



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



Veröffentlichungsnummer: **0 567 874 B1**

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

Veröffentlichungstag der Patentschrift: **06.09.95**

Int. Cl.⁶: **F04D 25/16**, F04D 23/00

Anmeldenummer: **93106279.8**

Anmeldetag: **17.04.93**

Strömungsmaschine zur Gasverdichtung.

Priorität: **27.04.92 DE 4213765**
15.09.92 DE 4230770

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
03.11.93 Patentblatt 93/44

Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
06.09.95 Patentblatt 95/36

Benannte Vertragsstaaten:
CH DE ES FR GB IT LI

Entgegenhaltungen:
DD-A- 4 862 DD-C- 35 450
DD-C- 41 513 DE-A- 1 403 579
DE-A- 2 112 980 DE-A- 3 128 374
DE-C- 474 906 NL-A- 68 264
US-A- 3 936 240

Patentinhaber: **Gebrüder Becker GmbH & Co.**
Hölker Feld 29-31
D-42279 Wuppertal (DE)

Erfinder: **Henning, Hans-Heinrich, Dr. Ing.**
Hermann Lönsstrasse 30
W-5828 Ennepetal (DE)

Erfinder: **Frohn, Dieter, Dipl.-Ing.**
Am Dausendbusch 15
W-5600 Wuppertal 2 (DE)

Erfinder: **Hollmann, Carldieter, Dipl.-Ing.**
Bommerholzer Strasse 57
W-5810 Witten (DE)

Erfinder: **Winkelströter, Walter**
Roseggerstrasse 33
W-5600 Wuppertal 2 (DE)

Erfinder: **Diedrichsen, Frank, Dipl.-Ing.**
Hohenstein 42
W-5600 Wuppertal 2 (DE)

Vertreter: **Peerbooms, Rudolf, Dipl.-Phys. et al**
Rieder & Partner
Anwaltskanzlei
Postfach 11 04 51
D-42304 Wuppertal (DE)

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 0 567 874 B1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Strömungsmaschine mit einem Radialschaufeln aufweisenden Radialverdichter-Laufrad, das einen Seitenkanalverdichter speist, welcher einen Kranz von Kammern aufweist, die durch am Laufrad angebrachte Kammerschaufeln getrennt sind, wobei der Ringdurchmesser des Seitenkanals des Seitenkanalverdichters gleich oder größer als der Durchmesser des die Radialschaufeln tragenden Teiles des Laufrades ist, wobei die Kammern an ihrer an die äußeren Enden der Radialschaufeln angrenzenden Seite Öffnungen aufweisen und wobei die Radialschaufeln in Strömungsrichtung stetig in die Kammerschaufeln übergehen.

Strömungsmaschinen werden im allgemeinen unter anderem als Radialverdichter oder als Seitenkanalverdichter ausgebildet. Radialverdichter werden vornehmlich zur Erzeugung großer Volumenströme, Seitenkanalverdichter zur Erzeugung hoher Druckdifferenzen eingesetzt.

Durch die DE 31 28 374 A1, Fig. 1 und 2, ist eine radialschaufelunterstützte, auch für gasförmige Medien einsetzbare Seitenkanalpumpe bekannt, bei welcher das Laufrad an einer Stirnseite konvex gebogene Radialschaufeln aufweist, die das Fördermedium in einen sich spiralförmig erweiternden Umfangskanal fördern, von dem aus das Fördermedium in eine Seitenkanalpumpe weitergeleitet wird, deren radial gerichtete Kammerschaufeln entweder auf der den Radialschaufeln gegenüberliegenden Seite des Laufrades oder gemäß der dortigen Fig. 8 am Außenumfang des Laufrades angebracht sind. Das dort von den Radialschaufeln nach außen geförderte Medium wird über einen verhältnismäßig weiten Weg unter mehrfacher Umlenkung zum Seitenkanal geleitet, was den Wirkungsgrad erheblich herabsetzt.

Durch die DD-PS 4862 ist eine gattungsgemäße, dort allerdings für flüssige Medien bestimmte, mehrstufige Strömungsmaschine bekannt, bei der die erste Stufe als Radialverdichter ausgebildet ist, deren Radialschaufeln stetig in Kammerschaufeln der als Seitenkanalverdichter ausgebildeten zweiten Stufe übergehen. Die Kammern des die Radialschaufeln umschließenden Seitenkanalverdichters sind an ihrer den Radialschaufeln zugewandten Seite offen, so daß das Fördermedium unmittelbar von den Strömungskanälen des Radialverdichters in die Kammern des Seitenkanalverdichters gelangt. Dort sind allerdings die Kammerschaufeln radial ausgerichtet, und die dort nur leicht konkav gekrümmten Radialschaufeln gehen geradlinig in die Kammerschaufeln über. Infolgedessen führt dort ein in den Seitenkanalkammern sich aufbauender Druck zu einem ungehindert radial einwärts in die Strömungskanäle des Radialverdichters gerichteten

Rückstau, der den erreichbaren Wirkungsgrad begrenzt.

Ferner ist durch die DD-PS 35 450 eine selbstansaugende Flüssigkeits-Kreiselpumpe bekannt, deren Laufrad im zentralen Bereich mit konvex gebogenen Radialschaufeln und im Umfangsbereich mit konvex gebogenen Kammerschaufeln versehen ist. Die Radialschaufeln laufen innerhalb eines zylindrischen Gehäusezwischenmantels um, der nur an einer Stelle über einen Winkelbogen von etwa 60° unterbrochen ist, so daß der Flüssigkeitsstrom nur an dieser Unterbrechungsstelle von dem Radialförderer in den die Kammerschaufeln aufweisenden Umfangskanal übergeht. Da die Radialschaufeln und Kammerschaufeln einen Abstand von mindestens der Stärke des Gehäusezwischenmantels aufweisen, treten beim Übergang erhebliche Turbulenzen auf, die den erreichbaren Wirkungsgrad stark begrenzen.

Durch die DD-PS 41 513 ist ein kombiniertes Laufrad für Pumpen, Verdichter od. dgl. mit gekrümmten Radialschaufeln bekannt, die das Medium mittig in einen Umfangskanal hinein fördern, der an zwei sich gegenüberliegenden Seiten mit geraden, radial gerichteten Kammerschaufeln bestückt ist. Der von den Radialschaufeln erzeugte Mediumstrom wird an der äußeren Umfangswand des Umfangskanals aufgeteilt und zu den Kammerschaufeln hin umgelenkt, so daß im Umfangskanal zwei gegeneinander gerichtete Kreisströme auftreten, die auf den von den Radialschaufeln erzeugten Mediumstrom auftreffen. Da dieser Mediumstrom beim Eintritt in den Umfangskanal abrupt seine zuvor von den Radialschaufeln bewirkte Führung verliert, kommt es zu erheblichen Turbulenzen und zu einem raschen Rückstau, weshalb mit dieser bekannten Anordnung nur ein sehr begrenzter Wirkungsgrad erreichbar ist.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Strömungsmaschine hohen Wirkungsgrades zu schaffen, die auch für eine Lasergasumwälzung geeignet sein soll.

Ausgehend von einer Strömungsmaschine der eingangs genannten Art, ist die Lösung dieser Aufgabe erfindungsgemäß dadurch erreicht, daß die Strömungsmaschine als Gasverdichtungsmaschine ausgebildet ist, daß - in Stirnansicht - die Kammerschaufeln und die Radialschaufeln jeweils entgegengesetzte Krümmungen aufweisen, daß die Kammerschaufeln und die Radialschaufeln an ihrer Übergangsstelle einen Krümmungswendepunkt aufweisen und daß die Schaufeln an der Übergangsstelle um einen betragsmäßig gleichen Winkel von kleiner als 30° Grad, z.B. von 15°, gegenüber der Umfangstangente an der Übergangsstelle geneigt sind. Je kleiner dieser Winkel ist, desto stärker ist der Druckaufbau im Radialverdichter bei kleiner werdenden Volumenströmen und desto stärker

können die Kammerschaufeln gegenüber dem einströmenden Gasstrom angestellt werden, wodurch eine Zirkulationsströmung mit geringer Wendelsteigungshöhe erzeugt wird, so daß der Gasstrom im Seitenkanalverdichter durch Impulsaustausch eine besonders starke Druckerhöhung erfährt.

Der Wirkungsgrad der Strömungsmaschine kann ferner noch dadurch erhöht werden, daß die an ihrem radial inneren Ende im wesentlichen rechtwinklig vom Laufrad abragenden Radialschaufeln und die nachfolgenden Kammerschaufeln, mit ihrer Längserstreckung zunehmend, gegenüber der Laufradebene nach vorne, d.h. in Laufraddrehrichtung, geneigt sind.

Durch den großen Ringdurchmesser des torusförmigen Seitenkanales wird von den Kammerschaufeln des Seitenkanalverdichters eine höhere Umfangsgeschwindigkeit als von den Radialschaufeln erreicht. Wegen seiner größeren Umfangsgeschwindigkeit vermag der Seitenkanalverdichter eine von einem Radialverdichter großen Schluckvolumens gelieferte Gasmenge aufzunehmen, die dann im Seitenkanalverdichter als nachfolgende Arbeitsstufe auf einen hohen Druck verdichtet wird. Da die von dem Radialverdichter geförderte Gasmenge bereits mit einer hohen Geschwindigkeit in die Kammern des Seitenkanalverdichters eintritt, entsteht im Seitenkanal sofort eine Zirkulationsbewegung, so daß der Seitenkanalverdichter über seinen Umfang hinweg besonders effektiv genutzt wird. Die Kammern des Seitenkanalverdichters nehmen hinter dem Unterbrecher zunächst maximale Volumenströme vom Radialverdichter auf; die zuströmenden Volumenströme verringern sich - entsprechend dem Druckaufbau im Seitenkanal - zur Vorderseite des Unterbrechers hin. Die auch hier im Seitenkanalverdichter unvermeidbar im Bereich der Unterbrecher auftretenden Verschleppungsverluste sind bei der erfindungsgemäßen Strömungsmaschine gering, da die im Bereich des Unterbrechers von den Kammern mitgeschleppten, hochkomprimierten Gasmengen sich nachfolgend nicht wie bei einem üblichen, einstufigen Seitenkanalverdichter gegen den Ansaugdruck, sondern nur gegen den vom Radialverdichter bereits erzeugten erhöhten Zwischendruck entspannen. Zudem erfährt die Gasströmung beim Übergang vom Radialverdichter zum Seitenkanalverdichter nur eine verhältnismäßig geringe Umlenkung, da die Strömungsrichtung an dieser Übergangsstelle radial nach außen gerichtet bleibt und durch den stetigen, nahezu in Umfangsrichtung sich erstreckenden Übergang zwischen Radialschaufeln und Kammerschaufeln Stoß- und Ablöseverluste vermieden werden. Die Strömungsmaschine arbeitet mit kontinuierlichem Ansaugdruck und bläst pulsationsarm ab und ist dadurch verhältnismäßig geräuscharm. Insgesamt ist durch die Erfindung eine

geräuscharme Strömungsmaschine hohen Wirkungsgrades erreicht.

Der Erfindung zufolge können die Kammerschaufeln jeweils eine Verbreiterung aufweisen, die zum Seitenkanal des Seitenkanalverdichters hin gerichtet ist, wobei die Kammern im Bereich dieser Verbreiterungen radial einwärts durch eine Abschlußwand geschlossen sind. Durch diese Maßnahmen kann ein großes Kammervolumen beim Seitenkanalverdichter vorgesehen und die Radialabmessung der Strömungsmaschine verhältnismäßig klein gehalten werden.

Der Erfindung zufolge kann ferner vorgesehen werden, daß die Höhe der Radialschaufeln radial nach außen hin abnimmt und daß den Radialschaufeln auf ihrer dem Laufrad gegenüberliegenden Seite eine gehäuseseitige Deckwand oder eine am Laufrad angeformte Deckscheibe zugeordnet ist und daß die Deckwand, bzw. die Deckscheibe, zugleich die Abschlußwand der Kammern im Bereich der Verbreiterungen bildet. Durch diese Maßnahmen sind die zwischen zwei benachbarten Radialschaufeln liegenden Strömungskanäle nach außen hin so geformt, daß der Radialverdichter bereits mit einem hohen Druck in die Kammern des Seitenkanalverdichters einspeist, wo das eingespeiste Gas sofort in die typische Zirkulationsbewegung eines Seitenkanalverdichters versetzt wird.

Die Höhe der Radialschaufeln und der Querschnitt der von ihnen begrenzten Strömungskanäle werden in Anpassung an den optimalen Volumenstrom des Seitenkanalverdichters ausgelegt.

Die die Radialschaufeln tragende Stirnseite des Laufrades ist vorteilhafterweise kegelig, und die Radialschaufeln sind in ihrer Längserstreckung schräg gegenüber der Laufradachse geneigt, so daß das axial angesaugte Gas nur allmählich in radiale Richtung umgelenkt wird.

Die Strömungsmaschine nach der Erfindung kann mit nur einem Unterbrecher ausgerüstet sein, was sich bei einem Verbraucher empfiehlt, der mit einem hohen, z. B. dem maximal von der Strömungsmaschine nach der Erfindung erzeugbaren, Überdruck betrieben werden soll. Alternativ können der Erfindung zufolge aber auch mehrere Unterbrecher am Seitenkanalverdichter angeordnet werden, die in einen gemeinsamen Sammelringraum münden, um einen Verbraucher hohen Volumenbedarfes zu versorgen.

Gemäß einer weiteren Alternative kann aber auch vorgesehen werden, daß im Falle mehrerer Unterbrecher jedem Unterbrecher ein eigener Sammelraum mit Auslaß zugeordnet ist, so daß mit der Strömungsmaschine mehrere Verbraucher gleichzeitig versorgt werden können. Dabei ist es möglich, die Teilung des Seitenkanales, d.h. die Winkelabstände zwischen den Unterbrechern, ungleichmäßig zu wählen, so daß unterschiedliche

Druck/Volumenströme anfallen und also mehrere Verbraucher unterschiedlichen Druck /Volumenbedarfes versorgt werden können.

Weitere Merkmale der Erfindung sind in den Unteransprüchen angegeben und nachfolgend anhand der Figurenbeschreibung näher erläutert.

Die Erfindung wird im folgenden anhand mehrerer in der Zeichnung dargestellter Ausführungsbeispiele näher erläutert. In der Zeichnung zeigen:

- Fig. 1 In einem Axialschnitt eine Strömungsmaschine nach der Erfindung,
- Fig. 2 eine Stirnansicht auf das Laufrad der Strömungsmaschine nach Fig. 1,
- Fig. 3 im Axialschnitt eine zweite Ausführungsform einer Strömungsmaschine nach der Erfindung,
- Fig. 4 in Stirnansicht eine abgewandelte Ausführungsform des Laufrades,
- Fig. 5 in Stirnansicht eine weitere abgewandelte Ausführungsform des Laufrades,
- Fig. 6 im Axialschnitt eine weitere Ausführungsform einer Strömungsmaschine nach der Erfindung,
- Fig. 7 im Axialschnitt noch eine weitere Ausführungsform der Strömungsmaschine nach der Erfindung und
- Fig. 8 eine Abwandlung der Ausführungsform nach Fig. 7.

Die in den Fig. 1 und 2 gezeigte Strömungsmaschine zur Gasverdichtung besitzt ein von einem Gehäuse 1 umschlossenes Laufrad 2, das an einer Stirnseite 3 konvex gekrümmte Radialschaufeln 4 aufweist, die radial nach außen hin stetig in konkave Kammerschaufeln 5 übergehen. Die Kammerschaufeln 5 weisen gegenüber den Abmessungen der äußeren Stirnenden 6 der Radialschaufeln 4 eine axial gerichtete Verbreiterung 7 auf, wobei die Verbreiterungen 7 zur Ansaugseite 8 der Strömungsmaschine gerichtet sind. Das Gehäuse 1 umfaßt eine Rückwand 9, in der das Laufrad 2 gelagert ist, eine Vorderwand 10 mit Ansaugstutzen 11 und eine Umfangswand 12. Das in der Praxis mehrteilig ausgebildete Gehäuse 1 ist hier vereinfacht und einstückig dargestellt. In der Gehäusevorderwand 10 ist ein halbkreisförmiger Seitenkanal 13 ausgebildet, der mit seiner offenen Seite den Kammerschaufeln 5 gegenüberliegt. Der Boden 14 jeder zwischen zwei benachbarten Kammerschaufeln 5 liegenden Kammern 15 weist in seinem radial außenliegenden Bereich den gleichen Krümmungsradius wie der Seitenkanal 13 auf. Der Kammerboden 14 geht an jeder Übergangsstelle zwischen den Kammerschaufeln 5 und den Radialschaufeln 4 stetig in die Stirnseite 3 des Laufrades 2 über, und die Kammern 15 sind jeweils gegenüber den zwischen zwei Radialschaufeln 4 liegenden Strömungskämen S offen, vgl. Öffnungen 55. Wie aus Fig. 1 ersichtlich ist, bilden der

Seitenkanal 13 und die Kammern 15 einen Torusraum und wirken als Seitenkanalverdichter, welcher durch den von den Radialschaufeln 4 gebildeten Radialverdichter gespeist wird. Der Ringdurchmesser D des torusförmigen Seitenkanals 13 ist größer als der Durchmesser d des von den Radialschaufeln 4 gebildeten Radialverdichters.

Fig. 1 zeigt ferner einen, den Seitenkanal an einer Umfangsstelle sperrenden Unterbrecher 16, der den Gasstrom im Seitenkanal 13 in einer zur Ansaugrichtung antiparallelen Richtung in einen Sammelraum 17 leitet, an dessen Auslaß 18 ein Verbraucher angeschlossen wird.

Die Radialschaufeln 4 sind an der dem Laufrad 2 gegenüberliegenden Seite durch eine gehäusefeste Deckwand 19 abgedeckt, die zugleich eine Kammer-Abschlußwand 20 an der radial innenliegenden Seite der Verbreiterung 7 der Kammerschaufeln 5 bildet. Die Abschlußwand 20 geht tangential in die kreisbogenförmige Wand des Seitenkanals 13 über. Die Stirnseite 3 des Laufrades 2 ist im Bereich der Radialschaufeln 4 kegelig geneigt, wobei der Neigungswinkel gegenüber der Laufradachse 21 etwa 105° beträgt.

Die axiale Höhe h, mit der die Radialschaufeln 4 über die Stirnseite 3 vorstehen, nimmt radial nach außen hin kontinuierlich ab. Die an ihrem innenliegenden Ende 22 senkrecht oder nahezu senkrecht vom Laufrad 2 abragenden Radialschaufeln 4 und die sich daran anschließenden Kammerschaufeln 5 sind über ihre Längserstreckung hinweg zunehmend gegenüber der Stirnseite 3 des Laufrades 2 schräg angestellt und räumlich gekrümmt, wobei ihre freie Oberkante in Drehrichtung U voreilt, vgl. Fig. 2.

Wie insbesondere aus Fig. 2 ersichtlich ist, weisen die Radialschaufeln 4 und die Kammerschaufeln 5 über ihre Längserstreckung hinweg jeweils entgegengesetzte Krümmungen auf, wobei der Krümmungswendepunkt an ihrer Übergangsstelle 23 liegt. An der Übergangsstelle 23 sind die Radialschaufeln 4 und die Kammerschaufeln 5 jeweils um betragsmäßig gleiche Winkel $\underline{b}$ gegenüber der Umfangstangente T im Wendepunkt geneigt. Der Winkel $\underline{b}$ beträgt beim Ausführungsbeispiel etwa 25°.

Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 2 ist jede zweite Radialschaufel als verkürzte Splitterschaufel 24 ausgebildet, die jeweils ebenfalls stetig in eine Kammerschaufel 5 übergehen. In Fig. 2 ist nur eine Radialschaufel 4 mit ihrer nachfolgenden Kammerschaufel 5 vollständig gezeigt, während die übrigen Schaufeln 4, 5, 24 lediglich durch strichpunktierte Linien dargestellt sind.

An einer Umfangsstelle ist im Seitenkanal 13 ein Unterbrecher 16 angeordnet, der in Fig. 2 schematisch durch zwei gestrichelte Linien angedeutet ist.

Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 3 ist ein gleiches Laufrad wie beim Ausführungsbeispiel nach den Fig. 1 und 2 vorgesehen, jedoch ist hier der Seitenkanal 13 an zwei sich diametral gegenüberliegenden Stellen durch je einen Unterbrecher 16, 25 unterbrochen. In Fig. 2 ist die Lage des zweiten Unterbrechers 25 strichpunktiert angedeutet. Beide Unterbrecher 16, 25 leiten den Gasstrom in einen gemeinsamen ringförmigen Sammelkanal 26, an den wiederum über den Auslaß 18 ein Verbraucher angeschlossen werden kann.

Der Erfindung zufolge ist aber auch möglich, den Unterbrechern 16, 25 und evtl. weiteren Unterbrechern jeweils einen gesonderten Sammelraum 17 mit jeweils eigenem Auslaß 18 zuzuordnen, so daß verschiedene Verbraucher an die Strömungsmaschine gleichzeitig angeschlossen werden können. Hierbei ist es auch möglich, zwei oder mehr Unterbrecher ungleichmäßig über den Umfang des Seitenkanals 13 zu verteilen, so daß in den einzelnen Sammelräumen 17 dann unterschiedliche Volumenströme und unterschiedliche Drücke für die anzuschließenden Verbraucher zur Verfügung stehen. Bei der Anordnung mehrerer Unterbrecher ist darauf zu achten, daß die am Laufrad auftretenden Kippmomente sich möglichst kompensieren.

Fig. 4 zeigt eine abgewandelte Ausführungsform eines Laufrades 27, bei welchem zwischen zwei Radialschaufeln 28 jeweils zwei Splitterschaufeln 29 angeordnet sind. Der Neigungswinkel β der Radialschaufeln 28 bzw. Splitterschaufeln 29 und der Kammerschaufeln 30 gegenüber der Umfangstangente T im Übergangsbereich beträgt hier etwa 15° . Die Kammerschaufeln 30 sind hier in ihrer Längserstreckung steiler gegen die Umfangsrichtung gestellt als beim Laufrad nach Fig. 2.

Fig. 5 veranschaulicht ein Laufrad 31, bei dem jeweils zwischen zwei, relativ weit auseinanderliegenden Radialschaufeln 32 mit nachfolgender Kammerschaufel 33 zwei weitere Kammerschaufeln 34 vorgesehen sind; denen keine Radialschaufeln zugeordnet sind.

Fig. 6 veranschaulicht eine Ausführungsform der Strömungsmaschine, bei der die an die Radialschaufeln 35 angrenzenden Kammerschaufeln 36 zu der der Ansaugseite 8 gegenüberliegenden Gehäuserückwand 37 gerichtet sind, in der der Seitenkanal 38 ausgebildet ist. Die zwischen den Kammerschaufeln 36 liegenden Kammern sind durch die Gehäuseumfangswand 39 nach außen hin und durch den Laufradkorpus 40 nach innen hin abgeschlossen. Bei dieser Ausführungsform wird der von den Radialschaufeln 35 gelieferte Gasstrom in Richtung der Längserstreckung der Radialschaufeln 35 in die Kammern und den Seitenkanal 38 des Seitenkanalverdichters eingeleitet, wobei der Gasstrom eine wesentlich geringere Umlenkung erfährt als beim Ausführungsbeispiel nach

Fig. 1, wo der Gasstrom beim Eintritt in den Seitenkanalverdichter zurückgelenkt wird. Der Seitenkanal 38 erweitert sich über seinen Umfang hinweg kontinuierlich, wobei sein geringster Querschnitt 41 unmittelbar hinter dem Unterbrecher 42 liegt und über einen mittleren Querschnitt 43 bis in seinen größten Querschnitt 44 übergeht, der unmittelbar vor dem Unterbrecher 42 liegt, wie in Fig. 6 gestrichelt angedeutet ist. Der Auslaß 18 der Strömungsmaschine liegt hier auf der der Ansaugseite 8 gegenüberliegenden Rückseite des Gehäuses. Diese Ausführungsform ist für eine mehrstufige Strömungsmaschine geeignet, bei der mehrere Anordnungen nach Fig. 6 hintereinander geschaltet sind.

Schließlich zeigt Fig. 7 noch eine Ausführungsform, bei der die Kammerschaufeln 45 radial in einen Seitenkanal 46 hineinragen. Die Radialschaufeln 47 und die Verbreiterungen 48 der Kammerschaufeln 45 sind hier jeweils durch eine Deckscheibe 49 des Laufrades 50 abgedeckt. Die in der Ansicht nach Fig. 7 rechteckigen Kammerschaufeln 45 bilden Kammern, die sowohl radial nach außen als auch in beide axiale Richtungen zum Seitenkanal 46 hin offen sind. Der Seitenkanal 46 umschließt hier das Laufrad 50 als peripherer Kanal und ist symmetrisch zu einer Diametralebene 51, die durch die Mitte der axialen Erstreckung der Kammerschaufeln 45 verläuft. Ein Unterbrecher 52 umgreift die Kammerschaufeln 45 an ihren drei freien Seiten und leitet den Gasstrom zu einem an der Gehäuseumfangswand 53 vorgesehenen Auslaß 54 weiter.

Fig. 8 zeigt eine Abwandlung der Ausführungsform nach Fig. 7. Die zwischen Radialschaufeln 56 liegenden Strömungskanäle S münden hier radial in einen peripheren Doppelseitenkanal 57, der zwei axial nebeneinander liegende Zirkulationsräume 58, 59 aufweist, in welche die Kammerschaufeln 60 jeweils hälftig hineinragen, so daß sich die vom Radialverdichter gelieferten Volumenströme in zwei Zirkulationsströmungen 61, 62 aufteilen. Zur gegenseitigen Abgrenzung dieser Zirkulationsströmungen sind an der Gehäusewand 63 und an jeder Hälfte der Kammerschaufeln 60 gerundete Strömungsformer 64, 65, 66 angeformt, die den Doppelseitenkanal 57 mittig einschnüren und die im Querschnitt kreisbogenförmigen Wände 67, 68 der Zirkulationsräume 58, 59 strömungsgünstig verlängern.

Bei allen gezeigten Ausführungsbeispielen liegt der Krümmungswendepunkt zwischen den konvex gekrümmten Radialschaufeln 4 und den konkav gekrümmten Kammerschaufeln 5 exakt am äußeren Umfang des Radialverdichters, d.h. bei den Öffnungen 55 nach Fig. 1. Es ist aber auch möglich, den Krümmungswendepunkt innerhalb eines gewissen Übergangsbereiches zwischen Radialschaufel 4 und Kammerschaufel 5 anzuordnen, indem bei-

spielsweise ein äußerer Endabschnitt der Radialschaufeln 4 bereits eine schwache konkave Krümmung erhält, bzw. ein innerer Endabschnitt der Kammerschaufeln 5 noch eine schwache konvexe Krümmung aufweist.

Bezugszeichenliste

1	Gehäuse
2	Laufgrad
3	Stirnseite von 2
4	Radialschaufel
5	Kammerschaufel
6	Stirnende von 4
7	axiale Verbreiterung
8	Ansaugseite
9	Rückwand
10	Vorderwand
11	Ansaugstutzen
12	Umfangswand
13	Seitenkanal
14	Boden
15	Kammer
16	Unterbrecher
17	Sammelraum
18	Auslaß
19	Deckwand
20	Abschlußwand
21	Laufgradachse
22	innenliegendes Ende von 4
23	Übergangsstelle
24	Splitterschaufel
25	Unterbrecher
26	Sammelkanal
27	Laufgrad
28	Radialschaufel
29	Splitterschaufel
30	Kammerschaufel
31	Laufgrad
32	Radialschaufel
33	Kammerschaufel
34	Kammerschaufel
35	Radialschaufel
36	Kammerschaufel
37	Gehäuserückwand
38	Seitenkanal
39	Umfangswand
40	Laufgradkorpus
41	Querschnitt (klein)
42	Unterbrecher
43	Querschnitt (mittel)
44	Querschnitt (groß)
45	Kammerschaufel
46	Seitenkanal
47	Radialschaufel
48	Verbreiterung
49	Deckscheibe
50	Laufgrad

51	Diametralebene
52	Unterbrecher
53	Umfangswand
54	Auslaß
55	Öffnung
56	Radialschaufel
57	Doppelseitenkanal
58	Zirkulationsraum
59	Zirkulationsraum
60	Kammerschaufel
61	Zirkulationsströmung
62	Zirkulationsströmung
63	Gehäusewand
64	Strömungsformer
65	Strömungsformer
66	Strömungsformer
67	Wand
68	Wand
d	Radialverdichterdurchmesser
D	Ringdurchmesser
h	axiale Höhe von 4
T	Tangente
b	Winkel
U	Drehrichtung
S	Strömungskanal

Patentansprüche

1. Strömungsmaschine mit einem Radialschaufeln (4, 28, 32, 35, 47) aufweisenden Radialverdichter-Laufgrad (2, 27, 31, 40, 50), das einen Seitenkanalverdichter speist, welcher einen Kranz von Kammern (15) aufweist, die durch am Laufgrad angebrachte Kammerschaufeln (5, 30, 33, 36, 45) getrennt sind, wobei der Ringdurchmesser (D) des Seitenkanals (13, 38, 46) des Seitenkanalverdichters gleich oder größer als der Durchmesser (d) des die Radialschaufeln (4, 28, 32, 35, 47) tragenden Teiles des Laufgrades (2, 27, 31, 40, 50) ist, wobei die Kammern (15) an ihrer an die äußeren Enden (6) der Radialschaufeln (4, 28, 32, 35, 47) angrenzenden Seite Öffnungen (55) aufweisen und wobei die Radialschaufeln (4, 28, 32, 35, 47) in Strömungsrichtung stetig in die Kammerschaufeln (5, 30, 33, 36, 45) übergehen, dadurch gekennzeichnet, daß die Strömungsmaschine als Gasverdichtungsmaschine ausgebildet ist, daß - in Stirnansicht - die Kammerschaufeln (5) und die Radialschaufeln (4) jeweils entgegengesetzte Krümmungen aufweisen, daß die Kammerschaufeln (5) und die Radialschaufeln (4) an ihrer Übergangsstelle (23) einen Krümmungswendepunkt aufweisen und daß die Schaufeln (4, 5) an der Übergangsstelle (23) um einen betragsmäßig gleichen Winkel (b) von kleiner als 30° Grad, z.B. von 15°, gegenüber der Umfangstangente (T)

an der Übergangsstelle (23) geneigt sind.

2. Strömungsmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die an ihrem radial inneren Ende (22) im wesentlichen rechtwinklig vom Laufrad (2) abragenden Radialschaufeln (4) und die nachfolgenden Kammerschaufeln (5), mit ihrer Längserstreckung zunehmend, gegenüber der Laufradebene nach vorne, d.h. in Laufraddrehrichtung (U), geneigt sind. 5 10
3. Strömungsmaschine nach den Ansprüchen 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Kammerschaufeln (5) je eine Verbreiterung (7) aufweisen, die zum Seitenkanal (13) hin gerichtet ist, und daß die Kammern (15) im Bereich dieser Verbreiterungen (7) radial einwärts durch eine Abschlußwand (20) teilweise geschlossen sind. 15 20
4. Strömungsmaschine nach den Ansprüchen 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Höhe (h) der Radialschaufeln (4) radial nach außen hin abnimmt und daß den Radialschaufeln (4) auf ihrer dem Laufrad (2) gegenüberliegenden Seite eine gehäuseseitige Deckwand (19) oder eine am Laufrad (50) angeformte Deckscheibe (49) zugeordnet ist und daß die Deckwand (19), bzw. die Deckscheibe (49), zugleich die Abschlußwand (20) der Kammern (15) im Bereich der Verbreiterungen (7, 48) bildet. 25 30
5. Strömungsmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die die Radialschaufeln (4) tragende Stirnseite (3) des Laufrades (2) kegelig ist und die Radialschaufeln (4) in ihrer Längserstreckung schräg gegenüber der Laufradachse (21) geneigt sind. 35 40
6. Strömungsmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Seitenkanal (13) in der die Laufradansaugseite (8) aufweisenden Gehäusesevorderwand (10) ausgebildet ist und axial neben den Kammerschaufeln (5) liegt (Fig. 1). 45
7. Strömungsmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Seitenkanal (38) in der der Laufradansaugseite (8) gegenüberliegenden Gehäuserückwand (37) ausgebildet ist und axial neben den Kammerschaufeln (36) liegt (Fig. 6). 50 55
8. Strömungsmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Seitenkanal (46) in der Ge-

häuseumfangswand (53) ausgebildet ist und daß die Kammerschaufeln (45) radial nach außen in den Seitenkanal (46) hineinragen (Fig. 7).

9. Strömungsmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß im Seitenkanal (13) mehrere Unterbrecher (16, 25) in einer ihre Kippmomente kompensierenden Anordnung über den Umfang verteilt sind.
10. Strömungsmaschine nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß im Fall mehrerer Unterbrecher (16, 25) entweder jeder Unterbrecher (16) mit einem separaten Auslaß (18) versehen ist oder alle Unterbrecher (16, 25) über einen ringförmigen Sammelkanal (26) an einen gemeinsamen Auslaß (18) angeschlossen sind.
11. Strömungsmaschine nach den Ansprüchen 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Seitenkanal (38) sich zwischen der Rückseite eines Unterbrechers (42) und der Vorderseite des nächst folgenden Unterbrechers kontinuierlich erweitert.
12. Strömungsmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Radialschaufeln teilweise als verkürzte Splitterschaufeln (24; 29) ausgebildet sind.
13. Strömungsmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den mit den Radialschaufeln (32) einstückigen Kammerschaufeln (33) weitere separate Kammerschaufeln (34) am Laufrad (31) vorgesehen sind.
14. Strömungsmaschine nach Anspruch 8 und einem oder mehreren der Ansprüche 9 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die zwischen zwei Radialschaufeln (56) liegenden Strömungskanäle (S) radial in einem peripheren Doppelseitenkanal (57) einmünden, der zwei nebeneinanderliegende Zirkulationsräume (58, 59) aufweist, in welche die Kammerschaufeln (60) jeweils hälftig hinragen.
15. Strömungsmaschine nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß an der Gehäusewand (63) und an den Kammerschaufeln (60) gerundete Strömungsformer (64, 65, 66) angeformt sind, die den Doppelseitenkanal (57) mittig einschnüren und die beiden Zirkulationsräume (58, 59) weitgehend voneinander trennen.

16. Strömungsmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Krümmungswendepunkt im Bereich des Übergangs zwischen Radialschaufel (4) und Kammerschaufel (5) liegt.

17. Strömungsmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Radialschaufeln (4) konvex und die Kammerschaufeln (5) konkav gekrümmt sind.

Claims

1. Fluid flow engine with a radial compressor impeller (2, 27, 31, 40, 50) comprising radial blades (4, 28, 32, 35, 47) and supplying a side channel compressor which comprises a ring of chambers (15) which are separated by chamber blades (5, 30, 33, 36, 45) mounted on the impeller, wherein the ring diameter of the side channel (13, 38, 46) of the side channel compressor is equal to or greater than the diameter (d) of the portion of the impeller (2, 27, 31, 40, 50) carrying the radial blades (4, 28, 32, 35, 47), wherein the chambers (15) comprise openings (55) on their side adjoining the outer ends (6) of the radial blades (4, 28, 32, 35, 47) and wherein the radial blades (4, 28, 32, 35, 47) in the direction of flow steadily merge with the chamber blades (5, 30, 33, 36, 45), characterised in that the fluid flow engine is designed as a gas compression engine, in that - in an end view - the chamber blades (5) and the radial blades (4) in each case comprise opposite curvatures, in that the chamber blades (5) and the radial blades (4) at their transition point (23) comprise a curvature inflection point and in that the blades (4, 5) at the transition point (23) are inclined by an angle (b) equal in amount of less than 30°, e.g. 15°, to the circumferential tangent (T) to the transition point (23).

2. Fluid flow engine according to claim 1, characterised in that the radial blades (4) projecting essentially at right angles from the impeller (2) at their radially inner end (22) and the succeeding chamber blades (5), increasing with their longitudinal extent, are inclined forwardly from the impeller plane, i.e. in the direction of rotation (U) of the impeller.

3. Fluid flow engine according to claims 1 and 2, characterised in that the chamber blades (5) each comprise a wider portion (7) which is directed towards the side channel (13), and in that the chambers (15) in the region of these wider portions (7) are partially closed radially

inwards by an end wall (20).

4. Fluid flow engine according to claims 1 to 3, characterised in that the height (h) of the radial blades (4) decreases radially outwards and in that a cover wall (19) on the housing side or a cover plate (49) integrally formed with the impeller (50) is associated with the radial blades (4) on their side opposite the impeller (2) and in that the cover wall (19) or the cover plate (49) also forms the end wall (20) of the chambers (15) in the region of the wider portions (7, 48).

5. Fluid flow engine according to one or more of claims 1 to 4, characterised in that the face (3) of the impeller (2) carrying the radial blades (4) is conical and the radial blades (4) in their longitudinal extent are inclined obliquely to the impeller axis (21).

6. Fluid flow engine according to one or more of claims 1 to 5, characterised in that the side channel (13) is formed in the housing front wall (10) comprising the impeller intake side (8) and is located axially adjacent to the chamber blades (5) (Fig. 1).

7. Fluid flow engine according to one or more of claims 1 to 5, characterised in that the side channel (38) is formed in the housing rear wall (37) opposite the impeller intake side (8) and is located axially adjacent to the chamber blades (36) (Fig. 6).

8. Fluid flow engine according to one or more of claims 1 to 5, characterised in that the side channel (46) is formed in the housing circumferential wall (53) and in that the chamber blades (45) extend radially outwards into the side channel (46) (Fig. 7).

9. Fluid flow engine according to one or more of claims 1 to 8, characterised in that in the side channel (13) several interruptors (16, 25) are distributed over the circumference in an arrangement compensating for their tilting moments.

10. Fluid flow engine according to claim 9, characterised in that in the case of several interruptors (16, 25) either each interruptor (16) is provided with a separate outlet (18) or all the interruptors (16, 25) are connected by an annular collecting channel (26) to a common outlet (18).

11. Fluid flow engine according to claim 9 or 10, characterised in that the side channel (38) widens continuously between the rear side of one interruptor (42) and the front side of the next interruptor. 5
12. Fluid flow engine according to one or more of claims 1 to 11, characterised in that the radial blades are designed partially as shortened splinter blades (24; 29). 10
13. Fluid flow engine according to one or more of claims 1 to 12, characterised in that, between the chamber blades (33) which are in one piece with the radial blades (32), further separate chamber blades (34) are provided on the impeller (31). 15
14. Fluid flow engine according to claim 8 and one or more of claims 9 to 13, characterised in that the flow channels (S) located between two radial blades (56) lead radially into a peripheral double side channel (57) comprising two adjacent circulation chambers (58, 59) into which the chamber blades (60) extend half each. 20 25
15. Fluid flow engine according to claim 14, characterised in that integrally formed with the housing wall (63) and with the chamber blades (60) are rounded flow shapers (64, 65, 66) which centrally constrict the double side channel (57) and to a large extent separate the two circulation chambers (58, 59) from each other. 30
16. Fluid flow engine according to claim 1, characterised in that the curvature inflection point is located in the region of the transition between radial blade (4) and chamber blade (5). 35
17. Fluid flow engine according to claim 1, characterised in that the radial blades (4) are convexly curved and the chamber blades (5) are concavely curved. 40
- Revendications** 45
1. Turbomachine à rotor de compresseur radial (2, 27, 31, 40, 50) comprenant des aubes radiales (4, 28, 32, 35, 47) alimentant un compresseur à canal latéral qui comprend une couronne de chambres (15), qui sont séparées par des aubes de chambre (5, 30, 33, 36, 45) montées sur le rotor, le diamètre annulaire (D) du canal latéral (13, 38, 46) du compresseur à canal latéral étant égal ou supérieur au diamètre (d) de la partie de rotor (2, 27, 31, 40, 50) portant les aubes radiales (4, 28, 32, 35, 47), les chambres (15) étant munies, sur leur face 50 55
- délimitant sur les extrémités extérieures (6) les aubes radiales (4, 28, 32, 35, 47), d'ouvertures (55), et dans laquelle les aubes radiales (4, 28, 32, 35, 47) se prolongent en continu dans la direction d'écoulement par les aubes de chambres (5, 30, 33, 36, 45), caractérisée
- en ce que la turbomachine est réalisée pour constituer un compresseur à gaz
 - en ce que les aubes de chambres (5) et les aubes radiales (4) présentent chacune des courbures de sens opposé, en ce que les aubes, de chambre (5) et les aubes radiales (4) présentent à leur point de transition (23) un point d'inflexion de courbure, et en ce que les aubes (4, 5) sont inclinées au point de transition (23), sensiblement du même angle (b) inférieur à 30°, par exemple de 15°, par rapport à la tangente (T), à la circonférence au point d'inflexion (23).
2. Turbomachine selon la revendication 1, caractérisée en ce que les aubes radiales (4) et les aubes de chambre (5) qui suivent, partant à leur extrémité radiale intérieure (22) sensiblement à angle droit par rapport au rotor (2), sont inclinées par rapport au plan du rotor vers l'avant, c'est-à-dire dans le sens de rotation (U) du rotor, de façon croissante au cours de leur développement longitudinal.
3. Turbomachine selon les revendications 1 et 2, caractérisée en ce que les aubes de chambre (5) comportant chacune un évasement (7) qui est orienté vers le canal latéral (13), et en ce que les chambres (15) sont fermées partiellement et radialement vers l'intérieur dans la zone de ces évasements (7), par une paroi d'extrémité (20).
4. Turbomachine selon les revendications 1 à 3, caractérisée en ce que la hauteur (h) des aubes radiales (4) diminue radialement vers l'extérieur et en ce qu'est associé aux aubes radiales (4), sur leur face opposée au rotor (2), une paroi de couverture (19) du côté du carter ou un disque de couverture (49) formé sur le rotor (15), et en ce que la paroi de couverture (19) ou le disque de couverture (49), forme en même temps la paroi d'extrémité (20) des chambres (15) dans la zone des évasements (7, 48).
5. Turbomachine selon l'une ou plusieurs des revendications 1 à 4, caractérisée en ce que la face frontale (3) du rotor (2) portant les aubes radiales (4) présente une forme conique et en ce que les aubes radiales (4) sont inclinées

obliquement par rapport à l'axe (21) du rotor au cours de leur développement longitudinal.

6. Turbomachine selon l'une ou plusieurs des revendications 1 à 5, caractérisée en ce que le canal latéral (13) est formé dans la paroi avant (10) du carter comportant le côté d'aspiration (8) du rotor, et est disposé axialement à côté des aubes de chambre (5) (figure 1). 5
7. Turbomachine selon l'une ou plusieurs des revendications 1 à 5, caractérisée en ce que le canal latéral (38) est réalisé dans la paroi arrière de carter (37), opposée au côté d'aspiration (8) du rotor et est disposé axialement à côté des aubes de chambre (36) (figure 6). 10
8. Turbomachine selon l'une ou plusieurs des revendications 1 à 5, caractérisée en ce que le canal latéral (46) est réalisé dans la paroi périphérique de carter (53) et en ce que les aubes de chambre (45) font saillie radialement vers l'extérieur dans le canal latéral (46) (figure 7). 15
9. Turbomachine selon l'une ou plusieurs des revendications 1 à 8, caractérisée en ce que, dans le canal latéral (13) sont répartis plusieurs organes d'interruption (16, 25), à la périphérie selon un agencement compensant leur couple de basculement. 20
10. Turbomachine selon la revendication 9, caractérisée en ce que, selon le cas, soit plusieurs organes d'interruption (16, 25) soit chaque organe d'interruption (16), est muni d'une sortie séparée (18), soit tous les organes d'interruption (16, 25) sont raccordés par un canal collecteur (26) de forme annulaire à une sortie commune (18). 25
11. Turbomachine selon les revendications 9 ou 10, caractérisée en ce que le canal latéral (38) s'évase de façon continue entre la face arrière d'un organe d'interruption (42) et la face avant de l'organe d'interruption qui suit immédiatement 30
12. Turbomachine selon l'une ou plusieurs des revendications 1 à 11, caractérisée en ce que les aubes radiales sont réalisées partiellement sous la forme d'aubes intercalaires (24; 29) raccourcies. 35
13. Turbomachine selon l'une ou plusieurs des revendications 1 à 12, caractérisée en ce que, entre les aubes de chambre monobloc (33) munies des aubes radiales (32) sont prévues d'autres aubes de chambre séparées (34) sur 40

le rotor (31).

14. Turbomachine selon la revendication 8 et l'une ou plusieurs des revendications 9 à 13, caractérisée en ce que les canaux d'écoulement (S) disposés entre deux aubes radiales (56) débouchent radialement dans un canal latéral double périphérique (57) qui comporte deux espaces de circulation (58, 59), disposés l'un à côté de l'autre et dans lesquels les aubes de chambre (60) font saillie chacune par moitié. 45
15. Turbomachine selon la revendication 14, caractérisée sur la paroi de carter (63) et sur les aubes de chambre (60) sont formés des organes arrondis d'orientation de l'écoulement (64, 65, 66), qui viennent étrangler au milieu le canal à double face (57) et qui séparent largement l'un de l'autre les deux espaces de circulation (58, 59). 50
16. Turbomachine selon la revendication 1, caractérisée en ce que le point d'inflexion de courbure est disposé dans la zone de transition entre les aubes radiales (4) et les aubes de chambre (5). 55
17. Turbomachine selon la revendication 1, caractérisée en ce que les aubes radiales (4) sont incurvées de façon convexe et les aubes de chambre (5) sont incurvées de façon concave. 60

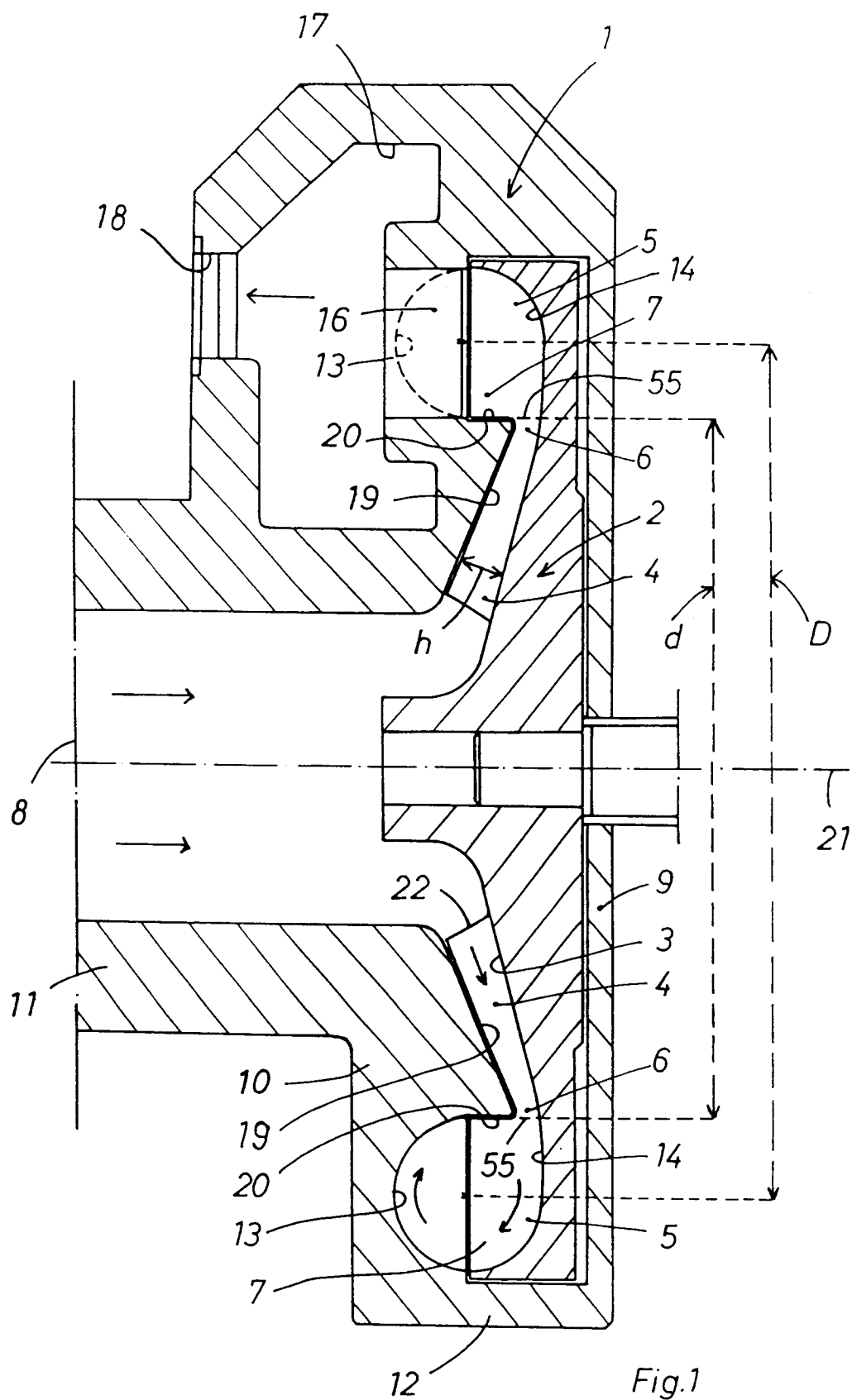


Fig.1

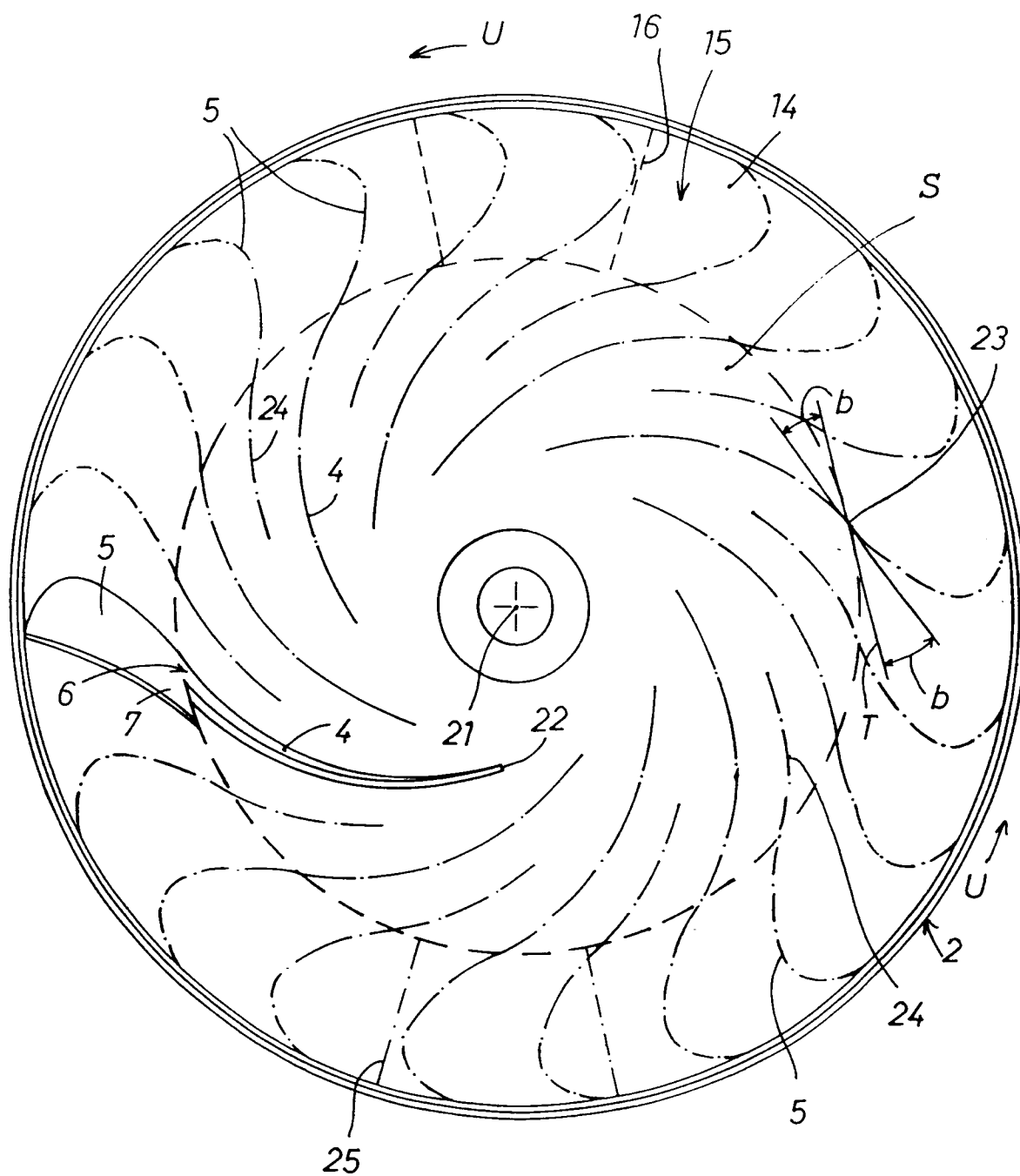
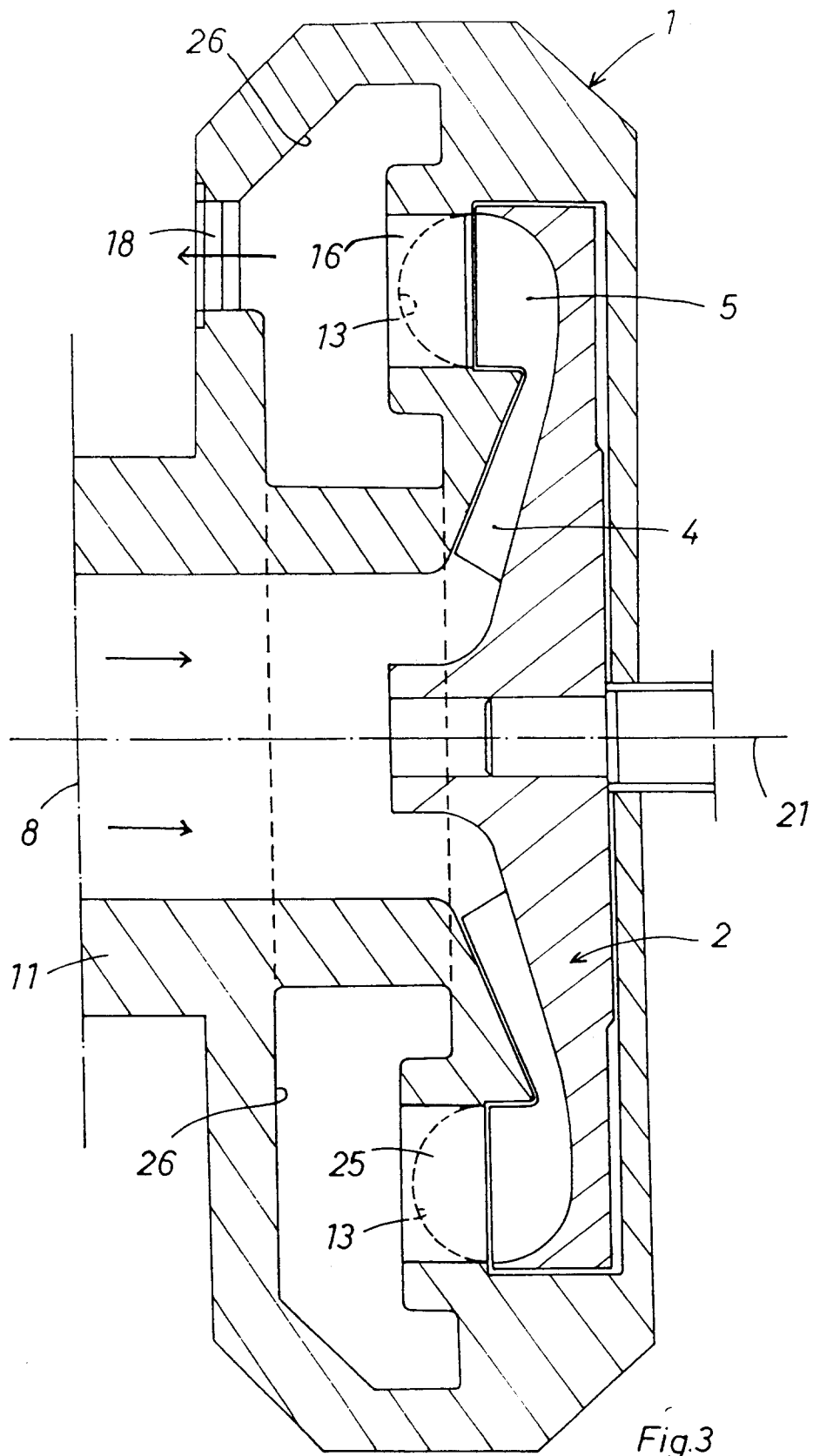


Fig.2



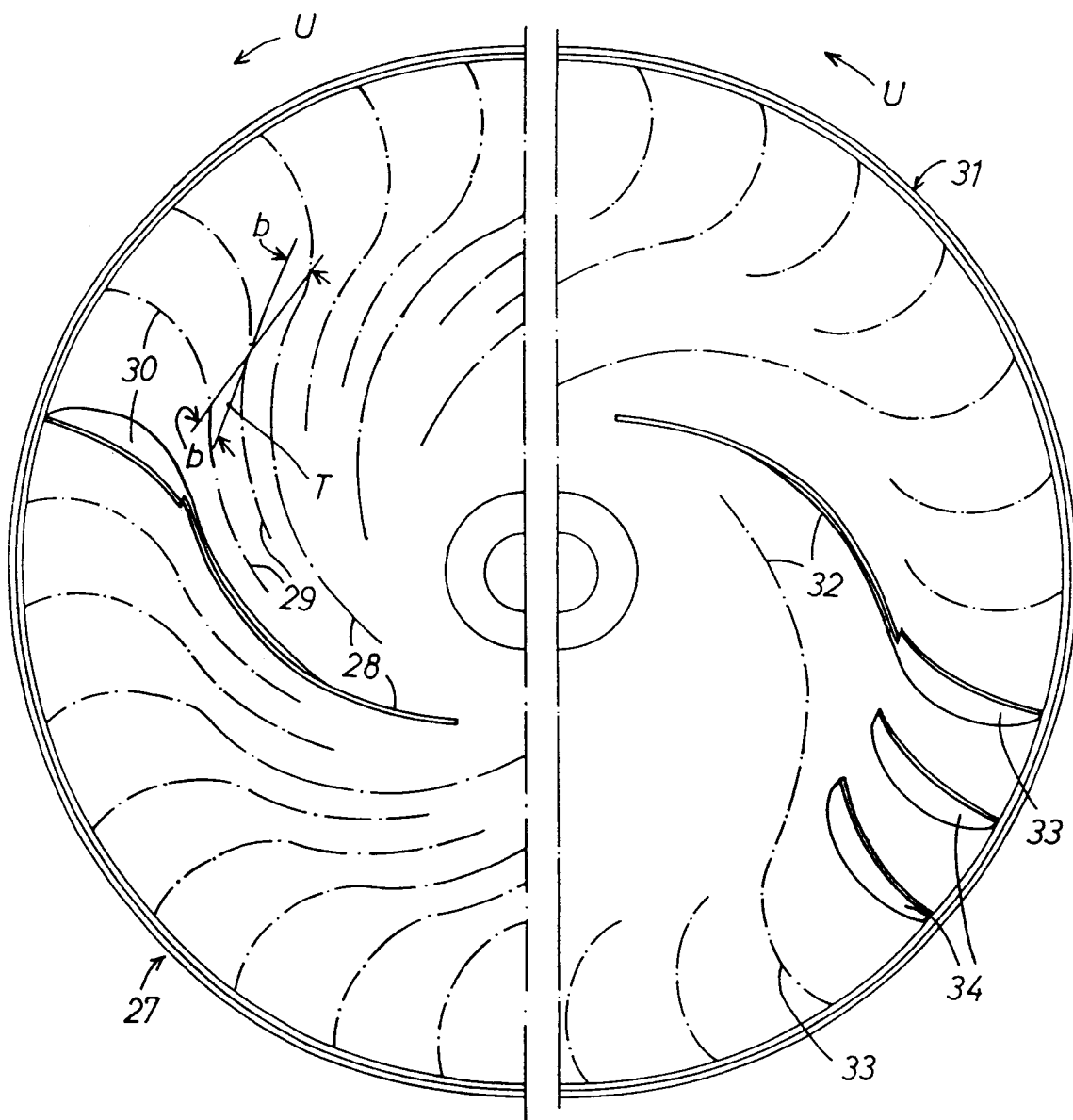


Fig.4

Fig.5

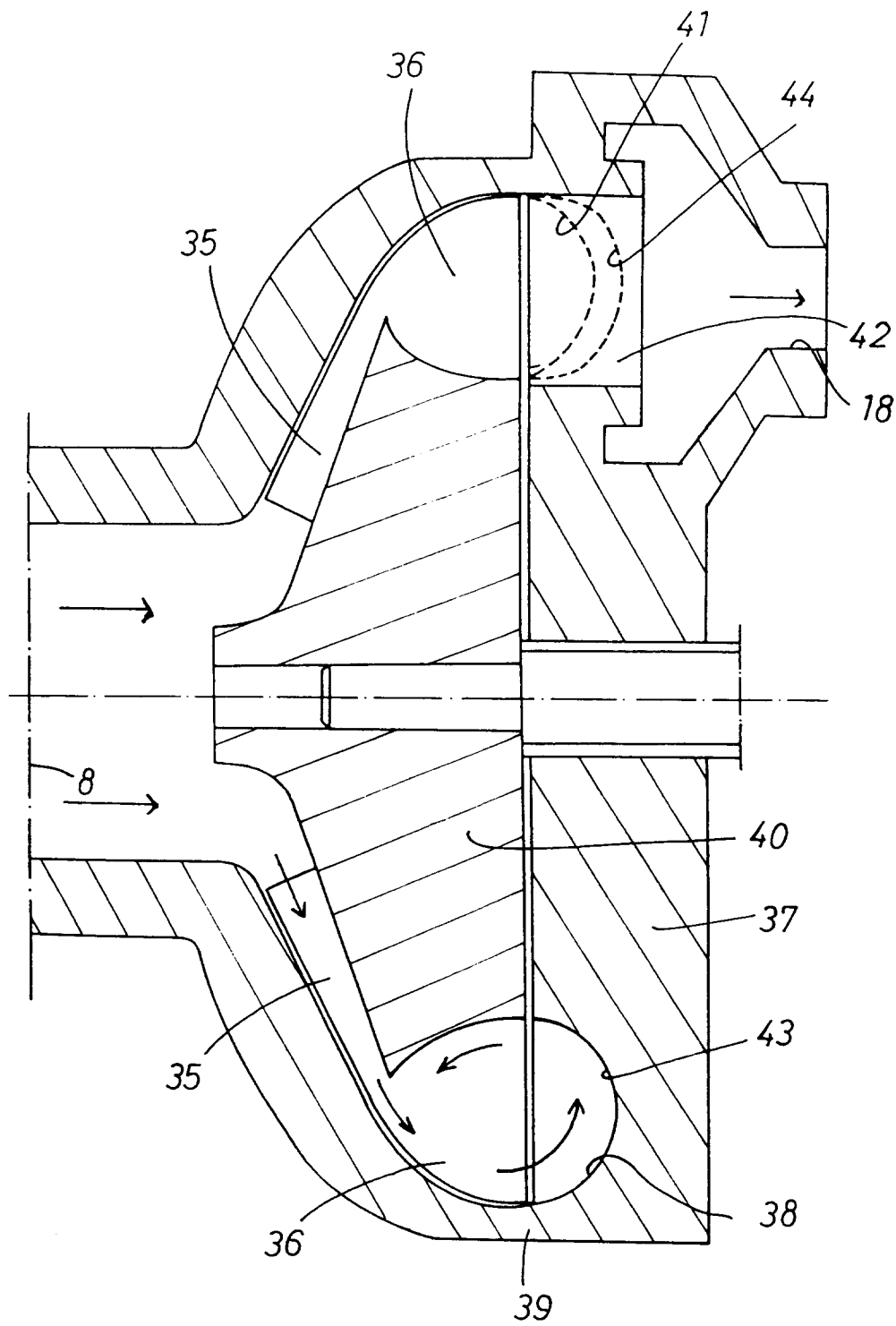


Fig.6

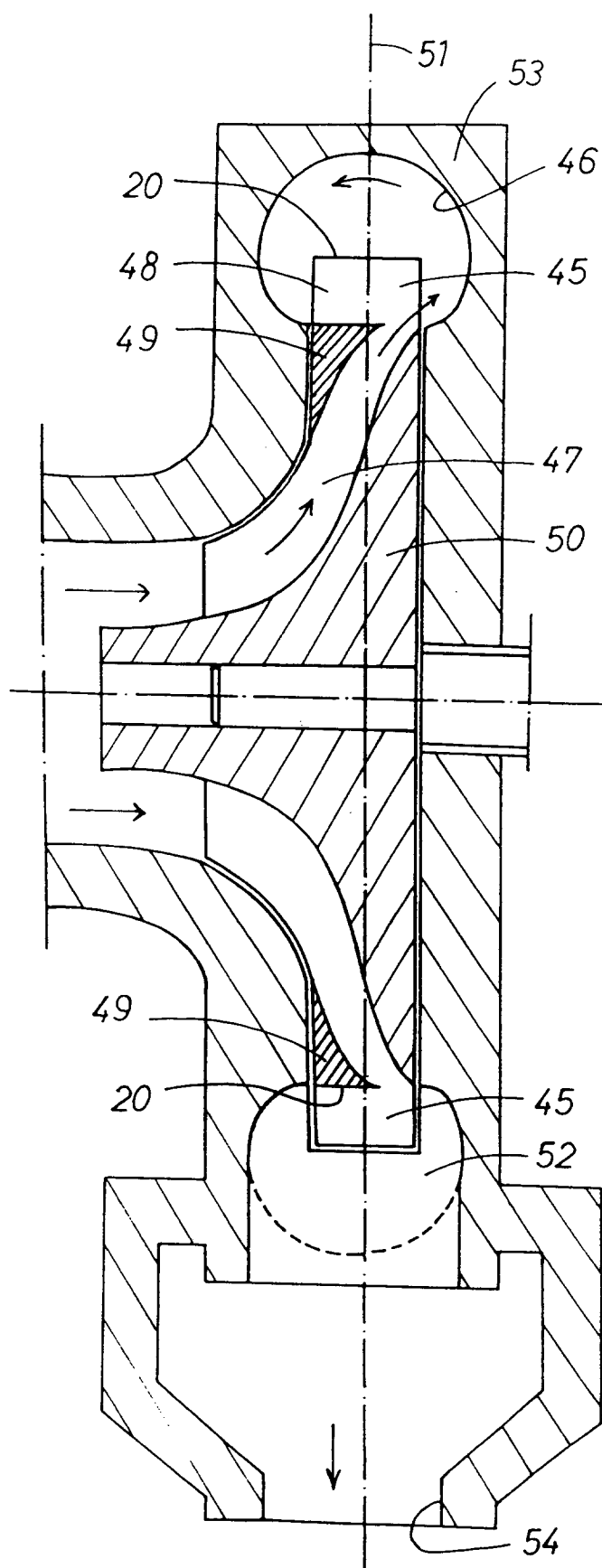


Fig.7

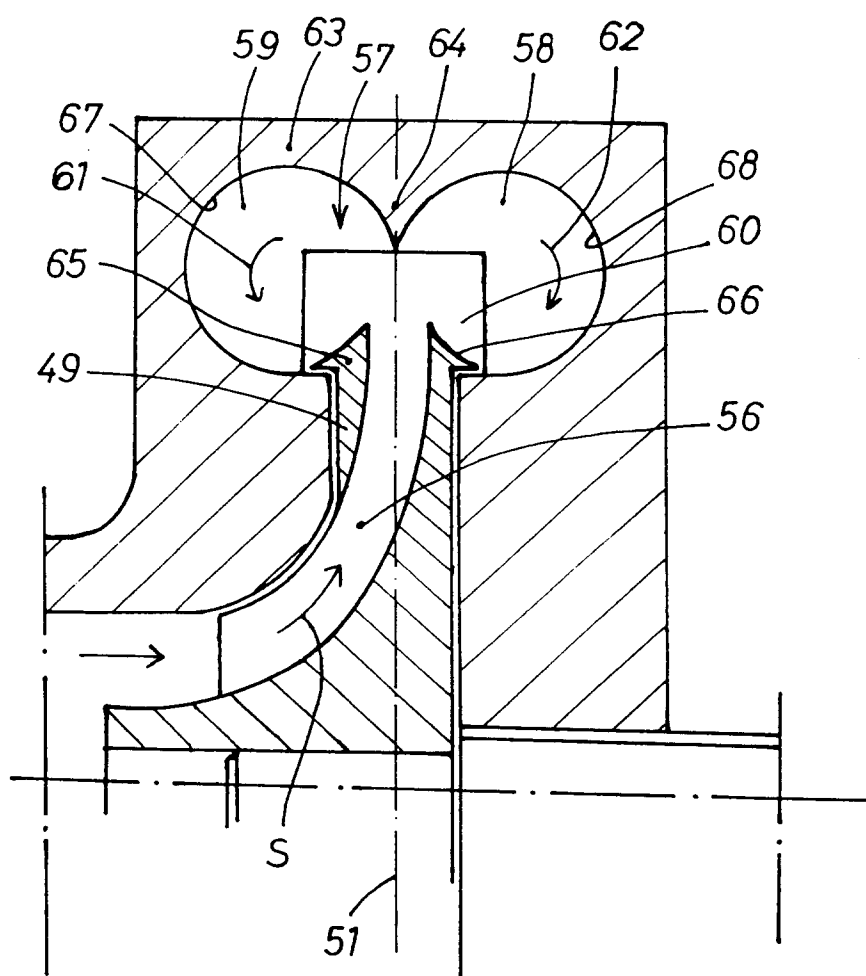


Fig.8