

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3717146号

(P3717146)

(45) 発行日 平成17年11月16日(2005.11.16)

(24) 登録日 平成17年9月9日(2005.9.9)

(51) Int. Cl.⁷

F O 4 C 2/344

F O 4 C 15/04

F I

F O 4 C 2/344 3 3 1 J

F O 4 C 14/24 B

請求項の数 2 (全 14 頁)

| | |
|--|---|
| <p>(21) 出願番号 特願平11-358454 (22) 出願日 平成11年12月17日(1999.12.17) (65) 公開番号 特開2001-173575(P2001-173575A) (43) 公開日 平成13年6月26日(2001.6.26) 審査請求日 平成12年12月22日(2000.12.22)</p> | <p>(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 (74) 代理人 100092897 弁理士 大西 正悟 (72) 発明者 中村 敬 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 中野 宏和</p> |
|--|---|

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 作動油供給装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1、第2の吸入ポート及び第1、第2の吐出ポートを有し、前記第1、第2の吸入ポートが油タンクに接続されており、前記ロータが1回転する間に前記第1の吸入ポートから吸入した作動油を前記第1の吐出ポートから吐出するとともに、前記第2の吸入ポートから吸入した作動油を前記第2の吐出ポートから吐出する構成のペーンポンプと、供給された作動油を高圧に調圧する高圧調圧バルブと、供給された作動油を低圧に調圧する低圧調圧バルブと、前記第1の吐出ポートと前記第2の吐出ポートとを連通させるとともに、これら両吐出ポートを前記高圧調圧バルブに連通させ、且つ、絞りを介して前記低圧調圧バルブに連通させる第1の位置と、前記第2の吐出ポートを前記高圧調圧バルブに連通させ、且つ、前記第1の吐出ポートを前記低圧調圧バルブに連通させる第2の位置との位置切り換えが可能な切換バルブとを有して構成されたことを特徴とする作動油供給装置。

【請求項2】

第1、第2の吸入ポート及び第1、第2の吐出ポートを有し、前記第1、第2の吸入ポートが油タンクに接続されており、前記ロータが1回転する間に前記第1の吸入ポートから吸入した作動油を前記第1の吐出ポートから吐出するとともに、前記第2の吸入ポートから吸入した作動油を前記第2の吐出ポートから吐出する構成のペーンポンプと、供給された作動油を高圧に調圧する高圧調圧バルブと、供給された作動油を低圧に調圧する低圧調圧バルブと、

10

20

前記第1の吐出ポートと前記第2の吐出ポートとを連通させ、これら両吐出ポートを前記高圧調圧バルブに接続させるとともに、前記高圧調圧バルブの下流側に前記低圧調圧バルブを連通させる第1の位置と、前記第2の吐出ポートを前記高圧調圧バルブに接続させるとともに前記第1の吐出ポートを前記低圧調圧バルブに連通させる第2の位置との位置切り換えが可能な切換バルブとを有して構成されたことを特徴とする作動油供給装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、油圧回路内に作動油を供給する作動油供給装置に関し、更に詳しくは、高圧作動油の供給量を大小2段階に切り替えることが可能な作動油供給装置に関する。

10

【0002】

【従来の技術】

作動油の供給容量を切り換えることが可能な作動油供給装置としては、例えば特開平4-277366号公報に開示されている構成のものがある。この装置では、ベーンポンプがロータの回転軸を挟んで対向配設された第1、第2の吸入ポートと、同じく回転軸を挟んで対向配設された第1、第2の吐出ポートとを有し、両吸入ポートが油タンクに接続され、ロータの回転により第1の吸入ポートから吸入した作動油を第1の吐出ポートから吐出させるとともに、第2の吸入ポートから吸入した作動油を第2の吐出ポートから吐出させるようになっている。そして、第1の吐出ポートと第2の吐出ポートとを連通させて両吐出ポートから吐出される作動油量の合計分を油圧回路内に供給させることにより供給容量を大にでき、第1の吐出ポートと2つの吸入ポートとを連通させて(すなわち油タンクに連通させて)第2の吐出ポートから吐出される作動油のみを油圧回路内に供給させることにより供給容量を小にできるようになっている。このような構成の作動油供給装置では、必要なときには供給容量を大にして大きな供給油量を得ることができ、通常は供給容量を小にしておくことでポンプの回転動力を低減することができる。

20

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、このような作動油供給装置において、作動油の供給容量を大にしているときには両吐出ポート内の圧力は互いに等しいが、作動油の供給容量を小にしているときには第1の吐出ポートが油タンクに接続されて第1のポート内の圧力が大気圧程度に下がるため、第1及び第2両吐出ポート間には圧力の不均衡が生じる。このためロータの回転軸には、高圧側の吐出ポートから低圧側の吐出ポートへ向かう方向に大きな荷重(偏心荷重と称する)が生じるため、ロータの回転軸及びこれを支持する部材等の強度及び剛性を高める必要が生じ、装置全体が大型化してしまうという問題もあった。

30

【0004】

本発明はこのような問題に鑑みてなされたものであり、高圧作動油の供給量を大小切り換えたときに、両吐出ポート内の圧力の不均衡により発生するポンプ回転軸の偏心荷重を小さくすることが可能な作動油供給装置を提供することを目的としている。

【0005】

【課題を解決するための手段】

40

このような目的を達成するため、第1の本発明に係る作動油供給装置は、第1、第2の吸入ポート及び第1、第2の吐出ポートを有し、第1、第2の吸入ポートが油タンクに接続されており、ロータが1回転する間に第1の吸入ポートから吸入した作動油を第1の吐出ポートから吐出するとともに、第2の吸入ポートから吸入した作動油を第2の吐出ポートから吐出する構成のベーンポンプと、供給された作動油を高圧に調圧する高圧調圧バルブ(例えば、実施形態における高圧レギュレータバルブ140)と、供給された作動油を低圧に調圧する低圧調圧バルブ(例えば、実施形態における低圧レギュレータバルブ150)と、第1の吐出ポートと第2の吐出ポートとを連通させるとともに、これら両吐出ポートを高圧調圧バルブに連通させ、且つ、絞り(例えば、実施形態における絞り190a)を介して低圧調圧バルブに連通させる第1の位置と、第2の吐出ポートを高圧調圧バルブ

50

に連通させ、且つ、第1の吐出ポートを低圧調圧バルブに連通させる第2の位置との位置切り換えが可能な切換バルブとを有して構成される。

【0006】

このような構成の作動油供給装置では、切換バルブを第1の位置に位置させたときには、第1の吐出ポートから吐出される作動油と第2の吐出ポートから吐出される作動油とが合流し、これが高圧調圧バルブと低圧調圧バルブの双方に供給される。そして、高圧調圧バルブに供給された作動油は所定の高圧に調圧され、低圧調圧バルブに供給された作動油は所定の低圧に調圧される。一方、切換バルブを第2の位置に位置させたときには、第2の吐出ポートから吐出される作動油は高圧調圧バルブに供給されて所定の高圧に調圧され、第1の吐出ポートから吐出される作動油は低圧調圧バルブに供給されて所定の低圧に調

10

【0007】

また、第2の本発明に係る作動油供給装置は、第1、第2の吸入ポート及び第1、第2の吐出ポートを有し、第1、第2の吸入ポートが油タンクに接続されており、ロータが1回転する間に第1の吸入ポートから吸入した作動油を第1の吐出ポートから吐出するとともに、第2の吸入ポートから吸入した作動油を第2の吐出ポートから吐出する構成のベーンポンプと、供給された作動油を高圧に調圧する高圧調圧バルブと、供給された作動油を低圧に調圧する低圧調圧バルブと、第1の吐出ポートと第2の吐出ポートとを連通させ、これら両吐出ポートを高圧調圧バルブに接続させるとともに、高圧調圧バルブの下流側に低圧調圧バルブを連通させる第1の位置と、第2の吐出ポートを高圧調圧バルブに接続させるとともに第1の吐出ポートを低圧調圧バルブに連通させる第2の位置との位置切り換えが可能な切換バルブとを有して構成される。

20

【0008】

このような構成の作動油供給装置では、切換バルブを第1の位置に位置させたときには、第1の吐出ポートから吐出される作動油と第2の吐出ポートから吐出される作動油とが合流してこれが高圧調圧バルブに供給されて所定の高圧に調圧され、高圧調圧バルブにおいて調圧された作動油の一部は低圧調圧バルブに供給されて所定の低圧に調圧される。一方、切換バルブを第2の位置に位置させたときには、第2の吐出ポートから吐出される作動油は高圧調圧バルブに供給されて所定の高圧に調圧され、第1の吐出ポートから吐出される作動油は低圧調圧バルブに供給されて所定の低圧に調圧される。

30

【0009】

これら両作動油供給装置においては、切換バルブの位置切換により油圧回路内への高圧作動油の供給量を大小2段階に切り換えることができ、必要なときに十分な高圧作動油の供給量を確保できるとともに、通常はそれよりも小さい供給量に設定してポンプ駆動における動力ロス分を低減し、燃費向上を図ることができる。そして、高圧作動油の供給量を大に設定した場合には、ベーンポンプの対向する位置にある両吐出ポート内の圧力は互いに等しくなるのでロータの回転軸に偏心荷重は働かず、供給量を小に設定した場合であっても、低圧側の吐出ポート（第1の吐出ポート）にも低圧レギュレータバルブにより調圧される圧力が作用するようになるので、ロータの回転軸に作用する偏心荷重は従来の場合よりも小さくなる。このため装置の耐久性を向上させることができるとともに、回転軸を支持する部材等の強度及び剛性を小さくして重量を軽減することができ、装置の小型化とコストダウンを図ることができる。

40

【0010】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の好ましい実施形態について図面を参照して説明する。図1は本発明に係る作動油供給装置を備えたベルト式無段変速機CVTを模式的に示したものである。このベルト式無段変速機CVTは、入力軸1とカウンター軸2との間に設けられた金属式Vベルト機構10と、入力軸1上に設けられた遊星歯車式前後進切換機構20と、カウンター軸2と出力側部材（ディファレンシャル機構8等）との間に設けられた発進クラッチ5とから構成される。なお、本無段変速機CVTは車両用として用いられ、入力軸1はカップリ

50

ング機構 C P を介してエンジン E N G の出力側に繋がり、ディファレンシャル機構 8 に伝達された動力は左右の車輪に伝達されるようになっている。

【 0 0 1 1 】

金属 V ベルト機構 1 0 は、入力軸 1 上に設けられたドライブ側プーリ 1 1 と、カウンター軸 2 上に設けられたドリブン側プーリ 1 6 と、両プーリ 1 1 , 1 6 間に巻き掛けられた金属 V ベルト 1 5 とからなる。ドライブ側プーリ 1 1 は、入力軸 1 上に回転自在に設けられた固定プーリ半体 1 2 と、この固定プーリ半体 1 2 に対して軸方向に相対移動可能な可動プーリ半体 1 3 とからなる。可動プーリ半体 1 3 の側方には、固定プーリ半体 1 2 に結合されたシリンダ壁 1 2 a により囲まれてドライブ側シリンダ室 1 4 が形成されており、このドライブ側シリンダ室 1 4 内に供給される油圧により、可動プーリ半体 1 3 を軸方向に移動させるプーリ側圧が発生される。

10

【 0 0 1 2 】

ドリブン側プーリ 1 6 は、カウンター軸 2 に固設された固定プーリ半体 1 7 と、この固定プーリ半体 1 7 に対して軸方向に相対移動可能な可動プーリ半体 1 8 とからなる。可動プーリ半体 1 8 の側方には、固定プーリ半体 1 7 に結合されたシリンダ壁 1 7 a により囲まれてドリブン側シリンダ室 1 9 が形成されており、このドリブン側シリンダ室 1 9 内に供給される油圧により可動プーリ半体 1 8 を軸方向に移動させるプーリ側圧が発生される。

【 0 0 1 3 】

このため、上記両シリンダ室 1 4 , 1 9 への供給油圧 (プーリ制御油圧) を適宜制御することにより、金属 V ベルト 1 5 の滑りが発生することのない適切なプーリ側圧を設定するとともに、両プーリ 1 1 , 1 6 それぞれのプーリ幅を変化させることができる。これにより、金属 V ベルト 1 5 の巻き掛け半径を変化させて変速比を無段階に変化させることができる。

20

【 0 0 1 4 】

遊星歯車式前後進切換機構 2 0 は、入力軸 1 に結合されたサンギヤ 2 1 と、ドライブ側プーリ 1 1 の固定プーリ半体 1 2 に結合されたキャリア 2 2 と、後進用ブレーキ 2 7 により固定保持可能なリングギヤ 2 3 と、サンギヤ 2 1 とキャリア 2 2 とを連結可能な前進用クラッチ 2 5 とからなる。前進用クラッチ 2 5 が係合されると全ギヤ 2 1 , 2 2 , 2 3 が入力軸 1 と一体に回転し、ドライブ側プーリ 1 1 は入力軸 1 と同方向 (前進方向) に駆動される。一方、後進用ブレーキ 2 7 が係合されると、リングギヤ 2 3 が固定保持されるため、キャリア 2 2 はサンギヤ 2 1 とは逆の方向に駆動され、ドライブ側プーリ 1 1 は入力軸 1 とは逆方向 (後進方向) に駆動される。

30

【 0 0 1 5 】

また、前進用クラッチ 2 5 及び後進用ブレーキ 2 7 が共に解放されると、この前後進切換機構 2 0 を介しての動力伝達が絶たれ、エンジン E N G とドライブ側プーリ 1 1 との間の動力伝達が行われなくなる。

【 0 0 1 6 】

発進クラッチ 5 は、カウンター軸 2 と出力側部材との間の動力伝達をオン・オフ制御するクラッチであり、これがオン (係合) のときに両者間での動力伝達が可能となる。このため、発進クラッチ 5 がオンのときには、金属 V ベルト機構 1 0 により変速されたエンジン出力がギヤ 6 a , 6 b , 7 a , 7 b を介してディファレンシャル機構 8 により左右の車輪 (図示せず) に分割されて伝達される。また、発進クラッチ 5 がオフ (非係合) のときにはこの動力伝達が行えず、変速機は中立状態となる。

40

【 0 0 1 7 】

図 2 はこのベルト式無段変速機 C V T の油圧制御装置の概要を示したものである。この油圧制御装置は図に示すように、作動油供給装置 1 0 0 と、高圧制御系バルブ群 4 0 と、低圧制御系バルブ群 5 0 と、電気コントロールユニット E C U とを有して構成されている。ここで、高圧制御系バルブ群 4 0 と低圧制御系バルブ群 5 0 にはそれぞれ電磁バルブが含まれているが、これら電磁バルブは、第 1 検出器 6 1 により検出されるエンジン回転数 N e 、第 2 検出器 6 2 により検出されるスロットル開度 t h 、第 3 検出器 6 3 により検出

50

される車両速度V、第4検出器64により検出される作動油の油温T等の情報に基づいて電気コントロールユニットECUから出力される作動信号に基づいて作動する。

【0018】

作動油供給装置100は高圧に調圧した作動油を油路71を介して高圧制御系バルブ群40に供給するとともに、低圧に調圧した作動油を油路72を介して低圧制御系バルブ群50に供給する。高圧制御系バルブ群40は電気コントロールユニットECUからの電気信号に基づいて電磁バルブを作動させ、作動油供給装置100より供給された高圧の作動油を用いてドライブ側及びドリブン側プーリ11, 16を作動させる。これにより金属ベルト15の巻き掛け半径が変化され、ベルト式無段変速機CVTの変速作動が行われる。また、低圧制御系バルブ群50は電気コントロールユニットECUからの電気信号に基づいて電磁バルブを作動させ、作動油供給装置100より供給された低圧の作動油を用いて発進クラッチ5、前進用クラッチ25及び後進用ブレーキ27等を作動させる。これによりベルト式無段変速機CVTを搭載した車両の発進及び前後進が行われる。なお、車両の前後進の設定を行うマニュアルシフトレバーの操作により作動するマニュアルシフトバルブは低圧制御系バルブ群50に含まれる。

10

【0019】

図3及び図4は本発明に係る作動油供給装置の第1の実施形態を示したものである。この作動油供給装置100はこれら両図に示すように、油タンク110と、ベーンポンプ120と、切換バルブ130と、高圧レギュレータバルブ140と、低圧レギュレータバルブ150とを備えて構成されている。ベーンポンプ120は、ロータ121の回転軸122を挟んで対向配設された第1及び第2吸入ポートP1, P2と、回転軸122を挟んで対向配設された第1及び第2吐出ポートQ1, Q2とを有し、第1吸入ポートP1及び第2吸入ポートP2は油路181を介して油タンク110に接続されている。そして、ロータ121が1回転する間に第1吸入ポートP1から吸入した作動油を第1吐出ポートQ1から吐出し、第2吸入ポートP2から吸入した作動油を第2吐出ポートQ2から吐出する。

20

【0020】

高圧レギュレータバルブ140は、ハウジング内で左右方向に移動可能なスプール141と、このスプール141の右方に設けられてスプール141を常時左方に付勢するスプリング142とを有して構成されている。この高圧レギュレータバルブ140の中央部付近には油室143が形成されており、この油室143はベーンポンプ120の第2吐出ポートQ2と繋がる油路182及び高圧制御系バルブ群40と繋がる前述の油路71と連通している。このため第2吐出ポートQ2から吐出された作動油は油室143を経由して高圧制御系バルブ群40へ流れるが、油路182内の作動油は分岐油路182aから油室145に入り込んでスプール141に右方への付勢力を与えるので、スプール141はこの右方への付勢力とスプリング142による左方への付勢力とがバランスする位置で油室143と油室144とを連通させ、油室143内の作動油の一部を油路183から排出させる。これにより油路71より高圧制御系バルブ群40へ供給される作動油の圧力は所定の圧力(高圧)に調圧される(このとき第2吐出ポートQ2の吐出圧もその高圧となる)。なお、油路183から排出された作動油は無段変速機CVT各部の潤滑油として使用される。

30

40

【0021】

また、この高圧レギュレータバルブ140のスプリング室146は低圧制御系バルブ群50と油路184を介して繋がっており(図2も参照)、電気コントロールユニットECUからの指令に基づいて低圧制御系バルブ群50から出力される制御圧を受けることができるようになっている。この制御圧の大きさはスロットル開度などに応じて設定されるが、この制御圧がスプリング室146に作用するとスプール141には左方への付勢力が生じ、油路182内の圧力(すなわち第2吐出ポートQ2の吐出圧)を高めるので、油路71から高圧制御系バルブ群40へ供給される作動油の圧力(高圧)は高められる。また、スプール141の左方に形成された油室147も油路185を介して低圧制御系バルブ群50と繋がっており(図2も参照)、低圧制御系バルブ群50より供給される一定圧を受け

50

てスプール141に右方への付勢力を与えている。

【0022】

切換バルブ130は、ハウジング内で左右方向へ移動可能なスプール131と、このスプール131の右方に設けられてスプール131を常時左方に付勢するスプリング132とを有して構成されている。このスプール131の左端部に形成された油室133は低圧制御系バルブ群50と油路186を介して繋がっており(図2も参照)、電気コントロールユニットECUからの指令に基づいて低圧制御系バルブ群50から出力される制御圧を受けられるようになっている。

【0023】

ここで、スプール131は油室133に制御圧が供給されていないときにはスプリング132により付勢されて左方に位置し(第1の位置)、このとき第1吐出ポートQ1は油路187、切換バルブ130、油路188及び油路189を介して油路182に接続されるとともに、油路188(又は油路189)から分岐し、途中に絞り190aが形成された油路190は切換バルブ130、油路191を介して低圧レギュレータバルブ150に繋がる(図3参照)。一方、油室133に制御圧が供給されているときには、スプール131には制御圧による右方への付勢力が生じ、この制御圧による付勢力がスプリング132による左方への付勢力に打ち勝ってスプール131は右方に位置する(第2の位置)。このとき第1吐出ポートQ1は油路187、切換バルブ130、油路191を介して低圧レギュレータバルブ150に繋がるとともに、油路189、油路188及び油路190は切換バルブ130により閉塞される(図4参照)。

【0024】

低圧レギュレータバルブ150は、ハウジング内で左右方向に移動可能なスプール151と、このスプール151の右方に設けられてスプール151を常時左方に付勢するスプリング152とを有して構成されている。この低圧レギュレータバルブ150の中央部付近には油室153が形成されており、この油室153は油路191及び低圧制御系バルブ群50と繋がる前述の油路72と連通している。このため油路191内の作動油は油室153を経由して油路72から低圧制御系バルブ群50へ流れるが、油路72内の作動油は分岐油路72aから油室154に入り込んでスプール151に右方への付勢力を与えるので、スプール151はこの右方への付勢力とスプリング152による左方への付勢力とがバランスする位置に位置するようになる。そして、このようなスプール151の動作により油路191から油路72へ流れる作動油の流量は絞られて減圧され、油路72より低圧系制御バルブ群50に供給される作動油の圧力は所定の圧力(低圧)に調圧される。なお、油路191内の圧力が或る程度以上に高くなった場合には、スプール151の右動により油室153がドレン油路と繋がる油室155と連通して余分な作動油が排出されるので、この低圧レギュレータバルブ150が第1吐出ポートQ1と直接連通していても油路191内の圧力が異常に高くなるようなことはない。

【0025】

このような構成の作動油供給装置100において、切換バルブ130の油室133に制御圧を供給せず、切換バルブ130のスプール131を第1の位置(左方の位置)に位置させているときには、第1吐出ポートQ1から吐出された作動油と第2吐出ポートQ2から吐出された作動油とは合流して高圧レギュレータバルブ140と低圧レギュレータバルブ150の双方に供給されるのであるが、油路190中には絞り190aがあるために油路190から低圧レギュレータバルブ150へ流れる作動油量は少なく、ベーンポンプ120より吐出される全作動油量のほとんどが油路182から高圧レギュレータバルブ140へ供給されて所定の高圧に調圧される。なお、絞り190aを通過した作動油は低圧レギュレータバルブ150により所定の低圧に調圧される。

【0026】

このように、切換バルブ130のスプール131を第1の位置(左方の位置)に位置させているときには、高圧レギュレータバルブ140へ供給される作動油量は両吐出ポートQ1、Q2から吐出される作動油量の合計分となる。すなわち、ロータ1回転当たり第1

10

20

30

40

50

吐出ポートQ 1から吐出される作動油量とロータ1回転あたりに第2吐出ポートQ 2から吐出される作動油量が共にVであれば、高圧レギュレータバルブ140により高圧に調圧されて油圧回路内に供給される作動油量は2Vとなる(高圧作動油の供給量大)。なお、このとき第1吐出ポートQ 1の吐出圧と第2吐出ポートQ 2の吐出圧とは互いに等しいので、ロータ121の回転軸122に偏心荷重は働かない。

【0027】

一方、切換バルブ130の油室133に制御圧を供給し、スプール131を第2の位置(右方の位置)に位置させているときには、第2吐出ポートQ 2から吐出された作動油は高圧レギュレータバルブ140に供給されて所定の高圧に調圧され、第1吐出ポートQ 1から吐出された作動油は低圧レギュレータバルブ150に供給されて所定の低圧に調圧される。

10

【0028】

このように、切換バルブ130のスプール131を第2の位置(右方の位置)に位置させているときには、高圧レギュレータバルブ140へ供給される作動油量は第2吐出ポートQ 2から吐出される作動油量のみとなり、切換バルブ130を第1の位置に位置させたときの約半分となる。すなわち、ロータ1回転あたりに第1吐出ポートQ 1から吐出される作動油量とロータ1回転あたりに第2吐出ポートQ 2から吐出される作動油量が共にVであれば、高圧レギュレータバルブ140により高圧に調圧される作動油量はVとなる(高圧作動油の供給量小)。但し、このとき第1吐出ポートQ 1の吐出圧は第2吐出ポートQ 2の吐出圧よりも小さくなるので、両吐出ポートQ 1, Q 2内に圧力の不均衡が生じ、ロータ121の回転軸122には図4に示すような、高圧側の吐出ポート(第2吐出ポートQ 2)から低圧側の吐出ポート(第1吐出ポートQ 1)へ向かう偏心荷重Fが作用する。

20

【0029】

次に、この作動油供給装置100において、高圧作動油の供給量を大小2段階に切り替える制御(切換バルブ130の油室133への制御圧の供給制御)について説明する。

【0030】

上記ベルト式無段変速機CVTを備えた車両の場合、作動油供給装置100から供給される作動油量は1 エンジン回転数が低いとき、特にエンジン回転数がアイドル回転数近いときには両プーリ11, 16のシリンダ室14, 19に作用する圧力は充分であっても流量が足りなくなるため大きな作動油量が必要となる。また、エンジン回転数が或る程度高い場合でも2 走行中にキックダウンが行われたり、或いは3 急減速、中でも急停止が行われる場合にも、変速に当たって両プーリ11, 16を素早く動かす必要があるため大きな作動油量が必要となる。特に急停止の場合には、車両が停止する前に変速機CVTをLOWへ戻さないと再発進が難しくなってしまう。また、4 作動油の油温が高い場合にも大きな作動油量が必要となる。これは、作動油の油温が高いと油圧回路からのリーク量が多くなり、油圧が上昇しにくくなるためである。

30

【0031】

高圧作動油量の大小切り換えは、油路186を介して切換バルブ130の油室133に制御圧を供給するかしないかにより行われるが、この制御圧の供給制御は前述のように、電気コントロールユニットECUが検出器61~64からの検出情報に基づいて行っている。以下、ベルト式無段変速装置CVTを備えた車両における高圧作動油の供給量切換制御の具体例を図5のフローに基づいて説明するが、上記1~4の判断はいずれも電気コントロールユニットECUにおいて行われる。

40

【0032】

この制御は図5に示すように、先ずステップS1において、第1検出器61により検出されるエンジン回転数 N_e が予め定めた第1の所定のエンジン回転数 N_{e01} (例えば2000rpm)以上であるか否か($N_e \geq N_{e01}$?)が判断され、ここで $N_e \geq N_{e01}$ であると判断された場合にはステップS7に進んで高圧作動油の供給量は小に設定される。また、ステップS1で $N_e < N_{e01}$ であると判断された場合にはステップS2に進み、同じく第1検出器61により検出されるエンジン回転数 N_e が予め定めた第2の所定の

50

エンジン回転数 N_{e02} (例えば 1000 rpm。ほぼアイドル回転数) 以下であるか否か ($N_e < N_{e02}$?) が判断され、ここで $N_e < N_{e02}$ であると判断された場合にはステップ S8 へ進んで高圧作動油の供給量は大に設定される。

【0033】

一方、ステップ S2 で $N_e > N_{e02}$ であると判断された場合にはステップ S3 に進んで現在キックダウン中であるか否か、すなわち第 2 検出器 62 により検出されるスロットル開度 t_h に基づいて算出される単位時間当たりのスロットル開度変化率 t_{ho} が予め定めた所定のスロットル開度変化率 t_{ho} (例えば (1/2 開度)/s) 以上であるか否か ($t_h > t_{ho}$?) が判断され、ここで $t_h > t_{ho}$ であると判断された場合にはステップ S8 へ進んで高圧作動油の供給量は大に設定される。

10

【0034】

また、ステップ S3 において $t_h < t_{ho}$ であると判断された場合にはステップ S4 へ進んで現在急減速中であるか否か、すなわち第 3 検出器 63 により検出される車両速度 V に基づいて算出される単位時間当たりの減速方向の車両速度変化率 V (すなわち減速方向の加速度) が所定の車両速度変化率 V_0 (例えば減速方向で 2 m/s^2) 以上であるか否か ($V > V_0$?) が判断され、ここで $V > V_0$ であると判断された場合にはステップ S8 へ進んで高圧作動油の供給量は大に設定される。また、ここで $V < V_0$ であると判断された場合にはステップ S5 へ進んで第 4 検出器 64 により検出される作動油の油温 T が予め定めた所定の油温 T_0 (例えば 120) 以上であるか否か ($T > T_0$?) が判断され、ここで $T > T_0$ であると判断された場合にはステップ S8 へ進んで高圧作動油の供給量は大に設定される。

20

【0035】

一方、ステップ S5 で $T < T_0$ であると判断された場合にはステップ S6 へ進んでステップ S1 ~ S5 における否の状態全てを満たす継続時間 t が予め定めた所定時間 t_0 (例えば 1 分) 以上継続しているか否か ($t > t_0$?) が判断され、ここで $t > t_0$ であればステップ S7 に進んで高圧作動油の供給量は小に設定されるが、 $t < t_0$ である場合にはステップ S8 に進んで供給量は大に設定される。なお、このステップ S6 における処理は、例えばエンジン回転数がアイドル回転数程度であって、供給される高圧作動油の供給量が大きい状態から、エンジン回転数が次第に上昇して第 2 の所定の回転数より高くなり (但し第 1 の所定の回転数よりは小)、キックダウンをしておらず ($t_h < t_{ho}$)、急減速もしておらず ($V < V_0$)、作動油の油温も所定の油温よりも低い場合 ($T < T_0$) であっても、この状態が或る程度の時間継続した後でなければ高圧作動の供給量を小に切り換えないことを意味する。

30

【0036】

このように本発明に係る作動油供給装置 100 では、切換バルブ 130 へ制御圧を供給するかしないかにより油圧回路内への高圧作動油の供給量を大小 2 段階に切り換えることができ、必要なときに十分な高圧の作動油を確保できるとともに、通常はそれよりも小さい供給量に設定してポンプ駆動における動力ロス分を低減し、燃費向上を図ることができる。そして、高圧作動油の供給量を大に設定した場合には、ベーンポンプ 120 の対向する位置にある両吐出ポート Q1, Q2 内の圧力は互いに等しくなるので、ロータ 121 の回転軸 122 に偏心荷重は働かず、供給量を小に設定した場合であっても、低圧側の吐出ポート (第 1 吐出ポート Q1) にも低圧レギュレータバルブ 150 により調圧される圧力が作用するようになるので、ロータ 121 の回転軸 122 に作用する偏心荷重は従来の場合よりも小さくなる。このため装置 100 の耐久性を向上させることができるとともに、回転軸 122 を支持する部材等の強度及び剛性を小さくして重量を軽減することができ、装置 100 の小型化とコストダウンを図ることができる。

40

【0037】

続いて、本発明に係る作動油供給装置の第 2 の実施形態を図 6 及び図 7 に示す。この第 2 の実施形態における作動油供給装置 200 が上述の作動油供給装置 100 と異なるところは作動油供給装置 100 における油路 190 の代わりに油路 192 を設けた点であるので

50

、第1の実施形態における作動油供給装置100の場合と共通するものについては同一の番号を付して説明する。また、作動油供給装置100において設けられていた絞り190aは、この作動油供給装置200では油路190自体がないので当然ながら設けられていない。

【0038】

この作動油供給装置200の場合、切換バルブ130のスプール131は、油室133に制御圧が供給されていないときにはスプリング132により付勢されて左方に位置し(第1の位置)、このとき第1吐出ポートQ1は油路187、切換バルブ130、油路188を介して油路182に接続され、油路71から分岐した油路192は切換バルブ130、油路191を介して低圧レギュレータバルブ150に繋がる(図6参照)。一方、油室133に制御圧が供給されているときには、スプール131には制御圧による右方への付勢力が生じ、この制御圧による付勢力がスプリング132による左方への付勢力にうち勝ってスプール131は右方に位置する(第2の位置)。このとき第1吐出ポートQ1は油路187、切換バルブ130、油路191を介して低圧レギュレータバルブ150に繋がるとともに、油路188、189及び油路192は切換バルブ130により閉塞される(図7参照)。

10

【0039】

このような構成の作動油供給装置200においても、切換バルブ130の油室133に制御圧を供給せず、切換バルブ130のスプール131を第1の位置(左方の位置)に位置させているときには、第1吐出ポートQ1から吐出された作動油と第2吐出ポートQ2から吐出された作動油とは合流して油路182から高圧レギュレータバルブ140に供給され、ここで所定の高圧に調圧される。そして、ここで高圧に調圧された作動油の一部は油路192を経て低圧レギュレータバルブ150に供給され、所定の低圧に調圧される。一方、切換バルブ130の油室133に制御圧を供給し、スプール131を第2の位置(右方の位置)に位置させているときには、第2吐出ポートQ2から吐出された作動油は高圧レギュレータバルブ140に供給されて所定の高圧に調圧され、第1吐出ポートQ1から吐出された作動油は低圧レギュレータバルブ150に供給されて所定の低圧に調圧される。

20

【0040】

このように、作動油供給装置200の場合も上述の作動油供給装置100の場合と同様に、切換バルブ130のスプール131を第1の位置(左方の位置)に位置させているときには、高圧レギュレータバルブ140へ供給される作動油量は両吐出ポートQ1、Q2から吐出される作動油量との合計分となり、ロータ1回転あたりに第1吐出ポートQ1から吐出される作動油量とロータ1回転あたりに第2吐出ポートQ2から吐出される作動油量が共にVであれば、高圧レギュレータバルブ140により高圧に調圧されて油圧回路内に供給される作動油量は2Vとなる(高圧作動油の供給量大)。なお、このときも第1吐出ポートQ1の吐出圧と第2吐出ポートQ2の吐出圧とは互いに等しいので、ロータ131の回転軸132に偏心荷重は働かない。

30

【0041】

また、切換バルブ130のスプール131を第2の位置(右方の位置)に位置させているときには、高圧レギュレータバルブ140へ供給される作動油量は第2吐出ポートQ2から吐出される作動油量のみであって、切換バルブ130を第1の位置に位置させたときの約半分となり、ロータ1回転あたりに第1吐出ポートQ1から吐出される作動油量とロータ1回転あたりに第2吐出ポートQ2から吐出される作動油量が共にVであれば、高圧レギュレータバルブ140により高圧に調圧される作動油量はVとなる(高圧作動油の供給量小)。但し、このときも第1吐出ポートQ1の吐出圧は第2吐出ポートQ2の吐出圧よりも小さくなるので、両吐出ポートQ1、Q2内に圧力の不均衡が生じ、ロータ131の回転軸132には図7に示すような、高圧側の吐出ポート(第2吐出ポートQ2)から低圧側の吐出ポート(第1吐出ポートQ1)へ向かう偏心荷重Fが作用する。

40

【0042】

50

この第2の実施形態に示す作動油供給装置200においても、上述の図5に示すフローのような制御に基づいて、切換バルブ130へ制御圧を供給するかしないかにより油圧回路内への高圧作動油の供給量を大小2段階に切り換えることができ、第1の実施形態における作動油供給装置100と同様の効果を得ることができる。なお、この構成の場合には、第1吐出ポートQ1からの作動油と第2吐出ポートQ2からの作動油との合計分は一旦高圧レギュレータバルブ140により高圧に調圧され、低圧の作動油はこのように高圧に調圧された作動油の一部が調圧されて生成されるようになっているので、高圧作動油と低圧作動油の流量配分比を任意に調整することが可能である。

【0043】

これまで本発明の実施形態について説明してきたが、本発明の範囲は上述の実施形態に限られるものではない。例えば、ベーンポンプの吸入ポート及び吐出ポートは必ずしも2つずつである必要はなく、ロータの回転軸を挟んで対向配設された第1、第2の吸入ポートと、回転軸を挟んで対向配設された第1、第2の吐出ポートとを有し、第1及び第2の吸入ポートが油タンクに接続されており、ロータが1回転する間に第1の吸入ポートから吸入した作動油を第1の吐出ポートから吐出するとともに、第2の吸入ポートから吸入した作動油を第2の吐出ポートから吐出する構成のベーンポンプであれば2つ以上であっても構わない。また、この作動油供給装置の適用対象は上述のような車両用に限られず、他の油圧装置においても用いることが可能である。

【0044】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明に係る作動油供給装置においては、切換バルブの位置切換により油圧回路内への高圧作動油の供給量を大小2段階に切り換えることができ、必要ときに十分な高圧の作動油を確保できるとともに、通常はそれよりも小さい供給量に設定してポンプ駆動における動力ロス分を低減し、燃費向上を図ることができる。そして、高圧作動油の供給量を大に設定した場合には、ベーンポンプの対向する位置にある両吐出ポート内の圧力は互いに等しくなるので、ロータの回転軸に偏心荷重は働かず、供給量を小に設定した場合であっても、低圧側の吐出ポート（第1の吐出ポート）にも低圧レギュレータバルブにより調圧される圧力が作用するようになるので、ロータの回転軸に作用する偏心荷重は従来の場合よりも小さくなる。このため装置の耐久性を向上させることができるとともに、回転軸を支持する部材等の強度及び剛性を小さくして重量を軽減することができ、装置の小型化とコストダウンを図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る作動油供給装置を備えたベルト式無段変速機のスケルトン図である。

【図2】上記ベルト式無段変速機の油圧制御装置の概要を示すブロック図である。

【図3】第1の実施形態における作動油供給装置の構成を示す図であり、高圧作動油の供給量を大に設定した状態を示している。

【図4】第1の実施形態における作動油供給装置の構成を示す図であり、高圧作動油の供給量を小に設定した状態を示している。

【図5】上記ベルト式無段変速機を備えた車両における高圧作動油の供給量を切り替える制御の具体例を示すフローである。

【図6】第2の実施形態における作動油供給装置の構成を示す図であり、高圧作動油の供給量を大に設定した状態を示している。

【図7】第2の実施形態における作動油供給装置の構成を示す図であり、高圧作動油の供給量を小に設定した状態を示している。

【符号の説明】

- 100 作動油供給装置
- 110 油タンク
- 120 ベーンポンプ
- 121 ロータ

10

20

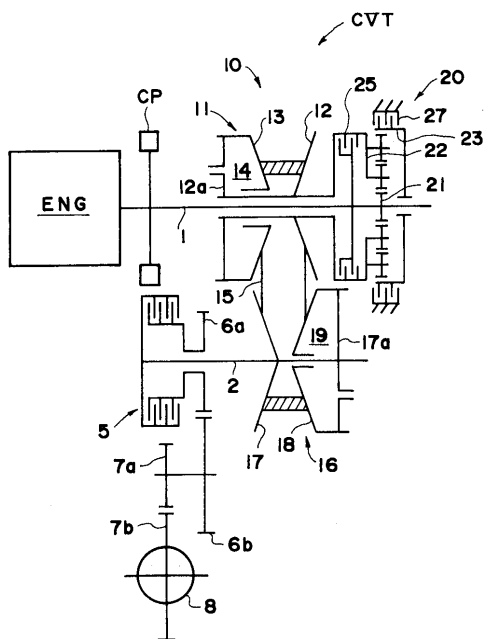
30

40

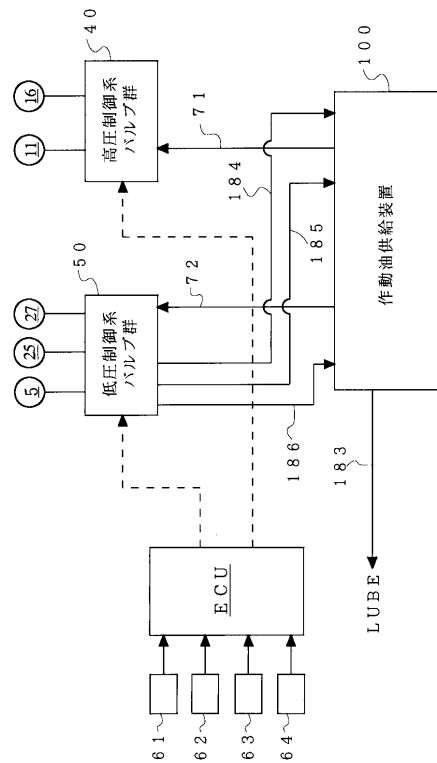
50

- 1 2 2 回転軸
- 1 3 0 切換バルブ
- 1 4 0 高圧レギュレータバルブ (高圧調圧バルブ)
- 1 5 0 低圧レギュレータバルブ (低圧調圧バルブ)
- 1 9 0 a 絞り
- P 1 第 1 吸入ポート (第 1 の吸入ポート)
- P 2 第 2 吸入ポート (第 2 の吸入ポート)
- Q 1 第 1 吐出ポート (第 1 の吐出ポート)
- Q 2 第 2 吐出ポート (第 2 の吐出ポート)

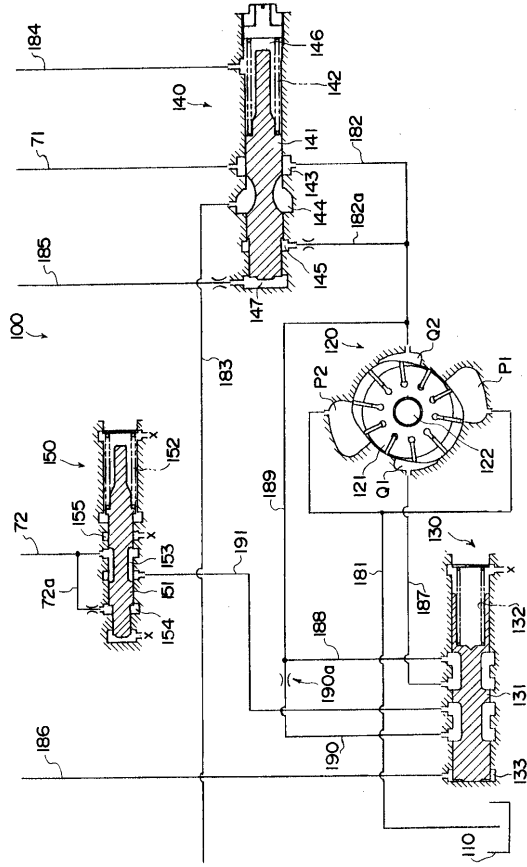
【 図 1 】



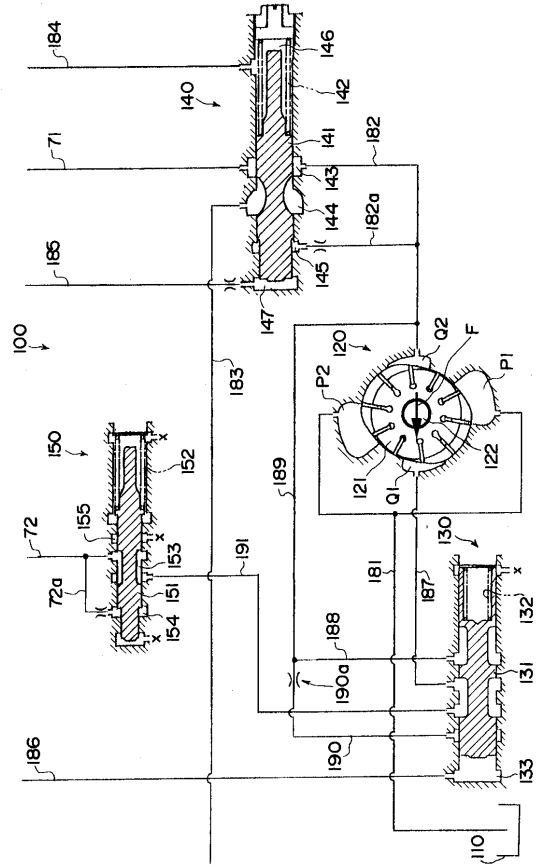
【 図 2 】



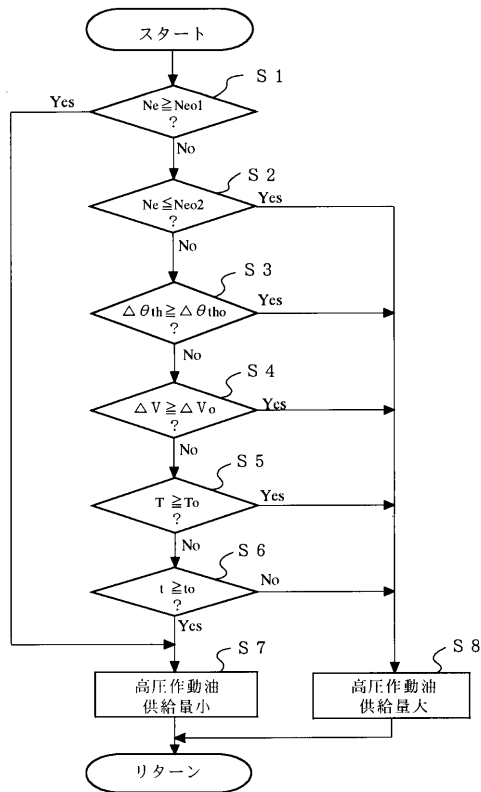
【 図 3 】



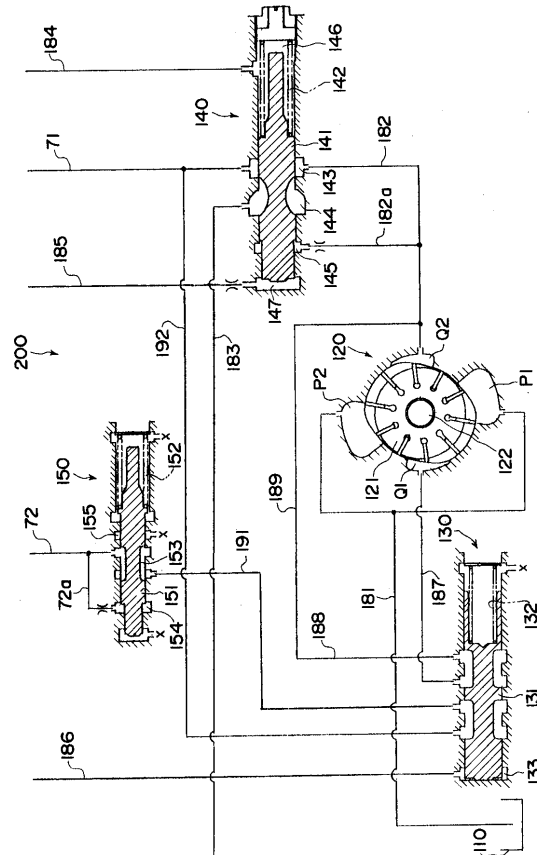
【 図 4 】



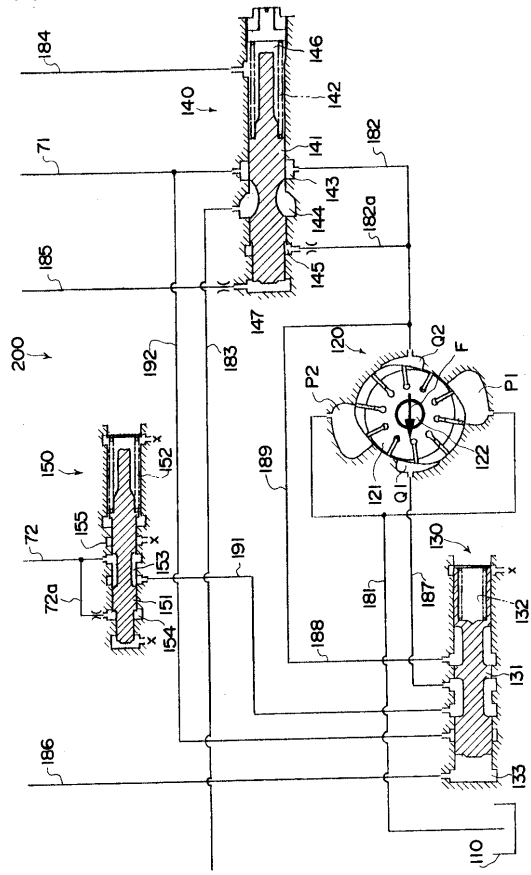
【 図 5 】



【 図 6 】



【 図 7 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平04 - 357357 (JP, A)
特開平03 - 213772 (JP, A)
特開平03 - 213773 (JP, A)
特開平04 - 277366 (JP, A)
特開昭61 - 125966 (JP, A)
特開昭61 - 119472 (JP, A)
特開平06 - 239156 (JP, A)
特開2001 - 140771 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

F04C 15/04

F04C 2/344 331