

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6583307号
(P6583307)

(45) 発行日 令和1年10月2日(2019.10.2)

(24) 登録日 令和1年9月13日(2019.9.13)

(51) Int.Cl.		F 1			
F 1 6 F	15/139	(2006.01)	F 1 6 F	15/139	D
F 1 6 D	1/02	(2006.01)	F 1 6 D	1/02	2 1 0
F 1 6 D	3/12	(2006.01)	F 1 6 D	3/12	A
F 1 6 F	7/04	(2006.01)	F 1 6 F	7/04	

請求項の数 2 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2017-30261 (P2017-30261)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成29年2月21日 (2017.2.21)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2018-135934 (P2018-135934A)	(74) 代理人	100085361 弁理士 池田 治幸
(43) 公開日	平成30年8月30日 (2018.8.30)	(74) 代理人	100147669 弁理士 池田 光治郎
審査請求日	平成30年8月10日 (2018.8.10)	(72) 発明者	武川 浩士 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		審査官	熊谷 健治

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 フリクションダンパ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

円環形状の芯材と、該芯材の外周側または内周側に固着された円環形状の弾性体とを備え、

同心に配置されて互いにスプライン嵌合された内軸の円筒外周面と外軸の円筒内周面との間の円環状空間に、前記芯材が該内軸および該外軸の何れか一方の軸に固設され且つ前記弾性体が該内軸および該外軸の他方の軸に押圧されて圧縮変形させられるように配設されるフリクションダンパにおいて、

前記弾性体の前記円環形状の軸方向長さは、前記芯材の前記円環形状の軸方向長さよりも長く、該弾性体が該芯材から軸方向へ延び出す延出部分を有するとともに、

前記延出部分には、径方向において前記芯材と反対側へ突き出して前記他方の軸に押圧されるように、該芯材とオーバーラップしている部分よりも肉厚が大きくされた厚肉部が設けられ、

前記厚肉部は、前記延出部分のうち前記芯材から離間する先端側の一部に設けられており、前記弾性体の他の部分の肉厚は一定である

ことを特徴とするフリクションダンパ。

【請求項2】

前記内軸および前記外軸は、車両用動力伝達装置の一部を構成するもので、

前記内軸および前記外軸の何れか一方の軸は、エンジンの回転が伝達される回転軸であり、該内軸および該外軸の他方の軸は回転機のロータ軸である

ことを特徴とする請求項 1 に記載のフリクションダンパ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明はフリクションダンパに係り、特に、スプライン嵌合部のガタ打ち音を低減するためのフリクションダンパに関するものである。

【背景技術】

【0002】

(a) 円環形状の芯材と、その芯材の外周側または内周側に固着された円環形状の弾性体とを備え、(b) 同心に配置されて互いにスプライン嵌合された内軸の円筒外周面と外軸の円筒内周面との間の円環状空間に、前記芯材がその内軸および外軸の何れか一方の軸に固設され且つ前記弾性体が内軸および外軸の他方の軸に押圧されて圧縮変形させられるように配設されるフリクションダンパが知られている。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の一部を構成している内軸および外軸のスプライン嵌合部において、エンジンのトルク変動による相対的な回転変動によって生じるガタ打ち音（歯打ち音）を、フリクションダンパの弾性体と他方の軸との間の滑り摩擦の摩擦抵抗による緩衝作用によって低減するようになっている。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開 2016 - 118249 号公報

20

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、このような従来のフリクションダンパにおいて、ガタ打ち音を抑制するために回転方向に所定の摩擦抵抗を確保するためには、弾性体の周方向の剛性を高くする必要があり、弾性体の肉厚を厚くして圧縮変形量を大きくすることが考えられるが、単に弾性体の肉厚を厚くすると、内軸と外軸との間の径方向の剛性も高くなる。内軸と外軸との間の径方向の剛性が高くなると、内軸および外軸の径方向の相対変位が制約されるため、スプライン嵌合部で歯面分離しない回転伝達時に得られる同軸調整作用（自動的に同心に心出しする作用）が阻害され、両者の心ずれに起因して回転数の整数倍成分の径方向振動が発生する恐れがある。

30

【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、スプライン嵌合された内軸と外軸との間の径方向の剛性の増加を抑制しつつ弾性体による回転方向の摩擦抵抗を適切に確保できるようにすることにある。

【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、第 1 発明は、(a) 円環形状の芯材と、その芯材の外周側または内周側に固着された円環形状の弾性体とを備え、(b) 同心に配置されて互いにスプライン嵌合された内軸の円筒外周面と外軸の円筒内周面との間の円環状空間に、前記芯材がその内軸および外軸の何れか一方の軸に固設され且つ前記弾性体が内軸および外軸の他方の軸に押圧されて圧縮変形させられるように配設されるフリクションダンパにおいて、(c) 前記弾性体の円環形状の軸方向長さは、前記芯材の円環形状の軸方向長さよりも長く、弾性体が芯材から軸方向へ延び出す延出部分を有するとともに、(d) 前記延出部分には、径方向において前記芯材と反対側へ突き出して前記他方の軸に押圧されるように、その芯材とオーバーラップしている部分よりも肉厚が大きくされた厚肉部が設けられ、(e) 前記厚肉部は、前記延出部分のうち前記芯材から離間する先端側の一部に設けられており、前記弾性体の他の部分の肉厚は一定であることを特徴とする。

40

【0008】

50

第2発明は、第1発明のフリクションダンパにおいて、(a)前記内軸および前記外軸は、車両用動力伝達装置の一部を構成するもので、(b)前記内軸および前記外軸の何れか一方の軸は、エンジンの回転が伝達される回転軸であり、その内軸および外軸の他方の軸は回転機のロータ軸であることを特徴とする。

【発明の効果】

【0009】

このようなフリクションダンパにおいては、弾性体の軸方向長さが芯材よりも長く、その芯材から延び出す延出部分に厚肉部が設けられているため、厚肉部の圧縮変形に拘らず内軸と外軸との間の径方向の剛性の増加を抑制しつつ、厚肉部の圧縮変形で回転方向の剛性が高くなって所定の摩擦抵抗を確保することができる。すなわち、厚肉部が設けられた部分には芯材が存在しないため、その芯材が存在しない隙間側への弾性体の逃げ(撓み変形)が許容されることで、内軸と外軸との間の径方向の剛性の増加が抑制される一方、隙間側へ縮径または拡径するように厚肉部が圧縮変形させられることにより、その厚肉部が設けられた部分の弾性体の剛性が高くなって回転方向の摩擦抵抗が大きくなる。そして、このように内軸と外軸との間の径方向の剛性の増加が抑制されると、スプライン嵌合部で歯面分離しない回転伝達時に得られる同軸調整作用の低下が抑制され、内軸および外軸の心ずれに起因する径方向振動の発生が抑制されるとともに、弾性体の剛性が高くなることで回転方向の摩擦抵抗が大きくなり、その摩擦抵抗による緩衝作用で内軸および外軸の相対的な回転変動に起因するガタ打ち音の発生が抑制される。また、延出部分のうち芯材から離間する先端側の一部に厚肉部が設けられており、弾性体の他の部分の肉厚は一定であるため、厚肉部の肉厚等を適当に定めることにより上記作用効果が適切に得られる。言い換えれば、厚肉部の肉厚等を調整するだけで、同軸調整作用による径方向振動の抑制効果とガタ打ち音の抑制効果との両立を簡便に図ることができる。

【0011】

第2発明は、内軸および外軸が車両用動力伝達装置の一部を構成しており、内軸および外軸の何れか一方の軸が、エンジンの回転が伝達される回転軸で、内軸および外軸の他方の軸が回転機のロータ軸の場合で、その内軸と外軸との間の円環状空間に本発明のフリクションダンパが配設されることにより、スプライン嵌合部において歯面分離しない回転伝達時に得られる同軸調整作用の低下を抑制しつつ、回転機トルクが0の場合にエンジンのトルク変動によりスプライン嵌合部で歯面分離と衝突を繰り返す際のガタ打ち音の発生を適切に抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】本発明の一実施例であるフリクションダンパが用いら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、フリクションダンパが配設された近傍部分を具体的に示した断面図である。

【図3】図2においてフリクションダンパの近傍部分を更に拡大して示した断面図である。

【図4】フリクションダンパを単独で示した正面図である。

【図5】図4におけるV-V矢視部分の断面図である。

【図6】本発明の他の実施例を説明する図で、図5に対応するフリクションダンパの断面図である。

【図7】本発明の更に別の実施例を説明する図で、図5に対応するフリクションダンパの断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0013】

本発明のフリクションダンパは、例えば車両用動力伝達装置に用いられるが、車両用以外の動力伝達装置に用いることもできる。フリクションダンパの弾性体としてはゴムが好適に用いられるが、所定の弾性を有する合成樹脂材料等を採用することもできる。芯材と

しては金属材料が適当であるが、所定の強度を有する他の材料を用いることも可能で、圧入や溶接、接着剤などで一方の軸に固設される。弾性体は芯材の外周側または内周側に、例えばインサート成形により一体に成形されて固着されるが、別体に構成して接着剤等により一体的に固着しても良い。弾性体が芯材の外周面に固着される場合、芯材は内軸の円筒外周面に固設され、弾性体は外軸の円筒内周面に押圧されて圧縮変形させられる。弾性体が芯材の内周面に固着される場合、芯材は外軸の円筒内周面に固設され、弾性体は内軸の円筒外周面に押圧されて圧縮変形させられる。芯材および弾性体の円環形状は円筒形状と同義である。

【0014】

弾性体は、芯材から軸方向に伸び出す延出部分のうち、例えば芯材から離間する先端側の一部の肉厚が厚くされ、弾性体の他の部分の肉厚は一定とされるが、芯材から軸方向に伸び出す延出部分の全域を厚肉にしても良いし、芯材とオーバーラップする部分についても肉厚を変化させることができる。弾性体は少なくとも一端部が芯材から軸方向に伸び出すように組み合わされ、その一端部に厚肉部が設けられるが、弾性体の両端部が何れも芯材から軸方向に伸び出すように組み合わせ、その両端部にそれぞれ厚肉部を設けることもできる。弾性体の一端部のみが芯材から軸方向に伸び出すように組み合わせられる場合、その一端部側が、内軸および外軸の嵌合方向における後側になる姿勢で装着すれば、厚肉部が嵌合方向の後側となり、内軸および外軸をスプライン嵌合する際の組付け作業を容易に行なうことができる。但し、厚肉部が設けられる一端部側が嵌合方向における前側になる姿勢で装着することも可能である。厚肉部の断面形状は、例えば径方向の先端が尖った三角山形状が適当であるが、台形形状などでも良い。嵌合時の組付け性を考慮すると、厚肉部の嵌合方向の前側の側面には傾斜を設けることが望ましい。

【0015】

本発明の実施に際しては、例えば内軸および外軸の何れか一方の軸は、エンジンの回転が伝達される回転軸で、内軸および外軸の他方の軸は回転機のロータ軸とされるが、その他の連結部位のスプライン嵌合部に本発明のフリクションダンパを配設することもできる。すなわち、回転機トルクが0の場合にエンジンのトルク変動によりスプライン嵌合部で歯面分離と衝突を繰り返す際のガタ打ち音の発生を抑制する場合に限らず、単にトルクの伝達方向が逆転する際のスプライン嵌合部のガタ打ち音を抑制するだけでも良く、エンジンや回転機は必ずしも要件ではない。上記回転機は、電動モータ、発電機、或いはその両方の機能が択一的に得られるモータジェネレータである。

【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、本発明の一実施例であるフリクションダンパ10が用いられた車両用動力伝達装置12を説明する骨子図で、その動力伝達装置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。動力伝達装置12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。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 8 】

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機関で、走行用駆動力源として用いられる。

【 0 0 1 9 】

第2軸線S2上には、減速大歯車32および減速小歯車34が設けられたカウンタシャフト36が回転可能に配設されており、減速大歯車32は前記エンジン出力歯車30と噛み合わされている。減速大歯車32はまた、第3軸線S3上に配設されたモータ出力歯車40と噛み合わされている。モータ出力歯車40はギヤシャフト42に設けられており、そのギヤシャフト42は、第3軸線S3上に配設された第2モータジェネレータMG2のロータ軸44とスプライン嵌合部46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MG2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12は、エンジン16および電気式差動部26が配設された第1軸線S1とは異なる第3軸線S3上に第2モータジェネレータMG2が配設された複軸式のハイブリッド車両用のものである。

【 0 0 2 0 】

上記減速小歯車34は、第4軸線S4上に配設されたディファレンシャル装置48のデフリングギヤ50と噛み合わされており、エンジン16および第2モータジェネレータMG2からの駆動力がディファレンシャル装置48を介して左右のドライブシャフト52に分配され、左右の駆動輪54に伝達される。

【 0 0 2 1 】

図2は、第3軸線S3上に同心に配置されるギヤシャフト42およびロータ軸44の近傍を具体的に示した断面図である。ギヤシャフト42は円筒状部材で、第2モータジェネレータMG2の動力をカウンタシャフト36に伝達して駆動輪54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36からモータ出力歯車40を介してエンジン16の動力等が伝達される。このギヤシャフト42は、一对の軸受60および62を介して第3軸線S3と同心の軸心まわりに回転可能にケース64によって支持されている。ロータ軸44は同じく円筒状部材であり、一对の軸受66および68を介して第3軸線S3と同心、すなわちギヤシャフト42と同心の軸心まわりに回転可能にケース64によって支持されている。このロータ軸44の軸方向の中央部分には、第2モータジェネレータMG2のロータ70が相対回転不能に連結されており、第2モータジェネレータMG2の回転が伝達されるように構成されている。

【 0 0 2 2 】

ギヤシャフト42およびロータ軸44は、スプライン嵌合部46を介して動力伝達可能に連結されている。図3は、スプライン嵌合部46付近を拡大して示した図で、ギヤシャフト42の第2モータジェネレータMG2側の端部は、ロータ軸44よりも小径とされて、そのロータ軸44の円筒内に嵌め入れられている。ギヤシャフト42の嵌合部の外周面には外スプライン72が設けられている一方、ロータ軸44の嵌合部の内周面には内スプライン74が設けられており、それ等の外スプライン72および内スプライン74が互いに噛み合わされている。これ等の外スプライン72および内スプライン74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、歯面分離しない回転伝達時すなわち第2モータジェネレータMG2のトルク発生時には、同軸調整作用によってギヤシャフト42およびロータ軸44が略同心に心出しされる。外スプライン72が設けられたギヤシャフト42は内軸に相当し、エンジン16の回転が伝達される回転軸である。内

10

20

30

40

50

スプライン74が設けられたロータ軸44は外軸に相当し、そのロータ軸44を回転駆動する第2モータジェネレータMG2は回転機に相当する。

【0023】

上記外スプライン72と内スプライン74との間には、ガタ(バックラッシ)が存在する。このため、エンジン16の爆発に伴うトルク変動等によるギヤシャフト42およびロータ軸44の相対的な回転変動により、外スプライン72および内スプライン74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。このガタ打ち音は、例えば第2モータジェネレータMG2のトルクが略0で、ロータ軸44が無負荷の状態ではギヤシャフト42によって連れ廻り回転させられる場合に発生する。このようなガタ打ち音の発生を抑制するため、本実施例では、スプライン嵌合部46に隣接する部分にフリクションダンパ10が配設されている。すなわち、ギヤシャフト42については、外スプライン72が設けられた部位よりも軸方向の内側に円筒外周面76が設けられ、ロータ軸44については、内スプライン74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78が設けられている。これ等の円筒外周面76および円筒内周面78は、ギヤシャフト42およびロータ軸44の嵌合組付け状態において互いに対面する部分、すなわち第3軸線S3方向における同じ位置に設けられており、それ等の円筒外周面76と円筒内周面78との間の円環状空間にフリクションダンパ10が配設されている。

【0024】

図4は、フリクションダンパ10の正面図、すなわち図5において左側から見た図で、図5は図4におけるV-V矢視部分の断面図である。このフリクションダンパ10は、円環形状の芯材80と、その芯材80の外周側に一体的に固着された円環形状のゴム82とを備えている。芯材80は金属材料にて構成されており、中心線Oがギヤシャフト42の中心線である前記回転軸線S3と同心になるように、そのギヤシャフト42の円筒外周面76に圧入によって固設される。芯材80の軸方向の前端部、すなわちギヤシャフト42をロータ軸44に対して相対的にスプライン嵌合する際の嵌合方向(図3、図5における左方向)Aにおける前側の端部には、外周側へ曲げられた外向きのフランジ80aが設けられている。ゴム82は弾性体で、例えばインサート成形によって所定形状に成形されると同時に芯材80の外周面に一体的に固着される。ゴム82の軸方向長さL1は、芯材80の軸方向長さL2よりも長く、一端部すなわちフランジ80aと反対の後端部側が芯材80から後方へ延び出している。芯材80の軸方向長さL2は、例えばゴム82の軸方向長さL1の1/3~2/3程度で、本実施例では1/2程度である一方、ゴム82の前端部はフランジ80aと一致しており、軸方向長さL1の略半分が芯材80から後方へ延び出している。

【0025】

上記ゴム82が芯材80から後方へ延び出す延出部分82aのうち、芯材80から離間する先端側(嵌合方向Aにおける後方側)の一部には、芯材80とオーバーラップする接合部分82bを含む他の部分よりも肉厚tが大きい厚肉部86が設けられている。この厚肉部86は、径方向において芯材80と反対側に突き出して、すなわち本実施例ではゴム82の外周面が外周側へ突き出して、ロータ軸44の円筒内周面78に押圧されるように設けられており、延出部分82aとギヤシャフト42の円筒外周面76との間には芯材80の板厚に相当する隙間92が形成される。ゴム82の厚肉部86以外の部分は、厚肉部86の最小肉厚と等しい略一定の肉厚t2の等厚部88とされている。厚肉部86の中心線Oと平行な断面形状は、外周側へ突き出す三角山形状を成しており、最大肉厚はt1である。この断面三角山形状の厚肉部86において、嵌合方向Aの前側の側面86aの傾斜は小さく、ロータ軸44の円筒内周面78内に嵌入する際に、その側面86aと円筒内周面78との係合によって厚肉部86を圧縮変形させつつ比較的容易に組み付けることができる。厚肉部86の最大肉厚t1部分の最大外径D1は、ロータ軸44の円筒内周面78の外径よりも大きく、円筒内周面78内に嵌入される際に縮径するように圧縮変形させられる。等厚部88の外径D2は、円筒内周面78の外径と略同じか僅かに小さい寸法とされており、その等厚部88側から円筒内周面78内に容易に嵌入することができる。上記

10

20

30

40

50

厚肉部 86 の断面形状は、必ずしも三角山形状である必要はなく、台形状などでも良い。

【0026】

ここで、厚肉部 86 が縮径するように圧縮変形させられると、その厚肉部 86 の剛性が高くなり、円筒内周面 78 との間の回転方向の滑り摩擦の摩擦抵抗が大きくなる。この摩擦抵抗による緩衝作用で、エンジン 16 の爆発に伴うトルク変動等による外スプライン 72 と内スプライン 74 とのガタ打ち音の発生が抑制される。厚肉部 86 の範囲や形状、その最大肉厚 t_1 すなわち最大外径 D_1 は、ガタ打ち音を低減するのに必要な所定の摩擦抵抗が得られるように、実験等により適当に定められる。ゴム 82 の外周面には、円筒内周面 78 との間を潤滑するためのオイルが軸方向へ適切に流通できるように、中心線 O まわり

10

【0027】

一方、上記厚肉部 86 が設けられた部分には芯材 80 が存在しないため、ギヤシャフト 42 の円筒外周面 76 と延出部分 82a の内周面との間に隙間 92 が形成され、厚肉部 86 の圧縮変形時に隙間 92 側への逃げ（撓み変形）が許容される。すなわち、本実施例では厚肉部 86 が隙間 92 内へ押し込まれるように縮径変形させられる。これにより、厚肉部 86 の圧縮変形に拘らず、ギヤシャフト 42 とロータ軸 44 との間の径方向の剛性の増加が抑制され、スプライン嵌合部 46 で歯面分離しない回転伝達時に得られる前記同軸調整作用の低下が抑制される。上記隙間 92 の大きさは、例えば芯材 80 の板厚と同程度とされるが、ゴム 82 をインサート成形する際の成型型によって自由に設定できる。また、図 5 はフリクションダンパ 10 がロータ軸 44 の円筒内周面 78 内に嵌入される前の自然状態を示した図であり、円筒内周面 78 内に嵌入されて厚肉部 86 が圧縮変形させられることにより、隙間 92 は小さくなり、或いは延出部分 82a の内周面がギヤシャフト 42 の円筒外周面 76 に密着させられて隙間 92 が無くなる。

20

【0028】

このように、本実施例のフリクションダンパ 10 によれば、ゴム 82 の軸方向長さ L_1 が芯材 80 の軸方向長さ L_2 よりも長く、その芯材 80 から軸方向に伸び出す延出部分 82a に厚肉部 86 が設けられているため、厚肉部 86 の圧縮変形に拘らず隙間 92 の存在

30

でギヤシャフト 42 とロータ軸 44 との間の径方向の剛性の増加を抑制しつつ、厚肉部 86 の圧縮変形

で回転方向の剛性が高くなり、ロータ軸 44 の円筒内周面 78 との間の摩擦抵抗を確保することができる。そして、ギヤシャフト 42 とロータ軸 44 との間の径方向の剛性の増加が抑制されることにより、スプライン嵌合部 46 で歯面分離しない回転伝達時に得られる同軸調整作用の低下が抑制され、ギヤシャフト 42 とロータ軸 44 との心ずれに起因する径方向振動の発生が抑制されるとともに、厚肉部 86 におけるゴム 82 の剛性が高くて回転方向の摩擦抵抗が大きくなることで、その摩擦抵抗による緩衝作用でギヤシャフト 42 とロータ軸 44 との相対的な回転変動に起因するスプライン嵌合部 46 のガタ打ち音の発生が適切に抑制される。

【0029】

40

また、延出部分 82a のうち芯材 80 から離間する先端側の一部に厚肉部 86 が設けられており、ゴム 82 の他の部分は一定の肉厚 t_2 の等厚部 88 とされているため、例えば厚肉部 86 の最大肉厚 t_1 を適当に定めることにより上記作用効果が適切に得られる。言い換えれば、厚肉部 86 の最大肉厚 t_1 （或いは最大外径 D_1 ）を調整するだけで、スプライン嵌合部 46 で歯面分離と衝突を繰り返す際のガタ打ち音の抑制効果と、歯面分離しない回転伝達時に得られる同軸調整作用による径方向振動の抑制効果との両立を簡便に図ることができる。必要に応じて、厚肉部 86 の範囲や形状を変更することもできる。

【0030】

また、エンジン 16 の回転が伝達されるギヤシャフト 42 と第 2 モータジェネレータ M G 2 のロータ軸 44 とのスプライン嵌合部 46 の近傍にフリクションダンパ 10 が配設さ

50

れることにより、スプライン嵌合部 4 6 において歯面分離しない回転伝達時に得られる同軸調整作用の低下を抑制しつつ、第 2 モータジェネレータ MG 2 のトルクが 0 の場合にエンジン 1 6 のトルク変動によりスプライン嵌合部 4 6 で歯面分離と衝突を繰り返す際のガタ打ち音の発生を適切に抑制することができる。

【 0 0 3 1 】

次に、本発明の他の実施例を説明する。なお、以下の実施例において前記実施例と実質的に共通する部分には同一の符号を付して詳しい説明を省略する。

【 0 0 3 2 】

例えば、前記実施例ではゴム 8 2 の延出部分 8 2 a の一部に厚肉部 8 6 が設けられていたが、例えば図 6 に示すフリクションダンパ 1 0 0 のように、延出部分 8 2 a の全域に亘って等厚部 8 8 の肉厚 t_2 よりも大きい肉厚の厚肉部 1 0 2 を設けることもできる。なお、接合部分 8 2 b においても、厚肉部 1 0 2 における最小肉厚以下の範囲で肉厚 t_2 を変化させることができる。

【 0 0 3 3 】

また、前記実施例では内軸であるギヤシャフト 4 2 の円筒外周面 7 6 に芯材 8 0 が圧入固定されるフリクションダンパ 1 0 について説明したが、図 7 に示すように外軸であるロータ軸 4 4 の円筒内周面 7 8 に芯材 1 1 2 が圧入固定されるフリクションダンパ 1 1 0 を採用することもできる。このフリクションダンパ 1 1 0 は、前記フリクションダンパ 1 0 とは逆に芯材 1 1 2 の内周側に弾性体としてゴム 1 1 4 が固着されるが、ゴム 1 1 4 の軸方向長さ L_1 は芯材 1 1 2 の軸方向長さ L_2 よりも長く、ゴム 1 1 4 の一端部すなわち嵌合方向 A における後端部側が芯材 1 1 2 から後方へ延び出しているとともに、その延出部分 1 1 4 a のうち芯材 1 1 2 から離間する先端側（嵌合方向 A における後方側）の一部に、径方向において芯材 1 1 2 と反対の内周側へ突き出すように厚肉部 1 1 6 が設けられている。この厚肉部 1 1 6 の最小内径はギヤシャフト 4 2 の円筒外周面 7 6 の外径よりも小さく、円筒外周面 7 6 との係合で拡張するように圧縮変形させられる際に、芯材 1 1 2 が存在しない隙間 1 1 8 側へ撓み変形させられる。このようなフリクションダンパ 1 1 0 においても、実質的に前記実施例と同様の作用効果が得られる。

【 0 0 3 4 】

なお、上記図 7 では、ロータ軸 4 4 の先端部分、すなわち軸方向においてスプライン嵌合部 4 6 よりも外側部分にフリクションダンパ 1 1 0 が設けられているが、軸方向においてスプライン嵌合部 4 6 よりも内部側にフリクションダンパ 1 1 0 を設けるとともに、そのフリクションダンパ 1 1 0 に達するようにギヤシャフト 4 2 の先端側すなわちスプライン嵌合部 4 6 よりも軸方向の外側部分に円筒外周面を延設しても良い。

【 0 0 3 5 】

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 】

【 0 0 3 6 】

1 0、1 0 0、1 1 0：フリクションダンパ 1 2：車両用動力伝達装置 1 6：エンジン
4 2：ギヤシャフト（内軸、回転軸） 4 4：ロータ軸（外軸） 4 6：スプライン嵌合部
7 6：円筒外周面 7 8：円筒内周面 8 0、1 1 2：芯材
8 2、1 1 4：ゴム（弾性体） 8 2 a、1 1 4 a：延出部分 8 6、1 0 2、1 1 6：厚肉部
MG 2：第 2 モータジェネレータ（回転機） L 1、L 2：軸方向長さ
 t_1 、 t_2 ：肉厚

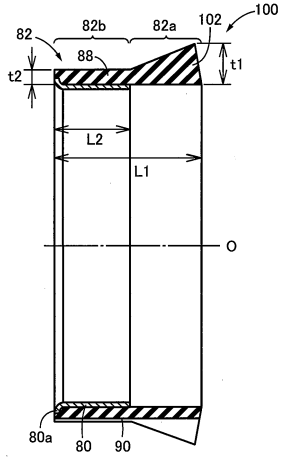
10

20

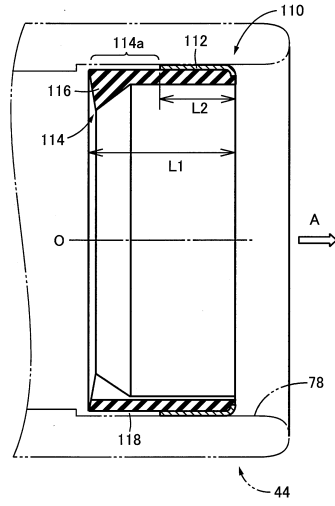
30

40

【図6】



【図7】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平 1 1 - 2 8 7 3 1 0 (J P , A)
特開 2 0 1 1 - 2 1 4 6 4 6 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , DB名)

F 1 6 F 1 5 / 0 0 - 1 5 / 3 6

F 1 6 F 7 / 0 4

F 1 6 D 1 / 0 2

F 1 6 D 3 / 1 2