

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 600 192 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
24.04.1996 Patentblatt 1996/17

(51) Int Cl.⁶: **F28D 15/02**

(21) Anmeldenummer: **93116292.9**

(22) Anmeldetag: **08.10.1993**

(54) **Wärmerohr**

Heat pipe

Caloduc

(84) Benannte Vertragsstaaten:
BE DE FR NL

(30) Priorität: **28.11.1992 DE 4240081**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
08.06.1994 Patentblatt 1994/23

(73) Patentinhaber: **Daimler-Benz Aerospace
Aktiengesellschaft
D-80995 München (DE)**

(72) Erfinder: **Schlitt, Reinhard, Dr.
D-28211 Bremen (DE)**

(74) Vertreter: **Hansmann, Dierk, Dipl.-Ing. et al
Patentanwälte
Hansmann-Klickow-Hansmann
Jessenstrasse 4
D-22767 Hamburg (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
FR-A- 2 255 566 US-A- 4 485 670
US-A- 4 583 587 US-A- 4 880 050
US-A- 4 917 177

EP 0 600 192 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

Die Erfindung betrifft eine Anordnung zum Abführen von Wärme, bestehend aus wenigstens einem mit einem Wärmeträgermedium gefüllten Wärmerohr, in dem wenigstens je ein Strömungskanal für das flüssige und für das in den dampfförmigen Aggregatzustand überführte Wärmeträgermedium vorhanden sind und bei dem Mittel vorgesehen sind, um im Flüssigkeitskanal befindliche Blasen zu entfernen sowie aus wenigstens einem mit dem Wärmerohr in thermischem Kontakt stehenden Radiator.

Wärmerohre oder "heat pipes" für den Transport von Wärme sind, insbesondere aus dem Bereich der Raumfahrttechnik bereits bekannt. Bei diesem wird auf der wärmeabgebenden Seite eine Flüssigkeit, in der Regel Ammoniak, verdampft und der Dampf wird zur wärmeabgebenden Seite geleitet. Dort kondensiert der Dampf, wobei die in ihm gespeicherte latente Wärme an die Umgebung abgeführt wird, und das entstehende Kondensat fließt wieder zur wärmeaufnehmenden Seite, dem Verdampfer, zurück. Die dabei auftretende Dampfströmung ist eine normale Druckströmung, während die Flüssigkeitsströmung eine Kapillarströmung ist. Unterschiedliche Krümmungsradien der Grenzfläche zwischen der Flüssigkeit und dem Dampf im Verdampferende einerseits und im Kondensatorende andererseits und die dadurch hervorgerufenen Kapillarkräfte bewirken eine Druckdifferenz in Richtung Verdampferende, die die Strömung antreibt. Die sich einstellende Strömungsgeschwindigkeit ergibt sich aus dem Gleichgewicht zwischen dem Druckverlust aufgrund von Reibungskräften und der wirksamen Druckdifferenz der Kapillarkräfte.

Moderne Kochleistungswärmerohre sind in der Lage, auch bei vergleichsweise geringen Temperaturdifferenzen, Wärmemengen in der Größenordnung von etwa 1 kW über Entfernungen zwischen einem und etwa 20 Metern zu transportieren.

Diese im Vergleich zu konventionellen Wärmerohren höhere Leistung der Hochleistungswärmerohre wird dadurch erzielt, daß für den Transport der Flüssigkeit Kanäle unterschiedlicher Abmessungen verwendet werden: Während im Verdampfungsbereich eine Vielzahl sehr kleiner, in Umfangsrichtung verlaufender Kanäle mit Kapillargeometrien verwendet wird, um große treibende Kapillarkräfte zu erzielen, erfolgt die Strömungsführung im Kondensatorbereich sowie in der Transportzone über nur wenige Strömungskanäle, gegebenenfalls einem einzigen Kanal mit relativ großem Durchmesser, der auch als Arterie bezeichnet wird. Auf diese Weise wird der reibungsbedingte Druckverlust minimiert und es ergibt sich bei gleichen Kapillarkräften ein wesentlich größerer Fluidmassenstrom und als dessen Folge ein ebenfalls wesentlich höherer Wärmestrom.

Ein wesentliches Problem beim Betrieb derartiger Hochleistungswärmerohre liegt darin, daß ihre Funktion erheblich beeinträchtigt bzw. ganz unterbrochen werden kann, wenn sich Blasen aus dem Dampf des Wärmeträ-

gerfluids oder aus gasförmigen, nicht kondensierbaren Fremdstoffen in der Arterie befinden. Diese können sich entweder bereits bei der Inbetriebnahme des Wärmerohres zufällig dort befunden haben, sie können aber auch durch eine betriebsbedingte Überlastung des Wärmerohres, beispielsweise eine Überhitzung am Verdampferende bei kurzzeitiger Austrocknung der Verdampfungszone, entstanden sein. Die Blasen können den Transport des Wärmeträgerfluids zur wärmeaufnehmenden Zone unterbrechen, so daß diese weiter austrocknet und das Wärmerohr in seiner Funktion blockiert wird.

In der Literaturstelle Heat Pipe Design Handbook, Volume 1, B & K Engineering Inc., Towson, Maryland 21204, USA, Seiten 149 und 152, sind deshalb zwei Wärmerohre beschrieben, bei denen Maßnahmen zur Entfernung von Blasen und damit zur Vermeidung von Blockaden durch Glasblasen vorgesehen sind. Diese Maßnahmen bestehen in einem Fall aus einer Anordnung mit Entlüftungsbohrungen in der Wand zwischen der Arterie und dem Dampfkanal, im anderen Fall aus einer Venturidüse, die im Transportbereich für den Dampf angeordnet ist und die zugleich als Strahlpumpe über ein Ansaugrohr in der Arterie vorhandene Gasblasen absaugt.

Nachteilig bei einer Anordnung von Entlüftungslochern in der Arterienwand ist der Umstand, daß während des Betriebes des Wärmerohrs der Druck im Dampfkanal wesentlich höher als in der Arterie ist, so daß zur Überführung von Gasblasen aus der Arterie in den Dampfkanal eine Betriebsunterbrechung erforderlich ist. Da dann aber die Entlüftungsbohrungen von Flüssigkeitsbrücken blockiert sind, die zunächst verdampfen müssen bevor die Gasblasen hindurchtreten können, erfordern diese Betriebspausen einen vergleichsweise langen Zeitraum, bevor das Wärmerohr wieder einsatzbereit ist.

Die Anordnung einer Venturidüse im Dampfkanal hat andererseits den folgenden Nachteil: Befindet sich keine Gasblase im Ansaugbereich der Düse, so sammelt sich ständig eine, wenn auch geringe, Menge an Wärmeträgerfluid aus der Arterie im Ansaugrohr. Wenn nun eine Gasblase vor die Ansaugöffnung gelangt, so muß, damit diese aus der Arterie abgesaugt werden kann, zunächst die Flüssigkeitsmenge aus dem Ansaugrohr entfernt werden. Wegen des damit verbundenen großen Druckverlustes der Strömung im Ansaugrohr muß die in der Venturidüse hervorgerufene Druckminderung beträchtlich sein, d.h., die Düse muß eine vergleichsweise starke Querschnittsverengung aufweisen. Dies aber führt auf der anderen Seite zu einer erheblichen Beeinträchtigung der Dampfströmung infolge des Druckverlustes und damit zu einer stark herabgesetzten Leistungsfähigkeit des Wärmerohres.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Wärmerohr der eingangs genannten Art so auszubilden, daß Dampfblasen des Wärmeträgerfluids sowie Blasen aus nicht kondensierbarem Gas einfach und schnell, d.h. ohne Be-

triebsunterbrechung, aus dem Strömungskanal für das Fluid entfernt werden können, auch wenn sie vor der Inbetriebnahme bereits den größten Teil des Strömungsquerschnittes der Arterie einnehmen oder wenn diese Blasen durch Überlastung in der Verdampfungszone entstanden sind. Die Erfindung löst diese Aufgabe durch ein Wärmerohr mit den kennzeichnenden Merkmalen des Patentanspruchs 1. Vorteilhafte Weiterbildungen sind durch die Merkmale der Unteransprüche gekennzeichnet.

Das Wärmerohr nach der Erfindung ist dabei in hohem Maße fehlertolerant gegenüber im Betrieb auftretenden Überlastungen, da der Start- bzw. Wiederanfahrvorgang wesentlich vereinfacht und beschleunigt wird. Ein besonders wichtiger Vorteil des erfindungsgemäßen Wärmerohres liegt ferner darin, daß es möglich ist, nicht nur Blasen aus nicht-kondensierbaren Gasen aus dem Flüssigkeitskanal zu entfernen, sondern ebenso wirksam auch Dampfblasen.

Im folgenden soll die Erfindung anhand eines Ausführungsbeispiels näher erläutert werden. Es zeigen:

Fig. 1 eine Draufsicht auf eine Anordnung zum Abführen von Wärme und

Fig. 2 und 3 je einen Querschnitt durch die in Fig. 1 dargestellte Anordnung gemäß II-II bzw. III-III.

Die in Fig. 1 in einer Draufsicht dargestellte Anordnung umfaßt ein Hauptwärmerohr 1, zwei Hilfswärmerohre 2 und 3 sowie zwei Radiatoren 4 und 5. Von letzteren steht der größere der beiden, der Hauptradiator 4, in direktem thermischen Kontakt mit dem kondensatorseitigen Ende des Hauptwärmerohres 1, während der wesentlich kleiner ausgelegte Hilfsradiator 5 vom Hauptradiator 4 thermisch getrennt angeordnet ist. Die thermische Trennung der beiden Radiatoren wird dabei sowohl durch den Abstand zwischen diesen erreicht, wie aus Fig. 3 ersichtlich ist, als auch gegebenenfalls durch eine zwischen beiden angeordnete Isolierung.

Der Hilfsradiator 5 steht in direktem thermischen Kontakt mit den kondensatorseitigen Endbereichen der beiden Hilfswärmerohre 2 und 3, die einen wesentlich geringeren Querschnitt als das Hauptwärmerohr 1 aufweisen. Mit letzterem sind sie am gemeinsamen Verdampferende thermisch gekoppelt, wie die Darstellung in Fig. 2 zeigt. Dies geschieht über Kontaktflächen 6, 7 und 8, die jeweils an die verdampferseitigen Endbereiche der Wärmerohre 1 bis 3 angeformt sind und die unmittelbar miteinander verbunden sind.

Die Figuren 2 und 3 zeigen ferner den inneren Aufbau des Hauptwärmerohres 1, das durch ein in Axialrichtung verlaufendes Strangpreßprofil 9 in je zwei Flüssigkeitskanäle oder Arterien 10 und 11 sowie in zwei Dampfkanäle 12 und 13 unterteilt ist. Unterhalb der beiden Flüssigkeitskanäle 10 und 11, durch ein perforiertes Blech 14 von diesen getrennt, verläuft bei dem hier be-

schriebenen Ausführungsbeispiel ferner ein weiterer von der Flüssigkeit durchströmter Kanal 15, der als Falle für in der Flüssigkeit enthaltene Gas- oder Dampfblasen dient.

Gas- oder Dampfblasen, die sich in der Verdampferzone des Wärmerohres 1 befinden und die sich dort entweder bereits aufgrund einer ungünstigen Fluidverteilung vor der Inbetriebnahme im Orbit befanden, die durch eine kurzzeitige Überlastung entstanden sind oder die über die Kanäle 12, 13 oder 15 dorthin transportiert wurden, werden dadurch aufgelöst, daß das in diesen Kanälen befindliche Kondensat unterkühlt wird. Dies wird mit Hilfe der Hilfswärmerohre 2 und 3 erreicht, die mit dem Hilfsradiator 5 verbunden sind und die die für die Unterkühlung des Kondensats erforderliche zusätzliche Wärmeabfuhr sicherstellen.

Patentansprüche

1. Anordnung zum Abführen von Wärme, bestehend aus wenigstens einem mit einem Wärmeträgermedium gefüllten ersten Wärmerohr (1), in dem wenigstens je ein Strömungskanal für das flüssige und für das in den dampfförmigen Aggregatzustand überführte Wärmeträgermedium vorhanden sind und bei dem Mittel vorgesehen sind, um im Flüssigkeitskanal befindliche Blasen zu entfernen sowie aus wenigstens einem mit dem Wärmerohr in thermischem Kontakt stehenden ersten Radiator (4), dadurch gekennzeichnet, daß die Mittel aus wenigstens einem weiteren zusätzlich zu dem wenigstens ersten Wärmerohr (1) vorgesehenen Wärmerohr (2, 3) bestehen, das verdampferseitig mit dem Verdampferbereich des ersten Wärmerohres (1) in thermischem Kontakt steht und das an seinem kondensatorseitigen Ende mit einem zweiten Radiator (5) thermisch gekoppelt ist, der seinerseits thermisch getrennt von dem mit dem ersten Wärmerohr (1) verbundenen ersten Radiator (4) angeordnet ist.
2. Anordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Durchmesser des weiteren Wärmerohres (2) wesentlich geringer bemessen ist als derjenige des ersten Wärmerohres (1).
3. Anordnung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der zweite Radiator (5) wesentlich kleiner dimensioniert ist als der erste Radiator (4).
4. Anordnung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß zusätzlich zu dem wenigstens ersten Wärmerohr (1) zwei, symmetrisch zu diesem angeordnete Wärmerohre (2, 3) vorgesehen sind, die an ihren kondensatorseitigen Endbereichen beide in thermischem Kontakt mit dem zweiten Radiator (5) stehen.

Claims

1. Arrangement for dissipating heat, consisting of at least one first heat pipe (1), filled with a heat transfer medium, within which there is at least one flow channel for the liquid heat transfer medium and at least one flow channel for the heat transfer medium transferred in the vaporous state of aggregation and in which there are provided means for removing bubbles present in the liquid channel, and of at least one first radiator (4) which is in thermal contact with the heat pipe, characterized in that the means consist of at least one further heat pipe (2,3), provided in addition to the one or more first heat pipes (1), which is in thermal contact, on the evaporator side, with the evaporator region of the first heat pipe (1) and which is thermally coupled, at its end on the condenser side, with a second radiator (5) which, in turn, is disposed so as to be thermally isolated from the first radiator (4) connected to the first heat pipe (1).
2. Arrangement according to Claim 1, characterized in that the diameter of the further heat pipe (2) is considerably smaller than that of the first heat pipe (1).
3. Arrangement according to Claim 2, characterized in that the second radiator (5) is considerably smaller than the first radiator (4).
4. Arrangement according to Claim 3, characterized in that, in addition to the one or more first heat pipes (1), there are two heat pipes (2,3), disposed symmetrically relative to the latter, both of which are in thermal contact with the second radiator (5) at their end regions on the condenser side.

5

10

15

20

25

30

35

condensateur accouplé thermiquement avec un second radiateur (5), lequel est pour sa part séparé thermiquement du premier radiateur (4) relié au premier tube échangeur de chaleur (1).

2. Dispositif selon la revendication 1, caractérisé en ce que le diamètre de l'autre tube échangeur de chaleur (2) est beaucoup plus petit que celui du premier tube échangeur de chaleur (1).
3. Dispositif selon la revendication 2, caractérisé en ce que le second radiateur (5) est beaucoup plus petit que le premier radiateur (4).
4. Dispositif selon la revendication 3, caractérisé en ce que en plus du au moins premier tube échangeur de chaleur (1) sont prévus deux tubes échangeur de chaleur (2, 3) disposés symétriquement à celui-ci et qui sont, par leurs zones d'extrémité côté condensateur en contact thermique avec le second radiateur (5).

Revendications

1. Dispositif destiné à la dissipation de chaleur, composé au moins d'un premier tube échangeur de chaleur (1) alimenté par un fluide caloporteur dans lequel sont au moins prévus respectivement un canal d'écoulement pour le fluide caloporteur liquide et un canal de passage pour le fluide caloporteur transformé à l'état de vapeur et dans le cas duquel sont prévus des moyens pour éloigner les bulles de vapeur présentes dans le canal d'écoulement de liquide, ainsi que d'au moins un premier radiateur (4) en contact thermique avec le tube échangeur de chaleur, caractérisé en ce que lesdits moyens comprennent au moins un autre tube échangeur de chaleur (2, 3) prévu en plus du au moins premier tube échangeur de chaleur (1), cet autre tube échangeur de chaleur étant du côté de l'évaporation en contact thermique avec la zone d'évaporation du premier tube échangeur de chaleur (1) et étant par son extrémité côté

40

45

50

55

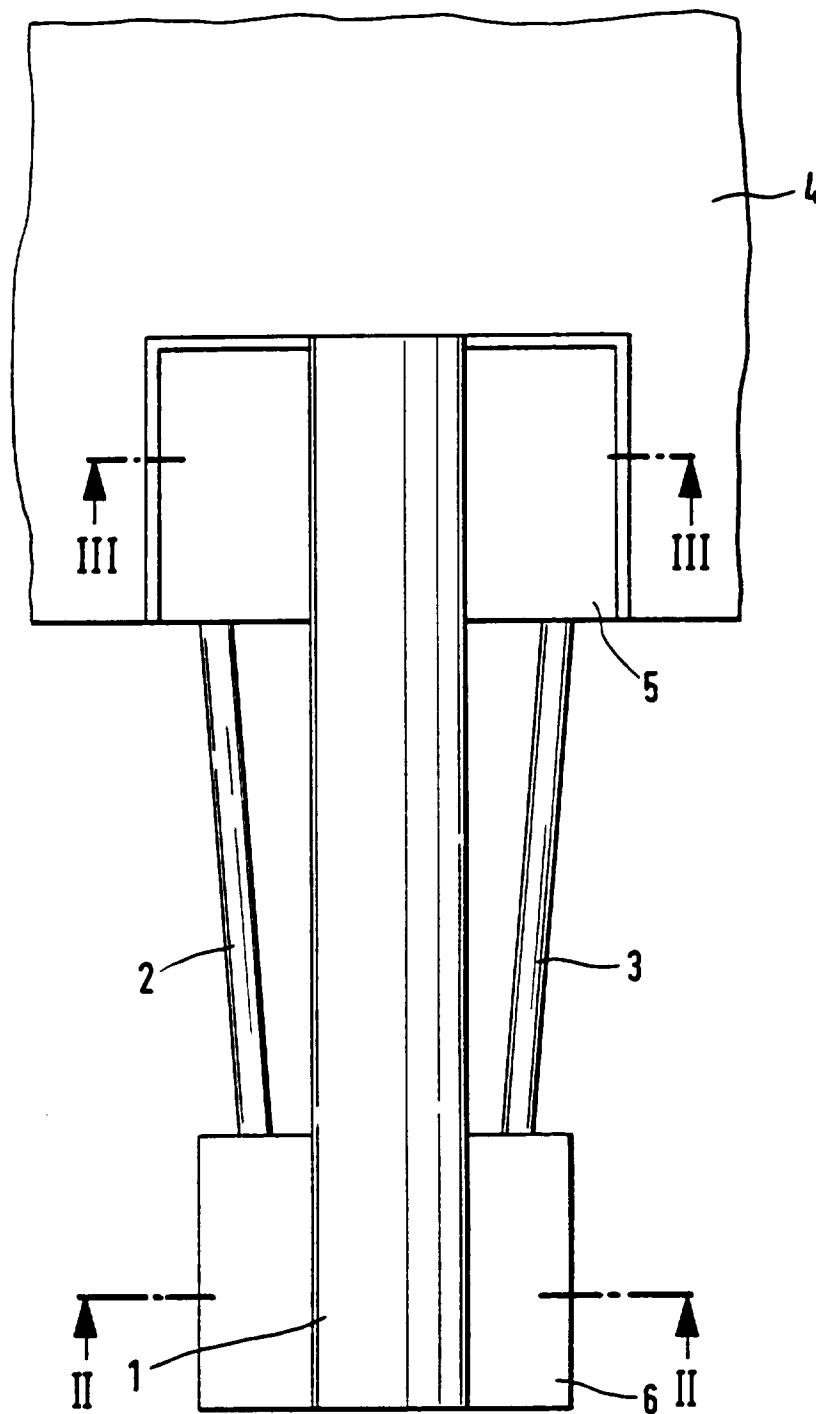


Fig.1

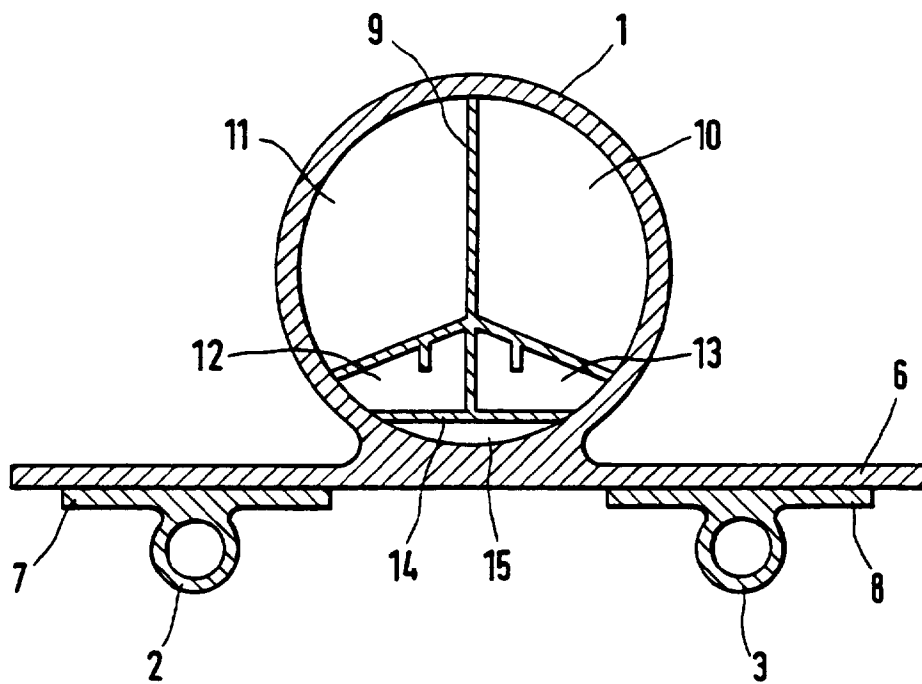


Fig. 2

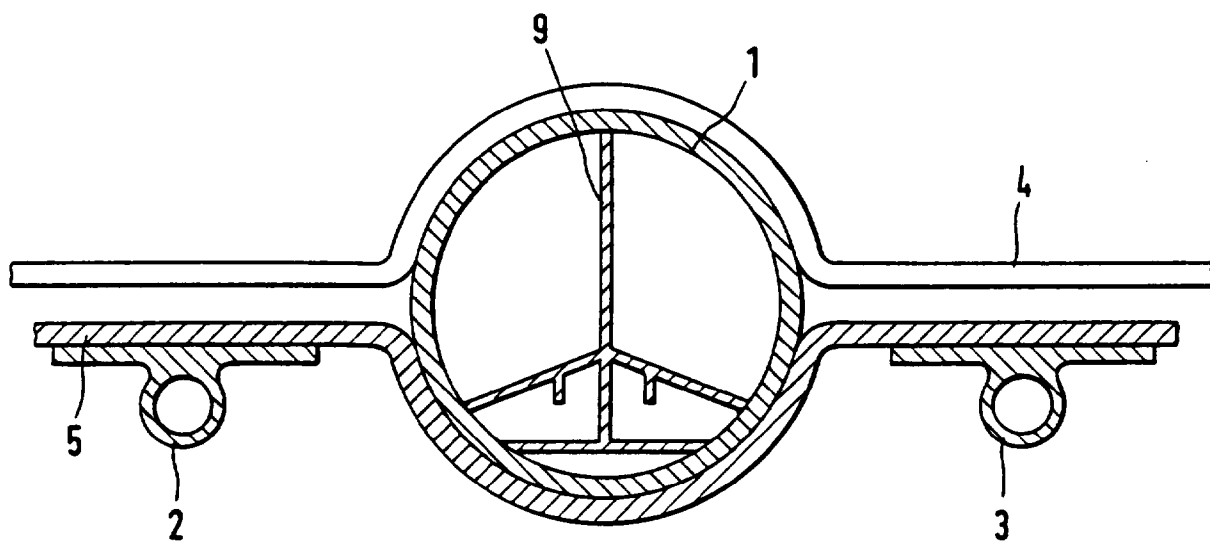


Fig. 3