(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
2007 年10 月18 日 (18.10.2007)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2007/116767 A1

(51) 国際特許分類:
F16K 15/18 (2006.01) *F16H 61/00* (2006.01)
F16H 9/00 (2006.01) *F16H 61/662* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2007/056491

(22) 国際出願日: 2007 年3 月27 日 (27.03.2007)

(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2006-089373 2006 年3 月28 日 (28.03.2006) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町１番地 Aichi (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 塩入 広行 (SHIOIRI, Hiroyuki) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町１番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 木村 浩章 (KIMURA, Hiroaki) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町１番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 藤村 真哉 (FUJIMURA, Shinya) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町１番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).

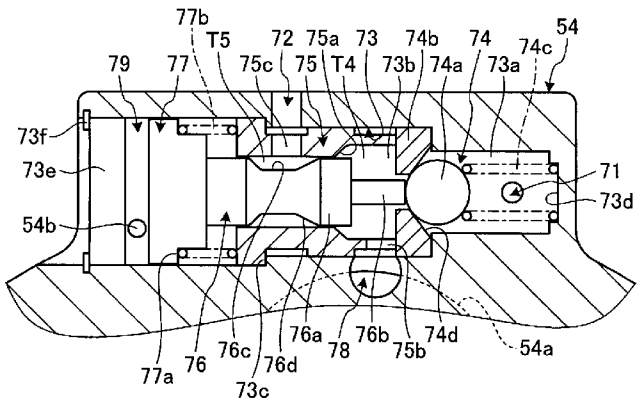
(74) 代理人: 酒井 宏明 (SAKAI, Hiroaki); 〒1006019 東京都千代田区霞が関三丁目２番５号 霞が関ビルディング 酒井国際特許事務所 Tokyo (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, 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,

[続葉有]

(54) **Title:** FLOW RATE REGULATION VALVE, ROTATING BODY, AND BELT-TYPE STEPLESS TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 流量調整弁、回転体およびベルト式無段変速機



(57) **Abstract:** A flow rate regulation valve (70) provided at a primary pulley which is a rotating body. The flow rate regulation valve (70) has a first port (71), a second port (72), an operation fluid flow path (73) formed between the first port (71) and the second port (72) and allowing operation oil to flow through it, a check valve (74) placed in the operation fluid flow path (73) and permitting the flow in the flow path (73), from a second port-side flow path (73b) toward a first port-side flow path (73a), and a valve opening regulation section (guide member (75), spool (76), cylinder (77), and drive pressure chamber (79)) placed on the second port side of the check valve (74), forcibly opening the check valve (74) when the operation oil is discharged from the first port (71) to the second port (72), and increasing flow path resistance of the second port-side flow path (73b) such that the smaller the degree of opening of the check valve (74), the greater the flow path resistance. Excessive discharge of the operation fluid at the initial stage of valve opening can be restricted.

(57) 要約: 回転体であるプライマリプーリに備えられる流量調整弁７０であって、第１ポート７１と、第２ポート７２と、この第１ポート７１と第２ポート７２との間に形成され、作動油が通過する作動流体流路７３と、作動流体流路７３内に配置され、作動流体流路７３のうち、第２ポート側流路７３ｂから第１ポート側流路７３ａに

[続葉有]

WO 2007/116767 A1

KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, 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, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 国際調査報告書

２文字コード及び他の略語については、定期発行される各*PCT*ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

向かって開弁する逆止弁７４と、逆止弁７４の第２ポート側に配置され、第１ポート７１から第２ポート７２に作動油を排出する際に、逆止弁７４を強制的に開弁し、かつ逆止弁７４の開弁量が小さいほど第２ポート側流路７３ｂの流路抵抗を増大させる開弁調整部（ガイド部材７５、スプール７６、シリンダ７７と、駆動圧力室７９）とを備える。開弁初期の作動流体の過排出を抑制することができる。

明 細 書

流量調整弁、回転体およびベルト式無段変速機

技術分野

[0001] 本発明は、流量調整弁、この流量調整弁を備える回転体およびこの回転体を備えるベルト式無段変速機に関するものである。

背景技術

[0002] 通常、逆止弁は、一方向の作動流体の流れを許容し、反対方向の作動流体の流れを禁止するものである。このような逆止弁においては、強制的に開弁し、反対方向の作動流体の流れを許容するものがある。

[0003] 例えば、特許文献1に示すカット弁(逆止弁)では、入力ポートと出力ポートとの間をばね手段により入力ポート側に付勢されたボール弁体により弁座の開口を閉じる。そして、制御ポートの圧力により摺動子を介して突子を出力ポート側に移動させ、この移動した突子がボール弁体を弁座の開口から離れる方向に移動することで、強制的に開弁するものである。

[0004] 特許文献1:特開平7－180779号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

[0005] ところで、強制的に開弁を行うことができる逆止弁において、強制的に開弁した際に、入力ポートから出力ポートに流れる作動流体の流量を制御したい要望がある。つまり、逆止弁としての機能を有する流量調整弁の要望がある。しかしながら、上記特許文献1に示すような逆止弁では、ボール弁体を弁座の開口から離れる方向に移動させる移動量を制御ポートの圧力で制御しても、入力ポートと出力ポートとの差圧などを起因として、開弁量の制御が困難となるという問題がある。つまり、ボール弁体が弁座の開口から離れる開弁初期に、制御ポートの圧力による移動量に応じた開弁量以上の開弁量となる虞がある。従って、開弁初期に作動流体が過排出となる虞があった。

[0006] そこで、この発明は、上記に鑑みてなされたものであって、少なくとも開弁初期の作

動流体の過排出を抑制することができる流量調整弁、回転体およびベルト式無段変速機を提供することを目的とするものである。

課題を解決するための手段

[0007] 第1の流量調整弁の発明では、第1ポートと、第2ポートと、前記第1ポートと前記第2ポートとの間に形成され、作動流体が通過する作動流体流路と、前記作動流体流路内に配置され、前記作動流体流路のうち、第2ポート側流路から第1ポート側流路に向かって開弁する逆止弁と、前記逆止弁の第2ポート側に配置され、前記第1ポートから前記第2ポートに作動流体を排出する際に、当該逆止弁を強制的に開弁し、かつ当該逆止弁の開弁初期に前記第2ポート側流路の流路抵抗を増大させる開弁調整部と、を備える。

[0008] また、第2の流量調整弁の発明では、第1ポートと、第2ポートと、前記第1ポートと前記第2ポートとの間に形成され、作動流体が通過する作動流体流路と、前記作動流体流路内に配置され、前記作動流体流路のうち、第2ポート側流路から第1ポート側流路に向かって開弁する逆止弁と、前記逆止弁の第2ポート側に配置され、前記第1ポートから前記第2ポートに作動流体を排出する際に、当該逆止弁を強制的に開弁し、かつ当該逆止弁の開弁量が小さいほど前記第2ポート側流路の流路抵抗を増大させる開弁調整部と、を備える。

[0009] 開弁調整部は、逆止弁を強制的に開弁した際に、逆止弁の開弁が初期、あるいは逆止弁の開弁量が小さいほど、第2ポート側流路の流路抵抗を増大し、作動流体が第1ポートから第2ポートに流れ難くする。従って、逆止弁の開弁した直後、すなわち開弁初期に第1ポートから第2ポートに排出される作動流体の排出流量を少なくすることができる。これにより、開弁初期の作動流体の過排出を抑制することができる。

[0010] また、この発明では、上記流量調整弁において、前記作動流体流路のうち、前記逆止弁と前記開弁調整部との間に、第3ポートをさらに備え、前記第3ポートから前記第1ポートに作動流体を供給する際に、当該第3ポートから前記逆止弁を開弁する圧力の作動流体を供給することが好ましい。

[0011] 第3ポートから逆止弁と開弁調整部との間に、この逆止弁を開弁する圧力の作動流体を供給すると、逆止弁が開弁し、第3ポートから第1ポートに作動流体が供給される

。従って、第1ポートと連通する部分への作動流体の供給、第1ポートと連通する部分からの作動流体の排出、第1ポートと連通する部分での作動流体の保持を1つの逆止弁で行うことができる。

[0012] また、この発明では、前記開弁調整部は、前記作動流体流路内に軸方向に摺動自在に配置されるスプールを備え、前記スプールは、当該軸方向のうち第1ポート側に移動することで、前記逆止弁を強制的に開弁するとともに、当該逆止弁の開弁初期に当該スプールと前記第2ポート側流路との間の流路断面積を減少させることが好ましい。

[0013] また、この発明では、上記流量調整弁において、前記開弁調整部は、前記作動流体流路内に軸方向に摺動自在に配置されるスプールを備え、前記スプールは、当該軸方向のうち第1ポート側に移動することで、前記逆止弁を強制的に開弁するとともに、当該移動量が小さいほど当該スプールと前記第2ポート側流路との間の流路断面積が減少することが好ましい。

[0014] スプールは、軸方向のうち第1ポート側に移動することで、逆止弁を強制的に開弁するとともに、このスプールによる逆止弁の開弁が初期あるいはスプールの移動量が小さいほどこのスプールと第2ポート側流路との間の流路断面積が減少し、作動流体が第1ポートから第2ポートに流れ難くする。従って、スプールは、逆止弁の開弁した直後、すなわち開弁初期に第1ポートから第2ポートに排出される作動流体の排出流量を少なくすることができる。これにより、開弁初期の作動流体の過排出を抑制することができる。

[0015] また、この発明では、上記流量調整弁において、前記スプールは、当該作動流体流路と同一軸上に配置されていることが好ましい。

[0016] 第1ポートから第2ポートにスプールを介して排出される作動流体が通過する流線の直線化を図ることができる。従って、第1ポートから第2ポートにスプールを介して作動流体を排出する際の流路抵抗を低減することができる。また、スプールによる第1ポートから第2ポートに排出される作動流体の排出流量制御の応答性を向上することができる。

[0017] また、この発明では、上記流量調整弁において、前記スプールは、前記逆止弁と対

向する部分がテーパー形状であることが好ましい。

[0018] スプールがテーパー形状であるため、このスプールに作動流体が衝突することによるこの作動流体が通過する流線への影響を低減することができる。従って、スプールによる第1ポートから第2ポートに排出される作動流体の排出流量制御の応答性をさらに向上することができる。また、スプールに作用する動圧が低減されるので、スプールの軸方向における位置制御を容易にすることができる。

[0019] また、第1の回転体の発明では、上記流量調整弁を備える回転体であって、前記逆止弁は、弁座と、当該弁座から離れることで開弁する弁体と、前記弁体が前記弁座から離れた際に、前記回転体の径方向外側への移動を規制する規制部とを備える。

[0020] 規制部は、流量調整弁を備える回転体が回転することにより、弁体にこの回転体の径方向外側の遠心力が作用しても、弁体が回転体の径方向外側に移動することを規制する。従って、回転体が回転した際に、弁体と弁座との軸方向における位置関係を維持することができる。これにより、特に、逆止弁の開弁状態から閉弁状態における弁体の挙動を安定させることができるので、逆止弁の閉弁までの応答性を向上することができる。

[0021] また、第2の回転体の発明では、上記流量調整弁を備える回転体であって、前記流量調整弁の長手方向が前記回転体の軸方向に対してねじれの位置であることを特徴とする。

[0022] 回転体の軸方向長さに対する流量調整弁の影響を少なくすることができる。従って、回転体の軸方向長さの増加を抑制することができ、回転体の小型化を図ることができる。

[0023] また、この発明では、上記回転体において、前記開弁調整部は、供給された前記作動流体の圧力により、前記逆止弁を強制的に開弁する駆動圧力室を備え、前記駆動圧力室の回転半径は、前記作動流体が存在する他の部分の回転半径よりも大きいことが好ましい。

[0024] 駆動圧力室の回転半径は、作動流体が存在する他の部分の回転半径よりも大きいため、駆動圧力室に作用する遠心油圧は、作動流体が存在する他の部分の遠心油圧よりも大きくなる。従って、開弁調整部が前記逆止弁を強制的に開弁する際に、駆

動圧力室の圧力を小さくすることができる。これにより、駆動圧力室に作動流体を供給する流体ポンプの動力損失の増加を抑制することができる。

[0025] また、このベルト式無段変速機の発明では、平行に配置され、駆動源からの駆動力がいずれか一方に伝達される2つのプーリ軸と、当該2つのプーリ軸上をそれぞれ軸方向に摺動する2つの可動シーブと、当該2つの可動シーブに前記軸方向にそれぞれ対向する2つの固定シーブと、からなる2つのプーリと、前記2つのプーリのうちいずれか一方のプーリに伝達された前記駆動源からの駆動力を他方のプーリに伝達するベルトと、前記可動シーブを前記固定シーブ側に押圧する位置決め油圧室と、を備え、上記回転体は、前記2つのプーリ軸のいずれかである。

[0026] 上記流量調整弁を備える上記回転体は、ベルト式無段変速機に用いられるものである。従って、ベルト式無段変速機において、上記回転体における効果を奏することができる。

[0027] また、この発明では、上記ベルト式無段変速機において、前記第1ポートは、前記位置決め油圧室と連通していることが好ましい。

[0028] 位置決め油圧室から作動流体を排出する際において、逆止弁の開弁初期の作動流体の過排出を抑制することができる。また、第1ポートを介して位置決め油圧室への作動流体の供給、第1ポートを介して位置決め油圧室からの作動流体の排出、位置決め油圧室での作動流体の保持を1つの逆止弁で行うことができる。

発明の効果

[0029] この発明にかかる流量調整弁、回転体およびベルト式無段変速機は、開弁初期の作動流体の過排出を抑制することができるという効果を奏する。

図面の簡単な説明

[0030] [図1]図1は、この発明にかかるベルト式無段変速機のスケルトン図である。

[図2]図2は、プライマリプーリの要部断面図である。

[図3]図3は、プライマリプーリの要部断面図(図2のI－I断面図)である。

[図4]図4は、流量調整弁の構成例を示す図である。

[図5-1]図5－1は、トルクカムを示す図である。

[図5-2]図5－2は、トルクカムの動作説明図である。

[図6]図6は、変速比変更時におけるベルト式無段変速機の動作説明図である。

[図7]図7は、変速比変更時における流量調整弁の動作説明図である。

[図8]図8は、変速比変更時におけるベルト式無段変速機の動作説明図である。

[図9-1]図9－1は、変速比変更時における流量調整弁の動作説明図である。

[図9-2]図9－2は、変速比変更時における流量調整弁の動作説明図である。

[図9-3]図9－3は、変速比変更時における流量調整弁の動作説明図である。

[図10]図10は、流路断面積とスプール移動量との関係を示す図である。

[図11]図11は、排出流量とスプール移動量との関係を示す図である。

[図12]図12は、プライマリプーリの他の要部断面図である。

[図13-1]図13－1は、流量調整弁の他の構成例を示す図である。

[図13-2]図13－2は、図13－1の流量調整弁の動作説明図である。

[図13-3]図13－3は、図13－1の流量調整弁の動作説明図である。

[図14-1]図14－1は、流量調整弁の他の構成例を示す図である。

[図14-2]図14－2は、図14－1の流量調整弁の動作説明図である。

符号の説明

[0031] 1 ベルト式無段変速機

10 内燃機関(駆動源)

20 トランスアクスル

30 トルクコンバータ

40 前後進切換機構

50 プライマリプーリ

51 プライマリプーリ軸

51a, b 作動油通路

51c, d 連通通路

51e スプライン

52 プライマリ固定シーブ

53 プライマリ可動シーブ

53a 円筒部

53b 環状部

53c スプライン

53d 突出部

54 プライマリ隔壁

54a 連通通路

54b 連通通路

55 プライマリ油圧室(位置決め油圧室)

56 作動流体供給軸

56a 作動油通路

56b 連通孔

60 セカンダリプーリ

70 流量調整弁

71 第1ポート

72 第2ポート

73 作動流体流路

73a 第1ポート側流路

73b 第2ポート側流路

73c 段差部

73d 凹部

73e 閉塞部材

73f 係止部材

74 逆止弁

74a 弁体

74b 弁座

74c 弾性部材

74d テーパー面

75 ガイド部材

75a ガイド側テーパー面

75b 連通部

75c 連通部

76 スプール

76a 本体部

76b 突起部

76c 絞り部

77 シリンダ

77a 段差部

77b 弾性部材

78 第3ポート

79 駆動圧力室

80 最終減速機

90 動力伝達経路

100 ベルト

110 車輪

120 作動油供給制御装置

T1～T5 空間部

発明を実施するための最良の形態

[0032] 以下、この発明につき図面を参照しつつ詳細に説明する。なお、下記の実施例により、この発明が限定されるものではない。また、下記実施例における構成要素には、当業者が容易に想定できるものあるいは実質的に同一のものが含まれる。ここで、下記の実施例におけるベルト式無段変速機に伝達される駆動力を発生する駆動源として内燃機関(ガソリンエンジン、ディーゼルエンジン、LPGエンジンなど)を用いるが、これに限定されるものではなく、モータなどの電動機を駆動源として用いても良い。

[0033] また、下記の実施例では、プライマリプーリを流量調整弁を備える回転体とし、プライマリ可動シーブをプライマリ固定シーブ側に押圧する油圧室を位置決め油圧室とするが、セカンダリプーリを回転体、セカンダリプーリのセカンダリ可動シーブをセカン

ダリ固定シーブ側に押圧する油圧室を位置決め油圧室としても良い。

実施例

[0034] 図1は、この発明にかかるベルト式無段変速機のスケルトン図である。また、図2は、プライマリプーリの軸方向断面図である。図3は、図2のI－I断面図である。図4は、流量調整弁の構成例を示す図である。図5－1は、トルクカムを示す図である。図5－2は、トルクカムの動作説明図である。図6は、変速比変更時におけるベルト式無段変速機の動作説明図である。図7は、変速比変更時における流量調整弁の動作説明図である。図8は、変速比変更時におけるベルト式無段変速機の動作説明図である。図9－1～図9－3は、変速比変更時における流量調整弁の動作説明図である。図10は、流路断面積とスプール移動量との関係を示す図である。図11は、排出流量とスプール移動量との関係を示す図である。図12は、プライマリプーリの他の要部断面図である。図13－1～図13－3は、流量調整弁の他の構成例を示す図である。図14－1～図14－2は、流量調整弁の動作説明図である。

[0035] 図1に示すように、内燃機関10の出力側には、トランスアクスル20が配置されている。このトランスアクスル20は、トランスアクスルハウジング21と、このトランスアクスルハウジング21に取り付けられたトランスアクスルケース22と、このトランスアクスルケース22に取り付けられたトランスアクスルリヤカバー23とにより構成されている。

[0036] このトランスアクスルハウジング21の内部には、トルクコンバータ30が収納されている。一方、トランスアクスルケース22とトランスアクスルリヤカバー23とにより構成されるケース内部には、この発明にかかるベルト式無段変速機1を構成する2つのプーリであるプライマリプーリ50およびセカンダリプーリ60と、位置決め油圧室であるプライマリ油圧室55と、セカンダリ油圧室64と、この発明にかかる流量調整弁70と、ベルト100とが収納されている。なお、40は前後進切換機構、80は車輪110に内燃機関10の駆動力を伝達する最終減速機、90は動力伝達経路、120は作動油供給制御装置（図3、図6、図8参照）である。

[0037] 発進機構であるトルクコンバータ30は、図1に示すように、駆動源からの駆動力、すなわち内燃機関10からの出力トルクを増加、あるいはそのままいずれかベルト式無段変速機1に伝達するものである。このトルクコンバータ30は、少なくともポンプ（ポン

プインペラ）31と、タービン（タービンインペラ）32と、ステータ33と、ロックアップクラッチ34と、ダンパ装置35とにより構成されている。

[0038] ポンプ31は、内燃機関10のクランクシャフト11と同一の軸線を中心に回転可能な中空軸36に取り付けられている。つまり、ポンプ31は、中空軸36とともに、クランクシャフト11と同一の軸線を中心に回転可能である。また、ポンプ31は、フロントカバー37に接続されている。このフロントカバー37は、内燃機関10のドライブプレート12を介して、クランクシャフト11に連結されている。

[0039] タービン32は、上記ポンプ31と対向するように配置されている。このタービン32は、上記中空軸36内部に配置され、クランクシャフト11と同一の軸線を中心に回転可能なインプットシャフト38に取り付けられている。つまり、タービン32は、インプットシャフト38とともに、クランクシャフト11と同一の軸線を中心に回転可能である。

[0040] ポンプ31とタービン32との間には、ワンウェイクラッチ39を介してステータ33が配置されている。このワンウェイクラッチ39は、上記トランスアクスルハウジング21に固定されている。また、タービン32とフロントカバー37との間には、ロックアップクラッチ34が配置されており、このロックアップクラッチ34は、ダンパ装置35を介してインプットシャフト38に連結されている。なお、上記ポンプ31やフロントカバー37により形成されるケーシングには、作動油供給制御装置120から作動流体として作動油が供給されている。

[0041] ここで、このトルクコンバータ30の動作について説明する。内燃機関10からの出力トルクは、クランクシャフト11からドライブプレート12を介して、フロントカバー37に伝達される。ロックアップクラッチ34がダンパ装置35により解放されている場合は、フロントカバー37に伝達された内燃機関10からの出力トルクがポンプ31に伝達され、このポンプ31とタービン32との間を循環する作動油を介して、タービン32に伝達される。そして、タービン32に伝達された内燃機関10からの出力トルクは、インプットシャフト38に伝達される。つまり、トルクコンバータ30は、インプットシャフト38を介して、内燃機関10からの出力トルクを増加して後述するいずれかベルト式無段変速機1に伝達する。上記においては、ステータ33により、ポンプ31とタービン32との間を循環する作動油の流れを変化させ所定のトルク特性を得ることができる。

[0042] 一方、上記ロックアップクラッチ34がダンパ装置35によりロック(フロントカバー37と係合)されている場合は、フロントカバー37に伝達された内燃機関10からの出力トルクは、作動油を介さずに直接インプットシャフト38に伝達される。つまり、トルクコンバータ30は、インプットシャフト38を介して、内燃機関10からの出力トルクをそのまま後述するベルト式無段変速機1に伝達する。

[0043] トルクコンバータ30と後述する前後進切換機構40との間には、オイルポンプ122が設けられている。このオイルポンプ122は、ロータ122aと、ハブ122bと、ボディ122cとにより構成されている。このオイルポンプ122は、ロータ122aにより円筒形状のハブ122bを介して、上記ポンプ31に接続されている。また、ボディ122cが上記トランスアクスルケース22に固定されている。また、ハブ122bは、上記中空軸36にスプライン嵌合されている。従って、オイルポンプ122は、内燃機関10からの出力トルクがポンプ31を介してロータ122に伝達されるので、駆動することができる。

[0044] 前後進切換機構40は、図1に示すように、トルクコンバータ30を介して伝達された内燃機関10からの出力トルクを後述するいずれかベルト式無段変速機1のプライマリプーリ50に伝達するものである。この前後進切換機構40は、少なくとも遊星歯車装置41とフォワードクラッチ42と、リバースブレーキ43とにより構成されている。

[0045] 遊星歯車装置41は、サンギヤ44と、ピニオン45と、リングギヤ46とにより構成されている。

[0046] サンギヤ44は、図示しない連結部材にスプライン嵌合されている。この連結部材は、後述するプライマリプーリ50のプライマリプーリ軸51にスプライン嵌合されている。従って、サンギヤ44に伝達された内燃機関10からの出力トルクは、プライマリプーリ軸51に伝達される。

[0047] ピニオン45は、サンギヤ44と噛み合い、その周囲に複数個(例えば、3個)配置されている。各ピニオン45は、サンギヤ44の周囲で一体に公転可能に支持する切換用キャリヤ47に保持されている。この切換用キャリヤ47は、その外周端部においてリバースブレーキ43に接続されている。

[0048] リングギヤ46は、切換用キャリヤ47に保持された各ピニオン45と噛み合い、フォワードクラッチ42を介して、トルクコンバータ30のインプットシャフト38に接続されている

。

[0049] フォワードクラッチ42は、図示しない作動油供給制御装置からインプットシャフト38の図示しない中空部に供給された作動油により、ON／OFF制御されるものである。フォワードクラッチ42のOFF時には、インプットシャフト38に伝達された内燃機関10からの出力トルクがリングギヤ46に伝達される。一方、フォワードクラッチ42のON時には、リングギヤ46とサンギヤ44と各ピニオン45とが互いに相対回転することなく、インプットシャフト38に伝達された内燃機関10からの出力トルクが直接サンギヤ44に伝達される。

[0050] リバースブレーキ43は、図示しない作動油供給制御装置から作動油が供給された図示しないブレーキピストンにより、ON／OFF制御されるものである。リバースブレーキ43がON時には、切換用キャリヤ47がトランスアクスルケース22に固定され、各ピニオン45がサンギヤ44の周囲を公転できない状態となる。リバースブレーキ43がOFF時には、切換用キャリヤ47が解放され、各ピニオン45がサンギヤ44の周囲を公転できる状態となる。

[0051] ベルト式無段変速機1のプライマリプーリ50は、前後進切換機構40を介して伝達された内燃機関10からの出力トルクを後述するベルト100により、セカンダリプーリ60に伝達するものである。このプライマリプーリ50は、図1～図3に示すように、プライマリプーリ軸51と、プライマリ固定シーブ52と、プライマリ可動シーブ53と、プライマリ隔壁54と、位置決め油圧室であるプライマリ油圧室55とにより構成されている。

[0052] プライマリプーリ軸51は、軸受101，102により回転可能に支持されている。また、プライマリプーリ軸51は、中空軸であり、その図示しない中空部に作動油通路56aが形成された作動流体供給軸56が配置されている。このプライマリプーリ軸51と作動流体供給軸56との間は、例えばシールリングなどのシール部材Sにより、作動油通路51a，51bとに区画されている。この作動油通路51aには、作動油供給制御装置120からプライマリ油圧室55に供給される作動油が流入する。作動油通路51bには、作動油通路56aおよび連通孔56bを介して、作動油供給制御装置120から後述する駆動圧力室79に供給される作動油が流入する。

[0053] また、プライマリプーリ軸51は、作動油通路51aに流入した作動油をプライマリ可動

シーブ53とプライマリプーリ軸51との間に形成される空間部T1に流入する連通通路51cが形成されている。また、プライマリプーリ軸51は、作動油通路51bに流入した作動油をプライマリ隔壁54とプライマリプーリ軸51との間に形成される空間部T2に流入する連通通路51dが形成されている。

[0054] プライマリ固定シーブ52は、プライマリ可動シーブ53と対向する位置にプライマリプーリ軸51とともに回転するように設けられている。具体的には、プライマリ固定シーブ52は、プライマリプーリ軸51の外周から径方向外側に突出する環状部として形成されている。つまり、この実施例では、プライマリ固定シーブ52は、プライマリプーリ軸51の外周に一体的に形成されている。

[0055] プライマリ可動シーブ53は、円筒部53aと、環状部53bとにより構成されている。また、プライマリ可動シーブ53には、環状部53bの外周端部の近傍に軸方向のうち他方向に突出、すなわちプライマリ隔壁側に突出する環状の突出部53dが形成されている。円筒部53aは、プライマリプーリ軸51の軸線と同一軸線を中心に形成されている。環状部53bは、この円筒部53aのプライマリ固定シーブ側の端部から径方向外側に突出して形成されている。このプライマリ可動シーブ53は、円筒部53aの内周面に形成されたスプライン53cと、プライマリプーリ軸51の外周面に形成されたスプライン51eとがスプライン嵌合することで、このプライマリプーリ軸51に軸方向に摺動可能に支持されている。このプライマリ固定シーブ52とプライマリ可動シーブ53との間、すなわちプライマリ固定シーブ52の図示しない環状部のプライマリ可動シーブ53に対向する面と、プライマリ可動シーブ53の環状部53bのプライマリ固定シーブ52に対向する面との間で、V字形状のプライマリ溝100aが形成されている。

[0056] なお、空間部T1に流入した作動油は、スプライン嵌合しているプライマリ可動シーブ53とプライマリプーリ軸51との間を通り、プライマリ隔壁とプライマリ可動シーブ53とプライマリプーリ軸51と間に形成される空間部T3に流入する。

[0057] プライマリ隔壁54は、プライマリ可動シーブ53を挟んでプライマリ固定シーブ52と軸方向において対向する位置に配置されている。また、このプライマリ隔壁54は、プライマリプーリ軸51とともに回転するように設けられている。プライマリ隔壁54は、環状部材であり、その径方向の中央部近傍に、流量調整弁70の作動流体流路73が形

成されている。

[0058] この作動流体流路73は、他方の端部が閉塞している円筒形状であり、上記プライマリ隔壁54に対して円周上に複数箇所、例えば等間隔に3箇所形成されている。また、作動流体流路73の長手方向は、回転体であるプライマリプーリ50の軸方向に対して直交方向に形成されている。つまり、作動流体流路73を備える流量調整弁70の長手方向は、プライマリプーリ50の軸方向に対してねじれの位置となる。従って、流量調整弁70がプライマリプーリ50の軸方向に突出することを抑制することができ、回転体であるプライマリプーリ50の軸方向長さに対する流量調整弁70の影響を少なくすることができる。これにより、プライマリプーリ50の軸方向長さの増加を抑制することができ、プライマリプーリ50の小型化を図ることができ、ベルト式無段変速機1の小型化を図ることができる。

[0059] また、作動流体流路73をプライマリ隔壁54の外周面から径方向外側に突出して形成しても良い。これによって、プライマリ隔壁54の外周面に円周方向に延在するリブを形成するのと同様の効果を得ることができ、このプライマリ隔壁54の剛性を向上することができる。従って、これにより、ベルト式無段変速機1の変速時の応答性の向上や、耐久性の向上を図ることができる。

[0060] なお、作動流体流路73を備える流量調整弁70の長手方向は、プライマリプーリ50の軸方向に対してねじれの位置であれば、回転体であるプライマリプーリ50の小型化を図ることができるので、作動流体流路73の長手方向がプライマリプーリ50の軸方向に対して直交方向でなくても良い。

[0061] また、プライマリ隔壁54は、流量調整弁70の第3ポート78と作動油が流入した空間部T3とを連通する連通通路54aが形成されている。また、プライマリ隔壁54は、流量調整弁70の駆動圧力室79と作動油が流入した空間部T2とを連通する連通通路54bが形成されている。

[0062] プライマリ油圧室55は、プライマリ可動シーブ53をプライマリ固定シーブ側に押圧する位置決め油圧室であり、プライマリ可動シーブ53と、プライマリ隔壁54とにより形成される空間部である。ここで、プライマリ可動シーブ53の突出部53dとプライマリ隔壁54との間およびプライマリ可動シーブ53の円筒部53aとプライマリ隔壁54との間

には、例えばシールリングなどのシール部材Sがそれぞれ設けられている。つまり、プライマリ油圧室55を構成するプライマリ可動シーブ53とプライマリ隔壁54とにより形成される空間部は、シール部材Sによりシールされている。

[0063] このプライマリ油圧室55には、プライマリプーリ軸51の作動油通路51aに流入した作動油が供給される。つまり、プライマリ油圧室55に作動油を供給し、この供給された作動油の圧力、すなわちプライマリ油圧室55の圧力により、プライマリ可動シーブ53を軸方向に摺動させ、プライマリ可動シーブ53をプライマリ固定シーブ52に対して接近あるいは離隔させるものである。プライマリ油圧室55は、このプライマリ油圧室55の圧力により、プライマリ可動シーブ53をプライマリ固定シーブ側に押圧することで、プライマリ溝100aに巻き掛けられるベルト100に対するベルト挟圧力を発生させ、プライマリ可動シーブ53のプライマリ固定シーブ52に対する軸方向における位置を変更する。これにより、変速比を変更させる変速比変更手段としての機能をも有するものである。

[0064] ベルト式無段変速機1のセカンダリプーリ60は、ベルト100によりプライマリプーリ50に伝達された内燃機関10からの出力トルクをベルト式無段変速機1の最終減速機80に伝達するものである。このセカンダリプーリ60は、図1に示すように、セカンダリプーリ軸61と、セカンダリ固定シーブ62と、セカンダリ可動シーブ63と、セカンダリ油圧室64、セカンダリ隔壁65と、トルクカム66により構成されている。なお、69は、パーキングブレーキギヤである。

[0065] セカンダリプーリ軸61は、軸受103，104により回転可能に支持されている。また、セカンダリプーリ軸61は、内部に図示しない作動油通路を有しており、この作動油通路には、作動油供給制御装置120からセカンダリ油圧室64に供給される作動流体である作動油が流入する。

[0066] セカンダリ固定シーブ62は、セカンダリ可動シーブ63と対向する位置にセカンダリプーリ軸61と一体回転するように設けられている。ここでは、セカンダリ固定シーブ62は、セカンダリプーリ軸61の外周から径方向外側に突出する環状部として形成されている。つまり、この実施例では、セカンダリ固定シーブ62は、セカンダリプーリ軸61の外周に一体的に形成されている。

[0067] セカンダリ可動シーブ63は、その内周面に形成された図示しないスプラインと、セカンダリプーリ軸61の外周面に形成された図示しないスプラインとがスプライン嵌合することで、このセカンダリプーリ軸61に軸方向に摺動可能に支持されている。このセカンダリ固定シーブ62とセカンダリ可動シーブ63との間、すなわちセカンダリ固定シーブ62のセカンダリ可動シーブ63に対向する面と、セカンダリ可動シーブ63のセカンダリ固定シーブ62と対向する面との間で、V字形状のセカンダリ溝100bが形成されている。

[0068] セカンダリ油圧室64は、セカンダリ可動シーブ63をセカンダリ固定シーブ側に押圧するものであり、図1に示すように、セカンダリ可動シーブ63と、セカンダリプーリ軸61に固定された円板形状のセカンダリ隔壁65とにより形成される空間部である。セカンダリ可動シーブ63には、軸方向の一方に突出、すなわち最終減速機80側に突出する環状の突出部63aが形成されている。一方、セカンダリ隔壁65には、軸方向の他方向に突出、すなわちセカンダリ可動シーブ63側に突出する環状の突出部65aが形成されている。ここで、この突出部63aと突出部65aとの間には、例えばシールリングなどの図示しないシール部材が設けられている。つまり、セカンダリ油圧室64を構成するセカンダリ可動シーブ63と、セカンダリ隔壁65とにより形成される空間部は、図示しないシール部材によりシールされている。

[0069] このセカンダリ油圧室64には、図示しない作動流体供給孔を介して、セカンダリプーリ軸61の図示しない作動油通路に流入した作動油供給制御装置120からの作動油が供給される。つまり、セカンダリ油圧室64に作動油を供給し、この供給された作動油の圧力、すなわちセカンダリ油圧室64の油圧により、セカンダリ可動シーブ63を軸方向に摺動させ、セカンダリ可動シーブ63をセカンダリ固定シーブ62に対して接近あるいは離隔させるものである。セカンダリ油圧室64は、このセカンダリ油圧室64の油圧により、セカンダリ可動シーブ63をセカンダリ固定シーブ側に押圧することで、セカンダリ溝100bに巻き掛けられるベルト100に対するセカンダリ側ベルト挟圧力を発生させ、ベルト100のプライマリプーリ50およびセカンダリプーリ60に対する接触半径を一定に維持する。

[0070] トルクカム66は、図5－1に示すように、セカンダリプーリ60のセカンダリ可動シーブ

63に環状に設けられた山谷状の第1係合部63bと、この第1係合部63bとセカンダリプーリ軸61の軸線方向において対向する後述する中間部材67に形成された第2係合部67aと、この第1係合部63bと第2係合部67aとの間に配置された円板形状の複数の伝達部材68とにより構成されている。

[0071] 中間部材67は、セカンダリ隔壁65と一体に形成、あるいはセカンダリ隔壁65に固定され、軸受け103、105により、セカンダリプーリ軸61やセカンダリ可動シーブ63に対してセカンダリプーリ軸61上で相対回転可能に支持されている。この中間部材67は、動力伝達経路90の入力軸91とスプライン勘合されている。つまり、セカンダリプーリ60に伝達された内燃機関10からの出力トルクは、この中間部材67を介して動力伝達経路90に伝達される。

[0072] ここで、トルクカム66の動作について説明する。プライマリプーリ50に内燃機関10からの出力トルクが伝達され、このプライマリプーリ50が回転すると、ベルト100を介してセカンダリプーリ60が回転する。このとき、セカンダリプーリ60のセカンダリ可動シーブ63は、このセカンダリ固定シーブ62、セカンダリプーリ軸61、軸受103ともに回転するため、このセカンダリ可動シーブ63と中間部材67との間に相対回転が発生する。そして、図5－1に示すように、第1係合部63bと第2係合部67aとが接近した状態から、複数の伝達部材68により、図5－2に示すように第1係合部63bと第2係合部67aとが離隔した状態に変化する。これにより、トルクカム66は、セカンダリプーリ60にベルト100に対するセカンダリ側ベルト挟圧力を発生する。

[0073] つまり、セカンダリプーリ60には、ベルト挟圧力発生手段として、セカンダリ油圧室64以外にトルクカム66を備えられる。このトルクカム66が主としてセカンダリ側ベルト挟圧力を発生させ、セカンダリ油圧室64はトルクカム66により発生したセカンダリ側ベルト挟圧力の不足分を発生させるものである。なお、セカンダリプーリ60のベルト挟圧力発生手段がセカンダリ油圧室64のみであっても良い。

[0074] 流量調整弁70は、図2～図4に示すように、位置決め油圧室であるプライマリ油圧室55の外部、すなわちプライマリプーリ50の外部からこのプライマリ油圧室55への作動流体である作動油の供給、プライマリ油圧室55からプライマリプーリ50の外部への作動油の排出、プライマリ油圧室55の作動油の保持を行うものである。この流量

調整弁70は、この実施例では、回転体であるプライマリプーリ50のプライマリ隔壁54に形成された作動流体流路73にそれぞれ対応して設けられている。つまり、プライマリ隔壁54に対して円周上に複数箇所、例えば等間隔に3箇所設けられている。この流量調整弁70は、第1ポート71と、第2ポート72と、作動流体流路73と、逆止弁74と、ガイド部材75と、スプール76と、シリンダ77と、第3ポート78と、駆動圧力室79により構成されている。

[0075] 第1ポート71は、作動流体流路73の長手方向と直交する方向、ここではプライマリプーリ50の軸方向と平行となるように、プライマリ隔壁54のうち、この作動流体流路73のプライマリ可動シーブ側に形成されている。この第1ポート71は、一方の端部が作動流体流路73の他方の端部近傍、後述する第1ポート側流路73aに開口しており、他方の端部がプライマリプーリ50のプライマリ油圧室55に開口している。つまり、第1ポート71は、流量調整弁70の第1ポート側流路73aとプライマリ油圧室55とを連通するものである。

[0076] 第2ポート72は、作動流体流路73の長手方向と直交する方向、ここではプライマリプーリ50の径方向と平行となるように、プライマリ隔壁54のうち、この作動流体流路73の径方向外側に形成されている。この第2ポート72は、一方の端部が作動流体流路73の中央部、後述する第2ポート側流路73bに開口しており、他方の端部がプライマリ隔壁54の外周面に開口している。つまり、第2ポート72は、流量調整弁70の第2ポート側流路73bとプライマリプーリ50の外部とを連通するものである。

[0077] 作動流体流路73は、作動流体である作動油が通過するものである。この作動流体流路73は、その中央部に段差部73cが形成されており、この段差部73cよりも他方の端部側に第1ポート側流路73aが形成され、一方の端部側に第2ポート側流路73bが形成されている。なお、他方の端部には、逆止弁74の後述する弾性部材74cの他方の端部を係止する凹部73dが形成されている。また、73eは、作動流体流路73を一方の端部を閉塞する閉塞部材である。また、73fは、この閉塞部材73eを作動流体流路73の開口している一方の端部（図4の左側）に係止する係止部材である。

[0078] 逆止弁74は、作動流体流路73内に配置されるものであり、作動流体流路73を第1ポート側流路73aと第2ポート側流路73bとに区画するものである。この逆止弁74は、

弁体74aと、弁座74bと、弾性部材74cとにより構成されている。弁体74aは、球形状であり、弁座74bの内径よりも大きい直径である。弁座74bは、作動流体流路73の段差部73cに他方の面が接触した状態で配置される。この弁座74bは、リング形状であり、軸方向における他方の面に、この他方の面から一方の面に向かって(第1ポート側から第2ポート側流路側に向かって)その径が減少する弁座テーパー面74dが形成されている。この弁座テーパー面74dに弁体74aが接触することで、第1ポート側流路73aと第2ポート側流路73bとの連通が遮断、すなわち逆止弁74が閉弁される。また、この弁座テーパー面74dから弁体74aが離れることで、第1ポート側流路73aと第2ポート側流路73bとが連通、すなわち逆止弁74が開弁される。つまり、逆止弁74は、作動流体流路73のうち、第2ポート側流路73bから第1ポート側流路73aに向かって開弁する。弾性部材74cは、この弁体74aと作動流体流路73の凹部73dとの間に付勢された状態で配置されている。弾性部材74cは、この弁体74aを弁座74bの弁座テーパー面74dに接触させる方向に付勢力を発生しており、この付勢力が弁体74aを閉弁する方向の押圧力としてこの弁体74aに作用している。

[0079] ここで、第3ポート78から供給された作動油の圧力により、逆止弁74を開弁する場合は、弁体74aを弁座74bの弁座テーパー面74dから離れる方向、すなわち開弁方向に作用する押圧力が、この弁体74aを弁座74bの弁座テーパー面74dに接触させる方向、すなわち閉弁方向に作用する押圧力を超え、弁体74aが弁座74bの弁座テーパー面74dから離れることで行われる。この弁体74aに作用する開弁方向の押圧力は、第2ポート側流路73bのうち、ガイド部材75とスプール76と逆止弁74との間に形成される空間部T4の圧力である。また、弁体74aに作用する閉弁方向の押圧力は、弾性部材71bが発生する付勢力と、第1ポート側流路73aの圧力、すなわちプライマリ油圧室55の圧力が含まれる。なお、プライマリ油圧室55の圧力は、第1ポート71および第1ポート側流路73aに作用するが、この弁体74aが弁座74bの弁座テーパー面74dに接触する方向、すなわち閉弁方向に作用するため、プライマリ油圧室55の圧力が上昇しても、弁体74aが弁座74bから離れることがない。従って、弁体74aに作用する開弁方向の押圧力が開弁方向の押圧力を超えない限り、逆止弁74の閉弁状態は維持され、位置決め油圧室であるプライマリ油圧室55の作動油がこのプラ

イマリ油圧室55に確実に保持される。

[0080] また、従来のベルト式無段変速機のように、プライマリ可動シーブ53のプライマリ固定シーブ52に対する軸方向における位置を一定に維持するために、作動油供給制御装置120からプライマリ油圧室55へ作動油を供給し続ける場合は、作動油が作動油供給制御装置120からプライマリ油圧室55までの作動油供給経路に、所定圧力の作動油が存在することとなる。この作動油供給経路には、固定部材と可動部材との摺動部を複数箇所含まれており、変速比の固定時において所定圧力の作動油がこの摺動部から作動油供給経路の外部に漏れる虞があった。この固定部材とは、ベルト式無段変速機1を構成する部材において、回転、摺動などを行わない部材である。例えばトランスアクスル20のトランスアクスルハウジング21、トランスアクスルケース22と、トランスアクスルリヤカバー23である。一方、この可動部材とは、ベルト式無段変速機1を構成する部材において、回転、摺動などを行う部材である。例えばプライマリプーリ軸51などである。従って、摺動部とは、例えば、トランスアクスル20のトランスアクスルハウジング21、トランスアクスルケース22、トランスアクスルリヤカバー23などに対して、プライマリプーリ軸51が回転する部分などが含まれる。

[0081] 上記ベルト式無段変速機1では、各流量調整弁70は、プライマリ油圧室55と上記摺動部との間に配置されている。つまり、各流量調整弁70の逆止弁74を閉弁状態に維持し、プライマリ油圧室55に作動油を保持した状態とした際に、プライマリ油圧室55と、各流量調整弁70との間には、上記固定部材と可動部材との摺動部が存在しない。これにより、この摺動部から作動油が漏れることを抑制することができるので、オイルポンプ122の動力損失の増加を抑制することができる。

[0082] ガイド部材75は、開弁調整部の一部を構成するものであり、作動流体流路73の第2ポート側流路73b内に配置されるものである。このガイド部材75は、円筒形状であり、上記逆止弁74の弁座74bに他方の端部が接触した状態で配置される。このガイド部材75の内周面には、一方の端部から他方の面に向かって(第2ポート側から第1ポート側に向かって)その径が増加するガイド側テーパー面75aが形成されている。他方の端部における外周面と内周面とを連通する連通部75bが形成されている。この連通部75bは、第3ポート78と、第2ポート側流路73b、ここでは、空間部T4とを連通

するものである。また、このガイド部材75は、一方の端部近傍における外周面と内周面とを連通する連通部75cが形成されている。この連通部75cは、第2ポート72と、第2ポート側流路73b、ここでは、ガイド部材75とスプールとの間に形成される空間部T5とを連通するものである。

[0083] スプール76は、開弁調整部の一部を構成するものであり、軸方向のうち第1ポート側に移動した際に、逆止弁74の弁体74aと接触するとともに、この弁体74aを弁座74bから離れる方向に移動させ、この逆止弁74を強制的に開弁するものである。このスプール76は、作動流体流路73の第2ポート側流路73b内、ここではガイド部材75内に配置され、このガイド部材75内に摺動自在に挿入されている。つまり、このスプール76は、作動流体流路73と同一軸上に配置され、スプール76の軸方向に移動可能である。また、スプール76は、本体部76aと、突起部76bとにより構成されている。本体部76aは、円柱形状であり、長手方向の中央部に周方向に連続する絞り部76cが形成されている。この絞り部76cの第1ポート側には、本体部76aの一方の端部から他方の端部に向かって(第2ポート側から第1ポート側に向かって)その径が増加するスプール側テーパー面76dが形成されている。突起部76bは、本体部76aの他方の端面の逆止弁74の弁体74aに対向する位置に、第1ポート側に向かって突出して形成されている。スプール76が軸方向のうち第1ポート側に移動した際に、逆止弁74の弁体74aと接触するとともに、この弁体74aを弁座74bから離れる方向に移動させ、この逆止弁74を強制的に開弁するものである。

[0084] ここで、スプール76の少なくとも本体部76aの絞り部76cより第1ポート側の部分の直径は、このスプール76がガイド部材75に対して軸方向に摺動でき、かつ空間部T4と空間部T5との連通が遮断あるいはほぼ遮断されるように、ガイド部材75のガイド側テーパー面75aより第2ポート側の部分の内径に対して設定されている。

[0085] シリンダ77は、開弁調整部の一部を構成するものであり、作動流体流路73の第2ポート側流路73b内に配置されるものである。このシリンダ77は、円板形状であり、上記スプール76の一方の端面に他方の端面が接触した状態で配置され、このスプール76を軸方向に移動させるものである。このシリンダ77は、その軸方向における中央部の外周面に段差部77aが形成されている。また、このシリンダ77とガイド部材75と

の間に、弾性部材77bが配置されている。この弾性部材77bは、このシリンダ77とガイド部材75との間に付勢された状態で配置されている。弾性部材77bは、このシリンダ77を介して、スプール76を軸方向のうち第2ポート側に移動させる付勢力を発生しており、この付勢力がスプール76を軸方向のうち第2ポート側に移動させる方向の押圧力として、このシリンダ77を介してスプール76に作用している。

[0086] 第3ポート78は、作動流体流路73の長手方向と直交する方向、ここではプライマリプーリ50の軸方向と平行となるように、プライマリ隔壁54のうち、この作動流体流路73の径方向内側に形成されている。この第3ポート78は、一方の端部が連通通路54aに開口しており、他方の端部が閉塞部材で閉塞され、側面の一部が作動流体流路73の第2ポート側流路73b、ここではガイド部材75の連通部75bを介して空間部T4に開口している。つまり、第3ポート78は、逆止弁74と開弁調整部であるスプール76との間に配置され、流量調整弁70の第2ポート側流路73b、ここでは空間部T4と作動油供給制御装置120とを連通するものである。

[0087] 駆動圧力室79は、開弁調整部の一部を構成するものであり、上記シリンダ77と、閉塞部材73eと、第2ポート側流路73bと間に形成されるものである。この駆動圧力室79は、連通通路54bから供給された作動流体である作動油の圧力、すなわち駆動圧力室79の圧力により、シリンダ77およびスプール76を介して、逆止弁74を強制的に開弁するものである。

[0088] ここで、駆動圧力室79の圧力により、逆止弁74を強制的に開弁する場合は、スプール76が弁体74aを開弁方向に押圧する押圧力が、この弁体74aに作用する閉弁方向の押圧力およびスプール76を軸方向のうち第2ポート側に移動させる方向の押圧力合わせた力を超え、弁体74aが弁座74bの弁座テーパー面74dから離れことで行われる。このスプール76が弁体74aを開弁方向に押圧する押圧力は、上記駆動圧力室79の圧力である。また、弁体74aに作用する閉弁方向の押圧力は、弾性部材71bが発生する付勢力と、第1ポート側流路73aの圧力、すなわちプライマリ油圧室55の圧力である。また、スプール76を軸方向のうち第2ポート側に移動させる方向の押圧力は、弾性部材77bが発生する付勢力である。

[0089] なお、流量調整弁70は、開弁調整部として駆動圧力室79の圧力を用いているが、

これに限定されるものではなく、モータなどの回転力や電磁力などを用いても良い。

[0090] セカンダリプーリ60と最終減速機80との間には、動力伝達経路90が配置されている。この動力伝達経路90は、セカンダリプーリ軸61と同一軸線上の入力軸91と、このセカンダリプーリ軸61と平行なインターミディエイトシャフト92と、カウンタドライブピニオン93、カウンタドリブンギヤ94と、ファイナルドライブピニオン95とにより構成されている。入力軸91およびこの入力軸91に固定されているカウンタドライブピニオン93は、軸受108，109により回転可能の保持されている。インターミディエイトシャフト92は、軸受106，107により回転可能に支持されている。カウンタドリブンギヤ94は、インターミディエイトシャフト92に固定されており、カウンタドライブピニオン93と噛み合わされている。また、ファイナルドライブピニオン95は、インターミディエイトシャフト92に固定されている。

[0091] ベルト式無段変速機1の最終減速機80は、動力伝達経路90を介して伝達された内燃機関10からの出力トルクを車輪110，110から路面に伝達するものである。この最終減速機80は、中空部が形成されたデフケース81と、ピニオンシャフト82と、デフ用ピニオン83，84と、サイドギヤ85，86とにより構成されている。

[0092] デフケース81は、軸受87，88により回転可能に支持されている。また、このデフケース81の外周には、リングギヤ89が設けられており、このリングギヤ89がファイナルドライブピニオン95と噛み合わされている。ピニオンシャフト82は、デフケース81の中空部に取り付けられている。デフ用ピニオン83，84は、このピニオンシャフト82に回転可能に取り付けられている。サイドギヤ85，86は、このデフ用ピニオン83，84の両方に噛み合わされている。このサイドギヤ85，86は、それぞれドライブシャフト111，112に固定されている。

[0093] ベルト式無段変速機1のベルト100は、プライマリプーリ50を介して伝達された内燃機関10からの出力トルクをセカンダリプーリ60に伝達するものである。このベルト100は、図1に示すように、プライマリプーリ50のプライマリ溝100aとセカンダリプーリ60のセカンダリ溝100bとの間に巻き掛けられている。また、ベルト100は、多数の金属製の駒と複数本のスチールリングで構成された無端ベルトである。

[0094] ドライブシャフト111，112は、その一方の端部にそれぞれサイドギヤ85，86が固

定され、他方の端部に車輪110，110が取り付けられている。

[0095] 作動油供給制御装置120は、少なくともベルト式無段変速機1の各構成部品の潤滑部分や、各油圧室（プライマリ油圧室55やセカンダリ油圧室64や駆動圧力室79も含まれる）に作動油を供給するものである。この作動油供給制御装置120は、オイルタンク121と、オイルポンプ122と、プレッシャーレギュレータ123と、挟圧力調圧バルブ124と、押圧力調圧バルブ125とにより構成されている。

[0096] オイルポンプ122は、上述のように、内燃機関10の出力、例えば図示しないクランクシャフトの回転に連動して作動するものであり、オイルタンク121に貯留されている作動油を吸引、加圧し、吐出するものである。この加圧されて吐出された作動油は、プレッシャーレギュレータ123を介して、挟圧力調圧バルブ124および押圧力調圧バルブ125に供給される。ここで、プレッシャーレギュレータ123は、このプレッシャーレギュレータ123よりも下流側における油圧が所定油圧以上となった際に、この下流側にある作動油の一部をオイルタンク121に戻すものである。

[0097] 挟圧力調圧バルブ124は、その弁開度を制御することで、プライマリプーリ50のプライマリ油圧室55の油圧およびセカンダリプーリ60のセカンダリ油圧室64の油圧を調圧するものである。つまり、挟圧力調圧バルブ124は、プライマリプーリ50のプライマリ油圧室55およびセカンダリプーリ60のセカンダリ油圧室64において発生するベルト挟圧力を制御するものである。この挟圧力調圧バルブ124は、プライマリプーリ軸51の作動油通路51aに接続されており、挟圧力調圧バルブ124により調圧された作動油が、この作動油通路51aを介してプライマリ油圧室55に供給される。なお、作動油供給制御装置120は、この挟圧力調圧バルブ124以外にもう一つ図示しない挟圧力調圧バルブを備え、この図示しない挟圧力調圧バルブがセカンダリプーリ軸61の図示しない作動油通路に接続されており、この挟圧力調圧バルブにより調圧された作動油が、この図示しない作動油通路を介してセカンダリ油圧室64に供給されるようにしても良い。

[0098] 押圧力調圧バルブ125は、その弁開度を制御することで、各駆動圧力室79の油圧を調圧、すなわち変化させるものである。つまり、押圧力調圧バルブ125は、各駆動圧力室79においてシリンダ77を介してスプール76を軸方向のうち第1ポート側に押

圧する押圧力を制御し、開弁調整部による逆止弁74を強制的に開弁させるものである。この押圧力調圧バルブ125は、プライマリプーリ軸51の作動流体供給軸56の作動油通路56aに接続されており、押圧力調圧バルブ125により調圧された作動油が、この作動油通路56aおよび作動油通路51bを介して駆動圧力室79に供給される。

[0099] 次に、この発明にかかるベルト式無段変速機1の動作について説明する。まず、一般的な車両の前進、後進について説明する。車両に設けられた図示しないシフトポジション装置により、運転者が前進ポジションを選択した場合は、図示しないECU(Engine Control Unit)が、作動油供給制御装置120から供給された作動油によりフォワードクラッチ42をON、リバースブレーキ43をOFFとし、前後進切換機構40を制御する。これにより、インプットシャフト38とプライマリプーリ軸51が直結状態となる。つまり、遊星歯車装置41のサンギヤ44とリングギヤ46を直接連結し、内燃機関10のクランクシャフト11の回転方向と同一方向にプライマリプーリ軸51を回転させ、この内燃機関10からの出力トルクをプライマリプーリ50に伝達する。プライマリプーリ50に伝達された内燃機関10からの出力トルクは、ベルト100を介してセカンダリプーリ60に伝達され、このセカンダリプーリ60のセカンダリプーリ軸61を回転させる。

[0100] セカンダリプーリ60に伝達された内燃機関10の出力トルクは、中間部材67から動力伝達経路90の入力軸91，カウンタドライブピニオン93およびカウンタドリブンギヤ94を介して、インターミディエイトシャフト92に伝達され、インターミディエイトシャフト92を回転させる。インターミディエイトシャフト92に伝達された出力トルクは、ファイナルドライブピニオン95およびリングギヤ89を介して最終減速機80のデフケース81に伝達され、このデフケース81を回転させる。デフケース81に伝達された内燃機関10からの出力トルクは、デフ用ピニオン83，84およびサイドギヤ85，86を介してドライブシャフト111，112に伝達され、その端部に取り付けられた車輪110，110に伝達され、車輪110，110を図示しない路面に対して回転させ、車両は前進する。

[0101] 一方、車両に設けられた図示しないシフトポジション装置により、運転者が後進ポジションを選択した場合は、図示しないECUが、作動油供給制御装置120から供給された作動油によりフォワードクラッチ42をOFF、リバースブレーキ43をONとし、前後進切換機構40を制御する。これにより、遊星歯車装置41の切換用キャリヤ47がトラ

ンスアクスルケース22に固定され、各ピニオン45が自転のみを行うように切換用キャリヤ47に保持される。従って、リングギヤ46がインプットシャフト38と同一方向に回転し、このリングギヤ46と噛合っている各ピニオン45もインプットシャフト38と同一方向に回転し、この各ピニオン45と噛合っているサンギヤ44がインプットシャフト38と逆方向に回転する。つまり、サンギヤ44に連結されているプライマリプーリ軸51は、インプットシャフト38と逆方向に回転する。これにより、セカンダリプーリ60のセカンダリプーリ軸61、入力軸91、インターミディエイトシャフト92、デフケース81、ドライブシャフト111，112などは、運転者が前進ポジションを選択した場合とは逆方向に回転し、車両が後進する。

[0102] また、図示しないECUは、車両の速度や運転者のアクセル開度などの所条件とECUの記憶部に記憶されているマップ（例えば、機関回転数とスロットル開度に基づく最適燃費曲線など）とに基づいて、内燃機関10の運転状態が最適となるようにベルト式無段変速機1の変速比を制御する。このベルト式無段変速機1の変速比の制御には、変速比の変更と、変速の固定（変速比γ定常）とがある。この変速比の変更、変速比の固定は、少なくともプライマリプーリ50の位置決め油圧室であるプライマリ油圧室55の油圧と、駆動圧力室79の油圧とを制御することで行われる。

[0103] 変速比の変更は、主に作動油供給制御装置120からプライマリ油圧室55への作動油の供給、あるいはプライマリ油圧室55からプライマリプーリ50の外部への作動油の排出により、プライマリ可動シーブ53がプライマリプーリ軸51の軸方向に摺動し、プライマリ固定シーブ52とこのプライマリ可動シーブ53との間の間隔、すなわちプライマリ溝100aの幅が調整される。これにより、プライマリプーリ50におけるベルト100の接触半径が変化し、プライマリプーリ50の回転数とセカンダリプーリ60の回転数との比である変速比が無段階（連続的）に制御される。また、変速比の固定は、主に、プライマリ油圧室55からプライマリプーリ50の外部への作動油の排出の禁止により行われる。

[0104] なお、セカンダリプーリ60においては、セカンダリ油圧室64に作動油供給制御装置120から供給される作動油の油圧を挟圧力調圧バルブ124により制御することで、セカンダリ固定シーブ62とこのセカンダリ可動シーブ63とによりベルト100を挟み付

けるベルト挟圧力が調整される。これにより、プライマリプーリ50とセカンダリプーリ60との間に巻き掛けられたベルト100のベルト張力が制御される。

[0105] 変速比の変更には、アップシフト、すなわち変速比を減少させる変速比減少変更と、ダウンシフト、すなわち変速比を増加させる変速比増加変更とがある。以下、それぞれについて説明する。

[0106] 変速比減少変更では、作動油供給制御装置120からプライマリ油圧室55へ作動油を供給し、プライマリ可動シーブ53をプライマリ固定シーブ側に摺動(移動)させることで行われる。まず、図6および図7に示すように、各流量調整弁70の各逆止弁74を開弁し、作動油供給制御装置120からプライマリ油圧室55への作動油の供給を許容する。具体的には、作動油供給制御装置120の挟圧力調圧バルブ124により調圧された作動油を、作動油通路51a、連通通路51c、空間部T1, T2、連通通路54aを介して、第3ポート78から第2ポート側流路73b、ここでは空間部T4に供給する。これにより、この空間部T4の圧力が上昇し、この圧力により弁体74aに作用する開弁方向の押圧力が、第1ポート側流路73aの圧力、すなわちプライマリ油圧室55の圧力と、弾性部材74cの付勢力を合わせた弁体74aに作用する閉弁方向の押圧力を超えると、図6および図7の矢印Bに示すように、弁体74aが開弁方向、すなわち第1ポート側に移動し、逆止弁74が開弁する。つまり、第3ポート78から第1ポート71(位置決め油圧室であるプライマリ油圧室55)に作動流体である作動油を供給する際に、この第3ポート78から逆止弁74を開弁する圧力の作動油を供給することで、各流量調整弁70によるプライマリ油圧室55への作動油の供給が許容される。

[0107] 各流量調整弁70による位置決め油圧室であるプライマリ油圧室55への作動油の供給が許容されると、同図の矢印Aに示すように、作動油供給制御装置120から第2ポート側流路73b(空間部T4)に供給された作動油は、第1ポート側流路73aおよび第1ポート71を介して、プライマリ油圧室55に供給される。この供給された作動油によりプライマリ油圧室55の圧力が上昇し、プライマリ可動シーブ53をプライマリ固定シーブ側に押圧力する押圧力が上昇し、プライマリ可動シーブ53が軸方向のうち、プライマリ固定シーブ側に摺動する。これにより、図6に示すように、プライマリプーリ50におけるベルト100の接触半径が増加し、セカンダリプーリ60におけるベルト100の

接触半径が減少し、変速比が減少する。

[0108] このとき、作動油供給制御装置120は、押圧力調圧バルブ125を閉弁しており、作動油供給制御装置120から駆動圧力室79への作動油の供給が停止されている。このとき、スプール76は、弾性部材77bがシリンダ77を介してスプール76に発生する付勢力により、ガイド部材75に対して、本体部76aの絞り部76cより第1ポート側の部分がガイド部材75の段差部75aより第2ポート側の部分と対向するように位置する。つまり、開弁調整部を構成するガイド部材75とスプール76とにより、第2ポート側流路73b(空間部T4と空間部T5との連通)は、遮断あるいはほぼ遮断されている。従って、第3ポート78を介して第2ポート側流路73b(空間部T4)に供給された作動油が、第2ポート72からプライマリプーリ50の外部に排出されることを抑制することができる。また、第3ポート78を介して第2ポート側流路73b(空間部T4)に供給された作動油により、開弁方向の押圧力を弁体74aに作用させることができるので、簡単な構成で逆止弁74を開弁することができる。また、第3ポート78を逆止弁74とスプール76との間に配置したので、逆止弁74の弁体74aが露出する空間部T4に作動油を供給する流路長を採用とすることができるので、供給流量を増大でき、変速時の応答性を向上することができる。

[0109] 変速比増加変更では、プライマリ油圧室55から作動油を排出し、プライマリ可動シーブ53をプライマリ固定シーブ側と反対側に摺動(移動)させることで行われる。まず、図8および図9－1～図9－3に示すように、各流量調整弁70の各逆止弁74を各開弁調整部を構成する各スプール76により強制的に開弁し、プライマリ油圧室55から作動油の排出を許容する。具体的には、作動油供給制御装置120の押圧力調圧バルブ125により調圧された作動油を、図8の矢印Cに示すように、作動油通路56a、連通孔56b、作動油通路51b、連通通路51d、空間部T2、連通通路54bを介して、駆動圧力室79に供給する。そして、作動油が供給されたこの駆動圧力室79の圧力を受けたスプール76は、シリンダ77を介して、弁体74aを開弁方向に押圧する。スプール76は、図9－1～図9－3の矢印Dに示すこの弁体74aを開弁方向に押圧する押圧力が、第1ポート側流路73aの圧力、すなわちプライマリ油圧室55の圧力により弁体74aに作用する閉弁方向の押圧力および弾性部材77bの付勢力によりシリンダ

77を介してスプール76に作用するこのスプール76を軸方向のうち第2ポート側に移動させる方向の押圧力を合わせた力を超えると、図9－1～図9－3の矢印Eに示すように、弁体74aが開弁方向、すなわち第1ポート側に移動させ、逆止弁74が強制的に開弁する。

[0110] このとき、スプール76の第1ポート側への移動量に応じて、第2ポート側流路73bの軸方向における流路断面積は増加することとなる。つまり、スプール76の第1ポート側への移動量（以下、単に「スプール移動量」と称する）に応じて流路抵抗は減少することとなる。図9－1～図9－3に示すように、スプール移動量が所定量以上となると、スプール76のガイド部材75に対する位置関係は、本体部76aの絞り部76cより第1ポート側の部分とガイド部材75のガイド側テーパー面75aより第2ポート側の部分とが対向する位置関係から、ガイド側テーパー面75aとスプール側テーパー面76dとが対向する位置関係に変化する。従って、開弁調整部を構成するガイド部材75とスプール76とにより遮断あるいはほぼ遮断されていた第2ポート側流路73bが解放される。これにより、逆止弁74がスプール76により強制的に開弁された状態で、ガイド部材75とスプール76との間にリング形状の流路が形成され、空間部T4と空間部T5とが連通され、各流量調整弁70による位置決め油圧室であるプライマリ油圧室55から外部への作動油の排出が許容される。

[0111] 各流量調整弁70による位置決め油圧室であるプライマリ油圧室55からの作動油の外部への排出が許容されると、図9－1～図9－3の矢印Fに示すように、プライマリ油圧室55の作動油は、第1ポート71、第1ポート側流路73aを介して第2ポート側流路73bのうち逆止弁74とスプール76との間、すなわち空間部T4に流入する。この空間部T4に流入した作動油は、一旦この空間部T4に貯留された状態となり、ガイド部材75とスプール76との間、すなわち空間部T5、連通部75c、第2ポート72を介して、プライマリプーリ50の外部へ排出される。つまり、この空間部T4に貯留された作動油は、ガイド部材75とスプール76との間に形成されたリング形状の流路から均一に空間部T5に流入することができる。これにより、作動油の排出流量の制御性を向上することができる。

[0112] このとき、作動油供給制御装置120は、挟圧力調圧バルブ124を閉弁しており、作

動油供給制御装置120からプライマリ油圧室55への作動油の供給が停止されている。つまり、空間部T4に流入したプライマリ油圧室55の作動油が第3ポート78を介して、作動油供給制御装置120に流入することはない。プライマリ油圧室55から作動油が排出されることにより、プライマリ油圧室55の圧力が減少し、プライマリ可動シーブ53をプライマリ固定シーブ側に押圧する押圧力が減少し、プライマリ可動シーブ53が軸方向のうち、プライマリ固定シーブ側と反対側に摺動する。これにより、プライマリプーリ50におけるベルト100の接触半径が減少し、セカンダリプーリ60におけるベルト100の接触半径が増加し、変速比が増加する。

[0113] ここで、プライマリ油圧室55から作動油を外部に排出する際に、駆動圧力室79の圧力をさらに上昇させ、ガイド側テーパー面75aとスプール側テーパー面76dとが対向した状態からさらにスプール移動量を増加させると、図9－1～図9－3に示すように、逆止弁74の開弁量が増加する。また、ガイド側テーパー面75aとスプール側テーパー面76dとが対向した状態、すなわち逆止弁74の開弁初期の状態からさらにスプール移動量が増加すると、ガイド部材75とスプール76との軸方向におけるクリアランスdは、スプール移動量に応じて増加することとなる。スプール移動量の増加に応じてクリアランスdが増加すると、第2ポート側流路73bの軸方向における流路断面積が増加する。つまり、逆止弁74の開弁初期には、逆止弁74の開弁中期以降よりも第2ポート側流路73bの軸方向における流路断面積を減少させ、流路抵抗を増大させる。

[0114] 従って、図10に示すように、第2ポート側流路73bにおける軸方向の流路断面積は、スプール移動量が所定量以上となると、スプール移動量に応じて増加することとなる。つまり、開弁調整部は、スプール移動量が小さいほど、すなわち逆止弁74の開弁初期に、第2ポート側流路73bにおける流路断面積が減少することとなり、第2ポート側流路73bの流路抵抗が増大することとなる。これにより、図11に示すように、スプール移動量の増加に応じて、プライマリ油圧室55からプライマリプーリ50の外部に排出される作動油の排出流量が増加する。

[0115] 変速比の固定は、プライマリ油圧室55から作動油を排出せず、プライマリ可動シーブ53のプライマリ固定シーブ52に対する軸方向における位置を一定とし、プライマリ

可動シーブ53のプライマリ固定シーブ52に対する移動を規制することで行われる。なお、変速比を固定、すなわち変速比を定常とするのは、車両の走行状態が安定している場合など、大幅な変速比の変更を行う必要がないと、図示しないECUが判断した場合である。まず、図4に示すように、各流量調整弁70の逆止弁74を閉弁状態に維持し、プライマリ油圧室55から作動油の排出を禁止する。具体的には、作動油供給制御装置120は、挟圧力調圧バルブ124および押圧力調圧バルブ125のいずれも閉弁し、作動油供給制御装置120から第3ポート78を介して第2ポート側流路73b(空間部T4)への作動油の供給および駆動圧力室79への作動油の供給を停止する。

[0116] ここで、変速比の固定時においても、ベルト100のベルト張力が変化するため、プライマリプーリ50におけるベルト100の接触半径が変化しようとし、プライマリ可動シーブ53のプライマリ固定シーブ52に対する軸方向における位置が変化する虞がある。上述のように、プライマリ油圧室55には、作動油が保持された状態となるため、プライマリ可動シーブ53のプライマリ固定シーブ52に対する軸方向における位置が変化しようとすると、このプライマリ油圧室55の圧力は変化するがプライマリ可動シーブ53のプライマリ固定シーブ52に対する軸方向における位置は一定に維持される。従って、プライマリ可動シーブ53のプライマリ固定シーブ52に対する軸方向における位置を一定に維持するために、プライマリ油圧室55に外部から作動油を供給することによるプライマリ油圧室55の圧力の上昇を行わなくても良い。これにより、変速比の固定時に、プライマリ油圧室55に作動油を供給するために図示しない作動油供給制御装置が備えるオイルポンプ122を駆動させなくても良いため、オイルポンプ122の動力損失の増加を抑制することができる。

[0117] 以上のように、スプール76は、軸方向のうち第1ポート側に移動することで、逆止弁74を強制的に開弁するとともに、その移動量が小さいほど、すなわちこのスプール76による逆止弁74の開弁初期に、このスプール76と第2ポート側流路との間の軸方向における流路断面積が減少する。つまり、開弁調整部は、逆止弁74を強制的に開弁した際に、逆止弁74の開弁量が小さいほど、すなわち逆止弁74の開弁初期に、第2ポート側流路73bの流路抵抗を増大し、作動流体である作動油が第1ポート71

から第2ポート72に流れ難くする。従って、逆止弁74の開弁した直後、すなわち開弁初期に第1ポート71から第2ポート72に排出される作動流体の排出流量を少なくすることができる。これにより、位置決め油圧室であるプライマリ油圧室55から作動油を排出する際において、逆止弁74の開弁初期における作動油の過排出を抑制することができる。ダウンシフト、すなわち変速比を増加させる際の制御性が向上する。

[0118] また、第3ポート78から逆止弁74と開弁調整部を構成するスプール76との間である空間部T4に、この逆止弁74を開弁する圧力の作動油を供給すると、逆止弁74が開弁し、第3ポート78から第1ポート71に作動油が供給される。従って、第1ポート71と連通する部分であるプライマリ油圧室55への作動油の供給、プライマリ油圧室55からの作動油の排出、プライマリ油圧室55での作動油の保持を1つの逆止弁74で行うことができる。これにより、変速比の変化、固定時における制御の簡素化、部品点数の削減、コストの削減を図ることができる。

[0119] また、スプール76は、作動流体流路73と同一軸上に配置されているため、図9－1～図9－3の矢印Fに示すように、第1ポート71から第2ポート72にスプール76を介して排出される作動流体である作動油が通過する流線の直線化を図ることができる。従って、第1ポート71から第2ポート72にスプール76を介して作動油を排出する際の流路抵抗を低減することができる。また、スプール76による第1ポート71から第2ポート72に排出される作動油の排出流量制御の応答性を向上することができる。

[0120] なお、上記実施例においては、ガイド部材75の内周面にガイド側テーパー面75aを形成しているが、スプール76が軸方向のうち第1ポート側に移動量の増加に応じて、第2ポート側流路73bの流路断面積が増加すれば、形成しなくても良い。

[0121] また、上記実施例においては、各流量調整弁70のプライマリプーリ50に対して、作動流体流路73の長手方向の中央部がプライマリプーリ50の回転中心からの回転半径が最も小さくなるように配置しているが、この発明はこれに限定されるものではない。図12は、プライマリプーリの他の要部断面図である。同図に示すように、駆動圧力室79のプライマリプーリ50の回転中心Oからの回転半径N1が、作動流体である作動油が存在する他の部分、例えば空間部T4の回転半径N2や第1ポート側流路73aの回転半径N1よりも大きくなるように、各流量調整弁70をプライマリプーリ50に対し

て配置しても良い。

[0122] このように、各流量調整弁70をプライマリプーリ50に対して配置するため、駆動圧力室79の回転半径N3が、空間部T4の回転半径N2や第1ポート側流路73aの回転半径N1よりも大きいため、駆動圧力室79に作用する遠心油圧は、これらの部分に作用する遠心油圧よりも大きくなる。従って、開弁調整部を構成するスプール76が逆止弁74を強制的に開弁する際に、駆動圧力室79の圧力を小さくすることができる。これにより、駆動圧力室79に作動流体である作動油を供給する流体ポンプであるオイルポンプ122の動力損失の増加をさらに抑制することができ、ベルト式無段変速機1の伝達効率の向上を図ることができる。

[0123] また、駆動圧力室79に作用する遠心油圧を大きくすることができるので、シリンダ77の受圧面積を小さくすることができる。従って、流量調整弁70の小型化を図ることができ、イナーシャーの低減によるドライバビリティーの向上を図ることができる。

[0124] また、上記実施例における逆止弁74の弁座74bは、第1ポート側流路73aと同一軸上に配置されているが、この発明はこれに限定されるものではない。図13－1は、流量調整弁の他の構成例を示す図である。また、図13－2は、図13－1の流量調整弁の動作説明図である。図13－3は、図13－1の流量調整弁の動作説明図である。

[0125] プライマリプーリ50が回転すると弁体74aには、図13－1の矢印Gに示すように、プライマリプーリ50の径方向外側の遠心力が作用する。従って、図4に示すように、逆止弁74の弁座74bと第1ポート側流路73aとが同一軸上に配置されていると、径方向外側における弁体74aと第1ポート側流路73aとのクリアランスが大きいため、弁体74aが弁座74bから離れた際に、この遠心力により弁体74aと弁座74bとの軸方向における位置関係を維持することができないという問題がある。

[0126] そこで、図13－1に示すように、逆止弁74の弁座74bの軸線O1に対して第1ポート側流路73aの軸線O2をプライマリプーリ50の径方向内側にオフセットした状態となるように、第2ポート側流路73bに対して第1ポート側流路73aを形成する。これにより、弁体74aが弁座74bから離れた際に、第1ポート側流路73aの径方向外側の部分により、弁体74aがこの径方向外側に移動することを規制される。つまり、図13－2および図13－3に示すように、弁体74aが弁座74bから離れた際に、第1ポート側流路73

aが径方向外側への移動を規制する規制部として機能する。

[0127] 従って、プライマリプーリ50が回転した際に、弁体74aと弁座74bとの軸方向における位置関係を維持することができる。これにより、特に、逆止弁74の開弁状態から閉弁状態における弁体74aの挙動を安定させることができるので、逆止弁74の閉弁までの応答性を向上することができる。

[0128] なお、弁体74aが弁座74bから離れた際の弁体74aと第1ポート側流路73aとの間の軸方向における流路断面積は、逆止弁74の弁座74bの軸線O1に対して第1ポート側流路73aの軸線O2をプライマリプーリ50の径方向内側にオフセットしたのみであるため、確保することができる。従って、図13－3の矢印F1に示すように、プライマリ油圧室55からプライマリプーリ50の外部に作動油を排出することができる。

[0129] 図14－1は、流量調整弁の他の構成例を示す図である。また、図14－2は、図14－1の流量調整弁の動作説明図である。上記実施例におけるスプール76は、その逆止弁74と対向する部分、すなわち他方の端面が、他方の端面から一方の端面に向かって（第1ポート側から第2ポート側に向かって）その径が増加するスプール側テーパー面76dであっても良い。これによれば、スプール76の弁体74aと対応する部分がスプール側テーパー面76dであるため、逆止弁74が開弁し、プライマリ油圧室55の作動油が第1ポート71および第1ポート側流路73aを介して、空間部T4に流入した作動油がこのスプール76に衝突し難くなる。従って、図14－2の矢印F2に示すように、プライマリ油圧室55からプライマリプーリ50の外部に作動油を排出する際に、この作動油が通過する流線への影響を低減することができる。これにより、スプール76による第1ポート71から第2ポート72に排出される作動油の排出流量制御の応答性をさらに向上することができる。また、スプール76に作用する動圧が低減されるので、スプール76の軸方向における位置制御を容易にすることができる。

産業上の利用可能性

[0130] 以上のように、この発明にかかる流量調整弁、回転体およびベルト式無段変速機は、車両の駆動力の伝達に有用であり、特に、開弁初期の作動流体の過排出を抑制するのに適している。

請求の範囲

[1] 第1ポートと、

第2ポートと、

前記第1ポートと前記第2ポートとの間に形成され、作動流体が通過する作動流体流路と、

前記作動流体流路内に配置され、前記作動流体流路のうち、第2ポート側流路から第1ポート側流路に向かって開弁する逆止弁と、

前記逆止弁の第2ポート側に配置され、前記第1ポートから前記第2ポートに作動流体を排出する際に、当該逆止弁を強制的に開弁し、かつ当該逆止弁の開弁初期に前記第2ポート側流路の流路抵抗を増大させる開弁調整部と、

を備えることを特徴とする流量調整弁。

[2] 第1ポートと、

第2ポートと、

前記第1ポートと前記第2ポートとの間に形成され、作動流体が通過する作動流体流路と、

前記作動流体流路内に配置され、前記作動流体流路のうち、第2ポート側流路から第1ポート側流路に向かって開弁する逆止弁と、

前記逆止弁の第2ポート側に配置され、前記第1ポートから前記第2ポートに作動流体を排出する際に、当該逆止弁を強制的に開弁し、かつ当該逆止弁の開弁量が小さいほど前記第2ポート側流路の流路抵抗を増大させる開弁調整部と、

を備えることを特徴とする流量調整弁。

[3] 前記作動流体流路のうち、前記逆止弁と前記開弁調整部との間に、第3ポートをさらに備え、

前記第3ポートから前記第1ポートに作動流体を供給する際に、当該第3ポートから前記逆止弁を開弁する圧力の作動流体を供給する請求項1または2に記載の流量調整弁。

[4] 前記開弁調整部は、前記作動流体流路内に軸方向に摺動自在に配置されるスプールを備え、

前記スプールは、当該軸方向のうち第1ポート側に移動することで、前記逆止弁を強制的に開弁するとともに、当該逆止弁の開弁初期に当該スプールと前記第2ポート側流路との間の流路断面積を減少させる請求項1または3に記載の流量調整弁。

[5] 前記開弁調整部は、前記作動流体流路内に軸方向に摺動自在に配置されるスプールを備え、

前記スプールは、当該軸方向のうち第1ポート側に移動することで、前記逆止弁を強制的に開弁するとともに、当該移動量が小さいほど当該スプールと前記第2ポート側流路との間の流路断面積が減少する請求項2または3に記載の流量調整弁。

[6] 前記スプールは、当該作動流体流路と同一軸上に配置されている請求項4または5に記載の流量調整弁。

[7] 前記スプールは、前記逆止弁と対向する部分がテーパー形状である請求項4～6のいずれか1つに記載の流量調整弁。

[8] 前記請求項1～7のいずれか1つに記載の流量調整弁を備える回転体であって、

前記逆止弁は、弁座と、当該弁座から離れることで開弁する弁体と、前記弁体が前記弁座から離れた際に、前記回転体の径方向外側への移動を規制する規制部とを備えることを特徴とする回転体。

[9] 前記請求項1～7のいずれか1つに記載の流量調整弁を備える回転体であって、

前記流量調整弁の長手方向が前記回転体の軸方向に対してねじれの位置であることを特徴とする回転体。

[10] 前記開弁調整部は、供給された前記作動流体の圧力により、前記逆止弁を強制的に開弁する駆動圧力室を備え、

前記駆動圧力室の回転半径は、前記作動流体が存在する他の部分の回転半径よりも大きい請求項9に記載の回転体。

[11] 前記逆止弁は、弁座と、当該弁体から離れることで開弁する弁体と、前記弁体が前記弁座から離れた際に、前記回転体の径方向外側への移動を規制する規制部とを備える請求項9または10に記載の回転体。

[12] 平行に配置され、駆動源からの駆動力がいずれか一方に伝達される2つのプーリ軸と、当該2つのプーリ軸上をそれぞれ軸方向に摺動する2つの可動シーブと、当該

2つの可動シーブに前記軸方向にそれぞれ対向する2つの固定シーブと、からなる2つのプーリと、

前記2つのプーリのうちいずれか一方のプーリに伝達された前記駆動源からの駆動力を他方のプーリに伝達するベルトと、

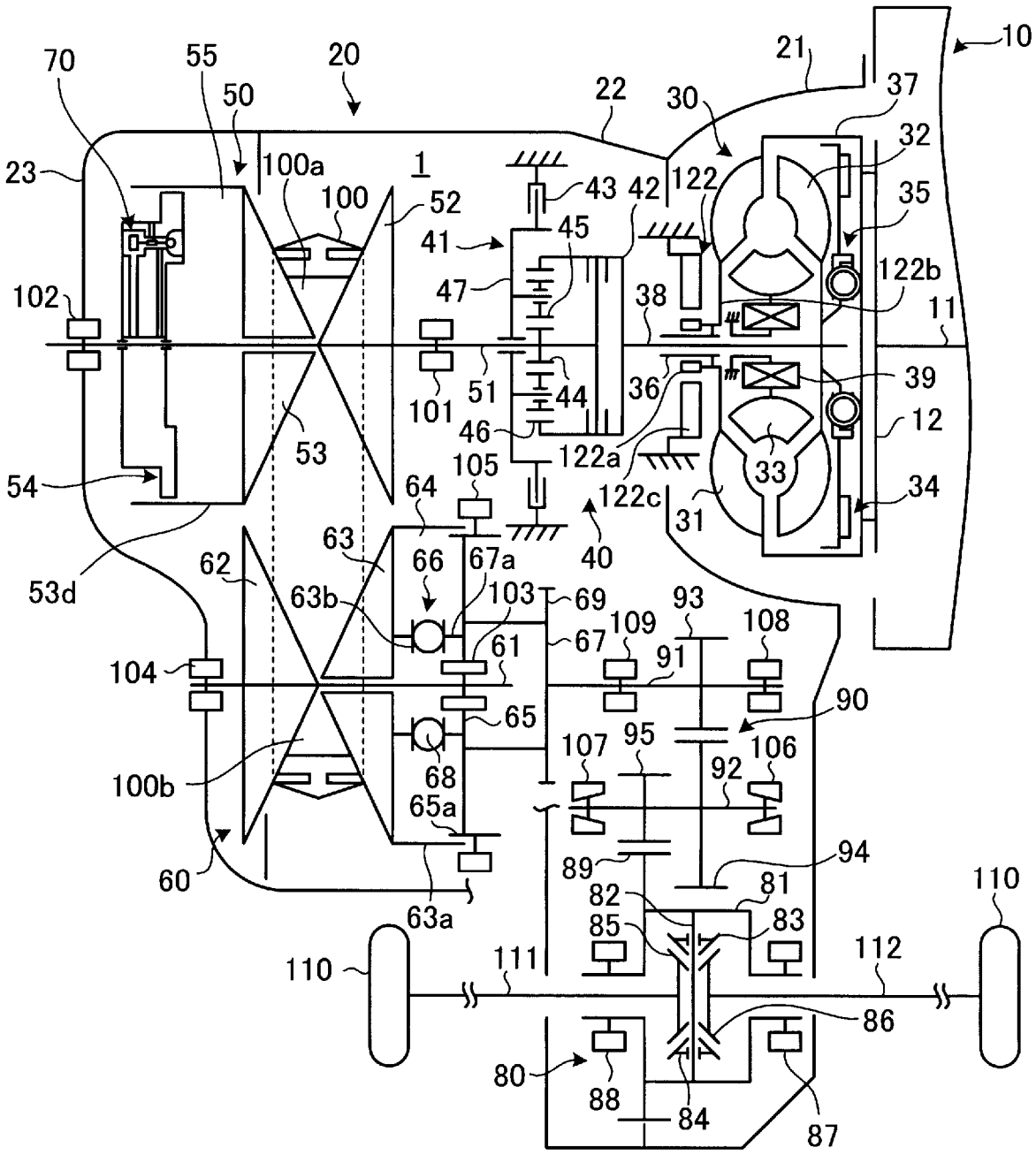
前記可動シーブを前記固定シーブ側に押圧する位置決め油圧室と、

を備えるベルト式無段変速機において、

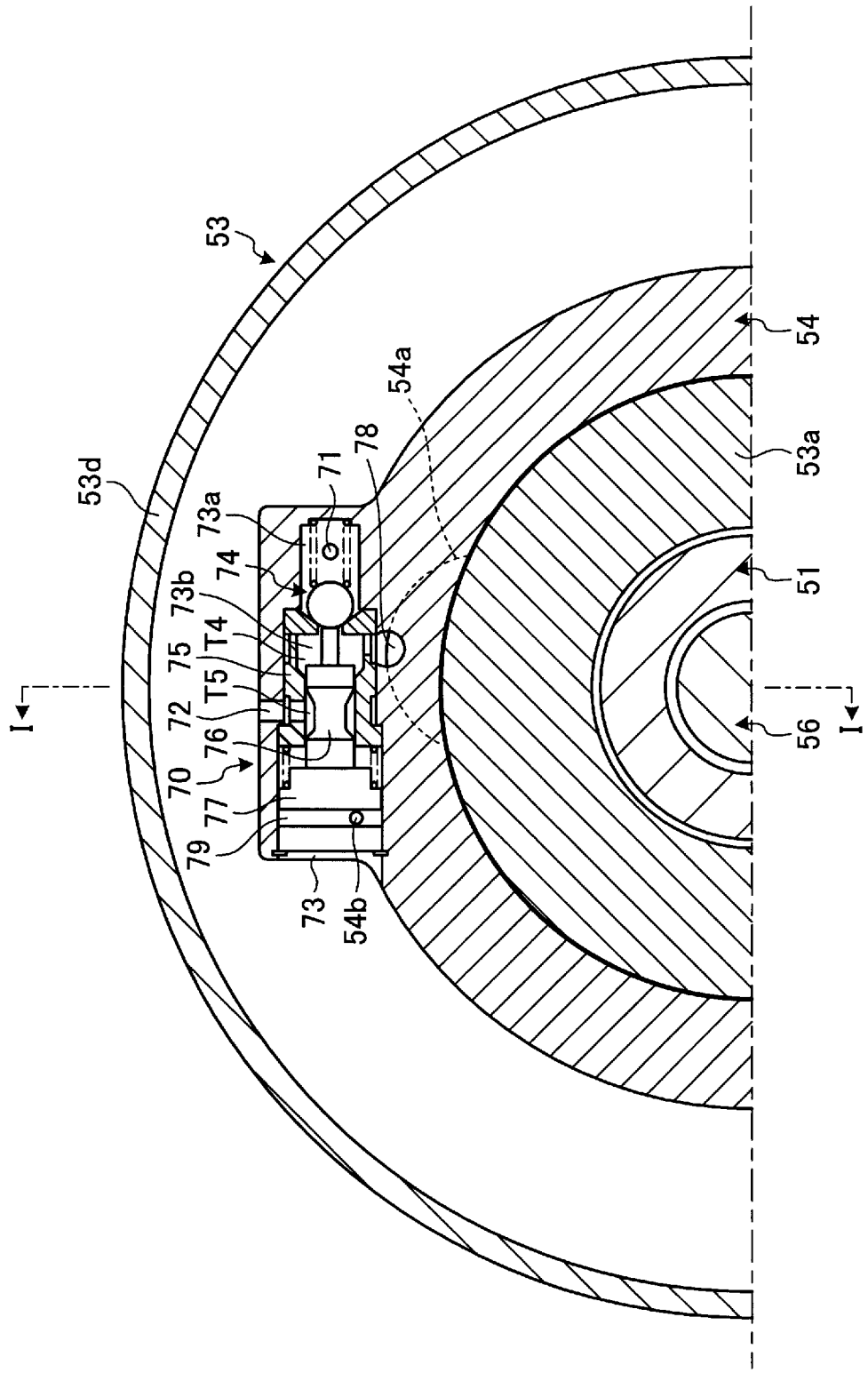
前記請求項8～11のいずれか1つに記載の回転体は、前記2つのプーリ軸のいずれかであることを特徴とするベルト式無段変速機。

[13] 前記第1ポートは、前記位置決め油圧室と連通している請求項12に記載のベルト式無段変速機。

[図1]

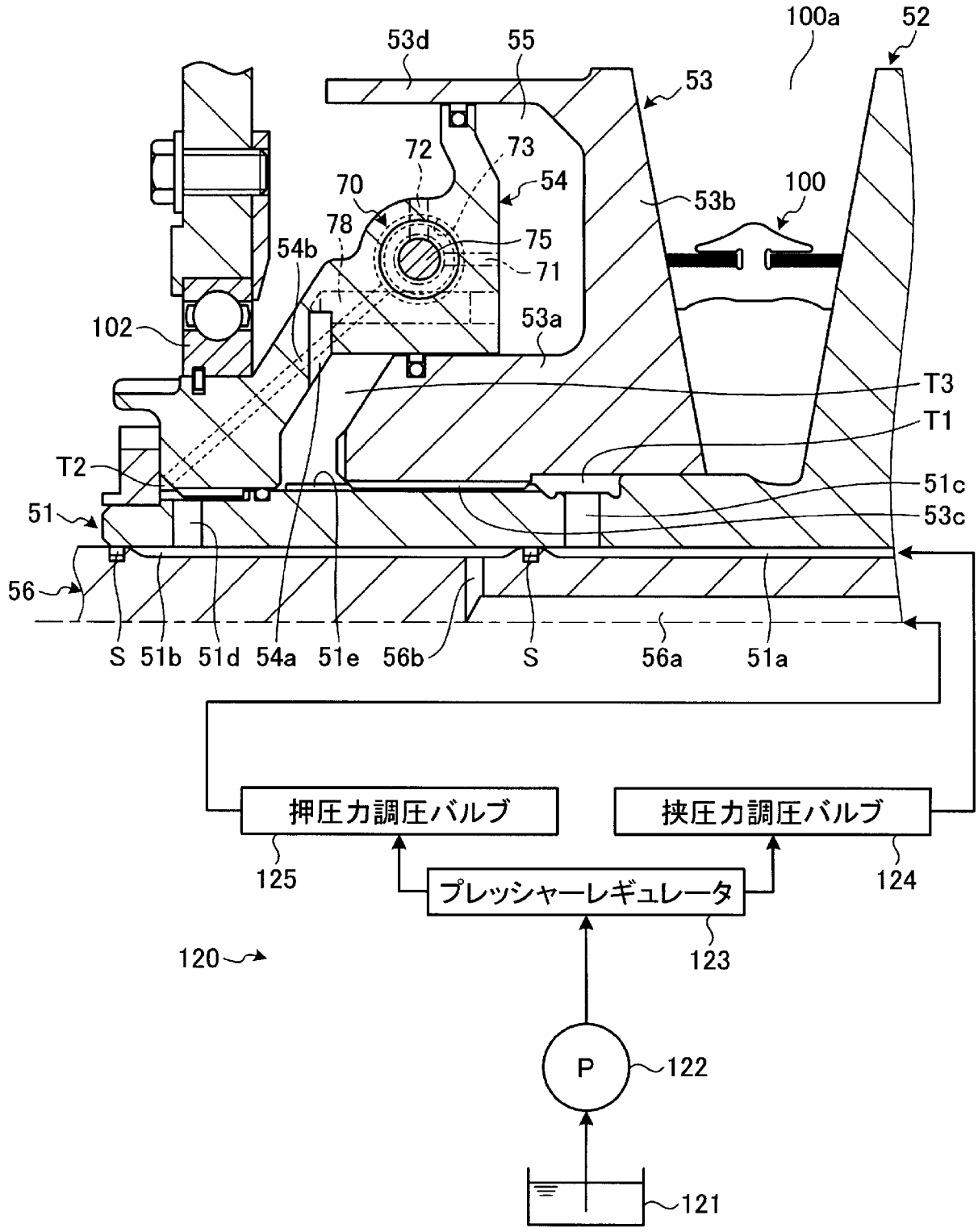

70
55
50
20
21
10
22
30
37
32
23
100a
1
43
42
122
35
100
52
41
45
122b
102
47
38
11
51
44
36
39
101
46
122a
12
53
54
105
64
33
34
122c
31
40
63
53d
62
66
67a
63b
103
69
93
109
108
67
91
104
61
90
65
107
95
106
100b
68
92
65a
94
89
81
60
82
110
63a
85
83
110
111
112
86
80
88
84
87

[図2]


50
53
53d
54
54a
53a
51
56
I
I
71
78
73a
74
73b
T4
75
T5
72
76
70
77
79
73
54b

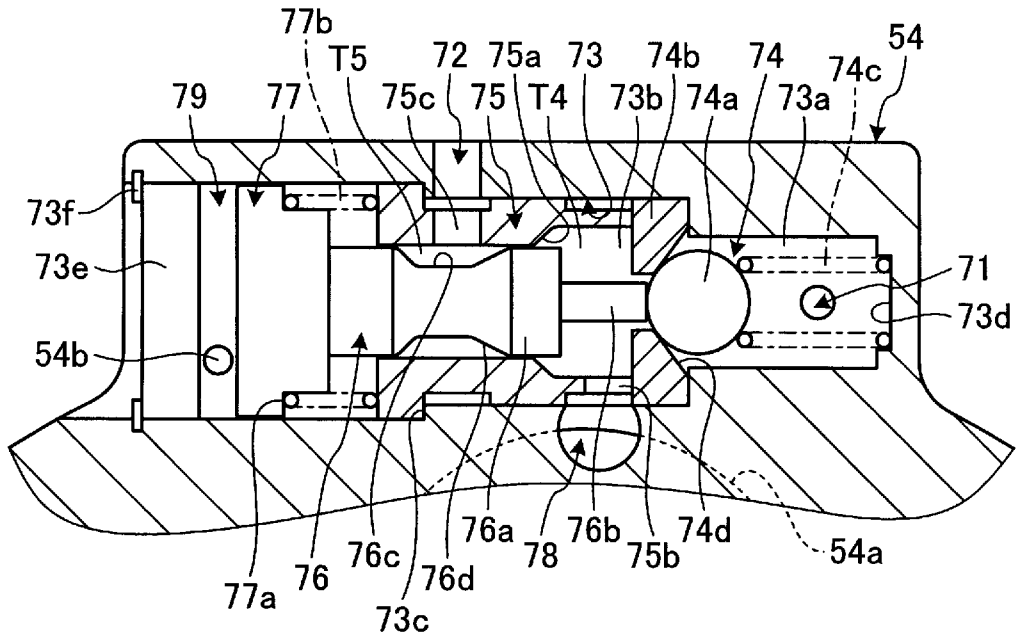
[図3]

50

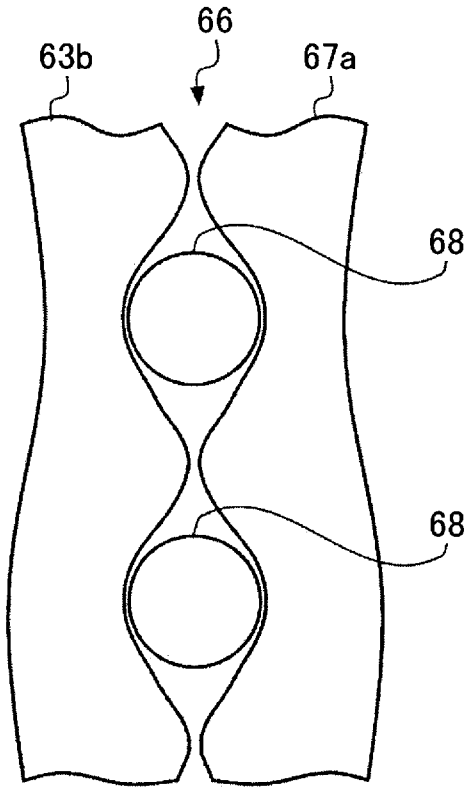

100a
52
53d
55
53
72
73
70
54
53b
100
78
75
54b
71
102
53a
T3
T1
T2
51c
51
53c
56
S
51b
51d
54a
51e
56b
S
56a
51a
押圧力調圧バルブ
挟圧力調圧バルブ
125
124
プレッシャーレギュレータ
123
120
P
122
121

[図4]

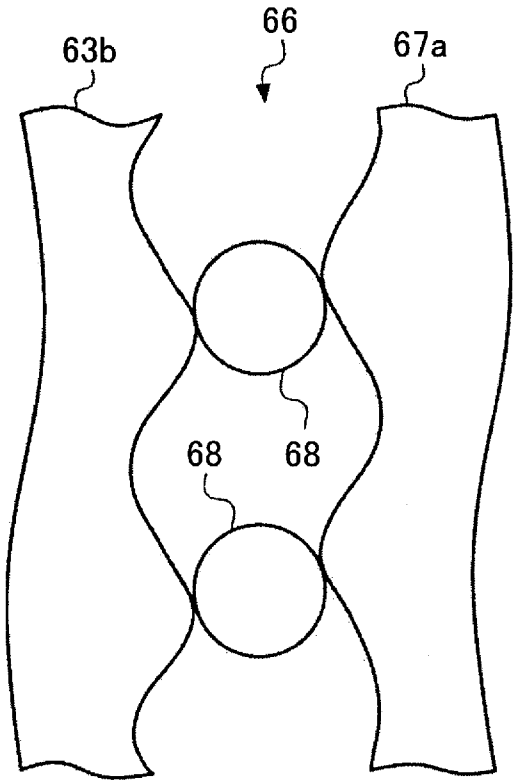
70


77b
T5
72
75a
73
74b
74
74c
54
79
77
75c
75
T4
73b
74a
73a
73f
73e
54b
71
73d
54a
74d
75b
76b
78
76a
76d
73c
76
76c
77a

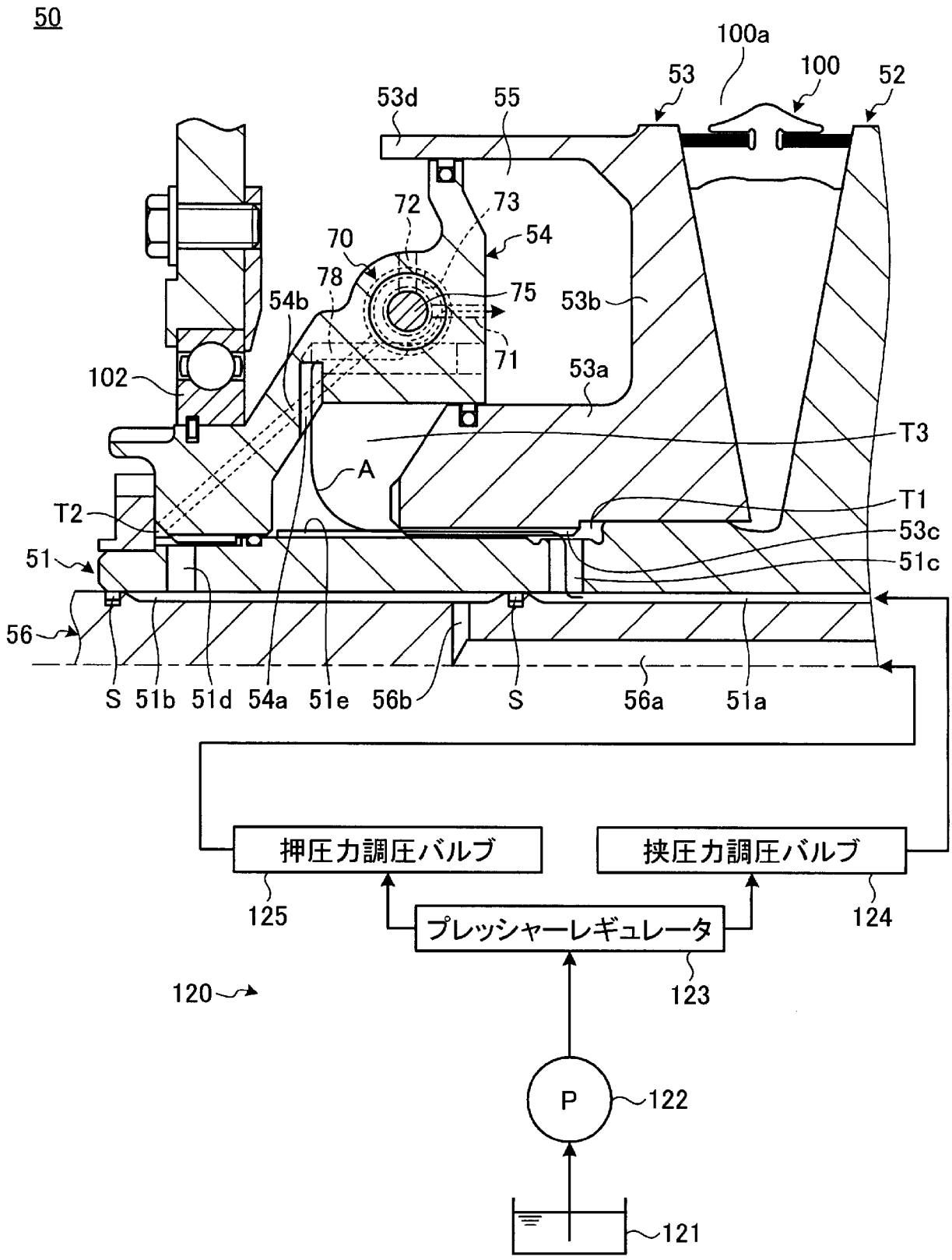
[図5-1]



[図5-2]

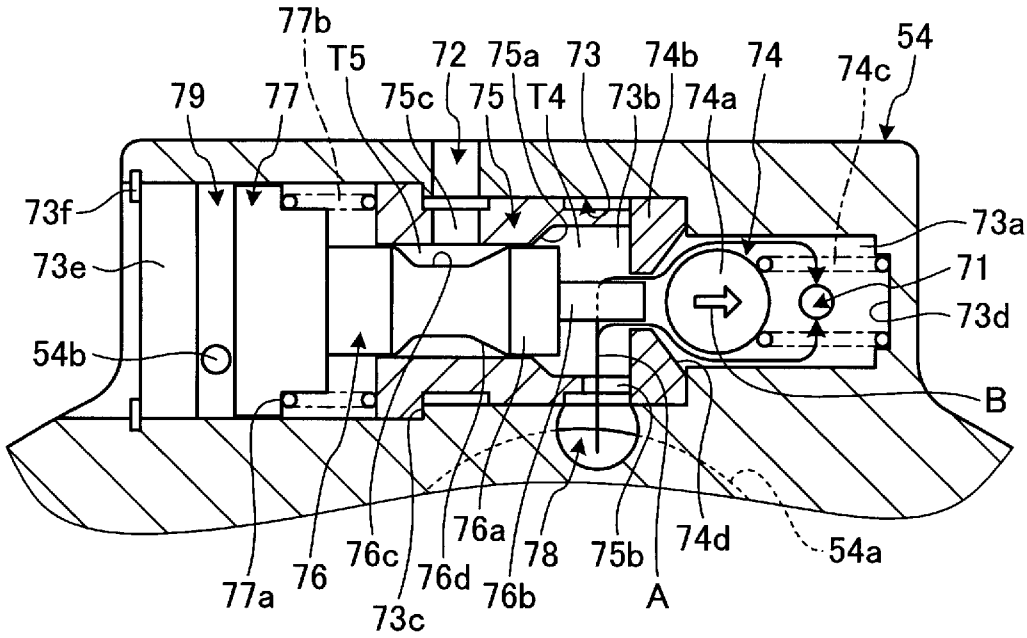


[図6]

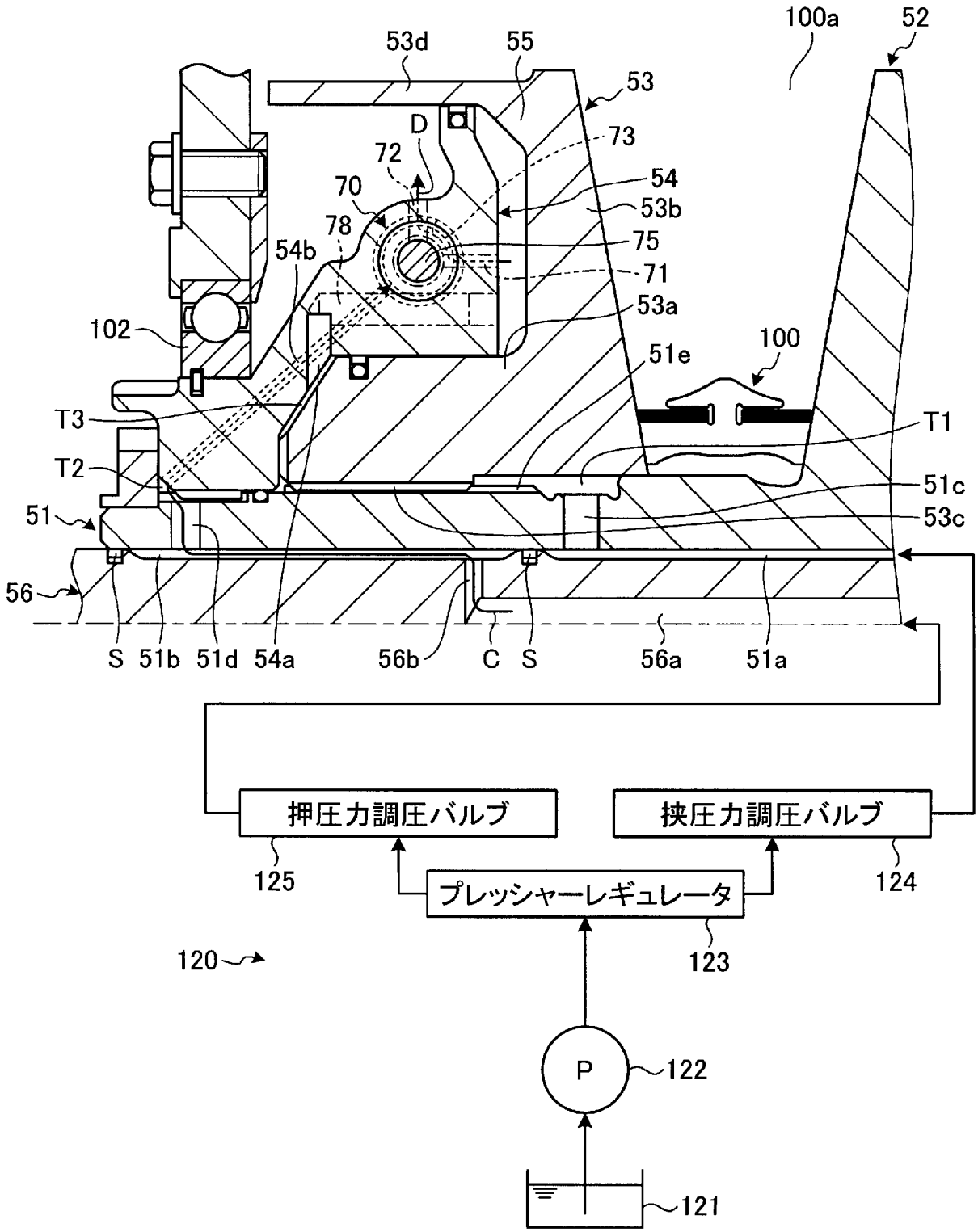

50
100a
53
100
52
53d
55
72
73
54
70
78
75
53b
54b
71
53a
102
T3
A
T2
T1
53c
51
51c
56
S
51b
51d
54a
51e
56b
S
56a
51a
押圧力調圧バルブ
挟圧力調圧バルブ
125
124
プレッシャーレギュレータ
123
120
P
122
121

[図7]

70

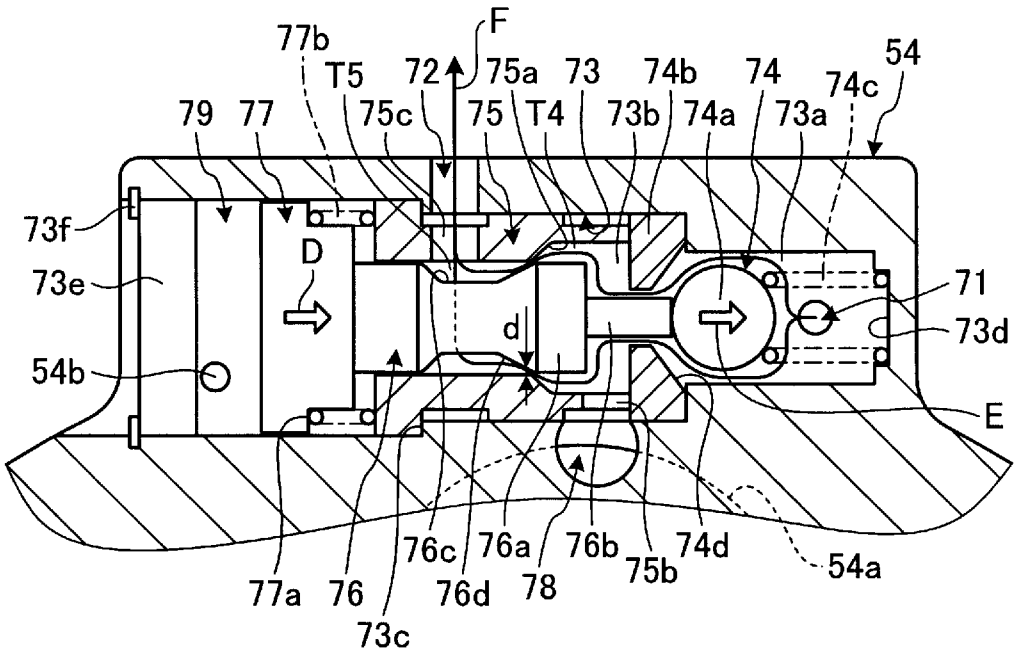

77b
T5
72
75a
73
74b
74
54
74c
79
77
75c
75
T4
73b
74a
73f
73a
73e
71
73d
54b
B
76a
78
75b
74d
54a
77a
76
76c
76d
76b
A
73c

[図8]


50
100a
52
53d
55
53
D
73
72
54
70
53b
78
75
54b
71
53a
102
100
51e
T3
T1
T2
51c
51
53c
56
S
51b
51d
54a
56b
C
S
56a
51a
押圧力調圧バルブ
挟圧力調圧バルブ
125
124
プレッシャーレギュレータ
120
123
P
122
121

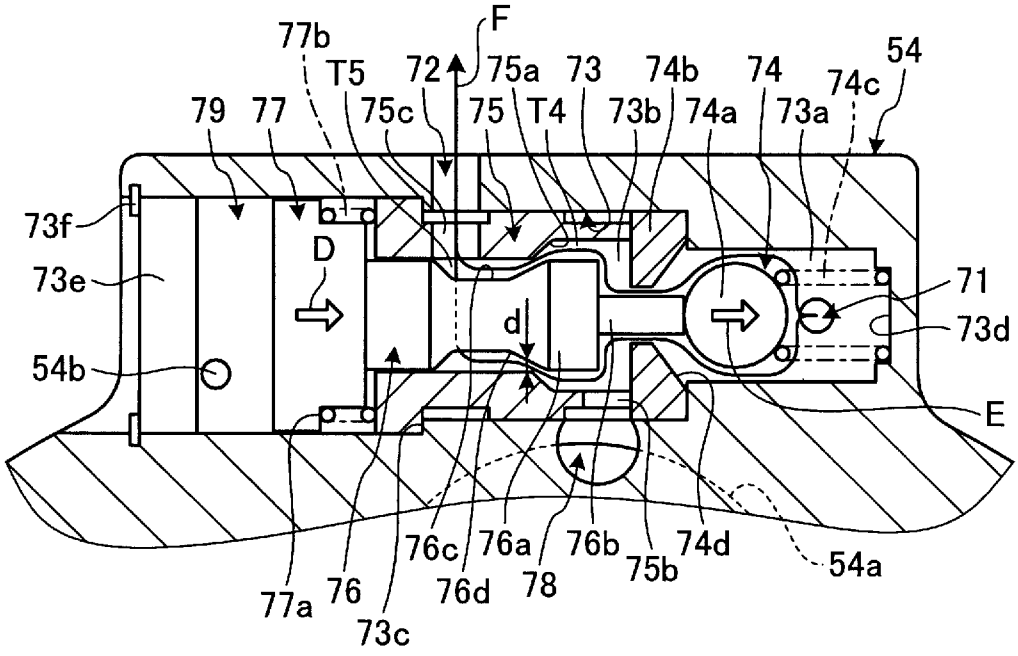
[図9-1]

70


77b
F
T5
72
75a
73
74b
74
74c
54
79
77
75c
75
T4
73b
74a
73a
73f
D
73e
71
73d
d
54b
E
76c
76a
76b
74d
54a
77a
76
76d
78
75b
73c

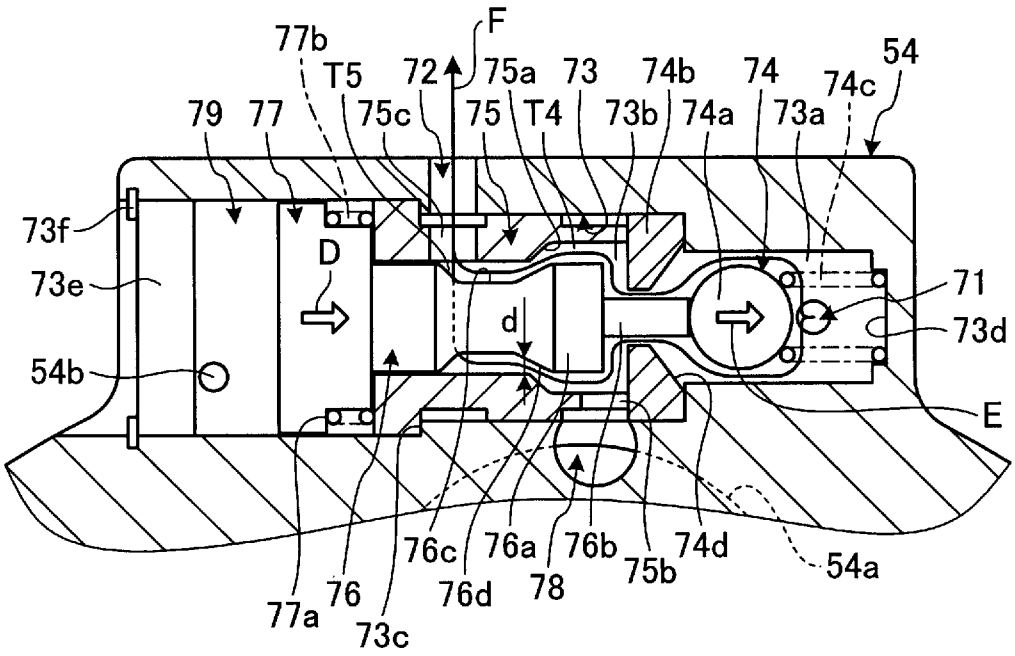
[図9-2]

70

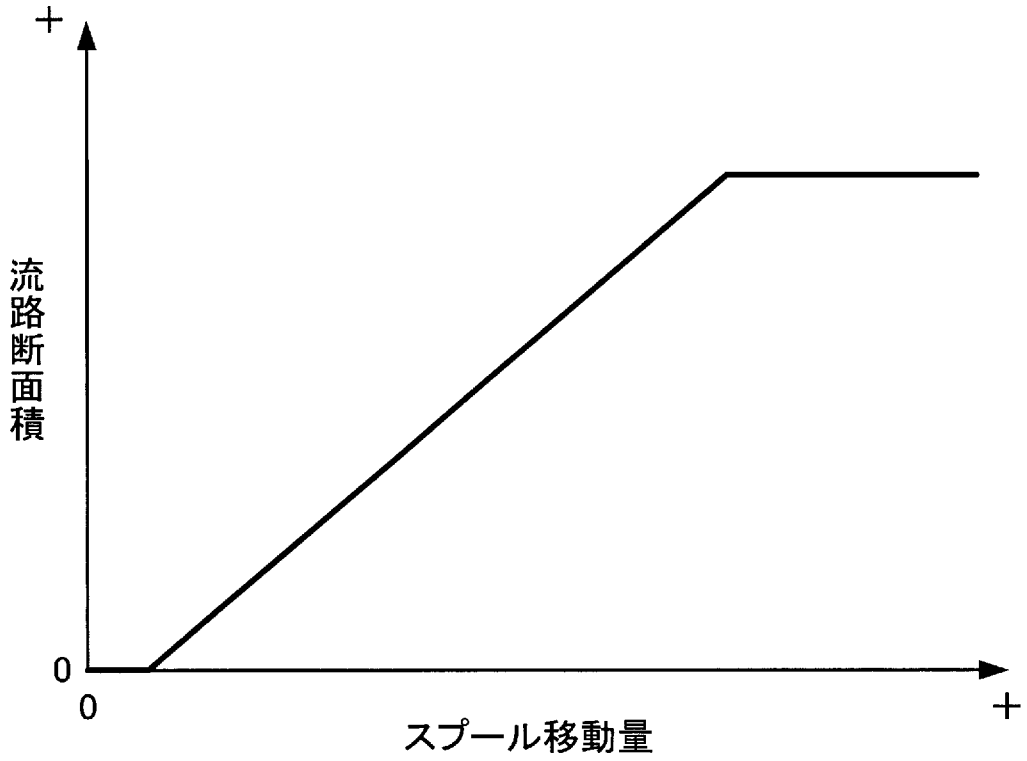

77b
F
T5
72
75a
73
74b
74
74c
54
79
77
75c
75
T4
73b
74a
73a
73f
D
73e
71
73d
d
54b
E
76c
76a
76b
74d
54a
77a
76
76d
78
75b
73c

[図9-3]

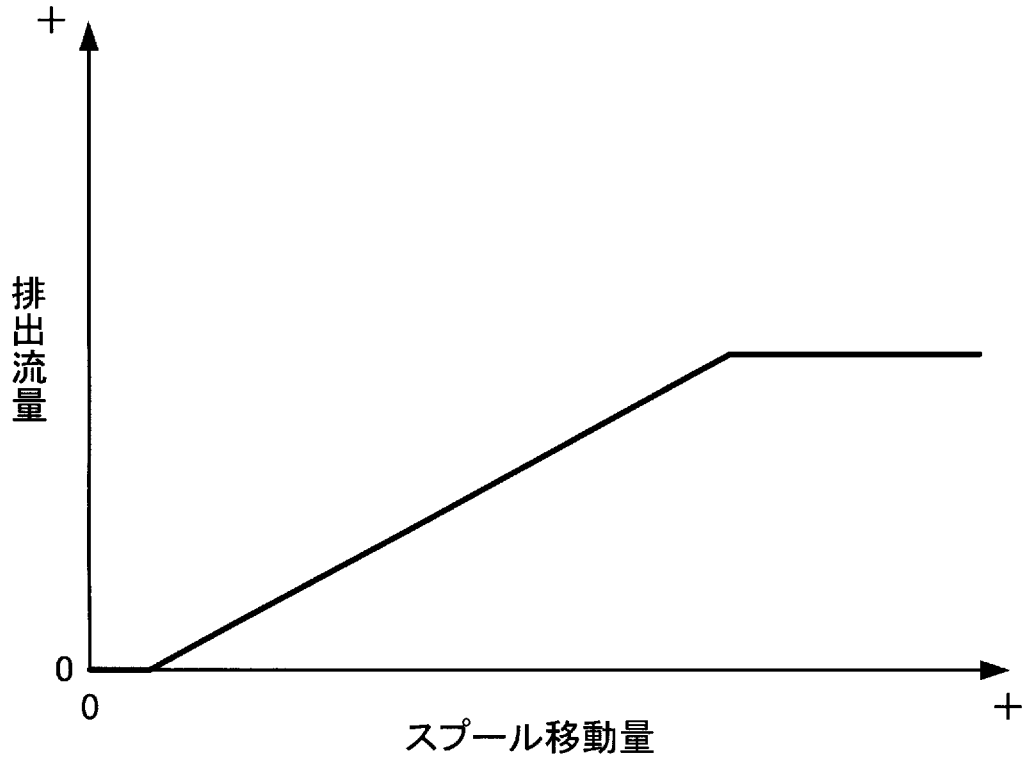
70


F
77b
T5
72
75a
73
74b
74
74c
54
79
77
75c
75
T4
73b
74a
73a
73f
73e
D
d
71
73d
54b
E
76c
76a
76b
74d
54a
77a
76
76d
78
75b
73c

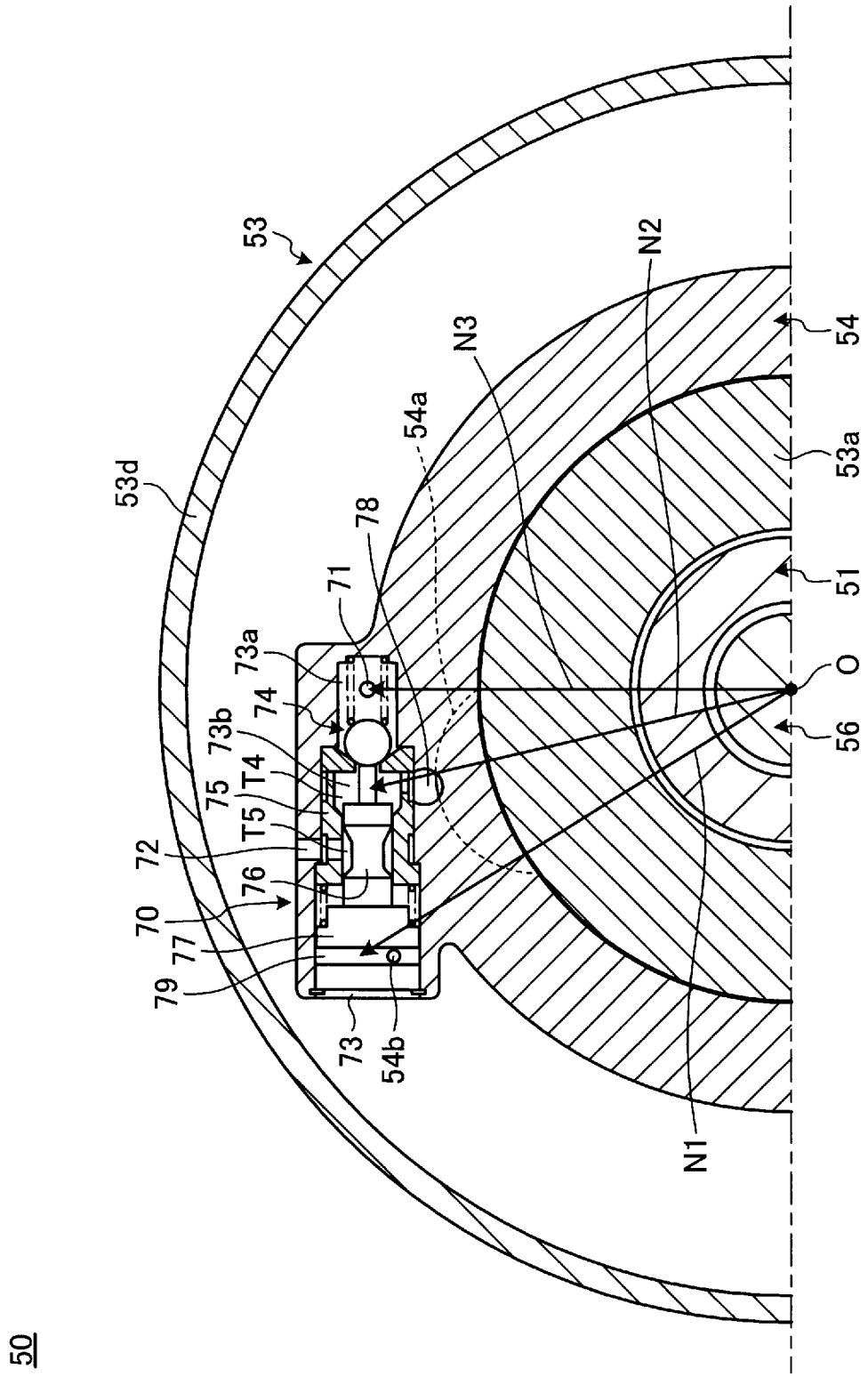
[図10]



[図11]

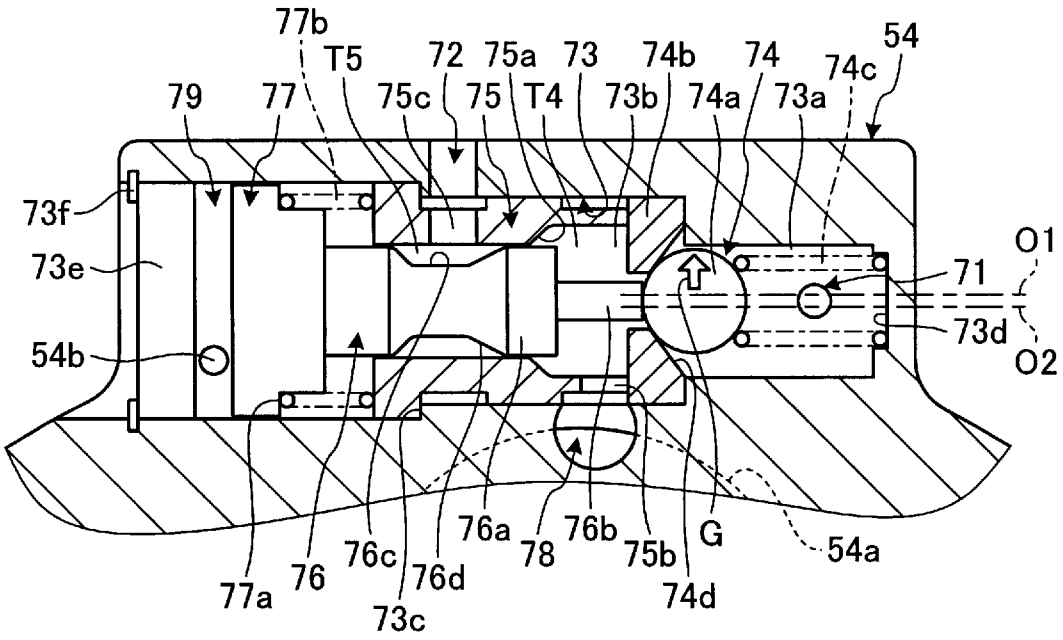


[図12]


50
53
53d
N2
N3
54
54a
53a
78
71
51
73a
O
74
73b
56
T4
75
T5
72
76
70
77
79
73
54b
N1

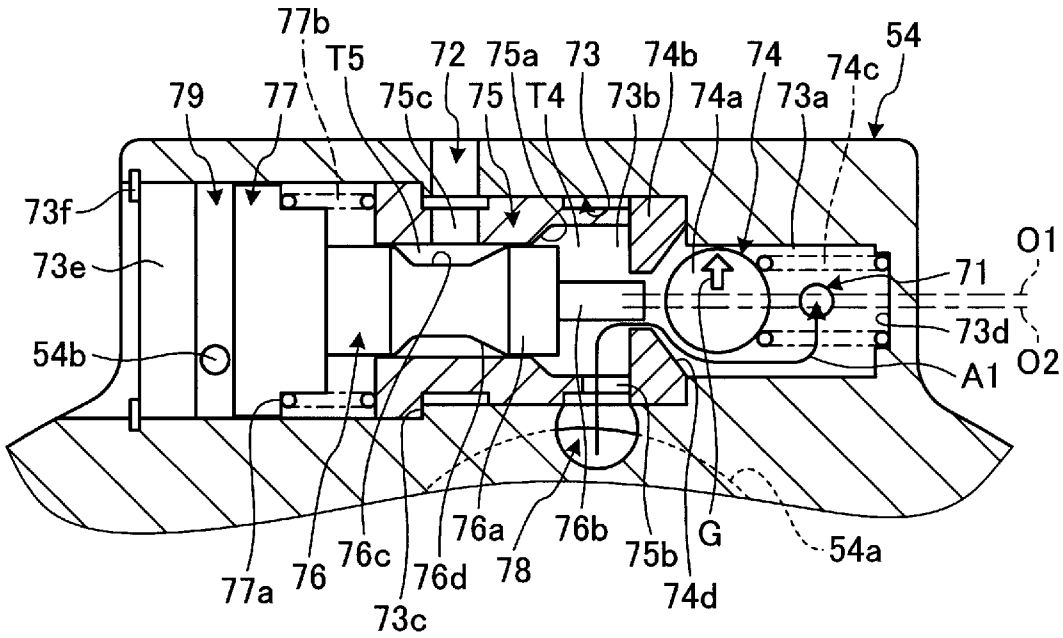
[図13-1]

70



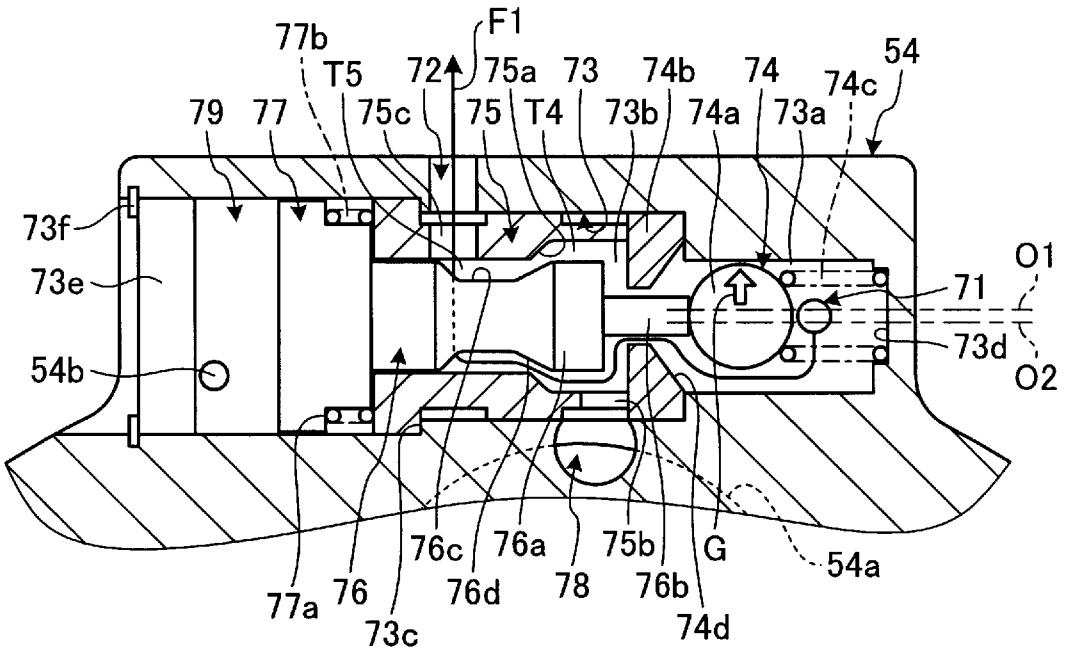
[図13-2]

70



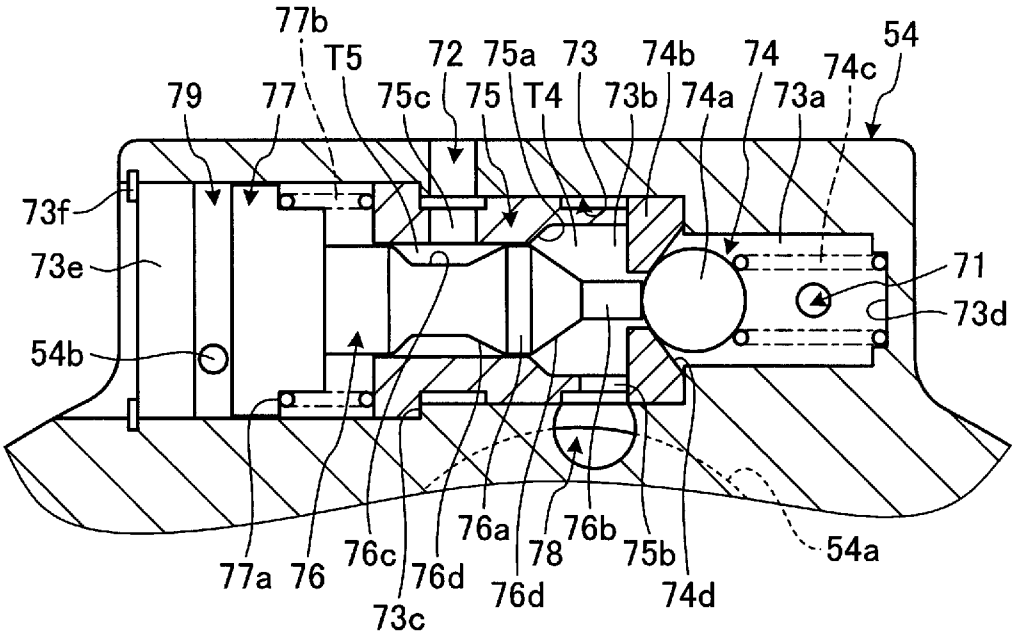
[図13-3]

70


F1
77b
T5
72
75a
73
74b
74
74c
54
79
77
75c
75
T4
73b
74a
73a
73f
73e
54b
O1
71
73d
O2
76c
76a
75b
G
54a
77a
76
76d
78
76b
73c
74d

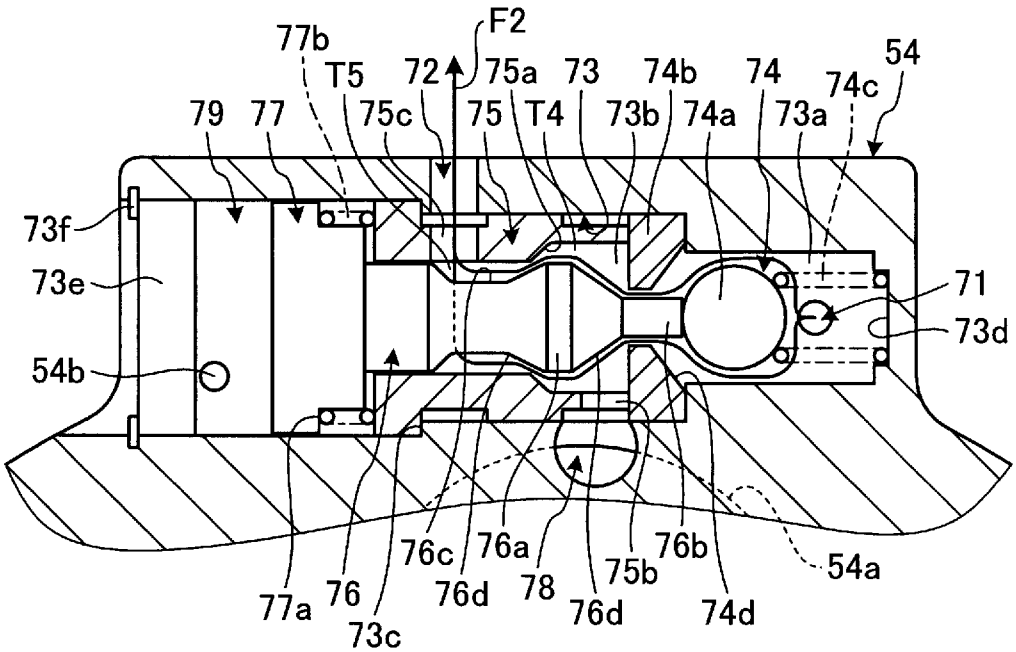
[図14-1]

70



[図14-2]

70



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2007/056491

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16K15/18(2006.01)i, *F16H9/00*(2006.01)i, *F16H61/00*(2006.01)i, *F16H61/662*(2006.01)n

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16K15/18, F16H9/00, F16H61/00, F16H61/662

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 1996-2007
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2007 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2007

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 50-1275 A (Caterpillar Tractor Co.), 08 January, 1975 (08.01.75), Page 3, lower left column, line 2 to page 4, lower left column, line 14; Figs. 1, 3 & US 3857404 A & GB 1399446 A & BE 814439 A & CA 1001925 A & BR 7401841 D	1-7 8-13
X Y A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 81367/1989(Laid-open No. 20769/1991) (Nippon Air Brake Co., Ltd., Kobe Steel, Ltd.), 28 February, 1991 (28.02.91), Page 8, line 15 to page 9, line 9; Figs. 1, 4 (Family: none)	1,2,4-7 8-13 3

☒ 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	Date of mailing of the international search report
21 June, 2007 (21.06.07)	03 July, 2007 (03.07.07)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2007/056491

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 3065/1975(Laid-open No. 83029/1976) (Kayaba Kogyo Kabushiki Kaisha), 03 July, 1976 (03.07.76), Page 4, line 4 to page 5, line 16; Fig. 2 (Family: none)	1,2,4-7 9,12,13 3,8,10,11
Y	JP 2006-64008 A (Toyota Motor Corp.), 09 March, 2006 (09.03.06), Par. Nos. [0040] to [0053]; Fig. 3 (Family: none)	8-13

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２００７／０５６４９１

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16K15/18(2006.01)i, F16H9/00(2006.01)i, F16H61/00(2006.01)i, F16H61/662(2006.01)n

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16K15/18, F16H9/00, F16H61/00, F16H61/662

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	１９７１－２００７年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２００７年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２００７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	関連する請求の範囲の番号
X Y	JP 50-1275 A (キヤタピラー・トラクター・コンパニー) 1975.01.08, 第３ページ左下欄２行－第４ページ左下欄14行, 図1,3 & US 3857404 A & GB 1399446 A & BE 814439 A & CA 1001925 A & BR 7401841 D	1-7 8-13
X Y A	日本国実用新案登録出願1-81367号(日本国実用新案登録出願公開3-20769号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（日本エヤーブレーキ株式会社, 株式会社神戸製鋼所) 1991.02.28, 第８ページ15行－第９ページ９行, 第1, ４図（ファミリーなし)	1,2,4-7 8-13 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 ２１．０６．２００７	国際調査報告の発送日 ０３．０７．２００７
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）　３Ｏ　３３２１ 齊藤　公志郎 電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３５８

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	関連する請求の範囲の番号
X Y A	日本国実用新案登録出願 50-3065 号(日本国実用新案登録出願公開 51-83029 号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（萱場工業株式会社）1976.07.03，第 4 ページ 4 行－第 5 ページ 16 行，第 2 図（ファミリーなし）	1,2,4-7 9,12,13 3,8,10,11
Y	JP 2006-64008 A（トヨタ自動車株式会社）2006.03.09，段落【0040】－【0053】，図 3（ファミリーなし）	8-13