



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11)

**EP 1 170 464 B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**15.03.2006 Patentblatt 2006/11**

(51) Int Cl.:  
**F01D 9/02 (2006.01)**

**F01D 25/12 (2006.01)**

(21) Anmeldenummer: **01113867.4**

(22) Anmeldetag: **07.06.2001**

(54) **Vorrichtung zum Kühlen eines ungleichmässig stark temperaturbelasteten Bauteils**

Cooling device for an element with an unequal thermal charge

Dispositif de refroidissement d'un élément avec une charge thermique inégale

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU  
MC NL PT SE TR**

(30) Priorität: **04.07.2000 DE 10032454**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**09.01.2002 Patentblatt 2002/02**

(73) Patentinhaber: **MAN TURBO AG  
46145 Oberhausen (DE)**

(72) Erfinder:  
• **Aschenruck, Emil  
47167 Duisburg (DE)**

• **Ebbing, Hildegard  
46117 Oberhausen (DE)**  
• **Mohr, Klaus Dieter  
42113 Wuppertal (DE)**

(74) Vertreter: **Radünz, Ingo  
Schumannstrasse 100  
40237 Düsseldorf (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A- 0 492 865 EP-A- 1 146 289  
DE-A- 19 815 473 GB-A- 580 042  
US-A- 2 402 841 US-A- 2 608 057  
US-A- 3 670 497 US-A- 4 841 726**

**EP 1 170 464 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

**[0001]** Die Erfindung betrifft ein Gassammelrohr einer Turbinenanlage, das mit mehreren Eintrittsstutzen für den Eintritt eines heißen Gases versehen ist, mit den Merkmalen des Oberbegriffes des Anspruches 1.

**[0002]** Ein solches Gassammelrohr ist aus der DE 198 15 473A bekannt. Aufgrund der besonderen Form der Eintrittsstutzen dieses Gassammelrohres sind in dessen Austrittsquerschnitt die mittleren Bereiche wesentlich stärker thermisch belastet als der obere und der untere Bereich.

**[0003]** Gekühlt wird der Austrittsquerschnitt dadurch, dass Kühlluft auf der dem Heißgas abgewandten Seite entlang geführt wird. Diese Kühlluft wird dem Kompressor der Gasturbinenanlage entnommen. Bei einer aus der Praxis bekannten Gasturbinenanlage wird die Menge der Kühlluft durch Schlitze begrenzt, die in dem ringförmigen Innenflansch des Gassammelrohres angeordnet sind, der an den Gegenflansch der Turbine angeschlossen ist. Diese Schlitze sind bei der bekannten Gasturbinenanlage gleichmäßig über den Umfang des Innenflansches verteilt angeordnet. Aufgrund der unsymmetrischen Temperaturbeaufschlagung durch die von den beiden Brennkammern kommenden Heißgasströme in Kombination mit der symmetrischen Kühlluftverteilung ergibt sich in Umfangsrichtung am Innenflansch des Gassammelrohres eine ungleichmäßige Materialtemperatur. Die Lebensdauer solcher hochtemperaturbelasteten Bauteile wird jedoch durch die maximal auftretenden Materialtemperaturen bestimmt, so dass sich die Zonen mit deutlich niedrigeren Temperaturen nicht positiv auf die Lebensdauer auswirken. Das heißt, es wird Lebensdauerpotential aufgrund der ungleichmäßigen Temperaturverteilung verschenkt. Darüber hinaus kann die ungleichmäßige Temperaturverteilung am Umfang zu Verwerfungen und Ausbeulungen führen.

**[0004]** Aus der US-A-2 608 057 ist eine Gasturbinenanlage bekannt, die mehrere auf einem Kreis angeordnete Brennkammern aufweist, an die sich jeweils eine Düsenkammer anschließt. Die Düsenkammern sind doppelwandig ausgebildet, wobei durch den Hohlraum der Doppelwand Kühlluft zur Kühlung der Düsenkammer geführt wird. Die Kühlluft tritt in den Hohlraum durch einen mit Öffnungen versehenen Ring ein, die gleichmäßig über den Ring verteilt sind. Durch eine Änderung der Anzahl und der Größe der Öffnungen kann die Durchflussmenge der in den Hohlraum eintretenden Kühlluft gesteuert werden.

**[0005]** Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die Kühlung des gattungsgemäßen Gassammelrohres ohne Mehraufwand zu vergleichmäßigen.

**[0006]** Die genannte Aufgabe wird bei einem gattungsgemäßen Gassammelrohr erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruches 1 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind Gegenstand der Unteransprüche.

**[0007]** Die Intensität der Konvektionskühlung durch

die Kühlluft im Austrittsquerschnitt wird bestimmt durch die Geschwindigkeit und die Menge der Kühlluft, die dort entlang strömt. Damit überhaupt Kühlluft strömt, ist eine Druckdifferenz  $A_p$  über dem geschlitzten ringförmigen Innenflansch erforderlich. Die Kühlluft strömt durch die am Umfang des Innenflansches angeordneten Schlitze. Somit beeinflusst die Geometrie der Schlitze selbst sowie deren Anordnung durch die Verteilung auf dem Umfang direkt die Menge und Verteilung der Kühlluft. Der ringförmige Innenflansch des Bauteiles stellt somit das Drosselorgan für die Kühlluftmenge dar. Somit kann eine zielgerichtete, ungleichmäßige, aber angepasste Strömungsverteilung im Austrittsbereich des Bauteiles allein durch die Anordnung und die Geometrie (Größe) der Kühlluftschnitte erreicht werden. Diese angepasste Strömungsverteilung ist möglich, ohne Leitbleche oder Kammer zu verwenden. Es handelt sich hierbei um eine einfache Strömungszwangführung durch eine entsprechende Geometriefestlegung des Drosselorgans für den Austritt der Kühlluft.

**[0008]** Dabei ist besonders zu betonen, dass die Gesamtfläche der Kühlluftschnitte nicht verändert wird, also auch die Kühlluftmenge nicht erhöht wird. Durch diese Maßnahme wird die Kühlluft, die normalerweise Bereiche kühlt, die nur eine geringe Temperaturbelastung haben, zu den Bereichen geführt, die temperaturmäßig höher belastet sind. Dadurch steigt die Materialtemperatur des Austrittsquerschnittes in den kalten Zonen. Jedoch fallen die Temperaturen in den beiden heißen Zonen, so dass sich auf dem Umfang betrachtet ein nahezu "gleichmäßiges Temperaturprofil ergibt.

**[0009]** Die sich durch die erfindungsgemäßen Maßnahmen ergebende Vorteile bestehen in einer Reduzierung der lokalen, lebensdauerbegrenzenden Materialtemperatur, in einer Vergleichmäßigung der Temperaturverteilung, in einer Reduzierung von Temperaturspannungen, in einer Verbesserung der Temperatur- und Korrosionsbeständigkeit und in einer Erhöhung der Lebensdauer des Bauteiles.

**[0010]** Ein weiterer Vorteil liegt darin, dass kein erhöhter Kühlluftbedarf erforderlich. Bei den bisher bekannten und angewendeten Methoden zur Begegnung von Temperaturspitzen in temperaturmäßig hochbelasteten Bauteilen wird in der Regel den heißen Zonen zusätzliche Kühlluft zugeführt. Diese zusätzliche Kühlluft steht aber in der Regel nicht zur Verfügung, oder aber sie führt zu einer Reduzierung des Wirkungsgrades der Maschine.

**[0011]** Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird im Folgenden näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 die dreidimensionale Ansicht eines thermisch ungleichmäßig belasteten Bauteiles,

Fig. 2 die Vorderansicht zu Fig. 1,

Fig. 3 den Schnitt III - III nach Fig. 2, und

Fig. 4 den Schnitt IV - IV nach Fig. 2.

**[0012]** Das in der Zeichnung beispielhaft dargestellte

Bauteil ist ein Heißgas führendes zweiarmiges Gassammelrohr 1, das innerhalb einer Gasturbinenanlage zwischen den nicht gezeigten Brennkammergehäusen und dem nicht gezeigten Eintrittsstutzen des Turbinenschaufeln angeordnet ist. Das Gassammelrohr 1 ist mit zwei Eintrittsstutzen 2 für das Heißgas aus den Brennkammern versehen. Die Eintrittsstutzen münden in einen Gassammelraum 3 im unteren Teil des Gassammelrohres 1 ein. Das Gassammelrohr 1 ist mit einem äußeren Ringflansch 4 und einem inneren Ringflansch 5 versehen, die an die Gegenflansche der Gasturbine angeschlossen werden. Das komprimierte Heißgas strömt aus den Brennkammern durch die Eintrittsstutzen 2 des Gassammelrohres 1 und wird in dem Gassammelraum 3 zusammengeführt und gesammelt, bevor es in die Gasturbine strömt und den Turbinenläufer mit den Laufschaufeln in Rotation versetzt.

**[0013]** Aufgrund der Ausbildung der Eintrittsstutzen 2 ist der Gassammelraum 3 des zweiarmigen Gassammelrohres 1 durch das herangeführte Heißgas ungleichmäßig thermisch belastet. Dabei sind die mittleren Bereiche, die der 3-Uhr- und der 9-Uhr-Stellung entsprechen, stärker belastet als der obere und der untere Bereich des Gassammelraumes 3 entsprechend der 6-Uhr- und der 12-Uhr-Stellung.

**[0014]** Das gesamte Gassammelrohr 1 wird durch Verdichterluft außen konvektiv gekühlt, die dem Verdichter der Gasturbinenanlage entnommen wird. Diese Kühlluft wird unter anderem an dem Innenkonus 6 des Gassammelraumes 3 entlang geführt. Zu diesem Zweck sind in dem inneren Ringflansch 5, der als Ring in den Strömungsweg der Kühlluft hineinragt, Schlitze 7 oder andere Öffnungen angebracht. Durch diese Schlitze 7 strömt die Kühlluft ab. Treibende Kraft für den Strom der Kühlluft ist eine Druckdifferenz, die sich zu beiden Seiten des geschlitzten inneren Ringflansches 5 aufbaut.

**[0015]** Die Schlitze 7 sind in dem inneren Ringflansch 5 ungleichmäßig über dessen Umfang verteilt angeordnet. Wie aus der Fig. 2 zu erkennen ist, ist der Abstand der Schlitze 7 voneinander in den Abschnitten des inneren Ringflansches 5 am größten, die den am stärksten thermisch belasteten Bereichen des Gassammelraumes 3 benachbart sind. Dies sind die Bereiche, die der 3-Uhr- und der 9-Uhr-Stellung entsprechen. In denjenigen Abschnitten des inneren Ringflansches 5, die den am wenigsten stark belasteten Bereichen des Gassammelraumes 3 benachbart sind, ist der Abstand der Schlitze 7 voneinander am größten. Aufgrund dieser Verteilung der Schlitze 7 strömt die Kühlluft verstärkt entlang der am stärksten thermisch belasteten Bereiche des Gassammelraumes 3.

**[0016]** Durch die ungleichmäßige Verteilung der gleich breiten Schlitze 7 in dem inneren Ringflansch 5 wird erreicht, dass der Gesamtquerschnitt der Schlitze 7, die in den Abschnitten des inneren Ringflansches 5 angebracht sind, die den stärker belasteten Bereichen des Gassammelrohres 1 benachbart sind größer ist als der Gesamtquerschnitt der Schlitze 7, die in den Abschnitten

des Ringflansches 5 angebracht sind, die den weniger stark belasteten Bereichen des Gassammelrohres 1 benachbart sind. Alternativ kann auch die Breite der Schlitze 7 in der Weise variiert werden, dass die Schlitze 7 über den Umfang des Ringflansches 5 eine unterschiedliche Breite aufweisen und dass die Breite der Schlitze 7 in den Abschnitten des Ringflansches 5 größer ist, die den stärker belasteten Bereichen des Gassammelrohres 1 benachbart sind. Dabei können die Schlitze 7 von unterschiedlicher Breite gleichmäßig oder, wie zuvor für die gleich breiten Schlitze 7 erläutert ist, ungleichmäßig über den Umfang des inneren Ringflansches 5 verteilt angeordnet sein.

### Patentansprüche

1. Gassammelrohr einer Turbinenanlage, das mit zwei Eintrittsstutzen (2) für den Eintritt eines heißen Gases und mit einem Innenkonus (6), versehen ist, dessen Wand auf der einen Seite durch das heiße Gas beaufschlagt und über den Umfang thermisch ungleichmäßig stark belastet ist und auf der anderen Seite durch einen an dieser Seite entlang geführten Strom von Kühlluft gekühlt ist, wobei mit dem Gassammelrohr (1) ein Ringflansch (5) verbunden ist, der als Ring in den Strom der Kühlluft hineinragt und der mit Schlitzen (7) oder anderen Öffnungen für den Durchtritt der Kühlluft versehen und als Drosselorgan für den Durchtritt der Kühlluft ausgebildet ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Gesamtquerschnitt der Schlitze (7), die in den Abschnitten des Ringes (5) angebracht sind, die den stärker belasteten Bereichen des Gassammelrohres radial benachbart sind, größer ist als der Gesamtquerschnitt der Schlitze (7), die in den Abschnitten des Ringes (5) angebracht sind, die den weniger stark belasteten Bereichen des Gassammelrohres radial benachbart sind.
2. Gassammelrohr nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schlitze (7) in dem Ring (5) ungleichmäßig über dessen Umfang verteilt angeordnet sind und dass der Abstand der Schlitze (7) voneinander in den Abschnitten des Ringes (5) geringer ist, die den thermisch stärker belasteten Bereichen des Gassammelrohres radial benachbart sind.
3. Gassammelrohr nach Anspruch 1 oder den Ansprüchen 1 und 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schlitze (7) über den Umfang des Ringes (5) eine unterschiedliche Breite aufweisen und dass die Breite der Schlitze (7) in den Abschnitten des Ringes (5) größer ist, die den thermisch stärker belasteten Bereichen des Gassammelrohres radial benachbart sind.

**Claims**

1. Gas collector of a turbine installation, which is provided with two inlet stub pipes (2) for the entry of a hot gas and with an internal cone (6), the wall of which is acted on at one side by the hot gas and is subject to substantial non-uniform thermal loading over the circumference and is cooled at the other side by a flow of cooling air guided along at this side, wherein connected with the gas collector (1) is an annular flange which protrudes as a ring into the flow of the cooling air and which is provided with slots (7) or other openings for the passage of the cooling air and is constructed as a throttle element for the passage of the cooling air, **characterised in that** the total cross-section of the slots (7) formed in the sections of the ring (5) radially adjacent to the more strongly loaded regions of the gas collector is greater than the total cross-section of the slots (7) formed in the sections of the ring (5) radially adjacent to the less strongly loaded regions of the gas collector.

2. Gas collector according to claim 1, **characterised in that** the slots (7) are arranged in the ring (5) to be non-uniformly distributed over the circumference thereof and that the mutual spacing of the slots (7) is smaller in those sections of the ring (5) which are radially adjacent to the more strongly firmly loaded regions of the gas collector.

3. Gas collector according to claim 1 or to claims 1 and 2, **characterised in that** the slots (7) have a different width over the circumference of the ring (5) and that the width of the slots (7) is greater in those sections of the ring (5) which are radially adjacent to the more strongly thermally loaded regions of the gas collector.

tion transversale totale des fentes (7) qui sont ménagées dans les tronçons de l'anneau (5) qui sont radialement voisins des zones du collecteur de gaz moins fortement sollicitées.

2. Collecteur de gaz selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** les fentes (7) sont disposées dans l'anneau (5) de manière irrégulièrement répartie sur son pourtour et que la distance des fentes (7) les unes des autres est plus petite dans les tronçons de l'anneau (5) radialement voisins des zones du collecteur de gaz plus fortement sollicitées thermiquement.

3. Collecteur de gaz selon la revendication 1 ou les revendications 1 et 2, **caractérisé en ce que** les fentes (7) présentent sur le pourtour de l'anneau (5) une largeur différente et que la largeur des fentes (7) est plus grande dans les tronçons de l'anneau (5) radialement voisins des zones du collecteur de gaz plus fortement sollicitées thermiquement.

**Revendications**

1. Collecteur de gaz d'une installation à turbine, qui est pourvu de deux tubulures d'entrée (2) pour l'entrée d'un gaz chaud et d'un cône intérieur (6), dont la paroi d'un côté est exposée au gaz chaud et subit sur le pourtour des sollicitations thermiques d'une intensité irrégulière et de l'autre côté est refroidie par un courant d'air froid amené le long de ce côté, une bride annulaire (5), qui pénètre en tant qu'anneau dans le courant de l'air froid et qui est pourvue de fentes (7) ou d'autres ouvertures pour le passage de l'air froid et est réalisée comme organe d'étranglement pour le passage de l'air froid, étant reliée au collecteur de gaz (1), **caractérisé en ce que** la section transversale totale des fentes (7) qui sont ménagées dans les tronçons de l'anneau (5) qui sont radialement voisins des zones du collecteur de gaz plus fortement sollicitées est plus grande que la sec-

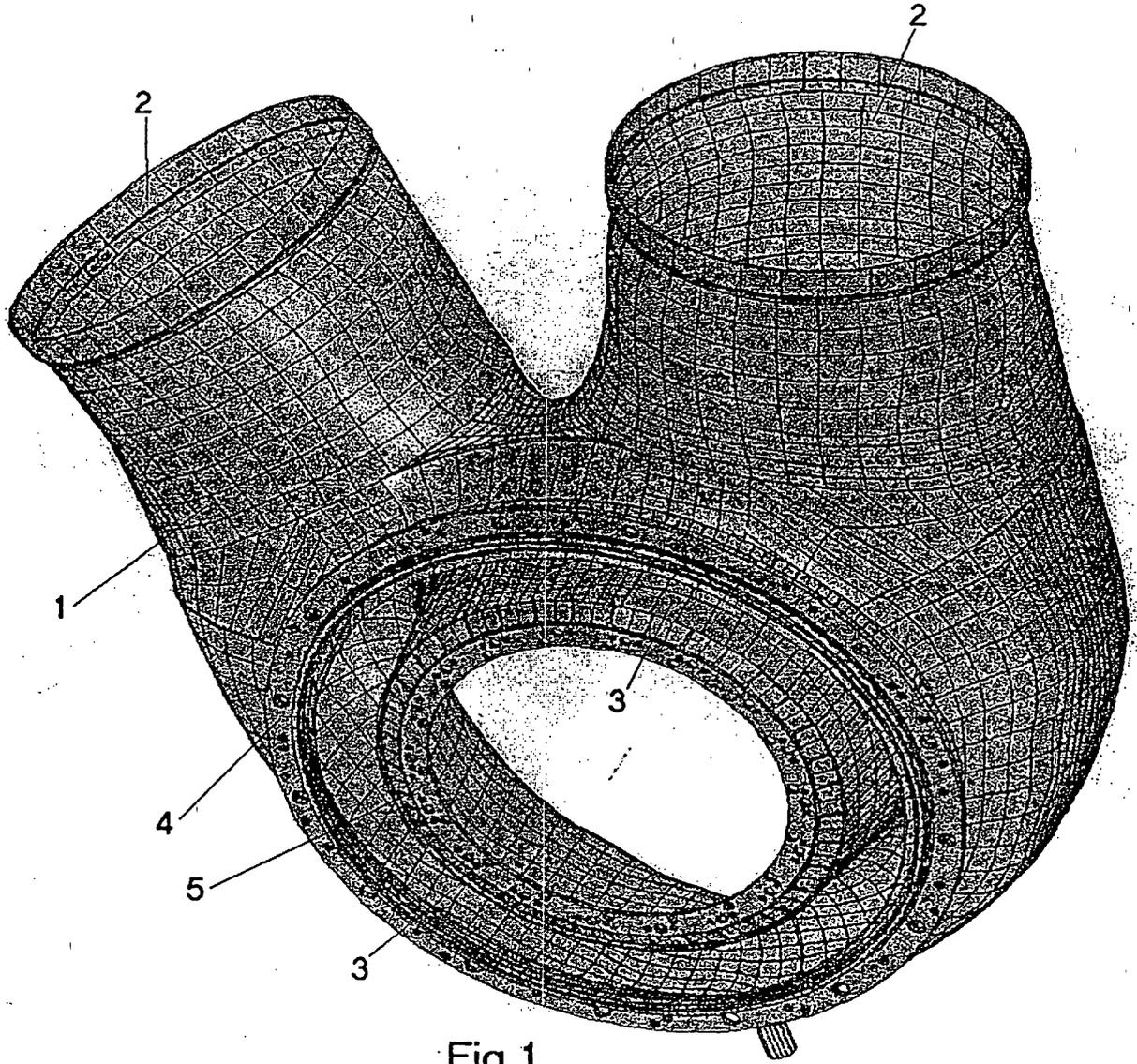


Fig.1

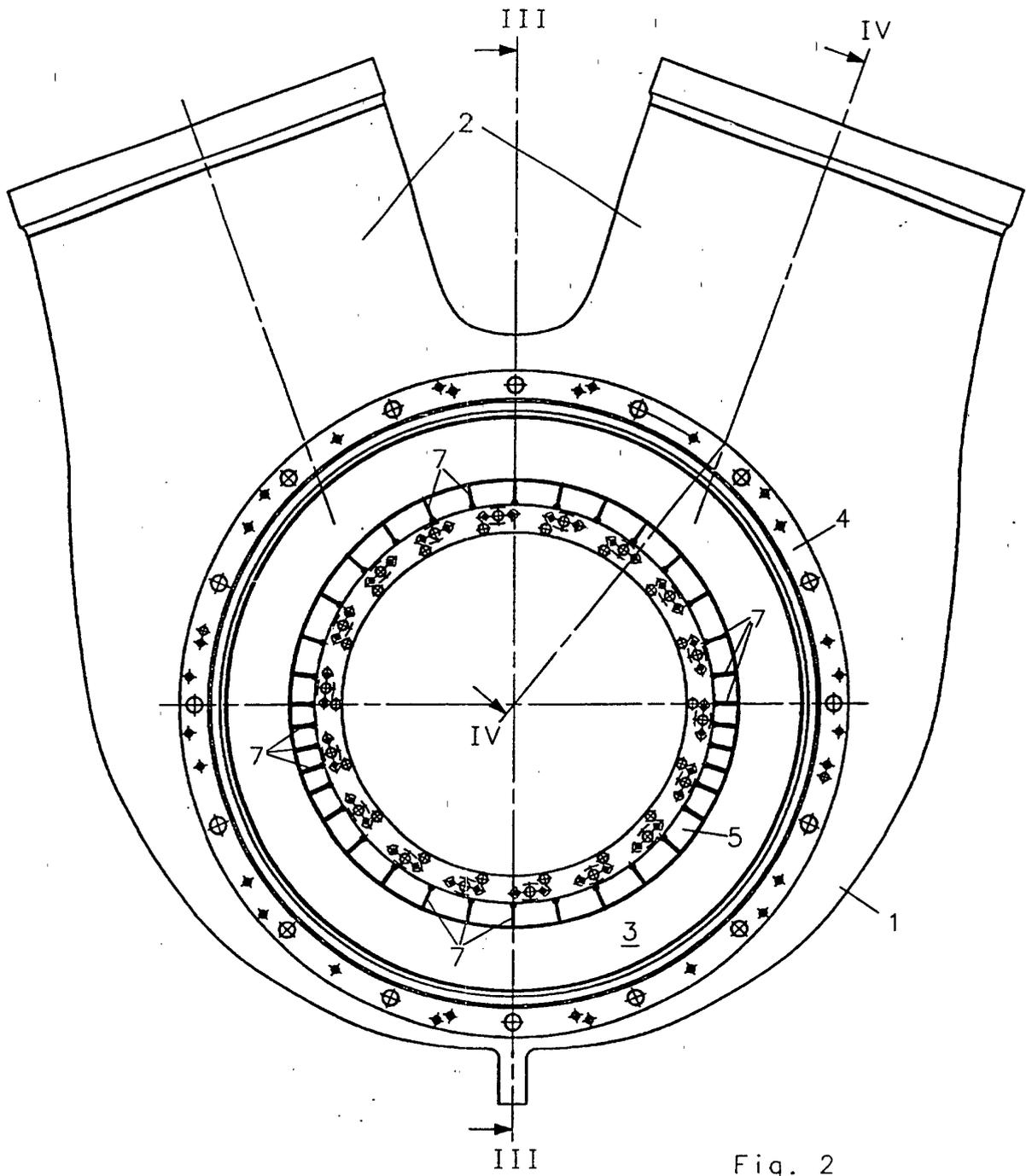


Fig. 2

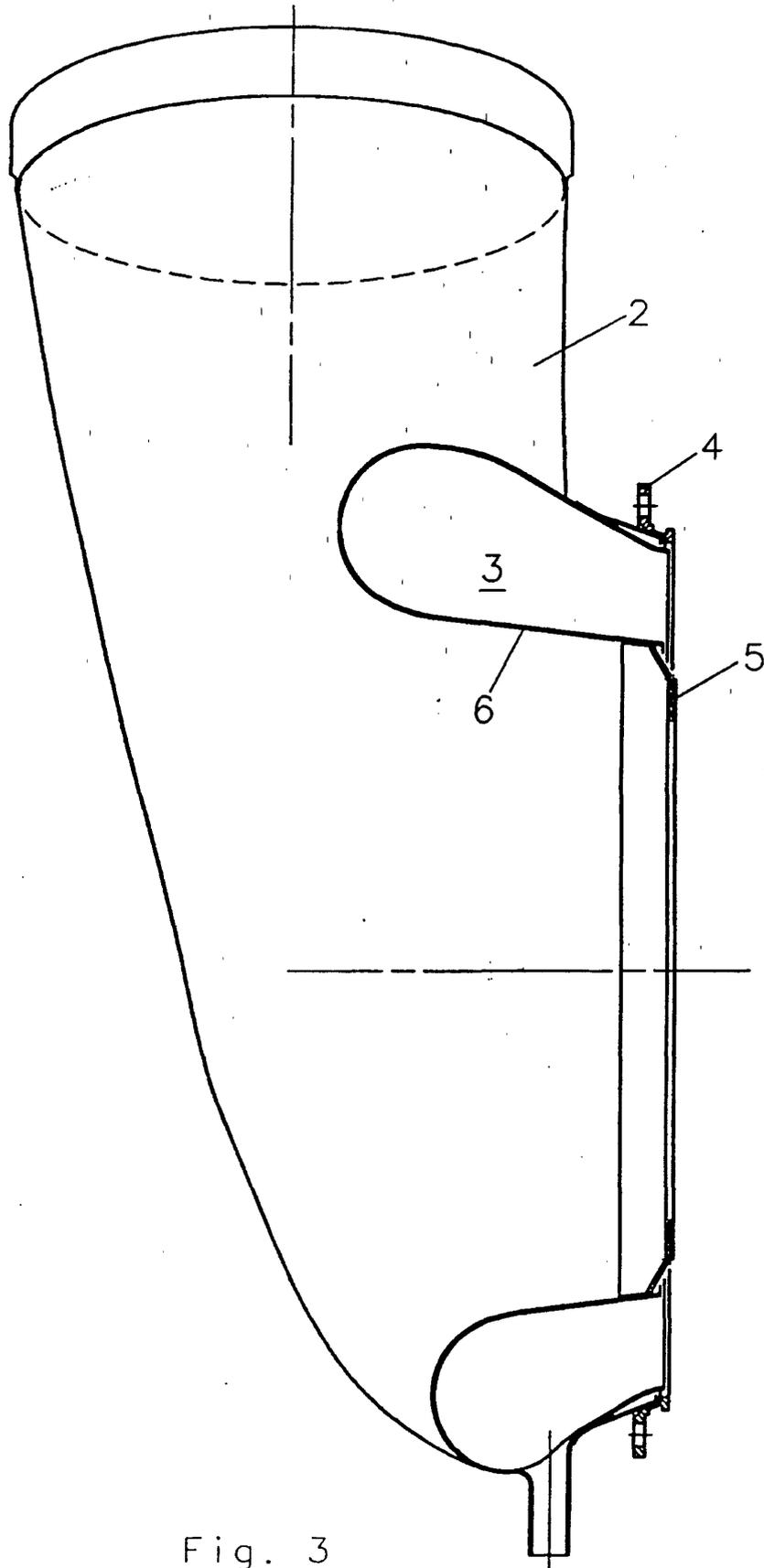


Fig. 3

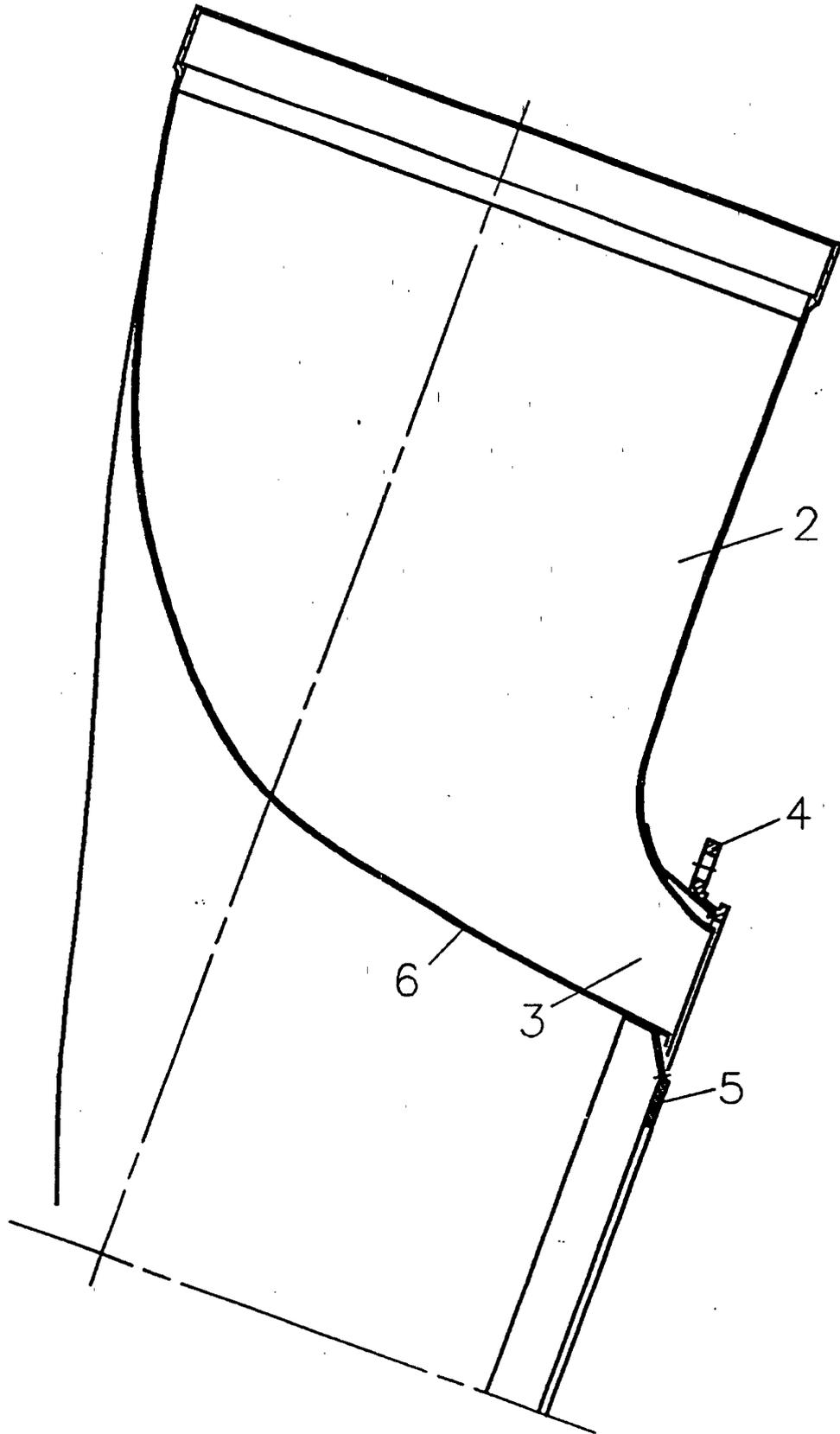


Fig. 4