

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2009年8月6日 (06.08.2009)

PCT

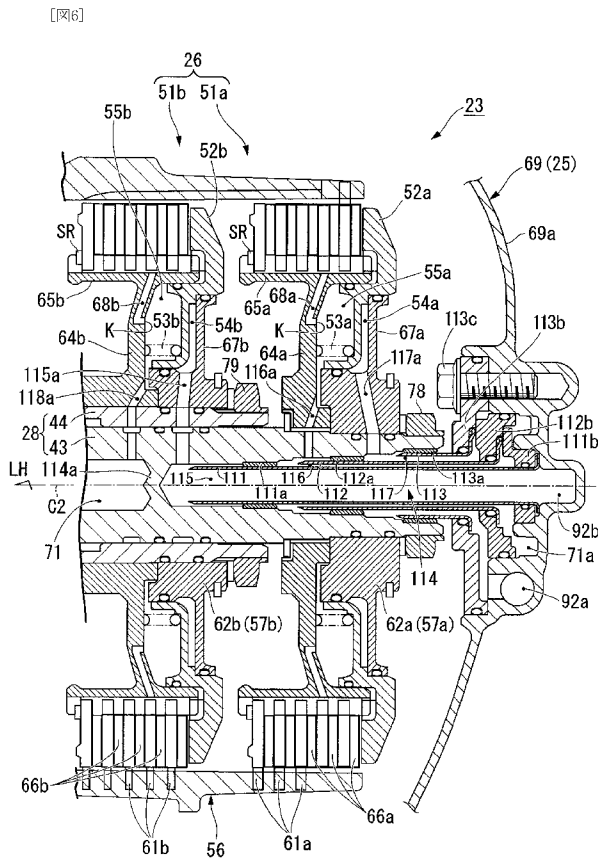
(10) 国際公開番号
WO 2009/096362 A1

- (51) 国際特許分類:
F16D 25/0638 (2006.01) F16D 25/10 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2009/051203
- (22) 国際出願日: 2009年1月26日 (26.01.2009)
- (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2008-021891 2008年1月31日 (31.01.2008) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 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; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 塩崎 智夫 (SH-IOZAKI, Tomoo) [JP/JP]; 〒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: 志賀 正武, 外 (SHIGA, Masatake et al.); 〒1006620 東京都千代田区丸の内一丁目9番2号 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, 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, 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,

[続葉有]

(54) Title: CLUTCH DEVICE

(54) 発明の名称: クラッチ装置



(57) Abstract: A clutch device used in a transmission for an engine and provided with a hydraulic first disc clutch. The first disc clutch includes a clutch center having a flange extending in the radial direction of the clutch, a clutch disc supported by the clutch center, a pressing member capable being axially displaced by hydraulic pressure supplied from the outside and pressing the clutch disc, a connection-side hydraulic pressure chamber for applying a pressing force directed to the clutch engagement side to the pressing member, and a pressure compensating hydraulic pressure chamber for applying a pressing force directed to the clutch disengagement side to the pressing member and compensating the pressure for return of the pressing member. The pressure compensating hydraulic pressure chamber is formed between the flange and the pressing member. In the flange is formed an oil path for leading hydraulic oil in the pressure compensating hydraulic pressure chamber to the outside of the chamber. The oil path is open in a radially intermediate section of the flange to the inside of the pressure compensating hydraulic pressure chamber.

(57) 要約: エンジンの変速機に用いられ、油圧式の第1ディスククラッチを備えるクラッチ装置であって、前記第1ディスククラッチは: クラッチ径方向に延出するフランジ部を有するクラッチセンターと; 前記クラッチセンターに支持されるクラッチディスクと; 外部からの供給油圧により軸方向で変位可能であり、前記クラッチディスクを押圧する押圧部材と; 前記押圧部材にクラッチ接続側への押圧力を付与する接続側油圧室と; 前記押圧部材にクラッチ切断側への押圧力を付与してその戻り動作の圧力を補償する圧力補償油圧室と; を含み、前記圧力補償

油圧室は、前記フランジ部と押圧部材との間に形成され、前記フランジ部には、前記圧力補償油圧室内の作動油を前記圧力補償油圧室外に導く油路が形成され、前記油路は前記フランジ部の径方向中間部で前記圧力補償油圧室内に開口することを特徴とするクラッチ装置。

WO 2009/096362 A1



NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG,
SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA,
UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (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,
SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN,
GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

(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, LS, MW, MZ, NA, SD,
SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY,

添付公開書類:
— 国際調査報告書

明 細 書

クラッチ装置

技術分野

[0001] この発明は、車両等のエンジンの変速機に用いられるクラッチ装置に関する。

本願は、2008年1月31日に、日本に出願された特願2008-021891号に基づき優先権を主張し、その内容をここに援用する。

背景技術

[0002] 例えば、特許文献1に開示のクラッチ装置は、外部からの供給油圧により押圧部材を軸方向で変位させ、クラッチセンタが支持するクラッチディスクに押圧を与えて所定の係合力を発揮する油圧式のディスククラッチを構成する。前記押圧部材はクラッチ接続側への押圧力を付与する接続側油圧室を有する。前記押圧部材はクラッチ切断側への押圧力を付与してその戻り動作の圧力を補償する圧力補償油圧室を有する。

この場合、ディスククラッチの回転時、接続側油圧室内の作動油への遠心力により発生して押圧部材をクラッチ接続側に付勢する油圧が、圧力補償油圧室内の作動油への遠心力により発生して押圧部材をクラッチ切断側に付勢する油圧によって相殺される。この構成によって、所定のクラッチ作動状態を維持可能となる。

特許文献1:特開平7-042761号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

[0003] ところで、上記従来の技術では、圧力補償油圧室が押圧部材とその内側に設けた隔壁部材との間に形成されている。また、前記隔壁部材とクラッチインナとの間の間隙は油路である。この油路を通じてクラッチ作動油の一部がクラッチ径方向外側に導かれる。この作動油がクラッチセンタのディスク支持部に形成された油孔を通じてクラッチディスクに供給されている。

しかしながら、このクラッチ装置を自動二輪車等の小型車両に適用する場合、上記従来の技術の如く前記押圧部材にクラッチ切断側への押圧力を付与してその戻り動

作の圧力を補償し、ディスククラッチの部品点数や体積及び重量の増加を極力抑え、かつ圧力補償油圧室内の作動油の一部をクラッチディスク等の他部品に効率よく供給できるような構成が要望されている。

そこでこの発明は、油圧式のディスククラッチを構成するクラッチ装置において、クラッチ回転時のクラッチ作動油への遠心力の影響を無くし、ディスククラッチの部品点数や体積及び重量の増加を抑え、圧力補償油圧室内の作動油を効率よく他部品に供給することを目的の一つとする。

課題を解決するための手段

[0004] (1) 本発明の一態様は、以下の構成を採用する: エンジンの変速機に用いられ、油圧式の第1ディスククラッチを備えるクラッチ装置であつて、前記第1ディスククラッチは: クラッチ径方向に延出するフランジ部を有するクラッチセンタと; 前記クラッチセンタに支持されるクラッチディスクと; 外部からの供給油圧により軸方向で変位可能であり、前記クラッチディスクを押圧する押圧部材と; 前記押圧部材にクラッチ接続側への押圧力を付与する接続側油圧室と; 前記押圧部材にクラッチ切断側への押圧力を付与してその戻り動作の圧力を補償する圧力補償油圧室と; を含み、前記圧力補償油圧室は、前記フランジ部と押圧部材との間に形成され、前記フランジ部には、前記圧力補償油圧室内の作動油を前記圧力補償油圧室外に導く油路が形成され、前記油路は前記フランジ部の径方向中間部で前記圧力補償油圧室内に開口することを特徴とするクラッチ装置。

[0005] (2) 上記のクラッチ装置は、以下のように構成してもよい: 前記油路は、前記フランジ部内を通じ、前記クラッチセンタ外周のクラッチディスク支持部まで延びる。

[0006] (3) 上記のクラッチ装置は、以下のように構成してもよい: 前記第1ディスククラッチと互いに同軸に隣接配置された第2ディスククラッチを更に含み、前記各ディスククラッチのそれぞれに前記油路が設けられる。

発明の効果

[0007] 上記(1)のクラッチ装置によれば、ディスククラッチの回転時、圧力補償油圧室内における前記油路の開口よりも径方向外側の油溜まりにおいて、押圧部材をクラッチ切断側に付勢する油圧を発生させることができる。また、接続側油圧室内において発生

する押圧部材をクラッチ接続側に付勢する油圧を相殺できる。これにより、クラッチ回転時のクラッチ作動油への遠心力の影響を無くしてクラッチ作動状態を良好に保つことができる。

また、圧力補償油圧室内の作動油の一部は、前記油路を通じて油圧室外に導くことができ、前記作動油を他部品の潤滑等に有効利用することができる。

さらに、前記油路の形成に別途隔壁等を用いないことで、ディスククラッチの部品点数や体積及び重量の増加を抑えることができる。

上記(2)のクラッチ装置によれば、圧力補償油圧室内の作動油の一部をクラッチディスクに効率よくかつ確実に導き供給することができる。

上記(3)のクラッチ装置によれば、ツインクラッチにおける各ディスククラッチの小型軽量化を図ることができ、前記クラッチ装置を自動二輪車のような小型車両のエンジンの変速機にも好適に用いることができる。

図面の簡単な説明

- [0008] [図1]図1は、この発明の一実施例に係る自動二輪車の右側面図である。
- [図2]図2は、上記自動二輪車のエンジンの右側面図である。
- [図3]図3は、上記エンジンの要部を示す左右方向に平行な展開断面図である。
- [図4]図4は、上記エンジンのツインクラッチ式変速機の断面図である。
- [図5]図5は、上記ツインクラッチ式変速機の構成図である。
- [図6]図6は、上記ツインクラッチ式変速機のツインクラッチの断面図である。
- [図7]図7は、図6の一部に相当する断面図である。(a)部は上記ツインクラッチのクラッチディスクへの給油路の拡大説明図である。(b)部は前記給油路の変形例である。
- [図8]図8は、上記ツインクラッチ式変速機の各シャフトの左端部を支持するボールベアリングをミッションケース左側壁に保持するベアリングホルダの側面図である。
- [図9]図9は、上記ツインクラッチ式変速機の油圧カット装置の右側面図である。
- [図10]図10は、上記エンジンの左側面図である。
- [図11]図11は、上記エンジンのギヤシフト装置の断面図である。
- [図12]図12の(a)部は、図11のA-A断面図である。図12の(b)部は、図11のB-B断面図である。

[図13]図13の(a)部は上記ギヤシフト装置のバレルカムの側面図である。図13の(b)部は前記バレルカム外周のカム溝の展開図である。

[図14]図14は、バレルカムの回転角度に対する第一及び第二スイッチのON、OFFを示すダイヤグラムである。

[図15]図15の(a)部は、バレルカムの回転領域に対する上記各スイッチのON、OFFを示す表である。図15の(b)部は、バレルカムの回転領域に対するバレルカム駆動用モータのトルクを示す表である。

[図16]図16は、上記第一及び第二センサの配置の変形例を示す図12に相当する断面図である。

[図17]図17は、上記ギヤシフト装置のバレルカム回転角に対するシフトドラムの回転角及び角速度を示すグラフである。(a)部はカム溝が湾曲部を介して連なる場合を示す。(b)部はカム溝が湾曲部を介さないで連なる場合を示す。

[図18]図18は、上記ツインクラッチ式変速機におけるソレノイドバルブ配置の変形例を示す図10に相当する側面図である。

[図19]図19は、上記ツインクラッチ式変速機におけるソレノイドバルブ配置の他の変形例を示す図10に相当する側面図である。

符号の説明

- [0009] 1 自動二輪車(鞍乗り型車両)
13 エンジン
23 ツインクラッチ式変速機
26 ツインクラッチ
51a 第一ディスククラッチ
51b 第二ディスククラッチ
52a, 52b プレッシュャプレート(押圧部材)
54a, 54b 接続側油圧室
55a, 55b 切断側油圧室(圧力補償油圧室)
57a, 57b クラッチセンタ
61a, 61b クラッチプレート

64a, 64b フランジ部

65a, 65b ディスク支持部(クラッチディスク支持部)

66a, 66b クラッチディスク

68a, 68b, 168a 油路

発明を実施するための最良の形態

- [0010] 以下、この発明の実施例について図面を参照して説明する。なお、以下の説明における前後左右等の向きは、特に記載が無ければ車両における向きと同一とする。また、図中矢印FRは車両前方を、矢印LHは車両左方を、矢印UPは車両上方をそれぞれ示す。
- [0011] 図1に示すように、自動二輪車(鞍乗り型車両)1の前輪2を軸支するフロントフォーク3の上部は、ステアリングシステム4を介して車体フレーム5前端部のヘッドパイプ6に操舵可能に枢支される。ヘッドパイプ6からメインフレーム7が後方に延びてピボットプレート8に連なる。ピボットプレート8にはスイングアーム9の前端部が上下揺動可能に枢支される。このスイングアーム9の後端部に後輪11が軸支される。スイングアーム9と車体フレーム5との間にはクッションユニット12が介設される。車体フレーム5には、自動二輪車1の原動機であるエンジン(内燃機関)13が搭載される。
- [0012] 以下では図2を併せて参照する。エンジン13は、クランク軸線C1を車幅方向(左右方向)に沿わせた並列四気筒エンジンである。エンジン13のクランクケース14上にはシリンダ部15が立設されている。このシリンダ部15の後部には吸気系のスロットルボディ16が、前部には排気管17がそれぞれ接続される。シリンダ部15内には各気筒に対応するピストン18が往復動可能に嵌装され、各ピストン18の往復動がコンロッド19を介してクランクシャフト21の回転動に変換される。
- [0013] 以下では図3を併せて参照する。クランクケース14の後方にはミッションケース22が一体に連なる。このミッションケース22内にツインクラッチ式変速機23及びチェンジ機構24が收容される。ミッションケース22の右側部はクラッチケース25である。このクラッチケース25内にツインクラッチ式変速機23のツインクラッチ26が收容される。ミッションケース22上にはスタータモータ27が配設される(図3参照)。クランクシャフト21の回転動力は、前記ツインクラッチ式変速機23を介してミッションケース22左側に出

力された後、例えばチェーン式の動力伝達機構を介して後輪11に伝達される。

[0014] 図2に示すように、エンジン13内に、クランクシャフト21と、クランクシャフト21に平行なツインクラッチ式変速機23のメインシャフト28と、カウンタシャフト29と、の主要三軸が立体的に配置されている。具体的には、クランクシャフト21及びメインシャフト28の軸線C1、C2はクランクケース14における後上りの上下分割平面B上に配置される。カウンタシャフト29の軸線C3は前記分割平面Bよりも下方であってクランクシャフト21の後方に配置される。これにより、エンジン13の前後長が短縮されてそのレイアウト自由度が高められる。メインシャフト28の後方かつやや上方には前記チェンジ機構24が配置される。

[0015] 図3に示すように、クランクケース14の下部内側には、第一及び第二オイルポンプ31、32が左右方向に沿う駆動軸33を共有して配置される。第一オイルポンプ31はエンジン内各部へのオイル圧送を行う。第一オイルポンプ31の吐出口は、主送給油路34を介して不図示のメインオイルギャラリーに接続される。一方、第二オイルポンプ32はツインクラッチ26作動用の油圧発生源である。第二オイルポンプ32の吐出口がツインクラッチ26への送給油路35に接続される。なお、符号37は各オイルポンプ31、32から下方に延びてクランクケース14下のオイルパン36内のエンジンオイルに浸漬するストレーナを示す。符号38はクランクケース14下部右側に配設されて各オイルポンプ31、32と同軸の駆動軸を有するウォータポンプを示す。

[0016] ここで、図5に示すように、自動二輪車1は、エンジン13に連設される前記ツインクラッチ式変速機23と、前記チェンジ機構24に駆動機構39を設けたギヤシフト装置41と、前記ツインクラッチ式変速機23及びギヤシフト装置41を作動制御する電子コントロールユニット(ECU)42とを主に含む自動変速システムを備える。

[0017] 以下、図4を併せて参照する。ツインクラッチ式変速機23は、内外シャフト43、44を含む二重構造の前記メインシャフト28と、このメインシャフト28と平行に配置される前記カウンタシャフト29と、メインシャフト28及びカウンタシャフト29に跨って配置される変速ギヤ群45と、メインシャフト28の右端部に同軸配置される前記ツインクラッチ26と、このツインクラッチ26にその作動用の油圧を供給する油圧供給装置46とを有する。以下、メインシャフト28、カウンタシャフト29及び変速ギヤ群45からなる集合体を

トランスミッション47ということがある。

[0018] メインシャフト28は、ミッションケース22の左右に渡る内シャフト43の右側部が外シャフト44内に挿通された構成を有する。内外シャフト43, 44の外周には、変速ギヤ群45に含まれる六速分の駆動ギヤ48a~48fが振り分けて配置される。一方、カウンタシャフト29の外周には、変速ギヤ群45に含まれる六速分の従動ギヤ49a~49fが配置される。各駆動ギヤ48a~48f及び従動ギヤ49a~49fのうち、対応するギヤ同士は、互いに噛み合って変速ギヤ対45a~45fを構成する。各変速ギヤ対45a~45fが、一つの変速段に対応する。

各変速ギヤ対45a~45fは、一速から六速の順に減速比が小さくなる(高速ギヤとなる)。

[0019] ツインクラッチ26は、互いに同軸に隣接配置される油圧式の第一及び第二ディスククラッチ(以下、単にクラッチということがある)51a, 51bからなる。これら各クラッチ51a, 51bに、前記内外シャフト43, 44がそれぞれ同軸に連結される。各クラッチ51a, 51bは、油圧供給装置46からの油圧供給の有無により個別に断続可能である。

[0020] チェンジ機構24は、各シャフト28, 29と平行に配置されるシフトドラム24aの回転により複数のシフトフォーク24bを移動させ、カウンタシャフト29への動力伝達に用いる変速ギヤ対を切り替える。シフトドラム24aの左端部には前記駆動機構39が配設される。なお、図5中符号S1は、トランスミッション47の変速段検知用に駆動機構39の作動量を検出するセンサを示す。

[0021] 電子コントロールユニット(ECU)42は、前記各センサからの情報の他に、スロットルグリップの開度センサT1、スロットルボディ16のスロットルバルブの開度センサT2、及びサイドスタンド(又はセンタスタンド)の格納センサSS、並びに例えばハンドルに設けたモードスイッチSW1及びシフトスイッチSW2からの情報等を収集する。ECU42は、これらの情報に基づき、ツインクラッチ式変速機23及びギヤシフト装置41を作動制御してトランスミッション47の変速段(シフトポジション)を変化させる。

[0022] 前記モードスイッチSW1により選択される変速モードは、車速及びエンジン回転数等の車両運転情報に基づき変速段を自動で切り替えるフルオートマチックモードと、運転者の意志に基づき前記シフトスイッチSW2の操作のみで変速段を切り替えるセ

ミオートマチックモードとを含む。現在の変速モード及び変速段は、例えばハンドル近傍に設けたメータ装置Mに適宜表示される。なお、ECU42は、燃料噴射装置用のECU42a及びアンチロックブレーキ装置用のECU42bと各センサからの情報を適宜共有する。

- [0023] 前記各クラッチ51a, 51bの一方が接続されると共に他方が切断され、内外シャフト43, 44の一方に連結される何れかの変速ギヤ対が用いられて動力伝達が行われる。これと共に、内外シャフト43, 44の他方に連結される変速ギヤ対の中から次に用いるものを予め選定する。この状態で前記各クラッチ51a, 51bの一方を切断すると共に他方を接続することで、前記予め選定した変速ギヤ対を用いた動力伝達に切り替わる。このようにトランスミッション47のシフトアップ又はシフトダウンが行われる。なお、図5中符号S2は車速検知用にメインシャフト28の回転数を検出する車速センサを示す。符号S3はエンジン回転数(クランクシャフト回転数)検知用にプライマリドライブギヤ58aの回転数を検出する回転数センサを示す。符号S4, S5は内外シャフト43, 44の回転数を検出する回転数センサをそれぞれ示す。
- [0024] 図6に示すように、ツインクラッチ26は、クラッチケース25内(油圧室内)において第一ディスククラッチ51aを右側(車幅方向外側)に、第二クラッチ51bを左側(車幅方向内側)に配置して構成される。各クラッチ51a, 51bは、その軸方向で交互に重なる複数のクラッチ板を有する湿式多板クラッチである。クラッチケース25の右側部は、複数のボルトにより着脱可能に固定されるクラッチカバー69である(図3, 4参照)。このクラッチカバー69の右外側壁69a寄りに前記第一クラッチ51aが配設される。
- [0025] 各クラッチ51a, 51bは、外部からの供給油圧によりプレッシャプレート52a, 52bを軸方向で変位させて所定の係合力を発揮する油圧式である。各クラッチ51a, 51bは、前記プレッシャプレート52a, 52bをクラッチ切断側に付勢する戻しスプリング53a, 53bと、プレッシャプレート52a, 52bにクラッチ接続側への押圧力を付与する接続側油圧室54a, 54bと、プレッシャプレート52a, 52bにクラッチ切断側への押圧力を付与してその戻り動作の圧力を補償する(各クラッチ51a, 51bの遠心力による前記押圧力の増加分をキャンセルする)切断側油圧室55a, 55bとをそれぞれ有する。切断側油圧室55a, 55bには、第一オイルポンプ31からの油圧が比較的低压状態で常

時作用する。一方、接続側油圧室54a, 54bには、油圧供給装置46からの比較的高圧な油圧を供給可能である。

[0026] 以下、図4を併せて参照する。各クラッチ51a, 51bは、単一のクラッチアウト56を共有し、略同一径に構成される。クラッチアウト56は右方に解放する有底円筒状をなす。クラッチアウト56の内部右側には第一クラッチ51a用のクラッチセンタ57aが、内部左側には第二クラッチ51b用のクラッチセンタ57bがそれぞれ配置される。

[0027] クラッチアウト56の底部左側には、スプリングダンパーを介してプライマリドリブンギヤ58が連結される。このプライマリドリブンギヤ58にクランクシャフト21のプライマリドライブギヤ58aが噛み合う。クラッチアウト56のハブ部56aは、ニードルベアリング56cを介して、メインシャフト28(外シャフト44)に相対回転自在に支持される。クラッチアウト56は、クランクシャフト21の回転に伴い一体的に回転する。クラッチアウト56のハブ部56aにおけるプライマリドリブンギヤ58の左側には、前記各オイルポンプ31, 32駆動用のドライブスプロケット56bが一体回転可能に設けられる。クラッチアウト56の外壁部の内周右側には第一クラッチ51a用の複数のクラッチプレート61aが、内周左側には第二クラッチ51b用の複数のクラッチプレート61bがそれぞれ相対回転不能に支持される。

[0028] 第一クラッチ51aのクラッチセンタ57aの中央筒部62aは、外シャフト44の右端部よりも右方に突出する内シャフト43の右端部にスプライン嵌合し、ロックナット78により一体的に固定される。なお、中央筒部62aは左右に分割された構成を有する。中央筒部62aの左側部には、クラッチアウト56の外壁部内周に向けて(クラッチ径方向外側に向けて)広がるフランジ部64aが一体形成される。フランジ部64aの径方向外側には円筒状のディスク支持部65aが一体形成される。このディスク支持部65aの外周に複数のクラッチディスク66aが相対回転不能に支持される。各クラッチディスク66aと各クラッチプレート61aとは、クラッチ軸方向で交互に重なって配置される。

[0029] フランジ部64aの右方には、所定の間隙を空けてプレッシャプレート52aの内周側が対向配置される。ディスク支持部65aの左端部には、各クラッチプレート61a及び各クラッチディスク66aの左方への移動を規制するストッパリングSRが取り付けられ、このストッパリングSRとプレッシャプレート52aの外周側との間に、各クラッチプレート

61a及び各クラッチディスク66aが積層状態で配置される。プレッシャプレート52aの内周側とフランジ部64aとの間には、前記切断側油圧室55aが形成されると共に、プレッシャプレート52aを右方(フランジ部64aから離間する側、クラッチ切断側)に付勢する戻しスプリング53aが配設される。

[0030] プレッシャプレート52aの内周側の右方には、中央筒部62aの右側部の外周に一体形成されたサポートフランジ部67aが対向配置される。このサポートフランジ部67aとプレッシャプレート52aの内周側との間に、前記接続側油圧室54aが形成される。

[0031] 一方、第二クラッチ51bのクラッチセンタ57bは、その中央筒部62bが外シャフト44の右端部にスプライン嵌合すると共にロックナット79により一体的に固定される。なお、中央筒部62bも左右に分割された構成を有する。中央筒部62bの左側部には、クラッチアウト56の外壁部内周に向けて(クラッチ径方向外側に向けて)広がるフランジ部64bが一体形成される。フランジ部64bの径方向外側には円筒状のディスク支持部65bが一体形成される。このディスク支持部65bの外周に複数のクラッチディスク66bが相対回転不能に支持される。各クラッチディスク66bと各クラッチプレート61bとは、クラッチ軸方向で交互に重なって配置される。

[0032] フランジ部64bの右方には、所定の間隙を空けてプレッシャプレート52bの内周側が対向配置される。ディスク支持部65bの左端部には、各クラッチディスク66bと各クラッチプレート61bの左方への移動を規制するストップリングSRが取り付けられる。このストップリングSRとプレッシャプレート52bの外周側との間に、各クラッチプレート61b及び各クラッチディスク66bが積層状態で配置される。プレッシャプレート52bの内周側とフランジ部64bとの間には、前記切断側油圧室55bが形成されると共に、プレッシャプレート52bを右方(フランジ部64bから離間する側、クラッチ切断側)に付勢する戻しスプリング53bが配設される。

[0033] プレッシャプレート52bの内周側の右方には、中央筒部62bの右側部の外周に一体形成されたサポートフランジ部67bが対向配置され、このサポートフランジ部67bとプレッシャプレート52bの内周側との間に、前記接続側油圧室54bが形成される。

[0034] 各クラッチ51a, 51bは、エンジン停止状態(各オイルポンプ31, 32の停止状態)では、各戻しスプリング53a, 53bの付勢力によりプレッシャプレート52a, 52bを右方に

変位させる。その結果、各クラッチプレート61a, 61b及び各クラッチディスク66a, 66bの摩擦係合を解除したクラッチ切断状態となる。また、エンジン運転状態であっても油圧供給装置46からの油圧供給が停止された状態では、プレッシャプレート52a, 52bに戻しスプリング53a, 53bの付勢力及び各切断側油圧室55a, 55bの油圧が作用し、前記同様にクラッチ切断状態となる。

[0035] 一方、第一クラッチ51aにおいて、エンジン運転状態かつ油圧供給装置46から接続側油圧室54aに比較的高圧の油圧が供給される状態では、切断側油圧室55aの油圧及び戻しスプリング53aの付勢力に抗してプレッシャプレート52aが左方(フランジ部64a側、クラッチ接続側)に変位される。この結果、各クラッチプレート61a及び各クラッチディスク66aが挟圧されてこれらが摩擦係合される。この結果、クラッチアウト56とクラッチセンタ57aとの間でのトルク伝達を可能としたクラッチ接続状態となる。

[0036] 同様に、第二クラッチ51bにおいて、エンジン運転状態かつ油圧供給装置46から接続側油圧室54bに比較的高圧の油圧が供給される状態では、切断側油圧室55bの油圧及び戻しスプリング53bの付勢力に抗してプレッシャプレート52bが左方(フランジ部64b側、クラッチ接続側)に変位される。この結果、各クラッチプレート61b及び各クラッチディスク66bが挟圧されてこれらが摩擦係合される。この結果、クラッチアウト56とクラッチセンタ57bとの間でのトルク伝達を可能としたクラッチ接続状態となる。

[0037] なお、各クラッチ51a, 51bのクラッチ接続状態から接続側油圧室54a, 54bへの油圧供給が停止すると、切断側油圧室55a, 55bの油圧及び戻しスプリング53a, 53bの付勢力によりプレッシャプレート52a, 52bが右方に変位される。この結果、各クラッチプレート61a, 61b及び各クラッチディスク66a, 66bの摩擦係合が解除される。この結果、クラッチアウト56とクラッチセンタ57a, 57bとの間のトルク伝達を不能とした前記クラッチ切断状態となる。このように、戻しスプリング53a, 53bの付勢力に加えて切断側油圧室55a, 55bの油圧を用いることで、接続側油圧室54a, 54b内に遠心力による油圧が残る場合でも、プレッシャプレート52a, 52bを確実に移動させることができる。

[0038] ここで、各クラッチ51a, 51bの切断側油圧室55a, 55bに供給されたエンジンオイルは、フランジ部64a, 64bに形成された油路68a, 68bを介して油圧室外に導かれ

、ディスク支持部65a、65b外周の各クラッチプレート61a、61b及び各クラッチディスク66a、66bに供給される。このように、切断側油圧室55a、55b内の作動油を逃がすことで、切断側油圧室55a、55b内を所定の油圧状態に保ち、かつ各クラッチプレート61a、61b及び各クラッチディスク66a、66bの潤滑性及び冷却性を向上できる。

[0039] 図7の(a)部を参照して第一ディスククラッチ51aを例に説明すると、前記油路68aは、クラッチセンタ57aのフランジ部64aの外周側にクラッチ軸方向と略垂直に(クラッチ径方向に沿うように)形成される。油路68aの内周側端部は右方(切断側油圧室55a側)に屈曲し、フランジ部64aの径方向中間部において右方(切断側油圧室55a側)に向けて開口Kを形成する。一方、油路68aの外周側端部は、ディスク支持部65aの外周に至って開口する。これにより、切断側油圧室55a内に導入されたエンジンオイルの一部が、油路68aを通じてディスク支持部65aの外周に導かれ、各クラッチプレート61a及び各クラッチディスク66aに供給される。

[0040] ところで、第一ディスククラッチ51aの回転時には、接続側油圧室54a内のエンジンオイルへの遠心力によりプレッシャプレート52aを左方(クラッチ接続側)に付勢する油圧が生じる。一方、切断側油圧室55a内における前記開口Kよりも外周側の油溜まりには、この油溜まり内のエンジンオイルへの遠心力によりプレッシャプレート52aを右方(クラッチ切断側)に付勢する油圧が生じる。

[0041] そして、上記遠心力の影響により各油圧室54a、55aに発生する油圧は、互いに釣り合い相殺されるように設定される。換言すれば、前記油路68aの開口Kは、この開口Kよりも外周側に溜まるエンジンオイルへの遠心力により生じるクラッチ切断側への付勢力が、接続側油圧室内のエンジンオイルへの遠心力により生じるクラッチ接続側への付勢力と釣り合う(相殺し合う)ように、その位置等が設定される。

[0042] これにより、第一ディスククラッチ51aの回転時にもクラッチ作動油に作用する遠心力の影響がなく、この第一ディスククラッチ51aを所定の作動状態に保つことができる。またこのとき、切断側油圧室55aの内周側のエンジンオイルは、開口Kから油路68aを通じてディスク支持部65aの外周に導かれ、各クラッチプレート61a及び各クラッチディスク66aの潤滑等に供される。

[0043] なお、切断側油圧室55aの径方向外側に油路を開口させると、クラッチ回転時の遠

心力により油圧室内全体の油圧が逃げてしまい、接続側油圧室54a内に発生する油圧に対抗するだけの油圧を確保できなくなる。油路68aの開口Kをフランジ部64aの径方向中間部に開口させることで、油圧室外にエンジンオイルの一部を導きながらも、接続側油圧室54a内に発生する油圧に対抗するだけの油圧を確保することができる。

[0044] すなわち、前記径方向中間部とは、前記フランジ部64aにあつて、切断側油圧室55aの外周側に油溜まりを形成するように、この切断側油圧室55aの最外周位置55aXから内周側(中央筒部62a側)に所定量離間した位置にある。

また、本実施例では、切断側油圧室55aの最外周位置55aXは、接続側油圧室54aの最外周位置54aXよりも外周側に設定されている。これにより、切断側油圧室55aの外周側の油溜まりを、接続側油圧室54aよりも外周側に形成できるので、前記油路68aの開口Kをより外周側に設け易くなり、例えば油路68aの長さを短縮することも可能である。

[0045] なお、本実施例においては、中央筒部62aの外周と切断側油圧室55aの最外周位置55aXとの間に形成されるフランジ部64aの径方向略中央部に油路68aが開口することにより、油圧の調整を図っており、孔加工もより容易にしている。

また、油圧の調整により、油溜まりの容量を選択し、フランジ部64aの径方向略中央部よりも内周側あるいは外周側に油路68aが開口するようにしてもよい。

[0046] さらに、図7の(b)部に示すように、フランジ部64aの径方向中間部に、フランジ部64aをクラッチ軸方向で貫通する油路168aを形成し、フランジ部64aの左方(切断側油圧室55aと反対側、油圧室外)においてディスク支持部65aにこれをクラッチ径方向で貫通する油路168a'を形成した構成としてもよい。

ここで、図示都合上、図7における第一ディスククラッチ51a周辺の構成は図6等とは若干異なるが、図7に示す各構成は第二ディスククラッチ51bにも同様に適用可能である。

[0047] 図4に示すように、トランスミッション47は、各変速段に対応する駆動ギヤ48a～48fと従動ギヤ49a～49fとが常に噛み合った常時噛み合い式である。各ギヤは、シャフトに対して相対回転自在なフリーギヤとシャフトに対してスプライン嵌合するスライドギ

ヤとに大別される。前記チェンジ機構24により任意のスライドギヤが適宜スライドされることで、何れかの変速段に対応する変速ギヤ対を用いた動力伝達を可能とする。

[0048] メインシャフト28(内シャフト43)及びカウンタシャフト29の内部には、前記第一オイルポンプ31からの油圧を供給可能な主供給油路71, 72がそれぞれ形成される。各主供給油路71, 72を介して変速ギヤ群45に適宜エンジンオイルが供給される。

[0049] メインシャフト28の内シャフト43は比較的肉厚の中空筒状をなし、外シャフト44は比較的肉薄の筒状をなす。この内シャフト43が、外シャフト44内にニードルベアリングを介して相対回転自在に挿通される。

内シャフト43の左端部はミッションケース22の左外側壁22aに至り、この左外側壁22aにボールベアリング73を介して回転自在に支持される。内シャフト43の左端部はボールベアリング73の左方に突出する。この突出部にはロックナット74が螺着される。このロックナット74と内シャフト43の段差部とで、ボールベアリング73のインナレースが締め付け固定される。

[0050] 以下、図8を併せて参照する。ミッションケース22の左外側壁22aには、ケース内側からホルダプレート75がボルト75aにより固定される。このホルダプレート75とミッションケース22の左外側壁22aの段差部とで、ボールベアリング73のアウタレースが締め付け固定される。これにより、ボールベアリング73を介して内シャフト43の軸方向での位置決めがなされる。内シャフト43の左端部はミッションケース22の左外側壁22aを貫通する。しかし、この左外側壁22aにおける内シャフト43の貫通孔(ボールベアリング73の支持孔)は、ミッションケース22外側から装着されるシールキャップ76により油密に閉塞される。

[0051] 内シャフト43の右端部は、ミッションケース22の右側壁(クラッチケース25の左側壁でもある)22bを貫通してクラッチケース25(クラッチカバー69)の右外側壁69a近傍に至る。この右端部に第一クラッチ51aのクラッチセンタ57aが相対回転不能に取り付けられる。内シャフト43の左右中間部は、外シャフト44及びボールベアリング77を介してミッションケース22の右側壁22bに回転自在に支持される。内シャフト43の右端部にはロックナット78が螺着される。このロックナット78と内シャフト43のスラスト受け部とで、クラッチセンタ57aの中央筒部62aが締め付け固定される。

- [0052] 外シャフト44は内シャフト43よりも短い。外シャフト44の左端部はミッションケース22の左右中間部で終端する。外シャフト44の前記ボールベアリング77よりも左方に位置する部位には、変速ギヤ群45の偶数段(二, 四, 六速)に対応する駆動ギヤ48b, 48d, 48fが、左側から四速用、六速用、二速用の順に支持される。一方、内シャフト43の外シャフト44の左端部よりも左方に位置する部位には、変速ギヤ群45の奇数段(一, 三, 五速)に対応する駆動ギヤ48a, 48c, 48eが、左側から一速用、五速用、三速用の順に支持される。
- [0053] 外シャフト44の右端部は、ミッションケース22の右側壁22bを貫通してクラッチケース25内に至り、この右端部に第二クラッチ51bのクラッチセンタ57bが相対回転不能に取り付けられる。外シャフト44のクラッチセンタ57bとボールベアリング77との間に位置する部位には、クラッチアウト56(及びプライマリドリブンギヤ58)が相対回転自在に支持される。
- [0054] 外シャフト44の右端部にはロックナット79が螺着され、このロックナット79と外シャフト44のスラスト受け部とで、ボールベアリング77のインナレース、クラッチアウト56のハブ部56a内側のディスタンスカラー、及びクラッチセンタ57bの中央筒部62bが締め付け固定される。
- [0055] ミッションケース22の右側壁22bには、ケース外側(クラッチケース25側)からホルダプレート81がボルト81aにより固定され、このホルダプレート81とミッションケース22の右側壁22bの段差部とで、ボールベアリング77のアウタレースが締め付け固定される。これにより、ボールベアリング77を介して外シャフト44におけるミッションケース22に対する軸方向での位置決めがなされる。
- [0056] カウンタシャフト29の左側部は、ミッションケース22の左外側壁22aにボールベアリング82を介して回転自在に支持される。カウンタシャフト29の左端部はボールベアリング82の左方に突出し、この左端部に前記後輪11への動力伝達機構のドライブsprocket83がスプライン嵌合しボルト83aにより固定される。ドライブsprocket83及びシールキャップ76の周辺は、ミッションケース22の左側に取り付くsprocketカバー84により覆われる。ボールベアリング82のアウタレースは、前記ボールベアリング73を固定するホルダプレート75とミッションケース22の左外側壁22aの段差部とで

締め付け固定される(図8参照)。

[0057] カウンタシャフト29の右端部は、ミッションケース22の右側壁22bにボールベアリング86を介して回転自在に支持される。ミッションケース22の右側壁22bにはホルダプレート87がボルト87aにより固定され、このホルダプレート87とミッションケース22の右側壁22bの段差部とでボールベアリング86のアウタレースが締め付け固定される。カウンタシャフト29における各ボールベアリング82, 86間に位置する部位には、変速ギヤ群45における各変速段に対応する従動ギヤ49a~49fが、前記各駆動ギヤ48a~48fと同様の順に支持される。

[0058] 前記トランスミッション47は、ミッションケース22の右側壁22bと共にこのミッションケース22外に一体的に取り出し可能なカートリッジ式として構成される。

ミッションケース22の右側壁22bは、ケース本体に対して複数のボルトにより着脱可能に構成され、この右側壁22bがトランスミッション47を一ユニットとして保持するミッションホルダとして機能する。

[0059] このトランスミッション47をミッションケース22外に取り出す手順の概略を説明する。まず、ケース左側においてsprocketカバー84及びシールキャップ76を取り外し、メインシャフト28の左端部からロックナット74を取り外す。カウンタシャフト29の左端部からドライブsprocket83を取り外す。次いで、ケース右側においてクラッチカバー69を取り外し、内シャフト43からロックナット78及びクラッチセンタ57a等を取り外す。その後、外シャフト44からロックナット79、クラッチセンタ57b、及びクラッチアウタ56等を取り外す。その後に、前記ミッションホルダと共にトランスミッション47をミッションケース22右方に引き出す。このとき、メインシャフト28の左端部を支持するボールベアリング73及びカウンタシャフト29の左端部を支持するボールベアリング82は、前記ホルダプレート75によりミッションケース22の左外側壁22aに保持されたままとなる。

[0060] 図5に示すように、油圧供給装置46は、前記各オイルポンプ31, 32と、第一オイルポンプ31の吐出口から延びる主送給油路34と、この主送給油路34に配置される第一オイルフィルタ88と、第二オイルポンプ32の吐出口から延びる送給油路35と、この送給油路35に配置される第二オイルフィルタ89と、送給油路35の下流側が接続される第一及び第二ソレノイドバルブ91a, 91bと、この各ソレノイドバルブ91a, 91b

から各クラッチ51a, 51bの接続側油圧室54a, 54bに延びる第一及び第二供給油路92a, 92bと、エンジン始動時に第二オイルポンプ32からの油圧をオイルパン36に戻す油圧カット装置94とを主として含む。

- [0061] なお、符号S6, S7は主供給油路34に設けられて油圧及び油温を検出する油圧センサ及び油温センサを、符号Rは主供給油路34上に設けられて所定の油圧を超えた際に作動するリリーフバルブを、符号S8, S9は各供給油路92a, 92bに設けられて各クラッチ51a, 51bへの供給油圧を検出する油圧センサをそれぞれ示す。
- [0062] 送給油路35と各供給油路92a, 92bの何れかとは、各ソレノイドバルブ91a, 91bの作動により個別に連通可能である。送給油路35と各供給油路92a, 92bの何れかとは連通した際には、第二オイルポンプ32からの比較的高圧の油圧が各供給油路92a, 92bを介して各クラッチ51a, 51bの接続側油圧室54a, 54bの何れかに供給される。
- [0063] 具体的には、第一ソレノイドバルブ91aの非通電時には、送給油路35と第一供給油路92aとの連通が遮断され、第二オイルポンプ32からの油圧及び接続側油圧室54a内の油圧が戻り油路93aを介してオイルパン36に戻される。一方、第一ソレノイドバルブ91aの通電時には、送給油路35と第一供給油路92aとが連通し、第二オイルポンプ32からの油圧が第一供給油路92aを介して接続側油圧室54aに供給可能となる。
- [0064] 同様に、第二ソレノイドバルブ91bの非通電時には、送給油路35と第二供給油路92bとの連通が遮断され、第二オイルポンプ32からの油圧及び接続側油圧室54b内の油圧が戻り油路93bを介してオイルパン36に戻される。また、第二ソレノイドバルブ91bの通電時には、送給油路35と第二供給油路92bとが連通し、第二オイルポンプ32からの油圧が第二供給油路92bを介して接続側油圧室54bに供給可能となる。
- [0065] 送給油路35の第二オイルフィルタ89よりも下流側から、油圧逃がしバルブ95を有する油圧逃がし油路96が分岐する。また、主供給油路34の第一オイルフィルタ88よりも下流側からは、油圧切り替えバルブ97を有する油圧切り替え油路98が分岐する。油圧切り替え油路98は油圧逃がしバルブ95に接続され、主供給油路34からの油圧供給の有無により油圧逃がしバルブ95を作動させる。主にこれら各油路によって、

前記油圧カット装置94が構成される。

- [0066] 油圧逃がしバルブ95は、油圧切り替え油路98からの油圧供給があれば油圧逃がし油路96を開通し、油圧切り替え油路98からの油圧供給がなければ油圧逃がし油路96を遮断する。そして、油圧逃がし油路96の開通により、第二オイルポンプ32からの油圧が油圧逃がし油路96を介してオイルパン36に戻される。これによって、各ソレノイドバルブ91a, 91bから各クラッチ51a, 51bに油圧が供給されなくなる。この結果、各クラッチ51a, 51bが切断状態に保たれると共に第二オイルポンプ32の負荷が軽減される。
- [0067] 一方、油圧逃がし油路96の遮断時には、第二オイルポンプ32からの油圧が油圧逃がし油路96を介してオイルパン36に戻されない。この結果、各ソレノイドバルブ91a, 91bに油圧が供給される。この状態で各ソレノイドバルブ91a, 91bが作動することで、各クラッチ51a, 51bに油圧が供給されてこれらがクラッチ接続状態に切り替わる。
- [0068] 上記ツインクラッチ式変速機23において、自動二輪車1のエンジン始動後かつ停車時には、前記油圧カット装置94の作用により各クラッチ51a, 51bが切断状態に保たれる。このとき、トランスミッション47は、例えばフルオートモード時ではサイドスタンドが格納されたとき、あるいはセミオートモード時ではシフトスイッチが操作されたとき等に、自動二輪車1の発進準備として動力伝達を遮断したニュートラル状態から一速ギヤ(発進ギヤ、変速ギヤ対45a)を介して動力伝達を可能とした一速状態となる。この状態から例えばエンジン回転数が上昇することで、第一クラッチ51aが半クラッチを介して接続状態となって自動二輪車1を発進させる。
- [0069] また、自動二輪車1の走行時には、ツインクラッチ式変速機23は、各クラッチ51a, 51bにおける現在のシフトポジションに対応する一方のみを接続状態とし、他方を切断状態のままとする。そして、内外シャフト43, 44の何れか及び各変速ギヤ対45a～45fの何れかを介して動力伝達を行う。このとき、車両運転情報に基づきECU42がツインクラッチ式変速機23を作動制御し、次のシフトポジションに対応する変速ギヤ対を介した動力伝達が可能な状態を予め作り出す。
- [0070] 具体的には、現在のシフトポジションが奇数段(又は偶数段)にあれば、次のシフト

ポジションは偶数段(又は奇数段)となるので、接続状態にある第一クラッチ51a(又は第二クラッチ51b)を介して内シャフト43(又は外シャフト44)にエンジン出力が伝達される。このとき、第二クラッチ51b(又は第一クラッチ51a)は切断状態にあり、外シャフト44(又は内シャフト43)にはエンジン出力が伝達されない。

[0071] この後、ECU42がシフトタイミングに達したと判断した際には、前記第一クラッチ51a(又は第二クラッチ51b)を切断状態とすると共に前記第二クラッチ51b(又は第一クラッチ51a)を接続状態とする。この操作によって、予め選定した次のシフトポジションに対応する変速ギヤ対を用いた動力伝達に切り替わる。これにより、変速時のタイムラグや動力伝達の途切れを生じさせない迅速かつスムーズな変速が可能となる。

[0072] 図2, 3に示すように、クランクケース14の下部右側かつクラッチカバー69の下方には、油圧供給装置46の油圧カット装置94のボディ101が取り付けられる。このボディ101内には、図9に示すように、油圧逃がしバルブ95のバルブ収容部102及び油圧切り替えバルブ97用のバルブ収容部103がそれぞれ概ね前後方向に沿って形成されると共に、油圧逃がし油路96及び油圧切り替え油路98の要部がそれぞれ形成される。

[0073] 油圧カット装置94はエンジン13のクランクケース14の下部右側かつクラッチカバー69の下方に配置される。従って、油圧カット装置94が目立たなくなってエンジン13の外観性が良好に保たれる。油圧カット装置94の側方への突出が抑えられることで、カバー構造の簡素化及び自動二輪車1のバンク角の確保が図られる。なお、図3中GL線は、車体の最大バンク時(例えば運転者のステップ先端のバンクセンサが接地するまでバンクしたとき)のグランドラインである。このグランドラインGLに対し、車体の他部品(例えばエンジン13下方を前後に延びる前記排気管17)が接地しないように部品位置が設定されている。そして、前記グランドラインGLに対して、油圧カット装置94のボディ101を離間させることができ、この油圧カット装置94の保護性を高めることができる。

[0074] 図9に示すように、油圧逃がしバルブ95は、棒状の本体の前後に第一及び第二ピストン104, 105を有する。油圧逃がしバルブ95は、バルブ収容部102内に前後に往復動可能に嵌装される。バルブ収容部102内における第一ピストン104の前方及

び第二ピストン105の後方には、逃がし側油圧室106及び戻し側油圧室107がそれぞれ形成される。

以下、図3を併せて参照する。油圧カット装置94におけるボディ101後部の車幅方向内側には、左右方向に沿う円筒状をなす前記第二オイルフィルタ89が配置される。油圧カット装置94のボディ101後部には、クランクケース14における第二オイルフィルタ89用収容部を車幅方向外側から覆うカバー101aが一体形成される。

[0075] そして、第二オイルポンプ32から吐出されたエンジンオイルは、第二オイルフィルタ89をその外周側から中央部に通過しろ過された後、前記カバー101a上側の連通部108aを経て送給油路35の上流側に圧送される。送給油路35は、前記連通部108aから上方に延び、クラッチケース25上に配設された各ソレノイドバルブ91a, 91bに至る(図2, 3参照)。

ここで、各ソレノイドバルブ91a, 91bがツインクラッチ26及び油圧カット装置94と同側すなわちエンジン右側に配置されることで、これらに渡る油圧供給経路の簡略化が図られる。

[0076] なお、図18に示すように、各ソレノイドバルブ91a, 91bが、ツインクラッチ26及び油圧カット装置94と同側すなわちエンジン右側であってクラッチケース25の後方に配設されてもよい。この場合も前記同様に油圧供給経路の簡略化が可能である。

また、図19に示すように、各ソレノイドバルブ91a, 91bが、ツインクラッチ26及び油圧カット装置94と同側かつこれらの近傍に配設されることで、前記油圧供給経路のさらなる簡略化が可能である。各ソレノイドバルブ91a, 91bが油圧カット装置94と一体的に設けられることで、部品点数及び組み付け工数の削減が可能である。

[0077] 油圧逃がし油路96は、カバー101a内側から油圧逃がしバルブ95用のバルブ収容部102を経て、オイルパン36との連通部108bに至る。

一方、油圧切り替え油路98は、主送給油路34との連通部108cから戻し側油圧室107を経た後に切り替えバルブ97用のバルブ収容部103を経て、逃がし側油圧室106に至る。

[0078] 油圧切り替えバルブ97は、非通電時には油圧切り替え油路98を開通し、通電時には油圧切り替え油路98を遮断するノーマルオープン式のソレノイドバルブである。

この油圧切り替えバルブ97の非通電時には、第一オイルポンプ31からの油圧の一部が戻し側油圧室107に供給されると共に、バルブ収容部103を経て逃がし側油圧室106にも供給される。逃がし側油圧室106に供給された油圧による油圧逃がしバルブ95に対する前方への付勢力は、戻し側油圧室107に供給された油圧による油圧逃がしバルブ95に対する後方への付勢力よりも大きい。逃がし側油圧室106に油圧が供給された際には、油圧逃がしバルブ95がバルブ収容部102内を前方へ移動する。

このとき、油圧逃がし油路96が開通し、第二オイルポンプ32からの油圧がオイルパン36に戻される。

[0079] 一方、油圧切り替えバルブ97の通電時には、油圧切り替え油路98がボディ101内で遮断され、第一オイルポンプ31からの油圧の逃がし側油圧室106への供給が停止する。このため、戻し側油圧室107内の油圧により油圧逃がしバルブ95が後方へ移動し、油圧逃がし油路96が遮断される。このため、第二オイルポンプ32からの油圧がオイルパン36に戻されることなく、各ソレノイドバルブ91a, 91bに油圧を供給可能となる。

[0080] 油圧カット装置94は、ECU42により以下のように作動制御される。油圧カット装置94は、エンジン始動時(始動スイッチST(図5参照)操作時)には、油圧逃がし油路96を開通して第二オイルポンプ32から吐出されるエンジンオイルをオイルパン36に戻す(油圧を逃がす)。油圧カット装置94は、エンジン始動後(完爆後、エンジン回転数が所定のアイドル回転数に安定した後)には、油圧逃がし油路96を遮断してツインクラッチ26にフィード油圧を供給可能とする。

[0081] ツインクラッチ26は容量が大きく、エンジン始動時に要する回転トルクや第二オイルポンプ32の負荷が大きい。このため、エンジン始動時(特に低温時)には各クラッチ51a, 51bを切断状態とし、かつ第二オイルポンプ32の昇圧作動を抑えることで、フリクションの増大を抑えてクランキング負荷を軽減し、エンジン始動性を向上させると共に前記スタータモータ27や不図示のバッテリーの小型軽量化を図っている。

[0082] なお、上述の如く油圧逃がしバルブ95の両側にエンジン油圧を加える構成ではなく、一側にエンジン油圧を、他側にスプリング反力をそれぞれ付与する構成としてもよ

い。また、図9右側に鎖線で示すように、油圧逃がしバルブ95を他の外力(電動アクチュエータや手動操作等)により作動させる作動機構109を設けてもよい。さらに、エンジン始動時以外にも、ECU42その他からの信号によりツインクラッチ26へのフィード油圧をカットする制御も可能である。

- [0083] 図6に示すように、クラッチカバー69の内側には、このクラッチカバー69とメインシャフト28(内シャフト43)の右端部とに跨る第一、第二、第三パイプ111, 112, 113が配設される。各パイプ111, 112, 113はメインシャフト28と同軸配置される。内周側から順に第一、第二、第三の順に所定の間隙をもって重なるように配置される。
- [0084] 内シャフト43の右側部内には、右方に向けて概ね三段階に拡径する右中空部114が形成される。右中空部114は、内シャフト43における左端開口から第二クラッチ51b近傍まで至る前記主供給油路71と隔壁114aを介して隔てられる。この右中空部114内にその右端開口から各パイプ111, 112, 113の左側部が挿入される。
- [0085] 第一パイプ111の左側外周は、右中空部114の左側内周にシール部材111aを介して油密に保持され、第二パイプ112の左側外周は、右中空部114の中間部内周にシール部材112aを介して油密に保持され、第三パイプ113の左側外周は、右中空部114の右側内周にシール部材113aを介して油密に保持される。
- [0086] 各パイプ111, 112, 113の右端部は、それぞれ環状のホルダ111b, 112b, 113b内に油密に挿通保持される。各パイプ111, 112, 113の右端部にはそれぞれフランジが形成されている。第一パイプ111の右端部においては、前記ホルダ111b及びクラッチカバー69の右外側壁69aに前記フランジが挟持された状態で支持される。また、第二パイプ112の右端部は、前記ホルダ111b及びホルダ112bに前記フランジが挟持された状態で支持される。第三パイプ113の右端部は、前記ホルダ112b及びホルダ113bに前記フランジが挟持された状態で支持される。第三パイプ113を挿通するホルダ113bは、クラッチカバー69の右外側壁69aにケース内側からボルト113cにより固定される。このように、各ホルダ111b, 112b, 113b及び各パイプ111, 112, 113がクラッチカバー69に固定される。
- [0087] 第一パイプ111内の空間及び各パイプ111, 112, 113間に形成される環状の空間は、メインシャフト28内で同軸に重なる複数のシャフト内油路115, 116, 117を形

成する。

具体的には、第一パイプ111内の空間は第一シャフト内油路115として機能する。第一シャフト内油路115の右端部がクラッチカバー69のクラッチ中心位置に接続された第二供給油路92bと連通する。第一シャフト内油路115の左端部が内外シャフト43, 44及びクラッチセンタ57bを概ねクラッチ径方向で貫通する接続側油路115aを介して第二クラッチ51bの接続側油圧室54bと連通する。

[0088] また、第一パイプ111と第二パイプ112との間の空間は第二シャフト内油路116として機能する。第二シャフト内油路116の右端部がクラッチカバー69内に形成されたカバー内主供給油路71aと連通する。第二シャフト内油路116の左端部が内シャフト43及びクラッチセンタ57aを概ねクラッチ径方向で貫通する切断側油路116aを介して第一クラッチ51aの切断側油圧室55aに連通する。カバー内主供給油路71aには前記第一オイルポンプ31からの油圧が供給される。

[0089] さらに、第二パイプ112と第三パイプ113との間の空間は第三シャフト内油路117として機能する。第三シャフト内油路117の右端部がクラッチカバー69のクラッチ中心からオフセットした位置に接続された第一供給油路92aと連通する。第三シャフト内油路117の左端部が内シャフト43及びクラッチセンタ57aを概ねクラッチ径方向で貫通する接続側油路117aを介して第一クラッチ51aの接続側油圧室54aに連通する。

[0090] また、内シャフト43内の主供給油路71は、その右端部が内外シャフト43, 44及びクラッチセンタ57bを概ねクラッチ径方向で貫通する切断側油路118aを介して第二クラッチ51bの切断側油圧室55bに連通する。

ここで、内シャフト43右側の各シャフト内油路115, 116, 117において、比較的低圧の油圧が作用する第二シャフト内油路116の容量(断面積)は、比較的高圧の油圧が作用する他のシャフト内油路115, 117の容量よりも小さい。同様に、前記各切断側油路116a, 118aの容量は、前記各接続側油路115a, 117aの容量よりも小さい。

[0091] 図10に示すように、エンジン13のミッションケース22の上部左側には、ギヤシフト装置41の駆動機構39が配設される。

以下、図11の(a)部, (b)部を併せて参照する。駆動機構39は、チェンジ機構24

のシフトドラム24aの左端部に同軸固定されるピンギヤ121と、このピンギヤ121に係合するウォーム状のバレルカム122と、このバレルカム122に中継ギヤ軸123を介して回転駆動力を付与する電気モータ124とを有する。駆動機構39は、電気モータ124の駆動によりシフトドラム24aを回転させてトランスミッション47の変速段を変化させる。

[0092] 電気モータ124は、その回転駆動軸線C4を前後方向に沿わせるように配置される。電気モータ124はの駆動軸125は後方に突出する。駆動軸125の先端部外周には駆動ギヤ126が形成される。この駆動ギヤ126が中継ギヤ軸123の第一中継ギヤ127aに噛み合う。この中継ギヤ軸123の第二中継ギヤ127bが、バレルカム122前端部の従動ギヤ128に噛み合う。バレルカム122は、電気モータ124の軸線C4と平行な回転軸線C5を有する。バレルカム122の前部外周には複数のカム溝129が形成される。各カム溝129は概ね一条のネジ溝となるように互いに連なる。この各カム溝129にピンギヤ121に突設された複数のピン121aの一部に係合する。

[0093] ピンギヤ121は、その円盤状の本体左側に周方向で等間隔をなす前記複数のピン121aをシフトドラム24aと平行に突出させて構成される。ピンギヤ121(シフトドラム24a)における左右方向に沿う回転軸線C6に対し、バレルカム122の回転軸線C5は垂直に配置されている。ピンギヤ121の上部はバレルカム122の前部と側面視で重なり、このバレルカム122の前部外周の各カム溝129にピンギヤ121の上部に位置する各ピン121aがそれぞれ係合する。なお、各カム溝129と各ピン121aとは少なくとも一組に係合していればよい。

[0094] そして、ECU42の制御により電気モータ124が駆動し、バレルカム122が正転方向(図12中矢印CW方向)に一回転すると、各カム溝129がその並び方向(前後方向)で一分(一ピッチ分)だけ後方に変位し、ピンギヤ121及びシフトドラム24aを前記一分に相当する角度だけシフトアップ方向(図11中矢印UP方向)に回転させる。このときのシフトドラム24aの回転角度は、トランスミッション47の変速段を一速分だけシフトアップさせる角度に相当する。

[0095] 同様に、電気モータ124が駆動してバレルカム122が逆転方向(図12中矢印CCW方向)に一回転すると、各カム溝129がその一分分だけ前方に変位し、ピンギ

ヤ121及びシフトドラム24aを前記一ピッチ分に相当する角度だけシフトダウン方向(図11中矢印DN方向)に回転させる。このときのシフトドラム24aの回転角度は、トランスミッション47の変速段を一速分だけシフトダウンさせる角度に相当する。

[0096] ここで、トランスミッション47は、前記ニュートラル状態を除き、現在のシフトポジション(ツインクラッチ26を介して実際に動力伝達が行われるシフトポジション)と、このシフトポジションに対して一段シフトアップ又はシフトダウンした側のシフトポジション(ツインクラッチ26を介して動力伝達が遮断されるシフトポジション)とのそれぞれにおいて(すなわち偶数段及び奇数段のそれぞれのシフトポジションにおいて)動力伝達を可能な状態にできる。

[0097] このようなトランスミッション47において、前記一速分のシフトアップがなされると、現在のシフトポジションと一段シフトアップした側のシフトポジションとのそれぞれにおいて動力伝達が可能な状態となり、前記一速分のシフトダウンがなされると、現在のシフトポジションと一段シフトダウンした側のシフトポジションとのそれぞれにおいて動力伝達が可能な状態となる。そして、ツインクラッチ26が何れのクラッチを係合状態とするかによって、トランスミッション47が各シフトポジションの何れを用いて実際の動力伝達を行うかが切り替わる。

[0098] 図13に示すように、各カム溝129は、バレルカム軸方向(各カム溝129の並び方向)での位置を一定に保つ保持範囲129aと、バレルカム軸方向での位置を緩やかに変化させる変化範囲129bとからなる。各カム溝129の保持範囲129a内に各ピン121aが係合する状態では、バレルカム122が回転してもピンギヤ121及びシフトドラム24aが回転せず、カム溝129の変化範囲129b内に各ピン121aが係合する状態では、バレルカム122の回転に応じてピンギヤ121及びシフトドラム24aがシフトアップ又はシフトダウン方向に回転する。

[0099] 各カム溝129における保持範囲129aと変化範囲129bとは、湾曲部129cを介して滑らかに連なる。各カム溝129の湾曲部129cは、ピンギヤ121における円周方向(各ピン121aの並び方向)に沿うように円弧状に配置される。これにより、バレルカム122がピンギヤ121を回転させる際、各ピン121aが各カム溝129の各範囲の一方から他方に滑らかかつ同時に進入するため、シフトドラム24aの回転が穏やかかつスムー

ズになると共に、各ピン121a及び各カム溝129への負荷も軽減される。

[0100] 図11の(a)部、図12に示すように、バレルカム122の後部外周には、前後に並ぶ二つのスイッチカム131が設けられる。また、各スイッチカム131の例えば左方には、そのカム面にスイッチ片を対向させる前記センサS1としての第一又は第二スイッチ133, 134が設けられる。

[0101] 各スイッチカム131は、バレルカム軸方向視で互いに略同一形状をなし、その外周にカム面を形成する。各スイッチカム131のカム面は、バレルカム122と同軸円筒状の基準面131aと、この基準面131aに対して拡径した同じく円筒状のリフト面131bと有し、これら両面を滑らかに連続させてなる。各スイッチカム131は、そのリフト面形成範囲がバレルカム回転方向で互いに所定の位相差を有するように配置される。具体的には、図12の(a)部、(b)部に示すように、第一スイッチ133用のスイッチカム131に対し、第二スイッチ134用のスイッチカム131が前記CCW方向に所定角度だけ位相をずらして配置される。

[0102] 各スイッチ133, 134は、そのスイッチ片を各スイッチカム131の基準面131aに対向させる場合(各スイッチ133, 134がOFFになる場合)とスイッチ片を各スイッチカム131のリフト面131bに対向させる場合(各スイッチ133, 134がONになる場合)とで、このスイッチ片を進退させてバレルカム122の回転状況を検出する。各スイッチ133, 134は、バレルカム回転方向で互いに同位相となるように配置される。

[0103] 図14は、バレルカム122の回転角度に対して各スイッチ133, 134のON、OFFを示したダイヤグラムである。各スイッチ133, 134の検出位置であるポイントaに各スイッチカム131のリフト面131bが対向する領域(各スイッチ133, 134がONになる領域)は、ピンギヤ121の各ピン121aがバレルカム122の各カム溝129の保持範囲129aにあり、かつ電気モータ124の駆動トルクが0となる停止領域である(図15参照)。

[0104] このとき、トランスミッション47が変速動作を完了した状態となるように設定することで、バレルカム122の回転位置が多少ずれてもシフトポジションに影響せず、かつ電気モータ124の駆動トルクを0としてもシフトドラム24aの回転が規制されて所定のシフトポジションに保持される。なお、前記停止領域の角度は、電気モータ124の駆動トルクを0としたときにバレルカム122が惰性等で回転してしまう角度以上に設定される。

- [0105] 一方、ポイントaに各スイッチカム131の基準面131aが対向する領域(各スイッチ133, 134がOFFになる領域)は、ピンギヤ121の各ピン121aがバレルカム122の各カム溝129の変化範囲129bにあり、かつ電気モータ124を通常トルク(系によって設定された最大トルク $\pm T_{max}$)で駆動させる送り領域である(図15参照)。
- [0106] このとき、トランスミッション47が変速動作の最中となり、バレルカム122の回転に応じてシフトドラム24aがシフトアップ又はシフトダウン方向に回転する。なお、送り領域の角度は、バレルカム122における各カム溝129の変化範囲129bの形成角度に相当する。
- [0107] そして、ポイントaに各スイッチカム131の一方のリフト面131bが対向する領域(各スイッチ133, 134の一方がONになる領域)は、ピンギヤ121の各ピン121aがバレルカム122の各カム溝129の保持範囲129aの端部近傍にあり、かつ電気モータ124を小トルク(系のフリクションに打ち勝つ最小トルク $\pm T_{min}$)で駆動させるCW又はCCW修正領域である(図15参照)。
- [0108] 具体的には、バレルカム122のCCW方向に位相をずらした第二スイッチ134のみがONになるCCW修正領域では、バレルカム122を低トルクでCCW方向に回転させるべく電気モータ124を最小逆転トルク($-T_{min}$)で駆動させて前記停止領域となるように補正する。また、バレルカム122のCW方向に位相をずらした第一スイッチ133のみがONになるCW修正領域では、バレルカム122を低トルクでCW方向に回転させるべく電気モータ124を最小正転トルク($+T_{min}$)で駆動させて同じく前記停止領域となるように補正する。
- [0109] なお、図16に示すように、バレルカム122に単一の前記スイッチカム131のみを設け、このスイッチカム131のカム面に二つのスイッチ133, 134をバレルカム回転方向で位相差を有するように対向させることで、前記同様の制御を可能とした上でスイッチカム数を削減することもできる。また、前記スイッチ133, 134(センサS1)は機械式の接触型に限らず、電気や磁力を用いたものや非接触型のものであってもよい。
- [0110] 図17は、バレルカム122の回転角度に対するシフトドラム24aの回転角度及び回転角速度の変化を示すグラフである。この実施例のようにバレルカム122の各カム溝129の各範囲129a, 129bが湾曲部129cを介して滑らかに連なる場合(図17の(a))

部参照)には、各カム溝129が湾曲部129cを介さずに各範囲129a, 129b間で屈曲するように連なる場合(図17の(b)部参照)と比べて、シフトドラム24aの回転角度の変化が滑らかになり、かつシフトドラム24aの回転角速度の前記変化範囲129b前後での立ち上がりが滑らかになる。

[0111] このため、シフトアップ及びシフトダウン時のシフトドラム24aの慣性トルクが抑えられ、各機構部品にかかる負荷が抑えられる。また、バレルカム122が一回転した後は、その回転位置が一段シフトアップ又はシフトダウンした側のシフトポジションにおける初期位置となり、この状態から連続して変速動作を行うことが可能である。

[0112] 以上説明したように、上記実施例におけるクラッチ装置は、外部からの供給油圧によりプレッシャプレート52a, 52bを軸方向で変位させ、クラッチセンタ57a, 57bが支持するクラッチディスク66a, 66bに押圧を与えて所定の係合力を発揮する油圧式の第一及び第二ディスククラッチ51a, 51bを備え、エンジン13のツインクラッチ式変速機23に用いられる。このクラッチ装置は、前記プレッシャプレート52a, 52bにクラッチ接続側への押圧力を付与する接続側油圧室54a, 54bと、前記プレッシャプレート52a, 52bにクラッチ切断側への押圧力を付与してその戻り動作の圧力を補償する切断側油圧室55a, 55bとを有する。前記クラッチセンタ57a, 57bは、クラッチ径方向に延出するフランジ部64a, 64bを有し、前記切断側油圧室55a, 55bは、前記フランジ部64a, 64bとプレッシャプレート52a, 52bとの間に形成される。前記フランジ部64a, 64bには、前記切断側油圧室55a, 55b内の作動油をこの油圧室外に導く油路68a, 68bが形成される。この油路68a, 68bが前記フランジ部64a, 64bの径方向中間部で前記切断側油圧室55a, 55b内に開口する。

[0113] この構成によれば、各ディスククラッチ51a, 51bの回転時、切断側油圧室55a, 55b内における前記油路68a, 68bの開口Kよりも径方向外側の油溜まりにおいて、プレッシャプレート52a, 52bをクラッチ切断側に付勢する油圧を発生させることができる。接続側油圧室54a, 54b内において発生するプレッシャプレート52a, 52bをクラッチ接続側に付勢する油圧を相殺し、クラッチ回転時のクラッチ作動油(エンジンオイル)への遠心力の影響を無くしてクラッチ作動状態を良好に保つことができる。

また、切断側油圧室55a, 55b内の作動油の一部は、前記油路68a, 68bを通じて

油圧室外に導くことができる。この作動油を他部品(クラッチディスク66a, 66b等)の潤滑等に有効利用することができる。

さらに、前記油路68a, 68bの形成に別途隔壁等を用いないことで、各ディスククラッチ51a, 51bの部品点数や体積及び重量の増加を抑えることができる。

[0114] また、上記クラッチ装置においては、前記油路68a, 68bが、前記フランジ部64a, 64b内を前記クラッチセンタ57a, 57b外周のディスク支持部65a, 65bまで延びる。これによって、切断側油圧室55a, 55b内の作動油の一部をクラッチディスク66a, 66bに効率よくかつ確実に導き供給することができる。

[0115] さらに、上記クラッチ装置においては、前記各ディスククラッチ51a, 51bを互いに同軸に隣接配置してツインクラッチ26を構成し、前記各ディスククラッチ51a, 51bのそれぞれに前記油路68a, 68bが設けられる。これによって、ツインクラッチ26における各ディスククラッチ51a, 51bの小型軽量化を図ることができ、このクラッチ装置を自動二輪車のような小型車両のエンジンの変速機にも好適に用いることができる。

[0116] なお、この発明は上記実施例に限られるものではなく、例えば単気筒エンジン、V型エンジン、クランク軸線を前後方向に沿わせた縦置きエンジン等、各種形式の内燃機関に適用できる。また、自動二輪車に限らず、三輪又は四輪の鞍乗り型車両、あるいは低床の足載せ部を有するスクータ型車両に適用してもよい。

そして、上記実施例における構成はこの発明の一例であり、四輪乗用車にも適用できることはもちろん、この発明の要旨を逸脱しない範囲で種々の変更が可能である。

産業上の利用可能性

[0117] 本発明の一態様に係るクラッチ装置によれば、ディスククラッチの回転時、圧力補償油圧室内における前記油路の開口よりも径方向外側の油溜まりにおいて、押圧部材をクラッチ切断側に付勢する油圧を発生させることができる。また、接続側油圧室内において発生する押圧部材をクラッチ接続側に付勢する油圧を相殺できる。これにより、クラッチ回転時のクラッチ作動油への遠心力の影響を無くしてクラッチ作動状態を良好に保つことができる。

また、圧力補償油圧室内の作動油の一部は、前記油路を通じて油圧室外に導くこ

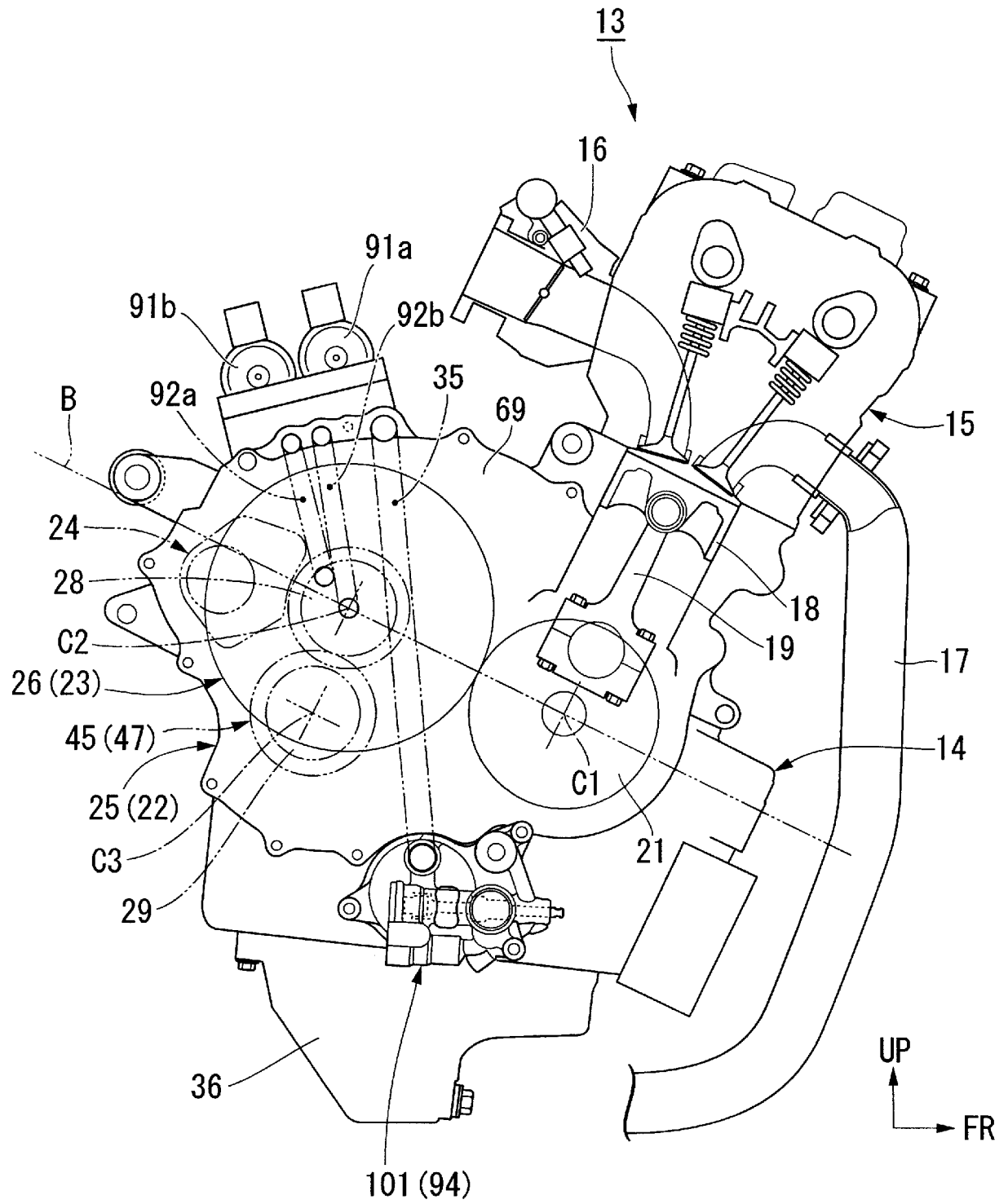
とができ、前記作動油を他部品の潤滑等に有効利用することができる。

さらに、前記油路の形成に別途隔壁等を用いないことで、ディスククラッチの部品点数や体積及び重量の増加を抑えることができる。

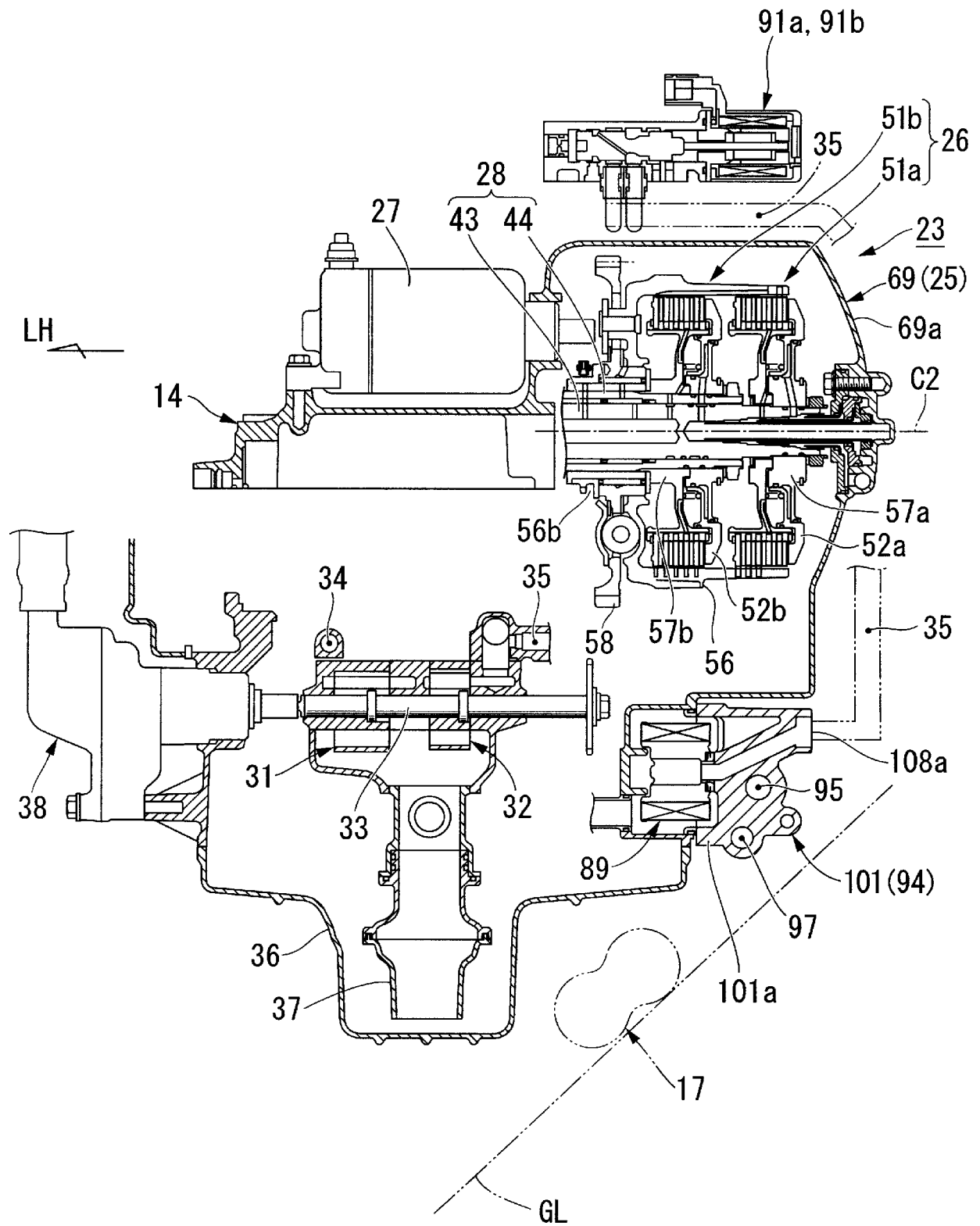
請求の範囲

- [1] エンジンの変速機に用いられ、油圧式の第1ディスククラッチを備えるクラッチ装置であって、前記第1ディスククラッチは：
- クラッチ径方向に延出するフランジ部を有するクラッチセンタと；
 - 前記クラッチセンタに支持されるクラッチディスクと；
 - 外部からの供給油圧により軸方向で変位可能であり、前記クラッチディスクを押圧する押圧部材と；
 - 前記押圧部材にクラッチ接続側への押圧力を付与する接続側油圧室と；
 - 前記押圧部材にクラッチ切断側への押圧力を付与してその戻り動作の圧力を補償する圧力補償油圧室と；を含み、
 - 前記圧力補償油圧室は、前記フランジ部と押圧部材との間に形成され、
 - 前記フランジ部には、前記圧力補償油圧室内の作動油を前記圧力補償油圧室外に導く油路が形成され、
 - 前記油路は前記フランジ部の径方向中間部で前記圧力補償油圧室内に開口することを特徴とするクラッチ装置。
- [2] 前記油路は、前記フランジ部内を通じ、前記クラッチセンタ外周のクラッチディスク支持部まで延びることを特徴とする請求項1に記載のクラッチ装置。
- [3] 前記第1ディスククラッチと互いに同軸に隣接配置された第2ディスククラッチを更に含み、
- 前記各ディスククラッチのそれぞれに前記油路が設けられることを特徴とする請求項1に記載のクラッチ装置。

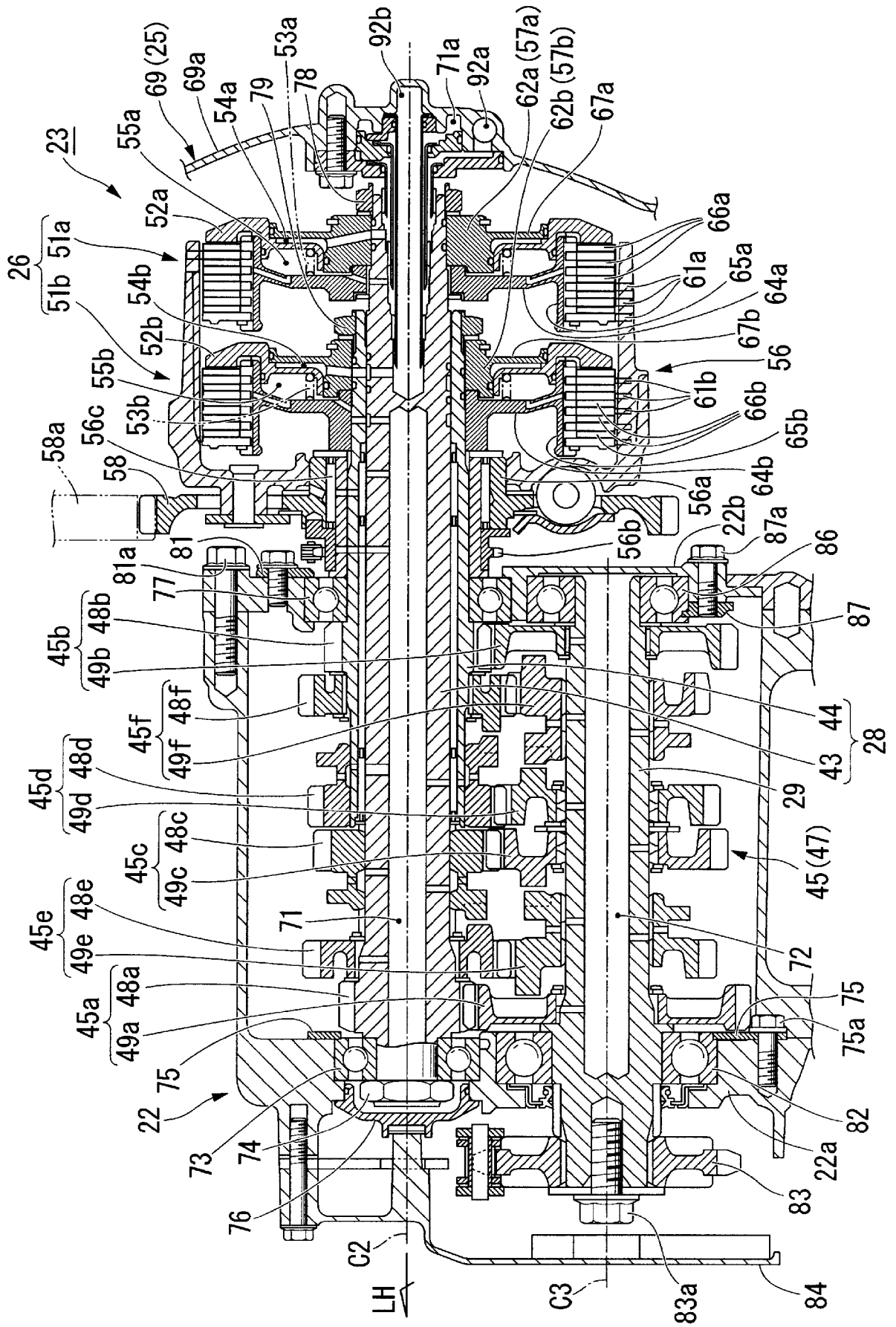
[図2]



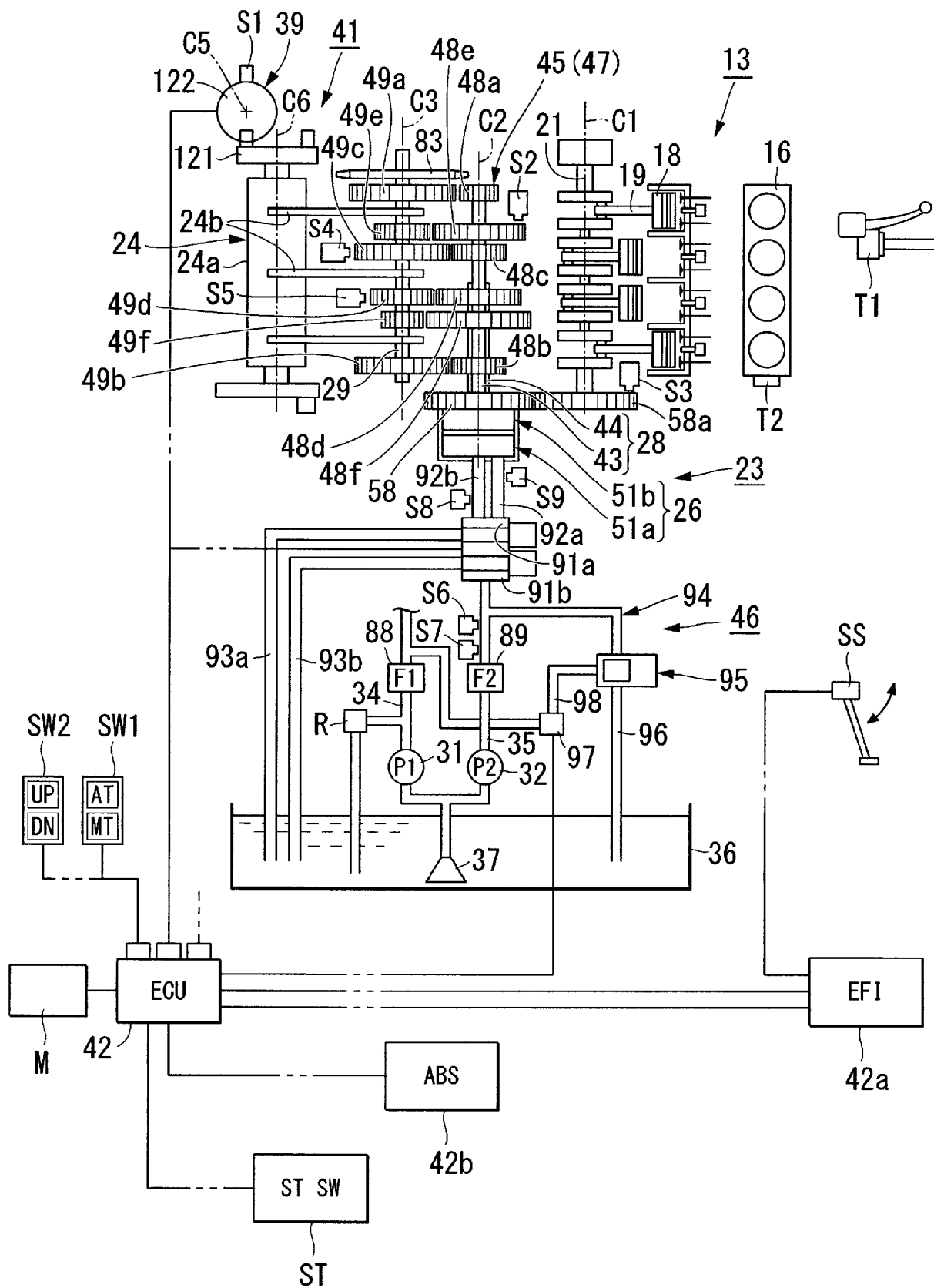
[図3]



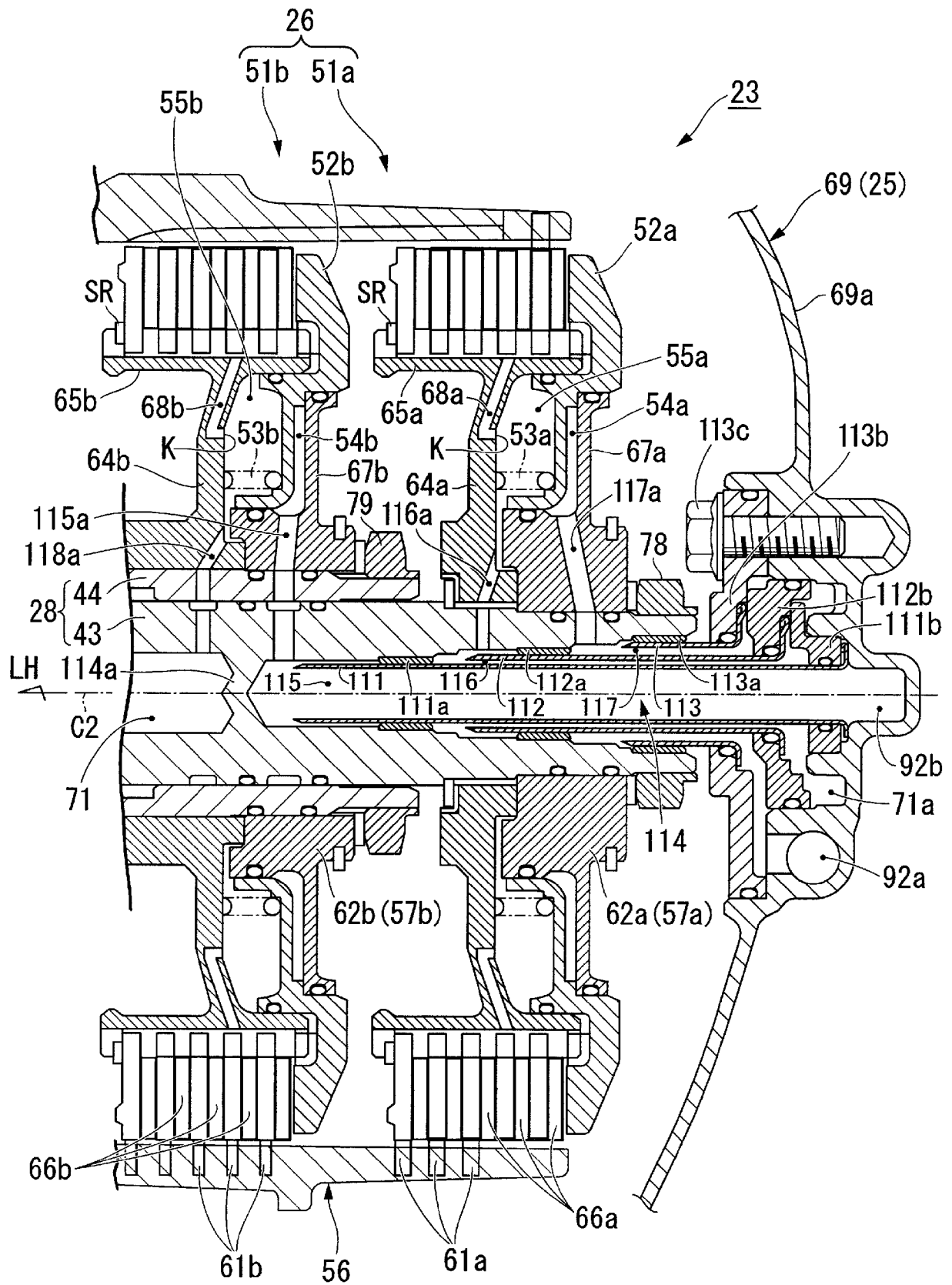
[図4]



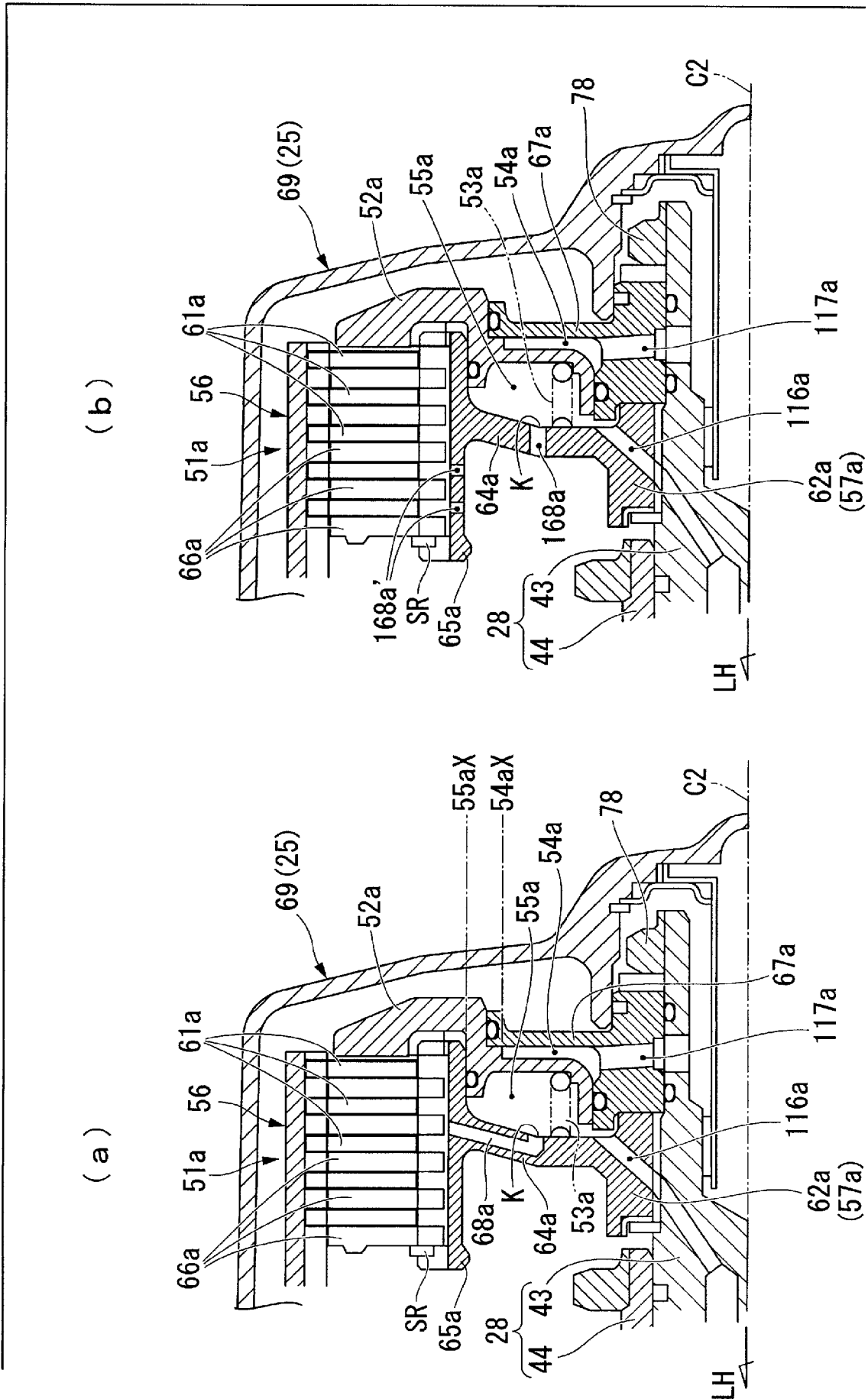
[図5]



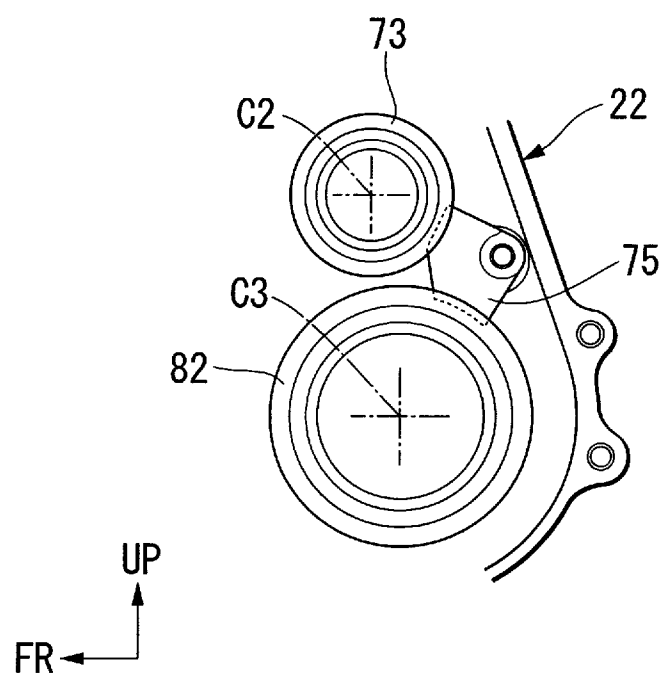
[図6]



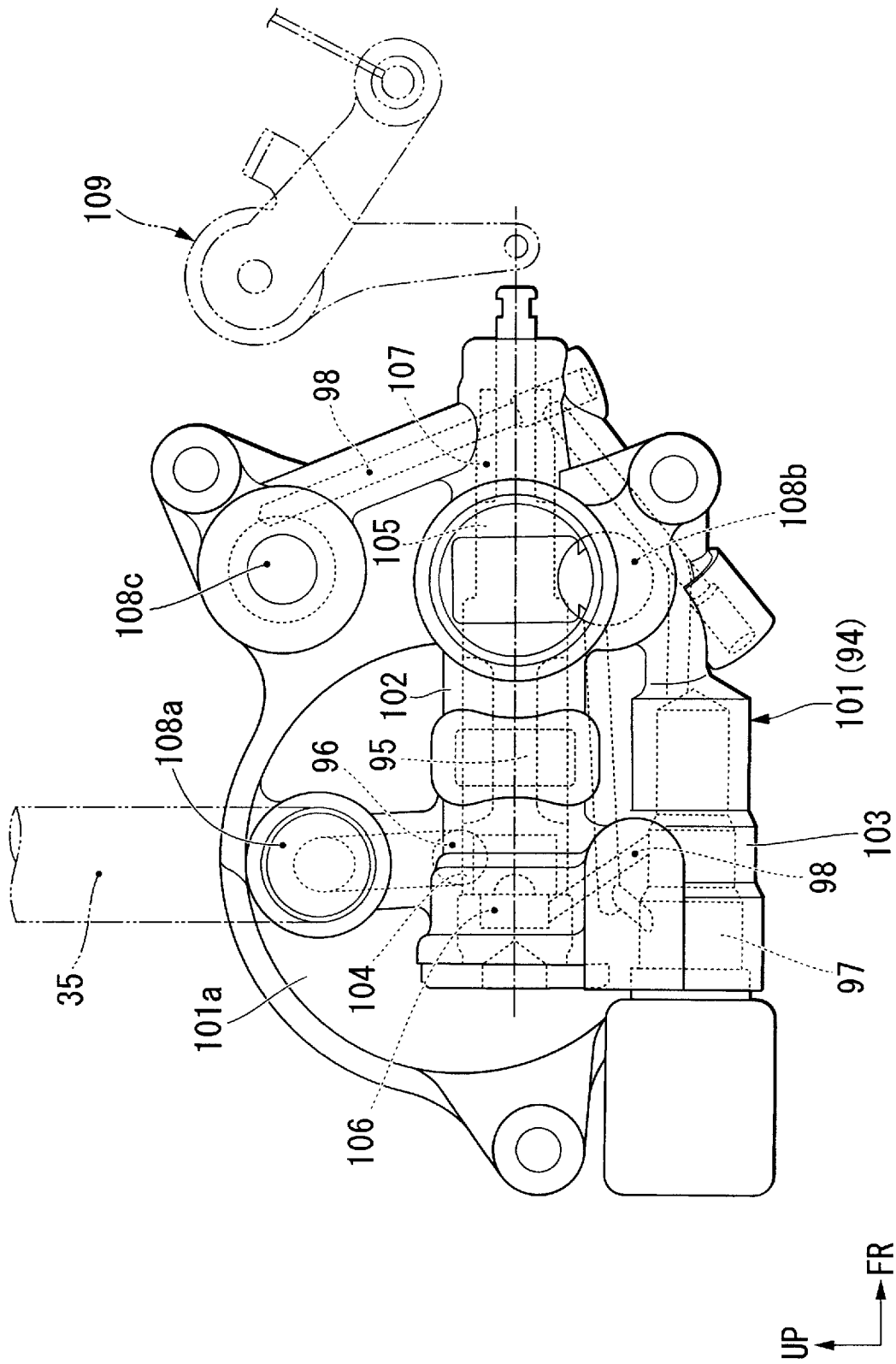
[図7]



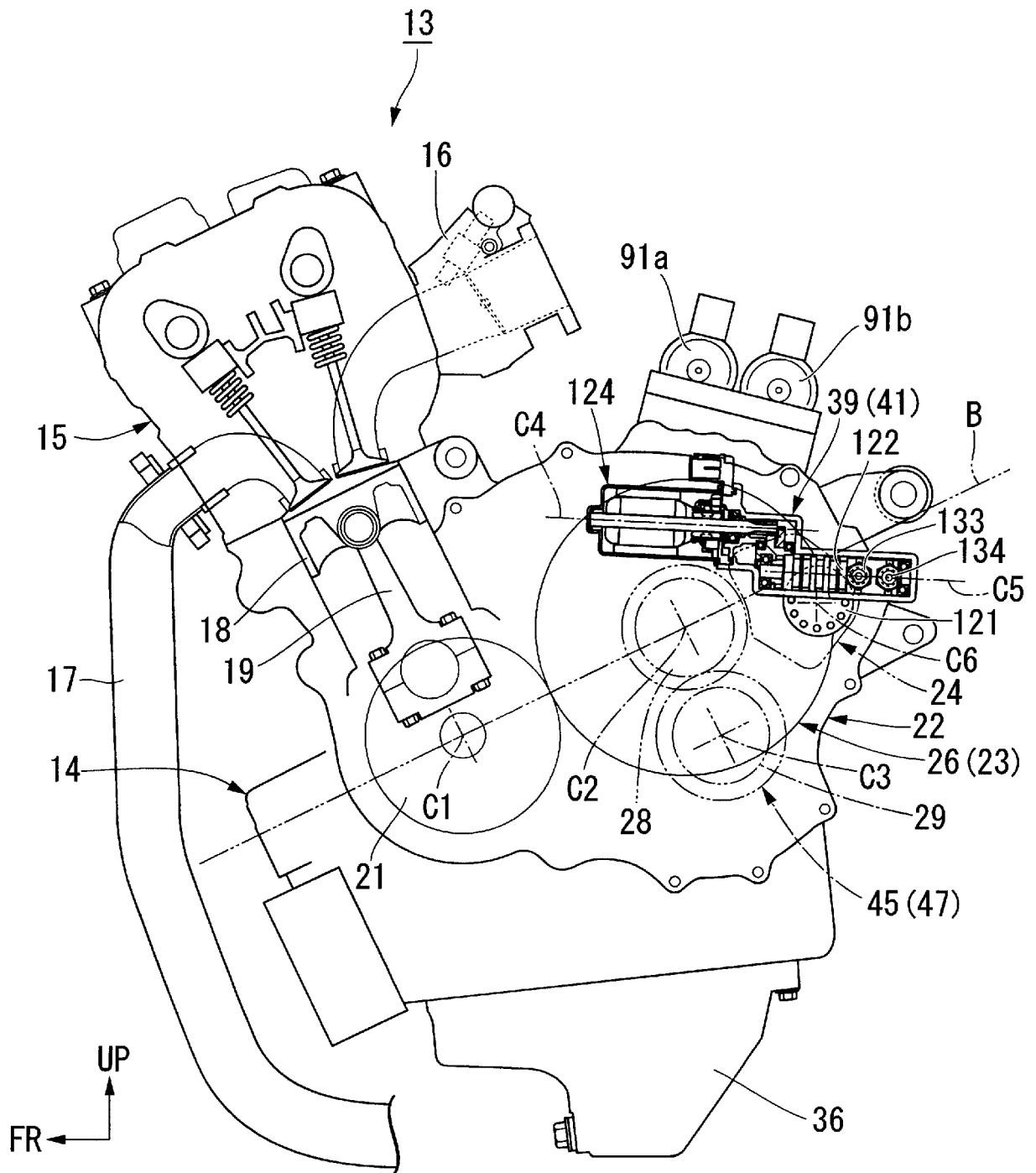
[図8]



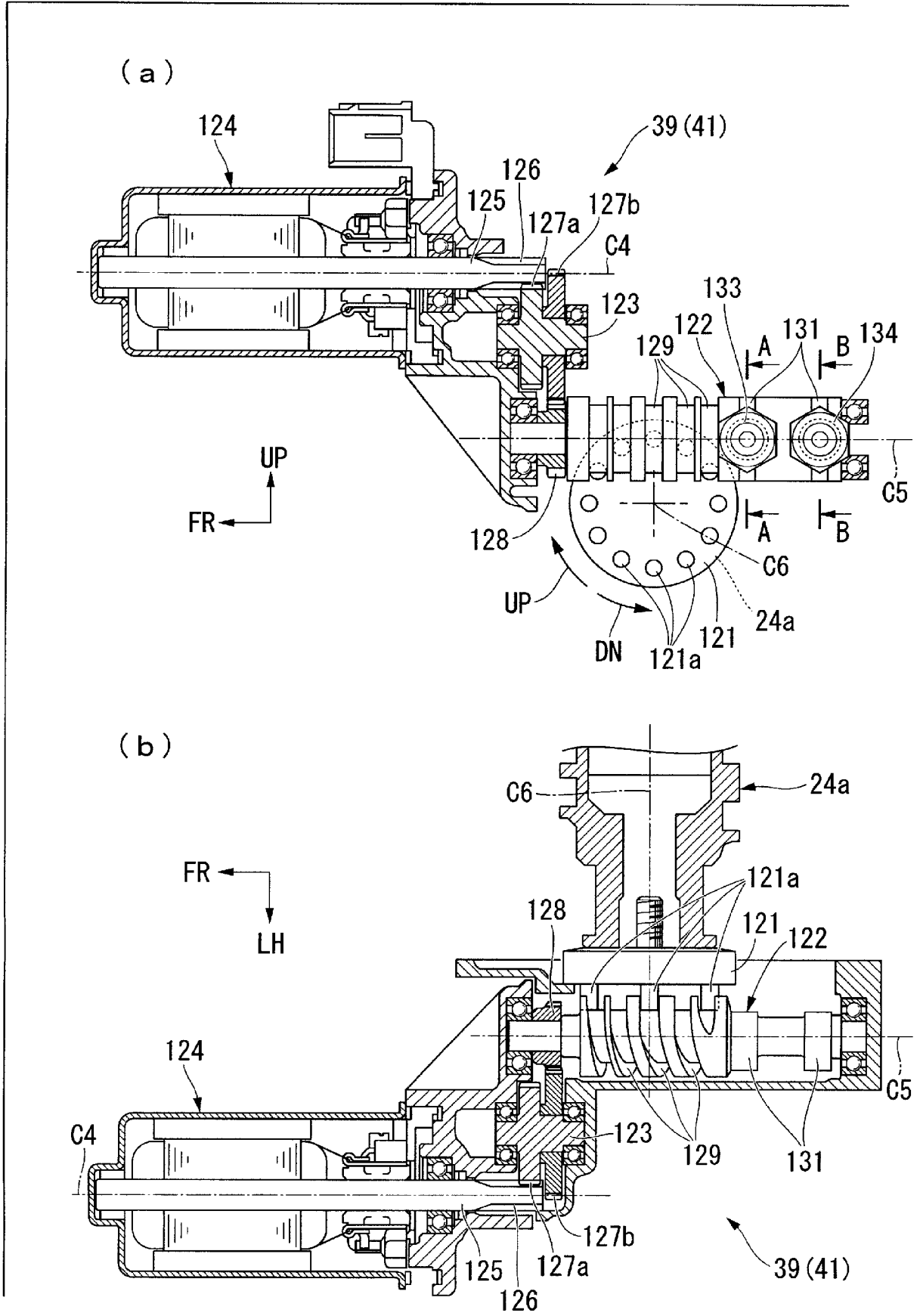
[図9]



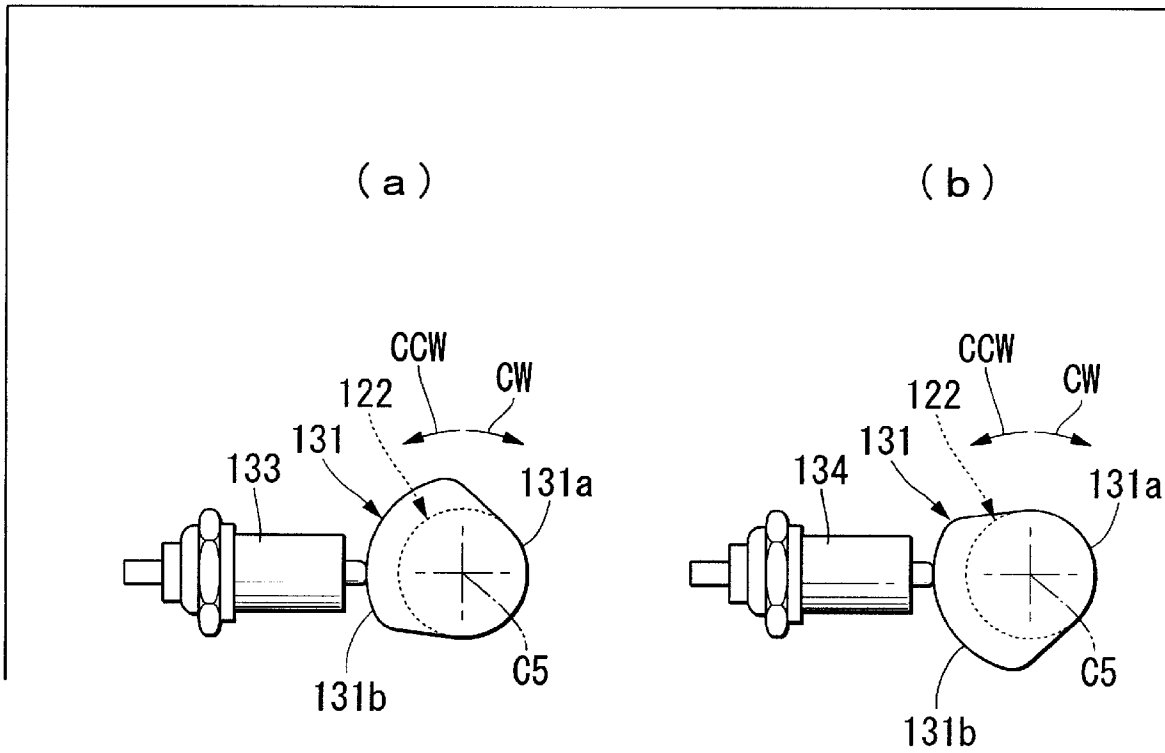
[図10]



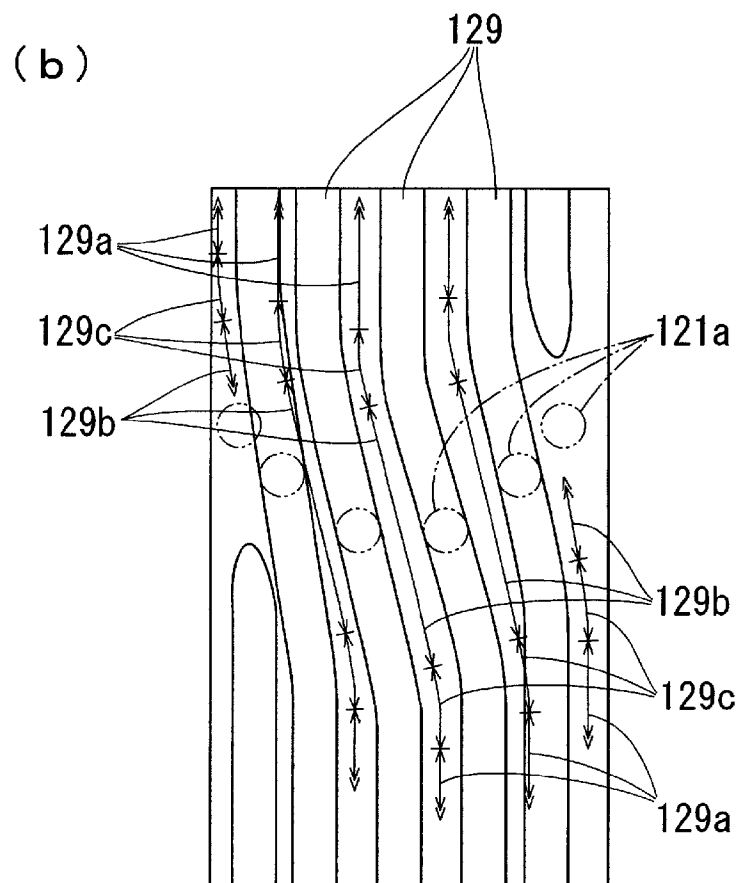
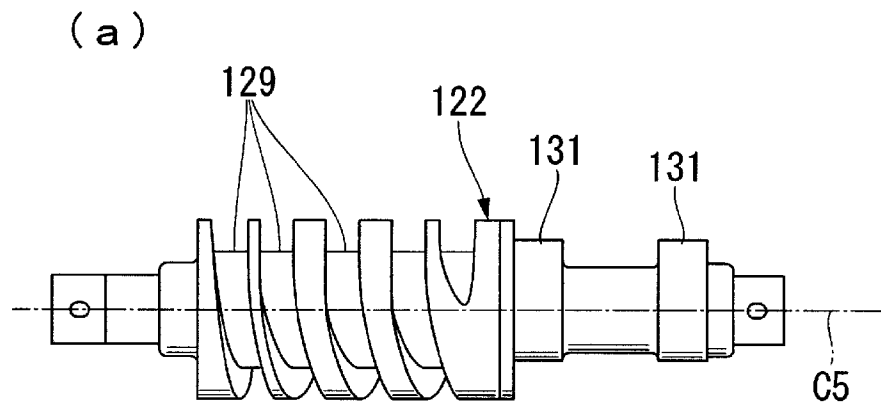
[図11]



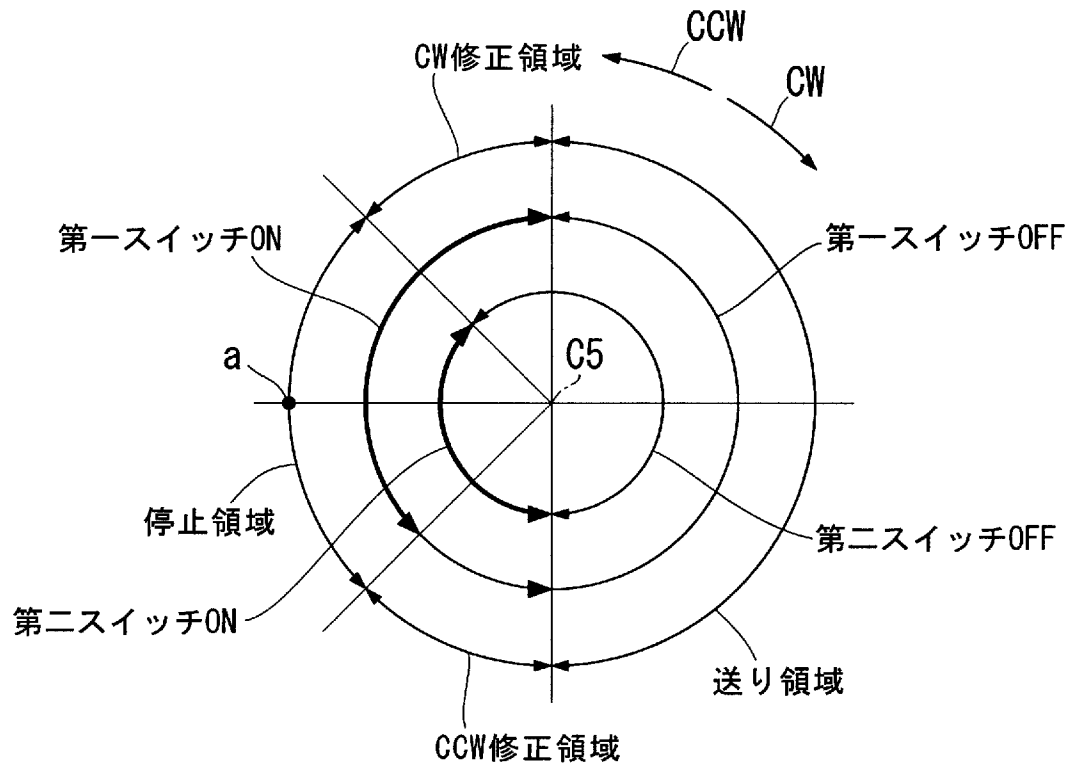
[図12]



[図13]



[図14]



[図15]

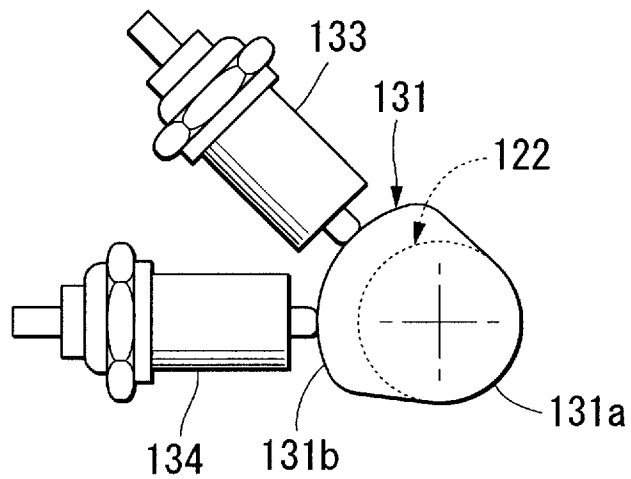
(a)

領域名	第一スイッチ	第二スイッチ
停止	ON	ON
CCW修正	OFF	ON
送り	OFF	OFF
CW修正	ON	OFF

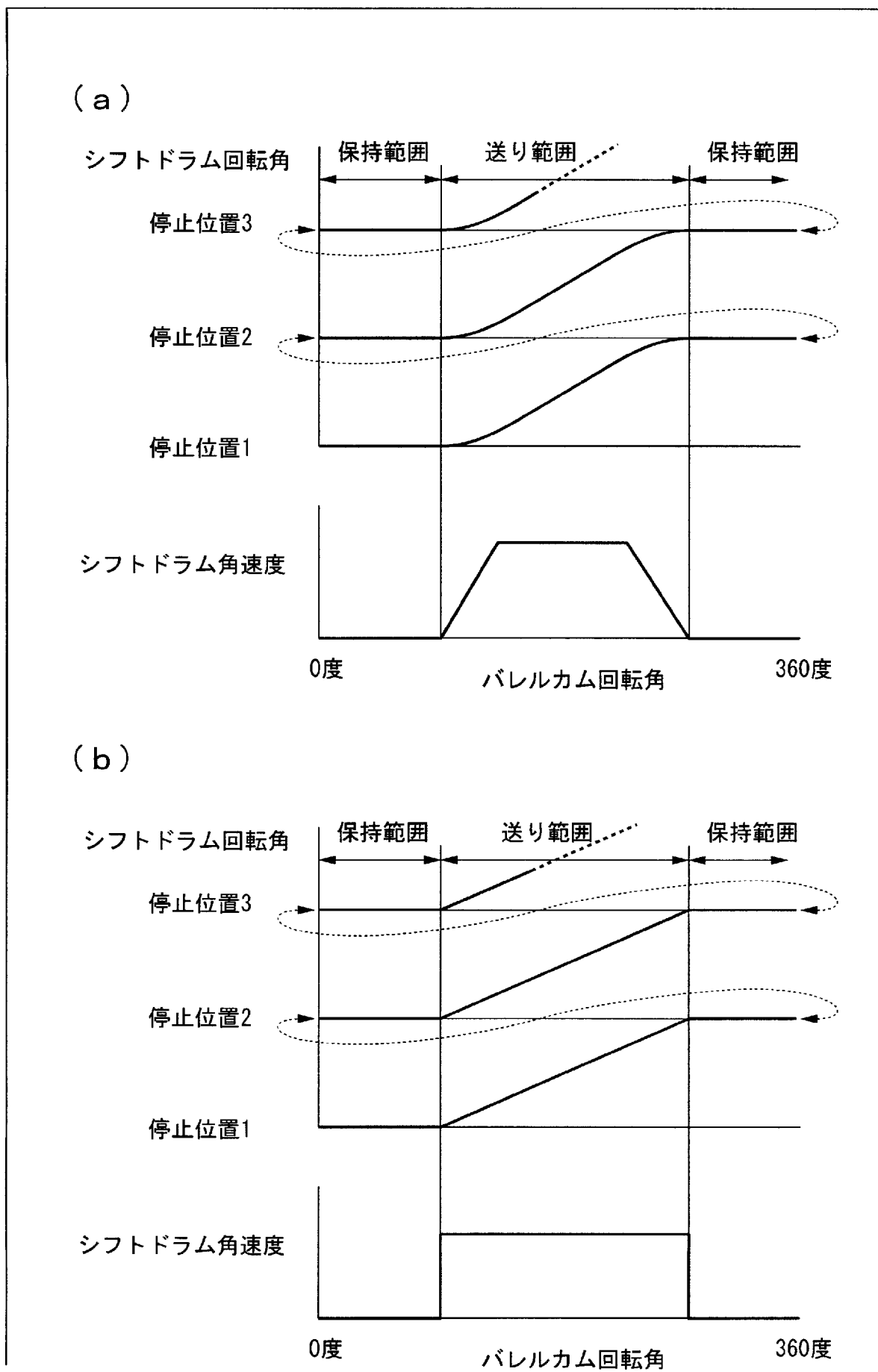
(b)

領域名	モータトルク
停止	0
CCW修正	-Tmin
送り	$\pm T_{max}$
CW修正	+Tmin

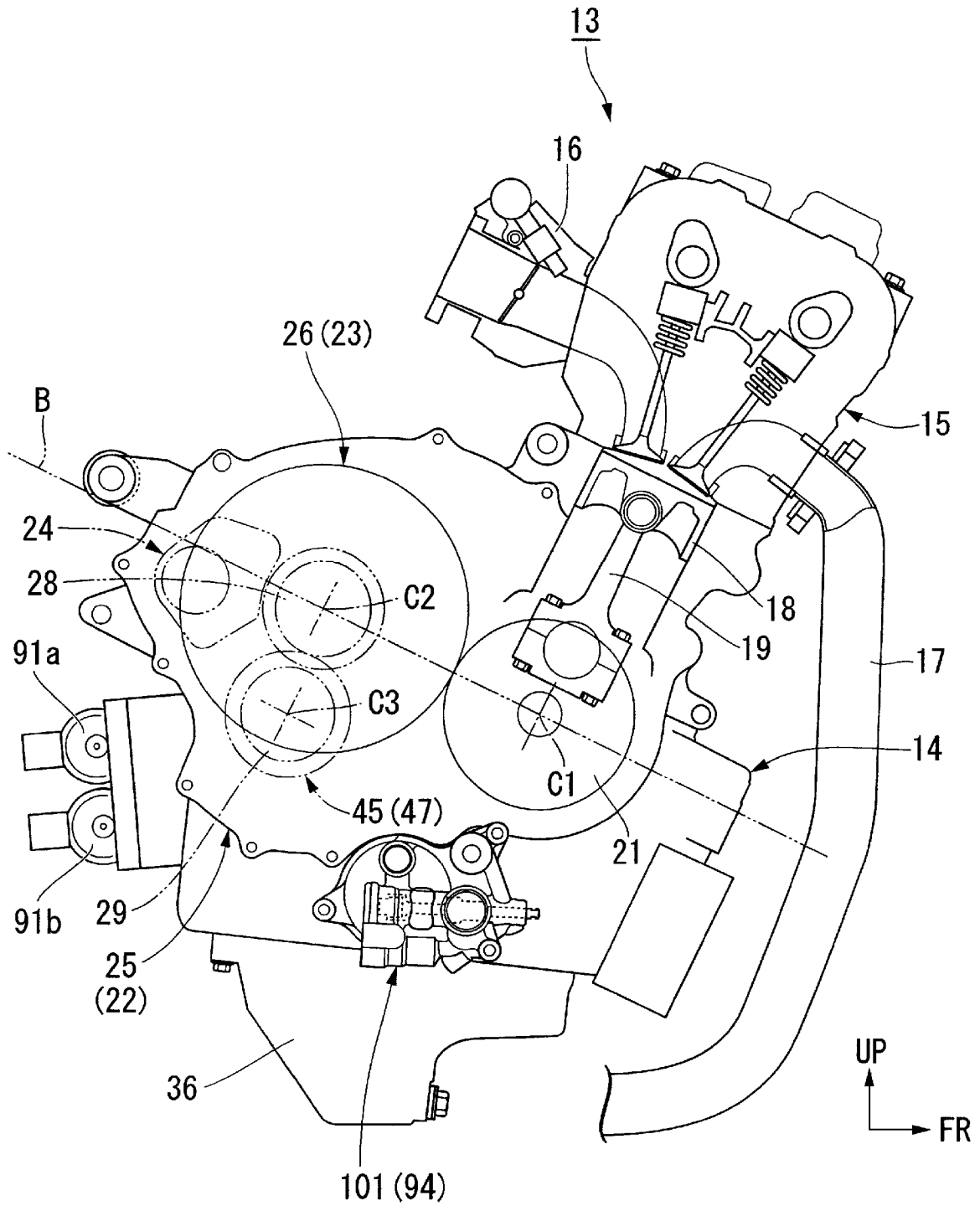
[図16]



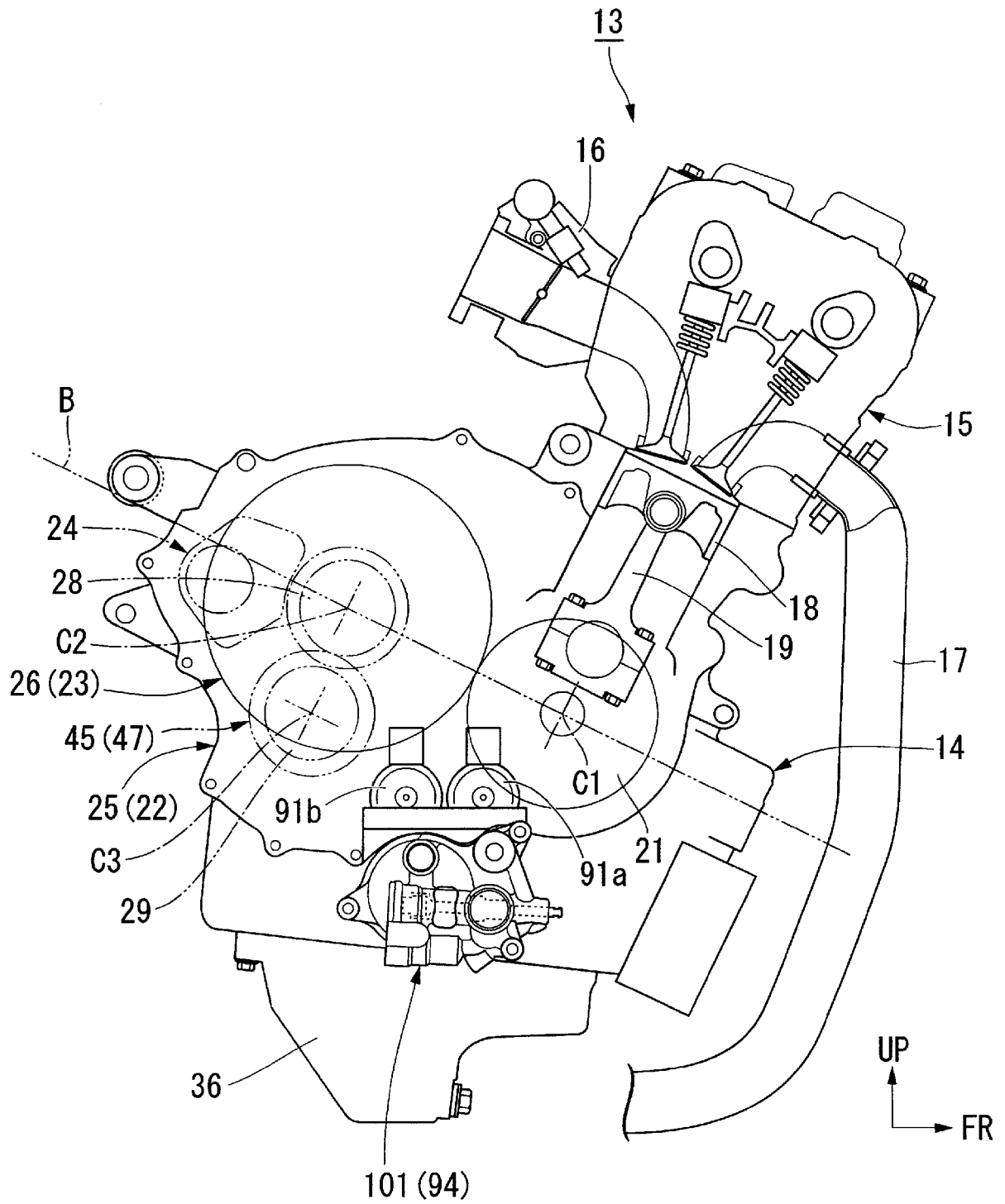
[図17]



[図18]



[図19]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2009/051203

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16D25/0638(2006.01) i, F16D25/10(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)
F16D25/0638, F16D25/10

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	1996-2009
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2009	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2009

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	JP 55-57728 A (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 28 April, 1980 (28.04.80), Page 2, lower right column, lines 12 to 17; page 3, upper left column, line 18 to upper right column, line 16; Fig. 2 (Family: none)	1-3
Y	JP 2007-177905 A (Honda Motor Co., Ltd.), 12 July, 2007 (12.07.07), Par. Nos. [0024], [0028]; Figs. 1 to 3 & US 2007/0144858 A1 & EP 1803958 A2	1-3
Y	JP 2006-298272 A (Exedy Corp.), 02 November, 2006 (02.11.06), Par. Nos. [0029] to [0030]; Fig. 2 (Family: none)	2

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search 20 April, 2009 (20.04.09)	Date of mailing of the international search report 28 April, 2009 (28.04.09)
--	---

Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
Int.Cl. F16D25/0638(2006.01)i, F16D25/10(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. F16D25/0638, F16D25/10

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	1971-2009年
日本国実用新案登録公報	1996-2009年
日本国登録実用新案公報	1994-2009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	JP 55-57728 A (三菱重工業株式会社) 1980.04.28, 第2頁右下欄第12-17行, 第3頁左上欄第18行-右上欄第16行, 第2図 (ファミリーなし)	1-3
Y	JP 2007-177905 A (本田技研工業株式会社) 2007.07.12, 第0024, 0028段落, 図1-3 & US 2007/0144858 A1 & EP 1803958 A2	1-3

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、一般的な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

20.04.2009

国際調査報告の発送日

28.04.2009

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
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)

増岡 亘

3J

9143

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 2006-298272 A (株式会社エクセディ) 2006.11.02, 第0029-0030段落, 図2 (ファミリーなし)	2