

(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
2017 年 9 月 8 日(08.09.2017)



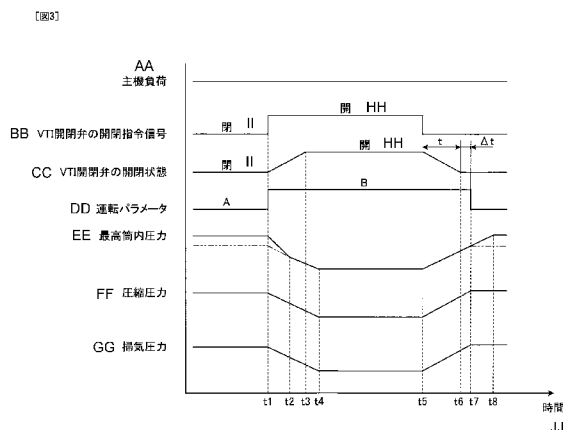
(10) 国際公開番号
WO 2017/149970 A1

- (51) 国際特許分類:
F02D 23/02 (2006.01) *F02D 43/00* (2006.01)
F02B 37/22 (2006.01) *F02D 23/00* (2006.01)
F02D 13/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/001533
- (22) 国際出願日: 2017 年 1 月 18 日(18.01.2017)
- (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 2016-037913 2016 年 2 月 29 日(29.02.2016) 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 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: ▲徳▼楠 カー (TOKUSU, Rikikazu); 〒8508610 長崎県長崎市飽の浦町 1 番 1 号 三菱重工船舶機械エンジン株式会社内 Nagasaki (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, 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), ユーロパ (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ユーロッパ (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).

[続葉有]

(54) Title: INTERNAL COMBUSTION ENGINE CONTROL DEVICE AND INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称: 内燃機関の制御装置及び内燃機関



AA Main unit load
BB Open/close instruction signal for VTI open/close valve
CC Open/close state of VTI open/close valve
DD Operation parameter
EE Maximum in-cylinder pressure
FF Compression pressure
GG Scavenging pressure
HH Open
II Close
JJ Time

(57) Abstract: An internal combustion engine control device and an internal combustion engine are provided with: a diesel engine body (11); a VTI turbocharger (12) comprising a compressor (31) and a turbine (32) for supplying combustion gas to the diesel engine body (11); and an exhaust valve (28) and an injector (29) as actuation members for influencing in-cylinder pressure. A control device (13) is provided with a plurality of operation parameters (A, B) for determining amounts of actuation of the exhaust valve (28) and the injector (29) in accordance with the capacity of the turbine (32), and, when the capacity of the turbine (32) is changed, switches the operation parameters (A, B) after the elapse of a predetermined delay time ($t + \Delta t$) that is set in advance.

(57) 要約: 内燃機関の制御装置及び内燃機関において、ディーゼルエンジン本体 (11) と、ディーゼルエンジン本体 (11) に燃焼用気体を供給するコンプレッサ (31) 及びタービン (32) を備える VTI 過給機 (12) と、筒内圧力に影響を与える作動部材としての排気弁 (28) 及びインジェクタ (29) を設け、制御装置 (13) は、タービン (32) の容量に応じた排気弁 (28) 及びインジェクタ (29) の作動量を決定する複数の運転パラメータ (A, B) が設けられ、タービン (32) の容量の変更時に予め設定された所定の遅れ時間 ($t + \Delta t$) の経過後に運転パラメータ (A,

B) を切り替える。

WO 2017/149970 A1

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称： 内燃機関の制御装置及び内燃機関

技術分野

[0001] 本発明は、過給機を備える内燃機関の制御装置、この内燃機関の制御装置を備える内燃機関に関するものである。

背景技術

[0002] 例えば、船舶に搭載される主機としての内燃機関は、燃費向上や排ガス中の CO_2 を削減するために過給機が装着されている。この過給機は、内燃機関から排出される排ガスを利用してタービン及びコンプレッサを駆動することにより、内燃機関に燃焼用気体を圧縮供給して内燃機関の出力を向上させるものである。

[0003] このような過給機として、可変容量タービンを備えた可変タービンシステムがある。この可変タービンシステムは、可変タービンノズルを排ガスの入口部に配置すると共に、排ガスのガス入口通路を2系統に分割して一方のガス入口通路に開閉弁を設けたものである。そのため、開閉弁の開閉動作によりノズルスロット面積を変化させることを可能とし、内燃機関の低負荷運転域において、ノズルスロット面積を減少して掃気圧力を上昇し、燃料消費率を低減することができる。なお、このような技術として、例えば、下記特許文献に記載されているものがある。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開2010-216468号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] 上述した可変タービンシステムでは、一方のガス入口通路に設けられた開閉弁の開閉動作によりノズルスロット面積を変化させ、内燃機関の運転状態に応じて掃気圧力を調整するように制御している。一方で、内燃機関に運転

状態に応じて調整するものとして、例えば、燃料噴射時間や燃料噴射時期、排気弁駆動時間や排気弁開閉時期などがあり、これらは予め設定された運転パラメータにより制御されている。そのため、可変タービン容量システムによる掃気圧力が変化したとき、内燃機関の性能がばらついてしまうという問題がある。

[0006] 本発明は、上述した課題を解決するものであり、掃気圧力の変化に応じた筒内圧力の挙動を低減して内燃機関の性能の安定化を図る内燃機関の制御装置及び内燃機関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

[0007] 上記の目的を達成するための本発明の内燃機関の制御装置は、内燃機関本体と、前記内燃機関本体に接続されて前記内燃機関本体に燃焼用気体を供給する圧縮機及び前記圧縮機と同軸回転する可変容量タービンを備える過給機と、前記内燃機関本体に設けられて筒内圧力に影響を与える作動部材と、を備え、前記タービンの容量に応じた前記作動部材の作動量を決定する複数の運転パラメータが設けられ、前記タービンの容量の変更時に予め設定された所定の遅れ時間の経過後に前記運転パラメータを切り替える、ことを特徴とするものである。

[0008] 従って、タービン容量の変更時に、所定の遅れ時間の経過後に作動部材の運転パラメータを切り替えることで、掃気圧力の変化と運転パラメータの切替による筒内圧力の挙動が低減され、内燃機関の性能の安定化を図ることができる。

[0009] 本発明の内燃機関の制御装置では、前記タービンの容量の変更指令の出力時から前記遅れ時間の経過後に前記運転パラメータを切り替えることを特徴としている。

[0010] 従って、タービン容量の変更指令の出力時から遅れ時間の経過後に運転パラメータを切り替えることで、タービン容量を変更するのに要する時間に拘わらず、適正時期に運転パラメータを切り替えることができる。

[0011] 本発明の内燃機関の制御装置では、前記タービンの容量の増加時は、前記

タービンの容量の変更と同時に前記運転パラメータを切り替える一方、前記タービンの容量の減少時は、前記タービンの容量の変更時から前記遅れ時間の経過後に前記運転パラメータを切り替えることを特徴としている。

[0012] 従って、タービン容量が増加するときは、掃気圧力が低下するが、タービン容量の減少時は、掃気圧力が上昇するため、タービン容量の変更時から遅れ時間の経過後に運転パラメータを切り替える。そのため、筒内圧力の急激な上昇が抑制され、内燃機関の信頼性を向上することができる。

[0013] 本発明の内燃機関の制御装置では、前記過給機は、前記タービンの容量を変更切替可能な切替弁が設けられ、前記遅れ時間は、前記切替弁の切替時間に予め設定された余裕時間を加算して設定されることを特徴としている。

[0014] 従って、切替弁の切替時間に余裕時間を加算して遅れ時間を設定することで、切替弁が切替位置に完全に移動した後に運転パラメータが切り替わることとなり、簡単な制御により筒内圧力の急激な上昇を抑制することができる。

[0015] 本発明の内燃機関の制御装置では、掃気圧力または筒内圧力を計測または推定する掃気圧力または筒内圧力計測推定装置が設けられ、前記遅れ時間は、前記掃気圧力または前記筒内圧力が一定値に到達するまでの時間であることを特徴としている。

[0016] 従って、計測または推定された掃気圧力または筒内圧力が一定値に到達するまでの時間を遅れ時間とすることで、筒内圧力の安定を待って運転パラメータが切り替わることとなり、筒内圧力の急激な上昇を抑制することができる。

[0017] 本発明の内燃機関の制御装置では、前記作動部材は、排気弁と燃料噴射弁と油圧作動機器の少なくともいずれか一つであることを特徴としている。

[0018] 従って、タービン容量に応じて、排気弁の開閉時期、燃料噴射弁の燃料噴射時期、燃料噴射時間、油圧作動機器の作動圧力等の運転パラメータを適正時期に設定することができる。

[0019] また、本発明の内燃機関は、内燃機関本体と、前記内燃機関本体に接続さ

れて前記内燃機関本体に燃焼用気体を供給する圧縮機及び前記圧縮機と同軸回転する可変容量タービンを備える過給機と、前記内燃機関本体に設けられて筒内圧力に影響を与える作動部材と、前記タービンの容量に応じた前記作動部材の作動量を決定する複数の運転パラメータが設けられて前記タービンの容量の変更時に予め設定された所定の遅れ時間の経過後に前記運転パラメータを切り替える制御装置と、を備えることを特徴とするものである。

[0020] 従って、タービン容量の変更時に、所定の遅れ時間の経過後に作動部材の運転パラメータを切り替えることで、掃気圧力の変化と運転パラメータの切替による筒内圧力の挙動が低減され、内燃機関の性能の安定化を図ることができる。

発明の効果

[0021] 本発明の内燃機関の制御装置及び内燃機関によれば、掃気圧力の変化と運転パラメータの切替による筒内圧力の挙動が低減され、内燃機関の性能の安定化を図ることができる。

図面の簡単な説明

[0022] [図1]図1は、本実施形態の内燃機関としての船用ディーゼルエンジンを表す概略構成図である。

[図2]図2は、可変容量タービンを備えたV T I 過給機を表す概略図である。

[図3]図3は、内燃機関の制御装置による主機負荷一定時の過給機切替制御を表すタイムチャートである。

[図4]図4は、内燃機関の制御装置による主機負荷変化時の過給機切替制御を表すタイムチャートである。

発明を実施するための形態

[0023] 以下に添付図面を参照して、本発明に係る内燃機関の制御装置及び内燃機関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構成するものも含むものである。

[0024] 図1は、本実施形態の内燃機関としての船用ディーゼルエンジンを表す概

略構成図である。

- [0025] 本実施形態にて、図 1 に示すように、内燃機関としての船用ディーゼルエンジン 10 は、ディーゼルエンジン本体（内燃機関本体）11 と、VTI 過給機 12 と、制御装置 13 とを備えている。
- [0026] ディーゼルエンジン本体 11 は、複数のシリンダ部 21 が設けられており、それぞれのシリンダ部 21 は、内部にピストン 22 がそれぞれ往復移動自在に支持されており、各ピストン 22 は、ピストン棒 23 の下部が図示しないクロスヘッドを介してクランク軸に連結されている。
- [0027] シリンダ部 21 は、下部に設けられた掃気ポート 24 を介して掃気トランク 25 が連結されると共に、上部設けられた排気ポート 26 を介して排気マニホールド 27 が連結されている。掃気トランク 25 は、吸気管 L1 を介して VTI 過給機 12 のコンプレッサ（圧縮機）31 に連結されている。排気マニホールド 27 は、排気管 L2 を介して VTI 過給機 12 のタービン 32 に連結されている。また、シリンダ部 21 は、上部に排ガスを排気ポート 26 に排出する排気弁 28 が設けられている。更に、シリンダ部 21 は、内部（燃焼室）に燃料（例えば、重油、天然ガスなど）を噴射するインジェクタ（燃料噴射弁）29 が設けられている。
- [0028] そのため、ピストン 22 の下死点（図 1 の実線位置）に移動すると、掃気ポート 24 が開くことで、掃気トランク 25 の燃焼用気体が掃気ポート 24 から燃焼室に導入され、ピストン 22 が上昇すると、掃気ポート 24 と燃焼室の導通がピストン 22 により遮断される。さらに、排気弁 28 により排気ポート 26 も閉じることによって、燃焼室内の燃焼用気体が圧縮される。ピストン 22 が上死点（図 2 の二点鎖線位置）まで移動すると、燃焼室の圧力が所定の圧縮圧力になり、インジェクタ 29 が燃料を噴射する。すると、燃焼室内で燃焼用気体と燃料が混合して燃焼し、燃焼エネルギーによりピストン 22 が下降する。このとき、排気弁 28 により排気ポート 26 が開くことで、燃焼室の排ガス（燃焼ガス）が排気ポート 26 に排出される。
- [0029] 排気弁 28 は、排気弁作動装置 41 により開閉可能となっている。排気弁

28は、図示しない付勢部材（例えば、圧縮ばね、空気ばねなど）により排気ポートを閉止する方向に付勢支持されている。また、作動油供給配管42は、一端部に作動油タンク（図示せず）が接続されると共に、他端部が排気弁28に接続されており、中途部に給油ポンプ43が設けられており、排気弁28が付勢部材により排気ポート26を閉止する状態から、開閉弁44を開放すると、給油ポンプ43が駆動し、この給油ポンプ43で加圧された作動油が作動油供給配管42を通して排気弁作動装置41に供給され、排気弁28を付勢部材に抗して下降させる。すると、排気弁28は、開閉弁44が開放されている間だけ、排気ポート16を開放する。

[0030] インジェクタ29は、燃料をシリンダ部21の燃焼室に噴射可能となっている。燃料供給配管46は、一端部に燃料タンク（図示せず）が接続され、他端部がインジェクタ29に接続されており、中途部に燃料ポンプ47が設けられており、開閉弁48を開放すると、燃料ポンプ47が駆動し、燃料ポンプ47で加圧された燃料が燃料供給配管46を通してインジェクタ29に供給される。すると、インジェクタ29は、開閉弁48が開放されている間だけ、燃料をシリンダ部21の燃焼室に噴射する。

[0031] V T I 過給機12は、タービン容量を2段階で変更可能な可変容量タービンを備えたV T I (Variable Turbine Inlet) 過給機である。V T I 過給機12は、コンプレッサ31とタービン（軸流タービン）32が回転軸33を介して同軸上に連結されて構成されており、コンプレッサ31とタービン32は、回転軸33により一体回転することができる。コンプレッサ31は、外気吸入式であって、掃気トランク25に至る吸気管L1が連結されている。タービン32は、排気マニホールド27に至る排気管L2が連結されると共に、外部に排気する排気管L4が連結されている。

[0032] ここで、V T I 過給機12について詳細に説明する。図2は、可変容量タービンを備えたV T I 過給機を表す概略図である。

[0033] V T I 過給機12において、図2に示すように、ガス入口ケーシング50

は、内側ケーシング 5 1 と外側ケーシング 5 2 が一体に締結されて構成され、内側ケーシング 5 1 と外側ケーシング 5 2 との間に形成される空間に排ガス G をタービンノズル 5 3 に導くための主排ガス流路 5 4 が設けられている。主排ガス流路 5 4 は、ガス入口ケーシング 5 0 の回転方向の全周にわたって形成されており、ガス入口ケーシング 5 0 のガス入口 5 0 a から導入された排ガス G は、主排ガス流路 5 4 を通ってガス出口 5 0 b に導かれた後、ガス出口ケーシング 5 5 の出口部から外部へ排出される。

[0034] タービンノズル 5 3 は、ガス入口ケーシング 5 0 のガス出口 5 0 b に設けられている。回転軸 3 3 は、軸受（図示せず）に回転自在に支持されており、軸方向の一端部にタービン 3 2 が一体に固定されている。タービン 3 2 は、外周部に周方向に沿って複数のタービン動翼 5 6 が設けられている。このタービン動翼 5 6 は、タービンノズル 5 3 の出口となる下流側に近接して設けられており、タービンノズル 5 3 から噴出する高温の排ガスがタービン動翼 5 6 を通過して膨張することによりタービン 3 2 が回転する。

[0035] 内側ケーシング 5 1 は、内周側に主排ガス流路 5 4 の途中で分岐された排ガスをタービンノズル 5 3 の内周側に導く副排ガス流路 5 7 がタービン 3 2 の回転方向の全周にわたって形成されている。この副排ガス流路 5 7 は、主排ガス流路 5 4 の内周側に設けられており、主排ガス流路 5 4 と副排ガス流路 5 7 とは、内側ケーシング 5 1 を形成する仕切壁 5 8 により仕切られている。

[0036] また、連結配管 5 9 は、一端部が内側ケーシング 5 1 に接続されて主排ガス流路 5 4 に連通される一方、他端部が内側ケーシング 5 1 に接続されて副排ガス流路 5 7 に連通されている。そして、連結配管 5 9 は、中途部に開閉弁（切替弁、例えば、バタフライ弁）6 0 が設けられている。そのため、開閉弁 6 0 の開放時、主排ガス流路 5 4 の途中で分岐された排ガス G は連結配管 5 9 内部の流路を通して副排ガス流路 5 7 に導かれる。また、タービンノズル 5 3 は、根元側（タービン 3 2 の回転中心側）に仕切壁 5 8 の端部に連続するように、タービンノズル 5 3 の内周側と外周側とを仕切る仕切壁 6 1

が設けられている。

[0037] ここで、船用ディーゼルエンジン 10 の負荷が低くて排ガス G の量が少ない場合、開閉弁 60 を閉止する。すると、ガス入口ケーシング 50 のガス入口 50 a から導入された排ガス G の全量が主排ガス流路 54 を通ってガス出口 50 b に導かれる。ガス出口 50 b に導かれた排ガス G は、タービンノズル 53 の外周側（仕切壁 61 の外周側の空間）に吸い込まれ、タービン動翼 56 を通過するときに膨張してタービン 32 および回転軸 33 を回転させる。

[0038] 一方、船用ディーゼルエンジン 10 の負荷が高くて排ガス G の量が多い場合、開閉弁 60 を開放する。すると、ガス入口ケーシング 50 のガス入口 50 a から導入された排ガス G は、主排ガス流路 54 を通ってガス出口 50 b に導かれるとともに、さらに連結配管 59 から副排ガス流路 57 を通ってガス出口 57 a に導かれる。ガス出口 50 b に導かれた排ガス G は、タービンノズル 53 の外周側に吸い込まれ、ガス出口 57 a に導かれた排ガス G は、タービンノズル 53 の内周側（仕切壁 61 の内周側の空間）に吸い込まれ、タービン動翼 56 を通過するときに膨張してタービン 32 および回転軸 33 を回転させる。

[0039] そのため、図 1 に示すように、タービン 32 は、排気マニホールド 27 から排気管 L2 を通して導かれた排ガス（燃焼ガス）によって駆動し、コンプレッサ 31 を駆動した後、排ガスを排気管 L4 から外部に排出する。一方、コンプレッサ 31 は、タービン 32 により駆動し、外気から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気体として吸気管 L1 から掃気タンク 25 に圧送する。

[0040] 図 1 に示すように、制御装置 13 は、開閉弁 44, 48, 60 を開閉制御可能となっている。即ち、制御装置 13 は、船用ディーゼルエンジン 10 の運転状態に応じて開閉弁 44 を開閉操作することで、排気弁 28 の開放時期、閉止時期、駆動時間（開放時間）を制御する。また、制御装置 13 は、船用ディーゼルエンジン 10 の運転状態に応じて開閉弁 48 を開閉操作するこ

とで、インジェクタ 29 による燃料噴射開始時期、燃料噴射終了時期、燃料噴射量、燃料噴射時間を制御する。更に、制御装置 13 は、船用ディーゼルエンジン 10 の運転状態に応じて開閉弁 60 を開閉操作することで、V T I 過給機 12 による掃気圧力を制御する。

[0041] ここで、制御装置 13 は、タービン（可変容量タービン）32 のタービン容量に応じた作動部材の作動量を決定する複数の運転パラメータが設けられている。ここで、作動部材とは、上述した排気弁 28 とインジェクタ 29 であって、この排気弁 28 とインジェクタ 29 以外に、各種の油圧作動機器がある。即ち、V T I 過給機 12 は、ディーゼルエンジン本体 11 の低負荷時に、開閉弁 60 を閉止する低負荷運転モードと、ディーゼルエンジン本体 11 の高負荷時に、開閉弁 60 を開放する高負荷運転モードとが設定されている。そのため、制御装置 13 は、ディーゼルエンジン本体 11 の運転状態に応じて低負荷運転モードと高負荷運転モードを切り替える。

[0042] 一方、船用ディーゼルエンジン 10 の運転状態に応じて最適な排気弁 28 の開放時期、閉止時期、駆動時間が設定されると共に、インジェクタ 29 による燃料噴射開始時期、燃料噴射終了時期、燃料噴射量、燃料噴射時間が設定される。そのため、V T I 過給機 12 の低負荷運転モードに応じた最適な排気弁 28 の開放時期、閉止時期、駆動時間とインジェクタ 29 による燃料噴射開始時期、燃料噴射終了時期、燃料噴射量、燃料噴射時間が設定される運転パラメータ A と、高負荷運転モードに応じた最適な排気弁 28 の開放時期、閉止時期、駆動時間とインジェクタ 29 による燃料噴射開始時期、燃料噴射終了時期、燃料噴射量、燃料噴射時間が設定される運転パラメータ B が設定されている。

[0043] 制御装置 13 は、V T I 過給機 12 の運転モードが低負荷運転モードと高負荷運転モードとの間で切り替わるとき、運転パラメータ A と運転パラメータ B とを切り替えることで、最適な排気弁 28 の開放時期、閉止時期、駆動時間とインジェクタ 29 による燃料噴射開始時期、燃料噴射終了時期、燃料噴射量、燃料噴射時間を設定している。

[0044] また、制御装置 13 は、V T I 過給機 12 が低負荷運転モードから高負荷運転モードに切り替わることで、タービン 32 の容量が減少するときは、モード切替と同時に運転パラメータ A から運転パラメータ B に切り替える。一方、制御装置 13 は、V T I 過給機 12 が高負荷運転モードから低負荷運転モードに切り替わることで、タービン 32 の容量が増加するときは、モード切替から予め設定された所定の遅れ時間の経過後に運転パラメータ B から運転パラメータ A に切り替える。

[0045] この場合、制御装置 13 が開閉弁 60 に開閉指令信号を出力してから、実際に、開閉弁 60 が開放位置または閉止位置に移動するまでの切替時間が発生することから、遅れ時間は、この開閉弁 60 の切替時間に予め設定された余裕時間を加算して設定することが望ましい。そして、この開閉弁 60 の切替時間と余裕時間は、開閉弁 60 の設計データや事前の実施される実験データにより設定することが望ましい。

[0046] なお、この遅れ時間は、この設定方法に限定されるものではない。例えば、ディーゼルエンジン本体 11 にて、シリンダ部 21 内における燃焼室の圧力（以下、筒内圧力）を計測する圧力センサ（筒内圧力計測推定装置）を設け、V T I 過給機 12 のモード切替時に、筒内圧力が減少または増加した後、予め設定された一定値（例えば、筒内圧力の変化率が所定値以下）に到達するまでの時間を遅れ時間として設定してもよい。この場合、筒内圧力を計測する圧力センサに代えて、掃気圧力を計測する圧力センサ（筒内圧力計測推定装置）でもよい。更に、各種の検出データから筒内圧力や掃気圧力を推定してもよい。

[0047] 以下、V T I 過給機 12 の運転モードの切り替えに伴う運転パラメータの切替制御について詳細に説明する。図 3 は、内燃機関の制御装置による主機負荷一定時の過給機切替制御を表すタイムチャート、図 4 は、内燃機関の制御装置による主機負荷変化時の過給機切替制御を表すタイムチャートである。

[0048] （ディーゼルエンジン本体 11 の負荷が一定でタービン容量が増加する場合

合)

図 1 及び図 3 に示すように、V T I 過給機 1 2 は、時間 t_1 までの間、低負荷運転モードに設定されており、開閉弁 6 0 が閉止することで、排ガス G の全量が主排ガス流路 5 4 を通ってタービンノズル 5 3 の外周側に吸い込まれ、タービン 3 2 及びコンプレッサ 3 1 を回転させる。そのため、ディーゼルエンジン本体 1 1 の負荷が同じで、かつ開閉弁 6 0 を閉止しない場合と比較して、コンプレッサ 3 1 の回転が上昇し、掃気圧力が上昇するとともに、筒内圧力も上昇する。

[0049] 主機負荷及び掃気圧力などが一定である場合、時間 t_1 にて、制御装置 1 3 は、開閉弁 6 0 に対して、この開閉弁 6 0 を開放するための開閉指令信号が出力されると、開閉弁 6 0 が開放側に作動することで、V T I 過給機 1 2 が高負荷運転モードに切り替わる。このとき、開閉弁 6 0 が徐々に開放されることで、排ガス G が副排ガス流路 5 7 側にも流れてタービンノズル 5 3 のガス通過面積が増加するため、タービン 3 2 及びコンプレッサ 3 1 の回転数が低下し、掃気圧力が低下すると共に、筒内圧力も低下する。

[0050] また、制御装置 1 3 が開閉弁 6 0 を開放するための開閉指令信号を出力すると同時に、運転パラメータ A から運転パラメータ B に切り替わる。そのため、排気弁 2 8 の開放時期やインジェクタ 2 9 による燃料噴射時期、時間の変更に応じて、最高筒内圧力が時間 t_2 まで急激に減少するが、その後、なだらかに減少する。時間 t_3 にて、開閉弁 6 0 が開放位置まで移動すると、時間 t_4 以降は、掃気圧力が安定し、筒内圧力も安定する。

[0051] (ディーゼルエンジン本体 1 1 の負荷が一定でタービン容量が減少する場合)

一方、時間 t_5 にて、制御装置 1 3 は、開閉弁 6 0 に対して、この開閉弁 6 0 を閉止するための開閉指令信号が出力されると、開閉弁 6 0 が閉止側に作動することで、V T I 過給機 1 2 が低負荷運転モードに切り替わる。このとき、開閉弁 6 0 が徐々に閉止されることで、副排ガス流路 5 7 側に流れる排ガス G のノズル通過面積が減少していき、タービン 3 2 及びコンプレッサ

31の回転数が上昇し、掃気圧力が上昇すると共に、筒内圧力も上昇する。

[0052] 一方、制御装置13は、開閉弁60を閉止するための開閉指令信号を出力したとき、運転パラメータBから運転パラメータAに切り替えずに、遅れ時間 $t + \Delta t$ の経過後に時間 t_7 にて、運転パラメータBから運転パラメータAに切り替える。そのため、時間 t_5 から時間 t_6 の間、排気弁28の開放時期やインジェクタ29による燃料噴射時期、時間に変更されないことから、最高筒内圧力が急激に増加せずになだらかに増加する。

[0053] その後、時間 t_6 にて、開閉弁60が閉止位置まで移動すると、時間 t_7 にて、遅れ時間 $t + \Delta t$ が経過するため、ここで、制御装置13は、運転パラメータBから運転パラメータAに切り替える。すると、時間 t_8 以降は、掃気圧力が安定し、筒内圧力も安定する。ここで、遅れ時間 $t + \Delta t$ は、開閉弁60の切替時間 t に余裕時間 Δt を加算して設定されている。

[0054] 制御装置13が開閉弁60を閉止するための開閉指令信号を出力したときに、運転パラメータBから運転パラメータAに切り替えると、ここで、排気弁28の開放時期やインジェクタ29による燃料噴射時期、時間に変更されることから、時間 t_5 から時間 t_6 の間で、最高筒内圧力が急激に増加してオーバーシュートしてしまう可能性がある。また、VTI過給機12の運転モードに応じた運転パラメータが設定されていないと、図3に2点鎖線で表すように、VTI過給機12の低負荷運転モードにて、最高筒内圧力が低くなってしまう。一方、VTI過給機12の低負荷運転モードにて、運転パラメータBから運転パラメータAに切り替わることで、図3に実線で表すように、VTI過給機12の低負荷運転モードにて、最高筒内圧力を高く維持できる。

[0055] (ディーゼルエンジン本体11の負荷が上昇してタービン容量が減少する場合)

図1及び図4に示すように、主機負荷が上昇するとき、時間 t_{11} にて、制御装置13は、開閉弁60に対して、この開閉弁60を開放するための開閉指令信号が出力されると、開閉弁60が開放側に作動することで、VTI

過給機 12 が高負荷運転モードに切り替わる。このとき、開閉弁 60 が徐々に開放されることで、排ガス G が副排ガス流路 57 側にも流れてタービンノズル 53 のガス通過面積が増加するため、タービン 32 及びコンプレッサ 31 の回転数が低下し、掃気圧力が低下すると共に、筒内圧力も低下する。

[0056] また、制御装置 13 が開閉弁 60 を開放するための開閉指令信号を出力すると同時に、運転パラメータ A から運転パラメータ B に切り替わる。そのため、排気弁 28 の開放時期やインジェクタ 29 による燃料噴射時期、時間の変更に応じて、最高筒内圧力が時間 t_{12} まで急激に減少するが、その後、なだらかに減少する。時間 t_{13} にて、開閉弁 60 が開放位置まで移動すると、主機負荷の上昇に伴って掃気圧力が上昇し、筒内圧力も上昇する。そして、時間 t_{14} 以降は、主機負荷が一定となり、掃気圧力が安定し、筒内圧力も安定する。

[0057] (ディーゼルエンジン本体 11 の負荷が減少してタービン容量が増加する場合)

一方、時間 t_{15} にて、主機負荷が低下して掃気圧力と筒内圧力も低下すると、時間 t_{16} にて、制御装置 13 は、開閉弁 60 に対して、この開閉弁 60 を閉止するための開閉指令信号が出力されると、開閉弁 60 が閉止側に作動することで、V T I 過給機 12 が低負荷運転モードに切り替わる。このとき、開閉弁 60 が徐々に閉止されることで、副排ガス流路 57 側に流れる排ガス G のノズル通過面積が減少していき、タービン 32 及びコンプレッサ 31 の回転数が上昇し、掃気圧力が上昇すると共に、筒内圧力も上昇する。

[0058] 一方、制御装置 13 は、開閉弁 60 を閉止するための開閉指令信号を出力したとき、運転パラメータ B から運転パラメータ A に切り替えずに、遅れ時間 $t + \Delta t$ の経過後に時間 t_8 にて、運転パラメータ B から運転パラメータ A に切り替える。そのため、時間 t_{16} から時間 t_{18} の間、排気弁 28 の開放時期やインジェクタ 29 による燃料噴射時期、時間に変更されないことから、最高筒内圧力が急激に増加せずになだらかに増加する。

[0059] その後、時間 t_{17} にて、開閉弁 60 が閉止位置まで移動すると、時間 t

18にて、遅れ時間 $t + \Delta t$ が経過するため、ここで、制御装置 13 は、運転パラメータ B から運転パラメータ A に切り替える。制御装置 13 が開閉弁 60 を閉止するための開閉指令信号を出力したときに、運転パラメータ B から運転パラメータ A に切り替えると、ここで、排気弁 28 の開放時期やインジェクタ 29 による燃料噴射時期、時間が変更されることから、時間 t_{16} から時間 t_{17} の間で、図 4 に 2 点鎖線で表すように、最高筒内圧力が急激に増加してオーバーシュートしてしまう可能性がある。また、V T I 過給機 12 の運転モードに応じた運転パラメータが設定されていないと、V T I 過給機 12 の低負荷運転モードにて、最高筒内圧力が負荷における最適値より低くなってしまう。一方、V T I 過給機 12 の低負荷運転モードにて、運転パラメータ B から運転パラメータ A に切り替わることで、図 4 に実線で表すように、V T I 過給機 12 の低負荷運転モードにて、最高筒内圧力を最適値に維持できる。

[0060] このように本実施形態の内燃機関の制御装置にあっては、ディーゼルエンジン本体 11 と、ディーゼルエンジン本体 11 に燃焼用気体を供給するコンプレッサ 31 及びタービン 32 を備える V T I 過給機 12 と、筒内圧力に影響を与える作動部材としての排気弁 28 及びインジェクタ 29 を設け、制御装置 13 は、タービン 32 の容量に応じた排気弁 28 及びインジェクタ 29 の作動量を決定する複数の運転パラメータ A, B が設けられ、タービン 32 の容量の変更時に予め設定された所定の遅れ時間 $t + \Delta t$ の経過後に運転パラメータ A, B を切り替えるようにしている。

[0061] 従って、V T I 過給機 12 のタービン 32 の容量の変更時に、遅れ時間 $t + \Delta t$ の経過後に運転パラメータ A, B を切り替えることで、掃気圧力の変化と運転パラメータ A, B の切替による筒内圧力の挙動が低減され、船用ディーゼルエンジン 10 の性能の安定化を図ることができる。

[0062] 本実施形態の内燃機関の制御装置では、V T I 過給機 12 の開閉弁 60 の開閉指令信号の出力時から遅れ時間 $t + \Delta t$ の経過後に、運転パラメータ A, B を切り替える。従って、タービン容量を変更するのに要する時間に拘わ

らず、適正時期に運転パラメータ A, B を切り替えることができる。

[0063] 本実施形態の内燃機関の制御装置では、タービン 32 の容量の増加時は、タービン 32 の容量の変更と同時に運転パラメータ A, B を切り替える一方、タービン 32 の容量の減少時は、タービン 32 の容量の変更時から遅れ時間 $t + \Delta t$ の経過後に運転パラメータ A, B を切り替える。従って、タービン 32 の容量の減少時は、掃気圧力が上昇するため、このときは遅れ時間 $t + \Delta t$ の経過後に運転パラメータ A, B を切り替えることで、筒内圧力の急激な上昇が抑制され、船用ディーゼルエンジン 10 の信頼性を向上することができる。

[0064] 本実施形態の内燃機関の制御装置では、開閉弁 60 の切替時間 t に余裕時間 Δt を加算して遅れ時間を設定することで、開閉弁 60 が切替位置に完全に移動した後に運転パラメータ A, B が切り替わることとなり、簡単な制御により筒内圧力の急激な上昇を抑制することができる。

[0065] 本実施形態の内燃機関の制御装置では、掃気圧力または筒内圧力を計測または推定する掃気圧力または筒内圧力計測推定装置を設け、遅れ時間を掃気圧力または筒内圧力が一定値に到達するまでの時間としている。従って、筒内圧力の安定を待って運転パラメータ A, B が切り替わることとなり、筒内圧力の急激な上昇を抑制することができる。

[0066] また、本実施形態の内燃機関にあっては、ディーゼルエンジン本体 11 と、ディーゼルエンジン本体 11 に燃焼用気体を供給するコンプレッサ 31 及びタービン 32 を備える V T I 過給機 12 と、筒内圧力に影響を与える作動部材としての排気弁 28 及びインジェクタ 29 と、タービン 32 の容量に応じた排気弁 28 及びインジェクタ 29 の作動量を決定する複数の運転パラメータ A, B を設けてタービン 32 の容量の変更時に予め設定された所定の遅れ時間 $t + \Delta t$ の経過後に運転パラメータ A, B を切り替える制御装置 13 とを設けている。従って、掃気圧力の変化と運転パラメータ A, B の切替による筒内圧力の挙動が低減され、船用ディーゼルエンジン 10 の性能の安定化を図ることができる。

符号の説明

- [0067] 1 0 船用ディーゼルエンジン（内燃機関）
- 1 1 ディーゼルエンジン本体（内燃機関本体）
- 1 2 V T I 過給機（過給機）
- 1 3 制御装置
- 2 1 シリンダ部
- 2 2 ピストン
- 2 4 掃気ポート
- 2 5 掃気トランク
- 2 6 排気ポート
- 2 7 排気マニホールド
- 2 8 排気弁
- 2 9 インジェクタ（燃料噴射弁）
- 3 1 コンプレッサ（圧縮機）
- 3 2 タービン
- 4 1 排気弁作動装置
- 4 4, 4 8 開閉弁
- 5 3 タービンノズル
- 5 4 主排ガス流路
- 5 7 副排ガス流路
- 6 0 開閉弁（切替弁）

請求の範囲

- [請求項1] 内燃機関本体と、
前記内燃機関本体に接続されて前記内燃機関本体に燃焼用気体を供給する圧縮機及び前記圧縮機と同軸回転する可変容量タービンを備える過給機と、
前記内燃機関本体に設けられて筒内圧力に影響を与える作動部材と、
、
を備え、
前記タービンの容量に応じた前記作動部材の作動量を決定する複数の運転パラメータが設けられ、前記タービンの容量の変更時に予め設定された所定の遅れ時間の経過後に前記運転パラメータを切り替える、
、
ことを特徴とする内燃機関の制御装置。
- [請求項2] 前記タービンの容量の変更指令の出力時から前記遅れ時間の経過後に前記運転パラメータを切り替えることを特徴とする請求項1に記載の内燃機関の制御装置。
- [請求項3] 前記タービンの容量の増加時は、前記タービンの容量の変更と同時に前記運転パラメータを切り替える一方、前記タービンの容量の減少時は、前記タービンの容量の変更時から前記遅れ時間の経過後に前記運転パラメータを切り替えることを特徴とする請求項1または請求項2に記載の内燃機関の制御装置。
- [請求項4] 前記過給機は、前記タービンの容量を変更切替可能な切替弁が設けられ、前記遅れ時間は、前記切替弁の切替時間に予め設定された余裕時間を加算して設定されることを特徴とする請求項1から請求項3のいずれか一項に記載の内燃機関の制御装置。
- [請求項5] 掃気圧または筒内圧力を計測または推定する掃気圧または筒内圧力計測推定装置が設けられ、前記遅れ時間は、前記掃気圧または前記筒内圧力が一定値に到達するまでの時間であることを特徴とする請求項

1 から請求項 3 のいずれか一項に記載の内燃機関の制御装置。

[請求項6] 前記作動部材は、排気弁と燃料噴射弁と油圧作動機器の少なくともいずれか一つであることを特徴とする請求項 1 から請求項 5 のいずれか一項に記載の内燃機関の制御装置。

[請求項7] 内燃機関本体と、

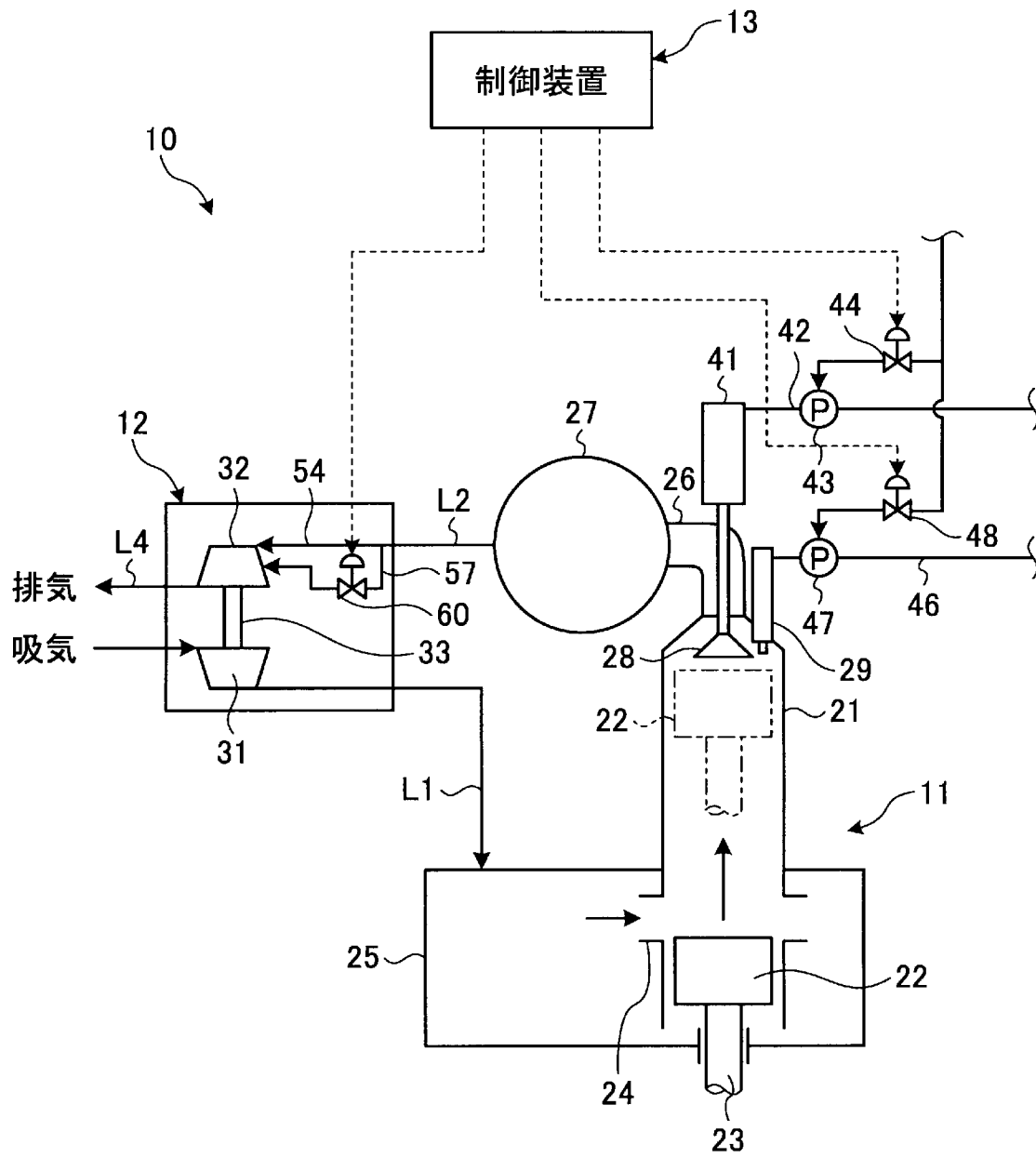
前記内燃機関本体に接続されて前記内燃機関本体に燃焼用気体を供給する圧縮機及び前記圧縮機と同軸回転する可変容量タービンを備える過給機と、

前記内燃機関本体に設けられて筒内圧力に影響を与える作動部材と、

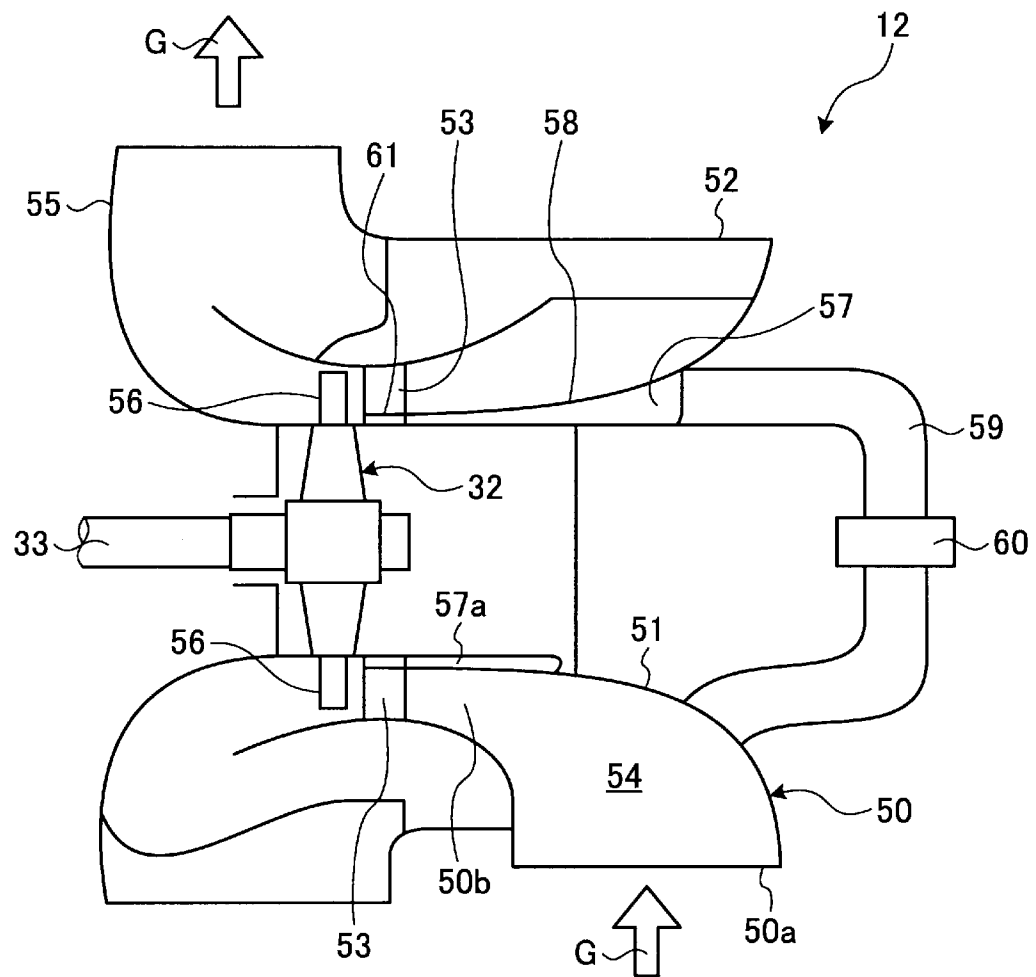
前記タービンの容量に応じた前記作動部材の作動量を決定する複数の運転パラメータが設けられて前記タービンの容量の変更時に予め設定された所定の遅れ時間の経過後に前記運転パラメータを切り替える制御装置と、

を備えることを特徴とする内燃機関。

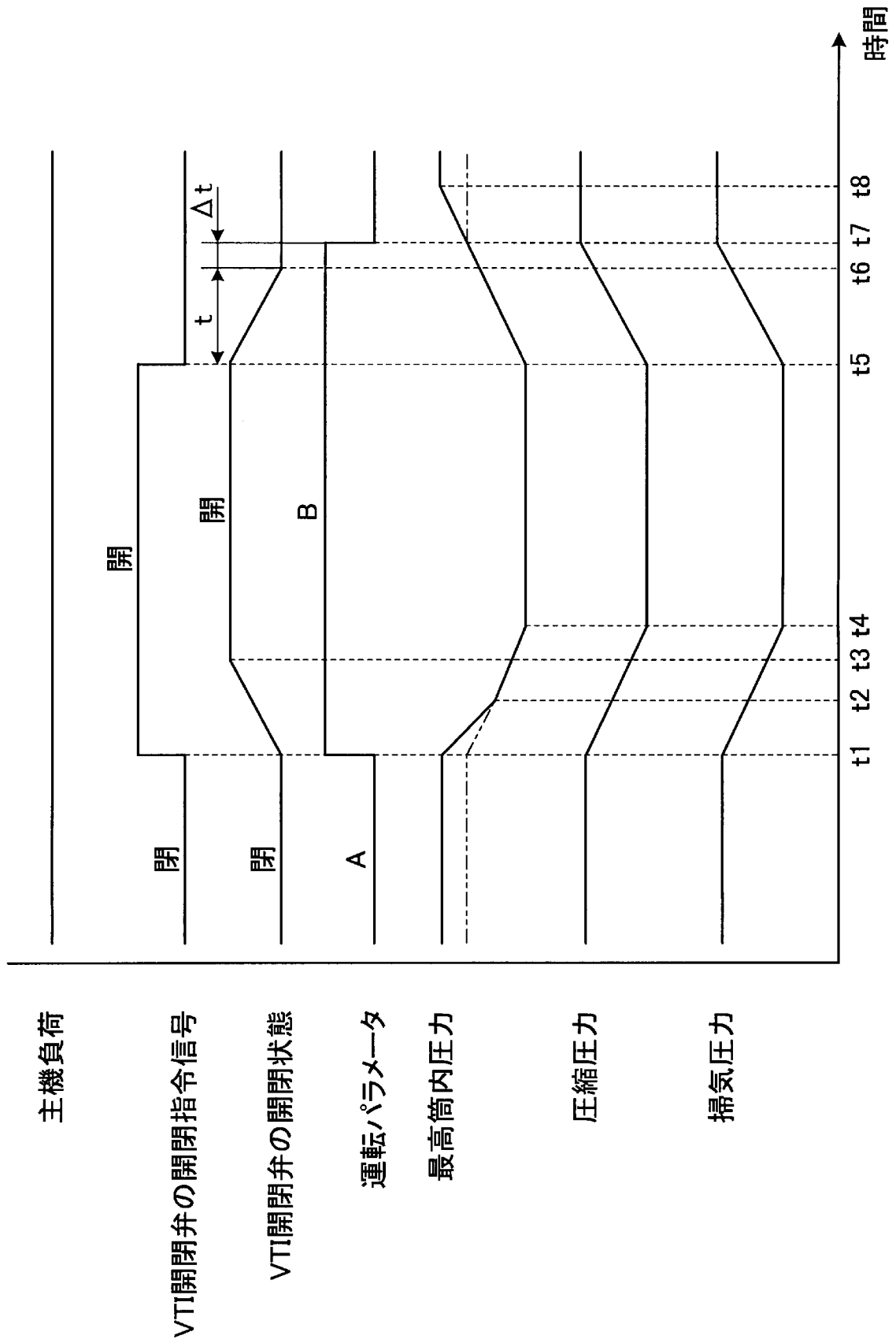
[図1]



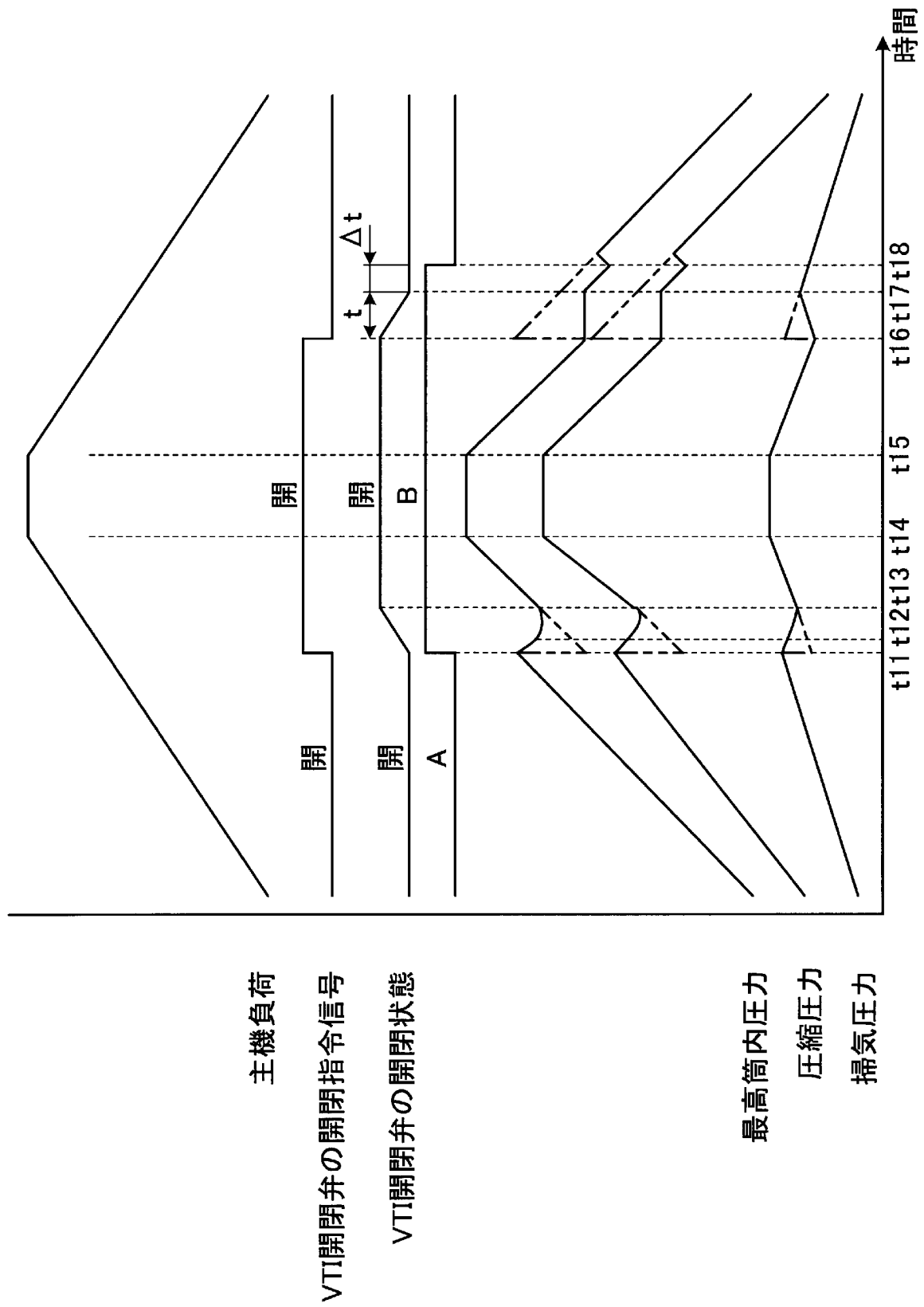
[図2]



[図3]



[図4]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/001533

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02D23/02(2006.01)i, F02B37/22(2006.01)i, F02D13/02(2006.01)i, F02D43/00(2006.01)i, F02D23/00(2006.01)n

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)

F02D23/02, F02B37/22, F02D13/02, F02D43/00, F02D23/00

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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 2013-185540 A (Mazda Motor Corp.), 19 September 2013 (19.09.2013), paragraphs [0005] to [0008], [0034], [0060], [0084]; fig. 1, 4, 6, 8 & US 2013/0233281 A1 paragraphs [0004] to [0006], [0040], [0067], [0086]; fig. 1, 4, 6, 8 & DE 102013001112 A1 & CN 103306840 A	1-2, 4, 6-7 3, 5
Y	JP 2002-371919 A (Isuzu Motors Ltd.), 26 December 2002 (26.12.2002), abstract; fig. 4, 6 (Family: none)	3, 5

☒ 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 March 2017 (08.03.17)

Date of mailing of the international search report
21 March 2017 (21.03.17)

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/JP2017/001533

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 2014-84853 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 12 May 2014 (12.05.2014), fig. 1, 3 & WO 2014/065397 A1 & CN 104487661 A & KR 10-2015-0027796 A	5
A	WO 2012/114840 A1 (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 30 August 2012 (30.08.2012), abstract; fig. 1 to 3 & JP 2012-171582 A & WO 2012/114840 A1 & EP 2679481 A1 abstract; fig. 1 to 3	1-7
A	US 2007/0251233 A1 (Albert BARDOLL), 01 November 2007 (01.11.2007), fig. 1, 4; paragraphs [0050] to [0060] & EP 1849977 A2 & DE 102006019255 A1	1-7

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F02D23/02(2006.01)i, F02B37/22(2006.01)i, F02D13/02(2006.01)i, F02D43/00(2006.01)i,
F02D23/00(2006.01)n

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. F02D23/02, F02B37/22, F02D13/02, F02D43/00, F02D23/00

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	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017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 Y	JP 2013-185540 A (マツダ株式会社) 2013.09.19, 段落 [0005]-[0008], [0034], [0060], [0084], 図 1, 4, 6, 8 & US 2013/0233281 A1, 段落[0004]-[0006], [0040], [0067], [0086], 図 1, 4, 6, 8 & DE 102013001112 A1 & CN 103306840 A	1-2, 4, 6-7 3, 5
Y	JP 2002-371919 A (いすゞ自動車株式会社) 2002.12.26, [要約], 図 4, 6 (ファミリーなし)	3, 5

☑ 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

08.03.2017

国際調査報告の発送日

21.03.2017

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)

山村 秀政

3Z

3744

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 2014-84853 A (三菱重工業株式会社) 2014.05.12, 図 1, 3 & WO 2014/065397 A1 & CN 104487661 A & KR 10-2015-0027796 A	5
A	WO 2012/114840 A1 (三菱重工業株式会社) 2012.08.30, [要約], 図 1-3 & JP 2012-171582 A & WO 2012/114840 A1 & EP 2679481 A1, [要約], 図 1-3	1-7
A	US 2007/0251233 A1 (Albert BARDOLL) 2007.11.01, 図 1, 4, 段落 [0050]-[0060] & EP 1849977 A2 & DE 102006019255 A1	1-7