

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3943676号

(P3943676)

(45) 発行日 平成19年7月11日(2007.7.11)

(24) 登録日 平成19年4月13日(2007.4.13)

(51) Int. Cl.

B60K 17/34 (2006.01)

F I

B60K 17/34

B

請求項の数 4 (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願平9-289848	(73) 特許権者	000005326
(22) 出願日	平成9年10月22日(1997.10.22)		本田技研工業株式会社
(65) 公開番号	特開平11-123944		東京都港区南青山二丁目1番1号
(43) 公開日	平成11年5月11日(1999.5.11)	(74) 代理人	100071870
審査請求日	平成15年12月1日(2003.12.1)		弁理士 落合 健
		(74) 代理人	100097618
			弁理士 仁木 一明
		(72) 発明者	北 貫二
			栃木県真岡市松山町19 本田技研工業株式会社栃木製作所内
		(72) 発明者	黒川 卓也
			栃木県真岡市松山町19 本田技研工業株式会社栃木製作所内
		審査官	原 泰造
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 四輪駆動車両の動力伝達装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジン(E)により左右の主駆動輪(W_{FL}, W_{FR})と共に駆動される入力軸(10)と、

左側の副駆動輪(W_{RL})に接続された左駆動軸(13_L)と、

右側の副駆動輪(W_{RR})に接続された右駆動軸(13_R)と、

入力軸(10)および左駆動軸(13_L)の相対回転速度差に応じて作動する左ベーンポンプ(P_L)と、

入力軸(10)および右駆動軸(13_R)の相対回転速度差に応じて作動する右ベーンポンプ(P_R)と、

左ベーンポンプ(P_L)の吸入ポート(35_L)および吐出ポート(36_L)間に設けられた左第1オリフィス(37_L)と、

右ベーンポンプ(P_R)の吸入ポート(35_R)および吐出ポート(36_R)間に設けられた右第1オリフィス(37_R)とを備えてなり、

前記各ベーンポンプ(P_L, P_R)は、カムリング(27)およびサイドプレート(28, 29, 30)により囲まれた空間にロータ(31_L, 31_R)を収納し、このロータ(31_L, 31_R)に半径方向摺動自在に支持した複数のベーン(32)の半径方向外端をカムリング(27)に摺接させてなる四輪駆動車両の動力伝達装置において、

前記左、右ベーンポンプ(P_L, P_R)に共通のサイドプレート(28)には、そのサイドプレート(28)の左、右側面にそれぞれ凹設した吸入ポート(35_L, 35_R)お

10

20

よび吐出ポート(36_L, 36_R)間を連通させる左、右連通路が形成されていて、その各連通路に、前記第1オリフィス(37_L, 37_R)を有してスプリング(47)で中立位置に付勢されたスプール(48)が、該第1オリフィス(37_L, 37_R)の前後の圧力差に応じて各連通路を移動可能として嵌合され、

前記各連通路と、これに対応する前記スプール(48)及び前記スプリング(47)とにより、ベーンポンプ(P_L, P_R)の吐出圧の増加に応じて開弁するオリフィス付きリリーフ弁(46_L, 46_R)が構成されることを特徴とする、四輪駆動車両の動力伝達装置。

【請求項2】

エンジン(E)により左右の主駆動輪(W_{FL}, W_{FR})と共に駆動される入力軸(10)と、

左側の副駆動輪(W_{RL})に接続された左駆動軸(13_L)と、

右側の副駆動輪(W_{RR})に接続された右駆動軸(13_R)と、

入力軸(10)および左駆動軸(13_L)の相対回転速度差に応じて作動する左ベーンポンプ(P_L)と、

入力軸(10)および右駆動軸(13_R)の相対回転速度差に応じて作動する右ベーンポンプ(P_R)と、

左ベーンポンプ(P_L)の吸入ポート(35_L)および吐出ポート(36_L)間に設けられた左第1オリフィス(37_L)と、

右ベーンポンプ(P_R)の吸入ポート(35_R)および吐出ポート(36_R)間に設けられた右第1オリフィス(37_R)とを備えてなり、

前記各ベーンポンプ(P_L, P_R)は、カムリング(27)およびサイドプレート(28, 29, 30)により囲まれた空間にロータ(31_L, 31_R)を収納し、このロータ(31_L, 31_R)に半径方向摺動自在に支持した複数のベーン(32)の半径方向外端をカムリング(27)に摺接させてなる四輪駆動車両の動力伝達装置において、

前記ベーン(32)の半径方向内端が臨む環状のベーン押上ポート(39)と、そのベーン押上ポート(39)を前記吸入ポート(35_L, 35_R)および前記吐出ポート(36_L, 36_R)間に接続するオリフィスプレート支持溝(59)とが前記サイドプレート(28)に形成され、

前記オリフィスプレート支持溝(59)には、前記第1オリフィス(37_L, 37_R)を形成したオリフィスプレート(60)が、ベーンポンプ(P_L, P_R)の円周方向に移動可能な遊びを存して嵌合され、

前記第1オリフィス(37_L, 37_R)の前後の圧力差に応じた前記オリフィスプレート(60)の円周方向移動により、ベーンポンプ(P_L, P_R)の正逆何れの回転時にも、前記吸入ポート(35_L, 35_R)および前記吐出ポート(36_L, 36_R)のうちの高压側のポートの油圧が前記オリフィスプレート支持溝(59)を経て前記ベーン押上ポート(39)に導かれることを特徴とする、四輪駆動車両の動力伝達装置。

【請求項3】

前記共通のサイドプレート(28)の両側面に対向するように形成された両ベーンポンプ(P_L, P_R)の吸入ポート(35_L, 35_R)間および吐出ポート(36_L, 36_R)間を連通させる第2オリフィス(38)を、該サイドプレート(28)に設けたことを特徴とする、請求項1に記載の四輪駆動車両の動力伝達装置。

【請求項4】

入力軸(10)の回転数の増加に応じて開弁する遠心バルブ(44_L, 44_R, 61)を吸入ポート(35_L, 35_R)および吐出ポート(36_L, 36_R)間に設けたことを特徴とする、請求項1又は2に記載の四輪駆動車両の動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、一对のベーンポンプよりなるハイドロリックカップリング装置を備えた四輪

10

20

30

40

50

駆動車両の動力伝達装置に関する。

【 0 0 0 2 】

【 従来 の 技 術 】

かかる四輪駆動車両の動力伝達装置は、特開平3 - 104736号公報により既に知られている。このものは、それぞれのベーンポンプの吸入ポートと吐出ポートとを連通させるオリフィスがベーンに穿設した小孔により構成されており、また左右のベーンポンプの吸入ポート間および吐出ポート間を連通させるオリフィスが、両ベーンポンプのロータ間を仕切るサイドプレートおよびカムリング間の隙間により構成されている。

【 0 0 0 3 】

【 発 明 が 解 決 し よ う と す る 課 題 】

ところで、上記従来のもは、それぞれのベーンポンプの吸入ポートと吐出ポートとを連通させるオリフィスをベーンに穿設した小孔により構成しているため、多数のベーンにオリフィスを穿設する加工が面倒であるばかりか、各ベーンのオリフィスの寸法や形状にばらつきが発生するのが避けられないために、ハイドロリックカップリング装置の作動特性が安定しなくなる可能性がある。また左右のベーンポンプの吸入ポート間および吐出ポート間を連通させるオリフィスをサイドプレートおよびカムリング間の隙間により構成しているため、そのオリフィスの寸法精度を確保するのが難しく、ハイドロリックカップリング装置の作動特性が安定しなくなる可能性がある。

【 0 0 0 4 】

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、ハイドロリックカップリング装置を備えた四輪駆動車両の動力伝達装置において、そのオリフィスの形成を容易に行えるようにし、且つ該オリフィスの特性を安定させることを目的とする。

【 0 0 0 5 】

【 課 題 を 解 決 す る た め の 手 段 】

上記目的を達成するために、請求項1の発明は、エンジンにより左右の主駆動輪と共に駆動される入力軸と、左側の副駆動輪に接続された左駆動軸と、右側の副駆動輪に接続された右駆動軸と、入力軸および左駆動軸の相対回転速度差に応じて作動する左ベーンポンプと、入力軸および右駆動軸の相対回転速度差に応じて作動する右ベーンポンプと、左ベーンポンプの吸入ポートおよび吐出ポート間に設けられた左第1オリフィスと、右ベーンポンプの吸入ポートおよび吐出ポート間に設けられた右第1オリフィスとを備えてなり、前記各ベーンポンプは、カムリングおよびサイドプレートにより囲まれた空間にロータを収納し、このロータに半径方向摺動自在に支持した複数のベーンの半径方向外端をカムリングに摺接させてなる四輪駆動車両の動力伝達装置において、前記左、右ベーンポンプに共通のサイドプレートには、そのサイドプレートの左、右側面にそれぞれ凹設した吸入ポートおよび吐出ポート間を連通させる左、右連通路が形成されていて、その各連通路に、前記第1オリフィスを有してスプリングで中立位置に付勢されたスプールが、該第1オリフィスの前後の圧力差に応じて各連通路を移動可能として嵌合され、前記各連通路と、これに対応する前記スプール及び前記スプリングとにより、ベーンポンプの吐出圧の増加に応じて開弁するオリフィス付きリリーフ弁が構成されることを特徴とし、また請求項2の発明は、エンジンにより左右の主駆動輪と共に駆動される入力軸と、左側の副駆動輪に接続された左駆動軸と、右側の副駆動輪に接続された右駆動軸と、入力軸および左駆動軸の相対回転速度差に応じて作動する左ベーンポンプと、入力軸および右駆動軸の相対回転速度差に応じて作動する右ベーンポンプと、左ベーンポンプの吸入ポートおよび吐出ポート間に設けられた左第1オリフィスと、右ベーンポンプの吸入ポートおよび吐出ポート間に設けられた右第1オリフィスとを備えてなり、前記各ベーンポンプは、カムリングおよびサイドプレートにより囲まれた空間にロータを収納し、このロータに半径方向摺動自在に支持した複数のベーンの半径方向外端をカムリングに摺接させてなる四輪駆動車両の動力伝達装置において、前記ベーンの半径方向内端が臨む環状のベーン押上ポートと、そのベーン押上ポートを前記吸入ポートおよび前記吐出ポート間に接続するオリフィスプレート支持溝とが前記サイドプレートに形成され、前記オリフィスプレート支持溝には、前記第

10

20

30

40

50

1オリフィスを形成したオリフィスプレートが、ベーンポンプの円周方向に移動可能な遊びを存して嵌合され、前記第1オリフィスの前後の圧力差に応じた前記オリフィスプレートの円周方向移動により、ベーンポンプの正逆何れの回転時にも、前記吸入ポートおよび前記吐出ポートのうちの高圧側のポートの油圧が前記オリフィスプレート支持溝を経て前記ベーン押上ポートに導かれることを特徴とする。

【0006】

また請求項3の発明は、請求項1の上記構成に加えて、前記共通のサイドプレートの両側面に各々相対向するように形成された両ベーンポンプの吸入ポート間および吐出ポート間を連通させる前記第2オリフィスを、該サイドプレートに設けたことを特徴とし、さらに請求項4の発明は、請求項1又は2の上記構成に加えて、入力軸の回転数の増加に応じて開弁する遠心バルブを吸入ポートおよび吐出ポート間に設けたことを特徴とする。

10

【0007】

各請求項の上記構成によれば、主駆動輪と副駆動輪との間に相対回転速度差がないときには左右のベーンポンプが作動しないため、入力軸から左右の駆動軸への動力伝達が行われなくなって主駆動輪だけが駆動される2輪駆動状態になる。低摩擦路における発進時や急加速時に主駆動輪がスリップすると、副駆動輪との間に相対回転速度差が発生して左右のベーンポンプが作動し、吐出された作動油が左右の第1オリフィスを通過することにより左右のベーンポンプに負荷が発生する。その結果、入力軸から左右の駆動軸への動力伝達が行われて主駆動輪の駆動力の一部が副駆動輪に配分され、主駆動輪および副駆動輪の両方が駆動される4輪駆動状態になる。また左右の主駆動輪および左右一方の副駆動輪が泥濘にはまってスリップしても、摩擦係数の高い路面に乗っている左右他方の副駆動輪には、その副駆動輪側のベーンポンプを介して駆動力が伝達されるため、差動制限機構の機能が発揮されて泥濘からの脱出が可能となる。

20

【0008】

また請求項1, 2の上記構成によれば、サイドプレートに吸入ポートおよび吐出ポートを凹設し、それら吸入ポートおよび吐出ポート間を連通させる第1オリフィスをサイドプレート(請求項1ではリリーフ弁のスプール、請求項2ではオリフィスプレート)に設けたので、ベーンにオリフィスを設ける場合に比べて加工工数が削減されるだけでなく、その第1オリフィスの加工精度を高めてハイドロリックカップリング装置の特性を安定させることができる。また第1オリフィスに連なる油路の長さを最小限に抑えてハイドロリックカップリング装置を小型化することができ、しかも部品点数の増加を招くことなく第1オリフィスや油路を容易に加工することができる。

30

【0009】

また請求項1の上記構成によれば、共通のサイドプレートを左右のベーンポンプに共用するので部品点数が削減される。また主駆動輪と副駆動輪との間の回転数差が増加して第1オリフィスの上流側の油圧が増加するとリリーフ弁が開弁し、作動油は第1オリフィスに代えて流通抵抗の小さいリリーフ弁を通過するため、ベーンポンプの負荷をリリーフ弁の開弁圧により任意に設定して副駆動輪に伝達される駆動力の大きさを調整することができる。その上、2個のリリーフ弁および1個の第1オリフィスを、1個のオリフィス付きリリーフ弁で置き換え可能であるから、部品点数を更に削減できる。

40

【0010】

また請求項2の上記構成によれば、ベーンポンプの正転時に吐出ポートが高圧になると、その圧力でオリフィスプレートをオリフィスプレート支持溝の吸入ポート側側面に押し付け、吐出ポートの高圧をオリフィスプレート支持溝を経てベーン押上ポートに導くことにより、ベーンをカムリングに向けて付勢することができる。またベーンポンプの逆転時に吸入ポートが高圧になると、その圧力でオリフィスプレートをオリフィスプレート支持溝の吐出ポート側側面に押し付け、吸入ポートの高圧をオリフィスプレート支持溝を経てベーン押上ポートに導くことにより、ベーンをカムリングに向けて付勢できる。これにより、ベーンポンプの正転時にも逆転時にも、ベーンの外端をカムリングに確実に密着させてベーンポンプに十分な負荷を発生させることが可能となる。

50

【0011】

また請求項3の上記構成によれば、両ベーンポンプに共通のサイドプレートに設けた第2オリフィスで、該サイドプレートの両側面に対向するように形成した両ベーンポンプの吸入ポート間および吐出ポート間を連通させるので、カムリングおよびサイドプレート間の隙間によりオリフィスを構成する場合に比べて加工工数を削減し、且つその第2オリフィスの加工精度を高めてハイドロリックカップリング装置の特性を安定させることができる。また第2オリフィスに連なる油路の長さを最小限に抑えてハイドロリックカップリング装置を小型化することができ、しかも部品点数の増加を招くことなく第2オリフィスや油路を容易に加工することができる。

【0012】

また請求項4の上記構成によれば、車両の高速走行に伴って入力軸の回転数が増加すると、遠心バルブが開弁して吸入ポートおよび吐出ポート間を短絡させるため、高速走行時に主駆動輪だけが駆動される2輪駆動状態にすることができる。

【0013】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施形態を、添付図面に示した参考例及び本発明の実施例に基づいて説明する。

【0014】

図1～図8は第1参考例を示すもので、図1は四輪駆動車両の動力伝達装置のスケルトン図、図2はハイドロリックカップリング装置の縦断面図、図3は図2の3-3線断面図、図4は図2の4-4線断面図、図5は図4の5-5線拡大断面図、図6は図4の6-6線拡大断面図、図7は第1サイドプレートの斜視図、図8はハイドロリックカップリング装置の油圧回路図である。

【0015】

図1に示すように、四輪駆動車両Vは車体前部に横置きに配置したエンジンEと、このエンジンEの右側面に結合したトランスミッションMとを備える。トランスミッションMの駆動力を主駆動輪としての左右の前輪 W_{FL} 、 W_{FR} に伝達する第1動力伝達系 D_1 は、トランスミッションMの出力軸1に設けた第1スパーギヤ2と、第1スパーギヤ2に噛合する第2スパーギヤ3と、第2スパーギヤ3により駆動されるベベルギヤ式のフロントディファレンシャル4と、フロントディファレンシャル4から左右に延出して副駆動輪としての前輪 W_{FL} 、 W_{FR} に接続される左右の車軸 5_L 、 5_R とから構成される。

【0016】

第1動力伝達系 D_1 の駆動力を副駆動輪としての後輪 W_{RL} 、 W_{RR} に伝達する第2動力伝達系 D_2 は、フロントディファレンシャル4のデフボックスに設けた第3スパーギヤ6と、第3スパーギヤ6に噛合する第4スパーギヤ7と、第4スパーギヤ7と一体に回転する第1ベベルギヤ8と、第1ベベルギヤ8に噛合する第2ベベルギヤ9と、前端に第2ベベルギヤ9を備えて車体後方に延びるプロペラシャフト10と、プロペラシャフト10の後端に設けた第3ベベルギヤ11と、第3ベベルギヤ11に噛合する第4ベベルギヤ12と、第4ベベルギヤ12により駆動されるハイドロリックカップリング装置Hと、ハイドロリックカップリング装置Hから左右に延出して後輪 W_{RL} 、 W_{RR} に接続される左右の車軸 13_L 、 13_R とを備える。

【0017】

次に、図2～図4に基づいてハイドロリックカップリング装置Hの構造を説明する。

【0018】

ハイドロリックカップリング装置Hは、概略円板状の左ケーシング21および概略カップ状の右ケーシング22をボルト23...で結合してなるケーシング24を備えており、このケーシング24は一对のボールベアリング 25_L 、 25_R でハウジング26に回転自在に支持される。右ケーシング22には前記第4ベベルギヤ12がボルト23...で共締めされており、従ってプロペラシャフト10の回転は第3ベベルギヤ11および第4ベベルギヤ12を介してケーシング24に伝達される。左ケーシング21の中央部を貫通する左後

10

20

30

40

50

輪 W_{RL} の車軸 13_L の右端と、右ケーシング 22 の中央部を貫通する右後輪 W_{RR} の車軸 13_R の左端とが、ケーシング 24 の内部で同軸に対向する。

【0019】

ケーシング 24 の内部には、左ベーンポンプ P_L および右ベーンポンプ P_R が左右対称に配置される。右ケーシング 22 の本体部は断面楕円形のカムリング 27 を構成するもので、その内部に第1サイドプレート 28 および第2サイドプレート 29 が摺動自在に支持される。左ケーシング 21 の本体部は第3サイドプレート 30 を構成する。左ベーンポンプ P_L は、第3サイドプレート 30 および第1サイドプレート 28 間に挟持されて左車軸 13_L にスプライン結合された円形のロータ 31_L を備えており、そのロータ 31_L に放射状に形成したベーン溝 $31_1 \dots$ に半径方向摺動自在に支持された複数のベーン $32 \dots$ の外端は前記カムリング 27 の内周面に摺接する。同様に、右ベーンポンプ P_R は、第2サイドプレート 29 および第1サイドプレート 28 間に挟持されて右車軸 13_R にスプライン結合された円形のロータ 31_R を備えており、そのロータ 31_R に放射状に形成したベーン溝 $31_1 \dots$ に半径方向摺動自在に支持された複数のベーン $32 \dots$ の外端は前記カムリング 27 の内周面に摺接する。

10

【0020】

第2サイドプレート 29 の右側面と右ケーシング 22 の内面との間に皿ばね 33 が配置されており、この皿ばね 33 の弾発力で第2サイドプレート 29 、ロータ 31_R 、第1サイドプレート 28 およびロータ 31_L が第3サイドプレート 30 に向けて付勢される。その結果、第3左サイドプレート 30 の右側面とロータ 31_L の左側面との間、ロータ 31_L の右側面と第1サイドプレート 28 の左側面との間、第1サイドプレート 28 の右側面とロータ 31_R の左側面との間、ロータ 31_R の右側面と第2サイドプレート 29 の左側面との間に、所定の面圧が発生してシール性が高められる。尚、前記皿ばね 33 の内側の空間には、NBR やアクリルゴム等の耐油性および耐熱性に優れた材料で形成したリング状発泡体 34 が収納される。ケーシング 24 を満たす作動油が温度変化に伴って熱膨張したとき、前記リング状発泡体 34 が収縮して作動油の熱膨張を吸収する。

20

【0021】

図4から明らかなように、第1サイドプレート 28 の右側面には右ベーンポンプ P_R の一对の吸入ポート 35_R 、 35_R と一对の吐出ポート 36_R 、 36_R とが凹設される。尚、第1サイドプレート 28 の左側面には、前記吸入ポート 35_R 、 35_R および吐出ポート 36_R 、 36_R の裏側に対向するように、左ベーンポンプ P_L の一对の吸入ポート 35_L 、 35_L と一对の吐出ポート 36_L 、 36_L とが凹設される(図5及び図6参照)。

30

【0022】

図5および図7から明らかなように、第1サイドプレート 28 の右側面の短径方向両端部において、相互に接近する吸入ポート 35_R および吐出ポート 36_R が右第1オリフィス 37_R によって相互に連通する。同様に第1サイドプレート 28 の左側面の短径方向両端部において、相互に接近する吸入ポート 35_L および吐出ポート 36_L が左第1オリフィス 37_L によって相互に連通する。

【0023】

図6および図7から明らかなように、第1サイドプレート 28 の左右両面に対向するように形成された吸入ポート 35_L 、 35_R 間に第2オリフィス 38 が形成されるとともに、吐出ポート 36_L 、 36_R 間に第2オリフィス 38 が形成される。

40

【0024】

図4および図7から明らかなように、第1サイドプレート 28 の右側面には、前記ベーン溝 $31_1 \dots$ (図2参照)の底部に連通する環状のベーン押上ポート 39 が形成される。ベーン $32 \dots$ はベーン溝 $31_1 \dots$ の底部に配置したスプリング $41 \dots$ (図2参照)で半径方向外側に付勢されており、これによりベーン $32 \dots$ の外端とカムリング 27 の内周面との間のシール性が確保される。尚、左ベーンポンプ P_L も上述したベーン $32 \dots$ の付勢手段と同じものを備えている。

【0025】

50

図8は上記ハイドロリックカップリング装置Hの油圧回路を示すものである。同図から明らかなように、左ベーンポンプ P_L の吸入ポート 35_L および吐出ポート 36_L は第1サイドプレート28に形成した左第1オリフィス 37_L により相互に連通するとともに、右ベーンポンプ P_R の吸入ポート 35_R および吐出ポート 36_R は第1サイドプレート28に形成した右第1オリフィス 37_R により相互に連通する。また左右のベーンポンプ P_L 、 P_R の吸入ポート 35_L 、 35_R は第1サイドプレート28に形成した第2オリフィス 38 により相互に連通するとともに、左右のベーンポンプ P_L 、 P_R の吐出ポート 36_L 、 36_R は第1サイドプレート28に形成した第2オリフィス 38 により相互に連通する。

【0026】

次に、前述の構成を備えた本発明の第1参考例の作用について説明する。

【0027】

車両Vが定速走行する状態では、エンジンEの駆動力は出力軸1から第1スパーギヤ2、第2スパーギヤ3、フロントディファレンシャル4および左右の車軸 5_L 、 5_R を介して左右の前輪 W_{FL} 、 W_{FR} に伝達される。このとき、フロントディファレンシャル4の第3スパーギヤ6の回転は、第4スパーギヤ7、第1ベベルギヤ8、第2ベベルギヤ9、プロペラシャフト10、第3ベベルギヤ11および第4ベベルギヤ12を介してハイドロリックカップリング装置Hのケーシング24（即ち、カムリング27）を回転させる。一方、車両Vの走行に伴って路面から受ける摩擦力で駆動される後輪 W_{RL} 、 W_{RR} の回転は、左右の車軸 13_L 、 13_R を介して左ベーンポンプ P_L のロータ 31_L および右ベーンポンプ P_R のロータ 31_R に伝達される。前輪 W_{FL} 、 W_{FR} にスリップが発生しておらず、従って前輪 W_{FL} 、 W_{FR} および後輪 W_{RL} 、 W_{RR} の回転数が等しいときには、カムリング27の回転数と左右のロータ 31_L 、 31_R の回転数とが一致して相対回転が発生しない。その結果、左右のベーンポンプ P_L 、 P_R が作動油を吐出しないためにハイドロリックカップリング装置Hは駆動力の伝達を行わず、車両Vは前輪駆動状態になる。

【0028】

また低摩擦路における発進時や急加速時にエンジンEの駆動力が直接作用する前輪 W_{FL} 、 W_{FR} がスリップすると、前輪 W_{FL} 、 W_{FR} の回転に連動する左右の油圧ポンプ P_L 、 P_R のカムリング27と、後輪 W_{RL} 、 W_{RR} の回転に連動する左右の油圧ポンプ P_L 、 P_R のロータ 13_L 、 13_R との間に相対回転が発生し、左右のベーンポンプ P_L 、 P_R は吐出ポート 36_L 、 36_R から吐出した作動油を吸入ポート 35_L 、 35_R より吸入する。吐出ポート 36_L 、 36_R から吐出された作動油は左右の第1オリフィス 37_L 、 37_R を通過して吸入ポート 35_L 、 35_R に還流するが、その際の流通抵抗により左右のベーンポンプ P_L 、 P_R に負荷が発生し、この負荷が駆動力として左右の後輪 W_{RL} 、 W_{RR} に伝達される。而して、前輪 W_{FL} 、 W_{FR} のスリップ時には四輪駆動状態となり、車両Vのトラクションを増加させることができる。このとき、第1オリフィス 37_L 、 37_R の径を減少させるほど、左右のベーンポンプ P_L 、 P_R に負荷が増加して後輪 W_{RL} 、 W_{RR} に伝達される駆動力が増加する。

【0029】

車両Vが低速でタイトな旋回を行うとき、左右の前輪 W_{FL} 、 W_{FR} の旋回軌跡の平均半径よりも左右の後輪 W_{RL} 、 W_{RR} の旋回軌跡の平均半径が小さくなるため、前輪 W_{FL} 、 W_{FR} に接続されたカムリング27と、後輪 W_{RL} 、 W_{RR} に接続された左右のロータ 13_L 、 13_R との間に相対回転が発生する。しかも左右の後輪 W_{RL} 、 W_{RR} の旋回軌跡の半径は旋回外輪において大きく、旋回内輪において小さいため、前記相対回転の大きさは左右のベーンポンプ P_L 、 P_R で異なっている。このとき、左右のベーンポンプ P_L 、 P_R の吐出ポート 36_L 、 36_R から吐出された作動油は左右の第1オリフィス 37_L 、 37_R を経て吸入ポート 35_L 、 35_R に還流し、また左右のベーンポンプ P_L 、 P_R が吐出した作動油の差分は、第2オリフィス 38 を経て行き来することにより相殺されるため、両ベーンポンプ P_L 、 P_R に大きな負荷が発生することが防止される。その結果、四輪駆動車両Vが低速でタイトな旋回を行う際に各車輪の旋回軌跡の半径差により発生する、所謂タイトコー

10

20

30

40

50

ナーブレーキング現象を軽減することができる。

【0030】

例えば、左後輪 W_{RL} を除く左右の前輪 W_{FL} 、 W_{FR} および右後輪 W_{RR} が泥濘にはまったような場合、スリップする前輪 W_{FL} 、 W_{FR} に連動してカムリング27が回転すると、泥濘にはまって摩擦が減少している右後輪 W_{RR} も、カムリング27からベーン32...、ロータ31_Rおよび車軸13_Rを介して伝達される駆動力によりスリップしてしまう。しかしながら、摩擦係数の高い路面に乗っている左後輪 W_{RL} にはカムリング27からベーン32...、ロータ31_Lおよび車軸13_Lを介して駆動力が伝達されるため、その駆動力により泥濘からの脱出が可能となる。即ち、本参考例の hidroリックカップリング装置Hによれば、所謂差動制限機構(LSD)の機能を発揮させることが可能となる。このとき、第2オリフィス38の径を減少させるほど、前記差動制限機能を強めることができる。

10

【0031】

図5および図6に示すように、左右の第1オリフィス37_L、37_Rおよび第2オリフィス38を第1サイドプレート28に穿設したので、それらオリフィス37_L、37_R、38の加工精度を高めて hidroリックカップリングHの作動特性を安定させることができる。しかも、それらオリフィス37_L、37_R、38に連なる油路の長さを最小限に抑えて hidroリックカップリング装置Hを小型化することができるだけでなく、部品点数の増加を招くことなく前記オリフィス37_L、37_R、38や油路を容易に加工することができる。また左右のベーンポンプ P_L 、 P_R が第1サイドプレート28を共用しているので、部品点数の削減に寄与することができる。

20

【0032】

次に、図9に基づいて第2参考例を説明する。

【0033】

第2参考例は、左ベーンポンプ P_L の左第1オリフィス37_Lと並列に一对のリリーフ弁42_L、43_Lおよび遠心バルブ44_Lを接続するとともに、右ベーンポンプ P_R の右第1オリフィス37_Rと並列に一对のリリーフ弁42_R、43_Rおよび遠心バルブ44_Rを接続したものである。

【0034】

リリーフ弁43_L、43_Rは、車両Vの前進発進時等に左右のベーンポンプ P_L 、 P_R が正転する際に、吐出ポート36_L、36_Rから吐出される作動油の油圧が所定値を越えると開弁するものであり、リリーフ弁42_L、42_Rは、車両Vの後進発進時等に左右のベーンポンプ P_L 、 P_R が逆転する際に、吸入ポート35_L、35_Rから吐出される作動油の油圧が所定値を越えると開弁するものである。遠心バルブ44_L、44_Rは第1サイドプレート28に設けられており、第1サイドプレート28の回転数(つまりカムリング27の回転数)が所定値を越えて増加すると遠心力の作用で開弁し、吐出ポート36_L、36_Rと吸入ポート35_L、35_Rとを相互に連通させる。

30

【0035】

この第2参考例によれば、前輪 W_{FL} 、 W_{FR} と後輪 W_{RL} 、 W_{RR} との差回数転が小さいために左右のベーンポンプ P_L 、 P_R の吐出圧が小さいときには、リリーフ弁42_L、42_R、43_L、43_Rが開弁状態に保持されて前記第1参考例と同じ作用を行う。前輪 W_{FL} 、 W_{FR} と後輪 W_{RL} 、 W_{RR} との差回数転が増加して第1オリフィス37_L、37_Rの上流側の油圧が増加すると、正転側のリリーフ弁43_L、43_Rあるいは逆転側のリリーフ弁42_L、42_Rが開弁し、作動油は左右の第1オリフィス37_L、37_Rに代えて、その第1オリフィス37_L、37_Rよりも流通抵抗の小さいリリーフ弁42_L、42_R、43_L、43_Rを通過するようになる。而して、左右のベーンポンプ P_L 、 P_R の負荷、即ち後輪 W_{RL} 、 W_{RR} に伝達される駆動力の上限値を、リリーフ弁42_L、42_R、43_L、43_Rの開弁圧により任意に設定することができる。

40

【0036】

また車両Vの高速走行に伴って前輪 W_{FL} 、 W_{FR} に連動して回転する第1サイドプレート28の回転数が増加すると、遠心バルブ44_L、44_Rが開弁して左右のベーンポンプ P

50

P_L 、 P_R の吐出ポート 36_L 、 36_R と吸入ポート 35_L 、 35_R とを相互に連通させる。これにより、車両Vの高速走行時に左右のベーンポンプ P_L 、 P_R に負荷が発生するのを防止し、車両Vを前輪駆動状態に保持することができる。

【0037】

次に、図10に基づいて第3参考例を説明する。

【0038】

第3参考例は、上述した第2参考例の左ベーンポンプ P_L 側のリリーフ弁 42_L 、 43_L をパイロット弁よりなるリリーフ弁 45_L で置き換えるとともに、右ベーンポンプ P_R 側のリリーフ弁 42_R 、 43_R をパイロット弁よりなるリリーフ弁 45_R で置き換えたものである。リリーフ弁 45_L 、 45_R は、車両Vの前進走行時に各ベーンポンプ P_L 、 P_R の吐出ポート 36_L 、 36_R 側の油圧が増加すると開弁して第1オリフィス 37_L 、 37_R を無効にし、また車両Vの後進走行時に各ベーンポンプ P_L 、 P_R の吸入ポート 35_L 、 35_R 側の油圧が増加すると開弁して第1オリフィス 37_L 、 37_R を無効にする。この第3参考例によれば、4個のリリーフ弁 42_L 、 42_R 、 43_L 、 43_R を2個のリリーフ弁 45_L 、 45_R で置き換えて部品点数を削減することができる。

10

【0039】

次に、図11に基づいて本発明の第1実施例を説明する。

【0040】

この第1実施例は、上述した第3参考例の左ベーンポンプ P_L 側の左第1オリフィス 37_L およびリリーフ弁 45_L を1個のオリフィス付きリリーフ弁 46_L で置き換えるととも、右ベーンポンプ P_R 側の右第1オリフィス 37_R およびリリーフ弁 45_R を1個のオリフィス付きリリーフ弁 46_R で置き換えたものである。両オリフィス付きリリーフ弁 46_L 、 46_R は同一の構造を持つもので、図11には代表として左側のオリフィス付きリリーフ弁 46_L が示される。

20

【0041】

即ち、左、右ベーンポンプ P_L 、 P_R に共通の第1サイドプレート28には、そのサイドプレート28の左側面にそれぞれ凹設した吸入ポート 35_L および吐出ポート 36_L 間を連通させる左連通路が形成されていて、その各連通路に、スプリング47で中立位置に付勢、保持されるスプール48が、左第1オリフィス 37_L の前後の圧力差に応じて左連通路を移動可能として嵌合されており、その左連通路と、これに対応するスプール48及びスプリング47とにより、左ベーンポンプ P_L の吐出圧の増加に応じて開弁する左側のオリフィス付きリリーフ弁 46_L が構成される。

30

【0042】

而して第1サイドプレート28に設けられた左側のオリフィス付きリリーフ弁 46_L は、一対のスプリング47、47で中立位置に付勢されたスプール48を備えており、このスプール48を左右に貫通するように左第1オリフィス 37_L が形成される。スプール48の外周面には左右一対のグループ 48_1 、 48_2 が形成されると共に、このグループ 48_1 、 48_2 に対向する左右一対のグループ 28_1 、 28_2 が第1サイドプレート28に設けられる。

【0043】

左ベーンポンプ P_L の吐出側と吸入側との圧力差が小さいときは、スプリング47、47の弾発力でスプール48は略中央位置に保持されるため、作動油は左第1オリフィス 37_L を通過する。左ベーンポンプ P_L の吐出側と吸入側との圧力差が増加すると、その圧力差によってスプール48が例えば左方向に移動し、そのスプール48のグループ 48_2 と第1サイドプレート28のグループ 28_1 とが相互に連通して第1オリフィス 37_L を無効にする。また逆方向の圧力差によってスプール48が右方向に移動すると、そのスプール48のグループ 48_1 と第1サイドプレート28のグループ 28_2 とが相互に連通して第1オリフィス 37_L を無効にする。この第1実施例によれば、4個のリリーフ弁 42_L 、 42_R 、 43_L 、 43_R および2個の第1オリフィス 37_L 、 37_R を2個のオリフィス付きリリーフ弁 46_L 、 46_R で置き換えて部品点数を更に削減できる。

40

50

【 0 0 4 4 】

次に、図 1 2 および図 1 3 に基づいて本発明の第 2 実施例を説明する。

【 0 0 4 5 】

第 2 実施例は、第 1 サイドプレート 2 8 の右側面に、吸入ポート 3 5_R、吐出ポート 3 6_R およびベーン押上ポート 3 9 を連通させるオリフィスプレート支持溝 5 9 を形成し、右第 1 オリフィス 3 7_R を形成したオリフィスプレート 6 0 を前記オリフィスプレート支持溝 5 9 に嵌合させたものである。オリフィスプレート 6 0 はオリフィスプレート支持溝 5 9 に対して円周方向にルーズに（即ち円周方向に移動可能な遊びを存して）嵌合している。第 1 サイドプレート 2 8 の左側面には、左ベーンポンプ P_L のオリフィスプレート 6 0 が同様に設けられる。

10

【 0 0 4 6 】

従って、例えば吐出ポート 3 6_L、3 6_R に油圧が発生すると、その油圧によりオリフィスプレート 6 0 がオリフィスプレート支持溝 5 9 の吸入ポート 3 5_L、3 5_R 側に壁面に押し付けられるため、吐出ポート 3 6_L、3 6_R および吸入ポート 3 5_L、3 5_R は第 1 オリフィス 3 7_L、3 7_R を介して連通するようになり、その結果ベーンポンプ P_L、P_R に負荷が発生させて四輪駆動状態にすることができる。このとき、吐出ポート 3 6_L、3 6_R に発生した油圧はオリフィスプレート 6 0 とオリフィスプレート支持溝 5 9 との間に形成された溝を介してベーン押上ポート 3 9 に伝達される。これにより、ベーン 3 2 ... の外端をカムリング 2 7 に確実に密着させてベーンポンプ P_L、P_R に十分な負荷が発生させることが可能となる。

20

【 0 0 4 7 】

尚、車両 V の後進走行時に吸入ポート 3 5_L、3 5_R 側が高圧になると、オリフィスプレート 6 0 はオリフィスプレート支持溝 5 9 の吐出ポート 3 6_L、3 6_R 側に壁面に押し付けられるため、車両 V の前進走行時と同様にベーンポンプ P_L、P_R に負荷が発生させて四輪駆動状態にするとともに、ベーン押上ポート 3 9 に高圧を導入することができる。従って、車両 V の前進走行時および後進走行時の何れの場合においても、ベーンポンプ P_L、P_R の負荷発生機能と、ベーン 3 2 ... の押上機能とを發揮させることができる。

【 0 0 4 8 】

次に、図 1 4 ~ 図 1 6 に基づいて本発明の第 3 実施例を説明する。

【 0 0 4 9 】

第 3 実施例は、第 1 サイドプレート 2 8 の右側面の長径側両端にそれぞれベーン押上バルブ 6 1 を備える。ベーン押上バルブ 6 1 は遠心バルブとしても機能するもので、第 1 サイドプレート 2 8 に形成した凹部に嵌合するバルブハウジング 6 2 を備えており、その両端に形成したポート 6 2₁、6 2₂ がそれぞれ油路 6 3、6 4 を介して吐出ポート 3 6_R および吸入ポート 3 5_R に連通するとともに、その中央に形成したポート 6 2₃ が油路 6 5 を介してベーン押上ポート 3 9 に連通する。バルブハウジング 6 2 の内部にはスプリング 6 6 の両端に支持された一対のボール 6 7、6 8 が収納されており、一方のボール 6 7 はスプリング 6 6 の弾発力でポート 6 2₁ に密着し、他方のボール 6 8 はスプリング 6 6 の弾発力でポート 6 2₂ に密着する。第 1 サイドプレート 2 8 の左側面には、左ベーンポンプ P_L のベーン押上バルブ 6 1 が同様に設けられる。

30

40

【 0 0 5 0 】

従って、車両の前進走行時に吐出ポート 3 6_L、3 6_R に油圧が発生すると、その油圧によりボール 6 7 がスプリング 6 6 の弾発力に抗してポート 6 2₁ から離れるため、吐出ポート 3 6_L、3 6_R の油圧がベーン押上ポート 3 9 に導かれてベーン 3 2 ... の外端をカムリング 2 7 に確実に密着させる。車両 V の後進走行時に吸入ポート 3 5_L、3 5_R に油圧が発生すると、その油圧によりボール 6 8 がスプリング 6 6 の弾発力に抗してポート 6 2₂ から離れるため、吸入ポート 3 5_L、3 5_R の油圧がベーン押上ポート 3 9 に導かれてベーン 3 2 ... の外端をカムリング 2 7 に確実に密着させる。

【 0 0 5 1 】

また車両の高速走行時に前輪 W_{FL}、W_{FR} に連動して回転する第 1 サイドプレート 2 8 の

50

回転数が増加すると、図16に示すように、2個のボール67, 68が遠心力の作用で斜面62₄, 62₅に沿って相互に接近するように移動するため、一对のポート62₁, 62₂が共に開放されて吐出ポート36_L, 36_Rおよび吸入ポート35_L, 35_Rが相互に連通する。而して、車両Vの高速走行時に左右のベーンポンプP_L, P_Rを無負荷にして前輪駆動状態を維持することができる。

【0052】

以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことができる。

【0053】

例えば、実施例では hidroリックカップリング装置Hのケーシング24側を前輪W_{FL}, W_{FR}に接続し、ロータ13_L, 13_R側を後輪W_{RL}, W_{RR}に接続しているが、その接続関係を逆にすることができる。また実施例ではケーシング24にカムリング27を一体に形成しているが、カムリング27を別体に形成してケーシング24に組付けても良い。

【0054】

【発明の効果】

以上のように請求項1, 2の各発明によれば、サイドプレートに吸入ポート及び吐出ポートを凹設し、それら吸入ポート及び吐出ポート間を連通させる第1オリフィスをサイドプレート(請求項1ではリリーフ弁のスプール、請求項2ではオリフィスプレート)に設けたので、ベーンにオリフィスを設ける場合に比べて加工工数が削減されるだけでなく、その第1オリフィスの加工精度を高めて hidroリックカップリング装置の特性を安定させることができる。また第1オリフィスに連なる油路の長さを最小限に抑えて hidroリックカップリング装置を小型化することができ、しかも部品点数の増加を招くことなく第1オリフィスや油路を容易に加工することができる。

【0055】

また特に請求項1の発明によれば、共通のサイドプレートを左右のベーンポンプに共用するので部品点数が削減される。また主駆動輪と副駆動輪との間の回転数差が増加して第1オリフィスの上流側の油圧が増加するとリリーフ弁が開弁し、作動油は第1オリフィスに代えて流通抵抗の小さいリリーフ弁を通過するため、ベーンポンプの負荷をリリーフ弁の開弁圧により任意に設定して副駆動輪に伝達される駆動力の大きさを調整することができる。その上、2個のリリーフ弁および1個の第1オリフィスを、1個のオリフィス付きリリーフ弁で置き換え可能であるから、部品点数を更に削減できる。

【0056】

また特に請求項2の発明によれば、ベーンポンプの正転時に吐出ポートが高圧になると、その圧力でオリフィスプレートをオリフィスプレート支持溝の吸入ポート側側面に押し付け、吐出ポートの高圧をオリフィスプレート支持溝を経てベーン押上ポートに導くことにより、ベーンをカムリングに向けて付勢することができる。またベーンポンプの逆転時に吸入ポートが高圧になると、その圧力でオリフィスプレートをオリフィスプレート支持溝の吐出ポート側側面に押し付け、吸入ポートの高圧をオリフィスプレート支持溝を経てベーン押上ポートに導くことにより、ベーンをカムリングに向けて付勢することができる。これにより、ベーンポンプの正転時にも逆転時にも、ベーンの外端をカムリングに確実に密着させてベーンポンプに十分な負荷を発生させることが可能となる。

【0057】

また請求項3の発明によれば、両ベーンポンプに共通のサイドプレートに設けた第2オリフィスで、該サイドプレートの両側面に対向するように形成した両ベーンポンプの吸入ポート間および吐出ポート間を連通させるので、カムリングおよびサイドプレート間の隙間によりオリフィスを構成する場合に比べて加工工数を削減し、且つその第2オリフィスの加工精度を高めて hidroリックカップリング装置の特性を安定させることができる。また第2オリフィスに連なる油路の長さを最小限に抑えて hidroリックカップリング装置を小型化することができ、しかも部品点数の増加を招くことなく第2オリフィスや油路を容易に加工することができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 8 】

また請求項 4 の発明によれば、車両の高速走行に伴って入力軸の回転数が増加すると、遠心バルブが開弁して吸入ポートおよび吐出ポート間を短絡させるため、高速走行時に主駆動輪だけが駆動される 2 輪駆動状態にすることができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 第 1 参考例に係る四輪駆動車両の動力伝達装置のスケルトン図

【 図 2 】 ハイドロリックカップリング装置の縦断面図

【 図 3 】 図 2 の 3 - 3 線断面図

【 図 4 】 図 2 の 4 - 4 線断面図

【 図 5 】 図 4 の 5 - 5 線拡大断面図

10

【 図 6 】 図 4 の 6 - 6 線拡大断面図

【 図 7 】 第 1 サイドプレートの斜視図

【 図 8 】 ハイドロリックカップリング装置の油圧回路図

【 図 9 】 第 2 参考例を示す、前記図 8 に対応する図

【 図 1 0 】 第 3 参考例を示す、前記図 8 に対応する図

【 図 1 1 】 本発明の第 1 実施例に係るオリフィス付きリリーフ弁を示す図

【 図 1 2 】 本発明の第 2 実施例を示す、前記図 3 に対応する図

【 図 1 3 】 図 1 2 の 1 3 部拡大図

【 図 1 4 】 本発明の第 3 実施例を示す、前記図 3 に対応する図

【 図 1 5 】 図 1 4 の要部拡大図

20

【 図 1 6 】 図 1 5 に対応する作用説明図

【 符号の説明 】

1 0 プロペラシャフト（入力軸）

1 3_L 車軸（左駆動軸）

1 3_R 車軸（右駆動軸）

2 7 カムリング

2 8 第 1 サイドプレート（サイドプレート）

2 9 第 2 サイドプレート（サイドプレート）

3 0 第 3 サイドプレート（サイドプレート）

3 1_L ロータ

30

3 1_R ロータ

3 2 ベーン

3 5_L 吸入ポート

3 5_R 吸入ポート

3 6_L 吐出ポート

3 6_R 吐出ポート

3 7_L 左第 1 オリフィス

3 7_R 右第 1 オリフィス

3 8 第 2 オリフィス

3 9 ベーン押上ポート

40

4 2_L リリーフ弁

4 2_R リリーフ弁

4 3_L リリーフ弁

4 3_R リリーフ弁

4 4_L 遠心バルブ

4 4_R 遠心バルブ

4 5_L リリーフ弁

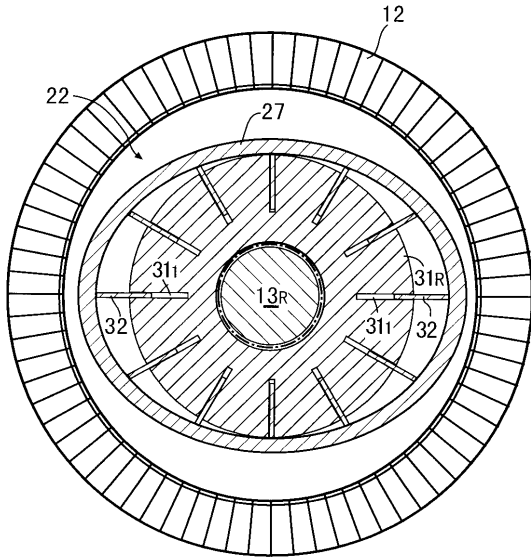
4 5_R リリーフ弁

4 6_L オリフィス付きリリーフ弁（リリーフ弁）

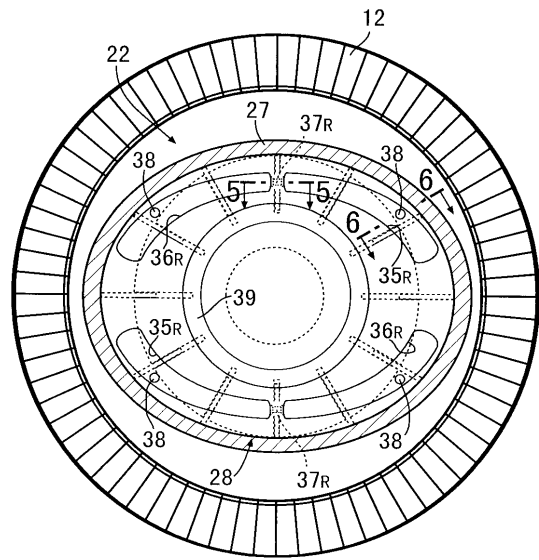
4 6_R オリフィス付きリリーフ弁（リリーフ弁）

50

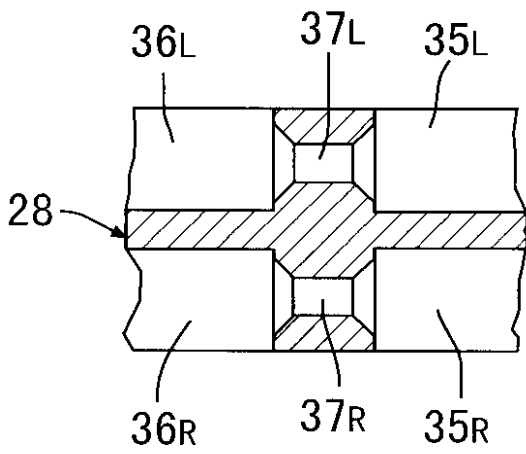
【 図 3 】



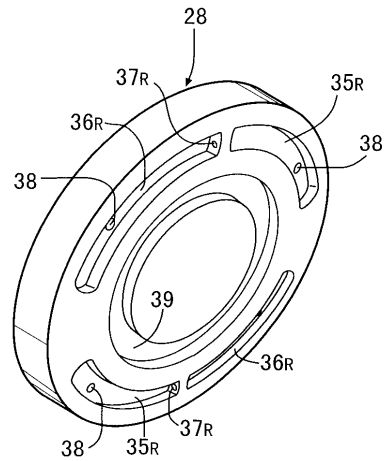
【 図 4 】



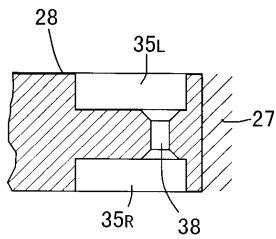
【 図 5 】



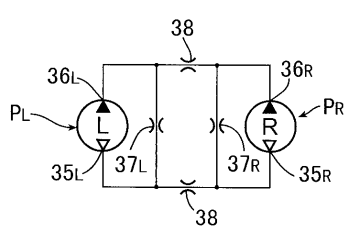
【 図 7 】



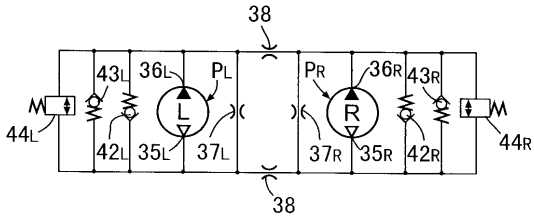
【 図 6 】



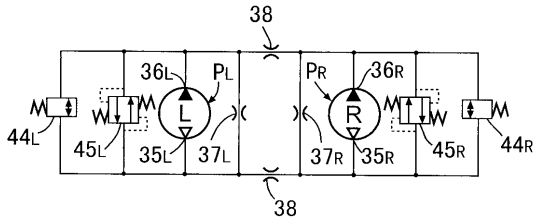
【 図 8 】



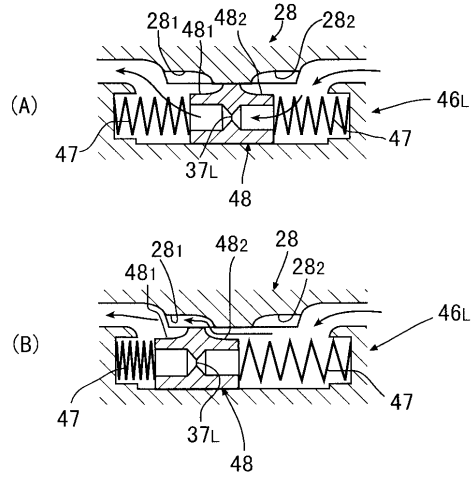
【 図 9 】



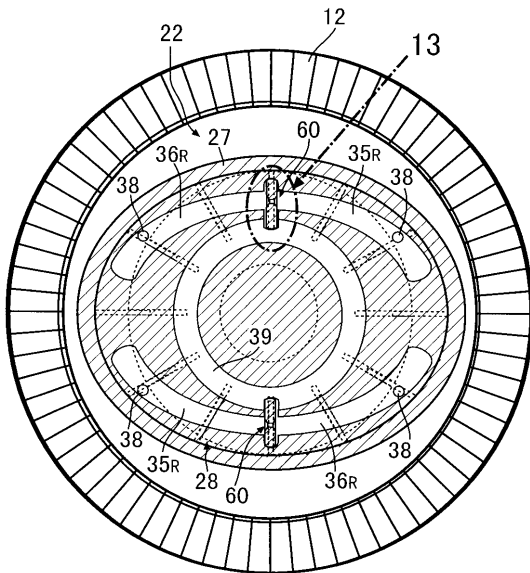
【 図 10 】



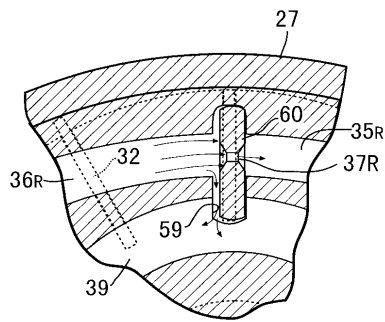
【 図 11 】



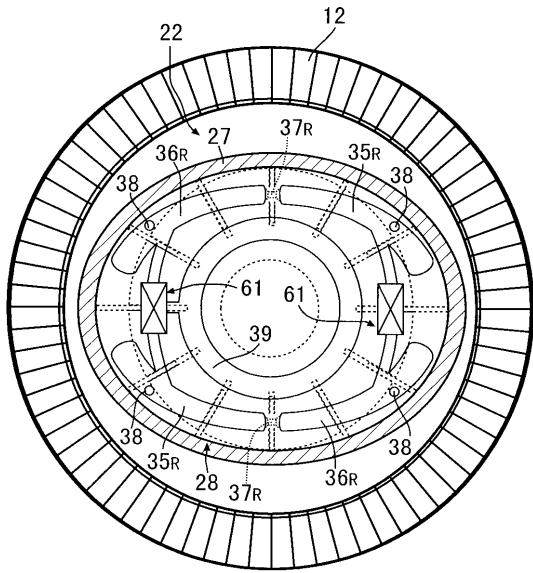
【 図 12 】



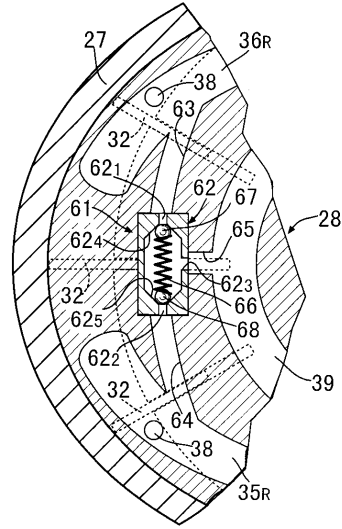
【 図 13 】



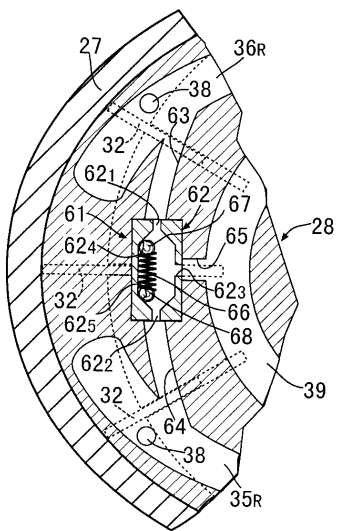
【 図 1 4 】



【 図 1 5 】



【 図 1 6 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平07-125555(JP,A)
実開平01-094128(JP,U)
実開平05-061482(JP,U)
実開昭58-175424(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60K 17/28-17/36
B60K 23/00-23/08
F16H 1/28- 1/48
F16H 48/00-48/30
F04C 11/00-15/06
F16K 17/18-17/34