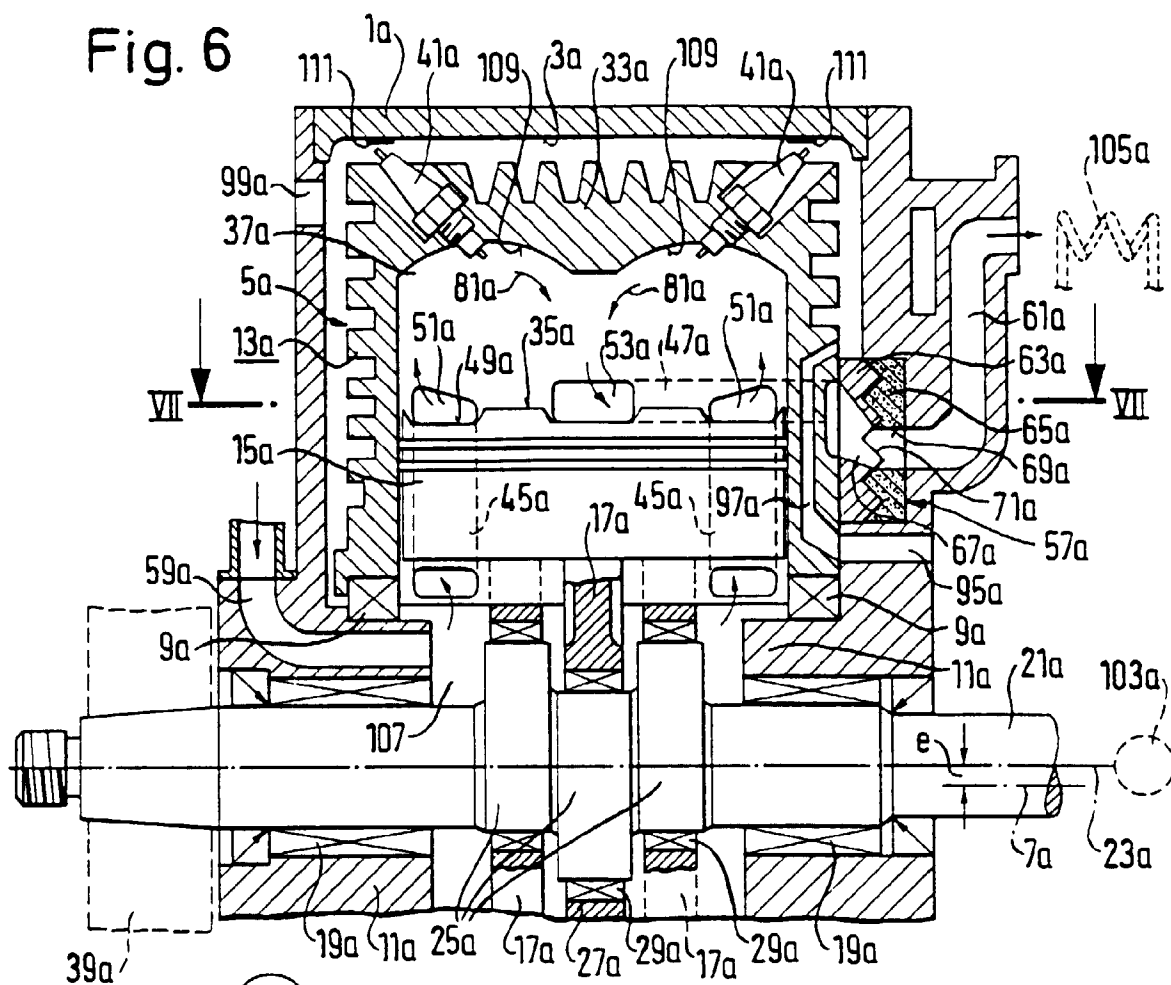


Fig. 7

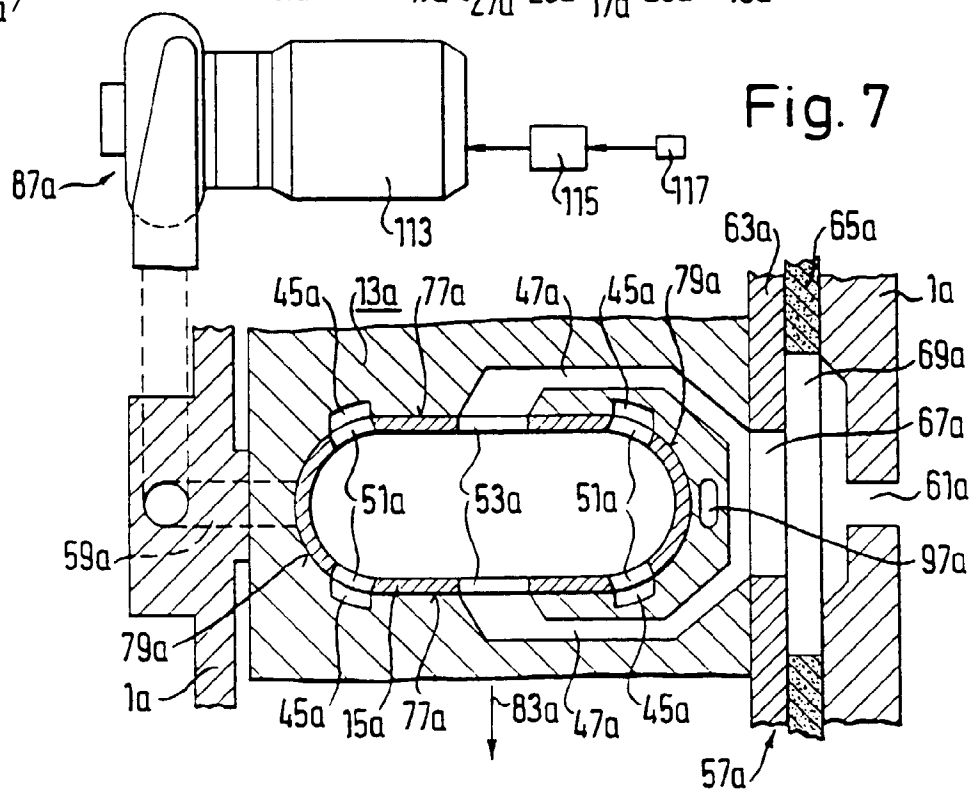


Fig. 8

