

【公報種別】特許法第 17 条の 2 の規定による補正の掲載

【部門区分】第 5 部門第 1 区分

【発行日】平成 18 年 12 月 7 日 (2006.12.7)

【公表番号】特表 2002-527672(P2002-527672A)

【公表日】平成 14 年 8 月 27 日 (2002.8.27)

【出願番号】特願 2000-577396(P2000-577396)

【国際特許分類】

**F 0 2 B 29/06 (2006.01)**

**F 0 2 B 29/02 (2006.01)**

**F 0 2 B 37/00 (2006.01)**

**F 0 2 M 23/04 (2006.01)**

【F I】

F 0 2 B 29/06 C

F 0 2 B 29/06 E

F 0 2 B 29/02 E

F 0 2 B 37/00 3 0 2 E

F 0 2 M 23/04 F

F 0 2 M 23/04 Z

【手続補正書】

【提出日】平成 18 年 10 月 17 日 (2006.10.17)

【手続補正 1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【書類名】明細書

【発明の名称】ディーゼルエンジンの運転方法

【特許請求の範囲】

【請求項 1】ディーゼルエンジン (1, 1) を運転するための方法であって、

a) 燃料空気混合気を燃焼させるための新鮮空気 (14) が排気ターボ過給器 (10) によって圧縮され、少なくとも 1 つの新鮮空気入口 (E, SE) を通ってそのシリンダ (Z1, Z1, Zn) の燃焼室 (6) に供給され、

b) ディーゼルエンジン (1, 1) のスタート時に、追加ガス (19) がスタートガスとして、少なくとも 1 個の別個の追加ガス弁 (V1a, V1b, V1c) によって少なくとも 1 個の別個の追加ガス入口 (E1a, E1b) を通って燃焼室 (6) に供給可能であり、

c) ディーゼルエンジン (1, 1) の運転中、部分負荷およびまたは過渡的な負荷のときに、燃料と空気の混合気の点火の前に、酸素を含む追加ガス (19) が、別個の追加ガス入口 (E1a, E1b) の少なくとも 1 つを通して燃焼室 (6) に付加的に供給される方法において、

d) ディーゼルエンジン (1, 1) の運転中、部分負荷およびまたは過渡的な負荷のときに、酸素を含む付加的な追加ガス (19) が、新鮮空気流入スリット (VE, SE) が閉じた後で、燃焼室 (6) に供給されることを特徴とする方法。

【請求項 2】ディーゼルエンジン (1, 1) の運転中、部分負荷およびまたは過渡的な負荷のときに、酸素を含む付加的な追加ガス (19) が、排気弁 (VA) が閉じた後で、燃焼室 (6) に供給されることを特徴とする請求項 1 記載の方法。

【請求項 3】ディーゼルエンジン (1, 1) の運転中、部分負荷およびまたは過渡的な負荷のときに、酸素を含む付加的な追加ガス (19) が、燃焼室 (6) へのディー

ゼル燃料の噴射の前に燃焼室(6)に供給されることを特徴とする請求項1記載の方法。

【請求項4】 ディーゼルエンジン(1, 1)が部分負荷およびまたは過渡的な負荷で運転中に、長くても点火時期(Z)まで、追加ガス(19)が燃焼室(6)に供給されることを特徴とする請求項1～3のいずれか一つに記載の方法。

【請求項5】 追加ガス(19)が同時に複数の追加ガス入口(E1a, E1b)によって燃焼室(6)に供給されることを特徴とする請求項1～4のいずれか一つに記載の方法。

【請求項6】 追加ガス(19)がディーゼルエンジン(1, 1)の過渡的な負荷の間、1.5～3 MPaの圧力で燃焼室(6)に供給されることを特徴とする請求項1～5のいずれか一つに記載の方法。

【請求項7】 追加ガス(19)がディーゼルエンジン(1, 1)の定常的な部分負荷の間、100～800 kPaの圧力で燃焼室(6)に供給されることを特徴とする請求項1～6のいずれか一つに記載の方法。

【請求項8】 追加ガス(19)がディーゼルエンジン(1, 1)の周囲(14)からあるいは排気ターボ過給器(11)の圧縮機(13)の出口から、ディーゼルエンジン(1, 1)のシリンダ(Z1, Z1, Zn)によって吸い込まれることを特徴とする請求項1記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

#### 技術分野

本発明は、請求項1の上位概念に記載した、ディーゼルエンジンを運転するための方法から出発する。

【0002】

#### 技術水準

Proc Instn Mech Engrs 1973年、第187巻 35/73、第425～434頁により、圧縮空気容器から追加空気をディーゼルエンジンのターボ過給器の圧縮機に供給することが知られている。この追加空気によって、部分負荷時、特に低いエンジン回転数および過渡的な運転において、燃焼空気不足が解消される。その際、この追加空気が圧縮機のロータの翼を振動させるという欠点がある。圧縮機ロータの加速時に、不所望な時間的な遅れが生じる。

【0003】

ベルリンのVEB技術出版社から1986年に発行された、ルドルフ・スパーバー(Rudolf Sperber)工学博士著の技術ハンドブックディーゼルエンジンの第4版第99～108頁には、ディーゼルエンジンを燃料の自己点火のために必要な始動回転数にもたらしするために、複数の始動方法が記載されている。大型のエンジンの場合には、3 MPaの圧力の始動空気容器からの圧力低減弁、中央の空気分配器およびシリンダヘッド内に配置された排出弁を経て圧縮空気を供給する始動方法が適用される。始動弁はばねで付勢された逆止弁である。この逆止弁は点火開始時に直ちに閉じ、反転可能なエンジンの場合カム軸を介して制御される。始動開始時に、ディーゼルエンジンは圧縮空気モータとして作動する。始動空気容器の充填はエンジンシリンダの給気弁を介してあるいはエンジンから独立して設置された圧縮機によって行われる。エンジンが始動した後の追加空気の供給は開示されていない。

【0004】

スイス国特許第624182号公報(A5)により、多気筒式のディーゼルエンジンが知られている。このディーゼルエンジンの場合、始動時および部分負荷運転時に、一部のシリンダユニットを一時的に圧縮機として使用することにより、残りの若干のシリンダユニットにおいて、高い圧縮ひいては良好な点火条件が達成される。この運転中、エンジンのシリンダの一部だけが所望な出力を生じるために供されるという欠点がある。

【0005】

ヨーロッパ特許出願公開第0367406号公報により、ターボ過給器によってディーゼルエンジンのシリンダ内の圧力を上昇させることが知られている。ターボ過給器の軸に

は、電気機械のロータが設けられている。この電気機械はディーゼルエンジンのスタート時または設定可能な最低回転数を下回るときに、外部からエネルギーを供給されるモータとしておよびそうでないときにはジェネレータとして運転される。この解決策は非常にコストがかかる。

【0006】

関連する技術水準について、1997年のMTZエンジン技術定期刊行物58(1997)10の第584～590頁のハンス・ジョゼフ・シッフゲン(Hans-Josef Schiffgens)等著の“新しいMAN B&W ディーゼルガスエンジン32/40DGの開発”の刊行物を指摘する。この刊行物から、燃焼ガスが比較的に低い圧力でディーゼルエンジンの吸気通路に供給されるディーゼルガスエンジンが知られている。ガス弁は電子的に制御され、液圧で開放され、ばね力で閉じる。

【0007】

特に、ベルリン、ハイデルベルグ、ニューヨークのシュプリンガー出版社1980年発行のK.Zinner著の“内燃機関の過給”第2版の第221～228頁から、いわゆるミラー法が知られている。このミラー法の場合には、図2において破線で示した閉鎖線(21)によって明らかなように、吸気弁(VE)がディーゼルエンジンのピストンの下死点(UT)の手前で開放する。一定の制御時間(弁開閉時間)でミラー法によってエンジンを運転する場合、下側の負荷範囲に、重大な空気不足現象が生じる。

請求項1の上位概念に関連して、本発明は、刊行物フランス国特許第2358562号公報によって知られているような技術水準を挙げる。内燃機関の急激な負荷増大時に、加速を改善するためおよび回転数低下を小さくするために、普通の吸気弁の開放時に、圧縮空気が付加的な空気貯蔵器から吸気弁と他の空気流入弁を経てシリンダに案内される。この解決策の場合には、恐らく逆流が生じることになる。更に、圧縮機がポンプになる。従って、圧力を良好に制御しなければならない。

【0008】

発明の開示

請求項1に記載されている本発明は、部分負荷時および過渡的な運転状態のときにも、すべてのシリンダ内に十分な燃焼空気が供される、冒頭に述べた種類のディーゼルエンジンの低コストの運転方法を提供するという課題を解決する。

【0009】

本発明の有利な実施形は従属請求項に記載されている。

本発明の効果は、ディーゼルエンジンがすべての運転状態で良好に作動し、特にエミッションと熱負荷が低減されることにある。

【0010】

本発明の有利な実施形では、スタートのために設けられた装置が、その後の運転のためにも使用可能であり、ディーゼルエンジンのシリンダにつき、スタートガスおよび追加ガスのための複数のガス入口が設けられている。

【0011】

本発明の実施の形態

次に、実施の形態に基づいて本発明を説明する。

図において、同じ部品は同じ参照符号で示してある。

【0012】

図1は、n個の同じシリンダユニット(Z1～Zn)を備えたnシリンダ型4サイクルディーゼルエンジン(1)を概略的に示している。この場合、シリンダユニット(Z1)は断面図と平面図で詳細に示してある。シリンダユニット(Z1)はピストン(2)を備え、このピストンは連接棒(3)とクランク(4)を介してエンジン駆動軸(5)に枢着連結されている。クランク角( )はピストン(2)の上死点(OT)で0°で始まり、時計回りに増大する。クランク角はピストン(2)の下死点(UT)で180°の角度に達する。シリンダユニット(Z1)は更に、燃焼室(6)を備えている。この燃焼室はシリンダヘッド側で吸気口(E)を介して吸気管(8)に接続され、排気口(A)を介して

排気管(9)に接続されている。新鮮空気入口(吸気口)(E)は制御可能な吸気弁(V E)によって閉鎖可能であり、排気口(A)は制御可能な排気弁(V A)によって閉鎖可能である。同様にシリンダヘッド側に配置された燃料噴射ノズル(7)は点火時期(2)に達する直前にディーゼル燃料を噴射するために役立つ(図2参照)かあるいは燃焼室(6)内で点火温度に達する前にディーゼル燃料を噴射するために役立つ。

#### 【0013】

4サイクルディーゼルエンジン(1)の作動サイクルに従って燃焼室(6)から排気口(A)を通して流出する排気ガス(15)は、排気管(9)を通して、排気ターボ過給器(10)のタービン(11)を駆動するために利用される。排気ターボ過給器(10)の軸には圧縮機(13)が固定されている。この圧縮機は新鮮空気(14)を圧縮し、吸気管(8)内のインタークーラ(K)を経て吸気口(E)に供給する。電気機械(12)のロータをこの軸に固定してもよい。この電気機械は4サイクルディーゼルエンジン(1)の始動時にモータとして、その後でジェネレータとして運転される。

#### 【0014】

シリンダユニット(Z1)はシリンダヘッド側に更に、圧縮空気または追加ガスまたは始動ガス(19)のための別個のガス入口または追加ガス入口または始動ガス入口(E1 a), (E1 b)を備えている。このガス入口はそれぞれ新鮮空気入口(E)よりも小さな開口横断面積を有する。この始動ガス入口(E1 a, E1 b)は制御可能な逆止弁または追加ガス弁または始動弁(V1 a, V1 b)によって閉鎖可能である。始動ガス(19)は、通常は3 MPaのガス圧を有する圧縮空気容器またはガス貯蔵容器(16)から、圧力制限弁または減圧弁または圧縮ガス制御弁(17)を経て、追加空気分配器または始動ガス分配器(18)に供給され、そこから圧力空気管または圧縮ガス管(L1 a, L1 b, L n)を経てシリンダユニット(Z1 ~ Z n)の始動ガス入口(E1 a, E1 b)に達する。各シリンダユニット(Z1 ~ Z n)には、1個または複数個の始動ガス入口(E1 a, E1 b)と始動弁(V1 a, V1 b)を設けることができる。

#### 【0015】

図2は弁(V A)、(V E)および(V1 a)の開放の時間的な連続を示している。この場合、横座標にはクランク角( )が角度(°)で記入され、縦座標には新鮮空気入口開放面積(Fz)が任意の単位で記入されている。排気弁(V A)のための面積曲線(20)は、この排気弁が下死点(U T)の手前で開放し始め、下死点(U T)と上死点(O T)の間で完全に開放していることを示している。排気弁はその後すぐに閉じ、それによって排気相を終了する。吸気弁(V E)のための面積曲線(21)は吸気弁が上死点の直前で開き始め、それに続く下死点の直前まで完全に開放したままであり、その後すぐに閉じる。それによって、吸気弁(V E)の吸気相が終了する。この吸気弁(V E)の閉鎖後、始動弁(V1 a, V1 b)は面積曲線(22)に従って開放し始める。この場合、見やすくするために、始動弁(V1 a)だけが記入されている。この始動弁(V1 a, V1 b)は次の上死点(O T)に達する直前および点火時期(z)で点火が開始される直前に閉じる。それによって、圧縮相が終了する。この始動弁または追加弁(V1 a, V1 b)は好ましくは、ディーゼル燃料の噴射開始前に閉じる。この始動弁(V1 a, V1 b)の開放中、圧縮空気または始動ガスまたは追加ガス(19)は遅れずにシリンダユニット(Z1)の燃焼室(6)に達し、そこで不所望な燃焼空気不足を解消する。

#### 【0016】

破線で示した始動弁(V1 a, V1 b)の面積曲線(23)は、4サイクルディーゼルエンジン(1)のスタート時の始動弁(V1 a, V1 b)の開放を示している。

#### 【0017】

図3は、4サイクルディーゼルエンジン(1)の燃焼室(6)内の燃焼室圧力p6 (MPa)を、アイドリング運転について圧力曲線(24)で、そして全負荷運転について圧力曲線(25)で示している。全負荷時に、燃焼室圧力(p6)はアイドリング運転よりも早く3 MPaに達する。始動弁(V1 a, V1 b)は遅くとも、燃焼室(6)内の追加ガス(19)の圧力に達する際に閉じなければならない。

## 【 0 0 1 8 】

図 4 は 4 サイクルディーゼルエンジン ( 1 ) について、コンピュータシミュレーションにより、定格出力 ( P N ) に対する出力 ( P ) の比を、時間 ( t ) に依存して、定格値に関連するエンジン出力曲線 ( 2 9 ~ 3 1 ) と定格値に関連する消費部出力曲線 ( 3 2 ~ 3 4 ) で示している。この場合、実線で示した曲線 ( 3 1 ) と ( 3 4 ) は追加ガス ( 1 9 ) を使用しないときの比を示し、破線で示した曲線 ( 2 9 ) と ( 3 2 ) は追加ガス ( 1 9 ) を本発明に従って使用するときの比を示す。点線で示した曲線 ( 3 0 , 3 3 ) は、図 1 において点線で示した圧縮ガス導管 ( L ) によって示すような、圧縮機 ( 1 3 ) への追加ガス ( 1 9 ) の慣用の供給時の比を示す。これらの曲線から、本発明による方法によって、定格出力 ( P N ) が最も迅速に達成されることが判る。

## 【 0 0 1 9 】

図 5 は、4 サイクルディーゼルエンジン ( 1 ) について、コンピュータシミュレーションにより、定格回転数 ( n N ) に対するエンジン駆動軸 ( 5 ) の回転数またはエンジン回転数 ( n 5 ) の比を、時間 ( t ) に依存して、定格値に関連する回転数曲線 ( 3 5 ~ 3 7 ) で示し、燃焼室 ( 6 ) 内の平均有効圧力  $P_{me}$  ( M P a ) を平均有効圧曲線または平均圧力曲線 ( 3 8 ~ 4 0 ) で示している。この場合、実線で示した曲線 ( 3 7 ) と ( 4 0 ) は追加ガス ( 1 9 ) を使用しないときの曲線であり、破線 ( 3 5 ) と ( 3 8 ) は本発明に従って追加ガス ( 1 9 ) を使用するときの曲線である。点線で示した曲線 ( 3 6 ) と ( 3 9 ) は追加ガス ( 1 9 ) を慣用のごとく圧縮機 ( 1 3 ) に供給するときの曲線である。これらの曲線から、本発明による方法によって、定格回転数 ( n N ) が最も迅速に達成されることが判る。

## 【 0 0 2 0 】

図 6 は、4 サイクルディーゼルエンジン ( 1 ) について、コンピュータシミュレーションにより、燃焼比 (  $V$  ) を時間 ( t ) に依存して曲線 ( 4 1 ~ 4 3 ) で示している。この場合、実線の曲線 ( 4 3 ) は追加ガス ( 1 9 ) を使用しないときの燃焼比を示す。破線で示した曲線 ( 4 1 ) は本発明に従って追加ガス ( 1 9 ) を使用したときの燃焼比を示す。点線で示した曲線 ( 4 2 ) は追加導管 ( L ) を経て追加ガス ( 1 9 ) を慣用のごとく圧縮機 ( 1 3 ) に供給する場合の燃焼比を示す。燃焼比 (  $V$  ) については次の関係が当てはまる。

$$V = mLZ / ( mB \cdot L_{min} )$$

ここで、 $mLZ$  は燃焼室に供給される空気質量、 $mB$  は供給される燃料質量、そして  $L_{min}$  は理論混合比、すなわち燃料を燃焼するために必要な空気の最少量である。これから判るように、本発明による方法によって、燃焼比 (  $V$  ) の変動しない最終値が最も迅速に達成されることが判る。 $t = 2 \text{ s}$  は図 4 ~ 6 の場合のエンジンへの付加的な負荷を意味する。時点  $t = 2 \text{ s}$  で追加空気 ( 1 9 ) を供給することによって、エンジンシリンダ ( Z 1 ~ Z n ) 内の空気量は 1 0 % だけ増えるので、時点  $t = 6 \text{ s}$  で燃焼比 (  $V$  ) が 1 5 0 % 増大する。追加空気 ( 1 9 ) は追加ディーゼル燃料の燃焼を可能にする。その結果、排気ターボ過給器 ( 1 0 ) の迅速な加速を生じる。

## 【 0 0 2 1 】

図 7 は本発明による方法を同様に適用可能である 2 サイクルディーゼルエンジン ( 1 ) を概略的に示している。シリンダユニット ( Z 1 ) のシリンダヘッド内には、燃料噴射ノズル ( 7 a , 7 b , 7 c ) と始動弁 ( V 1 a , V 1 b , V 1 c ) が中央の排気口 ( A ) の周りに円状に配置されている。( S E ) は側方の複数の新鮮空気入口または新鮮空気流入スリットの一つを示している。

## 【 0 0 2 2 】

図 8 は、図 2 における図示に対応する、2 サイクルディーゼルエンジン ( 1 ) の弁 ( V A ) および ( V 1 a ) と新鮮空気流入スリット ( S E ) の開放の時間的な連続を示している。この場合、横座標にはクランク角 (  $\theta$  ) が角度 (  $^{\circ}$  ) で記入され、縦座標には新鮮空気入口開放面積 ( F z ) が任意の単位で記入されている。排気弁 ( V A ) のための面積曲線 ( 2 6 ) は、この排気弁が下死点 ( U T ) の手前の第 1 のクランク角度位置 (  $\theta_1$  )

で開放し始め、この下死点 ( U T ) の後で同じ角度間隔で閉じることを示している。新鮮空気流入スリット ( S E ) のための面積曲線 ( 2 7 ) は新鮮空気流入スリットが下死点 ( U T ) の手前においてクランク角度位置 ( 1 ) の後の第 2 のクランク角位置 ( 2 ) で開放し始め、この下死点 ( U T ) の後で同じ角度間隔で閉じることを示している。この新鮮空気流入スリット ( S E ) の閉鎖後、始動弁 ( V 1 a , V 1 b , V 1 c ) は面曲線 ( 2 8 ) に従って開放し始める。この場合、見やすくするために、始動弁 ( V 1 a ) だけが記入されている。この始動弁 ( V 1 a , V 1 b , V 1 c ) は次の上死点 ( O T ) に達する直前および点火時点 ( z ) で点火が開始される直前に閉じる。それによって、圧縮相が終了する。始動弁 ( V 1 a , V 1 b , V 1 c ) の開放は好ましくは、面積曲線 ( 2 8 ) によって示すような排気弁 ( V A ) の閉鎖後に開始される。破線で示した面積曲線 ( 2 8 ) は 2 サイクルディーゼルエンジン ( 1 ) のスタート時の始動弁または追加弁 ( V 1 a , V 1 b , V 1 c ) の開放を示している。

#### 【 0 0 2 3 】

始動ガス ( 1 9 ) と始動弁 ( V 1 a , V 1 b , V 1 c ) がディーゼルエンジン ( 1 , 1 ) のスタートのために使用されるだけでなく、変更された制御時間で、スタート後通常運転中の追加供給のためにも使用されることが重要である。

#### 【 0 0 2 4 】

本発明は始動ガススタートを行わないディーゼルエンジン ( 1 , 1 ) にも適用可能である。

#### 【 0 0 2 5 】

追加ガス ( 1 9 ) は好ましくは、過渡的な負荷の間に、 0 . 6 ~ 3 M P a の範囲の圧力下でディーゼルエンジン ( 1 , 1 ) の燃焼室 ( 6 ) に供給される。

ディーゼルエンジン ( 1 , 1 ) の定常的な部分負荷の間、追加ガス ( 1 9 ) は 1 0 0 ~ 8 0 0 k P a の範囲の圧力下で燃焼室 ( 6 ) に供給される。

#### 【 0 0 2 6 】

定格負荷の 5 0 % までの下側の負荷範囲においていわゆるミラー法に従ってディーゼルエンジン ( 1 , 1 ) を運転する場合、この追加ガス ( 1 9 ) は正圧を加えないで、ディーゼルエンジン ( 1 , 1 ) のシリンダ ( Z 1 , Z 1 , Z n ) によって吸い込むことができる。その際、図 1 の圧縮ガス制御弁 ( 1 7 ) が閉鎖され、新鮮空気 ( 1 4 ) の流入のための新鮮空気弁 ( 1 7 a ) が開放される。ディーゼルエンジン ( 1 , 1 ) が正圧を加えないでミラー法に従ってのみ運転されると、弁 ( 1 7 ) および ( 1 7 a ) とガス貯蔵容器 ( 1 6 ) が不要である。追加ガス ( 1 9 ) はディーゼルエンジン ( 1 , 1 ) の周囲 ( 1 4 ) からまたは排気ターボ過給器 ( 1 0 ) の圧縮機 ( 1 3 ) の出口から、ディーゼルエンジン ( 1 , 1 ) のシリンダ ( Z 1 , Z 1 , Z n ) によって吸い込まれる。

#### 【図面の簡単な説明】

##### 【 図 1 】

排気ターボ過給器と、始動ガスおよび追加ガスのための、シリンダあたり複数のガス入口を備えた 4 サイクルディーゼルエンジンを概略的に示す図である。

##### 【 図 2 】

クランク角に依存して開放した弁面積を示す図である。

##### 【 図 3 】

図 1 のディーゼルエンジンのアイドリングと全負荷のための、クランク角に依存してシリンダ圧力を示す図である。

##### 【 図 4 】

時間に依存して、図 1 のディーゼルエンジンの定格値に関連する出力を示すグラフである。

##### 【 図 5 】

時間に依存して、図 1 のディーゼルエンジンの定格値に関連する回転数とシリンダ内の平均有効圧を示すグラフである。

##### 【 図 6 】

時間に依存して、図 1 の 4 サイクルディーゼルエンジンの燃焼比を示すグラフである。

【図 7】

始動ガスおよび追加ガスのための、シリンダあたり複数のガス入口を備えた 2 サイクルディーゼルエンジンを概略的に示す図である。

【図 8】

クランク角に依存して、図 7 の 2 サイクルディーゼルエンジンの開放した弁面積を示す図である。

【符号の説明】

1	4 サイクルディーゼルエンジン
1	2 サイクルディーゼルエンジン
2	ピストン
3	連接棒
4	クランク
5	エンジン駆動軸
6	燃焼室
7, 7 a, 7 b, 7 c	燃料噴射ノズル
8	新鮮空気吸込み管
9	排気管
1 0	排気ターボ過給器
1 1	排気ターボ過給器のタービン
1 2	排気ターボ過給器の電気機械
1 3	排気ターボ過給器の圧縮機
1 4	新鮮空気
1 5	排気ガス
1 6	ガス貯蔵容器、圧縮空気容器
1 7	圧縮ガス制御弁、減圧弁
1 7 a	新鮮空気弁
1 8	始動ガス分配器、流入空気分配器、ガス分配器
1 9	始動ガス、追加ガス、圧縮空気、酸素を含むガス 2 0 ~ 2
3	4 サイクルディーゼルエンジンの開放した弁の面積曲線
2 1	ミラー法による面積曲線 2 1 の閉鎖線
2 4, 2 5	アイドルリングまたは全負荷のための圧力曲線
2 6 ~ 2 8	2 サイクルディーゼルエンジンの開放した弁の面積曲線
2 9 ~ 3 4	4 サイクルディーゼルエンジンの定格値に関連するエンジン出力または消費部出力の、時間に依存する曲線
3 5 ~ 3 7	4 サイクルディーゼルエンジンの定格値に関連する回転数の曲線
3 8 ~ 4 0	4 サイクルディーゼルエンジンのシリンダの燃焼室の平均有効圧の、時間に依存する曲線
4 1 ~ 4 3	時間に依存する燃焼比 $V$ の曲線
A	排気口
E	新鮮空気入口、ガス入口
E 1 a, E 1 b	始動ガス / 追加ガスのためのガス入口、スタートガス入口
F E	新鮮空気入口開放面積
K	インタークーラ
L, L 1 a, L 1 b, L n	圧縮ガス管、追加ガス管

n 5	エンジン駆動軸回転数、エンジン回転数
n N	定格回転数
O T	上死点
P	4サイクルディーゼルエンジンの出力
P N	4サイクルディーゼルエンジンの定格出力
p 6	燃焼室内の圧力
S E	新鮮空気流入スリット
t	時間
U T	下死点
V A	排気弁
V E	吸気弁
V 1 a , V 1 b , V 1 c	始動弁、追加ガス弁、逆止弁
Z 1 ~ Z n	4サイクルディーゼルエンジンのシリンダユニット
Z 1	2サイクルディーゼルエンジンのシリンダユニット
	クランク角
1 , 2	クランク角度位置
Z	点火時期、点火角度位置
v	4サイクルディーゼルエンジンの燃焼比