

(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2008-69962
(P2008-69962A)

(43) 公開日 平成20年3月27日(2008.3.27)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 H 57/04 (2006.01)	F 1 6 H 57/04 E	3 J 0 6 3
F 1 6 H 57/02 (2006.01)	F 1 6 H 57/02 3 O 2 D	

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2007-147234 (P2007-147234)	(71) 出願人	000003997 日産自動車株式会社
(22) 出願日	平成19年6月1日(2007.6.1)		神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(31) 優先権主張番号	特願2006-221661 (P2006-221661)	(74) 代理人	100072349 弁理士 八田 幹雄
(32) 優先日	平成18年8月15日(2006.8.15)	(74) 代理人	100110995 弁理士 奈良 泰男
(33) 優先権主張国	日本国(JP)	(74) 代理人	100114649 弁理士 宇谷 勝幸
		(74) 代理人	100129126 弁理士 藤田 健
		(74) 代理人	100130971 弁理士 都祭 正則
		(74) 代理人	100134348 弁理士 長谷川 俊弘

最終頁に続く

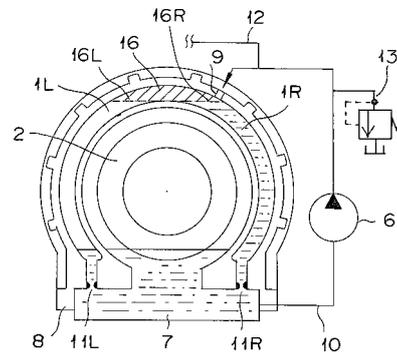
(54) 【発明の名称】 動力伝達装置

(57) 【要約】

【課題】 オイルポンプの回転数の増加に伴い、油浴式潤滑が要求される比較的低回転時の潤滑効率、及び強制潤滑が可能な比較的高回転時の機械効率を両立させる動力伝達装置を提供することを目的とする。

【解決手段】 動力伝達装置は、オイルを貯留可能なケースと、ケースに收容され、駆動源と連動する歯車機構と、駆動源と連動し、ケースに貯留されたオイルを前記歯車機構の潤滑のため圧送するオイルポンプと、オイルポンプから圧送されたオイルの一部を蓄積するとともに、蓄積したオイルを排出する第1排出口と、オイル蓄積量が所定量以上で蓄積したオイルを排出する第2排出口とを有するオイルタンクとを備える。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

オイルを貯留可能なケースと、
 前記ケースに收容され、駆動源と連動する歯車機構と、
 前記駆動源と連動し、前記ケースに貯留されたオイルを前記歯車機構の潤滑のため圧送するオイルポンプと、
 前記オイルポンプから圧送されたオイルの一部を蓄積するとともに、蓄積したオイルを前記ケース内へ排出する第 1 排出口と、オイル蓄積量が所定量以上で蓄積したオイルを前記ケース内へ排出する第 2 排出口とを有するオイルタンクと、
 を備えたことを特徴とする動力伝達装置。

10

【請求項 2】

前記オイルタンクは、
 前記第 1 排出口を有する第 1 オイルタンクと、
 前記第 2 排出口を有し、前記第 1 オイルタンクのオイル蓄積量が所定値以上でオイルが供給されて前記第 2 排出口からオイルを排出する第 2 オイルタンクと、
 を備えたことを特徴とする請求項 1 に記載の動力伝達装置。

【請求項 3】

前記第 2 排出口は、
 流路断面積が前記第 1 排出口の流路断面積よりも小さい
 ことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の動力伝達装置。

20

【請求項 4】

前記第 2 排出口は、
 流路長さが前記第 1 排出口の流路長さよりも長い
 ことを特徴とする請求項 1 乃至 3 のいずれかに記載の動力伝達装置。

【請求項 5】

前記オイルタンクは、
 第 1 排出口より上方に第 3 排出口を有する
 ことを特徴とする請求項 1 乃至 4 のいずれかに記載の動力伝達装置。

【請求項 6】

前記オイルタンクは、
 前記ケースの内部の空気層と連通する空気口を有する
 ことを特徴とする請求項 1 乃至 5 のいずれかに記載の動力伝達装置。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、動力伝達装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

一般的に、車両において使用される動力伝達装置は、車両を駆動する駆動源である例えばモータと連動する歯車機構が、オイルを貯留可能なケースに收容されている（特許文献 1 参照）。特許文献 1 には、低回転時の潤滑効率及び高回転時の機械効率を共に向上させ得る動力伝達装置が開示されている。この動力伝達装置によれば、車両停止時または低速走行時、すなわち駆動源と連動する歯車機構が停止または低回転のときは、歯車機構によって駆動される機械式オイルポンプのオイル圧送量が少ないため、ケース下部のオイルレベルを上昇させ油浴式潤滑により潤滑作用を得ることで潤滑効率を向上させている。また高速走行時、すなわち機械式オイルポンプのオイル圧送量が多いときは、圧送されるオイルによる強制潤滑により潤滑作用が得られるため、オイルレベルを低下させ回転部材による攪拌抵抗を低減させることで機械効率を向上させている。

40

【特許文献 1】特開平 8 - 105520 号公報

【発明の開示】

50

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

しかしながら、上記従来技術では、オイルタンクへのオイルの蓄積が開始されると、ケース下部のオイルレベルはオイルタンクが満たされるまで、オイルポンプの回転数増加に伴い、直線的に低下してしまう恐れがある。

【0004】

オイルレベルが歯車機構の回転数の増加に伴い、直線的に低下した場合、下記のような問題が生ずることが考えられる。

【0005】

まず、歯車機構は車両発進時などの比較的低回転時において油浴式潤滑により十分な潤滑作用を得るために、オイルレベル低下速度を遅くなるよう設定した場合、低回転時の潤滑効率は良いが、比較的高回転時に強制潤滑による潤滑作用が十分得られる回転数になり、油浴式潤滑が不要となっても、オイルレベルは直線的に徐々にしか低下しないため攪拌抵抗を効率良く低減できない可能性がある。

10

【0006】

一方、回転数上昇に伴う攪拌抵抗増大を抑制するためにオイルレベル低下速度を速くなるよう設定した場合、早期にオイルレベルが低下し、低回転時の油浴式潤滑による潤滑作用を十分に得ることができない可能性がある。

【0007】

本発明は、オイルポンプの回転数の増加に伴い、油浴式潤滑が要求される比較的低回転時の潤滑効率、及び強制潤滑が可能な比較的高回転時の機械効率を両立させる動力伝達装置を提供することを目的とする。

20

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記目的を達成するための請求項1に記載の発明は、オイルを貯留可能なケースと、前記ケースに収容され、駆動源と連動する歯車機構と、前記駆動源と連動し、前記ケースに貯留されたオイルを前記歯車機構の潤滑のため圧送するオイルポンプと、前記オイルポンプから圧送されたオイルの一部を蓄積するとともに、蓄積したオイルを前記ケース内へ排出する第1排出口と、オイル蓄積量が所定量以上で蓄積したオイルを前記ケース内へ排出する第2排出口とを有するオイルタンクとを備えたことを特徴とする動力伝達装置である。

30

【発明の効果】

【0009】

本発明によれば、オイルポンプの回転数の増加に伴い、油浴式潤滑が要求される比較的低回転時の潤滑効率、及び強制潤滑が可能な比較的高回転時の機械効率を両立させることが可能となる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0010】

以下、図面を参照して、本発明の実施の形態を説明する。

【0011】

(第1の実施形態)

図1は本実施形態における動力伝達装置100の概略を示す軸断面図、図2は動力伝達装置100の軸直交断面図である。なお、本実施形態においては、オイルは潤滑効果及び冷却効果を有する。

40

【0012】

まず、本実施形態における動力伝達装置100の概略を説明する。

【0013】

図1に示す動力伝達装置100は、概説すれば、オイルを貯留可能なケース8と、ケース8に収容され、駆動源と連動する歯車機構2と、駆動源と連動し、ケース8の下部7に貯留されたオイルを歯車機構2の強制潤滑のため圧送するオイルポンプ6と、このオイル

50

ポンプ 6 から圧送されたオイルの一部を蓄積するオイルタンク 1 とを有している。

【 0 0 1 4 】

駆動源は、図示しないモータであり、モータ軸 2 m に歯車機構 2 が接続されている。

【 0 0 1 5 】

歯車機構 2 は、遊星歯車を有してなる。歯車機構 2 はサンギヤ 2 s、インターナルギヤ 2 i、複数のプラネタリピニオン 2 p、これら複数のプラネタリピニオンを回転自在に略等間隔に支持するキャリア 2 c から構成される。歯車機構 2 はモータ用減速機として、図示はしていないが車両を駆動するためのモータと組み合わせ、モータ軸 2 m とサンギヤ 2 s を連結し、インターナルギヤ 2 i をケース 8 に固定し、キャリア 2 c から出力している。キャリア 2 c は 2 つの軸受 (ベアリング) 3 f、3 r により回転自在にケース 8 に支持されている。プラネタリピニオン 2 p は、キャリア 2 c に挿入されたピニオンシャフト 4 にニードルベアリング 5 f、5 r を介して回転自在に支持されている。

10

【 0 0 1 6 】

オイルポンプ 6 は、キャリア 2 c と連結することで歯車機構 2 を介してモータと結合し、モータと連動する。

【 0 0 1 7 】

オイルポンプ 6 は、ケース下部 7 と連通する油路 1 0 に設けられ、ケース下部 7 のオイルを油路 1 2 とオイルタンク 1 (後述する供給口 9) へ圧送する。油路 1 2 に圧送されたオイルにより歯車機構 2 の被潤滑部位 (軸受や噛合部分) が潤滑される (強制潤滑)。

【 0 0 1 8 】

なお、オイルポンプ 6 と、供給口 9 および油路 1 2 との間の油路 1 0 には、リリーフ弁 1 3 が設けられており、供給口 9 及び油路 1 2 へのオイルが必要以上に高圧となることを防止するとともに、オイルポンプ 6 の負荷を軽減する。リリーフ弁 1 3 のリリーフ圧は、強制潤滑時に油路 1 2 をへて歯車機構 2 を十分潤滑できるようなオイル量を圧送可能な範囲で、できるだけ低い圧力に設定することが望ましい。

20

【 0 0 1 9 】

オイルタンク 1 は、ケース 8 に周方向に設けられ、第 1 オイルタンク 1 R と第 2 オイルタンク 1 L と連通路 1 6 とを有する。

【 0 0 2 0 】

第 1 オイルタンク 1 R は、上方にオイルポンプ 6 によって圧送されたオイルを流入する供給口 9 を有するとともに、ケース下部 7 と連通し、蓄積したオイルをケース下部 7 へ排出する第 1 排出口 1 1 L を有する。

30

【 0 0 2 1 】

第 2 オイルタンク 1 R は、ケース下部 7 と連通し、蓄積したオイルをケース下部 7 へ排出する第 2 排出口 1 1 R を有する。

【 0 0 2 2 】

連通路 1 6 は、第 1 オイルタンク 1 R の上方 (連通口 1 6 R) と第 2 オイルタンク 1 L の上方 (連通口 1 6 L) とを連通する (図 2 オイルタンク中破線上部の斜線領域)。

【 0 0 2 3 】

供給口 9 は、第 1 オイルタンク 1 R と第 2 オイルタンク 1 L の両方に同時にオイルが供給されない位置であればよく、本実施形態では、第 1 オイルタンク 1 R 側へオイルが供給されるよう、オイルタンク 1 の最上部より第 1 オイルタンク 1 R 側へ少しずらした位置に設けている。

40

【 0 0 2 4 】

次に、図 1 から図 3 (a)、(b) を参照し本実施形態における作用について説明する。

【 0 0 2 5 】

図 3 (a) は、オイルポンプの回転数 (rpm) と、ケース下部 7 に貯留されているオイルの油面高さ (オイルレベル) との関係を示した図である。図 3 (b) は、オイルポンプの回転数 (rpm) と、オイルポンプ 6 が圧送するオイルの供給流量との関係を示した

50

図である。

【0026】

ここで、 Q_{R0} は、第1排出口11Rのオイル排出流量（第1排出流量）、 Q_{L0} は、第2排出口11Lのオイル排出流量（第2排出流量）である。また、 V_{RC} は、第1オイルタンク1Rがオイルで満たされたときのオイル蓄積量、 V_{LC} は第2のオイルタンク1Lがオイルで満たされたときのオイル蓄積量である。 Q は、オイルポンプ6によって圧送され、供給口9からオイルタンク1へ供給されるオイルの供給流量である。

【0027】

(1) まず、車両停止状態（オイルポンプ停止状態）では、オイルレベルは h_H になっている。このオイルレベル h_H は、ベアリング3f、3rおよびニードルベアリング5f、5rがオイルに浸る高さである。

10

【0028】

(2) 車両が発進するとモータによって駆動される歯車機構2に連動しオイルポンプ6が駆動され、ケース下部7のオイルは油路10を通過して供給口9から第1オイルタンク1Rに供給されるとともに一部は分岐された油路12を通過してベアリング3f、3rおよびニードルベアリング5f、5rに供給され始める。

【0029】

第1オイルタンク1Rの下端に設けられた第1排出口11Rの断面積は第1排出流量 Q_{R0} でオイルをケース下部7へ排出するように設定されている。

【0030】

車速が低く、歯車機構2が低回転の場合で、歯車機構2によって駆動されるオイルポンプ6の回転数が低く、第1オイルタンク1Rへの供給流量 Q が第1排出流量 Q_{R0} を超えるまでは、第1オイルタンク1Rに供給されたオイルは全てケース下部7に排出され、オイルレベルは h_H のまま一定に保たれる。

20

【0031】

(3) 車速が上昇し、歯車機構2の回転数も上昇すると、オイルポンプ6の回転数も上昇し、供給流量 Q が第1排出流量 Q_{R0} を超える（図3のA点）とオイルは第1オイルタンク1Rに蓄積され始め、その分オイルレベルは下がっていく。

【0032】

(4) 第1オイルタンク1Rの蓄積量が所定値 V_{RC} 以上になると、すなわち、第1オイルタンク1Rがオイルで満たされた後は、オイルは連通路16を介して第2オイルタンク1Lに流れ込むようになる（図3のB点）。

30

【0033】

第2オイルタンク1Lの下端に設けられた排出口11Lの断面積は第2排出流量 Q_{L0} でケース下部7に排出するように設定されている。

【0034】

第2オイルタンク1Lに流れ込むオイルの流量（供給流量 Q - 第1排出流量 Q_{R0} ）が第2排出流量 Q_{L0} を超えるまでは、第2オイルタンク1Lに流れ込んだオイルは全てケース下部7に排出され、ケース下部7のオイルレベルは、第1オイルタンク1Rに蓄積されたオイル量 V_{RC} だけ低下した h_M のまま一定に保持される。

40

【0035】

このオイルレベル h_M は、ピニオンシャフト4が浸る高さである

(5) さらに車速が上がり、第2オイルタンク1Lに流れ込む流量（ $Q - Q_{R0}$ ）が第2排出流量 Q_{L0} を超える（図3のC点）と第2オイルタンク1Lにオイルが蓄積され始め、その分オイルレベルが下がっていく。

【0036】

(6) 第2オイルタンク1Lのオイル蓄積量が V_{LC} になると、すなわち、第2オイルタンクもオイルで満たされると（図3のD点）、それ以上オイルは蓄積されず、ケース下部7のオイルレベルは、最も低下した h_L で一定に保持される。

【0037】

50

このオイルレベル h_L は、オイルタンク 1 が充填完了するときのケース下部 7 に貯留されるオイルの高さであり、歯車機構 2 の最下部より低い高さである。

【0038】

なお、本実施形態においては、第 1 排出流量 Q_{R0} と第 2 排出流量 Q_{L0} を同量としたため、第 1 オイルタンク 1 R に蓄積している A - B 間と、第 2 オイルタンク 1 L に蓄積している C - D 間のオイルレベル低下速度（図 3 中、グラフの傾き）は等しくなっている。

【0039】

次に、図 3 (a)、(b) を参照し本実施形態における効果について説明する。

【0040】

対比例として、図 3 (a) の一点鎖線および二点鎖線を参照されたい。一点鎖線および二点鎖線で示す直線は、オイルポンプの回転数増加に伴い、オイルレベルを直線的に低下させるものである。

10

【0041】

オイルレベル低下速度が速い場合（一点鎖線）、オイルポンプ回転数が B 点を越えるとオイルレベルが h_M を下回る。この時点で、ニードルベアリング 5 f、5 r に対する油浴式潤滑が終了することになる。しかしながら、プラネタリピニオン 2 p の自転速度は、その他の回転体（キャリア 2 c、サンギヤ 2 s、オイルポンプ等）の回転速度に比して高いことから、ニードルベアリング 5 f、5 r の潤滑を十分に行う必要があるが、オイルポンプ回転数（供給流量 Q ）が低く強制潤滑が十分に行えないため、ニードルベアリング 5 f、5 r の潤滑が不足しがちになってしまう。

20

【0042】

これを防止するためには、ニードルベアリング 5 f、5 r に対する強制潤滑が十分に行えるようになるまで油浴式潤滑を行えば良い。オイルポンプ回転数（供給流量 Q ）が C 点を超えればニードルベアリング 5 f、5 r に対する強制潤滑が十分に行えるようになることから、オイルポンプ回転数が C 点を超えるまではニードルベアリング 5 f、5 r がオイルに浸るようオイルレベルが h_M を確保しておけば良い。

【0043】

これを実現するようオイルレベル低下速度を遅くした場合（二点鎖線）、C 点において十分なオイルレベルを確保した反面、C 点以降でオイルレベル低下速度が遅いが故に攪拌抵抗を低減できず機械効率の悪化を招いてしまう。

30

【0044】

これに対し、本実施形態によれば、図 3 (a) に実線によって示すようにオイルレベルを段階的に低下させ、油浴式潤滑が要求される回転数領域（比較的低回転時）では要求オイルレベルを確保し（図 3 (a) 矢印 1 参照）、また強制潤滑が可能な回転数領域（比較的高回転時）では速やかにオイルレベルを低下することができる（図 3 (a) 矢印 2 参照）。

【0045】

なお、油浴式潤滑が要求される回転数領域および強制潤滑が可能な回転数領域は、特定の回転数の範囲に限定されるものではなく、歯車機構の構成などによって種々異なるものである。

40

【0046】

以上の通り本実施形態によれば、複数のオイルタンク 1 R、1 L を備えることで、歯車機構 2 の回転数の増加に伴い、ケース内のオイルレベルを段階的に変更することを可能とし、よってオイルポンプ 6 からの吐出量が少ない低速時には油浴式潤滑として軸受や歯車のかみ合い部に十分な潤滑油が供給され、その後、車速の上昇とともにベアリング 3 f、3 r やピニオンシャフト 4 の位置に対して必要な潤滑油を確保しながら段階的に油面レベルを低下させ、オイルポンプ 6 から十分な吐出量が得られる高速域では完全な強制潤滑状態となり回転体による潤滑油のかき上げを抑制し、攪拌抵抗を低減することができる。

【0047】

これにより、オイルポンプの回転数の増加に伴い、油浴式潤滑が要求される比較的低回

50

転時の潤滑効率、及び強制潤滑が可能な比較的高回転時の機械効率を両立させることが可能となる。

【0048】

本実施形態においては、第1オイルタンク1Rと第2オイルタンク1Lとを連通する連通路16をオイルタンク1の上部に設けているが、連通路16の位置はこの位置に限らず、任意の位置（オイルタンク下端連通口からの高さ）に設けても構わない（図4参照）。なお、任意の位置に設けた場合、第1オイルタンク1Rにおいてオイルタンク下端から任意の高さまでオイルが蓄積された時点で図3に示すB点に到達することになる。よって、連通路16の位置を調整することで、第1のオイルタンク1Rの容積が決定されるのでオイルレベル h_M を調整することが可能である。

10

【0049】

また、本実施形態においては、第1オイルタンク1Rと第2オイルタンク1Lとし2個で説明したが、3個以上でも良く、オイルタンクがさらに第3オイルタンク、第4オイルタンク...を有するとしてもよい。

【0050】

オイルタンクが3個以上の場合、複数のオイルタンクを連通させる複数の連通路16を設けることで、オイルレベルを段階的に変更することが可能となる。またオイルタンクの個数に応じ段階の階層は増加し、さらに上述するように各オイルタンク間に設けられる連通路16の設置位置によって、各段階のオイルレベルを調整することも可能である。なお、オイルタンクを複数個設ける場合、図2のように歯車機構2の外周に設けても、また、

20

【0051】

さらにまた、複数のオイルタンクを備える場合、オイルタンク内であって連通路16以上（連通路16内を含む）の位置にケース8内部と連通する連通口14（空気口に相当する）を設けても良い（図5参照）。この場合、車両停止に伴いオイルポンプ6が停止する際に、当該連通口14によりオイルタンク上部は大気開放状態となり、オイルタンクに蓄積したオイルを下端の排出口11R、11Lからスムーズに排出し、ケース下部7に潤滑油を戻すことができる。よって、車両停止後の急発進時でもオイルレベルは確保され油浴式潤滑に因る潤滑作用を得ることができ潤滑不良となること防止する。

【0052】

さらにまた、本実施形態に示す歯車機構2のように、リングギヤ（インターナルギヤ）2iをケース8に固定する場合、オイルタンク1をリングギヤ2iの外周に沿って配置すれば、歯車機構2の振動がケースに表面に伝達する際に、オイルタンク1内に蓄積されるオイルによって歯車機構2の振動を減衰し、騒音を低減することができる。

30

【0053】

（第2の実施形態）

第2の実施形態では、第1の実施形態との差異を説明し、重複する説明は省略する。

【0054】

図6は本実施形態における潤滑構造の軸直交断面図、図7は歯車機構の回転数とオイルレベルとの関係を示す図である。

40

【0055】

図6、図7を参照し、本実施形態における潤滑構造及び潤滑作用を説明する。

【0056】

図6は、第2オイルタンク1L下端の第2排出口11Lの流路断面積を、第1オイルタンク1R下端の第1排出口11Rの流路断面積よりも小さくしたものである。

【0057】

これにより第2排出流量 Q_{R0} が第1排出流量 Q_{L0} より小さくなり、第2オイルタンク1Lのオイル蓄積速度が第1オイルタンク1Rのオイル蓄積速度より速くなり、オイルポンプ回転数がC点を越えた後は、オイルレベルを h_L まで素早く低下させることができ、オイルポンプ回転数がC点を越えた後は速やかに油浴式潤滑を終えることができる。

50

【 0 0 5 8 】

以上のように、第 1 排出口 1 1 R よりも第 2 排出口 1 1 L の流路断面積を小さくすることで、強制潤滑による潤滑作用が十分得られる回転数領域において、急速にオイルレベルを低下させることが可能となる。このような潤滑構造とすることで、オイルレベルを低下させる際に、油浴式潤滑を要求される回転数領域では（第 1 オイルタンク 1 R へ蓄積している間）オイルレベル低下速度を遅く、また強制潤滑が可能な回転数領域では（第 2 オイルタンクへ蓄積している間）オイルレベル低下速度を早くといったように、オイル低下速度を変化させることができ、より効率的に攪拌抵抗を低減し、さらなる機械効率の向上を実現することができる。

【 0 0 5 9 】

本実施形態においては、予め第 1 排出口 1 1 R と第 2 排出口 1 1 L の流路断面積に大小の差を設けて効果を得ているが、下記のような構造を用いても同様の効果を得ることができる。

【 0 0 6 0 】

予め第 1 排出口 1 1 R と第 2 排出口 1 1 L の流路長さに差を設け、第 2 排出口 1 1 L の流路長さを、第 1 排出口 1 1 R の流路長さよりも長くする。これにより、オイル排出時の、抵抗が異なり同様の効果を得ることができる。流路長さに差を設ける点は、流路断面積に大小の差を設ける点に代えて、または、流路断面積に大小の差を設ける点に加えて、適用できる。

【 0 0 6 1 】

オイルタンク 1 への供給口 9 を所定の長さの管路を持つチョーク構造とし、第 1 排出口 1 1 R と第 2 排出口 1 1 L を管路を持たないオリフィス構造とした場合、オイルポンプが低回転時でオイルがまだ低温状態にあるときには供給口 9 の管路が抵抗となりオイルタンク 1 に送られるオイルが制限されると共に、第 1 排出口 1 1 R と第 2 排出口 1 1 L は管路がないオリフィス構造故に抵抗少なくオイルが排出されるので、オイルレベルの低下が制限され、よって低回転時のオイルレベル低下速度は遅くなり油浴式潤滑に因る潤滑作用を確実に得ることができる。また駆動源が高回転になるにつれ、オイル温度も上昇するため、回転数の上昇に伴ないオイルレベル低下速度を早くすることができる。

【 0 0 6 2 】

また、供給口 9 及び第 1 排出口 1 1 R、第 2 排出口 1 1 L に油温によって開口径が変化する形状記憶合金を用いても良い。

【 0 0 6 3 】

さらにまた、図 8 に示すように、第 1 排出口 1 1 R 1 と第 2 排出口 1 1 L の開口面積をオイルタンク 1 R、1 L 内の圧力に応じて変更するようにしてもよい。第 2 排出口 1 1 L に、バネなどの弾性体の弾発力が付勢された弁体が設けられている。弾発力は、弁体を押し上げて開口面積を拡げる方向に作用する。なお、弁体が最下限まで押し下げられても、ケース下部 7 にオイルを戻すための通路が形成されるように、図示しないストッパが設けられている。

【 0 0 6 4 】

図示は省略するが、第 1 排出口 1 1 R にも同様に、バネなどの弾性体の弾発力が付勢された弁体が設けられている。

【 0 0 6 5 】

このような構造とすることで、オイルタンク 1 R、1 L の内圧が所定の圧力を超えると、第 1 排出口 1 1 R と第 2 排出口 1 1 L の開口面積が小さくなり、そこからの排出流量は減少し、オイルタンク 1 R、1 L のオイル蓄積速度が上がり、ケース下部 7 の油面レベルは速やかに低下する。

【 0 0 6 6 】

また車両の速度が下がるとオイルポンプ 6 からの供給流量 Q が減るためオイルタンク 1 の内圧が下がり、第 1 排出口 1 1 R と第 2 排出口 1 1 L の開口面積は大きくなり、車両停止時には速やかにケース下部 7 にオイルを排出することができる。よって、車両停止後の

10

20

30

40

50

急発進時でも油面レベルは確保され潤滑不良となることはない。これにより、オイルポンプの回転数によって、オイルレベルの低下速度を変化させることができる。

【0067】

さらにまた、供給口9及び/または排出口11R、11Lに流量調整弁や、電磁弁などを用いてもよい。なお、これら制御可能な弁を用いた場合、オイルタンクを1つにし、排出口を1または複数個設けた構造としても効果を得ることができる。さらに、制御可能な弁を用いる場合、図9に示すように段階的にオイルレベルを調整することも可能となる。

【0068】

さらにまた、オイルポンプを電動制御式にしてもよい。

【0069】

(第3の実施形態)

第3の実施形態では、第1の実施形態との差異を説明し、重複する説明は省略する。

【0070】

図10は本実施形態における動力伝達装置の軸直行断面図である。

【0071】

図10を参照し、本実施形態における潤滑構造及び潤滑作用を説明する。

【0072】

図10は、第1排出口11Rと第2排出口11L以外にも、第1オイルタンク1Rの底部より上方で、且つ連通路16より下方のオイルタンク側壁に、ケース下部7と連通する第3排出口15を設けたものである。第1の実施形態同様に第1オイルタンク1Rへのオイル供給が開始された後、排出口15まで潤滑油が満たされると、その第3排出口15からもオイルがケース下部7にオイルが排出されるので、さらに段階的に、ケース下部7のオイルレベルを低下させることができ、歯車機構のように、高さの異なる軸受を複数個所持する場合などにも、それぞれの軸受に応じた適正なオイルレベルを確保し潤滑不良となることを防止できる。なお、図10においては、第1オイルタンク1Rのみに排出口15を設けているが、第2オイルタンク1Lにのみ設けたり、両方のオイルタンク1R、1Lに設けたりすることができる。なお、図10は、図2を基に説明しているが、オイルタンクの個数は2個に限られない。オイルタンクの個数が1個の場合、オイルタンクの底部より異なる高さに複数個の排出口を設けることで、オイルレベルを段階的に低下させることが可能である。また、設ける排出口の個数によって、段階の階層は増加し、さらに複数の排出口の設ける位置(それぞれの高さにおける間隔)によって、各段階のオイルレベルを調整することも可能である。さらに、排出口の大きさ(流路断面積や流路長さ)を変えることで、各段階におけるオイルレベル低下速度最適化することも当然可能である。

【0073】

以上説明した通り、本発明における「段階的」とは、図3、図7及び図9に示すとおりである。また、前記図9においては、A-D間で点A、C、Dを通り上に凸となるように曲線的に変化するものを含む。

【図面の簡単な説明】

【0074】

【図1】第1の実施形態における動力伝達装置の概略を示す軸断面図である。

【図2】第1の実施形態における動力伝達装置の軸直交断面図である。

【図3】図3(a)は、第1の実施形態における動力伝達装置のオイルポンプの回転数とオイルレベルとの関係を示す図、図3(b)は、オイルポンプの回転数とオイルポンプが圧送するオイル供給流量との関係を示す図である。

【図4】第1の実施形態における動力伝達装置の軸直交断面図である。

【図5】第1の実施形態における動力伝達装置の軸直交断面図である。

【図6】第2の実施形態における動力伝達装置の軸直交断面図である。

【図7】図7(a)は、第2の実施形態における動力伝達装置のオイルポンプの回転数とオイルレベルとの関係を示す図、図7(b)は、オイルポンプの回転数とオイルポンプが圧送するオイル供給流量との関係を示す図である。

10

20

30

40

50

【図 8】第 2 の実施形態における動力伝達装置の径断面図である。

【図 9】図 9 (a) は、第 2 の実施形態における動力伝達装置のオイルポンプの回転数とオイルレベルとの関係を示す図、図 9 (b) は、オイルポンプの回転数とオイルポンプが圧送するオイル供給流量との関係を示す図である。

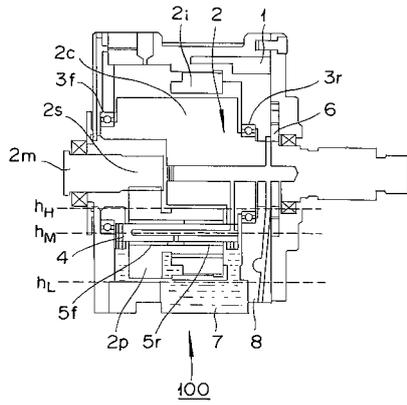
【図 10】第 3 の実施形態における動力伝達装置の軸直交断面図である。

【符号の説明】

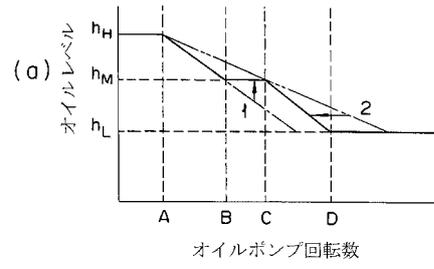
【 0 0 7 5 】

- | | | |
|---------|------------------|----|
| 1 0 0 | 動力伝達装置、 | |
| 1 | オイルタンク、 | |
| 1 R | 第 1 オイルタンク、 | 10 |
| 1 L | 第 2 オイルタンク、 | |
| 2 | 歯車機構、 | |
| 3 f、3 r | キャリア支持ベアリング、 | |
| 4 | ピニオンシャフト、 | |
| 5 f、5 r | ニードルベアリング | |
| 6 | オイルポンプ、 | |
| 7 | ケース下部 | |
| 8 | ケース | |
| 9 | 供給口、 | |
| 1 0 | 油路、 | 20 |
| 1 1 R | 第 1 排出口、 | |
| 1 1 L | 第 2 排出口、 | |
| 1 2 | 油路、 | |
| 1 3 | リリース弁、 | |
| 1 4 | 連通口 (空気口)、 | |
| 1 5 | 第 3 排出口、 | |
| 1 6 | 連通路、 | |
| 1 6 R | 連通口 (第 1 連通口)、 | |
| 1 6 L | 連通口 (第 2 連通口)。 | |

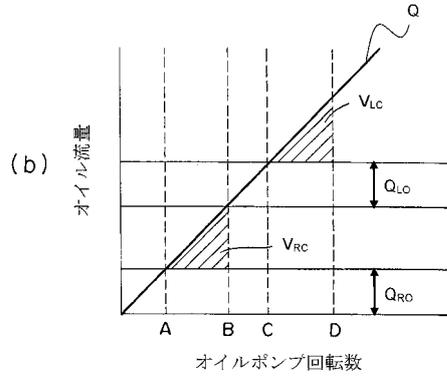
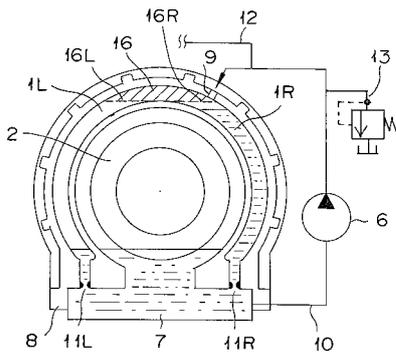
【 図 1 】



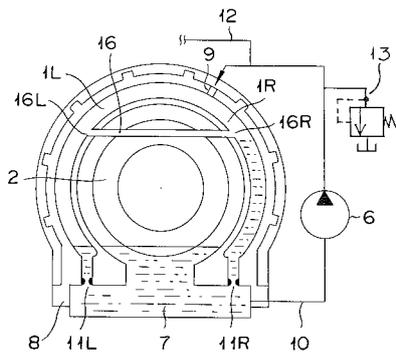
【 図 3 】



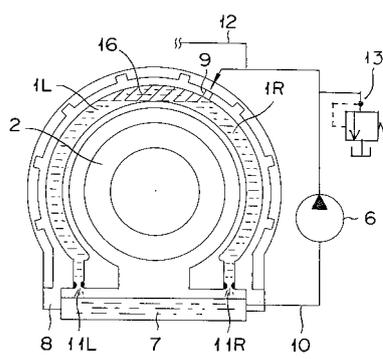
【 図 2 】



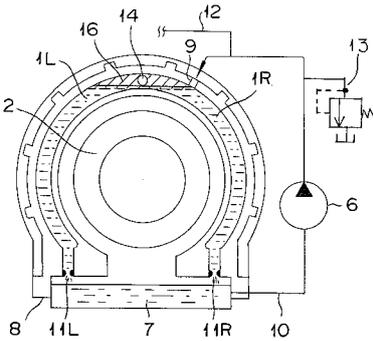
【 図 4 】



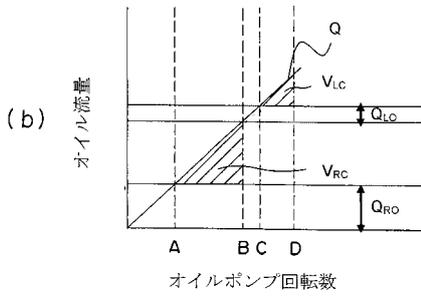
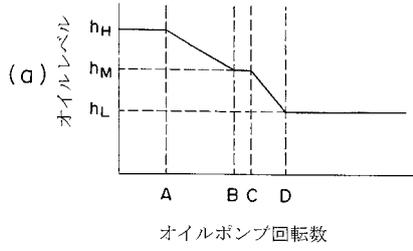
【 図 6 】



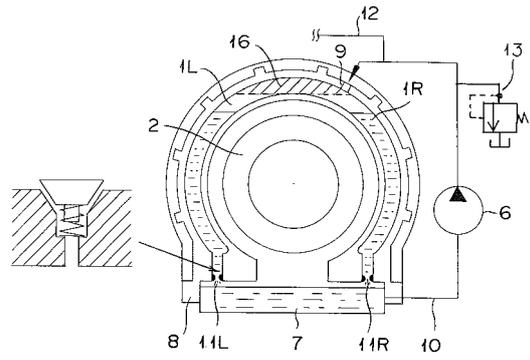
【 図 5 】



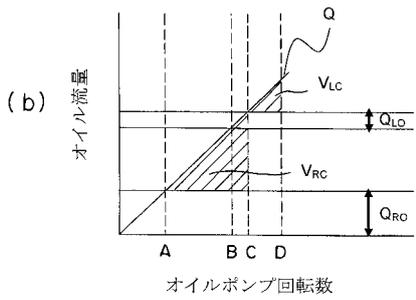
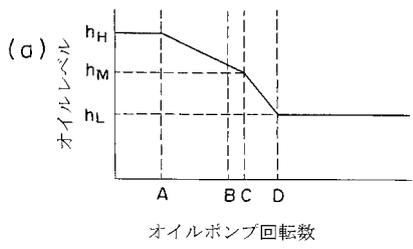
【図 7】



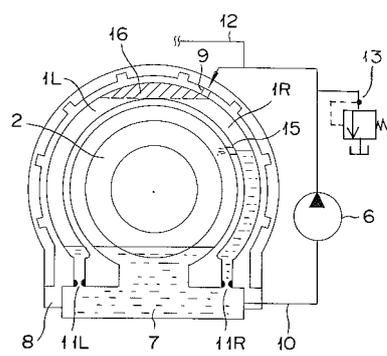
【図 8】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

(72)発明者 西原 隆太

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

Fターム(参考) 3J063 AA02 AB01 BA11 XD03 XD23 XE38 XE44