

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2019年4月18日(18.04.2019)



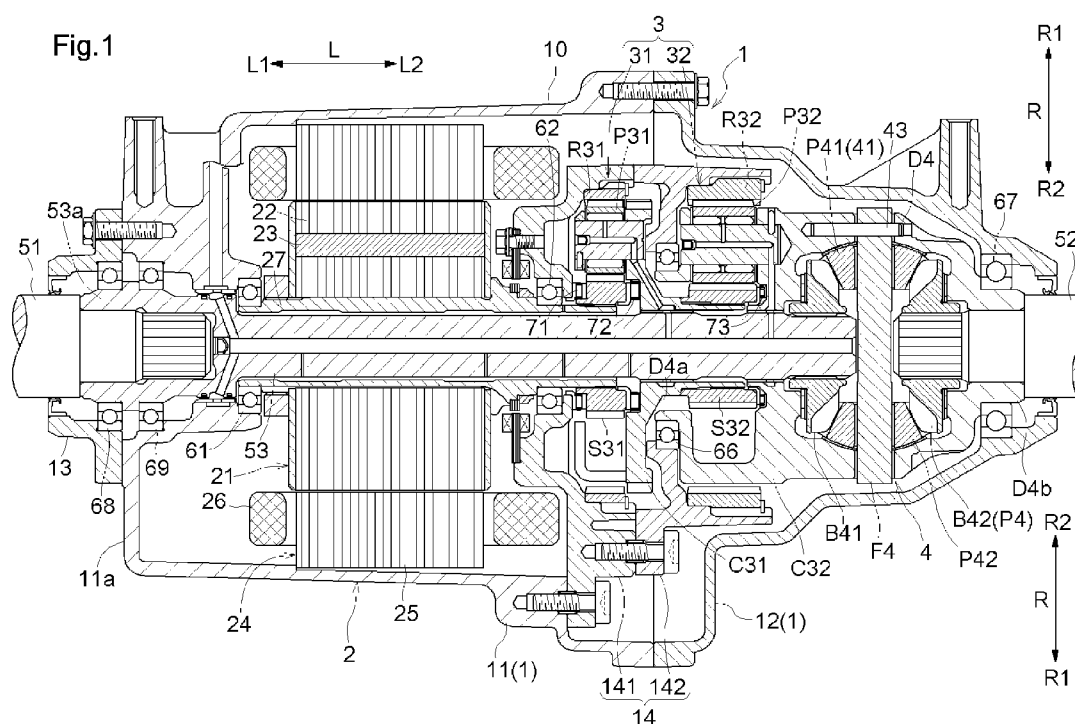
(10) 国際公開番号

WO 2019/074118 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 1/46 (2006.01) *F16H 48/06* (2006.01)
B60L 15/20 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2018/038205
- (22) 国際出願日: 2018年10月12日(12.10.2018)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2017-199759 2017年10月13日(13.10.2017) JP
- (71) 出願人: アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
(AISIN AW CO., LTD.) [JP/JP]; 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根 10番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 須山大樹(SUYAMA Daiki); 〒4441192 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 Aichi (JP).
三治広明(SANJI Hiroaki); 〒4441192 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 Aichi (JP). 市岡光広(ICHIOKA Mitsuhiro); 〒4441192 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 Aichi (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人 R & C (R&C IP LAW FIRM); 〒5300005 大阪府大阪市北区中之島三丁目3番3号 Osaka (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ,

(54) Title: DRIVE DEVICE FOR VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両用駆動装置



(57) Abstract: A speed reduction device (3) that reduces the speed of rotation of a rotary electric machine (2) and a differential gear device (4) that distributes a drive force from the rotary electric machine (2) between a first wheel and a second wheel are arranged coaxially with the rotary electric machine (2). The speed reduction device (3) includes a first planet gear mechanism (31) and a second planet gear mechanism (32). In the order of a power-transmitting path, the first planet gear mechanism (31) is arranged more toward the rotary electric machine (2) than the second planet gear

BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

- 一 国際調査報告 (条約第21条(3))

mechanism (32). The reduction ratio of the first planet gear mechanism (31) is smaller than the reduction ratio of the second planet gear mechanism (32).

(57) 要約: 回転電機 (2) の回転を減速する減速装置 (3) と、回転電機 (2) 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 (4) とが回転電機 (2) と同軸に配置される。減速装置 (3) は、第 1 遊星歯車機構 (3 1) と第 2 遊星歯車機構 (3 2) とを有し、動力伝達経路の順で第 1 遊星歯車機構 (3 1) は第 2 遊星歯車機構 (3 2) よりも回転電機 (2) の側に配置される。第 1 遊星歯車機構 (3 1) の減速比は、第 2 遊星歯車機構 (3 2) の減速比よりも小さい。

明 細 書

発明の名称：車両用駆動装置

技術分野

[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。

[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。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開平 1 0 - 2 8 7 1 4 2 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。

課題を解決するための手段

- [0006] 1つの態様として、上記に鑑みた車両用駆動装置は、
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、
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減速比よりも小さい。
- [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減速装置の全体の軸方向の長さを短縮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] 第1遊星歯車機構の第1減速比と、第2遊星歯車機構の第2減速比とが同等の場合に比べて、第1減速比が第2減速比よりも小さいと、第2遊星歯車機構に入力される回転速度が高くなると共に、第2遊星歯車機構の入力トルクが小さくなる。第2遊星歯車機構は、入力トルクが小さくなることにより、必要な機械的強度が低減されて小型化が可能となる。大きな入力トルクに

対応して機械的な強度を向上させる場合には歯車機構の歯幅を軸方向に長くすることが多い。従って、第2遊星歯車機構への入力トルクを低減させることで第2遊星歯車機構の軸方向の長さを短縮することができ、それによって減速装置の全体の軸方向の長さも短縮することができる。この結果、車両用駆動装置の軸方向の長さの短縮を図ることができる。

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。

[0009] さらに特徴と利点は、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。

図面の簡単な説明

[0010] [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

[0011] 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。

[0012] 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。

[0013] 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。

[0014] 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。

[0015] 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 5 3 が、回転電機 2 のロータ軸 2 7 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 2 7 に沿った方向は、車両用駆動装置 1 0 0 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 2 7 の径に沿った方向は、車両用駆動装置 1 0 0 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 2 7 に沿った方向を車両用駆動装置 1 0 0 の軸方向 L と称し、回転電機 2 のロータ軸 2 7 の径に沿った方向を車両用駆動装置 1 0 0 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 L 1 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 L 2 と称する。また、径方向 R において、ロータ軸 2 7 とは反対の外側を径方向外側 R 1 と称し、ロータ軸 2 7 側の内側を径方向内側 R 2 と称する。

[0016] また、本実施形態の車両用駆動装置 1 0 0 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 3 1 と第 2 遊星歯車機構 3 2 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 3 1、第 2 遊星歯車機構 3 2、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 3 1 及び第 2 遊星歯車機構 3 2）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 3 1、第 2 遊星歯車機構 3 2、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 3 1 は第 2 遊星歯車機構 3 2 よりも回転電機 2 の側に配置されている。

[0017] 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 5 1 の一部（軸方向第 2 側 L 2 の端部）、第 2 ドライブシャフト 5 2 の一部（軸方向第 1 側 L 1 の端部）、及び分配出力軸 5 3 も内部に収容している。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 R 1 を囲む筒状の周壁部 1 0 を備えて形成されている。ケース 1 は、ケー

ス本体 1 1（第 1 ケース部）と、本体カバー 1 2（第 2 ケース部）と、底部カバー 1 3 とを有している。ケース本体 1 1 は、軸方向第 1 側 L 1 の端部に位置する底部 1 1 a を有する有底筒状に形成され、底部 1 1 a とは反対側（軸方向第 2 側 L 2）に開口部を有している。本体カバー 1 2 は、軸方向第 1 側 L 1 においてケース本体 1 1 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 L 2 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 1 3 は、ケース本体 1 1 の底部 1 1 a よりも軸方向第 1 側 L 1 で底部 1 1 a を覆うように配置される。ケース本体 1 1 と本体カバー 1 2 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 1 1 と底部カバー 1 3 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。

[0018] 回転電機 2 及び減速装置 3 の一部（第 1 遊星歯車機構 3 1）は、ケース本体 1 1 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 3 2）、差動歯車装置 4、及び第 2 ドライブシャフト 5 2 の一部（軸方向第 1 側 L 1 の端部）は、本体カバー 1 2 の内部空間に配置されている。第 1 ドライブシャフト 5 1 の一部（軸方向第 2 側 L 2 の端部）は、ケース本体 1 1 と底部カバー 1 3 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 5 3 は、ケース本体 1 1 と本体カバー 1 2 と底部カバー 1 3 とによって形成される内部空間に配置されている。

[0019] 図 3 に示すように、ケース 1 は、支持部材 1 4 を有している。本実施形態においては、支持部材 1 4 は、第 1 支持材 1 4 1 と第 2 支持材 1 4 2 とを含む。第 1 支持材 1 4 1 はケース本体 1 1 に一体的に固定され、第 2 支持材 1 4 2 は第 1 支持材 1 4 1 に一体的に固定されている。第 1 支持材 1 4 1 は、周壁部 1 0（ここでは、周壁部 1 0 におけるケース本体 1 1 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 1 4 は、ケース 1 の周壁部 1 0 に支持されている。なお、支持部材 1 4 が周壁部 1 0 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 1 4 1 は、回転電機 2 と減速装置 3（第 1 遊星歯車機構 3 1）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。

[0020] 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。

[0021] 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、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。

[0022] 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、回転電機2に駆動連結される第1回転要素と、第2回転要素と、固定部材に対し

回転不能に連結される第3回転要素とを備える。第2遊星歯車機構32は、第1遊星歯車機構31の第2回転要素と駆動連結される第4回転要素と、差動歯車装置4に駆動連結される第5回転要素と、固定部材に対し回転不能に連結される第6回転要素とを備える。本実施形態では、支持部材14が「固定部材」に相当する。なお、固定部材が周壁部10に支持された支持部材14とされる構成に代えて、固定部材を周壁部10（周壁部10の一部）により構成してもよい。

[0023] 第1遊星歯車機構31は、第1サンギヤS31（第1回転要素）と、第1リングギヤR31（第3回転要素）と、第1キャリアC31（第2回転要素）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。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（第4回転要素）に連結されている。

[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。

[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（第4回転要素）と、第2リングギヤR32（第6回転要素）と、第2キャリアC32（第5回転要素）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（第4回転要素）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（第2回転要素）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。

[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] 第2リングギヤR32（第6回転要素）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。第2キャリアC32（第5回転要素）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

ヤC 3 2の軸方向第1側L 1の端部は、減速装置3の第1遊星歯車機構3 1と第2遊星歯車機構3 2との間において、第1差動ケース軸受6 6を介して、第2支持材1 4 2に回転可能に支持されている。

[0029] 第2ピニオンギヤP 3 2は、第2サンギヤS 3 2と第2リングギヤR 3 2とに噛み合うように配置され、第2キャリアC 3 2により回転可能に支持されている。第2ピニオンギヤP 3 2は、第2ピニオンギヤP 3 2の軸心回りに回転（自転）すると共に、第2サンギヤS 3 2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P 3 2は、第2ピニオンギヤP 3 2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1 4（固定部材の一例）は、第1リングギヤR 3 1を支持する第1支持部1 4 aと、第2リングギヤR 3 2を支持する第2支持部1 4 bとを有している。本実施形態では、支持部材1 4が備える第1支持材1 4 1に第1支持部1 4 aが形成され、支持部材1 4が備える第2支持材1 4 2に第2支持部1 4 bが形成されている。そして、第1リングギヤR 3 1は、第1支持部1 4 a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1 4 aに支持され、第2リングギヤR 3 2は、第2支持部1 4 b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1 4 bに支持されている。具体的には、第1支持部1 4 aは、スプライン嵌合により第1リングギヤR 3 1に対して径方向外側R 1から連結されることで、第1リングギヤR 3 1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1 4 a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R 3 1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1 4 bは、スプライン嵌合により第2リングギヤR 3 2に対して径方向外側R 1から連結されることで、第2リングギヤR 3 2を周方向に回転不能に支持している。ここでは、第2支持部1 4 bは、周方向の全域に亘って連続的に形成されており、第2リングギヤR 3 2を周方向の全域に亘って覆うように配置されている。

[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、いずれも傘歯車である。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。

[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。本実施形態においては、差動ケース D4 は、第 2 遊星歯車機構 32 の第 2 キャリヤ C32 と一体的に形成されており、第 2 キャリヤ C32 が差動ケース D4 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 キャリヤ C32 の軸方向第 1 側 L1 の端部が、差動ケース D4 の第 1 被支持部 D4a として機能する。第 1 被支持部 D4a は、軸方向 L における第 1 遊星歯車機構 31 と第 2 遊星歯車機構 32 との間に配置されている。第 1 被支持部 D4a は、支持部材 14 を介してケース 1 に固定された第 1 差動ケース軸受 66 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 141 がケース本体 11 に一体的に固定され、第 1 支持材 141 と第 2 支持材 142 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 D4a は、第 1 差動ケース軸受 66 を介して

ケース本体 1 1 に支持されている。

[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] 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。

[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。

[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いる。連結部 5 3 a は、第 1 出力軸受 6 8 を介して回転可能にケース 1 の底部カバー 1 3 に支持されていると共に、第 2 出力軸受 6 9 を介して回転可能にケース本体 1 1 の底部 1 1 a に支持されている。連結部 5 3 a における軸方向第 2 側 L 2 の部分の内周面には、第 1 ドライブシャフト 5 1 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 5 1 は、第 1 車輪 5 0 1 に駆動連結され、第 2 ドライブシャフト 5 2 は、第 2 車輪 5 0 2 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 5 3 の軸方向第 1 側 L 1 の端部に連結部 5 3 a が設けられ、第 1 ドライブシャフト 5 1 と分配出力軸 5 3 の連結部 5 3 a 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 5 3 の軸方向第 1 側 L 1 の端部に、連結部 5 3 a 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 5 1 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キャリア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キャリア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キャリアC32から駆動力を出力する。

[0041] ここで、第1遊星歯車機構31の減速比である第1減速比が、第2遊星歯車機構32の減速比である第2減速比よりも小さいと好適である。第1減速比と第2減速比とが同等の場合に比べて、第1減速比が第2減速比よりも小さいと、第2遊星歯車機構32に入力される回転速度が高くなると共に、第2遊星歯車機構32への入力トルクが小さくなる。第2遊星歯車機構32は、入力トルクが小さくなることにより、必要な機械的強度が低減されて小型化が可能となる。大きな入力トルクに対応して機械的な強度を向上させる場合には歯車機構の歯幅を軸方向Lに長くすることが多い。この場合、例えば、軸方向Lに沿った第1遊星歯車機構31及び第2遊星歯車機構32のギヤの幅（第1ギヤ幅W1、第2ギヤ幅W2：図3参照）を長くすることになる。

[0042] 上述したように、第2遊星歯車機構32の入力トルクを低減させることで、第2遊星歯車機構32のギヤ幅である第2ギヤ幅W2を小さくすることができる。第1遊星歯車機構31は、第2遊星歯車機構32よりも高回転・低トルクであるから、伝達トルクが多少大きくなっても、第1遊星歯車機構31のギヤ幅である第1ギヤ幅W1はそれほど大きくはならない。つまり、第1減速比と第2減速比との関係によって、第2ギヤ幅W2の減少分の方が、第1ギヤ幅W1の増分よりも大きくなるので、減速装置3の全体として軸方向Lの長さを低減することができる。このように、減速装置3が備える2つ

の遊星歯車機構（31，32）のギヤ比を適切に設定することで、減速装置3の軸方向Lの長さを短縮することができる。

[0043] 尚、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W1は、第2ギヤ幅W2よりも小さいと好適である。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の方が大きい。上述したように、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32の第2ギヤ幅W2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31の第1ギヤ幅W1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。

[0044] さらに、第2ギヤ幅W2は、第1ギヤ幅W1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W1と第2ギヤ幅W2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W2は第1ギヤ幅W1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W1に第1減速比を乗じた長さより、第2ギヤ幅W2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W2が第1ギヤ幅W1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。

[0045] また、第2サンギヤS32の径である第2サンギヤ径 $\phi 2$ が、第1サンギヤS31の径である第1サンギヤ径 $\phi 1$ よりも小さいと好ましい。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 $\phi 2$ が第1サンギヤ径 $\phi 1$ よりも小さい。従って、第1減速比が第2減速比よりも小さい減速装置3が適切に実現される。

[0046] ところで、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キャリアC31と第2サンギヤS32との連結部分に対して軸方向第1側L1に設けられている。第3スラスト軸受73は、第2サンギヤS32に対して軸方向第2側L2に設けられている。

[0047] 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。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。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。

[0048] 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。

[0049] 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。

[0050] 上述したように、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ので、第2スラスト力 S_F2 は第1スラスト力 S_F1 よりも大きくなる傾向がある。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。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。

[0051] 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 θ_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 θ_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ので、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 θ_1 が第2ねじれ角 θ_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。

[0052] 尚、本実施形態では、第1サンギヤ $S31$ に発生する第1スラスト力 S_F1 と第2サンギヤ $S32$ に発生する第2スラスト力 S_F2 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 $R31$ 及び第2リングギヤ $R32$ が回転するように構成され、これらがスラスト軸受により軸方向 L に支持される構成とされている場合には、第1リングギヤ $R31$ に発生する第1スラスト力 S_F1 と第2リングギヤ $R32$ 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。なお、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。

[0053] 〔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。

[0054] (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 $C 3 2$ 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 $S 9$ はスプライン係合により第2ドライブシャフト52に連結されている。

[0055] (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 $C 3 2$ 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 $C 3 2$ 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。

[0056] (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きくしても良い。

[0057] (4) 上記においては、第2サンギヤ径 $\phi 2$ が第1サンギヤ径 $\phi 1$ 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サンギヤ径 $\phi 2$ を第1サンギヤ径 $\phi 1$ よりも大きくしても良い。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減速比よりも小さくなるようにするため、第2リングギヤR32の径を第1リングギヤR31の径よりも大きくすると良い。

[0058] (5) 上記においては、第1遊星歯車機構31のスラスト力(第1スラスト力SF1)と第2遊星歯車機構32のスラスト力(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、第1スラスト力SF1と第2スラスト力SF2とが、軸方向Lにおいて互いに同じ方向となるように斜歯のねじれ角が形成されていても良い。

[0059] (6) 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 $\theta 1$)が、第2遊星歯車機構32の斜歯のねじれ角(第2ねじれ角 $\theta 2$)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 $\theta 1$ と、第2ねじれ角 $\theta 2$ とが同じであっても良い。また、第1ねじれ角 $\theta 1$ が、第2ねじれ角 $\theta 2$ よりも小さくても良い。

[0060] (7) 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。

[0061] [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。

- [0062] 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、
- 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、
- 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減速比よりも小さい。
- [0063] 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減速装置（３）の全体の軸方向（Ｌ）の長さを短縮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きる。
- [0064] 第１遊星歯車機構（３１）の第１減速比と、第２遊星歯車機構（３２）の第２減速比とが同等の場合に比べて、第１減速比が第２減速比よりも小さいと、第２遊星歯車機構（３２）に入力される回転速度が高くなると共に、第２遊星歯車機構（３２）への入力トルクが小さくなる。第２遊星歯車機構（３２）は、入力トルクが小さくなることにより、必要な機械的強度が低減されて小型化が可能となる。大きな入力トルクに対応して機械的な強度を向上

させる場合には歯車機構の歯幅を軸方向（L）に長くすることが多い。従って、第2遊星歯車機構（32）への入力トルクを低減させることで第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。この結果、車両用駆動装置（100）の軸方向（L）の長さの短縮を図ることができる。

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。

[0065] ここで、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回転要素（S31）と、第2回転要素（C31）と、固定部材（14）に対し回転不能に連結される第3回転要素（R31）とを備え、前記第2遊星歯車機構（32）は、前記第1遊星歯車機構（31）の第2回転要素（C31）と駆動連結される第4回転要素（S32）と、前記差動歯車装置（4）に駆動連結される第5回転要素（C32）と、前記固定部材（14）に対し回転不能に連結される第6回転要素（R32）とを備えると好適である。

[0066] この構成によれば、動力伝達経路の順で第1遊星歯車機構（31）が第2遊星歯車機構（32）よりも回転電機（2）の側に配置され、第2遊星歯車機構（32）が第1遊星歯車機構（31）よりも回転電機（2）の側に配置された減速装置（3）を適切に構成することができる。

[0067] 上記のように、前記第1遊星歯車機構（31）が、前記第1回転要素（S31）、前記第2回転要素（C31）、及び前記第3回転要素（R31）を備え、前記第2遊星歯車機構（32）が、前記第4回転要素（S32）、前記第5回転要素（C32）、及び前記第6回転要素（R32）を備える場合において、前記第1遊星歯車機構（31）は、前記第1回転要素（S31）である第1サンギヤ（S31）と、前記第2回転要素（C31）である第1キャリア（C31）と、前記第3回転要素（R31）である第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4回転要素

素（S 3 2）である第2サンギヤ（S 3 2）と、前記第5回転要素（C 3 2）である第2キャリア（C 3 2）と、前記第6回転要素（R 3 2）である第2リングギヤ（R 3 2）と、を有し、前記固定部材（1 4）は、第1支持部（1 4 a）と第2支持部（1 4 b）とを有し、前記第1リングギヤ（R 3 1）は、前記第1支持部（1 4 a）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、前記第1支持部（1 4 a）に支持され、前記第2リングギヤ（R 3 2）は、前記第2支持部（1 4 b）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、前記第2支持部（1 4 b）に支持されていると好適である。

[0068] この構成によれば、第1リングギヤ（R 3 1）及び第2リングギヤ（R 3 2）を支持部（1 4 a, 1 4 b）によって外周側から支持することで、第1リングギヤ（R 3 1）及び第2リングギヤ（R 3 2）を固定部材（1 4）に対し回転不能に連結することができる。なお、本開示に係る車両用駆動装置（1 0 0）のように、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場合には、車両用駆動装置（1 0 0）の径方向（R）の寸法を小さく抑えるために、第1遊星歯車機構（3 1）や第2遊星歯車機構（3 2）に対して径方向外側（R 1）には空間の余裕が少なくなりやすい。この点に関し、上記の構成によれば、リングギヤ（R 3 1, R 3 2）を外周側から少なくとも部分的に覆うように支持部（1 4 a, 1 4 b）が配置されるため、リングギヤ（R 3 1, R 3 2）を適切に支持するために必要な支持部（1 4 a, 1 4 b）の径方向（R）の寸法を小さく抑えることができる。よって、第1遊星歯車機構（3 1）や第2遊星歯車機構（3 2）に対して径方向外側（R 1）に空間の余裕が少ない場合であっても、第1リングギヤ（R 3 1）及び第2リングギヤ（R 3 2）を支持部（1 4 a, 1 4 b）によって適切に支持することができる。

[0069] ここで、前記回転電機（2）のステータ（2 4）が固定されるケース（1）を更に備え、前記固定部材（1 4）が、前記ケース（1）の周壁部（1 0）により構成され、又は、前記周壁部（1 0）に支持された支持部材（1 4

）であると好適である。

[0070] この構成によれば、第1リングギヤ（R31）及び第2リングギヤ（R32）を、回転電機（2）のステータ（24）が固定されるケース（1）に対して回転不能に連結することができる。なお、上述したように、第1遊星歯車機構（31）や第2遊星歯車機構（32）に対して径方向外側（R1）に空間の余裕が少ない場合であっても、第1リングギヤ（R31）及び第2リングギヤ（R32）を支持部（14a, 14b）によって適切に支持することができるため、周壁部（10）を第1遊星歯車機構（31）及び第2遊星歯車機構（32）に対して近づけて配置して、車両用駆動装置（100）の径方向（R）における小型化を図ることができる。

[0071] また、前記減速装置（3）は、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。

[0072] この構成によれば、簡素な車両用駆動装置（100）を構成することができ、車両用駆動装置（100）の小型化が実現される。

[0073] ここで、前記第1遊星歯車機構（31）の軸方向（L）に沿ったギヤの幅である第1ギヤ幅（W1）は、前記第2遊星歯車機構（32）の前記軸方向（L）に沿ったギヤの幅である第2ギヤ幅（W2）よりも小さいと好適である。

[0074] 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（32）の第2ギヤ幅（W2）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（31）の第1ギヤ幅（W1）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つ減速装置（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。

[0075] また、上記のように、前記第１遊星歯車機構（３１）の前記軸方向（Ｌ）に沿ったギヤの幅である第１ギヤ幅（Ｗ１）が、前記第２遊星歯車機構（３２）の前記軸方向（Ｌ）に沿ったギヤの幅である第２ギヤ幅（Ｗ２）よりも小さい場合において、前記第２ギヤ幅（Ｗ２）が、前記第１ギヤ幅（Ｗ１）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。

[0076] 第１ギヤ幅（Ｗ１）と第２ギヤ幅（Ｗ２）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（Ｗ２）は第１ギヤ幅（Ｗ１）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。従って、第１ギヤ幅（Ｗ１）に第１減速比を乗じた長さに対して第２ギヤ幅（Ｗ２）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（Ｗ２）が第１ギヤ幅（Ｗ１）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（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。

[0077] また、前記第１遊星歯車機構（３１）が、第１サンギヤ（Ｓ３１）と第１キャリア（Ｃ３１）と第１リングギヤ（Ｒ３１）とを有し、前記第２遊星歯車機構（３２）が、第２サンギヤ（Ｓ３２）と第２キャリア（Ｃ３２）と第２リングギヤ（Ｒ３２）とを有し、前記第２サンギヤ（Ｓ３２）の径（ $\phi 2$ ）が、前記第１サンギヤ（Ｓ３１）の径（ $\phi 1$ ）よりも小さいと好適である。

[0078] 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。従って、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２サンギヤ（Ｓ３２）の径（ $\phi 2$ ）が、第１サンギヤ（Ｓ３１）の径（ $\phi 1$ ）よりも小さいと、第１遊星歯車機構（３１）に比べて第２遊星歯車機構（３２）

）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減速比よりも小さい減速装置（3）を容易に実現することができる。

[0079] 尚、上述したように、第1遊星歯車機構（31）が、回転電機（2）に駆動連結される第1回転要素（S31）と、第2回転要素（C31）と、固定部材（14）に対し回転不能に連結される第3回転要素（R31）を備え、第2遊星歯車機構（32）が、第1遊星歯車機構（31）の第2回転要素（C31）と駆動連結される第4回転要素（S32）、差動歯車装置（4）に駆動連結される第5回転要素（C32）、固定部材（14）に対し回転不能に連結される第6回転要素（R32）を備える場合には、第1回転要素（S31）が第1サンギヤ（S31）に対応し、第2回転要素（C31）が第1キャリア（C31）に対応し、第3回転要素（R31）が第1リングギヤ（R31）に対応し、第4回転要素（S32）が第2サンギヤ（S32）に対応し、第5回転要素（C32）が第2キャリア（C32）に対応し、第6回転要素（R32）が第2リングギヤ（R32）に対応すると好適である。

[0080] また、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）の側に配置されている場合、前記第1遊星歯車機構（31）及び前記第2遊星歯車機構（32）には、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、前記軸方向（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、前記第1遊星歯車機構（31）の斜歯のねじれ角（ $\theta 1$ ）が、前記第2遊星歯車機構（32）の斜歯のねじれ角（ $\theta 2$ ）よりも大きいと好適である。

[0081] 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）への負荷を軽減でき、スラスト軸受（７１，７３）を小型化することができる。

[0082] 但し、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（ $S F 2$ ）は第１遊星歯車機構（３１）のスラスト力（ $S F 1$ ）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（ $\theta 1$ ）が、第２遊星歯車機構（３２）の斜歯のねじれ角（ $\theta 2$ ）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）並びに車両用駆動装置（１００）を実現することができる。

符号の説明

- [0083] 1 : ケース
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（固定部材）
- 14a : 第1支持部
- 14b : 第2支持部
- 24 : ステータ
- 31 : 第1遊星歯車機構
- 32 : 第2遊星歯車機構
- 100 : 車両用駆動装置
- 501 : 第1車輪
- 502 : 第2車輪
- C31 : 第1キャリア（第2回転要素）
- C32 : 第2キャリア（第5回転要素）
- L : 軸方向
- R31 : 第1リングギヤ（第3回転要素）
- R32 : 第2リングギヤ（第6回転要素）
- S31 : 第1サンギヤ（第1回転要素）
- S32 : 第2サンギヤ（第4回転要素）
- SF1 : 第1スラスト力（第1遊星歯車機構のスラスト力）
- SF2 : 第2スラスト力（第2遊星歯車機構のスラスト力）
- W1 : 第1ギヤ幅
- W2 : 第2ギヤ幅
- $\theta 1$: 第1ねじれ角（第1遊星歯車機構の斜歯のねじれ角）
- $\theta 2$: 第2ねじれ角（第2遊星歯車機構の斜歯のねじれ角）
- $\phi 1$: 第1サンギヤ径（第1サンギヤの径）
- $\phi 2$: 第2サンギヤ径（第2サンギヤの径）

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、
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減速比よりも小さい、車両用駆動装置。
- [請求項2] 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回転要素と、第2回転要素と、固定部材に対し回転不能に連結される第3回転要素とを備え、
前記第2遊星歯車機構は、前記第1遊星歯車機構の第2回転要素と駆動連結される第4回転要素と、前記差動歯車装置に駆動連結される第5回転要素と、前記固定部材に対し回転不能に連結される第6回転要素とを備える、請求項1に記載の車両用駆動装置。
- [請求項3] 前記第1遊星歯車機構は、前記第1回転要素である第1サンギヤと、前記第2回転要素である第1キャリアと、前記第3回転要素である第1リングギヤと、を有し、
前記第2遊星歯車機構は、前記第4回転要素である第2サンギヤと、前記第5回転要素である第2キャリアと、前記第6回転要素である第2リングギヤと、を有し、
前記固定部材は、第1支持部と第2支持部とを有し、
前記第1リングギヤは、前記第1支持部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、前記第1支持部に支持され、

前記第 2 リングギヤは、前記第 2 支持部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、前記第 2 支持部に支持されている、請求項 2 に記載の車両用駆動装置。

[請求項4] 前記回転電機のステータが固定されるケースを更に備え、
前記固定部材が、前記ケースの周壁部により構成され、又は、前記周壁部に支持された支持部材である、請求項 3 に記載の車両用駆動装置。

[請求項5] 前記減速装置は、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 4 の何れか一項に記載の車両用駆動装置。

[請求項6] 前記第 1 遊星歯車機構の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 5 の何れか一項に記載の車両用駆動装置。

[請求項7] 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 6 に記載の車両用駆動装置。

[請求項8] 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、

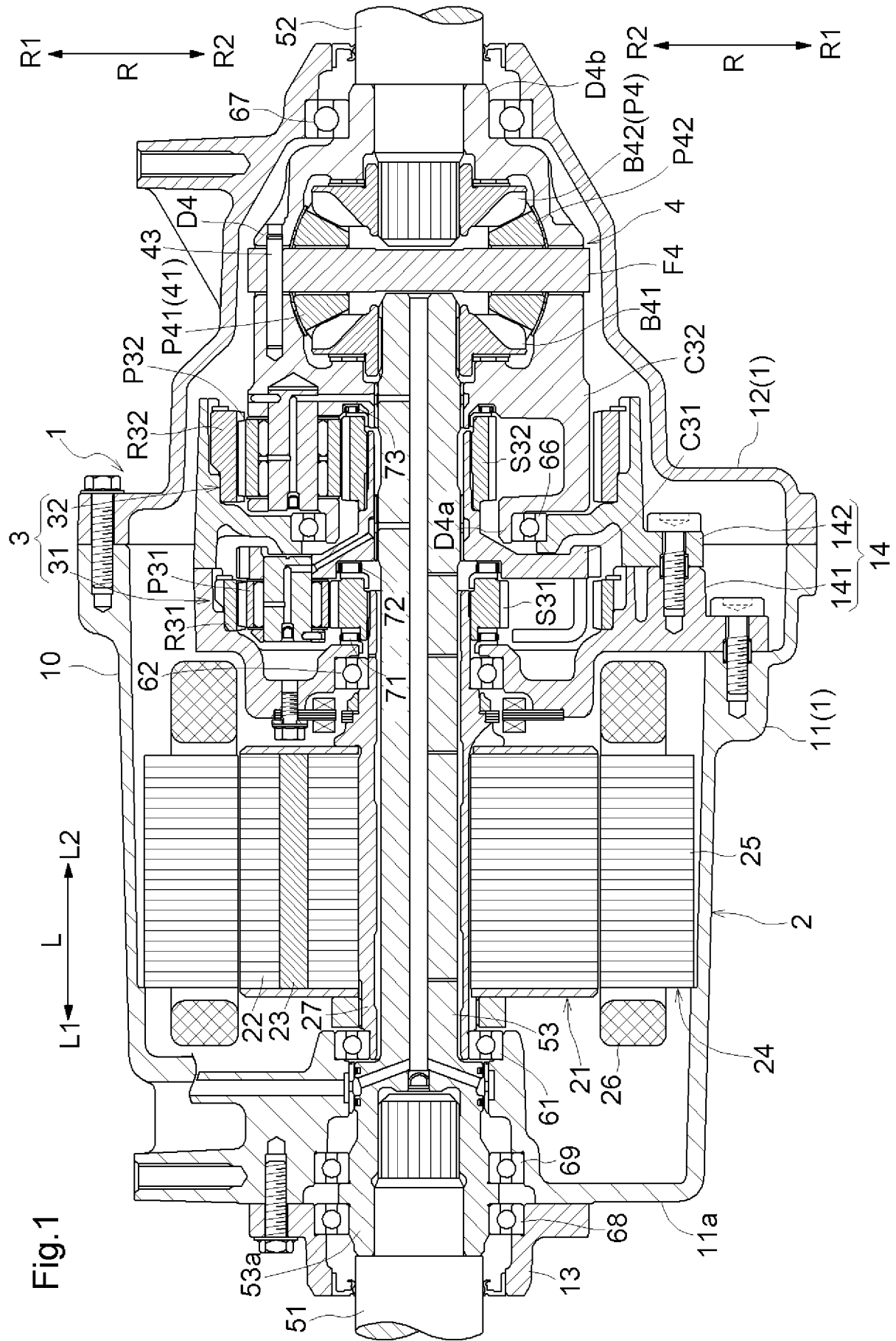
前記第 2 サンギヤの径は、前記第 1 サンギヤの径よりも小さい、請求項 1 から 7 の何れか一項に記載の車両用駆動装置。

[請求項9] 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、

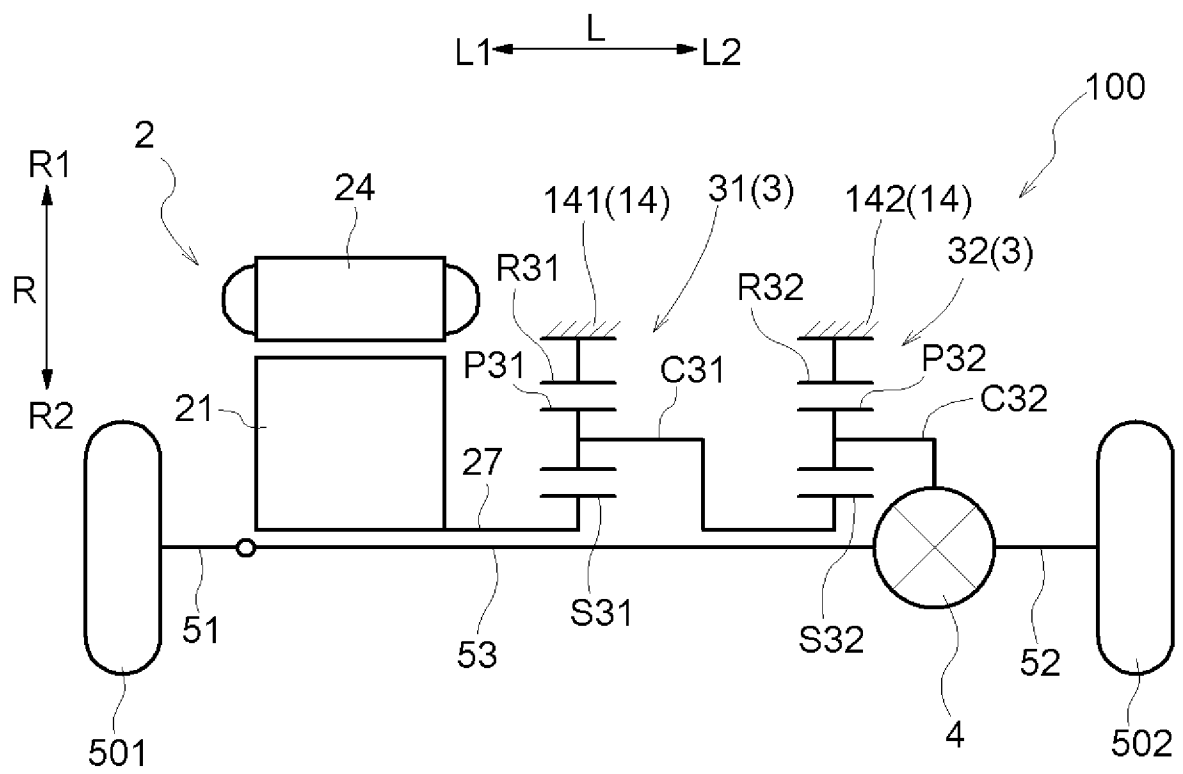
前記第 1 遊星歯車機構の斜歯のねじれ角は、前記第 2 遊星歯車機構の斜歯のねじれ角よりも大きい、請求項 1 から 8 の何れか一項に記載の車両用駆動装置。

[図1]



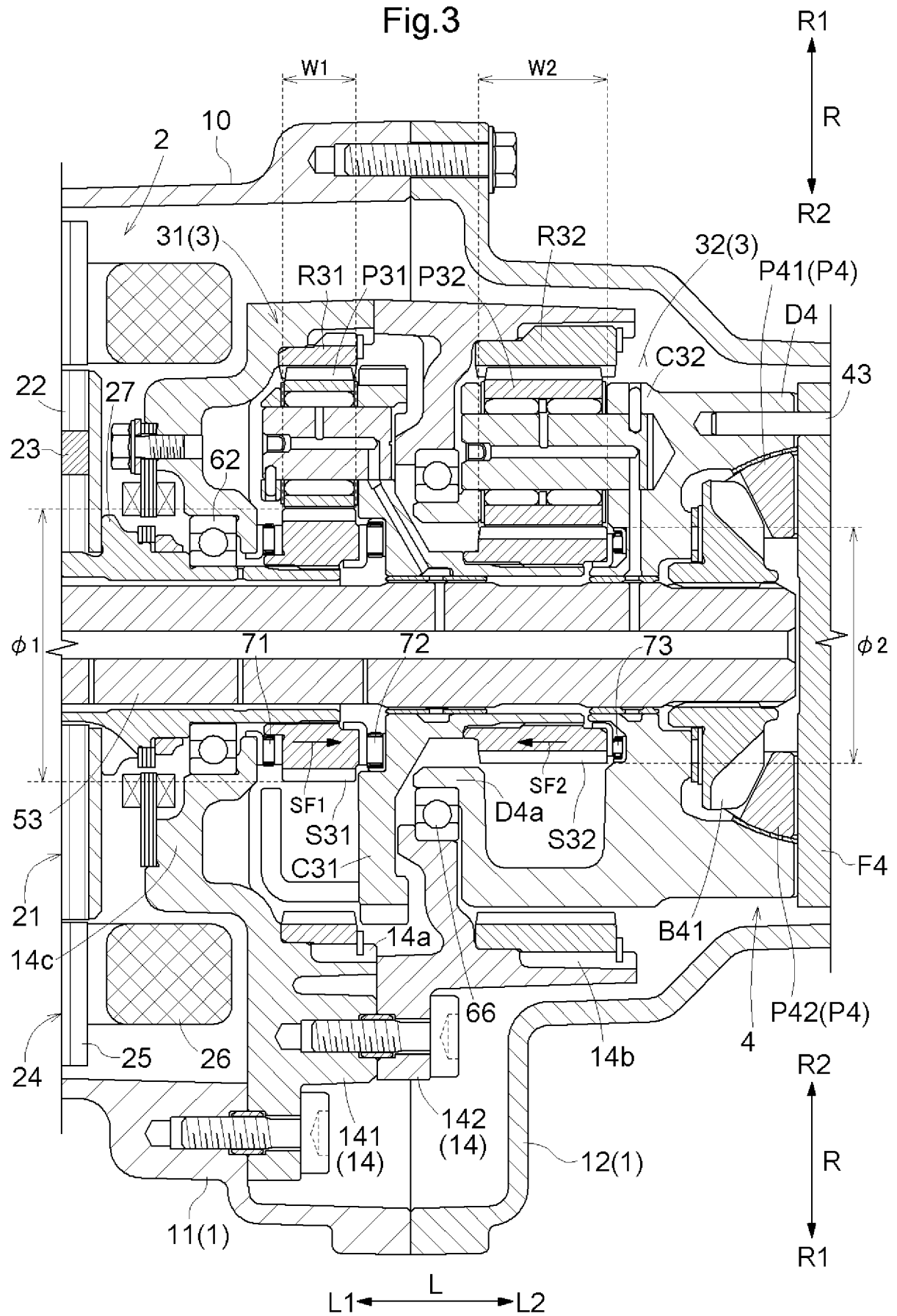
[図2]

Fig.2



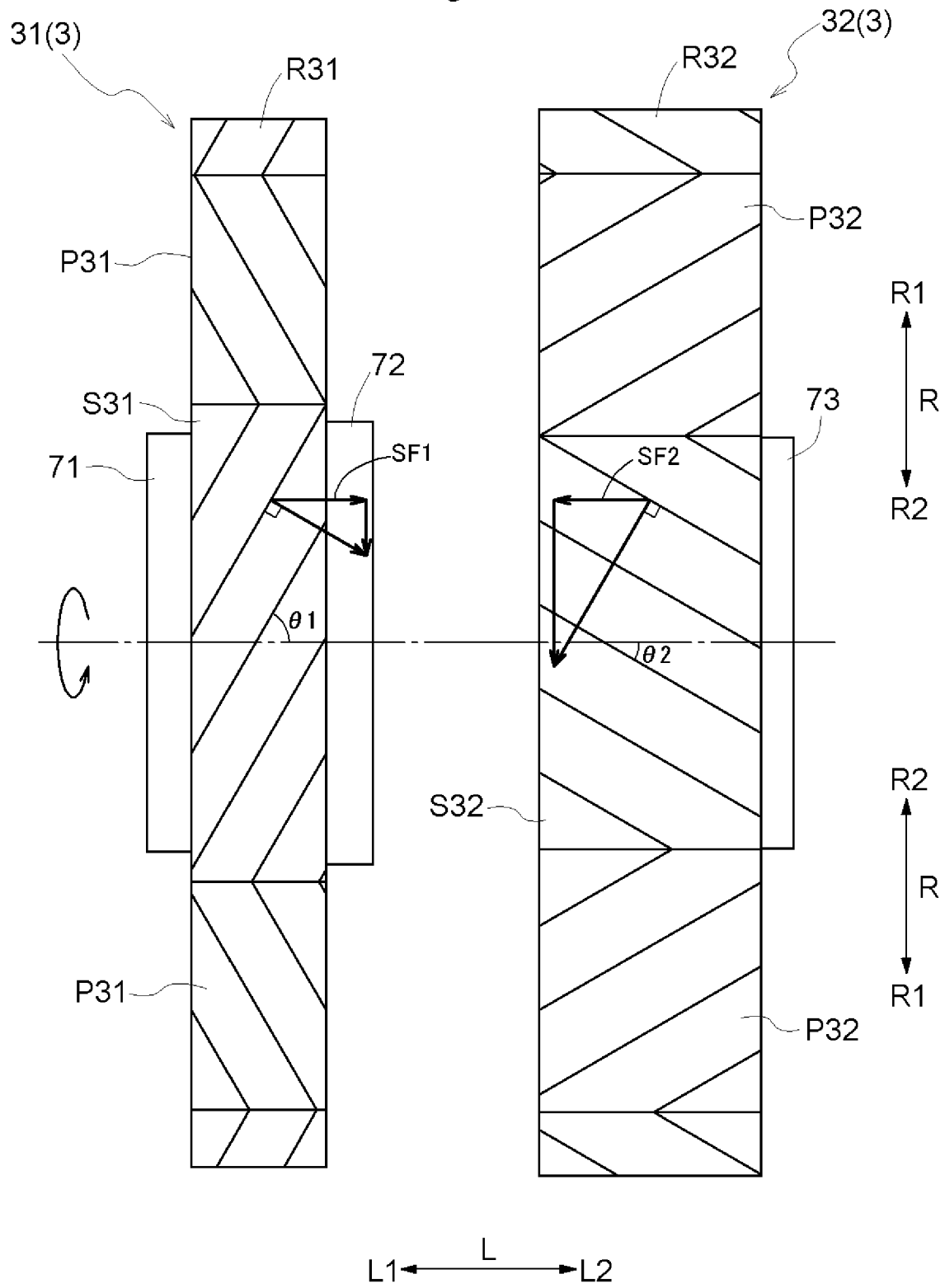
[図3]

Fig.3



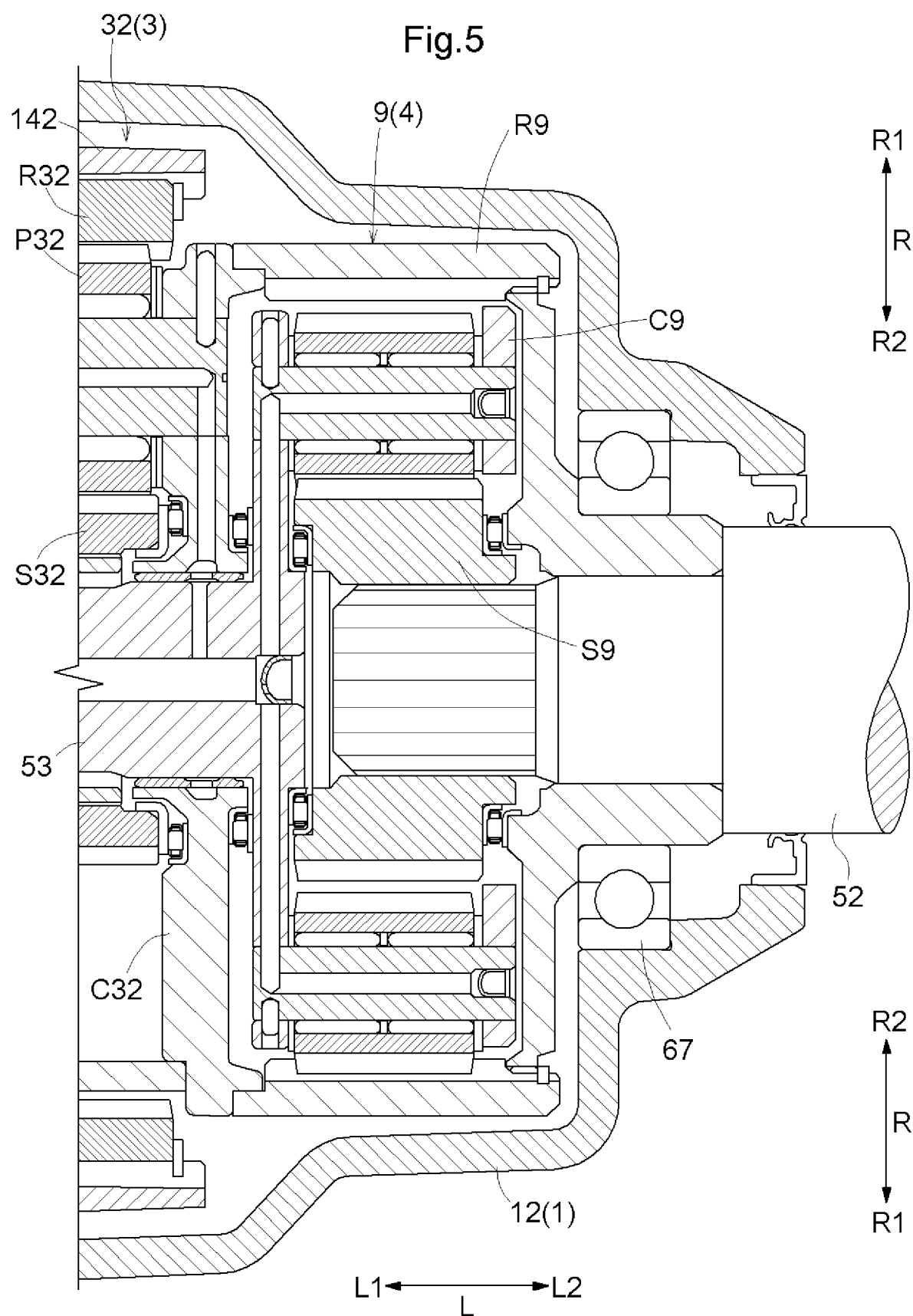
[図4]

Fig.4



[図5]

Fig.5



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2018/038205

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F16H1/46 (2006.01) i, B60L15/20 (2006.01) i, F16H48/06 (2006.01) i
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl. F16H1/46, B60L15/20, F16H48/06

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2018
Registered utility model specifications of Japan	1996-2018
Published registered utility model applications of Japan	1994-2018

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2001-330111 A (AISIN SEIKI CO., LTD.) 30 November 2001, fig. 1 (Family: none)	1-9
Y	JP 2007-162806 A (HONDA MOTOR CO., LTD.) 28 June 2007, paragraphs [0020], [0023] (Family: none)	1-9
Y	JP 9-89063 A (NSK LTD.) 31 March 1997, paragraphs [0017]-[0034], fig. 3 (Family: none)	9
Y	JP 2017-158377 A (NTN CORPORATION) 07 September 2017, paragraphs [0008]-[0050], fig. 4 (Family: none)	9
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 069807/1980 (Laid-open No. 171457/1981) (MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.) 18 December 1981, entire text, all drawings (Family: none)	1-9
A	JP 10-299841 A (SUMITOMO HEAVY INDUSTRIES, LTD.) 13 November 1998, paragraph [0007] (Family: none)	1-9



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
18 December 2018 (18.12.2018)

Date of mailing of the international search report
08 January 2019 (08.01.2019)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F16H1/46(2006.01)i, B60L15/20(2006.01)i, F16H48/06(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F16H1/46, B60L15/20, F16H48/06

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 2001-330111 A（アイシン精機株式会社）2001.11.30, 図1 （ファミリーなし）	1-9
Y	JP 2007-162806 A（本田技研工業株式会社）2007.06.28, 段落[0020]、[0023] （ファミリーなし）	1-9

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

18.12.2018

国際調査報告の発送日

08.01.2019

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

塚本 英隆

3 J

3331

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	JP 9-89063 A (日本精工株式会社) 1997. 03. 31, 段落[0017]－[0034]、図3 (ファミリーなし)	9
Y	JP 2017-158377 A (NTN株式会社) 2017. 09. 07, 段落[0008]－[0050]、図4 (ファミリーなし)	9
A	日本国実用新案登録出願55-069807号(日本国実用新案登録出願公開 56-171457号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影した マイクロフィルム (三菱重工業株式会社) 1981. 12. 18, 全文、全図 (ファミリーなし)	1－9
A	JP 10-299841 A (住友重機械工業株式会社) 1998. 11. 13, 段落 [0007] (ファミリーなし)	1－9