

(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3月15日(15.03.2018)



(10) 国際公開番号

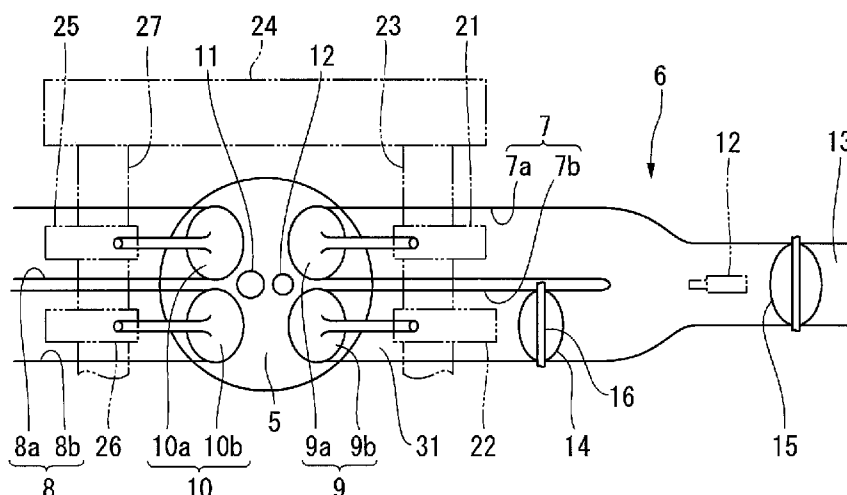
WO 2018/047446 A1

- (51) 国際特許分類:
F02D 13/02 (2006.01) *F02D 41/04* (2006.01)
F02D 41/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/023875
- (22) 国際出願日: 2017年6月29日(29.06.2017)
- (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 2016-175263 2016年9月8日(08.09.2016) JP
- (71) 出願人: ヤマハ発動機株式会社 (YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI)
- KAISHA) [JP/JP]; 〒4388501 静岡県磐田市新貝2500番地 Shizuoka (JP).
- (72) 発明者: 多田 篤(TADA,Atsushi); 〒4388501 静岡県磐田市新貝2500番地 ヤマハ発動機株式会社内 Shizuoka (JP).
- (74) 代理人: 山川 茂樹, 外(YAMAKAWA,Shigeki et al.); 〒1006104 東京都千代田区永田町2丁目11番1号 山王パークタワー4階 山川国際特許事務所内 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,

(54) Title: INTAKE DEVICE FOR ENGINE AND ENGINE OPERATING METHOD

(54) 発明の名称: エンジンの吸気装置およびエンジンの運転方法

[図2]



(57) Abstract: The present invention is provided with: a first intake port (7a) and second intake port (7b); first and second intake valves (9a, 9b); a first intake cam (21) for driving the first intake valve (9a); and a second intake cam (22) which has a larger working angle than the first intake cam (21) and which drives the second intake valve (9b) in such a manner that the second intake valve (9b) opens in an early stage of the intake stroke and closes at some point during the compression stroke. An opening/closing valve (14) which is disposed in the second intake port (7b) and which closes during low-speed rotation at a low load and opens in the other operating ranges is also provided. When the second intake valve (9b) is closed at some point during the compression stroke with the opening/closing valve (14) being in the closed state, the second intake valve (9b) and the opening/closing valve (14) form a pressure-accumulation chamber filled with compressed gas inside the second intake port (7b) between the second intake valve (9b) and the opening/closing valve (14). As a result, it



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))

is possible to supply compressed gas stored inside the intake port to a combustion chamber in an early stage of the intake stroke while achieving a reduction in engine size and suppressing manufacturing cost as much as possible.

(57) 要約: 第1の吸気ポート(7a)および第2の吸気ポート(7b)と、第1および第2の吸気弁(9a, 9b)と、第1の吸気弁(9a)を駆動する第1の吸気カム(21)と、第1の吸気カム(21)より大きい作用角を有し第2の吸気弁(9b)が吸気行程の初期に開き、圧縮行程の途中で閉じるように第2の吸気弁(9b)を駆動する第2の吸気カム(22)とを備える。第2の吸気ポート(7b)に設けられて低回転低負荷時に閉じ、それ以外の運転域において開く開閉弁(14)を備える。第2の吸気弁(9b)と開閉弁(14)とは、開閉弁(14)が閉じている状態において、圧縮行程の途中で第2の吸気弁(9b)が閉じることにより、第2の吸気ポート(7b)内の第2の吸気弁(9b)と開閉弁(14)との間に圧縮状態のガスで満たされた蓄圧室を形成する。エンジンの小型化を図るとともに製造コストを可及的少なく抑えながら、吸気ポート内に貯留された圧縮状態のガスを吸気行程の初期に燃焼室内に供給できる。

明 細 書

発明の名称： エンジンの吸気装置およびエンジンの運転方法

技術分野

[0001] 本発明は、吸気行程の初期に圧縮空気が燃焼室内に供給されるエンジンの吸気装置およびエンジンの運転方法に関する。

背景技術

[0002] 従来のこの種のエンジンの吸気装置は、例えば特許文献 1 に記載されている。特許文献 1 に開示された吸気装置は、一つの気筒に第 1 の吸気ポートおよび第 2 の吸気ポートと、第 1 の吸気ポートを開閉する第 1 の吸気弁と、第 2 の吸気ポートを開閉する第 2 の吸気弁とを備えている。

[0003] 第 1 の吸気弁は、第 2 の吸気弁より早く開き、圧縮行程の途中で第 2 の吸気弁より遅く閉じる。

第 1 の吸気ポートの中間部には、第 1 の吸気ポートを開閉する開閉弁が設けられている。この開閉弁は、エンジンの回転速度域が予め定めた回転速度より低い低速領域にあるときに閉じ、それ以外の速度域では開く。

[0004] 第 1 の吸気ポートにおける開閉弁と第 1 の吸気弁との間には、過給用の空気通路を介してエアポンプが接続されている。この空気通路の途中にはタイミング制御弁が設けられている。タイミング制御弁は、カムシャフトの 1/2 の回転速度で回転する弁体を有し、第 1 の吸気弁と連動するように動作する。このタイミング制御弁は、圧縮行程で第 1 の吸気弁が開いているときに開き、第 1 の吸気弁が閉じるときに閉じる。

[0005] このため、この特許文献 1 に示すエンジンにおいては、回転速度域が低速領域にあるときに圧縮行程の途中で第 1 の吸気弁が開いているときに、エアポンプから過給用の空気通路を通して第 1 の吸気ポートに圧縮空気が供給される。第 1 の吸気弁が閉じると、この第 1 の吸気弁と制御弁との間に圧縮空気が貯留された状態になる。この圧縮空気は、排気行程から吸気行程に移る過程で第 1 の吸気弁が開くことによって、燃焼室内に供給される。

このように吸気行程の初期に圧縮空気が燃焼室内に供給されることにより、燃焼室内の排ガスが吸気系を逆流して内部EGR量が増えることを防ぐことができるから、低回転低負荷時の燃焼安定性が高くなる。また、吸気行程の初期に燃焼室内に空気が導入されるから、ポンピングロスを低減することが可能になる。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特開平5－67769号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] 特許文献1に記載されたエンジンの吸気装置では、吸気ポートに貯留された圧縮空気を燃焼室に供給するにあたって、タイミング制御弁とエアポンプとが必要であるから、構造が複雑で、エンジンが大型化するとともに製造コストが高くなるという問題があった。

[0008] 本発明の目的は、エンジンの小型化を図るとともに製造コストを可及的少なく抑えながら、吸気ポート内に貯留された圧縮状態のガスが吸気行程の初期に燃焼室内に供給されて低回転時の燃焼安定性と燃費とが向上するエンジンの吸気装置およびエンジンの運転方法を提供することである。

課題を解決するための手段

[0009] この目的を達成するために、本発明に係るエンジンの吸気装置は、燃焼室に開口する第1の吸気ポートおよび第2の吸気ポートと、前記第1の吸気ポートを開閉する第1の吸気弁と、前記第2の吸気ポートを開閉する第2の吸気弁と、前記第1の吸気弁の開閉動作を制御する第1の吸気カムと、前記第1の吸気カムより大きい作用角を有し、前記第2の吸気弁が吸気行程の初期に開き、圧縮行程の途中で閉じるように前記第2の吸気弁の開閉動作を制御する第2の吸気カムと、前記第2の吸気ポートに設けられ、エンジンの回転速度が予め定めた回転速度より低くかつエンジンの負荷が予め定めた負荷よ

り小さい低回転低負荷時に閉じ、それ以外の運転域において開く開閉弁とを備え、前記第2の吸気弁と前記開閉弁とは、前記開閉弁が閉じている状態において、圧縮行程の途中で前記第2の吸気弁が閉じることにより、前記第2の吸気ポート内の前記第2の吸気弁と前記開閉弁との間に圧縮状態のガスで満たされた蓄圧室を形成する。

[0010] また、本発明に係るエンジンの吸気装置は、燃焼室に開口する第1の吸気ポートおよび第2の吸気ポートと、前記第1の吸気ポートを開閉する第1の吸気弁と、前記第2の吸気ポートを開閉する第2の吸気弁と、前記第1の吸気弁の開閉動作を制御する第1の吸気カムと、前記第1の吸気カムより大きい作用角を有し、前記第2の吸気弁が吸気行程の初期に開き、圧縮行程の途中で閉じるように前記第2の吸気弁の開閉動作を制御する第2の吸気カムと、前記第2の吸気ポートを燃焼室側と吸気ポート上流側とに仕切り、前記燃焼室側の圧力が前記吸気ポート上流側の圧力より低い場合に開くリード弁とを備え、前記第2の吸気弁と前記リード弁とは、圧縮行程の途中で前記第2の吸気弁が閉じることにより、前記第2の吸気ポート内の前記第2の吸気弁と前記リード弁との間に圧縮状態のガスで満たされた蓄圧室を形成する。

[0011] 本発明に係るエンジンの運転方法は、燃焼室に開口する第1の吸気ポートおよび第2の吸気ポートと、前記第1の吸気ポートを開閉する第1の吸気弁と、前記第2の吸気ポートを開閉する第2の吸気弁と、前記第1の吸気弁の開閉動作を制御する第1の吸気カムと、前記第1の吸気カムより作用角が大きく形成され、前記第2の吸気弁の開閉動作を制御する第2の吸気カムと、前記第2の吸気ポートに設けられ、前記第2の吸気弁より上流側で開閉する蓄圧用の弁とを備えたエンジンの運転方法であって、前記蓄圧用の弁を閉じ、圧縮行程において、前記第1の吸気弁が閉じ、かつ前記第2の吸気弁が開いた状態とすることによって、前記第2の吸気弁と前記蓄圧用の弁との間の蓄圧室を前記燃焼室に連通させる蓄圧室連通ステップと、前記圧縮行程でピストンの上昇に伴って前記蓄圧室内の圧力が上昇する昇圧ステップと、前記圧縮行程で前記第2の吸気弁を閉じることにより前記第2の吸気弁と前記開

閉弁との間に圧縮状態のガスで満たされた前記蓄圧室を形成する蓄圧室形成ステップと、前記圧縮行程に燃焼行程と排気行程とを経て続く吸気行程の初期に前記第2の吸気弁が開くことにより前記蓄圧室内のガスを燃焼室に導入する放出ステップとを有する。

発明の効果

- [0012] 本発明においては、低回転低負荷時に開閉弁を閉じ、圧縮行程において、第1の吸気弁が閉じるとともに第2の吸気弁が開いている状態で、蓄圧室内のガスが燃焼室内のガスとともにピストンによって圧縮される。そして、第2の吸気弁が閉じることによって、蓄圧室内に圧縮状態のガスが貯留される。このため、蓄圧室内に圧縮空気を供給するエアポンプや、このエアポンプと蓄圧室との間の過給用空気通路をピストンの位置に対応させて開閉する制御弁などを使用することなく、蓄圧室内に圧縮状態のガスを溜めることができる。この圧縮状態のガスは、吸気行程の初期に第1の吸気弁が開くより先に第2の吸気弁が開くことによって、燃焼室内に供給される。
- [0013] したがって、本発明によれば、蓄圧室内に圧縮空気を供給するエアポンプや、このエアポンプと蓄圧室との間の過給用空気通路をピストンの位置に対応させて開閉する制御弁などの部品が不要であるから、これらの部品を使用する場合と較べてエンジンの小型化を図ることができるとともに、製造コストを可及的少なく抑えることができる。この結果、エンジンの小型化とコストダウンとを図りながら、低回転時の燃焼安定性が向上するとともに、ポンピングロスが低減されて燃費が向上するエンジンの吸気装置およびエンジンの運転方法を提供することができる。

図面の簡単な説明

- [0014] [図1]図1は、第1の実施の形態による要部の構成を示す側面図である。
- [図2]図2は、第1の実施の形態による要部の構成を示す平面図である。
- [図3]図3は、シリンダヘッドにおける開閉弁の弁軸が貫通する部分の断面図である。
- [図4]図4は、第1の吸気弁と排気弁の開閉時期を説明するための図である。

[図5]図 5 は、第 2 の吸気弁と排気弁の開閉時期を説明するための図である。

[図6]図 6 は、本発明に係るエンジンの運転方法を説明するためのフローチャートである。

[図7]図 7 は、蓄圧室の体積比と圧力比との関係を示すグラフである。

[図8]図 8 は、燃焼室の P V 線図となるグラフである。

[図9]図 9 は、第 2 の実施の形態による要部の構成を示す側面図である。

[図10]図 10 は、第 2 の実施の形態による要部の構成を示す平面図である。

[図11]図 11 は、第 2 の吸気弁と排気弁の開閉時期を説明するための図である。

[図12]図 12 は、第 3 の実施の形態による要部の構成を示す平面図である。

[図13]図 13 は、第 1 の吸気弁と排気弁の開閉時期を説明するための図である。

[図14]図 14 は、第 2 の吸気弁と排気弁の開閉時期を説明するための図である。

発明を実施するための形態

[0015] <第 1 の実施の形態>

以下、本発明に係るエンジンの吸気装置およびエンジンの運転方法の一実施の形態を図 1 ～図 8 を参照して詳細に説明する。

図 1 に示すエンジン 1 は、自然吸気方式の 4 サイクル多気筒エンジンで、シリンダ 2 と、ピストン 3 と、シリンダヘッド 4 とを備えている。なお、本発明は、単気筒エンジンにも適用可能である。

[0016] シリンダヘッド 4 は、上述したシリンダ 2 およびピストン 3 と協働して燃焼室 5 を形成している。燃焼室 5 は、シリンダ 2 と、ピストン 3 と、シリンダヘッド 4 とによって囲まれて形成されている。

シリンダヘッド 4 には、吸気装置 6 の一部を構成する吸気ポート 7 と、排気ポート 8 とが形成され、吸気弁 9 と、排気弁 10 と、点火プラグ 11 と、燃料噴射インジェクタ 12 などが設けられている。

[0017] 吸気装置 6 は、図 2 に示すように、吸気ポート 7 と、この吸気ポート 7 の

上流端に接続された吸気通路 13 と、吸気ポート 7 に設けられた後述する開閉弁 14 と、吸気通路 13 内に設けられたスロットル弁 15などを備え、このエンジン 1 に空気を供給する。

この実施の形態による吸気ポート 7 と、排気ポート 8 と、吸気弁 9 と、排気弁 10 は、図 2 に示すように、1 気筒当たり 2 つずつ設けられている。

[0018] 吸気ポート 7 は、図 2 において上側に描かれている第 1 の吸気ポート 7 a と、他方の第 2 の吸気ポート 7 b とによって構成されている。これらの第 1 および第 2 の吸気ポート 7 a, 7 b の下流端はそれぞれ燃焼室 5 に連通され、上流端は互いに連通し、吸気マニホールド（図示せず）内の吸気通路 13 に接続されている。

第 2 の吸気ポート 7 b の途中には開閉弁 14 が設けられている。この開閉弁 14 は、バタフライ弁で、図示していないアクチュエータによって駆動されることにより第 2 の吸気ポート 7 b を開閉する。このアクチュエータの動作は図示していない制御装置によって制御される。

[0019] 開閉弁 14 は、エンジン 1 の運転域が低回転低負荷域にあるときに閉じ、それ以外のときは開いた状態に保持される。この「低回転低負荷域」とは、エンジン 1 の運転域のうち、エンジン 1 の図示していないクランク軸の回転速度が予め定めた回転速度より低く、エンジン 1 の負荷が予め定めた値より小さくなる運転域のことである。第 2 の吸気ポート 7 b は、開閉弁 14 が閉じることにより途中で閉塞されることになる。この実施の形態においては、この開閉弁 14 が請求項 5 記載の発明でいう「蓄圧用の弁」に相当する。

開閉弁 14 の弁軸 16 は、図示していないクランク軸と平行な方向に延びている。この実施の形態による第 2 の吸気ポート 7 b の中間部は、図 3 に示すように、開閉弁 14 の弁軸 16 が第 1 の吸気ポート 7 a を横切ることを防ぐために、第 1 の吸気ポート 7 a の中間部とはシリンダの軸線方向（図 3 においては左右方向）に高低差が生じる位置に形成されている。このため、弁軸 16 が第 1 の吸気ポート 7 a 内の吸気を遮ることがないから、第 1 の吸気ポート 7 a の吸気抵抗を小さくすることができる。

[0020] 排気ポート8は、図2に示すように、第1の排気ポート8aと第2の排気ポート8bとによって構成されている。これらの第1および第2の排気ポート8a、8bの上流端はそれぞれ燃焼室5に連通され、下流端は互いに連通し、排気管（図示せず）の排気通路に接続されている。

[0021] 吸気弁9は、第1の吸気ポート7aの下流端を開閉する第1の吸気弁9aと、第2の吸気ポート7bの下流端を開閉する第2の吸気弁9bとによって構成されている。第1の吸気弁9aの開閉動作は、第1の吸気カム21によって制御される。第2の吸気弁9bの開閉動作は、第2の吸気カム22によって制御される。第2の吸気弁9bが閉じるとともに開閉弁14が閉じることにより、第2の吸気ポート7bの下流部にこれらの第2の吸気弁9bと開閉弁14とによって両端が閉塞された蓄圧室31が形成される。これらの第1の吸気カム21と第2の吸気カム22は、1本の吸気カム軸23に設けられている。吸気カム軸23は、シリンダヘッド4に回転自在に支持されており、伝動装置24を介して図示していないクランク軸に接続されている。この吸気カム軸23は、クランク軸が1回転する間に1/2回転する。

[0022] 第1の吸気カム21の作用角は、図4に示すように、第1の吸気弁9aがクランク角にして上死点前14°で開き、下死点后34°で閉じる角度である。

第2の吸気カム22の作用角は、図5に示すように、第2の吸気弁9bがクランク角にして上死点前50°で開き、下死点后70°で閉じる角度である。このため、第2の吸気カム22の作用角は、第1の吸気カム21の作用角より大きい。

[0023] 排気弁10は、第1の排気ポート8aを開閉する第1の排気弁10aと、第2の排気ポート8bを開閉する第2の排気弁10bとによって構成されている。第1の排気弁10aの動作は第1の排気カム25によって制御される。第2の排気弁10bの動作は第2の排気カム26によって制御される。第1の排気カム25と第2の排気カム26は1本の排気カム軸27に設けられている。排気カム軸27は、シリンダヘッド4に回転自在に支持されており

、伝動装置 24 を介して図示していないクランク軸に接続されている。この排気カム軸 27 は、クランク軸が 1 回転する間に 1 / 2 回転する。

[0024] 第 1 の排気カム 25 の作用角は、第 2 の排気カム 26 の作用角と等しく、図 4 に示すように、第 1 および第 2 の排気弁 10 a, 10 b が下死点前 34 ° で開き、上死点后 14 ° で閉じる角度である。第 1 および第 2 の排気弁 10 a, 10 b と第 1 の吸気弁 9 a とが共に開いているバルブオーバーラップ期間 (OL) は、図 4 に示すように、クランク角にすると 28 ° の期間である。また、第 1 および第 2 の排気弁 10 a, 10 b と第 2 の吸気弁 9 b とが共に開いているバルブオーバーラップ期間 (OL) は、図 5 に示すように、クランク角にすると 64 ° の期間である。

[0025] 燃料噴射インジェクタ 12 は、低回転低負荷時には圧縮行程で燃焼室 55 内に燃料を噴射する。また高回転高負荷時には吸気行程で燃焼室 55 内に燃料を噴射する。この「高回転高負荷時」とは、エンジン 1 の図示していないクランク軸の回転速度が予め定めた回転速度より高く、エンジン 1 の負荷が予め定めた値より大きいときである。

点火プラグ 11 と燃料噴射インジェクタ 12 の動作は、このエンジン 1 の制御装置 (図示せず) によって制御される。なお、燃料噴射インジェクタ 12 は、燃焼室 5 内に燃料を噴射する筒内噴射型のものに限定されることはなく、図 2 中に二点鎖線で示すように、第 1 および第 2 の吸気ポート 7 a, 7 b の分岐点より上流側の吸気通路 13 に燃料を噴射する吸気管噴射型のものでもよい。

[0026] 次に、このように構成された吸気装置 6 の動作の説明を含めてこのエンジン 1 の運転方法を説明する。このエンジン 1 の運転方法は、図 6 に示すように、蓄圧室連通ステップ S1 と、昇圧ステップ S2 と、蓄圧室形成ステップ S3 と、蓄圧ステップ S4 と、放出ステップ S5 とによって実施される。

このエンジン 1 の始動時を含めてエンジン 1 の運転域が低回転低負荷運転域にあるときは、開閉弁 14 が閉じられる。このため、低回転低負荷時は、第 1 の吸気ポート 7 a のみから吸入する空気によってエンジン 1 が運転され

る。

[0027] このエンジン 1 において、低回転低負荷時にピストン 3 が吸気行程で下降し、下死点を越えて圧縮行程に移った後、クランク角が下死点後の 34° に達すると、第 2 の吸気弁 9 b より先に第 1 の吸気弁 9 a が閉じる。このように第 1 の吸気弁 9 a と開閉弁 1 4 とが閉じ、第 2 の吸気弁 9 b が開いた状態となることにより、第 1 の吸気ポート 7 a と燃焼室 5 とが遮断され、燃焼室 5 が第 2 の吸気ポート 7 b 内の蓄圧室 3 1 のみに連通される（蓄圧室連通ステップ S 1）。

この状態でピストン 3 が上昇することにより、燃焼室 5 および蓄圧室 3 1 内の圧力が上昇し、昇圧ステップ S 2 が実施される。

[0028] その後、クランク角が下死点後の 70° に達すると、第 2 の吸気弁 9 b が閉じ、蓄圧室 3 1 内に圧縮状態のガス（以下、単に圧縮空気という）が封入される。すなわち、第 2 の吸気弁 9 b と開閉弁 1 4 との間に圧縮空気で満たされた蓄圧室 3 1 が形成される（蓄圧室形成ステップ S 3）。蓄圧室 3 1 内の圧縮空気は、次に第 2 の吸気弁 9 b が開くまで蓄圧室 3 1 内に貯留される。このため、第 2 の吸気弁 9 b が閉じている間は蓄圧ステップ S 4 が実施されることになる。

[0029] 蓄圧室 3 1 内の昇圧前と昇圧後の圧力比は、図 7 に示すグラフに基づいて求めることができる。図 7 は、蓄圧室 3 1 の体積比と圧力比の関係を第 2 の吸気弁 9 b が閉じるときのクランク角毎に表したグラフである。体積比は、ピストン 3 が上死点に位置しているときの燃焼室 5 の容積で蓄圧室 3 1 の容積を除した値である。圧力比は、蓄圧室 3 1 の昇圧終了時の圧力を昇圧開始時の圧力で除した値である。

蓄圧室 3 1 内の圧縮空気の圧力は、圧縮行程でクランク角が下死点後 70° のときの筒内圧力に相当する。この圧縮空気の圧力は、図 8 に示す P V 線図において、符号 A で示す圧力となる。

[0030] 上述したように圧縮行程で第 2 の吸気弁 9 b が閉じた後、燃料噴射インジェクタ 1 2 が燃料を燃焼室 5 内に噴射する。そして、ピストン 3 が上死点の

近傍に達し、クランク角が予め定めた上死点前の所定の角度に達したときに点火プラグ 11 に通電され、燃焼室 5 内の混合気が点火されて燃焼を開始する。この燃焼行程の後、膨張行程に移ってピストン 3 が下降し、クランク角が下死点前 34° に達したときに排気弁 10 が開く。

[0031] 排気弁 10 が開くことにより排ガスが排気ポート 8 に排出可能になり、ピストン 3 が下死点を越えて上昇を開始することにより燃焼室 5 内から排ガスが排出される。そして、ピストン 3 が上死点の近傍に上昇した吸気行程の初期において、クランク角が上死点前 50° に達することにより、第 2 の吸気弁 9b が開く。このように第 2 の吸気弁 9b が開くことにより、蓄圧室 31 内に貯留されていた圧縮空気が燃焼室 5 内に導入される。すなわち、圧縮行程に燃焼行程と排気行程とを経て続く吸気行程の初期に、第 2 の吸気弁 9b が開くことにより放出ステップ S5 が実施される。蓄圧室 31 内の圧縮空気の圧力 A (図 8 参照) は、第 2 の吸気弁 9b が開くときの筒内圧力 B より低い。このため、第 2 の吸気弁 9b が開くことにより、筒内圧力が低下する。

[0032] 放出ステップ S5 を経てクランク角が上死点前 14° に達すると、第 1 の吸気弁 9a が開く。このときの第 1 の吸気ポート 7a 内の圧力は、筒内圧力より低い。このため、第 1 の吸気弁 9a が開くことにより、燃焼室 5 内の排ガスが第 1 の吸気ポート 7a 内を逆流する。このときは排気弁 10 が開いているバルブオーバーラップ期間であるために、排気ポート 8 内の排ガスも燃焼室 5 に戻ることもある。

[0033] しかし、この実施の形態による吸気装置 6 においては、蓄圧室 31 内の圧縮空気が燃焼室 5 内に導入されたことにより筒内圧力が相対的に低くなっており、燃焼室 5 内と第 1 の吸気ポート 7a 内との圧力差が相対的に小さくなっている。このため、第 1 の吸気弁 9a が開いたときに第 1 の吸気ポート 7a 内に逆流する排ガスの量は少なくなる。また、このときは燃焼室 5 内に蓄圧室 31 から空気が流出した直後であるため、蓄圧室 31 から流出した空気も排ガスとともに第 1 の吸気ポート 7a 内に流入するようになる。このため、第 1 の吸気ポート 7a 内に逆流する排ガスの量がより一層少なくなる。こ

の結果、吸気行程の初期であって第1の吸気弁9aと排気弁10とが開いているオーバーラップ時期にいわゆる内部EGRとなる排ガスが低減される。

[0034] その後、ピストン3が上死点を越えて下降することにより、新気が燃焼室5内に吸入される。ピストン3が下降を開始し、クランク角が上死点后14°に達すると、排気弁10が閉じる。排気弁10が閉じた後に燃焼室5内に残留する排ガスの量（残留ガス量）は、上述したように内部EGRとなる排ガスの量が減少することから低減される。このため、低回転低負荷運転時に、燃焼安定性が向上する。

[0035] この吸気装置6において、吸気行程の初期には、上述したように燃焼室5内に蓄圧室31から圧縮空気が導入されるから、燃焼室5内と第1の吸気ポート7a内との圧力差が少ない状態でピストン3が下降を開始する。吸気行程の初期の筒内圧力（燃焼室5内の圧力）は、図8に示すように変化する。図8においては、吸気行程の初期を符号Cで示す。また、図8においては、蓄圧室31を有していない従来のエンジンの吸気行程初期の筒内圧力を二点鎖線で示す。図8からも分かるように、この実施の形態によるエンジン1においては、吸気行程の初期に、第1の吸気ポート7a内と燃焼室5内との圧力差が小さいから、従来のエンジンと較べて筒内圧力の著しい低下が緩和される。このことは、ピストン3が下降するときの抵抗であるポンピングロスが低減されることを意味する。

[0036] 一方、このエンジン1において、運転域が低回転低負荷域を越えて高回転側に移ると、以下の3つの作用の相乗効果により吸入空気量を多くとることが可能になり、中回転より高回転側において大きな出力を得ることができるようになる。第1の作用は、開閉弁14が開き、吸気が第1の吸気ポート7aと第2の吸気ポート7bとの両方を流れるようになることである。第2の作用は、作用角が大きい第2の吸気カム22によって第2の吸気弁9bが大きくかつ長い期間にわたって開くために、第2の吸気ポート7bの吸気の流量が相対的に多くなることである。第3の作用は、バルブオーバーラップによって燃焼室5内の換気が促進されることである。

[0037] <第 1 の実施の形態による効果の説明>

この実施の形態によるエンジン 1 においては、上述したように低回転低負荷時に蓄圧室 3 1 に圧縮空気を貯留し、この圧縮空気を吸気行程の初期に燃焼室 5 内に放出する構成が採られているから、低回転低負荷時の燃焼安定性が高くなるとともに、ポンピングロスが低減されて燃費が向上する。

[0038] 蓄圧室 3 1 内の圧縮空気は、圧縮行程でピストン 3 によって圧縮されたガス（吸気）であるから、蓄圧室 3 1 内に圧縮空気を供給するエアポンプや、このエアポンプと蓄圧室 3 1 との間の過給用空気通路をピストン 3 の位置に対応させて開閉する制御弁などを使用することなく、蓄圧室 3 1 内に圧縮空気を溜めることができる。

したがって、この実施の形態によれば、エンジン 1 の小型化を図るとともに製造コストを可及的少なく抑えながら、低回転低負荷時の燃焼安定性が高くなるとともに、ポンピングロスが低減されて燃費が向上するエンジンの吸気装置およびエンジンの運転方法を提供することができる。

[0039] この実施の形態において、蓄圧室 3 1 内の圧縮空気が燃焼室 5 に導入される時期は、バルブオーバーラップ期間である。このため、排ガスが吸気ポート 7 に逆流する現象である内部 EGR が低減され、燃焼室 5 内に残留する排ガスを低減することができる。したがって、この実施の形態によれば、低回転低負荷時の燃焼安定性の向上と、中、高回転時の出力向上とを両立可能なエンジンの吸気装置を提供することができる。

[0040] この実施の形態による開閉弁 1 4 は、バタフライ弁によって構成されている。このため、低回転低負荷時に開閉弁 1 4 が閉じることにより、吸気が第 1 の吸気ポート 7 a のみから燃焼室 5 内に流入する。第 1 の吸気ポート 7 a は、図 2 に示すように、上方から見て、燃焼室 5 に対して吸気カム軸 2 3 の軸線方向の一方に偏る位置に接続されている。このため、この第 1 の吸気ポート 7 a から新気が燃焼室 5 内に流入することによって、燃焼室 5 内に吸気からなる旋回流（スワール）が生じる。このようにスワールが生じるために、燃焼室 5 内で点火プラグ 1 1 の周辺近傍に相対的に濃い混合気を集めるこ

とが可能になるから、エンジン 1 の性能がより一層高くなる。

[0041] <第 2 の実施の形態>

本発明に係るエンジンの吸気装置は、図 9～図 11 に示すように構成することができる。図 9～図 11 において、図 1～図 8 によって説明したものと同一もしくは同等の部材については、同一符号を付し詳細な説明を適宜省略する。

[0042] 図 9 および図 10 に示す吸気装置 6 は、第 2 の吸気ポート 7 b の途中にリード弁 4 1 が設けられている。このリード弁 4 1 は、第 2 の吸気ポート 7 b を燃焼室 5 側と吸気ポート上流側とに仕切っている。また、このリード弁 4 1 は、燃焼室 5 側の圧力が吸気ポート上流側の圧力より低い場合に開き、それ以外の場合には閉じる。この実施の形態においては、リード弁 4 1 が請求項 5 記載の発明でいう「蓄圧用の弁」に相当する。

[0043] この実施の形態による第 1 の吸気カム 2 1 と第 1 および第 2 の排気カム 2 5, 2 6 は、第 1 の実施の形態を採るときと同一の構成が採られている。すなわち、第 1 の吸気弁 9 a は、図 11 に示すように、クランク角が上死点前 14° のときに開き、下死点後 34° のときに閉じる。排気弁 10 は、下死点前 34° のときに開き、上死点後 14° のときに閉じる。

第 2 の吸気弁 9 b は、クランク角が上死点前 25° のときに開き、下死点後 65° のときに閉じる。このため、第 2 の吸気弁 9 b と第 1 および第 2 の排気弁 10 とが共に開いているバルブオーバーラップ期間 (OL) は、クランク角にすると 39° の期間である。

[0044] この実施の形態に示すようにリード弁 4 1 を使用する場合であっても、エンジンの運転方法は第 1 の実施の形態を採るときと同一である。この実施の形態による吸気装置 6 においては、吸気行程で第 1 および第 2 の吸気弁 9 a, 9 b が開いている状態でピストン 3 が下降することによって、第 1 の吸気ポート 7 a を通って吸気が燃焼室 5 内に吸入されるとともに、リード弁 4 1 が開いて吸気が第 2 の吸気ポート 7 b を通って燃焼室 5 内に吸入される。ピストン 3 が下死点を越えて上昇を開始し、第 2 の吸気ポート 7 b に負圧が作

用しなくなると、リード弁41が閉じる。そして、圧縮行程でクランク角が下死点后34°に達することにより、第2の吸気弁9bが開いている状態で第1の吸気弁9aが閉じ、第1の吸気ポート7aと燃焼室5とが遮断され、燃焼室5が第2の吸気ポート7b内の蓄圧室31のみに連通される（蓄圧室連通ステップS1）。

[0045] この状態でピストン3が上昇することにより蓄圧室31の圧力が上昇し（昇圧ステップS2）、クランク角が下死点后65°のときに第2の吸気弁9bが閉じて蓄圧室31の昇圧が終了する。すなわち、圧縮状態のガスで満たされた蓄圧室31が形成される（蓄圧室形成ステップS3）。

蓄圧室31内の圧縮空気は、次に第2の吸気弁9bが開くまで蓄圧室31内に貯留される（蓄圧ステップS4）。その後、この圧縮行程に燃焼行程と排気行程とを経て続く吸気行程の初期であって、クランク角が上死点前25°のときに第2の吸気弁9bが開く。このため、バルブオーバーラップ期間に蓄圧室31内の圧縮空気が燃焼室5に導入される（放出ステップS5）。

したがって、蓄圧室31を形成するためにリード弁41を使用する場合であっても、第1の実施の形態を採るときと同等の効果が得られる。

[0046] <第3の実施の形態>

本発明に係るエンジンの吸気装置は図12～図14に示すように構成することができる。

図12に示す吸気カム軸23と伝動装置24との間には、吸気カム軸用可変バルブタイミング機構51が設けられている。また、排気カム軸27と伝動装置24との間には、排気カム軸用可変バルブタイミング機構52が設けられている。この実施の形態による可変バルブタイミング機構51、52は、吸気カム軸23および排気カム軸27の回転位相を進めたり遅らせて吸気弁9および排気弁10の開閉時期を変える。なお、これらの可変バルブタイミング機構51、52は、吸気弁9や排気弁10の開閉時期を変えると同時にこれらの吸、排気弁9、10のリフト量を変えることが可能なものでもよい。

[0047] この吸気カム軸用可変バルブタイミング機構 5 1 と排気カム軸用可変バルブタイミング機構 5 2 は、エンジン 1 の運転域が低回転低負荷域にあるときにバルブオーバーラップが無しになるように動作する。ここでいう「バルブオーバーラップが無し」とは、吸気弁 9 の開時期と排気弁 10 の閉時期とが一致する場合や、排気弁 10 が閉じた後に所定のクランク角だけピストンが移動した後に吸気弁 9 が開く場合を含む。

また、これらの吸気カム軸用可変バルブタイミング機構 5 1 と排気カム軸用可変バルブタイミング機構 5 2 は、エンジン 1 の運転域が低回転低負荷域以外の運転域にあるときには、バルブオーバーラップが所定の期間だけ生じるように動作する。

[0048] 吸気カム軸用可変バルブタイミング機構 5 1 は、低回転低負荷時に吸気カム軸 2 3 の位相を所定角度に設定する。低回転低負荷時は、図 1 3 に示すように、第 1 の吸気弁 9 a がクランク角にして上死点后 15° のときに開いて下死点后 45° のときに閉じる。第 2 の吸気弁 9 b は、図 1 4 に示すように、クランク角にして上死点后 5° のときに開き、下死点后 65° のときに閉じる。

[0049] 排気カム軸用可変バルブタイミング機構 5 2 は、低回転低負荷時に排気カム軸 2 7 の位相を所定角度に設定する。排気弁 10 は、図 1 3 および図 1 4 に示すように、低回転低負荷時にクランク角にして下死点前 55° のときに開き、上死点前 5° のときに閉じる。このため、第 1 の吸気弁 9 a と排気弁 10 の両方が閉じている期間は、クランク角にして 20° になる。また、第 2 の吸気弁 9 b と排気弁 10 の両方が閉じている期間は、クランク角にして 10° である。

[0050] この実施の形態による吸気装置 6 においては、低回転低負荷時に蓄圧室 3 1 内の圧縮空気が燃焼室 5 に導入される時期は、排気弁 10 が閉じた後である。このため、吸気行程の初期に新気が第 1 および第 2 の排気ポート 8 a, 8 b に流出したり、第 1 および第 2 の排気ポート 8 a, 8 b 内の排ガスが燃焼室 5 や第 1 の吸気ポート 7 a に逆流することがない。この結果、燃焼安定

性がより一層高くなるエンジンの吸気装置を提供することができる。

[0051] また、この実施の形態においても、蓄圧室 31 内の圧縮空気が燃焼室 5 に導入され、第 1 の吸気ポート 7 a 内と燃焼室 5 内との圧力差が小さくなっている状態で第 1 の吸気弁 9 a が開くから、第 1 の吸気弁 9 a が開いたときの負圧の急激な低下が抑制されてポンピングロスを低減することができる。

[0052] なお、吸気カム軸用可変バルブタイミング機構 51 や排気カム軸用可変バルブタイミング機構 52 を備える場合は、低回転低負荷時にバルブオーバーラップが無くなる形態に限定されることはなく、低回転低負荷時にバルブオーバーラップが生じる構成を採ってもよい。

符号の説明

[0053] 1…エンジン、5…燃焼室、6…吸気装置、7 a…第 1 の吸気ポート、7 b…第 2 の吸気ポート、8…排気ポート、9 a…第 1 の吸気弁、9 b…第 2 の吸気弁、10…排気弁、14…開閉弁（蓄圧用の弁）、21…第 1 の吸気カム、22…第 2 の吸気カム、31…蓄圧室、41…リード弁（蓄圧用の弁）、S1…蓄圧室連通ステップ、S2…昇圧ステップ、S3…蓄圧室形成ステップ、S4…蓄圧ステップ、S5…放出ステップ。

請求の範囲

[請求項1]

燃焼室に開口する第1の吸気ポートおよび第2の吸気ポートと、
前記第1の吸気ポートを開閉する第1の吸気弁と、
前記第2の吸気ポートを開閉する第2の吸気弁と、
前記第1の吸気弁の開閉動作を制御する第1の吸気カムと、
前記第1の吸気カムより大きい作用角を有し、前記第2の吸気弁が吸気行程の初期に開き、圧縮行程の途中で閉じるように前記第2の吸気弁の開閉動作を制御する第2の吸気カムと、
前記第2の吸気ポートに設けられ、エンジンの回転速度が予め定めた回転速度より低くかつエンジンの負荷が予め定めた負荷より小さい低回転低負荷時に閉じ、それ以外の運転域において開く開閉弁とを備え、
前記第2の吸気弁と前記開閉弁とは、前記開閉弁が閉じている状態において、圧縮行程の途中で前記第2の吸気弁が閉じることにより、前記第2の吸気ポート内の前記第2の吸気弁と前記開閉弁との間に圧縮状態のガスで満たされた蓄圧室を形成することを特徴とするエンジンの吸気装置。

[請求項2]

燃焼室に開口する第1の吸気ポートおよび第2の吸気ポートと、
前記第1の吸気ポートを開閉する第1の吸気弁と、
前記第2の吸気ポートを開閉する第2の吸気弁と、
前記第1の吸気弁の開閉動作を制御する第1の吸気カムと、
前記第1の吸気カムより大きい作用角を有し、前記第2の吸気弁が吸気行程の初期に開き、圧縮行程の途中で閉じるように前記第2の吸気弁の開閉動作を制御する第2の吸気カムと、
前記第2の吸気ポートを燃焼室側と吸気ポート上流側とに仕切り、前記燃焼室側の圧力が前記吸気ポート上流側の圧力より低い場合に開くリード弁とを備え、
前記第2の吸気弁と前記リード弁とは、圧縮行程の途中で前記第2

の吸気弁が閉じることにより、前記第2の吸気ポート内の前記第2の吸気弁と前記リード弁との間に圧縮状態のガスで満たされた蓄圧室を形成することを特徴とするエンジンの吸気装置。

[請求項3] 請求項1または請求項2記載のエンジンの吸気装置において、
さらに、前記燃焼室に開口する排気ポートと、
前記排気ポートを開閉する排気弁とを備え、
前記蓄圧室内のガスは、吸気行程の初期であって前記第2の吸気弁と前記排気弁とが同時に開いているバルブオーバーラップ期間に前記燃焼室に導入されることを特徴とするエンジンの吸気装置。

[請求項4] 請求項1または請求項2記載のエンジンの吸気装置において、
さらに、前記燃焼室に開口する排気ポートと、
前記排気ポートを開閉する排気弁とを備え、
前記蓄圧室内のガスは、吸気行程の初期であって前記排気弁が閉じた後に前記燃焼室に導入されることを特徴とするエンジンの吸気装置。
。

[請求項5] 燃焼室に開口する第1の吸気ポートおよび第2の吸気ポートと、
前記第1の吸気ポートを開閉する第1の吸気弁と、
前記第2の吸気ポートを開閉する第2の吸気弁と、
前記第1の吸気弁の開閉動作を制御する第1の吸気カムと、
前記第1の吸気カムより作用角が大きく形成され、前記第2の吸気弁の開閉動作を制御する第2の吸気カムと、
前記第2の吸気ポートに設けられ、前記第2の吸気弁より上流側で開閉する蓄圧用の弁とを備えたエンジンの運転方法であって、前記蓄圧用の弁を閉じ、

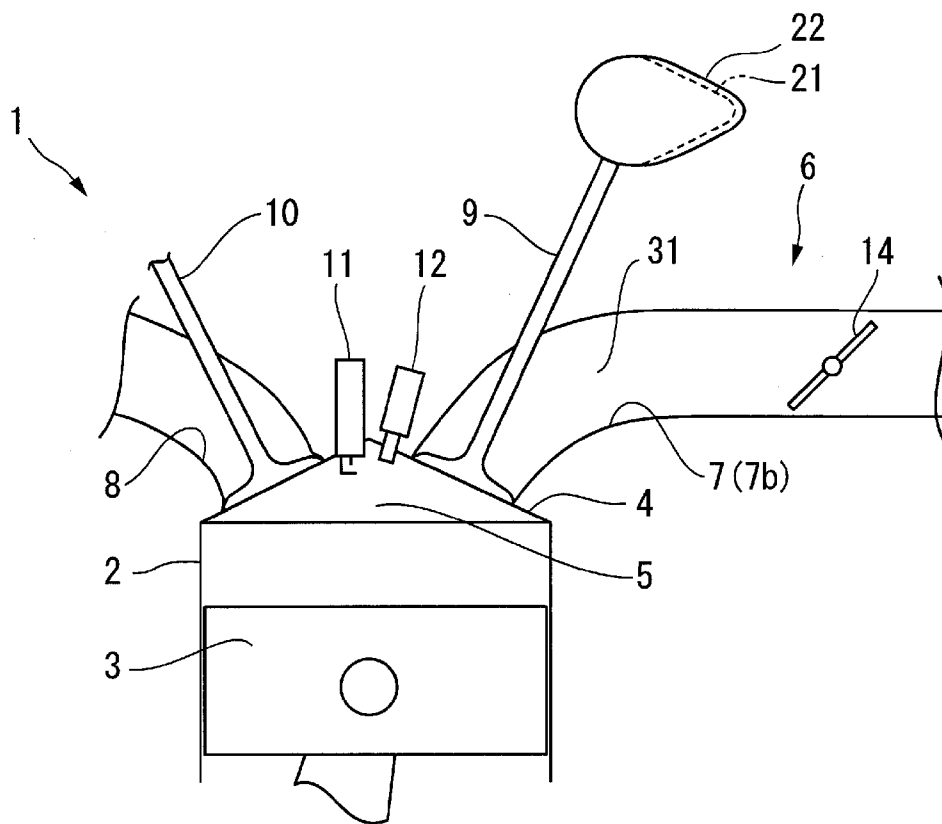
圧縮行程において、前記第1の吸気弁が閉じ、かつ前記第2の吸気弁が開いた状態とすることによって、前記第2の吸気弁と前記蓄圧用の弁との間の蓄圧室を前記燃焼室に連通させる蓄圧室連通ステップと、
、

前記圧縮行程でピストンの上昇に伴って前記蓄圧室内の圧力が上昇する昇圧ステップと、

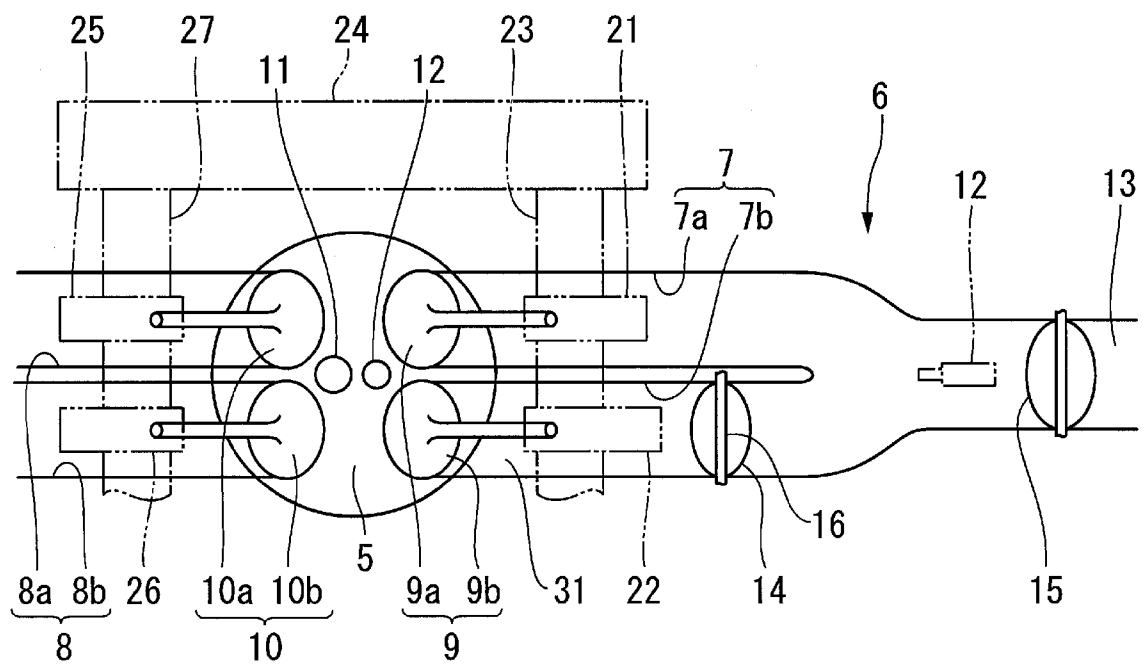
前記圧縮行程で前記第2の吸気弁を閉じることにより前記第2の吸気弁と前記蓄圧用の弁との間に圧縮状態のガスで満たされた前記蓄圧室を形成する蓄圧室形成ステップと、

前記圧縮行程に燃焼行程と排気行程とを経て続く吸気行程の初期に前記第2の吸気弁が開くことにより前記蓄圧室内のガスを燃焼室に導入する放出ステップとを有するエンジンの運転方法。

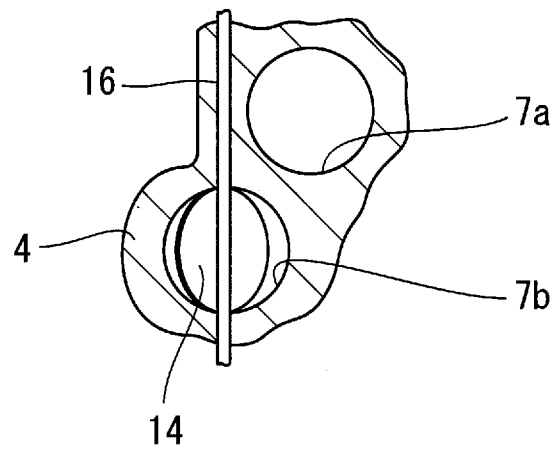
[図1]



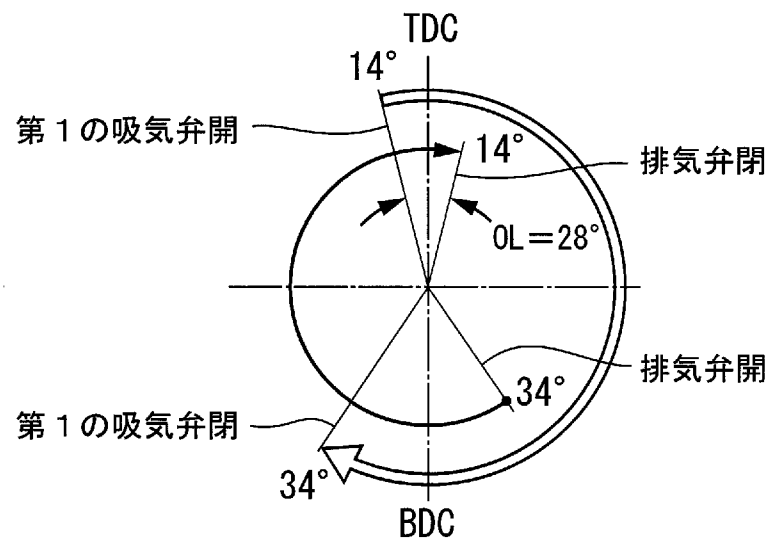
[図2]



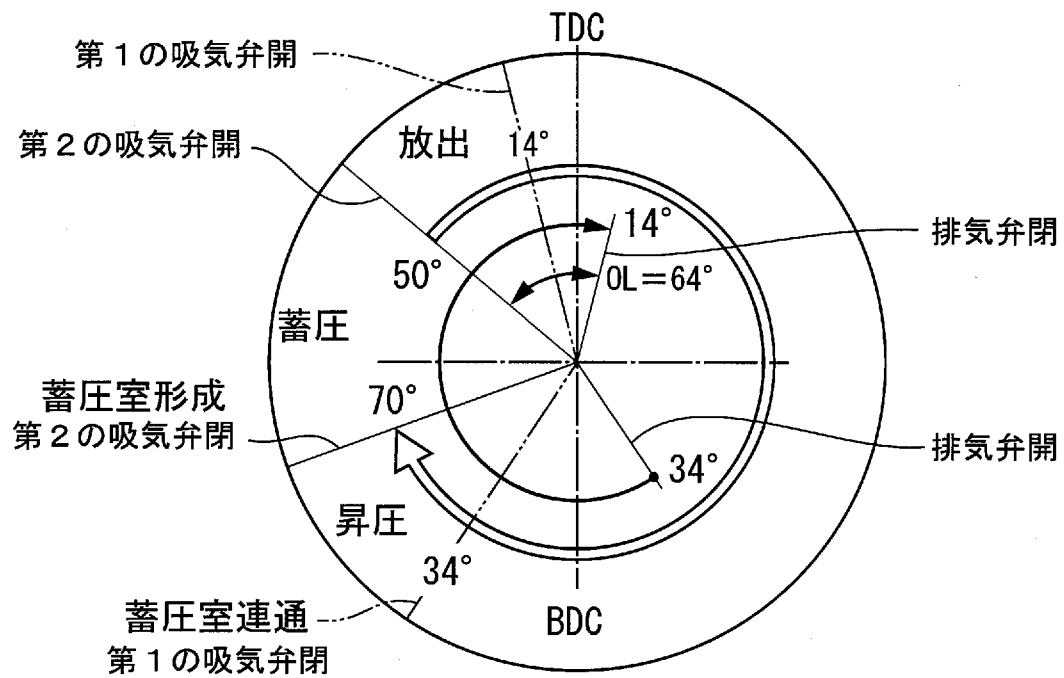
[図3]



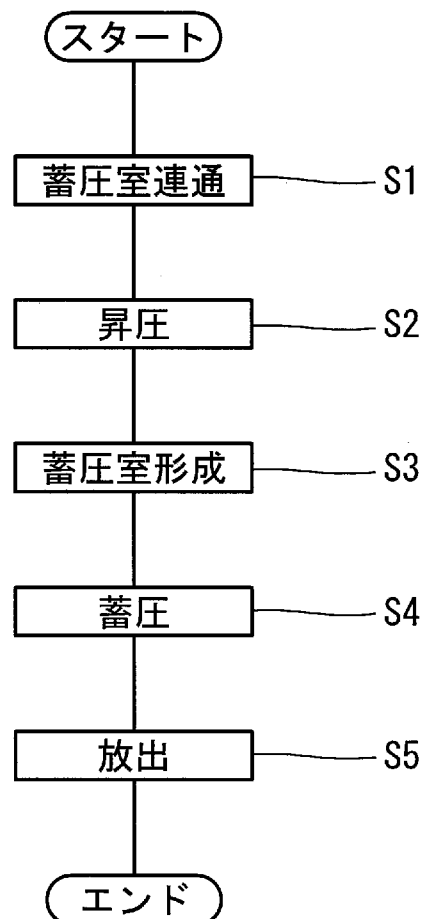
[図4]



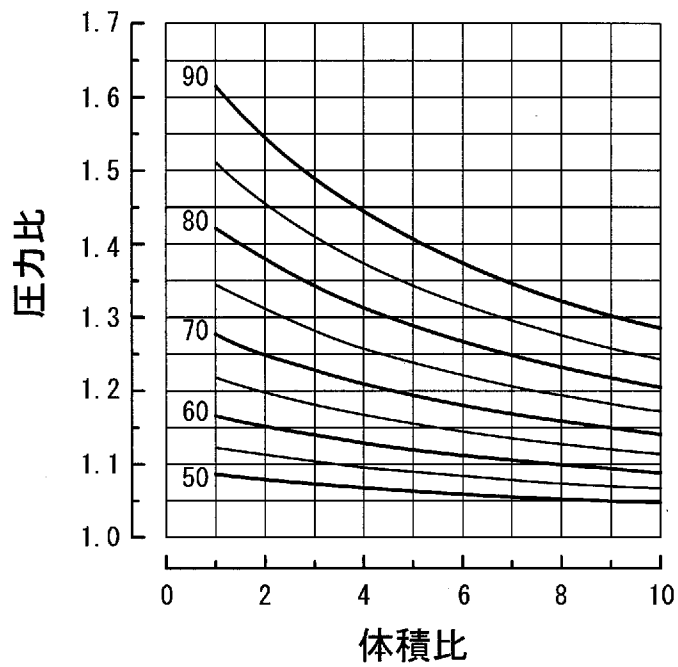
[図5]



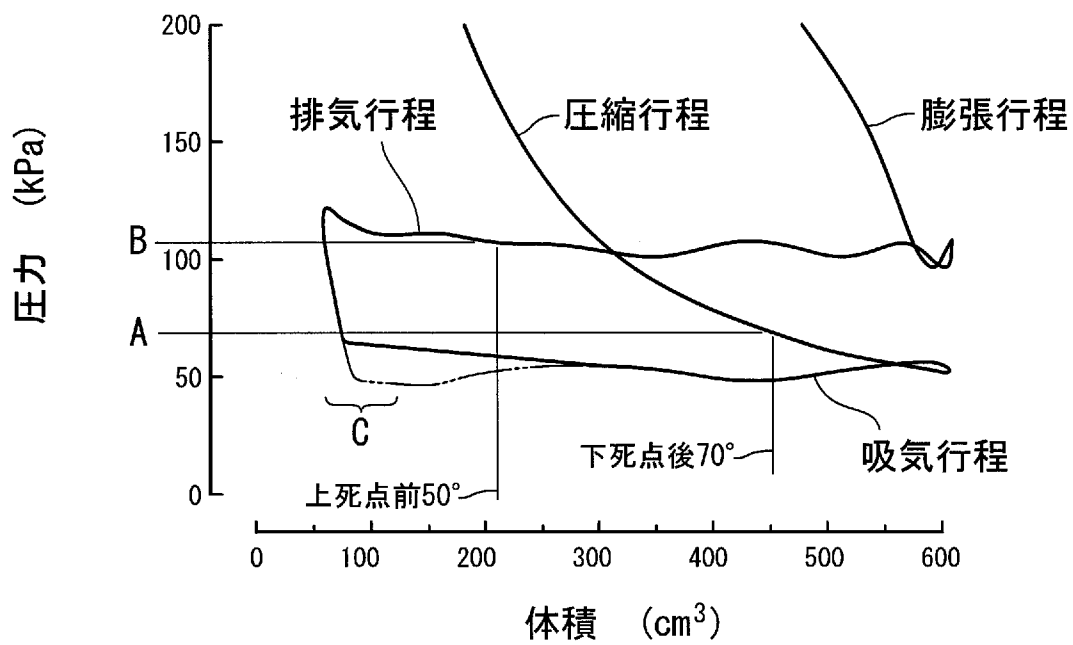
[図6]



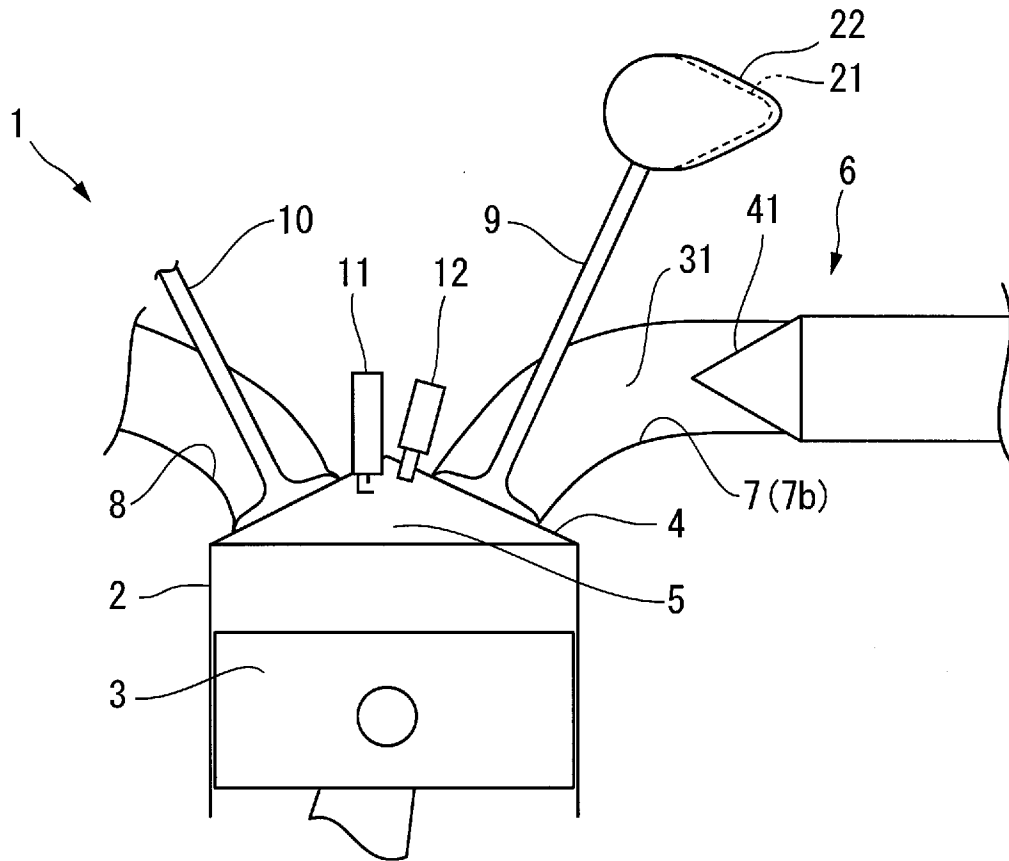
[図7]



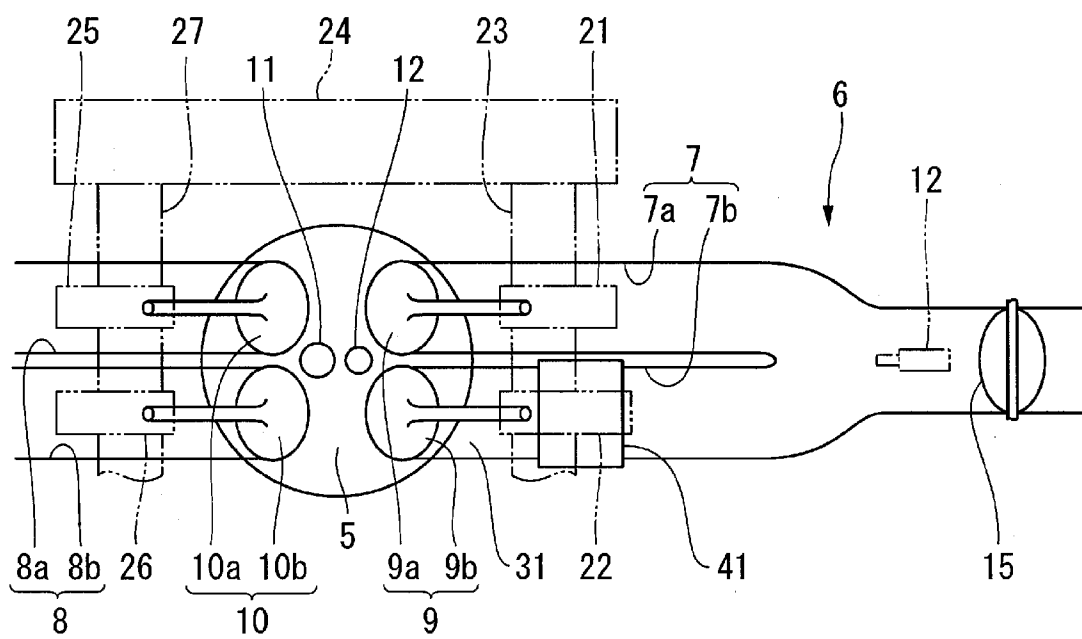
[図8]



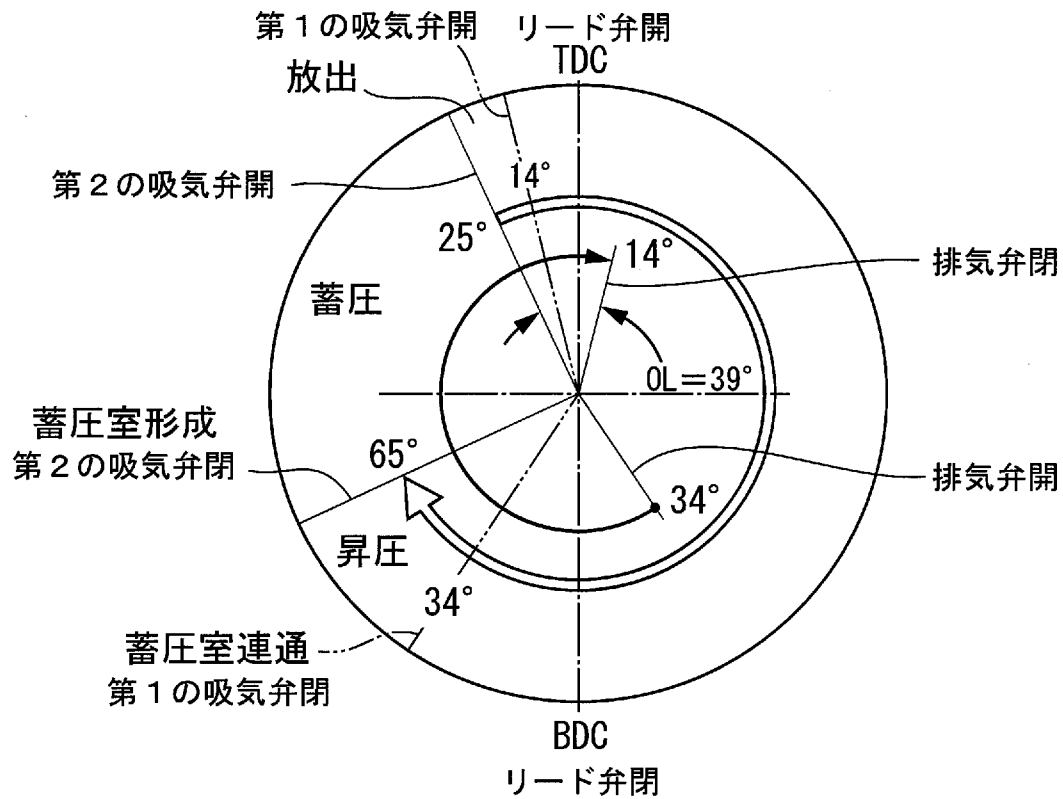
[図9]



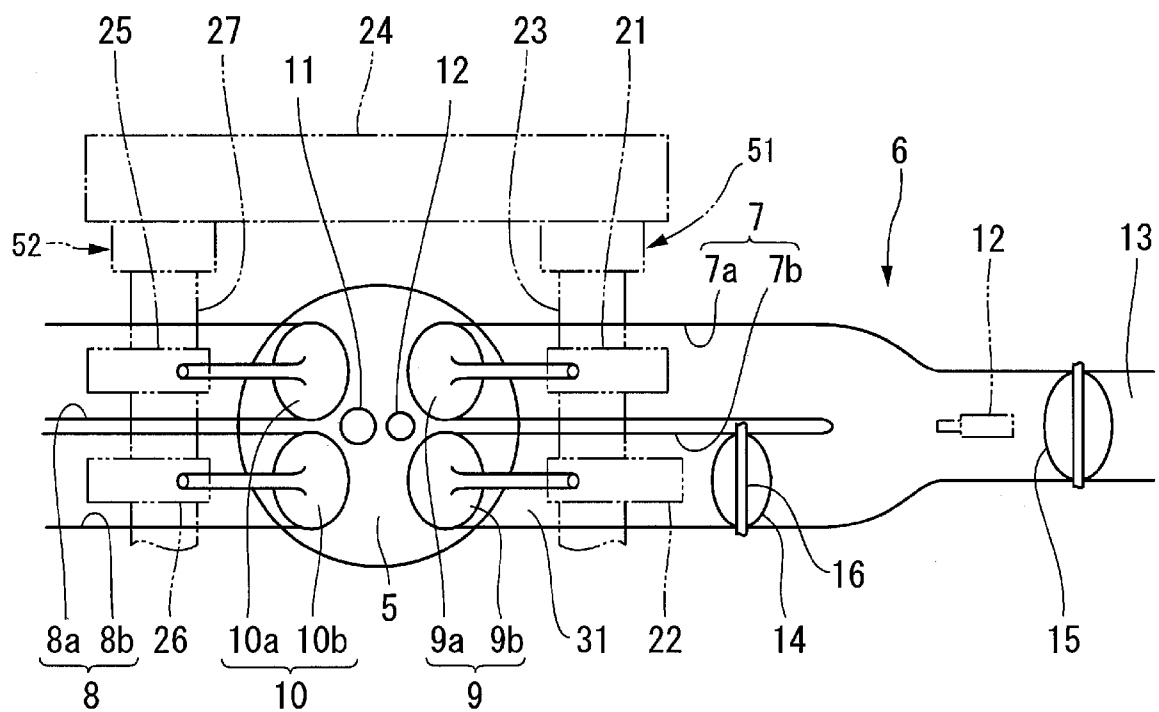
[図10]



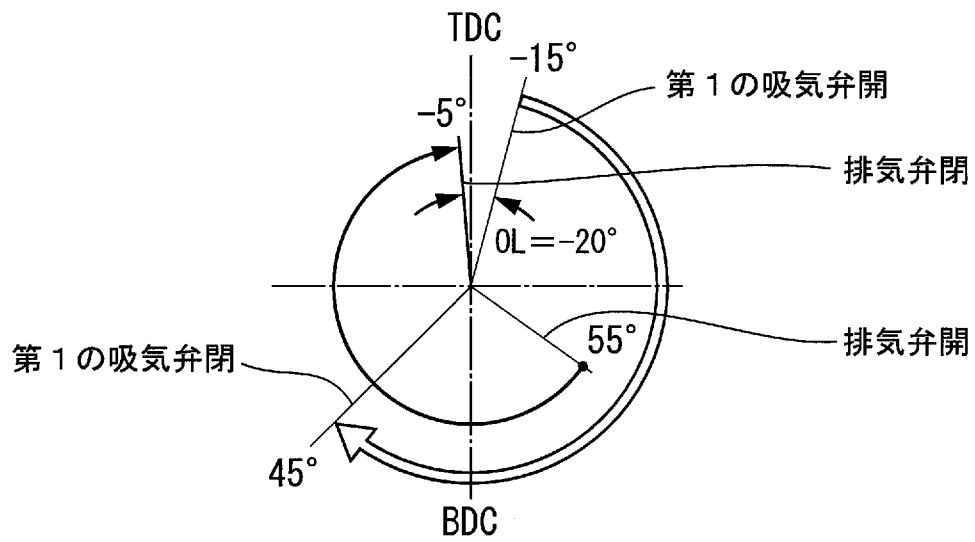
[図11]



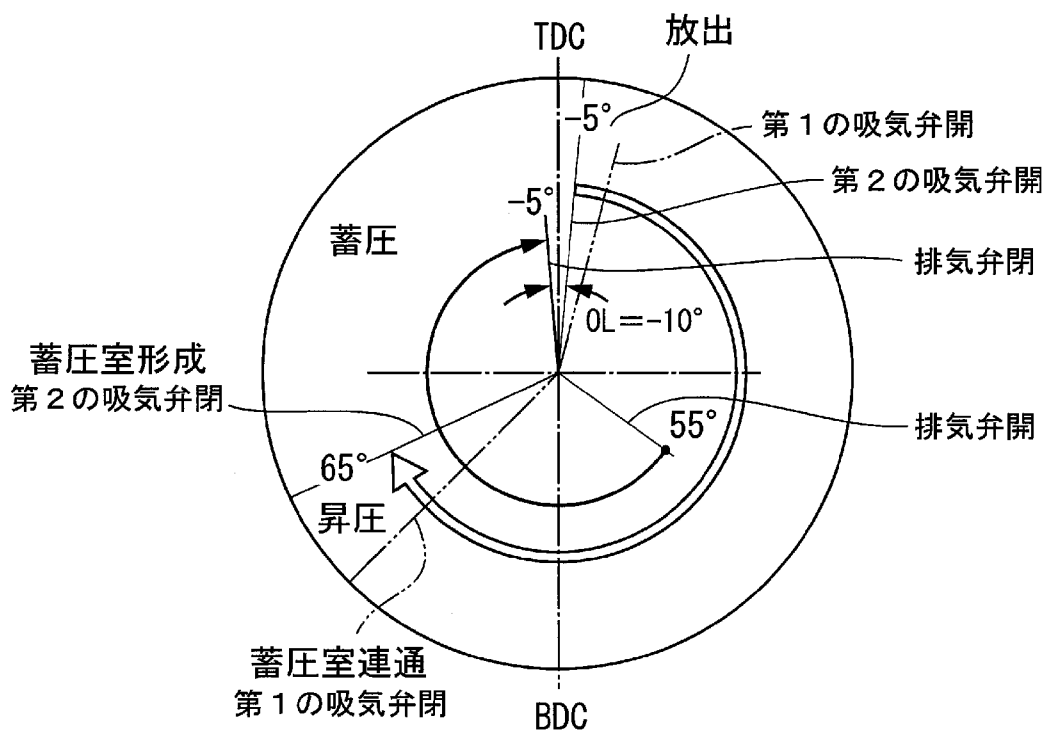
[図12]



[図13]



[図14]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/023875

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02D13/02(2006.01)i, F02D41/02(2006.01)i, F02D41/04(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)

F02D13/02, F02D41/02, F02D41/04

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 9-53455 A (Mazda Motor Corp.), 25 February 1997 (25.02.1997), paragraphs [0021] to [0062]; fig. 1 to 10 (Family: none)	1, 3-5 2
Y	JP 59-158321 A (Daihatsu Motor Co., Ltd.), 07 September 1984 (07.09.1984), page 2, upper right column, line 20 to page 4, upper left column, line 11; fig. 1 (Family: none)	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
12 September 2017 (12.09.17)

Date of mailing of the international search report
19 September 2017 (19.09.17)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

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, F02D41/02(2006.01)i, F02D41/04(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, F02D41/02, F02D41/04

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 9-53455 A (マツダ株式会社) 1997. 02. 25, 段落0021-0062, 図1-10 (ファミリーなし)	1, 3-5 2
Y	JP 59-158321 A (ダイハツ工業株式会社) 1984. 09. 07, 第2ページ 右上欄第20行-第4ページ左上欄第11行, 第1図 (ファミリーなし)	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

12. 09. 2017

国際調査報告の発送日

19. 09. 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）

戸田 耕太郎

3Z

9329

電話番号 03-3581-1101 内線 3395