

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4251200号
(P4251200)

(45) 発行日 平成21年4月8日(2009.4.8)

(24) 登録日 平成21年1月30日(2009.1.30)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 H 61/00 (2006.01) F 1 6 H 61/00
F 1 6 H 9/00 (2006.01) F 1 6 H 9/00 D
F 1 6 H 61/662 (2006.01) F 1 6 H 101:02

請求項の数 1 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2006-188018 (P2006-188018)
 (22) 出願日 平成18年7月7日(2006.7.7)
 (65) 公開番号 特開2008-14452 (P2008-14452A)
 (43) 公開日 平成20年1月24日(2008.1.24)
 審査請求日 平成19年2月19日(2007.2.19)

(73) 特許権者 000003207
 トヨタ自動車株式会社
 愛知県豊田市トヨタ町1番地
 (74) 代理人 100085361
 弁理士 池田 治幸
 (72) 発明者 大形 勇介
 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 曾我 吉伸
 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 羽淵 良司
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用ベルト式無段変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

前進走行時において動力源の回転が減速されることなく入力される無段変速部を備え、かつ、セカンダリプーリ側の遠心油圧キャンセラ室を廃止した車両用ベルト式無段変速機であって、

プライマリプーリに対して設けられたプライマリ側シリンダに作動油を給排制御または調圧制御することにより該無段変速部を変速させるとともに、前記セカンダリプーリに対して設けられた単一の油圧室から成るセカンダリ側シリンダへの供給圧を調圧制御することにより前記プライマリプーリと該セカンダリプーリとの間に巻き掛けられたベルトのベルト挟圧力を調整するための油圧制御装置を備え、

前記油圧制御装置は、それぞれ別個のリニアソレノイドによってライン圧と前記セカンダリ側シリンダへの供給圧とを独立して制御可能に構成され、

前記セカンダリ側シリンダのシリンダ受圧面積は、前記セカンダリプーリを最高回転速度で回転させた場合において、前記セカンダリ側シリンダへの供給圧を予め定められた制御可能な範囲の最低圧としたときに得られる該供給圧と遠心油圧との足し合わせで得られるベルト挟圧力のベルト滑りに対する安全率が1.5を越えない値に設定されていることを特徴とする車両用ベルト式無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両用ベルト式無段変速機の構造に関するものであり、特に、セカンダリ側シリンダの遠心油圧キャンセラ室を廃止した車両用ベルト式無段変速機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

車両用変速機の1つとして、ギヤの切り替わりのない連続的な無段変速が可能なベルト式無段変速機が知られている。ベルト式無段変速機は、平行に配設された2つの回転部材と、それら回転部材に相対回転不能に設けられたプライマリプリーおよびセカンダリプリーと、それらのプリー間に巻き掛けられたベルトとで、主として構成される無段変速部を備えている。プライマリプリーおよびセカンダリプリーは、それぞれ固定シープと可動シープとからなり、固定シープおよび可動シープで形成されるV字状溝にベルトが巻き掛けられ、そのベルトを介して動力が伝達される。ここで、プライマリプリーには、プライマリプリーの可動シープを軸心方向に移動させるための推力を付与するプライマリ側シリンダが設けられると共に、セカンダリプリーには、セカンダリプリーの可動シープを軸心方向に移動させるための推力を付与するセカンダリ側シリンダが設けられている。そして、プライマリ側シリンダおよびセカンダリ側シリンダに供給する油圧を個別に制御することにより、プライマリプリーの溝幅が制御されてベルトの巻き掛け半径が変化し、ベルト式無段変速機の変速比が変化させられる一方、セカンダリプリーの溝幅が変化することで、ベルトの張力が制御される。

【0003】

上記のようなベルト式無段変速機において、前進走行時にエンジン等の動力源の回転が減速されることなく無段変速部に入力されると、セカンダリプリーの回転数が高くなることで、セカンダリ側シリンダ内に比較的大きい遠心油圧が発生する。この遠心油圧によって、セカンダリプリーの可動シープには、ベルト挟圧方向への推力が付与され、ベルト挟圧力が過大となることから、従来のベルト式無段変速機では、セカンダリプリー側に遠心油圧キャンセラ室を設け、遠心油圧を相殺させるようにしている。

【0004】

図6は上述した従来のベルト式無段変速機の構成部材であるセカンダリプリー200の断面図である。セカンダリプリー200は、出力軸202に一体的に設けられた固定シープ204と、出力軸202に相対回転不能且つ軸心方向の移動可能に嵌め付けられた可動シープ206と、可動シープ206に隣接して設けられたセカンダリ側シリンダ208とを備えている。セカンダリ側シリンダ208は、可動シープ206および隔壁210によって形成される油圧室212を備えると共に、可動シープ206に固定された周壁213と隔壁210との間に、すなわち隔壁210を隔てた油圧室212の背面側に形成される遠心油圧キャンセラ室214を備えている。ここで、油圧室212が回転させられることに伴い発生する遠心油圧によって生じる、可動シープ206の固定シープ204側への推力に対して、遠心油圧キャンセラ室214を設けることにより、その遠心油圧キャンセラ室214内で油圧室212と同等の遠心油圧を発生させ、その遠心油圧によって油圧室212とは逆方向の推力を可動シープ206に付与することで、油圧室212内で発生する遠心油圧の影響を抑制している。

【0005】

ところで、遠心油圧キャンセラ室を設けることは、無段変速部の軽量化やコンパクト化、並びに低コスト化には不利となる。この点に関して、特許文献1では、セカンダリ側シリンダを外径側油圧室および内径側油圧室の2つの油圧室からなるシリンダとし、シリンダ受圧面積を適宜切り換えることにより、遠心油圧キャンセラ室をなくす技術が開示されている。

【0006】

【特許文献1】特開2005-90719号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

10

20

30

40

50

【 0 0 0 7 】

しかしながら、特許文献 1 の技術では、内径側油圧室に油圧を供給する一方で、外径側油圧室から油圧を排出させる態様と外径側油圧室にも油圧を供給する態様とを切り換えるための構成が必要となり、簡素な構成とは言い難かった。また、その態様の切り換えに関連するシリンダ受圧面積の切り換えに伴い、ベルト挟圧力が不連続に変化する問題もあった。

【 0 0 0 8 】

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、セカンダリプリー側の遠心油圧キャンセラ室を廃止することで構造が簡素化されると共に、ベルト挟圧力を適正に制御することができる車両用ベルト式無段変速機を提供することにある。

10

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 9 】

上記目的を達成するための、請求項 1 にかかる発明の要旨とするところは、(a) 前進走行時において動力源の回転が減速されることなく入力される無段変速部を備え、かつ、セカンダリプリー側の遠心油圧キャンセラ室を廃止した車両用ベルト式無段変速機において、(b) プライマリプリーに対して設けられたプライマリ側シリンダに作動油を給排制御または調圧制御することによりその無段変速部を変速させるとともに、前記セカンダリプリーに対して設けられた単一の油圧室から成るセカンダリ側シリンダへの供給圧を調圧制御することにより前記プライマリプリーとそのセカンダリプリーとの間に巻き掛けられたベルトのベルト挟圧力を調整するための油圧制御装置を備え、(c) その油圧制御装置は、それぞれ別個のリニアソレノイドによってライン圧と前記セカンダリ側シリンダへの供給圧とを独立して制御可能に構成され、(d) 前記セカンダリ側シリンダのシリンダ受圧面積は、前記セカンダリプリーを最高回転速度で回転させた場合において、前記セカンダリ側シリンダへの供給圧を予め定められた制御可能な範囲の最低圧としたときに得られる該供給圧と遠心油圧との足し合わせで得られるベルト挟圧力のベルト滑りに対する安全率が 1.5 を越えない値に設定されていることを特徴とする。

20

【発明の効果】

【 0 0 1 0 】

請求項 1 にかかる発明の車両用ベルト式無段変速機によれば、遠心油圧キャンセラ室を備えていないことから、最高速時に遠心油圧による可動シーブのベルト挟圧側への推力が大きくなることでベルト挟圧力が過大となるが、セカンダリ側シリンダの受圧面積を小さくすることで、ベルト挟圧力が過大になるのを抑制することができる。なお、この場合、セカンダリ側シリンダへの供給圧も低くする必要はあるが、この点については、ライン圧とセカンダリ側シリンダへの供給圧を独立して制御することで、ライン圧がセカンダリ側シリンダの供給圧と共に低くなり過ぎて、変速に必要な油圧がプライマリ側シリンダに供給されず増速側に变速できない等の弊害から回避することができる。また、セカンダリ側シリンダの受圧面積を小さくすると、低速走行時においては、セカンダリ側シリンダに供給する油圧を大きくするためにライン圧を大きくする必要はあるが、ライン圧とセカンダリ側シリンダへの供給圧を独立して制御可能であれば、ライン圧の増加はおおよそ減速側 (> 1) に限定できるので、実用燃費の悪化を避けることができる。そして、セカンダリ側シリンダのシリンダ受圧面積は、車両が平坦路を最高速にて走行した最高速定地走行時において、セカンダリ側シリンダへの供給圧を最低圧としたときに得られるベルト挟圧力のベルト滑りに対する安全率が 1.5 を越えない値にまで小さくしたことから、ベルトの耐久性低下を避けることができ、これにより、上記従来の問題を避けつつ、実用的に遠心油圧キャンセラ室を廃止することができる。

30

40

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 1 1 】

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

【実施例 1】

50

【 0 0 1 2 】

図 1 は、本発明の一実施例である車両用動力伝達装置 1 0 の骨子図である。この車両用動力伝達装置 1 0 は、横置き型の自動変速機であって、F F (フロントエンジン・フロントドライブ) 型車両に好適に採用されるものであり、走行用の動力源として機能するエンジン 1 2 を備えている。内燃機関にて構成されているエンジン 1 2 の出力は、エンジン 1 2 のクランク軸、流体伝動装置としてのトルクコンバータ 1 4 から前後進切換装置 1 6、入力軸 3 6、ベルト式無段変速部 1 8、減速歯車装置 2 0 を介して終減速機 2 2 に伝達され、左右の駆動輪 2 4 L、2 4 R に分配される。ここで、前後進切換装置 1 6 およびベルト式無段変速部 1 8 によって、ベルト式無段変速機 3 0 が構成される。なお、本実施例のベルト式無段変速部 1 8 が、本発明の無段変速部に対応している。

10

【 0 0 1 3 】

トルクコンバータ 1 4 は、エンジン 1 2 のクランク軸に連結されたポンプ翼車 1 4 p、およびタービン軸 3 4 を介して前後進切換装置 1 6 に連結されたタービン翼車 1 4 t を備えており、流体を介して動力伝達を行うようになっている。また、それらのポンプ翼車 1 4 p およびタービン翼車 1 4 t の間には、ロックアップクラッチ 2 6 が設けられており、図示しない油圧制御装置の切換弁などによって係合側油室および解放側油室に対する油圧供給が切り換えられることにより、係合または解放されるようになっており、完全係合されることによってポンプ翼車 1 4 p およびタービン翼車 1 4 t は一体回転させられる。上記ポンプ翼車 1 4 p には、ベルト式無段変速部 1 8 を変速制御したりベルト挟圧力を発生させたり、或いは各部に潤滑油を供給したりするための油圧を発生させる機械式のオイルポンプ 2 8 が設けられている。

20

【 0 0 1 4 】

前後進切換装置 1 6 は、ダブルピニオン型の遊星歯車装置を主体として構成されており、トルクコンバータ 1 4 のタービン軸 3 4 はサンギヤ 1 6 s に一体的に連結され、ベルト式無段変速部 1 8 の入力軸 3 6 は、キャリア 1 6 c に一体的に連結されている一方、キャリア 1 6 c とサンギヤ 1 6 s は前進用クラッチ C 1 を介して選択的に連結され、リングギヤ 1 6 r は後進用ブレーキ B 1 を介してハウジングに選択的に固定されるようになっている。前進用クラッチ C 1 および後進用ブレーキ B 1 は、何れも油圧シリンダによって摩擦係合させられる油圧式摩擦係合装置であり、図 2 に示されるように、前進用クラッチ C 1 が係合させられると共に後進用ブレーキ B 1 が解放されることにより、前後進切換装置 1 6 は一体回転状態とされることにより前進用動力伝達経路が成立させられて、前進方向の回転が減速されることなくベルト式無段変速部 1 8 側へ伝達される一方、後進用ブレーキ B 1 が係合させられると共に前進用クラッチ C 1 が解放されることにより、前後進切換装置 1 6 は後進用動力伝達経路が成立させられて、入力軸 3 6 はタービン軸 3 4 に対して逆方向に回転させられるようになり、後進方向の回転がベルト式無段変速部 1 8 側へ伝達される。また、前進用クラッチ C 1 および後進用ブレーキ B 1 が共に解放されると、前後進切換装置 1 6 は動力伝達を遮断するニュートラル (遮断状態) 状態になる。

30

【 0 0 1 5 】

ベルト式無段変速部 1 8 は、入力軸 3 6 に設けられている入力側部材である有効径が可変の入力側可変プーリ 4 2 と、出力軸 4 4 に設けられている出力側部材である有効径が可変の出力側可変プーリ 4 6 と、それらの可変プーリ 4 2、4 6 に巻き掛けられた摩擦接触する動力伝達部材として機能する伝動ベルト 4 8 とを備えており、可変プーリ 4 2、4 6 と伝動ベルト 4 8 との間の摩擦力を介して動力伝達が行われる。可変プーリ 4 2 および 4 6 は、入力軸 3 6 および出力軸 4 4 にそれぞれ固定された固定シープ 4 2 a および 4 6 a と、入力軸 3 6 および出力軸 4 4 に対して軸心まわりの相対回転不能且つ、軸心方向の移動可能に設けられた可動シープ 4 2 b および 4 6 b と、それらの間の V 溝幅が可変とする推力を付与する入力側油圧シリンダ 4 2 c および出力側油圧シリンダ 4 6 c とを備えて構成されており、入力側可変プーリ 4 2 の入力側油圧シリンダ 4 2 c の油圧が制御されることにより、両可変プーリ 4 2、4 6 の V 溝幅が変化して伝動ベルト 4 8 の掛かり径 (有効径) が変更され、変速比 $(= \text{入力軸回転速度 } N_{I N} / \text{出力軸回転速度 } N_{O U T})$ が連続

40

50

的に変化させられる。一方、出力側可変プーリ 46 の出力側油圧シリンダ 46c の油圧が制御されることにより、伝動ベルト 48 を挟圧する挟圧力が変更される。伝動ベルト 48 は、多数の金属製の駒 49 に、左右に複数枚に重ねられたスチールバンド 51 をはめた構造となっている。なお、本実施例の入力側可変プーリ 42 が、本発明のプライマリプーリに対応しており、出力側可変プーリ 46 が、本発明のセカンダリプーリに対応している。また、本実施例の入力側油圧シリンダ 42c が、本発明のプライマリ側シリンダに対応しており、出力側油圧シリンダ 46c が、本発明のセカンダリ側シリンダに対応しており、伝動ベルト 48 が、本発明のベルトに対応している。

【0016】

図 3 は、図 1 のベルト式無段変速機 30 の構成部材である出力側可変プーリ 46 の構造を説明するための部分断面図である。出力側可変プーリ 46 は、両端が図示しない軸受によって回転可能に支持されている出力軸 44 に一体的に設けられている固定シープ 46a と、出力軸 44 に対して相対回転不能、且つ軸心方向の移動可能に嵌め付けられている可動シープ 46b と、可動シープ 46b の固定シープ 46a 側とは反対側に配置されている出力側油圧シリンダ 46c とを、備えている。固定シープ 46a は、径方向に突き出す円板形状に形成されており、固定シープ 46a の可動シープ 46b 側の側面には、固定側斜面 50 が形成されている。可動シープ 46b は、出力軸 44 に嵌め付けられてる円筒部 52 と、円筒部 52 の端部より径方向に突き出す円板状の鏝部 54 とを備えている。円筒部 52 の内周面および出力軸 44 の外周面には、それぞれ周方向に複数個の図示しない軸心方向に伸びる溝が形成されており、互いの溝が円周方向で常時同位相となるように位置決めされ、互いの溝に跨るように図示しないボールが介装されている。これにより、円筒部 52 は、出力軸 44 に対してボールを介して軸心方向に滑らかに相対移動可能、且つ相対回転不能とされている。また、鏝部 54 は、円筒部 52 に一体的に接続されており、鏝部 54 の固定シープ 46a 側の側面には、可動側斜面 56 が形成されている。これら、固定側斜面 50 および可動側斜面 56 によって V 字形の溝 58 が形成され、この溝 58 に伝動ベルト 48 が巻き掛けられる。ここで、固定側斜面 50 および可動側斜面 56 の傾斜角、所謂、クランク角は 11 deg とされている。また、図 3 において、出力軸 44 の軸心の上側半分が可動シープ 46b が最も固定シープ 46a 側に移動した状態、すなわち伝動ベルト 48 が溝 58 の外周側に位置された状態を示しており、下側半分が可動シープ 46b が最も固定シープ 46a から隔離した状態、すなわち伝動ベルト 48 が溝 58 の内周側に位置された状態を示している。

【0017】

出力側油圧シリンダ 46c は、出力軸 44 に対して軸心方向の移動不能に嵌め着けられた隔壁 60 と、可動シープ 46b と、隔壁 60 と可動シープ 46b との間に介装されたスプリング 62 とを、備えている。隔壁 60 は、一方が閉口する有底円筒状部材であり、出力軸 44 に対し軸心方向の相対移動不能に嵌め着けられている。この隔壁 60 は、出力軸 44 の外周面から径方向に伸びる第 1 円板部 60a と、この第 1 円板部 60a の外周端から可動シープ 46b に向かって軸心方向に伸びる筒部 60b と、筒部 60b の一端から径方向に伸びる第 2 円板部 60c とを備えている。第 1 円板部 60a の内周部は、出力軸 44 に形成されている段付部と出力軸 44 の外周面に嵌め入れられている円筒状のスペーサ 64 との間に挟み込まれおり、軸心方向への移動が阻止されている。第 2 円板部 60c の外周縁は、可動シープ 46b の鏝部 54 に設けられている円筒状の外周筒部 66 の内周面にシールリング 67 を介して油密に密閉されている。また、隔壁 60 の第 1 円板部 60a と可動シープ 46b の鏝部 54 との間には、スプリング 62 が介装されており、可動シープ 46b を固定シープ 46a 側に移動する推力を常時付与している。ここで、可動シープ 46b、隔壁 60 および出力軸 44 によって単一の油圧室 68 が形成される。この油圧室 68 に所定の油圧が供給されると、その油圧によって可動シープ 46b が固定シープ 46a 側に移動させられ、溝 58 に巻き掛けられている伝動ベルト 48 を軸心方向に挟圧する。

【0018】

10

20

30

40

50

出力軸 44 の内部には、軸心方向に伸びる油路 70 が形成されており、さらに、油路 70 から径方向に伸びる油路 72 および油路 74 が形成されている。また、可動シープ 46b の円筒部 52 には、その内周および外周を貫通する油路 76 が形成されている。ここで、図 3 の軸心の下側半分に示される状態から油路 70 に作動油が供給されると、油路 72 および油路 72 に連通する油路 76 を通って油圧室 68 内に供給される。この作動油の油圧による推力、およびスプリング 62 の弾性力によって、可動シープ 46b が固定シープ 46a 側に移動させられ、伝動ベルトを軸心方向に挟圧する。また、可動シープ 46b が所定の位置まで移動させられると、油圧室 68 と油路 74 とが連通させられ、油路 74 からも作動油が供給される。なお、油路 70 は、後述する油圧制御装置 76 の油圧回路 78 に接続されている。

10

【 0019 】

図 4 は、入力側油圧シリンダ 42c および出力側油圧シリンダ 46c に作動油を供給するための油圧制御装置 76 を構成する油圧回路 78 である。

【 0020 】

オイルパン 80 からストレーナ 82 を介して吸引された作動油は、オイルポンプ 28 によって昇圧させられて油路 86 に供給される。油路 86 の作動油圧、すなわち、ポンプ吐出圧はソレノイド S L T から出力される信号油圧に基づいて制御される調圧弁 88 によって調圧されてライン圧 P L となる。このライン圧 P L を有する作動油が、油路 86 から分岐された油路 90 側に供給されると、油路 90 に設けられている調圧弁 92 によって調圧される。調圧弁 92 は、ベルト挟圧制御ソレノイド S L S から出力される信号油圧に基づいて制御される調圧弁であり、調圧された作動油は、出力軸 44 の油路 70 を通って、出力側油圧シリンダ 46c に供給される。このように、出力側油圧シリンダ 46c への油圧が調圧制御されることで、入力側可変プーリ 42 と出力側可変プーリ 46 との間に巻き掛けられた伝動ベルト 48 のベルト挟圧力が調整される。

20

【 0021 】

一方、油路 86 から油路 94 側に供給される作動油は、変速速度制御弁 96 に供給される。変速速度制御弁 96 は、増速側ソレノイド D S 1 および減速側ソレノイド D S 2 により、ライン圧供給ポート 98、ドレンポート 100、および入力側可変プーリ 42 の入力側油圧シリンダ 42c の出力ポート 102 の連通および非連通が切り換えられる。例えば、増速側ソレノイド D S 1 が ON 状態であると、ライン圧供給ポート 98 と出力ポート 102 とが連通させられ、ライン圧 P L が入力側油圧シリンダ 42c に供給される。一方、減速側ソレノイド D S 2 が ON 状態であると、出力ポート 102 とドレンポート 100 とが連通状態となり、入力側油圧シリンダ 42c から作動油が排出される。このように、入力側油圧シリンダ 42c に対して作動油を給排制御することにより、入力側可変プーリ 42 に巻き掛けられている伝動ベルト 48 の回転半径が適宜変化させられ、ベルト式無段変速部 18 を連続的に変速させる。また、上述したように、本実施例のライン圧は、ソレノイド S L T を介して調圧弁 88 によって制御されると共に、出力側油圧シリンダ 46c の油圧室 68 に供給されるベルト挟圧力制御油圧 P_{OUT} [MPa] は、ベルト挟圧制御ソレノイド S L S を介して調圧弁 92 によって制御され、それぞれ独立に制御可能に構成されている。なお、油圧制御装置 76 に備えられている各種ソレノイドバルブは、図示しない車速センサやアクセル開度センサ等から供給される各諸元に基づいて、電子制御装置によって好適に制御される。

30

40

【 0022 】

本実施例では、前述した図 6 に示す遠心油圧キャンセラ室 214 が廃止されている。一般に、遠心油圧キャンセラ室を備えない場合は、図 3 の油圧室 68 で発生する遠心油圧によって、高速走行時に伝動ベルト 48 にかかる挟圧力が過大になる問題がある。ここで、伝動ベルト 48 にかけるベルト挟圧力のベルト滑りに対する指標として、安全率 K が用いられている。安全率 K は例えば公知の式 (1) によって算出される。

【 0023 】

$$K = \{ (P_{OUT} + V^2) S_{OUT} + W \} / (T \cos \theta / (D \mu)) \quad \dots \dots \dots (1)$$

50

【 0 0 2 4 】

ここで、 P_{OUT} [MPa] は出力側油圧シリンダ 4 6 c の油圧室 6 8 に供給されるベルト挟圧力制御油圧すなわちベルト張力制御油圧を示しており、 P_{OUT} は出力側油圧シリンダ 4 6 c の遠心油圧係数 [MPa/(km/h)²] を、 V [km/h] は車速、 S_{OUT} [mm²] は油圧室 6 8 の受圧面積を、 W [N] はスプリング 6 2 の荷重を、 T [Nm] は伝達トルクを、 θ [rad] は固定および可動シーブ 4 6 a、4 6 b のフランク角を、 D [m] は伝動ベルト 4 8 の入力側可変プーリー 4 2 側の巻付径を、 μ [-] が伝動ベルト 4 8 と出力側可変プーリー 4 6 との間の摩擦係数を、それぞれ表している。

【 0 0 2 5 】

この安全率 K が 1.0 を下回ると、出力側可変プーリー 4 6 と伝動ベルト 4 8 との間に滑りが生じてしまう。一方、安全率 K が 1.0 よりも大きくなるほど、伝動ベルト 4 8 にかかる挟圧力が過大となり、伝動ベルト 4 8 の耐久性が低下し、ベルト効率が低下する。ここで一般的には、伝動ベルト 4 8 の公差によってその摩擦係数にばらつきはあるものの、安全率 K は、例えば 1.0 から 1.5 の範囲に収まるように設定するものであり、好適には 1.2 から 1.5 の範囲に収まるように設定することが好ましい。

10

【 0 0 2 6 】

ここで、本実施例では、出力側可変プーリー 4 6 の遠心油圧キャンセラ室を備えない状態においても、安全率 K が上記のような範囲となるようにベルト挟圧力制御油圧 P_{OUT} および油圧室 6 8 のシリンダ受圧面積 S_{OUT} が設定されている。図 5 は、本実施例である車両の安全率 K_0 の算出結果、およびその算出に用いられる各種パラメータである。なお、安全率 K_0 は、遠心油圧の影響が最も大きくなる平坦路を最高速にて走行した最高速定地走行時において、予め定められた調圧弁 9 2 による調圧制御可能なベルト挟圧力制御油圧 P_{OUT} の最低圧を出力側油圧シリンダ 4 6 c の油圧室 6 8 に供給した状態で算出したものである。

20

【 0 0 2 7 】

本実施例の車両の安全率 K_0 は、例えば 1.18 とされる。これは安全率 K が 1.5 を下回る数値である。

【 0 0 2 8 】

また、図 5 に示す最高速定地走行時の出力側油圧シリンダ 4 6 c の油圧室 6 8 のベルト挟圧力制御油圧 P_{OUT} の指示圧は、0.327 [MPa] と、制御可能な最低圧 [0.2 (MPa)] を上回っている。ここで、この算出された指示圧は、安全率 K がそれぞれ 1.3 と仮定して算出されたものであり、安全率 K を 1.3 にするために必要とされる油圧である。なお、摩擦係数 μ [-] は、一般には、0.08 から 0.10 程度であり、本算出では、摩擦係数 μ [-] を 0.09 として算出した。また、制御可能な最低圧に関しては、各車両が備える油圧制御系の諸元に基づいて設定されたものである。

30

【 0 0 2 9 】

前記のような安全率 K_0 および指示圧とするために、本実施例の車両では、出力側油圧シリンダ 4 6 c の油圧室 6 8 のシリンダ受圧面積 S_{OUT} が小さく設定されている。本実施例の車両では、受圧面積 S_{OUT} が 121.4 [cm²] となっている。なお、シリンダ受圧面積 S_{OUT} は停車時における制御可能な最高圧および最大伝達トルクとの関係において、安全率 K が 1.0 を下回らないように設定されている。受圧面積 S_{OUT} を小さくすることで、遠心油圧係数も同様に小さくなり、(1) 式より安全率 K が小さくなる。なお、受圧面積を小さくすると、所定の挟圧力を発生させるため、必要となるライン圧 P_L が大きくなり、オイルポンプ 2 8 の負担増加による効率悪化を招く問題がある。これに対して、本実施例のライン圧 P_L はソレノイド $S_L T$ および調圧弁 8 8 によって調圧されると共に、出力側油圧シリンダ 4 6 c の油圧室 6 8 に供給されるベルト挟圧力制御油圧 P_{OUT} はベルト挟圧制御ソレノイド $S_L S$ および調圧弁 9 2 によって調圧される油圧回路を備えており、ライン圧 P_L とベルト挟圧力制御油圧 P_{OUT} とを別々に調圧可能としているため、ライン圧 P_L の増加を最小限に抑制することができる。すなわち、ライン圧 P_L の増加は、出力側油圧シリンダ 4 6 c に供給する油圧が入力側油圧シリンダ 4 2 c に供給する油圧よりも高くなる減

40

50

速側（変速比 > 1.0 ）に限定され、発進時や低速走行中のキックダウン時に限られるため、ライン圧 P_L の増加を最小限に抑制することで、実用燃費の悪化は抑制することができる。

【0030】

また、本実施例の車両では、制御可能な最低圧を低く設定している。具体的には、本実施例の車両では、図5に示されるように制御可能な最低圧が 0.2 [MPa] になっている。これにより、本実施例の車両の指示圧が 0.327 [MPa] と 0.2 [MPa] を上回り、制御可能となる。ところで、出力側油圧シリンダ46cの油圧室68の油圧を抜いたとしても油圧室68内に空気が入ると、油圧供給時の応答性が低下するため、油圧室68内を作動油で満たすのに必要な油圧をかける必要がある。この必要な油圧が制御可能な最低圧となるが、この最低圧を低くするために、本実施例では、極低圧まで制御可能な油圧制御弁を備えており、また、油圧センサを用いた油圧学習など、制御弁のばらつきを低減するような制御がなされている。

10

【0031】

また、本実施例の車両では、遠心油圧を最小限に抑えるため、出力側可変プーリ46の回転数を比較的 low に設定している。本実施例の車両のようなエンジン12の回転が減速されることなくベルト式無段変速部18に入力されると共に、ベルト式無段変速部18の後に減速歯車装置20が配置される構造では、車両に対する出力側可変プーリ46の回転数はその減速歯車装置20の減速比とタイヤ径で決定されるため、減速比を小さくとる、或いはタイヤ径を大きくとることで回転数を低くすることができる。

20

【0032】

さらに、本実施例の車両では、比較的大きい伝達トルク T を発生させることができるエンジン12を用いている。これにより、安全率 K を低くすることができる。これらを総合的に加味することによって、前述したような安全率 K_0 に抑えることができ、且つ制御可能な最低圧以上の圧力を常時保持することができる。

【0033】

上述のように、本実施例のベルト式無段変速機30によれば、遠心油圧キャンセラ室を備えていないことから、高速走行時に遠心油圧による出力側可変プーリ46の可動シープ46bのベルト挟圧側への推力が大きくなることでベルト挟圧力が過大となるが、出力側油圧シリンダ46cの受圧面積 S_{OUT} を小さくすることで、ベルト挟圧力が過大になるのを抑制することができる。なお、この場合、出力側油圧シリンダ46cへの供給圧も低くする必要はあるが、この点については、ライン圧 P_L と出力側油圧シリンダ46c内へのベルト挟圧力制御油圧 P_{OUT} を独立して制御することで、ライン圧 P_L が出力側油圧シリンダ46c内のベルト挟圧力制御油圧 P_{OUT} と共に低くなり過ぎて、ベルト式無段変速部18の変速に必要な油圧が入力側油圧シリンダ42cに供給されず増速側に変速できない等の弊害から回避することができる。また、出力側油圧シリンダ46cの受圧面積 S_{OUT} を小さくすると、低速走行時においては、出力側油圧シリンダ46cに供給する油圧を大きくするために、ライン圧 P_L を大きくする必要はあるが、ライン圧 P_L と出力側油圧シリンダ46c内へのベルト挟圧力制御油圧 P_{OUT} を独立して制御可能であれば、ライン圧 P_L の増加はおおよそ減速側（ > 1 ）に限定できるので、実用燃費の悪化を避けることができる。そして、出力側油圧シリンダ46cのシリンダ受圧面積 S_{OUT} は、車両が平坦路を最高速にて走行した最高速定地走行時において、出力側油圧シリンダ46cへの供給圧を最低圧としたときに得られるベルト挟圧力のベルト滑りに対する安全率が 1.5 を越えない値にまで小さくしたことから、ベルトの耐久性低下を避けることができ、これにより、上記従来の問題を避けつつ、実用的に遠心油圧キャンセラ室を廃止することができる。

30

40

【0034】

また、本実施例のベルト式無段変速機30によれば、遠心油圧キャンセラ室を廃止することによって、ベルト式無段変速機30の軽量化やコンパクト化、並びに低コストを達成することができる。また、遠心油圧キャンセラ室に供給する作動油を省略することができるため、オイルポンプ28の容量を少なくすることができる。

50

【 0 0 3 5 】

つぎに、本発明の他の実施例を説明する。なお、以下の説明において前述の実施例と共通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。

【 実施例 2 】

【 0 0 3 6 】

図 7 は、本発明の他の実施例である油圧制御装置 3 0 0 を構成する油圧回路 3 0 2 である。なお、油圧制御装置 3 0 0 以外の構成については、前述した車両用動力伝達装置 1 0 と同様となっているため、その説明を省略する。

【 0 0 3 7 】

オイルパン 8 0 からストレーナ 8 2 を介して吸引された作動油は、オイルポンプ 2 8 によって昇圧させられて油路 3 0 4 に供給される。油路 3 0 4 の作動油圧、すなわちポンプ吐出圧は、調圧弁 3 0 6 によって調圧され、ライン圧 P L となる。このライン圧 P L を有する作動油は、油路 3 0 8 に設けられている分岐点から油路 3 1 0 および油路 3 1 2 に分岐する。油路 3 1 0 に供給される作動油は、調圧弁 3 1 4 によって調圧される。調圧弁 3 1 4 は、入力側油圧制御ソレノイド S L P から出力される信号油圧に基づいて制御される制御弁であり、調圧された作動油は、入力側可変プーリ 4 2 の入力側油圧シリンダ 4 2 c に供給される。

10

【 0 0 3 8 】

一方、油路 3 1 2 に供給される作動油は、調圧弁 3 1 6 によって調圧される。調圧弁 3 1 6 は、出力側油圧制御ソレノイド S L S から出力される信号油圧に基づいて制御される制御弁であり、調圧された作動油は、出力側可変プーリ 4 6 の出力側油圧シリンダ 4 6 c に供給される。

20

【 0 0 3 9 】

また、入力側油圧制御ソレノイド S L P および出力側油圧制御ソレノイド S L S から出力された信号油圧は、三方切換弁 3 1 8 に入力される。三方切換弁 3 1 8 は、入力側油圧制御ソレノイド S L P および出力側油圧制御ソレノイド S L S により、第 1 入力ポート 3 2 0、第 2 入力ポート 3 2 2、および出力ポート 3 2 4 の連通および非連通が切り換えられる。例えば、入力側油圧制御ソレノイド S L P が ON 状態であると、第 1 入力ポート 3 2 0 と出力ポート 3 2 4 とが連通状態となり、入力側油圧制御ソレノイド S L P の信号油圧が、調圧弁 3 0 6 のパイロット圧として入力される。一方、出力側油圧制御ソレノイド S L S が ON 状態であると、第 2 入力ポート 3 2 2 と出力ポート 3 2 4 とが連通状態となり、出力側油圧制御ソレノイド S L S の信号油圧が、調圧弁 3 0 6 のパイロット圧として入力される。これより、ライン圧 P L は、入力側油圧制御ソレノイド S L P および出力側油圧制御ソレノイド S L S の信号油圧の大小関係によって制御され、高圧側の油圧が優先的に調圧弁 3 0 6 に供給される。そして、調圧弁 3 0 6 はこの高圧側の油圧によって制御され、ライン圧 P L を調圧する。一方、出力側油圧シリンダ 4 6 c の油圧室 6 8 に供給されるベルト挟圧力制御油圧 P_{OUT} は、出力側油圧制御ソレノイド S L S を介して調圧弁 3 1 6 によって調圧され、それぞれの油圧は独立に制御可能な構成となっている。

30

【 0 0 4 0 】

このような油圧回路 3 0 2 においても、前述の実施例と同様の効果が得られ、実用的に遠心油圧キャンセラ室を廃止することができる。

40

【 0 0 4 1 】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【 0 0 4 2 】

例えば、前述の実施例の油圧回路 7 8、3 0 2 では、ライン圧 P L および出力側可変プーリ 4 6 の油圧室 6 8 に供給されるベルト挟圧力制御油圧 P_{OUT} は、それぞれ独立に制御可能となっているが、他の構成の油圧回路においても油圧を独立に制御することが可能であれば、本発明に適用することができる。

【 0 0 4 3 】

50

また、本実施例では、入力側油圧シリンダ 42c への作動油の給排制御によりベルト式無段変速部 18 を変速させるようにしているが、入力側油圧シリンダ 42c に供給する作動油を調圧制御することによりベルト式無段変速部を変速させるものにも本発明は適用することができる。

【0044】

また、本実施例の車両用動力伝達装置 10 は、FF（フロントエンジン・フロントドライブ）型の車両であったが、4 輪駆動車など、他の形式の車両においても本発明は適用することができる。また、前後進切換装置 16 の構造等についても、矛盾の生じない範囲で自由に変更することができる。

【0045】

なお、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【0046】

【図 1】本発明の一実施例の車両用動力伝達装置の骨子図である。

【図 2】図 1 の車両用動力伝達装置の作動状態を表す係合作動表である。

【図 3】図 1 のベルト式無段変速機の構成部材である出力側可変プーリの構造を説明するための部分断面図である。

【図 4】図 1 の車両用動力伝達装置に作動油を供給する油圧制御装置を構成する油圧回路図である。

【図 5】本発明が適用された車両の安全率の算出結果、およびその算出に用いられる各種パラメータである。

【図 6】従来のベルト式無段変速機の構成部材であるセカンダリプーリの断面図である。

【図 7】本発明の他の実施例である油圧制御装置を構成する油圧回路図である。

【符号の説明】

【0047】

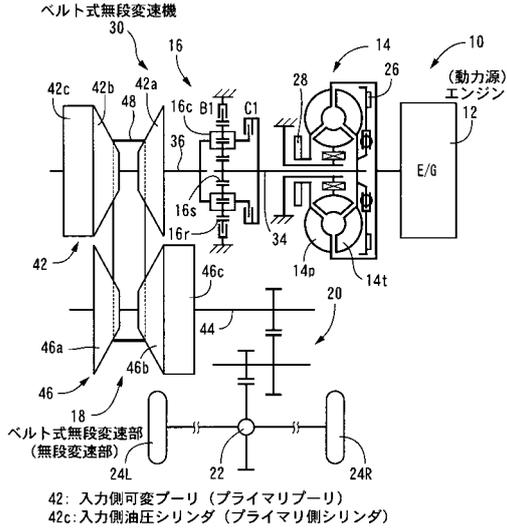
12：エンジン（動力源） 18：ベルト式無段変速部（無段変速部） 30：ベルト式無段変速機 42：入力側可変プーリ（プライマリプーリ） 42c：入力側油圧シリンダ（プライマリ側シリンダ） 46：出力側可変プーリ（セカンダリプーリ） 46c：出力側油圧シリンダ（セカンダリ側シリンダ） 48：伝動ベルト（ベルト） 68：油圧室 76、300：油圧制御装置

10

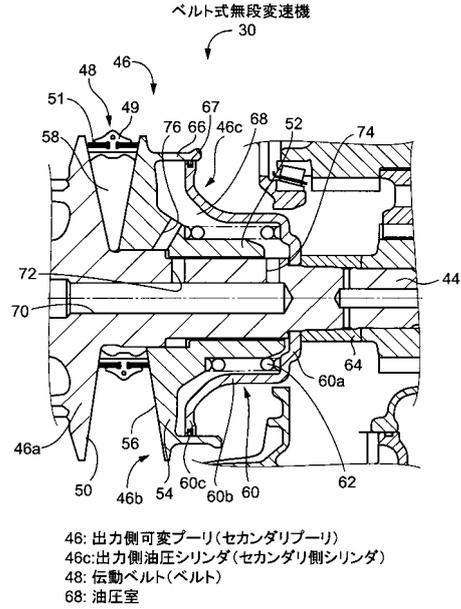
20

30

【図1】



【図3】

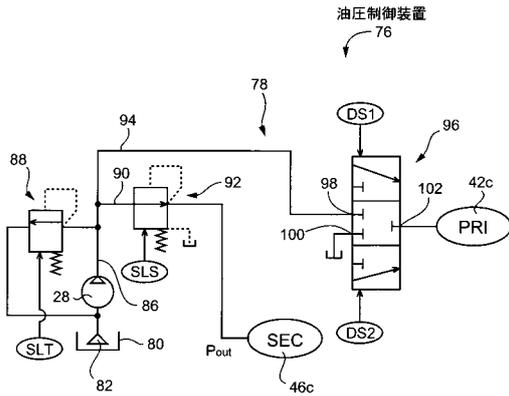


【図2】

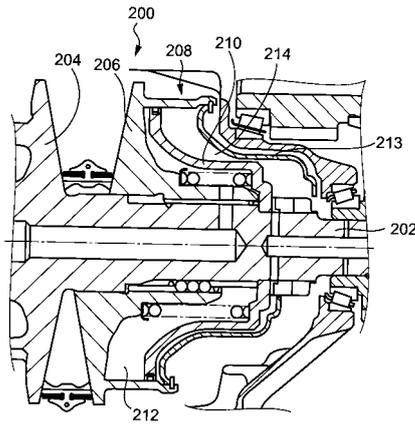
	C1 クラッチ	B1 ブレーキ
前進	○	
後進		○

○: 係合

【図4】



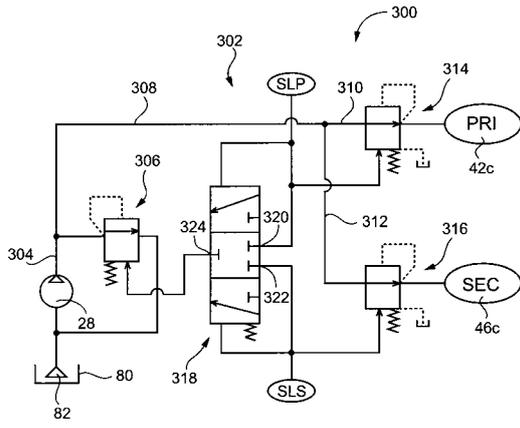
【図6】



【図5】

車両	油圧回路		無段変速部諸元						車両諸元	
	最高速走行時指示圧	制御可能最低圧	Sacシリンダ諸元						ベルト諸元	
			最低圧の安全率	外形	内径	受圧面積	キャンセラス時の過心油圧係数	巻付径	トルク	最高車速
[MPa]	[MPa]	[-]	[mm]	[mm]	[cm ²]	[MPa/(km/h) ²]	[mm]	[Nm]	[km/h]	
本実施例車両	0.327	0.2	1.18	132.9	47.0	121.4	1.12E-08	129.3	161.5	209.6

【 図 7 】



フロントページの続き

- (72)発明者 安江 秀樹
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 中田 博文
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 山崎 勝司

- (56)参考文献 特開平02-212657(JP,A)
特開2001-012590(JP,A)
特開平05-240331(JP,A)
特開平02-292564(JP,A)
特開平08-285021(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|------|-------|
| F16H | 61/00 |
| F16H | 9/00 |