

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2014-52034
(P2014-52034A)

(43) 公開日 平成26年3月20日 (2014. 3. 20)

(51) Int.Cl. F 1 テーマコード (参考)
F 1 6 H 61/00 (2006.01) F 1 6 H 61/00 3 J 5 5 2
F 1 6 H 61/662 (2006.01) F 1 6 H 61/662

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 16 頁)

| | | | |
|-----------|------------------------------|----------|--|
| (21) 出願番号 | 特願2012-196973 (P2012-196973) | (71) 出願人 | 000003207 トヨタ自動車株式会社 |
| (22) 出願日 | 平成24年9月7日 (2012. 9. 7) | (74) 代理人 | 100083998 弁理士 渡邊 丈夫 |
| | | (72) 発明者 | 森山 修司 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 |
| | | (72) 発明者 | 森野 拓郎 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 |
| | | (72) 発明者 | 伊藤 良雄 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 |
| | | Fターム(参考) | 3J552 MA07 NA01 NB01 PB06 QA06C QA30C SA36 SA53 VA52W |

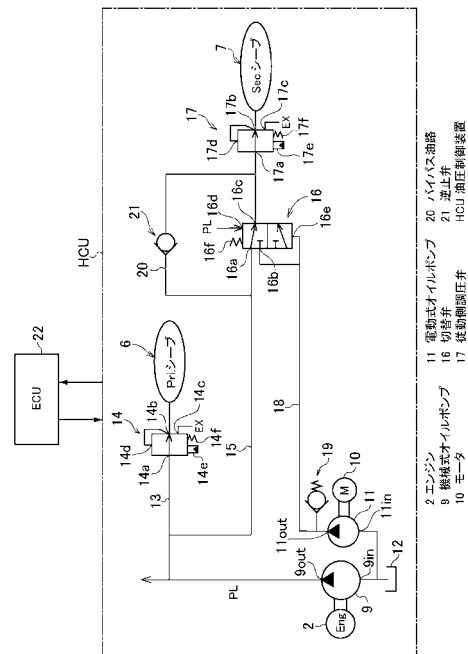
(54) 【発明の名称】 自動変速機の油圧制御装置

(57) 【要約】

【課題】切替弁がフェールした場合であっても、油圧供給部に対して油圧を供給して変速することができる自動変速機の油圧制御装置を提供する。

【解決手段】油圧供給部7への油圧の供給源を、主動力源2により駆動される主オイルポンプ9と、副動力源10により駆動される副オイルポンプ11とのいずれか一方に選択的に切り替える切替弁16を有している自動変速機の油圧制御装置HCUにおいて、主オイルポンプ9の油圧を切替弁16を迂回して油圧供給部7に供給するバイパス油路20と、バイパス油路20に設けられ、主オイルポンプ9から油圧供給部7に向けたオイルの流動を許容し、これとは反対方向の前記オイルの流動を阻止する逆止弁21と、切替弁16の下流側に設けられ、主オイルポンプ9および副オイルポンプ11で発生させた油圧を調圧して油圧供給部7に供給する調圧弁17とを備える。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

油圧が供給されて作動する油圧供給部に対する前記油圧の供給源を、主動力源の出力トルクにより駆動される主オイルポンプと、副動力源の出力トルクにより駆動される副オイルポンプとのいずれか一方に選択的に切り替える切替弁を有している自動変速機の油圧制御装置において、

前記主オイルポンプで発生させた油圧を前記切替弁を迂回して前記油圧供給部に供給するバイパス油路と、

前記バイパス油路に設けられ、前記主オイルポンプから前記油圧供給部に向けたオイルの流動を許容し、これとは反対方向の前記オイルの流動を阻止する逆止弁と、

前記主オイルポンプおよび前記副オイルポンプから前記油圧供給部に向けた前記オイルの供給方向で前記切替弁の下流側に設けられ、前記主オイルポンプおよび前記副オイルポンプで発生させた油圧を調圧して前記油圧供給部に供給する調圧弁とを備えていることを特徴とする自動変速機の油圧制御装置。

10

【請求項 2】

前記切替弁は、前記主オイルポンプで発生させた油圧を元圧として調圧された基準油圧から前記副オイルポンプで発生させた油圧を減じた差圧が予め定めた圧力よりも大きい場合に、前記主オイルポンプで発生させた油圧を前記油圧供給部に供給するように構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の自動変速機の油圧制御装置。

20

【請求項 3】

前記自動変速機は、前記主動力源からトルクが伝達される駆動プーリと、前記駆動プーリからトルクが伝達されて駆動される従動プーリと、これらのプーリに巻き掛けられるベルトとを備え、前記駆動プーリおよび前記従動プーリは共に固定シープと、前記固定シープに対して接近した離隔するように軸線方向に移動可能に設けられた可動シープと、前記可動シープの背面側に設けられかつ油圧が供給されることにより前記可動シープに推力を付与して前記可動シープを前記固定シープに向けて移動させる油圧室とによって構成されたベルト式無段変速機を含み、

前記油圧供給部は、前記可動シープに対して前記推力を付与する前記油圧室を含むことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の自動変速機の油圧制御装置。

30

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

この発明は、油圧が供給されて作動する自動変速機の油圧供給部に対して油圧を供給し、またその油圧供給部から油圧を排出する油圧制御装置に関するものである。

【背景技術】**【0002】**

変速比の変更を油圧によって行うように構成された自動変速機が広く使用されており、この種の変速機のうち変速比を連続的に変更するように構成されたベルト式無段変速機の油圧制御装置の例が特許文献 1 に記載されている。この特許文献 1 に記載された油圧制御装置は、エンジンによって駆動されて油圧を発生する機械式オイルポンプと、モータによって駆動されて油圧を発生する電動式オイルポンプと、油圧が供給されて作動する油圧供給部に対する油圧の供給源を機械式オイルポンプと電動式オイルポンプとのいずれか一方に選択的に切り替える切替弁とを備えている。その切替弁は、エンジンを駆動している場合においては機械式オイルポンプによって発生させた油圧を油圧供給部に供給し、車両の運転中であってかつエンジンを停止している場合においては電動式オイルポンプによって発生させた油圧を油圧供給部に供給するように構成されている。なお、機械式オイルポンプの吐出口はコントロールバルブを介して切替弁に接続されており、電動式オイルポンプの吐出口は直接的に切替弁に接続されている。上記の油圧供給部は、ベルト式無段変速機におけるプーリの溝幅を変更する可動シープであることが特許文献 1 に記載されている。

40

【先行技術文献】

50

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2010-236693号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

特許文献1に記載された構成では、可動シープの上流側に切替弁が設けられているため、その切替弁にバルブスティックなどのフェールが生じることにより、切替弁を介したオイルの供給が遮断された場合には、可動シープに油圧を供給したり、また可動シープから油圧を排出することができず、変速比を変更することができない可能性があった。

10

【0005】

この発明は上記の技術的課題に着目してなされたものであり、切替弁がフェールした場合であっても、油圧供給部に対して油圧を供給し、また油圧供給部から油圧を排出して変速することができる自動変速機の油圧制御装置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】

【0006】

上記の目的を達成するために、請求項1の発明は、油圧が供給されて作動する油圧供給部に対する前記油圧の供給源を、主動力源の出力トルクにより駆動される主オイルポンプと、副動力源の出力トルクにより駆動される副オイルポンプとのいずれか一方に選択的に切り替える切替弁を有している自動変速機の油圧制御装置において、前記主オイルポンプで発生させた油圧を前記切替弁を迂回して前記油圧供給部に供給するバイパス油路と、前記バイパス油路に設けられ、前記主オイルポンプから前記油圧供給部に向けたオイルの流動を許容し、これとは反対方向の前記オイルの流動を阻止する逆止弁と、前記主オイルポンプおよび前記副オイルポンプから前記油圧供給部に向けた前記オイルの供給方向で前記切替弁の下流側に設けられ、前記主オイルポンプおよび前記副オイルポンプで発生させた油圧を調圧して前記油圧供給部に供給する調圧弁とを備えていることを特徴とするものである。

20

【0007】

また、請求項2の発明は、請求項1の発明において、前記切替弁は、前記主オイルポンプで発生させた油圧を元圧として調圧された基準油圧から前記副オイルポンプで発生させた油圧を減じた差圧が予め定めた圧力よりも大きい場合に、前記主オイルポンプで発生させた油圧を前記油圧供給部に供給するように構成されていることを特徴とする自動変速機の油圧制御装置である。

30

【0008】

さらに、請求項3の発明は、請求項1または2の発明において、前記自動変速機は、前記主動力源からトルクが伝達される駆動プーリと、前記駆動プーリからトルクが伝達されて駆動される従動プーリと、これらのプーリに巻き掛けられるベルトとを備え、前記駆動プーリおよび前記従動プーリは共に固定シープと、前記固定シープに対して接近しまた離隔するように軸線方向に移動可能に設けられた可動シープと、前記可動シープの背面側に設けられかつ油圧が供給されることにより前記可動シープに推力を付与して前記可動シープを前記固定シープに向けて移動させる油圧室とによって構成されたベルト式無段変速機を含み、前記油圧供給部は、前記可動シープに対して前記推力を付与する前記油圧室を含むことを特徴とする自動変速機の油圧制御装置である。

40

【発明の効果】

【0009】

請求項1の発明によれば、切替弁を迂回するバイパス油路が設けられ、かつ、そのバイパス油路に逆止弁が設けられているため、切替弁とバイパス油路とを使用して油圧供給部に油圧を供給することができる。すなわち、バイパス油路が設けられていない場合と比較して、切替弁を通過するオイルの流量を少なくすることができるため、切替弁を小型化することができる。また、切替弁にバルブスティックなどのフェールが生じて切替弁を介し

50

た油圧の供給が減少するとしても、主オイルポンプで発生させた油圧をバイパス油路および逆止弁を介して油圧供給部に供給することができる。一方、油圧供給部からの油圧の排出は調圧弁を介して行うことができる。その結果、この発明に係る自動変速機の油圧制御装置を搭載する車両が牽引されている場合や切替弁にフェールが生じている場合などにおいて、自動変速機での変速を可能にすることができる。調圧弁は切替弁の下流側に設けられているため、上述したような場合であっても、調圧された油圧によって油圧供給部を作動させることができる。

【0010】

請求項2の発明によれば、請求項1の発明による効果と同様の効果に加えて、主オイルポンプで発生させた油圧を元圧として調圧された基準油圧から副オイルポンプで発生させた油圧を減じた差圧が予め定めた圧力よりも大きい場合に、主オイルポンプで発生させた油圧が油圧供給部に供給される。この切り替え操作には特別な制御などを行わないので、主オイルポンプに切り替えを容易にかつ確実に行うことができる。油圧の発生源の切り替えを確実に行うことができるため、その切り替え時における油圧供給部の油圧の低下や不足を防止もしくは抑制することができる。

10

【0011】

請求項3の発明によれば、請求項1または2の発明による効果と同様の効果に加えて、バイパス油路が設けられているため、バイパス油路と切替弁との両方を使用して可動シーブの油圧室に油圧を供給することができる。また、例えば切替弁にフェールが生じ、その切替弁を介した油圧の供給が減少する場合は、バイパス油路を介して可動シーブの油圧室に油圧を供給することができる。そのため、可動シーブの油圧室における油圧の不足を防止もしくは抑制することができ、ベルト挟圧力が不足することによるベルト滑りの発生を防止もしくは抑制することができる。

20

【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】ベルト式無段変速機を対象とするこの発明に係る油圧制御装置における油圧回路の一例を模式的に示す図である。

【図2】ベルト式無段変速機を対象とするこの発明に係る油圧制御装置における油圧回路の他の例を模式的に示す図である。

【図3】機械式オイルポンプおよび電動式オイルポンプから従動プーリにおける油圧室に向けたオイルの供給方向で従動側調圧弁の下流側に油圧の発生源を切り替える切替弁を設けた油圧回路の一例を模式的に示す図である。

30

【図4】図3に示す切替弁に替えて、ライン圧の大きさと、電動式オイルポンプの吐出圧の大きさに応じてスプールを移動させることにより油圧の発生源の切り替えを行うように構成された切替弁を使用した油圧回路の一例を模式的に示す図である。

【図5】図4に示す油圧回路における切替弁を迂回して機械式オイルポンプの吐出圧を従動プーリにおける油圧室に供給するバイパス油路を設け、そのバイパス油路に従動プーリにおける油圧室から機械式オイルポンプおよび電動式オイルポンプへ向かうオイルの流れを阻止する逆止弁を設けた油圧回路の一例を模式的に示す図である。

【図6】この発明で対象とする変速機としてベルト式無段変速機を用いた車両のパワートレーンの一例を模式的に示す図である。

40

【発明を実施するための形態】

【0013】

この発明で対象とする変速機は、車両に搭載されて駆動力源の回転数を制御し、あるいは駆動トルクを制御するための変速機であり、その変速機は油圧によって変速比が設定され、あるいは変更され、また伝達トルク容量が設定される変速機である。したがって、この発明で対象とする変速機は、従来知られている有段式の自動変速機、ベルト式あるいはトロイダル型の無段変速機、トルク伝達に關与するギヤトレンを二つのクラッチによって切り替えるデュアルクラッチ式自動変速機などであってよい。

【0014】

50

図6には、この発明で対象とする変速機としてベルト式無段変速機1を用いた車両のパワートレーンの一例を模式的に示してある。エンジン2は、要は燃料を燃焼して動力を出力する内燃機関であり、ガソリンエンジンやディーゼルエンジンあるいはガスエンジンなどである。エンジン2の最も典型的な例は吸入空気量によって出力トルクが変化するガソリンエンジンである。また、このエンジン2には、図示しないがスタータモータが付設されており、燃料の供給を一旦止めて回転を停止させた後にスタータモータによってモータリングすることによりエンジン2を再始動させることができるようになっている。このエンジン2がこの発明における主動力源に相当している。

【0015】

エンジン2の出力軸3にトルクコンバータ4もしくはロックアップクラッチ付きのトルクコンバータが連結されている。トルクコンバータ4は従来知られているものと同様の構成のものであって、そのトルクコンバータ4の出力側の要素に発進クラッチ5を介して、ベルト式無段変速機1における駆動プーリ6が連結されている。

【0016】

発進クラッチ5は、エンジン2とベルト式無段変速機1との間でトルクを伝達し、またそのトルクの伝達を遮断する係合機構であって、伝達トルク容量を変化させることができるように構成されている。その発進クラッチ5の例は摩擦クラッチであり、油圧によって伝達トルク容量が制御される多板クラッチが一般的である。なお、この発進クラッチ5は、図示しない前後進切替機構における前進用クラッチであってよい。

【0017】

ベルト式無段変速機1は、駆動プーリ6と従動プーリ7とにベルト8が巻き掛けられ、これらのプーリ6,7の溝幅を広狭に変化させることにより、それぞれのプーリ6,7に対するベルト8の巻き掛け半径を大小に変化させて所定の変速比を設定し、またその変速比を変更するように構成されている。なお、以下の説明において、駆動プーリ6をP r iシーブと記し、従動プーリ7をS e cシーブと記す場合がある。各プーリ6,7は、回転軸と一体の固定シーブと、その回転軸上を軸線方向に移動することにより固定シーブに対して接近したり、また離隔する可動シーブとによって構成されている。各可動シーブの背面側には可動シーブを固定シーブに向けて押圧するための油圧を供給する油圧室もしくは油圧アクチュエータが設けられている。したがって、例えば駆動プーリ6に供給する油圧もしくはオイルの量によって溝幅を変化させ、また従動プーリ7に供給する油圧によってベルト挟圧力を設定し、その油圧に応じた伝達トルク容量となるように構成されている。なお、詳細は図示しないが、従動プーリ7における油圧室の内部にはスプリングが設けられており、そのスプリングの弾性力によっても可動シーブが固定シーブに向けて移動させられるようになっている。そして、ベルト式無段変速機1から終減速機を介して左右の駆動輪にトルクを伝達するように構成されている。上記の発進クラッチ5や各プーリ6,7における油圧室あるいは油圧アクチュエータがこの発明における油圧供給部に相当している。

【0018】

この発明を適用することができる車両は、上述したパワートレーンを備えており、そのエンジン2を所定の実行条件の成立によって一時的に停止させ、また所定の復帰条件の成立によってエンジン2を再始動させるストップ・アンド・スタート制御(S & S制御)を行うように構成されている。このS & S制御には、車両が停止していることによりエンジン2を停止させる停止S & S制御と、アクセルペダルを戻しかつブレーキペダルを踏み込んで停止に向けて減速している場合にエンジン2を自動停止させる減速S & S制御と、ある程度以上の車速で走行している際にアクセルペダルが戻されることによりエンジン2を自動停止させるフリーランS & S制御とがある。その実行条件と復帰条件とを説明すると、停止S & S制御は、車速が「0」でかつブレーキペダルが踏み込まれるブレーキ・オンで実行され、ブレーキペダルが戻されるブレーキ・オフで復帰し、エンジン2が始動させられる。減速S & S制御は、所定の車速以下の車速で走行している場合にアクセルペダルが戻されるアクセル・オフ、かつブレーキ・オンとなることにより実行され、ブレーキ・

10

20

30

40

50

オフもしくはアクセルペダルが踏み込まれるアクセル・オンで復帰し、エンジン 2 が始動させられる。フリーラン S & S 制御は、所定の車速以上の車速で走行している状態でアクセル・オフで実行され、アクセル・オンで復帰し、エンジン 2 が始動させられる。

【0019】

そして、上記の車両は、上記の S & S 制御によってエンジン 2 を停止させる場合、エンジン 2 の停止に先立って発進クラッチ 5 を解放させて、エンジン 2 とベルト式無段変速機 1 との間、あるいはエンジン 2 と駆動輪との間のトルク伝達を遮断するように構成されている。また、一旦停止させたエンジン 2 を再始動する場合には、発進の遅れを防止もしくは抑制するために、エンジン 2 の始動と並行して、すなわちエンジン 2 の出力トルクの増大に合わせて、発進クラッチ 5 の伝達トルク容量を増大させるように構成されている。

10

【0020】

図 1 に、上述したベルト式無段変速機 1 を対象とするこの発明に係る油圧制御装置 HCU における油圧回路の一例を模式的に示してある。油圧制御装置 HCU は、エンジン 2 により駆動されて油圧を発生する機械式オイルポンプ 9 と、エンジン 2 に対して独立して運転されるモータ 10 と、そのモータ 10 により駆動されて油圧を発生する電動式オイルポンプ 11 とを備えている。また、油圧制御装置 HCU は、エンジン 2 が運転されている場合は機械式オイルポンプ 9 により油圧を発生させ、エンジン 2 の運転が停止された場合は電動式オイルポンプ 11 により油圧を発生させるように構成されている。そして、機械式オイルポンプ 9 あるいは電動式オイルポンプ 11 から吐出されるオイルが、上記のベルト式無段変速機 1 の油圧室に供給されるように構成されている。上記の機械式オイルポンプ 9 がこの発明における主オイルポンプに相当し、モータ 10 がこの発明における副動力源に相当し、電動式オイルポンプ 11 がこの発明における副オイルポンプに相当している。

20

【0021】

詳細は図示しないが、機械式オイルポンプ 9 のロータ軸がエンジン 2 の出力軸 3 にトルク伝達可能に連結されている。エンジン 2 の出力トルクによって駆動された機械式オイルポンプ 9 は、オイルパン 12 に貯留されたオイルを吸入口 9 in から吸引し、その吸引したオイルを吐出口 9 out から吐出するように構成されている。その吐出口 9 out は油路 13 を介して駆動プーリ 6 における可動シーブの図示しない油圧室に連通されている。油路 13 には駆動側調圧弁 14 が設けられており、その駆動側調圧弁 14 によって油路 13 を開閉することにより駆動プーリ 6 における油圧室に対してオイルを供給し、かつ、供給する油圧を調圧するように構成されている。なお、油路 13 における機械式オイルポンプの下流側には、図示しないプライマリレギュレータバルブが設けられており、そのプライマリレギュレータバルブによって機械式オイルポンプから吐出された油圧がライン圧 PL に調圧されるように構成されている。このライン圧 PL が、この発明における基準油圧に相当している。

30

【0022】

駆動側調圧弁 14 について簡単に説明する。駆動側調圧弁 14 は、3つのポート 14 a , 14 b , 14 c を備えている。ポート 14 a には機械式オイルポンプ 9 の吐出口 9 out が連通され、これが入力ポートとなっている。ポート 14 b には駆動プーリ 6 における油圧室が連通され、これが出力ポートとなっている。ポート 14 c にオイルパン 12 が連通され、これがドレーンポートとなっている。また、2つのパイロットポート 14 d , 14 e が設けられている。パイロットポート 14 d には出力ポート 14 b の吐出圧が制御油圧としてフィードバックされ、パイロットポート 14 e には図示しないリニアソレノイドバルブからの油圧が制御油圧として供給されるように構成されている。また、入力ポート 14 a と出力ポート 14 b とを連通もしくは遮断する図示しないスプールと、そのスプールが予め定めた方向に移動するように弾性力を付与するスプリング 14 f とが設けられている。すなわち、駆動側調圧弁 14 はスプリング 14 f の弾性力およびパイロットポート 14 e に供給されるリニアソレノイドバルブからの制御油圧の合力と、パイロットポート 14 d に制御油圧として供給されるフィードバック油圧との大きさに応じてスプールの位置を切り替えることにより、ライン圧 PL を元圧として調圧された油圧を駆動プーリ 6 に

40

50

おける油圧室に供給するように構成されている。

【 0 0 2 3 】

また、機械式オイルポンプ 9 の吐出口 9 o u t は、油路 1 3 から分岐した油路 1 5 を介して従動プーリ 7 における可動シーブの図示しない油圧室に連通されている。油路 1 5 は、油路 1 3 における駆動側調圧弁 1 4 の上流側の箇所から分岐しており、その油路 1 5 に切替弁 1 6 が設けられている。その切替弁 1 6 の出力側に、すなわち機械式オイルポンプ 9 から従動プーリ 7 における油圧室に向けたオイルの供給方向で切替弁 1 6 の下流側に従動側調圧弁 1 7 が設けられている。

【 0 0 2 4 】

切替弁 1 6 は後述するように、電動式オイルポンプ 1 1 にも連通されており、2 つのオイルポンプ 9 , 1 1 から供給される油圧のうち、高い油圧を選択してその出力側に供給するマックスセレクト型の切替弁である。具体的に説明すると、切替弁 1 6 は、3 つのポート 1 6 a , 1 6 b , 1 6 c を備え、ポート 1 6 a に機械式オイルポンプ 9 の吐出口 9 o u t が連通され、ポート 1 6 b に油路 1 8 を介して電動式オイルポンプ 1 1 の吐出口 1 1 o u t が連通されている。これらのポート 1 6 a , 1 6 b がそれぞれ入力ポートとなっている。ポート 1 6 c には従動側調圧弁 1 7 が連通され、これが出力ポートとなっている。また、2 つのパイロットポート 1 6 d , 1 6 e が設けられている。パイロットポート 1 6 d にはライン圧 P L が供給され、パイロットポート 1 6 e には電動式オイルポンプ 1 1 の吐出圧が制御油圧として供給されるようになっている。また、入力ポート 1 6 a , 1 6 b のうちいずれか一方と、出力ポート 1 6 c とを連通もしくは遮断する図示しないスプールと、そのスプールが予め定めた方向に移動するように弾性力を付与するスプリング 1 6 f とが設けられている。スプリング 1 6 f の弾性力と、パイロットポート 1 6 d に供給されるライン圧 P L とによってスプールが図 1 での下側に移動させられるようになっている。また、パイロットポート 1 6 e に供給される電動式オイルポンプ 1 1 の吐出圧によってスプールが図 1 での上側に移動させられるようになっている。

【 0 0 2 5 】

上記のスプリング 1 6 f の弾性力は、ライン圧 P L から電動式オイルポンプ 1 1 の吐出圧を減じた圧力が予め定めた圧力よりも高い場合に、切替弁 1 6 のスプールが図 1 での下側に移動して入力ポート 1 6 a と出力ポート 1 6 c とが連通するように設定されている。したがって、上記の差圧が予め定めた圧力よりも高い場合は、機械式オイルポンプ 9 の吐出圧が従動側調圧弁 1 7 で調圧されて従動プーリ 7 における油圧室に供給される。これに対して、ライン圧 P L と、スプリング 1 6 f との合力よりも電動式オイルポンプ 1 1 の吐出圧が大きい場合は、スプールが図 1 での上側に移動させられる。そして、入力ポート 1 6 b と出力ポート 1 6 c とが連通され、電動式オイルポンプ 1 1 の吐出圧が従動側調圧弁 1 7 で調圧されて従動プーリ 7 における油圧室に供給される。スプリング 1 6 f は、要は、S & S 制御を実行していない場合において、入力ポート 1 6 a と出力ポート 1 6 c とを確実に連通させるように機能している。

【 0 0 2 6 】

従動側調圧弁 1 7 は、ライン圧 P L を元圧として調圧した油圧を従動プーリ 7 における油圧室に供給する調圧弁である。従動側調圧弁 1 7 について簡単に説明すると、従動側調圧弁 1 7 は 3 つのポート 1 7 a , 1 7 b , 1 7 c を備えている。ポート 1 7 a に切替弁 1 6 の出力ポート 1 6 c が連通され、これが入力ポートとなっている。ポート 1 7 b に従動プーリ 7 における油圧室が連通され、これが出力ポートとなっている。ポート 1 7 c にオイルパン 1 2 が連通され、これがドレーンポートとなっている。また 2 つのパイロットポート 1 7 d , 1 7 e が設けられている。パイロットポート 1 7 d には出力ポート 1 7 b の吐出圧が制御油圧としてフィードバックされ、パイロットポート 1 7 e には図示しないリニアソレノイドバルブからの油圧が制御油圧として供給されるように構成されている。また、入力ポート 1 7 a と出力ポート 1 7 b とを連通もしくは遮断する図示しないスプールと、そのスプールが予め定めた方向に移動するように弾性力を付与するスプリング 1 7 f とが設けられている。すなわち、従動側調圧弁 1 7 は、スプリング 1 7 f の弾性力および

10

20

30

40

50

パイロットポート 17 e に供給されるリニアソレノイドバルブからの制御油圧の合力と、パイロットポート 17 d に制御油圧として供給されるフィードバック油圧との大きさに応じてスプールの位置を切り替えることにより、油路 15 を開閉してライン圧 P L を元圧として調圧した油圧を従動プーリ 7 における油圧室に供給するように構成されている。

【 0 0 2 7 】

上記の油路 18 にはリリーフ弁 19 が設けられており、そのリリーフ弁 19 は油路 18 における油圧が予め定めた圧力以上になった場合に開弁されて油路 18 の油圧をオイルパン 12 などのドレイン箇所に排出するように構成されている。なお、リリーフ弁 19 が開弁する場合とは、例えば、モータ 10 に対する負荷が過大になることにより電動式オイルポンプ 11 の吐出量が過大になる場合である。また、図 1 に示すように、切替弁 16 を迂回して機械式オイルポンプ 9 の吐出口 9 o u t と従動側調圧弁 17 とを連通するバイパス油路 20 が設けられている。バイパス油路 20 には逆止弁 21 が設けられている。逆止弁 21 は、機械式オイルポンプ 9 の吐出口 9 o u t から従動プーリ 7 における油圧室に向けたオイルの流れを許容し、従動プーリ 7 における油圧室から各オイルポンプ 9 , 11 へ向かうオイルの流れを阻止するように構成されている。

10

【 0 0 2 8 】

そして、上記の油圧制御装置 H C U におけるソレノイドバルブあるいはモータ 10 などを電氣的に制御するための電子制御装置 (E C U) 22 が設けられている。この E C U 22 は、一例としてマイクロコンピュータを主体として構成され、予め記憶しているデータおよび外部から入力される信号ならびに予め記憶しているプログラムに従って演算を行い、その演算の結果としての制御信号をソレノイドバルブあるいはモータ 10 などに出力してそれらの動作状態を制御するように構成されている。

20

【 0 0 2 9 】

図 1 に示す構成の油圧制御装置 H C U の作用について、従動プーリ 7 における油圧室に油圧を供給する場合を例として簡単に説明する。まず、エンジン 2 を運転している場合は、エンジン 2 の出力トルクによって機械式オイルポンプ 9 が駆動されて油圧を発生している。一方、電動式オイルポンプ 11 は駆動させないので、その電動式オイルポンプ 11 の吐出圧は「 0 」となっている。そのため、このような場合においては、切替弁 16 のスプールの図 1 での下側に移動して入力ポート 16 a と出力ポート 16 c とが連通され、機械式オイルポンプ 9 から従動プーリ 7 における油圧室に対して油圧が供給される。

30

【 0 0 3 0 】

S & S 制御を実行すると、エンジン 2 の運転が停止されるので、エンジン 2 の回転数の低下に伴って機械式オイルポンプ 9 の吐出圧が低下し、これによりライン圧 P L も低下する。また、モータ 10 が運転され、モータ 10 の出力トルクにより電動式オイルポンプ 11 が駆動される。そして、オイルパン 12 に貯留されたオイルが電動式オイルポンプ 11 の吸入口 11 i n から吸引され、その吸引されたオイルが吐出口 11 o u t から吐出される。また、切替弁 16 においては、パイロットポート 16 d に供給されるライン圧 P L とスプリング 16 f との合力よりも、パイロットポート 16 e に供給される電動式オイルポンプ 11 の吐出圧が高くなることにより、スプールの図 1 での上側に移動して入力ポート 16 b と出力ポート 16 c とが連通される。その結果、電動式オイルポンプ 11 から従動プーリ 7 における油圧室に対して油圧が供給される。

40

【 0 0 3 1 】

また、S & S 制御から復帰する場合は、エンジン 2 が運転されることに伴って機械式オイルポンプ 9 が駆動され、その吐出圧が次第に増大する。これに対して、電動式オイルポンプ 11 の吐出圧は次第に低下する。ライン圧 P L から電動式オイルポンプ 11 の吐出圧を減じた圧力が予め定めた圧力よりも高くなると、上述したように、切替弁 16 の入力ポート 16 a と出力ポート 16 c とが連通される。そして、機械式オイルポンプ 9 の吐出圧が従動側調圧弁 17 において調圧されて従動プーリ 7 における油圧室に供給される。

【 0 0 3 2 】

次いで、例えば、切替弁 16 にバルブスティックなどのフェールが生じ、切替弁 16 を

50

介した従動プーリ7における油圧室に対する油圧の供給が減少する場合について説明する。エンジン2を運転しており、かつダウンシフトを行う場合は、機械式オイルポンプ9で発生させた油圧は、バイパス油路20の逆止弁21を通過して従動プーリ7における油圧室に供給される。一方、エンジン2を運転しており、かつ、アップシフトを行う場合は、従動側調圧弁17のパイロットポート17eに供給するリニアソレノイドからの制御油圧を変化させることにより、そのスプールを移動させて出力ポート17bと従動側調圧弁17のドレーンポート17cとを連通する。すなわち従動プーリ7における油圧室と従動側調圧弁17のドレーンポート17cとを連通することにより、従動プーリ7における油圧室の油圧がオイルパン12に排出される。

【0033】

また、図1に示す構成の油圧制御装置HCUを搭載した車両が牽引されている場合について説明する。エンジン2の運転は停止されており、機械式オイルポンプ9は油圧を発生していない。また、機械式オイルポンプ9が油圧を発生しないことにより、発進クラッチ5は解放されている。一方、電動式オイルポンプ11は停止されている。そのため、切替弁16においては、スプリング16fによってスプールが移動され、入力ポート16aと出力ポート16cとが連通される。他方、ベルト式無段変速機1においては、従動プーリ7における油圧室のスプリングの弾性力によって、ベルト8を挟み付けるベルト挟圧力が確保されている。

【0034】

そして、被牽引時における車速が増加すると、駆動プーリ6の回転数も増大する。そのため、駆動プーリ6における油圧室では遠心油圧が生じ、その油圧室における油圧が増大する。その結果、遠心油圧に応じた推力によって駆動プーリ6における可動シープがその固定シープに向けて移動させられる。また、可動シープが固定シープに接近することによってその油圧室内に油圧が吸引される。上記の遠心油圧は車速の増加に伴って増大するため、車速や遠心油圧に応じた推力が駆動プーリ6における可動シープに付与されることになる。そして、駆動プーリ6におけるベルト8の巻き掛け半径が増大する。

【0035】

一方、従動プーリ7においては、ベルト8によって従動プーリ7の溝幅が押し広げられることにより従動プーリ7における可動シープがその固定シープから離隔する。その可動シープの移動によって従動プーリ7における油圧室から油圧が排出される。その排出された油圧は従動側調圧弁17や切替弁16を介して油圧回路を逆流する。その結果、従動プーリ7におけるベルト8の巻き掛け半径が減少する。すなわちアップシフトされる。

【0036】

他方、被牽引時における車速が低下すると、駆動プーリ6の回転数も低下するため、駆動プーリ6における可動シープの油圧室内に生じる遠心油圧も小さくなる。駆動プーリ6における上記の推力も低下する。その結果、ベルト8によって駆動プーリ6の溝幅が押し広げられ、駆動プーリ6における油圧室から油圧が排出される。このようにして駆動プーリ6におけるベルト8の巻き掛け半径は減少する。これに対して従動プーリ7においては、従動プーリ7における油圧室内のスプリングの弾性力と、その油圧室の遠心油圧とによって可動シープが固定シープに向けて接近する。そしてこれにより、従動プーリ7における油圧室の内部に油圧が吸引される。そのため、ベルト8の巻き掛け半径が増大してベルト式無段変速機1がダウンシフトされる。なお、切替弁16にフェールが生じた場合は、上述したように、バイパス油路20および逆止弁21を介して従動プーリ7における油圧室に供給される。

【0037】

このように、図1に示す構成の油圧制御装置HCUにおいては、被牽引時および切替弁16にフェールが生じた場合であってもベルト式無段変速機1の変速を行うことができる。特に、切替弁16にフェールが生じた場合において、従動側調圧弁17を介して従動プーリ7における油圧室の油圧を排出してベルト式無段変速機1の変速比をアップシフトさせることができる。そのため、駆動プーリ6の入力側に連結された前後進切替機構の回転

10

20

30

40

50

数を低下させてその耐久性を確保することができる。また、被牽引時や上記のフェール時であっても、従動プーリ7における油圧室に油圧を供給してベルト挟圧力を確保できるので、ベルト滑りやベルト滑りによるベルト8の損傷を防止もしくは抑制することができる。さらにオイル漏れによるベルト挟圧力の不足や意図しない変速を防止もしくは抑制することができる。そして、キックダウンや急減速時などの速やかにダウンシフトを行う場合には、切替弁16の使用に加えて、バイパス油路20および逆止弁21を使用して従動プーリ7における油圧室に油圧を供給することもできる。さらに、このように2つの油圧の供給経路を備えていることにより、切替弁16を小型化することもできる。

【0038】

図2に、ベルト式無段変速機1を対象とするこの発明に係る油圧制御装置HCUにおける油圧回路の他の例を模式的に示してある。ここに示す例は、図1に示した3ポートの切替弁16に替えて2ポートの切替弁23を使用し、また、電動式オイルポンプ11の吐出口11outと従動プーリ7における油圧室とを直接連通し、さらに、図1に示すリリーフ弁19を不要とした油圧回路の一例である。

【0039】

切替弁23は、2つのポート23a, 23bを備え、ポート23aに機械式オイルポンプ9の吐出口9outが連通され、これが入力ポートとなっている。そして、ポート23bに従動側調圧弁17の入力ポート17aが連通され、これが出力ポートとなっている。また、2つのパイロットポート23c, 23dが設けられており、パイロットポート23cにはライン圧PLが制御油圧として供給され、パイロットポート23dには電動式オイルポンプ11の吐出圧が制御油圧として供給されるように構成されている。また、入力ポート23aと、出力ポート23bとを連通もしくは遮断する図示しないスプールと、そのスプールが予め定めた方向に移動するように弾性力を付与するスプリング23eとが設けられている。スプリング23eの弾性力と、パイロットポート23cに供給されるライン圧PLとによってスプールが図2での下側に移動させられるようになっている。また、パイロットポート23dに供給される電動式オイルポンプ11の吐出圧によってスプールが図2での上側に移動させられるようになっている。

【0040】

上記のスプリング23eの弾性力は、ライン圧PLから電動式オイルポンプ11の吐出圧を減じた圧力が予め定めた圧力よりも高い場合に、切替弁23のスプールが図2での下側に移動して入力ポート23aと出力ポート23bとが連通するように設定されている。したがって、上記の差圧が予め定めた圧力よりも高い場合は、機械式オイルポンプ9の吐出圧が従動側調圧弁17で調圧されて従動プーリ7における油圧室に供給される。これに対して、ライン圧PLと、スプリング23eとの合力よりも電動式オイルポンプ11の吐出圧が大きい場合は、スプールが図2での上側に移動させられる。そして、入力ポート23aと出力ポート23bとの連通が断たれ、電動式オイルポンプ11の吐出圧が油路18を介して従動プーリ7における油圧室に直接供給される。スプリング23eは、上述した切替弁16のスプリング16fと同様に、S&S制御を実行していない場合において、入力ポート16aと出力ポート16cとを確実に連通させるように機能している。

【0041】

次に図2に示す構成の油圧制御装置HCUの作用について、従動プーリ7における油圧室に油圧を供給する場合を例として簡単に説明する。まず、エンジン2を運転している場合は、エンジン2の出力トルクによって機械式オイルポンプ9が駆動されて油圧を発生している。一方、モータ10および電動式オイルポンプ11は停止されている。そのため、電動式オイルポンプ11の吐出圧は「0」となっており、パイロットポート23dに電動式オイルポンプ11の吐出圧は供給されない。その結果、切替弁23では、ライン圧PLとスプリング23eとの合力によってスプールが図2での下側に移動させられ、入力ポート23aと出力ポート23bとが連通される。そして、機械式オイルポンプ9から従動プーリ7における油圧室に対して油圧が供給される。

【0042】

10

20

30

40

50

S & S 制御を実行すると、エンジン 2 の運転が停止されるので、エンジン 2 の回転数の低下に伴って機械式オイルポンプ 9 の吐出圧が低下し、これによりライン圧 P L が低下する。一方、モータ 10 が運転され、そのモータ 10 の出力トルクにより電動式オイルポンプ 11 が駆動される。切替弁 23 においては、ライン圧 P L とスプリング 23 e との合力よりも、パイロットポート 23 d に供給される電動式オイルポンプ 11 の吐出圧が高くなることにより、スプールが図 2 での上側に移動して入力ポート 23 a と出力ポート 23 b との連通が断たれる。その結果、電動式オイルポンプ 11 の吐出圧が油路 18 を介してから従動プーリ 7 における油圧室に直接供給される。なお、電動式オイルポンプ 11 の吐出圧は、従動側調圧弁 17 によって調圧される。

【 0 0 4 3 】

また、S & S 制御から復帰する場合は、エンジン 2 が運転されることに伴って機械式オイルポンプ 9 が駆動され、その吐出圧が次第に増大する。一方、モータ 10 の運転は停止されるので、電動式オイルポンプ 11 の吐出圧は次第に低下する。そして、ライン圧 P L から電動式オイルポンプ 11 の吐出圧を減じた圧力が予め定めた圧力よりも高くなると、上述したように、スプールが移動して入力ポート 23 a と出力ポート 23 b とが連通される。そして、機械式オイルポンプ 9 の吐出圧が従動側調圧弁 17 において調圧されて従動プーリ 7 における油圧室に供給される。

【 0 0 4 4 】

次いで、例えば、切替弁 23 にバルブスティックなどのフェールが生じ、切替弁 23 を介した従動プーリ 7 における油圧室に対する油圧の供給が減少する場合について説明する。エンジン 2 を運転しており、かつダウンシフトを行う場合は、機械式オイルポンプ 9 で発生させた油圧は、図 1 に示す例と同様の原理により、従動プーリ 7 における油圧室に供給される。また、エンジン 2 を運転しており、かつ、アップシフトを行う場合も、図 1 に示す例と同様の原理により、従動プーリ 7 における油圧室から油圧が排出される。

【 0 0 4 5 】

また、図 2 に示す構成の油圧制御装置 H C U を搭載した車両が牽引されている場合について説明する。被牽引時における車速が増加した場合は、図 1 に示す例と同様の原理により、駆動プーリ 6 におけるベルト 8 の巻き掛け半径が増大する。また、従動プーリ 7 においても、図 1 に示す例と同様の原理により、従動プーリ 7 におけるベルト 8 の巻き掛け半径が減少する。すなわちアップシフトする。そして、被牽引時における車速が低下した場合においても、図 1 に示す例と同様の原理により、駆動プーリ 6 におけるベルト 8 の巻き掛け半径が減少し、従動プーリ 7 におけるベルト 8 の巻き掛け半径が増大してダウンシフトする。

【 0 0 4 6 】

図 2 に示す構成の油圧制御装置 H C U では、電動式オイルポンプ 11 の吐出口 11 o u t を従動プーリ 7 における油圧室に直接連通させることにより、図 1 に示す切替弁 16 と比較して簡易な構成の切替弁 23 を使用することができ、またリリーフ弁 19 を廃止することができる。そのため、図 2 に示す構成の油圧制御装置 H C U では、図 1 に示す油圧回路に比較して簡素な構成の油圧回路とすることができる。しかも、図 2 に示す構成の油圧制御装置 H C U においても、図 1 に示す構成の油圧制御装置 H C U と同様に、被牽引時および切替弁 23 にフェールが生じている場合であっても変速を行って、図 1 に示す構成の油圧制御装置 H C U と同様の効果を得ることができる。

【 0 0 4 7 】

図 3 は、図 1 に示す構成と比較して、オイルポンプ 9 , 11 から従動プーリ 7 における油圧室に向けたオイルの供給方向で従動側調圧弁 17 の下流側に油圧の発生源を切り替える切替弁 24 を設けた例である。

【 0 0 4 8 】

具体的に説明すると、油路 15 に従動側調圧弁 17 が設けられている。切替弁 24 は、3 つのポート 24 a , 24 b , 24 c を備えている。ポート 24 a に従動側調圧弁 17 の出力ポート 17 c が連通され、ポート 24 b に電動式オイルポンプ 11 の吐出口 11 o u

10

20

30

40

50

tが連通されており、これらのポート24a, 24bがそれぞれ入力ポートとなっている。ポート24cに従動プーリ7における油圧室が連通され、これが出力ポートとなっている。また、パイロットポート24dが設けられており、このパイロットポート24dには電動式オイルポンプ11の吐出口11outに連通され、その吐出圧が制御油圧として供給されるように構成されている。また、入力ポート24aあるいは入力ポート24bと、出力ポート24cとを連通もしくは遮断する図示しないスプールと、そのスプールが予め定めた方向に移動するように弾性力を付与するスプリング24eとが設けられている。切替弁24のスプールはスプリング24eの弾性力により図3での下側に移動させられるようになっている。また、切替弁24のスプールはパイロットポート24dに供給される制御油圧により図3での上側に移動させられるようになっている。

10

【0049】

したがって、スプリング24eの弾性力が、パイロットポート24dに供給される電動式オイルポンプ11の吐出圧よりも大きい場合は、スプリング24eの弾性力によってスプールが図3での下側に移動させられ、入力ポート24aと出力ポート24cとが連通される。そのため、機械式オイルポンプ9の吐出圧が従動側調圧弁17において調圧され、その調圧された油圧が従動プーリ7における油圧室に供給される。これに対して、スプリング24eの弾性力よりもパイロットポート24dに供給される電動式オイルポンプ11の吐出圧が大きい場合は、スプールが図3での上側に移動させられ、入力ポート24bと出力ポート24cとが連通される。そのため、電動式オイルポンプ11の吐出圧が従動プーリ7における油圧室に直接供給される。

20

【0050】

次に、図3に示す構成の油圧制御装置の作用について、従動プーリ7における油圧室に油圧を供給する場合を例として簡単に説明する。先ず、エンジン2を運転している場合は、エンジン2の出力トルクによって機械式オイルポンプ9が駆動され油圧を発生している。一方、モータ10および電動式オイルポンプ11は停止されており、電動式オイルポンプ11の吐出圧は「0」となっている。そのため、切替弁24のスプールは図3での下側に移動させられ、入力ポート24aと出力ポート24cとが連通される。そして、機械式オイルポンプ9の吐出圧が従動側調圧弁17によって調圧されて従動プーリ7における油圧室に供給される。

【0051】

S&S制御を実行すると、エンジン2の運転が停止され、モータ10により電動式オイルポンプ11が駆動される。そして、スプリング24eの弾性力よりもパイロットポート24dに供給される電動式オイルポンプ11の吐出圧が高くなると、スプールが図3での上側に移動させられ、入力ポート24bと出力ポート24cとが連通される。そして、電動式オイルポンプ11の吐出圧が直接従動プーリ7における油圧室に供給される。

30

【0052】

また、S&S制御から復帰する場合は、モータ10の運転が停止され、電動式オイルポンプ11の吐出圧がスプリング24eの弾性力よりも小さくなることにより、切替弁24の入力ポート24aと出力ポート24cとが連通される。そして機械式オイルポンプ9の吐出圧が従動側調圧弁17において調圧されて従動プーリ7における油圧室に供給される。

40

【0053】

また、図3に示す構成の油圧制御装置を搭載した車両が牽引されている場合について説明する。被牽引時においては、エンジン2およびモータ10は共に停止されている。機械式オイルポンプ9は油圧を発生していない。切替弁24においては、スプリング24によってスプールが移動され、入力ポート24aと出力ポート24cとが連通されている。その結果、ベルト式無段変速機1においては、従動プーリ7における油圧室のスプリングの弾性力によってベルト8を挟み付けるベルト挟圧力が確保されている。

【0054】

そして、このような被牽引時における車速が増加した場合は、図1および図2に示す例

50

と同様の原理により、駆動プーリ 6 におけるベルト 8 の巻き掛け半径は増大する。また、従動プーリ 7 においては、ベルト 8 により従動プーリにおける可動シープが固定シープから離隔し、従動プーリ 7 における油圧室の油圧が切替弁 2 4 や各油路 1 3 , 1 5 を通って排出される。このようにして従動プーリ 7 におけるベルト 8 の巻き掛け半径は減少し、その結果、ベルト式無段変速機 1 がアップシフトされる。

【 0 0 5 5 】

被牽引時における車速が低下した場合は、図 1 および図 2 に示す例と同様の原理により、駆動プーリ 6 におけるベルト 8 の巻き掛け半径は減少する。また、従動プーリ 7 においても、図 1 および図 2 に示す例と同様の原理により、従動プーリ 7 における油圧室に供給され、ベルト 8 の巻き掛け半径が増大される。その結果、ベルト式無段変速機 1 がダウンシフトされる。

10

【 0 0 5 6 】

図 3 に示す構成の油圧制御装置においては、図 1 や図 2 に示す例に比較して簡易な構成で、牽引時におけるベルト式無段変速機 1 の変速作用を確保することができる。

【 0 0 5 7 】

図 4 は、図 3 に示した切替弁 2 4 に替えて、ライン圧の大きさと、電動式オイルポンプ 1 1 の吐出圧の大きさに応じてスプールを移動させることにより油圧の発生源の切り替えを行うように構成された切替弁 2 5 を使用した油圧回路の一例である。

【 0 0 5 8 】

油路 1 5 における従動側調圧弁 1 7 の下流側に切替弁 2 5 が設けられている。切替弁 2 5 は、3 つのポート 2 5 a , 2 5 b , 2 5 c を備えている。ポート 2 5 a に従動側調圧弁 1 7 の出力ポート 1 7 c が連通され、ポート 2 5 b に電動式オイルポンプ 1 1 の吐出口 1 1 o u t が連通され、これらのポート 2 5 a , 2 5 b がそれぞれ入力ポートとなっている。ポート 2 5 c に従動プーリ 7 における油圧室が連通され、これが出力ポートとなっている。また、2 つのパイロットポート 2 5 d , 2 5 e が設けられており、パイロットポート 2 5 d には電動式オイルポンプ 1 1 の吐出口 1 1 o u t が連通され、その吐出圧が制御油圧として供給されるように構成されている。パイロットポート 2 5 e にはライン圧 P L が制御油圧として供給されるように構成されている。また、入力ポート 2 5 a あるいは入力ポート 2 5 b と、出力ポート 2 5 c とを連通もしくは遮断する図示しないスプールと、そのスプールが予め定めた方向に移動するように弾性力を付与するスプリング 2 5 f とが設けられている。そのスプリング 2 5 f の弾性力と、パイロットポート 2 5 e に供給される制御油圧としてのライン圧 P L とによってスプールが図 4 での下側に移動させられるようになっている。また、パイロットポート 2 5 d に供給される電動式オイルポンプ 1 1 の吐出圧によってスプールが図 4 での上側に移動させられるようになっている。

20

30

【 0 0 5 9 】

上記のスプリング 2 5 f の弾性力は、ライン圧 P L から電動式オイルポンプ 1 1 の吐出圧を減じた圧力が予め定めた圧力よりも高い場合に、切替弁 2 5 のスプールが図 4 での下側に移動して入力ポート 2 5 a と出力ポート 2 5 b とが連通するように設定されている。これに対して、ライン圧 P L とスプリング 2 5 f との合力よりも電動式オイルポンプ 1 1 の吐出圧が大きい場合は、スプールが図 4 での上側に移動させられ、入力ポート 2 5 b と出力ポート 2 5 c とが連通される。そのため、電動式オイルポンプ 1 1 の吐出圧が従動プーリ 7 における油圧室に直接供給される。スプリング 2 5 f は、上述した切替弁 1 6 のスプリング 1 6 f や切替弁 2 3 のスプリング 2 3 e と同様に機能している。

40

【 0 0 6 0 】

次に、図 4 に示す構成の油圧制御装置の作用について、従動プーリ 7 における油圧室に油圧を供給する場合を例として簡単に説明する。まず、エンジン 2 を運転している場合は、図 1 や図 3 に示す例と同様の原理により、従動側調圧弁 1 7 によって調圧された機械式オイルポンプ 9 の吐出圧が従動プーリ 7 における油圧室に供給される。また、S & S 制御を実行している場合も、図 1 や図 3 に示す例と同様の原理により、電動式オイルポンプ 1 1 の吐出圧が直接従動プーリ 7 における油圧室に供給される。さらに、S & S 制御から復

50

帰した場合は、図 1 や図 3 に示す例と同様の原理により、従動側調圧弁 17 において調圧された機械式オイルポンプ 9 の吐出圧が従動プーリ 7 における油圧室に供給される。

【 0 0 6 1 】

また図 4 に示す構成の油圧制御装置を搭載した車両が牽引されている場合について説明する。被牽引時においては、図 1 ないし図 3 に示す例と同様の原理により、切替弁 25 の入力ポート 25 a と出力ポート 25 c とが連通されている。そして、このような被牽引時における車速が増加した場合は、図 1 ないし図 3 に示す例と同様の原理により、駆動プーリ 6 におけるベルト 8 の巻き掛け半径は増大し、従動プーリ 7 におけるベルト 8 の巻き掛け半径は減少する。その結果、ベルト式無段変速機 1 がアップシフトされる。また、被牽引時における車速が低下した場合も、図 1 ないし図 3 に示す例と同様の原理により、駆動プーリ 6 におけるベルト 8 の巻き掛け半径は減少し、従動プーリ 7 におけるベルト 8 の巻き掛け半径は増大する。その結果、ベルト式無段変速機 1 がダウンシフトされる。

10

【 0 0 6 2 】

図 4 に示す構成の油圧制御装置では、切替弁 24 のスプールの移動がスプリング 24 e によって補助されているため、図 3 に示す例と比較して、牽引時において確実に入力ポート 24 a と出力ポート 24 c とを連通させることができる。また、上述した図 1 ないし図 3 に示す構成と同様に、牽引時におけるベルト式無段変速機 1 の変速作用を確保することができる。

【 0 0 6 3 】

図 5 は、図 4 に示す油圧回路に、切替弁 25 を迂回して機械式オイルポンプ 9 の吐出圧を従動プーリ 7 における油圧室に供給するバイパス油路 26 を設け、そのバイパス油路 26 に従動プーリ 7 における油圧室から各オイルポンプ 9, 11 へ向かうオイルの流れを阻止する逆止弁 27 を設けた油圧回路の一例である。

20

【 0 0 6 4 】

図 5 に示す構成の油圧制御装置の作用について、従動プーリ 7 における油圧室に油圧を供給する場合を例として簡単に説明する。先ず、エンジン 2 を運転している場合は、図 4 に示す例と同様の原理により、機械式オイルポンプ 9 の吐出圧が従動側調圧弁 17 によって調圧されて従動プーリ 7 における油圧室に供給される。また、S & S 制御を実行している場合も、図 4 に示す例と同様の原理により、電動式オイルポンプ 11 の吐出圧が従動プーリ 7 における油圧室に直接供給される。さらに、S & S 制御から復帰する場合も、図 4 に示す例と同様の原理により、機械式オイルポンプ 9 の吐出圧が従動側調圧弁 17 によって調圧されて従動プーリ 7 における油圧室に供給される。

30

【 0 0 6 5 】

また、切替弁 25 にバルブスティックなどのフェールが生じ、切替弁 25 を介した従動プーリ 7 における油圧室に対する油圧の供給が減少する場合は、機械式オイルポンプ 9 の吐出圧は、バイパス油路 26 の逆止弁 27 を通って従動プーリ 7 における油圧室に供給され、ベルト挟圧力が確保される。

【 0 0 6 6 】

次いで、図 5 に示す構成の油圧制御装置を搭載した車両が牽引されている場合について説明する。被牽引時においては、図 4 に示す例と同様の原理により、切替弁 25 の入力ポート 25 a と出力ポート 25 c とが連通されている。そして、このような被牽引時における車速が増加した場合は、図 4 に示す例と同様の原理により、駆動プーリ 6 におけるベルト 8 の巻き掛け半径は増大し、従動プーリ 7 におけるベルト 8 の巻き掛け半径は減少する。その結果、ベルト式無段変速機 1 がアップシフトされる。また、被牽引時における車速が低下した場合も、図 4 に示す例と同様の原理により、駆動プーリ 6 におけるベルト 8 の巻き掛け半径は減少し、従動プーリ 7 におけるベルト 8 の巻き掛け半径は増大する。その結果、ベルト式無段変速機 1 がダウンシフトされる。

40

【 0 0 6 7 】

図 5 に示す構成の油圧制御装置では、牽引時および切替弁 25 にフェールが生じた場合であっても従動プーリ 7 における油圧室に油圧を供給してベルト挟圧力を確保することが

50

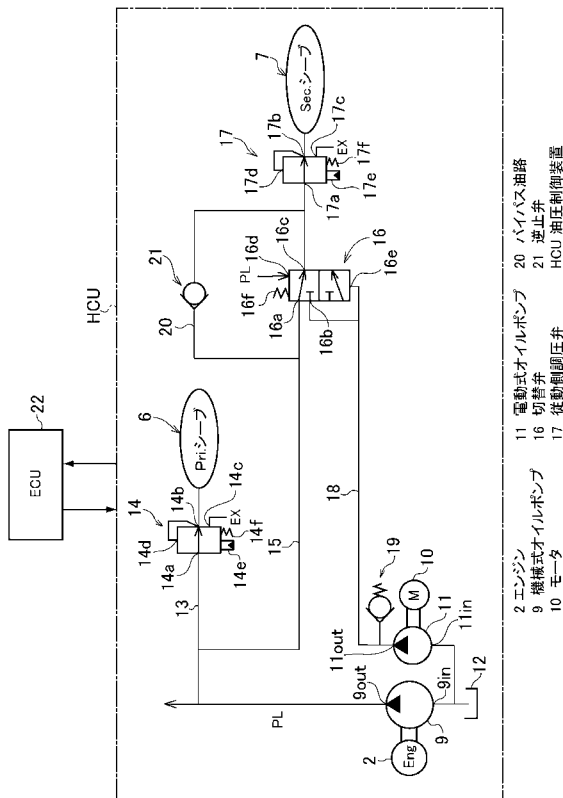
できる。すなわち、ベルト 8 の滑りを防止もしくは抑制することができる。またオイル漏れによるベルト挟圧力の不足や意図しない変速を防止もしくは抑制することができる。さらに、キックダウンや急減速時などの速やかにダウンシフトを行う場合には、切替弁 25 の使用に加えて、バイパス油路 26 および逆止弁 27 を使用して従動プリー 7 における油圧室に油圧を供給することができるため、図 3 および図 4 に示す例と比較して切替弁 25 を小型化することができる。

【符号の説明】

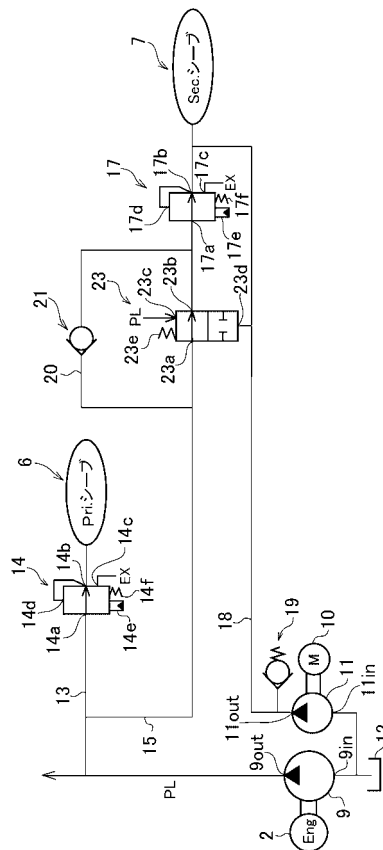
【0068】

1 ... ベルト式無段変速機、 2 ... エンジン、 9 ... 機械式オイルポンプ、 10 ... モータ、 11 ... 電動式オイルポンプ、 16 ... 切替弁、 17 ... 従動側調圧弁、 20 ... バイパス油路、 21 ... 逆止弁、 HCU ... 油圧制御装置。

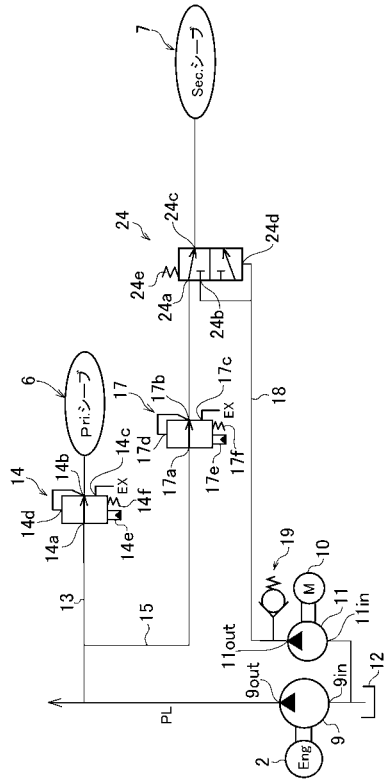
【図 1】



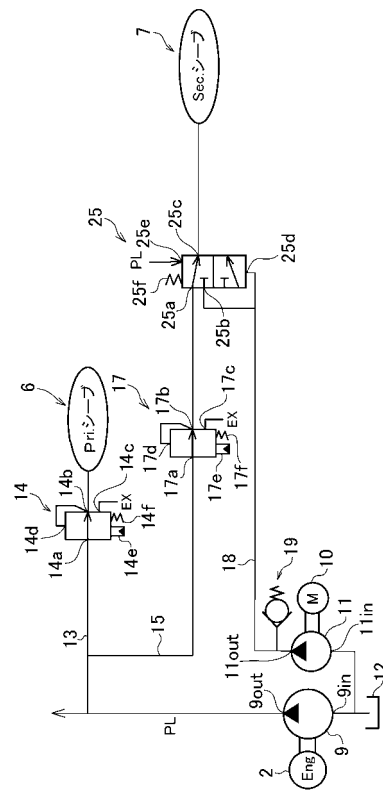
【図 2】



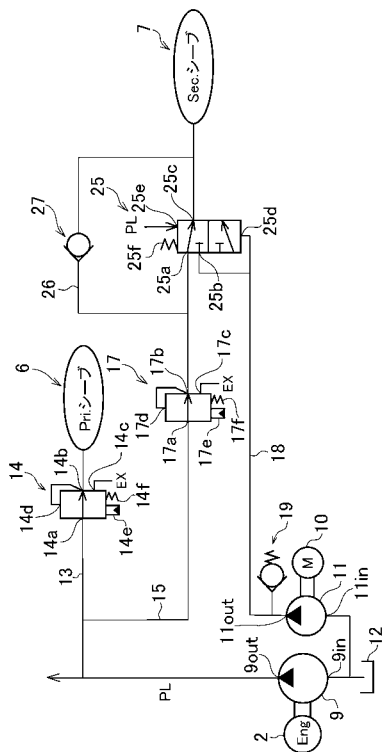
【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】

