

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2018年6月7日(07.06.2018)



(10) 国際公開番号

WO 2018/101153 A1

(51) 国際特許分類:

F02D 13/02 (2006.01) F02D 23/00 (2006.01)
F02B 37/013 (2006.01) F02D 43/00 (2006.01)
F02B 37/10 (2006.01) F02M 26/08 (2016.01)
F02D 21/08 (2006.01) F02M 26/35 (2016.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2017/042105

(22) 国際出願日: 2017年11月22日(22.11.2017)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2016-233380 2016年11月30日(30.11.2016) JP

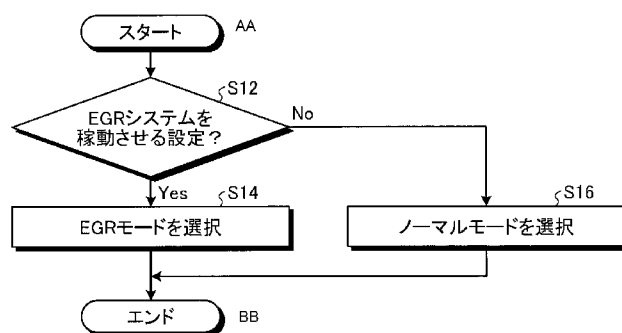
(71) 出願人: 三菱重工業株式会社 (MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.)
[JP/JP]; 〒1088215 東京都港区港南二丁目 1
6 番 5 号 Tokyo (JP). 株式会社ジャパンエ

ンジンコーポレーション (JAPAN ENGINE
CORPORATION) [JP/JP]; 〒6740093 兵庫県明
石市二見町南二見 1 番地 Hyogo (JP).

(72) 発明者: 村田 聡(MURATA, Satoru); 〒1088215
東京都港区港南二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工業
株式会社内 Tokyo (JP). 入口 信也(IRIGUCHI,
Shinya); 〒1088215 東京都港区港南二丁目 1
6 番 5 号 三菱重工業株式会社内 Tokyo (JP).
上田 哲司(UEDA, Takashi); 〒8508610 長崎県
長崎市飽の浦町 1 番 1 号 三菱重工船用機械
エンジン株式会社内 Nagasaki (JP). 伊藤 和久
(ITO, Kazuhisa); 〒6740093 兵庫県明石市二見
町南二見 1 番地 株式会社ジャパンエンジ
ンコーポレーション内 Hyogo (JP). 平岡 直大
(HIRAOKA, Naohiro); 〒6740093 兵庫県明石市
二見町南二見 1 番地 株式会社ジャパンエンジ
ンコーポレーション内 Hyogo (JP). 三柳 晃洋

(54) Title: DIESEL ENGINE FOR SHIP

(54) 発明の名称: 船用ディーゼルエンジン



S12 Settings whereby EGR system runs?
S14 Select EGR mode
S16 Select normal mode
AA Start
BB End

(57) **Abstract:** Provided is a diesel engine for a ship in which an engine body can be operated under more favorable conditions. This diesel engine has: an engine body; a supercharger; an EGR system; an engine control device that controls the driving of the engine body, and controls the action of an exhaust valve in a combustion cycle on the basis of an exhaust valve closing timing pattern in which the timing of closing the exhaust valve comes later as the speed of the engine body increases; and an EGR control device. The exhaust valve closing timing pattern is such that the timing at which an operating condition of the engine body is a threshold value condition and the exhaust valve is closed while the EGR system is running is earlier than the timing at which the operating condition of the engine body is a threshold value condition and the exhaust valve is closed while the EGR system has stopped.



(MIYANAGI, Akihiro); 〒6740093 兵庫県明石市二見町南二見 1 番地 株式会社ジャパンエンジンコーポレーション内 Hyogo (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人 酒井国際特許事務所 (SAKAI INTERNATIONAL PATENT OFFICE); 〒1000013 東京都千代田区霞が関 3 丁目 8 番 1 号 虎の門三井ビルディング Tokyo (JP).

(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

一 国際調査報告(条約第21条(3))

(57) 要約: エンジン本体をより良い条件で運転させることができる船用ディーゼルエンジンを提供する。エンジン本体と、過給機と、EGRシステムと、エンジン本体の駆動を制御し、エンジン本体の回転数が高くなるにしたがって、燃焼サイクルにおける排気弁を閉じるタイミングが遅くなる排気弁閉タイミングパターンに基づいて、排気弁の動作を制御するエンジン制御装置と、EGR制御装置と、を有し、排気弁閉タイミングパターンは、エンジン本体の運転条件が閾値条件であり、EGRシステムが稼動している場合の排気弁を閉じるタイミングが、エンジン本体の運転条件が閾値条件であり、EGRシステムが停止している場合の排気弁を閉じるタイミングよりも、早い。

明 細 書

発明の名称： 船用ディーゼルエンジン

技術分野

[0001] 本発明は、船用ディーゼルエンジンに関するものである。

背景技術

[0002] 船用ディーゼルエンジンには、エンジン本体と、エンジン本体から排出される排ガスの力でタービンを回転し、タービンと同軸で接続された圧縮機で生成された圧縮空気をエンジン本体に供給する過給機と、エンジン本体から排出される排ガスの一部を前記エンジン本体に再循環させるEGRユニットと、を備えるものがある（特許文献1参照）。また、特許文献1には、エンジン本体の排気弁を開くタイミングを遅くし、既燃ガスの一部を排気弁から排出しない制御が記載されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2014-20275号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 特許文献1に記載されているように、排気弁を開くタイミングを調整することで、燃焼室内の空気のバランスを調整することができる。ここで、船用ディーゼルエンジンでは、排気弁の動作のタイミングをエンジン本体の負荷等によって変化させる制御を行うことができる。船用ディーゼルエンジンは、エンジン本体の負荷によって排気弁の動作のタイミングを切り換えることで、運転条件で効率よく運転することが可能となるが、燃焼が不安定になったり、黒煙が発生したりする恐れがあるエンジン本体の運転条件が生じる場合がある。

[0005] 本発明は上述した課題を解決するものであり、エンジン本体をより良い条件で運転させることができる船用ディーゼルエンジンを提供することを目的

とする。

課題を解決するための手段

[0006] 上記の目的を達成するための本発明は、船用ディーゼルエンジンであって、排気弁を開閉し、燃焼室内の空気の排気を制御するエンジン本体と、前記エンジン本体から排出される排ガスで回転するタービンと前記タービン及び回転軸が連結され、前記タービンの回転で回転し、圧縮空気を生成する圧縮機を備え、圧縮空気を前記エンジン本体に供給する過給機と、前記エンジン本体から排出された排ガスの一部を燃焼用ガスとして前記エンジン本体に再循環するEGRシステムと、前記エンジン本体の駆動を制御し、前記エンジン本体の回転数が高くなるにしたがって、燃焼サイクルにおける前記排気弁を閉じるタイミングが遅くなる排気弁閉タイミングパターンに基づいて、前記排気弁の動作を制御するエンジン制御装置と、前記EGRシステムの駆動を制御するEGR制御装置と、を有し、前記排気弁閉タイミングパターンは、前記エンジン本体の運転条件が閾値条件であり、前記EGRシステムが稼働している場合の前記排気弁を閉じるタイミングが、前記エンジン本体の運転条件が閾値条件であり、前記EGRシステムが停止している場合の前記排気弁を閉じるタイミングよりも、早い。

[0007] 船用ディーゼルエンジンは、EGRシステムが稼働している状態で燃焼室への燃料の供給量に対する酸素量が低下することを抑制でき、燃料を安定して燃焼させることができる。これにより、エンジン本体をより良い条件で運転させることができる。運転していた補助圧縮機が停止し、かつ、EGRシステムが稼働している状態であっても燃焼室に保持する空気を多くすることができ、燃料を安定して燃焼させることができる。これにより、エンジン本体をより良い条件で運転させることができる。

[0008] また、前記排気弁閉タイミングパターンは、前記EGRシステムが稼働している場合の前記排気弁を閉じるタイミングが、前記EGRシステムが停止している場合の前記排気弁を閉じるタイミングよりも、早いことが好ましい。

- [0009] 前記エンジン本体に供給する空気を圧縮する補助圧縮機を有し、前記排気弁閉タイミングパターンは、前記EGRシステムが稼働し、かつ、前記補助圧縮機が駆動している場合の前記排気弁を閉じるタイミングが、一定であることが好ましい。
- [0010] 前記エンジン本体に供給する空気を圧縮する補助圧縮機を有し、前記排気弁閉タイミングパターンは、前記EGRシステムが稼働している場合の前記排気弁を閉じるタイミングと、前記EGRシステムが停止している場合の前記排気弁を閉じるタイミングとの差が、前記EGRシステムが稼働し、かつ、前記補助圧縮機が駆動している状態から停止する状態に切り換わる運転条件で最大となることが好ましい。
- [0011] 前記エンジン本体の運転条件が閾値条件よりも負荷が低い条件での運転の場合、前記エンジン本体に供給する空気を圧縮し、前記エンジン本体の運転条件が閾値条件よりも負荷が高い条件の場合、停止する補助圧縮機をさらに有することが好ましい。運転していた補助圧縮機が停止する際に、燃焼室への燃料の供給量に対する酸素量が低減することを抑制できる。これにより、エンジン本体をより良い条件で運転させることができる。
- [0012] 前記EGRシステムは、前記エンジン本体から排出される排ガスの一部を燃焼用ガスとして前記エンジン本体に再循環する排ガス再循環ラインと、前記排ガス再循環ラインに設けられるEGRバルブと、前記排ガス再循環ラインを流れる前記燃焼用ガスに対して液体を噴射するスクラバと、を有することが好ましい。
- [0013] 前記EGRシステムは、前記タービンと回転軸で連結された前記圧縮機に再循環させた排ガスを供給することが好ましい。

発明の効果

- [0014] 本発明によれば、EGRシステムが稼働している状態で燃焼室への燃料の供給量に対する酸素量の低下を抑制でき、燃料を安定して燃焼させることができる。これにより、エンジン本体をより良い条件で運転させることができる。

図面の簡単な説明

[0015] [図1]図 1 は、本実施形態の E G R システムを備えたディーゼルエンジンを表す概略図である。

[図2]図 2 は、本実施形態の E G R システムを表す概略構成図である。

[図3]図 3 は、本実施形態のエンジン本体の概略構成を示す模式図である。

[図4]図 4 は、エンジン駆動装置の制御の一例を示すフローチャートである。

[図5]図 5 は、エンジン負荷と排気弁閉タイミングとの関係を示すグラフである。

[図6]図 6 は、補助圧縮機の制御の一例を示すフローチャートである。

[図7]図 7 は、筒内酸素量とエンジン負荷との関係を示すグラフである。

[図8]図 8 は、エンジン負荷と排気弁閉タイミングとの関係の他の例を示すグラフである。

[図9]図 9 は、掃気圧力と排気弁閉タイミングとの関係を示すグラフである。

発明を実施するための形態

[0016] 以下に添付図面を参照して、本発明の好適な実施形態を詳細に説明する。

なお、この実施形態により本発明が限定されるものではなく、また、実施形態が複数ある場合には、各実施形態を組み合わせるものも含むものである。

[0017] 図 1 は、E G R システムを備えた船用ディーゼルエンジンを表す概略図、図 2 は、E G R システムを表す概略構成図である。

[0018] 図 1 に示すように、本実施形態の船用ディーゼルエンジン 10 は、エンジン本体（エンジン）11 と、過給機 12 と、E G R システム 13 と、を備えている。

[0019] 図 2 に示すように、エンジン本体 11 は、図示しないが、プロペラ軸を介して推進用プロペラを駆動回転させる推進用の機関（主機関）である。このエンジン本体 11 は、ユニフロー掃排気式のクロスヘッド式ディーゼルエンジンであって、2 ストロークディーゼルエンジンであり、シリンダ内の吸排気の流れを下方から上方への一方向とし、排気の残留を無くすようにしたも

のである。エンジン本体 11 は、ピストンが上下移動する複数のシリンダ 21 と、各シリンダ 21 に連通する掃気バンク 22 と、各シリンダ 21 に連通する排気マニホールド 23 とを備えている。そして、各シリンダ 21 と掃気バンク 22 との間に掃気ポート 24 が設けられ、各シリンダ 21 と排気マニホールド 23 との間に排気流路 25 が設けられている。そして、エンジン本体 11 は、掃気バンク 22 に給気ライン G1 が連結され、排気マニホールド 23 に排気ライン G2 が連結されている。

[0020] 図 3 は、本実施形態のエンジン本体の概略構成を示す模式図である。図 3 は、エンジン本体 11 のうち 1 つのピストン及びシリンダ 21 に対応する部分を示している。エンジン本体 11 は、下方に位置する台板 111 と、台板 111 上に設けられる架構 112 と、架構 112 上に設けられるシリンダジャケット 113 とを有している。この台板 111 と架構 112 とシリンダジャケット 113 は、上下方向に延在する複数のテンションボルト（タイボルト／連結部材） 114 及びナット 115 により一体に締結されて固定されている。

[0021] シリンダジャケット 113 は、シリンダライナ 116 が設けられており、このシリンダライナ 116 の上端にシリンダカバー 117 が設けられている。シリンダライナ 116 とシリンダカバー 117 は、空間部 118 を区画しており、この空間部 118 内にピストン 119 が上下に往復動自在に設けられることで、燃焼室 120 が形成される。また、シリンダカバー 117 は、排気弁（排ガス弁） 121 が設けられている。この排気弁 121 は、燃焼室 120 と排ガス管 122 とを開閉するものである。なお、排気弁 121 は、燃焼室 120 と排ガス管 122 とを開閉する機能を有していればよく、必ずしもシリンダカバー 117 の中央部に設ける必要はない。

[0022] そのため、燃焼室 120 に対して、燃料噴射ポンプから供給された燃料と、過給機 12 により圧縮された燃焼用ガスが供給されることで燃焼する。そして、この燃焼で発生したエネルギーによりピストン 119 が上下動する。また、このとき、排気弁 121 により燃焼室 120 が開放されると、燃焼によ

って生じた排ガスが排ガス管 1 2 2 に押し出される一方、掃気ポート 2 4 から燃焼用ガスが燃焼室 1 2 0 に導入される。排ガス管 1 2 2 は、排気マニホールド 2 3 と接続している。

[0023] ピストン 1 1 9 は、ピストン棒 1 2 3 の上端部に接続されると共に、ピストン棒 1 2 3 と共にピストン軸方向に移動可能に連結されている。台板 1 1 1 は、クランクケースとされており、クランクシャフト 1 2 4 を回転自在に支持する軸受 1 2 5 が設けられている。また、クランクシャフト 1 2 4 は、クランク 1 2 6 を介して連接棒 1 2 7 の下端部が回転自在に連結されている。架構 1 1 2 は、上下方向に延在する一对のガイド板 1 2 8 が所定間隔を空けて固定されており、一对のガイド板 1 2 8 の間にクロスヘッド 1 2 9 が上下に移動自在に支持されている。クロスヘッド 1 2 9 は、ピストン棒 1 2 3 の下端部に設けられたクロスヘッドピンの下半部を連接棒 1 2 7 の上端部に接続されるクロスヘッド軸受が回転自在となるように連結されている。

[0024] そのため、シリンダジャケット 1 1 3 の燃焼室 1 2 0 で発生したエネルギーが伝達されたピストン 1 1 9 は、ピストン棒 1 2 3 と共に、エンジン本体 1 1 の設置面に向かって（台板 1 1 1 側の方向、即ち、ピストン軸方向における下向き）に押し下げる。すると、ピストン棒 1 2 3 は、クロスヘッド 1 2 9 をピストン軸方向に押し下げ、連接棒 1 2 7 及びクランク 1 2 6 を介してクランクシャフト 1 2 4 を回転させる。

[0025] エンジン本体 1 1 には、回転数検出部 6 2 と、燃料投入量検出部 6 4 と、掃気圧力検出部 6 5 と、が配置されている。回転数検出部 6 2 は、エンジン本体 1 1 の回転数（プロペラ軸と接続された回転軸の回転数）を検出する。回転数検出部 6 2 は、エンジン本体 1 1 に挿入された回転軸の回転数を検出してもよいが、プロペラ軸の回転数を検出してもよい。燃料投入量検出部 6 4 は、エンジン本体 1 1 の燃料投入量を検出する。掃気圧力検出部 6 5 は、エンジン本体 1 1 に供給される圧縮空気の圧力を検出する。具体的には、掃気圧力検出部 6 5 は、掃気トランク 2 2 に配置され、掃気トランク 2 2 の圧力を検出する。

[0026] エンジン制御装置 26 は、エンジン本体 11 の運転を制御する。エンジン制御装置 26 は、要求負荷等の各種入力条件及び回転数検出部 62 と燃料投入量検出部 64 と掃気圧力検出部 65 等の各種センサで検出した結果とに基づいて、エンジン本体 11 の運転を制御する。エンジン制御装置 26 は、シリンダ 21 への燃料の噴射タイミングや、噴射量、排気弁 121 の開閉タイミングを制御して、エンジン本体 11 の燃料投入量や回転数、燃焼室 120 での燃焼を制御する。エンジン制御装置 26 は、燃料投入量や回転数を制御することで、エンジン本体 11 の出力を制御する。

[0027] 過給機 12 は、コンプレッサ（圧縮機）31 とタービン 32 とが回転軸 33 により一体に回転するように連結されて構成されている。この過給機 12 は、エンジン本体 11 の排気ライン G2 から排出された排ガスによりタービン 32 が回転し、タービン 32 の回転が回転軸 33 により伝達されてコンプレッサ 31 が回転し、このコンプレッサ 31 が空気及び再循環ガスの少なくとも一方を圧縮し、圧縮した圧縮気体として給気ライン G1 からエンジン本体 11 に供給する。コンプレッサ 31 は、外部（大気）から空気を吸入する吸入ライン G6 に接続されている。

[0028] 過給機 12 は、タービン 32 を回転した排ガスを排出する排気ライン G3 が連結されており、この排気ライン G3 は、図示しない煙突（ファンネル）に連結されている。また、排気ライン G3 から給気ライン G1 までの間に EGR システム 13 が設けられている。

[0029] EGR システム 13 は、排ガス再循環ライン G4、G5、G7 と、スクラバ 42 と、デミスタユニット 14 と、EGR ブロワ（送風機）47 と、EGR 制御装置 60 と、を備えている。この EGR システム 13 は、エンジン本体 11 から排出された排ガスの一部を再循環ガスとして空気と混合した後、過給機 12 により圧縮して燃焼用ガスとして船用ディーゼルエンジン 10 に再循環させることで、燃焼による NO_x の生成を抑制するものである。なお、ここでは、タービン 32 の下流側から排ガスの一部を抽気したが、タービン 32 の上流側から排ガスの一部を抽気してもよい。

- [0030] なお、以下の説明にて、排ガスとは、エンジン本体 11 から排気ライン G2 に排出された後、排気ライン G3 から外部に排出されるガスである。再循環ガスとは、排気ライン G3 から分離された一部の排ガスを指す。再循環ガスは、排ガス再循環ライン G4、G5、G7 によりエンジン本体 11 に戻されるものである。
- [0031] 排ガス再循環ライン G4 は、一端が排気ライン G3 の中途部に接続されている。排ガス再循環ライン G4 は、EGR 入口バルブ（開閉弁）41A が設けられており、他端がスクラバ 42 に接続されている。EGR 入口バルブ 41A は、排ガス再循環ライン G4 を開閉することで、排気ライン G3 から排ガス再循環ライン G4 に分流する排ガスを ON/OFF する。なお、EGR 入口バルブ 41A を流量調整弁とし、排ガス再循環ライン G4 を通過する排ガスの流量を調整するようにしてもよい。
- [0032] スクラバ 42 は、ベンチュリ式のスクラバであり、中空形状をなすスロート部 43 と、排ガスが導入されるベンチュリ部 44 と、元の流速に段階的に戻す拡大部 45 とを備えている。スクラバ 42 は、ベンチュリ部 44 に導入された再循環ガスに対して水を噴射する水噴射部 46 を備えている。スクラバ 42 は、SOx や煤塵などの微粒子（PM）といった有害物質が除去された再循環ガス及び有害物質を含む排水を排出する排ガス再循環ライン G5 が連結されている。なお、本実施形態では、スクラバ 42 としてベンチュリ式を採用しているが、この構成に限定されるものではない。
- [0033] 排ガス再循環ライン G5 は、デミスタユニット 14 と EGR ブロワ 47 が設けられている。
- [0034] デミスタユニット 14 は、水噴射により有害物質が除去された再循環ガスと排水を分離するものである。デミスタユニット 14 は、排水をスクラバ 42 の水噴射部 46 に循環する排水循環ライン W1 が設けられている。そして、この排水循環ライン W1 は、ミスト（排水）を一時的に貯留するホールドタンク 49 とポンプ 50 が設けられている。
- [0035] EGR ブロワ 47 は、スクラバ 42 内の再循環ガスを排ガス再循環ライン

G 5 からデミスタユニット 1 4 に導くものである。E G R ブロワ 4 7 は、デミスタユニット 1 4 を通過した再循環ガスをコンプレッサ 3 1 に送る。

[0036] 排ガス再循環ライン G 7 は、一端が E G R ブロワ 4 7 に接続されると共に、他端が混合器（図示略）を介してコンプレッサ 3 1 に接続されており、E G R ブロワ 4 7 により再循環ガスがコンプレッサ 3 1 に送られる。排ガス再循環ライン G 7 は、E G R 出口バルブ（開閉弁または流量調整弁）4 1 B が設けられている。吸入ライン G 6 からの空気と、排ガス再循環ライン G 7 からの再循環ガスは、混合器で混合されることで燃焼用ガスが生成される。なお、この混合器は、サイレンサと別に設けられてもよいし、混合器を別途設けることなく、再循環ガスと空気を混合する機能を付加するようにサイレンサを構成してもよい。そして、過給機 1 2 は、コンプレッサ 3 1 が圧縮した燃焼用ガスを給気ライン G 1 からエンジン本体 1 1 に供給可能であり、給気ライン G 1 にエアクーラ（冷却器）4 8 が設けられている。このエアクーラ 4 8 は、コンプレッサ 3 1 により圧縮されて高温となった燃焼用ガスと冷却水とを熱交換することで、燃焼用ガスを冷却するものである。また、E G R システム 1 3 は、給気ライン G 1 または掃気トランク 2 2 に酸素濃度検出部 6 6 が配置されている。本実施形態の酸素濃度検出部 6 6 は、エアクーラ 4 8 よりもエンジン本体 1 1 側に配置されている。酸素濃度検出部 6 6 は、エンジン本体 1 1 に供給される空気の酸素濃度、つまり E G R システム 1 3 が稼働している場合は、燃焼用ガスの酸素濃度を検出する。

[0037] E G R 制御装置 6 0 は、E G R システム 1 3 の各部の動作を制御する。E G R 制御装置 6 0 は、エンジン制御装置 2 6 から負荷情報を取得する。E G R 制御装置 6 0 は、燃料投入量検出部 6 4 からエンジン本体 1 1 の燃料投入量の情報を取得する。E G R 制御装置 6 0 は、酸素濃度検出部 6 6 からエンジン本体 1 1 に供給される燃焼用ガスの酸素濃度の情報を取得する。E G R 制御装置 6 0 は、取得したエンジン本体 1 1 の回転数と燃料投入量と、エンジン本体 1 1 に供給される空気の酸素濃度とに基づいて、E G R ブロワ 4 7 の運転状態、具体的には E G R ブロワ 4 7 の羽根車を回転させるモータの周

波数を制御して、EGRシステム13からエンジン本体11に供給する再循環ガスの量を制御する。EGR制御装置60は、エンジン本体11の負荷と酸素濃度の目標値との関係を記憶しており、負荷に応じて酸素濃度の目標値を算出する。EGR制御装置60は、エンジン本体11の負荷と酸素濃度の目標値との関係とに基づいて酸素濃度の目標値を算出し、算出した酸素濃度の目標値と取得した酸素濃度との関係と現在のEGRブロワ47の周波数とに基づいて、EGRブロワ47の周波数（運転周波数）を算出する。EGR制御装置60は、算出したEGRブロワ47の周波数でEGRブロワ47を回転させる。EGR制御装置60は、EGRブロワ47以外の各部、例えば、EGR入口バルブ41A、EGR出口バルブ41Bの開閉や、スクラバ42の運転も制御する。

[0038] 以下、本実施形態のEGRシステム13の作用を説明する。図2に示すように、エンジン本体11は、掃気ランク22からシリンダ21内に燃焼用ガスが供給されると、ピストン119によってこの燃焼用ガスが圧縮され、この高温の燃焼用ガスに対して燃料が噴射することで自然着火し、燃焼する。そして、発生した燃焼ガスは、排ガスとして排気マニホールド23から排気ラインG2に排出される。エンジン本体11から排出された排ガスは、過給機12におけるタービン32を回転した後、排気ラインG3に排出され、EGR入口バルブ41A及びEGR出口バルブ41Bが閉止しているときは、全量が排気ラインG3から外部に排出される。

[0039] 一方、EGR入口バルブ41A及びEGR出口バルブ41Bが開放しているとき、排ガスは、その一部が再循環ガスとして排気ラインG3から排ガス再循環ラインG4に流れる。排ガス再循環ラインG4に流れた再循環ガスは、スクラバ42により、有害物質が除去される。即ち、スクラバ42は、再循環ガスがベンチュリ部44を高速で通過するとき、水噴射部46から水を噴射することで、この水により再循環ガスを冷却すると共に、有害物質を水と共に落下させて除去する。そして、有害物質を含むミスト（排水）は、再循環ガスと共にデミスタユニット14に流入する。

- [0040] スクラバ42により有害物質が除去された再循環ガスは、排ガス再循環ラインG5に排出され、デミスタユニット14によりミスト（排水）が分離された後、排ガス再循環ラインG7により過給機12に送られる。そして、この再循環ガスは、吸入ラインG6から吸入された空気と混合されて燃焼用ガスとなり、過給機12のコンプレッサ31で圧縮された後、エアクーラ48で冷却され、給気ラインG1からエンジン本体11に供給される。
- [0041] 補助圧縮機51は、給気ラインG1のエアクーラ48と掃気トランク22との間に配置されている。補助圧縮機（補助ブロワ）51は、バイパスライン52と、ブロワ用インペラ（コンプレッサ）54と、ブロワ用電動機（モータ）56と、逆止弁59と、を有する。補助圧縮機51は、掃気圧力検出部65で検出した掃気トランク22内の圧力に基づいて、制御される。バイパスライン52は、両端が給気ラインG1に接続され、給気ラインG1をバイパスする。ブロワ用インペラ54は、掃気ラインG1に設けられ、バイパスライン52を流れる空気を圧縮する。ブロワ用電動機（モータ）56は、ブロワ用インペラ54を回転させる。逆止弁59は、掃気ラインG1に設けられ、バイパスライン52の空気の逆流、つまり、掃気トランク22側の端部からエアクーラ48側の端部に向けて空気が流れることを防止する。
- [0042] 補助圧縮機51は、船用ディーゼルエンジン10の起動時に駆動されることで、吸入ラインG6からコンプレッサ31を経由して吸気した空気等の気体を圧縮した後、圧縮した空気等の気体を燃焼用ガスとして掃気トランク22側に圧送する。補助圧縮機51は、給気ラインG1とバイパスライン52とに制御弁を設け、制御弁の開閉で圧縮空気が流れる経路を切り換えたり、流量のバランスを制御したりしてもよい。なお、補助圧縮機51は、給気ラインG1をバイパスするバイパスライン52を設け、このバイパスライン52にブロワ用インペラ54を設けたが、給気ラインG1とバイパスライン52は、並列に設ける必要はなく、バイパスライン52を設けることなく、給気ラインG1のみを設け、給気ラインG1にブロワ用インペラ54を設けてもよい。

- [0043] 次に、図4を用いて、船用ディーゼルエンジン10のエンジン制御装置26で実行するエンジン本体11及び補助圧縮機51の制御について説明する。図4は、エンジン駆動装置の制御の一例を示すフローチャートである。
- [0044] エンジン制御装置26は、EGRシステム13を稼働させる設定と、EGRシステム13を稼働させない設定つまりEGRシステム13を停止させている設定と、で各部の制御条件を切り換える。EGRシステム13を稼働させない設定とは、EGRシステム13から浄化した排ガスの一部をエンジン本体11に供給する再循環を実行しない状態であり、EGRシステム13のスクラバ42等のEGRシステム13の一部が稼働していてもよい。
- [0045] エンジン制御装置26は、EGRシステム13を稼働させる設定の場合、EGRモードで制御を実行し、EGRシステム13を稼働させない設定の場合、ノーマルモードで制御を実行する。以下、図4を用いて説明する。エンジン制御装置26は、EGRシステム13を稼働させる設定となっているかを判定する（ステップS12）。EGRシステム13を稼働させる設定とは、ユーザがEGRシステム13のON、OFFを操作できるスイッチがある場合、そのスイッチがONとなっているかOFFとなっているかである。なお、EGRシステム13を稼働させる設定の場合、EGRシステム13が実際に稼働されていなくてもよい。例えば、船用ディーゼルエンジン10は、EGRシステム13がエンジン本体11の負荷が閾値以上で稼働させる設定の場合、EGRシステム13を稼働させる設定であってもエンジン本体11の負荷が低いとEGRシステム13が稼働しない。
- [0046] エンジン制御装置26は、EGRシステム13を稼働させる設定となっている（ステップS12でYes）と判定した場合、EGRモードを選択し（ステップS14）、EGRモードの設定に基づいて各部を制御する。エンジン制御装置26は、EGRシステム13を稼働させる設定となっていない（ステップS12でNo）と判定した場合、ノーマルモードを選択し（ステップS16）、ノーマルモードの設定に基づいて各部を制御する。
- [0047] 次に、図5を用いて、エンジン制御装置26による排気弁の制御について

説明する。図5は、エンジン負荷と排気弁閉タイミングとの関係を示すグラフである。エンジン制御装置26は、図5に示すエンジン負荷と排気弁閉タイミングとの関係である排気弁閉タイミングパターンに基づいて、エンジン負荷に応じて、排気弁閉タイミングを変化させる。排気弁閉タイミングは、燃焼サイクルにおいて排気弁を閉じるタイミングであり、燃焼サイクルの角度で示すことができる。ここで、排気弁121を閉じるタイミングは、上述したようにエンジン本体11のピストン119の1ストロークを360度とした角度、つまりクランク角度に基づいて制御する。つまり、エンジン制御装置26は、クランク角度が設定された角度となった場合に排気弁121を開く。排気弁121が閉じるタイミングが遅くなると、クランク角度がより大きい角度で排気弁が閉じられる。

[0048] 図5の実線で示す排気弁閉タイミングパターン202は、EGRモードでのエンジン負荷と排気弁閉タイミングとの関係を示している。図5の点線で示す排気弁閉タイミングパターン204は、ノーマルモードでのエンジン負荷と排気弁閉タイミングとの関係を示している。本実施形態の排気弁閉タイミングパターン202、204は、いずれもエンジン負荷が増加すると、排気弁閉タイミングが遅くなる関係となる。エンジン制御装置26は、EGRシステム13が稼働する設定であるEGRモードの場合、エンジン負荷を検出し、検出したエンジン負荷と排気弁閉タイミングパターン202との関係に基づいて排気弁121を閉じるタイミングである排気弁閉タイミングを制御する。エンジン制御装置26は、EGRシステム13を稼働させない設定であるノーマルモードの場合、エンジン負荷を検出し、検出したエンジン負荷と排気弁閉タイミングパターン204との関係に基づいて排気弁を閉じるタイミングである排気弁閉タイミングを制御する。

[0049] ノーマルモードの排気弁閉タイミングパターン204は、エンジン負荷の変化量に対する排気弁閉タイミングの変化量である変化率が一定となる。なお、図5では、変化率を一定としたが、負荷上昇に伴い、排気弁閉タイミングが遅くなるのであれば、変化率が変化してもよい。ここで、排気弁閉タイ

ミングパターン204は、EGRシステム13から浄化された排ガスが供給されない設定で、各エンジン負荷で燃費等のエンジン性能が高くなる排気弁閉タイミングを算出して、その結果に基づいて設定した理想線となるエンジン負荷と排気弁閉タイミングとの関係である。ここで、理想線は、まず、エンジンの設計出力から燃焼時最大圧力を決定する。そこから各負荷の燃焼時圧力を決定し、その燃焼時圧力から圧縮圧力を設計し、その圧縮圧力になるように計画の排気弁の閉タイミングを決定する。その後、試運転によって計画の排気弁閉タイミング付近で、変更・調整し、燃費及び排ガス出口温度等のパラメータが最適になるように排気弁閉タイミングを決定する。各負荷で上述した排気弁閉タイミングを実施し、最適な排気弁閉タイミングの角度を各負荷で決定する。排気弁閉タイミングパターン204は、この時各負荷のタイミングを滑らかにつなげるように微調整を実施し、決定する。

[0050] EGRモードの排気弁閉タイミングパターン202は、同じエンジン負荷の場合、排気弁閉タイミングパターン204よりも排気弁閉タイミングが早くなる。排気弁閉タイミングパターン202は、EGRシステム13から浄化された排ガスが供給される設定で、各エンジン負荷で燃費等のエンジン性能が高くなる排気弁閉タイミングを算出して、その結果に基づいて設定した理想線となるエンジン負荷と排気弁閉タイミングとの関係に基づいて設定した関係である。例えば、排気弁閉タイミングパターン202は、補助圧縮機51が稼働している負荷範囲210、つまりエンジン負荷 A_1 よりも低いエンジン負荷の範囲において、排気弁閉タイミングが一定となり、エンジン負荷 A_1 よりも高いエンジン負荷の範囲で、エンジン負荷が高くなるにしたがって、排気弁閉タイミングが遅くなる。ここで、エンジン負荷 A_1 は、エンジン本体11の運転条件が閾値条件となった時の負荷である。閾値条件として、種々の条件を設定することができる。図5の排気弁閉タイミングパターン202は、エンジン負荷 A_1 よりも高いエンジン負荷の範囲での変化率を一定としたが変化率に変化してもよい。このように、排気弁閉タイミングパターン202は、負荷範囲210ではエンジン負荷が増加しても、排気弁閉タイミン

グが遅くならない。これにより、排気弁閉タイミングパターン202は、負荷範囲210において、エンジン負荷が増加するほど、排気弁閉タイミングパターン204との排気弁閉タイミングの差が大きくなる。

[0051] エンジン制御装置26は、EGRモードの場合、排気弁閉タイミングパターン202に基づいて排気弁閉タイミングを制御し、ノーマルモードの場合、排気弁閉タイミングパターン204に基づいて、排気弁閉タイミングを制御する。これにより、エンジン制御装置26は、同じ負荷条件、例えば、閾値条件のエンジン負荷 A_1 の場合、EGRモードの排気弁閉タイミングが、ノーマルモードの排気弁閉タイミングよりも早くなる。このように、EGRモードの場合、ノーマルモードよりも排気弁閉タイミングを早くすることで、ノーマルモードの条件で全ての制御を行う場合に比べて、エンジン本体11をより安定して運転することができる。

[0052] 具体的には、船用ディーゼルエンジン10は、EGRシステム13を稼働させることで、燃焼用ガスの酸素濃度を低下させ、燃焼を緩慢にさせることができ、燃焼用ガスの熱容量を増加させ、温度上昇を抑制でき、さらには、船用ディーゼルエンジン10から系外に排出される排ガスの量を低下させることができる。これにより、船用ディーゼルエンジン10は、EGRシステム13を稼働させることで、窒素酸化物の排出量を低下させることができる。しかしながら、船用ディーゼルエンジン10は、燃焼を緩慢にさせる条件で運転すると、筒内の酸素量の低下が大きくなり、運転が不安定になる場合がある。エンジン制御装置26は、EGRモードの場合、ノーマルモードよりも排気弁閉タイミングを早くすることで、燃焼用ガスの酸素濃度低下に対して、燃焼室120内の酸素量の低下を少なくすることができる。これにより、エンジン本体11をより安定して運転することができる。

[0053] また、エンジン制御装置26は、EGRモードの排気弁閉タイミングパターン202と、ノーマルモードの排気弁閉タイミングパターン204を設定される。EGR運転か否かに応じてそれぞれのモードに合わせて排気弁閉タイミングを制御することで、それぞれのモードでエンジンを安定的に運転さ

せつつ、運転の効率を高くすることができる。

[0054] また、エンジン制御装置 26 は、EGR モードの排気弁閉タイミングパターン 202 の負荷範囲 210 での排気弁 121 の閉タイミングを一定とすることで、パラメータの設定を簡単にすることができ、制御を簡単にすることができる。制御を簡単にできることでエンジン本体 11 の運転を安定させることができる。

[0055] ここで、閾値条件のエンジン負荷 A_1 は、エンジン負荷が 20% 以上、60% 以下の範囲であることが好ましい。なお、エンジン負荷は、定格運転の負荷を 100% とする。また、本実施形態のエンジン制御装置 26 は、いずれのエンジン負荷でも、EGR モードの排気弁閉タイミングがノーマルモードの排気弁閉タイミングよりも早くすることで、エンジン本体 11 より良い条件で運転することができるが、これに限定されない。また、エンジン制御装置 26 は、エンジン負荷が上記範囲以外の場合も EGR モードの排気弁閉タイミングは、ノーマルモードの排気弁閉タイミングよりも早いことが好ましい。つまり、EGR モードの排気弁閉タイミングは、ノーマルモードの排気弁閉タイミングと同時、または早いことが好ましい。これにより、エンジン本体 11 より良い条件で運転することができる。また、上記実施形態では、エンジン負荷で説明したが、エンジン本体 11 の回転数も定格運転の回転数に対する割合で同様の範囲とすることが好ましい。

[0056] 次に、補助圧縮機 51 は、掃気圧力検出部 65 で検出した圧力に基づいて、稼動停止を制御する。以下、図 6 を用いて説明する。図 6 は、補助圧縮機の制御の一例を示すフローチャートである。なお、図 6 に示す処理は、エンジン本体 11 の始動時のみに実行しても、常時実行してもよい。補助圧縮機 51 は、掃気トラंक 22 の圧力が閾値以下であるかを判定する（ステップ S22）。補助圧縮機 51 は、掃気トラंक 22 の圧力が閾値以下である（ステップ S22 で Yes）と判定した場合、補助圧縮機 51 を稼動させる（ステップ S24）。つまり、補助圧縮機 51 のブロア用電動機 56 を駆動し、ブロワ用インペラ 54 を駆動させる。補助圧縮機 51 は、掃気トラंक 2

2の圧力が閾値以下ではない（ステップS22でNo）と判定した場合、補助圧縮機51を停止させる（ステップS26）。つまり、補助圧縮機51のブロア用電動機56を停止し、ブロワ用インペラ54を停止させる。これにより、補助圧縮機51は、エンジン負荷が低いため、過給機12で圧縮される空気の圧力が低くなり、掃気圧力検出部65で検出する圧力が低くなる場合に、補助圧縮機51で圧縮した空気をエンジン本体11に供給することができる。これにより、エンジン本体11に供給する圧縮した空気の圧力を高くすることができる。

[0057] なお、本実施形態では、掃気圧力検出部65で検出した掃気圧力に基づいて補助圧縮機51の稼働、停止を制御したが、エンジン負荷に基づいて、補助圧縮機51の稼働、停止を制御してもよい。

[0058] エンジン制御装置26は、上述したエンジン負荷 A_1 を補助圧縮機51が停止する条件とすることが好ましい。つまり、閾値条件を稼働していた補助圧縮機51が停止する条件とすることが好ましい。これにより、補助圧縮機51は、エンジン本体11の運転条件が閾値条件のエンジン負荷 A_1 よりも負荷が低い条件での運転の場合、稼働される。また、補助圧縮機51は、エンジン本体に供給する燃焼用ガスを圧縮し、エンジン本体11の運転条件が閾値条件であるエンジン負荷 A_1 よりも負荷が高い条件の場合、停止する。なお、補助圧縮機51は、エンジン負荷を用いずに制御する場合もあるため、閾値条件と補助圧縮機51を停止させる条件に許容範囲の差があってもよい。

[0059] エンジン制御装置26は、EGRモードの排気弁閉タイミングパターン202に基づいて、排気弁閉タイミングを制御することで、補助圧縮機51は停止するエンジン負荷 A_1 での排気弁閉タイミングが、ノーマルモードの排気弁閉タイミングパターン204で運転した場合よりも早くなる。このように、エンジン負荷 A_1 での排気弁閉タイミングを早くすることで、補助圧縮機51を停止するタイミングで生じる筒内酸素量（燃焼室120内の酸素量）の低下で、黒煙が発生する恐れが生じる筒内酸素量であるレベルまで筒内酸素量が低下することを抑制できる。

[0060] 図7は、筒内酸素量とエンジン負荷との関係を示すグラフである。図7は、横軸がエンジン負荷で、縦軸が筒内酸素量となる。つまり、図7は、エンジン負荷とその負荷における筒内酸素量との関係を示している。図7では、ノーマルモードで、かつ、排気弁閉タイミングパターン204に基づいて排気弁閉タイミングを制御した場合をEGR OFFで示し、EGRモードで、かつ、排気弁閉タイミングパターン204に基づいて排気弁閉タイミングを制御した場合をEGR ON（比較例）で示し、EGRモードで、かつ、排気弁閉タイミングパターン202に基づいて排気弁閉タイミングを制御した場合をEGR ON（実施例）で示す。

[0061] エンジン制御装置26は、図7に示すように、本実施形態の排気弁閉タイミングパターン202で制御を実行することで、EGRモードでエンジン負荷を増加させる制御を実行している間に補助圧縮機51が停止する条件で、筒内酸素量がスモーク発生レベル212まで筒内酸素量が低下することを抑制できる。

[0062] このように、エンジン制御装置26は、本実施形態の排気弁閉タイミングパターン202で制御を実行することで、補助圧縮機51を稼動している間の、エンジン本体11の負荷（回転数）の上昇に比例した燃焼室120での燃料燃焼時の酸素過剰率の低下を抑制することができる。投入される燃料に対する酸素量の低減が抑制できることで、排気弁閉タイミングパターン204で運転した場合と比べ同じ負荷での燃焼室120の空気の量を多くすることができる。これにより、EGRモードで運転している場合でも補助圧縮機51を停止する段階での燃焼室120の中の酸素量を多くすることができる。

[0063] エンジン制御装置26は、負荷範囲210で負荷が上昇しても燃焼室120に保持する空気量が低減しないようにすることで、補助圧縮機51を停止する段階での燃焼室120の中の酸素量を多くすることができ、燃料の燃焼を好適に行うことができる。これにより、補助圧縮機51を停止する段階での燃料に対して酸素が少なくなり、燃焼が不安定になることを抑制でき、不

完全燃焼で黒煙が発生することを抑制できる。また、燃焼が安定して実行できることで、所望の出力を得ることができ、回転数を好適に上昇させることができる。本実施形態の船用ディーゼルエンジン 10 は、EGR システム 13 を稼働させることで、燃焼室 120 に供給される燃焼用ガスの酸素濃度が低くなり、燃焼の不安定性や黒煙発生リスクが大きくなるが、排気弁閉タイミングパターン 202 に基づいて、排気弁閉タイミングを制御することで、燃焼が不安定になることを抑制でき、不完全燃焼で黒煙が発生することを抑制できる。また、燃焼が安定して実行できることで、所望の出力を得ることができ、回転数を好適に上昇もしくは好適に安定させることができる。

[0064] また、排気弁閉タイミングパターン 202 は、補助圧縮機 51 を停止する段階での排気弁閉タイミング以外の範囲は、EGR モードの理想線となるように算出した排気弁閉タイミングパターンと一致するパターンとすることが好ましい。これにより、補助圧縮機 51 を停止する段階以外の負荷の範囲で、エンジン本体 11 をより効率よく運転することができる。なお、排気弁閉タイミングが急激に変化するとエンジン本体 11 の制御が不安定になるので、排気弁閉タイミングパターン 202 とが理想線と重なる部分と、閾値条件のエンジン負荷 A_1 との間は、変化率がゼロに近いことが好ましい。これにより、エンジン本体 11 の負荷が補助圧縮機 51 を停止する段階の近傍で増減した場合に、排気弁閉タイミングの変動が大きくなりすぎ、エンジン本体 11 の運転が不安定になることを抑制できる。

[0065] また、排気弁閉タイミングパターン 202 は、補助圧縮機 51 を停止するタイミングで排気弁閉タイミングパターン 204 との排気弁閉タイミングの差が最大となることが好ましい。つまり、EGR システム 13 が稼働している場合の排気弁を閉じるタイミングと、EGR システム 13 が停止している場合の排気弁を閉じるタイミングとの差が、EGR システム 13 が稼働し、かつ、補助圧縮機 51 が駆動している状態から停止する状態に切り換わる運転条件、つまり図 5 ではエンジン負荷 A_1 で最大となることが好ましい。これにより、補助圧縮機 51 が稼働している状態のエンジン負荷、かつ、EGR

システム 13 の影響が少ない負荷範囲では、排気弁閉タイミングパターン 204 との差を小さくすることができ、機関性能が高くなる状態で運転することができる。また、排気弁閉タイミングパターン 202 は、補助圧縮機 51 を停止するタイミングで排気弁閉タイミングパターン 204 との排気弁閉タイミングの差を最大とすることで、補助圧縮機 51 を停止した後は、EGR 運転をした状態に合わせて、筒内の O_2 量を変化させることができ、機関性能が高くなる状態で運転することができる。

[0066] ここで、排気弁閉タイミングパターン 202 は、負荷範囲 210 で排気弁閉タイミングを一定としたが本発明はこれに限定されない。図 8 は、エンジン負荷と排気弁閉タイミングとの関係の他の例を示すグラフである。以下、図 8 を用いて、排気弁閉タイミングパターンの他の例を説明する。図 8 に示す排気弁閉タイミングパターン 206、208、209 は、いずれも EGR モードの排気弁閉タイミングパターンである。

[0067] 排気弁閉タイミングパターン 206 は、負荷範囲 210 のエンジン負荷が低い範囲では、エンジン負荷が増加すると排気弁閉タイミングが遅くなり、負荷範囲 210 の所定のエンジン負荷より高い負荷の範囲では、エンジン負荷が増加しても排気弁閉タイミングが一定となり、エンジン負荷 A_1 を超えても、EGR モードの理想線と重なるエンジン負荷まで、排気弁閉タイミングが一定となる。このように、エンジン制御装置 26 は、負荷範囲 210 において、エンジン負荷が増加すると排気弁閉タイミングが遅くなる関係としてもよい。

[0068] 排気弁閉タイミングパターン 208 は、負荷範囲 210 では、エンジン負荷が増加すると排気弁閉タイミングが遅くなり、エンジン負荷 A_1 を超えてから EGR モードの理想線と重なるエンジン負荷まで、排気弁閉タイミングが一定となる。なお、負荷範囲 210 の変化率は、排気弁閉タイミングパターン 204 よりも小さい。このように、エンジン制御装置 26 は、負荷範囲 210 において、エンジン負荷が増加すると排気弁閉タイミングが遅くなり、エンジン負荷 A_1 を超えてから EGR モードにおける理想線と重なるエンジン

負荷まで、排気弁閉タイミングが一定となる関係としてもよい。

- [0069] 排気弁閉タイミングパターン209は、エンジン負荷が負荷範囲210で、排気弁閉タイミングパターン204と重なる位置がない。排気弁閉タイミングパターン209は、エンジン負荷が最も低い位置でも、排気弁閉タイミングが、排気弁閉タイミングパターン204よりも早くなる。これにより、負荷範囲210において、EGRモードのエンジン本体11の筒内酸素量をより多くすることができる。
- [0070] エンジン制御装置26は、排気弁閉タイミングパターン206、208、209に示すようにEGRモードの排気弁閉タイミングパターンを種々のパターンとすることができる。エンジン制御装置26は、EGRモードの排気弁閉タイミングパターンをエンジン負荷 A_1 での排気弁閉タイミングが、ノーマルモードの排気弁閉タイミングパターン204の排気弁閉タイミングよりも早い関係とすることで上述した効果を得ることができる。
- [0071] エンジン制御装置26は、排気弁閉タイミングパターンとして、エンジン本体11の負荷が増加する場合と、エンジン本体11の負荷が減少する場合と、エンジン負荷 A_1 でのエンジン本体11の回転数と排気弁121を閉じるタイミングと、が異なる関係を用いてもよい。
- [0072] また、上記実施形態は、エンジン負荷に基づいて排気弁閉タイミングを制御したが、これに限定されない。エンジン制御装置26は、エンジン本体11の掃気圧力に基づいて、排気弁閉タイミングを制御してもよい。図9は、掃気圧力と排気弁閉タイミングとの関係を示すグラフである。図9の実線で示す排気弁閉タイミングパターン222は、EGRモードでのエンジン本体11の掃気圧力と排気弁閉タイミングとの関係を示している。図9の点線で示す排気弁閉タイミングパターン224は、ノーマルモードでのエンジン本体11の掃気圧力と排気弁閉タイミングとの関係を示している。本実施形態の排気弁閉タイミングパターン222、224は、いずれもエンジン本体11の掃気圧力が増加すると、排気弁閉タイミングが遅くなる関係となる。エンジン制御装置26は、EGRシステム13が稼働する設定であるEGRモ

ードの場合、エンジン本体 11 の掃気圧力を検出し、検出したエンジン本体 11 の掃気圧力と排気弁閉タイミングパターン 222 との関係に基づいて排気弁 121 を閉じるタイミングである排気弁閉タイミングを制御する。エンジン制御装置 26 は、EGR システム 13 を稼働させない設定であるノーマルモードの場合、エンジン本体 11 の掃気圧力を検出し、検出したエンジン本体 11 の掃気圧力と排気弁閉タイミングパターン 224 との関係に基づいて排気弁 121 を閉じるタイミングである排気弁閉タイミングを制御する。

[0073] ノーマルモードの排気弁閉タイミングパターン 224 は、エンジン本体 11 の掃気圧力の変化量に対する排気弁閉タイミングの変化量である変化率が一定となる。なお、図 9 では、変化率を一定としたが、掃気圧上昇に伴い排気弁の開くタイミングが遅くなるのであれば、変化率が変化してもよい。ここで、排気弁閉タイミングパターン 224 は、EGR システム 13 から浄化された排ガスが供給されない設定で、各エンジン本体 11 の掃気圧力で燃費等のエンジン性能が高くなる排気弁閉タイミングを算出して、その結果に基づいて設定した理想線となるエンジン本体 11 の掃気圧力と排気弁閉タイミングとの関係である。理想線の算出方法は上述した通りである。

[0074] EGR モードの排気弁閉タイミングパターン 222 は、同じエンジン本体 11 の掃気圧力の場合、排気弁閉タイミングパターン 224 よりも排気弁閉タイミングが早くなる。排気弁閉タイミングパターン 222 は、EGR システム 13 から浄化された排ガスが供給される設定で、各エンジン本体 11 の掃気圧力で燃費等のエンジン性能が高くなる排気弁閉タイミングを算出して、その結果に基づいて設定した理想線となるエンジン本体 11 の掃気圧力と排気弁閉タイミングとの関係に基づいて設定した関係である。具体的には、排気弁閉タイミングパターン 222 は、補助圧縮機 51 が稼働している負荷範囲 210、つまり、補助圧縮機 51 は停止するエンジン本体 11 の掃気圧力 B_1 よりも低いエンジン本体 11 の掃気圧力の範囲において、排気弁閉タイミングが一定となり、エンジン本体 11 の掃気圧力 B_1 よりも高いエンジン本体 11 の掃気圧力の範囲で、エンジン本体 11 の掃気圧力が高くなるにした

がって、排気弁閉タイミングが遅くなる。なお、図9の排気弁閉タイミングパターン222は、エンジン本体11の掃気圧力 B_1 よりも高いエンジン本体11の掃気圧力の範囲での変化率を一定としたが、掃気圧上昇に伴い排気弁121の開くタイミングが遅くなるのであれば、変化率が変化してもよい。このように、排気弁閉タイミングパターン222は、負荷範囲210ではエンジン本体11の掃気圧力が増加しても、排気弁閉タイミングが遅くならない。これにより、排気弁閉タイミングパターン222は、負荷範囲210において、エンジン本体11の掃気圧力が増加するほど、排気弁閉タイミングパターン224との排気弁閉タイミングの差が大きくなる。

[0075] エンジン制御装置26は、EGRモードの排気弁閉タイミングパターン222に基づいて、排気弁閉タイミングを制御することで、補助圧縮機51は停止するエンジン本体11の掃気圧力 B_1 での排気弁閉タイミングが、ノーマルモードの排気弁閉タイミングパターン224で運転した場合よりも早くなる。このように、エンジン本体11の掃気圧力 B_1 での排気弁閉タイミングを早くすることで、補助圧縮機51を停止するタイミングで生じる筒内酸素量（燃焼室120内の酸素量）の低下で、黒煙が発生する恐れが生じる筒内酸素量であるスモーク発生レベルまで筒内酸素量が低下することを抑制できる。このように、エンジン制御装置26は、エンジン負荷ではなく、エンジン本体11の掃気圧力に基づいて制御を行っても、エンジン負荷の場合と同様の効果を得ることができる。

[0076] また、エンジン制御装置26は、排気弁閉タイミングに加え、排気弁121を開くタイミングである排気弁開タイミングも、危険回転数域とその他の回転数域とで変化率を変化させてもよい。

符号の説明

- [0077]
- 10 船用ディーゼルエンジン
 - 11 エンジン本体
 - 12 過給機
 - 13 EGRシステム

- 1 4 デミスタユニット
- 2 6 エンジン制御装置
- 4 1 A E G R 入口バルブ
- 4 1 B E G R 出口バルブ
- 4 2 スクラバ
- 4 7 E G R ブロワ
- 4 8 エアクーラ（冷却器）
- 5 1 補助圧縮機
- 6 0 E G R 制御装置
- 6 2 回転数検出部
- 6 4 燃料投入量検出部
- 6 5 掃気圧力検出部
- 6 6 酸素濃度検出部
- 1 1 1 台板
- 1 1 2 架構
- 1 1 3 シリンダジャケット
- 1 1 4 テンションボルト（タイボルト／連結部材）
- 1 1 5 ナット
- 1 1 6 シリンダライナ
- 1 1 7 シリンダカバー
- 1 1 8 空間部
- 1 1 9 ピストン
- 1 2 0 燃焼室
- 1 2 1 排気弁
- 1 2 2 排ガス管
- 1 2 3 ピストン棒
- 1 2 4 クランクシャフト
- 1 2 5 軸受

1 2 6 クランク

1 2 7 連接棒

1 2 8 ガイド板

1 2 9 クロスヘッド

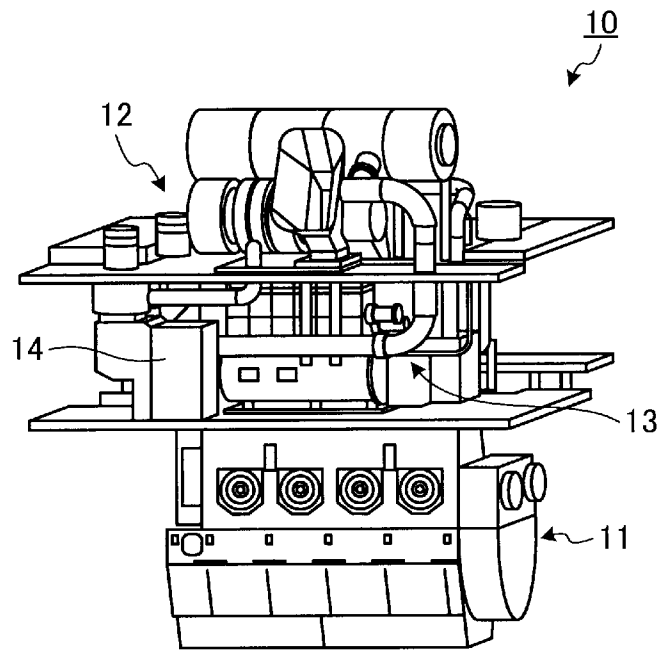
請求の範囲

- [請求項1] 排気弁を開閉し、燃焼室内の空気の排気を制御するエンジン本体と、
- 前記エンジン本体から排出される排ガスで回転するタービンと前記タービン及び回転軸が連結され、前記タービンの回転で回転し、圧縮空気を生成する圧縮機を備え、圧縮空気を前記エンジン本体に供給する過給機と、
- 前記エンジン本体から排出された排ガスの一部を燃焼用ガスとして前記エンジン本体に再循環するEGRシステムと、
- 前記エンジン本体の駆動を制御し、前記エンジン本体の回転数が高くなるにしたがって、燃焼サイクルにおける前記排気弁を閉じるタイミングが遅くなる排気弁閉タイミングパターンに基づいて、前記排気弁の動作を制御するエンジン制御装置と、
- 前記EGRシステムの駆動を制御するEGR制御装置と、を有し、
- 前記排気弁閉タイミングパターンは、前記エンジン本体の運転条件が閾値条件であり、前記EGRシステムが稼動している場合の前記排気弁を閉じるタイミングが、前記エンジン本体の運転条件が閾値条件であり、前記EGRシステムが停止している場合の前記排気弁を閉じるタイミングよりも、早いことを特徴とする船用ディーゼルエンジン。
- [請求項2] 前記排気弁閉タイミングパターンは、前記EGRシステムが稼動している場合の前記排気弁を閉じるタイミングが、前記EGRシステムが停止している場合の前記排気弁を閉じるタイミングよりも、早いことを特徴とする請求項1に記載の船用ディーゼルエンジン。
- [請求項3] 前記エンジン本体に供給する空気を圧縮する補助圧縮機を有し、
- 前記排気弁閉タイミングパターンは、前記EGRシステムが稼動し、かつ、前記補助圧縮機が駆動している場合の前記排気弁を閉じるタイミングが、一定であることを特徴とする請求項2に記載の船用ディ

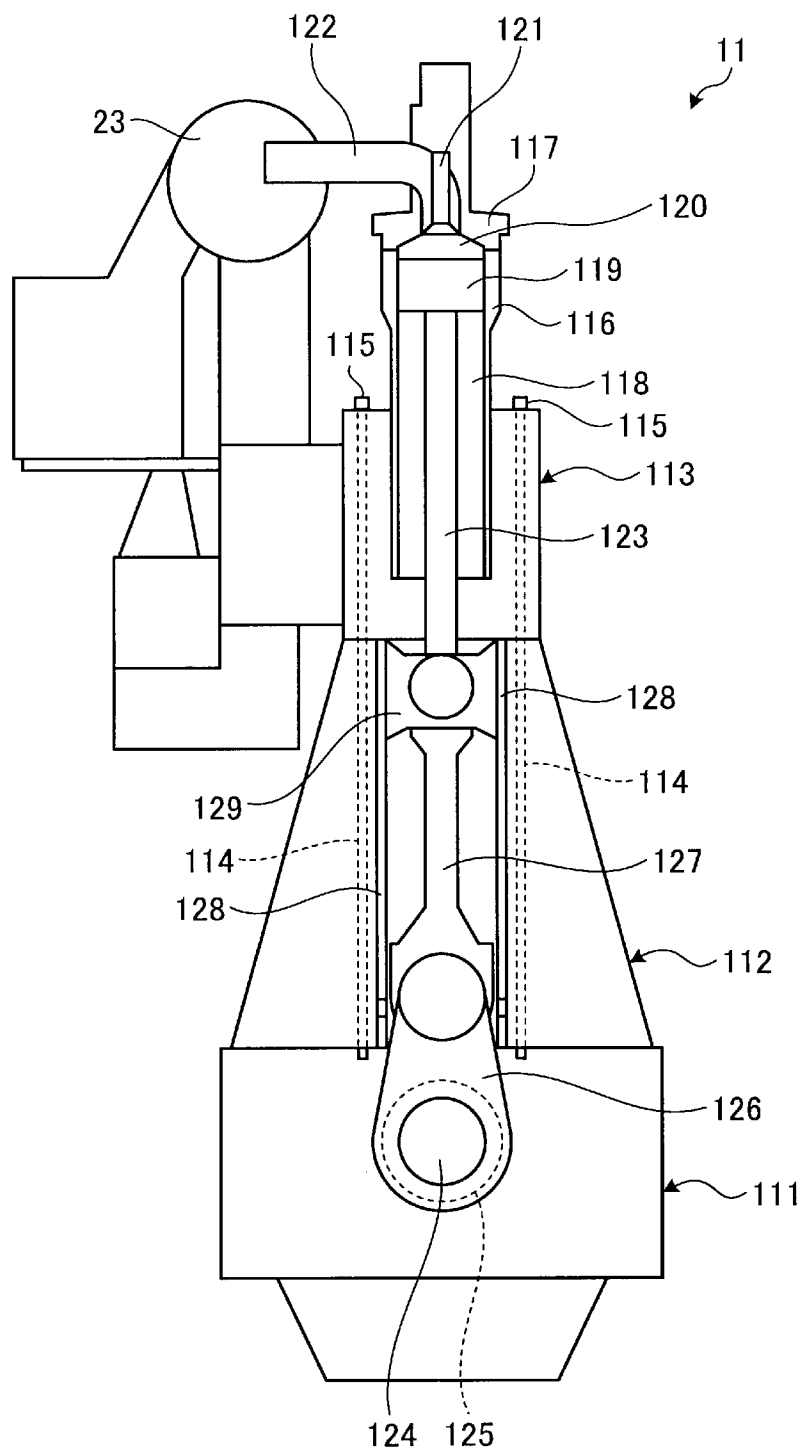
ーゼルエンジン。

- [請求項4] 前記エンジン本体に供給する空気を圧縮する補助圧縮機を有し、
前記排気弁閉タイミングパターンは、前記EGRシステムが稼動している場合の前記排気弁を閉じるタイミングと、前記EGRシステムが停止している場合の前記排気弁を閉じるタイミングとの差が、前記EGRシステムが稼動し、かつ、前記補助圧縮機が駆動している状態から停止する状態に切り換わる運転条件で最大となることを特徴とする請求項1または2に記載の船用ディーゼルエンジン。
- [請求項5] 前記エンジン本体の運転条件が閾値条件よりも負荷が低い条件での運転の場合、前記エンジン本体に供給する空気を圧縮し、前記エンジン本体の運転条件が閾値条件よりも負荷が高い条件の場合、停止する補助圧縮機をさらに有することを特徴とする請求項1から4のいずれか一項に記載の船用ディーゼルエンジン。
- [請求項6] 前記EGRシステムは、前記エンジン本体から排出される排ガスの一部を燃焼用ガスとして前記エンジン本体に再循環する排ガス再循環ラインと、
前記排ガス再循環ラインに設けられるEGRバルブと、
前記排ガス再循環ラインを流れる前記燃焼用ガスに対して液体を噴射するスクラバと、を有することを特徴とする請求項1から5のいずれか一項に記載の船用ディーゼルエンジン。
- [請求項7] 前記EGRシステムは、前記タービンと回転軸で連結された前記圧縮機に再循環させた排ガスを供給することを特徴とする請求項1から6のいずれか一項に記載の船用ディーゼルエンジン。

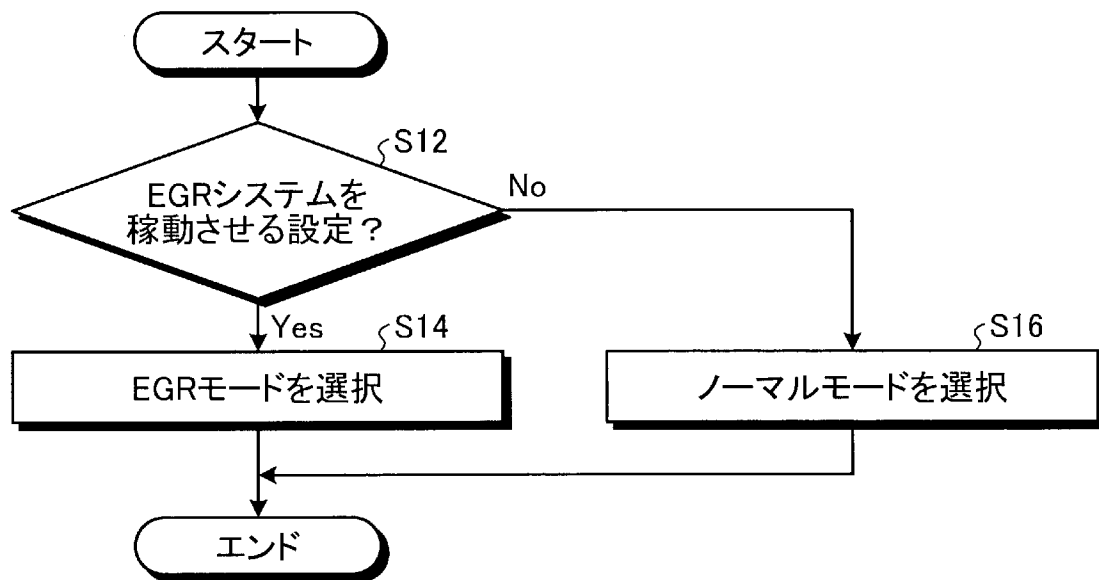
[図1]



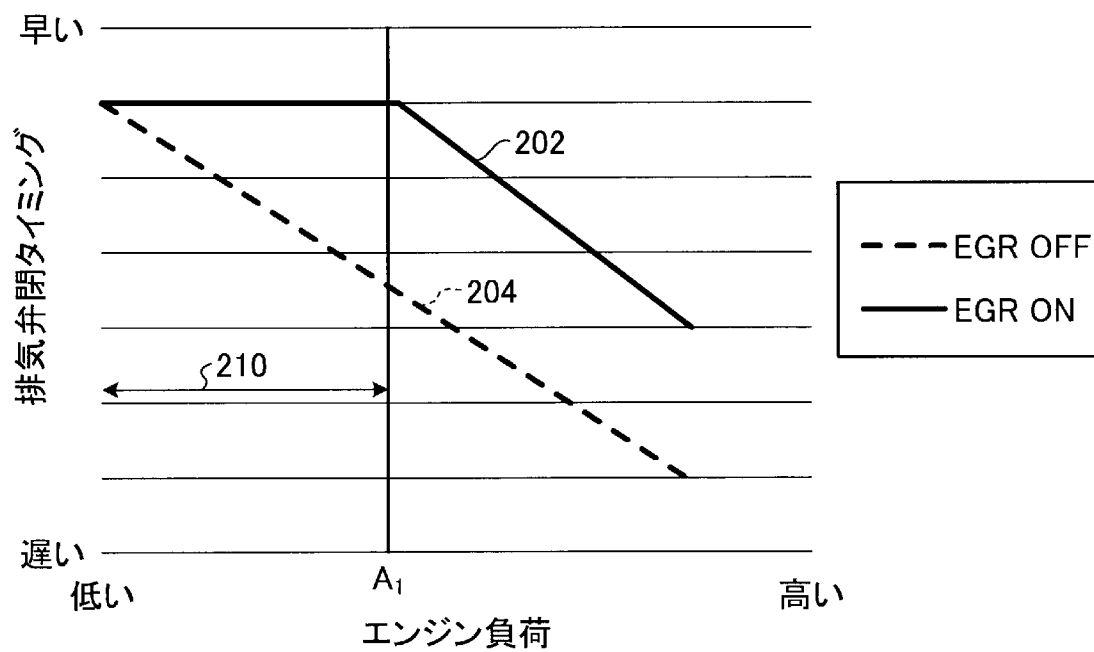
[図3]



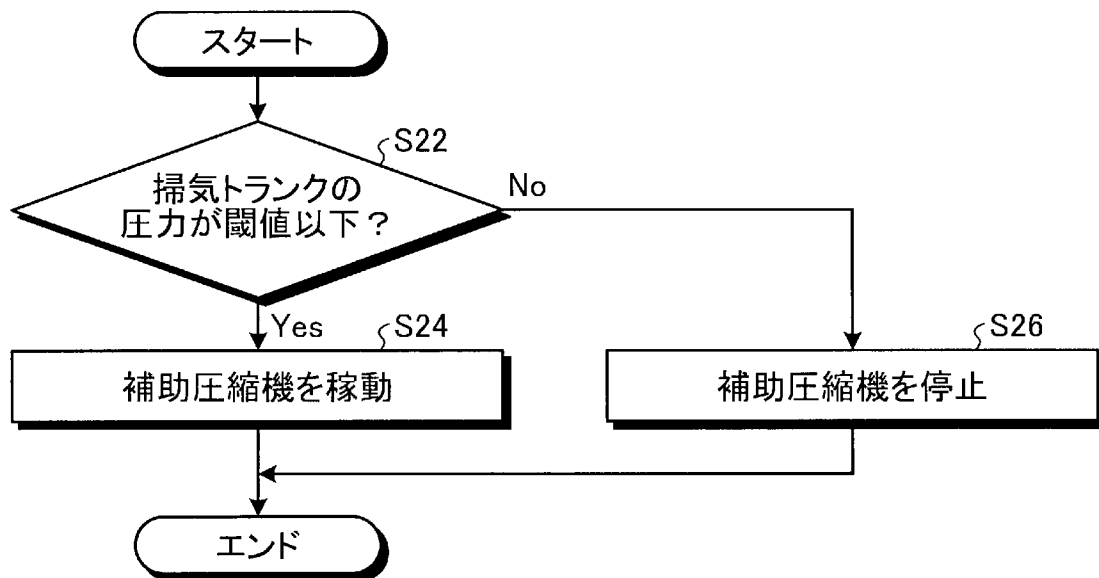
[図4]



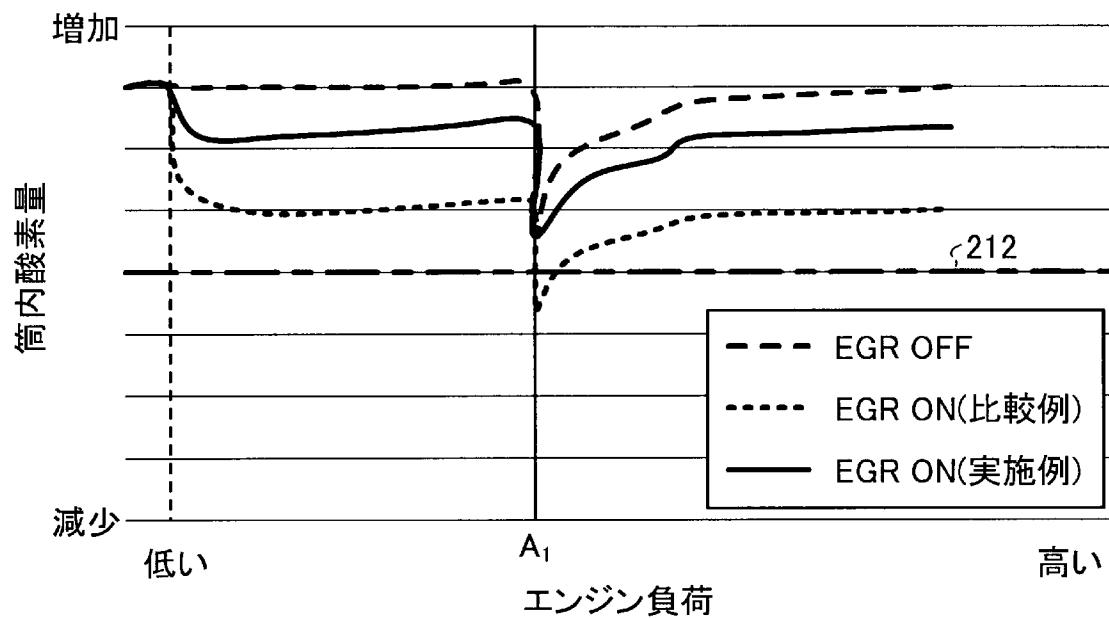
[図5]



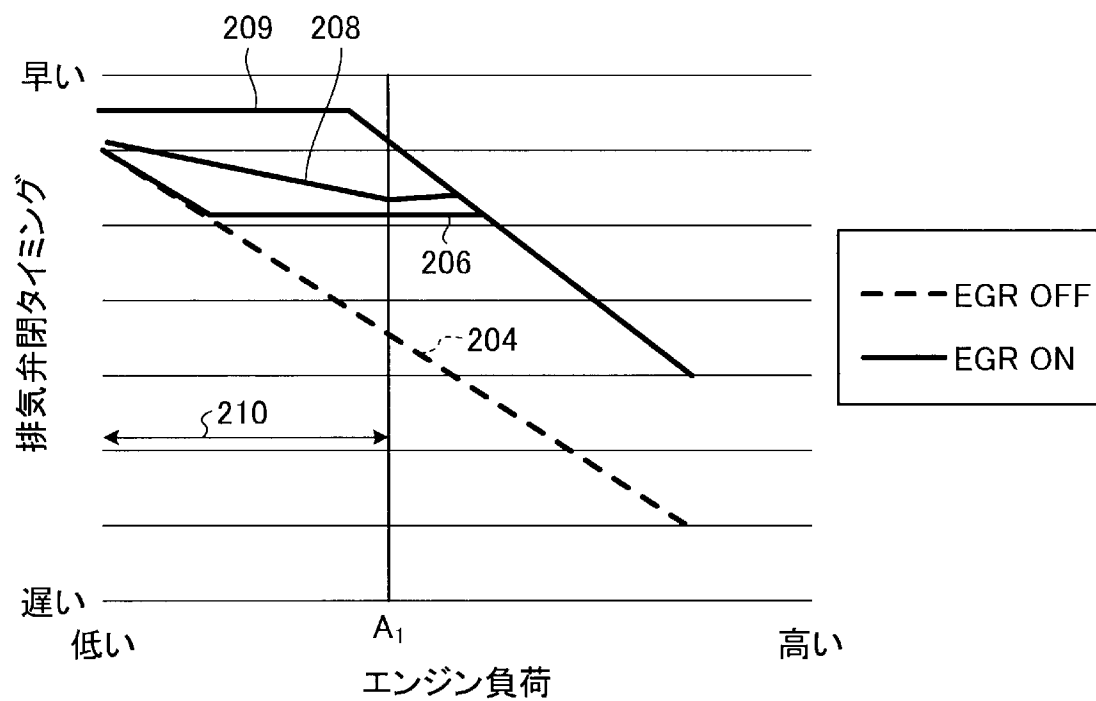
[図6]



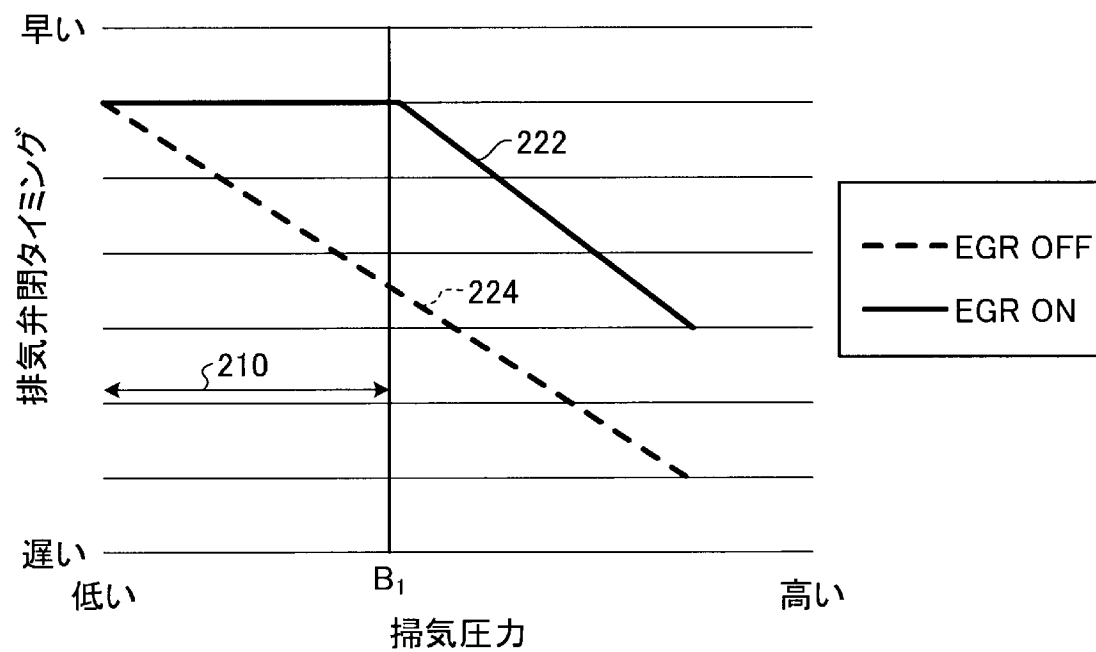
[図7]



[図8]



[図9]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/042105

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F02D13/02 (2006.01) i, F02B37/013 (2006.01) i, F02B37/10 (2006.01) i,
F02D21/08 (2006.01) i, F02D23/00 (2006.01) i, F02D43/00 (2006.01) i,
F02M26/08 (2016.01) i, F02M26/35 (2016.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl. F02D13/02, F02B37/013, F02B37/10, F02D21/08, F02D23/00, F02D43/00,
F02M26/08, F02M26/35

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2018
Registered utility model specifications of Japan	1996-2018
Published registered utility model applications of Japan	1994-2018

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2005-171818 A (TOYOTA MOTOR CORPORATION) 30 June 2005, paragraphs [0042], [0043], fig. 5 (Family: none)	1-2, 5-7 3-4
Y	JP 2009-24560 A (TOYOTA MOTOR CORPORATION) 05 February 2009, paragraphs [0010], [0022], [0049], fig. 6, 7 (Family: none)	1-2, 5-7



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

08 February 2018

Date of mailing of the international search report

20 February 2018

Name and mailing address of the ISA/

Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/042105

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 61-291725 A (HONDA MOTOR CO., LTD.) 22 December 1986, specification, page 2, lower left column, lines 5-7, page 3, upper left column, lines 10-14, page 3, upper right column, lines 11-14, fig. 1 (Family: none)	5-7
Y	JP 2015-40475 A (KAWASAKI HEAVY IND LTD.) 02 March 2015, paragraphs [0028]-[0034], fig. 1-3 (Family: none)	6-7
Y	JP 2008-527248 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AKTIENGESELLSCHAFT) 24 July 2008, paragraph [0016], fig. 2 & US 2007/0261683 A1, paragraph [0022], fig. 2 & WO 2006/076938 A1 & EP 1838958 A1 & DE 102005002266 A1	7

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F02D13/02(2006.01)i, F02B37/013(2006.01)i, F02B37/10(2006.01)i, F02D21/08(2006.01)i,
F02D23/00(2006.01)i, F02D43/00(2006.01)i, F02M26/08(2016.01)i, F02M26/35(2016.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F02D13/02, F02B37/013, F02B37/10, F02D21/08, F02D23/00, F02D43/00, F02M26/08, F02M26/35

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 2005-171818 A (トヨタ自動車株式会社) 2005.06.30, 段落 [0042] - [0043]、[図5] (ファミリーなし)	1-2, 5-7 3-4
Y	JP 2009-24560 A (トヨタ自動車株式会社) 2009.02.05, 段落 [0010]、[0022]、[0049]、[図6] - [図7] (ファミリーなし)	1-2, 5-7

☑ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー	の日の後に公表された文献
「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの	「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの	「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)	「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」同一パテントファミリー文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日

08.02.2018

国際調査報告の発送日

20.02.2018

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

神山 貴行

3Z

5562

電話番号 03-3581-1101 内線 3395

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 61-291725 A (本田技研工業株式会社) 1986. 12. 22, 明細書第 2 頁左下欄第 5 行ー第 7 行、第 3 頁左上欄第 1 0 行ー 1 4 行、第 3 頁右上欄第 1 1 行ー 1 4 行、第 1 図 (ファミリーなし)	5-7
Y	JP 2015-40475 A (川崎重工業株式会社) 2015. 03. 02, 段落 [0 0 2 8] ー [0 0 3 4], [図 1] ー [図 3] (ファミリーなし)	6-7
Y	JP 2008-527248 A (バイエリッシェ モーターレン ウエルケ アクチエンゲゼルシャフト) 2008. 07. 24, 段落 [0 0 1 6], [図 2] & US 2007/0261683 A1, 段落 [0 0 2 2], [図 2] & WO 2006/076938 A1 & EP 1838958 A1 & DE 102005002266 A1	7