

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
23. Dezember 2004 (23.12.2004)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2004/111406 A2

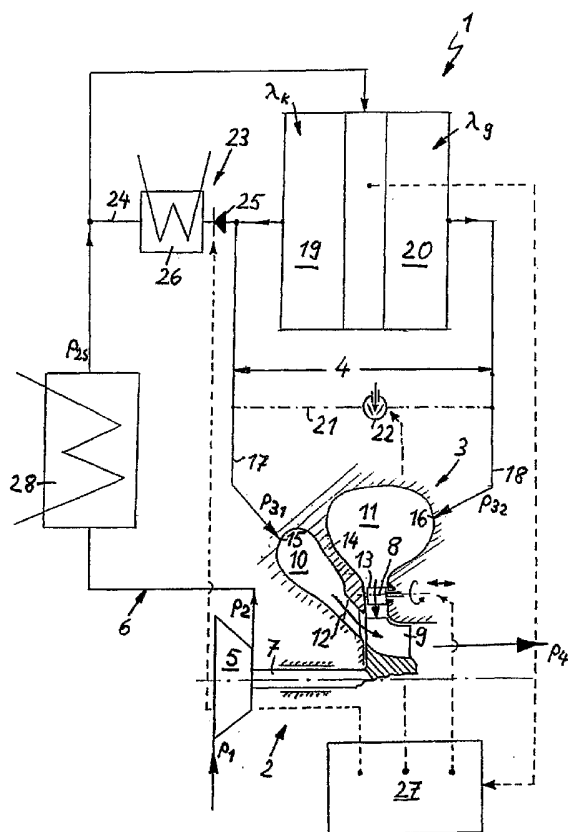
(51) Internationale Patentklassifikation⁷: **F02B**
(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2004/006409
(22) Internationales Anmeldedatum:
15. Juni 2004 (15.06.2004)
(25) Einreichungssprache: Deutsch
(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
(30) Angaben zur Priorität:
103 27 442.1 18. Juni 2003 (18.06.2003) DE
(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von
US): **DAIMLERCHRYSLER AG** [DE/DE]; Epplestrasse
225, 70567 Stuttgart (DE).

(72) Erfinder; und
(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **FINGER, Helmut**
[DE/DE]; Bergstrasse 73, 70711 Leinfelden-Ech-
terdingen (DE). **SCHMID, Wolfram** [DE/DE];
Friedrich-Glück-Strasse 49, 72622 Nürtingen (DE).
SUMSER, Siegfried [DE/DE]; Buchauer Strasse 3, 70327
Stuttgart (DE).
(74) Anwälte: **KREISER, André** usw.; DaimlerChrysler AG,
Intellectual Property Management, IMP - C106, 70546
Stuttgart (DE).
(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,
CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES,
FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH EXHAUST GAS RECYCLING DEVICE AND CORRESPONDING METHOD

(54) Bezeichnung: BRENNKRAFTMASCHINE MIT ABGASRÜCKFÜHREINRICHTUNG UND VERFAHREN HIERZU



(57) Abstract: The invention relates to an internal combustion engine with an exhaust gas recycling device, comprising two cylinder groups, the exhaust gases from which may be independently led away by means of a separate exhaust line. The recycling line of the exhaust gas recycling device branches off one of the exhaust lines and opens out in the inlet manifold of the internal combustion engine. The cylinder groups may be operated with different power outputs, whereby the recycling line of the exhaust gas recycling device branches off the exhaust line of the cylinder group with variable power output.

(57) Zusammenfassung: Eine Brennkraftmaschine mit einer Abgasrückführeinrichtung weist zwei Zylindergruppen auf, deren Abgas separat über jeweils eine Abgasleitung abführbar ist. Die Rückführung der Abgasrückführeinrichtung zweigt von einer der Abgasleitungen ab und mündet in den Ansaugtrakt der Brennkraftmaschine. Die Zylindergruppen sind mit unterschiedlicher Leistungsabgabe betreibbar, wobei die Rückführung der Abgasrückführeinrichtung von der Abgasleitung der Zylindergruppe mit variabler Leistungsabgabe abzweigt.

WO 2004/111406 A2



KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PL, PT,

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

Brennkraftmaschine mit Abgasrückführeinrichtung und Verfahren
hierzu

Die Erfindung bezieht sich auf eine Brennkraftmaschine mit einer Abgasrückführeinrichtung und auf ein Verfahren zum betrieb einer derartigen Brennkraftmaschine nach dem Oberbegriff des Anspruches 1 bzw. 12.

Aus der Druckschrift DE 198 57 234 A1 ist es bekannt, eine Brennkraftmaschine mit einem Abgasturbolader zu versehen, deren Abgasturbine zwei separate Abgasfluten mit unterschiedlichem Volumen aufweist, über die jeweils Abgas der Brennkraftmaschine dem Turbinenrad zuführbar ist. Jede Abgasflut ist mit der Abgasleitung jeweils einer Zylinderbank der Brennkraftmaschine verbunden. Diejenige Abgasleitung, über die die kleinere Abgasflut der Turbine mit Abgas versorgt wird, ist mit einer Abgasrückführeinrichtung verbunden, deren Rückführung von der betreffenden Abgasleitung abzweigt und in den Ansaugtrakt der Brennkraftmaschine einmündet, wodurch insbesondere im Teillastbereich eine Reduzierung der Stickoxidemissionen erreicht werden kann. Aufgrund der kleineren Dimensionierung der betreffenden Abgasflut ist in dieser Abgasleitung ein höherer Abgasgegendruck einstellbar, welcher eine Abgasrückführung in den Ansaugtrakt unterstützt. Insbesondere in Betriebsbereichen mit hoher Last kann es angezeigt sein, die Abgasrückführungsrate zu erhöhen, um eine zusätzliche Reduktion der NO_x-Emissionen zu erreichen.

Der Erfindung liegt das Problem zugrunde, die Stickoxidemissionen in Brennkraftmaschinen mit Abgasrückführung mit einfachen Maßnahmen zu vermindern. Zweckmäßig soll der Kraftstoffverbrauch hierdurch nicht erhöht werden.

Dieses Problem wird erfindungsgemäß bei einer Brennkraftmaschine mit den Merkmalen des Anspruchs 1 und bei einem Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine mit den Merkmalen des Anspruchs 12 gelöst. Die Unteransprüche geben zweckmäßige Weiterbildungen an.

Die erfindungsgemäße Brennkraftmaschine besitzt zumindest zwei Zylindergruppen, deren Abgas separat über jeweils eine Abgasleitung abführbar ist. Die Zylindergruppen sind mit gleicher oder unterschiedlicher Leistungsabgabe und/oder unterschiedlicher Luft-Kraftstoff-Zahl λ_k betreibbar (asymmetrischer Betrieb), wobei die Rückführleitung der Abgasrückföhreinrichtung von der Abgasleitung derjenigen Zylindergruppe abzweigt, die in mindestens einem Betriebspunkt mit höherer Leistungsabgabe betrieben wird bzw. betreibbar ist. Aufgrund der höheren Leistungsabgabe und/oder geringerem λ_k stellt sich auch eine höhere Abgasrate ein, wodurch der Anteil von in den Ansaugtrakt rückgeführten Abgases an dem den Zylindern zuzuführenden Gasstrom, bestehend aus Verbrennungsluft und Abgas, erhöht werden kann. Falls gleiche Leistung in jeder Zylindergruppe erzeugt werden soll, erhält man ein geringeres λ_k durch angepasste Drosselung der Luftseite.

Da der erhöhte Abgasausstoß insbesondere bei Verwendung eines Abgasturboladers im Abgasstrang zu einem erhöhten Abgasgegendruck in der betreffenden Abgasleitung stromauf der Turbine des Laders führt, kann auch in Betriebsbereichen der Brennkraftmaschine eine Abgasrückführung durchgeführt werden, ~~in denen eine~~ ausreichende Rückführung im Stand der Technik

nicht möglich gewesen ist. Ungeachtet der Bauform der Turbine wird in dieser Ausführung in weiten Betriebsbereichen eine Abgasrückführung ermöglicht, wodurch die NO_x -Emissionen reduziert werden können.

Die höhere Leistungsabgabe in einer Zylindergruppe wird vorteilhaft durch Erhöhung der spezifischen Leistung der Zylinder dieser Zylindergruppe verwirklicht. Die Zylindergruppen können beispielsweise mit unterschiedlichem Luft-Kraftstoff-Verhältnis betrieben werden, wobei die Rückführleitung der Abgasrückführeinrichtung von der Abgasleitung derjenigen Zylindergruppe abzweigt, die mit kleinerem Luft-Kraftstoff-Verhältnis befeuert wird; die Zylinder dieser Zylindergruppe erzeugen aufgrund des höheren Kraftstoffanteils eine höhere spezifische Leistung als die Zylinder derjenigen Zylindergruppe, die mit größerem Luft-Kraftstoff-Verhältnis befeuert werden. Die erhöhte spezifische Zylinderleistung führt zu einem höheren Abgasausstoß, der vorteilhaft für die Abgasrückführung verwendet werden kann.

Die an der Abgasrückführung teilnehmende Zylindergruppe weist im Extremfall bei vorliegendem Abgasnachbehandlungssystem insbesondere ein Luft-Kraftstoff-Gemisch auf, welches unterhalb des stöchiometrischen Wertes liegt. Die übrigen Zylindergruppen - in der Regel eine verbleibende Zylindergruppe - weisen dagegen ein höheres Luft-Kraftstoff-Gemisch auf, als die an der Abgasrückführung beteiligte Zylindergruppe, insbesondere ein Luft-Kraftstoff-Gemisch, welches oberhalb des stöchiometrischen Werts liegt. Im Durchschnitt aller Zylindergruppen stellt sich ein Luft-Kraftstoff-Gemisch mit einem Durchschnittswert ein, insbesondere mit einem stöchiometrischen Wert bei Ottomotoren, so dass im Gesamtdurchschnitt die Leistungsdichte pro Zylinder gleich bleibt und aufgrund des geringeren Kraftstoffverbrauches der nicht an der Abgasrück-

führung beteiligten Zylindergruppe auch der Gesamt-Kraftstoffverbrauch nicht erhöht ist.

Die Steigerung bzw. Absenkung der spezifischen Leistung der Zylinder einer Zylindergruppe kann auch durch weitere, zusätzlich oder alternativ zur Einstellung des Luft-Kraftstoff-Gemisches durchzuführende motorische Maßnahmen wie beispielsweise veränderte Zündzeitpunkte oder veränderte Verläufe der Kraftstoffeinspritzung (verschobener Beginn und/oder verschobenes Ende der Einspritzung und/oder veränderter Einspritzdruck) erreicht werden.

Vorteilhaft weist die Brennkraftmaschine insgesamt nur zwei Zylindergruppen auf, von denen eine an der Abgasrückführung beteiligt ist und die zweite ohne Verbindung zur Abgasrückführung ist. Es kann aber auch zweckmäßig sein, eine Mehrzahl von Zylindergruppen mit jeweils einer Abgasleitung vorzusehen und eine oder mehrere Zylindergruppen an der Abgasrückführung zu beteiligen bzw. eine oder mehrere Zylindergruppen unabhängig von der Abgasrückführung zu gestalten, wobei die an der Abgasrückführung beteiligten Zylindergruppen eine höhere Leistung als die übrigen Zylindergruppen abgeben.

Die höhere Leistungsabgabe in einer Zylindergruppe kann alternativ oder zusätzlich zu der vorbeschriebenen erhöhten spezifischen Zylinderleistung auch durch eine unterschiedliche Zylinderanzahl in den Zylindergruppen erzielt werden. Beispielsweise kann die an der Abgasrückführung beteiligte Zylindergruppe eine höhere Zylinderanzahl aufweisen und dadurch mehr Abgas produzieren als die nicht an der Abgasrückführung beteiligte Zylindergruppe. Auch auf diese Weise ist ein asymmetrischer Motorbetrieb zu verwirklichen.

Andererseits kann es aber auch insbesondere in Kombination mit einer erhöhten spezifischen Zylinderleistung vorteilhaft sein, dass die mit der Abgasrückführeinrichtung zusammenwirkende Zylindergruppe eine kleinere Zylinderanzahl umfasst als die weitere, unabhängig von der Abgasrückführeinrichtung ausgeführte Zylindergruppe. Hierdurch kann der höhere Kraftstoffverbrauch in der an der Abgasrückführung beteiligten Zylindergruppe mit höherer spezifischer Zylinderleistung durch den geringeren Kraftstoffverbrauch in der nicht an der Abgasrückführung beteiligten Zylindergruppe mit niedrigerer spezifischer Zylinderleistung kompensiert oder sogar überkompensiert werden, so dass der Gesamt-Kraftstoffverbrauch der Brennkraftmaschine gleich bleibt oder gegebenenfalls sogar sinkt.

Es kommen sowohl einflutige Abgasturbinen als auch mehrflutige Abgasturbinen in Betracht. Bei einflutigen Abgasturbinen ist dem Turbinenrad eine einzige Abgasflut vorgeschaltet, in die zumindest diejenige Abgasleitung einmündet, von der die Rückführleitung der Abgasrückführeinrichtung abzweigt. Insbesondere für den Fall mehrflutiger Abgasturbinen ist es zweckmäßig, Abgasfluten unterschiedlicher Größe vorzusehen, wobei die kleinere Abgasflut mit der an der Abgasrückführung beteiligten Abgasleitung verbunden ist und die größere Abgasflut mit der Abgasleitung der nicht an der Abgasrückführung beteiligten Zylindergruppe verbunden ist. Aufgrund der unterschiedlichen Dimensionierung der Abgasfluten stellt sich in der kleineren Abgasflut ein höherer Abgasgegendruck ein, was in vorteilhafter Weise für die Abgasrückführung ausgenutzt werden kann. In der in die größere Abgasflut einmündenden Abgasleitung herrscht dagegen ein geringerer Abgasgegendruck, so dass die Zylinder der betreffenden Zylindergruppe weniger Ausschubarbeit leisten müssen, was zu einem günstigen Verbrauch dieser Zylindergruppe führt.

Die Abgasturbine kann mit einer variablen Turbinengeometrie zur veränderlichen Einstellung des wirksamen Turbineneintrittsquerschnittes ausgestattet sein. Insbesondere bei zweiflutigen Abgasturbinen kommt sowohl eine Einstellung des Turbineneintrittsquerschnittes der kleineren Abgasflut als auch eine Einstellung des Turbineneintrittsquerschnittes der größeren Abgasflut oder aber beider Abgasfluten in Betracht. Die Einstellung des Eintrittsquerschnittes der kleineren Abgasflut bietet den zusätzlichen Vorteil, dass die Abgasrückführungsrate über die Stellung der variablen Turbinengeometrie beeinflusst werden kann.

Bei dem erfindungsgemäßen Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine mit einer Abgasrückführeinrichtung werden zwei Zylindergruppen der Brennkraftmaschine mit gleicher oder unterschiedlicher Leistungsabgabe betrieben, wobei diejenige Zylindergruppe, deren Abgasleitung mit der Rückführleitung der Abgasrückführeinrichtung verbunden ist, mit variierbarer Leistungsabgabe betrieben wird.

Weitere Vorteile und zweckmäßige Ausführungsformen sind den weiteren Ansprüchen, der Figurenbeschreibung und den Zeichnungen zu entnehmen. Es zeigen:

Fig. 1 eine schematische Darstellung einer aufgeladenen Brennkraftmaschine mit Abgasrückführung, wobei die Brennkraftmaschine zwei Zylindergruppen aufweist, die mit unterschiedlichem Luft-Kraftstoff-Verhältnis betreibbar sind und die Rückführleitung der Abgasrückführung von einer der beiden Abgasleitungen der beiden Zylindergruppen abzweigt,

Fig. 2 in vergrößerter Darstellung eine zweiflutige Turbine mit einer in beiden Turbineneintrittsquerschnitten angeordneten variablen Turbinengeometrie, die auch für die Funktion Turbobremsen einsetzbar ist,

Fig. 3 im Detail den radialen Turbineneintrittsquerschnitt einer Turbine mit variabler Turbinengeometrie im lagerseitigen Turbinenradeintrittsquerschnitt,

Fig. 4 ein Schaubild mit diversen Druckverläufen im Ansaugtrakt und in den Abgasleitungen der Zylindergruppen in Abhängigkeit von der Motordrehzahl, wobei die Druckverläufe in den Abgasleitungen jeweils für eine symmetrische und für eine asymmetrische Motorbetriebsweise dargestellt sind,

Fig. 5 ein Schaubild mit der Abgasrückführungsrate der an der Abgasrückführung beteiligten Abgasleitung bei asymmetrischer Motorbetriebsweise im Vergleich zur symmetrischen Motorbetriebsweise in Abhängigkeit von der Motordrehzahl,

Fig. 6 ein Schaubild mit der Leistungsabweichung der Zylindergruppen bei asymmetrischer Motorbetriebsweise im Vergleich zur symmetrischen Motorbetriebsweise in Abhängigkeit von der Motordrehzahl.

In den Figuren sind gleiche Bauteile mit gleichen Bezugszeichen versehen.

Die in Fig. 1 dargestellte Brennkraftmaschine 1 - ein Otto-Motor oder ein Dieselmotor - eines Kraftfahrzeugs umfasst einen Abgasturbolader 2 mit einer Turbine 3 im Abgasstrang 4 und mit einem Verdichter 5 im Ansaugtrakt 6, wobei die Bewe-

gung des Turbinenrades über eine Welle 7 auf das Verdichter-
rad des Verdichters 5 übertragen wird. Die Turbine 3 des Ab-
gasturboladers 2 ist mit einer variablen Turbinengeometrie 8
ausgestattet, über die in Abhängigkeit des Zustands der
Brennkraftmaschine der wirksame Turbineneintrittsquerschnitt
zum Turbinenrad 9 veränderlich eingestellt werden kann. Die
Turbine 3 ist als zweiflutige Kombinationsturbine mit zwei
Einströmkanälen bzw. Abgasfluten 10 und 11 ausgebildet, von
denen eine erste Abgasflut 10 einen halbaxialen Turbinenein-
trittsquerschnitt 12 zum Turbinenrad 9 und die zweite Abgas-
flut 11 einen radialen Turbineneintrittsquerschnitt 13 zum
Turbinenrad 9 aufweist. Die beiden Abgasfluten 10 und 11 sind
durch eine gehäusefeste Trennwand 14 separiert und gegensei-
tig druckdicht abgeschirmt.

Die variable Turbinengeometrie 8 befindet sich zweckmäßig im
radialen Turbineneintrittsquerschnitt 13 der Abgasflut 11 und
ist insbesondere als Leitgitter mit verstellbaren Leitschau-
feln oder als ein axial in den radialen Turbineneintritts-
querschnitt 13 verschiebbares Leitgitter ausgebildet, wobei
in Abhängigkeit der Stellung des Leitgitters ein veränderlich
einstellbarer Turbineneintrittsquerschnitt zum Turbinenrad 9
freigegeben wird.

Jede Flut 10 bzw. 11 ist mit einem Zuströmanschluss 15 bzw.
16 versehen. Über jeden Zuströmanschluss 15 bzw. 16 ist der
zugeordneten Abgasflut 10 bzw. 11 separat Abgas zuführbar.
Die Abgaszuführung erfolgt über zwei unabhängig voneinander
ausgebildete Abgasleitungen 17 und 18, welche Bestandteil des
Abgasstranges 4 sind. Jede Abgasleitung 17 bzw. 18 ist einer
definierten Anzahl an Zylinderauslässen der Brennkraftmaschi-
ne zugeordnet. Im Ausführungsbeispiel ist die Brennkraftma-
schine V-förmig ausgebildet und weist zwei Zylinderbänke bzw.
-gruppen 19 und 20 auf, deren Zylinderanzahl gleich sein

kann, insbesondere aber auch unterschiedlich sein kann (asymmetrische Brennkraftmaschine). Die erste Abgasleitung 17 führt von der ihr zugeordneten Zylindergruppe 19 zur ersten Abgasflut 10, die zweite Abgasleitung 18 führt von der zweiten Zylindergruppe 20 zur zweiten Abgasflut 11.

Zwischen den beiden Abgasleitungen 17 und 18 ist stromauf der Turbine 3 eine verbindende Überbrückungsleitung 21 mit einem einstellbaren Abblase- bzw. Umblaseventil 22 angeordnet. Das Umblaseventil 22 kann in eine Sperrstellung, in der die Überbrückungsleitung 21 abgesperrt ist und ein Druckaustausch zwischen den Abgasleitungen 17 und 18 unterbunden wird, in eine Durchgangsstellung, in der die Überbrückungsleitung geöffnet ist und ein Druckaustausch ermöglicht ist, sowie in eine Abblasestellung versetzt werden, in der Abgas aus einer der beiden Abgasleitungen oder aus beiden Abgasleitungen unter Umgehung der Turbine aus dem Abgasstrang ausgeleitet wird (nicht eingezeichnet).

Weiterhin ist eine Abgasrückführeinrichtung 23 vorgesehen, die eine Rückführleitung 24 zwischen der ersten Abgasleitung 17 und dem Ansaugtrakt 6 unmittelbar stromauf des Zylinderinlasses der Brennkraftmaschine 1 sowie ein Sperrventil 25 oder Rückschlagventil bzw. Flatterventil umfasst, das zwischen einer die Rückführleitung 24 blockierenden Sperrstellung und einer freigebenden Öffnungsstellung verstellbar ist bzw. sich einstellt. Vorteilhaft ist in der Rückführleitung 24 auch ein Abgaskühler 26 angeordnet.

Sämtliche Stellelemente der diversen verstellbaren Bauteile, insbesondere die variable Turbinengeometrie 8, das Umblaseventil 22 und gegebenenfalls das Sperrventil 25, werden über Stellsignale, die in einer Regel- und Steuerungseinrichtung 27 erzeugbar sind, in ihre gewünschte Position verstellt.

Im Betrieb der Brennkraftmaschine wird die Turbinenleistung auf den Verdichter 5 übertragen, der Umgebungsluft mit dem Druck p_1 ansaugt und auf einen erhöhten Druck p_2 verdichtet. Stromab des Verdichters 5 ist im Ansaugtrakt 6 ein Ladeluftkühler 28 angeordnet, der von der verdichteten Luft durchströmt wird. Nach dem Verlassen des Ladeluftkühlers 28 ist die Luft auf den Ladedruck p_{2s} verdichtet, mit dem sie in den Zylindereinlass der Brennkraftmaschine eingeleitet wird. Nicht eingezeichnet ist eine getrennte Lufteinführung zu den Zylindergruppen 19 und 20, die eine selektive Drosselung, zum Beispiel durch Leitungsauslegung, ermöglichen. Hierdurch lässt sich bei gleicher Leistung der Zylindergruppen 19, 20 auch eine Luft-Kraftstoff-Asymmetrie bewirken. Am Zylinderauslass herrscht in der ersten Abgasleitung 17, die der ersten Zylindergruppe 19 zugeordnet ist, der Abgasgegendruck p_{31} ; in der zweiten Abgasleitung 18, die der zweiten Zylindergruppe 20 zugeordnet ist, liegt der Abgasgegendruck p_{32} an. In der Turbine 3 wird das Abgas auf den niedrigen Druck p_4 entspannt und im weiteren Verlauf zunächst einer katalytischen Reinigung unterzogen und schließlich in die Umgebung abgeblasen.

Im Abgasrückführungsbetrieb in der befeuerten Antriebsbetriebsweise wird das Sperrventil 25 der Abgasrückführeinrichtung 23 in Öffnungsstellung versetzt, damit Abgas aus der ersten Abgasleitung 17 in den Ansaugtrakt 6 überströmen kann. Um ein die Abgasrückführung ermöglichendes Druckgefälle mit einem den Ladedruck p_{2s} übersteigenden Abgasgegendruck p_{31} in der Abgasleitung 17 zu gewährleisten, wird eine asymmetrische Turbine verwendet. Die variable Turbinengeometrie 8 im radialen Turbineneintrittsquerschnitt 13 des zweiten Strömungskanaals 11 wird in eine Stellung versetzt, in der die gewünschte Luftmenge dem Motor zugeführt wird.

Ein derartiges Druckgefälle kann dadurch unterstützt werden, dass der erste Turbineneintrittsquerschnitt 12 in der ersten Abgasflut 10 verhältnismäßig klein ausgebildet ist und einen Wert annimmt, der vorteilhaft zwar geringfügig größer sein kann als der zweite Turbineneintrittsquerschnitt 13 in Staustellung der variablen Turbinengeometrie, jedoch kleiner ist als dieser Querschnitt in Offenstellung der variablen Turbinengeometrie. Aufgrund des relativ geringen ersten Turbineneintrittsquerschnitts 12 kann ein verhältnismäßig hoher Abgasgegendruck p_{31} in der ersten Abgasleitung 17 erzielt werden. Bei aktivierter Abgasrückführung ist insbesondere der Abgasgegendruck p_{31} in der ersten Abgasleitung 17 höher als der Abgasgegendruck p_{32} in der zweiten Abgasleitung 18, die keine Verbindung zur Abgasrückführeinrichtung 23 aufweist.

Im Motorbremsbetrieb wird die variable Turbinengeometrie in ihre Staustellung überführt, in der der radiale Turbineneintrittsquerschnitt 13 auf einen minimalen Wert reduziert wird, wodurch der Abgasgegendruck p_{32} in der zweiten Abgasleitung 18 auf einen hohen Wert ansteigt, der insbesondere größer ist als der Abgasgegendruck p_{31} in der ersten, mit der Abgasrückführeinrichtung 23 kommunizierenden Abgasleitung 17. Hierdurch ist es möglich, sehr hohe Motorbremsleistungen durch eine starke Anhebung des Abgasgegendrucks p_{32} zu erzielen, wobei einer Überschreitung der kritischen Drehzahlgrenze des Abgasturboladers durch eine entsprechende Einstellung der Ventile 22 und 25 vermieden werden kann.

Die beiden Zylindergruppen 19 und 20 können mit einem unterschiedlich hohen Luft-Kraftstoff-Verhältnis betrieben werden. Zur Unterstützung der Abgasrückführung wird die erste Zylindergruppe 19, deren Abgase an der Abgasrückführung teilnehmen, mit einem kleineren Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ_k mit

niedrigerem Luftanteil betrieben als die zweite Zylindergruppe 20, die dementsprechend ein höheres Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ_g mit einem höheren Luftanteil aufweist und deren Abgase bei gesperrtem Umblaseventil 22 nicht an der Abgasrückführung teilnehmen. In einer vorteilhaften Ausführung liegt der Wert des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses λ_k der an der Abgasrückführung beteiligten Zylindergruppe 19 bei entsprechender Abgasreinigungsanlage unterhalb des stöchiometrischen Wertes, wohingegen der Wert des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses λ_g der zweiten Zylindergruppe 20 oberhalb des stöchiometrischen Wertes liegt. Der geringere Luftanteil im Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ_k der ersten Zylindergruppe 19 bewirkt einen relativ erhöhten Abgasanteil in den Abgasen dieser Zylindergruppe, was in vorteilhafter Weise für die Abgasrückführung und Verbrennungsbeeinflussung eingesetzt werden kann.

Es kann zweckmäßig sein, die Brennkraftmaschine 1 asymmetrisch auszubilden, indem die an der Abgasrückführung beteiligte Zylindergruppe 19 eine geringere Zylinderanzahl aufweist als die nicht unmittelbar an der Abgasrückführung beteiligte, zweite Zylindergruppe 20. Aufgrund der unterschiedlichen Zylinderanzahl werden Verbrauchsnachteile, welche durch das niedrigere Kraftstoff-Luft-Verhältnis λ_k in der Zylindergruppe 19 entstehen, durch die Verbrauchsvorteile in der zweiten Zylindergruppe 20 gegebenenfalls überkompensiert, welche durch den höheren Luftanteil im Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ_g entstehen.

Die Einstellung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses jeder Zylindergruppe erfolgt zweckmäßig durch eine entsprechend bemessene Kraftstoff-Einspritzmenge. In dieser Ausführung kann die Luftzufuhr im Ansaugtrakt ohne Änderung beibehalten wer-

den. Gemäß einer alternativen Ausführung kann es aber auch zweckmäßig sein, zusätzlich oder alternativ zur Änderung der Einspritzmenge auch eine entsprechende Anpassung der jeder Zylindergruppe zuzuführenden Luftmenge durchzuführen.

Bei der in Fig. 1 dargestellten zweiflutigen Abgasturbine 3 befindet sich die variable Turbinengeometrie im Turbineneintrittsquerschnitt 13 der größeren Abgasflut 11, die mit der von der Abgasrückführung unabhängigen Abgasleitung 18 verbunden ist. Der Turbineneintrittsquerschnitt 12 der kleineren Abgasflut 10, die mit der an der Abgasrückführung beteiligten Abgasleitung 17 verbunden ist, ist dagegen unveränderlich ausgebildet.

Alternative Ausführungen von Abgasturbinen 3 sind in den Figuren 2 und 3 dargestellt. Gemäß Fig. 2 ist vorgesehen, dass sich die variable Turbinengeometrie 8 über beide Turbineneintrittsquerschnitte 12 und 13 erstreckt, so dass durch eine Verstellung der variablen Turbinengeometrie 8 jeder Turbineneintrittsquerschnitt 12 bzw. 13 verändert werden kann. Dies ist insbesondere vorteilhaft für die Einstellung der rückzuführenden Abgasmenge, da durch eine Verstellung der variablen Turbinengeometrie der Abgasgegendruck in der ersten Abgasflut 10 sowie der ersten Abgasleitung 17 verändert werden kann und damit das Druckgefälle zwischen Abgasleitung 17 und Ansaugtrakt verändert wird.

Statt einer einfachen Axialschieberturbine, die vorwiegend für die Turbobremsfunktion genutzt wird, sind Drehschaufler-Turbinen für die Abgasrückführungsfunktion günstiger.

Gemäß Fig. 3 ist vorgesehen, dass sich die variable Turbinengeometrie 8 nur in den Bereich des Turbineneintrittsquerschnittes 12 der an der Abgasrückführung beteiligten ersten

Abgasflut 10 erstreckt. In dem zweiten Turbineneintrittsquerschnitt 13 der zweiten Abgasflut 11 befindet sich dagegen keine variable Turbinengeometrie. Dadurch ist es möglich, die rückgeführte Abgasmenge durch Verstellung der variablen Turbinengeometrie einzustellen, wobei die Verstellung der variablen Turbinengeometrie auf den Druck in der zweiten Abgasflut 11 nur indirekt einwirkt.

Das Schaubild gemäß Fig. 4 zeigt diverse Druckverläufe, dargestellt für eine symmetrische und für eine asymmetrische Motorbetriebsweise, in Abhängigkeit von der Motordrehzahl n_M der Brennkraftmaschine. Eingezeichnet sind der Ladedruck p_{2s} im Ansaugtrakt, die Abgasdrücke p_{31}^{sy} und p_{32}^{sy} in den beiden Abgasleitungen der beiden Zylindergruppen bei symmetrischer Betriebsweise (beide Zylindergruppen weisen gleiche Leistungsabgabe auf) sowie die Abgasdrücke p_{31}^{asy} und p_{32}^{asy} in den beiden Abgasleitungen der beiden Zylindergruppen bei asymmetrischer Betriebsweise (unterschiedliche Leistungsabgabe in den Zylindergruppen aufgrund unterschiedlicher Konstruktion und/oder unterschiedlicher Betriebsweise bei befeuerten Antrieb).

Über dem gesamten Drehzahlspektrum der Motordrehzahl n_M liegt der Abgasdruck p_{31}^{sy} bzw. p_{31}^{asy} , welcher in der Abgasleitung der kleineren Turbinenflut anliegt, oberhalb des Ladedruckes p_{2s} im Ansaugtrakt, wohingegen der Abgasdruck p_{32}^{sy} bzw. p_{32}^{asy} , welcher in der die größere Abgasflut versorgenden Abgasleitung herrscht, unterhalb des Ladedruckes p_{2s} liegt. Zwischen den Druckwerten für die symmetrische Betriebsweise und die asymmetrische Betriebsweise herrschen jedoch Unterschiede. Im unteren Drehzahlbereich - unterhalb einer Grenzdrehzahl n_M^* - liegen die Werte für die asymmetrische Betriebsweise weiter vom Ladedruck p_{2s} entfernt als für die symmetrische Betriebsweise, mit der Konsequenz, dass bei asymmetrischer Betriebs-

weise ein höherer Abgasdruck p_{31}^{asy} in der der kleineren Abgasflut zugeordneten Abgasleitung zu erzielen ist als bei symmetrischer Betriebsweise, bei der in dieser Leitung der Abgasdruck p_{31}^{sy} anliegt, wohingegen in der der größeren Abgasflut zugeordneten Abgasleitung sich bei asymmetrischer Betriebsweise ein kleinerer Druck p_{32}^{asy} als bei symmetrischer Betriebsweise (Abgasdruck p_{32}^{sy}) einstellt. Oberhalb der Grenzdrehzahl n_M^* können sich in Abhängigkeit des Asymmetrieetriebs (s. Fig. 6) diese Verhältnisse aber umkehren, so dass oberhalb dieser Drehzahl die Abgasrückführung entsprechend einstellbar ist. Oberhalb der Grenzdrehzahl n_M^* kann es daher angezeigt sein, wieder auf symmetrische Betriebsweise zu wechseln.

Entsprechende Verhältnisse lassen sich auch den Fig. 5 und 6 entnehmen. Fig. 5 zeigt ein Schaubild mit der Abgasrückführungsrate AGR^{asy} der an der Abgasrückführung beteiligten Abgasleitung bei asymmetrischer Betriebsweise im Vergleich zu der entsprechenden Abgasrückführungsrate AGR^{sy} bei symmetrischer Betriebsweise, dargestellt in Abhängigkeit von der Motordrehzahl n_M . Unterhalb der Grenzdrehzahl n_M^* liegt die Abgasrückführungsrate AGR^{asy} bei asymmetrischer Betriebsweise oberhalb der Abgasrückführungsrate AGR^{sy} für die symmetrische Betriebsweise. Oberhalb der Grenzdrehzahl n_M^* kehren sich die Verhältnisse wieder um.

Fig. 6 zeigt ein Schaubild mit der Leistungsabweichung LD der Zylindergruppen bei asymmetrischer Betriebsweise im Vergleich zur symmetrischen Betriebsweise in Abhängigkeit von der Motordrehzahl n_M . Dargestellt sind als horizontale Linie die einen Mittelwert markierenden Leistungswerte $\dot{19}^{sy}$ und $\dot{20}^{sy}$ für die beiden in Fig. 1 dargestellten Zylindergruppen 19 und

20 bei symmetrischer Betriebsweise. Gegenüber diesen Mittelwerten weichen die Leistungsabgaben bei asymmetrischer Betriebsweise entsprechend den eingetragenen Kurven '19^{asy} und '20^{asy} in positiver bzw. negativer Richtung ab. Die an der Abgasrückführung beteiligte Zylindergruppe gibt unterhalb der Grenzdrehzahl n_M^* eine höhere Leistung ab als die zugeordneten Werte für die symmetrische Betriebsweise, wohingegen die nicht an der Abgasrückführung beteiligte Zylindergruppe eine geringere Leistung erzeugt. Oberhalb der Grenzdrehzahl n_M^* kehren sich wiederum diese Verhältnisse um.

Mit der beschriebenen Brennkraftmaschine bzw. dem Verfahren kann die Abgasrückführungsrate im unteren Motordrehzahlbereich angehoben werden. Im oberen Motordrehzahlbereich werden thermische und mechanische Beanspruchungen reduziert. Zur Optimierung der Motorlaufruhe kann es angezeigt sein, die Kurbelwelle an die asymmetrische Motorbetriebsweise anzupassen. Der Grad der Asymmetrie in der Leistungserzeugung der beiden Zylindergruppen weicht zweckmäßig maximal 20 %, insbesondere aber höchstens 15 % von den zugeordneten Werten bei symmetrischer Betriebs- bzw. Bauweise ab.

Gegebenenfalls kann für jede Zylindergruppe jeweils eine Kurbelwelle vorgesehen sein, wodurch höhere Leistungsverschiebungen zwischen den Zylindergruppen und demzufolge höhere Asymmetriegrade zu verwirklichen sind.

Patentansprüche

1. Brennkraftmaschine mit einer Abgasrückführeinrichtung, wobei die Brennkraftmaschine (1) zwei Zylindergruppen (19, 20) aufweist und das Abgas jeder Zylindergruppe (19, 20) separat über jeweils eine Abgasleitung (17, 18) abführbar ist, wobei eine Rückführleitung (24) der Abgasrückführeinrichtung von einer der beiden Abgasleitungen (17, 18) abzweigt und in den Ansaugtrakt (6) der Brennkraftmaschine (1) mündet,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,

dass die Zylindergruppen (19, 20) mit gleicher oder unterschiedlicher Leistungsabgabe betreibbar sind und die Rückführleitung (24) der Abgasrückführeinrichtung (23) von der Abgasleitung (17) der Zylindergruppe (19) abzweigt, die in mindestens einem Betriebspunkt mit höherer Leistungsabgabe betreibbar ist.

2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,

dass die spezifische Leistung der Zylinder einer Zylindergruppe (19) sich von der spezifischen Leistung der Zylinder der anderen Zylindergruppe (20) unterscheidet.

3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 oder 2,

d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t ,

dass die beiden Zylindergruppen (19, 20) eine unterschiedliche Zylinderanzahl umfassen.

4. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Zylindergruppen (19, 20) mit unterschiedlichem Luft-Kraftstoff-Verhältnis (λ_k , λ_g) betreibbar sind und die Rückführleitung (24) der Abgasrückführeinrichtung (23) von der Abgasleitung (17) der Zylindergruppe (19) abzweigt, die in mindestens einem Betriebspunkt mit kleinerem Luft-Kraftstoff-Verhältnis (λ_k) betreibbar ist.

5. Brennkraftmaschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die mit der Abgasrückführeinrichtung zusammenwirkende Zylindergruppe (19) eine kleinere Zylinderanzahl umfasst als die zweite, unabhängig von der Abgasrückführeinrichtung ausgeführte Zylindergruppe (20).

6. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass im Abgasstrang (4) eine Abgasturbine (3) eines Abgasturboladers (2) vorgesehen ist, wobei der Abgasturbine (3) die Abgasleitungen (17, 18) der Zylindergruppen (19, 20) zuführbar sind.

7. Brennkraftmaschine nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Abgasturbine zweiflutig (3) ausgebildet ist, wobei jede Abgasflut (10, 11) der Abgasturbine (3) mit jeweils einer Abgasleitung (17, 18) verbunden ist.

8. Brennkraftmaschine nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Abgasfluten (10, 11) unterschiedlich groß ausgebildet sind, wobei die kleinere Abgasflut (10) mit der mit der

Abgasrückführeinrichtung (23) zusammenwirkenden Abgasleitung (17) verbunden ist.

9. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 6 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Abgasturbine (3) mit variabler Turbinengeometrie (8) zur veränderlichen Einstellung des wirksamen Turbineneintrittsquerschnitts (12, 13) ausgestattet ist.

10. Brennkraftmaschine nach Anspruch 7 und 9, dadurch gekennzeichnet, dass die variable Turbinengeometrie (8) im Turbineneintrittsquerschnitt (12, 13) beider Abgasfluten (10, 11) angeordnet ist.

11. Brennkraftmaschine nach Anspruch 7 und 9, dadurch gekennzeichnet, dass die variable Turbinengeometrie (8) im Turbineneintrittsquerschnitt (12) der mit der Abgasrückführeinrichtung (23) zusammenwirkenden Abgasflut (10) angeordnet ist.

12. Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine mit einer Abgasrückführeinrichtung, insbesondere zum Betrieb der Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 11, wobei die Brennkraftmaschine (1) zwei Zylindergruppen (19, 20) aufweist und das Abgas jeder Zylindergruppe (19, 20) separat über jeweils eine Abgasleitung (17, 18) abführbar ist, wobei eine Rückführleitung (24) der Abgasrückführeinrichtung (23) von einer der Abgasleitungen (17, 18) abzweigt und in den Ansaugtrakt (6) der Brennkraftmaschine (1) mündet, dadurch gekennzeichnet, dass die Zylindergruppen (19, 20) mit gleicher oder unterschiedlicher Leistungsabgabe betrieben werden können und diejenige Zylindergruppe (19), deren Abgasleitung (17) mit der

Rückführleitung (24) der Abgasrückführeinrichtung (23) verbunden ist, mit variierbarer Leistungsabgabe betrieben wird.

13. Verfahren nach Anspruch 12,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Zylindergruppen (19, 20) mit unterschiedlichem Luft-Kraftstoff-Verhältnis (λ_k , λ_g) betrieben werden können und diejenige Zylindergruppe (19), deren Abgasleitung (17) mit der Rückführleitung (24) der Abgasrückführeinrichtung (23) verbunden ist, mit einem variierbaren Luft-Kraftstoff-Verhältnis (λ_k) betrieben wird.

14. Verfahren nach Anspruch 13,
dadurch gekennzeichnet,
dass zur Verringerung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses (λ_k) der Kraftstoffanteil erhöht wird.

15. Verfahren nach einem der Ansprüche 12 bis 14,
dadurch gekennzeichnet,
dass in den beiden Zylindergruppe (19, 20) unterschiedliche Zündzeitpunkte eingestellt werden.

16. Verfahren nach einem der Ansprüche 12 bis 15,
dadurch gekennzeichnet,
dass in den beiden Zylindergruppe (19, 20) unterschiedliche Kraftstoff-Einspritzverläufe eingestellt werden.

17. Verfahren nach einem der Ansprüche 12 bis 16,
dadurch gekennzeichnet,
dass zur Verringerung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses (λ_k) der Luftanteil verringert wird.

1/3

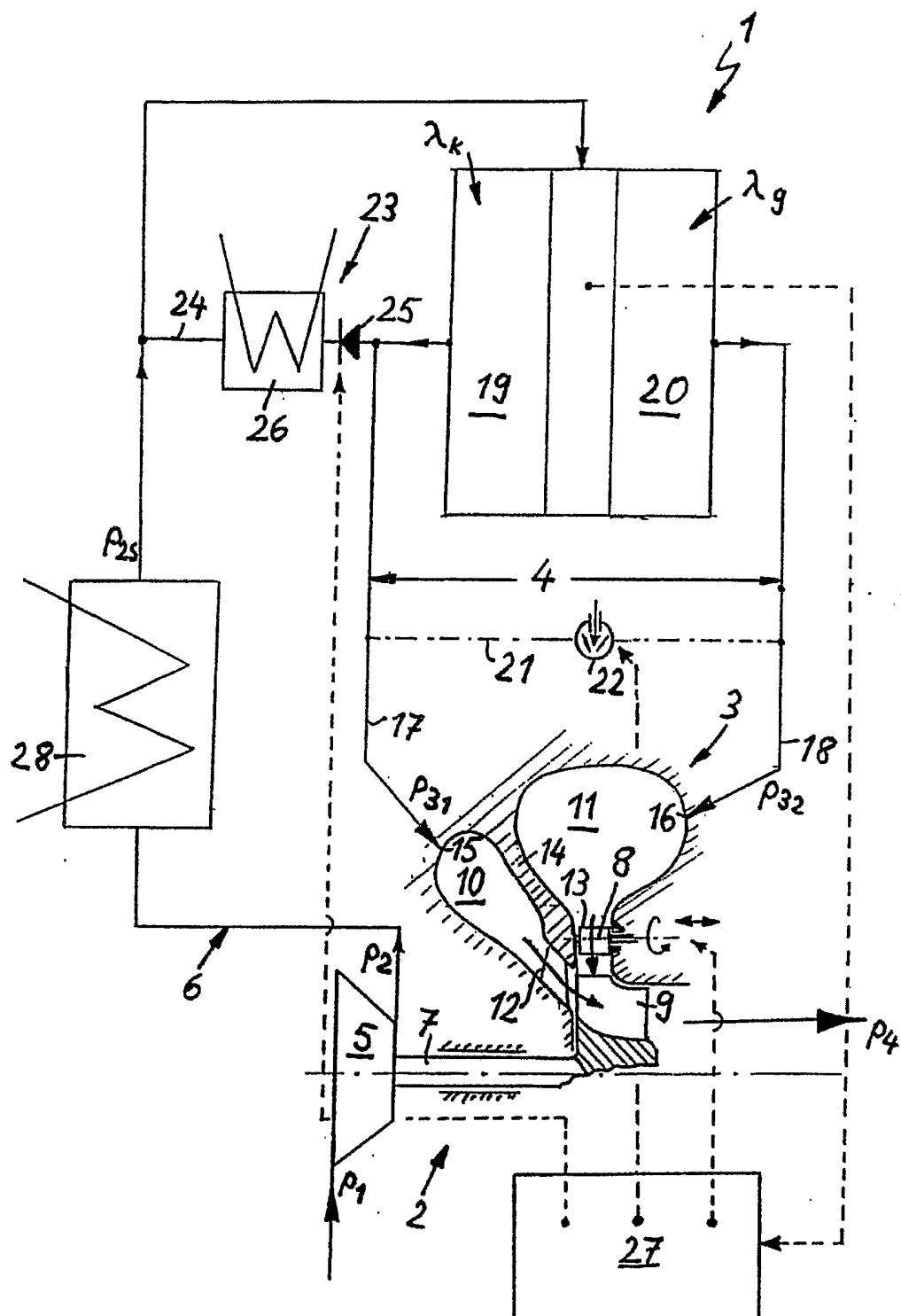
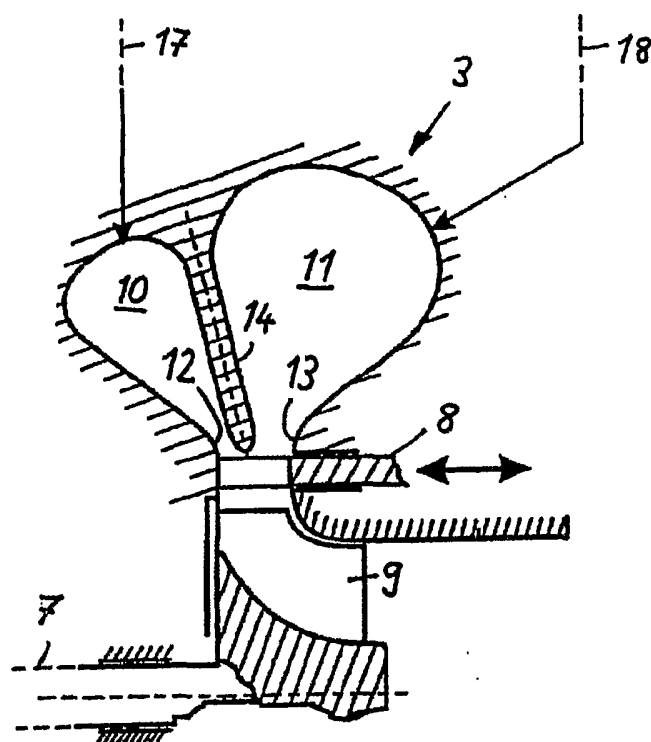
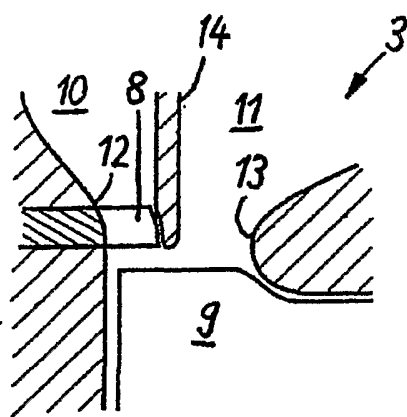


Fig. 1

2/3

**Fig. 2****Fig. 3**

3/3

