

(19)



(11)

EP 2 297 430 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
28.08.2013 Patentblatt 2013/35

(51) Int Cl.:
F01D 5/20 (2006.01) F01D 5/14 (2006.01)

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2009/058682

(21) Anmeldenummer: **09797468.7**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2010/006976 (21.01.2010 Gazette 2010/03)

(22) Anmeldetag: **08.07.2009**

(54) **AXIALTURBINE FÜR EINE GASTURBINE MIT GERINGEM SPIEL ZWISCHEN SCHAUFELN UND GEHÄUSE**

AXIAL TURBINE FOR A GAS TURBINE

TURBINE AXIALE POUR UNE TURBINE À GAZ

(84) Benannte Vertragsstaaten:

**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR
HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL
PT RO SE SI SK SM TR**

(30) Priorität: **17.07.2008 EP 08012960**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
23.03.2011 Patentblatt 2011/12

(73) Patentinhaber: **Siemens Aktiengesellschaft
80333 München (DE)**

(72) Erfinder:

- **BRAUN, Stefan**
47506 Neukirchen-Vluyn (DE)
- **CORNELIUS, Christian**
45549 Sprockhövel (DE)
- **HEILOS, Andreas**
45479 Mülheim an der Ruhr (DE)
- **HEIN, Olaf**
45481 Mülheim an der Ruhr (DE)

- **HOFBAUER, Thomas**
71543 Wüstenroth (DE)
- **EMDE, Annika**
45481 Mülheim (DE)
- **LERNER, Christian**
46282 Dorsten (DE)
- **MARTIN, Silvio-Ulrich**
46049 Oberhausen (DE)
- **MATTHEIS, Thorsten**
45473 Mülheim (DE)
- **MÜSGEN, Ralf**
45147 Essen (DE)
- **SCHUMANN, Eckart**
45468 Mülheim an der Ruhr (DE)
- **TETERUK, Rostislav**
45468 Mülheim an der Ruhr (DE)
- **ZIMMERMANN, Adam**
45476 Mülheim a.d. Ruhr (DE)

(56) Entgegenhaltungen:

EP-A- 1 253 295 EP-A- 1 267 042
DE-A1-102004 059 904 JP-A- 7 026 904

EP 2 297 430 B1

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 eine Axialturbine für eine Gasturbine, wobei die Axialturbine geringe Spaltverluste hat.

[0002] Eine Gasturbine weist eine Turbine beispielsweise in Axialbauweise auf. Die Turbine weist ein Gehäuse und einen Rotor auf, der von dem Gehäuse umgeben ist. Der Rotor weist eine Welle auf, an der Wellenleistung abnehmbar ist. Die Welle umgebend ist eine Nabe vorgesehen, deren Nabenkontur zusammen mit der Innenkontur des Gehäuses einen Strömungskanal durch die Turbine bildet. Der Strömungskanal hat einen in Strömungsrichtung sich aufweitenden Querschnitt aufgrund einer zumeist konischen Innenkontur des Gehäuses.

[0003] Der Rotor weist eine Mehrzahl von Rotorstufen auf, die jeweils von einem Laufschaufelgitter gebildet sind. Die Laufschaufelgitter weisen eine Mehrzahl an Laufschaufeln auf, die mit ihrem einen Ende jeweils nabenseitig an dem Rotor befestigt sind und mit ihrem anderen Ende radial nach außen zeigen. An dem anderen Ende der Laufschaufel ist eine Schaufelspitze ausgebildet, die der Innenseite des Gehäuses zugewandt und unmittelbar benachbart angeordnet ist. Der Abstand zwischen den Schaufelspitzen und der Innenseite des Gehäuses ist als ein Radialspalt ausgebildet, der derart dimensioniert ist, dass einerseits die Schaufelspitzen beim Betrieb der Gasturbine an das Gehäuse nicht anstreifen und andererseits die beim Betrieb der Gasturbine sich einstellende Leakageströmung durch den Radialspalt möglichst gering ist. Damit die Gasturbine einen hohen Wirkungsgrad hat, ist es wünschenswert, dass die Leakageströmung durch den Radialspalt möglichst gering ist, so dass der Leistungsgewinn in der Turbine möglichst hoch ist.

[0004] Das Gehäuse der Turbine ist massiv konstruiert, um den Druck- und Temperaturbeanspruchungen beim Betrieb der Gasturbine standhalten zu können. Ferner ist das Gehäuse steif ausgeführt, damit der Lasteintrag auf das Gehäuse beim Betrieb der Gasturbine eine nur kleine Verformung des Gehäuses zur Folge hat. Im Gegensatz dazu sind die Laufschaufeln im Vergleich zu dem Gehäuse dünner und weniger massiv ausgeführt.

[0005] Beim Betrieb der Axialturbine stehen die Innenseite des Gehäuses und die Laufschaufeln mit heißem Gas in Kontakt, wobei die Laufschaufeln von dem heißen Gas vollständig umströmt werden. Dadurch, dass die Laufschaufeln filigraner als das Gehäuse ausgebildet sind und in großflächigerem Kontakt mit dem heißen Gas als das Gehäuse stehen, erwärmen sich die Laufschaufeln schneller als das Gehäuse. Dies hat zu Folge, dass zum An- und Abfahren der Gasturbine die Laufschaufeln und das Gehäuse unterschiedliche Wärmeausdehnungsgeschwindigkeiten haben, so dass sich beim An- und Abfahren der Gasturbine die Höhe des Radialspalts ändert, wobei der Radialspalt beim Anfahren kleiner und beim Abfahren größer wird. Damit beim Anfahren die

Schaufelspitzen der Laufschaufeln nicht an das Gehäuse anstoßen und dieses beschädigen, ist der Radialspalt mit einer derart dimensionierten Minimalhöhe versehen, dass beim Anfahren der Gasturbine die Schaufelspitzen das Gehäuse so gut wie nie berühren. Dies hat zur Folge, dass an den Schaufelspitzen ein entsprechend dimensionierter Radialspalt vorgehalten ist, der zu einer Reduktion der Leistungsdichte und des Wirkungsgrads der Gasturbine führt.

[0006] Moderne Laufschaufeln haben eine sehr hohe aerodynamische Effizienz, die durch eine hohe Druckbelastung der Laufschaufeln erreicht ist. Hervorgerufen durch die hohe Druckbelastung ist die Leakageströmung durch den Radialspalt hoch, so dass durch den Charakter und die Intensität der Leakageströmung durch den Radialspalt der Gesamtwirkungsgrad der Laufschaufel stark beeinträchtigt ist. Eine Reduktion der von der Leakageströmung hervorgerufenen Verluste bewirkt eine große Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades der Laufschaufel. Herkömmlich wird versucht, die aerodynamischen Verluste im Spaltbereich der Laufschaufel durch Maßnahmen zur Reduktion der Leakageströmung zu verringern. Hierbei sind Maßnahmen zur Verkleinerung des Radialspalts oder eine besondere Formgebung der Schaufelspitzen vorgesehen, wie Kronen oder gezielte Kühlluftausblasungen. Alternativ dazu ist aus der DE 10 2004 059 904 A1 eine Laufschaufel mit einer gewölbten Schaufelspitze vorgesehen, welche zur Bildung eines minimalen Radialspalts in eine gegenüberliegende Kanalwand eine Nut einreiben kann. Die Wölbung wird durch eine auf die Schaufelspitze aufgetragene abrasive Schicht mit unterschiedlicher Schichtdicke erreicht. An den Rändern, d.h. an der Vorderkante und Hinterkante, ist die Schicht auslaufend ausgebildet, so dass die eingeriebene Nut ohne Stufen in die benachbarten Kanalwände übergeht. Als Nachteilig wird der aufwändigere Herstellungsprozess der Laufschaufel angesehen und die Anwendung des Einreibvorgangs, was eine erhöhte Mindestfestigkeit von Laufschaufeln voraussetzt.

[0007] Herkömmliche Turbinen-Laufschaufeln sind nach dem "Rear-Loaded-Design" gestaltet, wobei die maximale Druckbeanspruchung der Laufschaufel im Bereich ihrer Hinterkante angesiedelt ist. Als veraltet bekannt sind auch nach dem "Front-Loaded-Design" ausgelegte Laufschaufeln, bei denen die höchste Druckbelastung im Bereich der Vorderkante angesiedelt ist. Hierzu ist beispielsweise aus der EP 1 057 969 A2 eine Turbinenlaufschaufel mit einem Schaufelblatt bekannt, welches nabenseitig ein "Front-Loaded-Design" oder "Intermediate-Loaded-Design" und spitzenseitig ein "Rear-Loaded-Design" aufweist, wodurch die Verteilung der Rate der Änderung der Umfangsgeschwindigkeit vermittelt wird.

[0008] Aufgabe der Erfindung ist es, eine Axialturbine für eine Gasturbine zu schaffen, die einen hohen aerodynamischen Wirkungsgrad hat.

[0009] Die erfindungsgemäße Axialturbine für eine Gasturbine weist ein Laufschaufelgitter, das von Lauf-

schaufeln mit jeweils einer Vorderkante, einer Hinterkante und einer radial außen liegenden, freistehenden Schaufelspitze gebildet ist, eine das Laufschaufelgitter ummantelnde Ringraumwandung mit einer Ringrauminnenseite auf, mit der die Ringraumwandung unmittelbar benachbart zu den Schaufelspitzen unter Ausbildung des Radialspalts zwischen der Einhüllenden der Schaufelspitzen und der Ringrauminnenseite angeordnet ist, wobei die Laufschaufeln an ihren Schaufelspitzen zwischen der Vorderkante und der Hinterkante einen Bereich mit der höchsten Druckbelastung der Schaufelspitzen aufweist, und wobei die Laufschaufeln im Bereich der höchsten Druckbelastung jeweils eine Radialerhebung aufweisen sowie die Ringraumwandung an der Ringrauminnenseite eine umlaufende Radialvertiefung aufweist, die den Radialerhebungen gegen überliegen: Die Druckbelastung im Sinne dieser Schrift entspricht dabei der Druckdifferenz zwischen Saugseite und Druckseite der Laufschaufel, welche entlang des Profilschnitts unterschiedlich groß ist.

[0010] Dadurch wird durch das Heranziehen der direkt hinsichtlich minimaler Verluste optimierten Schaufelspitze und der Ringraumkontur die ungünstige, verlustbehaftete Spaltströmung reduziert. Dabei wird der Ringraum im Bereich der Schaufelspitze als von dem herkömmlichen Ringraum abweichende Kontur ausgeführt. Bei der Festlegung der Form der Ringraumkontur wird zudem berücksichtigt, dass die minimale Spaltweite im Betrieb der Axialturbine im Bereich der maximalen Druckdifferenz zwischen der Druckseite und der Saugseite der Laufschaufel angeordnet ist. Diese Maßnahmen haben so gut wie keinen Einfluss auf die aerodynamische Wirkungsweise der Laufschaufel und bewirken eine wesentliche Verringerung der Spaltströmung von der Druckseite zur Saugseite über die Schaufelspitze hinweg, verglichen mit einer herkömmlich ausgelegten Axialturbine. Ferner ist es möglich, alle bisher bekannten Maßnahmen zur Verringerung der negativen Auswirkungen der Leckageströmung zusätzlich bei der erfindungsgemäßen Axialturbine anzuwenden.

[0011] Ferner sind die Radialvertiefung und die Radialerhebungen derart geformt sind, dass der in Hauptströmungsrichtung der Axialturbine gesehene Verlauf des Radialspalts im Wesentlichen gleich weit, wellig und stufenfrei verläuft.

[0012] Die Erfindung gemäß Hauptanspruch 1 besteht darin, daß der

[0013] in Hauptströmungsrichtung der Axialturbine gesehene Verlauf der Radialvertiefung an der Ringrauminnenseite einen ersten Krümmungsabschnitt, einen sich daran anschließenden zweiten Krümmungsabschnitt und einen sich daran anschließenden dritten Krümmungsabschnitt aufweist, wobei der erste Krümmungsabschnitt von dem zweiten Krümmungsabschnitt mit einem ersten Wendepunkt abgegrenzt ist und der zweite Krümmungsabschnitt von dem dritten Krümmungsabschnitt mit einem zweiten Wendepunkt abgegrenzt ist, so dass die Krümmungen des ersten Krümmungsab-

schnitts und des dritten Krümmungsabschnitts das selbe Vorzeichen haben, das von dem Vorzeichen der Krümmung des zweiten Krümmungsabschnitts unterschiedlich ist. In diesem Fall kann die Größe des Radialspalts zwischen Schaufelspitze und Ringraumwandung - entlang der Axialrichtung gesehen - auch konstant sein.

[0014] Dadurch hat der Ringspalt in Hauptströmungsrichtung gesehen einen gleichmäßigen, sich nicht abrupt ändernden Verlauf, so dass die Strömung im Bereich der Schaufelspitze verlustarm ist.

[0015] Vorteilhaft ist die Menge der Leckageströmung direkt gezielt reduziert und deren ungünstige Auswirkungen auf den Gesamtwirkungsgrad des Laufschaufelgitters reduziert. Dadurch ergibt sich, ohne zusätzliche konstruktive Maßnahmen vorsehen zu müssen, eine verbesserte aerodynamische Güte des Laufschaufelgitters.

[0016] Vorteilhafterweise kann der Profilschnitt an der Schaufelspitze entgegen der konventionellen Auslegung als "Front-Loaded-Design" ausgeführt sein. Das heißt, die größte Druckbelastung wird von dem hinteren Teil (hinterkantennah) der Schaufel in den Bereich der Profileintrittskante (vorderkantennah) verschoben. Über die Höhe der Laufschaufel gesehen kann dieser Bereich etwa 20% betragen. Der restliche Bereich der Laufschaufel kann dann herkömmlich im "Rear-Loaded-Design" ausgeführt sein. Der Übergang von "Front-Loaded-Design" zu "Rear-Loaded-Design" bei etwa 20% der Höhe der Laufschaufel erfolgt vorzugsweise stufenlos.

[0017] Bevorzugt ist es, dass bezüglich der in Hauptströmungsrichtung der Axialturbine gesehene Erstreckung des Radialspalts die Radialvertiefung im vorderen Drittel angeordnet ist.

[0018] Dadurch ist die Radialvertiefung im Bereich der höchsten Druckbelastung der Schaufelspitze angesiedelt, so dass die Spaltströmung reduziert ist.

[0019] Bevorzugt ist es, dass der in Hauptströmungsrichtung der Axialturbine gesehene Verlauf der Radialerhebungen an ihren dem Radialspalt zugewandten Seiten dem Verlauf der Radialvertiefung nachempfunden ist.

[0020] Außerdem ist bevorzugt die Krümmung des ersten Krümmungsabschnitts größer als die des dritten Krümmungsabschnitts. Ferner ist bevorzugt der erste Wendepunkt im Bereich der Vorderkante angesiedelt.

[0021] Bevorzugt ist, dass die in Hauptströmungsrichtung der Axialturbine gesehene Abschnitte des Ringkanals, welche der Radialvertiefung stromauf und stromab benachbart sind, konisch sind.

[0022] Im Folgenden wird die Erfindung anhand einer bevorzugten Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Axialturbine anhand der beigefügten schematischen Zeichnungen erläutert. Es zeigen:

Figur 1 einen Profilschnitt einer erfindungsgemäßen Laufschaufel im Bereich der Schaufelspitze,

Figur 2 eine Seitenansicht einer erfindungsgemäßen Axialturbine und

Figur 3 die Seitenansicht aus Figur 2 verglichen mit einer herkömmlichen Axialturbine.

[0023] Wie es aus Figuren 1 bis 3 ersichtlich ist, weist eine Axialturbine 1 eine Laufschaufel 2 auf, die eine Vorderkante 3 und

[0024] eine Hinterkante 4 aufweist. Die Laufschaufel 2 weist eine Druckseite 5 und eine Saugseite 6 auf, die jeweils von der Vorderkante 3 zu der Hinterkante 4 verlaufen. Die Druckseite 5 ist verlichtet mit der Saugseite 6 stärker konkav gekrümmt. Die Laufschaufel 2 weist an ihrem radial außenseitig liegenden Ende eine Schaufelspitze 13 auf, die freiliegend ist. Im Bereich der Schaufelspitze 13 ist die Laufschaufel 2 im "Front-Loaded-Design" 7 ausgeführt. Im Vergleich dazu ist das "Rear-Loaded-Design" 8 gezeigt, bei dem die Druckseite 5 im Bereich der Vorderkante 3 weniger stark gekrümmt ist, als beim "Front-Loaded-Design" 7.

[0025] Dadurch, dass die Laufschaufel 2 im Bereich der Schaufelspitze 13 im "Front-Loaded-Design" 7 ausgeführt ist, ist der Bereich 9 mit der höchsten Druckbelastung der Laufschaufel 2 im Bereich der Schaufelspitze 13 in der Nähe der Vorderkante 3 angesiedelt.

[0026] Ferner weist die Axialturbine 1 nabenseitig eine Nabenkontur 10 auf, an der die Laufschaufel 2 befestigt ist. Radial nach außen abschließend weist die Axialturbine 1 eine Ringraumwandung 11 auf, die eine der Schaufelspitze 13 zugewandte Ringrauminnenseite 12 hat. Mit der Ringraumwandung 11 ist die Laufschaufel 2 ummantelt und bildet mit der Ringrauminnenseite 13 zusammen mit der Nabenkontur 10 einen divergenten Ringraum der Axialturbine 1. Die Ringraumwandung 11 ist dabei hauptsächlich - d.h. abgesehen von einer Radialvertiefung 15 - konisch ausgebildet mit einer größeren Steigung als die Nabenkontur 10.

[0027] Zwischen der Schaufelspitze 13 und der Ringrauminnenseite 12 ist ein Abstand vorgesehen, so dass zwischen der Schaufelspitze 13 und der Ringrauminnenseite 12 ein Radialspalt 14 gebildet ist.

[0028] In Figur 3 ist die Laufschaufel 2 auch mit einer herkömmlichen Schaufelspitze 23 und die Ringraumwandung 11 mit einer herkömmlichen Ringrauminnenseite 24 dargestellt, wobei die herkömmliche Schaufelspitze 23 und die herkömmliche Ringrauminnenseite 24 einen geraden Verlauf haben.

[0029] Im Gegensatz dazu weist die erfindungsgemäße Ringraumwandung 11 an der Ringrauminnenseite 12 die Radialvertiefung 15 auf, die im Bereich der Vorderkante 3 der Laufschaufel 2 angeordnet ist. In Korrelation zu der Radialvertiefung 15 und in diese eingreifend ist an der Schaufelspitze 13 eine Radialerhebung 16 vorgesehen. Die Radialerhebung 16 verläuft im Wesentlichen parallel zu der Radialvertiefung 15, so dass der Radialspalt 14 einen in Hauptströmungsrichtung der Axialturbine 1 gesehenen, gleichmäßigen Verlauf hat.

[0030] In Hauptströmungsrichtung der Axialturbine 1 gesehen weist die Radialvertiefung einen ersten Krümmungsabschnitt 17, einen sich daran anschließenden

zweiten Krümmungsabschnitt 19 und einen sich daran anschließenden dritten Krümmungsabschnitt 21 auf. Der erste Krümmungsabschnitt 17 ist von dem zweiten Krümmungsabschnitt 19 mit einem ersten Wendepunkt 18 abgegrenzt und der zweite Krümmungsabschnitt 19 ist von dem dritten Krümmungsabschnitt 21 von einem zweiten Wendepunkt 20 abgegrenzt. Dadurch liegt der Krümmungsmittelpunkt des ersten Krümmungsabschnitts 17 und des dritten Krümmungsabschnitts 21 radial gesehen außerhalb der Axialturbine 1 und der Krümmungsmittelpunkt des zweiten Krümmungsabschnitts 19 innerhalb der Axialturbine 1.

[0031] Die Krümmung des ersten Krümmungsabschnitts 17 ist größer als die Krümmung des dritten Krümmungsabschnitts 21, so dass der Radialspalt 14 im Bereich der Vorderkante 3 einen radial nach außen gesehenen, steileren Verlauf hat, als im Bereich des dritten Krümmungsabschnitts 21.

[0032] In Hauptströmungsrichtung der Axialturbine 1 gesehen sind die Radialvertiefung 15 und die Radialerhebung 16 im vorderen Drittel der Schaufelspitze 13 angeordnet. Dadurch, dass im Bereich der Schaufelspitze 13 die Laufschaufel 2 im "FrontLoaded-Design" ausgebildet ist, ist genau in diesem Bereich der Bereich 9 mit der höchsten Druckbelastung angesiedelt.

[0033] Die Radialvertiefung 15 und die Radialerhebung 16 sind zueinander derart angeordnet, dass ein Spaltminimum 22 im Bereich 9 der höchsten Druckbelastung ausgebildet ist. Dadurch ist eine im Betrieb der Axialturbine 1 durch den Radialspalt 14 sich ausbildende Leakageströmung genau im Bereich 9 mit der höchsten Druckbelastung gering. Dadurch hat die Laufschaufel 2 einen hohen aerodynamischen Wirkungsgrad, insbesondere im Bereich der Schaufelspitze 13.

Patentansprüche

1. Axialturbine (1) für eine Gasturbine, mit einem Laufschaufelgitter, das von Laufschaufeln (2) mit jeweils einer Vorderkante (3), einer Hinterkante (4) und einer radial außen liegenden, freistehenden Schaufelspitze (13) gebildet ist und einer das Laufschaufelgitter ummantelnden, divergenten Ringraumwandung (11) mit einer Ringrauminnenseite (12), mit der die Ringraumwandung (11) unmittelbar benachbart zu den Schaufelspitzen (13) unter Ausbildung eines Radialspalts zwischen der Einhüllenden der Schaufelspitzen (13) und der Ringrauminnenseite (12) angeordnet ist, wobei die Laufschaufeln (2) an ihren Schaufelspitzen (13) zwischen der Vorderkante (3) und der Hinterkante (4) einen Bereich mit der höchsten Druckbelastung der Schaufelspitzen (13) aufweist, und wobei die Laufschaufeln (2) im Bereich der höchsten Druckbelastung jeweils eine Radialerhebung (16) aufweisen sowie die Ringraumwandung (11) an der Ringrauminnenseite (12) eine umlaufende Radial-

vertiefung (15) aufweist, die den Radialerhebungen (16) gegenüber liegen,

dadurch gekennzeichnet, dass

die Radialvertiefung (15) und die Radialerhebungen (16) derart geformt sind, dass der in Hauptdurchströmungsrichtung der Axialturbine (1) gesehene Verlauf des Radialspalts (14) im Wesentlichen gleichweit, wellig, kantenfrei und stufenfrei verläuft, wobei der in Hauptdurchströmungsrichtung der Axialturbine (1) gesehene Verlauf der Radialvertiefung (15) an der Ringrauminnenseite (12) einen ersten Krümmungsabschnitt (17), einen sich daran anschließenden zweiten Krümmungsabschnitt (19) und einen sich daran anschließenden dritten Krümmungsabschnitt (21) aufweist, wobei der erste Krümmungsabschnitt (17) von dem zweiten Krümmungsabschnitt (19) mit einem ersten Wendepunkt (18) abgegrenzt ist und der zweite Krümmungsabschnitt (19) von dem dritten Krümmungsabschnitt (21) mit einem zweiten Wendepunkt (20) abgegrenzt ist, so dass die Krümmungen des ersten Krümmungsabschnitts (17) und des dritten Krümmungsabschnitts (21) das selbe Vorzeichen haben, das von dem Vorzeichen der Krümmung des zweiten Krümmungsabschnitts (19) unterschiedlich ist.

2. Axialturbine (1) nach Anspruch 1, bei der zumindest im Bereich der Laufschaufelspitze (13) die höchste Druckbelastung der Laufschaufel (2) im Bereich der Vorderkante (3) angeordnet ist.
3. Axialturbine (1) nach Anspruch 2, bei der der Bereich der Laufschaufelspitze (13), in welchem die höchste Druckbelastung im Bereich der Vorderkante (3) angesiedelt ist, maximal 20% der Höhe der Laufschaufel (2) beträgt und der restliche Bereich der Höhe der Laufschaufel (2) eine höchste Druckbelastung aufweist, welche im Bereich der Hinterkante (4) angeordnet ist.
4. Axialturbine (1) nach Anspruch 2 oder 3, wobei bezüglich der in Hauptdurchströmungsrichtung der Axialturbine (1) gesehenen Erstreckung des Radialspalts (14) die Radialvertiefung (15) im vorderen Drittel angeordnet ist.
5. Axialturbine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei der in Hauptdurchströmungsrichtung der Axialturbine (1) gesehene Verlauf der Radialerhebungen (16) an ihren dem Radialspalt (14) zugewandten Seiten dem Verlauf der Radialvertiefung (15) nachempfunden ist.
6. Axialturbine (1) nach einem der Ansprüche 6 oder 7, wobei die Krümmung des ersten Krümmungsabschnitts (17) größer ist als die des dritten Krümmungsabschnitts (21).

7. Axialturbine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, wobei der erste Wendepunkt (18) im Bereich der Vorderkante (3) angesiedelt ist.

- 5 8. Axialturbine (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei die in Hauptdurchströmungsrichtung der Axialturbine (1) gesehenen Abschnitte des Ringkanals, welche der Radialvertiefung (15) stromauf und stromab benachbart sind, konisch sind.

Claims

1. Axial turbine (1) for a gas turbine, with a rotor blade cascade, which is formed from rotor blades (2) having in each case a leading edge (3), a trailing edge (4) and a radially outwardly disposed, free-standing blade tip (13), and a divergent annulus wall (11), encasing the rotor blade cascade, with an annulus inner side (12) by which the annulus wall (11) is arranged directly adjacently to the blade tips (13), forming a radial gap between the contours of the blade tips (13) and the annulus inner side (12), wherein the rotor blades (2) at their blade tips (13) have a region with the highest pressure load of the blade tips (13) between the leading edge (3) and the trailing edge (4), and wherein the rotor blades (2) in the region of the highest pressure load have in each case a radial projection (16) and the annulus wall (11) on the annulus inner side (12) has an encompassing radial recess (15) which lies opposite the radial projections (16),
characterized in that
the radial recess (15) and the radial projections (16) are formed in such a way that the progression of the radial gap (14), as seen in the principal throughflow direction of the axial turbine (1), extends essentially with constant width in a wave-like, edge-free and step-free manner,
wherein the progression of the radial recess (15), as seen in the principal throughflow direction of the axial turbine (1), on the annulus inner side (12) has a first curvature section (17), a second curvature section (19) adjoining the first, and a third curvature section (21) adjoining the second, wherein the first curvature section (17) is delimited from the second curvature section (19) by a first inflection point (18) and the second curvature section (19) is delimited from the third curvature section (21) by a second inflection point (20) so that the curvatures of the first curvature section (17) and of the third curvature section (21) have the same sign which is different from the sign of the curvature of the second curvature section (19).
2. Axial turbine (1) according to Claim 1, in which at least in the region of the rotor blade tip (13) the highest pressure load of the rotor blade (2) is arranged in the region of the leading edge (3).

3. Axial turbine (1) according to Claim 2, in which the region of the rotor blade tip (13), in which the highest pressure load is located in the region of the leading edge (3), amounts at most to 20% of the height of the rotor blade (2) and the remaining region of the height of the rotor blade (2) has a highest pressure load which is arranged in the region of the trailing edge (4). 5
4. Axial turbine (1) according to Claim 2 or 3, wherein with regard to the extent of the radial gap (14), as seen in the principal throughflow direction of the axial turbine (1), the radial recess (15) is arranged in the front third. 10
5. Axial turbine (1) according to one of Claims 1 to 4, wherein the progression of the radial projections (16), as seen in the principal throughflow direction of the axial turbine (1), on their sides facing the radial gap (14) is adapted to the progression of the radial projection (15). 15
6. Axial turbine (1) according to, wherein the curvature of the first curvature section (17) is greater than that of the third curvature section (21). 20
7. Axial turbine (1) according to one of Claims 1 to 6, wherein the first inflection point (18) is located in the region of the leading edge (3). 25
8. Axial turbine (1) according to one of Claims 1 to 7, wherein the sections of the annular passage, as seen in the principal throughflow direction of the axial turbine (1), which upstream and downstream are adjacent to the radial recess (15), are conical. 30

Revendications

1. Turbine (1) axiale pour une turbine à gaz, comprenant une grille d'aubes mobiles, qui est formée d'aubes (2) mobiles ayant respectivement un bord (3) avant, un bord (4) arrière et une pointe (13) d'aube se détachant vers l'extérieur radialement et une paroi (11) d'espace annulaire divergente, enveloppant la grille d'aubes mobiles et ayant un côté (12) intérieur d'espace annulaire, par lequel la paroi (11) d'espace annulaire est voisine directement des pointes (13) d'aubes avec formation d'un intervalle radial entre l'enveloppe des pointes (13) d'aube et le côté (12) intérieur de l'espace annulaire, dans laquelle les aubes (2) mobiles ont, à leur pointe (13) d'aube entre le bord (3) avant et le bord (4) arrière, une zone ayant la charge de pression la plus grande des pointes (13) d'aube et dans laquelle les aubes (2) mobiles ont, dans la 40

zone de la charge de pression la plus grande, respectivement une surélévation (16) radiale, tandis que la paroi (11) d'espace annulaire a, sur le côté (12) intérieur de l'espace annulaire, une cavité (15) radiale qui fait le tour et qui est opposée aux surélévations (16) radiales,

caractérisée en ce que

la cavité (15) radiale et les surélévations (16) radiales sont conformées de manière à ce que le tracé de l'intervalle (14) radial, considéré dans la direction d'écoulement principal de la turbine (1) axiale, s'étende en ayant sensiblement la même largeur, de façon ondulée, sans bord et sans palier, dans laquelle le tracé, considéré dans la direction d'écoulement principal de la turbine (1) axiale de la cavité (15) radiale, a, sur le côté (12) intérieur de l'espace annulaire, un premier tronçon (17) de courbure, un deuxième tronçon (19) de courbure s'y raccordant et un troisième tronçon (21) de courbure s'y raccordant, dans laquelle le premier tronçon (17) de courbure est délimité par le deuxième tronçon (19) de courbure ayant un premier point (18) d'inflexion et le deuxième tronçon (19) de courbure est délimité par le troisième tronçon (21) de courbure ayant un deuxième point (20) d'inflexion de manière à ce que les courbures du premier tronçon (17) de courbure et du troisième tronçon (21) de courbure aient le même signe, qui est différent du signe de la courbure du deuxième tronçon (19) de courbure. 35

2. Turbine (1) axiale suivant la revendication 1, dans laquelle, au moins dans la zone de la pointe (13) de l'aube mobile, la charge de pression la plus grande de l'aube (2) mobile se trouve dans la zone du bord (3) avant. 40
3. Turbine (1) axiale suivant la revendication 2, dans laquelle la zone de la pointe (13) de l'aube mobile, dans laquelle la charge de pression la plus grande se trouve dans la zone du bord (3) avant, représente au maximum 20% de la hauteur de l'aube (2) mobile et la zone restante de la hauteur de l'aube (2) mobile a une charge de pression très grande, qui se trouve dans la zone du bord (4) arrière. 45
4. Turbine (1) axiale suivant l'une des revendications 2 ou 3, dans laquelle rapportée à l'étendue, considéré dans la direction d'écoulement principal de la turbine (1) axiale de l'intervalle (14) radial, la cavité (15) radiale est disposée dans le tiers avant. 50
5. Turbine (1) axiale suivant l'une des revendications 1 à 4, dans laquelle le tracé, considéré dans la direction d'écoulement principal de la turbine (1) axiale des surélévations (16) radiales prend la place de leurs 55

côtés tournés vers l'intervalle (14) radiale, du tracé de la cavité (15) radiale.

6. Turbine (1) axiale suivant l'une des revendications 6 ou 7, 5
dans laquelle la courbure du premier tronçon (17) de courbure est plus grande que celle du troisième tronçon (21) de courbure.
7. Turbine (1) axiale suivant l'une des revendications 10
1 à 6,
dans laquelle le premier point (18) d'inflexion se trouve dans la zone du bord (3) avant.
8. Turbine (1) axiale suivant l'une des revendications 15
1 à 7,
dans laquelle les tronçons, considérés dans la direction d'écoulement principal de la turbine (1) axiale, du canal annulaire, qui sont voisins en amont et en aval de la cavité (15) radiale, sont coniques. 20

25

30

35

40

45

50

55

FIG 1

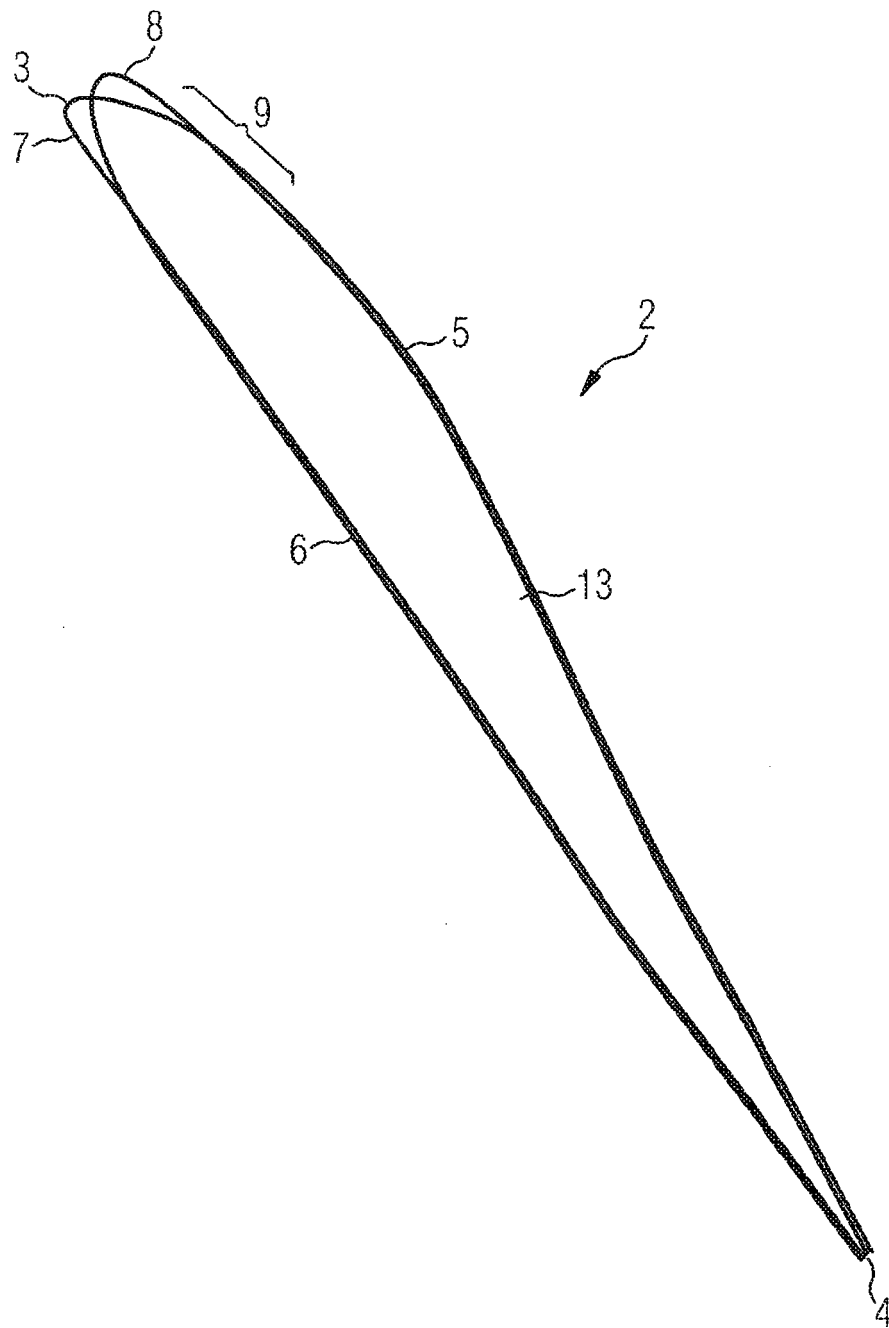


FIG 2

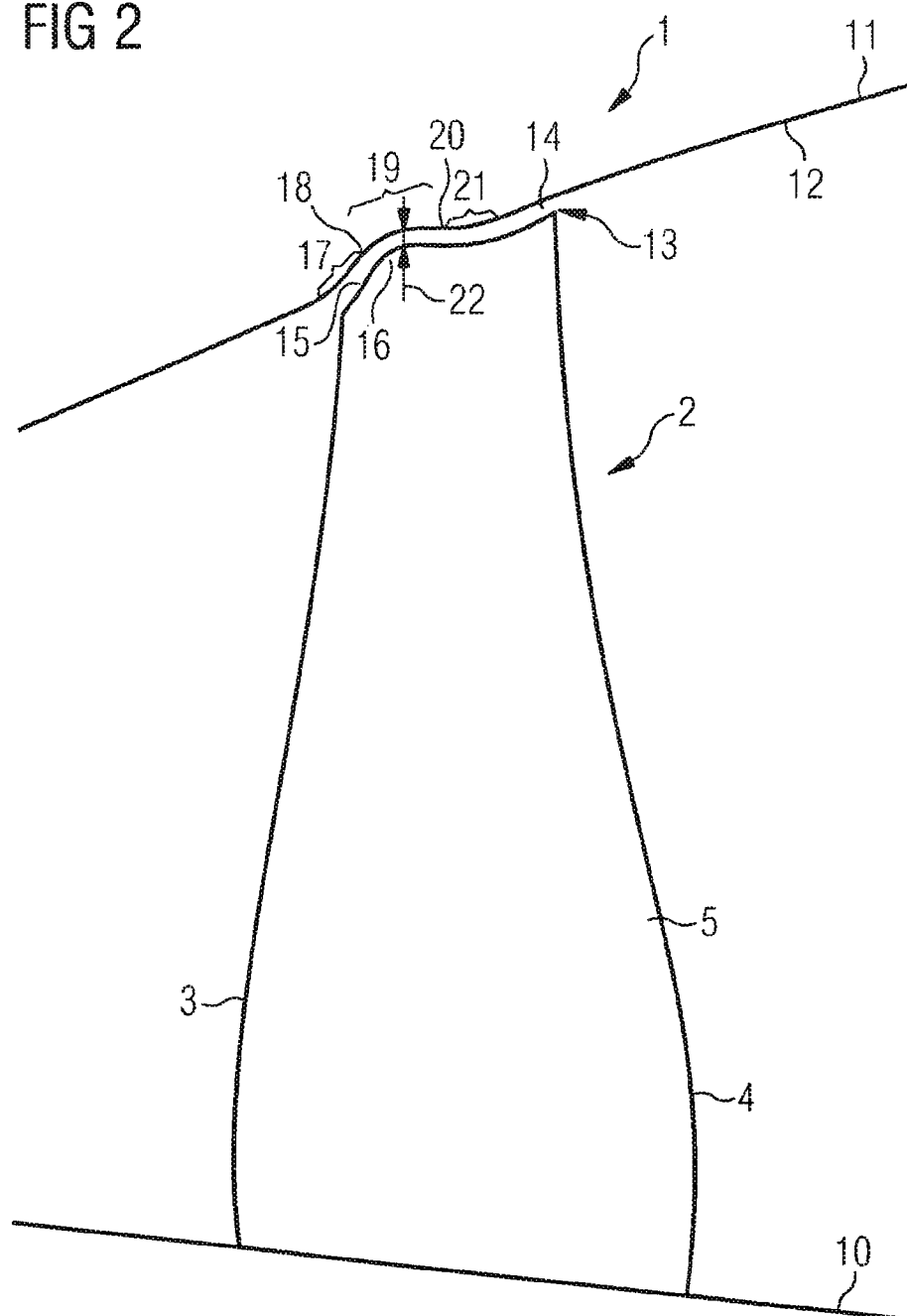
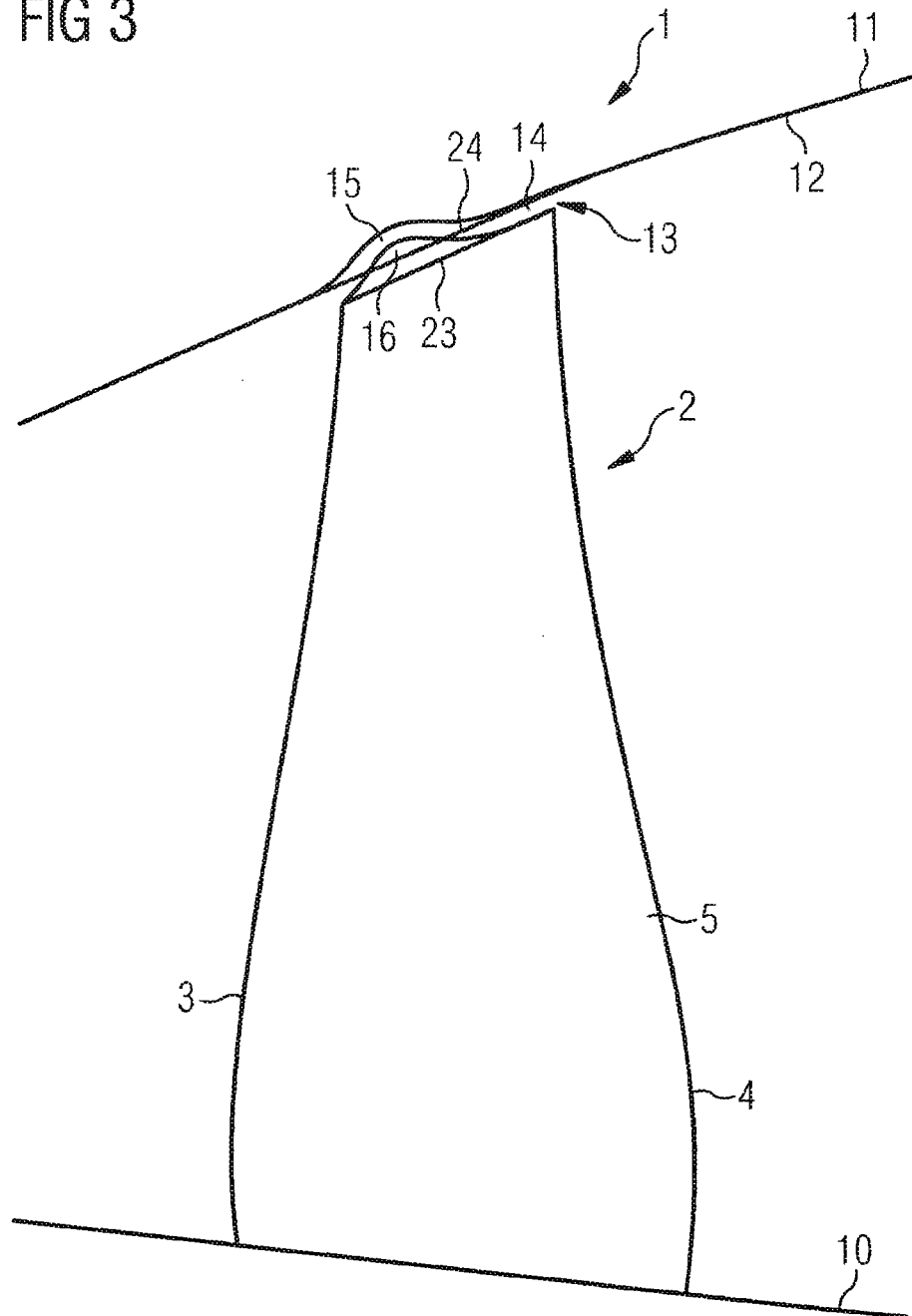


FIG 3



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

- DE 102004059904 A1 [0006]
- EP 1057969 A2 [0007]