

(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
2015 年 12 月 30 日(30.12.2015)



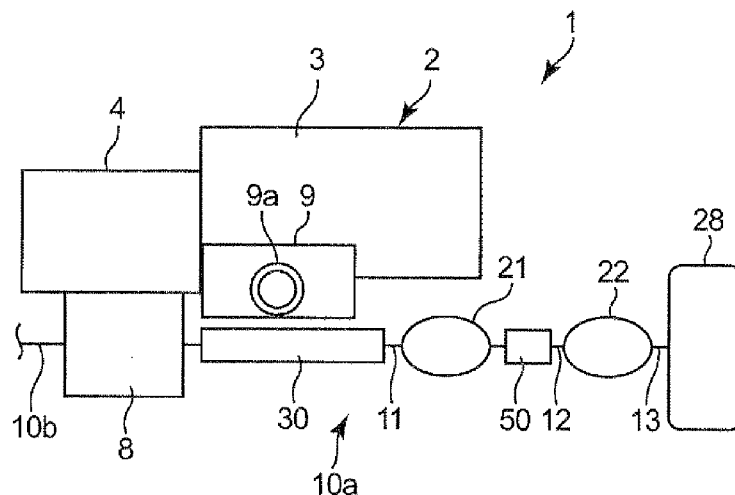
(10) 国際公開番号

WO 2015/198601 A1

- (51) 国際特許分類:
B60K 17/30 (2006.01) F16F 15/12 (2006.01)
F16F 15/10 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/003180
- (22) 国際出願日: 2015 年 6 月 24 日(24.06.2015)
- (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 2014-131139 2014 年 6 月 26 日(26.06.2014) JP
特願 2014-131140 2014 年 6 月 26 日(26.06.2014) JP
特願 2014-131141 2014 年 6 月 26 日(26.06.2014) JP
- (71) 出願人: マツダ株式会社(MAZDA MOTOR CORPORATION) [JP/JP]; 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 Hiroshima (JP).
- (72) 発明者: 西村 憲一郎(NISHIMURA, Kenichiro). 三戸 英治(MITO, Eiji).
- (74) 代理人: 特許業務法人 有古特許事務所(PATENT CORPORATE BODY ARCO PATENT OFFICE); 〒6500031 兵庫県神戸市中央区東町 1 2 3 番地の 1 貿易ビル 3 階 Hyogo (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, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, 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:
— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: POWER TRANSMISSION STRUCTURE FOR VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両の動力伝達構造



(57) Abstract: A transmission structure for a vehicle according to one embodiment of the present invention, wherein dampers (30, 50) are provided in a corresponding manner to two or more of power transmission shafts (11, 12) in a drive shaft (10a) comprising: the first power transmission shaft (11), which has one end coupled with a differential device (8); the second power transmission shaft (12), which has one end coupled with the other end of the first power transmission shaft (11) via a first universal joint (21); and a third power transmission shaft (13) having one end coupled with the other end of the second power transmission shaft (12) via a second universal joint (22), a drive wheel (28) being coupled with the other end. Among the dampers, the prescribed damper (30) disposed on the power transmission shaft (11), which is the longest of the two or more power transmission shafts, is a damper that functions in a lower frequency region than the remaining damper (50).

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2015/198601 A1



本発明の一態様に係る車両の伝達構造は、一端が差動装置（８）に連結された第１動力伝達軸（１１）と、一端が第１自在継手（２１）を介して第１動力伝達軸（１１）の他端に連結された第２動力伝達軸（１２）と、一端が第２自在継手（２２）を介して第２動力伝達軸（１２）の他端に連結され、他端に駆動輪（２８）が連結された第３動力伝達軸（１３）と、でドライブシャフト（１０ａ）において、少なくとも２つの動力伝達軸（１１、１２）にそれぞれダンパ（３０、５０）を設ける。これらのダンパのうち、前記少なくとも２つの動力伝達軸のうち最も長い動力伝達軸（１１）に配置された所定のダンパ（３０）は、残りのダンパ（５０）よりも低周波数領域にて機能するダンパである。

明 細 書

発明の名称：車両の動力伝達構造

技術分野

[0001] 本発明は、ドライブシャフトにダンパが設けられた車両の動力伝達構造に関し、車両の動力伝達技術の分野に属する。

背景技術

[0002] エンジンの燃費性能の改善を図ることを目的として、運転状態に応じて減筒運転を行うことがある。また、ガソリンエンジンにおいて所定領域で自己着火燃焼を行う予混合圧縮着火（HCCI）技術の開発が進められており、該HCCI燃焼を行うことによっても、燃費性能を改善することができる。

[0003] ところが、減筒運転やHCCI燃焼を行うと、エンジンの燃焼が不安定化し、トルク変動等による振動が増大しやすくなる。エンジンの振動は、変速機及び差動装置を介して、差動装置と駆動輪とを連結するドライブシャフトに伝達される。ドライブシャフトに伝達された振動がサスペンションアーム等を介して車体に伝達されると、車室内の不快な振動及び騒音の原因となる。

[0004] エンジンから変速機に伝達される振動は、トルクコンバータによって吸収可能であるが、トルクコンバータのロックアップ状態又はそもそもトルクコンバータが搭載されないパワートレインでは、エンジンと変速機とが直結されることになるため、トルクコンバータによる振動吸収を実現できない。そのため、燃費向上のためにロックアップ領域を拡大したり、自動変速機の多段化等によってトルクコンバータを廃止したりした場合、上記の振動及び騒音の問題を助長することになる。

[0005] また、動力伝達系の振動には、上記のようにエンジンを起振源とするもののほか、変速機や差動装置におけるギヤの噛み合い振動、ドライブシャフト上の自在継手におけるトルク反転時の衝撃によるねじり振動などがあり、これらの振動がドライブシャフトを介して車体に伝わると、上記と同様の問題

が起こる。

[0006] 以上のような動力伝達系の振動を抑制するために、特許文献1には、差動装置と駆動輪とを連結するドライブシャフト上にダンパを配置し、このダンパによって、エンジンや変速機、差動装置等となる動力源からの振動を吸収するようにした技術が開示されている。具体的に、このダンパは、ドライブシャフトに配置された一对の自在継手間に設けられ、これらのうち動力源側の自在継手から車輪側に延びるシャフトの先端に設けられた軸部と、車輪側の自在継手から動力源側に延びるシャフトの先端に設けられた筒部とを備え、これら軸部と筒部とは弾性部材を介して互いに嵌合している。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：特開2010-181011号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] しかしながら、特許文献1の技術のようにドライブシャフト上にダンパを設ける場合、低周波数域から高周波数域まで広範囲にわたる周波数領域の振動を1つのダンパによって効果的に吸収しようとする、該ダンパの大型化を招いてしまう。また、ドライブシャフトにおける動力源側の自在継手よりも車輪側の部分は、路面の凹凸に起因する車輪の上下動に伴って、動力源側の自在継手を中心として上下に大きく振れる。そのため、上記のように大型化したダンパを、フロントサイドフレーム等の車体側部材との干渉を避けながら、自在継手間に配置することが困難になる場合がある。

[0009] そこで、本発明は、ドライブシャフト上においてダンパを周辺の車体側部材に干渉することなく配置し、動力源側からドライブシャフトに伝わる振動を広範囲の周波数領域にわたって効果的に吸収することを課題とする。

課題を解決するための手段

[0010] 前記課題を解決するため、本発明に係る車両の動力伝達構造は、次のよう

に構成したことを特徴とする。

[0011] まず、本願の第1の発明は、

差動装置を含む動力源と、

前記差動装置と駆動輪とを連結するドライブシャフトとを備え、

該ドライブシャフトが、

一端が前記差動装置に連結された第1動力伝達軸と、

一端が第1自在継手を介して前記第1動力伝達軸の他端に連結された第2動力伝達軸と、

一端が第2自在継手を介して前記第2動力伝達軸の他端に連結され、他端に前記駆動輪が連結された第3動力伝達軸と、を備えた車両の動力伝達構造であって、

前記第1、第2、第3動力伝達軸のうちの少なくとも2つの動力伝達軸に、それぞれダンパが設けられ、

これらのダンパのうち、前記少なくとも2つの動力伝達軸のうち最も長い動力伝達軸に配置された所定のダンパは、残りのダンパよりも低周波数領域にて機能するダンパであることを特徴とする。

[0012] また、第2の発明は、第1の発明において、

前記動力源は、排気管が接続されたエンジンを備え、

前記排気管が前記ドライブシャフトにおける前記第1動力伝達軸の上方を通過して配設されていると共に、

前記第1動力伝達軸に、前記所定のダンパとして、軸方向の所定範囲に亘って形成された小径部のねじりによって振動を減衰させるように構成された金属製ダンパが設けられていることを特徴とする。

[0013] さらに、第3の発明は、第2の発明において、

前記第2動力伝達軸又は第3動力伝達軸の少なくとも一方に、前記残りのダンパとして、ゴム部材によって振動を減衰させるように構成されたダンパが設けられていることを特徴とする。

[0014] また、第4の発明は、第1の発明において、

前記第 2 動力伝達軸は、

一端が前記第 1 自在継手に連結され、他端側が前記第 2 自在継手に向かって延びる第 4 動力伝達軸と、

他端が前記第 2 自在継手に連結され、一端側が前記第 1 自在継手に向かって延びる第 5 動力伝達軸と、を有し、

前記第 4 動力伝達軸の他端又は第 5 動力伝達軸の一端のうちの一方に設けられた筒部内に前記第 4 動力伝達軸の他端又は第 5 動力伝達軸の一端のうちの他方に設けられた軸部を収容すると共に、該筒部と軸部との間に弾性部材を介在させてなる弾性ダンパを備え、

軸方向において、前記弾性ダンパにおける前記弾性部材よりも前記第 2 自在継手側の部分は、前記弾性ダンパにおける前記弾性部材が設けられた部分と該弾性部材よりも前記第 1 自在継手側の部分とに比べて小さな径を有する小径部とされていることを特徴とする。

[0015] また、第 5 の発明は、第 4 の発明において、

軸方向において、前記弾性ダンパと前記第 1 自在継手との距離が、前記弾性ダンパと前記第 2 自在継手との距離に比べて小さいことを特徴とする。

[0016] さらに、第 6 の発明は、第 4 又は第 5 の発明において、

前記小径部に、前記筒部と前記軸部との相対回転を所定角度範囲に規制する規制部が設けられていることを特徴とする。

[0017] また、第 7 の発明は、第 4 から第 6 のいずれかの発明において、

前記弾性ダンパは、軸方向における前記弾性部材よりも前記第 1 自在継手側において前記筒部と前記軸部との間に介装された第 1 軸受を備えることを特徴とする。

[0018] さらに、第 8 の発明は、第 7 の発明において、

前記弾性ダンパは、軸方向における前記弾性部材よりも前記第 2 自在継手側において前記筒部と前記軸部との間に介装された第 2 軸受を備え、

前記第 2 軸受は、前記第 1 軸受よりも小径とされていることを特徴とする

。

- [0019] また、第 9 の発明は、第 1 の発明において、
前記第 2 動力伝達軸は、
一端が前記第 1 自在継手に連結され、他端側が前記第 2 自在継手に向かって延びる第 4 動力伝達軸と、
他端が前記第 2 自在継手に連結され、一端側が前記第 1 自在継手に向かって延びる第 5 動力伝達軸と、を有し、
前記第 4 動力伝達軸の他端又は第 5 動力伝達軸の一端の一方に設けられた筒部内に前記第 4 動力伝達軸の他端又は第 5 動力伝達軸の一端の他方に設けられた軸部を收容すると共に、該筒部と軸部との間に弾性部材を介在させるなる弾性ダンパを備え、
前記弾性ダンパは、前記弾性部材よりも前記開口部側の軸方向位置において前記軸部の外周と前記筒部の内周との間に介在する軸受と、前記軸受よりも前記開口部とは反対側の軸方向位置において前記軸部の外周から径方向外側に突出した拡径部と、前記軸受よりも前記開口部側の軸方向位置において前記筒部の内周から径方向内側に突出した抜け止め部と、を備え、
該抜け止め部による前記弾性ダンパの抜け強度は、前記第 1 自在継手の抜け強度よりも大きいことを特徴とする。
- [0020] 本明細書において、「抜け強度」という用語は、第 1 の軸の端部に設けられた筒状部の内側に、第 2 の軸の端部に設けられた被收容部が嵌合された構造において、筒状部から被收容部を抜き出すように第 1 及び第 2 の軸を軸方向に引っ張る場合に、筒状部からの被收容部の抜け止め機能が失われる直前の引張力の大きさを意味するものとする。
- [0021] また、第 10 の発明は、第 9 の発明において、
前記第 1 自在継手は、前記第 4 動力伝達軸の一端に設けられた被收容部と、該被收容部を收容するように前記第 1 動力伝達軸の他端に設けられた筒状部と、該筒状部の外周と前記第 4 動力伝達軸の外周とに跨がって軸方向に伸縮可能に設けられたブーツ部と、を備えていることを特徴とする。
- [0022] さらに、第 11 の発明は、第 9 又は第 10 の発明において、

前記動力源はエンジンを含み、

前記抜け止め部は、前記筒部の内周に形成された周溝に縮径された状態で装着されたスナップリングで構成されており、

前記弾性ダンパは、車両前後方向における前記エンジンよりも後側、且つ、車幅方向における前記第 1 自在継手よりも外側に配置され、

前記筒部は、前記第 4 動力伝達軸の一端から車幅方向に沿って外側へ延びるように配置され、

前記開口部は、前記エンジンよりも車幅方向外側に配置されていることを特徴とする。

[0023] また、第 1 2 の発明は、第 9 から第 1 1 のいずれかの発明において、

前記弾性ダンパは、前記弾性部材よりも軸方向の開口部側に配置された前記軸受に加えて、前記弾性部材よりも軸方向の反開口部側に配置された軸受を備え、

前記開口部側の軸受は、前記反開口部側の軸受よりも大径であることを特徴とする。

発明の効果

[0024] まず、第 1 の発明によれば、第 1、第 2、第 3 動力伝達軸のうち少なくとも 2 つの動力伝達軸にそれぞれダンパが配置されることで、少なくとも 2 つのダンパがドライブシャフト上に設けられると共に、個々のダンパに、機能する周波数領域が振り分けられているため、低周波数から高周波数までの広範囲の周波数領域にわたる振動を 1 つのダンパによって吸収しようとする従来の構造に比べて、ダンパによる振動減衰性能を良好に維持しつつ、個々のダンパの大型化を抑制することが可能になる。

[0025] また、第 1 の発明では、ドライブシャフト上の少なくとも 2 つのダンパのうち、低周波数領域にて振動減衰機能を効果的に発揮するために比較的大きな軸方向寸法を必要とする所定のダンパ（以下、「低周波用ダンパ」ともいう）を、前記少なくとも 2 つの動力伝達軸のうち最も長い動力伝達軸に配置したので、他の動力伝達軸を延長したり、その周辺の車体側部材のレイアウト

トを変更したりすることなく、該車体側部材から軸方向にずれた位置で、長尺の低周波用ダンパをドライブシャフト上に設けることができる。しかも、上述のように個々のダンパの大型化が抑制されることから、ドライブシャフト上に配置された各ダンパが車体側部材に干渉することを抑制できる。

[0026] また、第2の発明によれば、前記所定のダンパ（低周波用ダンパ）は、軸方向の所定範囲に亘って小径部が設けられることによって、ねじり剛性が低くなるように構成されているため、該ダンパによって、低周波数領域にて特に問題となるねじり振動を効果的に吸収することができる。さらに、該所定のダンパ（低周波用ダンパ）は、金属製であることから、エンジンの排気管の下方を通る第1動力伝達軸に設けられても、排気管から伝わる熱による特性の変化が生じ難く、長期に亘って良好な振動吸収機能を発揮できる。

[0027] さらに、第3の発明によれば、金属製の前記所定のダンパ（低周波用ダンパ）とは異なり、第2動力伝達軸又は第3動力伝達軸の少なくとも一方に設けられた残りのダンパは、ゴム部材によって振動を減衰させるように構成されているため、前記所定のダンパで吸収しきれないような高周波数領域の振動を効果的に吸収することが可能になる。また、ゴム部材を備えた当該ダンパは、エンジンの排気管から軸方向にずれて配置された第2動力伝達軸又は第3動力伝達軸に配置されていることから、排気管から伝わる熱によってゴム部材が劣化することを抑制でき、振動吸収機能を長期に亘って良好に維持できる。

[0028] また、第4の発明に係る車両の動力伝達構造では、ドライブシャフトにおける第1自在継手とこれよりも駆動輪側の第2自在継手との間に弾性ダンパが設けられているため、路面の凹凸に応じてドライブシャフトにおける第1自在継手よりも駆動輪側の部分が上下に揺動するとき、仮に弾性ダンパの外径が均一であれば、上下方向の弾性ダンパの可動範囲は、第1自在継手から最も遠い駆動輪側端部において最大となる。本発明によれば、弾性ダンパにおける弾性部材よりも駆動輪側の部分が小径部とされていることによって、弾性ダンパの可動範囲の最大幅が抑制されるため、弾性ダンパとその周辺の

車体側部材との干渉を回避しやすくなる。

[0029] しかも、小径部が弾性部材から軸方向にずらして設けられていることにより、弾性部材の厚みに関わらず小径部の外径を効果的に低減できる。したがって、弾性部材による効果的な振動吸収を実現しつつ、弾性ダンパの小径部と車体側部材との干渉を容易に回避することができる。

[0030] また、第5の発明によれば、第1自在継手と第2自在継手との間において弾性ダンパが動力源側に寄せて配置されるため、上述した弾性ダンパの可動範囲を更に抑制することができ、弾性ダンパと車体側部材との干渉を更に回避しやすくなる。

[0031] さらに、第6の発明によれば、弾性ダンパにおける筒部と軸部との相対回転を所定角度範囲で許容することで、弾性部材による振動吸収を効果的に実現しつつ、小径部に設けられた規制部によって、前記所定角度範囲を超える相対回転を阻止することで、動力源側から伝えられた第4動力伝達軸の回転を、弾性ダンパを介して駆動輪側の第5動力伝達軸へ確実に伝達することができる。

[0032] また、第7の発明によれば、弾性ダンパにおける弾性部材よりも動力源側の部分は駆動輪側の前記小径部に比べて大径であり、該大径部分に第1軸受が配設されているため、エンジンの燃焼変動等による大きなトルク変動が動力源側から弾性ダンパに入力されて、該弾性ダンパにねじり方向や曲げ方向の大きな力が作用する場合でも、動力が入力される弾性ダンパの大径部分を第1軸受によって安定的に支持することができる。

[0033] さらに、第8の発明によれば、弾性ダンパにおける筒部と軸部との間に介装された一对の軸受のうち、弾性部材よりも動力源側に配設された第1軸受に比べて、弾性部材よりも駆動輪側に配設された第2軸受が小径とされている。そのため、上記のようなトルク変動による大きな力が弾性ダンパに作用する場合でも、動力が入力される弾性ダンパの動力源側部分を比較的大径の第1軸受によって安定的に支持できるとともに、比較的小径の第2軸受が弾性部材よりも駆動輪側に配置されることで、前記小径部の小径化に寄与する

ことができる。

[0034] また、第 9 の発明によれば、ドライブシャフト上に、第 1 自在継手よりも抜け強度が大きい弾性ダンパが設けられるため、車両に大きな衝撃荷重が加わった際に、ドライブシャフトに曲げ荷重や動力源と駆動輪との間の軸方向距離を拡げるような荷重を、弾性ダンパよりも抜け強度が小さい自在継手に作用させることができる。そのため、弾性ダンパに作用する荷重を軽減でき、これにより、ダンパ機能を維持するために要求される弾性ダンパの強度を低減できる。したがって、良好なダンパ機能を確保しつつ、ダンパの大型化を抑制することが可能になり、弾性ダンパの車両への搭載性が悪化することを抑制できる。

[0035] また、第 10 の発明によれば、第 1 自在継手に伸縮可能なブーツ部が設けられているため、車両に大きな衝撃荷重が加わった際に、ドライブシャフトに曲げ荷重や動力源と駆動輪との間の軸方向距離を拡げるような荷重が第 1 自在継手に作用することで、該第 1 自在継手において筒状部から被収容部が抜け外れる場合であっても、被収容部をブーツ部に収容することができる。

[0036] さらに、第 11 の発明によれば、弾性ダンパの筒部の開口部は、エンジンよりも車幅方向外側に配置され、筒部におけるエンジンから最も遠い部分に配置される。そのため、例えば車両前方から車両に大きな衝撃荷重が加わった際にエンジンが後退して、筒部における開口部側部分に、ひいては、筒部内周の周溝に装着されたスナップリングで構成された弾性ダンパの抜け止め部に、衝撃荷重が直接的に加わることを抑制できる。したがって、弾性ダンパに必要な強度が低くなることから、弾性ダンパの大型化を抑制することが可能になり、弾性ダンパの車両への搭載性が悪化することを抑制できる。

[0037] また、第 12 の発明によれば、弾性ダンパに設けられた開口部側の軸受及び反開口部側の軸受のうち径がより大きな開口部側の軸受によって、拡径部の抜け方向への移動が規制されるため、より確実な弾性ダンパの抜け止めを実現することができる。

図面の簡単な説明

[0038] [図1]第1の実施形態に係る車両の動力伝達装置を示す平面図である。

[図2]図1に示す動力伝達装置を車両後方側から見た模式図である。

[図3]図1に示す動力伝達装置に設けられた低周波用ダンパの構造の一例を示す部分断面図である。

[図4]図3のA-A線断面に設けられたストッパ機構の一部を示す断面図である。

[図5]図1に示す動力伝達装置に設けられた高周波用ダンパの構造の一例を示す部分断面図である。

[図6]図5に示す高周波用ダンパの要部を示すB-B線断面図である。

[図7]第2の実施形態に係る動力伝達装置を車両後方側から見た模式図である。

[図8]図7に示す動力伝達装置に設けられた第2の高周波用ダンパの構造の一例を軸方向から見た断面図である。

[図9]図8に示す第2の高周波用ダンパのD-D線断面図である。

[図10]第3の実施形態に係る動力伝達装置を車両後方側から見た模式図である。

[図11]第4の実施形態に係る動力伝達装置を車両後方側から見た模式図である。

[図12]第5の実施形態に係る動力伝達装置を車両後方側から見た模式図である。

[図13]第6の実施形態に係る車両の動力伝達装置を示す平面図である。

[図14]図13に示す動力伝達装置に設けられたダンパの構造を示す部分断面図である。

[図15]図14に示すダンパを含むドライブシャフトの駆動輪側部分が上下に振れた状態を車両後方側から見た図である。

[図16]第7の実施形態に係る車両の動力伝達装置の一部を車両後方側から見た図である。

[図17]図16に示す動力伝達装置におけるドライブシャフトの駆動輪側部分

が上下に振れた状態を車両後方側から見た図である。

[図18]第8の実施形態に係る車両の動力伝達装置を示す平面図である。

[図19]図18に示す動力伝達装置に設けられたデフ側等速ジョイントの構造を示す断面図である。

[図20]図18に示す動力伝達装置に設けられたダンパの構造を軸方向から見た断面図である。

[図21]図20に示すダンパの構造を別の方向から見た図20のC-C線断面図である。

発明を実施するための形態

[0039] 以下、本発明の実施形態について説明する。なお、以下の説明において、「前」、「後」、「前後」、「右」、「左」、「左右」等の方向を示す用語は、特段の説明がある場合を除いて、車両の進行方向を向いた姿勢で見た方向を指すものとする。

[0040] <第1の実施形態>

図1は、第1の実施形態に係る車両の動力伝達装置1を示す平面図であり、図2は、該動力伝達装置1を車両後方側から見た模式図である。

[0041] 図1及び図2に示すように、該動力伝達装置1は、フロントエンジン・フロントドライブ式の車両（FF車）に搭載されるものであり、例えばエンジンルームに搭載される動力源2と、左右の駆動輪28を動力源2に連結する左右一対のドライブシャフト10（10a, 10b）とを備えている。

[0042] 動力源2は、横置き式のエンジン3と、該エンジン3の車幅方向の例えば左側に並設されたトランスアクスル4とを備えている。エンジン3には、後方へ延びる排気管9aを有する排気装置9が接続されている。トランスアクスル4は、例えばトルクコンバータ（図示せず）を介してエンジン3の出力軸に連結された変速機6と、該変速機6の出力を左右のドライブシャフト10a, 10bに伝達する差動装置8とを備えている。変速機6及び差動装置8は、車幅方向において中央よりも左側にオフセットして配置されている。

[0043] 第1の実施形態では、左右のドライブシャフト10a, 10bのうち右側

のドライブシャフト 10 a の構成について説明を行い、左側のドライブシャフト 10 b については、その構成の説明及び図示を省略する。

[0044] ドライブシャフト 10 a 上には、第 1 自在継手としてのデフ側等速ジョイント 21、第 2 自在継手としてのホイール側等速ジョイント 22 が差動装置側からこの順で配設されている。これにより、ドライブシャフト 10 a におけるデフ側等速ジョイント 21 よりも駆動輪側の部分は、路面の凹凸に応じてデフ側等速ジョイント 21 を軸として上下に揺動可能となっている。

[0045] ドライブシャフト 10 a は、一端が差動装置 8 に連結された第 1 動力伝達軸としてのデフ側シャフト 11 と、一端がデフ側等速ジョイント 21 を介してデフ側シャフト 11 の他端に連結された第 2 動力伝達軸としての中間シャフト 12 と、一端がホイール側等速ジョイント 22 を介して中間シャフト 12 の他端に連結され、他端に駆動輪 28 が連結された第 3 動力伝達軸としてのホイール側シャフト 13 とを備えている。前記排気管 9 a は、デフ側シャフト 11 の上方近傍を通して、後方へ延びている。

[0046] 上述のように差動装置 8 は左側にオフセットして配置されているため、差動装置 8 と右側のデフ側等速ジョイント 21 との軸方向距離が大きくなっている。また、ホイール側等速ジョイント 22 と駆動輪 28 とは軸方向に近接して配置されている。したがって、右側のドライブシャフト 10 a を構成するシャフトの長さは、デフ側シャフト 11、中間シャフト 12、ホイール側シャフト 13 の順で大きくなっている。

[0047] ドライブシャフト 10 a 上には、比較的低周波数領域にて機能する低周波用ダンパ 30 と、該低周波用ダンパ 30 よりも高周波数領域にて機能する高周波用ダンパ（弾性ダンパ）50 とが設けられている。本実施形態では、低周波用ダンパ 30 はデフ側シャフト 11 上に設けられ、高周波用ダンパ 50 は中間シャフト 12 上に設けられている。

[0048] 図 3 及び図 4 を参照しながら、デフ側シャフト 11 に設けられた低周波用ダンパ 30 の構造の一例について説明する。

[0049] 図 3 に示すように、デフ側シャフト 11 は、差動装置 8 から駆動輪側に向

かって延びる第1デフ側シャフト11aと、デフ側等速ジョイント21から差動装置側に向かって延びる第2デフ側シャフト11bとで構成されている。

[0050] 低周波用ダンパ30は、第1デフ側シャフト11aの駆動輪側先端に設けられた筒部32と、第2デフ側シャフト11bと一体である軸部34とを備えている。

[0051] 筒部32は、軸方向に延びると共に、差動装置側が閉塞しており、駆動輪側に向かって開放している。軸部34は、筒部32内に收容されている。軸部34の差動装置側端部には、筒部32に相対回転不能にスプライン嵌合された被嵌合部35が設けられている。軸部34の駆動輪側端部は、軸受38を介して筒部32に支持されている。

[0052] 軸部34における被嵌合部35の駆動輪側近傍には、被嵌合部35よりも大径の拡径部37が設けられている。また、軸部34における軸受38の差動装置側近傍には、筒部32に対する軸部34の相対回転を所定角度範囲に規制するストッパ機構40を介して筒部32の内側に嵌合された被規制部36が設けられている。

[0053] 図4に示すように、ストッパ機構40は、筒部32の内周に設けられたスプライン42と、軸部34の被規制部36の外周に設けられたスプライン44とを備えている。筒部32のスプライン42と、軸部34のスプライン44とは、周方向に交互に配置されており、隣接するスプライン42, 44間に間隙46が設けられている。

[0054] このように構成されたストッパ機構40によれば、隣接するスプライン42, 44間に間隙46が設けられていることによって筒部32と軸部34の被規制部36との相対回転が所定角度範囲で許容されると共に、該範囲を超える相対回転は、スプライン42, 44の干渉によって阻止される。

[0055] 図3に戻って、軸部34には、拡径部37と被規制部36との間の軸方向範囲に亘って細長く延びる小径部39が設けられている。この小径部39の軸方向範囲は、小径部39の強度を確保する上で必要な長さに決定され、例

えば、エンジンの排気量に応じて変えられてもよい。小径部 39 の外径は、拡径部 37 及び被規制部 36 の外径よりも小さい。動力源側から第 1 デフ側シャフト 11a を介して低周波用ダンパ 30 に伝えられた動力は、筒部 32 から軸部 34 の被嵌合部 35 に伝えられる。このようにして軸部 34 に入力された動力は小径部 39 を通って駆動輪側へ伝達される。

[0056] 軸部 34 は、小径部 39 を設けることによってねじれ剛性が低減されている。また、小径部 39 の駆動輪側端部は、ストッパ機構 40 によって規制された前記所定角度範囲内で筒部 32 に対して相対回転可能となっている。そのため、小径部 39 のねじれが生じやすくなっており、該小径部 39 のねじれによって、動力源側から伝わるねじれ振動を吸収可能となっている。

[0057] このように、低周波用ダンパ 30 は、動力源側から駆動輪側への動力伝達経路に小径部 39 を設けることで、該小径部 39 のねじりによって振動を減衰させるように構成された金属製ダンパであり、高周波用ダンパ 50 よりもねじり剛性が低くなるように構成されている。この低周波用ダンパ 30 によって、動力源側から伝わる低周波のねじり振動を効果的に減衰させることが可能となっている。また、低周波用ダンパ 30 の軸方向寸法は、高周波用ダンパ 50 の軸方向寸法よりも大きい。これにより、小径部 39 の強度を確保することができる。

[0058] 低周波用ダンパ 30 の上方近傍には、高温の排ガスを排出する排気管 9a が配置されているが、低周波用ダンパ 30 は金属製であるため、排気管 9a から伝わる熱による特性の変化が生じ難い。そのため、低周波用ダンパ 30 による振動吸収機能を長期に亘って良好に維持できる。

[0059] 図 5 及び図 6 を参照しながら、中間シャフト 12 に設けられた高周波用ダンパ 50 の構造の一例について説明する。

[0060] 図 5 に示すように、中間シャフト 12 は、デフ側等速ジョイント 21 から駆動輪側に向かって延びる第 1 中間シャフト 12a と、ホイール側等速ジョイント 22 から差動装置側に向かって延びる第 2 中間シャフト 12b とで構成されている。

- [0061] 高周波用ダンパ50は、第2中間シャフト12bの差動装置側先端に設けられた筒部60と、第1中間シャフト12aの駆動輪側先端に設けられた軸部51とを備えている。
- [0062] 筒部60は、軸方向に延びると共に、駆動輪側が閉塞しており、差動装置側に向かって開放している。
- [0063] 軸部51は、筒部60内に收容されている。軸部51の駆動輪側端部には、筒部60に対する軸部51の相対回転を所定角度範囲に規制するストッパ機構66を介して、筒部60の内側に嵌合された被規制部53が設けられている。ストッパ機構66の構成は、上述した低周波用ダンパ30のストッパ機構40の構成（図4参照）と同様であるため、その説明及び図示は省略する。ストッパ機構66を介した被規制部53と筒部60との嵌合によって、筒部60と軸部51との相対回転が所定角度範囲で許容されると共に、該範囲を超える相対回転は阻止される。
- [0064] 軸部51には、被規制部53よりも軸方向差動装置側部分において中空部54が設けられており、これにより、軸部51の軽量化が図られている。
- [0065] 高周波用ダンパ50は、筒部60と軸部51との間に介装された弾性部材70を更に備えている。弾性部材70は、軸方向において被規制部53よりも差動装置側に配置されている。
- [0066] 図5及び図6に示すように、弾性部材70は、例えば、径方向に間隔を空けて配置された内筒71及び外筒72と、内筒71と外筒72との間に介在するブッシュ部73とを備えている。内筒71及び外筒72は、それぞれ例えば金属からなり、ブッシュ部73は、例えばゴムからなる。ブッシュ部73は、例えば焼き付けによって内筒71の外周面及び外筒72の内周面にそれぞれ接合されている。
- [0067] 弾性部材70は、軸部51の外周面と筒部60の内周面との間に圧入されている。これにより、内筒71は軸部51の外周に固定され、外筒72は筒部60の内周に固定されている。ブッシュ部73は、内筒71と外筒72との相対回転を許容するように弾性変形可能となっている。高周波用ダンパ5

0は、上記のように設けられた弾性部材70によって、動力源2からドライブシャフト10aに伝わるねじり振動等の各種振動を減衰させるように構成されている。したがって、動力源側からドライブシャフト10aに伝達された振動のうち、低周波用ダンパ30によって吸収しきれない振動、特に比較的高周波の振動を高周波用ダンパ50によって効果的に吸収することが可能になる。

[0068] 高周波用ダンパ50は、排気管9aから軸方向駆動輪側にずれて配置された中間シャフト12上に設けられているため、排気管9aから伝わる熱によって高周波用ダンパ50のゴム製ブッシュ部73が劣化することを抑制でき、これにより、高周波用ダンパ50の振動吸収機能を長期に亘って良好に維持できる。

[0069] 高周波用ダンパ50は、軸方向において弾性部材70よりも差動装置側に配置されたデフ側軸受77と、弾性部材70よりも駆動輪側に配置されたホイール側軸受78とを更に備えており、これらの軸受77, 78は、筒部60と軸部51との間に介装されている。ホイール側軸受78の外径は、デフ側軸受77の外径よりも小さい。

[0070] このように構成された高周波用ダンパ50によれば、筒部60と軸部51との相対回転が前記所定角度範囲で許容されることで、弾性部材70による振動吸収を効果的に実現しつつ、該範囲を超える相対回転が阻止されることで、動力源側から伝えられた第1中間シャフト12aの回転を、高周波用ダンパ50を介して第2中間シャフト12bへ確実に伝達することができる。

[0071] 高周波用ダンパ50の軸方向寸法は、デフ側シャフト11上の低周波用ダンパ30の軸方向寸法よりも小さく、デフ側シャフト11よりも短い中間シャフト12上に収まる程度に小さい。そのため、高周波用ダンパ50を設けるために中間シャフト12を延長したり、中間シャフト12の延長のために等速ジョイント21, 22の軸方向位置を変更したりする必要がない。

[0072] 第1の実施形態によれば、ドライブシャフト10a上に2つのダンパ30, 50を設けることで、ダンパを1つしか設けない場合に比べて個々のダン

パ30、50の小型化を図ることができるため、各ダンパ30、50と周辺の例えばフロントサイドフレーム等の車体側部材との干渉を回避しやすくなる。

[0073] また、第1の実施形態によれば、ドライブシャフト10a上に、対応する振動の周波数領域が異なる低周波用ダンパ30及び高周波用ダンパ50が設けられるため、比較的低周波の振動を効果的に吸収する低周波用ダンパ30と、比較的高周波の振動を効果的に吸収する高周波用ダンパ50とが併用されることで、動力源側からドライブシャフト10aに伝わる低周波数から高周波数までの広範囲の周波数領域にわたる振動を効果的に吸収することができる。したがって、ドライブシャフト10aからサスペンションアーム等を介して車体に伝わる広範囲の周波数領域にわたる振動を効果的に抑制することができ、車室内の不快感な振動や騒音を軽減することができる。

[0074] なお、以上においては、低周波用ダンパとして図3及び図4に示すダンパ30を用いると共に、高周波用ダンパとして図5及び図6に示すダンパ50を用いる場合について説明したが、低周波用ダンパ及び高周波用ダンパの構成はこれらに限定されるものでなく、これらに代えて、種々の構成のダンパを用いることが可能である。

[0075] <第2の実施形態>

続いて、図7～図9を参照しながら、本発明の第2の実施形態について説明する。なお、第2の実施形態において、第1の実施形態と同様の構成については詳細な説明を省略する。また、図7～図9において、第1の実施形態と同様の機能を有する構成要素には同符号を付してある。

[0076] 第2の実施形態では、ドライブシャフト10a上に、第1の実施形態と同様の低周波用ダンパ30及び高周波用ダンパ50に加えて、3つ目のダンパとして第2の高周波用ダンパ80が設けられている。第2の実施形態において、第2の高周波用ダンパ80が追加された点を除けば、第1の実施形態と同様の構成となっている。

[0077] 第1の実施形態と同様、デフ側シャフト11上には低周波用ダンパ30が

設けられ、中間シャフト 12 上には高周波用ダンパ 50（以下、「第 1 の高周波用ダンパ 50」ともいう）が設けられている。そして、第 2 の高周波用ダンパ 80 は、ホイール側シャフト 13 上に設けられている。

[0078] 図 8 及び図 9 を参照しながら、第 2 の高周波用ダンパ 80 の構造の一例について説明する。図 8 は、第 2 の高周波用ダンパ 80 を軸方向差動装置側から見た断面図であり、図 9 は、図 8 に示す第 2 の高周波用ダンパ 80 の D-D 線断面図である。

[0079] 図 9 に示すように、ホイール側シャフト 13 は、ホイール側等速ジョイント 22 から駆動輪側に向かって延びる第 1 ホイール側シャフト 13a と、駆動輪 28（図 7 参照）に連結された第 2 ホイール側シャフト 13b とで構成されている。

[0080] 第 2 の高周波用ダンパ 80 は、第 2 ホイール側シャフト 13b の差動装置側先端に設けられた筒部 90 と、第 1 ホイール側シャフト 13a と一体である軸部 82 とを備えている。

[0081] 筒部 90 は、軸方向に延びると共に、駆動輪側が閉塞しており、差動装置側に向かって開放している。軸部 82 は、筒部 90 内に収容されており、軸方向に間隔を空けて配置された一対の軸受 88、89 を介して筒部 90 の内側に支持されている。

[0082] 図 8 及び図 9 に示すように、一対の軸受 88、89 間の軸方向位置において、軸部 82 の外周にスリーブ 84 がスプライン嵌合している。スリーブ 84 の外周には、周方向に間隔を空けて複数のフィン部 86 が突設されている。

[0083] 筒部 90 の内周には、周方向に間隔を空けて複数の凹部 92 が設けられている。また、筒部 90 の内周には、径方向内側に突出した複数の仕切り部 94 が設けられている。各仕切り部 94 は、周方向において隣接する一対の凹部 92 間の中間部に配置されている。仕切り部 94 の径方向内側端部はスリーブ 84 の外周近傍に配向されている。

[0084] 軸部 82 の各フィン部 86 は、周方向において隣接する一対の仕切り部 9

4 間の中間部に配置されている。フィン部 8 6 の径方向外側端部は凹部 9 2 内に配置されている。フィン部 8 6 と凹部 9 2 の側壁との間には間隙 9 6 が設けられている。これにより、筒部 9 0 と軸部 8 2 との相対回転が所定角度範囲で許容されると共に、該範囲を超える相対回転は、フィン部 8 6 と凹部 9 2 の側壁との干渉によって阻止され、これにより、動力源側から伝えられた第 1 ホイール側シャフト 1 3 a の回転を、高周波用ダンパ 8 0 を介して第 2 ホイール側シャフト 1 3 b へ確実に伝達することができる。

[0085] 周方向において隣接するフィン部 8 6 と仕切り部 9 4 との間には、例えば断面扇形の弾性部材 9 8 が介装されている。弾性部材 9 8 は例えばゴムからなる。弾性部材 9 8 は、フィン部 8 6 の側面及び仕切り部 9 4 の側面にそれぞれ接着又はその他の方法で位置決めされている。弾性部材 9 8 は、軸部 8 2 と筒部 9 0 との相対回転を許容するように弾性変形可能となっている。具体的に、筒部 9 0 に対して軸部 8 2 が相対回転すると、フィン部 8 6 を挟んだ一方の弾性部材 9 8 は圧縮変形する。

[0086] 第 2 の高周波用ダンパ 8 0 は、上記のように設けられた弾性部材 9 8 によって、動力源 2 からドライブシャフト 1 0 a に伝わるねじり振動等の各種振動を減衰させるように構成されている。したがって、動力源側からドライブシャフト 1 0 a に伝達された振動のうち、低周波用ダンパ 3 0 及び第 1 の高周波用ダンパ 5 0 によって吸収しきれない振動を第 2 の高周波用ダンパ 8 0 によって効果的に吸収することが可能になる。特に、第 1 及び第 2 の高周波用ダンパ 5 0, 8 0 によって、高周波の振動を確実に吸収できる。

[0087] なお、第 2 の高周波用ダンパ 8 0 が対応する振動の周波数は、第 1 の高周波用ダンパ 5 0 が対応する振動の周波数と比べて同程度であってもよいし、更に高い周波数領域であってもよい。

[0088] 第 2 の高周波用ダンパ 8 0 の軸方向寸法は、第 1 の高周波用ダンパ 5 0 の軸方向寸法よりも小さく、中間シャフト 1 2 よりも短いホイール側シャフト 1 3 上に収まる程度に小さい。そのため、第 2 の高周波用ダンパ 8 0 を設けるためにホイール側シャフト 1 3 を延長したり、ホイール側シャフト 1 3 の

延長のために等速ジョイント 21, 22 の軸方向位置を変更したりする必要がない。

[0089] 第2の実施形態によれば、ドライブシャフト 10a 上に3つのダンパ 30, 50, 80 が設けられるため、個々のダンパ 50, 130 の更なる小型化を図ることが可能になる。そのため、各ダンパ 30, 50, 80 と周辺の例えばフロントサイドフレーム等の車体側部材との干渉を一層回避しやすくなる。また、低周波用ダンパ 30 と2つの高周波用ダンパ 50, 80 とによって広範囲の周波数領域にわたる振動を効果的に吸収することができるため、車室内の不快な振動や騒音を軽減することができる。

[0090] なお、第2の実施形態では、図3及び図4に示すダンパ 30、図5及び図6に示すダンパ 50、及び、図8及び図9に示すダンパ 80 を用いる場合について説明したが、各ダンパの構成はこれらに限定されるものでなく、これらに代えて、種々の構成のダンパを用いることが可能である。例えば、第1の高周波用ダンパ 50 又は／及び第2の高周波用ダンパ 80 に代えて、後述する第8実施形態の図21及び図22に示す高周波用ダンパ 50 を用いてもよい。

[0091] <第3実施形態>

以下、図10～図12を参照しながら、本発明の第3～第5の実施形態について説明する。なお、第3～第5の実施形態において、第1又は第2の実施形態と同様の構成については詳細な説明を省略する。また、図10～図12において、第1又は第2の実施形態と同様の機能を有する構成要素には同符号を付してある。

[0092] 上述した第1の実施形態では、ドライブシャフト 10a を構成するデフ側シャフト 11、中間シャフト 12 及びホイール側シャフト 13 のうち、デフ側シャフト 11 及び中間シャフト 12 上にダンパ 30, 50 が設けられ、第2の実施形態では、3つのシャフト 11, 12, 13 上にそれぞれダンパ 30, 50, 80 が設けられているが、本発明では、例えば以下の第3～第5の実施形態のように、少なくとも2つのシャフトにダンパが設けられればよ

い。

[0093] 図10に示す第3の実施形態では、ドライブシャフト10a上に2つのダンパ30, 80が設けられており、具体的には、デフ側シャフト11上に低周波用ダンパ30（図3及び図4参照）が設けられ、ホイール側シャフト13上に高周波用ダンパ80（図8及び図9参照）が設けられている。ただし、低周波用ダンパ及び高周波用ダンパの具体的構成は特に限定されるものではない。

[0094] 第3の実施形態によっても、低周波用ダンパ30と高周波用ダンパ80を併用することで、動力源側からドライブシャフト10aに伝達された広範囲の周波数領域にわたる振動を効果的に吸収することができると共に、1つしかダンパを設けない場合に比べて個々のダンパ30, 80の小型化を図ることができ、これにより、各ダンパ30, 80と周辺の車体側部材との干渉を回避しやすくなる。

[0095] また、3つのシャフト11, 12, 13のうち最も長いデフ側シャフト11上に比較的長尺のダンパ30を配置し、最も短いホイール側シャフト13上に短尺のダンパ80を配置することで、各シャフト11, 12, 13の寸法変更、及び、等速ジョイント21, 22の軸方向位置の変更を回避することができる。

[0096] <第4実施形態>

図11に示す第4の実施形態では、ドライブシャフト10a上に2つのダンパ30, 80が設けられており、具体的には、中間シャフト12上に低周波用ダンパ30（図3及び図4参照）が設けられ、ホイール側シャフト13上に高周波用ダンパ80（図8及び図9参照）が設けられている。ただし、低周波用ダンパ及び高周波用ダンパの具体的構成は特に限定されるものではない。

[0097] 第4の実施形態によっても、低周波用ダンパ30と高周波用ダンパ80を併用することで、動力源側からドライブシャフト10aに伝達された広範囲の周波数領域にわたる振動を効果的に吸収することができると共に、1つし

かダンパを設けない場合に比べて個々のダンパ30, 80の小型化を図ることができ、これにより、各ダンパ30, 80と周辺の車体側部材との干渉を回避しやすくなる。

[0098] 第4の実施形態では、3つのシャフト11, 12, 13のうち2番目に長い中間シャフト12上に低周波用ダンパ30が配置されている。かかる低周波用ダンパ30の配置を実現するためには、最長のデフ側シャフト11上に配置する場合に比べて、ダンパ30の軸方向寸法を縮小したり、中間シャフト12を延長したりする必要があるかもしれないが、ホイール側シャフト13上に低周波用ダンパ30を配置する場合に比べて、ダンパ30及びシャフト11, 12, 13の寸法変更を抑制できる。

[0099] <第5実施形態>

図12に示す第5の実施形態では、左右両側のドライブシャフト10a, 10b上に複数のダンパ30, 80が配置されている。

[0100] 左右のドライブシャフト10a, 10bを比較すると、中間シャフト12及びホイール側シャフト13の長さは同じであるが、左側のデフ側シャフト511は、右側のデフ側シャフト11よりも著しく短く、ダンパの配置が困難となっている。

[0101] 第5の実施形態では、このような左側のドライブシャフト10bの寸法上の事情に鑑みて、各ドライブシャフト10a, 10bにおいて、デフ側シャフト11, 511上にはダンパが設けられず、中間シャフト12上に低周波用ダンパ30が、ホイール側シャフト13上に高周波用ダンパ80が設けられている。ただし、低周波用ダンパ及び高周波用ダンパの具体的構成は特に限定されるものでない。

[0102] 第5の実施形態によれば、低周波用ダンパ30及び高周波用ダンパ80が左右対称に配置されるため、第4の実施形態で得られる上述の効果を左右両方のドライブシャフト10a, 10bにおいて同様に得ることができ、より効果的に車室内の不快な振動や騒音を軽減することができる。

[0103] ただし、差動装置8が車幅方向に中央に配置された車両など、左右両側の

デフ側シャフト 11, 511 が十分に長い車両においては、左右のデフ側シャフト 11, 511 上の低周波用ダンパを配置し、左右の中間シャフト 12 上及び／又は左右のホイール側シャフト 13 上に高周波用ダンパを配置してもよい。この場合、第 1～第 3 のいずれかの実施形態で得られる効果を左右両方のドライブシャフト 10a, 10b において同様に得ることができる。

[0104] <第 6 の実施形態>

続いて、図 13～図 15 を参照しながら、本発明の第 6 の実施形態について説明する。なお、第 6 の実施形態において、第 1～第 5 の実施形態と同様の構成については詳細な説明を省略する。また、図 13～図 15 において、第 1～第 5 の実施形態と同様の機能を有する構成要素には同符号を付してある。第 6 の実施形態では、ドライブシャフト 10 の構成の一部が第 1 の実施形態と異なるが、それを除けば、第 1 の実施形態と同様の構成となっている。図 13 は、第 6 の実施形態に係る車両の動力伝達装置 601 を示す平面図である。

[0105] ドライブシャフト 10 (10a, 10b) は、一端が差動装置 8 に連結された第 1 動力伝達軸としてのデフ側シャフト 11 (11c, 11d) と、一端がデフ側等速ジョイント 21 を介してデフ側シャフト 11 の他端に連結された第 2 動力伝達軸としての中間シャフト 12 と、一端がホイール側等速ジョイント 22 を介して中間シャフト 12 の他端に連結され、他端に駆動輪 28 が連結された第 3 動力伝達軸としてのホイール側シャフト 13 とを備えている。中間シャフト 12 は、デフ側等速ジョイント 21 から駆動輪側に向かって延びる第 1 中間シャフト 12a と、ホイール側等速ジョイント 22 から差動装置側に向かって延びる第 2 中間シャフト 12b とで構成されている。

[0106] デフ側及びホイール側の等速ジョイント 21, 22 はそれぞれ左右対称に配置されており、これにより、左右の中間シャフト 12 の長さ、及び、左右のホイール側シャフト 13 の長さは、それぞれ等しくなっている。したがって、上述した路面の凹凸に応じたドライブシャフト 10 の揺動に関して、左右のドライブシャフト 10a, 10b で同様の挙動が可能となっている。

- [0107] 上述のように差動装置 8 は左側にオフセットして配置されているため、右側のドライブシャフト 10 a は、デフ側シャフト 11 c, 11 d の長さの違いによって、左側のドライブシャフト 10 b よりも長くなっている。なお、比較的長尺の右側のデフ側シャフト 11 c は、ブラケット 29 を介して車体に固定されている。
- [0108] また、各ドライブシャフト 10 上において、一对の等速ジョイント 21, 22 の間、すなわち中間シャフト 12 上にはダンパ 50 が配設されている。該ダンパ 50 が動力源 2 からドライブシャフト 10 に伝わる振動を効果的に吸収することで、サスペンションアーム（図示せず）等を介した車体への振動伝達、ひいては車室内の不快感な振動及び騒音が抑制される。
- [0109] 図 14 は、右側のダンパ 50 及びその周辺部の構造を示す部分断面図である。なお、左側のダンパ 50 は、図 14 に示す右側のダンパ 50 と左右対称の構造を有する。
- [0110] 図 14 に示すように、ダンパ 50 の軸方向両側に配置された各等速ジョイント 21, 22 は、内輪（図示せず）等の各種構成部品を収容する筒状の外輪 23, 26 と、該外輪 23, 26 内への異物の侵入を阻止する蛇腹状のブーツ 24, 27 とを備えている。デフ側等速ジョイント 21 のブーツ 24 の差動装置側端部はブーツバンド 75 によって外輪 23 の外周に固定され、該ブーツ 24 の駆動輪側端部はブーツバンド 76 によって第 1 中間シャフト 12 a の外周に固定されている。ホイール側等速ジョイント 22 のブーツ 27 の差動装置側端部はブーツバンド 69 によって第 2 中間シャフト 12 b の外周に固定され、該ブーツ 27 の駆動輪側端部はブーツバンド 79 によって外輪 26 の外周に固定されている。
- [0111] ダンパ 50 は、第 2 中間シャフト 12 b の差動装置側先端に設けられた筒部 49 と、第 1 中間シャフト 12 a の駆動輪側先端に設けられた軸部 51 とを備えている。
- [0112] 筒部 49 は、軸方向の駆動輪側の端部に底部 59 を有し、差動装置側に向かって開放している。筒部 49 は、ダンパ 50 の外周を形成しており、筒部

４９の外径はダンパ５０の外径に等しい。

[0113] 筒部４９は、底部５９から軸方向差動装置側に延びる小径部５５と、該小径部５５よりも大径であり且つ小径部５５よりも軸方向差動装置側に配置された大径部５６とを備えている。

[0114] ダンパ５０の駆動輪側部分に設けられた小径部５５は、ダンパ５０における残りの部分よりも小径とされている。また、該小径部５５の外径は、第２中間シャフト１２ｂの外径よりも大きく、ブーツバンド６９の外径よりも小さい。

[0115] 大径部５６は、小径部５５よりも大径であり且つ小径部５５の差動装置側端部に連なる第１大径部５７と、該第１大径部５７よりも大径であり且つ第１大径部５７の差動装置側端部に連なる第２大径部５８とを備えている。このように、ダンパ５０は、軸方向の駆動輪側に向かって段階的に小さくなる外径を有する。

[0116] 軸部５１は、筒部４９内に收容されている。軸部５１は、筒部４９の小径部５５に内嵌された小径部６１と、該小径部６１よりも大径であり且つ小径部６１よりも軸方向差動装置側に配置された大径部５２とを備えている。小径部６１の外径は、第２中間シャフト１２ｂの外径に略等しい。小径部６１は、筒部４９に対する軸部５１の相対回転を所定角度範囲に規制する後述のストッパ機構６６を介して、筒部４９の小径部５５の内側に嵌合されている。

[0117] 軸部５１の大径部５２は、小径部６１よりも大径であり且つ小径部６１の差動装置側端部に連なる第１大径部５２ａと、該第１大径部５２ａよりも大径であり且つ第１大径部５２ａの差動装置側端部に連なる第２大径部５２ｂとを備えている。軸部５１の第１大径部５２ａは、筒部４９の第１大径部５７に内嵌されており、軸部５１の第２大径部５２ｂは、筒部４９の第２大径部５８に内嵌されている。

[0118] 軸部５１には、第１大径部５２ａから第２大径部５２ｂにかけて中空部５４が設けられており、これにより、軸部５１の軽量化が図られている。一方

、小径部 6 1 は、中実部で構成されており、大径部 5 2 に比べて剛性が高められている。

[0119] ダンパ 5 0 は、筒部 4 9 と軸部 5 1 との間に介装された弾性部材 7 0 を更に備えている。弾性部材 7 0 は、軸方向において小径部 5 5 よりも差動装置側に配置され、筒部 4 9 の第 1 大径部 5 7 と軸部 5 1 の第 1 大径部 5 2 a との間に介装されている。軸方向において、弾性部材 7 0 は、デフ側等速ジョイント 2 1 までの距離がホイール側等速ジョイント 2 2 までの距離に比べて小さくなるように、差動装置側にオフセットして配置されている。

[0120] 図 1 4 に示すように、弾性部材 7 0 は、略筒状の部材であり、小径部 5 5 の外径よりも大きな外径を有する。また、弾性部材 7 0 の内径も小径部 5 5 の外径よりも大きくなっている。弾性部材 7 0 は、例えば、径方向に間隔を空けて配置された内筒 7 1 及び外筒 7 2 と、内筒 7 1 と外筒 7 2 との間に介在するブッシュ部 7 3 とを備えている。内筒 7 1 及び外筒 7 2 は、それぞれ例えば金属からなり、ブッシュ部 7 3 は、例えばゴムからなる。ブッシュ部 7 3 は、例えば焼き付けによって内筒 7 1 の外周面及び外筒 7 2 の内周面にそれぞれ接合されている。

[0121] 弾性部材 7 0 は、軸部 5 1 の第 1 大径部 5 2 a の外周面と筒部 4 9 の第 1 大径部 5 7 の内周面との間に圧入されている。これにより、内筒 7 1 は軸部 5 1 の外周に固定され、外筒 7 2 は筒部 4 9 の内周に固定されている。ブッシュ部 7 3 は、内筒 7 1 と外筒 7 2 との相対回転を許容するように弾性変形可能となっている。このように構成された弾性部材 7 0 によって、動力源 2 からドライブシャフト 1 0 に伝わるねじり振動等の各種振動を吸収可能となっている。

[0122] ダンパ 5 0 は、軸方向において弾性部材 7 0 よりも差動装置側に配置された第 1 軸受としてのデフ側軸受 7 7 と、弾性部材 7 0 よりも駆動輪側に配置された第 2 軸受としてのホイール側軸受 7 8 とを更に備えており、これらの軸受 7 7, 7 8 は、筒部 4 9 と軸部 5 1 との間に介装されている。具体的に、デフ側軸受 7 7 は、筒部 4 9 及び軸部 5 1 の各第 2 大径部 5 8, 5 2 b 間

に介装されており、ホイール側軸受 7 8 は、筒部 4 9 及び軸部 5 1 の各小径部 5 5, 6 1 の差動装置側端部間に介装されている。ホイール側軸受 7 8 の外径は、デフ側軸受 7 7 の外径よりも小さい。

[0123] ところで、ダンパ 5 0 には、エンジン 3 の燃焼変動等による大きなトルク変動が入力されて、ねじり方向や曲げ方向の大きな力が作用することがある。本実施形態によれば、このような大きな力がダンパ 5 0 に作用しても、エンジン 3 の動力が入力されるダンパ 5 0 の差動装置側部分を、ホイール側軸受 7 8 よりも大径のデフ側軸受 7 7 によって安定的に支持することができる。

[0124] 図 1 5 は、ドライブシャフト 1 0 の駆動輪側部分、具体的には、デフ側等速ジョイント 2 1 から駆動輪側部分が、路面の凹凸に応じて上下に振れた状態を車両後方側から見た図である。

[0125] 図 1 5 に示すようにドライブシャフト 1 0 の駆動輪側部分が上下に揺動するとき、ダンパ 5 0 は、所定の可動範囲 H 内で上下方向に揺動する。この可動範囲 H は、仮にダンパ 5 0 の外径が均一であれば、ダンパ 5 0 におけるデフ側等速ジョイント 2 1 から最も遠い部分、すなわち、ダンパ 5 0 の駆動輪側端部において最大となる。

[0126] 本実施形態によれば、上述のように、ダンパ 5 0 の駆動輪側端部が小径部 5 5 で構成されている。また、ダンパ 5 0 の弾性部材 7 0 は小径部 5 5 よりも差動装置側にずらして設けられていると共に、ホイール側軸受 7 8 がデフ側軸受 7 7 よりも小径であることによって、小径部 5 5 の外径は効果的に低減されている。したがって、ダンパ 5 0 の可動範囲 H は効果的に抑制されており、これにより、ダンパ 5 0 の駆動輪側部分の例えば上方近傍に配設されたフロントサイドフレーム等の車体側部材 1 0 0 とダンパ 5 0 との干渉を回避しやすくなる。

[0127] ＜第 7 の実施形態＞

続いて、図 1 6 及び図 1 7 を参照しながら、本発明の第 7 の実施形態について説明する。なお、第 7 の実施形態において、第 1 ～第 6 の実施形態と同

様の構成については詳細な説明を省略する。また、図 16 及び図 17 において、第 1 ～第 6 の実施形態と同様の機能を有する構成要素には同符号を付してある。

[0128] 第 7 の実施形態では、第 6 の実施形態と比べて、ダンパ 50 の軸方向位置が異なっており、その他の構成は第 6 の実施形態と同様である。具体的に、第 7 の実施形態では、軸方向において、ダンパ 50 とホイール側等速ジョイント 22 との距離に比べてダンパ 50 とデフ側等速ジョイント 21 との距離が小さくなっており、この点で、2 つの等速ジョイント 21, 22 の略中央にダンパ 50 が配置された第 6 の実施形態と異なっている。

[0129] 第 7 の実施形態によれば、2 つの等速ジョイント 21, 22 間において、ダンパ 50 がデフ側等速ジョイント 21 側にオフセットして配置されているため、図 17 に示すように、デフ側等速ジョイント 21 を軸としてドライブシャフト 10 の駆動輪側部分が上下方向に揺動するときのダンパ 50 の可動範囲 H を更に低減できる。これにより、ダンパ 50 の駆動輪側部分の例えば上方近傍に配設されたフロントサイドフレーム等の車体側部材 100 とダンパ 50 との干渉を更に回避しやすくなる。

[0130] なお、第 6 及び第 7 の実施形態では、ダンパ 50 の筒部 49 が、第 5 動力伝達軸（第 2 中間シャフト 12 b）の動力源側先端に設けられ、軸部 51 が、第 4 動力伝達軸（第 1 中間シャフト 12 a）の駆動輪側先端に設けられる場合について説明したが、本発明は、第 5 動力伝達軸の動力源側先端にダンパの軸部が設けられ、第 4 動力伝達軸の駆動輪側先端にダンパの筒部が設けられる場合にも適用できる。

[0131] また、第 6 及び第 7 の実施形態では、中間シャフト 12 にのみダンパ 50（高周波用ダンパ 50）を設ける場合について説明したが、デフ側シャフト 11 に低周波用ダンパ 30 を設けてもよい。

[0132] <第 8 実施形態>

続いて、図 18 ～図 21 を参照しながら、本発明の第 8 の実施形態について説明する。なお、第 8 の実施形態において、第 1 ～第 7 の実施形態と同様

の構成については詳細な説明を省略する。また、図 18～図 21 において、第 1～第 7 の実施形態と同様の機能を有する構成要素には同符号を付してある。第 8 の実施形態では、ダンパ 50 の構成が異なることを除けば第 6 及び第 7 の実施形態と同様の構成となっている。図 18 は、本実施形態に係る車両の動力伝達装置 801 を示す平面図である。

[0133] 第 1～第 7 の実施形態では、デフ側等速ジョイント 21 の構造について詳しい説明は行っていないため、ここでは、図 19 を参照しながら、デフ側等速ジョイント 21 の構造について説明する。図 19 は、右側のドライブシャフト 10c に設けられたデフ側等速ジョイント 21 を示す断面図である。なお、左側のドライブシャフト 10d に設けられたデフ側等速ジョイント 21 は、図 19 に示すデフ側等速ジョイント 21 と左右対称の構造を有する。

[0134] 図 19 に示すように、デフ側等速ジョイント 21 は、デフ側シャフト 11c の駆動輪側端部に設けられた外輪 170 と、第 1 中間シャフト 12a の差動装置側端部に取り付けられた内輪 174 と、外輪 170 と内輪 174 との間に介装された複数のボール 178 と、これらのボール 178 を保持するケーシング 180 とを備えている。

[0135] 外輪 170 は、駆動輪側に開口するように軸方向に延びる筒状部で構成されている。外輪 170 の内周には、ボール 178 の個数と同数のボール溝 172 がそれぞれ軸方向に延設されている。また、外輪 170 の内周には、ボール溝 172 よりも駆動輪側の軸方向位置において、周溝 182 が全周に亘って設けられており、該周溝 182 に、C 形のスナップリング 184 が縮径するように弾性変形した状態で装着されている。スナップリング 184 は、拡径方向に作用する復元力によって周溝 182 の底部に押し当てられることで、該周溝 182 内に保持されている。

[0136] 内輪 174 には、該内輪 174 を軸方向に貫通する挿入穴 175 が設けられている。該挿入穴 175 には第 1 中間シャフト 12a の差動装置側端部が圧入されており、挿入穴 175 の内周と第 1 中間シャフト 12a の外周とがスプライン嵌合している。内輪 174 の外周には、ボール 178 の個数と同

数のボール溝 176 がそれぞれ軸方向に延設されている。各ボール 178 は、外輪 170 のボール溝 172 と内輪 174 のボール溝 176 とに嵌まり込んでおり、これらのボール溝 172, 176 に沿って軸方向に転動可能となっている。

[0137] 上記のように第 1 中間シャフト 12a の差動装置側端部に固定された内輪 174、並びに、上記のように該内輪 174 に係合したボール 178 及びケーシング 180 を含む各種部品は、外輪 170 の内部に收容されており、これらの部品からなる被收容部 181 は、抜け止め部としてのスナップリング 184 にボール 178 が干渉することにより外輪 170 からの脱落が規制されている。

[0138] デフ側等速ジョイント 21 の抜け強度は、例えば 900N 以上 1100N 以下であることが好ましく、このような抜け強度が実現されるように周溝 182 及びスナップリング 184 が構成されている。ここでいう「デフ側等速ジョイント 21 の抜け強度」とは、外輪 170 から被收容部 181 を抜き出すようにデフ側シャフト 11c 及び第 1 中間シャフト 12a を軸方向に引っ張る場合に、スナップリング 184 による外輪 170 からの被收容部 181 の抜け止め機能が失われる直前の引張力の大きさを意味する。

[0139] また、デフ側等速ジョイント 21 は、外輪 170 の外周と第 1 中間シャフト 12a の外周とに跨がって設けられたブーツ 186 を備えている。ブーツ 186 は、外輪 170 の外周及び第 1 中間シャフト 12a の外周に対してそれぞれブーツバンド 188, 189 を用いて固定されている。ブーツ 186 は、軸方向に伸縮可能なように蛇腹状に形成されている。

[0140] 続いて、図 20 及び図 21 を参照しながら、ダンパ 50 の構造について説明する。図 20 は、右側の中間シャフト 12 に設けられたダンパ 50 を軸方向差動装置側から見た断面図であり、図 21 は、図 20 に示すダンパ 50 の C-C 線断面図である。なお、左側のダンパ 50 は、右側のダンパ 50 と左右対称の構造を有する。

[0141] 図 20 及び図 21 に示すように、ダンパ 50 は、第 1 中間シャフト 12a

の駆動輪側先端に車幅方向に延びるように設けられた筒部 1 3 2 と、該筒部 1 3 2 内に收容されるように第 2 中間シャフト 1 2 b と一体に設けられた軸部 1 5 0 とを備えている。

[0142] 図 2 0 に示すように、筒部 1 3 2 の内周には、周方向に間隔を空けて複数の凹部 1 3 4 が設けられている。また、筒部 1 3 2 の内周には、径方向内側に突出した複数の仕切り部 1 3 6 が設けられている。各仕切り部 1 3 6 は、周方向において隣接する一対の凹部 1 3 4 間の中間部に配置されている。仕切り部 1 3 6 の径方向内側端部は軸部 1 5 0 の外周近傍に配置されている。

[0143] 軸部 1 5 0 の外周には、周方向に間隔を空けて複数のフィン部 1 5 2 が突設されている。各フィン部 1 5 2 は、周方向において隣接する一対の仕切り部 1 3 6 間の中間部に配置されている。フィン部 1 5 2 の径方向外側端部は凹部 1 3 4 内に配置されている。フィン部 1 5 2 と凹部 1 3 4 の側壁との間には間隙 1 4 6 が設けられている。これにより、筒部 1 3 2 と軸部 1 5 0 との相対回転が所定角度範囲で許容されると共に、該範囲を超える相対回転は、フィン部 1 5 2 と凹部 1 3 4 の側壁との干渉によって阻止され、これにより、動力源側から伝えられた第 1 中間シャフト 1 2 a の回転を、ダンパ 5 0 を介して第 2 中間シャフト 1 2 b へ確実に伝達することができる。

[0144] 周方向において隣接するフィン部 1 5 2 と仕切り部 1 3 6 との間には、例えば断面扇形の弾性部材 1 6 0 が介装されている。弾性部材 1 6 0 は例えばゴムからなる。弾性部材 1 6 0 は、フィン部 1 5 2 の側面及び仕切り部 1 3 6 の側面にそれぞれ接着又はその他の方法で位置決めされている。弾性部材 1 6 0 は、軸部 1 5 0 と筒部 1 3 2 との相対回転を許容するように弾性変形可能となっている。具体的に、筒部 1 3 2 に対して軸部 1 5 0 が相対回転すると、フィン部 1 5 2 を挟んだ一方の弾性部材 1 6 0 は圧縮変形する。このように構成された弾性部材 1 6 0 によって、動力源 2 からドライブシャフト 1 0 a, 1 0 b に伝わるねじり振動等の各種振動を減衰させることができる。

[0145] 図 2 1 に示すように、筒部 1 3 2 は、軸方向基端側を閉塞する底部 1 3 2

aと、軸方向末端側を開放する開口部132bとを備えている。なお、開口部132bは、シール部材144によってシールされている。

[0146] 筒部132は、車幅方向に沿って、エンジン3よりも車幅方向外側に配置されている（図18参照）。筒部132は車幅方向外側に開口しているため、該開口部132bは、筒部132におけるエンジン3から最も遠い部分に配置されている。このように筒部132が配置されていることによって、例えば車両前方から車両に大きな衝撃荷重が加わった際にエンジン3が後退して、ダンパ50の筒部132、特に開口部132bの周辺部に装着されたスナッピング（抜け止め部）142に衝撃荷重が直接的に作用することを抑制できるようになっている。

[0147] なお、必ずしも筒部132の全体がエンジン3よりも車幅方向外側に配置される必要はなく、少なくとも開口部132bがエンジン3よりも車幅方向外側に配置されるように、エンジン3と筒部132を車幅方向にオーバーラップして配置してもよい。

[0148] 軸部150の外周と筒部132の内周との間には、軸部150の差動装置側端部を支持する第1軸受137と、該第1軸受137よりも駆動輪側において軸部150を支持する第2軸受138とが介装されている。上述した凹部134、仕切り部136、フィン部152及び弾性部材160は、第1及び第2の軸受137、138間において軸方向に延びるように設けられている。

[0149] 軸部150の差動装置側端部は、残りの部分に比べて縮径された小径部151となっており、該小径部151は、弾性部材160よりも差動装置側の軸方向位置において第1軸受137を介して筒部132に支持されている。

[0150] 弾性部材160よりも駆動輪側の軸方向位置には、軸部150の外周から径方向外側に突出した環状の拡径部154が設けられている。拡径部154は、軸部150と一体に設けられている。ただし、拡径部の構成はこれに限定されるものでなく、例えば、軸部150の外周に設けた周溝に拡径された状態で装着されたスナッピングで構成されてもよい。

- [0151] 第2軸受138は、拡径部154よりも開口部132b側の軸方向位置に配置されている。第2軸受138は第1軸受137よりも大径となっている。より詳細には、第2軸受138の内径が第1軸受137の外径よりも大きくなっている。
- [0152] 第2軸受138よりも更に開口部132b側の軸方向位置には、筒部132の内周から径方向内側に突出した抜け止め部として、C形のスナップリング142が設けられている。スナップリング142は、縮径するように弾性変形した状態で、筒部132の内周に全周に亘って設けられた周溝140に装着されている。このスナップリング142は、拡径方向に作用する復元力によって周溝140の底部に押し当てられることで、該周溝140内に保持されている。
- [0153] ところで、例えば、軸部150の外周面に形成された周溝にスナップリングを拡径するように弾性変形した状態で装着し、該スナップリングでダンパ50の抜け止め部を構成することも考えられるが、このようなスナップリングに比べて、筒部132の周溝140に装着された上記スナップリング142は大径となる。該比較的大径のスナップリング142で構成された本実施形態の抜け止め部は、比較的小径のものに比べて、より高い抜け止め機能を発揮することができる。
- [0154] このように、第2軸受138は、拡径部154とスナップリング（抜け止め部）142とによって軸方向の両側から挟み込まれるように配置されている。開口部132b側への軸部150の移動は、拡径部154と第2軸受138の内輪との干渉によって規制される。ここで、第2軸受138は、上記のように第1軸受137よりも大径であるため、拡径部154と第2軸受138の内輪との干渉による抜け止めを確実に行うことができる。また、開口部132b側への第2軸受138及び軸部150の移動は、第2軸受138の外輪とスナップリング（抜け止め部）142との干渉によって規制されている。このように、軸部150の開口部132b側への移動規制（抜け止め）は、最終的に、スナップリング（抜け止め部）142により実現されている。

る。

[0155] また、上述したように、開口部 1 3 2 b は、筒部 1 3 2 におけるエンジン 3 から最も遠い部分に配置されているため、例えば車両前方から車両に大きな衝撃荷重が加わった際にエンジン 3 が後退して、筒部 1 3 2 における開口部 1 3 2 b 側部分、特にスナップリング（抜け止め部） 1 4 2 に衝撃荷重が作用することを抑制できる。これにより、ダンパ 5 0 の強度を低くすることが可能となり、ダンパ 5 0 の小型化を実現できるので、車両搭載性を向上することができる。

[0156] スナップリング（抜け止め部） 1 4 2 によるダンパ 5 0 の抜け強度は、上述したデフ側等速ジョイント 2 1（図 1 9 参照）の抜け強度よりも大きく、具体的には、例えば 1 2 0 0 N 以上 1 4 0 0 N 以下であることが好ましい。第 2 軸受 1 3 8、拡径部 1 5 4、スナップリング 1 4 2（抜け止め部）及び周溝 1 4 0 の寸法や素材等の具体的な構成は、このようなダンパ 5 0 の抜け強度が実現されるように決定されている。

[0157] ここでいう「ダンパ 5 0 の抜け強度」とは、筒部 1 3 2 から軸部 1 5 0 を抜き出すように第 1 中間シャフト 1 2 a 及び第 2 中間シャフト 1 2 b を軸方向に引っ張る場合に、第 2 軸受 1 3 8 の内輪と拡径部 1 5 4 との干渉及び第 2 軸受 1 3 8 の外輪とスナップリング 1 4 2 との干渉による軸部 1 5 0 の移動の規制が果たせなくなることによって、筒部 1 3 2 からの軸部 1 5 0 の抜け止め機能が失われる直前の引張力の大きさを意味する。

[0158] ダンパ 5 0 の抜け強度はデフ側等速ジョイント 2 1 の抜け強度よりも大きいため、例えば車両前方から車両に大きな衝撃荷重が加わった際に、ドライブシャフト 1 0 に曲げ荷重や差動装置 8 と駆動輪 2 8 との間の軸方向距離を拡げるような荷重を、ダンパ 5 0 よりも抜け強度が小さいデフ側等速ジョイント 2 1 に作用させることができる。そのため、ダンパ 5 0 の強度を低くすることが可能となり、これにより、ダンパ 5 0 の大型化を抑制できるため、ダンパ 5 0 の車両への搭載性が悪化することを抑制できる。

[0159] また、車両に大きな衝撃荷重が加わった際に、ドライブシャフト 1 0 に曲

げ荷重や差動装置 8 と駆動輪 28 との間の軸方向距離を拡げるような荷重がデフ側等速ジョイント 21 に作用して、仮に、デフ側等速ジョイント 21 の外輪 170 から被收容部 181 を含む各種部品が脱落した場合であっても、該部品をブーツ 186 に收容することができる。

[0160] なお、図 20 及び図 21 に示すダンパ 50 の構造は一例に過ぎず、本発明において、抜け止め構造を含むダンパの具体的な構造は特に限定されるものでない。したがって、本発明では、上述した第 2 軸受 138、拡径部 154 及びスナップリング 142 からなる抜け止め構造に代えて、公知の種々の抜け止め構造を採用可能である。

[0161] さらに、上述の実施形態では、車両に大きな衝撃荷重が加わった際に、ドライブシャフト 10 に曲げ荷重や差動装置 8 と駆動輪 28 との間の軸方向距離を拡げるような荷重がデフ側等速ジョイント 21 に作用して、デフ側等速ジョイント 21 の外輪 170 から被收容部 181 が抜け外れる場合に、該被收容部 181 がブーツ 186 に收容され得る形態について説明したが、本発明には、被收容部 181 がブーツ 186 に收容されない形態も含まれるものとする。この場合、例えば、外輪 170 と被收容部 181 との嵌合状態における軸方向の外輪 170 と被收容部 181 との許容相対移動量を大きくすることで、外輪 170 と被收容部 181 との嵌合状態を維持しやすくなる。したがって、この場合、ブーツ 186 を省略することが可能である。

[0162] またさらに、上述の実施形態では、ドライブシャフト上に設けられる自在継手として、図 19 に示す等速ジョイント 21 を用いる場合について説明したが、本発明における自在継手は、上述したものと異なるタイプの等速ジョイント、又は、等速ジョイント以外の自在継手であってもよい。

[0163] また、本発明において、自在継手の抜け止め構造は、上述したようなスナップリング 184 からなるものに限定されるものでなく、例えばかしめ等、公知の種々の抜け止め構造を採用してもよいし、自在継手には、必ずしも抜け止め構造を設けなくてもよい。

[0164] さらに、上述の実施形態では、ドライブシャフト上においてダンパよりも

動力源側に配置された自在継手（デフ側等速ジョイント 2 1）の抜け強度が、ダンパの抜け強度よりも小さい場合について説明したが、本発明では、ダンパよりも駆動輪側に配置された自在継手（上述の実施形態では、ホイール側等速ジョイント 2 2）の抜け強度をダンパの抜け強度よりも小さくするようにしてもよく、これによっても、同様の効果を得ることができる。

[0165] 以上、上述の実施形態を挙げて本発明を説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではない。

[0166] 例えば、上述の実施形態では、ドライブシャフト上に設けられる自在継手として等速ジョイントを用いる場合について説明したが、本発明は、等速ジョイント以外の自在継手を備えた動力伝達装置にも適用できる。

[0167] さらに、上述の実施形態では、エンジン横置き式の F F 車に搭載される動力伝達装置について説明したが、本発明は、フロントエンジン・リヤドライブ式の車両（F R 車）等、F F 式以外の車両や、エンジン縦置き式の車両に搭載される動力伝達装置にも適用できる。

[0168] また、上述した第 1 ～第 8 の実施形態はそれぞれ組合せが可能である。例えば、第 1 ～第 5 の実施形態の高周波用ダンパ 5 0、8 0 として、第 6 ～第 8 の実施形態のダンパ 5 0 を用いてもよく、第 1 ～第 5 の実施形態のデフ側等速ジョイント 2 1 として、第 6 ～第 8 の実施形態のデフ側等速ジョイント 2 1 を用いてもよい。

産業上の利用可能性

[0169] 以上のように、本発明によれば、ドライブシャフト上においてダンパを周辺の車体側部材に干渉することなく配置し、動力源側からドライブシャフトに伝わる振動を広範囲の周波数領域にわたって効果的に吸収することが可能となるから、ドライブシャフト上にダンパが配設された車両の製造産業分野において好適に利用される可能性がある。

符号の説明

[0170] 1 : 動力伝達装置
2 : 動力源

- 3 : エンジン
- 4 : トランスアクスル
- 6 : 変速機
- 8 : 差動装置
- 9 : 排気装置
- 9 a : 排気管
- 10 : ドライブシャフト
- 11 : デフ側シャフト (第1 動力伝達軸)
- 12 : 中間シャフト (第2 動力伝達軸)
- 12 a : 第1 中間シャフト (第4 動力伝達軸)
- 12 b : 第2 中間シャフト (第5 動力伝達軸)
- 13 : ホイール側シャフト (第3 動力伝達軸)
- 21 : デフ側等速ジョイント (第1 自在継手)
- 22 : ホイール側等速ジョイント (第2 自在継手)
- 28 : 駆動輪
- 30 : 低周波用ダンパ (所定のダンパ)
- 39 : 小径部
- 40 : ストップ機構 (規制部)
- 49 : 筒部
- 50 : 高周波用ダンパ (他のダンパ、弾性ダンパ)
- 55 : 小径部
- 56 : 大径部
- 57 : 第1 大径部
- 58 : 第2 大径部
- 71 : 内筒
- 72 : 外筒
- 73 : ブッシュ部 (弾性部材、ゴム部材)
- 77 : デフ側軸受 (第1 軸受)

- 7 8 : ホイール側軸受 (第 2 軸受)
- 8 0 : 高周波用ダンパ (他のダンパ)
- 9 8 : 弾性部材 (ゴム部材)
- 1 3 2 : 筒部
- 1 3 2 a : 筒部の底部
- 1 3 2 b : 筒部の開口部
- 1 3 7 : 第 1 軸受 (反開口部側の軸受)
- 1 3 8 : 第 2 軸受 (開口部側の軸受)
- 1 4 0 : 周溝
- 1 4 2 : スナップリング (抜け止め部)
- 1 5 4 : 拡径部
- 1 6 0 : 弾性部材 (ゴム部材)
- 1 7 0 : 外輪 (筒状部)
- 1 7 4 : 内輪
- 1 7 8 : ボール
- 1 8 1 : 被収容部
- 1 8 2 : 周溝
- 1 8 4 : スナップリング
- 1 8 6 : ブーツ

請求の範囲

- [請求項1] 差動装置を含む動力源と、
前記差動装置と駆動輪とを連結するドライブシャフトとを備え、
該ドライブシャフトが、
一端が前記差動装置に連結された第1 動力伝達軸と、
一端が第1 自在継手を介して前記第1 動力伝達軸の他端に連結された第2 動力伝達軸と、
一端が第2 自在継手を介して前記第2 動力伝達軸の他端に連結され、他端に前記駆動輪が連結された第3 動力伝達軸と、を備えた車両の動力伝達構造であって、
前記第1、第2、第3 動力伝達軸のうちの少なくとも2つの動力伝達軸に、それぞれダンパが設けられ、
これらのダンパのうち、前記少なくとも2つの動力伝達軸のうち最も長い動力伝達軸に配置された所定のダンパは、残りのダンパよりも低周波数領域にて機能するダンパであることを特徴とする車両の動力伝達構造。
- [請求項2] 前記動力源は、排気管が接続されたエンジンを備え、
前記排気管が前記ドライブシャフトにおける前記第1 動力伝達軸の上方を通過して配設されていると共に、
前記第1 動力伝達軸に、前記所定のダンパとして、軸方向の所定範囲に亘って形成された小径部のねじりによって振動を減衰させるように構成された金属製ダンパが設けられていることを特徴とする請求項1 に記載の車両の動力伝達構造。
- [請求項3] 前記第2 動力伝達軸又は第3 動力伝達軸の少なくとも一方に、前記残りのダンパとして、ゴム部材によって振動を減衰させるように構成されたダンパが設けられていることを特徴とする請求項2 に記載の車両の動力伝達構造。
- [請求項4] 前記第2 動力伝達軸は、

一端が前記第 1 自在継手に連結され、他端側が前記第 2 自在継手に向かって延びる第 4 動力伝達軸と、

他端が前記第 2 自在継手に連結され、一端側が前記第 1 自在継手に向かって延びる第 5 動力伝達軸と、を有し、

前記第 4 動力伝達軸の他端又は第 5 動力伝達軸の一端のうちの一方に設けられた筒部内に前記第 4 動力伝達軸の他端又は第 5 動力伝達軸の一端のうちの他方に設けられた軸部を収容すると共に、該筒部と軸部との間に弾性部材を介在させてなる弾性ダンパを備え、

軸方向において、前記弾性ダンパにおける前記弾性部材よりも前記第 2 自在継手側の部分は、前記弾性ダンパにおける前記弾性部材が設けられた部分と該弾性部材よりも前記第 1 自在継手側の部分とに比べて小さな径を有する小径部とされていることを特徴とする請求項 1 に記載の車両の動力伝達構造。

[請求項5] 軸方向において、前記弾性ダンパと前記第 1 自在継手との距離が、前記弾性ダンパと前記第 2 自在継手との距離に比べて小さいことを特徴とする請求項 4 に記載の車両の動力伝達構造。

[請求項6] 前記小径部に、前記筒部と前記軸部との相対回転を所定角度範囲に規制する規制部が設けられていることを特徴とする請求項 4 又は請求項 5 に記載の車両の動力伝達構造。

[請求項7] 前記弾性ダンパは、軸方向における前記弾性部材よりも前記第 1 自在継手側において前記筒部と前記軸部との間に介装された第 1 軸受を備えることを特徴とする請求項 4 から請求項 6 のいずれか 1 項に記載の車両の動力伝達構造。

[請求項8] 前記弾性ダンパは、軸方向における前記弾性部材よりも前記第 2 自在継手側において前記筒部と前記軸部との間に介装された第 2 軸受を備え、

前記第 2 軸受は、前記第 1 軸受よりも小径とされていることを特徴とする請求項 7 に記載の車両の動力伝達構造。

- [請求項9] 前記第2動力伝達軸は、
一端が前記第1自在継手に連結され、他端側が前記第2自在継手に向かって延びる第4動力伝達軸と、
他端が前記第2自在継手に連結され、一端側が前記第1自在継手に向かって延びる第5動力伝達軸と、を有し、
前記第4動力伝達軸の他端又は第5動力伝達軸の一端の一方に設けられた筒部内に前記第4動力伝達軸の他端又は第5動力伝達軸の一端の他方に設けられた軸部を収容すると共に、該筒部と軸部との間に弾性部材を介在させてなる弾性ダンパを備え、
前記弾性ダンパは、前記弾性部材よりも前記開口部側の軸方向位置において前記軸部の外周と前記筒部の内周との間に介在する軸受と、前記軸受よりも前記開口部とは反対側の軸方向位置において前記軸部の外周から径方向外側に突出した拡径部と、前記軸受よりも前記開口部側の軸方向位置において前記筒部の内周から径方向内側に突出した抜け止め部と、を備え、
該抜け止め部による前記弾性ダンパの抜け強度は、前記第1自在継手の抜け強度よりも大きいことを特徴とする請求項1に記載の車両の動力伝達構造。
- [請求項10] 前記第1自在継手は、前記第4動力伝達軸の一端に設けられた被収容部と、該被収容部を収容するように前記第1動力伝達軸の他端に設けられた筒状部と、該筒状部の外周と前記第4動力伝達軸の外周とに跨がって軸方向に伸縮可能に設けられたブーツ部と、を備えていることを特徴とする請求項9に記載の車両の動力伝達構造。
- [請求項11] 前記動力源はエンジンを含み、
前記抜け止め部は、前記筒部の内周に形成された周溝に縮径された状態で装着されたスナップリングで構成されており、
前記弾性ダンパは、車両前後方向における前記エンジンよりも後側、且つ、車幅方向における前記第1自在継手よりも外側に配置され、

前記筒部は、前記第 4 動力伝達軸の一端から車幅方向に沿って外側へ延びるように配置され、

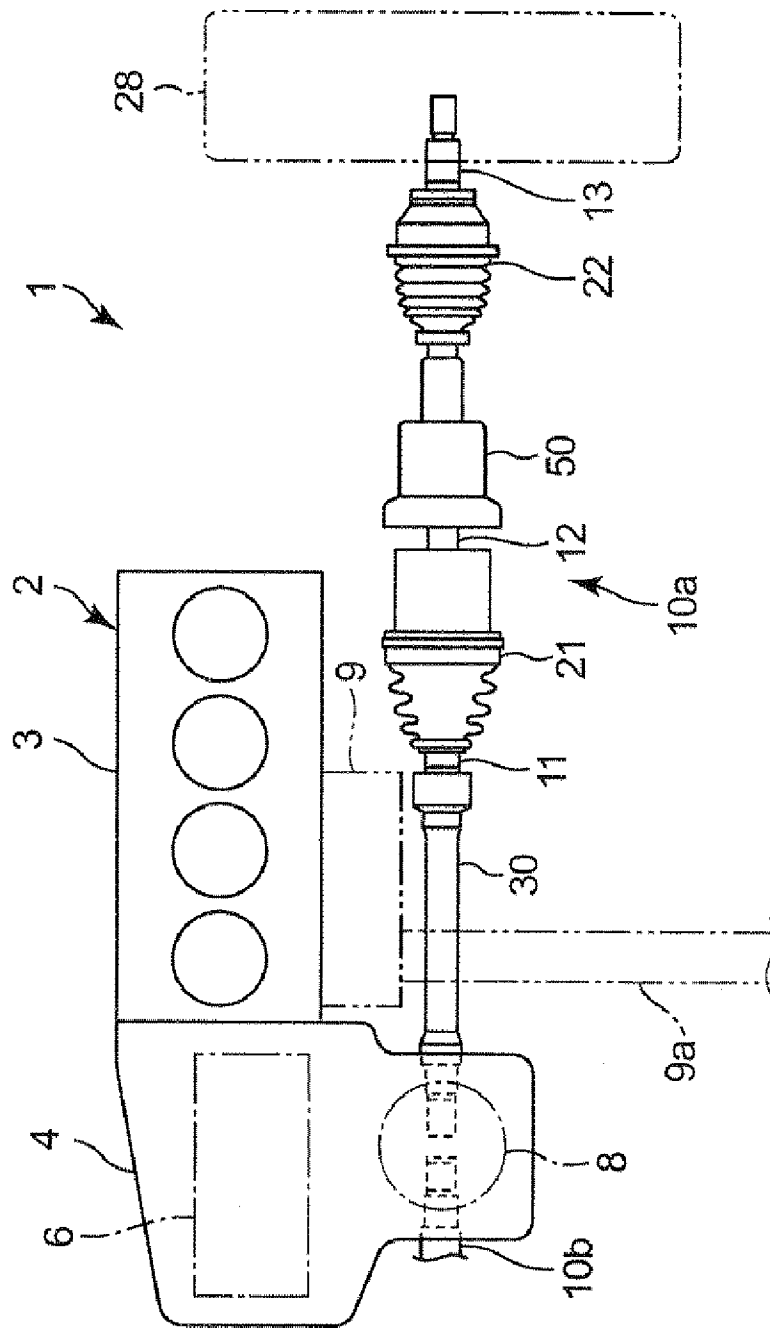
前記開口部は、前記エンジンよりも車幅方向外側に配置されていることを特徴とする請求項 9 又は請求項 10 に記載の車両の動力伝達構造。

[請求項12]

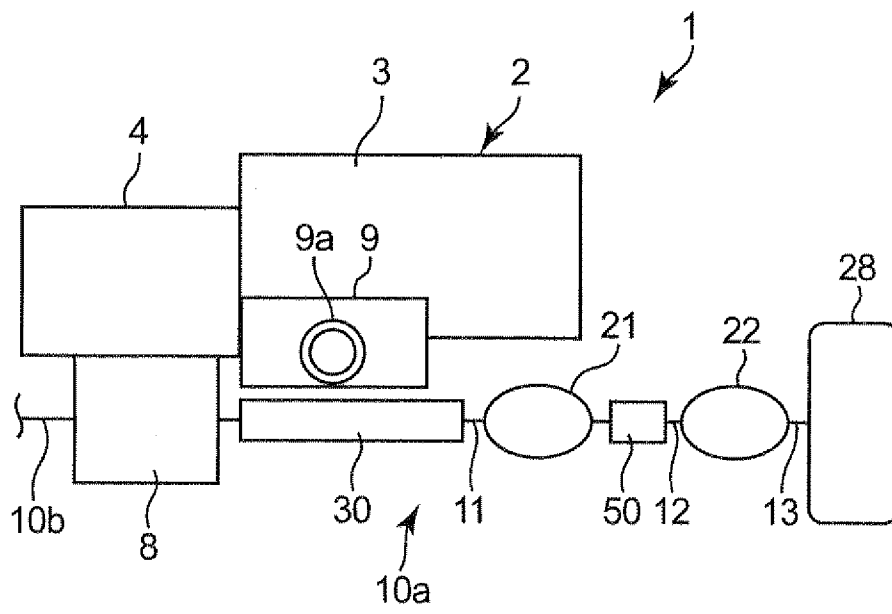
前記弾性ダンパは、前記弾性部材よりも軸方向の開口部側に配置された前記軸受に加えて、前記弾性部材よりも軸方向の反開口部側に配置された軸受を備え、

前記開口部側の軸受は、前記反開口部側の軸受よりも大径であることを特徴とする請求項 9 から請求項 11 のいずれか 1 項に記載の車両の動力伝達構造。

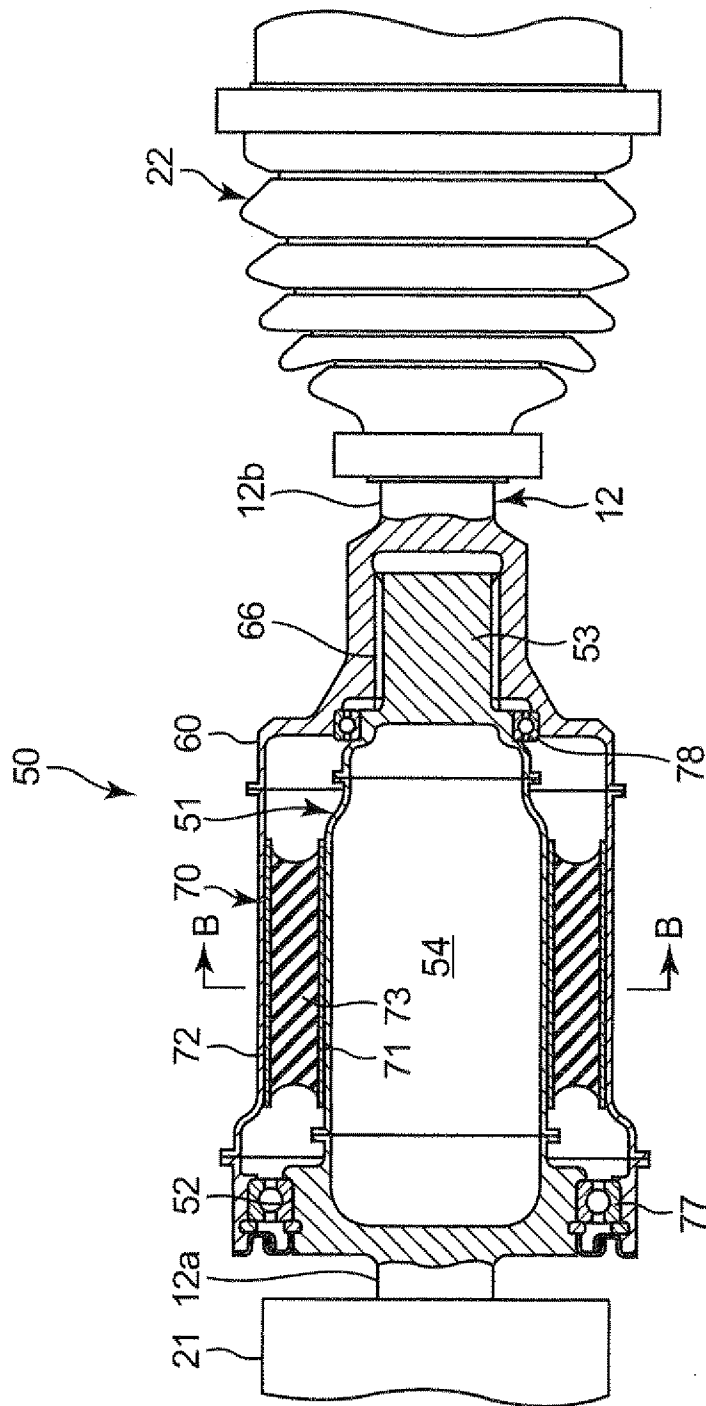
[図1]



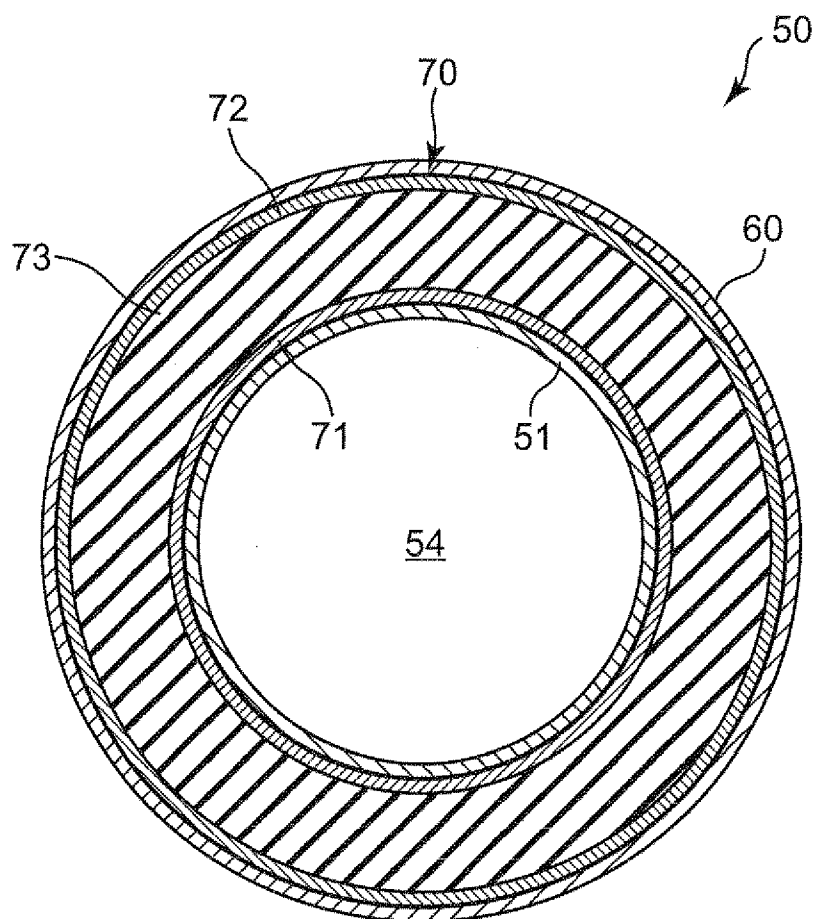
[図2]



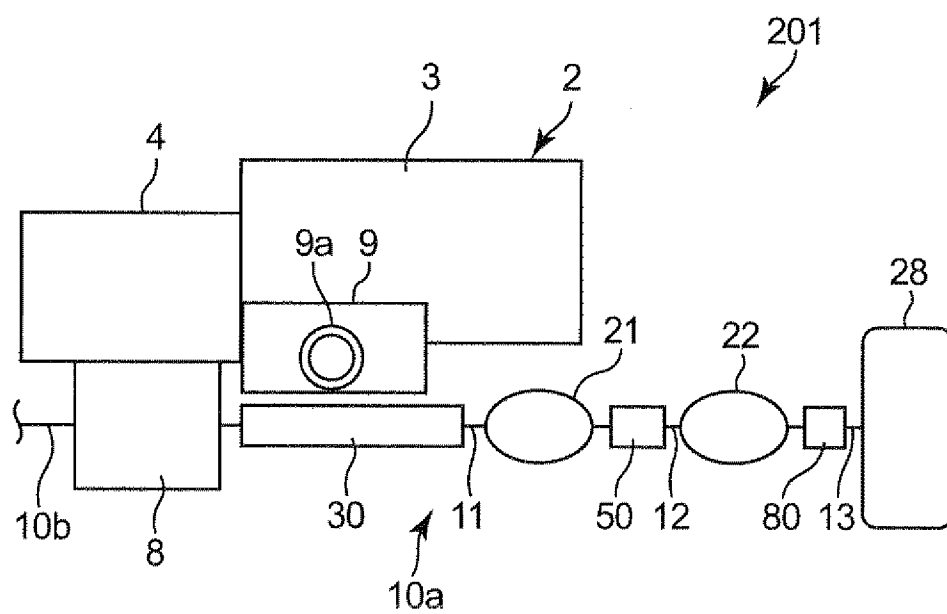
[図5]



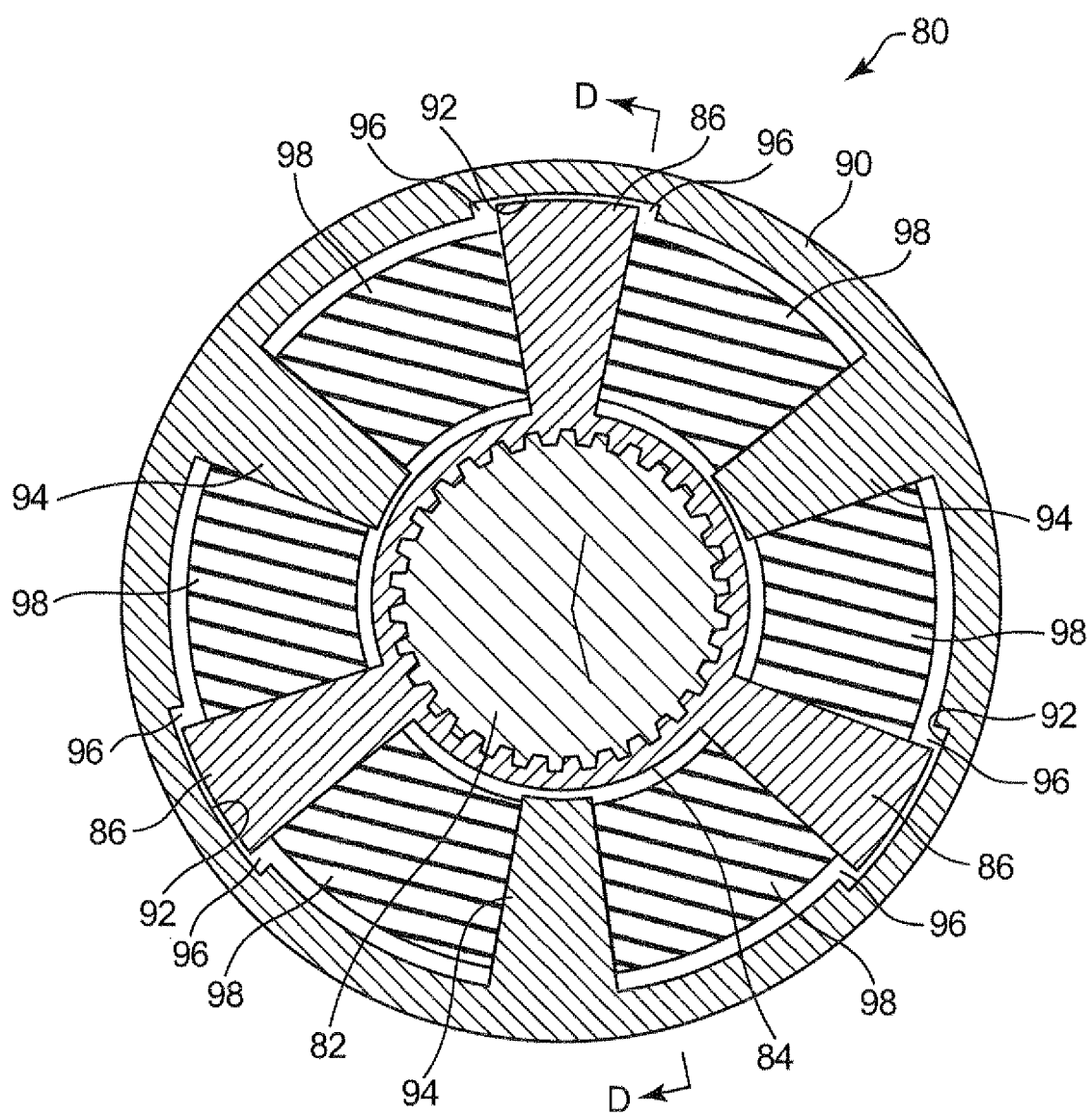
[図6]



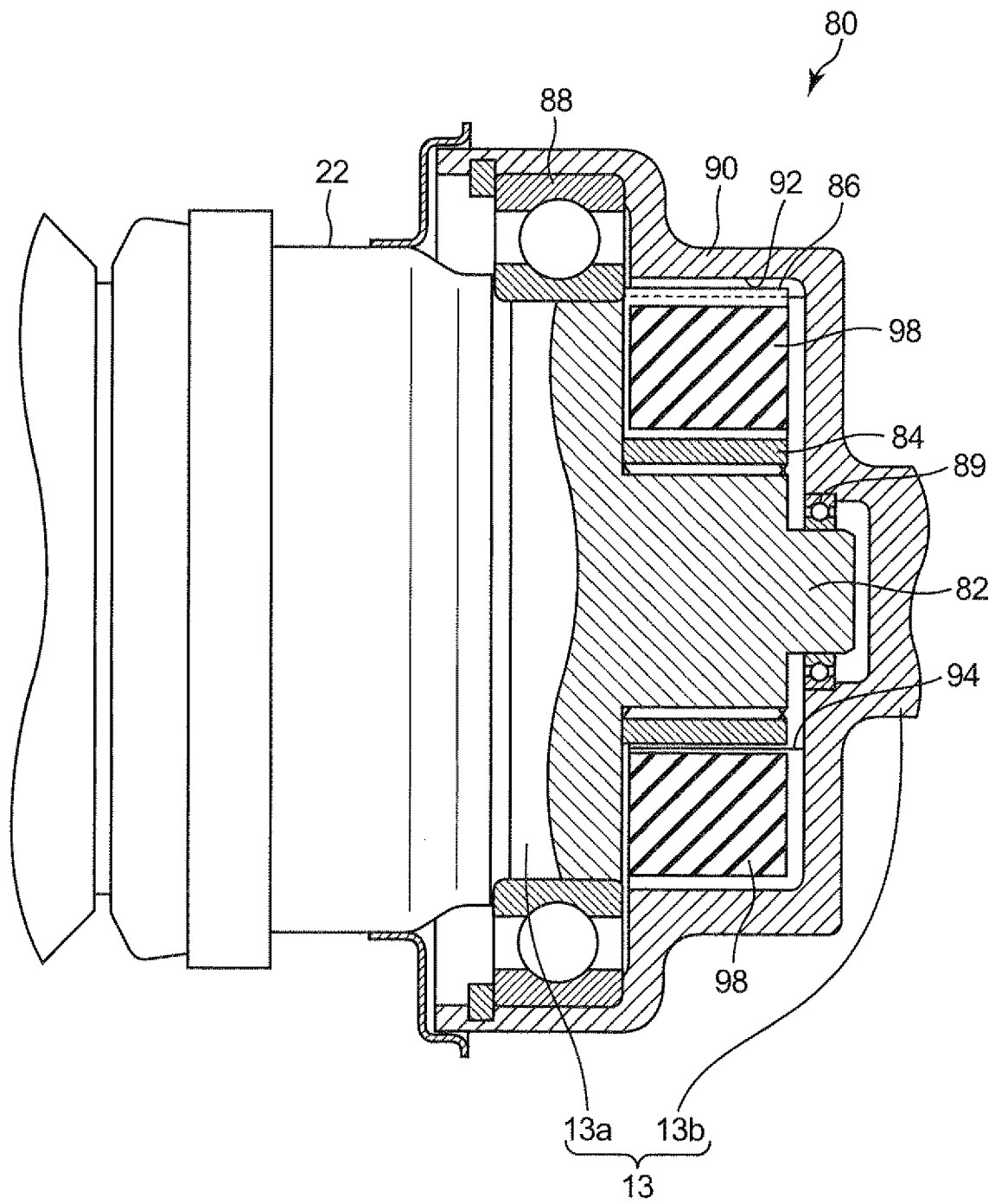
[図7]



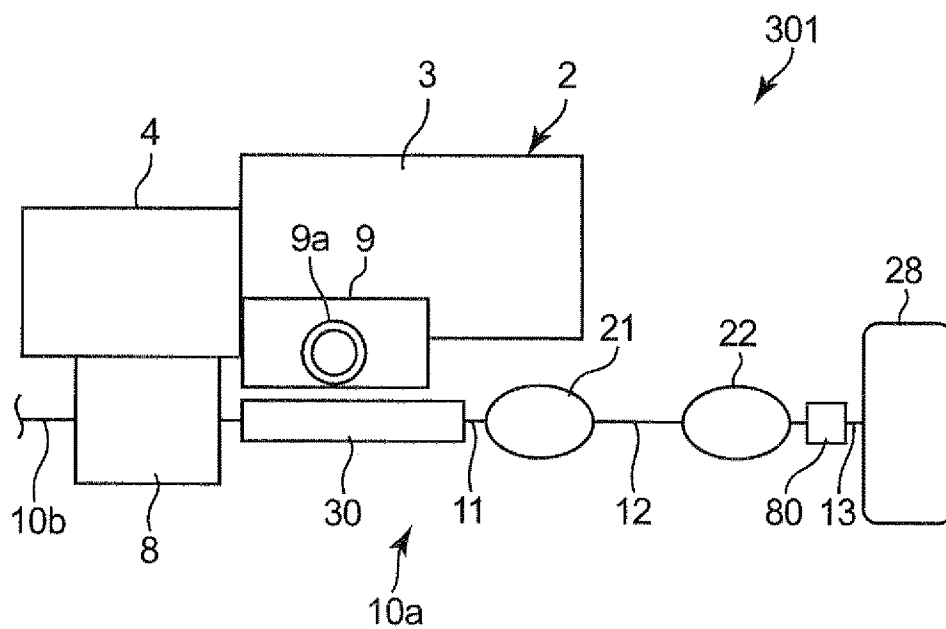
[図8]



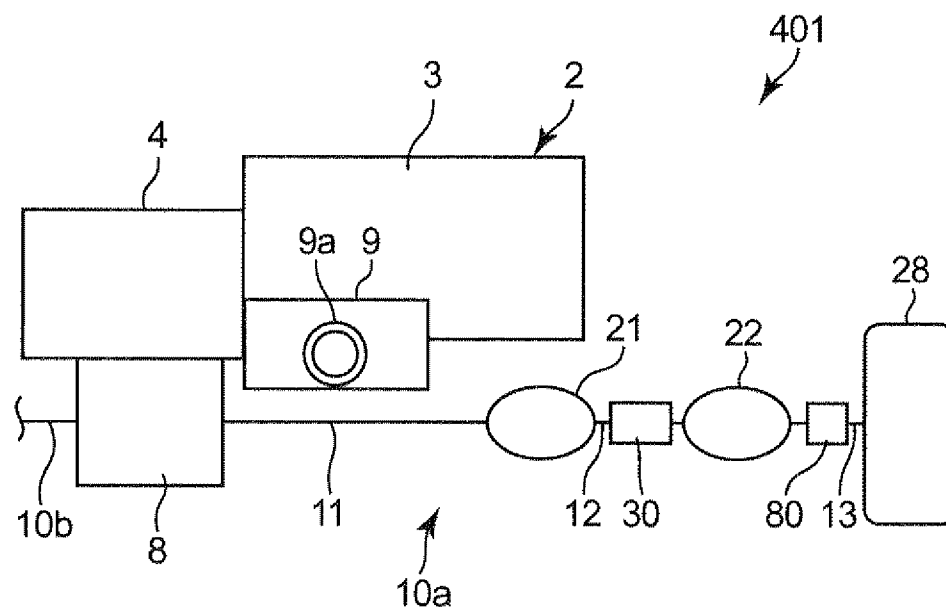
[図9]



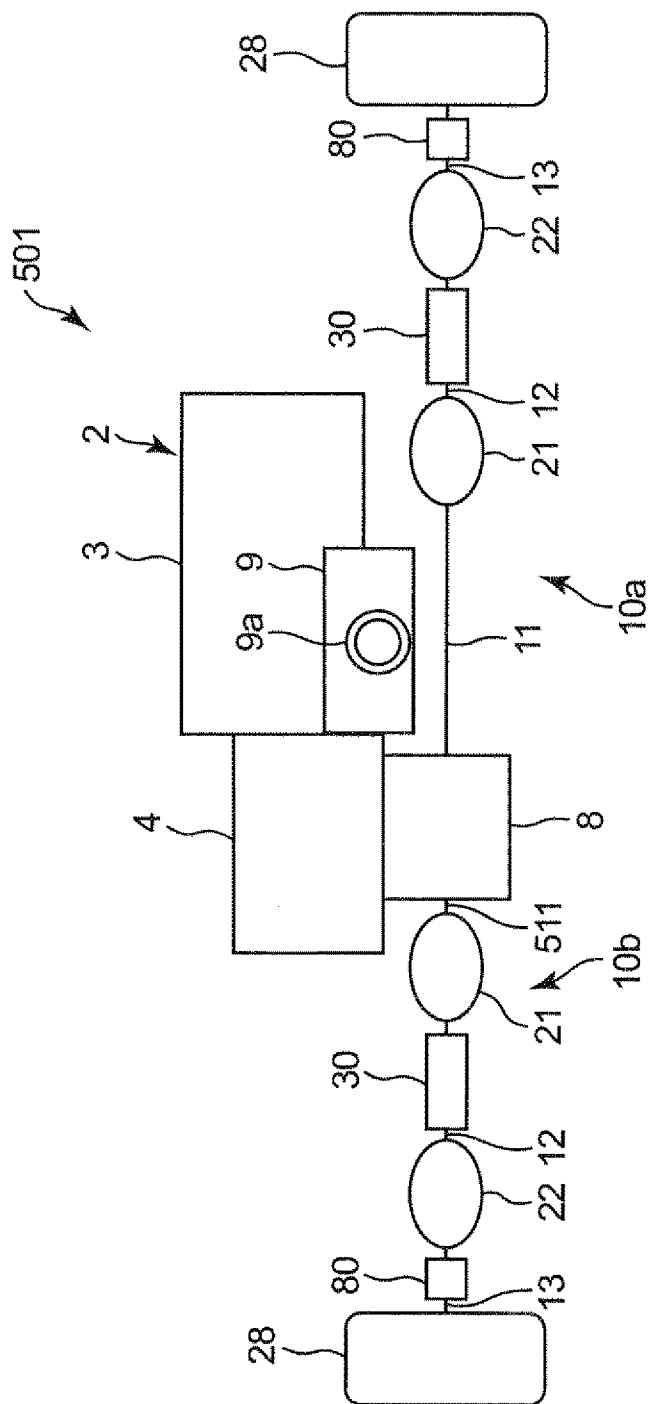
[図10]



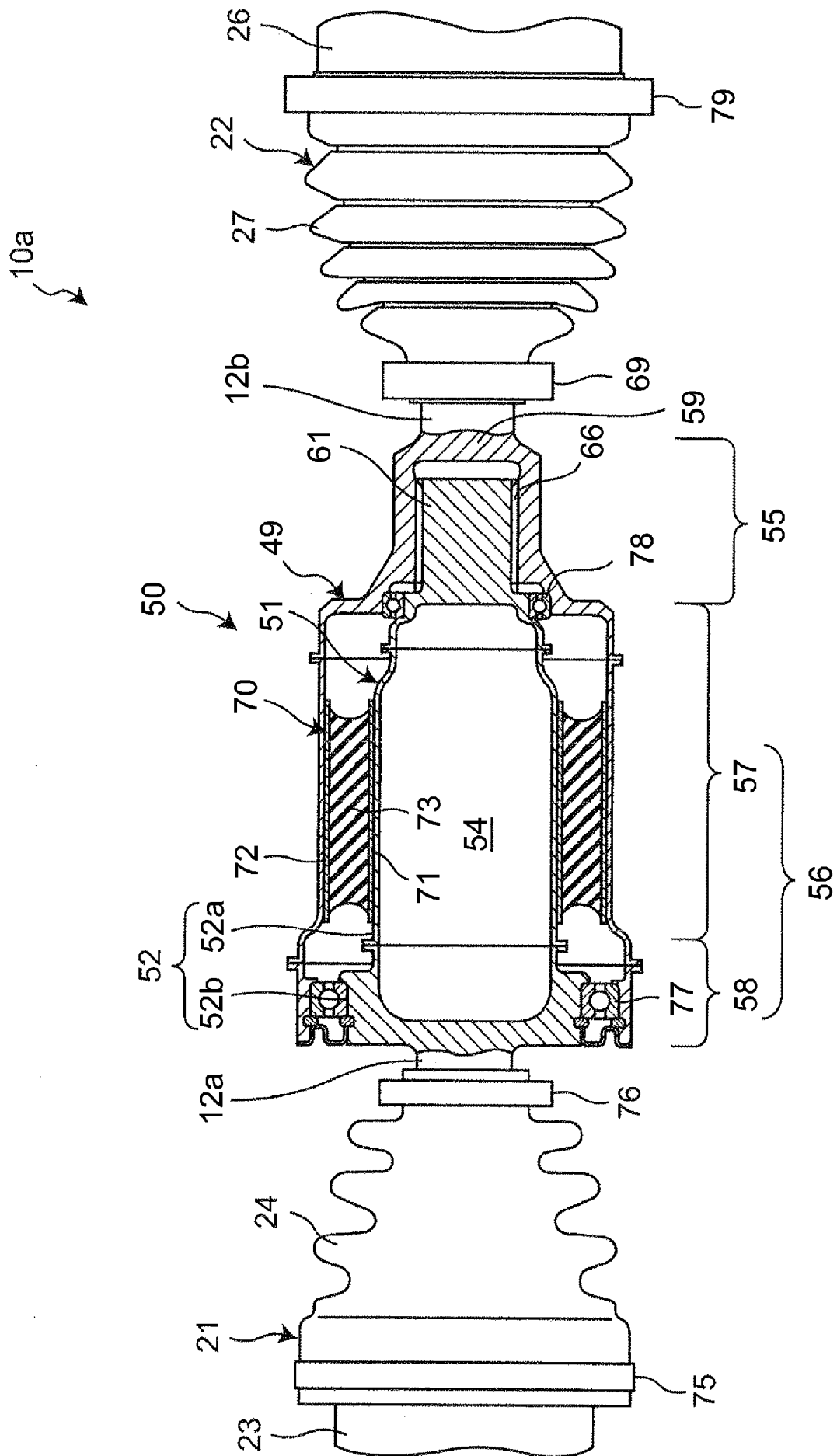
[図11]



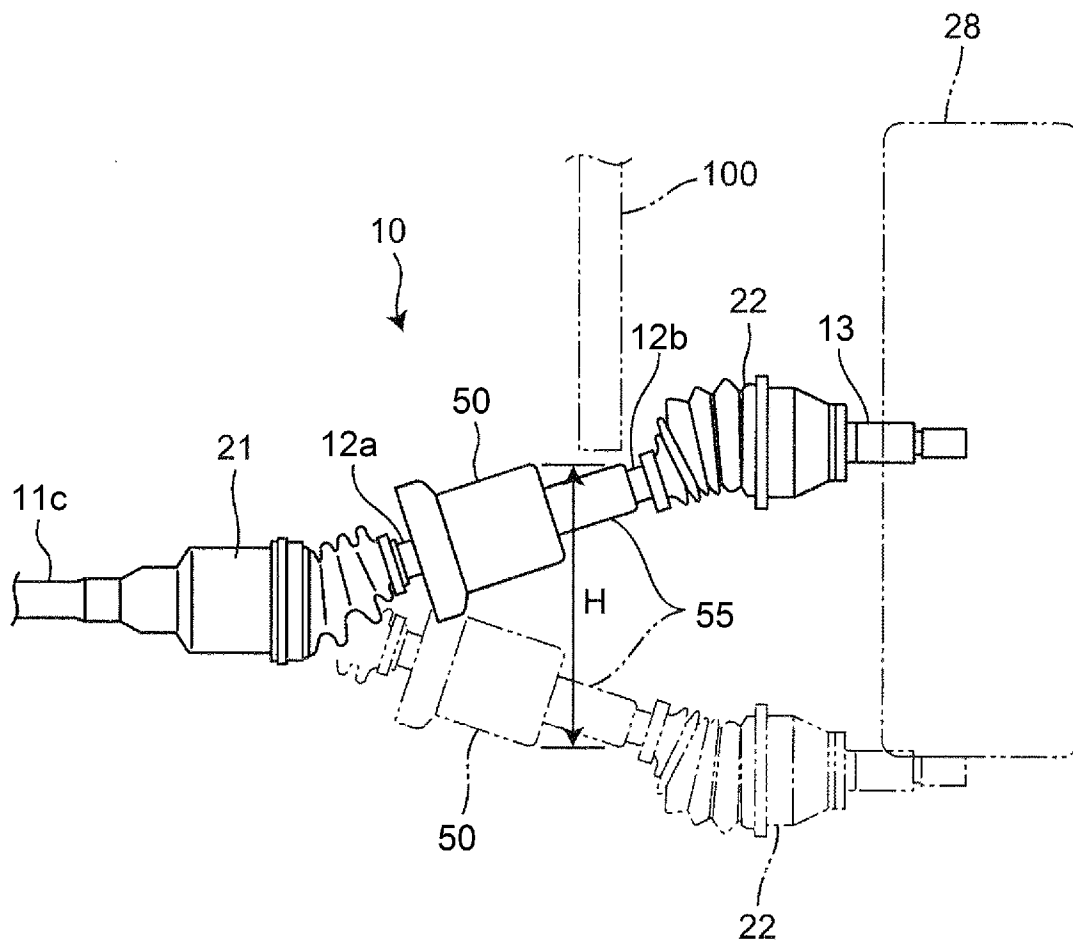
[図12]



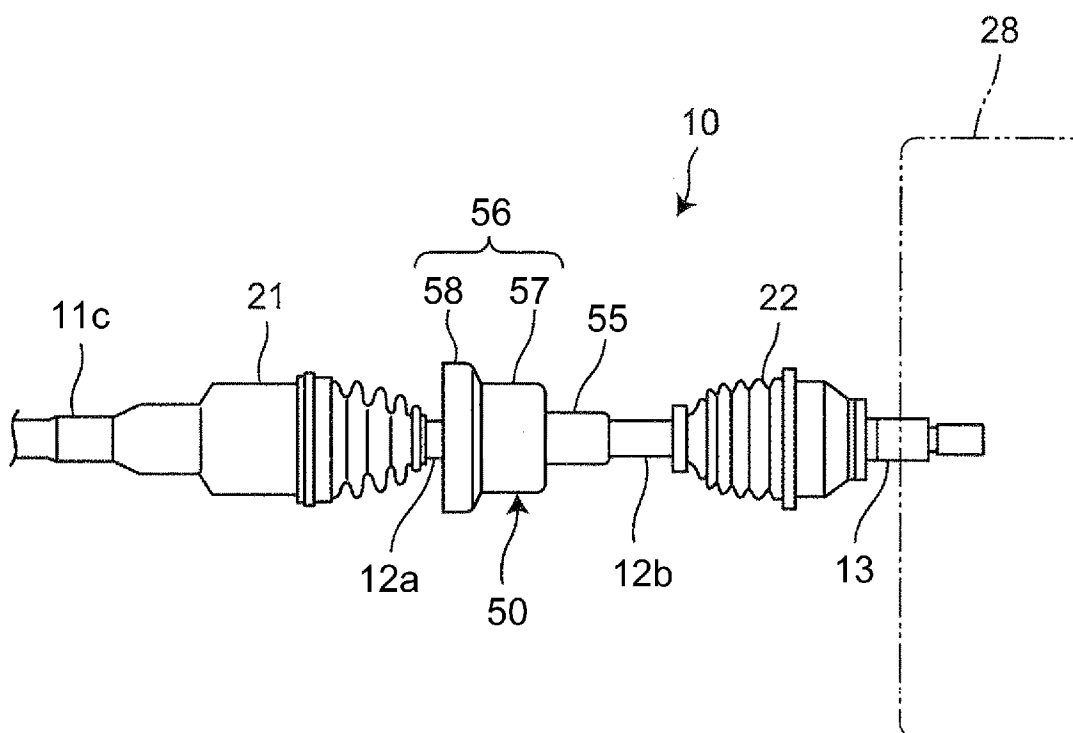
[図14]



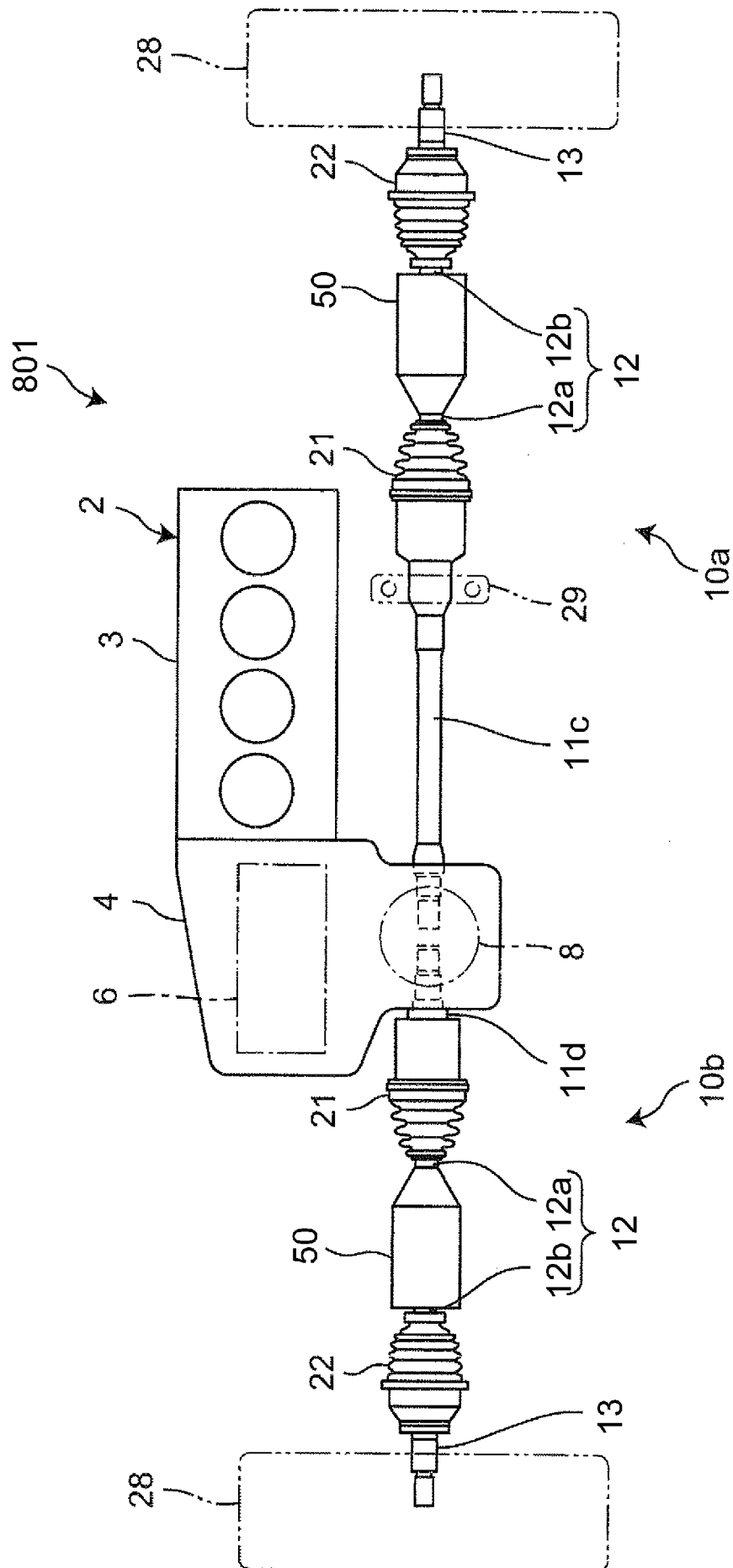
[図15]

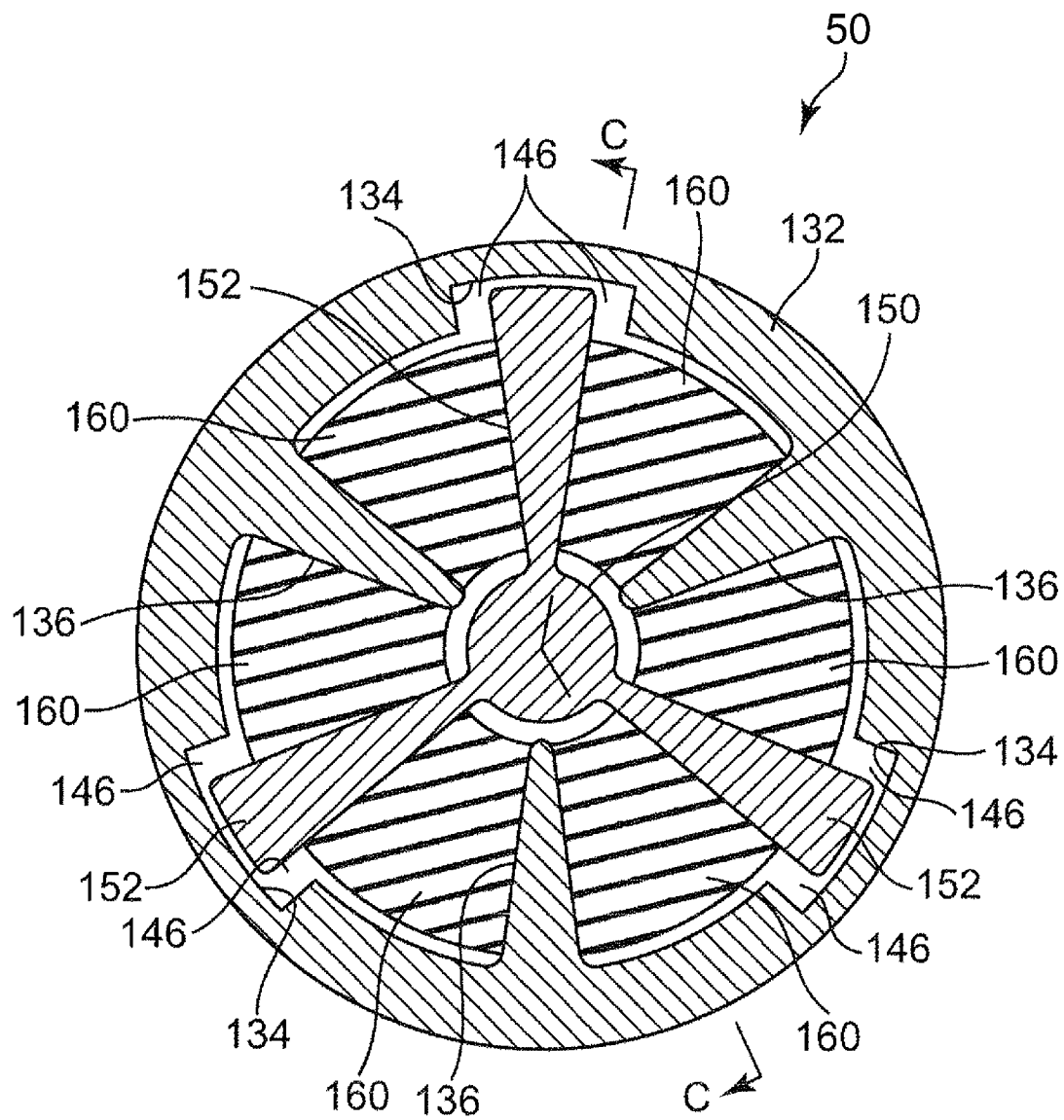


[図16]

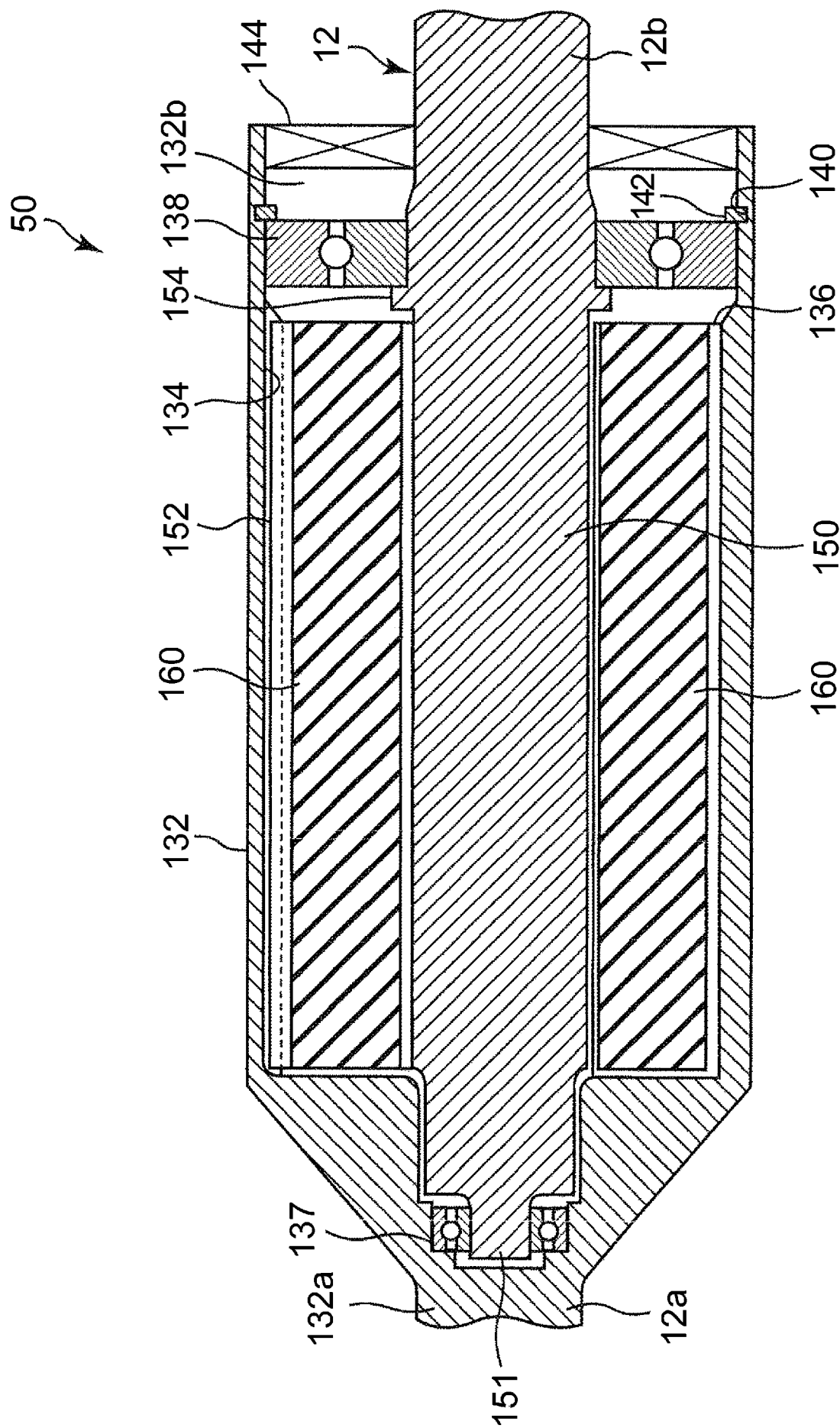


[図18]





[図21]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/003180

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60K17/30(2006.01)i, F16F15/10(2006.01)i, F16F15/12(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)

B60K17/30, F16F15/10, F16F15/12

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

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.
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 51100/1986(Laid-open No. 162125/1987) (Mazda Motor Corp.), 15 October 1987 (15.10.1987), page 4, line 5 to page 6, line 8; fig. 1 to 5 (Family: none)	1-12
A	JP 6-94075 A (Daihatsu Motor Co., Ltd.), 05 April 1994 (05.04.1994), paragraphs [0001] to [0007], [0013] to [0028]; fig. 1 to 16 (Family: none)	1-12

☒ 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
10 September 2015 (10.09.15)

Date of mailing of the international search report
29 September 2015 (29.09.15)

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

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/003180

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2010-36821 A (Toyota Motor Corp.), 18 February 2010 (18.02.2010), paragraphs [0016] to [0044]; fig. 1 to 11 (Family: none)	1-12
A	JP 60-25282 B2 (Honda Motor Co., Ltd.), 17 June 1985 (17.06.1985), column 2, line 10 to column 4, line 13; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-2
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 90131/1984 (Laid-open No. 6027/1986) (Mazda Motor Corp.), 14 January 1986 (14.01.1986), page 4, line 2 to page 6, line 9; fig. 1 to 2 (Family: none)	1, 3-12

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. B60K17/30(2006.01)i, F16F15/10(2006.01)i, F16F15/12(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. B60K17/30, F16F15/10, F16F15/12

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	1971-2015年
日本国実用新案登録公報	1996-2015年
日本国登録実用新案公報	1994-2015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
A	日本国実用新案登録出願 61-51100 号 (日本国実用新案登録出願公開 62-162125 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 (マツダ株式会社) 1987. 10. 15, 第 4 頁第 5 行-第 6 頁第 8 行, 第 1-5 図 (ファミリーなし)	1-12
A	JP 6-94075 A (ダイハツ工業株式会社) 1994. 04. 05, 段落【0001】-【0007】, 【0013】-【0028】, 図 1-16 (ファミリーなし)	1-12

☒ 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

10. 09. 2015

国際調査報告の発送日

29. 09. 2015

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)

増岡 亘

3 J

9143

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
A	JP 2010-36821 A (トヨタ自動車株式会社) 2010. 02. 18, 段落【0016】 - 【0044】, 図 1-11 (ファミリーなし)	1-12
A	JP 60-25282 B2 (本田技研工業株式会社) 1985. 06. 17, 第 2 欄第 10 行-第 4 欄第 13 行, 第 1-3 図 (ファミリーなし)	1-2
A	日本国実用新案登録出願 59-90131 号(日本国実用新案登録出願公開 61-6027 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 (マツダ株式会社) 1986. 01. 14, 第 4 頁第 2 行-第 6 頁第 9 行, 第 1-2 図 (ファミリーなし)	1, 3-12