

(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2016-145635  
(P2016-145635A)

(43) 公開日 平成28年8月12日(2016.8.12)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F16H 61/00 (2006.01)	F16H 61/00	3H040
F16H 61/662 (2006.01)	F16H 61/662	3H041
F16H 61/68 (2006.01)	F16H 61/68	3H044
F04C 2/10 (2006.01)	F04C 2/10 341E	3J552
F04C 2/344 (2006.01)	F04C 2/344 321	

審査請求 未請求 請求項の数 10 O L (全 19 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2015-167506 (P2015-167506)  
 (22) 出願日 平成27年8月27日 (2015.8.27)  
 (31) 優先権主張番号 特願2015-17971 (P2015-17971)  
 (32) 優先日 平成27年1月30日 (2015.1.30)  
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(71) 出願人 000100768  
 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社  
 愛知県安城市藤井町高根10番地  
 (74) 代理人 100082337  
 弁理士 近島 一夫  
 (72) 発明者 中川 政輝  
 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内  
 Fターム(参考) 3H040 AA03 BB11 CC19 DD02 DD22  
 DD23 DD27 DD28  
 3H041 AA02 BB03 CC18 DD02 DD13  
 DD18 DD38  
 3H044 AA02 BB03 BB05 DD02 DD11  
 DD14

最終頁に続く

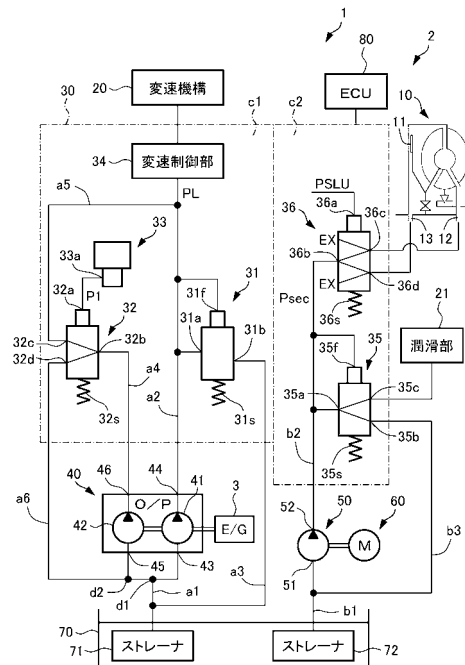
(54) 【発明の名称】 車両用駆動装置

(57) 【要約】

【課題】複数のオイルポンプを使用しながらも、制御の複雑化を招くことなくエネルギー効率の向上を図ることができる車両用駆動装置を提供する。

【解決手段】内燃エンジン3により駆動される入力部材と、出力部材と、入力部材と前記出力部材との間の動力伝達経路上に配置される変速機構20を備える動力伝達機構と、変速機構20に対して油圧を給排制御する変速制御回路c1と、変速制御回路c1に対して独立して設けられ、変速機構20の潤滑部21に対して潤滑油を供給可能な潤滑回路c2と、変速制御回路c1に対して、変速機構20の変速比を変更するための変速制御油圧を供給可能な高压用油圧源40と、潤滑回路c2に対して、変速制御油圧よりも低圧の潤滑油圧を供給可能な低圧用オイルポンプ50と、を備える。

【選択図】 図1



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

駆動源により駆動される入力部材と、出力部材と、前記入力部材と前記出力部材との間の動力伝達経路上に配置され、油圧の給排により前記入力部材と前記出力部材との間の変速比を変更可能な変速機構を備える動力伝達機構と、

前記動力伝達機構の前記変速機構に対して油圧を給排制御する変速制御回路と、

前記変速制御回路に対して独立して設けられ、前記動力伝達機構の潤滑部に対して潤滑油を供給可能な潤滑回路と、

前記変速制御回路に対して、前記変速機構の変速比を変更するための変速制御油圧を供給可能な高圧用油圧源と、

前記潤滑回路に対して、前記変速制御油圧よりも低圧の潤滑油圧を供給可能な低圧用オイルポンプと、を備える、車両用駆動装置。

10

**【請求項 2】**

前記変速制御回路は、前記高圧用油圧源より下流側で前記潤滑回路と連通することなく前記変速機構に前記変速制御油圧を供給し、

前記潤滑回路は、前記低圧用オイルポンプより下流側で前記変速制御回路と連通することなく前記潤滑部に前記潤滑油を供給する、請求項 1 に記載の車両用駆動装置。

**【請求項 3】**

前記高圧用油圧源は、第 1 高圧用オイルポンプと第 2 高圧用オイルポンプとを有し、

前記変速制御回路は、

前記変速機構に供給する前記変速制御油圧を制御する油圧制御部と、

前記第 1 高圧用オイルポンプの吐出口と前記油圧制御部とを常時連通する第 1 連通路と、

前記第 2 高圧用オイルポンプの吐出口と前記油圧制御部とを連通可能な第 2 連通路に介在され、前記第 2 高圧用オイルポンプの前記吐出口と前記油圧制御部とを連通する第 1 の状態と、前記第 2 高圧用オイルポンプの前記吐出口と前記油圧制御部とを遮断すると共に、前記第 2 高圧用オイルポンプの前記吐出口と吸入口とを連通して作動油を還流させる第 2 の状態と、に切替可能な切替えバルブと、を有する、請求項 1 又は 2 に記載の車両用駆動装置。

20

**【請求項 4】**

前記動力伝達機構の前記変速機構は、前記動力伝達経路上に設けられた係合要素を係脱して変速比を変更する多段変速機であって、

前記第 2 高圧用オイルポンプの容量は、前記第 1 高圧用オイルポンプの容量よりも大きい、請求項 3 に記載の車両用駆動装置。

30

**【請求項 5】**

前記動力伝達機構の前記変速機構は、前記動力伝達経路上に設けられたベルトと、該ベルトを挟持するプリーによって変速比を変更する無段変速機であって、

前記第 1 高圧用オイルポンプの容量は、前記第 2 高圧用オイルポンプの容量よりも大きい、請求項 3 に記載の車両用駆動装置。

**【請求項 6】**

前記第 1 高圧用オイルポンプと前記第 2 高圧用オイルポンプとは、単一のオイルポンプに設けられる、請求項 3 乃至 5 のいずれか 1 項に記載の車両用駆動装置。

40

**【請求項 7】**

前記高圧用油圧源は、1つのロータに2つのポンプ室を形成された平衡型ベーンポンプであって、前記2つのポンプ室の体積が等しく設定されて、

前記第 1 高圧用オイルポンプの容量は、前記第 2 高圧用オイルポンプの容量と等しい、請求項 3 に記載の車両用駆動装置。

**【請求項 8】**

前記高圧用油圧源は、アキュムレータと高圧用オイルポンプとを有し、

前記変速制御回路は、

50

前記変速機構に供給する前記変速制御油圧を制御する油圧制御部と、  
 前記アクキュレータの吐出口と前記油圧制御部とを常時連通する第1連通油路と、  
 前記高圧用オイルポンプの吐出口と前記油圧制御部とを連通可能な第2連通油路に介在  
 され、前記高圧用オイルポンプの前記吐出口と前記油圧制御部とを連通する第1の状態と  
 、前記高圧用オイルポンプの前記吐出口と前記油圧制御部とを遮断すると共に、前記高圧  
 用オイルポンプの前記吐出口と吸入口とを連通して作動油を還流させる第2の状態と、に  
 切換可能な切換えバルブと、を有する、請求項1又は2に記載の車両用駆動装置。

【請求項9】

前記切換えバルブと前記油圧制御部との間に介在され、前記切換えバルブから前記油圧  
 制御部への油圧の流通を許容すると共に、前記油圧制御部から前記切換えバルブへの油圧  
 の流通を遮断する逆止弁を有する、請求項8に記載の車両用駆動装置。

10

【請求項10】

前記高圧用オイルポンプと前記低圧用オイルポンプとは、1つのロータに等容積又は不  
 等容積の2つのポンプ室を形成された単一の平衡型ベーンポンプに設けられる、請求項8  
 又は9に記載の車両用駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、例えば車両に搭載される車両用駆動装置に係り、詳しくは、複数のオイルポ  
 ンプを有する車両用駆動装置に関する。

20

【背景技術】

【0002】

従来、例えば車両用の自動変速機において、作動油あるいは潤滑油等の油圧を生成する  
 装置としてオイルポンプが広く普及している。オイルポンプを備えた自動変速機において  
 は、オイルポンプから吐出された元圧を調圧し複数の油圧アクチュエータに供給する油圧  
 供給装置が設けられている。

【0003】

このような油圧供給装置として、複数のオイルポンプと、各オイルポンプに対応して設  
 けられた切換えバルブと、複数の油圧アクチュエータと、各油圧アクチュエータに対応し  
 て設けられたレギュレータバルブと、を備えたものが知られている（特許文献1参照）。  
 この油圧供給装置では、各油圧アクチュエータでの必要流量に応じて、エネルギー損失が少  
 なくなる最適な組み合わせとなるオイルポンプを選択するように切換えバルブを制御する  
 ようになっており、更に、各油圧アクチュエータでの必要油圧に応じて、各レギュレータ  
 バルブを制御する。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2014-122684号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

40

【0005】

しかしながら、特許文献1に記載した油圧供給装置では、複数のオイルポンプに対応す  
 る複数の切換えバルブを備えているので、切換えバルブの数量に応じてオイル漏れが増加  
 してしまい、エネルギー効率の悪化を招いてしまう虞があった。また、この油圧供給装置で  
 は、複数のオイルポンプと複数の油圧アクチュエータとを最適な組み合わせとなるように  
 選択しているため、制御の複雑化を招いてしまう虞があった。

【0006】

そこで、複数のオイルポンプを使用しながらも、制御の複雑化を招くことなくエネルギー  
 効率の向上を図ることができる車両用駆動装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

50

## 【 0 0 0 7 】

本開示に係る車両用駆動装置は、駆動源により駆動される入力部材と、出力部材と、前記入力部材と前記出力部材との間の動力伝達経路上に配置され、油圧の給排により前記入力部材と前記出力部材との間の変速比を変更可能な変速機構を備える動力伝達機構と、前記動力伝達機構の前記変速機構に対して油圧を給排制御する変速制御回路と、前記変速制御回路に対して独立して設けられ、前記動力伝達機構の潤滑部に対して潤滑油を供給可能な潤滑回路と、前記変速制御回路に対して、前記変速機構の変速比を変更するための変速制御油圧を供給可能な高圧用油圧源と、前記潤滑回路に対して、前記変速制御油圧よりも低圧の潤滑油圧を供給可能な低圧用オイルポンプと、を備える。

## 【 発明の効果 】

10

## 【 0 0 0 8 】

本車両用駆動装置によると、油圧源及びオイルポンプは2つのみで足りると共に各油圧源及びオイルポンプの全てには切換バルブを設ける必要が無いので、複数の油圧源及びオイルポンプを使用しながらも、制御の複雑化を招くことなく、またオイル漏れの発生個所を増やさずエネルギー効率の向上を図ることができる。また、高圧の変速制御油圧が供給される変速制御回路と、低圧の潤滑油圧が供給される潤滑回路とが独立して設けられているので、潤滑用の油圧を形成するために一旦高圧にしてから低圧に低下させる必要が無く、エネルギー効率を向上することができる。

## 【 図面の簡単な説明 】

## 【 0 0 0 9 】

20

【 図 1 】 第 1 の実施形態に係る車両用駆動装置を示す概略の説明図。

【 図 2 】 第 1 の実施形態に係る車両用駆動装置の不等体積型の平衡型ペーンポンプを示す概略の説明図。

【 図 3 】 第 2 の実施形態に係る車両用駆動装置を示す概略の説明図。

【 図 4 】 第 3 の実施形態に係る車両用駆動装置を示す概略の説明図。

【 図 5 】 第 4 の実施形態に係る車両用駆動装置を示す概略の説明図。

【 図 6 】 高圧用油圧源の変形例を示す概略の説明図であり、( a ) はオイルポンプ部周辺の概略の油圧回路図であり、( b ) はギヤポンプを示す概略の説明図である。

【 図 7 】 高圧用油圧源の変形例を示す概略の説明図であり、( a ) は高圧用オイルポンプが独立した 2 個である場合、( b ) は等体積型の平衡型ペーンポンプである。

30

【 図 8 】 第 5 の実施形態に係る車両用駆動装置を示す概略の説明図。

## 【 発明を実施するための形態 】

## 【 0 0 1 0 】

< 第 1 の実施形態 >

以下、第 1 の実施形態に係る車両用駆動装置 2 を、図 1 及び図 2 に沿って説明する。尚、本実施形態では、車両用駆動装置 2 を、内燃エンジン 3 を駆動源とする車両 1 に搭載した場合について説明する。

## 【 0 0 1 1 】

本実施形態の車両用駆動装置 2 の概略構成について図 1 に沿って説明する。車両用駆動装置 2 は、動力伝達機構と、バルブボディ 30 と、高圧用油圧源 40 と、低圧用オイルポンプ 50 と、電動モータ 60 と、オイルパン 70 と、制御部 ( ECU ) 80 とを備えている。

40

## 【 0 0 1 2 】

動力伝達機構は、内燃エンジン 3 により駆動される入力部材と、トルクコンバータ 10 と、変速機構 20 と、出力部材とを備えている。トルクコンバータ 10 及び変速機構 20 は、入力部材と出力部材との間の動力伝達経路上に配置されている。

## 【 0 0 1 3 】

トルクコンバータ 10 は、単板式のロックアップクラッチ 11 を有しており、ロックアップクラッチ 11 を係合する油圧を供給するロックアップオンポート 12 と、ロックアップクラッチ 11 を解放する油圧を供給するロックアップオフポート 13 とを備えている。

50

## 【0014】

変速機構20は、油圧の給排により入力部材と出力部材との間の変速比を変更可能になっており、例えば、複数の油圧式のクラッチ及びブレーキ（係合要素）を有し、各クラッチ及びブレーキの係脱の組み合わせにより複数の変速段を形成可能な多段変速機としている。即ち、変速機構20は、入力部材と出力部材との間の動力伝達経路上に配置され、油圧の給排により係脱する複数のクラッチ及びブレーキを有し、複数のクラッチ及びブレーキの係脱により動力伝達経路を連結状態と切断状態とに切替可能である。

## 【0015】

バルブボディ30は、変速制御回路c1と、潤滑回路c2との2つの油圧回路を備えている。変速制御回路c1は、変速機構20のクラッチ及びブレーキに対して油圧を給排制御することにより、クラッチ及びブレーキを係脱可能な油圧回路である。変速制御回路c1は、プライマリレギュレータバルブ31と、切替バルブ32と、信号ソレノイドバルブ33と、変速制御部（油圧制御部）34とを備えている。潤滑回路c2は、変速制御回路c1に対して連通することなく独立して設けられ、変速機構20の可動部等の潤滑部21に対して潤滑油を供給可能な油圧回路である。潤滑回路c2は、セカンダリレギュレータバルブ35と、ロックアップ差圧コントロールバルブ36とを備えている。バルブボディ30の詳細については、後述する。

10

## 【0016】

高圧用油圧源40は、第1高圧用オイルポンプ41と、第2高圧用オイルポンプ42との2つの高圧用オイルポンプを備えている。即ち、第1高圧用オイルポンプ41と第2高圧用オイルポンプ42とは、単一の高圧用油圧源40に設けられている。各高圧用オイルポンプ41, 42は、内燃エンジン3により駆動されると共に、変速制御回路c1に対して、クラッチ及びブレーキを係合するための係合油圧（変速制御油圧）を供給可能である。

20

## 【0017】

本実施形態では、高圧用油圧源40は、図2に示すように、平衡型ベーンポンプを採用している。この高圧用油圧源40は、第1高圧用オイルポンプ41の吸入口43及び吐出口44と、第2高圧用オイルポンプ42の吸入口45及び吐出口46とを備えている。第2高圧用オイルポンプ42の容量は、第1高圧用オイルポンプ41の容量よりも大きい不等体積型としている。吸入口45とストレーナ71とは、油路a1により連通されている。また、油路a1に対し、分岐点d1において吸入口43が連通されている。

30

## 【0018】

図1に示すように、低圧用オイルポンプ50は、例えばギヤポンプからなり、電動モータ60により駆動されると共に、潤滑回路c2に対して、係合油圧よりも低圧の潤滑油圧を供給可能である。本実施形態では、低圧用オイルポンプ50の容量は、第2高圧用オイルポンプ42の容量と同程度の大容量としている。尚、本実施形態では、低圧用オイルポンプ50を電動モータ60により駆動するようにしているが、これには限られず、内燃エンジン3によって駆動するようにしてもよい。

## 【0019】

オイルパン70は、変速機構20を収容する不図示のケースの下部に設けられている。オイルパン70には作動油や潤滑油になるオイルが貯留され、高圧用油圧源40はストレーナ71を介してオイルを吸引可能になっており、低圧用オイルポンプ50はストレーナ72を介してオイルを吸引可能である。

40

## 【0020】

次に、高圧用油圧源40と、変速制御回路c1と、変速機構20との接続関係について、詳細に説明する。

## 【0021】

高圧用油圧源40の第1高圧用オイルポンプ41の吐出口44は、油路（第1連通油路）a2を介して、プライマリレギュレータバルブ31の調圧ポート31a及びフィードバック圧ポート31fと、変速制御部34とに連通されている。

50

## 【 0 0 2 2 】

プライマリレギュレータバルブ 3 1 は、油路 a 2 を介して第 1 高圧用オイルポンプ 4 1 の吐出口 4 4 に連通する調圧ポート 3 1 a 及びフィードバック圧ポート 3 1 f と、油路 a 3 を介して油路 a 1 から各吸入口 4 3 , 4 5 に連通する戻しポート 3 1 b と、不図示のスプールと、スプリング 3 1 s とを有している。プライマリレギュレータバルブ 3 1 は、調圧ポート 3 1 a 及びフィードバック圧ポート 3 1 f に入力された元圧に対して、一部を戻しポート 3 1 b から排出することでライン圧 P L を調圧する。

## 【 0 0 2 3 】

切換えバルブ 3 2 は、作動油室 3 2 a と、油路 a 4 を介して第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 の吐出口 4 6 に連通する入力ポート 3 2 b と、油路 a 5 を介して油路 a 2 から変速制御部 3 4 に連通する第 1 の出力ポート 3 2 c と、油路 a 6 を介して油路 a 1 から吸入口 4 5 に連通する第 2 の出力ポート 3 2 d と、不図示のスプールと、スプリング 3 2 s とを有している。切換えバルブ 3 2 は、作動油室 3 2 a に信号圧 P 1 が入力されていない場合は、入力ポート 3 2 b と第 1 の出力ポート 3 2 c とが連通し、入力ポート 3 2 b と第 2 の出力ポート 3 2 d とが遮断する第 1 の状態となる。また、切換えバルブ 3 2 は、作動油室 3 2 a に信号圧 P 1 が入力されることでスプールがスプリング 3 2 s に抗して移動し、入力ポート 3 2 b と第 1 の出力ポート 3 2 c とが遮断し、入力ポート 3 2 b と第 2 の出力ポート 3 2 d とが連通する第 2 の状態となる。

## 【 0 0 2 4 】

即ち、切換えバルブ 3 2 は、第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 の吐出口 4 6 と変速制御部 3 4 とを連通可能な油路（第 2 連通油路）a 4 , a 5 に介在されている。また、切換えバルブ 3 2 は、第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 の吐出口 4 6 と変速制御部 3 4 とを連通する第 1 の状態と、第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 の吐出口 4 6 と変速制御部 3 4 とを遮断すると共に、第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 の吐出口 4 6 と吸入口 4 5 とを連通して作動油を還流させる第 2 の状態と、に切換可能である。

## 【 0 0 2 5 】

ここで、油路 a 6 は、油路 a 1 において、吸入口 4 3 への分岐点 d 1 よりも吸入口 4 5 側の分岐点 d 2 で接続されている。これにより、油路 a 6 からの還流が、第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 に効率良く吸入されるようになる。

## 【 0 0 2 6 】

信号ソレノイドバルブ 3 3 は、切換えバルブ 3 2 の作動油室 3 2 a に連通する出力ポート 3 3 a を有し、E C U 8 0 からの信号に応じて作動油室 3 2 a に信号圧 P 1 を供給することで、切換えバルブ 3 2 を第 1 の状態から第 2 の状態に切換可能である。

## 【 0 0 2 7 】

変速制御部 3 4 は、不図示のリニアソレノイドバルブを複数有しており、変速機構 2 0 のクラッチ及びブレーキを係脱するための油圧サーボに対して、ライン圧 P L を元圧として係合油圧を調圧して給排可能である。

## 【 0 0 2 8 】

次に、低圧用オイルポンプ 5 0 と、潤滑回路 c 2 と、潤滑部 2 1 との接続関係について、詳細に説明する。

## 【 0 0 2 9 】

低圧用オイルポンプ 5 0 は、油路 b 1 を介してストレーナ 7 2 に連通する吸入口 5 1 と、吐出口 5 2 とを備えている。吐出口 5 2 は、油路 b 2 を介して、セカンダリレギュレータバルブの調圧ポート 3 5 a 及びフィードバック圧ポート 3 5 f と、ロックアップ差圧コントロールバルブ 3 6 の入力ポート 3 6 b とに連通している。

## 【 0 0 3 0 】

セカンダリレギュレータバルブ 3 5 は、油路 b 2 を介して低圧用オイルポンプ 5 0 の吐出口 5 2 に連通する調圧ポート 3 5 a 及びフィードバック圧ポート 3 5 f と、油路 b 3 を介して油路 b 1 から吸入口 5 1 に連通する戻しポート 3 5 b と、潤滑部 2 1 に連通する出力ポート 3 5 c と、不図示のスプールと、スプリング 3 5 s とを有している。セカンダリ

10

20

30

40

50

レギュレータバルブ 35 は、調圧ポート 35 a 及びフィードバック圧ポート 35 f に入力された元圧に対して、一部を出力ポート 35 c 及び戻しポート 35 b から排出することでセカンダリ圧  $P_{sec}$  を調圧する。

【0031】

ロックアップ差圧コントロールバルブ 36 は、作動油室 36 a と、油路 b 2 を介して低圧用オイルポンプ 50 の吐出口 52 に連通する入力ポート 36 b と、ロックアップオンポート 12 に連通してロックアップオン圧を出力する第 1 の出力ポート 36 c と、ロックアップオフポート 13 に連通してロックアップオフ圧を出力する第 2 の出力ポート 36 d と、不図示のスプールと、スプリング 36 s とを有している。ロックアップ差圧コントロールバルブ 36 は、作動油室 36 a に例えばロックアップ圧  $P_{SLU}$  等の信号圧が入力されていない場合は、入力ポート 36 b と第 2 の出力ポート 36 d とが連通され、第 1 の出力ポート 36 c がドレーンされ、ロックアップクラッチ 11 は解放される。また、ロックアップ差圧コントロールバルブ 36 は、作動油室 36 a に信号圧が入力されることでスプールがスプリング 36 s に抗して移動し、入力ポート 36 b と第 1 の出力ポート 36 c とが連通され、第 2 の出力ポート 36 d がドレーンされ、ロックアップクラッチ 11 は係合される。

10

【0032】

このように、変速制御回路 c 1 は、高圧用油圧源 40 より下流側で潤滑回路 c 2 と連通することなく変速機構 20 に係合油圧を供給し、潤滑回路 c 2 は、低圧用オイルポンプ 50 より下流側で変速制御回路 c 1 と連通することなく潤滑部 21 に潤滑油を供給する。

20

【0033】

ECU 80 は、例えば、CPU と、処理プログラムを記憶する ROM と、データを一時的に記憶する RAM と、入出力ポートと、通信ポートとを備えており、バルブボディ 30 への制御信号等、各種の信号を出力ポートから出力する。

【0034】

次に、車両用駆動装置 2 の動作について説明する。

【0035】

内燃エンジン 3 が始動すると、高圧用油圧源 40 が駆動され、ライン圧  $P_L$  が調圧される。また、電動モータ 60 が駆動され、低圧用オイルポンプ 50 が駆動され、セカンダリ圧  $P_{sec}$  が調圧される。

30

【0036】

車両が発進時や停止時、あるいは変速時等には、変速機構 20 のクラッチ及びブレーキの係脱状態が変化するので、変速機構 20 の油圧サーボを動作させるために係合油圧として高圧油圧で大流量が必要になる。この場合、ECU 80 は、信号ソレノイドバルブ 33 からの信号圧  $P_1$  を出力オフ状態にして、切換えバルブ 32 を第 1 の状態にする。これにより、第 1 高圧用オイルポンプ 41 及び第 2 高圧用オイルポンプ 42 の両方の吐出油圧が変速制御部 34 から変速機構 20 に供給されるので、大流量の係合油圧を得ることができる。

【0037】

車両が変速をしない定常走行時には、変速機構 20 のクラッチ及びブレーキの係脱状態が変化しないので、変速機構 20 の油圧サーボを動作させるために係合油圧としては高圧油圧であれば小流量で足りることになる。この場合、ECU 80 は、信号ソレノイドバルブ 33 からの信号圧  $P_1$  を出力オン状態にして、切換えバルブ 32 を第 2 の状態にする。これにより、第 2 高圧用オイルポンプ 42 からの吐出油圧は、油路 a 4、切換えバルブ 32、油路 a 6、分岐点 d 2、吸入口 45 を介して還流するようになる。このような負荷の小さい還流では、第 2 高圧用オイルポンプ 42 を作動させるための負荷も小さくなるので、内燃エンジン 3 の負荷を小さくし、還流しない場合に比べてエネルギー効率を向上することができる。また、この時、第 1 高圧用オイルポンプ 41 からは小流量の係合油圧が供給されており、変速制御部 34 を介して変速機構 20 のクラッチ及びブレーキの係合状態を維持することができる。

40

50

## 【 0 0 3 8 】

一方、低圧用オイルポンプ 5 0 からは潤滑回路 c 2 を介して、ロックアップクラッチ 1 1 及び潤滑部 2 1 に低圧油圧を給排可能である。即ち、E C U 8 0 は、ロックアップ差圧コントロールバルブ 3 6 を切り換えることで、ロックアップクラッチ 1 1 の係脱を制御することができると共に、セカンダリレギュレータバルブ 3 5 からの低圧の出力油圧を潤滑部 2 1 に供給することができる。この場合、潤滑部 2 1 では大流量が要求される場合もあるが油圧は低圧で足りるので、セカンダリレギュレータバルブ 3 5 から出力された油圧を供給すればよい。これに対し、ロックアップクラッチ 1 1 の係脱は、潤滑部 2 1 よりは高圧の油圧を利用することが好ましいので、セカンダリ圧 P s e c を供給すればよい。これにより、例えば、オイルポンプから供給された元圧を一旦ライン圧 P L にまで上昇させて、その後セカンダリ圧 P s e c に低下させ、このセカンダリ圧 P s e c やドレーン圧を利用してロックアップクラッチ 1 1 や潤滑部 2 1 に供給する場合に比べて、エネルギー効率を向上することができる。

10

## 【 0 0 3 9 】

以上説明したように、本実施の形態の車両用駆動装置 2 によると、オイルポンプは第 1 及び第 2 高圧用オイルポンプ 4 1 , 4 2 と低圧用オイルポンプ 5 0 の 3 つのみで足りると共に各オイルポンプ 4 1 , 4 2 , 5 0 の全てには切換バルブを設ける必要が無い。このため、複数のオイルポンプ 4 1 , 4 2 , 5 0 を使用しながらも、制御の複雑化を招くことなく、またオイル漏れの発生個所を増やさずエネルギー効率の向上を図ることができる。

20

## 【 0 0 4 0 】

また、本実施の形態の車両用駆動装置 2 では、変速制御回路 c 1 は、高圧用油圧源 4 0 より下流側で潤滑回路 c 2 と連通することなく変速機構 2 0 に変速制御油圧を供給し、潤滑回路 c 2 は、低圧用オイルポンプ 5 0 より下流側で変速制御回路 c 1 と連通することなく潤滑部 2 1 に潤滑油を供給する。このため、潤滑用の油圧を形成するために一旦高圧にしてから低圧に低下させる必要が無く、エネルギー効率を向上することができる。

## 【 0 0 4 1 】

また、本実施の形態の車両用駆動装置 2 では、高圧用油圧源 4 0 は、第 1 高圧用オイルポンプ 4 1 と第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 とを有し、変速制御回路 c 1 は、変速機構 2 0 に供給する変速制御油圧を制御する変速制御部 3 4 と、第 1 高圧用オイルポンプ 4 1 の吐出口 4 4 と変速制御部 3 4 とを常時連通する油路 a 2 と、第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 の吐出口 4 6 と変速制御部 3 4 とを連通可能な油路 a 4 , a 5 に介在され、第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 の吐出口 4 6 と変速制御部 3 4 とを連通する第 1 の状態と、第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 の吐出口 4 6 と変速制御部 3 4 とを遮断すると共に、第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 の吐出口 4 6 と吸入口 4 5 とを連通して作動油を還流させる第 2 の状態と、に切換可能な切換バルブ 3 2 と、を有している。

30

## 【 0 0 4 2 】

このため、負荷の小さい還流では、第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 を作動させるための負荷も小さくなるので、内燃エンジン 3 の負荷を小さくし、還流しない場合に比べてエネルギー効率を向上することができる。

## 【 0 0 4 3 】

また、本実施の形態の車両用駆動装置 2 では、動力伝達機構の変速機構 2 0 は、動力伝達経路上に設けられた係合要素を係脱して変速比を変更する多段変速機であって、第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 の容量は、第 1 高圧用オイルポンプ 4 1 の容量よりも大きいものとしている。

40

## 【 0 0 4 4 】

このため、定常走行時に還流を行う際に、大容量の第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 の負荷を低減することができるので、エネルギー効率をより高めることができる。ここで、係合要素の係脱の組み合わせで複数の変速段を形成する多段変速機では、必要油圧が比較的小さいため、バルブなどからの油漏れ量が少ないので、定常走行時の必要流量が小さい。このため、常時吐出の第 1 高圧用オイルポンプ 4 1 のポンプ容量を、還流可能な第 2 高圧用オ

50

イルポンプ 4 2 のポンプ容量よりも小さくすることができる。

【 0 0 4 5 】

また、本実施の形態の車両用駆動装置 2 では、第 1 高圧用オイルポンプ 4 1 と第 2 高圧用オイルポンプ 4 2 とは、単一の高圧用油圧源 4 0 に設けられている。このため、部品点数の増加を最低限に抑えることができ、構成や制御の複雑化を抑制できる。

【 0 0 4 6 】

< 第 2 の実施形態 >

次に、第 2 の実施形態に係る車両用駆動装置 2 を、図 3 に沿って説明する。本実施形態の車両用駆動装置 2 では、低圧用オイルポンプ 5 0 から潤滑部 2 1 に油圧を直接供給している点で、第 1 の実施形態と構成を異にするが、その他の構成は第 1 の実施形態と同様であるので、符号を同じくして詳細な説明を省略する。

10

【 0 0 4 7 】

本実施形態では、低圧用オイルポンプ 5 0 の吐出口 5 2 は、油路 b 4 を介して潤滑部 2 1 に連通している。即ち、油路 b 4 が潤滑回路 c 2 を構成する。尚、油路 b 4 はバルブボディ 3 0 の内部を通過しているが、第 1 の実施形態と同様に变速制御回路 c 1 に対して連通することなく独立して設けられている。

【 0 0 4 8 】

プライマリレギュレータバルブ 3 1 は、油路 a 2 を介して第 1 高圧用オイルポンプ 4 1 の吐出口 4 4 に連通する調圧ポート 3 1 a 及びフィードバック圧ポート 3 1 f と、油路 a 3 を介して油路 a 1 から各吸入口 4 3 , 4 5 に連通する戻しポート 3 1 b と、出力ポート 3 1 c と、不図示のスプールと、スプリング 3 1 s とを有している。出力ポート 3 1 c は、油路 a 7 を介して、セカンダリレギュレータバルブ 3 5 の調圧ポート 3 5 a 及びフィードバック圧ポート 3 5 f と、ロックアップ差圧コントロールバルブ 3 6 の入力ポート 3 6 b とに連通している。出力ポート 3 1 c から出力された油圧は、セカンダリレギュレータバルブ 3 5 によってセカンダリ圧 P s e c に調圧される。また、セカンダリレギュレータバルブ 3 5 の戻しポート 3 5 b は、油路 a 8 を介して油路 a 1 から吸入口 4 3 , 4 5 に連通されている。

20

【 0 0 4 9 】

本実施の形態の車両用駆動装置 2 によっても、第 1 の実施形態と同様に、複数のオイルポンプ 4 1 , 4 2 , 5 0 を使用しながらも、制御の複雑化を招くことなく、またオイル漏れの発生個所を増やさずエネルギー効率の向上を図ることができる。また、高圧油圧が供給される变速制御回路 c 1 と、低圧油圧が供給される潤滑回路 c 2 とが独立して設けられているので、潤滑用の油圧を形成するために一旦高圧にしてから低圧に低下させる必要が無く、エネルギー効率を向上することができる。

30

【 0 0 5 0 】

また、本実施形態の車両用駆動装置 2 によれば、低圧用オイルポンプ 5 0 の出力油圧が潤滑部 2 1 に供給されるので、供給のオンオフや流量調整を電動モータ 6 0 により制御することができる。このため、電動モータ 6 0 が潤滑部 2 1 以外にも油圧を供給するための駆動源に使用される場合に比べて、電動モータ 6 0 を潤滑部 2 1 への油圧供給のために専用的に制御できるので、制御の自由度が向上し、エネルギー効率を更に向上するような制御を容易に実現することができる。

40

【 0 0 5 1 】

< 第 3 の実施形態 >

次に、第 3 の実施形態に係る車両用駆動装置 2 を、図 4 に沿って説明する。本実施形態の車両用駆動装置 2 では、トルクコンバータ 1 1 0 のロックアップクラッチ 1 1 1 が多板式である点で、単板式の第 1 の実施形態と構成を異にするが、その他の構成は第 1 の実施形態と同様であるので、符号を同じくして詳細な説明を省略する。

【 0 0 5 2 】

トルクコンバータ 1 1 0 は、多板式のロックアップクラッチ 1 1 1 を有しており、ロックアップクラッチ 1 1 1 を係合する油圧を供給するロックアップポート 1 1 2 と、トルク

50

コンバータ 110 の内部に潤滑油を供給するための潤滑ポート 113 とを備えている。ここで、多板式のロックアップクラッチ 111 は、係合のために高圧の係合油圧が必要になる。このため、ロックアップポート 112 には、ライン圧 PL と同程度の高圧油圧の係合圧、例えばロックアップ圧等が供給可能である。

【0053】

一方、トルクコンバータ 110 の内部を潤滑するためには、高圧油圧は必要でないので、本実施形態では、潤滑ポート 113 には油路 b2 を介してセカンダリ圧 Psec が供給可能である。また、ロックアップ差圧コントロールバルブ 36 は不要になる。尚、本実施形態では、セカンダリレギュレータバルブ 35 により調圧したセカンダリ圧 Psec をトルクコンバータ 110 の内部の潤滑に利用しているが、この場合はセカンダリレギュレータバルブ 35 を設けずに、低圧用オイルポンプ 50 から供給された油圧を直接供給するようにしてもよい。

10

【0054】

本実施の形態の車両用駆動装置 2 によっても、第 1 の実施形態と同様に、複数のオイルポンプ 41, 42, 50 を使用しながらも、制御の複雑化を招くことなく、またオイル漏れの発生個所を増やさずエネルギー効率の向上を図ることができる。また、高圧油圧が供給される変速制御回路 c1 と、低圧油圧が供給される潤滑回路 c2 とが独立して設けられているので、潤滑用の油圧を形成するために一旦高圧にしてから低圧に低下させる必要が無く、エネルギー効率を向上することができる。

【0055】

また、本実施形態の車両用駆動装置 2 によれば、多板式のロックアップクラッチ 111 を有するトルクコンバータ 110 を搭載している場合でも、本技術を適用することができる。

20

【0056】

< 第 4 の実施形態 >

次に、第 4 の実施形態に係る車両用駆動装置 2 を、図 5 に沿って説明する。本実施形態の車両用駆動装置 2 では、低圧用オイルポンプ 50 から潤滑部 21 に油圧を直接供給している点で、第 3 の実施形態と構成を異にするが、その他の構成は第 3 の実施形態と同様であるので、符号を同じくして詳細な説明を省略する。

【0057】

プライマリレギュレータバルブ 31 は、第 2 の実施形態と同様に、出力ポート 31c を備えている。出力ポート 31c は、油路 a7 を介して、セカンダリレギュレータバルブ 35 の調圧ポート 35a 及びフィードバック圧ポート 35f と、潤滑ポート 113 とに連通している。

30

【0058】

本実施の形態の車両用駆動装置 2 によっても、第 1 の実施形態と同様に、複数のオイルポンプ 41, 42, 50 を使用しながらも、制御の複雑化を招くことなく、またオイル漏れの発生個所を増やさずエネルギー効率の向上を図ることができる。また、高圧油圧が供給される変速制御回路 c1 と、低圧油圧が供給される潤滑回路 c2 とが独立して設けられているので、潤滑用の油圧を形成するために一旦高圧にしてから低圧に低下させる必要が無く、エネルギー効率を向上することができる。

40

【0059】

また、本実施形態の車両用駆動装置 2 によれば、低圧用オイルポンプ 50 の出力油圧が潤滑部 21 に供給されるので、供給のオンオフや流量調整を電動モータ 60 により制御することができる。このため、電動モータ 60 が潤滑部 21 以外にも油圧を供給するための駆動源に使用される場合に比べて、電動モータ 60 を潤滑部 21 への油圧供給のために専用の制御できるので、制御の自由度が向上し、エネルギー効率を更に向上するような制御を容易に実現することができる。

【0060】

尚、上述した第 1 ~ 第 4 の実施形態においては、変速機構 20 として多段変速機を適用

50

した場合について説明したが、これには限られない。例えば、変速機構 20 としてベルト式等の無段変速機を適用してもよい。即ち、動力伝達機構の変速機構 20 は、動力伝達経路上に設けられたベルトと、該ベルトを挟持するプーリによって変速比を変更する無段変速機であるようにできる。この場合、第 1 高圧用オイルポンプ 41 の容量は、第 2 高圧用オイルポンプ 42 の容量よりも大きくするようにできる。ベルトをプーリで挟み込んで変速する無段変速機においては、必要油圧が大きいためバルブ等からの油漏れ量が比較的多く、定常走行時の必要流量が多い。このため、常時吐出の第 1 高圧用オイルポンプ 41 のポンプ容量が、還流可能な第 2 高圧用オイルポンプ 42 のポンプ容量より大きくなるようにするのが好ましい。

#### 【0061】

また、上述した第 1 ~ 第 4 の実施形態においては、高圧用油圧源 40 として平衡型ベーンポンプを適用した場合について説明したが、これには限られない。例えば、図 6 (a) (b) に示すように、ギヤポンプ 140 を適用してもよい。この場合も 1 つのギヤポンプ 140 に第 1 高圧用オイルポンプ 141 及び第 2 高圧用オイルポンプ 142 を設けることができる。また、ギヤポンプ 140 では、例えば、吸入口 143 が 1 つで、吐出口 144, 145 が 2 つあるようにできる。この場合、油路 a6 は、油路 a1 に対して、吸入口 143 よりもストレーナ 71 側の分岐点 d3 に接続される。

#### 【0062】

また、上述した第 1 ~ 第 4 の実施形態においては、高圧用油圧源 40 を単一のオイルポンプとした場合について説明したが、これには限られない。例えば、図 7 (a) に示すように、第 1 高圧用オイルポンプ 241 と第 2 高圧用オイルポンプ 242 とを別個に設けてもよい。

#### 【0063】

また、上述した第 1 ~ 第 4 の実施形態においては、高圧用油圧源 40 として不等体積型の平衡型ベーンポンプを適用した場合について説明したが、これには限られない。例えば、図 7 (b) に示すように、等体積型の平衡型ベーンポンプを適用してもよい。即ち、高圧用オイルポンプ 340 は、1 つのロータに 2 つのポンプ室を形成された平衡型ベーンポンプであって、2 つのポンプ室の体積が等しく設定されて、第 1 高圧用オイルポンプ 341 の容量は、第 2 高圧用オイルポンプ 342 の容量と等しい。

#### 【0064】

一般的に、平衡型ベーンポンプは 2 つのポンプ室の体積を同一にすることで、常時力学的に平衡な状態になり、ポンプ軸への負荷が軽減されて駆動トルクの低減に寄与すると共に、吐出圧脈動による振動が打ち消されノイズの低減に寄与する。このため、2 つのポンプ室の吐出容量の最適値の容量差が小さい時には、容量の異なる 2 つのポンプ室とするよりも、図 7 (b) に示すような等体積型の平衡型ベーンポンプとする方が車両用駆動装置 2 としてのポンプ性能として適している。

#### 【0065】

また、上述した第 1 ~ 第 4 の実施形態においては、オイルポンプは 2 ~ 3 個であったが、3 個以上設けるようにしてもよい。

#### 【0066】

##### < 第 5 の実施形態 >

次に、第 5 の実施形態に係る車両用駆動装置 2 を、図 8 に沿って説明する。本実施形態の車両用駆動装置 2 では、高圧用油圧源 440 はアキュムレータ 441 と高圧用オイルポンプ 442 とを有し、高圧用オイルポンプ 442 及び低圧用オイルポンプ 450 が 1 つのオイルポンプ 447 に設けられる点等で、第 1 の実施形態と構成を異にするが、その他の構成の一部は第 1 の実施形態と同様であるので、同様の部分については符号を同じくして詳細な説明を省略する。また、低圧用オイルポンプ 450 と、潤滑回路 c2 と、トルクコンバータ 10 と、潤滑部 21 との接続関係についても、第 1 の実施形態と同様であるので、詳細な説明を省略する。

#### 【0067】

10

20

30

40

50

本実施形態の車両用駆動装置 2 は、動力伝達機構と、バルブボディ 3 0 と、高圧用油圧源 4 4 0 と、低圧用オイルポンプ 4 5 0 と、オイルパン 7 0 と、ECU 8 0 とを備えている。

【0068】

動力伝達機構は、内燃エンジン 3 により駆動される入力部材と、トルクコンバータ 1 0 と、変速機構 2 0 と、出力部材とを備えている。動力伝達機構は、上述した第 1 の実施形態と同様の構成であるので、符号を同じくして詳細な説明を省略する。

【0069】

バルブボディ 3 0 は、変速制御回路 c 1 と、潤滑回路 c 2 との 2 つの油圧回路を備えている。変速制御回路 c 1 は、変速機構 2 0 のクラッチ及びブレーキに対して油圧を給排することにより、クラッチ及びブレーキを係脱可能な油圧回路である。変速制御回路 c 1 は、切換えバルブ 3 2 と、信号ソレノイドバルブ 3 3 と、変速制御部 3 4 とを備えている。潤滑回路 c 2 は、変速機構 2 0 の可動部等の潤滑部 2 1 に対して潤滑油を供給可能な油圧回路であり、第 1 の実施形態と同様の構成である。

10

【0070】

高圧用油圧源 4 4 0 は、アキュムレータ 4 4 1 と、高圧用オイルポンプ 4 4 2 とを備えている。高圧用オイルポンプ 4 4 2 は、内燃エンジン 3 により駆動されると共に、変速制御回路 c 1 に対して、クラッチ及びブレーキを係合するための係合油圧を供給可能である。アキュムレータ 4 4 1 は、内燃エンジン 3 により駆動される高圧用オイルポンプ 4 4 2 によって油圧を蓄圧可能であることから、内燃エンジン 3 により駆動されると共に、変速制御回路 c 1 に対して、クラッチ及びブレーキを係合するための係合油圧を供給可能である。

20

【0071】

低圧用オイルポンプ 4 5 0 は、潤滑回路 c 2 に対して、係合油圧よりも低圧の潤滑油圧を供給可能である。本実施形態では、オイルポンプ 4 4 7 は、高圧用オイルポンプ 4 4 2 及び低圧用オイルポンプ 4 5 0 を有しており、平衡型ベーンポンプを採用している。このオイルポンプ 4 4 7 は、高圧用オイルポンプ 4 4 2 の吸入口 4 4 3 及び吐出口 4 4 4 と、低圧用オイルポンプ 4 5 0 の吸入口 4 4 5 及び吐出口 4 4 6 とを備えている。本実施形態では、低圧用オイルポンプ 4 5 0 の容量は高圧用オイルポンプ 4 4 2 の容量と同程度の大容量としており、オイルポンプ 4 4 7 としては等容量型の平衡型ベーンポンプを採用している。吸入口 4 4 3 とストレーナ 7 1 とは、油路 a 1 により連通されている。また、油路 a 1 に対し、分岐点 d 1 において吸入口 4 4 5 が連通されている。

30

【0072】

次に、高圧用油圧源 4 4 0 と、変速制御回路 c 1 と、変速機構 2 0 との接続関係について、詳細に説明する。

【0073】

高圧用油圧源 4 4 0 のアキュムレータ 4 4 1 は、油路（第 1 連通油路）a 2 を介して、変速制御部 3 4 と、潤滑回路 c 2 のリニアソレノイドバルブ S L U とに連通されている。

【0074】

切換えバルブ 3 2 は、作動油室 3 2 a と、油路 a 4 を介して高圧用オイルポンプ 4 4 2 の吐出口 4 4 4 に連通する入力ポート 3 2 b と、油路 a 5 を介して油路 a 2 から変速制御部 3 4 に連通する第 1 の出力ポート 3 2 c と、油路 a 6 を介して油路 a 1 から吸入口 4 4 3 に連通する第 2 の出力ポート 3 2 d と、不図示のスプールと、スプリング 3 2 s とを有している。

40

【0075】

切換えバルブ 3 2 は、高圧用オイルポンプ 4 4 2 の吐出口 4 4 4 と変速制御部 3 4 とを連通可能な油路（第 2 連通油路）a 4 , a 5 に介在されている。また、切換えバルブ 3 2 は、高圧用オイルポンプ 4 4 2 の吐出口 4 4 4 と変速制御部 3 4 とを連通する第 1 の状態と、高圧用オイルポンプ 4 4 2 の吐出口 4 4 4 と変速制御部 3 4 とを遮断すると共に、高圧用オイルポンプ 4 4 2 の吐出口 4 4 4 と吸入口 4 4 3 とを連通して作動油を還流させる

50

第 2 の状態と、に切換可能である。

【 0 0 7 6 】

また、油路 a 5 には、逆止弁 3 7 が介在されている。この逆止弁 3 7 は、切換えバルブ 3 2 と変速制御部 3 4 との間に介在され、切換えバルブ 3 2 から変速制御部 3 4 への油圧の流通を許容すると共に、変速制御部 3 4 から切換えバルブ 3 2 への油圧の流通を遮断する。

【 0 0 7 7 】

油路 a 5 の逆止弁 3 7 及び変速制御部 3 4 の間と、油路 b 2 との間には、逆止弁 3 9 が設けられている。この逆止弁 3 9 は、油路 b 2 から油路 a 5 への油圧の流通を許容すると共に、油路 a 5 から油路 b 2 への油圧の流通を遮断する。

10

【 0 0 7 8 】

この車両用駆動装置 2 では、車両の走行時に高圧用油圧源 4 4 0 を作動させる際に、E C U 8 0 は、信号ソレノイドバルブ 3 3 からの信号圧 P 1 を出力オフ状態にして、切換えバルブ 3 2 を第 1 の状態にする。これにより、高圧用オイルポンプ 4 4 2 の吐出油圧が変速制御部 3 4 から変速機構 2 0 に供給される。

【 0 0 7 9 】

ここで、アキュムレータ 4 4 1 に蓄圧が無い場合は、変速制御回路 c 1 における消費流量に余剰があれば、その余剰分がアキュムレータ 4 4 1 に蓄圧される。また、アキュムレータ 4 4 1 に所定量以上の蓄圧がある場合は、アキュムレータ 4 4 1 から吐出油圧が変速制御部 3 4 から変速機構 2 0 に供給される。この場合、E C U 8 0 は、信号ソレノイドバルブ 3 3 からの信号圧 P 1 を出力オン状態にして、切換えバルブ 3 2 を第 2 の状態に切り換える。これにより、高圧用オイルポンプ 4 4 2 からの吐出油圧は、油路 a 4、切換えバルブ 3 2、油路 a 6、分岐点 d 2、吸入口 4 4 3 を介して還流するようになる。このような負荷の小さい還流では、高圧用オイルポンプ 4 4 2 を作動させるための負荷も小さくなるので、内燃エンジン 3 の負荷を小さくし、還流しない場合に比べてエネルギー効率を向上することができる。

20

【 0 0 8 0 】

以上説明したように、本実施の形態の車両用駆動装置 2 によると、オイルポンプは高圧用オイルポンプ 4 4 2 と低圧用オイルポンプ 5 0 の 2 つのみで足りると共に各オイルポンプ 4 4 2、5 0 の全てには切換えバルブを設ける必要が無い。このため、複数のオイルポンプ 4 4 2、5 0 を使用しながらも、制御の複雑化を招くことなく、またオイル漏れの発生個所を増やさずエネルギー効率の向上を図ることができる。

30

【 0 0 8 1 】

また、本実施の形態の車両用駆動装置 2 では、高圧用油圧源 4 4 0 をアキュムレータ 4 4 1 及び高圧用オイルポンプ 4 4 2 により構成しているので、2 つのオイルポンプにより構成する場合に比べて、構成を簡素化することができる。

【 0 0 8 2 】

また、本実施の形態の車両用駆動装置 2 では、切換えバルブ 3 2 と変速制御部 3 4 との間に逆止弁 3 7 を有する。このため、高圧用オイルポンプ 4 4 2 から吐出された油圧の余剰分が切換えバルブ 3 2 の側に戻ることなくアキュムレータ 4 4 1 に蓄圧されるので、エネルギー効率を更に向上することができる。

40

【 0 0 8 3 】

尚、本実施の形態の車両用駆動装置 2 では、オイルポンプ 4 4 7 として等容量型の平衡型ペーンポンプを採用した場合について説明したが、これには限られない。例えば、オイルポンプとして、低圧用オイルポンプ 4 5 0 の容量と高圧用オイルポンプ 4 4 2 の容量とが異なる不等容量型の平衡型ペーンポンプを採用してもよい。ここで、例えば、無段変速機は多段変速機に比べて、より高圧での作動を要求され、バルブ漏れの増大を招く可能性があることから、高圧必要流量がより多く必要となる。この場合、高圧側の容量を低圧側よりも大きくした不等容量型の平衡型ペーンポンプを採用することが好ましい。また、多段変速機であっても、高圧必要流量を例えば 1 / 10 程度に減らすことができれば、高圧

50

側を電動オイルポンプ及びアキュムレータ、低圧側をエンジン駆動オイルポンプとする方式を採用することが好ましい。

【0084】

尚、本実施の形態は、以下の構成を少なくとも備える。本実施の形態の車両用駆動装置(2)は、駆動源(3)により駆動される入力部材と、出力部材と、前記入力部材と前記出力部材との間の動力伝達経路上に配置され、油圧の給排により前記入力部材と前記出力部材との間の変速比を変更可能な変速機構(20)を備える動力伝達機構と、前記動力伝達機構の前記変速機構(20)に対して油圧を給排制御する変速制御回路(c1)と、前記変速制御回路(c1)に対して独立して設けられ、前記動力伝達機構の潤滑部(21)に対して潤滑油を供給可能な潤滑回路(c2)と、前記変速制御回路(c1)に対して、前記変速機構(20)の変速比を変更するための変速制御油圧を供給可能な高圧用油圧源(40, 140, 240, 340, 440)と、前記潤滑回路(c2)に対して、前記変速制御油圧よりも低圧の潤滑油圧を供給可能な低圧用オイルポンプ(50, 450)と、を備える。この構成によれば、油圧源及びオイルポンプは2つのみで足りると共に各油圧源及びオイルポンプの全てには切換えバルブを設ける必要が無いので、複数の油圧源及びオイルポンプを使用しながらも、制御の複雑化を招くことなく、またオイル漏れの発生個所を増やさずエネルギー効率の向上を図ることができる。また、高圧の変速制御油圧が供給される変速制御回路(c1)と、低圧の潤滑油圧が供給される潤滑回路(c2)とが独立して設けられているので、潤滑用の油圧を形成するために一旦高圧にしてから低圧に低下させる必要が無く、エネルギー効率を向上することができる。

10

20

【0085】

また、本実施の形態の車両用駆動装置(2)では、前記変速制御回路(c1)は、前記高圧用油圧源(40, 140, 240, 340, 440)より下流側で前記潤滑回路(c2)と連通することなく前記変速機構(20)に前記変速制御油圧を供給し、前記潤滑回路(c2)は、前記低圧用オイルポンプ(50, 450)より下流側で前記変速制御回路(c1)と連通することなく前記潤滑部(21)に前記潤滑油を供給する。この構成によれば、潤滑用の油圧を形成するために一旦高圧にしてから低圧に低下させる必要が無く、エネルギー効率を向上することができる。

【0086】

また、本実施の形態の車両用駆動装置(2)では、前記高圧用油圧源(40, 140, 240, 340)は、第1高圧用オイルポンプ(41, 141, 241, 341)と第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)とを有し、前記変速制御回路(c1)は、前記変速機構(20)に供給する前記変速制御油圧を制御する油圧制御部(34)と、前記第1高圧用オイルポンプ(41, 141, 241, 341)の吐出口と前記油圧制御部(34)とを常時連通する第1連通油路(a2)と、前記第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)の吐出口と前記油圧制御部(34)とを連通可能な第2連通油路(a4, a5)に介在され、前記第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)の前記吐出口と前記油圧制御部(34)とを連通する第1の状態と、前記第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)の前記吐出口と前記油圧制御部(34)とを遮断すると共に、前記第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)の前記吐出口と吸入口とを連通して作動油を還流させる第2の状態と、に切換可能な切換えバルブ(32)と、を有する。この構成によれば、負荷の小さい還流では、第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)を作動させるための負荷も小さくなるので、駆動源(3)の負荷を小さくし、還流しない場合に比べてエネルギー効率を向上することができる。

30

40

【0087】

また、本実施の形態の車両用駆動装置(2)では、前記動力伝達機構の前記変速機構(20)は、前記動力伝達経路上に設けられた係合要素を係脱して変速比を変更する多段変速機であって、前記第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)の容量は、前記第1高圧用オイルポンプ(41, 141, 241, 341)の容量よりも大きい。

50

この構成によれば、定常走行時に還流を行う際に、大容量の第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)の負荷を低減することができるので、エネルギー効率をより高めることができる。ここで、係合要素の係脱の組み合わせで複数の変速段を形成する多段変速機では、必要油圧が比較的小さいため、バルブなどからの油漏れ量が少ないので、定常走行時の必要流量が小さい。このため、常時吐出の第1高圧用オイルポンプ(41, 141, 241, 341)のポンプ容量を、還流可能な第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)のポンプ容量よりも小さくすることができる。

**【0088】**

また、本実施の形態の車両用駆動装置(2)では、前記動力伝達機構の前記変速機構(20)は、前記動力伝達経路上に設けられたベルトと、該ベルトを挟持するプーリによって変速比を変更する無段変速機であって、前記第1高圧用オイルポンプ(41, 141, 241, 341)の容量は、前記第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)の容量よりも大きい。ベルトをプーリで挟み込んで変速する無段変速機においては、必要油圧が大きいためバルブ等からの油漏れ量が比較的多く、定常走行時の必要流量が多い。このため、常時吐出の第1高圧用オイルポンプ(41, 141, 241, 341)のポンプ容量を、還流可能な第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)のポンプ容量より大きくすることができる。

10

**【0089】**

また、本実施の形態の車両用駆動装置(2)では、前記第1高圧用オイルポンプ(41, 141, 241, 341)と前記第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)とは、単一のオイルポンプに設けられる。この構成によれば、部品点数の増加を最低限に抑えることができ、構成や制御の複雑化を抑制できる。

20

**【0090】**

また、本実施の形態の車両用駆動装置(2)では、前記高圧用油圧源(40, 140, 240, 340)は、1つのロータに2つのポンプ室を形成された平衡型ベーンポンプであって、前記2つのポンプ室の体積が等しく設定されて、前記第1高圧用オイルポンプ(41, 141, 241, 341)の容量は、前記第2高圧用オイルポンプ(42, 142, 242, 342)の容量と等しい。この構成によれば、平衡型ベーンポンプは2つのポンプ室の体積を同一にすることで、常時力学的に平衡な状態になり、ポンプ軸への負荷が軽減されて駆動トルクの低減に寄与すると共に、吐出圧脈動による振動が打ち消されノイズの低減に寄与する。このため、2つのポンプ室の吐出容量の最適値の容量差が小さい時には、容量の異なる2つのポンプ室とするよりも、等体積型の平衡型ベーンポンプとする方が車両用駆動装置(2)としてのポンプ性能として適している。

30

**【0091】**

また、本実施の形態の車両用駆動装置(2)では、前記高圧用油圧源(440)は、アキュムレータ(441)と高圧用オイルポンプ(442)とを有し、前記変速制御回路(c1)は、前記変速機構(20)に供給する前記変速制御油圧を制御する油圧制御部(34)と、前記アキュムレータ(441)の吐出口と前記油圧制御部(34)とを常時連通する第1連通油路(a2)と、前記高圧用オイルポンプ(442)の吐出口と前記油圧制御部(34)とを連通可能な第2連通油路(a4, a5)に介在され、前記高圧用オイルポンプ(442)の前記吐出口と前記油圧制御部(34)とを連通する第1の状態と、前記高圧用オイルポンプ(442)の前記吐出口と前記油圧制御部(34)とを遮断すると共に、前記高圧用オイルポンプ(442)の前記吐出口と吸入口とを連通して作動油を還流させる第2の状態と、に切換可能な切換バルブ(32)と、を有する。この構成によれば、高圧用油圧源(440)をアキュムレータ(441)及び高圧用オイルポンプ(442)により構成しているため、2つのオイルポンプにより構成する場合に比べて、構成を簡素化することができる。

40

**【0092】**

また、本実施の形態の車両用駆動装置(2)では、前記切換バルブ(32)と前記油圧制御部(34)との間に介在され、前記切換バルブ(32)から前記油圧制御部(3

50

4) への油圧の流通を許容すると共に、前記油圧制御部(34)から前記切換バルブ(32)への油圧の流通を遮断する逆止弁(37)を有する。この構成によれば、高压用オイルポンプ(442)から吐出された油圧の余剰分が切換バルブ(32)の側に戻ることなくアキュムレータ(441)に蓄圧されるので、エネルギー効率を更に向上することができる。

【0093】

また、本実施の形態の車両用駆動装置(2)では、前記高压用オイルポンプ(442)と前記低压用オイルポンプ(450)とは、1つのロータに等容積又は不等容積の2つのポンプ室を形成された単一の平衡型ベーンポンプに設けられる。この構成によれば、部品点数の増加を最低限に抑えることができ、構成や制御の複雑化を抑制できる。

10

【符号の説明】

【0094】

2	車両用駆動装置	
3	内燃エンジン(駆動源)	
20	変速機構	
21	潤滑部	
32	切換バルブ	
34	変速制御部(油圧制御部)	
37	逆止弁	
40	高压用油圧源	20
41	第1高压用オイルポンプ	
42	第2高压用オイルポンプ	
46	吐出口	
50	低压用オイルポンプ	
60	電動モータ	
140	高压用油圧源	
141	第1高压用オイルポンプ	
142	第2高压用オイルポンプ	
240	高压用油圧源	
241	第1高压用オイルポンプ	30
242	第2高压用オイルポンプ	
340	高压用油圧源	
341	第1高压用オイルポンプ	
342	第2高压用オイルポンプ	
440	高压用油圧源	
441	アキュムレータ	
442	高压用オイルポンプ	
450	低压用オイルポンプ	
a2	第1連通油路	
a4, a5	第2連通油路	40
c1	変速制御回路	
c2	潤滑回路	





---

フロントページの続き

(51)Int.Cl.			F I			テーマコード(参考)
<b>F 0 4 C</b>	<b>15/00</b>	<b>(2006.01)</b>	F 0 4 C	2/344	3 3 1 J	
<b>F 0 4 C</b>	<b>15/06</b>	<b>(2006.01)</b>	F 0 4 C	15/00	E	
			F 0 4 C	15/06	A	

Fターム(参考) 3J552 MA01 MA07 MA12 NA01 NB01 PA59 QA06A QA14A QA28A QA28C  
QA30A QA30B QA33A QA42A QA42C QA45A SA02 SA36 UA02 VA07Z  
VA18Z VA45Z VA50Z VA52W