



(11)

EP 2 532 869 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
13.09.2023 Patentblatt 2023/37

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):
F02F 1/24 ^(2006.01) **F02B 37/02** ^(2006.01)
F01N 13/10 ^(2010.01)

(21) Anmeldenummer: **11169411.3**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):
F02B 75/20; F01N 13/10; F01N 13/107;
F02F 1/243; F01N 13/1805; F02B 27/04;
F02B 2075/1816

(22) Anmeldetag: **10.06.2011**

(54) **Brennkraftmaschine mit mindestens vier in Reihe angeordneten Zylindern**

Combustion engine with four cylinders arranged in a row

Moteur à combustion interne doté de quatre cylindres agencés en série

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
12.12.2012 Patentblatt 2012/50

(73) Patentinhaber: **Ford Global Technologies, LLC**
Dearborn, MI 48126 (US)

(72) Erfinder:
• **Kuhlbach, Kai**
51427 Bergisch Gladbach (DE)
• **Stump, Ludwig**
51427 Bergisch Gladbach (DE)

(74) Vertreter: **Markowitz, Markus**
Ford-Werke GmbH
Patentabteilung NH/4L
Henry-Ford-Straße 1
50735 Köln (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A1- 3 314 839 **DE-A1-102008 035 957**
US-A- 4 028 887 **US-A1- 2009 151 343**
US-A1- 2009 241 526

• **KUHLBACH K ET AL: "Zylinderkopf mit integriertem Abgaskruemmer fuer Downsizing-Konzepte", MTZ MOTORTECHNISCHE ZEITSCHRIFT, VIEWEG VERLAG, WIESBADEN, DE, Bd. 70, Nr. 4, 1. April 2009 (2009-04-01), Seiten 286-293, XP001521558, ISSN: 0024-8525**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 2 532 869 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit mindestens einem Zylinderkopf mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1.

[0002] In der DE 10 2008 035 957 A1 ist eine Brennkraftmaschine entsprechend dem Oberbegriff des Anspruchs 1 offenbart.

[0003] Aus der DE 33 14 839 A1 ist eine Krümmereinrichtung für einen Vierzylinder-Reihenmotor bekannt, bei der jeweils zwei Abgasrohre und somit die Abgase aus den Brennräumen zweier Zylinder zu einer Teilabgasleitung zusammengeführt werden, wobei anschließend diese beiden Teilabgasleitungen vereinigt werden.

[0004] Aus der US 2009 / 0 151 343 A1 ist ein Zylinderkopf für eine Brennkraftmaschine bekannt, wobei die Abgasleitungen eines Vierzylinder-Reihenmotors in den Zylinderkopf baulich integriert sind. Jeder Zylinder ist mit zwei Abgasleitungen ausgerüstet, wobei jeweils zwei Abgasleitungen zu einer Teilabgasleitung zusammengeführt sind und wobei die so dargestellten Teilabgasleitungen in drei voneinander getrennten Abgasaustragsleitungen weitergeführt werden. Zwei Abgasleitungen der beiden inneren Zylinder werden zusammengeführt, wobei die verbleibenden Abgasleitungen der beiden inneren Zylinder mit den Teilabgasleitungen der beiden äußeren Zylinder zusammengeführt werden, so dass insgesamt drei Abgasaustragsleitungen dargestellt sind.

[0005] Die Literaturstelle Kuhlbach Kai, et al, "Zylinderkopf mit integriertem Abgaskrümmen für Downsizing-Konzepte" MTZ Motortechnische Zeitschrift, Vieweg Verlag, Wiesbaden, DE, Band 70, Nr. 4 01. April 2009, Seite 286-293, XP001521558 ISSN: 0024-8525 offenbart lediglich generalisierte Informationen zum Konzept einer baulichen Zusammenfassung von Zylinderkopf und Abgasleitungen, wobei die üblicher Weise separat ausgeführten Abgaskrümmen in den Zylinderkopf integriert werden.

[0006] Aus der US 4 028 887 A ist ein weiteres Abgassystem für eine Brennkraftmaschine bekannt, wobei die Abgase von zwei einander benachbarten Zylindern jeweils in einer Teilabgasleitung zusammengefasst werden und wobei die beiden Teilabgasleitungen außerhalb eines Zylinderkopfes, in den die Zylinder sowie die Teilabgasleitungen teilweise baulich integriert sind, in einer Reaktionskammer zusammengeführt werden. Die Reaktionskammer ist dazu bestimmt, die Abgase durch weitere Oxidation bisher unverbrannter Gaskomponenten thermisch aufzubereiten. Die der US 4 028 887 A entnehmbaren Maßnahmen sind auf den Erhalt einer hohen Temperatur der Abgase gerichtet, und zwar mit dem Ziel, optimale Reaktionsbedingungen in der genannten Reaktionskammer darzustellen, wobei gleichzeitig die thermische Beanspruchung des Zylinderkopfes beschränkt werden soll.

[0007] Brennkraftmaschinen verfügen über einen Zylinderblock und mindestens einen Zylinderkopf, die zur Ausbildung der Zylinder miteinander verbunden werden.

Der Zylinderblock weist zur Aufnahme der Kolben bzw. der Zylinderrohre Zylinderbohrungen auf. Die Kolben werden axial beweglich in den Zylinderrohren geführt und bilden zusammen mit den Zylinderrohren und dem mindestens einen Zylinderkopf die Brennräume der Brennkraftmaschine aus.

[0008] Moderne Brennkraftmaschinen werden nahezu ausschließlich nach einem vier Takte umfassenden Arbeitsverfahren betrieben. Im Rahmen des Ladungswechsels erfolgt das Ausschleichen der Verbrennungsgase über die Auslaßöffnungen der mindestens vier Zylinder und das Füllen der Brennräume mit Frischgemisch bzw. Ladeluft über die Einlassöffnungen. Um den Ladungswechsel zu steuern, benötigt eine Brennkraftmaschine Steuerorgane und Betätigungseinrichtungen zur Betätigung dieser Steuerorgane. Zur Steuerung des Ladungswechsels werden bei Viertaktmotoren nahezu ausschließlich Hubventile als Steuerorgane verwendet, die während des Betriebs der Brennkraftmaschine eine oszillierende Hubbewegung ausführen und auf diese Weise die Ein- und Auslaßöffnungen freigeben und verschließen. Der für die Bewegung der Ventile erforderliche Ventilbetätigungsmechanismus einschließlich der Ventile selbst wird als Ventiltrieb bezeichnet. Der mindestens eine Zylinderkopf dient in der Regel zur Aufnahme dieses Ventiltriebs.

[0009] Es ist die Aufgabe des Ventiltriebs die Einlaß- und Auslaßöffnungen der Zylinder rechtzeitig freizugeben bzw. zu schließen, wobei eine schnelle Freigabe möglichst großer Strömungsquerschnitte angestrebt wird, um die Drosselverluste in den ein- bzw. ausströmenden Gasströmungen gering zu halten und eine möglichst gute Füllung der Brennräume mit Frischgemisch bzw. ein effektives, d. h. vollständiges Abführen der Abgase zu gewährleisten.

[0010] Die Einlaßkanäle, die zu den Einlassöffnungen führen, und die Auslaßkanäle, d. h. die Abgasleitungen, die sich an die Auslaßöffnungen anschließen, sind nach dem Stand der Technik zumindest teilweise im Zylinderkopf integriert. Die Abgasleitungen der Zylinder werden in der Regel zu einer gemeinsamen Gesamtabgasleitung oder gruppenweise zu mehreren Gesamtabgasleitungen zusammengeführt. Die Zusammenführung von Abgasleitungen zu einer Gesamtabgasleitung wird im Allgemeinen und im Rahmen der vorliegenden Erfindung als Abgaskrümmen bezeichnet, wobei das Teilstück der Gesamtabgasleitung, welches stromaufwärts einer gegebenenfalls in der Gesamtabgasleitung angeordneten Turbine liegt, auch als zum Abgaskrümmen gehörend angesehen werden kann. Im Einzelfall kann auch der Eintrittsbereich bzw. das Eintrittsgehäuse einer Turbine als zum Abgaskrümmen gehörend angesehen werden, nämlich dann, wenn die Turbine motornah angeordnet ist und eine eindeutige Trennung zwischen Eintrittsbereich und Gesamtabgasleitung nicht vorgenommen werden kann.

[0011] Bei der Brennkraftmaschine werden die Abgasleitungen von vier Zylindern unter Ausbildung eines Abgaskrümmers zu einer einzelnen Gesamtabgasleitung

zusammengeführt. Dabei werden die Abgasleitungen der Zylinder stufenweise zusammengeführt und zwar in der Art, dass jeweils die mindestens eine Abgasleitung eines außenliegenden Zylinders und die mindestens eine Abgasleitung des benachbarten innenliegenden Zylinders zu einer Teilabgasleitung zusammenführen und die beiden auf diese Weise gebildeten Teilabgasleitungen der vier Zylinder zu einer Gesamtabgasleitung zusammenführen. Mit dieser Maßnahme läßt sich die Gesamtwegstrecke aller Abgasleitungen und damit das Volumen des Krümmers deutlich reduzieren. Der ausgebildete Abgaskrümmers kann dabei teilweise oder vollständig in dem mindestens einen Zylinderkopf integriert sein. Das Abgasabfuhrsystem tritt an einer Außenseite des Zylinderkopfes aus.

[0012] Die Evakuierung der Verbrennungsgase aus einem Zylinder der Brennkraftmaschine im Rahmen des Ladungswechsels beruht im Wesentlichen auf zwei unterschiedlichen Mechanismen. Wenn sich zu Beginn des Ladungswechsels das Auslaßventil nahe dem unteren Totpunkt öffnet, strömen die Verbrennungsgase aufgrund des gegen Ende der Verbrennung im Zylinder vorherrschenden hohen Druckniveaus und der damit verbundenen hohen Druckdifferenz zwischen Brennraum und Abgastrakt mit hoher Geschwindigkeit durch die Auslaßöffnung in das Abgasabfuhrsystem. Dieser druckgetriebene Strömungsvorgang wird durch eine hohe Druckspitze begleitet, die auch als Vorauslaßstoß bezeichnet wird und sich entlang der Abgasleitung mit Schallgeschwindigkeit fortpflanzt, wobei sich der Druck mit zunehmender Wegstrecke und in Abhängigkeit von der Leitungsführung infolge Reibung mehr oder weniger stark abbaut, d. h. verringert.

[0013] Im weiteren Verlauf des Ladungswechsels gleichen sich die Drücke im Zylinder und in der Abgasleitung weitgehend aus, so dass die Verbrennungsgase maßgeblich infolge der Hubbewegung des Kolbens ausgeschoben werden.

[0014] Die dynamischen Wellenvorgänge bzw. Druckschwankungen im Abgasabfuhrsystem sind der Grund dafür, dass sich die versetzt arbeitenden Zylinder einer Mehrzylinder-Brennkraftmaschine beim Ladungswechsel gegenseitig beeinflussen, insbesondere auch behindern können. Eine verschlechterte Drehmomentcharakteristik bzw. ein gemindertes Leistungsangebot können die Folge sein. Werden die Abgasleitungen der einzelnen Zylinder für eine längere Wegstrecke voneinander getrennt geführt, kann der gegenseitigen Einflußnahme der Zylinder beim Ladungswechsel entgegengewirkt werden.

[0015] Dabei muß berücksichtigt werden, dass sich Druckschwankungen in gasförmigen Medien als Wellen ausbreiten, welche durch die Abgasleitungen laufen und an offenen oder geschlossenen Leitungsenden reflektiert werden. Die Abgasströmung bzw. der lokale Abgasdruck im Abgasabfuhrsystem ergibt sich dann aus der Überlagerung der vorlaufenden und reflektierten Welle. In Abhängigkeit von der konkreten Ausgestaltung des

Abgasabfuhrsystems laufen die Druckwellen, die von einem Zylinder ausgehen, nicht nur durch die mindestens eine Abgasleitung dieses Zylinders, sondern vielmehr auch die Abgasleitungen der anderen Zylinder entlang und zwar gegebenenfalls bis zu der am Ende der jeweiligen Leitung vorgesehenen Auslaßöffnung.

[0016] Während des Ladungswechsels bereits in eine Abgasleitung ausgeschobenes bzw. abgeführtes Abgas kann somit erneut in den Zylinder gelangen und zwar infolge der Druckwelle, die von einem anderen Zylinder ausgeht.

[0017] Als nachteilig erweist es sich beispielsweise, wenn gegen Ende des Ladungswechsels an der Auslaßöffnung eines Zylinders Überdruck herrscht bzw. sich die Druckwelle eines anderen Zylinders die Abgasleitung entlang in Richtung Auslaßöffnung ausbreitet, was der Evakuierung der Verbrennungsgase aus diesem Zylinder entgegenwirkt. Die Verbrennungsgase werden in dieser Phase des Ladungswechsels maßgeblich infolge der Hubbewegung des Kolbens ausgeschoben.

[0018] Probleme beim Ladungswechsel einer Mehrzylinder-Brennkraftmaschine ergeben sich insbesondere bei niedrigen Drehzahlen, wenn während einer Ventilüberschneidung, bei der das Auslaßventil bei geöffnetem Einlaßventil noch nicht geschlossen ist, das Abgas unter Inkaufnahme von Spülverlusten weitestgehend aus dem Zylinder ausgespült werden soll. Dies führt einerseits zu einem schlechteren Wirkungsgrad, aber andererseits zu einer größeren Zylinderfüllung und damit zu einer höheren Leistung. Eine variable Ventilsteuerung ermöglicht eine Variation der Ventilüberschneidung in Abhängigkeit von der Drehzahl.

[0019] Die vorstehend beschriebene Problematik betreffend die gegenseitige Einflußnahme der Zylinder beim Ladungswechsel, welche aus den im Abgasabfuhrsystem ablaufenden dynamischen Wellenvorgängen resultiert und die eine Verschlechterung der Drehmomentcharakteristik bedingen kann, ist bei der konstruktiven Auslegung von Brennkraftmaschinen von zunehmender Relevanz. Die Gründe sind die Folgenden.

[0020] So ist es aus mehreren Gründen vorteilhaft, den Abgaskrümmers weitestgehend in den mindestens einen Zylinderkopf zu integrieren, d. h. die Zusammenführung der Abgasleitungen zu einer Gesamtabgasleitung möglichst umfänglich bereits im Zylinderkopf vorzunehmen.

[0021] Dies führt zu einer kompakteren Bauweise der Brennkraftmaschine und gestattet ein dichtes Packaging der gesamten Antriebseinheit im Motorraum. Zudem ergeben sich Kostenvorteile bei der Herstellung und der Montage und eine Gewichtsreduzierung der Brennkraftmaschine, insbesondere bei einer vollständigen Integration des Abgaskrümmers in den Zylinderkopf.

[0022] Des Weiteren kann sich die weitestgehende Integration der Zusammenführung der Abgasleitungen vorteilhaft auf die Anordnung und den Betrieb eines Abgasnachbehandlungssystems, welches stromabwärts des Krümmers vorgesehen ist, auswirken. Der Weg der heißen Abgase zu den verschiedenen Abgasnachbe-

handlungssystemen sollte möglichst kurz sein, damit den Abgasen wenig Zeit zur Abkühlung eingeräumt wird und die Abgasnachbehandlungssysteme möglichst schnell ihre Betriebstemperatur bzw. Anspringtemperatur erreichen, insbesondere nach einem Kaltstart der Brennkraftmaschine.

[0023] In diesem Zusammenhang ist man bemüht, die thermische Trägheit des Teilstücks der Abgasleitungen zwischen Auslaßöffnung am Zylinder und Abgasnachbehandlungssystem zu minimieren, was durch Reduzierung der Masse und der Länge dieses Teilstückes erreicht werden kann. Zielführend dabei kann die weitestgehende Integration des Abgaskrümmers in den Zylinderkopf sein.

[0024] Bei mittels Abgasturbolader aufgeladenen Brennkraftmaschinen wird angestrebt, die Turbine möglichst nahe am Auslaß, d. h. den Auslaßöffnungen der Zylinder, anzuordnen, um auf diese Weise die Abgasenthalpie der heißen Abgase, die maßgeblich vom Abgasdruck und der Abgastemperatur bestimmt wird, optimal nutzen zu können und ein schnelles Ansprechverhalten des Turboladers zu gewährleisten. Auch dabei sollte die thermische Trägheit und das Volumen des Leitungssystems zwischen den Auslaßöffnungen der Zylinder und der Turbine minimiert werden, weshalb wiederum die weitestgehende Integration des Abgaskrümmers in den Zylinderkopf zielführend ist.

[0025] Die weitestgehende Integration des Abgaskrümmers in den Zylinderkopf hat - wie vorstehend dargelegt - eine Vielzahl von Vorteilen, führt aber neben der Verkürzung der Gesamtwegstrecke aller Abgasleitungen auch zu einer Verkürzung der einzelnen Abgasleitungen, da diese bereits unmittelbar stromabwärts der Auslaßöffnungen zusammengeführt werden, wodurch sich die Problematik der gegenseitigen Einflußnahme der Zylinder beim Ladungswechsel verschärft.

[0026] Die durch die weitestgehende Integration in den Zylinderkopf bedingte Verkürzung der Abgasleitungen durch eine - senkrecht zur Längsachse des Zylinderkopfes - breitere Ausführung des Zylinderkopfes zu kompensieren, ist nur bedingt möglich, da dieser Vorgehensweise aus Gründen des Crashverhaltens enge Grenzen gesetzt sind, insbesondere genügend Platz im Motorraum für eine ungehinderte Deformation zur Verfügung stehen muß.

[0027] Vor dem Hintergrund des oben Gesagten ist es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1, d. h. der gattungsgemäßen Art, bereitzustellen, die eine kompakte Bauweise aufweist und mit der sich die Problematik der gegenseitigen Einflußnahme der Zylinder beim Ladungswechsel beheben bzw. abmildern läßt.

[0028] Gelöst wird die erste Aufgabe durch eine Brennkraftmaschine mit mindestens einem Zylinderkopf mit den Merkmalen des Anspruchs 1.

[0029] Aufgezeigt wird eine Brennkraftmaschine mit mindestens einem Zylinderkopf, der

- vier entlang der Längsachse des Zylinderkopfes in Reihe angeordnete Zylinder aufweist, wobei jeder Zylinder mindestens eine Auslaßöffnung zum Abführen der Abgase aus dem Zylinder via Abgasabfuhrsystem aufweist, wozu sich an jede Auslaßöffnung eine Abgasleitung anschließt, wobei
- die Abgasleitungen der Zylinder stufenweise zu einer Gesamtabgasleitung zusammenführen, wobei jeweils die mindestens eine Abgasleitung eines außenliegenden Zylinders und die mindestens eine Abgasleitung des benachbarten innenliegenden Zylinders jeweils innerhalb des mindestens einen Zylinderkopfes zu einer Teilabgasleitung zusammenführen, bevor die beiden Teilabgasleitungen der vier Zylinder zu einer Gesamtabgasleitung zusammenführen, wobei
- das Abgasabfuhrsystem an einer Außenseite des Zylinderkopfes austritt, und wobei
- die außenliegenden Wandabschnitte, die jeweils abschnittsweise die mindestens eine Abgasleitung eines außenliegenden Zylinders und die mindestens eine Abgasleitung des benachbarten innenliegenden Zylinders voneinander trennen und in das Abgasabfuhrsystem hineinragen, sich in Richtung der Außenseite des Zylinderkopfes senkrecht zur Längsachse des Zylinderkopfes weniger weit erstrecken als der innenliegende Wandabschnitt, der abschnittsweise die beiden Teilabgasleitungen und die Abgasleitungen der beiden innenliegenden Zylinder voneinander trennt und in das Abgasabfuhrsystem hineinragt, und die dadurch gekennzeichnet ist, dass sowohl der innenliegende Wandabschnitt als auch die außenliegenden Wandabschnitte einteilig mit dem Zylinderkopf ausgebildet sind, wobei die Teilabgasleitungen außerhalb des mindestens einen Zylinderkopfes zu einer Gesamtabgasleitung zusammenführen, und wobei sich der innenliegende Wandabschnitt, welcher in das Abgasabfuhrsystem hineinragt, bis zur Außenseite des mindestens einen Zylinderkopfes oder über die Außenseite des mindestens einen Zylinderkopfes hinaus erstreckt.

[0030] Die Abgasleitungen der vier Zylinder des mindestens einen Zylinderkopfes der Brennkraftmaschine werden in einer ersten Stufe gruppenweise, d. h. paarweise, zusammengeführt, wobei jeweils ein außenliegender Zylinder und der benachbarte innenliegende Zylinder ein Zylinderpaar bilden, deren Abgasleitungen zu einer Teilabgasleitung zusammenführen. In einer zweiten Stufe werden dann diese Teilabgasleitungen stromabwärts im Abgasabfuhrsystem zu einer Gesamtabgasleitung zusammengeführt. Die Gesamtwegstrecke aller Abgasleitungen wird hierdurch verkürzt. Das stufenweise Zusammenführen der Abgasleitungen zu einer Gesamtabgasleitung trägt zudem zu einer kompakteren, d. h. weniger voluminösen Bauweise bei.

[0031] Realisiert wird dies durch ein konstruktives, d. h. gegenständliches Merkmal der Brennkraftmaschine,

nämlich dadurch, dass die außenliegenden Wandabschnitte, die jeweils abschnittsweise die Abgasleitungen eines Zylinderpaares voneinander trennen, sich in Richtung der Außenseite des Zylinderkopfes senkrecht zur Längsachse des Zylinderkopfes weniger weit erstrecken als der innenliegende Wandabschnitt, der abschnittsweise die beiden Teilabgasleitungen der beiden Zylinderpaare voneinander trennt.

[0032] Die Abgasströme der beiden Zylindergruppen werden länger voneinander getrennt gehalten als die Abgasströme innerhalb einer Gruppe. Insofern besteht zwar die grundsätzliche Möglichkeit, dass sich die Zylinder einer Gruppe beim Ladungswechsel weiterhin gegenseitig beeinflussen. Die Ausbildung der Teilabgasleitungen und deren wegstreckenmäßig lange Separierung voneinander haben aber den Effekt, dass die eine Zylindergruppe die andere Zylindergruppe beim Ladungswechsel nicht oder zumindest weniger stark behindert. Die Problematik der gegenseitigen Einflußnahme der Zylinder beim Ladungswechsel entschärft sich dadurch.

[0033] Dass sich die Zylinder einer Gruppe aufgrund der konstruktiven Ausgestaltung der Brennkraftmaschine beim Ladungswechsel gegenseitig beeinflussen könnten, ist vorliegend weniger kritisch zu bewerten, da diesem Umstand durch eine zusätzliche Maßnahme entgegen getreten werden kann, nämlich durch die Wahl einer geeigneten Zündfolge.

[0034] Bei einer Brennkraftmaschine mit Fremdzündung können Varianten vorteilhaft sein, bei denen die Brennkraftmaschine mit der Zündfolge 1 - 2 - 4 - 3 betrieben wird, anstatt die Zylinder entsprechend der herkömmlichen Zündfolge 1 - 3 - 4 - 2 im Abstand von jeweils 180°KW zu zünden. Ausgehend vom ersten Zylinder sind die Zündzeitpunkte in °KW gemessen die Folgenden: 0 - 180 - 360 - 540. Dabei werden im Gegensatz zum herkömmlichen Muster die Zylinder einer Zylindergruppe unmittelbar hintereinander gezündet, so dass diese Zylinder einen thermodynamischen Versatz von 180°KW aufweisen.

[0035] Die Numerierung der Zylinder einer Brennkraftmaschine ist in der DIN 73021 geregelt. Bei Reihenmotoren werden die Zylinder der Reihe nach durchnummeriert, wobei auf der Seite, die der Kupplung gegenüber liegt, begonnen wird.

[0036] Eine Brennkraftmaschine kann auch zwei Zylinderköpfe aufweisen, wenn beispielsweise die Zylinder auf zwei Zylinderbänke verteilt sind. Die Zusammenführung der Abgasleitungen in den dann zwei Zylinderköpfen kann auch dann zur Verbesserung des Ladungswechsels und zur Verbesserung des Drehmomentangebots genutzt werden.

[0037] Weitere vorteilhafte Ausführungsformen der Brennkraftmaschine werden im Zusammenhang mit den Unteransprüchen erörtert.

[0038] Wie bereits beschrieben, ist es vorteilhaft, den Abgaskrümmen weitestgehend in den mindestens einen Zylinderkopf zu integrieren, d. h. die Zusammenführung der Abgasleitungen möglichst umfänglich bereits im Zy-

linderkopf vorzunehmen, da dies zu einer kompakteren Bauweise führt, ein dichtes Packaging gestattet und sich Kostenvorteile und Gewichtsvorteile ergeben. Zudem können sich Vorteile hinsichtlich des Ansprechverhaltens eines im Abgasabführsystem vorgesehenen Abgasturboladers bzw. eines Abgasnachbehandlungssystems ergeben.

[0039] Wie bereits erwähnt führen die mindestens eine Abgasleitung eines außenliegenden Zylinders und die mindestens eine Abgasleitung des benachbarten innenliegenden Zylinders jeweils innerhalb des mindestens einen Zylinderkopfes zu einer Teilabgasleitung zusammen.

[0040] D. h. die Zusammenführung der Abgasleitungen jeder der beiden Zylindergruppen zu einer dieser Zylindergruppe zugehörigen Teilabgasleitung erfolgt gemäß der in Rede stehenden Ausführungsform innerhalb des Zylinderkopfes.

[0041] Vorteilhaft sind Ausführungsformen der Brennkraftmaschine, bei denen der innenliegende Wandabschnitt sich in Richtung der Außenseite des mindestens einen Zylinderkopfes senkrecht zur Längsachse des mindestens einen Zylinderkopfes um eine Wegstrecke Δs weiter erstreckt als die außenliegenden Wandabschnitte, wobei gilt: $\Delta s \geq 5 \text{ mm}$.

[0042] Rechnergestützte Simulationen haben ergeben, dass im Einzelfall eine zufriedenstellende Drehmomentcharakteristik bereits dann erzielt werden kann, wenn sich der innenliegende Wandabschnitt 5mm oder mehr über die außenliegenden Wandabschnitte hinaus in Richtung der Außenseite des mindestens einen Zylinderkopfes erstreckt, wobei die Wegstrecke Δs senkrecht zur Längsachse des mindestens einen Zylinderkopfes gemessen wird und als Bezugspunkt die Stelle eines Wandabschnitts dient, welche am weitesten in Richtung der Außenseite in das Abgasabführsystem hineinragt.

[0043] Je weiter sich der innenliegende Wandabschnitt über die außenliegenden Wandabschnitte hinaus erstreckt, desto ausgeprägter ist die wegstreckenmäßige Separierung der beiden Teilabgasleitungen voneinander und desto deutlicher macht sich der dadurch erzielte Effekt bemerkbar, dass sich die Zylindergruppen beim Ladungswechsel nicht bzw. weniger stark beeinflussen, insbesondere nicht behindern.

[0044] Vorteilhaft sind daher auch insbesondere Ausführungsformen der Brennkraftmaschine, bei denen gilt: $\Delta s \geq 10 \text{ mm}$.

[0045] Vorteilhaft sind Ausführungsformen der Brennkraftmaschine, bei denen das freie Ende des innenliegenden Wandabschnitts, welches in das Abgasabführsystem hineinragt, von der Außenseite des mindestens einen Zylinderkopfes einen senkrecht zur Längsachse des mindestens einen Zylinderkopfes verlaufenden Abstand Δd aufweist, wobei gilt: $\Delta d \leq 30 \text{ mm}$, vorzugsweise $\Delta d \leq 20 \text{ mm}$.

[0046] Vorteilhaft sind in diesem Zusammenhang auch Ausführungsformen der Brennkraftmaschine, bei denen gilt: $\Delta d \geq 10 \text{ mm}$.

[0047] Der vorstehenden Ausführungsform ist immanent, dass die im Zylinderkopf ausgebildeten Teilabgasleitungen bereits innerhalb des Zylinderkopfes zu einer Gesamtabgasleitung zusammengeführt werden. Insofern verläßt das gesamte, vom Abgasabführsystem geführte Abgas den Zylinderkopf durch eine einzelne Austrittsöffnung an der auslaßseitigen Außenseite des Zylinderkopfes.

[0048] Die vorliegende Ausführungsform ist durch eine sehr kompakte Bauweise gekennzeichnet, die über sämtliche Vorteile verfügt, die ein vollständig in den Zylinderkopf integrierter Abgaskrümmers mit sich bringt.

[0049] Vorteilhaft sind Ausführungsformen der Brennkraftmaschine, bei denen das freie Ende des innenliegenden Wandabschnitts, welches in das Abgasabführsystem hineinragt, von einer Ebene A, die parallel zur Außenseite des mindestens einen Zylinderkopfes und durch die Auslaßöffnungen der Zylinder verläuft, einen senkrecht zur Ebene A verlaufenden Abstand ΔL aufweist mit $\Delta L \geq D$, wobei D der Durchmesser eines Zylinders ist. Es wird davon ausgegangen, dass die Außenseite senkrecht zu einer Montageebene steht, an welcher der mindestens eine Zylinderkopf mit einem Zylinderblock verbindbar ist. Andernfalls verläuft die Ebene A nicht parallel zur Außenseite, sondern vielmehr senkrecht zu dieser Montageebene.

[0050] Vorteilhaft sind insbesondere Ausführungsformen der Brennkraftmaschine, bei denen gilt: $\Delta L \geq 1.2D$.

[0051] Die Ebene A wird als durch die Auslaßöffnungen der Zylinder verlaufend angesehen, falls die Ebene A die Mittellinien der Austrittsöffnungen schneidet, d. h. die Mittelpunkte der Austrittsöffnungen mit umfaßt.

[0052] Der Abstand ΔL bestimmt maßgeblich die Wegstrecke, über welche die Abgasströme der Teilabgasleitungen voneinander getrennt sind. Je größer der Abstand ΔL gewählt wird, desto größer sind die Längen der Teilabgasleitungen und desto weniger stark können sich die Zylinder gegenseitig beim Ladungswechsel beeinflussen.

[0053] Aus den bereits genannten Gründen sind Ausführungsformen der Brennkraftmaschine vorteilhaft, bei denen die Abgasleitungen der Zylinder unter Ausbildung eines integrierten Abgaskrümmers innerhalb des mindestens einen Zylinderkopfes zu einer Gesamtabgasleitung zusammenführen.

[0054] Wie bereits erwähnt, führen die Abgasleitungen der Zylinder außerhalb des mindestens einen Zylinderkopfes zu einer Gesamtabgasleitung zusammen. Dabei werden die Abgasleitungen der Zylinder auch innerhalb des Zylinderkopfes zu Teilabgasleitungen zusammengeführt, wobei diese Teilabgasleitungen außerhalb des mindestens einen Zylinderkopfes zu einer Gesamtabgasleitung zusammenführen. Der Abgaskrümmers ist dann modular aufgebaut und setzt sich dabei aus einem im Zylinderkopf integrierten Krümmerabschnitt und einem externen Krümmer bzw. Krümmerabschnitt zusammen.

[0055] Zusätzlich zu den beschriebenen Maßnahmen

können die im Abgasabführsystem ablaufenden dynamischen Wellenvorgängen einen externen Krümmer bzw. externen Krümmerabschnitt erforderlich machen, um den Ladungswechsel zu optimieren und auf diese Weise eine zufriedenstellende Drehmomentcharakteristik zu gewährleisten.

[0056] Wie bereits erwähnt, erstreckt sich der innenliegende Wandabschnitt, welcher in das Abgasabführsystem hineinragt, bis zur Außenseite des mindestens einen Zylinderkopfes.

[0057] Vorliegend werden die Abgasströme der Teilabgasleitungen bis zum Verlassen des Zylinderkopfes durch den innenliegenden Wandabschnitt voneinander getrennt, so dass das Abgasabführsystem in Gestalt von zwei Austrittsöffnungen aus dem Zylinderkopf austritt. Die Abgasleitungen der Zylinder bzw. die Teilabgasleitungen werden stromabwärts des Zylinderkopfes und damit erst außerhalb des Zylinderkopfes zu einer Gesamtabgasleitung zusammengeführt.

[0058] Wie zudem bereits erwähnt, erstreckt sich der innenliegende Wandabschnitt, welcher in das Abgasabführsystem hineinragt, über die Außenseite des mindestens einen Zylinderkopfes hinaus. Gemäß dieser Ausführungsform werden die Abgasströme der Teilabgasleitungen auch noch nach Verlassen des Zylinderkopfes durch den innenliegenden Wandabschnitt voneinander getrennt.

[0059] Auch bei dieser Ausführungsform der Brennkraftmaschine tritt das Abgasabführsystem in Gestalt von zwei Austrittsöffnungen aus dem Zylinderkopf aus.

[0060] Der innenliegende Wandabschnitt ist dabei einteilig mit dem mindestens einen Zylinderkopf ausgebildet, wobei der Wandabschnitt im nicht montierten Zustand der Brennkraftmaschine aus dem Zylinderkopf herausragt und nach außen hervorsteht. Alternativ kann der innenliegende Wandabschnitt auch modular aufgebaut sein, was aber von dem Schutzbereich des Hauptanspruchs nicht umfasst ist, wobei ein erster Teilabschnitt durch den mindestens einen Zylinderkopf ausgebildet wird und ein weiterer, den ersten Teilabschnitt fortsetzender Teilabschnitt durch einen externen Krümmerabschnitt ausgebildet wird. Das Eintrittsgehäuse einer in der Gesamtabgasleitung angeordneten Turbine kann ebenfalls zur Ausbildung des innenliegenden Wandabschnitts dienen, d. h. herangezogen werden, und den weiteren Teilabschnitt ausbilden. Bei den beiden letztgenannten Ausführungsformen kann der durch den externen Krümmerabschnitt bzw. das Eintrittsgehäuse ausgebildete Teilabschnitt auch in den Zylinderkopf hineinragen.

[0061] Brennkraftmaschinen der beschriebenen Art eignen sich insbesondere für eine Aufladung mittels Abgasturboaufladung, wobei die mindestens eine Turbine möglichst motornah angeordnet werden sollte. Insofern sind Brennkraftmaschinen mit mindestens einem Abgasturbolader vorteilhaft, wobei die Turbine des mindestens einen Abgasturboladers in der Gesamtabgasleitung angeordnet ist und einen Eintrittsbereich zum Zuführen der

Abgase aufweist. Damit wird das gesamte Abgas der vier Zylinder der Turbine zugeführt.

[0062] Die Vorteile eines Abgasturboladers beispielsweise im Vergleich zu einem mechanischen Lader bestehen darin, dass keine mechanische Verbindung zur Leistungsübertragung zwischen Lader und Brennkraftmaschine besteht bzw. erforderlich ist. Während ein mechanischer Lader die für seinen Antrieb benötigte Energie vollständig von der Brennkraftmaschine bezieht, nutzt der Abgasturbolader die Abgasenergie der heißen Abgase. Die vom Abgasstrom an die Turbine abgegebene Energie wird für den Antrieb eines Verdichters genutzt, der die ihm zugeführte Ladeluft fördert und komprimiert, wodurch eine Aufladung der Zylinder erreicht wird. Gegebenenfalls ist eine Ladeluftkühlung vorgesehen, mit der die komprimierte Verbrennungsluft vor Eintritt in die Zylinder gekühlt wird.

[0063] Die Aufladung dient in erster Linie der Leistungssteigerung der Brennkraftmaschine. Die Aufladung ist aber auch ein geeignetes Mittel, bei gleichen Fahrzeugrandbedingungen das Lastkollektiv zu höheren Lasten hin zu verschieben, wodurch der spezifische Kraftstoffverbrauch gesenkt werden kann.

[0064] Häufig wird bei Unterschreiten einer bestimmten Motordrehzahl ein Drehmomentabfall beobachtet. Die Drehmomentcharakteristik einer aufgeladenen Brennkraftmaschine wird durch unterschiedliche Maßnahmen zu verbessern versucht. Beispielsweise durch eine kleine Auslegung des Turbinenquerschnittes und gleichzeitiger Abgasabblase. Eine derartige Turbine wird auch als Waste-Gate-Turbine bezeichnet. Überschreitet der Abgasmassenstrom eine kritische Größe wird durch Öffnen eines Absperrelementes ein Teil des Abgasstromes im Rahmen der sogenannten Abgasabblase mittels einer Bypaßleitung an der Turbine bzw. dem Turbinenlaufrad vorbei geführt.

[0065] Die Drehmomentcharakteristik einer aufgeladenen Brennkraftmaschine kann des Weiteren durch mehrere parallel oder in Reihe angeordnete Turbolader, d. h. durch mehrere parallel oder in Reihe angeordnete Turbinen, verbessert werden.

[0066] Die Turbine kann darüber hinaus mit einer variablen Turbinengeometrie ausgestattet werden, die eine weitergehende Anpassung an den jeweiligen Betriebspunkt der Brennkraftmaschine durch Verstellen der Turbinengeometrie bzw. des wirksamen Turbinenquerschnittes gestattet. Dabei sind im Eintrittsbereich der Turbine verstellbare Leitschaufeln zur Beeinflussung der Strömungsrichtung angeordnet. Im Gegensatz zu den Laufschaufeln des umlaufenden Laufrades rotieren die Leitschaufeln nicht mit der Welle der Turbine.

[0067] Verfügt die Turbine über eine feste unveränderliche Geometrie, sind die Leitschaufeln nicht nur stationär, sondern zudem völlig unbeweglich im Eintrittsbereich angeordnet, d. h. starr fixiert. Bei einer variablen Geometrie hingegen sind die Leitschaufeln zwar stationär angeordnet, aber nicht völlig unbeweglich, sondern um ihre Achse drehbar, so dass auf die Anströmung der

Laufschaufeln Einfluß genommen werden kann.

[0068] Vorteilhaft sind Ausführungsformen der Brennkraftmaschine, bei denen der mindestens eine Zylinderkopf mit einem integrierten Kühlmittelmantel ausgestattet ist. Insbesondere aufgeladene Brennkraftmaschinen sind thermisch höher belastet als Saugmotoren, weshalb höhere Anforderungen an die Kühlung zu stellen sind.

[0069] Grundsätzlich besteht die Möglichkeit, die Kühlung in Gestalt einer Luftkühlung oder einer Flüssigkeitskühlung auszuführen. Mit einer Flüssigkeitskühlung können aber wesentlich größere Wärmemengen abgeführt werden als dies mit einer Luftkühlung möglich ist.

[0070] Die Flüssigkeitskühlung erfordert die Ausstattung der Brennkraftmaschine, d. h. des Zylinderkopfes bzw. des Zylinderblocks, mit einem integrierten Kühlmittelmantel, d. h. die Anordnung von das Kühlmittel durch den Zylinderkopf bzw. Zylinderblock führenden Kühlmittelkanälen. Die Wärme wird bereits im Inneren des Bauteils an das Kühlmittel, in der Regel mit Additiven versetztes Wasser, abgegeben. Das Kühlmittel wird dabei mittels einer im Kühlkreislauf angeordneten Pumpe gefördert, so dass es im Kühlmittelmantel zirkuliert. Die an das Kühlmittel abgegebene Wärme wird auf diese Weise aus dem Inneren des Kopfes bzw. Blocks abgeführt und dem Kühlmittel in einem Wärmetauscher wieder entzogen.

[0071] Bei mittels Abgasturboaufladung aufgeladenen Brennkraftmaschinen, bei denen die Turbine des mindestens einen Abgasturboladers in der Gesamtabgasleitung angeordnet ist und einen Eintrittsbereich zum Zuführen der Abgase aufweist, sind Ausführungsformen vorteilhaft, die dadurch gekennzeichnet sind, dass sich der innenliegende Wandabschnitt, welcher in das Abgasabfuhrsystem hineinragt, bis in den Eintrittsbereich der Turbine hinein erstreckt.

[0072] Wie bereits beschrieben, kann der innenliegende Wandabschnitt grundsätzlich und auch im Zusammenhang mit der vorstehend genannten Ausführungsform einteilig mit dem mindestens einen Zylinderkopf ausgebildet sein bzw. werden.

[0073] Vorteilhaft können aber auch Ausführungsformen sein, die jedoch von dem Schutzbereich des Hauptanspruchs nicht umfasst sind, bei denen der innenliegende Wandabschnitt modular aufgebaut ist, wobei der mindestens eine Zylinderkopf einen Teilabschnitt und der Eintrittsbereich der Turbine einen weiteren Teilabschnitt ausbildet. Es wird Bezug genommen auf die weiter oben gemachten Ausführungen betreffend die Ausbildung des innenliegenden Wandabschnitts.

[0074] Nicht umfasst vom Schutzbereich des Hauptanspruchs sind auch Ausführungsformen, bei denen der innenliegende Wandabschnitt modular aufgebaut ist, wobei der mindestens eine Zylinderkopf einen Teilabschnitt und ein externer Krümmerabschnitt einen weiteren Teilabschnitt ausbildet.

[0075] Vorteilhaft sind Ausführungsformen der Brennkraftmaschine, bei denen jeder Zylinder mindestens zwei Auslaßöffnungen zum Abführen der Abgase aus dem Zy-

linder aufweist.

[0076] Wie bereits ausgeführt wurde, wird während des Ladungswechsels eine schnelle Freigabe möglichst großer Strömungsquerschnitte angestrebt, um die Drosselverluste in den ausströmenden Abgasströmungen gering zu halten und ein effektives Abführen der Abgase zu gewährleisten. Deshalb ist es vorteilhaft, die Zylinder mit zwei oder mehr Auslaßöffnungen auszustatten.

[0077] In einem weiteren Aspekt wird ein Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine gemäß einer zuvor beschriebenen Art aufgezeigt, deren Zylinder zur Einleitung einer Fremdzündung mit Zündvorrichtungen ausgestattet sind, wobei die Zylinder in der Reihenfolge 1 - 2 - 4 - 3 gezündet werden, wobei die Zylinder beginnend mit einem außenliegenden Zylinder der Reihe nach entlang der Längsachse des mindestens einen Zylinderkopfes durchnummeriert und nummeriert werden.

[0078] Das im Zusammenhang mit der erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine Gesagte gilt ebenfalls für das Verfahren.

[0079] Im Folgenden wird die Erfindung anhand von drei Ausführungsbeispielen gemäß den Figuren 1 bis 3 näher beschrieben. Hierbei zeigt:

Fig. 1 schematisch eine erste Ausführungsform des Zylinderkopfes im Querschnitt,

Fig. 2 schematisch eine zweite Ausführungsform des Zylinderkopfes im Querschnitt, und

Fig. 3 schematisch eine dritte Ausführungsform des Zylinderkopfes im Querschnitt.

[0080] Figur 1 zeigt schematisch und im Schnitt eine erste Ausführungsform des Zylinderkopfes 1 mitsamt einem Abschnitt des Eintrittsgehäuses 11 einer Turbine 12.

[0081] Der Zylinderkopf 1 verfügt über vier Zylinder 3, die entlang der Längsachse 2 des Zylinderkopfes 1, d. h. in Reihe angeordnet sind. Der Zylinderkopf 1 verfügt somit über zwei außenliegende Zylinder 3a und zwei innenliegende Zylinder 3b.

[0082] Jeder Zylinder 3 weist zwei Auslaßöffnungen 4 auf, an die sich Abgasleitungen 5 des Abgasabfuhrsystems zum Abführen der Abgase anschließen. Die Abgasleitungen 5 der Zylinder 3 führen stufenweise zu einer Gesamtabgasleitung 7 zusammen, wobei jeweils die zwei Abgasleitungen 5 eines außenliegenden Zylinders 3a und die zwei Abgasleitungen 5 des benachbarten innenliegenden Zylinders 3b zu einer diesem Zylinderpaar zugehörigen Teilabgasleitung 6 zusammenführen, bevor die beiden Teilabgasleitungen 6 der vier Zylinder 3, 3a, 3b zu einer Gesamtabgasleitung 7 zusammenführen.

[0083] Dabei werden jeweils die zwei Abgasleitungen 5 eines außenliegenden Zylinders 3a und die zwei Abgasleitungen 5 des benachbarten innenliegenden Zylinders 3b abschnittsweise durch einen außenliegenden Wandabschnitt 9a, der in das Abgasabfuhrsystem hineinragt, voneinander getrennt und die beiden Teilabgas-

leitungen 6 und die Abgasleitungen 5 der beiden innenliegenden Zylinder 3b abschnittsweise durch einen innenliegenden Wandabschnitt 9b, der ebenfalls in das Abgasabfuhrsystem hineinragt. Sowohl der innenliegende Wandabschnitt 9b als auch die außenliegenden Wandabschnitte 9a sind einteilig mit dem Zylinderkopf 1 ausgebildet.

[0084] Die außenliegenden Wandabschnitte 9a erstrecken sich weniger weit in Richtung der Außenseite 8 des Zylinderkopfes 1 als der innenliegende Wandabschnitt 9b. Der innenliegende Wandabschnitt 9b erstreckt sich in Richtung der Außenseite 8 des Zylinderkopfes 1 - senkrecht zur Längsachse 2 des Zylinderkopfes 1 - um eine Wegstrecke Δs weiter als die außenliegenden Wandabschnitte 9a. Der innenliegende Wandabschnitt 9b überragt die außenliegenden Wandabschnitte 9a um die Wegstrecke Δs .

[0085] Bei der in Figur 1 dargestellten Ausführungsform erstreckt sich der innenliegende Wandabschnitt 9b mit dem freien Ende 9c bis zur Außenseite 8 des Zylinderkopfes 1, so dass die Abgasströme der Teilabgasleitungen 6 bis zum Verlassen des Zylinderkopfes 1 durch den innenliegenden Wandabschnitt 9b voneinander getrennt sind und das Abgasabfuhrsystem in Gestalt von zwei Austrittsöffnungen aus dem Zylinderkopf 1 austritt. Die Abgasleitungen 5 der Zylinder 3 bzw. die Teilabgasleitungen 6 der Zylinderpaare werden erst außerhalb des Zylinderkopfes 1 zu einer Gesamtabgasleitung 7 zusammengeführt.

[0086] Insofern ist der Abgaskrümmernur 10 teilweise im Zylinderkopf 1 integriert. Der innerhalb des Zylinderkopfes 1 liegende Krümmernabschnitt 10b wird durch einen außerhalb des Zylinderkopfes 1 liegenden Krümmernabschnitt 10a, d. h. einen externen Krümmernabschnitt 10a, ergänzt.

[0087] In der Gesamtabgasleitung 7 ist die Turbine 12 eines Abgasturboladers angeordnet, die zum Zuführen der Abgase der Zylinder 3 mit einem Eintrittsbereich 11 ausgestattet ist. Dabei geht die Gesamtabgasleitung 7 bzw. der Abgaskrümmern 10 fließend in das Eintrittsgehäuse 11 der Turbine 12 über, was durch die motornähe Anordnung der Turbine 12 bedingt ist.

[0088] Figur 2 zeigt schematisch und im Schnitt eine Ausführungsform des Zylinderkopfes 1 mitsamt einem Abschnitt des Eintrittsgehäuses 11 einer Turbine 12. Es sollen nur die Unterschiede zu der in Figur 1 dargestellten Ausführungsform erörtert werden, weshalb im Übrigen Bezug genommen wird auf Figur 1. Für dieselben Bauteile wurden dieselben Bezugszeichen verwendet.

[0089] Im Unterschied zu der Ausführungsform der Figur 1 erstreckt sich der innenliegende Wandabschnitt 9b bei der in Figur 2 dargestellten Ausführungsform über die Außenseite 8 des Zylinderkopfes 1 hinaus und bis in den Eintrittsbereich 11 der Turbine 12 hinein.

[0090] Der innenliegende Wandabschnitt 9b ist dabei modular aufgebaut, was von dem Schutzzumfang des Hauptanspruchs nicht umfasst ist, wobei der Zylinderkopf 1 einen ersten Teilabschnitt 9b' ausbildet und der

Eintrittsbereich 11 der Turbine 12 einen weiteren Teilabschnitt 9b" ausformt, der den ersten Teilabschnitt 9b' fortsetzt.

[0091] Auch bei dieser Ausführungsform tritt das Abgasabführsystem in Gestalt von zwei Austrittsöffnungen aus dem Zylinderkopf 1 aus. Die Abgasströme der Teilabgasleitungen 6 werden auch noch nach Verlassen des Zylinderkopfes 1 durch den innenliegenden Wandabschnitt 9b, 9b" voneinander getrennt. Die Gesamtabgasleitung 7 wird vorliegend durch das Eintrittsgehäuse 11 der Turbine 12 ausgebildet.

[0092] Das Ende des ersten Teilabschnitt 9b', welches in das Abgasabführsystem hineinragt, weist einen Abstand von der Außenseite 8 des Zylinderkopfes 1 auf, weshalb der durch das Eintrittsgehäuse 11 ausgebildete Teilabschnitt 9b" in den Zylinderkopf 1 hineinragt, um den ersten Teilabschnitt 9b' fortsetzen zu können.

[0093] Figur 3 zeigt schematisch und im Schnitt eine von dem Schutzzumfang des Hauptanspruchs nicht umfasste Ausführungsform des Zylinderkopfes 1. Es sollen nur die Unterschiede zu der in Figur 1 dargestellten Ausführungsform erörtert werden, weshalb im Übrigen Bezug genommen wird auf Figur 1. Für dieselben Bauteile wurden dieselben Bezugszeichen verwendet.

[0094] Im Unterschied zu der Ausführungsform der Figur 1 erstreckt sich der innenliegende Wandabschnitt 9b bei der in Figur 3 dargestellten Ausführungsform nicht bis zur Außenseite 8 des Zylinderkopfes 1. Vielmehr weist das freie Ende 9c des innenliegenden Wandabschnitts 9b einen Abstand Δd von der Außenseite 8 des Zylinderkopfes 1 auf.

[0095] Folglich führen die Abgasleitungen 5 der Zylinder 3 unter Ausbildung eines integrierten Abgaskrümmers 10 bereits innerhalb des Zylinderkopfes 1 zu einer Gesamtabgasleitung 7 zusammen. Das Abgasabführsystem tritt in Gestalt einer einzelnen Öffnung aus dem Zylinderkopf 1 aus.

[0096] Das freie Ende 9c des innenliegenden Wandabschnitts 9b weist von einer Ebene A, die parallel zur Außenseite 8 des Zylinderkopfes 1 und durch die Auslaßöffnungen der Zylinder verläuft, einen senkrecht zur Ebene A verlaufenden Abstand ΔL auf.

Bezugszeichen

[0097]

1	Zylinderkopf
2	Längsachse des Zylinderkopfes
3	Zylinder
3a	außenliegender Zylinder
3b	innenliegender Zylinder
4	Auslaßöffnung
5	Abgasleitung
6	Teilabgasleitung
7	Gesamtabgasleitung
8	auslaßseitige Außenseite des Zylinderkopfes
9a	außenliegender Wandabschnitt

9b	innenliegender Wandabschnitt
9b'	Teilabschnitt des innenliegenden Wandabschnitts
9b"	weiterer Teilabschnitt des innenliegenden Wandabschnitts
9c	freies Ende des innenliegenden Wandabschnitts
10	Abgaskrümmers
10a	außerhalb des Zylinderkopfes liegender Abgaskrümmersabschnitt
10b	innerhalb des Zylinderkopfes liegender Abgaskrümmersabschnitt
11	Eintrittsgehäuse bzw. Eintrittsbereich der Turbine
12	Turbine
$^{\circ}\text{KW}$	Grad Kurbelwinkel
A	Ebene, die parallel zur Außenseite und durch die Auslaßöffnungen der Zylinder verläuft
D	Durchmesser eines Zylinders
Δd	Abstand des freien Endes des innenliegenden Wandabschnitts von der Außenseite des Zylinderkopfes
ΔL	Abstand des freien Endes des innenliegenden Wandabschnitts von der Ebene A
Δs	Wegstrecke, die sich der innenliegende Wandabschnitt über einen außenliegenden Wandabschnitt hinaus erstreckt

Patentansprüche

1. Brennkraftmaschine mit mindestens einem Zylinderkopf (1), der

- vier entlang der Längsachse (2) des Zylinderkopfes (1) in Reihe angeordnete Zylinder (3) aufweist, wobei jeder Zylinder (3) mindestens eine Auslaßöffnung (4) zum Abführen der Abgase aus dem Zylinder (3) via Abgasabführsystem aufweist, wozu sich an jede Auslaßöffnung (4) eine Abgasleitung (5) anschließt, wobei
- die Abgasleitungen (5) der Zylinder (3) stufenweise zu einer Gesamtabgasleitung (7) zusammenführen, wobei jeweils die mindestens eine Abgasleitung (5) eines außenliegenden Zylinders (3a) und die mindestens eine Abgasleitung (5) des benachbarten innenliegenden Zylinders (3b) jeweils innerhalb des mindestens einen Zylinderkopfes (1) zu einer Teilabgasleitung (6) zusammenführen, bevor die beiden Teilabgasleitungen (6) der vier Zylinder (3, 3a, 3b) zu einer Gesamtabgasleitung (7) zusammenführen, wobei
- das Abgasabführsystem an einer Außenseite (8) des Zylinderkopfes (1) austritt, und wobei
- die außenliegenden Wandabschnitte (9a), die jeweils abschnittsweise die mindestens eine Abgasleitung (5) eines außenliegenden Zylinders

(3a) und die mindestens eine Abgasleitung (5) des benachbarten innenliegenden Zylinders (3b) voneinander trennen und in das Abgasabfuhrsystem hineinragen, sich in Richtung der Außenseite (8) des Zylinderkopfes (1) senkrecht zur Längsachse (2) des Zylinderkopfes (1) weniger weit erstrecken als der innenliegende Wandabschnitt (9b), der abschnittsweise die beiden Teilabgasleitungen (6) und die Abgasleitungen (5) der beiden innenliegenden Zylinder (3b) voneinander trennt und in das Abgasabfuhrsystem hineinragt, **dadurch gekennzeichnet, dass**

sowohl der innenliegende Wandabschnitt (9b) als auch die außenliegenden Wandabschnitte (9a) einteilig mit dem Zylinderkopf (1) ausgebildet sind, wobei die Teilabgasleitungen (6) außerhalb des mindestens einen Zylinderkopfes (1) zu einer Gesamtabgasleitung (7) zusammenführen, und wobei sich der innenliegende Wandabschnitt (9b), welcher in das Abgasabfuhrsystem hineinragt, bis zur Außenseite (8) des mindestens einen Zylinderkopfes (1) oder über die Außenseite (8) des mindestens einen Zylinderkopfes (1) hinaus erstreckt.

2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der innenliegende Wandabschnitt (9b) sich in Richtung der Außenseite (8) des mindestens einen Zylinderkopfes (1) senkrecht zur Längsachse (2) des mindestens einen Zylinderkopfes (1) um eine Wegstrecke Δs weiter erstreckt als die außenliegenden Wandabschnitte (9a), wobei gilt: $\Delta s \geq 5 \text{ mm}$.

3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** gilt: $\Delta s \geq 10 \text{ mm}$.

4. Brennkraftmaschine nach einem der vorherigen Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das freie Ende (9c) des innenliegenden Wandabschnitts (9b), welches in das Abgasabfuhrsystem hineinragt, von einer Ebene A, die parallel zur Außenseite (8) des mindestens einen Zylinderkopfes (1) und durch die Auslaßöffnungen (4) der Zylinder (3) verläuft, einen senkrecht zur Ebene A verlaufenden Abstand ΔL aufweist mit $\Delta L \geq D$, wobei D der Durchmesser eines Zylinders (3) ist.

5. Brennkraftmaschine nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** gilt: $\Delta L \geq 1.2D$.

6. Brennkraftmaschine nach einem der vorherigen Ansprüche mit mindestens einem Abgasturbolader, wobei die Turbine (12) des mindestens einen Abgasturboladers in der Gesamtabgasleitung (7) angeordnet ist und einen Eintrittsbereich (11) zum Zuführen der Abgase aufweist.

7. Brennkraftmaschine nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich der innenliegende Wandabschnitt (9b), welcher in das Abgasabfuhrsystem hineinragt, bis in den Eintrittsbereich (11) der Turbine (12) hinein erstreckt.

Claims

1. Internal combustion engine having at least one cylinder head (1), which

- has four cylinders (3) arranged in series along the longitudinal axis (2) of the cylinder head (1), each cylinder (3) having at least one exhaust port (4) for discharging the exhaust gases from the cylinder (3) via an exhaust system, for which purpose each exhaust port (4) is adjoined by an exhaust line (5); wherein

- the exhaust lines (5) of the cylinders (3) come together in stages to form an overall exhaust line (7), the at least one exhaust line (5) of an outer cylinder (3a) and the at least one exhaust line (5) of the adjacent inner cylinder (3b) in each case coming together to form a partial exhaust line (6) within the at least one cylinder head (1) before the two partial exhaust lines (6) of the four cylinders (3, 3a, 3b) come together to form an overall exhaust line (7); wherein

- the exhaust system emerges at an outer side (8) of the cylinder head (1); and wherein

- the outer wall sections (9a), which in each case separate a section of the at least one exhaust line (5) of an outer cylinder (3a) and a section of the at least one exhaust line (5) of the adjacent inner cylinder (3b) from one another and which project into the exhaust system, extend less far in the direction of the outer side (8) of the cylinder head (1), perpendicularly to the longitudinal axis (2) of the cylinder head (1), than the inner wall section (9b), which separates a section of the two partial exhaust lines (6) and a section of the exhaust lines (5) of the two inner cylinders (3b) from one another and projects into the exhaust system, **characterized in that**

the inner wall section (9b) as well as the outer wall sections (9a) are formed integrally with the cylinder head (1), wherein the partial exhaust lines (6) outside the at least one cylinder head (1) come together to form an overall exhaust line (7), and wherein the inner wall section (9b), which projects into the exhaust system, extends up to the outer side (8) of the at least one cylinder head (1) or beyond the outer side (8) of the at least one cylinder head (1).

2. Internal combustion engine according to Claim 1, **characterized in that** the inner wall section (9b) ex-

tends further in the direction of the outer side (8) of the at least one cylinder head (1), perpendicularly to the longitudinal axis (2) of the at least one cylinder head (1), than the outer wall sections (9a) by a distance Δs , where $\Delta s \geq 5$ mm.

3. Internal combustion engine according to Claim 2, **characterized in that** $\Delta s \geq 10$ mm.

4. Internal combustion engine according to one of the preceding claims, **characterized in that** the free end (9c) of the inner wall section (9b), which projects into the exhaust system, is at a perpendicular distance ΔL from a plane A, which runs parallel to the outer side (8) of the at least one cylinder head (1) and through the exhaust ports (4) of the cylinders (3), where $\Delta L \geq D$, in which D is the diameter of a cylinder (3).

5. Internal combustion engine according to Claim 4, **characterized in that** $\Delta L \geq 1.2D$.

6. Internal combustion engine according to one of the preceding claims, having at least one exhaust turbocharger, the turbine (12) of the at least one exhaust turbocharger being arranged in the overall exhaust line (7) and having an inlet region (11) for the feeding in of the exhaust gases.

7. Internal combustion engine according to Claim 6, **characterized in that** the inner wall section (9b), which projects into the exhaust system, extends into the inlet region (11) of the turbine (12).

Revendications

1. Moteur à combustion interne doté d'au moins une tête de cylindre (1) qui

- présente quatre cylindres (3) agencés en série le long de l'axe longitudinal (2) de la tête de cylindre (1), chaque cylindre (3) présentant au moins une ouverture de sortie (4) servant à l'évacuation des gaz d'échappement hors du cylindre (3) via un système d'évacuation de gaz d'échappement, une conduite de gaz d'échappement (5) se raccordant à chaque ouverture de sortie (4) à cette fin,

- les conduites de gaz d'échappement (5) des cylindres (3) se réunissant progressivement pour former une conduite de gaz d'échappement globale (7), respectivement l'au moins une conduite de gaz d'échappement (5) d'un cylindre extérieur (3a) et l'au moins une conduite de gaz d'échappement (5) du cylindre intérieur adjacent (3b) se réunissant respectivement à l'intérieur de l'au moins une tête de cylindre (1) pour

former une conduite de gaz d'échappement partielle (6), avant que les deux conduites de gaz d'échappement partielles (6) des quatre cylindres (3, 3a, 3b) ne se réunissent pour former une conduite de gaz d'échappement globale (7),
- le système d'évacuation des gaz d'échappement sortant au niveau d'un côté extérieur (8) de la tête de cylindre (1), et

- les parties de paroi extérieures (9a), qui séparent respectivement l'une de l'autre, dans certaines parties, l'au moins une conduite de gaz d'échappement (5) d'un cylindre extérieur (3a) et l'au moins une conduite de gaz d'échappement (5) du cylindre intérieur adjacent (3b) et pénètrent dans le système d'évacuation de gaz d'échappement, s'étendant moins loin dans la direction du côté extérieur (8) de la tête de cylindre (1) perpendiculairement à l'axe longitudinal (2) de la tête de cylindre (1) que la partie de paroi intérieure (9b) qui sépare les unes des autres, dans certaines parties, les deux conduites de gaz d'échappement partielles (6) et les conduites de gaz d'échappement (5) des deux cylindres intérieurs (3b) et pénètre dans le système d'évacuation de gaz d'échappement, **caractérisé en ce qu'à** la fois la partie de paroi intérieure (9b) et les parties de paroi extérieures (9a) sont formées d'un seul tenant avec la tête de cylindre (1), les conduites de gaz d'échappement partielles (6) se réunissant en une conduite de gaz d'échappement globale (7) à l'extérieur de l'au moins une tête de cylindre (1), et la partie de paroi intérieure (9b), laquelle pénètre dans le système d'évacuation de gaz d'échappement, s'étendant jusqu'au côté extérieur (8) de l'au moins une tête de cylindre (1) ou au-delà du côté extérieur (8) de l'au moins une tête de cylindre (1).

2. Moteur à combustion interne selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la partie de paroi intérieure (9b) s'étend plus loin d'une distance Δs que les parties de paroi extérieures (9a) en direction du côté extérieur (8) de l'au moins une tête de cylindre (1) perpendiculairement à l'axe longitudinal (2) de l'au moins une tête de cylindre (1), avec : $\Delta s \geq 5$ mm.

3. Moteur à combustion interne selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** l'on a : $\Delta s \geq 10$ mm.

4. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'extrémité libre (9c) de la partie de paroi intérieure (9b), laquelle pénètre dans le système d'évacuation de gaz d'échappement, à partir d'un plan A qui s'étend parallèlement au côté extérieur (8) de l'au moins une tête de cylindre (1) et passe par les ouvertures de sortie (4) des cylindres (3), présente une distance

ΔL s'étendant perpendiculairement au plan A avec
 $\Delta L \geq D$, D étant le diamètre d'un cylindre (3).

5. Moteur à combustion interne selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** l'on a : $\Delta L \geq 1,2D$. 5
6. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications précédentes comportant au moins un turbocompresseur à gaz d'échappement, la turbine (12) de l'au moins un turbocompresseur à gaz d'échappement étant agencée dans la conduite de gaz d'échappement globale (7) et présentant une région d'entrée (11) pour l'acheminement des gaz d'échappement. 10
15
7. Moteur à combustion interne selon la revendication 6, **caractérisé en ce que** la partie de paroi intérieure (9b), laquelle pénètre dans le système d'évacuation de gaz d'échappement, s'étend jusque dans la région d'entrée (11) de la turbine (12). 20

25

30

35

40

45

50

55

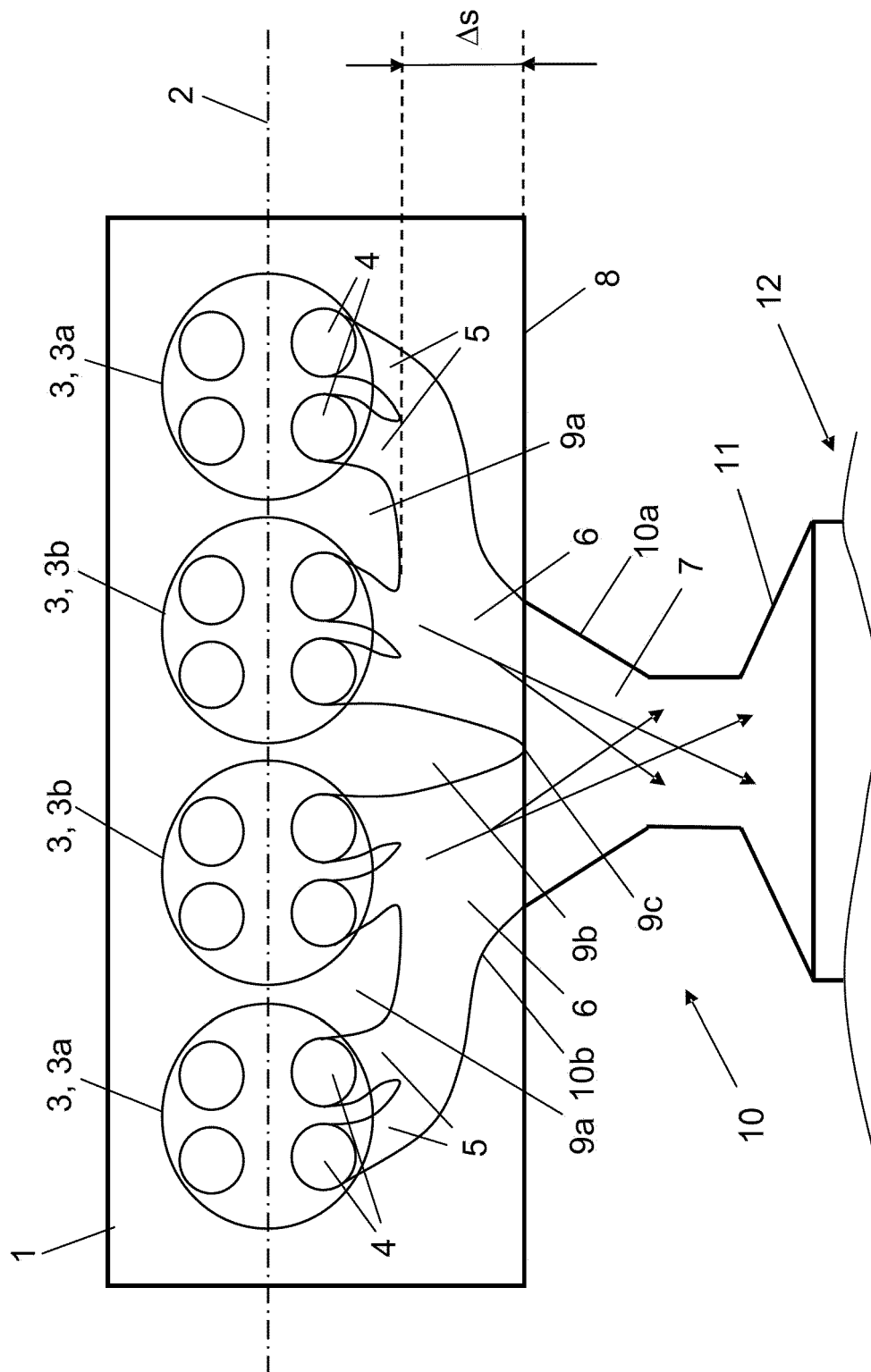


Fig. 1

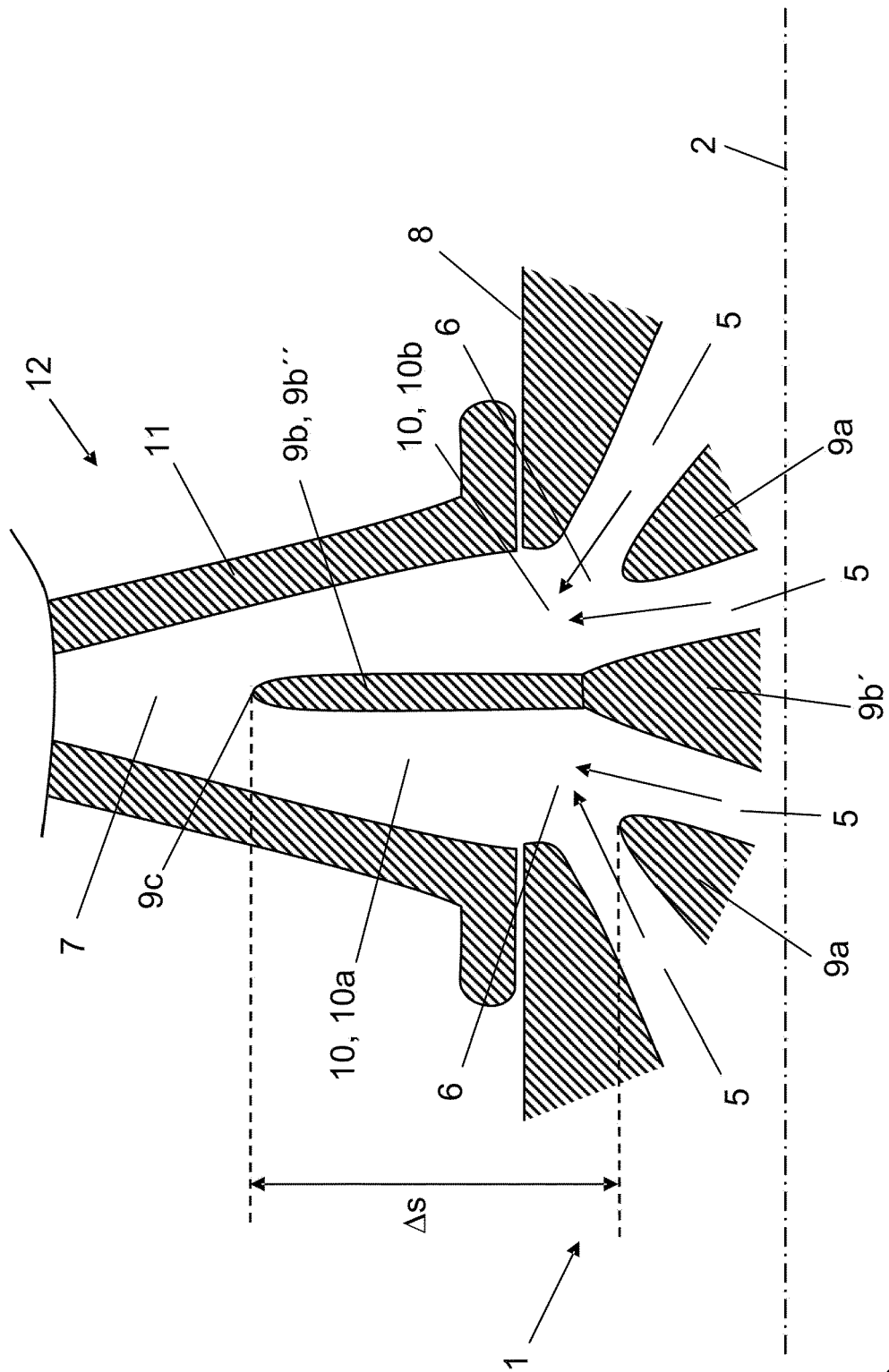


Fig. 2

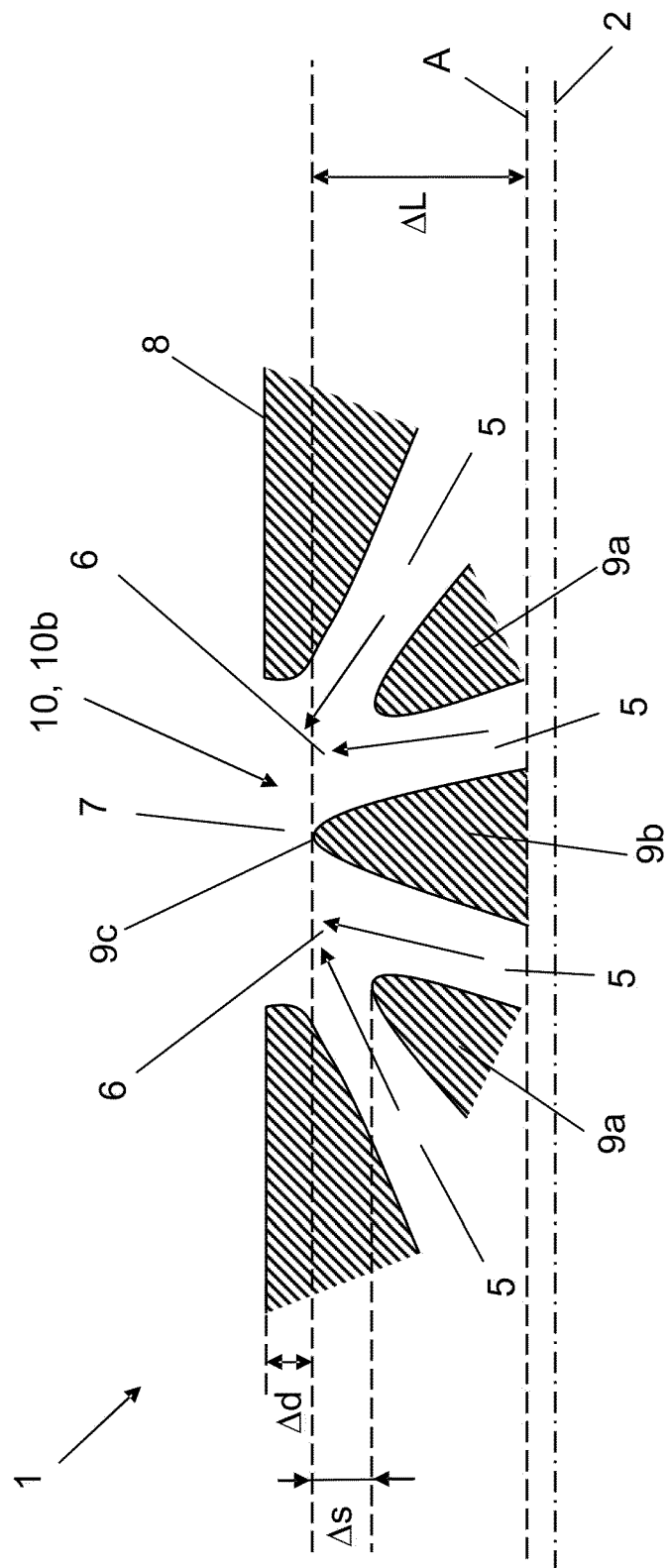


Fig. 3

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 102008035957 A1 [0002]
- DE 3314839 A1 [0003]
- US 20090151343 A1 [0004]
- US 4028887 A [0006]

In der Beschreibung aufgeführte Nicht-Patentliteratur

- Zylinderkopf mit integriertem Abgaskrümmen für Downsizing-Konzepte. **KUHLBACH KAI et al.** MTZ Motortechnische Zeitschrift. Vieweg Verlag, 01. April 2009, vol. 70, 286-293 [0005]