

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6849092号
(P6849092)

(45) 発行日 令和3年3月24日(2021.3.24)

(24) 登録日 令和3年3月8日(2021.3.8)

(51) Int.Cl.		F 1
F 1 6 H 1/46	(2006.01)	F 1 6 H 1/46
F 1 6 H 48/08	(2006.01)	F 1 6 H 48/08
F 1 6 H 48/10	(2012.01)	F 1 6 H 48/10
H O 2 K 7/116	(2006.01)	H O 2 K 7/116
B 6 O K 17/12	(2006.01)	B 6 O K 17/12

請求項の数 12 (全 21 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2019-547549 (P2019-547549)	(73) 特許権者	000100768 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 愛知県安城市藤井町高根10番地
(86) (22) 出願日	平成30年10月12日(2018.10.12)	(74) 代理人	110001818 特許業務法人R&C
(86) 国際出願番号	PCT/JP2018/038206	(72) 発明者	須山 大樹 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
(87) 国際公開番号	W02019/074119	(72) 発明者	三治 広明 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
(87) 国際公開日	平成31年4月18日(2019.4.18)	(72) 発明者	市岡 光広 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
審査請求日	令和2年2月12日(2020.2.12)		
(31) 優先権主張番号	特願2017-199760 (P2017-199760)		
(32) 優先日	平成29年10月13日(2017.10.13)		
(33) 優先権主張国・地域又は機関	日本国(JP)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1車輪及び第2車輪の駆動力源となる回転電機と、
前記回転電機の回転を減速する減速装置と、
前記減速装置を介して伝達される前記回転電機からの駆動力を前記第1車輪と前記第2車輪とに分配する差動歯車装置と、を備え、

前記減速装置及び前記差動歯車装置が前記回転電機と同軸に配置され、
前記減速装置は、第1遊星歯車機構と第2遊星歯車機構とを有し、動力伝達経路の順で前記第1遊星歯車機構が前記第2遊星歯車機構よりも前記回転電機の側に配置されると共に、軸方向に沿って前記第1遊星歯車機構が前記第2遊星歯車機構よりも前記回転電機の側に配置され、

前記第1遊星歯車機構及び前記第2遊星歯車機構は、前記第1遊星歯車機構のスラスト力と前記第2遊星歯車機構のスラスト力とが、前記軸方向において互いに逆方向となるように斜歯のねじれ角が形成され、

前記第1遊星歯車機構の減速比である第1減速比が、前記第2遊星歯車機構の減速比である第2減速比よりも大きい、車両用駆動装置。

【請求項2】

前記軸方向における前記第1遊星歯車機構と前記第2遊星歯車機構との間に配置された伝達部材を介して、前記第1遊星歯車機構及び前記第2遊星歯車機構の互いに対向するスラスト力が伝達される、請求項1に記載の車両用駆動装置。

【請求項 3】

前記第 1 遊星歯車機構及び前記第 2 遊星歯車機構は、前記回転電機の前進方向の駆動力を前記第 1 車輪及び前記第 2 車輪に伝達する場合に、前記伝達部材を介して伝達されるスラスト力が前記軸方向において互いに対向するように、斜歯のねじれ角が形成されている、請求項 2 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 4】

前記第 1 遊星歯車機構及び前記第 2 遊星歯車機構は、それぞれサンギヤとキャリアとリングギヤとを有し、

前記第 1 遊星歯車機構及び前記第 2 遊星歯車機構の双方における前記サンギヤ及び前記リングギヤの何れか一方が回転可能な回転可能要素であり、何れか他方が回転不能な固定要素であり、前記回転可能要素の斜歯のねじれ角が前記軸方向において互いに逆方向となるように形成されている、請求項 1 から 3 の何れか一項に記載の車両用駆動装置。

10

【請求項 5】

前記第 1 遊星歯車機構は、前記回転電機に駆動連結される第 1 サンギヤと、第 1 キャリヤと、固定部材に対し回転不能に連結される第 1 リングギヤとを有し、

前記第 2 遊星歯車機構は、前記第 1 キャリヤに駆動連結される第 2 サンギヤと、第 2 キャリヤと、固定部材に対し回転不能に連結される第 2 リングギヤとを有し、

前記第 1 サンギヤの斜歯のねじれ角と前記第 2 サンギヤの斜歯のねじれ角とが前記軸方向において互いに逆方向となるように形成されている、請求項 1 から 4 の何れか一項に記載の車両用駆動装置。

20

【請求項 6】

前記軸方向における前記第 1 サンギヤと前記第 2 サンギヤとの間にスラスト軸受が配置されている、請求項 5 に記載の車両用駆動装置。

【請求項 7】

前記回転電機、前記減速装置、及び前記差動歯車装置を収容するケースを更に備え、

前記ケースは、前記第 1 遊星歯車機構に対して前記第 2 遊星歯車機構が配置される側とは前記軸方向の反対側に配置される対象部分を有し、

前記第 1 遊星歯車機構は、前記回転電機に駆動連結される第 1 サンギヤを有し、

前記軸方向における前記第 1 サンギヤと前記対象部分との間にスラスト軸受が配置されている、請求項 1 から 6 の何れか一項に記載の車両用駆動装置。

30

【請求項 8】

前記減速装置は、前記軸方向における前記回転電機と前記差動歯車装置との間に配置されている、請求項 1 から 7 の何れか一項に記載の車両用駆動装置。

【請求項 9】

前記第 1 遊星歯車機構の前記軸方向に沿ったギヤの幅である第 1 ギヤ幅は、前記第 2 遊星歯車機構の前記軸方向に沿ったギヤの幅である第 2 ギヤ幅よりも小さい、請求項 1 から 8 の何れか一項に記載の車両用駆動装置。

【請求項 10】

前記第 2 ギヤ幅は、前記第 1 ギヤ幅に前記第 1 減速比を乗じた長さよりも小さい、請求項 9 に記載の車両用駆動装置。

40

【請求項 11】

前記第 1 遊星歯車機構は、第 1 サンギヤと第 1 キャリヤと第 1 リングギヤとを有し、

前記第 2 遊星歯車機構は、第 2 サンギヤと第 2 キャリヤと第 2 リングギヤとを有し、

前記第 1 サンギヤの径は、前記第 2 サンギヤの径よりも小さい、請求項 1 から 10 の何れか一項に記載の車両用駆動装置。

【請求項 12】

前記第 1 遊星歯車機構の斜歯のねじれ角は、前記第 2 遊星歯車機構の斜歯のねじれ角よりも大きい、請求項 1 から 11 の何れか一項に記載の車両用駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

50

【0001】

本発明は、第1車輪及び第2車輪の駆動力源となる回転電機と、回転電機の回転を減速する減速装置と、減速装置を介して伝達される回転電機からの駆動力を第1車輪と第2車輪とに分配する差動歯車装置とを備えた車両用駆動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

車両用駆動装置の一例が、特開平10-287142号公報(特許文献1)に開示されている。以下、背景技術の説明において括弧内に示す符号は特許文献1のものである。特許文献1の車両用駆動装置は、モータ(M)と、ディファレンシャル装置(Gd)と、モータ(M)の動力をディファレンシャル装置(Gd)に伝達するカウンタギヤ機構(Gc)とを備えている。カウンタギヤ機構(Gc)は、モータ(M)の回転を減速してディファレンシャル装置(Gd)に伝達する減速装置を構成している。そして、特許文献1の図1及び図2に示されているように、モータ(M)、ディファレンシャル装置(Gd)、及びカウンタギヤ機構(Gc)は、互いに平行な3つの軸に分かれて配置されている。

10

【0003】

ところで、車両用駆動装置の車載性を考慮すると、装置全体は極力小型化されていることが好ましい。この点に関して、特許文献1の車両用駆動装置では、回転電機、減速装置(特許文献1ではカウンタギヤ機構)、及び差動歯車装置の3つの装置が、互いに平行な3つの軸に分かれて配置されるため、装置全体が径方向に大型化しやすい。装置全体を径方向に小型化するために、これら3つの装置を同軸上に配置することが考えられるが、この場合には、装置全体が軸方向に大型化しやすくなる。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開平10-287142号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

そこで、径方向及び軸方向の双方における装置全体の小型化を図ることが可能な車両用駆動装置の実現が望まれる。

30

【課題を解決するための手段】

【0006】

車両用駆動装置は、1つの態様として、
第1車輪及び第2車輪の駆動力源となる回転電機と、
前記回転電機の回転を減速する減速装置と、
前記減速装置を介して伝達される前記回転電機からの駆動力を前記第1車輪と前記第2車輪とに分配する差動歯車装置と、を備え、
前記減速装置及び前記差動歯車装置が前記回転電機と同軸に配置され、
前記減速装置は、第1遊星歯車機構と第2遊星歯車機構とを有し、動力伝達経路の順で前記第1遊星歯車機構が前記第2遊星歯車機構よりも前記回転電機の側に配置されると共に、軸方向に沿って前記第1遊星歯車機構が前記第2遊星歯車機構よりも前記回転電機の側に配置され、

40

前記第1遊星歯車機構及び前記第2遊星歯車機構は、前記第1遊星歯車機構のスラスト力と前記第2遊星歯車機構のスラスト力とが、前記軸方向において互いに逆方向となるように斜歯のねじれ角が形成され、

前記第1遊星歯車機構の減速比である第1減速比が、前記第2遊星歯車機構の減速比である第2減速比以上とされる。

【0007】

この構成によれば、減速装置及び差動歯車装置が回転電機と同軸に配置されるため、これら3つの装置が互いに平行な3つの軸に分かれて配置される場合に比べて、車両用駆動

50

装置の径方向の寸法を小さく抑えることができる。その上で、この構成によれば、以下に述べるようにスラスト軸受を小型化することができるため、車両用駆動装置が軸方向に大型化することを抑制しつつ、これら3つの装置を同軸上に配置することができる。

【0008】

斜歯歯車は、その構造上、回転軸に平行なスラスト力を発生させる。共に斜歯歯車を用いて構成された第1遊星歯車機構及び第2遊星歯車機構がそれぞれ発生させるスラスト力の向きが互いに逆方向であれば、それぞれのスラスト力が打ち消し合うようにすることが可能となる。一般的に、スラスト力による軸方向への斜歯歯車からの荷重を受け止めるために、斜歯歯車には軸方向に隣接してスラスト軸受が配置される。発生するスラスト力が大きいとこのスラスト軸受への負荷が大きくなり、減速装置並びに車両用駆動装置の耐久性にも影響する。スラスト軸受を大型化すると車両用駆動装置の小型化の妨げとなる。本構成によれば、2つの遊星歯車機構によるスラスト力を互いに一部が打ち消し合うようにすることによってスラスト軸受への負荷を軽減することができる。

10

【0009】

ところで、スラスト力の大きさは、伝達トルクとの間に相関関係を有し、伝達トルクが大きいほどスラスト力も大きくなる。第1減速比と第2減速比とが同等の場合でも、第1遊星歯車機構で減速された後の回転が伝達される第2遊星歯車機構の伝達トルクは、第1遊星歯車機構の伝達トルクに比べて大きくなる。第1減速比が第2減速比以上であれば、減速装置の全体での減速比を維持しつつも、第1減速比と第2減速比とが同等の場合に比べて第2遊星歯車機構の伝達トルクを小さくすることができる。これにより、第1遊星歯車機構のスラスト力と第2遊星歯車機構のスラスト力との差を低減し、より多くのスラスト力が打ち消し合うようにすることができる。このように、本構成によれば、第1遊星歯車機構及び第2遊星歯車機構を支持するスラスト軸受への負荷をさらに軽減することができる。またこれにより、スラスト軸受を小型化して車両用駆動装置の軸方向の長さを短く抑えることも可能となる。

20

このように、本構成によれば、径方向及び軸方向の双方における車両用駆動装置の全体の小型化を図ることができる。

【0010】

さらなる特徴と利点は、図面を参照して説明する車両用駆動装置の実施形態についての以下の記載から明確となる。

30

【図面の簡単な説明】

【0011】

【図1】車両用駆動装置の軸方向断面図

【図2】車両用駆動装置のスケルトン図

【図3】減速装置の軸方向断面図

【図4】減速装置の斜歯の構成及びスラスト力の説明図

【図5】遊星歯車機構による差動歯車装置の一例を示す軸方向断面図

【発明を実施するための形態】

【0012】

以下、車両用駆動装置の実施形態を図面に基づいて説明する。図1は、車両用駆動装置100の軸方向断面図であり、図2は、車両用駆動装置100のスケルトン図である。車両用駆動装置100は、例えば、内燃機関及び回転電機を第1車輪501及び第2車輪502の駆動力源とするハイブリッド自動車や、回転電機を第1車輪501及び第2車輪502の駆動力源とする電気自動車に搭載される駆動装置である。図1及び図2に示すように、車両用駆動装置100は、第1車輪501及び第2車輪502の駆動力源として回転電機2のみを備えている。2輪駆動の4輪車の場合には、これによって電気自動車を実現できる。また、4輪駆動の4輪車の場合には、他の2輪を内燃機関の駆動力によって駆動することでハイブリッド車両が実現できる。当然ながら、4輪駆動の4輪車の場合には、本実施形態の車両用駆動装置100を他の2輪にも適用することで、4輪駆動の電気自動車を実現することもできる。

40

50

【0013】

尚、以下の説明において、「駆動連結」とは、2つの回転要素が駆動力を伝達可能に連結された状態を指し、当該2つの回転要素が一体的に回転するように連結された状態、或いは当該2つの回転要素が1つ又は2つ以上の伝動部材を介して駆動力を伝達可能に連結された状態を含む。このような伝動部材としては、回転を同速で又は変速して伝達する各種の部材、例えば、軸、歯車機構、ベルト、チェーン等が含まれる。尚、伝動部材として、回転及び駆動力を選択的に伝達する係合装置、例えば、摩擦係合装置、噛み合い式係合装置等が含まれていても良い。但し、下記において説明する減速装置3及び差動歯車装置4において、各回転要素について「駆動連結」という場合には、当該装置が備える3つ以上の回転要素に関して互いに他の回転要素を介することなく駆動連結されている状態を指すものとする。

10

【0014】

また、以下の説明において、「筒状」、「円筒状」などと表現した場合、多少の異形部分を有していたとしてもその全体としての概略形状が筒や円筒であることを意味する。これらに限らず、形状等に関して「状」を付して用いる他の表現に関しても同様である。

【0015】

図1及び図2に示すように、車両用駆動装置100は、ケース1と、駆動力を出力するためのロータ軸27を有する回転電機2と、遊星歯車機構を含む減速装置3と、差動歯車装置4とを備えている。減速装置3は、回転電機2の回転を減速して差動歯車装置4に駆動力を伝達する。差動歯車装置4は、第1ドライブシャフト51及び第2ドライブシャフト52のそれぞれに回転電機2からの駆動力を分配する。尚、本実施形態では、第1ドライブシャフト51は、分配出力軸53に駆動連結されている。差動歯車装置4は、第2ドライブシャフト52及び分配出力軸53に駆動力を分配し、第1ドライブシャフト51は、分配出力軸53を介して分配された駆動力を伝達される。

20

【0016】

本実施形態の車両用駆動装置100においては、回転電機2、減速装置3、差動歯車装置4、第1ドライブシャフト51、第2ドライブシャフト52、及び分配出力軸53が、回転電機2のロータ軸27を基準として同軸配置されている。従って、回転電機2のロータ軸27に沿った方向は、車両用駆動装置100の回転軸に沿った方向と等価であり、回転電機2のロータ軸27の径に沿った方向は、車両用駆動装置100の径に沿った方向と等価である。本実施形態では、回転電機2のロータ軸27に沿った方向を車両用駆動装置100の軸方向Lと称し、回転電機2のロータ軸27の径に沿った方向を車両用駆動装置100の径方向Rと称する。また、軸方向Lにおいて、減速装置3に対して回転電機2が配置される側を軸方向第1側L1と称し、減速装置3に対して差動歯車装置4が配置される側を軸方向第2側L2と称する。また、径方向Rにおいて、ロータ軸27とは反対の外側を径方向外側R1と称し、ロータ軸27側の内側を径方向内側R2と称する。

30

【0017】

また、本実施形態の車両用駆動装置100においては、動力伝達経路の順で、回転電機2、減速装置3、差動歯車装置4の順に並んで配置されている。後述するように、減速装置3は、第1遊星歯車機構31と第2遊星歯車機構32とを有している。これを考慮すると、動力伝達経路の順で、回転電機2、第1遊星歯車機構31、第2遊星歯車機構32、差動歯車装置4が記載の順に並んで配置されている。また、回転電機2と減速装置3(第1遊星歯車機構31及び第2遊星歯車機構32)と差動歯車装置4とは、軸方向Lに沿って、回転電機2、第1遊星歯車機構31、第2遊星歯車機構32、差動歯車装置4の順に並んで配置されている。つまり、動力伝達経路の順、軸方向Lに沿った配置の順の何れにおいても、第1遊星歯車機構31は第2遊星歯車機構32よりも回転電機2の側に配置されている。

40

【0018】

ケース1は、回転電機2、減速装置3、及び差動歯車装置4を内部に収容している。また、本実施形態では、ケース1は、さらに、第1ドライブシャフト51の一部(軸方向第

50

2側L2の端部)、第2ドライブシャフト52の一部(軸方向第1側L1の端部)、及び分配出力軸53も内部に收容している。ケース1は、回転電機2、減速装置3、及び差動歯車装置4の径方向外側R1を囲む筒状の周壁部10を備えて形成されている。ケース1は、ケース本体11(第1ケース部)と、本体カバー12(第2ケース部)と、底部カバー13とを有している。ケース本体11は、軸方向第1側L1の端部に位置する底部11aを有する有底筒状に形成され、底部11aとは反対側(軸方向第2側L2)に開口部を有している。本体カバー12は、軸方向第1側L1においてケース本体11に当接してその開口部を覆うように配置され、軸方向第2側L2に向かうに従って小径となる錐形筒状に形成されている。底部カバー13は、ケース本体11の底部11aよりも軸方向第1側L1で底部11aを覆うように配置される。ケース本体11と本体カバー12とは、互いに固定部材(本実施形態においては、ボルト)によって固定されている。同様に、ケース本体11と底部カバー13とも、互いに固定部材(本実施形態においては、ボルト)によって固定されている。

10

【0019】

回転電機2及び減速装置3の一部(第1遊星歯車機構31)は、ケース本体11の内部空間に配置されている。減速装置3の他の一部(第2遊星歯車機構32)、差動歯車装置4、及び第2ドライブシャフト52の一部(軸方向第1側L1の端部)は、本体カバー12の内部空間に配置されている。第1ドライブシャフト51の一部(軸方向第2側L2の端部)は、ケース本体11と底部カバー13とによって形成される内部空間に配置されている。分配出力軸53は、ケース本体11と本体カバー12と底部カバー13とによって形成される内部空間に配置されている。

20

【0020】

図3に示すように、ケース1は、支持部材14を有している。本実施形態においては、支持部材14は、第1支持材141と第2支持材142とを含む。第1支持材141はケース本体11に一体的に固定され、第2支持材142は第1支持材141に一体的に固定されている。第1支持材141は、周壁部10(ここでは、周壁部10におけるケース本体11により構成される部分)に固定されている。すなわち、本実施形態では、支持部材14は、ケース1の周壁部10に支持されている。なお、支持部材14が周壁部10と一体的に形成された構成とすることも可能である。第1支持材141は、回転電機2と減速装置3(第1遊星歯車機構31)との間において、径方向R及び周方向に沿って延在するように形成されている。第1支持材141の周方向の少なくとも一箇所において、第1支持材141の径方向外側R1の端部とケース本体11とが固定部材(本実施形態ではボルト)によって固定されている。第2支持材142は、第1遊星歯車機構31と第2遊星歯車機構32との間において、径方向R及び周方向に沿って延在するように形成されている。第2支持材142の周方向の少なくとも一箇所において、第2支持材142の径方向外側R1の端部と第1支持材141とが固定部材(本実施形態ではボルト)によって固定されている。尚、第2支持材142は、第1支持材141よりも軸方向第2側L2において、第1支持材141に一体的に固定されている。

30

【0021】

回転電機2は、ロータコア22の内部に永久磁石23を備えたロータ21と、ステータコア25にステータコイル26が巻き回されたステータ24と、ロータコア22に連結されたロータ軸27とを備えた永久磁石型回転電機である。ステータ24(具体的には、ステータコア25)は、ケース1に固定されており、具体的には、ケース1の周壁部10に固定されている。ロータコア22の径方向内側R2で、ロータ軸27がロータコア22に連結され、ロータ21とロータ軸27とが一体的に回転する。尚、本実施形態においては、回転電機2は永久磁石型回転電機であるが、例えば誘導型回転電機など他の方式の回転電機であっても良い。

40

【0022】

ロータ軸27は、円筒状に形成されている。ロータ軸27における軸方向Lに沿ってロータコア22よりも軸方向第1側L1に突出した部分は、第1ロータ軸受61を介して、

50

ケース1のケース本体11に回転可能に支持されている。ロータ軸27における軸方向Lに沿ってロータコア22よりも軸方向第2側L2に突出した部分は、第2ロータ軸受62を介して、支持部材14の第1支持材141に回転可能に支持されている。

【0023】

上述したように、本実施形態においては、減速装置3は、第1遊星歯車機構31と、第2遊星歯車機構32とを含む。第1遊星歯車機構31は、第1サンギヤS31と、第1リングギヤR31と、第1キャリアC31と、複数の第1ピニオンギヤP31とを有するシングルピニオン型の遊星歯車機構である。第1サンギヤS31は、第1遊星歯車機構31の入力要素であり、回転電機2のロータ軸27と一体回転するように連結されている。第1リングギヤR31は、第1遊星歯車機構31の固定要素であり、回転しないように第1支持材141に支持されている。すなわち、第1リングギヤR31は、第1支持材141（固定部材の一例）に対し回転不能に連結されている。第1キャリアC31は、第1遊星歯車機構31の出力要素であり、後述するように第2遊星歯車機構32の第2サンギヤS32に連結されている。このように、本実施形態では、第1サンギヤS31が回転可能な回転可能要素とされ、第1リングギヤR31が回転不能な固定要素とされている。

10

【0024】

第1ピニオンギヤP31は、第1サンギヤS31と第1リングギヤR31とに噛み合うように配置され、第1キャリアC31により回転可能に支持されている。第1ピニオンギヤP31は、第1ピニオンギヤP31の軸心回りに回転（自転）すると共に、第1サンギヤS31の軸心回りに回転（公転）するように構成されている。尚、図示は省略するが、第1ピニオンギヤP31は、第1ピニオンギヤP31の公転軌跡に沿って、互いに間隔を空けて複数設けられている。

20

【0025】

上述したように、第2遊星歯車機構32は、第1遊星歯車機構31に対して軸方向第2側L2に配置、つまり、第1遊星歯車機構31に対して回転電機2側とは反対側に配置されている。第2遊星歯車機構32は、第2サンギヤS32と、第2リングギヤR32と、第2キャリアC32と、複数の第2ピニオンギヤP32とを有するシングルピニオン型の遊星歯車機構である。

【0026】

第2サンギヤS32は、第2遊星歯車機構32の入力要素である。上述したように、第2サンギヤS32は、第1遊星歯車機構31の出力要素である第1キャリアC31に連結されている。本実施形態では、第2サンギヤS32は、第1キャリアC31とスプライン係合によって連結されている。つまり、本実施形態では、第1遊星歯車機構31と第2遊星歯車機構32とがそれぞれ独立して形成され、第1遊星歯車機構31と第2遊星歯車機構32とがスプライン係合によって連結されている形態を例示している。しかし、第1キャリアC31と第2サンギヤS32とが別の部材によって構成されている形態に限らず、第1キャリアC31と第2サンギヤS32とが一つの部品で構成されていてもよい。例えば、第1遊星歯車機構31と第2遊星歯車機構32とが一体的に構成されて、1つの減速装置3が形成されていてもよい。また、第1キャリアC31と第2サンギヤS32とが別の部材によって構成されている場合においても、スプライン係合に限らず、例えば溶接等によって両者が連結されていてもよい。

30

40

【0027】

ところで、図1及び図2に示すように、第2ドライブシャフト52は軸方向Lにおいて差動歯車装置4に隣接して配置されているが、軸方向Lにおいて第1ドライブシャフト51と差動歯車装置4との間には、回転電機2及び減速装置3が存在する。このため、第1ドライブシャフト51は、回転電機2及び減速装置3を貫通する分配出力軸53を介して差動歯車装置4に連結されている。本実施形態では、一体的に回転する第1キャリアC31及び第2サンギヤS32は、ブッシュ等の滑り軸受を介して分配出力軸53に対して回転可能に支持されている。

【0028】

50

第2リングギヤR32は、第2遊星歯車機構32の固定要素であり、周方向へ回転しないように第2支持材142に支持されている。すなわち、第2リングギヤR32は、第2支持材142（固定部材の一例）に対し回転不能に連結されている。第2キャリアC32は、第2遊星歯車機構32の出力要素である。本実施形態では、第2キャリアC32は、差動歯車装置4の差動ケースD4と一体的に形成されている。また、本実施形態では、第2キャリアC32の軸方向第1側L1の端部は、減速装置3の第1遊星歯車機構31と第2遊星歯車機構32との間において、第1差動ケース軸受66を介して、第2支持材142に回転可能に支持されている。このように、本実施形態では、第2サンギヤS32が回転可能な回転可能要素とされ、第2リングギヤR32が回転不能な固定要素とされている。

10

【0029】

第2ピニオンギヤP32は、第2サンギヤS32と第2リングギヤR32とに噛み合うように配置され、第2キャリアC32により回転可能に支持されている。第2ピニオンギヤP32は、第2ピニオンギヤP32の軸心回りに回転（自転）すると共に、第2サンギヤS32の軸心回りに回転（公転）するように構成されている。尚、図示は省略するが、第2ピニオンギヤP32は、第2ピニオンギヤP32の公転軌跡に沿って、互いに間隔を空けて複数設けられている。

【0030】

図3に示すように、支持部材14（固定部材の一例）は、第1リングギヤR31を支持する第1支持部14aと、第2リングギヤR32を支持する第2支持部14bとを有している。本実施形態では、支持部材14が備える第1支持材141に第1支持部14aが形成され、支持部材14が備える第2支持材142に第2支持部14bが形成されている。そして、第1リングギヤR31は、第1支持部14aによって外周側から少なくとも部分的に覆われた状態で、第1支持部14aに支持され、第2リングギヤR32は、第2支持部14bによって外周側から少なくとも部分的に覆われた状態で、第2支持部14bに支持されている。具体的には、第1支持部14aは、スプライン嵌合により第1リングギヤR31に対して径方向外側R1から連結されることで、第1リングギヤR31を周方向に回転不能に支持している。ここでは、第1支持部14aは、周方向の全域に亘って連続的に形成されており、第1リングギヤR31を周方向の全域に亘って覆うように配置されている。また、第2支持部14bは、スプライン嵌合により第2リングギヤR32に対して

20

30

【0031】

差動歯車装置4は、減速装置3を介して伝達される回転電機2からの駆動力を第1車輪501と第2車輪502とに分配する。具体的には、差動歯車装置4は、減速装置3を介して伝達される回転電機2からの駆動力を、分配出力軸53に駆動連結された第1ドライブシャフト51と、第2ドライブシャフト52とを介して、それぞれ第1車輪501と第2車輪502とに分配する。本実施形態では、差動歯車装置4は、入力要素としての差動ケースD4と、差動ケースD4と一体回転するように差動ケースD4に支持されたピニオンシャフトF4と、ピニオンシャフトF4に対して回転可能に支持された第1差動ピニオンギヤP41及び第2差動ピニオンギヤP42と、分配出力要素としての第1サイドギヤB41及び第2サイドギヤB42とを有している。ここでは、第1差動ピニオンギヤP41、第2差動ピニオンギヤP42、第1サイドギヤB41、及び第2サイドギヤB42は、何れも傘歯車である。つまり、差動歯車装置4は、傘歯車型のギヤ機構を備えた差動歯車装置である。

40

【0032】

差動ケースD4は、中空の部材であり、差動ケースD4の内部には、ピニオンシャフトF4と、一对の差動ピニオンギヤP4（第1差動ピニオンギヤP41及び第2差動ピニオンギヤP42）と、第1サイドギヤB41及び第2サイドギヤB42とが収容されている

50

。本実施形態においては、差動ケースD 4は、第2遊星歯車機構3 2の第2キャリアC 3 2と一体的に形成されており、第2キャリアC 3 2が差動ケースD 4の一部として構成されている。そのため、本実施形態においては、第2キャリアC 3 2の軸方向第1側L 1の端部が、差動ケースD 4の第1被支持部D 4 aとして機能する。第1被支持部D 4 aは、軸方向Lにおける第1遊星歯車機構3 1と第2遊星歯車機構3 2との間に配置されている。第1被支持部D 4 aは、支持部材1 4を介してケース1に固定された第1差動ケース軸受6 6によって直接支持されている。上述したように、第1支持材1 4 1がケース本体1 1に一体的に固定され、第1支持材1 4 1と第2支持材1 4 2とが互いに一体的に固定されている。そのため、第1被支持部D 4 aは、第1差動ケース軸受6 6を介してケース本体1 1に支持されている。

10

【0033】

また、差動ケースD 4は、軸方向Lにおける第1被支持部D 4 aとは反対側(軸方向第2側L 2)に位置する第2被支持部D 4 bを有している。ここでは、第2被支持部D 4 bは、軸方向Lに沿って第2サイドギヤB 4 2よりも軸方向第2側L 2に突出するように形成されている。第2被支持部D 4 bは、第1サイドギヤB 4 1及び第2サイドギヤB 4 2と同軸の円筒状に形成されている。第2被支持部D 4 bは、ケース1の本体カバー1 2に固定された第2差動ケース軸受6 7によって直接支持されている。つまり、第2被支持部D 4 bは、第2差動ケース軸受6 7を介して回転可能にケース1の本体カバー1 2に支持されている。

【0034】

20

ピニオンシャフトF 4は、一对の差動ピニオンギヤP 4に挿通され、それらを回転可能に支持している。ピニオンシャフトF 4は、差動ケースD 4に径方向Rに沿って形成された貫通孔に挿入されており、係止部材4 3により差動ケースD 4に係止されている。

【0035】

一对の差動ピニオンギヤP 4は、径方向Rに沿って互いに間隔を空けて対向した状態でピニオンシャフトF 4に取り付けられ、差動ケースD 4の内部空間においてピニオンシャフトF 4を中心として回転するように構成されている。

【0036】

第1サイドギヤB 4 1及び第2サイドギヤB 4 2は、差動歯車装置4における分配後の回転要素である。第1サイドギヤB 4 1と第2サイドギヤB 4 2とは、軸方向Lに沿って互いに間隔を空けて、ピニオンシャフトF 4を挟んで対向するように設けられ、差動ケースD 4の内部空間においてそれぞれの周方向に回転するように構成されている。第1サイドギヤB 4 1と第2サイドギヤB 4 2とは、それぞれ第1差動ピニオンギヤP 4 1及び第2差動ピニオンギヤP 4 2に噛み合っている。第1サイドギヤB 4 1の内周面には、分配出力軸5 3を連結するためのスプラインが形成されている。第2サイドギヤB 4 2の内周面には、第2ドライブシャフト5 2を連結するためのスプラインが形成されている。

30

【0037】

分配出力軸5 3は、差動歯車装置4によって分配された回転電機2からの駆動力を第1ドライブシャフト5 1に伝達する部材である。分配出力軸5 3は、回転電機2のロータ軸2 7の径方向内側R 2を軸方向Lに貫通している。分配出力軸5 3における軸方向第2側L 2の端部の外周面には、差動歯車装置4の第1サイドギヤB 4 1に連結するためのスプラインが形成されている。当該スプラインと第1サイドギヤB 4 1の内周面のスプラインとが係合することにより、分配出力軸5 3と第1サイドギヤB 4 1とが一体的に回転するように連結されている。分配出力軸5 3の軸方向第1側L 1の端部には、第1ドライブシャフト5 1を連結するための連結部5 3 aが形成されている。

40

【0038】

連結部5 3 aは、ケース本体1 1の内部空間における回転電機2よりも軸方向第1側L 1の部分から底部カバー1 3の内部空間にかけて延在している。連結部5 3 aは、分配出力軸5 3における連結部5 3 a以外の部分と同軸の円筒状に形成されている。連結部5 3 aは、分配出力軸5 3における連結部5 3 a以外の部分の外径よりも大きい外径を有して

50

いる。連結部 53a は、第 1 出力軸受 68 を介して回転可能にケース 1 の底部カバー 13 に支持されていると共に、第 2 出力軸受 69 を介して回転可能にケース本体 11 の底部 11a に支持されている。連結部 53a における軸方向第 2 側 L2 の部分の内周面には、第 1 ドライブシャフト 51 を連結するためのスプラインが形成されている。

【0039】

第 1 ドライブシャフト 51 は、第 1 車輪 501 に駆動連結され、第 2 ドライブシャフト 52 は、第 2 車輪 502 に駆動連結されている。尚、本実施形態においては、分配出力軸 53 の軸方向第 1 側 L1 の端部に連結部 53a が設けられ、第 1 ドライブシャフト 51 と分配出力軸 53 の連結部 53a とがスプラインによって連結されている。しかし、そのような構成に限定されることなく、例えば、分配出力軸 53 の軸方向第 1 側 L1 の端部に、

10

連結部 53a の代わりにフランジヨークが設けられ、当該フランジヨークと第 1 ドライブシャフト 51 とがボルトによって締結された構成であっても良い。

【0040】

以下、第 1 遊星歯車機構 31 及び第 2 遊星歯車機構 32 を備えた減速装置 3 の詳細な構成について説明する。上述したように、第 1 遊星歯車機構 31 は、入力要素である第 1 サンギヤ S31 が回転電機 2 (具体的には、回転電機 2 のロータ軸 27) に駆動連結され、回転電機 2 の回転を第 1 減速比で減速して、出力要素である第 1 キャリヤ C31 から駆動力を出力する。第 2 遊星歯車機構 32 は、入力要素である第 2 サンギヤ S32 が第 1 遊星歯車機構 31 の第 1 キャリヤ C31 に駆動連結され、回転電機 2 の回転をさらに第 2 減速比で減速して、出力要素である第 2 キャリヤ C32 から駆動力を出力する。

20

【0041】

本実施形態では、第 1 遊星歯車機構 31 及び第 2 遊星歯車機構 32 は、平歯車よりも強度が高く、ギヤノイズが小さいために高回転での使用にも適した斜歯歯車を用いて構成されている。但し、斜歯歯車は、構造上、回転軸に沿った方向への力であるスラスト力を生じさせる。斜歯歯車を用いた歯車装置が軸方向へ移動しようとする荷重を受け止めるために、斜歯歯車を用いた歯車装置には、一般的にスラスト軸受が設けられる。図 1 及び図 3 に示すように、第 1 遊星歯車機構 31 に対して軸方向第 1 側 L1 には第 1 スラスト軸受 71 が設けられ、第 1 遊星歯車機構 31 と第 2 遊星歯車機構 32 との軸方向 L の間には第 2 スラスト軸受 72 が設けられ、第 2 遊星歯車機構 32 に対して軸方向第 2 側 L2 には第 3 スラスト軸受 73 が設けられている。より詳しくは、第 1 スラスト軸受 71 は、第 1 サンギヤ S31 に対して軸方向第 1 側 L1 に設けられている。本実施形態では、図 3 に示すように、上述した支持部材 14 が、第 1 遊星歯車機構 31 に対して第 2 遊星歯車機構 32 が配置される側とは軸方向 L の反対側 (すなわち、第 1 遊星歯車機構 31 に対して軸方向第 1 側 L1) に配置される部分 (対象部分 14c) を有するように、ケース 1 の周壁部 10 に支持されている。ここでは、ケース 1 が備える対象部分 14c は、支持部材 14 が備える第 1 支持材 141 に形成されている。そして、軸方向 L における第 1 サンギヤ S31 と支持部材 14 (具体的には、対象部分 14c) との間に第 1 スラスト軸受 71 が配置されている。なお、支持部材 14 が周壁部 10 と一体的に形成された構成とする等、対象部分 14c が周壁部 10 と一体的に形成された構成とすることもできる。第 2 スラスト軸受 72 は、第 1 サンギヤ S31 に対して軸方向第 2 側 L2 であって第 1 キャリヤ C31 と第 2

30

40

【0042】

図 4 は、減速装置 3 の斜歯の構成及びスラスト力を示している。第 1 遊星歯車機構 31

50

及び第2遊星歯車機構32は、第1遊星歯車機構31のスラスト力である第1スラスト力SF1と第2遊星歯車機構32のスラスト力である第2スラスト力SF2とが、軸方向Lにおいて互いに逆方向となるように斜歯のねじれ角が形成されている。すなわち、第1遊星歯車機構31の回転可能要素（本実施形態では、第1サンギヤS31）の斜歯のねじれ角と、第2遊星歯車機構32の回転可能要素（本実施形態では、第2サンギヤS32）の斜歯のねじれ角とが、軸方向Lにおいて互いに逆方向となるように形成されている。共に斜歯歯車を用いて構成された第1遊星歯車機構31及び第2遊星歯車機構32がそれぞれ発生させるスラスト力（SF1, SF2）の向きが互いに逆方向であれば、それぞれのスラスト力（SF1, SF2）の少なくとも一部が打ち消し合うようにすることが可能となる。本実施形態では、第1車輪501及び第2車輪502に回転電機2の前進方向の駆動力を伝達する場合に、第1サンギヤS31に発生する第1スラスト力SF1と、第2サンギヤS32に発生する第2スラスト力SF2とが、互いに対向する方向となるように、斜歯のねじれ角が設定されている。車輪（501, 502）が駆動される方向は、車両が後進する場合に比べて車両が前進する場合の方が多いため、第1車輪501及び第2車輪502に回転電機2の前進方向の駆動力を伝達する場合において、両スラスト力（SF1, SF2）が軸方向Lに対向すると好適である。これにより、第1サンギヤS31及び第2サンギヤS32に対して軸方向Lの外側に配置された第1スラスト軸受71及び第3スラスト軸受73に掛かる荷重を低減できる。

10

【0043】

このように、本実施形態では、第1車輪501及び第2車輪502に回転電機2の前進方向の駆動力を伝達する場合に第1スラスト力SF1と第2スラスト力SF2とが互いに対向する方向となるように、斜歯のねじれ角を設定しているが、第1車輪501及び第2車輪502に回転電機2の回生駆動力（回生トルク）を伝達する場合に第1スラスト力SF1と第2スラスト力SF2とが互いに対向する方向となるように、斜歯のねじれ角を設定してもよい。

20

【0044】

スラスト力が大きい場合にはスラスト軸受への負荷が大きくなり、減速装置3の耐久性にも影響する。しかし、これらのスラスト軸受を大型化すると減速装置3が軸方向Lに長くなって小型化の妨げとなる。第1サンギヤS31に発生する第1スラスト力SF1と第2サンギヤS32に発生する第2スラスト力SF2の少なくとも一部が打ち消し合うようにすることによって第1スラスト軸受71及び第3スラスト軸受73への負荷を軽減できる。その結果、第1スラスト軸受71及び第3スラスト軸受73が小型であっても、減速装置3の耐久性を確保することができる。つまり、遊星歯車機構に生じるスラスト力を軽減して車両用駆動装置100の軸方向Lの長さを短縮することができる。

30

【0045】

図4に示すように、スラスト力は、斜歯に直交する方向に生じる力を、回転軸（ここでは軸方向Lに一致する）に平行な方向と回転軸に直交する方向とにベクトル分解した内の、回転軸に平行な成分に相当する。つまり、スラスト力は、斜歯に直交する方向に生じる力が大きいほど大きくなる。このため、スラスト力の大きさは、伝達トルクとの間に相関関係を有し、伝達トルクが大きいほどスラスト力も大きくなる。

40

【0046】

第2遊星歯車機構32は、動力伝達経路の順で第1遊星歯車機構31に対して減速装置3の出力側に配置されている。第1遊星歯車機構31の減速比（第1減速比）と第2遊星歯車機構32の減速比（第2減速比）とが同等の場合でも、第1遊星歯車機構31で減速された後の回転が伝達される第2遊星歯車機構32の伝達トルクは、第1遊星歯車機構31の伝達トルクに比べて大きくなる。従って、第1減速比と第2減速比とが同等の場合でも、第1スラスト力SF1に比べて第2スラスト力SF2の方が大きくなる。そこで、第1減速比は、第2減速比以上となるように設定される。より好ましくは、第1減速比は第2減速比よりも大きくなるように設定される。

【0047】

50

第1減速比が第2減速比以上であれば、特に第1減速比を第2減速比よりも大きくすれば、減速装置3の全体での減速比を維持しつつも、第1減速比と第2減速比とが同等の場合に比べて、第2遊星歯車機構32にされる回転速度が低くなると共に、第2遊星歯車機構32へのトルクが大きくなる。すなわち、第1減速比を第2減速比よりも大きくすれば、相対的に大きい第2遊星歯車機構32の伝達トルクが小さくなり、相対的に小さい第1遊星歯車機構31の伝達トルクが大きくなる。

【0048】

つまり、第1減速比を第2減速比よりも大きくすれば、第1減速比と第2減速比とが同等の場合に比べて、第1スラスト力 $S F 1$ を大きくし、第2スラスト力 $S F 2$ を小さくすることができる。その結果、相対的に大きい第2スラスト力 $S F 2$ が小さくなり、相対的に小さい第1スラスト力 $S F 1$ が大きくなる。これにより、第1スラスト力 $S F 1$ と第2スラスト力 $S F 2$ との差が低減され、より多くのスラスト力が打ち消し合うようにすることができる。このため、本実施形態では、第1遊星歯車機構31の減速比である第1減速比は、第2遊星歯車機構32の減速比である第2減速比よりも大きい。

【0049】

また、スラスト力の大きさは、斜歯歯車における斜歯のねじれ角との間にも相関関係を有し、ねじれ角が大きいほどスラスト力も大きくなる。ここで、ねじれ角とは、斜歯歯車の回転軸と斜歯歯車の歯筋とのなす角度である。斜歯に直交する方向に生じる力が同じ場合には、ねじれ角が大きいほど、回転軸に沿った成分であるスラスト力が大きくなる。

【0050】

図4に示すように、第1遊星歯車機構31の斜歯のねじれ角である第1ねじれ角 $\theta 1$ が、第2遊星歯車機構32の斜歯のねじれ角である第2ねじれ角 $\theta 2$ よりも大きいと、歯車機構から出力される力の中でスラスト力の占める割合が、第2遊星歯車機構32に比べて第1遊星歯車機構31の方が大きくなる。上述したように、第1遊星歯車機構31の伝達トルクに比べて、第2遊星歯車機構32の伝達トルクの方が大きいため、第2遊星歯車機構32の方がスラスト力も大きくなる傾向がある。しかし、第1ねじれ角 $\theta 1$ が第2ねじれ角 $\theta 2$ よりも大きいと、伝達トルクの差に起因するスラスト力の大きさの差を低減させることができる。

【0051】

尚、本実施形態では、第1サンギヤ $S 3 1$ 及び第2サンギヤ $S 3 2$ が回転可能な回転可能要素であり、第1リングギヤ $R 3 1$ 及び第2リングギヤ $R 3 2$ が回転不能な固定要素であって、第1サンギヤ $S 3 1$ に発生する第1スラスト力 $S F 1$ と第2サンギヤ $S 3 2$ に発生する第2スラスト力 $S F 2$ とが、互いに対向する方向に作用して互いの力の少なくとも一部を打ち消し合う形態を例示した。しかし、このような構成に限らず、例えば、第1リングギヤ $R 3 1$ 及び第2リングギヤ $R 3 2$ が回転可能な回転可能要素であり、第1サンギヤ $S 3 1$ 及び第2サンギヤ $S 3 2$ が回転不能な固定要素であって、第1リングギヤ $R 3 1$ 及び第2リングギヤ $R 3 2$ がスラスト軸受により軸方向 L に支持される構成としても良い。この場合には、第1リングギヤ $R 3 1$ に発生する第1スラスト力 $S F 1$ と第2リングギヤ $R 3 2$ に発生する第2スラスト力 $S F 2$ とが、互いに対向する方向に作用するように斜歯のねじれ角が設定されていると好適である。この場合にも、互いの力の少なくとも一部が打ち消し合うようにすることで、減速装置3の全体のスラスト力を低減することができる。尚、この場合、第1サンギヤ $S 3 1$ に発生する第1スラスト力 $S F 1$ と第2サンギヤ $S 3 2$ に発生する第2スラスト力 $S F 2$ とは、互いに離間する方向に作用する。

【0052】

第2遊星歯車機構32は、動力伝達経路の順で第1遊星歯車機構31に対して減速装置3の出力側に配置されており、第1遊星歯車機構31で減速された後の回転電機2の駆動力が第2遊星歯車機構32に伝達される。従って、伝達トルクは、第1遊星歯車機構31に比べて、第2遊星歯車機構32の方が大きくなる。機械的な強度等の観点より、伝達トルクが大きいほど、軸方向 L に沿ったギヤの幅(歯幅)を大きくすることが好ましい。相対的に伝達トルクが大きい第2遊星歯車機構32の第2ギヤ幅 $W 2$ に比べて、相対的に伝

10

20

30

40

50

達トルクが小さい第1遊星歯車機構31の第1ギヤ幅 W_1 を小さくすることで、伝達トルクの大きさに応じた適切な構造を有する減速装置3を構成することができる。また、これにより、減速装置3の軸方向Lの長さを短く抑えることができる。本実施形態では、第1減速比が第2減速比よりも大きい形態を例示しているが、第1減速比と第2減速比との大小関係に拘わらず、図3に示すように、第1ギヤ幅 W_1 は、第2ギヤ幅 W_2 よりも小さいと好適である。

【0053】

さらに、第2ギヤ幅 W_2 は、第1ギヤ幅 W_1 に第1減速比を乗じた長さよりも小さいと好ましい。第1ギヤ幅 W_1 と第2ギヤ幅 W_2 との比率を、それぞれの入力トルクに比例させた場合には、第2ギヤ幅 W_2 は第1ギヤ幅 W_1 に第1減速比を乗じた長さとなる。但し、第2遊星歯車機構32は、伝達トルクが第1遊星歯車機構31よりも大きいものの、回転速度は第1遊星歯車機構31よりも低い。つまり、回転速度が低いために、第1ギヤ幅 W_1 に第1減速比を乗じた長さより、第2ギヤ幅 W_2 が小さくても必要な耐久性を確保することができる。第2ギヤ幅 W_2 が第1ギヤ幅 W_1 に第1減速比を乗じた長さよりも小さければ、第2遊星歯車機構32の軸方向Lの長さを短縮することができ、それによって減速装置3の全体の軸方向Lの長さも短縮することができる。

【0054】

上述したように、本実施形態では、第1減速比が第2減速比よりも大きい。そして、本実施形態では、第2サンギヤ S_{32} の径である第2サンギヤ径 d_2 が、第1サンギヤ S_{31} の径である第1サンギヤ径 d_1 よりも大きい。上述したように、第1遊星歯車機構31及び第2遊星歯車機構32は、リングギヤを固定要素とし、サンギヤを入力要素とし、キャリアを出力要素とする。例えば、リングギヤが同一径であれば、サンギヤの径が小さいほど、減速比が大きくなる。つまり、径や歯数などの各ギヤの構成が多少異なっていたとしても、サンギヤの径が小さい方が減速比を大きくすることが容易である。図3に示すように、本実施形態では、第2サンギヤ径 d_2 が第1サンギヤ径 d_1 よりも大きい。従って、第1減速比が第2減速比よりも大きい減速装置3が適切に実現される。

【0055】

〔その他の実施形態〕

以下、その他の実施形態について説明する。尚、以下に説明する各実施形態の構成は、それぞれ単独で適用されるものに限られず、矛盾が生じない限り、他の実施形態の構成と組み合わせて適用することも可能である。

【0056】

(1) 上記においては、傘歯車型の差動歯車装置4を例示した。しかし、差動歯車装置4は、傘歯車型に限定されることなく、図5に示す第3遊星歯車機構9のように遊星歯車式であってもよい。図5に示すように、第3遊星歯車機構9は、ダブルピニオン型の遊星歯車機構であり、第3サンギヤ S_9 、第3キャリア C_9 、及び第3リングギヤ R_9 を有している。第3リングギヤ R_9 は、第3遊星歯車機構9の入力要素であり、第2遊星歯車機構32の第2キャリア C_{32} と一体回転するように連結されている。また、第3サンギヤ S_9 及び第3キャリア C_9 が第3遊星歯車機構9の分配出力要素である。ここでは、第3キャリア C_9 は分配出力軸53に連結され、第3サンギヤ S_9 には第2ドライブシャフト52を連結するための連結部(スプライン)が形成されている。

【0057】

(2) 上記においては、差動歯車装置4の差動ケース D_4 が、第2遊星歯車機構32の第2キャリア C_{32} と一体的に形成された構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、差動ケース D_4 と第2キャリアと C_{32} とが互いに分離可能な構成(例えば、ボルト、スプライン等で互いに連結された構成)であっても良い。

【0058】

(3) 上記においては、第2ギヤ幅 W_2 が、第1ギヤ幅 W_1 に第1減速比を乗じた長さよりも小さい構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、第2ギヤ幅 W_2 を、第1ギヤ幅 W_1 に第1減速比を乗じた長さと同じ、或いはそれよりも大

10

20

30

40

50

きくしても良い。

【0059】

(4) 上記においては、第2サンギヤ径 2が第1サンギヤ径 1よりも大きい構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、第2サンギヤ径 2を第1サンギヤ径 1よりも小さくしても良いし、第2サンギヤ径 2と第1サンギヤ径 1とが同じであっても良い。この場合、第1遊星歯車機構 31の第1減速比が第2遊星歯車機構 32の第2減速比よりも大きくなるようにするため、第2リングギヤ R 32の径を第1リングギヤ R 31の径よりも小さくすると良い。

【0060】

(5) 上記においては、第1遊星歯車機構 31の斜歯のねじれ角(第1ねじれ角 1)が、第2遊星歯車機構 32の斜歯のねじれ角(第2ねじれ角 2)よりも大きい構成を例として説明した。しかし、そのような構成に限定されることなく、第1ねじれ角 1と、第2ねじれ角 2とが同じであっても良い。また、第1ねじれ角 1が、第2ねじれ角 2よりも小さくても良い。

10

【0061】

(6) 上記においては、減速装置 3が軸方向 Lにおける回転電機 2と差動歯車装置 4との間に配置されている形態を例示した。しかし、減速装置 3及び差動歯車装置 4が回転電機 2と同軸に配置され、減速装置 3を介して伝達される回転電機 2からの駆動力を差動歯車装置 4が2つの車輪(501, 502)に分配する構造が満足できれば、減速装置 3が軸方向 Lにおける回転電機 2と差動歯車装置 4との間に配置されていなくてもよい。

20

【0062】

〔実施形態の概要〕

以下、上記において説明した車両用駆動装置(100)の概要について簡単に説明する。

【0063】

車両用駆動装置(100)は、1つの態様として、

第1車輪(501)及び第2車輪(502)の駆動力源となる回転電機(2)と、

前記回転電機(2)の回転を減速する減速装置(3)と、

前記減速装置(3)を介して伝達される前記回転電機(2)からの駆動力を前記第1車輪(501)と前記第2車輪(502)とに分配する差動歯車装置(4)と、を備え、

30

前記減速装置(3)及び前記差動歯車装置(4)が前記回転電機(2)と同軸に配置され、

前記減速装置(3)は、第1遊星歯車機構(31)と第2遊星歯車機構(32)とを有し、動力伝達経路の順で前記第1遊星歯車機構(31)が前記第2遊星歯車機構(32)よりも前記回転電機(2)の側に配置されると共に、前記軸方向(L)に沿って前記第1遊星歯車機構(31)が前記第2遊星歯車機構(32)よりも前記回転電機(2)の側に配置され、

前記第1遊星歯車機構(31)及び前記第2遊星歯車機構(32)は、前記第1遊星歯車機構(31)のスラスト力(SF1)と前記第2遊星歯車機構(32)のスラスト力(SF2)とが、軸方向(L)において互いに逆方向となるように斜歯のねじれ角が形成され、

40

前記第1遊星歯車機構(31)の減速比である第1減速比が、前記第2遊星歯車機構(32)の減速比である第2減速比以上とされる。

【0064】

この構成によれば、減速装置(3)及び差動歯車装置(4)が回転電機(2)と同軸に配置されるため、これら3つの装置(3, 4, 5)が互いに平行な3つの軸に分かれて配置される場合に比べて、車両用駆動装置(100)の径方向(R)の寸法を小さく抑えることができる。その上で、この構成によれば、以下に述べるようにスラスト軸受(71, 73)を小型化することができるため、車両用駆動装置(100)が軸方向(L)に大型化することを抑制しつつ、これら3つの装置(3, 4, 5)を同軸上に配置することがで

50

きる。

【0065】

斜歯歯車は、その構造上、回転軸に平行なスラスト力を発生させる。共に斜歯歯車を用いて構成された第1遊星歯車機構(31)及び第2遊星歯車機構(32)がそれぞれ発生させるスラスト力(SF1, SF2)の向きが互いに逆方向であれば、それぞれのスラスト力(SF1, SF2)が打ち消し合うようにすることが可能となる。一般的に、スラスト力による軸方向(L)への斜歯歯車からの荷重を受け止めるために、斜歯歯車には軸方向(L)に隣接してスラスト軸受が配置される。発生するスラスト力が大きいとこのスラスト軸受への負荷が大きくなり、減速装置(3)並びに車両用駆動装置(100)の耐久性にも影響する。スラスト軸受を大型化すると車両用駆動装置(100)の小型化の妨げとなる。本構成によれば、2つの遊星歯車機構(31, 32)によるスラスト力(SF1, SF2)を互いに一部が打ち消し合うようにすることによってスラスト軸受(71, 73)への負荷を軽減することができる。

10

【0066】

ところで、スラスト力の大きさは、伝達トルクとの間に相関関係を有し、伝達トルクが大きいほどスラスト力も大きくなる。第1減速比と第2減速比とが同等の場合でも、第1遊星歯車機構(31)で減速された後の回転が伝達される第2遊星歯車機構(32)の伝達トルクは、第1遊星歯車機構(31)の伝達トルクに比べて大きくなる。第1減速比が第2減速比以上であれば、減速装置(3)の全体での減速比を維持しつつも、第1減速比と第2減速比とが同等の場合に比べて第2遊星歯車機構(32)の伝達トルクを小さくすることができる。これにより、第1遊星歯車機構(31)のスラスト力(SF1)と第2遊星歯車機構(32)のスラスト力(SF2)との差を低減し、より多くのスラスト力が打ち消し合うようにすることができる。このように、本構成によれば、第1遊星歯車機構(31)及び第2遊星歯車機構(32)を支持するスラスト軸受(71, 73)への負荷をさらに軽減することができる。またこれにより、スラスト軸受(71, 73)を小型化して車両用駆動装置(100)の軸方向(L)の長さを短く抑えることも可能となる。

20

このように、本構成によれば、径方向(R)及び軸方向(L)の双方における車両用駆動装置(100)の全体の小型化を図ることができる。

【0067】

ここで、前記軸方向(L)における前記第1遊星歯車機構(31)と前記第2遊星歯車機構(32)との間に配置された伝達部材(72)を介して、前記第1遊星歯車機構(31)及び前記第2遊星歯車機構(32)の互いに対向するスラスト力(SF1, SF2)が伝達されると好適である。

30

【0068】

この構成によれば、第1遊星歯車機構(31)が発生させるスラスト力(SF1)と、第2遊星歯車機構(32)が発生させるスラスト力(SF2)とが互いに対向する向きである場合に、伝達部材(72)を介してそのスラスト力が伝達される。従って、両遊星歯車機構(31, 32)が、それぞれ発生させる互いに逆方向のスラスト力(SF1, SF2)を適切にベクトル合成させて、スラスト力(SF1, SF2)が互いに一部打ち消し合うようにすることができる。

40

【0069】

また、前記第1遊星歯車機構(31)及び前記第2遊星歯車機構(32)は、前記回転電機(2)の前進方向の駆動力を前記第1車輪(501)及び前記第2車輪(502)に伝達する場合に、前記伝達部材(72)を介して伝達されるスラスト力(SF2)が前記軸方向(L)において互いに対向するように、斜歯のねじれ角が形成されていると好適である。

【0070】

スラスト力の方向は、各遊星歯車機構(31, 32)に伝達される駆動力の向きによって異なる。上述したように、伝達部材(72)を介して伝達されるスラスト力(SF1, SF2)が、軸方向(L)において互いに対向すると、両スラスト力(SF1, SF2)

50

は、軸方向（L）の両端部に配置されたスラスト軸受（71，73）からそれぞれ離間する方向に作用する。その結果、軸方向（L）の両端部に配置されたスラスト軸受（71，73）への負荷を軽減することができる。車輪（501，502）が駆動される方向は、後進に比べて前進の方が多いため、軸方向（L）の両側に配置されたスラスト軸受（71，73）への負荷を軽減する上では、第1車輪（501）及び第2車輪（502）に前進方向の駆動力を伝達する場合において、両スラスト力（SF1，SF2）が軸方向（L）に対向すると好適である。

【0071】

また、前記第1遊星歯車機構（31）及び前記第2遊星歯車機構（32）は、それぞれサンギヤ（S31，S32）とキャリア（C31，C32）とリングギヤ（R31，R42）とを有し、前記第1遊星歯車機構（31）及び前記第2遊星歯車機構（32）の双方における前記サンギヤ（S31，S32）及び前記リングギヤ（R31，R32）の何れか一方が回転可能な回転可能要素であり、何れか他方が回転不能な固定要素であり、前記回転可能要素の斜歯のねじれ角が前記軸方向（L）において互いに逆方向となるように形成されていると好適である。

10

【0072】

この構成によれば、2つの遊星歯車機構（31，32）の軸方向（L）に隣接する回転要素（入力要素）の斜歯のねじれ角が互いに逆方向に形成されるので、両遊星歯車機構（31，32）がそれぞれ発生させるスラスト力（SF1，SF2）を、適切に一部が打ち消し合うようにすることができる。

20

【0073】

また、前記第1遊星歯車機構（31）は、前記回転電機（2）に駆動連結される第1サンギヤ（S31）と、第1キャリア（C31）と、固定部材（141）に対し回転不能に連結される第1リングギヤ（R31）とを有し、前記第2遊星歯車機構（32）は、前記第1キャリア（C31）に駆動連結される第2サンギヤ（S32）と、第2キャリア（C32）と、固定部材（142）に対し回転不能に連結される第2リングギヤ（R32）とを有し、前記第1サンギヤ（S31）の斜歯のねじれ角と前記第2サンギヤ（S32）の斜歯のねじれ角とが前記軸方向（L）において互いに逆方向となるように形成されていると好適である。

【0074】

30

この構成によれば、2つの遊星歯車機構（31，32）の軸方向（L）に隣接するサンギヤ（S31，S32）の斜歯のねじれ角が互いに逆方向に形成されるので、両遊星歯車機構（31，32）がそれぞれ発生させるスラスト力（SF1，SF2）を、適切に一部が打ち消し合うようにすることができる。

【0075】

さらに、前記軸方向（L）における前記第1サンギヤ（S31）と前記第2サンギヤ（S32）との間にスラスト軸受（72）が配置されていると好適である。

【0076】

この構成によれば、第1遊星歯車機構（31）の第1サンギヤ（S31）が発生させるスラスト力（SF1）と、第2遊星歯車機構（32）の第2サンギヤ（S32）が発生させるスラスト力（SF2）とが、スラスト軸受（72）を介して互いに伝達される。従って、第1サンギヤ（S31）と第2サンギヤ（S32）とが、それぞれ発生させる互いに逆方向のスラスト力（SF1，SF2）を適切にベクトル合成させて、スラスト力（SF1，SF2）が互いに一部打ち消し合うようにすることができる。

40

【0077】

また、前記回転電機（2）、前記減速装置（3）、及び前記差動歯車装置（4）を収容するケース（1）を更に備え、前記ケース（1）は、前記第1遊星歯車機構（31）に対して前記第2遊星歯車機構（32）が配置される側とは前記軸方向（L）の反対側に配置される対象部分（14c）を有し、前記第1遊星歯車機構（31）は、前記回転電機（2）に駆動連結される第1サンギヤ（S31）を有し、前記軸方向（L）における前記第1

50

サンギヤ (S 3 1) と前記対象部分 (1 4 c) との間にスラスト軸受 (7 1) が配置されていると好適である。

【 0 0 7 8 】

この構成によれば、第 1 サンギヤ (S 3 1) が軸方向 (L) において第 2 遊星歯車機構 (3 2) から離れる側に移動することを、スラスト軸受 (7 1) によって規制することができる。なお、上述したように、2 つの遊星歯車機構 (3 1 , 3 2) によるスラスト力 (S F 1 , S F 2) を互いに一部が打ち消し合うようにすることができるため、スラスト軸受 (7 1) への負荷を軽減して当該スラスト軸受 (7 1) の小型化を図ることができる。

【 0 0 7 9 】

また、前記減速装置 (3) は、前記軸方向 (L) における前記回転電機 (2) と前記差動歯車装置 (4) との間に配置されていると好適である。

10

【 0 0 8 0 】

この構成によれば、簡素な車両用駆動装置 (1 0 0) を構成することができ、車両用駆動装置 (1 0 0) の小型化が実現される。

【 0 0 8 1 】

ここで、前記第 1 遊星歯車機構 (3 1) の前記軸方向 (L) に沿ったギヤの幅である第 1 ギヤ幅 (W 1) は、前記第 2 遊星歯車機構 (3 2) の前記軸方向 (L) に沿ったギヤの幅である第 2 ギヤ幅 (W 2) よりも小さいと好適である。

【 0 0 8 2 】

第 2 遊星歯車機構 (3 2) は、動力伝達経路の順で第 1 遊星歯車機構 (3 1) に対して減速装置 (3) の出力側に配置されており、第 1 遊星歯車機構 (3 1) で減速された後の回転電機 (2) の駆動力が第 2 遊星歯車機構 (3 2) に伝達される。従って、伝達トルクは、第 1 遊星歯車機構 (3 1) に比べて、第 2 遊星歯車機構 (3 2) の方が大きい。機械的な強度等の観点より、伝達トルクが大きいほど、軸方向 (L) に沿ったギヤの幅を大きくすることが好ましい。相対的に伝達トルクが大きい第 2 遊星歯車機構 (3 2) の第 2 ギヤ幅 (W 2) に比べて、相対的に伝達トルクが小さい第 1 遊星歯車機構 (3 1) の第 1 ギヤ幅 (W 1) を小さくすることで、伝達トルクの大きさに応じた構造を持った適切な減速装置 (3) を構成することができる。これにより、減速装置 (3) の軸方向 (L) の長さを短く抑えることができる。

20

【 0 0 8 3 】

また、上記のように、前記第 1 遊星歯車機構 (3 1) の前記軸方向 (L) に沿ったギヤの幅である第 1 ギヤ幅 (W 1) が、前記第 2 遊星歯車機構 (3 2) の前記軸方向 (L) に沿ったギヤの幅である第 2 ギヤ幅 (W 2) よりも小さい場合において、前記第 2 ギヤ幅 (W 2) が、前記第 1 ギヤ幅 (W 1) に前記第 1 減速比を乗じた長さよりも小さいと好適である。

30

【 0 0 8 4 】

第 1 ギヤ幅 (W 1) と第 2 ギヤ幅 (W 2) との比率を、それぞれの入力トルクに比例させた場合には、第 2 ギヤ幅 (W 2) は第 1 ギヤ幅 (W 1) に第 1 減速比を乗じた長さとなる。但し、第 2 遊星歯車機構 (3 2) は、伝達トルクは第 1 遊星歯車機構 (3 1) よりも大きいものの、回転速度は第 1 遊星歯車機構 (3 1) よりも低い。従って、第 1 ギヤ幅 (W 1) に第 1 減速比を乗じた長さよりも、第 2 ギヤ幅 (W 2) が小さくても必要な耐久性を確保することができる。第 2 ギヤ幅 (W 2) が第 1 ギヤ幅 (W 1) に第 1 減速比を乗じた長さよりも小さいことにより、第 2 遊星歯車機構 (3 2) の軸方向 (L) の長さを短縮することができる。それによって減速装置 (3) の全体の軸方向 (L) の長さも短縮することができる。

40

【 0 0 8 5 】

また、前記第 1 遊星歯車機構 (3 1) が、第 1 サンギヤ (S 3 1) と第 1 キャリヤ (C 3 1) と第 1 リングギヤ (R 3 1) とを有し、前記第 2 遊星歯車機構 (3 2) が、第 2 サンギヤ (S 3 2) と第 2 キャリヤ (C 3 2) と第 2 リングギヤ (R 3 2) とを有し、前記第 1 サンギヤ (S 3 1) の径 (1) が、前記第 2 サンギヤ (S 3 2) の径 (2) より

50

も小さいと好適である。

【0086】

例えば、同一径のリングギヤを固定要素とし、サンギヤを入力要素とし、キャリアを出力要素とする遊星歯車機構の場合、サンギヤの径が小さいほど、減速比が大きくなる。つまり、各ギヤの構成（径、歯数等）が多少異なっていたとしても、サンギヤの径が小さい方が減速比を大きくし易い。第1サンギヤ（S31）の径（1）が、第2サンギヤ（S32）の径（2）よりも小さいと、第2遊星歯車機構（32）に比べて第1遊星歯車機構（31）の減速比を大きくし易くなる。従って、本構成によれば、第1減速比が、第2減速比よりも大きい減速装置（3）を容易に実現することができる。

【0087】

ここで、前記第1遊星歯車機構（31）の斜歯のねじれ角（1）は、前記第2遊星歯車機構（32）の斜歯のねじれ角（2）よりも大きいと好適である。

【0088】

上述したように、スラスト力の大きさは、伝達トルクとの間に相関関係を有し、伝達トルクが大きいほどスラスト力も大きくなる。第2遊星歯車機構（32）の伝達トルクは、第1遊星歯車機構（31）の伝達トルクに比べて大きいため、第2遊星歯車機構（32）のスラスト力（SF2）は第1遊星歯車機構（31）のスラスト力（SF1）よりも大きくなる。また、スラスト力の大きさは、斜歯歯車における斜歯のねじれ角との間にも相関関係を有し、ねじれ角が大きいほどスラスト力も大きくなる。第1遊星歯車機構（31）の斜歯のねじれ角（1）が、第2遊星歯車機構（32）の斜歯のねじれ角（2）よりも大きいと、歯車機構から出力される力の内でスラスト力の占める割合が、第2遊星歯車機構（32）に比べて第1遊星歯車機構（31）の方が大きくなる。即ち、本構成によれば、伝達トルクの差によって生じるスラスト力の大きさの差を、斜歯のねじれ角によって低減することができる。つまり、2つの遊星歯車機構（31, 32）によるスラスト力が適切に打ち消し合うようにして、スラスト軸受（71, 73）への負荷を軽減することができる。その結果、軸方向（L）の長さが短く、耐久性に優れた減速装置（3）並びに車両駆動装置（100）を実現することができる。

【符号の説明】

【0089】

- | | | |
|-----|-------------------------|----|
| 1 | : ケース | 30 |
| 2 | : 回転電機 | |
| 3 | : 減速装置 | |
| 4 | : 差動歯車装置 | |
| 9 | : 第3遊星歯車機構（差動歯車装置） | |
| 10 | : 周壁部 | |
| 14 | : 支持部材 | |
| 14c | : 対象部分 | |
| 31 | : 第1遊星歯車機構 | |
| 32 | : 第2遊星歯車機構 | |
| 71 | : 第1スラスト軸受（スラスト軸受） | 40 |
| 72 | : 第2スラスト軸受（伝達部材、スラスト軸受） | |
| 100 | : 車両駆動装置 | |
| 501 | : 第1車輪 | |
| 502 | : 第2車輪 | |
| C31 | : 第1キャリア（伝達部材） | |
| C32 | : 第2キャリア | |
| L | : 軸方向 | |
| R31 | : 第1リングギヤ | |
| R32 | : 第2リングギヤ | |
| S31 | : 第1サンギヤ | 50 |

- S 3 2 : 第 2 サンギヤ
- S F 1 : 第 1 スラスト力 (第 1 遊星歯車機構のスラスト力)
- S F 2 : 第 2 スラスト力 (第 2 遊星歯車機構のスラスト力)
- W 1 : 第 1 ギヤ幅
- W 2 : 第 2 ギヤ幅
- 1 : 第 1 ねじれ角 (第 1 遊星歯車機構の斜歯のねじれ角)
- 2 : 第 2 ねじれ角 (第 2 遊星歯車機構の斜歯のねじれ角)
- 1 : 第 1 サンギヤ径 (第 1 サンギヤの径)
- 2 : 第 2 サンギヤ径 (第 2 サンギヤの径)

【 図 1 】

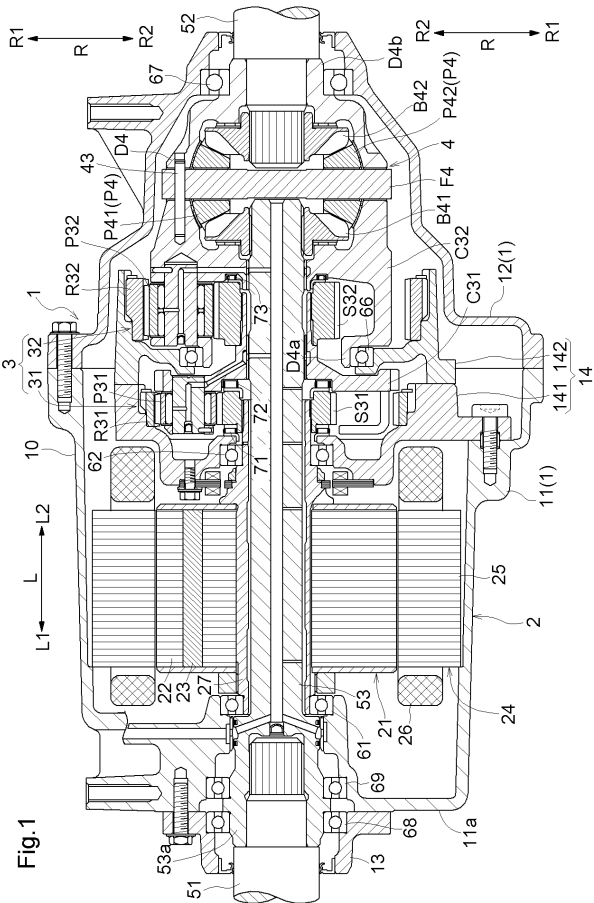


Fig.1

【 図 2 】

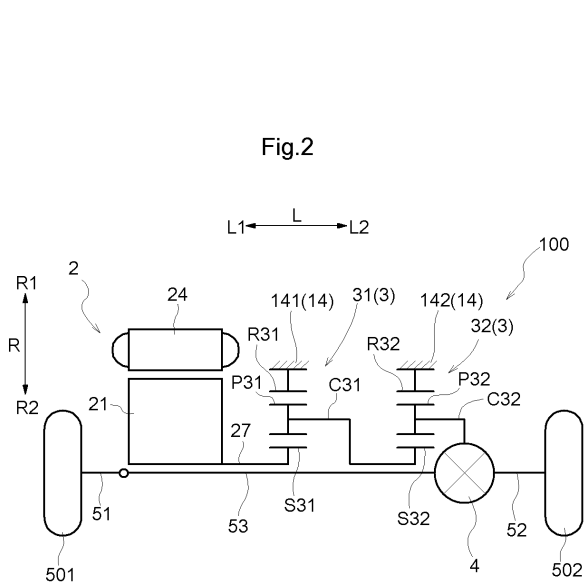
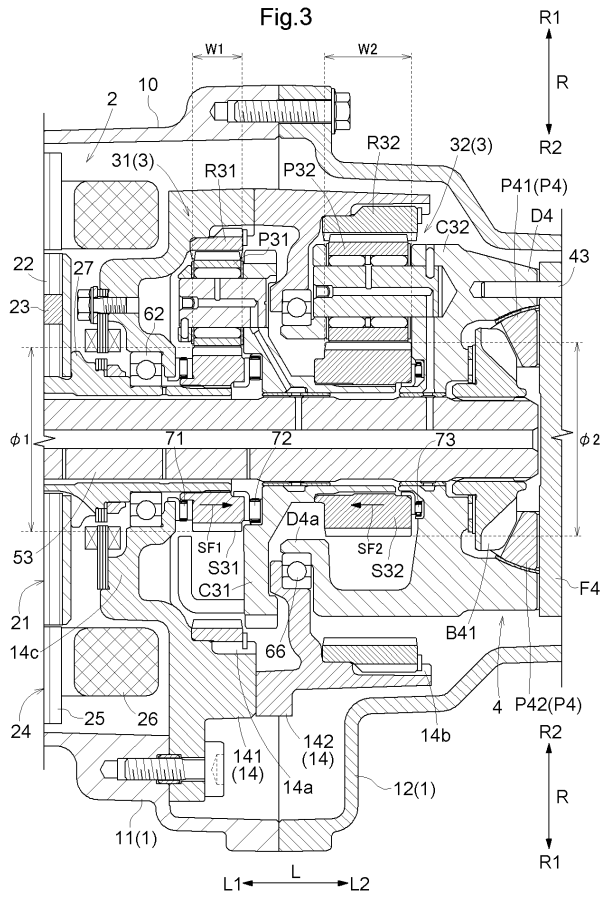
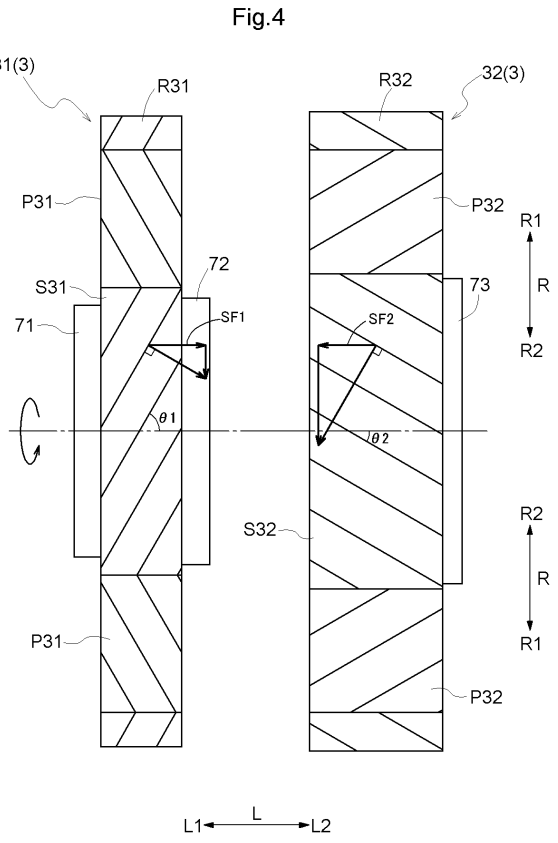


Fig.2

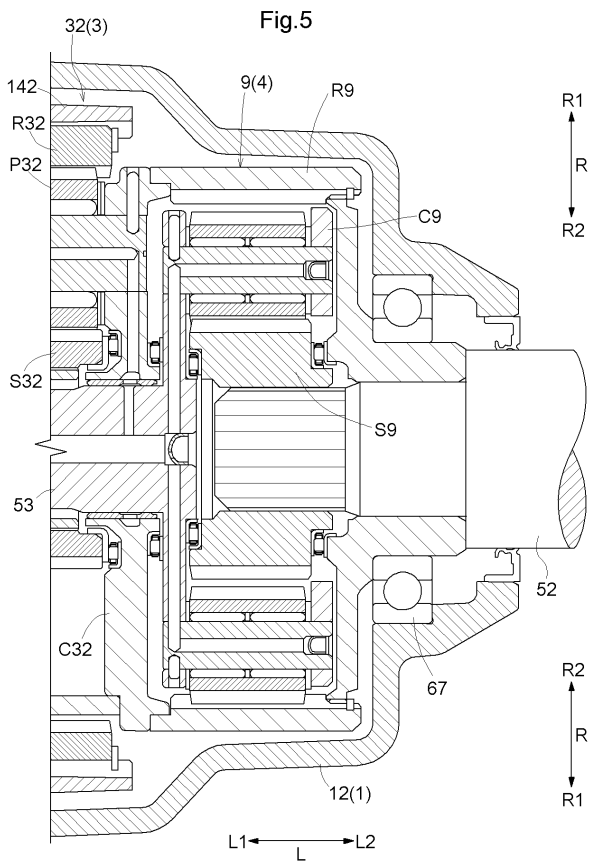
【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 5 】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
B 6 0 K 17/04 (2006.01) B 6 0 K 17/04 G

審査官 鷺巣 直哉

(56)参考文献 特開2001-330111(JP,A)
特開平09-089063(JP,A)
特開2017-158377(JP,A)
特開2001-330085(JP,A)
特開2004-116408(JP,A)
特開2007-125911(JP,A)
特開2004-239335(JP,A)
特開2001-295891(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 1 6 H 1 / 4 6
F 1 6 H 4 8 / 0 8
F 1 6 H 4 8 / 1 0
H 0 2 K 7 / 1 1 6
B 6 0 K 1 7 / 0 4
B 6 0 K 1 7 / 1 2