

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4981694号
(P4981694)

(45) 発行日 平成24年7月25日 (2012. 7. 25)

(24) 登録日 平成24年4月27日 (2012. 4. 27)

(51) Int. Cl.	F 1
F 1 6 H 57/08 (2006. 01)	F 1 6 H 57/08
F 1 6 H 1/28 (2006. 01)	F 1 6 H 1/28
F 1 6 H 48/11 (2012. 01)	F 1 6 H 48/10 1 O 1
F 1 6 H 57/04 (2010. 01)	F 1 6 H 57/04 D

請求項の数 3 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2008-1709 (P2008-1709)	(73) 特許権者	000154347
(22) 出願日	平成20年1月8日 (2008. 1. 8)		株式会社ユニバンス
(65) 公開番号	特開2009-162337 (P2009-162337A)		静岡県湖西市鷺津2 4 1 8 番地
(43) 公開日	平成21年7月23日 (2009. 7. 23)	(74) 代理人	110000534
審査請求日	平成22年9月21日 (2010. 9. 21)		特許業務法人しんめいセンチュリー
		(72) 発明者	乙部 雅史
			静岡県湖西市鷺津2 4 1 8 番地
			株式会社ユニバンス
			内
		(72) 発明者	村田 匡人
			静岡県湖西市鷺津2 4 1 8 番地
			株式会社ユニバンス
			内
		審査官	鈴木 充
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 動力伝達装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

自動車の車輪を回転させる回転力を発生するモータと、そのモータからの回転力が入力されその入力された回転力の回転速度よりも減速された回転速度の回転力を出力する減速機と、その減速機により減速された回転力を複数の車輪に分配すると共に前記複数の車輪の回転速度差を吸収する差動機とを備える動力伝達装置であって、前記減速機が、回転軸を有し前記モータの回転力が入力されて自転する減速サンギヤと、円筒形状に形成され前記減速サンギヤを内側に配設すると共に前記モータに対して固定される減速リングギヤと、その減速リングギヤの内周面と前記減速サンギヤの外周面とに歯合され前記減速サンギヤが回転することにより前記減速リングギヤの内側にて自転させられつつ前記減速サンギヤと同一の回転軸を中心として公転させられる減速遊星ギヤ部と、その減速遊星ギヤ部を軸支すると共に前記減速サンギヤと同一の回転軸を有し前記減速遊星ギヤ部の公転によって自転させられる減速キャリア部とを備える動力伝達装置において、

前記減速遊星ギヤ部は、

前記減速サンギヤの外周面に歯合され前記減速サンギヤから伝達される回転力により自転させられる第1減速遊星ギヤと、

その第1減速遊星ギヤと同一の回転軸を有し前記第1減速遊星ギヤに連結されると共に前記減速リングギヤの内周面に歯合される第2減速遊星ギヤとを備え、

前記第2減速遊星ギヤの外径寸法値が前記第1減速遊星ギヤの外径寸法値より小さな寸法値に設定され、

10

20

前記差動機は、

前記減速キャリア部に連結されると共に円筒形状に構成され前記減速サンギヤと同一の回転軸を有する差動リングギヤと、

その差動リングギヤの内側に配設され前記差動リングギヤの内周面に歯合されると共に前記減速サンギヤと同一の回転軸を有し前記差動リングギヤから伝達される回転力を前記複数の車輪の内の一方に伝達する差動遊星ギヤ部と、

その差動遊星ギヤ部に外周面にて歯合されその差動遊星ギヤ部から伝達される回転力を前記複数の車輪の内の他方に伝達すると共に前記差動リングギヤの内側に配設され前記減速サンギヤと同一の回転軸を有し前記差動リングギヤの噛み合い有効半径の略0.5倍の噛み合い有効半径にて構成される差動サンギヤとを備え、

10

前記減速キャリア部は、

前記第1減速遊星ギヤ及び前記第2減速遊星ギヤを軸支すると共に円柱状体として構成されるラビニョシャフトと、

そのラビニョシャフトが挿入される孔と、

その孔の内周面に凹設されるスナップリング溝と、

そのスナップリング溝に着脱自在とされるスナップリングとを備え、

そのスナップリングを前記スナップリング溝に取り付けることで、前記孔の少なくとも一部を閉鎖して前記ラビニョシャフトをスナップリングで係止すると共に、前記スナップリングを前記スナップリング溝から取り外すことで、前記孔を開放して前記ラビニョシャフトを前記孔から取り外し可能とすることを特徴とする動力伝達装置。

20

【請求項2】

前記孔は、

前記ラビニョシャフトが挿通される貫通孔であり内周面に前記スナップリング溝が凹設されると共に前記第1減速遊星ギヤ及び前記第2減速遊星ギヤの回転軸方向の一端側に配設される第1孔と、

その第1孔に挿通された前記ラビニョシャフトが挿入される有底の孔であり前記第1減速遊星ギヤ及び前記第2減速遊星ギヤの回転軸方向の一端側の反対側である他端側に配設される第2孔とを備え、

前記ラビニョシャフトが前記第1孔から前記第2孔に向かう方向に移動すると、その第2孔の底に前記ラビニョシャフトが当接して、そのラビニョシャフトに係止されることを特徴とする請求項1記載の動力伝達装置。

30

【請求項3】

前記ラビニョシャフトは、

そのラビニョシャフトの両端面の内の一方に凹設されるオイル給油孔と、

そのオイル給油孔から前記ラビニョシャフトの外周面に向かって貫通形成されるオイル排出孔と、

前記ラビニョシャフトの外周面に凸設される位置決め凸部とを備え、

前記第1孔は、その第1孔の内周面に凹設され前記位置決め凸部に嵌合される位置決め溝を備え、

前記ラビニョシャフトが前記第1孔に挿通されると共に前記第2孔に挿入されて前記第1減速遊星ギヤ及び前記第2減速遊星ギヤを軸支した状態において、前記位置決め凸部が前記位置決め溝に嵌合されて前記ラビニョシャフトが前記第1孔に対して回動不能に固定されることを特徴とする請求項2記載の動力伝達装置。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、モータを動力源とする自動車の動力伝達装置に関し、特に、小型化を図ることができる動力伝達装置に関するものである。

【背景技術】

50

【0002】

従来から、モータを自動車の動力源として使用する場合において、所望する回転速度の回転力を得るために、モータからの回転力を減速する減速機と、その減速機によって減速された回転力を左右の駆動輪へ分配すると共に左右の駆動輪の回転速度差を吸収する差動機とを備えた動力伝達装置がある。

【0003】

例えば、特開2004-153895号公報には、モータ1からの回転力を減速する第1遊星歯車段（減速機）14を備えた動力伝達装置に関する技術が記載されている。この動力伝達装置の第1遊星歯車段（減速機）14は、第1サンギヤ14aと第1インターナルギヤ14bとの間に配設されると共に第1インターナルギヤ14b及び第1サンギヤ14aに噛み合う遊星歯車を備えている（特許文献1）。

10

【0004】

また、特開平7-293644号公報には、モータ12からの回転力を左右の駆動輪へ分配すると共に左右の駆動輪の回転速度差を吸収する差動装置（差動機）36を備えた遊星歯車装置（動力伝達装置）10に関する技術が記載されている。この遊星歯車装置（動力伝達装置）10の差動装置（差動機）36では、左右の駆動輪へ動力を伝達する伝達軸56、58が傘歯車を備えた一般的な差動装置（差動機）36に嵌合されており、伝達軸56に嵌合された傘歯車と伝達軸58に嵌合された傘歯車とが対面して配設され、それら傘歯車の間にシャフト60に嵌合された傘歯車が配設されている（特許文献2）。

【特許文献1】特開2004-153895号公報（図1、段落（0018）から段落（0020））

20

【特許文献2】特開平7-293644号公報（図1、段落（0014））

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、特許文献1記載の技術では、動力伝達装置の第1遊星歯車段14が第1サンギヤ14aと第1インターナルギヤ14bとの間に配設される遊星歯車を備えているので、第1遊星歯車段（減速機）14の径方向の寸法が嵩み動力伝達装置が大型化するという問題点があった。

【0006】

30

また、特許文献2記載の技術では、伝達軸56、58の長手方向に3個の傘歯車が並んで配設されているので、差動装置（差動機）36の軸方向の寸法が嵩み遊星歯車装置（動力伝達装置）10が大型化するという問題点があった。

【0007】

本発明は、上述した問題点を解決するためになされたものであり、小型化を図ることができる動力伝達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】

【0008】

この目的を達成するために請求項1記載の動力伝達装置は、自動車の車輪を回転させる回転力を発生するモータと、そのモータからの回転力が入力されその入力された回転力の回転速度よりも減速された回転速度の回転力を出力する減速機と、その減速機により減速された回転力を複数の車輪に分配すると共に前記複数の車輪の回転速度差を吸収する差動機とを備え、前記減速機が、回転軸を有し前記モータの回転力が入力されて自転する減速サンギヤと、円筒形状に形成され前記減速サンギヤを内側に配設すると共に前記モータに対して固定される減速リングギヤと、その減速リングギヤの内周面と前記減速サンギヤの外周面とに歯合され前記減速サンギヤが回転することにより前記減速リングギヤの内側にて自転させられつつ前記減速サンギヤと同一の回転軸を中心として公転させられる減速遊星ギヤ部と、その減速遊星ギヤ部を軸支すると共に前記減速サンギヤと同一の回転軸を有し前記減速遊星ギヤ部の公転によって自転させられる減速キャリア部とを備える動力伝達装置にあって、前記減速遊星ギヤ部は、前記減速サンギヤの外周面に歯合され前記減速

40

50

サンギヤから伝達される回転力により自転させられる第1減速遊星ギヤと、その第1減速遊星ギヤと同一の回転軸を有し前記第1減速遊星ギヤに連結されると共に前記減速リングギヤの内周面に歯合される第2減速遊星ギヤとを備え、前記第2減速遊星ギヤの外径寸法値が前記第1減速遊星ギヤの外径寸法値より小さな寸法値に設定され、前記差動機は、前記減速キャリア部に連結されると共に円筒形状に構成され前記減速サンギヤと同一の回転軸を有する差動リングギヤと、その差動リングギヤの内側に配設され前記差動リングギヤの内周面に歯合されると共に前記減速サンギヤと同一の回転軸を有し前記差動リングギヤから伝達される回転力を前記複数の車輪の内の一方に伝達する差動遊星ギヤ部と、その差動遊星ギヤ部に外周面にて歯合されその差動遊星ギヤ部から伝達される回転力を前記複数の車輪の内の他方に伝達すると共に前記差動リングギヤの内側に配設され前記減速サンギヤと同一の回転軸を有し前記差動リングギヤの噛み合い有効半径の略0.5倍の噛み合い有効半径にて構成される差動サンギヤとを備え、前記減速キャリア部は、前記第1減速遊星ギヤ及び前記第2減速遊星ギヤを軸支すると共に円柱状体として構成されるラビニヨシャフトと、そのラビニヨシャフトが挿入される孔と、その孔の内周面に凹設されるスナップリング溝と、そのスナップリング溝に着脱自在とされるスナップリングとを備え、そのスナップリングを前記スナップリング溝に取り付けることで、前記孔の少なくとも一部を閉鎖して前記ラビニヨシャフトをスナップリングで係止すると共に、前記スナップリングを前記スナップリング溝から取り外すことで、前記孔を開放して前記ラビニヨシャフトを前記孔から取り外し可能とする。

10

【0009】

20

【0010】

請求項2記載の動力伝達装置は、請求項1記載の動力伝達装置において、前記孔は、前記ラビニヨシャフトが挿通される貫通孔であり内周面に前記スナップリング溝が凹設されると共に前記第1減速遊星ギヤ及び前記第2減速遊星ギヤの回転軸方向の一端側に配設される第1孔と、その第1孔に挿通された前記ラビニヨシャフトが挿入される有底の孔であり前記第1減速遊星ギヤ及び前記第2減速遊星ギヤの回転軸方向の一端側の反対側である他端側に配設される第2孔とを備え、前記ラビニヨシャフトが前記第1孔から前記第2孔に向かう方向に移動すると、その第2孔の底に前記ラビニヨシャフトが当接して、そのラビニヨシャフトに係止される。

【0011】

30

請求項3記載の動力伝達装置は、請求項2記載の動力伝達装置において、前記ラビニヨシャフトは、そのラビニヨシャフトの両端面の内の一方に凹設されるオイル給油孔と、そのオイル給油孔から前記ラビニヨシャフトの外周面に向かって貫通形成されるオイル排出孔と、前記ラビニヨシャフトの外周面に凸設される位置決め凸部とを備え、前記第1孔は、その第1孔の内周面に凹設され前記位置決め凸部に嵌合される位置決め溝を備え、前記ラビニヨシャフトが前記第1孔に挿通されると共に前記第2孔に挿入されて前記第1減速遊星ギヤ及び前記第2減速遊星ギヤを軸支した状態において、前記位置決め凸部が前記位置決め溝に嵌合されて前記ラビニヨシャフトが前記第1孔に対して回動不能に固定される。

【発明の効果】

40

【0012】

請求項1記載の動力伝達装置によれば、モータが自動車の車輪を回転させる回転力を発生し、そのモータからの回転力が減速機に入力され、その減速機は、入力された回転力の回転速度よりも減速された回転速度の回転力を出力する。減速機から出力された回転力により減速サンギヤが自転させられて、減速サンギヤに歯合される第1減速遊星ギヤが自転させられる。そして、減速遊星ギヤ部が自転させられることにより、ケース部に固定された減速リングギヤの内部をその減速遊星ギヤ部が減速サンギヤと同一の回転軸を中心として公転することで減速キャリア部が自転させられる。

【0013】

また、減速遊星ギヤ部は、減速サンギヤに歯合され減速サンギヤから伝達される回転力

50

により自転させられる第1減速遊星ギヤと、その第1減速遊星ギヤと同一の回転軸を有し第1減速遊星ギヤに連結されると共に減速リングギヤに歯合される第2減速遊星ギヤとを備えている。

【0014】

例えば、第1減速遊星ギヤの外径よりも第2減速遊星ギヤの外径が大きく設定されると、第2減速遊星ギヤの外周の長さが第1減速遊星ギヤの外周の長さよりも長くなる。第2減速遊星ギヤは、減速リングギヤの内周面を転動することで自転されつつ公転されるので、第2減速遊星ギヤが自転される回数が少なくなると共に第2減速遊星ギヤの自転に対する第2減速遊星ギヤの公転される回数が増えるので、減速の度合いが小さく設定されるという不具合がある。また、第1減速遊星ギヤの外径よりも第2減速遊星ギヤの外径が大き

10

【0015】

ここで、本発明によれば、第2減速遊星ギヤは、第1減速遊星ギヤと同一の回転軸を有すると共に第1減速遊星ギヤの外径寸法値より小さな外径寸法値に設定されているので、減速キャリア部の回転軸から第1減速遊星ギヤの最遠部までの距離に比べて、減速キャリア部の回転軸から第2減速遊星ギヤの最遠部までの距離を小さくすることができる。そのため、減速リングギヤの内径を小さくすることができ、それに伴い減速リングギヤの外径を小さくすることができる。よって、減速キャリア部の回転軸に直交する径方向における減速機の寸法値を小さくすることができるという効果がある。

20

【0016】

また、第2減速遊星ギヤは、第1減速遊星ギヤと同一の回転軸を有すると共に第1減速遊星ギヤの外径寸法値より小さな外径寸法値に設定されているので、減速サンギヤに歯合される第1減速遊星ギヤの外周の回転速度を第2減速遊星ギヤの外周の回転速度よりも減速させることができる。そのため、減速の度合いを大きく設定することができるという効果がある。

【0017】

即ち、本発明によれば、減速キャリア部の回転軸に直交する径方向における減速機の寸法値を小さくすることができると共に減速の度合いを大きく設定することができるという効果がある。

【0018】

また、差動サンギヤは、差動リングギヤの噛み合い有効半径の0.5倍の噛み合い有効半径を有しているので、差動リングギヤからの回転力が差動サンギヤ及び差動遊星ギヤ部に同一の大きさで分配される。

30

【0019】

ここで、本発明によれば、差動機は、円筒形状に構成される差動リングギヤと、その差動リングギヤの内側に配設され差動遊星ギヤ部と、差動リングギヤの内側に配設される差動サンギヤとを備えているので、減速キャリア部の回転軸方向における差動機の長さ寸法（軸方向寸法）値を小さくすることができるという効果がある。

【0020】

即ち、円筒形状に構成される差動リングギヤの内側に、遊星ギヤ部および差動サンギヤが配設されるので、減速キャリア部の回転軸方向における差動機の長さ寸法（軸方向寸法）値を小さくすることができるという効果がある。

40

【0021】

以上、上述したように、減速キャリア部の回転軸に直交する径方向における減速機の寸法値を小さくすると共に減速キャリア部の回転軸方向における差動機の長さ寸法（軸方向寸法）値を小さくすることができるので、動力伝達装置の小型化を図ることができるという効果がある。

【0022】

また、スナップリングをスナップリング溝に取り付けることで、孔の少なくとも一部を閉鎖してラビニヨシャフトをスナップリングで係止すると共に、スナップリングをスナッ

50

プリング溝から取り外すことで、孔を開放してラビニヨシャフトを孔から取り外し可能とすることができる。

【0023】

例えば、ラビニヨシャフトを減速キャリア部に固定するために、減速キャリア部に孔を形成して、その孔にラビニヨシャフトを圧入する手法がある。この場合、圧入するための圧力が必要となるので、プレス装置が必要になり、圧入時には、減速キャリア部の孔の深さ方向とラビニヨシャフトの軸心方向とを正確に一致させなければならないので、動力伝達装置の組み立て工程が複雑になるという不具合がある。また、一度組み立てると簡単には取り外すことができないので、動力伝達装置の分解整備に手間が掛かるという不具合がある。

10

【0024】

ここで、本発明によれば、ラビニヨシャフトがスナップリングにて係止されるので、圧入が不要となり、動力伝達装置の組み立て工程を簡素化することができるという効果がある。また、ラビニヨシャフトを簡単に取り外すことができるので、動力伝達装置の分解整備に手間を省くことができるという効果がある。

【0025】

請求項2記載の動力伝達装置によれば、請求項1記載の動力伝達装置の奏する効果に加え、ラビニヨシャフトが第1孔から第2孔に向かう方向に移動すると、その第2孔の底にラビニヨシャフトが当接してそのラビニヨシャフトの両端の内の一方が底に係止され、他方が第1孔のスナップリング溝に取り付けられたスナップリングにて係止されるので、ラビニヨシャフトを第1孔および第2孔に対して係止することができる。

20

【0026】

よって、ラビニヨシャフトの両端をスナップリングにて係止する場合に比べて、スナップリングの取り付けをラビニヨシャフトの両端の内の一方のみとして、スナップリングの取り付けの手間を省くことができる。その結果、動力伝達装置の組み立ての手間を省いて、動力伝達装置の製造コストの削減を図ることができるという効果がある。

【0027】

請求項3記載の動力伝達装置によれば、請求項2記載の動力伝達装置の奏する効果に加え、ラビニヨシャフトが第1孔に挿通されると共に第2孔に挿入されて第1減速遊星ギヤ及び第2減速遊星ギヤを軸支した状態において、位置決め凸部が位置決め溝に嵌合されてラビニヨシャフトが第1孔に対して回動不能に固定される。そのため、第1孔が形成された減速キャリア部に対してオイル排出孔の位置が固定される。よって、オイル排出孔から排出されるオイルの排出方向を固定して、所望する部位にオイルを供給することができるという効果がある。

30

【0028】

また、例えば、オイル排出孔を減速キャリア部の回転中心から径方向外側に向けて固定した場合には、減速キャリア部が回転されることでオイル排出孔を減速キャリア部の回転中心から径方向外側に向けた状態を維持してラビニヨシャフトを公転させることができるので、その公転により発生された遠心力によりオイル排出孔からオイルが円滑に排出される。よって、オイルの循環効率を向上させることができるという効果がある。

40

【発明を実施するための最良の形態】

【0029】

以下、本発明の好ましい実施の形態について、添付図面を参照して説明する。図1は、本発明の実施の形態における動力伝達装置100の部分断面図である。まず、図1を参照して、動力伝達装置100の構成について説明する。図1の矢印Xは、モーターシャフト10の軸心方向を示しており、矢印Yは、モーターシャフト10の径方向を示している。

【0030】

動力伝達装置100は、ケース4に収容されたモータM（図示しない）により発生された回転力を減速して左右の車輪（図示しない）に分配するための装置である。図1に示すように、動力伝達装置100は、減速機1と、差動機2と、オイルポンプ3と、ケース4

50

と、電力が供給されて回転力を発生するモータMとを備えている。

【0031】

減速機1は、モータM（図示しない）により発生された回転力を減速して伝達する機構であり、ラビニヨタイプの遊星ギヤ機構として構成されている。減速機1は、遊星ギヤ機構の太陽ギヤとして構成されるモーターシャフト10と、遊星ギヤ機構のリングギヤとして構成されるインターナルギヤ11と、遊星ギヤ機構の遊星ギヤとして構成されるプラネタリギヤ12と、遊星ギヤ機構のキャリア部として構成されるハウジングキャリア13とを備えている。

【0032】

図1に示すように、モーターシャフト10は、モータM（図示しない）によって回転されるものであり軸心を有する円筒状体として構成される。また、モーターシャフト10は、後述する第1減速遊星ギヤ16と歯合され、モーターシャフト10の内部には、後述する差動遊星シャフト28が内挿されている。

10

【0033】

インターナルギヤ11は、後述するプラネタリギヤ12を公転させるためのものであり、略円環状に構成される。また、インターナルギヤ11は、内周にて後述するプラネタリギヤ12の第2減速遊星ギヤ15と歯合されると共に外周にて後述するケース4に嵌合される。

【0034】

プラネタリギヤ12は、モーターシャフト10の回転により自転されることでモーターシャフト10の軸心を中心として公転して回転力を伝達するものであり、ラビニヨシャフト14と、第2減速遊星ギヤ15と、第1減速遊星ギヤ16とを備えている。

20

【0035】

ラビニヨシャフト14は、第2減速遊星ギヤ15及び第1減速遊星ギヤ16を軸支するものであり、略円柱形状に構成されている。

【0036】

図1に示すように、第2減速遊星ギヤ15は、略円筒形状に構成された歯車でありローラーベアリングRB1が内挿されている。そのローラーベアリングRB1には前述したラビニヨシャフト14が内挿されている。また、第2減速遊星ギヤ15は、外周にてインターナルギヤ11と歯合されると共に内周にて後述する第1減速遊星ギヤ16と嵌合される。

30

【0037】

第1減速遊星ギヤ16は、モーターシャフト10からの回転力が入力されるものであり、略円筒形状に構成されると共に外周にてモーターシャフト10と歯合されている。また、第1減速遊星ギヤ16は、内周にて第2減速遊星ギヤ15の一端側（図1矢印X方向左側）の外周と嵌合されているので、第1減速遊星ギヤ16と第2減速遊星ギヤ15とは、一体となって回転することができる。

【0038】

例えば、第1減速遊星ギヤ16の外径（図1矢印Y方向寸法）よりも第2減速遊星ギヤ15の他端側の外径が大きく設定されると、第2減速遊星ギヤ15の他端側の外周の長さが第1減速遊星ギヤ16の外周の長さよりも長くなる。また、第2減速遊星ギヤ15は、インターナルギヤ11の内周を転動することで自転されつつ公転されるので、第2減速遊星ギヤ15が自転される回数が少なくなると共に第2減速遊星ギヤ15の自転に対する第2減速遊星ギヤ15の公転される回数が増える。そのため、減速の度合いが小さく設定されるという不具合がある。

40

【0039】

また、第1減速遊星ギヤ16の外径よりも第2減速遊星ギヤ15の他端側の外径が大きく設定されると、インターナルギヤ11の内径が大きくなることに伴ってインターナルギヤ11の外径がおおきくなり、その結果、減速機1の外径が大きくなるという不具合がある。

50

【0040】

ここで、本実施の形態では、前述した第2減速遊星ギヤ15は、第1減速遊星ギヤ16と同一の軸心を有すると共に第1減速遊星ギヤ16の外径寸法値より小さな外径寸法値に設定されている。そのため、モーターシャフト10の軸心から第1減速遊星ギヤ16の最遠部までの距離に比べて、モーターシャフト10の軸心から第2減速遊星ギヤ15の最遠部までの距離を小さくすることができる。そのため、インターナルギヤ11の内径を小さくすることができ、それに伴いインターナルギヤ11の外径を小さくすることができる。よって、モーターシャフト10の軸心に直交する径方向（図1矢印Y方向）における減速機1の寸法値を小さくすることができる。

【0041】

10

また、前述した第2減速遊星ギヤ15は、第1減速遊星ギヤ16と同一の軸心を有すると共に第1減速遊星ギヤ16の外径寸法値より小さな外径寸法値に設定されているので、モーターシャフト10に歯合される第1減速遊星ギヤ16の外周の回転速度を第2減速遊星ギヤ15の外周の回転速度よりも減速させることができる。そのため、減速の度合いを大きく設定することができる。

【0042】

即ち、モーターシャフト10の軸心に直交する径方向（図1矢印Y方向）における減速機1の寸法値を小さくできると共に減速の度合いを大きく設定することができる。

【0043】

20

図1に示すように、ハウジングキャリア13は、プラネタリギヤ12を軸支することでプラネタリギヤ12の公転により回転されるものであり、モーターシャフト10と同一の軸心を有する略円筒形状に構成され、第2ハウジングキャリア17と、第1ハウジングキャリア18とを備えている。

【0044】

第2ハウジングキャリア17は、軸心を有する略円筒形状に構成されベアリングBを介してケース4に軸支されている。また、第2ハウジングキャリア17にはラビニヨシャフト14が挿入される複数（本実施の形態では3個）の有底の穴である第2孔17aが形成されている。

【0045】

30

第1ハウジングキャリア18は、モーターシャフト10と同一の軸心を有する略円筒形状に構成され第2ハウジングキャリア17へ連接されている。また、第1ハウジングキャリア18にはラビニヨシャフト14が挿入される複数（本実施の形態では3個）の穴である第1孔18aが貫通形成されている。なお、第1ハウジングキャリア18の詳細な説明は、図3を参照して後述する。

【0046】

図1に示すように、差動機2は、減速機1により減速された回転力を左右の車輪（図示しない）へ分配する機構であり、ダブルピニオンタイプの遊星ギヤ機構として構成されている。差動機2は、遊星ギヤ機構のリングギヤとして構成される差動リングギヤ20と、遊星ギヤ機構の遊星ギヤとキャリア部として構成される差動プラネタリギヤ部21と、遊星ギヤ機構の太陽ギヤとして構成される差動サンギヤ部22とを備えている。

40

【0047】

差動リングギヤ20は、減速機1により減速された回転力を伝達するものであり、差動インターナルギヤ26と、差動インターナルプレート27とを備えている。

【0048】

差動インターナルギヤ26は、差動プラネタリギヤ部21へ回転力を伝達するものであり、略円環状に構成されており、内周にて後述する差動プラネタリギヤ23に歯合されている。

【0049】

差動インターナルプレート27は、略円環状に構成されその内縁側からモーターシャフ

50

ト 10 の軸心方向でモーターシャフト 10 から離間する方向（図 1 矢印 X 左方向）にオイルポンプ駆動シャフト 27 a が立設されている。オイルポンプ駆動シャフト 27 a は、略円筒形状に構成されておりベアリング B を介してケース 4 に軸支されると共に後述する差動サンギヤ部 22 に外嵌されている。また、差動インターナルプレート 27 の外周面から内周面に向けてオイル孔 27 b が貫通形成されている。

【0050】

図 1 に示すように、差動プラネタリギヤ部 21 は、差動サンギヤ部 22 へ回転力を伝達するものであり、差動インターナルギヤ 26 の内側に配設され、差動プラネタリギヤ 23 と、プラネタリシャフト 24 と、差動ハウジングキャリア 25 とを備えている。差動プラネタリギヤ 23 は、略円柱形状に構成される平歯車である。プラネタリシャフト 24 は、
10 差動プラネタリギヤ 23 を軸支するものであり、略円柱状に構成されている。なお、プラネタリシャフト 24 の詳細な説明は、図 3 を参照して後述する。

【0051】

差動ハウジングキャリア 25 は、モーターシャフト 10 と同一の軸心を中心として環状に配設される複数（本実施の形態では 6 個）の差動第 1 孔 25 b と、その差動第 1 孔 25 b より径方向外側（図 1 矢印 Y 方向側）配設される複数（本実施の形態では 6 個）の差動第 2 孔 25 e とを備えている。その差動第 2 孔 25 e には、差動プラネタリギヤ 23 を軸支したプラネタリシャフト 24 が挿通されている。同様に、差動第 1 孔 25 b にもプラネタリシャフト 24 が挿入され差動プラネタリギヤ 23 が軸支されている。
20

【0052】

差動第 2 孔 25 e に挿入されたプラネタリシャフト 24 にて軸支される差動プラネタリギヤ 23 は、差動インターナルギヤ 26 に歯合されており、差動第 1 孔 25 b に挿入されたプラネタリシャフト 24 にて軸支される差動プラネタリギヤ 23 は、差動第 2 孔 25 e に挿入されたプラネタリシャフト 24 にて軸支される差動プラネタリギヤ 23 と差動サンギヤ部 22 とに歯合されている。

【0053】

また、差動ハウジングキャリア 25 には、差動遊星シャフト 28 が連結されている。その差動遊星シャフト 28 は、差動ハウジングキャリア 25 の回転を車輪（図示しない）に伝達するものであり略円筒形状に構成されている。

【0054】

図 1 に示すように、差動サンギヤ部 22 は、差動機 2 に伝達された回転力を車輪に伝達するものであり、差動インターナルギヤ 26 の内側に配設されモーターシャフト 10 と同一の軸心を有する略円柱形状に構成されると共に軸心方向モーターシャフト 10 側（図 1 矢印 X 方向右側）端部にサンギヤ 22 a が形成されている。
30

【0055】

また、差動サンギヤ部 22 は、オイルポンプ駆動シャフト 27 a とベアリング B とを介してケース 4 に軸支されており、モーターシャフト 10 側（図 1 矢印 X 方向右側）端面にオイル孔 22 b が凹設されている。そのオイル孔 22 b に後述する差動遊星シャフト 28 の一端（図 1 矢印 X 方向左側端部）が挿入される。

【0056】

ここで、本実施の形態によれば、差動インターナルギヤ 26 の内側に差動プラネタリギヤ 23 と差動サンギヤ部 22 とを配設しているので、差動機 2 の軸方向（図 1 矢印 X 方向）における動力伝達装置 100 の長さ寸法値を小さくすることができる。
40

【0057】

なお、サンギヤ 22 a は、差動インターナルギヤ 26 の噛み合い有効半径の 0.5 倍の噛み合い有効半径を有しているので、差動インターナルギヤ 26 からの回転力が差動サンギヤ部 22 及び差動プラネタリギヤ部 21 に同一の大きさに分配される。

【0058】

図 1 に示すように、オイルポンプ 3 は、主に、減速機 1 および差動機 2 にオイルを圧送するものであり、後述するケース 4 に回転不能に係止されている。また、オイルポンプ 3
50

は、オイルポンプ駆動シャフト27aに外嵌されオイルポンプ駆動シャフト27aが回転することでオイルを圧送するものである。なお、オイルポンプ3の詳細な説明は、図5を参照して後述する。

【0059】

ケース4は、減速機1、差動機2、及びオイルポンプ3を収容し動力伝達装置100の基体を構成するものである。

【0060】

次に、図2を参照して、動力伝達装置100の駆動力伝達経路について説明する。図2は、動力伝達装置100の減速機1と動力伝達装置100の差動機2とを模式的に表した模式図である。なお、図2に示す矢印出力は、差動遊星シャフト28と差動サンギヤ部22との回転方向を示し、矢印入力はモーターシャフト10の回転方向を示している。

10

【0061】

はじめに、減速機1の駆動力伝達について説明する。前述したように、減速機1は、モータ（図示せず）により発生された回転力を減速して差動インターナルギヤ26に出力するものである。

【0062】

図2に示すように、まず、モータ（図示せず）により発生された回転力がモーターシャフト10を自転させる。そのモーターシャフト10が自転されると、モーターシャフト10に歯合された第1減速遊星ギヤ16が自転される。その第1減速遊星ギヤ16は、第2減速遊星ギヤ15と同一軸心を有して連結され第2減速遊星ギヤ15を同じ回転速度で自転させる。

20

【0063】

その第2減速遊星ギヤ15は、インターナルギヤ11に歯合され自転されることでインターナルギヤ11の内周を転動する。そのため、第2減速遊星ギヤ15がインターナルギヤ11の内部を自転させられながら公転させられ、第2減速遊星ギヤ15の軸心はモーターシャフト10の軸心を中心として公転される。

【0064】

よって、ラビニヨシャフト14（図1参照）を介して第2減速遊星ギヤ15を軸支するハウジングキャリア13（図1参照）がモーターシャフト10の軸心を中心として自転される。その結果、ハウジングキャリア13に締結される差動インターナルギヤ26がモーターシャフト10の軸心を中心として自転される。

30

【0065】

また、図2に示すように、モーターシャフト10の半径R2は、第1減速遊星ギヤ16の半径R3より小さく（ $R2 < R3$ ）、第2減速遊星ギヤ15の半径R4は第1減速遊星ギヤ16の半径R3より小さく（ $R4 < R3$ ）、インターナルギヤ11の内径の半径R1は、モーターシャフト10の半径R2よりも大きい（ $R1 > R2$ ）。

【0066】

よって、モーターシャフト10の回転速度が減速されて差動インターナルギヤ26に出力される。その結果、差動インターナルギヤ26に伝達される回転力は、モーターシャフト10から出力される回転力に対して増幅される。なお、上述した半径R1、R2、R3、R4は、それぞれの回転中心から噛み合い位置（歯合される相手の歯車との噛み合い位置）までの距離を示している。

40

【0067】

次に、差動機2の駆動力伝達について説明する。前述したように、差動機2は、差動インターナルギヤ26に入力された回転力を差動サンギヤ部22と差動遊星シャフト28とに均等に分配するものである。差動インターナルギヤ26が自転されると互いに歯合された一对の差動プラネタリギヤ23が公転される。その一对の差動プラネタリギヤ23は、差動ハウジングキャリア25に軸支されているので差動ハウジングキャリア25が自転される。また、一对の差動プラネタリギヤ23が自転されると一对の差動プラネタリギヤ23に歯合される差動サンギヤ部22が自転される。よって、差動サンギヤ部22と差動遊

50

星シャフト 28 とが自転させられて差動機 2 が差動機構として作動する。

【0068】

次に、図 3 および図 4 (a) を参照して、ハウジングキャリア 13 およびラビニヨシャフト 14 の詳細な構成について説明する。図 3 は、図 1 における III-III で示した部分を拡大した拡大断面図である。図 4 (a) は、図 3 の I V a-I V a 線における第 1 ハウジングキャリア 18 の断面図である。なお、図 4 (a) では、第 1 減速遊星ギヤ 16 の外周に形成される歯形を省略して図示している。また、図 3 に破線にて示した矢印は、オイルの流れる方向を示している。

【0069】

図 3 及び図 4 (a) に示すように、ラビニヨシャフト 14 は、円柱形状に構成されると共にオイル給油孔 14a と、オイル排出孔 14b とを備えている。また、14 の一端側 (図 3 矢印 X 方向左側) の外周面には、円柱形状に構成されたピン p が凸設されている。

10

【0070】

オイル給油孔 14a は、オイルをオイル排出孔 14b へ供給する供給路でありラビニヨシャフト 14 の一端側 (図 3 矢印 X 方向左側) の端面に凹設される有底の孔である。

【0071】

オイル排出孔 14b は、オイルを排出する排出路でありラビニヨシャフト 14 の外周面からオイル排出孔 14b の内周面に向けて貫通成形された貫通孔である。

【0072】

前述したように、ハウジングキャリア 13 は、モーターシャフト 10 の軸心を中心として自転するものであり、第 2 ハウジングキャリア 17 と、第 1 ハウジングキャリア 18 とを備えている。

20

【0073】

第 2 ハウジングキャリア 17 は、複数 (本実施の形態では 3 個) の第 2 孔 17a を備えている。第 1 ハウジングキャリア 18 は、複数 (本実施の形態では 3 個) の第 1 孔 18a と、ピン溝 18b と、スナップリング溝 18c とを備えている。

【0074】

ピン溝 18b は、第 1 孔 18a の内周面に凹設され第 1 孔 18a の開口方向に延設される溝であり、後述するピン p が嵌合される。スナップリング溝 18c は、第 1 孔 18a の内周面に凹設されると共に第 1 孔 18a の円周方向に延設され環状に形成される断面矩形の溝である。スナップリング s1 は、矩形の断面形状を有すると共に正面視 (図 4 (a) 紙面垂直方向視) c 型の形状に構成されており、スナップリング溝 18c に着脱自在に取り付けられる。

30

【0075】

図 3 及び図 4 (a) に示すように、第 2 孔 17a と第 1 孔 18a とは、それぞれの開口の延長上に形成されておりラビニヨシャフト 14 が挿入される。よって、ラビニヨシャフト 14 は、一端 (図 3 X 方向左側端) が第 1 孔 18a に挿通され他端 (図 3 X 方向右側端) が第 2 孔 17a に挿入される。

【0076】

その状態でスナップリング s1 をスナップリング溝 18c に取り付けることで、第 1 孔 18a の一部を閉鎖してラビニヨシャフト 14 をスナップリング s1 で係止すると共に、スナップリング s1 をスナップリング溝 18c から取り外すことで、第 1 孔 18a を開放してラビニヨシャフト 14 を第 1 孔 18a から取り外し可能とすることができる。

40

【0077】

例えば、ラビニヨシャフト 14 をハウジングキャリア 13 に固定するために、ハウジングキャリア 13 に孔を形成して、その孔にラビニヨシャフト 14 を圧入する手法がある。この場合、圧入するための圧力が必要となるので、プレス装置が必要になり、圧入時には、ハウジングキャリア 13 の孔の深さ方向とラビニヨシャフト 14 の軸心方向とを正確に一致させなければならないので、動力伝達装置 100 の組み立て工程が複雑になるという不具合がある。また、一度組み立てると簡単には取り外すことができないので、動力伝達

50

装置１００の分解整備に手間が掛かるという不具合がある。

【００７８】

ここで、本実施の形態によれば、ラビニヨシャフト１４がスナップリングｓ１にて係止されるので、圧入が不要となり、動力伝達装置１００の組み立て工程を簡素化することができる。また、ラビニヨシャフト１４を簡単に取り外すことができるので、動力伝達装置１００の分解整備に手間を省くことができる。

【００７９】

また、第２孔１７ａと第１孔１８ａとにラビニヨシャフト１４が挿入されると、ピンｐが第１孔１８ａの開口方向に延設される溝であるピン溝１８ｂに係合される。よって、ピンｐが凸設されたラビニヨシャフト１４の第１孔１８ａに対する回転を規制することができる。その結果、オイル排出孔１４ｂから排出されるオイルの排出方向を固定して、所望する部位にオイルを供給することができる。

10

【００８０】

また、図３に示すように、オイル排出孔１４ｂをモーターシャフト１０の軸心から径方向外側（図３矢印Ｙ方向）に向けて固定しているので、オイル排出孔１４ｂをモーターシャフト１０の軸心から径方向外側に向けた状態を維持してラビニヨシャフト１４を公転させることができる。よって、その公転により発生された遠心力によりオイルをオイル排出孔１４ｂから円滑に排出させることができる。よって、動力伝達装置１００のオイルの循環効率を向上させることができる。

20

【００８１】

また、ラビニヨシャフト１４が第２孔１７ａに挿入されつつ第１孔１８ａに挿通された状態で、スナップリングｓ１がスナップリング溝１８ｃに取り付けられるので、ラビニヨシャフト１４が第１孔１８ａから第２孔１７ａに向かう方向（図３矢印Ｙ方向右側）に移動すると、その第２孔１７ａの底にラビニヨシャフト１４が当接してそのラビニヨシャフト１４の両端の内的一方が底に係止される。また、他方が第１孔１８ａのスナップリング溝１８ｃに取り付けられたスナップリングｓ１にて係止されるので、ラビニヨシャフト１４を第１孔１８ａおよび第２孔１７ａに対して係止することができる。

【００８２】

よって、ラビニヨシャフト１４の両端をスナップリングｓ１にて係止する場合に比べて、スナップリングｓ１の取り付けをラビニヨシャフト１４の両端の内的一方のみとして、スナップリングｓ１の取り付けの手間を省くことができる。その結果、動力伝達装置１００の組み立ての手間を省いて、動力伝達装置１００の製造コストの削減を図ることができる。

30

【００８３】

次に、図３および図４（ｂ）を参照して、プラネタリシャフト２４および差動ハウジングキャリア２５の詳細な構成について説明する。図４（ｂ）は、図３のⅠⅤｂ－ⅠⅤｂ線における差動ハウジングキャリア２５の断面図である。

【００８４】

図３及び図４（ｂ）に示すように、プラネタリシャフト２４は、円柱形状に構成されると共に、フランジ部２４ａと、オイル孔２４ｂと、オイル孔２４ｃと、オイル孔２４ｄと、スナップリング溝２４ｅと、スナップリングｓ２とを備えている。

40

【００８５】

フランジ部２４ａは、第２減速遊星ギヤ１５側（図３矢印Ｙ方向右側）の一端にフランジ形状に形成されるものであり、正面視（図４（ｂ）紙面垂直方向視）略円形の一部を直線にて切り取った形状に構成されている。なお、フランジ部２４ａは、後述する位置決め孔２５ａに嵌合される。オイル孔２４ｂは、プラネタリシャフト２４の一端側（図３矢印Ｙ方向右側）の端面に凹設される有底の孔であり、その開口はプラグｔが圧入されることで閉鎖されている。

【００８６】

オイル孔２４ｃ及びオイル孔２４ｄは、プラネタリシャフト２４の外周面からオイル孔

50

24bの内周面に向けて貫通成形された貫通孔であり、オイル孔24dは、プラネタリシャフト24の他端側（図3矢印X方向左側）に配設され、オイル孔24cは、オイル孔24dとフランジ部24aとの間に配設されている。

【0087】

スナップリング溝24eは、側面視（図3紙面垂直方向視）略矩形の断面を有すると共にプラネタリシャフト24の外周に環状に凹設されている。

【0088】

スナップリングs2は、矩形の断面形状を有すると共に正面視c型の形状に構成されている。よって、スナップリングs2がスナップリング溝24eに取り付けられることで、スナップリングs2が差動ハウジングキャリア25に係止され、プラネタリシャフト24がラビニヨシャフト14側（図3矢印X方向右側）へ移動することを防止することができる。

10

【0089】

図3及び図4（b）に示すように、差動ハウジングキャリア25は、プラネタリシャフト24を軸支するものであり、位置決め孔25aと、差動第1孔25bと、オイル回収溝25cと、孔25dとを備えている。

【0090】

位置決め孔25aは、正面視（図4（b）紙面垂直方向視）略円形の一部を直線にて切り取った形状に構成される有底の孔であり、プラネタリシャフト24のフランジ部24aが内嵌されることで、プラネタリシャフト24を回動不能に固定することができる。

20

【0091】

また、差動第1孔25bは、貫通成形された一对の貫通孔であり、フランジ部24aの外径寸法よりも小さな内径寸法に構成されている。そのため、フランジ部24aが位置決め孔25aに係止される。よって、プラネタリシャフト24が差動インターナルギヤ26側（図3矢印X方向左側）へ移動することを防止することができる。また、一对の貫通孔である差動第1孔25bは、差動プラネタリギヤ23を挟んで配設されている。その結果、プラネタリシャフト24が差動ハウジングキャリア25に対して安定して固定される。

【0092】

オイル回収溝25cは、差動ハウジングキャリア25に凹設されその開口をモーターシャフト10の軸心側（図1矢印Y方向下側）に向けており、モーターシャフト10の軸心を中心とした環形状に形成されている。そのオイル回収溝25cの底面からモーターシャフト10の軸心から径方向外側（図3矢印Y方向上側）に向けて孔25dが貫通形成されている。なお、孔25dの加工位置は、フランジ部24aが位置決め孔25aに嵌合された場合に、オイル孔24dと連通される位置である。

30

【0093】

よって、プラネタリシャフト24が一对の差動第1孔25bに挿入されるとフランジ部24aが位置決め孔25aに嵌合されて孔25dとオイル孔24dとが連通される。その結果、オイル回収溝25cにて集められたオイルが孔25dを介してオイル孔24dおよびオイル孔24bに供給され、その供給されたオイルがオイル孔24cから排出され減速機1または差動機2を潤滑する。このように、オイル回収溝25cにてオイルを集めるので、オイルの供給量を十分に確保して安定した潤滑を行うことができる。

40

【0094】

また、図3及び図4（b）に示すように、プラネタリシャフト24のフランジ部24aが形成された一端側の反対側の他端側（図3矢印X方向左側）には、スナップリング溝24eが凹設されている。そのスナップリング溝24eは、プラネタリシャフト24が一对の差動第1孔25bに挿入された状態で、差動第1孔25bの外側（図3矢印X方向左側）に位置している。そのスナップリング溝24eには、スナップリングs2が取り付けられており、スナップリングs2の外径が差動第1孔25bの内径より大きく構成されているので、スナップリングs2が取り付けられたプラネタリシャフト24が第2減速遊星ギヤ15側（図3矢印X方向右側）に移動することを規制することができる。即ち、ラビニ

50

ヨシャフト14がフランジ部24aとスナップリングs2とによってモーターシャフト10の軸心方向（図3矢印X方向）に移動不能に固定されている。

【0095】

次に、図5を参照してオイルポンプ3の構成について説明する。図5は、図1のV-V線におけるオイルポンプ3の断面図である。なお、図5に破線にて示した矢印は、オイルの流れる方向を示し、矢印Rは、オイルロータ31の回転方向を示している。

【0096】

図5に示すように、オイルポンプ3は、オイルを圧送する容積型のオイルポンプであり、オイルの流路を形成するポンプハウジング30とオイルを吸入して送り出すオイルロータ31とを備えている。ポンプハウジング30は、前述したオイルポンプ駆動シャフト27aが挿入される貫通孔32と、オイルを吸入するための空間である吸入室30aと、オイルを供給するための空間である第1供給室30b、第2供給室30cとを備えている。

【0097】

図5に示すように、吸入室30a、第1供給室30bは、モーターシャフト10の軸心を中心とする略円弧形状に構成されており、第1供給室30bは、略円弧形状の一方の端部（図5左側）が第2供給室30cに連通されている。第2供給室30cは、貫通孔32の内周面に凹設されており、貫通孔32の円周方向に延設され環状に形成されている。

【0098】

なお、貫通孔32は、モーターシャフト10の軸心に対して直交する面上に配設されており、モーターシャフト10の軸心方向（図1矢印X方向）において、オイル孔27bの開口が第2供給室30cに連通される位置に配設される（図1参照）。

【0099】

即ち、オイル孔27bが第2供給室30cに連通されている状態で、オイルポンプ駆動シャフト27aがオイルポンプ3に対して回転するように構成されているので、オイルポンプ駆動シャフト27aが回転しても、オイル孔27bと第2供給室30cと繋がった状態が維持されて差動サンギヤ部22に安定してオイルを供給することができる。その結果、動力伝達装置100の破損を防止することができる。

【0100】

図5に示すように、オイルロータ31は、オイルポンプ駆動シャフト27aに嵌合され図5に示す矢印R方向に回転されることで、吸入室30aからオイルを吸入し、第1供給室30bにオイルを送り出す。即ち、オイルロータ31は、モータM（図示しない）により発生された回転力により回転されるオイルポンプ駆動シャフト27aによって回転されている。

【0101】

ここで、本実施の形態によれば、減速機1および差動機2にオイルを圧送するオイルポンプ3は、自動車の車輪（図示せず）を回転させるモータにより回転されるので、オイルポンプ3を駆動するための別のモータ及びそのモータを駆動制御するための装置を不要とすることができる。

【0102】

そのため、動力伝達装置100を構成する部品数を削減することができるので、その分、部品の配置スペースを不要として、動力伝達装置100の小型化を図ることができる。

【0103】

また、オイルポンプ3を駆動するための別のモータを不要とすることができるので、そのモータ自身が消費する電力（モータの発熱、回転による抵抗など）を不要とすることができる。よって、自動車の車輪（図示せず）を回転させるモータから発生された回転力を効率的に使用することができる。

【0104】

ここで、本実施の形態によれば、オイルポンプ3が差動インターナルギヤ26に連結される差動インターナルプレート27のオイルポンプ駆動シャフト27aに嵌合されるので、動力伝達装置100の破損を防止することができる。

【0105】

即ち、例えば、差動サンギヤ部22、差動プラネタリギヤ部21又は差動遊星シャフト28の回転でオイルポンプ3を駆動した場合には、モータM（図示しない）が回転した状態のまま、一方の車輪が路面から浮いて空転すると他方の車輪に掛かる負荷が小さくなり他方の車輪の回転が止まる場合がある。その場合、車輪に連結される差動サンギヤ部22、差動プラネタリギヤ部21又は差動遊星シャフト28の回転が停止されている。そのため、オイルポンプ3の駆動が停止されてオイルの圧送が停止される。その結果、動力伝達装置100の内部が潤滑されなくなり、動力伝達装置100が破損する場合がある。

【0106】

ここで、本実施の形態では、モータM（図示しない）と連動する差動インターナルギヤ26の回転によりオイルポンプ3が駆動されるので、モータが回転している場合は、常にオイルポンプ3が駆動され動力伝達装置100の内部にオイルが圧送される。よって、モータが回転している場合、即ち、潤滑が必要とされている場合には、動力伝達装置100の内部が潤滑されるので、動力伝達装置100の破損を防止することができる。

10

【0107】

また、差動インターナルギヤ26は、減速機1に連結されているので、モータM（図示しない）から発生される回転力に比べて差動インターナルギヤ26に輸入される回転力を増幅させることができる。

【0108】

そのため、例えば、オイルの温度が低くてオイル粘性が高くなりオイルポンプ3が駆動され難い状態（動力伝達装置100が作動した直後で機関温度が低い状態）でも、遅延なくオイルポンプ3を駆動することができる。その結果、動力伝達装置100の内部に遅延なくオイルを圧送して、動力伝達装置100を確実に潤滑することができる。

20

【0109】

また、モータM（図示しない）から発生される回転力に比べて差動インターナルギヤ26に輸入される回転力が増幅されているので、例えば、オイルの温度が低くてオイル粘性が高くなりオイルポンプが駆動され難い状態（動力伝達装置100が作動した直後で機関温度が低い状態）にて、遅延なくオイルポンプ3を駆動するために、回転力を増加させる目的でモータを大型化する必要性が排除される。そのため、動力伝達装置100の大型化を防止することができる。

30

【0110】

以上、実施の形態に基づき本発明を説明したが、本発明は上記実施の形態に何ら限定されるものではなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲内で種々の改良変形が可能であることは容易に推察できるものである。

【0111】

例えば、上記各実施の形態で挙げた数値（例えば、各構成の数量や寸法・角度など）は一例を示すものであり、他の数値を採用することは当然可能である。

【図面の簡単な説明】

【0112】

【図1】本発明の実施の形態における動力伝達装置の部分断面図である。

40

【図2】動力伝達装置の減速機と動力伝達装置の差動機とを模式的に表した模式図である。

【図3】図1におけるIIIで示した部分を拡大した拡大図断面図である。

【図4】（a）は、図3のIVa-IVa線における第1ハウジングキャリアの断面図であり、（b）は、図3のIVb-IVb線における差動ハウジングキャリアの断面図である。

【図5】図1のV-V線におけるオイルポンプの断面図である。

【符号の説明】

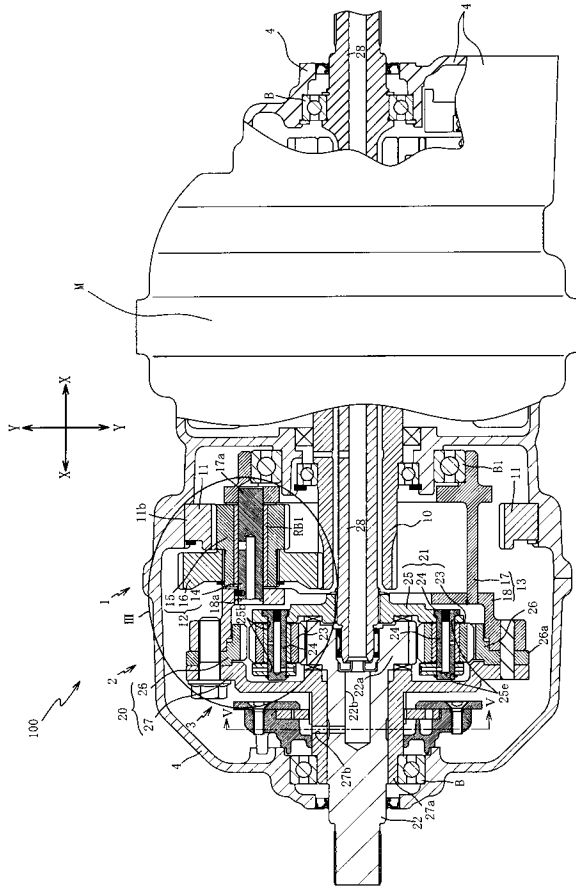
【0113】

100 動力伝達装置

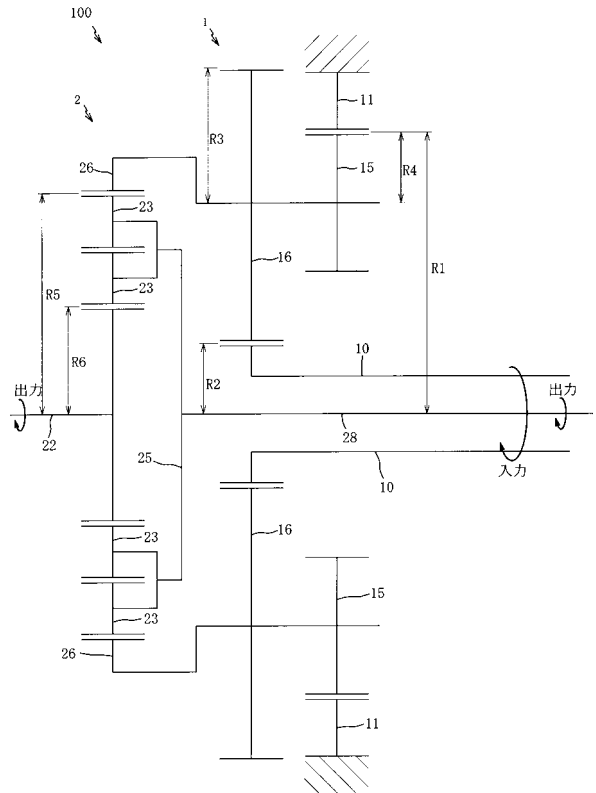
50

1	減速機	
2	差動機	
3	オイルポンプ	
4	ケース	
1 0	モーターシャフト（減速サンギヤ、出力シャフト）	
1 1	インターナルギヤ（減速リングギヤ）	
1 2	プラネタリギヤ（第 1 減速遊星ギヤ、第 2 減速遊星ギヤ）	
1 3	ハウジングキャリア（減速キャリア部）	
1 4	ラビニヨシャフト	
1 4 a	オイル給油孔	10
1 4 b	オイル排出孔	
1 5	第 2 減速遊星ギヤ	
1 6	第 1 減速遊星ギヤ	
1 7	第 2 ハウジングキャリア（減速キャリア部の一部）	
1 7 a	第 2 孔	
1 8	第 1 ハウジングキャリア（減速キャリア部の一部）	
1 8 a	第 1 孔	
1 8 b	ピン溝（位置決め溝）	
1 8 c	スナップリング溝	
2 0	差動リングギヤ	20
2 1	差動プラネタリギヤ部（差動遊星ギヤ部、分配出力部の一部）	
2 2	差動サンギヤ部（差動サンギヤ、分配出力部の一部）	
2 2 a	サンギヤ（差動サンギヤ、分配出力部の一部）	
2 3	差動プラネタリギヤ	
2 4	プラネタリシャフト	
2 5	差動ハウジングキャリア	
2 5 a	位置決め孔	
2 5 b	差動第 1 孔	
2 5 c	オイル回収溝	
2 5 d	孔	30
2 5 e	差動第 2 孔	
2 6	差動インターナルギヤ（差動入力部の一部）	
2 7	差動インターナルプレート	
2 7 a	オイルポンプ駆動シャフト（ポンプ駆動部位）	
2 7 b	オイル孔	
2 8	差動遊星シャフト（分配出力部の一部）	
3 0	ポンプハウジング（オイルポンプの一部）	
3 0 a	吸入室（オイル供給室の一部）	
3 0 b	第 1 供給室（オイル供給室の一部）	
3 0 c	第 2 供給室（オイル供給室の一部）	40
3 1	オイルロータ	
3 2	貫通孔	
s 1	スナップリング	
p	ピン（位置決め凸部）	

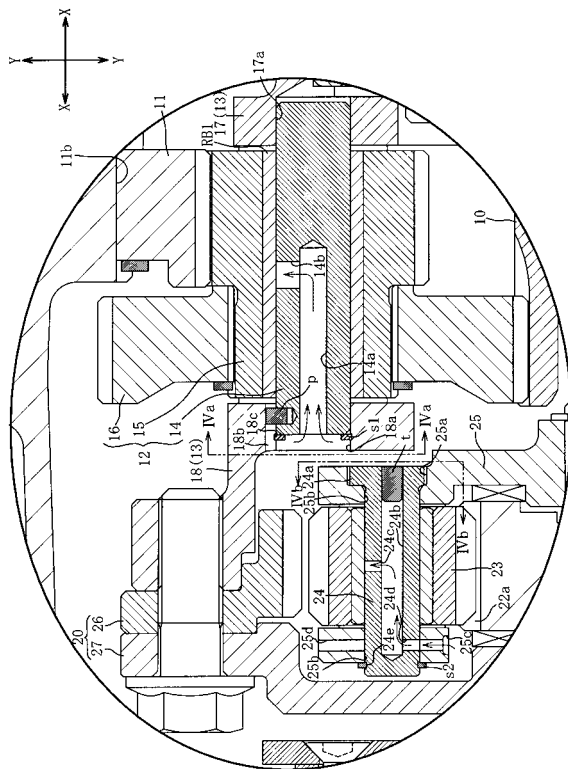
【図 1】



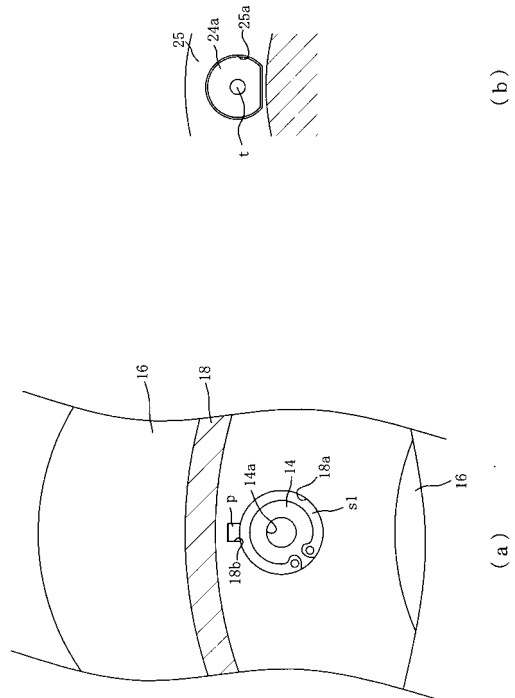
【図 2】



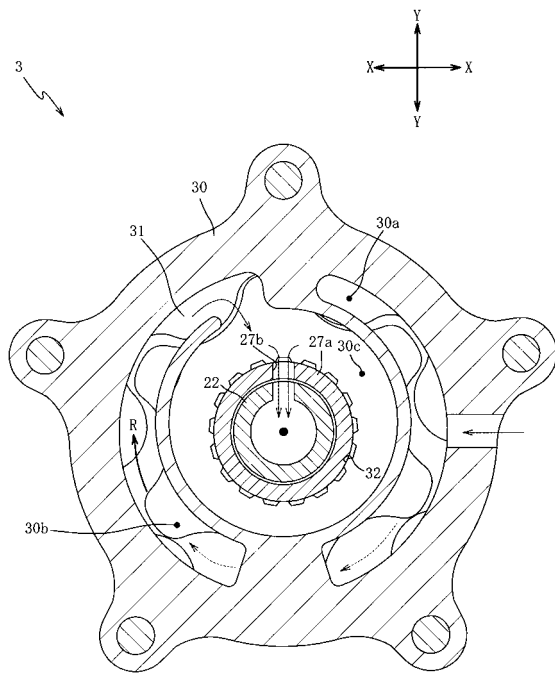
【図 3】



【図 4】



【図 5】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平07-293644 (JP, A)
特開2007-278379 (JP, A)
実開平06-062253 (JP, U)
特開平10-141448 (JP, A)
特開2002-104001 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 1/28-1/48
F16H 48/00-48/42
F16H 57/00-57/12