

(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 2018/101152 A1

(51) 国際特許分類:
F02D 13/02 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2017/042104

(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 2016-233379 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

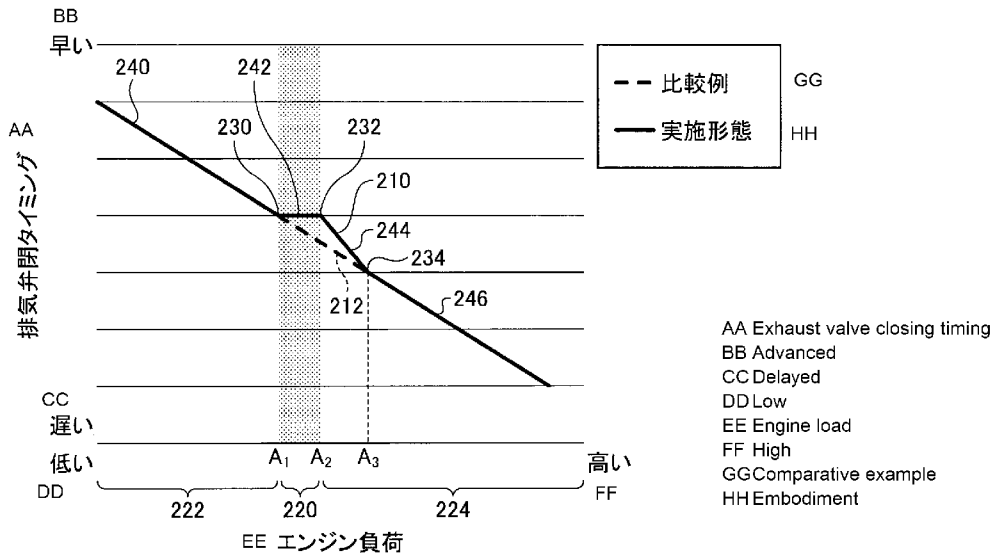
CORPORATION) [JP/JP]; 〒6740093 兵庫県明
石市二見町南二見1番地 Hyogo (JP).

(72) 発明者: 上田 哲司 (UEDA, Takashi); 〒8508610
長崎県長崎市飽の浦町1番1号 三菱重工舶用
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). 中川 貴裕
(NAKAGAWA, Takahiro); 〒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

(54) Title: MARINE DIESEL ENGINE

(54) 発明の名称: 船用ディーゼルエンジン



(57) **Abstract:** Provided is a marine diesel engine capable of achieving stable combustion at critical speed so that the engine body can operate under better conditions. The marine diesel engine has: an engine body, exhaust valves of which are opened and closed so as to control discharge of air in combustion chambers; and a control device which controls the engine body and controls the operations of the exhaust valves on the basis of an exhaust valve closing timing pattern in which the timing for closing the exhaust valves during a combustion cycle is delayed as the rotation speed of the engine



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:

- 国際調査報告 (条約第21条(3))
- 補正された請求の範囲及び説明書 (条約第19条(1))

body increases. In the barred range, which encompasses the period during which the rotation speed of the engine body passes critical speed, and a first range in which the rotation speed is lower than in the barred range, the exhaust valve closing timing pattern has an inflection point at which the rate of change in the exhaust valve closing timing relative to rotation speed increase changes. The change rate on the barred range side of the inflection point is smaller than the change rate on the first range side of the inflection point.

(57) 要約: 危険回転数域での燃焼を安定させ、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。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、エンジン本体を制御し、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、エンジン本体の回転数が、危険回転数域を通過する間を含む危険回転範囲と、危険回転範囲よりも回転数が低い第1範囲とで、回転数の上昇に対する排気弁を閉じるタイミングの変化の変化率に変化する変曲点を有し、変曲点よりも危険回転範囲側の変化率が、変曲点よりも第1範囲側の変化率よりも小さい。

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は、運転が開始されると回転数を増加させる。エンジンは、回転機械であるため、共振等が生じ、その回転数域での長時間の運転が禁止される危険回転数域（Barred Range、Critical Speed）がある。特許文献1には、エンジンの回転数が危険回転数域となる状態では、燃料を噴射する角度と燃焼領域で燃焼された空気を排気する排気弁を開く角度を調整することが記載されている。具体的には、危険回転数域での排気角度を、危険回転数域よりも低い領域での排気角度よりも小さくすることが記載されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：実用新案登録第3174346号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] また、船用ディーゼルエンジンでは、危険回転数域で運転する時間を短くするため、危険回転数域では、エンジンの回転数を短時間に増加させるための制御を実行する場合がある。このように、エンジンの回転数を増加させる制御を実行すると、エンジンでの燃料と空気とのバランスが崩れ、燃料の燃焼が不十分となり、回転数の増加速度が低下したり、黒煙が発生したりする恐れがある。

[0005] 本発明は上述した課題を解決するものであり、危険回転数域での燃焼を安定させ、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、燃焼室内からの排気を制御するエンジン本体と、前記エンジン本体を制御し、前記エンジン本体の負荷または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負荷または回転数が、危険回転数域を通過する間を含む危険回転範囲と、前記危険回転範囲よりも負荷または回転数が低い第1範囲とで、前記負荷または前記回転数の上昇に対する前記排気弁を閉じるタイミングの変化の変化率が変化する変曲点を有し、前記変曲点よりも前記危険回転範囲側における変化率が、前記変曲点よりも前記第1範囲側における変化率よりも小さいことを特徴とする。
- [0007] 船用ディーゼルエンジンは、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を設定し、さらに、排気弁閉タイミングパターンの変曲点よりも危険回転範囲側の変化率を、変曲点よりも第1範囲側の変化率よりも小さくする。これにより、船用ディーゼルエンジンは、エンジン本体が危険回転数で回転している状態の際に、燃焼室により多くの空気が保持された状態で燃焼を行うことができる。これにより、危険回転数域での燃焼を安定させることができる。これにより、危険回転数域でエンジンの回転数が増加する速度をより高くし、かつ、燃焼時の黒煙の発生を抑制することができる。
- [0008] また、前記排気弁閉タイミングパターンは、回転数を含むパラメータで算出される前記エンジン本体の負荷と、前記排気弁を閉じるタイミングと、が対応付けられ、前記エンジンの負荷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ことが好ましい。
- [0009] また、前記排気弁閉タイミングパターンは、前記危険回転範囲で、前記排気弁の閉じるタイミングが一定であることが好ましい。

[0010] また、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回転数が増加する場合と、前記エンジン本体の回転数が減少する場合と、で前記危険運転範囲の前記エンジン本体の負荷または回転数と前記排気弁を閉じるタイミングと、が異なることが好ましい。

発明の効果

[0011] 本発明によれば、危険回転数域での運転時でも燃焼室での空気量を多くすることができ、危険回転数域での燃焼を安定させることができる。これにより、危険回転数域でエンジンの回転数が増加する速度をより高くし、かつ、燃焼時の黒煙の発生を抑制することができる。

図面の簡単な説明

[0012] [図1]図1は、本実施形態のEGR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である。

[図2]図2は、本実施形態のEGR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5]図5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6]図6は、エンジン本体の回転数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

[0013] 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。

[0014] 図1は、EGR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、EGRシステムを表す概略構成図である。

[0015] 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、ＥＧＲシステム１３を備えている。

[0016] 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。

[0017] 図３は、エンジン本体を表す概略図である。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。

[0018] 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。

[0019] 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 122 に押し出される一方、掃気ポート 24 から燃焼用ガスが燃焼室 120 に導入される。排ガス管 122 は、排気マニホールド 23 と接続している。

[0020] ピストン 119 は、ピストン棒 123 の上端部に接続されるとともに、ピストン棒 123 とともにピストン軸方向に移動可能に連結されている。台板 111 は、クランクケースとされており、クランクシャフト 124 を回転自在に支持する軸受 125 が設けられている。また、クランクシャフト 124 は、クランク 126 を介して連接棒 127 の下端部が回転自在に連結されている。架構 112 は、上下方向に延在する一对のガイド板 128 が所定間隔を空けて固定されており、一对のガイド板 128 の間にクロスヘッド 129 が上下に移動自在に支持されている。クロスヘッド 129 は、ピストン棒 123 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 127 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。

[0021] そのため、シリンダジャケット 113 の燃焼室 120 で発生したエネルギーが伝達されたピストン 119 は、ピストン棒 123 と共に、エンジン本体 11 の設置面に向かって（台板 111 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 123 は、クロスヘッド 129 をピストン軸方向に押し下げ、連接棒 127 及びクランク 126 を介してクランクシャフト 124 を回転させる。

[0022] エンジン本体 11 には、回転数検出部 62 と、燃料投入量検出部 64 とが配置されている。回転数検出部 62 は、エンジン本体 11 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 62 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。

[0023] エンジン制御装置 2 6 は、エンジン本体 1 1 の運転を制御する。エンジン制御装置 2 6 は、要求負荷等の各種入力条件及び回転数検出部 6 2 と燃料投入量検出部 6 4 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 1 1 の運転を制御する。エンジン制御装置 2 6 は、シリンダ 2 1 への燃料の噴射タイミングや、噴射量、排気弁 1 2 1 の開閉タイミングを制御して、エンジン本体 1 1 の燃料投入量や回転数、燃焼室 1 2 0 での燃焼を制御する。エンジン制御装置 2 6 は、燃料投入量や回転数を制御することで、エンジン本体 1 1 の出力を制御する。

[0024] 過給機 1 2 は、コンプレッサ（圧縮機）3 1 とタービン 3 2 とが回転軸 3 3 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 1 2 は、エンジン本体 1 1 の排気ライン G 2 から排出された排ガスによりタービン 3 2 が回転し、タービン 3 2 の回転が回転軸 3 3 により伝達されてコンプレッサ 3 1 が回転し、このコンプレッサ 3 1 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 G 1 からエンジン本体 1 1 に供給する。コンプレッサ 3 1 は外部（大気）から空気を吸入する吸入ライン G 6 に接続されている。

[0025] 過給機 1 2 は、タービン 3 2 を回転した排ガスを排出する排気ライン G 3 が連結されており、この排気ライン G 3 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 G 3 から給気ライン G 1 までの間に EGR システム 1 3 が設けられている。

[0026] EGR システム 1 3 は、排ガス再循環ライン G 4、G 5、G 7 と、スクラバ 4 2 と、デミスタユニット 1 4 と、EGR ブロワ（送風機）4 7 と、EGR 制御装置 6 0 と、を備えている。この EGR システム 1 3 は、エンジン本体 1 1 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 1 2 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 1 0 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。

[0027] 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。

[0028] 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。

[0029] 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、 SO_x 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。また、船用ディーゼルエンジン10は、スクラバ42以外の排ガス洗浄装置を備えていてもよい。

[0030] 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。

[0031] 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4

2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。

[0032] 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G5からデミスタユニット14を経由して、コンプレッサ31に送るものである。

[0033] 排ガス再循環ラインG7は、一端がEGRブロワ47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31に接続されており、EGRブロワ47により再循環ガスがコンプレッサ31に送られる。排ガス再循環ラインG7は、EGR出口バルブ（開閉弁または流量調整弁）41Bが設けられている。吸入ラインG6からの空気と、排ガス再循環ラインG7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12は、コンプレッサ31が圧縮した燃焼用ガスを給気ラインG1からエンジン本体11に供給可能であり、給気ラインG1にエアクーラ（冷却器）48が設けられている。このエアクーラ48は、コンプレッサ31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、EGRシステム13は、給気ラインG1または掃気トランク22に酸素濃度検出部66が配置されている。本実施形態の酸素濃度検出部66は、エアクーラ48よりもエンジン本体11側に配置されている。酸素濃度検出部66は、エンジン本体11に供給される空気の酸素濃度、つまりEGRシステム13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。

[0034] EGR制御装置60は、EGRシステム13の各部の動作を制御する。EGR制御装置60は、エンジン制御装置26から負荷情報を取得する。EGR制御装置60は、エンジン制御装置26にEGRシステム13のON、OFFの情報を送る。EGR制御装置60は、回転数検出部62からエンジン

本体 11 の回転数情報を取得する。EGR 制御装置 60 は、燃料投入量検出部 64 からエンジン本体 11 の燃料投入量の情報を取得する。EGR 制御装置 60 は、酸素濃度検出部 66 からエンジン本体 11 に供給される燃焼用ガスの酸素濃度の情報を取得する。EGR 制御装置 60 は、取得したエンジン本体 11 の負荷情報と、エンジン本体 11 に供給される空気の酸素濃度とに基づいて、EGR ブロワ 47 の運転状態、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 41 A、EGR 出口バルブ 41 B の開閉や、スクラバ 42 の運転も制御する。

[0035] 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、掃気トランク 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を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 41 A 及び EGR 出口バルブ 41 B 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。

[0036] 一方、EGR 入口バルブ 41 A 及び EGR 出口バルブ 41 B 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。

[0037] 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。

[0038] 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の制御について説明する。図４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４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。図４の実線で示す排気弁閉タイミングパターン２１０は、本実施形態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４の点線で示す排気弁閉タイミングパターン２１２は、比較例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。排気弁閉タイミングパターン２１０、２１２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、エンジン負荷を検出し、検出したエンジン負荷と図４の実線で示す排気弁閉タイミングパターン２１０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。

[0039] 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 121 が閉じられる。

[0040] 比較例の排気弁閉タイミングパターン 212 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 4 の比較例では、変化率を一定としたが変化量に変化してもよい。ここで、排気弁閉タイミングパターン 212 は、危険回転数を考慮せずに、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 212 は、この時各負荷のタイミングを滑らかにつながらるように微調整を実施し、決定する。

[0041] 本実施形態の排気弁閉タイミングパターン 210 は、エンジン負荷が危険回転数域と重なる範囲（エンジン負荷 A_1 以上エンジン負荷 A_2 以下の範囲）である危険回転範囲 220 と、危険回転範囲 220 よりもエンジン負荷が小さい範囲（エンジン負荷 A_1 未満の範囲）である第 1 範囲 222 及び危険回転範囲 220 よりもエンジン負荷が大きい範囲（エンジン負荷 A_2 より大きい範囲）である第 2 範囲 224 と、でエンジン負荷に対する排気弁閉タイミングの変化量の変化率が異なる。ここで、エンジン負荷 A_2 は、エンジン負荷 A_1 よりも高い負荷である。また、エンジン負荷は、エンジン回転数と燃料投入量等によって変化する。危険回転数域は、各種条件で変化する燃料投入量の

変化幅を考慮して、回転数が危険回転数域となる負荷の範囲である。エンジン負荷 A_1 は、危険回転数域で想定される燃料投入量の最小値と危険回転数の最小値とに基づいて算出される。エンジン負荷 A_2 は、危険回転数域で想定される燃料投入量の最大値と危険回転数の最大値とに基づいて算出される。なお、エンジン負荷は、燃料投入量以外のパラメータとエンジン本体 11 の回転数に基づいて算出される。

[0042] 排気弁閉タイミングパターン 210 は、エンジン負荷 A_1 で変化率が変化する変曲点 230 があり、エンジン負荷 A_2 で変化率が変化する変曲点 232 があり、エンジン負荷 A_2 よりも高い値であるエンジン負荷 A_3 で変化率が変化する変曲点 234 がある。排気弁閉タイミングパターン 210 は、変曲点 230 (エンジン負荷 A_1) よりもエンジン負荷が低い部分が線分 240 となり、変曲点 230 (エンジン負荷 A_1) と変曲点 232 (エンジン負荷 A_2) との間が線分 242 となり、変曲点 232 (エンジン負荷 A_2) と変曲点 234 (エンジン負荷 A_3) との間が線分 244 となり、変曲点 234 (エンジン負荷 A_3) よりもエンジン負荷が高い部分が線分 246 となる。線分 240 と線分 246 は、排気弁閉タイミングパターン 212 と同じ傾きとなる。線分 242 は、線分 240 と線分 244 を結んでおり、変化率が変化しない、つまり、排気弁閉タイミングが変化しない。線分 244 は、線分 242 と線分 246 とを結んでおり、変化率が線分 242 及び線分 246 よりも大きい。したがって、排気弁閉タイミングパターン 210 は、エンジン負荷 (エンジン本体 11 の回転数) が、危険回転数域を通過する間を含む危険回転範囲 220 と、危険回転範囲 220 よりも回転数が低い第 1 範囲 222 とで、回転数の上昇に対する排気弁を閉じるタイミングの変化の変化率が変化する変曲点 230 を有し、変曲点 230 よりも危険回転範囲 220 側の線分 242 の変化率が、変曲点 230 よりも第 1 範囲 222 側の線分 240 の変化率よりも小さい。

[0043] エンジン制御装置 26 は、排気弁閉タイミングパターン 210 に基づいて、排気弁閉タイミングを制御することで、排気弁閉タイミングパターン 21

2で運転した場合よりも危険回転範囲220での排気弁閉タイミングが早くなる。これにより、危険回転数で運転されている場合、危険回転範囲220以外の場合に比べて、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。排気弁閉タイミングパターン212で運転した場合と比べ同じ負荷での燃焼室120の酸素過剰率の低下を抑制することができる。

[0044] エンジン制御装置26は、危険回転範囲220で負荷が上昇しても燃焼室120に供給する燃料の増加に対応して酸素の量を増加させることができ、空気過剰率の低下を抑制できることで、燃料の燃焼を好適に行うことができる。具体的には、エンジン制御装置26は、危険回転範囲220の負荷を短時間で通過するために、燃料投入量を増加させ、燃焼で生じる出力を増加させ、回転数を短時間に増速させる処理を実行する。エンジン制御装置26は、この処理を実行することで燃料投入量が多くなる。ここで、ディーゼルエンジンシステム10は、エンジン負荷が上昇すると過給機12の回転数が上昇するため、単位時間当たりに供給される空気量は増加するが、危険回転範囲220では、燃料の増加の上昇に対して、過給機12の回転数の上昇が少なくなりやすく、排気弁閉タイミングが他の領域と同様に変化すると、燃料に対する酸素量が少なくなる。エンジン制御装置26は、排気弁閉タイミングパターン210に基づいて、排気弁閉タイミングを制御することで、燃料投入量が増加した場合でも燃焼室120に供給する燃料の増加に対応して空気量を多く保持することができるため、燃焼室120に供給する燃料に対して酸素が少なくなることを抑制できる。これにより、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。特に、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に供給される空気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210

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させることができる。

[0045] 排気弁閉タイミングパターン210は、危険回転範囲220での排気弁の閉タイミングを一定とすることで、危険回転範囲220においてエンジン負荷が上昇しても燃焼室120内に保持する酸素の量を、エンジン負荷が小さい条件と同様以上の量とすることができる。また、危険回転範囲220での排気弁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行うことができ、制御を簡単に行うことができる。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。

[0046] また、排気弁閉タイミングパターン210は、危険回転範囲220の線分242と、排気弁閉タイミングパターン210を排気弁閉タイミングパターン212に近づける線分244以外は、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212と一致するパターンとすることが好ましい。これにより、危険回転数範囲220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。

[0047] ここで、排気弁閉タイミングパターン210は、線分242の変化率はゼロに近いことが好ましい。これにより、エンジン本体11の負荷が線分242の範囲で増減した場合に、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。

[0048] また、排気弁閉タイミングパターン210は、回転数を含むパラメータで算出されるエンジン本体11の負荷と排気弁を閉じるタイミングとを対応付け、エンジン本体11の負荷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関係とすることで、エンジン本体11の運転効率を高くすることができる。

[0049] ここで、排気弁閉タイミングパターン210は、危険回転範囲220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。また、エン

ジン制御装置 26 は、負荷が増加（上昇）する場合と、減少する場合とで、適用する排気弁閉タイミングパターン 210 を切り換えてもよい。

[0050] 図 5 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 5 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 5 のエンジン負荷と排気弁閉タイミングとの関係を用いるエンジン制御装置 26 は、排気弁閉タイミングパターン 250 と排気弁閉タイミングパターン 252 と、を有する。排気弁閉タイミングパターン 250 は、エンジン負荷が増加する場合に適用される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 252 は、エンジン負荷が減少する場合に適用されるエンジン負荷と排気弁閉タイミングとの関係である。

[0051] 排気弁閉タイミングパターン 250 は、エンジン負荷 A_1 で変化率が変化する変曲点 230 a があり、エンジン負荷 A_2 で変化率が変化する変曲点 232 a があり、エンジン負荷 A_2 よりも高い値であるエンジン負荷 A_3 で変化率が変化する変曲点 234 a がある。排気弁閉タイミングパターン 250 は、変曲点 230 a（エンジン負荷 A_1 ）よりもエンジン負荷が低い部分が線分 240 a となり、変曲点 230 a（エンジン負荷 A_1 ）と変曲点 232 a（エンジン負荷 A_2 ）との間が線分 242 a となり、変曲点 232 a（エンジン負荷 A_2 ）と変曲点 234 a（エンジン負荷 A_3 ）との間が線分 244 a となり、変曲点 234 a（エンジン負荷 A_3 ）よりもエンジン負荷が高い部分が線分 246 a となる。線分 240 a と線分 246 a は、排気弁閉タイミングパターン 210 と同様に理想線に基づいて算出される排気弁閉タイミングパターンと同じ傾きとなる。線分 242 a は、線分 240 a と線分 244 a を結んでおり、負荷が増加するにしたがって排気弁閉タイミングが遅くなる。線分 242 a は、線分 240 a に比べて変化率が小さくなる。つまり線分 242 a は、図 5 に示す縦軸を排気弁閉タイミングの角度とし、横軸をエンジン本体 11 の負荷としたグラフにおいて、線分 240 a よりも傾きが小さくなる。線分 244 a は、線分 242 a と線分 246 a とを結んでおり、変化率が線分

242a及び線分246aよりも大きい。

[0052] このように、排気弁閉タイミングパターン250は、線分242aの変化率が0ではないが、エンジン負荷（エンジン本体の回転数）が、危険回転数域を通過する間を含む危険回転範囲220と、危険回転範囲220よりも回転数が低い第1範囲222とで、回転数の上昇に対する排気弁を閉じるタイミングの変化の変化率に変化する変曲点230aを有し、変曲点230aよりも危険回転範囲220側の線分242aの変化率が、変曲点230aよりも第1範囲222側の線分240aの変化率よりも小さい関係を満たす。エンジン制御装置26は、線分242aの変化率が0ではない場合も変曲点230aよりも危険回転範囲220側の線分242aの変化率が、変曲点230aよりも第1範囲222側の線分240aの変化率よりも小さい関係を満たすことで、上記と同様の効果を得ることができる。また、排気弁閉タイミングパターン250は、危険回転範囲220でのエンジン本体11の運転が、排気弁閉タイミングパターン210の場合よりも不安定になる恐れがあるが、運転の効率を上昇させることができる。

[0053] 排気弁閉タイミングパターン252は、エンジン負荷 A_1 よりも負荷が小さいエンジン負荷 A_4 で変化率に変化する変曲点があり、エンジン負荷 A_1 で変化率に変化する変曲点があり、エンジン負荷 A_2 で変化率に変化する変曲点がある。排気弁閉タイミングパターン252は、エンジン負荷 A_4 よりもエンジン負荷が低い部分が線分240bとなり、エンジン負荷 A_4 とエンジン負荷 A_1 との間が線分248となり、エンジン負荷 A_1 とエンジン負荷 A_2 との間が線分244bとなり、エンジン負荷 A_2 よりもエンジン負荷が高い部分が線分246bとなる。線分240bと線分246bは、排気弁閉タイミングパターン250と同様で理想線に基づいて算出される排気弁閉タイミングパターンと同じ傾きとなる。線分248は、線分240bと線分244bを結んでおり、変化率が線分240b及び線分244bよりも大きい。線分244bは、線分248と線分246bを結んでおり、負荷が変化しても排気弁閉タイミングが変化しない。線分244bは、変化率が0となる。

- [0054] エンジン制御装置 26 は、エンジン本体 11 の負荷が減少する場合、例えば、所定の船速で航行している状態からエンジン本体 11 を停止させる場合、排気弁閉タイミングパターン 252 に基づいて排気弁閉タイミングを制御する。エンジン制御装置 26 は、エンジン本体 11 の負荷が減少する場合、危険回転範囲 220 で、燃料の投入が少なくなるため、排気弁閉タイミングパターン 252 に示すように、変曲点 230a よりも危険回転範囲 220 側の線分 244b の変化率が、変曲点 230a よりも第 1 範囲 222 側の線分 248 の変化率よりも小さい関係を満たすことで、危険回転範囲 220 での排気弁閉タイミングの変動を抑制することができる。これにより、危険回転範囲 220 において酸素過剰率が急激に変化することを抑制でき、燃焼を安定させることができる。
- [0055] 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、エンジン本体の回転数が増加する場合と、エンジン本体の回転数が減少する場合と、危険運転範囲 220 のエンジン本体 11 の回転数と排気弁を閉じるタイミングと、が異なる関係を用いることで、エンジン本体 11 をより安定して運転させることができる。
- [0056] 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 の回転数に基づいて、排気弁閉タイミングを制御してもよい。図 6 は、エンジン本体の回転数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 は、図 4 と同様に理想線で算出したエンジン本体の回転数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 262 も示す。図 6 に示す排気弁閉タイミングパターン 260 は、エンジン本体の回転数が危険回転数域と重なる範囲（エンジン回転数 B_1 以上エンジン回転数 B_2 以下の範囲）である危険回転範囲 220a と、危険回転範囲 220a よりもエンジン回転数が小さい範囲（エンジン回転数 B_1 未満の範囲）である第 1 範囲 222a 及び危険回転範囲 220a よりもエンジン回転数が大きい範囲（エンジン回転数 B_2 より大きい範囲）である第 2 範囲 224a と、でエンジン回転数に対す

る排気弁閉タイミングの変化量の変化率が異なる。ここで、エンジン回転数 B_2 は、エンジン回転数 B_1 よりも高い回転数である。

[0057] 排気弁閉タイミングパターン 260 は、エンジン回転数 B_1 で変化率が変化する変曲点 230 c があり、エンジン回転数 B_2 で変化率が変化する変曲点 232 c があり、エンジン回転数 B_2 よりも高い値であるエンジン回転数 B_3 で変化率が変化する変曲点 234 c がある。排気弁閉タイミングパターン 260 は、変曲点 230 c (エンジン回転数 B_1) よりもエンジン回転数が低い部分が線分 240 c となり、変曲点 230 c (エンジン回転数 B_1) と変曲点 232 c (エンジン回転数 B_2) との間が線分 242 c となり、変曲点 232 c (エンジン回転数 B_2) と変曲点 234 c (エンジン回転数 B_3) との間が線分 244 c となり、変曲点 234 c (エンジン回転数 B_3) よりもエンジン回転数が高い部分が線分 246 c となる。線分 240 c と線分 246 c は、排気弁閉タイミングパターン 262 と同じ傾きとなる。線分 242 c は、線分 240 c と線分 244 c を結んでおり、変化率が変化しない、つまり、排気弁閉タイミングが変化しない。線分 244 c は、線分 242 c と線分 246 c とを結んでおり、変化率が線分 242 c 及び線分 246 c よりも大きい。したがって、排気弁閉タイミングパターン 260 は、エンジン回転数 (エンジン本体の回転数) が、危険回転数域を通過する間を含む危険回転範囲 220 a と、危険回転範囲 220 a よりも回転数が低い第 1 範囲 222 a とで、回転数の上昇に対する排気弁を閉じるタイミングの変化の変化率が変化する変曲点 230 c を有し、変曲点 230 c よりも危険回転範囲 220 a 側の線分 242 c の変化率が、変曲点 230 c よりも第 1 範囲 222 a 側の線分 240 c の変化率よりも小さい。

[0058] エンジン制御装置 26 は、排気弁閉タイミングパターン 260 に基づいて、排気弁閉タイミングを制御することで、排気弁閉タイミングパターン 262 で運転した場合よりも危険回転範囲 220 a での排気弁閉タイミングが早くなる。これにより、危険回転数で運転されている場合、危険回転範囲 220 a 以外の場合に比べて、エンジン本体 11 の負荷 (回転数) の上昇 (増加

）に比例して燃焼室１２０での燃料燃焼時の酸素過剰率が低下することを抑制できる。つまり、投入される燃料に対する酸素の量の減少を少なくすることができ、排気弁閉タイミングパターン２６２で運転した場合と比べ同じ負荷での燃焼室１２０の酸素の量を多くすることができる。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の回転数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。

[0059] 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。

[0060] また、上記実施形態においては、ＥＧＲを備える内燃機関を例としたが、ＥＧＲを備えない内燃機関にも適用される。

符号の説明

- [0061]
- 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
 - １４ デミスタユニット
 - ２６ エンジン制御装置
 - ４１Ａ ＥＧＲ入口バルブ
 - ４１Ｂ ＥＧＲ出口バルブ
 - ４２ スクラバ
 - ４７ ＥＧＲブロワ
 - ４８ エアクーラ（冷却器）
 - ６０ ＥＧＲ制御装置
 - ６２ 回転数検出部
 - ６４ 燃料投入量検出部
 - ６６ 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、燃焼室内からの排気を制御するエンジン本体と、
前記エンジン本体を制御し、前記エンジン本体の負荷または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負荷または回転数が、危険回転数域を通過する間を含む危険回転範囲と、前記危険回転範囲よりも負荷または回転数が低い第1範囲とで、前記負荷または前記回転数の上昇に対する前記排気弁を閉じるタイミングの変化の変化率に変化する変曲点を有し、前記変曲点よりも前記危険回転範囲側における変化率が、前記変曲点よりも前記第1範囲側における変化率よりも小さ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、回転数を含むパラメータで算出される前記エンジン本体の負荷と、前記排気弁を閉じるタイミングと、が対応付けられ、
前記エンジン本体の負荷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] 前記排気弁閉タイミングパターンは、前記危険回転範囲で、前記排気弁の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1または2に記載の船用ディーゼルエンジン。
- [請求項4] 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負荷または回転数が増加する場合と、前記エンジン本体の負荷または回転数が減少する場合とで前記危険回転範囲の前記エンジン本体の負荷または回転数と前記排気弁を閉じるタイミングと、が異なることを特徴とする請求項1から3のいずれか一項に記載の船用ディーゼルエンジン。

補正された請求の範囲
[2018年4月18日 (18.04.2018) 国際事務局受理]

[請求項1] (補正後) 排気弁を開閉し、燃焼室内からの排気を制御するエンジン本体と、
前記エンジン本体を制御し、前記エンジン本体の負荷または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制御装置と、を有し、

前記エンジン本体の負荷または回転数は、共振が生じ、その回転数域での長時間の運転が禁止される危険回転数域を通過する間である危険回転範囲と、前記危険回転範囲よりも負荷または回転数が低い第1範囲を有し、

前記排気弁閉タイミングパターンは、前記負荷または前記回転数の上昇に対する前記排気弁を閉じるタイミングの変化の変化率が変化する変曲点を有し、前記危険回転範囲における変化率が、前記第1範囲における変化率よりも小さ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、回転数を含むパラメータで算出される前記エンジン本体の負荷と、前記排気弁を閉じるタイミングと、が対応付けられ、

前記エンジン本体の負荷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] 前記排気弁閉タイミングパターンは、前記危険回転範囲で、前記排気弁の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1または2に記載の船用ディーゼルエンジン。

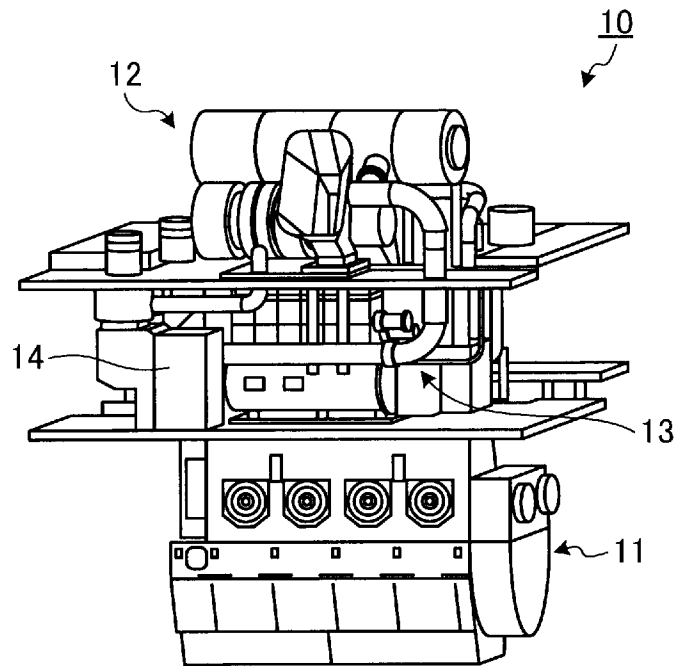
[請求項4] 前記排気弁閉タイミングパターンは、前記エンジン本体の負荷または回転数が増加する場合と、前記エンジン本体の負荷または回転数が減少する場合とで前記危険回転範囲の前記エンジン本体の負荷または回転数と前記排気弁を閉じるタイミングと、が異なることを特徴とする請求項1から3のいずれか一項に記載の船用ディーゼルエンジン。

条約第 19 条（1）に基づく説明書

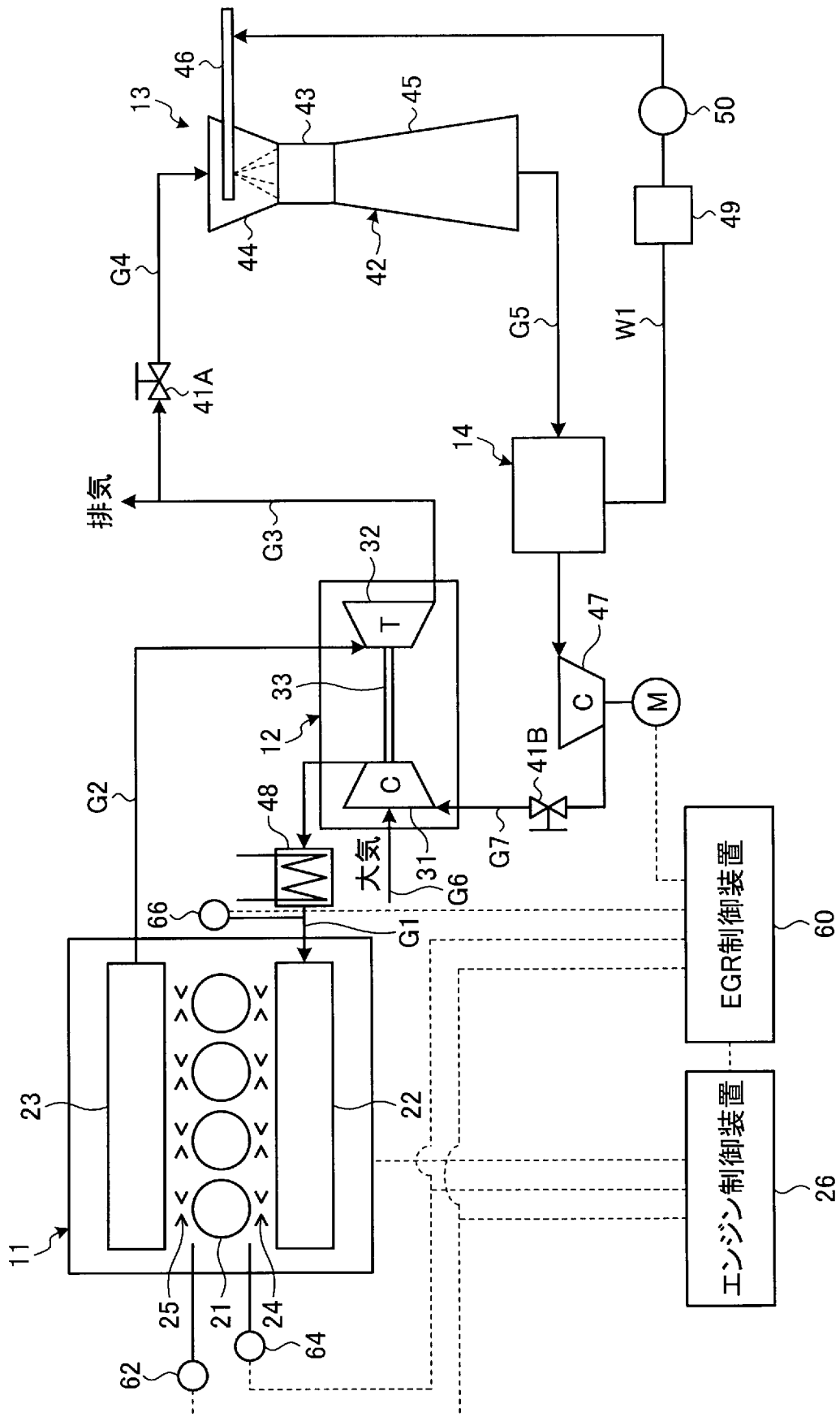
請求項 1 を、「前記エンジン本体の負荷または回転数は、共振が生じ、その回転数域での長時間の運転が禁止される危険回転数域を通過する間である危険回転範囲と、前記危険回転範囲よりも負荷または回転数が低い第 1 範囲を有し、

前記排気弁閉タイミングパターンは、前記負荷または前記回転数の上昇に対する前記排気弁を閉じるタイミングの変化の変化率が変化する変曲点を有し、前記危険回転範囲における変化率が、前記第 1 範囲における変化率よりも小さい」と補正した。

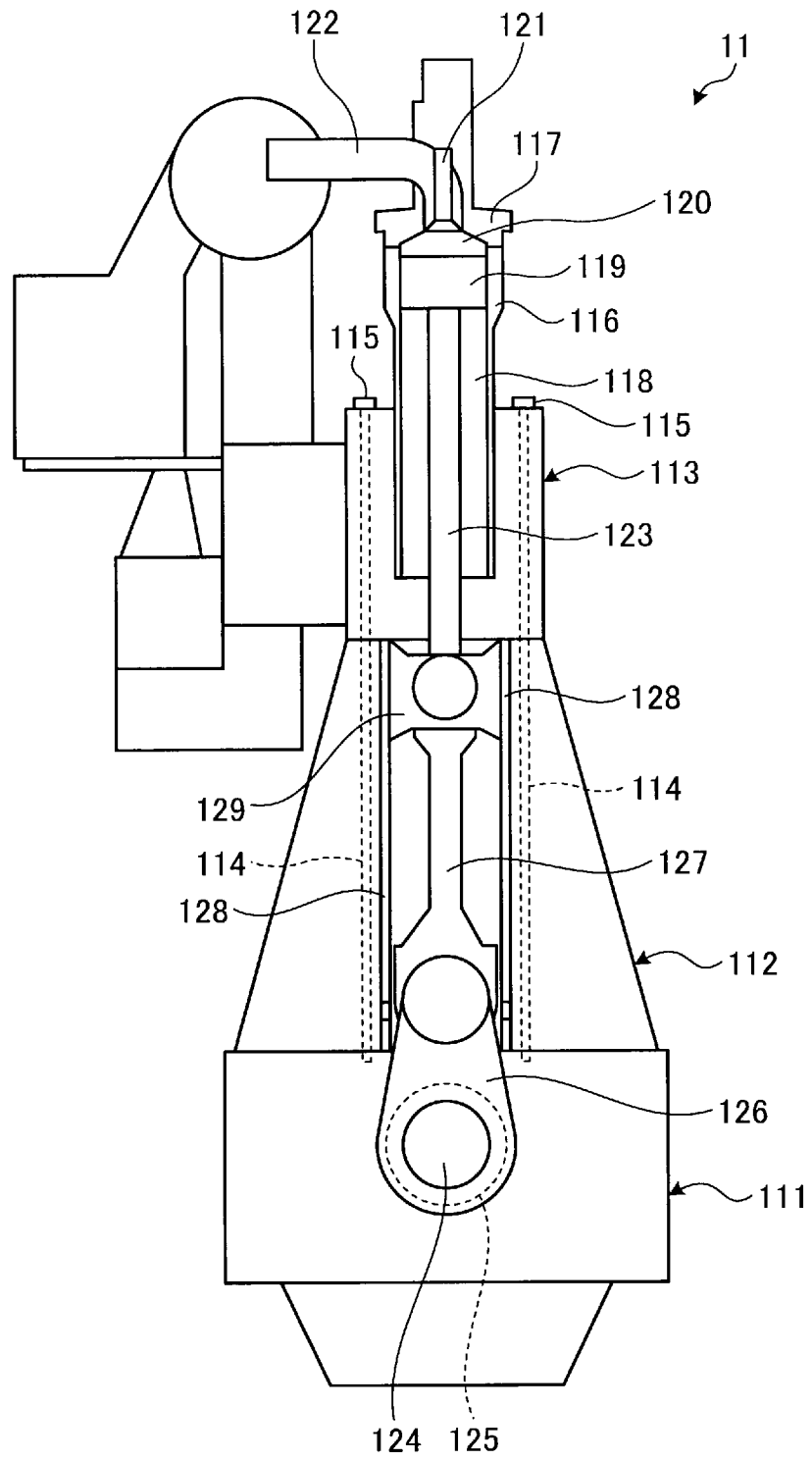
[図1]



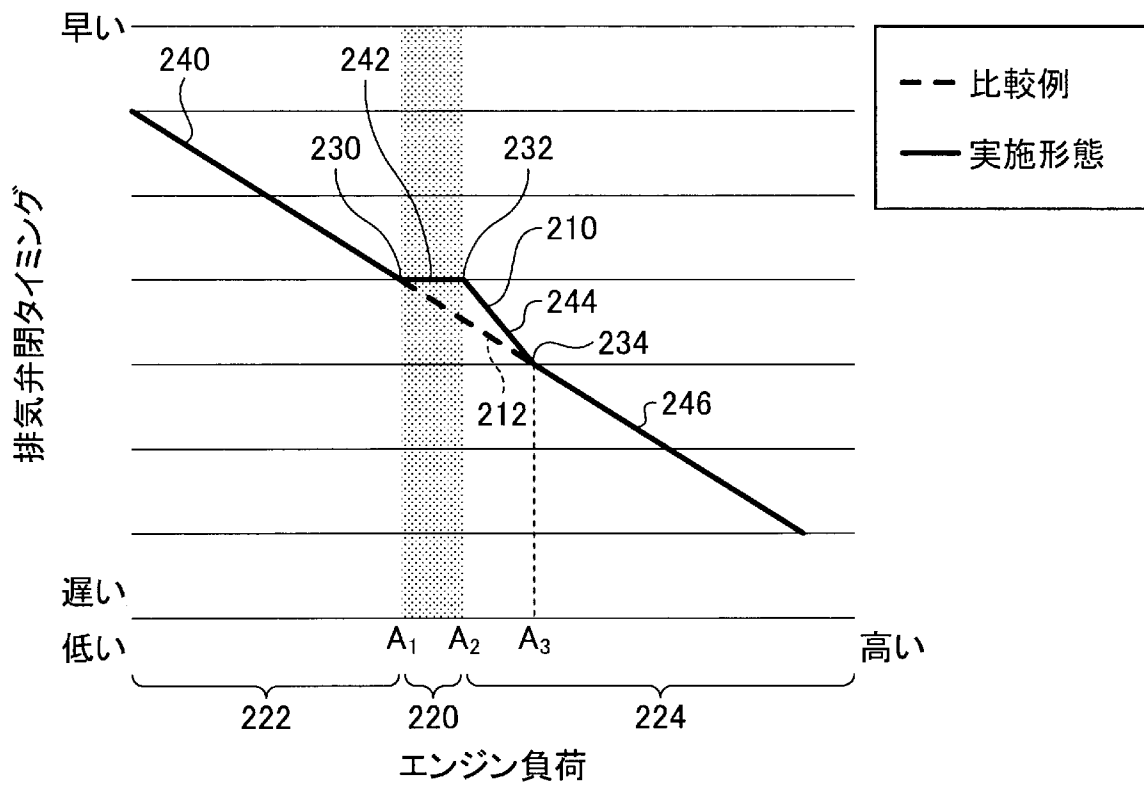
[図2]



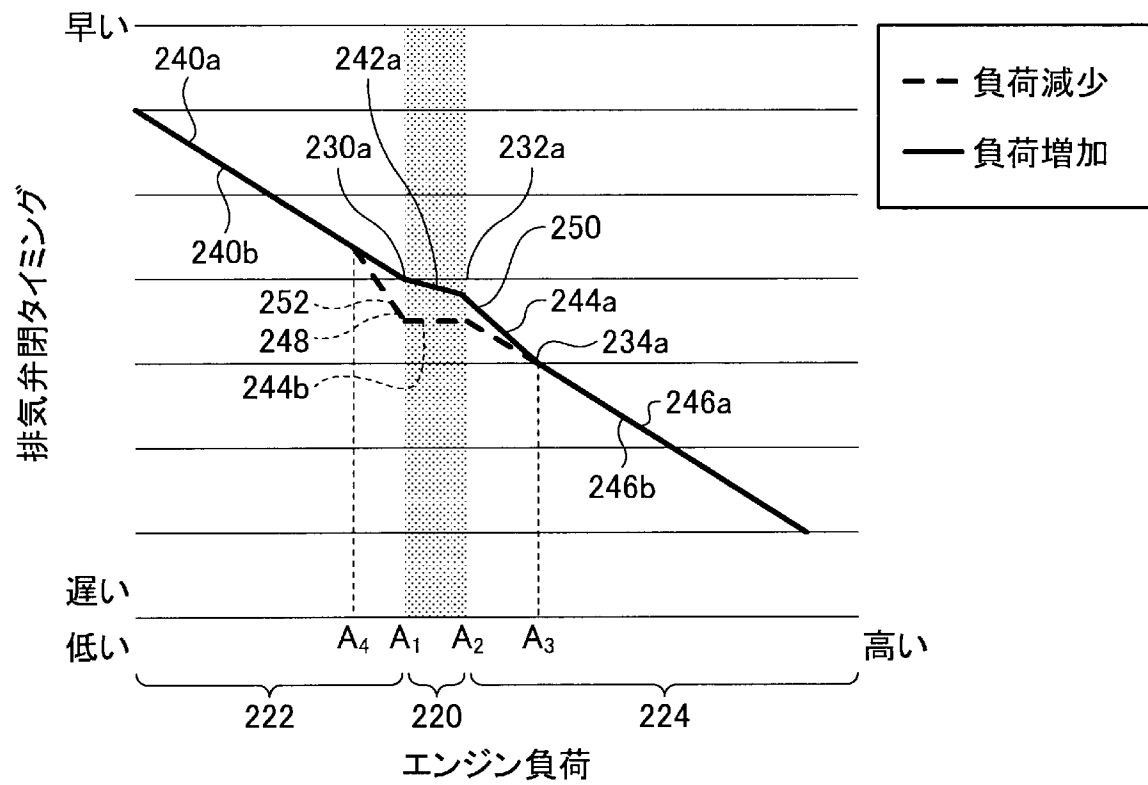
[図3]



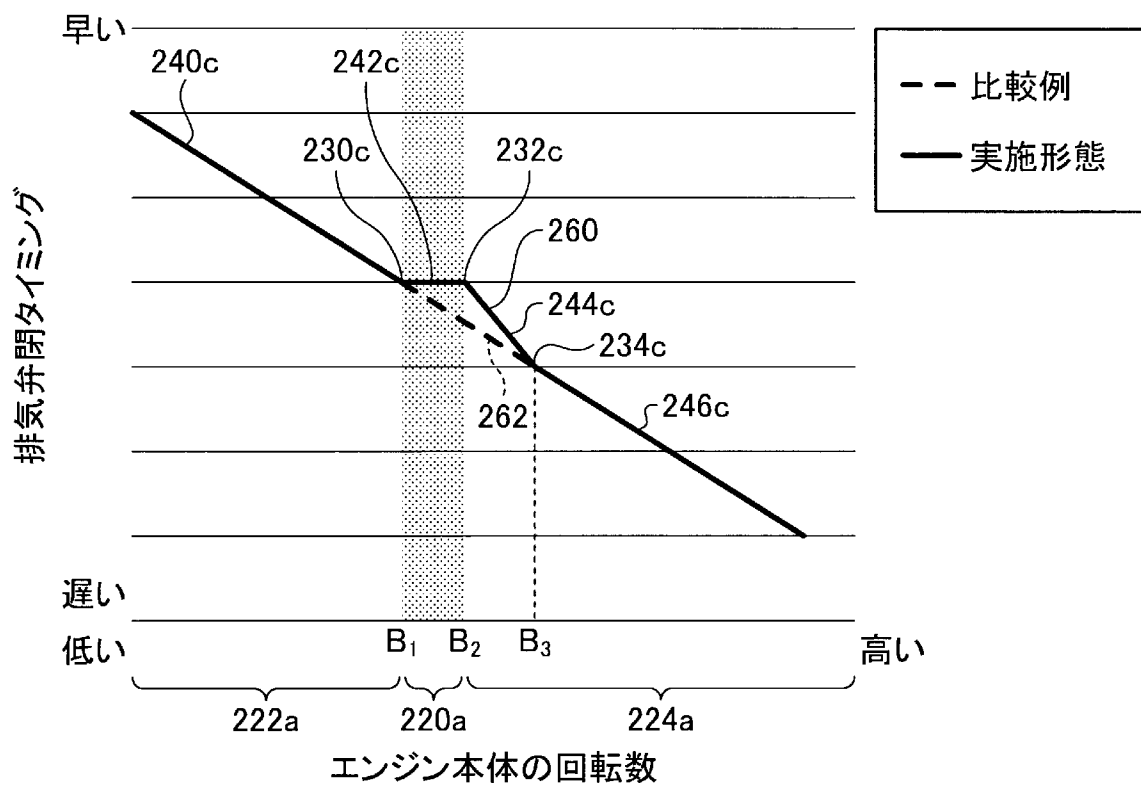
[図4]



[図5]



[図6]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/042104

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F02D13/02 (2006.01) 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

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.
X Y	JP 2009-103122 A (MAZDA MOTOR) 14 May 2009, paragraphs [0069]-[0071], fig. 4, 6 & US 2009/0093946 A1, paragraphs [0085]-[0087], fig. 4, 6	1 2-4
Y	JP 2016-061262 A (SUZUKI MOTOR CO.) 25 April 2016, paragraphs [0035], [0044] & DE 102015217812 A1	2-4



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

09 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/JP2017/042104

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 10-339147 A (YAMAHA MOTOR CO., LTD.) 22 December 1998, paragraph [0033], fig. 5 & US 6021748 A, specification, column 7, lines 10-15, fig. 5	4
A	JP 2013-36377 A (DAIHATSU MOTOR CO., LTD.) 21 February 2013, paragraph [0023], fig. 2 (Family: none)	1

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

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

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
X	JP 2009-103122 A (マツダ株式会社) 2009.05.14, 段落 [0069]	1
Y	— [0071]、[図4]、[図6] & US 2009/0093946 A1, 段落 [0085] — [0087]、[図4]、[図6]	2-4
Y	JP 2016-061262 A (スズキ株式会社) 2016.04.25, 段落 [0035]、[0044] & DE 102015217812 A1	2-4

☒ 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

「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

「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

「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)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「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

「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

「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

「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

09.02.2018

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 10-339147 A (ヤマハ発動機株式会社) 1998. 12. 22, 段落 [0 0 3 3], [図 5] & US 6021748 A, 明細書第 7 欄第 1 0 行ー第 1 5 行、 [図 5]	4
A	JP 2013-36377 A (ダイハツ工業株式会社) 2013. 02. 21, 段落 [0 0 2 3], [図 2] (ファミリーなし)	1