

(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
2012 年 10 月 11 日(11.10.2012)



(10) 国際公開番号

WO 2012/137234 A1

- (51) 国際特許分類:
F16F 15/134 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2011/001982
- (22) 国際出願日: 2011 年 4 月 1 日(01.04.2011)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 西谷 暢 (NISHITANI, Toru) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).
- (74) 代理人: 有我 軍一郎, 外 (ARIGA, Gunichiro et al.); 〒1600022 東京都新宿区新宿一丁目 1 番 1 4 号山田ビル Tokyo (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, 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, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, 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, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ユーロッパ (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, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

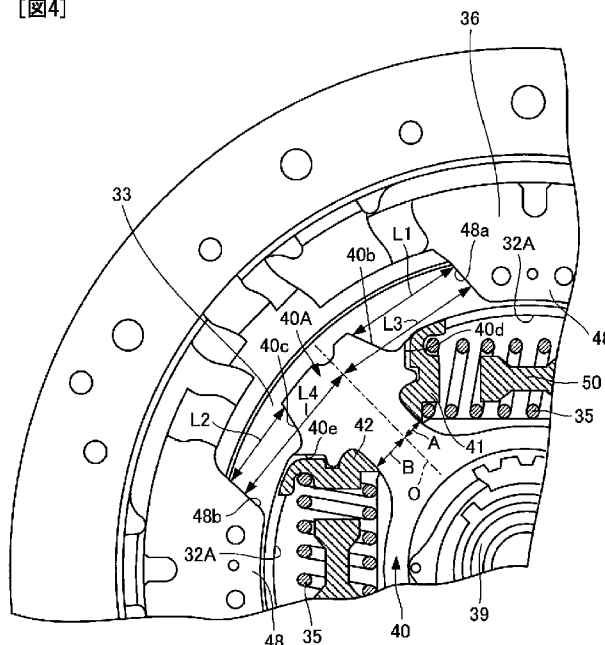
添付公開書類:

— 国際調査報告(条約第 21 条(3))

(54) Title: TORSIONAL VIBRATION DAMPING DEVICE

(54) 発明の名称: 振り振動減衰装置

[図4]



(57) Abstract: [Problem] To provide a torsional vibration damping device capable of preventing a decline in the strength of a projecting part even when the torsional vibration damping device is made to be compact, while also damping the torsional vibrations caused by transient torque when a hub member rotates toward the positive side relative to a rotating member, and improving torsional vibration damping performance. The projecting amount of a projecting part (40A) projecting in the positive-side circumferential direction from the center axis (O) in the radial direction of the projecting part (40A) of a hub flange (40) is formed so as to be smaller than the projecting amount of the projecting part (40A) projecting in the negative-side circumferential direction from the center axis (O) in the radial direction of the projecting part (40A). When a hub member (31) and disc plates (32, 33) are in a center position, the distance (L1) between the positive-side flank surface (40b) of the projecting part (40A) and a stopper (48) is greater than the distance (L2) between the negative-side flank surface (40c) and the stopper (48).

(57) 要約: 【課題】 振り振動減衰装置を小型化した場合であっても、突出部の強度が低下するのを防止しつつ、ハブ部材が回転部材に対して正側に相対回転したときの過渡的なトルクによる振り振動を減衰することができ、振り振動の減衰性能を向上させることができる振り振動減衰装置を提供

することを特徴とし、ハブフランジ 40 の突出部 40A の半径方向中心軸 O から正側の円周方向に突出する突出部 40A の突出量を、突出部 40A の半径方向中心軸 O から負側の円周方向に突出する突出部 40A の突出量よりも小さく形成し、ハブ部材 31 とディスクプレート 32、33 とが中立位置にあるときに、突出部 40A の正側側面 40b とストッパ部 48 との距離 L1 を、負側側面 40c とストッパ部 48 との距離 L2 よりも長くしている。

明 細 書

発明の名称： 振り振動減衰装置

技術分野

[0001] 本発明は、振り振動減衰装置に関し、特に、車両に搭載され、ボス部材と回転部材との間で弾性部材を介して動力を伝達しつつ振動を減衰することができる振り振動減衰装置に関する。

背景技術

[0002] 従来から内燃機関や電動モータ等の駆動源と車輪等と連結して駆動源からのトルクを伝達するとともに、駆動源と変速歯車組を有する駆動伝達系との間の振り振動を吸収する振り振動減衰装置が知られている。

[0003] 従来のこの種の振り振動減衰装置としては、図 1 2 に示すようなものが知られている（例えば、特許文献 1 参照）。図 1 2 において、振り振動減衰装置 1 は、半径方向に延在し、切欠き 2 a を介して円周方向に離隔する複数の突出部 2 が形成されたハブフランジ 3 を有するハブ部材 4 を備えており、ハブ部材 4 の内周部には駆動伝達系に含まれる変速機の入力軸がスプライン嵌合されている。

[0004] ハブ部材 4 の軸線方向にはハブ部材 4 と同軸上でハブ部材 4 を挟み込むように一対のディスクプレート 5、6 が相対回転自在に設けられており、ディスクプレート 5、6 には内燃機関等の動力源からトルクが伝達されるようになっている。

[0005] ディスクプレート 5、6 には切欠き 2 a に対向する位置に収容孔 5 a、6 a が形成されており、切欠き 2 a および収容孔 5 a、6 a 内にはコイルスプリング 7 が配置され、このコイルスプリング 7 の円周方向両端部は、突出部 2 に当接して圧縮することにより、突出部 2 に保持されている。

[0006] この振り振動減衰装置 1 は、ハブ部材 4 とディスクプレート 5、6 とが相対回転しない中立位置からハブ部材 4 がディスクプレート 5、6 に対して車両の加速側である正側に振れた（相対回転した）場合と減速側である負側に

振れた場合とでコイルスプリング 7 が弾性変形することにより、ハブ部材 4 とディスクプレート 5、6 との間でトルクを伝達しつつ、内燃機関と動力伝達系との間で振動を減衰するようになっている。

[0007] また、ディスクプレート 5、6 には突出部 2 の回転軌跡上に位置するようにストッパー 8 が設けられており、このストッパー 8 は、ハブ部材 4 がディスクプレート 5、6 に対して正側および負側に振れたときに、突出部 2 の円周方向側面が当接することにより、ハブ部材 4 およびディスクプレート 5、6 の相対回転を規制するようになっている。

[0008] このため、コイルスプリング 7 が過度に圧縮されるのを防止してコイルスプリング 7 の破損や劣化を防止することができる。

[0009] ところで、振り振動によって発生する走行時の異音としては、車両の加減速中に、駆動源のトルク変動による回転変動を起振源とした振り振動や、駆動伝達系の振り共振によって変速歯車組の空転歯車対が衝突して生じる歯打ち音が知られている。

[0010] また、車両の加速中に車輪速変動を起こすような状況ではハブ部材 4 がディスクプレート 5、6 に対して正側に振れたときに過度的なトルクが入力して大きな振り振動が発生することがある。

[0011] 具体的には、図 13 に示すように、加速時に平坦な道路を走行する際には破線で示すように緩やかにトルクが上昇するのに対して、凹凸路面等の悪路を走行する際には実線で示すようにトルクが変動しながら上昇する。

[0012] これは平坦な道路を走行するときに対して悪路を走行するときに車輪の速度変動が発生するためである。したがって、平坦な道路を走行した状態から悪路を走行した状態に移行したときに、加速側において駆動伝達系等に過度的に大きなトルクが入力して大きな振り振動が発生してしまう。

[0013] このため、加速時の過渡的なトルクの入力による大きな振り振動を減衰するためには、コイルスプリング 7 を低剛性にして正側の振れ角度を拡大することが有効であり、コイルスプリング 7 を低剛性にするためには、コイルスプリング 7 を円周方向に長くすることにより容易に実施することができる。

先行技術文献

特許文献

[0014] 特許文献1：特開2006-90425号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0015] 上述した従来の振り振動減衰装置にあっては、加速時の過渡的なトルクによる振り振動を減衰するためには、コイルスプリング7の振れ角を減速側よりも加速側で大きくする必要がある。

[0016] しかしながら、従来の振り振動減衰装置は、加速側および減速側のコイルスプリング7の振れ角、すなわち、振れ特性が同じであるため、加速側の振れ角を拡大すると減速側の振れ角も拡大してしまう。

[0017] コイルスプリング7は、突出部2の間に位置するようにして切欠き2aに装着されているため、コイルスプリング7を円周方向に長くすると、振り振動減衰装置1が大型化してしまうことになる。

[0018] これに対して、コイルスプリング7の振れ特性を拡大するために振り振動減衰装置1を小型化するには、突出部2の円周方向の幅を短くすることが考えられる。ところが、突出部2の円周方向の幅を短くすると、突出部2の強度が低下してしまい、コイルスプリング7を安定して保持することが困難になってしまう。

[0019] この結果、振り振動減衰装置1を大型化しない場合には、加速側に過渡的なトルクが入力したときに振動を十分に減衰することができず、振り振動の減衰性能が悪化してしまうという問題が発生してしまう。

[0020] 本発明は、上述のような従来の問題を解決するためになされたもので、振り振動減衰装置を小型化した場合であっても、突出部の強度が低下するのを防止しつつ、ハブ部材が回転部材に対して正側に相対回転したときの過渡的なトルクによる振り振動を減衰することができ、振り振動の減衰性能を向上させることができる振り振動減衰装置を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

- [0021] 本発明に係る振り振動減衰装置は、上記目的を達成するため、半径方向に延在し、切欠きを介して円周方向に離隔する複数の突出部が形成されたハブフランジを有するハブ部材と、前記ハブ部材と同軸上で相対回転自在に設けられ、前記切欠きに対向する位置に收容孔が形成された回転部材と、前記切欠きおよび前記收容孔内に配置され、前記ハブ部材と前記回転部材とが相対回転しない中立位置から前記ハブ部材が前記回転部材に対して正側の円周方向に相対回転した場合と負側の円周方向に相対回転した場合とで弾性変形することにより、前記ハブ部材と前記回転部材との間でトルクを伝達する弾性部材と、前記突出部の回転軌跡上に位置するように前記回転部材に設けられ、前記ハブ部材が前記回転部材に対して正側および負側に相対回転したときに、前記突出部の円周方向側面が当接することにより、前記ハブ部材および回転部材の相対回転を規制するストッパ一部とを備えた振り振動減衰装置であって、前記突出部は、前記突出部の半径方向中心軸から前記正側の円周方向に突出する突出量が前記突出部の半径方向中心軸から前記負側の円周方向に突出する突出量よりも小さく形成され、前記ハブ部材と前記回転部材とが前記中立位置にあるときに、前記突出部の正側の円周方向側面と前記ストッパ一部との距離が、前記突出部の負側の円周方向側面と前記ストッパ一部との距離よりも長いものから構成されている。
- [0022] この振り振動減衰装置は、突出部の半径方向中心軸から正側の円周方向に突出する突出量が、突出部の半径方向中心軸から負側の円周方向に突出する突出量よりも小さく形成され、ハブ部材と回転部材とが中立位置にあるときに、突出部の正側の円周方向側面とストッパ一部との距離が、突出部の負側の円周方向側面とストッパ一部との距離よりも長いものから構成されているので、振り振動減衰装置を車両に搭載した場合に、加速側（正側）のハブ部材と弾性部材との振れ角を減速側（負側）の振れ角よりも大きくすることができる。
- [0023] このため、円周方向に長い弾性部材を突出部の間の切欠きおよび收容孔内

に配置することができる。このため、加速側の走行時において、平坦な道路から悪路走行に走行状態が移行したとき等のように、車輪速変動が発生して過渡的なトルクが入力した場合に、弾性部材の弾性変形量を大きくして弾性部材の剛性を低くすることができる。

[0024] したがって、過渡的なトルクによる大きな振り振動を減衰することができ、加速側の振り振動の減衰性能を向上させることができる。

[0025] そして、突出部の半径方向中心軸から加速側の円周方向に突出する突出量を減速側の円周方向に突出する突出量よりも小さくするだけで、加速側の振れ角を減速側の振れ角よりも大きくすることができるので、突出部の円周方向の幅を加速側だけ短くするだけで突出部の強度が低下するのを防止して、振り振動減衰装置を小型化することができる。

[0026] 好ましくは、前記弾性部材の円周方向両端部にシート部材が設けられ、前記弾性部材の円周方向一端部が、前記突出部の前記正側の円周方向側面に前記シート部材の一方を介して当接するとともに、前記弾性部材の円周方向他端部が、前記突出部の前記負側の円周方向側面に前記シート部材の他方を介して当接することにより、前記弾性部材が前記切欠きに装着されるものから構成されてもよい。

[0027] この振り振動減衰装置は、突出部の円周方向の幅を加速側だけ短くすることにより、加速側の振れ角を減速側の振れ角よりも大きくすることができ、円周方向に長い弾性部材を突出部の間の切欠きに装着した場合に、突出部の強度が低下するのを防止することができる。

[0028] 好ましくは、前記ハブ部材が前記中立位置から負側に回転して前記突出部の前記負側の円周方向側面が前記ストッパ一部に当接するまでの相対回転量に対して、前記ハブ部材が前記中立位置から正側に相対回転して前記突出部の前記正側の円周方向側面が前記ストッパ一部に当接するまでの相対回転量が大きいものから構成されてもよい。

[0029] この振り振動減衰装置は、突出部の円周方向の幅を加速側だけ短くすることにより、加速側の振れ角（相対回転量）を減速側の振れ角よりも大きくす

ることができる。このため、突出部の強度が低下するのを防止しつつ、円周方向に長い弾性部材を突出部の間の切欠きに装着することができる。したがって、加速側の弾性部材の振れ剛性を低くすることができ、加速側の振り振動の減衰性能を向上させることができる。

[0030] 好ましくは、前記弾性部材は、前記突出部の前記負側の円周方向側面が前記ストッパ一部に当接したときの変形量に対して、前記突出部の前記正側の円周方向側面が前記ストッパ一部に当接したときの変形量が大きいものから構成されてもよい。

[0031] この振り振動減衰装置は、加速側の走行時において、平坦な道路から悪路走行に走行状態が移行したとき等のように、車輪速変動が発生して過渡的なトルクが入力した場合に、弾性部材の弾性変形量を大きくして弾性部材の剛性を低くすることができ、加速側の振り振動の減衰性能を向上させることができる。

[0032] 好ましくは、前記回転部材の半径方向外周部に、駆動源からトルクが伝達される伝達部材に摩擦係合するリミッタ部が設けられるとともに、前記ハブ部材が駆動伝達系の入力軸に連結され、前記リミッタ部は、前記伝達部材と前記入力軸との間に生ずるトルクが所定値を超えたときに、前記伝達部材に対して摩擦摺動するものから構成されてもよい。

[0033] この振り振動減衰装置は、伝達部材と入力軸との間に生ずるトルクが所定値を超えたときに、リミッタ部が伝達部材に対して摩擦摺動するため、例えば、ハブ部材が回転部材に対して正側および負側に振れたときに駆動源と駆動伝達系との間で過渡的なトルクを伝達されてしまうのを防止することができる、振り振動減衰装置を保護することができる。

[0034] 好ましくは、前記回転部材に車両の駆動源からトルクが伝達されるとともに、前記ハブ部材が駆動伝達系の入力軸に連結され、前記車両の加速時に前記ハブ部材が前記回転部材に対して正側に振れ、前記車両の減速時に前記ハブ部材が前記回転部材に対して負側に振れるものから構成されてもよい。

[0035] この振り振動減衰装置は、加速側のハブ部材と弾性部材との振れ角を減速

側の振れ角よりも大きくすることができるため、円周方向に長い弾性部材を突出部の間の切欠きおよび収容孔内に配置することができる。このため、加速側の走行時において、平坦な道路から悪路走行に走行状態が移行したとき等のように、車輪速変動が発生して過渡的なトルクが入力した場合に、弾性部材の弾性変形量を大きくして弾性部材の剛性を低くすることができる。

[0036] したがって、過渡的なトルクによる大きな振り振動を減衰することができる、加速側の振り振動の減衰性能を向上させることができる。

[0037] そして、突出部の半径方向中心軸から加速側の円周方向に突出する突出量を突出部の半径方向中心軸から減速側の円周方向に突出する突出量よりも小さくするだけで、加速側の振れ角を減速側の振れ角よりも大きくすることができるので、突出部の円周方向の幅を加速側だけ短くするだけで突出部の強度が低下するのを防止して、振り振動減衰装置を小型化することができる。

発明の効果

[0038] 本発明によれば、振り振動減衰装置を小型化した場合であっても、突出部の強度が低下するのを防止しつつ、ハブ部材が回転部材に対して正側に相対回転したときの過渡的なトルクによる振り振動を減衰することができ、振り振動の減衰性能を向上させることができる振り振動減衰装置を提供することができる。

図面の簡単な説明

[0039] [図1]本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、振り振動減衰装置の正面図である。

[図2]本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、図1のA-A方向矢視断面図である。

[図3]本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ハブ部材の正面図である。

[図4]本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、振り振動減衰装置の要部正面図である。

[図5]本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ディスク

クプレートに対してハブ部材が加速側に振れた状態を示す図である。

[図6]本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ディスクプレートに対してハブ部材が加速側に振れたときの突出部の切欠きとディスクプレートの收容孔との位置関係を示す図である。

[図7]本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、図5の状態からディスクプレートに対してハブ部材がさらに加速側に振れた状態を示す図である。

[図8]本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、図7の状態からディスクプレートに対してハブ部材がさらに加速側に振れて突出部がストッパ部に当接した状態を示す図である。

[図9]本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ディスクプレートに対してハブ部材が減速側に振れたときの突出部の切欠きとディスクプレートの收容孔との位置関係を示す図である。

[図10]本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ディスクプレートに対してハブ部材が減速側に振れた状態を示す図である。

[図11]本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、振り振動減衰装置の振れ特性を示す図である。

[図12]従来の振り振動減衰装置の正面図である。

[図13]車両の加速側において平坦な道路の走行時と悪路走行時に発生するトルクを示す図である。

発明を実施するための形態

[0040] 以下、本発明に係る振り振動減衰装置の実施の形態について、図面を用いて説明する。

[0041] 図1～図11は、本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図である。なお、本実施の形態の振り振動減衰装置は、例えば、ハイブリッド車両に搭載された内燃機関の出力軸と、電動機と車輪側出力軸とに動力を分割する動力分割機構を備えた動力伝達系との間に介装されるものである。

[0042] まず、構成を説明する。

図 1、図 2 において、振り振動減衰装置 2 1 は、ダンパ機構 2 2 およびリミッタ部 2 3 を含んで構成されており、リミッタ部 2 3 は、支持部材 2 4 を介して伝達部材としてのフライホイール 2 5 に連結されている。

[0043] 支持部材 2 4 は、後述する皿ばね 4 5 を支持する部材であり、駆動源である内燃機関の出力軸 2 6 に連結されたフライホイール 2 5 と一体に回転するようになっている。ダンパ機構 2 2 は、出力軸 2 6 に固定されるフライホイール 2 5 のトルク変動を吸収する機構である。

[0044] リミッタ部 2 3 は、ダンパ機構 2 2 とフライホイール 2 5 との間のトルクが所定値（リミットトルク値）に達すると出力軸 2 6 から入力軸 2 7 の動力伝達を制限するようになっている。

[0045] ダンパ機構 2 2 は、ハブ部材 3 1 と、回転部材としてのディスクプレート 3 2、3 3 と、スラスト部材 3 4 と、弾性部材としてのコイルスプリング 3 5 と、ディスク 3 6 と、摩擦材 3 7 a、3 7 b と、リベット 3 8 とを含んで構成されている。

[0046] ハブ部材 3 1 は、駆動伝達系に含まれる変速機の入力軸 2 7 の外周面にスプライン嵌合されるボス 3 9 と、ボス 3 9 から半径方向外方に延在し、切欠き 4 0 a を介して円周方向に離隔する複数の突出部 4 0 A が形成されたハブフランジ 4 0 とを含んで構成されている。このため、ハブ部材 3 1 は、入力軸 2 7 と一体に回転する。

[0047] ハブフランジ 4 0 の切欠き 4 0 a にはコイルスプリング 3 5 が装着されており、コイルスプリング 3 5 の円周方向一端部は、シート部材 4 1 を介して突出部 4 0 A の円周方向一側面に当接しているとともに、コイルスプリング 3 5 の円周方向他端部は、シート部材 4 2 を介して突出部 4 0 A の円周方向他側面に当接している。

[0048] すなわち、コイルスプリング 3 5 は、シート部材 4 1、4 2 を介して突出部 4 0 A の円周方向一側面および他側面に当接するようにして切欠き 4 0 a に装着されている。以後、突出部 4 0 A の円周方向一側面を正側側面 4 0 b と言い、円周方向他側面を負側側面 4 0 c という。

- [0049] また、図 1、図 3 に示すように、正側側面 40b には嵌合部 40d が形成されており、この嵌合部 40d は、シート部材 41 の円周方向端部に嵌合されている。また、負側側面 40c には嵌合部 40e が形成されており、この嵌合部 40e は、シート部材 42 の円周方向端部に嵌合されている。
- [0050] なお、円周方向とは、ハブ部材 31 およびディスクプレート 32、33 の回転方向と同方向であり、半径方向とは、ハブ部材 31 およびディスクプレート 32、33 の放射方向と同方向である。
- [0051] また、切欠き 40a は、シート部材 41、42 の半径方向外周面が突出部 40A の半径方向外端よりも半径方向内方に位置するようにハブフランジ 40 に形成されている。すなわち、切欠き 40a は、突出部 40A の間の部位である。
- [0052] また、シート部材 41、42 の間にはトーシヨندانパ 50 が設けられており、トーシヨندانパ 50 は、コイルスプリング 35 が所定量以上圧縮した状態にあるときに、シート部材 41、42 に当接して弾性変形するようになっている。
- [0053] トーシヨندانパ 50 がコイルスプリング 35 と共に弾性変形したときには、ハブ部材 31 とディスクプレート 32、33 との捩れ剛性が高くなる。
- [0054] ディスクプレート 32、33 は、ハブ部材 31 を挟み込むようにしてハブ部材 31 の軸線方向両側に対向しており、ハブ部材 31 と同軸かつ相対回転自在に設けられている。ディスクプレート 32、33 は、ディスクプレート 32、33 の外周側でリベット 38 によって連結されており、ディスク 36 は、リベット 38 によってディスクプレート 32、33 に挟持されるようにしてディスクプレート 32、33 に連結されている。
- [0055] また、ディスクプレート 32、33 には切欠き 40a に軸線方向で対向する位置に收容孔 32A、33A が形成されており、コイルスプリング 35 は、切欠き 40a および收容孔 32A、33A に装着されている。
- [0056] また、收容孔 32A、33A は、コイルスプリング 35 の外周側においてプレスによって打ち抜かれており、ディスクプレート 32、33 の円周方向

両端部が閉止端となっている。

- [0057] また、図 1、図 5 に示すように、ディスクプレート 32、33 の收容孔 32A、33A の円周方向両端部の閉止端は、シート部材 41、42 の円周方向端部が当接する端部 32a、32b、33a、33b を構成しており、シート部材 41、42 が伸長した状態において、シート部材 41、42 の円周方向端部が收容孔 32A、33A の端部 32a、32b、33a、33b に当接するようになっている。
- [0058] このようにコイルスプリング 35 は、ハブ部材 31 とディスクプレート 32、33 との間に介装されており、ハブ部材 31 とディスクプレート 32、33 とが相対回転しない中立位置からハブ部材 31 がディスクプレート 32、33 に対して正側の円周方向（以下、単に正側という）に相対回転した場合と負側の円周方向（以下、単に負側という）に相対回転した場合とでコイルスプリング 35 が弾性変形することにより、ハブ部材 31 とディスクプレート 32、33 との間でトルクを伝達するようになっている。
- [0059] 以下、ハブ部材 31 がディスクプレート 32、33 に対して正側および負側に相対回転することを、ハブ部材 31 がディスクプレート 32、33 に対して正側および負側に振れると表現する。
- [0060] スラスト部材 34 は、ハブフランジ 40 とディスクプレート 32、33 との接触面の間に介設されている略環状の摩擦部材から構成されている。
- [0061] スラスト部材 34 は、ハブフランジ 40 とディスクプレート 33 との接触面の間に介設されている第 1 のスラスト部材 34a と、ハブフランジ 40 とディスクプレート 32 との接触面の間に介設されている第 2 のスラスト部材 34b と、第 1 のスラスト部材 34a とディスクプレート 33 との間に介装された皿ばね 34c とから構成されている。
- [0062] 皿ばね 34c は、第 1 のスラスト部材 34a をハブフランジ 40 側に付勢することにより、ディスクプレート 32、33 をハブフランジ 40 に摩擦接触させるようになっており、ハブ部材 31 のハブフランジ 40 とディスクプレート 32、33 との間にヒステリシストルクを発生させるようになっている。

る。なお、皿ばね 3 4 c は、他の付勢手段から構成されてもよい。

[0063] ディスク 3 6 は、環状のディスクであり、ディスクプレート 3 2、3 3 の外周よりも半径方向外側に延在している。ディスク 3 6 の半径方向内周近傍は、両外側からディスクプレート 3 2、3 3 で挟持されており、リベット 3 8 によってディスクプレート 3 2、3 3 に連結されている。

[0064] 摩擦材 3 7 a、3 7 b は、ディスク 3 6 の軸方向両側に接着剤等によって固定されており、摩擦材 3 7 a、3 7 b の摩擦面は、第 1 のプレート 4 3 および第 2 のプレート 4 4 によって挟持されている。

[0065] リミッタ部 2 3 は、第 1 のプレート 4 3 と、第 2 のプレート 4 4 と、皿ばね 4 5 と、リベット 4 6 とを含んで構成されており、リミッタ部 2 3 は、ダンパ機構 2 2 の摩擦材 3 7 a、3 7 b を含めて解釈する場合がある。

[0066] 第 1 のプレート 4 3 は、支持部材 2 4 を介してフライホイール 2 5 にボルト 4 7 によって固定されている。

[0067] 第 2 のプレート 4 4 は、支持部材 2 4 側からダンパ機構 2 2 の摩擦材 3 7 a と摩擦係合しており、皿ばね 4 5 は、支持部材 2 4 と第 2 のプレート 4 4 との間に介在され、支持部材 2 4 から離間する方向に第 2 のプレート 4 4 を付勢している。

[0068] この付勢によって、ダンパ機構 2 2 の摩擦材 3 7 a、3 7 b が第 1 のプレート 4 3 と第 2 のプレート 4 4 によって挟持され、支持部材 2 4 とダンパ機構 2 2 が摩擦係合状態になる。

[0069] 一方、ディスクプレート 3 2、3 3 にはストッパ部 4 8 が設けられており、このストッパ部 4 8 は、リベット 3 8 によって連結されるディスク 3 6 およびディスクプレート 3 2、3 3 の連結部から構成されている。

[0070] ディスク 3 6、ディスクプレート 3 2、3 3 の連結部、すなわち、ストッパ部 4 8 は、突出部 4 0 A の半径方向外周部の回転軌跡上に位置するようにディスクプレート 3 2、3 3 の円周方向の 4 箇所には設けられている。なお、ストッパ部 4 8 は、ディスクプレート 3 2、3 3 の連結部のみから構成されていてもよい。

- [0071] ストッパー部 48 は、ハブ部材 31 がディスクプレート 32、33 に対して正側および負側に振れたときに、突出部 40A の正側側面 40b が当接する正側当接面 48a および負側側面 40c が当接する負側当接面 48b を備えており、正側側面 40b に正側側面 40b が当接するとともに負側側面 40c に負側当接面 48b に当接することにより、ハブ部材 31 およびディスクプレート 32、33 の振れを規制するようになっている。
- [0072] このことから明らかなように、本実施の形態では、突出部 40A の円周方向一側面である正側側面 40b は、ハブ部材 31 がディスクプレート 32、33 に対して正側に振れるときに正側の振れ方向に面する円周方向側面であり、突出部 40A の円周方向他側面である負側側面 40c は、ハブ部材 31 がディスクプレート 32、33 に対して負側に振れるときに負側の振れ方向に面する円周方向側面である。
- [0073] また、突出部 40A の正側側面 40b、負側側面 40c およびストッパー部 48 の正側当接面 48a、負側当接面 48b は、共に同方向に傾斜するテーパ状に形成されているとともに、ストッパー部 48 の正側当接面 48a、負側当接面 48b には弾性体が設けられている。
- [0074] このため、突出部 40A の正側側面 40b、負側側面 40c がストッパー部 48 の正側当接面 48a、負側当接面 48b に当接したときの衝撃を緩和することができる。
- [0075] したがって、突出部 40A およびストッパー部 48 の衝突時に突出部 40A およびストッパー部 48 が損傷したり、衝撃音が発生することが抑制される。
- [0076] 図 1、図 3、図 4 に示すように、突出部 40A は、突出部 40A の半径方向中心軸 O から振れ方向の正側の円周方向に突出する突出量が突出部 40A の半径方向中心軸 O から振れ方向の負側の円周方向に突出する突出量よりも小さく形成されており、半径方向中心軸 O を挟んで非対称形状となっている。
- [0077] 図 4 に示すように、突出部 40A の半径方向中心軸 O は、ハブ部材 31 と

ディスクプレート 32、33 とが振れていない状態、すなわち、振れ角が 0° の状態の中立位置にあるときに、半径方向中心軸 O とストッパ部 48 の正側当接面 48a との距離 L3 と、半径方向中心軸 O とストッパ部 48 の負側当接面 48b との距離 L4 が等しくなる距離に設定されている。

[0078] このため、突出部 40A は、ハブ部材 31 とディスクプレート 32、33 とが中立位置にあるときに、正側側面 40b とストッパ部 48 の正側当接面 48a との距離 L1 が、負側側面 40c とストッパ部 48 の負側当接面 48b との距離 L2 よりも長くなっている。

[0079] したがって、ハブ部材 31 が中立位置から負側に振れて（相對回転して）突出部 40A の負側側面 40c がストッパ部 48 の負側当接面 48b に当接するまでの回転量に対して、ハブ部材 31 が中立位置から正側に振れて突出部 40A の正側側面 40b がストッパ部 48 の正側当接面 48a に当接するまでの回転量が大きくなる。

[0080] また、コイルスプリング 35 は、突出部 40A の負側側面 40c がストッパ部 48 の負側当接面 48b に当接したときの変形量に対して、突出部 40A の正側側面 40b がストッパ部 48 の正側当接面 48a に当接したときの変形量が大きくなる。

[0081] 次に、作用を説明する。

内燃機関が駆動される場合には、支持部材 24 が出力軸 26 の駆動に伴ってフライホイール 25 と一体に回転する。トルクが所定値（リミットトルク値）より小さい範囲内においては、リミッタ部 23 を介してダンパ機構 22 のディスク 36 とディスクプレート 32、33 に内燃機関からトルクが伝達され、ダンパ機構 22 が回転する。

[0082] ディスクプレート 32、33 に伝達されるトルクはコイルスプリング 35、スラスト部材 34 を介してハブフランジ 40 からボス 39 に伝達され、トルクに応じてコイルスプリング 35 が弾性変形しながらハブ部材 31 が回転する。このように、コイルスプリング 35 を介して入力軸 27 に出力軸 26 の駆動力が伝達される。この結果、内燃機関から駆動伝達系にトルクが伝達

される。

- [0083] ここで、ディスクプレート 3 2、3 3 に対してハブ部材 3 1 が正側に振れる場合の動作と、負側に振れる場合の動作を説明する。但し、内燃機関からトルクが伝達されたときのディスクプレート 3 2、3 3 の回転方向を R 1 方向とする。
- [0084] 車両の加速時に内燃機関の回転変動が大きくなると、ディスクプレート 3 2、3 3 とハブ部材 3 1 との相対回転量が大きくなり、すなわち、振れ角が大きくなり、ディスクプレート 3 2、3 3 に対してハブ部材 3 1 が正側に振れ、コイルスプリング 3 5 が圧縮してディスクプレート 3 2、3 3 からハブ部材 3 1 にトルクを伝達する。
- [0085] ディスクプレート 3 2、3 3 とハブ部材 3 1 との振れ角が大きくなると、ディスクプレート 3 2、3 3 が R 1 方向に回転するのに伴って、ディスクプレート 3 2、3 3 に対してハブ部材 3 1 が R 2 方向（正側）に振れる。
- [0086] このときのディスクプレート 3 2、3 3 とハブ部材 3 1 の動作を図 5 ～ 図 8、図 1 1 に基づいて説明する。なお、図 6 では、ディスクプレート 3 3 を図示していないが、ディスクプレート 3 3 は、ディスクプレート 3 2 と平行移動するので、ディスクプレート 3 3 と同じ動作をする。
- [0087] 図 5、図 6 において、ディスクプレート 3 2、3 3 が R 1 方向に回転すると、ディスクプレート 3 2、3 3 の収容孔 3 2 A、3 3 A の端部 3 2 b、3 3 b がシート部材 4 2 をシート部材 4 1 に向かって押圧する。このとき、シート部材 4 2 から突出部 4 0 A の嵌合部 4 0 e が離隔する。
- [0088] また、ディスクプレート 3 2、3 3 に対してハブ部材 3 1 が R 2 方向（正側）に振れるのに伴って突出部 4 0 A の嵌合部 4 0 d がシート部材 4 1 をシート部材 4 2 に向かって押圧する。このとき、シート部材 4 1 は、収容孔 3 2 A、3 3 A の端部 3 2 a、3 3 a から離隔する。
- [0089] 図 1 1 に示すように、ハブ部材 3 1 がディスクプレート 3 2、3 3 に対して R 2 側に振れ始めた状態では、突出部 4 0 A の嵌合部 4 0 d とシート部材 4 1 とのガタ詰めが行われるとともに、収容孔 3 2 A、3 3 A の端部 3 2 b

、33bとシート部材42とのガタ詰めが行われることにより、ハブ部材31がディスクプレート32、33に対して振れ角 θ_1 までR2側に振れる。

[0090] このガタ詰めが行われた後、ハブ部材31およびディスクプレート32、33との振れ角 θ_1 以上の領域でコイルスプリング35が圧縮し始める。

[0091] そして、コイルスプリング35が圧縮することにより、内燃機関のトルク変動を減衰しながらディスクプレート32、33からハブ部材31に内燃機関のトルクを伝達する。

[0092] ディスクプレート32、33とハブ部材31との振れ角 θ がさらに大きくなり、振れ角 θ_2 になると、図7に示すように、シート部材41、42がトーションダンパ50に当接し、振れ角 θ_2 以上の領域でコイルスプリング35とトーションダンパ50の両方が圧縮して振れ剛性が高くなる。

[0093] このように、内燃機関からディスクプレート32、33を介してハブ部材31に伝達されるトルクが大きくなると、コイルスプリング35およびトーションダンパ50が圧縮することにより、内燃機関のトルク変動を減衰しながらディスクプレート32、33からハブ部材31に内燃機関のトルクを伝達する。

[0094] ディスクプレート32、33とハブ部材31との振れ角 θ がさらに大きくなり、振れ角 θ_4 になると、図8に示すように、突出部40Aの正側側面40bがストッパ部48の正側当接面48aに当接して、ハブ部材31とディスクプレート32、33とが振れることが規制される。

[0095] また、突出部40Aの正側側面40bがストッパ部48の正側当接面48aに当接すると、ダンパ機構22とフライホイール25との間のトルクが所定値（リミットトルク値）に達するため、摩擦材37a、37bが第1のプレート43および第2のプレート44に対して摩擦摺動する、すなわち、滑ることにより、ディスクプレート32、33とハブ部材31の間ではリミットトルク値以上のトルクを伝達しなくなる。

[0096] 一方、車両の減速時には、内燃機関のトルクが小さくなり、エンジンブレーキが発生するため、変速機の入力軸27からハブ部材31にトルクが入力

される。

- [0097] 減速時に内燃機関の回転変動が大きくなると、ディスクプレート 32、33 とハブ部材 31 との捩れ角が大きくなり、ディスクプレート 32、33 に対してハブ部材 31 が中立位置から負側（R1 側）に捩れることにより、コイルスプリング 35 が圧縮してハブ部材 31 からディスクプレート 32、33 にトルクを伝達する。
- [0098] このときのディスクプレート 32、33 とハブ部材 31 の動作を図 9、図 10 に基づいて説明する。
- [0099] なお、図 9 では、ディスクプレート 33 を図示していないが、ディスクプレート 33 は、ディスクプレート 32 と平行移動するので、ディスクプレート 33 と同じ動作をする。
- [0100] 図 9 において、ディスクプレート 32、33 に対してハブ部材 31 が R1 方向（負側）に捩れるのに伴って突出部 40A の嵌合部 40e がシート部材 42 をシート部材 41 に向かって押圧する。このとき、シート部材 42 は、収容孔 32A、33A の端部 32b、33b から離隔する。
- [0101] また、ディスクプレート 32、33 に対してハブ部材 31 が R1 方向（負側）に捩れると、ディスクプレート 32、33 の収容孔 32A、33A の端部 32a、33a がシート部材 41 をシート部材 42 に向かって押圧する。このとき、シート部材 41 から突出部 40A の嵌合部 40d が離隔する。
- [0102] 図 11 に示すように、ハブ部材 31 がディスクプレート 32、33 に対して R1 側に捩れ始めた状態では、突出部 40A の嵌合部 40e とシート部材 42 とのガタ詰めが行われるとともに、収容孔 32A、33A の端部 32a、33a とシート部材 41 とのガタ詰めが行われることにより、ハブ部材 31 およびディスクプレート 32、33 が捩れ角 $\theta 4$ まで捩れる。
- [0103] このガタ詰めが行われた後、ハブ部材 31 およびディスクプレート 32、33 との捩れ角 $\theta 4$ 以上の領域でコイルスプリング 35 が圧縮する。
- [0104] そして、コイルスプリング 35 が圧縮することにより、内燃機関のトルク変動を減衰しながらハブ部材 31 からディスクプレート 32、33 にトルク

を伝達する。

- [0105] ディスクプレート 32、33 とハブ部材 31 との振れ角 θ がさらに大きくなり、振れ角 θ_5 になると、シート部材 41、42 がトーシヨندانパ 50 に当接し、振れ角 θ_5 以上の領域でコイルスプリング 35 とトーシヨندانパ 50 の両方が圧縮して振れ剛性が高くなる。
- [0106] このように、ディスクプレート 32、33 からハブ部材 31 に伝達されるトルクが大きくなると、コイルスプリング 35 およびトーシヨندانパ 50 が圧縮することにより、内燃機関のトルク変動を減衰しながらハブ部材 31 からディスクプレート 32、33 にトルクを伝達する。
- [0107] ディスクプレート 32、33 とハブ部材 31 との振れ角 θ がさらに大きくなり、振れ角 θ_6 になると、図 10 に示すように、突出部 40A の負側側面 40c がストッパ部 48 の負側当接面 48b に当接して、ハブ部材 31 とディスクプレート 32、33 とが振れることが規制される。
- [0108] また、突出部 40A の負側側面 40c がストッパ部 48 の負側当接面 48b に当接した後、ダンパ機構 22 とフライホイール 25 との間のトルクが所定値（リミットトルク値）に達すると、摩擦材 37a、37b が第 1 のプレート 43 および第 2 のプレート 44 に対して摩擦摺動することにより、ディスクプレート 32、33 とハブ部材 31 との間ではリミットトルク値以上のトルクを伝達しなくなる。
- [0109] 本実施の形態では、突出部 40A の半径方向中心軸 O から正側の円周方向に突出する突出部 40A の突出量を、突出部 40A の半径方向中心軸 O から負側の円周方向に突出する突出部 40A の突出量よりも小さく形成し、ハブ部材 31 とディスクプレート 32、33 とが中立位置にあるときに、突出部 40A の正側側面 40b とストッパ部 48 との距離 L_1 を、負側側面 40c とストッパ部 48 との距離 L_2 よりも長くしている。
- [0110] このため、ハブ部材 31 が中立位置から負側に回転して突出部 40A の負側側面 40c がストッパ部 48 の負側当接面 48b に当接するまでの回転量に対して、ハブ部材 31 が中立位置から正側に回転して突出部 40A の正

側側面 40b がストッパ一部 48 の正側当接面 48a に当接するまでの回転量を大きく構成することができる。

[0111] さらに、突出部 40A の負側側面 40c がストッパ一部 48 の負側当接面 48b に当接したときのコイルスプリング 35 の変形量に対して、突出部 40A の正側側面 40b がストッパ一部 48 の正側当接面 48a に当接したときのコイルスプリング 35 の変形量を大きく構成することができる。

[0112] このように、加速側（正側）のコイルスプリング 35 の振れ角を減速側（負側）の振れ角よりも大きくすることができるため、円周方向に長いコイルスプリング 35 を突出部 40A の間の切欠き 40a およびディスクプレート 32、33 の收容孔 32A、33A 内に配置することができる。

[0113] したがって、加速側の走行時において、平坦な道路から悪路走行に走行状態が移行したとき等のように、車輪速変動が発生して図 13 に実線で示すような過渡的なトルクが入力した場合に、コイルスプリング 35 の弾性変形量を大きくしてコイルスプリング 35 の剛性を低くすることができ、加速側の振り振動の減衰性能を向上させることができる。

[0114] 具体的には、図 11 に示すように、従来のようにハブ部材 31 とディスクプレート 32、33 との振れ角が加速側と減速側とで同じ場合には、ハブ部材 31 がディスクプレート 32、33 に対して加速側に振れた場合に振れ角 $\theta 6$ で突出部 40A の正側側面 40b がストッパ一部 48 の正側当接面 48a に当接してしまうことになる。

[0115] これに対して、本実施の形態では、突出部 40A の半径方向中心軸 O から正側の円周方向に突出する突出部 40A の突出量を、突出部 40A の半径方向中心軸 O から負側の円周方向に突出する突出部 40A の突出量よりも小さく形成し、ハブ部材 31 とディスクプレート 32、33 とが中立位置にあるときに、突出部 40A の正側側面 40b とストッパ一部 48 との距離 L1 を負側側面 40c とストッパ一部 48 との距離 L2 よりも長くしているので、ハブ部材 31 がディスクプレート 32、33 に対して加速側に振れた場合に、振れ角 $\theta 4$ で突出部 40A の正側側面 40b をストッパ一部 48 の正側当

接面 48a に当接させることができる。

- [0116] このため、加速側の振れ角を、ハブ部材 31 がディスクプレート 32、33 に対して減速側に振れた場合よりも $(\theta_1 + \theta_2 + \theta_4) - (\theta_1 + \theta_2 + \theta_6)$ だけ大きくすることができ、振動の吸収エネルギーをエネルギー E だけ増加させることができる。
- [0117] すなわち、駆動伝達系に過渡的に大きなトルクが入力した場合に、ハブ部材 31 をディスクプレート 32、33 に対して従来よりも $(\theta_1 + \theta_2 + \theta_4) - (\theta_1 + \theta_2 + \theta_6)$ だけ加速側に振ることができるのである。
- [0118] そして、本実施の形態では、突出部 40A の半径方向中心軸 O から加速側の円周方向に突出する突出部 40A の突出量を、突出部 40A の半径方向中心軸 O から減速側の円周方向に突出する突出部 40A よりも小さくするだけで、加速側の振れ角を減速側の振れ角よりも大きくすることができるので、突出部 40A の円周方向の幅を加速側および減速側に亘って小さくする必要がない。
- [0119] 特に、図 4 に示すように、突出部 40A の根元の円周方向の幅 B に対して円周方向の幅 A を小さくするだけでよく、突出部 40A の根元の幅全体を加速側および減速側の円周方向に亘って小さくする必要がない。
- [0120] この結果、突出部 40A の強度が低下するのを防止して、振り振動減衰装置 21 を小型化することができる。
- [0121] また、本実施の形態では、ディスクプレート 32、33 の半径方向外周部に、内燃機関からトルクが伝達されるフライホイール 25 に摩擦係合するリミッタ部 23 を設けるとともに、ハブ部材 31 のボス 39 を駆動伝達系の入力軸 27 に連結し、フライホイール 25 と入力軸 27 との間に生ずるトルクが所定値を超えたときに、リミッタ部 23 をフライホイール 25 に対して摩擦摺動するように構成した。
- [0122] このため、ハブ部材 31 がディスクプレート 32、33 に対して加速側および減速側に振れたときに、内燃機関と駆動伝達系との間で過度なトルクを伝達されてしまうのを防止することができ、振り振動減衰装置 21 を保護す

ることができる。

[0123] なお、本実施の形態では、振り振動減衰装置 2 1 をハイブリッドダンパから構成しているが、これに限らず、手動変速機に設けられ、フライホイールと変速機との間で動力を接続・切断するクラッチ装置に振り振動減衰装置を設けてもよい。

[0124] また、トルクコンバータのロックアップクラッチ装置と変速歯車組の間に介装されるロックアップダンパ等の振り振動減衰装置に適用してもよい。また、ディファレンシャルケースとディファレンシャルケースの外周部に設けられたリングギヤとの間に振り振動減衰装置を設けてもよい。

[0125] 以上のように、本発明に係る振り振動減衰装置は、振り振動減衰装置を小型化した場合であっても、突出部の強度が低下するのを防止しつつ、ハブ部材が回転部材に対して正側に相対回転したときの過渡的なトルクによる振り振動を減衰することができ、振り振動の減衰性能を向上させることができるという効果を有し、ボス部材と回転部材との間で弾性部材を介して動力を伝達しつつ振動を減衰することができる振り振動減衰装置等として有用である。

符号の説明

- [0126] 2 1 振り振動減衰装置
 2 3 リミッタ部
 2 5 フライホイール（伝達部材）
 2 7 入力軸
 3 1 ハブ部材
 3 2、3 3 ディスクプレート（回転部材）
 3 2 A、3 3 A 収容孔
 3 5 コイルスプリング（弾性部材）
 4 0 ハブフランジ
 4 0 A 突出部
 4 0 b 正側側面（正側の円周方向側面）

4 0 c 負側側面（負側の円周方向側面）

4 1、4 2 シート部材

4 8 ストッパー部

請求の範囲

[請求項1]

半径方向に延在し、切欠きを介して円周方向に離隔する複数の突出部が形成されたハブフランジを有するハブ部材と、

前記ハブ部材と同軸上で相対回転自在に設けられ、前記切欠きに対向する位置に收容孔が形成された回転部材と、

前記切欠きおよび前記收容孔内に配置され、前記ハブ部材と前記回転部材とが相対回転しない中立位置から前記ハブ部材が前記回転部材に対して正側の円周方向に相対回転した場合と負側の円周方向に相対回転した場合とで弾性変形することにより、前記ハブ部材と前記回転部材との間でトルクを伝達する弾性部材と、

前記突出部の回転軌跡上に位置するように前記回転部材に設けられ、前記ハブ部材が前記回転部材に対して正側および負側に相対回転したときに、前記突出部の円周方向側面が当接することにより、前記ハブ部材および回転部材の相対回転を規制するストッパ部とを備えた振り振動減衰装置であって、

前記突出部は、前記突出部の半径方向中心軸から前記正側の円周方向に突出する突出量が前記突出部の半径方向中心軸から前記負側の円周方向に突出する突出量よりも小さく形成され、

前記ハブ部材と前記回転部材とが前記中立位置にあるときに、前記突出部の正側の円周方向側面と前記ストッパ部との距離が、前記突出部の負側の円周方向側面と前記ストッパ部との距離よりも長いことを特徴とする振り振動減衰装置。

[請求項2]

前記弾性部材の円周方向両端部にシート部材が設けられ、

前記弾性部材の円周方向一端部が、前記突出部の前記正側の円周方向側面に前記シート部材の一方を介して当接するとともに、前記弾性部材の円周方向他端部が、前記突出部の前記負側の円周方向側面に前記シート部材の他方を介して当接することにより、前記弾性部材が前記切欠きに装着されることを特徴とする請求項1に記載の振り振動減

衰装置。

[請求項3] 前記ハブ部材が前記中立位置から負側に回転して前記突出部の前記負側の円周方向側面が前記ストッパ部に当接するまでの相対回転量に対して、前記ハブ部材が前記中立位置から正側に相対回転して前記突出部の前記正側の円周方向側面が前記ストッパ部に当接するまでの相対回転量が多いことを特徴とする請求項 1 または請求項 2 に記載の振り振動減衰装置。

[請求項4] 前記弾性部材は、前記突出部の前記負側の円周方向側面が前記ストッパ部に当接したときの変形量に対して、前記突出部の前記正側の円周方向側面が前記ストッパ部に当接したときの変形量が多いことを特徴とする請求項 1 ないし請求項 3 のいずれか 1 の請求項に記載の振り振動減衰装置。

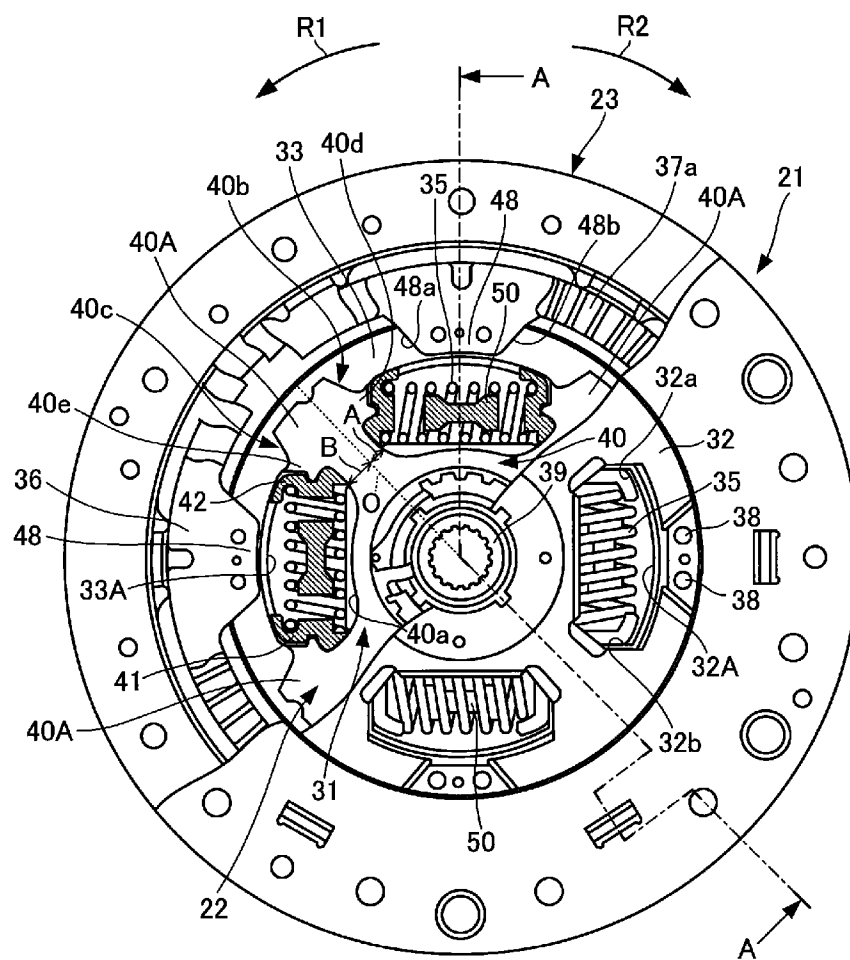
[請求項5] 前記回転部材の半径方向外周部に、駆動源からトルクが伝達される伝達部材に摩擦係合するリミッタ部が設けられるとともに、前記ハブ部材が駆動伝達系の入力軸に連結され、

前記リミッタ部は、前記伝達部材と前記入力軸との間に生ずるトルクが所定値を超えたときに、前記伝達部材に対して摩擦摺動することを特徴とする請求項 1 ないし請求項 4 のいずれか 1 の請求項に記載の振り振動減衰装置。

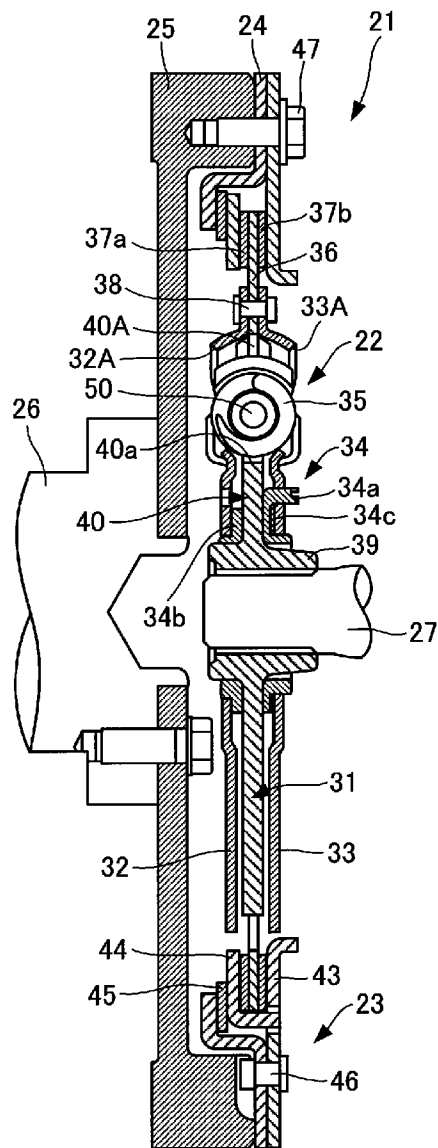
[請求項6] 前記回転部材に車両の駆動源からトルクが伝達されるとともに、前記ハブ部材が駆動伝達系の入力軸に連結され、

前記車両の加速時に前記ハブ部材が前記回転部材に対して正側に振れ、前記車両の減速時に前記ハブ部材が前記回転部材に対して負側に振れることを特徴とする請求項 1 ないし請求項 5 のいずれか 1 の請求項に記載の振り振動減衰装置。

[図1]

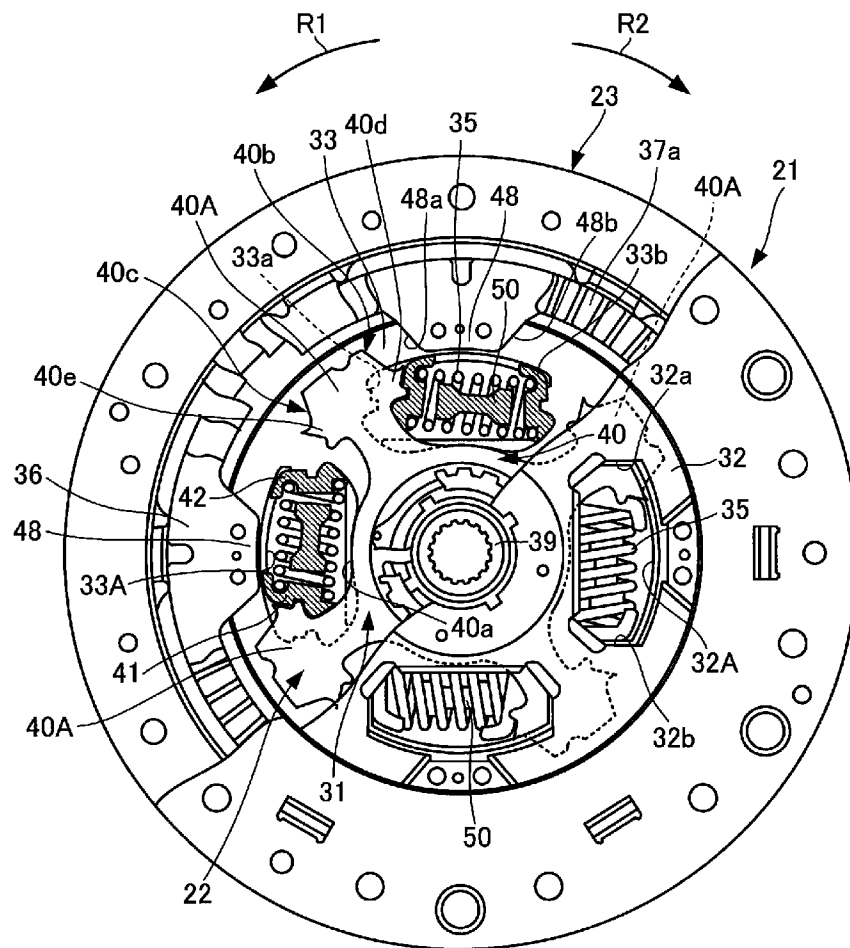


[図2]

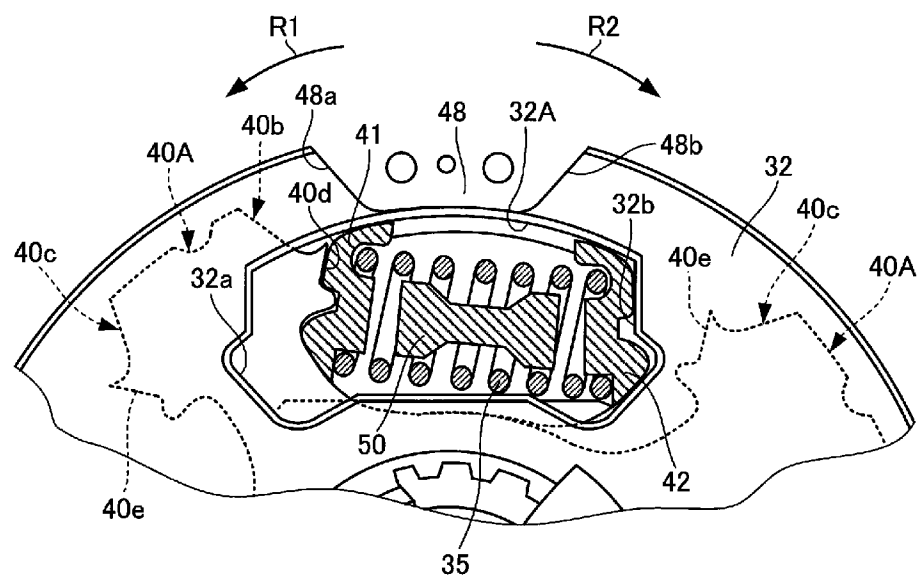


[illegible][illegible]

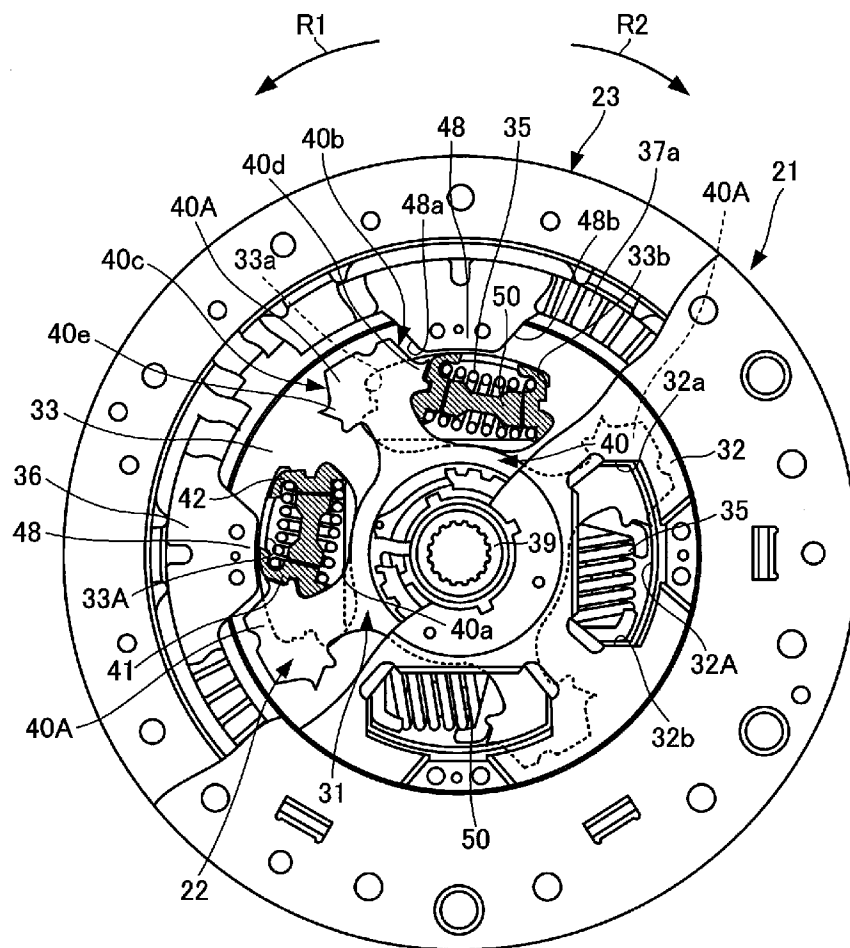
[図5]



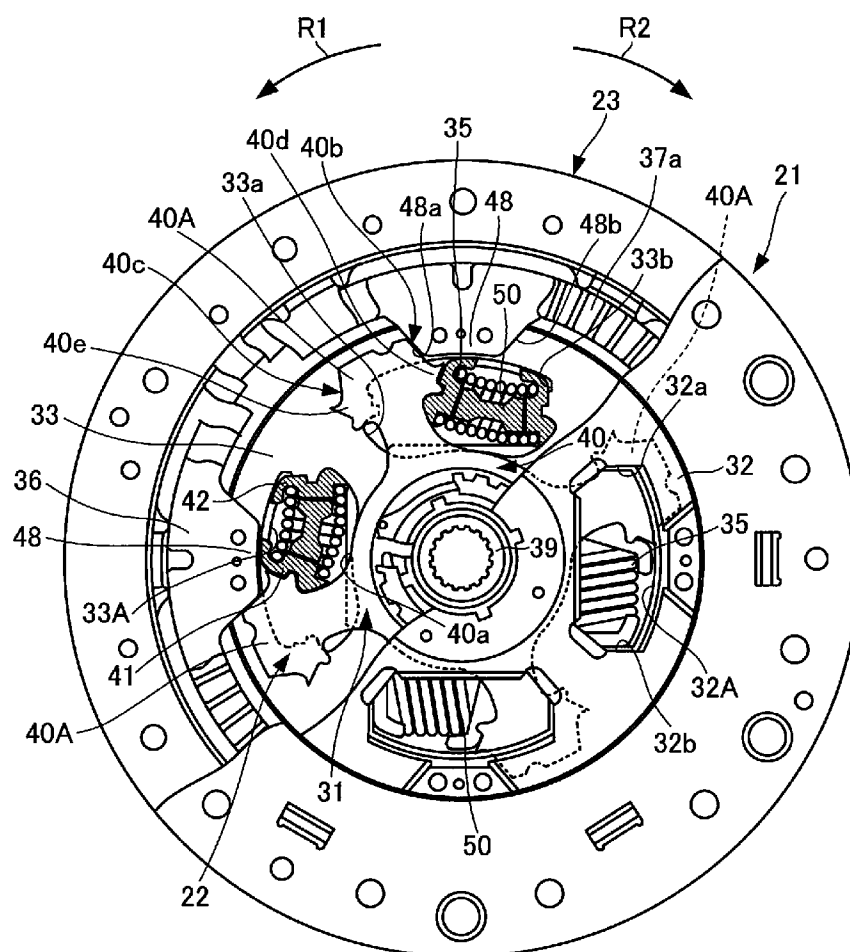
[図6]



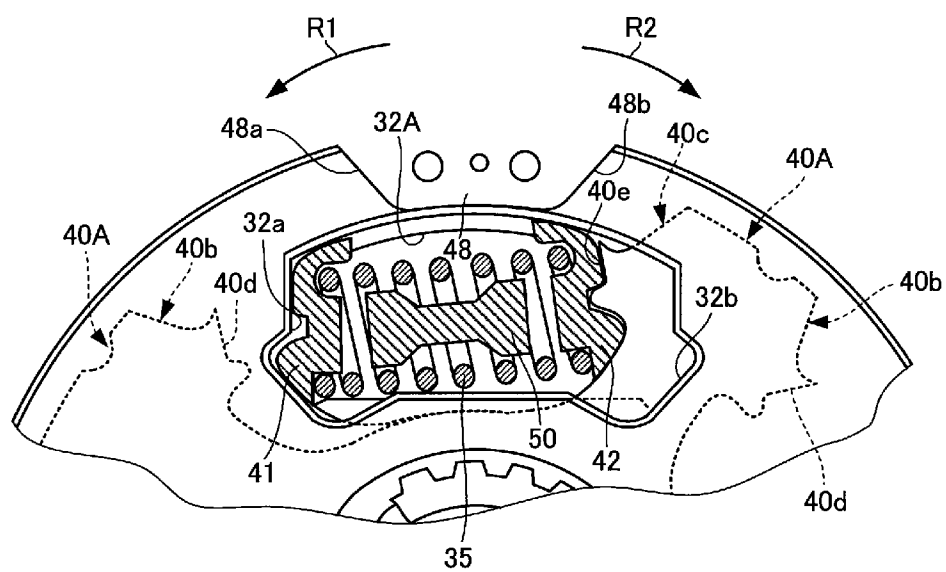
[図7]



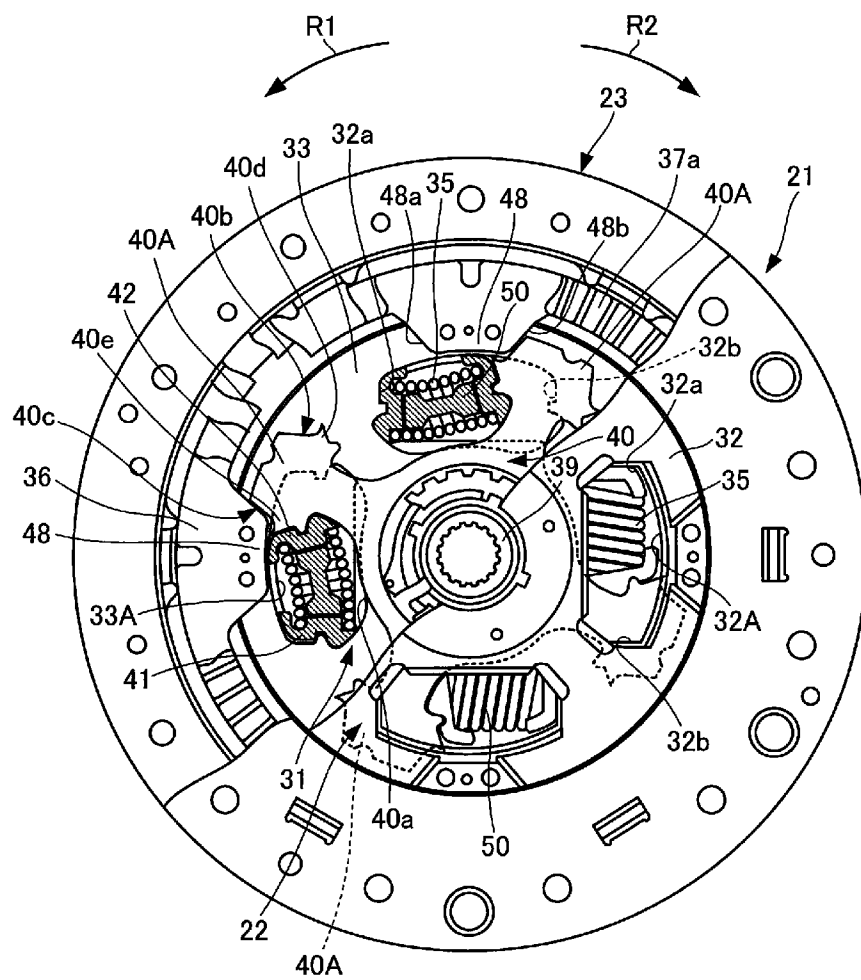
[図8]



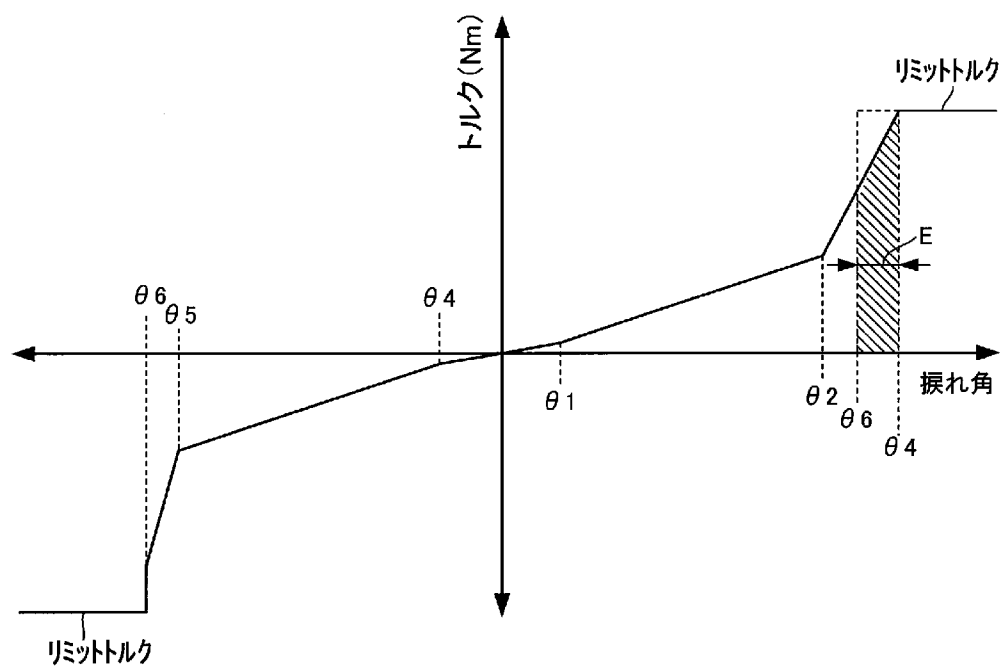
[図9]



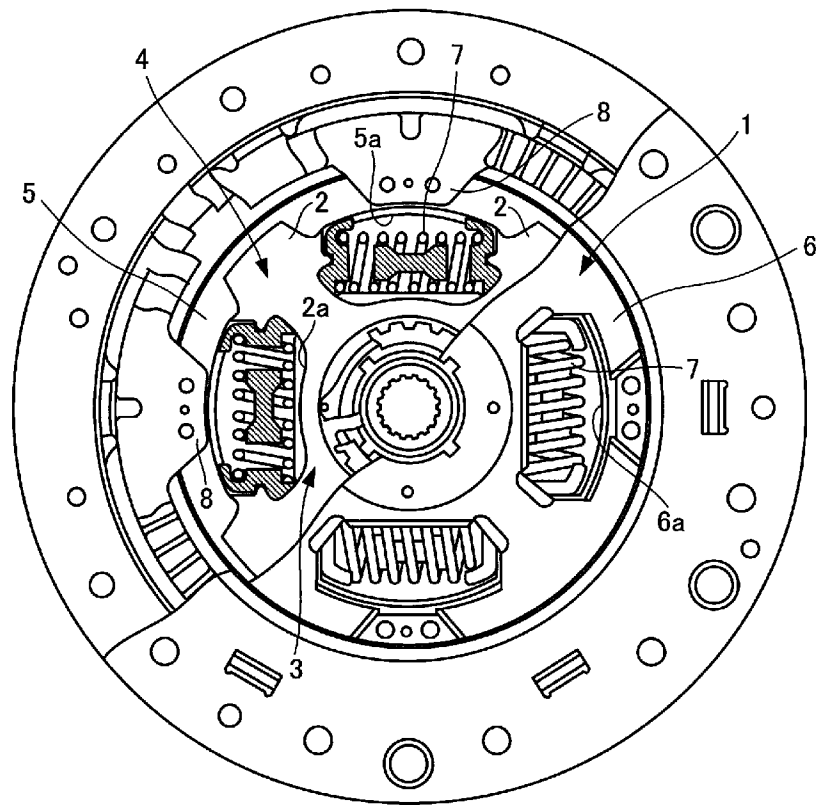
[図10]



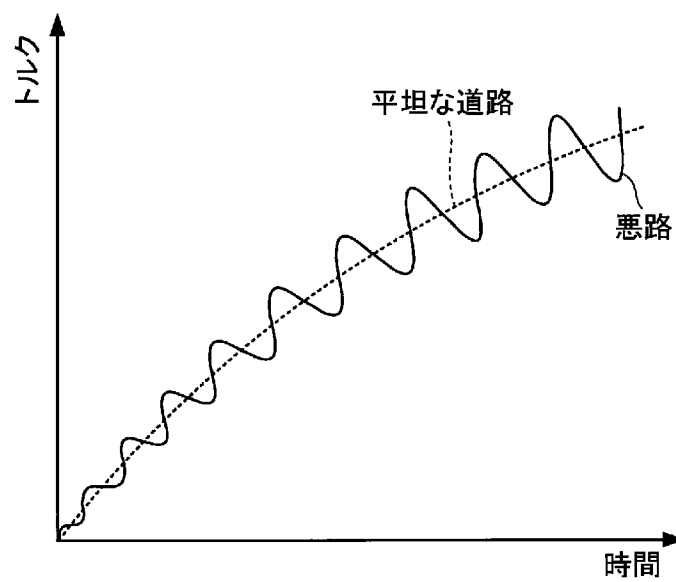
[図11]



[図12]



[図13]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/001982

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16F15/134 (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)

F16F15/134

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	1996-2011
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2011	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2011

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	JP 2008-2545 A (Toyota Motor Corp.), 10 January 2008 (10.01.2008), paragraphs [0093] to [0098]; fig. 16 to 17 (Family: none)	1-6
A	JP 2007-285335 A (Vareo Yunishia Transmission Kabushiki Kaisha), 01 November 2007 (01.11.2007), paragraphs [0019] to [0029]; fig. 1 (Family: none)	1-6
A	JP 2004-3678 A (Exedy Corp.), 08 January 2004 (08.01.2004), paragraphs [0042] to [0050]; fig. 6 to 10 (Family: none)	1-6

☒ 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 April, 2011 (18.04.11)

Date of mailing of the international search report
10 May, 2011 (10.05.11)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/001982

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 2002-372101 A (Exedy Corp.), 26 December 2002 (26.12.2002), paragraph [0002] (Family: none)	1-6
A	JP 2002-81505 A (Luk Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG.), 22 March 2002 (22.03.2002), paragraphs [0030] to [0036]; fig. 1 & US 2002/0019263 A1	1-6
A	JP 10-213204 A (Exedy Corp.), 11 August 1998 (11.08.1998), fig. 1 to 3 & US 5941354 A	1-6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. F16F15/134 (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 (I P C))

Int.Cl. F16F15/134

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 1 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 1 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 1 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	JP 2008-2545 A (トヨタ自動車株式会社) 2008. 01. 10, 段落【0093】 - 【0098】, 第 16-17 図 (ファミリーなし)	1-6
A	JP 2007-285335 A (ヴァレオユニシアトランスミッション株式会社) 2007. 11. 01, 段落【0019】 - 【0029】, 第 1 図 (ファミリーなし)	1-6
A	JP 2004-3678 A (株式会社エクセディ) 2004. 01. 08, 段落【0042】 - 【0050】, 第 6-10 図 (ファミリーなし)	1-6

☒ 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

1 8 . 0 4 . 2 0 1 1

国際調査報告の発送日

1 0 . 0 5 . 2 0 1 1

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (I S A / J P)

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

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)

竹村 秀康

3 W

3 5 2 4

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 6 8

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 2002-372101 A (株式会社エクセディ) 2002. 12. 26, 段落【0002】 (ファミリーなし)	1-6
A	JP 2002-81505 A (ルーク ラメレン ウント クツプルングスバウ ベタイリグングス コマンディートゲゼルシャフト) 2002. 03. 22, 段落【0030】 - 【0036】, 第1図 & US 2002/0019263 A1	1-6
A	JP 10-213204 A (株式会社エクセディ) 1998. 08. 11, 第1-3図 & US 5941354 A	1-6