

(19)



(11)

EP1 902 220B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:

12.09.2012 Patentblatt 2012/37

(51) Int Cl.:

F04D29/28^(2006.01)

F04D29/30^(2006.01)

(86) Internationale Anmeldenummer:

PCT/EP2006/006513

(21) Anmeldenummer: **06762397.5**

(22) Anmeldetag: **04.07.2006**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:

WO 2007/003416 (11.01.2007 Gazette 2007/02)

(54) **LAUFRAD**

BLOWER WHEEL

TURBINE

(84) Benannte Vertragsstaaten:

**AT BE BG CH CY CZ DE DK
EE ES FI FR GB GR
HU IE IS IT LI LT LU LV MC
NL PL PT RO SE SI SK TR**

(30) Priorität: **04.07.2005 DE 102005031471**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
26.03.2008 Patentblatt 2008/13

(73) Patentinhaber: **Behr GmbH & Co. KG
70469 Stuttgart (DE)**

(72) Erfinder:

• **KILIAN, Jörg
71272 Renningen (DE)**

• **2 weitere Miterfinder**

(74) Vertreter: **Grauel, Andreas et al**

**Grauel IP
Patentanwaltskanzlei
Presselstrasse 10
70191 Stuttgart(DE)**

(56) Entgegenhaltungen:

**EP-A2- 1 256 722 EP-A2- 1 384 894
GB-A- 317 798 GB-A- 720 956
GB-A- 191 203 525 JP-A- 60 156 997
JP-A- 2005 155 579 US-A- 2 418 012
US-A- 5 988 979 US-A- 6 033 186**

EP1 902 220B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Laufrad, insbesondere ein Kunststofflaufrad für ein Trommelläufer-Radialgebläse für die Heizung und Klimatisierung eines Kraftfahrzeugs, gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Trommelläufer-Radialgebläse, die für die Förderung der Luft bei Kraftfahrzeug-Heizungen oder Kraftfahrzeug-Klimaanlagen verwendet werden, sollen häufig auf einem möglichst niedrigen Drehzahlniveau betrieben werden. Dabei sollen die Zuströmverhältnisse zu einem nachfolgenden Wärmeübertrager möglichst günstig sein, wobei der vorhandene Bauraum, der in der Regel sehr beengt ist, möglichst flexibel genutzt werden soll. Auf Grund der Rahmenbedingungen werden hierbei in der Regel axial erweiterte Spiralgehäuse und Laufräder mit statischer Druckerzeugung im Schaufelkanal verwendet. Dabei sind die Beschaukelungen rückwärtsgekrümmt, radial endend oder leicht vorwärtsgekrümmt und ohne oder mit leichter Profilierung ausgeführt. Die Strömung im Schaufelkanal löst hierbei ab und bleibt bis zum Schaufelkanalende abgelöst. Bedingt durch diese Art der Beschaukelung sind je nach Betriebspunkt und Art der Beschaukelung sehr hohe bis hohe Drehzahlen notwendig. Aus akustischen Gründen werden bei Kraftfahrzeug-Heizungen oder Kraftfahrzeug-Klimaanlagen in der Regel keine rückwärtsgekrümmten Beschaukelungen verwendet.

[0003] Radialgebläse, die ein niedriges Drehzahlniveau ermöglichen, haben eine vorwärtsgekrümmte Beschaukelung und erreichen vergleichbare Betriebspunkte bei deutlich niedrigeren Drehzahlen. In der vorwärtsgekrümmten Beschaukelung wird die Strömung stark umgelenkt und beschleunigt. Diese kinetische Energie wird in ideal ausgestalteten, parallelwandigen Spiralgehäusen verzögert und in statischen Druck umgewandelt. Am Schaufelkanaleintritt kommt es zu Strömungsablösungen, am Schaufelkanalende liegt die Strömung wieder an. Axial erweiterte Spiralgehäuse, die für die Wärmeübertragerbeaufschlagung günstig sind und radial eng bauen, sind bei diesen Gebläsen mit vorwärtsgekrümmten Beschaukelungen in der Regel nicht sinnvoll, da es zu Wirkungsgradverlusten kommt.

[0004] Um ein Trommelläufer-Radialgebläse, das für die Förderung der Luft beispielsweise bei Kraftfahrzeug-Heizungen oder Kraftfahrzeug-Klimaanlagen verwendet wird, auch bei möglichst niedrigen Drehzahlen betreiben zu können, sind Trommelläufer-Radialgebläse bekannt, die eine vorwärtsgekrümmte Beschaukelung aufweisen. Dabei ist die Beschaukelung nicht oder nur leicht profiliert. Die Schaufeln sind üblicherweise massiv gespritzt (vgl. linker Teil von Fig. 5, in dem der Strömungsverlauf in einem Schaufelkanal bei einem herkömmlichen, unprofilierten Laufrad dargestellt ist, wobei auf der Saugseite der Schaufeln eine Wirbelbildung zu erkennen ist).

[0005] Aus der EP 1384894 A2 ist eine Schaufelausführung bekannt, bei der versucht wird eine ablösefreie Schaufelkanaldurchströmung durch eine zweite Schau-

felreihe, die einen Spalt zwischen Schaufeldruck- und Saugseite bildet zu erreichen. Dabei kommt es zu einem verlustbehafteten Energieaustausch zwischen Schaufeldruck- und Saugseite, sowie zu Spaltverlusten.

[0006] Zum Stand der Technik gehört auch die Offenlegung JP 60 156997 A.

[0007] Es ist daher Aufgabe der Erfindung, ein verbessertes Laufrad zur Verfügung zu stellen, bei dem möglichst keine Ablösungen im Schaufelkanal auftreten.

[0008] Diese Aufgabe wird gelöst durch ein Laufrad mit den Merkmalen des Anspruchs 1. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind Gegenstand der Unteransprüche.

[0009] Erfindungsgemäß ist ein Laufrad vorgesehen, insbesondere ein Kunststofflaufrad für ein Trommelläufer-Radialgebläse für die Heizung und Klimatisierung eines Kraftfahrzeugs, das eine Mehrzahl von Schaufeln aufweist, wobei der Strömungskanal zwischen zwei Schaufeln einströmseitig konvergent und ausströmseitig divergent, sowie stark profiliert ausgebildet ist. Die konvergent-divergente Ausgestaltung des Laufrads in Verbindung mit der starken Profilierung ermöglicht im Schaufelkanal einen im Wesentlichen ablösungsfreien Betrieb. Dabei wird durch die starke Wölbung und ausreichende Dicke des Schaufelprofils im konvergenten Bereich die Strömung im entsprechenden Kanalteil beschleunigt und ablösungsfrei in Drehrichtung des Laufrads umgelenkt. Im anschließenden, nahezu geraden, divergenten Kanalteil wird die Strömung im Wesentlichen ablösungsfrei verzögert, wobei der statische Druck erhöht wird. Durch eine entsprechende Ausgestaltung, insbesondere einer einteiligen Schaufelausführung, erfolgt kein verlustbehafteter Energieaustausch zwischen der Schaufeldruck- und -Saugseite.

[0010] Das Schaufelkanallängenverhältnis bei einer einströmseitig konvergenten und ausströmseitig divergenten Ausgestaltung des Strömungskanals beträgt bevorzugt zwischen 0,1 und 0,9, insbesondere zwischen 0,15 und 0,7, besonders bevorzugt zwischen 0,2 und 0,6. Hierbei beträgt die Kanalverjüngung im konvergenten Teil des Schaufelkanals zwischen 0,030 und 0,2, insbesondere zwischen 0,04 und 0,07, besonders bevorzugt zwischen 0,05 und 0,06. Die Kanalerweiterung im divergenten Teil des Schaufelkanals beträgt zwischen 0,05 und 0,17, insbesondere zwischen 0,09 und 0,15, besonders bevorzugt zwischen 0,1 und 0,14.

[0011] Die Schaufeln des Laufrads sind bevorzugt stark profiliert ausgebildet. Als stark profiliert werden insbesondere Schaufeln angesehen, bei denen das Verhältnis von Profildicke zu Profilgesamtlänge größer als 0,15, insbesondere größer als 0,2 ist. Dabei betragen vorzugsweise der druckseitige Eintrittswinkel zwischen 30° und 90°, besonders bevorzugt zwischen 35° und 80°, und der saugseitige Eintrittswinkel zwischen 25° und 70°, besonders bevorzugt zwischen 30° und 60°, der druckseitige Austrittswinkel zwischen 90° und 175°, besonders bevorzugt zwischen 100° und 165°, und der saugseitige Austrittswinkel zwischen 90° und 170°, besonders bevorzugt zwischen 100° und 165°, insbesondere bevor-

zugt jeweils im mittleren Bereich, d.h. insbesondere $\pm 10^\circ$ um den Mittelwert der jeweiligen zuvor angegebenen Bereiche, um einen optimalen Strömungsverlauf ohne Ablösungen sowie einen optimalen Wirkungsgrad und einen geräuscharmen Betrieb zu erreichen.

[0012] Die Schaufeln werden durch eine tragende, vorzugsweise massive, Struktur gebildet, auf die zumindest bereichsweise eine Weichkomponente aufgespritzt oder in die zumindest bereichsweise eine Weichkomponente eingespritzt ist. Hierbei handelt es sich bevorzugt bei der tragenden Struktur um einen ersten Kunststoff, der eine ausreichende Festigkeit aufweist, und bei der Weichkomponente um einen zweiten Kunststoff, der weicher ist. Beim zweiten Kunststoff handelt es sich bevorzugt um einen aufgeschäumten Kunststoff. Diese Ausgestaltung ermöglicht ein im Wesentlichen verzugs- und schwindfreies Herstellen des Laufrads.

[0013] Die maximale Wandstärke der tragenden Struktur im Bereich der Schaufeln beträgt vorzugsweise 3 mm. Bei einer derartigen Beschränkung der Wandstärke können sicher Verzug und Schwind vermieden werden, durch eine entsprechende Materialwahl des die Struktur bildenden Materials kann jedoch eine ausreichende Festigkeit des Laufrads sichergestellt werden. Zudem kann durch eine entsprechende Materialwahl der Weichkomponente das Gewicht des Laufrads verringert werden, so dass das Gebläse insgesamt leichter ist. Ferner wirkt die Weichkomponente akustisch absorbierend, so dass das Gebläse etwas leiser als entsprechende Gebläse ohne Weichkomponente ist.

[0014] Die Weichkomponente bildet zumindest bereichsweise das Profil der Schaufel, insbesondere im stark profilierten Teil. Besonders bevorzugt ist sowohl auf der Saug- als auch Druckseite eine Weichkomponentenschicht vorgesehen, die Enden der Schaufeln sind bevorzugt weichkomponentenfrei, wodurch die Weichkomponente zusätzlich vor Beschädigungen bei der Montage geschützt wird.

[0015] Gemäß einer gewichtseinsparenden Ausführungsform sind die Schaufeln bevorzugt zumindest bereichsweise als Hohlprofil ausgebildet. Dabei können zur Erhöhung der Steifigkeit Stege in den Hohlprofilen ausgebildet sein. Diese sind bevorzugt einseitig geschlossen. Im Falle eines zargenseitigen Verschlusses der Hohlprofile werden die Schaufeln bevorzugt zargenseitig konisch verjüngt.

[0016] Die Schaufeln sind bevorzugt auf der Laufrad-Nabenseite motorseitig zylindrisch und zargenseitig konisch ausgebildet, wobei sie sich in Zargenrichtung verjüngen. Dies stellt sicher, dass trotz der starken Profilierung in Verbindung mit der Überdeckung durch die Zarge ein ausreichender Ansaugquerschnitt zur Verfügung steht und es nicht zu einer Versperrung des Ansaugquerschnitts kommt.

[0017] Die Herstellung eines derartigen Laufrads erfolgt bevorzugt mittels Kunststoff-Spritzgießen, wobei vorzugsweise zuerst eine tragende Struktur aus einem ersten Kunststoff spritzgegossen und anschließend oder

nahezu gleichzeitig zumindest ein Teil der profiliert ausgebildeten Schaufeln des Laufrads und/oder eines Hohlprofils durch einen zweiten, weicheeren Kunststoff spritzgegossen wird, der auf die tragende Struktur auf- oder in ein durch die tragende Struktur gebildetes Hohlprofil eingespritzt wird.

[0018] Als Materialien für die tragende Struktur kommen insbesondere PA oder PP, aber auch Metalle in Frage. Die die tragende Struktur zumindest bereichsweise umgebende Weichkomponente wird bevorzugt durch einen geschäumten Kunststoff, wie insbesondere S-EPs, in Frage. Ebenfalls sehr gut geeignet ist PP-EPDM. Allgemein können PUR-Schaum, Melamin-Schaum, PE-Schaum (Verwendung von Treibmittel bei der Applikation), Silikon-Schaum oder mit Einschränkungen auch geschäumte Elastomere verwendet werden.

[0019] Die genannten Materialien für die tragende Struktur können entsprechend auch für Laufräder ohne Weichkomponente verwendet werden, wobei in diesem Fall insbesondere aufgeschäumte Materialien Verwendung finden können.

[0020] Im Folgenden wird die Erfindung anhand eines Ausführungsbeispiels mit mehreren Varianten unter Bezugnahme auf die Zeichnung im Einzelnen erläutert. In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 eine perspektivische Ansicht eines erfindungsgemäßen Laufrads gemäß dem Ausführungsbeispiel,

Fig. 2 einen Schnitt durch eine Schaufel des Laufrads von Fig. 1,

Fig. 3a, 3b Schnitte durch Schaufelvarianten,

Fig. 4 eine Detailansicht eines Schnitts durch eine Schaufel zur Verdeutlichung einzelner Abmessungen,

Fig. 5 einen Schnitt durch ein herkömmliches, massiv ausgebildetes Laufrad mit durch Pfeilen dargestellten Strömungsgeschwindigkeiten im linken Teil der Fig. 5 und einen Schnitt durch ein vorwärtsgekrümmt profiliertes Laufrad gemäß der vorliegenden Erfindung im rechten Teil der Fig. 5,

Fig. 6 eine Draufsicht auf ein Laufrad,

Fig. 7 eine schematische Darstellung einer weiteren Schaufelvariante mit Darstellung der Querschnitte dreier Schnittebenen,

Fig. 8 einen schematisch dargestellten Schnitt in Längsrichtung durch eine Schaufel zur Verdeutlichung der Schaufelverjün-

- gung,
- Fig. 9 einen ausschnittswisen Schnitt quer durch ein Laufrad mit verjüngten Schaufeln,
- Fig. 10 einen Fig. 9 entsprechenden Schnitt zur Verdeutlichung der Verringerung der Schaufelquerschnittsfläche,
- Fig. 11a-11d schematische Darstellungen möglicher Verläufe von Schaufelverjüngungen,
- Fig. 12 eine schematische Darstellung einer symmetrischen Verjüngung relativ zur Basisprofilskelettlinie der Schaufel,
- Fig. 13 eine schematische Darstellung einer asymmetrischen Verjüngung relativ zur Basisprofilskelettlinie der Schaufel, und
- Fig. 14 eine schematische Darstellung einer symmetrisch-asymmetrischen Verjüngung relativ zur Basisprofilskelettlinie der Schaufel.

[0021] Ein Trommelläufer-Radialgebläse, das für die Förderung von Luft in einer Kraftfahrzeug-Klimaanlage verwendet wird, weist in der Regel ein Laufrad 1 mit einem Ring von Schaufeln 2 auf, wobei zwischen je zwei Schaufeln 2 ein Schaufelkanal 3 ausgebildet ist. Das Laufrad 1 ist auf bekannte Weise an einer Gebläsemotorwelle (nicht dargestellt) angebracht. Saugseitig wird das Laufrad 1 teilweise durch die Zarge, die Teil des Spiralgehäuses ist, überdeckt. Die Zargenöffnung für die Luftansaugung ist in Fig. 6 angedeutet.

[0022] Die Schaufeln 2 sind stark profiliert ausgebildet, wobei der Strömungskanal 3 im Eintrittsbereich 4 konvergent und im Austrittsbereich 5 divergent ausgebildet ist (vgl. Fig. 4). Die Druckseite DS der Schaufeln 2 ist im Eintrittsbereich 4, gegebenenfalls bis zum Austrittsbereich 5, konkav ausgebildet, und die Saugseite SS der Schaufeln 2 ist im Eintrittsbereich 4 konvex und im Austrittsbereich 5 gerade ausgebildet, wobei die Schaufeldicke d ihr Maximum im konvergenten Bereich hat.

[0023] Um Probleme bei der Herstellung stark profilierter Schaufeln zu vermeiden, bestehen die Schaufeln 2 vorliegend aus einer Struktur 6, die vorliegend massiv aus einem Kunststoff ausgebildet ist, und eine ausreichende Festigkeit für die zu erwartenden Belastungen aufweist, sowie einer an der Struktur 6 angespritzten Schicht 7 aus einer Weichkomponente, welche das Profil im stark profilierten Bereich der Schaufel 2 bildet. Hierbei beträgt die Dicke der Struktur 6 maximal 3 mm, so dass bei der Herstellung der Struktur 6 keine Probleme in Hinblick auf Verzug oder Schwund auftreten. Zudem reicht diese Dicke in aller Regel für eine ausreichende Steifigkeit der Schaufel 2 aus. Die angespritzte Schicht 7 dient

lediglich der Profilierung und hat - abgesehen von dem Erfordernis, sich nicht durch die zu fördernde Luft zusammenzudrücken zu lassen - keine tragende Funktion. Dabei kann die angespritzte Schicht 7 auf ihrer Außenseite 8 auch eine Haut oder eine Beschichtung aufweisen, wobei die Beschichtung, insbesondere zur Vermeidung von Verschmutzung, gegebenenfalls auch die gesamten Schaufeln 2 oder das gesamte Laufrad 1 überdecken kann um die Herstellung zu vereinfachen.

[0024] Die tragende Struktur 6 ist im von der Weichkomponente überdeckten Bereich des Schaufel 2 etwas verjüngt ausgebildet, wobei die Verjüngung allmählich erfolgt. Die Außenkontur ist durch den Übergang von tragender Struktur 6 zu Weichkomponente nicht beeinträchtigt.

[0025] Die tragende Struktur 6 besteht gemäß dem vorliegenden Ausführungsbeispiel aus PA, die Weichkomponente aus PP-EPDM.

[0026] In den Figuren 3a und 3b sind Varianten der Schaufel 2 dargestellt, wobei vorliegend bei diesen Schaufeln die Struktur 6 selbst das Profil bildet, wofür sie als Hohlprofil, im Falle der zweiten Variante mit einem versteifenden Steg, ausgebildet ist. Im Inneren des Hohlprofils kann - insbesondere aus Steifigkeitsgründen - eine Weichkomponente entsprechend der angespritzten Schicht 7 vorgesehen sein. Ebenfalls kann in einzelnen Bereichen eine außen angespritzte Schicht entsprechend dem zuvor beschriebenen Ausführungsbeispiel vorgesehen sein. Auch in diesem Fall beträgt die Dicke der Struktur maximal 3 mm, so dass bei der Herstellung kein Verzug oder Schwund auftritt.

[0027] Über die Lage der tragenden Struktur 6 innerhalb des Profils kann die Dicke der Weichkomponente auf der Schaufelsaug- und -druckseite so eingestellt werden, dass es im Gebläsebetrieb nur zu einer minimalen, nicht die Durchströmung beeinflussenden Verformung der Weichkomponente, insbesondere auf der Schaufel-druckseite, kommt.

[0028] Ferner erfolgt bei einer derartig profilierten Schaufelgestaltung, wie in Fig. 5, rechter Teil deutlich zu erkennen ist, keine Wirbelbildung an der Saugseite der Schaufel 2, so dass die Strömung gut anliegt. Dies führt in der CFD-Rechnung zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades η und in akustischen Messungen zu einem niedrigeren Geräuschpegel (vgl. Aufstellung in Fig. 5, wobei jeweils der Strömungsverlauf und der entsprechende Wirkungsgrad im optimalen Betriebspunkt des entsprechenden Gebläses dargestellt ist).

[0029] Folgende Geometrien sind bei einem konvergent-divergenten Schaufelkanal insbesondere bei stark profilierten Schaufeln besonders geeignet, d.h. bei d/L_{ges} größer 0,15, insbesondere größer als 0,2, wobei d die Profildicke und L_{ges} die Profilgesamtlänge (gerade gemessen) bezeichnen:

Das Schaufelkanallängenverhältnis L_{kv} liegt bevorzugt zwischen 0,1 und 0,9. Dabei bezeichnet L_{ges} die Länge des gesamten, gekrümmten Schau-

felkanals, $L_{gekrdiv}$ die Länge des divergenten Teils des gekrümmten Schaufelkanals und $L_{gekrkonv}$ die Länge des konvergenten Teils des gekrümmten Schaufelkanals, wobei

$$L_{gekrges} = L_{gekrdiv} + L_{gekrkonv}$$

und

$$L_{kv} = L_{gekrdiv} / L_{gekrges}$$

[0030] Die Kanalverjüngung $K_{verkonv}$ im konvergenten Teil des Schaufelkanals, die sich ergibt aus

$$K_{verkonv} = (A_1 - A_2) / L_{gekrkonv}$$

liegt zwischen 0,030 und 0,200. Dabei ist A_1 die Strömungskanalbreite am Eintritt und A_2 die Strömungskanalbreite am engsten Querschnitt.

[0031] Die Kanalerweiterung K_{erwdiv} im divergenten Teil des Schaufelkanals, die sich ergibt aus

$$K_{erwdiv} = (A_3 - A_2) / L_{gekrdiv}$$

liegt zwischen 0,05 und 0,17. Dabei ist A_3 die Strömungskanalbreite am Austritt.

[0032] Hierbei liegt der druckseitige Eintrittswinkel β_{1DS} zwischen 30° und 90° und der saugseitige Eintrittswinkel β_{1SS} zwischen 25° und 70° . Der druckseitige Austrittswinkel β_{2DS} zwischen 90° und 175° und der saugseitige Austrittswinkel β_{2SS} zwischen 90° und 170° .

[0033] Die zuvor genannten Winkelbereiche für β_{1DS} , β_{1SS} , β_{2DS} und β_{2SS} sind auch im Falle einer divergent-konvergenten Schaufelkanalform sowie einer konvergenten Schaufelkanalform besonders geeignet.

[0034] In Folge einer stark profilierten Ausgestaltung der Schaufeln 2 in Verbindung mit der Eintrittsöffnung (nur ca. 1/3 der Beschauelung ist nicht von der Zarge überdeckt) kann es bei hohen Massenströmen zu Versperrungen im Eintrittsbereich kommen, wie in Fig. 6 angedeutet. Diese können zu einer Verminderung des Wirkungsgrades und/oder akustischen Nachteilen führen. Aus diesem Grund sind die Schaufeln 2 gemäß einer weiteren Variante über ihre Länge oder zumindest einen oder mehrere Teile hiervon parallel zur Drehachse mit einem unterschiedlichen Querschnitt ausgebildet. Dabei ist der Querschnitt eintrittsseitig, wie in Fig. 7 dargestellt, laufrad-nabenseitig zylindrisch (die Laufrad-Nabenseite

ist in Fig. 1 mit dem Bezugszeichen 9 versehen) mit einer Ausformschräge und zargenseitig konisch in Längsrichtung zur Zarge hin verjüngend ausgebildet.

[0035] Die Figuren 8 bis 10 zeigen eine weitere Variante zu Fig. 6 mit sich in Richtung der Zuströmseite verjüngenden Schaufeln 2. Hierbei haben die Schaufeln über einen großen Teil der Schaufellänge in Richtung der Drehachse gesehen einen konstanten Querschnitt. Erst im letzten Viertel verringert sich der Querschnitt der Schaufeln und zwar sowohl in Längsprofilrichtung, wobei sich der Innendurchmesser d_{inn} bis zu einem verjüngten Innendurchmesser d_{verj} vergrößert, der Außendurchmesser da jedoch konstant bleibt, als auch in Dickenrichtung. Zur besseren Verdeutlichung der Profilveränderung ist in Fig. 9 die Skelettlinie des Basisprofils durch eine Stern-Strich-Linie gekennzeichnet. Der Verlauf der Verjüngung über die gesamte Schaufellänge ist in Fig. 8 dargestellt. Die Gesamtschaufellänge ist hierbei mit S_{gesamt} bezeichnet, der Teil der Schaufellänge, in welchem der Innendurchmesser vergrößert ist, ist mit S_{verj} bezeichnet. Der Innendurchmesser d_{verj} nimmt hierbei, wie aus Fig. 8 ersichtlich, im letzten Viertel der Schaufellänge zu. Die Darstellung von Fig. 8 in Bezug auf die Profillänge ist nicht maßstäblich.

[0036] Im Allgemeinen sind Verhältnisse von Schaufellänge verjüngt zur gesamten Schaufellänge (S_{verj} / S_{gesamt}) von 0,1 bis 0,7, vorzugsweise von 0,15 bis 0,5 und besonders bevorzugt von 0,20 bis 0,25, besonders geeignet.

[0037] Das Durchmesser Verhältnis DV , das sich aus der folgenden Gleichung ergibt,

$$DV = (D_{nenn} - D_{verjüngt}) / D_{nenn}$$

beträgt in der Regel 0,01 bis 0,2, vorzugsweise 0,02 bis 0,1 und insbesondere bevorzugt 0,04 bis 0,07, wobei sich D_{nenn} und $D_{verjüngt}$ ergeben aus

$$D_{nenn} = d_{inn} / da$$

und

$$D_{verjüngt} = d_{verj} / da$$

[0038] Hierbei ist da der Schaufelaußendurchmesser, d_{inn} der Nenninnendurchmesser der Schaufeln und d_{verj} der verjüngte Innendurchmesser der Schaufeln.

[0039] Neben der Schaufelprofillänge verringert sich auch die Dicke des Schaufelprofils, so dass sich auch die Querschnittsfläche des Schaufelprofils im verjüngten Bereich verringert. Die relative Querschnittsflächenabnahme ergibt sich aus

$$AV = (Anenn-Averj)/Anenn$$

wobei Anenn die Querschnittsfläche im nicht verjüngten Bereich ist, und im Folgenden auch als Basisprofil bezeichnet wird, und Averj die Querschnittsfläche im (am meisten) verjüngten Bereich ist. Die Veränderung des Schaufelprofils ist besonders gut aus Fig. 10 ersichtlich. Im Allgemeinen, d.h. nicht explizit auf die vorliegende Variante bezogen, liegt die relative Querschnittsflächenabnahme AV im Bereich von 0,1 bis 0,90, insbesondere von 0,2 bis 0,8 und besonders bevorzugt von 0,3 bis 0,7.

[0040] Weitere Varianten in Bezug auf den Verlauf der Verjüngung sind beispielhaft in den Figuren 11a bis 11d dargestellt, wobei Fig. 11a einen konvexen Verjüngungsverlauf, Fig. 11b einen konkaven Verjüngungsverlauf, Fig. 11c einen linearen Verjüngungsverlauf und Fig. 11d einen einfach abgestuften Verjüngungsverlauf zeigen. Beliebige Kombinationen wie auch ein ggf. mehrfach abgestufter Verjüngungsverlauf sind möglich.

[0041] Die Figuren 12 bis 14 zeigen Varianten in Bezug auf die Form der Verjüngung des Schaufelprofils in Richtung der Zuströmseite. Der Verlauf der Verjüngung kann beispielsweise entsprechend der Darstellung der Figuren 11a bis 11d erfolgen. Zur besseren Verdeutlichung der Profilveränderung ist in den Figuren 12 bis 14 die Skelettlinie des jeweiligen Basisprofils durch eine Stern-Strich-Linie gekennzeichnet.

[0042] Die Verjüngung relativ zum Basisprofil kann symmetrisch zur Skelettlinie erfolgen, wie in Fig. 12 durch die gestrichelte Linie in einer Schaufel 2 auf der Saugseite dargestellt. Die Verjüngung relativ zum Basisprofil kann auch asymmetrisch zur Skelettlinie erfolgen, wie in Fig. 13 in einer Schaufel 2 durch die gepunktete Linie auf der Saugseite dargestellt. Die Verjüngung kann ebenso bereichsweise symmetrisch und bereichsweise asymmetrisch zur Skelettlinie erfolgen, wie in den Figuren 12 bis 14 mit durchgezogenen Linien dargestellt ist und bei Vergleich der durchgezogenen Linien in Bezug auf die gestrichelte bzw. gepunktete Linie ersichtlich wird.

[0043] Allgemein sei angemerkt, dass die Kanalform im verjüngten Teil der Beschaukelung sowohl konvergent als auch konvergent-divergent oder divergent ausgebildet sein kann.

[0044] Besonders bevorzugt weichen die Ein- und Austrittswinkel im sich verjüngenden Schaufelteil von denen im Bereich des Basisprofils, d.h. im Teil mit konstantem Querschnitt, ab, wodurch sich eine aerodynamische Verwindung des Schaufelprofils ergibt. Die Winkel können jedoch auch konstant oder zumindest im Wesentlichen konstant bleiben.

[0045] Gemäß einer nicht in der Zeichnung dargestellten Variante kann auf der Zargenseite auch eine zumindest partielle Deckscheibe vorhanden sein.

[0046] Sind die Schaufeln als (Teil-)Hohlprofile ausgebildet, so können dieselben auf der Zargenseite offen

oder auch geschlossen ausgebildet sein.

Patentansprüche

1. Kunststofflaufrad für ein Trommelläufer-Radialgebläse für die Heizung und Klimatisierung eines Kraftfahrzeugs, mit einer Mehrzahl von Schaufeln (2), wobei der Strömungskanal (3) zwischen zwei Schaufeln (2) einströmseitig konvergent, ausströmseitig divergent und stark profiliert ausgebildet ist, wobei die Kanalverjüngung Kverkonv im konvergenten Teil des Schaufelkanals zwischen 0,03 und 0,20 beträgt und die Kanalerweiterung Kerwdiv im divergenten Teil des Schaufelkanals zwischen 0,05 und 0,17 beträgt, wobei sich Kverkonv aus $Kverkonv = (A1-A2) / Lgekrkonv$ ergibt, wobei sich Kerwdiv aus $Kerwdiv = (A3-A2) / Lgekrdiv$ ergibt, wobei A1 die Strömungskanalbreite am Eintritt, A2 die Strömungskanalbreite am engsten Querschnitt, A3 die Strömungskanalbreite am Austritt, Lgekrkonv die Länge des konvergenten Teils des gekrümmten Schaufelkanals und Lgekrdiv die Länge des divergenten Teils des gekrümmten Schaufelkanals darstellen, wobei sich die Schaufeln in der Richtung der Drehachse des Laufrades zwischen einer motorseitigen Nabenseite (9) und eine Zargenseite erstrecken, wobei sich das Schaufelprofil in Richtung Zarge zumindest teilweise verjüngt.
dadurch gekennzeichnet,
dass auf einer tragenden Struktur (6) der Schaufel zumindest bereichsweise eine Weichkomponente aufgespritzt ist und dass die Weichkomponente zumindest bereichsweise das Profil der Schaufel bildet.
2. Laufrad nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Verhältnis von Profildicke zur Profildicke der Schaufel (2) größer als 0,15, insbesondere größer als 0,2 ist.
3. Laufrad nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Schaufelkanallängenverhältnis (Lkv) zwischen 0,2 und 0,6 beträgt.
4. Laufrad nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schaufeln (2) so profiliert sind, dass der druckseitige Eintrittswinkel (β_{1DS}) zwischen 30° und 90° und der saugseitige Eintrittswinkel (β_{1SS}) zwischen 25° und 70°, der druckseitige Austrittswinkel (β_{2DS}) zwischen 90° und 175° und der saugseitige Austrittswinkel (β_{2SS}) zwischen 90° und 170° betragen.
5. Laufrad nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die maximale massive Wandstärke der tragenden Struktur (6) im

Bereich der Schaufeln 3 mm beträgt.

6. Laufrad nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schaufeln zumindest bereichsweise als Hohlprofil ausgebildet sind. 5
7. Laufrad nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schaufeln hohl ausgebildet sind, wobei Stege in den hohl ausgebildeten Schaufeln vorgesehen sind. 10
8. Laufrad nach Anspruch 6 oder 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die als Hohlprofil ausgebildeten Schaufeln einseitig verschlossen sind. 15
9. Laufrad nach einem der Ansprüche 6 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** im Inneren des Hohlprofils eine Weichkomponente eingespritzt ist. 20
10. Laufrad nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Laufrad (1) mittels Zwei-Komponenten Kunststoff-Spritzgießens hergestellt ist. 25
11. Laufrad nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schaufeln (2) auf der Laufrad-Nabenseite zylindrisch und zargenseitig konisch ausgebildet sind. 30

Claims

1. A plastic blower wheel for a drum rotor radial fan for the heating and air-conditioning of a motor vehicle, having a plurality of blades (2), the flow duct (3) between two blades (2) being designed so as to be convergent at the inflow side, divergent at the outflow side and intensely profiled, the duct narrowing (Kverkonv) in the convergent part of the blade duct (3) being between 0.030 and 0.20 and the duct widening (Kerwdiv) in the divergent part of the blade duct being between 0.05 and 0.17, Kverkonv resulting from $Kverkonv = (A1-A2) / Lgekrkonv$, Kerwdiv resulting from $Kerwdiv = (A3-A2) / Lgekrdiv$, A1 denoting the flow duct width at the inlet, A2 denoting the flow duct width at the narrowest cross section, A3 denoting the flow duct width at the outlet, Lgekrkonv denoting the length of the convergent part of the curved blade duct, and Legkridv denoting the length of the divergent part of the curved blade duct, the blades extending in the direction of the rotational axis of the blower wheel between a hub side (9) on the motor side and a frame side, the blade profile at least partially tapering in the direction of the frame, **characterized in that** a soft component is sprayed at least in regions onto a supporting structure (6) of the blade, and the soft component forms the profile 55

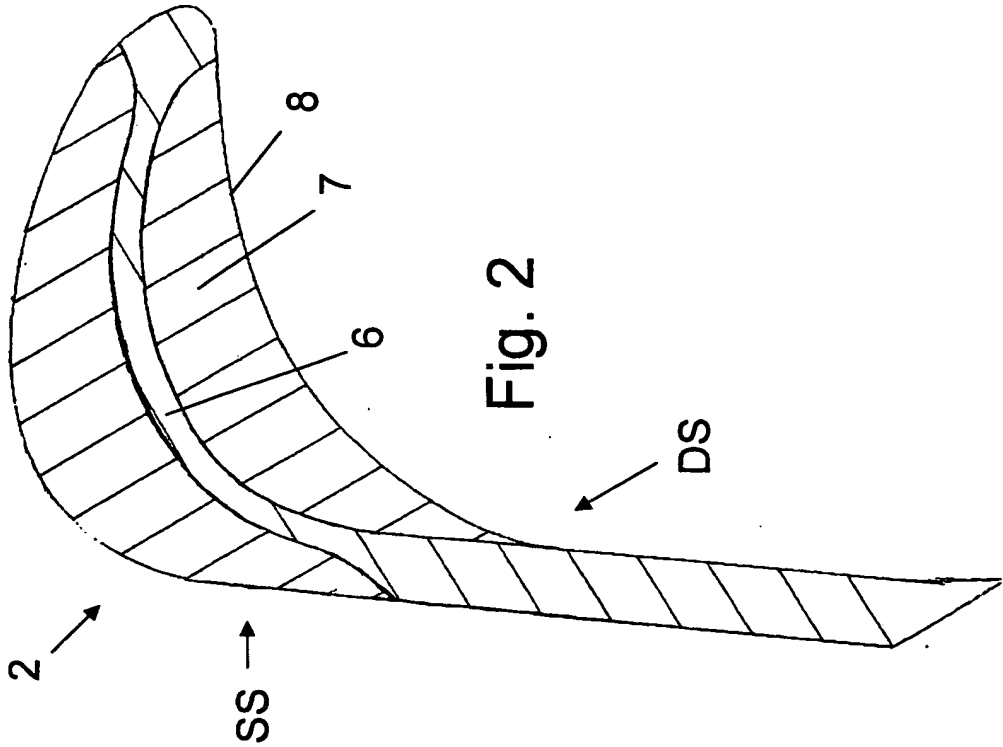
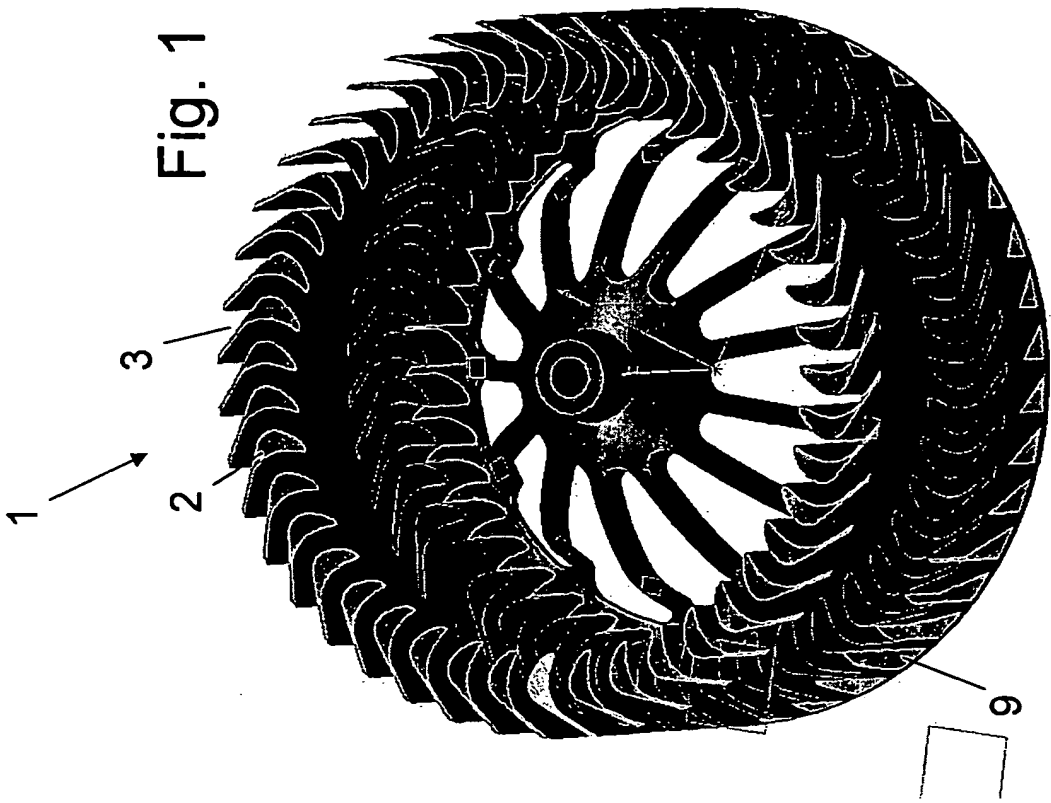
of the blade at least in regions.

2. The blower wheel as claimed in claim 1, **characterized in that** the ratio of profile thickness to profile overall length of the blade (2) is greater than 0.15, in particular greater than 0.2.
3. The blower wheel as claimed in one of the preceding claims, **characterized in that** the blade duct length ratio (Lkv) is between 0.2 and 0.6.
4. The blower wheel as claimed in one of the preceding claims, **characterized in that** the blades (2) are profiled such that the pressure-side inlet angle (beta1DS) is between 30° and 90° and the suction-side inlet angle (beta1SS) is between 25° and 70°, the pressure-side outlet angle (beta2DS) is between 90° and 175° and the suction-side outlet angle (beta2SS) is between 90° and 170°.
5. The blower wheel as claimed in one of the preceding claims, **characterized in that** the maximum solid wall thickness of the supporting structure (6) in the region of the blades is 3 mm.
6. The blower wheel as claimed in one of the preceding claims, **characterized in that** the blades are formed at least in regions as a hollow profile.
7. The blower wheel as claimed in one of the preceding claims, **characterized in that** the blades are of hollow design, with webs being provided in the hollow blades. 30
8. The blower wheel as claimed in claim 6 or 7, **characterized in that** the blades which are formed as a hollow profile are closed off at one side. 35
9. The blower wheel as claimed in one of claims 6 to 8, **characterized in that** a soft component is injected into the interior of the hollow profile. 40
10. The blower wheel as claimed in one of the preceding claims, **characterized in that** the blower wheel (1) is produced by means of two-component plastic injection molding. 45
11. The blower wheel as claimed in one of the preceding claims, **characterized in that** the blades (2) are of cylindrical design at the blower wheel hub side and of conical design at the frame side. 50

Revendications

1. Roue en matière plastique pour un ventilateur centrifuge à rotor cylindrique pour le chauffage et la climatisation d'un véhicule automobile, comprenant

- une pluralité d'aubes (2), où le canal d'écoulement (3), entre deux aubes (2), est configuré en étant convergent côté entrée, divergent côté sortie et en étant fortement profilé, où le rétrécissement *Kverkonv* du canal, dans la partie convergente du canal de l'aube, est compris entre 0,03 et 0,20, et l'élargissement *Kerwdiv* du canal, dans la partie divergente du canal de l'aube, est compris entre 0,05 et 0,17, où *Kverkonv* résulte de la relation $Kverkonv = (A1-A2) / Lgekrkonv$, où *Kerwdiv* résulte de la relation $Kerwdiv = (A3-A2) / Lgekrdiv$, où A1 représente la largeur du canal d'écoulement au niveau de l'entrée, A2 la largeur du canal d'écoulement au niveau de la section la plus étroite, A3 la largeur du canal d'écoulement au niveau de la sortie, *Lgekrkonv* la longueur de la partie convergente du canal d'aube recourbé et *Lgekrdiv* la longueur de la partie divergente du canal d'aube recourbé, où les aubes s'étendent, dans la direction de l'axe de rotation de la roue, entre un côté moyeu (9), placé côté moteur, et un côté déflecteur, où le profil de l'aube se rétrécit au moins partiellement en direction du déflecteur, **caractérisée en ce qu'un composant tendre est moulé par injection au moins partiellement sur une structure porteuse (6) de l'aube, et en ce que le composant tendre forme au moins partiellement le profil de l'aube.**
2. Roue selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** le rapport de l'épaisseur de profil relativement à la longueur total du profil de l'aube (2) est supérieur à 0,15, en particulier supérieur à 0,2.
 3. Roue selon l'une ou l'autre des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** le rapport de la longueur de canal d'aube (*Lkv*) est compris entre 0,2 et 0,6.
 4. Roue selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** les aubes (2) sont profilées de manière telle, que l'angle d'entrée (*beta1DS*), côté pression, soit compris entre 30° et 90° et l'angle d'entrée (*beta1SS*), côté aspiration, entre 25° et 70°, que l'angle de sortie (*beta2DS*), côté pression, soit compris entre 90° et 175° et l'angle de sortie (*beta2SS*), côté aspiration, entre 90° et 170°.
 5. Roue selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** l'épaisseur de paroi massive maximale de la structure porteuse (6) est de 3 mm dans la zone des aubes.
 6. Roue selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** les aubes sont configurées, au moins partiellement, comme un profil creux.
 7. Roue selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** les aubes sont configurées en étant creuses, des nervures étant prévues dans les aubes configurées de façon creuse.
 8. Roue selon la revendication 6 ou 7, **caractérisée en ce que** les aubes configurées comme un profil creux sont fermées sur un côté.
 9. Roue selon l'une quelconque des revendications 6 à 8, **caractérisée en ce qu'un** composant tendre est moulé par injection à l'intérieur du profil creux.
 10. Roue selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** la roue (1) est fabriquée en procédant par moulage par injection de la matière plastique, en utilisant deux composants.
 11. Roue selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** les aubes (2) sont configurées de façon cylindrique sur le côté moyeu de la roue et de façon conique sur le côté déflecteur.



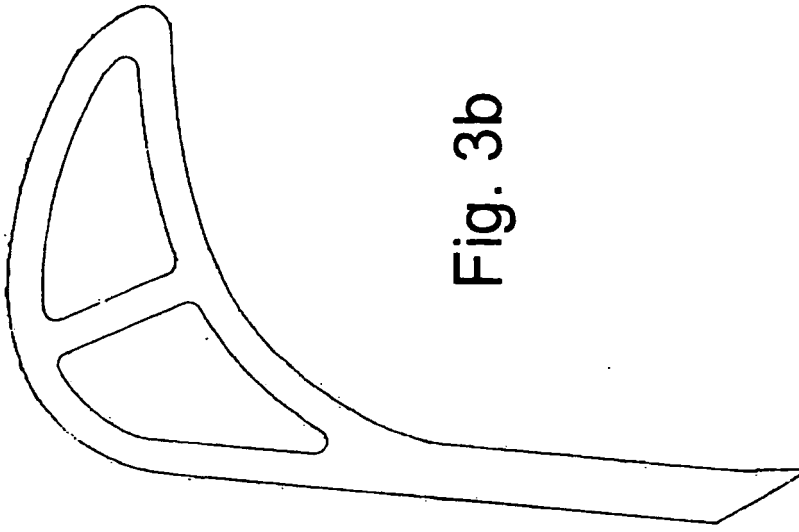


Fig. 3b

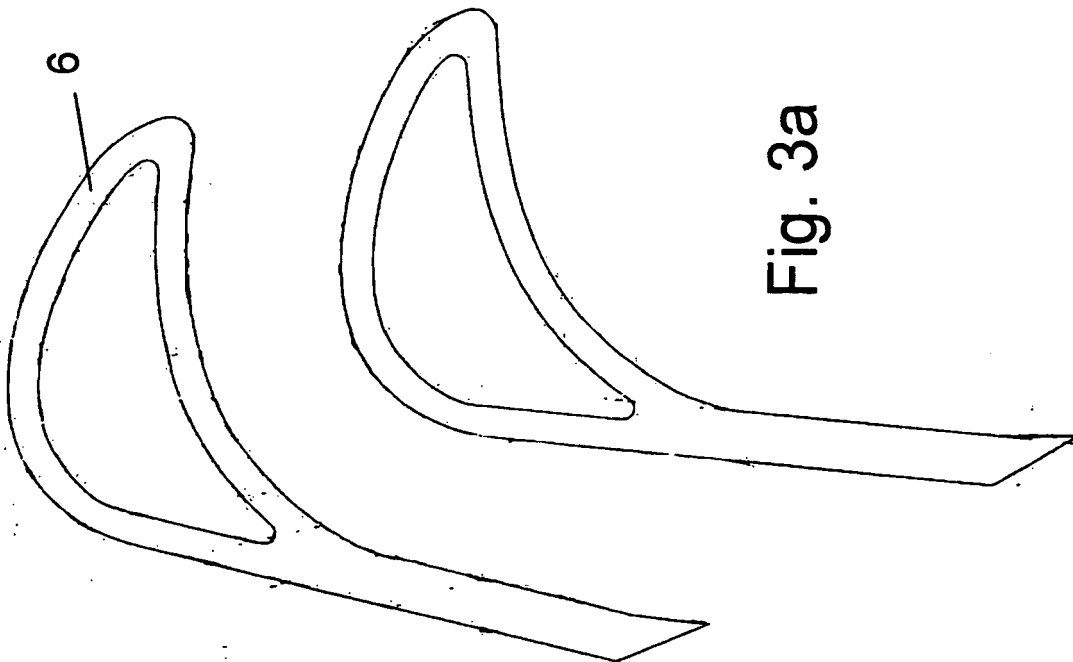


Fig. 3a

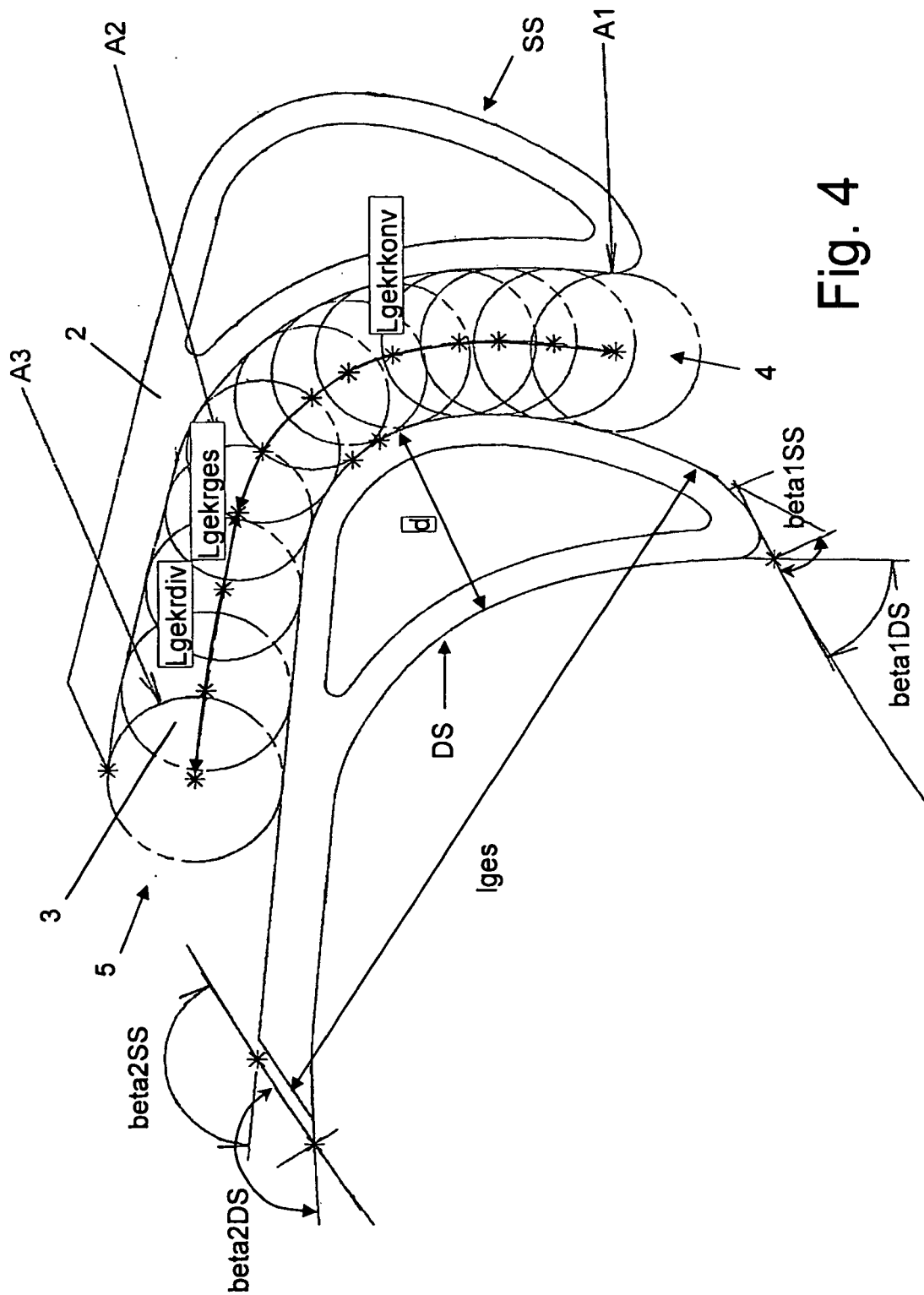
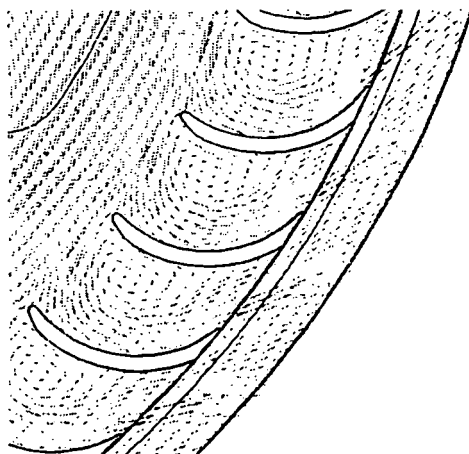


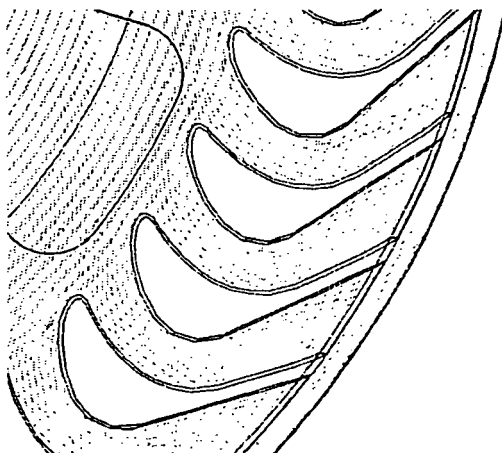
Fig. 4

Stand der Technik



$$\begin{aligned}\eta_{\text{Lauf}} &= 0.85 \\ \eta_{\text{Gbl}} &= 0.48 \\ \eta_{\text{Ges}} &= 0.70\end{aligned}$$

Laufrad Gebläse profiliert



$$\begin{aligned}\eta_{\text{Lauf}} &= 0.88 \\ \eta_{\text{Gbl}} &= 0.49 \\ \eta_{\text{Ges}} &= 0.73\end{aligned}$$

Fig. 5

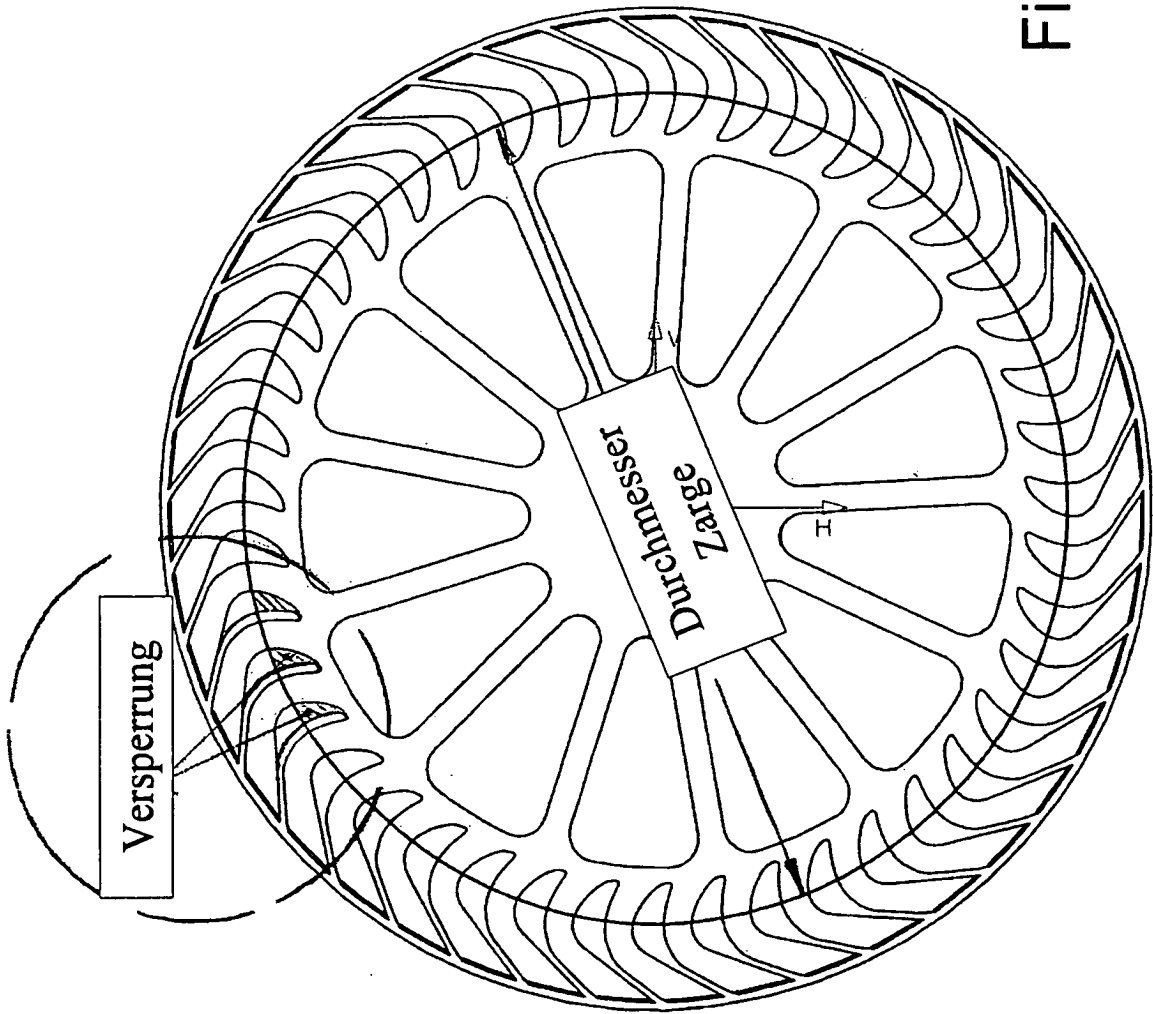
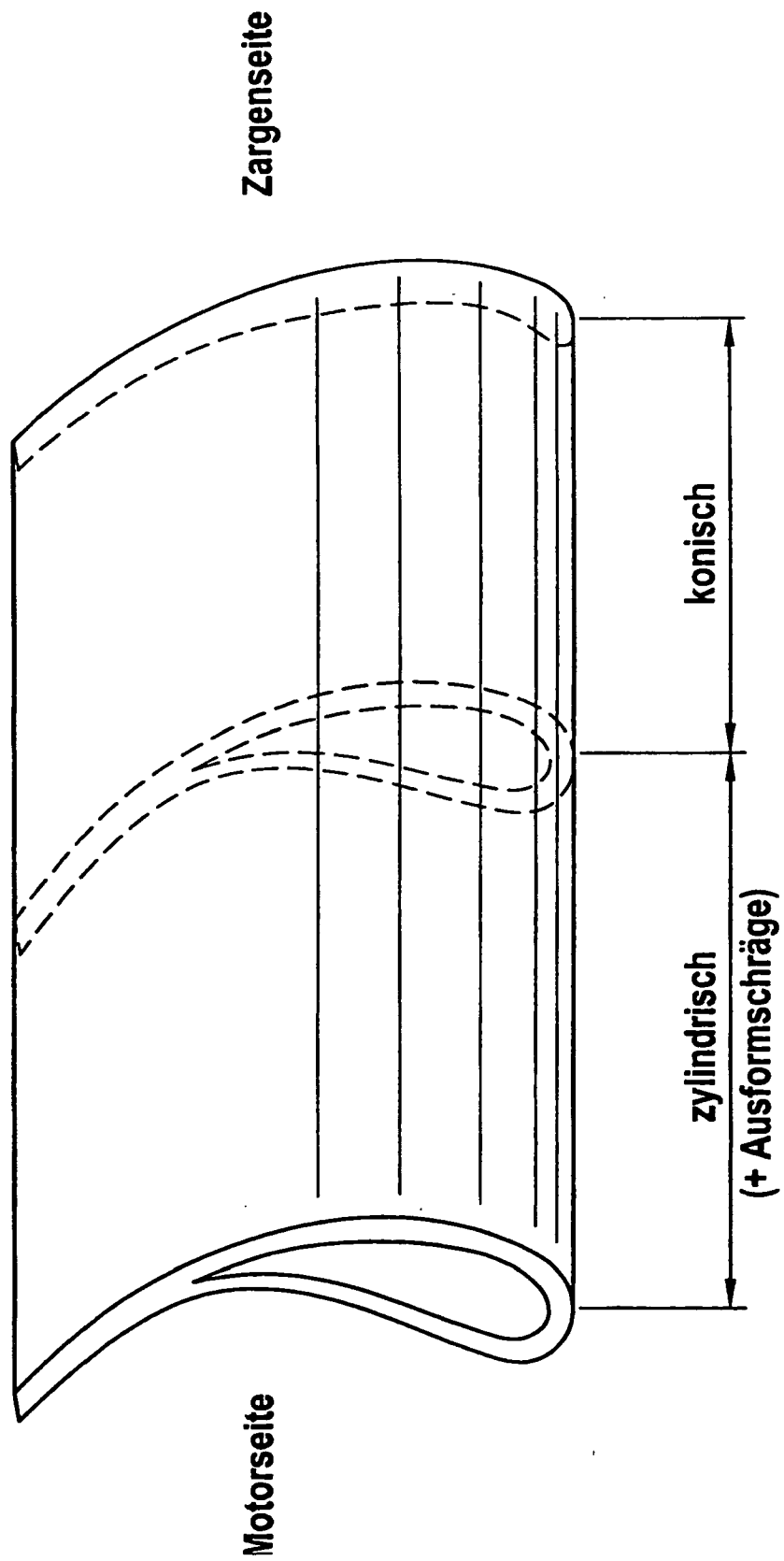
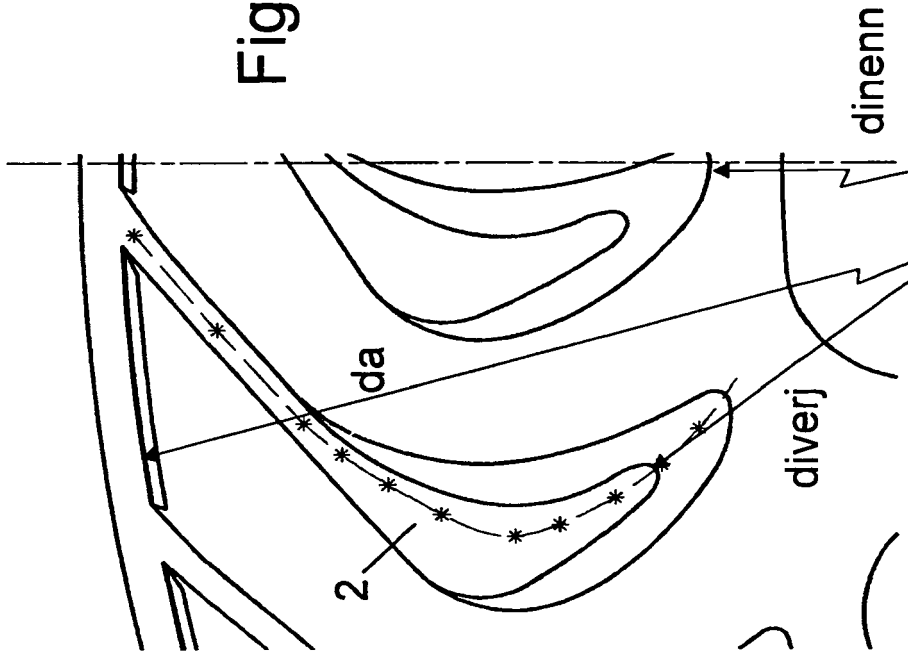
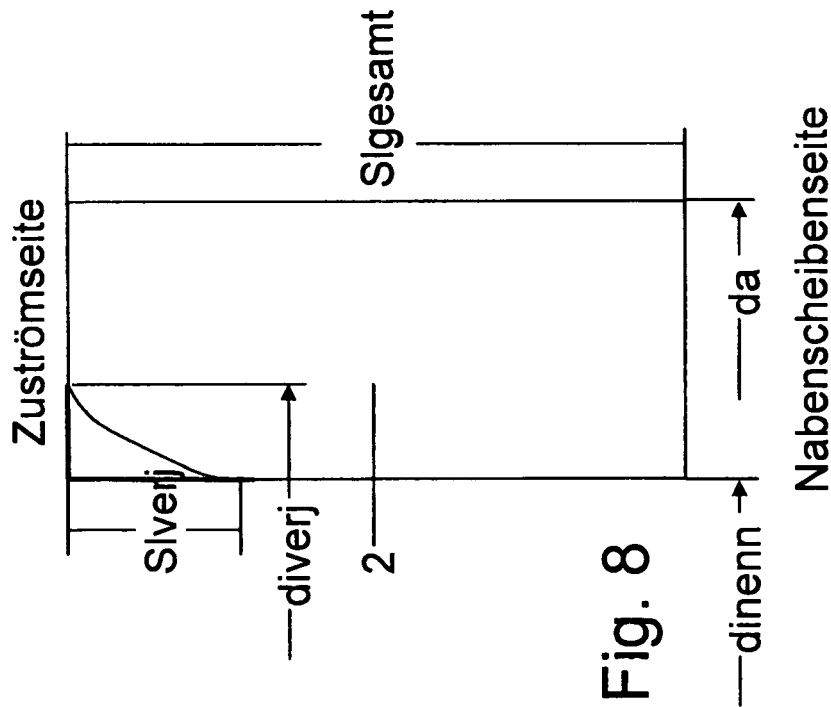


Fig. 6

Fig. 7





Durchmesser Verhältnis nenn: $D_{nenn} = d_{inenn} / d_a$
 Durchmesser Verhältnis verjüngt: $D_{verjüngt} = d_{verj} / d_a$

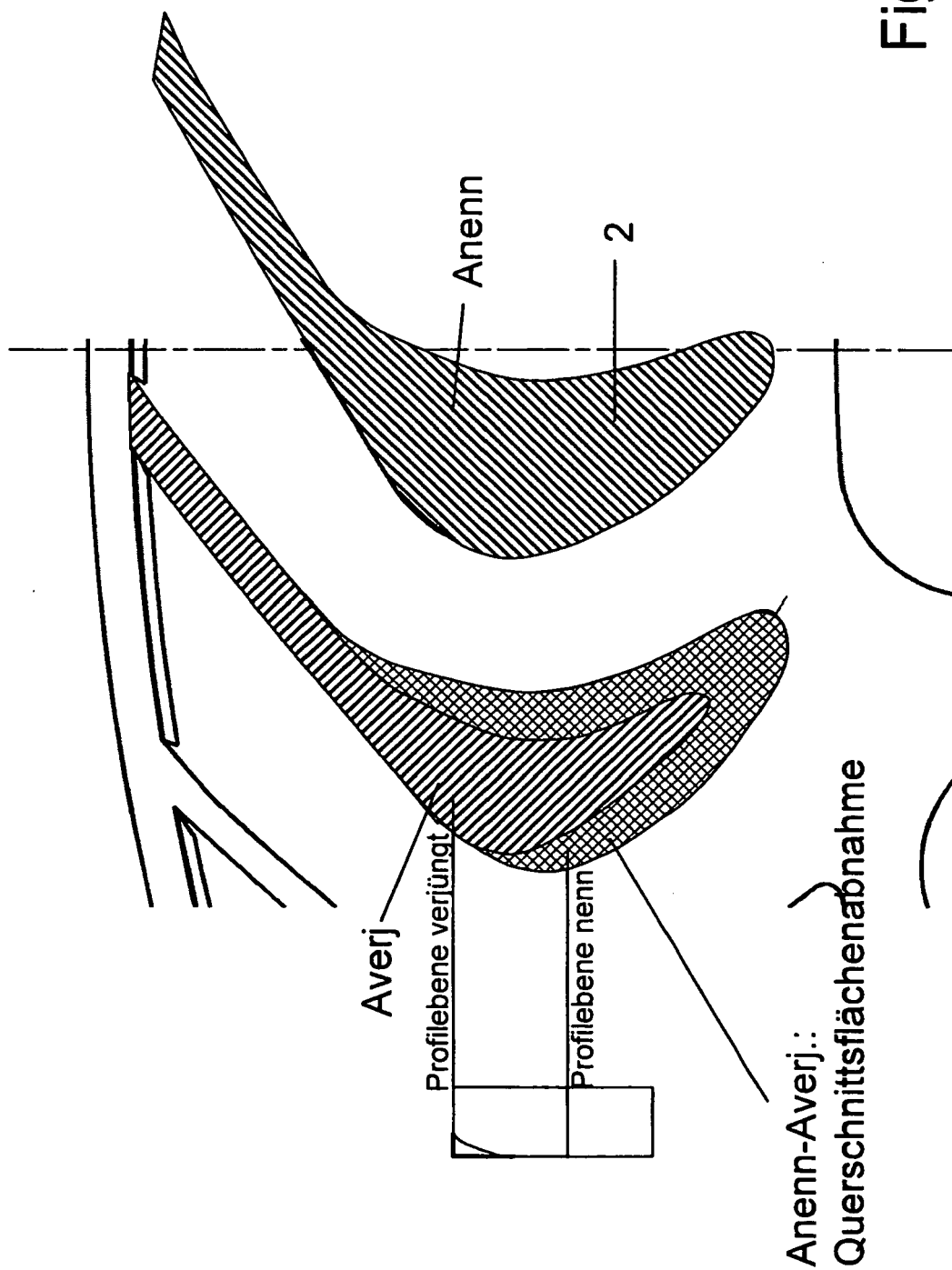


Fig. 10

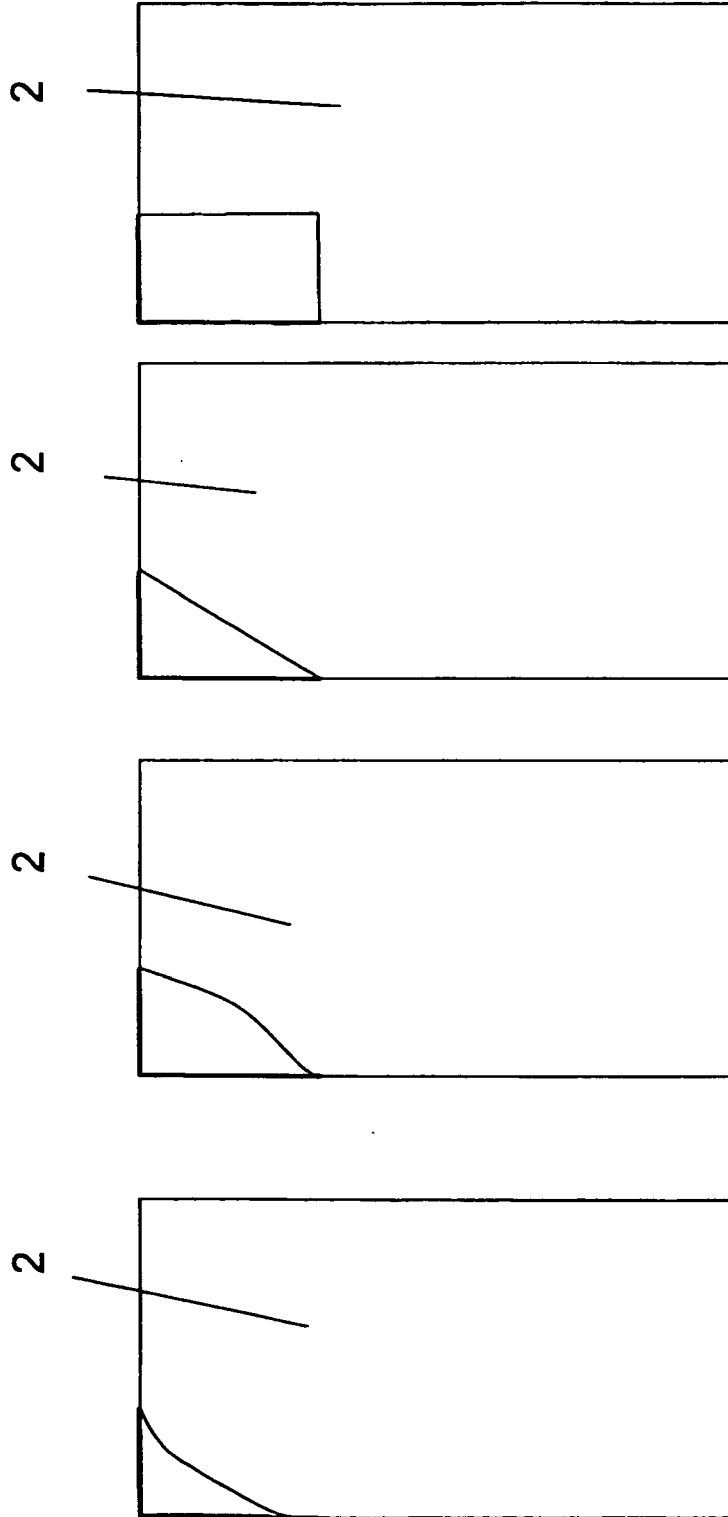
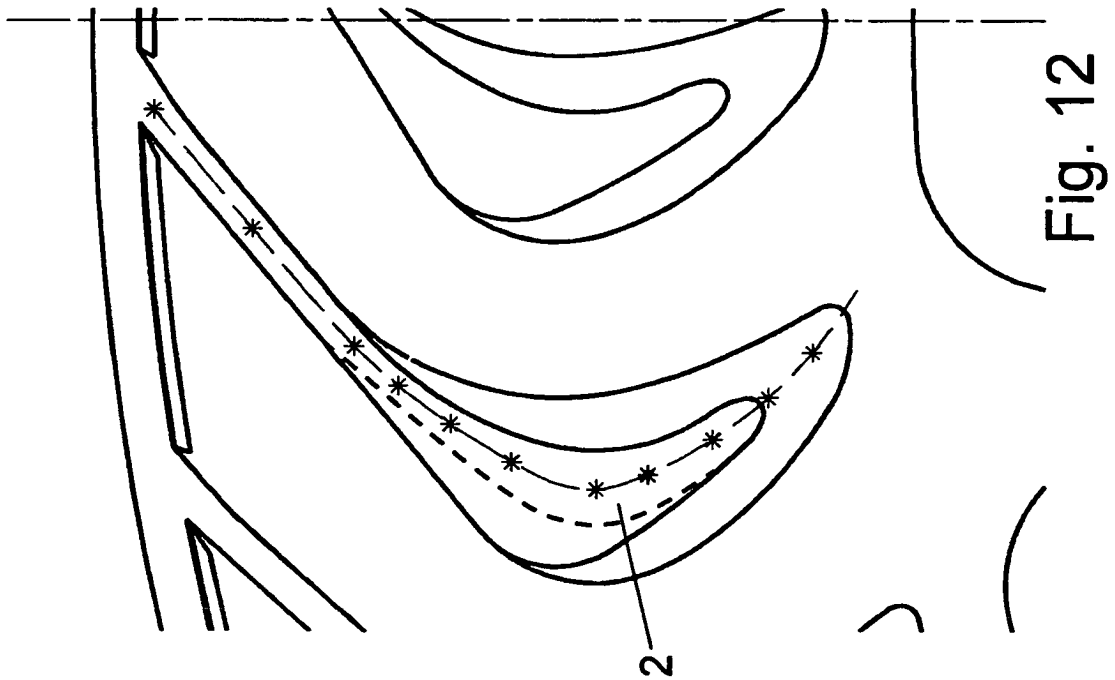
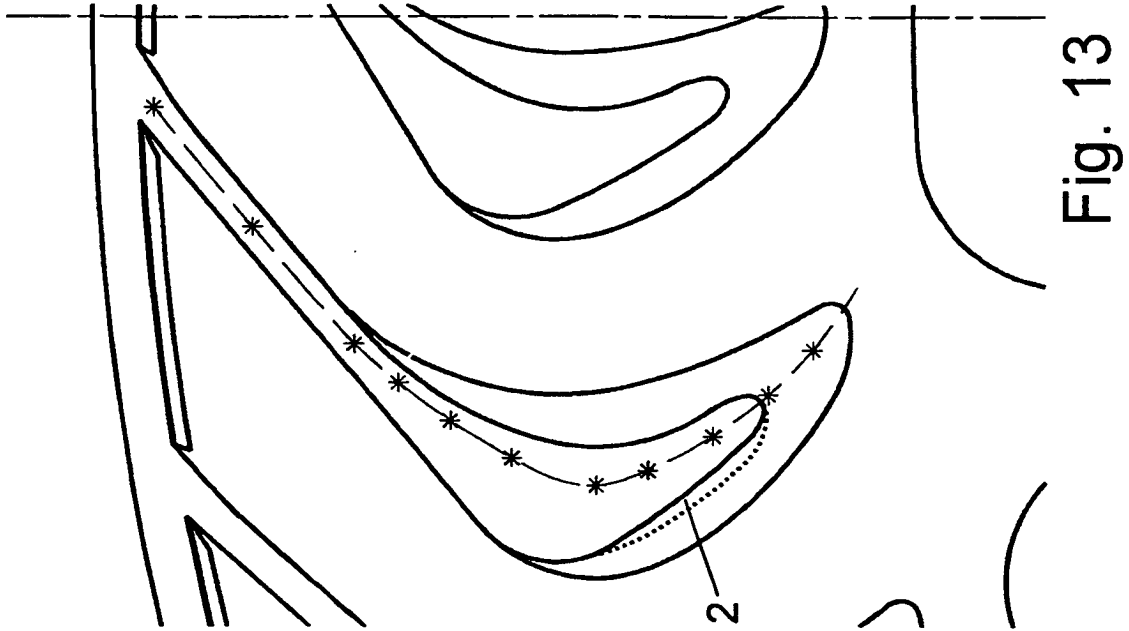


Fig. 11a

Fig. 11b

Fig. 11c

Fig. 11d



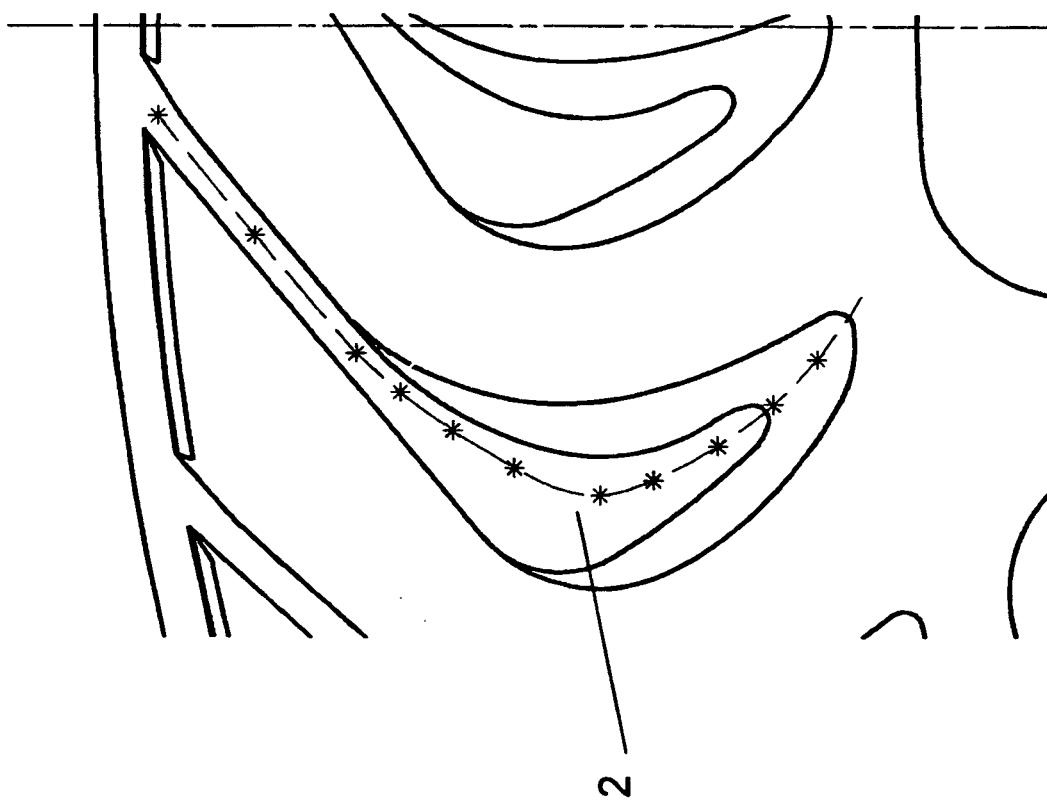


Fig. 14

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

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

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 1384894 A2 [0005]
- JP 60156997 A [0006]



US008337157B2

(12) United States Patent
Kilian et al.**(10) Patent No.:** **US 8,337,157 B2**
(45) Date of Patent: **Dec. 25, 2012****(54) BLOWER WHEEL****(75) Inventors:** **Jörg Kilian, Renningen (DE) and two other inventors****(73) Assignee:** **Behr GmbH & Co. KG, Stuttgart (DE)****(*) Notice:** Subject to any disclaimer, the term of this patent is extended or adjusted under 35 U.S.C. 154(b) by 1125 days.**(21) Appl. No.:** **11/994,745****(22) PCT Filed:** **Jul. 4, 2006****(86) PCT No.:** **PCT/EP2006/006513**§ 371 (c)(1),
(2), (4) Date: **Sep. 22, 2008****(87) PCT Pub. No.:** **WO2007/003416**PCT Pub. Date: **Jan. 11, 2007****(65) Prior Publication Data**

US 2009/0129933 A1 May 21, 2009

(30) Foreign Application Priority Data

Jul. 4, 2005 (DE) 10 2005 031 471

(51) Int. Cl.
F01D 5/18 (2006.01)**(52) U.S. Cl.** **416/97 R; 416/91; 416/96 R; 416/248;**
416/500; 415/115; 415/257; 415/203; 361/695**(58) Field of Classification Search** **415/115;**
415/157, 201-203; 416/91, 96 A, 215, 248;
416/241 R, 500, 97 R; 361/695

See application file for complete search history.

(56) References Cited**U.S. PATENT DOCUMENTS**

2,418,012 A	3/1947	Chester	
4,604,031 A *	8/1986	Moss et al.	416/97 R
5,988,979 A	11/1999	Wang	
6,033,186 A	3/2000	Schilling et al.	
6,835,051 B2	12/2004	Heim et al.	

FOREIGN PATENT DOCUMENTS

DE	17 53 723 U1	10/1957
DE	21 13 189 A	9/1972
DE	27 54 582 A1	6/1979
DE	197 07 571 A1	8/1998
EP	1 256 722 A2	11/2002
EP	1 384 894 A2	1/2004
GB	3525 A	0/1912
GB	191203525	0/1912
GB	317798 A	1/1930

(Continued)

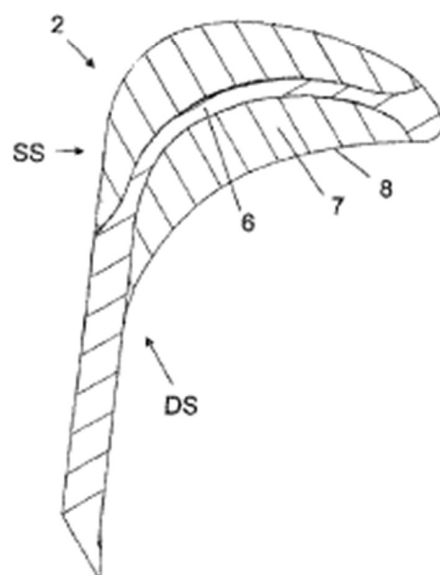
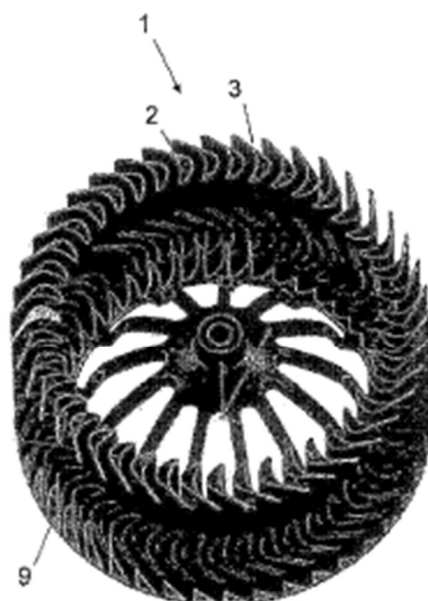
OTHER PUBLICATIONS

Office Action mailed Aug. 2, 2011 in related Japanese Application No. 2008-518759 (5 pgs.).

(Continued)

Primary Examiner — **Dung A. Le***(74) Attorney, Agent, or Firm* — **Foley & Lardner LLP****(57) ABSTRACT**

The invention relates to a blower wheel, especially a plastic blower wheel for a cylindrical rotor radial fan for the heating and air-conditioning systems of a motor vehicle. Said blower wheel comprises a plurality of blades (2), and the flow channel (3) between two blades (2) is embodied in such a way that it is convergent on the inflow side, divergent on the outflow side, and distinctively shaped.

14 Claims, 11 Drawing Sheets

FOREIGN PATENT DOCUMENTS

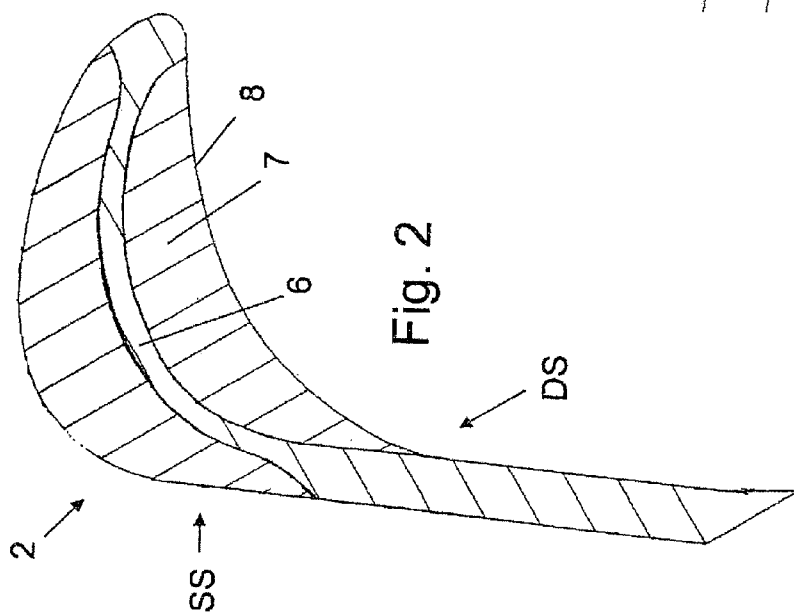
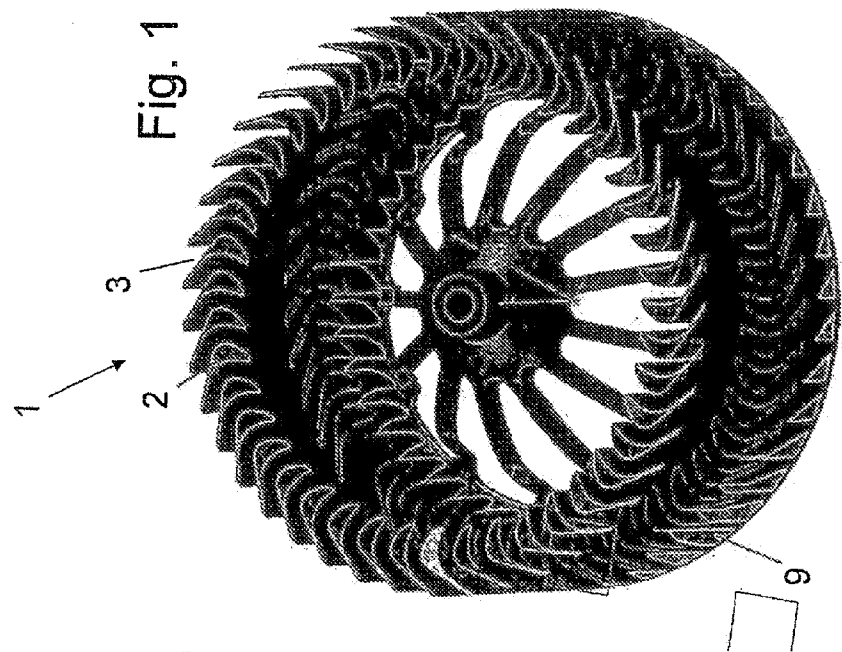
GB	720956 A	12/1954
GB	1 359 111	7/1974
GB	1 548 471	7/1979
JP	48003134	1/1973
JP	51015204	2/1976
JP	60-156997 A	8/1985
JP	61258999 A	11/1986
JP	62020197	2/1987
JP	2173398 A	7/1990

JP	2002285996 A	10/2002
JP	2004060447 A	2/2004
JP	2005-155579 A	6/2005

OTHER PUBLICATIONS

Office Action mailed Jun. 19, 2012 in related Japanese Application No. 2008-518759 (5 pgs.).

* cited by examiner



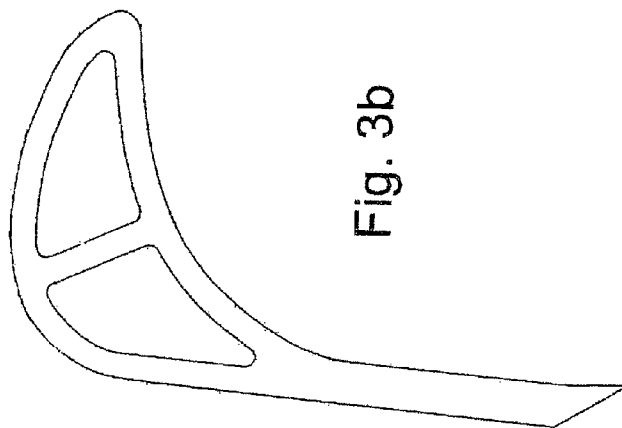


Fig. 3b

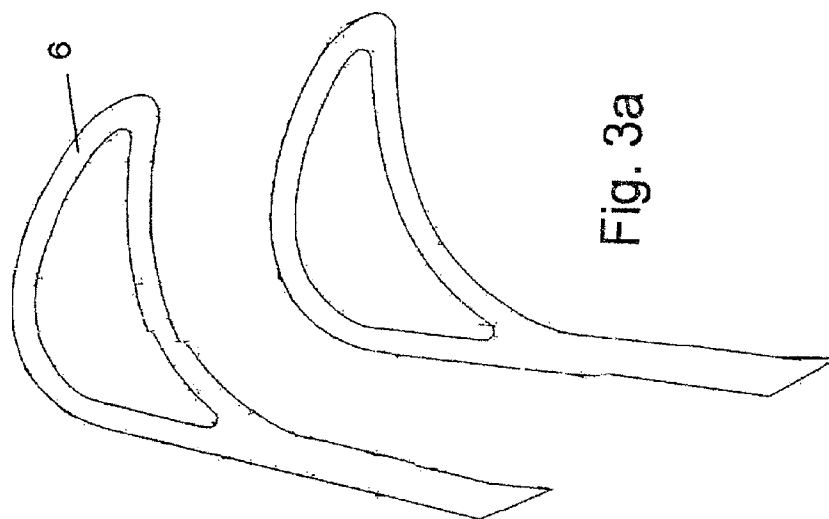


Fig. 3a

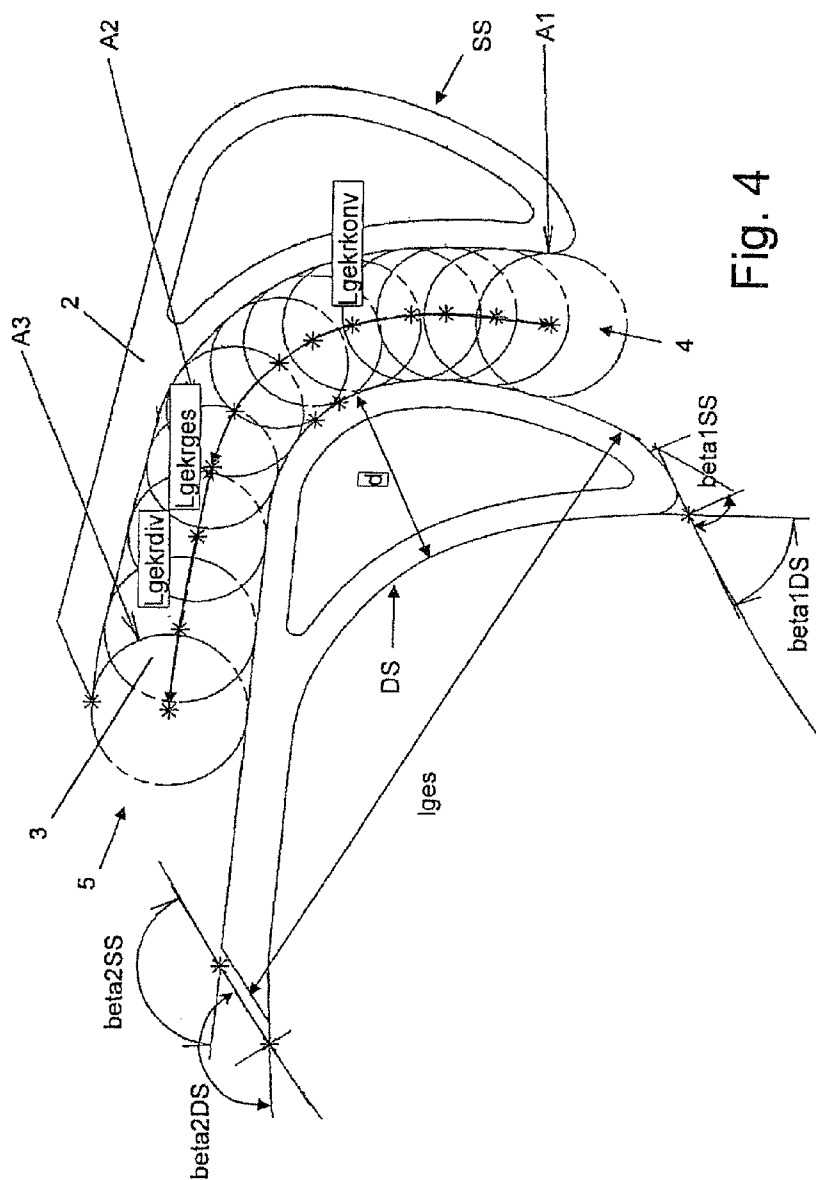
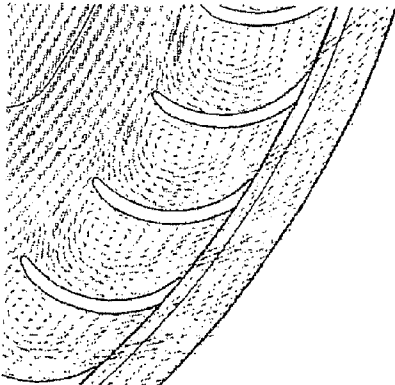


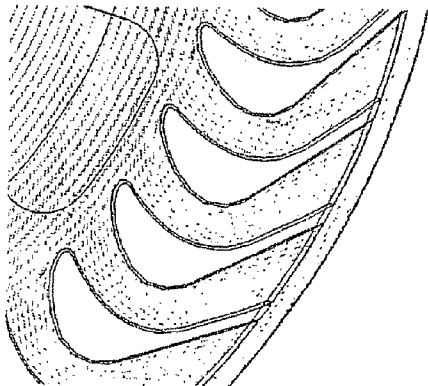
Fig. 4

Prior art



$$\begin{aligned} \eta_{\text{Blower wheel}} &= 0.85 \\ \eta_{\text{Fan}} &= 0.48 \\ \eta_{\text{Fan_tot}} &= 0.70 \end{aligned}$$

Blower wheel fan profiled



$$\begin{aligned} \eta_{\text{Blower wheel}} &= 0.88 \\ \eta_{\text{Fan}} &= 0.49 \\ \eta_{\text{Fan_tot}} &= 0.73 \end{aligned}$$

Fig. 5

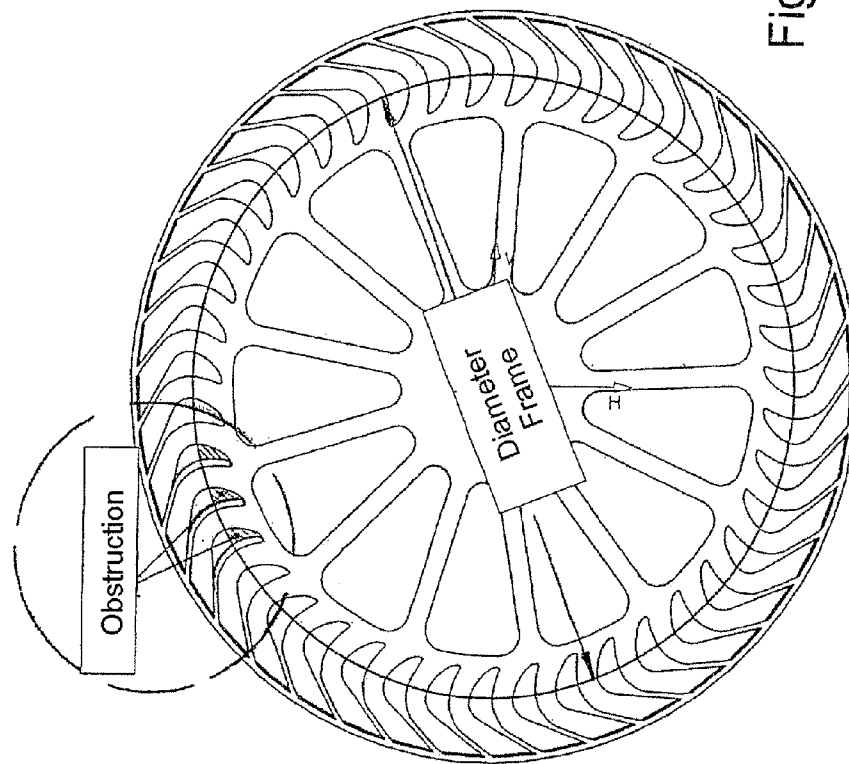
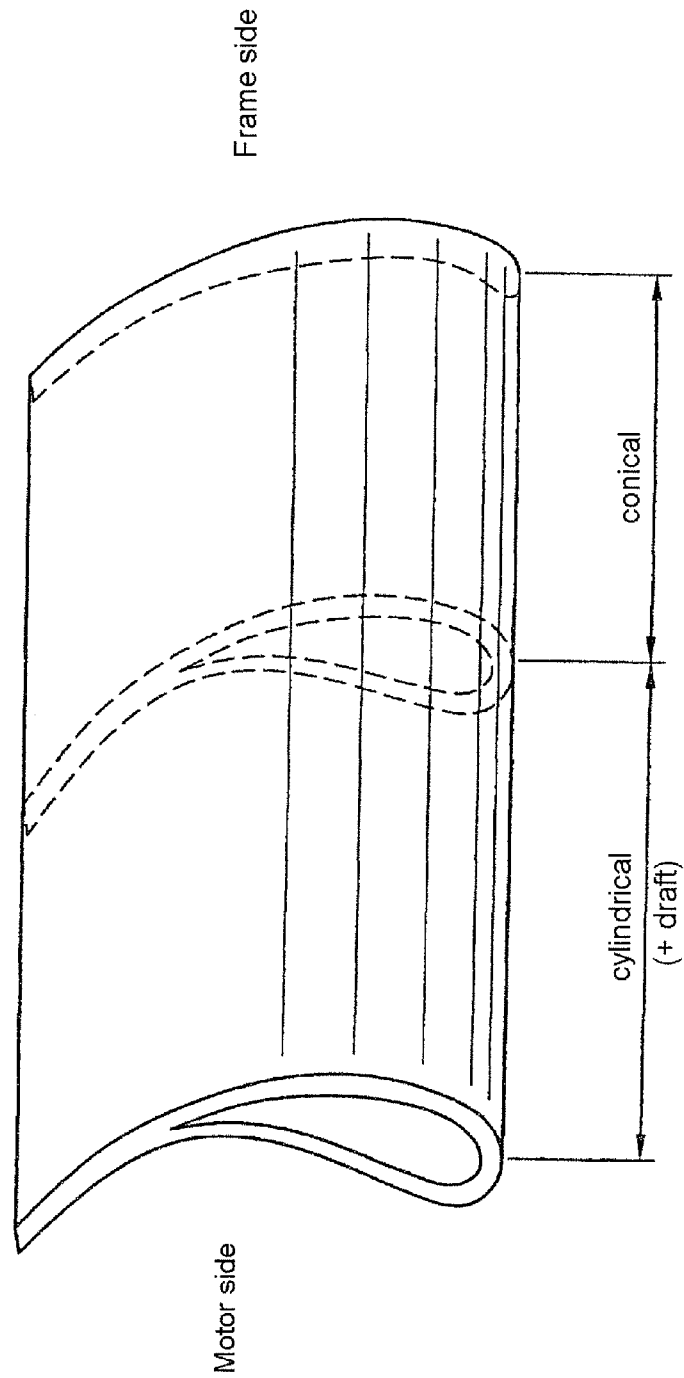
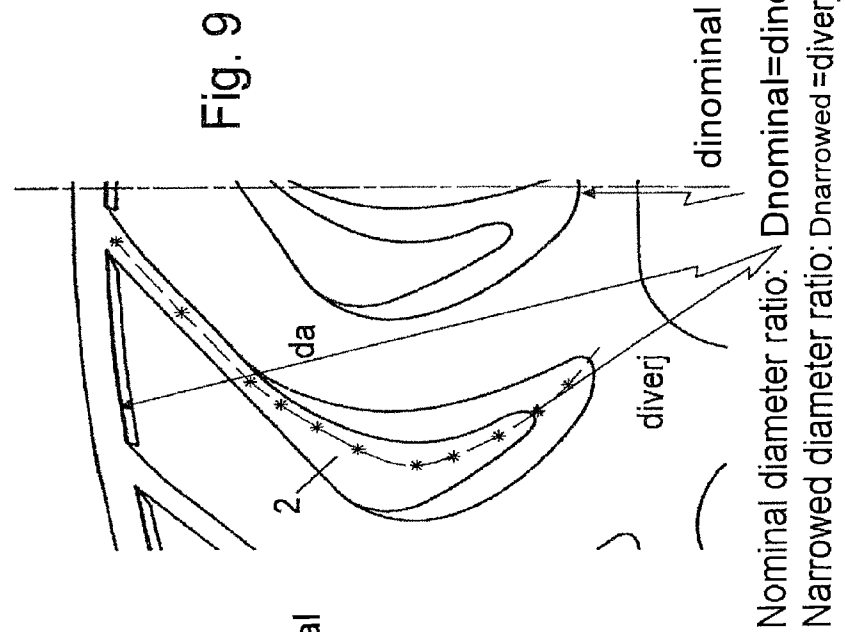
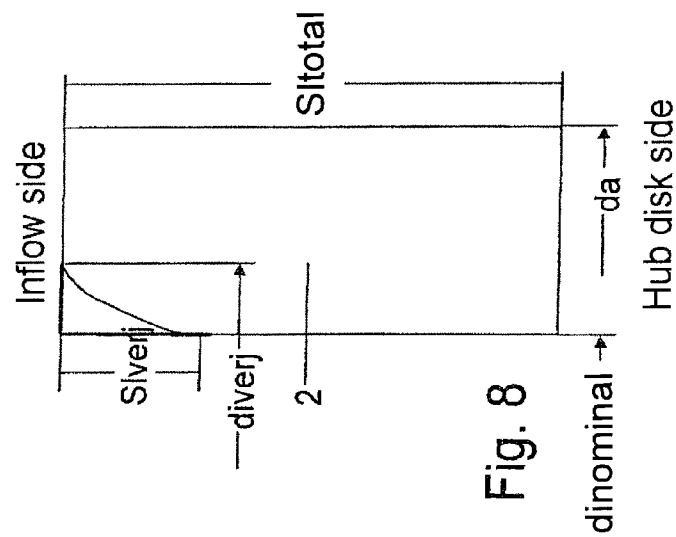


Fig. 6

Fig. 7





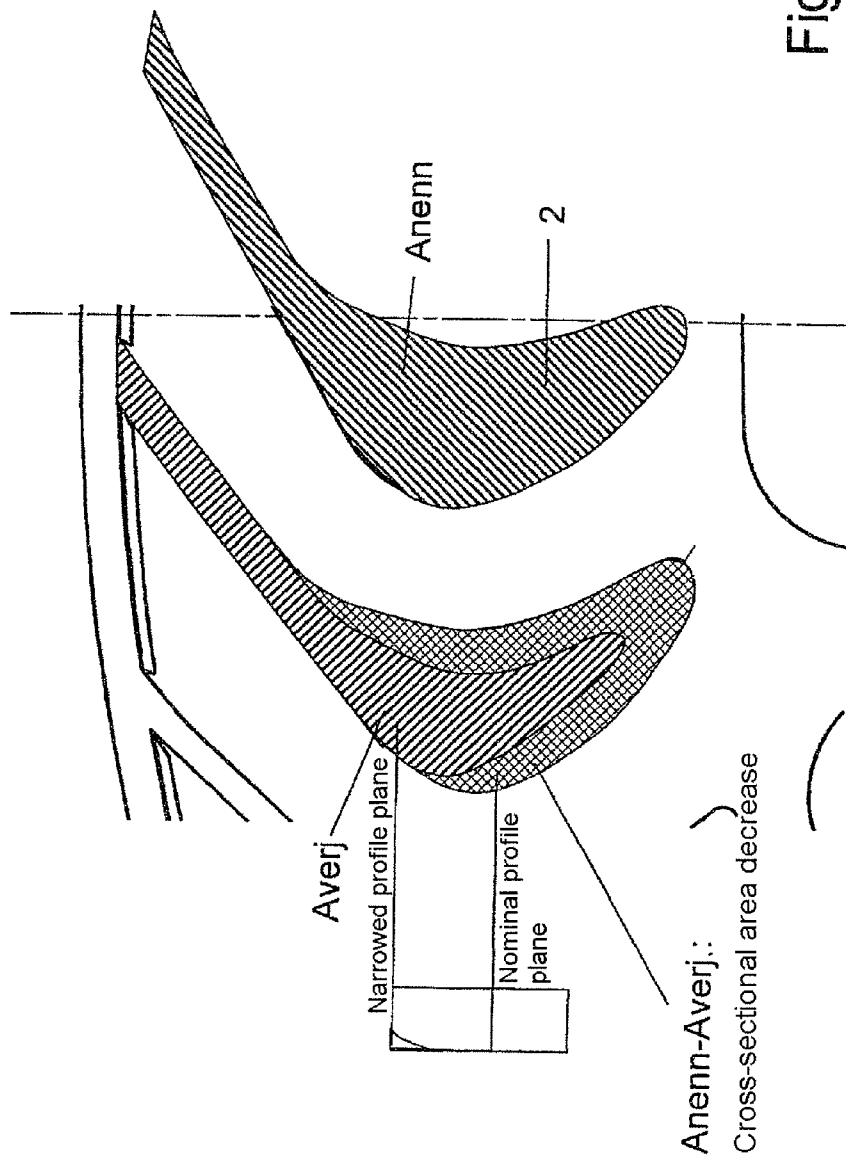


Fig. 10

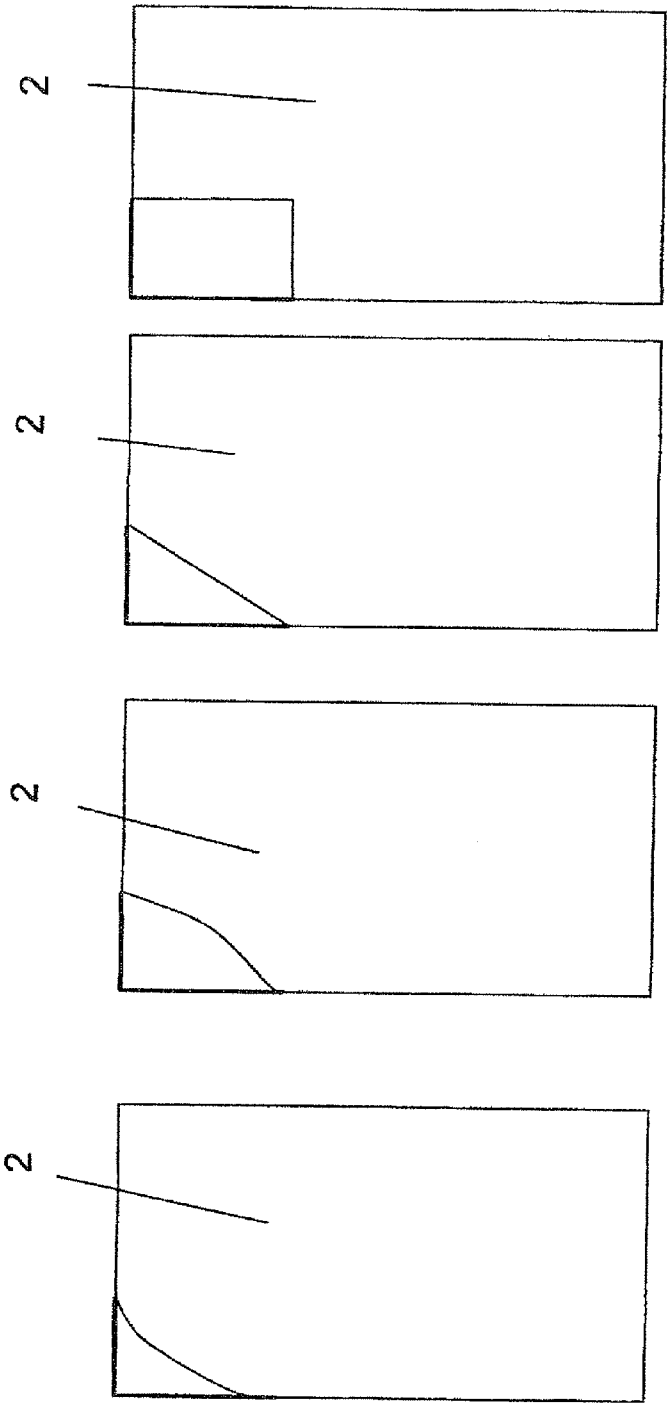
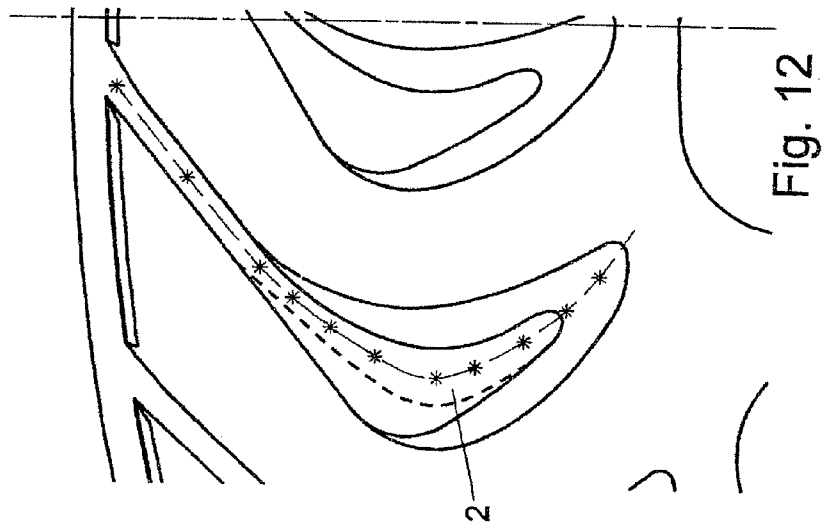
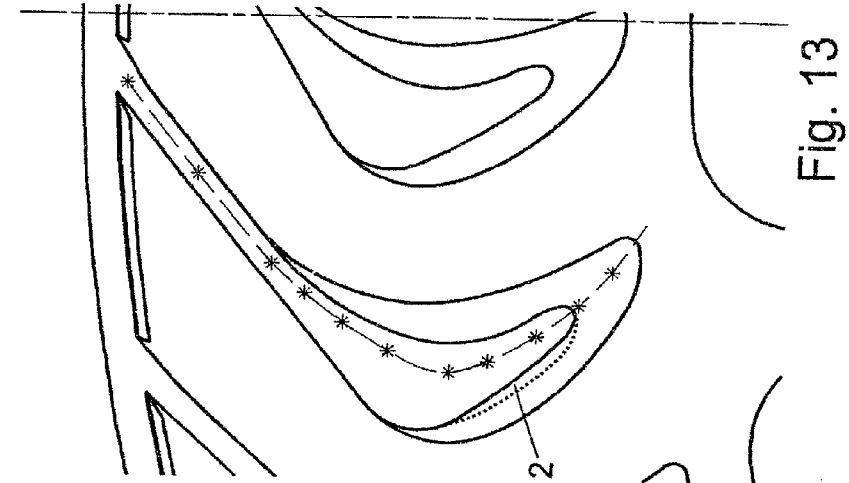


Fig. 11a Fig. 11b Fig. 11c Fig. 11d



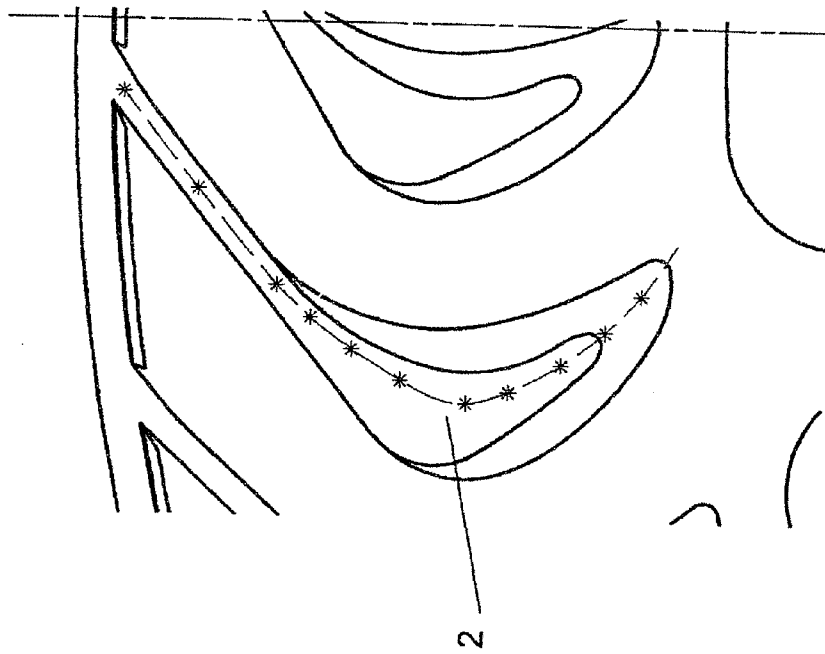


Fig. 14

BLOWER WHEEL

The invention relates to a blower wheel, in particular a plastic blower wheel for a drum rotor radial fan for the heating and air-conditioning of a motor vehicle.

Drum rotor radial fans which are used for feeding air in motor vehicle heaters or motor vehicle air-conditioning systems should often be operated at as low a rotational speed as possible. Here, the inflow conditions to a subsequent heat exchanger should be as favorable as possible, wherein the available installation space, which is generally very restricted, should be utilized as flexibly as possible. On account of the boundary conditions, axially widened spiral housings and blower wheels with static pressure generation in the blade duct are generally used here. Here, the blade arrangements are curved backward, so as to end radially or curved slightly forward and without or with slight profiling. The flow in the blade duct is detached here and remains detached until the blade duct end. On account of said type of blade arrangement, very high to high rotational speeds are necessary depending on the operating point and type of blade arrangement. For acoustic reasons, backward-curved blade arrangements are generally not used in motor vehicle heaters or motor vehicle air-conditioning systems.

Radial fans, which permit a low rotational speed, have a forward-curved blade arrangement and reach comparable operating points at considerably lower rotational speeds. In the forward-curved blade arrangement, the flow is deflected and accelerated intensely. Said kinetic energy is decelerated in ideally-designed, parallel-walled spiral housings and is converted into static pressure. Flow detachment occurs at the blade duct inlet, and the flow attaches again at the blade duct end. Axially widened spiral housings which are favorable for the heat exchanger loading and are of radially narrower construction are generally not expedient in the case of said fans with forward-curved blades, since efficiency losses occur.

In order to be able to operate a drum rotor radial fan which is used for feeding air for example in motor vehicle heaters or motor vehicle air-conditioning systems even at the lowest possible rotational speeds, drum rotor radial fans are known which have a forward-curved blade arrangement. Here, the blade arrangement is not profiled or is only slightly profiled. The blades are usually solidly molded (cf. left part of FIG. 5, which illustrates the flow profile in a blade duct in a conventional, unprofiled blower wheel, with a vortex formation being visible on the suction side of the blades).

EP 1384894 A2 discloses a blade design in which it is attempted to obtain a detachment-free blade duct throughflow by means of a second blade row which forms a gap between the blade pressure and suction sides. Here, there is a resulting loss-afflicted exchange of energy between the blade pressure and suction sides, and resulting gap losses.

It is therefore an object of the invention to provide an improved blower wheel in which the fewest possible detachments occur in the blade duct.

Said object is achieved by means of a blower wheel having the features of claim 1. Advantageous embodiments are the subject matter of the subclaims.

According to the invention, a blower wheel is provided, in particular a plastic blower wheel for a drum rotor radial fan for the heating and air-conditioning of a motor vehicle, which blower wheel has a plurality of blades, with the flow duct between two blades preferably being designed so as to be convergent at the inflow side, divergent at the outflow side and intensely profiled. The convergent-divergent design of the blower wheel in connection with the intense profiling permits substantially detachment-free operation in the blade duct.

Here, as a result of the intense arching and sufficient thickness of the blade region in the convergent region, the flow in the corresponding duct part is accelerated and deflected without separation in the rotational direction of the blower wheel. In the subsequent, virtually straight, divergent duct part, the flow is decelerated substantially without separation, with the static pressure being increased. By means of a corresponding embodiment, in particular of a single-part blade design, there is no loss-afflicted exchange of energy between the blade pressure and suction sides.

In the case of a design of the flow duct which is convergent at the inflow side and divergent at the outflow side, the blade duct length ratio is preferably between 0.1 and 0.9, in particular between 0.15 and 0.7, particularly preferably between 0.2 and 0.6. Here, the duct narrowing in the convergent part of the blade duct is preferably between 0.030 and 0.20, in particular between 0.04 and 0.07, particularly preferably between 0.05 and 0.06. The duct widening in the divergent part of the blade duct is preferably between 0.05 and 0.17, in particular between 0.09 and 0.15, particularly preferably between 0.1 and 0.14.

The blades of the blower wheel are preferably of intensely profiled design. Blades in which the ratio of profile thickness to profile overall length is greater than 0.15, in particular greater than 0.2, are considered to be intensely profiled. Here, the pressure-side inlet angle is preferably between 30° and 90°, particularly preferably between 35° and 80°, and the suction-side inlet angle between 25° and 70°, particularly preferably between 30° and 60°, the pressure-side outlet angle between 90° and 175°, particularly preferably between 100° and 165°, and the suction-side outlet angle between 90° and 170°, particularly preferably between 100° and 165°, particularly preferably in each case in a mean range, that is to say in particular $\pm 10^\circ$ around the mean value of the respectively previously specified ranges, in order to obtain an optimum flow profile without detachments and an optimum efficiency and low-noise operation.

The blades are preferably formed by a supporting, preferably solid structure onto which a soft component is molded at least in regions or into which a soft component is injected at least in regions. Here, the supporting structure is preferably a first plastic which has a sufficient strength, and the soft component is preferably a second plastic which is softer. The second plastic is preferably a foamed plastic. Said embodiment permits substantially warp-free and shrinkage-free production of the blower wheel.

The maximum wall thickness of the supporting structure in the region of the blades is preferably 3 mm. With such a restriction of the wall thickness, it is reliably possible to avoid warping and shrinkage, though it is possible by means of a corresponding material selection of the material which forms the structure to ensure a sufficient strength of the blower wheel. In addition, it is possible by means of a corresponding material selection of the soft component to reduce the weight of the blower wheel, so that the fan is lighter overall. In addition, the soft component has an acoustically absorbing effect, so that the fan is slightly quieter than corresponding fans without a soft component.

The soft component preferably forms the profile of the blades at least in regions, in particular in the intensely profiled part. A soft component layer is particularly preferably provided both on the suction side and on the pressure side, and the ends of the blades are preferably free from the soft component, as a result of which the soft component is additionally protected from damage during assembly.

According to one weight-saving embodiment, the blades are preferably formed at least in regions as a hollow profile.

3

Here, in order to increase the stiffness, webs can be formed in the hollow profile. Said webs are preferably closed off at one side. In the case of a frame-side closure of the hollow profile, the blades are preferably conically narrowed at the frame side.

The blades are preferably of cylindrical design at the blower wheel hub side on the motor side and of conical design at the frame side, with said blades narrowing in the frame direction. This ensures that, despite the intense profiling in connection with the overlap by the frame, a sufficient intake cross section is available, and blocking of the intake cross section does not occur.

The production of a blower wheel of said type takes place preferably by means of plastic injection molding, with a supporting structure composed of a first plastic preferably being molded first, and at least a part of the profiled blades of the blower wheel and/or of a hollow profile subsequently or virtually simultaneously being molded by means of a second, softer plastic which is molded onto the supporting structure or into a hollow profile formed by the supporting structure.

Consideration is given in particular to PA or PP or else metals as materials for the supporting structure. The soft component which surrounds the supporting structure at least in regions is preferably considered by a foamed plastic, such as in particular S-EPS. Likewise highly suitable is PP-EPDM. It is generally possible for PUR foam, melamine foam, PE foam (use of propellant in the application), silicone foam or, with restrictions, also foamed elastomers.

Said materials for the supporting structure can correspondingly also be used for blower wheels without a soft component, with it being possible for in particular foamed materials to be used in this case.

The invention is explained in detail below on the basis of an exemplary embodiment with a plurality of variants and with reference to the drawing, in which:

FIG. 1 shows a perspective view of a blower wheel according to the invention as per the exemplary embodiment,

FIG. 2 shows a section through a blade of the blower wheel from FIG. 1,

FIGS. 3a, 3b show sections through blade variants,

FIG. 4 shows a detail view of a section through a blade in order to clarify individual dimensions,

FIG. 5 shows a section through a conventional, solid blower wheel with flow speeds illustrated by arrows in the left part of FIG. 5, and a section through a forward-curved profiled blower wheel as per the present invention in the right part of FIG. 5,

FIG. 6 shows a plan view of a blower wheel,

FIG. 7 is a schematic illustration of a further blade variant with an illustration of the cross sections of three section planes,

FIG. 8 shows a schematically illustrated section in the longitudinal direction through a blade in order to clarify the blade narrowing,

FIG. 9 shows a detail section transversely through a blower wheel with narrowed blades,

FIG. 10 shows a section corresponding to FIG. 9 in order to clarify the reduction in the blade cross-sectional area,

FIGS. 11a-11d are schematic illustrations of possible profiles of blade narrowings,

FIG. 12 is a schematic illustration of a symmetrical narrowing relative to the base profile median line of the blade,

FIG. 13 is a schematic illustration of an asymmetrical narrowing relative to the base profile median line of the blade, and

4

FIG. 14 is a schematic illustration of a symmetrical-asymmetrical narrowing relative to the base profile median line of the blade.

A drum rotor radial fan which is used for feeding air in a motor vehicle air-conditioning system generally has a blower wheel 1 with a ring of blades 2, with a blade duct 3 being formed between in each case two blades 2. The blower wheel 1 is attached in a known way to a fan motor shaft (not illustrated). At the suction side, the blower wheel 1 is partially covered by the frame which is part of the spiral housing. The frame opening for the air intake is indicated in FIG. 6.

The blades 2 are of intensely profiled design, with the flow duct 3 being designed so as to be convergent in the inlet region 4 and divergent in the outlet region 5 (cf. FIG. 4). The pressure side DS of the blades 2 is of concave design in the inlet region 4, if appropriate up to the outlet region 5, and the suction side SS of the blades 2 is of convex design in the inlet region 4 and of straight design in the outlet region 5, with the blade thickness d having its maximum in the convergent region.

In order to avoid problems in the production of intensely profiled blades, the blades 2 are in the present case composed of a structure 6, which in the present case is solidly formed from a plastic and has a sufficient strength for the loads to be expected, and a layer 7 formed from a soft component which is molded onto the structure 6, which soft component forms the profile in the intensely profiled region of the blades 2. Here, the thickness of the structure 6 is a maximum of 3 mm, so that no problems with regard to warping or shrinkage occur during the production of the structure 6. In addition, said thickness is generally sufficient for a sufficient stiffness of the blades 2. The molded-on layer 7 serves merely for profiling and has no supporting function—aside from the requirement of not being compressed by the air which is to be fed. Here, the molded-on layer 7 also has a skin or coating on its outer side 8, wherein the coating, in particular for preventing contamination, can if appropriate also cover all of the blades 2 or the entire blower wheel 1 in order to simplify production.

The supporting structure 6 is formed, in the region of the blade 2 which is covered by the soft component, so as to be slightly narrowed, with the narrowing taking place gradually. The outer contour is not adversely affected by the transition from supporting structure 6 to soft component.

The supporting structure 6 is, according to the present exemplary embodiment, composed of PA, and the soft component is composed of PP-EPDM.

FIGS. 3a and 3b illustrate variants of the blade 2, wherein in the present case, in said blades, the structure 6 itself forms the profile, for which purpose said structure 6 is embodied as a hollow profile, in the case of the second variant with a stiffening web. In the interior of the hollow profile, it is possible—in particular for stiffness reasons—to provide a soft component corresponding to the molded-on layer 7. It is likewise possible in individual regions to provide an externally molded-on layer corresponding to the above-described exemplary embodiment. In this case, too, the thickness of the structure is a maximum of 3 mm, so that no warping or shrinkage occurs during production.

By means of the position of the supporting structure 6 within the profile, it is possible to set the thickness of the soft component on the blade suction side and pressure side in such a way that, in fan operation, only a minimal deformation, which does not influence the throughflow, of the soft component, in particular on the blade pressure side, occurs.

In addition, in the case of such a profiled blade design profiled as can be clearly seen in the right part of FIG. 5, no turbulence formation takes place at the suction side of the blade 2, so that the flow is well attached. This leads, in CFD

5

calculations, to an improvement in the efficiency η and, in acoustic measurements, to a lower noise level (cf. chart in FIG. 5, with in each case the flow profile and the corresponding efficiency at the optimum operating point of the corresponding fan being illustrated).

The following geometries are particularly suitable in a convergent-divergent blade duct in particular in the case of intensely profiled blades, that is to say for d/l_{ges} greater than 0.15, in particular greater than 0.2, with d denoting the profile thickness and l_{ges} denoting the profile overall length (measured in a straight line):

The blade duct length ratio L_{kv} is preferably between 0.1 and 0.9. Here, $L_{gekr_{ges}}$ denotes the length of the entire curved blade duct, $L_{gekr_{div}}$ denotes the length of the divergent part of the curved blade duct, and $L_{gekr_{konv}}$ denotes the length of the convergent part of the curved blade duct, where

$$L_{gekr_{ges}} = L_{gekr_{div}} + L_{gekr_{konv}}$$

and

$$L_{kv} = L_{gekr_{div}} / L_{gekr_{ges}}$$

The duct narrowing $K_{verkonv}$ in the convergent part of the blade duct, which is given by

$$K_{verkonv} = (A1 - A2) / L_{gekr_{konv}},$$

is preferably between 0.030 and 0.200. Here, $A1$ is the flow duct width at the inlet and $A2$ the flow duct width at the narrowest cross section.

The duct widening K_{erwdiv} in the divergent part of the blade duct, which is given by

$$K_{erwdiv} = (A3 - A2) / L_{gekr_{div}},$$

is preferably between 0.05 and 0.17. Here, $A3$ is the flow duct width at the outlet.

Here, the pressure-side inlet angle β_{1DS} is between 30° and 90° and the suction-side inlet angle β_{1SS} is between 25° and 70°. The pressure-side outlet angle β_{2DS} is between 90° and 175° and the suction-side outlet angle β_{2SS} is between 90° and 170°.

The above-specified angle ranges for β_{1DS} , β_{1SS} , β_{2DS} and β_{2SS} are also particularly suitable in the case of a divergent-convergent blade duct shape and a convergent blade duct shape.

As a result of an intensely profiled design of the blades 2 in connection with the inlet opening (only approximately 1/3 of the blade arrangement is not covered by the frame), obstructions can occur in the inlet region at high mass flow rates, as indicated in FIG. 6. Said obstructions can lead to a reduction in the efficiency and/or to acoustic disadvantages. For this reason, the blades 2 are, according to a further variant, formed over their length or at least one or more parts of their length parallel to the rotational axis, with a different cross section. Here, the cross section at the inlet side is, as illustrated in FIG. 7, of cylindrical design at the blower wheel hub side (the blower wheel hub side is provided with the reference symbol 9 in FIG. 1) with a draft, and designed at the frame side so as to narrow conically in the longitudinal direction toward the frame.

According to a variant not illustrated in the drawing, the blades have a solid cross section and are produced from a single material, for example a light metal or a plastic which can also be foamed, that is to say the soft component is dispensed with and is replaced by the support material.

FIGS. 8 to 10 show a further variant with respect to FIG. 6, with blades 2 which narrow in the direction of the inflow side. Here, the blades have a constant cross section over a large part of the blade length as viewed in the direction of the rotational

6

axis. Only in the final quarter is the cross section of the blades reduced, specifically both in the longitudinal profile direction, with the inner diameter $d_{inomial}$ increasing up to a narrowed inner diameter d_{verj} , the outer diameter however remaining constant, and also in the thickness direction. For better clarification of the profile variation, in FIG. 9, the median line of the base profile is denoted by a star-dash line. The profile of the narrowing over the entire blade length is illustrated in FIG. 8. The overall blade length is denoted here by Sl_{total} ; that part of the blade length in which the inner diameter is enlarged is denoted by Sl_{verj} . The inner diameter d_{verj} increases here, as can be seen in FIG. 8, in the final quarter of the blade length. The illustration of FIG. 8 with regard to the profile length is not to scale.

In general, ratios of blade length narrowed to overall blade length (Sl_{verj}/Sl_{total}) of 0.1 to 0.7, preferably from 0.15 to 0.5 and particularly preferably from 0.2 to 0.25 are particularly suitable.

The diameter ratio which is given by the following equation

$$DV = (D_{nominal} - D_{narrowed}) / D_{nominal}$$

is generally 0.01 to 0.2, preferably 0.02 to 0.1 and particularly preferably 0.04 to 0.07, with $D_{nominal}$ and $D_{narrowed}$ being given by

$$D_{nominal} = d_{inomial} / da$$

and

$$D_{narrowed} = d_{verj} / da.$$

Here, da is the blade outer diameter, $d_{inomial}$ is the nominal inner diameter of the blades and d_{verj} is the narrowed inner diameter of the blades.

In addition to the blade profile length, the thickness of the blade profile is also reduced, so that the cross-sectional area of the blade profile is also reduced in the narrowed region. The relative cross-sectional area decrease is given by

$$AV = (A_{enn} - A_{verj}) / A_{enn},$$

where A_{enn} is the cross-sectional area in the non-narrowed region and is also referred to below as the base profile, and A_{verj} is the cross-sectional area in the (most) narrowed region. The variation of the blade profile can be seen particularly clearly from FIG. 10. In general, that is to say not explicitly with respect to the present variant, the relative cross-sectional area decrease AV is in the range from 0.1 to 0.90, in particular from 0.2 to 0.8 and particularly preferably from 0.3 to 0.7.

Further variants with regard to the profile of the narrowing are illustrated by way of example in FIGS. 11a to 11d, with FIG. 11a showing a convex narrowing profile, FIG. 11b showing a concave narrowing profile, FIG. 11c showing a linear narrowing profile, and FIG. 11d showing a single-stepped narrowing profile. Any desired combinations, such as also if appropriate a multi-stepped narrowing profile, are possible.

FIGS. 12 to 14 show variants with regard to the shape of the narrowing of the blade profile in the direction of the inflow side. The profile of the narrowing can for example take place corresponding to the illustration of FIGS. 11a to 11d. For better clarification of the profile variation, in FIGS. 12 to 14, the median line of the respective base profile is denoted by a star-dash line.

The narrowing relative to the base profile can take place symmetrically with respect to the median line, as illustrated in FIG. 12 by the dashed line in a blade 2 on the suction side. The narrowing relative to the base profile can also take place

7

asymmetrically with respect to the median line, as illustrated in FIG. 13 in a blade 2 by the dotted line on the suction side. The narrowing can likewise take place symmetrically in regions and asymmetrically in regions, as illustrated in FIGS. 12 to 14 with solid lines and as can be seen by comparing the solid lines with respect to the dashed or dotted line.

In general, it is to be noted that the duct shape in the narrowed part of the blade arrangement can be of both convergent and also convergent-divergent or divergent design.

The inlet and outlet angles in the narrowing blade part preferably deviate from those in the region of the base profile, that is to say in the part with a constant cross section, resulting in aerodynamic twisting of the blade profile. The angles can however also remain constant or at least substantially constant.

According to a variant not illustrated in the drawing, an at least partial cover disk can also be provided on the frame side.

According to a further variant which is likewise not illustrated in the drawing, the blades are formed by hollow profiles which are produced from a single material. Here, for stiffening of the profile, it is also possible for transverse struts to be provided, so that in particular also a plurality of separate cavities can be formed.

If the blades are formed as (partial) hollow profiles, then these can be designed to be open or also closed at the frame side.

The invention claimed is:

1. A plastic blower wheel for a drum rotor radial fan for a heating and air-conditioning of a motor vehicle, having a plurality of blades, wherein a flow duct between two blades is designed so as to be convergent at an inflow side, divergent at an outflow side and intensely profiled, wherein a soft component is molded at least in regions on a supporting structure of the blade, or into which blade a soft component is injected at least in regions.

2. The blower wheel as claimed in claim 1, wherein a ratio of profile thickness to profile overall length of the blade is greater than 0.2.

8

3. The blower wheel as claimed in claim 1, wherein a duct narrowing in the convergent part of the blade duct is between 0.030 and 0.20.

4. The blower wheel as claimed in claim 1, wherein a duct widening in the divergent part of the blade duct is between 0.05 and 0.17.

5. The blower wheel as claimed in claim 1, wherein a blade duct length ratio is between 0.2 and 0.6.

6. The blower wheel as claimed in claim 1, wherein the blades are profiled such that a pressure-side inlet angle is between 30° and 90° and a suction-side inlet angle is between 25° and 70°, a pressure-side outlet angle is between 90° and 175° and a suction-side outlet angle is between 90° and 170°.

7. The blower wheel as claimed in claim 1, wherein the blades are formed at least in regions as a hollow profile.

8. The blower wheel as claimed in claim 1, wherein a maximum solid wall thickness of the supporting structure in the region of the blades is 3 mm.

9. The blower wheel as claimed in claim 1, wherein the soft component forms the profile of the blades at least in regions.

10. The blower wheel as claimed in claim 1, wherein the blades are of hollow design, with webs being provided in the hollow blades.

11. The blower wheel as claimed in claim 10, wherein the blades which are formed as a hollow profile are closed off at one side.

12. The blower wheel as claimed in claim 10, wherein the soft component is injected into an interior of the hollow profile.

13. The blower wheel as claimed in claim 1, wherein the blower wheel is produced by two-component plastic injection molding.

14. The blower wheel as claimed in claim 1, wherein the blades are of cylindrical design at a blower wheel hub side and of conical design at a frame side.

* * * * *



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101213373 B

(45) 授权公告日 2012.05.09

(21) 申请号 200680024316.8

(22) 申请日 2006.07.04

(30) 优先权数据

102005031471.6 2005.07.04 DE

(85) PCT申请进入国家阶段日

2008.01.02

(86) PCT申请的申请数据

PCT/EP2006/006513 2006.07.04

(87) PCT申请的公布数据

W02007/003416 DE 2007.01.11

(73) 专利权人 贝洱两合公司

地址 德国斯图加特

(72) 发明人 约尔格·基利安 彼得·卢西加

尼古劳斯·齐普弗

(74) 专利代理机构 上海智信专利代理有限公司

31002

代理人 邓琪

(51) Int. Cl.

F04D 29/28 (2006.01)

F04D 29/30 (2006.01)

(56) 对比文件

GB 317798 A, 1930.01.23, 说明书第1页右栏第93行至第2页左栏第13行、附图1.

US 2418012 A, 1947.03.25, 说明书第2栏第9行至第3栏第71行、附图1-3.

GB 720956 A, 1954.12.29, 说明书第2页左栏第38行至第3页左栏第18行、附图1-3.

US 6033186 A, 2000.03.07, 说明书第2栏第65行至第7栏第40行、附图1-4.

审查员 侯红梅

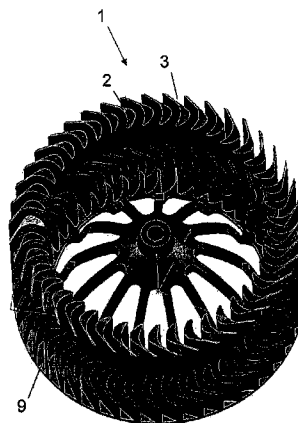
权利要求书 1 页 说明书 6 页 附图 11 页

(54) 发明名称

叶轮

(57) 摘要

本发明涉及一种叶轮,特别是用于汽车取暖和空调装置的转鼓形转子-离心鼓风机的塑料叶轮。所述叶轮具有多个叶片(2),在两个叶片(2)之间的流道(3)在进气端为收敛状,在出气端为发散状,并且叶片叶型为不规则的。



1. 用于汽车取暖和空调装置的带有转鼓形转子的离心鼓风机的塑料叶轮,它具有多个叶片(2),其特征在于,在两个叶片(2)之间的流道(3)在进气端为收敛状,在出气端为发散状,并且叶片叶型为不规则的,在流道(3)的收敛部分中,流道的缩小为0.030到0.20,在流道的发散部分中,流道的扩大为0.05到0.17;至少局部地将软组分成型到叶片(2)的起支承作用的结构(6)之上,或者至少局部地将软组分注射到所述叶片(2)之内。

2. 根据权利要求1所述的叶轮,其特征在于,叶片(2)的叶型如此形成:工作面的进口角为 30° 到 90° ,非工作面的进口角为 25° 到 70° ,工作面的出口角为 90° 到 175° ,非工作面的出口角为 90° 到 170° 。

3. 根据权利要求1所述的叶轮,其特征在于,在叶片区域中起支承作用的结构(6)的最大实心壁厚为3mm。

4. 根据权利要求1或3所述的叶轮,其特征在于,软组分至少局部地形成叶片(2)的型面。

5. 根据权利要求1所述的叶轮,其特征在于,叶片至少局部地由空心型材形成,该叶片在一侧为封闭的。

6. 根据权利要求5所述的叶轮,其特征在于,叶片为空心的,同时,在空心的叶片中设有支撑体。

7. 根据权利要求5或6所述的叶轮,其特征在于,软组分被注射到空心型材的内部。

8. 根据权利要求1所述的叶轮,其特征在于,叶轮(1)通过双组分塑料注射工艺制成。

9. 根据权利要求1所述的叶轮,其特征在于,叶片(2)在其长度范围内或长度范围的一个或多个部分内,在与旋转轴平行的方向上具有至少局部缩小的横断面,在叶轮轮毂侧的叶片(2)的横断面大于在框架侧的叶片(2)的横断面。

叶轮

技术领域

[0001] 本发明涉及一种叶轮,特别是一种用于汽车取暖和空调装置的转鼓形转子-离心鼓风机的塑料叶轮。

背景技术

[0002] 用于在汽车取暖装置或空调装置中输送空气的转鼓形转子-离心鼓风机,在运行时应使它的转速经常处于一个尽可能低的水平。在这种情况下,与之后的热交换器之间的进气比应尽可能有利,同时,通常很狭窄的现有安装空间应得到尽可能灵活地利用。但由于总的条件,在这里一般使用沿轴向加宽的螺旋形外壳和具有在叶片流道中静态增压的叶轮。在这里,叶片向后弯曲,在径向上带有端部或者略微向前弯曲,叶型没有或有轻微变化。在这里,流体在叶片流道中分离,并且一直到叶片流道的终端都保持分离。受这种叶片的限制,按照正常运行点和叶片的类型,转速需要达到高甚至很高的水平。出于声响的原因,在汽车取暖装置或汽车空调装置中通常不使用向后弯曲的叶片。

[0003] 可使转速降到一个较低水平的离心鼓风机具有向前弯曲的叶片,并且在明显很低的转速下达到具有可比水平的正常运行点。在前弯曲的叶片上,流体被强烈折流和加速。这种动能在具有理想设计和平行壁的螺旋形外壳中被延迟,并转化成静压。在叶片流道的进口会出现流体分离,在叶片流道的终端流体又再度紧贴。沿轴向加宽的螺旋形外壳有利于热交换器的加载,并且在径向上变窄,但是在所述的具有前弯曲叶片的鼓风机中通常并不令人满意,因为它会导致效率的损失。

[0004] 为了使例如用于在汽车取暖装置或汽车空调装置中输送空气的转鼓形转子-离心鼓风机,在尽可能低的转速下也能运行,人们发明了具有前弯曲叶片的转鼓形转子-离心鼓风机。其中,叶片的叶型没有或轻微变化。叶片通常是实心注射而成(见图5的左部,在图中显示了在常用的、叶型未变化的叶轮中流体在叶片流道中的流动,其中,在叶片的非工作面可以看到涡流的形成)。

[0005] 在EP 1384894 A2中公开了一种叶片形式,在这种叶片形式上,试图通过第二组叶片在叶片工作面也称压力侧(Druckseite)和非工作面也称吸入侧(Saugseite)之间形成间隙,从而达到无分离的叶片流道穿流。但是这样会导致在叶片工作面和非工作面之间交换的能量出现大量损失,并导致间隙损失。

发明内容

[0006] 本发明的任务是提供一种改善的叶轮,从而使叶片流道中尽可能不出现流体分离。

[0007] 这个目的通过具有下述特征的叶轮实现。

[0008] 本发明规定了一种叶轮,特别是一种用于汽车取暖和空调装置的转鼓形转子-离心鼓风机的塑料叶轮,它具有多个叶片,其中,在两个叶片之间的叶片流道在进气端优选为收敛状,在出气端优选为发散状,并且叶片叶型为不规则的。叶轮的收敛-发散形设计以及

不规则的叶片叶型使得叶片流道中的流体出于基本上不分离的状态。在这里,通过叶片叶型在收敛区域的明显凸起和足够的厚度,使得流体在相应的流道部分中加速并沿叶轮的旋转方向无分离地折流。在紧接着的、几乎是笔直的发散的流道部分中,流体被基本上是无分离地延迟,在这一过程中静压上升。通过相应的设计、特别是一体式的叶片,在叶片工作面和非工作面之间的能量交换不会出现损失。

[0009] 在流道的进气端为收敛的、出气端为发散的设计中,叶片长度比优选为 0.1 到 0.9,更加优选为 0.15 到 0.7,最好为 0.2 到 0.6。其中,在叶片流道的收敛部分中,流道的缩小优选为 0.030 到 0.2,更加优选为 0.04 到 0.07,最好为 0.05 到 0.06。在叶片流道的发散部分中,流道的扩大优选为 0.05 到 0.17,更加优选为 0.09 到 0.15,最好为 0.1 到 0.14。

[0010] 叶轮的叶片叶型优选为不规则的。作为叶型不规则的叶片,叶型厚度与叶型总长度之比大于 0.15,特别是大于 0.2。在这里,工作面的进口角优选为 30° 到 90° ,特别优选为 35° 到 80° ,而非工作面的进口角优选为 25° 到 70° ,特别优选为 30° 到 60° ;工作面的出口角优选为 90° 到 175° ,特别优选为 100° 到 165° ,而非工作面的出口角优选为 90° 到 170° ,特别优选为 100° 到 165° 。为了使流体流动达到最优而且没有分离以及达到最佳效率和低噪音的运行状态,特别优选的是各角度处于之前所给出的范围的中间位置,即在中间值 $\pm 10^{\circ}$ 的范围。

[0011] 叶片优选地由一种起支承作用的、优选为实心的结构形成,在其之上至少局部地将软组分(Weichkomponente)注射成型,或者至少局部地将软组分注射到其内。在这里,起支承作用的结构优选为第一塑料,其具有足够的强度,软组分为更软的第二塑料。第二塑料优选为发泡塑料。这种设计使得叶轮的制造过程中基本上不出现翘曲和收缩。

[0012] 在叶片区域中起支承作用的结构的最大壁厚优选为 3mm。这种壁厚肯定可以避免翘曲和收缩,但通过对形成结构的材料进行适当的选择则可以确保叶轮具有足够的强度。此外,通过适当选择软组分的材料可以减轻叶轮的重量,从而使鼓风机在整体上变得更轻。另外,软组分具有消音的功能,这样,这种鼓风机比不带软组分的相应鼓风机声音更小。

[0013] 软组分优选地至少部分地形成叶片的型面,特别是在叶型不规则的区域。特别优选的是,既在非工作面也在工作面上设有一层软组分,而叶片的端部则优选地不带有软组分,这样,软组分还起到在安装时防止受到损伤的功能。

[0014] 按照一种减轻重量的实施形式,叶片优选为至少部分地由空心型材形成。在这里,为了提高强度,在空心型材的内部设有支撑体。空心型材优选为在一侧封闭。在空心型材的框架(Zarge)侧封闭的情况下,叶片在框架侧优选地呈锥形缩小。

[0015] 在叶轮轮毂侧的叶片优选在发动机侧呈圆柱形,在框架侧呈锥形,它们在这里朝着框架的方向缩小。这保证了尽管叶型不规则并且由框架覆盖,但仍有足够的进气横断面,并且不会对进气横断面产生阻挡。

[0016] 这种叶轮的制造优选地通过塑料注射进行,其中优选的是,首先,起支承作用的结构由第一塑料注射成型,接下来或几乎同时,叶轮的具有不规则叶型的叶片和/或空心型材的至少一部分由更软的第二塑料注射成型,所述第二塑料被注射到起支承作用的结构之上或注射到由起支承作用的结构形成的空心型材之中。

[0017] 作为起支承作用的结构的材料可以特别考虑 PA 或 PP,但也可以考虑金属。至少将起支承作用的结构局部包围的软组分优先考虑发泡塑料,例如 S-EPS。同样特别适合的还

有 PP-EPDM。常常可使用 PUR 泡沫、密胺泡沫、PE 泡沫（在应用时使用发泡剂）、硅泡沫，或者在有限的范围内，也可使用发泡弹性体。

[0018] 上述用于起支承作用的结构材料也相应地可用于不带软组分的叶轮，在这种情况下，特别是可以使用经过发泡的材料。

附图说明

[0019] 下面通过一个实施例及其多个变型和附图对本发明进行详细说明。其中，

[0020] 图 1 为根据发明的鼓风机叶轮的一个实施例的立体图；

[0021] 图 2 为图 1 中所示叶轮的叶片的截面图；

[0022] 图 3a、3b 是叶片变型体的截面图；

[0023] 图 4 是叶片的截面详图，用于说明各尺寸；

[0024] 图 5 的左部是常用的、实心的叶轮的截面图，图中通过矢量描述流体速度，在图 5 的右部是按照本发明的叶轮，它具有前弯曲的叶片叶型；

[0025] 图 6 是叶轮的俯视图；

[0026] 图 7 是另一个叶片变型体的示意图，图中显示出三个截平面的横断面；

[0027] 图 8 是沿纵向穿过叶片的截面示意，用于对叶片缩小进行说明。

[0028] 图 9 是缩小的叶片的叶轮的局部截面图；

[0029] 图 10 为与图 9 相应的截面图，用于对叶片横断面面积的缩小进行说明；

[0030] 图 11a 到 11d 为叶片缩小的可能轨迹的示意图；

[0031] 图 12 为相对于叶片的基本叶片断面中线的对称缩小的示意图；

[0032] 图 13 为相对于叶片的基本叶片断面中线的非对称缩小的示意图；

[0033] 图 14 为相对于叶片的基本叶片断面中线的对称 - 非对称缩小的示意图。

具体实施方式

[0034] 用于在汽车空调装置中输送空气的转鼓形转子 - 离心鼓风机，通常具有包括一圈叶片 2 的叶轮 1，其中，在每两个叶片 2 之间形成了叶片流道 3。叶轮 1 以已知的方式安装到增压发动机轴（图未示）上。在非工作面，叶轮 1 被作为螺旋形外壳一部分的框架所局部覆盖。在图 6 中对用于吸入空气的框架开口予以了说明。

[0035] 叶片 2 的型面不规则，其中，流道 3 在进口区域 4 呈收敛状，而在出口区域 5 呈发散状（见图 4）。叶片 2 的工作面 DS 在进口区域 4、必要时一直到出口区域 5 为凹入的，而叶片 2 的非工作面 SS 在进口区域为凸起的并且在出口区域 5 为笔直的，其中，叶片厚度 d 在收敛区域达到最大。

[0036] 为了避免在制造叶型不规则的叶片时出现问题，叶片 2 在这里包括结构 6，它在这里实心塑料形成，并具有足够的强度来承受所要施加的负载；还包括在结构 6 上注射成型的、由软组分组成的层 7，它在叶片 2 的型面不规则区域成型面。在这里，结构 6 的厚度最大为 3mm，这样在制造结构 6 时就不会出现翘曲或收缩的问题。此外，这个厚度通常足以使叶片 2 达到足够的刚性。注射成型的层 7 只用于叶片叶型的形成，并且在不考虑以下要求的情况下，即在所输送的空气影响下不出现压缩，所述层没有任何支承功能。在这里，注射成型的层 7 还具有表皮或涂层，其中，特别是用于避免沾污的涂层在必要时也可覆盖整个

叶片 2 或整个叶轮 1,从而简化制造过程。

[0037] 在由软组分所覆盖的叶片 2 的区域,起支承作用的结构 6 略微缩小,在这里,缩小是逐渐发生的。由起支承作用的结构 6 向软组分的过渡不会影响外部轮廓。

[0038] 按照本发明,起支承作用的结构 6 由 PA 组成,软组分由 PP-EPDM 组成。

[0039] 在图 3a 和 3b 中是叶片 2 的变型,其中,在这些叶片上,结构 6 自身形成了叶片叶型,为此,它以空心型材的形式形成,并且在第二个变型中它还带有起加强作用的支撑体。特别是出于强度的原因,在空心型材的内部设有与注射成型的层 7 相同的软组分。同样,在各区域也可以设有如前面的实施例所述的、在外部注射成型的层。在这里,结构 6 的厚度最大也为 3mm,这样,在制造时就不会出现翘曲或收缩。

[0040] 在叶片叶型之内且在起支承作用的结构 6 的位置之上,软组分的厚度要与叶片的工作面和非工作面配合,这样,在鼓风机运行时,特别是在叶片的工作面的软组分就只会出现最小的、不会影响穿流的变形。

[0041] 此外,在具有这种叶片叶型的叶轮设计中,如图 5 的右部清楚地显示,在叶片 2 的非工作面不会形成涡流,这样气流就可以紧贴在其上。在 CFD 计算中,这使得效率得到提高,并且在声响测量中所测得的噪声级处于较低的水平(如图 5 所示,图中给出了在相应的鼓风机的最优运行点处的流体轨迹和相应的效率)。

[0042] 下面的几何尺寸特别适合于收敛-发散状的叶片流道,尤其是在型面不规则的叶片上,也就是说,是在 d/l_{ges} 大于 0.15,特别是大于 0.2 的情况下,其中, d 为叶片叶型厚度, l_{ges} 为叶片叶型的总长度(笔直测量):

[0043] 叶片流道长度比 L_{kv} 优选为 0.1 到 0.9。在这里, $L_{gekr_{ges}}$ 表示弯曲的叶片流道的总长度, $L_{gekr_{div}}$ 表示弯曲的叶片流道的发散部分的长度, $L_{gekr_{konv}}$ 表示弯曲的叶片流道的收敛部分的长度,其中,

[0044] $L_{gekr_{ges}} = L_{gekr_{div}} + L_{gekr_{konv}}$,

[0045] 并且

[0046] $L_{kv} = L_{gekr_{div}} / L_{gekr_{ges}}$

[0047] 在叶片流道的收敛部分流道缩小 $K_{verkonv}$,其中,

[0048] $K_{verkonv} = (A1 - A2) / L_{gekr_{konv}}$,

[0049] 它优选为 0.030 到 0.200。在这里, $A1$ 为进口处的流道宽度, $A2$ 为在最狭窄的横断面处的流道宽度。

[0050] 在叶片流道的发散部分流道扩大 K_{erwdiv} ,其中,

[0051] $K_{erwdiv} = (A3 - A2) / L_{gekr_{div}}$,

[0052] 它优选为 0.05 到 0.17。在这里, $A3$ 为出口处的流道宽度。

[0053] 在这里,工作面的进口角 β_{a1DS} 为 30° 到 90° ,非工作面的进口角 β_{a1SS} 为 25° 到 70° 。工作面的出口角 β_{a2DS} 为 90° 到 175° ,非工作面的出口角 β_{a2SS} 为 90° 到 170° 。

[0054] 上述用于 β_{a1DS} 、 β_{a1SS} 、 β_{a2DS} 和 β_{a2SS} 的角度范围也特别适合于发散-收敛状的叶片流道以及收敛状的叶片流道。

[0055] 由于叶片 2 在设计上型面不规则以及进入开口(只有大约 1/3 的叶片没有被框架覆盖)的原因,在大流量的情况下,在进口区域会出现阻挡,如图 6 所示。这会降低效率和

/ 或造成异响。因此,按照另一个变型,叶片 2 在其长度范围内或长度范围的一个或多个部分内,在与旋转轴平行的情况下具有不同的横断面。在这里,进口侧的横断面,如图 7 所示,在叶轮轮毂侧为圆柱形(叶轮轮毂侧在图 1 中由标号 9 标出)并带有脱模斜度,而在框架侧沿纵向朝着框架缩小成锥形。

[0056] 按照一个图未示的变型,叶片在横断面上为实心,并由一种材料制成,例如轻金属或可发泡的塑料,也就是说,软组分被取消,由本体材料取代。

[0057] 图 8 到 10 中是相对于图 6 的变型,其中,叶片 2 沿朝着进气侧的方向缩小。在这里,从旋转轴的方向看,叶片在其大部分的长度范围内具有不变的横断面。只是在最后四分之一部分,叶片的横断面缩小,也就是说,在纵截面方向上,内部直径 d_{inenn} 变大一直到缩小的内部直径 d_{iverj} ,而外部直径则保持不变,在厚度方向上也是这样。为了更清楚地说明型面的变化,在图 9 中通过星划线标出了基本叶片叶型的叶片断面中线。在图 8 中画出了在叶片总长度范围内的缩小的轨迹。在这里,叶片总长度由 Sl_{gesamt} 表示,出现内部直径变大的叶片长度部分由 Sl_{verj} 表示。如图 8 所示,内部直径 d_{iverj} 在叶片长度的最后四分之一部分变大。图 8 中的叶片叶型长度没有按照比例画出。

[0058] 一般来说,缩小部分的叶片长度与叶片总长度之比(Sl_{verj}/Sl_{gesamt})为 0.1 到 0.7,优选为 0.15 到 0.5,特别优选为 0.20 到 0.25。

[0059] 直径比 DV 由以下等式获得:

$$[0060] \quad DV = (D_{nenn} - D_{verjüngt}) / D_{nenn}$$

[0061] 它通常为 0.01 到 0.2,优选为 0.02 到 0.1,特别优选为 0.04 到 0.07,其中, D_{nenn} 和 $D_{verjüngt}$ 从以下等式得到:

$$[0062] \quad D_{nenn} = d_{inenn} / da$$

[0063] 和

$$[0064] \quad D_{verjüngt} = d_{iverj} / da$$

[0065] 在这里, da 为叶片外部直径, d_{inenn} 为叶片额定内部直径, d_{iverj} 为叶片缩小的内部直径。

[0066] 除了叶片叶型长度之外,叶片叶型的厚度也缩小,这样,在缩小的区域叶片叶型的横断面面积也缩小。横断面面积的相对变小由以下等式获得:

$$[0067] \quad AV = (A_{nenn} - A_{verj}) / A_{nenn}$$

[0068] 其中, A_{nenn} 是在没有缩小的区域的横断面面积,它在下面就被称为基本型面, A_{verj} 是在缩小(最大)的区域的横断面面积。从图 10 可以特别清楚地看出叶片叶型的变化。通常来说,即不明确涉及这里的变型时,横断面面积的相对变小 AV 为 0.1 到 0.90,特别是从 0.2 到 0.8,特别优选为 0.3 到 0.7。

[0069] 图 11a 到 11d 涉及具有代表性的缩小轨迹的其它变型,其中,图 11a 中为凸起状的缩小轨迹,图 11b 中为凹入状的缩小轨迹,图 11c 中为线性的缩小轨迹,图 11d 中为单级的缩小轨迹。任意组合,例如在必要时为多级的缩小轨迹也是可以的。

[0070] 图 12 到 14 涉及叶片叶型沿朝着进气方向缩小的变型。缩小的轨迹例如可以与图 11a 到 11d 所示相同。为了更好地说明型面变化,在图 12 到 14 中通过星划线标出了各基本叶片叶型的叶片断面中线。

[0071] 相对于基本型面的缩小可以相对于叶片断面中线对称进行,如图 12 中在叶片 2 的

非工作面上的虚线所示。相对于基本型面的缩小可以相对于叶片断面中线非对称进行,如图 13 中在叶片 2 的非工作面上的点线所示。缩小也可以在一部分相对于叶片断面中线对称进行,在另一部分相对于叶片断面中线非对称进行,如图 12 到 14 中的实线所示,这可以在实线与虚线或点线比较中清楚地看出。

[0072] 一般来说,叶片的缩小部分的流道形状既可以收敛状,也可以是收敛-发散状或发散状。

[0073] 特别优选的是,在缩小的叶片部分的进口角和出口角,与基本型面区域即横断面保持不变的部分进口角和出口角不同,这样就使叶片叶型出现空气动力上的扭曲。但是角度也可以保持不变或者至少是基本不变。

[0074] 按照一个图未示的变型,在框架侧也可以有至少为部分的盖片。

[0075] 按照另一个同样图未示的变型,叶片由空心型材形成,它由一部单一的材料制成。在这里,为了加强叶片叶型也可以设置横向撑,这样,尤其就可以形成若干相互间隔开的空腔。

[0076] 如果叶片由(局部)空心型材形成,那么它们在框架侧可以是敞开的,也可以是封闭的。

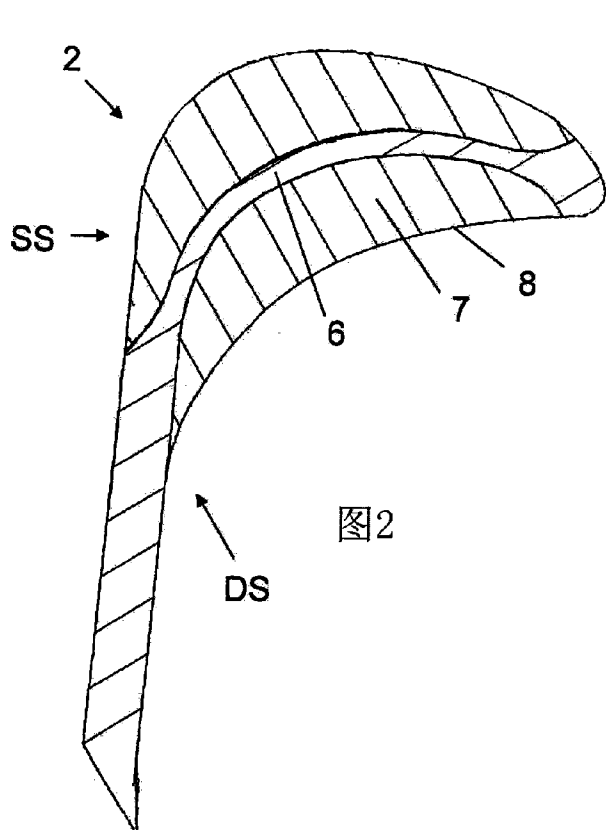


图2

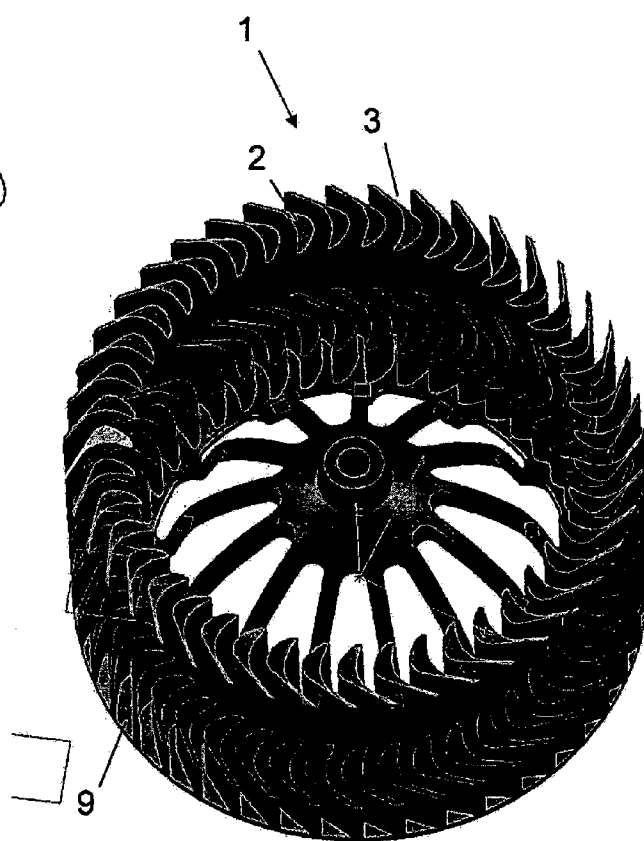
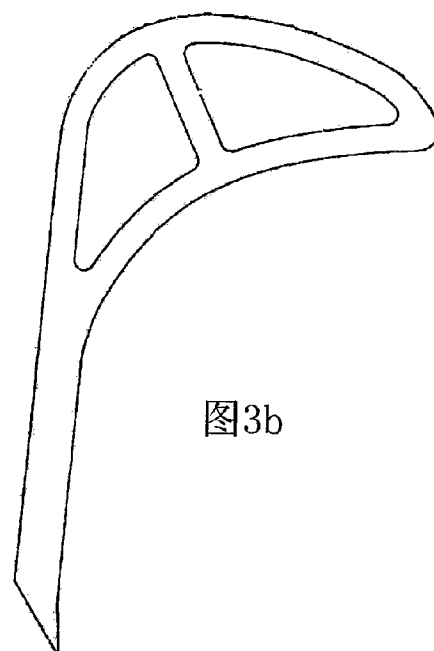
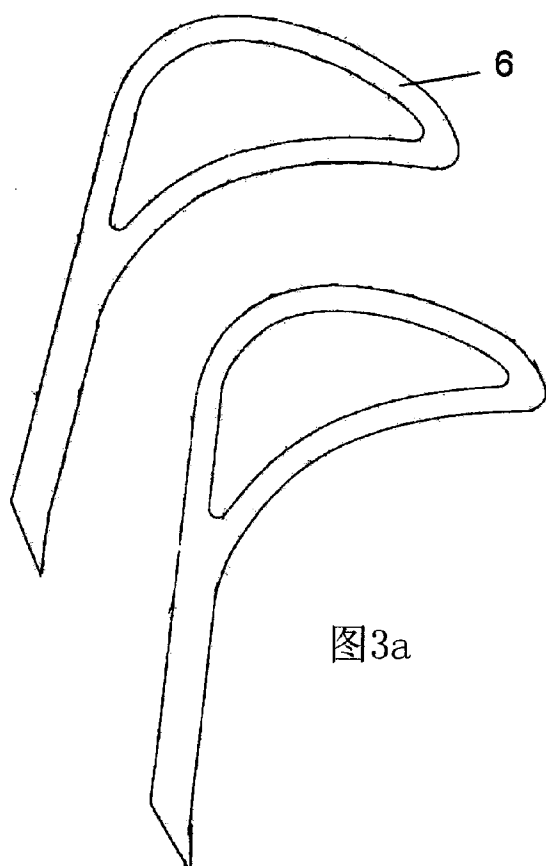
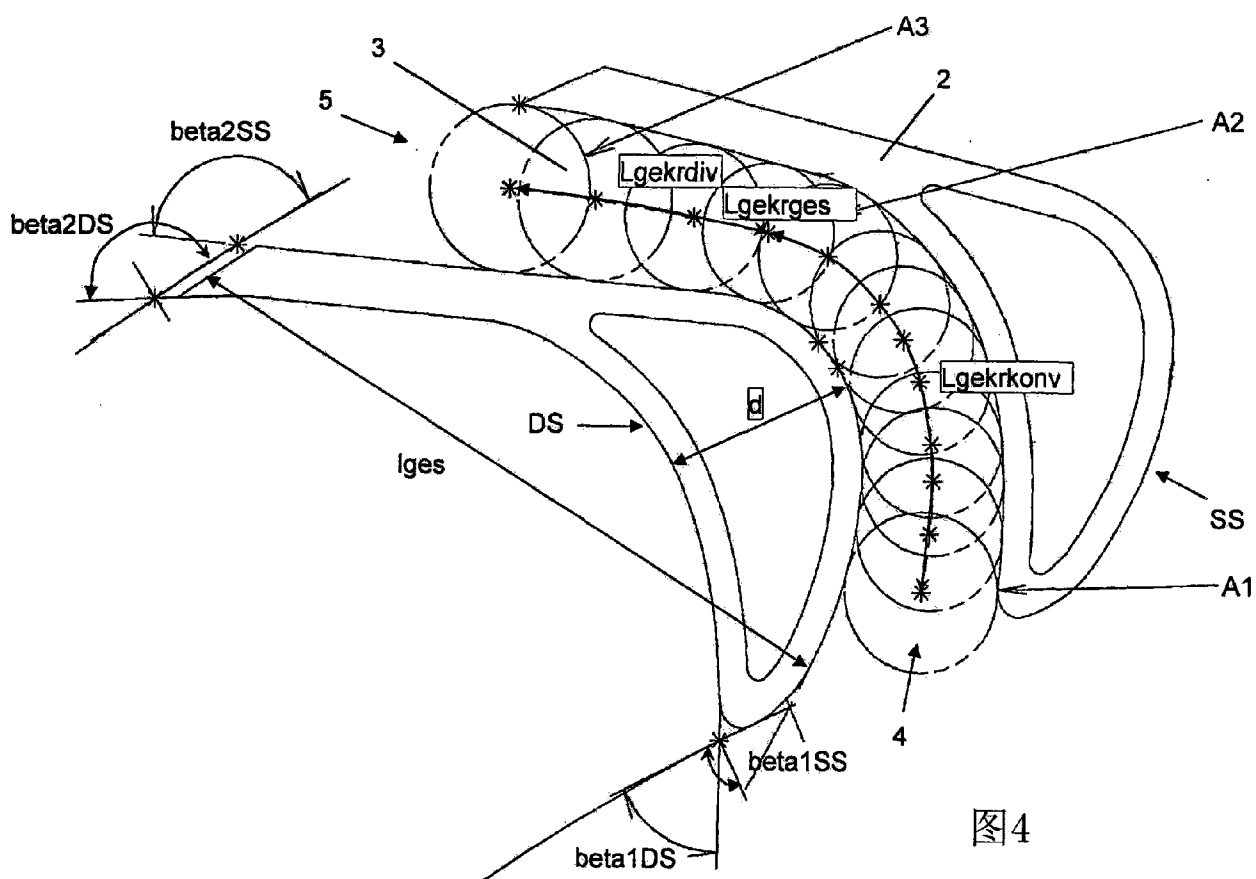
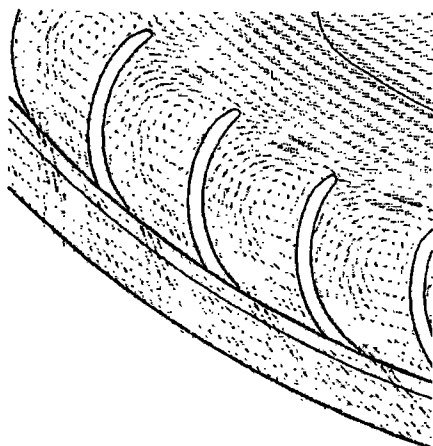


图1



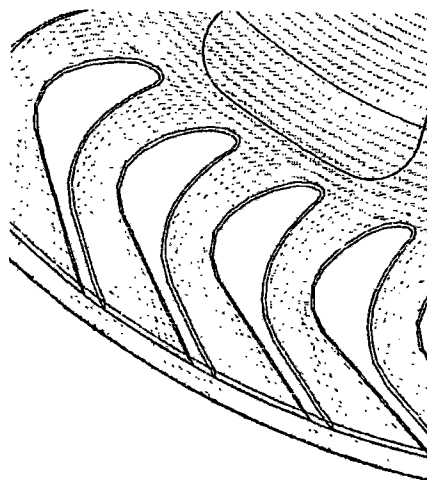


现有技术



$$\begin{aligned}\eta_{\text{Lauf}} &= 0.85 \\ \eta_{\text{Gebläse}} &= 0.48 \\ \eta_{\text{Gebläsetot}} &= 0.70\end{aligned}$$

本发明的叶轮叶片叶型



$$\begin{aligned}\eta_{\text{Lauf}} &= 0.88 \\ \eta_{\text{Gebläse}} &= 0.49 \\ \eta_{\text{Gebläsetot}} &= 0.73\end{aligned}$$

图5

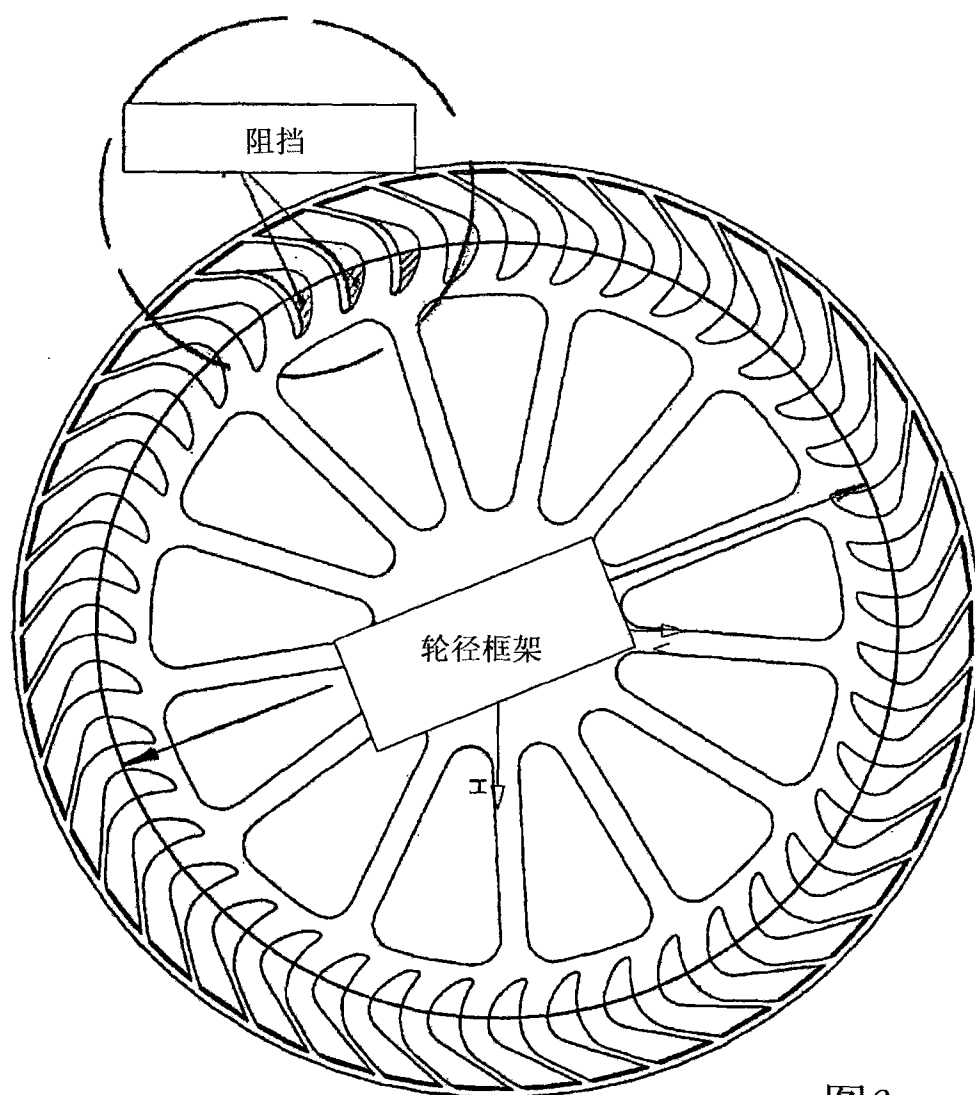


图6

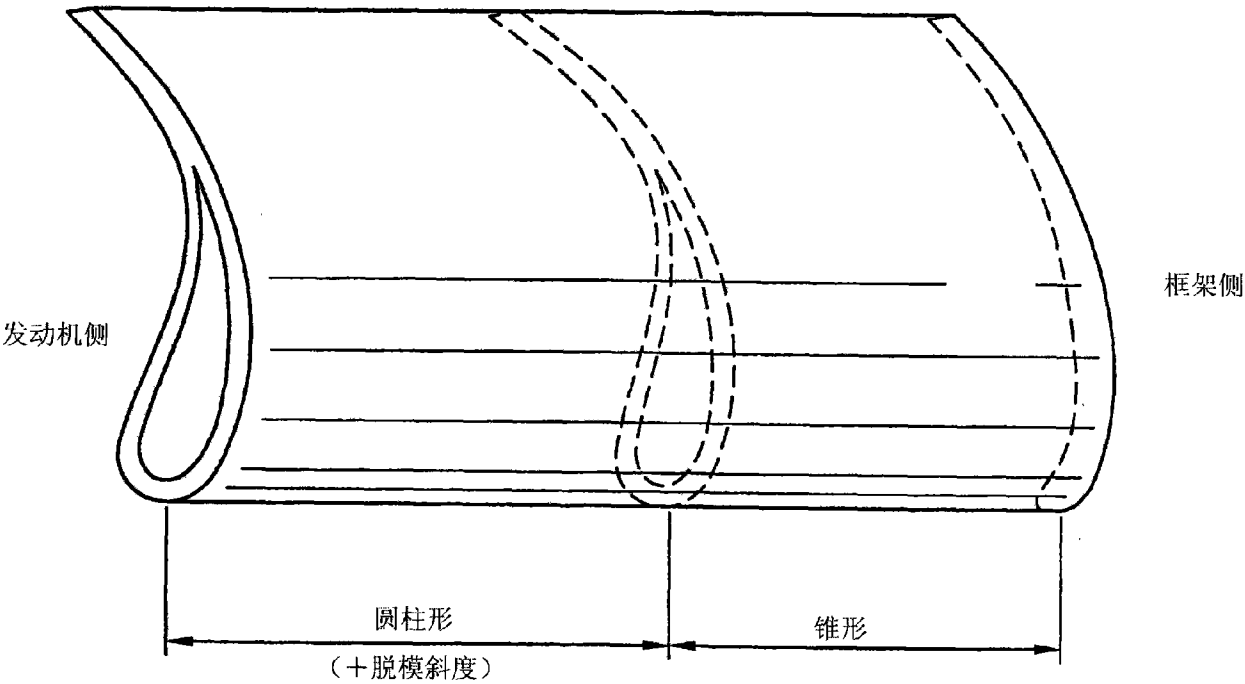


图7

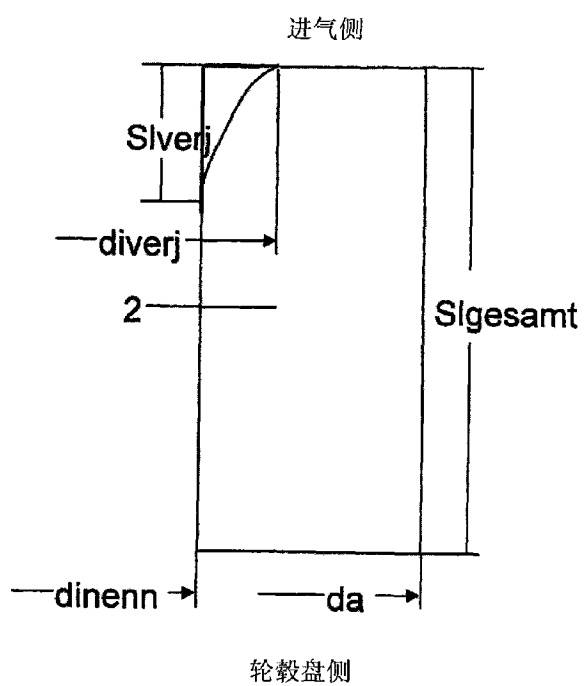


图8

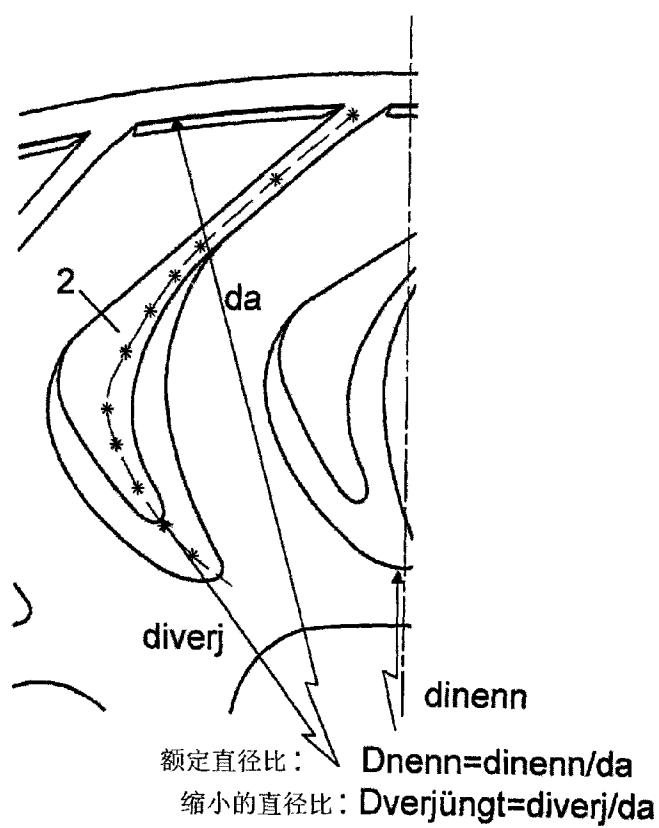


图9

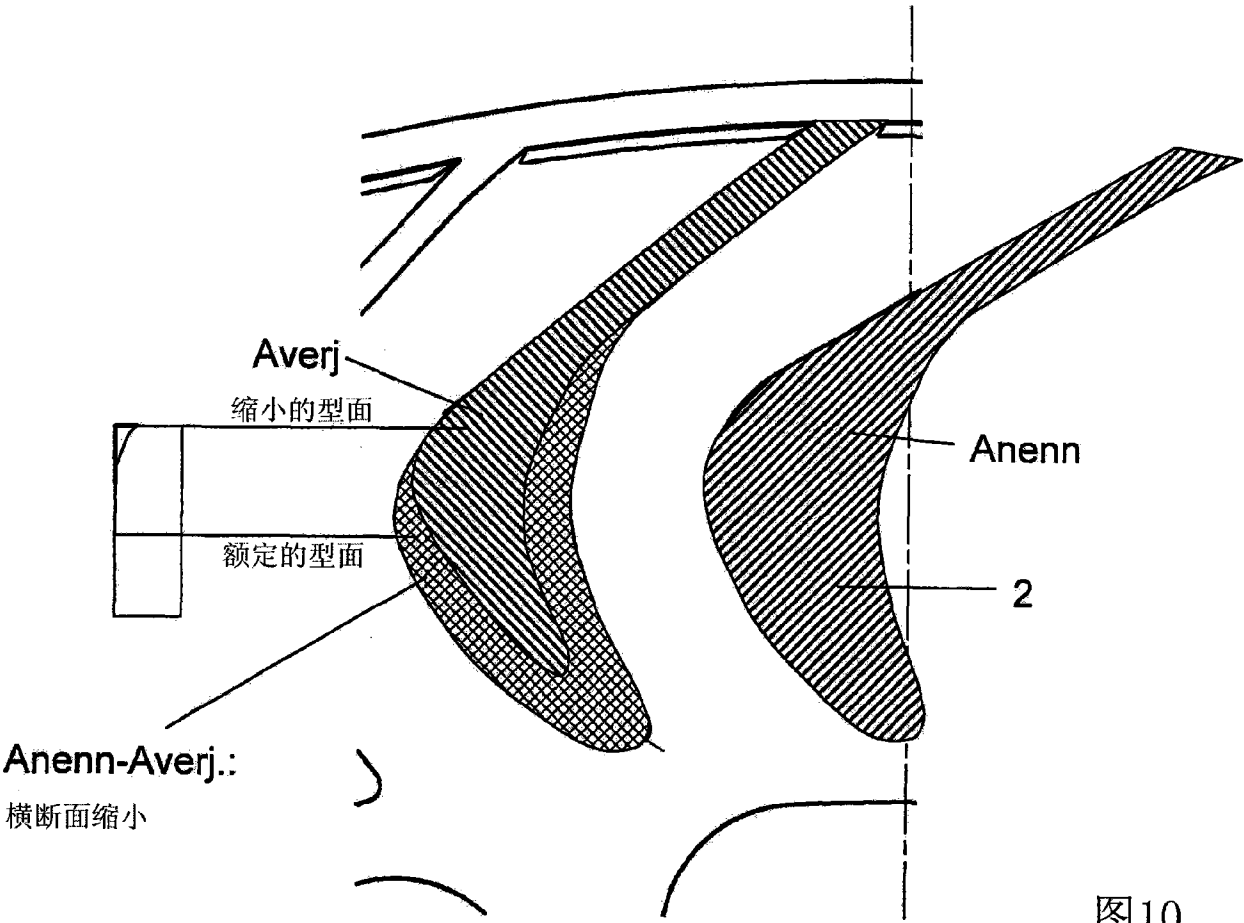


图10

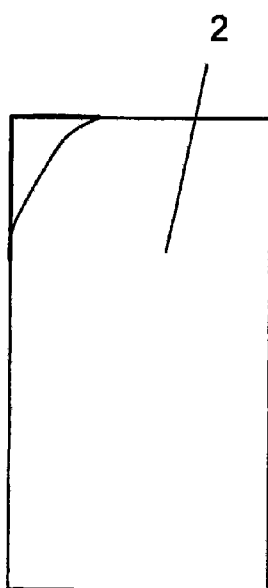


图11a

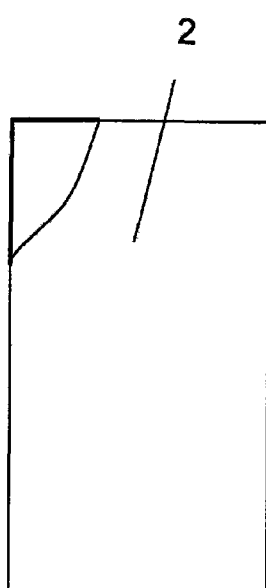


图11b

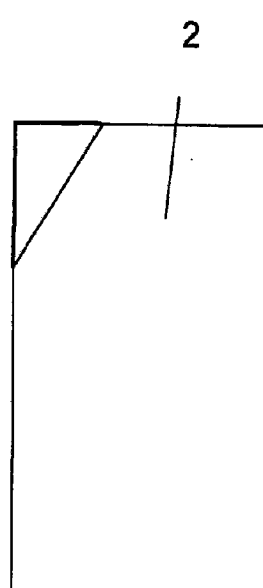


图11c

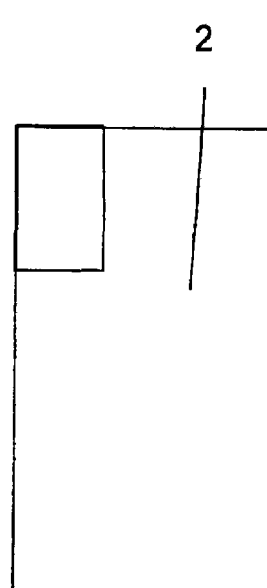


图11d

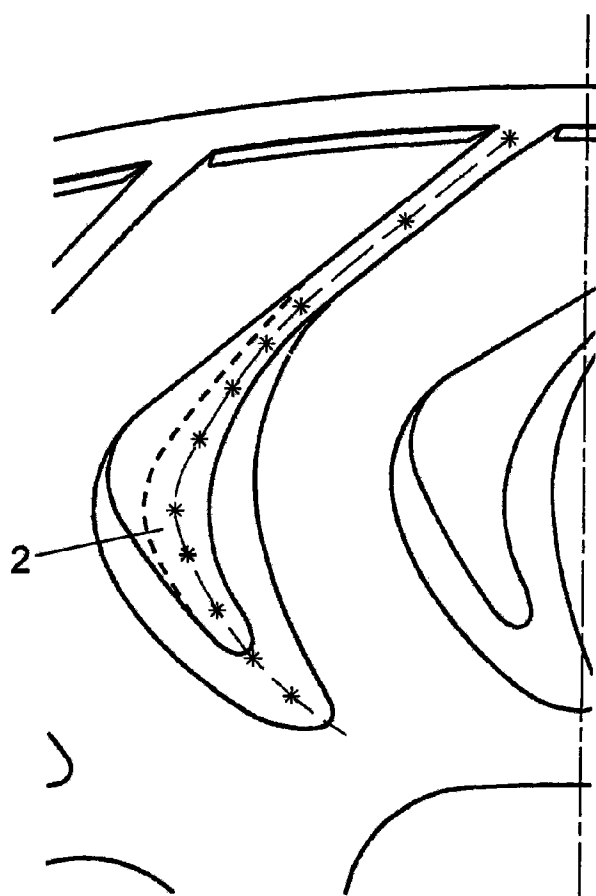


图12

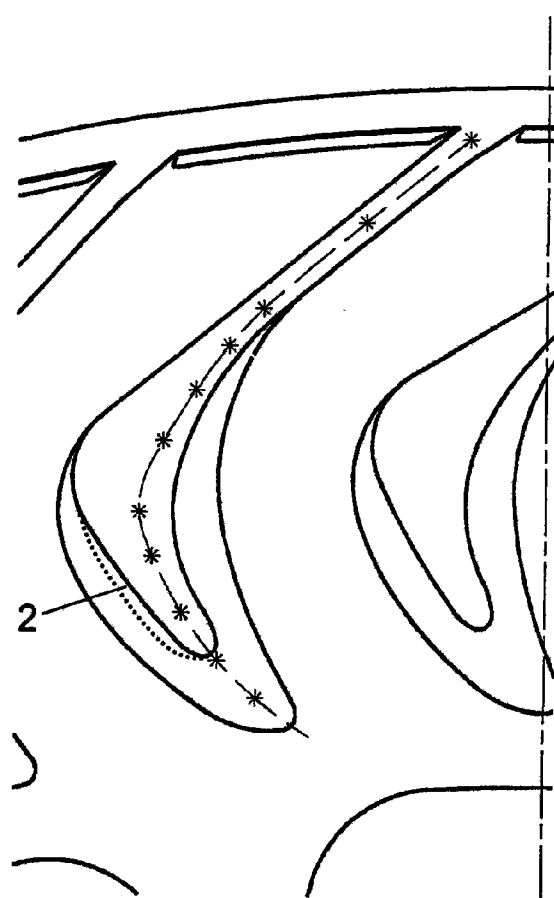


图13

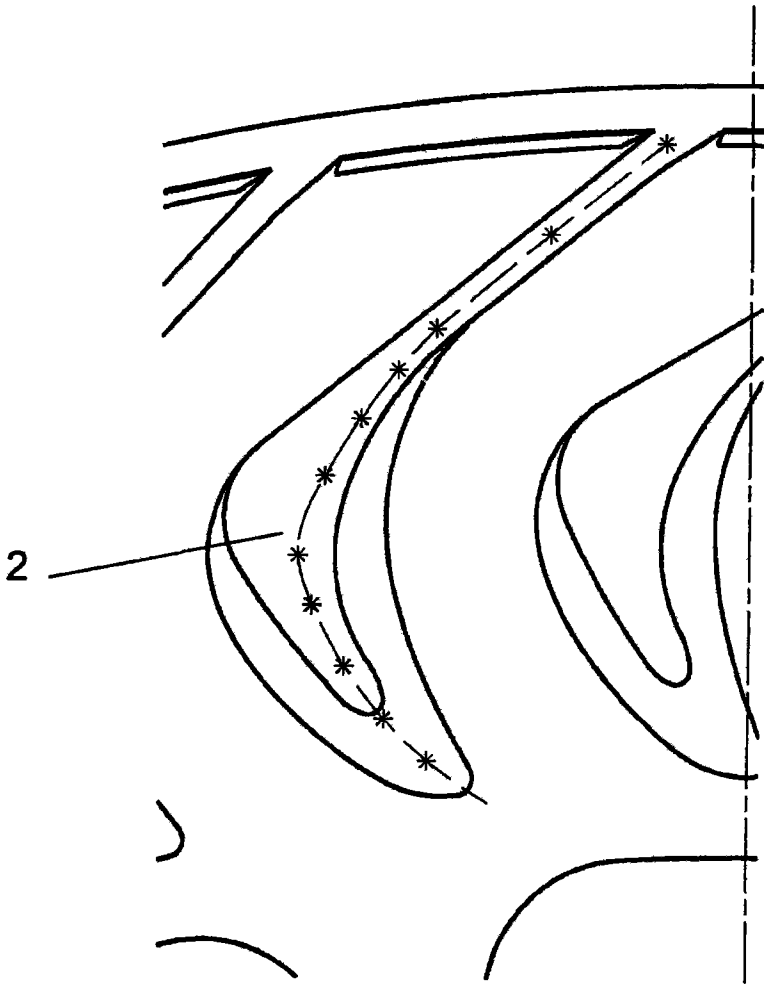


图14

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5240926号
(P5240926)

(45) 発行日 平成25年7月17日(2013. 7. 17)

(24) 登録日 平成25年4月12日(2013. 4. 12)

(51) Int.Cl.

F I

F O 4 D 29/30 (2006.01)

F O 4 D 29/30

C

F O 4 D 29/30

F

請求項の数 4 (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2008-518759 (P2008-518759)
(86) (22) 出願日 平成18年7月4日(2006. 7. 4)
(65) 公表番号 特表2008-545086 (P2008-545086A)
(43) 公表日 平成20年12月11日(2008. 12. 11)
(86) 国際出願番号 PCT/EP2006/006513
(87) 国際公開番号 W02007/003416
(87) 国際公開日 平成19年1月11日(2007. 1. 11)
審査請求日 平成21年4月10日(2009. 4. 10)
(31) 優先権主張番号 102005031471.6
(32) 優先日 平成17年7月4日(2005. 7. 4)
(33) 優先権主張国 ドイツ(DE)

(73) 特許権者 594042033
ベール ゲーエムベーハー ウント コー
カーゲー
ドイツ連邦共和国 7 0 4 6 9 ストット
ガルト モーゼルストラッセ 3
(74) 代理人 100074538
弁理士 田辺 徹
(72) 発明者 イェールグ キリアン
ドイツ連邦共和国、7 1 2 7 2 レンニン
ゲン、エーバーシュトラーセ 1 1
(72) 発明者 ペーター ルシーガ
ドイツ連邦共和国、7 0 8 3 9 ゲルリン
ゲン、ライヒレシュトラーセ 3 4

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 羽根車

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

複数の羽根(2)を具備する、車両の暖房および空調用の円筒形ロータ・ラジアル送風機のための羽根車において、2つの羽根(2)の間の流路(3)は、流入側で流路が狭まるように構成され、流出側で流路が広くなるように構成され、羽根(2)の型材全長に対する型材厚さの比が、0.15よりも大きく、羽根(2)は、柔軟部材とその柔軟部材を支持する支持構造体(6)を有し、柔軟部材が支持構造体(6)に固定されて、層(7)として形成され、羽根(2)の厚い型材領域になっており、柔軟部材の層(7)が、支持構造体(6)の負圧側及び正圧側の両方の外面に設けられており、かつ、羽根の終端は柔軟部材を伴わず、柔軟部材が取り付け時に損傷を受けないようになっていることを特徴とする羽根車。

10

【請求項 2】

羽根の領域における支持構造体(6)の最大肉厚が3mmであることを特徴とする、請求項1に記載の羽根車。

【請求項 3】

柔軟部材が羽根(2)の厚い型材領域で羽根(2)の型材を形成していることを特徴とする、請求項1または2に記載の羽根車。

【請求項 4】

羽根車(1)が二成分プラスチック射出成形によって製造されていることを特徴とする、請求項1～3のいずれか1項に記載の羽根車。

20

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、複数の羽根を具備する、車両の暖房および空調用の円筒形ロータ・ラジアル送風機のための羽根車、特にプラスチック製羽根車に関する。

【背景技術】**【0002】**

車両の暖房装置または車両の空調装置における給気のために用いられる円筒形ロータ・ラジアル送風機は、できる限り低い回転数レベルで駆動しなければならない。その際、次の熱交換器への流入比はできる限り良好でなければならず、また、通例、非常に狭い既存の組み立てスペースをできる限り柔軟に利用しなければならない。その場合、基本条件から、通例、軸方向に広がった渦巻きケーシングと、羽根流路での圧力の発生が静的である羽根車とが用いられる。その際、羽根列は後向き、または径向き、またはやや前向きであり、また、異形なしの構成、または薄い異形を有する構成である。この場合、羽根流路内の流れは、剥離し、羽根流路の終端まで剥離したままである。この種の羽根列の場合、羽根列の動作点および種類に応じて、非常に高い回転数、あるいは高い回転数が必要となる。音響上の理由から、車両暖房装置または車両空調装置の場合、一般的に後向き羽根列は用いられない。

【0003】

回転数レベルを低くすることができるラジアル送風機は、前向き羽根列を有し、明らかに回転数が低い場合にも同等の動作点を実現する。前向き羽根列では、流れの向きが激しく変えられ、加速される。この運動エネルギーは、理想的な構造の、平行壁の渦巻きケーシングの中で減速され、静圧に変換される。羽根流路の流入部において剥離流れが生じ、羽根流路の終端部で流れは再び付着する。熱交換器に対する負荷に好都合であり、かつ、径方向に次第に狭くなる構造を有する軸方向に広がったケーシングは、通例、前向き羽根列を具備するこれらの送風機の場合、効率損失が生じるので、有効ではない。

【0004】

例えば車両暖房装置または車両空調装置における給気のために用いられる円筒形ロータ・ラジアル送風機を、できる限り低い回転数でも駆動できるようにしようとする場合、前向き羽根列を有する円筒形ロータ・ラジアル送風機を用いることが知られている。この場合、羽根列は、異形なしの、またはただ薄い異形を有する構造である。羽根は、通常、中実のダイカスト製である（従来の異形なしの羽根車における羽根流路内での流れの様子が描かれた図5の左側の図を参照。そこでは、羽根の負圧側で渦が生じていることが見て取れる）。

【0005】

特許文献1によって知られている羽根構成の場合、羽根圧力面側と負圧面側との間に隙間を形成する第2の羽根列によって、剥離のない羽根流路の貫流を実現しようとしている。この場合、羽根圧力面側と負圧面側との間のエネルギー交換に損失が生じ、また隙間損失が生じる。

【特許文献1】 欧州特許出願公開第1384894号明細書

【発明の開示】**【発明が解決しようとする課題】****【0006】**

従って、本発明の課題は、羽根流路内でできる限り剥離が生じない、改良された羽根車を提供することである。

【課題を解決するための手段】**【0007】**

この課題は、請求項1に記載の特徴を有する羽根車によって解決される。有利な構成は、従属請求項に記載されている。

【発明の実施の形態】

【0008】

本発明では、複数の羽根を具備する、車両の暖房および空調用の円筒形ロータ・ラジアル送風機のための羽根車、特にプラスチック製羽根車が想定されており、その際、2つの羽根の間にある流路が、好ましくは流入側が先細で、流出側が末広の構造であり、さらに、厚い異形を有する構造である。厚い異形を有する、羽根車のこの先細末広構造によって、羽根流路においてほぼ剥離流れのない動作が可能となる。この構造の場合、先細部分において大きく湾曲し、かつ羽根材の厚さが十分であることによって、当該流路部分において流れが加速され、流れの向きが羽根車の回転方向に剥離することなく変えられる。それに続く、ほとんど直線状の末広の流路部分において、流れは、ほぼ剥離することなく減速され、静圧が増大する。適当な構造、特に中実の羽根構造によって、羽根圧力側と負圧側との間のエネルギー交換に損失が伴わない。

10

【0009】

流路の構造が、流入側が先細で、流出側が末広である場合、羽根流路のアスペクト比は、好ましくは0.1から0.9の間、特に好ましくは0.15から0.7の間、極めて好ましくは0.2から0.6の間である。この構造の場合、羽根流路の先細部分における流路の縮小度は、好ましくは0.030から0.2の間、特に好ましくは0.04から0.07の間、極めて好ましくは0.05から0.06の間である。羽根流路の先細部分における流路の拡大度は、好ましくは0.05から0.17の間、特に好ましくは0.09から0.15の間、極めて好ましくは0.1から0.14の間である。

【0010】

20

羽根車の羽根は、厚い異形を有する構造であることが好ましい。厚い異形を有するとみなされるのは、特に、材の全長に対する材の厚さの比が、0.15よりも大きい羽根、特に0.2よりも大きい羽根である。その際、好ましくは、正圧側の流入角は、30°から90°の間、特に好ましくは35°から80°の間であり、負圧側の流入角25°から70°の間、特に好ましくは30°と60°の間である。正圧側の流出角は、90°から175°の間、特に好ましくは100°から165°の間であり、負圧側の流出角は、90°から170°の間、特に好ましくは100°から165°の間である。いずれの角度も、その中央付近の値、すなわち前記の各範囲の中央値を中心とする $\pm 10^\circ$ の値が特に好ましく、これにより、最適な効率およびノイズの少ない動作を実現することができる。

30

【0011】

好ましくは、羽根は、支持機能を有する、好ましくは中実の構造体によって形成され、その上に、少なくとも部分的に柔軟部材が吹き付けられているか、あるいは、その中に少なくとも部分的に柔軟部材が注入されている。好ましくは、この支持構造体は十分な強度を有する第1のプラスチックであり、また、柔軟部材は、第1のプラスチックより柔軟な第2のプラスチックである。第2のプラスチックは、好ましくは発泡プラスチックである。この構成によって、ほぼ反りおよび収縮を伴うことなく羽根車を製造することができる。

【0012】

羽根部分における支持構造体の最大肉厚は、好ましくは3mmである。肉厚をこのように制限している場合、反りおよび収縮を確実に避けることができる。その一方で、この構造体を形成する材料を適切に選択することによって、羽根車の十分な強度を確保することができる。さらに、柔軟部材を適切に選択することによって、羽根車の重量を低減し、送風機全体を軽量化することができる。また、柔軟部材は、音響上、吸音効果を有するので、送風機は、柔軟部材を伴わない同様の送風機よりも幾分静かである。

40

【0013】

柔軟部材は、好ましくは少なくとも部分的に羽根の異形、特に厚い異形部分を形成する。特に好ましくは、負圧側にも正圧側にも柔軟部材層が設けられている。羽根の終端は、好ましくは柔軟部材を伴わず、これにより、柔軟部材は、取り付け時に損傷を被ることからも保護される。

50

【0014】

1つの軽量な実施形態では、羽根は、好ましくは少なくとも部分的に中空型材として構成されている。その際、剛性を高めるために、中空型材の中に補強部を設けることもできる。中空型材は、好ましくは一方の側が閉じられている。中空型材のフレーム側が閉じられている場合、羽根は、好ましくは、フレーム側が円錐状に先細にされる。

【0015】

羽根は、好ましくは、羽根車のハブ側において、モータ側が円筒状に、フレーム側が円錐状に構成されている。その際、羽根は、フレーム方向に先細になっている。これにより、厚い異形を有し、しかもフレームによって覆われているにもかかわらず、十分な吸気断面が得られ、吸気断面の閉塞が生じないことが保証される。

10

【0016】

この種の羽根車の製造は、プラスチック射出成形によって行われる。その際、好ましくは、まず、支持構造体が第1のプラスチックから射出成形され、それに続いて、またはほとんど同時に、羽根車および/または中空型材の、異形構造である羽根のうち少なくとも一部が、第2の、より柔軟なプラスチックによって射出成形され、この第2のプラスチックは、支持構造体上に吹き付けられるか、あるいは支持構造体によって形成された中空型材の中に注入される。

【0017】

支持構造体の材料としては、特にPAまたはPP、さらにまた金属も考慮の対象となる。支持構造体を少なくとも部分的に取り囲む柔軟部材としては、発泡プラスチック、例えば特にS-EPSが好ましい。また、PP-EPSも非常に適している。一般的に、PUR発泡体、メラミン発泡体、PE発泡体（塗布時に発泡剤を使用）、シリコン発泡体、または制限はあるが発泡エラストマを使用することができる。

20

【0018】

支持構造体用の上記材料は、柔軟部材を伴わない羽根車にも適切に利用することができる。この場合、特に発泡材料を用いることができる。

【0019】

以下において、本発明について、図面を参照しながら、複数の態様を含む1つの実施例を用いて詳述する。

【実施例】

30

【0020】

車両の空調装置における給気のために用いられる円筒形ロータ・ラジアル送風機は、一般的に複数の羽根2からなるリングを具備する羽根車1を有し、それぞれ2つの羽根2の間に羽根流路3が設けられている。羽根車1は、公知の方法で、送風機のモータシャフト（図示されていない）に設置されている。負圧側で、羽根車1は、渦巻きケーシングの一部であるフレームによって部分的に覆われている。吸気用のフレーム開口部は、図6に示されている。

【0021】

羽根2は、厚い異形構造であり、流路3は、流入部分4が先細の構造であり、流出部分5が末広の構造である（図4を参照）。羽根2の正圧側DSは、流入部分4において、必要であれば流出部分5まで凹状に形成され、流出部分5において直線状に形成されている。羽根の厚さdは、先細部分で最大となる。

40

【0022】

厚い異形を有する羽根を製造する際の諸問題を避けるために、羽根2は、本例では、1つのプラスチックによる中実構造の、予想負荷に対する十分な剛性を持つ構造体6と、該構造体6に吹き付けられた柔軟部材の層7とからなり、この柔軟部材の層が、羽根2の厚い異形部分における型材となる。その際、この構造体6の厚さは、最大3mmであり、従って、構造体6を製造する際に反りや収縮の問題が生じない。さらに、この厚さは、通例、羽根2が十分な剛性を持つのに十分な厚さである。吹き付けられた層7は、異形部分にのみ用いられ、（送給される空気によって圧縮されないという必要条件を除き）支持機能

50

を有していない。その際、また、吹き付けられた層 7 は、その外側 8 に膜またはコーティングを有しており、このコーティングが、特に汚染を防ぐために、必要であれば、羽根 2 全体または羽根車 1 全体を覆うことも可能である。これにより、製造を容易にすることができる。

【0023】

この支持構造体 6 は、柔軟部材によって覆われた羽根 2 の部分において、幾分先細に形成されており、その際、テーパは徐々に大きくされる。外輪郭が、支持構造体 6 から柔軟部材への境界部分によって損なわれることはない。

【0024】

支持構造体 6 は、本実施例では、P A からなり、柔軟部材は P P - E P D M からなる。

10

【0025】

図 3 a および図 3 b には、羽根 2 の態様が示されている。これらの羽根の場合、構造体 6 自身が羽根形材である。構造体は、羽根形材用に中空形材として構成されており、第 2 の態様の場合には補強ブリッジを備えた中空形材として構成されている。この中空形材の内部に（特に剛性の理由から）、吹き付けられた層 7 である柔軟部材を具備することも可能である。また、個々の領域に、上述の実施例に則した、外部に吹き付けられた層を設けることも可能である。この場合にも、構造体の厚さは最大 3 mm であり、従って、製造の際に反りや収縮は生じない。

【0026】

形材内部の支持構造体 6 の位置全体にわたって、羽根の負圧側および正圧側の柔軟部材の厚さを調整することが可能であり、送風機の動作中、柔軟部材が、特に羽根の正圧側において、貫流に影響を及ぼすことのない最低限の変形しか生じないようにすることができる。

20

【0027】

さらに、このような異形状の羽根構造の場合、図 5 の右図から明らかなように、羽根 2 の負圧側に渦が生じない。従って、流れは十分に付着している。これは、C F D 計算における効率 η の向上、および音響測定におけるノイズレベルの低減につながる（図 5 のリストを参照。当該の送風機の最適動作点における流れの様子とその効率とがそれぞれ示されている）。

【0028】

以下の形状寸法は、先細末広型の羽根流路において、特に厚い異形を有する羽根の場合に非常に適している。すなわち、 $d / l g e s$ が 0.15 よりも大きい場合、特に 0.2 よりも大きい場合に非常に適している。なお、 d は形材の厚さを表し、 $L g e s$ は形材の全長（直線的に測定）を表す。

30

【0029】

すなわち、羽根流路のアスペクト比 $L k v$ は、0.1 から 0.9 の間であることが好ましい。なお、 $L g e k r g e s$ が湾曲した羽根流路全体の長さ、 $L g e k r d i v$ が湾曲した羽根流路の末広部分の長さ、 $L g e k r k o n v$ が湾曲した羽根流路の先細部分の長さであるとする、

$$(数1) \quad L g e k r g e s = L g e k r d i v + L g e k r k o n v$$

40

および、

$$(数2) \quad L k v = L g e k r d i v / L g e k r g e s$$

である。

【0030】

羽根流路の先細部分における流路の縮小度 $K v e r k o n v$ は、

$$(数3) \quad K v e r k o n v = (A1 - A2) / L g e k r k o n v$$

であり、好ましくは、0.030 から 0.200 の間である。なお、 $A1$ は入口における流路幅であり、 $A2$ は最狭断面における流路幅である。

【0031】

流路の末広部分における流路の拡大度 $K e r w d i v$ は、

50

(数4) $Kerwdiv = (A3 - A2) / Lgekrdiv$

であり、好ましくは、0.05から0.17の間である。なお、A3は、出口における流路幅である。

【0032】

その際、正圧側の流入角 $\beta 1DS$ は 30° から 90° の間であり、負圧側の流入角 $\beta 1SS$ は 25° から 70° の間である。正圧側の流出角 $\beta 2DS$ は 90° から 175° であり、負圧側の流出角 $\beta 2SS$ は 90° から 170° である。

【0033】

$\beta 1DS$ 、 $\beta 1SS$ 、 $\beta 2DS$ および $\beta 2SS$ についての上記角度範囲は、末広先細型の羽根流路形状の場合にも、先細の流路形状の場合にも非常に適している。

10

【0034】

羽根2が厚い異形を有する構造であり、さらにこのような流入開口部（羽根列の約1/3だけがフレームに覆われていない）であるので、質量流量が大きい場合に、図6に示されているように、流入部分で閉塞が生じる恐れがある。これは、効率の低下および/音響上の短所につながる恐れがある。この理由から、もう1つの態様では、羽根2が、その全長にわたって、または少なくとも一部分または数部分にわたって、回転軸に対して平行に、異なった断面を有するように構成されている。この断面は、入力側において、図7に示されているように、羽根車のハブ側が円筒状であり（羽根車ハブ側は、図1では符号9で示されている）、フレーム側が長手方向にフレームへ向かって円錐状に先細に構成されている。

20

【0035】

図には示されていない1つの態様では、羽根が、中実断面を有し、ただ1つの材料、例えば軽金属やプラスチック（発泡性のものも可能）から製造されている。すなわち、柔軟部材を含まず、支持材料がその代わりをする。

【0036】

図8から図10は、図6に関連するもう1つの態様を示し、流入側へ向かって先細になっている羽根2を有する。この場合、羽根は、羽根長さの大部分にわたって、回転軸の方向に見て、一定の断面を有する。最後の4分の1の部分でようやく、羽根の断面は小さくなり始め、しかも型材長手方向に小さくなって行く。その際、内径 d_{inenn} は、テーパ内径 d_{iverj} に至るまで大きくなり、一方、外径は一定のままである。また、羽根の断面は、厚さ方向も小さくなって行く。型材の変化をさらに明確に示すために、図9では、基礎型材の中心線がアステリスク付きの破線で示されている。羽根全長にわたってのテーパ遷移が、図8に示されている。図8では、羽根全長が $S_{lgesamt}$ で示されており、羽根長さの、内径が大きくなった部分が S_{lverj} で示されている。その際、内径 d_{iverj} は、図8から分かるように、羽根長さの最後の4分の1において大きくなる。なお、図8の型材長さの図は、実寸比ではない。

30

【0037】

一般的に、羽根長さ全体に対する羽根長さの比 $verjuengt (S_{lverj} / S_{lgesamt})$ の特に適切な値は、0.1から0.7、好ましくは0.15から0.5、特に好ましくは0.20から0.25である。

40

【0038】

直径比DVは、下記式、

(数5) $DV = (D_{nenn} - D_{verjuengt}) / D_{nenn}$

から得られ、通例、0.01から0.2、好ましくは0.02から0.1、特に好ましくは0.04から0.07である。なお、 D_{nenn} と $D_{verjuengt}$ は、下記式から得られる。

【0039】

(数6) $D_{nenn} = d_{inenn} / da$

(数7) $D_{verjuengt} = d_{iverj} / da$

ただし、 da は羽根の外径、 d_{inenn} は羽根の公称内径、 d_{iverj} は羽根の内径

50

である。

【0040】

羽根の形材長さのほかに、羽根の形材厚さも小さくなる。従って、羽根の形材の断面も、テーパ部分では小さくなる。この断面積の相対的減少は、下記式から得られる。

【0041】

$$(数8) \quad AV = (Anenn - Averj) / Anenn$$

ただし、 $Anenn$ は細くなっていない部分における断面積であり、以下において、基礎形材とも呼ぶ。また、 $Averj$ は(最も)細くなった部分における断面積である。羽根の形材の変化は、特に図10からよく見て取れる。一般的に言えば、すなわち、本態様に明示的に関連していない場合に関しても言えば、断面積の相対的減少 AV は、0.1から0.90、特に好ましくは0.2から0.8、極めて好ましくは0.3から0.7の範囲である。

10

【0042】

テーパ遷移に関連する他の態様は、例えば、図11aから図11dに示されている。図11aは凸状のテーパ遷移を、図11bは凹状のテーパ遷移を、図11cは直線状のテーパ遷移を、図11dは一段の階段状のテーパ遷移を示す。また、例えば、必要に応じて多段にした階段状のテーパ遷移など、任意の組み合わせも可能である。

【0043】

図12から図14は、羽根形材の流入側方向へのテーパ形状に関する種々の態様を示す。テーパ遷移は、例えば図11aから図11dに示されているような遷移も可能である。形材の変化をさらに明確に示すために、図12から図14では、それぞれの基礎形材の中心線が、アスタリスク付きの破線で示されている。

20

【0044】

テーパは、基礎形材の中心線に対して対称的に付けることができる。これが、図12に、負圧側における羽根2の破線で示されている。また、テーパは、基礎形材の中心線に対して非対称的に設けることもできる。これが、図13に、羽根2における負圧側の点線によって示されている。また、テーパは、中心線に対して部分的には対称的に、部分的には非対称的に付けることもできる。これが、図12から図14に、実線で示されており、破線あるいは点線を実線と比較すると明確に分かる。

【0045】

一般的には、羽根のテーパ部分における流路の形状は、先細型でも、先細末広型でも、あるいは末広型でもよいことに留意すべきである。

30

【0046】

特に好ましくは、細くなって行く羽根部分における流入角および流出角は、基礎形材の領域、すなわち断面が不変である部分における流入角および流出角と異なり、これにより、羽根形材の空力的なゆがみが生じる。しかしまた、これらの角度は、一定または少なくともほぼ一定であってもよい。

【0047】

図に示されていない1つの態様では、フレーム側に、少なくとも部分的なカバーディスクがあってもよい。

40

【0048】

同様に図示されていないもう1つの態様では、羽根は、ただ1つの材料から製造された中空形材によって形成される。この場合、形材の補強のために横材を設けることも可能であり、これにより、また、特に複数の互いに分離した中空スペースを設けることが可能である。

【0049】

羽根が(部分)中空形材として構成されている場合、この形材は、フレーム側において開いた状態でも、また閉じられた状態でも構成することが可能である。

【図面の簡単な説明】

【0050】

50

【図 1】本発明に係る羽根車の実施例の斜視図である。

【図 2】図 1 における羽根車の羽根の断面図である。

【図 3 a】羽根の 1 つの態様の断面図である。

【図 3 b】羽根の別の態様の断面図である。

【図 4】羽根の断面の詳細図であり、個々の寸法が記されている。

【図 5】図 5 の左図は、従来の中実構造の羽根車の断面図であり、流速が矢印によって示されている。図 5 の右図は、本発明に係る、前向きの異形を有する羽根車の断面図である。

【図 6】羽根車の平面図である。

【図 7】羽根のもう 1 つの態様の概略図であり、3 つの切断面の断面を示す。

10

【図 8】羽根の長手方向断面の概略図であり、羽根のテーパを示す。

【図 9】テーパ羽根を有する羽根車の横断面を示す部分図である。

【図 10】図 9 と同様の断面図であり、羽根の断面積の縮小を示す。

【図 11 a】羽根のテーパの、1 つの可能な形態を概略的に示す。

【図 11 b】羽根のテーパの、別の可能な形態を概略的に示す。

【図 11 c】羽根のテーパの、もう 1 つの可能な形態を概略的に示す。

【図 11 d】羽根のテーパの、もう 1 つの可能な形態を概略的に示す。

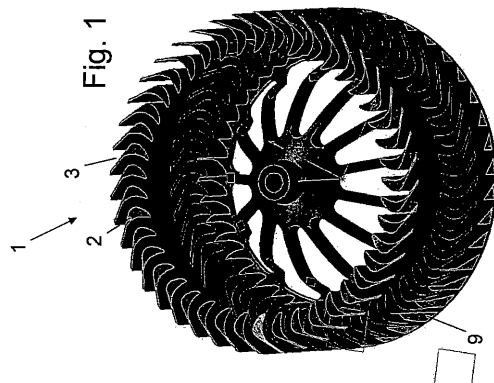
【図 12】羽根の基礎形材の中心線に対して対称的であるテーパを図式的に示す。

【図 13】羽根の基礎形材の中心線に対して非対称的であるテーパを図式的に示す。

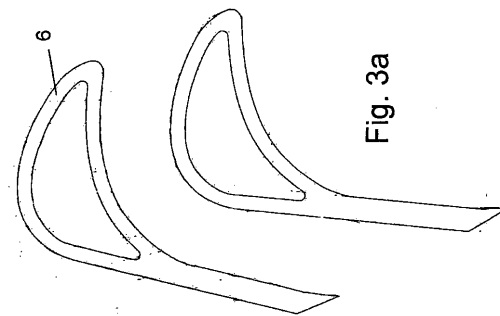
【図 14】羽根の基礎形材の中心線に対して対称・非対称的であるテーパを図式的に示す

20

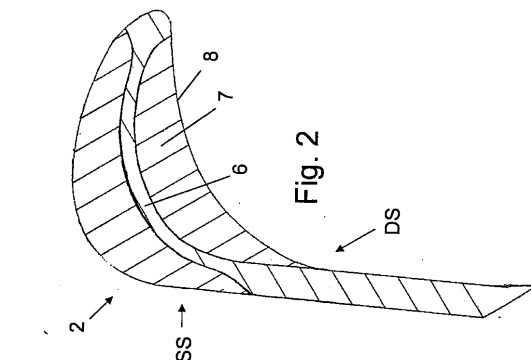
【図 1】



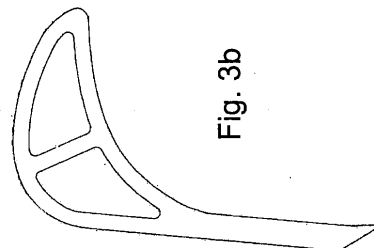
【図 3 a】



【図 2】



【図 3 b】



【 図 4 】

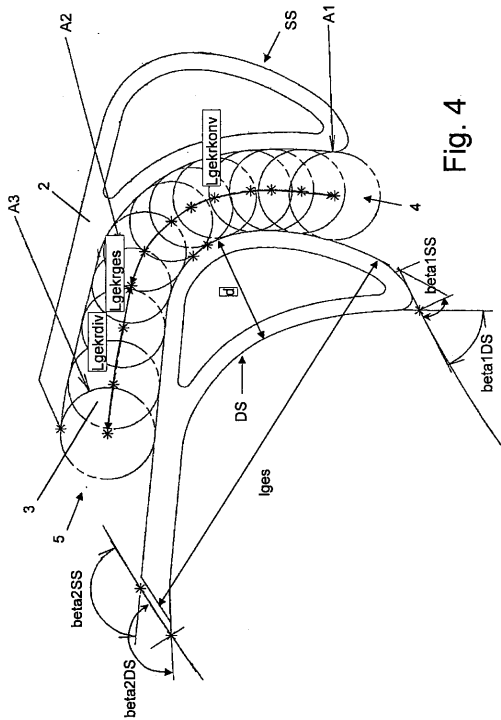
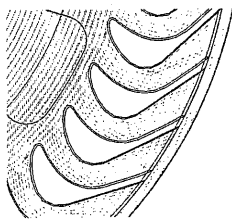


Fig. 4

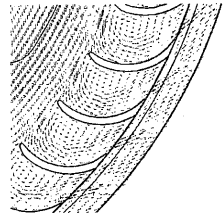
【 図 5 】

異形を有する送風機羽根車



η 羽根車 = 0.88
 η 送風機 = 0.49
 η 送風機停止中 = 0.73

従来技術



η 羽根車 = 0.85
 η 送風機 = 0.48
 η 送風機停止中 = 0.70

Fig. 5

【 図 6 】

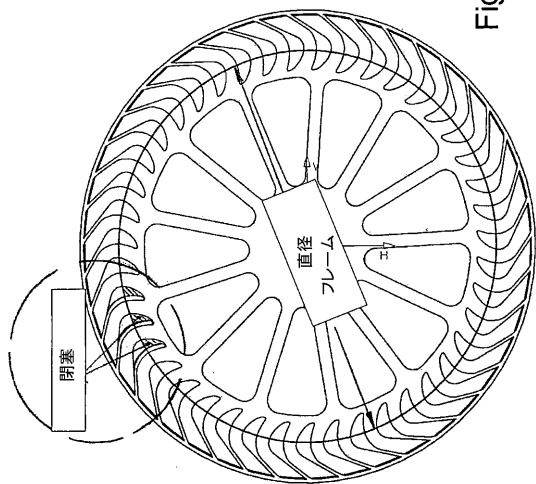
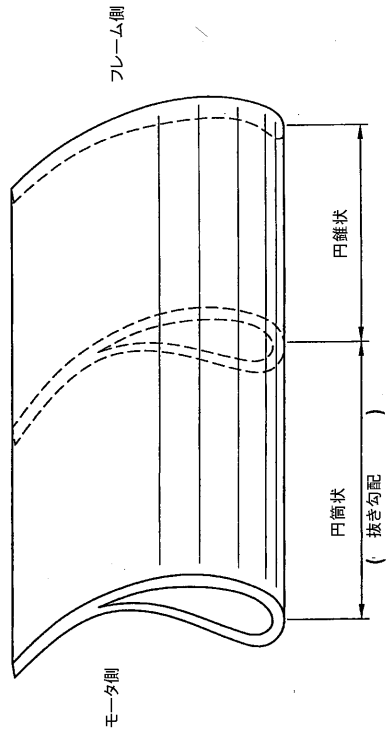


Fig. 6

【 図 7 】

Fig. 7



【図 8】

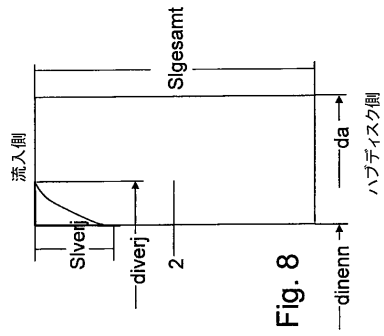


Fig. 8

【図 9】

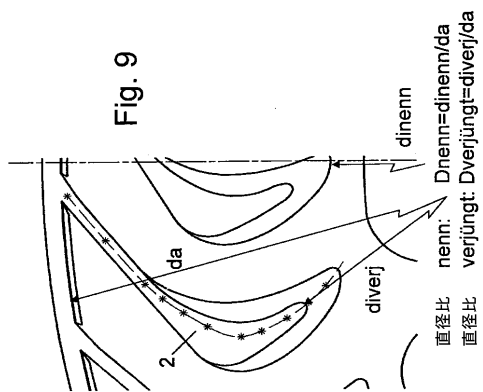


Fig. 9

【図 10】

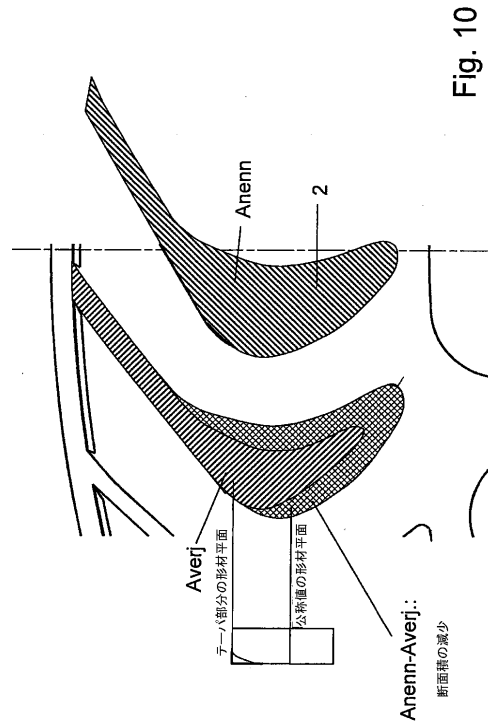


Fig. 10

【図 11 a】

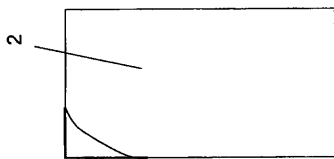


Fig. 11a

【図 11 b】

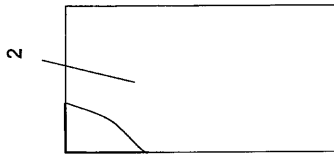


Fig. 11b

【図 11 c】

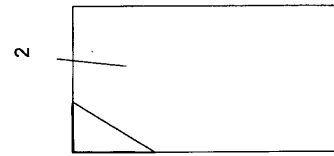


Fig. 11c

【図 11 d】

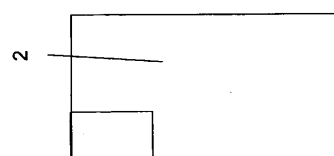


Fig. 11d

【図 12】

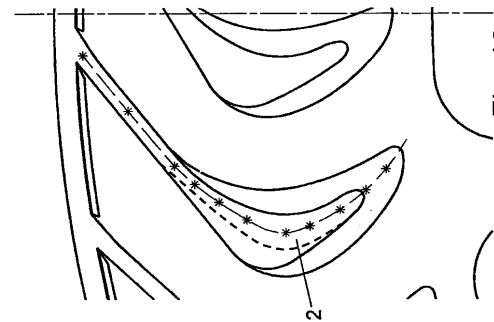


Fig. 12

【図 13】

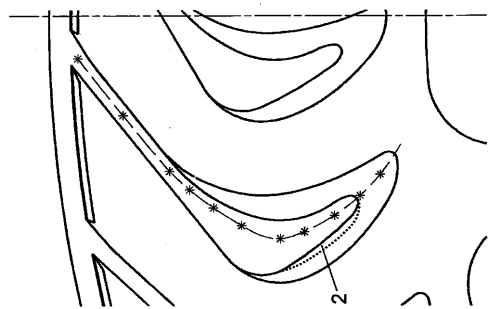


Fig. 13

【 図 1 4 】

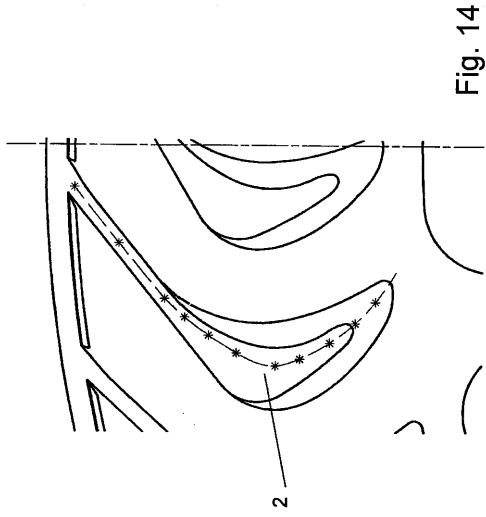


Fig. 14

フロントページの続き

(72)発明者 ニコラウス ツィプフ

ドイツ連邦共和国、7 0 5 6 3 シュトゥットガルト、マルフェンヴェーク 1

審査官 吉田 昌弘

(56)参考文献 特開2005- 155579 (J P , A)

特開2004- 060447 (J P , A)

特開2002- 285996 (J P , A)

特開昭60- 156997 (J P , A)

米国特許第02418012 (US , A)

実公昭48- 003134 (J P , Y 1)

特開平02- 173398 (J P , A)

特開昭61- 258999 (J P , A)

実開昭62- 020197 (J P , U)

実開昭51- 015204 (J P , U)

(58)調査した分野(Int. Cl. , DB名)

F 0 4 D 2 9 / 3 0