

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5438686号  
(P5438686)

(45) 発行日 平成26年3月12日(2014.3.12)

(24) 登録日 平成25年12月20日(2013.12.20)

(51) Int.Cl.

F I

**F O 2 B 39/00 (2006.01)**  
**F O 2 B 37/22 (2006.01)**  
**F O 2 B 37/24 (2006.01)**  
**F O 1 D 17/16 (2006.01)**  
**F O 1 N 3/24 (2006.01)**

F O 2 B 39/00 E  
 F O 2 B 37/12 3 O 1 N  
 F O 2 B 37/12 3 O 1 Q  
 F O 1 D 17/16 B  
 F O 1 D 17/16 A

請求項の数 14 (全 13 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2010-537265 (P2010-537265)  
 (86) (22) 出願日 平成20年10月29日(2008.10.29)  
 (65) 公表番号 特表2011-506817 (P2011-506817A)  
 (43) 公表日 平成23年3月3日(2011.3.3)  
 (86) 国際出願番号 PCT/EP2008/009108  
 (87) 国際公開番号 W02009/077033  
 (87) 国際公開日 平成21年6月25日(2009.6.25)  
 審査請求日 平成23年10月27日(2011.10.27)  
 (31) 優先権主張番号 102007060415.9  
 (32) 優先日 平成19年12月14日(2007.12.14)  
 (33) 優先権主張国 ドイツ(DE)

前置審査

(73) 特許権者 598051819  
 ダイムラー・アクチェンゲゼルシャフト  
 Daimler AG  
 ドイツ連邦共和国 70327 シュツッ  
 トガルト、メルセデスシュトラッセ 13  
 7  
 Mercedesstrasse 137  
 , 70327 Stuttgart, De  
 utschland  
 (74) 代理人 100101856  
 弁理士 赤澤 日出夫  
 (74) 代理人 100182349  
 弁理士 田村 誠治  
 (74) 代理人 100103573  
 弁理士 山口 栄一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用内燃機関及びその制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車両用内燃機関であって、

内燃機関(10)の排気ガスシステム(24)の中に、回転装置(14)として、該内  
 燃機関(10)の吸気システム(16)に配置されているコンプレッサホイール(18)  
 と該コンプレッサホイール(18)に共回転するように連結されているタービンホイール  
 (22)を含むエグゾーストターボチャージャ(12)を備え、

該エグゾーストターボチャージャ(12)のハウジング(28)の排気ガスガイドセク  
 ション(26)が、少なくとも、前記排気ガスシステム(24)の第1の排気ガスライン  
 (24a)に連結されている第1のスパイラルダクト(30a)と、前記排気ガスシステ  
 ム(24)の第2の排気ガスライン(24b)に連結されている第2のスパイラルダクト  
 (30b)を有し、該2つのスパイラルダクトには互いに無関係に排気ガスが流れ、

前記排気ガスガイドセクション(26)の上流に吹き出し装置(32)が配置され、該  
 吹き出し装置(32)が、第1の排気ガスライン(24a)と第2の排気ガスライン(2  
 4b)との間で排気ガスの吹き出しを切り換えるようになっているとともに、該吹き出し  
 装置によって前記排気ガスガイドセクション(26)をブリッジすることができ、

前記排気ガスガイドセクション(26)には、前記タービンホイール(22)の上流及  
 び前記第1のスパイラルダクト(30a)の下流に、第1のバッフルエレメント(42a  
 )が配置され、前記タービンホイール(22)の上流及び前記第2のスパイラルダクト(3  
 0b)の下流に、第2のバッフルエレメント(42b)が配置されており、

10

20

内燃機関の下方の回転数領域又は中間部の回転数領域において、前記第2のバッフルエレメント(42b)が、前記排気ガスガイドセクション(26)の中の流面(48)を塞ぐ位置にあり、前記ターボチャージャの非対称度が、第1の非対称度( $A_1$ )で表され、該非対称度が、前記第1のバッフルエレメントの第1の臨界流量パラメータ( $_{42a}$ )と前記第2のバッフルエレメントの第2の臨界流量パラメータ( $_{42b}$ )の商として特定でき、0.4~0.8の数値をとり、

内燃機関の上方の回転数領域において、前記第2のバッフルエレメント(42b)が、前記排気ガスガイドセクション(26)の中の流面(48)を解放する位置にあり、前記ターボチャージャの前記非対称度が、第2の非対称度( $A_2$ )で表され、該非対称度が、前記第1の臨界流量パラメータ( $_{42a}$ )と前記第2のスパイラルダクトの第3の臨界流量パラメータ( $_{30b}$ )の商として特定でき、前記第1の非対称度( $A_1$ )より小さいことを特徴とする内燃機関(10)。

10

#### 【請求項2】

前記第2の非対称度( $A_2$ )が0.25~0.5の数値をとることを特徴とする、請求項1に記載の内燃機関(10)。

#### 【請求項3】

第2のバッフルエレメント(42b)が、前記流面(48)調整のため、並進運動又は回転運動できるように排気ガスガイドセクション(26)に配置されていることを特徴とする、請求項1又は2に記載の内燃機関(10)。

#### 【請求項4】

20

第2のバッフルエレメント(42b)が、内燃機関(10)のエンジン制御装置(44)に連結されており、制御信号(S)に応じて作動可能であることを特徴とする、請求項1~3のいずれか一項に記載の内燃機関(10)。

#### 【請求項5】

吹き出し装置(32)が、制御信号(S)を受信するために内燃機関(10)のエンジン制御装置(44)に連結され、該制御信号(S)に応じて切り換えられることを特徴とする、請求項1~4のいずれか一項に記載の内燃機関(10)。

#### 【請求項6】

排気ガスシステム(24)において、排気ガス後処理システム(34)が、吹き出し装置(32)の下流に配置されていることを特徴とする、請求項1~5のいずれか一項に記載の内燃機関(10)。

30

#### 【請求項7】

排気ガスフィードバックシステム(40)が、吹き出し装置(32)の上流に配置され、該排気ガスフィードバックシステムを用いて、排気ガスシステム(24)から吸気システム(16)に排気ガスを送ることができることを特徴とする、請求項1~6のいずれか一項に記載の内燃機関(10)。

#### 【請求項8】

排気ガスフィードバックシステム(40)が、第1又は第2の排気ガスライン(24a、24b)に連結されていることを特徴とする、請求項7に記載の内燃機関(10)。

#### 【請求項9】

40

吸気システム(16)において、コンプレッサホイール(18)の下流にインタークーラ(38)が配置されていることを特徴とする、請求項1~8のいずれか一項に記載の内燃機関(10)。

#### 【請求項10】

第1のスパイラルダクト(30a)の幾何学形状が、第2のスパイラルダクト(30b)の幾何学形状と非対称的に形成されていることを特徴とする、請求項1~9のいずれか一項に記載の内燃機関(10)。

#### 【請求項11】

第2のスパイラルダクト(30b)が、内燃機関(10)の定格点に合わせて設計されていることを特徴とする、請求項1~10のいずれか一項に記載の内燃機関(10)。

50

## 【請求項 1 2】

車両用内燃機関（１０）の制御方法であって、該車両用内燃機関（１０）は、

内燃機関（１０）の排気ガスシステム（２４）の中に、回転装置（１４）として、該内燃機関（１０）の吸気システム（１６）に配置されているコンプレッサホイール（１８）と該コンプレッサホイール（１８）に共回転するように連結されているタービンホイール（２２）を含むエグゾーストターボチャージャ（１２）を備え、

該エグゾーストターボチャージャ（１２）のハウジング（２８）の排気ガスガイドセクション（２６）が、少なくとも、前記排気ガスシステム（２４）の第１の排気ガスライン（２４ａ）に連結されている第１のスパイラルダクト（３０ａ）と、前記排気ガスシステム（２４）の第２の排気ガスライン（２４ｂ）に連結されている第２のスパイラルダクト（３０ｂ）を有し、該２つのスパイラルダクトには互いに無関係に排気ガスが流れ、

第１の排気ガスライン（２４ａ）と第２の排気ガスライン（２４ｂ）との間で排気ガスの吹き出しを切り換えるようになっており、前記排気ガスガイドセクション（２６）をブリッジすることができる、前記排気ガスガイドセクション（２６）の上流に配置されている吹き出し装置（３２）と、

前記排気ガスガイドセクション（２６）において、前記タービンホイール（２２）の上流及び前記第１のスパイラルダクト（３０ａ）の下流に配置されている第１のバッフルエレメント（４２ａ）と、

前記排気ガスガイドセクション（２６）において、前記タービンホイール（２２）の上流及び前記第２のスパイラルダクト（３０ｂ）の下流に配置されている第２のバッフルエレメント（４２ｂ）と、を備え、

内燃機関の下方の回転数領域又は中間部の回転数領域において、前記第２のバッフルエレメント（４２ｂ）が、前記排気ガスガイドセクション（２６）の中の流面（４８）を塞ぐ位置にあり、前記ターボチャージャの非対称度が、第１の非対称度（ $A_1$ ）で表され、該非対称度が、前記第１のバッフルエレメントの第１の臨界流量パラメータ（ $_{42a}$ ）と前記第２のバッフルエレメントの第２の臨界流量パラメータ（ $_{42b}$ ）の商として特定でき、 $0.4 \sim 0.8$ の数値をとり、

内燃機関の上方の回転数領域において、前記第２のバッフルエレメント（４２ｂ）が、前記排気ガスガイドセクション（２６）の中の流面（４８）を解放する位置にあり、前記ターボチャージャの前記非対称度が、第２の非対称度（ $A_2$ ）で表され、該非対称度が、前記第１の臨界流量パラメータ（ $_{42a}$ ）と前記第２のスパイラルダクトの第３の臨界流量パラメータ（ $_{30b}$ ）の商として特定でき、第２の非対称度（ $A_2$ ）を前記第１の非対称度（ $A_1$ ）より小さくする方法。

## 【請求項 1 3】

前記第２の非対称度（ $A_2$ ）が $0.25 \sim 0.5$ の数値をとることを特徴とする、請求項 1 2 に記載の方法。

## 【請求項 1 4】

内燃機関（１０）の作動状態に応じ、吹き出し装置（３２）を用いて、第１の排気ガスライン（２４ａ）又は第２の排気ガスライン（２４ｂ）から排気ガスの少なくとも一部を吹き出す又は該第１と第２の排気ガスライン（２４ａ、２４ｂ）との間で吹き出しを切り換えることを特徴とする、請求項 1 2 又は 1 3 に記載の方法。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【０００１】

本発明は、請求項 1 の前提部分に示されている種類の車両用内燃機関に関する。さらに、本発明は、エグゾーストターボチャージャを備える内燃機関の制御方法に関する。

## 【背景技術】

## 【０００２】

例えば  $NO_x$  及びすすなどの排出制限値がさらに厳しくなっていることから、エグゾーストターボチャージャを備える内燃機関への要求も高まっている。それによって、例えば

10

20

30

40

50

、内燃機関の平均負荷又は高負荷領域のチャージ圧提供に関する要求が高まっているため、エグゾーストターボチャージャを形状的に縮小しなければならない。別の表現を使うと、要求されているエグゾーストターボチャージャの高タービン性能は、それぞれの内燃機関との相互作用における、エグゾーストターボチャージャの保持性能の向上又は消費性能の軽減によって実現される。エグゾーストターボチャージャの性能に悪影響を及ぼすもう1つの要因は、エグゾースト・システムの中でエグゾーストターボチャージャのタービンホイールの下流に配置されている排気ガス後処理システム、例えばトラップオキシダイザ、触媒又はSCR装置から生じる。これらの排気ガス後処理システムは、エグゾーストターボチャージャ出口の圧力上昇を引き起こす。このことにより、エグゾーストターボチャージャの出力を決定するタービン圧力勾配の低下が生じ、この場合、タービンホイール前又は排気ガスガイドセクション入口前の圧力指数及びタービンホイール後又は排気ガスガイドセクション出口の圧力指数として、タービン圧力勾配が検出可能である。このことから、エグゾーストターボチャージャのコンプレッサ側の出力要求を満たすためには、タービンのサイズをより小さい値に設計しなければならない。しかし、これによって、排気ガスガイドセクションが互いに無関係に排気ガスを通すことのできる2つのスパイラルダクトを有するエグゾーストターボチャージャの場合、特定の作動ポイントでは、コンプレッサ側で要求されるチャージ圧を達成できるような十分な排気ガス量がなくなってしまう。スパイラルダクトの形状寸法が縮小されることにより、壁面摩擦によって比較的高い流動損失が生じ、このことがさらに効率を低下させる。同様のことは、排気ガスガイドセクションの中に、タービンホイールの上流とスパイラルダクトの下流とにバッフルエレメントを有するエグゾーストターボチャージャにも当てはまる。このような種類のバッフルエレメントは、この場合、エグゾーストターボチャージャのタービンホイール前の圧力上昇を可能にするため、第1のスパイラルダクト内の排気ガスの流量が小さい場合でも、エグゾーストターボチャージャの効率を向上させることができる。

#### 【0003】

従って、2つのスパイラルダクトと、対応するバッフルエレメントとを備えた排気ガスガイドセクションを有するエグゾーストターボチャージャが、製造面では比較的低コストであるにもかかわらず、他方では、内燃機関の効率改善及び燃費の改善を可能にするために、コストのかかる措置が必要となる。このエグゾーストターボチャージャの排気ガスフィールドバック能力に関するもう1つの問題は、特に内燃機関の低回転数又は平均回転数領域において必要な燃焼室内の空気と関連して生じる。しかし、内燃機関の定格点、チャージサイクル側及び燃料消費側によって決定される通常の設計基本条件では、ダブルラインで形成されている排気ガスガイドセクションの場合も、制限された作動範囲でしか最適に作動させることができない。

#### 【発明の概要】

#### 【発明が解決しようとする課題】

#### 【0004】

従って、本発明の課題は、エグゾーストターボチャージャの広い作動範囲において効率の改善を可能にする、エグゾーストターボチャージャを備える内燃機関、およびそのような種類の内燃機関の制御方法を提供することである。

#### 【課題を解決するための手段】

#### 【0005】

この課題は、本発明に基づき、請求項1の特徴を備える内燃機関並びにそのような種類の内燃機関の、請求項13に基づく制御方法によって解決される。本発明の適切かつ重要な発展形態を備える有利な実施形態は、それぞれの従属請求項に示されている。この場合、内燃機関の有利な実施形態は、製造方法の有利な実施形態として見なすことができ、またその逆も可能である。

#### 【0006】

エグゾーストターボチャージャの広い作動範囲における効率の改善を可能にするために、本発明に基づき、第1及び第2のバッフルエレメントが第1の非対称度に従って構成可

10

20

30

40

50

能であり、この非対称度が、第1の臨界流量パラメータ及び第2の臨界流量パラメータの商として特定でき、0.4～0.8の数値を有することが提案されている。このことによって、コンプレッサホイールは、エンジン回転数の低い領域でも高い領域でも、規定の空燃比に必要な空気量を提供することができる。別の表現を使うと、第1の非対称度が0.4～0.8になるように、バッフルエレメントが構成又は調整される。非対称度Aは、第1及び第2のバッフルエレメントそれぞれの臨界流量パラメータ  $L_1$ 、 $L_2$  によって、一般的公式

$$A = L_1 / L_2$$

に基づいて特定することができる。臨界流量パラメータは、エグゾーストターボチャージャ及び内燃機関のそれぞれのシステムに対して一定の値を示し、関数

$$= m_{T, NP} * (T_{3, NP})^{1/2} / P_{3, NP}$$

を使ってパラメータ側で検出可能である。この場合、

$m_{T, NP}$  は、内燃機関の定格出力ポイントにおいて、タービンホイールを通過しながら排気ガスガイドセクションを流れる排気ガス量（単位  $kg/s$ ）を示し、

$T_{3, NP}$  は、内燃機関の定格出力ポイントにおける、タービンホイール前の排気ガスの全温度（単位  $K$ ）を示し、

$P_{3, NP}$  は、内燃機関の定格出力ポイントでのタービンホイール前の全圧（単位  $bar$ ）を示す。

#### 【0007】

別の実施形態において、エグゾーストターボチャージャのもう1つの効率改善は、第1及び第2のバッフルエレメントが第2の非対称度に従って構成可能であり、この非対称度が、第1の臨界流量パラメータ及び第3の臨界流量パラメータの商として特定可能であり、0.25～0.5の数値を有することにより行われる。このような第2の非対称度は、特に上方の高いエンジン回転数領域において、両方のスパイラルダクト間における流面調整又は表面積拡大を有利に行う。

#### 【0008】

本発明のもう1つの有利な実施形態においては、第1のバッフルエレメント及び/又は第2のバッフルエレメントが、流面調整のため、特に並進運動及び/又は回転運動できるように排気ガスガイドセクションに配置されている。第1及び/又は第2のバッフルエレメントが運動可能であることを用いて、第1又は第2のスパイラルダクトの効果的な流れ断面並びに第1又は第2の非対称度を、とりわけ簡単かつ可変的に適合させることが可能となる。この場合、第1又は第2のバッフルエレメントは、内燃機関のエンジン制動段階の間、それぞれのスパイラルダクトの中に移動することができるため、エグゾーストターボチャージャは、いわゆる「ターボブレーキ」として機能することができる。しかし、選択又は追加として、第1及び/又は第2のバッフルエレメントを、内燃機関の点火段階の間、スパイラルダクトの中に又は外から移動させることも可能であり、これによってエグゾーストターボチャージャの出力を、内燃機関の優勢な作動パラメータに最適に適合させることが可能となり、第1又は第2の非対称度を簡単に調整することができるようになる。

#### 【0009】

第1バッフルエレメント及び/又は第2バッフルエレメントが、内燃機関のエンジン制御装置に連結され、制御信号に応じて作動できる、又は作動信号に対応することによって、さらなる有利点が生じる。この方法によって、第1及び/又は第2のバッフルエレメントの運動を、内燃機関のそれぞれの作動状態に応じて最適に実施することができる。

#### 【0010】

本発明のもう1つの有利な実施形態では、第1の排気ガスラインと第2の排気ガスラインとの間で排気ガスの吹き出しを切り換える吹き出し装置が取り付けられている。別の言葉を使うと、この吹き出し装置を用いて、エグゾーストターボチャージャの排気ガスガイドセクションがブリッジ可能であるだけでなく、代替又は追加として、第1と第2の排気ガスラインとの間で排気ガスの吹き出しを切り換えることができる。このことによって、

エグゾーストターボチャージャの排気ガスガイドセクションを通る排気ガス流量を微調整することが可能となる。さらに、この方法により、第１のスパイラルダクトと第２のスパイラルダクトとの間で、第１又は第２の非対称度を形成又は調整することもできる。吹き出し装置は、例えば、ロータリバルブとして構造的に単純に形成することができるため、コストが削減できる。

【００１１】

この場合、さらに、吹き出し装置が、制御信号を受信するために内燃機関のエンジン制御装置に連結され、制御信号に応じて切り換えられる場合は有利である。このことによって、排気ガスの流れをさらに最適化し、それによってエグゾーストターボチャージャの効率を最適化することができる。なぜならば、吹き出し装置の吹き出し又は吹き出し切換え機能を、内燃機関の様々な作動パラメータに応じて適切に制御することができるからである。

10

【００１２】

内燃機関の排気ガス値は、排気ガスシステムの中に、排気ガス後処理システム、特にトラップオキシダイザ及び／又は触媒及び／又はSCR装置が、とりわけ吹き出し装置の下流に配置されることによってさらに改善される。このような排気ガス後処理システムによってタービンホイールの背圧が万一上昇した場合でも、変動する第１又は第２の非対称度を用いて補整することができる。

【００１３】

内燃機関の排気ガスは、排気ガスフィードバックシステムを吹き出し装置の上流に配置することによってさらに改善することができ、また、この排気ガスフィードバックシステムを用いて、排気ガスシステムから内燃機関の吸気システムに排気ガスを送ることができる。排気ガスフィードバックシステムは、この場合、内部の排気ガスフィードバックシステムとしても、外部の排気ガスフィードバックシステムとしても形成することができ、特に、内燃機関において燃料が燃焼する際の窒素酸化物（ $\text{NO}_x$ ）を軽減することができる。従って、本発明に基づく内燃機関の変動性が向上することから、それぞれ必要な空燃比に対する排気ガスフィードバック率を、広い作動範囲で最適に調整することができる。

20

【００１４】

この場合、排気ガスフィードバックシステムは、第１の排気ガスライン及び／又は第２の排気ガスラインに連結することができるため、内燃機関を様々な構造的な基本条件及び実状に応じて形成することができるようになる。この場合、同様に、排気ガスフィードバックシステムをエンジン制御装置に連結し、制御信号に応じて制御できるようにすることも可能である。

30

【００１５】

内燃機関の効率は、吸気システムにおいて、エグゾーストターボチャージャのコンプレッサホイールの下流にインタークーラを配置することによって、さらに改善することができる。

【００１６】

エグゾーストターボチャージャの変動性は、第１のスパイラルダクトと第２のスパイラルダクトとが非対称的に形成されることによって向上する。このことにより、排気ガスフィードバックシステムと組み合わせて、広い作動範囲でエグゾーストターボチャージャ又は内燃機関の効率をさらに向上させることもできる。

40

【００１７】

作動範囲は、第２のスパイラルダクトが内燃機関の定格点に合わせて設計されていることから、タービンホイールの全負荷（例えば内燃機関の上部の回転数領域で）が可能になり、さらに改善される。

【００１８】

本発明のもう１つの視点は、以下を備える車両用内燃機関、特にガソリンエンジン及び／又はディーゼルエンジンの制御方法に関する。

- エグゾーストターボチャージャ（このエグゾーストターボチャージャは、少なくとも

50

2つのラインで形成されている内燃機関の排気ガスシステムの中に、回転装置として内燃機関の吸気システムに配置されているコンプレッサホイール、及びコンプレッサホイールにトルク耐性に、すなわち共回転するように連結されているタービンホイールを含み、その際、エグゾーストターボチャージャのハウジングの排気ガスガイドセクションは、少なくとも、排気ガスシステムの第1の排気ガスラインに連結されている第1のスパイラルダクト、及び排気ガスシステムの第2の排気ガスラインに連結されている第2のスパイラルダクトを有しており、これらのスパイラルダクトには、互いに無関係に排気ガスが流れる。）

- 排気ガスガイドセクションの上流に配置されている吹き出し装置（これによって、排気ガスガイドセクションをブリッジすることができる）

- 第1のバッフルエレメント（これは、排気ガスガイドセクションにおいて、タービンホイールの上流及び第1のスパイラルダクトの下流に配置されている。）

- 第2のバッフルエレメント（これは、排気ガスガイドセクションにおいて、タービンホイールの上流及び第2のスパイラルダクトの下流に配置されている。）

この場合、第1及び第2のバッフルエレメントは、第1の非対称度に従って構成され、その際、第1の非対称度は、第1の臨界流量パラメータ及び第2の臨界流量パラメータの商として特定され、 $0.4 \sim 0.8$ の値をとる。このことにより、エグゾーストターボチャージャの広い作動範囲での効率改善が可能となる。なぜなら、本発明によるバッフルエレメントが構成又は調整可能であることにより、第2のスパイラルダクトからタービンホイールへ流れる排気ガス流の状態調節が可能となるからである。さらに、スパイラルダクトの効果的な流れ断面が、とりわけ可変的に適合可能であることから、エグゾーストターボチャージャの出力を、内燃機関の優勢な作動パラメータに最適に適合させることが可能となる。それぞれに最適な非対称度は、例えば排気ガスフィードバック率及び内燃機関の排気量に応じて、当業者により決定することができる。

#### 【0019】

この場合、第1及び第2のバッフルエレメントは、第2の非対称度に従って構成され、第2の非対称度は、第1の臨界流量パラメータ及び第2の臨界流量パラメータの商として特定され、 $0.25 \sim 0.5$ の値をとる。このような第2の非対称度は、特に上方のエンジン回転数領域において、両方のスパイラルダクト間における流面調整又は表面積拡大を有利に行う。

#### 【0020】

本発明のもう1つの有利な実施形態においては、第2のバッフルエレメントが、内燃機関の下方の回転数領域及び／又は中間部の回転数領域で、内燃機関の部分負荷及び／又は全負荷の要求時及び／又はエンジン制動段階において、第2のスパイラルダクトの流面を少なくとも広範囲に塞ぐ位置に動かされるようになっている。この場合、第2のバッフルエレメントが、内燃機関の下方の回転数領域及び／又は中間部の回転数領域で、内燃機関の部分負荷及び／又は全負荷の要求時及び／又はエンジン制動段階において、第2のスパイラルダクトの流面を塞ぐ位置に少なくとも広範囲に動かされることは、有利な燃焼のために空燃比がエア側から大きく影響を受けるという利点をもたらす。このことによって生じる保持圧力は、タービンホイールの流入速度を上げる他に、排気ガス流の渦の増加によるエグゾーストターボチャージャの出力上昇に利用できるため、コンプレッサホイールは増加したエア量を提供することができる。逆に、第2のバッフルエレメントが、内燃機関のエンジン制動段階の間に第2のスパイラルダクトの流面を少なくとも広範囲に塞ぐ位置に、少なくとも広範囲に動かされることによって、背圧が上昇するという理由から、内燃機関の制動性能をかなり向上させることができる。

#### 【0021】

その他の利点は、第2のバッフルエレメントが、上方の回転数領域で、第2のスパイラルダクトの流面を少なくとも広範囲に開放する位置に動かされることによって生じる。この位置では、これによって減少する排気ガス流の流入渦が、実質的に排気ガスガイドセクション又は第2のスパイラルダクトの形状によって決定され、その形状は、有利な場合、

内燃機関の定格点に合わせて設計される。

【 0 0 2 2 】

内燃機関の作動状態に応じ、吹き出し装置を用いて第 1 の排気ガスライン及び / 又は第 2 の排気ガスラインの少なくとも一部の排気ガスを吹き出す、及び / 又は吹き出しを切り換えることによって、さらなる利点が生じる。この方法により、エンジン制動段階でも、点火段階でも、内燃機関又はエグゾーストターボチャージャの過負荷を排除することができる。さらに、第 1 又は第 2 の非対称度の微調整が可能となる。

【 発明を実施するための形態 】

【 0 0 2 3 】

以下に説明される実施例及び図に基づいて、本発明のさらなる利点、特徴及び詳細を示す。図の中では、同一エレメント又は機能を同じくするエレメントには同一の番号が付されている。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 2 4 】

【 図 1 】 実施例に基づく、エグゾーストターボチャージャを備える内燃機関の原理図。

【 図 2 】 図 1 に示されたエグゾーストターボチャージャの排気ガスガイドセクションの部分断面図（この場合、第 2 のバッフルエレメントは、第 2 のスパイラルダクトの流面を少なくとも広範囲に塞ぐ位置に動かされている）。

【 図 3 】 図 2 に示された排気ガスガイドセクションの部分断面図（この場合第 2 のバッフルエレメントは、第 2 のスパイラルダクトの流面を少なくとも広範囲に開放する位置に動かされている）。

【 図 4 】 排気ガスガイドセクションの様々な圧力状態に応じた、エグゾーストターボチャージャの様々な流量パラメータのグラフ。

【 図 5 】 図 1 に示された内燃機関のためのエンジン特性曲線の原理図。

【 0 0 2 5 】

図 1 は、特に 6 気筒 1 1 a - 1 1 f のディーゼルエンジン又はガソリンエンジンとして実施されている内燃機関 1 0 の原理図を示している。この内燃機関 1 0 は、エグゾーストターボチャージャ 1 2 を有し、このエグゾーストターボチャージャは、回転装置 1 4 として、内燃機関 1 0 の吸気システム 1 6 に配置されているコンプレッサホイール 1 8 と、支持シャフト 2 0 によってトルク耐性、すなわち共回転するようにコンプレッサホイール 1 8 に連結されているタービンホイール 2 2 とを、少なくとも 2 つのラインで形成されている、内燃機関 1 0 の排気ガスシステム 2 4 の中に有している。エグゾーストターボチャージャ 1 2 のハウジング 2 8（図 2、図 3 を参照）の排気ガスガイドセクション 2 6 は、少なくとも、排気ガスシステム 2 4 の第 1 の排気ガスライン 2 4 a に連結されている第 1 のスパイラルダクト 3 0 a と、排気ガスシステム 2 4 の第 2 の排気ガスライン 2 4 b に連結されている第 2 のスパイラルダクト 3 0 b とを有し、これらのスパイラルダクトは、互いに無関係に排気ガスが流されている。第 1 の排気ガスライン 2 4 a は、この場合、第 1 の排気ガスマニホールド 1 3 a に連結され、第 2 の排気ガスライン 2 4 b は、第 2 の排気ガスマニホールド 1 3 b に接続されている。排気ガスガイドセクション 2 6 の上流には、吹き出し装置 3 2 が配置されており、これは第 1 及び第 2 の排気ガスライン 2 4 a、2 4 b に連結され、タービンホイール 2 2 の下流と排気ガス後処理システム 3 4 の上流で再び排気ガスシステム 2 4 に合流する。この実施例では、吹き出し装置 3 2 が、排気ガスガイドセクション 2 6 をブリッジし、第 1 の排気ガスライン 2 4 a と第 2 の排気ガスライン 2 4 b との間で排気ガスの吹き出しを切り換えるロータリバルブとして形成及び設計されている。そのために、この吹き出し装置 3 2 は、矢印 I b に従って動くことができる。以下に、詳細な作動形態を説明する。吸気システム 1 6 には、システム側にエアフィルタ 3 6 と、コンプレッサホイール 1 8 の下流に配置されているインタークーラ 3 8 とが含まれている。インタークーラの下流で、排気ガスフィードバックシステム 4 0 が合流し、排気ガスは、この排気ガスフィードバックシステムによって、第 1 の排気ガスライン 2 4 a から吸気システム 1 6 に送られる。排気ガスフィードバックシステム 4 0 には、システム側に、

制御可能な排気ガスフィードバックバルブ 40 a と排気ガスクーラ 40 b とが含まれており、この排気ガスクーラによって排気ガス温度が約 100 にまで冷却される。これに対して、第 2 の排気ガスライン 24 b は、排気ガスフィードバックシステム 40 に連結されていない。

#### 【0026】

エグゾーストターボチャージャ 12 の排気ガスガイドセクション 26 には、タービンホイール 22 の上流及び第 1 のスパイラルダクト 30 a の下流に、第 1 のバッフルエレメント 42 a が配置されている。さらに、タービンホイール 22 の上流及び第 2 のスパイラルダクト 30 b の下流には、第 2 のバッフルエレメント 42 b が配置されている。両方のバッフルエレメント 42 a、42 b は、例えば、案内羽根を備えるバッフルリングとして形成することができる。第 1 及び第 2 のバッフルエレメント 42 a、42 b は、この場合、第 1 の非対称度  $A_1$  に従って構成することができ、この第 1 の非対称度は、両方のバッフルエレメント 42 a、42 b の第 1 の臨界流量パラメータ  $42a$  と第 2 の臨界流量パラメータ  $42b$  の商として、公式

$$A_1 = 42a / 42b$$

に基づいて決定され、0.4 ~ 0.8 の数値を有する。このために、第 1 のバッフルエレメント 42 a は動かないように、できる限り漏れの少ない状態で、第 1 のスパイラルダクト 30 a の断面に対向して配置されており、これに反して、第 2 のバッフルエレメント 42 b は、流面 48 (図 2 を参照) を調整し、それによって第 1 の非対称度  $A_1$  を矢印 I a に沿って調整するため、並進運動ができるように排気ガスガイドセクション 26 内に配置されている。代替又は追加として、第 1 のバッフルエレメント 42 a も同様に動くように配置することができる。第 2 のバッフルエレメント 42 b は、内燃機関 10 のエンジン制御装置 44 に連結されており、制御信号 S に応じて作動可能である。エンジン制御装置 44 は、例えば内燃機関 10 の燃料供給など、その他の多数の機能以外にも、排気ガスフィードバックバルブ 40 a 及び吹き出し装置 32 を調整、制御する。第 1 のバッフルエレメント 42 a は保持圧力  $p_{31}$  を生じさせ、この保持圧力によって、第 1 の排気ガスライン 24 a と排気ガスフィードバックシステム 40 とを介して、排気ガスを低チャージ圧  $p_2$  で吸気システム 16 に送ることができる。

#### 【0027】

図 2 は、図 1 に示されたエグゾーストターボチャージャ 12 の排気ガスガイドセクション 26 の部分断面図を示し、この場合、第 2 のバッフルエレメント 42 b は、第 2 のスパイラルダクト 30 b の流面 48 を少なくとも広範囲に塞ぐ位置に動かされている。その際、第 2 バッフルエレメント 42 b の正面は、正面の漏れを防止するために、図示されていないアクチュエータによってカバーディスク 46 に固く押し付けられている。図示されている第 2 のバッフルエレメント 42 b の位置は、この場合、好ましくは点火段階の間、内燃機関 10 の下方の低い回転数領域又は中間部の回転数領域で、内燃機関 10 の部分負荷及び / 又は全負荷の要求時及び / 又はエンジン制動段階において選択される。この点火段階は、ここでは、高い排気ガスフィードバック率と十分なエア値とによって特徴づけられ、これによって、例えばディーゼルエンジンとして形成されている内燃機関 10 の場合、微粒子を限界値の下方の極めて少ない数値に調整し、内燃機関 10 が燃費のよい作動状態にあることを確実にするため、燃料噴射ポイントを (必要に応じ、排気ガスフィードバック値の増加に応じて)、早い時点にずらすことが可能となる。流面 48 を少なくとも広範囲に塞ぐことによって生じる保持圧力  $P_{32}$  (図 1 を参照) は、関連する排出ガス流の渦の増加によって、エグゾーストターボチャージャ 12 の出力増加に用いることができ、このことによって、コンプレッサホイール 18 は、エア供給を増加できるようになる。この場合、第 2 のバッフルエレメント 42 b を押し入れることにより、第 1 の非対称度  $A_1$  が生じる。

#### 【0028】

図 3 は、図 2 に示された排気ガスガイドセクション 26 の部分断面図を示し、この場合、第 2 のバッフルエレメント 42 b は、矢印 I a に従って、第 2 のスパイラルダクト 30

bの流面48を解放する位置に動かされる。この位置は、特に、内燃機関10の上方の高い回転数領域において有利である。減少した排気ガス流の流入渦は、面積の増大により、第2のスパイラルダクト30bの形状によってだけで決定され、この形状は、通常、内燃機関10の定格点に合わせて設計されている。

#### 【0029】

非対称度Aは、その値がより小さな第2の非対称度A<sub>2</sub>にまで下げられ、第1のバッフルエレメント42aの臨界流量パラメータ<sub>42a</sub>と第2のスパイラルダクト30bの臨界流量パラメータ<sub>30b</sub>によって、公式

$$A_2 = \frac{42a}{30b}$$

に従って決定される。この場合、第2のバッフルエレメント42bは、基本的にそれぞれ任意の中間位置をとり得ることを強調しなければならない。両方の非対称度A<sub>1</sub>及びA<sub>2</sub>の微調整には、吹き出し装置32を使用することができ、この装置は、両方の排気ガスライン24a、24bのそれぞれから排気ガスを吹き出すことができる。結果として生じる第1又は第2の非対称度A<sub>1</sub> + A<sub>B</sub>又はA<sub>2</sub> + A<sub>B</sub>は、それぞれ調整された吹き出し断面A<sub>B24a</sub>、A<sub>B24b</sub>に従って以下ようになる。

$$A_1 + A_B = \frac{42a + A_{B24a}}{42b + A_{B24b}}$$

$$A_2 + A_B = \frac{42a + A_{B24a}}{30b + A_{B24b}}$$

#### 【0030】

この場合、吹き出し断面A<sub>B24a</sub>とA<sub>B24b</sub>とは、同一に又は異なるように調整することができる。それぞれの非対称度A<sub>1</sub>又はA<sub>1</sub> + A<sub>B</sub>又はA<sub>2</sub>又はA<sub>2</sub> + A<sub>B</sub>の有利な設定範囲は、排気ガスフィードバック率及び内燃機関10の排気量に応じて、以下の範囲から選択される。

$$0.4 < A_1 (+ A_B) < 0.8$$

$$0.25 < A_2 (+ A_B) < 0.50$$

#### 【0031】

図4は、排気ガスガイドセクション26において、異なる圧力状態に応じた、エグゾーストターボチャージャ12の様々な流量パラメータのグラフを示している。それぞれの排気ガスライン24a、24b及びそれぞれのバッフルエレメント42a、42bに左右される臨界圧力状態以降では、それぞれの臨界流量パラメータが生じ、これは、さらに圧力が上昇しても変化しなくなる。なぜなら、排気ガスガイドセクション26に割り当てられているスパイラルダクト30a又は30bにおいて音速が生じたからである。様々な流量パラメータは、排気ガスライン42a、42bの全負荷時に、吹き出し装置32の制御付き及び制御なしでそれぞれ検出される。例えば第2のスパイラルダクト30bが遮断され、第1のスパイラルダクト30aが開かれた場合、流量パラメータ<sub>42a</sub>又は<sub>42a</sub> + A<sub>B24a</sub>が生じる。第1のスパイラルダクト30aが遮断され、第2のスパイラルダクト30bが開かれ、第2のバッフルエレメント42bが流面48を少なくとも広範囲に塞ぐ位置に動かされた場合、流量パラメータ<sub>42b</sub>又は<sub>42b</sub> + A<sub>B24b</sub>が生じる。第1のスパイラルダクト30aが遮断され、第2のスパイラルダクト30bが開かれ、第2のバッフルエレメント42bが流面48を解放する位置に動かされた場合、流量パラメータ<sub>30b</sub>又は<sub>30ba</sub> + A<sub>B24b</sub>が生じる。

#### 【0032】

図5は、図1に示された内燃機関10のためのエンジン特性曲線の原理図を示し、その際、エンジントルクMdが縦座標に、エンジン回転数nが横座標にとられている。さらに、該当する領域の非対称度Aの変動性が分かるようになっている。領域A<sub>1</sub>では、第2のバッフルエレメント42bが、流面48を少なくとも広範囲に塞いでいる位置にある。領域A<sub>2</sub>では、第2のバッフルエレメント42bが、流面48を解放する位置に動かされている。内燃機関10の点火作動段階においても、吹き出し装置32による排気ガスの吹き出しは、排気ガス及び燃費を最適化するために重要であるため、該当する領域A<sub>1</sub> + A<sub>B</sub>、及び上方の回転数領域に限定されているA<sub>2</sub> + A<sub>B</sub>が生じる。吹き出し装置32の吹き出し断面の断面設計によって、非対称的な吹き出し流量パラメータを生じるダブルライン

10

20

30

40

50

による吹き出し方法以外に、第 1 及び第 2 の排気ガスライン 24 a と 24 b との間で吹き出しを切り換える方法も実施可能である。

【図 1】

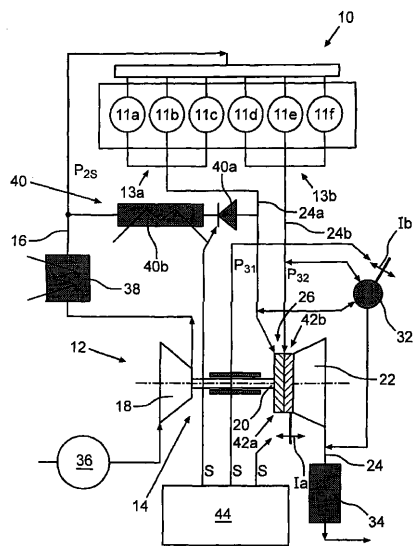


Fig.1

【図 2】

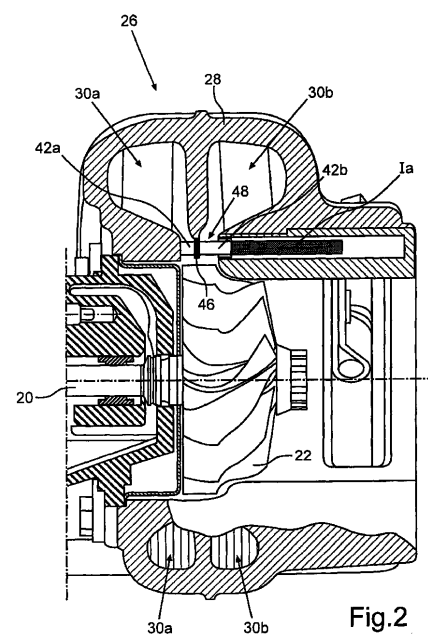
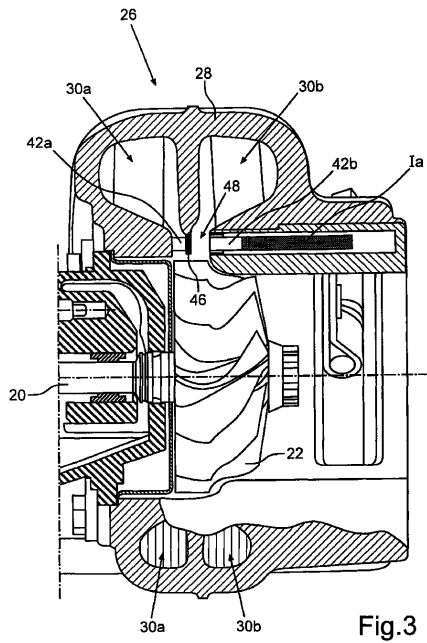
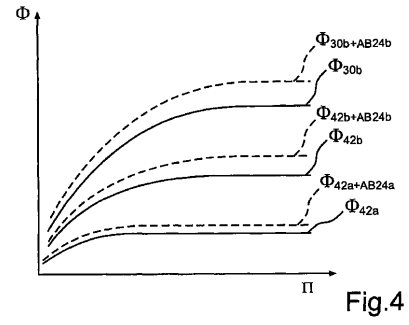


Fig.2

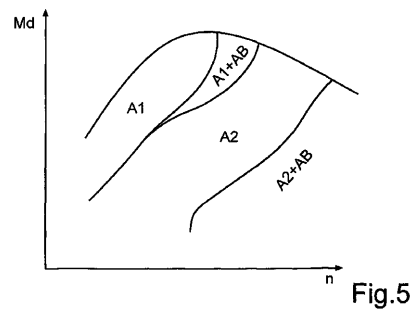
【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 5 】



## フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I  
 F 0 2 M 25/07 (2006.01) F 0 1 N 3/24 T  
 F 0 2 M 25/07 5 7 0 P

- (72)発明者 ジークフリート・ズムザー  
 ドイツ連邦共和国 7 0 3 2 7 シュツットガルト、ブッヒャウアーシュトラッセ 3
- (72)発明者 シュテファン・クレッチュマー  
 ドイツ連邦共和国 7 3 5 2 7 シュベールビッシュ グミュント、ハインシュトラッセ 9
- (72)発明者 ヴォルフラム・シュミット  
 ドイツ連邦共和国 7 2 6 2 2 ニュルティンゲン、フリードリッヒ グリュエック シュトラッセ 4 9
- (72)発明者 ヴォルフガンク・スラデック  
 ドイツ連邦共和国 7 3 7 6 0 オストフィルデルン、ヌスヴェーグ 2 4

審査官 佐々木 淳

- (56)参考文献 米国特許出願公開第2007/0180826(US,A1)  
 米国特許出願公開第2004/0062638(US,A1)  
 特開2004-068631(JP,A)  
 特開2007-192130(JP,A)  
 実開昭61-037434(JP,U)  
 実開昭63-171628(JP,U)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
 F 0 2 B 3 9 / 0 0  
 F 0 1 D 1 7 / 1 6  
 F 0 1 N 3 / 2 4  
 F 0 2 B 3 7 / 2 2  
 F 0 2 B 3 7 / 2 4  
 F 0 2 M 2 5 / 0 7