

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4385752号
(P4385752)

(45) 発行日 平成21年12月16日(2009.12.16)

(24) 登録日 平成21年10月9日(2009.10.9)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 H 57/04 (2006.01) F 1 6 H 57/04 H
F 1 6 H 57/02 (2006.01) F 1 6 H 57/02 3 O 1 D

請求項の数 11 (全 27 頁)

(21) 出願番号	特願2003-412164 (P2003-412164)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成15年12月10日(2003.12.10)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2005-172112 (P2005-172112A)	(74) 代理人	100083998 弁理士 渡邊 丈夫
(43) 公開日	平成17年6月30日(2005.6.30)	(72) 発明者	村上 新 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18年1月10日(2006.1.10)	(72) 発明者	北條 康夫 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	舟橋 眞 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】 変速機の潤滑装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧力制御弁を経由して潤滑系統にオイルを供給する第1の供給経路と、前記圧力制御弁がフェールした場合に、前記潤滑系統にオイルを供給することの可能な変速機の潤滑装置において、

エンジンにより駆動される第1のオイルポンプと、電動機により駆動される第2のオイルポンプとを有し、

前記第1のオイルポンプから吐出されたオイルが、第1の逆止弁を経由して前記圧力制御弁に供給されるとともに、前記第2のオイルポンプから吐出されたオイルが、第2の逆止弁を経由して前記圧力制御弁に供給されるように、前記第1の供給経路に、第1のオイルポンプおよび第2のオイルポンプおよび第1の逆止弁および第2の逆止弁および圧力制御弁が配置されているとともに、

前記圧力制御弁がフェールした場合に、前記第1のオイルポンプから吐出されたオイルの流れ方向で、前記第1の逆止弁よりも上流を流れるオイルを、絞り部および第3の逆止弁を経由させて潤滑系統に供給する第2の供給経路が設けられていることを特徴とする変速機の潤滑装置。

【請求項2】

圧力制御弁の入力ポートと出力ポートとが連通してその出力ポートから排出されたオイルを潤滑系統に供給する第1の供給経路と、前記圧力制御弁の前記入力ポートと前記出力ポートとが遮断されるフェールが生じた場合に、前記潤滑系統にオイルを供給することの

可能な変速機の潤滑装置において、

エンジンにより駆動される第1のオイルポンプと、電動機により駆動される第2のオイルポンプとを有し、

前記第1のオイルポンプから吐出されたオイルが、第1の逆止弁を經由して前記圧力制御弁に供給されるとともに、前記第2のオイルポンプから吐出されたオイルが、第2の逆止弁を經由して前記圧力制御弁に供給されるように、前記第1の供給経路に、第1のオイルポンプおよび第2のオイルポンプおよび第1の逆止弁および第2の逆止弁および圧力制御弁が配置されているとともに、

前記圧力制御弁の前記入力ポートと前記出力ポートとが遮断されるフェールが生じた場合に、前記第1のオイルポンプから吐出されたオイルの流れ方向で、前記第1の逆止弁よりも上流を流れるオイルを前記潤滑系統に供給し、かつ、そのオイルが經由する第1の絞り部および第3の逆止弁を有する第2の供給経路が設けられていることを特徴とする変速機の潤滑装置。

【請求項3】

前記圧力制御弁がフェールしていない場合は、前記第2のオイルポンプから吐出されたオイルが全て前記圧力制御弁を經由して前記潤滑系統に供給されるように、前記第1の供給経路が構成されていることを特徴とする請求項1または2に記載の変速機の潤滑装置。

【請求項4】

前記第2のオイルポンプから前記潤滑系統に至る経路に、前記圧力制御弁と並列に第3の供給経路が設けられているとともに、この第3の供給経路には第2の絞り部が設けられており、前記第1のオイルポンプから第1の供給経路を經由して潤滑系統に供給されるオイル量よりも、前記第2のオイルポンプから前記第3の供給経路を經由して潤滑系統に供給されるオイル量の方を少なくなるように、前記第2の絞り部の流通面積の方が前記第1の絞り部の流通面積よりも狭く構成されていることを特徴とする請求項2に記載の変速機の潤滑装置。

【請求項5】

オイルポンプから吐出されたオイルが供給される第1の油路と、この第1の油路から潤滑系統に排出されるオイルの流量を制御することにより、前記第1の油路の油圧を制御する圧力制御弁と、前記第1の油路に接続され、かつ、前記圧力制御弁がフェールした場合は、前記第1の油路のオイルを、前記圧力制御弁をバイパスさせて前記潤滑系統に供給する第2の油路とを有する変速機の潤滑装置において、

前記第2の油路に、前記第1の油路の油圧が開弁油圧以下である場合に閉じられ、かつ、前記第1の油路の油圧が開弁油圧を越えた場合に開放されるプレッシャーリリーフバルブが設けられていることを特徴とする変速機の潤滑装置。

【請求項6】

前記圧力制御弁が開弁される第1の油路の油圧よりも、前記プレッシャーリリーフバルブが開弁される第1の油路の油圧の方が高压に設定されていることを特徴とする請求項5に記載の変速機の潤滑装置。

【請求項7】

駆動力源から車輪に至る動力伝達経路に摩擦係合装置が設けられており、前記第1の油路の圧油により、前記摩擦係合装置のトルク容量が制御されるように構成されているとともに、前記プレッシャーリリーフバルブの開弁油圧は、前記摩擦係合装置を係合させる場合における前記第1の油路の目標油圧よりも高压に設定されていることを特徴とする請求項5に記載の変速機の潤滑装置。

【請求項8】

前記圧力制御弁から排出されたオイルが、下流側油路および下流側圧力制御弁を經由して前記潤滑系統に供給されるように構成され、この下流側圧力制御弁は、前記下流側油路から前記潤滑系統に排出されるオイル量を制御することにより、前記下流側油路の油圧を制御する構成を備えており、前記第2の油路であって、前記プレッシャーリリーフバルブと前記潤滑系統との間に、第2のプレッシャーリリーフバルブが設けられており、前記第

10

20

30

40

50

2の油路であって、前記プレッシャーリリーフバルブと第2のプレッシャーリリーフバルブとの間と、前記下流側油路とを接続する接続油路が設けられており、前記第2のプレッシャーリリーフバルブは、前記下流側油路の油圧が第2の所定値以下である場合に閉じられ、かつ、第2の所定値を越えた場合に開放される構成であるとともに、

駆動力源の動力を車輪に伝達する動力伝達装置が設けられており、前記下流側油路から前記動力伝達装置に供給される圧油により、前記動力伝達経路における動力伝達状態が制御される構成であることを特徴とする請求項5に記載の変速機の潤滑装置。

【請求項9】

前記圧力制御弁から排出されたオイルが、下流側油路および下流側圧力制御弁を經由して前記潤滑系統に供給されるように構成され、この下流側圧力制御弁は、前記下流側油路から前記潤滑系統に排出されるオイル量を制御することにより、前記下流側油路の油圧を制御する構成を備えており、前記第2の油路であって、前記プレッシャーリリーフバルブと前記圧力制御弁との間と、前記下流側油路とを接続する接続油路が設けられているとともに、

10

駆動力源の動力を車輪に伝達する動力伝達装置が設けられており、前記下流側油路から前記動力伝達装置に供給される圧油により、前記動力伝達経路における動力伝達状態が制御される構成であることを特徴とする請求項5に記載の変速機の潤滑装置。

【請求項10】

圧力制御弁を經由して潤滑系統にオイルを供給する第1の供給経路と、この第1の供給経路を經由して前記潤滑系統に供給されるオイル量が低下した場合に、前記潤滑系統にオイルを供給することの可能な変速機の潤滑装置において、

20

エンジンにより駆動される第1のオイルポンプと、電動機により駆動される第2のオイルポンプとを有し、前記第1のオイルポンプから吐出されたオイルが、第1の逆止弁を經由して前記圧力制御弁に供給されるとともに、前記第2のオイルポンプから吐出されたオイルが、第2の逆止弁を經由して前記圧力制御弁に供給されるように、前記第1の供給経路に、第1のオイルポンプおよび第2のオイルポンプおよび第1の逆止弁および第2の逆止弁および圧力制御弁が配置されているとともに、前記第1の供給経路を經由して前記潤滑系統に供給されるオイル量が低下した場合に、前記第1のオイルポンプから吐出されたオイルの流れ方向で、前記第1の逆止弁よりも上流を流れるオイルを、絞り部および第3の逆止弁を經由させて潤滑系統に供給する第2の供給経路が設けられていることを特徴とする変速機の潤滑装置。

30

【請求項11】

オイルポンプから吐出されたオイルが供給される第1の油路と、この第1の油路から潤滑系統に供給するオイルの流量を制御することにより、前記第1の油路の油圧を制御する圧力制御弁と、前記第1の油路に接続され、かつ、前記第1の油路の油圧が所定圧以上に上昇した場合は、前記第1の油路のオイルを、前記圧力制御弁をバイパスさせて前記潤滑系統に供給する第2の油路を有する変速機の潤滑装置において、

前記第2の油路に、前記第1の油路の油圧が所定値以下である場合に閉じられ、かつ、所定値を越えた場合に開放されるプレッシャーリリーフバルブが設けられていることを特徴とする変速機の潤滑装置。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、潤滑が必要な部位にオイルを供給する変速機の潤滑装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来から、車両に搭載される変速機は相対回転する回転部材、例えば、相互に噛み合った歯車、プーリとベルト、軸受の内輪および外輪と回転体などが設けられており、これらの回転部材同士の相対回転による発熱、焼き付き、摩耗などを抑制するために、オイルを

50

供給する潤滑装置が設けられている。このような潤滑装置を有する変速機の制御装置が、特許文献 1 に記載されている。この特許文献 1 においては、オイルポンプから吐出されたオイルが油路を経由して、プライマリレギュレータバルブの入力ポートに供給される構成となっている。そして、油路の油圧に応じてプライマリレギュレータバルブのスプールが動作して、油路のオイルが逃がしポートから排出されて、油路の油圧が制御される。この油路の圧油が、ベルト式無段変速機のプライマリプーリの油圧室、およびセカンダリプーリの油圧室に供給される構成となっている。

【 0 0 0 3 】

前記逃がしポートのオイルは、セカンダリレギュレータバルブを経由して潤滑系統に供給される構成となっている。一方、油路のオイルを、減圧弁およびセカンダリレギュレータバルブを経由させて潤滑系統に供給する別の油路が設けられている。そして、減圧弁からセカンダリレギュレータバルブに至る油路には、オリフィスが設けられている。このため、プライマリレギュレータバルブの逃がしポートからオイルが排出されない場合でも、オイルポンプから吐出されたオイルの一部を、減圧弁およびセカンダリレギュレータバルブを経由させて潤滑系統に供給することが可能であり、潤滑系統のオイル不足を抑制できるとされている。なお、車両用自動変速機の潤滑装置は、特許文献 2 にも記載されている。

10

【特許文献 1】特開 2 0 0 1 - 3 3 0 1 1 2 号公報

【特許文献 2】特開平 2 - 1 7 6 2 4 9 号公報

【発明の開示】

20

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 4 】

しかしながら、上記特許文献 1 に記載されている潤滑装置では、プライマリレギュレータバルブを経由して潤滑系統にオイルを供給できない場合でも、減圧弁およびオリフィスおよびセカンダリレギュレータバルブを経由させて、オイルを潤滑系統に供給するため、オイルポンプの仕事量が増加する恐れがあった。

【 0 0 0 5 】

この発明は上記課題を解決するためのもので、オイルポンプの仕事量の増加を抑制することのできる変速機の潤滑装置を提供することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

30

【 0 0 0 6 】

上記の目的を達成するために、請求項 1 の発明は、圧力制御弁を経由して潤滑系統にオイルを供給する第 1 の供給経路と、前記圧力制御弁がフェールした場合に、前記潤滑系統にオイルを供給することの可能な変速機の潤滑装置において、エンジンにより駆動される第 1 のオイルポンプと、電動機により駆動される第 2 のオイルポンプとを有し、前記第 1 のオイルポンプから吐出されたオイルが、第 1 の逆止弁を経由して前記圧力制御弁に供給されるとともに、前記第 2 のオイルポンプから吐出されたオイルが、第 2 の逆止弁を経由して前記圧力制御弁に供給されるように、前記第 1 の供給経路に、第 1 のオイルポンプおよび第 2 のオイルポンプおよび第 1 の逆止弁および第 2 の逆止弁および圧力制御弁が配置されているとともに、前記圧力制御弁がフェールした場合に、前記第 1 のオイルポンプから吐出されたオイルの流れ方向で、前記第 1 の逆止弁よりも上流を流れるオイルを、絞り部および第 3 の逆止弁を経由させて潤滑系統に供給する第 2 の供給経路が設けられていることを特徴とするものである。

40

【 0 0 0 7 】

請求項 2 の発明は、圧力制御弁の入力ポートと出力ポートとが連通してその出力ポートから排出されたオイルを潤滑系統に供給する第 1 の供給経路と、前記圧力制御弁の前記入力ポートと前記出力ポートとが遮断されるフェールが生じた場合に、前記潤滑系統にオイルを供給することの可能な変速機の潤滑装置において、エンジンにより駆動される第 1 のオイルポンプと、電動機により駆動される第 2 のオイルポンプとを有し、前記第 1 のオイルポンプから吐出されたオイルが、第 1 の逆止弁を経由して前記圧力制御弁に供給される

50

とともに、前記第2のオイルポンプから吐出されたオイルが、第2の逆止弁を經由して前記圧力制御弁に供給されるように、前記第1の供給経路に、第1のオイルポンプおよび第2のオイルポンプおよび第1の逆止弁および第2の逆止弁および圧力制御弁が配置されているとともに、前記圧力制御弁の前記入力ポートと前記出力ポートとが遮断されるフェールが生じた場合に、前記第1のオイルポンプから吐出されたオイルの流れ方向で、前記第1の逆止弁よりも上流を流れるオイルを前記潤滑系統に供給し、かつ、そのオイルが經由する第1の絞り部および第3の逆止弁を有する第2の供給経路が設けられていることを特徴とするものである。

請求項3の発明は、請求項1または2の構成に加えて、前記圧力制御弁がフェールしていない場合は、前記第2のオイルポンプから吐出されたオイルが全て前記圧力制御弁を經由して前記潤滑系統に供給されるように、前記第1の供給経路が構成されていることを特徴とするものである。

10

【0008】

請求項4の発明は、請求項2の構成に加えて、前記第2のオイルポンプから前記潤滑系統に至る経路に、前記圧力制御弁と並列に第3の供給経路が設けられているとともに、この第3の供給経路には第2の絞り部が設けられており、前記第1のオイルポンプから第1の供給経路を經由して潤滑系統に供給されるオイル量よりも、前記第2のオイルポンプから前記第3の供給経路を經由して潤滑系統に供給されるオイル量の方を少なくするように、前記第2の絞り部の流通面積の方が前記第1の絞り部の流通面積よりも狭く構成されていることを特徴とするものである。

20

【0009】

請求項5の発明は、オイルポンプから吐出されたオイルが供給される第1の油路と、この第1の油路から潤滑系統に排出されるオイルの流量を制御することにより、前記第1の油路の油圧を制御する圧力制御弁と、前記第1の油路に接続され、かつ、前記圧力制御弁がフェールした場合は、前記第1の油路のオイルを、前記圧力制御弁をバイパスさせて前記潤滑系統に供給する第2の油路とを有する変速機の潤滑装置において、前記第2の油路に、前記第1の油路の油圧が開弁油圧以下である場合に閉じられ、かつ、前記第1の油路の油圧が開弁油圧を越えた場合に開放されるプレッシャーリリーフバルブが設けられていることを特徴とするものである。

【0010】

30

請求項6の発明は、請求項5の構成に加えて、前記圧力制御弁が開弁される第1の油路の油圧よりも、前記プレッシャーリリーフバルブが開弁される第1の油路の油圧の方が高圧に設定されていることを特徴とするものである。

【0011】

請求項7の発明は、請求項5の構成に加えて、駆動力源から車輪に至る動力伝達経路に摩擦係合装置が設けられており、前記第1の油路の圧油により、前記摩擦係合装置のトルク容量が制御されるように構成されているとともに、前記プレッシャーリリーフバルブの開弁油圧は、前記摩擦係合装置を係合させる場合における前記第1の油路の目標油圧よりも高圧に設定されていることを特徴とするものである。

【0012】

40

請求項8の発明は、請求項5の構成に加えて、前記圧力制御弁から排出されたオイルが、下流側油路および下流側圧力制御弁を經由して前記潤滑系統に供給されるように構成され、この下流側圧力制御弁は、前記下流側油路から前記潤滑系統に排出されるオイル量を制御することにより、前記下流側油路の油圧を制御する構成を備えており、前記第2の油路であって、前記プレッシャーリリーフバルブと前記潤滑系統との間に、第2のプレッシャーリリーフバルブが設けられており、前記第2の油路であって、前記プレッシャーリリーフバルブと第2のプレッシャーリリーフバルブとの間と、前記下流側油路とを接続する接続油路が設けられており、前記第2のプレッシャーリリーフバルブは、前記下流側油路の油圧が第2の所定値以下である場合に閉じられ、かつ、第2の所定値を越えた場合に開放される構成であるとともに、駆動力源の動力を車輪に伝達する動力伝達装置が設けられ

50

ており、前記下流側油路から前記動力伝達装置に供給される圧油により、前記動力伝達経路における動力伝達状態が制御される構成であることを特徴とするものである。

【0013】

請求項9の発明は、請求項5の構成に加えて、前記圧力制御弁から排出されたオイルが、下流側油路および下流側圧力制御弁を経由して前記潤滑系統に供給されるように構成され、この下流側圧力制御弁は、前記下流側油路から前記潤滑系統に排出されるオイル量を制御することにより、前記下流側油路の油圧を制御する構成を備えており、前記第2の油路であって、前記プレッシャーリリーフバルブと前記圧力制御弁との間と、前記下流側油路とを接続する接続油路が設けられているとともに、駆動力源の動力を車輪に伝達する動力伝達装置が設けられており、前記下流側油路から前記動力伝達装置に供給される圧油により、前記動力伝達経路における動力伝達状態が制御される構成であることを特徴とするものである。

10

【0014】

請求項10の発明は、圧力制御弁を経由して潤滑系統にオイルを供給する第1の供給経路と、この第1の供給経路を経由して前記潤滑系統に供給されるオイル量が低下した場合でも、前記潤滑系統にオイルを供給することの可能な変速機の潤滑装置において、エンジンにより駆動される第1のオイルポンプと、電動機により駆動される第2のオイルポンプとを有し、前記第1のオイルポンプから吐出されたオイルが、第1の逆止弁を経由して前記圧力制御弁に供給されるとともに、前記第2のオイルポンプから吐出されたオイルが、第2の逆止弁を経由して前記圧力制御弁に供給されるように、前記第1の供給経路に、第1のオイルポンプおよび第2のオイルポンプおよび第1の逆止弁および第2の逆止弁および圧力制御弁が配置されているとともに、前記第1の供給経路を経由して前記潤滑系統に供給されるオイル量が低下した場合は、前記第1のオイルポンプから吐出されたオイルの流れ方向で、前記第1の逆止弁よりも上流を流れるオイルを、絞り部および第3の逆止弁を経由させて潤滑系統に供給する第2の供給経路が設けられていることを特徴とするものである。

20

【0015】

請求項11の発明は、オイルポンプから吐出されたオイルが供給される第1の油路と、この第1の油路から潤滑系統に供給するオイルの流量を制御することにより、前記第1の油路の油圧を制御する圧力制御弁と、前記第1の油路に接続され、かつ、前記第1の油路の油圧が所定圧以上に上昇した場合は、前記第1の油路のオイルを、前記圧力制御弁をバイパスさせて前記潤滑系統に供給する第2の油路とを有する変速機の潤滑装置において、前記第2の油路に、前記第1の油路の油圧が所定値以下である場合に閉じられ、かつ、所定値を越えた場合に開放されるプレッシャーリリーフバルブが設けられていることを特徴とするものである。

30

【発明の効果】

【0016】

請求項1の発明によれば、第1のオイルポンプまたは第2のオイルポンプの少なくとも一方から吐出されたオイルを、潤滑系統に供給することが可能である。また、圧力制御弁がフェールして、第1のオイルポンプから吐出されたオイルを、圧力制御弁を経由して潤滑系統に供給することができなくなった場合は、第1のオイルポンプから吐出されたオイルが、第2の供給経路を経由して潤滑系統に供給されるため、潤滑系統に供給されるオイル量の低下を抑制できる。このため、第2のオイルポンプから、圧力制御弁を迂回して潤滑系統にオイルを供給する経路を廃止するか、もしくはその供給量を可及的に少なくすることが可能である。したがって、エンジンが停止されて第1のオイルポンプが停止された場合において、第2のオイルポンプから潤滑系統に供給されるオイル量を低減することができ、各オイルポンプ全体の仕事を軽減することが可能である。

40

【0017】

請求項2の発明によれば、第1のオイルポンプまたは第2のオイルポンプの少なくとも一方から吐出されたオイルを、潤滑系統に供給することが可能である。また、圧力制御弁

50

の入力ポートと出力ポートとが遮断されるフェールが生じて、第1のオイルポンプから吐出されたオイルを、圧力制御弁を経由して潤滑系統に供給することができなくなった場合は、第1のオイルポンプから吐出されたオイルが、第2の供給経路を経由して潤滑系統に供給されるため、潤滑系統に供給されるオイル量の低下を抑制できる。このため、第2のオイルポンプから、圧力制御弁を迂回して潤滑系統にオイルを供給する経路を廃止するか、もしくはその供給量を可及的に少なくすることが可能である。したがって、エンジンが停止されて第1のオイルポンプが停止された場合において、第2のオイルポンプから潤滑系統に供給されるオイル量を低減することができ、各オイルポンプ全体の仕事を軽減することが可能である。

請求項3の発明によれば、請求項1または2の発明と同様の効果を得られる他に、圧力制御弁がフェールしていない場合は、第2のオイルポンプから吐出されたオイルが、全て圧力制御弁を経由して潤滑系統に供給されるため、オイルポンプの仕事を一層低下させることが可能である。

【0018】

請求項4の発明によれば、請求項2の発明と同様の効果を得られる他に、第1のオイルポンプから第1の供給経路を経由して潤滑系統に供給されるオイル量よりも、第2のオイルポンプから第3の供給経路を経由して潤滑系統に供給されるオイル量の方が少ない。したがって、エンジンが停止された場合におけるオイルポンプの仕事を、確実に低減することが可能である。

【0019】

請求項5の発明によれば、オイルポンプから第1の油路に供給されたオイルは、圧力制御弁を経由して潤滑系統に供給されるとともに、圧力制御弁がフェールし、かつ、プレッシャーリリーフバルブが開弁されている場合は、第1の油路のオイルが、第2の油路を経由して潤滑系統に供給される。また、第1の油路の油圧が開弁油圧以下である場合は、プレッシャーリリーフバルブが閉じられているため、第2の油路を経由して潤滑系統に供給されるオイル量の増加(オイルの常時供給)を抑制できる。したがって、オイルポンプの仕事の増加を抑制できる。また、プレッシャーリリーフバルブが閉じられている場合は、第1の油路のオイルが、第2の油路を経由して潤滑系統に供給されることはなく、第1の油路における油圧の立ち上がり応答性が向上する。つまり、オイルポンプの仕事の低減と、第1の油路における油圧の立ち上がり応答性能の向上とを両立できる。

【0020】

請求項6の発明によれば、請求項5の発明と同様の効果を得られる他に、圧力制御弁が開弁される前にプレッシャーリリーフバルブが開弁されることを防止でき、オイルポンプの仕事の増加を一層確実に抑制できる。

【0021】

請求項7の発明によれば、請求項5の発明と同様の効果を得られる他に、第1の油路の圧油を摩擦係合装置に供給して、摩擦係合装置に係合させる場合に、第1の油路の油圧が目標油圧以下の段階で、プレッシャーリリーフバルブが開弁されることを抑制できる。したがって、摩擦係合装置の係合応答性を向上することができる。

【0022】

請求項8の発明によれば、請求項5の発明と同じ効果に加えて、圧力制御弁がフェールした場合は、オイルポンプから吐出されたオイルが、プレッシャーリリーフバルブを経由して下流側油路に供給されるとともに、流体伝動装置に供給される。そして、下流側油路の油圧が低圧である場合は、下流側圧力制御弁は閉弁されるため、下流側油路のオイルは潤滑系統には供給されない。また、下流側油路の油圧が高圧になると、下流側圧力制御弁が開弁されて、下流側油路のオイルが潤滑系統に供給される。ところで、下流側圧力制御弁がフェールして、下流側油路のオイルを、下流側圧力制御弁を経由させて潤滑系統に供給することができなくなり、下流側油路の油圧が所定値を越えた場合に限り、第2のプレッシャーリリーフバルブが開放されて、オイルポンプから吐出されたオイルは、圧力制御弁および下流側圧力制御弁をバイパスして、潤滑系統に供給される。したがって、動力伝

10

20

30

40

50

達装置に供給される圧油の上昇応答性の低下を抑制することができる。

【0023】

請求項9の発明によれば、請求項5の発明と同じ効果に加えて、オイルポンプから吐出されたオイルは、圧力制御弁または接続油路を經由して流体伝動装置に供給される。また、第2の油路であって、プレッシャーリリーフバルブよりも上流の油圧が所定油圧以下である場合は、プレッシャーリリーフバルブが閉弁されるため、オイルがプレッシャーリリーフバルブを經由して潤滑系統に供給されることはない。これに対して、第2の油路であって、プレッシャーリリーフバルブよりも上流の油圧が所定油圧を越えた場合は、プレッシャーリリーフバルブが開弁されるため、オイルがプレッシャーリリーフバルブを經由して潤滑系統に供給される。さらに、プレッシャーリリーフバルブは所定油圧以下では開弁しないため、動力伝達装置に供給される圧油の上昇応答性の低下を抑制することができる。

10

【0024】

請求項10の発明によれば、第1のオイルポンプまたは第2のオイルポンプの少なくとも一方から吐出されたオイルを、潤滑系統に供給することが可能である。また、第1のオイルポンプから、圧力制御弁を經由して潤滑系統に供給されるオイルの流量が減少した場合は、第1のオイルポンプから吐出されたオイルが、第2の供給経路を經由して潤滑系統に供給されるため、潤滑系統に供給されるオイル量の低下を抑制できる。このため、第2のオイルポンプから、圧力制御弁を迂回して潤滑系統にオイルを供給する経路を廃止するか、もしくはその供給量を可及的に少なくすることが可能である。したがって、エンジンが停止されて第1のオイルポンプが停止された場合において、第2のオイルポンプから潤滑系統に供給されるオイル量を低減することができ、各オイルポンプの全体の仕事を軽減することが可能である。

20

【0025】

請求項11の発明によれば、オイルポンプから第1の油路に供給されたオイルは、圧力制御弁を經由して潤滑系統に供給されるとともに、圧力制御弁が正常であっても、第1の油路の油圧が所定値以上に上昇した場合は、プレッシャーリリーフバルブが開放されて、第1の油路のオイルが、第2の油路を經由して潤滑系統に供給される。また、第2の油路に設けられているプレッシャーリリーフバルブは、第1の油路の油圧が所定値以下である場合は閉じられているため、第2の油路を經由して潤滑系統に供給されるオイル量の増加（オイルの常時供給）を抑制できる。したがって、オイルポンプの仕事量の増加を抑制できる。また、プレッシャーリリーフバルブが閉じられている場合は、第1の油路のオイルが、第2の油路を經由して潤滑系統に供給されることはなく、第1の油路における油圧の立ち上がり応答性が向上する。

30

【発明を実施するための最良の形態】

【0026】

つぎに、この発明を添付図面に基づいて詳細に説明する。図2は、車両のパワートレインを示す概念図である。図2に示す車両1は、エンジン2の動力が、流体伝動装置70および前後進切換装置3およびベルト式無段変速機4を經由して車輪5に伝達される構成となっている。流体伝動装置70は、ポンプインペラ71およびタービンランナ72を有しており、ポンプインペラ71とタービンランナ72との間で、作動流体としてのオイルの運動エネルギーにより動力伝達がおこなわれる。流体伝動装置70は、トルク増幅機能を有するトルクコンバータ、またはトルク増幅機能がないフルードカップリングのいずれでもよい。

40

【0027】

また、前後進切換装置3は、遊星歯車機構および油圧制御式の摩擦係合装置3Aを有している。この摩擦係合装置3Aとしては、クラッチやブレーキなどが用いられて、クラッチやブレーキなどの係合・解放を制御することにより、出力側の回転部材の回転方向を正逆に切り換えることが可能となっている。ベルト式無段変速機4は、プライマリプーリ4Aおよびセカンダリプーリ4Bと、プライマリプーリ4Aおよびセカンダリプーリ4Bに

50

巻き掛けられたベルト４Ｃとを有している。そして、プライマリプーリ４Ａからベルト４Ｃに加えられる挟圧力と、セカンダリプーリ４Ｂからベルト４Ｃに加えられる挟圧力とを制御することにより、プライマリプーリ４Ａとセカンダリプーリ４Ｂとの間における変速比を無段階に制御するとともに、プライマリプーリ４Ａとセカンダリプーリ４Ｂとの間で伝達されるトルクの容量が制御される構成となっている。また、前後進切換装置３およびベルト式無段階変速機４および流体伝動装置７０を制御する油圧制御装置６が設けられている。この油圧制御装置６の一部を構成する油圧回路（潤滑装置）の構成例を順次説明する。

【実施例１】

【００２８】

油圧回路の実施例１を、図１に基づいて説明する。この実施例１は、請求項１、請求項２、請求項９の発明に対応する実施例である。図１に示された油圧回路７においては、第１のオイルポンプ８および第２のオイルポンプ９が設けられている。第１のオイルポンプ８は、エンジン２の動力により駆動され、第２のオイルポンプ９は、電動機１０の動力により駆動される。

【００２９】

まず、第１のオイルポンプ８から吐出されたオイルが、油路１１を經由してプライマリレギュレータバルブ１２に供給される構成となっている。プライマリレギュレータバルブ１２は、入力ポート１３および出力ポート１４およびフィードバックポート１５およびスプール２４および弾性部材２５を有している。スプール２４は所定方向に往復移動可能であり、弾性部材２５の付勢力により、スプール２４が所定の向きに付勢される。

【００３０】

また、入力ポート１３が油路１１に接続されている。フィードバックポート１５には、油路１１の油圧が入力され、フィードバックポート１５に入力される油圧に応じて、弾性部材２５とは逆向きにスプール２４が付勢される。そして、油路１１の油圧に応じてスプール２４が動作して、油路１１から油路１６に排出されるオイルの流量および油路１１の油圧が調整される構成となっている。また、出力ポート１４は、油路１６を經由して潤滑系統１７に接続されている。潤滑系統１７には、前後進切換装置３の遊星歯車機構、各種の回転部材を支持する軸受（図示せず）など、潤滑および冷却が必要な部位が含まれる。

【００３１】

前記油路１１には逆止弁１８が設けられている、この逆止弁１８は、入力ポート１９および出力ポート２０を有しており、入力ポート１９は第１のオイルポンプ８の吐出口に接続され、出力ポート２０はプライマリレギュレータバルブ１２の入力ポート１３に接続されている。この逆止弁１８は、入力ポート１９のオイルが出力ポート２０に供給されることを許容し、かつ、出力ポート２０のオイルが入力ポート１９に逆流することを防止する機能を有している。

【００３２】

さらに、油路１１であって、第１のオイルポンプ８と逆止弁１８との間と、前記油路１６とを接続する油路（強制潤滑回路）２１が設けられている。つまり、油路２１は、油路１１およびプライマリレギュレータバルブ１２に対して並列に配置されている。また、油路２１には絞り部２２および逆止弁２３が設けられている。逆止弁２３は、油路２１であって、絞り部２２と油路１６との間に配置されており、逆止弁２３は、第１のオイルポンプ８のオイルが、油路２１を經由して油路１６に供給されることを許容し、かつ、油路１６のオイルが油路２１を經由して、油路１１に逆流すること、具体的には、第１のオイルポンプ８と逆止弁１８との間に逆流することを防止する機能を有している。

【００３３】

一方、油路１１であって、逆止弁１８とプライマリレギュレータバルブ１２の間には油路２６が接続されており、油路２６は各種の油圧室２７に接続されている。油圧室２７には、プライマリプーリおよびセカンダリプーリの挟圧力を制御する油圧室、前後進切換装置３の摩擦係合装置３Ａの係合圧を制御する油圧室などが含まれる。図１では、便宜上

10

20

30

40

50

、1つの油圧室27として示されている。さらに、第2のオイルポンプ9の吐出口と油路26とが、油路28により接続されている。そして、油路28には逆止弁29が設けられている。この逆止弁29は、第2のオイルポンプ9から吐出されたオイルが油路28を經由して油路26に供給されることを許容し、かつ、油路26のオイルが油路28を經由して第2のオイルポンプ9に逆流することを防止する機能を有している。

【0034】

上記のように構成された油圧回路7においては、第1のオイルポンプ8から油路11にオイルが供給されて、油路11であって、第1のオイルポンプ8と逆止弁18との間の油圧の方が、逆止弁18とプライマリレギュレータバルブ12との間の油圧よりも高圧であれば、逆止弁18が開放されて、第1のオイルポンプ8から吐出されたオイルが、油路11を經由して油路26に供給される。また、第2のオイルポンプ9から油路28にオイルが供給された場合は、油路28であって、第2のオイルポンプ9と逆止弁29との間の油圧の方が、逆止弁29と油路26との間の油圧よりも高圧であれば、逆止弁29が開放される。したがって、第2のオイルポンプ9から吐出されたオイルが、油路26に供給される。

10

【0035】

このようにして、第1のオイルポンプ8または第2のオイルポンプ9の少なくとも一方から吐出されたオイルが、油路11, 26に供給される。ここで、油路11, 26の油圧が所定値以下である場合は、プライマリレギュレータバルブ12の入力ポート13と出力ポート14とが遮断される。このため、油路11のオイルは油路16には排出されず、油路11, 26から油圧室27に供給される圧油の油圧の低下が抑制される。

20

【0036】

そして、油路11, 26の油圧が所定値以上に上昇した場合は、入力ポート13と出力ポート14とが連通して、油路11のオイルが油路16に排出されるとともに、油路16のオイルが潤滑系統17に供給される。したがって、油路11, 26の油圧の上昇が抑制されるとともに、潤滑系統17における部品の焼き付き、摩耗などが抑制される。また、入力ポート13と出力ポート14とが連通している場合に、油路11, 26の油圧が低下した場合は、油路11から油路16に排出されるオイルの流量が減少する。このように、プライマリレギュレータバルブ12の機能により、油路11, 26の油圧、すなわちライン圧が制御される。

30

【0037】

また、第1のオイルポンプ8から油路11に吐出されたオイルの一部は、油路21に供給されるが、逆止弁18が開放されている場合は、絞り部22をオイルが通過する抵抗の方が、逆止弁18をオイルが通過する抵抗よりも大きく、第1のオイルポンプ8から吐出されたオイルの大半は、油路26に供給されるため、油路21から絞り部22を通過して油路16に流れ込むオイル量は少ない。

【0038】

つぎに、逆止弁18が閉じられる場合について説明する。例えば、プライマリレギュレータバルブ12の入力ポート13と出力ポート14とが遮断される状態で、スプール24が固定されるフェールが生じた場合は、油路11であって、逆止弁18とプライマリレギュレータバルブ12との間の油圧の方が、油路11であって、逆止弁18と第1のオイルポンプ8との間の油圧よりも高圧になり、逆止弁18が閉じられる。また、プライマリレギュレータバルブ12の機能が正常であっても、油圧室27で必要とされるオイル量よりも、油路26に供給されるオイル量が過剰となり、油路26の油圧が所定油圧まで上昇して、逆止弁18が閉じられる可能性もある。このような理由により、逆止弁18が閉じられた場合は、第1のオイルポンプ8から吐出されたオイルが、油路21に供給されるとともに、油路21のオイルは油路16を經由して潤滑系統17に供給される。したがって、逆止弁18が閉じられた場合でも、第1のオイルポンプ8から吐出されたオイルを、潤滑系統17に強制的に供給することが可能であり、潤滑系統17における潤滑油不足を抑制できる。

40

50

【 0 0 3 9 】

ところで、車両 1 が、エンジン 2 以外に駆動力源を有していない車両である場合は、エンジン 2 が停止される（アイドリングストップ）と、第 1 のオイルポンプ 8 が停止されて、潤滑系統 1 7 へのオイルの供給が停止される。また、エンジン 2 が停止された場合は、車両 1 が走行しないのであるから、油圧室 2 7 および潤滑系統 1 7 にオイルを供給する必要は無いため、電動機 1 0 も停止されて、第 2 のオイルポンプ 9 からオイルは吐出されなくなる。

【 0 0 4 0 】

これに対して、車両 1 が、エンジン 2 の他に、駆動力源として機能する走行用電動機を有するハイブリッド車である場合を説明する。このようなハイブリッド車においては、走行用電動機の動力で車両 1 が走行し、かつ、エンジン 2 を停止する制御を実行することが可能である。このような制御は、走行負荷が低負荷であり、かつ、車速要求も低速である場合に実行される。このように走行用電動機で車両 1 が走行し、エンジン 2 が停止される場合は、電動機 1 0 が駆動されて、第 2 のオイルポンプ 9 から吐出されたオイルが油路 2 6 , 1 1 に供給されるとともに、前述と同様の原理により、油路 1 1 のオイルが、油路 1 6 を経由して潤滑系統 1 7 に供給される。

【 0 0 4 1 】

この場合、電動機 1 0 は、走行用電動機であってもよいし、車両 1 の駆動力源としての機能を有していない電動機、すなわち、第 2 のオイルポンプ 9 を駆動するために設けられた専用の電動機のいずれでもよい。なお、第 2 のオイルポンプ 9 が駆動され、第 1 のオイルポンプ 8 が停止している場合において、プライマリレギュレータバルブ 1 2 がフェールして、入力ポート 1 3 と出力ポート 1 4 とが遮断されて、油路 1 1 , 2 6 の油圧が上昇し、逆止弁 1 8 および逆止弁 2 9 が閉じられた場合でも、油路 1 1 , 2 6 のオイルが、油路 2 1 を経由して潤滑系統 1 7 に供給されることはない。

【 0 0 4 2 】

このように、図 1 に示された油圧回路 7 においては、プライマリレギュレータバルブ 1 2 の入力ポート 1 3 と出力ポート 1 4 とが連通した場合に限り、電動機 1 0 により駆動される第 2 のオイルポンプ 9 から吐出されるオイルが、潤滑系統 1 7 に供給される構成となっており、第 2 のオイルポンプ 9 のオイルが、プライマリレギュレータバルブ 1 2 を経由することなく、潤滑系統 1 7 に供給される油路（迂回油路）を設けずに済む。言い換えれば、第 2 のオイルポンプ 9 から吐出されるオイルの消費流量を低減することが可能である。したがって、第 2 のオイルポンプ 9 の仕事量の増加を抑制することが可能であるとともに、第 2 のオイルポンプ 9 の体格（吐出容量）の小型化、および電動機 1 0 の定格の小型化、さらには低回数化を図ることができる。

【 0 0 4 3 】

さらには、第 2 のオイルポンプ 9 および電動機 1 0 の高効率化を図ることができかつ、低コスト化を図ることができる。また、プライマリレギュレータバルブ 1 2 の入力ポート 1 3 と出力ポート 1 4 とが連通した場合に限り、第 2 のオイルポンプ 9 から吐出されるオイルが、潤滑系統 1 7 に供給されるため、第 1 のオイルポンプ 8 を停止し、かつ、第 2 のオイルポンプ 9 のオイルで油路 1 1 , 2 6 の油圧を確保する場合に、油路 1 1 , 2 6 の油圧の上昇応答性を高めることが可能である。さらには、エンジン 2 の動力で発電をおこなうとともに、発生した電力が、蓄電装置およびインバータを經由して電動機 1 0 に供給される構成である場合は、電動機 1 0 の負荷が低減されることにより、電動機 1 0 に供給する電力および電気系統の負担を低減することができ、かつ、エンジン 2 の燃費の低下をも抑制することが可能である。

【 実施例 2 】

【 0 0 4 4 】

つぎに、油圧制御装置 6 の一部を構成する油圧回路 7 の他の実施例を、図 3 に基づいて説明する。この実施例 2 は、請求項 1、請求項 3、請求項 9 の発明に対応する実施例である。この実施例 3 の油圧回路 7 の構成において、実施例 1 の油圧回路 7 の構成と同じ構成

10

20

30

40

50

については、図 1 と同じ符号を付してその説明を省略する。この実施例 2 においては、油路 2 8 と油路 1 6 とを接続する油路 3 0 が設けられている。具体的には、油路 2 8 であって、第 2 のオイルポンプ 9 と逆止弁 2 9 との間と、油路 1 6 とが、実線で示す油路（強制潤滑回路）3 0 により接続されている。つまり、油路 3 0 は、油路 1 1 , 2 6 およびプライマリレギュレータバルブ 1 2 に対して並列に配置されている。また、油路 3 0 には、絞り部 3 1 および逆止弁 3 2 が設けられている。具体的には、油路 3 0 であって、絞り部 3 1 と油路 1 6 との間、逆止弁 3 2 が設けられている。また、絞り部 3 1 の流通面積は、絞り部 2 2 の流通面積よりも狭く設定されている。さらに、逆止弁 3 2 は、第 2 のオイルポンプ 9 から吐出されたオイルが、油路 2 8 および油路 3 0 を経由して油路 1 6 に供給されることを許容し、かつ、油路 1 6 のオイルが油路 3 0 を経由して油路 2 8 に逆流することを防止する機能を有している。

10

【 0 0 4 5 】

この実施例 2 において、実施例 1 と同じ構成については、実施例 1 と同じ作用効果を得られる。また、実施例 2 において、油路 2 6 の油圧が上昇して逆止弁 2 9 が閉じられた場合は、第 2 のオイルポンプ 9 から吐出されたオイルは、油路 3 0 および油路 1 6 を経由して、潤滑系統 1 7 に供給される。つまり、第 2 のオイルポンプ 9 から吐出されたオイルが、プライマリレギュレータバルブ 1 2 を経由することなく、言い換えれば、プライマリレギュレータバルブ 1 2 を迂回して、潤滑系統 1 7 に供給される。さらに、実施例 2 においては、絞り部 3 1 の流通面積は、絞り部 2 2 の流通面積よりも狭く設定されている。このため、第 1 のオイルポンプ 8 から吐出されて油路 2 1 を経由し、潤滑系統 1 7 に供給されるオイル量よりも、第 2 のオイルポンプ 9 から吐出されて油路 3 0 を経由し、潤滑系統 1 7 に供給されるオイル量の方が少なくなる。したがって、第 2 のオイルポンプ 9 の仕事量を低減することができ、実施例 1 と同様の効果を得られる。

20

【 0 0 4 6 】

また、実施例 2 においては、車両 1 が高速走行する場合は、潤滑系統 1 7 における必要潤滑油量が多くなり、車両 1 が低速走行する場合は、潤滑系統 1 7 における必要潤滑油量が少なくなる。したがって、車両 1 が高速走行する場合は、第 1 のオイルポンプ 8 を駆動させ、かつ、第 2 のオイルポンプ 9 を停止させる制御を実行する一方、車両 1 が低速走行する場合は、第 2 のオイルポンプ 9 を駆動させ、かつ、第 1 のオイルポンプ 8 を停止させる制御を実行することにより、潤滑系統 1 7 における必要潤滑油量と、潤滑系統 1 7 に供給される実際の潤滑油量とを適合させることが可能である。

30

【 0 0 4 7 】

なお、実施例 2 において、油路 2 8 であって、逆止弁 2 9 と油路 2 6 との間と、油路 1 6 とを、二点鎖線で示すように油路 3 0 で接続することも可能である。この場合は、第 1 のオイルポンプ 8 から油路 2 6 に供給されたオイルを、油路 3 0 を経由させて潤滑系統 1 7 に供給することが可能である。

【 0 0 4 8 】

ここで、実施例 1 および実施例 2 の構成と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、プライマリレギュレータバルブ 1 2 が、この発明の圧力制御弁に相当し、油路 1 1 , 1 6 , 2 6 , 2 8 が、この発明の第 1 の供給経路に相当し、油路 2 1 が、この発明の第 2 の供給経路に相当し、逆止弁 1 8 が、この発明の第 1 の逆止弁に相当し、逆止弁 2 9 が、この発明の第 2 の逆止弁に相当し、絞り部 2 2 が、この発明の第 1 の絞り部に相当する。また、実施例 1 の構成と、この発明の構成との対応関係を説明すると、出力ポート 1 3 が、この発明の出力ポートに相当する。さらに、実施例 2 の構成と、この発明の構成との対応関係を説明すると、逆止弁 2 3 が、この発明の第 3 の逆止弁に相当し、油路 3 0 が、この発明の第 3 の供給経路に相当し、絞り部 3 1 が、この発明の第 2 の絞り部に相当する。

40

【 実施例 3 】

【 0 0 4 9 】

つぎに、油圧制御装置 6 の一部を構成する油圧回路 7 の他の実施例を図 4 に基づいて説明する。この実施例 3 は、請求項 4、請求項 5、請求項 1 0 の発明に対応する実施例であ

50

る。この図 4 の構成において、図 1 の構成と同じ構成については、図 1 と同じ符号を付してその説明を省略する。なお、この実施例 3 においては、オイルポンプが 1 個であるため、第 1 のオイルポンプ 8 を、便宜上「オイルポンプ 8」と記す。まず、プライマリレギュレータバルブ 1 2 の出力ポート 1 4 には油路 1 6 が接続されており、油路 1 6 には油路 3 3 を経由して潤滑系統 1 7 が接続されている。この油路 3 3 には絞り部 3 4 が設けられている。

【 0 0 5 0 】

さらに油路 1 6 は潤滑圧コントロールバルブ 3 5 に接続されている。潤滑圧コントロールバルブ 3 5 は、入力ポート 3 6 および出力ポート 3 7 およびフィードバックポート 3 8 およびスプール 3 9 および弾性部材 4 0 を有している。スプール 3 9 は所定方向に往復移動可能であり、弾性部材 4 0 の付勢力により、スプール 3 9 が所定の向きに付勢される。そして、油路 1 6 と入力ポート 3 6 とが接続され、出力ポート 3 7 には油路 4 1 が接続されている。潤滑圧コントロールバルブ 3 5 は、油路 1 6 の油圧が所定油圧以下である場合は、入力ポート 3 6 と出力ポート 3 7 とが遮断され、油路 1 6 の油圧が所定油圧を越えた場合に、フィードバックポート 3 8 の油圧に応じた付勢力でスプール 3 9 が弾性部材 4 0 の付勢力に抗して動作し、入力ポート 3 6 と出力ポート 3 7 とが連通される。このように、スプール 3 9 の動作に応じて、油路 1 6 から油路 4 1 に排出されるオイルの流量および油路 1 6 の油圧が調整される。

【 0 0 5 1 】

一方、前記油路 1 1 と油路 1 6 とを接続し、かつ、プライマリレギュレータバルブ 1 2 をバイパスするように、油路 4 2 , 4 3 およびプレッシャーリリーフバルブ 4 4 が設けられている。具体的には、油路 4 2 と油路 1 1 とが接続され、油路 4 3 と油路 1 6 とが接続されている。そして、油路 4 2 と油路 4 3 との間にプレッシャーリリーフバルブ 4 4 が介在されている。つまり、プライマリレギュレータバルブ 1 2 とプレッシャーリリーフバルブ 4 4 とが並列に配置されている。プレッシャーリリーフバルブ 4 4 は、ポート 4 5 を形成する弁座 4 6 と、ポート 4 5 を開閉する弁体 4 7 と、弁体 4 7 を弁座 4 6 に近づける向きに付勢する弾性部材 4 8 とを有している。プレッシャーリリーフバルブ 4 4 は、油路 1 1 , 4 2 の油圧が開弁油圧以下である場合に、ポート 4 5 が閉じられるとともに、油路 1 1 , 4 2 の油圧が開弁油圧を越えた場合に、弁体 4 7 が弾性部材 4 8 の付勢力に抗して動作し、ポート 4 5 が開放される構成となっている。このプレッシャーリリーフバルブ 4 4 の開弁油圧は、プライマリレギュレータバルブ 1 2 の開弁油圧よりも高圧に設定されている。

【 0 0 5 2 】

さらに、プレッシャーリリーフバルブ 4 4 の他にプレッシャーリリーフバルブ 4 9 が設けられている。このプレッシャーリリーフバルブ 4 9 は、油路 4 3 と油路 5 4 との間に設けられている。プレッシャーリリーフバルブ 4 9 は、ポート 5 0 を形成する弁座 5 1 と、ポート 5 0 を開閉する弁体 5 2 と、弁体 5 2 を弁座 5 1 に近づける向きに付勢する弾性部材 5 3 とを有している。このプレッシャーリリーフバルブ 4 9 は、油路 4 3 の油圧が所定油圧以下である場合に、ポート 5 0 が閉じられるとともに、油路 4 3 の油圧が所定油圧を越えた場合に、弁体 5 2 が弾性部材 5 3 の付勢力に抗して動作し、ポート 5 0 が開放される構成となっている。このプレッシャーリリーフバルブ 4 9 が開放される油圧、すなわち、開弁油圧は、潤滑油コントロールバルブ 3 5 の開弁油圧よりも高圧に設定されている。

【 0 0 5 3 】

つぎに、図 4 に示された油圧回路 7 の機能を説明する。オイルポンプ 8 から吐出されたオイルは、油路 1 1 および油路 2 6 を経由して油圧室 2 7 に供給されるとともに、プライマリレギュレータバルブ 1 2 の入力ポート 1 3 に供給される。プライマリレギュレータバルブ 1 2 が正常である場合は、実施例 1 で説明した原理と同様の原理により、油路 1 1 から油路 1 6 に排出されるオイル量が制御されて、油路 1 1 , 2 6 の油圧が調圧される。油路 1 6 に供給されたオイルは、油路 3 3 を経由して潤滑系統 1 7 に供給される。

【 0 0 5 4 】

さらに、潤滑圧コントロールバルブ 35 の機能を説明する。まず、油路 16 の油圧が、潤滑圧コントロールバルブ 35 の開弁油圧以下である場合は、潤滑圧コントロールバルブ 35 の入力ポート 36 と出力ポート 37 とが遮断される。このため、油路 16 のオイルは油路 41 には排出されず、油路 16, 33 における油圧の低下が抑制される。これに対して、油路 16, 33 の油圧が、潤滑圧コントロールバルブ 35 の開弁油圧を越えた場合は、入力ポート 36 と出力ポート 37 とが連通して、油路 16 のオイルが油路 41 に排出されて、油路 16, 33 の油圧の上昇が抑制される。また、潤滑圧コントロールバルブ 35 が開弁されている場合に、油路 16, 33 の油圧が低下した場合は、油路 16 から油路 41 に排出されるオイルの流量が減少する。このように、潤滑系統 17 に供給されるオイルの油圧は、潤滑圧コントロールバルブ 35 により制御される。

10

【 0 0 5 5 】

つぎに、プライマリレギュレータバルブ 12 がフェールした場合、具体的には、閉弁状態でスプール 24 がスティックするフェールが発生した場合について説明する。この場合は、油路 11 のオイルが油路 16 に排出されなくなるため、油路 11, 26 の油圧が上昇する。なお、油圧室 27 で消費されるオイル量、およびプライマリレギュレータバルブ 12 から油路 16 に排出されるオイル量よりも、オイルポンプ 8 から油路 11 に吐出されるオイル量の方が多い場合は、プライマリレギュレータバルブ 12 が正常であっても、油圧室 11, 26 の油圧が上昇する可能性がある。

【 0 0 5 6 】

このように、油路 11, 26 の油圧が上昇した場合、油路 11, 26 の油圧が、プレッシャーリリーフバルブ 44 の開弁油圧以下である場合は、プレッシャーリリーフバルブ 44 が閉弁されているため、油路 11 のオイルは油路 43 には排出されない。これに対して、油路 11, 26 の油圧がプレッシャーリリーフバルブ 44 の開弁油圧を越えた場合は、弁体 47 が弾性部材 48 の付勢力に抗して動作し、ポート 45 が開放される。その結果、油路 11 のオイルがポート 45 を経由して油路 43 に排出され、油路 11, 26 の油圧の更なる上昇が抑制される。そして、油路 43 に排出されたオイルは、油路 16, 33 を経由して潤滑系統 17 に供給される。なお、プレッシャーリリーフバルブ 44 が開弁している場合において、油路 42 の油圧がプレッシャーリリーフバルブ 44 の開弁油圧以下に低下した場合は、弾性部材 48 の付勢力により弁体 47 が動作して、プレッシャーリリーフバルブ 44 が閉弁される。また、プレッシャーリリーフバルブ 44 が閉弁している場合に、油路 43 の油圧の方が油路 42 の油圧よりも高圧となった場合でも、プレッシャーリリーフバルブ 44 は開弁せず、油路 43 のオイルが油路 42 に逆流することはない。

20

30

【 0 0 5 7 】

さらに、潤滑圧コントロールバルブ 35 がフェールした場合、具体的には、閉弁状態でスプール 39 がスティックするフェールが発生した場合について説明する。この場合は、油路 16 のオイルが油路 41 に排出されなくなるため、油路 16, 33 の油圧が上昇する。なお、潤滑系統 17 で消費されるオイル量、および潤滑圧コントロールバルブ 35 から油路 41 に排出されるオイル量よりも、プライマリレギュレータバルブ 12 から油路 16 に排出されるオイル量の方が多い場合は、潤滑圧コントロールバルブ 35 が正常であっても、油路 16, 33, 43 の油圧が上昇する可能性がある。

40

【 0 0 5 8 】

このようにして、油路 43 の油圧が上昇した場合、油路 43 の油圧が、プレッシャーリリーフバルブ 49 の開弁油圧以下である場合は、プレッシャーリリーフバルブ 49 が閉弁されているため、油路 43 のオイルは油路 54 には排出されない。これに対して、油路 43 の油圧がプレッシャーリリーフバルブ 49 の開弁油圧を越えた場合は、弁体 52 が弾性部材 53 の付勢力に抗して動作し、ポート 50 が開放される。その結果、油路 43 のオイルがポート 50 を経由して油路 54 に排出され、油路 16, 43 の油圧の更なる上昇が抑制される。なお、プレッシャーリリーフバルブ 49 が開弁している場合において、油路 43 の油圧がプレッシャーリリーフバルブ 49 の開弁油圧以下に低下した場合は、弾性部材 53 の付勢力により弁体 52 が動作して、プレッシャーリリーフバルブ 49 が閉弁する。

50

【 0 0 5 9 】

以上説明したように、実施例 3 においては、油路 1 1 , 4 2 の油圧が、プレッシャーリリーフバルブ 4 4 の開弁油圧以下である場合は、油路 1 1 のオイルは油路 4 3 には排出されない。したがって、オイルポンプ 8 から吐出されたオイルのうち、潤滑系統 1 7 に供給されるオイルの流量の増加を可及的に抑制することが可能であり、実施例 1 と同様の効果を得られる。また、プレッシャーリリーフバルブ 4 4 の開弁油圧は、プライマリレギュレータバルブ 1 2 の開弁油圧よりも高圧に設定されている。このため、プライマリレギュレータバルブ 1 2 が正常であれば、プライマリレギュレータバルブ 1 2 が開弁する前に、プライマリレギュレータバルブ 4 4 が開弁されることはなく、油路 1 1 , 2 6 の油圧の上昇応答性の低下を抑制できる。

10

【 0 0 6 0 】

ここで、オイルポンプ 8 の駆動が開始されてからの経過時間と、油路 1 1 , 2 6 の油圧、すなわちライン圧との関係の一例を、図 5 の線図に基づいて説明する。この実施例 3 に相当する油圧特性は実線で示され、比較例の油圧特性は破線で示されている。実施例 3 では、オイルポンプ 8 から吐出されたオイルが油路 1 1 , 2 6 に充満した時点、すなわち、時刻 t_1 から、ライン圧が零メガパスカルを越える油圧となるとともに、時間の経過とともにないライン圧は上昇する傾向となる。そして、プライマリレギュレータバルブ 1 2 が正常であれば、プライマリレギュレータバルブ 1 2 によるライン圧の調圧機能により、時刻 t_3 以降はライン圧が略一定の所定圧に維持される。

【 0 0 6 1 】

つぎに、比較例について説明する。この比較例は、図 4 に示すプレッシャーリリーフバルブ 4 4 に代えて絞り部（図示せず）が設けられている油圧回路の油圧特性である。この絞り部は、常時開弁状態にあり、閉弁されることはない。つまり、絞り部の入力側と出力側との圧力差により、入力側から出力側にオイルが供給される。この比較例の場合は、オイルポンプから吐出されたオイルが絞り部に到達すると、オイルの一部が絞り部を經由して排出されるため、油路内にオイルが充満するまでの時間が、実施例 3 よりも遅くなる。このため、例えば、時刻 t_1 よりも遅い時刻 t_2 以降に、ライン圧が零メガパスカルを越える油圧となる。

20

【 0 0 6 2 】

また、比較例においても、時間の経過とともにないライン圧が上昇する特性を示す。ここで、実施例 3 におけるライン圧の上昇勾配よりも、比較例におけるライン圧の上昇勾配の方が緩やかとなっている。その理由は、実施例 3 では、プライマリレギュレータバルブ 1 2 が開弁されない限り、油路 1 1 のオイルは油路 1 6 に排出されないのに対して、比較例では、ライン圧が上昇する過程でも、油路のオイルの一部が絞り部を經由して排出されるからである。そして、時刻 t_3 よりも遅い時刻 t_4 以降、比較例におけるライン圧が所定圧に制御される。この図 5 に示すように、ライン圧の上昇特性、すなわち、立ち上がり特性は、実施例 3 の方が比較例よりも優れていることが分かる。

30

【 0 0 6 3 】

ここで、実施例 3 の構成と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、油路 1 1 が、この発明の第 1 の油路に相当し、油路 4 2 , 4 3 が、この発明の第 2 の油路に相当し、プレッシャーリリーフバルブ 4 4 が、この発明のプレッシャーリリーフバルブに相当する。また、プライマリレギュレータバルブ 1 2 の開弁油圧が、この発明の「圧力制御弁が開弁される第 1 の油路の油圧」に相当し、プレッシャーリリーフバルブ 4 4 の開弁油圧が、この発明の「プレッシャーリリーフバルブが開弁される第 1 の油路の油圧」に相当する。なお、実施例 3 におけるその他の構成と、この発明の構成との対応関係は、実施例 1 , 2 の構成と、この発明の構成との対応関係と同じである。

40

【 実施例 4 】

【 0 0 6 4 】

前記油圧制御装置 6 の一部を構成する油圧回路 7 の他の実施例を、図 6 に基づいて説明する。この実施例 4 は、請求項 4 および請求項 6 および請求項 1 0 の発明に対応する実施

50

例である。図 6 の構成において、図 1 および図 4 の構成と同じ構成については、図 1 および図 4 と同じ符号を付してその説明を省略する。この実施例 4 においては、実施例 3 のプレッシャーリリーフバルブ 4 4 に代えて、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 が設けられている。このプレッシャーリリーフバルブ 5 5 は、ポート 6 5 を形成する絞り部 5 6 と、ポート 6 5 を開閉する弁体 5 7 と、弁体 5 7 を絞り部 5 6 に近づける向きに付勢する弾性部材 5 8 とを有している。プレッシャーリリーフバルブ 5 5 は、油路 1 1 , 4 2 の油圧が開弁油圧以下である場合に、ポート 6 5 が閉じられるとともに、油路 1 1 , 4 2 の油圧が開弁油圧を越えた場合に、弁体 5 7 が弾性部材 5 8 の付勢力に抗して動作し、ポート 6 5 が開放される構成となっている。

【 0 0 6 5 】

さらに、油路 4 2 には、プレッシャーリリーフバルブ 5 9 を経由して油路 6 0 が接続されている。プレッシャーリリーフバルブ 5 9 は、ポート 6 1 を形成する弁座 6 2 と、ポート 6 1 を開閉する弁体 6 3 と、弁体 6 3 を弁座 6 2 に近づける向きに付勢する弾性部材 6 4 とを有している。プレッシャーリリーフバルブ 5 9 は、油路 1 1 , 4 2 の油圧が開弁油圧以下である場合に、ポート 6 1 が閉じられるとともに、油路 1 1 , 4 2 の油圧が開弁油圧を越えた場合に、弁体 6 3 が弾性部材 6 4 の付勢力に抗して動作し、ポート 6 1 が開放される構成となっている。

【 0 0 6 6 】

ここで、プライマリレギュレータバルブ 1 2 の開弁油圧 $P 1$ と、プレッシャーリリーフバルブ 5 9 の開弁油圧 $P 2$ と、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 の開弁油圧 $P 3$ と、目標油圧 $P 4$ との対応関係は、

$$P 2 > P 1 > P 3 > P 4$$

に設定されている。ここで、目標油圧 $P 4$ とは、摩擦係合装置 3 A を係合させる場合における油圧室 2 7 の目標油圧に対応する油路 1 1 の油圧である。また、各開弁油圧は、油路 1 1 , 4 2 の油圧を意味している。なお、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 のポート 6 5 の流通面積は、図 4 におけるプレッシャーリリーフバルブ 4 4 のポート 4 5 の流通面積よりも狭く設定されている。

【 0 0 6 7 】

この実施例 4 においては、オイルポンプ 8 から油路 1 1 , 2 6 にオイルが供給されて、油路 1 1 , 2 6 の油圧が上昇する。また、摩擦係合装置 3 A の係合圧を高める条件が成立した場合は、油路 2 6 から油圧室 2 7 に供給される圧油の油圧により、摩擦係合装置 3 A のトルク容量が高められる。ここで、油路 1 1 , 4 2 の油圧が開弁油圧 $P 3$ 以下である場合は、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 , 5 9 およびプライマリレギュレータバルブ 1 2 が全て閉弁されている。したがって、油路 1 1 , 4 2 のオイルは、潤滑系統 1 7 には供給されない。

【 0 0 6 8 】

ついで、油路 1 1 , 4 2 の油圧が開弁油圧 $P 3$ を越えた場合は、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 が開弁されるとともに、油路 4 2 の油圧の方が、油路 4 3 の油圧よりも高圧であれば、油路 4 2 のオイルが油路 4 3 , 1 6 を経由して潤滑系統 1 7 に供給される。なお、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 が開弁されている場合に、油路 1 1 , 4 2 の油圧が開弁油圧 $P 3$ 以下になった場合は、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 が閉弁されて、油路 1 1 , 4 2 から油路 4 3 にはオイルが排出されなくなる。

【 0 0 6 9 】

そして、油路 1 1 の油圧が更に上昇して、油路 1 1 の油圧が開弁油圧 $P 1$ を越えた場合は、プライマリレギュレータバルブ 1 2 が開弁されて、油路 1 1 のオイルがプライマリレギュレータバルブ 1 2 を経由して油路 1 6 に排出される。また、プライマリレギュレータバルブ 1 2 が開弁されている場合に、油路 1 1 の油圧が開弁油圧 $P 1$ 以下に低下した場合は、プライマリレギュレータバルブ 1 2 が閉弁される。つまり、実施例 1 と同様の原理により、油路 1 1 の油圧が調圧される。なお、この時点では、プレッシャーリリーフバルブ 5 9 は閉弁されている。

10

20

30

40

50

【 0 0 7 0 】

ところで、実施例 1 で説明したように、プライマリレギュレータバルブ 1 2 がフェールして、油路 1 1 , 4 2 の油圧が更に上昇し、かつ、その油圧が開弁油圧 P 2 を越えた場合は、プレッシャーリリーフバルブ 5 9 が開弁される。その結果、油路 1 1 , 4 2 のオイルが、油路 6 0 に排出されて、油路 1 1 , 4 2 の油圧の上昇が抑制される。。また、プレッシャーリリーフバルブ 5 9 が開弁されている場合に、油路 4 2 の油圧が開弁油圧 P 2 以下になった場合は、プレッシャーリリーフバルブ 5 9 が閉弁されて、油路 4 2 のオイルは油路 6 0 に排出されなくなる。

【 0 0 7 1 】

この実施例 4 における油路 1 1 の油圧、すなわちライン圧と、オイルポンプ 8 の駆動が開始されてからの経過時間との対応関係の一例を、図 7 に示す。この実施例 4 に相当する油圧特性は実線で示され、比較例の油圧特性は破線で示されている。実施例 4 では、オイルポンプ 8 から吐出されたオイルが油路 1 1 , 2 6 に充満した時点、すなわち、時刻 t 1 から、ライン圧が零メガパスカルを越える油圧となるとともに、時間の経過にともないライン圧は上昇する傾向となる。この間、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 が閉弁されている。

10

【 0 0 7 2 】

そして、時刻 t 3 で、ライン圧が開弁油圧 P 3 を越えると、ライン圧の上昇勾配は、時刻 t 3 以前におけるライン圧の上昇勾配よりも緩やかとなる。その後、ライン圧が更に上昇して、そのライン圧が時刻 t 4 で開弁油圧 P 1 付近になると、プライマリレギュレータバルブ 1 2 が開弁・閉弁して、ライン圧が開弁油圧 P 1 付近に維持される。

20

【 0 0 7 3 】

つぎに、比較例について説明する。この比較例は、図 6 に示すプレッシャーリリーフバルブ 5 5 に代えて絞り部（図示せず）が設けられている油圧回路の油圧特性である。この絞り部は、常時開弁状態にあり、閉弁されることはない。つまり、絞り部の入力側と出力側との圧力差により、入力側から出力側にオイルが供給される。この比較例の場合は、オイルポンプから吐出されたオイルが絞り部に到達すると、オイルの一部が絞り部を經由して排出されるため、油路内にオイルが充満するまでの時間が、実施例 4 よりも遅くなる。このため、例えば、時刻 t 1 よりも遅い時刻 t 2 以降に、ライン圧が零メガパスカルを越える油圧となる。

30

【 0 0 7 4 】

また、比較例においても、時間の経過にともないライン圧が上昇する特性を示す。ここで、実施例 4 におけるライン圧の上昇勾配よりも、比較例におけるライン圧の上昇勾配の方が緩やかとなっている。その理由は、実施例 4 では、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 が開弁されない限り、油路 1 1 , 4 2 のオイルは油路 4 3 に排出されないのに対して、比較例では、ライン圧が上昇する過程でも、油路のオイルの一部が絞り部を經由して排出されるからである。そして、時刻 t 4 よりも遅い時刻 t 5 以降、比較例におけるライン圧が油圧 P 1 に制御される。なお、実施例 4 において、時刻 t 3 から時刻 t 4 の間におけるライン圧の上昇勾配は、比較例におけるライン圧の上昇勾配と同じとなる。この図 7 に示すように、ライン圧の上昇特性、すなわち、立ち上がり特性は、実施例 4 の方が比較例よりも優れていることが分かる。

40

【 0 0 7 5 】

このように、実施例 4 においては、油路 1 1 , 4 2 の油圧が、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 の開弁油圧以下である場合は、油路 1 1 , 4 2 のオイルが、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 を經由して油路 4 3 に排出されることはない。したがって、オイルポンプ 8 の仕事量の増加を抑制でき、実施例 1 と同様の効果を得ることができる。また、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 の開弁油圧 P 3 は、目標油圧 P 4 よりも高圧に設定されている。したがって、油路 1 1 , 2 6 の油圧の上昇応答性を向上し、かつ、摩擦係合装置 3 A の係合応答性を向上することができる。

【 0 0 7 6 】

50

ここで、図 2 および図 6 に示す構成と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、エンジン 2 が、この発明の駆動力源に相当する。また、プレッシャーリリーフバルブ 5 5 の開弁油圧 P 3 が、この発明の「プレッシャーリリーフバルブの開弁油圧」に相当する。実施例 4 のその他の構成と、この発明の構成との対応関係は、実施例 1 および実施例 3 の構成と、この発明の構成との対応係と同じである。

【実施例 5】

【0077】

さらに、油圧制御装置 6 の一部を構成する油圧回路 7 の構成例を、図 8 に基づいて説明する。この実施例 5 は、請求項 4 および請求項 7 および請求項 10 の発明に対応する実施例である。なお、図 8 の構成において、図 1 および図 4 と同じ構成については、図 1 および図 4 と同じ符号を付してその構成の説明を省略する。この実施例 5 においては、油路 1 6 のオイルが油路 7 3 を経由して流体伝動装置 7 0 に供給される構成となっている。また、油路 1 6 から流体伝動装置 7 0 に供給される圧油の油圧を制御するトルクコンバータ圧制御弁 7 4 が設けられている。

10

【0078】

このトルクコンバータ圧制御弁 7 4 は、入力ポート 7 5 および出力ポート 7 6 およびフィードバックポート 7 7 およびスプール 7 8 および弾性部材 7 9 を有している。スプール 7 8 は所定方向に往復移動可能であり、弾性部材 7 9 の付勢力により、スプール 7 8 が所定の向きに付勢される。入力ポート 7 5 には油路 1 6 が接続され、出力ポート 7 6 には油路 8 0 を経由して潤滑系統 1 7 が接続されている。トルクコンバータ圧制御弁 7 4 の開弁油圧は、プレッシャーリリーフバルブ 4 9 の開弁油圧よりも低圧に設定されている。

20

【0079】

さらに、油路 5 4 と油路 8 0 とを接続する油路 8 1 が設けられており、油路 8 1 には逆止弁 8 2 が設けられている。この逆止弁 8 2 は、油路 5 4 のオイルが油路 8 0 に流れることを許容し、油路 8 0 のオイルが油路 5 4 に逆流することを防止する機能を有している。このように、油路 4 3 , 8 1 およびプレッシャーリリーフバルブ 4 9 は、トルクコンバータ圧制御弁 7 4 をバイパスするように、油路 1 6 と油路 8 0 とを接続している。なお、プレッシャーリリーフバルブ 4 9 の開弁油圧は、トルクコンバータ圧制御弁 7 4 の開弁油圧よりも高圧に設定されている。より具体的には、プレッシャーリリーフバルブ 4 9 の開弁油圧は、流体伝動装置 7 0 に供給される圧油の目標油圧の最低圧よりも高圧に設定されている。

30

【0080】

さらに、油路 5 4 であって、油路 8 1 との接続部分よりも下流には絞り部 8 3 が設けられている。この絞り部 8 3 の流路面積は、逆止弁 8 2 の開放状態における流路面積よりも広く設定されている。さらにまた、油路 4 2 と油路 1 6 とを接続する油路 8 4 が設けられているとともに、油路 8 4 には逆止弁 8 5 が設けられている。この逆止弁 8 5 は、油路 4 2 のオイルが油路 1 6 に流れることを許容し、油路 1 6 のオイルが油路 4 2 に逆流することを防止する機能を有している。なお、逆止弁 8 5 の開弁状態における流通面積は、プレッシャーリリーフバルブ 4 4 のポート 4 5 の流通面積よりも狭く設定されている。このように、油路 8 4 は、プライマリレギュレータバルブ 1 2 をバイパスするように、油路 1 1 と油路 1 6 とを接続している。

40

【0081】

つぎに、図 8 に示す油圧回路 7 の作用を説明する。オイルポンプ 8 から吐出されたオイルが油路 1 1 に供給されるとともに、実施例 4 と同様にして、プライマリレギュレータバルブ 1 2 の機能により、油路 1 6 に排出されるオイル量が調整される。油路 1 6 に排出されたオイルは、油路 7 3 を経由して流体伝動装置 7 0 に供給される。また、油路 1 1 に供給されたオイルは、油路 4 2 を経由して油路 8 4 に供給され、油路 1 6 の油圧よりも油路 8 4 の油圧の方が高圧である場合は、逆止弁 8 5 が開放されて、油路 4 2 のオイルが油路 8 4 を経由して油路 1 6 に供給される。これに対して、油路 1 6 の油圧よりも油路 8 4 の油圧の方が低圧である場合は、逆止弁 8 5 が閉じられるため、油路 4 2 のオイルが油路 1

50

6に供給されることはない。つまり、逆止弁85が開放されている場合は、前記プライマリレギュレータバルブ12が開弁されている場合、または閉弁されている場合のいずれにおいても、油路84を經由して油路16にオイルを供給することが可能である。

【0082】

また、実施例4の場合と同様に、油路11, 42の油圧が所定油圧以下である場合は、プレッシャーリリーフバルブ44は閉弁されており、油路42のオイルはプレッシャーリリーフバルブ44の下流に排出されることはない。これに対して、実施例4の場合と同様にして、油路11, 42の油圧が所定油圧を越えた場合は、プレッシャーリリーフバルブ44が開弁して、油路42のオイルが油路43を經由して油路16に供給される。

【0083】

上記のようにして、オイルポンプ8から吐出されたオイルが、プライマリレギュレータバルブ12またはプレッシャーリリーフバルブ44を經由して流体伝動装置70に供給される。つぎに、油路16から流体伝動装置70に供給されるオイルの油圧制御について説明する。トルクコンバータ圧制御弁74のフィードバックポート77には、油路16の油圧が入力され、フィードバックポート77に入力される油圧に応じて、弾性部材79とは逆向きにスプール78が付勢される。そして、油路16の油圧に応じてスプール78が動作し、油路16から油路80に排出されるオイルの流量および油路16の油圧が調整される。このようにして油路80に排出されたオイルが潤滑系統17に供給される。上記のように、プライマリレギュレータバルブ12または油路84の少なくとも一方を經由したオイルが油路16に供給され、流体伝動装置70に供給される油圧がトルクコンバータ圧制御弁74により制御される。

【0084】

ところで、油路16, 43の油圧が所定油圧以下である場合は、プレッシャーリリーフバルブ49が閉弁されている。このため、油路16, 43のオイルは油路54には排出されない。これに対して、トルクコンバータ圧制御弁74がフェールして、入力ポート75と出力ポート76とが全閉となった場合、または、その他の理由により、油路16, 43の油圧が所定油圧を越えると、プレッシャーリリーフバルブ49が開弁されて、油路16, 43のオイルが油路54に排出される。この油路54のオイルの一部は、絞り部83を經由して排出されるとともに、油路54のオイルの一部は、油路81, 80を經由して潤滑系統17に供給される。このようにして、油路16, 43の油圧が過剰に上昇することが抑制される。

【0085】

このように、実施例5の油圧回路7において、実施例1および実施例4と同じ構成部分については、実施例1および実施例4と同じ効果を得られる。また、プレッシャーリリーフバルブ44は、油路11, 42の油圧が所定油圧を越えない限り開弁しないため、プレッシャーリリーフバルブ44を經由して潤滑系統17に供給されるオイル量の増加を抑制できる。したがって、オイルポンプ8の仕事量の増加を抑制することが可能であり、実施例1と同様の効果を得ることができる。さらに、油路16の油圧の上昇過程において、トルクコンバータ圧制御弁74が正常であれば、油路16の油圧が、トルクコンバータ圧制御弁74の開弁油圧よりも低圧の段階で、プレッシャーリリーフバルブ49が開弁することはない。したがって、油路16から流体伝動装置70に供給される圧油の油圧の上昇応答性能の低下を抑制することができる。

【0086】

ここで、実施例5の構成と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、油路16, 42, 43, 54, 80, 81が、この発明の第2の油路に相当し、プレッシャーリリーフバルブ44が、この発明のプレッシャーリリーフバルブに相当し、油路16が、この発明の下流側油路に相当し、トルクコンバータ圧制御弁74が、この発明の下流側圧力制御弁に相当し、プレッシャーリリーフバルブ49が、この発明における第2のプレッシャーリリーフバルブに相当し、油路43が、この発明の接続油路に相当し、流体伝動装置70が、この発明における動力伝達装置に相当し、流体伝動装置70のトルク容量が、この発明

10

20

30

40

50

の動力伝達装置の動力伝達状態に相当し、油路 16 の油圧であって、トルクコンバータ制御弁 74 の開弁油圧よりも高い油圧が、この発明の第 2 の所定値に相当する。実施例 5 のその他の構成と、この発明の構成との対応関係は、前述した実施例と、この発明の構成との対応関係と同じである。

【実施例 6】

【0087】

つぎに、油圧制御装置 6 の一部を構成する油圧回路 7 の他の実施例を、図 9 に基づいて説明する。この実施例 6 は、請求項 4 および請求項 7 および請求項 10 に対応する実施例である。なお、図 9 の構成において、図 1 および図 4 および図 8 と同じ構成については、図 1 および図 4 および図 8 と同じ符号を付してその構成の説明を省略する。この実施例 6 においては、油路 81 には前述した逆止弁 82 は設けられていない。また、実施例 6 においては、前述した絞り部 83 に代えてプレッシャーリリーフバルブ 86 が設けられている。さらに、プレッシャーリリーフバルブ 86 の排出側には油路 87 が接続されている。このプレッシャーリリーフバルブ 86 は、油路 54, 81 の油圧が所定油圧以下である場合に閉弁されるとともに、油路 54, 81 の油圧が所定油圧を越えた場合に開弁される構成となっている。

10

【0088】

この実施例 6 において、実施例 1 および実施例 3 および実施例 5 と同じ構成部分については、実施例 1 および実施例 3 および実施例 5 と同じ作用効果を得られる。また、油路 54, 81 の油圧が所定油圧以下である場合は、プレッシャーリリーフバルブ 86 は閉弁されており、油路 54, 81 のオイルは油路 87 には排出されない。これに対して、油路 54, 81 の油圧が所定油圧を越えた場合は、プレッシャーリリーフバルブ 86 が開弁されて、油路 54, 81 のオイルが油路 87 に排出されて、油路 54, 81 の油圧が更に上昇することが抑制される。

20

【0089】

ここで、実施例 5 および実施例 6 の油圧回路 7 におけるトルクコンバータ圧の制御特性の一例を、図 10 に基づいて説明する。この図 10 は、オイルポンプ 8 の駆動が開始されたからの経過時間と、油路 73 の油圧、すなわちトルクコンバータ圧との関係の一例を示す線図である。この実施例 5, 6 に相当する油圧特性は実線で示され、比較例の油圧特性は破線で示されている。実施例 5, 6 では、オイルポンプ 8 から吐出されたオイルが油路 16, 43, 73 などに充満した時点、すなわち、時刻 t_1 から、トルクコンバータ圧が零メガパスカルを越える油圧となるとともに、時間の経過にともないトルクコンバータ圧は上昇する傾向となる。そして、トルクコンバータ圧制御弁 74 が正常であれば、トルクコンバータ圧制御弁 74 の調圧機能により、時刻 t_3 以降はトルクコンバータ圧が略一定の所定圧に維持される。

30

【0090】

つぎに、比較例について説明する。この比較例は、図 9, 10 に示す油路 84 であって、逆止弁 85 よりも上流のオイルが絞り部（図示せず）を経由し、かつ、プレッシャーリリーフバルブを経由することなく潤滑系統にオイルを排出する構成の油路が設けられている油圧回路の油圧特性である。この絞り部は、常時開弁状態にあり、閉弁されることはない。つまり、絞り部の入力側と出力側との圧力差により、入力側から出力側にオイルが供給される。この比較例の場合は、オイルポンプから吐出されたオイルが絞り部に到達すると、オイルの一部が絞り部を経由して排出されるため、油路 16, 43, 73 内にオイルが充満するまでの時間が、実施例 5, 6 よりも遅くなる。このため、例えば、時刻 t_1 よりも遅い時刻 t_2 以降に、トルクコンバータ圧が零メガパスカルを越える油圧となる。

40

【0091】

また、比較例においても、時間の経過にともないトルクコンバータ圧が上昇する特性を示す。ここで、実施例 5, 6 におけるトルクコンバータ圧の上昇勾配よりも、比較例におけるトルクコンバータ圧の上昇勾配の方が緩やかとなっている。その理由は、実施例 5, 6 では、トルクコンバータ圧制御弁 74 が開弁されない限り、油路 16 のオイルは油路 8

50

0に排出されないのに対して、比較例では、トルクコンバータ圧が上昇する過程でも、油路84のオイルの一部が絞り部を經由して油路80に排出されるからである。そして、時刻 t_3 よりも遅い時刻 t_4 以降、比較例におけるトルクコンバータ圧が所定圧に制御される。この図10に示すように、トルクコンバータ圧の上昇特性、すなわち、立ち上がり特性は、実施例5,6の方が比較例よりも優れていることが分かる。なお、実施例6の構成と、この発明の構成との対応関係は、実施例5で説明した対応関係と同じである。

【実施例7】

【0092】

さらに、油圧制御装置6の一部を構成する油圧回路7の他の実施例を、図11に基づいて説明する。この実施例7は、請求項4および請求項8および請求項10の発明に対応する実施例である。なお、図11の構成において、図1および図4および図8の構成と同じ構成については、図1および図4および図8の構成と同じ符号を付して、その構成の説明を省略する。まず、プレッシャーリリーフバルブ44の下流側はオイルパン（図示せず）に接続されている。また、油路84であって、逆止弁85と油路42との間には、絞り部88が設けられている。さらに、油路84であって、絞り部88と逆止弁85との間と、油路80とを接続する油路89が設けられており、油路89にはプレッシャーリリーフバルブ90が設けられている。

10

【0093】

このプレッシャーリリーフバルブ90は、ポート91を形成する絞り部92と、ポート91を開閉する弁体93と、弁体93を絞り部92に近づける向きに付勢する弾性部材94とを有している。プレッシャーリリーフバルブ90は、油路89であって、プレッシャーリリーフバルブ90よりも上流の油圧が開弁油圧以下である場合に、ポート91が閉じられるとともに、油路89であって、プレッシャーリリーフバルブ90よりも上流の油圧が開弁油圧を越えた場合に、弁体93が弾性部材94の付勢力に抗して動作し、ポート91が開放される構成となっている。

20

【0094】

さらにまた、油路16とオイルパンとを接続する油路95が形成されており、油路95にはプレッシャーリリーフバルブ96が設けられている。ここで、プレッシャーリリーフバルブ90の開弁油圧よりも、トルクコンバータ圧制御弁74の開弁油圧の方が高圧に設定され、プレッシャーリリーフバルブ96の開弁油圧の方が、トルクコンバータ圧制御弁74の開弁油圧よりも高圧に設定されている。より具体的には、プレッシャーリリーフバルブ90の開弁油圧は、流体伝動装置70に供給される圧油の目標油圧の最低圧よりも高圧に設定されている。

30

【0095】

つぎに、図11に示す油圧回路7の作用を説明する。図11の構成において、図1および図4および図8の構成と同じ構成については、図1および図4および図8の構成と同じ作用が生じる。図11においては、オイルポンプ8から吐出されたオイルが、油路11および油路42を經由して油路84に供給されると、絞り部88を通過したオイルが逆止弁85に供給される。ここで、油路84であって、逆止弁85の上流の油圧よりも、油路16の油圧の方が高圧である場合は、逆止弁85が閉弁されて、油路84のオイルは油路16には供給されない。これに対して、油路84であって、逆止弁85の上流の油圧の方が、油路16の油圧よりも高圧である場合は、逆止弁85が開弁されて、油路84のオイルは油路16に供給される。このように、実施例7においては、油路84またはプライマリレギュレータバルブ12の少なくとも一方を經由したオイルが、油路16に供給される。

40

【0096】

ところで、油路84のオイルの一部は、油路89にも供給されている。ここで、油路89であって、プレッシャーリリーフバルブ90よりも上流の油圧が所定油圧以下である場合は、プレッシャーリリーフバルブ90は閉弁されている。したがって、油路84のオイルがプレッシャーリリーフバルブ90を經由して油路80に供給されることはない。これ

50

に対して、油路 89 であって、プレッシャーリリーフバルブ 90 の上流の油圧が所定油圧を越えた場合は、プレッシャーリリーフバルブ 90 が開弁されて、油路 84 のオイルの一部が、油路 89 を経由して油路 80 に供給され、油路 80 のオイルが潤滑系統 17 に供給される。また、この時点ではトルクコンバータ圧制御弁 74 は閉弁されている。なお、油路 89 であって、プレッシャーリリーフバルブ 90 の上流の油圧が所定油圧以下に低下した場合は、プレッシャーリリーフバルブ 90 が閉弁される。さらに、油路 16 の油圧が上昇して、トルクコンバータ圧制御弁 74 が開弁された場合は、油路 16 のオイルの一部が、トルクコンバータ圧制御弁 74 を経由して油路 80 に供給され、油路 16 の油圧の上昇が抑制される。

【0097】

ところで、トルクコンバータ圧制御弁 74 がフェールして、入力ポート 75 と出力ポート 76 とが遮断されて油路 16 の油圧が所定油圧を越えた場合、または、トルクコンバータ圧制御弁 74 が正常であるにもかかわらず、流体伝動装置 70 で必要なオイル量よりも、油路 16 に供給されるオイル量の方が多くなり、油路 16 の油圧が所定油圧を越えた場合は、プレッシャーリリーフバルブ 96 が開弁されて、油路 16 のオイルがオイルパンに排出される。したがって、油路 16 の油圧が更に上昇することが抑制される。なお、油路 16 の油圧がプレッシャーリリーフバルブ 96 の開弁油圧以下になった場合は、プレッシャーリリーフバルブ 96 が閉弁される。

【0098】

以上のように、実施例 7 においては、油路 89 であって、プレッシャーリリーフバルブ 90 よりも上流の油圧が、プレッシャーリリーフバルブ 90 の開弁油圧を越えた場合に限り、プレッシャーリリーフバルブ 90 が開弁されて、油路 84 のオイルが油路 89 を経由して油路 80 に供給され、ついで、潤滑系統 17 に供給される。このように、油路 89 を経由して潤滑系統 17 に供給されるオイル量が増加することを抑制でき、オイルポンプ 8 の仕事量が増加することを抑制できる。したがって、実施例 1 と同様の効果を得ることが可能である。また、流体伝動装置 70 に供給される圧油の油圧を上昇させる場合に、プレッシャーリリーフバルブ 90 が閉弁されている場合は、流体伝動装置 70 に供給される圧油の上昇応答性が向上する。

【0099】

この実施例 7 における油路 16 の油圧、つまり、トルクコンバータ圧と、オイルポンプ 8 の駆動が開始されてからの経過時間との対応関係の一例を、図 12 に示す。この実施例 7 に相当する油圧特性は実線で示され、比較例の油圧特性は破線で示されている。実施例 7 では、オイルポンプ 8 から吐出されたオイルが油路 16, 73 に充満した時点、すなわち、時刻 t_1 から、トルクコンバータ圧が零メガパスカルを越える油圧となるとともに、時間の経過にともないトルクコンバータ圧は上昇する傾向となる。この間、プレッシャーリリーフバルブ 90 が閉弁されている。

【0100】

そして、時刻 t_3 で、トルクコンバータ圧が油圧 P_3 を越えると、プレッシャーリリーフバルブ 90 が開弁されると、トルクコンバータ圧の上昇勾配は、時刻 t_3 以前におけるトルクコンバータ圧の上昇勾配よりも緩やかとなる。その後、油路 16, 73 の油圧がトルクコンバータ圧制御弁 74 の開弁油圧付近になると、トルクコンバータ圧制御弁 74 が開弁・閉弁して、トルクコンバータ圧が略一定に制御される。

【0101】

つぎに、比較例について説明する。この比較例は、図 11 に示すプレッシャーリリーフバルブ 90 に代えて、絞り部（図示せず）が設けられている油圧回路の油圧特性である。この絞り部は、常時開弁状態にあり、閉弁されることはない。つまり、絞り部の入力側と出力側との圧力差により、入力側から出力側にオイルが供給される。この比較例の場合は、オイルポンプから吐出されたオイルが油路 89 に到達すると、オイルの一部が絞り部を經由して、常時、潤滑系統 17 に供給されるため、油路 16, 73 内にオイルが充満するまでの時間が、実施例 7 よりも遅くなる。このため、例えば、時刻 t_1 よりも遅い時刻 t

10

20

30

40

50

2以降に、トルクコンバータ圧が零メガパスカルを越える油圧となる。

【0102】

また、比較例においても、時間の経過にともないトルクコンバータ圧が上昇する特性を示す。ここで、実施例7におけるトルクコンバータ圧の上昇勾配よりも、比較例におけるトルクコンバータ圧の上昇勾配の方が緩やかになる。その理由は、実施例7では、油路16の油圧が、プレッシャーリリーフバルブ90の開弁油圧以下である場合は、油路89を經由してオイルが潤滑系統17に供給されることはないが、比較例では、トルクコンバータ圧が上昇する過程でも、油路84のオイルの一部が絞り部を經由して潤滑系統に供給されるからである。そして、時刻t4よりも遅い時刻t5以降、比較例におけるトルクコンバータ圧が油圧P1に制御される。なお、実施例7において、時刻t3から時刻t4の間におけるトルクコンバータ圧の上昇勾配は、比較例におけるトルクコンバータ圧の上昇勾配と同じとなる。この図12に示すように、トルクコンバータ圧の上昇特性、すなわち、立ち上がり特性は、実施例7の方が比較例よりも優れていることが分かる。

10

【0103】

ここで、実施例7の構成と、この発明の構成との対応関係を説明すれば、油路42, 84, 89が、この発明の第2の油路に相当し、プレッシャーリリーフバルブ90が、この発明のプレッシャーリリーフバルブに相当し、油路84が、この発明の接続油路に相当する。なお、実施例7のその他の構成と、この発明の構成との対応関係は、前述した実施例と、この発明の構成との対応関係と同じである。

【0104】

なお、各実施例において、絞り部は、オリフィスまたはチョークのいずれでもよい。また、各実施例において、エンジンの動力が伝達される車輪と、走行用電動機の動力が伝達される車輪とが同じである構成のパワートレーン、または異なる構成のパワートレーンのいずれでもよい。また、各実施例において、圧力制御弁で調圧される圧油が供給される油圧室は、変速機の一部を構成する摩擦係合装置の係合圧を制御する油圧室であってもよい。また、実施例5, 6, 7は、油路16から、セカンダリプーリ4Bの油圧室(図示せず)にオイルが供給される構成となっている油圧回路にも、適用可能である。この場合、実施例5, 6, 7で述べた「トルクコンバータ圧制御弁」を、「セカンダリ圧制御弁」と読み替え、「トルクコンバータ圧」を「セカンダリ圧」と読み替えればよい。更に、この場合は、セカンダリプーリ4Bにおけるベルト4Cの巻き掛け半径、ベルト式無段変速機4の変速比、ベルト式無段変速機4のトルク容量、セカンダリプーリ4Bからベルト4Cに加えられる挟圧力などが、この発明における「動力伝達装置の動力伝達状態」に相当する。図5, 図7, 図12の各図において、異なる図で同じ時刻を用いても、それらの時刻同士に対応関係はない。

20

30

【図面の簡単な説明】

【0105】

【図1】この発明の変速機の油圧制御装置に用いられる油圧回路の実施例1を示す概念図である。

【図2】この発明の変速機の油圧制御装置を有する車両のパワートレーンを示す概念図である。

40

【図3】この発明の変速機の油圧制御装置に用いられる油圧回路の実施例2を示す概念図である。

【図4】この発明の変速機の油圧制御装置に用いられる油圧回路の実施例3を示す概念図である。

【図5】実施例3における油圧の立ち上がり特性と、比較例における油圧の立ち上がり特性とを比較した一例を示す線図である。

【図6】この発明の変速機の油圧制御装置に用いられる油圧回路の実施例4を示す概念図である。

【図7】実施例4における油圧の立ち上がり特性と、比較例における油圧の立ち上がり特性とを比較した一例を示す線図である。

50

【図 8】この発明の変速機の油圧制御装置に用いられる油圧回路の実施例 5 を示す概念図である。

【図 9】この発明の変速機の油圧制御装置に用いられる油圧回路の実施例 6 を示す概念図である。

【図 10】実施例 5, 6 における油圧の立ち上がり特性と、比較例における油圧の立ち上がり特性とを比較した一例を示す線図である。

【図 11】この発明の変速機の油圧制御装置に用いられる油圧回路の実施例 7 を示す概念図である。

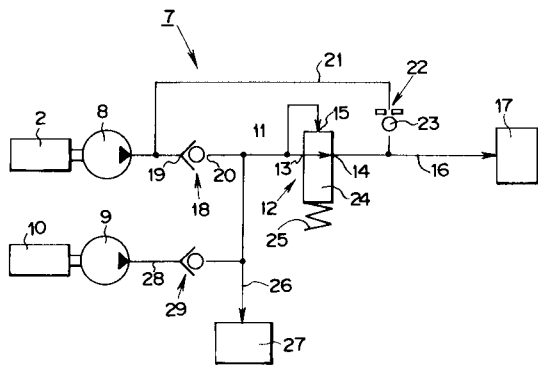
【図 12】実施例 7 における油圧の立ち上がり特性と、比較例における油圧の立ち上がり特性とを比較した一例を示す線図である。

【符号の説明】

【0106】

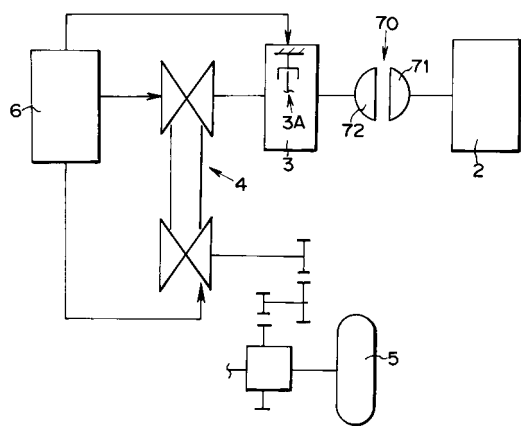
2...エンジン、 3A...摩擦係合装置、 5...車輪、 8...第1のオイルポンプ(オイルポンプ)、 9...第2のオイルポンプ、 10...電動機、 11, 16, 21, 28, 26, 30, 42, 43, 80, 81, 84, 89...油路、 12...プライマリレギュレータバルブ、 17...潤滑系統、 18, 23, 29...逆止弁、 22, 31...絞り部、 44, 55, 49, 90...プレッシャーリリーフバルブ、 70...流体伝動装置、 74...トルクコンバータ圧制御弁。

【図 1】

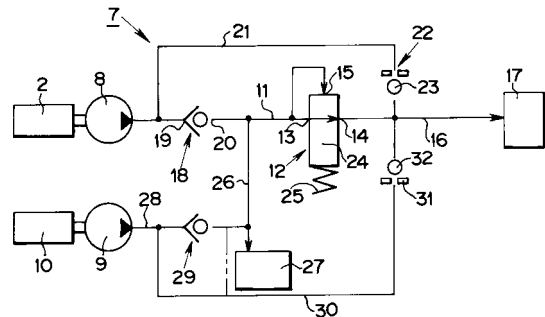


2: エンジン 8: 第1のオイルポンプ 9: 第2のオイルポンプ
10: 電動機 11, 16, 21, 26, 28, 30: 油路
12: プライマリレギュレータバルブ 17: 潤滑系統
18, 23, 29: 逆止弁 22, 31: 絞り部

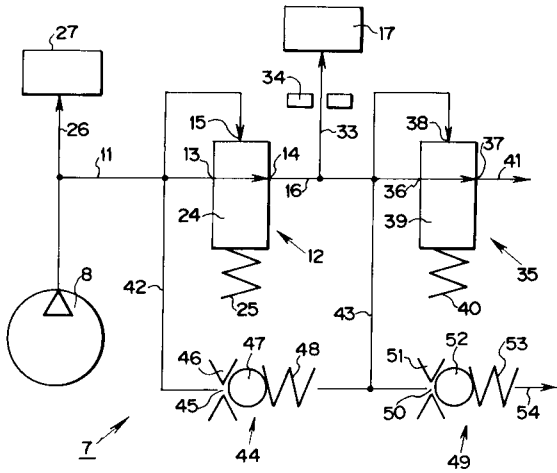
【図 2】



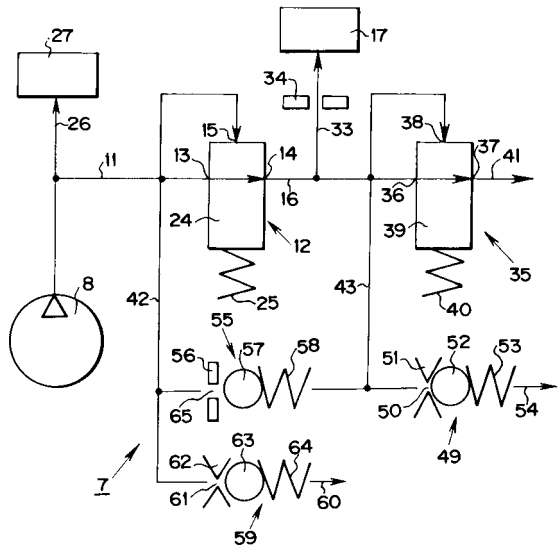
【図 3】



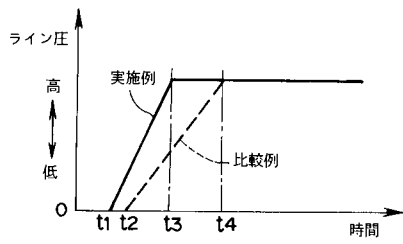
【図4】



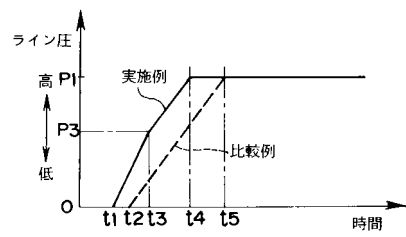
【図6】



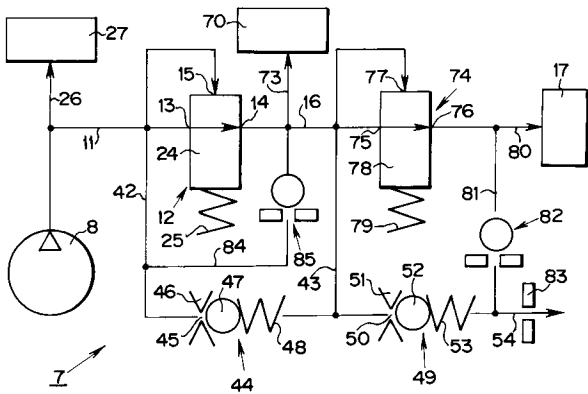
【図5】



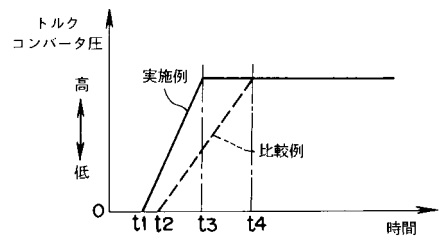
【図7】



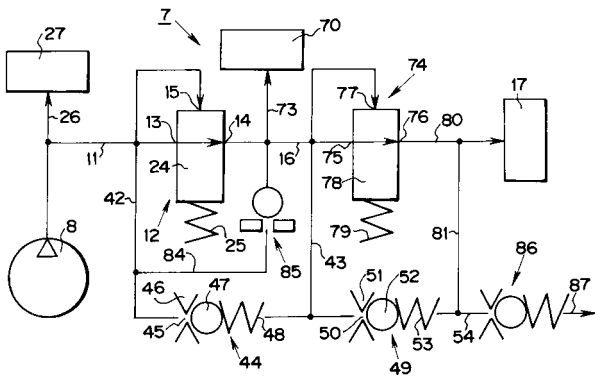
【図8】



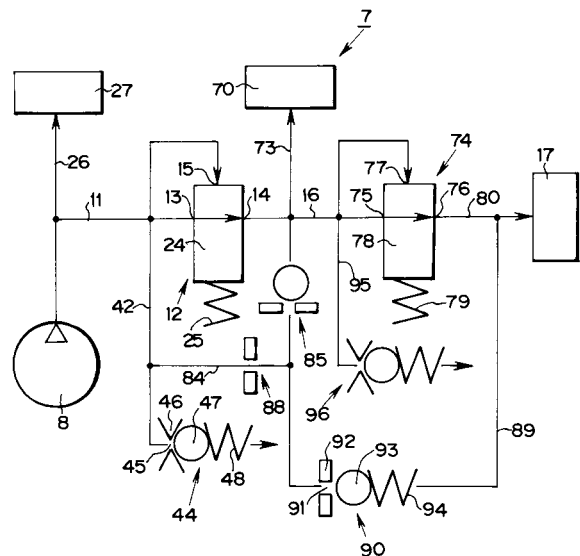
【図10】



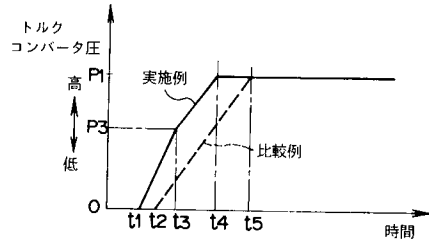
【図9】



【図11】



【図12】



フロントページの続き

- (72)発明者 伊藤 慎一
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 青山 俊洋
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 小林 忠志

- (56)参考文献 特開2001-074130(JP,A)
特開2001-227606(JP,A)
特開2003-166558(JP,A)
特開2000-257705(JP,A)
実開平05-027423(JP,U)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 57/00 - 57/12