

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2021-113606
(P2021-113606A)

(43) 公開日 令和3年8月5日(2021.8.5)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 1 6 D 1/02 (2006.01)	F 1 6 D 1/02 2 1 0	3 J 0 1 2
F 1 6 C 27/06 (2006.01)	F 1 6 C 27/06 B	3 J 0 4 8
F 1 6 C 35/077 (2006.01)	F 1 6 C 35/077	3 J 1 1 7
F 1 6 C 19/06 (2006.01)	F 1 6 C 19/06	3 J 7 0 1
F 1 6 C 19/54 (2006.01)	F 1 6 C 19/54	

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 16 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2020-7874 (P2020-7874)
(22) 出願日 令和2年1月21日 (2020.1.21)

(71) 出願人 000004695
株式会社 S O K E N
愛知県日進市米野木町南山500番地20
(71) 出願人 000003207
トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町1番地
(74) 代理人 100085361
弁理士 池田 治幸
(74) 代理人 100147669
弁理士 池田 光治郎
(72) 発明者 湯谷 健太郎
愛知県日進市米野木町南山500番地20
株式会社 S O K E N 内

最終頁に続く

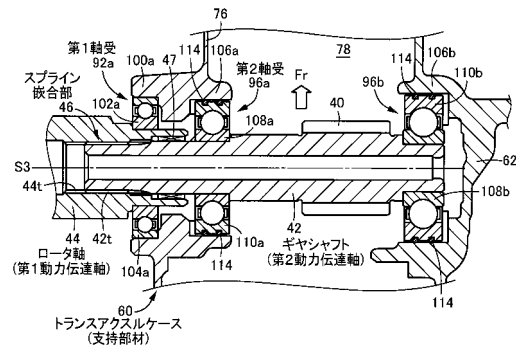
(54) 【発明の名称】 動力伝達装置

(57) 【要約】

【課題】 スプライン嵌合部を介して連結された第1動力伝達軸および第2動力伝達軸を有する動力伝達装置において、第1動力伝達軸の心振れに起因して発生する振動や騒音を抑制する。

【解決手段】 ロータ軸（第1動力伝達軸）44の第1軸受92aの第1クリアランスは、ギヤシャフト（第2動力伝達軸）42の第2軸受96aの第2クリアランスよりも小さくされており、動力伝達時にギヤシャフト42に加えられたラジアル荷重Frの少なくとも一部はスプライン嵌合部46を介してロータ軸44に伝達され、第1軸受92aを介してトランスアクスルケース60によって受け止められる。これにより、ギヤシャフト42およびロータ軸44が、何れもラジアル荷重Frによってその作用方向へ押圧された状態で回転させられるようになり、それ等の心振れが抑制されて振動や騒音が低減される。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

一軸線上に互いに隣接して配設されるとともに、互いに近接する側の軸端部においてスプライン嵌合部を介して動力伝達可能に連結されている第 1 動力伝達軸および第 2 動力伝達軸と、

支持部材の第 1 軸受保持部の内側に配設されて前記第 1 動力伝達軸を前記一軸線まわりに回転可能に支持している一对の第 1 軸受と、

前記支持部材の第 2 軸受保持部の内側に配設されて前記第 2 動力伝達軸を前記一軸線まわりに回転可能に支持している一对の第 2 軸受と、

を有し、前記第 2 動力伝達軸には前記第 1 動力伝達軸とは異なる部材との間で動力伝達を行う歯車が設けられており、該動力伝達の際の反力により前記歯車を介して前記第 2 動力伝達軸にラジアル荷重が加えられる動力伝達装置において、

前記一对の第 1 軸受のうち前記スプライン嵌合部側の第 1 a 軸受における前記第 1 動力伝達軸と前記第 1 軸受保持部との間の第 1 クリアランスは、前記ラジアル荷重の少なくとも一部が前記第 2 動力伝達軸から前記スプライン嵌合部を介して前記第 1 動力伝達軸に伝達され、前記第 1 a 軸受を介して前記支持部材によって受け止められるように、前記一对の第 2 軸受のうち前記スプライン嵌合部側の第 2 a 軸受における前記第 2 動力伝達軸と前記第 2 軸受保持部との間の第 2 クリアランスよりも小さくされている

ことを特徴とする動力伝達装置。

【請求項 2】

前記第 2 a 軸受の外輪の外周面には環状溝が設けられて環状の弾性部材が配設され、該弾性部材の一部が前記環状溝から突き出して前記第 2 軸受保持部の内周面に密着させられているとともに、

前記環状溝のうち前記ラジアル荷重の作用方向側部分の溝深さが大きくされ、該作用方向側部分において前記弾性部材が前記環状溝から突き出す突出寸法が小さくされている

ことを特徴とする請求項 1 に記載の動力伝達装置。

【請求項 3】

前記第 2 a 軸受の外輪の外周面には環状溝が設けられて環状の弾性部材が配設され、該弾性部材の一部が前記環状溝から突き出して前記第 2 軸受保持部の内周面に密着させられているとともに、

前記弾性部材のうち前記ラジアル荷重の作用方向側部分の太さが細くされ、該作用方向側部分において前記弾性部材が前記環状溝から突き出す突出寸法が小さくされている

ことを特徴とする請求項 1 に記載の動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は動力伝達装置に係り、特に、スプライン嵌合部を介して連結された第 1 動力伝達軸および第 2 動力伝達軸を有する動力伝達装置の振動や騒音を抑制する技術に関するものである。

【背景技術】**【0002】**

(a) 一軸線上に互いに隣接して配設されるとともに、互いに近接する側の軸端部においてスプライン嵌合部を介して動力伝達可能に連結されている第 1 動力伝達軸および第 2 動力伝達軸と、(b) 支持部材の第 1 軸受保持部の内側に配設されて前記第 1 動力伝達軸を前記一軸線まわりに回転可能に支持している一对の第 1 軸受と、(c) 前記支持部材の第 2 軸受保持部の内側に配設されて前記第 2 動力伝達軸を前記一軸線まわりに回転可能に支持している一对の第 2 軸受と、を有する動力伝達装置が知られている。特許文献 1 に記載の装置はその一例で、車両用動力伝達装置に関するものであり、ロータ軸 4 4 が第 1 動力伝達軸に相当し、ギヤシャフト 4 2 が第 2 動力伝達軸に相当する。特許文献 1 にはまた、スプライン嵌合部のガタ打ち音を抑制するために、そのスプライン嵌合部にフリクションダン

10

20

30

40

50

パを設ける技術が記載されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2018-135934号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、フリクションダンパは回転方向に所定の摩擦抵抗を付与することでスプライン嵌合部の周方向のガタ打ちを抑制することができるものの、径方向のガタ打ちを抑制する効果は小さい。このため、スプライン嵌合部を介して第2動力伝達軸に連結された第1動力伝達軸が、スプライン嵌合部の径方向ガタや各部の芯ずれ等に起因して心振れし、第1軸受や第2軸受の軸受荷重が回転数の高次の周波数成分を含む振動数で変動することにより、その荷重変動が支持部材に伝達されて振動や騒音が発生するという問題があった。すなわち、第2動力伝達軸に第1動力伝達軸とは異なる部材との間で動力伝達を行う歯車が設けられる場合、その動力伝達の際の反力により歯車を介して第2動力伝達軸にはラジアル荷重が加えられるため、第2動力伝達軸はそのラジアル荷重により第2軸受を介して支持部材に押圧された状態で回転させられる一方、その第2動力伝達軸にスプライン嵌合部を介して連結された第1動力伝達軸は、ラジアル荷重の影響を受けないため回転時に心振れし易い状態になる場合がある。

10

20

【0005】

本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、スプライン嵌合部を介して連結された第1動力伝達軸および第2動力伝達軸を有する動力伝達装置において、第1動力伝達軸の心振れに起因して発生する振動や騒音を抑制することにある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

かかる目的を達成するために、本発明者等が種々の実験、研究を重ねたところ、振動や騒音と第1動力伝達軸の心振れには相関があり、特に一对の第1軸受のうちスプライン嵌合部側の第1a軸受の荷重変動が振動、騒音に大きく影響していることを見出した。

30

本発明はかかる知見に基づいて為されたもので、第1発明は、(a)一軸線上に互いに隣接して配設されるとともに、互いに近接する側の軸端部においてスプライン嵌合部を介して動力伝達可能に連結されている第1動力伝達軸および第2動力伝達軸と、(b)支持部材の第1軸受保持部の内側に配設されて前記第1動力伝達軸を前記一軸線まわりに回転可能に支持している一对の第1軸受と、(c)前記支持部材の第2軸受保持部の内側に配設されて前記第2動力伝達軸を前記一軸線まわりに回転可能に支持している一对の第2軸受と、を有し、(d)前記第2動力伝達軸には前記第1動力伝達軸とは異なる部材との間で動力伝達を行う歯車が設けられており、その動力伝達の際の反力により前記歯車を介して前記第2動力伝達軸にラジアル荷重が加えられる動力伝達装置において、(e)前記一对の第1軸受のうち前記スプライン嵌合部側の第1a軸受における前記第1動力伝達軸と前記第1軸受保持部との間の第1クリアランスは、前記ラジアル荷重の少なくとも一部が前記第2動力伝達軸から前記スプライン嵌合部を介して前記第1動力伝達軸に伝達され、前記第1a軸受を介して前記支持部材によって受け止められるように、前記一对の第2軸受のうち前記スプライン嵌合部側の第2a軸受における前記第2動力伝達軸と前記第2軸受保持部との間の第2クリアランスよりも小さくされていることを特徴とする。

40

【0007】

第2発明は、第1発明の動力伝達装置において、(a)前記第2a軸受の外輪の外周面には環状溝が設けられて環状の弾性部材が配設され、その弾性部材の一部が前記環状溝から突き出して前記第2軸受保持部の内周面に密着させられているとともに、(b)前記環状溝のうち前記ラジアル荷重の作用方向側部分の溝深さが大きくされ、その作用方向側部分に

50

において前記弾性部材が前記環状溝から突き出す突出寸法が小さくされていることを特徴とする。

【0008】

第3発明は、第1発明の動力伝達装置において、(a)前記第2a軸受の外輪の外周面には環状溝が設けられて環状の弾性部材が配設され、その弾性部材の一部が前記環状溝から突き出して前記第2軸受保持部の内周面に密着させられているとともに、(b)前記弾性部材のうち前記ラジアル荷重の作用方向側部分の太さが細くされ、その作用方向側部分において前記弾性部材が前記環状溝から突き出す突出寸法が小さくされていることを特徴とする。

【発明の効果】

10

【0009】

このような動力伝達装置においては、一对の第1軸受のうちスプライン嵌合部側の第1a軸受の第1クリアランスが、一对の第2軸受のうちスプライン嵌合部側の第2a軸受の第2クリアランスよりも小さくされており、第2動力伝達軸に加えられたラジアル荷重の少なくとも一部がスプライン嵌合部から第1動力伝達軸に伝達され、第1a軸受を介して支持部材によって受け止められる。これにより、第1動力伝達軸および第2動力伝達軸が何れもラジアル荷重によってその作用方向へ押圧された状態で回転させられるようになり、それ等の第1動力伝達軸および第2動力伝達軸の心振れが抑制されるため、心振れに起因して回転数の高次の周波数成分を含む荷重変動が第1a軸受等を介して支持部材に伝達されることによって生じる振動や騒音が低減される。

20

【0010】

第2発明は、第2a軸受の外輪の外周面に環状溝が設けられて弾性部材が配設され、その弾性部材の一部が環状溝から突き出して第2軸受保持部の内周面に密着させられている場合で、弾性部材の摩擦によって外輪と第2軸受保持部との相対回転が抑制され、外輪のクリープ(滑り回転)による摩耗が抑制される。その場合に、弾性部材によって第2a軸受の第2クリアランスが実質的に無くなると、ラジアル荷重が第2a軸受および弾性部材を介して支持部材によって受け止められるとともに、第2動力伝達軸が一軸線と略同心に保持されるようになり、第1動力伝達軸が心振れし易い状態になる。これに対し、上記環状溝のうちラジアル荷重の作用方向側部分の溝深さが大きくされ、その作用方向側部分において弾性部材が環状溝から突き出す突出寸法が小さくされているため、第2a軸受がラジアル荷重に従ってその作用方向側へ変位することが許容される。これにより、第2動力伝達軸に加えられたラジアル荷重の少なくとも一部が、スプライン嵌合部を介して第1動力伝達軸に伝達されるとともに、第1クリアランスが比較的小さい第1a軸受を介して支持部材によって受け止められるようになり、その第1動力伝達軸の心振れが抑制されて振動や騒音が低減される。

30

【0011】

第3発明は、第2a軸受の外輪の外周面に環状溝が設けられて弾性部材が配設されている場合で、外輪のクリープによる摩耗が抑制されるが、第2発明と同様に第1動力伝達軸の心振れが増大する可能性がある。これに対し、弾性部材のうちラジアル荷重の作用方向側部分の太さが細くされ、その作用方向側部分において弾性部材が環状溝から突き出す突出寸法が小さくされているため、第2a軸受がラジアル荷重に従ってその作用方向側へ変位することが許容される。これにより、第2動力伝達軸に加えられたラジアル荷重の少なくとも一部が、スプライン嵌合部を介して第1動力伝達軸に伝達されるとともに、第1クリアランスが比較的小さい第1a軸受を介して支持部材によって受け止められるようになり、その第1動力伝達軸の心振れが抑制されて振動や騒音が低減される。

40

【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】本発明が適用された車両用動力伝達装置の一例を説明する骨子図である。

【図2】図1の車両用動力伝達装置において、第2軸線S2上に配設されたカウンタシャフトと、第3軸線S3上に配設されたロータ軸(第1動力伝達軸)およびギヤシャフト(

50

第 2 動力伝達軸)と、を具体的に例示した正面図である。

【図 3】図 2 におけるスプライン嵌合部の近傍部分の支持構造を具体的に説明する断面図である。

【図 4】図 3 においてギヤシャフトを支持している第 2 軸受を、Oリングが装着される環状溝部分で切断した断面図である。

【図 5】図 4 における V - V 矢視部分の環状溝の断面図で、Oリングと共に示した図である。

【図 6】図 4 における VI - VI 矢視部分の環状溝の断面図で、Oリングと共に示した図である。

【図 7】第 2 軸受を軸線方向から見た側面図で、第 2 軸受保持部との間の第 2 クリアランス C 2 を説明する図である。

【図 8】図 3 においてロータ軸を支持している第 1 軸受を軸線方向から見た側面図で、第 1 軸受保持部との間の第 1 クリアランス C 1 を説明する図である。

【図 9】第 2 軸受の外輪の第 3 軸線 S 3 まわりの位相を位置決めするための回止めピン等を説明する図で、図 7 に対応する側面図である。

【図 10】第 2 軸受の外輪の第 3 軸線 S 3 まわりの位相を位置決めするために Oリングに設けられた大径嵌合部等を説明する図で、図 7 に対応する側面図である。

【図 11】第 2 軸受の外輪の軸線まわりの位相を位置決めするために外周形状を楕円形状とした場合を説明する図で、図 7 に対応する側面図である。

【図 12】本発明品および比較品 1、2 を用いて騒音を測定した結果を説明する図である。

【図 13】本発明の他の実施例を説明する図で、図 4 に対応する断面図である。

【図 14】図 13 における XIV - XIV 矢視部分の環状溝の断面図で、Oリングと共に示した図である。

【図 15】図 13 における XV - XV 矢視部分の環状溝の断面図で、Oリングと共に示した図である。

【図 16】スプライン嵌合部の径方向ガタ等に起因して振動や騒音が発生するメカニズムを説明する図である。

【発明を実施するための形態】

【0013】

本発明は、例えば車両用動力伝達装置に好適に適用されるが、車両用以外の動力伝達装置に適用することもできる。本発明は、例えば駆動力源としてエンジン（内燃機関）を備えているエンジン駆動車両やハイブリッド駆動車両、或いは電動モータを駆動力源として用いて走行する電気自動車等の車両用動力伝達装置に好適に適用される。例えば、第 1 動力伝達軸は電動モータや発電機等の回転機のロータで、第 2 動力伝達軸には歯車を介してエンジンの回転、或いは車輪からの逆入力回転が伝達されるように構成される。スプライン嵌合部は、内スプライン歯と、内スプライン歯と噛み合わされた外スプライン歯とから成り、例えば第 1 動力伝達軸に内スプライン歯が設けられ、第 2 動力伝達軸に外スプライン歯が設けられるが、第 1 動力伝達軸に外スプライン歯が設けられ、第 2 動力伝達軸に内スプライン歯が設けられても良い。すなわち、内スプライン歯および外スプライン歯の一方が第 1 動力伝達軸に設けられ、他方が第 2 動力伝達軸に設けられれば良い。第 2 動力伝達軸には、第 1 動力伝達軸とは異なる部材との間で動力伝達を行う歯車が設けられる。この歯車としてははすば歯車が適当であるが、平歯車や傘歯車、ハイポイドギヤ等の歯車が設けられても良い。

【0014】

第 1 軸受および第 2 軸受としては、ボールベアリングが好適に用いられるが、ローラベアリング等の他の軸受を採用することもできる。これ等の軸受は、組み付けの関係で内輪および外輪の一方が圧入固定（締め込み）され、他方が隙間嵌めされる。例えば内輪が動力伝達軸に圧入固定され、外輪が支持部材の軸受保持部に隙間嵌めされるが、外輪を軸受保持部に圧入固定するとともに、内輪を動力伝達軸に隙間嵌めするようにしても良い。外

10

20

30

40

50

輪が軸受保持部に隙間嵌めされる場合、動力伝達時に外輪がクリープにより摩耗する可能性があるため、特にラジアル荷重が加えられる第2軸受については、その外輪に環状溝を設けて弾性部材を装着することによりクリープを防止することが望ましい。その場合は、環状溝の溝深さや弾性部材の太さを工夫して、ラジアル荷重の作用方向側部分に第2クリアランスを確保することが望ましい。弾性部材としてはリングが好適に用いられるが、他の弾性部材を採用することもできる。第2軸受の内輪を第2動力伝達軸に隙間嵌めする場合には、動力伝達時に内輪がクリープにより摩耗する可能性があるため、その第2動力伝達軸に環状溝を設けて弾性部材を装着することにより、内輪との間のクリープを防止することが望ましい。その場合も、環状溝の溝深さや弾性部材の太さを工夫して、ラジアル荷重の作用方向側部分に第2クリアランスを確保することが望ましい。

10

【0015】

第1クリアランスおよび第2クリアランスは、軸受と動力伝達軸との間の隙間、軸受と軸受保持部との間の隙間、軸受内部の隙間、を合わせた合計の隙間寸法であるが、圧入固定される部分の隙間は略0であるため、隙間嵌めされる部分の隙間および軸受内部の隙間が中心となる。また、第2動力伝達軸に加えられたラジアル荷重の少なくとも一部が、その第2動力伝達軸からスプライン嵌合部を介して第1動力伝達軸に伝達され、第1軸受を介して支持部材によって受け止められるように、第1動力伝達軸および第2動力伝達軸の同軸度や軸の傾き、各部の真円度等の誤差などを考慮して、第1クリアランスおよび第2クリアランスの大きさを定めることが望ましい。第1クリアランスおよび第2クリアランスの大小関係の要件は、少なくともラジアル荷重の作用方向側部分で満たしていれば良い。軸受保持部が設けられる支持部材は、例えばトランスアクスルケースやトランスミッションケース等の動力伝達軸を収容する収容空間を有するケースが適当であるが、その他の支持部材が用いられても良い。

20

【実施例】

【0016】

以下、本発明の実施例を、図面を参照して詳細に説明する。なお、以下の実施例において、図は説明のために適宜簡略化或いは変形されており、各部の寸法比および形状等は必ずしも正確に描かれていない。

【0017】

図1は、本発明が適用された車両用動力伝達装置10を説明する骨子図で、動力伝達機構12を備えている。図1は、動力伝達機構12を構成している複数の軸が共通の平面内に位置するように展開して示した展開図である。車両用動力伝達装置10は、複数の軸が車両幅方向に沿って配置されるFF車両等の横置き型のハイブリッド車両用のトランスアクスルで、車両幅方向と略平行な第1軸線S1～第4軸線S4を備えている。第1軸線S1上には、エンジン16にダンパ装置18を介して連結された入力軸22が設けられているとともに、その第1軸線S1と同心にシングルピニオン型の遊星歯車装置24および第1モータジェネレータMG1が配設されている。遊星歯車装置24および第1モータジェネレータMG1は電気式差動部26として機能するもので、差動機構である遊星歯車装置24のキャリア24cに入力軸22が連結され、サンギヤ24sに第1モータジェネレータMG1のロータ軸28が連結され、リングギヤ24rにエンジン出力歯車30が設けられている。サンギヤ24sおよびリングギヤ24rは、キャリア24cに回転自在に配設された複数のピニオン24pと噛み合わされている。

30

40

【0018】

第1モータジェネレータMG1は電動モータおよび発電機として択一的に用いられるもので、発電機として機能する回生制御などでサンギヤ24sの回転速度が連続的に制御されることにより、エンジン16の回転速度が連続的に変化させられてエンジン出力歯車30から出力される。また、第1モータジェネレータMG1のトルクが0とされてサンギヤ24sが空転させられることにより、エンジン16からの出力が遮断されるとともに、モータ走行時や惰性走行時等におけるエンジン16の連れ廻りが防止される。エンジン16は、燃料の燃焼によって動力を発生するガソリンエンジン、ディーゼルエンジン等の内燃

50

機関で、走行用駆動力源として用いられる。前記入力軸 2 2 は第 1 モータジェネレータ M G 1 の軸心を挿通させられてオイルポンプ 5 6 に連結されており、エンジン 1 6 によってオイルポンプ 5 6 が回転駆動されるようになっている。

【 0 0 1 9 】

第 2 軸線 S 2 上には、減速大歯車 3 2 および減速小歯車 3 4 が設けられたカウンタシャフト 3 6 が回転可能に配設されており、減速大歯車 3 2 は前記エンジン出力歯車 3 0 と噛み合わされている。減速大歯車 3 2 はまた、第 3 軸線 S 3 上に配設されたモータ出力歯車 4 0 と噛み合わされている。モータ出力歯車 4 0 はギヤシャフト 4 2 に設けられており、そのギヤシャフト 4 2 は、第 3 軸線 S 3 上に配設された第 2 モータジェネレータ M G 2 のロータ軸 4 4 とスプライン嵌合部 4 6 を介して動力伝達可能に連結されている。第 2 モータジェネレータ M G 2 は電動モータおよび発電機として択一的に用いられるもので、電動モータとして機能するように力行制御されることにより走行用駆動力源として用いられる。車両用動力伝達装置 1 0 は、エンジン 1 6 および電気式差動部 2 6 が配設された第 1 軸線 S 1 とは異なる第 3 軸線 S 3 上に第 2 モータジェネレータ M G 2 が配設された複軸式のハイブリッド車両用動力伝達装置である。

10

【 0 0 2 0 】

上記減速小歯車 3 4 は、第 4 軸線 S 4 上に配設されたディファレンシャル装置 4 8 のデフリングギヤ 5 0 と噛み合わされており、エンジン 1 6 および第 2 モータジェネレータ M G 2 からの駆動力がディファレンシャル装置 4 8 を介して左右のドライブシャフト 5 2 に分配され、左右の駆動輪 5 4 に伝達される。車両用動力伝達装置 1 0 は動力伝達装置で、本実施例ではディファレンシャル装置 4 8 を有するトランスアクスルである。

20

【 0 0 2 1 】

車両用動力伝達装置 1 0 は、エンジン 1 6 に一体的に固設されるとともにブラケット等を介して車体によって支持されるトランスアクスルケース 6 0 を備えている。トランスアクスルケース 6 0 は、フロントケース部材 6 2、中間ケース部材 6 4、およびリヤカバー 6 6 の 3 つのケース部材にて構成されており、それぞれの軸方向の端部に設けられたフランジ等の突き合わせ部が互いに突き合わされた状態で、多数の締結ボルトにより締結されて互いに一体的に接合されている。フロントケース部材 6 2 は、エンジン 1 6 側に向かって開口する開口部がエンジン 1 6 に一体的に固設されており、エンジン 1 6 との間にダンパ装置 1 8 を収容する第 1 収容空間 7 2 が形成される。中間ケース部材 6 4 は、筒形状の外筒 7 4 と、その外筒 7 4 から内周側へ伸び出すように、前記第 1 軸線 S 1 ~ 第 4 軸線 S 4 と略直交する姿勢で設けられた仕切り壁 7 6 とを一体に備えており、フロントケース部材 6 2 と仕切り壁 7 6 との間に、前記電気式差動部 2 6、カウンタシャフト 3 6、ギヤシャフト 4 2、ディファレンシャル装置 4 8 等を収容する第 2 収容空間 7 8 が形成される。フロントケース部材 6 2 および仕切り壁 7 6 は、エンジン出力歯車 3 0、カウンタシャフト 3 6、ギヤシャフト 4 2、ディファレンシャル装置 4 8 等を、ベアリングを介して回転可能に支持する支持部を備えている。また、リヤカバー 6 6 と仕切り壁 7 6 との間には、前記第 1 モータジェネレータ M G 1、第 2 モータジェネレータ M G 2 を収容する第 3 収容空間 8 0 が形成される。リヤカバー 6 6 および仕切り壁 7 6 は、ベアリングを介してロータ軸 2 8、4 4 を回転可能に支持する支持部を備えている。

30

40

【 0 0 2 2 】

図 2 は、第 2 軸線 S 2 上に配設されたカウンタシャフト 3 6 と、第 3 軸線 S 3 上に配設されたギヤシャフト 4 2 およびロータ軸 4 4 と、を具体的に例示した正面図で、これ等のロータ軸 4 4、ギヤシャフト 4 2、およびカウンタシャフト 3 6 によってモータ側動力伝達部 9 0 が構成されている。ギヤシャフト 4 2 およびロータ軸 4 4 は、第 3 軸線 S 3 上に互いに隣接して配設されているとともに、互いに近接する側の軸端部においてスプライン嵌合部 4 6 を介して動力伝達可能に連結されている。ギヤシャフト 4 2 の第 2 モータジェネレータ M G 2 側の端部は、ロータ軸 4 4 よりも小径とされて、そのロータ軸 4 4 の円筒内に嵌め入れられている。ギヤシャフト 4 2 の嵌合部の外周面には外スプライン歯 4 2 t が設けられている一方、ロータ軸 4 4 の嵌合部の内周面には内スプライン歯 4 4 t が設け

50

られており、それ等の外スプライン歯 4 2 t および内スプライン歯 4 4 t が互いに噛み合わされている。これ等の外スプライン歯 4 2 t および内スプライン歯 4 4 t は、例えばインボリュート歯形のインボリュートスプラインにて構成されている。上記ロータ軸 4 4 およびギヤシャフト 4 2 は、一軸線である第 3 軸線 S 3 上に互いに隣接して配設されるとともに、互いに近接する側の軸端部においてスプライン嵌合部 4 6 を介して動力伝達可能に連結された第 1 動力伝達軸、第 2 動力伝達軸に相当する。また、モータ出力歯車 4 0 は、第 2 動力伝達軸に設けられた歯車に相当し、モータ出力歯車 4 0 および減速大歯車 3 2 ははすば歯車である。

【 0 0 2 3 】

ロータ軸 4 4 は、一对の第 1 軸受 9 2 a、9 2 b を介して第 3 軸線 S 3 まわりに回転可能にトランスアクスルケース 6 0 によって支持されている。このロータ軸 4 4 の軸方向の中央部分には、第 2 モータジェネレータ M G 2 のロータ 9 4 が相対回転不能に連結されている。第 1 軸受 9 2 a および 9 2 b は、第 3 軸線 S 3 の軸線方向（第 3 軸線 S 3 と平行な方向で図 2 における左右方向）においてロータ 9 4 の両側に配置されており、ギヤシャフト 4 2 にスプライン嵌合される側の第 1 軸受 9 2 a が第 1 a 軸受である。ギヤシャフト 4 2 は、一对の第 2 軸受 9 6 a、9 6 b を介して第 3 軸線 S 3 まわりに回転可能にトランスアクスルケース 6 0 によって支持されている。第 2 軸受 9 6 a および 9 6 b は、第 3 軸線 S 3 の軸線方向においてモータ出力歯車 4 0 の両側に配置されており、ロータ軸 4 4 にスプライン嵌合される側の第 2 軸受 9 6 a が第 2 a 軸受である。ギヤシャフト 4 2 は、第 2 モータジェネレータ M G 2 の動力をカウンタシャフト 3 6 に伝達して駆動輪 5 4 を回転駆動する駆動軸として機能するとともに、カウンタシャフト 3 6 からモータ出力歯車 4 0 を介してエンジン 1 6 の動力等が伝達される。ギヤシャフト 4 2 にはまた、惰性走行時等に駆動輪 5 4 からディファレンシャル装置 4 8、カウンタシャフト 3 6 を介して逆入力回転（被駆動回転）が伝達される。

【 0 0 2 4 】

前記スプライン嵌合部 4 6 には、歯溝の振れ等により嵌合ガタ（周方向および径方向の遊び）が存在する。このため、エンジン 1 6 の爆発に伴うトルク変動等によるギヤシャフト 4 2 およびロータ軸 4 4 の相対的な回転変動により、外スプライン歯 4 2 t および内スプライン歯 4 4 t が歯面分離と衝突を繰り返してガタ打ち音（歯打ち音）が発生する可能性がある。このようなガタ打ち音の発生を抑制するために、本実施例では、スプライン嵌合部 4 6 に隣接する部分にフリクシオンダンパ 4 7 が配設されている。具体的には、ギヤシャフト 4 2 については、外スプライン歯 4 2 t が設けられた部位よりも軸方向の内側に円筒外周面が設けられ、ロータ軸 4 4 については、内スプライン歯 4 4 t が設けられた部位よりも軸方向の外側すなわち先端側に円筒内周面が設けられており、それ等の円筒外周面と円筒内周面との間の円環状空間にフリクシオンダンパ 4 7 が配設されている。フリクシオンダンパ 4 7 はゴム等の弾性部材を主体として構成されており、円筒金具等を介して一方の部材に固設され、他方の部材に押圧されて弾性部材が圧縮変形させられることにより、滑り摩擦の摩擦抵抗による緩衝作用によってガタ打ち音が低減される。

【 0 0 2 5 】

図 3 は、図 2 におけるスプライン嵌合部 4 6 の近傍部分の支持構造を具体的に説明する断面図である。図 3 において、第 1 軸受 9 2 a はボールベアリングで、トランスアクスルケース 6 0 に設けられた円筒形状の第 1 軸受保持部 1 0 0 a の内側に配設されて保持されている。第 1 軸受保持部 1 0 0 a は仕切り壁 7 6 に一体に設けられている。そして、本実施例では第 1 軸受 9 2 a の内輪 1 0 2 a がロータ軸 4 4 に圧入固定され、外輪 1 0 4 a が第 1 軸受保持部 1 0 0 a に隙間嵌めされている。図示は省略するが、他方の第 1 軸受 9 2 b も第 1 軸受 9 2 a と同様に取り付けられている。また、第 2 軸受 9 6 a、9 6 b は何れもボールベアリングで、それぞれトランスアクスルケース 6 0 に設けられた円筒形状の第 2 軸受保持部 1 0 6 a、1 0 6 b の内側に配設されて保持されている。第 2 軸受保持部 1 0 6 a は仕切り壁 7 6 に一体に設けられており、第 2 軸受保持部 1 0 6 b はフロントケース部材 6 2 に一体に設けられている。そして、本実施例では第 2 軸受 9 6 a、9 6 b の内

輪 1 0 8 a、1 0 8 b がギヤシャフト 4 2 に圧入固定され、外輪 1 1 0 a、1 1 0 b が第 2 軸受保持部 1 0 6 a、1 0 6 b に隙間嵌めされている。第 1 軸受保持部 1 0 0 a、第 2 軸受保持部 1 0 6 a、1 0 6 b が設けられたトランスアクスルケース 6 0 は支持部材に相当する。

【 0 0 2 6 】

第 2 軸受 9 6 a、9 6 b の外輪 1 1 0 a、1 1 0 b が隙間嵌めされることにより、その外輪 1 1 0 a、1 1 0 b と第 2 軸受保持部 1 0 6 a、1 0 6 b の内周面との間には所定の第 2 クリアランス C 2 (図 7 参照) が形成される。第 2 クリアランス C 2 は、ギヤシャフト 4 2 と第 2 軸受保持部 1 0 6 a、1 0 6 b との間のクリアランスで、主として外輪 1 1 0 a、1 1 0 b と第 2 軸受保持部 1 0 6 a、1 0 6 b との間の隙間であるが、第 2 軸受 9 6 a、9 6 b の内部の隙間、すなわち内輪 1 0 8 a、1 0 8 b とボールとの間の隙間や、外輪 1 1 0 a、1 1 0 b とボールとの間の隙間によるガタ寸法を含む。第 1 軸受 9 2 a についても、第 2 軸受 9 6 a、9 6 b と同様に外輪 1 0 4 a と第 1 軸受保持部 1 0 0 a の内周面との間に所定の第 1 クリアランス C 1 (図 8 参照) が形成される。他方の第 1 軸受 9 2 b も、第 1 軸受 9 2 a と同様に所定の第 1 クリアランス C 1 を有する。図 7 は第 2 軸受 9 6 a を第 3 軸線 S 3 の軸線方向から見た側面図で、図 8 は第 1 軸受 9 2 a を第 3 軸線 S 3 の軸線方向から見た側面図である。

【 0 0 2 7 】

ところで、モータ出力歯車 4 0 と減速大歯車 3 2 との間で動力伝達が行われる際には、動力伝達時の反力により、ギヤシャフト 4 2 にはモータ出力歯車 4 0 を介してラジアル荷重 F_r 、具体的には図 2 に示されるようにカウンタシャフト 3 6 から離間する方向の荷重、が加えられる。このため、ギヤシャフト 4 2 はそのラジアル荷重 F_r の作用方向 (矢印 F_r の方向で、図 2 における上方) へ押圧され、そのギヤシャフト 4 2 を支持している第 2 軸受 9 6 a、9 6 b もラジアル荷重 F_r の作用方向へ押圧される。この時、第 2 軸受 9 6 a、9 6 b は、第 2 クリアランス C 2 の存在で外輪 1 1 0 a、1 1 0 b が第 2 軸受保持部 1 0 6 a、1 0 6 b に対して相対回転するクリーブを発生し、外輪 1 1 0 a、1 1 0 b の外周面が摩耗する可能性がある。これを防止するために、本実施例では外輪 1 1 0 a、1 1 0 b の外周面にそれぞれ一对の環状溝 1 1 2 (図 4 参照) が設けられ、弾性部材としてリング 1 1 4 が配設されている。リング 1 1 4 の一部は環状溝 1 1 2 から外部に突き出し、図 5 に示すように第 2 軸受保持部 1 0 6 a、1 0 6 b の内周面に密着させられ、自身の弾性で押圧されるようになっており、その第 2 軸受保持部 1 0 6 a、1 0 6 b との間の摩擦によって外輪 1 1 0 a、1 1 0 b のクリーブが抑制される。図 5 は、図 4 における V - V 矢視部分の環状溝 1 1 2 の断面図で、リング 1 1 4 と共に示した図である。

【 0 0 2 8 】

このように第 2 軸受 9 6 a、9 6 b の外輪 1 1 0 a、1 1 0 b にリング 1 1 4 が装着されると、動力伝達時にギヤシャフト 4 2 がラジアル荷重 F_r の作用方向へ変位することが抑制されて第 3 軸線 S 3 と略同心に保持される。一方、エンジン 1 6 により減速大歯車 3 2 を介してモータ出力歯車 4 0 が回転駆動されると、ロータ軸 4 4 は、図 1 6 の (a) に示すようにスプライン嵌合部 4 6 を介してギヤシャフト 4 2 と共に回転させられる。この時、エンジン 1 6 のトルク変動に起因してスプライン嵌合部 4 6 でガタ打ちが生じる可能性がある。また、第 2 モータジェネレータ M G 2 を駆動力源として用いて走行する E V 走行時や、第 2 モータジェネレータ M G 2 を回生制御して発電する発電走行時にも、ギヤシャフト 4 2 とスプライン嵌合部 4 6 との芯ずれ、ロータ軸 4 4 とスプライン嵌合部 4 6 との芯ずれ、スプライン嵌合部 4 6 の噛合いピッチ円の不均一性 (楕円など)、等に起因して、スプライン嵌合部 4 6 でガタ打ちが生じる可能性がある。本実施例では前記フリクションダンパ 4 7 により周方向のガタ打ちは抑制されるが、径方向の嵌合ガタにより径方向のガタ打ちが発生する可能性がある。ギヤシャフト 4 2 は第 3 軸線 S 3 と略同心に保持されているため、第 1 軸受 9 2 a の第 1 クリアランス C 1 が比較的大きくてロータ軸 4 4 が径方向へ変位することが可能であると、スプライン嵌合部 4 6 において径方向のガタ打ちが発生する。このように径方向のガタ打ちが発生すると、ロータ軸 4 4 は図 1 6 の (b) に

示すように回転数の高次の周波数成分を含む振動数で心振れするようになる。スプライン嵌合部46の径方向ガタが大きい程、或いはギヤシャフト42やロータ軸44とスプライン嵌合部46との芯ずれが大きい程、ロータ軸44の心振れの振れ幅が大きくなる。そして、このロータ軸44の心振れにより、図16の(c)に示すように、第1軸受92a、92bおよび第2軸受96a、96bの各軸受荷重Fbが回転数の高次の周波数成分を含む周期で変動し、この軸受荷重Fbがトランスアクスルケース60に伝達されることにより振動や騒音が発生する。軸受荷重Fbの変動量は、ロータ軸44の振れ幅が大きい程、すなわちスプライン嵌合部46の径方向ガタが大きい場合、或いはギヤシャフト42やロータ軸44とスプライン嵌合部46との芯ずれが大きい場合に大きくなり、振動や騒音も大きくなる。本発明者等の実験によれば、特に第1軸受92aの軸受荷重Fbの変動量が大きく、振動や騒音に大きく影響する。

【0029】

これに対し、本実施例では、ギヤシャフト42の一对の第2軸受96a、96bのうち少なくとも第2軸受96aに関して、図4に示すように前記環状溝112のうちラジアル荷重Frの作用方向側部分には、溝深さが徐々に大きくなる深溝部112rが設けられ、その深溝部112rでは前記リング114が環状溝112から突き出す突出寸法が小さくされている。本実施例では、図6に示すようにリング114の突出寸法が略0とされ、外輪110aと第2軸受保持部106aとの間に前記第2クリアランスC2が形成される。これにより、ギヤシャフト42が第2軸受96aと共に第2クリアランスC2だけラジアル荷重Frの作用方向へ変位することが許容される。リング114が深溝部112rから突き出す場合でも、そのリング114の弾性変形により実質的に第2クリアランスC2を確保できれば良い。他方の第2軸受96bについては、必ずしも作用方向側部分の溝深さを大きくする必要はなく、環状溝112の全周で図5と同じ一定の溝深さとしても良いが、第2軸受96aと同様に、ラジアル荷重Frの作用方向側部分に深溝部112rを設けても良い。図6は、図4におけるVI-VI矢視部分の環状溝112の断面図、すなわち深溝部112rが設けられた部分の断面図で、リング114と共に示した図である。

【0030】

一方、第1軸受92aにおける前記第1クリアランスC1は、第2軸受96aにおける第2クリアランスC2よりも小さくされている。これにより、ギヤシャフト42がラジアル荷重Frに従ってそのラジアル荷重Frの作用方向へ変位させられるとともに、スプライン嵌合部46を介してロータ軸44が同じくラジアル荷重Frの作用方向へ変位させられた際に、第2軸受96aが第2軸受保持部106aに当接する前に第1軸受92aが第1軸受保持部100aに当接させられ、ラジアル荷重Frの少なくとも一部が第1軸受保持部100aを介してトランスアクスルケース60によって受け止められるようになる。このように、第1軸受92aがラジアル荷重Frの作用で第1軸受保持部100aに当接させられると、スプライン嵌合部46における径方向のガタ打ちが抑制されるとともに、ロータ軸44の心振れが抑制される。これにより、そのロータ軸44の心振れに伴って第1軸受92a等を介してトランスアクスルケース60に伝達される荷重変動が抑制され、その荷重変動に起因してトランスアクスルケース60から発生する振動や騒音が低減される。なお、第1クリアランスC1、第2クリアランスC2は、ラジアル荷重Frの作用で第1軸受92aが第1軸受保持部100aに当接させられるように、ロータ軸44およびギヤシャフト42の同軸度や傾きなどの各部の誤差等も考慮して定められる。

【0031】

この場合、第2軸受96aの環状溝112の深溝部112rが確実にラジアル荷重Frの作用方向側に位置するように、第2軸受96aの外輪110aの第3軸線S3まわりの位相を、第2軸受保持部106aに対して位置決めする必要がある。例えば、リング114によって外輪110aが第2軸受保持部106aに対して回転不能に位置決めされる場合には、図7に示すように、外輪110aおよび第2軸受保持部106aにマーク116、118を設けて、そのマーク116、118が一致するように位置合わせをして組み

付ければ良い。図 9 に示すように、外輪 110 a の外周面に回止めピン 120 を突設するとともに、第 2 軸受保持部 106 a に位置決め溝 122 を設けて、回止めピン 120 が位置決め溝 122 内に挿入されるように位置合わせをして組み付けるようにしても良い。図 10 に示すように、環状溝 112 の一部に深さや幅寸法が大きい大溝部 124 を設けるとともに、第 2 軸受保持部 106 a に位置決め溝 126 を設け、リング 114 に設けられた大径嵌合部 128 が大溝部 124 に嵌め込まれた状態で、その大径嵌合部 128 が位置決め溝 126 内に挿入されるように位置合わせをして組み付けるようにしても良い。また、図 11 に示すように、外輪 110 a の外周形状を楕円形状とするとともに、第 2 軸受保持部 106 a の内周形状を楕円形状として、外輪 110 a の第 3 軸線 S3 まわりの位相を位置決めすることもできる。

10

【0032】

このように、本実施例の車両用動力伝達装置 10 のモータ側動力伝達部 90 は、スプライン嵌合部 46 を介して連結されたギヤシャフト 42 およびロータ軸 44 を備えているとともに、動力伝達時の反力でギヤシャフト 42 にはモータ出力歯車 40 を介してラジアル荷重 F_r が加えられる。その場合に、ロータ軸 44 の一对の第 1 軸受 92 a、92 b のうちスプライン嵌合部 46 側の第 1 軸受 92 a の第 1 クリアランス C1 は、ギヤシャフト 42 の一对の第 2 軸受 96 a、96 b のうちスプライン嵌合部 46 側の第 2 軸受 96 a の第 2 クリアランス C2 よりも小さくされており、動力伝達時にギヤシャフト 42 に加えられたラジアル荷重 F_r の少なくとも一部はスプライン嵌合部 46 からロータ軸 44 に伝達され、第 1 軸受 92 a を介してトランスアクスルケース 60 によって受け止められる。これにより、ギヤシャフト 42 およびロータ軸 44 が、何れもラジアル荷重 F_r によってその作用方向へ押圧された状態で回転させられるようになり、それ等のギヤシャフト 42 およびロータ軸 44 の心振れが抑制されるため、その心振れに起因して回転数の高次の周波数成分を含む荷重変動が第 1 軸受 92 a 等を介してトランスアクスルケース 60 に伝達されることによって生じる振動や騒音が低減される。

20

【0033】

また、本実施例では第 2 軸受 96 a の外輪 110 a の外周面に環状溝 112 が設けられてリング 114 が配設され、そのリング 114 の一部が環状溝 112 から突き出して第 2 軸受保持部 106 a の内周面に密着させられているため、リング 114 の摩擦によって外輪 110 a と第 2 軸受保持部 106 a との相対回転が抑制され、外輪 110 a のクリーブによる摩耗が抑制される。その場合に、リング 114 によって第 2 軸受 96 a の第 2 クリアランス C2 が実質的に無くなると、ラジアル荷重 F_r が第 2 軸受 96 a およびリング 114 を介してトランスアクスルケース 60 によって受け止められるとともに、ギヤシャフト 42 が第 3 軸線 S3 と略同心に保持されるようになり、ロータ軸 44 が心振れし易い状態になる。これに対し、本実施例では上記環状溝 112 のうちラジアル荷重 F_r の作用方向側部分の溝深さが大きくされ、その作用方向側部分においてリング 114 が環状溝 112 から突き出す突出寸法が小さくされているため、第 2 軸受 96 a がラジアル荷重 F_r に従ってその作用方向側へ変位することが許容される。これにより、ギヤシャフト 42 に加えられたラジアル荷重 F_r の少なくとも一部が、スプライン嵌合部 46 からロータ軸 44 に伝達されるとともに、第 1 クリアランス C1 が比較的小さい第 1 軸受 92 a を介してトランスアクスルケース 60 によって受け止められるようになり、そのロータ軸 44 の心振れが抑制されて振動や騒音が低減される。

30

40

【0034】

図 12 は、本発明品と比較品 1、2 とを用意して、トランスアクスルケース 60 から発生する騒音を調べた結果を比較して示した図である。本発明品は、本実施例の車両用動力伝達装置 10 である。比較品 1、2 は、何れも車両用動力伝達装置 10 において、第 2 軸受 96 a の環状溝 112 に深溝部 112 r が設けられていない場合で、リング 114 により全周に亘って第 2 クリアランス C2 が実質的に無くなり、ラジアル荷重 F_r に拘らずギヤシャフト 42 が第 3 軸線 S3 と略同心に保持される。また、比較品 1 はフリクションダンパ 47 が設けられているが、比較品 2 はフリクションダンパ 47 が無い場合である。

50

そして、駆動輪 5 4 の代わりにモータを接続して左右のドライブシャフト 5 2 を回転駆動することにより、第 2 モータジェネレータ M G 2 を回生制御して発電する発電走行を実験的に再現し、ロータ軸 4 4 がスプライン嵌合部 4 6 を介してギヤシャフト 4 2 と共に回転させられるようにして、トランスアクスルケース 6 0 から発生する騒音を測定した。この場合、エンジン 1 6 は停止しているため、ロータ軸 4 4 の心振れに起因して生じる騒音を適切に測定できる。

【 0 0 3 5 】

図 1 2 の結果から明らかなように、フリクションダンパ 4 7 が無い比較品 2 は、ロータ軸 4 4 の心振れに起因して回転数の高次の周波数成分を含む荷重変動がトランスアクスルケース 6 0 に伝達されるだけでなく、スプライン嵌合部 4 6 の周方向のガタ打ち音等によって最も大きな騒音が発生する。比較品 2 は、フリクションダンパ 4 7 の存在でスプライン嵌合部 4 6 の周方向のガタ打ち音の発生が抑制されるため、比較品 2 よりも騒音が低減される。本発明品は、環状溝 1 1 2 のラジアル荷重 F r の作用方向側部分に深溝部 1 1 2 r が設けられて、第 2 軸受 9 6 a がラジアル荷重 F r の作用方向側へ変位することが許容されることにより、ラジアル荷重 F r の少なくとも一部がロータ軸 4 4 に伝達されるようになり、そのロータ軸 4 4 の心振れが抑制されて騒音が最も小さくなる。図 1 2 の破線 L n は、高精度な加工でスプライン嵌合部 4 6 のガタを小さくした場合の騒音レベルで、本発明品はその騒音レベル L n よりも低い。言い換えれば、簡単且つ安価な加工方法でスプライン嵌合部 4 6 を加工しつつ、そのスプライン嵌合部 4 6 の嵌合ガタ等に起因して生じる騒音を、高精度加工時の騒音レベル L n 以下まで低減することができたのである。

10

20

【 0 0 3 6 】

なお、上記実施例では第 2 軸受 9 6 a の環状溝 1 1 2 に深溝部 1 1 2 r が設けられることにより、ラジアル荷重 F r の作用方向側部分に第 2 クリアランス C 2 が確保されていたが、図 1 3 ~ 図 1 5 に示すように、リング 1 1 4 に小径部 1 1 4 r を設けて、ラジアル荷重 F r の作用方向側部分に第 2 クリアランス C 2 を確保することもできる。図 1 3 ~ 図 1 5 は前記図 4 ~ 図 6 に対応する図で、図 1 3 は環状溝 1 1 2 が設けられた部分で切断した断面図である。図 1 4 は、図 1 3 における XIV - XIV 矢視部分の環状溝 1 1 2 の断面図で、リング 1 1 4 と共に示した図である。図 1 5 は、図 1 3 における XV - XV 矢視部分の環状溝 1 1 2 の断面図で、リング 1 1 4 の小径部 1 1 4 r と共に示した図である。

30

【 0 0 3 7 】

本実施例においても、リング 1 1 4 のラジアル荷重 F r の作用方向側部分に小径部 1 1 4 r が設けられて、その作用方向側部分に第 2 クリアランス C 2 が確保されることにより、第 2 軸受 9 6 a がラジアル荷重 F r の作用方向側へ変位することが許容される。これにより、ラジアル荷重 F r の少なくとも一部がロータ軸 4 4 に伝達され、第 1 軸受 9 2 a を介してトランスアクスルケース 6 0 によって受け止められるようになり、前記実施例と同様の作用効果が得られる。

【 0 0 3 8 】

また、前記実施例では第 2 軸受 9 6 a、9 6 b の外輪 1 1 0 a、1 1 0 b に環状溝 1 1 2 が設けられてリング 1 1 4 が装着されていたが、環状溝 1 1 2 およびリング 1 1 4 が無い場合でも、ロータ軸 4 4 の第 1 軸受 9 2 a の第 1 クリアランス C 1 を、ギヤシャフト 4 2 の第 2 軸受 9 6 a の第 2 クリアランス C 2 よりも小さくし、動力伝達時にギヤシャフト 4 2 に加えられたラジアル荷重 F r の少なくとも一部がロータ軸 4 4 に伝達され、第 1 軸受 9 2 a を介してトランスアクスルケース 6 0 によって受け止められるようにすれば、そのロータ軸 4 4 の心振れが抑制されて振動や騒音を低減できるという前記実施例と同様の作用効果が得られる。

40

【 0 0 3 9 】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これ等はあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

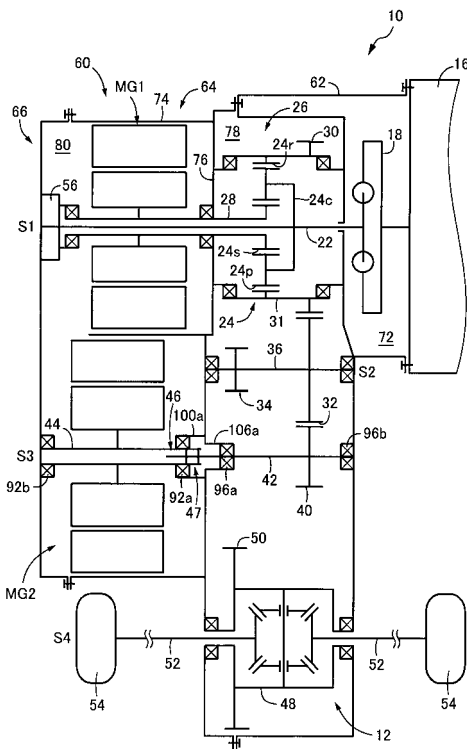
【 符号の説明 】

50

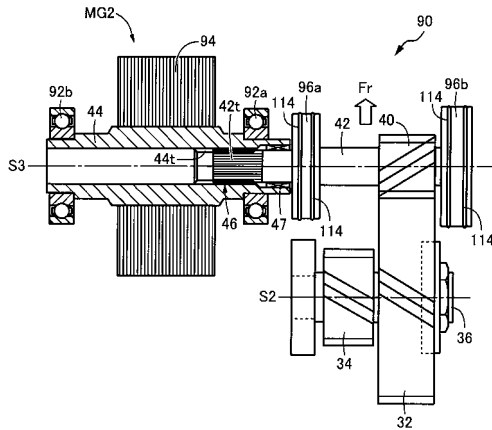
【0040】

- 10 : 車両用動力伝達装置 (動力伝達装置) 40 : モータ出力歯車 (歯車) 4
 2 : ギヤシャフト (第2動力伝達軸) 44 : ロータ軸 (第1動力伝達軸) 46 :
 スプライン嵌合部 60 : トランスアクスルケース (支持部材) 92a : 第1軸受
 (第1a軸受) 92b : 第1軸受 96a : 第2軸受 (第2a軸受) 96b :
 第2軸受 100a : 第1軸受保持部 106a、106b : 第2軸受保持部 1
 10a : 外輪 112 : 環状溝 114 : オリング (弾性部材) S3 : 第3軸線
 (一軸線) Fr : ラジアル荷重 C1 : 第1クリアランス C2 : 第2クリア
 ランス

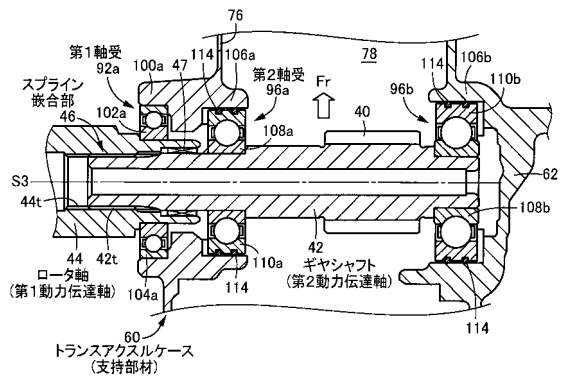
【図1】



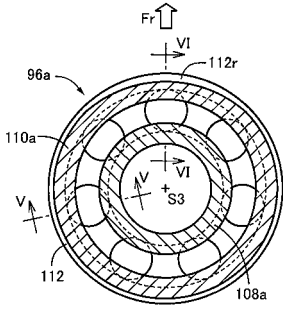
【図2】



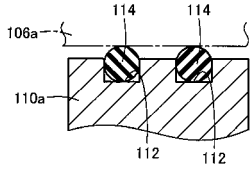
【図3】



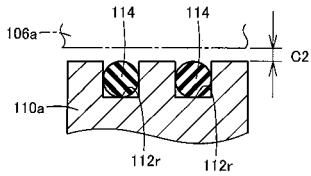
【図4】



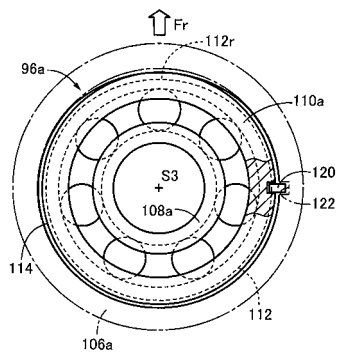
【図5】



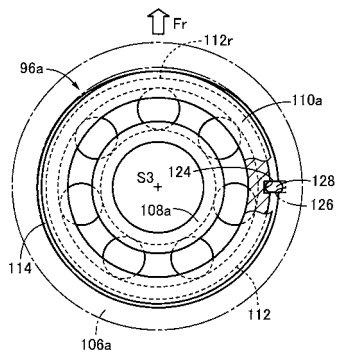
【図6】



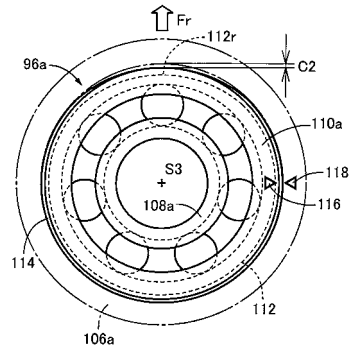
【図9】



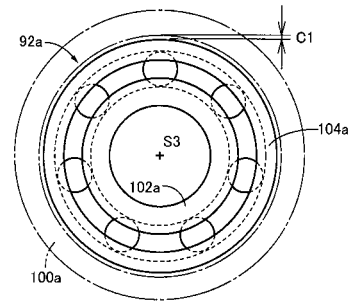
【図10】



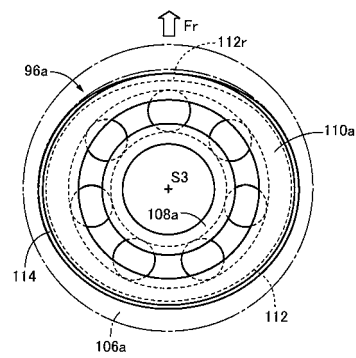
【図7】



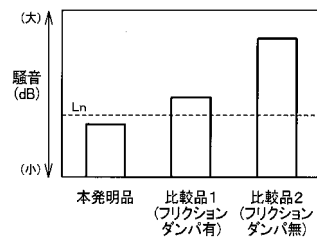
【図8】



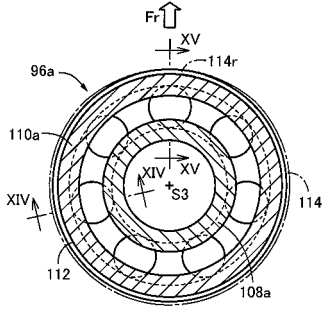
【図11】



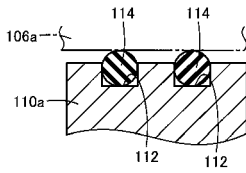
【図12】



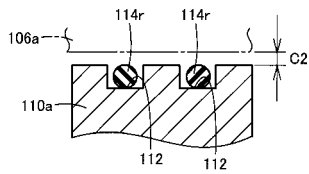
【図 13】



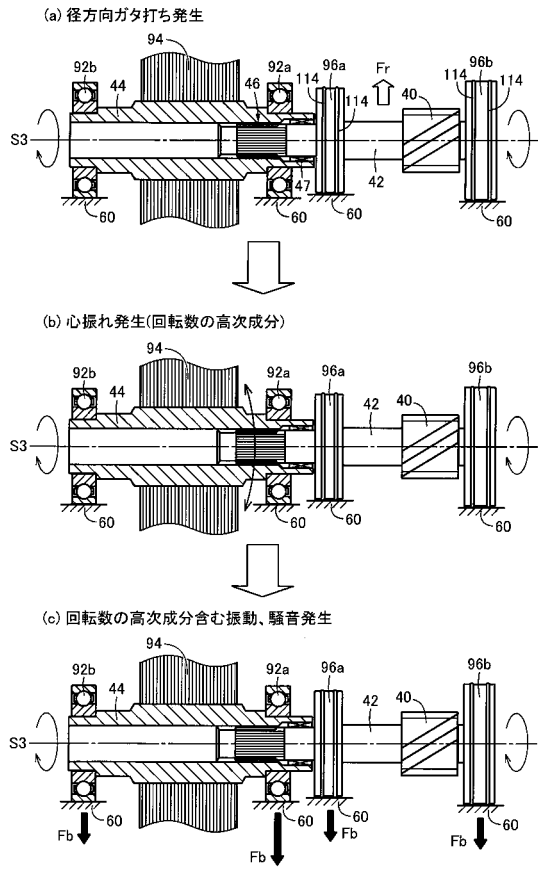
【図 14】



【図 15】



【図 16】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I テーマコード(参考)
F 1 6 F 15/08 (2006.01) F 1 6 F 15/08 Y

(72)発明者 高巢 祐輔

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内

Fターム(参考) 3J012 AB07 BB03 BB05 CB03 DB08 DB13 FB10
3J048 AA01 BA10 BA24 DA06 EA32
3J117 AA10 BA10 CA06 DA01 DA02 DB04
3J701 AA02 AA32 AA42 AA52 AA62 AA81 BA77 FA01 GA11