

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2011年6月16日(16.06.2011)

(10) 国際公開番号  
WO 2011/070955 A1

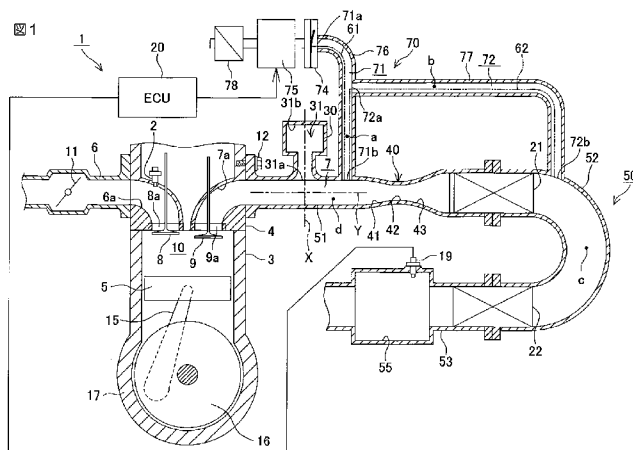
- (51) 国際特許分類:  
F01N 3/30 (2006.01) F01N 5/04 (2006.01)  
B01D 53/86 (2006.01) F01N 13/08 (2010.01)  
F01N 3/22 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2010/071488
- (22) 国際出願日: 2010年12月1日(01.12.2010)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願 2009-281823 2009年12月11日(11.12.2009) JP
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): ヤマハ発動機株式会社(YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4388501 静岡県磐田市新貝2500番地 Shizuoka (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 粉川 嗣教(KONAKAWA, Tsugunori) [JP/JP]; 〒4388501 静岡県磐田市新貝2500番地 ヤマハ発動機株式会社内 Shizuoka (JP).
- (74) 代理人: 稲岡 耕作, 外(INAOKA, Kosaku et al.); 〒5410054 大阪府大阪市中央区南本町2丁目6番12号 サンマリオンNBFタワー21階 あい特許事務所内 Osaka (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI

[続葉有]

(54) Title: ENGINE, AND VEHICLE AND SHIP THAT COMPRISE SAME

(54) 発明の名称: エンジン、ならびにそれを備えた車両および船舶

【図1】



(57) Abstract: An engine includes: an exhaust device which is provided with an exhaust path for guiding the exhaust gas discharged from the combustion chamber; and an air supply device for supplying air. The exhaust path is provided with a convergent section, divergent section, and a branch section. The branch section diverts, on the upstream side of the divergent section, a shock wave from the exhaust path, the shock wave propagating in the exhaust path to the downstream side, and the branch section propagates the shock wave again to the exhaust path. The air supply device includes: a first path which is provided with a first reed valve for allowing a gas flow to flow therethrough, the gas flow flowing from the upstream end toward the downstream end, and which has a downstream end connected to a portion of the exhaust path, the portion being located on the upstream side of the divergent section; and a second path which has an upstream end connected to a portion of the first path, the portion being located on the downstream side of the first reed valve. The exhaust device is configured to cause the exhaust gas to pass through the convergent section and also to cause the exhaust gas to collide, between the branch section and the divergent section, with the shock wave which has propagated through the branch section.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2011/070955 A1

(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG). 添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

---

エンジンは、燃焼室から排出される排ガスを導く排気通路を有する排気装置と、空気を供給する空気供給装置とを含む。排気通路には、コンバージェント部と、ダイバージェント部と、分岐部とが設けられている。分岐部は、排気通路を下流に向かって伝搬する衝撃波を、ダイバージェント部より上流で排気通路から分岐し、かつ、その衝撃波を再び前記排気通路へ伝搬する。空気供給装置は、上流端から下流端に向かう気流を通過させる第 1 リード弁を備え、下流端が前記排気通路の前記ダイバージェント部よりも上流に接続された第 1 通路と、上流端が前記第 1 通路の前記第 1 リード弁よりも下流に接続された第 2 通路とを含む。前記排気装置は、排ガスを前記コンバージェント部を通過させ、かつ、前記分岐部と前記ダイバージェント部との間で前記分岐部を伝搬した衝撃波と衝突させるように構成されている。

## 明 細 書

**発明の名称**： エンジン、ならびにそれを備えた車両および船舶  
**技術分野**

[0001] この発明は、エンジン（内燃機関）、ならびにそれを備えた車両および船舶に関する。

### 背景技術

[0002] 排ガスを浄化する触媒、および、排気通路に空気を供給する二次空気供給装置（Secondary Air Supply System）を備えるエンジン（Internal Combustion Engine）が知られている。たとえば、特許文献1のエンジンでは、排気通路に、三元触媒が設けられている。二次空気供給装置は、触媒の上流と下流とにそれぞれ二次空気を供給するように排気通路に接続されている。二次空気とは、エンジンの燃焼室を通らずに供給される空気である。触媒は、主としてNO<sub>x</sub>を還元する還元触媒として機能しているけれども、酸化触媒としても機能する。すなわち、触媒より下流に供給された二次空気が、排気の脈動により触媒に一旦流入してから下流に流れる。このとき、触媒は、CO、THCを酸化する酸化触媒としても機能して、エンジンから排出される排ガス中のNO<sub>x</sub>、CO、THCを浄化する。

[0003] 特許文献1のエンジンは、二次空気供給装置は、触媒より上流にも二次空気を供給するように構成されている。これは、高速高負荷運転時などにエンジンへの供給空燃比をリッチ側に設定したときに、排ガスに含まれるCO、THC量が多くなるからである。このとき、触媒の上流に二次空気を供給することで、触媒を主としてCO、THCを酸化する酸化触媒として機能させることができる。

[0004] 特許文献1では、触媒より下流に二次空気を供給する方法として、二つの方法が開示されている。一つは、リードバルブを装備して、排気通路内の排気脈動を利用する方法である。残りの一つは、リードバルブの代わりにエアポンプを設けて、強制的に二次空気を排気通路に供給する方法である。

## 先行技術文献

### 特許文献

[0005] 特許文献1：特開2006-220019号公報

### 発明の概要

#### 課題を解決するための手段

[0006] 触媒より下流に二次空気を供給する、前述の二つの方法を比較する。

排気脈動を利用する方法は、エアポンプを利用する方法とは異なり、ポンプを駆動する必要がないので、エンジン出力の損失は少ない。しかしながら、この方法には以下のような課題がある。エンジンが高回転または高負荷状態で運転されているときは、排気通路内の平均圧力が高くなる。また、排気通路の触媒より下流の部分では、触媒が抵抗となるため排気脈動の振幅が小さくなる。この触媒による抵抗の大きさはエンジンが高回転または高負荷状態になるほど大きくなる。すなわち、特にエンジンが高回転または高負荷状態で運転されているとき、排気通路内の平均圧力が高くなり、かつ、排気脈動の振幅が小さくなる。これにより、触媒より下流の排気通路内に大きな負圧を発生させることができない。よって、特にエンジンが高回転または高負荷状態で運転されているときには、触媒より下流の排気通路内に十分な量の二次空気を供給できない。

[0007] 一方、エアポンプを利用する方法は、エンジンが高回転または高負荷状態で運転されているときでも二次空気を供給できる。ところが、エンジンが高回転または高負荷状態になるほどエアポンプの負荷は大きくなる。そのエアポンプをエンジンで駆動するため、エンジン出力の損失も、エンジンが高回転または高負荷状態になるほど多くなる。

本願発明者は、排気口が開かれたときに排気通路を下流に向かって伝播する衝撃波を見出した。そして、衝撃波の後方で負圧が発生することを利用すれば、高負荷状態であっても空気を供給できると考えた。しかしながら、この衝撃波は、排気口近傍で発生し、下流に向かって伝播するとともに減衰し

て消滅してしまう。このため、触媒より下流に負圧を発生させるために利用することはできない。

[0008] そこで、本願発明者は、別の新たな衝撃波を排気通路内に発生させて、新たな負圧を発生させることを考えた。一般的に知られているコンバージェント-ダイバージェントノズル (Convergent-Divergent Nozzle)、通称、デ・ラバル・ノズル (De Laval Nozzle) の原理を、二次空気供給装置を備えたエンジンに応用することである。このノズルは流路の下流側に向かうにつれて流路断面積が小さくなるコンバージェント部と、そのコンバージェント部の下流で流路断面積が大きくなるダイバージェント部と、そのコンバージェント部とダイバージェント部との間のスロート部とを備えている。コンバージェント部の圧力 $P_0$ とダイバージェント部の圧力 $P$ の圧力比 ( $P/P_0$ ) が臨界圧力比 (Critical Pressure Ratio。空気では、約0.528) より小さいときに、ダイバージェント部で、流体の流速が音速を超える。

[0009] そこで、新たな衝撃波を発生させるために、上流端の流路断面積より下流端の流路断面積が小さいコンバージェント部を排気通路に設け、さらに、そのコンバージェント部より下流の排気通路に、上流端の流路断面積より下流端の流路断面積が大きいダイバージェント部を設けた。しかしながら、コンバージェント部とダイバージェント部とを排気通路に設けただけでは、コンバージェント部の圧力 $P_0$ とダイバージェント部の圧力 $P$ との圧力比 ( $P/P_0$ ) が臨界圧力比に達しないため、新たな衝撃波を発生させることができなかった。

[0010] 本願発明者は、エンジンを更に鋭意研究した結果、排気口が開かれたときに排気通路を下流に向かって伝播する衝撃波は、そのときに燃焼室から排気通路に流れ込む排ガスよりも高速で伝播することを見出した。さらに、発明者は、その衝撃波の速度と排ガスの速度との違いに着目して、コンバージェント部の圧力 $P_0$ を高める構造を考えた。その構造は、先行する衝撃波を排気通路から一旦分岐し、再び排気通路へと戻す分岐部を含む。コンバージェント部の圧力 $P_0$ が高まることにより、ダイバージェント部で新たな衝撃波

が発生する。すると、その衝撃波の後方、すなわち、ダイバージェント部より上流に負圧が発生する。

さらに、本願発明者は、ダイバージェント部より上流に発生する前記負圧を利用して、空気を供給する構造を考えた。その構造は、排気通路のダイバージェント部より上流に接続された第1通路と、第1通路に接続された第2通路とを含む。

- [0011] この発明の一実施形態は、これらの構造を用いたエンジンを提供する。すなわち、この発明の一実施形態に係るエンジンは、排気口が形成された燃焼室と、前記排気口を開閉する排気弁と、前記燃焼室から前記排気口を通じて排出される排ガスを導く排気通路を有する排気装置と、空気を供給する空気供給装置とを含む。前記排気装置は、前記排気通路に設けられ、上流端の流路断面積より下流端の流路断面積が小さいコンバージェント部と、前記排気通路において前記コンバージェント部よりも下流に設けられ、かつ、上流端の流路断面積よりも下流端の流路断面積が大きいダイバージェント部と、前記排気口が開かれたときに前記燃焼室から前記排気通路に流れ込む排ガスよりも高速で前記排気通路を下流に向かって伝搬する衝撃波を、前記ダイバージェント部より上流で前記排気通路から分岐し、かつ、その衝撃波を再び前記排気通路へ伝搬する分岐部とを含む。前記空気供給装置は、上流端から下流端に向かう気流を通過させる第1リード弁を備え、下流端が前記排気通路の前記ダイバージェント部よりも上流に接続された第1通路と、上流端が前記第1通路の前記第1リード弁よりも下流に接続された第2通路とを含む。さらに、前記排気装置は、前記燃焼室から前記排気通路に流れ込む排ガスを前記コンバージェント部を通過させ、かつ、前記分岐部と前記ダイバージェント部との間で前記分岐部を伝搬した衝撃波と衝突させることにより、前記コンバージェント部で排ガスの圧力を高め、この圧力が高められた排ガスを前記ダイバージェント部を通過させることによって新たな衝撃波を発生させるように構成されている。また、前記空気供給装置は、前記新たに発生させた衝撃波によって前記ダイバージェント部よりも上流の前記排気通路内に発

生する負圧を利用して前記第 1 リード弁を通して前記第 1 通路に空気を導入し、前記ダイバーゼント部よりも上流の前記排気通路内に発生する正圧を利用して前記導入した空気を前記第 2 通路に供給するように構成されている。

[0012] このような構成によれば、排ガスに先行する衝撃波が分岐部で一旦分岐し、再び排気通路に戻される。これにより、衝撃波を分岐部で時間的に遅らせることができ、この衝撃波を排気通路内で排ガスと衝突させ、これによって、排ガスの圧力を高めることができる。この排ガスは、コンバーゼント部を通過させることによってさらに圧力が高まるから、コンバーゼント部の圧力 $P_0$ とダイバーゼント部の圧力 $P$ との圧力比 ( $P/P_0$ ) が臨界圧力比に達しやすくなる。つまり、高圧の排ガスがダイバーゼント部を通過するとき、新たな衝撃波（排気口が開いた時に発生する衝撃波とは別の衝撃波）が発生する。この新たな衝撃波の上流、すなわち、ダイバーゼント部の上流に大きな負圧が発生する。その大きな負圧を利用して、第 1 通路の上流端から第 1 通路内に二次空気を導入することができる。二次通気とは、燃焼室を通っていないエンジン外部の空気である。

[0013] 一方、ダイバーゼント部より上流の排気通路内には、排気脈動により、正圧と負圧が交互に発生する。この排気脈動の振幅は、ダイバーゼント部より上流に発生する大きな負圧の影響で、大きくなる。負圧が発生したときに第 1 通路内に導入された二次空気は、正圧が発生したときに第 1 通路から押し出され、第 2 通路内へ供給される。

前記第 2 通路の下流端は、排気通路に接続されていてもよい。すなわち、第 1 通路から押し出される二次空気が、第 2 通路を介して排気通路に供給されてもよい。このような構成は、排気通路において前記ダイバーゼント部よりも下流に触媒が配置されている場合にとくに有利である。すなわち、新たな衝撃波により発生した大きな負圧と排気脈動により生じる正圧とを利用して、高回転または高負荷状態であっても、触媒より下流の排気通路内に二次空気を供給することができる。このとき発生する正圧および負圧は

、排ガスのエネルギーを利用しているため、エンジン出力の損失を少なくできる。

[0014] 本発明における上述の、またはさらに他の目的、特徴および効果は、添付図面を参照して次に述べる実施形態の説明により明らかにされる。

### 図面の簡単な説明

[0015] [図1]本発明の第1の実施形態に係るエンジンの構成を示す断面図である。

[図2]コンバージェントーダイバージェントノズルの構成を示す模式図である。  
。

[図3]コンバージェントーダイバージェントノズルの圧力比とマッハ数との関係を示すグラフである。

[図4]衝撃波と排ガスの進行状態を説明するための断面図である。図4Aは排気行程の初期の状態を示し、図4Bは衝撃波が分岐路内に伝播するときの状態を示し、図4Cは分岐路で反射した衝撃波と排ガスとが衝突するときの状態を示す。

[図5]衝撃波の進行する経路と排ガスの進行する経路とを示す排気通路等の模式図である。

[図6]コンバージェントーダイバージェントノズル内部をシュリーレン撮影法により撮影した写真を模式化した模式図である。

[図7]衝撃波の加速時の排ガス流速と排ガス圧力との関係を示すグラフである。  
。

[図8]衝撃波の加速時の排ガス流速と排ガス温度との関係を示すグラフである。  
。

[図9]二次空気供給装置の作用を説明するための図である。図9Aはクランク角と排気通路内の圧力との関係の一例を示す図である。図9Bはクランク角と第1通路における気体の質量流量との関係の一例を示す図である。図9Cはクランク角と排気通路および二次空気供給装置の各部における酸素濃度との関係の一例を示す図である。

[図10]この発明の第2の実施形態に係るエンジンの排気通路等の構成を示す



断面図である。

[図11]この発明の第3の実施形態に係るエンジンの排気通路等の構成を示す断面図である。

[図12]この発明の第4の実施形態に係るエンジンの排気装置等の構成を説明するための断面図である。

[図13]この発明の第5の実施形態に係るエンジンの排気装置等の構成を説明するための断面図である。

[図14]触媒の構成例を説明するための図解的な斜視図である。

[図15]この発明の第6の実施形態に係るエンジンの排気装置等の構成を説明するための断面図である。

[図16]この発明の第7の実施形態に係るエンジンの排気装置の構成を示す模式図である。

[図17]第7の実施形態に係るエンジンの動作を示す模式図である。図17Aは排気行程の初期の状態を示し、図17Bは衝撃波が他の気筒の個別排気通路（分岐路）内に伝播するときの状態を示し、図17Cは分岐路で反射した衝撃波と排ガスとが衝突するときの状態を示す。

[図18]エンジンを搭載した船外機を備えた船舶を例示する図である。

[図19]エンジンを搭載した自動二輪車を例示する図である。

[図20]変形例を示す排気通路等の断面図である。

[図21]第1の実施形態の変形例に係る構成を示す断面図である。

[図22]この発明の第8の実施形態の構成を示す模式図である。

### 発明を実施するための形態

[0016] 本願発明者は、鋭意研究の結果、コンバージェント−ダイバージェントノズルの原理を応用し、以下のように、従来知られていなかった方法によって、十分な量の二次空気を供給することができることに思い至った。

その方法とは、次の通りである。（1）排ガスに先行して伝播する衝撃波を分岐させる。（2）分岐した衝撃波を時間的に遅らせ、排ガスと衝突させてその排ガスの圧力を高める。（3）圧力を高めた排ガスを、ダイバージェ

ント部を通過させて超音速まで加速させて新たな衝撃波を発生させる。(4) ダイバージェント部より上流の排気通路内に負圧を発生させる。(5) その負圧を利用して、ダイバージェント部より上流に接続された二次空気供給装置の第1通路内に二次空気を導入する。(6) ダイバージェント部より上流の排気通路内に発生する正圧を利用して二次空気供給装置の第2通路に二次空気を供給する。

[0017] <第1の実施形態>

以下、本発明の実施の形態のエンジンについて、図を用いて詳細に説明する。なお、以下の説明において、「上流」、「下流」は、排ガスまたは二次空気の流れ方向に関する上流、下流をそれぞれ意味する。

図1は、本発明の第1の実施形態に係るエンジンの構成を示す断面図である。エンジン1は、シリンダボディ3と、その一端に設けられるシリンダヘッド4と、シリンダボディ3内で往復運動するピストン5とを備えている。シリンダボディ3およびシリンダヘッド4の内部には、燃焼室10が形成されている。より詳しくは、シリンダボディ3の内壁、シリンダヘッド4の内壁およびピストン5の表面(シリンダヘッド4に対向する表面)によって、燃焼室10が区画されている。ピストン5は、コンロッド15を介してクランク軸16に結合されている。クランク軸16は、シリンダボディ3に結合されたクランクケース17に收容されている。ピストン5の往復運動がコンロッド15によってクランク軸16に伝達されることにより、クランク軸16が回転するようになっている。エンジン1は、4サイクルのガソリン内燃機関である。エンジン1は単気筒エンジンである。エンジン1は、空冷式のエンジンであってもよく、水冷式のエンジンであってもよい。

[0018] シリンダヘッド4には、吸気通路6の下流部6aおよび排気通路7の上流部7aが形成されている。シリンダヘッド4には、吸気口8aを開閉する吸気弁8と、排気口9aを開閉する排気弁9と、吸気弁8および排気弁9を駆動するための動弁装置(図示せず)とが設けられている。本実施形態では、吸気通路6の下流部6aと排気通路7の上流部7aとは、一つの燃焼室10

に対してそれぞれ一つずつ設けられている。しかしながら、吸気口 8 a、吸気弁 8、排気口 9 a および／または排気弁 9 は、一つの燃焼室に対して複数設けられていてもよい。シリンダヘッド 4 には、燃料を噴射するインジェクタ 2 が取付けられている。図示は省略するが、シリンダヘッド 4 には、点火プラグが設けられている。

[0019] 吸気通路 6 には、下流部 6 a よりも上流に、スロットル弁 1 1 が配置されている。このスロットル弁 1 1 は、操作者によって操作される操作部材に機械的に結合（たとえばケーブルを介して結合）されていてもよい。また、このような機械的結合がなく、スロットル弁 1 1 がモータにより電子制御されるようになっていてもよい。

エンジン 1 は、さらに、排気装置 5 0 を備えている。排気装置 5 0 は、シリンダヘッド 4 に接続された第 1 排気管 5 1 と、その第 1 排気管 5 1 に接続された第 2 排気管 5 2 と、その第 2 排気管 5 2 に接続された第 3 排気管 5 3 とを備えている。第 1 排気管 5 1 は、シリンダヘッド 4 にボルト 1 2 によって取付けられている。第 3 排気管 5 3 は、その内部に排気チャンバー 5 5 を形成している。排気装置 5 0 は、上流部 7 a から排気チャンバー 5 5 を介して外部につながる排気通路 7 を、その内部に形成している。

[0020] 排気通路 7 には、第 1 触媒 2 1 および第 2 触媒 2 2 が配置されている。第 2 触媒 2 2 は第 1 触媒 2 1 の下流に配置されている。第 1 触媒 2 1 と第 2 触媒 2 2 との間には、間隔が設けられている。

排気チャンバー 5 5 の下流には、図示しない消音器（マフラー）が接続されている。排気チャンバー 5 5 の内部に流入した排ガスは、前記消音器を通過してから外部に排出される。排気チャンバー 5 5 には、排ガス中の酸素量を検出する酸素濃度センサ 1 9 が設けられている。

[0021] エンジン 1 は、制御装置である ECU（電子制御ユニット）2 0 を備えている。ECU 2 0 は、エンジン 1 の回転速度、前記スロットル弁 1 1 の開度、または酸素濃度センサ 1 9 によって検出された信号に基づき、インジェクタ 2 の燃料噴射量、または前記点火プラグの点火時期等を制御する。ECU

20は、たとえば、エンジン1に吸入される混合気空燃比が理論空燃比 (stoichiometry) になるようにインジェクタ2の燃料噴射量を制御する。

[0022] 第1排気管51の上流部には、分岐管30が設けられている。分岐管30の一端は第1排気管51に接続された開放端であり、他端は閉塞された閉塞端である。閉塞端は、後述する衝撃波を反射する反射部31bを形成している。

分岐管30は、第1排気管51に一体成形されていてもよい。また、分岐管30は、第1排気管51とは別体に形成され、第1排気管51に対して固定されていてもよい。たとえば、第1排気管51と分岐管30とは、溶接されていてもよく、ボルト、リベットなどの締結部材（図示せず）によって固定されていてもよい。分岐管30の前記閉塞端は、前記開放端より流路断面積が大きくなるように形成されている。ただし、分岐管30の形状は図1に示す形状に限定されない。すなわち、分岐管30の閉塞端の流路断面積は、その開放端の流路断面積と等しくてもよく、開放端の流路断面積より小さくてもよい。

[0023] 分岐管30の内部には分岐部31が形成されている。分岐部31の一端は排気通路7につながる開放端であり、他端は閉塞端である。分岐部31の入口31a（すなわち、排気通路7との連通部分）は、後述するように、排気通路7の内部を伝播する衝撃波が分岐部31の内部にも伝播することができる流路断面積を有するように形成されている。図中、Xは、分岐部31の入口31aの流路断面の中心線である。中心線とは、流路断面の重心を通る線である。

[0024] 分岐部31と第1触媒21の間には、コンバージェント-ダイバージェントノズル40が設けられている。コンバージェント-ダイバージェントノズル40は、通称、デ・ラバル・ノズルと呼称される。コンバージェント-ダイバージェントノズル40は、排気通路7を流れる排ガスの流速を、亜音速から超音速となるように加速する。コンバージェント-ダイバージェントノズル40は、コンバージェント部41と、スロート部42と、ダイバージェ

ェント部 43 とによって形成されている。コンバージェント部 41 は、下流に向かうに従って流路断面積が漸次減少する部分である。ダイバージェント部 43 は、下流に向かうに従って流路断面積が漸次増大する部分である。スロート部 42 は、コンバージェント部 41 とダイバージェント部 43 との間に配置された部分であり、流路断面積が最も小さい部分である。

[0025] エンジン 1 は、さらに、排気装置 50 の排気通路 7 に空気を供給する二次空気供給装置 70 を備えている。二次空気供給装置 70 は、リード弁 74 (逆止弁) と、第 1 の二次空気供給管 76 と、第 1 の二次空気供給管 76 に接続された第 2 の二次空気供給管 77 とを備える。

リード弁 74 は、第 1 の二次空気供給管 76 の上流端に結合されている。第 1 の二次空気供給管 76 の下流端は、第 1 排気管 51 における分岐管 30 とコンバージェント-ダイバージェントノズル 40 との間に接続されている。第 1 の二次空気供給管 76 は、リード弁 74 と空気量制御弁 75 とを介してエアクリーナ 78 に接続されている。リード弁 74 は、排ガスが第 1 の二次空気供給管 76 からその上流に流入することを防いでいる。リード弁 74 は、排気通路 7 に負圧が生じることによって開き、空気を第 1 の二次空気供給管 76 の下流に向けて流すように構成されている。

[0026] 空気量制御弁 75 は、二次空気の量をエンジン 1 の運転状態に適合させるためのものである。空気量制御弁 75 は、吸気負圧などを動力源とするアクチュエータ、サーボモータ、またはソレノイド等を備えている。空気量制御弁 75 の開度は、ECU 20 によって制御される。ECU 20 は、スロットル弁 11 の開度が所定の角度より小さい場合、空気量制御弁 75 を閉動作させるか前記スロットル弁 11 の開度を減少させる。前記所定の角度は、予め設定されており、ECU 20 が記憶している。また、ECU 20 は、前記スロットル弁 11 の開度が前記所定の開度より大きい場合、空気量制御弁 75 の開度を増大させる。このように、空気量制御弁 75 は、前記スロットル弁 11 の開度に対応して開度が増減する。空気量制御弁 75 を備えることにより、排気通路 7 に二次空気を過不足なく適正な流量で供給することができる。

。ただし、空気量制御弁 75 は必ずしも必要ではなく、省略することも可能である。

[0027] 第 2 の二次空気供給管 77 の上流端は、第 1 の二次空気供給管 76 に対して、その下流端とリード弁 74 との間で接続されている。第 2 の二次空気供給管 77 の下流端は、第 2 排気管 52 における第 1 触媒 21 と第 2 触媒 22 との間に接続されている。より詳細には、第 2 触媒 22 よりも第 1 触媒 21 に近い位置で、第 2 の二次空気供給管 77 の下流端が第 2 排気管 52 に接続されている。

[0028] 二次空気供給装置 70 は、第 1 通路 71 と第 2 通路 72 とを有している。第 1 通路 71 は、リード弁 74 から排気通路 7 までの通路であり、第 1 の二次空気供給管 76 によって形成された通路である。すなわち、第 1 通路 71 は、リード弁 74 と、排気通路 7 の分岐部 31 の入口 31a とダイバージェント部 43 との間の部分とを接続する。第 2 通路 72 は、第 1 通路 71 から第 2 排気管 52 内の排気通路 7 に至る通路であり、第 2 の二次空気供給管 77 によって形成された通路である。すなわち、第 2 通路 72 は、第 1 通路 71 と、排気通路 7 の第 1 触媒 21 と第 2 触媒 22 との間の部分とを接続する。第 1 通路 71 の「上流」、「下流」は、空気がリード弁 74 (第 1 通路 71 の上流端 71a) から排気通路 7 との接続部 71b (以下「下流端 71b」ともいう。) へ流れる方向に関する上流、下流をそれぞれ意味する。第 2 通路 72 の「上流」、「下流」は、空気が第 1 通路 71 との接続部 72a (以下「上流端 72a」ともいう。) から排気通路 7 の接続部 72b (以下「下流端 72b」ともいう。) へと流れる方向に関する上流、下流をそれぞれ意味する。

[0029] ここで、第 1 通路 71 内をリード弁 74 から第 2 通路 72 の第 1 通路 71 への接続部 72a まで気体が行く際に、前記気体が損失するエネルギーの大きさ (エネルギー損失) を  $L_1$  とする。また、第 2 通路 72 内をその下流端 72b から上流端 72a まで気体が行く際に、前記気体が損失するエネルギーの大きさ (エネルギー損失) を  $L_2$  とする。これらと比較すると、 $L_1 < L_2$

となるように第1および第2通路71, 72が設計されている。エネルギー損失とは、気体の流路における圧力損失と同義である。

[0030] 第1通路71における、第2通路72の接続部72aから排気通路7との接続部71bまでの流路における気体のエネルギー損失を $L_3$ とすると、 $L_1 + L_3 < L_2 + L_3$ であればよい。第1通路71におけるリード弁74から排気通路7との接続部71bに至る流路61のエネルギー損失を $L_{11}$ とすると、 $L_{11} = L_1 + L_3$ である。一方、第2通路72の下流端72bから上流端72aに至り、さらに、第1通路71を通過してその下流端71bに至る流路62のエネルギー損失を $L_{12}$ とすると、 $L_{12} = L_2 + L_3$ である。したがって、 $L_{11} < L_{12}$ となるように、第1および第2通路71, 72が設計されていけばよい。

[0031] このようなエネルギー損失の関係は、たとえば、次のようにして検証することができる。すなわち、第2通路72を閉塞（たとえば下流端72bで閉塞）して、流路61に空気を流し、流路61の下流端（接続部71b）での流量係数 $k_1$ を計測する。一方、第1通路71を閉塞（たとえば上流端71aで閉塞）して、流路62に空気を流し、流路62の下流端（接続部71b）で流量係数 $k_2$ を計測する。このとき、 $k_1 > k_2$ が満たされれば、 $L_{11} < L_{12}$ が満たされている。流路61, 62に空気を流すには、次のいずれかの方法を用いればよい。第1の方法は、流路61, 62の上流端にポンプを接続して流路61, 62内へ空気を送る方法である。第2の方法は、流路61, 62の下流端にポンプを接続して流路61, 62から空気を吸引する方法である。

[0032] 空気量制御弁75および／またはエアクリーナ78におけるエネルギー損失が無視できないときには、これらを流路61に含めてもよい。この場合、流路61は、大気開放位置から接続部71bに至る流路である。また、前記エネルギー損失 $L_1$ は、大気開放位置から第2通路72の第1通路71への接続部72aまで気体が行く際に、前記気体が損失するエネルギーの大きさとする。

[0033] 流量係数とは、実開口面積と差圧で定まる理論空気量に対する、実際に流れた空気流量の比である。つまり、実際の空気流量を理論空気流量で除することによって得られる。

気体が管路を流れる際のエネルギー損失の例は、壁面との摩擦による損失、管路の入口または出口における損失、管路の曲がりによる損失、流路断面積の変化による損失、弁による損失等を含む。流路断面積の変化による損失とは、断面積が急に大きくまたは小さくなる場合の損失、断面積が緩やかに大きくまたは小さくなる場合の損失である。

[0034] 壁面との摩擦による損失は、壁面の表面粗さが荒いほど、管路の長さが長いほど、管路の断面積が小さいほど、大きくなる。管路の曲がりによる損失は、管径を曲がりの曲率半径で割った比が大きいくほど、曲がりの角度が大きいくほど、大きくなる。弁による損失は、弁の種類や開度により異なり実験により求める必要がある。リード弁の損失は、たとえば、リード弁の上流と下流との間の圧力差と、リード弁の開度（流路の断面積）と、質量流量との関係を測定し、それをもとに圧力差と損失係数との関係を導くことにより求められる。

[0035] 図2は、一般的なコンバージェント−ダイバージェントノズルの模式図である。コンバージェント部41の上流端の流路断面積A1と、スロート部42の流路断面積A2と、ダイバージェント部43の下流端の流路断面積A3とには、 $A1 > A2$ 、 $A2 < A3$ の関係がある。スロート部42の流路断面積A2は、コンバージェント部41の下流端の流路断面積およびダイバージェント部43の上流端の流路断面積と同じである。本実施形態では、コンバージェント部41とダイバージェント部43との流路断面積は、それぞれ流れ方向に沿って一定の割合で変化している。しかし、コンバージェント部41およびダイバージェント部43は他の形状を有していてもよい。たとえば、ロケットエンジンで採用されているノズルのように、段階的に（Step by Step）に流路断面積が変化する形状を採用してもよい。また、ノズル内面を滑らかな曲面に形成してもよい。



[0036] コンバージェント-ダイバージェントノズル40は、下記の数式(1)、(2)で示す条件を満たすように形成されている。スロート部42に流入する排ガスの流速がマッハ1(すなわち音速)に達することにより、ダイバージェント部43において排ガスを超音速に加速させることができる。

[0037] [数1]

$$\frac{dM}{dx} = \frac{\Lambda}{1-M^2} \text{----- (1)}$$

[0038] [数2]

$$\Lambda = M \left[ 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right] \left[ \frac{\gamma M^2}{2} \left( \frac{4f}{D} \right) - \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right] \text{----- (2)}$$

[0039] 数式(1)は、粘性摩擦を伴う一次元流れにおける排気管形状とマッハ数との関係を示す。数式(2)は、数式(1)におけるΛを表す。これらの数式において、Mはマッハ数、Aは排気管の任意断面における断面積、Dは前記の任意断面における管相当径、γは比熱比、xは流れ方向の距離、fは摩擦係数を示す。

図2に示すように、スロート部42の上流の全圧(Full Pressure)をP0とし、スロート部42の下流の静圧(Static Pressure)をPとする。図3に示すように、これらの圧力の比P/P0が、臨界圧力比=0.528(図3の点C)よりも小さいとき、スロート部42での速度が音速(マッハ1)以上となり、その結果、ダイバージェント部43での速度が超音速となる。したがって、P/P0が臨界圧力比よりも小さくなるように全圧P0を上昇させると、コンバージェント-ダイバージェントノズル40において超音速の流れを形成することができる。

[0040] コンバージェント-ダイバージェントノズル40での流速が超音速となると、ダイバージェント部43の下流に向かって伝播する衝撃波35bと上流に向かって伝播する膨張波35cとが発生する(図6参照)。衝撃波35bと膨張波35cとの間の空間内の流体は急速に膨張するので、排気通路7を流れている排ガスの圧力が低くなる。その結果、断熱膨張(Adiabatic Expan

sion) による断熱冷却 (Adiabatic cooling) の効果により、排ガスの温度を急速に下げることができる。そして、本発明者は鋭意研究の結果、コンバージェント−ダイバージェントノズル 40 と分岐部 31 とを組み合わせることによって、そのような状態を実現可能とした。

[0041] 次に、図 4 A ~ 図 4 C を参照しながら、排ガスが排気通路 7 において圧力が低い状態、かつ、温度が低い状態になる原理について説明する。図 4 A ~ 図 4 C は、排気装置 50 を含むエンジン 1 を模式的に示している。図 4 A ~ 図 4 C において、図 1 および図 2 に図示されたものと同一または同等の部材には、同一符号を付している。

図 4 A に示すように、エンジン 1 の排気行程で排気口 9 a が開くと、高圧の排ガス 36 が燃焼室 10 から排気口 9 a を通して排気通路 7 の上流部 7 a に噴出する。排気口 9 a が開き始めた時点では、燃焼室 10 と排気通路 7 の上流部 7 a との間の圧力差が大きいため、排ガス 36 の速度が音速に達し、排気通路 7 の上流部 7 a に衝撃波 35 が発生する。排気口 9 a が大きく開くにつれて、排気通路 7 の上流部 7 a に流出する排ガスの量は多くなるが、排ガスの速度は遅くなる。また、排ガスは排気通路 7 の上流部 7 a を進むに従って減速する。図 4 A に示すように、衝撃波 35 は、排気通路 7 の上流部 7 a から第 1 排気管 51 の内部に伝播し、さらに下流に向けて高速で伝播する。一方、排ガス 36 は、排気通路 7 を衝撃波 35 より低い速度で遅れて進行する。

[0042] 図 4 B に示すように、第 1 排気管 51 の内部を進む衝撃波 35 は、分岐部 31 の入口 31 a を通過するとき、排気通路 7 を伝播する衝撃波と、分岐部 31 を伝播する衝撃波とに分かれ、排気通路 7 と分岐部 31 とをそれぞれ独立して進行する。排気通路 7 を進む衝撃波 35 は、コンバージェント−ダイバージェントノズル 40 を通過してから減衰し消失する。一方、分岐部 31 を進む衝撃波 35 は、分岐部 31 の反射部 31 b で反射され、分岐部 31 を逆行して排気通路 7 に戻る。

[0043] 図 4 C に示すように、反射された衝撃波 35 が分岐部 31 から排気通路 7

に戻る時期が、高圧の排ガス 36 が分岐部 31 の入口 31 a の中央に到達する時期と同じかまたはそれよりも遅くなるように、分岐部 31 の長さが設定されている。そのため、ダイバージェント部 43 より上流、かつ、分岐部 31 の入口 31 a またはその下流の排気通路 7 で、衝撃波 35 と排ガス 36 とが衝突する。これにより、コンバージェント-ダイバージェントノズル 40 のスロート部 42 の上流における全圧を高めることができる。その結果、圧力比  $P/P_0$  が臨界圧力比よりも小さくなる状態を実現でき、コンバージェント-ダイバージェントノズル 40 において超音速の流れを形成することができる。

[0044] 図 5 は、衝撃波の進行する経路と排ガスの進行する経路とを示す排気通路 7 等の模式図である。排気口 9 a の中心 9 a c から分岐部入口 31 a の流路断面中心線 X までの距離（流路長）を  $L_e$ 、排気通路 7 の流路断面中心線 Y と反射部 31 b との間の距離（流路長）を  $L_s$  とする。さらに、排ガス 36 の速度を  $V_e$ 、衝撃波 35 の伝播速度を  $V_s$  とする。排気口 9 a が開いてから排ガス 36 が入口 31 a に到達するまでの時間  $T_1$  は、式（3）で表される。また、排気口 9 a が開いてから衝撃波 35 が反射部 31 b で反射されて排気通路 7 の中心線 Y に到達するまでの時間  $T_2$  は、式（4）で表される。

[0045] 
$$T_1 = L_e / V_e \dots \dots \dots (3)$$

$$T_2 = (L_e + 2L_s) / V_s \dots \dots \dots (4)$$

$T_1 \leq T_2$  であれば、反射された衝撃波 35 と排ガス 36 とが衝突する。すなわち、 $L_e / V_e \leq (L_e + 2L_s) / V_s$  であれば、ダイバージェント部 43 より上流、かつ、分岐部 31 の入口 31 a またはその下流の排気通路 7 で、反射された衝撃波 35 と排ガス 36 とが衝突する。なお、便宜上、たとえば排ガス 36 の最大速度を前記速度  $V_e$  と見なしてもよく、平均速度を前記速度  $V_e$  と見なしてもよい。同様に、たとえば反射された衝撃波 35 の最大伝播速度を前記伝播速度  $V_s$  と見なしてもよく、平均伝播速度を前記伝播速度  $V_s$  と見なしてもよい。

[0046] 図 5 に示すように、分岐部入口 31 a の流路断面中心線 X からダイバージ

ェント部 4 3 の上流端までの距離（流路長）を  $L_d$ 、排気口 9 a が開いてから閉じるまでの時間を  $t_v$  とする。排気口 9 a が開いてから排ガス 3 6 の最後尾がダイバージェント部 4 3 の上流端に至るまでの時間  $T_3$  は、式（5）で表される。また、排気口 9 a が開いてから衝撃波 3 5 が反射部 3 1 b で反射されてダイバージェント部 4 3 の上流端に至るまでの時間  $T_4$  は、式（6）で表される。

$$[0047] \quad T_3 = t_v + (L_e + L_d) / V_e \dots \dots (5)$$

$$T_4 = (L_e + 2L_s + L_d) / V_s \dots \dots (6)$$

$T_4 \leq T_3$  であれば、排ガス 3 6 の全部がスロート部 4 2 を通り過ぎる前に、反射された衝撃波 3 5 と排ガス 3 6 とを衝突させることができる。すなわち、 $(L_e + 2L_s + L_d) / V_s \leq t_v + (L_e + L_d) / V_e$  であれば、排ガス 3 6 の全部がスロート部 4 2 を通り過ぎる前に、反射された衝撃波 3 5 と排ガス 3 6 とを衝突させることができる。

[0048] 排気通路 7 の流路断面中心線 Y と反射部 3 1 b との間の距離  $L_s$  が比較的小さければ、分岐部 3 1 における衝撃波 3 5 の減衰が抑制される。そこで、たとえば、距離  $L_s$  を距離  $L_e$  よりも小さくしてもよい。

排ガスの圧力は、コンバージェント部 4 1 での圧縮によって高められる。それに加えて、衝撃波 3 5 と排ガス 3 6 との衝突によって、コンバージェント部 4 1 での排ガス 3 6 の圧力はさらに高くなる。すると、コンバージェントーダイバージェントノズル 4 0 の入口上流の全圧  $P_0$  が高くなるので、それに応じて、入口上流の全圧  $P_0$  とスロート部の下流静圧  $P$  との比  $P/P_0$  が臨界圧力比 0. 5 2 8 よりも小さくなる。その結果、排ガス 3 6 の速度がスロート部 4 2 で音速に達する。

[0049] 図 6 は、コンバージェントーダイバージェントノズルの内部をシュリーレン撮影法により撮影した写真を模式化した模式図である。排ガス 3 6 の速度が音速に達することにより、コンバージェントーダイバージェントノズル 4 0 で新たな衝撃波が発生する。以下では、新たに発生する衝撃波を進行衝撃波 3 5 b と便宜的に称する。この進行衝撃波 3 5 b は、コンバージェントー

ダイバージェントノズル40のダイバージェント部43を通過するときに加  
速される。進行衝撃波35bが発生するとき、進行衝撃波35bと反対方向  
に進む膨張波35cが発生する。進行衝撃波35bはダイバージェント部4  
3で加速され、それと同時に膨張波35cが進行衝撃波35bと逆方向に進  
行する。これにより、進行衝撃波35bと膨張波35cとの間に存在する排  
ガス36は、圧力および温度が大きく低下する。後述するように、排ガスは  
大気圧以下、すなわち負圧となる。

[0050] 図7および図8に、本願発明者が行ったシミュレーション結果を示す。図  
7は、コンバージェントーダイバージェントノズル40で新たな衝撃波35  
bが発生した直後の排気通路7の各地点（Position）における排ガスの速度  
（Exhaust Gas Velocity）および排ガスの圧力（Exhaust Gas Pressure）を  
示す。図8は、コンバージェントーダイバージェントノズル40で新たな衝  
撃波35bが発生した直後の排気通路7の各地点（Position）における排ガ  
スの速度（Exhaust Gas Velocity）および排ガスの温度（Exhaust Gas Tempe  
rature）を示す。

[0051] コンバージェントーダイバージェントノズル40において衝撃波35bが  
発生すると、この衝撃波35bはダイバージェント部43で加速される。す  
ると、図7および図8に示すように、排ガスの流速は急激に大きくなり、排  
ガスの圧力および温度は急激に低下する。なお、図7および図8は排ガスの  
流速を示すものであり、衝撃波の伝播速度を示すものではない。図7および  
図8には、コンバージェントーダイバージェントノズル40のスロート部4  
2を長めに設定した場合のシミュレーション結果を示す。

[0052] 分岐部31にて反射された衝撃波35が排ガス36と衝突すると、衝撃波  
35が排ガス36に先行してスロート部42を伝播する。このとき、排ガス  
36と衝撃波35の間の空間にて断熱膨張が生じて圧力が低下するため、衝  
撃波35に引っ張られるようにして、排ガス36は速度を落とさずにスロー  
ト部42を流れる。そこで、スロート部42の同じ流路断面積で続く部分の  
長さをエンジンに合わせて設定することが好ましい。これにより、ダイバー

ジェント部 4 3 で衝撃波 3 5 b が加速されるタイミング、言い換えれば、排ガスの圧力および温度を低くするタイミングを、そのエンジンに合わせて設定することができる。

[0053] このように、本実施形態に係るエンジン 1 によれば、排気通路 7 の排ガスの圧力および温度を従来よりも大幅に低下させることが可能となる。

次に、本願発明者によるシミュレーション結果を示す図 9 A ~ 図 9 C を用いて、二次空気供給装置 7 0 の作用について説明する。二次空気供給装置 7 0 は、排気通路 7 のダイバージェント部 4 3 より上流の部分に発生した負圧によって、排気通路 7 の第 1 触媒 2 1 より下流の部分に二次空気を効率的に供給する。

[0054] 図 9 A は、本実施形態のエンジン 1 において観測される、クランク軸 1 6 (図 1 参照) の回転角 (クランク角) と排気通路 7 内の圧力との関係の一例を示す図である。膨張行程の途中で排気口 9 a が開くと燃焼室 1 0 から排気通路 7 内に高圧の排ガスが排出される。そのため、参照符号 9 1 で示すとおり、排気通路 7 内は正圧となる。その後は、コンバージェントダイバージェントノズル 4 0 の働きにより、参照符号 9 2 で示すように、排気通路 7 内に大きな負圧が発生する。その後、排気通路 7 内には、排気脈動により、参照符号 9 3 で示すように、正圧と負圧が交互に発生する。コンバージェントダイバージェントノズル 4 0 の働きにより発生した大きな負圧の影響で、この排気脈動の振幅は通常より大きくなっている。

[0055] 図 9 B は、本実施形態のエンジン 1 において観測される、クランク軸 1 6 (図 1 参照) の回転角 (クランク角) と第 1 通路 7 1 における気体 (リード弁 7 4 を通る気体) の質量流量との関係の一例を示す図である。ただし、質量流量は、第 1 通路 7 1 の上流端 (リード弁 7 4 側) から下流端 (排気通路 7 側) に向かう方向への流量を正の値で表し、その反対方向への流量を負の値で表してある。排気通路 7 内で大きな負圧が発生すると (図 9 A の参照符号 9 2)、第 1 通路 7 1 内も負圧となり、その結果、リード弁 7 4 が開く。これにより、図 9 B に参照符号 9 4 で示すように、第 1 通路 7 1 に向けて気

体が流れ込む。

[0056] リード弁74から第1通路71を通過して排気通路7に至る流路61（図1参照）と、第2通路72を下流端72bから上流端72aまで通過して排気通路7に至る流路62（図1参照）とのエネルギー損失の大小関係は、前述のとおりである。すなわち、リード弁74を通過する流路61を気体が行く際に損失するエネルギーは、第2通路72を通過する流路62を気体が行く際に損失するエネルギーより小さい。エネルギー損失が小さい流路は、エネルギー損失が大きい流路よりも気体の流量が多くなるため、リード弁74を介して第1通路71に流れる流量が多くなる。すなわち、第2通路72から第1通路71へと流れる気体の量よりも、エンジン1の外部から第1通路71に流れ込む気体の量が多くなる。このようにして、酸素を多く含んだエンジン1の外部の空気（二次空気）を第1通路71に導入することができる。

[0057] リード弁74は、第1通路71へと入り込む一方向への気体の流れのみを許容する構造であるけれども、一旦開いた後に閉じる直前の一瞬に、逆方向への気体の流れが生じる。これが、図9Bにおいて、負の質量流量値が現れている理由である。

エンジン1の外部から第1通路71に空気が導入された後に、ダイバージェント部43より上流の排気通路7内に正圧が発生すると（たとえば、図9Aの参照符号95）、第1通路71内の空気が押し出される。リード弁74は、第1通路71からエンジン1の外部に向けた方向には気体を流さないため、第1通路71内の空気は、第2通路72へと押し出される。

[0058] 図9Cは、クランク軸16の回転角（クランク角）と排気通路7および二次空気供給装置70の各部における酸素量（酸素濃度）との関係の一例を示す図である。具体的には、曲線96aは、第1通路71において、第2通路72の接続部72aと排気通路7と間（たとえば、図1に示す測定点a）での酸素濃度を表す。また、曲線96bは、第2通路72の中間部付近（上流端72aと下流端72bとの間。たとえば、図1に示す測定点b）での酸素濃度を表す。さらに、曲線96cは、排気通路7の第1触媒21より下流部

分（第1および第2触媒21, 22の間。たとえば、図1に示す測定点c）での酸素濃度を表す。また、曲線96dは、第1通路接続部71bの上流における排気通路7内（たとえば図1に示す測定点d）での酸素濃度を表す。

[0059] 曲線96a, 96c, 96dを比較すると、排気通路7内よりも第1通路71内の酸素濃度が高いことが分かる。このことは、第1通路71にエンジン1外の二次空気が導入されていることを示す。曲線96b, 96c, 96dを比較すると、排気通路7内よりも第2通路72内の酸素濃度が高いことがわかる。曲線96a, 96bを比較すると、第1通路71内（排気通路7寄りの位置）よりも第2通路72内の方が、酸素濃度が高いことが分かる。したがって、第2通路72にエンジン1外の二次空気が導入されていることが分かる。第2通路72に二次空気が導入されれば、この二次空気は、第1および第2触媒21, 22間に供給されることになるから、二次空気供給の目的が達せられる。

[0060] 曲線96c, 96dの比較から、第1および第2触媒21, 22間の排気通路7（たとえば図1に示す測定点c）の酸素濃度よりも、第1通路接続部71bの上流における排気通路7内（たとえば図1に示す測定点d）の酸素濃度の方が低いことが分かる。これは、排気通路7の第1触媒21より下流に二次空気が導入されていることを示す。一般に、第2通路72内の酸素濃度（たとえば測定点b）が、第1通路接続部71bの上流の排気通路7（たとえば測定点d）における酸素濃度よりも高ければ、第2通路72への二次空気導入の目的が達せられていると考えられる。このことが確認できれば、第1および第2触媒21, 22間の排気通路7への二次空気供給の目的が達せられていることになる。

[0061] 図9Cの曲線96cにおいて参照符号97で示すように、図9Aの参照符号95で示す正圧発生（ダイバージェント部43の上流での正圧発生）のタイミングにほぼ同期して、酸素濃度が増加している。これは、第1通路71に導入された二次空気が第2通路72を介して第1および第2触媒21, 22間の排気通路7に送り込まれていることを示す。



以上に説明したように、本実施形態によれば、排気通路7に強制的に空気を送り込む専用の装置を用いることなく、排気通路7の第1触媒21より下流の部分に十分な量の二次空気を供給することができる。すなわち、排ガスのエネルギーを利用して発生させた負圧を用いて外部から二次空気を導入し、同じく排ガスのエネルギーによって発生する正圧を用いて、導入した二次空気を第1触媒21の下流へと送り出している。このように、排ガスのエネルギーを用いてポンプ作用を実現しているため、エンジン出力の損失を少なくできる。

[0062] しかも、ダイバーゼント部43の上流の排気通路7に大きな負圧を発生させることができるので、排気脈動の振幅を大きくすることができる。したがって、エンジン1が高回転または高負荷状態で運転されているときでも、衝撃波発生に伴う大きな負圧と、排気脈動による十分な正圧を利用して、第1触媒21の下流の排気通路7に二次空気を供給できる。

[0063] なお、空気を供給するための別のポンプ装置を併用することもできる。この場合でも、ポンプに掛かる負荷を小さくできるので、エンジン出力の損失を少なくできる。

この実施形態では、第1通路71の上流端71aから下流端71bに至る流路61を流れる気体のエネルギー損失が、第2通路72の下流端72bから第1通路71の下流端71bに至る流路62を流れる気体のエネルギー損失よりも小さい。すなわち、第2通路72を塞いで第1通路上流端71aから空気を流したときの第1通路下流端71bの流量係数が、第2通路72の接続部の上流で第1通路71を塞いで第2通路下流端72bから空気を流したときの第1通路下流端71bの流量係数より大きい。これにより、ダイバーゼント部43よりも上流で負圧が生じたときに、第2通路72内の空気が逆流するのではなく、第1通路71のリード弁74を通して、二次空気を第1通路71に確実に導入することができる。したがって、その後に、ダイバーゼント部43の上流の排気通路7が正圧となったときに、当該導入された二次空気を第2通路72へと送り込むことができる。

[0064] また、この実施形態では、排気装置 50 は、第 2 通路 72 の下流端 72 b の上流および下流の排気通路 7 にそれぞれ配置された第 1 および第 2 触媒 21, 22 を含む。この構成により、第 2 触媒 22 に供給される排ガスの酸素濃度を高めることができる。したがって、第 1 触媒 21 を主として還元触媒として作用させ、第 2 触媒 22 を主として酸化触媒として作用させることができる。第 1 触媒 21 および第 2 触媒 22 に三元触媒を適用する場合、還元反応および酸化反応の両方を行わせるためには、理論空燃比の排ガスがそれらの触媒に導かれる必要がある。第 1 触媒 21 を主として還元触媒として機能させる場合には、第 1 触媒 21 には燃料リッチの排ガスが導かれてもよい。また、第 2 触媒 22 を酸化触媒として機能させる場合には、第 2 触媒 22 には空燃比をリーン傾向とした排ガスが導かれればよい。これにより、第 1 触媒 21 および第 2 触媒 22 が協働して、還元反応および酸化反応の両方を行うことができるから、排ガス中の有害成分を効率的に除去できる。ゆえに、必ずしも理論空燃比の排ガスが第 1 触媒 21 に導かれる必要がないから、有害成分を除去可能な空燃比のウィンドウが広がる。したがって、空燃比の厳密な制御を要しなくなる。

[0065] 他方、理論空燃比に近い空燃比の混合気を燃焼室に供給すれば、消費燃料量を抑制できる。理論空燃比近傍の空燃比を適用すると、排ガスが高温になり、この高温の排ガスが触媒 21, 22 のシタリングを引き起こすおそれがある。ところが、この実施形態では、ダイバージェント部 43 において生成される新たな衝撃波 35 b は、その後方に大きな負圧を生じさせる。この負圧により、排ガスの断熱膨張が生じ、それによって、断熱冷却の効果により排ガスを冷却できる。つまり、排ガスが第 1 触媒 21 に至るまでに冷却される。したがって、理論空燃比に近い空燃比の混合気を用いることによって燃料消費量を抑制しつつ、同時に触媒 21, 22 を保護し、かつ、有害成分の無毒化を達成できる。むろん、エンジン 1 が高負荷状態または高速度で運転されている状態であっても排ガスを低圧および低温にすることができるから、触媒 21, 22 を保護できる。

[0066] <第2の実施形態>

図10は、この発明の第2の実施形態に係るエンジンの排気通路等の構成を示す断面図である。図10において、前述の図1に示された各部の対応部分には、同一参照符号を付して示す。

この第2の実施形態のエンジン1は、第1の実施形態と同様に、シリンダボディ3と、その一端に設けられるシリンダヘッド4と、シリンダボディ3内で往復運動するピストン5とを備え、これらが燃焼室10を形成している。シリンダヘッド4には、吸気口8aを開閉する吸気弁8と、排気口9aを開閉する排気弁9と、吸気弁8および排気弁9を駆動するための動弁装置とが設けられている。エンジン1は、さらに、排気装置50と、排気装置50の排気通路7に空気を供給する二次空気供給装置70とを備えている。

[0067] 排気装置50は、シリンダヘッド4に接続された第1排気管51と、その第1排気管51に接続された第2排気管52と、その第2排気管52に接続された第3排気管53とを備え、これらの排気管51、52、53は排気通路7を形成している。排気通路7には、第1触媒21および第2触媒22が間隔を開けて配置されている。第1排気管51の上流部には、分岐管30が設けられている。分岐管30と第1触媒21との間には、コンバージェントダイバージェントノズル40が設けられている。

[0068] 二次空気供給装置70は、リード弁74と、第1の二次空気供給管76と、第1の二次空気供給管76に接続された第2の二次空気供給管77とを備えている。第1の二次空気供給管76は、リード弁74から排気通路7に至る第1通路71を形成している。第2の二次空気供給管77は、第1通路71から第1および第2触媒21、22の間の排気通路7に至る第2通路72を形成している。

[0069] この実施形態では、さらに、第2通路72に、第2のリード弁80（逆止弁）が設けられている。リード弁80は、第2通路71の上流端72aから下流端72bに向かう方向の気流を通過させ、その反対方向の気流を阻止するように構成されている。これ以外の構成は、第1の実施形態と同様である

。したがって、第2の実施形態の詳細説明は、第1の実施形態に関する図1～図9およびその詳細説明で代用する。

[0070] ダイバージェント部43よりも上流の排気通路7内に負圧が発生すると、第1通路71のリード弁74が開き、外部の空気が第1通路71に導入される。このとき、第2通路72のリード弁80は閉状態となり、第2通路72の下流端72bから上流端72aへの空気流が阻止される。一方、ダイバージェント部43よりも上流の排気通路7内に正圧が発生すると、第1通路71のリード弁74は閉状態となり、第2通路72のリード弁80が開く。これにより、第1通路71に導入された二次空気が、第2通路72を通過して、第1触媒21の下流の排気通路7へと送り込まれる。こうして、排気通路7に生じる負圧および正圧を利用したポンプ作用によって、二次空気を第1触媒21の下流の排気通路7へと供給できる。しかも、第2通路72に配置したリード弁80によって、第2通路72における空気の逆流を確実に抑制できるから、二次空気を効率的に供給できる。

[0071] このように、この実施形態によれば、第2通路72における空気の流れが、その上流端から下流端へ向かう方向に制限される。すなわち、二次空気の逆流を防ぐことができる。これにより、ダイバージェント部43の上流に負圧が生じたときに、第1通路71の上流端から確実に二次空気を導入でき、かつ、ダイバージェント部43の上流に正圧が生じたときに、二次空気を第1および第2触媒21、22へと確実に供給できる。

[0072] <第3の実施形態>

図11は、この発明の第3の実施形態に係るエンジンの排気通路等の構成を示す断面図である。図11において、前述の図1に示された各部の対応部分には、同一参照符号を付して示す。

この第3の実施形態のエンジン1は、第1の実施形態と同様に、シリンダボディ3と、その一端に設けられるシリンダヘッド4と、シリンダボディ3内で往復運動するピストン5（図1参照）とを備え、これらが燃焼室10を形成している。シリンダヘッド4には、吸気口8aを開閉する吸気弁8と、

排気口 9 a を開閉する排気弁 9 と、吸気弁 8 および排気弁 9 を駆動するための動弁装置とが設けられている。エンジン 1 は、さらに、排気装置 5 0 と、排気装置 5 0 の排気通路 7 に空気を供給する二次空気供給装置 7 0 とを備えている。

[0073] 排気装置 5 0 は、シリンダヘッド 4 に接続された第 1 排気管 5 1 と、その第 1 排気管 5 1 に接続された第 2 排気管 5 2 と、その第 2 排気管 5 2 に接続された第 3 排気管 5 3 とを備え、これらの排気管 5 1, 5 2, 5 3 は排気通路 7 を形成している。排気通路 7 には、第 1 触媒 2 1 および第 2 触媒 2 2 が間隔を開けて配置されている。第 1 排気管 5 1 の上流部には、分岐管 3 0 が設けられている。分岐管 3 0 と第 1 触媒 2 1 との間には、コンバージェント-ダイバージェントノズル 4 0 が設けられている。

[0074] この第 3 の実施形態では、分岐管 3 0 が、第 1 通路 7 1 を形成する第 1 の二次空気供給管 7 6 として兼用されている。すなわち、専用の第 1 通路 7 1 が廃止され、分岐部 3 1 が第 1 通路 7 1 として兼用されている。第 1 通路 7 1 が分岐部 3 1 として兼用されていると言い換えることもできる。そして、第 2 の二次空気供給管 7 7 は、第 1 の二次空気供給管 7 6 を兼ねる分岐管 3 0 に接続されていて、分岐部 3 1 (第 1 通路 7 1) から第 1 および第 2 触媒 2 1, 2 2 の間の排気通路 7 に至る第 2 通路 7 2 を形成している。これ以外の構成は、第 1 の実施形態と同様である。したがって、第 3 の実施形態の詳細説明は、第 1 の実施形態に関する図 1 ~ 図 9 およびその詳細説明で代用する。

[0075] この第 3 の実施形態では、分岐管 3 0 の排気通路 7 とは反対側の端部にリード弁 7 4 が結合され、さらに、その上流側に空気量制御弁 7 5 およびエアクリーナ 7 8 が結合されている。リード弁 7 4 は、分岐部 3 1 の反射部 3 1 b を構成している。すなわち、排気通路 7 からの衝撃波は、分岐部 3 1 (第 1 通路 7 1) へと分岐し、閉状態のリード弁 7 4 (反射部 3 1 b) で反射し、再び分岐部 3 1 (第 1 通路 7 1) を通って排気通路 7 へと戻される。この衝撃波は、排気通路 7 内を遅れて進行する排ガスと衝突して、排ガスの圧力

を高める。

[0076] 排気弁 9 が開いたときにはリード弁 7 4 は閉じられており、リード弁 7 4 によって衝撃波を反射させることができる。コンバージェントダイバージェントノズル 4 0 の作用によって排気通路 7 に負圧が発生すると、リード弁 7 4 が開き、第 1 通路 7 1 へと外部からの二次空気を導入できる。その後、排気脈動によって排気通路 7 に正圧が生じると、第 1 通路 7 1 に導入された二次空気が、第 2 通路 7 2 を介して、第 1 および第 2 触媒 2 1, 2 2 の間の排気通路 7 に供給される。こうして、本実施形態においても、第 1 触媒 2 1 の下流の排気通路 7 に十分な量の空気を供給することができる。

[0077] また、本実施形態によれば、専ら分岐部 3 1 として機能する通路または専ら第 1 通路 7 1 として機能する通路を形成する必要がない。そのため、専用の分岐部 3 1 および専用の第 1 通路 7 1 を用いる構成（たとえば第 1 の実施形態）と比べて、コストダウンを図ることができる。

#### <第 4 の実施形態>

図 1 2 は、この発明の第 4 の実施形態に係るエンジンの排気装置等の構成を説明するための断面図である。図 1 2 において、前述の図 1 1 に示された各部の対応部分には、同一参照符号を付して示す。

[0078] この第 4 の実施形態のエンジン 1 は、第 3 の実施形態と同様に、シリンダボディ 3 と、その一端に設けられるシリンダヘッド 4 と、シリンダボディ 3 内で往復運動するピストン 5（図 1 参照）とを備え、これらが燃焼室 1 0 を形成している。シリンダヘッド 4 には、吸気口 8 a を開閉する吸気弁 8 と、排気口 9 a を開閉する排気弁 9 と、吸気弁 8 および排気弁 9 を駆動するための動弁装置とが設けられている。エンジン 1 は、さらに、排気装置 5 0 と、排気装置 5 0 の排気通路 7 に空気を供給する二次空気供給装置 7 0 とを備えている。

[0079] 排気装置 5 0 は、シリンダヘッド 4 に接続された第 1 排気管 5 1 と、その第 1 排気管 5 1 に接続された第 2 排気管 5 2 と、その第 2 排気管 5 2 に接続された第 3 排気管 5 3 とを備え、これらの排気管 5 1, 5 2, 5 3 は排気通

路 7 を形成している。排気通路 7 には、第 1 触媒 2 1 および第 2 触媒 2 2 が間隔を開けて配置されている。第 1 排気管 5 1 の上流部には、分岐管 3 0 が設けられている。

[0080] 分岐管 3 0 は、第 1 通路 7 1 を形成する第 1 の二次空気供給管 7 6 として兼用されている。第 2 の二次空気供給管 7 7 は、第 1 の二次空気供給管 7 6 を兼ねる分岐管 3 0 に接続されていて、分岐部 3 1 (第 1 通路 7 1) から第 1 および第 2 触媒 2 1, 2 2 の間の排気通路 7 に至る第 2 通路 7 2 を形成している。

この第 4 の実施形態では、分岐管 3 0 がコンバージェントダイバージェントノズルの一部として利用されている。その他の構成は、第 3 の実施形態 (図 1 1 参照) と同様である。したがって、第 4 の実施形態の詳細説明は、第 1 の実施形態の図 1 ~ 図 9 および第 3 実施形態の図 1 1 ならびにそれらの詳細説明で代用する。

[0081] 第 1 ~ 第 3 の実施形態では、コンバージェント部 4 1 とスロート部 4 2 とダイバージェント部 4 3 とが、分岐部 3 1 より下流の排気通路 7 に形成されている。しかし、本願発明者は、鋭意研究を続けた結果、より簡単な構造で、同じ効果を得る構造を考えついた。

本実施形態では、新たな衝撃波である進行衝撃波 3 5 b を発生させるために、排気行程初期に発生した衝撃波 3 5 を反射させて再び排気通路 7 へ伝播する分岐部 3 1 が設けられている。この分岐部 3 1 を異なる視点で捉えてみると、排気通路 7 は、分岐部 3 1 の位置で、その流路断面積が大きくなる。そして、その位置より下流では、流路断面積が小さくなる。言い換えると、分岐部 3 1 によって、コンバージェント部 4 1 とスロート部 4 2 とが形成されていることになる。

[0082] たとえば、分岐部入口 3 1 a より上流の排気通路 7 の流路断面積  $A_5$  と分岐部入口 3 1 a より下流の排気通路 7 の流路断面積  $A_7$  とが略等しい場合、次のような関係が成り立つ。すなわち、分岐部入口 3 1 a よりも上流に位置する排気通路 7 の部分の流路断面積  $A_5$  と、分岐部 3 1 の流路断面積  $A_4$  と

を足し合わせた流路断面積は、入口 3 1 a よりも下流に位置する排気通路 7 の部分の流路断面積  $A_7$  よりも大きい。 $A_4 + A_5 > A_7$  である。したがって、入口 3 1 a の下流に、コンバージェント部 4 1 とスロート部 4 2 とが形成されていると見なすことができる。よって、入口 3 1 a の下流にダイバージェント部 4 3 を設けるだけで、実質的にコンバージェントーダイバージェントノズル 4 0 を形成することができる。 $A_6$  はダイバージェント部 4 3 の流路断面積を表しており、 $A_7 < A_6$  である。入口 3 1 a とダイバージェント部 4 3 との間の部分がスロート部 4 2 となる。このように、スロート部 4 2 は流路方向に沿って長く延びていてもよい。コンバージェント部 4 1 およびダイバージェント部 4 3 は、下流に向かって流路断面積が滑らかに（連続的に）変化する構成である必要はなく、流路断面積が段階的（Step by Step）に変化するように構成されていてもよい。

[0083] この第 4 の実施形態の構成は、前述の第 1 および第 2 の実施形態の構成に対しても応用できる。この場合、第 1 通路 7 1 の接続部 7 1 b の下流にダイバージェント部 4 3 を設けることによって、実質的にコンバージェントーダイバージェントノズル 4 0 を形成することができる。この構成の場合、分岐部 3 1 だけでなく、第 1 通路 7 1 への分岐部においても、流路断面積の変化が生じるので、第 1 通路接続部 7 1 b の下流の排気通路 7 に、コンバージェント部 4 1 およびスロート部 4 2 が形成されていると考えることもできる。この場合、接続部 7 1 b とダイバージェント部 4 3 との間の排気通路 7 の部分がスロート部 4 2 となる。

#### <第 5 の実施形態>

図 1 3 は、この発明の第 5 の実施形態に係るエンジンの排気装置等の構成を説明するための断面図である。この図 1 3 において、前述の図 1 1 に示した各部に対応する部分には、同一参照符号を付して説明を省略する。

[0084] この実施形態では、排気通路 7 においてコンバージェントーダイバージェントノズル 4 0 の下流に一つの触媒 2 3 が配置されている。第 2 通路 7 2 の下流端 7 2 b は、触媒 2 3 の側面に結合されている。すなわち、第 2 通路 7



2の下流端72bには、触媒23の側面のほぼ全域を開放する筒状の空気導入空間81が形成されている。一方、触媒23の側面には、内部に空気を導入する空気導入孔82が多数形成されている。

[0085] 第1通路71から第2通路72に供給された二次空気は、空気導入空間81から触媒23の内部に入り込む。触媒23の内部に入り込んだ二次空気は、触媒23の上流端23aから導入される排気と混合しながら、触媒23の下流端へと向かう。これにより、触媒23の内部において、触媒23の上流端23aから下流に向かって先細るコーン形状の領域24Aは、燃焼室10からの排気が支配的な低酸素濃度領域となる。そして、領域24を除く残余の領域24Bは、二次空気が十分に供給された高酸素濃度領域となる。触媒23は、低酸素濃度領域24Aにおいては還元触媒として機能し、高酸素濃度領域24Bでは酸化触媒として機能する。こうして、一つの触媒23を還元触媒および酸化触媒として兼用できるので、燃焼室10からの排気を十分に無毒化できる。したがって、排気の浄化効率を高めることができる。また、触媒23が一つで足りるので、排気装置50全体の熱容量を小さくできる。これにより、エンジン1が始動されると、触媒23を速やかに活性化できるから、エンジン始動直後から、排気を十分に浄化できる。

[0086] この実施形態のもう一つの特徴は、第1通路71と第2通路72の接続部から第1通路71の下流端71bに至る範囲の途中に、オリフィス（絞り）83が配置されていることである。これにより、二次空気の供給に影響を与えることなく、燃焼室10からの排気が第1通路71へ入り込むことを防止できる。これにより、第2通路72に供給される空気の酸素濃度を高くすることができる。オリフィス83は、たとえば、中央に開口を有する板状体であってもよい。

[0087] 同様のオリフィスは、前述または後述の他の実施形態においても第1通路71に設けることができる。

図14は、触媒23の構成例を説明するための図解的な斜視図である。触媒23は、ハニカム状のメタル担体85を有している。メタル担体85は、

孔開きの平フォイル（箔材）８６と、孔開きの波フォイル（箔材）８７とを交互に積層してハニカム構造を形成している。より具体的には、帯状の平フォイル８６と帯状の波フォイル８７とが重ねられて、ロール状に巻かれており、これにより、円柱状のハニカム構造からなるメタル担体８５が形成されている。平フォイル８６は、平坦な金属箔に多数の空気孔８６ａを均等に分散させて形成して作製されている。波フォイル８７は、たとえば、ストライプ状の波形に形成された金属箔に多数の空気孔８７ａを均等に分散させて形成して作製されている。触媒２３の最外周面には平フォイル８６が配置されており、最外周面に露出する空気孔８６ａが前述の空気導入孔８２に相当する。

#### <第６の実施形態>

図１５は、この発明の第６の実施形態に係るエンジンの排気装置等の構成を説明するための断面図である。この図１５において、前述の図１３に示した各部に対応する部分には、同一参照符号を付して説明を省略する。

[0088] この実施形態では、第２通路７２の下流端７２ｂは、触媒２３の側面と、触媒２３の上流端２３ａの外周領域とに接続されている。すなわち、第２通路７２の下流端７２ｂには、触媒２３の側面のほぼ全域を開放するとともに、触媒２３の上流端２３ａの外周部を開放する筒状の空気導入空間８８が形成されている。触媒２３の構成は、前述のとおりである。

[0089] 第１通路７１から第２通路７２に供給された二次空気は、空気導入空間８８から触媒２３の内部に入り込む。すなわち、触媒２３の側面と、触媒２３の上流端２３ａの外周領域とから、触媒２３の内部に入り込む。触媒２３の内部に入り込んだ二次空気は、触媒２３の上流端２３ａの中央領域から導入される排気と混合しながら、触媒２３の下流端へと向かう。これにより、触媒２３の内部において、触媒２３の上流端２３ａの中央領域から下流に向かって先細るコーン形状の領域２４Ａは、燃焼室１０からの排気が支配的な低酸素濃度領域となる。そして、領域２４を除く残余の領域２４Ｂは、二次空気が十分に供給された高酸素濃度領域となる。触媒２３は、低酸素濃度領域

24Aにおいては還元触媒として機能し、高酸素濃度領域24Bでは酸化触媒として機能する。こうして、一つの触媒23を還元触媒および酸化触媒として兼用できる。触媒23の上流端23aの外周領域からも二次空気が導入されるので、低酸素濃度領域24は、第5の実施形態の場合よりも小さくなる。すなわち、高酸素濃度領域25は、第5の実施形態の場合よりも大きくなる。したがって、触媒23に対して十分な量の二次空気を供給できるので、燃焼室10からの排気を十分に無毒化できる。

[0090] <第7の実施形態>

図16は、この発明の第7の実施形態に係るエンジンの排気装置の構成を示す模式図である。図16において、前述の図1に示された各部の対応部分には、同一参照符号を付して示す。第5の実施形態は、この発明の一実施形態を多気筒エンジンに適用した例である。

[0091] この第7の実施形態のエンジン1は、複数の気筒#A、#Bを有している。各気筒#A、#Bは、シリンダボディ3（図1参照）と、その一端に設けられるシリンダヘッド4と、シリンダボディ3内で往復運動するピストン5（図1参照）とを備え、これらが燃焼室10を形成している。シリンダヘッド4には、吸気口8a（図1参照）を開閉する吸気弁8（図1参照）と、排気口9aを開閉する排気弁9と、吸気弁8（図1参照）および排気弁9を駆動するための動弁装置とが設けられている。エンジン1は、さらに、排気装置50と、排気装置50の排気通路7に空気を供給する二次空気供給装置70とを備えている。

[0092] 排気装置50は、シリンダヘッド4に接続された第1排気管51と、その第1排気管51に接続された第2排気管52と、その第2排気管52に接続された第3排気管53とを備えている。これらの排気管51、52、53は、排気通路7（7A、7B、7C）を形成している。

この実施形態では、第1排気管51は、複数の燃焼室10の排気口9aにそれぞれ接続された個別の排気通路7A、7Bを形成している。これらの個別排気通路7A、7Bが集合部25で集合して集合排気通路7Cに連なって

いる。この集合排気通路7Cに、コンバージェント-ダイバージェントノズル40が設けられている。コンバージェント-ダイバージェントノズル40の下流側の集合排気通路7Cには、第1および第2触媒21, 22が間隔を開けて配置されている。また、集合部25とコンバージェント-ダイバージェントノズル40との間の集合排気通路7Cに、第1通路71を形成する第1の二次空気供給管76が接続されている。第1の二次空気供給管76には、第2通路72を形成する第2の二次空気供給管77の上流端が接続されている。第2の二次空気供給管77の下流端は、第1および第2触媒21, 22の間、すなわち、第1触媒21の下流の集合排気通路7Cに接続されている。その他の構成は、前述の第1の実施形態と同様である。

[0093] 図17A~図17Cは、この第7の実施形態に係るエンジンの動作を示す模式図である。或る気筒#Bの排気口9aが開かれたとき、排気口9aが閉じられている他の気筒#Aの個別排気通路7Aが、分岐部31として機能する。すなわち、気筒#Bの排気口9aが開かれると、この排気口9aから排ガス36が排出され、かつ、衝撃波35が発生し、それらは個別排気通路7Bを通過して伝搬する(図17A参照)。衝撃波35は、集合部25で分岐して、他の気筒#Aの個別排気通路7Aへと進入する。この分岐した衝撃波35は、個別排気通路7Aを上流側へと伝搬し(図17B参照)、気筒#Aの排気弁9(閉状態)で反射される。すなわち、閉状態の排気弁9が反射部31bとして機能する。反射された衝撃波35は、個別排気通路7Aを下流側へと伝搬して、再び、集合部25に到達し(図17C参照)、排ガス36とぶつかる。これにより、コンバージェント-ダイバージェントノズル40の入口での圧力が高められ、ダイバージェント部43において新たな衝撃波が発生する。

[0094] この新たな衝撃波の発生に伴って生じる負圧により、第1通路71に外部の二次空気が導入される。そして、その後の排気脈動によってダイバージェント部43よりも上流の集合排気通路7Cが正圧になると、第1通路71に導入された二次空気が第2通路72へと送り込まれる。これにより、第1触

媒 2 1 の下流の集合排気通路 7 C に二次空気が送り込まれる。

[0095] こうして、排気口 9 a が閉じている気筒の個別排気通路 7 A, 7 B を分岐部 3 1 として兼用することで、前述の図 4 A ~ 図 4 C を参照して説明した動作と同様の動作が実現される。各気筒の個別排気通路 7 A, 7 B の管路長は、反射された衝撃波 3 5 と排ガス 3 6 とが集合部 2 5 で衝突するように設計されている。

排気集合される気筒 # A, # B は、一方の気筒の排気口 9 a が開状態であるときは、他方の気筒の排気口 9 a が閉状態となる関係にある一対の気筒の組である。より具体的には、気筒 # 1, # 2, # 3, # 4 を有する 4 気筒エンジンにおいて、点火順序が、気筒 # 1 - 気筒 # 3 - 気筒 # 4 - 気筒 # 2 であるとする。この場合、点火時期が 3 6 0 度異なる気筒 # 1 と気筒 # 4 との組が上記二つの気筒 # A, # B の組に相当する。また、同じく点火時期が 3 6 0 度異なる、気筒 # 2 と気筒 # 3 との組が上記二つの気筒 # A, # B の組に相当する。すなわち、4 気筒エンジンでは、二つの気筒 # A, # B に相当する気筒対が 2 対存在する。

[0096] <その他の実施形態>

図 1 8 は、本発明の一実施形態に係るエンジンを搭載した船舶の一例を示す斜視図である。具体的には、船舶 1 0 0 は、船体 1 0 2 と、本発明の一実施形態に係るエンジン 1 を有する船外機 1 0 1 とを含む。この例では、2 基の船外機 1 0 1 が船体 1 0 2 に搭載されている。船外機 1 0 1 は、たとえば、エンジン 1 と、推進力発生部材としてのプロペラ（図示せず）と、エンジン 1 の駆動力をプロペラに伝達する伝達機構（図示せず）とを含む。伝達機構は、たとえば、エンジン 1 の駆動力によって回転されるドライブシャフトと、プロペラに結合されたプロペラシャフトと、ドライブシャフトとプロペラシャフトとの間に設けられたクラッチとを含む。

[0097] 船舶 1 0 0 に装備される推進力発生ユニットとしては、船外機 1 0 1 の他にも、船内機、船内外機を例示できる。その他、たとえば、エンジンによって回転されるインペラを水流路に配置したジェットポンプユニットを、船舶

100のための推進力発生ユニットとして用いてもよい。

図19は、本発明の一実施形態に係るエンジンを搭載した車両を示す斜視図である。具体的には、車両の一例としての自動二輪車200は、車体201と、車体201の前後に取り付けられた前輪202および後輪203（車輪）と、本発明の一実施形態に係るエンジン1とを備えている。エンジン1は、車体201の中央に配置されている。エンジン1が発生する駆動力は、伝達機構204によって、後輪203に伝達される。

[0098] その他、発電機やチェーンソーなどのエンジンとして、本発明のエンジンが適用されてもよい。むろん、本発明に係るエンジンの適用対象は何ら限定されない。

図20は、実施形態の変形例を示す排気通路等の断面図である。第1の実施形態では、図20に再度示したとおり、第1の二次空気供給管76、つまり、第1通路71は、分岐部31より下流で排気通路7に接続されている。しかしながら、第1通路71の接続位置は、分岐部31より上流であってもよいし（符号71A参照）、分岐部31と同じ位置（符号71B参照）であってもよい。

[0099] また、前記実施形態では、1つの燃焼室に対して1つの排気口を設けたエンジンを示したけれども、一つの燃焼室に対して複数の排気口が備えられていてもよい。また、1つの燃焼室に対して1つのコンバージェントダイバージェントノズルを設けた例を示したけれども、一つの燃焼室に対して2以上のノズルを設けてもよい。これらの変形は、複数の燃焼室を有する多気筒エンジンに適用できることは言うまでもない。その他、本発明は、多種多様なエンジンへ適用することができる。

[0100] さらに、前記実施形態では、1つの排気通路に対して1つの分岐部を設けた構成を示したが、一つの排気通路に対して複数の分岐部を設けてもよい。たとえば、第1の実施形態（図1参照）の構成において、第1通路71が分岐部31の条件（図5参照）を満たすように設計すれば、この構成は、複数の分岐部を実質的に有することになる。また、排気通路7の同じ位置から分

岐する複数の分岐部の端部を接続して環状の通路を有する分岐部を設けてもよい。その場合、各分岐部を伝播してきた衝撃波が互いに衝突して、反射する。この場合、複数の分岐部の接続した部分（衝撃波が衝突し合う箇所）が反射部になる。反射部は、必ずしも壁のような部材が存在しなくても成立する。

[0101] また、前述の実施形態では、第1および第2触媒21, 22が備えられているけれども、図21に示す第1の実施形態の変形例のように、第2触媒22を省いてもよい。この場合でも、第1触媒21の下流に二次空気が供給されることにより、第1触媒21の上流側部分を還元触媒として作用させる一方で、その下流側部分を酸化触媒として作用させることができる。すなわち、排気脈動によって、第2通路72から導入された二次空気が第1触媒21に導かれると、排ガス中の空気比率が高まる。これにより、第1触媒21の下流側部分は、酸化触媒として機能することになる。こうして、二次空気を利用して、排ガスを効率的に浄化できる。第2～第4および第6の実施形態においても同様の変形が可能である。

[0102] また、前述の実施形態では、第1通路71のリード弁74の上流に空気量制御弁75およびエアクリーナが備えられているけれども、これらの一方または両方を省いてもよい。

また、前述の実施形態では、第1通路71の上流端にリード弁74を配置した構成を示したが、リード弁74は、第1通路71の上流端と下流端の間に配置してもよい。この場合でも、第2通路72の上流端72aは、第1通路71においてリード弁74と排気通路7との間に配置されればよい。

[0103] また、図14に示した触媒は、第5および第6実施形態以外の実施形態における第1および/または第2触媒21, 22として用いることもできる。ただし、第1および/または第2触媒21, 22は、側面に空気導入口を有する触媒担体を有している必要はなく、上流端から排気を導入できるように構成されていけばよい。

さらに、前述の実施形態では、第2通路72を介して排気通路に二次空気

を供給する構成を説明したけれども、二次空気の供給先は、排気通路以外であってもよい。たとえば、図 22 に示す一実施形態では、第 2 通路 72 の下流端が蓄圧タンク 63 の導入口 65 に結合されている。蓄圧タンク 63 は、大気圧よりも高圧の高圧空気を収容できる収容空間 64 を区画している。蓄圧タンク 63 は、空気が導入される導入口 65 と、導入口 65 を開閉する一方向弁 66 と、収容空間 64 内の高圧空気が排出される排出口 67 とを有している。一方向弁 66 は、収容空間 64 内の空気圧よりも第 2 通路 72 内の空気圧が高いときに開いて、第 2 通路 72 から収容空間 64 へと空気を流入させるように構成されている。一方向弁 66 は、収容空間 64 内の空気圧が第 2 通路 72 内の空気圧以上のときには閉状態に保たれ、これにより、収容空間 64 から第 2 通路 72 への空気の流出を阻止するように構成されている。

[0104] このような構成により、収容空間 64 内の空気が加圧（圧縮）されるから、圧力を蓄積することができる。すなわち、排気のエネルギーを圧力エネルギーに変換して蓄積できる。排出口 66 には、高圧空気供給路 68 の上流端が接続されている。高圧空気供給路 68 の途中には、出力制御弁 69 が配置されている。出力制御弁 69 を開閉することによって、蓄圧タンク 64 に蓄積された高圧空気（圧縮空気）の出力を制御できる。高圧空気供給路 68 の下流端は、高圧空気を利用して作動する装置 210 に接続されている。このような装置 210 の一例は、ブレーキブースターおよびクラッチブースターに代表される操作補助装置である。また、装置 210 の他の例としては、エアサスペンション装置および警笛装置を挙げることができる。

[0105] 本発明の実施形態について詳細に説明してきたが、これらは本発明の技術的内容を明らかにするために用いられた具体例に過ぎず、本発明はこれらの具体例に限定して解釈されるべきではなく、本発明の範囲は添付の請求の範囲によってのみ限定される。

この出願は、2009年12月11日に日本国特許庁に提出された特願 2009-281823号に対応しており、この出願の全開示はここに引用に



より組み込まれるものとする。

### 符号の説明

[0106]	1	エンジン
	7	排気通路
	9	排気弁
	9 a	排気口
	1 0	燃焼室
	2 0	E C U
	2 1	第 1 触媒
	2 2	第 2 触媒
	2 3	触媒
	2 4 A	低酸素濃度領域
	2 4 B	高酸素濃度領域
	3 0	分岐管
	3 1	分岐部
	3 5	衝撃波
	3 5 b	新たな衝撃波（進行衝撃波）
	3 5 c	膨張波
	3 6	排ガス
	4 0	コンバージェントーダイバージェントノズル
	4 1	コンバージェント部
	4 2	スロート部
	4 3	ダイバージェント部
	5 0	排気装置
	6 3	蓄圧タンク
	6 8	高圧空気供給路
	6 9	出力制御弁
	7 0	二次空気供給装置

- 7 1 第 1 通路
- 7 2 第 2 通路
- 7 4 第 1 のリード弁
- 7 6 第 1 の二次空気供給管
- 7 7 第 2 の二次空気供給管
- 8 0 第 2 のリード弁
- 8 1 筒状の空気導入空間
- 8 2 空気導入孔
- 8 3 オリフィス
- 8 5 メタル担体
- 8 8 空気導入空間
- 1 0 0 船舶
- 1 0 1 船外機
- 2 0 0 自動二輪車
- 2 1 0 高圧空気を利用して作動する装置

## 請求の範囲

[請求項1]

排気口が形成された燃焼室と、  
前記排気口を開閉する排気弁と、  
前記燃焼室から前記排気口を通じて排出される排ガスを導く排気通路を有する排気装置と、  
空気を供給する空気供給装置とを含み、  
前記排気装置は、  
前記排気通路に設けられ、上流端の流路断面積より下流端の流路断面積が小さいコンバージェント部と、  
前記排気通路において前記コンバージェント部よりも下流に設けられ、かつ、上流端の流路断面積よりも下流端の流路断面積が大きいダイバージェント部と、  
前記排気口が開かれたときに前記燃焼室から前記排気通路に流れ込む排ガスよりも高速で前記排気通路を下流に向かって伝搬する衝撃波を、前記ダイバージェント部より上流で前記排気通路から分岐し、かつ、その衝撃波を再び前記排気通路へ伝搬する分岐部とを含み、  
前記空気供給装置は、  
上流端から下流端に向かう気流を通過させる第1リード弁を備え、下流端が前記排気通路の前記ダイバージェント部よりも上流に接続された第1通路と、  
上流端が前記第1通路の前記第1リード弁よりも下流に接続された第2通路とを含み、  
前記排気装置は、前記燃焼室から前記排気通路に流れ込む排ガスを前記コンバージェント部を通過させ、かつ、前記分岐部と前記ダイバージェント部との間で前記分岐部を伝搬した衝撃波と衝突させることにより、前記コンバージェント部で排ガスの圧力を高め、この圧力が高められた排ガスを前記ダイバージェント部を通過させることにより、新たな衝撃波を発生させるように構成されており、

前記空気供給装置は、前記新たに発生させた衝撃波によって前記ダイバーゼント部よりも上流の前記排気通路内に発生する負圧を利用して前記第 1 リード弁を通して前記第 1 通路に空気を導入し、前記ダイバーゼント部よりも上流の前記排気通路内に発生する正圧を利用して前記導入した空気を前記第 2 通路に供給するように構成されている、  
エンジン。

[請求項2] 前記第 1 通路の上流端から下流端に至る流路を流れる気体のエネルギー損失が、前記第 2 通路の下流端から前記第 1 通路の下流端に至る流路を流れる気体のエネルギー損失よりも小さくなるように、前記第 1 通路および第 2 通路が構成されている、請求項 1 記載のエンジン。

[請求項3] 前記第 2 通路を塞いで前記第 1 通路の上流端から下流端へと空気を流したときの前記第 1 通路の下流端における流量係数が、前記第 1 通路を前記第 2 通路との接続部よりも上流側で塞いで前記第 2 通路の下流端から前記第 1 通路の下流端へと空気を流したときの前記第 1 通路の下流端における流量係数よりも大きくなるように、前記第 1 通路および第 2 通路が構成されている、請求項 1 記載のエンジン。

[請求項4] 前記空気供給装置が、前記第 2 通路に設けられ前記第 2 通路の上流端から下流端へ向かう空気を通過させる第 2 リード弁をさらに含む、請求項 1～3 のいずれか一項に記載のエンジン。

[請求項5] 前記分岐部が前記第 1 通路を兼ねる、請求項 1～4 のいずれか一項に記載のエンジン。

[請求項6] 前記第 1 通路と前記第 2 通路とが接続された接続部と前記第 1 通路の下流端との間において、前記第 1 通路の途中に配置されたオリフィスをさらに含む、請求項 1～5 のいずれか一項に記載のエンジン。

[請求項7] 前記第 2 通路の下流端が前記排気通路に接続されている、請求項 1～6 のいずれか一項に記載のエンジン。

[請求項8] 前記排気通路において前記ダイバーゼント部よりも下流に設けら

れた第 1 触媒をさらに含み、

前記第 2 通路の下流端が前記排気通路の前記第 1 触媒よりも下流に接続されている、請求項 7 に記載のエンジン。

[請求項 9] 前記排気装置が、前記第 2 通路の下流端よりも下流側の排気通路に配置された第 2 触媒をさらに含む、請求項 8 に記載のエンジン。

[請求項 10] 前記排気通路において前記ダイバージェント部よりも下流に設けられた第 1 触媒をさらに含み、

前記第 2 通路の下流端が前記第 1 触媒の側方において前記排気通路に接続されている、請求項 7 に記載のエンジン。

[請求項 11] 前記第 1 触媒は、側面に空気導入孔を有している、請求項 10 に記載のエンジン。

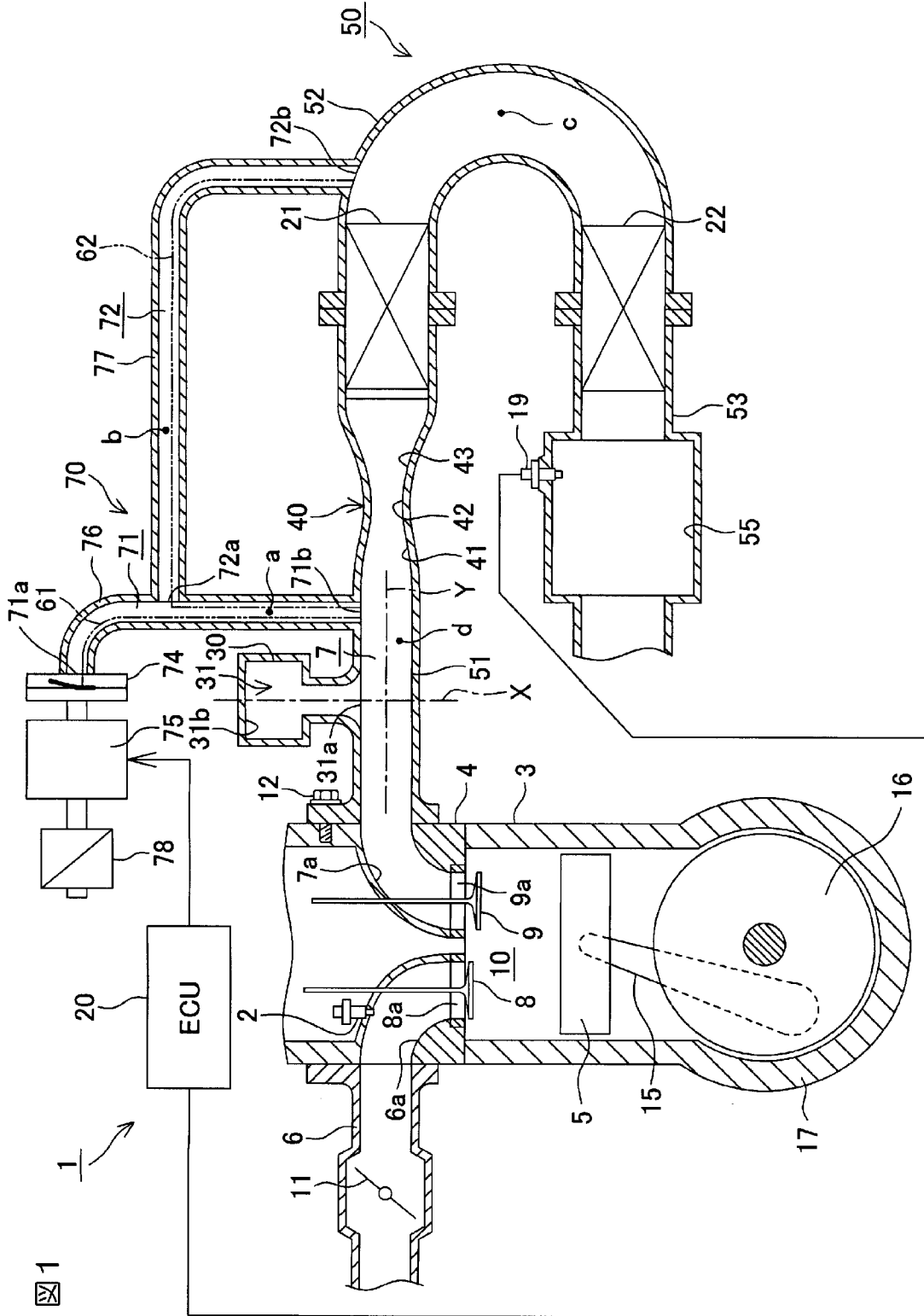
[請求項 12] 前記第 2 通路からの空気を前記第 1 触媒の上流端からも当該第 1 触媒に導入できるように、前記第 2 通路の下流端が前記排気通路に接続されている、請求項 10 または 11 に記載のエンジン。

[請求項 13] 前記第 2 通路における酸素濃度が、前記第 1 触媒よりも上流における前記排気通路内の酸素濃度よりも高い、請求項 8 ～ 12 のいずれか一項に記載のエンジン。

[請求項 14] 請求項 1 ～ 13 のいずれか一項に記載のエンジンを備えた車両。

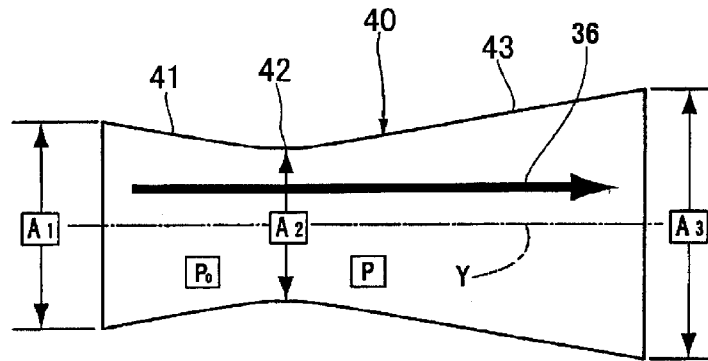
[請求項 15] 請求項 1 ～ 13 のいずれか一項に記載のエンジンを備えた船舶。

[図1]



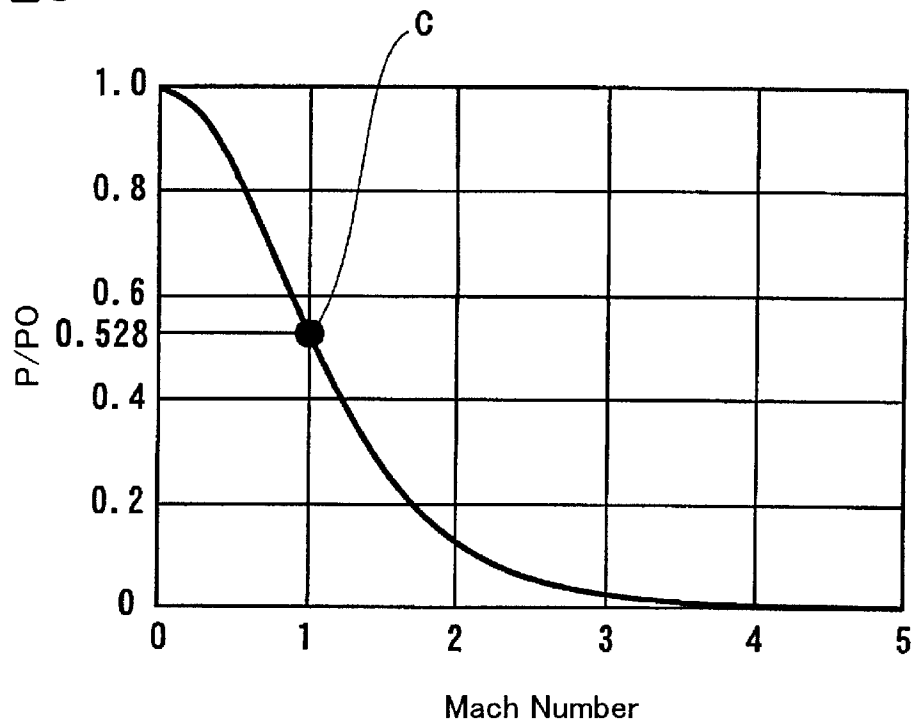
[図2]

図 2



[図3]

図 3



[図4]

図4A

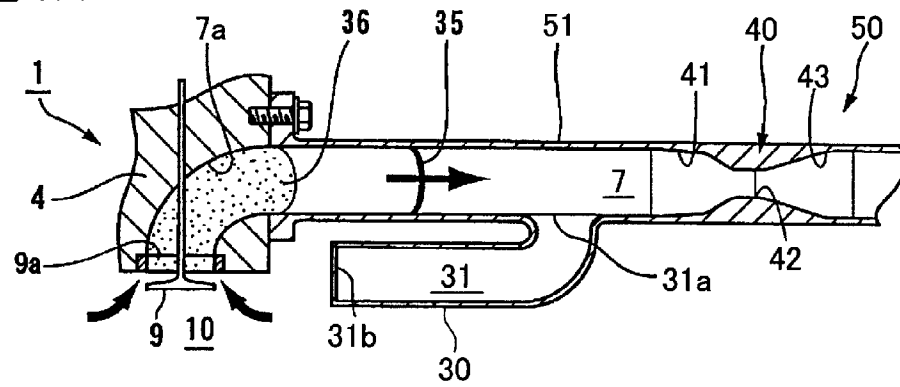


図4B

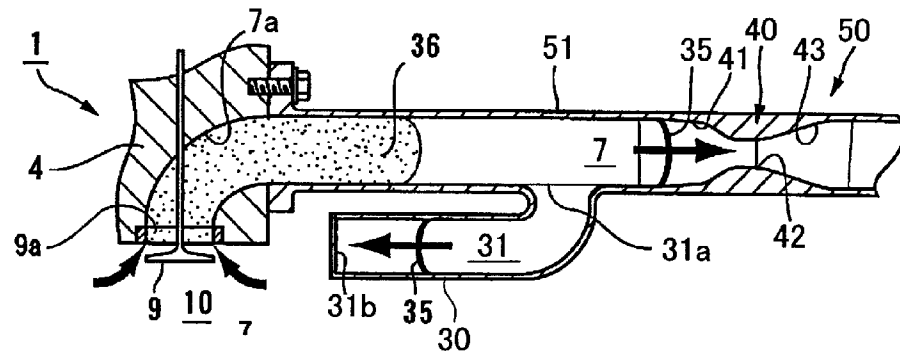
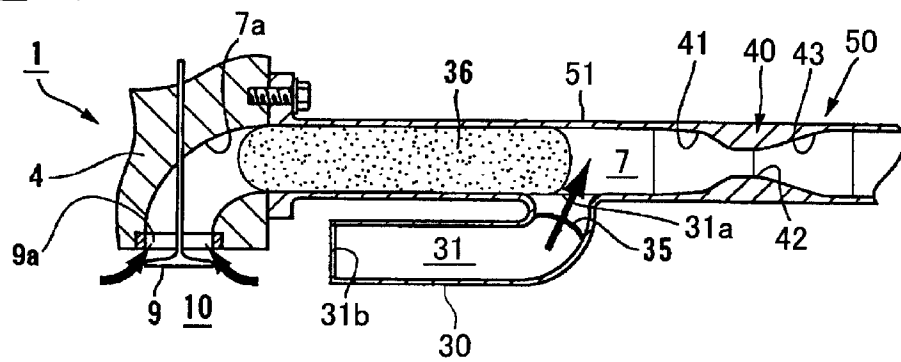
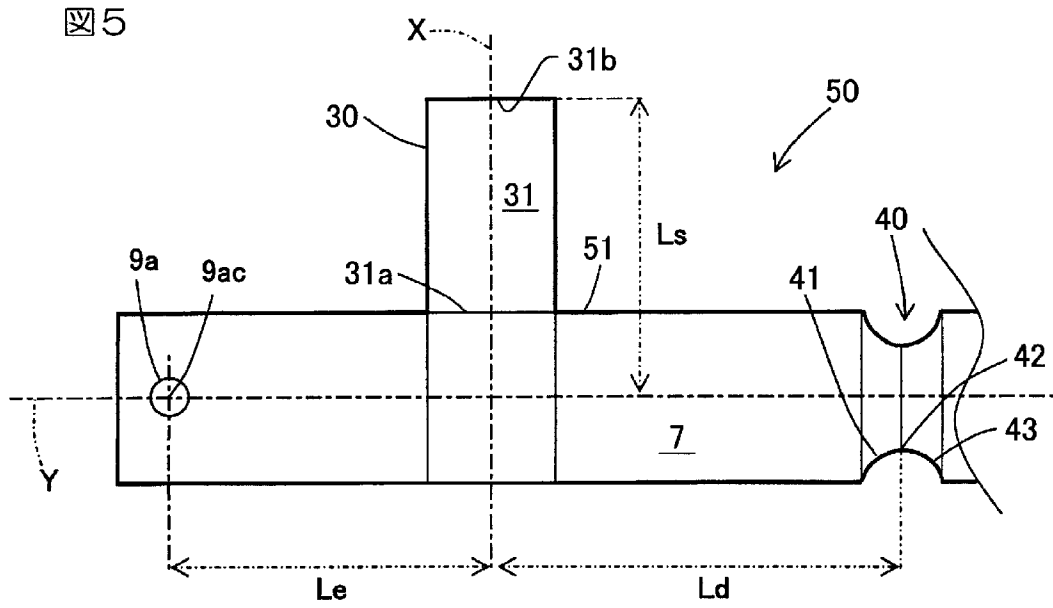


図4C



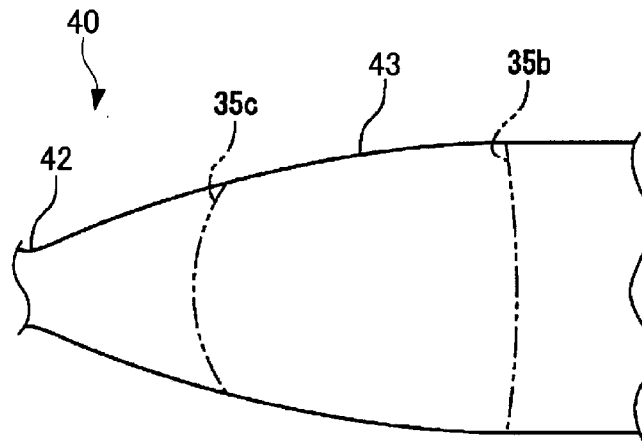


[図5]



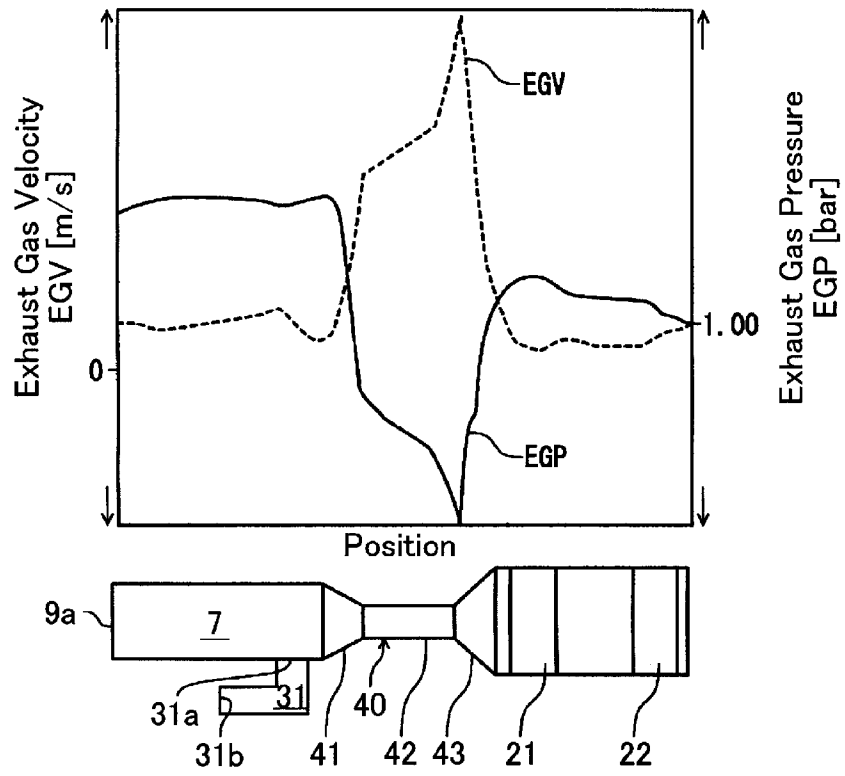
[図6]

図6



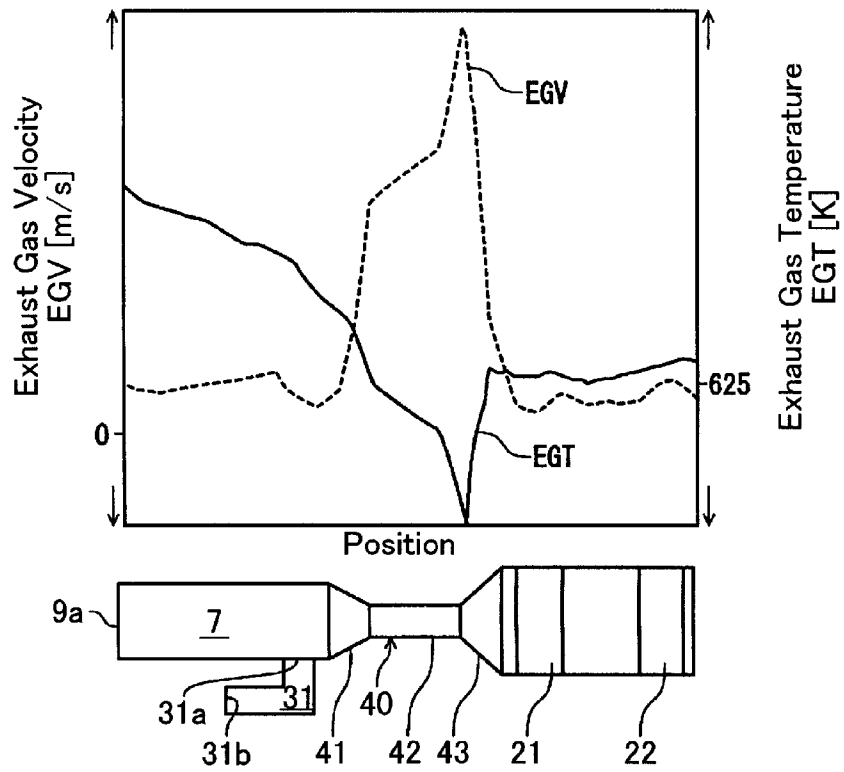
[図7]

図7



[8]

[8]



[図9]

図9A

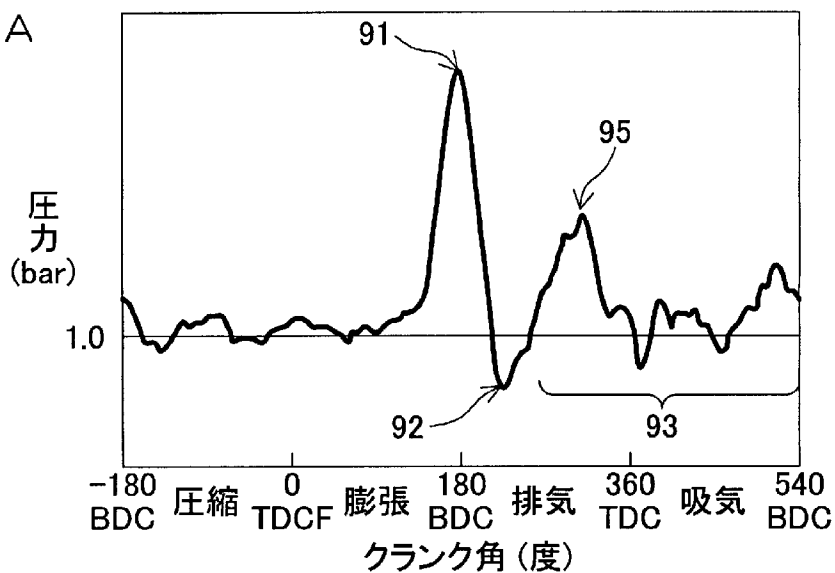


図9B

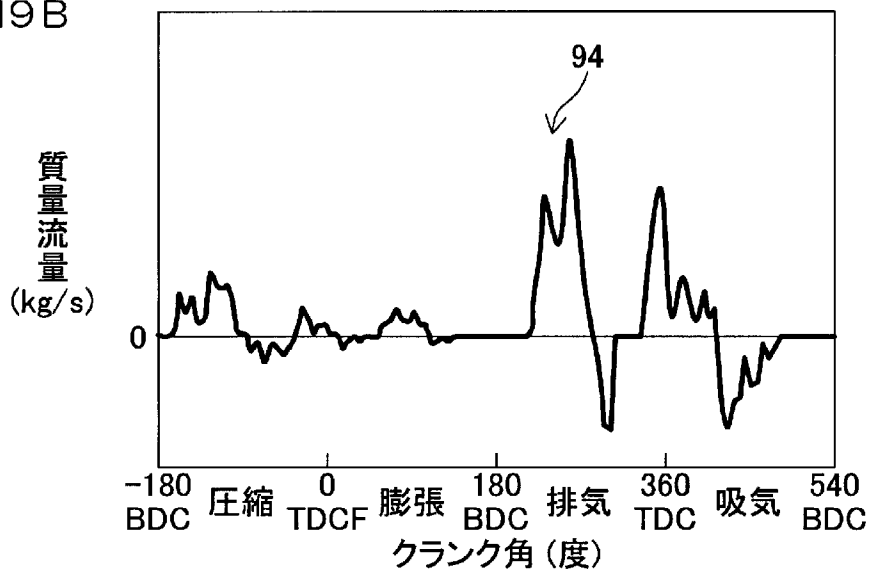
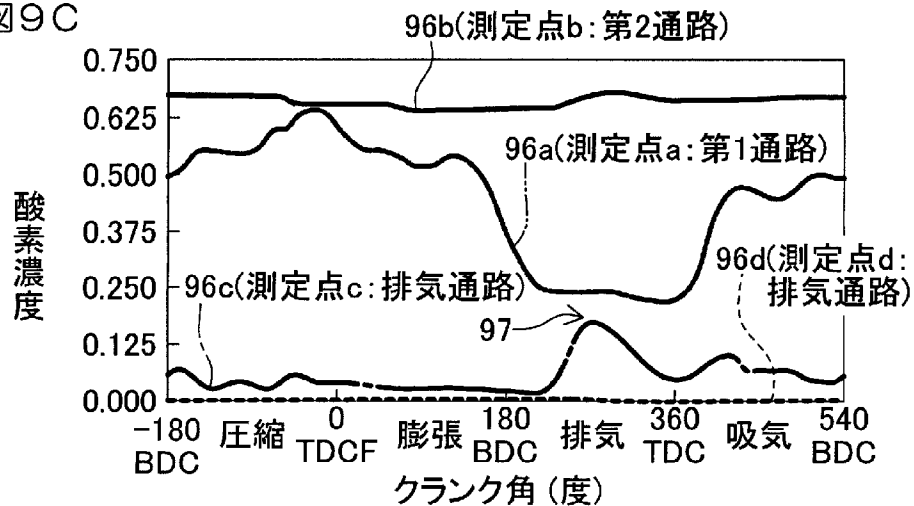
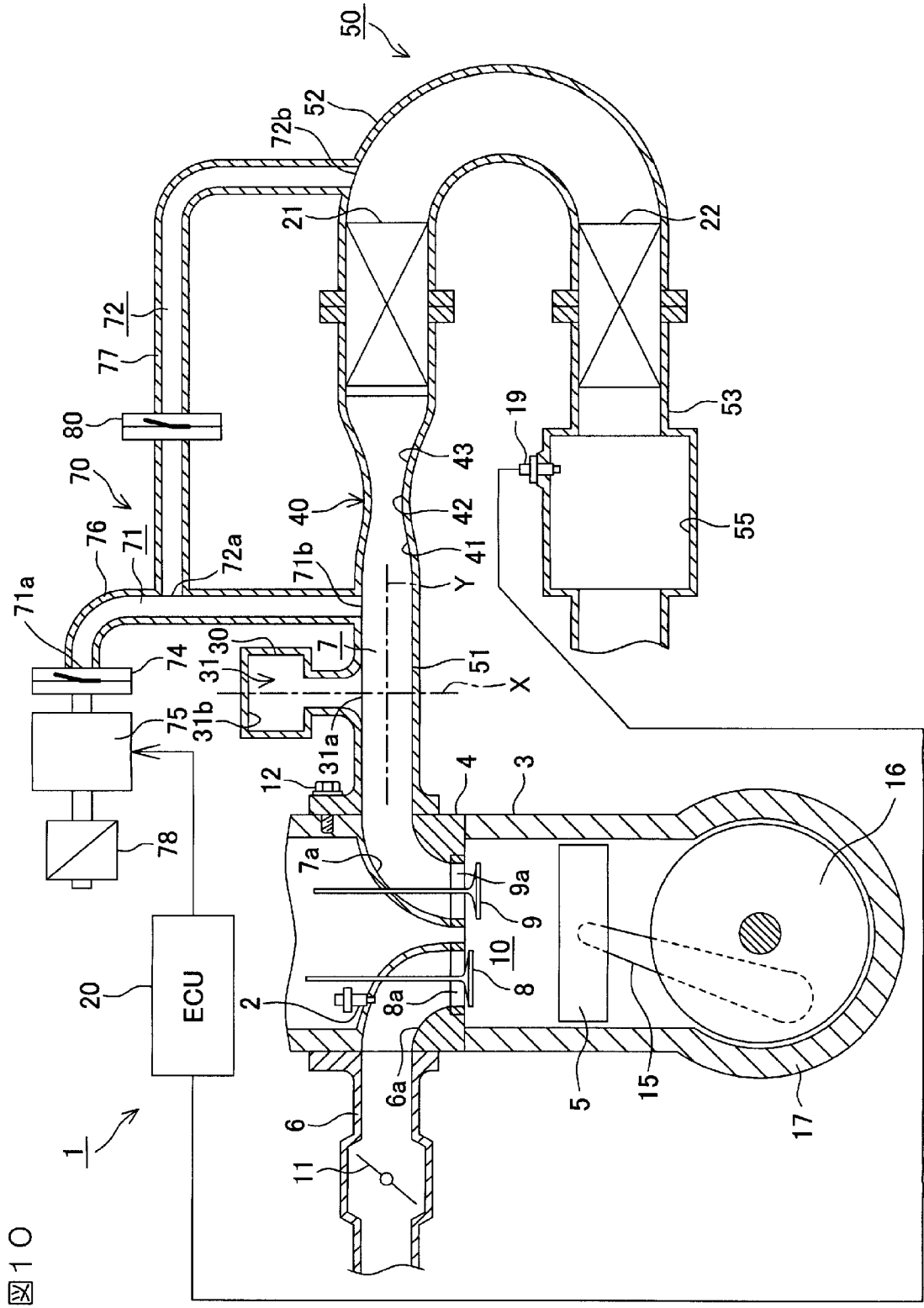


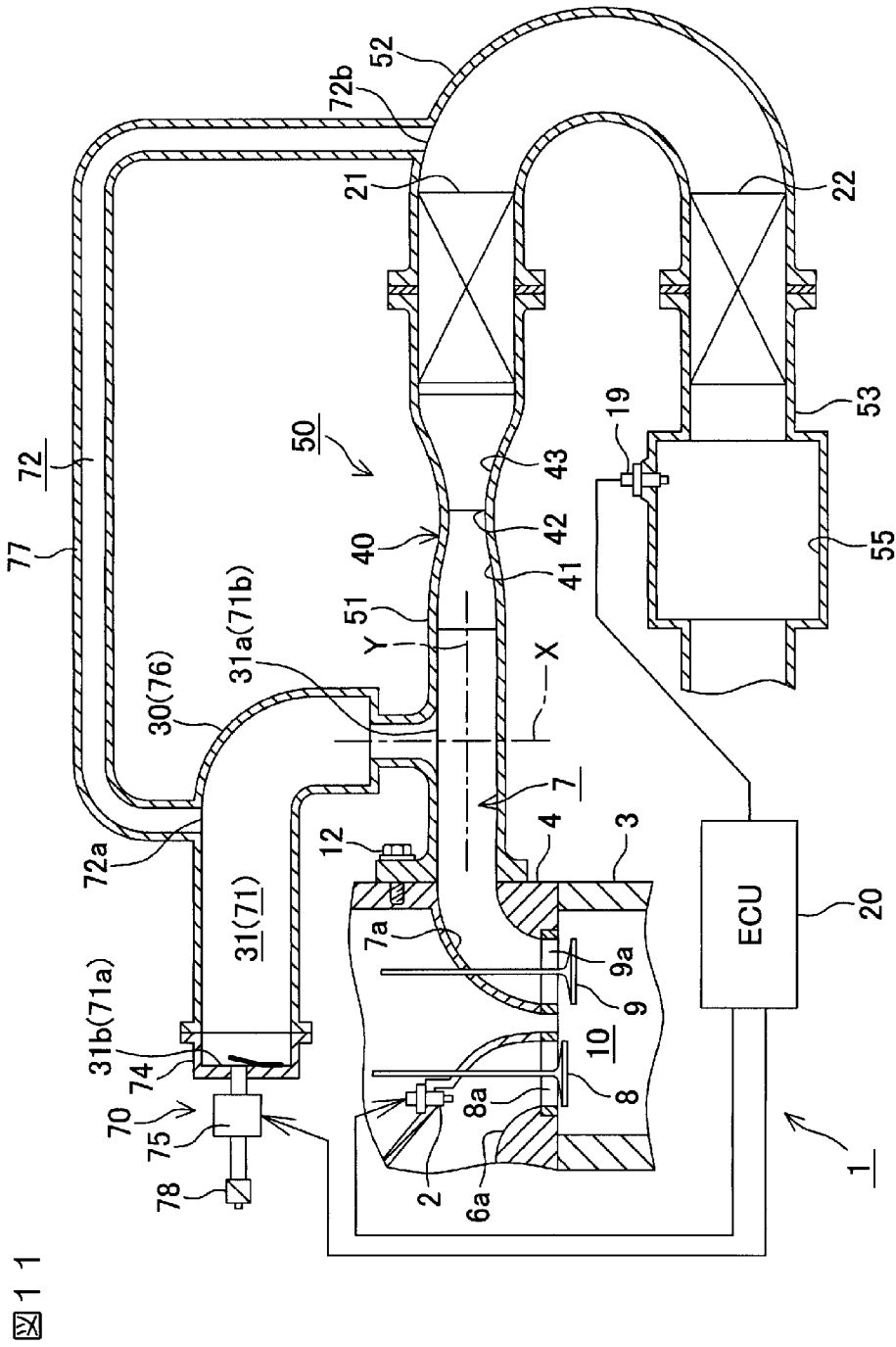
図9C



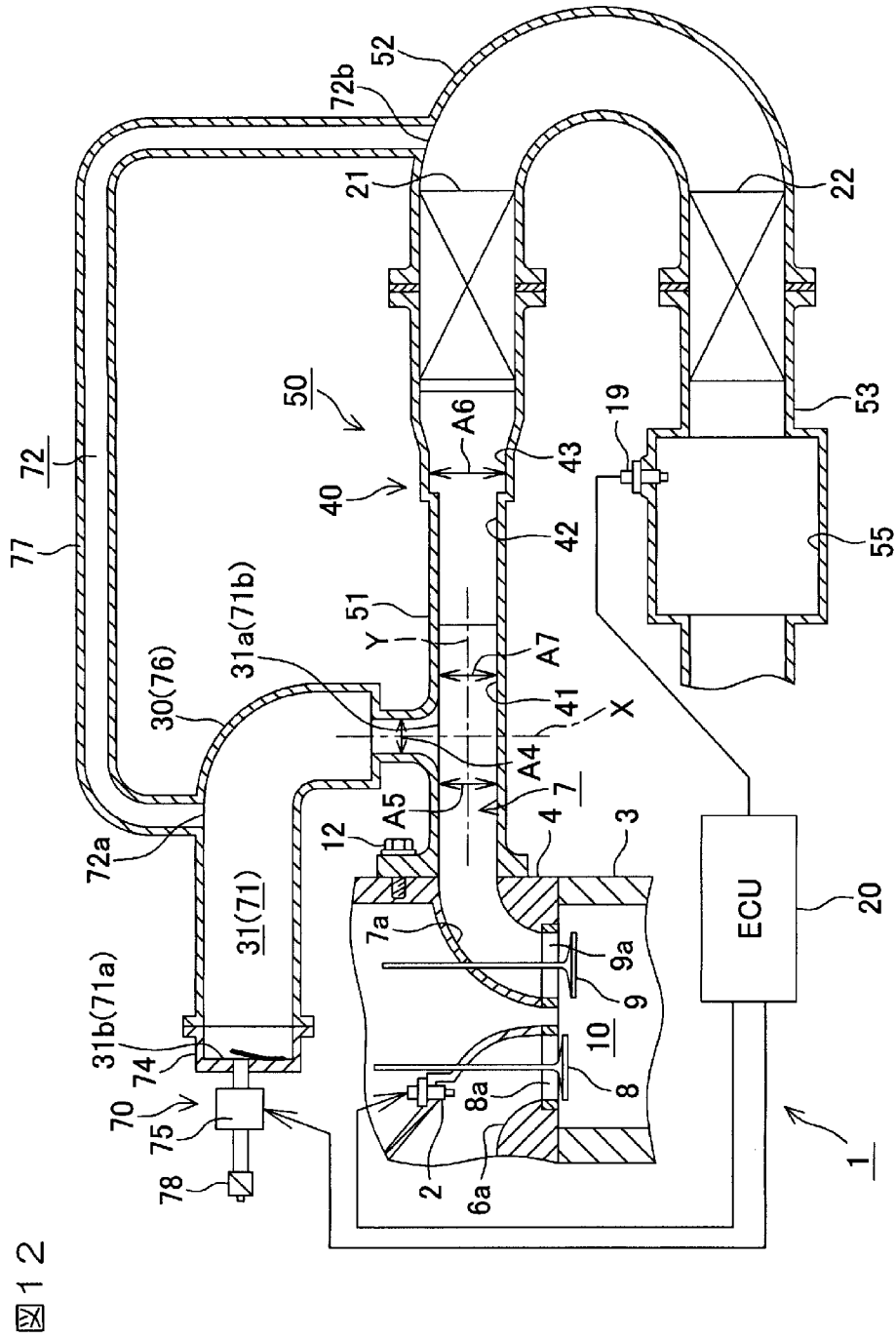
[10]



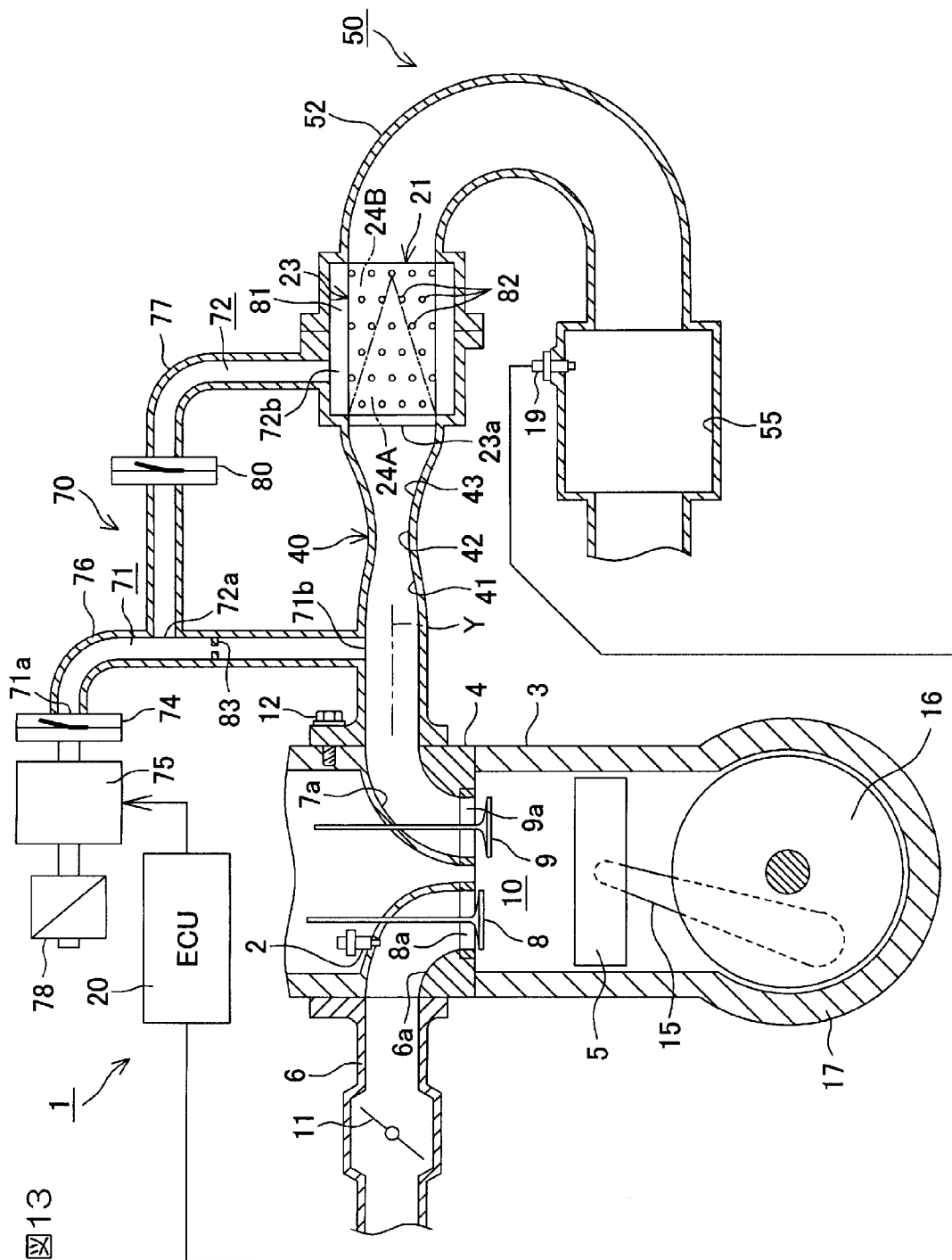
[11]



[図12]

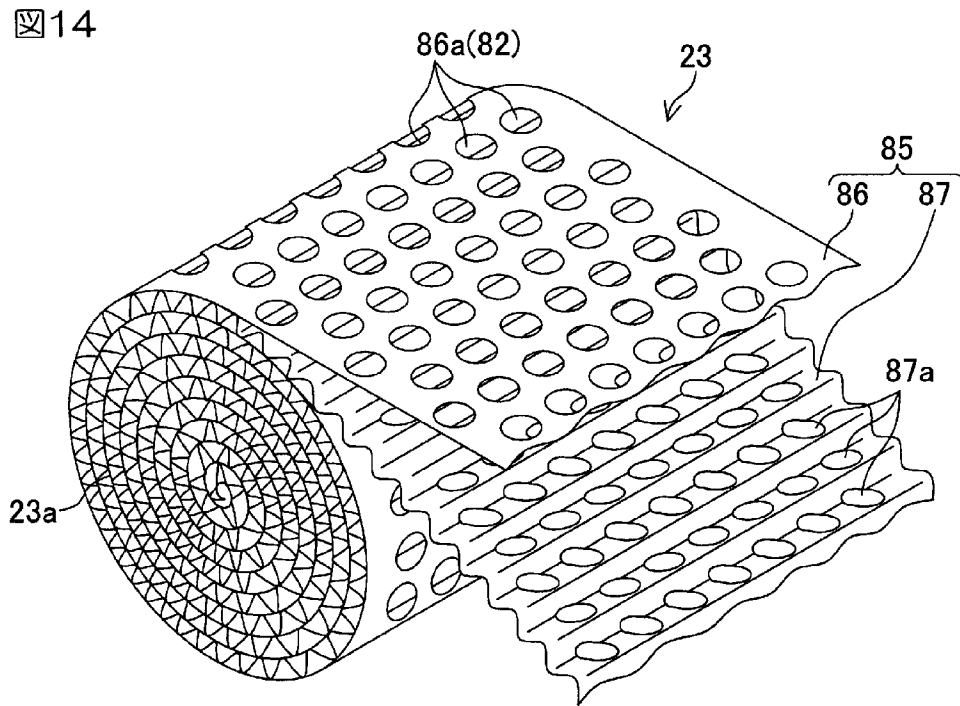


[13]

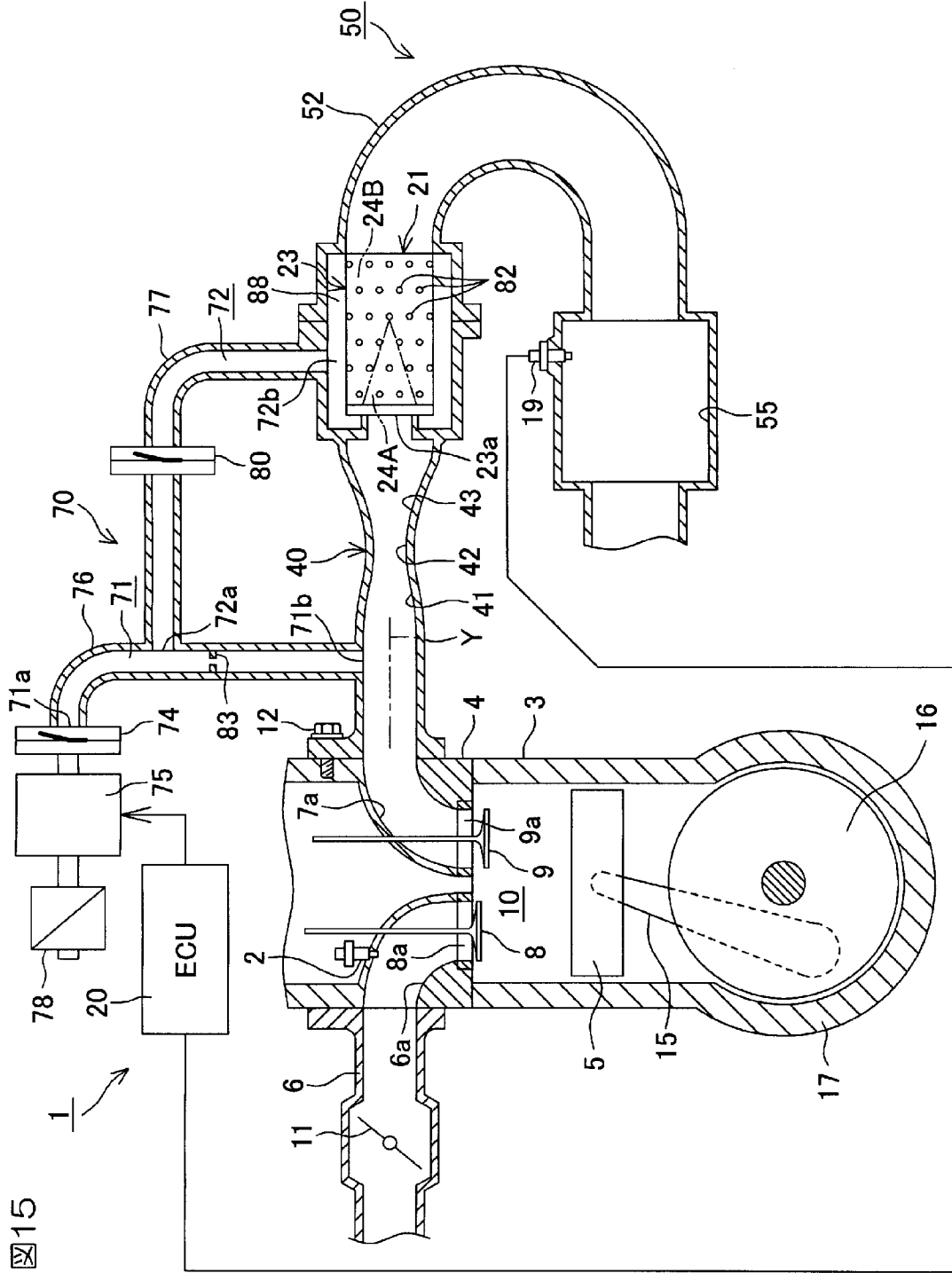




[図14]



[15]



[図16]

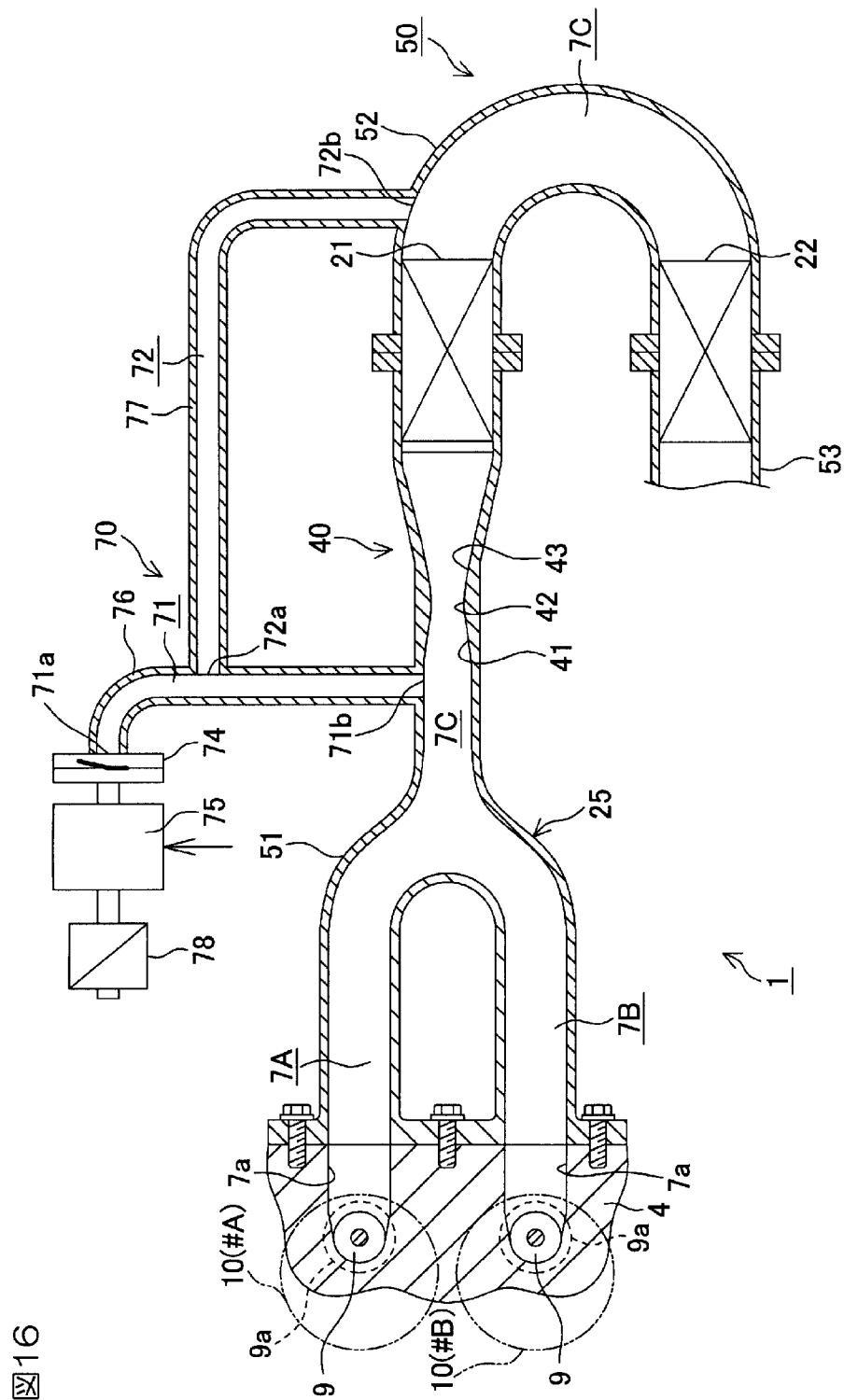


図16

[圖17]

圖17A

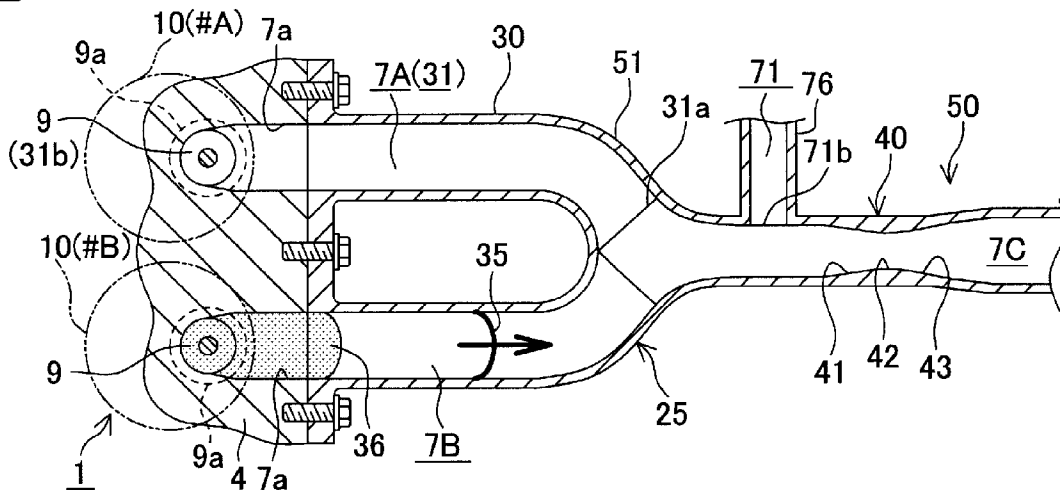


圖17B

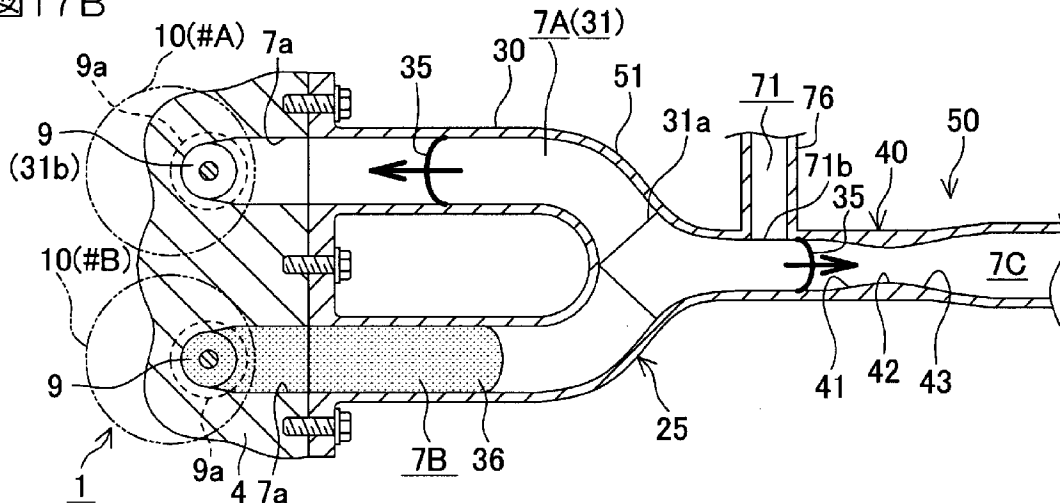
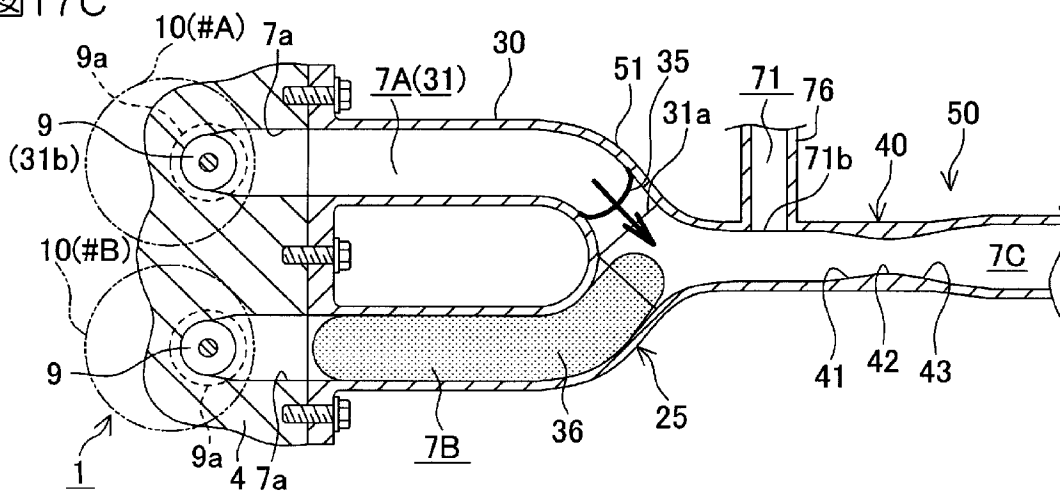
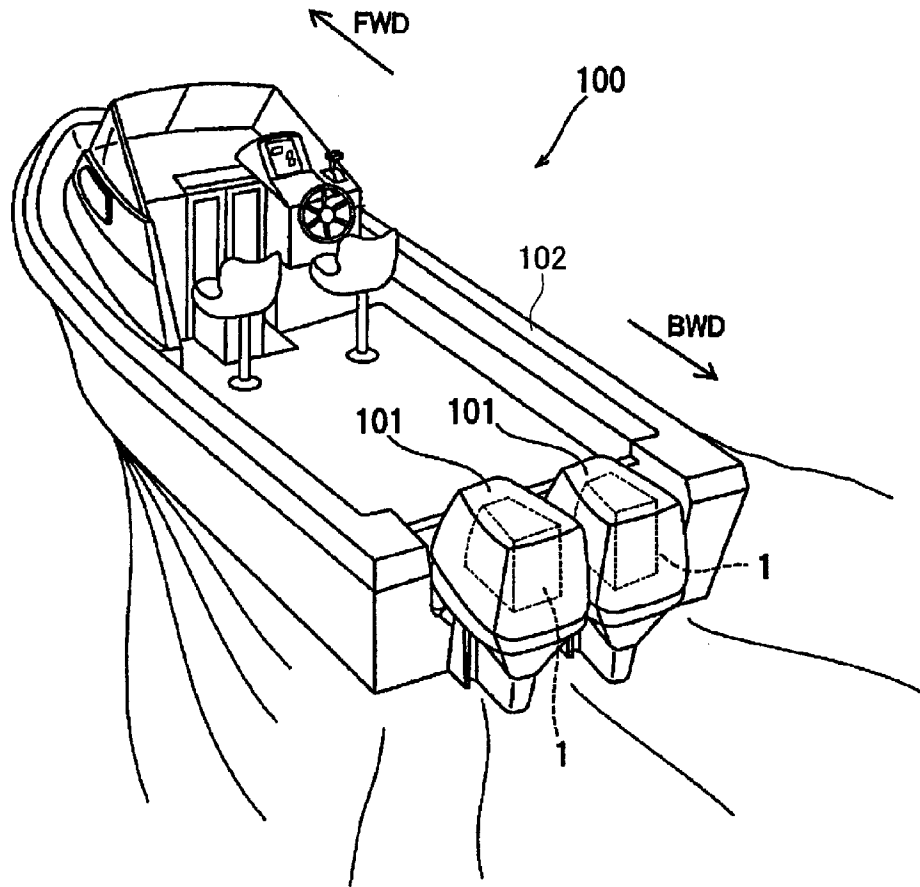


圖17C

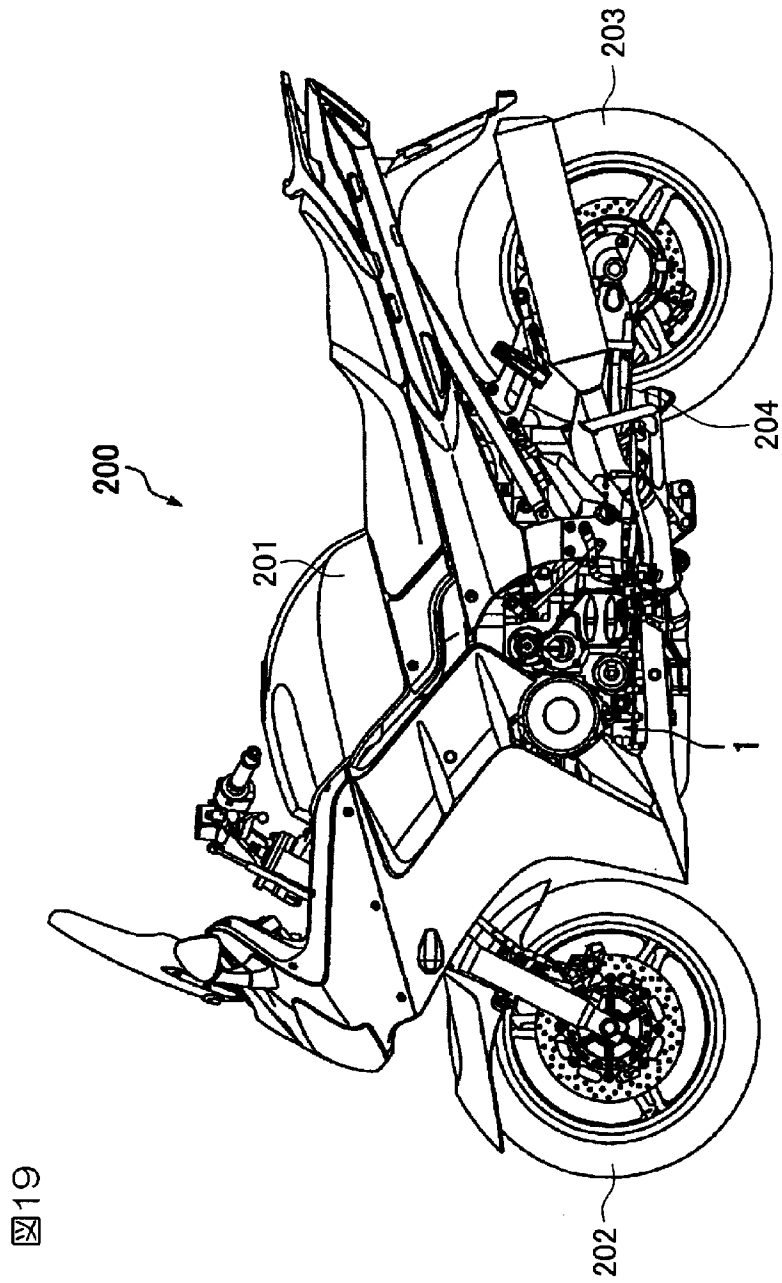


[図18]

図18



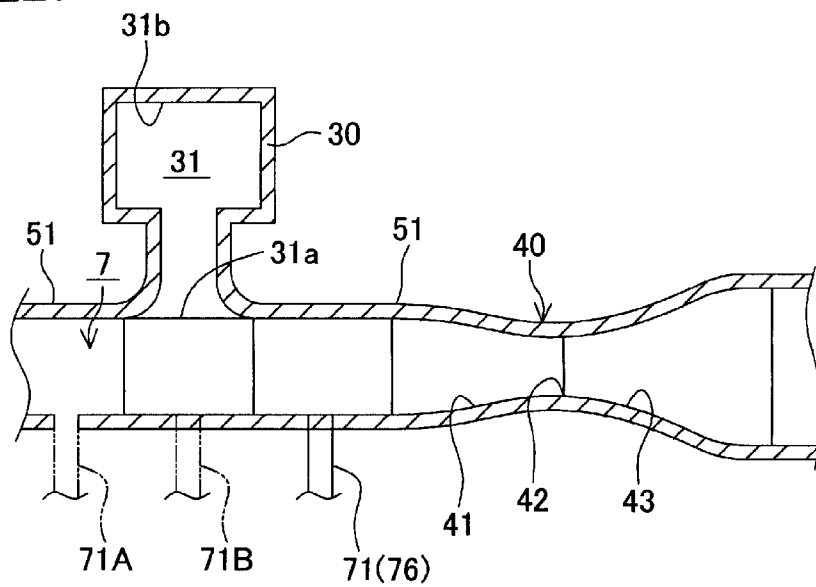
[19]



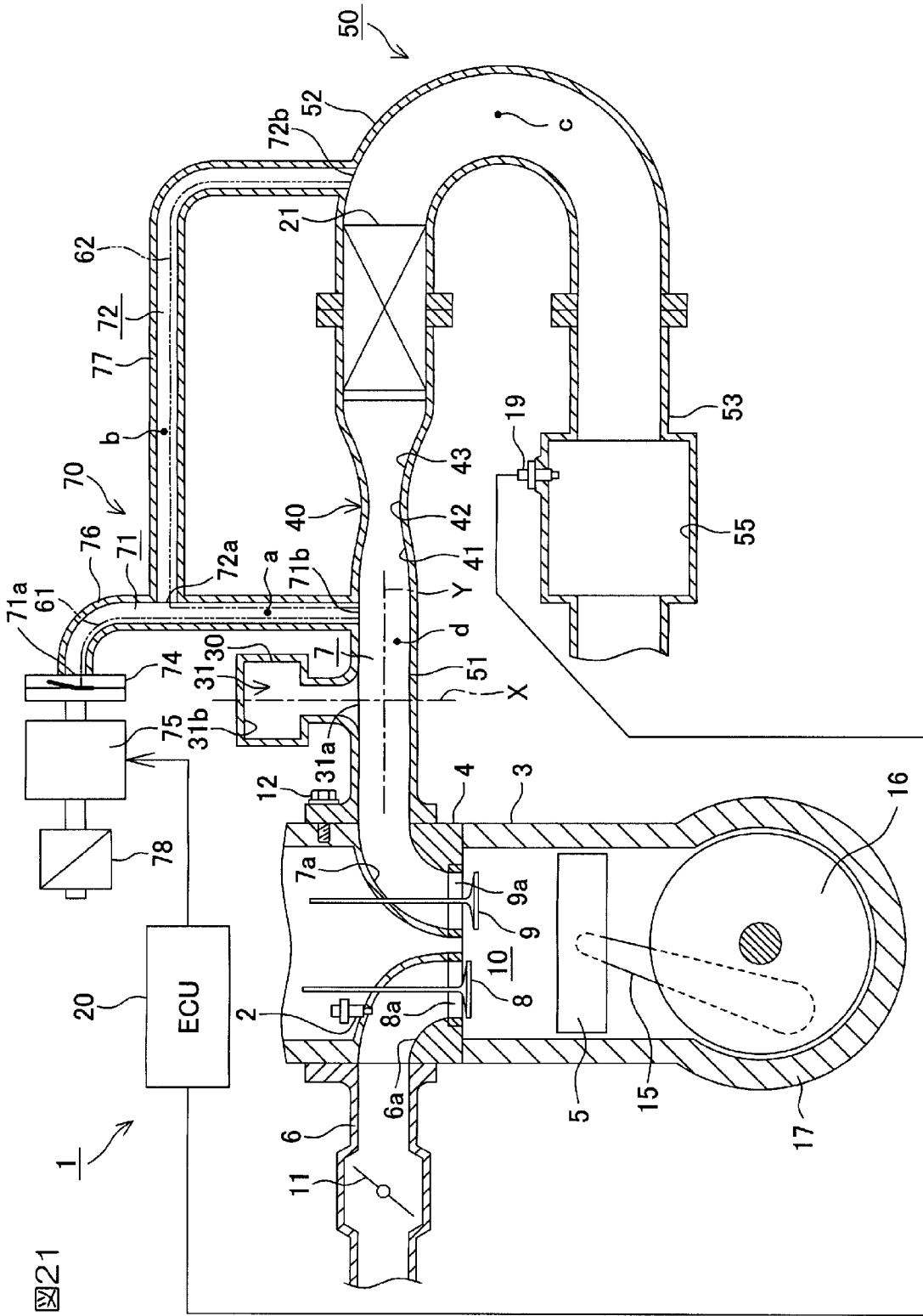
19

[図20]

図20

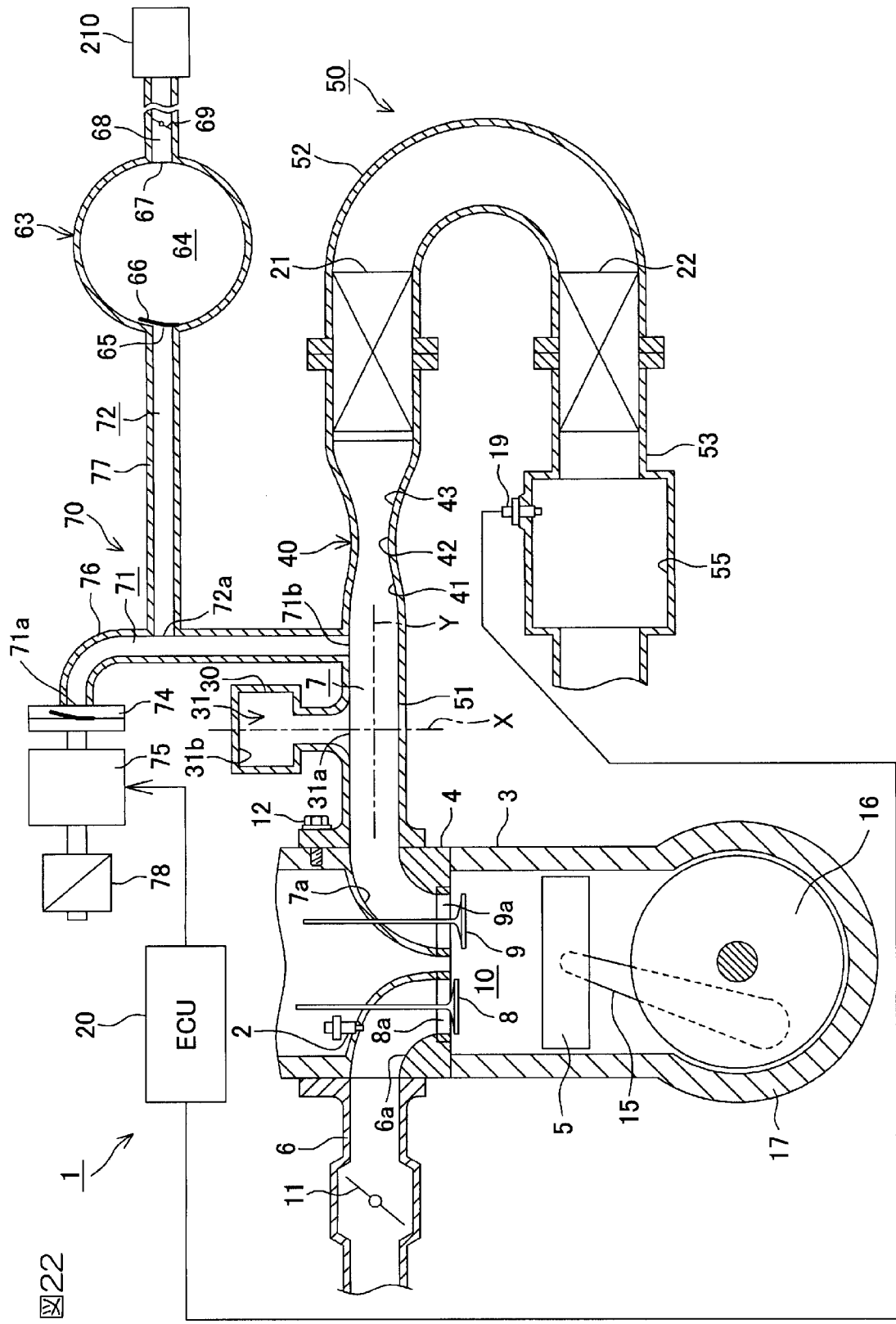


[21]





[FIG. 22]



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2010/071488

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01N3/30(2006.01)i, B01D53/86(2006.01)i, F01N3/22(2006.01)i, F01N5/04  
(2006.01)i, F01N13/08(2010.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F01N3/30, B01D53/86, F01N3/22, F01N5/04, F01N13/08

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2011
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2011	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2011

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2008-31868 A (Yamaha Marine Co., Ltd.), 14 February 2008 (14.02.2008), paragraphs [0046] to [0048] & US 2008/0022671 A1	1-15
A	JP 2004-150310 A (Honda Motor Co., Ltd.), 27 May 2004 (27.05.2004), paragraphs [0049] to [0051] & CN 1499051 A	1-15
A	JP 61-155620 A (Outboard Marine Corp.), 15 July 1986 (15.07.1986), page 6, upper right column, line 1 to lower left column, line 20 & US 4660378 A & CA 1282292 A	1-15

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
08 February, 2011 (08.02.11)

Date of mailing of the international search report  
22 February, 2011 (22.02.11)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2010/071488

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 2009/151135 A1 (Yamaha Motor Co., Ltd.), 17 December 2009 (17.12.2009), all pages; all drawings & US 2010/0180583 A            & US 2010/0192553 A & US 2010/0192556 A            & US 2010/0192557 A & EP 2157296 A1                & EP 2163739 A1 & WO 2009/151136 A1            & WO 2009/151137 A1 & WO 2009/151138 A1            & CN 101680349 A & AP 200905079 D                & AP 200905080 D & AP 200905081 D                & AP 200905082 D & CN 101680347 A                & CN 101680348 A & CN 101688462 A	1-15

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F01N3/30(2006.01)i, B01D53/86(2006.01)i, F01N3/22(2006.01)i, F01N5/04(2006.01)i, F01N13/08(2010.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F01N3/30, B01D53/86, F01N3/22, F01N5/04, F01N13/08

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2011年
日本国実用新案登録公報	1996-2011年
日本国登録実用新案公報	1994-2011年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2008-31868 A (ヤマハマリン株式会社) 2008.02.14, 段落0046-0048 & US 2008/0022671 A1	1-15
A	JP 2004-150310 A (本田技研工業株式会社) 2004.05.27, 段落0049-0051 & CN 1499051 A	1-15
A	JP 61-155620 A (アウトボード・マリーン・コーポレーション) 1986.07.15, 第6頁右上欄第1行-左下欄第20行 & US 4660378 A & CA 1282292 A	1-15

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー	の日の後に公表された文献
「A」特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの	「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの	「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)	「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」同一パテントファミリー文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日 08.02.2011	国際調査報告の発送日 22.02.2011
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	特許庁審査官 (権限のある職員) 清水 富夫 電話番号 03-3581-1101 内線 3355
	3G 7616

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	WO 2009/151135 A1 (ヤマハ発動機株式会社) 2009.12.17, 全頁, 全 図 & US 2010/0180583 A & US 2010/0192553 A & US 2010/0192556 A & US 2010/0192557 A & EP 2157296 A1 & EP 2163739 A1 & WO 2009/151136 A1 & WO 2009/151137 A1 & WO 2009/151138 A1 & CN 101680349 A & AP 200905079 D & AP 200905080 D & AP 200905081 D & AP 200905082 D & CN 101680347 A & CN 101680348 A & CN 101688462 A	1 - 15