

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5887353号
(P5887353)

(45) 発行日 平成28年3月16日(2016.3.16)

(24) 登録日 平成28年2月19日(2016.2.19)

(51) Int.Cl.

F I

F O 2 B 37/00 (2006.01)

F O 2 B 37/00 5 O O B

F O 2 B 37/02 (2006.01)

F O 2 B 37/00 3 O 2 F

F O 2 B 37/02 B

請求項の数 16 (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2013-535303 (P2013-535303)
 (86) (22) 出願日 平成23年10月21日(2011.10.21)
 (65) 公表番号 特表2013-540945 (P2013-540945A)
 (43) 公表日 平成25年11月7日(2013.11.7)
 (86) 国際出願番号 PCT/EP2011/005310
 (87) 国際公開番号 W02012/055514
 (87) 国際公開日 平成24年5月3日(2012.5.3)
 審査請求日 平成26年9月2日(2014.9.2)
 (31) 優先権主張番号 102010043027.7
 (32) 優先日 平成22年10月27日(2010.10.27)
 (33) 優先権主張国 ドイツ(DE)

(73) 特許権者 503025605
 エム・テー・ウー・フリードリッヒスハー
 フェン・ゲゼルシャフト・ミト・ベシュレ
 ンクテル・ハフツング
 ドイツ連邦共和国、88045 フリー
 ドリッヒスハーフェン、マイバッハプラッ
 ツ、1
 (74) 代理人 100069556
 弁理士 江崎 光史
 (74) 代理人 100111486
 弁理士 鍛冶澤 實
 (74) 代理人 100157440
 弁理士 今村 良太
 (74) 代理人 100153419
 弁理士 清田 栄章

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

排ガス側(A G)及び過給流体側(L L)を有する内燃エンジン(1 0)と、過給シス
 テムとを備えた内燃機関(1 0 0, 2 0 0)であって、

前記過給システムが、

- 前記過給流体側(L L)でコンプレッサ装置を有し、前記排ガス側(A G)でタービン
 装置を有する、前記内燃エンジン(1 0)の過給のためのエグゾーストターボチャージャ
 (2 0)と、

- プライマリ側(4 1 . 1)が前記過給流体側(L L)で接続され、セカンダリ側(4 1
 . 2)が前記排ガス側(A G)で接続されたコンプレッサ(4 1)と

を含み、

前記過給システムが

- 前記内燃エンジン(1 0)の前記排ガス側(A G)から前記内燃エンジン(1 0)の前
 記過給流体側(L L)への排ガスのための再循環配管(3 9)を備えた排ガス再循環部(3
 0)を更に含み、

- 前記エグゾーストターボチャージャ(2 0)が内燃エンジン(1 0)の2段の過給のため
 に低圧段(N D)及び高圧段(H D)を備え、該低圧段(N D)は前記タービン装置の
 低圧タービン(2 1)によって駆動される前記コンプレッサ装置の低圧コンプレッサ(2
 2)を備え、前記高圧段(H D)は前記タービン装置の高圧タービン(2 3)によって駆
 動される前記コンプレッサ装置の高圧コンプレッサ(2 4)を備え、

10

20

- 前記コンプレッサ(41)が前記低圧段(ND)からの過給流体の圧縮及びこの圧縮された過給流体の高圧段(HD)への供給のために形成されており、そのプライマリ側(41.1)が前記低圧コンプレッサ(22)のセカンダリ側(22.1)で接続されており、そのセカンダリ側(41.2)が前記高圧タービン(23)のプライマリ側(23.1)で接続されており、前記コンプレッサが独立した駆動部によって駆動可能であることを特徴とする内燃機関。

【請求項2】

前記排ガス再循環部(30)が、少なくとも1段の低温-排ガス再循環部の形態で形成されているとともに、少なくとも1つの熱交換器(33)を備えていることを特徴とする請求項1記載の内燃機関。

10

【請求項3】

前記排ガス再循環部(30)が、少なくとも1つの調整可能な絞り(34)を備えていることを特徴とする請求項1又は2記載の内燃機関。

【請求項4】

前記排ガス再循環部(30)が2段の低温排ガス再循環部の形態で形成されており、第1段(31)において第1の熱交換器(33)を備え、第2段(32)において第2の熱交換器(35)を備えていることを特徴とする請求項1～3のいずれか1項に記載の内燃機関。

【請求項5】

前記排ガス再循環部(30)の第2段(32)が第2の熱交換器(35)及び該第2の熱交換器から分離されたバイパス配管(38)を有する前記再循環配管(39)を備え、前記バイパス配管が、前記第2の熱交換器(35)において流れを迂回するように、前記第2の熱交換器(35)のプライマリ側及びセカンダリ側に接続されていることを特徴とする請求項1～4のいずれか1項に記載の内燃機関。

20

【請求項6】

前記エグゾーストターボチャージャ(20)の前記低圧段(ND)が前記過給流体側(LL)において低圧熱交換器(25)を備えていることを特徴とする請求項1～5のいずれか1項に記載の内燃機関。

【請求項7】

前記コンプレッサ(41)の前記プライマリ側(41.1)が低圧熱交換器(25)と前記高圧コンプレッサ(24)の間に接続されていることを特徴とする請求項1～6のいずれか1項に記載の内燃機関。

30

【請求項8】

前記コンプレッサ(41)の前記プライマリ側(41.1)が前記低圧コンプレッサ(22)と低圧熱交換器(25)の間に接続されていることを特徴とする請求項1～6のいずれか1項に記載の内燃機関。

【請求項9】

前記エグゾーストターボチャージャ(20)の前記低圧段(ND)が前記過給流体側(LL)において熱交換器から分離されているとともに、前記コンプレッサ(41)の前記プライマリ側(41.1)が前記低圧コンプレッサ(22)と前記高圧コンプレッサ(24)の間に接続されていることを特徴とする請求項1～5のいずれか1項に記載の内燃機関。

40

【請求項10】

前記コンプレッサ(41)が前記内燃エンジン(10)のクランクシャフトによって駆動可能であることを特徴とする請求項1～9のいずれか1項に記載の内燃機関。

【請求項11】

前記コンプレッサ(41)のための駆動手段(46)がクラッチ(45)及び/又は変速機を備えていることを特徴とする請求項1～10のいずれか1項に記載の内燃機関。

【請求項12】

前記コンプレッサ(41)が前記内燃エンジン(10)から分離された駆動部(43)

50

によって駆動可能であることを特徴とする請求項 1 ~ 1 1 のいずれか 1 項に記載の内燃機関。

【請求項 1 3】

前記コンプレッサ(41)のための駆動手段(46)が、前記内燃エンジン(10)のクランクシャフト及び/又は分離された駆動部(44)への接続のためにベルト、チェーン又は歯車を備えていることを特徴とする請求項 1 ~ 1 2 のいずれか 1 項に記載の内燃機関。

【請求項 1 4】

コンプレッサ配管(49)が、前記コンプレッサ(41)のプライマリ側(41.1)で、2つのみの切換状態を有して形成されるバルブか、又は調節可能なバルブ(42)を備えていることを特徴とする請求項 1 ~ 1 3 のいずれか 1 項に記載の内燃機関。

【請求項 1 5】

前記内燃エンジン(10)が、350 ~ 2300 rpmを有する中間速度動作するものの形態で形成されていることを特徴とする請求項 1 ~ 1 4 のいずれか 1 項に記載の内燃機関。

【請求項 1 6】

請求項 1 ~ 1 5 のいずれかに記載の内燃機関(100, 200)を備えた車両。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、排ガス側及び過給流体側を有する内燃エンジンと、過給システムとを備えた内燃機関であって、前記過給システムが、前記過給流体側でコンプレッサ装置を有し、前記排ガス側でタービン装置を有する、前記内燃エンジンの過給のためのエグゾーストターボチャージャと、プライマリ側が前記過給流体側で接続され、セカンダリ側が前記排ガス側で接続されたコンプレッサとを含む、前記内燃機関に関するものである。さらに、本発明は、内燃機関を有する車両に関するものである。

【背景技術】

【0002】

特許文献 1 には内燃エンジンの 2 段の過給のためのエグゾーストターボチャージャと、排ガス再循環部とを備えた内燃機関が開示されており、排ガス再循環配管が高圧コンプレッサのセカンダリ側へ向けて設けられている。

【0003】

特許文献 2 には、内燃エンジンの 2 段の過給のためのエグゾーストターボチャージャを備えた内燃機関が開示されている。ここで、コンプレッサが設けられており、このコンプレッサは、ペダル動作を介してエグゾーストターボチャージャへ提供され得る圧縮空気を圧縮空気チャンバ内で提供可能である。

【0004】

冒頭に述べた内燃機関は、本出願人の特許文献 3 に開示されている。この内燃機関は、コンプレッサ及びタービンを有するエグゾーストターボチャージャを備えている上、更に周囲環境からの空気の圧縮のためのコンプレッサを備えている。コンプレッサのセカンダリ側における流れ回路の切換のためのバルブが、コンプレッサのセカンダリ側をタービンのプライマリ側に接続するために第 1 の位置において設けられている。さらに、適当な接続配管が設けられており、この接続配管において、コンプレッサから搬送される空気がタービンのプライマリ側へ案内され、これにより、タービンの回転数が上昇され得る。このように上昇させられたエグゾーストターボチャージャの回転数に基づき、周囲環境から取り込まれ、そして圧縮された空気からなる過給気の圧力が高められる。限界値を上回る場合には、バルブの第 2 の位置において、コンプレッサにより圧縮された空気が、タービンのセカンダリ側へ搬送され、吹き出される。

【0005】

このような内燃機関が更に改良可能であることが明らかである。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】独国特許出願公開第19837978号明細書

【特許文献2】英国特許出願公開第2121474号明細書

【特許文献3】独国特許出願公開第10315148号明細書

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

本発明は上記問題に鑑みてなされたもので、その目的とするところは、改良された過給システム、特にコンプレッサが良好に接続された改良された過給システムを備えた内燃機関を提供することにある。特に、内燃機関は、改良された過給圧力を有するべきである。

10

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記目的は、内燃機関に関して、冒頭で述べた様式の内燃機関を有する本発明により達成され、本発明によれば、前記過給システムが前記内燃エンジンの前記排ガス側から前記内燃エンジンの前記過給流体側への排ガスのための再循環配管を備えた排ガス再循環部を更に含み、前記エグゾーストターボチャージャが内燃エンジンの2段の過給のために低压段及び高压段を備えている。また、本発明によれば、更に、前記低压段は前記タービン装置の低压タービンによって駆動される前記コンプレッサ装置の低压コンプレッサを備え、前記高压段は前記タービン装置の高压タービンによって駆動される前記コンプレッサ装置の高压コンプレッサを備えている。さらに、本発明によれば、前記コンプレッサが前記低压段からの過給流体の圧縮及びこの圧縮された過給流体の高压段への供給のために形成されており、そのプライマリ側が前記低压コンプレッサのセカンダリ側で接続されており、そのセカンダリ側が前記高压タービンのプライマリ側で接続されている。

20

【0009】

非常に一般的には、コンプレッサは、過給流体の圧縮のための部材と理解されるべきである。特に、コンプレッサは、機械的な駆動部によって駆動される、過給流体の圧縮のための部材と理解されるべきである。また、コンプレッサは、タービン駆動部によっても駆動されることが可能である。特に、スクリーユ圧縮機として構成されるコンプレッサが好ましい。

30

【0010】

本発明は、過給システムが冒頭で述べた様式の内燃機関において特にエンジン内部で改良されたNOx削減に対して、好ましくは排ガス再循環によって補足するという考慮に基づいている。本発明は、内燃エンジンの排ガス側から内燃エンジンの過給流体側への排ガスのための再循環配管を備えている。さらに、本発明によれば、排ガス再循環部及びエグゾーストターボチャージャを備えた特にディーゼルエンジンである内燃機関が比較的小さな回転数において更に改良され得る。小さな回転数においては、比較的高い排ガス再循環率（NOx規制値の遵守のため）が常に実現可能であるわけではないことが分かっている。また、（高い排ガス再循環率において）過給気における外気についてのある程度の欠点が生じ得ることも分かっている。外気の欠点は、内燃機関を備えた車両の加速特性に悪影響を及ぼし得る。このような逆引きの問題点から、NOx排出に対する規制値が達成されないか、又は不十分に達成され、及び/又は車両に対する走行特性についての決定が生じる。

40

【0011】

本発明により、請求項1の特徴部分に基づき、低压段及び高压段を備えた内燃エンジンの2段の過給のためのエグゾーストターボチャージャの使用により上記問題点が解消される。このとき、本発明によれば、コンプレッサが周囲環境からの空気の圧縮よりもむしろ低压段からの過給流体の圧縮及び圧縮された過給流体の高压段への供給のために形成されることで、コンプレッサが過給流体の圧縮のために好ましく取り付けられることが分かっ

50

ている。本発明によれば、コンプレッサのプライマリ側が低圧コンプレッサのセカンダリ側で接続されており、コンプレッサのセカンダリ側が高圧タービンのプライマリ側で接続されている。好ましくは、本発明により、追加的及び特に大きな圧力上昇が、２段のエグゾーストターボチャージャにおいて、タービン装置の高圧タービンの手前でコンプレッサを用いて可能とされる。これにより、このタービン装置は、追加的かつ抜群に強力に吹き付けられる。

【００１２】

考慮において、本発明によれば、流れ低下自体が内燃エンジンの比較的低い回転数において比較的高い排ガス再循環率に対して十分であることにより、第１に、このように強くネガティブな流れ低下、すなわち内燃エンジンの過給流体側での圧力と排ガス側での圧力の最大のネガティブな圧力差が得られることがある。第２に、コンプレッサによる高圧タービンの手前での比較的大きな追加的な圧力上昇により、動作中の高圧ターボチャージャが、同様に高い回転数において維持され、その結果、内燃エンジンの静止した動作又は一時的な動作において十分な過給流体の過給圧及びそれに伴う外気が提供される。これにより、わずかな排煙レベルが得られる。全体として、本発明のコンセプトにより、特に良好な排ガス再循環率を有する部分負荷や部分負荷における内燃機関の改善された応答特性が得られる。

【００１３】

したがって、一方で排ガス再循環率と他方で外気の供給性の間の上述の逆向きの問題点に基づく、排ガス再循環部を有する内燃機関の基本的な問題が解消される。本発明のコンセプトが、追加的な排ガス後処理部を内燃機関に設ける必要なく、過酷なNOx規制値を内燃エンジン的に満足するのに十分であることが示された。それでも、本発明のコンセプトに基づく内燃機関は、比較的高い走行特性を有する高い排ガス再循環率において示された。

【００１４】

特に、本発明のコンセプトにより、直列４気筒又は直列６気筒エンジンであり得る直列型エンジンの形態における内燃エンジンを有する内燃機関が得られる。また、このコンセプトは、V型エンジンに対しても好ましいものである。特に、エンジンが中間速度動作するもの又は高速動作するものの形態で形成されており、そのため、比較的低い回転数において比較的大きな中間圧力を実現可能である。そして、500～2300rpmの範囲における回転数を有する高速動作するもの、特に900～2000rpmの範囲の回転数を有する高速動作するものにおいて40%までのかなりの中間圧力の上昇を得ることが可能であることが示された。

【００１５】

また、本発明のコンセプトによれば、本発明のコンセプトに基づく内燃機関を備えた特に有用車両である車両が得られる。特に、本発明のコンセプトに基づく内燃機関の使用は、トラクタ、建設用車両又は輸送用車両において好ましいことが示された。

【００１６】

本発明の他の好ましい発展形態は、従属請求項から認識されるとともに、課題の範囲内における上述のコンセプト及び他の利点に関して実現する好ましい可能性を個々に示すものである。

【００１７】

基本的に、排ガス再循環部は、少なくとも１段の低温排ガス再循環部の形態で形成されることができ、更に、少なくとも１つの熱交換器を備えることができる。排ガス再循環部は、好ましくは少なくとも１つの、特に調整可能な絞りを備えることができる。絞りは、例えば絞りフラップ又はこれに類似の、配管を閉鎖し、及び／若しくは狭窄した手段の形態で形成されることができ、２段に構成されたエグゾーストターボチャージャに関して、特に２段の低温排ガス再循環部の形態の排ガス再循環部が好ましいことが分かった。低温排ガス再循環部は、好ましくは、第１段において第１の熱交換器を備え、第２段において第２の熱交換器を備えている。２段の低温排ガス再循環部により、特に好ましくは再循

環される排ガスの温度、特に密度が内燃機何の動作状態、例えば発進状態又は静止若しくは一時的な状態に応じて適合され得る。特に、排ガス再循環部の第2段は、第2の熱交換器を備えたメイン配管（好ましくは再循環配管）及びこれから分離されたバイパス配管を備えている。このバイパス配管は、プライマリ側及びセカンダリ側で第2の熱交換器に接続されているとともに、第2の熱交換器を迂回する排ガス流のための回路を提供するものである。この特徴により、最終的に、低温排ガス再循環部の第2段が必要に応じて作動されたり、非作動とされることが可能である。作動時には排ガスが第2の熱交換器を貫流し、非作動時には排ガスが第2の熱交換器を迂回してバイパス配管を通して案内される。

【0018】

特に過給気あるいは必要な場合には過給気と排ガスの混合物である過給流体の十分な圧縮を得るために、過給流体側において、エグゾーストターボチャージャの低压段に低压熱交換器を設けることが好ましいことが分かった。この低压熱交換器は、好ましくは、低压コンプレッサと高压コンプレッサの間に配置されている。また、過給流体側において、エグゾーストターボチャージャの高压段に高压熱交換器を設けることが好ましいことも分かった。高压熱交換器は、内燃エンジンに供給される過給流体に適る限り低い温度において供給するのに好ましいことが分かった。一般に、過給流体の圧縮後に過給流体の冷却を行うのが好ましい。これにより、過給流体の好ましく高められた密度が得られ、その結果、過給流体における空燃比を特に高く選択することが可能である。すなわち、比較的多くの外気を供給することが可能である。これにより、比較的低いNOx排出及び好ましく低減された排煙レベルが得られる。

【0019】

これら利点は、強化されて、本発明のコンセプトに従って設けられた、低压段からの過給流体の圧縮及び圧縮された過給流体の高压段、そこでは高压タービンへの供給のためのコンプレッサによって達成される。さらに、上述のように、ネガティブな流れ低下が高められ、これにより、比較的高い排ガス再循環率が実際に回転数範囲全体において得られるとともに、上述の高められた走行特性の範囲において、部分負荷においても内燃エンジンのより良好な応答特性が得られる。また、必要に応じて、コンプレッサのプライマリ側が低压熱交換器と高压コンプレッサの間に接続されることが可能である。低压熱交換器のセカンダリ側でのコンプレッサのプライマリ側の接続のこの特徴は、効果的かつできる限り良好な過給流体の圧縮に対して特に好ましいことが分かった。それにもかかわらず、例えば熱交換器、特に低压熱交換器及び/又は高压熱交換器のサイズの調整において、コンプレッサのプライマリ側を低压コンプレッサと低压熱交換器の間に直接接続することが可能である。また、例えばエグゾーストターボチャージャの低压段を熱交換器なしに過給流体側に形成することも可能である。必要な場合には、エグゾーストターボチャージャ自体が2段の構成において適当なサイズの唯一の熱交換器を備えることが可能である。この場合、コンプレッサのプライマリ側は、低压コンプレッサと高压コンプレッサの間に直接接続され得る。

【0020】

ところで、過給流体とは、基本的に過給気と理解すべきである。それにもかかわらず、排ガス再循環部の再循環配管は、再循環される排ガスが必要に応じて過給流体側の異なる箇所へ供給され得るよう、内燃エンジンの過給流体側へ接続されることが可能である。例えば、過給流体側の排ガスは、高压コンプレッサ及び/又は高压熱交換器のセカンダリ側で、特に実際上は内燃エンジンの過給流体マニホールドへ直接供給されることが可能である。それにもかかわらず、内燃エンジンの排ガス側からの内燃エンジンの過給流体側への排ガスの再循環がエグゾーストターボチャージャの過給流体側の高压段及び/又は過給流体側の低压段においてなされる、すなわち、例えば高压コンプレッサのプライマリ側又は低压コンプレッサのプライマリ側で接続される。このとき、特に、熱交換器のスーティングに対する対策が当てられる。

【0021】

特に好ましい発展形態の範囲内では、コンプレッサが内燃エンジンのクランクシャフト

によって駆動可能である。これに代わるか、又はこれに追加した発展形態においては、コンプレッサが、内燃エンジンから分離された駆動部によって駆動可能である。基本的に、コンプレッサに対する駆動手段として、内燃エンジンあるいは分離された駆動部とコンプレッサの間のクラッチ及び／又は変速機が適している。コンプレッサのための駆動手段は、内燃エンジンのクランクシャフトあるいは分離された駆動部への接続のためにベルト、チェーン、歯車又はこれに類するものを備えている。コンプレッサのプライマリ側における接続配管は、特に調節可能なバルブであるバルブを備えている。また、調整可能な絞りでもよい。さらに、基本的には、配管狭窄又は配管閉鎖のための他の手段でもよい。バルブあるいは絞りは、好ましくは、低圧段から全体又は一部がコンプレッサへ供給される過給流体の供給に適している。

10

【 0 0 2 2 】

詳細には記載されていなくとも、本発明のコンセプトは、コンプレッサ側のプライマリ側が低圧コンプレッサのセカンダリ側において配置されているが、過給流体が低圧段から直接にはコンプレッサに供給されない発展形態も対象となっていると理解される。例えば、追加的に高圧段からの過給流体がコンプレッサに供給可能であるか、又は過給流体が他の構成要素又はエグゾーストターボチャージャの配管部分の介在の下で供給される。

【 0 0 2 3 】

本発明の実施例は、以下に図面に基づき記載される。この図面は、必ずしも縮尺に従って示されておらず、むしろ説明に役立つよう概略的及び／又はゆがめた形態となっている。図面から直接認識可能な示唆の補足に関して、関連した先行技術が指摘される。このとき、本発明の一般的な理念からはずれることなく、実施形態の形式及び詳細に関して多様な変化及び変更を行うことが可能である。本明細書、図面及び特許請求の範囲に開示された本発明の特徴は、本発明の発展形態に対して個々に及び適宜組み合わせることが可能である。さらに、本明細書、図面及び／又は特許請求の範囲に開示された少なくとも2つの特徴からなる全ての組合せは、本発明の範囲に含まれるものである。本発明の一般的な利点は、正確な形態又は以下に示し、記載される好ましい実施形態に限定されるものではなく、また、特許請求の範囲において請求する範囲に比較して限定された対象に限定されるものでもない。記載された量定範囲においては、挙げた限度内に位置する値も限界値として開示されるべきであり、適宜使用でき、要求可能であるべきである。また、簡易化の理由から、以下では、同一若しくは類似の部材又は同一若しくは類似の機能を有する部材には同一の符号を付している。

20

30

【 0 0 2 4 】

本発明の他の利点、特徴及び詳細は、以下の好ましい実施例の説明及び図面から明らかである。

【 発明の効果 】

【 0 0 2 5 】

本発明によれば、改良された過給システム、特にコンプレッサが良好に接続された改良された過給システムを備えた内燃機関を提供することが可能である。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 2 6 】

40

【 図 1 】 低圧段からの過給流体の圧縮及び圧縮された過給流体の高圧段、そこでは2段のエグゾーストターボチャージャの高圧タービン、への供給のためのコンプレッサを備えた内燃機関の第1の実施形態を示す図であり、コンプレッサのプライマリ側は、低圧熱交換器と高圧コンプレッサの間に接続されている。

【 図 2 】 低圧段からの過給流体の圧縮及び圧縮された過給流体の高圧段、そこでは2段のエグゾーストターボチャージャの高圧タービン、への供給のためのコンプレッサを備えた内燃機関の第2の実施形態を示す図であり、コンプレッサのプライマリ側は、低圧コンプレッサと低圧熱交換器の間に接続されている。

【 発明を実施するための形態 】

【 0 0 2 7 】

50

以下に本発明の実施の形態を添付図面に基づいて説明する。

【0028】

図1は内燃エンジン10及び過給システムを備えた内燃機関100を示しており、この過給システムは、エグゾーストターボチャージャ20及び排ガス再循環部30を備えている。本実施の形態において、内燃エンジン10は、直列4気筒型の形式で、600～2500rpmの回転数範囲で高速動作するものとして形成されている。また、この内燃エンジン10は、排気マニホールドからの排ガスをエグゾーストターボチャージャ20へ案内する配管1.2と、排ガス再循環部30へ案内する配管1.3とへ排出するための排ガス側AGを備えている。さらに、内燃エンジン10は、過給流体マニホールド2を介して過給流体を当該内燃エンジン10へ過給するための過給流体側LLも備えている。本実施の形態において、過給流体マニホールド2における過給流体は、配管2.2から供給されたエグゾーストターボチャージャ20の過給気と配管2.3から供給される排ガス再循環部30からの排ガスから成る、内燃エンジン10の動作状態に応じた適当な混合物である。過給気及び排ガスは、これら過給気及び排ガスから混合物を形成するための混合装置3及び他の配管2.1において過給流体マニホールド2へ供給される。図1に示された複数の矢印は、それぞれ過給流体側LLにおける過給気の流れ方向、あるいは排ガス側AGにおける排ガスの流れ方向、あるいは内燃エンジン10の範囲における流れ方向を示している。

10

【0029】

本実施の形態において、KSは、内燃エンジン10の出力側、すなわちトランスミッション及び場合によっては例えば図2に示されるような他の駆動システムを内燃エンジン10のクランクシャフトへ接続するためのクラッチを配置するための内燃エンジン10の側を示している。これに対応して、KGSは、内燃エンジン10の出力側の反対側を示している。

20

【0030】

本実施の形態では、内燃エンジンの過給システムは、2段式の低温排ガス再循環部の形態の排ガス再循環部30を備えて更に形成されている。排ガス再循環部30は、更に第1段31及び第2段32を備えている。この第1段は、高温熱交換器33及びこの高温熱交換器33にプライマリ側で手前に配置された絞り34を備えている。

【0031】

以下では、内燃エンジン10の通常の動作時、すなわち図1に示された過給流体あるいは排ガスの流れ方向に対して、構成要素のプライマリ側とは基本的に構成要素の入口側を意味し、構成要素のセカンダリ側とは基本的に構成要素の出口側を意味する。

30

【0032】

排ガス再循環部30は、配管1.3から配管2.3へ接続し、内燃エンジン10の排ガス側AGから内燃エンジンの過給側LLへの排ガスの再循環のための再循環配管39を備えている。メイン配管として機能するこの再循環配管30は、プライマリ側で排ガス再循環部30の第2段32の第2の熱交換器35に接続している。また、ここでも、プライマリ側でバルブ36が第2の熱交換器35の手前に配置されている。排ガス再循環部30の第2段32は、メイン配管に配置された第2の熱交換器35の他に、分離されたバイパス配管38を備えている。このバイパス配管は、第2の熱交換器35において流れを迂回するようにプライマリ側とセカンダリ側を接続している。配管1.3から再循環配管39へ案内された排ガスは、第1の絞り34によって規定される量において、高温熱交換器33によって予冷却されることができ、さらに、内燃機関の動作状態に応じて、バルブ36を通して、更なる冷却のために第2の低温熱交換器35及び/又はバイパス配管38へ供給されることができる。つづいて、このように必要十分に冷却された排ガスは、混合装置3で配管2.2から供給される過給気と混合して上記過給流体マニホールド2へ供給するために、排ガスメイン配管及び/又はバイパス配管38から内燃エンジン10の過給側LLにおける配管2.3へ供給される。

40

【0033】

50

エグゾーストターボチャージャ 20 は、本実施の形態においては、低圧段 ND 及び高圧段 HD を有する内燃エンジン 10 の 2 段階の過給のために形成されている。低圧側 ND は、低圧タービン 21 によって駆動される低圧コンプレッサ 22 を備えている。高圧段 HD は、高圧タービン 23 によって駆動される高圧コンプレッサ 24 を備えている。過給側 LL における低圧段 ND の構成要素は、周囲環境 U と混合装置 3 を接続する過給器配管 28 に配置されている。

【0034】

知られた動作状態においては、内燃機関 100 は以下のように駆動されることができる。すなわち、外気は、過給気を形成するために周囲環境 U から配管 2 . 2 へ吸入され、低圧段 ND の低圧コンプレッサ 22 によって圧縮され、この低圧コンプレッサ 22 のセカンダリ側に接続された低圧熱交換器 25 において予冷却されるとともに高圧段 HD の高圧コンプレッサ 24 において更に圧縮され、そして、この高圧コンプレッサ 24 のセカンダリ側で接続された高圧熱交換器 26 において、内燃エンジン 10 への導入に適した供給温度まで冷却される。このとき、周囲環境から吸入された空気は、低圧コンプレッサ 22 と高圧コンプレッサ 24 の間に位置する過給気配管 28 の一部においては大気圧を上回る第 1 の圧力レベル P_{ND} にあり、高圧コンプレッサ 24 と混合装置 3 の間に位置する過給気配管 28 の一部においては低圧レベル P_{ND} を上回る高圧レベル P_{HD} にある。他の絞り 27 によって、他の配管 2 . 2 における過給気量が決定される。すなわち、過給流体における外気の割合が決定される。上述のように、他方では絞り 34 により、配管 2 . 3 における排ガスの割合、すなわち配管 2 . 1 の過給流体における排ガスの割合が決定される。最後に、絞り 34 , 27 の適当な調整によって、過給気割合がエンジン回転数によって設定される内燃エンジン 10 の動作状態に合わせられる。すなわち、空燃比 ϕ_g が、これができる限り大きくなるよう調整される。そのため、内燃エンジン 10 におけるできる限り効果的な燃料の燃焼をできる限りわずかな排煙レベルにおいて保障するため、できる限り大きな外気の割合が存在する必要がある。その他、エグゾーストターボチャージャ 20 及び排ガス再循環部 30 の調整は、比較的大きなネガティブな流れ低下、すなわち過給流体側 LL と排ガス側 AG の間の圧力差 $P_5 - P_7$ ができる限り離れてネガティブな範囲へ至るようになされる。このような調整の目的は、内燃エンジン 10 の回転数範囲をできる限り完全にカバーする部分において比較的大きな排ガス再循環率を達成することである。図 1 に示された内燃機関 100 においては、比較的高い排ガス再循環率によって、更に NOx 規制値の遵守が保障されている。その他、配管 2 . 1 及び過給流体マニホールド 2 を介して供給される過給流体の燃焼のための外気導入は、低圧段 ND 及び高圧段 HD を備えたエグゾーストターボチャージャ 20 の実行によって、大部分においてポジティブに影響する。このことから、ここでは不図示の車両において使用される際に、基本としてすでに設定された内燃機関 100 の良好な加速特性が得られる。噴射された燃料の内燃エンジン 10 の過給流体との燃焼の下では、発生する排ガスが排ガス側 AG における排気マニホールド 1 及びそこにおける他の配管 1 . 2 へ供給される。

【0035】

排ガスを高圧段 HD の高圧タービン 23 及び低圧段 ND の低圧タービン 21 を介して排出するために、排ガス排出配管 29 が用いられる。

【0036】

本発明のコンセプトに従う特に好ましい内燃機関 100 の更なる形成においては、上述の高い空燃比 ϕ_g の更なる改善のため、できる限りネガティブな流れ低下 $P_5 - P_7$ の達成のため、及び部分負荷時における内燃機関 100 自体の応答特性の改善のために、本実施の形態において、エグゾーストターボチャージャ 20 が、過給気配管 28 から排ガス排出配管 29 へ案内するコンプレッサ配管 49 において更にコンプレッサ装置 40 を備えている。コンプレッサ 41 は、低圧段 ND からの過給気を過給流体側 LL へ、すなわち低圧レベル P_{ND} を起点として圧縮するため、及び更に圧縮された過給気を排ガス側 AG における高圧段 HD の高圧タービン 23 へ供給するために形成されている。さらに、コンプレッサ 41 のプライマリ側 41 . 1 が低圧コンプレッサ 22 のセカンダリ側 22 . 1 で接続

されているとともに、コンプレッサ 41 のセカンダリ側 41 . 2 は高圧タービン 23 のプライマリ側 23 . 1 で接続されている。また、コンプレッサ配管 49 が過給気配管 28 及び排ガス排出配管 29 に接続されている。上述のように、コンプレッサ 41 には、低圧コンプレッサ 22 によって決定され、かつ、大気圧を超える、低圧レベル P_{ND} にある過給気が供給される。コンプレッサ 41 のプライマリ側 41 . 1 でのコンプレッサ配管 49 におけるバルブ 42 は、コンプレッサ 41 による空気流の開放 / 遮断に寄与するものである。本実施の形態では、バルブ 42 は、開放又は閉鎖のいずれかがなされるいわゆるオンオフバルブとして形成されている。

【0037】

コンプレッサ 41 自体は、本実施の形態においては分離された駆動部 44、例えば電気駆動部又はこれに類するものによって駆動されている。

【0038】

このような更なる形成をする内燃機関 100 の実施に基づき、コンプレッサ 41 は、追加的な機械的過給器として設定され、かつ、低圧段 ND の後あるいは低圧段 ND からの過給気を低圧レベル P_{ND} へ下げるとともにこれを更に圧縮し、それにより高圧タービン 23 へ吹き付ける。これにより、上述の流れ低下 $P5 - P7$ が、高圧タービン 23 のプライマリ側 23 . 1 での追加的な増圧により、過給気を更に圧縮するコンプレッサ 41 の作用の結果として、更にネガティブ範囲へ移行する。したがって、高圧タービン 23 及び高圧ターボチャージャあるいはエグゾーストターボチャージャ 20 の高圧段 HD は、内燃エンジン 10 の静止した動作状態及び一時的な動作状態において過給流体側 LL において過給気が十分に利用でき、これにより過給気配管 28 を介して外気が混合装置 3 へ供給されるように、回転数が保持されるか、あるいは回転数へもたらされる。この特徴は、空燃比 ϕ の更なる改善に寄与するものである。その他、コンプレッサ 40 のこのポジティブな作用は、内燃エンジン 10 の全ての回転数、すなわち上記 900 ~ 2000 rpm の観点数範囲全体において示された。特に、これまでの公知の内燃機関に比して比較的小さな回転数において、比較可能な内燃機関の通常の間圧力を少なくとも 25 % まで超える、優れた高い中間圧力（平均圧力）が得られる。結果において、排ガス再循環部 30 を介した高い排ガス再循環率での内燃エンジン 10 の駆動が、小さな回転数においてさえも高い走行動特性を確保しつつ可能である。最後に、部分負荷駆動時においてさえも、内燃エンジン 10 のより良好な応答特性が生じる。

【0039】

図 2 には、図 1 に関して若干変更された内燃機関 200 の実施の形態が示されている。容易化の理由及び見やすさの観点から、同一若しくは類似の部材又は同一若しくは類似の機能の部材に対しては、同様の符号が付されている。以下では、内燃機関 100 に対する差異についてのみ説明する。低圧熱交換器 25 と高圧コンプレッサ 24 の間の過給気配管 28 の低圧コンプレッサ 22 に後続配置された範囲におけるコンプレッサ配管 49 が接続する内燃機関 100 と異なり、内燃機関 200 におけるコンプレッサ配管 49 は、低圧コンプレッサ 22 と低圧熱交換器 25 の間の過給気配管 28 の範囲において接続している。すなわち、内燃機関 100 と異なり、コンプレッサ配管 49 は低圧熱交換器 25 のプライマリ側で接続し、一方、内燃機関 100 においては、コンプレッサ配管 49 が低圧熱交換器 25 のセカンダリ側において接続している。両ケースにおいて、コンプレッサ配管 49、すなわちコンプレッサ 41 のプライマリ側 41 . 1 が低圧コンプレッサ 22 のセカンダリ側 22 . 1 で接続している。このように変更された内燃機関 200 の実施の形態は、コンプレッサ 41 によって更に効果的に圧縮できるよう、好ましくは、及び特に、低圧段 ND における圧縮された過給気の温度レベルが十分に低い動作状態に適している。ここでは不図示の比較的コンパクトな他の実施形態においては、とりわけ設置空間の理由から、低圧熱交換器 25 を設けず高圧熱交換器 26 のみでエグゾーストターボチャージャ 20 を動作させるのが好ましいことが分かった。この場合、図 1 に示すように、コンプレッサのプライマリ側 41 . 1 は、エグゾーストターボチャージャ 20 の配管部分において、低圧コンプレッサ 22 と高圧コンプレッサ 24 の間で接続している。

【 0 0 4 0 】

内燃機関 2 0 0 の内燃機関 1 0 0 に対する他の差異はコンプレッサ 4 1 にあり、このコンプレッサにおいては、駆動部 4 4 が、クラッチ 4 5 と、ベルト、チェーン、歯車などの駆動手段 4 6 とを介して内燃エンジンの出力側 K S でのクランクシャフトへの結合のために機械的に駆動されて接続されている。

【 0 0 4 1 】

まとめると、本発明は、排ガス側 A G 及び過給流体側 L L を有する内燃エンジン 1 0 と、過給システムとを備えた内燃機関 1 0 0 , 2 0 0 であって、前記過給システムが、

- 過給流体側 L L でコンプレッサ装置を有し、排ガス側 A G でタービン装置を有する、前記内燃エンジン 1 0 の過給のためのエグゾーストターボチャージャ 2 0 と、

- プライマリ側 4 1 . 1 が過給流体側 L L で接続され、セカンダリ側 4 1 . 2 が排ガス側 A G で接続されたコンプレッサ 4 1 と

を含む、前記内燃機関において、

過給システムが

- 内燃エンジン 1 0 の排ガス側 A G から内燃エンジン 1 0 の過給流体側 L L への排ガスのための再循環配管 3 9 を備えた排ガス再循環部 3 0 を更に含み、

- エグゾーストターボチャージャ 2 0 が内燃エンジン 1 0 の 2 段の過給のために低圧段 N D 及び高圧段 H D を備え、該低圧段 N D はタービン装置の低圧タービン 2 1 によって駆動されるコンプレッサ装置の低圧コンプレッサ 2 2 を備え、高圧段 H D はタービン装置の高圧タービン 2 3 によって駆動されるコンプレッサ装置の高圧コンプレッサ 2 4 を備え、

- コンプレッサ 4 1 が低圧段 N D からの過給流体の圧縮及びこの圧縮された過給流体の高圧段 H D への供給のために形成されており、そのプライマリ側 4 1 . 1 が低圧コンプレッサ 2 2 のセカンダリ側 2 2 . 1 で接続されており、そのセカンダリ側 4 1 . 2 が高圧タービン 2 3 のプライマリ側 2 3 . 1 で接続されるようになっている。

【 符号の説明 】

【 0 0 4 2 】

1	排気マニホールド	
1 . 2	配管 (エグゾーストターボチャージャ 2 0 へ案内する配管)	
1 . 3	配管 (排ガス再循環部 3 0 へ案内する配管)	30
2	過給流体マニホールド	
2 . 1	配管	
2 . 3	配管	
3	混合装置	
1 0	内燃エンジン	
2 0	エグゾーストターボチャージャ	
2 1	低圧タービン	
2 2	低圧コンプレッサ	
2 2 . 1	低圧コンプレッサ 2 2 のセカンダリ側	
2 3	高圧タービン	40
2 3 . 1	高圧タービン 2 3 のプライマリ側	
2 4	高圧コンプレッサ	
2 5	低圧熱交換器	
2 6	高圧熱交換器	
2 7	絞り	
2 8	過給気配管	
2 9	排ガス排出配管	
3 0	排ガス再循環部	
3 1	第 1 段	
3 2	第 2 段	50

3 3	高温熱交換器 / 高温熱交換器	
3 4	第 1 の絞り (プライマリ側に配置された絞り)	
3 5	第 2 の熱交換器 / 低温熱交換器	
3 6	バルブ	
3 8	バイパス配管	
3 9	再循環配管	
4 0	コンプレッサ装置	
4 1	コンプレッサ	
4 1 . 1	コンプレッサ 4 1 のプライマリ側	
4 1 . 2	コンプレッサ 4 1 のセカンダリ側	10
4 2	バルブ	
4 3	分離された駆動部	
4 4	クランクシャフトを介した駆動部	
4 5	クラッチ	
4 6	駆動手段	
4 9	コンプレッサ配管	
1 0 0	内燃機関	
2 0 0	内燃機関	
A G	排ガス側	
H D	高圧段	20
K G S	出力側の反対側	
K S	出力側	
L L	過給流体側	
N D	低圧段	
P _{N D}	低圧レベル	
P _{H D}	高圧レベル	
U	周囲環境	

【図 1】

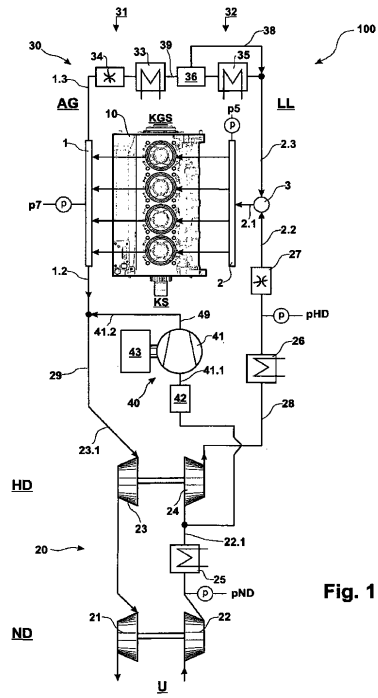


Fig. 1

【図 2】

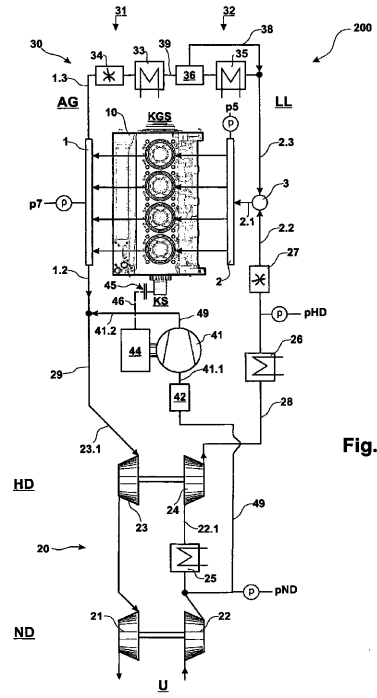


Fig. 2

フロントページの続き

(72)発明者 ハイエルマン・イエルク

ドイツ連邦共和国、88046 フリードリヒスハーフェン、パウリネンストラッセ、86 - 1

審査官 木村 麻乃

(56)参考文献 米国特許第06324846(US, B1)

米国特許出願公開第2010/0095941(US, A1)

特表2010-531412(JP, A)

特開平08-200125(JP, A)

特表2010-516945(JP, A)

国際公開第2008/127755(WO, A1)

米国特許出願公開第2001/0035171(US, A1)

特開2009-299522(JP, A)

実開昭60-066829(JP, U)

特開2007-092618(JP, A)

国際公開第2009/002233(WO, A1)

特開平08-189370(JP, A)

実開平05-012630(JP, U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02B 37/00

F02B 37/02