

(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  
25. Februar 2010 (25.02.2010)

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2010/020323 A1**

PCT

(51) Internationale Patentklassifikation:  
*F01D 17/14* (2006.01)    *F02B 37/12* (2006.01)  
*F01D 17/18* (2006.01)    *F02B 37/22* (2006.01)  
*F02C 6/12* (2006.01)

73527 Schwäbisch Gmünd (DE). **MÜLLER, Markus**  
[DE/DE]; Fuggerstrasse 51, 71332 Waiblingen (DE).

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2009/005349

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(22) Internationales Anmeldedatum: 23. Juli 2009 (23.07.2009)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:  
10 2008 039 086.0      21. August 2008 (21.08.2008)      DE

(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, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI,

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **Daimler AG** [DE/DE]; Mercedesstrasse 137, 70327 Stuttgart (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **SUMSER, Siegfried** [DE/DE]; Buchauerstrasse 3, 70327 Stuttgart (DE). **KRÄTSCHMER, Stephan** [DE/DE]; Hainstrasse 9,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: EXHAUST GAS TURBOCHARGER FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE OF A MOTOR VEHICLE

(54) Bezeichnung: ABGASTURBOLADER FÜR EINE BRENNKRAFTMASCHINE EINES KRAFTFAHRZEUGS

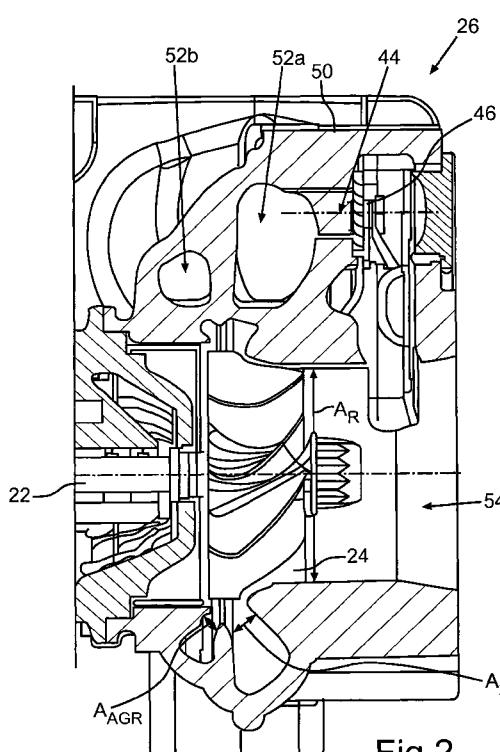


Fig.2

(57) Abstract: The invention relates to an exhaust gas turbocharger (12) for an internal combustion engine (10) of a motor vehicle, with a turbine (26), comprising a turbine housing (50) with at least one first and one second spiral channel (52a, 52b), each of said channels being able to be coupled to at least one of a plurality of exhaust gas lines (34a, 34b) of an exhaust gas system (36) of the combustion engine (10) and through each of which exhaust gas can flow independent of one another, and with a turbine wheel (24) arranged within a turbine wheel channel (54) of the turbine housing (50), said wheel able to be impinged by the internal combustion engine (10) exhaust gas routed through the at least two spiral channels (52a, 52b) for driving a compressor wheel (20) of a compressor (18) of the exhaust gas turbo charger (12), said compressor wheel being rigidly coupled to the turbine wheel by way of a bearing shaft (22), wherein an area ratio  $Q_g$  of the turbine (26) corresponds to the formula  $Q_g = (A_\lambda + A_{AGR})/A_R > 0,40$ , where  $A_\lambda$  refers to a most narrow flow cross-sectional area of the first spiral channel (52a),  $A_{AGR}$  to a most narrow flow cross-sectional area of the second spiral channel (52b) and  $A_R$  to a wheel exit cross-sectional area of the turbine wheel channel (54). The invention further relates to a motor vehicle with a combustion engine (10) and an exhaust gas turbocharger (12).

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, Veröffentlicht:  
GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz  
3)

---

Die Erfindung betrifft einen Abgasturbolader (12) für eine Brennkraftmaschine (10) eines Kraftfahrzeugs, mit einer Turbine (26), welche ein Turbinengehäuse (50) mit wenigstens einem ersten und einem zweiten Spiralkanal (52a, 52b) umfasst, die jeweils mit wenigstens einer von mehreren Abgasleitungen (34a, 34b) eines Abgastrakts (36) der Brennkraftmaschine (10) koppelbar und unabhängig voneinander mit Abgas durchströmbar sind, und mit einem innerhalb eines Turbinenradkanals (54) des Turbinengehäuses (50) angeordneten Turbinenrad (24), welches zum Antreiben eines über eine Lagerwelle (22) drehfest mit diesem gekoppelten Verdichterrads (20) eines Verdichters (18) des Abgasturboladers (12) mit dem durch die wenigstens zwei Spiralkanäle (52a, 52b) führbaren Abgas der Brennkraftmaschine (10) beaufschlagbar ist, wobei ein Flächenverhältnis  $Q_g$  der Turbine (26) der Formel  $Q_g = (A_\lambda + A_{AGR})/A_R > 0,40$  entspricht, wobei  $A_\lambda$  eine engste Strömungsquerschnittsfläche des ersten Spiralkanals (52a),  $A_{AGR}$  eine engste Strömungsquerschnittsfläche des zweiten Spiralkanals (52b) und  $A_R$  eine Radaustrittsquerschnittsfläche des Turbinenradkanals (54) bezeichnen. Die Erfindung betrifft weiterhin ein Kraftfahrzeug mit einer Brennkraftmaschine (10) und einem Abgas-turbolader (12).

## Abgasturbolader für eine Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs

Die Erfindung betrifft einen Abgasturbolader der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 angegebenen Art für eine Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs. Die Erfindung betrifft weiterhin ein Kraftfahrzeug mit einer Brennkraftmaschine und einem Abgasturbolader.

Durch die fortwährende Verschärfung der Emissionsgrenzwerte, beispielsweise der NO<sub>x</sub>- und Rußemissionsgrenzwerte, steigen auch die Anforderungen an Abgasturbolader bzw. an aufgeladene Brennkraftmaschinen. So ergeben sich wachsende Anforderungen hinsichtlich der Ladedruckbereitstellung bei hohen Abgasrückführungs-Raten (AGR-Rate) über mittlere bis hohe Lastanforderungsbereiche der Brennkraftmaschine, wodurch die Turbinen von Abgasturboladern geometrisch zunehmend verkleinert werden. Die geforderten hohen Turbinenleistungen von Abgasturboladern werden mit anderen Worten durch eine Steigerung der Aufstaufähigkeit und eine entsprechende Reduktion der Schluckfähigkeit der Turbinen im Zusammenspiel mit der jeweiligen Brennkraftmaschine realisiert. Eine weitere Beeinflussung der Leistung von Abgasturboladern ergibt sich durch stromab der Turbine im Abgastrakt angeordnete Abgasnachbehandlungssysteme wie beispielsweise Rußfilter, Katalysatoren oder SCR-Anlagen. Diese Abgasnachbehandlungssysteme führen zu einer Druckerhöhung an einem Abgasaustritt des Abgasturboladers. Dies bewirkt wiederum eine Reduzierung eines die Leistung des Abgasturboladers beschreibenden Turbinendruckgefälles, wobei das Turbinendruckgefälle als Quotient eines Druckes vor dem Turbinenrad bzw. einem Abgaseintritt des Turbinengehäuses und eines Druckes nach dem Turbinenrad bzw. eines Abgasaustritts des Turbinengehäuses ermittelbar ist. Auch aus diesem Grund muss die Turbinengröße nochmals zu kleineren Werten und damit geringeren Wirkungsgraden ausgelegt werden, um die Leistungsanforderung des Verdichters des Abgasturboladers befriedigen zu können.

Eine gewisse Verbesserung bieten hierbei aus dem Stand der Technik bekannte Abgasturbolader, deren Turbinengehäuse zwei unabhängig voneinander durchströmmbare Spiralkanäle umfassen, die jeweils mit unterschiedlichen Abgasleitungen eines Abgastrakts der Brennkraftmaschine gekoppelt werden und freie Ringdüsen aufweisen. Die Abgasleitungen sind ihrerseits unterschiedlichen Zylindern bzw. Zylindergruppen der Brennkraftmaschine zugeordnet. Üblicherweise dient dabei einer der Spiralkanäle als sogenannte Lambda-Spirale, die über ihre Abgasauflaufähigkeit für das erforderliche Luft-Kraftstoff-Verhältnis der Brennkraftmaschine sorgt. Der andere Spiralkanal dient demgegenüber als sogenannte Abgasrückführungs-Spirale (AGR-Spirale) und ist für die Abgasrückführungs-Fähigkeit des Abgasturboladers verantwortlich.

Bei den Auslegungsrandbedingungen von Abgasturboladern, die üblicherweise vom Nennpunkt, der Ladungswechselseite und der Verbrauchsseite der Brennkraftmaschine her definiert werden, kann jedoch auch durch Abgasturbolader mit zwei Spiralkanälen insbesondere der untere Last- und Drehzahlbereich von Brennkraftmaschinen häufig nicht optimal bedient werden. Zu diesem Zweck werden Strömungsquerschnittsflächen der Spiralkanäle grundsätzlich möglichst klein gewählt, um die erforderlichen Abgasströmungsgeschwindigkeiten erzeugen zu können.

Als nachteilig an den bekannten Abgasturboladern ist der Umstand anzusehen, dass diese vergleichsweise geringe Wirkungsgrade besitzen, wodurch der Kraftstoffbedarf einer mit dem Abgasturbolader versehenen Brennkraftmaschine entsprechend steigt. Dies macht zusätzliche Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung erforderlich, wodurch jedoch auch die Fertigungskosten erheblich steigen.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es daher, einen Abgasturbolader der eingangs genannten Art zu schaffen, welcher auch unter den stark transienten Anforderungen von Brennkraftmaschinen bzw. Kraftfahrzeugen eine Wirkungsgradverbesserung bei möglichst geringen Fertigungskosten ermöglicht.

Die Aufgabe wird erfindungsgemäß durch einen Abgasturbolader mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 sowie durch ein Kraftfahrzeug mit den Merkmalen des Patentanspruchs 11 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen mit zweckmäßigen und nicht-trivialen Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen angegeben, wobei vorteilhafte Ausgestaltungen des Abgasturboladers – soweit anwendbar – als vorteilhafte Ausgestaltungen des Kraftfahrzeugs anzusehen sind.

Ein erfindungsgemäßer Abgasturbolader, welcher auch unter den stark transienten Anforderungen von Brennkraftmaschinen bzw. Kraftfahrzeugen eine Wirkungsgradverbesserung bei möglichst geringen Fertigungskosten ermöglicht, ist dadurch geschaffen, dass ein Flächenverhältnis  $Q_g$  der Turbine einen Wert größer als 0,4 aufweist, wobei das Flächenverhältnis  $Q_g$  der Formel

$$Q_g = (A_\lambda + A_{AGR})/A_R$$

entspricht, wobei  $A_\lambda$  eine engste Strömungsquerschnittsfläche des ersten Spiralkanals,  $A_{AGR}$  eine engste Strömungsquerschnittsfläche des zweiten Spiralkanals und  $A_R$  eine Radaustrittsquerschnittsfläche des Turbinenradkanals bezeichnen. Mit anderen Worten besitzen die Spiralkanäle der Turbine des erfindungsgemäßen Abgasturboladers im Gegensatz zum Stand der Technik in Relation zur engsten Querschnittsfläche stromab der Spiralkanäle, nämlich der Radaustrittsquerschnittsfläche  $A_R$ , eine deutlich vergrößerte engste Strömungsquerschnittsflächensumme  $A_\lambda + A_{AGR}$ . Der Schwerpunkt der Auslegungen von aus dem Stand der Technik bekannten Abgasturboladern bzw. Turbinen ist derart entwickelt, dass der größere Exergiebetrag des Gesamtgefälles der Turbine vor dem Turbinenrad in den Spiralkanälen und nicht im Turbinenradkanal in Geschwindigkeit umgesetzt wird. Der Reaktionsgrad der Turbine, welcher den Quotient der Geschwindigkeitsumwandlung im Turbinenradkanal zur Geschwindigkeitsumwandlung in den Spiralkanälen bezeichnet, liegt somit bei aus dem Stand der Technik bekannten Turbinen unterhalb des Wertes 0,4. Demgegenüber kann mit Hilfe des erfindungsgemäßen Abgasturboladers während des Betriebs eine abweichende Gefälleaufteilung des Gesamtgefälles der Turbine erzielt werden, wobei Reaktionsgrade erzielt werden, die über 0,5 liegen. Da die Summe der Strömungsquerschnittsflächen  $A_\lambda$ ,  $A_{AGR}$  im Vergleich zum Stand der Technik vergleichsweise größer ausgebildet ist, werden zudem nur geringe Anforderungen hinsichtlich der fertigungstechnischen Grenzen gestellt, so dass problemlos kostengünstige Sandgussverfahren oder dergleichen zur Herstellung des Turbinengehäuses verwendet werden können.

In einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass das Flächenverhältnis  $Q_g$  der Turbine wenigstens 0,45 und vorzugsweise wenigstens 0,5 beträgt. Hierdurch werden für größere Massenabgasströme erhöhte Wirkungsgrade erzielt, wodurch das Gesamtverhalten des Abgasturboladers in weiten Betriebsbereichen hinsichtlich der Luftlieferung sehr vorteilhaft wird. Die mehrflutige Turbine besitzt damit

einen Reaktionsgrad, der im Auslegungspunkt in unüblicherweise Weise über dem Wert von 0,45 bzw. 0,5 liegt.

Weitere Vorteile ergeben sich, indem ein Flächenverhältnis  $Q_\lambda$  zwischen der engsten Strömungsquerschnittsfläche  $A_\lambda$  des ersten Spiralkanals und der Radaustrittsquerschnittsfläche  $A_R$  des Turbinenradkanals wenigstens 0,35 beträgt. Insbesondere wenn der erste Spiralkanal als sogenannte Lambda-Spirale im Abgastrakt angeordnet ist, kann ein entsprechend verbesserter Wirkungsgrad erzielt werden, da keine Abgasrückführmassenverluste auftreten.

In einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung ist vorgesehen, dass das Flächenverhältnis  $Q_\lambda$  zwischen der engsten Strömungsquerschnittsfläche  $A_\lambda$  des ersten Spiralkanals und der Radaustrittsquerschnittsfläche  $A_R$  des Turbinenradkanals wenigstens 0,4, vorzugsweise wenigstens 0,5 und insbesondere wenigstens 0,6 beträgt. Auf diese Weise kann der erste Spiralkanal gemäß einer optimalen Reaktionsturbine mit entsprechend hohen Reaktionsgraden betrieben werden, wodurch besonders hohe Turbinenwirkungsgrade erzielt werden können und das Gesamtverhalten des Abgasturboladers in weiten Betriebsbereichen hinsichtlich seiner Luftlieferung besonders vorteilhaft ist.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass ein Flächenverhältnis  $Q_{AGR}$  zwischen der engsten Strömungsquerschnittsfläche  $A_{AGR}$  des zweiten Spiralkanals und der Radaustrittsquerschnittsfläche  $A_R$  des Turbinenradkanals höchstens 0,3 beträgt. Insbesondere wenn der zweite Spiralkanal als sogenannte AGR-Spirale ausgebildet ist, kann der zweite Spiralkanal hierdurch gemäß einer Impulsturbine mit Reaktionsgraden unter 0,3 operieren. Das jeweilige Flächenverhältnis  $Q_{AGR}$  wird vorzugsweise in Abhängigkeit des AGR-Bedarfs der Brennkraftmaschine gewählt.

Weitere Vorteile ergeben sich, indem das Flächenverhältnis  $Q_{AGR}$  zwischen der engsten Strömungsquerschnittsfläche  $A_{AGR}$  des zweiten Spiralkanals und der Radaustrittsquerschnittsfläche  $A_R$  des Turbinenradkanals höchstens 0,28, vorzugsweise höchstens 0,25 und insbesondere höchstens 0,1 beträgt. Hierdurch können auch besonders strenge Emissions-Grenzwertfestlegungen berücksichtigt und das Emissionsverhalten der zugeordneten Brennkraftmaschine entsprechend verbessert werden.

In einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass die engste Strömungsquerschnittsfläche  $A_\lambda$  des ersten Spiralkanals und/oder die engste Strömungsquerschnittsfläche  $A_{AGR}$  des zweiten Spiralkanals im Mündungsbereich des ersten bzw. des zweiten Spiralkanals in den Turbinenradkanal vorgesehen sind. Auf diese Weise fungiert die engste Strömungsquerschnittsfläche  $A_\lambda$  bzw.  $A_{AGR}$  vorteilhaft als Ringdüse zur Erzeugung hoher Abgasströmungsgeschwindigkeiten.

In einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass der erste und/oder der zweite Spiralkanal wenigstens zwei fluidisch getrennte Spiralsegmentkanäle umfasst, die mit unterschiedlichen Abgasleitungen der Brennkraftmaschine koppelbar sind. Auf diese Weise ist ein Abgasturbolader mit einer wenigstens dreiflutig ausgebildeten Turbine geschaffen, wobei die Spiralsegmentkanäle einen Stoßaufladungs-Betrieb mit einer effektiveren Nutzung der Expansionsarbeit einzelner Zylinder bzw. Zylindergruppen ermöglichen. Hierdurch können auch untere Last- und Drehzahlbereiche der Brennkraftmaschine optimal bedient werden, so dass eine erhebliche Wirkungsgradverbesserung über einen größeren Betriebsbereich der Brennkraftmaschine gewährleistet ist. Die Strömungsquerschnittsfläche  $A_\lambda$  bzw.  $A_{AGR}$  bezeichnet in diesem Fall die Summe der Strömungsquerschnittsflächen der wenigstens zwei Spiralsegmentkanäle. Die Anzahl der Spiralsegmentkanäle kann dabei an die Anzahl der Zylinder bzw. Zylindergruppen angepasst sein. Ebenso kann vorgesehen sein, dass beide Spiralkanäle über zwei oder mehr Spiralsegmentkanäle verfügen. Alternativ oder zusätzlich kann vorgesehen sein, dass die Turbine des Abgasturboladers drei oder mehr Spiralkanäle umfasst.

Um das Verhalten der Turbine besser an das Betriebsverhalten der Brennkraftmaschine anpassen zu können, hat es sich in weiterer Ausgestaltung als vorteilhaft gezeigt, dass die Turbine eine Leitgittereinrichtung umfasst. Hierdurch ist eine von der geometrischen Ausgestaltung der Leitgittereinrichtung abhängige Strömungsbeeinflussung ermöglicht. Dabei kann vorgesehen sein, dass die Leitgittereinrichtung beweglich ausgebildet ist, wodurch die Zuströmung des Abgases vorteilhaft last- bzw. durchsatzabhängig angepasst werden kann. Die Leitgittereinrichtung kann hierzu beispielsweise translatorisch und/oder rotatorisch, bewegbar im Turbinengehäuse gelagert sein.

Besondere Vorteile ergeben sich, wenn die engste Strömungsquerschnittsfläche  $A_\lambda$  des ersten Spiralkanals und/oder die engste Strömungsquerschnittsfläche  $A_{AGR}$  des zweiten Spiralkanals durch die Leitgittereinrichtung ausgebildet und/oder mittels der Leitgittereinrichtung einstellbar sind. Auf diese Weise ist eine besonders hohe

geometrische Variabilität der Turbine und eine entsprechend optimale Einstellbarkeit der Strömungsführung gegeben. Weiterhin kann hierdurch eine weitere Steigerung des Wirkungsgrades erzielt werden, da der betreffende Spiralkanal stromauf der Leitgittereinrichtung mit einer vergrößerten Querschnittsfläche versehen sein kann.

Ein weiterer Aspekt der Erfindung betrifft ein Kraftfahrzeug mit einer Brennkraftmaschine, welche mindestens zwei Zylinder bzw. zwei Zylindergruppen umfasst, die mit wenigstens zwei Abgasleitungen eines Abgastrakts verbunden sind, und mit einem Abgasturbolader, welcher einen in einem Ansaugtrakt der Brennkraftmaschine angeordneten Verdichter und eine im Abgastrakt der Brennkraftmaschine angeordnete Turbine umfasst. Die Turbine umfasst ihrerseits ein Turbinengehäuse mit wenigstens einem ersten, mit einer ersten Abgasleitung gekoppelten Spiralkanal, einem zweiten, mit einer zweiten Abgasleitung gekoppelten Spiralkanal und einem innerhalb eines Turbinenradkanals des Turbinengehäuses angeordneten Turbinenrad. Das Turbinenrad ist dabei zum Antreiben eines über eine Lagerwelle drehfest mit diesem gekoppelten Verdichterrads des Verdichters mit dem durch die wenigstens zwei Spiralkanäle führbaren Abgas der Brennkraftmaschine beaufschlagbar. Dabei wird eine Wirkungsgradverbesserung auch unter stark transienten Anforderungen der Brennkraftmaschine bzw. des Kraftfahrzeugs bei möglichst geringen Fertigungskosten erfindungsgemäß dadurch ermöglicht, dass der Abgasturbolader gemäß einem der vorhergehenden Ausführungsbeispiele ausgebildet ist. Die sich hieraus ergebenden Vorteile sind den entsprechenden Beschreibungen zu entnehmen.

Weitere Vorteile, Merkmale und Einzelheiten der Erfindung ergeben sich anhand der nachfolgenden Beschreibung eines Ausführungsbeispiels sowie anhand der Zeichnungen. Dabei zeigen:

Fig. 1 eine Prinzipdarstellung einer Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs, welche mit einem Abgasturbolader gemäß einem Ausführungsbeispiel versehen ist;

Fig. 2 eine schematische seitliche Schnittansicht einer Turbine des in Fig. 1 gezeigten Abgasturboladers; und

Fig. 3 ein schematisches Turbinenkennfeld der Turbine des Abgasturboladers.

Fig. 1 zeigt eine Prinzipdarstellung einer Brennkraftmaschine 10 eines Kraftfahrzeugs (nicht abgebildet), welche mit einem Abgasturbolader 12 gemäß einem Ausführungsbeispiel versehen ist. Die Brennkraftmaschine 10 umfasst hierbei einen an sich bekannten Ansaugtrakt 14 mit einem Luftfilter 16. Stromab des Luftfilters 16 ist ein Verdichter 18 des Abgasturboladers 12 angeordnet. Der Verdichter 18 weist ein Verdichterrad 20 auf, das über eine Lagerwelle 22 drehfest mit einem Turbinenrad 24 einer im Folgenden näher erläuterten Turbine 26 des Abgasturboladers 12 verbunden ist. Stromab des Verdichterraads 20 weist der Ansaugtrakt 14 einen Ladeluftkühler 28 auf. Die Brennkraftmaschine 10 ist im vorliegenden Ausführungsbeispiel als Diesel-Motor ausgebildet und umfasst sechs Zylinder 30a-f, die in zwei Zylindergruppen 32a, 32b aufgeteilt sind, damit sich die einzelnen Zylinder 30a-f beim Ladungswechsel nicht gegenseitig beeinflussen. Die Zylindergruppen 32a, 32b sind über zwei getrennte Abgasleitungen 34a, 34b eines Abgastrakts 36 der Brennkraftmaschine 10 mit der Turbine 26 des Abgasturboladers verbunden. Zwischen den Zylindern 30a-c und der Turbine 26 ist dabei eine Abgasrückführungseinrichtung 38 mit einem Ventil 40 und einem Abgaskühler 42 vorgesehen, mittels welcher Abgas aus der Abgasleitung 34a in den Ansaugtrakt 14 geleitet werden kann. Stromauf der Turbine 26 ist demgegenüber eine Bypassleitung 44 mit einem Abblaseventil 46 vorgesehen, durch welche bei Bedarf Abgas an der Turbine 26 vorbei zu leiten ist. Die Bypassleitung 44 und das Abblaseventil 46 sind dabei vorliegend in ein Turbinengehäuse 50 der Turbine 26 integriert. Stromab der Turbine 26 ist schließlich ein Abgasnachbehandlungssystem 48 im Abgastrakt 36 angeordnet, mittels welchem eine Abgasreinigung durchgeführt wird.

Die Turbine 26 des Abgasturboladers 12 wird im Folgenden in Zusammenschau mit Fig. 2 erläutert werden, welche eine schematische seitliche Schnittansicht der Turbine 26 zeigt. Das Turbinengehäuse 50 der Turbine 26, welches als kostengünstiges Sandgussteil ausgebildet ist, umfasst einen ersten, mit der ersten Abgasleitung 34a gekoppelten Spiralkanal 52a, einen zweiten, mit der zweiten Abgasleitung 34b gekoppelten Spiralkanal 52b sowie das innerhalb eines Turbinenradkanals 54 angeordnete Turbinenrad 24, welches über die Lagerwelle 22 mit dem Verdichterraad 20 verbunden ist. Der Spiralkanal 52a ist dabei austrittsseitig angeordnet und als Vollspirale mit einem Umschlingungswinkel von annähernd 360° ausgebildet, wohingegen der Spiralkanal 52b lagerseitig angeordnet und als Teilspirale mit einem unter 360° liegenden Umschlingungswinkel ausgebildet ist. Grundsätzlich können jedoch beide Spiralkanäle 52a, 52b als Voll- und/oder als Teilspirale ausgebildet sein. Ebenso kann vorgesehen sein, dass wenigstens ein Spiralkanal 52a bzw. 52b als Segmentspirale mit zwei oder mehr über den Umfang des Turbinengehäuses 50 verteilten Segmentkanälen ausgebildet

ist, die mit einer entsprechend angepassten Anzahl an Abgasleitungen 34 gekoppelt werden. Der Spiralkanal 52a ist dabei als sogenannte Lambda-Spirale ausgebildet, die über ihre Abgasaufstaufähigkeit für das erforderliche Luft-Kraftstoff-Verhältnis der Brennkraftmaschine 10 sorgt. Der zweite Spiralkanal 52b dient demgegenüber als sogenannte Abgasrückführungs-Spirale (AGR-Spirale) und ist für die Abgasrückführungs-Fähigkeit des Abgasturboladers 12 bzw. der Turbine 26 verantwortlich.

Um auch unter den stark transienten Anforderungen der Brennkraftmaschine 10 eine Wirkungsgradverbesserung bei möglichst geringen Fertigungskosten zu ermöglichen, entspricht ein Flächenverhältnis  $Q_g$  der Turbine 26 im vorliegenden Ausführungsbeispiel der Formel

$$Q_g = (A_\lambda + A_{AGR})/A_R \geq 0,50 ,$$

wobei  $A_\lambda$  eine engste Strömungsquerschnittsfläche des ersten Spiralkanals 52a,  $A_{AGR}$  eine engste Strömungsquerschnittsfläche des zweiten Spiralkanals 52b und  $A_R$  eine Radaustrittsquerschnittsfläche des Turbinenradkanals 54 im Austrittsbereich des Turbinenrads 24 bezeichnen. Zudem beträgt ein Flächenverhältnis  $Q_\lambda$  zwischen der engsten Strömungsquerschnittsfläche  $A_\lambda$  des ersten Spiralkanals 52a und der Radaustrittsquerschnittsfläche  $A_R$  des Turbinenradkanals 54 wenigstens  $Q_\lambda = A_\lambda/A_R = 0,4$  und ein Flächenverhältnis  $Q_{AGR}$  zwischen der engsten Strömungsquerschnittsfläche  $A_{AGR}$  des zweiten Spiralkanals 52b und der Radaustrittsquerschnittsfläche  $A_R$  des Turbinenradkanals 54 höchstens  $Q_{AGR} = A_{AGR}/A_R = 0,25$ . Alternativ kann vorgesehen sein, dass das Flächenverhältnis  $Q_\lambda \geq 0,5$  gewählt ist. Es kann auch vorgesehen sein, dass das Flächenverhältnis  $Q_{AGR}$  in Abhängigkeit des AGR-Bedarfs der Brennkraftmaschine 10 gewählt ist und daher auch unterhalb von 0,25, gegebenenfalls unterhalb von 0,1, gewählt sein kann. Alternativ kann vorgesehen sein, dass die Strömungsquerschnittsflächen  $A_\lambda$ ,  $A_{AGR}$  durch eine Leitgittereinrichtung (nicht gezeigt) ausgebildet sind, wodurch eine weitere Steigerung des Turbinenwirkungsgrades erzielt werden kann, da in diesem Fall die Spiralkanäle 52a, 52b stromauf der betreffenden Leitgitter mit vergrößerten Querschnittsflächen ausgebildet sein können.

Fig. 3 zeigt ein schematisches Turbinenkennfeld der Turbine 26 des Abgasturboladers 12. Dabei ist auf der Ordinate ein Durchsatzparameter  $D[\text{kg}^*\sqrt{\text{K}}/\text{s}^*\text{bar}]$  über einem auf der Abszisse aufgetragenen Turbinendruckverhältnis  $T = p_{3t}/p_4$  des Drucks  $p_{3t}$  am Flanscheintritt der Spiralkanäle 52a, 52b und dem Druck  $p_4$  nach dem Turbinenrad 24 dargestellt. Die Durchsatzlinien  $K_{1-3}$  sind dabei für verschiedene Drehzahlen dargestellt.

Die Durchsatzlinie K<sub>1</sub> zeigt das Durchsatzverhalten bei geöffneten Spiralkanälen 52a, 52b. Die Durchsatzlinie K<sub>2</sub> zeigt das Durchsatzverhalten bei geöffnetem Spiralkanal 52a und geschlossenem Spiralkanal 52b, die Durchsatzlinie K<sub>3</sub> zeigt schließlich das Durchsatzverhalten bei geöffnetem Spiralkanal 52b und geschlossenem Spiralkanal 52a.

## Patentansprüche

1. Abgasturbolader (12) für eine Brennkraftmaschine (10) eines Kraftfahrzeugs, mit einer Turbine (26), welche ein Turbinengehäuse (50) mit wenigstens einem ersten und einem zweiten Spiralkanal (52a, 52b) umfasst, die jeweils mit wenigstens einer von mehreren Abgasleitungen (34a, 34b) eines Abgastrakts (36) der Brennkraftmaschine (10) koppelbar und unabhängig voneinander mit Abgas durchströmbar sind, und mit einem innerhalb eines Turbinenradkanals (54) des Turbinengehäuses (50) angeordneten Turbinenrad (24), welches zum Antrieben eines über eine Lagerwelle (22) drehfest mit diesem gekoppelten Verdicherrads (20) eines Verdichters (18) des Abgasturboladers (12) mit dem durch die wenigstens zwei Spiralkanäle (52a, 52b) führbaren Abgas der Brennkraftmaschine (10) beaufschlagbar ist,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
ein Flächenverhältnis  $Q_g$  der Turbine (26) einen Wert größer als 0,4 aufweist, wobei das Flächenverhältnis  $Q_g$  der Turbine (26) der Formel
$$Q_g = (A_\lambda + A_{AGR})/A_R$$
entspricht, wobei  
 $A_\lambda$  eine engste Strömungsquerschnittsfläche des ersten Spiralkanals (52a);  
 $A_{AGR}$  eine engste Strömungsquerschnittsfläche des zweiten Spiralkanals (52b); und  
 $A_R$  eine Radaustrittsquerschnittsfläche des Turbinenradkanals (54)  
bezeichnen.
2. Abgasturbolader (12) nach Anspruch 1,  
dadurch gekennzeichnet, dass

das Flächenverhältnis  $Q_g$  der Turbine (26) wenigstens 0,45 und vorzugsweise wenigstens 0,5 beträgt.

3. Abgasturbolader (12) nach Anspruch 1 oder 2,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
ein Flächenverhältnis  $Q_\lambda$  zwischen der engsten Strömungsquerschnittsfläche  $A_\lambda$  des ersten Spiralkanals (52a) und der Radaustrittsquerschnittsfläche  $A_R$  des Turbinenradkanals (54) wenigstens 0,35 beträgt.
4. Abgasturbolader (12) nach Anspruch 3,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
das Flächenverhältnis  $Q_\lambda$  zwischen der engsten Strömungsquerschnittsfläche  $A_\lambda$  des ersten Spiralkanals (52a) und der Radaustrittsquerschnittsfläche  $A_R$  des Turbinenradkanals (54) wenigstens 0,4, vorzugsweise wenigstens 0,5 und insbesondere wenigstens 0,6 beträgt.
5. Abgasturbolader (12) nach einem der Ansprüche 1 bis 4,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
ein Flächenverhältnis  $Q_{AGR}$  zwischen der engsten Strömungsquerschnittsfläche  $A_{AGR}$  des zweiten Spiralkanals (52b) und der Radaustrittsquerschnittsfläche  $A_R$  des Turbinenradkanals (54) höchstens 0,3 beträgt.
6. Abgasturbolader (12) nach Anspruch 5,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
das Flächenverhältnis  $Q_{AGR}$  zwischen der engsten Strömungsquerschnittsfläche  $A_{AGR}$  des zweiten Spiralkanals (52b) und der Radaustrittsquerschnittsfläche  $A_R$  des Turbinenradkanals (54) höchstens 0,28, vorzugsweise höchstens 0,25 und insbesondere höchstens 0,1 beträgt.
7. Abgasturbolader (12) nach einem der Ansprüche 1 bis 6,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die engste Strömungsquerschnittsfläche  $A_\lambda$  des ersten Spiralkanals (52a) und/oder die engste Strömungsquerschnittsfläche  $A_{AGR}$  des zweiten Spiralkanals (52b) im Mündungsbereich des ersten bzw. des zweiten Spiralkanals (52a, 52b) in den Turbinenradkanal (54) vorgesehen sind.

8. Abgasturbolader (12) nach einem der Ansprüche 1 bis 7,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
der erste und/oder der zweite Spiralkanal (52a, 52b) wenigstens zwei fluidisch  
getrennte Spiralsegmentkanäle umfasst, die mit unterschiedlichen Abgasleitungen  
(34a, 34b) der Brennkraftmaschine (10) koppelbar sind.
9. Abgasturbolader (12) nach einem der Ansprüche 1 bis 8,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die Turbine (26) eine Leitgittereinrichtung umfasst.
10. Abgasturbolader (12) nach Anspruch 9,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
die engste Strömungsquerschnittsfläche  $A_\lambda$  des ersten Spiralkanals (52a) und/oder  
die engste Strömungsquerschnittsfläche  $A_{AGR}$  des zweiten Spiralkanals (52b) durch  
die Leitgittereinrichtung ausgebildet und/oder mittels der Leitgittereinrichtung  
einstellbar ist.
11. Kraftfahrzeug mit einer Brennkraftmaschine (10), welche mindestens zwei Zylinder  
(30a-f) bzw. zwei Zylindergruppen (32a, 32b) umfasst, die mit wenigstens zwei  
Abgasleitungen (34a, 34b) eines Abgastrakts (36) verbunden sind, und mit einem  
Abgasturbolader (12), welcher einen in einem Ansaugtrakt (14) der  
Brennkraftmaschine (10) angeordneten Verdichter (18) und eine im Abgastrakt (36)  
der Brennkraftmaschine (10) angeordnete Turbine (26) umfasst, wobei die Turbine  
(26) ein Turbinengehäuse (50) mit wenigstens einem ersten, mit einer ersten  
Abgasleitung (34a) gekoppelten Spiralkanal (52a), einem zweiten, mit einer zweiten  
Abgasleitung (34b) gekoppelten Spiralkanal (52) und einem innerhalb eines  
Turbinenradkanals (54) des Turbinengehäuses (50) angeordneten Turbinenrad (24)  
umfasst, wobei das Turbinenrad (24) zum Antreiben eines über eine Lagerwelle  
(22) drehfest mit diesem gekoppelten Verdichterrads (20) des Verdichters (18) mit  
dem durch die wenigstens zwei Spiralkanäle (52a, 52b) führbaren Abgas der  
Brennkraftmaschine (10) beaufschlagbar ist,  
dadurch gekennzeichnet, dass  
der Abgasturbolader (12) gemäß einem der Ansprüche 1 bis 9 ausgebildet ist.

1/3

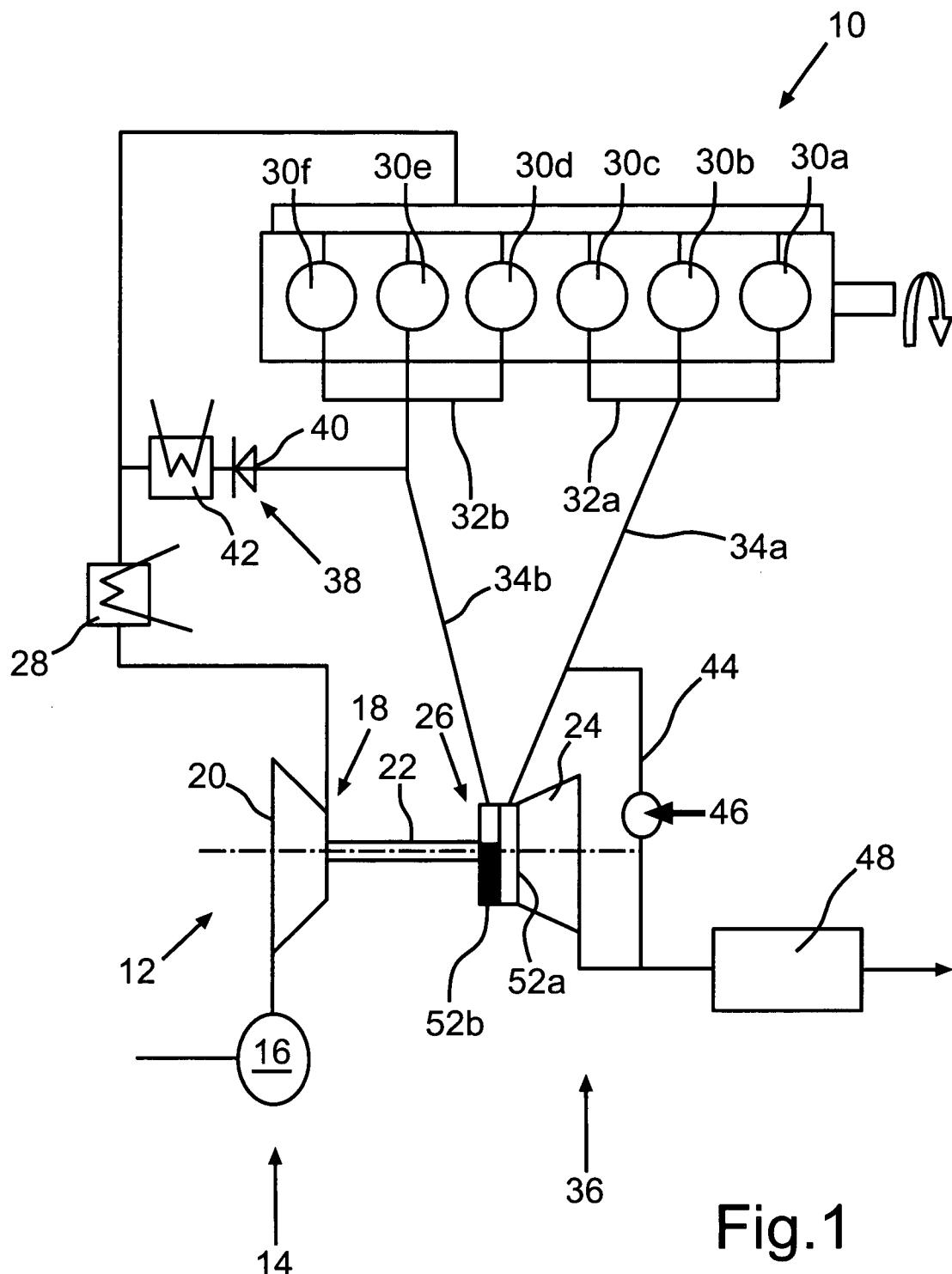


Fig. 1

2/3

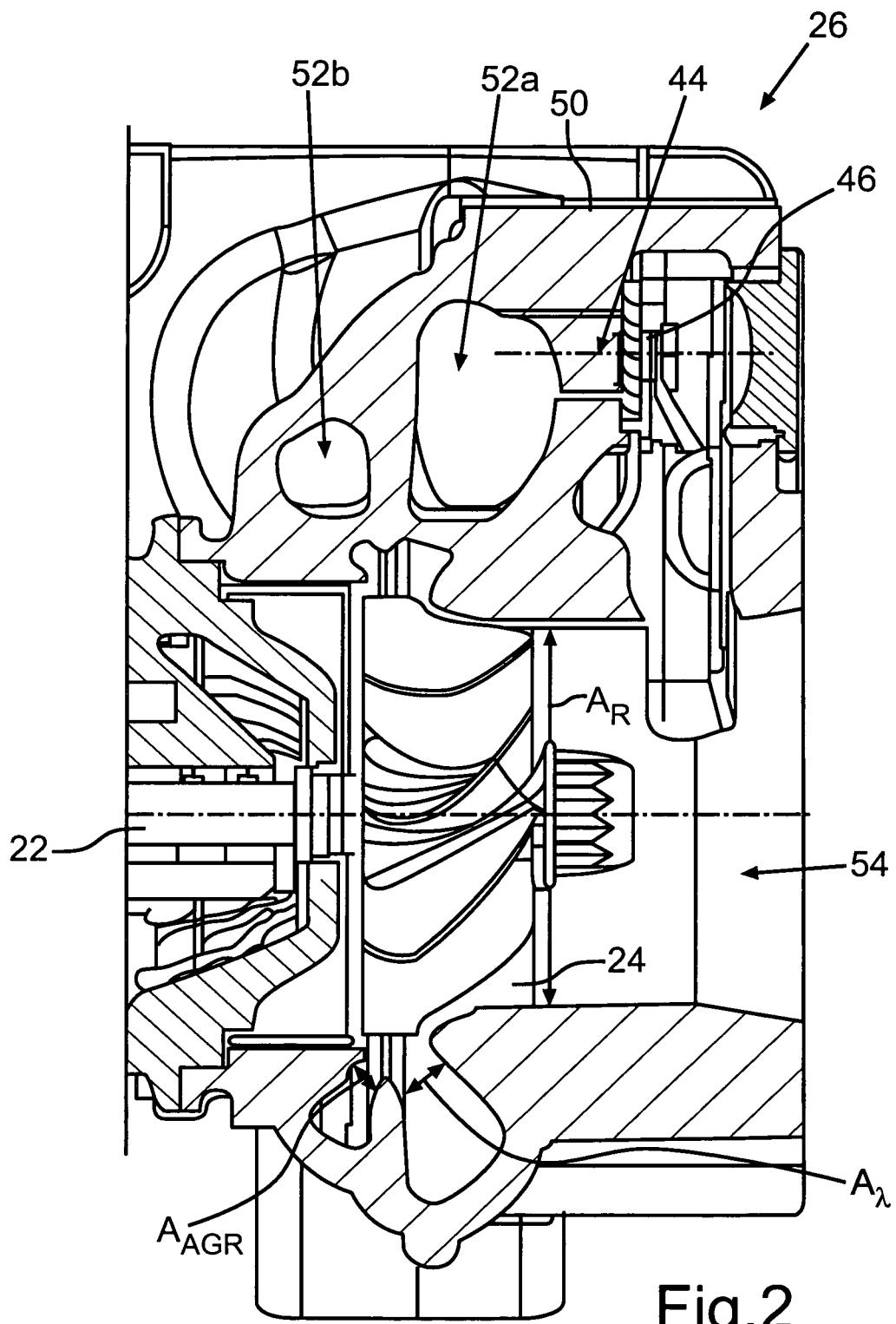


Fig.2

3/3

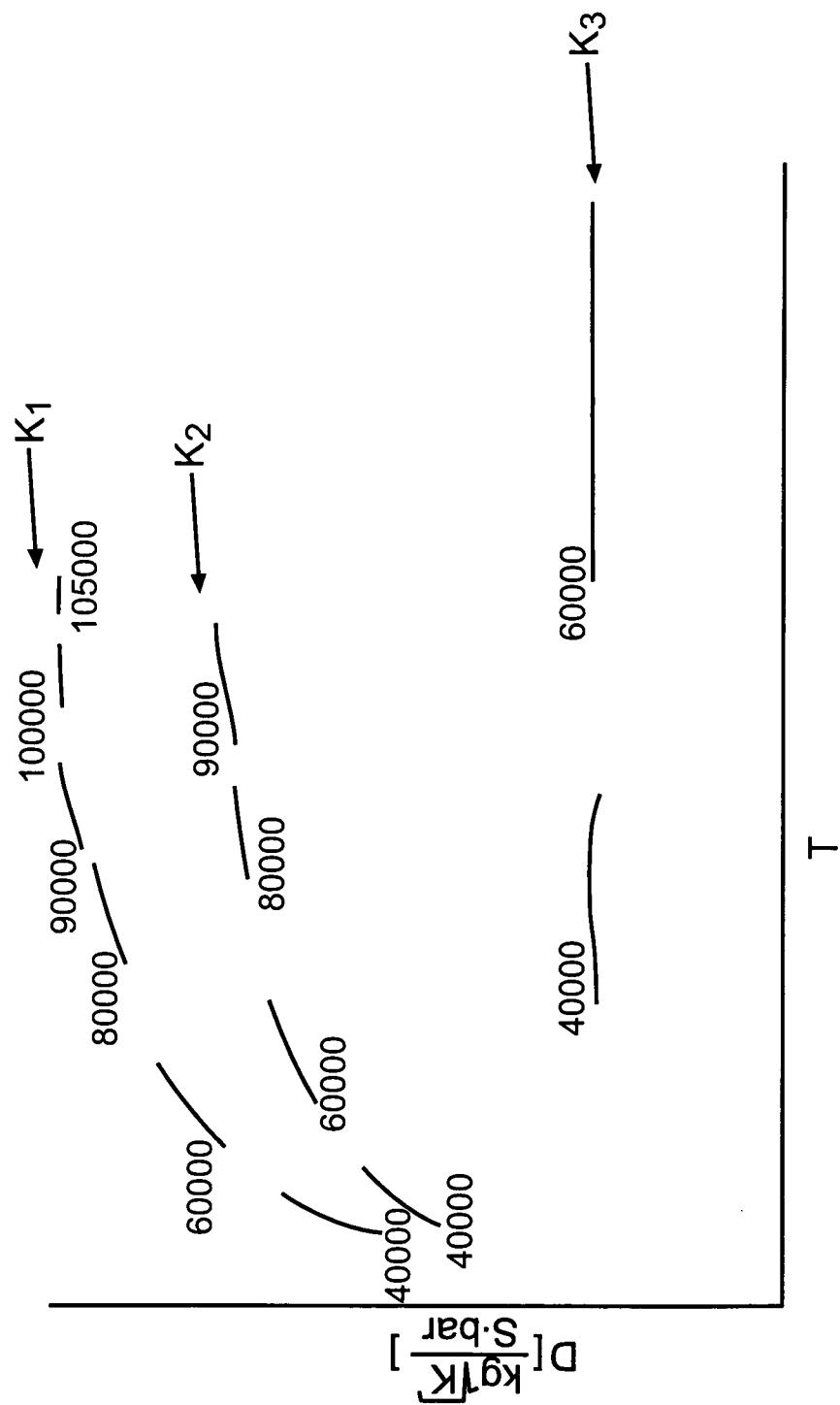


Fig.3

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No  
PCT/EP2009/005349

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER	INVENTION NUMBER	SEARCHED DOCUMENT NUMBER	SEARCHED DOCUMENT NUMBER	SEARCHED DOCUMENT NUMBER	
	F01D17/14	F01D17/18	F02C6/12	F02B37/12	F02B37/22

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F01D F02C F02B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
E	WO 2009/129896 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]; SUMSER SIEGFRIED [DE]; KRAETSCHMER STEFAN [D] 29 October 2009 (2009-10-29) page 8, paragraph 5 – page 11, paragraph 1; figures 1,2	1-11
X, P	----- WO 2009/077033 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]; SUMSER SIEGFRIED [DE]; KRAETSCHMER STEPHAN [D] 25 June 2009 (2009-06-25) figures 1,2	1-11
X	----- DE 10 2004 038903 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]) 23 February 2006 (2006-02-23) figure 4	1-10 ---- -/-

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

\* Special categories of cited documents :

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

16 November 2009

Date of mailing of the International search report

25/11/2009

Name and mailing address of the ISA/  
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Teusch, Reinhold

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No  
PCT/EP2009/005349

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	WO 2004/031552 A2 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]; SUMSER SIEGFRIED [DE]; SCHMID WOLFRAM [DE]) 15 April 2004 (2004-04-15) figures 1-3 -----	1-11
X	DE 10 2004 034070 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]) 9 February 2006 (2006-02-09) figures 1,2 -----	1-8,11
X	GB 2 134 602 A (NISSAN MOTOR) 15 August 1984 (1984-08-15) figures 1, 2b -----	1-8

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No  
PCT/EP2009/005349

Patent document cited in search report		Publication date		Patent family member(s)		Publication date
WO 2009129896	A1	29-10-2009	DE 102008020405 A1		29-10-2009	
WO 2009077033	A1	25-06-2009	DE 102007060415 A1		18-06-2009	
DE 102004038903	A1	23-02-2006	WO 2006018189 A1		23-02-2006	
WO 2004031552	A2	15-04-2004	DE 10245388 A1		08-04-2004	
DE 102004034070	A1	09-02-2006	EP 1766209 A1 WO 2006007936 A1 JP 2008506073 T		28-03-2007 26-01-2006 28-02-2008	
GB 2134602	A	15-08-1984	DE 3346472 A1 US 4544326 A		12-07-1984 01-10-1985	

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen  
PCT/EP2009/005349

<b>A. KLASIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES</b>				
INV.	F01D17/14	F01D17/18	F02C6/12	F02B37/12
				F02B37/22
<p>Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC</p> <p><b>B. RECHERCHIERTE GEBIETE</b></p> <p>Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole ) <b>F01D . F02C F02B</b></p> <p>Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen</p> <p>Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe) <b>EPO-Internal</b></p>				
<b>C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN</b>				
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.		
E	WO 2009/129896 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]; SUMSER SIEGFRIED [DE]; KRAETSCHMER STEFAN [D] 29. Oktober 2009 (2009-10-29) Seite 8, Absatz 5 – Seite 11, Absatz 1; Abbildungen 1,2	1-11		
X, P	WO 2009/077033 A1 -(DAIMLER CHRYSLER AG [DE]; SUMSER SIEGFRIED [DE]; KRAETSCHMER STEPHAN [D] 25. Juni 2009 (2009-06-25) Abbildungen 1,2	1-11		
X	DE 10 2004 038903 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]) 23. Februar 2006 (2006-02-23) Abbildung 4	1-10		
	-/-			
<input checked="" type="checkbox"/> Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen <input checked="" type="checkbox"/> Siehe Anhang Patentfamilie				
* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen : "A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist "E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist "L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt) "O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht "P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist "T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist "X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden "Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann nahellegend ist "&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist				
Datum des Abschlusses der Internationalen Recherche		Absendedatum des internationalen Recherchenberichts		
16. November 2009		25/11/2009		
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter  Teusch, Reinhold		

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen PCT/EP2009/005349
---

## C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	WO 2004/031552 A2 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]; SUMSER SIEGFRIED [DE]; SCHMID WOLFRAM [DE]) 15. April 2004 (2004-04-15) Abbildungen 1-3 -----	1-11
X	DE 10 2004 034070 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]) 9. Februar 2006 (2006-02-09) Abbildungen 1,2 -----	1-8,11
X	GB 2 134 602 A (NISSAN MOTOR) 15. August 1984 (1984-08-15) Abbildungen 1, 2b -----	1-8

**INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen  
PCT/EP2009/005349

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung		Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
WO 2009129896	A1	29-10-2009	DE	102008020405 A1		29-10-2009
WO 2009077033	A1	25-06-2009	DE	102007060415 A1		18-06-2009
DE 102004038903	A1	23-02-2006	WO	2006018189 A1		23-02-2006
WO 2004031552	A2	15-04-2004	DE	10245388 A1		08-04-2004
DE 102004034070	A1	09-02-2006	EP	1766209 A1		28-03-2007
			WO	2006007936 A1		26-01-2006
			JP	2008506073 T		28-02-2008
GB 2134602	A	15-08-1984	DE	3346472 A1		12-07-1984
			US	4544326 A		01-10-1985