

(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2010-59965

(P2010-59965A)

(43) 公開日 平成22年3月18日 (2010.3.18)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F O 2 B 25/04 (2006.01)	F O 2 B 25/04	3 G 0 0 5
F O 2 B 37/12 (2006.01)	F O 2 B 37/12 3 O 2 Z	
F O 2 B 37/22 (2006.01)	F O 2 B 37/12 3 O 1 N	
F O 2 B 37/18 (2006.01)	F O 2 B 37/12 3 O 1 A	

審査請求 未請求 請求項の数 9 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2009-188209 (P2009-188209)	(71) 出願人	501082602
(22) 出願日	平成21年8月17日 (2009.8.17)		ヴェルトジレ シュヴァイツ アクチェ ンゲゼルシャフト
(31) 優先権主張番号	08163602.9		スイス国、ヴィンターツール、チュルヒャ ーシュトラーセ 12
(32) 優先日	平成20年9月3日 (2008.9.3)	(74) 代理人	110000855
(33) 優先権主張国	欧州特許庁 (EP)		特許業務法人浅村特許事務所
		(74) 代理人	100066692
			弁理士 浅村 皓
		(74) 代理人	100072040
			弁理士 浅村 肇
		(74) 代理人	100123180
			弁理士 白江 克則
		(74) 代理人	100087217
			弁理士 吉田 裕

最終頁に続く

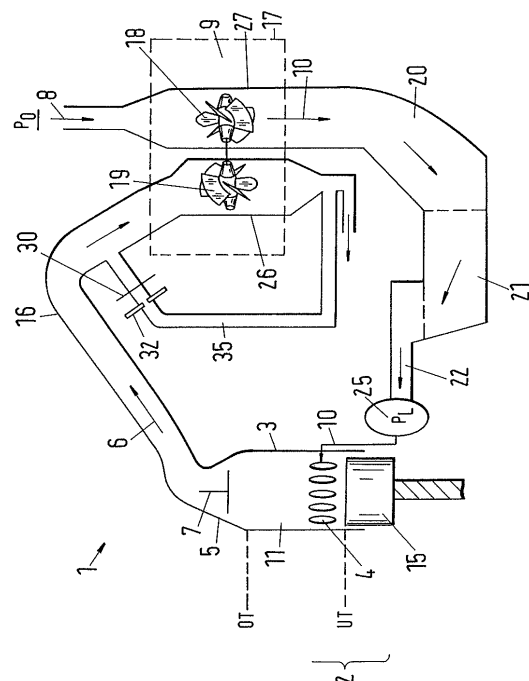
(54) 【発明の名称】 長手方向に掃気される2ストロークの大型ディーゼル・エンジンの動作方法

(57) 【要約】

【課題】ディーゼル・エンジン及び排気ガス・ターボ・チャージャの機能的な信頼性を損なわず、エンジン出力の全範囲にわたって NO_x の排出を許容可能なレベルに維持し、エンジンの部分負荷の範囲でも高効率を保証する、長手方向に掃気される2ストロークの大型ディーゼル・エンジンの動作方法の提供。

【解決手段】周囲圧力 P_0 の外気8が排気ガス・ターボ・チャージャ9によって摂取され、所定の掃気圧力 P_L で掃気スリット4を介して掃気10としてシリンダ3に供給される。その空気がシリンダ3中で圧縮され、そこに燃料が噴射・燃焼される。燃焼ガス6は、ターボ・チャージャ9のタービンに供給される。掃気圧力 P_L は、エンジン出力 L に応じて所定のエンジン出力 L_s まで常に上昇し、エンジン出力のより高い範囲で $0.2 \sim 1 \text{ bar}$ だけ急激に低下し、それ以降、再度エンジン出力 L に応じて常に上昇する。

【選択図】図2



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

少なくとも 1 つのシリンダを有する、長手方向に掃気される 2 ストロークの大型ディーゼル・エンジン (1) の動作方法であって、

予め設定された量の掃気を導入するために各シリンダ (3) の入口領域 (2) に掃気スリット (4) を設け、燃焼ガス (6) を排出するために各シリンダ (3) のシリンダ・カバー (5) に出口弁 (7) を設け、周囲圧力 (P_0) で利用可能な外気 (8) を、排気ガス・ターボ・チャージャ (9) によって取り込み、予め設定された掃気圧力 (P_L) で前記掃気スリット (4) を介して掃気 (10) として前記シリンダ (3) に供給し、導入された空気を前記シリンダ (3) 内で圧縮し、前記空気中に燃料を噴射し、続いて燃焼させ、燃焼プロセス中に形成された前記燃焼ガス (6) を、前記排気ガス・ターボ・チャージャ (9) のタービンに排気ダクト (16) を介して供給する、動作方法において、

10

前記掃気圧力 (P_L) が、予め設定されたエンジン出力 L_s まで前記ディーゼル・エンジンのエンジン出力 (L) に応じて連続的に上昇し、前記予め設定されたエンジン出力 L_s において、0.2 ~ 1 bar の段階的な低下をするようにし、前記段階的な低下の後、前記掃気圧力 (P_L) が、前記エンジン出力 (L) に応じて連続的に再度上昇することを特徴とする、動作方法。

【請求項 2】

前記掃気圧力 (P_L) の前記段階的な低下が、最大エンジン出力の 75 ~ 90 %、とりわけ前記最大エンジン出力 ($L_{100\%}$) の 83 ~ 87 % の範囲で行われることを特徴とする、請求項 1 に記載された動作方法。

20

【請求項 3】

前記掃気圧力 (P_L) についての圧力の前記段階的な低下が、0.2 ~ 0.7 bar となることを特徴とする、請求項 1 又は請求項 2 に記載された動作方法。

【請求項 4】

前記掃気圧力 (P_L) が、前記段階的な低下の前後において、前記エンジン出力 (L) に対して本質的に線形に上昇することを特徴とする、請求項 1 から請求項 3 までのいずれか一項に記載された動作方法。

【請求項 5】

前記掃気圧力が、40 % の前記エンジン出力において絶対圧力で 1.8 ~ 2 bar であり、

30

40 % の前記エンジン出力から前記掃気圧力の前記段階的な低下までの領域において、エンジン出力に対する前記掃気圧力の本質的に線形の上昇が、前記エンジン出力 1 % 当たり 0.035 ~ 0.045 bar、とりわけ前記エンジン出力 1 % 当たり 0.04 ~ 0.041 bar であり、

前記掃気圧力の前記段階的な低下から前記最大エンジン出力 ($L_{100\%}$) までにおいて、前記エンジン出力に対する前記掃気圧力の本質的に線形の上昇が、前記エンジン出力 1 % 当たり 0.040 ~ 0.045 bar、とりわけ前記エンジン出力 1 % 当たり 0.041 ~ 0.043 bar であることを特徴とする、請求項 4 に記載された動作方法。

【請求項 6】

40

前記掃気圧力の前記段階的な低下が、前記予め設定されたエンジン出力 L_s において 1 つ又は複数の段階で行われることを特徴とする、請求項 1 から請求項 5 までのいずれか一項に記載された動作方法。

【請求項 7】

前記掃気圧力 P_L が、0 % の前記エンジン出力から前記掃気圧力の前記段階的な低下が行われる前記予め設定されたエンジン出力 L_s までの領域において、前記標準動作モードに対して上昇し、前記上昇は、前記最大エンジン出力の 40 % において 0.2 ~ 0.3 bar であり、前記最大エンジン出力の 65 % において 0.35 ~ 0.45 bar であることを特徴とする、請求項 1 から請求項 6 までのいずれか一項に記載された動作方法。

【請求項 8】

50

前記最大エンジン出力の 65% から、前記掃気圧力の前記段階的な低下が行われる前記予め設定されたエンジン出力 L_s までの領域において、前記出口弁が、クランク角が $230^\circ \sim 290^\circ$ の範囲、とりわけクランク角が $260^\circ \sim 280^\circ$ の範囲において閉鎖することを特徴とする、請求項 7 に記載された動作方法。

【請求項 9】

前記掃気圧力 P_L の前記段階的な低下が行われる前記予め設定されたエンジン出力 L_s から、前記最大エンジン出力までの範囲において、前記掃気圧力が、圧力の前記段階的な低下の後に生じる前記掃気圧力の大きさから、エンジン出力 L に従って再び連続的に上昇することを特徴とする、請求項 7 又は請求項 8 に記載された動作方法。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、請求項 1 の導入部分による、長手方向に掃気される 2 ストロークの大型ディーゼル・エンジンの動作方法に関するものである。

【背景技術】

【0002】

例えば、船舶又は電気エネルギー生成のための据え付け型の装置に使用される 2 ストロークの大型ディーゼル・エンジンなどの往復ピストン燃焼エンジンの性能を向上させるために、排気ガス・ターボ・チャージャによって、燃焼サイクルに従って、上昇した圧力の下で、外気がシリンダの燃焼空間に導入される。ここで、シリンダの燃焼空間の燃焼プロセスからの高温の排気ガスが、出口弁を開くことにより、給気グループに供給され、排気ガスの熱エネルギーの一部を利用することができる。給気グループは、本質的にタービンを含み、タービンは、給気グループに入る圧縮された高温の排気ガスによって駆動される。次に、タービンがコンプレッサを駆動し、それにより、外気が吸引され圧縮される。タービンを備えたコンプレッサは、ターボ・チャージャ又は排気ガス・ターボ・チャージャと称されるが、その下流に、いわゆるディフューザ、給気冷却器、水分離器及び入口レシーバが配置される。圧縮された外気は、給気又は掃気として知られているが、そこから最終的に大型ディーゼル・エンジンのシリンダの個々の燃焼空間に供給される。したがって、給気グループの使用によって、外気の供給を増加することができ、シリンダの燃焼空間の燃焼プロセスの効率を向上させることができる。

20

30

【0003】

燃料価格が高いため、燃料節約のために、ディーゼル燃料エンジンは、とりわけ貨物船では、部分負荷で動作させることが多い。部分負荷という用語は、エンジン出力が最大エンジン出力より低いことを示す。排気ガス・ターボ・チャージャを備えた 2 ストロークの大型ディーゼル・エンジンの場合、掃気圧力が低いことによりシリンダの掃き出しが良くないので、一般的には最大エンジン出力の 30% ~ 50% の部分負荷では、燃料消費率は増大する。さらに、このようなディーゼル燃料エンジンを部分負荷の動作範囲で長期間動作させると、機能性を損なうおそれがある。

【0004】

40

部分負荷の動作範囲での 2 ストロークの大型ディーゼル・エンジンの効率を改善するために、掃気圧力を、周知の方法で、可能な限りの最大値まで上昇させることができる。そのために、例えば EP - A - 1956210 に記載されているように、排気ガスがタービンに入る排気ガス・ターボ・チャージャの入口領域に配置されたノズルのノズル・リングの断面を、それに対応して減少させることができる。さらに、タービン形状を変更することができるターボ・チャージャを使用することにより、掃気圧力を上昇させることができる可能性もある。

【0005】

しかし、掃気圧力を可能な限りの最大値へ上昇させると、エンジン出力のより高い範囲での排気ガス・ターボ・チャージャの機能性に影響を及ぼすおそれがあり、或いは、ディ

50

ーゼル・エンジンが機械的及び／又は熱的に過負荷状態になるおそれもある。

【０００６】

ディーゼル・エンジンの低い部分負荷で掃気圧力を上昇させる方法は全て、排気ガスの窒素酸化物(NO_x)の値を高めることになる。したがって、排出基準に適合するためには、ディーゼル・エンジンの他の負荷範囲での NO_x の排気を低下させなければならない。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００７】

【特許文献１】EP - A - 1 9 5 6 2 1 0

10

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【０００８】

本発明の目的は、ディーゼル・エンジン及び排気ガス・ターボ・チャージャの機能的な信頼性を損なわず、エンジン出力の全範囲にわたって NO_x の排出を許容可能なレベルに維持し、エンジンの部分負荷の範囲でも高効率を保証する、長手方向に掃気される２ストロークの大型ディーゼル・エンジンの動作方法を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【０００９】

本発明の目的は、請求項１の特徴を有する方法によって実現される。本発明方法の好ましい実施例は従属請求項に記載される。

20

【００１０】

本発明方法は、長手方向に掃気される２ストロークの大型ディーゼル・エンジンの動作に役立つ。２ストロークの大型ディーゼル・エンジンは、各シリンダの入口領域に掃気スリットを有し、予め設定された量の掃気を供給する。さらに、各シリンダはそれぞれシリンダ・カバーと、燃焼ガスを排出するための少なくとも１つの出口弁とを有する。本発明方法では、周囲圧力 P_0 で利用可能な外気が、排気ガス・ターボ・チャージャによって摂取され、予め設定された掃気圧力 P_L で掃気スリットを介して掃気としてシリンダに供給され、導入された空気はシリンダで圧縮され、その空気中に液体燃料又は気体などの燃料が噴射され、続いて燃焼させられて、燃焼ガスが空気及び燃料によって生成される。本発明では、掃気圧力 P_L が、予め設定されたエンジン出力 L_s まで、エンジン出力又はディーゼル・エンジンの負荷に応じて常に上昇し、予め設定されたエンジン出力 L_s において、 $0.2 \sim 1 \text{ bar}$ ($20 \sim 100 \text{ kPa}$)の急激な低下をし、その後は、掃気圧力 P_L がエンジン出力 L に応じて再度常に上昇することが重要である。予め設定されたエンジン出力 L_s は、より大きい出力範囲にあることが好ましく、とりわけディーゼル・エンジンの最大出力範囲の大きい方から４分の１の範囲にあることが好ましい。ここで、最大出力範囲の大きい方から４分の１の範囲は、最大エンジン出力の $75 \sim 100\%$ のエンジン出力に関係し、最大エンジン出力は $L_{100\%}$ とも称される。

30

【００１１】

エンジン出力とエンジン負荷という用語は同じ用語として用いられる。以下では、給気圧力と掃気圧力という用語も同じ用語として用いられる。

40

【００１２】

掃気圧力 P_L の急激な低下は、 $75 \sim 90\%$ のエンジン出力範囲で起きることが好ましい。とりわけ、給気圧力の急激な変化は、 $83 \sim 87\%$ のエンジン負荷で起きることが好ましい。

【００１３】

給気圧力 P_L の急激な圧力低下は、 $0.2 \sim 0.7 \text{ bar}$ ($20 \sim 70 \text{ kPa}$)であることが好ましい。とりわけ、 $0.2 \sim 0.6 \text{ bar}$ ($20 \sim 60 \text{ kPa}$)であることが好ましい。

【００１４】

50

さらに、給気圧力は、急激な低下の前後ではエンジン出力に従って常に上昇することが好ましく、その関係は、圧力の急な変化以外ではエンジン負荷に対して本質的に線形に上昇することが好ましい。

【0015】

給気圧力は、標準的な動作方法に対して概して高く、40%のエンジン負荷においては、1.8~2.5 bar (180~250 kPa) であることが好ましい。掃気圧力値は絶対圧力値である。外気が吸引されるときの外気圧に対する圧力差は、いずれについても、前述の値に対してそれぞれ外気圧の大きさの分だけ小さい。

【0016】

給気圧力の急激な低下が起きる予め設定されたエンジン出力 L_s より低いエンジン出力範囲において、本質的に線形の掃気圧力 P_L の上昇は、エンジン出力1%当たり0.035~0.045 bar (3.5~4.5 kPa)、とりわけエンジン出力1%当たり0.040~0.041 bar (4.0~4.1 kPa) であることが好ましい。給気圧力 P_L の急激な低下が起きる予め設定されたエンジン出力 L_s より高いエンジン出力範囲においては、エンジン出力に対する本質的に線形の給気圧力の上昇は、最大エンジン出力まで、エンジン出力1%当たり0.040~0.045 bar (4.0~4.5 kPa)、とりわけエンジン出力1%当たり0.041~0.043 bar (4.1~4.3 kPa) であることが好ましい。

【0017】

給気圧力 P_L の急激な低下を、1つ又は複数の連続した段階で起こすことができるが、単一の段階であることが好ましい。

【0018】

本発明方法の好ましい実施例では、より低い範囲のエンジン出力、すなわち最大エンジン出力の0~65%の範囲のエンジン出力において、掃気圧力 P_L は、標準動作モードに対して上昇した状態で動作し、この上昇は、40%のエンジン出力において約0.25 bar (25 kPa) であり、典型的には65%のエンジン出力において0.4 bar (40 kPa) である。出口弁の開放及び燃料噴射は、標準動作モードの場合とほぼ同じときに行われる。給気圧力が高いと、燃焼圧力が高くなり、したがって NO_x 排出も高くなるが、燃焼はより効率的になり、その結果、燃料消費率が低くなる。

【0019】

本発明方法において、標準動作モードに対して掃気圧力を上昇させることは、周知の圧力上昇手段によって実現することができる。より強力な排気ガス・ターボ・チャージャを使用することができるか、又は例えば排気ガスの流速を増加させるための開口を、例えばEP-A-1956210に記載されているように、ターボ・チャージャの上流にある排気ガス・ダクト中で使用することができる。

【0020】

65%のエンジン出力から、掃気圧力の急激な低下が行われる予め決められたエンジン出力 L_s 、すなわち好ましくは約85%までの範囲のエンジン出力において、好ましい動作モードでは、標準動作モードに対して上昇した掃気圧力が同様に用いられ、同時に出口弁が標準プロセスより遅く閉鎖され、その結果、シリンダが燃焼プロセスに続いてより長い時間掃気され、それによりシリンダ内の圧力が次の燃焼サイクルのために低下する。それにより、燃焼は効率的ではなくなるが、燃焼温度もやはり低下して、それにより、 NO_x 排出が減少する。したがって、出口弁の閉鎖を遅らせることにより、燃焼圧力が低下し、出口弁の閉鎖及び燃料の供給は、シリンダの燃焼圧力が標準プロセスとほぼ対応するように選択される。

【0021】

最大出力の70~80%のエンジン出力では、出口弁は、標準動作モードに対して10~15°遅れて閉鎖する。角度の表示はクランク角を意味する。ピストンの下死点の位置では、シリンダ、シリンダ・カバー及びピストンによって境界が定められる燃焼空間は最大容積を有し、180°のクランク角に相当し、上死点の位置では、燃焼空間の容積が最

10

20

30

40

50

小になり、 0° 又は 360° のクランク角と同一となる。標準プロセスの出口弁は、(ストローク/ボア比及びシリンダの圧縮比に応じて)クランク角が $220^{\circ} \sim 265^{\circ}$ の範囲で閉鎖されるので、本発明方法の前述のエンジン出力範囲での出口弁の閉鎖は、クランク角が $230^{\circ} \sim 280^{\circ}$ の範囲、好ましくは $260^{\circ} \sim 280^{\circ}$ の範囲で行われる。

【0022】

85%のエンジン出力から、100%のエンジン出力に相当する最大エンジン出力まで、すなわち掃気圧力の急激な低下が起きる所定のエンジン出力 L_s 以降のエンジン出力範囲では、掃気圧力は、圧力の急激な低下の後に生じる低いレベルから、エンジン出力に従って再び常に上昇する。この範囲では、掃気圧力はなお、標準プロセスに対して典型的には $0.1 \sim 0.15 \text{ bar}$ ($10 \sim 15 \text{ kPa}$)高い。

10

【0023】

圧力の急激な低下、すなわち掃気圧力の急激な低下は、例えばそれに応じて構成され制御可能な排気ガス・ターボ・チャージャによって起こすことができるか、又は排気ガス・ターボ・チャージャのターボ・チャージャ領域を通り越すバイパス・ラインの使用によって実現することができ、その際バイパス・ラインに設けられたバルブが、好ましくは70~90%の範囲のエンジン出力、とりわけ約85%のエンジン出力で急激に開放され、それにより排気ガスの一部、好ましくは排気ガス量の約5%が、排気ガス・ターボ・チャージャを通り越すバイパス内を通して案内され、排気管に直接導かれる。ここで、エンジン出力がさらに増大するとき、すなわち圧力の段階的な低下が引き起こされる予め決められたエンジン出力 L_s から最大エンジン出力までの範囲では、バイパスが開放したままである。

20

【0024】

圧力の急激な低下を実現するには、排気ガス・ターボ・チャージャの給気側領域のバイパスを使用することも可能である。ここで、予め設定されたエンジン出力 L_s に達すると、バルブは同様に急激に開放されて、排気ガス・ターボ・チャージャは、外気に加えて排気ガス・ターボ・チャージャの出口の圧縮された掃気も吸引し、それにより掃気圧力がそれに応じて低下する。

【0025】

燃焼温度、排気ガス、 NO_x 排出及び燃料消費率に関して、本発明方法を理想的に実行するには、2ストロークの大型ディーゼル・エンジンは、電子的に制御可能な出口弁、電子的に制御可能な燃料噴射装置及び本発明による掃気圧力を制御する装置を備えるべきである。

30

【0026】

本発明方法により、機能的な信頼性を損なう程度までエンジンの熱負荷を増大させることなしに、且つ大幅に構造上の変更を行う必要なしに、長手方向に掃気される2ストロークの大型ディーゼル・エンジンの効率、とりわけ部分負荷動作における効率の向上、及び全ての出力範囲にわたり窒素酸化物の排出値を所定の値へ遵守させることが可能になり、既設のエンジンを本発明方法で動作させることも、簡単な手段によって改造することもできる。

【0027】

40

本発明を、以下の図面を参照して以下でさらに説明する。

【図面の簡単な説明】

【0028】

【図1】エンジン出力 L に対する掃気圧力 P_L について、2ストロークの大型ディーゼル・エンジンの標準動作モードと本発明方法との比較。

【図2】本発明による排気ガス・ターボ・チャージャ装置を備える、長手方向に掃気される2ストロークの大型ディーゼル・エンジンの概略的な構成。

【図3】本発明による排気ガス・ターボ・チャージャ装置を備える、長手方向に掃気される2ストロークの大型ディーゼル・エンジンのさらなる実施例。

【図4】エンジン出力 L に対する燃料消費率 BV について、2ストロークの大型ディーゼ

50

ル・エンジンの標準動作モードと本発明方法との比較。

【実施例】

【0029】

図1は、掃気圧力 P_L とエンジン出力 L の関係について、2ストロークの大型ディーゼル・エンジンの標準動作モードと本発明方法との比較を示す。掃気圧力 P_L を、単位バールで縦軸にプロットし、エンジン出力 L を横軸にプロットしている。エンジン出力を、最大エンジン出力に対するパーセント表示で示している。

【0030】

図1では、曲線100は、長手方向に掃気される2ストロークの大型ディーゼル・エンジンの標準動作モードのエンジン出力 L に対する掃気圧力 P_L を示している。この曲線においては、掃気圧力 P_L は、エンジン出力 L に従って常に上昇し、すなわち急激な変化が起きない。その関係は線形であり、すなわち掃気圧力 P_L が常にエンジン出力の変化に反応し、エンジン出力の全範囲についてエンジン出力に対して比例変化する。曲線100は、直線に近い曲線を描き、その傾きはエンジン出力1%当たり0.0375 bar (3.75 kPa)であり、掃気圧力 P_L 、すなわち給気圧力は、エンジン出力40%において約1.6875 bar (168.75 kPa)である。

【0031】

図1では、曲線200は、本発明方法によるエンジン出力 L に対する掃気圧力 P_L を示す。この曲線においては、掃気圧力 P_L は、標準プロセスと比較して常に高い。本発明方法では、掃気圧力 P_L は、曲線100に示す標準プロセスより、エンジン出力40%において約0.25 bar (25 kPa)、エンジン出力80%において約0.4375 bar (43.75 kPa)高い。

【0032】

本発明方法の掃気圧力 P_L は、85%より低いエンジン出力ではエンジン出力 L に従って常に上昇し、約85%のエンジン出力において、約0.3125 bar (31.25 kPa)の掃気圧力の急激な低下を示し、その後、再びエンジン出力 L に従って常に上昇する。85%より高い及び低いエンジン出力では、エンジン出力に対する掃気圧力 P_L の関係は直線的な曲線によって示される。すなわち掃気圧力 P_L は、予め設定されたエンジン出力85%のエンジン出力 L_s において圧力が急激に変化することは別にして、全てのエンジン出力範囲において、常にエンジン出力 L の変化に反応し、比例変化する。

【0033】

様々な構成要素の協働を概略的に示して説明するために、図2は、本発明の大型ディーゼル・エンジンの排気ガス・ターボ・チャージャ装置の原理構成を示しており、その装置は、長手方向に掃気される2ストロークの大型ディーゼル・エンジンに適用され、以下で参照番号1によってその全体は示されている。

【0034】

大型ディーゼル・エンジン1は、それ自体は周知であるが、典型的には、シリンダ・カバー5内に配置された出口弁7を有する複数のシリンダ3を含み、そのシリンダ3内では、ピストン15が、下死点UTと上死点OTとの間の走行面に沿って上下に移動可能に配置されている。シリンダ3の壁は、周知のように、シリンダ・カバー5及びピストン15と共に、シリンダ3の燃焼空間を決定する。シリンダ3の入口領域2では、掃気スリット4として構成された複数の掃気開口部4が設けられている。掃気スリット4は、ピストン15の位置に応じて、ピストンによってカバーされるか、又は開放した状態になっている。掃気10は、給気10とも呼ばれるが、掃気開口部4を通してシリンダ3の燃焼空間に流入することができる。燃焼中に生成された燃焼ガス6は、シリンダ・カバー5内に配置された開放している出口弁7を通り、続いて排気ダクト16内を流れ、排気ガス・ターボ・チャージャ9に至る。

【0035】

排気ガス・ターボ・チャージャ9は、外気8の圧縮のためのコンプレッサ・ホイール18を備えるコンプレッサ、並びにタービン・ホイール19を備えるタービンを含む。コン

10

20

30

40

50

プレスサ・ホイール 18 は、シャフトによってタービン・ホイール 19 に回転式に固定して連結されているため、コンプレッサ・ホイール 18 はタービン・ホイール 19 によって駆動される。タービン及びコンプレッサは、ハウジング 17 内に配置され、排気ガス・ターボ・チャージャ 9 を形成し、その排気ガス・ターボ・チャージャ 9 は、ここではコンプレッサ側に形成され、遠心コンプレッサとして構成されている。タービンは、シリンダ 3 の燃焼空間から流入する高温の燃焼ガス 6 によって駆動される。

【0036】

シリンダ 3 の燃焼空間を掃気 10 で満たすには、外気 8 を、コンプレッサ・ホイール 18 によってマニホールドを介して吸引し、排気ガス・ターボ・チャージャ 9 で圧縮して、最終的にシリンダ 3 にためる掃気圧力 P_L よりわずかに高い圧力にする。圧縮された外気 8 は、排気ガス・ターボ・チャージャ 9 から、下流に配置されたディフューザ 20 及び給気冷却器 21 を通り、水分離器 22 を介して、入口レシーバ 25 に掃気 10 として達する。入口レシーバ 25 から、圧縮された給気 10 が、掃気スリット 4 を通って、上昇した掃気圧力 P_L で最後にシリンダ 3 の燃焼空間に達する。

【0037】

図 2 に示す実施例はさらに、バイパス・ライン 35 を示し、そのバイパス・ライン 35 は、タービン側 26 で排気ガス・ターボ・チャージャ 9 を通り越す。バイパス・ラインは、バルブ 30 及びスロットル 32 を有する。バルブは、2 つの位置、すなわち開又は閉の位置をとることができる。スロットルは、例えば、ノズル・リングによって形成することができ、バイパス・ラインの断面の縮小に役立つ。ここでは、断面の縮小は、一定に保たれることが好ましい。バイパス・ラインの断面は、バルブが開いている場合に、排気ダクト 16 に導かれる燃焼ガス 6 の 3 ~ 8 %、好ましくは 4 ~ 6 %、とりわけ約 5 % が、バイパス・ラインを通して案内されるように選択される。バイパス・ラインを通して案内される燃焼ガスは、排気ガス・ターボ・チャージャ 9 を通り越して案内され、したがって、給気 10 の圧縮に寄与することはできない。

【0038】

図 3 は、本発明の大型ディーゼル・エンジン 1 のさらなる実施例の概略図を示す。バイパス・ライン 45 が、コンプレッサ側 27 に取り付けられ、したがって、排気ガス・ターボ・チャージャ 9 のコンプレッサを通り越す。バイパス・ライン 45 は、バルブ 40 及びスロットル 42 を有し、そのバルブ 40 及びスロットル 42 は、図 2 に示す実施例のバルブ 30 及びスロットル 32 と同じように形成され、同じ機能を有する。図 3 に示すさらなる要素の機能は、図 2 の対応する要素について説明したものと同一である。

【0039】

バルブ 40 が開いている場合は、コンプレッサ・ホイール 18 によってバイパス・ライン 45 から空気が吸引され、それにより、コンプレッサの性能、したがって給気圧力もそれに対応して低下する。スロットル 42 は、例えば、ノズル・リングによって形成することができ、バイパス・ライン 45 の断面の縮小に役立つ。断面の縮小は、一定であることが好ましい。バイパス・ライン 45 の断面及びスロットル 42 は、バルブ 40 を開くことによって、掃気圧力が、排気ガス・ターボ・チャージャ 9 の出口で $0.2 \sim 1 \text{ bar}$ ($20 \sim 100 \text{ kPa}$)、好ましくは $0.2 \sim 0.7 \text{ bar}$ ($20 \sim 70 \text{ kPa}$) 低下するように形成される。

【0040】

図 4 は、エンジン出力 L に対応する燃料消費率 BV について、2 ストロークの大型ディーゼル・エンジンの標準動作モードと、本発明方法との比較を示す。 g/kWh で示される燃料消費率は、 $BSFC$ 値 ($BSFC$ とは、 $Brake\ Specific\ Fuel\ Consumption$ (正味燃料消費率) である) に対応し、これは燃料消費率 (gph (グラム/時間)) / エンジン出力 (kW) によって計算される。エンジン出力は、 $w \times Tq$ によって計算され、ここで w は回転数 (rpm) であり、 Tq はトルク (Nm) である。

【0041】

10

20

30

40

50

図 4 では、燃料消費率 BV を縦軸にプロットし、エンジン出力 L を横軸にプロットしている。エンジン出力は、最大エンジン出力のパーセント表示で示されている。

【 0 0 4 2 】

図 4 の曲線 4 0 0 は、本発明方法によるエンジン出力に対する燃料消費率を示し、曲線 3 0 0 は、標準動作モードによる燃料消費率を示す。図 4 から、本発明方法の燃料消費率は、とりわけ最大エンジン出力の約 7 5 % より低い部分負荷の領域において、標準動作モードと比較して大幅に低くなることが明確に認識できる。

【 符号の説明 】

【 0 0 4 3 】

1	エンジン	10
2	入口領域	
3	シリンダ	
4	掃気スリット	
5	シリンダ・カバー	
6	燃焼ガス	
7	出口弁	
8	外気	
9	排気ガス・ターボ・チャージャ	
10	掃気	
15	ピストン	20
16	排気ダクト	
17	ハウジング	
18	コンプレッサ・ホイール	
19	タービン・ホイール	
20	ディフューザ	
21	給気冷却器	
22	水分離器	
25	入口レシーバ	
26	タービン側	
27	コンプレッサ側	30
30、40	バルブ	
32、42	スロットル	
35、45	バイパス・ライン	
P_L	掃気圧力、給気圧力	
P_0	周囲圧力	
L_S	予め設定されたエンジン出力	
$L_{100\%}$	最大エンジン出力	
UT	下死点	
OT	上死点	40

フロントページの続き

(74)代理人 100072822

弁理士 森 徹

(74)代理人 100089897

弁理士 田中 正

(74)代理人 100137475

弁理士 金井 建

(72)発明者 トーマス ヘニ

スイス国、ヴィンターツール、ノイブルッフシュトラッセ 4 0

Fターム(参考) 3G005 DA02 DA04 EA15 EA16 FA05 GB28