



(11)

**EP 2 011 963 B1**

(12)

**EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des  
Hinweises auf die Patenterteilung:  
**04.04.2018 Patentblatt 2018/14**

(51) Int Cl.:  
**F01D 3/04** <sup>(2006.01)</sup>

(21) Anmeldenummer: **08159584.5**

(22) Anmeldetag: **03.07.2008**

**(54) Verfahren zum Betrieb einer Gasturbine mit Axialschubausgleich**

Method for operating a gas turbine with axial thrust balance

Procédé de fonctionnement d'une turbine à gaz à poussée axiale compensée

(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 MT NL NO PL PT  
RO SE SI SK TR**

(30) Priorität: **04.07.2007 CH 10792007**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**07.01.2009 Patentblatt 2009/02**

(73) Patentinhaber: **Ansaldo Energia Switzerland AG  
5401 Baden (CH)**

(72) Erfinder:  
• **Rofka, Stefan**  
**5415, Nussbaumen (CH)**  
• **Waelchli, Rene**  
**5013, Niedergösgen (CH)**

• **Olmes, Sven**  
**5234, Villigen (CH)**  
• **Zierer, Thomas**  
**5408, Ennetbaden (CH)**

(74) Vertreter: **Bernotti, Andrea et al**  
**Studio Torta S.p.A.**  
**Via Viotti, 9**  
**10121 Torino (IT)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A- 0 447 886 EP-A- 0 702 129**  
**EP-A- 1 541 803 CH-A- 246 779**  
**GB-A- 2 200 410 US-A- 2 647 684**  
**US-A- 3 989 410 US-A- 4 730 977**  
**US-A- 5 735 666 US-A- 5 760 289**  
**US-B1- 6 422 809**

**EP 2 011 963 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

### Technisches Gebiet

**[0001]** Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betrieb einer Gasturbine mit Axialschubausgleich sowie eine Gasturbine mit Vorrichtung zur Ausführung des Verfahrens.

### Stand der Technik

**[0002]** Der Axialschub einer Gasturbine ist die resultierende Kraft aus aerodynamischen Kräften und Druckkräften, die in Kompressor und Turbine eine Axialkraft auf den Rotor ausüben, sowie aller in axialer Richtung auf den Rotor wirkenden Druckkräfte. Der resultierende Schub wird von einem Axiallager aufgenommen. Typischerweise werden Gasturbinen so ausgelegt, dass sie bei Leerlauf einen Minimalschub aufweisen. Der Axialschub steigt proportional zur Last. Um den Axialschub auszugleichen, kann gegen den mit der Last zunehmenden Axialschub eine Gegenkraft zum Schubausgleich aufgebracht werden. Dadurch kann der maximale, von dem Axiallager aufzunehmende Schub reduziert werden. Entsprechend kann die Baugrösse und die Verlustleistung des Axiallagers reduziert werden.

**[0003]** Der Schub von Turbinen und Kompressoren sowie die in axialer Richtung auf den Rotor wirkenden Druckkräfte werden von Betriebsparametern, insbesondere der Stellung von Verdichterleitschaufeln und Kompressoraustrittsdruck sowie durch das Design bestimmt. Dabei ist er von den gewählten Geometrien, insbesondere durch die Geometrien der Schaufelkanäle und den Reaktionsgraden der Turbinenstufen bestimmt. Die Betriebsparameter sind von dem gewünschten Prozess und Betriebskonzept der Gasturbine abhängig. Die Lastabhängigkeit des Schubes kann bei einmal gewähltem Design nicht mehr verändert werden.

**[0004]** Das Problem des Schubausgleiches bei Gasturbinen ist lange bekannt und eine grosse Zahl von Lösungsansätzen wurde in der Literatur vorgeschlagen. Insbesondere sind verschiedene Möglichkeiten den Axialschub über Druckausgleichszylinder zu kompensieren und damit die Last auf die Axiallager zu reduzieren bekannt. Zur Regelung des Schubausgleiches mittels einer Gegenkraft in einer Gasturbine sind ebenfalls verschiedene Verfahren entwickelt worden.

**[0005]** In der US4730977 wird ein Verfahren zum Betrieb einer Gasturbine mit Schubausgleich beschrieben. Das Verfahren basiert darauf, dass bei Leerlauf und tiefer Teillast Druckluft über Einlassventile in einen Hohlraum eingebracht wird, so dass eine axiale Kraft auf den Turbinenrotor ausgeübt wird. Dies erlaubt es einen negativen Schub, der bei Leerlauf und tiefer Teillast entsteht, auszugleichen. Bei höherer Last oder Vollast werden die Einlassventile geschlossen, so dass keine Druckluft in den Hohlraum eingelassen und kein zusätzlicher Schub ausgeübt wird.

**[0006]** In der US5735666 wird ein Verfahren beschrieben, bei welchem über eine magnetisch betriebene Schublastausgleichsvorrichtung die Schubkräfte, welche auf ein Schublager lasten, geregelt werden. Insbesondere erzeugt die Schublastausgleichsvorrichtung einen Ausgleichsschub, sobald ein Sensor eine Rotationsgeschwindigkeit des Schublagers ermittelt, welche unterhalb eines Schwellenwertes liegt.

**[0007]** In der US5760289 wird zum Schubausgleich vorgeschlagen, stromab der Turbine einen Druckausgleichskolben vorzusehen und diesen mit Druckluft zu beaufschlagen. Um den Druck im Ausgleichskolben und damit die Ausgleichskraft abhängig von dem Betriebszustand zu regeln wird ein komplexer Algorithmus benötigt. Ausserdem wird in eine periodische Kalibrierung des Algorithmus, um Alterung oder mögliche Modifikationen an der Gasturbine zu kompensieren, vorgeschlagen.

**[0008]** Eine andere Ausführung eines Druckausgleichskolbens ist in der US4653267 dargestellt. Hier ist der Druckausgleichskolben in der Mittelpartie, das heisst dem zwischen Kompressor und Turbine gelegenen Teil, einer Zweiwellenanlage ausgeführt. Die Axialkraft des Kolbens wird im Normalbetrieb durch eine mit Leckageluft druckbeaufschlagte zweite Kammer reduziert. Luft kann aus dieser zweiten Kammer über ein Ventil abgelassen werden und damit das Druckniveau in dieser Kammer reduziert werden. Durch Änderung des Druckniveaus in der zweiten Kammer wird die resultierende Axialkraft des Druckausgleichskolbens geregelt. Vorteil dieser Anordnung ist, dass die aus der zweiten Kammer zur Regelung abgelassene Luft zur Turbinenkühlung weiter verwendet werden kann. In US5760289 und in US4653267 werden zur Erzeugung des Druckausgleichskolbens zusätzliche Strukturteile benötigt. Ausserdem geht komprimierte Luft, ohne Leistungsabgabe, über Dichtungen aus dem Druckausgleichskolben verloren oder kann erst auf deutlich tieferem Druckniveau verwendet werden. Zur Unterbringung des Druckausgleichskolbens wird ausserdem teurer Bauraum in Anspruch genommen

und insbesondere bei Ausführungen gemäss der US5760289 wird eine Verlängerung der Achse notwendig.

**[0009]** Ein anderer Ansatz zur Reduktion der Axialkräfte wird in der EP0447886 dargelegt. In dem dort dargestellten Gasturbinendesign, bei welchem der zwischen der Turbine und dem Verdichter liegende Wellenteil eine Trommel ist, die von einer Trommelabdeckung umgeben ist und bei welcher der zwischen Trommel und Trommelabdeckung gebildete Ringkanal die Führung der aus dem Verdichter entnommenen Kühlluft zur Stirnseite des Turbinenrotors übernimmt, wird ein erheblicher Anteil der Axialkräfte durch den Druck auf der ersten Turbinenscheibe aufgebracht. In der EP0447886 wird die Axialkraft dadurch reduziert, dass der statische Druck vor der Stirnseite des Turbinenrotors reduziert wird. Dies wird erreicht, indem rotorseitige Kühlluft innerhalb des Ringkanals durch ein Drallgitter umgelenkt wird und auf

höchst mögliche Tangentialgeschwindigkeit, in Drehrichtung des Rotors, beschleunigt wird. Neben den Vorteilen dieser Ausführung, die in der EP0447886 selber dargestellt sind, ist im Vergleich zu der Verwendung von Druckausgleichskolben zu bemerken, dass keine zusätzlichen Strukturteile oder axiale Baulänge zur Erstellung eines Druckausgleichskolbens benötigt werden. Ausserdem geht keine komprimierte Luft über Druckausgleichskolben verloren. Es gibt aber bei dieser Ausführung keine Möglichkeit zur Regelung des Axialschubes. Dies hat zur Folge, dass bei Volllast ein erheblicher Restschub über die Axiallager aufzunehmen ist oder bei tiefer Last eine Schubumkehr in Kauf zu nehmen ist. Je nach Design und Anordnung der Axiallager kann es bei einer Schubumkehr zu erhöhten Vibrationen kommen und im ungünstigsten Fall bei noch tieferer Last zu einer Überlastung des Gegenlagers kommen. Ausserdem sind bei diesem Design bei Modifikationen an der Gasturbine, die einen Einfluss auf den Schub haben, wie zum Beispiel einem Upgrade durch einen neuen Kompressor oder eine neue Turbine, keine Möglichkeiten gegeben, diesen veränderten Schub zu kompensieren.

#### Darstellung der Erfindung

**[0010]** Der vorliegenden Erfindung ist die Aufgabe gestellt, einen regelbaren Schubausgleich bei Gasturbinen ohne Verwendung zusätzlicher Strukturbauteile zu schaffen, der bei hoher Last und insbesondere im Auslegungspunkt keinen zusätzlichen Kühlluftverbrauch zur Beaufschlagung von Druckausgleichskolben oder ähnlichem zur Folge hat. Ausserdem soll der regelbare Schubausgleich in Gasturbinen nachrüstbar sein, die einen entsprechend EP0447886 ausgeführten Mittelteil haben.

**[0011]** Die Erfindung betrifft ein Verfahren gemäß Anspruch 1.

**[0012]** Zur Lösung der oben gegebenen Aufgabe wird eine Gasturbine in bezug auf aerodynamische Kräfte und Druckkräfte, die eine Axialkraft auf den Rotor ausüben, so ausgelegt, dass sie bei Leerlauf und tiefer Teillast einen negativen Schub hat. Ein negativer Schub ist ein Schub, der von der Turbine in Richtung Kompressor weist. Weiter wird sie so ausgelegt, dass sie bei hoher Gasturbinenlast und insbesondere bei Volllast einen positiven Schub aufweist. Um im gesamten Lastbereich der Gasturbine eine resultierende positive Kraft auf das mindestens eine Axiallager zu gewährleisten, wird bei Leerlauf und Teillast geregelt ein Zusatzschub in Hauptschubrichtung, das heisst ein positiver Schub in Richtung von Kompressor zur Turbine, aufgebracht.

**[0013]** Die resultierende maximale Schubkraft, die von dem mindestens einen Axiallager aufzunehmen ist, ist in Konsequenz kleiner als bei einer herkömmlich ausgelegten Gasturbine ohne Schubausgleich. Ausserdem wird durch den Zusatzschub eine Schubumkehr bei Belasten oder Entlasten der Gasturbine verhindert. Der Lastbereich in dem ein Zusatzschub aufgebracht wird, liegt beispielsweise im Bereich von Leerlauf bis etwa 60% Voll-

last. Bei einer Gasturbine, die für Volllastbetrieb optimiert wird, kann der Teillastbereich, in dem ein Zusatzschub aufgebracht wird, beispielsweise bis etwa 90% Volllast reichen. Bei einer Nachrüstung kann der Teillastbereich, in dem Zusatzschub aufgebracht wird, beispielsweise nur bis etwa 10% Volllast reichen.

**[0014]** Der Zusatzschub wird durch ein Verfahren zur Regelung des Druckes an der Stirnseite oder an einer Teilfläche der Stirnseite des Turbinenrotors erzeugt.

**[0015]** Zu diesem Zweck wird ein im wesentlichen ringförmiger Raum zwischen Trommelabdeckung und erster Turbinenscheibe, der durch eine Rotordichtung eine Turbinenschauelfussdichtung abgeschlossen ist, durch eine Dichtung in einen äusseren und einen inneren Ringraum geteilt. Beispielsweise wird von dem äusseren Ringraum der Turbinenrotor mit Hochdruckkühlluft versorgt, die in diesen Ringraum mit einer möglichst hohen Tangentialgeschwindigkeit eingespeist wird. Dabei liegt der statische Druck in dem äusseren Ringraum infolge der starken Beschleunigung auf die möglichst hohe Tangentialgeschwindigkeit deutlich unter Kompressorendruck. Zur Beschleunigung der Kühlluft auf eine möglichst hohe Tangentialgeschwindigkeit wird beispielsweise eine Dralldüse verwendet. Es können aber auch beispielsweise gerichtete Bohrungen, zur Beschleunigung in Tangentialrichtung verwendet werden.

**[0016]** Bei geschlossenem Regelventil, wenn keine zusätzliche Druckluft in den inneren Ringraum zugeführt wird, ist das Verhältnis des Druckabfalls über Rotordichtung und Turbinenscheibendichtung umgekehrt proportional zu dem Verhältnis der äquivalenten Flächen beider Dichtungen. Typischerweise weist die Rotordichtung eine deutlich kleinere äquivalente Fläche als die Turbinenscheibendichtung auf. Der Druckabfall über die Rotordichtung ist entsprechend viel grösser als der über die Turbinenscheibendichtung. Der Druck in dem inneren Ringraum ist daher bei geschlossenem Regelventil im wesentlichen durch den Druck im äusseren Ringraum bestimmt.

**[0017]** Um einen Zusatzschub in Hauptschubrichtung zu erzeugen, wird der innere Ringraum über mindestens eine Leitung vom Kompressorplenum oder einer anderen geeigneten Entnahmestelle mit Druckluft beaufschlagt. Zur Regelung der Druckbeaufschlagung ist mindestens ein Regelventil vorgesehen. Durch die Druckbeaufschlagung wird eine Zusatzkraft in Hauptschubrichtung aufgebracht, so dass im gesamten Betriebsbereich der Gasturbine ein positiver resultierender Schub auf das mindestens eine Axiallager sichergestellt ist und eine Schubumkehr vermieden wird.

**[0018]** Je tiefer der statische Druck im Ringraum bei geschlossenem Regelventil ist, desto grösser wird bei Verwendung von Kompressorendluft der Regelbereich der Zusatzschubkraft. Die oben erwähnte Absenkung des statischen Drucks durch Einspeisung der Kühlluft über eine Dralldüse führt also zu einer Vergrösserung des Regelbereichs.

**[0019]** Zur Druckbeaufschlagung kann beispielsweise

auch extern zugeführte Druckluft oder Dampf verwendet werden oder ein extern zugeführtes Medium in Kombination mit Kompressorluft verwendet werden.

**[0020]** Neben der Nutzung bestehender Strukturteile besteht der Vorteil dieses Verfahrens darin, dass im hohen Lastbereich keine zusätzliche Druckbeaufschlagung erforderlich ist und damit keine komprimierte Luft unter Leistungs- und Wirkungsgradeinbusse verbraucht wird. Selbst wenn die Druckbeaufschlagung bei Teillast aktiv ist, wird die über die Dichtung zwischen innerem und äusseren Ringraum entweichende Luft nutzbringend der Rotorkühlluft beigemischt.

**[0021]** Zur Regelung der Druckbeaufschlagung sind verschiedene Verfahren denkbar. Beispielsweise kann das mindestens eine Regelventil bei tiefer Last geöffnet sein und beim Überschreiten eines diskreten Grenzwerts geschlossen werden. Umgekehrt wird das mindestens eine Regelventil beim Unterschreiten des diskreten Grenzwerts wieder geöffnet. Um bei Lasten nahe des Grenzwertes ständiges Schalten des mindestens einen Regelventils zu vermeiden, kann eine Hysterese vorgesehen werden.

**[0022]** Eine andere Regelungsmöglichkeit ist beispielsweise ein Schliessen des Regelventils proportional zur Last.

**[0023]** In einer weiteren Regelung wird nicht die Stellung des Regelventils in Abhängigkeit der Last vorgegeben, sondern das Druckverhältnis zwischen innerem Ringraum und Kompressorenddruck vorgegeben und dies Verhältnis über das Regelventil geregelt. Dabei ist der Zielwert nicht notwendig konstant, sondern ist beispielsweise eine Funktion der Last. Die Funktion kann beispielsweise so bestimmt werden, dass über einen möglichst weiten Betriebsbereich ein konstanter Axialschub erreicht wird.

**[0024]** Die Stellung des Regelventils oder der Zielwert der Druckverhältnisse im inneren Ringraum kann beispielsweise auch in Abhängigkeit von dem Verdichtereintrittsleitschaufelwinkel oder der relativen Last vorgesehen werden. Regelungen abhängig von Kombinationen von Parametern oder weiteren relevanten Parametern sind ebenfalls möglich.

**[0025]** Neben der Anwendung des Verfahrens für die Auslegung und Entwicklung von Neuanlagen, ist ein Spezialfall die Anwendung in Verbindung mit dem Upgrade einer Gasturbine. Bei dem Upgrade einer Gasturbine kann es durch Änderung an einer der Hauptkomponenten Turbine oder Kompressor zu einer Reduktion des Axialschubes kommen. Dies wird zum Beispiel der Fall sein, wenn durch einen Upgrade- Kompressor bei praktisch unverändertem Ansaugmassenstrom und damit praktisch unverändertem Kompressorausstrittsdruck und Turbinenschub der Kompressorschub zunimmt. Durch die Zunahme des Kompressorschubes kann es nach dem Upgrade zu einer Schubumkehr kommen. Um diese zu vermeiden, kann das erfindungsgemässe Verfahren angewandt werden und ein geregelter Zusatzschub eingebracht werden.

**[0026]** Neben dem Verfahren ist eine Gasturbine mit reduziertem maximalen Axialschub, mit wenigstens einer mit Druck beaufschlagbare Teilfläche des Turbinenrotors, beschrieben.

**[0027]** Eine Ausführung ist eine Gasturbine mit einer Dichtung, die den im wesentlichen ringförmigen Raum zwischen Trommelabdeckung und erster Turbinenscheibe in einen äusseren und einen inneren Ringraum teilt. Sie verfügt über mindestens eine Leitung vom Kompressorplenum zur Trommelabdeckung, mindestens ein Regelventil in dieser Leitung und mindestens eine Einleitung in den inneren Ringraum. Es gibt verschiedene, dem Fachmann bekannte Möglichkeiten eine Dichtung zwischen der Stirnfläche des Turbinenrotors und Trommelabdeckung auszuführen. Eine Labyrinthdichtung ist ein Beispiel für eine geeignete Dichtung.

**[0028]** Bei einer Gasturbine mit mehr als einer Turbine sind Ringräume zur Druckbeaufschlagung an der Stirnfläche mindestens einer Turbine oder in Kombination bei mehreren oder allen Turbinen geteilt und mit mindestens einer regelbaren Druckluftversorgung ausgeführt.

**[0029]** Für die Einleitung der Druckluft in den inneren Ringraum sind ebenfalls verschiedene Möglichkeiten bekannt. Dies kann beispielsweise eine Bohrung durch die Trommelabdeckung sein. In einer weiteren beispielhaften Ausführung ist die Einleitung in den inneren Ringraum der Trommelabdeckung ein im wesentlichen ringförmiges Plenum, das durch eine Vielzahl von Öffnung mit dem inneren Ringraum verbunden ist.

**[0030]** In einer weiteren Ausführung ist ausserdem mindestens ein Druckmessgerät in dem inneren Ringraum und im Kompressorplenum vorgesehen.

**[0031]** In einer weiteren Ausführung ist die mindestens eine Zuleitung für Druckbeaufschlagung des inneren Plenums nicht mit dem Kompressorplenum, sondern einer anderen geeigneten Entnahmestelle für Kompressorluft über mindestens ein Regelventil verbunden.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

**[0032]** Die Erfindung ist anhand von Ausführungsbeispielen in den Fig. 1 bis 4 schematisch dargestellt.

**[0033]** Es zeigen:

**Fig. 1** Schnitt durch die Mittelpartie einer Gasturbine mit innerem und äusserem Ringraum sowie einer Zuführung für Druckbeaufschlagung des inneren Ringraumes.

**Fig. 2** Detailschnitt des Schnittes der Mittelpartie für eine Ausführung der Turbinenscheibendichtung als Labyrinthdichtung.

**Fig. 3** Schubverlauf über Last bei Regelung über einen Grenzwert mit Hysterese.

**Fig. 4** Idealisierter Schubverlauf über Last bei Regelung auf das lastabhängige Druckverhältnis zwi-

schen Druck im inneren Ringraum und Kompressorrendruck.

#### Ausführung der Erfindung

**[0034]** Eine Gasturbine mit einer Vorrichtung zur Durchführung des erfindungsgemässen Verfahrens weist im wesentlichen mindestens einen Verdichter, mindestens eine Brennkammer und mindestens eine Turbine auf, die über mindestens eine Welle den Verdichter und einen Generator antreibt.

**[0035]** Fig. 1 zeigt einen Schnitt durch die Mittelpartie einer Gasturbine, das heisst den Bereich zwischen Kompressor und Turbine sowie die Endstufe des Kompressors und die erste Stufe der Turbine.

**[0036]** Der Verdichter 1 verdichtet die Luft. Der grösste Teil der Luft wird über das Kompressorplenum 2 in eine Brennkammer 3 eingeleitet und mit Brennstoff vermischt, der dort verbrennt. Von dort fliessen die heissen Brenngase unter Arbeitsabgabe durch eine Turbine 4 ab. Turbine 4 und Verdichter 1 sind auf einer gemeinsamen Welle 18 angeordnet, wobei der zwischen Verdichter 1 und Turbine 4 gelegene Teil der Welle als Trommel 6 ausgeführt ist.

**[0037]** Der Hochdruckteil der Rotorkühlluft wird nach der letzten Kompressorschaukel drallbehaftet durch einen Ringkanal 7 zwischen Rotor- Trommel 6 und Trommelabdeckung 5 abgeleitet und über die Rotorkühlluftzuführung 12 und ein Drallgitter 13 in einen Ringraum zwischen Trommelabdeckung und einer ersten Turbinenscheibe eingeleitet. Dieser Ringraum wird durch eine Dichtung 9 in einen inneren Ringraum 10 und einen äusseren Ringraum 11 geteilt.

**[0038]** Der äussere Ringraum wird beispielsweise durch die Hinterseite einer Trommelabdeckung 5, einer dem Rotor 18 zugewandten innere Plattform einer ersten Turbinenleitschaukel, einer ersten Turbinenscheibe sowie der Dichtung 9 begrenzt.

**[0039]** Der innere Ringraum wird beispielsweise durch die Hinterseite einer Trommelabdeckung 5, einer Dichtung 9, einer ersten Turbinenscheibe einer Rotordichtung 8 sowie den Wänden eines stromab einer Rotordichtung 8 liegenden Teils eines Ringkanals 7 begrenzt.

**[0040]** Die Dichtung 9 kann beispielsweise als Labyrinthdichtung 21 ausgeführt werden. Zur Aufnahme der Labyrinthdichtung 21 können beispielsweise, wie in Fig. 2 dargestellt, gegeneinander versetzte, als Balkone bezeichnete Vorsprünge auf einer Trommelabdeckung 19 und einer ersten Turbinenscheibe 20 vorgesehen werden.

**[0041]** Die Rotorkühlluftzuführung 12 kann beispielsweise über ein Drallgitter 13 mit einem äusseren Ringraum 11 verbunden sein, dass die Rotorkühlluft tangential beschleunigt und damit den statischen Druck in einem äusseren Ringraum 11 absenkt. Von dem einen äusseren Ringraum 11 tritt die Rotorkühlluft in eine erste Turbinenscheibe ein. Ein Ringraum wird vor einer ersten Turbinenscheibe, d.h. der im wesentlichen ringförmige

Raum zwischen Trommelabdeckung 5 und erster Turbinenscheibe, der durch eine Rotordichtung 8 eine Turbinenschaufelfussdichtung 24 abgeschlossen ist, durch eine Dichtung 9 in einen inneren 10 und äusseren Ringraum 11 geteilt. Diese Teilung erlaubt es, den inneren Ringraum 10 über eine Druckleitung 14 und ein Regelventil 15 mit Druckluft aus dem Kompressorplenum 2 zu beaufschlagen. Die Einleitung 16 der Druckluft in den inneren Ringraum 10 kann dabei über Bohrungen durch die Trommelabdeckung erfolgen oder, wie in Fig. 1 dargestellt, über ein Plenum 17. In diesem Fall wird die Druckluft über die mindestens eine Druckleitung 14 in das Plenum 17 eingespiessen. Von dort gelangt sie über die Einleitung 16, die beispielsweise als eine Vielzahl von Bohrungen ausgeführt ist, in den inneren Ringraum 10.

**[0042]** Der innere Ringraum 10 wird bei Teillast zur Erhöhung der Schubkraft durch öffnen des Regelventils 15 über die Druckleitung 14 und die Einleitung 16 mit Druck beaufschlagt. Über die Turbinenscheibendichtung 9 gelangt diese Luft zusammen mit der Leckageluft der Rotordichtung 8 in den äusseren Ringraum 11. Für die Regelung der Druckbeaufschlagung sind mehrere Möglichkeiten gegeben.

**[0043]** In Fig. 3 ist der resultierende Axialschub für Regelung in Abhängigkeit von der Gasturbinenlast bei Regelung mit einem Grenzwert und Hysterese dargestellt. Dabei ist das Regelventil 15 bei tiefer Last der Gasturbine zunächst geöffnet. Nach Überschreitung eines Grenzwertes  $\alpha$  wird das Regelventil geschlossen und bleibt im oberen Lastbereich geschlossen (durchgezogene Linie). Bei Reduktion der Last wird das Regelventil 15 beim Unterschreiten der Last  $\beta$  wieder geöffnet (gestrichelte Linie). Strichpunktiert ist ausserdem der Schubverlauf mit Schubumkehr dargestellt, der sich ohne Zusatzschub im tieferen Lastbereich ergeben würde.

**[0044]** Fig. 4 zeigt den idealisierten Schubverlauf (durchgezogene Linie) über Gasturbinenlast bei Regelung auf das lastabhängige Druckverhältnis zwischen Druck im inneren Ringraum und Kompressorrendruck. Auch hier ist das Regelventil 15 bei tiefer Last der Gasturbine zunächst geöffnet. Ab Erreichen eines Zielschubes, beispielsweise bei der Last  $\gamma$ , wird der Schub über Änderung des Druckes im inneren Ringraum konstant gehalten. Erst wenn das Regelventil 15 völlig geschlossen ist, was beispielsweise bei der Last  $\delta$  der Fall ist, steigt der Schub weiter, um bei Vollast seinen Maximalwert zu erreichen. Die Abhängigkeit des Druckverhältnisses von Last kann über Modellrechnungen oder aus Versuchen bestimmt werden und im Gasturbinenkontroller einprogrammiert werden. Strichpunktiert ist ausserdem der Schubverlauf mit Schubumkehr dargestellt, der sich ohne Zusatzschub ergeben würde.

**[0045]** Selbstverständlich ist die Erfindung nicht auf die hier gezeigten und beschriebenen Ausführungen beschränkt. Beispielsweise können die Dichtungen (8 und/oder 9) als Bürstendichtung ausgeführt sein.

## Bezugszeichenliste

[0046]

|    |                                                      |    |
|----|------------------------------------------------------|----|
| 1  | Verdichter (nur die zwei letzten Stufen dargestellt) | 5  |
| 2  | Kompressorplenum                                     |    |
| 3  | Brennkammer                                          |    |
| 4  | Turbine (nur die erste Stufe dargestellt)            |    |
| 5  | Trommelabdeckung                                     |    |
| 6  | Rotor- Trommel                                       | 10 |
| 7  | Ringkanal                                            |    |
| 8  | Rotordichtung                                        |    |
| 9  | Turbinenscheibendichtung                             |    |
| 10 | Innerer Ringraum                                     |    |
| 11 | Äusserer Ringraum                                    | 15 |
| 12 | Rotorkühlluftzuführung                               |    |
| 13 | Drallgitter                                          |    |
| 14 | Druckleitung                                         |    |
| 15 | Regelventil                                          |    |
| 16 | Einleitung                                           | 20 |
| 17 | Plenum                                               |    |
| 18 | Welle                                                |    |
| 19 | Vorsprung der Wellenabdeckung                        |    |
| 20 | Vorsprung der ersten Turbinenscheibe                 |    |
| 21 | Labyrinthdichtung                                    | 25 |
| 22 | Schauelfuss                                          |    |
| 23 | Laufschaufel                                         |    |
| 24 | Turbinenschaufelfussdichtung                         |    |

## Patentansprüche

1. Verfahren zum Betrieb einer Gasturbine mit Schubausgleich, wobei die Gasturbine in bezug auf aerodynamische Kräfte und Druckkräfte, die eine Axialkraft auf den Rotor ausüben so ausgelegt wird, dass diese Kräfte bei Leerlauf und tiefer Teillast in einen negativen Schub und bei hoher Last und Vollast in einen positiven Schub resultieren, dass geregelt ein positiver Zusatzschub aufgebracht wird, mit dem die resultierende axiale Lagerkraft im gesamten Lastbereich positiv gehalten wird und dass im hohen Lastbereich keine komprimierte Luft zur Druckbeaufschlagung verbraucht wird, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Zusatzschub durch Regelung des Druckes an der Stirnseite oder an einer Teilfläche der Stirnseite des Turbinenrotors erzeugt wird, wobei ein im wesentlichen ringförmiger Raum zwischen Trommelabdeckung und erster Turbinenscheibe durch eine Dichtung in einen äusseren Ringraum (11) und einen inneren Ringraum (10) geteilt wird und einer dieser beiden Räume zur Schubregelung mit Druck beaufschlagt wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der äussere Ringraum (11) zur Kühl-  
luftversorgung des Turbinenrotors und der innere Ringraum (10) zur Schubregelung verwendet wird.

3. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Schubregelung

- Druckluft aus einem Kompressorplenum (2) verwendet wird und/ oder
- Druckluft aus einer Kompressoventnahme vor dem Verdichter verwendet wird und/ oder
- Druckluft aus einer externen Quelle verwendet wird und/ oder
- Dampf aus einer extern Quelle verwendet wird.

4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schubkraft über mindestens ein Regelventil (15) zur Druckbeaufschlagung geregelt wird, und dass dies bei tiefer Last geöffnet ist und beim Überschreiten eines diskreten Grenzwerts geschlossen wird und das Regelventil (15) beim Unterschreiten des diskreten Grenzwertes wieder geöffnet wird.

5. Verfahren nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Grenzwert zum Öffnen des mindestens einen Regelventils (15) höher ist als der Grenzwert zum Schliessen.

6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** das mindestens eine Regelventil (15) zur Einstellung des Zusatzschubes proportional zur Last geschlossen wird.

7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Regelung des Zusatzschubes das Druckverhältnis zwischen innerem Ringraum (10) und Kompressorenddruck (2) vorgegeben wird, und dass dies Verhältnis über das mindestens eine Regelventil (15) geregelt wird.

8. Verfahren nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Druckverhältnis zwischen innerem Ringraum und Kompressorenddruck

- eine Funktion der Last ist oder
- eine Funktion eines anderen relevanten Betriebsparameters oder einer Kombination von Betriebsparametern der Gasturbine ist.

## Claims

1. Method for operating a gas turbine with axial thrust balance, wherein the gas turbine is configured, with respect to aerodynamic forces and compressive forces which exert axial forces on the rotor, such that these forces result in a negative thrust during no-load operation and at low partial load and in a positive thrust at high load and at full load, and such that a positive auxiliary thrust is applied with which the resulting axial bearing force is kept positive in the entire

load range, and that at the high load range, no compressed air is consumed for pressurisation, **characterised in that** the auxiliary thrust is produced by controlling the pressure at the front face or at a partial front face of the turbine rotor, wherein a substantially annular chamber between the drum cover and a first turbine disc is divided by a seal into an outer annular chamber (11) and an inner annular chamber (10), and one of these two chambers is pressurised for thrust control.

2. The method according to claim 1, **characterised in that** the outer annular chamber (11) is used to supply cooling air to the turbine rotor, and the inner annular chamber (10) is used for thrust control.

3. Method according to one of claims 1 or 2, **characterised in that**

- compressed air from a compressor plenum (2), and/or
- compressed air from a compressor take-off before the compressor end, and/or
- compressed air from an external source, and/or
- steam from an external source

is used for thrust control.

4. Method according to any of claims 1 to 3, **characterised in that** the thrust force is controlled via at least one control valve (15) for pressurisation, which valve is opened at low load and closed when the pressure exceeds a discrete limit value, and the control valve (15) is opened again when the pressure falls below the discrete limit value.

5. Method according to claim 4, **characterised in that** the limit value for opening of the at least one control valve (15) is higher than the limit value for closure.

6. Method according to any of claims 1 to 3, **characterised in that** the at least one control valve (15) for setting the additional thrust is closed in proportion to the load.

7. Method according to any of claims 1 to 3, **characterised in that** to control the additional thrust, the pressure ratio between the inner annular chamber (10) and the compressor end pressure (2) is predefined and that this ratio is controlled via the at least one control valve (15).

8. Method according to claim 7, **characterised in that** the pressure ratio between the inner annular chamber and the compressor end pressure is

- a function of the load, or
- a function of another relevant operating param-

eter or a combination of operating parameters of the gas turbine.

## 5 Revendications

1. Procédé d'exploitation d'une turbine à gaz avec compensation de poussée, la turbine à gaz étant conçue, en ce qui concerne les forces aérodynamiques et les forces de compression, qui exercent une force axiale sur le rotor, de façon à ce que ces forces permettent d'obtenir une poussée négative en marche à vide et en charge partielle basse et une poussée positive à charge élevée et à pleine charge, à ce qu'une poussée supplémentaire positive soit appliquée de manière régulée, avec laquelle la force de palier axiale qui en résulte est maintenue positive dans l'ensemble de la plage de charge et à ce que, dans la plage de charge élevée, de l'air comprimé n'est pas utilisé pour l'alimentation en pression, **caractérisé en ce que** la poussée supplémentaire est générée par la régulation de la pression au niveau du côté frontal ou au niveau d'une surface partielle du côté frontal du rotor de la turbine, un espace globalement annulaire entre le couvercle de tambour et un premier disque de turbine étant divisé par un joint d'étanchéité en un espace annulaire externe (11) et un espace annulaire interne (10) et un de ces deux espaces est alimenté en pression pour la régulation de la poussée.

2. Procédé selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'espace annulaire externe (11) est utilisé pour l'alimentation en air de refroidissement du rotor de turbine et l'espace annulaire interne (10) est utilisé pour la régulation de la poussée.

3. Procédé selon l'une des revendications 1 ou 2, **caractérisé en ce que**, pour la régulation de la poussée

- de l'air comprimé provenant d'un réservoir de compresseur (2) est utilisé et/ou
- de l'air comprimé provenant d'un prélèvement de compresseur avant l'extrémité d'un condenseur est utilisé et/ou
- de l'air comprimé provenant d'une source externe est utilisé et/ou
- de la vapeur provenant d'une source externe est utilisée.

4. Procédé selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** la force de poussée est régulée par l'intermédiaire d'au moins une soupape de régulation (15) pour l'alimentation en pression, et **en ce que** celle-ci est ouverte à faible charge et est fermée lors du dépassement d'une valeur limite discrète et la soupape de régulation (15) est rouverte

lors du passage en dessous de la valeur limite discrète.

5. Procédé selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** la valeur limite pour l'ouverture de l'au moins une soupape de régulation (15) est supérieure à la valeur limite pour la fermeture. 5
6. Procédé selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** l'au moins une soupape de régulation (15) est fermée proportionnellement à la charge pour le réglage de la poussée supplémentaire. 10
7. Procédé selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que**, pour la régulation de la poussée supplémentaire, le rapport de pression entre l'espace annulaire interne (10) et la pression finale du compresseur (2) est prédéterminé et **en ce que** ce rapport est régulé par l'intermédiaire de l'au moins une soupape de régulation (15). 15 20
8. Procédé selon la revendication 7, **caractérisé en ce que** le rapport de pression entre l'espace annulaire interne et la pression finale du compresseur 25
  - est une fonction de la charge ou
  - est une fonction d'un autre paramètre de fonctionnement important ou d'une combinaison de paramètres de fonctionnement de la turbine à gaz. 30

35

40

45

50

55

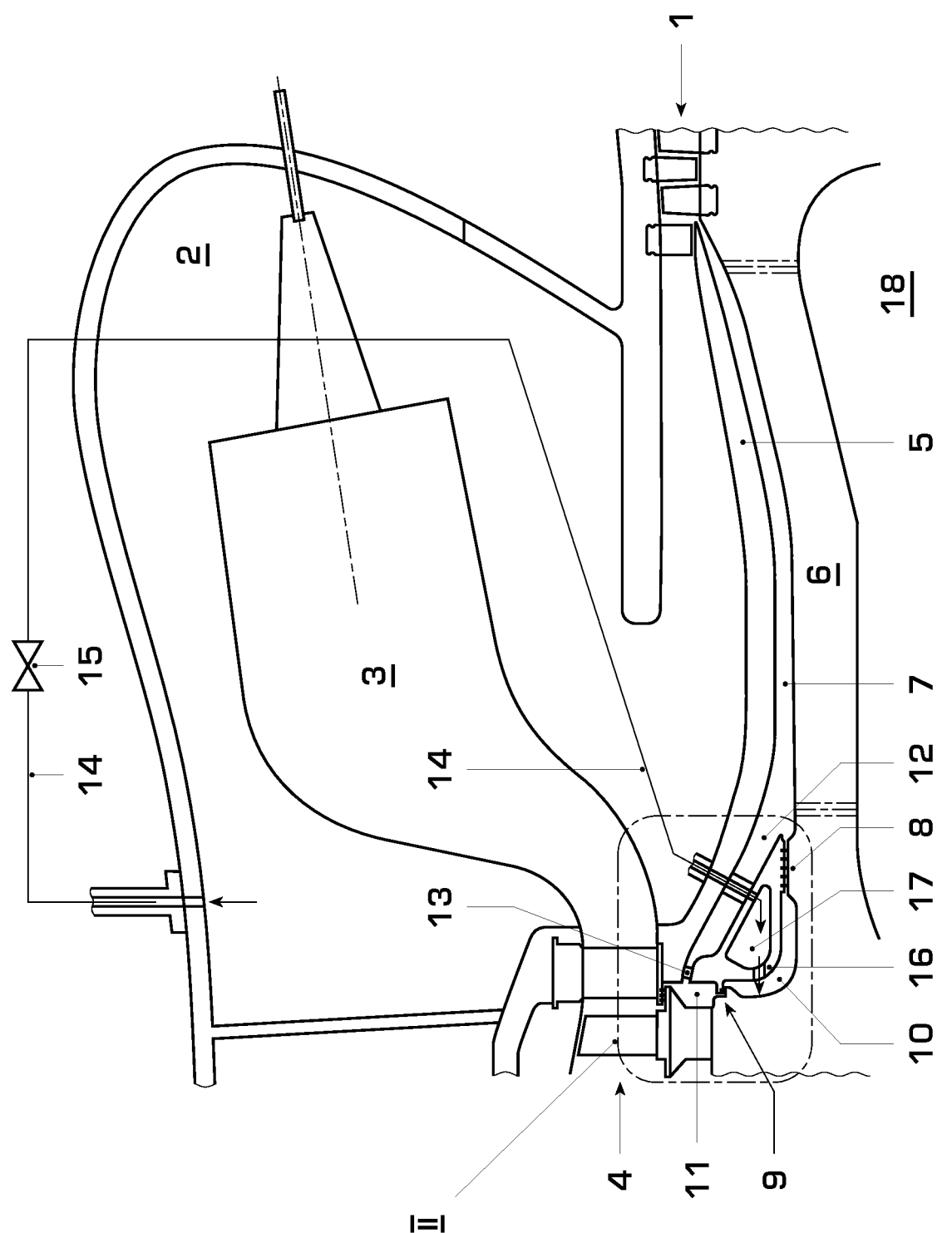


FIG. 1

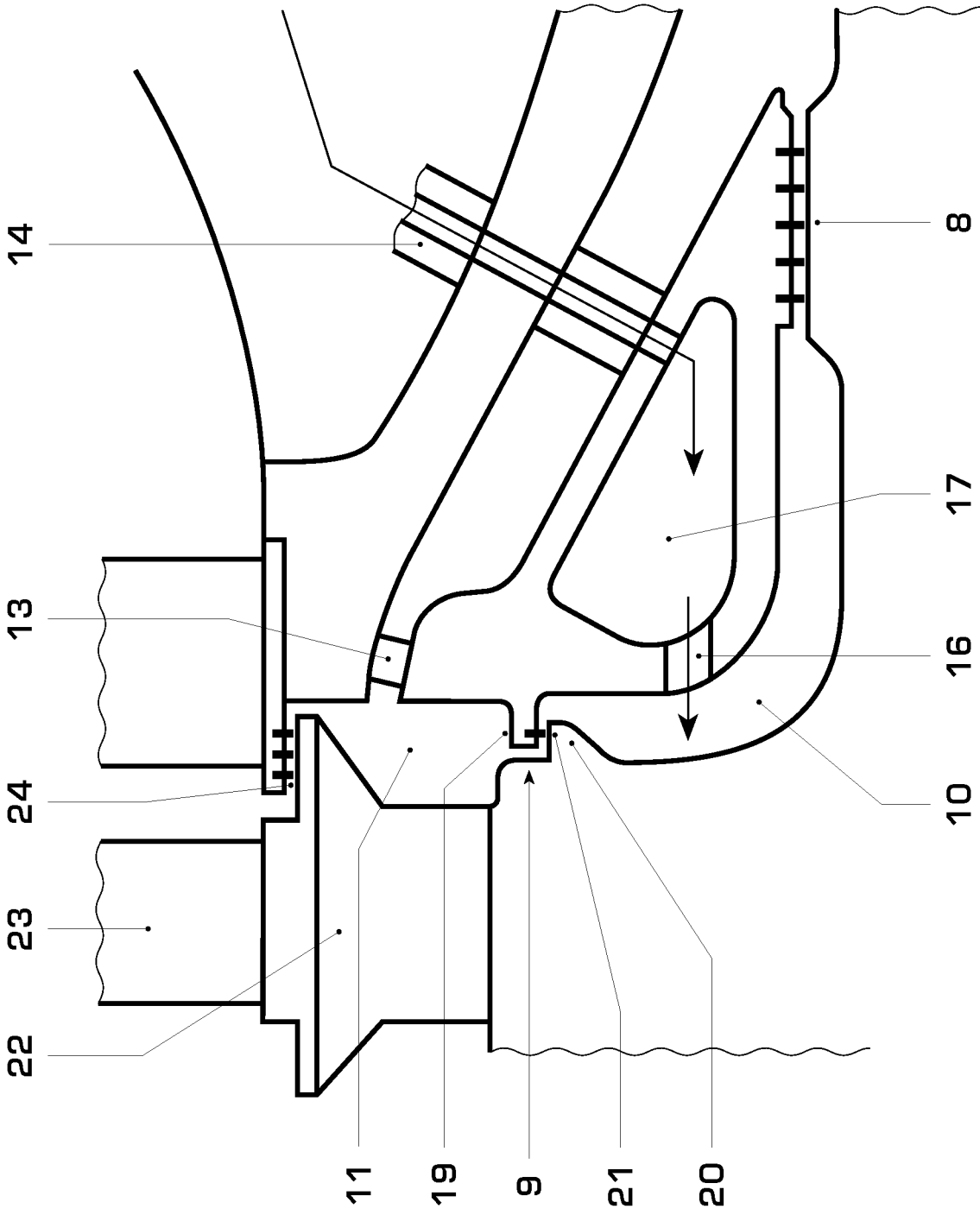
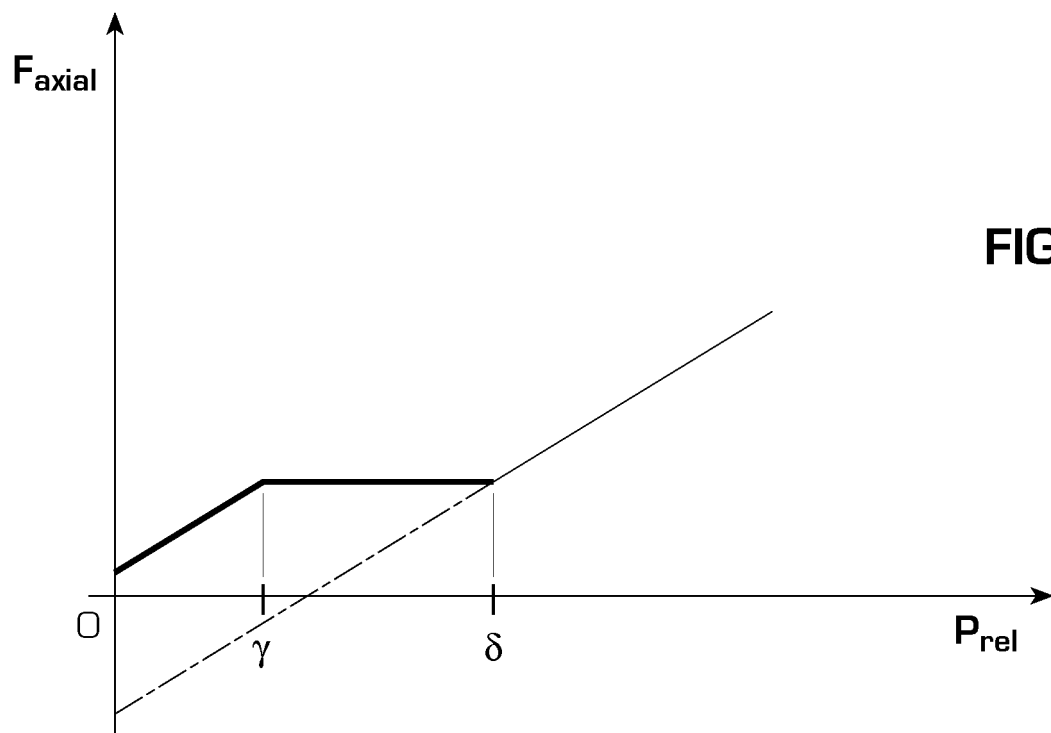
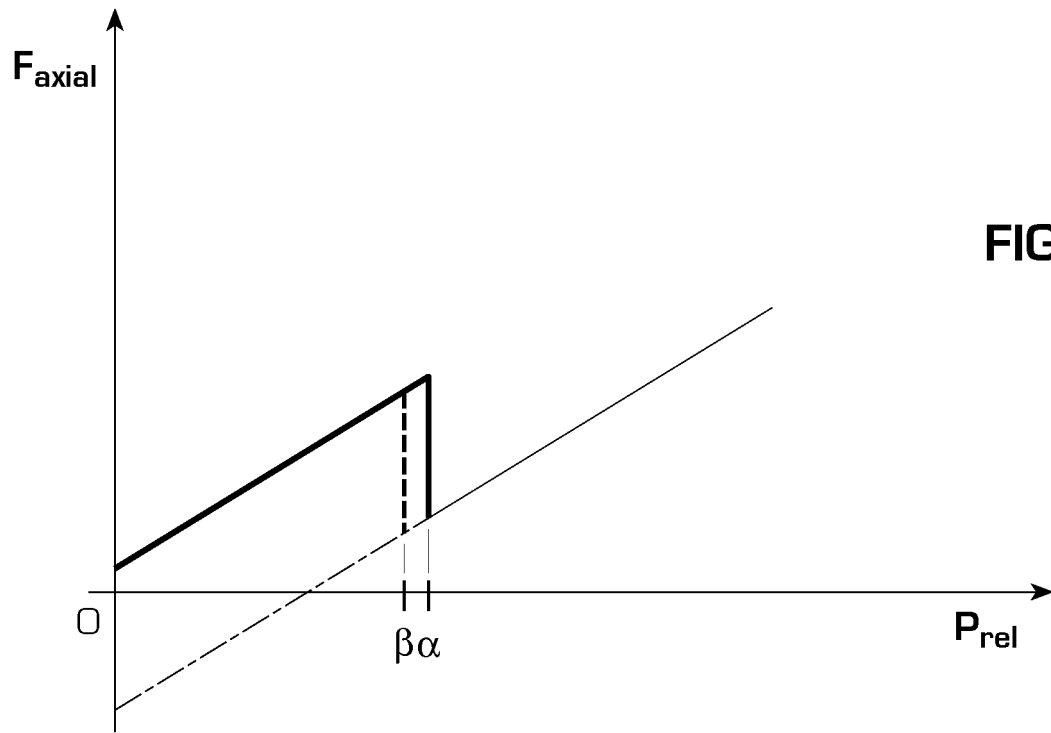


FIG. 2



**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**

- US 4730977 A [0005]
- US 5735666 A [0006]
- US 5760289 A [0007] [0008]
- US 4653267 A [0008]
- EP 0447886 A [0009] [0010]