

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4974835号  
(P4974835)

(45) 発行日 平成24年7月11日(2012.7.11)

(24) 登録日 平成24年4月20日(2012.4.20)

(51) Int.Cl.

F I

F O 2 M 25/07 (2006.01)

F O 2 M 25/07 5 8 O E

請求項の数 4 (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願2007-262132 (P2007-262132)	(73) 特許権者	000177276
(22) 出願日	平成19年10月5日 (2007.10.5)		三輪精機株式会社
(65) 公開番号	特開2009-91947 (P2009-91947A)		埼玉県さいたま市中央区新中里三丁目20番30号
(43) 公開日	平成21年4月30日 (2009.4.30)	(74) 代理人	100085637
審査請求日	平成22年9月30日 (2010.9.30)		弁理士 梶原 辰也
		(72) 発明者	竹本 智
			埼玉県さいたま市中央区新中里三丁目20番30号 三輪精機株式会社内
		(72) 発明者	松土 勉
			埼玉県さいたま市中央区新中里三丁目20番30号 三輪精機株式会社内
		審査官	島倉 理

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 排気ガス再循環装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンの吸気通路と排気通路とを結ぶ排気ガス再循環通路にEGRクーラが設けられた排気ガス再循環装置において、

前記吸気通路と前記排気通路とを連通させる第一流路と、前記排気通路と前記EGRクーラとを連通させる第二流路と、第一流路と第二流路とを連通させるクーラ流路とが形成されたハウジングを備えており、

前記第一流路と前記第二流路と前記クーラ流路との交差部にはバルブシャフトが架設されており、該バルブシャフトには一対の弁体部を有するバタフライバルブが固定されており、

該バタフライバルブは、前記一対の弁体部の一方が前記クーラ流路の入口を閉じている時に、他方の弁体部が前記クーラ流路の出口を閉じるように、かつ、一方の弁体部が前記第一流路と前記第二流路とを遮断している時に、他方の弁体部が前記クーラ流路を開くように、構成されており、

前記第一流路と前記第二流路との接続部には流路弁口が形成され、該流路弁口の前記一方の弁体部が対向する側の開口縁辺部には流路弁口弁座が形成されており、

前記クーラ流路にはバランス口が形成され、該バランス口の前記他方の弁体部が対向する側の開口縁辺部にはバランス口弁座が前記流路弁口弁座と対向して形成されており、

前記流路弁口弁座と前記バランス口弁座は前記バルブシャフトを中心とした回転対称位置で前記バタフライバルブの厚さ分ずれて配置されている、

10

20

ことを特徴とする排気ガス再循環装置。

【請求項 2】

前記クーラ流路の入口および出口には導入口および導出口がそれぞれ形成されており、  
前記導入口の前記バタフライバルブにおける前記一對の弁体部の一方が対向する側の開口縁辺部には導入口弁座が形成されており、

前記導出口の前記バタフライバルブにおける前記一對の弁体部の他方が対向する側の開口縁辺部には導出口弁座が形成されており、

前記導入口弁座と前記導出口弁座は前記バルブシャフトを中心とした回転対称位置で前記バタフライバルブの厚さの分ずれて配置されている、

ことを特徴とする請求項 1 に記載の排気ガス再循環装置。

10

【請求項 3】

前記ハウジングには、EGR ガスが流入する流入口と、EGR ガスまたは EGR クーラガスが流出する流出口と、EGR ガスを前記 EGR クーラへ導入する導入口と、前記 EGR クーラを通過した EGR クーラガスを排出する導出口と、が形成されており、

前記流入口と前記流出口とは互いに対向されており、前記導入口と前記導出口とは隣り合わせに配置されている、

ことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の排気ガス再循環装置。

【請求項 4】

前記ハウジングには、EGR ガスが流入する流入口と、EGR ガスが流出する流出口と、EGR ガスを前記 EGR クーラへ導入する導入口と、が形成されており、

前記流入口と前記流出口とは互いに直角に位置されており、前記導入口と前記導出口とは隣り合わせに配置されている、

ことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の排気ガス再循環装置。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジンの排気ガス再循環装置に関する。

例えば、自動車用ディーゼルエンジンに利用して有効なものに関する。

【背景技術】

【0002】

自動車用ディーゼルエンジンの排気ガス成分、特に、NO<sub>x</sub>を低減する方法の一つとして EGR (Exhaust Gas Recirculation) 法がある。

この EGR 法は、排気ガス再循環バルブ (Exhaust Gas Recirculation Valve。以下、EGR バルブという。) をエンジンの排気通路と吸気通路との間の EGR 路 (以下、EGR 管という。) に介設し、EGR バルブによってエンジンの排気ガスの一部を吸気系に戻してやり、新しい空気 (吸入空気) と混ぜて燃焼室に送り込むことにより、燃焼室内に吸入された空気の過剰な酸素濃度を下げ、かつ、燃焼熱を奪う分だけ燃焼温度を下げて NO<sub>x</sub> の生成を抑制する方法である。

【0003】

しかし、EGR 管に EGR バルブを設置しただけの排気ガス再循環装置 (以下、EGR 装置という。) においては、高温の排気ガスをそのまま吸気通路に循環させると、高温で膨張した状態の排気ガスが吸気マニホールドに供給されることにより、気筒内で排気ガスの占める割合が増加してしまうために、気筒内の空気量が減少し、燃焼効率が悪化するとともに、NO<sub>x</sub> 等の排気ガス成分も悪化する問題があった。

40

【0004】

そこで、EGR 管の途中に冷却水との熱交換によって排気ガスを冷却する EGR クーラを配設し、高温の排気ガスを EGR クーラで冷却した状態で、吸気マニホールドに再循環させる EGR クーラ付き EGR 装置が開発されている。

この EGR クーラ付き EGR 装置においては、エンジン始動時や寒冷時のような冷却水の温度が低い場合には、排気ガス (EGR ガス) の冷却が過冷却となって、逆に気筒内の

50

燃焼効率や排気成分の悪化を招くので、冷却水温が通常時より低いエンジン始動時や寒冷時等には、EGRクーラの通路を迂回して接続されたバイパス通路に、排気ガス(EGRガス)を流すようにしている。

【0005】

そして、EGRクーラの使用時と不使用时の切替に、一方向からの排気ガスを2方向のいずれかに、或いは2方向からの排気ガスの何れかを一方向に切り替える流路切替弁が使用されている。

このような流路切替弁として、スイングアーム形弁体を有する流路切替弁を使用したEGRクーラ付きEGR装置が提案されている。例えば、特許文献1参照。

【特許文献1】特開2007-100566号公報

10

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、スイングアーム形弁体の流路切替弁を使用したEGRクーラ付きEGR装置においては、エンジンの脈動の影響を受け易く、このエンジンの脈動の影響により、切替弁が開閉するという問題点がある。

【0007】

本発明の目的は、エンジンの脈動の影響を抑制することができるEGR装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

20

【0008】

前記した課題を解決するための手段のうち代表的なものは、次の通りである。

エンジンの吸気通路と排気通路とを結ぶ排気ガス再循環通路にEGRクーラが設けられた排気ガス再循環装置において、

前記吸気通路と前記排気通路とを連通させる第一流路と、前記排気通路と前記EGRクーラとを連通させる第二流路と、第一流路と第二流路とを連通させるクーラ流路とが形成されたハウジングを備えており、

前記第一流路と前記第二流路と前記クーラ流路との交差部にはバルブシャフトが架設されており、該バルブシャフトには一対の弁体部を有するバタフライバルブが固定されており、

30

該バタフライバルブは、前記一対の弁体部の一方が前記クーラ流路の入口を閉じている時に、他方の弁体部が前記クーラ流路の出口を閉じるように、かつ、一方の弁体部が前記第一流路と前記第二流路とを遮断している時に、他方の弁体部が前記クーラ流路を開くように、構成されており、

前記第一流路と前記第二流路との接続部には流路弁口が形成され、該流路弁口の前記一方の弁体部が対向する側の開口縁辺部には流路弁口弁座が形成されており、

前記クーラ流路にはバランス口が形成され、該バランス口の前記他方の弁体部が対向する側の開口縁辺部にはバランス口弁座が前記流路弁口弁座と対向して形成されており、

前記流路弁口弁座と前記バランス口弁座は前記バルブシャフトを中心とした回転対称位置で前記バタフライバルブの厚さ分ずれて配置されている、

40

ことを特徴とする排気ガス再循環装置。

【発明の効果】

【0009】

前記したEGR装置によれば、エンジンの脈動の影響を抑制することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0010】

以下、本発明の一実施の形態を図面に即して説明する。

【0011】

本実施の形態において、本発明に係るEGR装置は、自動車に搭載されるディーゼルエンジンの排気ガスを再循環させるものとして構成されている。

50

図 1 に示されているように、本実施の形態に係る EGR 装置は、エンジン 1 の吸気通路 2 と排気通路 3 とを接続する EGR 管 4 を備えている。EGR 管 4 には EGR クーラ 5 が切替弁 6 を介して設置されている。

【0012】

図 2 および図 3 に示されているように、切替弁 6 はハウジング 10 を備えている。ハウジング 10 はアルミニウムあるいは鋳鉄、ステンレス鋼等が使用されて略直方体形状に形成されている。

ハウジング 10 には、EGR 管 4 に取り込まれた EGR ガスが流入する流入口 11 と、EGR ガスまたは EGR クーラガスが流出する流出口 12 と、EGR ガスを EGR クーラへ導入する導入口 13 と、EGR クーラを通過した EGR クーラガスが排出される導出口 14 とが形成されている。

10

流入口 11 と流出口 12 とはハウジング 10 の一対の側壁において互いに対向するように開口している。流入口 11 と流出口 12 とは一直線上に配置されている。

流入口 11 と流出口 12 とが開設された一対の側壁間に架設された第一隔壁 21 には、導入口 13 と導出口 14 とが隣り合わせに配置されている。第一隔壁 21 の中央部には段差が設けられており、この段差により、導入口 13 と導出口 14 とは厚さ方向にずらされている。

【0013】

ハウジング 10 内には、流入口 11 と導入口 13 とを連通させる第一流路 15 と、流出口 12 と導出口 14 とを連通させる第二流路 16 と、第一流路 15 と第二流路 16 とを連  
通させるクーラ流路 17 とが形成されている。クーラ流路 17 にはバランス口 18 が設けられている。バランス口 18 は第一隔壁 21 の中央部において直角に交差するように形成された第二隔壁 22 に開設されている。

20

【0014】

第一流路 15 と第二流路 16 との接続部には、流路弁口 19 が形成されており、流路弁口 19 はバランス口 18 と一直線上で並んでいる。バランス口 18 は導入口 13 と導出口 14 との間において直角に配置された状態になっている。

導入口 13 と導出口 14 とバランス口 18 と流路弁口 19 とは、開口形状が互いに略同一の形状に形成されており、これらの開口縁辺部には導入口弁座 13a、導出口弁座 14a、バランス口弁座 18a、流路弁口弁座 19a が形成されている。

30

【0015】

第一隔壁 21 と第二隔壁 22 との交差部にはバルブシャフト 23 が配置されており、バルブシャフト 23 は第一流路 15 および第二流路 16 と直角に架設されている。

図 3 に示されているように、バルブシャフト 23 はハウジング 10 に軸受部 24 によって回転自在に支持されている。バルブシャフト 23 の両端部はハウジング 10 の外部にそれぞれ突出しており、一方の突出端部にはロータリーアクチュエータ 25 が連結されている。ロータリーアクチュエータ 25 はバルブシャフト 23 を 90 度ずつ往復回転させるように構成されている。

【0016】

バルブシャフト 23 の中間部には長方形の平板形状に形成されたバタフライバルブ 26 が、直交するように配置されてボルト 27 によって締結されている。

40

バタフライバルブ 26 におけるバルブシャフト 23 の両脇には、一対の弁体部 26a、26b が形成されており、両弁体部 26a、26b の形状は導入口 13、導出口 14、バランス口 18 および流路弁口 19 の開口形状に大きめに相似している。

一対の弁体部 26a、26b は導入口弁座 13a、導出口弁座 14a、バランス口弁座 18a、流路弁口弁座 19a に離座および着座することにより、導入口 13、導出口 14、バランス口 18 および流路弁口 19 を開閉するように構成されている。

【0017】

EGR クーラ 5 は一端面が開口した直方体の容器形状に形成されており、その開口面にハウジング 10 が連結されている。ハウジング 10 が EGR クーラ 5 に連結された状態に

50

において、導入口 1 3 および導出口 1 4 が E G R クーラ 5 の開口に対向した状態になっており、E G R クーラ 5 内における第二隔壁 2 2 に対向する部位には区画壁 5 a が形成されている。E G R クーラ 5 の区画壁 5 a は E G R クーラ 5 内に U 字形状の流路 5 b を形成している。すなわち、導入口 1 3 から導入された E G R ガス（排気ガス）は、流路 5 b を流通して導出口 1 4 に至る。

図示しないが、E G R クーラ 5 は冷却水が流通するラジエータ部を備えている。

【 0 0 1 8 】

次に、以上の構成に係る切替弁 6 の作用および効果を説明する。

【 0 0 1 9 】

エンジン 1 の冷却水温が所定温度以下である場合（冷間時）には、図 2（a）および図 3（a）に示されているように、バタフライバルブ 2 6 の両弁体部 2 6 a、2 6 b が導入口弁座 1 3 a、導出口弁座 1 4 a に着座するとともに、バランス口弁座 1 8 a、流路弁口弁座 1 9 a から離座することにより、導入口 1 3、導出口 1 4 を閉鎖し、バランス口 1 8、流路弁口 1 9 を開放した状態になっている。

10

したがって、E G R 管 4 から流入口 1 1 に流れ込んだ E G R ガスは、第一流路 1 5 および第二流路 1 6 を通って流出口 1 2 から流れ出して、吸気通路 2 へ供給される。

このように、冷間時には、E G R ガスは E G R クーラ 5 を通過することなくそのまま吸気通路 2 へ供給される。

【 0 0 2 0 】

この際には、第一流路 1 5 と第二流路 1 6 とが一直線上で隣接し、流入口 1 1 と流出口 1 2 とが互いに対向しているので、流入口 1 1 から流入した E G R ガスは、バタフライバルブ 2 6 の上を流れて流出口 1 2 から流出する。

20

第一流路 1 5 の E G R ガスの圧力がバタフライバルブ 2 6 の一方の弁体部 2 6 a を導入口弁座 1 3 a に着座させるとともに、バタフライバルブ 2 6 の他方の弁体部 2 6 b を導出口弁座 1 4 a に着座させるので、導入口 1 3、導出口 1 4 を確実に閉鎖することができる。とともに、エンジン 1 による排気ガスの脈動の影響を抑制することができる。

このとき、両弁体部 2 6 a、2 6 b は常に略同じ圧力を受けるため、エンジン 1 による排気ガスの脈動により圧力が増減しても、バタフライバルブ 2 6 が開閉することはない。

したがって、流入口 1 1 からハウジング 1 0 に流入した E G R ガスは、E G R クーラ 5 側へ漏れることなく吸気通路 2 側へ全て流れる。

30

【 0 0 2 1 】

冷却水温が所定温度以上になると（暖気後）、ロータリーアクチュエータ 2 5 により、バルブシャフト 2 3 が 90 度回転され、図 2（b）および図 3（b）に示されているように、バタフライバルブ 2 6 の両弁体部 2 6 a、2 6 a がバランス口弁座 1 8 a、流路弁口弁座 1 9 a に着座するとともに、導入口弁座 1 3 a、導出口弁座 1 4 a から離座することにより、バランス口 1 8、流路弁口 1 9 を閉鎖し、導入口 1 3、導出口 1 4 を開放した状態になる。

したがって、E G R 管 4 から流入口 1 1 に流れ込んだ E G R ガスは、導入口 1 3 から E G R クーラ 5 へ供給される。そして、E G R クーラ 5 によって冷却された E G R ガスは、導出口 1 4 を介して第二流路 1 6 へ流れ込んで流出口 1 2 から流れ出して、吸気通路 2 へ供給される。

40

このように、暖気後には、E G R クーラ 5 によって冷却された E G R ガスが吸気通路 2 へ供給される。

【 0 0 2 2 】

この際には、第一流路 1 5 の E G R ガスの圧力がバタフライバルブ 2 6 の一方の弁体部 2 6 a を流路弁口弁座 1 9 a に着座させるとともに、第二流路 1 6 の E G R ガスの圧力がバタフライバルブ 2 6 の他方の弁体部 2 6 b をバランス口弁座 1 8 a に着座させるので、流路弁口 1 9、バランス口 1 8 を確実に閉鎖することができる。とともに、エンジン 1 による排気ガスの脈動の影響を抑制することができる。

したがって、流入口 1 1 からハウジング 1 0 に流入した E G R ガスは、第二流路 1 6 側

50

へ漏れることなくEGRクーラ5側へ全て流れるので、高い冷却効率を得られる。

また、排気ガスの脈動を抑制することができるため、アクチュエータを小型化することができる。

【0023】

図4および図5は本発明の他の実施の形態を示している。

【0024】

本実施の形態が前記実施の形態と異なる点は、切替弁6Aの構造である。

すなわち、切替弁6Aのハウジング10Aには、EGR管4に取り込まれたEGRガスが流入する流入口11と、EGRガスが流出する流出口12と、EGRガスをEGRクーラへ導入する導入口13と、が形成されている。

流入口11と流出口12とはハウジング10Aの側壁において互いに直角に位置するように開口している。流入口11と対向した第一隔壁21には、導入口13と導出口14とが隣り合わせに配置されている。

【0025】

ハウジング10A内には、流入口11と導入口13とを連通させる第一流路15と、流出口12と導出口14とを連通させる第二流路16と、第一流路15と第二流路16とを連通させるクーラ流路17とが形成されている。クーラ流路17にはバランス口18が設けられている。バランス口18は第一隔壁21の中央部において直角に交差するように形成された第二隔壁22に開設されている。

【0026】

第一流路15と第二流路16との接続部には、流路弁口19が形成されており、流路弁口19はバランス口18と一直線上で並んでいる。バランス口18は導入口13と導出口14との間において直角に配置された状態になっている。

導入口13と導出口14とバランス口18と流路弁口19とは、開口形状が互いに略同一の形状に形成されており、これらの開口縁辺部には導入口弁座13a、導出口弁座14a、バランス口弁座18a、流路弁口弁座19aが形成されている。

【0027】

第一隔壁21と第二隔壁22との交差部にはバルブシャフト23が配置されており、バルブシャフト23は第一流路15および第二流路16と直角に架設されている。

バルブシャフト23の中間部には長方形の平板形状に形成されたバタフライバルブ26が、直交するように配置されてボルト27によって締結されている。

バタフライバルブ26におけるバルブシャフト23の両脇には、一对の弁体部26a、26bが形成されており、両弁体部26a、26bの形状は導入口13、導出口14、バランス口18および流路弁口19の開口形状に大きめに相似している。

一对の弁体部26a、26bは導入口弁座13a、導出口弁座14a、バランス口弁座18a、流路弁口弁座19aに離座および着座することにより、導入口13、導出口14、バランス口18および流路弁口19を開閉するように構成されている。

【0028】

次に、以上の構成に係る切替弁6Aの作用および効果を説明する。

【0029】

エンジン1の冷却水温が所定温度以下である場合(冷間時)には、図4に示されているように、バタフライバルブ26の両弁体部26a、26bが導入口弁座13a、導出口弁座14aに着座するとともに、バランス口弁座18a、流路弁口弁座19aから離座することにより、導入口13、導出口14を閉鎖し、バランス口18、流路弁口19を開放した状態になっている。

したがって、EGR管4から流入口11に流れ込んだEGRガスは、第一流路15および第二流路16を通して流出口12から流れ出して、吸気通路2へ供給される。

このように、冷間時には、EGRガスはEGRクーラ5を通過することなくそのまま給気通路2へ供給される。

【0030】

この際には、第一流路 15 の EGR ガスの圧力がバタフライバルブ 26 の一方の弁体部 26 a を導入口弁座 13 a に着座させるとともに、バタフライバルブ 26 の他方の弁体部 26 b を導出口弁座 14 a に着座させるために、導入口 13、導出口 14 を確実に閉鎖することができるとともに、エンジン 1 による排気ガスの脈動の影響を抑制することができる。

つまり、両弁体部 26 a、26 b は常に略同じ圧力を受けるため、エンジン 1 による排気ガスの脈動により圧力が増減しても、バタフライバルブ 26 が開閉することはない。

したがって、流入口 11 からハウジング 10 に流入した EGR ガスは、EGR クーラ 5 側へ漏れることなく吸気通路 2 側へ全て流れる。

【0031】

10

冷却水温が所定温度以上になると（暖気後）、ロータリーアクチュエータ 25（図 3 参照）により、バルブシャフト 23 が 90 度回転され、図 5 に示されているように、バタフライバルブ 26 の両弁体部 26 a、26 b がバランス口弁座 18 a、流路弁口弁座 19 a に着座するとともに、導入口弁座 13 a、導出口弁座 14 a から離座することにより、バランス口 18、流路弁口 19 を閉鎖するとともに、導入口 13、導出口 14 を開放した状態になる。

したがって、EGR 管 4 から流入口 11 に流れ込んだ EGR ガスは、導入口 13 から EGR クーラ 5 へ供給される。そして、EGR クーラ 5 によって冷却された EGR ガスは、吸気通路 2 へ供給される。

【0032】

20

この際には、第一流路 15 の EGR ガスの圧力がバタフライバルブ 26 の一方の弁体部 26 a を流路弁口弁座 19 a に着座させるとともに、第二流路 16 の EGR ガスの圧力がバタフライバルブ 26 の他方の弁体部 26 b をバランス口弁座 18 a に着座させるので、流路弁口 19、バランス口 18 を確実に閉鎖することができるとともに、エンジン 1 による排気ガスの脈動の影響を抑制することができる。

つまり、両弁体部 26 a、26 b は常に略同じ圧力を受けるため、エンジン 1 による排気ガスの脈動により圧力が増減しても、バタフライバルブ 26 が開閉することはない。

したがって、流入口 11 からハウジング 10 に流入した EGR ガスは、第二流路 16 側へ漏れることなく EGR クーラ 5 側へ全て流れるので、高い冷却効率が得られる。

また、排気ガスの脈動を抑制することができるため、アクチュエータを小型化することができる。

30

【0033】

なお、本発明は前記実施の形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々に変更が可能であることはいうまでもない。

【0034】

例えば、バルブシャフト 23 の位置は、バタフライバルブ 26 の中心線上が望ましいが、多少偏心していてもよい。

【0035】

また、両弁体部 26 a、26 b は、略同一形状ではなく、略同一面積となるようにしてもよい。

40

【0036】

バルブシャフト 23 はロータリーアクチュエータの他、リンク機構を介してオンオフ式アクチュエータにより、往復回転させてもよい。

【図面の簡単な説明】

【0037】

【図 1】本発明の一実施の形態である EGR 装置を示す模式図である。

【図 2】その切替弁を示しており、（a）は冷間時の正面断面図、（b）は暖気時の正面断面図である。

【図 3】（a）は図 2 の a - a 線に沿う断面図、（b）は図 2 の b - b 線に沿う断面図である。

50

【図 4】本発明の他の実施の形態である E G R 装置を示す模式図であり、切替弁の冷間時を示している。

【図 5】その暖気時を示す模式図である。

【符号の説明】

【 0 0 3 8 】

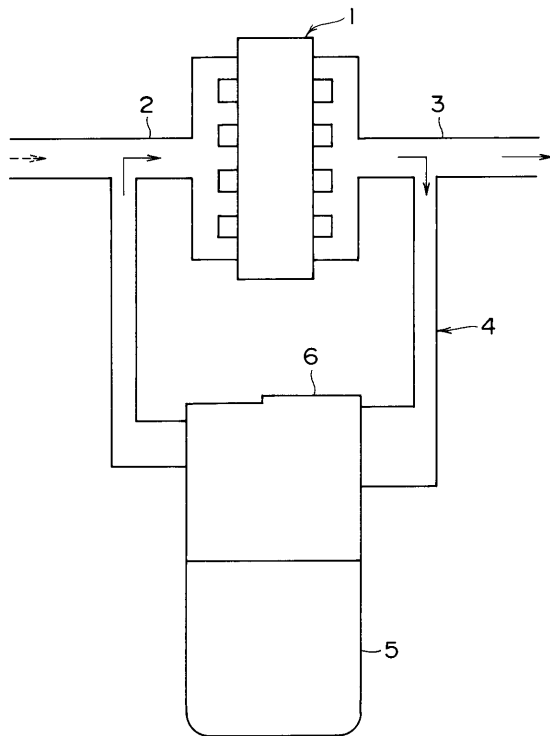
1 ... エンジン、2 ... 吸気通路、3 ... 排気通路、4 ... E G R 管、5 ... E G R クーラ、5 a ... 区画壁、5 b ... 流路、6、6 A ... 切替弁、

1 0、1 0 A ... ハウジング、1 1 ... 流入口、1 2 ... 流出口、1 3 ... 導入口、1 3 a ... 導入口弁座、1 4 ... 導出口、1 4 a ... 導出口弁座、1 5 ... 第一流路、1 6 ... 第二流路、1 7 ... クーラ流路、1 8 ... バランス口、1 8 a ... バランス口弁座、1 9 ... 流路弁口、1 9 a ... 流路弁口弁座、

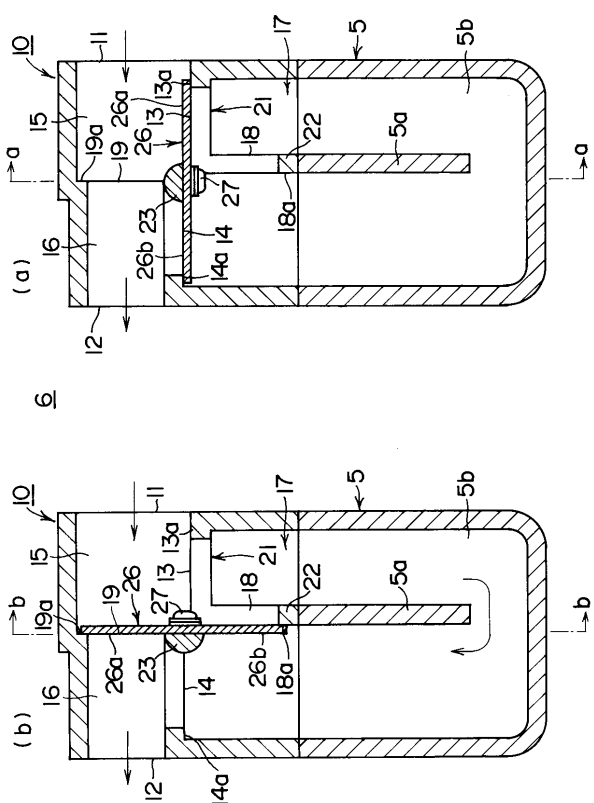
2 1 ... 第一隔壁、2 2 ... 第二隔壁、2 3 ... バルブシャフト、2 4 ... 軸受部、2 5 ... ロータリーアクチュエータ、2 6 ... バタフライバルブ、2 6 a、2 6 b ... 弁体部、2 7 ... ボルト。

10

【図 1】

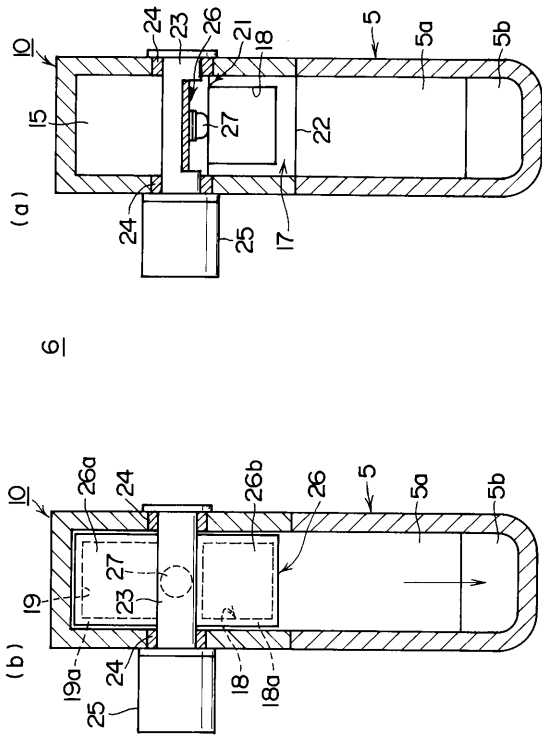


【図 2】

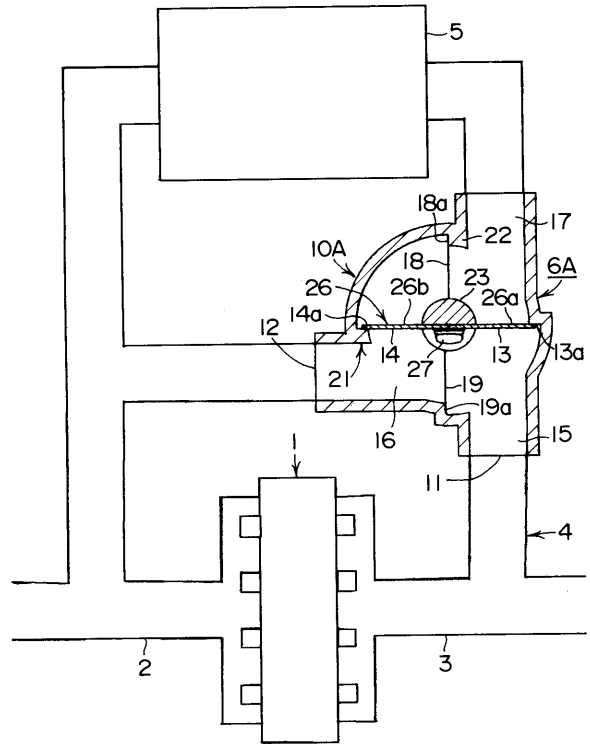




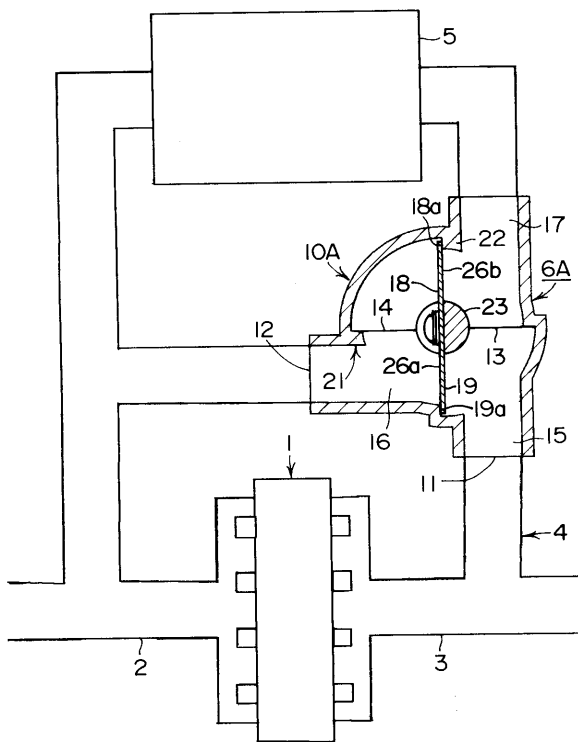
【図 3】



【図 4】



【図 5】



---

フロントページの続き

(56)参考文献 国際公開第2007/009713(WO,A1)

(58)調査した分野(Int.Cl.,DB名)

F02M 25/07