

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

**EP 0 638 727 B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des  
Hinweises auf die Patenterteilung:  
**13.05.1998 Patentblatt 1998/20**

(51) Int Cl.<sup>6</sup>: **F04D 29/58**

(21) Anmeldenummer: **94111521.4**

(22) Anmeldetag: **23.07.1994**

### (54) Verdichter sowie Verfahren zu dessen Betrieb

Compressor and its method of operation

Compresseur ainsi que sa méthode de fonctionnement

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE FR GB**

(30) Priorität: **14.08.1993 DE 4327376**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**15.02.1995 Patentblatt 1995/07**

(73) Patentinhaber: **ASEA BROWN BOVERI AG**  
**5400 Baden (CH)**

(72) Erfinder: **Meylan, Pierre**  
**CH-5432 Neuenhof (CH)**

(56) Entgegenhaltungen:

**EP-A- 0 541 325                      BE-A- 649 186**  
**GB-A- 2 103 718                      US-A- 1 541 834**

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 7, no. 145**  
**(M-224) 24. Juni 1983 & JP-A-58 057 100**  
**(HITACHI) 5. April 1983**
- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 14, no. 404**  
**(M-1018) 31. August 1990 & JP-A-21 053 232**  
**(HITACHI) 12. Juni 1990**

**EP 0 638 727 B1**

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

## Beschreibung

### TECHNISCHES GEBIET

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf das Gebiet der Strömungsmaschinen. Sie betrifft eine Verdichteranordnung mit einem Verdichter, insbesondere für eine Gasturbine, die im Oberbegriff des Anspruchs 1 beschrieben ist. Die Erfindung betrifft weiterhin ein Verfahren zum Betrieb einer Verdichteranordnung.

Eine Verdichteranordnung der genannten Art ist z. B. aus Patent Abstracts of Japan, Band 7, Nr. 145 und JP-A- 58 057 100 bekannt.

### STAND DER TECHNIK

Bei rotierenden Verdichtern, insbesondere auch Hochdruckverdichtern, wie sie beispielsweise in stationären Gasturbinen oder Turbinen-Triebwerken zur Kompression der Verbrennungsluft verwendet werden, sind auf einer Rotorwelle in mehreren Druckstufen hintereinander Kränze von Laufschaufeln angeordnet und konzentrisch von einem Verdichtergehäuse umgeben. Zwischen den äusseren Enden der Laufschaufeln und der Innenwand des Verdichtergehäuses ist ein radiales Spiel in der Grössenordnung von 1 mm vorgesehen, das möglichst klein gehalten werden soll, um den Rückstrom der Luft und die damit einhergehende Verringerung des Wirkungsgrades gering zu halten. Entsprechendes gilt für die Kränze von Leitschaufeln, die zwischen den Druckstufen angeordnet und an der Innenwand des Verdichtergehäuses befestigt sind.

Die Verringerung des radialen Spiels wird dadurch erschwert, dass sich in unterschiedlichen Betriebszuständen des Verdichters Rotorschaukeln und Verdichtergehäuse in unterschiedlichem Masse ausdehnen bzw. Zusammenziehen. Das radiale Spiel muss daher so gewählt werden, dass es unter den ungünstigsten Betriebsbedingungen, d.h., bei ausgedehntem Rotor und Laufschaufeln und zusammengezogenem Verdichtergehäuse, noch ausreichend ist. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Veränderung des radialen Spiels sowohl mechanische als auch thermische Ursachen haben kann. Als mechanische Ursache kommt vor allem die radiale Auslenkung des Rotors und der Laufschaufeln durch die bei schneller Rotation angreifenden Fliehkräfte in Frage. Als thermische Ursachen sind unterschiedliche thermische Ausdehnungen in Rotor und Stator aufgrund von Temperaturdifferenzen oder unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten der verwendeten Materialien anzusehen.

In der Vergangenheit ist eine Vielzahl von Vorschlägen gemacht worden, die sich mit der aktiven Ausregelung des radialen Spiels (sog "active clearance control") während des Betriebs befassen. Zu diesem Zweck wird beispielsweise in der eingangs genannten Druckschrift wahlweise kältere und/oder wärmere Druckluft, die aus unterschiedlichen Kompressionsstufen stammt, ins In-

tere des Rotors geleitet, um durch eine Steuerung der Temperatur der die Laufschaufeln tragenden Scheiben das radiale Spiel zu steuern. Eine vergleichbare Lösung ist auch in der EP-B1-0 140 818 offenbart. Spezielle Verfahren zum Steuern und Regeln des Spiels können z. B. der US-A 4,849,895 entnommen werden.

In den Patent Abstracts of Japan, Band 7, Nr. 145, Veröffentlichungs-Nr. JP-A-58057100, wird die thermisch bedingte Deformation des inneren Gehäuses eines Kompressors durch zwischen innerem und äusserem Gehäuse zirkulierendes Kühlwasser gesteuert, um den Wirkungsgrad des Kompressors zu erhöhen.

Die GB-A-2 103 718 offenbart eine Gasturbinenanlage, bei welcher zur Spaltreduktion für die Startphase der Turbine ein elektrisch heizbares Zwischenstück zwischen dem Gaserzeuger und der Leistungsstufe vorgesehen ist.

In der BE-A-649 186 wird eine kalte Dampfturbine für einen schnellen Start elektrisch, durch Dampf oder durch Gas in den verschiedenen Teilen vorgeheizt, um eine Zeitverzögerung durch sich unterschiedlich aufheizende Anlagenteile zu vermeiden.

Die DE-A1-39 09 606 offenbart eine Spaltsteueranordnung zum Steuern der Spalten in einem Gasturbinentriebwerk, bei welcher wahlweise und gesteuert Heizluft oder Kühlluft zur Rotorbohrung zugeführt werden kann.

Gemäss der US-A-1,541,843 wird bei einer axialen Turbine ein die Turbine mantelförmig umgebender Hohlraum vorgesehen, der von Frischdampf oder besonders heissen Gasen durchströmt wird, um eine gleichmässige und effektive Aufheizung der verschiedenen Anlagenteile zu gewährleisten.

In den Patent Abstracts of Japan, Band 14, Nr. 404, Veröffentlichungs-Nr. JP-A-2153232 wird eine Heizeinrichtung für das Gehäuse einer Gasturbine vorgeschlagen, bei der komprimierte Luft aus dem Kompressor direkt über ein Ventil zur Aussenseite des Turbinengehäuses geleitet wird, um eine Expansion des Gehäuses zu bewirken und eine sichere Spaltweite einzustellen.

Neben der oben erwähnten Temperatursteuerung des Rotors ist auch bereits eine Temperatursteuerung des Verdichtergehäuses vorgeschlagen worden (US-A-4,230,436), bei der die Temperatur des Verdichtergehäuses durch einen mehr oder weniger starken Kühlluftstrom kontrolliert abgesenkt wird. Die Kühlluft wird dabei an unterschiedlichen Verdichterstufen entnommen und in Kühlkanälen sowohl hinter den Leitschaufeln als auch hinter der den Laufschaufeln gegenüberliegenden Innenwand des Verdichtergehäuses entlanggeführt.

Die bekannten Verfahren zur aktiven Spielregelung beziehen sich auf den normalen Betrieb des Verdichters. Sie können daher auch zur Kühlung bzw. Heizung verschiedener Verdichterteile oder -partien auf Verdichterluft unterschiedlicher Temperatur oder - im Falle des Verdichters einer Gasturbine - Heissgas aus dem Triebwerksteil zurückgreifen.

Nicht berücksichtigt ist dabei der Fall des sog. "Warmstarts", bei welchem der Verdichter nach einem vorangegangenen Abschalten, aber noch vor einer vollständigen Abkühlung, wieder anläuft: In diesem Fall befinden sich Rotor und Stator auf deutlich unterschiedlichen Temperaturen, da sich der aussenliegende Stator schneller abkühlt und entsprechend zusammenzieht, während der Rotor länger heiss bleibt und entsprechend seine Ausdehnung beibehält. Hierdurch verringert sich das radiale Spiel erheblich. Damit in diesem Zustand ein erneutes Starten möglich wird (Warmstart), muss bei der Auslegung des radialen Spiels dieser Sonderfall berücksichtigt werden, was zu erhöhten Werten des radialen Spiels führt.

#### DARSTELLUNG DER ERFINDUNG

Es ist nun Aufgabe der Erfindung, eine Verdichteranordnung mit einem Verdichter zu schaffen, der ohne Verschlechterung des radialen Spiels für einen Warmstart geeignet ist, sowie ein Verfahren zu deren Betrieb anzugeben.

Die Aufgabe wird bei einer Verdichteranordnung der eingangs genannten Art gemäß Anspruch 1 dadurch gelöst, dass zur Verringerung der Schwankungen des radialen Spiels das Verdichtergehäuse heizbar ausgebildet und mit einer separaten, vom Betrieb des Verdichters unabhängigen Heizvorrichtung verbunden ist, mittels derer es bei einem Warmstart aufgeheizt werden kann, dass im Verdichtergehäuse eine Mehrzahl von umlaufenden und in Richtung der Verdichterachse hintereinander angeordneten Heizkanälen vorgesehen sind, durch welche umlaufend ein aufgeheiztes Heizmedium geschickt werden kann, dass zur Aufnahme der Leitschaufeln am inneren Umfang des Verdichtergehäuses Schaufeleindrehungen vorgesehen sind, in welche die Leitschaufeln mit entsprechenden Schaufelfüßen eingeschoben sind, und dass die Heizkanäle jeweils durch Nuten gebildet werden, welche in die Böden der Schaufeleindrehungen eingelassen sind.

Der Kern der Erfindung besteht darin, eine Heizvorrichtung vorzusehen, die unabhängig vom Betrieb des Verdichters arbeitet und das Verdichtergehäuse vor einem Warmstart soweit aufheizen kann, dass eine Verringerung des radialen Spiels durch ein Temperaturgefälle zwischen Rotor und Stator praktisch nicht mehr auftritt, wobei sich durch die spezielle Realisierung der Heizkanäle eine besonders einfache und betriebssichere Heizung realisieren lässt, bei der nur geringfügige Änderungen am Verdichtergehäuse vorgenommen werden müssen.

Eine erste bevorzugte Ausführungsform der Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, dass jeweils mehrere, vorzugsweise drei, Heizkanäle in einer Reihe hintereinandergeschaltet sind, dass das Heizmedium diese Reihe entgegen der Strömungsrichtung des Verdichters durchfließt, dass jeder Heizkanal für sich genommen einen Kreisring bildet, und bei in Reihe geschalteten

Heizkanälen die benachbarten einzelnen Heizkanäle durch parallel zur Verdichterachse laufende Transferkanäle untereinander verbunden sind. Hierdurch lässt sich eine effektive und gleichmässige Heizung bei einer gleichzeitig minimierten Zahl von externen Anschlüssen erreichen.

Bei einer zweiten bevorzugten Ausführungsform wird als Heizmedium Druckluft verwendet, die Heizvorrichtung umfasst einen Druckluftanschluss, von welchem eine Druckluftzuleitung über eine Heizung zum Verdichtergehäuse führt, und die Heizung ist als elektrische Heizung ausgebildet (kann aber auch mittels Gasbrenner erfolgen).

Das erfindungsgemässe Verfahren ist dadurch gekennzeichnet, dass eine Verdichteranordnung gemäß einem der Vorrichtungsansprüche bereitgestellt wird, dass zur Vorbereitung eines Warmstarts das Verdichtergehäuse nach dem Abschalten des Verdichters aufgeheizt wird, und dass das Aufheizen erst dann beendet wird, wenn der Verdichter nach dem Warmstart einen bestimmten Teil, vorzugsweise etwa 75% bis 100%, seiner Vollast erreicht hat. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass dem Gehäuse nur solange externe Heizleistung zugeführt wird, bis die betriebsbedingte Angleichung der Temperaturen von Rotor und Stator erreicht ist.

Eine bevorzugte Ausführungsform des erfindungsgemässen Verfahrens zeichnet sich dadurch aus, dass zur Heizung des Verdichtergehäuses Druckluft erhitzt und durch in dem Verdichtergehäuse verlaufende Heizkanäle gepresst wird und dass beim Warmstart des Verdichters zunächst Druckluft von aussen zugeführt und nach Erreichen eines vorbestimmten Arbeitsdruckes im Verdichter die Zufuhr der Druckluft von aussen unterbrochen und an deren Stelle verdichtete Luft vom Ausgang des Verdichters abgezweigt und verwendet wird.

Weitere Ausführungsformen ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen.

#### KURZE ERLÄUTERUNG DER FIGUREN

Die Erfindung soll nachfolgend anhand von Ausführungsbeispielen im Zusammenhang mit den Figuren näher erläutert werden. Es zeigen

Fig. 1 im Längsschnitt entlang der Rotorachse einen Ausschnitt aus einem Verdichter gemäss einem bevorzugten Ausführungsbeispiel der Erfindung mit unterhalb der Leitschaufeln angeordneten Heizkanälen im Verdichtergehäuse;

Fig. 2 eine zu Fig. 1 entsprechende Darstellung mit einem Schnitt in der Ebene Z-Z aus Fig. 4 mit einem ersten Transferkanal, welcher zwei benachbarte Heizkanäle verbindet, und einem Auslasskanal;

- Fig. 3 eine zu Fig. 1 entsprechende Darstellung mit einem Schnitt entlang der Trennebene (18) aus Fig. 4 mit einem zweiten Transferkanal und einem Einlasskanal;
- Fig. 4 eine Querschnitt entlang der Ebenen X-X aus Fig. 2 (Gehäuseoberteil 2b) bzw. entlang der Ebene Y-Y aus Fig. 3 (Gehäuseunterteil 2a);
- Fig. 5 ein Schema für ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel einer Heizeinrichtung für den Verdichter nach der Erfindung; und
- Fig. 6 den schematisierten Strömungsweg des Heizmediums in der Heizkonfiguration nach Fig. 2 und 3.

#### WEGE ZUR AUSFÜHRUNG DER ERFINDUNG

In Fig. 1 ist eine bevorzugte Ausführungsbeispiel eines Verdichters nach der Erfindung im Längsschnitt entlang der Rotorachse dargestellt. Der Verdichter 1 umfasst einen Rotor 3 und ein den Rotor 3 konzentrisch umgebendes Verdichtergehäuse 2. Auf dem Rotor 3 sind entlang der Rotorachse hintereinander eine Mehrzahl von Laufschaufelkränzen angeordnet, die ihrerseits jeweils eine Mehrzahl von Laufschaufeln 5a-d aufweisen. Die Laufschaufeln sind mit entsprechenden Schaufelfüssen am Rotor 3 befestigt (auf die schnittbedingte Schraffur ist am Rotor der Einfachheit halber verzichtet worden). Jeder der Laufschaufelkränze bildet eine eigene Verdichterstufe. Zwischen den einzelnen Laufschaufelkränzen sind Leitschaufelkränze angeordnet, deren einzelne Leitschaufeln 4a,b mit entsprechenden Schaufelfüssen 6a,b in Schaufeleindrehungen 8 am Verdichtergehäuse 2 (als Schaufelträger) befestigt sind (zur besseren Sichtbarkeit der Schaufeleindrehungen 8 ist der rechte Leitschaufelkranz weggelassen).

Zwischen den äusseren Enden der Laufschaufeln 5a-d und der Innenseite des Verdichtergehäuses 2 ebenso wie zwischen den inneren Enden der Leitschaufeln 4a,b und der Aussenfläche des Rotors 3 ist ein radiales Spiel vorgesehen, welches so gewählt ist, dass einerseits in jedem Betriebszustand ein Schleifen der Schaufelenden an der gegenüberliegenden Wand sicher vermieden wird, und dass andererseits der Wirkungsgrad des Verdichters durch den entstehenden Spalt nicht unnötig vermindert wird.

Das zu verdichtende Medium (z.B. die Verbrennungsluft einer Turbine) strömt in der Darstellung zwischen dem Rotor 3 und dem Verdichtergehäuse 2 von rechts nach links durch die Schaufelkränze, wird dabei verdichtet und erwärmt sich zunehmend. Ein Teil der entstehenden Kompressionswärme wird an Rotor 3, Verdichtergehäuse 2 und die Schaufeln 5a-d und 4a,b abgegeben. Damit stellt sich während des Betriebs ein Temperaturprofil im Verdichter ein, das entlang der Rotorachse von rechts nach links zunimmt, während die

Temperaturunterschiede in radialer Richtung zwischen Rotor 3 und Verdichtergehäuse vergleichsweise gering sind. Da sich Rotor und Verdichtergehäuse im Normalbetrieb in gleichem Umfang erwärmen bzw. abkühlen, sind die Schwankungen im radialen Spiel relativ begrenzt.

Dies ändert sich jedoch bei einem sogenannten Warmstart: Bei einem Warmstart hat der Verdichter nach einem vorangegangenen Abschalten keine Gelegenheit, sich vollständig abzukühlen, weil das Starten relativ kurzfristig nach dem Abschalten erfolgt. In diesem Fall hat sich das aussenliegende Verdichtergehäuse 2 schneller abgekühlt als der innenliegende Rotor. Die dadurch bedingte unterschiedlich starke Kontraktion resultiert in einer deutlichen Verringerung des radialen Spiels, die zusätzliche Massnahmen erforderlich macht. Zwar kann diese Besonderheit grundsätzlich durch eine Vergrösserung des gewählten Spiels berücksichtigt werden, jedoch führt diese Vergrösserung im Normalbetrieb zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades.

Bei der vorliegenden Erfindung ist statt dessen vorgesehen, das Verdichtergehäuse bei einem Warmstart so aufzuheizen, dass die übermässige Abkühlung ausgeglichen wird und deshalb bei der Auswahl des radialen Spiels auf den Fall des Warmstarts keine Rücksicht genommen zu werden braucht. Zu diesem Zweck sind im Ausführungsbeispiel der Fig. 1 im Verdichtergehäuse 2 Heizkanäle 7a-c vorgesehen, durch welche umlaufend unter Druck ein aufgeheiztes Heizmedium, insbesondere Wasserdampf oder Druckluft, gepresst werden kann. Der Einsatz von Wasserdampf ist dabei insbesondere denkbar, wenn (i) eine Dampfquelle vorhanden ist, (ii) die Temperatur des Metalls kleiner 600°C ist, und (iii) die Temperatur des Wasserdampfes grösser ist als die der Verdichterluft. Die Heizkanäle 7a-c sind einfacherweise als ringförmig umlaufende Nuten in den Böden der Schaufeleindrehungen 8 ausgebildet und können so beim Fertigen der Schaufeleindrehungen 8 gleich mitgefertigt werden.

Jeweils mehrere, vorzugsweise drei, der Heizkanäle 7a-c sind in einer Reihe hintereinandergeschaltet und werden vom Heizmedium entgegen der Strömungsrichtung des Verdichters 1, in der Darstellung der Fig. 1 bis 3 also von links nach rechts, durchflossen. Durch die Reihenschaltung ergibt sich ein axiales Temperaturgefälle, welches dem im Verdichter während des Betriebes entstehenden Temperaturgefälle in etwa entspricht. Um die Temperaturverteilung quer zur Verdichterachse zu homogenisieren und Verkrümmungen des Schaufelträgers zu vermeiden, wird das Heizmedium dabei in benachbarten Heizkanälen vorzugsweise mit wechselndem Umlaufsinn geführt (siehe Fig. 6). Die Reihenschaltung kann grundsätzlich durch eine geeignete äussere Verbindung zwischen den einzelnen benachbarten Heizkanälen realisiert werden. Bevorzugt wird im Rahmen der Erfindung jedoch eine interne Reihenschaltung, die anhand der Fig. 2 bis 4 erläutert werden kann

(eine Parallelschaltung ist ebenfalls denkbar, und zwar abhängig von der Druckdifferenz  $\Delta p$ ).

Die bevorzugte interne Reihenschaltung der Heizkanäle 7a-c macht sich den Umstand zunutze, dass das Verdichtergehäuse 2 in der Regel entlang einer Trennebene 18 in zwei Hälften, ein Gehäuseoberteil 2b und ein Gehäuseunterteil 2a, unterteilt ist (Fig. 4). Von der Trennebene 18 her sind abwechselnd in das Gehäuseoberteil 2b und das Gehäuseunterteil 2a jeweils in Achsenrichtung Transferkanäle 9, 16 eingefräst, die jeweils zwei benachbarte Heizkanäle (in Fig. 2 die Heizkanäle 7a und 7b, und in Fig. 3 die Heizkanäle 7b und 7c) untereinander verbinden. Bei drei in Reihe geschalteten Heizkanälen 7a-c sind insgesamt zwei Transferkanäle (9 und 16) notwendig. Fig. 2 zeigt dabei den Schnitt durch das Gehäuseoberteil 2b entlang der Ebene Z-Z aus Fig. 4; der Transferkanal 9 ist entsprechend geschnitten. Fig. 3 zeigt die Draufsicht auf das Gehäuseunterteil 2a von der Trennebene 18 her; der Transferkanal 16 ist dabei entsprechend in der Draufsicht zu sehen.

Der Transferkanal 9 (ebenso wie auch der Transferkanal 16) ist zur Trennebene 18 hin durch eine Trennplatte 17 (Fig. 4) abgeschlossen. Die Trennplatte 17 ist breiter und länger als der zugehörige Transferkanal und ruht auf einem den Kanal umgebenden Absatz (10 beim Transferkanal 9 in Fig. 2 bzw. 15 beim Transferkanal 16 in Fig. 3). Die Trennplatte 17 reicht zur Verdichterachse hin bis an die Schaufeleindrehungen 8 und unterbricht dadurch in der Trennebene 18 gleichzeitig die beiden Heizkanäle 7a,b, die durch den zugehörigen Transferkanal 9 verbunden sind. Diese Unterbrechung ist notwendig, um im jeweiligen Heizkanal eine bestimmte Strömungsrichtung des Heizmediums festlegen zu können. Beide Transferkanäle 9, 16 überlappen im Bereich des mittleren Heizkanals 7b, sind dort aber untereinander durch die beiden Trennplatten getrennt.

Bei den drei in den Figuren dargestellten, in Reihe geschalteten Heizkanälen 7a-c wird nun das Heizmedium durch einen Einlasskanal 14 und einen Einlassraum 13 (Fig. 3) in den am weitesten stromab gelegenen Heizkanal 7a eingespiesen. Der Einlasskanal 14 mündet dabei auf der dem Transferkanal 9 gegenüberliegenden Seite der Trennplatte 17 in den Heizkanal (Fig. 4). Das Heizmedium umrundet in dem ersten Heizkanal 7a in einem ersten Drehsinn einmal die Verdichterachse, gelangt dann über den ersten Transferkanal 9 in den mittleren Heizkanal 7b, umrundet dort in einem entgegengesetzten Drehsinn ein zweites Mal die Verdichterachse, gelangt dann über den zweiten Transferkanal 16 in den dritten Heizkanal 7c, umrundet dort die Verdichterachse ein drittes Mal in einem erneut geänderten Drehsinn und tritt schliesslich über einen mit dem Heizkanal 7c verbundenen Auslassraum 11 und Auslasskanal 12 (Fig. 2 und 6) wieder nach aussen. Dieser Strömungsweg des Heizmediums durch die drei mittels der Transferkanäle 9, 16 in Reihe geschalteten Heizkanäle 7a-c ist noch einmal zur Verdeutlichung in schematisier-

ter perspektivischer Darstellung in Fig. 6 wiedergegeben. Obgleich bei dem hier vorgestellten bevorzugten Ausführungsbeispiel die Heizkanäle jeweils in Gruppen zu drei Kanälen in Reihe geschaltet sind, versteht es sich von selbst, dass im Rahmen der Erfindung die Zusammenschaltung verschiedener Heizkanäle auch in anderer Weise durchgeführt werden kann.

Als Heizmedium wird bevorzugt Druckluft, insbesondere saubere Instrumentenluft, verwendet. Die Druckluft wird gemäss Fig. 5 über einen Druckluftanschluss 25 und eine Heizung 22 mittels einer Druckluftzuleitung 27 zum Verdichtergehäuse 2 transportiert. Die Heizung 22 ist vorzugsweise ein mit Gas (Propan, Butan o.dgl.) arbeitender Wärmetauscher oder eine elektrische (Widerstands-)Heizung. Die Druckluft mit etwa 0,6 MPa Druck wird in der Heizung 22 erwärmt und in die Heizkanäle 26 gedrückt, sobald der Verdichter 1 abgestellt wird. Die mit der Heizung 22 erreichte Temperatur des Druckmediums wird dabei vorzugsweise 50 bis 100 K über der Metalltemperatur des Verdichters bei Normalbetrieb (d.h. etwa 600°C) gewählt. Die Heizung und die Druckluftzufuhr werden abgestellt, sobald der Verdichter einen bestimmten Teil seiner Vollast, vorzugsweise etwa 75% bis 100%, erreicht hat. Dies kann über ein Hauptventil 24 erfolgen, welches zwischen Druckluftanschluss 25 und Heizung 23 angeordnet ist. Zwischen dem Hauptventil 24 und der Heizung kann zusätzlich eine Hilfsleitung 19 in die Druckluftzuleitung 27 münden, die ein Rückschlagventil 21 enthält und mit Verdichterluft beaufschlagt werden kann. Die Verdichterluft tritt dann an die Stelle der von aussen zugeführten Druckluft, wenn der Verdichter nach dem Anlaufen selbst einen ausreichenden Druck erzeugt, um das Rückschlagventil 21 zu öffnen. In der Hilfsleitung 19 ist zusätzlich ein Ventil 28 vorgesehen, welches im Normalbetrieb geschlossen ist, um Rückströmungen zu vermeiden.

Bei einer bevorzugten Tiefe T der Heizkanäle 7a-c von wenigen Millimetern, insbesondere 1 bis 5 mm, und einer bevorzugten Breite B von wenigen Zentimetern, insbesondere 20 bis 40 mm, und einem mittleren Umfang von z.B. 1,6 m ergibt sich bei den gewählten Drücken eine Geschwindigkeit der Luft in den Heizkanälen von 100 bis 250 m/s und ein Volumendurchsatz von 0,004 bis 0,04 m<sup>3</sup>/s. Die für die Heizung 22 benötigte und über eine Heizungszuleitung 23 zugeführte Heizleistung liegt in der Grössenordnung von 50 bis 200 kW. Bei einem Eingangsdruck von 0,6 MPa beträgt der Druck der Luft am Auslass 20 (Fig. 5) etwa 0,1 MPa.

Insgesamt ergibt sich mit der Erfindung ein Verdichter, der ohne Einbusse hinsichtlich des Wirkungsgrades für einen Warmstart geeignet ist.

#### BEZEICHNUNGSLISTE

|    |                   |
|----|-------------------|
| 1  | Verdichter        |
| 2  | Verdichtergehäuse |
| 2a | Gehäuseunterteil  |
| 2b | Gehäuseoberteil   |

|         |                                    |
|---------|------------------------------------|
| 3       | Rotor                              |
| 4, 4a-c | Leitschaufel                       |
| 5a-d    | Laufschaufel                       |
| 6a-c    | Schaufelfuss (Leitschaufel)        |
| 7a-c    | Heizkanal                          |
| 8       | Schaufeleindrehung (Leitschaufel)  |
| 9, 16   | Transferkanal                      |
| 10, 15  | Absatz (Trennplatte)               |
| 11      | Auslassraum                        |
| 12      | Auslasskanal                       |
| 13      | Einlassraum                        |
| 14      | Einlasskanal                       |
| 17      | Trennplatte                        |
| 18      | Trennebene                         |
| 19      | Hilfsleitung                       |
| 20      | Auslass                            |
| 21      | Rückschlagventil                   |
| 22      | Heizung (Wärmetauscher)            |
| 23      | Heizungszuleitung                  |
| 24      | Hauptventil                        |
| 25      | Druckluftanschluss                 |
| 26      | Heizkanal                          |
| 27      | Druckluftzuleitung                 |
| 28      | Ventil                             |
| T       | Tiefe (der Heizkanäle bzw. Nuten)  |
| B       | Breite (der Heizkanäle bzw. Nuten) |

## Patentansprüche

1. Verdichteranordnung mit einem Verdichter, insbesondere für eine Gasturbine, welcher Verdichter (1) einen an seinem Umfang mit einer Mehrzahl von Laufschaufeln (5a-d) besetzten, um eine Verdichterachse drehbar gelagerten Rotor (3) sowie ein Verdichtergehäuse (2) umfasst, welches den Rotor (3) konzentrisch umgibt und an seinem inneren Umfang mit einer Mehrzahl von Leitschaufeln (4, 4a-c) besetzt ist, wobei zwischen den äusseren Enden der Laufschaufeln (5a-d) und der Innenwand des Verdichtergehäuses (2) ein radiales Spiel vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, dass zur Verringerung der Schwankungen des radialen Spiels das Verdichtergehäuse (2) heizbar ausgebildet und mit einer separaten, vom Betrieb des Verdichters unabhängigen Heizvorrichtung (22, 25, 27) verbunden ist, mittels derer es bei einem Warmstart aufgeheizt werden kann, dass im Verdichtergehäuse (2) eine Mehrzahl von umlaufenden und in Richtung der Verdichterachse hintereinander angeordneten Heizkanälen (7a-c) vorgesehen sind, durch welche umlaufend ein aufgeheiztes Heizmedium geschickt werden kann, dass zur Aufnahme der Leitschaufeln (4, 4a-c) am inneren Umfang des Verdichtergehäuses (2) Schaufeleindrehungen (8) vorgesehen sind, in welche die Leitschaufeln (4, 4a-c) mit entsprechenden Schaufelfüssen (6a-c) eingeschoben sind, und dass die Heizkanäle (7a-c) jeweils durch
- Nuten gebildet werden, welche in die Böden der Schaufeleindrehungen (8) eingelassen sind.
2. Verdichteranordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass jeweils mehrere, vorzugsweise drei, Heizkanäle (7a-c) in einer Reihe hintereinandergeschaltet sind, und dass das Heizmedium diese Reihe entgegen der Strömungsrichtung des Verdichters (1) durchfließt.
3. Verdichteranordnung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass jeder Heizkanal (7a-c) für sich genommen einen Kreisring bildet, und bei in Reihe geschalteten Heizkanälen die benachbarten einzelnen Heizkanäle durch parallel zur Verdichterachse laufende Transferkanäle (9, 16) untereinander verbunden sind.
4. Verdichteranordnung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass das Heizmedium in benachbarten Heizkanälen mit wechselndem Umlaufsinn geführt wird.
5. Verdichteranordnung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass das Verdichtergehäuse (2) entlang einer Trennebene (18) in ein Gehäuseoberteil (2b) und ein Gehäuseunterteil (2a) unterteilt ist, dass die Heizkanäle (7a-c) in der Trennebene (18) unterbrochen sind, und dass die Transferkanäle (9, 16) abwechselnd oberhalb und unterhalb der Trennebene (18) verlaufen.
6. Verdichteranordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten bzw. Heizkanäle (7a-c) eine Tiefe (T) von wenigen, insbesondere 1 bis 5 Millimetern, und eine Breite (B) von einigen Zentimetern, insbesondere 20 bis 40 mm, aufweisen.
7. Verdichteranordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass als Heizmedium Druckluft verwendet wird, und dass die Heizvorrichtung einen Druckluftanschluss 25 umfasst, von welchem eine Druckluftzuleitung (27) über eine Heizung (22) zum Verdichtergehäuse (2) führt.
8. Verdichteranordnung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Heizung (22) als Wärmetauscher ausgebildet ist.
9. Verdichteranordnung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Heizung (22) als elektrische Heizung ausgebildet ist.
10. Verdichteranordnung nach einem der Ansprüche 7 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen dem Druckluftanschluss (25) und der Heizung (22) ein Hauptventil (24) angeordnet ist, und dass zwischen

dem Hauptventil (24) und der Heizung (22) eine mit einem Rückschlagventil (21) ausgerüstete Hilfsleitung (19) in die Druckluftzuleitung (27) mündet, durch welche Hilfsleitung (19) Verdichterluft eingespeist werden kann.

11. Verfahren zum Betrieb einer Verdichteranordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass eine Verdichteranordnung gemäß einem der Ansprüche 1-10 bereitgestellt wird, daß zur Vorbereitung eines Warmstarts das Verdichtergehäuse (2) nach dem Abschalten des Verdichters (1) aufgeheizt wird, und dass das Aufheizen erst dann beendet wird, wenn der Verdichter (1) nach dem Warmstart einen bestimmten Teil, vorzugsweise etwa 75% bis 100%, seiner Vollast erreicht hat.

12. Verfahren nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass zur Heizung des Verdichtergehäuses (2) Druckluft erhitzt und durch in dem Verdichtergehäuse verlaufende Heizkanäle (7a-c) gepresst wird.

13. Verfahren nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass die heiße Druckluft mit einem Druck von etwa 0,6 MPa bei einem Volumenstrom zwischen 0,004 und 0,038 m<sup>3</sup>/s durch die Heizkanäle (7a-c) gepresst wird.

14. Verfahren nach einem der Ansprüche 12 und 13, dadurch gekennzeichnet, dass die Druckluft in der Heizung (22) auf eine Temperatur von 50 bis 100 K über der Metalltemperatur des Verdichters (1) im Normalbetrieb aufgeheizt wird.

15. Verfahren nach einem der Ansprüche 12 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass beim Warmstart des Verdichters zunächst Druckluft von aussen zugeführt und nach Erreichen eines vorbestimmten Arbeitsdruckes im Verdichter (1) die Zufuhr der Druckluft von aussen unterbrochen und an deren Stelle verdichtete Luft vom Ausgang des Verdichters (1) abgezweigt und verwendet wird.

16. Verfahren nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass zur Heizung des Verdichtergehäuses (2) Dampf als Heizmittel verwendet wird.

## Claims

1. Compressor arrangement having a compressor, in particular for a gas turbine, which compressor (1) includes a rotor (3), which is rotatably supported about a compressor centre line and possesses at its periphery a plurality of rotor blades (5a-d), and a compressor casing (2), which concentrically surrounds the rotor (3) and has on its inner periphery

a plurality of guide vanes (4, 4a-c), a radial clearance being provided between the outer ends of the rotor blades (5a-d) and the inner wall of the compressor casing (2), characterized in that the compressor casing (2) is configured so that it can be heated in order to reduce the fluctuations in the radial clearance and is connected to a separate heating appliance (22, 25, 27), which is independent of the operation of the compressor and by means of which the compressor casing can be heated in the case of a warm start, in that a plurality of peripheral heating passages (7a-c), which are arranged one behind the other in the direction of the compressor centre line and through which a heated heating medium can be dispatched in a circulating manner, are provided in the compressor casing (2), in that turned vane recesses (8) are provided on the inner periphery of the compressor casing (2) to accommodate the guide vanes (4, 4a-c), into which recesses the guide vanes (4, 4a-c) are pushed by means of corresponding vane roots (6a-c) and in that the heating passages (7a-c) are respectively formed by grooves which are let into the bottoms of the turned vane recesses (8).

2. Compressor arrangement according to Claim 1, characterized in that a plurality, preferably three, heating passages (7a-c) are respectively connected one behind the other in a row, and in that the heating medium flows through this row against the flow direction of the compressor (1).

3. Compressor arrangement according to Claim 2, characterized in that each heating passage (7a-c) forms per se a circular ring and, in the case of heating passages connected in series, the adjacent individual heating passages are connected to one another by transfer passages (9, 16) extending parallel to the compressor centre line.

4. Compressor arrangement according to Claim 3, characterized in that the heating medium is guided with alternating peripheral directions in adjacent heating passages.

5. Compressor arrangement according to Claim 4, characterized in that the compressor casing (2) is subdivided along a split plane (18) into a casing upper part (2b) and a casing lower part (2a), in that the heating passages (7a-c) are interrupted at the split plane (18) and in that the transfer passages (9, 16) alternately extend above and below the split plane (18).

6. Compressor arrangement according to one of Claims 1 to 5, characterized in that the grooves or heating passages (7a-c) have a depth (T) of a few millimetres, in particular 1 to 5 millimetres, and a

width (B) of some centimetres, in particular 20 to 40 mm.

7. Compressor arrangement according to one of Claims 1 to 6, characterized in that compressed air is used as the heating medium, and in that the heating appliance includes a compressed air connection 25 from which a compressed air supply conduit (27) leads via a heating system (22) to the compressor casing (2).

8. Compressor arrangement according to Claim 7, characterized in that the heating system (22) is configured as a heat exchanger.

9. Compressor arrangement according to Claim 7, characterized in that the heating system (22) is configured as an electrical heating system.

10. Compressor arrangement according to one of Claims 7 to 9, characterized in that a main valve (24) is arranged between the compressed air connection (25) and the heating system (22), and in that an auxiliary conduit (19) equipped with a non-return valve (21) opens into the compressed air supply conduit (27) between the main valve (24) and the heating system (22), it being possible to feed in compressor air through the auxiliary conduit (19).

11. Method for operating a compressor arrangement according to Claim 1, characterized in that a compressor arrangement according to one of Claims 1-10 is provided, in that, in order to prepare for a warm start, the compressor casing (2) is heated after the compressor (1) is shut down, and in that the heating is only ended when the compressor (1), after the warm start, has attained a certain proportion, preferably approximately 75% to 100%, of its full load.

12. Method according to Claim 11, characterized in that, in order to heat the compressor casing (2), compressed air is heated and forced through heating passages (7a-c) extending in the compressor casing.

13. Method according to Claim 12, characterized in that the hot compressed air is forced through the heating passages (7a-c) with a pressure of approximately 0.6 MPa at a volume flow between 0.004 and 0.038 m<sup>3</sup>/s.

14. Method according to one of Claims 12 and 13, characterized in that the compressed air in the heating system (22) is heated to a temperature of 50 to 100 K above the metal temperature of the compressor (1) in normal operation.

15. Method according to one of Claims 12 to 14, characterized in that, during a warm start of the compressor, externally compressed air is initially supplied and, after a specified working pressure in the compressor (1) has been reached, the supply of externally compressed air is interrupted and, in its place, compressed air from the outlet of the compressor (1) is branched off and used.

16. Method according to Claim 11, characterized in that steam is used as the heating medium for heating the compressor casing (2).

## 15 Revendications

1. Dispositif de compression comprenant un compresseur, destiné en particulier à une turbine à gaz, lequel compresseur (1) comporte un rotor (3), qui est muni sur son pourtour d'une pluralité d'aubes mobiles (5a-d) et est monté de manière à pouvoir tourner autour d'un axe de compresseur, ainsi qu'un carter (2) de compresseur, lequel entoure le rotor (3) de manière concentrique et est muni, sur son pourtour intérieur, d'une pluralité d'aubes fixes (4, 4a-c), un jeu radial étant prévu entre les extrémités extérieures des aubes mobiles (5a-d) et la paroi intérieure du carter (2) du compresseur, caractérisé en ce que, pour réduire les variations du jeu radial, le carter (2) du compresseur est réalisé de manière à pouvoir être chauffé et est raccordé à un système de chauffage (22, 25, 27) distinct, indépendant du fonctionnement du compresseur, au moyen duquel le carter peut être chauffé en cas de démarrage à chaud, en ce que, dans le carter (2) du compresseur, il est prévu une pluralité de conduits de chauffage (7a-c) périphériques disposés l'un derrière l'autre, dans la direction de l'axe du compresseur, dans lesquels un milieu chauffant chauffé peut être envoyé en circulation, en ce que, pour recevoir les aubes fixes (4, 4a-c), il est prévu, sur le pourtour intérieur du carter (2) du compresseur, des gorges d'aubes (8) dans lesquelles les aubes fixes (4, 4a-c) sont engagées par des emplantures d'aubes (6a-c) correspondantes, et en ce que les conduits de chauffage (7a-c) sont chacun constitués de rainures pratiquées dans le fond des gorges d'aubes (8).

2. Dispositif de compression suivant la revendication 1, caractérisé en ce que, chaque fois, plusieurs conduits de chauffage (7a-c), de préférence trois, sont montés en série l'un à la suite de l'autre, et en ce que le milieu chauffant circule dans cette série dans un sens opposé au sens d'écoulement du compresseur (1).

3. Dispositif de compression suivant la revendication 2, caractérisé en ce que chaque conduit de chauffage

fage (7a-c) pris séparément forme un cercle, et en ce que, dans les conduits de chauffage montés en série, les différents conduits de chauffage voisins sont raccordés entre eux au moyen de conduits de transfert (9, 16) s'étendant parallèlement à l'axe du compresseur.

4. Dispositif de compression suivant la revendication 3, caractérisé en ce que le milieu chauffant est amené dans des conduits de chauffage voisins en alternant le sens de circulation.

5. Dispositif de compression suivant la revendication 4, caractérisé en ce que le carter (2) du compresseur est divisé en une partie supérieure (2b) de carter et une partie inférieure (2a) de carter suivant un plan de séparation (18), en ce que les conduits de chauffage (7a-c) sont interrompus dans le plan de séparation (18), et en ce que les conduits de transfert (9, 16) s'étendent alternativement au-dessus et en dessous du plan de séparation (18).

6. Dispositif de compression suivant l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que les rainures, ou conduits de chauffage, (7a-c) présentent une profondeur (T) de quelques millimètres, en particulier de 1 à 5 mm, et une largeur (B) de quelques centimètres, en particulier 20 à 40 mm.

7. Dispositif de compression suivant l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que le milieu chauffant utilisé est de l'air comprimé, et en ce que le dispositif de chauffage comprend une arrivée d'air comprimé (25), à partir de laquelle une conduite d'air comprimé (27) mène au carter (2) du compresseur via un système de chauffage (22).

8. Dispositif de compression suivant la revendication 7, caractérisé en ce que le système de chauffage (22) est conçu en tant qu'échangeur de chaleur.

9. Dispositif de compression suivant la revendication 7, caractérisé en ce que le système de chauffage (22) est conçu en tant que chauffage électrique.

10. Dispositif de compression suivant l'une quelconque des revendications 7 à 9, caractérisé en ce qu'une soupape principale (24) est disposée entre l'arrivée d'air comprimé (25) et le système de chauffage (22), et en ce que, entre la soupape principale (24) et le système de chauffage (22), une conduite auxiliaire (19) munie d'une soupape de non-retour (21) débouche dans la conduite d'air comprimé (27), de l'air du compresseur pouvant être injecté dans la conduite auxiliaire (19).

11. Procédé de fonctionnement d'un dispositif de compression suivant la revendication 1, caractérisé en

ce qu'un dispositif de compression suivant l'une quelconque des revendications 1 à 10 est fourni, en ce que, en prévision d'un démarrage à chaud, le carter (2) du compresseur est chauffé après l'arrêt du compresseur (1), et en ce que le chauffage ne se termine que lorsque le compresseur (1) a atteint une fraction donnée, de préférence environ 75% à 100%, de sa pleine puissance après le démarrage à chaud.

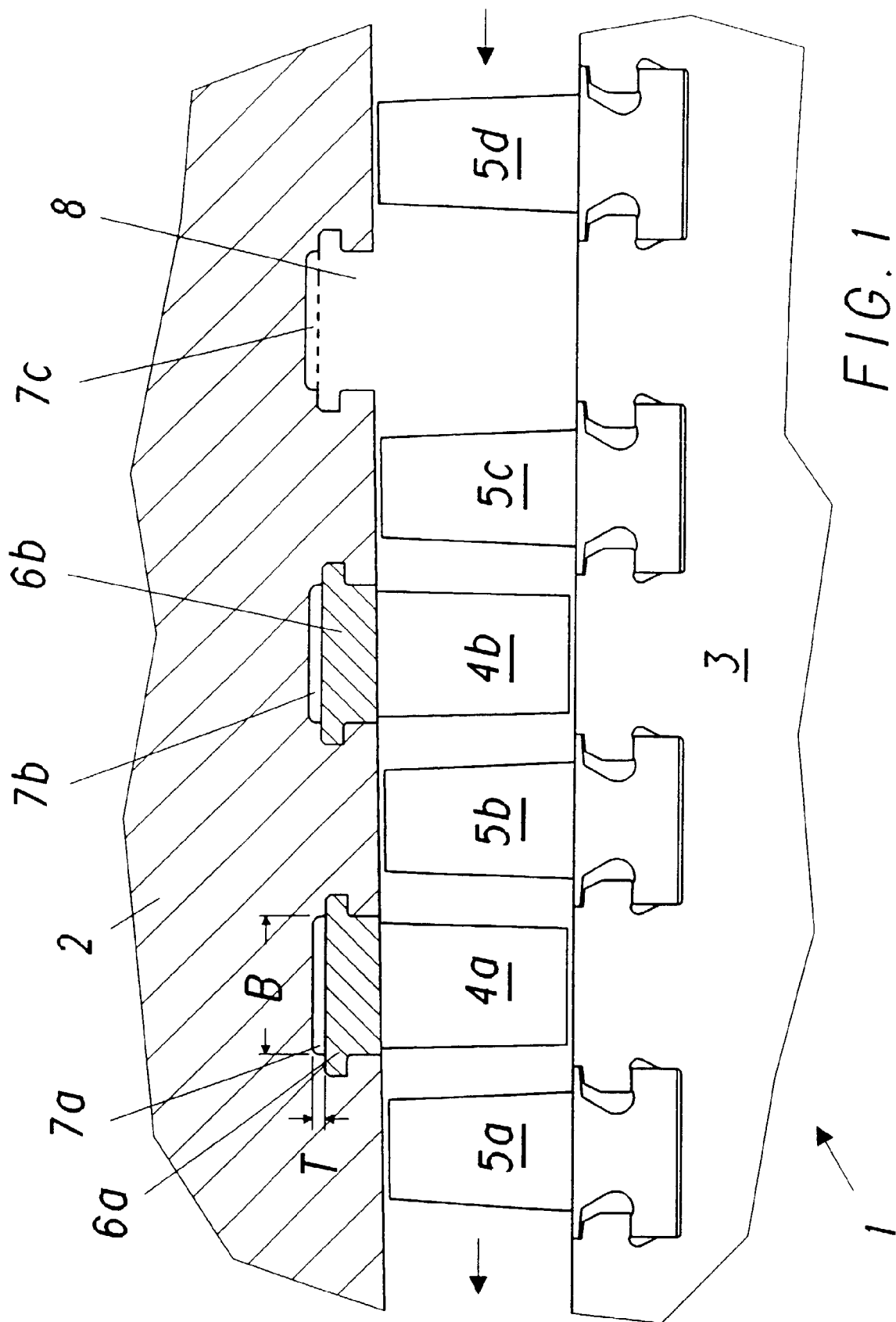
12. Procédé suivant la revendication 11, caractérisé en ce que, pour chauffer le carter (2) du compresseur, de l'air comprimé est chauffé et injecté sous pression dans les conduits de chauffage (7a-c) s'étendant dans le carter du compresseur.

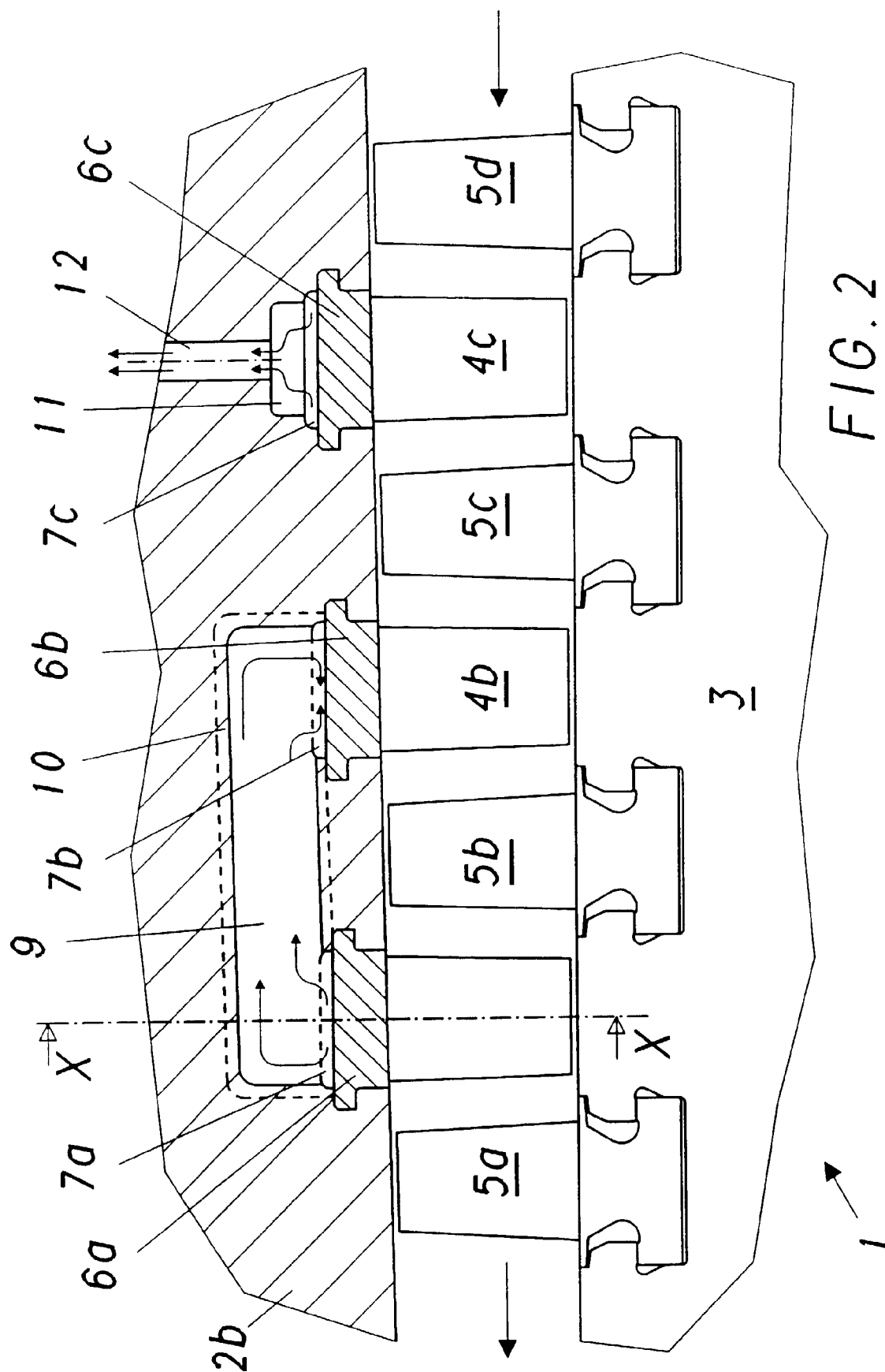
13. Procédé suivant la revendication 12, caractérisé en ce que l'air comprimé chaud est injecté dans les conduits de chauffage (7a-c) à une pression d'environ 0,6 MPa pour un débit compris entre 0,004 et 0,038 m<sup>3</sup>/s.

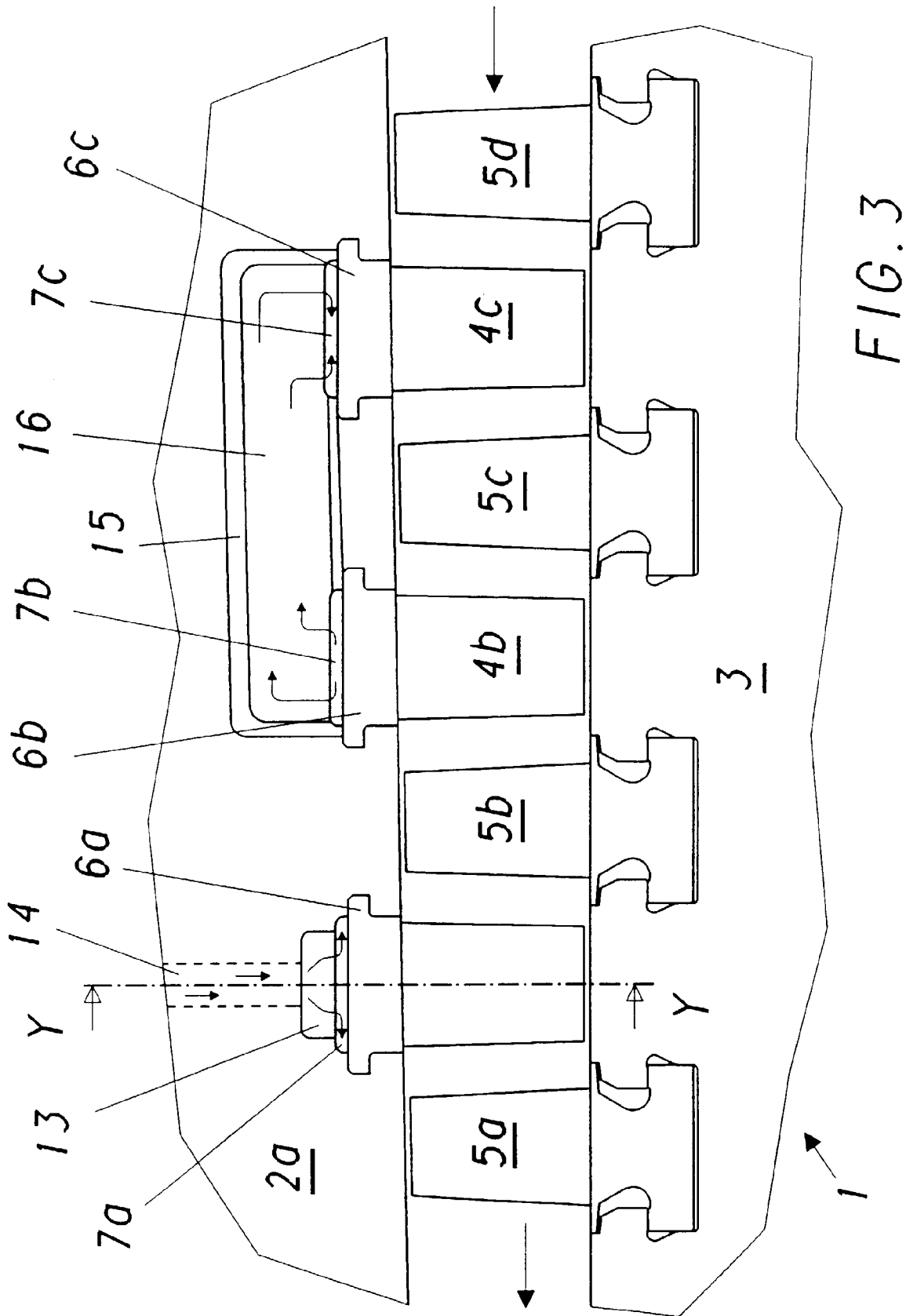
14. Procédé suivant l'une et/ou l'autre des revendications 12 et 13, caractérisé en ce que l'air comprimé est porté dans le système de chauffage (22) à une température située de 50 à 100 K au-dessus de la température du métal atteinte par le compresseur (1) en fonctionnement normal.

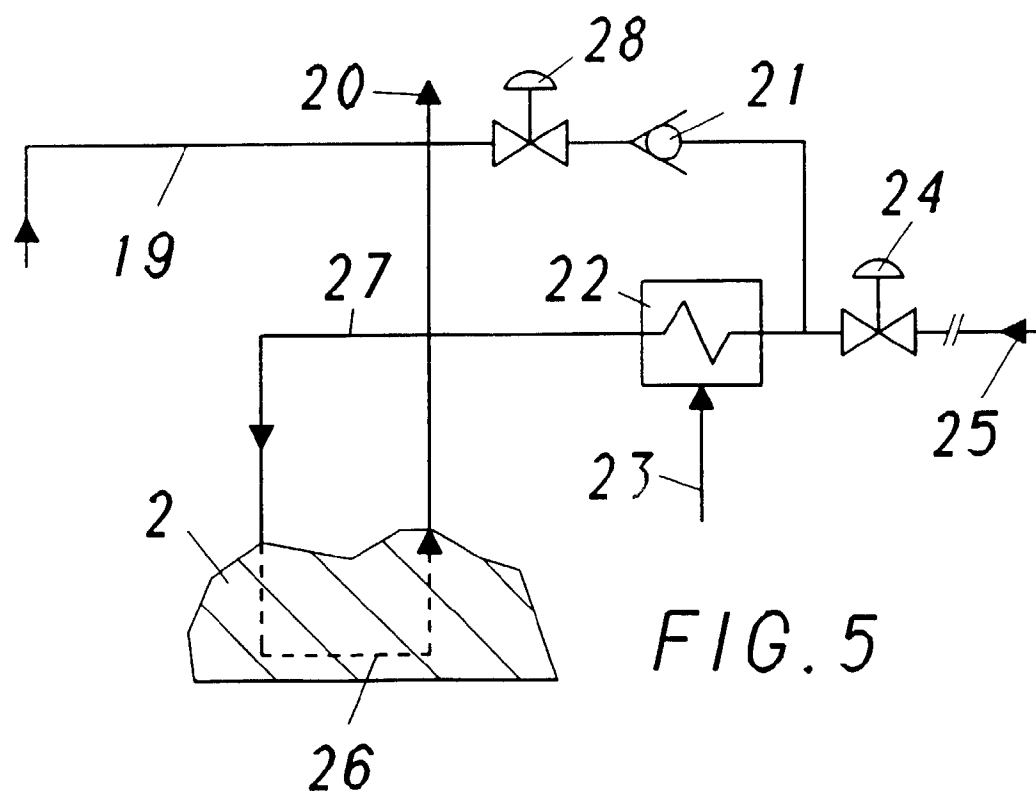
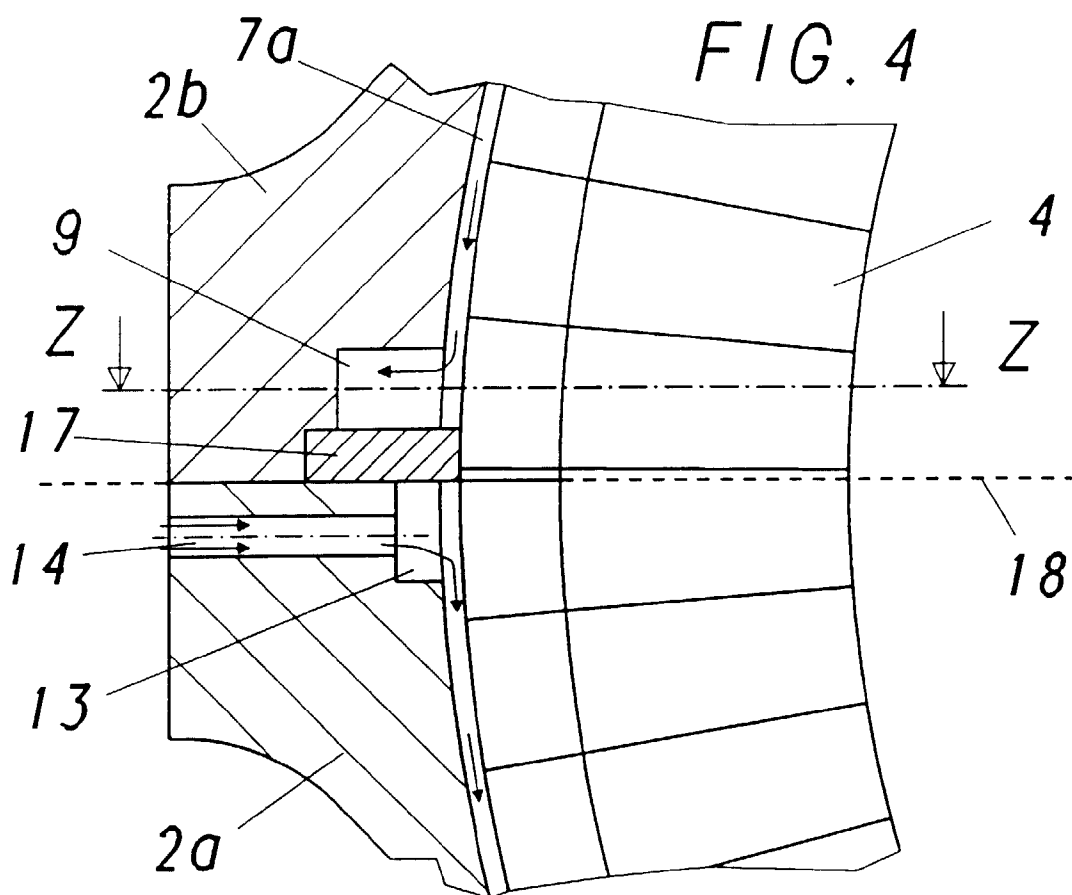
15. Procédé suivant l'une quelconque des revendications 12 à 14, caractérisé en ce que, lors d'un démarrage à chaud du compresseur, de l'air comprimé est tout d'abord amené de l'extérieur et en ce que, lorsque le compresseur (1) a atteint une pression de service prédéterminée, l'arrivée de l'air comprimé provenant de l'extérieur est coupée et de l'air comprimé provenant de la sortie du compresseur (1) est dérivé et utilisé en remplacement.

16. Procédé suivant la revendication 11, caractérisé en ce que le milieu chauffant utilisé pour chauffer le carter (2) du compresseur est de la vapeur.









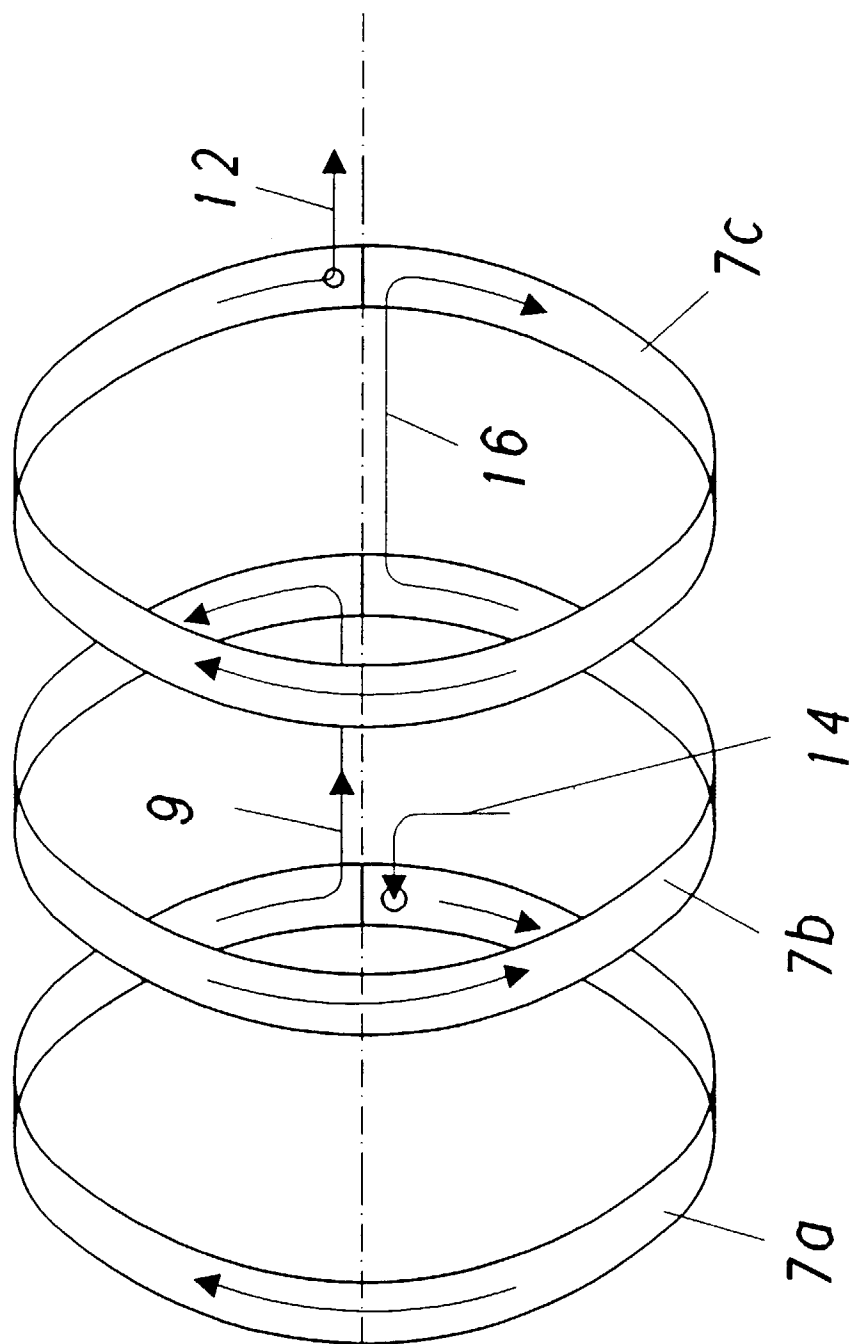


FIG. 6