

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4151607号
(P4151607)

(45) 発行日 平成20年9月17日(2008.9.17)

(24) 登録日 平成20年7月11日(2008.7.11)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 H 9/18 (2006.01) F 1 6 H 9/18 B
F 1 6 H 37/02 (2006.01) F 1 6 H 37/02 P

請求項の数 3 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2004-137843 (P2004-137843)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成16年5月6日(2004.5.6)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2005-320996 (P2005-320996A)	(74) 代理人	100089118 弁理士 酒井 宏明
(43) 公開日	平成17年11月17日(2005.11.17)	(72) 発明者	塩入 広行 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
審査請求日	平成17年8月1日(2005.8.1)	(72) 発明者	茨木 隆次 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	野正 斉 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】 ベルト式無段変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

駆動源からの駆動力が伝達される入力側プーリ軸と、当該入力側プーリ軸上を軸線方向に摺動する入力側可動シープと、当該入力側可動シープに当該軸線方向に対向するとともに当該入力側可動シープとの間で入力側溝を形成する入力側固定シープと、からなる入力側プーリと、

前記入力側プーリ軸と平行に配置される出力側プーリ軸と、当該出力側プーリ軸上を軸線方向に摺動する出力側可動シープと、当該出力側可動シープに当該軸線方向に対向するとともに当該出力側可動シープとの間で出力側溝を形成する出力側固定シープと、からなる出力側プーリと、

前記入力側溝と前記出力側溝との間に巻き掛けられるベルトと、

前記出力側プーリ軸と同一の軸線を中心に配置される差動歯車装置に前記出力側プーリから伝達された前記駆動力を伝達し、かつ相互に噛み合う複数のヘリカルギヤにより構成されている遊星歯車装置と、

前記出力側プーリと前記遊星歯車装置との間に設けられ、かつ当該遊星歯車装置が発生するスラスト力を緩衝する緩衝手段と、

を備えることを特徴とするベルト式無段変速機。

【請求項2】

前記遊星歯車装置は、前記出力側プーリから伝達される前記駆動力が伝達され、かつ前記出力側プーリ軸の軸線上を軸線方向に摺動可能な入力軸を備え、

前記緩衝手段は、前記出力側プーリ軸と前記入力軸との間に設けられていることを特徴とする請求項 1 に記載のベルト式無段変速機。

【請求項 3】

駆動源からの駆動力が伝達される入力側プーリ軸と、当該入力側プーリ軸上を軸線方向に摺動する入力側可動シープと、当該入力側可動シープに当該軸線方向に対向するとともに当該入力側可動シープとの間で入力側溝を形成する入力側固定シープと、からなる入力側プーリと、

前記入力側プーリ軸と平行に配置される出力側プーリ軸と、当該出力側プーリ軸上を軸線方向に摺動する出力側可動シープと、当該出力側可動シープに当該軸線方向に対向するとともに当該出力側可動シープとの間で出力側溝を形成する出力側固定シープと、からなる出力側プーリと、

前記入力側溝と前記出力側溝との間に巻き掛けられるベルトと、

前記出力側プーリ軸と同一の軸線を中心に配置される差動歯車装置に前記出力側プーリから伝達された前記駆動力を伝達し、かつ相互に噛み合う複数のヘリカルギヤにより構成されている遊星歯車装置と、

前記入力側プーリと前記遊星歯車装置との間に設けられる緩衝手段と、

を備え、

前記遊星歯車装置は、前記出力側プーリから伝達される前記駆動力が伝達され、かつ前記出力側プーリ軸の軸線上を軸線方向に摺動可能な入力軸を備え、

前記緩衝手段は、前記出力側プーリ軸と前記入力軸との間に設けられ、かつ当該入力軸の摺動に応じて容積が変化する緩衝用油室であることを特徴とする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、ベルト式無段変速機に関し、さらに詳しくは、遊星歯車装置および差動歯車装置がベルト式無段変速機の出力側プーリの出力側プーリ軸と同一の軸線を中心に配置されるベルト式無段変速機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

一般に、車両には、駆動源である内燃機関や電動機からの駆動力、すなわち出力トルクを車両の走行状態に応じた最適の条件で路面に伝達するために、駆動源の出力側に変速機が設けられている。この変速機には、変速比を無段階（連続的）に制御する無段変速機と、変速比を段階的（不連続）に制御する有段変速機とがある。ここで、無段変速機には、入力側プーリであるプライマリプーリと、出力側プーリであるセカンダリプーリと、ベルトとにより構成されるベルト式無段変速機がある。このプライマリプーリおよびセカンダリプーリは、平行に配置された入力側プーリ軸と出力側プーリ軸と、この各プーリ軸上を軸線方向に摺動する可動シープと、この可動シープに軸線方向において対向するとともに可動シープとの間でV字形の溝を形成する固定シープと、可動シープと固定シープとの間にベルト挟圧力を発生するベルト挟圧力発生手段とにより構成されている。なお、ベルトは、プライマリプーリおよびセカンダリプーリのそれぞれに形成されるV字形の溝に巻き掛けられている。

【0003】

このベルト式無段変速機は、各ベルト挟圧力発生手段により可動シープが各プーリ軸上をその軸線方向に摺動させ、プライマリプーリおよびセカンダリプーリのそれぞれに形成されるV字形の溝の幅を変化させる。これにより、ベルトと、プライマリプーリおよびセカンダリプーリとの接触半径を無段階に変化させ、変速比を無段階に変化するものである。つまり、駆動源からの出力トルクを無段階に変化させるものである。

【0004】

このベルト式無段階変速機の出力側プーリ軸に伝達された駆動源からの出力トルクは、最終的に最終減速機である差動歯車装置に伝達され、この差動歯車装置から車輪を介して

10

20

30

40

50

路面に伝達され、車両を前後進させる。差動歯車装置のセカンダリプーリに対する配置は、種々考えられるが、ベルト式無段変速機および差動歯車装置を含む動力伝達装置が搭載される車両のスペースにより、例えば特許文献1に示すように、セカンダリプーリの出力側プーリ軸と同一の軸線を中心に配置される場合がある。この場合は、特許文献1に示す従来のベルト式無段変速機のように、この出力側プーリ軸からの回転を減速する減速機である遊星歯車装置がセカンダリプーリと差動歯車装置との間に配置される。つまり、遊星歯車装置がセカンダリプーリの出力側プーリ軸と同一の軸線を中心に配置される。

【0005】

【特許文献1】特開2001-227615号公報

【発明の開示】

10

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

ここで、遊星歯車装置は、サンギヤと、このサンギヤに噛み合うとともにその周囲に配置された複数個のピニオンと、この複数個のピニオンと噛み合うリングギヤとにより構成されている。これらのギヤとしては、ギヤノイズを低減するためにヘリカルギヤ（はす歯歯車）が用いられる。この遊星歯車装置にセカンダリプーリの出力側プーリ軸を介して駆動源からの出力トルクが伝達されると、遊星歯車装置の各ギヤにスラスト力が発生する。

【0007】

上記従来のベルト式無段変速機では、この遊星歯車装置がセカンダリプーリの出力側プーリ軸と同一の軸線を中心に配置されるため、この出力側プーリ軸の遊星歯車装置側の端部に上記サンギヤが取り付け、あるいは入力軸と一体に形成されている。従って、サンギヤに発生したスラスト力により、出力側プーリ軸が軸線方向に移動し、セカンダリプーリが軸線方向に移動する。このとき、プライマリプーリは、プライマリプーリとセカンダリプーリとの間に巻き掛けられたベルトにより、セカンダリプーリの移動方向に追従するように移動する。

20

【0008】

このスラスト力は、駆動源からの出力トルクの変動により、変化するものである。従って、特に駆動源からの出力トルクの変動が急激に起こると、出力側プーリ軸の軸線方向における入力側プーリ軸に対する位置ずれ、つまりプライマリプーリとセカンダリプーリの軸線方向における相対位置のずれが瞬間的に発生する虞があった。

30

【0009】

そこで、この発明は、上記に鑑みてなされたものであって、入力側プーリと出力側プーリとの軸線方向における相対位置のずれを抑制することができる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】

【0010】

上述した課題を解決し、目的を達成するために、この発明では、駆動源からの駆動力が伝達される入力側プーリ軸と、当該入力側プーリ軸上を軸線方向に摺動する入力側可動シープと、当該入力側可動シープに当該軸線方向に対向するとともに当該入力側可動シープとの間で入力側溝を形成する入力側固定シープと、からなる入力側プーリと、前記入力側プーリ軸と平行に配置される出力側プーリ軸と、当該出力側プーリ軸上を軸線方向に摺動する出力側可動シープと、当該出力側可動シープに当該軸線方向に対向するとともに当該出力側可動シープとの間で出力側溝を形成する出力側固定シープと、からなる出力側プーリと、前記入力側溝と前記出力側溝との間に巻き掛けられるベルトと、前記出力側プーリ軸と同一の軸線を中心に配置される差動歯車装置に前記出力側プーリから伝達された前記駆動力を伝達し、かつ相互に噛み合う複数のヘリカルギヤにより構成されている遊星歯車装置と、前記出力側プーリと前記遊星歯車装置との間に設けられ、かつ当該遊星歯車装置が発生するスラスト力を緩衝する緩衝手段と、を備えることを特徴とする。

40

【0011】

また、この発明では、上記ベルト式無段変速機において、前記遊星歯車装置は、前記出

50

力側プーリから出力される前記駆動力が入力され、かつ前記出力側プーリ軸の軸線上を軸線方向に摺動可能な入力軸を備え、前記緩衝手段は、前記出力側プーリ軸と前記入力軸との間に設けられていることを特徴とする。

【0012】

また、この発明では、駆動源からの駆動力が伝達される入力側プーリ軸と、当該入力側プーリ軸上を軸線方向に摺動する入力側可動シープと、当該入力側可動シープに当該軸線方向に対向するとともに当該入力側可動シープとの間で入力側溝を形成する入力側固定シープと、からなる入力側プーリと、前記入力側プーリ軸と平行に配置される出力側プーリ軸と、当該出力側プーリ軸上を軸線方向に摺動する出力側可動シープと、当該出力側可動シープに当該軸線方向に対向するとともに当該出力側可動シープとの間で出力側溝を形成する出力側固定シープと、からなる出力側プーリと、前記入力側溝と前記出力側溝との間に巻き掛けられるベルトと、前記出力側プーリ軸と同一の軸線を中心に配置される差動歯車装置に前記出力側プーリから伝達された前記駆動力を伝達し、かつ相互に噛み合う複数のヘリカルギヤにより構成されている遊星歯車装置と、前記出力側プーリと前記遊星歯車装置との間に設けられる緩衝手段と、を備え、前記遊星歯車装置は、前記出力側プーリから伝達される前記駆動力が伝達され、かつ前記出力側プーリ軸の軸線上を軸線方向に摺動可能な入力軸を備え、前記緩衝手段は、前記出力側プーリ軸と前記入力軸との間に設けられ、かつ当該入力軸の摺動に応じて容積が変化する緩衝用油室であることを特徴とする。

10

【0013】

また、この発明では、上記ベルト式無段変速機において、前記遊星歯車装置は、相互に噛み合う複数のヘリカルギヤにより構成されていることを特徴とする。

20

【0014】

これらの発明によれば、遊星歯車装置において発生するスラスト力が出力側プーリに伝達される際に、すなわち入力軸に伝達されたスラスト力が出力側プーリ軸に伝達される際に、緩衝手段、例えば入力軸の摺動、すなわち入力軸に伝達されるスラスト力に応じて容積が変化する緩衝用油室により緩衝し、出力側プーリ軸に伝達されるスラスト力を低減する。従って、駆動源からの駆動力の変動により、特に駆動源からの駆動力の変動が急激に起こることで、スラスト力が急激に増加しても、出力側プーリ軸に伝達されるスラスト力は低減されるので、出力側プーリ軸の軸線方向における入力側プーリ軸に対する位置ずれを抑制することができる。

30

【発明の効果】

【0015】

この発明にかかるベルト式無段変速機は、駆動源からの駆動力変動時における出力側プーリ軸の軸線方向における位置ずれを抑制することで、入力側プーリと出力側プーリとの軸線方向における相対位置のずれを抑制することができるという効果を奏する。

【発明を実施するための最良の形態】

【0016】

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、以下の説明においては、この発明にかかるベルト式無段変速機 1 - 1, 1 - 2 を搭載する車両として FF (フロントエンジンフロントドライブ) 車を用いる。また、この車両に搭載される駆動源としては、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。

40

【実施例 1】

【0017】

図 1 は、実施例 1 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、実施例 1 にかかるベルト式無段変速機の要部断面図である。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

50

は、トランスアクスルハウジング 2 1 と、このトランスアクスルハウジング 2 1 に取り付けられたトランスアクスルケース 2 2 と、このトランスアクスルケース 2 2 に取り付けられたトランスアクスルリヤカバー 2 3 とにより構成されている。

【 0 0 1 8 】

このトランスアクスルハウジング 2 1 内部には、トルクコンバータ 3 0 が収納されている。一方、トランスアクスルケース 2 2 とトランスアクスルリヤカバー 2 3 とにより構成されるケース内部には、実施例 1 にかかるベルト式無段変速機 1 - 1 を構成する入力側プーリであるプライマリプーリ 5 0 と、出力側プーリであるセカンダリプーリ 6 0 と、緩衝手段である緩衝用油室 7 0 と、遊星歯車装置である減速機 8 0 と、ベルト 1 0 0 が収納されている。なお、4 0 は前後進切換機構、9 0 は差動歯車装置である最終減速機である。

10

【 0 0 1 9 】

発進機構であるトルクコンバータ 3 0 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 1 0 からの出力トルクを増加、あるいはそのままベルト式無段変速機 1 - 1 に伝達するものである。このトルクコンバータ 3 0 は、少なくともポンプ (ポンプインペラ) 3 1 と、タービン (タービンインペラ) 3 2 と、ステータ 3 3 と、ロックアップクラッチ 3 4 と、ダンパ装置 3 5 とにより構成されている。

【 0 0 2 0 】

ポンプ 3 1 は、内燃機関 1 0 のクランクシャフト 1 1 と同一の軸線を中心に回転可能な中空軸 3 6 に取り付けられている。つまり、ポンプ 3 1 は、中空軸 3 6 とともに、クランクシャフト 1 1 と同一の軸線を中心に回転可能である。また、ポンプ 3 1 は、フロントカバー 3 7 に接続されている。このフロントカバー 3 7 は、内燃機関の 1 0 のドライブプレート 1 2 を介して、クランクシャフト 1 1 に連結されている。

20

【 0 0 2 1 】

タービン 3 2 は、上記ポンプ 3 1 と対向するように配置されている。このタービン 3 2 は、上記中空軸 3 6 内部に配置され、クランクシャフト 1 1 と同一の軸線を中心に回転可能なインプットシャフト 3 8 に取り付けられている。つまり、タービン 3 2 は、インプットシャフト 3 8 とともに、クランクシャフト 1 1 と同一の軸線を中心に回転可能である。

【 0 0 2 2 】

ポンプ 3 1 とタービン 3 2 との間には、ワンウェイクラッチ 3 9 を介してステータ 3 3 が配置されている。このワンウェイクラッチ 3 9 は、上記トランスアクスルハウジング 2 1 に固定されている。また、タービン 3 2 とフロントカバー 3 7 との間には、ロックアップクラッチ 3 4 が配置されており、このロックアップクラッチ 3 4 は、ダンパ装置 3 5 を介してインプットシャフト 3 8 に連結されている。なお、上記ポンプ 3 1 やフロントカバー 3 7 により形成されるケーシングには、図示しない作動油供給制御装置から作動流体として作動油が供給されている。

30

【 0 0 2 3 】

ここで、このトルクコンバータ 3 0 の動作について説明する。内燃機関 1 0 からの出力トルクは、クランクシャフト 1 1 からドライブプレート 1 2 を介して、フロントカバー 3 7 に伝達される。ロックアップクラッチ 3 4 がダンパ装置 3 5 により解放されている場合は、フロントカバー 3 7 に伝達された内燃機関 1 0 からの出力トルクがポンプ 3 1 に伝達され、このポンプ 3 1 とタービン 3 2 との間を循環する作動油を介して、タービン 3 2 に伝達される。そして、タービン 3 2 に伝達された内燃機関 1 0 からの出力トルクは、インプットシャフト 3 8 に伝達される。つまり、トルクコンバータ 3 0 は、インプットシャフト 3 8 を介して、内燃機関 1 0 からの出力トルクを増加して後述するベルト式無段変速機 1 - 1 に伝達する。上記においては、ステータ 3 3 により、ポンプ 3 1 とタービン 3 2 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。

40

【 0 0 2 4 】

一方、上記ロックアップクラッチ 3 4 がダンパ装置 3 5 によりロック (フロントカバー 3 7 と係合) している場合は、フロントカバー 3 7 に伝達された内燃機関 1 0 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 3 8 に伝達される。つまり、トルク

50

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 - 1 に伝達する。

【 0 0 2 5 】

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 26 が設けられている。このオイルポンプ 26 は、ロータ 27 と、ハブ 28 と、ボディ 29 とにより構成されている。このオイルポンプ 26 は、ロータ 27 により円筒形状のハブ 28 を介して、上記ポンプ 31 に接続されている。また、ボディ 29 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 28 は、上記中空軸 36 にスプライン勘合されている。従って、オイルポンプ 26 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 27 に伝達されるので、駆動することができる。

10

【 0 0 2 6 】

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ベルト式無段変速機 1 - 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、少なくとも切換用遊星歯車装置 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。

【 0 0 2 7 】

切換用遊星歯車装置 41 は、切換用サンギヤ 44 と、切換用ピニオン 45 と、切換用リングギヤ 46 とにより構成されている。

【 0 0 2 8 】

切換用サンギヤ 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 の入力側プーリ軸であるプライマリシャフト 51 にスプライン嵌合されている。従って、切換用サンギヤ 44 に伝達された内燃機関 10 からの出力トルクは、プライマリシャフト 51 に伝達される。

20

【 0 0 2 9 】

切換用ピニオン 45 は、切換用サンギヤ 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。各切換用ピニオン 45 は、切換用サンギヤ 44 の周囲で一体に公転可能に支持する切換用キャリア 47 に保持されている。この切換用キャリア 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。

【 0 0 3 0 】

切換用リングギヤ 46 は、切換用キャリア 47 に保持された各切換用ピニオン 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。

30

【 0 0 3 1 】

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切換用リングギヤ 46 に伝達される。一方、フォワードクラッチ 42 の ON 時には、切換用リングギヤ 46 と切換用サンギヤ 44 と各切換用ピニオン 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切換用サンギヤ 44 に伝達される。

40

【 0 0 3 2 】

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、切換用キャリア 47 がトランスアクスルケース 22 に固定され、各切換用ピニオン 45 が切換用サンギヤ 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、切換用キャリア 47 が解放され、各切換用ピニオン 45 が切換用サンギヤ 44 の周囲を公転できる状態となる。

【 0 0 3 3 】

ベルト式変速機 1 - 1 の入力側プーリであるプライマリプーリ 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、

50

ベルト式無段変速機 1 - 1 のセカンダリプリー 6 0 に伝達するものである。このプライマリプリー 5 0 は、図 1 に示すように、入力側プリー軸であるプライマリシャフト 5 1 と、入力側固定シープ 5 2 と、入力側可動シープ 5 3 と、変速比制御手段としての機能を有する入力側油室 5 5 とにより構成されている。

【 0 0 3 4 】

プライマリシャフト 5 1 は、軸受 1 0 1 , 1 0 2 により回転可能に支持されている。また、プライマリシャフト 5 1 は、中空軸であり、この図示しない中空部にはトランスアクスルリヤカバー 2 3 に形成された図示しない油供給口から入力側油室 5 5 に供給される作動流体である作動油が流入する。

【 0 0 3 5 】

入力側固定シープ 5 2 は、入力側可動シープ 5 3 と対向するように、プライマリシャフト 5 1 の外周に一体的に設けられている。入力側可動シープ 5 3 は、プライマリシャフト 5 1 にこのプライマリシャフト 5 1 上を軸線方向に摺動可能にスプライン勘合されている。この入力側固定シープ 5 2 と入力側可動シープ 5 3 との間、すなわち入力側固定シープ 5 2 の入力側可動シープ 5 3 に対向する面と、入力側可動シープ 5 3 の入力側固定シープ 5 2 と対向する面との間で、V 形状の入力側溝 1 0 0 a が形成されている。

【 0 0 3 6 】

入力側油室 5 5 は、入力側可動シープ 5 3 の入力側固定シープ 5 2 と対向する面と反対側の背面 5 3 a と、プライマリシャフト 5 1 に固定された円板形状の入力側隔壁 5 4 とで構成されている。入力側可動シープ 5 3 の背面 5 3 a には、トランスアクスルリヤカバー 2 3 側に突出する環状の突出部 5 3 b が形成されている。一方、入力側隔壁 5 4 には、入力側可動シープ 5 3 側に突出する環状の突出部 5 4 a が形成されている。この突出部 5 3 b と突出部 5 4 a との間には、シール手段、例えば O リングなどが設けられている。つまり、入力側油室 5 5 を構成する入力側可動シープ 5 3 の背面 5 3 a と、入力側隔壁 5 4 とは、シール手段によりシールされている。

【 0 0 3 7 】

セカンダリシャフト 6 1 は、軸受 1 0 3 , 1 0 4 により回転可能に支持されている。また、セカンダリシャフト 6 1 は、中空軸であり、この図示しない中空部には後述するドライブシャフト 1 0 6 が配置されている。セカンダリシャフト 6 1 の減速機 8 0 側端部には、このセカンダリシャフト 6 1 の径方向外方に突出する突出部 6 1 a が形成されている。なお、セカンダリシャフト 6 1 とドライブシャフト 1 0 6 との間には、図示しない作動油供給制御装置から、矢印 B 1 に示すように、トランスアクスルケース 2 2 に形成された油供給口 2 2 a 介して、出力側油室 6 5 に供給される作動流体である作動油が流入する油路 1 0 6 a が形成されている。また、セカンダリシャフト 6 1 には、上記油路 1 0 6 a と出力側油室 6 5 とを連通する連通孔 6 1 b が形成されている。

【 0 0 3 8 】

ベルト式変速機 1 - 1 の出力側プリーであるセカンダリプリー 6 0 は、後述するベルトによりプライマリプリー 6 0 に伝達された内燃機関 1 0 からの出力トルクをベルト式無段変速機 1 - 1 の減速機 8 0 に伝達するものである。このセカンダリプリー 6 0 は、図 1 および図 2 に示すように、出力側プリー軸であるセカンダリシャフト 6 1 と、出力側固定シープ 6 2 と、出力側可動シープ 6 3 と、出力側ベルト挟圧力発生手段としての機能を有する出力側油室 6 5 とにより構成されている。

【 0 0 3 9 】

セカンダリシャフト 6 1 は、軸受 1 0 3 , 1 0 4 により回転可能に支持されている。また、プライマリシャフト 5 1 は、中空軸であり、この図示しない中空部には後述するドライブシャフト 1 0 6 が配置されている。セカンダリシャフト 6 1 の減速機 8 0 側端部には、このセカンダリシャフト 6 1 の径方向外方に突出する突出部 6 1 a が形成されている。なお、セカンダリシャフト 6 1 とドライブシャフト 1 0 6 との間には、図示しない作動油供給制御装置から、矢印 B 1 に示すように、トランスアクスルケース 2 2 に形成された油供給口 2 2 a 介して、出力側油室 6 5 に供給される作動流体である作動油が流入する油路

10

20

30

40

50

106aが形成されている。また、セカンダリシャフト61には、上記油路106aと出力側油室65とを連通する連通孔61bが形成されている。

【0040】

出力側固定シープ62は、出力側可動シープ63と対向するように、セカンダリシャフト61の外周に一体的に設けられている。上記出力側可動シープ63は、セカンダリシャフト61にこのセカンダリシャフト61上を軸線方向に摺動可能にスプライン勘合されている。この出力側固定シープ62と出力側可動シープ63との間、すなわち出力側固定シープ62の出力側可動シープ63に対向する面と、出力側可動シープ63の出力側固定シープ62と対向する面との間で、V字形状の入力側溝100bが形成されている。

【0041】

出力側油室65は、出力側可動シープ63の出力側固定シープ61と対向する面と反対側の背面63aと、セカンダリシャフト61に固定された円板形状の出力側隔壁64とによって構成されている。出力側可動シープ63の背面63aには、減速機80側に突出する環状の突出部63bが形成されている。一方、出力側隔壁64には、出力側可動シープ63側に突出する環状の突出部64aが形成されている。この突出部63bと突出部64aとの間には、シール手段、例えばOリングなどが設けられている。つまり、出力側油室65を構成する出力側可動シープ63の背面63aと、出力側隔壁64とは、シール手段によりシールされている。

【0042】

この出力側油室65には、図示しない作動油供給制御装置から、矢印B2に示すように、油供給口22a、連通孔61b、後述する減速機80の入力軸81に形成れた連通孔81bおよび油路106aを介して作動油が供給される。つまり、出力側油室65に作動油を供給し、この供給された作動油の圧力により、出力側可動シープ63を軸線方向に摺動させ、この出力側可動シープ63を出力側固定シープ62に対して接近あるいは離隔させるものである。出力側油室65は、出力側可動シープ63が出力側油室65に供給される作動油により、図2の矢印C方向への押圧力を発生することで、セカンダリプリー60に出力側可動シープ63と出力側固定シープ62との間に巻き掛けられる後述するベルト100に対する出力側ベルト挟圧力を発生させるベルト挟圧力発生手段としての機能を有するものである。

【0043】

ベルト式無段変速機1-1の緩衝機構である緩衝用油室70は、出力側プリーであるセカンダリプリー60と後述する遊星歯車装置である減速機80との間、すなわち出力側プリー軸であるセカンダリシャフト61と後述する減速機80の入力軸81との間に設けられている。緩衝用油室70は、セカンダリシャフト61の突出部61aと、この突出部61aと所定間隔で対向する後述する入力軸81の突出部81aとにより構成されている。ここで、所定間隔とは、後述する入力軸81がドライブシャフト106上を軸線方向に摺動できる距離よりも大きい間隔である。この突出部61aと突出部81aとの間には、シール手段、例えばOリングなどが設けられている。つまり、緩衝用油室70を構成するセカンダリシャフト61の突出部61aと、入力軸81の突出部81aとは、シール手段によりシールされている。

【0044】

この緩衝用油室70には、図示しない作動油供給制御装置から、矢印B3に示すように、油供給口22a、後述する連通孔81bおよび油路106aを介して作動油が供給される。つまり、緩衝用油室70は、出力側油室65に供給される作動油の一部が供給されるものである。従って、図示しない作動油供給制御装置から作動油を緩衝用油室70に供給する新たな油路を設ける必要がなく、ベルト式無段変速機1-1の大型化を抑制することができる。

【0045】

ベルト式無段変速機1-1の遊星歯車装置である減速機80は、セカンダリプリー60を介して伝達された内燃機関10からの出力トルクを最終減速機90に伝達し、セカンダ

10

20

30

40

50

リシャフト 6 1 からの回転を減速するものである。この減速機 8 0 は、入力軸 8 1 と、減速用サンギヤ 8 2 と、減速用ピニオン 8 3 と、減速用リングギヤ 8 4 とにより構成されている。ここで、減速機 8 0 は、上記出力側プーリの出力側プーリ軸、すなわちセカンダリプーリ 6 0 のセカンダリシャフト 6 1 の軸線 A 上に配置される。つまり、減速機 8 0 は、セカンダリシャフト 6 1 の軸中心線と、各ギヤ 8 2 , 8 4 の中心線とが同一となるように配置される。

【 0 0 4 6 】

入力軸 8 1 は、中空軸であり、この図示しない中空部には後述するドライブシャフト 1 0 6 が配置されている。この入力軸 8 1 は、ドライブシャフト 1 0 6 上を軸線方向に摺動可能に取り付けられている。入力軸 8 1 のセカンダリプーリ 6 0 側端部には、この入力軸 8 1 の径方向外方に突出する突出部 8 1 a が形成されている。また、この入力軸 8 1 は、セカンダリシャフト 6 1 にスプライン嵌合されている。なお、入力軸 8 1 には、トランスアクスルケース 2 2 に形成された油供給口 2 2 a と、セカンダリシャフト 6 1 とドライブシャフト 1 0 6 との間に形成された油路 1 0 6 a とを連通する連通孔 8 1 b が形成されている。また、突出部 8 1 a には、パーキングブレーキ 1 0 5 が設けられている。

【 0 0 4 7 】

減速用サンギヤ 8 2 は、ヘリカルギヤであり、入力軸 8 1 の突出部 8 1 a が形成される端部と反対側の端部に一体に形成されている。減速用ピニオン 8 3 は、ヘリカルギヤであり、上記減速用サンギヤ 8 2 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。各減速用ピニオン 8 3 は、減速用キャリア 8 5 と後述する最終減速機 9 0 のデフケース 9 1 とにより、減速用サンギヤ 8 2 の周囲で一体に公転可能に支持されている。つまり、減速用キャリア 8 5 とデフケース 9 1 は、一体で回転することとなる。減速用リングギヤ 8 4 は、ヘリカルギヤであり、減速用キャリア 8 5 とデフケース 9 1 とにより保持された各切替用ピニオン 8 3 と噛み合い、トランスアクスルケース 2 2 に固定されている。

【 0 0 4 8 】

ベルト式無段変速機 1 - 1 の差動歯車機構である最終減速機 9 0 は、減速機 8 0 を介して伝達された内燃機関 1 0 からの出力トルクを車輪 1 0 8 , 1 0 9 から路面に伝達するものである。この最終減速機 9 0 は、図 1 および図 2 に示すように、上記減速機 8 0 により増加された内燃機関 1 0 からの出力トルクを車輪 1 0 8 , 1 0 9 に伝達するものである。この最終減速機 9 0 は、中空部が形成されたデフケース 9 1 と、ピニオンシャフト 9 2 と、デフ用ピニオン 9 3 , 9 4 と、サイドギヤ 9 5 , 9 6 とにより構成されている。ここで、最終減速機 9 0 は、上記出力側プーリの出力側プーリ軸、すなわちセカンダリプーリ 6 0 のセカンダリシャフト 6 1 の軸線 A 上に配置される。つまり、最終減速機 9 0 は、セカンダリシャフト 6 1 の中心線と、サイドギヤ 9 5 , 9 6 の軸中心線とが同一となるように配置される。

【 0 0 4 9 】

デフケース 9 1 は、上記減速機 8 0 の減速用キャリア 8 5 を介して、軸受 8 6 , 9 7 により回転可能に支持されている。ピニオンシャフト 9 2 は、デフケース 9 1 の中空部に取り付けられている。デフ用ピニオン 9 3 , 9 4 は、このピニオンシャフト 9 2 に回転可能に取り付けられている。サイドギヤ 9 5 , 9 6 は、このデフ用ピニオン 9 3 , 9 4 の両方に噛み合わされている。このサイドギヤ 9 5 , 9 6 は、それぞれドライブシャフト 1 0 6 , 1 0 7 に固定されている。

【 0 0 5 0 】

ドライブシャフト 1 0 6 は、上記中空軸であるセカンダリシャフト 6 1 内部および入力軸 8 1 内部に配置されており、サイドギヤ 9 5 が固定されている端部と反対側の端部に車輪 1 0 8 が取り付けられている。一方、ドライブシャフト 1 0 7 は、サイドギヤ 9 6 が固定されている端部と反対側の端部に車輪 1 0 9 が取り付けられている。

【 0 0 5 1 】

ベルト式無段変速機 1 - 1 のベルト 1 0 0 は、プライマリプーリ 5 0 を介して伝達され

10

20

30

40

50

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。このベルトは、図1に示すように、プライマリプーリ50の入力側溝100aとセカンダリプーリ60の出力側溝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。

【0052】

次に、実施例1にかかるベルト式無段変速機1-1の動作について説明する。図3は、実施例1にかかるベルト式無段変速機の動作説明図である。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、図示しない作動油供給制御装置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とプライマリシャフト51が直結状態となる。つまり、切換用遊星歯車装置41の切換用サンギヤ44と切換用リングギヤ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シャフト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のセカンダリシャフト61を回転させる。

【0053】

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、セカンダリシャフト61から減速機80の入力軸81に伝達され、この入力軸81を回転させる。入力軸81が回転することで、減速用サンギヤ82が同一方向に回転する。減速用サンギヤ82および減速用リングギヤ84と噛み合う各減速用ピニオン83は、自転しながら、減速用サンギヤ82の周囲を公転する。各減速用ピニオン83が減速用サンギヤ82の周囲を公転することにより、この各減速用ピニオン83を支持する減速用キャリア85と最終減速機90のデフケース91を減速用サンギヤ82の回転方向と同一方向に回転させ、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、最終減速機90に伝達される。デフケース91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93、94およびサイドギヤ95、96を介してドライブシャフト106、107に伝達され、その端部に取り付けられた車輪108、109に伝達され、車輪108、109を回転させ、車両は前進する。

【0054】

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、図示しない作動油供給制御装置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、切換用遊星歯車装置41の切換用キャリア47がトランスアクスルケース22に固定され、各切換用ピニオン45が自転のみを行うように切換用キャリア47に保持される。従って、切換用リングギヤ46がインプットシャフト38と同一方向に回転し、この切換用リングギヤ46と噛み合っている各切換用ピニオン45もインプットシャフト38と同一方向に回転し、この各切換用ピニオン45と噛み合っている切換用サンギヤ44がインプットシャフト38と逆方向に回転する。つまり、切換用サンギヤ44に連結されているプライマリシャフト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のセカンダリシャフト61、入力軸81、デフケース91、ドライブシャフト106、107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。

【0055】

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1-1の変速比を制御する。このベルト式無段変速機1-1の変速比の制御は、プライマリプーリ50の変速比制御手段である入力側油室55に図示しない作動油供給制御装

10

20

30

40

50

置から供給される作動油の油圧を制御することで行われる。つまり、入力側可動シープ53がプライマリシャフト51の軸線方向に移動し、入力側固定シープ52とこの入力側可動シープ53との間の間隔、すなわち入力側溝100aの幅を調整する。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。

【0056】

一方、セカンダリプーリ60においては、ベルト挟圧力発生手段である出力側油室65に図示しない作動油供給制御装置から供給される作動油の油圧を制御することで、出力側固定シープ62とこの出力側可動シープ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の張力が制御される。

10

【0057】

ここで、遊星歯車装置である減速機80は、相互に噛み合う減速用サンギヤ82、各減速用ピニオン83、減速用リングギヤ84がヘリカルギヤであるため、この減速機80にセカンダリプーリ60のセカンダリシャフト61を介して内燃機関10からの出力トルクが伝達されると、これら各ギヤにはスラスト力が発生する。内燃機関10からの出力トルクが変動、特に急激に変動すると、入力軸81に伝達されるスラスト力は変化する。このスラスト力が瞬間的に増加する際には、例えば図3の矢印Dに示すように、スラスト力が瞬間的に減速用サンギヤ82から入力軸81に伝達される。このスラスト力は、入力軸81の突出部81aを介して、緩衝手段である緩衝用油室70内の作動油に瞬間的に伝達される。

20

【0058】

このとき、緩衝用油室70内の作動油の圧力が上記突出部81aを介して瞬間的に伝達されたスラスト力よりも小さいと、緩衝用油室70内の作動油の一部は、図3の矢印B4に示すように、セカンダリシャフト61の突出部61aと入力軸81の突出部81aとの間から油路106aに戻る。これにより、作動油に伝達されたスラスト力に応じて緩衝用油室70の容積が変化、すなわち入力軸81が矢印D方向にドライブシャフト106上を摺動し、この作動油に伝達されたスラスト力が緩衝される。作動油に伝達されたスラスト力が緩衝用油室70により緩衝されることで、セカンダリシャフト61の突出部61aに伝達されるスラスト力が低減される。つまり、減速機80において発生したスラスト力、すなわち入力軸81に伝達されたスラスト力が、セカンダリプーリ60のセカンダリシャフト61に伝達される際に、このスラスト力が緩衝手段である緩衝用油室70の作動油に伝達されることにより緩衝され、セカンダリシャフト61、すなわちセカンダリプーリ60に伝達されるスラスト力が低減される。

30

【0059】

以上により、内燃機関10からの出力トルクの変動により、特に内燃機関10からの出力トルクの変動が急激に起こることで、入力軸81に伝達されるスラスト力が急激に変化しても、セカンダリシャフト61に伝達されたスラスト力は低減されるので、セカンダリシャフト61の軸線方向におけるプライマリシャフト51に対する急激な位置ずれを抑制することができる。従って、内燃機関10からの出力トルクの変動により、スラスト力が急激に増加しても、セカンダリシャフト61に伝達されるスラスト力は低減されるので、プライマリプーリ50とセカンダリプーリ60との軸線方向における相対位置のずれを抑制することができる。これにより、ベルト100がずれ、すなわち瞬間的に軸線方向に対して傾斜した状態で、ベルト100を介してプライマリプーリ50からセカンダリプーリ60に内燃機関10からの出力トルクが伝達されることを低減でき、耐久性が低下するなどの悪影響を抑制することができる。

40

【0060】

なお、このスラスト力が瞬間的に減少する際には、図2の矢印B3に示すように、セカンダリシャフト61の突出部61aと入力軸81の突出部81aとの間から油路106a

50

の作動油が緩衝用油室 70 に供給される。これにより、作動油に伝達されたスラスト力に応じて緩衝用油室 70 の容積が変化、すなわち入力軸 81 が矢印 D 方向と反対方向にドライブシャフト 106 上を摺動するので、セカンダリシャフト 61 の軸線方向における位置は変化しない、あるいはほとんど変化しない。従って、プライマリプーリ 50 とセカンダリプーリ 60 との軸線方向における相対位置のずれを抑制することができる。

【0061】

また、上記スラスト力が瞬間的に増加する際には、図 3 の矢印 B4 に示すように、緩衝用油室 70 内の作動油の一部が油路 106a に戻るが、この油路 106a に戻った作動油は、同図の矢印 B2 に示すように、セカンダリプーリ 60 の連通孔 61b を介して出力側油室 65 に供給される。従って、セカンダリプーリ 60 の出力側可動シープ 63 は、同図の矢印 C 方向への押圧力が増加し、内燃機関 10 の出力トルクが増加する際におけるセカンダリプーリ 60 の出力側ベルト挟圧力を増加させることができる。

10

【0062】

また、緩衝手段である緩衝用油室 70 内には、出力側油室 65 の圧力と同一の圧力の作動油が供給される。従って、セカンダリシャフト 61 は、トランスアクスルリヤカバー 23 側に、減速機 80 の入力軸は、最終減速機 90 側に押圧された状態となり、セカンダリシャフト 61 の軸線方向におけるがたつきを抑制することができる。

【実施例 2】

【0063】

図 4 は、実施例 2 にかかるベルト式無段変速機のスケルトン図である。図 5 は、実施例 2 にかかるベルト式無段変速機の要部断面図である。図 6 は、実施例 2 にかかるベルト式無段変速機の動作説明図である。図 7-1 は、トルクカムの構成例を示す図である。図 7-2 は、トルクカムの動作説明図である。図 4 に示すベルト式無段変速機 1-2 が、図 1 に示すベルト式無段変速機 1-1 と異なる点は、セカンダリプーリ 60 に伝達された内燃機関 10 からの出力トルクをセカンダリシャフト 61 ではなく中間部材 66 を介して減速機 80 の入力軸に伝達する点である。なお、図 4 に示すベルト式無断変速機 1-2 の基本的構成は、図 1 に示すベルト式無段変速機 1-1 の基本的構成と同様であるため、その説明は省略する。

20

【0064】

セカンダリプーリ 60 は、図 4 および図 5 に示すように、ベルト挟圧力発生手段として、出力側油室 65 以外にトルクカム 67 を備える。このトルクカム 67 が主として出力側ベルト挟圧力を発生させ、出力側油室 65 はトルクカム 67 により発生した出力側ベルト挟圧力の不足分を発生させる。

30

【0065】

トルクカム 67 は、図 5 および図 7-1 に示すように、セカンダリプーリ 60 の出力側可動シープ 63 に環状に設けられた山谷状の第 1 係合部 63c と、この第 1 係合部 63c とセカンダリシャフト 61 の軸線方向において対向する後述する中間部材 66 に形成された第 2 係合部 66c と、この第 1 係合部 63c と第 2 係合部 66c との間に配置された円板形状の伝達部材 68 とにより構成されている。

【0066】

40

中間部材 66 は、セカンダリシャフト 61 の軸線方向に固定された軸受け 110 と、その径方向に固定された軸受け 111 とにより、セカンダリシャフト 61 や出力側可動シープ 63 に対してセカンダリシャフト 61 上で相対回転可能に支持されている。この中間部材 66 は、減速機 80 の入力軸 81 とスプライン嵌合されている。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 66 を介して減速機 80 に伝達される。

【0067】

中間部材 66 は、出力側油室 65 を構成する出力側隔壁としての機能を有する。つまり、実施例 2 にかかるベルト式無段変速機 1-2 における出力側油室 65 は、出力側可動シープ 63 の背面 63a と、中間部材 66 とにより構成されている。なお、この中間部材 6

50

6には、出力側可動シープ63側に突出する環状の突出部66aが形成されており、この突出部66aと背面63aの突出部63bとの間にシール手段、例えばOリングなどが設けられている。つまり、出力側油室65を構成する出力側可動シープ63の背面63aと、中間部材66とは、シール手段によりシールされている。

【0068】

この出力側油室65には、図示しない作動油供給制御装置から作動油が供給されるが、緩衝用油室70を介して供給される。つまり、図5の矢印B3に示すように、油路106aに流入した作動油は、セカンダリシャフト61の突出部61aと入力軸81の突出部81aと間から緩衝用油室70に供給される。この緩衝用油室70に供給された作動油は、矢印B4に示すように、セカンダリシャフト61と中間部材66との間から出力側油室65に供給される。この供給された作動油の圧力により、矢印C方向への押圧力を発生することで、セカンダリプーリ60に出力側可動シープ63と出力側固定シープ62との間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る。

【0069】

また、中間部材66は、緩衝手段である緩衝用油室70の一部を構成する。つまり、緩衝用油室70は、セカンダリシャフト61の突出部61aと入力軸81の突出部81aと中間部材66とにより構成されている。この中間部材66には、減速機80側に突出する環状の突出部66bが形成されており、この突出部66bと入力軸81の突出部81aとの間にシール手段、例えばOリングなどが設けられている。

【0070】

ここで、トルクカム67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の出力側可動シープ63は、この出力側固定シープ62、セカンダリシャフト61、軸受110ともに回転するため、この出力側可動シープ63と中間部材66との間に相対回転が発生する。そして、図7-1に示すように、第1係合部63cと第2係合部66cとが接近した状態から、伝達部材68により、図7-2に示すように第1係合部63cと第2係合部66cとが離隔した状態に変化する。これにより、トルクカム67は、セカンダリプーリ60にベルト100に対するベルト挟圧力を発生する。

【0071】

次に、実施例2にかかるベルト式無段変速機1-1の動作について説明する。なお、図4に示すベルト式無断変速機1-2の基本的動作は、図1に示すベルト式無段変速機1-1の基本的動作と同様であるため、その説明は省略する。

【0072】

遊星歯車装置である減速機80において発生したスラスト力が瞬間的に増加する際には、例えば図5の矢印Dに示すように、スラスト力が瞬間的に減速用サンギヤ82から入力軸81に伝達され、この入力軸81の突出部81aを介して、緩衝手段である緩衝用油室70内の作動油に瞬間的に伝達される。このとき、緩衝用油室70内の作動油の圧力が上記突出部81aを介して瞬間的に伝達されたスラスト力よりも小さいと、緩衝用油室70内の作動油の一部は、図6の矢印B5に示すように、セカンダリシャフト61の突出部61aと入力軸81の突出部81aと間から油路106aに戻る。これにより、作動油に伝達されたスラスト力に応じて緩衝用油室70の容積が変化、すなわち入力軸81が矢印D方向にドライブシャフト106上を摺動し、この作動油に伝達されたスラスト力が緩衝される。

【0073】

作動油に伝達されたスラスト力が緩衝用油室70により緩衝されることで、セカンダリシャフト61の突出部61aおよび中間部材66に伝達されるスラスト力が低減される。つまり、減速機80において発生したスラスト力、すなわち入力軸81に伝達されたスラスト力が、セカンダリプーリ60のセカンダリシャフト61および中間部材に伝達される際に、このスラスト力が緩衝手段である緩衝用油室70の作動油に伝達されることにより

10

20

30

40

50

緩衝され、セカンダリシャフト 6 1 および中間部材 6 6、すなわちセカンダリプーリ 6 0 に伝達されるスラスト力が低減される。

【 0 0 7 4 】

以上により、内燃機関 1 0 からの出力トルクの変動により、特に内燃機関 1 0 からの出力トルクの変動が急激に起こることで、入力軸 8 1 に伝達されるスラスト力が急激に変化しても、セカンダリシャフト 6 1 および中間部材 6 6 に伝達されたスラスト力は低減されるので、セカンダリシャフト 6 1 の軸線方向におけるプライマリシャフト 5 1 に対する急激な位置ずれを抑制することができる。従って、内燃機関 1 0 からの出力トルクの変動により、スラスト力が急激に増加しても、セカンダリシャフト 6 1 および中間部材 6 6 に伝達されるスラスト力は低減されるので、プライマリプーリ 5 0 とセカンダリプーリ 6 0 との軸線方向における相対位置のずれを抑制することができる。これにより、ベルト 1 0 0 がずれ、すなわち瞬間的に軸線方向に対して傾斜した状態で、ベルト 1 0 0 を介してプライマリプーリ 5 0 からセカンダリプーリ 6 0 に内燃機関 1 0 からの出力トルクが伝達されることを低減でき、耐久性が低下するなどの悪影響を抑制することができる。

10

【 0 0 7 5 】

また、上記中間部材 6 6 をセカンダリシャフト 6 1 や出力側可動シープ 6 3 に対してセカンダリシャフト 6 1 上で相対回転可能に支持する軸受 1 1 0 , 1 1 1 は、緩衝用油室 7 0 に供給された作動油が出力側油室 6 5 に供給される際に潤滑される。従って、上記軸受け 1 1 0 , 1 1 1 を潤滑するための新たな油路を設ける必要がなく、ベルト式無段変速機 1 - 2 の大型化を抑制することができ、簡単な構成とすることができる。

20

【 0 0 7 6 】

また、上記実施例 2 にかかる緩衝手段である緩衝用油室 7 0 は、セカンダリシャフト 6 1 の突出部 6 1 a と入力軸 8 1 の突出部 8 1 a 間に形成される空間部のみならず、セカンダリシャフト 6 1 の突出部 6 1 a と中間部材 6 6 との間に形成される空間部を有する。つまり、緩衝用油室 7 0 の最大容量が大きいので、作動油に伝達されたスラスト力をさらに緩衝することができ、セカンダリシャフト 6 1 および中間部材 6 6 に伝達されるスラスト力をさらに低減することができる。これにより、プライマリプーリ 5 0 とセカンダリプーリ 6 0 との軸線方向における相対位置のずれをさらに抑制することができる。

【 0 0 7 7 】

また、上記実施例 2 にかかる緩衝手段である緩衝用油室 7 0 は、上述のように、最大容量を大きく、作動油に伝達されたスラスト力をさらに緩衝することができるので、内燃機関 1 0 からの出力トルクが伝達された際に発生するスラスト力が増加する径の小さいヘリカルギヤを減速機 8 0 の各ギヤに用いることができる。これにより、減速機 8 0 の径方向の小型化がはかれ、ベルト式無段変速機 1 - 2 の大型化をさらに抑制することができる。

30

【 0 0 7 8 】

図 8 は、実施例 2 にかかるベルト式無段変速機の他の要部断面図である。図 5 に示すベルト式無段変速機 1 - 2 では、セカンダリシャフト 6 1 を回転可能に支持する一方の軸受 1 0 4、すなわち中間部材 6 6 の径方向外方側で勘合する軸受 1 0 4 は外輪、転動体、内輪とにより構成されているが、図 8 に示すように、外輪 1 0 4 a、転動体 1 0 4 b と中間部材 6 6 とにより構成しても良い。つまり、軸受 1 0 4 の内輪として、中間部材 6 6 を用い、転動体 1 0 4 b と中間部材 6 6 の外周とにより、内輪側転動部を形成しても良い。これにより、図 8 に示すセカンダリシャフト 6 1 を回転可能に支持する一方の軸受 1 0 4 の径方向における幅 h_2 が、図 5 に示すセカンダリシャフト 6 1 を回転可能に支持する一方の軸受 1 0 4 の径方向における幅 h_1 よりも狭くなり、ベルト式無段変速機 1 - 2 の大型化を抑制することができる。

40

【 0 0 7 9 】

なお、上記実施例 1 , 2 においては、入力側ベルト挟圧力発生手段として入力側油室 5 5、出力側挟圧力発生手段として出力側油室 6 5 およびトルクカム 6 7 を用いたがこれに限定されるものではなく、例えばモータなど電動機を単独であるいは併用して用いても良い。

50

【 0 0 8 0 】

また、上記実施 1 , 2 においては、緩衝手段として、減速機 8 0 の入力軸 8 1 の摺動に応じて容積が変化する緩衝用油室 7 0 を用いたがこれに限定されるものではない。例えば、セカンダリプーリ 6 0 と減速機 8 0 との間であるセカンダリシャフト 6 1 と入力軸 8 1 との間にバネ、ゴム、ポリウレタンエラストマなどの弾性体を設けても良い。

【産業上の利用可能性】

【 0 0 8 1 】

以上のように、この発明にかかるベルト式無段変速機は、出力側プーリの出力側プーリ軸と同一の軸線を中心に遊星歯車装置が配置されるベルト式無段変速機に有用であり、特に、入力軸側プーリと出力側プーリとの軸線方向における相対位置のずれを抑制するのに適している。

10

【図面の簡単な説明】

【 0 0 8 2 】

【図 1】実施例 1 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】実施例 1 にかかるベルト式無段変速機の要部断面図である。

【図 3】実施例 1 にかかるベルト式無段変速機の動作説明図である。

【図 4】実施例 2 にかかるベルト式無段変速機のスケルトン図である。

【図 5】実施例 2 にかかるベルト式無段変速機の要部断面図である。

【図 6】実施例 2 にかかるベルト式無段変速機の動作説明図である。

【図 7 - 1】トルクカム構成例を示す図である。

20

【図 7 - 2】トルクカムの動作説明図である。

【図 8】実施例 2 にかかるベルト式無段変速機の他の要部断面図である。

【符号の説明】

【 0 0 8 3 】

1 - 1 , 2 ベルト式無段変速機

1 0 内燃機関（駆動源）

2 0 トランスアクスル

3 0 トルクコンバータ

4 0 前後進切換機構

5 0 プライマリプーリ（入力側プーリ）

30

5 1 プライマリシャフト（入力側プーリ軸）

5 2 入力側固定シープ

5 3 入力側可動シープ

5 4 入力側隔壁

5 5 入力側油室（変速比制御手段）

6 0 セカンダリプーリ（出力側プーリ）

6 1 セカンダリシャフト（出力側プーリ軸）

6 1 a 突出部

6 2 出力側固定シープ

6 3 出力側可動シープ

40

6 4 出力側隔壁

6 5 出力側油室（ベルト挟圧力発生手段）

7 0 緩衝用油室（緩衝手段）

8 0 減速機（遊星歯車装置）

8 1 入力軸

8 1 a 突出部

8 2 減速用サンギヤ

8 3 減速用ピニオン

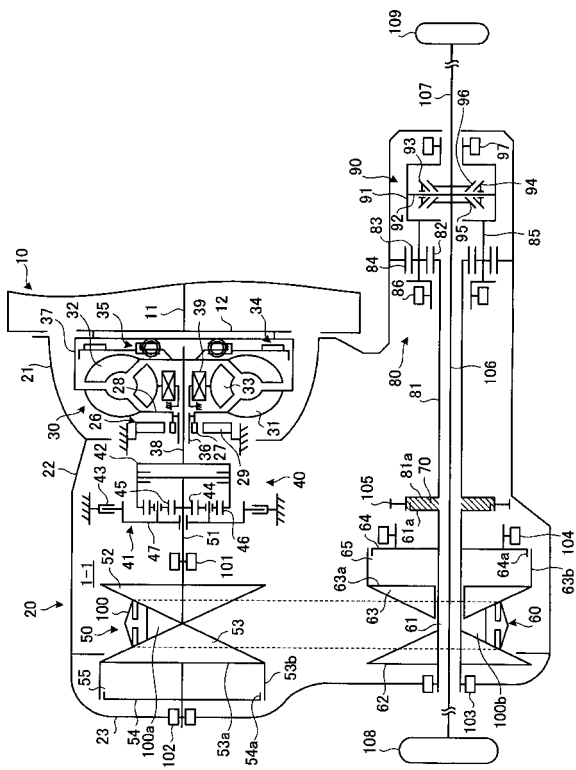
8 4 減速用リングギヤ

8 5 減速用キャリア

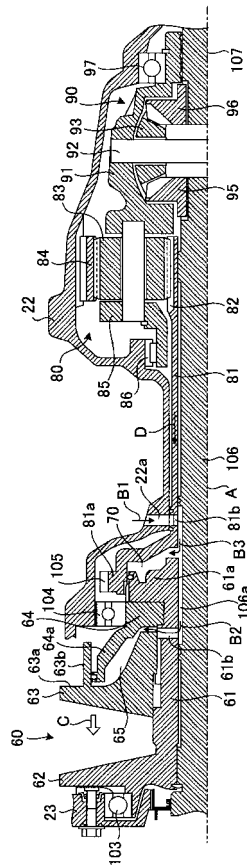
50

- 90 最終減速機 (差動歯車装置)
- 100 ベルト
- 100a 入力側溝
- 100b 出力側溝

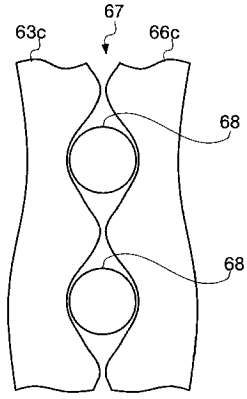
【図1】



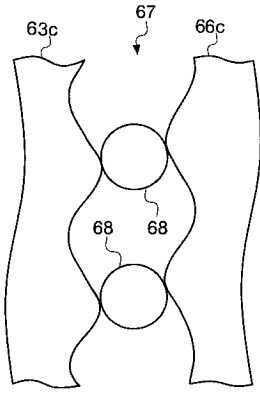
【図2】



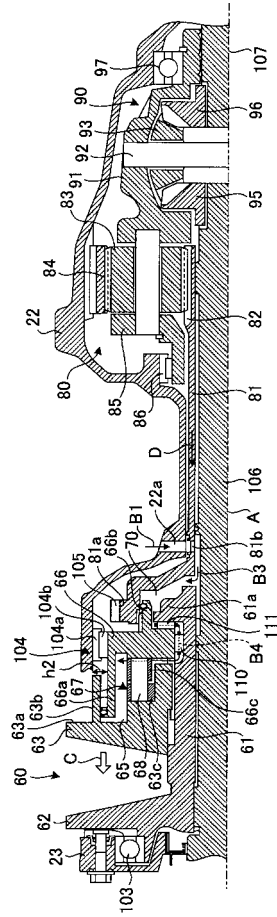
【図7-1】



【図7-2】



【図8】



フロントページの続き

(72)発明者 木村 浩章
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 広瀬 功次

(56)参考文献 特開昭60-026843(JP,A)
特開2000-266154(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 9/00-7/26
F16H 37/02