



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
EIDGENÖSSISCHES INSTITUT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

(11) CH

706 524 A2

(51) Int. Cl.: F04D 29/28 (2006.01)

Patentanmeldung für die Schweiz und Liechtenstein

Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

(12) **PATENTANMELDUNG**

(21) Anmeldenummer: 00745/13

(22) Anmeldedatum: 09.04.2013

(43) Anmeldung veröffentlicht: 15.11.2013

(30) Priorität: 09.05.2012
DE 10 2012 207 727.8

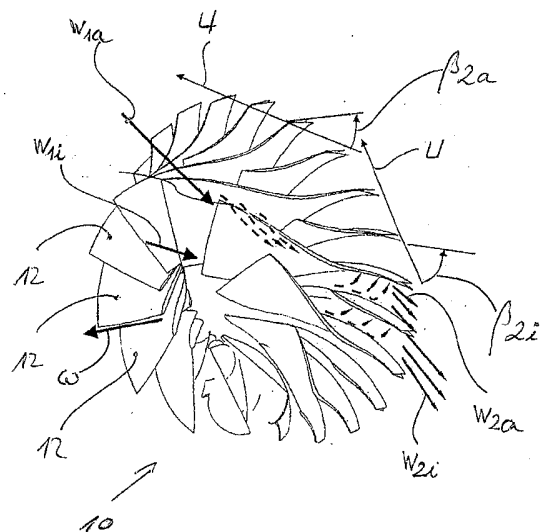
(71) Anmelder:
MAN Diesel & Turbo SE, Stadtbachstrasse 1
86153 Augsburg (DE)

(72) Erfinder:
Hannes Benetschick, 81829 München (DE)

(74) Vertreter:
E. Blum & Co. AG Patent- und Markenanwälte VSP,
Vorderberg 11
8044 Zürich (CH)

(54) **Radialverdichter.**

(57) Radialverdichter, insbesondere Radialverdichter eines Abgasturboladers, mit einem rotorseitigen Laufrad (10) und einem statorseitigen Gehäuse, wobei das Laufrad (10) mehrere Laufschaufeln (12) aufweist, wobei ein gegenüber dem Vektor der Umfangsgeschwindigkeit entgegengesetzten Umfangrichtung gemessener Austrittswinkel der Laufschaufeln derart bemessen ist, dass der radial innere Austrittswinkel (β_{2i}) und der radial äussere Austrittswinkel (β_{2a}) voneinander abweichen, nämlich derart, dass der radial innere Austrittswinkel (β_{2i}) grösser als der radial äussere Austrittswinkel (β_{2a}) ist.



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Radialverdichter gemäss dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Aus der DE 2 524 710 B2 ist ein Radialverdichter mit einem feststehenden Vorleitrad und einem dem Vorleitrad nachgeordneten, rotierenden Laufrad bekannt. Das Laufrad verfügt über Laufschaufeln, die durch einen sogenannten Eintrittswinkel sowie durch einen sogenannten Austrittswinkel gekennzeichnet sind, wobei sowohl der Eintrittswinkel als auch der Austrittswinkel der Laufschaufeln des Laufrads radial innen an einem sogenannten Innenschnitt anders dimensioniert ist als radial aussen an einem sogenannten Aussenschnitt. Nach der DE 2 524 710 B2 ist der radial innere Austrittswinkel der Laufschaufeln bezogen auf die Umfangsrichtung kleiner als der radial äussere Austrittswinkel derselben. Ein solcher Radialverdichter eignet sich insbesondere zur Anwendung bei sogenannten Prozessverdichtern und weist einen hohen Wirkungsgrad auf.

[0003] Hiervon ausgehend liegt der Erfindung die Aufgabe zu Grunde, einen neuartigen Radialverdichter mit erhöhter Pumpstabilität zu schaffen. Diese Aufgabe wird durch einen Radialverdichter gemäss Anspruch 1 gelöst. Erfindungsgemäss ist der radial innere Austrittswinkel β_{2i} der Laufschaufeln des Laufrads grösser als der radial äussere Austrittswinkel β_{2a} der Laufschaufeln des Laufrads.

[0004] Beim erfindungsgemässen Radialverdichter ist der radial innere Austrittswinkel der Laufschaufeln des Laufrads grösser als der radial äussere Austrittswinkel derselben. Dadurch lässt sich die Pumpstabilität eines Radialverdichters verbessern. Der erfindungsgemässe Radialverdichter eignet sich insbesondere zur Anwendung bei Turboladern.

[0005] Vorzugsweise ist der radial innere Austrittswinkel β_{2i} zwischen 20° und 45° , insbesondere zwischen 30° und 45° , grösser als der radial äussere Austrittswinkel β_{2a} . Ein derartiger Winkelversatz zwischen dem radial inneren Austrittswinkel und dem radial äusseren Austrittswinkel der Laufschaufeln des Laufrads ist zur Erweiterung des Arbeitsbereiches an der Pumpgrenze des Radialverdichters besonders geeignet, sodass ein Radialverdichter mit erhöhter Pumpstabilität bereitgestellt werden kann.

[0006] Nach einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung beträgt der radial innere Austrittswinkel β_{2i} zwischen 45° und 90° . Diese Dimensionierung des radial inneren Austrittswinkels der Laufschaufeln des Laufrads in Verbindung mit dem oben dargestellten Winkelversatz zwischen dem radial inneren Austrittswinkel und dem radial äusseren Austrittswinkel der Laufschaufeln des Laufrads ist besonders geeignet, um die Pumpstabilität des Radialverdichters auf vorteilhafte Art und Weise zu erhöhen.

[0007] Nach einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung weist der Radialverdichter eine gehäuseseitige Rezirkulationsstruktur auf, über welche eine rezirkulierende Strömung stromaufwärts des Laufrads mit einer Hauptströmung mischbar ist. Dann, wenn die erfindungsgemässe Konturierung des Austrittswinkels der Laufschaufeln in Verbindung mit einer gehäuseseitigen Rezirkulationsstruktur genutzt wird, kann die Pumpstabilität des Radialverdichters weiter verbessert werden.

[0008] Bevorzugte Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen und der nachfolgenden Beschreibung. Ausführungsbeispiele der Erfindung werden, ohne hierauf beschränkt zu sein, an Hand der Zeichnung näher erläutert. Dabei zeigt:

Fig. 1 eine perspektivische Ansicht eines Laufrades eines erfindungsgemässen Radialverdichters;

Fig. 2 einen Meridianschnitt durch eine vorteilhafte Weiterbildung des erfindungsgemässen Radialverdichters; und

Fig. 3 ein Diagramm zur weiteren Verdeutlichung der Erfindung.

[0009] Die hier vorliegende Erfindung betrifft einen Radialverdichter, insbesondere einen Radialverdichter eines Abgas-turboladers.

[0010] Ein Radialverdichter verfügt zumindest über ein rotorseitiges Laufrad sowie ein statorseitiges Gehäuse. Fig. 1 zeigt eine perspektivische Ansicht eines erfindungsgemässen Radialverdichters, nämlich eines Laufrads 10 des Radialverdichters, wobei Fig. 2 einen Meridianschnitt durch den Radialverdichter im Bereich des rotorseitigen Laufrads 10 und eines statorseitigen Gehäuses 11 zeigt.

[0011] Das rotorseitige Laufrad 10 des Radialverdichters verfügt über mehrere Laufschaufeln 12, wobei die Laufschaufeln 12 einerseits durch einen Eintrittswinkel und andererseits durch einen Austrittswinkel gekennzeichnet sind, der jeweils gegenüber einer Umfangsrichtung des Laufrads 10 gemessen wird.

[0012] Die hier vorliegende Erfindung betrifft die Bemessung des Austrittswinkels β_2 der Laufschaufeln 12 des Laufrads 10, jeweils gemessen gegenüber einer Umfangsrichtung U des Laufrads 10.

[0013] Der gegenüber der Umfangsrichtung U gemessene Austrittswinkel β_2 der Laufschaufeln 12 ist derart bemessen, dass ein radial innerer Austrittswinkel β_{2i} und der radial äussere Austrittswinkel β_{2a} voneinander abweichen, nämlich derart, dass, wie in Fig. 1 gezeigt, im Bereich jeder Laufschaufel 12 der radial innere Austrittswinkel β_{2i} grösser ist als der äussere Austrittswinkel β_{2a} .

[0014] Mit einer solchen erfindungsgemässen Ausgestaltung des Austrittswinkels β_2 der Laufschaufeln 12 des Laufrads 10 wird radial innen an der Beschauelung des Laufrads 10 eine ausgeprägte Verzögerung einer sogenannten Relativgeschwindigkeit eingestellt, sodass ein nach radial aussen gerichteter Verdrängungseffekt für die Strömung einsetzt. Dadurch wird eine für Radialverdichter typische Verzögerung der Relativgeschwindigkeit radial aussen gemässigt, wodurch die Pumpstabilität des Laufrads 10 und damit des gesamten Radialverdichters gesteigert werden kann.

[0015] Dieser Gewinn an Pumpstabilität kann dazu genutzt werden, um einen realisierbaren Variationsbereich für den Durchsatz durch den Radialverdichter gegenüber dem Stand der Technik zu steigern. Weiterhin kann dieser Gewinn an Pumpstabilität genutzt werden, um die realisierbaren Verdichterdruckverhältnisse zu steigern, wobei diese beiden Effekte auch in Kombination miteinander genutzt werden können.

[0016] Die oben erwähnte Verzögerung der Relativgeschwindigkeit entspricht dem Verhältnis w_{2a}/w_{1a} , wobei es sich bei der Grösse w_{2a} um die Relativgeschwindigkeit der Strömung radial aussen am Austritt des Laufrads 10 und bei der Grösse w_{1a} um die Relativgeschwindigkeit der Strömung radial aussen am Eintritt des Laufrads 10 handelt. Die Relativgeschwindigkeiten w_{1i} am Eintritt und die Relativgeschwindigkeiten w_{2i} am Austritt des Laufrads 10 sind in Fig. 1 durch Pfeile visualisiert.

[0017] Fig. 1 verdeutlicht weiterhin mit einem Pfeil den Vektor der Rotationsbewegung dessen Betrag die sogenannte Kreisfrequenz ω des Verdichters 10 kennzeichnet, wobei für die Kreisfrequenz ω gilt:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n,$$

mit der Drehzahl n des Laufrads 10.

[0018] Für die Umfangsgeschwindigkeit u_2 der Laufschaufeln 12 des Laufrads 10 am Austritt des Laufrads 10 gilt folgende Beziehung:

$$u_2 = \omega \cdot r_2,$$

wobei es sich bei r_2 um den Radius der Laufschaufeln 12 am Austritt des Laufrads 10 handelt. Radial innen, also bei einem kleinen Radius r_{2i} , ist bei gleicher Kreisfrequenz die Umfangsgeschwindigkeit kleiner als radial aussen, also bei einem grossen Radius r_{2a} .

[0019] Wie bereits erwähnt, ist erfindungsgemäss im Bereich jeder Laufschaufel 12 des Laufrads 10 der radial innere Austrittswinkel β_{2i} grösser als der radial äussere Austrittswinkel β_{2a} , wobei der radial innere Austrittswinkel β_{2i} vorzugsweise um mindestens 10° grösser ist als der radial äussere Austrittswinkel β_{2a} .

[0020] Bevorzugt ist eine Variante der Erfindung, in welcher der radial innere Austrittswinkel β_{2i} um mindestens 20° grösser als der radial äussere Austrittswinkel β_{2a} ist, besonders bevorzugt ist der radial innere Austrittswinkel β_{2i} um mindestens 30° als der radial äussere Austrittswinkel β_{2a} .

[0021] Nach einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung ist der radial innere Austrittswinkel β_{2i} zwischen 20° und 45° , vorzugsweise zwischen 30° und 45° , grösser als der radial äussere Austrittswinkel β_{2a} .

[0022] Beim radial äusseren Austrittswinkel β_{2a} handelt es sich um denjenigen Winkel der Laufschaufeln 12 am Austritt des Laufrads 10, welchen die Laufschaufeln 12 am radial äusseren Ende mit der Umfangsrichtung des Laufrads 10 gemäss Fig. 1 einschliessen.

[0023] Beim radial inneren Austrittswinkel β_{2i} der Laufschaufeln 12 handelt es sich um denjenigen Winkel, welchen die Laufschaufeln 12 radial innen unmittelbar benachbart zu einer Nabe des Laufrads 10 austrittsseitig mit der Umfangsrichtung des Laufrads 10 gemäss Fig. 1 einschliessen.

[0024] Der radial innere Austrittswinkel β_{2i} am Austritt des Laufrads 10 beträgt im Bereich jeder Laufschaufel 12 vorzugsweise mindestens 45° , vorzugsweise beträgt der radial innere Austrittswinkel β_{2i} zwischen 45° und 90° .

[0025] Diese Abmessung des radial inneren Austrittswinkels β_{2i} der Laufschaufeln 12 in Verbindung mit dem Winkelversatz zwischen dem radial inneren Austrittswinkel β_{2i} und dem radial äusseren Austrittswinkel β_{2a} erlaubt die Bereitstellung eines Radialverdichters mit einer besonders vorteilhaften Pumpstabilität.

[0026] Fig. 2 verdeutlicht eine vorteilhafte Weiterbildung des erfindungsgemässen Radialverdichters, bei welchem im Bereich des Gehäuses 11 desselben eine Rezirkulationsstruktur 13, ein sogenanntes Casing Treatment, ausgebildet ist, nämlich derart, dass eine in definierten Betriebspunkten des Radialverdichters vorhandene Rezirkulationsströmung 14, welche die Rezirkulationsstruktur 13 entgegengesetzt zu einer Hauptströmung 15 durchströmt, stromaufwärts des Laufrads 10 mit der Hauptströmung 15 mischbar ist. Dadurch kann in Kombination mit den oben beschriebenen Massnahmen zur Ausgestaltung des Austrittswinkels β_2 der Laufschaufeln 12 des Laufrads 10 die Pumpstabilität des erfindungsgemässen Radialverdichters weiter gesteigert werden.

[0027] Abhängig vom Betriebspunkt des Radialverdichters kann sich durch die Rezirkulationsstruktur 13 auch eine Sekundärströmung 16 ausbilden, die parallel zur Hauptströmung 15 verläuft und sich stromabwärts der Eintrittskante des Laufrads 10 mit der Hauptströmung 15 vereinigt.

[0028] Im Schaubild der Fig. 3 ist über einem Volumenstrom V ein Totaldruckverhältnis Δp des Radialverdichters gezeigt, wobei in Fig. 3 einerseits die mit dem erfindungsgemässen Radialverdichter erzielbare Pumpgrenze 17 und die daraus

resultierende erzielbare Betriebslinie des Verdichters 17' gezeigt sind. Gemäss Fig. 3 kann demnach beim erfindungsgemässen Radialverdichter die Pumpgrenze 17 zu kleineren Werten des Volumenstromes verschoben und damit die Pumpstabilität verbessert werden. Mit der Bezugsziffer 18 ist in Fig. 3 die Pumpgrenze eines gemäss dem Stand der Technik ausgeführten Radialverdichters gezeigt, wobei mit der Bezugsziffer 18' die erzielbare Betriebslinie eines Radialverdichters nach dem Stand der Technik angegeben ist. Die Drehzahllinien mit konstanter Drehzahl sind in Fig. 3 mit der Bezugsziffer 19 gekennzeichnet. Bezugsziffer 20 verdeutlicht die Kennlinie mit optimalem Wirkungsgrad für den erfindungsgemässen Radialverdichter. Bezugsziffer 21 verdeutlicht die sogenannte Sperrgrenze.

[0029] Mit der Erfindung kann bei einem Radialverdichter im Bereich des Laufrads 10 radial innen im Bereich eines Innenschnitts eine im Vergleich mit dem Stand der Technik intensivere Verzögerung des Arbeitsmediums als radial aussen an einem Aussenschnitt eingestellt werden. Dies hat zur Folge, dass ein Teil des in Nabennähe energiereicheren Arbeitsmediums zum Aussenschnitt der Laufschaufeln 12 verdrängt wird. Hierdurch ist es möglich, die für Radialverdichterlaufräder kritische Strömung in Gehäusenähe energetisch anzureichern und die Pumpstabilität des Radialverdichters 10 zu erhöhen.

[0030] Der erfindungsgemässe Radialverdichter ist zur Verwendung in einem Abgasturbolader ausgelegt.

Bezugszeichenliste

[0031]

10	Laufrad
11	Gehäuse
12	Laufschaufel
13	Rezirkulationsstruktur
14	Rezirkulationsströmung
15	Hauptströmung
16	Sekundärströmung
17, 18	Pumpgrenze
17', 18'	Charakteristik/Betriebslinie Verdichter
19	Drehzahllinie
20	optimaler Wirkungsgrad
21	Sperrgrenze

Patentansprüche

1. Radialverdichter, insbesondere Radialverdichter eines Abgasturboladers, mit einem rotorseitigen Laufrad (10) und einem statorseitigen Gehäuse (11), wobei das Laufrad (10) mehrere Laufschaufeln (12) aufweist und wobei ein gegenüber dem Vektor der Umfangsgeschwindigkeit entgegengesetzten Umfangsrichtung gemessener Austrittswinkel (β_{2i}) der Laufschaufeln derart bemessen ist, dass der radial innere Austrittswinkel (β_{2i}) und der radial äussere Austrittswinkel (β_{2a}) voneinander abweichen, dadurch gekennzeichnet, dass der radial innere Austrittswinkel (β_{2i}) grösser als der radial äussere Austrittswinkel (β_{2a}) ist.
2. Radialverdichter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der radial innere Austrittswinkel (β_{2i}) um mindestens 10° grösser als der radial äussere Austrittswinkel (β_{2a}) ist.
3. Radialverdichter nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der radial innere Austrittswinkel (β_{2i}) um mindestens 20° grösser als der radial äussere Austrittswinkel (β_{2a}) ist.
4. Radialverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der radial innere Austrittswinkel (β_{2i}) zwischen 20° und 45° grösser als der radial äussere Austrittswinkel (β_{2a}) ist.
5. Radialverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass der radial innere Austrittswinkel (β_{2i}) um mindestens 30° grösser als der radial äussere Austrittswinkel (β_{2a}) ist.
6. Radialverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass der radial innere Austrittswinkel (β_{2i}) zwischen 30° und 45° grösser als der radial äussere Austrittswinkel (β_{2a}) ist.
7. Radialverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass der radial innere Austrittswinkel (β_{2i}) grösser als 45° ist.

CH 706 524 A2

8. Radialverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass der radial innere Austrittswinkel (β_{2i}) zwischen 45° und 90° beträgt.
9. Radialverdichter nach einem der Ansprüche 1 bis 8, gekennzeichnet durch eine gehäuseseitige Rezirkulationsstruktur (13), über welchen eine rezirkulierende Strömung stromaufwärts des Laufrads (10) mit einer Hauptströmung mischbar ist.

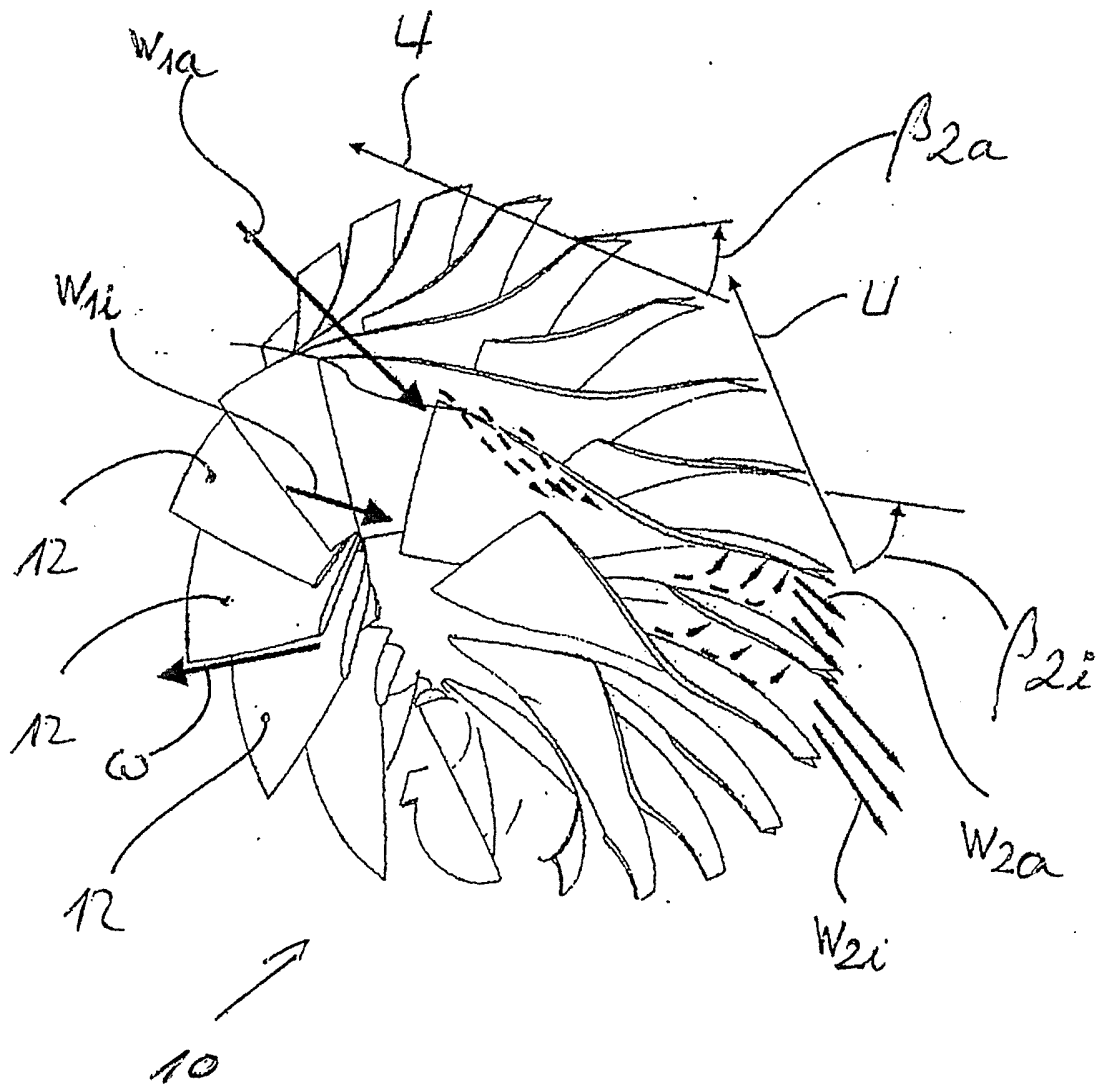


fig. 1

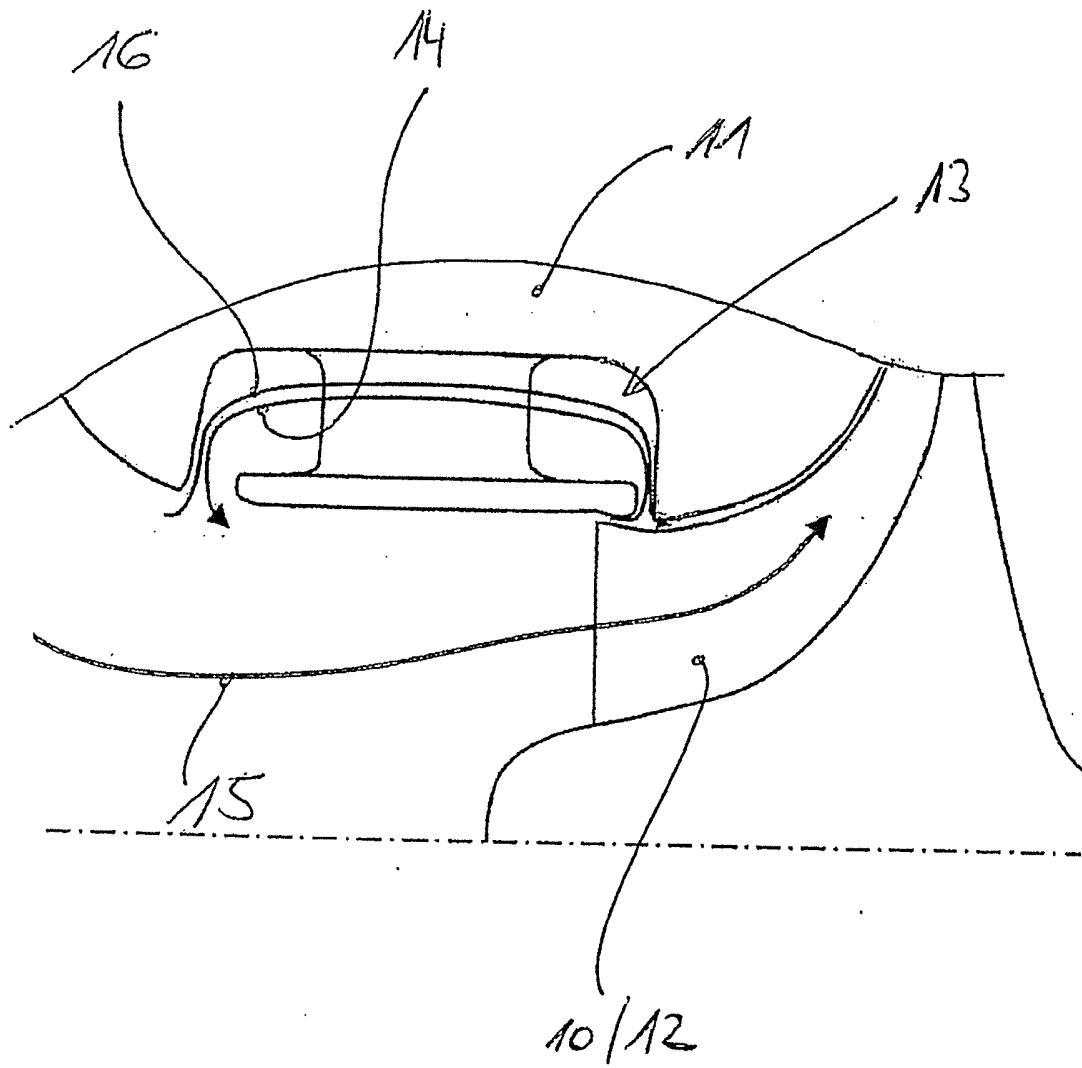


fig. 2

