

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4640288号  
(P4640288)

(45) 発行日 平成23年3月2日(2011.3.2)

(24) 登録日 平成22年12月10日(2010.12.10)

(51) Int.Cl. F 1  
**F O 2 B 29/04 (2006.01)** F O 2 B 29/04 A

請求項の数 2 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願2006-212143 (P2006-212143)	(73) 特許権者	000004260
(22) 出願日	平成18年8月3日(2006.8.3)		株式会社デンソー
(65) 公開番号	特開2007-182871 (P2007-182871A)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
(43) 公開日	平成19年7月19日(2007.7.19)	(74) 代理人	100099759
審査請求日	平成20年10月24日(2008.10.24)		弁理士 青木 篤
(31) 優先権主張番号	特願2005-355917 (P2005-355917)	(74) 代理人	100092624
(32) 優先日	平成17年12月9日(2005.12.9)		弁理士 鶴田 準一
(33) 優先権主張国	日本国(JP)	(74) 代理人	100102819
			弁理士 島田 哲郎
		(74) 代理人	100110489
			弁理士 篠崎 正海
		(72) 発明者	原田 真樹
			愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会 社デンソー内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 インタークーラ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

対向して配置される入口側と出口側の2つのヘッドタンク(4A, 4B)であって、加圧空気を複数本のチューブ(1)に分配又は複数本のチューブ(1)から集める前記ヘッドタンク(4A, 4B)と、

過給機からの加圧空気を通過させる過給機側配管に接続され、前記入口側ヘッドタンク(4A)に設けられた入口配管(5A)と、

前記両ヘッドタンク(4A, 4B)に接続され、前記入口配管(5A)から流入した加圧空気を冷却し、空気密度を増大させる熱交換コア(3)であって、内部を加圧空気が通過する複数本のチューブ(1)と、フィン(2)とを交互に積層してなる前記熱交換コア(3)と、

前記加圧空気をエンジン本体へと送るエンジン側配管に接続され、前記出口側ヘッドタンク(4B)に設けられた出口配管(5B)と、  
を有するインタークーラであって、

前記入口配管(5A)と前記出口配管(5B)が、前記ヘッドタンク(4A, 4B)から離れた遠位端部(5a)の1つの流路から前記ヘッドタンク(4A, 4B)の接続部(5b)では第1の流路(52)と第2の流路(53)とに分岐されると共に、前記第1の流路と前記第2の流路とが同一のヘッドタンクに接続されていて、前記遠位端部(5a)の流路の断面積に対する前記接続部(5b)の流路の断面積が、78%以上であることを特徴とするインタークーラ。

## 【請求項 2】

前記入口配管（5 A）及び前記出口配管（5 B）が、管軸方向に沿って複数に分割された形状をした半割部材を組み合わせて固着することによって形成されていることを特徴とする請求項 1 に記載のインタークーラ。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、内燃機関（エンジン）の給気系において、過給機からの加圧空気をインタークーラを流入して冷却し、エンジン本体に送るインタークーラに関する。

## 【背景技術】

10

## 【0002】

一般にエンジンの出力を向上させるために、過給機を使用して多量の空気をエンジンに送り込むことが行われている。しかしながら、過給機において空気が圧縮されるため、空気温度が高くなり、例えば 180 程の高温の加圧空気となる。この加圧空気を冷却して空気密度を増大してエンジン本体に供給するために、インタークーラ（冷却器）が使用されている。

## 【0003】

このようなインタークーラは、一般に図 4 に示すように多数の扁平状のチューブ 1 と波形状フィン（コルゲートフィン）12 とを交互に積層（又は交互に配列）してなる熱交換コア 3 と、この熱交換コア 3 の両側に設けられたヘッダタンク 4 とより構成されている。ヘッダタンク 4 は、図 5 に示すように多数のチューブ 1 が接続されるコアプレート 41 と、タンク空間を形成する断面 U 字形状のタンクプレート 42 とから形成されており、ヘッダタンク 4 の略頂部には、例えば入口側ヘッダタンク 4 であれば、入口配管 5 が、出口側ヘッダタンク（図示せず）であれば出口配管（図示せず）が接続している。

20

## 【0004】

このように構成されたインタークーラは、過給機によって加圧された加圧空気が入口配管 5 を通って入口側ヘッダタンク 4 に入り、ここから多数の扁平状のチューブ 1 内を通過して出口側ヘッダタンクに入り、この出口側ヘッダタンクから出口配管を通過してエンジンへと排出される。一方、車の走行及び冷却ファンによる外気は、チューブ 1 の外側を加圧空気の流れに直交して流れることで、熱交換が行われ、高温の加圧空気が冷却される。このようにインタークーラは、一般に 1 パス方式の加圧空気流れを採用している。

30

## 【0005】

このため、熱交換効率を向上させるために入口配管 5 からの加圧空気をより広範囲に流し、多数の扁平状のチューブ 1 に均等に分配する必要がある。従来では、図 4 に示すように入口配管 5 の先端を扁平状にしてヘッダタンク 4 に接続している。（なお、出口配管の場合も基本的に同様である。）このようにして、各チューブ 1 に均等に加圧空気が流れるようにしている。

## 【0006】

ところで、近年環境上の問題から、ディーゼル機関の排ガス規制が益々厳しくなっている。例えば大型トラックの場合、欧州では、図 6 に示すように排ガスの NO<sub>x</sub> 値が EURO 3 では 5 (g/kwh) であったものを、EURO 4 では、3.5 (g/kwh) に更に 2008 年から開始されると予想される EURO 5 では 2 (g/kwh) に規定値を厳しくすることを決めている。また、PM（浮遊粒子状物質）値も EURO 3 では、0.1 (g/kwh) であったものを、EURO 5 では、0.02 (g/kwh) に規制を厳しくしている。

40

この規制値をクリアするには、現在の過給機を出た加圧空気の圧力が 1.8 (kgf/cm<sup>2</sup>) であるのを 2.7 (kgf/cm<sup>2</sup>) から最終的には 3.6 (kgf/cm<sup>2</sup>) に高める必要がある。また加圧空気の温度が 180 ( ) であるのを、204 ( ) から 239 ( ) に高める必要がある。

このように、従来の大型トラック用インタークーラにおいて、排気ガス規制により過給気圧及び温度が大幅に上昇しつつある。

50

## 【 0 0 0 7 】

このような排気ガス規制の強化に伴う過給気圧力及び温度の上昇に伴ない、従来のように出入口配管の先端（ヘッダタンクとの接合部）を扁平状にした出入口配管構造（特に入口配管構造）では、強度が不十分であり、出入口配管が変形する恐れがある。

即ち、出入口配管の扁平状の先端が、円形状に膨らむ恐れがある。このような出入口配管の先端の変形は、図 5 に破線で示すようにタンクプレート 4 2 及びコアプレート 4 1 が引張られ、変形をもたらすと共に、最終的にはコアプレートとチューブとをろう付け等により結合しているチューブ根付 R に多大な応力が掛かり、破断に至るという懸念がある。このように、従来品においては、過給気をより広範囲に流す為、幅の広がったパイプ形状となっているが、受圧面積が大きく、より変形し易くなっている。

10

## 【 発明の開示 】

## 【 発明が解決しようとする課題 】

## 【 0 0 0 8 】

本発明は、上記問題に鑑みてなされたものであり、その目的は、ヘッダタンクに接続される各チューブに対して、流体を均等に供給でき、かつ高圧化した流体に対しても変形を抑制できる十分な強度を有すると共に、チューブ根付への応力を低減することが可能なインタークーラを提供することである。

## 【 課題を解決するための手段 】

## 【 0 0 0 9 】

本発明は、前記課題を解決するための手段として、特許請求の範囲の各請求項に記載のインタークーラを提供する。

20

請求項 1 に記載のインタークーラは、加圧空気を複数本のチューブ 1 に分配又は複数本のチューブ 1 から集める、入口側と出口側の 2 つのヘッダタンク 4 A , 4 B と、入口側ヘッダタンク 4 A に設けられた入口配管 5 A と、両ヘッダタンク 4 A , 4 B に接続され、内部を加圧空気が通過する複数本のチューブ 1 とフィン 2 とを交互に積層してなる熱交換コア 3 と、出口側ヘッダタンク 4 B に設けられた出口配管 5 B とを有して、両配管 5 A , 5 B が、ヘッダタンク 4 A , 4 B から離れた遠位端部 5 a の 1 つの流路からヘッダタンク 4 A , 4 B の接続部 5 b では第 1 の流路 5 2 と第 2 の流路 5 3 とに分岐され、遠位端部 5 a の流路の断面積に対する接続部 5 b の流路の断面積が、78%以上であるとされているものである。これによって、耐圧強度が改善された入口配管を有するインタークーラが得られる。また、流路断面積を減少させることなく、受圧面積を低減させることができ、出入口配管 5 , 5 A , 5 B の強度を増加させることができ、その変形を抑制でき、インタークーラのチューブ根付 R の損傷、破壊を防止することができる。また、ヘッダタンクに接続される各チューブに対して、流体を均等に供給できる。

30

また、出入口配管の出口 / 入口断面比の測定は過給気の圧力損失によって計測するが、圧力損失の測定時、一般的に ± 5 % の測定誤差があるため、差が明確となる上限の + 5 % に相当する、出口 / 入口断面積比 78 % 以上を採用したものであり、基本的に出入口配管において圧力損失が生じないようにしたことと同義である。

## 【 0 0 1 0 】

請求項 2 のインタークーラは、管軸方向に沿って複数に分割された半割部材を組み合わせて固着することによって出入口配管 5 , 5 A , 5 B を形成したものであり、製造が容易で、製造コストを低減できる。

40

## 【 発明を実施するための最良の形態 】

## 【 0 0 1 2 】

以下、図面に従って本発明の実施の形態のインタークーラの出入口配管構造について説明する。図 1 ( a ) は、本実施形態の出入口配管構造を備えたインタークーラの上半分の構造を示す図で、図 1 ( b ) は、出入口配管の接続部での変形を説明する図である。本発明では、過給機からの加圧空気を冷却して内燃機関（エンジン）に送るインタークーラに使用される出口配管構造として説明しているが、インタークーラ以外の他の熱交換器にも適宜適用可能である。

50

また、図1(a)は、インタークーラの上半分の構造しか示されていないが、下半分もほぼ同じ構造をしているために、これを省略したものである。

【0013】

図1(a)に示すように、インタークーラは、多数の扁平状のチューブ1と波形状フィン(コルゲートフィン)2とを交互に積層(又は交互に隣接して配列)してなる熱交換コア3と、この熱交換コア3の両側に設けられたヘッドタンク4とより構成されている。ヘッドタンク4は、多数のチューブ1が接続されているコアプレート41と、タンク空間を形成する断面U字形状のタンクプレート42とから形成されている。なお、ヘッドタンク4の側面は、側板によって封鎖されている。また、熱交換コア3を構成する多数の扁平状のチューブ1は、一般には、扁平断面の長手方向をチューブ1外を流れる流体(外気)の流れ方向に合わせて配置したものを、流れに対して直交する方向に1列に平行に配列されている。

10

【0014】

扁平状チューブ11の両端でそれぞれ結合する両ヘッドタンク4は、車両の上下方向に配置され、入口側ヘッドタンク4Aの上端に入口配管5Aが、図示しない出口側ヘッドタンク4Bの上端(図1(a)中に描かれると下端)に出口配管5B(図示せず)がそれぞれ接続している。なお、両ヘッドタンク4を車両の左右方向に配置してもよい。入口配管5Aと出口配管5Bは、一般的に製造上の理由から同一形状をしており、本実施形態の出入口配管構造とは、入口配管5Aと出口配管5Bの両者を総称して述べているものである。なお、過給機によって加圧された加圧空気は、インタークーラで冷却されて空気密度が増大するので、圧力及び温度条件が入口配管5Aで厳しく、出口配管5Bで緩和されるので、両者の構造を必ずしも同一にする必要はないが、少なくとも入口配管5A側だけは、本実施形態の出入口配管構造を採用する必要があるものである。

20

また、入口配管5Aの他方は、過給機からの加圧空気を通過させる過給機側配管に接続され、出口配管5Bの他方は、加圧空気をエンジン本体へと送るエンジン側配管に接続されている。

【0015】

上記のように構成されたインタークーラでは、過給機により加圧された空気(給気)は、入口配管5Aを通過して入口側ヘッドタンク4Aに入り、ここから熱交換コア3のチューブ1内を通過して出口側ヘッドタンク4Bに入り、出口配管5Bを通過してエンジン本体へと送られる。一方、冷却ファン(図示せず)によって吸い込まれる外気及び車両の走行風は、チューブ1内を通る加圧空気と交差するようにチューブ1外を紙面の表側から裏側へと突き抜けるように流れることで、加圧空気と外気とが熱交換される。これにより、例えば、インタークーラの入口側では、約180であった加圧空気はその出口側では約50に冷却される。したがって、加圧空気は冷却されて空気密度を増大し、エンジンの給気の充填効率が増大し、出力アップにつながる。

30

【0016】

次に、本発明の特徴である出入口配管構造について説明する。インタークーラは、両ヘッドタンク4A、4B間を加圧空気が1回通過するだけ(1パス形式)のタイプであり、各チューブ1に加圧空気を均等に供給する必要があるため、そのため出入口配管5をヘッドタンク4に接続する接続部を扁平形状に形成していた。しかしながら、扁平化することにより、図4に示すように受圧面積が大きくなり耐圧強度が低下し接続部が大きく変形し、これが、チューブ根付Rの損傷及び破壊をもたらす恐れがあった。

40

【0017】

そこで本実施形態では、出入口配管4を複数に分割した構造としたものである。即ち、ヘッドタンク4から離れた出入口配管5の遠位端部5aでは、1つの流通路しか有していないが、ヘッドタンク4に接続する出入口配管5の接続部5bでは複数の流通路52、53を有するように、出入口配管4を複数に分岐すると共に、一体的に形成している。この場合、遠位端部5aの流通路の断面形状は、過給機配管に接続するために、円形をしているのに対し、接続部5bの流通路52、53の断面形状は、円形でもよいが、楕円形であ

50

ることがより好ましい。接続部 5 b の流路 5 2 , 5 3 の断面形状を楕円形（扁平状）にすることで、加圧空気の各チューブ 1 への分配性が向上すると共に、図 1（b）に示すように接続部 5 b では、複数の流路 5 2 , 5 3 に分岐されているので、1 つ当たりの流路 5 2 , 5 3 の受圧面積が小さくなり、流路 5 2 , 5 3 の変形量が低減され、チューブ根付応力を低減できる。

#### 【 0 0 1 8 】

また、出入口配管 4 の遠位端部 5 a から接続部 5 b に至る流路で流体の圧力損失を生じさせない構造とすることが必要である。そのため、遠位端部 5 a から接続部 5 b に至る全流路において、その断面積が略同一かまたは、接続部 5 b 側が大きくなっている。その場合、遠位端部 5 a の流路の断面積と接続部 5 b の流路の断面積の割合を測定するには、圧力損失を測定することによって行われる。このような圧力損失の測定では、一般的に  $\pm 5\%$  の測定誤差がある。図 2 は、出口（接続部側）/ 入口（遠位端部側）断面積比とインタークーラの過給気圧力損失の関係を示すグラフである。このグラフより、誤差が明確となる上限の  $+5\%$  に相当する出口 / 入口断面積比が  $78\%$  以上にすることが好ましい。即ち、出入口配管 5 において、遠位端部 5 a の流路の断面積に対して接続部 5 b の流路 5 2 , 5 3 の断面積が  $78\%$  以上であるような出入口配管構造にする。

10

#### 【 0 0 1 9 】

図 3 は、本発明の別の実施形態のインタークーラの出入口配管構造を示す図である。前述の実施形態では、入口配管 5 A と出口配管 5 B の構造は基本的に同一であるという前提で説明しているが、本実施形態では、両者の配管構造を変えている。即ち、車両へのインタークーラの搭載の際、エンジン室内のスペースの制約から、入口側のみ端出しパイプとなる可能性も考えられる。その場合、図 3 に示されるように扁平状チューブ 1 1 の管軸方向に直交する方向の一方の側に加圧空気の入口側が設けられるように、入口側ヘッドタンク 4 A の側面（図 3 において入口側ヘッドタンク 4 A の右側）に入口配管 5 A が接続される。この入口配管 5 A は分岐されない単一構造の配管である。

20

#### 【 0 0 2 0 】

一方、出口側ヘッドタンク 4 B に接続される出口配管 5 B は、先の実施形態と同様の複数の分割した構造となっていて、出口側ヘッドタンク 4 B の上部に接続されている。このように、出入口配管構造の入口配管 5 A と出口配管 5 B のうちのどちらか一方の配管のみを分岐した構造としてもよい。なお、チューブ 1、フィン 2 及び熱交換コア 3 等のその他の構成は、前述した実施形態と同様であるので説明を省略する。

30

#### 【 0 0 2 1 】

前述した実施形態では、図 4 に示すように出入口配管 5 は、完全に分岐した構造（図 5（a）を参照）となっており、この場合、分岐した配管の内方部分 5 1（図 4 に太い実線で示す）をも溶接・ろう付け等により接合する必要があること、及びプレスにて成形時に過大に絞り加工を施す必要があるため加工性が悪化する等の不都合がある。

#### 【 0 0 2 2 】

そこで、出入口配管 5 を完全に分岐しない構造を採用してもよい。

図 5 は、完全に分岐した及び分岐しない構造の出入口配管の各実施例を図 4 の V - V 線で断面した断面図である。図 5（a）は、前述した実施形態の完全に分岐した流路 5 2 , 5 3 を有する構造の出入口配管 5 の断面を示している。図 5（b）は、分岐した流路 5 2 , 5 3 と両流路 5 2 , 5 3 をつなぐ流路 5 4 を有する、完全に分岐しない構造の出入口配管 5 の断面を示している。流路 5 4 は、扁平状に形成されており、分岐した流路 5 2 , 5 3 の変形を抑制することができる。但し、この場合、完全に流路 5 2 , 5 3 が分岐している訳でもないのに、変形の抑制効果は、完全に分岐した場合に比べて減少するが、加工性においては、完全に分岐した場合に比べて優れている。

40

#### 【 0 0 2 3 】

図 5（c）は、分岐した流路 5 2 , 5 3 をつなぐ扁平状の流路 5 4 に支柱 5 5 を設けた、完全に分岐しない構造の出入口配管 5 の断面を示している。支柱 5 5 を設けることによって、扁平状の流路 5 4 の強度アップを図ることができると共に、分岐した流路

50

5 2 , 5 3 の変形抑制を向上させることが可能である。

図 5 ( d ) は、分岐した流通路 5 2 , 5 3 をつなぐ流通路 5 4 を接触するまで狭めて ( 流通路 5 4 の上下の内壁面を接触させる ) スポット溶接 W 等により接着して流通路 5 4 を閉鎖した、完全に分岐しない構造の出入口配管 5 の断面を示している。この場合では、完全に分岐した構造の出入口配管 5 と略同等の変形抑制効果を有すると共に、加工性も向上させることができる。

【 0 0 2 4 】

図 6 ( a ) , ( b ) は、本実施形態の出入口配管構造の 2 つの実施例を示している。これらの実施例では、管軸方向に沿って 2 等分に分割された形状をした半割部材を組み合わせて、溶接、ろう付け等によって固着することによって出入口配管 5 を形成している。図 3 ( a ) は、接続部 5 b が 2 つの分岐された流通路を有する出入口配管 5 を示しており、図 3 ( b ) は、接続部 5 b が 3 つの分岐された流通路を有する出入口配管 5 を示している。なお、上記実施例では、出入口配管 5 を 2 つの半割部材を固着して一体化しているが、鑄造等により当初から一体化して形成してもよい。出入口配管 5 の材質としては、ステンレス鋼、鉄、アルミニウム ( アルミ合金を含む ) や銅 ( 銅合金を含む ) 等である。

【 0 0 2 5 】

以上説明したように、本発明では、従来品において最も受圧面積が大きくなるヘッダタンクとの接続部において、出入口配管の 1 つ当りの流通路の受圧面積が小さくなり、接続部での変形量を低減することができる。

また、このように出入口配管の接続部での変形量が低減することにより、それに引っ張られるタンクプレート及びコアプレートの変形が抑えられ、チューブ根付応力を低減することができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 2 6 】

【 図 1 】 ( a ) は、本発明の実施の形態の出入口配管構造を備えたインタークーラの上半分の構造を示す図であり、 ( b ) は、出入口配管の接続部での変形を説明する図である。

【 図 2 】 出入口配管の出口 ( 接続部側 ) / 入口 ( 遠位端部側 ) 断面積比とインタークーラの過給気圧力損失との関係を示すグラフである。

【 図 3 】 本発明の別の実施形態の出入口配管構造を備えたインタークーラの正面図である。

【 図 4 】 本実施形態の完全に分岐した流通路を有する出入口配管構造の加工上の難点を説明する図である。

【 図 5 】 実施形態の出入口配管構造の各種の実施例 ( a ) ~ ( d ) を図 4 の V - V 線で断面した断面図である。

【 図 6 】 本実施形態の出入口配管構造の 2 つの実施例 ( a ) , ( b ) を示している。

【 図 7 】 従来技術の出入口配管構造を備えたインタークーラの上半分図である。

【 図 8 】 従来技術の出入口配管構造の加圧前 ( a ) と加圧後 ( b ) におけるヘッダタンクの変形を説明する図である。

【 図 9 】 E U R O ( 欧州 ) での排出ガスの規制値の動向とこれによる過給機後の加圧空気の圧力と温度の変化を説明するグラフである。

【 符号の説明 】

【 0 0 2 7 】

- 1 チューブ
- 2 波形状フィン
- 4 ( 4 A , 4 B ) ヘッダタンク
- 4 1 コアプレート
- 4 2 タンクプレート
- 5 ( 5 A , 5 B ) 出入口配管
- 5 a 遠位端部
- 5 b 接続部

10

20

30

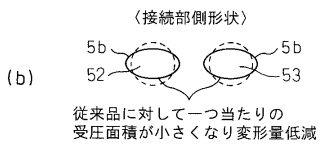
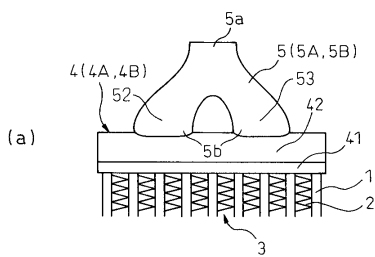
40

50

R チューブ根付

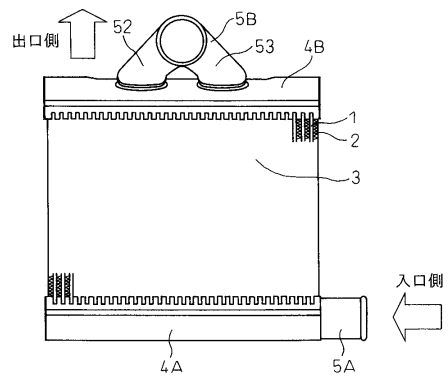
【図1】

図1



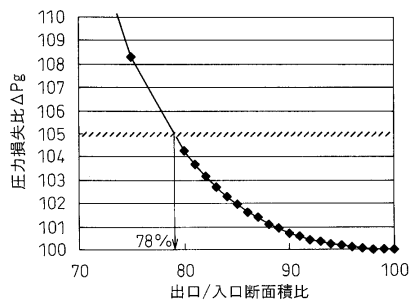
【図3】

図3



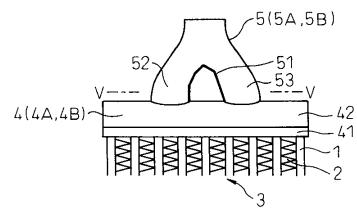
【図2】

図2

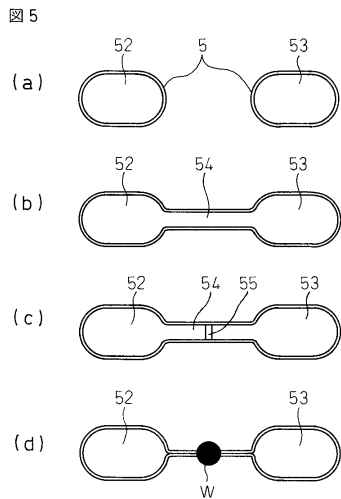


【図4】

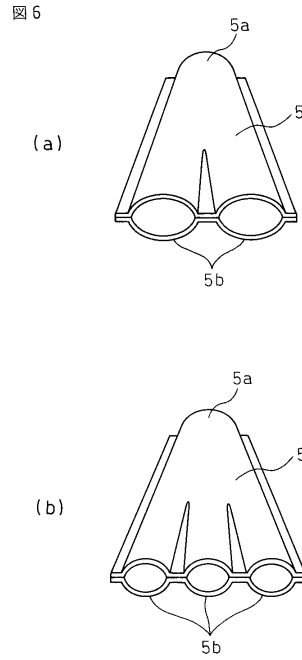
図4



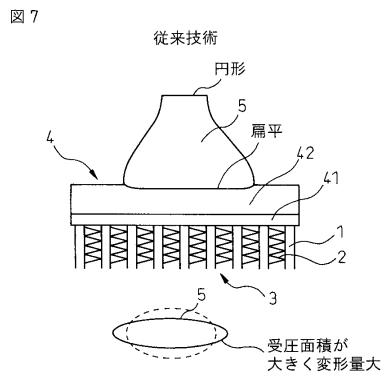
【図5】



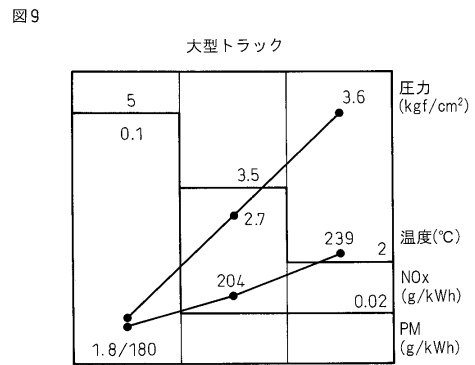
【図6】



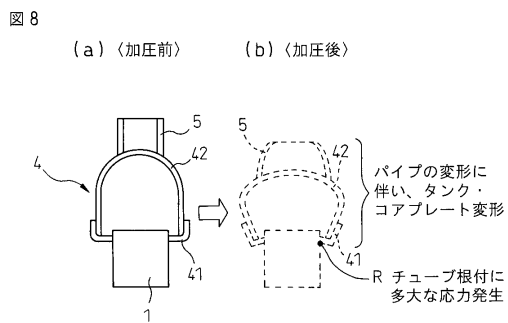
【図7】



【図9】



【図8】





---

フロントページの続き

- (72)発明者 須佐 澄男  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内
- (72)発明者 渡邊 晴彦  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

審査官 栗倉 裕二

- (56)参考文献 特開平06-146906(JP,A)  
特開平10-018839(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F02B 29/04