

(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6月22日(22.06.2017)



(10) 国際公開番号

WO 2017/104230 A1

- (51) 国際特許分類:
F02B 33/22 (2006.01) F02B 33/18 (2006.01)
F02B 33/16 (2006.01) F02M 26/00 (2016.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/079347
- (22) 国際出願日: 2016年10月3日(03.10.2016)
- (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 2015-246548 2015年12月17日(17.12.2015) JP
- (71) 出願人: 本田技研工業株式会社(HONDA MOTOR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1078556 東京都港区南青山二丁目1番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 三瓶 衛(MIKAME, Mamoru); 〒3510193 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人 大島特許事務所(OSHIMA & PARTNERS); 〒1010051 東京都千代田区神田神保町2-20 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, JP, KE, KG, 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).

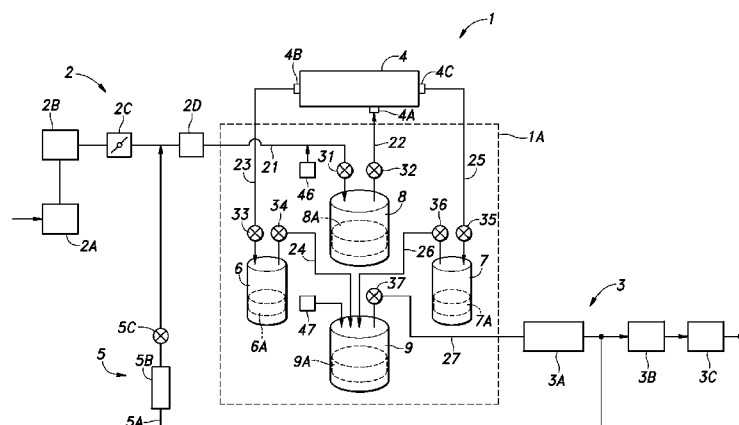
添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第21条(3))

(54) Title: INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称: 内燃機関

[図1]



(57) Abstract: [Problem] To improve thermal efficiency of an internal combustion engine having a supercharger cylinder and an expansion cylinder. [Solution] An internal combustion engine 1 having: an internal combustion engine main body 1A comprising a supercharger cylinder 8 connected to an intake passage 2 comprising a throttle valve 2C and a combustion cylinder 6 connected both to the supercharger cylinder and an exhaust passage 3; a common crank shaft 11 rotatably supported by the internal combustion engine main body and having pistons 6A, 8A each connected thereto by a connecting rod, said pistons being accommodated by the supercharger cylinder and the combustion cylinder respectively; and an EGR passage 5, 5A connected to the exhaust passage and the intake passage and supplying combusted gas to the intake passage.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2017/104230 A1

【課題】 過給シリンダ及び膨張シリンダを有する内燃機関の熱効率を向上させる。 【解決手段】 内燃機関 1 は、スロットルバルブ 2 C を備えた吸気通路 2 に接続された過給シリンダ 8、過給シリンダに接続されると共に排気通路 3 に接続された燃焼シリンダ 6 を備えた内燃機関本体 1 A と、内燃機関本体に回転可能に支持され、過給シリンダ及び燃焼シリンダにそれぞれ受容されたピストン 6 A、8 A がそれぞれコンロッドによって接続された共通のクランクシャフト 1 1 と、排気通路と吸気通路とを接続し、既燃焼ガスを吸気通路に供給する E G R 通路 5、5 A とを有する。

明 細 書

発明の名称： 内燃機関

技術分野

[0001] 本発明は、過給シリンダ及び膨張シリンダを有する内燃機関に関する。

背景技術

[0002] 内燃機関の熱効率を向上させるために、ターボチャージャやスーパーチャージャ等の過給機が広く使用されている。しかしながら、これらの過給機は、近年活発に開発が進められた結果、その容積効率の向上や流量域の拡大、応答性等が限界に近づきつつある。特に、ターボチャージャは、内燃機関の熱効率が向上するほど利用可能な排気エネルギーが低下するため、今後適用するメリットが薄れる可能性がある。

[0003] このような問題を解決し得る発明として、内燃機関本体に空気又は混合気を圧縮する過給シリンダを設けたものがある（例えば、特許文献1）。過給シリンダは、コンロッドを介して内燃機関のクランクシャフトに結合されたピストンの往復動によって空気又は混合気を圧縮し、圧縮した空気又は混合気を燃焼シリンダに供給する。過給シリンダは、クランクシャフトと連動して駆動されるため、ターボチャージャのような過給応答遅れ（ターボラグ）が発生せず、また排気エネルギーを必要としない。また、特許文献1に係る内燃機関では、燃焼シリンダから排出される既燃焼ガスを内燃機関本体に設けられた膨張シリンダに供給し、既燃焼ガスによって膨張シリンダのピストンを駆動させ、既燃焼ガスから更にエネルギーを取り出すようにしている。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：米国特許第8, 371, 256号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] 上記の内燃機関は、未だ研究段階であり、更なる熱効率の向上の余地があ

る。

[0006] 本発明は、以上の背景を鑑み、過給シリンダ及び膨張シリンダを有する内燃機関の熱効率を向上させることを課題とする。

課題を解決するための手段

[0007] 上記課題を解決するために本発明の一態様は、スロットルバルブ（2 C）を備えた吸気通路（2）に接続された過給シリンダ（8）、前記過給シリンダに接続されると共に排気通路（3）に接続された燃焼シリンダ（6）を備えた内燃機関本体（1 A）と、前記内燃機関本体に回転可能に支持され、前記過給シリンダ及び前記燃焼シリンダにそれぞれ受容されたピストン（6 A、8 A）がそれぞれコンロッドによって接続された共通のクランクシャフト（1 1）と、前記排気通路と前記吸気通路とを接続し、既燃焼ガスを前記吸気通路に供給するE G R通路（5、5 A）とを有することを特徴とする内燃機関（1）を提供する。

[0008] この態様によれば、内燃機関の熱効率が向上する。吸気が過給シリンダを経て燃焼シリンダに供給される構成では、低負荷時にスロットルバルブが絞られることによって吸入負圧が大きくなり、ポンピングロスが比較的大きくなるが、E G Rガスを吸気通路に導入する本態様では、吸入負圧を低減させ、ポンピングロスを低減させることができる。また、E G Rガスの導入によって、燃焼シリンダでの燃焼温度が低下して冷却損失が低減する。また、燃焼温度の低下に伴う燃焼室温度の低下によってノッキングが抑制される。

[0009] また、上記の態様において、前記E G R通路は、前記吸気通路における前記スロットルバルブと前記過給シリンダ側の端部との間に接続されているとよい。

[0010] この態様によれば、過給シリンダの吸入負圧によってE G Rガスが吸気通路に導入される。また、E G Rガスがスロットルバルブを通過しないため、スロットルバルブへの煤の付着が抑制される。

[0011] また、上記の態様において、前記E G R通路には、通過する既燃焼ガスを冷却するE G Rクーラー（5 B）が設けられているとよい。

- [0012] この態様によれば、吸気温度が低下するため、燃焼シリンダの温度が低下してノッキングが抑制されると共に、燃焼温度が低下して冷却損失が低減される。また、吸気密度が増加するため、出力が向上する。
- [0013] また、上記の態様において、前記EGR通路における前記EGRクーラーよりも前記吸気通路側の部分には、通過する既燃焼ガスの流量を調節するEGRバルブ（5C）が設けられているとよい。
- [0014] この態様によれば、EGRガスの流量調節が可能になる。
- [0015] また、上記の態様において、前記燃焼シリンダと前記排気通路の間に設けられ、前記内燃機関本体に形成された膨張シリンダ（9）を更に有し、前記膨張シリンダに受容されたピストン（9A）が、コンロッドによって前記クランクシャフトに接続されているとよい。
- [0016] この態様によれば、膨張シリンダによって、燃焼シリンダで発生した既燃焼ガスからエネルギーが回収される。
- [0017] また、上記の態様において、前記過給シリンダ及び前記燃焼シリンダの少なくとも一方に燃料を供給する第1インジェクタ（46）と、前記膨張シリンダに燃料を供給する第2インジェクタ（47）とを有するとよい。また、1燃焼サイクルにおいて、前記第1インジェクタ及び前記第2インジェクタから供給される燃料量の合計が、前記吸気通路を通過する吸気量に対して略理論空燃比となる量に制御されているとよい。
- [0018] この態様によれば、燃焼シリンダにおいて希薄燃焼を行うことによって熱効率を向上させると共に、第2インジェクタによる燃焼噴射によって排気ガスの空燃比を、三元触媒の活性に適した理論空燃比にすることができる。また、第2インジェクタから噴射された燃料は、膨張シリンダで燃焼することによって膨張シリンダを駆動させるため、燃費が更に向上する。
- [0019] また、上記の態様において、前記燃焼シリンダは、それぞれ前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダに接続された第1燃焼シリンダ（6）及び第2燃焼シリンダ（7）を含み、前記第1燃焼シリンダ及び前記第2燃焼シリンダのそれぞれに受容されたピストン（6A、7A）が、コンロッドによって前

記クランクシャフトに接続され、前記第 1 燃焼シリンダ及び前記第 2 燃焼シリンダは、4 サイクルで駆動され、前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダは、2 サイクルで駆動され、前記過給シリンダの圧縮行程は、前記第 1 燃焼シリンダ及び前記第 2 燃焼シリンダのいずれかの吸気行程と少なくとも一部が重なり、前記過給シリンダの吸気行程は、前記第 1 燃焼シリンダ及び前記第 2 燃焼シリンダのいずれかの排気行程と少なくとも一部が重なりとよい。

[0020] この態様によれば、各シリンダを効率良く駆動させることができる。過給シリンダ及び膨張シリンダは 2 サイクルで駆動されるため、燃焼シリンダを 4 サイクル（ストローク）とする場合、燃焼シリンダを 2 個設けることによって、各シリンダの動作を互いに対応させることができる。

[0021] また、上記の態様において、前記過給シリンダと前記第 1 燃焼シリンダとの間、及び前記過給シリンダと前記第 2 燃焼シリンダとの間には通過する空気を冷却するインタークーラー（4）が設けられているとよい。

[0022] この態様によれば、充填効率が向上する。

[0023] また、上記の態様において、前記クランクシャフトの軸線方向において、前記第 1 燃焼シリンダと前記第 2 燃焼シリンダとの間に前記過給シリンダが配置され、前記インタークーラーは、前記過給シリンダの近傍に配置され、前記クランクシャフトの軸線方向において前記第 1 燃焼シリンダと対応する部分から前記第 2 燃焼シリンダと対応する部分まで延びているとよい。

[0024] この態様によれば、過給シリンダから第 1 又は第 2 燃焼シリンダまでの流路長が短縮される。また、過給シリンダから第 1 又は第 2 燃焼シリンダまでの流路長が概ね等しくなる。

[0025] また、上記の態様において、前記インタークーラーは、前記過給シリンダの上方に配置されているとよい。

[0026] この態様によれば、内燃機関をコンパクトに形成することができる。

[0027] また、上記の態様において、前記過給シリンダを開閉する弁（31、32）、及び前記膨張シリンダを開閉する弁（37）の少なくとも一方は、前記燃焼シリンダを開閉する弁（33、34、35、36）を開閉駆動するカム

シャフト（４１、４２）によって開閉駆動されるとよい。

[0028] この態様によれば、従来のＳＯＨＣやＤＯＨＣ等の動弁機構を利用して、過給シリンダ及び膨張シリンダを駆動することができる。

発明の効果

[0029] 以上の構成によれば、過給シリンダ及び膨張シリンダを有する内燃機関において熱効率を向上させることができる。

図面の簡単な説明

[0030] [図１]第１実施形態に係る内燃機関の構成図

[図２]（Ａ）第１実施形態に係る各シリンダ及び各クランクピンの位置関係を示す透視側面図、（Ｂ）第１実施形態に係る各シリンダ及び各クランクピンの位置関係を示す透視平面図

[図３]第１実施形態に係るクランクシャフトを示す斜視図

[図４]第１実施形態に係る動弁機構を示す透視側面図

[図５]第１実施形態に係る動弁機構を示す平面図

[図６]第１実施形態に係る内燃機関の動作行程図

[図７]第１実施形態の変形例に係る内燃機関の各シリンダの配置を示す（Ａ）平面図、（Ｂ）側面図、（Ｃ）正面図

[図８]第１実施形態の変形例に係る内燃機関の各シリンダの配置を示す（Ａ）平面図、（Ｂ）側面図

[図９]第２実施形態に係る内燃機関の構成図

[図１０]第２実施形態に係る内燃機関を示す透視側面図

[図１１]第２実施形態に係る各シリンダの配置を示す平面図

[図１２]第２実施形態に係るクランクシャフトを示す斜視図

[図１３]第２実施形態に係る内燃機関の動作行程図

[図１４]第２実施形態の変形例に係る内燃機関の構成図

[図１５]第３実施形態に係る内燃機関の各シリンダの配置を示す平面図

[図１６]（Ａ）第３実施形態に係るクランクシャフトを示す平面図、（Ｂ）第３実施形態に係る各シリンダ及び各クランクピンの位置関係を示す透視側面

図

[図17] (A) 第3実施形態の変形例に係るクランクシャフトを示す平面図、
(B) 第3実施形態の変形例に係る各シリンダ及び各クランクピンの位置関係を示す透視側面図

発明を実施するための形態

[0031] 以下、図面を参照して本発明に係る内燃機関の実施形態について説明する。

[0032] (第1実施形態)

図1及び図2に示すように、内燃機関1は、内燃機関本体1Aと、吸気装置2と、排気装置3と、インタークーラー4と、EGR装置5とを有する。内燃機関本体1Aは、シリンダブロック1Bと、シリンダブロック1Bの上部に結合されたシリンダヘッド1Cと、シリンダヘッド1Cの上部に結合されたヘッドカバー1Dと、シリンダブロック1Bの下部に結合されたオイルパン1Eとを有する。

[0033] シリンダブロック1Bの上部には、第1燃焼シリンダ6、第2燃焼シリンダ7、過給シリンダ8、及び膨張シリンダ9が形成されている。各シリンダ6～9の上端は、シリンダブロック1Bの上端面に開口し、シリンダヘッド1Cによって閉塞されている。各シリンダ6～9の下端は、シリンダブロック1Bの下部に形成されたクランク室に繋がっている。クランク室にはクランクシャフト11が配置されている。クランクシャフト11は、シリンダブロック1Bに回転可能に支持されている。説明の便宜上、クランクシャフト11の軸線Aは左右に延在しているものとする。

[0034] 各シリンダ6～9は、クランクシャフト11の軸線Aに沿った方向に一側(右側)から、第1燃焼シリンダ6、膨張シリンダ9、過給シリンダ8、第2燃焼シリンダ7の順で配置されている。すなわち、軸線Aに沿った方向において、第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7の間に、膨張シリンダ9及び過給シリンダ8が配置されている。

[0035] クランクシャフト11の軸線Aを含み、略上下に延びる面を基準面とする

と、第1 燃焼シリンダ6 及び第2 燃焼シリンダ7 の軸線は、概ね基準面上に配置されている。なお、第1 燃焼シリンダ6 及び第2 燃焼シリンダ7 の軸線は、基準面に対して若干前後にオフセットして配置されてもよい。また、基準面は、クランクシャフト1 1 の軸線A を中心として前後に傾斜していてもよい。膨張シリンダ9 の軸線は基準面に対して前方に傾斜し、過給シリンダ8 の軸線は基準面に対して後方に傾斜している。膨張シリンダ9 及び過給シリンダ8 は、いわゆるV 型に配置されている。膨張シリンダ9 及び過給シリンダ8 は、前後方向から見て、少なくとも一部が互いに重なりを有することが好ましい。このようにすると、内燃機関1 の軸線A 方向における長さを短縮することができる。

[0036] 図3 に示すように、クランクシャフト1 1 は、右側から第1 ジャーナル1 2 A、右第1 アーム1 3 A R、第1 クランクピン1 4 A、左第1 アーム1 3 A L、第2 ジャーナル1 2 B、右第2 アーム1 3 B R、第2 クランクピン1 4 B、中央第2 アーム1 3 B C、第3 クランクピン1 4 C、左第2 アーム1 3 B L、第3 ジャーナル1 2 C、右第3 アーム1 3 C R、第4 クランクピン1 4 D、左第3 アーム1 3 C L、第4 ジャーナル1 2 D を有している。第1 ～第4 ジャーナル1 2 (1 2 A ～1 2 D) は、互いに同軸に配置され、クランクシャフト1 1 の回転軸を構成する。左右の第1 アーム1 3 A R、1 3 A L、左右の第2 アーム1 3 B R、1 3 B L、左右の第3 アーム1 3 C R、1 3 C L のそれぞれは、各ジャーナル1 2 から径方向に延びている。中央第2 アーム1 3 B C は、クランクシャフト1 1 の周方向に延びている。第1 ～第4 クランクピン1 4 (1 4 A ～1 4 D) は、それぞれクランクシャフト1 1 の軸線A と平行に配置されている。第2 クランクピン1 4 B と第3 クランクピン1 4 C との間にはジャーナルはなく、第2 クランクピン1 4 B と第3 クランクピン1 4 C とは中央第2 アーム1 3 B C によって接続されている。図2 (A) に示すように、クランクシャフト1 1 の軸線A に沿った方向から見て、第2 クランクピン1 4 B と第3 クランクピン1 4 C とは少なくとも一部が重なるように配置されているとよい。このようにすると、クランクシャフ

ト 1 1 の剛性が向上する。

[0037] 第 1 燃焼シリンダ 6 に往復動可能に受容された第 1 燃焼ピストン 6 A は、コンロッド（不図示）を介して第 1 クランクピン 1 4 A に接続されている。膨張シリンダ 9 に往復動可能に受容された膨張ピストン 9 A は、コンロッドを介して第 2 クランクピン 1 4 B に接続されている。過給シリンダ 8 に往復動可能に受容された過給ピストン 8 A は、コンロッドを介して第 3 クランクピン 1 4 C に接続されている。第 2 燃焼シリンダ 7 に往復動可能に受容された第 2 燃焼ピストン 7 A は、コンロッドを介して第 4 クランクピン 1 4 D に接続されている。

[0038] 過給シリンダ 8 の往復運動部重量と膨張シリンダ 9 の往復運動部重量との和が、第 1 燃焼シリンダ 6 の往復運動部重量と第 2 燃焼シリンダ 7 の往復運動部重量との和と略等しく設定されている。これにより、各シリンダ 6～9 に生じる慣性力が互いに打ち消し合い、振動が低減される。

[0039] 図 2（A）に示すように、クランクシャフト 1 1 の軸線 A に沿った方向であって、クランクシャフト 1 1 が時計回りになる側（右側）から見て、第 1 クランクピン 1 4 A 及び第 4 クランクピン 1 4 D は、同位相（クランク角 0° とする）に配置されている。第 2 クランクピン 1 4 B 及び第 3 クランクピン 1 4 C は、第 1 燃焼ピストン 6 A が下死点にあるときに膨張ピストン 9 A 及び過給ピストン 8 A が上死点付近に位置するように、第 1 クランクピン 1 4 A との位相差が設定されている。

[0040] また、第 2 クランクピン 1 4 B は、第 1 燃焼ピストン 6 A が下死点にあるときに膨張ピストン 9 A が上死点を過ぎた位置にあるように若干の角度が進角されてもよい。また、第 3 クランクピン 1 4 C は、第 1 燃焼ピストン 6 A が下死点にあるときに過給ピストン 8 A が上死点の手前の位置にあるように若干の角度が遅角されてもよい。

[0041] 膨張シリンダ 9 の行程容積及び過給シリンダ 8 の行程容積のいずれも、第 1 燃焼シリンダ 6 の行程容積及び第 2 燃焼シリンダ 7 の行程容積のいずれよりも大きく設定されている。本実施形態では、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2

燃焼シリンダ7の行程容積が等しく、膨張シリンダ9及び過給シリンダ8の行程容積が等しく設定されている。他の実施形態では、膨張シリンダ9の行程容積と過給シリンダ8の行程容積とが互いに相違するように設定されてもよい。本実施形態では、各シリンダ6～9のストロークは等しく設定されており、膨張シリンダ9及び過給シリンダ8の直径が各燃焼シリンダの直径よりも大きく設定されている。

[0042] 図1に示すように、内燃機関1は、吸気通路を構成する吸気装置2と過給シリンダ8とを接続する過給吸気通路21と、過給シリンダ8とインタークーラー4のクーラー入口4Aとを接続する過給排気通路22と、インタークーラー4の第1出口4Bと第1燃焼シリンダ6とを接続する第1吸気通路23と、第1燃焼シリンダ6と膨張シリンダ9とを接続する第1排気通路24と、インタークーラー4の第2出口4Cと第2燃焼シリンダ7とを接続する第2吸気通路25と、第2燃焼シリンダ7と膨張シリンダ9とを接続する第2排気通路26と、膨張シリンダ9と排気通路を構成する排気装置3とを接続する膨張排気通路27とを有する。各通路21～27は、シリンダヘッド1Cに形成された通路や、管部材によって構成されている。

[0043] 吸気装置2は、上流側からエアインレット2A、エアクリーナ2B、スロットルバルブ2C、吸気ヘッド2Dを有している。過給吸気通路21は、吸気装置2の下流端に接続されている。排気装置3は、上流側から三元触媒3A、消音器3B、排気出口3Cを有している。膨張排気通路27は、排気装置3の上流端に接続されている。

[0044] インタークーラー4は、過給シリンダ8の近傍であって、シリンダヘッド1C及びヘッドカバー1Dの上方、かつ後方に配置されている。より詳細には、インタークーラー4は、後述する動弁機構40の後方に配置されているとよい。インタークーラー4は、空冷式の熱交換器や、水や他の冷媒を使用する公知の熱交換器であってよい。インタークーラー4は、上述したように、過給排気通路22に接続されるクーラー入口4Aと、第1吸気通路23に接続される第1出口4Bと、第2吸気通路25に接続される第2出口4Cと

を有する。インタークーラー４は、クーラー入口４Ａから第１出口４Ｂ及び第２出口４Ｃに流れる空気（混合気）を冷却する。図２（Ｂ）に示すように、インタークーラー４は、クランクシャフト１１の軸線Ａと平行に左右に延び、第１燃焼シリンダ６に対向する右端と第２燃焼シリンダ７に対向する左端とを有する。クーラー入口４Ａはインタークーラー４の長手方向における中央に設けられ、第１出口４Ｂはインタークーラー４の右端に設けられ、第２出口４Ｃはインタークーラー４の左端に設けられている。これにより、過給排気通路２２、第１吸気通路２３、及び第２吸気通路２５を短縮することができる。

[0045] 過給吸気通路２１及び過給排気通路２２の過給シリンダ８側の開口端、第１吸気通路２３及び第１排気通路２４の第１燃焼シリンダ６側の開口端、第２吸気通路２５及び第２排気通路２６の第２燃焼シリンダ７側の開口端、及び膨張排気通路２７の膨張シリンダ９側の開口端は、それぞれ２股に分岐し、各シリンダ６～９に接続している。

[0046] 図１に示すように、過給吸気通路２１の分岐した開口端のそれぞれと過給シリンダ８との境界には、それぞれ過給吸気通路２１を開閉する過給吸気弁３１が設けられている。過給排気通路２２の分岐した開口端のそれぞれと過給シリンダ８との境界には、それぞれ過給排気通路２２を開閉する過給排気弁３２が設けられている。第１吸気通路２３の分岐した開口端のそれぞれと第１燃焼シリンダ６との境界には、それぞれ第１吸気通路２３を開閉する第１吸気弁３３が設けられている。第１排気通路２４の分岐した開口端のそれぞれと第１燃焼シリンダ６との境界には、それぞれ第１排気通路２４を開閉する第１排気弁３４が設けられている。第２吸気通路２５の分岐した開口端のそれぞれと第２燃焼シリンダ７との境界には、それぞれ第２吸気通路２５を開閉する第２吸気弁３５が設けられている。第２排気通路２６の分岐した開口端のそれぞれと第２燃焼シリンダ７との境界には、それぞれ第２排気通路２６を開閉する第２排気弁３６が設けられている。膨張排気通路２７の分岐した開口端のそれぞれと膨張シリンダ９との境界には、それぞれ膨張排気

通路 27 を開閉する膨張排気弁 37 が設けられている。過給吸気弁 31、過給排気弁 32、第 1 吸気弁 33、第 1 排気弁 34、第 2 吸気弁 35、第 2 排気弁 36、及び膨張排気弁 37 は、公知のポペットバルブであり、図示しないバルブスプリングに付勢されて通常時には各通路を閉じ、動弁機構 40 の作動によって所定のタイミングで各通路 21～27 を開く。第 1 排気通路 24 と膨張シリンダ 9 との境界、及び第 2 排気通路 26 と膨張シリンダ 9 との境界には、開閉弁は設けられていない。

[0047] 図 4 に示すように、動弁機構 40 は、シリンダヘッド 1C とヘッドカバー 1D との間に形成された動弁室 1F に配置されている。図 5 に示すように、動弁機構 40 は、クランクシャフト 11 と平行に延びる前側カムシャフト 41 及び後側カムシャフト 42 と、前側ロッカシャフト 43 及び後側ロッカシャフト 44 とを有する。前側カムシャフト 41 及び前側ロッカシャフト 43 は、概ね膨張シリンダ 9 の上方に配置され、後側カムシャフト 42 及び後側ロッカシャフト 44 は、概ね第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 の上方に配置されている。前側カムシャフト 41 及び後側カムシャフト 42 は、図示しないタイミングチェーン及びスプロケットからなる動力伝達機構によってクランクシャフト 11 と連結され、クランクシャフト 11 の $1/2$ の回転数で回転する。

[0048] 前側ロッカシャフト 43 には、第 1 排気ロッカアーム 43A、膨張排気ロッカアーム 43B、及び第 2 排気ロッカアーム 43C が回転可能に支持されている。後側ロッカシャフト 44 には、第 1 吸気ロッカアーム 44A、過給吸気ロッカアーム 44B、過給排気ロッカアーム 44C、及び第 2 吸気ロッカアーム 44D が回転可能に支持されている。前側カムシャフト 41 に形成された各カム山にそれぞれ所定のタイミングで押圧されることによって、第 1 排気ロッカアーム 43A は第 1 排気弁 34 を開き、膨張排気ロッカアーム 43B は膨張排気弁 37 を開き、第 2 排気ロッカアーム 43C は第 2 排気弁 36 を開く。後側カムシャフト 42 に形成された各カム山にそれぞれ所定のタイミングで押圧されることによって、第 1 吸気ロッカアーム 44A は第 1

吸気弁 33 を開き、過給吸気ロッカアーム 44B は過給吸気弁 31 を開き、過給排気ロッカアーム 44C は過給排気弁 32 を開き、第 2 吸気ロッカアーム 44D は第 2 吸気弁 35 を開く。このように、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 を開閉する各弁 33 ~ 36 を開閉駆動する前側カムシャフト 41 及び後側カムシャフト 42 が、過給シリンダ 8 を開閉する弁 31、32 及び膨張シリンダ 9 を開閉する弁 37 を開閉駆動する。

[0049] 図 6 に示すように、過給シリンダ 8 は、クランクシャフト 11 が 1 回転する間に吸気行程と圧縮行程とを有する 2 サイクルで駆動される。吸気行程は、過給ピストン 8A が上死点から下死点まで下降する期間であり、このとき過給吸気弁 31 が開かれ、過給排気弁 32 が閉じられることによって過給吸気通路 21 から過給シリンダ 8 に空気（混合気）が吸入される。圧縮行程は、過給ピストン 8A が下死点から上死点まで上昇する期間であり、このとき過給吸気弁 31 が閉じられ、過給排気弁 32 が開かれることによって過給シリンダ 8 から過給排気通路 22 に空気（混合気）が送られると共に圧縮される。

[0050] 第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 は、公知の 4 サイクルレシプロエンジンと同様に、クランクシャフト 11 が 2 回転する間に吸気行程、圧縮行程、膨張行程、及び排気行程を行う 4 サイクルで駆動される。第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 は、位相が 360° ずれている。

[0051] 膨張シリンダ 9 は、クランクシャフト 11 が 1 回転する間に膨張行程と排気行程とを有する 2 サイクルで駆動される。膨張行程は、膨張ピストン 9A が上死点から下死点まで下降する期間であり、このとき膨張排気弁 37 が閉じられることによって第 1 排気通路 24 又は第 2 排気通路 26 から膨張シリンダ 9 に既燃焼ガスが流れ、膨張ピストン 9A が押し下げられる。排気行程は、膨張ピストン 9A が下死点から上死点まで上昇する期間であり、このとき膨張排気弁 37 が開かれることによって膨張シリンダ 9 から膨張排気通路 27 に既燃焼ガスが流れる。

[0052] クランクシャフト 11 が 2 回転する間において、過給シリンダ 8 の 1 回目

の圧縮行程は第1 燃焼シリンダ6 及び第2 燃焼シリンダ7 の一方の吸気行程と同じタイミングで行われ、過給シリンダ8 の2 回目の圧縮行程は第1 燃焼シリンダ6 及び第2 燃焼シリンダ7 の他方の吸気行程と同じタイミングで行われる。これにより、過給シリンダ8 の圧縮行程では、過給シリンダ8 から過給排気通路2 2 及びインタークーラー4 を介して第1 燃焼シリンダ6 又は第2 燃焼シリンダ7 に空気（混合気）が圧送される。過給シリンダ8 の行程容積は第1 燃焼シリンダ6 及び第2 燃焼シリンダ7 のそれぞれの行程容積よりも大きいため、第1 燃焼シリンダ6 又は第2 燃焼シリンダ7 に供給される空気（混合気）は加圧される。すなわち、過給シリンダ8 は、第1 燃焼シリンダ6 又は第2 燃焼シリンダ7 に過給することができる。

[0053] クランクシャフト1 1 が2 回転する間において、膨張シリンダ9 の1 回目の膨張行程は第1 燃焼シリンダ6 及び第2 燃焼シリンダ7 の一方の排気行程と同じタイミングで行われ、膨張シリンダ9 の2 回目の膨張行程は第1 燃焼シリンダ6 及び第2 燃焼シリンダ7 の他方の排気行程と同じタイミングで行われる。これにより、膨張シリンダ9 の膨張行程では、第1 燃焼シリンダ6 又は第2 燃焼シリンダ7 から既燃焼ガスが膨張シリンダ9 に流入し、膨張ピストン9 A が下死点に向って押し下げられる。このとき、膨張シリンダ9 の行程容積は第1 燃焼シリンダ6 及び第2 燃焼シリンダ7 のそれぞれの行程容積よりも大きいため、既燃焼ガスからエネルギーを取り出すことができる。

[0054] なお、図6 に示すタイミングに対して、過給シリンダ8 の各行程を遅角させてもよい。この場合、第1 燃焼シリンダ6 及び第2 燃焼シリンダ7 の吸気行程の後期において、過給シリンダ8 による圧縮効果が強くなり、過給圧（過給効率）が上昇する。また、なお、図6 に示すタイミングに対して、膨張シリンダ9 の各行程を進角させてもよい。この場合、第1 燃焼シリンダ6 及び第2 燃焼シリンダ7 の排気行程が開始するときに、膨張シリンダ9 では膨張ピストン9 A が既に下降しているため膨張シリンダ9 に負圧が発生し、吸い出し効果によって第1 燃焼シリンダ6 及び第2 燃焼シリンダ7 から膨張シリンダ9 に排気が円滑に流れる。これらの過給シリンダ8 の遅角化及び膨張

シリンダ 9 の進角化は、第 2 クランクピン 1 4 B 及び第 3 クランクピン 1 4 C の位置調節や、過給シリンダ 8 及び膨張シリンダ 9 の位置調節によって達成される。

[0055] 図 1 に示すように、EGR 装置 5 は、排気装置 3 と吸気装置 2 とを接続するように設けられている。EGR 装置 5 は、排気装置 3 の三元触媒 3 A よりも下流側かつ消音器 3 B よりも上流側の通路部分と、吸気装置 2 のスロットルバルブ 2 C よりも下流側の通路部分とを接続する EGR 通路 5 A を有する。EGR 通路 5 A が三元触媒 3 A よりも下流側に接続されることによって、EGR ガスに起因するデポジットが抑制される。他の実施形態では、EGR 通路 5 A の排気側の端部は、三元触媒 3 A よりも上流側の通路部分に接続されてもよい。EGR 装置 5 は、EGR 通路 5 A に排気側から順に設けられた EGR クーラー 5 B と、EGR バルブ 5 C とを有する。EGR クーラー 5 B は、空冷又は水冷の熱交換器であり、内部を通過する EGR ガス（既燃焼ガス）を冷却する。EGR バルブ 5 C は、開度調節可能な制御弁であり、EGR 通路 5 A を流れる EGR ガスの流量を調節する。排気装置 3 の三元触媒 3 A よりも上流側の通路部分は膨張シリンダ 9 から排出される排気ガスによって圧力が高く、吸気通路のスロットルバルブ 2 C よりも下流側の通路部分は過給シリンダ 8 の吸い込みによって負圧が発生しているため、圧力差によって EGR ガスが EGR 通路 5 A を排気側から吸気側に流れる。

[0056] 内燃機関 1 は、燃料であるガソリンを噴射する第 1 インジェクタ 4 6 及び第 2 インジェクタ 4 7 を有する。第 1 インジェクタ 4 6 は、過給シリンダ 8 、及び第 1 及び第 2 燃焼シリンダ 6 、7 の少なくとも一方に燃料を供給するように設けられており、吸気装置 2 のスロットルバルブ 2 C より下流側の通路部分、過給吸気通路 2 1 、過給シリンダ 8 、第 1 吸気通路 2 3 、第 1 燃焼シリンダ 6 、第 2 吸気通路 2 5 、及び第 2 燃焼シリンダ 7 のいずれかに設けられている。本実施形態では、第 1 インジェクタ 4 6 が過給吸気通路 2 1 に設けられた例を示す。第 1 インジェクタ 4 6 が、インタークーラー 4 よりも下流側に設けられる場合、各燃焼シリンダ 6 、7 に対応して分岐した各通路

に第1インジェクタ46が設けられる。すなわち、第1インジェクタ46は、第1吸気通路23又は第1燃焼シリンダ6に1つ、第2吸気通路25又は第2燃焼シリンダ7に1つ設けられる。第1インジェクタ46が過給シリンダ8を含みその上流側に設けられた場合、第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7までの距離が長く確保されると共に、過給シリンダ8における圧縮、攪拌作用によって混合気の均質化が向上する。また、燃料の気化に伴う吸気の冷却によって、過給シリンダ8に供給される吸気の密度が増加するため、過給シリンダ8の過給効率が向上すると共に、熱効率が向上する。

[0057] 第2インジェクタ47は、膨張シリンダ9に燃料を供給するべく、第1排気通路24、第2排気通路26、及び膨張シリンダ9のいずれかに設けられる。

[0058] 第1インジェクタ46は、空燃比が理論空燃比よりも希薄となるように燃料噴射量が制御される。これにより、各燃焼シリンダでは、燃費に有利な希薄燃焼が行われる。第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7には、それぞれ点火プラグ（不図示）が設けられており、燃焼は点火プラグの火花によって開始する。

[0059] 第2インジェクタ47は、膨張シリンダ9に直接に燃料を噴射する。第2インジェクタ47は、全ての第1インジェクタ46による燃料噴射量と合わせて、空燃比が略理論空燃比となるように燃料噴射量が制御される。膨張シリンダ9には、点火プラグが設けられており、燃焼は点火プラグの火花によって開始する。膨張シリンダ9では第1燃焼シリンダ6又は第2燃焼シリンダ7で発生した既燃焼ガスのエネルギーに加えて、第2インジェクタ47からの燃料の燃焼エネルギーによって膨張ピストン9Aが駆動される。

[0060] 第2インジェクタ47による燃料噴射によって、三元触媒3Aに流れる既燃焼ガス（排気ガス）は理論空燃比で燃焼したガスになるため、三元触媒3Aが適切に機能することができる。また、第2インジェクタ47から噴射された燃料の燃焼エネルギーは、膨張シリンダ9を駆動するために使用されるため燃費の更なる向上が図れる。

- [0061] 他の実施形態では、膨張シリンダ9の点火プラグを省略し、第2インジェクタ47から噴射された燃料を自着火させるようにしてもよい。また、第2インジェクタ47による燃料噴射を休止可能にしてもよい。
- [0062] 以下、第1実施形態に係る内燃機関1の効果について説明する。内燃機関1は、EGR装置5によってEGRガスを吸気装置2に導入するため、低負荷時におけるスロットルバルブ2Cの開度を比較的大きくして、過給シリンダ8に起因するポンピングロスを低減させることができる。また、EGRガスの導入によって、燃焼シリンダ6、7での燃焼温度が低下して冷却損失が低減する。また、燃焼温度の低下に伴う燃焼室温度の低下によってノッキングが抑制される。過給シリンダ8は、クランクシャフト11によって駆動されるため、負荷変動時の過給応答性が高い。EGRガスは、過給シリンダ8が発生する負圧によって吸気装置2への導入量が増加するため、負荷上昇時に応答性良く導入量が増加する。そのため、第1及び第2燃焼シリンダ6、7においてノッキングが抑制され、点火タイミングのリタードが不要になる。これにより、内燃機関1の熱効率が上昇する。
- [0063] 内燃機関1では、過給シリンダ8の吸入負圧によってEGRガスが吸気通路に導入される。また、EGRガスがスロットルバルブ2Cを通過しないため、スロットルバルブ2Cへの煤の付着が抑制される。また、EGRクーラー5Bによって冷却されたEGRガスが各燃焼シリンダ6、7に導入されることによって、各燃焼シリンダ6、7の温度が低下して、更にノッキングが抑制されると共に、燃焼温度が低下して冷却損失が低減される。
- [0064] 内燃機関1では、第1インジェクタ46から供給される燃料によって、各燃焼シリンダ6、7において希薄燃焼を行って、熱効率を向上させる。そして、第2インジェクタ47から供給される燃料によって、排気ガスの空燃比を三元触媒3Aの活性に適した理論空燃比にする。また、第2インジェクタ47から供給される燃料は、膨張シリンダ9で燃焼することによって膨張シリンダ9を駆動させるため、燃費の低下が抑制される。
- [0065] 内燃機関1では、第1燃焼シリンダ6及び第2燃焼シリンダ7がクランク

シャフト 11 の軸線 A 方向における両端部に配置され、互いに離間しているため、内燃機関本体 1 A の放熱が促進される。また、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 の間に過給シリンダ 8 が配置されているため、過給シリンダ 8 から第 1 燃焼シリンダ 6 への吸気の通路長と、過給シリンダ 8 から第 2 燃焼シリンダ 7 への吸気の通路長との差を小さくすることができる。また、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 の間に膨張シリンダ 9 が配置されているため、第 1 燃焼シリンダ 6 から膨張シリンダ 9 への排気の通路長と、第 2 燃焼シリンダ 7 から膨張シリンダ 9 への排気の通路長との差を小さくすることができる。これにより、各燃焼シリンダ 6、7 への吸気量及び排気量が均一になる。

[0066] 第 1 実施形態に係る内燃機関 1 では、過給シリンダ 8 及び膨張シリンダ 9 は基準面に対して傾斜し、V 型に配置されているが、図 7 (A) ~ (C) に示すように、第 1 燃焼シリンダ 6、第 2 燃焼シリンダ 7、過給シリンダ 8、及び膨張シリンダ 9 は、それぞれの軸線が互いに平行となるように配置されてもよい。この場合、右側から、第 1 燃焼シリンダ 6、膨張シリンダ 9、過給シリンダ 8、第 2 燃焼シリンダ 7 の順で配置し、第 1 燃焼シリンダ 6 及び第 2 燃焼シリンダ 7 を基準面上に配置し、膨張シリンダ 9 を基準面に対して前方にオフセットさせ、過給シリンダ 8 を基準面に対して後方にオフセットさせるとよい。或は、膨張シリンダ 9 を基準面に対して後方にオフセットさせ、過給シリンダ 8 を基準面に対して前方にオフセットさせてもよい。また、前方から見て、膨張シリンダ 9 と過給シリンダ 8 とが、少なくとも一部において互いに重なりを有するようにするとよい。このように配置すると、第 1 燃焼シリンダ 6、膨張シリンダ 9、過給シリンダ 8、及び第 2 燃焼シリンダ 7 をコンパクトに配置することができ、内燃機関 1 の小型化が図れる。

[0067] また、図 8 に示すように、第 1 実施形態に係る内燃機関 1 の、第 1 燃焼シリンダ 6、過給シリンダ 8、膨張シリンダ 9、第 2 燃焼シリンダ 7 の構成を 1 つの気筒群としてそれぞれ含む 2 つのシリンダバンク 71、72 を形成し、V 型に配置してもよい。すなわち、4 つの燃焼シリンダと、2 つの過給シ

リンダ８と、２つの膨張シリンダ９とを有する合計８気筒の内燃機関としてもよい。このとき、各シリンダバンク７１、７２の気筒群は、内燃機関の中心を上下に延びる軸線を中心として互いに回転対称形になるように配置されるとよい。この配置では、各シリンダバンク７１、７２の膨張シリンダ９の干渉が避けられるため、各シリンダバンク７１、７２を互いに近接させることができ、内燃機関１の小型化が可能になる。各気筒群を構成する過給シリンダ８及び膨張シリンダ９は、上記の変形例（図７参照）のように互いに平行に配置されてもよく、第１実施形態に係る内燃機関１のようにＶ型に配置されてもよい。また、気筒群どうしは、互いに平行に配置されてもよく、水平対向に配置されてもよい。

[0068] （第２実施形態）

次に、第２実施形態に係る内燃機関１００について説明する。第２実施形態に係る内燃機関１００の中で、第１実施形態に係る内燃機関１と同様の構成については説明を省略し、また同一の符号を付す。

[0069] 図９～図１１に示すように、第２実施形態に係る内燃機関１００の内燃機関本体１０１Ａは、左右に延びるクランクシャフト１１１を回転可能に支持するクランクケース１０１Ｂと、クランクケース１０１Ｂ上部に結合され、それぞれ左右に延びる前シリンダブロック１０１Ｃ及び後シリンダブロック１０１Ｄと、前及び後シリンダブロック１０１Ｃ、１０１Ｄの上部にそれぞれ結合された前シリンダヘッド１０１Ｅ及び後シリンダヘッド１０１Ｆと、前及び後シリンダヘッド１０１Ｅ、１０１Ｆの上部にそれぞれ結合された前ヘッドカバー１０１Ｇ及び後ヘッドカバー１０１Ｈと、クランクケース１０１Ｂの下部に結合されたオイルパン１０１Ｊとを有する。前シリンダブロック１０１Ｃ及び後シリンダブロック１０１Ｄはそれぞれ左右に延びている。

[0070] 後シリンダブロック１０１Ｄには、右側から第１燃焼シリンダ１０３、過給シリンダ１０４、第２燃焼シリンダ１０５が直列に形成されている。前シリンダブロック１０１Ｃには、右側から第３燃焼シリンダ１０６、膨張シリンダ１０７、第４燃焼シリンダ１０８が直列に形成されている。各シリンダ

103～108の上端は、前及び後シリンダブロック101C、101Dの上端面に開口し、シリンダヘッド101E、101Fによって閉塞されている。各シリンダ103～108の下端は、シリンダブロック1Bの下部に形成されたクランク室に繋がっている。第1燃焼シリンダ103、過給シリンダ104、及び第2燃焼シリンダ105は第1気筒群109を構成し、第3燃焼シリンダ106、膨張シリンダ107、及び第4燃焼シリンダ108は第2気筒群110を構成する。

[0071] 第1～第4燃焼シリンダ103、105、106、108は互いに同じ大きさに形成されている。過給シリンダ104及び膨張シリンダ107は、互いに同じ大きさに形成され、かつ第1燃焼シリンダ103よりも大きく形成されている。第1～第4燃焼シリンダ103、105、106、108と過給シリンダ104及び膨張シリンダ107とは長さが互いに等しく形成され、過給シリンダ104及び膨張シリンダ107は第1～第4燃焼シリンダ103、105、106、108よりも直径が大きく形成されている。

[0072] クランクシャフト111の軸線Aを含み、略上下に延びる基準面に対して、第1気筒群109の各シリンダ103～105は同じ角度だけ後傾し、第2気筒群110の各シリンダ106～108は同じ角度だけ前傾している。すなわち、第1気筒群109及び第2気筒群110はV型に形成されている。前方から見て、第1燃焼シリンダ103と第3燃焼シリンダ106は同じ位置に配置され、過給シリンダ104と膨張シリンダ107とは同じ位置に配置され、第2燃焼シリンダ105と第4燃焼シリンダ108は同じ位置に配置されている。

[0073] 図12に示すように、クランクシャフト111は、右側から第1ジャーナル112A、右第1アーム113AR、第1クランクピン114A、左第1アーム113AL、第2ジャーナル112B、右第2アーム113BR、第2クランクピン114B、左第2アーム113BL、第3ジャーナル112C、右第3アーム113CR、第3クランクピン114C、左第3アーム113CL、第4ジャーナル112Dを有している。

[0074] 図10に示すように、第1クランクピン114Aは、親子コンロッド116を介して、第1燃焼シリンダ103に往復動可能に受容された第1燃焼ピストン103Aと、第3燃焼シリンダ106に往復動可能に受容された第3燃焼ピストン106Aとに接続されている。親子コンロッド116は、第1クランクピン114Aと第1燃焼ピストン103A及び第3燃焼ピストン106Aの一方とを接続するマスターコンロッド117と、マスターコンロッド117と第1燃焼ピストン103A及び第3燃焼ピストン106Aの他方とを接続するリンクコンロッド118とを有する。本実施形態では、マスターコンロッド117は、第1クランクピン114Aに回動可能に支持された筒部117A及び筒部の両端部から径方向外方に突設された一对の支持壁117Bとを有する大端部117Cと、第1燃焼ピストン103Aのピストンピンに回動可能に支持された小端部（番号省略）と、小端部と大端部117Cの各支持壁117Bとを接続するロッド部117Dとを有する。ロッド部117Dの大端部側部分は、クランクシャフト111の軸線方向に二股に分岐しており、各支持壁117Bに結合されている。リンクコンロッド118は、マスターコンロッド117の大端部117Cの筒部117Aの外周面に回動可能に支持された大端部118Aと、第3燃焼ピストン106Aのピストンピンに回動可能に支持された小端部（番号省略）と、小端部と大端部118Aとを接続するロッド部118Bとを有する。マスターコンロッド117の大端部117Cとリンクコンロッド118の大端部118Aとは、第1クランクピン114Aを中心として互いに同軸に配置されている。マスターコンロッド117のロッド部117Dの小端部側部分とリンクコンロッド118のロッド部118Bとは、クランクシャフト111の軸線方向において同位置に配置されている。なお他の実施形態では、リンクコンロッド118の大端部118Aは、マスターコンロッド117の大端部117Cの一部に、第1クランクピン114Aの軸線と異なる回動軸線を有して回動可能に支持されてもよい。また、マスターコンロッド117が第3燃焼ピストン106Aに接続され、リンクコンロッド118が第1燃焼ピストン103Aに接

続されてもよい。第2クランクピン114Bは、上述したものと同様の親子コンロッド116を介して、過給シリンダ104に往復動可能に受容された過給ピストン104Aと、膨張シリンダ107に往復動可能に受容された膨張ピストン107Aとに接続されている。同様に、第3クランクピン114Cは、上述したものと同様の親子コンロッド116を介して、第2燃焼シリンダ105に往復動可能に受容された第2燃焼ピストン105Aと、第4燃焼シリンダ108に往復動可能に受容された第4燃焼ピストン108Aとに接続されている。

[0075] 吸気通路を構成する吸気装置2は、上流側からエアインレット2A、エアクリーナ2Bを有し、下流端が第1分岐通路2E及び第2分岐通路2Fに分岐している。第1分岐通路2Eには第1スロットルバルブ2Gが設けられ、第2分岐通路2Fには第2スロットルバルブ2Hが設けられている。

[0076] 図9に示すように、内燃機関100は、吸気装置2の第1分岐通路2Eと過給シリンダ104とを接続する過給吸気通路121と、過給シリンダ104とインタークーラー4のクーラー入口4Aとを接続する過給排気通路122と、インタークーラー4の第1出口4Bと第1燃焼シリンダ103とを接続する第1吸気通路123と、第1燃焼シリンダ103と排気装置3とを接続する第1排気通路124と、インタークーラー4の第2出口4Cと第2燃焼シリンダ105とを接続する第2吸気通路125と、第2燃焼シリンダ105と排気装置3とを接続する第2排気通路126とを有する。各通路121～126は、後シリンダヘッド101Fに形成された通路や、管部材によって構成されている。

[0077] 後シリンダヘッド101Fの上部には、第1実施形態と同様のインタークーラー4が設けられている。インタークーラー4は左右に延び、クランクシャフト111の軸線A方向において第1燃焼シリンダ103に対向する右端と第2燃焼シリンダ105に対応する左端とを有する。

[0078] 内燃機関100は、吸気装置2の第2分岐通路2Fと第3燃焼シリンダ106とを接続する第3吸気通路131と、第3燃焼シリンダ106と膨張シ

リンダ１０７とを接続する第３排気通路１３２と、吸気装置２の第２分岐通路２Ｆと第４燃焼シリンダ１０８とを接続する第４吸気通路１３３と、第４燃焼シリンダ１０８と膨張シリンダ１０７とを接続する第４排気通路１３４と、膨張シリンダ１０７と排気装置３とを接続する膨張排気通路１３５とを有する。各通路１３１～１３５は、前シリンダヘッド１０１Ｅに形成された通路や、管部材によって構成されている。

[0079] 排気装置３は、第１実施形態と同様の構成を有する。第１排気通路１２４、第２排気通路１２６、及び膨張排気通路１３５は、排気装置３の上流端に接続されている。

[0080] ＥＧＲ装置５は、排気装置３の三元触媒３Ａよりも下流側かつ消音器３Ｂよりも上流側の通路部分と、第１分岐通路２Ｅのスロットルバルブ２Ｃよりも下流側の通路部分とを接続するＥＧＲ通路５Ａと、ＥＧＲ通路５Ａの下流端から分岐して第２分岐通路２Ｆのスロットルバルブ２Ｈよりも下流側の通路部分に接続する分岐通路５Ｄとを有する。ＥＧＲ通路５Ａの分岐通路５Ｄが分岐した部分よりも排気側部分にはＥＧＲクーラー５Ｂが設けられ、ＥＧＲ通路５Ａの分岐通路５Ｄが分岐した部分よりも吸気側部分には第１ＥＧＲバルブ５Ｃが設けられ、分岐通路５Ｄには第２ＥＧＲバルブ５Ｅが設けられている。

[0081] 過給吸気通路１２１と過給シリンダ１０４との境界には過給吸気通路１２１を開閉する過給吸気弁１４１が設けられ、過給排気通路１２２と過給シリンダ１０４との境界には、過給排気通路１２２を開閉する過給排気弁１４２が設けられている。第１吸気通路１２３と第１燃焼シリンダ１０３との境界には、第１吸気通路１２３を開閉する第１吸気弁１４３が設けられ、第１排気通路１２４と第１燃焼シリンダ１０３との境界には第１排気通路１２４を開閉する第１排気弁１４４が設けられている。第２吸気通路１２５と第２燃焼シリンダ１０５との境界には、第２吸気通路１２５を開閉する第２吸気弁１４５が設けられ、第２排気通路１２６と第２燃焼シリンダ１０５との境界には第２排気通路１２６を開閉する第２排気弁１４６が設けられている。第

第3吸気通路131と第3燃焼シリンダ106との境界には第3吸気通路131を開閉する第3吸気弁147が設けられ、第3排気通路132と第3燃焼シリンダ106との境界には第3排気通路132を開閉する第3排気弁148が設けられている。第4吸気通路133と第4燃焼シリンダ108との境界には、第4吸気通路133を開閉する第4吸気弁149が設けられ、第4排気通路134と第4燃焼シリンダ108との境界には第4排気通路134を開閉する第4排気弁150が設けられている。膨張排気通路135と膨張シリンダ107との境界には、膨張排気通路135を開閉する膨張排気弁151が設けられている。各弁141～151は、公知のポペットバルブであり、図示しないバルブスプリングに付勢されて通常時には各通路を閉じ、後述する後動弁機構155又は前動弁機構156の作動によって所定のタイミングで各通路を開く。第3排気通路132と膨張シリンダ107との境界、及び第4排気通路134と膨張シリンダ107との境界には、開閉弁は設けられていない。

[0082] 図10に示すように、後動弁機構155は、第1気筒群109の各シリンダ103～105の各弁を開閉駆動する装置であり、後シリンダヘッド101Fと後ヘッドカバー1Dとの間に形成された後動弁室に配置されている。後動弁機構155は、クランクシャフト111によって駆動される後第1カムシャフト及び後第2カムシャフトと、後第1ロッカシャフト及び後第2ロッカシャフトと、後第1ロッカシャフトに回転可能に支持され、後第1カムシャフトによって所定のタイミングで第1吸気弁143、過給排気弁142、第2吸気弁145をそれぞれ押圧する各ロッカアームと、後第2ロッカシャフトに回転可能に支持され、後第2カムシャフトによって所定のタイミングで第1排気弁144、過給吸気弁141、第2排気弁146をそれぞれ押圧する各ロッカアームとを含む。

[0083] 後動弁機構155は、公知の気筒休止機構155Aを含む。気筒休止機構155Aは、例えば各ロッカアームに組み込まれるものであってよい。具体例として、気筒休止機構155Aは、ロッカアームをカムシャフトに押圧さ

れる部分を含む第1部分と、各弁を押圧する部分を含む第2部分とに分割し、第1部分及び第2部分に変位可能に支持され、油圧によって移動する連結ピンによって、第1部分と第2部分との連結、解除を選択的に行うものであってよい。気筒休止機構155Aは、選択的に、第1気筒群109の全ての弁の開作動を停止させ、第1気筒群109の駆動を休止させる。

[0084] 前動弁機構156は、第2気筒群110の各シリンダ106～108の各弁を開閉駆動する装置であり、前シリンダヘッド101Eと前ヘッドカバー101Gとの間に形成された前動弁室に配置されている。前動弁機構156は、クランクシャフト111によって駆動される前第1カムシャフト及び前第2カムシャフトと、前第1ロッカシャフト及び前第2ロッカシャフトと、前第1ロッカシャフトに回転可能に支持され、前第1カムシャフトによって所定のタイミングで第3吸気弁147及び第4吸気弁149をそれぞれ押圧する各ロッカアームと、前第2ロッカシャフトに回転可能に支持され、前第2カムシャフトによって所定のタイミングで第3排気弁148、膨張排気弁151、第4排気弁150をそれぞれ押圧する各ロッカアームとを含む。

[0085] 図13は、内燃機関100の各シリンダ103～108における行程を示す。第1～第4燃焼シリンダ103、105、106、108は4サイクルで駆動される。第2燃焼シリンダ105は第1燃焼シリンダ103に対して360°の位相がずれており、第3燃焼シリンダ106は第1燃焼シリンダ103に対して、第1燃焼シリンダ103と第3燃焼シリンダ106がなす角度だけ位相がずれており、第4燃焼シリンダ108は第3燃焼シリンダ106に対して360°の位相がずれている。すなわち、第1～第4燃焼シリンダ103、105、106、108は不等間隔爆発となる。過給シリンダ104及び膨張シリンダ107は2サイクルで駆動される。過給シリンダ104の圧縮行程は、第1燃焼シリンダ103又は第2燃焼シリンダ105の吸気行程と重なるように設定されている。また、膨張シリンダ107の吸気行程は、第3燃焼シリンダ106又は第4燃焼シリンダ108の排気行程と重なるように配置されている。

[0086] 図9に示すように、後側の第1気筒群109に対して設けられる後側インジェクタ161は、過給吸気通路121、過給シリンダ104、第1吸気通路123、第1燃焼シリンダ103、第2吸気通路125、第2燃焼シリンダ105のいずれかに設けられている。本実施形態では、後側インジェクタ161は、第1燃焼シリンダ103と第2燃焼シリンダ105とに設けられている。後側インジェクタ161は、気筒休止機構155Aが第1気筒群109を休止させるとき、燃料噴射を停止する。前側の第2気筒群110に対して設けられる前側インジェクタ162は、第3吸気通路131又は第3燃焼シリンダ106に1つと、第4吸気通路133又は第4燃焼シリンダ108に1つ設けられている。また、膨張シリンダ107に追加のインジェクタ163が設けられてもよい。膨張シリンダ107に設けられる追加のインジェクタ163は、第1実施形態と同様の効果を奏する。

[0087] 第2実施形態に係る内燃機関100は、気筒休止機構155Aを備えているため、高負荷時に第1気筒群109及び第2気筒群110の双方を駆動して高出力運転を行い、低負荷時に第1気筒群109を休止して第2気筒群110のみを駆動して高効率運転を行うことができる。第1気筒群109に過給シリンダ104を設け、第2気筒群110に膨張シリンダ107を設けたため、第1気筒群109及び第2気筒群110の出力特性の差が大きくなる。そのため、第1気筒群109の駆動及び休止を選択することによって、内燃機関100の出力特性を大きく変化させ、低負荷状態から高負荷状態まで広く対応することができる。内燃機関100は、低負荷状態では、膨張シリンダ107を含む高効率な第2気筒群110を使用するため、高効率な運転を行うことができる。

[0088] 上記の第2実施形態に係る内燃機関100において、過給シリンダ104は第1及び第2燃焼シリンダ103、105に対して遅角側にオフセットした位置に配置されてもよい。また、膨張シリンダ107を第3及び第4燃焼シリンダ106、108に対して進角側にオフセットした位置に配置されてもよい。

[0089] 上記の第2実施形態に係る内燃機関100では、第1気筒群109及び第2気筒群110はV型に配置されているが、第1気筒群109及び第2気筒群110は互いに平行に配置されてもよい。また、第1気筒群109及び第2気筒群110が互いに平行に配置された状態で、過給シリンダ104は第1及び第2燃焼シリンダ103、105に対して遅角側にオフセットした位置に配置されてもよい。また、膨張シリンダ107を第3及び第4燃焼シリンダ106、108に対して進角側にオフセットした位置に配置されてもよい。

[0090] 上記の第2実施形態に係る内燃機関100の変形例として、図14に示すように、EGR装置5の分岐通路5D及び第2EGRバルブ5Eを省略し、代わりに第3排気通路132と第3吸気通路131とを接続する第2EGR通路171と、第4排気通路134と第4吸気通路133とを接続する第3EGR通路172とを設けてもよい。第2EGR通路171及び第3EGR通路172は前シリンダヘッド101Eに形成された通路であることが好ましい。EGRガス（排気ガス）は、第3排気通路132と第3吸気通路131との圧力差によって第2EGR通路171を第3吸気通路131側に流れ、第4排気通路134と第4吸気通路133との圧力差によって第3EGR通路172を第4吸気通路133側に流れる。

[0091] （第3実施形態）

第3実施形態に係る内燃機関200は、図15に示すように、上記の第2実施形態に係る内燃機関100において、第1気筒群109に対して第2気筒群110をクランクシャフト111の軸線A方向に沿って左側にオフセットさせた形態を有する。第3実施形態に係る内燃機関200では、クランクシャフト201の軸線A方向において、第3燃焼シリンダ106の中心は第1燃焼シリンダ103の中心と過給シリンダ104の中心との間に位置し、膨張シリンダ107の中心は過給シリンダ104の中心と第2燃焼シリンダ105の中心との間に位置し、第4燃焼シリンダ108の中心は第2シリンダの中心よりも過給シリンダ104側と相反する側（左側）に配置されてい

る。第3実施形態に係る内燃機関200では、第1及び第2気筒群109、110の配置に対応して、クランクシャフト201の構成が第2実施形態に係る内燃機関100のクランクシャフト111の構成と異なる。第3実施形態に係る内燃機関200において、第2実施形態と同様の構成については説明を省略する。

[0092] 図16(A)に示すように、第3実施形態に係る内燃機関200のクランクシャフト201は、右側から第1ジャーナル202A、右第1アーム203AR、第1クランクピン204A、第2クランクピン204B、左第1アーム203AL、第2ジャーナル202B、右第2アーム203BR、第3クランクピン204C、第4クランクピン204D、左第2アーム203BL、第3ジャーナル202C、右第3アーム203CR、第5クランクピン204E、第6クランクピン204F、左第3アーム203CL、第4ジャーナル202Dを有している。第1クランクピン204Aと第2クランクピン204Bとは、直接に接続されていてもよく、間にクランクアーム（ウェブ）を介して接続されてもよい。第3クランクピン204Cと第4クランクピン204Dとは、直接に接続されていてもよく、間にクランクアーム（ウェブ）を介して接続されてもよい。第5クランクピン204Eと第6クランクピン204Fとは、直接に接続されていてもよく、間にクランクアーム（ウェブ）を介して接続されてもよい。

[0093] 図16(B)に示すように、クランクシャフト201の軸線A方向から見て、第1クランクピン204Aと第2クランクピン204Bとは少なくとも一部において重なりを有することが好ましい。同様に、クランクシャフト201の軸線A方向から見て、第3クランクピン204Cと第4クランクピン204Dとは少なくとも一部において重なりを有することが好ましい。クランクシャフト201の軸線A方向から見て、第5クランクピン204Eと第6クランクピン204Fとは少なくとも一部において重なりを有することが好ましい。この構成によれば、クランクシャフト201の剛性が向上する。

[0094] 第1クランクピン204Aはコンロッドを介して第1燃焼ピストン103

Aに接続され、第2クランクピン204Bはコンロッドを介して第3燃焼ピストン106Aに接続され、第3クランクピン204Cはコンロッドを介して過給ピストン104Aに接続され、第4クランクピン204Dはコンロッドを介して膨張ピストン107Aに接続され、第5クランクピン204Eはコンロッドを介して第2燃焼ピストン105Aに接続され、第6クランクピン204Fはコンロッドを介して第4燃焼ピストン108Aに接続されている。

[0095] 第1クランクピン204A及び第5クランクピン204Eは、同位相に配置されている。第3クランクピン204Cは、第1燃焼ピストン103Aが下死点に位置するときに過給ピストン104Aが上死点に位置するように配置されている。なお、第3クランクピン204Cは、第1燃焼ピストン103Aが下死点に位置するときに過給ピストン104Aが上死点より手前に位置するように遅角されていてもよい。

[0096] 第2クランクピン204B及び第6クランクピン204Fは、互いに同位相に配置されている。第2クランクピン204Bは、第1燃焼ピストン103Aが上死点に位置するときに第3燃焼ピストン106Aが上死点に位置するように配置されている。第4クランクピン204Dは、第2燃焼ピストン105Aが下死点に位置するときに膨張ピストン107Aが上死点に位置するように配置されている。なお、第4クランクピン204Dは、第3燃焼ピストン106Aが下死点に位置するときに膨張ピストン107Aが上死点を過ぎた位置にあるように進角されていてもよい。

[0097] 内燃機関200は、第1燃焼シリンダ103と、第3燃焼シリンダ106及び第4燃焼シリンダ108の一方とが同時に爆発した後、360°の間隔において第2燃焼シリンダ105と第3燃焼シリンダ106及び第4燃焼シリンダ108の他方とが同時に爆発を行う。

[0098] 内燃機関200では、過給シリンダ104の位置を第1燃焼シリンダ103に対して遅角側にオフセットさせてもよい。また、膨張シリンダ107の位置を第3燃焼シリンダ106に対して進角側にオフセットさせてもよい。

- [0099] 内燃機関200では、第1気筒群109と第2気筒群110との配置は、V型でも平行配置でもよい。
- [0100] 第3実施形態の内燃機関200の一部の構成を変形したものを、第3実施形態の変形例に係る内燃機関300とする。内燃機関300は、内燃機関200と比較して、クランクシャフト301の構成が異なる。また、過給シリンダ104の位置が第1燃焼シリンダ103に対して遅角側にオフセットされ、膨張シリンダ107の位置が第3燃焼シリンダ106に対して進角側にオフセットさせている。内燃機関300の他の構成は、内燃機関200と同様である。
- [0101] 図17(A)に示すように、右側から第1ジャーナル302A、右第1アーム303AR、第1クランクピン304A、左第1アーム303AL、第2ジャーナル302B、右第2アーム303BR、第2クランクピン304B、左第2アーム303BL、第3ジャーナル302C、右第3アーム303CR、第3クランクピン304C、左第3アーム303CL、第4ジャーナル302D、右第4アーム303DR、第4クランクピン304D、左第4アーム303DL、第5ジャーナル302E、右第5アーム303ER、第5クランクピン304E、左第5アーム303EL、第6ジャーナル302F、右第6アーム303FR、第6クランクピン304F、左第6アーム303FL、第7ジャーナル302Gを有している。
- [0102] 第1クランクピン304Aはコンロッドを介して第1燃焼ピストン103Aに接続され、第2クランクピン304Bはコンロッドを介して第3燃焼ピストン106Aに接続され、第3クランクピン304Cはコンロッドを介して過給ピストン104Aに接続され、第4クランクピン304Dはコンロッドを介して膨張ピストン107Aに接続され、第5クランクピン304Eはコンロッドを介して第2燃焼ピストン105Aに接続され、第6クランクピン304Fはコンロッドを介して第4燃焼ピストン108Aに接続されている。
- [0103] 第1クランクピン204A及び第5クランクピン204Eは、同位相に配

置されている。第3クランクピン204Cは、第1燃焼ピストン103Aが下死点に位置するときに過給ピストン104Aが上死点に位置するように配置されている。また、第3クランクピン204Cは、第1燃焼ピストン103Aが下死点に位置するときに過給ピストン104Aが上死点より手前に位置するように遅角されていてもよい。

[0104] 第2クランクピン204B及び第6クランクピン204Fは、互いに同位相に配置されている。第2クランクピン204Bは、第1燃焼ピストン103Aが下死点に位置するときに第3燃焼ピストン106Aが上死点に位置するように配置されている。第4クランクピン204Dは、第2燃焼ピストン105Aが下死点に位置するときに膨張ピストン107Aが上死点に位置するように配置されている。また、第4クランクピン204Dは、第3燃焼ピストン106Aが下死点に位置するときに膨張ピストン107Aが上死点を過ぎた位置にあるように進角されていてもよい。

[0105] 内燃機関300は、第1燃焼シリンダ103、第3燃焼シリンダ106及び第4燃焼シリンダ108の一方、第2燃焼シリンダ105、第3燃焼シリンダ106及び第4燃焼シリンダ108の他方の順に180°の等間隔で爆発を行う。

[0106] 内燃機関300では、第1気筒群109と第2気筒群110との配置は、V型でも平行配置でもよい。

[0107] 以上で具体的実施形態の説明を終えるが、本発明は上記実施形態に限定されることなく幅広く変形実施することができる。例えば、内燃機関200、300では、第1気筒群109と第2気筒群110との前後位置は逆であってもよい。また、クランクシャフト201、301の軸線が前後に延びるように配置され、第1気筒群109と第2気筒群110とが左右に配置されてもよい。

符号の説明

[0108] 1 : 内燃機関
1 A : 内燃機関本体

2	: 吸気装置（吸気通路）
2 C	: スロットルバルブ
3	: 排気装置（排気通路）
3 A	: 三元触媒
4	: インタークーラー
5	: E G R 装置
5 A	: E G R 通路
5 B	: E G R クーラー
5 C	: E G R バルブ
6	: 第 1 燃焼シリンダ
7	: 第 2 燃焼シリンダ
8	: 過給シリンダ
9	: 膨張シリンダ
1 1	: クランクシャフト
4 6	: 第 1 インジェクタ
4 7	: 第 2 インジェクタ
1 0 0	: 内燃機関
1 0 1 A	: 内燃機関本体
1 0 3	: 第 1 燃焼シリンダ
1 0 4	: 過給シリンダ
1 0 5	: 第 2 燃焼シリンダ
1 0 6	: 第 3 燃焼シリンダ
1 0 7	: 膨張シリンダ
1 0 8	: 第 4 燃焼シリンダ
1 0 9	: 第 1 気筒群
1 1 0	: 第 2 気筒群
1 1 1	: クランクシャフト
1 5 5 A	: 気筒休止機構

1 7 1 : 第 2 E G R 通路

1 7 2 : 第 3 E G R 通路

A : 軸線

請求の範囲

- [請求項1] スロットルバルブを備えた吸気通路に接続された過給シリンダ、前記過給シリンダに接続されると共に排気通路に接続された燃焼シリンダを備えた内燃機関本体と、
- 前記内燃機関本体に回転可能に支持され、前記過給シリンダ及び前記燃焼シリンダにそれぞれ受容されたピストンがそれぞれコンロッドによって接続された共通のクランクシャフトと、
- 前記排気通路と前記吸気通路とを接続し、既燃焼ガスを前記吸気通路に供給するEGR通路とを有することを特徴とする内燃機関。
- [請求項2] 前記EGR通路は、前記吸気通路における前記スロットルバルブと前記過給シリンダ側の端部との間に接続されていることを特徴とする請求項1に記載の内燃機関。
- [請求項3] 前記EGR通路には、通過する既燃焼ガスを冷却するEGRクーラーが設けられていることを特徴とする請求項1又は請求項2に記載の内燃機関。
- [請求項4] 前記EGR通路における前記EGRクーラーよりも前記吸気通路側の部分には、通過する既燃焼ガスの流量を調節するEGRバルブが設けられていることを特徴とする請求項3に記載の内燃機関。
- [請求項5] 前記燃焼シリンダと前記排気通路の間に設けられ、前記内燃機関本体に形成された膨張シリンダを更に有し、
- 前記膨張シリンダに受容されたピストンが、コンロッドによって前記クランクシャフトに接続されていることを特徴とする請求項1～請求項4のいずれか1つの項に記載の内燃機関。
- [請求項6] 前記過給シリンダ及び前記燃焼シリンダの少なくとも一方に燃料を供給する第1インジェクタと、
- 前記膨張シリンダに燃料を供給する第2インジェクタとを有することを特徴とする請求項5に記載の内燃機関。
- [請求項7] 1 燃焼サイクルにおいて、前記第1インジェクタ及び前記第2イン

ジェクタから供給される燃料量の合計が、前記吸気通路を通過する吸気量に対して略理論空燃比となる量に制御されていることを特徴とする請求項 6 に記載の内燃機関。

[請求項 8] 前記燃焼シリンダは、それぞれ前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダに接続された第 1 燃焼シリンダ及び第 2 燃焼シリンダを含み、

前記第 1 燃焼シリンダ及び前記第 2 燃焼シリンダのそれぞれに受容されたピストンが、コンロッドによって前記クランクシャフトに接続され、

前記第 1 燃焼シリンダ及び前記第 2 燃焼シリンダは、4 サイクルで駆動され、

前記過給シリンダ及び前記膨張シリンダは、2 サイクルで駆動され、

前記過給シリンダの圧縮行程は、前記第 1 燃焼シリンダ及び前記第 2 燃焼シリンダのいずれかの吸気行程と少なくとも一部が重なり、

前記過給シリンダの吸気行程は、前記第 1 燃焼シリンダ及び前記第 2 燃焼シリンダのいずれかの排気行程と少なくとも一部が重なることを特徴とする請求項 5 ～請求項 7 のいずれか 1 つの項に記載の内燃機関。

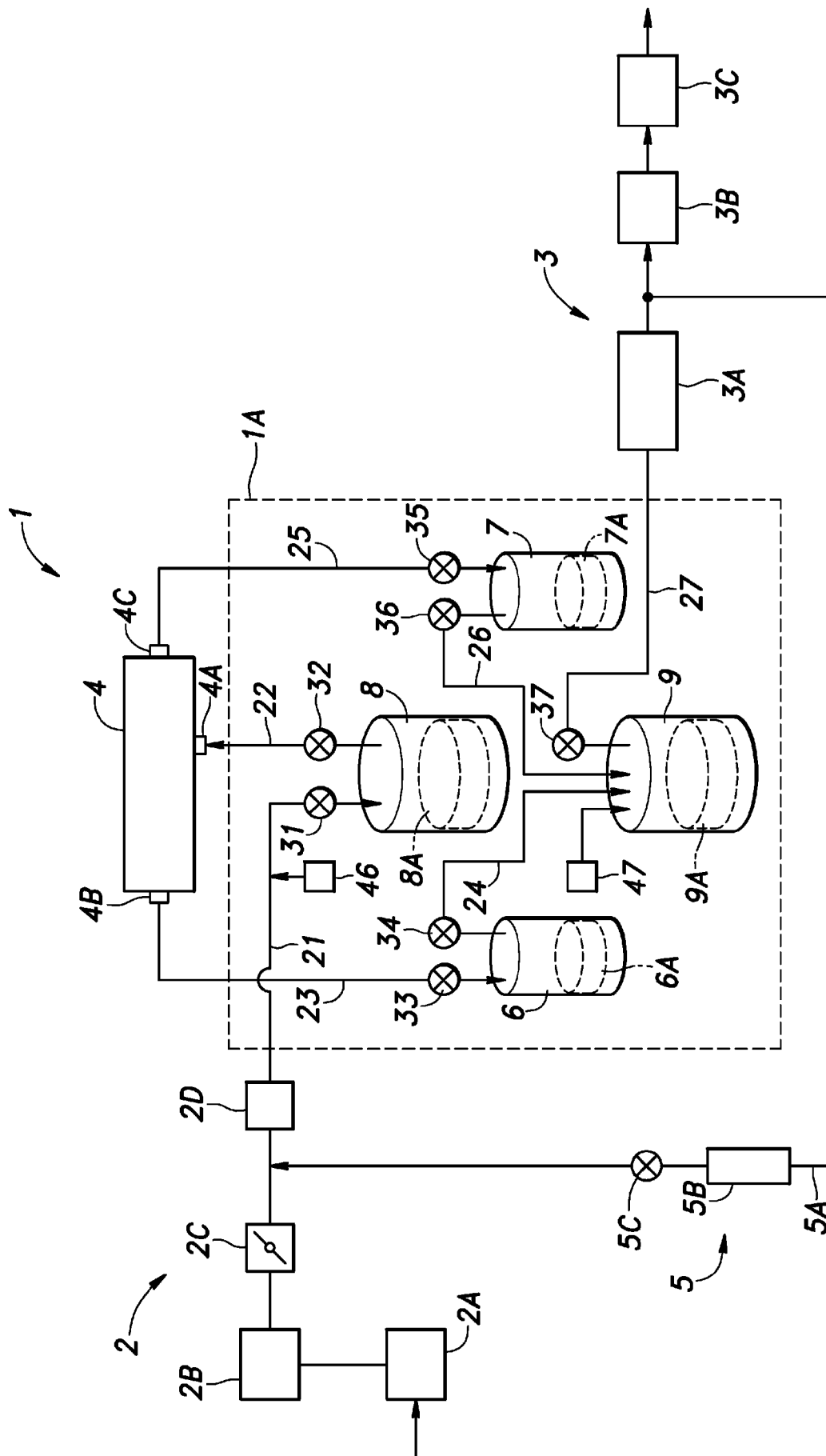
[請求項 9] 前記過給シリンダと前記第 1 燃焼シリンダとの間、及び前記過給シリンダと前記第 2 燃焼シリンダとの間には通過する空気を冷却するインタークーラーが設けられていることを特徴とする請求項 8 に記載の内燃機関。

[請求項 10] 前記クランクシャフトの軸線方向において、前記第 1 燃焼シリンダと前記第 2 燃焼シリンダとの間に前記過給シリンダが配置され、

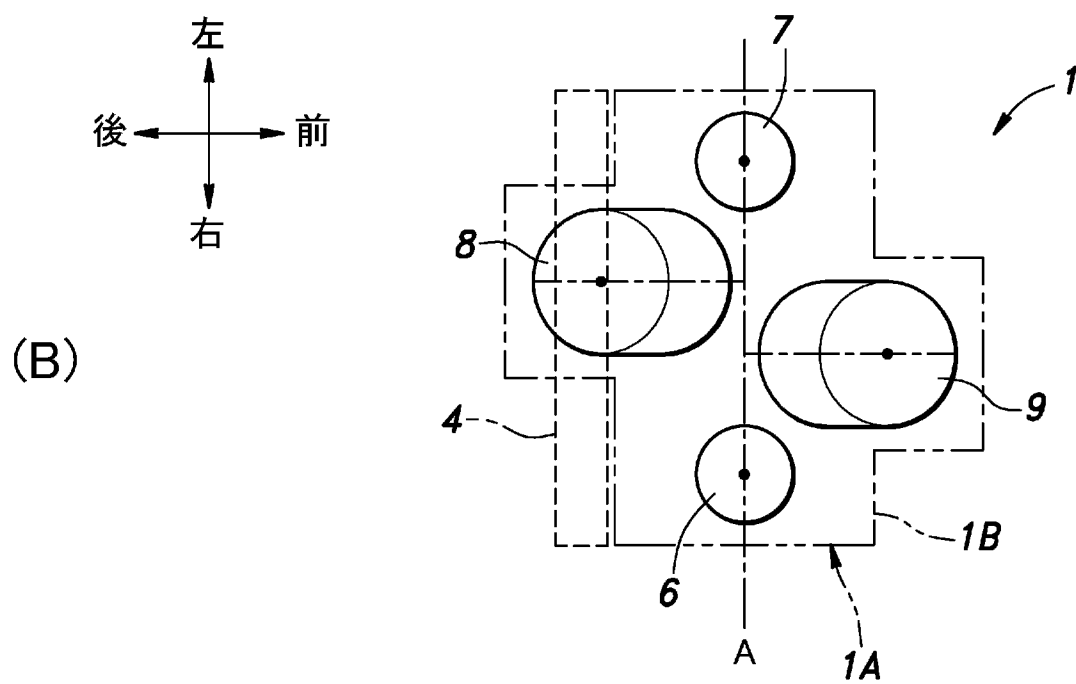
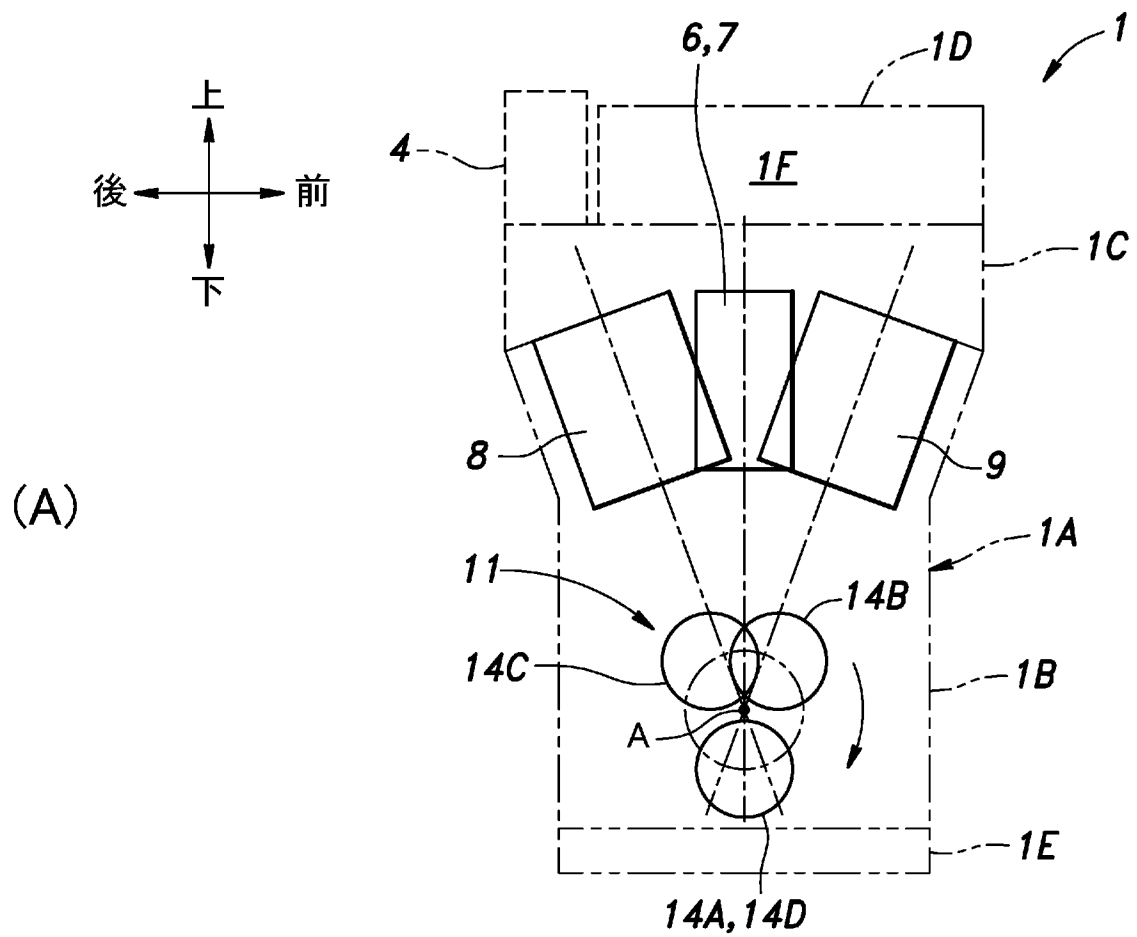
前記インタークーラーは、前記過給シリンダの近傍に配置され、前記クランクシャフトの軸線方向において前記第 1 燃焼シリンダと対応する部分から前記第 2 燃焼シリンダと対応する部分まで延びていることを特徴とする請求項 9 に記載の内燃機関。

- [請求項11] 前記インタークーラーは、前記過給シリンダの上方に配置されていることを特徴とする請求項10に記載の内燃機関。
- [請求項12] 前記過給シリンダを開閉するバルブ、及び前記膨張シリンダを開閉するバルブの少なくとも一方は、前記燃焼シリンダを開閉するバルブを開閉駆動するカムシャフトによって開閉駆動されることを特徴とする請求項5～請求項11のいずれか1つの項に記載の内燃機関。

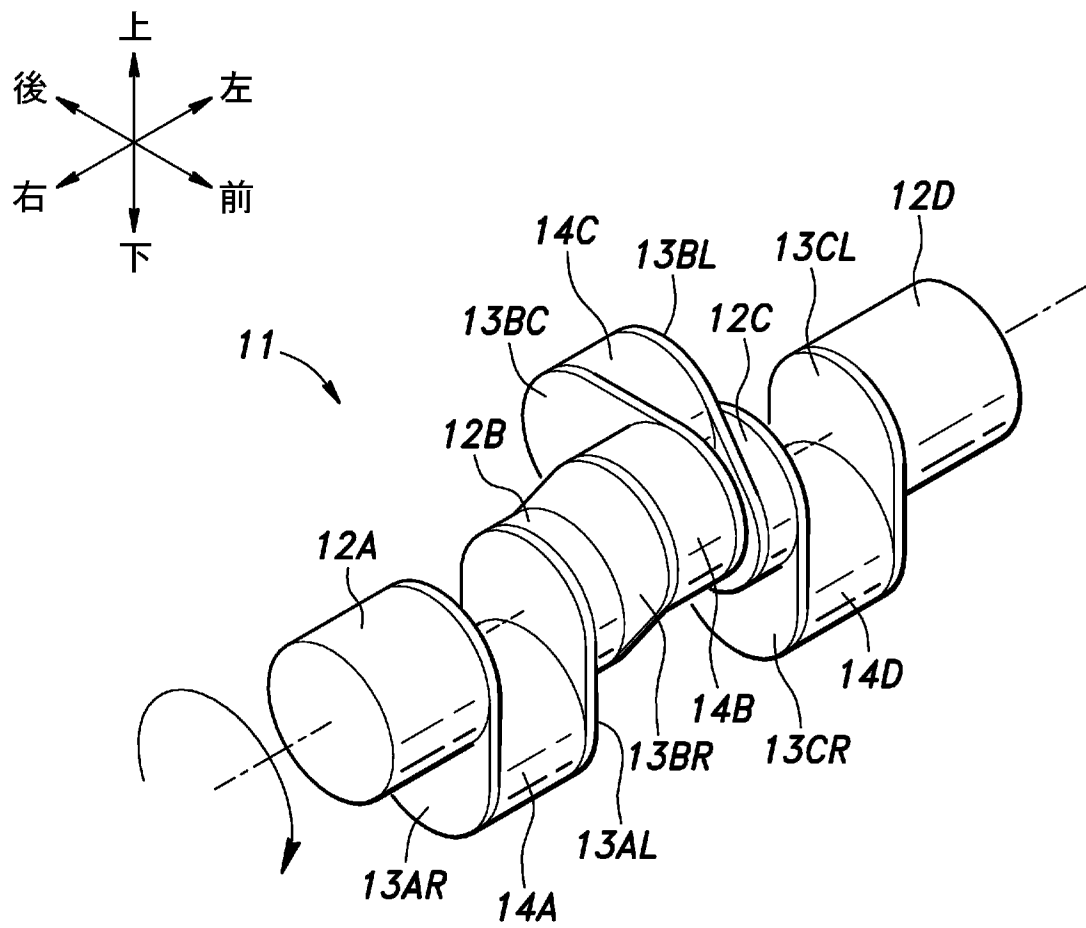
[図1]



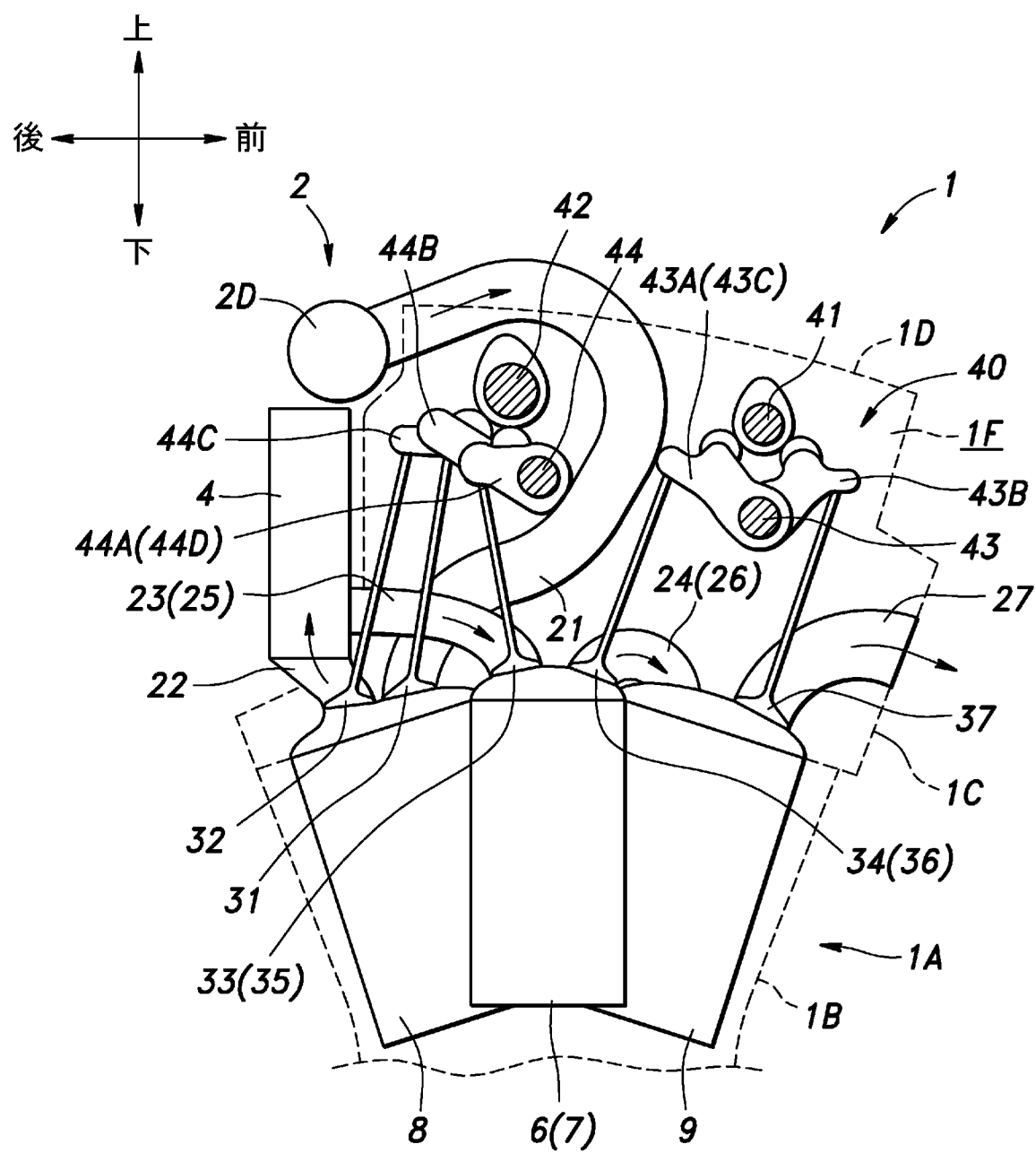
[図2]



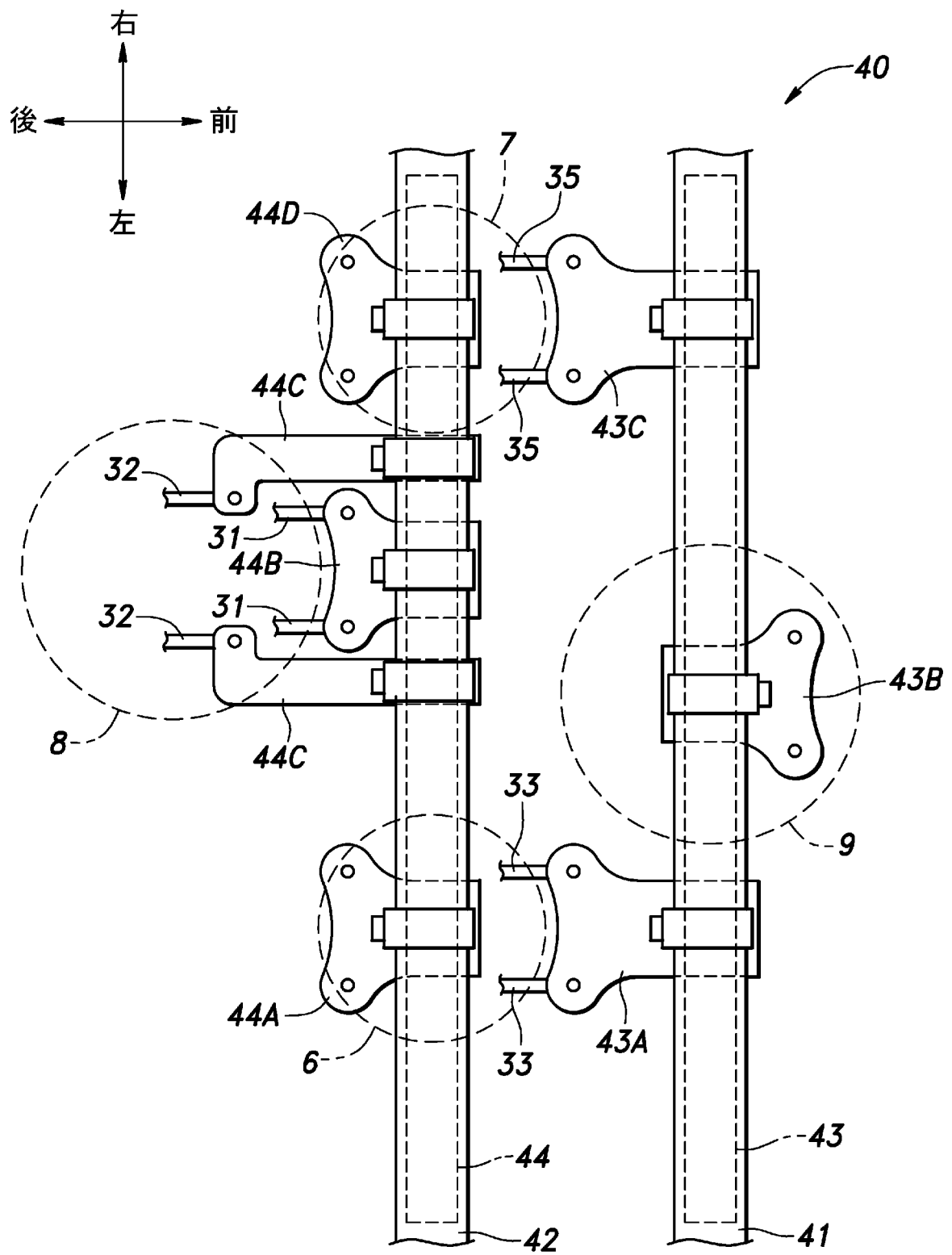
[図3]



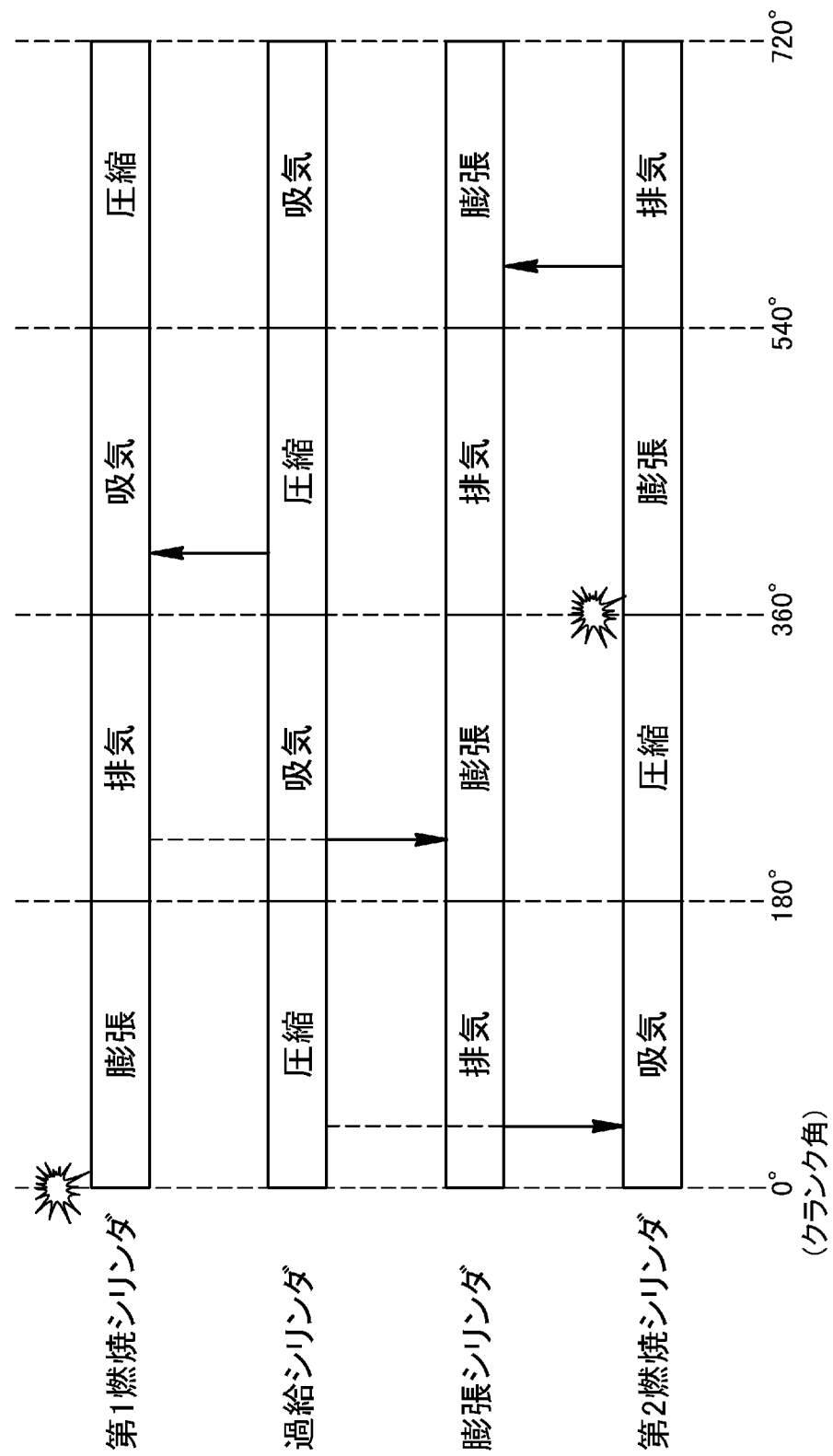
[図4]



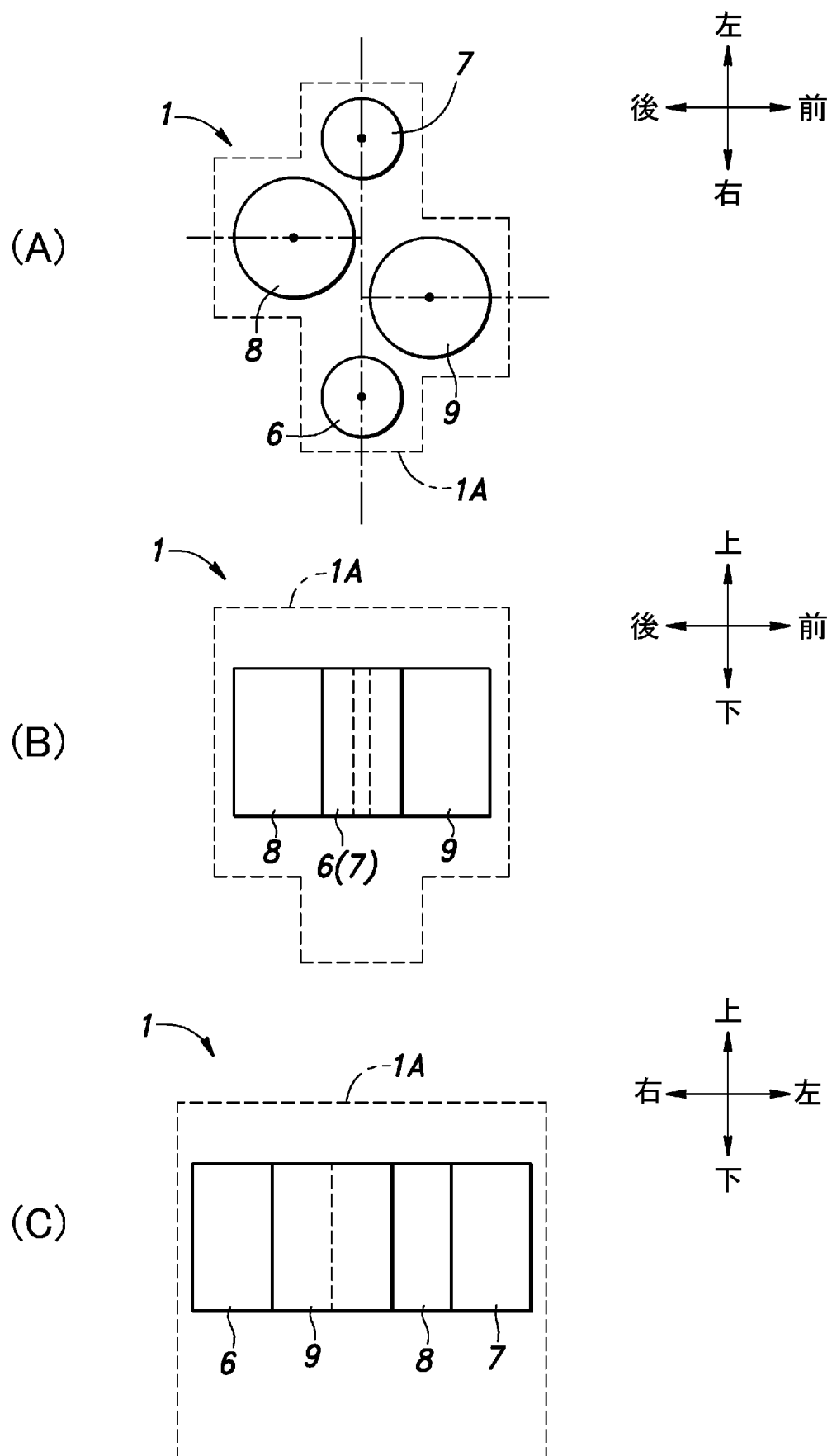
[図5]



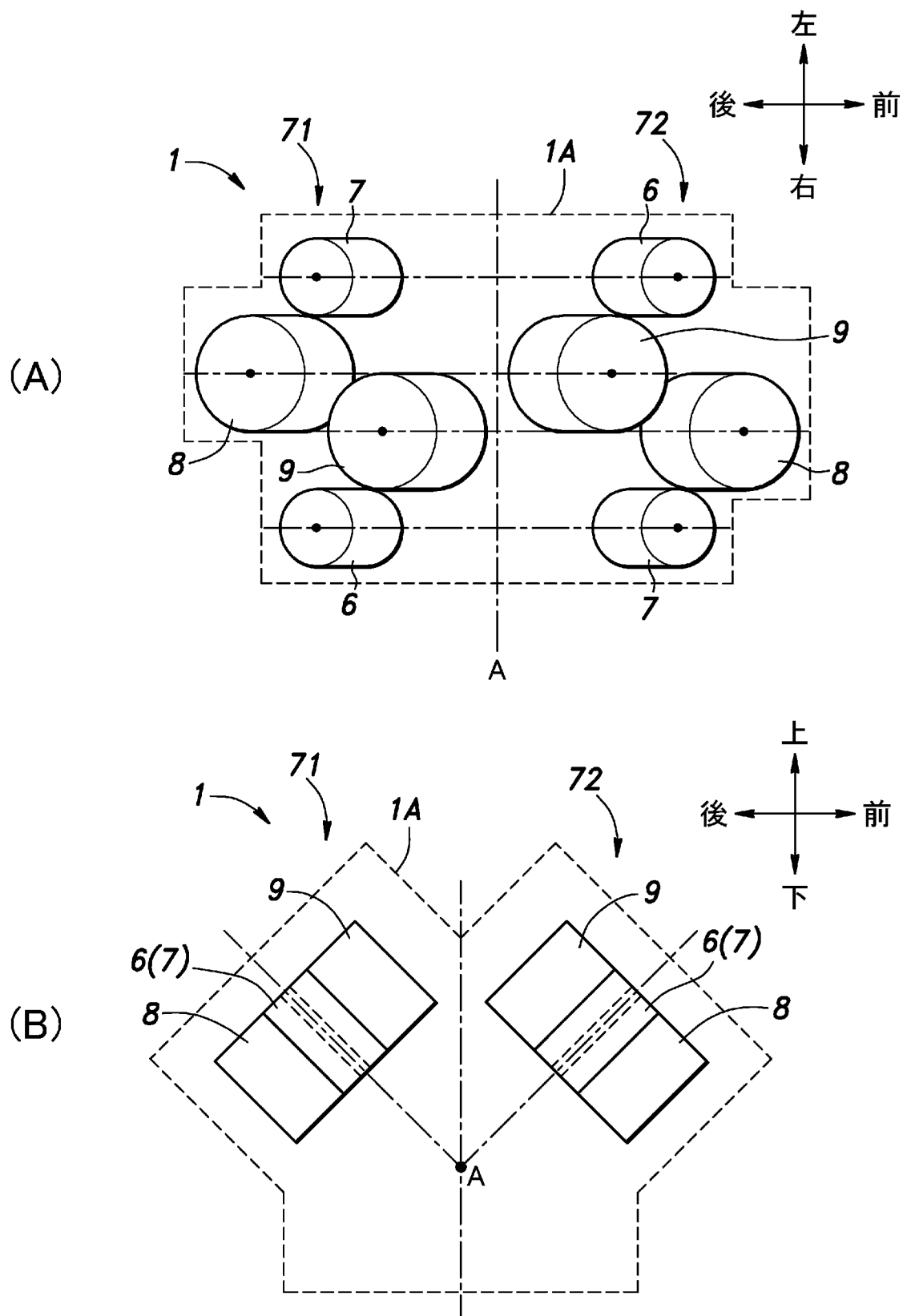
[図6]



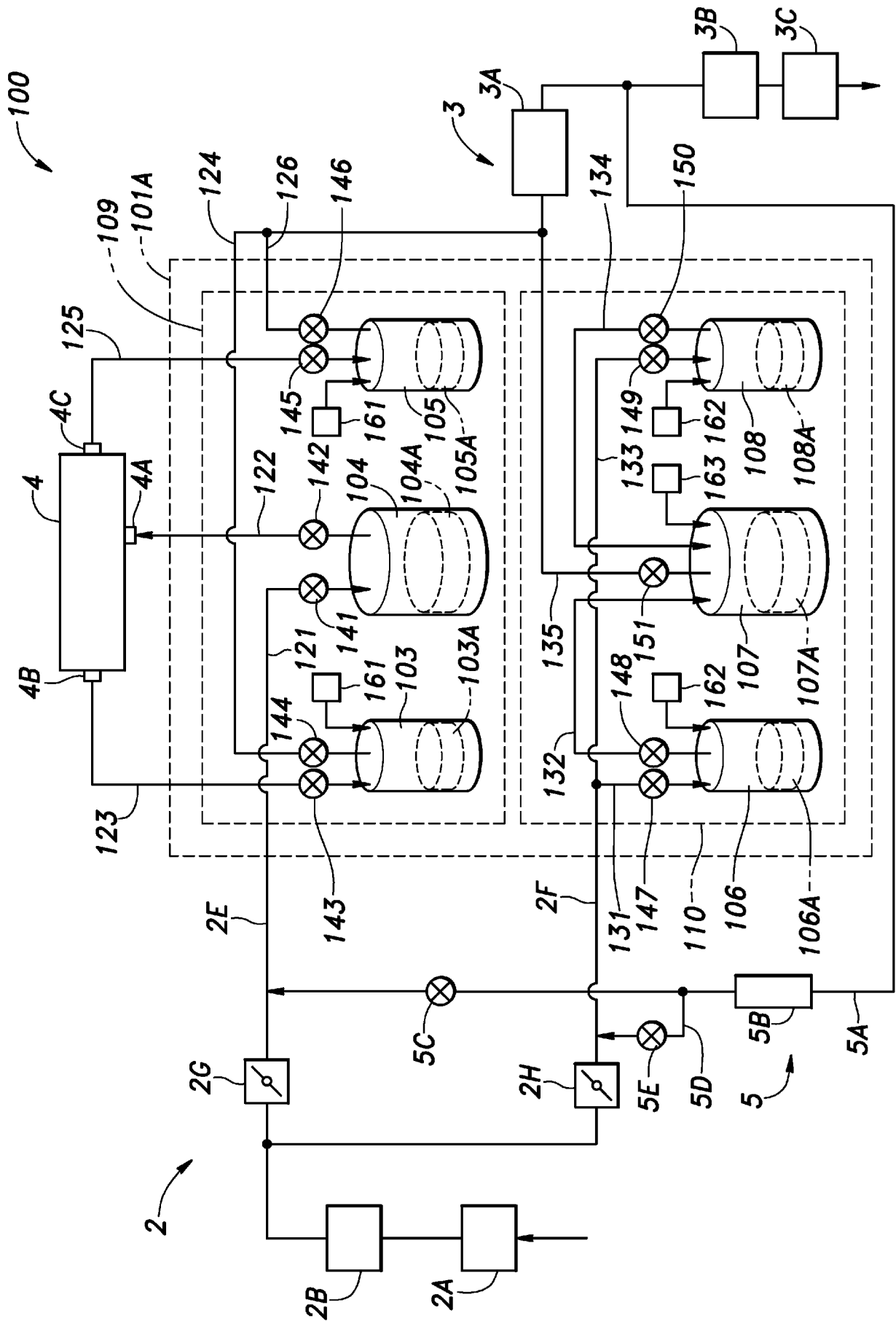
[図7]



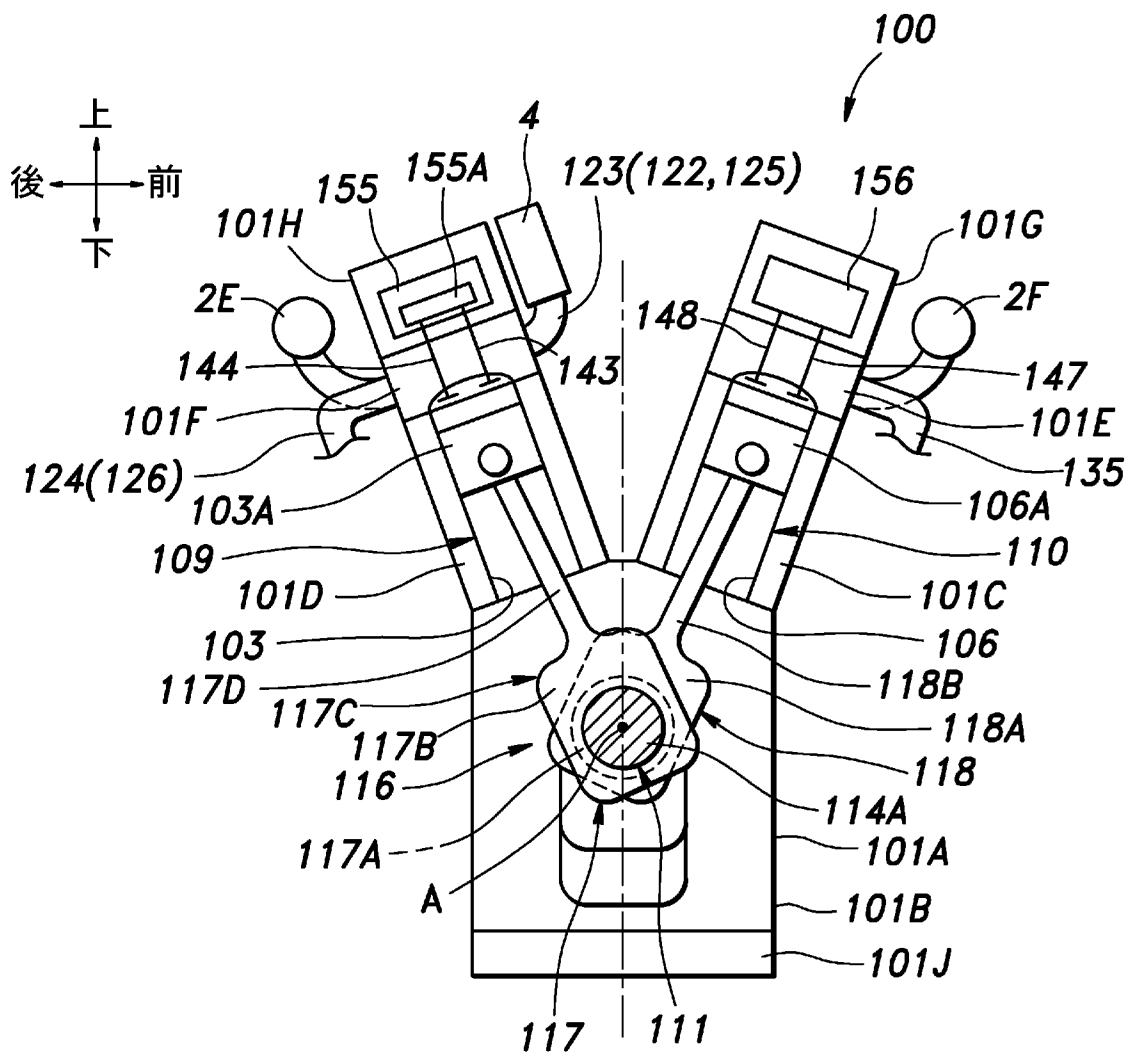
[図8]



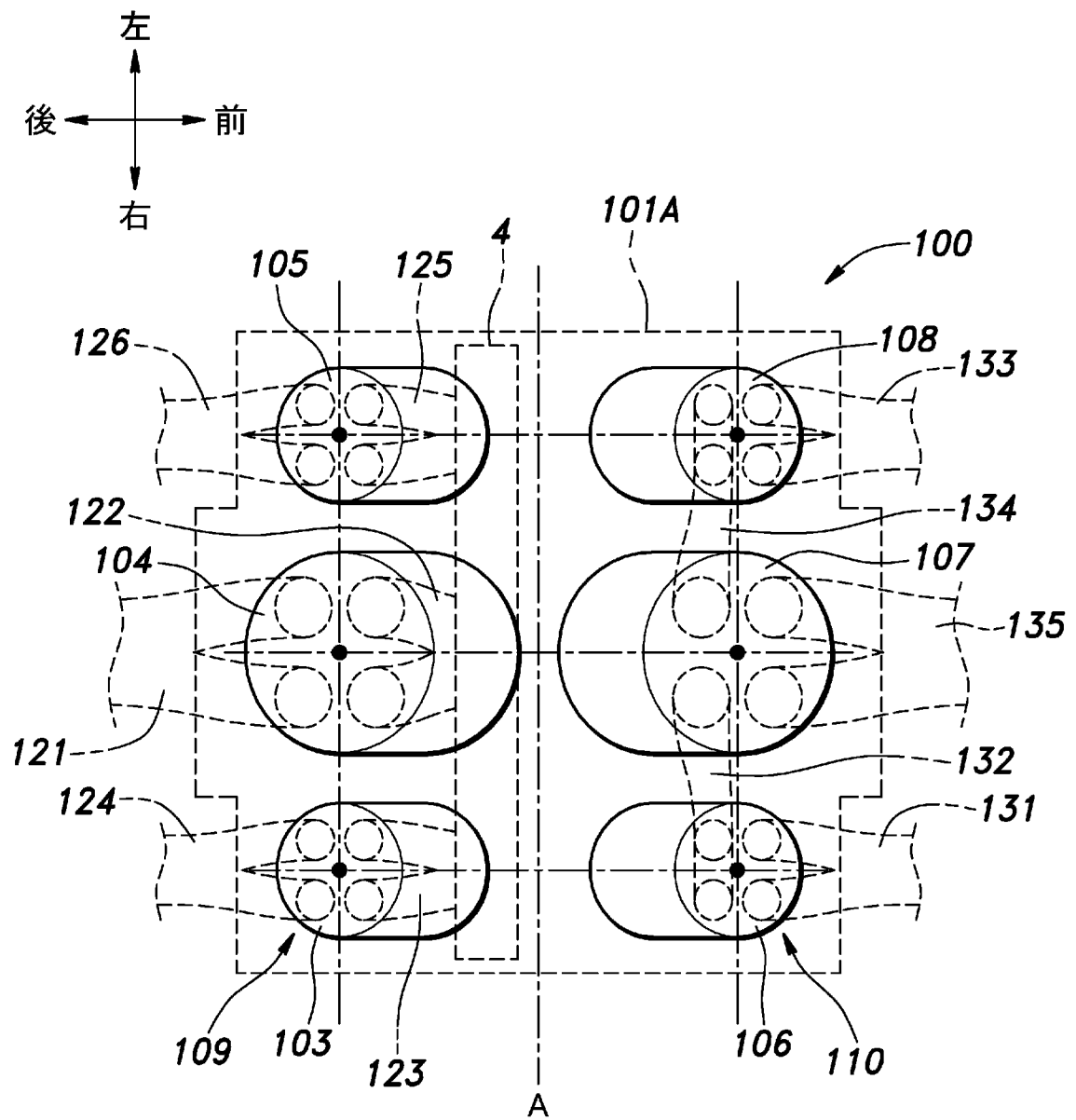
[図9]



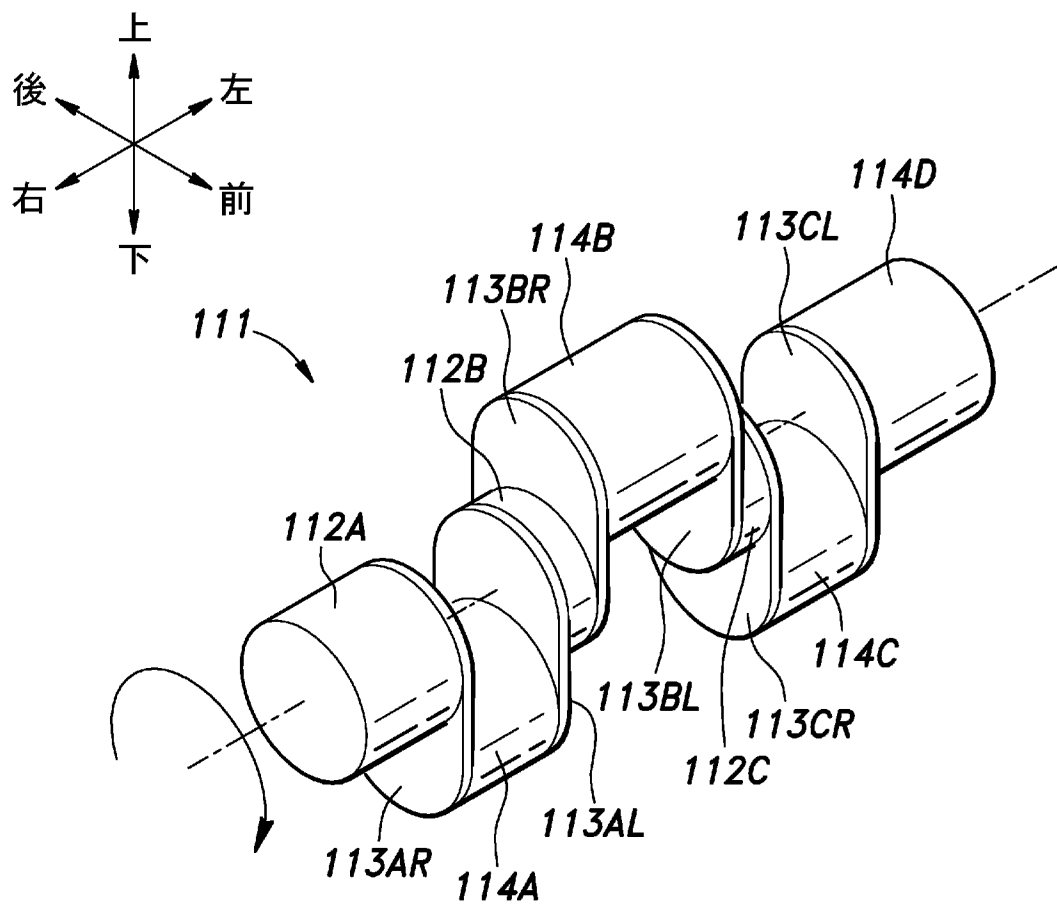
[図10]



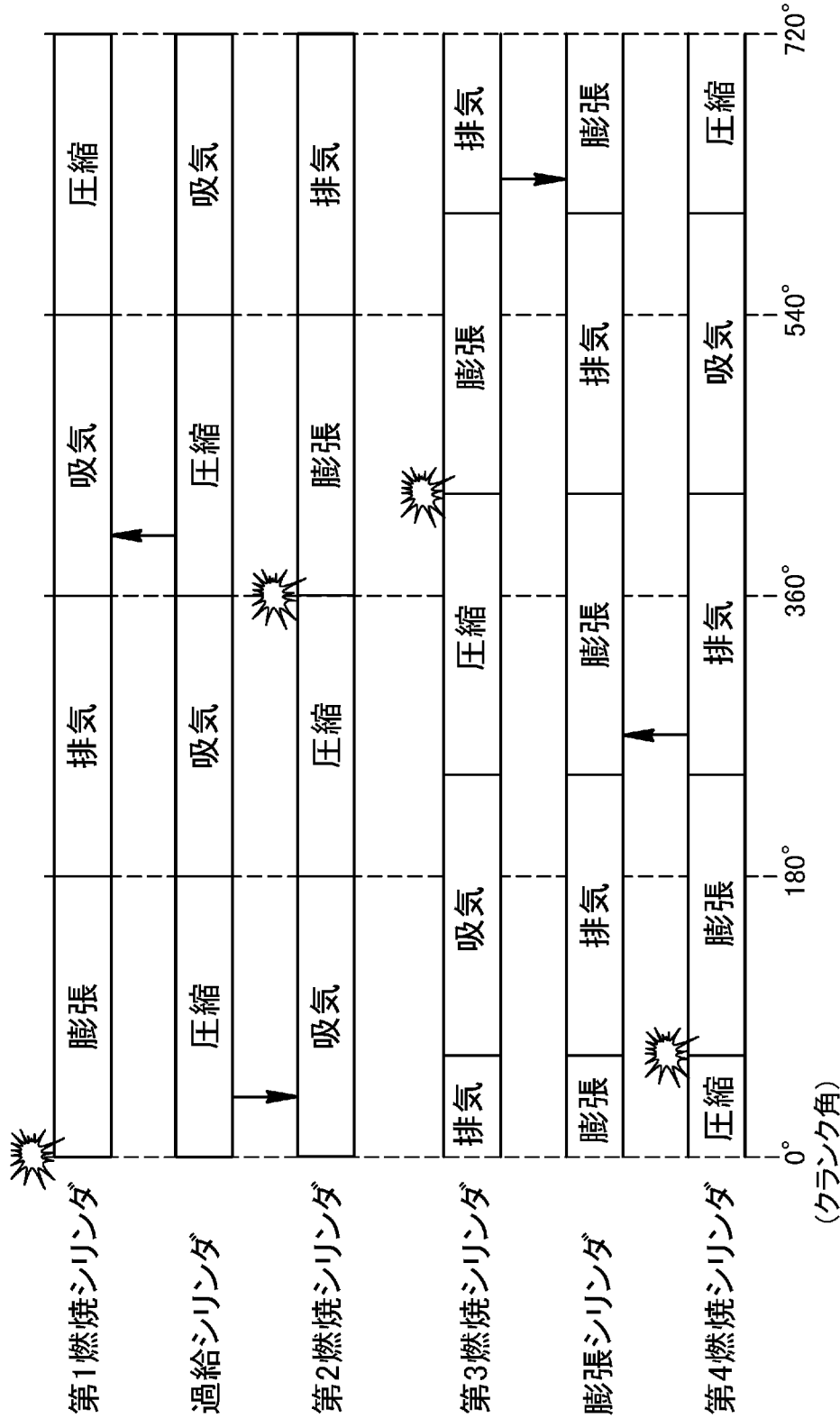
[図11]



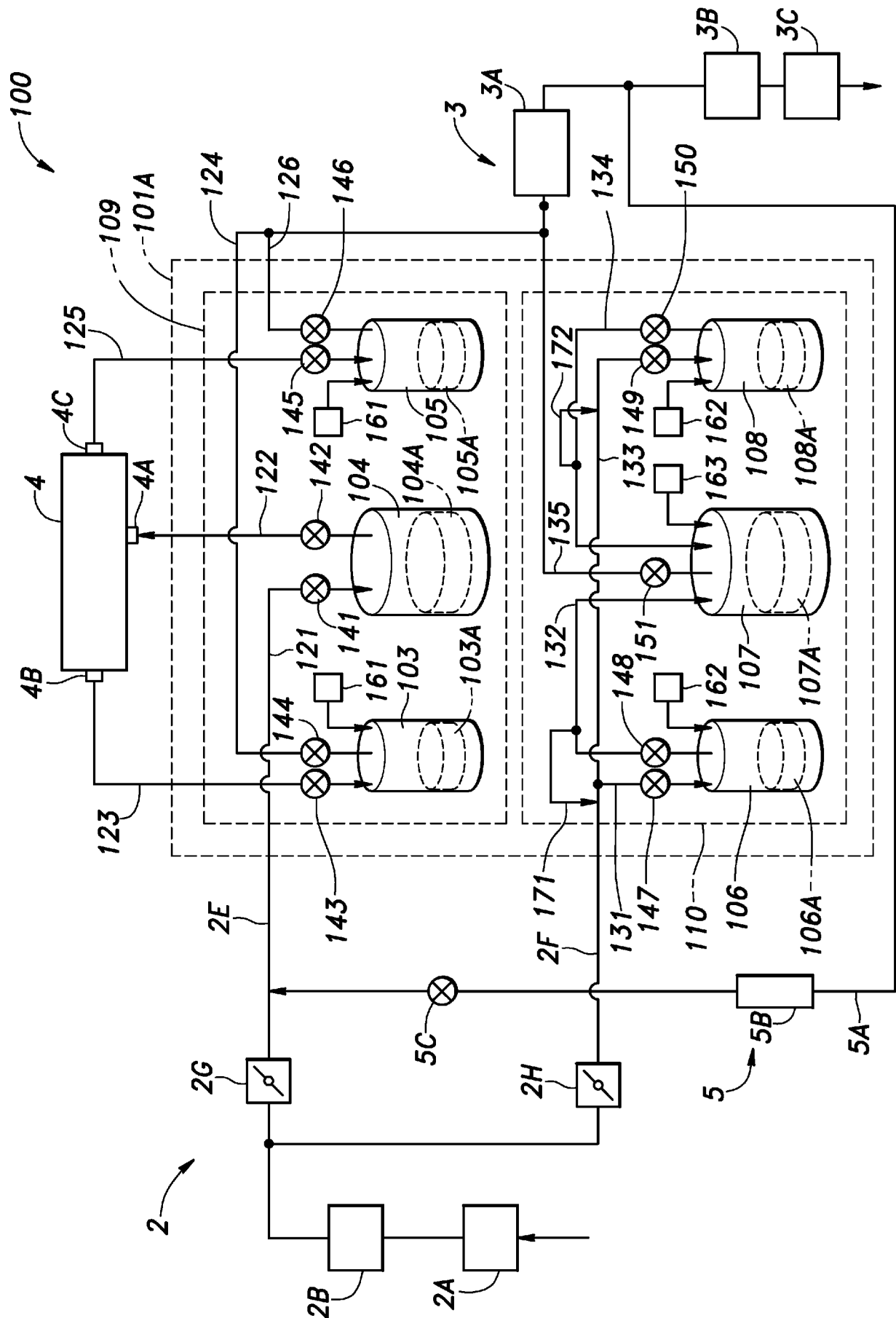
[図12]



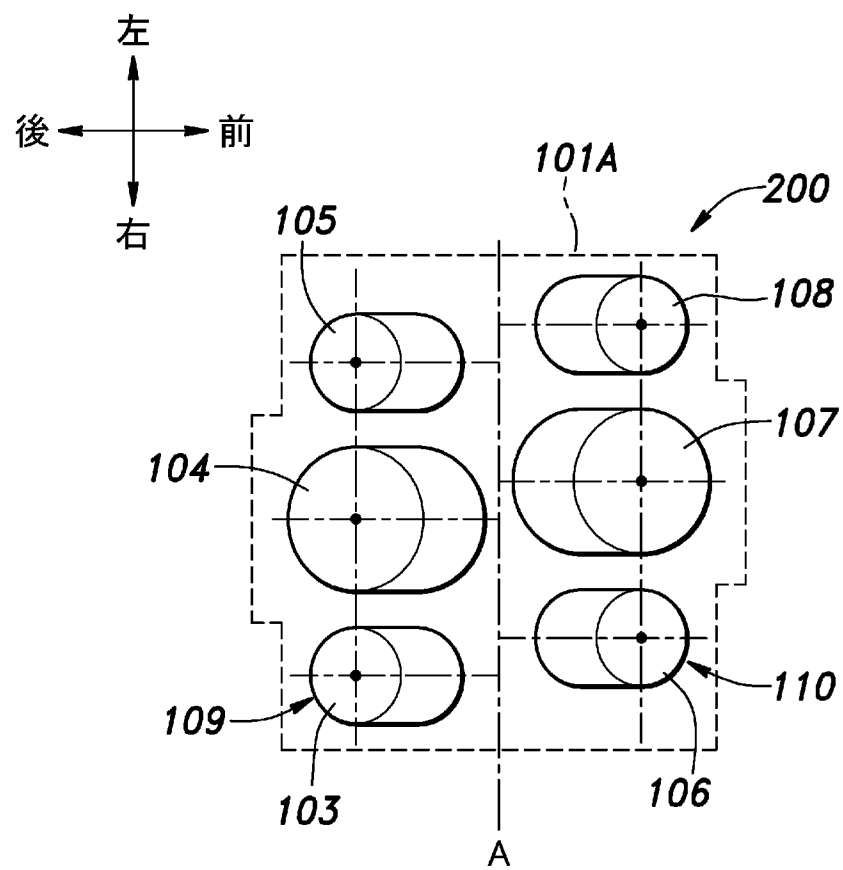
[図13]



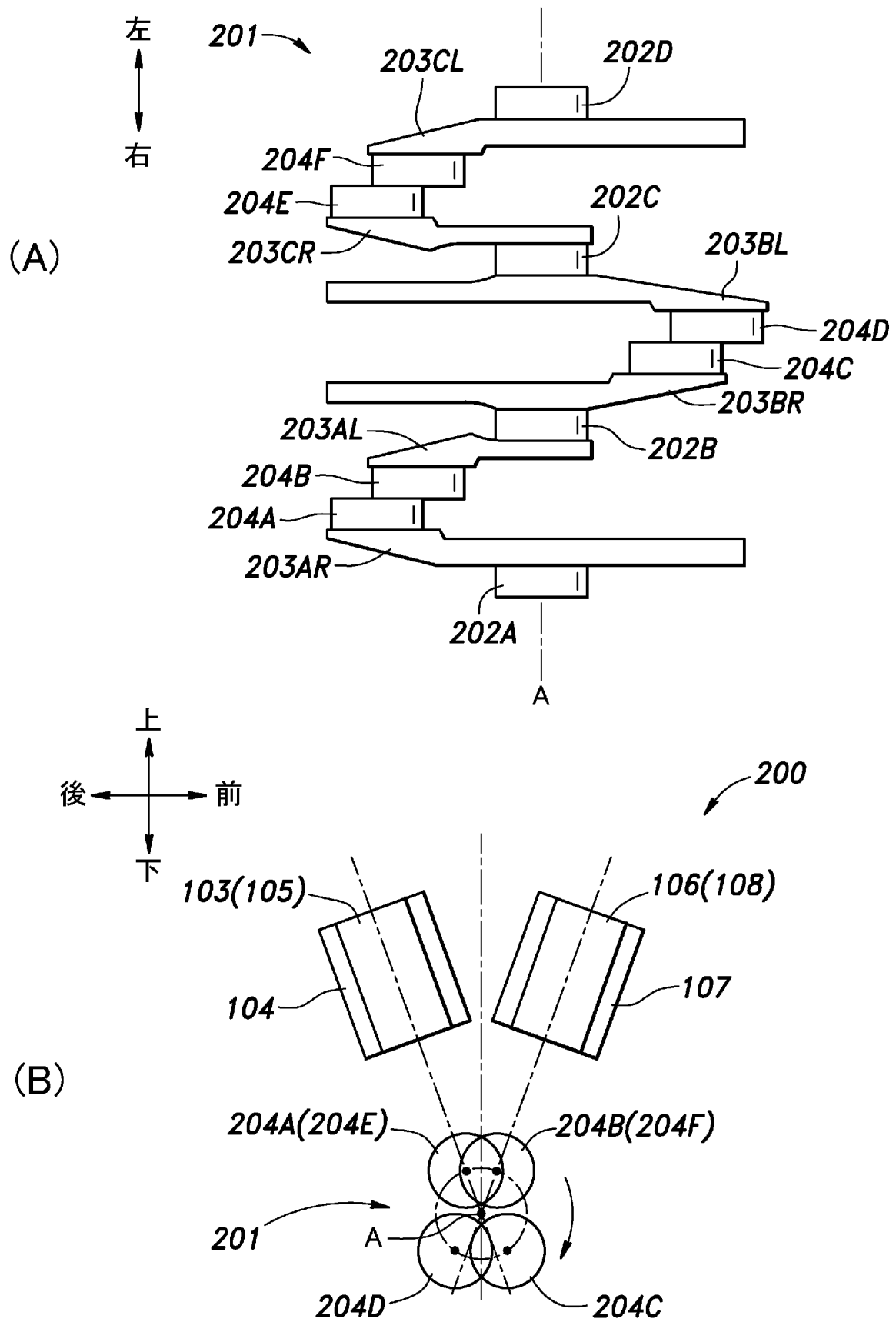
[図14]



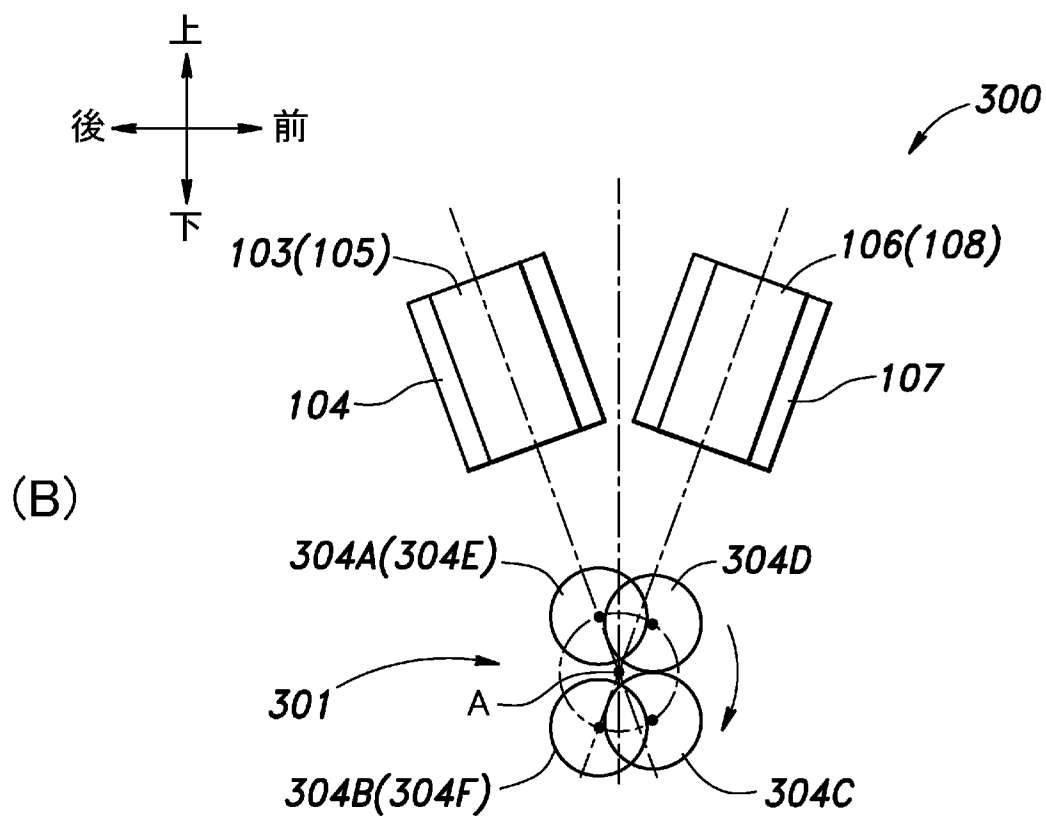
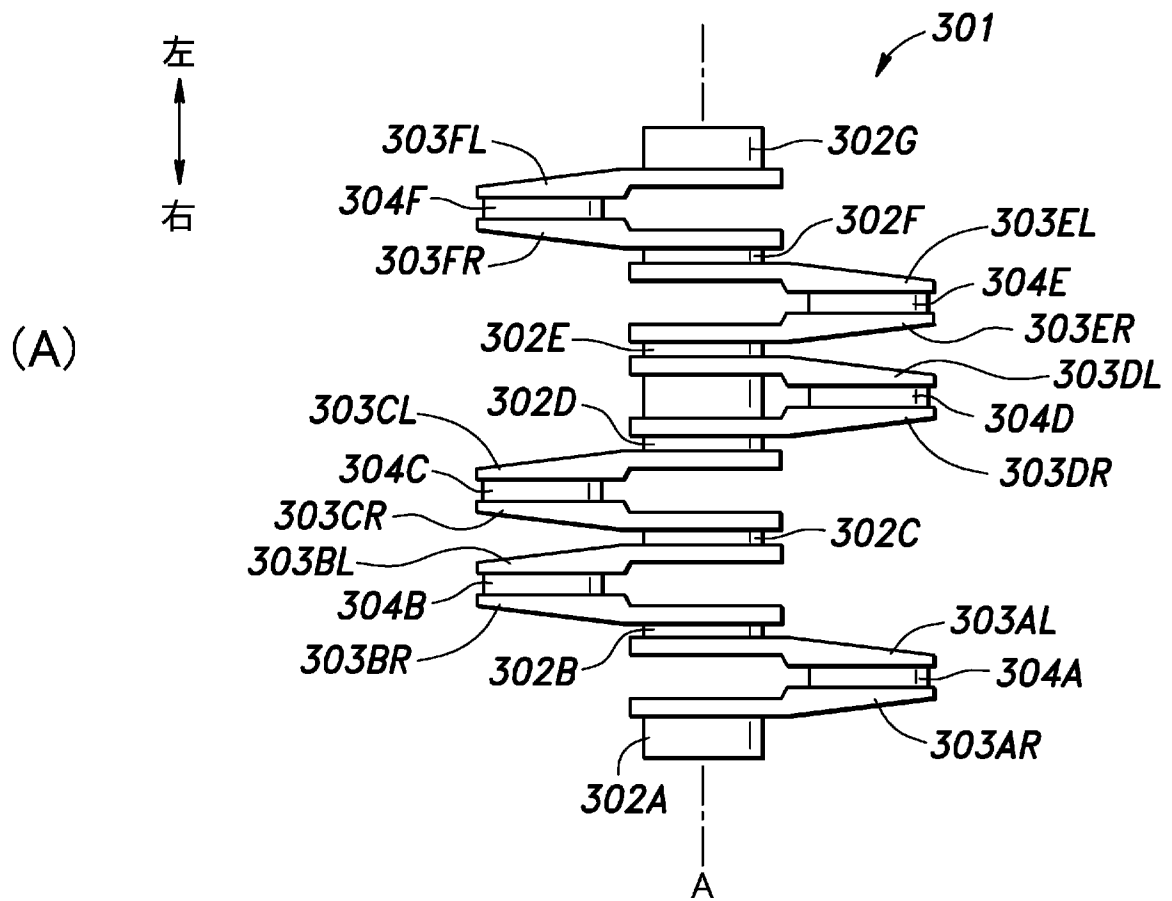
[図15]



[図16]



[図17]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/079347

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02B33/22(2006.01)i, F02B33/16(2006.01)i, F02B33/18(2006.01)i, F02M26/00(2016.01)i

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F02B33/22, F02B33/16, F02B33/18, F02M26/00

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	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 4-262025 A (Betty Jean Haring), 17 September 1992 (17.09.1992), paragraphs [0050] to [0052]; fig. 2 to 3 & US 5103645 A column 9, line 50 to column 10, line 6; fig. 2 to 3 & EP 463818 A1 & DE 69112142 D & ES 2079033 T & CA 2045263 A & RU 2082891 C & BR 9102616 A & YU 109691 A	1-5 6-12
Y	JP 4-166656 A (Isuzu Motors Ltd.), 12 June 1992 (12.06.1992), page 5, upper right column, lines 6 to 19; fig. 1 (Family: none)	1-5

☒ 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
24 November 2016 (24.11.16)

Date of mailing of the international search report
06 December 2016 (06.12.16)

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/JP2016/079347

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 2004-108192 A (Nissan Diesel Motor Co., Ltd.), 08 April 2004 (08.04.2004), paragraphs [0024] to [0025]; fig. 1 (Family: none)	3-5
A	US 8371256 B2 (GM GLOBAL TECHNOLOGY OPERATIONS LLC), 12 February 2013 (12.02.2013), entire text; all drawings & DE 102010022232 A & CN 101900027 A	1-12
A	JP 2010-151064 A (Railway Technical Research Institute), 08 July 2010 (08.07.2010), entire text; all drawings (Family: none)	1-12
A	JP 2013-538980 A (Scuderia Group Inc.), 17 October 2013 (17.10.2013), entire text; all drawings & US 2012/0080017 A1 & WO 2012/044723 A1 & EP 2622187 A & CN 103228887 A & KR 10-2013-0111560 A & RU 2013117686 A	1-12
A	JP 2006-517638 A (D-J Engineering, Inc.), 27 July 2006 (27.07.2006), entire text; all drawings & US 2006/0124085 A1 & US 2009/0199828 A1 & WO 2004/072448 A2 & EP 1599661 A & KR 10-2005-0109488 A & KR 10-2009-0091242 A	1-12

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F02B33/22(2006.01)i, F02B33/16(2006.01)i, F02B33/18(2006.01)i, F02M26/00(2016.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F02B33/22, F02B33/16, F02B33/18, F02M26/00

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	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016年

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

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 4-262025 A (ベティ ジーン ハリング) 1992.09.17, 段落0050-0052, 図2-3 & US 5103645 A コラム9第50行-コラム10第6行, 図2-3 & EP 463818 A1 & DE 69112142 D & ES 2079033 T & CA 2045263 A & RU 2082891 C & BR 9102616 A & YU 109691 A	1-5 6-12
Y	JP 4-166656 A (いすゞ自動車株式会社) 1992.06.12, 第5ページ右上欄第6-19行, 第1図 (ファミリーなし)	1-5
Y	JP 2004-108192 A (日産ディーゼル工業株式会社) 2004.04.08, 段落0024-0025, 図1 (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

24.11.2016

国際調査報告の発送日

06.12.2016

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)

北村 亮

3 S

3521

電話番号 03-3581-1101 内線 3391

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	US 8371256 B2 (GM GLOBAL TECHNOLOGY OPERATIONS LLC) 2013.02.12, 全文, 全図 & DE 102010022232 A & CN 101900027 A	1-12
A	JP 2010-151064 A (財団法人鉄道総合技術研究所) 2010.07.08, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-12
A	JP 2013-538980 A (スクデリ グループ インコーポレイテッド) 2013.10.17, 全文, 全図 & US 2012/0080017 A1 & WO 2012/044723 A1 & EP 2622187 A & CN 103228887 A & KR 10-2013-0111560 A & RU 2013117686 A	1-12
A	JP 2006-517638 A (ディージャエイ エンジニアリング, インコーポレイテッド) 2006.07.27, 全文, 全図 & US 2006/0124085 A1 & US 2009/0199828 A1 & WO 2004/072448 A2 & EP 1599661 A & KR 10-2005-0109488 A & KR 10-2009-0091242 A	1-12