

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2020-186696  
(P2020-186696A)

(43) 公開日 令和2年11月19日(2020.11.19)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
<b>FO2B 37/00 (2006.01)</b>	FO2B 37/00 301H	3G005
<b>FO2B 39/00 (2006.01)</b>	FO2B 39/00 D	
<b>FO1N 5/04 (2006.01)</b>	FO1N 5/04 A	

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願2019-92687 (P2019-92687)  
(22) 出願日 令和1年5月16日 (2019.5.16)

(71) 出願人 000003207  
トヨタ自動車株式会社  
愛知県豊田市トヨタ町1番地  
(74) 代理人 110000213  
特許業務法人プロスペック特許事務所  
(72) 発明者 田畑 正和  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
Fターム(参考) 3G005 EA05 EA16 FA05 FA55 GB24

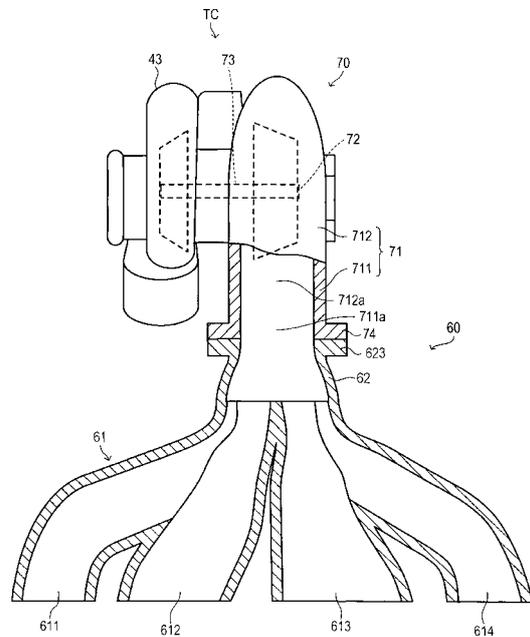
(54) 【発明の名称】 過給機付き内燃機関

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 ポンプングロスを低減した過給機付き内燃機関を提供する。

【解決手段】 複数の排気管61を通して排気ポートから排出される排気ガスを集合部62において合流させるエキゾーストマニホールド60と、エキゾーストマニホールド60の排気下流側に設けられる過給機用タービン70と、を備える。上記集合部62のうち、過給機用タービン70に最も近い集合部に集合する排気管の排気下流端部に、絞り部が形成される。この絞り部は、排気下流端部を除く排気管61の断面積よりも小さく、且つ、過給機用タービン70を通過する排気ガスの流量 $dm/dt$ 、流体密度 及び過給機用タービン70の圧力比 $p_1/p_2$ により定まる過給機用タービン70の有効断面積 $S_t$ に対して80%以上且つ100%未満の断面積を有している。これにより、ポンピングロスを大きく増大させることなく排気干渉を低減し、高いタービン仕事率を実現することができる。

【選択図】 図3



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

排気弁を備えた複数の気筒と、

前記排気弁が開弁しているときに前記複数の気筒の排気ポートと接続された複数の排気管を通して前記排気ポートから排出される排気ガスを集合部において合流させるエキゾーストマニホールドと、

前記エキゾーストマニホールドの排気下流側に設けられる過給機用タービンと、

を備えた過給機付き内燃機関において、

前記集合部のうち、前記過給機用タービンに最も近い集合部に集合する排気管の排気下流端部に、前記排気下流端部を除く前記排気管の断面積よりも小さく、且つ、前記過給機用タービンを通過する排気ガスの流量、流体密度及び前記過給機用タービンの圧力比により定まる前記過給機用タービンの有効断面積に対して 80% 以上且つ 100% 未満の断面積を有する絞り部が形成された、

過給機付き内燃機関。

**【発明の詳細な説明】****【技術分野】****【0001】**

本発明は、車両に備えられた多気筒の過給機付き内燃機関に関する。

**【背景技術】****【0002】**

従来から、各気筒の排気ポートから排出される排気ガスをエキゾーストマニホールドを用いて合流させ、その直下流において過給機用タービンのタービンハウジング内に排気ガスを送出するように構成された多気筒の過給機付き内燃機関が知られている。このような過給機付き内燃機関の一つ（以下、「従来機関」と称呼される。）は、エキゾーストマニホールドの集合部の直上流に先細ノズル形状の流路部を設けることにより、排気ガスの出口部分における動圧を一旦増大させるようになっている。これにより、各気筒から発生する排気パルスの他の気筒への回り込み（所謂、排気干渉）が低減される。更に、従来機関は、排気ガス循環装置（外部 EGR）を備えており、上記のように排気ガスの出口部分における動圧を一旦増大させることにより、外部 EGR に排気パルスを効果的に作用させ、EGR 率を向上させることができるようになっている（例えば、特許文献 1 を参照。）。

**【先行技術文献】****【特許文献】****【0003】**

【特許文献 1】特開 2007 - 64099 号公報（図 2）

【特許文献 2】特開 2005 - 16313 号公報（図 4）

**【発明の概要】****【0004】**

ところで、従来機関においては、EGR 率の向上と排気干渉の低減のため、最小流路断面積（各排気管の集合部先端のノズル部の断面積）が 1 気筒あたりの排気弁の最大開口面積の約 25% となるように設定されている。また、特許文献 2 に開示された内燃機関の場合、排気管の仕切り部の終了する位置における 2 つの排気通路の断面積の和が、タービンハウジング内の導入部とスクロール部との境界における排気通路の断面積の 50% ~ 80% となるように設定されている。

**【0005】**

このように、従来機関及び特許文献 2 に開示された内燃機関は、エキゾーストマニホールドの各排気管内の「絞り部」の断面積が、排気弁の最大開口面積又はスクロール部入口の断面積に対して過剰に小さくされている。しかし、このような構成により、エキゾーストマニホールド内の圧力が過剰に上昇するので、ポンピングロスが増大したり排気弁が意図せず開弁したりする虞がある。更に、従来機関及び特許文献 2 に開示された内燃機関は、エキゾーストマニホールドとタービンのスクロール部との間にディフューザを設け、圧

10

20

30

40

50

力損失を低減する必要があった。

【0006】

本発明は上記問題に対処するために為されたものである。即ち、本発明の目的の一つは、ポンピングロスが大きく増大させることなく排気干渉を低減し、以て、高いタービン仕事率を実現可能な過給機付き内燃機関を提供することにある。

【0007】

本発明の過給機付き内燃機関（以下、「本発明機関」とも称呼する。）は、複数の気筒（22）と、エキゾーストマニホールド（60）と、過給機用タービン（70）と、を備えている。

【0008】

前記複数の気筒は、排気弁（25）を備えている。前記エキゾーストマニホールドは、前記排気弁が開弁しているときに前記複数の気筒の排気ポート（26）と接続された複数の排気管（61）を通して前記排気ポートから排出される排気ガスを集合部（62）において合流させるようになっている。前記過給機用タービンは、前記エキゾーストマニホールドの排気下流側に設けられている。

【0009】

しかし、複数の排気管の集合部においては、排気弁の開弁期間がオーバーラップしている2つの気筒にそれぞれ対応する排気管の間で排気干渉が発生し、排気下流側の過給機用タービンに向かう排気ガスの量が減少してしまうので、過給機用タービンのエネルギー効率が低下してしまう。

【0010】

そこで、本発明機関においては、前記集合部のうち、前記過給機用タービンに最も近い集合部（62a）に集合する排気管の排気下流端部（61a）に、前記排気下流端部を除く前記排気管の断面積（ $S_{ep}$ ）よりも小さく、且つ、前記過給機用タービンを通過する排気ガスの流量（ $dm/dt$ ）、流体密度（ $\rho$ ）及び前記過給機用タービンの圧力比（ $p_1/p_2$ ）により定まる前記過給機用タービンの有効断面積（ $S_t$ ）に対して80%以上且つ100%未満の断面積（ $S_{eo}$ ）を有する絞り部（63）が形成されている。

【0011】

一般的に、過給機用タービンは、圧力比（膨張比）により仕事を取り出すため、排気管よりもその断面積が小さくなるように設計されている。つまり、過給機用タービン入口の圧力がより高くなるように設計されている。このため、過給機用タービン直前の集合部においては排気干渉により他気筒に回り込む排気ガスの割合が多くなる傾向がある。従って、本発明機関によれば、例えば、排気管が段階的に集合することにより集合部を複数有するエキゾーストマニホールドにおいては、エキゾーストマニホールドの複数の排気管の集合部のうち、少なくとも過給機用タービンに最も近い集合部に集合する排気管の排気下流端部に「絞り部」が形成される。例えば、集合部を一つだけ有するエキゾーストマニホールドにおいては、当該集合部に集合する排気管の排気下流端部のそれぞれに絞り部が形成される。

【0012】

更に、本発明機関は、排気下流端部に形成される「絞り部」の断面積が、過給機用タービンの有効断面積に対して80%以上且つ100%未満に設定されるので、絞り部によってポンピングロスが増大する虞がない。加えて、過給機用タービンに入力する排気ガスの流速が過度に高くなることがないので、エキゾーストマニホールドと過給機用タービンとの間にディフューザを必要としない。従って、本発明機関によれば、ポンピングロスを大きく増大させることなく排気干渉を低減することができ、その結果、高いタービン仕事率を実現することができる。

【0013】

上記説明においては、発明の理解を助けるために、実施形態に対応する発明の構成に対して、実施形態で用いた符号を括弧書きで添えているが、発明の各構成要件は、前記符号によって規定される実施形態に限定されるものではない。

10

20

30

40

50

## 【図面の簡単な説明】

【0014】

【図1】図1は、本発明の第1実施形態に係る過給機付き内燃機関の概略構成図である。

【図2】図2は、図1に示したエキゾーストマニホールドの外観図であり、(A)は斜視図、(B)は上面図である。

【図3】図3は、図1に示したエキゾーストマニホールド及びタービンの概略断面図である。

【図4】図4は、図1に示したエキゾーストマニホールドの集合部及び絞り部を模式的に表した図である。

【図5】図5は、図1に示したタービンのブローダウン仕事量の面積比に対する変化を示した図である。

10

【図6】図6は、図1に示したエキゾーストマニホールドの集合部直前のガス流量のクランク角に対する変化を示した図である。

【図7】図7は、図1に示したタービンに入力するブローダウン時のガス流量の面積比に対する変化を示した図である。

【図8】図8は、図1に示したエキゾーストマニホールドの排気管の一つにおける排気圧力のクランク角に対する変化を示した図である。

【図9】図9は、図1に示したエキゾーストマニホールドの排気管の一つにおけるブローダウン時の最大圧力(ピーク値)の面積比に対する変化を示した図である。

【図10】図10は、図1に示したエキゾーストマニホールドの排気管の一つにおける排気弁の開弁期間が他気筒の排気弁の開弁期間とオーバーラップしている間の最大圧力の面積比に対する変化を示した図である。

20

【図11】図11は、一般的な内燃機関の最高出力と低速トルクのトレードオフ曲線を示した図であり、(A)はエキゾーストマニホールドに絞り部が設けられていない場合の図、(B)は比較的絞り度合いが小さい絞り部が設けられた場合の図、(C)は比較的絞り度合いが大きい絞り部が設けられた場合の図である。

【図12】図12は、本発明の第2実施形態に係るエキゾーストマニホールドの集合部及び絞り部を模式的に表した図である。

【図13】図13は、本発明の第3実施形態に係るエキゾーストマニホールドの一つの集合部及び絞り部を模式的に表した図と各気筒の排気タイミングの関係を示した図である。

30

【図14】図14は、本発明の第3実施形態に係るエキゾーストマニホールドの一つの集合部及び絞り部を模式的に表した図と各気筒の排気タイミングの関係を示した図である。

【図15】図15は、本発明の第4実施形態に係るエキゾーストマニホールドの集合部及び絞り部を模式的に表した図と各気筒の吸気/排気タイミングの関係を示した図である。

【図16】図16は、本発明の第1変形例に係るエキゾーストマニホールドの集合部及び絞り部を模式的に表した図であり、(A)は5気筒の内燃機関への適用例を示した図、(B)は3気筒の内燃機関への適用例を示した図である。

【図17】図17は、本発明の第2変形例に係るエキゾーストマニホールドの集合部及び絞り部を模式的に表した図であり、ツインスクロール型のタービンへの適用例を示した図である。

40

【図18】図18は、本発明の第3変形例に係るエキゾーストマニホールドの集合部及び絞り部を模式的に表した図であり、(A)は集合部を一つだけ有するエキゾーストマニホールドにバイパス管を接続した例を示した図、(B)は集合部を3つ有するエキゾーストマニホールドにバイパス管を接続した例を示した図である。

## 【発明を実施するための形態】

【0015】

&lt; 第1実施形態 &gt;

(構成)

図1は、本発明の第1実施形態に係る過給機付き内燃機関(以下、「第1機関」とも称呼される。)10の概略構成図である。第1機関10は、車両(図示せず)に搭載される

50

。第1機関10は、多気筒（本例では直列4気筒）・4サイクル・ピストン往復動型・ディーゼル機関である。第1機関10は、機関本体部20、燃料供給系統30、吸気系統40及び排気系統50を含んでいる。

【0016】

機関本体部20は、シリンダブロック、シリンダヘッド及びクランクケース等を含む本体21を備える。本体21には、4つの気筒（燃焼室）22が形成されている。これら4つの気筒22は、以下、第1気筒#1、第2気筒#2、第3気筒#3及び第4気筒#4とも称呼される。各気筒22の上部には燃料噴射弁（インジェクタ）23が配設されている。

【0017】

燃料噴射弁23は、図示しない電子制御装置（ECU）の指示にตอบสนองして開弁し、気筒22内に燃料を直接噴射するようになっている。吸気弁24は、各気筒22に2つずつ設けられる。吸気弁24は、第1気筒#1に対応する第1吸気弁241、第2気筒#2に対応する第2吸気弁242、第3気筒#3に対応する第3吸気弁243及び第4気筒#4に対応する第4吸気弁244を含んでいる。吸気弁24は、図示しないクランクシャフトの回転角（以下、「クランク角」と称呼する。）CAに同期して所定のタイミングにて開弁し、所定のタイミングにて閉弁する。

【0018】

排気弁25は、各気筒22に2つずつ設けられる。排気弁25は、第1気筒#1に対応する第1排気弁251、第2気筒#2に対応する第2排気弁252、第3気筒#3に対応する第3排気弁253及び第4気筒#4に対応する第4排気弁254を含んでいる。排気弁25は、クランク角CAに同期して所定のタイミングにて開弁し、所定のタイミングにて閉弁する。排気弁25が開弁してから閉弁するまでの期間（以下、「開弁期間」と称呼する。）は、排気弁25がバルブシートから離間している間にクランクシャフトが回転した角度により定義され、以下、「排気弁作用角  $ex$ 」と称呼される。この排気弁作用角  $ex$ は、図示しない周知の可変バルブ機構により増減可能に構成されている。

【0019】

燃料供給系統30は、燃料加圧ポンプ31と、燃料送出管32と、燃料送付管33と、を含む。燃料加圧ポンプ31の吐出口は燃料送出管32に接続されている。燃料送出管32は燃料送付管33に接続されている。燃料送付管33は、燃料噴射弁23に接続されている。燃料加圧ポンプ31は、図示しない燃料タンクに貯留されている燃料を汲み上げた後に加圧し、その加圧された高圧燃料を燃料送出管32を通して燃料送付管33へ供給するようになっている。

【0020】

吸気系統40は、インテークマニホールド41、吸気管42、過給機TCのコンプレッサ43及びインタークーラ44を含んでいる。

【0021】

排気系統50は、エキゾーストマニホールド60及び過給機TCのタービン（過給機用タービン）70等を含んでいる。

【0022】

エキゾーストマニホールド60は、枝部61と、集合部62と、を含んでいる。枝部61は、第1排気管611、第2排気管612、第3排気管613及び第4排気管614を含んでいる。第1排気管611は、その一端が第1気筒#1の排気ポート261と連通し、他端が集合部62に連通している。第2排気管612は、その一端が第2気筒#2の排気ポート262と連通し、他端が集合部62に連通している。第3排気管613は、その一端が第3気筒#3の排気ポート263と連通し、他端が集合部62に連通している。第4排気管614は、その一端が第4気筒#4の排気ポート264と連通し、他端が集合部62に連通している。

【0023】

集合部62の排気直上流側には、絞り部63が形成されている。絞り部63は第1絞り

10

20

30

40

50

部 6 3 1、第 2 絞り部 6 3 2、第 3 絞り部 6 3 3 及び第 4 絞り部 6 3 4 を含んでいる。

【 0 0 2 4 】

より具体的に述べると、図 2 の ( A ) に示したように、エキゾーストマニホールド 6 0 は、更に本体 2 1 のシリンダヘッドに結合される取付フランジ 6 4 を含む。第 1 排気管 6 1 1、第 2 排気管 6 1 2、第 3 排気管 6 1 3 及び第 4 排気管 6 1 4 の各排気上流端部は、それぞれ取付フランジ 6 4 に溶接されている。

【 0 0 2 5 】

第 1 絞り部 6 3 1 は、第 1 排気管 6 1 1 の排気下流端部 6 1 1 a に形成される。第 2 絞り部 6 3 2 は、第 2 排気管 6 1 2 の排気下流端部 6 1 2 a に形成される。第 3 絞り部 6 3 3 は、第 3 排気管 6 1 3 の排気下流端部 6 1 3 a に形成される。第 4 絞り部 6 3 4 は、第 4 排気管 6 1 4 の排気下流端部 6 1 4 a に形成される。第 1 絞り部 6 3 の断面積  $S_{e o 1}$  は、排気下流端部 6 1 1 a を除く第 1 排気管 6 1 1 の断面積  $S_{e p 1}$  よりも小さい。同様に、第 2 絞り部の断面積  $S_{e o 2}$ 、第 3 絞り部の断面積  $S_{e o 3}$  及び第 4 絞り部の断面積  $S_{e o 4}$  は、それぞれ第 2 排気管 6 1 2 の断面積  $S_{e o 2}$ 、第 3 排気管 6 1 3 の断面積  $S_{e o 3}$  及び第 4 排気管 6 1 4 の断面積  $S_{e o 4}$  よりも小さい。以下、排気下流端部 6 1 1 a、6 1 2 a、6 1 3 a 及び排気下流端部 6 1 4 a を区別して説明する必要がないときは、単に排気下流端部 6 1 a と称呼する。

【 0 0 2 6 】

図 2 の ( B ) に示したように、集合部 ( 集合部材 ) 6 2 は、入口開口 6 2 1 と出口開口 6 2 2 を有している。出口開口 6 2 2 の周囲には外周方向に突出したフランジ 6 2 3 が形成されている。第 1 乃至第 4 排気管 6 1 1 乃至 6 1 4 は、これらの排気下流端部 6 1 a が集合部 ( 排気集合管 ) 6 2 の入口開口 6 2 1 にそれぞれ溶接されている。

【 0 0 2 7 】

図 3 に示したように、タービン 7 0 は、タービンハウジング 7 1、タービンホイール 7 2 及び回転軸 7 3 等を含んでいる。タービンハウジング 7 1 は、排気導入部 7 1 1 と、スクロール部 7 1 2 と、を含んでいる。タービンハウジング 7 1 は、排気導入部 7 1 1 からスクロール部 7 1 2 にかけて、流路断面積が一定となるように形成されている。つまり、タービンハウジング 7 1 の入口 ( 以下、「タービン入口」と称呼する。 ) 7 1 1 a の開口面積と、スクロール部 7 1 2 の入口 7 1 2 a の開口面積とは等しい。タービン入口 7 1 1 a の周囲には外周方向に突出したフランジ 7 4 が形成されている。

【 0 0 2 8 】

ところで、タービン 7 0 の有効断面積  $S_t$  (  $m^2$  ) は、タービン 7 0 内を流れる排気ガス ( 流体 ) の質量流量  $dm / dt$  (  $kg / s$  )、タービン入口 7 1 1 a における排気ガスの流体密度 (  $kg / m^3$  )、タービン入口 7 1 1 a における排気ガスの圧力  $p_1$  とタービン出口における流体の圧力  $p_2$  の比 ( 以下、「圧力比」と称呼する。 )  $p_1 / p_2$  に基づいて算出される ( 以下の ( 1 ) 式を参照。 )。

【 数 1 】

$$\frac{dm}{dt} = S_t \cdot \rho \cdot \sqrt{\kappa R T} \cdot \sqrt{\frac{2}{\kappa - 2} \cdot \left[ \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right]} \quad \dots (1)$$

ここで、 $\kappa$  は比熱比、 $R$  は気体定数 (  $J / (mol \cdot K)$  )、 $T$  は絶対温度 (  $K$  ) である。このタービン有効断面積  $S_t$  は、タービン 7 0 の圧力比  $p_1 / p_2$  及び質量流量  $dm / dt$  等が変動した場合であっても、大きく変動することはなく、主にタービン 7 0 の形状及び構造によって決定される。

【 0 0 2 9 】

各排気管 6 1 の絞り部 6 3 の断面積  $S_{e o}$  は、それぞれタービン有効断面積  $S_t$  に対して 9 0 % に設定されている。つまり、絞り部 6 3 の断面積  $S_{e o}$  が、各排気管 6 1 の排気下流端部 6 1 a を除く各排気管 6 1 の断面積  $S_{e p}$  よりも小さく、且つ、タービン有効断

10

20

30

40

50

面積  $S_t$  に対して 90% となるように、各排気管の排気下流端部が形成されている。なお、本例においては、排気下流端部 61a ( 絞り部 63 ) の断面積  $S_{e01}$ 、 $S_{e02}$ 、 $S_{e03}$  及び  $S_{e04}$  は、それぞれ等しい。

#### 【0030】

ところで、絞り部 63 の流路方向の長さが長くされると圧力損失が増大する。一方、絞り部 63 の流路方向の長さが短くされると絞り部 63 において縮流が発生して損失が増加する場合がある。そこで、第 1 機関 10 においては、絞り部 63 の流路方向の長さ  $L_n$  は、絞り部 63 の短辺の長さ  $L_s$  と略等しい長さに設定されている。

#### 【0031】

エキゾーストマニホールド 60 とタービンハウジング 71 とは、エキゾーストマニホールド 60 のフランジ 623 と、タービン 70 のフランジ 74 とを突き合わせて固定することにより接続される。タービン 70 から排出された排気ガスは下流側排気管 51 を通って触媒 52 に吸入されるようになっている。

10

#### 【0032】

このような構成により、第 1 機関 10 は、吸気弁 24 を開弁させるとともに燃料噴射弁 23 を用いて気筒 22 内に燃料を供給することにより、気筒 22 内に混合気を形成する。そして、吸気弁を閉弁した後、混合気を圧縮及び燃焼させることによりクランクシャフトを回転させる。更に、排気弁 25 を開弁させることにより燃焼後の排気ガスをエキゾーストマニホールド 60 を介してタービン 70 に供給する。タービン 70 に供給された排気ガスはタービンホイール 72 を回転させ、これにより吸気管 42 に吸入された空気はコンプレッサ 43 にて圧縮される。

20

#### 【0033】

このように、4 つの排気管 611 乃至 614 が 1 つの集合部 62 に集合し、タービン 70 に接続される構成は、図 4 に示したように、簡易的な模式図にて表される。図 4 において、各排気管の集合部 62 は、記号「 $\square$ 」にて表され、絞り部 63 は、記号「 $\circ$ 」にて表される。なお、このような構成は、後述の「4-2-1 の構成」に対して「4-1 の構成」とも称呼される場合がある。

#### 【0034】

< 第 1 機関の作用と効果 >

このように、第 1 機関 10 の絞り部 63 の断面積  $S_{e0}$  をタービン有効断面積  $S_t$  の 90% に設定した理由について、以下に詳細に述べる。まず、絞り部 63 の断面積  $S_{e0}$  を設定するにあたり、発明者は以下の特性に着目し、絞り部 63 の断面積  $S_{e0}$  を変化させて、これらの特性がどのように変化するかを評価した。

30

( 1 ) タービン 70 のブローダウン仕事量

( 2 ) 排気管 61 内の流量

( 3 ) 排気管 61 内の圧力

#### 【0035】

( 1 ) タービンのブローダウン仕事量

図 5 に示されたグラフの横軸は、タービン有効断面積  $S_t$  に対する絞り部 63 の断面積  $S_{e0}$  の比 (  $= S_{e0} / S_t$  ; 以下、単に「面積比」と称呼する。 ) を表している。一方、縦軸は、ブローダウン時のタービン仕事量 ( 以下、「ブローダウン仕事量」と称呼する ( 単位は a. u. ) ) を表している。ブローダウン仕事量は、第  $n$  気筒 #  $n$  の排気弁 25 $_n$  が開弁を開始してから一定時間が経過するまでの間 ( ブローダウンが発生している間 ) に発生するタービン仕事率を時間積分することにより算出される ( 「 $n$ 」は気筒 1 乃至 4 の何れかの値 ) 。

40

#### 【0036】

図 5 から理解されるように、面積比  $S_{e0} / S_t$  が 1 より大きい場合 ( 絞り部 63 の断面積  $S_{e0}$  がタービン有効断面積  $S_t$  より大きい場合 )、ブローダウン仕事量は、面積比  $S_{e0} / S_t$  が小さいほど ( 1 に近いほど ) 増加する。一方、面積比  $S_{e0} / S_t$  が 1 より小さい場合 ( 絞り部 63 の断面積  $S_{e0}$  がタービン有効断面積  $S_t$  より小さい場合 )、ブローダウン仕事量は、面積比

50

を小さくしても殆ど増加しない。言い換えると、面積比 が 1 より小さく設定された場合、ブローダウン仕事量は比較的高い値となる。

【 0 0 3 7 】

( 2 ) 排気管内の流量

図 6 に示したグラフの横軸は、第  $n$  気筒のクランク角  $CA$  を表しており、縦軸はエキゾーストマニホールド 6 0 の集合部 6 2 直前の部分における流量 ( 質量流量 ; 単位は  $a.u.$  ) を表している。図 6 に示されたグラフには、5 つの面積比 (  $= 0.64, 0.87, 1.13, 1.77$  及び  $2.55$  ) についての流量がプロットされている。

【 0 0 3 8 】

図 6 に示したように、クランク角  $CA$  が  $180^\circ$  前後となったとき、順方向 ( つまり、下流に向かう方向 ) に最大のピーク流量が発生している。これは、第  $n$  気筒 #  $n$  の排気弁 2 5  $n$  が開弁を開始して第  $n$  気筒 #  $n$  に対応する第  $n$  排気管 6 1  $n$  に大きな流量が発生していることを表している。更に、クランク角  $CA$  が  $360^\circ$  前後のとき、逆方向に最大のピーク流量が発生している。これは、第  $n$  気筒 #  $n$  の排気弁 2 5  $n$  がまだ開弁しているときに第  $n$  気筒 #  $n$  の次に排気行程を迎える気筒 ( 以下、「次気筒」とも称呼する。 ) の排気弁が開弁し、次気筒から排出された排気ガスが第  $n$  排気管 6 1  $n$  に回り込んでいる ( 即ち、逆流している ) ことを表している。

10

【 0 0 3 9 】

面積比 が大きい ( 例えば、面積比 が  $2.55$  である ) 場合、クランク角  $CA$  が  $400^\circ$  前後となったときに再び順方向にピークが発生する。これは、第  $n$  気筒 #  $n$  の排気弁 2 5  $n$  が閉弁することにより、第  $n$  排気管 6 1  $n$  を逆流している排気ガスが第  $n$  気筒 #  $n$  内に流れ込むことができなくなり、第  $n$  排気管 6 1  $n$  内で折り返していることを表している。更に、クランク角  $CA$  が  $210^\circ$  前後のとき、流量が大きく低下している。これは、第  $n$  気筒 #  $n$  の直前に排気行程を終えた気筒 ( 以下、「前気筒」とも称呼する。 ) から折り返された排気ガスが逆流して、第  $n$  気筒 #  $n$  からの排気ガスの排出が妨げられていることを表している。

20

【 0 0 4 0 】

従って、図 6 から、以下のことがわかる。

- ・面積比 を小さくすると、順方向の最大ピーク流量は減少する。
- ・面積比 を小さくすると、逆方向の最大ピーク流量 ( 回り込みの流量 ) は減少する。
- ・面積比 を小さくすると、次気筒から回り込んだ排気ガスの折り返し量が減少する。
- ・面積比 を小さくすると、第  $n$  気筒 #  $n$  から前気筒へ回り込んだ排気ガスの折り返し量が減少する。

30

【 0 0 4 1 】

ここで、クランク角  $CA$  が  $180^\circ$  前後 ( 第  $n$  排気弁 2 5  $n$  が開弁を開始してから一定の期間 ; クランク角  $CA$  が  $150^\circ$  から  $200^\circ$  までの間 ) のときの質量流量の総和 ( 積分値 ) を「ブローダウンガス流量」と定義する。図 7 に示したように、ブローダウンガス流量 ( 単位は  $a.u.$  ) は、面積比 が 1 よりも大きい範囲においては、面積比 の変化に対する変動量が小さい。

【 0 0 4 2 】

これは、面積比 が 1 よりも大きい範囲において、面積比 が小さいほど最大のピーク流量が減少するものの、前気筒から回り込んだ排気ガスの流量が減少することにより第  $n$  気筒 #  $n$  からの排気ガスの排出がスムーズに行われることが原因であると考えられる。これに対し、ブローダウンガス流量は、面積比 が 1 よりも小さい範囲においては、面積比 の低下に応じて単調に減少する。前述したように、他気筒からの排気ガスの回り込みの影響は面積比 が小さいほど小さい。よって、面積比 が単調に減少するのは、圧力損失の増加が原因であると考えられる。このように、ブローダウンガス流量の観点からは、面積比 は大きい方がよいことがわかる。一方で、面積比 を 1 より少し小さくした範囲においては、ブローダウンガス流量の減少とともに回り込んだ排気ガスの流量も減少するため、図 5 に示したようにブローダウン仕事量は大きくは減少しない。

40

50

## 【 0 0 4 3 】

## ( 3 ) 排気管内の圧力

図 8 において、横軸は第  $n$  気筒 #  $n$  の圧縮上死点を基準としたクランク角  $CA$  を表しており、縦軸は第  $n$  排気管 6 1  $n$  内の排気圧力を表している。図 8 に示したグラフには、7 つの面積比 (  $= 0.84, 0.93, 1.00, 1.09, 1.18, 1.40, 1.96$  ) についての排気圧力 ( 単位は a.u. ) が表されている。第  $n$  気筒 #  $n$  の排気弁 2 5  $n$  は、クランク角  $CA$  が  $170^\circ$  のとき開弁を開始し、クランク角  $CA$  が  $370^\circ$  のとき完全に閉弁するようになっている。つまり、クランク角  $CA$  が  $170^\circ$  のとき、排気弁 2 5  $n$  がバルブシートから離間し、クランク角  $CA$  が  $370^\circ$  のとき、排気弁 2 5  $n$  がバルブシートに当接する。このときの排気弁作用角  $ex$  は  $200^\circ$  である。

10

## 【 0 0 4 4 】

図 8 に示したように、第  $n$  気筒 #  $n$  の排気弁 2 5  $n$  が開弁すると、ブローダウンによって第  $n$  排気管 6 1  $n$  の圧力が上昇する。第  $n$  排気管 6 1  $n$  の圧力はクランク角  $CA$  が約  $210^\circ$  のときピークを迎え、その後、徐々に減少し、クランク角  $CA$  が約  $250^\circ$  のときには、開弁開始前とほぼ同等の圧力まで低下する。クランク角  $CA$  が  $350^\circ$  のとき、次気筒の排気弁が開弁すると、次気筒のブローダウンの影響により第  $n$  排気管 6 1  $n$  の圧力は再び上昇し、クランク角  $CA$  が約  $400^\circ$  のときピークを迎え、その後、徐々に減少する。

## 【 0 0 4 5 】

図 9 には、図 8 においてクランク角  $CA$  が約  $210^\circ$  であるときの排気圧力 ( 即ち、ブローダウン時の排気圧力の最大値 ( 以下、「ブローダウン最大圧力」と称呼する。 ) の面積比 ) に対する変化が示される。図 9 には、排気弁作用角  $ex$  が  $200^\circ$  である場合とともに、排気弁作用角  $ex$  が  $220^\circ$  である場合及び  $240^\circ$  である場合についての結果がそれぞれプロットされている。図 9 から理解されるように、ブローダウン最大圧力は、面積比 が小さいほど増大する。更に、面積比 が 1 より小さいときのブローダウン最大圧力の面積比 に対する変化の程度は、面積比 が 1 より大きいときの变化の程度よりも大きい。

20

## 【 0 0 4 6 】

図 10 には、図 8 においてクランク角  $CA$  が約  $400^\circ$  であるときの、次気筒からの排気ガスの回り込みによって発生する排気圧力の最大値 ( 以下、「回り込み最大圧力」と称呼する。 ) の面積比 に対する変化が示される。図 10 には、排気弁作用角  $ex$  が  $200^\circ$  である場合とともに、排気弁作用角  $ex$  が  $220^\circ$  及び  $240^\circ$  である場合についての結果がそれぞれプロットされている。図 10 から理解されるように、面積比 が 1 より大きいときは、回り込みによって発生する回り込み最大圧力の面積比 に対する変化は小さい。一方、面積比 が 1 より小さいときは、回り込みによって発生する圧力の積分値は、面積比 が小さいほど小さくなる傾向がある。更に、排気弁作用角  $ex$  が小さいほど回り込み時の排気圧力が低下するのは、第  $n$  気筒 #  $n$  の排気弁作用角  $ex$  と次気筒の排気弁作用角とがオーバーラップしている量 ( 角度 ) が小さくなるからである。

30

## 【 0 0 4 7 】

このように、面積比 が 1 よりも小さい値に設定されることにより、以下の効果が得られる。

40

- ・ブローダウン仕事量が比較的高い値となる ( 即ち、低下しない ) 。
- ・逆方向の最大ピーク流量 ( 次気筒からの回り込みの流量 ) が減少する。
- ・自気筒から前気筒へ回り込んだガスの折り返し量 ( 戻り量 ) が減少する。

しかし、その一方、面積比 が小さいほど圧力損失が増大し、ブローダウン時の流量が低下してしまう。以上のことから、面積比 は、1 未満であり且つ 1 に近い値が望ましく、0.8 以上且つ 1 未満 ( 80% 以上且つ 100% 未満 ) に設定されることが好ましい。面積比 は、好適には 0.9 ( 90% ) である。

## 【 0 0 4 8 】

次に、図 11 を参照しながら第 1 機関 10 が発生する出力 ( 駆動力 ) 及びトルクの観点

50

から第1機関10の効果について説明する。

【0049】

図11には、第1機関10の最高出力、低速トルク及び排気弁作用角  $ex$  の関係が示される。例えば、面積比が1以上に設定されている場合、図11の(A)に示したように、排気弁作用角  $ex$  が大きい(広い)ほど第1機関10の最高出力は高くなる。これは、排気弁作用角  $ex$  を大きくすると、大流量時における圧力損失が低下するからである。反対に、排気弁作用角  $ex$  が小さい(狭い)ほど機関の低速トルクが増大する。これは、第  $n$  気筒 #  $n$  の排気弁 25  $n$  の開弁期間(排気弁作用角  $ex(n)$ )と次気筒の排気弁の開弁期間とのオーバーラップ量が小さくなり、排気ガスの回り込み量が小さくからである。このように、排気弁作用角  $ex$  を変更したときの動作点の通る軌跡は「トレードオフ曲線」と

10

【0050】

面積比を1より少し小さい値(例えば、0.9)に設定した場合、図11の(B)に示したように、いくつかの排気弁作用角  $ex$  における動作点の位置は、白丸にて表される位置になる。例えば、排気弁作用角  $ex$  が大きい( $ex = 240$ )とき、面積比が0.9に設定されると、排気干渉(回り込み)が低減するので低速トルクが増加する。その一方で、圧力損失が増加することにより最高出力が減少する。その結果、白丸の位置はほぼトレードオフラインと重なる。従って、この場合、排気弁作用角  $ex$  を小さくしたことで同様の効果が得られる。一方、排気弁作用角  $ex$  が小さい( $ex = 180$ )ときは、排気

20

【0051】

しかし、排気弁作用角  $ex$  が中程度( $ex = 225$ )のときは、低速トルクを増大させることができる一方、最高出力は僅かに低下するだけである。従って、図11の(B)に示したように、動作点の位置はトレードオフ曲線の外側(トレードオフ曲線に対して最高出力も低速トルクも大きい領域)となる。つまり、このときは、単に排気弁作用角  $ex$  を小さくしただけでは得ることができない大きなメリットが生じる。

【0052】

ところで、仮に面積比を過度に小さくした場合、排気干渉(回り込み)を大きく低減することができ、その結果、低速トルクをより増加させることができるが、その一方で、圧力損失が増大することにより最高出力が大きく低減してしまう。従って、この場合は、図11の(C)に記号「 $\square$ 」にて示したように、動作点はトレードオフ曲線の外側に位置することはできない。つまり、面積比を過度に小さくすることによってはメリットが得られないことを意味している。

30

【0053】

以上、説明したように、第1機関10は、吸気弁24及び排気弁25を備えた複数の気筒22と、排気弁25が開弁しているときに複数の気筒の排気ポート26と接続された複数の排気管611、612、613及び614を通して排気ポート26から排出される排気ガスを集合部62において合流させるエキゾーストマニホールド60と、エキゾースト

40

【0054】

第1機関10においては、集合部62aに集合する排気管61の排気下流端部61aに、絞り部63(631、632、633及び634)が形成されている。この絞り部63は、排気下流端部61aを除く排気管61の断面積  $S_{ep}$  よりも小さく、且つ、過給機用タービン70を通過する排気ガスの流量  $dm/dt$ 、流体密度  $\rho$  及び過給機用タービン70の圧力比  $p_1/p_2$  により定まる過給機用タービン70の有効断面積  $S_t$  に対して80%以上且つ100%未満の断面積  $S_{eo}$  を有している。

【0055】

従って、第1機関10によれば、エキゾーストマニホールドにおいてポンピングロス

50

大きく増大させることなく排気干渉を低減することができる。その結果、高いタービン仕事率を実現することが可能となる。

【0056】

<第2実施形態>

本発明の第2実施形態に係る過給機付き内燃機関（以下、「第2機関」と称呼する。）10Aは、エキゾーストマニホールド60の各排気管61が段階的に合流するように構成され、合計3つの集合部を有し、タービン70に最も近い排気管の排気下流端部に絞り部が形成されている点において、第1実施形態と異なっている。従って、以下、この相違点を中心に説明する。

【0057】

図12に示したように、第2機関10Aは、第2集合部62b、第3集合部62c及び第4集合部62dを備えている。第2集合部62bには、第1排気管611と第4排気管614とが集合する。第3集合部62cには、第2排気管612と第3排気管613とが集合する。第4集合部62dには、第1集合部62bからの排気管61Aと第2集合部62cからの排気管61Bとが集合する。このように、排気管が2本ずつ集合し、排気管の本数が4本から2本、更に2本から1本へと減っていく構成は、以下、「4-2-1の構成」と称呼される。4-2-1の構成は、排気管61が2本ずつ段階的に集合する構成であるとも言える。

【0058】

第2機関10Aにおいては、タービン70に最も近い排気管の集合部である第4集合部62dの直上流部分、即ち、第1集合部62bからの排気管61Aの排気下流端部に絞り部63A、第2集合部62cからの排気管61Bの排気下流端部に絞り部63B、が形成されている。

【0059】

前述したように、タービン有効断面積 $S_t$ は排気管断面積 $S_{ep}$ よりも小さくなるように設計されている。従って、排気管に「絞り」がないと仮定した場合、排気管61Aを通ってきた排気ガスがタービン70直前の第4集合部62dにて排気導入部711と排気管61Bとに分岐するとき、多くの排気ガスが排気管61Bに回り込んでしまう。一方、排気管61Bを通ってきた排気ガスが第4集合部62dにて排気導入部711と排気管61Aとに分岐するとき、多くの排気ガスが排気管61Aに回り込んでしまう。

【0060】

そこで、第2機関10Aは、排気管61Aの排気下流端部に絞り部63Aを形成するとともに、排気管61Bの排気下流端部に絞り部63Bを形成する。絞り部63A及び63Bのそれぞれの断面積 $S_{eo}$ はタービン有効断面積 $S_t$ の80%以上100%未満の範囲（例えば、90%）に設定される。

【0061】

第2実施形態によれば、少なくとも、最も排気ガスの回り込みが発生し易いタービン直前の集合部に集合する排気管の排気下流端部に絞り部を形成し、面積比を80%以上且つ100%未満に設定することにより、次気筒への排気ガスの回り込みを低減することができる。従って、高いタービン仕事率を実現することが可能となる。

【0062】

<第3実施形態>

本発明の第3実施形態に係る過給機付き内燃機関（以下、「第3機関」と称呼する。）10Bは、4-2-1の構成において、各集合部に集合する2本の排気管のうち、当該排気管に対応する2つの気筒において自気筒の排気弁開弁期間の後期と他気筒の排気弁開弁期間の前期とがオーバーラップしているとき、他気筒に対応する排気管の排気下流端部に絞り部が形成されている点において、第1実施形態及び第2実施形態と異なっている。従って、以下、この相違点を中心に説明する。

【0063】

図13に示したように、各排気弁25は、第2排気弁252 第1排気弁251 第3

10

20

30

40

50

排気弁 2 5 3 第 4 排気弁 2 5 4 第 2 排気弁 2 5 2 ... の順番に開弁するようになっている。

【 0 0 6 4 】

第 3 機関 1 0 B の一つである「機関 1 0 B 1」は、3 つの集合部（第 5 集合部 6 2 e、第 6 集合部 6 2 f 及び第 7 集合部 6 2 g）を備えている。第 5 集合部 6 2 e には、第 1 排気管 6 1 1 と第 4 排気管 6 1 4 とが集合する。第 6 集合部 6 2 f には、第 2 排気管 6 1 2 と第 3 排気管 6 1 3 とが集合する。第 7 集合部 6 2 g には、第 5 集合部 6 2 e からの排気管 6 1 A と第 6 集合部 6 2 f からの排気管 6 1 B とが集合する。

【 0 0 6 5 】

第 1 気筒 # 1 から排出されたガスと第 2 気筒 # 2 から排出されたガスが合流するのは第 7 集合部 6 2 g である。第 1 排気弁 2 5 1 の開弁時期と第 2 排気弁 2 5 2 の開弁時期との関係においては、第 1 排気弁 2 5 1 の開弁時期が遅いから、第 1 気筒 # 1 から排出されたガスが通過する排気管 6 1 A の排気下流端部に絞り部 6 3 A が形成される。

10

【 0 0 6 6 】

第 1 気筒 # 1 から排出されたガスと第 3 気筒 # 3 から排出されたガスが合流するのは第 7 集合部 6 2 g である。第 1 排気弁 2 5 1 の開弁時期と第 3 排気弁 2 5 3 の開弁時期との関係においては、第 3 排気弁 2 5 3 の開弁時期が遅いから、第 3 気筒 # 3 から排出されたガスが通過する排気管 6 1 B の排気下流端部に絞り部 6 3 B が形成される。

【 0 0 6 7 】

第 3 気筒 # 3 から排出されたガスと第 4 気筒 # 4 から排出されたガスが合流するのは第 7 集合部 6 2 g である。第 3 排気弁 2 5 3 の開弁時期と第 4 排気弁 2 5 4 の開弁時期との関係においては、第 4 排気弁 2 5 4 の開弁時期が遅いから、第 4 気筒 # 4 から排出されたガスが通過する排気管 6 1 A の排気下流端部に絞り部 6 3 A が形成されればよい。

20

【 0 0 6 8 】

第 2 気筒 # 2 から排出されたガスと第 4 気筒 # 4 から排出されたガスが合流するのは第 7 集合部 6 2 g である。第 2 排気弁 2 5 2 の開弁時期と第 4 排気弁 2 5 4 の開弁時期との関係においては、第 2 排気弁 2 5 2 の開弁時期が遅いから、第 2 気筒 # 2 から排出されたガスが通過する排気管 6 1 B の排気下流端部に絞り部 6 3 B が形成されればよい。

【 0 0 6 9 】

図 1 4 に示したように、第 3 機関 1 0 B の一つである「機関 1 0 B 2」は、3 つの集合部（第 8 集合部 6 2 h、第 9 集合部 6 2 i 及び第 1 0 集合部 6 2 j）を備えている。第 8 集合部 6 2 h には、第 1 排気管 6 1 1 と第 2 排気管 6 1 2 とが集合する。第 9 集合部 6 2 i には、第 3 排気管 6 1 3 と第 4 排気管 6 1 4 とが集合する。第 1 0 集合部 6 2 j には、第 8 集合部 6 2 h からの排気管 6 1 C と第 9 集合部 6 2 i からの排気管 6 1 D とが集合する。

30

【 0 0 7 0 】

第 1 気筒 # 1 から排出されたガスと第 2 気筒 # 2 から排出されたガスが合流するのは第 8 集合部 6 2 h である。第 1 排気弁 2 5 1 の開弁時期と第 2 排気弁 2 5 2 の開弁時期との関係においては、第 1 排気弁 2 5 1 の開弁時期が遅いから、第 1 気筒 # 1 から排出されたガスが通過する第 1 排気管 6 1 1 の排気下流端部に絞り部 6 3 1 が形成される。

40

【 0 0 7 1 】

第 1 気筒 # 1 から排出されたガスと第 3 気筒 # 3 から排出されたガスが合流するのは第 1 0 集合部 6 2 j である。第 1 排気弁 2 5 1 の開弁時期と第 3 排気弁 2 5 3 の開弁時期との関係においては、第 3 排気弁 2 5 3 の開弁時期が遅いから、第 3 気筒 # 3 から排出されたガスが通過する排気管 6 1 D の排気下流端部に絞り部 6 3 D が形成される。

【 0 0 7 2 】

第 3 気筒 # 3 から排出されたガスと第 4 気筒 # 4 から排出されたガスが合流するのは第 9 集合部 6 2 i である。第 3 排気弁 2 5 3 の開弁時期と第 4 排気弁 2 5 4 の開弁時期との関係においては、第 4 排気弁 2 5 4 の開弁時期が遅いから、第 4 気筒 # 4 から排出されたガスが通過する第 4 排気管 6 1 4 の排気下流端部に絞り部 6 3 4 が形成される。

50

## 【0073】

第2気筒#2から排出されたガスと第4気筒#4から排出されたガスが合流するのは第10集合部62jである。第2排気弁252の開弁時期と第4排気弁254の開弁時期との関係においては、第2排気弁252の開弁時期が遅いから、第2気筒#2から排出されたガスが通過する排気管61cの排気下流端部に絞り部63cが形成される。

## 【0074】

第3実施形態によれば、段階的に合流することにより複数の集合部を有するエキゾーストマニホールドが採用された場合には、効果的に排気干渉を低減させることができる。

## 【0075】

<第4実施形態>

10

本発明の第4実施形態に係る過給機付き内燃機関（以下、「第4機関」と称呼する。）10cは、4-2-1の構成において、タービン70に最も近い集合部に合流する排気管の排気下流端部に絞り部が形成されているだけでなく、各集合部に集合する2本の排気管のうち、当該排気管に対応する2つの気筒において自気筒の吸気弁が開弁している期間（吸気弁開弁期間）の後期と他気筒の排気弁開弁期間の前期とがオーバーラップしているとき、他気筒に対応する排気管の排気下流端部に絞り部が形成されている点において、第1実施形態、第2実施形態及び第3実施形態と異なっている。従って、以下、この相違点を中心に説明する。

## 【0076】

図15に示した4-2-1の構成の場合、例えば、第1気筒#1の吸気弁開弁期間の後期と第4気筒#4の排気弁開弁期間の前期とはオーバーラップしている。第1吸気弁241の開弁期間の後期において、第4気筒#4からの排気ガスが第1気筒#1の方へ回り込んだ場合、第4気筒#4の排気圧力はピークに達している一方、第1気筒#1の気筒内の圧力は低い状態であるため、第1排気弁251が意図せず開弁してしまうことがある。従って、この場合、第4排気管614の下流端部に絞り部634を形成することにより、第1排気管611への排気ガスの回り込みを低減することができる。

20

## 【0077】

第3気筒#3に回り込む排気ガスを考えると、第4気筒#4からの回り込みに加えて、第2気筒#2からの回り込みが考えられる。第2気筒#2の排気弁252は、第3気筒#3の吸気行程が終了する前に開弁を開始する。従って、第2気筒#2の排気ガスが通過する第2排気管612の排気下流端部に絞り部632が形成される。

30

## 【0078】

同様に、第1気筒#1の排気弁251は、第4気筒#4の吸気行程が終了する前に開弁を開始する。従って、第1気筒#1の排気ガスが通過する第1排気管611の排気下流端部に絞り部631が形成される。

## 【0079】

第3気筒#3の排気弁253は、第2気筒#2の吸気行程が終了する前に開弁を開始する。従って、第3気筒#3の排気ガスが通過する第3排気管613の排気下流端部に絞り部633が形成される。

## 【0080】

40

更に、第2機関10aと同様に、タービン70に最も近い第13集合部62mに合流する排気管61aの排気下流端部に絞り部63aが形成され、排気管61bの排気下流端部に絞り部63bが形成される。従って、この例の場合、総ての排気管の排気下流端部に絞り部が形成される。

## 【0081】

第4実施形態によれば、第13集合部62mにおける回り込みだけでなく、第11集合部62k及び第12集合部62lにおける回り込みも低減することができる。

## 【0082】

<変形例>

なお、本発明は上記実施形態に限定されることはなく、本発明の範囲内において種々の

50

変形例を採用することができる。

【0083】

<第1変形例>

上記実施形態において、第1機関10、第2機関10A、第3機関10B、第4機関10Cは直列4気筒の内燃機関であったが、内燃機関は、直列5気筒の内燃機関であってもよいし、直列3気筒の内燃機関であってもよい。

【0084】

本発明の第1変形例に係る直列5気筒の内燃機関（以下、「第5機関」と称呼する。）10Dは、図16の（A）に示したように、第14集合部62o及び第15集合部62pを有している。第14集合部62oには、第4排気管614と第5排気管615が集合する。第15集合部62pには、第1排気管611、第2排気管612、第3排気管613及び第4排気管614と第5排気管615とが集合した排気管61Dが集合する。

10

【0085】

この構成の場合、第1排気管611の排気下流端部に絞り部631が形成され、第2排気管612の排気下流端部に絞り部632が形成され、第3排気管613の排気下流端部に絞り部633が形成され、第4排気管614の排気下流端部に絞り部634が形成され、第5排気管615の排気下流端部に絞り部635が形成される。

【0086】

本発明の第1変形例に係る直列3気筒の内燃機関（以下、「第6機関」と称呼する。）10Eは、図16の（B）に示したように、第16集合部62qを有している。

20

第16集合部62qには、第1排気管611、第2排気管612及び第3排気管613が集合する。

【0087】

この構成の場合、第1排気管611の排気下流端部に絞り部631が形成され、第2排気管612の排気下流端部に絞り部632が形成され、第3排気管613の排気下流端部に絞り部633が形成される。

【0088】

<第2変形例>

上記実施形態において、過給機用タービン70は、スクロール部が一つのシングルスクロール型であったが、過給機用タービンは、ツインスクロール型の過給機用タービンを備えていてもよい。

30

【0089】

本発明の第2変形例に係るツインスクロール型の過給機付き内燃機関（以下、「第7機関」）10Fは、図17に示したように、第17集合部62r及び第18集合部62sを有している。

【0090】

第17集合部62rには、第1排気管611と第4排気管614が集合する。第18集合部62sには、第2排気管612と第3排気管613が集合する。この構成の場合、第1排気管611の排気下流端部に絞り部631が形成され、第2排気管612の排気下流端部に絞り部632が形成され、第3排気管613の排気下流端部に絞り部633が形成され、第4排気管614の排気下流端部に絞り部634が形成される。

40

【0091】

<第3変形例>

第3変形例に係る内燃機関は、排気系統にタービン70を迂回するバイパス管53及びウェストゲート弁54を備えている。この場合、第3変形例に係る内燃機関は、図18の（A）「4-1の構成」（B）「4-2-1の構成」に示したように、バイパス管53の排気上流端が絞り部63の排気上流側において排気管61と連通し、バイパス管53の排気下流端が下流側排気管51と連通するように構成されてもよい。

【0092】

仮に、バイパス管53の排気上流端が絞り部63の排気下流側と連通しているとすると

50

、絞り部 63 によって圧力が高くされた排気ガスが下流側排気管 51 に排出されてしまう。つまり、第 3 変形例に係る内燃機関の構成によれば、絞り部 63 によって圧力が高くされた排気ガスが下流側排気管 51 に排出されることを防止することができる。

【0093】

上記実施形態において、内燃機関は所謂ディーゼル内燃機関であったが、点火装置を有するガソリン内燃機関であってもよい。

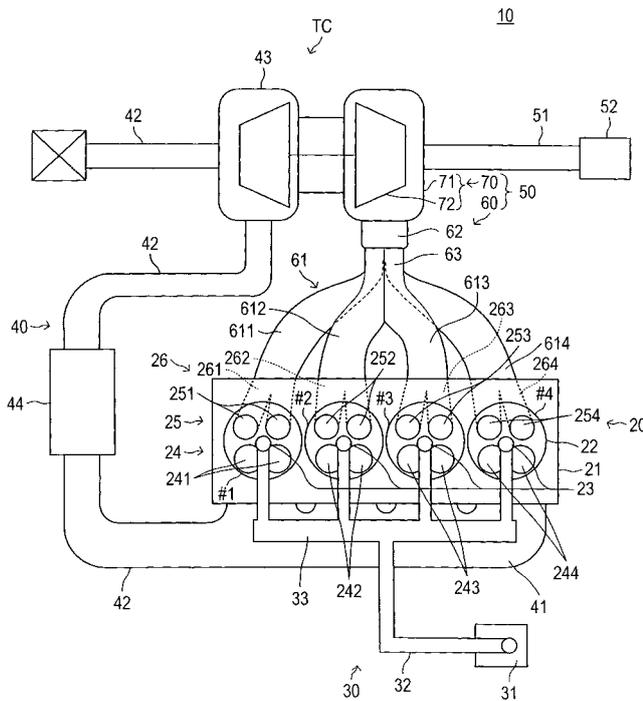
【符号の説明】

【0094】

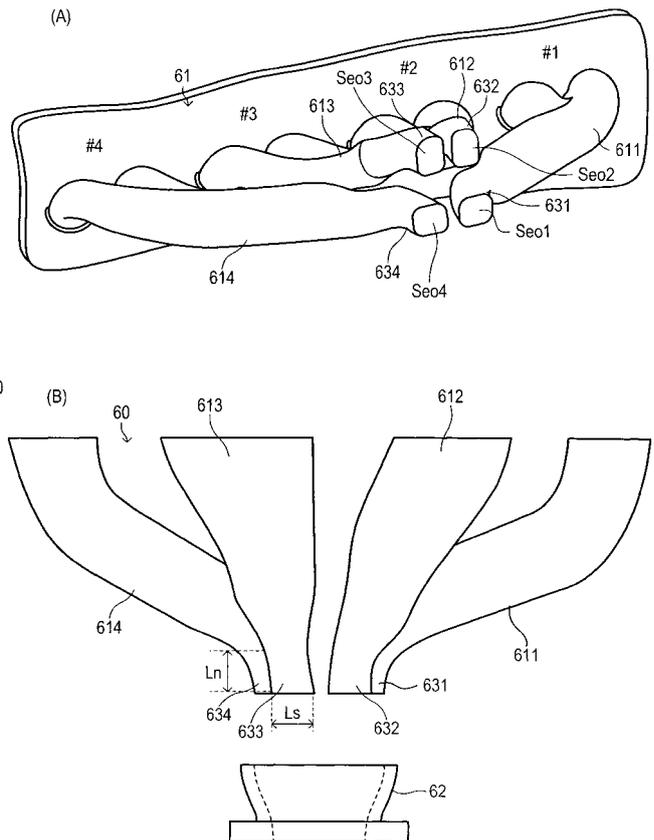
10 ... 過給機付き内燃機関（第 1 機関）、20 ... 機関本体部、21 ... 本体、22 ... 気筒、23 ... 燃料噴射弁、24 ... 吸気弁、25 ... 排気弁、26 ... 排気ポート、30 ... 燃料供給系統、40 ... 吸気系統、50 ... 排気系統、60 ... エキゾーストマニホールド、61 ... 排気管、611 ... 第 1 排気管、612 ... 第 2 排気管、613 ... 第 3 排気管、614 ... 第 4 排気管、62 ... 集合部、63 ... 絞り部、70 ... タービン、71 ... タービンハウジング、72 ... タービンホイール、Seo ... 絞り部の断面積、St ... タービン有効断面積。

10

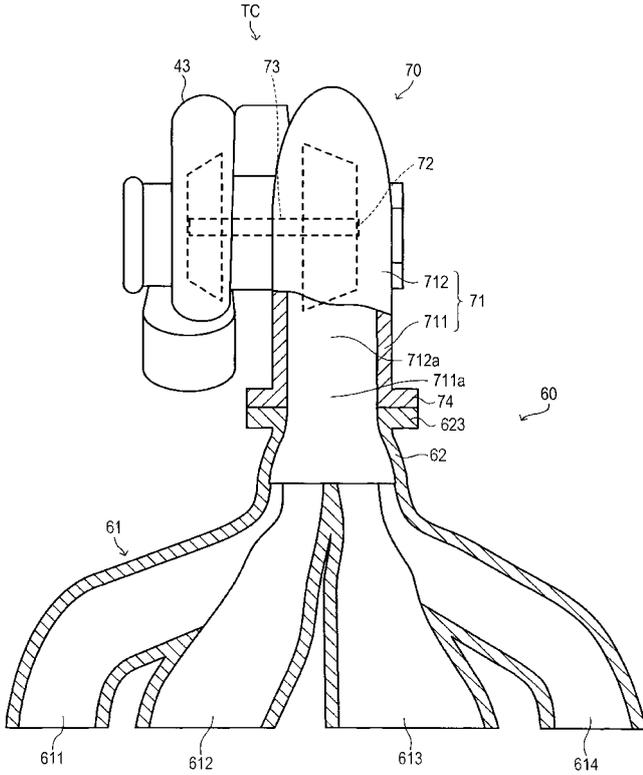
【図 1】



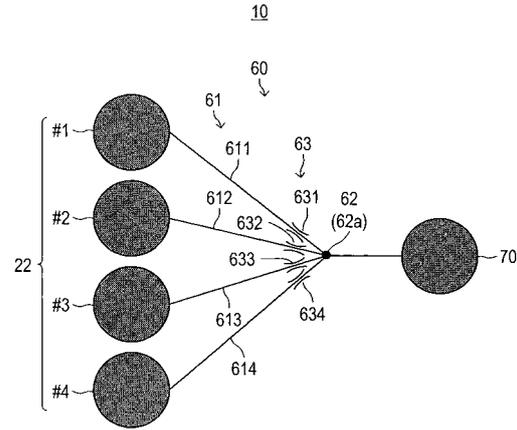
【図 2】



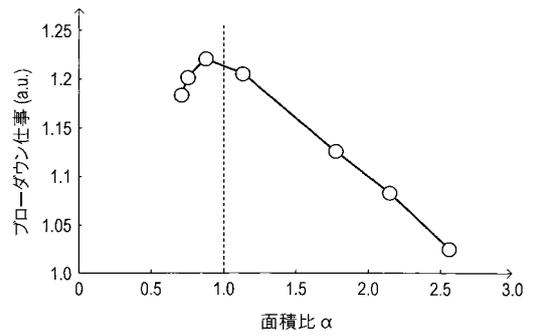
【 図 3 】



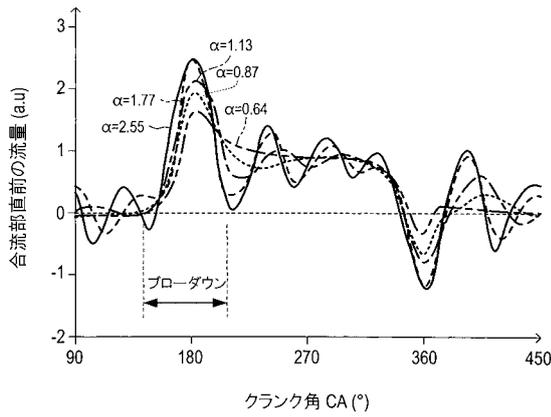
【 図 4 】



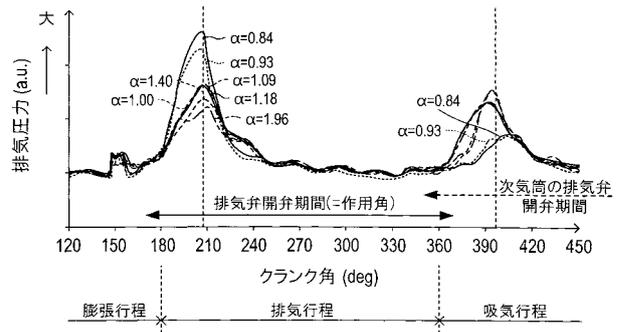
【 図 5 】



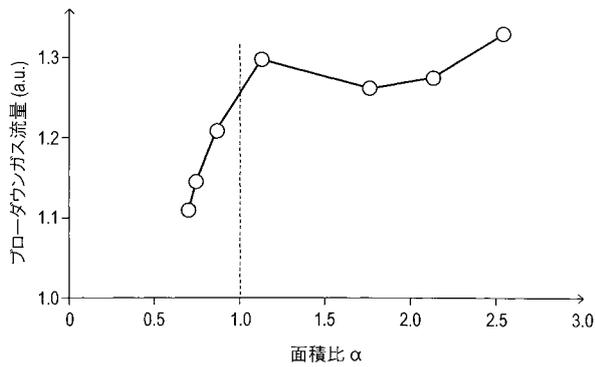
【 図 6 】



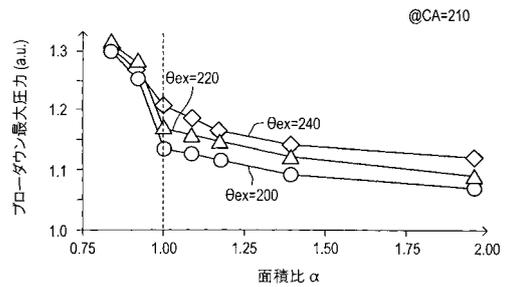
【 図 8 】



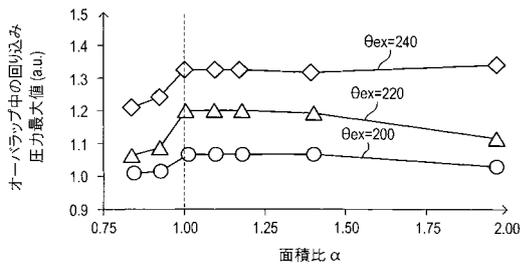
【 図 7 】



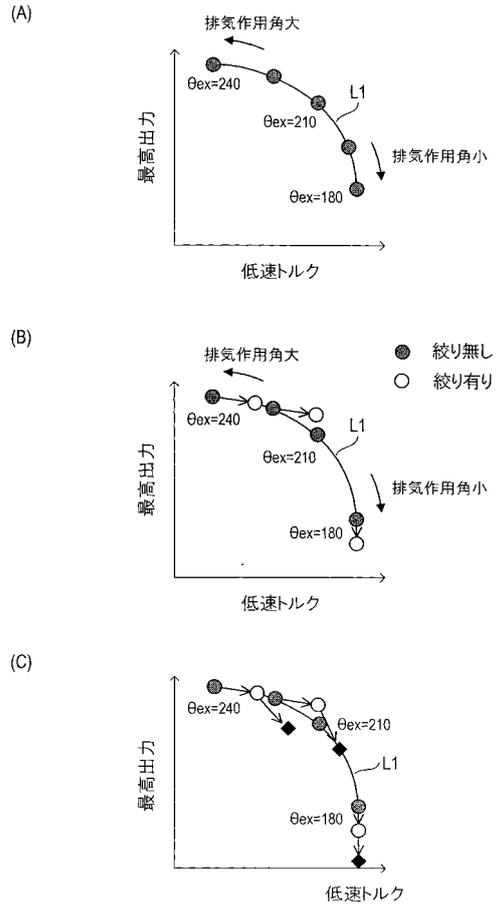
【 図 9 】



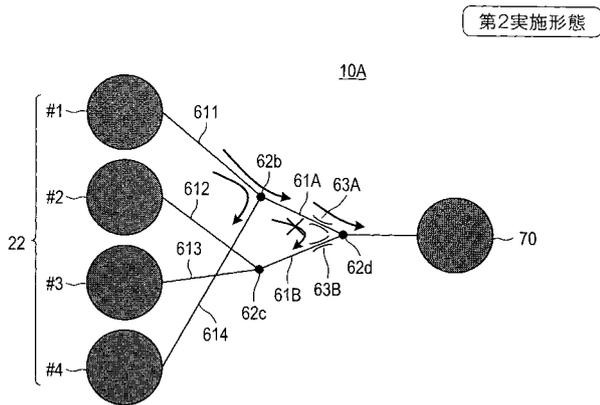
【図10】



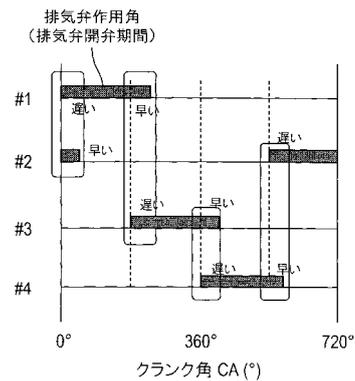
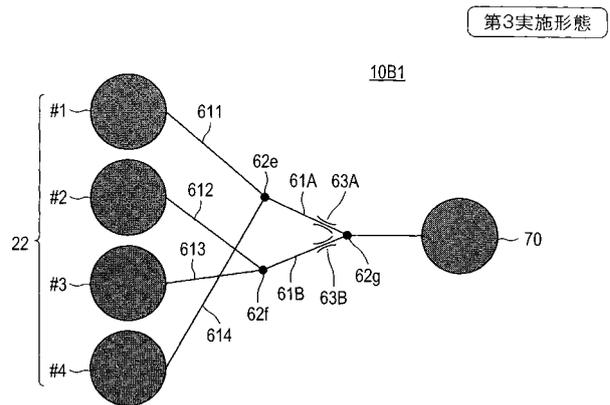
【図11】



【図12】

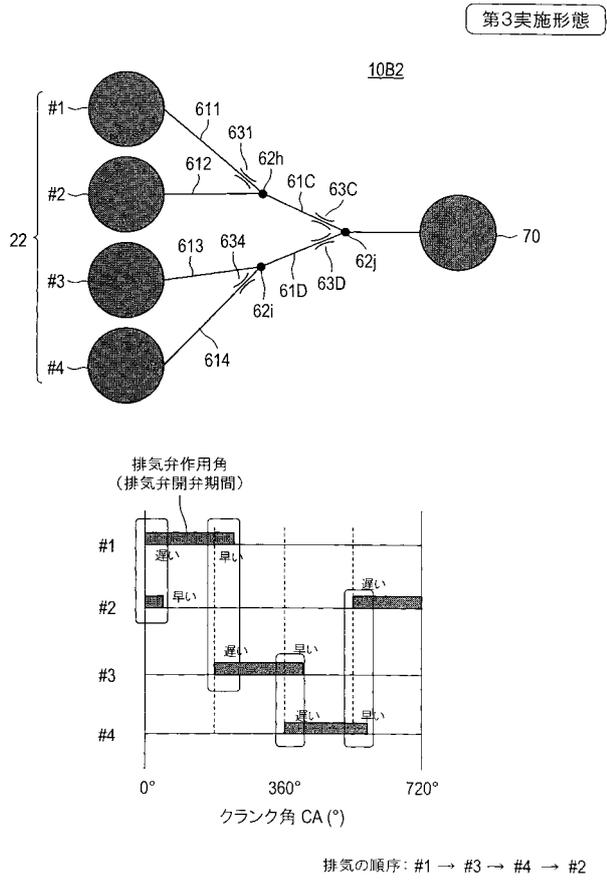


【図13】

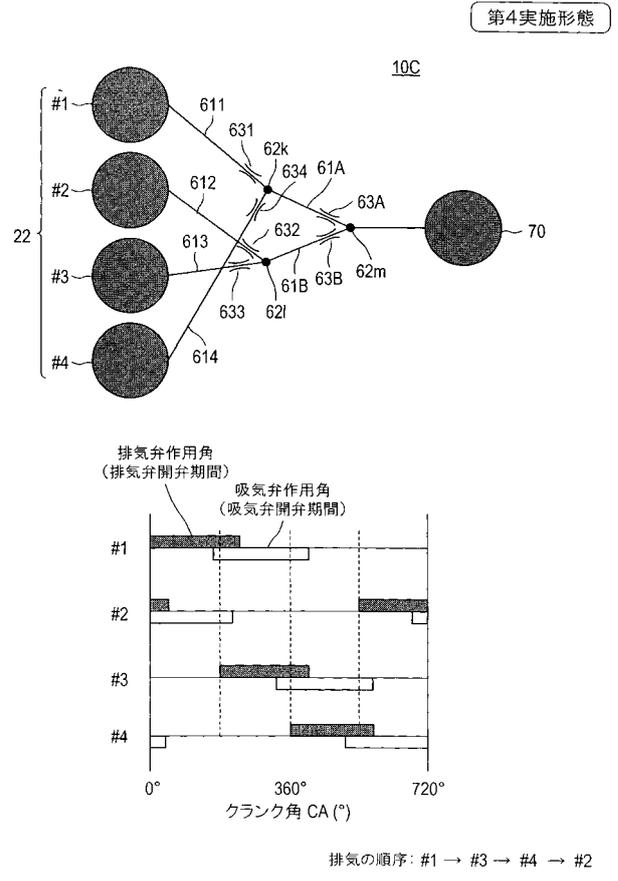


排気の順序: #1 → #3 → #4 → #2

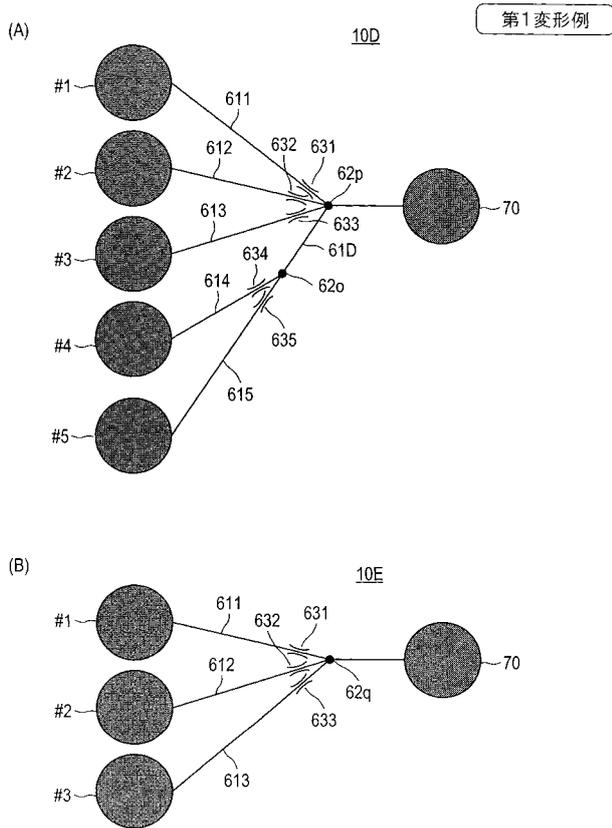
【 図 1 4 】



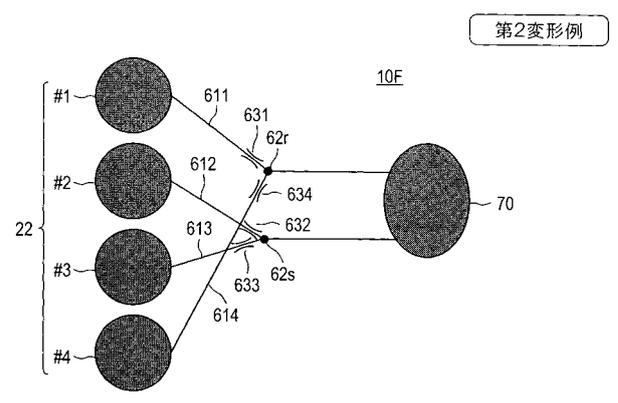
【 図 1 5 】



【 図 1 6 】



【 図 1 7 】



【 図 1 8 】

