

(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
2012 年 11 月 29 日(29.11.2012)



(10) 国際公開番号
WO 2012/160724 A1

- (51) 国際特許分類:
F02D 15/04 (2006.01) *F02D 13/02* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2011/075724
- (22) 国際出願日: 2011 年 11 月 8 日(08.11.2011)
- (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 2011-114754 2011 年 5 月 23 日(23.05.2011) JP
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 坂柳 佳宏 (SAKAYANAGI, Yoshihiro) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 河崎 高志 (KAWASAKI, Takashi)

[JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 田中 宏幸 (TANAKA, Hiroyuki) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 中井 敬野 (NAKAI, Takano) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).

(74) 代理人: 青木 篤, 外 (AOKI, Atsushi et al.); 〒1058423 東京都港区虎ノ門三丁目 5 番 1 号 虎ノ門 3 7 森ビル青和特許法律事務所 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, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST,

[続葉有]

(54) Title: INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH VARIABLE COMPRESSION RATIO MECHANISM

(54) 発明の名称: 可変圧縮比機構を備える内燃機関

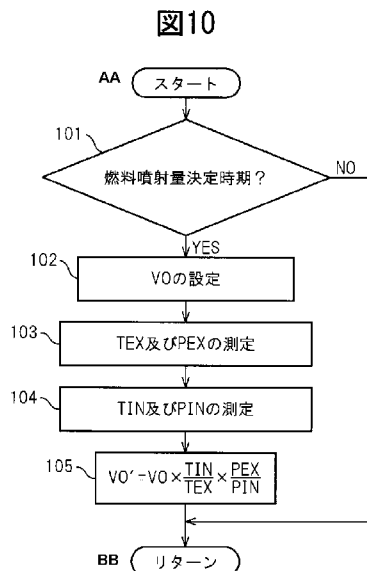


FIG. 10:
101 Time to determine fuel injection amount?
102 Set VO
103 Measure TEX and PEX
104 Measure TIN and PIN
AA Start
BB Return

(57) Abstract: This internal combustion engine is provided with a variable compression ratio mechanism capable of changing a mechanical compression ratio by changing the volume of the combustion chamber at the top dead center. The pressure and temperature of remaining combusted gas within the combustion chamber at the time when the exhaust valve is closed in the intake stroke is measured or estimated, the pressure and temperature of intake air supplied into the combustion chamber after the exhaust valve is closed in the intake stroke is measured or estimated, and based on the assumption that the pressure and temperature of the remaining combusted gas which saturates the volume of the combustion chamber at the time when the exhaust valve is closed in the air intake stroke become, when the intake air is supplied to the combustion chamber, equal to the pressure and temperature of the intake air, the volume of the remaining combusted gas after the change is calculated.

(57) 要約: 本内燃機関は、上死点の燃焼室容積を変化させて機械圧縮比を可変とする可変圧縮比機構を備える内燃機関であって、吸気行程の排気弁閉弁時における燃焼室内の残留既燃ガスの圧力及び温度を測定又は推定し、吸気行程の排気弁閉弁後に燃焼室内へ供給される吸気の圧力及び温度を測定又は推定し、吸気行程の排気弁閉弁時の燃焼室容積を満たす残留既燃ガスの圧力及び温度が燃焼室へ吸気が供給された際には吸気の圧力及び温度に等しくなるとして、残留既燃ガスの変化後の容積を算出する。



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, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, 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, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

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：可変圧縮比機構を備える内燃機関

技術分野

[0001] 本発明は、可変圧縮比機構を備える内燃機関に関する。

背景技術

[0002] 上死点の燃焼室容積を変化させて機械圧縮比を可変とする可変圧縮比機構を備える内燃機関が公知である。このような内燃機関において、吸気弁の閉弁時期を圧縮行程において可変として吸入空気量を制御することがある。この場合において、吸入空気量を、吸気弁の閉弁時期と吸気圧とに基づき算出することが提案されている（特許文献1 参照）。

先行技術文献

特許文献

- [0003] 特許文献1：特開2006-183604
特許文献2：特開2005-315161
特許文献3：特開2005-233038
特許文献4：特開2004-211598
特許文献5：特開2007-040212
特許文献6：特開2010-265817
特許文献7：特開2009-092052

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 前述の可変圧縮比機構を備える内燃機関において、機械圧縮比を変化させる際の上死点の燃焼室容積の変化分は、燃焼室内に残留する既燃ガス量が変化するだけであるとして、吸入空気量に影響しないとしている。すなわち、吸入空気量は排気量に依存するものであり、機械圧縮比を変化させても、排気量は変化しないために、基本的に吸入空気量も変化しないと考えられていた。しかしながら、残留既燃ガス容積は、燃焼室内へ供給された吸気と混合

する際の温度低下によって収縮し、また、圧力低下によって膨張するために、吸入空気量に影響する。

[0005] 従って、本発明の目的は、上死点の燃焼室容積を変化させて機械圧縮比を可変とする可変圧縮比機構を備える内燃機関において、吸入空気量を比較的正確に推定可能とするために、燃焼室へ吸気が供給された際の燃焼室内の残留既燃ガスの容積を算出することである。

課題を解決するための手段

[0006] 本発明による請求項 1 に記載の可変圧縮比機構を備える内燃機関は、上死点の燃焼室容積を変化させて機械圧縮比を可変とする可変圧縮比機構を備える内燃機関であって、吸気行程の排気弁閉弁時における燃焼室内の残留既燃ガスの圧力及び温度を測定又は推定し、吸気行程の排気弁閉弁後に燃焼室内へ供給される吸気の圧力及び温度を測定又は推定し、吸気行程の排気弁閉弁時の燃焼室容積を満たす前記残留既燃ガスの前記圧力及び前記温度が燃焼室へ吸気が供給された際には吸気の前記圧力及び前記温度に等しくなるとして、前記残留既燃ガスの変化後の容積を算出することを特徴とする。

[0007] 本発明による請求項 2 に記載の可変圧縮比機構を備える内燃機関は、請求項 1 に記載の可変圧縮比機構を備える内燃機関において、算出された残留既燃ガスの容積に基づき燃焼室内の吸気の容積を算出し、燃焼室内へ供給される吸気には既燃ガスが含まれているとして、算出された吸気の容積に新気割合を乗算して、新気の容積を算出することを特徴とする。

発明の効果

[0008] 本発明による請求項 1 に記載の可変圧縮比機構を備える内燃機関によれば、吸気行程の排気弁閉弁時における燃焼室内の残留既燃ガスが燃焼室内への吸気の供給に際しても容積変化せずに排気弁閉弁時の燃焼室容積を占領するのではなく、残留既燃ガスの圧力及び温度は吸気の圧力及び温度と等しくなることによって残留既燃ガスが容積変化して燃焼室容積を占領することとなるために、変化後の残留既燃ガスの容積を算出するようになっており、それにより、容積変化した残留既燃ガスにより占領される燃焼室の容積分は吸気が供給され

ないとして、吸入空気量を比較的正確に推定することができる。

[0009] 本発明による請求項 2 に記載の可変圧縮比機構を備える内燃機関によれば、請求項 1 に記載の可変圧縮比機構を備える内燃機関において、算出された残留既燃ガスの容積に基づき燃焼室内の吸気の容積を算出し、燃焼室内へ供給される吸気には既燃ガスが含まれているとして、算出された吸気の容積に新気割合を乗算して、新気の容積を算出するようになっている。それにより、正確な燃焼空燃比の算出に必要な燃焼室内の新気量をさらに正確に推定することができる。

図面の簡単な説明

[0010] [図1]内燃機関の全体図である。

[図2]可変圧縮比機構の分解斜視図である。

[図3]図解的に表した内燃機関の側面断面図である。

[図4]可変バルブタイミング機構を示す図である。

[図5]吸気弁および排気弁のリフト量を示す図である。

[図6]機械圧縮比、実圧縮比および膨張比を説明するための図である。

[図7]理論熱効率と膨張比との関係を示す図である。

[図8]通常のサイクルおよび超高膨張比サイクルを説明するための図である。

[図9]機関負荷に応じた機械圧縮比等の変化を示す図である。

[図10]燃焼室内の残留既燃ガスの容積変化を算出するためのフローチャートである。

発明を実施するための形態

[0011] 図 1 は本発明による可変圧縮比機構を備える内燃機関の側面断面図を示す。図 1 を参照すると、1 はクランクケース、2 はシリンダブロック、3 はシリンダヘッド、4 はピストン、5 は燃焼室、6 は燃焼室 5 の頂面中央部に配置された点火栓、7 は吸気弁、8 は吸気ポート、9 は排気弁、10 は排気ポートを夫々示す。吸気ポート 8 は吸気枝管 11 を介してサージタンク 12 に連結され、各吸気枝管 11 には夫々対応する吸気ポート 8 内に向けて燃料を噴射するための燃料噴射弁 13 が配置される。なお、燃料噴射弁 13 は各吸

気枝管 11 に取付ける代りに各燃焼室 5 内に配置してもよい。

[0012] サージタンク 12 は吸気ダクト 14 を介してエアクリーナ 15 に連結され、吸気ダクト 14 内にはアクチュエータ 16 によって駆動されるスロットル弁 17 と例えば熱線を用いた吸入空気量検出器 18 とが配置される。一方、排気ポート 10 は排気マニホールド 19 を介して例えば三元触媒を内蔵した触媒装置 20 に連結され、排気マニホールド 19 内には空燃比センサ 21 が配置される。燃焼空燃比が理論空燃比である場合には、触媒装置 20 には前述のように三元触媒を内蔵することが好ましいが、燃焼空燃比を理論空燃比よりリーンとすることがある場合には、触媒装置 20 に NO_x 吸蔵還元触媒を内蔵するか又は NO_x 吸蔵還元触媒を内蔵する別の触媒装置を三元触媒を内蔵する触媒装置 20 の下流側に配置することが好ましい。

[0013] 一方、図 1 に示される実施例ではクランクケース 1 とシリンダブロック 2 との連結部にクランクケース 1 とシリンダブロック 2 のシリンダ軸線方向の相対位置を変化させることによりピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を変更可能な可変圧縮比機構 A が設けられており、更に実際の圧縮作用の開始時期を変更可能な実圧縮作用開始時期変更機構 B が設けられている。なお、図 1 に示される実施例ではこの実圧縮作用開始時期変更機構 B は吸気弁 7 の閉弁時期を制御可能な可変バルブタイミング機構からなる。

[0014] 図 1 に示されるようにクランクケース 1 とシリンダブロック 2 にはクランクケース 1 とシリンダブロック 2 との間の相対位置関係を検出するための相対位置センサ 22 が取付けられており、この相対位置センサ 22 からはクランクケース 1 とシリンダブロック 2 との間隔の変化を示す出力信号が出力される。また、可変バルブタイミング機構 B には吸気弁 7 の閉弁時期を示す出力信号を発生するバルブタイミングセンサ 23 が取付けられており、スロットル弁駆動用のアクチュエータ 16 にはスロットル弁開度を示す出力信号を発生するスロットル開度センサ 24 が取付けられている。

[0015] 電子制御ユニット 30 はデジタルコンピュータからなり、双方向性バス 3

1 によって互いに接続されたROM（リードオンリメモリ）32、RAM（ランダムアクセスメモリ）33、CPU（マイクロプロセッサ）34、入力ポート35および出力ポート36を具備する。吸入空気量検出器18、空燃比センサ21、相対位置センサ22、バルブタイミングセンサ23およびスロットル開度センサ24の出力信号は夫々対応するAD変換器37を介して入力ポート35に入力される。また、アクセルペダル40にはアクセルペダル40の踏込み量Lに比例した出力電圧を発生する負荷センサ41が接続され、負荷センサ41の出力電圧は対応するAD変換器37を介して入力ポート35に入力される。更に入力ポート35にはクランクシャフトが例えば30°回転する毎に出力パルスを発生するクランク角センサ42が接続される。一方、出力ポート36は対応する駆動回路38を介して点火栓6、燃料噴射弁13、スロットル弁駆動用アクチュエータ16、可変圧縮比機構Aおよび可変バルブタイミング機構Bに接続される。

[0016] 図2は図1に示す可変圧縮比機構Aの分解斜視図を示しており、図3は図解的に表した内燃機関の側面断面図を示している。図2を参照すると、シリンダブロック2の両側壁の下方には互いに間隔を隔てた複数の突出部50が形成されており、各突出部50内には夫々断面円形のカム挿入孔51が形成されている。一方、クランクケース1の上壁面上には互いに間隔を隔てて夫々対応する突出部50の間に嵌合せしめられる複数の突出部52が形成されており、これらの各突出部52内にも夫々断面円形のカム挿入孔53が形成されている。

[0017] 図2に示されるように一対のカムシャフト54、55が設けられており、各カムシャフト54、55上には一つおきに各カム挿入孔53内に回転可能に挿入される円形カム58が固定されている。これらの円形カム58は各カムシャフト54、55の回転軸線と共軸をなす。一方、各円形カム58の両側には図3に示すように各カムシャフト54、55の回転軸線に対して偏心配置された偏心軸57が延びており、この偏心軸57上に別の円形カム56が偏心して回転可能に取付けられている。図2に示されるようにこれら円形

カム 5 6 は各円形カム 5 8 の両側に配置されており、これら円形カム 5 6 は対応する各カム挿入孔 5 1 内に回転可能に挿入されている。また、図 2 に示されるようにカムシャフト 5 5 にはカムシャフト 5 5 の回転角度を表す出力信号を発生するカム回転角度センサ 2 5 が取付けられている。

[0018] 図 3 (A) に示すような状態から各カムシャフト 5 4, 5 5 上に固定された円形カム 5 8 を図 3 (A) において矢印で示される如く互いに反対方向に回転させると偏心軸 5 7 が互いに離れる方向に移動するために円形カム 5 6 がカム挿入孔 5 1 内において円形カム 5 8 とは反対方向に回転し、図 3 (B) に示されるように偏心軸 5 7 の位置が高い位置から中間高さ位置となる。次いで更に円形カム 5 8 を矢印で示される方向に回転させると図 3 (C) に示されるように偏心軸 5 7 は最も低い位置となる。

[0019] なお、図 3 (A)、図 3 (B)、図 3 (C) には夫々の状態における円形カム 5 8 の中心 a と偏心軸 5 7 の中心 b と円形カム 5 6 の中心 c との位置関係が示されている。

[0020] 図 3 (A) から図 3 (C) とを比較するとわかるようにクランクケース 1 とシリンダブロック 2 の相対位置は円形カム 5 8 の中心 a と円形カム 5 6 の中心 c との距離によって定まり、円形カム 5 8 の中心 a と円形カム 5 6 の中心 c との距離が大きくなるほどシリンダブロック 2 はクランクケース 1 から離間側に移動する。即ち、可変圧縮比機構 A は回転するカムを用いたクランク機構によりクランクケース 1 とシリンダブロック 2 との間の相対位置を変化させていることになる。シリンダブロック 2 がクランクケース 1 から離れるとピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積は増大し、従って各カムシャフト 5 4, 5 5 を回転させることによってピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を変更することができる。

[0021] 図 2 に示されるように各カムシャフト 5 4, 5 5 を夫々反対方向に回転させるために駆動モータ 5 9 の回転軸には夫々螺旋方向が逆向きの一对のウォーム 6 1, 6 2 が取付けられており、これらウォーム 6 1, 6 2 と噛合するウォームホイール 6 3, 6 4 が夫々各カムシャフト 5 4, 5 5 の端部に固定

されている。この実施例では駆動モータ 59 を駆動することによってピストン 4 が圧縮上死点に位置するときの燃焼室 5 の容積を広い範囲に亘って変更することができる。

[0022] 一方、図 4 は図 1 において吸気弁 7 を駆動するためのカムシャフト 70 の端部に取付けられた可変バルブタイミング機構 B を示している。図 4 を参照すると、この可変バルブタイミング機構 B は機関のクランク軸によりタイミングベルトを介して矢印方向に回転せしめられるタイミングプーリ 71 と、タイミングプーリ 71 と一緒に回転する円筒状ハウジング 72 と、吸気弁駆動用カムシャフト 70 と一緒に回転しかつ円筒状ハウジング 72 に対して相対回転可能な回転軸 73 と、円筒状ハウジング 72 の内周面から回転軸 73 の外周面まで延びる複数個の仕切壁 74 と、各仕切壁 74 の間で回転軸 73 の外周面から円筒状ハウジング 72 の内周面まで延びるベーン 75 とを具備しており、各ベーン 75 の両側には夫々進角用油圧室 76 と遅角用油圧室 77 とが形成されている。

[0023] 各油圧室 76, 77 への作動油の供給制御は作動油供給制御弁 78 によって行われる。この作動油供給制御弁 78 は各油圧室 76, 77 に夫々連結された油圧ポート 79, 80 と、油圧ポンプ 81 から吐出された作動油の供給ポート 82 と、一对のドレインポート 83, 84 と、各ポート 79, 80, 82, 83, 84 間の連通遮断制御を行うスプール弁 85 とを具備している。

[0024] 吸気弁駆動用カムシャフト 70 のカムの位相を進角すべきときは図 4 においてスプール弁 85 が右方に移動せしめられ、供給ポート 82 から供給された作動油が油圧ポート 79 を介して進角用油圧室 76 に供給されると共に遅角用油圧室 77 内の作動油がドレインポート 84 から排出される。このとき回転軸 73 は円筒状ハウジング 72 に対して矢印方向に相対回転せしめられる。

[0025] これに対し、吸気弁駆動用カムシャフト 70 のカムの位相を遅角すべきときは図 4 においてスプール弁 85 が左方に移動せしめられ、供給ポート 82

から供給された作動油が油圧ポート 80 を介して遅角用油圧室 77 に供給されると共に進角用油圧室 76 内の作動油がドレインポート 83 から排出される。このとき回転軸 73 は円筒状ハウジング 72 に対して矢印と反対方向に相対回転せしめられる。

[0026] 回転軸 73 が円筒状ハウジング 72 に対して相対回転せしめられているときにスプール弁 85 が図 4 に示される中立位置に戻されると回転軸 73 の相対回転動作は停止せしめられ、回転軸 73 はそのときの相対回転位置に保持される。従って可変バルブタイミング機構 B によって吸気弁駆動用カムシャフト 70 のカムの位相を所望の量だけ進角させることができ、遅角させることができることになる。

[0027] 図 5 において実線は可変バルブタイミング機構 B によって吸気弁駆動用カムシャフト 70 のカムの位相が最も進角されているときを示しており、破線は吸気弁駆動用カムシャフト 70 のカムの位相が最も遅角されているときを示している。従って吸気弁 7 の開弁期間は図 5 において実線で示す範囲と破線で示す範囲との間で任意に設定することができ、従って吸気弁 7 の閉弁時期も図 5 において矢印 C で示す範囲内の任意のクランク角に設定することができる。

[0028] 図 1 および図 4 に示される可変バルブタイミング機構 B は一例を示すものであって、例えば吸気弁の開弁時期を一定に維持したまま吸気弁の閉弁時期のみを変えることのできる可変バルブタイミング機構等、種々の形式の可変バルブタイミング機構を用いることができる。

[0029] 次に図 6 を参照しつつ本願において使用されている用語の意味について説明する。なお、図 6 の (A), (B), (C) には説明のために燃焼室容積が 50 ml でピストンの行程容積が 500 ml であるエンジンが示されており、これら図 6 の (A), (B), (C) において燃焼室容積とはピストンが圧縮上死点に位置するときの燃焼室の容積を表している。

[0030] 図 6 (A) は機械圧縮比について説明している。機械圧縮比は圧縮行程時のピストンの行程容積と燃焼室容積のみから機械的に定まる値であってこの

機械圧縮比は（燃焼室容積＋行程容積）／燃焼室容積で表される。図6（A）に示される例ではこの機械圧縮比は（50ml＋500ml）／50ml＝11となる。

[0031] 図6（B）は実圧縮比について説明している。この実圧縮比は実際に圧縮作用が開始されたときからピストンが上死点に達するまでの実際のピストン行程容積と燃焼室容積から定まる値であってこの実圧縮比は（燃焼室容積＋実際の行程容積）／燃焼室容積で表される。即ち、図6（B）に示されるように圧縮行程においてピストンが上昇を開始しても吸気弁が開弁している間は圧縮作用は行われず、吸気弁が閉弁したときから実際の圧縮作用が開始される。従って実圧縮比は実際の行程容積を用いて上記の如く表される。図6（B）に示される例では実圧縮比は（50ml＋450ml）／50ml＝10となる。

[0032] 図6（C）は膨張比について説明している。膨張比は膨張行程時のピストンの行程容積と燃焼室容積から定まる値であってこの膨張比は（燃焼室容積＋行程容積）／燃焼室容積で表される。図6（C）に示される例ではこの膨張比は（50ml＋500ml）／50ml＝11となる。

[0033] 次に図7および図8を参照しつつ本発明において用いられている超膨張比サイクルについて説明する。なお、図7は理論熱効率と膨張比との関係を示しており、図8は本発明において負荷に応じ使い分けられている通常のサイクルと超高膨張比サイクルとの比較を示している。

[0034] 図8（A）は吸気弁が下死点近傍で閉弁し、ほぼ吸気下死点付近からピストンによる圧縮作用が開始される場合の通常のサイクルを示している。この図8（A）に示す例でも図6の（A），（B），（C）に示す例と同様に燃焼室容積が50mlとされ、ピストンの行程容積が500mlとされている。図8（A）からわかるように通常のサイクルでは機械圧縮比は（50ml＋500ml）／50ml＝11であり、実圧縮比もほぼ11であり、膨張比も（50ml＋500ml）／50ml＝11となる。即ち、通常の内燃機関では機械圧縮比と実圧縮比と膨張比とがほぼ等しくなる。

[0035] 図7における実線は実圧縮比と膨張比とがほぼ等しい場合の、即ち通常のサイクルにおける理論熱効率の変化を示している。この場合には膨張比が大きくなるほど、即ち実圧縮比が高くなるほど理論熱効率が高くなることがわかる。従って通常のサイクルにおいて理論熱効率を高めるには実圧縮比を高くすればよいことになる。しかしながら機関高負荷運転時におけるノッキングの発生の制約により実圧縮比は最大でも1.2程度までしか高くすることができず、斯くして通常のサイクルにおいては理論熱効率を十分に高くすることはできない。

[0036] 一方、このような状況下で機械圧縮比と実圧縮比とを厳密に区分しつつ理論熱効率を高めることが検討され、その結果理論熱効率は膨張比が支配し、理論熱効率に対して実圧縮比はほとんど影響を与えないことが見いだされたのである。即ち、実圧縮比を高くすると爆発力は高まるが圧縮するために大きなエネルギーが必要となり、斯くして実圧縮比を高めても理論熱効率はほとんど高くない。

[0037] これに対し、膨張比を大きくすると膨張行程時にピストンに対し押下げ力が作用する期間が長くなり、斯くしてピストンがクランクシャフトに回転力を与えている期間が長くなる。従って膨張比は大きくすれば大きくするほど理論熱効率が高くなる。図7の破線 $\varepsilon = 1.0$ は実圧縮比を1.0に固定した状態で膨張比を高くしていった場合の理論熱効率を示している。このように実圧縮比 ε を低い値に維持した状態で膨張比を高くしたときの理論熱効率の上昇量と、図7の実線で示す如く実圧縮比も膨張比と共に増大せしめられる場合の理論熱効率の上昇量とは大きな差がないことがわかる。

[0038] このように実圧縮比が低い値に維持されているとノッキングが発生することがなく、従って実圧縮比を低い値に維持した状態で膨張比を高くするとノッキングの発生を阻止しつつ理論熱効率を大巾に高めることができる。図8(B)は可変圧縮比機構Aおよび可変バルブタイミング機構Bを用いて、実圧縮比を低い値に維持しつつ膨張比を高めるようにした場合の一例を示している。

[0039] 図8（B）を参照すると、この例では可変圧縮比機構Aにより燃焼室容積が50mlから20mlまで減少せしめられる。一方、可変バルブタイミング機構Bによって実際のピストン行程容積が500mlから200mlになるまで吸気弁の閉弁時期が遅らされる。その結果、この例では実圧縮比は $(20\text{ml} + 200\text{ml}) / 20\text{ml} = 11$ となり、膨張比は $(20\text{ml} + 500\text{ml}) / 20\text{ml} = 26$ となる。図8（A）に示される通常のサイクルでは前述したように実圧縮比がほぼ11で膨張比が11であり、この場合に比べると図8（B）に示される場合には膨張比のみが26まで高められていることがわかる。これが超高膨張比サイクルと称される所以である。

[0040] 一般的に言って内燃機関では機関負荷が低いほど熱効率が悪くなり、従って機関運転時における熱効率を向上させるためには、即ち燃費を向上させるには機関負荷が低いときの熱効率を向上させることが必要となる。一方、図8（B）に示される超高膨張比サイクルでは圧縮行程時の実際のピストン行程容積が小さくされるために燃焼室5内に吸入しうる吸入空気量は少なくなり、従ってこの超高膨張比サイクルは機関負荷が比較的低いときにしか採用できないことになる。従って本発明では機関負荷が比較的低いときには図8（B）に示す超高膨張比サイクルとし、機関高負荷運転時には図8（A）に示す通常のサイクルとするようにしている。

[0041] 次に図9を参照しつつ運転制御全般について概略的に説明する。図9には或る機関回転数における機関負荷に応じた吸入空気量、吸気弁閉弁時期、機械圧縮比、膨張比、実圧縮比およびスロットル弁17の開度の各変化が示されている。なお、図9は、触媒装置20内の三元触媒によって排気ガス中の未燃HC、COおよびNO_xを同時に低減しうるように燃焼室5内における平均空燃比が空燃比センサ21の出力信号に基づいて理論空燃比にフィードバック制御されている場合を示している。

[0042] さて、前述したように機関高負荷運転時には図8（A）に示される通常のサイクルが実行される。従って図9に示されるようにこのときには機械圧縮比は低くされるために膨張比は低く、図9において実線で示されるように吸

気弁 7 の閉弁時期は図 5 において実線で示される如く早められている。また、このときには吸入空気量は多く、このときスロットル弁 17 の開度は全開に保持されているのでポンピング損失は零となっている。

[0043] 一方、図 9 において実線で示されるように機関負荷が低くなるとそれに伴って吸入空気量を減少すべく吸気弁 7 の閉弁時期が遅くされる。またこのときには実圧縮比がほぼ一定に保持されるように図 9 に示される如く機関負荷が低くなるにつれて機械圧縮比が増大され、従って機関負荷が低くなるにつれて膨張比も増大される。なお、このときにもスロットル弁 17 は全開状態に保持されており、従って燃焼室 5 内に供給される吸入空気量はスロットル弁 17 によらずに吸気弁 7 の閉弁時期を変えることによって制御されている。

[0044] このように機関高負荷運転状態から機関負荷が低くなるときには実圧縮比がほぼ一定のもとで吸入空気量が減少するにつれて機械圧縮比が増大せしめられる。即ち、吸入空気量の減少に比例してピストン 4 が圧縮上死点に達したときの燃焼室 5 の容積が減少せしめられる。従ってピストン 4 が圧縮上死点に達したときの燃焼室 5 の容積は吸入空気量に比例して変化していることになる。なお、このとき図 9 に示される例では燃焼室 5 内の空燃比は理論空燃比となっているのでピストン 4 が圧縮上死点に達したときの燃焼室 5 の容積は燃料量に比例して変化していることになる。

[0045] 機関負荷が更に低くなると機械圧縮比は更に増大せしめられ、機関負荷がやや低負荷寄りの中負荷 L1 まで低下すると機械圧縮比は燃焼室 5 の構造上限界となる限界機械圧縮比（上限機械圧縮比）に達する。機械圧縮比が限界機械圧縮比に達すると、機械圧縮比が限界機械圧縮比に達したときの機関負荷 L1 よりも負荷の低い領域では機械圧縮比が限界機械圧縮比に保持される。従って低負荷側の機関中負荷運転時および機関低負荷運転時には即ち、機関低負荷運転側では機械圧縮比は最大となり、膨張比も最大となる。別の言い方をすると機関低負荷運転側では最大の膨張比が得られるように機械圧縮比が最大にされる。

[0046] 一方、図9に示される実施例では機関負荷がL1まで低下すると吸気弁7の閉弁時期が燃焼室5内に供給される吸入空気量を制御しうる限界閉弁時期となる。吸気弁7の閉弁時期が限界閉弁時期に達すると吸気弁7の閉弁時期が限界閉弁時期に達したときの機関負荷L1よりも負荷の低い領域では吸気弁7の閉弁時期が限界閉弁時期に保持される。

[0047] 吸気弁7の閉弁時期が限界閉弁時期に保持されるともはや吸気弁7の閉弁時期の変化によっては吸入空気量を制御することができない。図9に示される実施例ではこのとき、即ち吸気弁7の閉弁時期が限界閉弁時期に達したときの機関負荷L1よりも負荷の低い領域ではスロットル弁17によって燃焼室5内に供給される吸入空気量が制御され、機関負荷が低くなるほどスロットル弁17の開度は小さくされる。

[0048] 一方、図9において破線で示すように機関負荷が低くなるにつれて吸気弁7の閉弁時期を早めることによってもスロットル弁17によらずに吸入空気量を制御することができる。従って、図9において実線で示される場合と破線で示される場合とをいずれも包含しうるように表現すると、本発明による実施例では吸気弁7の閉弁時期は、機関負荷が低くなるにつれて、燃焼室内に供給される吸入空気量を制御しうる限界閉弁時期L1まで吸気下死点BDCから離れる方向に移動せしめられることになる。このように吸入空気量は吸気弁7の閉弁時期を図9において実線で示すように変化させても制御することができるし、破線に示すように変化させても制御することができる。

[0049] 前述したように図8(B)に示す超高膨張比サイクルでは膨張比が26とされる。この膨張比は高いほど好ましいが図7からわかるように実用上使用可能な下限実圧縮比 $\varepsilon = 5$ に対しても20以上であればかなり高い理論熱効率を得ることができる。従って本実施例では膨張比が20以上となるように可変圧縮比機構Aが形成されている。

[0050] ところで、燃料噴射量を決定する際には、所望の燃焼空燃比を実現するために、燃焼室内へ供給される吸入空気量（重量）を把握することが必要である。吸入空気量は、吸入空気の燃焼室内の占領容積と、吸気空気の圧力及び

温度とに基づき算出することができる。

[0051] 吸入空気の燃焼室内の占領容積は、燃焼室内の既燃ガスの占領容積以外となり、吸入空気の燃焼室内の占領容積を知るためには、既燃ガスの燃焼室内の占領容積を算出すれば良い。図10は、そのためのフローチャートであり、電子制御ユニット30により実施される。

[0052] まず、ステップ101において、燃料噴射量の決定時期であるか否かが判断される。例えば、燃料噴射弁13が吸気ポート8に配置されている場合には、燃料噴射は吸気行程中に実施される。また、燃料噴射弁が燃焼室に配置されている場合には、燃料噴射は吸気行程初期から圧縮行程の点火時期まで可能であるが、噴射燃料の気化混合のためには、吸気行程中に燃料噴射を終了することが好ましい。いずれにしても、燃料噴射終了以前に燃料噴射量を決定しなければならない。

[0053] ステップ101の判断が否定されるときには、燃料噴射量を決定するために既燃ガスの燃焼室内の占領容積を算出する必要はなく、何もせずに終了する。しかしながら、燃料噴射量の決定時期であれば、ステップ101の判断は肯定され、ステップ102において、排気弁閉弁時の燃焼室容積 V_0 が設定される。排気弁閉弁時の燃焼室容積 V_0 は、燃焼室の寸法形状だけでなく、現在の機械圧縮比及び現在の排気弁の閉弁時期により変化する。可変圧縮比機構Aにより機械圧縮比が小さくされるほど上死点の燃焼室容積が大きくなるために、排気弁閉弁時の燃焼室容積 V_0 は大きくなる。また、排気弁の閉弁時期が遅角されるほど、排気弁閉弁時の燃焼室容積 V_0 は大きくなる。現在の機械圧縮比は相対位置センサ22の出力に基づき推定可能である。

[0054] 吸気行程において、吸気弁が開弁して吸気上死点（排気上死点）からピストンが下降しても、排気弁の開弁中は、吸気ポート8の吸気圧力より、排気ポート10の排気圧力が高いために、燃焼室内へ吸気が供給されることはない。それにより、排気弁閉弁時の燃焼室容積 V_0 は、既燃ガスにより満たされている。

[0055] 次いで、ステップ103において、排気弁閉弁時に、燃焼室容積 V_0 を満

たす既燃ガスの温度 T_{EX} 及び圧力 P_{EX} が、燃焼室に配置された温度センサ及び圧力センサ（いずれも図示せず）により測定される。

[0056] 好ましくは、ステップ103と同時に、ステップ104において、燃焼室へ供給される吸気の温度 T_{IN} 及び圧力 P_{IN} が、例えばサージタンク12に配置された温度センサ及び圧力センサ（いずれも図示せず）により測定される。

[0057] 吸気行程の排気弁閉弁時における燃焼室内の既燃ガスの圧力 P_{EX} 及び温度 T_{EX} は、燃焼室へ吸気が供給されると吸気の圧力 P_{IN} 及び温度 T_{IN} と等しくなって、既燃ガスは容積変化して燃焼室を占領する。ステップ105では、このようにして変化する既燃ガスの容積 $V_{O'}$ を次式により算出する。

$$[0058] \quad V_{O'} = V_O * T_{IN} / T_{EX} * P_{EX} / P_{IN}$$

こうして、燃料噴射量の決定時期となって、吸気行程の排気弁の閉弁直後に燃焼室に残留する既燃ガスの容積変化後の占領容積 $V_{O'}$ が算出されれば、吸入空気量を算出することができる。例えば、吸気弁の閉弁時期が図9に破線で示すように、吸気下死点前において制御される場合には、吸気弁閉弁までの燃焼室容積 $V_{1'}$ （現在の機械圧縮比に基づく上死点の燃焼室容積と上死点から吸気弁閉弁までのピストンの行程容積との合計）から既燃ガスの占領容積 $V_{O'}$ を減算した容積（ $V_{1'} - V_{O'}$ ）が吸気の占領容積となり、吸気の圧力 P_{IN} 及び温度 T_{IN} に基づき吸入空気量を算出することができる。

[0059] また、吸気弁の閉弁時期が図9に実線で示すように、吸気下死点後において制御される場合には、例えば、吸気弁閉弁からの燃焼室容積 $V_{1''}$ （現在の機械圧縮比に基づく上死点の燃焼室容積と吸気弁閉弁から上死点までのピストンの行程容積との合計）から既燃ガスの占領容積 $V_{O'}$ を減算した容積（ $V_{1''} - V_{O'}$ ）が吸気の占領容積となり、吸気の圧力 P_{IN} 及び温度 T_{IN} に基づき吸入空気量を算出することができる。

[0060] また、吸気下死点から吸気弁閉弁までの間に、吸気だけでなく、既燃ガス

も吸気系へ排出されると考えることもでき、この場合には、先ずは、吸気下死点の吸気の占領容積を、吸気下死点の燃焼室容積 V_1 （現在の機械圧縮比に基づく上死点の燃焼室容積とピストンの行程容積との合計）から既燃ガスの占領容積 $V_{O'}$ を減算して算出する（ $V_1 - V_{O'}$ ）。次いで、吸気下死点の吸気の占領容積（ $V_1 - V_{O'}$ ）に前述の吸気弁閉弁からの燃焼室容積 $V_{1''}$ と吸気下死点の燃焼室容積 V_1 との比 $V_{1''} / V_1$ を乗算することにより、吸入の占領容積を算出することができ、吸気の圧力 P_{IN} 及び温度 T_{IN} に基づき吸入空気量を算出することができる。

[0061] 図10のフローチャートのステップ103において、吸気弁閉弁時の燃焼室内の既燃ガス温度 T_{EX} 及び圧力 P_{EX} は、燃焼室に温度センサ及び圧力センサを配置して測定されるようにしたが、機関負荷及び機関回転数により定まる機関運転状態毎にマップ化しておいても良い。また、燃焼室に圧力センサだけしか配置されなくても、圧力センサにより膨張行程の筒内圧力 P を監視して、筒内圧力 P と燃焼室容積 V との積 PV が最大値 P_{VM} となるクランク角度 CA を特定することにより、最大値 P_{VM} が大きいほど既燃ガス温度 T_{EX} は高くなると推定することができ、また、クランク角度 CA が遅角側ほどその後の膨張仕事が少なくなると既燃ガス温度 T_{EX} は高くなると推定することができるために、最大値 P_{VM} とクランク角度 CA とに対して既燃ガス温度 T_{EX} をマップ化しておくことも可能である。

[0062] 図10のフローチャートのステップ104において測定される吸気温度 T_{IN} は、大気温度としても良い。また、スロットル弁の全開時には、吸気圧力 P_{IN} は、大気圧力としても良い。スロットル弁の開度制御時には、吸気圧力 P_{IN} は、スロットル弁の開度が小さいほど低くなるように（負圧の絶対値としては大きくなるように）スロットル弁の開度に対してマップ化しておくことも可能である。

[0063] また、排気行程中に吸気弁が開弁する場合において、吸気弁開弁から排気上死点までは、燃焼室内の既燃ガスは、排気ポート10だけでなく、吸気ポート8へも流出する。それにより、厳密には、排気弁閉弁から燃焼室内へ供

給される吸気ポート 8 内の吸気は、既燃ガスを含んでいる。

[0064] 従って、前述したように算出される吸気の占領容積 ($V_{1'} - V_{0'}$)、
($V_{1''} - V_{0'}$)、又は ($V_1 - V_{0'}$) $\cdot V'' / V_1$ に、吸気ポート 8
から燃焼室内へ吸入される気体の新気割合 R を乗算することにより正確な燃
焼空燃比の算出に必要な新気量を推定するための新気の占領容積を算出する
ことができる。

[0065] ここで、新気割合 R は、吸気ポート 9 から燃焼室内へ吸入される気体の単
位体積 g_v に対する新気体積 f_v の割合 f_v / g_v であり、単位体積 g_v は
、単位体積 g_v に含まれる新気体積 f_v と既燃ガス体積 e_v との和となる。

[0066] 吸気弁の排気行程における開弁時期が進角側であるほど、吸気ポート 8 へ
流出する既燃ガス量は多くなり、吸気ポート 9 から燃焼室内へ吸入される気
体の単位体積 g_v に対する既燃ガス体積 e_v が大きくなるために、新気割合
 R は小さくなる。また、機関負荷が高くて燃焼圧力が高いほど、吸気弁開弁
時の気筒内の既燃ガス圧力は高くなるために、吸気ポート 8 へ流出する既燃
ガス量は多くなり、新気割合 R は小さくなる。このように、機関運転状態（
機関負荷及び機関回転数）と吸気弁の開弁時期とに基づき、新気割合 R をマ
ップ化しておくことも可能である。

符号の説明

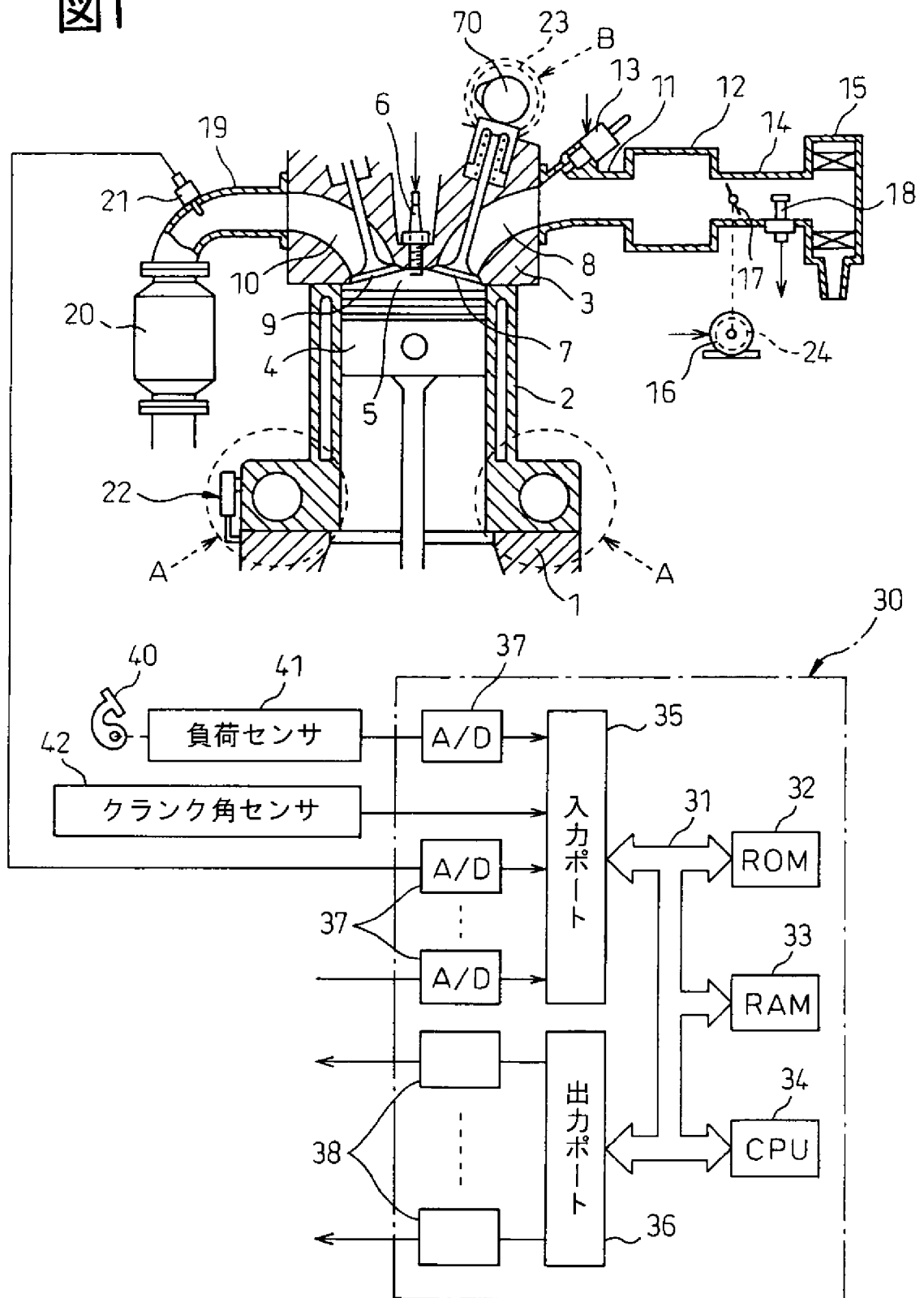
- [0067]
- | | |
|---|--------------|
| 1 | クランクケース |
| 2 | シリンダブロック |
| A | 可変圧縮比機構 |
| B | 可変バルブタイミング機構 |

請求の範囲

- [請求項1] 上死点の燃焼室容積を変化させて機械圧縮比を可変とする可変圧縮比機構を備える内燃機関であって、吸気行程の排気弁閉弁時における燃焼室内の残留既燃ガスの圧力及び温度を測定又は推定し、吸気行程の排気弁閉弁後に燃焼室内へ供給される吸気の圧力及び温度を測定又は推定し、吸気行程の排気弁閉弁時の燃焼室容積を満たす前記残留既燃ガスの前記圧力及び前記温度が燃焼室へ吸気が供給された際には吸気の前記圧力及び前記温度に等しくなるとして、前記残留既燃ガスの変化後の容積を算出することを特徴とする可変圧縮比機構を備える内燃機関。
- [請求項2] 算出された残留既燃ガスの容積に基づき燃焼室内の吸気の容積を算出し、燃焼室内へ供給される吸気には既燃ガスが含まれているとして、算出された吸気の容積に新気割合を乗算して、新気の容積を算出することを特徴とする請求項1に記載の可変圧縮比機構を備える内燃機関。

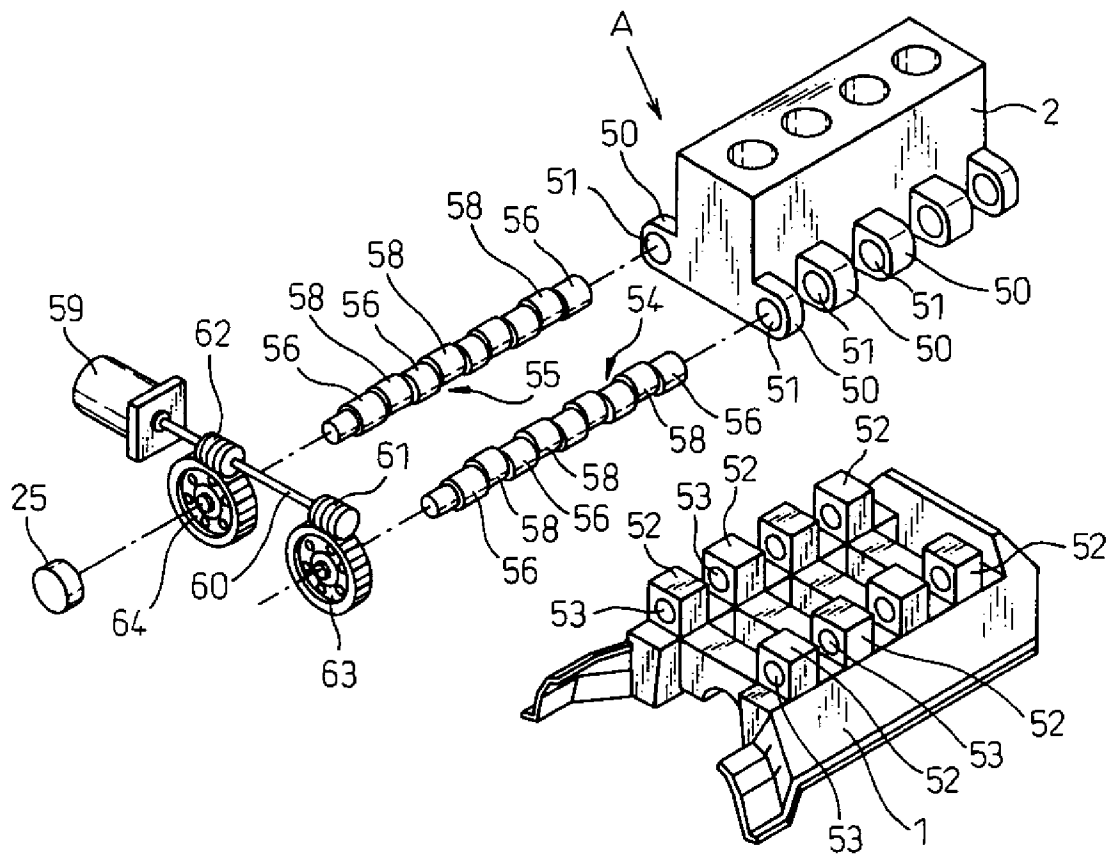
[図1]

図1



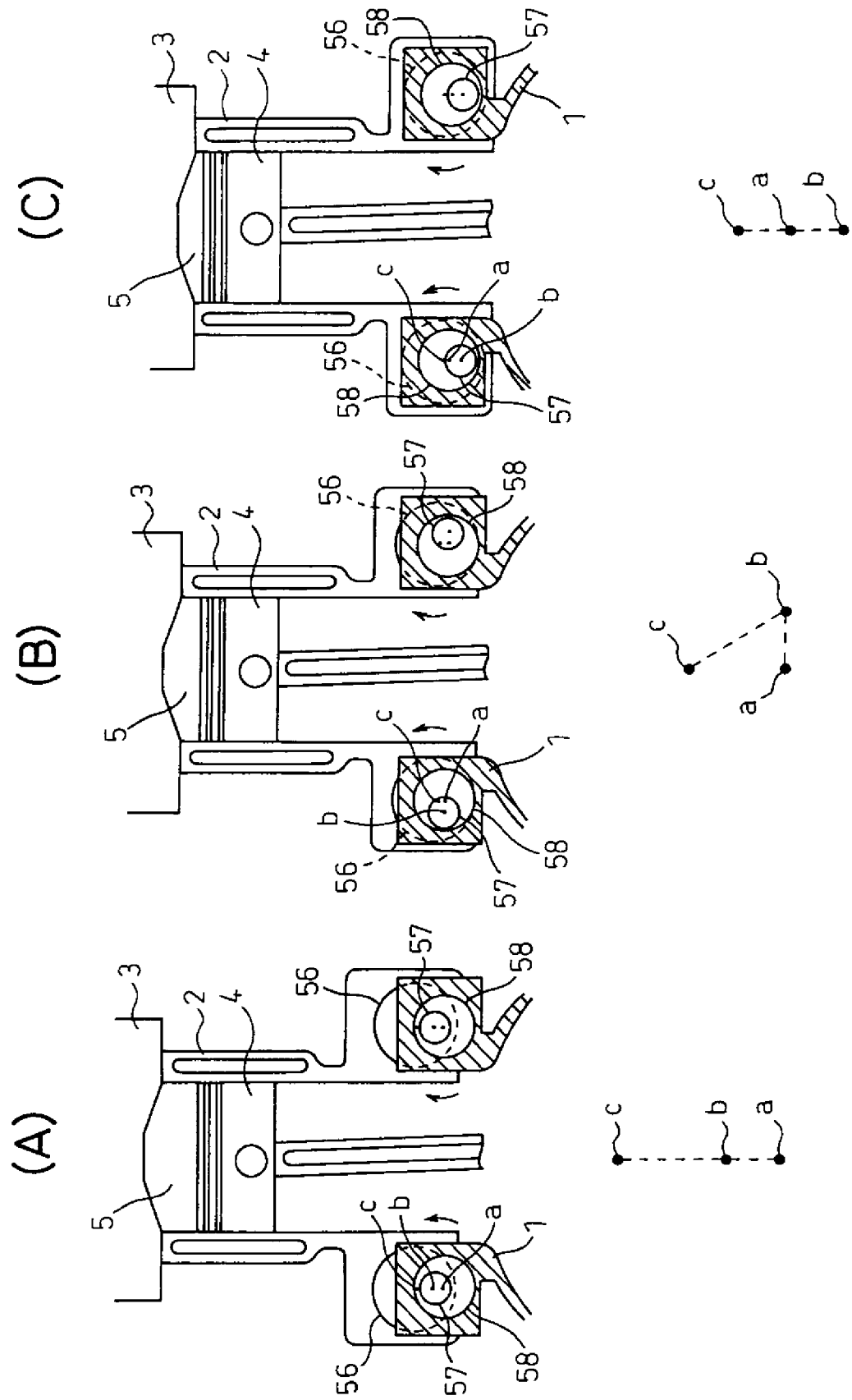
[図2]

図2



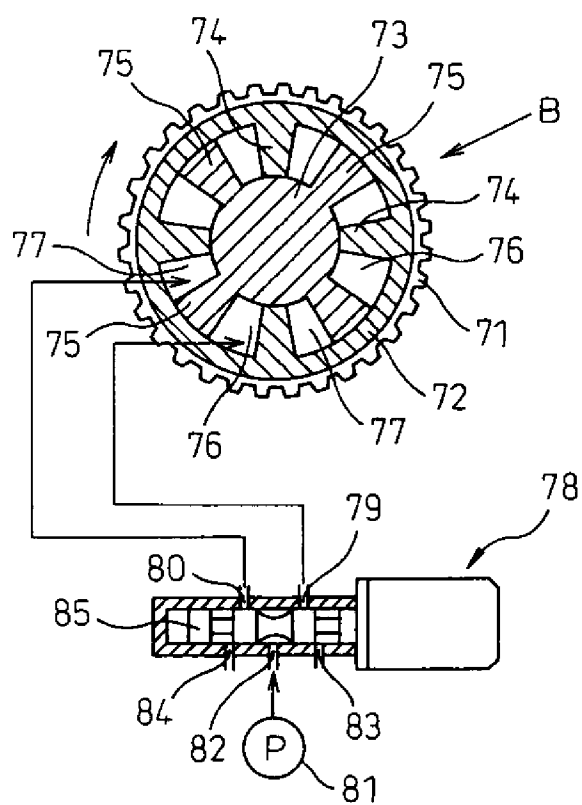
[図3]

図3



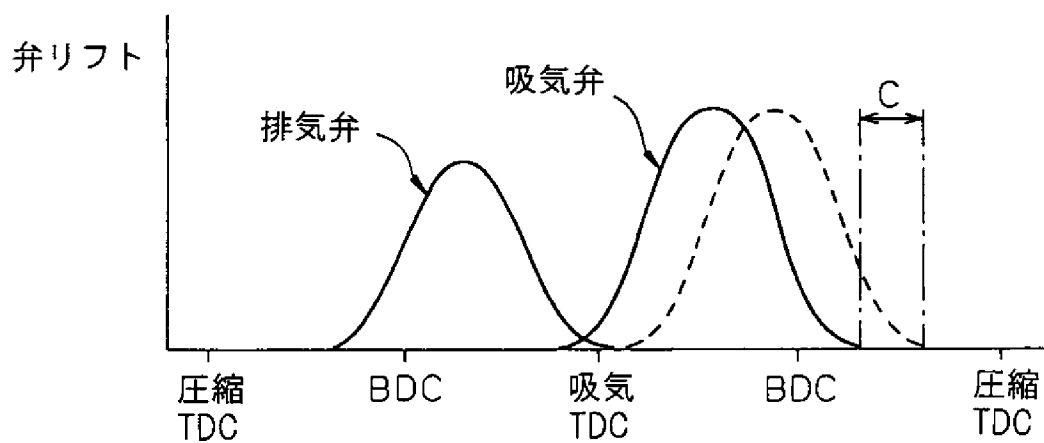
[図4]

図4



[図5]

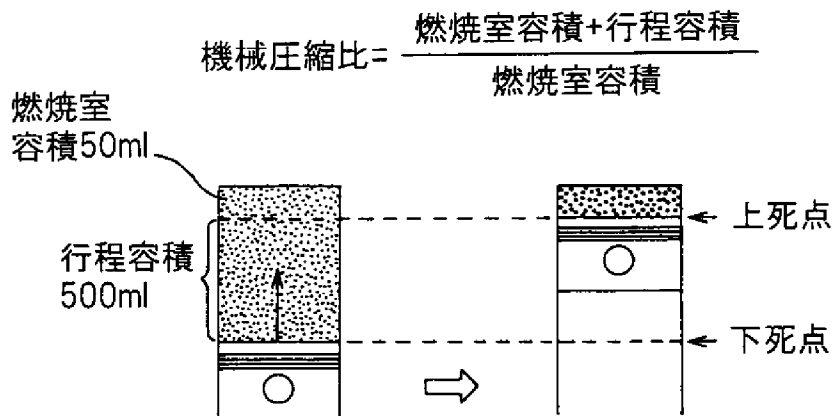
図5



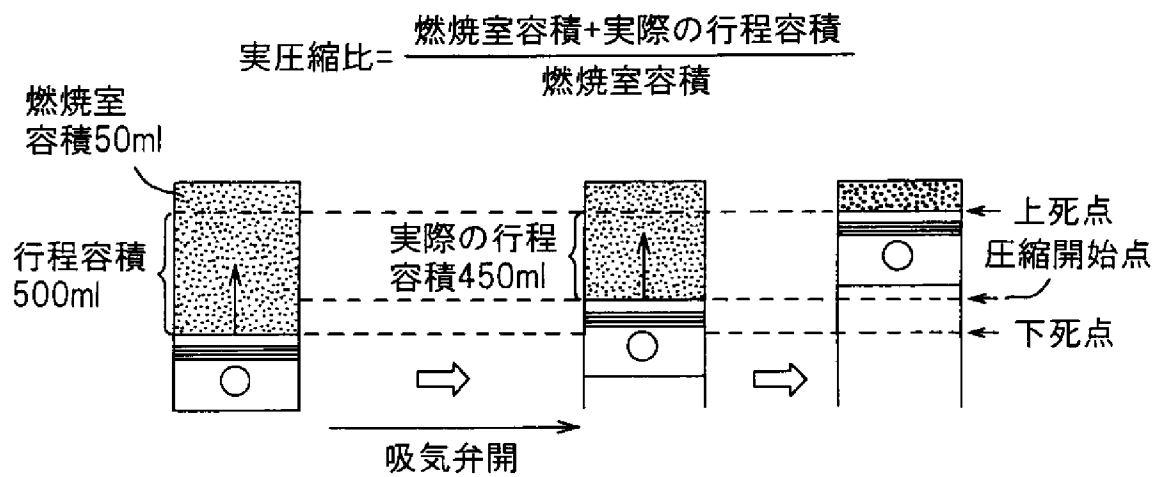
[図6]

図6

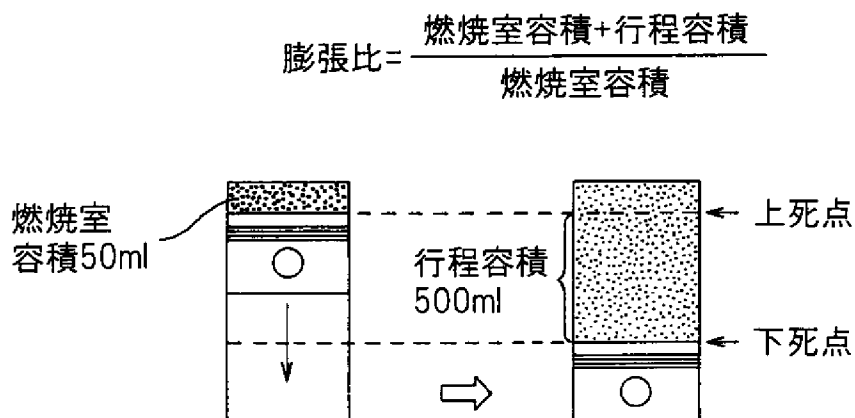
(A)



(B)

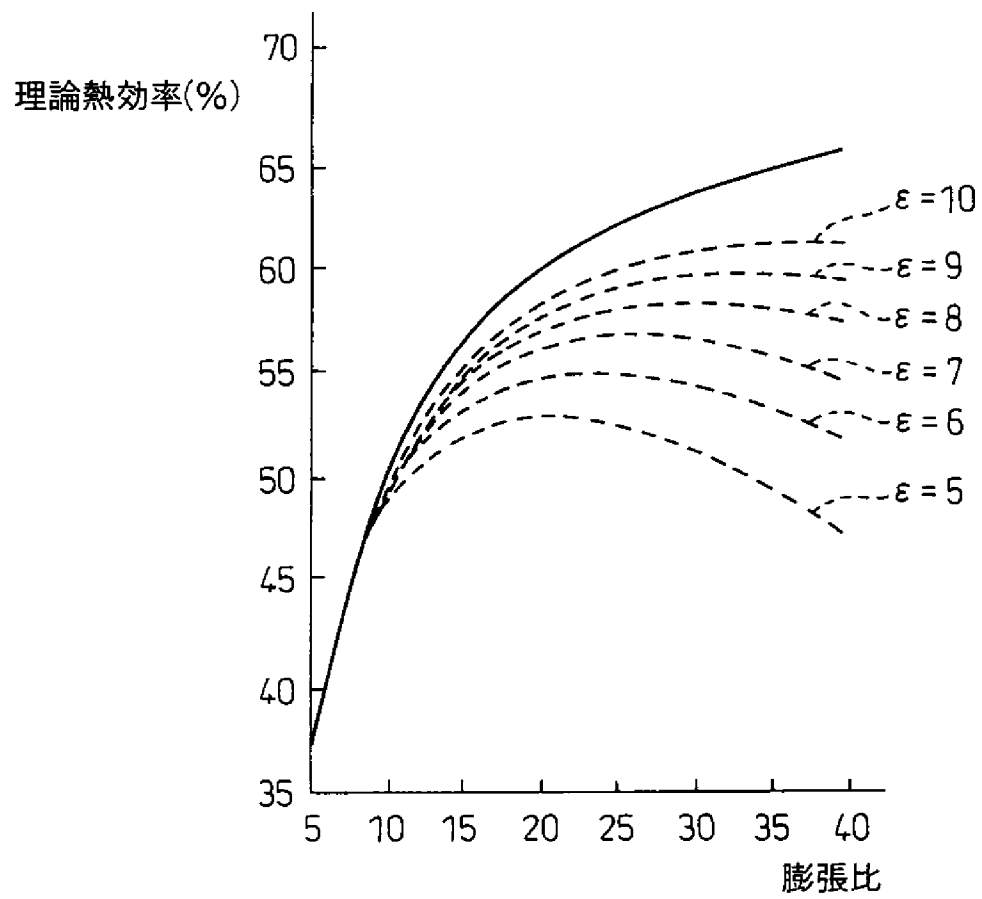


(C)

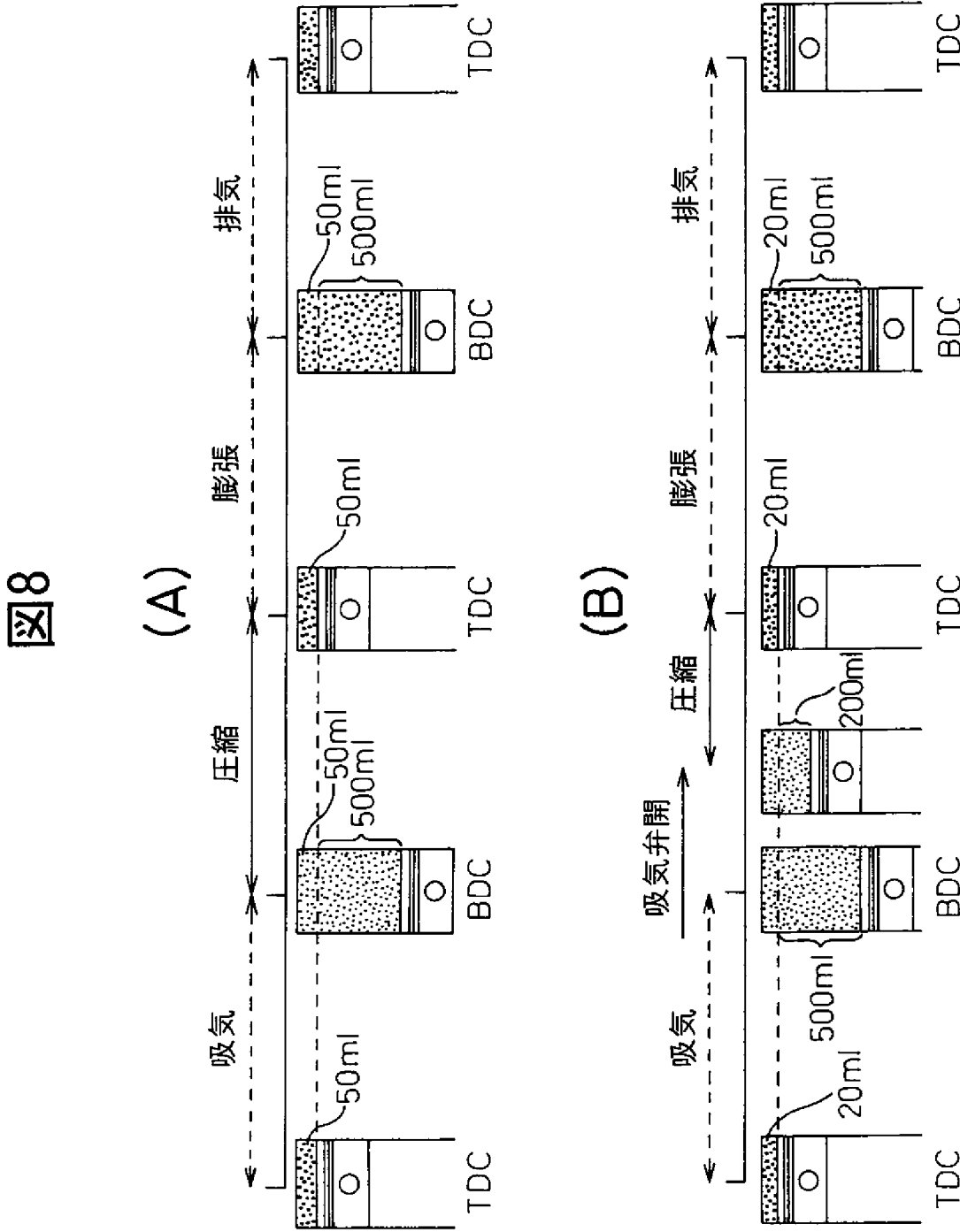


[図7]

図7

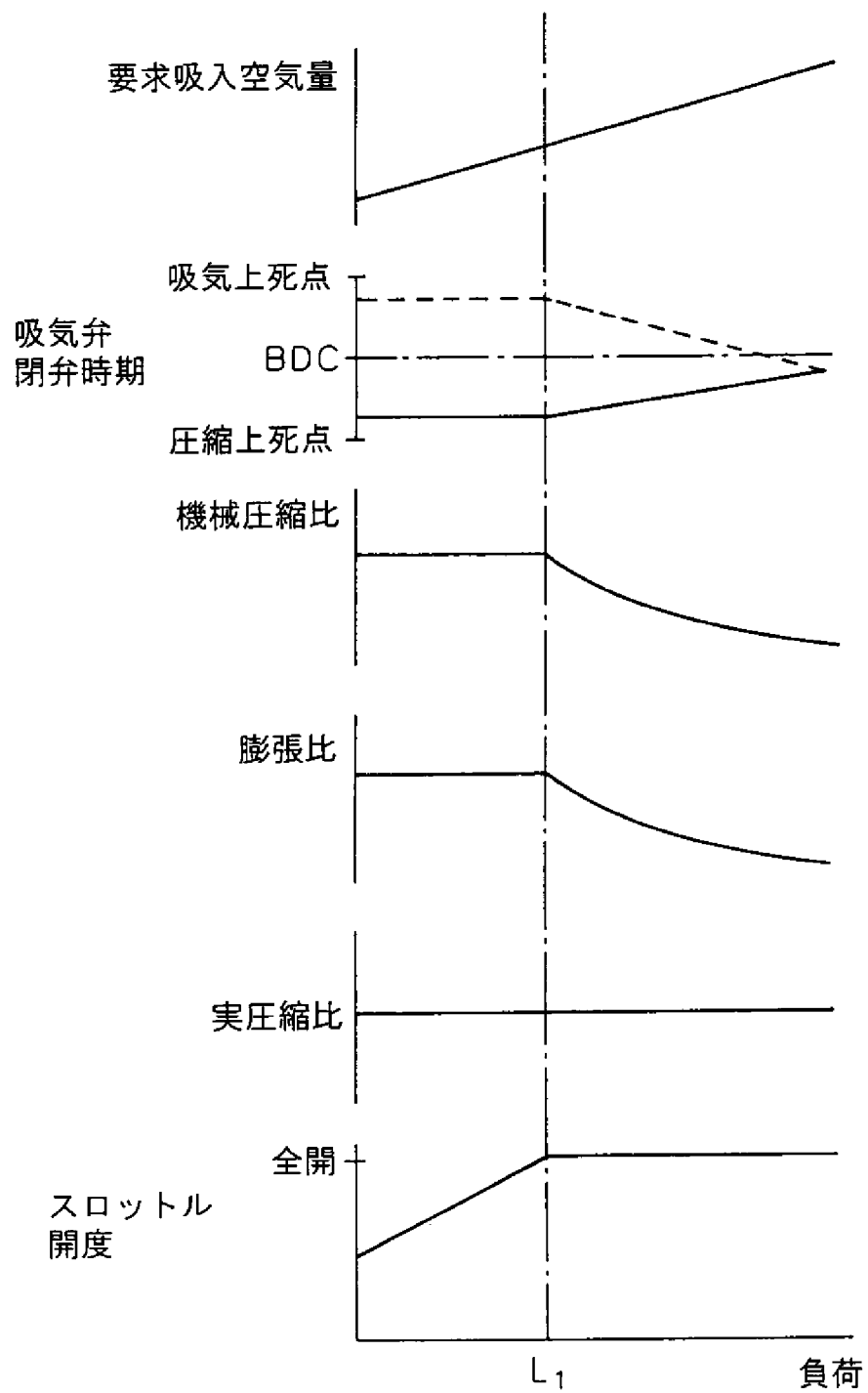


[図8]



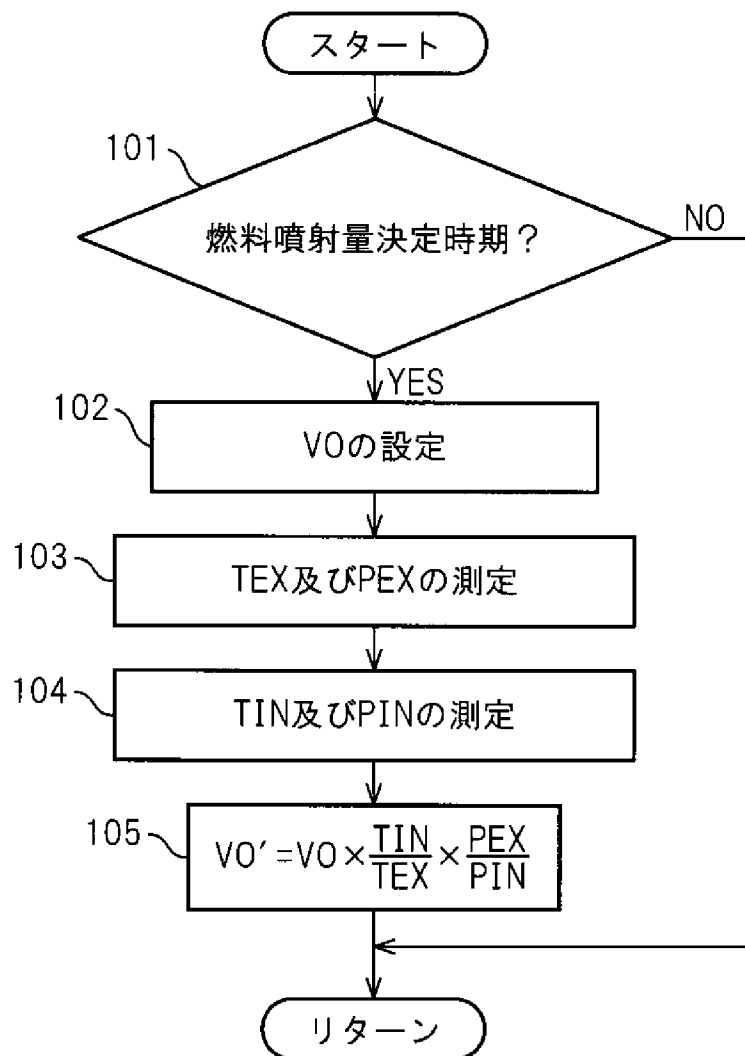
[図9]

図9



[図10]

図10



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/075724

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02D15/04 (2006.01) i, 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)

F02D15/04, F02D13/02

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	1996-2011
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2011	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2011

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.
A	JP 2005-233038 A (Toyota Motor Corp.), 02 September 2005 (02.09.2005), paragraphs [0017] to [0033] & US 2006/0070605 A1 & EP 1724457 A1 & WO 2005/071245 A1 & KR 10-2006-0070528 A & CN 1774567 A	1-2
A	JP 2006-329081 A (Toyota Motor Corp.), 07 December 2006 (07.12.2006), paragraphs [0082] to [0093] (Family: none)	1-2
A	JP 2011-47367 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 10 March 2011 (10.03.2011), paragraphs [0014] to [0058] (Family: none)	1-2

☒ 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
24 November, 2011 (24.11.11)

Date of mailing of the international search report
06 December, 2011 (06.12.11)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/075724

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2004-176669 A (Hitachi Unisia Automotive, Ltd.), 24 June 2004 (24.06.2004), entire text; all drawings & US 2004/0015287 A1	1-2
A	JP 2010-265817 A (Toyota Motor Corp.), 25 November 2010 (25.11.2010), entire text; all drawings (Family: none)	1-2
A	JP 2006-183604 A (Toyota Motor Corp.), 13 July 2006 (13.07.2006), paragraphs [0027] to [0056] (Family: none)	1-2
A	JP 2004-44548 A (Hitachi Unisia Automotive, Ltd.), 12 February 2004 (12.02.2004), entire text; all drawings & US 2004/0015287 A1	1-2

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. F02D15/04(2006.01)i, 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 (I P C))

Int.Cl. F02D15/04, 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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 1 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 1 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 1 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
A	JP 2005-233038 A (トヨタ自動車株式会社) 2005. 09. 02, 段落【0017】 - 段落【0033】 & US 2006/0070605 A1 & EP 1724457 A1 & WO 2005/071245 A1 & KR 10-2006-0070528 A & CN 1774567 A	1-2
A	JP 2006-329081 A (トヨタ自動車株式会社) 2006. 12. 07, 段落【0082】 - 段落【0093】 (ファミリーなし)	1-2
A	JP 2011-47367 A (日産自動車株式会社) 2011. 03. 10, 段落【0014】 - 段落【0058】 (ファミリーなし)	1-2

☒ 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

2 4 . 1 1 . 2 0 1 1

国際調査報告の発送日

0 6 . 1 2 . 2 0 1 1

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (I S A / J P)

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

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)

村山 達也

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 5 5

3 Z

3 6 2 6

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
A	JP 2004-176669 A (株式会社日立ユニシアオートモティブ) 2004.06.24, 全文、全図 & US 2004/0015287 A1	1-2
A	JP 2010-265817 A (トヨタ自動車株式会社) 2010.11.25, 全文、全図 (ファミリーなし)	1-2
A	JP 2006-183604 A (トヨタ自動車株式会社) 2006.07.13, 段落【0027】 - 段落【0056】 (ファミリーなし)	1-2
A	JP 2004-44548 A (株式会社日立ユニシアオートモティブ) 2004.02.12, 全文、全図 & US 2004/0015287 A1	1-2