

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3659992号
(P3659992)

(45) 発行日 平成17年6月15日(2005.6.15)

(24) 登録日 平成17年3月25日(2005.3.25)

(51) Int. Cl.⁷

F 1 6 H 47/04

F I

F 1 6 H 47/04

C

請求項の数 3 (全 8 頁)

(21) 出願番号	特願平6-206649	(73) 特許権者	000005326 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山二丁目1番1号
(22) 出願日	平成6年8月31日(1994.8.31)	(74) 代理人	100071870 弁理士 落合 健
(65) 公開番号	特開平8-74965	(74) 代理人	100097618 弁理士 仁木 一明
(43) 公開日	平成8年3月19日(1996.3.19)	(72) 発明者	飯野 尚史 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会 社本田技術研究所内
審査請求日	平成12年10月27日(2000.10.27)	(72) 発明者	高野 幹広 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会 社本田技術研究所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 油圧・機械式伝動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

入力軸(9)及び一对の第1,第2出力軸(10₁,10₂)を備え、原動機(E)から入力軸(9)に供給される動力を分割して両出力軸(10₁,10₂)に伝達する遊星歯車式の動力分割装置(3)と、

第1出力軸(10₁)から出力される動力により駆動される油圧ポンプ(24)、この油圧ポンプ(24)に油圧閉回路(26)を介して連通する油圧モータ(25)、および上記油圧閉回路(26)を形成した制御盤(27)を備え、その油圧ポンプ(24)および油圧モータ(25)の少なくとも一方を可変容量型に構成した逆転可能な静油圧式無段変速機(2)と、

第2出力軸(10₂)に連結する機械伝動装置(4)と、

この機械伝動装置(4)及び油圧モータ(25)からそれぞれ出力される動力を集合させて負荷に供給する動力集合軸(17)とを有する油圧・機械式伝動装置であって、

前記動力分割装置(3)の入力軸(9)と第1,第2出力軸(10₁,10₂)とを同軸上に配置すると共に、その第1出力軸(10₁)を油圧ポンプ(24)のポンプシリンダ(28)に同軸上で連結し、また前記動力集合軸(17)を第1,第2出力軸(10₁,10₂)と平行に配置すると共に、その動力集合軸(17)を油圧モータ(25)のモータシリンダ(34)に同軸上で連結し、動力集合軸(17)と第2出力軸(10₂)間を常時連動、連結するギヤ(18,19)列で前記機械伝動装置(4)が構成されることを特徴とする、油圧・機械式伝動装置。

10

20

【請求項 2】

請求項 1 記載のものにおいて、

動力分割装置 (3)、機械伝動装置 (4) 及び動力集合軸 (17) を共通のケーシング (1c) に収容して機械伝動ユニット (1) を構成し、第 1 出力軸 (10₁) 及び動力集合軸 (17) を回転自在に支承すべく制御盤 (27) を機械伝動ユニット (1) と油圧ポンプ (24) 及び油圧モータ (25) との間に配置したことを特徴とする、油圧・機械式伝動装置。

【請求項 3】

請求項 2 記載のものにおいて、

機械伝動ユニット (1) のケーシング (1c) に、動力集合軸 (17) に連結する差動装置 (6) を収容し、この差動装置 (6) を、それから延出する左右の車輪駆動軸 (23_L, 23_R) の一方が無段変速機 (2) の外周を通るように動力集合軸 (17) と平行に配置したことを特徴とする、油圧・機械式伝動装置。

10

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】

本発明は、入力軸及び一对の第 1, 第 2 出力軸を備え、原動機から入力軸に供給される動力を分割して両出力軸に伝達する動力分割装置と、第 1 出力軸から出力される動力により駆動される油圧ポンプ、この油圧ポンプに油圧閉回路を介して連通する油圧モータ、及び上記油圧閉回路を形成した制御盤を備え、その油圧ポンプ及び油圧モータの少なくとも一

20

【0002】

【従来の技術】

従来、油圧閉回路を介して相互に連通する油圧ポンプ及び油圧モータを備え、少なくともそれらのいずれか一方を可変容量型に構成した静油圧式無段変速機は、様々な産業機械や車両に適用されている。しかしながら、かかる静油圧式無段変速機は、無段変速性に優れたものゝ、必ずしも伝動効率が良いとは言えず、燃費を重視する自動車用には不向きとされている。

30

【0003】

そこで、伝動効率を改善するために、原動機の動力を、無段変速性の優れた静油圧式無段変速機と、伝動効率の優れた機械伝動装置との協働により伝達するようにした油圧・機械式伝動装置が既に提案されている (特開昭 62 - 147148 号公報参照)。かかる形式の伝動装置によれば、静油圧式無段変速機の無段変速性を保有したまゝ伝動効率の向上を図ることができる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上記公報に開示されているものは、原動機の動力を供給される入力軸、油圧ポンプのポンプ軸、油圧モータのモータ軸、油圧系と機械系に分割された動力を集合させる動力集合軸とが全て独立して平行に配置されているため、平行軸の本数が多く、したがって構造が複雑且つ大型化する欠点を有する。

40

【0005】

本発明は、かかる事情に鑑みてなされたもので、平行軸の本数が少なく、構造が簡単でコンパクトな油圧・機械式伝動装置を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、本発明は、入力軸及び一对の第 1, 第 2 出力軸を備え、原動機から入力軸に供給される動力を分割して両出力軸に伝達する遊星歯車式の動力分割装置と、第 1 出力軸から出力される動力により駆動される油圧ポンプ、この油圧ポンプに油

50

圧閉回路を介して連通する油圧モータ、及び上記油圧閉回路を形成した制御盤を備え、その油圧ポンプ及び油圧モータの少なくとも一方を可変容量型に構成した逆転可能な静油圧式無段変速機と、第2出力軸に連結する機械伝動装置と、この機械伝動装置及び油圧モータからそれぞれ出力される動力を集合させて負荷に供給する動力集合軸とを有する油圧・機械式伝動装置であって、前記動力分割装置の入力軸と第1、第2出力軸とを同軸上に配置すると共に、その第1出力軸を油圧ポンプのポンプシリンダに同軸上で連結し、また前記動力集合軸を第1、第2出力軸と平行に配置すると共に、その動力集合軸を油圧モータのモータシリンダに同軸上で連結し、動力集合軸と第2出力軸間を常時連動、連結するギヤ列で前記機械伝動装置が構成されることを第1の特徴とする。

【0007】

また本発明は、上記特徴に加えて、動力分割装置、機械伝動装置及び動力集合軸を共通のケーシングに收容して機械伝動ユニットを構成し、第1出力軸及び動力集合軸を回転自在に支承すべく制御盤を機械伝動ユニットと油圧ポンプ及び油圧モータとの間に配置したことを第2の特徴とする。

【0008】

さらに本発明は、第2の特徴に加えて、機械伝動ユニットのケーシングに、動力集合軸に連結する差動装置を收容し、この差動装置を、それから延出する左右の車輪駆動軸の一方が無段変速機の外周を通るように動力集合軸と平行に配置したことを第3の特徴とする。

【0009】

【実施例】

以下、図面により本発明の一実施例について説明する。

【0010】

図1において、Tはフロントエンジンフロントドライブ式あるいはリアエンジンリアドライブ式自動車用の油圧・機械式伝動装置を示す。この油圧・機械式伝動装置Tは、機械伝動ユニット1及び静油圧式の無段変速機2からなっており、その機械伝動ユニット1を挟むように、その一側に原動機としてのエンジンE、他側に無段変速機2がそれぞれ配置される。

【0011】

機械伝動ユニット1は、動力分割装置3、機械伝動装置4、動力集合軸17、減速装置5及び差動装置6を共通の第1ケーシング1cに收容して構成される。

【0012】

動力分割装置3は、遊星歯車式に構成されるもので、エンジンEのクランク軸7にトルクダンパ8を介して連結する入力軸9と、この入力軸9と同軸線上に並ぶ第1出力軸10₁と、この第1出力軸10₁を同心で圍繞する第2出力軸10₂とを備える。入力軸9には、それと平行な複数のピニオン軸12を外周に有するキャリア11が固設される。各ピニオン軸12には、互いに一体に結合した大小一对のピニオンギヤ13、14が回転自在に支承されており、その大径ピニオンギヤ13に噛合する小径サンギヤ15は前記第1出力軸10₁に固設され、また小径ピニオンギヤ14に噛合する大径サンギヤ16は前記第2出力軸10₂に固設される。

【0013】

機械伝動装置4は、前記第2出力軸10₂に固設されたギヤ18と、動力集合軸17に固設されて上記ギヤ18に噛合するギヤ19とからなり、動力集合軸17は第1、第2出力軸10₁、10₂と平行に配置される。

【0014】

減速装置5は、動力集合軸17に固設された小径ギヤ20と、差動装置6のデフケース22に固設されて上記小径ギヤ20に噛合する大径ギヤ21とからなる。

【0015】

差動装置6は従来周知のもので、大径ギヤ21からデフケース22に伝達した動力を、デフケース22に支承される左右の車輪駆動軸23_L、23_Rに分配するようになっており、これら車輪駆動軸23_L、23_Rの一方が無段変速機2の外周、図示例ではその下側を

10

20

30

40

50

通るように、差動装置 6 は動力集合軸 17 と平行に配置される。

【0016】

無段変速機 2 は、油圧ポンプ 24、油圧モータ 25 及びこれらを相互に連通する油圧閉回路 26 を形成した制御盤 27 から構成され、その制御盤 27 は機械伝動ユニット 1 に隣接するように第 1 ケーシング 1c の一側に固着され、そして前記第 1 出力軸 10₁ 及び動力集合軸 17 を回転自在に支承する。したがって制御盤 27 は、機械伝動ユニット 1 と油圧ポンプ 24 及び油圧モータ 25 との間に配置される。

【0017】

油圧ポンプ 24 は、第 1 出力軸 10₁ に同軸上で連結されると共に制御板 27 の油圧分配面 27a に回転摺動自在に配設されるポンプシリンダ 28 と、このポンプシリンダ 28 にその軸線を囲むように設けられた環状配列の多数のシリンダ孔 29 に摺動自在に嵌合した多数のポンププランジャ 30 と、各ポンププランジャ 30 の先端に首振り自在に付設されたシュー 31 が摺動可能に当接する可変角度のポンプ斜板 32 とを備えて可変容量型に構成される。即ち、ポンプ斜板 32 は、ポンプシリンダ 28 の軸線と直交して配設されるトラニオン軸 33 周りに、上記軸線と直交する直立位置と、同軸線に対し傾けた所定の最大傾斜位置との間を回動し得るようになっており、このポンプ斜板 32 の直立位置からの傾き角度を増加させれば各ポンププランジャ 30 の往復動ストロークを増加させることができる。

【0018】

一方、油圧モータ 25 は、前記動力集合軸 17 に同軸上で連結されると共に制御盤 27 の油圧分配面 27a に回転摺動自在に配設されるモータシリンダ 34 と、このモータシリンダ 34 にその軸線を囲むように設けられた多数のシリンダ孔 35 に摺動自在に嵌合した多数のモータプランジャ 36 と、各モータプランジャ 36 の先端に首振り自在に付設されたシュー 37 が摺動自在に当接するモータ斜板 38 とを備えて、これも可変容量型に構成される。即ち、モータ斜板 38 は、モータシリンダ 34 の軸線と直交して配設されるトラニオン軸 39 周りに、モータシリンダ 34 の軸線と交差する直立位置と、同軸線に対し傾けた所定の最大傾斜位置との間を回動し得るようになっており、このモータ斜板 38 の直立位置からの傾き角度を増加させれば、各モータプランジャ 36 の往復ストロークを増加させることができる。

【0019】

上記油圧ポンプ 24 及び油圧モータ 25 を収容する第 2 ケーシング 2c は制御盤 27 及び第 1 ケーシング 1c に固着される。

【0020】

次に、この実施例の作用について説明する。

【0021】

エンジン E の動力がクランク軸 7 からトルクダンパ 8 を介して入力軸 9、したがってキャリア 11 に供給されると、その動力は大小のピニオンギヤ 13、14 により分割され、大径ピニオンギヤ 13 に伝達した動力は小径サンギヤ 15 から第 1 出力軸 10₁ を経てポンプシリンダ 28 へと伝達してこれを駆動する。

【0022】

このときポンプ斜板 32 及びモータ斜板 38 がそれぞれ直立位置から適当角度に傾斜した状態にあれば、ポンプシリンダ 28 の 1 回転につき、ポンププランジャがポンプ斜板 32 の傾き角度に応じたストロークをもってシリンダ孔 29 を 1 往復し、吐出及び吸入動作を行うので、各シリンダ孔 29 から吐出された油圧は制御盤 27 の油圧閉回路 26 の高压側を経て、モータシリンダ 34 の対応するシリンダ 35 に伝達して対応するモータプランジャ 36 に膨脹動作を与え、該プランジャ 36 がモータ斜板 38 を押圧すると、その反力の回転方向成分が該プランジャ 36 を介してモータシリンダ 34 を回転させる。そして、膨脹仕事を終えたモータプランジャ 36 はモータ斜板 38 により収縮動作が与えられ、対応するシリンダ孔 35 から排出される油圧は油圧閉回路 26 の低压側を経て、吸入動作を行うポンププランジャ 30 のシリンダ孔 29 へと吸入されている。こうして油圧モータ 2

10

20

30

40

50

5では、モータ斜板38の傾斜角度 α に応じたストロークをもってモータプランジャ36が往復動し、その1往復につきモータシリンダ34が1回転し、そのトルクは動力集合軸17へと伝達する。

【0023】

而して、油圧ポンプ24及び油圧モータ25の各容量は、それぞれ対応するプランジャ30, 36のストローク、即ち斜板32, 38の角度 β , α により決定されるもので、無段変速機2の変速比は、各斜板32, 38の角度 β , α を変えることにより無段階に制御することができる。

【0024】

一方、小径ピニオンギヤ14に伝達した動力は、大径サンギヤ16から第2出力軸10₂へと伝達し、さらに機械伝動装置4、即ちギヤ18, 19を経て動力集合軸17へと伝達する。

【0025】

このように、動力分割装置3で分割されたエンジンEの動力の一方は静油圧式無段変速機2により無段階に変速された後、動力集合軸17に到達し、他方は機械伝動装置4により効率良く伝達されて同じく動力集合軸17に到達するので、無段変速性と伝動効率の両方の性能を満足させながら動力伝達を行うことができる。

【0026】

そして、動力集合軸17で合流した動力は減速装置5を介して差動装置6へ伝達し、こゝで左右の車輪駆動軸23_L, 23_Rに分配される。

【0027】

次に、図2をも参照しながら油圧・機械式伝動装置Tにおける各斜板32, 38の傾き角度 β , α と総合速度比eとの関係について説明する。

【0028】

同図の線図では、横軸に総合速度比eを、縦軸にポンプ斜板32及びモータ斜板38の各傾き角 β , α を取る。

(1) 総合速度比e = aのとき

ポンプ斜板32が $\beta = 0$ 、モータ斜板38が $\alpha = \text{max}$ にそれぞれ制御されたときである。 $\beta = 0$ により油圧ポンプ24の容量はゼロとなるから、第1出力軸10₁ からポンプシリンダ28が駆動されてもポンププランジャ30はストロークせず、油圧閉回路26に油圧を発生させることができず、油圧モータ25は作動しない。したがって、入力軸9に供給されるエンジンEの動力は、実質上無負荷のポンプシリンダ28の空転に全て費やされ、第2出力軸10₂ は回転しないから、動力集合軸17も回転しない。その結果、総合速度比はe = 0 (減速比無限大) となっている。

(2) 総合速度比e = a ~ bのとき

モータ斜板38を $\alpha = \text{max}$ に保持したまゝで、ポンプ斜板32の角度 β を max まで徐々に増加させる領域である。即ち、角度 β の増加に伴い油圧ポンプ24の容量が増大し、それに応じて油圧モータ25を作動させると共に、第2出力軸10₂ への動力伝達も開始される。その結果、総合速度比eは増大していく。

(3) 総合速度比e = b ~ cのとき

ポンプ斜板32を $\beta = \text{max}$ に保持したまゝで、モータ斜板38の角度 α を max から0まで徐々に減少させる領域である。角度 α の減少により油圧モータ25の容量が減少するため、油圧ポンプ24に対する負荷の増大によりポンプシリンダ28の回転速度は徐々に減少し、 $\alpha = 0$ で停止する。これと反対に第2出力軸10₂ の回転速度は徐々に増加するので、総合速度比eは $\alpha = 0$ で最大となる。

(4) 総合速度比e = a ~ dのとき

モータ斜板38を $\alpha = \text{max}$ に保持した状態でポンプ斜板32を $\beta = 0$ から負の方向へ、即ち直立位置から前進時とは反対方向へ傾けていく領域である。この領域では、油圧ポンプ24の油圧閉回路26に対する油圧の吐出方向が逆になるため、油圧閉回路26における高圧側と低圧側が前進時とは逆になってモータシリンダ34が逆転し、車輪駆動軸2

10

20

30

40

50

3_L , 2 3_R を逆転させることができる。

【0029】

ところで、このような油圧・機械式伝動装置Tにおいて、動力分割装置3の入力軸9と第1, 第2出力軸10₁ , 10₂ とを同軸上に配置すると共に、第1出力軸10₁ をポンプシリンダ28に同軸上で連結し、また第1, 第2出力軸10₁ , 10₂ と平行な動力集合軸17をモータシリンダ34に同軸上で連結したので、第1出力軸10₁ がポンプ軸を、動力集合軸17がモータ軸をそれぞれ兼用することになって、全体の平行軸の数を大幅に減少させ、構造の簡素化及びコンパクトを図ることができる。

【0030】

しかも第1出力軸10₁ 及び動力集合軸17は、機械伝動ユニット1と油圧ポンプ24及び油圧モータ25との間に配置した制御盤27で支承されるので、その支承構造が合理的でそれら軸の撓みを効果的に抑えることができる。

10

【0031】

また、動力分割装置3、機械伝動装置4、動力集合軸17、減速装置5及び差動装置6を共通の第1ケーシング1cに収容して機械伝動ユニット1を構成し、その際、左右の車輪駆動軸23_L , 23_R の一方が無段変速機2の外周を通るように差動装置6を動力集合軸17と平行に配置したので、車輪駆動軸と無段変速機2との干渉を回避しつつ、機械伝動ユニット1のコンパクト化を図ることができる。

【0032】

上記実施例においては、本発明の要旨を逸脱することなく種々の設計変更が可能である。例えばエンジンEは電動モータに置き換え可能である。

20

【0033】

【発明の効果】

以上のように本発明の第1の特徴によれば、遊星歯車式とした動力分割装置の入力軸と第1, 第2出力軸とを同軸上に配置すると共に、その第1出力軸を逆転可能な静油圧式無段変速機における油圧ポンプのポンプシリンダに同軸上で連結し、また動力集合軸を第1, 第2出力軸と平行に配置すると共に、その動力集合軸を前記静油圧式無段変速機における油圧モータのモータシリンダに同軸上で連結し、動力集合軸と第2出力軸間を常時連動、連結するギヤ列で機械伝動装置が構成されるので、第1出力軸が油圧ポンプのポンプ軸を、動力集合軸が油圧モータのモータ軸をそれぞれ兼ねることになって、全体の平行軸が

30

【0034】

また本発明の第2の特徴によれば、動力分割装置、機械伝動装置及び動力集合軸を共通のケーシングに収容して機械伝動ユニットを構成し、第1出力軸及び動力集合軸を回転自在に支承すべく制御盤を機械伝動ユニットと油圧ポンプ及び油圧モータとの間に配置したので、制御盤を利用して第1出力軸及び動力集合軸の撓みを効果的に抑え、優れた耐久性を得ることができる。

【0035】

さらに本発明の第3の特徴によれば、機械伝動ユニットのケーシングに、動力集合軸に連結する差動装置を収容し、この差動装置を、それから延出する左右の車輪駆動軸の一方が無段変速機の外周を通るように動力集合軸と平行に配置したので、車輪駆動軸と無段変速機との干渉を回避しつつ、機械伝動ユニットのコンパクト化を図ることができ、フロントエンジンフロントドライブ式やリヤエンジンリヤドライブ式の四輪自動車への適用が容易となる。

40

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を示す自動車用油圧・機械式伝動装置の展開スケルトン図

【図2】上記油圧・機械式伝動装置における静油圧式無段変速機の斜板角度と総合速度比との関係を示す線図

【符号の説明】

E エンジン（原動機）

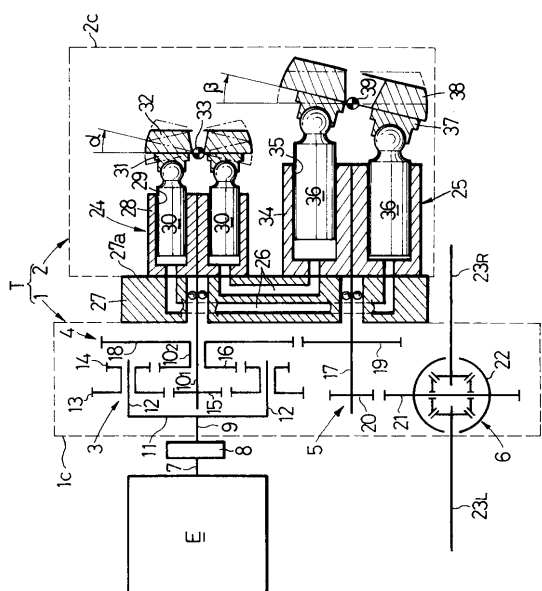
50

- T 油圧・機械式伝動装置
- 1 機械伝動ユニット
- 1c ケーシング
- 2 静油圧式無段変速機
- 3 動力分割装置
- 4 機械伝動装置
- 6 差動装置
- 7 クランク軸
- 9 入力軸
- 10₁, 10₂ 第1, 第2出力軸
- 17 動力集合軸
- 23_L, 23_R 車輪駆動軸
- 24 油圧ポンプ
- 25 油圧モータ
- 26 油圧閉回路
- 27 制御盤
- 28 ポンプシリンダ
- 32 ポンプ斜板
- 34 モータシリンダ
- 38 モータ斜板

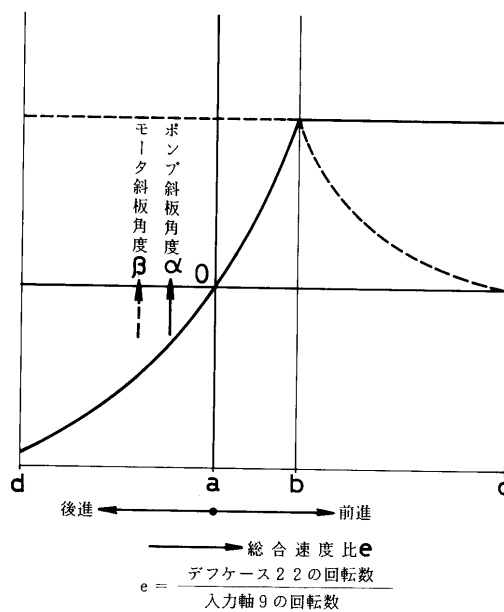
10

20

【図1】



【図2】



フロントページの続き

(72)発明者 奥田 昭仁

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

審査官 鳥居 稔

(56)参考文献 特開昭63-072963(JP,A)

特開昭62-147148(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

F16H 37/02,47/04