

SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
EIDGENÖSSISCHES INSTITUT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

(11) CH 716 356 B1

(51) Int. Cl.: F01D 5/34 (2006.01)
F02C 6/12 (2006.01)

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein

Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

(12) PATENTSCHRIFT

(21) Anmeldenummer: 000621/2020

(22) Anmeldedatum: 26.05.2020

(43) Anmeldung veröffentlicht: 30.12.2020

(30) Priorität: 27.06.2019
DE 10 2019 117 298.5

(24) Patent erteilt: 14.04.2023

(45) Patentschrift veröffentlicht: 14.04.2023

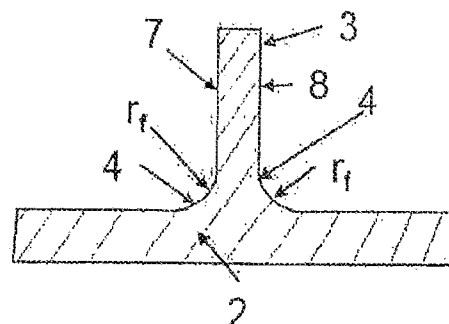
(73) Inhaber:
MAN Energy Solutions SE, Stadtbachstrasse 1
86153 Augsburg (DE)

(72) Erfinder:
Alfons Bornhorn, 86482 Aystetten (DE)
Arnold Kühhorn, 10715 Berlin (DE)
Beirow, Bernd, 03048, Cottbus (DE)
Christoph Leitenmeier, 86157 Augsburg (DE)
Felix Figaschewsky, 10247 Berlin (DE)
Stefan Rost, 86159 Augsburg (DE)

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

(54) Turbolader-Turbinenrotor und Turbolader.

(57) Turbolader-Turbinenrotor, mit einem Rotorgrundkörper (2), mit integral am Rotorgrundkörper (2) ausgebildeten Laufschaufeln (3), wobei die Laufschaufeln (3) außendeckbandlos ausgebildet sind, wobei die Laufschaufeln (3) unter Ausbildung eines definierten Krümmungsbereichs (4) mit einem definierten, konstanten oder variablen Krümmungsradius r_f in den Rotorgrundkörper (2) übergehen. An einer ersten Gruppe erster Laufschaufeln (3) gilt für den Krümmungsradius des Krümmungsbereichs (4) der ersten Laufschaufeln (3) folgende Beziehung: $2,5\% \leq r_{f1} \cdot 100/l \leq 10\%$, wobei r_{f1} der konstante oder variable Krümmungsradius des Krümmungsbereichs der ersten Laufschaufeln und l die Länge der ersten Laufschaufeln an einer Strömungsaustrittskante ist. An einer zweiten Gruppe zweiter Laufschaufeln (3) weicht der Krümmungsradius r_{f2} des Krümmungsbereichs (4) der zweiten Laufschaufeln (3) vom Krümmungsradius r_{f1} des Krümmungsbereichs (4) der ersten Laufschaufeln (3) dämpfungsseitig definiert ab.



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Turbolader-Turbinenrotor und einen Turbolader mit einem solchen Turbolader-Turbinenrotor.

[0002] Turbolader verfügen über eine Turbine und einen Verdichter. Die Turbine eines Turboladers dient der Entspannung eines ersten Mediums, insbesondere von Abgas einer Brennkraftmaschine. Der Verdichter dient der Verdichtung eines zweiten Mediums, insbesondere von der Brennkraftmaschine zuzuführender Ladeluft, wobei der Verdichter Energie nutzt, die in der Turbine bei der Entspannung des ersten Mediums gewonnen wird.

[0003] Die Turbine des Turboladers verfügt über ein Turbinengehäuse sowie einen Turbinenrotor. Der Verdichter des Turboladers verfügt über einen Verdichterroter sowie ein Verdichtergehäuse.

[0004] Der Turbinenrotor der Turbine und der Verdichterroter des Verdichters sind über eine Welle gekoppelt, die in einem Lagergehäuse gelagert ist, wobei das Lagergehäuse einerseits mit dem Turbinengehäuse und andererseits mit dem Verdichtergehäuse verbunden ist.

[0005] Aus der DE 20 2012 009 739 U1 ist es bereits bekannt, einen Turbinenrotor eines Turboladers als integral gegossenes Bauteil auszuführen, bei dem also Laufschaufeln des Turbinenrotors integral am Rotorgrundkörper desselben ausgebildet sind. Derartige Turbinenrotoren mit integral am Grundkörper ausgebildeten Laufschaufeln werden auch als Blik (Blade Integrated Disk) bezeichnet.

[0006] Solche integral beschaukelten Rotoren sind bislang in erster Linie aus dem Flugzeugtriebwerksbau bekannt. Bei Flugzeugtriebwerken werden kritische Betriebspunkte eines Flugzeugtriebwerks, also Betriebspunkte im Eigenfrequenzbereich, möglichst schnell durchfahren und das Triebwerk gezielt unterhalb oder oberhalb eines solchen kritischen Betriebspunkts betrieben. Daher ist bei Flugzeugtriebwerken der Einsatz integral beschaukelter Turbinenrotoren unkritisch.

[0007] In Turboladern hingegen muss ein integral beschaukelter Turbinenrotor auf alle Lastfälle ausgelegt sein, insbesondere muss auch ein dauerhafter Betrieb in einem kritischen Lastbereich berücksichtigt werden, da der Turbolader eine Baugruppe einer Brennkraftmaschine ist und in Abhängigkeit zum Betriebspunkt der Brennkraftmaschine betrieben wird. Daher ist es erforderlich, integral beschaukelte Turbinenrotoren von Turboladern resonanzfest auszuführen.

[0008] Dies wird bei dem Turbolader-Turbinenrotor der DE 10 2012 009 739 U1 dadurch gewährleistet, dass der integral beschaukelte Turbinenrotor ein Außendeckband aufweist, über welches die Laufschaufeln an einem radial äußeren Ende miteinander verbunden sind. Ein derartiges Außendeckband befindet sich jedoch im Strömungsbereich des zu entspannenden Abgases und wirkt sich negativ auf das Strömungsverhalten aus. Insbesondere wird hierdurch der Wirkungsgrad eines Turboladers verschlechtert. Es besteht daher Bedarf an einem Turbinenrotor für einen Turbolader, der auch ohne störendes Außendeckband resonanzfest ausgeführt ist, der also auch im kritischen Betriebspunkt des Eigenfrequenzbereichs dauerhaft betrieben werden kann.

[0009] Hiervon ausgehend liegt der vorliegenden Erfindung die Aufgabe zugrunde, einen neuartigen Turbolader-Turbinenrotor zu schaffen. Diese Aufgabe wird durch einen Turbolader-Turbinenrotor nach Anspruch 1 gelöst.

[0010] Der erfindungsgemäße Turbolader-Turbinenrotor weist einen Rotorgrundkörper und integral am Rotorgrundkörper ausgebildete Laufschaufeln auf, wobei die Laufschaufeln außendeckbandlos ausgebildet sind. Die Laufschaufeln gehen unter Ausbildung eines definierten Krümmungsbereichs mit einem definierten, konstanten oder variablen Krümmungsradius r_f in den Rotorgrundkörper über. An einer ersten Gruppe erster Laufschaufeln gilt für den Krümmungsradius des Krümmungsbereichs der ersten Laufschaufeln folgende Beziehung: $2,5\% \leq r_{f1} \cdot 100/l \leq 10\%$, wobei r_{f1} der konstante oder variable Krümmungsradius des Krümmungsbereichs der ersten Laufschaufeln und l die Länge der ersten Laufschaufeln an einer Strömungsaustrittskante (6) ist. An einer zweiten Gruppe zweiter Laufschaufeln weicht der Krümmungsradius r_{f2} des Krümmungsbereichs der zweiten Laufschaufeln vom Krümmungsradius r_{f1} des Krümmungsbereichs der ersten Laufschaufeln dämpfungsseitig definiert ab. Die erste Gruppe erster Laufschaufeln umfasst mehrere erste Laufschaufeln. Die zweite Gruppe zweiter Laufschaufeln umfasst mindestens eine zweite Laufschaufel.

[0011] Beim erfindungsgemäßen, integral beschaukelten Turbolader-Turbinenrotor wird auf ein Außendeckband verzichtet. Die Laufschaufeln des erfindungsgemäßen, integral beschaukelten Turbolader-Turbinenrotors gehen unter Ausbildung eines definierten Krümmungsbereichs in den Rotorgrundkörper über. An der oder jeder zweiten Laufschaufel weicht der konstante oder variable Krümmungsradius des jeweiligen Krümmungsbereichs vom konstanten oder variablen Krümmungsradius des Krümmungsbereichs der ersten Laufschaufeln dämpfungsseitig definiert ab. Durch die dämpfungsseitig definierte Abweichung des Krümmungsradius an der oder jeder zweiten Laufschaufel zum Krümmungsradius der ersten Laufschaufeln wird eine gezielte Frequenzverstimmung zwischen den einzelnen Laufschaufeln des Turbolader-Turbinenrotors eingestellt. Hierdurch können sogenannte schwingungsseitige Knotendurchmesser sowie Schwingungsamplituden zur Einstellung einer optimalen Dämpfung des Turbolader-Turbinenrotors gezielt manipuliert werden. Aus strukturdynamischer Sicht können optimale Phasenlagen an benachbarten Laufschaufeln eingestellt werden.

[0012] Dann, wenn der Krümmungsradius r_{f1} an den ersten Laufschaufeln konstant ist, gilt vorzugsweise für den Krümmungsradius r_{f2} des Krümmungsbereichs der jeweiligen zweiten Laufschaufel: $120\% \leq r_{f2}/r_{f1} \leq 300\%$. Insbesondere ist dann, wenn der Krümmungsradius r_{f1} an den ersten Laufschaufeln konstant ist, auch der Krümmungsradius r_{f2} an der

jeweiligen zweiten Laufschaufel konstant. Dies ist zur Gewährleistung optimaler Dämpfungseigenschaften eines außen-deckbandlosen, integral beschaukelten Turbolader-Turbinenrotors bevorzugt.

[0013] Dann, wenn der Krümmungsradius r_{f1} an den ersten Laufschaufeln variabel ist, gilt vorzugsweise für den Krümmungsradius r_{f2} des Krümmungsbereichs der jeweiligen zweiten Laufschaufel: $130\% \leq r_{f2}/r_{f1} \leq 400\%$. Insbesondere ist dann, wenn der Krümmungsradius r_{f1} an den ersten Laufschaufeln variabel ist, auch der Krümmungsradius r_{f2} an der jeweiligen zweiten Laufschaufel variabel. Dies ist zur Gewährleistung optimaler Dämpfungseigenschaften eines außen-deckbandlosen, integral beschaukelten Turbolader-Turbinenrotors bevorzugt.

[0014] Nach einer Weiterbildung der Erfindung beträgt die Anzahl der zweiten Laufschaufeln an der Gesamtanzahl der Laufschaufeln aus ersten Laufschaufeln und zweiten Laufschaufeln zwischen 15% und 60%. Hiermit kann das Dämpfungsverhalten des außen-deckbandlosen, integral beschaukelten Turbolader-Turbinenrotors optimal eingestellt werden.

[0015] Der erfindungsgemäße Turbolader ist in Anspruch 12 definiert.

[0016] Bevorzugte Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen und der nachfolgenden Beschreibung. Ausführungsbeispiele der Erfindung werden, ohne hierauf beschränkt zu sein, an Hand der Zeichnung näher erläutert. Dabei zeigt:

- Fig. 1 eine perspektivische Ansicht eines erfindungsgemäßen Turbolader-Turbinenrotors einer Axialturbinen;
- Fig. 2 das Detail II der Fig. 1;
- Fig. 3 eine perspektivische Ansicht eines erfindungsgemäßen Turbolader-Turbinenrotors einer Radialturbinen;
- Fig. 4 das Detail IV der Fig. 3;
- Fig. 5 ein Detail der Fig. 2 oder 4.

[0017] Die Erfindung betrifft einen Turbolader-Turbinenrotor und einen Turbolader mit einem solchen Turbolader-Turbinenrotor.

[0018] Ein Turbolader verfügt über eine Turbine und einen Verdichter. Die Turbine dient der Entspannung eines ersten Mediums, insbesondere der Entspannung von Abgas einer Brennkraftmaschine, wobei bei der Entspannung des ersten Mediums Energie gewonnen wird. Der Verdichter des Turboladers dient der Verdichtung eines zweiten Mediums, insbesondere der Verdichtung von Ladeluft, unter Nutzung der von in der Turbine gewonnenen Energie.

[0019] Die Turbine des Turboladers verfügt über ein Turbinengehäuse sowie über einen im Turbinengehäuse drehbar gelagerten Turbinenrotor. Der Verdichter des Turboladers verfügt über ein Verdichtergehäuse sowie über einen im Verdichtergehäuse drehbar gelagerten Verdichterrotor. Turbinenrotor und Verdichterrotor des Turboladers sind über eine Welle gekoppelt, die in einem Lagergehäuse drehbar gelagert ist, wobei das Lagergehäuse sowohl mit dem Turbinengehäuse als auch mit dem Verdichtergehäuse verbunden ist.

[0020] Die Erfindung betrifft Details des Turbinenrotors eines Turboladers.

[0021] Fig. 1 zeigt eine perspektivische Ansicht eines Turbolader-Turbinenrotors 1, der einen Rotorgrundkörper 2 sowie integral am Rotorgrundkörper 2 ausgebildete Laufschaufeln 3 aufweist. Fig. 2 zeigt das Detail II der Fig. 1. Aufgrund der axialen Durchströmungsrichtung im Turbolader-Turbinenrotor wird diese Bauweise als Turbolader-Axialturbinenrotor bezeichnet. Die Durchströmungsrichtung des Turbolader-Axialturbinenrotors ist in Fig. 1, 2 durch einen Pfeil S visualisiert.

[0022] Fig. 3 zeigt eine perspektivische Ansicht eines Turbolader-Turbinenrotors 1 der aus einer radial zur Rotorachse gerichteten Zuströmung beaufschlagt wird. Auch der Turbolader-Turbinenrotors 1 der Fig. 3 weist einen Rotorgrundkörper 2 sowie integral am Rotorgrundkörper 2 ausgebildete Laufschaufeln 3 auf. Fig. 4 zeigt das Detail IV der Fig. 3. Der Turbolader-Turbinenrotor dieser Bauweise wird als Turbolader-Radialturbinenrotor bezeichnet. Die Durchströmungsrichtung des Turbolader-Radialturbinenrotors ist in Fig. 3, 4 wiederum durch einen Pfeil S visualisiert.

[0023] Die Laufschaufeln 3 der jeweiligen Turbolader-Turbinenrotors 1 gehen innen unter Ausbildung eines definierten Krümmungsbereichs 4 in den Rotorgrundkörper 2 über, wobei dieser Krümmungsbereich 4 auch als Fillet bezeichnet wird. Außen sind die Laufschaufeln 3 deckbandlos ausgebildet.

[0024] Die Krümmungsbereiche 4 der Laufschaufeln, mit welchen die Laufschaufeln 3 in den Rotorgrundkörper 2 übergehen, sind durch einen Krümmungsradius r_f charakterisiert. Siehe Fig. 5. Bei diesem Krümmungsradius r_f kann es sich um einen konstanten Krümmungsradius r_f oder auch variablen Krümmungsradius r_f handeln.

[0025] Die Laufschaufeln 3 verfügen über eine definierte Länge l in Radialrichtung an einer Strömungsaustrittskante 6, wobei alle Laufschaufeln 3 vorzugsweise die identische Länge l in Radialrichtung an der Strömungsaustrittskante 6 aufweisen.

[0026] Die Laufschaufeln 3 bilden eine erste Gruppe erster Laufschaufeln und eine zweiten Gruppe zweiter Laufschaufeln 3 aus. Die erste Gruppe erster Laufschaufeln umfasst mehrere Laufschaufeln 3 und die zweite Gruppe zweiter Laufschaufeln umfasst mindestens eine Laufschaufel 3.

[0027] An der ersten Gruppe erster Laufschaufeln 3 gilt für den Krümmungsradius r_f des Krümmungsbereichs 4 der ersten Laufschaufeln 3, der als r_{f1} bezeichnet wird, folgende Beziehung (1) gilt:

$$0,025 \leq r_{f1}/l \leq 0,1 \text{ bzw. } 2,5\% \leq r_{f1} \cdot 100/l \leq 10\% \quad (1)$$

wobei

r_{f1} der konstante oder variable Krümmungsradius des Krümmungsbereichs der ersten Laufschaufeln ist,

l die Länge der ersten Laufschaufeln an einer Strömungsaustrittskante 6 ist.

[0028] An der zweiten Gruppe zweiter Laufschaufeln 3 weicht der Krümmungsradius r_f des Krümmungsbereichs 4 der zweiten Laufschaufeln 3, der als r_{f2} bezeichnet wird, vom Krümmungsradius r_{f1} des Krümmungsbereichs 4 der ersten Laufschaufeln 3 dämpfungsseitig, nämlich dämpfungsoptimiert, ab, um unter Bereitstellung einer gezielten Frequenzverstimmung zwischen den Laufschaufeln 3 des Turbolader-Turbinenrotors 1 optimale Schwingungsdämpfungseigenschaften des Turbolader-Turbinenrotors 1 bereitzustellen, sodass derselbe in allen Betriebspunkten dauerhaft betrieben werden kann. Der Krümmungsradius r_{f2} des Krümmungsbereichs 4 der jeweiligen zweiten Laufschaufel 3 weicht vom Krümmungsradius r_{f1} des Krümmungsbereichs 4 der ersten Laufschaufeln 3 derart ab, dass der Krümmungsradius r_{f2} des Krümmungsbereichs 4 der jeweiligen zweiten Laufschaufeln 3 nicht die obige Beziehung (1) für den Krümmungsradius r_{f1} des Krümmungsbereichs 4 der ersten Laufschaufeln 3 erfüllt.

[0029] Die Anzahl der zweiten Laufschaufeln der zweiten Gruppe beträgt zwischen 15% und 60% der Gesamtanzahl aus ersten und zweiten Laufschaufeln 3 der ersten und zweiten Gruppe.

[0030] Jede Laufschaufel 3 verfügt über eine Strömungseintrittskante 5, die Strömungsaustrittskante 6, sowie über sich zwischen der Strömungseintrittskante 5 und der Strömungsaustrittskante 6 erstreckende strömungsführende Seiten bzw. Flächen 7, 8, wobei eine dieser strömungsführenden Flächen als Saugseite und die andere dieser strömungsführenden Flächen als Druckseite ausgeführt ist. Die Strömungseintrittskante 5, die Strömungsaustrittskante 6 sowie diese strömungsführenden Flächen 7, 8 erstrecken sich in den Krümmungsbereich 4 der jeweiligen Laufschaufel 3 hinein.

[0031] An jeder Position des Krümmungsbereichs 4, also im Bereich der Strömungseintrittskante 5, im Bereich der Strömungsaustrittskante 6 und in den Bereichen der sich zwischen der Strömungseintrittskante 5 und der Strömungsaustrittskante 6 erstreckenden, strömungsführenden Flächen 7, 8 ist ein Krümmungsradius r_f ausgebildet.

[0032] Bei einer Laufschaufel mit konstantem Krümmungsradius ist an jeder Position des Krümmungsbereichs 4, also im Bereich der Strömungseintrittskante 5, im Bereich der Strömungsaustrittskante 6 und in Bereichen der sich zwischen der Strömungseintrittskante und der Strömungsaustrittskante erstreckenden Seiten 7 und 8, der Krümmungsradius gleich groß. In diesem Fall erstreckt sich dann um den gesamten Krümmungsbereich 4 herum ein konstanter Krümmungsradius. Diese Art Krümmungsradius wird als konstanter Krümmungsradius der jeweiligen Laufschaufel bezeichnet.

[0033] Bei einer Laufschaufel mit variablem Krümmungsradius ist im Bereich einer Strömungseintrittskante 5 und/oder im Bereich der Strömungsaustrittskante 6 und/oder in Bereichen der sich zwischen der Strömungseintrittskante und der Strömungsaustrittskante erstreckenden Seiten 7 und 8 der Krümmungsradius unterschiedlich groß. In diesem Fall verändert sich der Krümmungsradius ausgehend von der jeweiligen Strömungseintrittskante 5 in Richtung auf die jeweilige Strömungsaustrittskante 6. Diese Art der Krümmungsradius wird als variabler Krümmungsradius der jeweiligen Laufschaufel bezeichnet.

[0034] Unabhängig davon, ob die ersten Laufschaufeln 3 der ersten Gruppe einen konstanten oder variablen Krümmungsradius im jeweiligen Krümmungsbereich 4 aufweisen, gilt für den Krümmungsradius der ersten Laufschaufeln 3 an jeder Position des Krümmungsbereichs die Beziehung (1), also:

$$0,025 \leq r_{f1}/l \leq 0,1 \text{ bzw. } 2,5\% \leq r_{f1} \cdot 100/l \leq 10\%$$

[0035] Dann, wenn der Krümmungsradius r_{f1} an den ersten Laufschaufeln 3 im Krümmungsbereich 4 konstant ist, gilt vorzugsweise für den Krümmungsradius r_{f2} des Krümmungsbereichs 4 der jeweiligen zweiten Laufschaufel 3 die folgende Beziehung (2):

$$r_{f2} = r_{f1} \cdot 1,2 \text{ bis } 3 \text{ bzw. } 1,2 \leq r_{f2}/r_{f1} \leq 3 \text{ bzw. } 120\% \leq r_{f2} \cdot 100/r_{f1} \leq 300\% \quad (2)$$

[0036] Dann, wenn der Krümmungsradius r_{f1} an den ersten Laufschaufeln konstant ist, ist vorzugsweise auch der Krümmungsradius r_{f2} an der oder jeder zweiten Laufschaufel konstant.

[0037] Dann, wenn der Krümmungsradius r_{f1} an den ersten Laufschaufeln variabel ist, gilt vorzugsweise für den Krümmungsradius r_{f2} des Krümmungsbereichs 4 der jeweiligen zweiten Laufschaufel 3 die folgende Beziehung (3):

$$r_{f2} = r_{f1} \cdot 1,3 \text{ bis } 4 \text{ bzw. } 1,3 \leq r_{f2}/r_{f1} \leq 4 \text{ bzw. } 130\% \leq r_{f2} \cdot 100/r_{f1} \leq 400\% \quad (3)$$

[0038] Dann, wenn der Krümmungsradius r_{f1} an den ersten Laufschaufeln variabel ist, ist vorzugsweise auch der Krümmungsradius r_{f2} an der oder jeder zweiten Laufschaufel variabel.

[0039] Mit der hier vorliegenden Erfindung kann ein Turbolader-Turbinenrotor für einen Turbolader bereitgestellt werden, der als außendeckbandloser, integral beschauelter Turbinenrotor ausgeführt ist und eine resonanzfeste Beschauelung

aufweist, sodass die Turbine, nämlich der Turbolader-Turbinenrotor, in allen Betriebspunkten sicher mit optimalen Dämpfungseigenschaften betrieben werden kann.

[0040] Ein erfindungsgemäßer Turbolader weist eine Turbine zur Entspannung eines ersten Mediums und mit einem Verdichter zur Verdichtung eines zweiten Mediums unter Nutzung von in der Turbine bei Entspannung des ersten Mediums gewonnener Energie auf. Die Turbine weist ein Turbinengehäuse und einen durchströmten Turbinenrotor auf. Der Verdichter weist ein Verdichtergehäuse und einen mit dem Turbinenrotor über eine Welle gekoppelten Verdichterroter auf. Das Turbinengehäuse und das Verdichtergehäuse sind jeweils mit einem zwischen denselben angeordneten Lagergehäuse verbunden, in welchem die Welle gelagert. Der Turbinenrotor ist wie oben beschrieben erfindungsgemäß ausgestaltet. Der Turbinenrotor kann ein Axialturbinenrotor oder ein Radialturbinenrotor sein.

Bezugszeichenliste

[0041]

- 1 Turbinenrotor
- 2 Rotorgrundkörper
- 3 Laufschaufel
- 4 Krümmungsbereich
- 5 Strömungseintrittskante
- 6 Strömungsaustrittskante
- 7 Fläche
- 8 Fläche

Patentansprüche

1. Turbolader-Turbinenrotor (1),
mit einem Rotorgrundkörper (2),
mit integral am Rotorgrundkörper (2) ausgebildeten Laufschaufeln (3), wobei die Laufschaufeln (3) außendeckbandlos ausgebildet sind,
wobei die Laufschaufeln (3) unter Ausbildung eines Krümmungsbereichs (4) mit einem konstanten oder variablen Krümmungsradius r_f in den Rotorgrundkörper (2) übergehen,
wobei an einer ersten Gruppe erster Laufschaufeln (3) für den Krümmungsradius des Krümmungsbereichs (4) der ersten Laufschaufeln (3) folgende Beziehung gilt:
 $2,5\% \leq r_{f1} \cdot 100/l \leq 10\%$,
wobei r_{f1} der konstante oder variable Krümmungsradius des Krümmungsbereichs der ersten Laufschaufeln und l die Länge der ersten Laufschaufeln an einer Strömungsaustrittskante (6) ist,
wobei an einer zweiten Laufschaufel oder an einer zweiten Gruppe zweiter Laufschaufeln (3) der Krümmungsradius r_{f2} des Krümmungsbereichs (4) der zweiten Laufschaufeln (3) vom Krümmungsradius r_{f1} des Krümmungsbereichs (4) der ersten Laufschaufeln (3) dämpfungsseitig definiert abweicht.
2. Turbolader-Turbinenrotor nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Krümmungsradius r_{f2} des Krümmungsbereichs (4) der jeweiligen zweiten Laufschaufel (3) vom Krümmungsradius r_{f1} des Krümmungsbereichs (4) der ersten Laufschaufeln (3) derart abweicht, dass der Krümmungsradius r_{f2} des Krümmungsbereichs (4) der jeweiligen zweiten Laufschaufeln (3) nicht die Beziehung für den Krümmungsradius r_{f1} des Krümmungsbereichs (4) der ersten Laufschaufeln (3) erfüllt.
3. Turbolader-Turbinenrotor nach einem der Ansprüche 1 bis 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** dann, wenn der Krümmungsradius r_{f1} an den ersten Laufschaufeln konstant ist, für den Krümmungsradius r_{f2} der jeweiligen zweiten Laufschaufel (3) gilt: $120\% \leq r_{f2} \cdot 100/r_{f1} \leq 300\%$.
4. Turbolader-Turbinenrotor nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** dann, wenn der Krümmungsradius r_{f1} an den ersten Laufschaufeln konstant ist, auch der Krümmungsradius r_{f2} an der jeweiligen zweiten Laufschaufel konstant ist.
5. Turbolader-Turbinenrotor nach einem der Ansprüche 1 bis 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** dann, wenn der Krümmungsradius r_{f1} an den ersten Laufschaufeln variabel ist, für den Krümmungsradius r_{f2} der jeweiligen zweiten Laufschaufel (3) gilt: $130\% \leq r_{f2} \cdot 100/r_{f1} \leq 400\%$.
6. Turbolader-Turbinenrotor nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** dann, wenn der Krümmungsradius r_{f1} an den ersten Laufschaufeln variabel ist, auch der Krümmungsradius r_{f2} an der jeweiligen zweiten Laufschaufel variabel ist.
7. Turbolader-Turbinenrotor nach Anspruch 5 oder 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** bei einer Laufschaufel mit variablem Krümmungsradius im Bereich einer Strömungseintrittskante (5) und/oder im Bereich der Strömungsaustrittskante (6) und/oder in Bereichen von sich zwischen der Strömungseintrittskante und der Strömungsaustrittskante erstreckenden Seiten (7, 8) der Krümmungsradius unterschiedlich groß ist.

8. Turbolader-Turbinenrotor nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Anzahl der zweiten Laufschaufeln an der Gesamtanzahl der Laufschaufeln zwischen 15% und 60% beträgt.
9. Turbolader,
mit einer Turbine zur Entspannung eines ersten Mediums,
mit einem Verdichter zur Verdichtung eines zweiten Mediums unter Nutzung von in der Turbine bei Entspannung des ersten Mediums gewonnener Energie,
wobei die Turbine ein Turbinengehäuse und einen Turbinenrotor aufweist,
wobei der Verdichter ein Verdichtergehäuse und einen mit dem Turbinenrotor über eine Welle gekoppelten Verdichterroter aufweist,
wobei das Turbinengehäuse und das Verdichtergehäuse jeweils mit einem zwischen denselben angeordneten Lagergehäuse, in welchem die Welle gelagert ist, verbunden sind, **dadurch gekennzeichnet, dass**
der Turbinenrotor (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 8 ausgebildet ist.
10. Turbolader nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Turbinenrotor ein Axialturbinenrotor ist.
11. Turbolader nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Turbinenrotor ein Radialturbinenrotor ist.

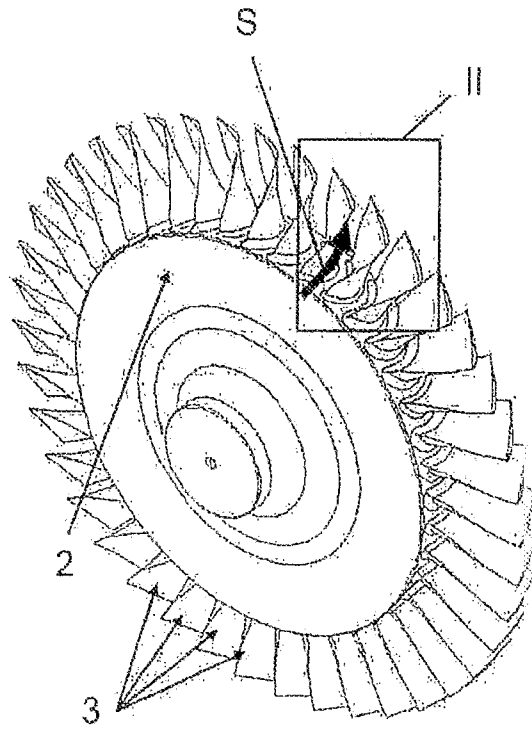


Fig. 1

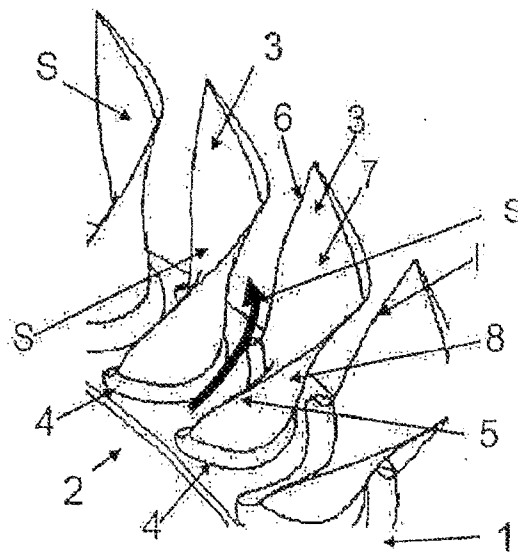


Fig. 2

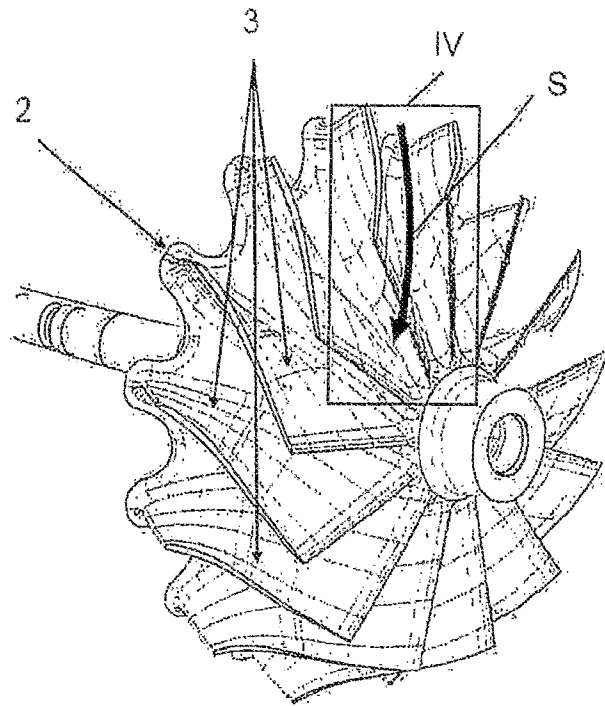


Fig. 3

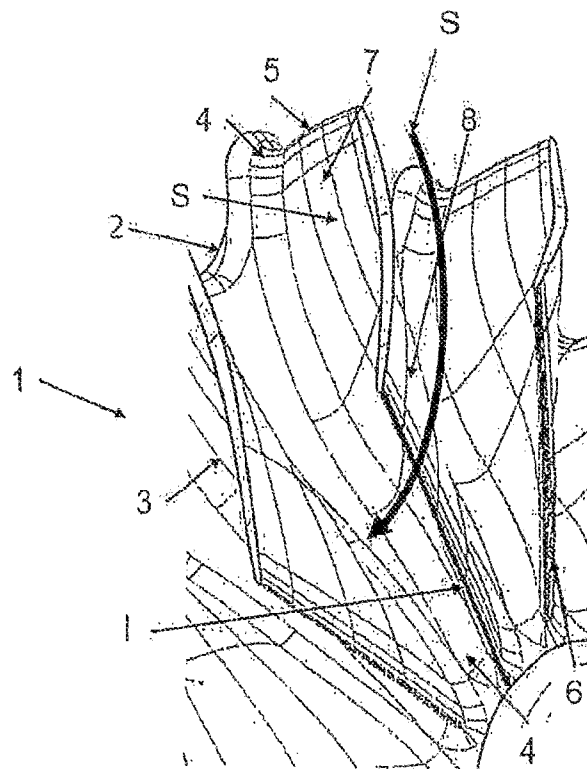


Fig. 4

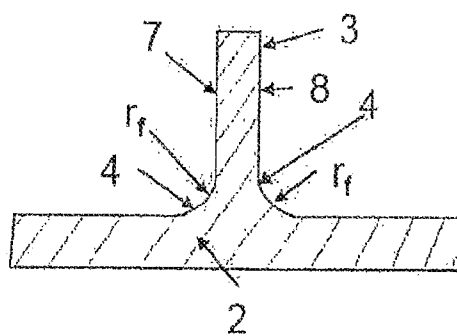


Fig. 5