

(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
16. August 2012 (16.08.2012)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2012/107064 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

F01D 17/14 (2006.01) *F02B 37/22* (2006.01)
F02B 37/18 (2006.01) *F02B 37/02* (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2011/006093

(22) Internationales Anmeldedatum:
6. Dezember 2011 (06.12.2011)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2011 010 744.4
9. Februar 2011 (09.02.2011) DE

(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): **HIRTH, Torsten**
[DE/DE]; Finkenweg 33, 71277 Rutesheim (DE).
SUMSER, Siegfried [DE/DE]; Buchauerstrasse 3, 70327
Stuttgart (DE). **WEBER, Siegfried** [DE/DE]; Lauxweg 25
B, 70619 Stuttgart (DE).

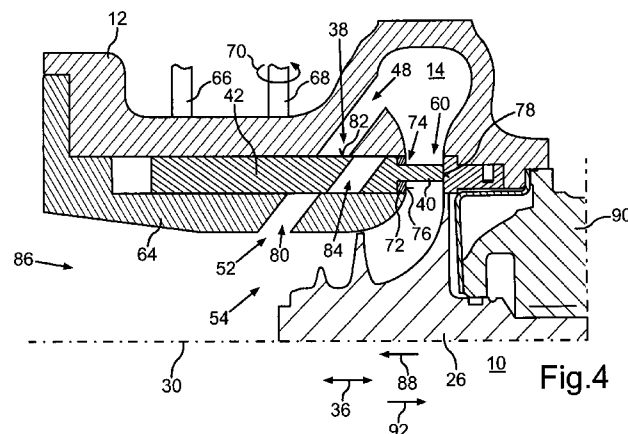
(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY,
BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM,
DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, 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, QA, RO, RS, RU, RW,
SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM,
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM,
ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ,
TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ,
MD, RU, TJ, TM), europäisches (AL, 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,
RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM,
GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: TURBINE FOR AN EXHAUST GAS TURBOCHARGER AND EXHAUST GAS TURBOCHARGER

(54) Bezeichnung : TURBINE FÜR EINEN ABGASTURBOLADER SOWIE ABGASTURBOLADER



(57) Abstract: The invention relates to a turbine (10) for an exhaust gas turbocharger, in particular of an internal combustion engine, comprising at least a one turbine housing (12) having a receiving chamber (28) and comprising at least one spiral channel (18, 20, 22, 24) through which exhaust gas can flow and which has a flow cross-section (A) via which the exhaust gas can be supplied to a turbine wheel (26) which is received at least in some regions in the receiving chamber (28) and is rotatable about an axis of rotation (30), and comprising at least one shutoff member (40) which is rotatable at least substantially in the circumferential direction (34) of the receiving chamber (28) and by means of which the flow cross-section (A) can be set, wherein the shutoff member (40) is additionally movable in the axial direction (36) of the turbine wheel (26) between at least a first and a second position. The invention further relates to an exhaust gas turbocharger having such a turbine (10).

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2012/107064 A1

**Veröffentlicht:**

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

Die Erfindung betrifft eine Turbine (10) für einen Abgasturbolader, insbesondere einer Verbrennungskraftmaschine, mit zumindest einem einen Aufnahmeraum (28) aufweisenden Turbinengehäuse (12), welches wenigstens einen von Abgas durchströmbareren Spiralkanal (18, 20, 22, 24) umfasst, der einen Strömungsquerschnitt (A) aufweist, über welchen ein zumindest bereichsweise in dem Aufnahmeraum (28) aufgenommenes und um eine Drehachse (30) drehbares Turbinenrad (26) mit dem Abgas beaufschlagbar ist, und mit wenigstens einem zumindest im Wesentlichen in Umfangsrichtung (34) des Aufnahmeraums (28) drehbaren Versperrkörper (40), mittels welchem der Strömungsquerschnitt (A) einstellbar ist, wobei der Versperrkörper (40) zusätzlich in axialer Richtung (36) des Turbinenrads (26) zwischen zumindest einer ersten und einer zweiten Stellungen bewegbar ist, sowie einen Abgasturbolader mit einer solchen Turbine (10).

TURBINE FÜR EINEN ABGASTURBOLADER SOWIE ABGASTURBOLADER

Die Erfindung betrifft eine Turbine für einen Abgasturbolader der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 angegebenen Art sowie einen Abgasturbolader mit einer solchen Turbine gemäß Patentanspruch 9.

Die DE 25 39 711 A1 offenbart ein Spiralgehäuse für Strömungsmaschinen, insbesondere in einem Abgasturbolader, mit wenigstens bereichsweise einstellbarem Querschnitt, wobei wenigstens eine an der radial inneren Wand des Spiralgehäuses gleitend geführte, im Anschluss an diese Wand in Umfangsrichtung verschiebbare Zunge vorgesehen ist.

Aus der DE 10 2008 039 085 A1 ist eine Brennkraftmaschine für ein Kraftfahrzeug bekannt, mit einem Abgasturbolader, welcher einen Verdichter in einem Ansaugtrakt der Brennkraftmaschine und eine Turbine in einem Abgastrakt der Brennkraftmaschine umfasst. Die Turbine weist ein Turbinengehäuse auf, das einen mit einer Abgasleitung des Abgastrakts gekoppelten Spiralkanal und ein Turbinenrad umfasst, welches innerhalb eines Aufnahmeraums des Turbinengehäuses angeordnet und zum Antreiben eines über eine Welle drehfest mit dem Turbinenrad verbundenen Verdichterrads des Verdichters mit durch den Spiralkanal fuhrbarem Abgas der Brennkraftmaschine beaufschlagbar ist. Die Turbine umfasst eine Verstelleinrichtung, mittels welcher ein Spiraleneintrittsquerschnitt des Spiralkanals sowie ein Düsenquerschnitt des Spiralkanals zum Aufnahmeraum gemeinsam einstellbar sind.

Um den Kraftstoffverbrauch von Verbrennungskraftmaschinen und damit ihre CO₂-Emissionen gering zu halten, werden die Verbrennungskraftmaschinen mit Aufladeeinrichtungen versehen, sodass die Verbrennungskraftmaschinen mit verdichteter Luft versorgbar sind, welche mittels des Abgases der Verbrennungskraftmaschine über einen entsprechenden Abgasturbolader verdichtet wird. So können die Verbrennungskraftmaschinen nach dem so genannten Downsizing-Prinzip ausgestaltet

werden, was bedeutet, dass die Verbrennungskraftmaschinen ein relativ geringes Volumen aufweisen jedoch besonders hohe Leistungen und Drehmomente bereitstellen können. Damit weisen die Verbrennungskraftmaschinen sehr hohe spezifische Leistungen und Drehmomente auf. Daraus resultiert auch, dass die Anforderungen an die Aufladeeinrichtungen insbesondere hinsichtlich einer Anpassbarkeit der Aufladeeinrichtungen an unterschiedliche Betriebspunkte stetig steigen, sodass ein effizienter Betrieb der Aufladeeinrichtungen realisierbar ist.

Es ist daher Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Turbine für einen Abgasturbolader der eingangs genannten Art derart weiter zu entwickeln sowie einen Abgasturbolader mit einer solchen Turbine bereitzustellen, dass die Turbine effizienter betrieben werden kann.

Diese Aufgabe wird durch eine Turbine für einen Abgasturbolader mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 sowie durch einen Abgasturbolader mit einer solchen Turbine mit den Merkmalen des Patentanspruchs 9 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen mit zweckmäßigen und nicht-trivialen Weiterbildungen der Erfindung sind in den übrigen Ansprüchen angegeben.

Eine solche Turbine für einen Abgasturbolader, insbesondere für eine Verbrennungskraftmaschine oder eine Brennstoffzelle, umfasst zumindest ein einen Aufnahmeraum aufweisendes Turbinengehäuse, welches wenigstens einen von Abgas durchströmbaren Spiralkanal umfasst. Der Spiralkanal weist dabei einen Strömungsquerschnitt auf, über welchen ein zumindest bereichsweise in dem Aufnahmeraum aufgenommenes und um eine Drehachse drehbares Turbinenrad mit dem Abgas beaufschlagbar ist. Die Turbine umfasst ferner wenigstens einen zumindest im Wesentlichen in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums, insbesondere um die Drehachse des Turbinenrads, drehbaren Versperrkörper, mittels welchem der Strömungsquerschnitt einstellbar ist.

Erfindungsgemäß ist vorgesehen, dass der Versperrkörper zusätzlich in axialer Richtung des Turbinenrads zwischen zumindest einer ersten und einer zweiten Stellung bewegbar, insbesondere verschiebbar, ist. Dies bedeutet, dass der Versperrkörper nicht nur relativ zum Turbinengehäuse in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums drehbar, sondern auch relativ zu dem Turbinengehäuse in axialer Richtung des Turbinenrads bewegbar, insbesondere verschiebbar, ist. Dies stellt eine besonders umfangreiche und flexible Verstellbarkeit des Versperrkörpers dar, sodass die Turbine besonders flexibel, bedarfsgerecht und in einem besonders großen Bereich an unterschiedliche

Betriebspunkte insbesondere der ihr zugeordneten Verbrennungskraftmaschine angepasst werden kann. Daraus resultiert ein effizienterer Betrieb der erfindungsgemäßen Turbine zumindest nahezu in dem gesamten Kennfeld der Verbrennungskraftmaschine, was mit einem reduzierten Kraftstoffverbrauch sowie mit reduzierten CO₂-Emissionen der Verbrennungskraftmaschine einhergeht.

Der Versperrkörper ermöglicht es dabei, den insbesondere engsten Strömungsquerschnitt in Strömungsrichtung des Abgases durch das Turbinengehäuse stromauf des Turbinenrads variabel einstellen zu können, sodass dadurch der so genannte Durchsatzparameter der Turbine sowie ihr Aufstauverhalten eingestellt und an einen vorliegenden Betriebspunkt insbesondere der Verbrennungskraftmaschine angepasst werden kann.

Die erfindungsgemäße Turbine ist somit eine variable Turbine, welche insbesondere infolge der mannigfaltigen Verstellbarkeit des Versperrkörpers sowohl in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums als auch in axialer Richtung des Turbinenrads eine sehr hohe Durchsatzspreizung aufweist, was mit einem effizienteren Betrieb einhergeht. Dabei ist die erfindungsgemäße Turbine bei Verbrennungskraftmaschinen einsetzbar, welche als Ottomotoren, Dieselmotoren, Diesottomotoren oder anderweitige Verbrennungskraftmaschinen ausgebildet sind. Die erfindungsgemäße Turbine ist insbesondere bei der Anwendung bei Ottomotoren besonders vorteilhaft, da insbesondere Ottomotoren eine sehr große Durchsatzspreizung der Turbine erfordern, als es beispielsweise bei Dieselmotoren der Fall ist. Die erfindungsgemäße Turbine kann dabei diesen Anforderungen an die Durchsatzspreizung genügen, sodass die Turbine und damit die Verbrennungskraftmaschine besonders effizient zu betreiben sind.

Ferner birgt die erfindungsgemäße Turbine den Vorteil, dass sie eine sehr hohe Betriebszuverlässigkeit insbesondere hinsichtlich eines Verstellverhaltens des Versperrkörpers aufweist. Der Versperrkörper stellt dabei eine relativ unkomplexe, einfache und robuste Einstellbarkeit der Turbine bereit, sodass auch bei besonders anspruchsvollen Randbedingungen, beispielsweise bei Ottomotoren, bei welchen Abgastemperaturen von bis zu 1050°C vorliegen, die Verdrehbarkeit in Umfangsrichtung sowie die axiale Bewegung des Versperrkörpers auch über eine hohe Lebensdauer der Turbine hinweg und bei hohen Belastungen gegeben ist.

Die erfindungsgemäße Turbine weist somit ein besonders vorteilhaftes thermodynamisches Verhalten sowie einen hohen Durchsatzspreizungskoeffizienten von

$\Phi_{\max} / \Phi_{\min}$ auf, welcher bevorzugt in einem Bereich von einschließlich 4,5 bis einschließlich 6 liegt. Dabei bezeichnet $\Phi_{\max}$ den durch Drehen und Bewegen des Versperrkörpers maximal einstellbaren Durchsatzparameter der erfindungsgemäßen Turbine, während $\Phi_{\min}$ den durch Drehen und Bewegen des Versperrkörpers minimal einstellbaren Durchsatzparameter der erfindungsgemäßen Turbine bezeichnet.

Darüber hinaus erweist sich die erfindungsgemäße Turbine insofern als äußerst vorteilhaft, als nur eine geringe Zahl an Stellgliedern, welche als Aktoren bezeichnet werden, vorgesehen und vonnöten ist, was den Applikationsaufwand der erfindungsgemäßen Turbine und damit ihre Kosten gering hält. Ferner weist die Turbine mit dem Versperrkörper einen nur sehr geringen Bauraumaufwand sowie ein geringes Gewicht auf, was dem effizienten Betrieb der Turbine sowie der ihr zugeordneten Verbrennungskraftmaschine weiterhin zugute kommt.

Bei einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung ist der Versperrkörper in axialer Richtung lediglich zwischen der ersten Stellung, in welcher der Versperrkörper zumindest bereichsweise in einem Turbinenradeintrittsbereich angeordnet ist, und der zweiten Stellung, in welcher der Versperrkörper gegenüber der ersten Stellung, insbesondere vollständig, aus dem Turbinenradeintrittsbereich entfernt ist, bewegbar. Dies bedeutet, dass in der ersten Stellung der insbesondere engste Strömungsquerschnitt stromauf des Turbinenrads mittels des Versperrkörpers einstellbar ist, wobei der insbesondere engste Strömungsquerschnitt beispielsweise bereichsweise von einer relativ zum Turbinengehäuse festen Wandung des Spiralkanals und bereichsweise von dem relativ zum Turbinengehäuse bewegbaren (drehbaren und axialer Richtung bewegbaren) Versperrkörper gebildet bzw. begrenzt ist. In der ersten Stellung kann dann durch Drehen des Versperrkörpers der insbesondere engste Strömungsquerschnitt stromauf des Turbinenrads variabel eingestellt werden, um so die erfindungsgemäße Turbine besonders bedarfsgerecht und flexibel an unterschiedliche Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine anpassen zu können.

In der zweiten Stellung ist der Versperrkörper insbesondere vollständig aus dem Turbinenradeintrittsbereich entfernt, sodass der insbesondere engste Strömungsquerschnitt stromauf des Turbinenrads insbesondere ausschließlich von relativ zum Turbinengehäuse festen Wandungen des Spiralkanals gebildet bzw. begrenzt ist. Dadurch kann eine besonders hohe Durchsatzspreizung der erfindungsgemäßen Turbine mit einem sehr großen maximal einstellbaren Durchsatzparameter ($\Phi_{\max}$) sowie mit einem demgegenüber besonders geringen kleinsten Durchsatzparameter ($\Phi_{\min}$) realisiert werden

in Kombination mit einer Beeinflussung einer vorteilhaften und passenden Wirkungscharakteristik, insbesondere bei herkömmlichen Verstellwegen des entsprechenden Stellglieds, für den Bedarf der Verbrennungskraftmaschine. Bei dieselmotorischen Anwendungen lässt sich somit ein Durchsatzspreizungskoeffizient von zumindest im Wesentlichen 4 realisieren. Für ottomotorische Anwendungen ist dabei ein Durchsatzspreizungskoeffizient von mindestens 5 realisierbar, infolge der geschilderten Bewegbarkeit des Versperrkörpers. So kann die erfindungsgemäße Turbine auch bei sehr hohen Abgasmassenströmen, wie sie insbesondere bei Ottomotoren vorkommen, eingesetzt werden, und einen effizienten und energieverbrauchsarmen Betrieb gewährleisten.

Dies ist dabei auf besonders einfache und kostengünstige Art und Weise realisiert, da der Versperrkörper lediglich, das bedeutet ausschließlich, zwischen der ersten und der zweiten Stellung in axialer Richtung bewegbar ist. Dies hält den Steuerungs- bzw. Regelungsaufwand und damit den Applikationsaufwand der erfindungsgemäßen Turbine gering, was mit geringen Kosten einhergeht.

In der ersten Stellung des Versperrkörpers ist dabei ein so genannter Zungenschieberbetrieb der erfindungsgemäßen Turbine durchführbar. In der ersten Stellung des Versperrkörpers, welcher beispielsweise als tragflächenförmige Zunge ausgebildet ist, kann durch Verdrehen des Versperrkörpers der Strömungsquerschnitt des Spiralkanals bedarfsgerecht eingestellt und auf den vorliegenden Betriebspunkt sowie einen Ladedruckbedarf der Verbrennungskraftmaschine eingestellt werden.

Weist die Turbine zumindest zwei Fluten auf, welche zumindest bereichsweise fluidisch voneinander getrennt sind und über welche das Abgas zum Turbinenrad führbar ist, so ist in dem Zungenschieberbetrieb eine Flutentrennung bis nahezu bis zum Turbinenrad gegeben.

In der zweiten Stellung ist der Versperrkörper beispielsweise aus einer Düse, über welche das Abgas das Turbinenrad im Wesentlichen in radialer Richtung desselben anströmt, entfernt, sodass der Versperrkörper nicht und im Gegensatz zur ersten Stellung nicht mehr von dem Abgas angeströmt und umströmt wird. Bei der Düse handelt es sich beispielsweise um einen ringförmigen Zuströmkanal stromauf des Turbinenrads. Dadurch ist der Strömungsquerschnitt gegenüber der ersten Stellung noch größer eingestellt bzw. noch größer einstellbar. Weist die Turbine, wie bereits geschildert, wenigstens die zwei Fluten auf, so kann in der zweiten Stellung eine fluidische Verbindung der einzelnen

Fluten stromauf des Turbinenrads gegeben sein. Aufgrund dieser Verbindung der Fluten kann ein Stauaufladebetrieb der Turbine eingestellt sein, sodass das Abgas stromauf des Turbinenrads und infolge der Verbindung der Fluten zunächst aufgestaut bzw. gesammelt wird und erst dann das Turbinenrad zum Antreiben desselbigen anströmt.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass das Turbinengehäuse eine Mehrzahl von Spiralkanälen mit einem jeweiligen Strömungsquerschnitt aufweisen kann, wobei in vorteilhafter Weise jedem der Strömungsquerschnitte zumindest ein Versperrkörper zugeordnet ist, mittels welchem in der ersten Stellung der jeweilige Strömungsquerschnitt variabel einstellbar ist, indem der entsprechende Versperrkörper in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums des Turbinenrads, und insbesondere um die Drehachse desselbigen, verdreht wird.

Dabei kann vorgesehen sein, dass die Turbine zwei Fluten umfasst, wobei einer Flut wenigstens zwei Spiralkanäle als Teilfluten zugeordnet sind. Dies bedeutet, dass dann diese Flut mit den zwei Spiralkanälen fluidisch verbunden ist, sodass das Abgas aus der Flut in die zwei Spiralkanäle einströmen kann, wodurch die Flut stromauf des Turbinenrads in die zwei Spiralkanäle aufgeteilt ist.

Die Spiralkanäle werden auch als Segmente bezeichnet, da durch sie ermöglicht ist, das Turbinenrad in Umfangsrichtung des Turbinenrads über dessen Umfang über durch die Spiralkanäle bereitgestellte einzelne Segmente anzuströmen. Umfasst die Turbine mehrere Spiralkanäle, d.h. Segmente, so ist dadurch eine Mehrsegmentturbine geschaffen, welche ein besonders vorteilhaftes Anströmen des Turbinenrads sowie eine besonders vorteilhafte Aufladung der Verbrennungskraftmaschine ermöglicht.

Bei einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung ist der Versperrkörper mit einem mit dem Versperrkörper bewegbaren Verstellteil, insbesondere einem Verstellring, verbunden, über welches der Versperrkörper in Umfangsrichtung drehbar und in axialer Richtung bewegbar ist. Dabei ist mittels des Verstellteils in einer der Stellungen, insbesondere in der ersten Stellung, ein Umgehungskanal der Turbine, über welchen das Turbinenrad von Abgas umgehbar ist, insbesondere stets, fluidisch versperrt. Ferner ist mittels des Verstellteils in der anderen der Stellungen, insbesondere in der zweiten Stellung, ein Strömungsquerschnitt des Umgehungskanals zumindest bereichsweise fluidisch freigebbar. Mit anderen Worten ist der Strömungsquerschnitt in der ersten Stellung fluidisch versperrt, sodass der Umgehungskanal nicht von Abgas durchströmt

und somit nicht das Turbinenrad von Abgas, ohne das Turbinenrad anzutreiben, umgangen werden kann.

In der zweiten Stellung, in welcher der zumindest eine Versperrkörper aus der Düse insbesondere vollständig entfernt ist, ist der Strömungsquerschnitt zumindest bereichsweise freigegeben bzw. freigebbar, sodass es in der zweiten Stellung möglich ist, dass Abgas den Umgehungskanal durchströmt und somit dieses Abgas das Turbinenrad, ohne dieses anzutreiben, umgeht. Dadurch ist eine so genannte Bypassierung des Turbinenrads realisiert, wodurch ein besonders großer Durchsatzparameter einstellbar ist. Dies geht einher mit der Darstellung einer besonders hohen Durchsatzspreizung der erfindungsgemäßen Turbine, welches beispielsweise als Radialturbine ausgebildet ist, sodass diese zumindest nahezu in dem gesamten Kennfeld der Verbrennungskraftmaschine bedarfsgerecht an Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine anpassbar ist. Dabei kann vorgesehen sein, dass die Turbine auch wenigstens zwei oder mehr Umgehungskanäle aufweist, welche in der ersten Stellung fluidisch versperrt und in der zweiten Stellung zumindest bereichsweise fluidisch freigegeben bzw. fluidisch freigebbar sind.

Zum fluidischen Versperren oder fluidischen Freigeben des zumindest einen Umgehungskanals bzw. dessen Strömungsquerschnitts kann vorgesehen sein, dass das Verstellteil, insbesondere der Verstellring, eine Durchtrittsöffnung aufweist, welche von Wandungen des Verstellteils begrenzt ist. In der ersten Stellung ist der Strömungsquerschnitt des Umgehungskanals von den Wandungen des Verstellteils insbesondere vollständig abgedeckt und dadurch fluidisch versperrt. Zum Freigeben des Strömungsquerschnitts bzw. des Umgehungskanals in der zweiten Stellung kann die Durchtrittsöffnung des Verstellteils in zumindest bereichsweise Überdeckung mit dem Strömungsquerschnitt des Umgehungskanals und damit mit dem Umgehungskanal bewegt werden, sodass das Abgas den Umgehungskanal sowie das Verstellteil über dessen Durchtrittsöffnung durchströmen kann.

Bei dieser Umgehung des Turbinenrads wird beispielsweise Abgas aus dem Spiralkanal abgezweigt und stromab des Turbinenrads einem stromab des Turbinenrades im Turbinengehäuse positionierten Turbinenradaustrittsbereich oder Turbinenaustrittsbereich zugeführt. Dazu weist der Umgehungskanal beispielsweise einen Eintrittsquerschnitt auf, über welchen er in den Spiralkanal mündet. Ferner kann vorgesehen sein, dass der Umgehungskanal einen Austrittsquerschnitt aufweist, über welchen er in dem Turbinenaustrittsbereich zumindest bereichsweise stromab des Turbinenrads mündet.

Dabei kann das Abgas aus dem Spiralkanal über den Eintrittsquerschnitt in den Umgehungskanal einströmen und über den Austrittsquerschnitt aus diesem ausströmen.

Das Verstellteil, insbesondere der Verstellring, ist zumindest bereichsweise, insbesondere vollständig, in dem Turbinengehäuse relativ zu diesem bewegbar aufgenommen, wobei es zum Bewegen des Versperrkörpers zwischen der ersten und der zweiten Stellung wie der Versperrkörper in axialer Richtung des Turbinenrads mit dem Versperrkörper mit bewegbar ist. Zum Drehen des Versperrkörpers ist das Verstellteil in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums, insbesondere um die Drehachse des Turbinenrads, drehbar. Dazu wirkt das Verstellteil beispielsweise mit einem Stellglied, insbesondere einem Motor, zusammen, welcher das Verstellteil drehen kann. Die Drehung des Verstellteils bewirkt dabei infolge der Verbindung mit dem Versperrkörper die entsprechende Drehung des Versperrkörpers. Dies ist insbesondere dann von Vorteil, wenn die erfindungsgemäße Turbine eine Mehrzahl von Versperrkörpern umfasst, welche dann bevorzugt mit dem Verstellteil verbunden und über das Verstellteil bewegbar, d.h. sowohl in Umfangsrichtung drehbar als auch in axialer Richtung bewegbar, sind. So muss lediglich das Verstellteil mit dem Stellglied zusammenwirken und lediglich das Verstellteil bewegt werden, was eine Bewegung aller Versperrkörper mit dem Verstellteil mit bewirkt.

Bevorzugt ist der Strömungsquerschnitt des Umgehungskanals in der anderen der Stellungen, insbesondere in der zweiten Stellung, mittels des Verstellteils einstellbar. Wird das Verstellteil beispielsweise gedreht, so kann durch Drehen des Verstellteils der Strömungsquerschnitt variabel eingestellt werden. Dabei kann vorgesehen sein, dass das Verstellteil (und damit die Versperrkörper) in der anderen der Stellungen, insbesondere in der zweiten Stellung, zwischen einer ersten als Endstellung eines Verstellwinkelbereichs des Verstellteils ausgebildeten Drehstellung desselbigen und einer weiteren als weitere Endstellung des Verstellwinkelbereichs ausgebildeten Drehstellung bewegt, insbesondere verdreht, werden kann. In einer dieser Drehstellungen befindet sich dabei die Durchtrittsöffnung des Verstellteils in zumindest bereichsweiser Überdeckung mit dem Strömungsquerschnitt des Umgehungskanals, sodass der Umgehungskanal von Abgas unter Umgehung des Turbinenrads durchströmt werden kann. In der weiteren Drehstellung ist der Strömungsquerschnitt demgegenüber verengt, insbesondere fluidisch versperrt, sodass ein geringer Volumenstrom bzw. Massenstrom des Abgases bzw. kein Abgas mehr den Umgehungskanal durchströmen kann. In der ersten Drehstellung kann dabei vorgesehen sein, dass der Strömungsquerschnitt vollständig freigegeben ist, sodass der Strömungsquerschnitt bzw. der Umgehungskanal durch das Verstellteil keine

Drosselung erfährt und eine besonders große Menge an Abgas den Umgehungskanal durchströmen kann.

Bevorzugt ist das Verstellteil zum Einstellen des Strömungsquerschnitts des Umgehungskanals auch in zumindest eine Zwischenstellung zwischen als Endstellungen ausgebildeten Drehstellungen drehbar, sodass der Strömungsquerschnitt des Umgehungskanals besonders bedarfsgerecht eingestellt werden kann. Besonders vorteilhaft kann der Strömungsquerschnitt zumindest nahezu stufenlos und/oder zumindest nahezu kontinuierlich zwischen den Endstellungen in dem Verstellwinkelbereich des Verstellteils eingestellt werden, sodass durch Drehen des Verstellteils in eine Drehrichtung der Strömungsquerschnitt, beispielsweise ausgehend von einem vollständigen fluidischen Versperren des Strömungsquerschnitts, sukzessive freigegeben und somit der Strömungsquerschnitt sukzessive vergrößert wird, bis dieser beispielsweise maximal und insbesondere vollständig freigegeben ist. Wird das Verstellteil beispielsweise in eine zweite, dieser Drehrichtung entgegengesetzte, Drehrichtung gedreht, so wird der Strömungsquerschnitt des Umgehungskanals, ausgehend von einem insbesondere vollständigen Freigeben des Strömungsquerschnitts, sukzessive verengt und damit verringert, bis der Strömungsquerschnitt beispielsweise fluidisch vollständig versperrt ist, sodass kein Abgas (mehr) den Umgehungskanal durchströmen kann.

Diese Einstellbarkeit des Umgehungskanals birgt eine weitere Einstellbarkeit der Turbine zur bedarfsgerechten Einstellung ihres Durchsatzparameters, was dem effizienten Betrieb der erfindungsgemäßen Turbine und damit dem kraftstoff- und CO₂-emissionsarmen Betrieb der Verbrennungskraftmaschine besonders zugute kommt.

Wird das Verstellteil in der zweiten Stellung, in welcher der Versperrkörper aus dem Turbinenradeintrittsbereich entfernt ist, gedreht, so geht damit eine Drehung des Versperrkörpers einher. Da dieser jedoch aus dem Turbinenradeintrittsbereich entfernt ist, bewirkt das Drehen des Verstellteils keine Verstellung des insbesondere engsten Strömungsquerschnitts des Spiralkanals stromauf des Turbinenrads.

Besonders vorteilhaft zur Erzielung eines kleinen Verstellwinkelbereichs ist der Umgehungskanal durch Verdrehen des Verstellteils in eine erste Drehrichtung fluidisch versperrbar oder freigebbar, wobei die erste Drehrichtung des Verstellteils einer zweiten Drehrichtung einer anschließenden beziehungsweise vorangegangenen Bewegung des Versperrkörpers entgegengesetzt ist. Das heißt, dass beispielsweise zur Öffnung des

Umgehungskanals ausgehend von einem durch das Verstellteil versperrten Umgehungskanal und einem in der Düse positionierten Versperrkörper zuerst der Versperrkörper in eine erste Drehrichtung maximal verdreht wird. Daran anschließend wird der Versperrkörper axial verschoben, so dass die Düse vollständig geöffnet ist. An diesen Vorgang schließt sich eine Verdrehung des Verstellteils in eine zweite Drehrichtung an und zwar ist dabei die zweite Drehrichtung der ersten Drehrichtung entgegengesetzt, so dass zur Erzielung eines großen Durchsatzspreizungskoeffizienten ein kleiner Verstellwinkelbereich ausreichend ist. Dies ermöglicht geringe Verstellwege, welche wiederum einen geringeren Verschleiß zur Folge haben.

Bezogen auf den oben genannten Zungenschieberbetrieb der erfindungsgemäßen Turbine kann vorgesehen sein, dass der Umgehungskanal, welcher ein so genanntes Wastegate der Turbine darstellt, fluidisch versperrt ist. In dem Stauaufladebetrieb kann dabei vorgesehen sein, dass der Umgehungskanal zunächst fluidisch versperrt ist. Wird dann das Verstellteil entsprechend gedreht und der Strömungsquerschnitt fluidisch freigegeben, so erfolgt in dem Stauaufladebetrieb, welcher auch als Stauturbinenbetrieb bezeichnet wird, eine Umgehung (eine Bypassierung) des Turbinenrads, sodass der Durchsatzparameter durch sukzessives Freigeben des Strömungsquerschnitts des Umgehungskanals sukzessive erhöht und dadurch ein besonders großer maximaler Durchtrittsparameter eingestellt werden kann. Dies geht mit einem besonders großen Durchsatzspreizungsquotienten einher.

Bei einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung ist ein Aufnahmeteil, insbesondere eine Matrize, vorgesehen, in welchem der Versperrkörper zumindest in einer der Stellungen, insbesondere in der zweiten Stellung, zumindest bereichsweise aufgenommen ist, wobei das Aufnahmeteil, insbesondere die Matrize, in axialer Richtung fest und in Umfangsrichtung des Aufnahmeraums drehbar ist. Zum einen ermöglicht es die Matrize, den Versperrkörper in der zweiten Stellung aufzunehmen und dadurch Wirbelbildungen oder dergleichen Strömungsverluste zu minimieren oder zu vermeiden, sodass das Abgas das Turbinenrad beispielsweise über die Düse besonders strömungsgünstig anströmen kann. Darüber hinaus ermöglicht es die Matrize bzw. das Aufnahmeteil das Drehen des Versperrkörpers insbesondere in der zweiten Stellung und damit das Drehen des Verstellteils, sodass der Strömungsquerschnitt des Umgehungskanals variabel eingestellt werden kann. In axialer Richtung ist das Aufnahmeteil fest, sodass sich der Versperrkörper bei einer Bewegung von der ersten in die zweite Stellung relativ zu der Matrize bewegt.

Dabei ist beispielsweise durch eine Wandung, welche zumindest im Wesentlichen radial zum Turbinenrad verläuft, die Düse bzw. ein Zuführungskanal, über welchen das Abgas dem Turbinenrad zugeführt wird, bereichsweise begrenzt. Ferner kann die Düse bzw. der Zuführkanal zumindest bereichsweise von einer zumindest im Wesentlichen radial verlaufenden Wandung des Versperrkörpers begrenzt sein, sodass es im Turbinenradeintrittsbereich nicht zu einer unerwünschten Wirbelbildung oder anderweitigen Strömungsverlusten kommt und das Turbinenrad insbesondere in der zweiten Stellung des Versperrkörpers strömungsgünstig angeströmt werden kann. Dadurch sind auch Leckage-Strömungen des Abgases vermieden.

Bei einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung weist die Turbine zumindest zwei Fluten auf, welche zumindest bereichsweise fluidisch voneinander getrennt sind und über welche das Turbinenrad mit Abgas beaufschlagbar ist. Die Turbine ist dabei in einer der Stellungen, insbesondere in der ersten Stellung, in einem Stoßaufladebetrieb, der auch als Stoßturbinenbetrieb bezeichnet wird, betreibbar, sodass eine Stoßaufladung der Verbrennungskraftmaschine ermöglicht ist. In der anderen der Stellungen, insbesondere in der zweiten Stellung, ist die Turbine in einem Stauturbinenbetrieb betreibbar, sodass eine Stauaufladung der Verbrennungskraftmaschine ermöglicht ist. In der einen der Stellungen, insbesondere in der ersten Stellung, sind die Fluten bis kurz, insbesondere unmittelbar, stromauf des Turbinenrads fluidisch voneinander getrennt, sodass dadurch der Stoßturbinenbetrieb gegeben ist. Wird der Versperrkörper in die andere der Stellungen, insbesondere in die zweite Stellung, in axialer Richtung bewegt, so sind die Fluten stromauf des Turbinenrads fluidisch miteinander verbunden, sodass dadurch sozusagen ein Sammelraum gebildet ist, in welchem das Abgas stromauf des Turbinenrads zunächst gesammelt und aufgestaut wird und erst anschließend das Turbinenrad anströmt. Dabei kann Abgas aus einer der Fluten bzw. aus entsprechenden Segmenten dieser Flut in die zweite Flut bzw. in entsprechende Segmente der zweiten Flut überströmen. Die erfindungsgemäße Turbine weist dadurch eine besonders hohe Flexibilität hinsichtlich der Anpassbarkeit an unterschiedliche Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine, um dadurch einen effizienten, kraftstoffverbrauchsarmen und CO₂-emissionsarmen Betrieb zu realisieren.

Bei einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform ist vorgesehen, dass im Stoßturbinenbetrieb durch eine Drehung des Versperrkörpers in eine Drehrichtung ein mit der Drehung ansteigender Durchsatzparameter der Turbine einstellbar ist, wobei im Stauturbinenbetrieb durch die Drehung des Versperrkörpers in diese Drehrichtung ein mit der Drehung sinkender Durchsatzparameter der Turbine einstellbar ist.

Befindet sich der Versperrkörper beispielsweise in der ersten Stellung und wird der Versperrkörper in diese Drehrichtung gedreht, so wird dadurch beispielsweise der Strömungsquerschnitt des Spiralkanals sukzessive freigegeben, sodass der Durchsatzparameter der Turbine sukzessive ansteigt.

Befindet sich der Versperrkörper in der zweiten Stellung und wird der Versperrkörper und damit das Verstellteil in diese Drehrichtung gedreht, so wird beispielsweise dadurch der Strömungsquerschnitt des Umgehungskanals ausgehend von einem fluidischen Freigeben desselben sukzessive verkleinert, sodass mit der Drehung in diese Drehrichtung der Durchsatzparameter der erfindungsgemäßen Turbine abgesenkt wird, da sukzessive ein geringerer Massenstrom bzw. Volumenstrom des Abgases den Umgehungskanal durchströmen kann, bis der Umgehungskanal beispielsweise vollständig fluidisch versperrt wird. Umgekehrt ausgedrückt bedeutet dies, dass in der zweiten Stellung des Versperrkörpers ein Drehen des Versperrkörpers und damit des Verstellteils in eine der oben genannten Drehrichtung entgegengesetzte Drehrichtung ebenso zu einem mit der Drehung ansteigenden Durchsatzparameter der Turbine führt, da beim Drehen des Versperrkörpers und des Verstellteils in diese weitere, der ersten Drehrichtung entgegengesetzte Drehrichtung der Strömungsquerschnitt des Umgehungskanals sukzessive freigegeben wird und somit ein sukzessive größerer Massenstrom bzw. Volumenstrom des Abgases den Umgehungskanal durchströmen kann, was zu einem sukzessive größer werdenden Durchsatzparameter der erfindungsgemäßen Turbine führt. Dadurch ist die Turbine besonders vorteilhaft einstellbar und an unterschiedliche Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine anpassbar.

Der Umgehungskanal ist dabei bevorzugt zumindest bereichsweise, insbesondere vollständig, in das Turbinengehäuse integriert. Dies bedeutet, dass der Umgehungskanal zumindest bereichsweise, insbesondere vollständig, innerhalb des Turbinengehäuses verläuft und durch entsprechende Wandungen desselben begrenzt wird.

Der zweite Aspekt der Erfindung betrifft einen Abgasturbolader, insbesondere für eine Verbrennungskraftmaschine oder für eine Brennstoffzelle, mit einer erfindungsgemäßen Turbine. Vorteilhafte Ausgestaltungen des ersten Aspekts der Erfindung sind als vorteilhafte Ausgestaltungen des zweiten Aspekts der Erfindung anzusehen und umgekehrt. Zum Bewegen des Versperrkörpers und damit des Verstellteils von der ersten in die zweite Stellung kann dabei vorgesehen sein, dass der Versperrkörper und das Verstellteil in Richtung eines Turbinenaustritts der Turbine in axialer Richtung des

Turbinenrads bewegt, insbesondere verschoben, werden. Dementsprechend werden der Versperrkörper und das Verstellteil beim Bewegen von der zweiten Stellung in die erste Stellung in eine dem entgegengesetzte Richtung bewegt, insbesondere verschoben, wobei diese Richtung beispielsweise in Richtung eines Lagergehäuses des Abgasturboladers weist, in welchem eine Welle des Abgasturboladers drehbar gelagert ist.

Diese Welle ist dabei einerseits drehfest mit dem Turbinenrad und andererseits drehfest mit einem Verdichterrad eines Verdichters des Abgasturboladers verbunden, sodass das Verdichterrad und damit der Verdichter über die Welle von dem Turbinenrad infolge des Beaufschlagens dieses mit dem Abgas angetrieben werden kann. Dadurch ist es ermöglicht, die im Abgas der Verbrennungskraftmaschine bzw. der Brennstoffzelle enthaltene Energie zu nutzen, um der Verbrennungskraftmaschine bzw. der Brennstoffzelle zuzuführende Luft effizient zu verdichten, sodass besonders hohe spezifische Leistungen und Drehmomente der Verbrennungskraftmaschine bzw. der Brennstoffzelle darstellbar sind.

Weitere Vorteile, Merkmale und Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung eines bevorzugten Ausführungsbeispiels sowie anhand der Zeichnung. Die vorstehend in der Beschreibung genannten Merkmale und Merkmalskombinationen sowie die nachfolgend in der Figurenbeschreibung genannten und/oder in den Figuren alleine gezeigten Merkmale und Merkmalskombinationen sind nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar, ohne den Rahmen der Erfindung zu verlassen. Dabei zeigen:

- Fig. 1 eine schematische Querschnittsansicht einer erfindungsgemäßen Turbine eines Abgasturboladers für eine Verbrennungskraftmaschine, welche eine Verstelleinrichtung umfasst, die zumindest teilweise in Umfangsrichtung eines Turbinenrads der Turbine um eine Drehachse desselbigen verdrehbar sowie in axialer Richtung des Turbinenrad ausschließlich zwischen zwei Stellungen verschiebbar ist, wobei sich die Verstelleinrichtung in einer ersten der Stellungen befindet,
- Fig. 2 eine schematische Querschnittsansicht der Turbine gemäß Fig. 1, wobei sich die Verstelleinrichtung in der zweiten der Stellungen befindet,

- Fig. 3 eine schematische Querschnittsansicht der Turbine gemäß den Fig. 1 und 2, wobei Umgehungskanäle der Turbine fluidisch freigegeben sind, sodass das Turbinenrad mit Abgas, ohne das Turbinenrad anzutreiben, umgangen werden kann,
- Fig. 4 ausschnittsweise eine schematische Längsschnittansicht einer weiteren Ausführungsform der Turbine gemäß den Fig. 1 bis 3, wobei sich die Verstelleinrichtung in der ersten Stellung befindet,
- Fig. 5 ausschnittsweise eine schematische Längsschnittansicht der Turbine gemäß Fig. 4, wobei sich die Verstelleinrichtung in der zweiten Stellung befindet,
- Fig. 6 ausschnittsweise eine schematische Längsschnittansicht der Turbine gemäß den Fig. 4 und 5, wobei sich die Verstelleinrichtung in der ersten Stellung befindet,
- Fig. 7 ausschnittsweise eine schematische Querschnittsansicht der Turbine gemäß Fig. 6 entlang einer Schnittlinie A-A in der Fig. 6,
- Fig. 8 ausschnittsweise eine schematische Längsschnittansicht der Turbine gemäß den Fig. 4 bis 7, wobei sich die Verstelleinrichtung in der zweiten Stellung befindet und wobei ein Umgehungskanal der Turbine fluidisch versperrt ist,
- Fig. 9 ausschnittsweise eine schematische Querschnittsansicht der Turbine gemäß Fig. 8 entlang einer Schnittlinie A-A in der Fig. 8;
- Fig. 10 ausschnittsweise eine schematische Längsschnittansicht der Turbine gemäß den Fig. 4 bis 9, wobei sich die Verstelleinrichtung in der zweiten Stellung befindet und wobei der Umgehungskanal fluidisch freigegeben ist;
- Fig. 11 ausschnittsweise eine schematische Querschnittsansicht der Turbine gemäß Fig. 10 entlang einer Schnittlinie A-A in der Fig. 10;

Fig. 12a-d jeweils ausschnittsweise eine schematische Querschnittsansicht der Turbine gemäß den Fig. 4 bis 11, wobei sich die Verstelleinrichtung in der zweiten Stellung befindet und wobei in den Fig. 12a-d jeweils eine unterschiedliche Drehstellung der Verstelleinrichtung in der zweiten Stellung dargestellt ist; und

Fig. 13 jeweils einen Verlauf eines Durchsatzkennwerts der Turbine gemäß den Fig. 1 bis 12 über einem Verdrehwinkel des Zungenschiebers in der ersten Stellung und in der zweiten Stellung der Verstelleinrichtung.

Die Fig. 1 zeigt eine Turbine 10 für einen Abgasturbolader einer Verbrennungskraftmaschine, welche beispielsweise als Hubkolbenmaschine und beispielsweise als Ottomotor ausgebildet ist. Die Turbine 10 umfasst ein Turbinengehäuse 12, welches eine erste Flut 16 und eine zweite Flut 14 aufweist. Die erste Flut 16 und die zweite Flut 14 sind dabei von Abgas der Verbrennungskraftmaschine durchströmbar. Weist die Verbrennungskraftmaschine beispielsweise vier Zylinder auf, in welchen Verbrennungsvorgänge ablaufen, so ist ein Abgas zweier der Zylinder, beispielsweise des ersten und des vierten Zylinders, der ersten Flut 16 zugeordnet und durchströmt diese erste Flut 16, während Abgas der anderen der Zylinder, beispielsweise des zweiten und des dritten Zylinders, der zweiten Flut 14 zugeordnet ist und die zweite Flut 14 durchströmt. Das Turbinengehäuse 12 weist ferner vier Spiralkanäle, einen ersten Spiralkanal 18, einen zweiten Spiralkanal 20, einen dritten Spiralkanal 22 und einen vierten Spiralkanal 24 auf, über welche ein Turbinenrad 26, welches in einem durch das Turbinengehäuse 12 gebildeten Aufnahmeraum 28 aufgenommen und um eine Drehachse 30 drehbar ist, mit Abgas beaufschlagbar ist. Dazu sind der erste Spiralkanal 18 und der zweite Spiralkanal 20 einerseits mit der ersten Flut 16 fluidisch verbunden, sodass das die erste Flut 16 durchströmende Abgas in den ersten Spiralkanal 18 und den zweiten Spiralkanal 20 überströmen kann. Mit anderen Worten ist die erste Flut 16 stromab eines Eintrittsquerschnitts A_{E1} der ersten Flut 16 und stromauf des Turbinenrads 26 in den ersten Spiralkanal 18 und den zweiten Spiralkanal 20 aufgeteilt, sodass die erste Flut 16 stromauf des ersten Spiralkanals 18 und des zweiten Spiralkanals 20 als Zuführ- und Sammelkanal für den ersten Spiralkanal 18 und den zweiten Spiralkanal 20 fungiert. Andererseits münden der erste Spiralkanal 18 und der zweite Spiralkanal 20 in den Aufnahmeraum 28, sodass das Abgas von dem ersten Spiralkanal 18 und dem zweiten Spiralkanal 20 in den Aufnahmeraum 28 ein- und das Turbinenrad zumindest im Wesentlichen in radialer Richtung (Richtungspfeil 32) im

drehenden Relativsystem anströmen kann. Bei der Turbine 10 handelt es sich somit um eine Radialturbine.

Analoges gilt für die zweite Flut 14 und den dritten Spiralkanal 22 bzw. vierten Spiralkanal 24. Einerseits sind der dritte Spiralkanal 22 und der vierte Spiralkanal 24 fluidisch mit der zweiten Flut 14 verbunden, sodass die Flut stromab eines Eintrittsquerschnitts A_{E2} und stromauf des Turbinenrads 26 in den dritten Spiralkanal 22 und den vierten Spiralkanal 24 aufgeteilt ist. Somit fungiert auch die zweite Flut 14 stromauf des dritten Spiralkanals 22 und des vierten Spiralkanals 24 als Zuführ- und Sammelkanal für diese beiden Spiralkanäle. Andererseits münden der dritte Spiralkanal 22 und der vierte Spiralkanal 24 in den Aufnahmeraum 28 und sind somit mit diesem fluidisch verbunden, sodass das die zweite Flut 14 und den dritten Spiralkanal 22 bzw. den vierten Spiralkanal 24 durchströmende Abgas in den Aufnahmeraum 28 einströmen und so das Turbinenrad 26 zumindest im Wesentlichen im drehenden Relativsystem in radialer Richtung anströmen und antreiben kann.

Wie der Fig. 1 zu entnehmen ist, sind Austrittsquerschnitte A der Spiralkanäle 18, 20, 22, 24 in Umfangsrichtung des Turbinenrads 26 über dem Umfang des Turbinenrads 26, durch einen Richtungspfeil 34 angedeutet, gleichmäßig verteilt hintereinander angeordnet. In axialer Richtung des Turbinenrads 26, welche durch einen Richtungspfeil 36 angedeutet ist, sind die Austrittsquerschnitte A auf einer gemeinsamen Höhe angeordnet.

Um die Turbine 10, insbesondere vor dem Hintergrund eines ausgeprägten Instationärverhaltens des Ottomotors, bedarfsgerecht und flexibel an unterschiedliche Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine anpassen zu können und um somit zumindest nahezu stets in dem gesamten Kennfeld der Verbrennungskraftmaschine effizient betrieben werden zu können, umfasst die Turbine 10 eine Verstelleinrichtung 38, welche als Zungenschieber ausgebildet ist. Die Verstelleinrichtung 38 umfasst tragflächenförmige und als Zungen bezeichnete Versperrkörper 40, wobei jeweils ein Versperrkörper 40 einem der Spiralkanäle 18, 20, 22, 24 bzw. einem Austrittsquerschnitt A zugeordnet ist.

Die Versperrkörper 40 sind mit einem in der Fig. 1 nicht dargestellten Verstellring 42 (in Fig. 4 dargestellt) fest verbunden. Ferner sind die Versperrkörper 40 und der Verstellring 42 in Umfangsrichtung des Turbinenrads 26 (Richtungspfeil 34) um die Drehachse 30 des Turbinenrads 26 drehbar. Durch Verdrehen der Versperrkörper 40 über den Verstellring 42, der mit den Versperrkörpern 40 mit drehbar ist, kann ein engster

Strömungsquerschnitt in Strömungsrichtung des Abgases durch die Spiralkanäle 18, 20, 22, 24 stromauf des Turbinenrads 26 variabel eingestellt werden, da die Verstelleinrichtung 38 bzw. der Verstellring 42 und die Versperrkörper 40 beispielsweise in einem Verstellwinkelbereich von zumindest im Wesentlichen 60° zumindest im Wesentlichen kontinuierlich und stufenlos verdrehbar sind.

In der Fig. 1 befinden sich die Versperrkörper 40 in einer als erste Endstellung ausgebildeten Drehstellung des Verstellwinkelbereichs, in welcher ein minimal einstellbarer Strömungsquerschnitt $A_{\min}$ der Spiralkanäle 18, 20, 22, 24 eingestellt ist. Werden die Versperrkörper 40 und der Verstellring 42 ausgehend von dieser ersten Endstellung in Umfangsrichtung in Richtung eines Richtungspfeils 44 sukzessive gedreht, so geht damit eine sukzessive Vergrößerung des engsten Strömungsquerschnitts stromauf des Turbinenrads 26 der Spiralkanäle 18, 20, 22, 24 einher.

Diese Einstellung des engsten Strömungsquerschnitts ist dabei in einer bezogen auf die axiale Richtung des Turbinenrads 26 ersten Stellung der Verstelleinrichtung 38 möglich. In dieser ersten Stellung der Verstelleinrichtung 38 ist der engste Strömungsquerschnitt einerseits durch relativ zum Turbinengehäuse 12 feste und die Spiralkanäle 18, 20, 22, 24 zumindest bereichsweise begrenzende Wandungen 46 und bereichsweise durch die Versperrkörper 40 begrenzt. Dabei werden in der ersten axialen Stellung der Verstelleinrichtung 38 die Versperrkörper 40 von dem die Spiralkanäle 18, 20, 22, 24 durchströmenden Abgas angeströmt und umströmt.

Die Turbine 10 umfasst ferner Umgehungskanäle 48, welche an Abzweigstellen 50 fluidisch mit der zweiten Flut 14 und der ersten Flut 16 verbunden sind. An den Abzweigstellen 50 kann Abgas aus den Fluten 14, 16 in die Umgehungskanäle 48 einströmen, wodurch Abgas aus den Fluten 14, 16 stromauf des Turbinenrads 26 abgezweigt wird. Die Umgehungskanäle 48 ermöglichen es, dass Abgas das Turbinenrad 26, ohne dieses zu beaufschlagen und anzutreiben, umgehen kann. Dazu münden die Umgehungskanäle 48 an Einleitstellen 52 (Fig. 4) in einem Turbinenradaustrittsbereich 54 (Fig. 4) stromab des Turbinenrads 26.

In den Umgehungskanälen 48 sind Ventileinrichtungen 56 angeordnet, mittels welchen ein Strömungsquerschnitt A_U der Umgehungskanäle 48 variabel einstellbar ist. Die Ventileinrichtungen 56 können dabei die Strömungsquerschnitte A_U fluidisch versperren, sodass kein Abgas die Umgehungskanäle 48 durchströmen kann. Ebenso ermöglichen es die Ventileinrichtungen 56, die Strömungsquerschnitte A_U zumindest bereichsweise

fluidisch freizugeben, sodass Abgas die Umgehungskanäle 48 durchströmen und somit das Turbinenrad 26 umgehen kann. Wie der Fig. 1 zu entnehmen ist, befinden sich die Ventileinrichtungen 56 in einer die Umgehungskanäle 48, welche auch als Bypass-Kanäle bezeichnet werden, versperrenden Stellung, sodass kein Abgas die Umgehungskanäle 48 durchströmen kann.

In der ersten Stellung der Verstelleinrichtung 38, in welcher der engste Strömungsquerschnitt stromauf des Turbinenrads 26 variabel mittels der Versperrkörper 40 einstellbar ist, ist ein so genannter Zungenschieberbetrieb der Turbine 10 dargestellt. Durch Verdrehen des Verstellrings 42 und der Verstellkörper 40 kann somit ein Durchsatzparameter, welcher auch als Durchsatzkennwert Φ bezeichnet wird, variabel eingestellt werden.

Die Fig.2 zeigt die Turbine 10, wobei die Verstelleinrichtung 38 in axialer Richtung des Turbinenrads 26, welche durch den Richtungspfeil 36 angedeutet ist, in eine zweite Stellung eingestellt ist. Dabei ist die Verstelleinrichtung 38 ausschließlich zwischen der ersten und der zweiten Stellung in axialer Richtung des Turbinenrads 26 bewegbar, insbesondere verschiebbar. In der zweiten Stellung sind die Versperrkörper 40 aus einem Turbinenradeintrittsbereich 58 entfernt, sodass sie nicht mehr wie in der ersten Stellung in eine Ringdüse 60 (Fig. 4) über dem Turbinenrad 26 hineinragen und im Vergleich zur ersten Stellung nicht mehr oder nur in einem sehr geringen Bereich von dem Abgas angeströmt oder umströmt werden. Der Verstellring 42 und die Versperrkörper 40 sind zwar weiterhin auch in der zweiten Stellung in Umfangsrichtung um die Drehachse 30 verdrehbar, jedoch bewirkt diese Verdrehung nicht bzw. nicht mehr eine Veränderung des engsten Strömungsquerschnitts stromauf des Turbinenrads 26. In der Fig. 2 ist der engste Strömungsquerschnitt mit A_F bezeichnet und ist durch die relativ zum Turbinengehäuse 12 festen Wandungen 46 begrenzt und nicht mehr bereichsweise durch die Versperrkörper 40.

In der zweiten Stellung der Verstelleinrichtung 38 ist ein so genannter Stauturbinenbetrieb der Turbine 10 realisiert, in welchem die Verbrennungskraftmaschine mittels einer Stauaufladung aufgeladen wird. Die Fluten 14, 16 bzw. die Spiralkanäle 18, 20, 22, 24 sind nun nicht mehr wie in der ersten Stellung der Verstelleinrichtung 38 bis unmittelbar stromauf des Turbinenrads 26 fluidisch voneinander getrennt, sondern stromauf des Turbinenrads 26 in dem Turbinenradeintrittsbereich 58 fluidisch miteinander verbunden. Mit anderen Worten ist die zweite Flut 14 direkt über dem Turbinenrad 26 mit der ersten Flut 16 fluidisch verbunden. Dadurch kann Abgas von der zweiten Flut 14 bzw. dem

dritten Spiralkanal 22 und dem vierten Spiralkanal 24, durch welche Segmente dargestellt sind, in die erste Flut 16 bzw. den ersten Spiralkanal 18 und den zweiten Spiralkanal 20, durch welche ebenso Segmente dargestellt sind, strömen und umgekehrt. Diese Strömung des Abgases ist in der Fig. 2 durch Richtungspfeile 62 angedeutet.

Die Turbine 10 gemäß Fig. 3 wird ebenso in dem Stauturbinenbetrieb betrieben, in welchem die Fluten 14, 16 fluidisch miteinander verbunden sind. Im Gegensatz zu einem Stoßturbinenbetrieb gemäß Fig. 2 sind jedoch die Ventileinrichtungen 56 geöffnet, sodass die Umgehungskanäle geöffnet sind. So kann Abgas aus den Fluten 14, 16 in die Umgehungskanäle 48 einströmen und das Turbinenrad 26, ohne dieses anzutreiben, umgehen, was mit Bypassierung bezeichnet wird.

Die Umgehungskanäle 48 sind vorteilhafterweise zumindest bereichsweise, insbesondere vollständig, in das Turbinengehäuse 12 integriert und verlaufen innerhalb des Turbinengehäuses 12, was den Bauraumbedarf der Turbine 10 gering hält.

Durch das Verschieben der Verstelleinrichtung 38 von der in der Fig. 1 gezeigten ersten Stellung in die in den Fig. 2 und 3 gezeigte zweite Stellung kann der Durchsatzparameter der Turbine 10 vergrößert werden. Werden zusätzlich noch die Umgehungskanäle 48 fluidisch freigegeben, was in der Fig. 3 dargestellt ist, so geht dies mit einer weiteren Erhöhung des Durchsatzparameters (Durchsatzkennwerts Φ) der Turbine 10 einher. In Kombination mit der Einstellung des engsten Strömungsquerschnitts durch die Versperrkörper 40 in der ersten Stellung der Verstelleinrichtung 38 weist die Turbine 10 somit eine sehr hohe Durchsatzspreizung mit einem sehr hohen Durchsatzkoeffizienten $\Phi_{\max} / \Phi_{\min}$ auf, wobei $\Phi_{\max}$ den maximal einstellbaren Durchsatzkennwert und $\Phi_{\min}$ den kleinstmöglich einstellbaren Durchsatzkennwert der Turbine 10 bezeichnet.

Der kleinstmöglich einstellbare Durchsatzkennwert $\Phi_{\min}$ ist beispielsweise dann eingestellt, wenn die Umgehungskanäle 48 mittels der Ventileinrichtungen 56 fluidisch versperrt sind, sodass kein Abgas die Umgehungskanäle 48 durchströmen kann, und wenn sich der Verstellring 42 und die Versperrkörper 40 in der in der Fig. 1 gezeigten ersten Endstellung befinden.

Ausgehend von dieser ersten Endstellung sind die Versperrkörper 40 und der Verstellring 42 in eine als weitere Endstellung ausgebildete Drehstellung in der ersten Stellung der Verstelleinrichtung 38 drehbar, sodass ein gegenüber dem engsten Strömungsquerschnitt $A_{\min}$ größerer Querschnitt eingestellt ist. Bei diesem Querschnitt

handelt es sich dann um den größtmöglich einstellbaren engsten Strömungsquerschnitt stromauf des Turbinenrads 26 in der ersten Stellung der Verstelleinrichtung 38. In dieser Endstellung weist die Turbine 10 gegenüber der ersten Endstellung einen größeren Durchsatzparameter auf.

Dieser Durchsatzparameter lässt sich jedoch noch weiter steigern. Der größtmöglich einstellbare Durchsatzparameter der Turbine 10 ist beispielsweise dann eingestellt, wenn sich die Verstelleinrichtung 38 in ihrer zweiten Stellung befindet und wenn die Umgehungskanäle 48 mittels der Ventileinrichtungen 56 maximal freigegeben sind, indem beispielsweise der maximal möglich einstellbare Strömungsquerschnitt A_U der Umgehungskanäle 48 eingestellt ist. Dies ist anhand der Fig. 3 gezeigt.

Die Fig. 4 zeigt eine alternative Ausführungsform der Turbine 10 gemäß den Fig. 1 bis 3 im Stoßturbinenbetrieb, wobei der Umgehungskanal 48 fluidisch versperrt ist und nicht von Abgas beispielsweise aus der Flut 14 durchströmt werden kann.

Wie der Fig. 4 zu entnehmen ist, sind der Verstellring 42 und die Versperrkörper 40 einstückig miteinander ausgebildet. Die als Zungenschieber bezeichnete Verstelleinrichtung 38 ist dabei auf einer Konturhülse 64 der Turbine 10 in axialer Richtung verschiebbar geführt, was durch den Richtungspfeil 36 angedeutet ist. Die Konturhülse 64 ist dabei als zu dem Turbinengehäuse 12 separates Einsatzteil ausgebildet und begrenzt eine Innenkontur in dem Turbinenradaustrittsbereich 54, sodass das Abgas nach dem Beaufschlagen und Antreiben des Turbinenrads 26 strömungsgünstig von diesem abströmen kann. Die Konturhülse 64 wird dabei in dem Turbinegehäuse 12 zentriert.

In der Fig. 4 schematisch dargestellt ist ein Betätigungsteil 66, über welches die Verstelleinrichtung 38 axial ausschließlich zwischen der ersten und der zweiten Stellung verschoben werden kann. Darüber hinaus ist in der Fig. 4 ein weiteres Betätigungsteil 68 dargestellt, über welches die Verstelleinrichtung 38 in Umfangsrichtung des Turbinenrads 26 um die Drehachse 30 verdreht werden kann, was in der Fig. 4 durch einen Richtungspfeil 70 angedeutet ist.

Ferner ist eine Matrize 72 vorgesehen, welche ebenso in Umfangsrichtung um die Drehachse 30 mit dem Verstellring 42 und dem Versperrkörper 40 relativ zu dem Turbinengehäuse 12 mit drehbar ist. In axialer Richtung ist die Matrize 42 jedoch relativ zu dem Turbinengehäuse 12 fest. Die Matrize 72 weist Öffnungen 74 auf, welche jeweilig

zu den Versperrkörpern 40 korrespondieren und in welchen die Versperrkörper 40 insbesondere in der zweiten Stellung aufgenommen werden können. Die Matrice 72 weist zudem eine der Ringdüse 60 zugewandte Wandung 76 auf, welche die Ringdüse in axialer Richtung bereichsweise begrenzt.

In der zweiten Stellung, welche beispielsweise in der Fig. 5 dargestellt ist, wird die Ringdüse 60 in axialer Richtung auch durch eine stirnseitige Wandung 78 des Versperrkörpers 40 bzw. der Versperrkörper 40 begrenzt. Dadurch werden die Versperrkörper 40 in der zweiten Stellung zwar von dem Abgas, welches die Ringdüse 60 durchströmt, zumindest bereichsweise angeströmt, jedoch nicht wie in der ersten Stellung umströmt, und sind vollständig aus der Ringdüse 60 entfernt.

Die Konturhülse 64 weist eine erste Durchtrittsöffnung 80 auf, welche zu dem Umgehungskanal 48 in dem Turbinengehäuse 12 korrespondiert. Ein Überströmen von in den Umgehungskanal 48 eingeströmtem Abgas in die erste Durchtrittsöffnung 80 ist jedoch verhindert, da eine Wandung 82 des Verstellrings 42 den Umgehungskanal 48 fluidisch versperrt.

Je nach Stellung der Verstelleinrichtung 38 in axialer Richtung und Verdrehwinkel des Verstellrings 42 wird der Umgehungskanal 48 zumindest bereichsweise fluidisch freigegeben oder demgegenüber insbesondere vollständig fluidisch versperrt, sodass eine Umgehung des Turbinenrads 26 über den Umgehungskanal 48 und die erste Durchtrittsöffnung 80 ermöglicht oder verhindert ist.

Dazu weist der Verstellring 42 ebenso eine zweite Durchtrittsöffnung 84 auf, welche durch die Wandung 82 begrenzt ist. Wird die Verstelleinrichtung 38 in die zweite Stellung in axialer Richtung bewegt und in eine entsprechende Drehstellung in dem Verstellwinkelbereich verdreht, so kann die zweite Durchtrittsöffnung 84 in zumindest bereichsweise Überdeckung mit dem Umgehungskanal 48 und mit der ersten Durchtrittsöffnung 80 der Konturhülse 64 bewegt werden, sodass ein Überströmen von Abgas aus dem Umgehungskanal 48 über die zweite Durchtrittsöffnung 84 in die erste Durchtrittsöffnung 80 und aus dieser in den Turbinenradaustrittsbereich 54 ermöglicht ist, sodass Abgas an der Einleitstelle 52 in den Turbinenradaustrittsbereich 54 einströmen kann. Dadurch ist die Ventilkunktionalität, den Strömungsquerschnitt A_0 des Umgehungskanals 48 variabel einzustellen in den Verstellring 42 der Verstelleinrichtung 38 integriert.

Zum Bewegen der Verstelleinrichtung 38 von der in der Fig. 4 gezeigten ersten Stellung in die beispielsweise in der Fig. 5 gezeigte zweite Stellung wird die Verstelleinrichtung 48 in Richtung eines Turbinenaustritts 86 der Turbine 10 axial verschoben, was durch einen Richtungspfeil 88 angedeutet ist. Zum Bewegen der Verstelleinrichtung 38 von der zweiten in die erste Stellung wird die Verstelleinrichtung 38 dazu entgegengesetzt in Richtung eines Lagergehäuses 90 des Abgasturboladers in axialer Richtung verschoben, was durch einen Richtungspfeil 92 angedeutet ist.

Die Fig. 5 zeigt die Turbine 10 gemäß Fig. 4, wobei sich die Verstelleinrichtung 38 in der zweiten Stellung befindet und wobei der Umgehungskanal 48 bzw. die Umgehungskanäle 48 fluidisch freigegeben sind. Das bedeutet, dass die Flut 14 durchströmende Abgas teilweise das Turbinenrad 26 anströmt und dieses antreibt, was durch einen Richtungspfeil 94 angedeutet ist. Ein Teil des Abgases strömt auch durch den Umgehungskanal 48, die zweite Durchtrittsöffnung 84 und die erste Durchtrittsöffnung 80 in den Turbinenradaustrittsbereich 54, was durch einen Richtungspfeil 96 angedeutet ist.

Durch Verdrehen der Verstelleinrichtung 38 bzw. des Verstellrings 42 und damit der Versperrkörper 40 in die in der Fig. 5 gezeigte zweite Stellung der Verstelleinrichtung 38 kann der Strömungsquerschnitt A_U des Umgehungskanals 48 variabel eingestellt werden.

Die Fig. 6 und 7 zeigen nochmals, dass der Umgehungskanal 48 in der ersten Stellung der Verstelleinrichtung 38 (des Zungenschiebers) stets fluidisch versperrt und auch nicht durch Drehen des Verstellrings 42 und der Versperrkörper 40 auch nur bereichsweise freizugeben ist. Mit anderen Worten ist der Umgehungskanal 48 im Zungenschieberbetrieb der Turbine 10 stets fluidisch versperrt und auch nicht freizugeben.

Die Fig. 8 und 9 zeigen die Turbine 10, wobei sich die Verstelleinrichtung 38 in der zweiten Stellung befindet, in welcher der Umgehungskanal 48 fluidisch versperrt, jedoch auch zumindest bereichsweise fluidisch freigegeben werden kann, um das Turbinenrad zu umgehen (bypassieren). Wie den Fig. 8 und 9 in Zusammenschau mit den Fig. 10 und 11 zu entnehmen ist, kann die Durchtrittsöffnung 84 des Verstellrings 42 durch Drehen desselbigen in Umfangsrichtung (Richtungspfeil 34) in Richtung eines Richtungspfeil 98 in Richtung des Umgehungskanals 48 und der ersten Durchtrittsöffnung 80 bewegt und in zumindest bereichsweiser, insbesondere vollständiger, Überdeckung mit dem Umgehungskanal 48 und der ersten Durchtrittsöffnung 80 angeordnet werden, was anhand der Fig. 10 und 11 dargestellt ist.

Den Fig. 8 bis 11 ebenfalls zu entnehmen ist, dass die erste Durchtrittsöffnung 80 und der Umgehungskanal 48 zumindest im Wesentlichen fluchtend zueinander angeordnet sind, sodass bei der vollständigen Überdeckung der zweiten Durchtrittsöffnung 84 mit der ersten Durchtrittsöffnung 80 und dem Umgehungskanal 48 zumindest im Wesentlichen keine störenden Kanten für das den Umgehungskanal 48, die zweite Durchtrittsöffnung 84 und die erste Durchtrittsöffnung 80 durchströmende Abgas gegeben sind. Zusätzlich zu der in den Fig. 8 und 9 gezeigten vollständigen fluidischen Versperrung des Umgehungskanals 48 und dem vollständigen fluidischen Freigeben desselbigen kann der Verstellring und damit die zweite Durchtrittsöffnung 84 in Zwischenstellungen gedreht werden, sodass die zweite Durchtrittsöffnung 84 lediglich in bereichsweiser Überdeckung mit der ersten Durchtrittsöffnung 80 und dem Umgehungskanal 48 angeordnet ist und der Umgehungskanal 48 und die erste Durchtrittsöffnung 80 bereichsweise von der Wandung des Verstellrings 42 überdeckt sind. Dies ist anhand der Fig. 12a-d dargestellt.

Gemäß Darstellung 12a befindet sich die Turbine 10 in ihrem Zungenschieberbetrieb, wobei sich die Verstelleinrichtung 38 in ihrer ersten axialen Stellung befindet. Der Umgehungskanal 48 ist dabei stets fluidisch versperrt. Der Zungenschieberbetrieb geht einher mit einem Stoßturbinenbetrieb der Turbine 10, in welchem die Turbine 10 in einem Stoßaufladungsbetrieb betreibbar ist.

Die Fig. 12b zeigt die Turbine 10 in ihrem Stauturbinenbetrieb, in welchem die Turbine 10 in einem Stauaufladebetrieb betrieben wird und sich die Verstelleinrichtung 38 in ihrer zweiten axialen Stellung befindet. Der Umgehungskanal 48 ist jedoch fluidisch durch den Verstellring 42 versperrt und es erfolgt keine Umgehung des Turbinenrads 26.

Die Fig. 12c zeigt die Turbine 10 in ihrem Stauturbinenbetrieb, wobei der Umgehungskanal 48 durch entsprechende Einstellung des Verstellrings 42 bereichsweise fluidisch freigegeben ist, indem die zweite Durchtrittsöffnung 84 in bereichsweiser Überdeckung mit der ersten Durchtrittsöffnung 80 und dem Umgehungskanal 48 angeordnet ist. Es ist ein gegenüber dem fluidischen Versperren des Umgehungskanals 48 größerer, jedoch gegenüber einem vollständigen fluidischen Freigeben des Umgehungskanals 48 kleinerer Strömungsquerschnitt A_u des Umgehungskanals 48 eingestellt.

Gemäß der Fig. 12d befindet sich die Turbine 10 in ihrem Stauturbinenbetrieb, bei welchem die Verstelleinrichtung 38 in die zweite axiale Stellung eingestellt ist. Der Umgehungskanal 48 ist nun fluidisch vollständig freigegeben, sodass eine maximal

einstellbare Menge von Abgas aus der Flut 14 abgezweigt wird und das Turbinenrad 26 umgeht.

Die Fig. 13 zeigt ein Diagramm 100, auf dessen Abszisse 102 der Verstellwinkelbereich β der Verstelleinrichtung 38 und damit der Versperrkörper 40 und des Verstellrings 42 dargestellt ist. Der Verstellwinkelbereich β ist dabei einerseits durch eine erste Drehstellung $\beta_{\min}$ begrenzt, welche eine Endstellung der Verstelleinrichtung 38 in dem Verstellwinkelbereich β darstellt. Andererseits wird der Verstellwinkelbereich β von einer zweiten Drehstellung $\beta_{\max}$ begrenzt, welche eine weitere Endstellung der Verstelleinrichtung 38 in dem Verstellwinkelbereich β darstellt. Mit anderen Worten ist die Verstelleinrichtung 38 in Umfangsrichtung zwischen den Drehstellungen $\beta_{\min}$ und $\beta_{\max}$ verdrehbar, wobei auch zumindest nahezu jedwede Drehstellung des Verstellwinkelbereichs β zwischen den Endstellungen einstellbar ist.

Auf der Ordinate 104 des Diagramms 100 ist der Durchsatzkennwert Φ der Turbine 10 dargestellt. Durch Verschieben der Verstelleinrichtung 38 in axialer Richtung zwischen der ersten und der zweiten Stellung sowie durch Verdrehen der Verstelleinrichtung 38 innerhalb des Verstellwinkelbereichs β kann ein kleinstmöglicher Durchsatzkennwert $\Phi_{\min}$ sowie ein größtmöglicher Durchsatzkennwert $\Phi_{\max}$ eingestellt werden.

Befindet sich die Turbine 10 in ihrem Zungenschieberbetrieb, wobei also die Verstelleinrichtung 38 in die erste Stellung verschoben und der Umgehungskanal 48 bzw. die Umgehungskanäle 48 fluidisch versperrt sind, so ergibt sich ein in dem Diagramm 100 dargestellter Verlauf 106 des Durchsatzkennwerts Φ . Ausgehend von einer kleinen Drehstellung bzw. einem kleinen Verdrehwinkel der Verstelleinrichtung 38 hin zu einer demgegenüber größeren Drehstellung bzw. Verdrehwinkel der Verstelleinrichtung 38 steigt der Strömungsquerschnitt (Halsquerschnitt) der Spiralkanäle 18, 20, 22, 24 und somit der Durchsatzkennwert Φ sukzessive an. Mit anderen Worten geht mit einem Vergrößern des Verdrehwinkels eine Erhöhung des Durchsatzkennwerts Φ einher, wobei der Umgehungskanal 48 stets geschlossen ist. Bei der Drehstellung $\beta_{\max}$ bzw. diesem maximalen Verdrehwinkel der Verstelleinrichtung 38 bei fluidisch geschlossenem Umgehungskanal 48 ist der maximal mögliche engste Strömungsquerschnitt stromauf des Turbinenrads 26 eingestellt, sodass in der ersten axialen Stellung der Verstelleinrichtung 38 ein bezogen auf die erste Stellung maximaler Durchsatzkennwert Φ_{zs} gegeben ist.

Davon ausgehend kann der Durchsatzkennwert Φ weiter vergrößert werden, indem der Zungenschieber (die Verstelleinrichtung 38) in Richtung des Turbinenaustritts 86 axial

verschoben wird, sodass die Versperrkörper 40 aus der Ringdüse 60 entfernt werden. Ist der Umgehungskanal 48 bzw. sind die Umgehungskanäle 48 in diesem Zustand (zweite axiale Stellung der Verstelleinrichtung 38) noch fluidisch versperrt, so ist ein gegenüber dem Durchsatzkennwert Φ_{ZS} größerer Durchsatzparameter Φ_{ST} dargestellt, wobei sich die Turbine 10 in ihrem Stauturbinenbetrieb befindet. Wird die Drehstellung ausgehend von der maximalen Drehstellung β_{max} der Verstelleinrichtung 38 wieder verkleinert, so wird mit sukzessive kleiner werdender Drehstellung bzw. kleiner werdendem Drehwinkel der Verstelleinrichtung 38 der Umgehungskanal 48 bzw. werden die Umgehungskanäle 48 nach und nach freigegeben, sodass ein größer werdender Strömungsquerschnitt A_U der Umgehungskanäle 48 eingestellt wird. Dies geht mit einer weiteren Erhöhung des Durchsatzkennwerts Φ einher, bis schließlich bei der minimalen Drehstellung β_{min} der Umgehungskanal 48 bzw. die Umgehungskanäle 48 fluidisch maximal freigegeben sind und der maximal mögliche Durchsatzkennwert Φ_{max} der Turbine 10 eingestellt ist. Dem Diagramm 100 besonders gut zu entnehmen ist ein Bereich 108, in welchem der Stauturbinenbetrieb der Turbine 10 vorliegt. Ferner ist dem Diagramm 100 besonders gut ein weiterer Bereich 110 zu entnehmen, in welchem der Zungenschieberbetrieb bzw. der Stoßturbinenbetrieb der Turbine 10 vorliegt.

Soll der Durchsatzkennwert Φ ausgehend von dem maximal möglichen Durchsatzkennwert Φ_{max} verkleinert werden, so erfolgt dies analog zu dem vorher Geschilderten. Zunächst wird durch Vergrößern der Drehstellung bzw. des Verdrehwinkels der Verstelleinrichtung 38 der Umgehungskanal 48 bzw. die Umgehungskanäle 48 sukzessive geschlossen und fluidisch versperrt und anschließend wird die Verstelleinrichtung 38 in Richtung des Lagergehäuses in axialer Richtung verschoben und durch Verkleinern der Drehstellung bzw. des Verdrehwinkels der Durchsatzkennwert Φ reduziert, bis schließlich der kleinstmögliche Durchsatzkennwert Φ_{min} bei der kleinstmöglichen Drehstellung β_{min} bzw. dem kleinstmöglichen Drehwinkel eingestellt ist.

Diese Betriebsstrategie ermöglicht bei prinzipbedingt begrenztem Verstellwinkelbereich β bzw. Drehwinkelbereich der Verstelleinrichtung 38, welcher beispielsweise maximal 60° beträgt, einen besonders großen Durchsatzspreizungskoeffizienten Φ_{max} / Φ_{min} .

Ebenso würde ein großer Durchsatzspreizkoeffizient Φ_{max} / Φ_{min} auch dadurch erzielt werden können, indem der Versperrkörper 40 zuerst in eine erste Drehrichtung verdreht wird und anschließend infolge einer axialen Bewegung die Düse 60 freigibt und daran

anschließend das Verstellteil 42 infolge einer Drehbewegung in eine zweite Drehrichtung, welche allerdings der ersten Drehrichtung entspricht, den Umgehungskanal 48 freigibt.

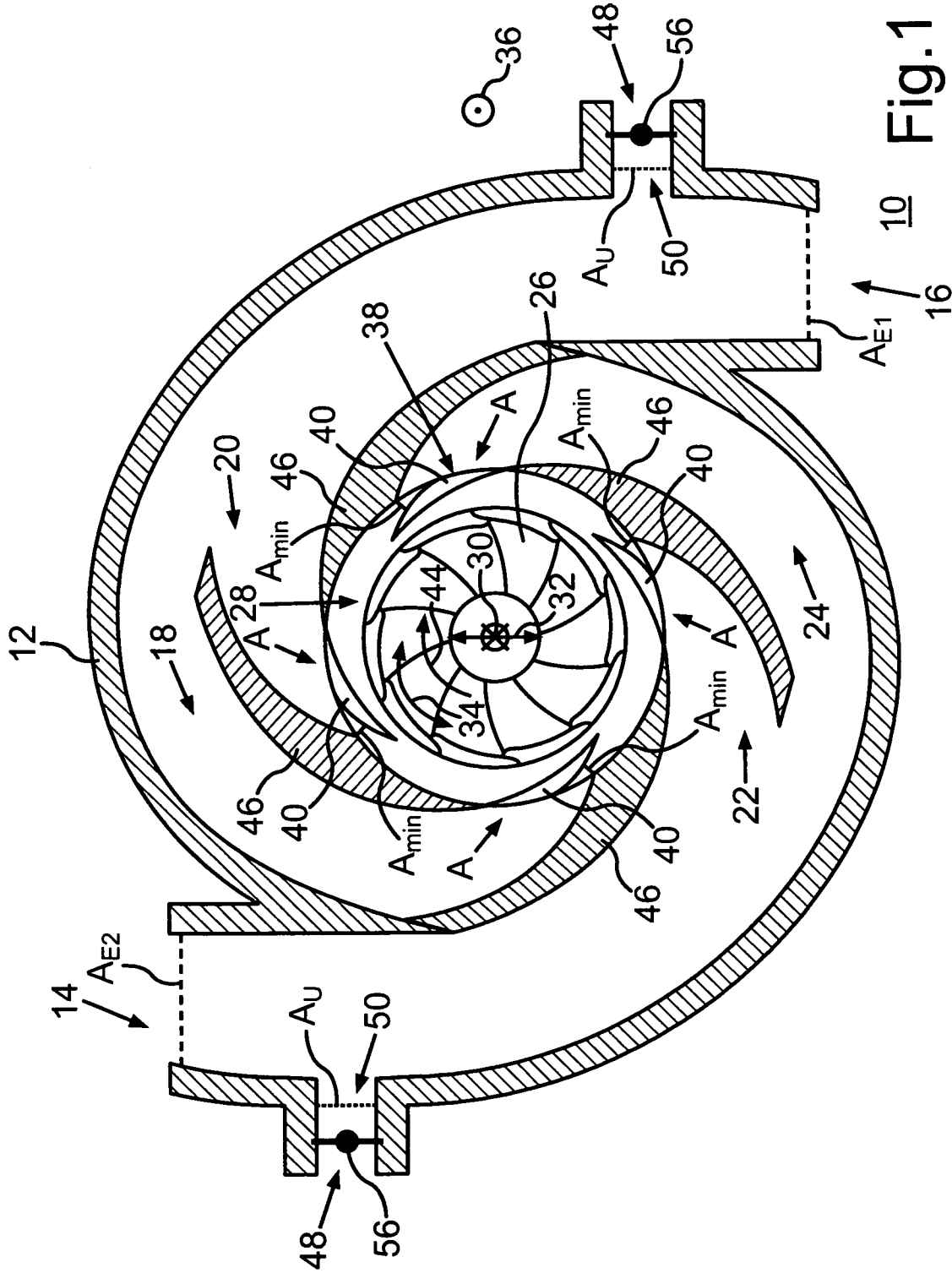
Daimler AG

Patentansprüche

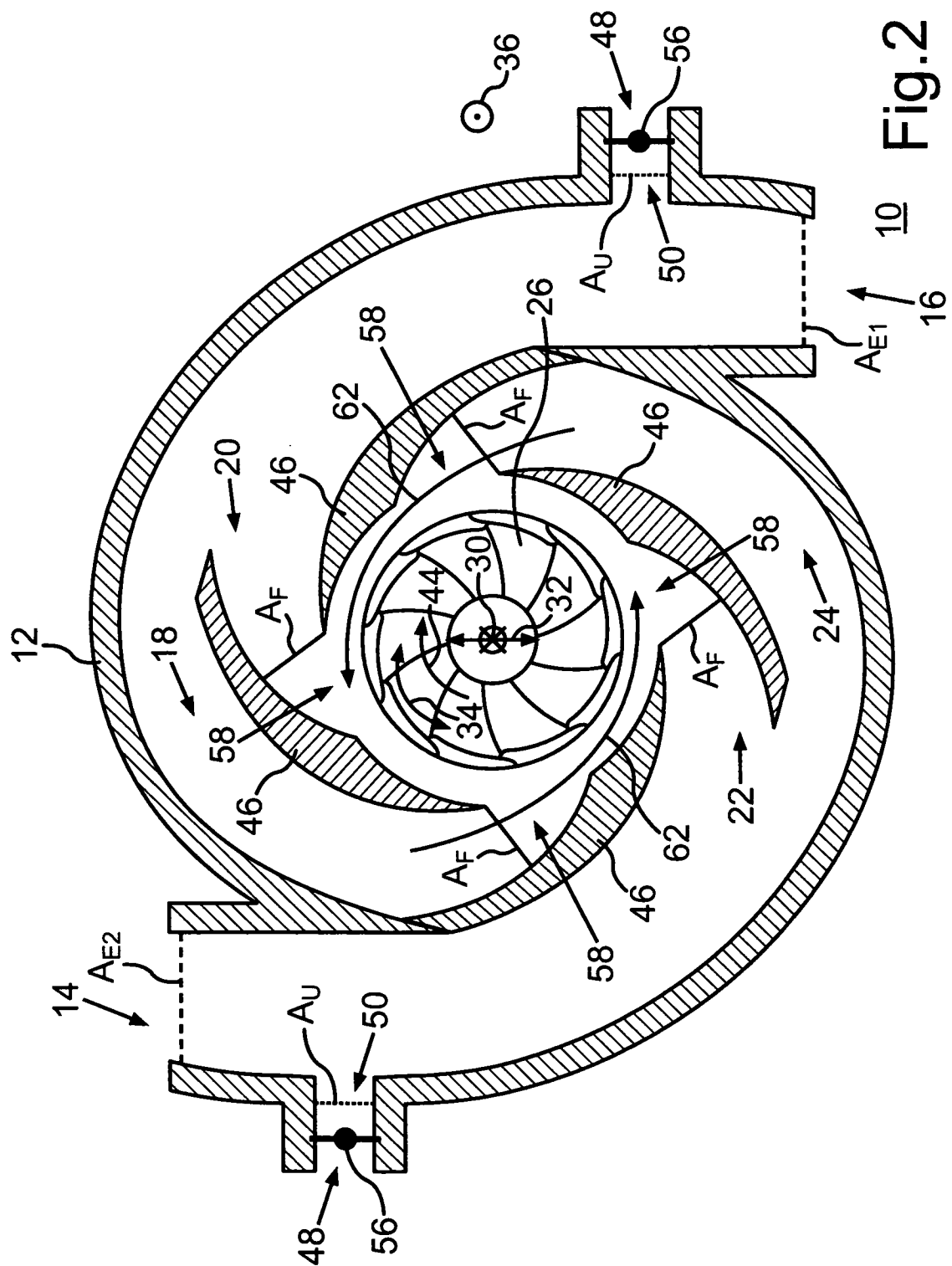
1. Turbine (10) für einen Abgasturbolader, insbesondere einer Verbrennungskraftmaschine, mit zumindest einem einen Aufnahmeraum (28) aufweisenden Turbinengehäuse (12), welches wenigstens einen von Abgas durchströmbaren Spiralkanal (18, 20, 22, 24) umfasst, der einen Strömungsquerschnitt (A) aufweist, über welchen ein zumindest bereichsweise in dem Aufnahmeraum (28) aufgenommenes und um eine Drehachse (30) drehbares Turbinenrad (26) mit dem Abgas beaufschlagbar ist, und mit wenigstens einem zumindest im Wesentlichen in Umfangsrichtung (34) des Aufnahmeraums (28) drehbaren Versperrkörper (40), mittels welchem der Strömungsquerschnitt (A) einstellbar ist, dadurch gekennzeichnet, dass der Versperrkörper (40) zusätzlich in axialer Richtung (36) des Turbinenrads (26) zwischen zumindest einer ersten Stellung und einer zweiten Stellung bewegbar ist.
2. Turbine (10) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Versperrkörper (40) in axialer Richtung (36) lediglich zwischen der ersten Stellung, in welcher der Versperrkörper (40) zumindest bereichsweise in einem Turbinenradeintrittsbereich (58) angeordnet ist, und der zweiten Stellung, in welcher er gegenüber der ersten Stellung, insbesondere vollständig, aus dem Turbinenradeintrittsbereich (58) entfernt ist, bewegbar ist.

3. Turbine (10) nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Versperrkörper (40) zum Bewegen von der ersten in die zweite Stellung in Richtung (88) eines Turbinenaustritts (86) der Turbine (10) und zum Bewegen von der zweiten in die ersten Stellung in eine dazu entgegengesetzte Richtung (92) bewegbar, insbesondere verschiebbar, ist.
4. Turbine (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Versperrkörper (40) mit einem mit dem Versperrkörper (40) mitbewegbaren Verstellteil (42) verbunden ist, über welches der Versperrkörper (40) drehbar und bewegbar ist, wobei mittels des Verstellteils (42) in einer der Stellungen ein Umgehungskanal (48) der Turbine (10), über welchen das Turbinenrad (26) von Abgas umgehbar ist, fluidisch versperrt ist, und wobei mittels des Verstellteils (42) in der anderen der Stellungen ein Strömungsquerschnitt (A_U) des Umgehungskanals (48) zumindest bereichsweise fluidisch freigebbar ist.
5. Turbine (10) nach Anspruch 4,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Strömungsquerschnitt (A_U) des Umgehungskanals (48) in der anderen der Stellungen mittels des Verstellteils (42) variabel einstellbar ist.
6. Turbine (10) nach einem der Ansprüche 4 oder 5,
dadurch gekennzeichnet, dass
der Umgehungskanal (48) durch Verdrehen des Verstellteils (42) in eine erste Drehrichtung fluidisch versperrbar oder freigebbar ist, wobei die erste Drehrichtung des Verstellteils (42) einer zweiten Drehrichtung einer anschließenden beziehungsweise vorangegangenen Bewegung des Versperrkörpers (40) entgegengesetzt ist.

7. Turbine (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Aufnahmeteil (72), insbesondere eine Matrize (72), vorgesehen ist, in welchem der Versperrkörper (40) zumindest in einer der Stellungen zumindest bereichsweise aufgenommen ist, wobei das Aufnahmeteil (72) in axialer Richtung (36) fest und in Umfangsrichtung (24) des Aufnahmeraums (28) drehbar ist.
8. Turbine (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Turbine (10) zumindest zwei Fluten (14, 16) aufweist, über welche das Turbinenrad (26) mit Abgas beaufschlagbar ist, wobei die Turbine (10) in einer der Stellungen in einem Stoßturbinenbetrieb und in der anderen der Stellungen in einem Stauturbinenbetrieb betreibbar ist.
9. Turbine (10) nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass im Stoßturbinenbetrieb durch eine Drehung des Versperrkörpers (40) in eine Drehrichtung ein mit der Drehung ansteigender Durchsatzparameter (Φ) der Turbine (10) einstellbar ist, wobei im Stauturbinenbetrieb durch die Drehung des Versperrkörpers (40) in diese Drehrichtung ein mit der Drehung sinkender Durchsatzparameter (Φ) der Turbine (10) einstellbar ist.
10. Abgasturbolader, insbesondere für eine Verbrennungskraftmaschine, mit einer Turbine (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche.



2/10



3/10

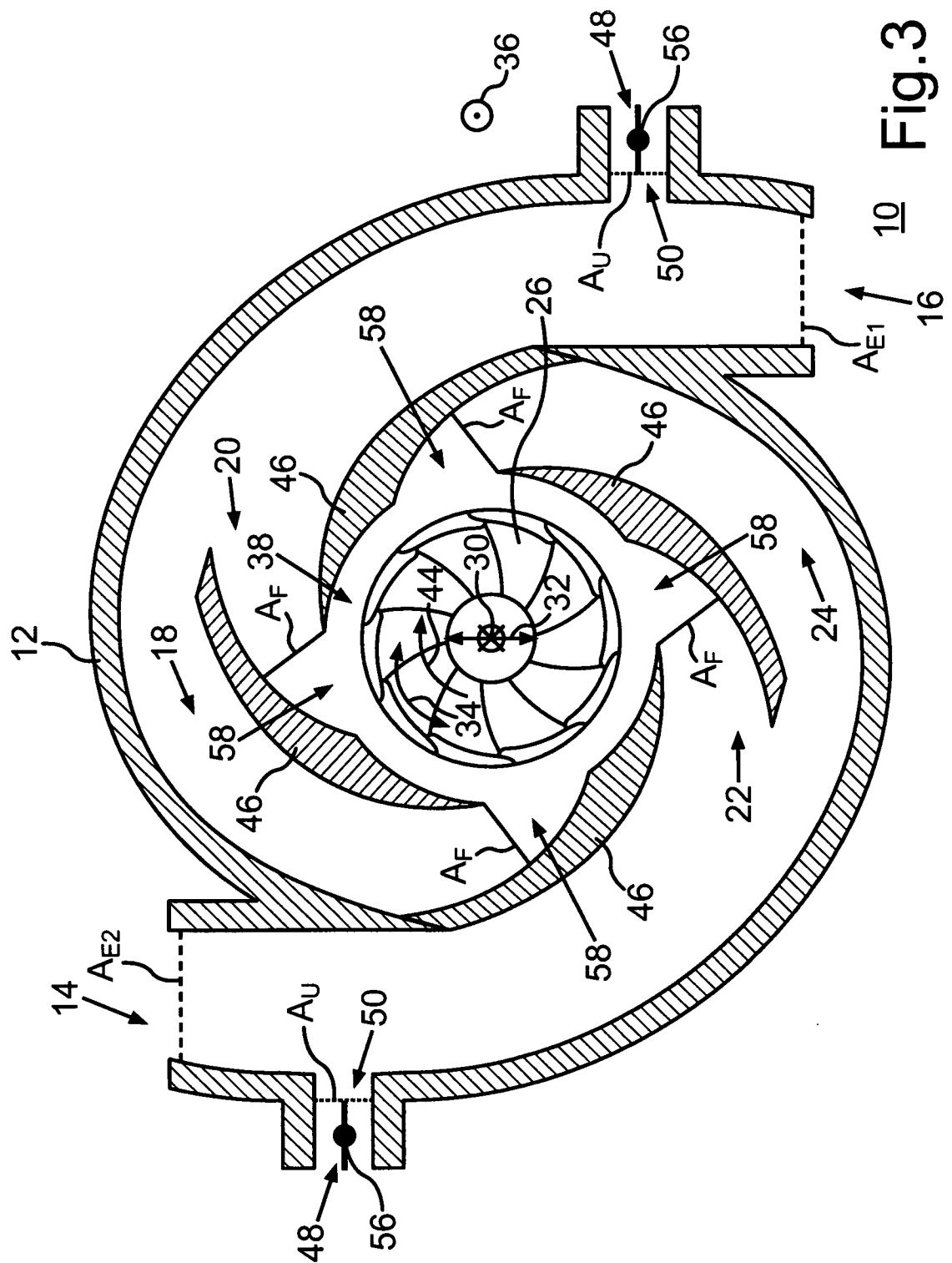
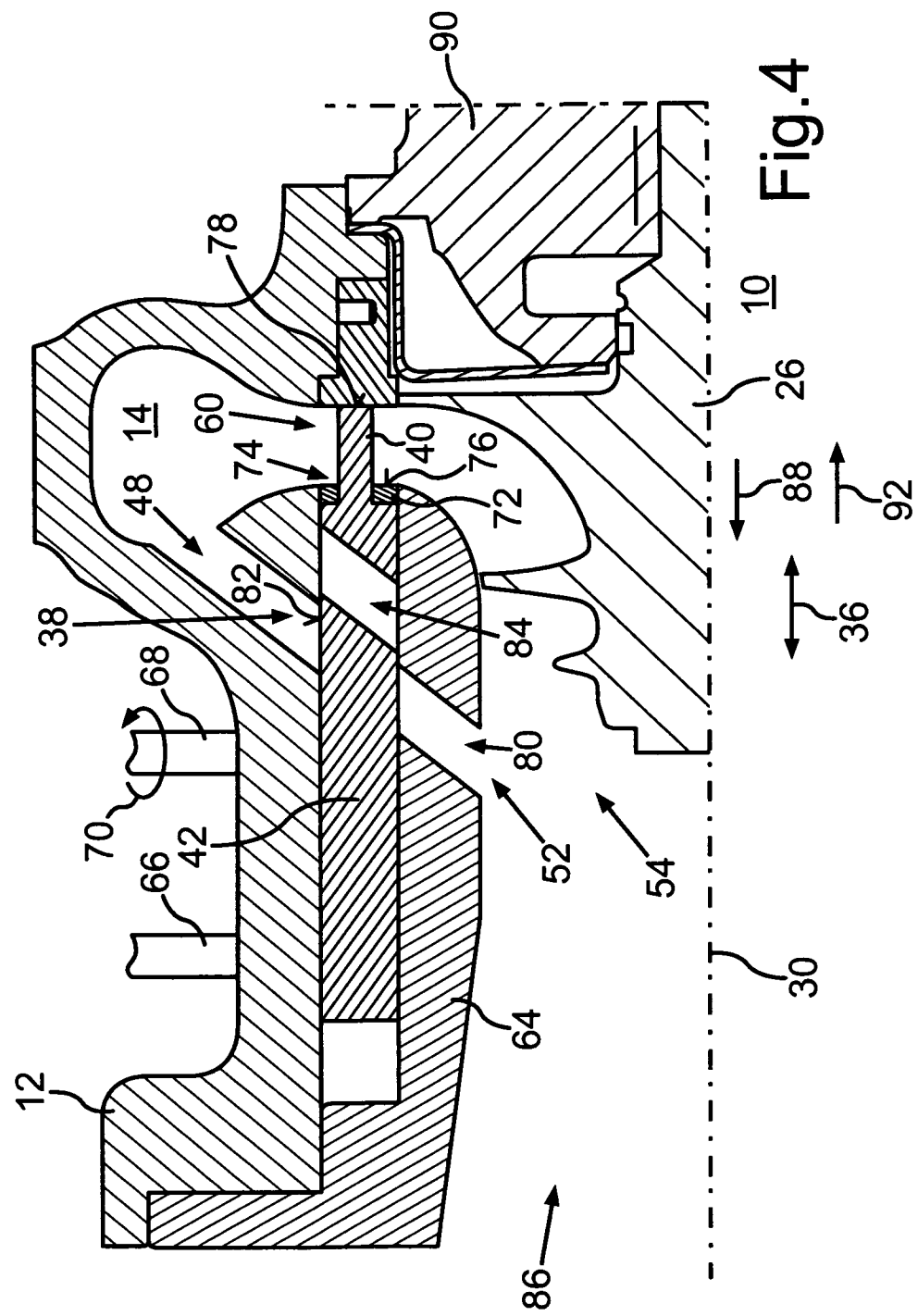


Fig. 3



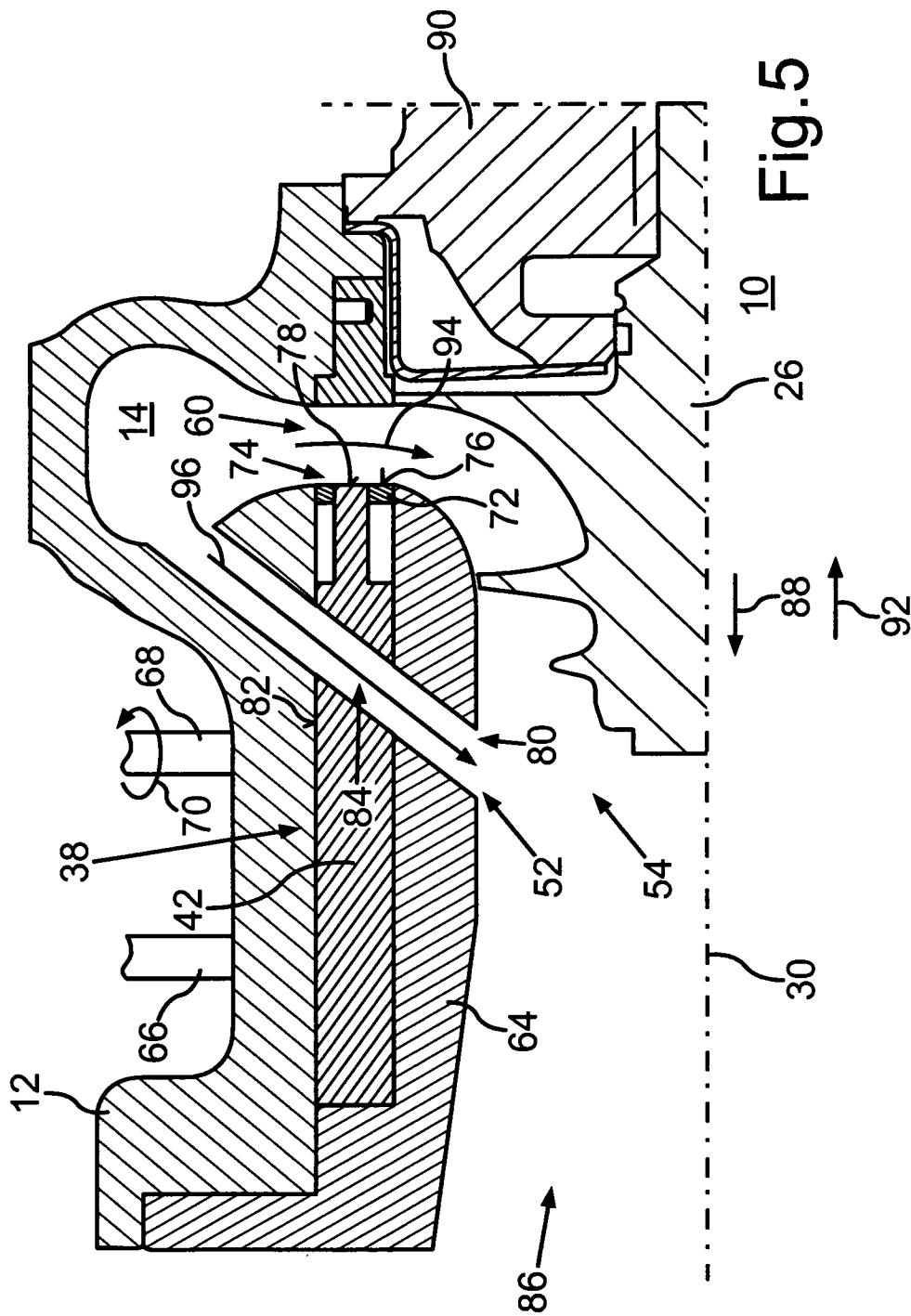
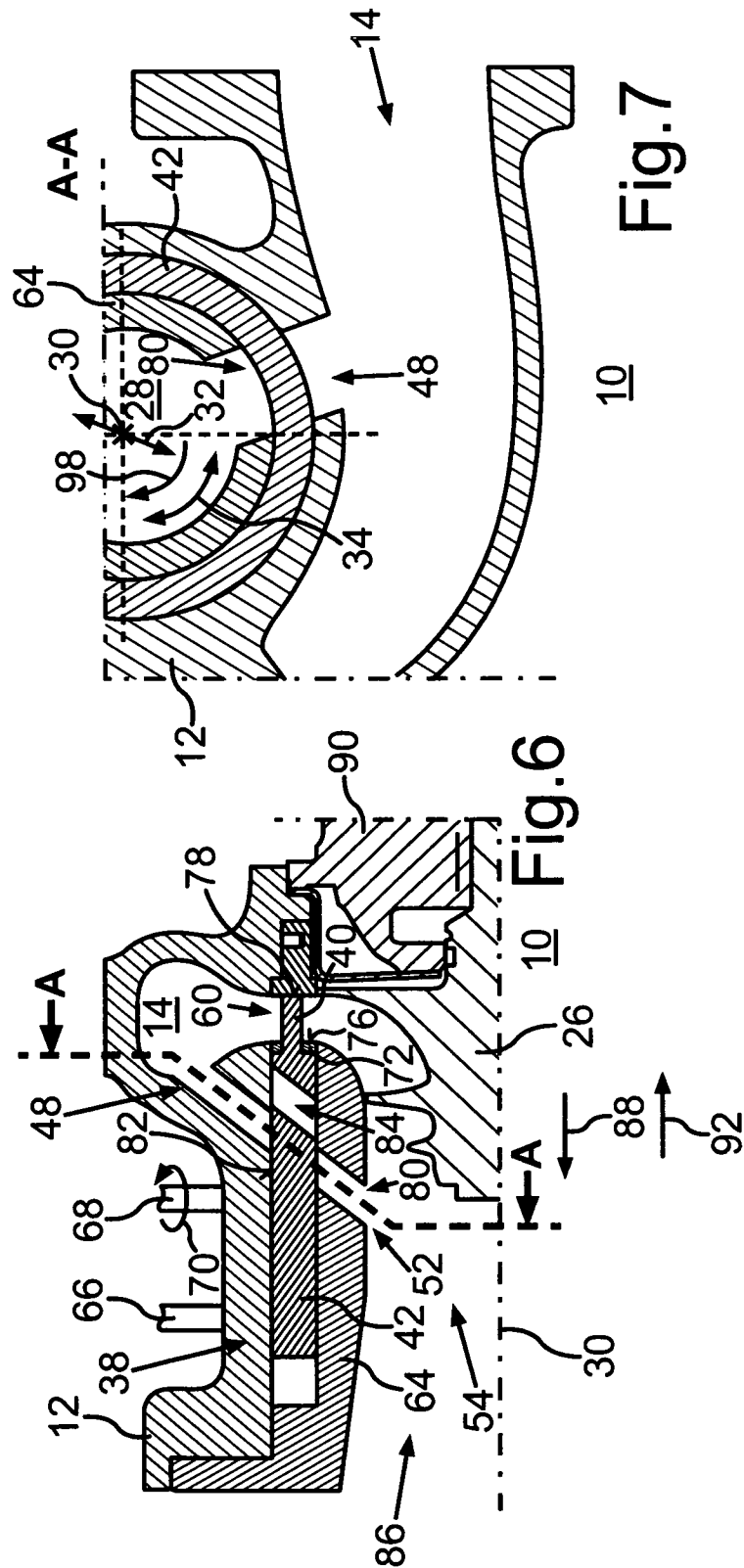
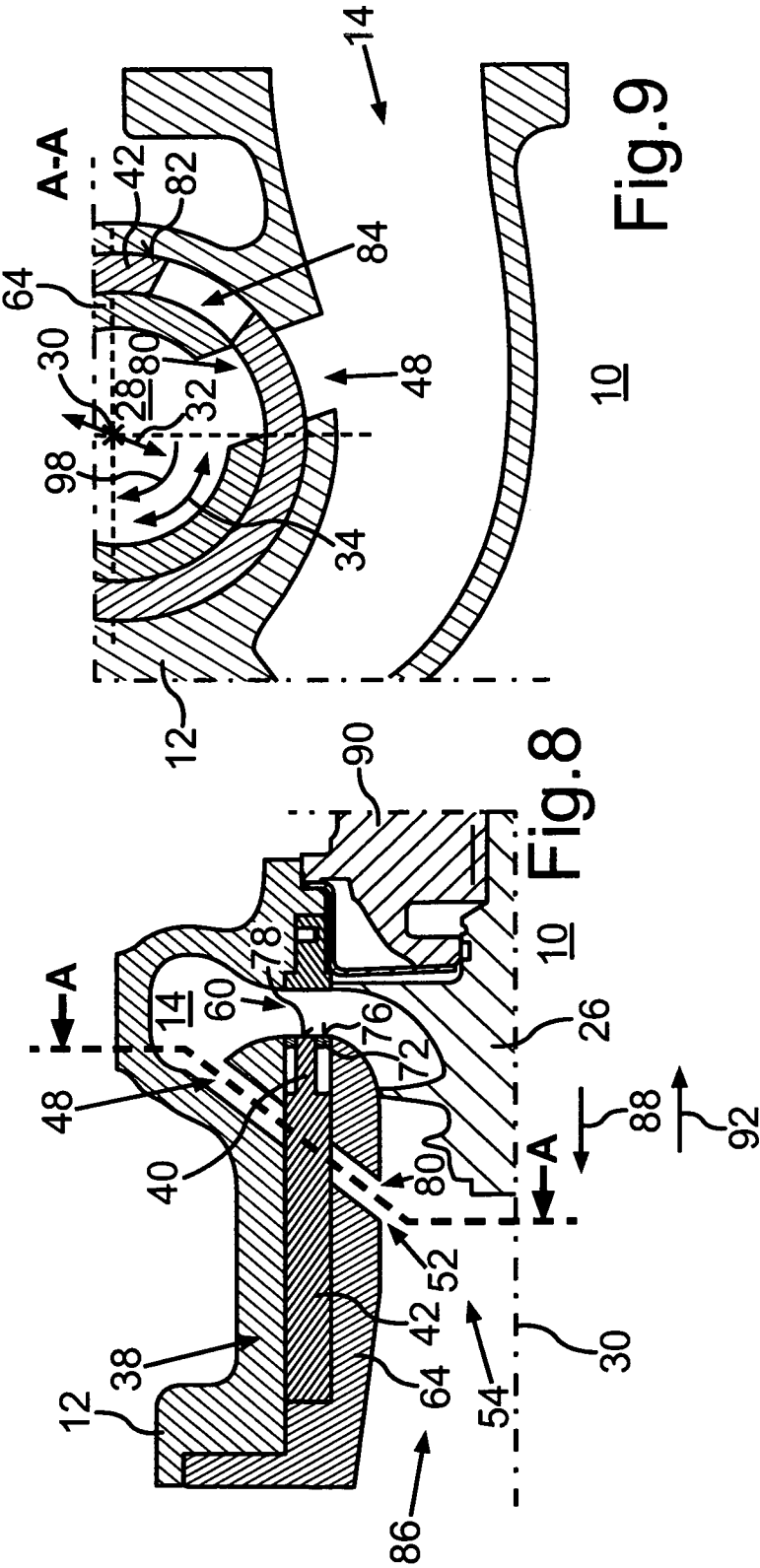


Fig. 5





8/10

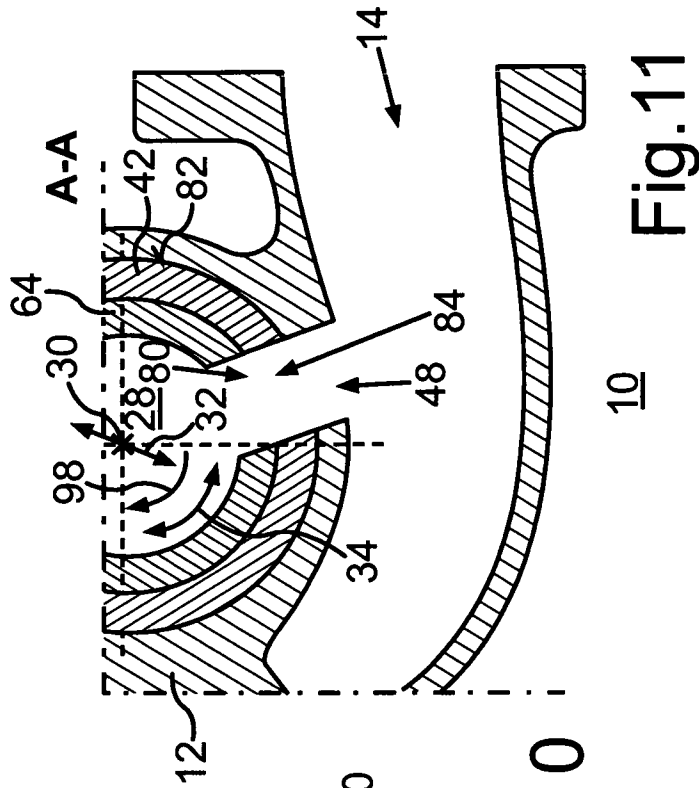


Fig. 10

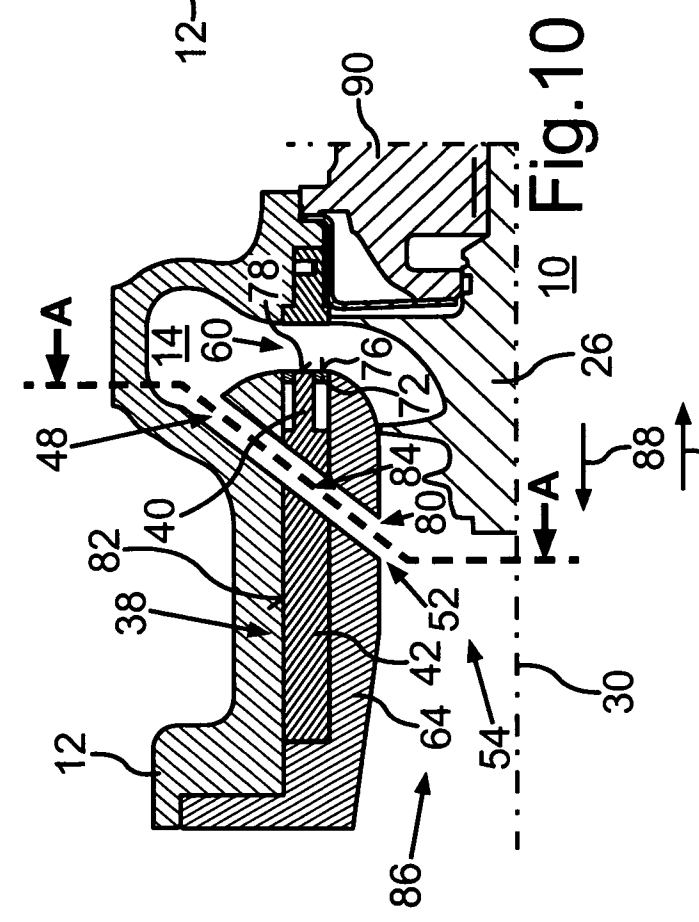


Fig. 11

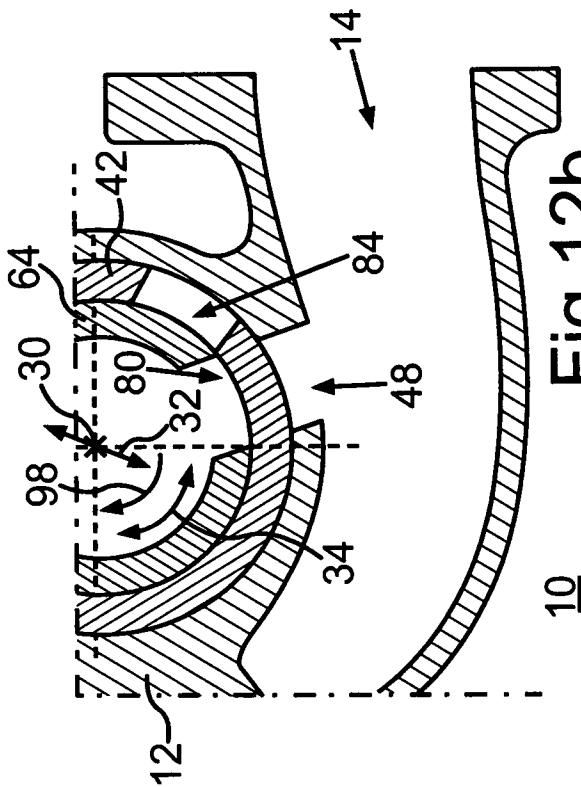


Fig. 12a

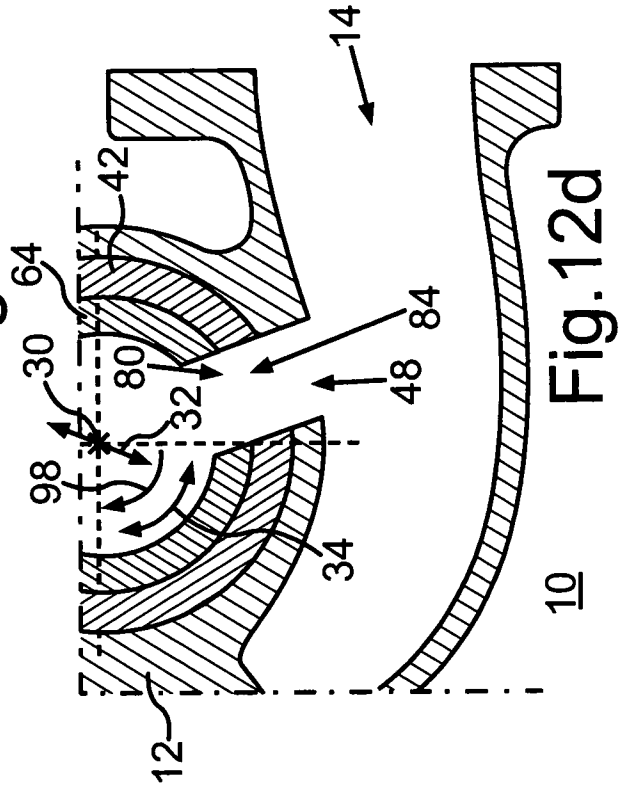


Fig. 12b

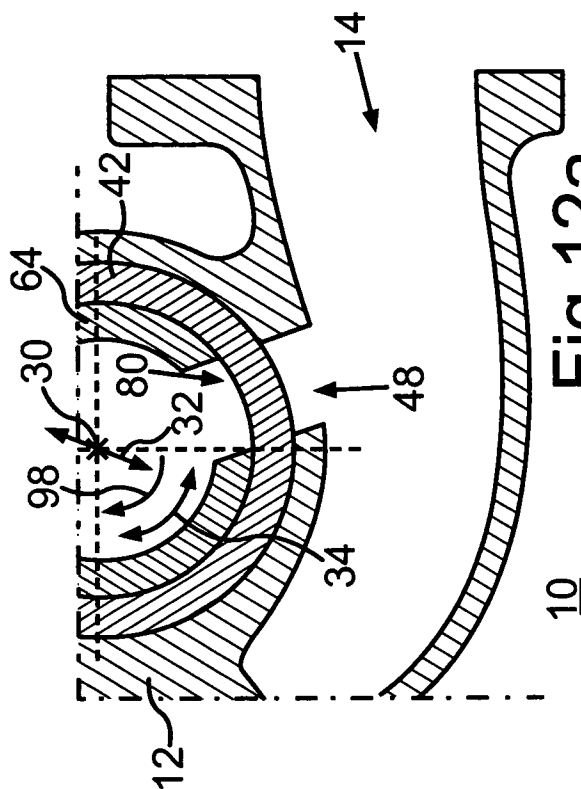


Fig. 12c

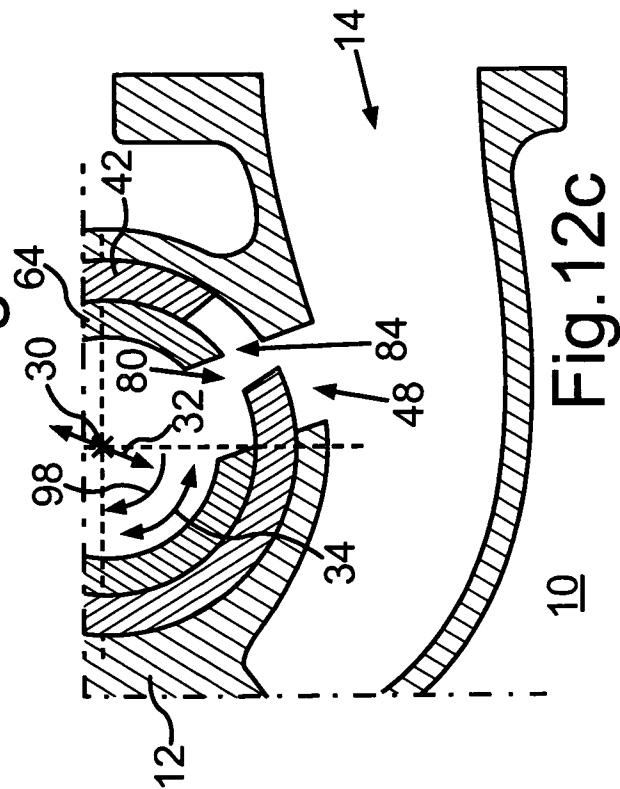


Fig. 12d

10/10

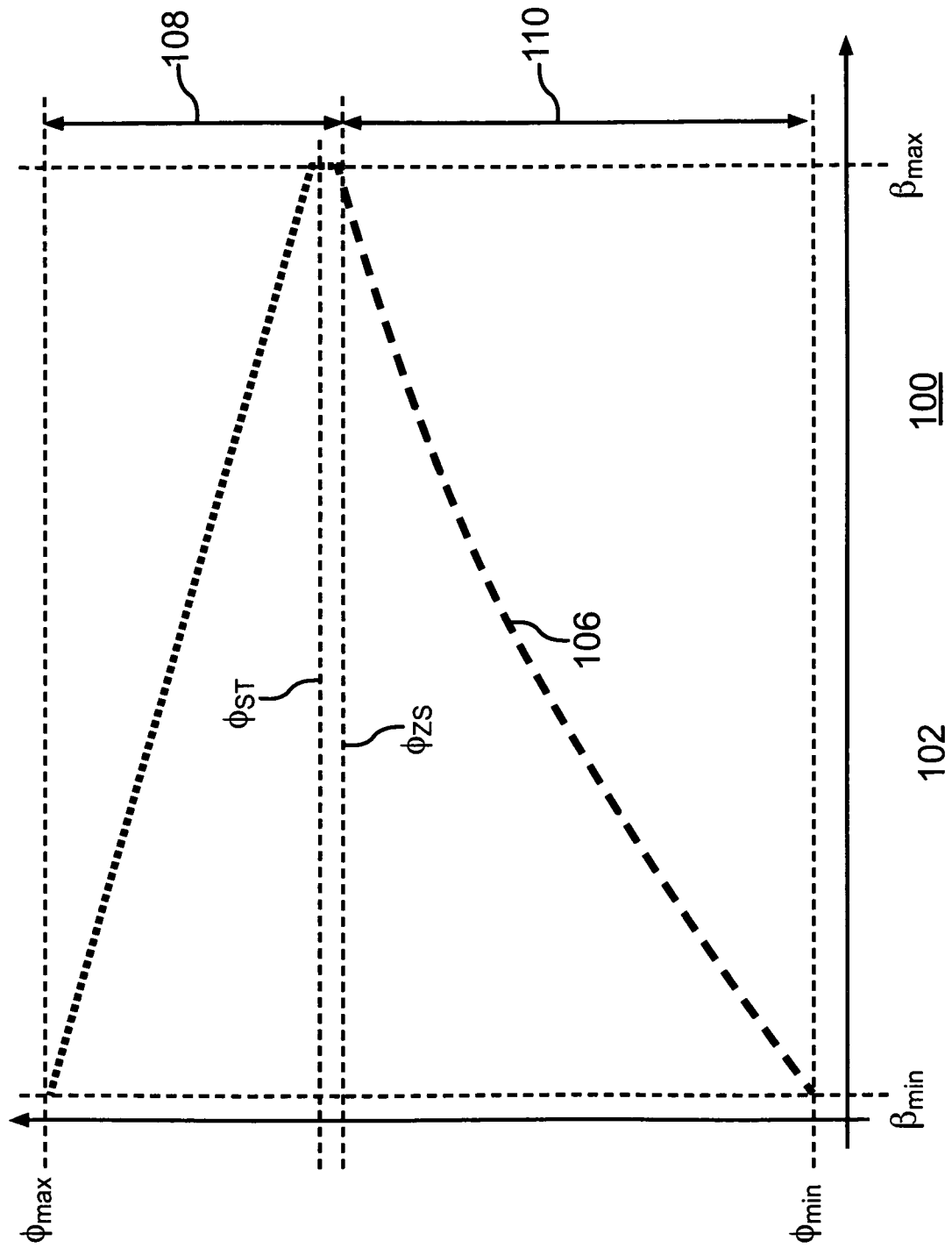


Fig. 13

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2011/006093

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. F01D17/14 F02B37/18 F02B37/22 F02B37/02
ADD.

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 F02B F02C

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, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 10 2008 039085 A1 (DAIMLER AG [DE]) 25 February 2010 (2010-02-25)	1,7,10
Y	claims 2,4	2-6
X	DE 10 2009 012131 A1 (DAIMLER AG [DE]) 9 September 2010 (2010-09-09) page 4, paragraph 21 - page 4, paragraph 22; claim 12; figures 1-11	1,7,8,10
Y	DE 196 51 498 C1 (DAIMLER BENZ AG [DE]) 16 April 1998 (1998-04-16) column 3, line 23 - column 3, line 35; figures 1-2	2,3
Y	EP 2 103 793 A2 (TOYOTA MOTOR CO LTD [JP]; TOYOTA JIDOSHOKKI KK [JP]) 23 September 2009 (2009-09-23) column 3, paragraph 14 - column 6, paragraph 32; figures 7-10	4-6



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

5 April 2012

Date of mailing of the international search report

19/04/2012

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

Rau, Guido

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2011/006093

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 102008039085 A1	25-02-2010	DE 102008039085 A1	25-02-2010
		JP 2012500356 A	05-01-2012
		US 2011067397 A1	24-03-2011
		WO 2010020322 A1	25-02-2010

DE 102009012131 A1	09-09-2010	NONE	

DE 19651498 C1	16-04-1998	DE 19651498 C1	16-04-1998
		FR 2756867 A1	12-06-1998
		GB 2320294 A	17-06-1998
		IT RM970758 A1	11-06-1998
		US 5855117 A	05-01-1999

EP 2103793 A2	23-09-2009	EP 2103793 A2	23-09-2009
		JP 2009228479 A	08-10-2009

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
 INV. F01D17/14 F02B37/18 F02B37/22 F02B37/02
 ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
 F01D F02B F02C

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 10 2008 039085 A1 (DAIMLER AG [DE]) 25. Februar 2010 (2010-02-25)	1,7,10
Y	Ansprüche 2,4	2-6
X	DE 10 2009 012131 A1 (DAIMLER AG [DE]) 9. September 2010 (2010-09-09) Seite 4, Absatz 21 - Seite 4, Absatz 22; Anspruch 12; Abbildungen 1-11	1,7,8,10
Y	DE 196 51 498 C1 (DAIMLER BENZ AG [DE]) 16. April 1998 (1998-04-16) Spalte 3, Zeile 23 - Spalte 3, Zeile 35; Abbildungen 1-2	2,3
Y	EP 2 103 793 A2 (TOYOTA MOTOR CO LTD [JP]; TOYOTA JIDOSHOKKI KK [JP]) 23. September 2009 (2009-09-23) Spalte 3, Absatz 14 - Spalte 6, Absatz 32; Abbildungen 7-10	4-6



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



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 erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer 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 naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

5. April 2012

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

19/04/2012

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

Rau, Guido

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2011/006093

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 102008039085 A1	25-02-2010	DE 102008039085 A1	25-02-2010
		JP 2012500356 A	05-01-2012
		US 2011067397 A1	24-03-2011
		WO 2010020322 A1	25-02-2010

DE 102009012131 A1	09-09-2010	KEINE	

DE 19651498 C1	16-04-1998	DE 19651498 C1	16-04-1998
		FR 2756867 A1	12-06-1998
		GB 2320294 A	17-06-1998
		IT RM970758 A1	11-06-1998
		US 5855117 A	05-01-1999

EP 2103793 A2	23-09-2009	EP 2103793 A2	23-09-2009
		JP 2009228479 A	08-10-2009
