

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第6462874号
(P6462874)

(45) 発行日 平成31年1月30日 (2019. 1. 30)

(24) 登録日 平成31年1月11日 (2019. 1. 11)

(51) Int. Cl.

F 1

F 1 6 F 15/134 (2006. 01)

F 1 6 F 15/134 A

F 1 6 H 45/02 (2006. 01)

F 1 6 H 45/02 Y

F 1 6 H 1/28 (2006. 01)

F 1 6 H 1/28

請求項の数 17 (全 33 頁)

(21) 出願番号 特願2017-525477 (P2017-525477)
 (86) (22) 出願日 平成28年6月27日 (2016. 6. 27)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2016/069024
 (87) 国際公開番号 W02016/208767
 (87) 国際公開日 平成28年12月29日 (2016. 12. 29)
 審査請求日 平成29年12月21日 (2017. 12. 21)
 (31) 優先権主張番号 特願2015-129111 (P2015-129111)
 (32) 優先日 平成27年6月26日 (2015. 6. 26)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(73) 特許権者 594079143
 アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社
 福井県越前市池ノ上町38
 (73) 特許権者 000100768
 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
 愛知県安城市藤井町高根10番地
 (74) 代理人 110000017
 特許業務法人アイテック国際特許事務所
 (72) 発明者 吉川 卓也
 福井県越前市池ノ上町38 アイシン・エ
 イ・ダブリュ工業株式会社内
 (72) 発明者 小川 亜樹
 福井県越前市池ノ上町38 アイシン・エ
 イ・ダブリュ工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ダンパ装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

エンジンからのトルクが伝達される入力要素および出力要素を含む複数の回転要素と、前記入力要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する弾性体と、前記複数の回転要素の何れかである第1回転要素と前記第1回転要素とは異なる第2回転要素との相対回転に応じて回転する質量体を有する回転慣性質量ダンパとを含むダンパ装置において、

前記回転慣性質量ダンパは、前記第1回転要素と一体に回転するサンギヤと、複数のピニオンギヤを回転自在に支持すると共に前記第2回転要素と一体に回転するキャリアと、前記複数のピニオンギヤに噛合すると共に前記質量体として機能するリングギヤとを含む遊星歯車を有し、

前記サンギヤの外歯は、前記弾性体よりも前記ダンパ装置の径方向における外側に位置し、前記サンギヤ、前記複数のピニオンギヤおよび前記リングギヤは、前記径方向からみて前記弾性体と前記ダンパ装置の軸方向に少なくとも部分的に重なり、前記リングギヤの前記軸方向への移動は、前記複数のピニオンギヤにより規制されるダンパ装置。

【請求項 2】

請求項 1 に記載のダンパ装置において、

前記遊星歯車の前記リングギヤは、該リングギヤの内歯の前記軸方向における両側で、それぞれ少なくとも前記ピニオンギヤの側面と対向するように前記径方向における内側に突出する一対の被支持部を含むダンパ装置。

【請求項 3】

請求項 2 に記載のダンパ装置において、

前記リングギヤの前記被支持部の内周面は、前記内歯の歯底よりも前記径方向における内側に位置すると共に、前記ピニオンギヤを支持するピニオンシャフトよりも前記径方向における外側に位置するダンパ装置。

【請求項 4】

請求項 2 または 3 に記載のダンパ装置において、

前記ピニオンギヤは、前記ピニオンギヤのギヤ歯の歯底よりも該ピニオンギヤの前記径方向における内周側で、該ギヤ歯の前記軸方向における両側に突出する環状の径方向支持部を含み、

前記リングギヤの前記被支持部の前記内周面は、前記ピニオンギヤの前記径方向支持部により前記径方向に支持されるダンパ装置。

10

【請求項 5】

エンジンからのトルクが伝達される入力要素および出力要素を含む複数の回転要素と、前記入力要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する弾性体と、前記複数の回転要素の何れかである第 1 回転要素と前記第 1 回転要素とは異なる第 2 回転要素との相対回転に応じて回転する質量体を有する回転慣性質量ダンパとを含むダンパ装置において、

前記回転慣性質量ダンパは、前記第 1 回転要素と一体に回転するサンギヤと、複数のピニオンギヤを回転自在に支持すると共に前記第 2 回転要素と一体に回転するキャリアと、前記複数のピニオンギヤに噛合すると共に前記質量体として機能するリングギヤとを含む遊星歯車を有し、

20

前記サンギヤの外歯は、前記弾性体よりも前記ダンパ装置の径方向における外側に位置し、前記サンギヤ、前記複数のピニオンギヤおよび前記リングギヤは、前記径方向からみて前記弾性体と前記ダンパ装置の軸方向に少なくとも部分的に重なり、

前記ピニオンギヤの各々の前記軸方向における両側には、ワッシャが配置され、前記リングギヤの前記軸方向への移動は、前記ワッシャにより規制されるダンパ装置。

【請求項 6】

請求項 5 に記載のダンパ装置において、

前記ワッシャは、前記ピニオンギヤの側面と対向すると共に前記リングギヤのギヤ歯の側面と対向するように配置される大径ワッシャと、前記大径ワッシャと前記キャリアとの間に配置される該大径ワッシャよりも小径の小径ワッシャとを含むダンパ装置。

30

【請求項 7】

請求項 1 から 6 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記複数の回転要素は、中間要素を含み、

前記弾性体は、前記入力要素と前記中間要素との間でトルクを伝達する第 1 弾性体と、前記中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第 2 弾性体とを含み、

前記第 1 回転要素は、前記入力要素および前記出力要素の一方であり、前記第 2 回転要素は、前記入力要素および前記出力要素の他方であるダンパ装置。

【請求項 8】

請求項 7 に記載のダンパ装置において、

前記入力要素は、前記軸方向に沿って互いに対向すると共に前記複数のピニオンギヤを回転自在に支持して前記キャリアとして機能する 2 枚の入力プレート部材を含み、

40

前記出力要素は、前記 2 枚の入力プレート部材の前記軸方向における間に配置されると共に、外周に前記外歯を含んで前記サンギヤとして機能する 1 枚の出力プレート部材であり、

前記中間要素は、前記入力要素および前記出力要素のうちの少なくとも何れか一方を前記軸方向における両側から挟み込むように配置される 2 枚の中間プレート部材を含むダンパ装置。

【請求項 9】

請求項 7 または 8 に記載のダンパ装置において、

前記出力要素の振動振幅がゼロになる反共振点の振動数のうちの最小振動数に基づいて

50

、少なくとも、前記第 1 および第 2 弾性体のばね定数と、前記中間要素および前記リングギヤの慣性モーメントとが定められるダンパ装置。

【請求項 10】

請求項 9 に記載のダンパ装置において、

前記入力要素には、内燃機関からの動力が伝達され、

前記反共振点の最小振動数と前記内燃機関の気筒数とに基づいて、少なくとも、前記第 1 および第 2 弾性体のばね定数と、前記中間要素および前記リングギヤの慣性モーメントとが定められるダンパ装置。

【請求項 11】

請求項 10 に記載のダンパ装置において、

前記反共振点の前記最小振動数を “ f_{a1} ” とし、前記内燃機関の気筒数を “ n ” としたときに、

$$500 \text{ rpm} < (120/n) \cdot f_{a1} < 1500 \text{ rpm}$$

を満たすように構成されるダンパ装置。

【請求項 12】

請求項 10 または 11 に記載のダンパ装置において、

前記内燃機関と前記入力要素とを連結するロックアップクラッチのロックアップ回転数を “ N_{Lup} ” としたときに、

$$N_{\text{Lup}} < (120/n) \cdot f_{a1}$$

を満たすように構成されるダンパ装置。

【請求項 13】

請求項 11 または 12 に記載のダンパ装置において、

$$900 \text{ rpm} < (120/n) \cdot f_{a1} < 1200 \text{ rpm}$$

を満たすように構成されるダンパ装置。

【請求項 14】

請求項 9 から 13 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記反共振点の前記最小振動数 f_{a1} は、次式 (1) により表されるダンパ装置。ただし、式 (1) において、“ k_1 ” は、前記第 1 弾性体のばね定数であり、“ k_2 ” は、前記第 2 弾性体のばね定数であり、“ J_2 ” は、前記中間要素の慣性モーメントであり、“ J_i ” は、前記リングギヤの慣性モーメントであり、“ ” は、前記入力要素および前記出力要素に対する前記遊星歯車の回転要素の接続態様と該遊星歯車のギヤ比とに応じて定まる定数である。

【数 1】

$$f_{a1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_1 + k_2) - \sqrt{(k_1 + k_2)^2 - 4 \cdot \frac{J_2}{J_i} \cdot \gamma \cdot k_1 \cdot k_2}}{2 \cdot J_2}} \quad \dots(1)$$

【請求項 15】

請求項 7 から 13 の何れか一項に記載のダンパ装置において、前記第 1 弾性体のばね定数と、前記第 2 弾性体のばね定数とが同一であるダンパ装置。

【請求項 16】

請求項 7 から 13 の何れか一項に記載のダンパ装置において、前記第 1 弾性体のばね定数と、前記第 2 弾性体のばね定数とが互いに異なっているダンパ装置。

【請求項 17】

請求項 1 から 16 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記入力要素に伝達される入力トルクが予め定められた閾値以上になるまで、前記弾性体の撓みが規制されないように構成されるダンパ装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本開示の発明は、入力要素および出力要素を含む複数の回転要素と、入力要素と出力要素との間でトルクを伝達する弾性体と、複数の回転要素間の相対回転に応じて回転する質量体を有する回転慣性質量ダンパとを含むダンパ装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、ロックアップクラッチと、ねじり振動ダンパと、遊星歯車を有する回転慣性質量ダンパ（伝動機構）とを含むトルクコンバータが知られている（例えば、特許文献1参照）。このトルクコンバータのねじり振動ダンパは、複数の軸受ジャーナルを介してロックアップピストンに連結された2枚のカバープレート（入力要素）と、当該2枚のカバープレートの軸方向における間に配置されて従動側の伝達エレメント（出力要素）として機能するサンギヤと、カバープレートとサンギヤとの間でトルクを伝達するスプリング（弾性体）とを有する。また、回転慣性質量ダンパは、上記サンギヤに加えて、それぞれ軸受ジャーナルを介してキャリアとしてのカバープレートにより回転自在に支持されてサンギヤに噛合する複数のピニオンギヤ（プラネットギヤ）と、複数のピニオンギヤに噛合するリングギヤとを有する。このように構成された従来のトルクコンバータでは、ロックアップクラッチの係合時に、ねじり振動ダンパのカバープレートがサンギヤに対して回転すると（振れると）、スプリングが撓むと共に、カバープレートとサンギヤとの相対回転に応じて質量体としてのリングギヤが回転する。これにより、カバープレートとサンギヤとの角加速の差に応じた慣性トルクを、質量体としてのリングギヤからピニオンギヤを介してねじり振動ダンパの出力要素であるサンギヤに付与し、当該ねじり振動ダンパの振動減衰性能を向上させることができる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特許第3299510号公報

【発明の概要】

【0004】

上記従来のねじり振動ダンパでは、トルクを伝達するスプリングが遠心力によりカバープレートに押し付けられ、当該スプリングとカバープレートとの間で摩擦力が発生する。このため、カバープレート（入力要素）への入力トルクが増加していく際にスプリングからサンギヤ（出力要素）に伝達されるトルクと、カバープレートへの入力トルクが減少していく際にスプリングからサンギヤに伝達されるトルクとの間に差すなわちヒステリシスを生じる。そして、このようなねじり振動ダンパのヒステリシスに起因して、スプリングからサンギヤに伝達される振動の位相にずれを生じる。また、上記トルクコンバータの回転慣性質量ダンパでは、質量体としてのリングギヤがキャリアとしての2枚のカバープレートによって両側から支持され、リングギヤとカバープレートとの間に回転速度差（相対速度）が生じる。このように質量体とその支持部材との間に回転速度差が生じることで、カバープレート（入力要素）とサンギヤ（出力要素）との相対変位が増加していく際に回転慣性質量ダンパを介してサンギヤ（出力要素）に伝達されるトルクと、カバープレートとサンギヤとの相対変位が減少していく際に回転慣性質量ダンパを介してサンギヤに伝達されるトルクとの間にも差すなわちヒステリシスを生じる。そして、このような回転慣性質量ダンパのヒステリシスに起因して、当該回転慣性質量ダンパを経由してサンギヤに伝達される振動の位相にもずれを生じる。従って、上記従来のトルクコンバータにおける振動減衰性能を向上させるためには、ねじり振動ダンパおよび回転慣性質量ダンパの双方のヒステリシスを考慮する必要がある。しかしながら、特許文献1では、ねじり振動ダンパのヒステリシスはおろか、回転慣性質量ダンパのヒステリシスが何ら考慮されておらず、同文献に記載されたトルクコンバータにおいて振動減衰性能を向上させるのは容易ではない。

10

20

30

40

50

【 0 0 0 5 】

そこで、本開示の発明は、回転慣性質量ダンパを含むダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることを主目的とする。

【 0 0 0 6 】

本開示のダンパ装置は、入力要素および出力要素を含む複数の回転要素と、前記入力要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する弾性体と、前記複数の回転要素の何れかである第1回転要素と前記第1回転要素とは異なる第2回転要素との相対回転に応じて回転する質量体を有する回転慣性質量ダンパとを含むダンパ装置において、前記回転慣性質量ダンパは、前記第1回転要素と一体に回転するサンギヤと、複数のピニオンギヤを回転自在に支持すると共に前記第2回転要素と一体に回転するキャリアと、前記複数のピニオンギヤに噛合すると共に前記質量体として機能するリングギヤとを含む遊星歯車を有し、前記サンギヤの外歯は、前記弾性体よりも前記ダンパ装置の径方向における外側に位置し、前記サンギヤ、前記複数のピニオンギヤおよび前記リングギヤは、前記径方向からみて前記弾性体と前記ダンパ装置の軸方向に少なくとも部分的に重なり、前記リングギヤの前記軸方向への移動は、前記複数のピニオンギヤにより規制されるものである。

【 0 0 0 7 】

このダンパ装置では、出力要素の振動振幅が理論上ゼロになる反共振点を設定することができる。また、このダンパ装置では、回転慣性質量ダンパを構成するサンギヤのギヤ歯が、入力要素と出力要素との間でトルクを伝達する弾性体よりもダンパ装置の径方向における外側に位置する。これにより、弾性体に作用する遠心力を低下させて、当該弾性体のヒステリシスを低減化することが可能となる。更に、このダンパ装置では、回転慣性質量ダンパの質量体として機能するリングギヤの軸方向の移動が複数のピニオンギヤによって規制される。これにより、互いに噛合するリングギヤとピニオンギヤとの相対速度は、リングギヤとキャリアとの相対速度よりも小さくなることから、例えば遊星歯車のキャリアとして機能する部材によりリングギヤの軸方向の移動を規制する場合に比べて、回転慣性質量ダンパのヒステリシスを良好に低減化することができる。この結果、弾性体のヒステリシスと、回転慣性質量ダンパのヒステリシスとの双方を良好に低減化し、上記反共振点付近での出力要素の振動振幅を良好に小さくすることが可能となる。従って、反共振点の振動数をダンパ装置により減衰すべき振動（共振）の振動数に一致させる（より近づける）ことで、回転慣性質量ダンパを含むダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 0 8 】

【図1】本開示のダンパ装置を含む発進装置の概略構成図である。

【図2】図1の発進装置を示す断面図である。

【図3】本開示のダンパ装置を示す正面図である。

【図4】本開示のダンパ装置に含まれる回転慣性質量ダンパを示す要部拡大断面図である。

【図5】エンジンの回転数と図1等のダンパ装置の出力要素におけるトルク変動 T_{Fluc} との関係を示す説明図である。

【図6】回転慣性質量ダンパのリングギヤとダンパ装置のドライブ部材との相対速度を示す模式図である。

【図7】回転慣性質量ダンパのリングギヤとピニオンギヤとの相対速度を示す模式図である。

【図8】本開示のダンパ装置に含まれる回転慣性質量ダンパのヒステリシスを定量化したトルク差を示す説明図である。

【図9】本開示における変形態様のダンパ装置を含む発進装置の概略構成図である。

【図10】本開示における他の変形態様のダンパ装置を含む発進装置の概略構成図である。

【図11】本開示における更に他の変形態様のダンパ装置を含む発進装置の概略構成図で

ある。

【図 1 2】本開示における他の回転慣性質量ダンパを示す要部拡大図である。

【発明を実施するための形態】

【0009】

次に、図面を参照しながら、本開示の発明を実施するための形態について説明する。

【0010】

図 1 は、本開示のダンパ装置 10 を含む発進装置 1 を示す概略構成図であり、図 2 は、発進装置 1 を示す断面図である。これらの図面に示す発進装置 1 は、駆動装置としてのエンジン（内燃機関）E G を備えた車両に搭載されるものであり、ダンパ装置 10 に加えて、エンジン E G のクランクシャフトに連結されて当該エンジン E G からのトルクが伝達される入力部材としてのフロントカバー 3 や、フロントカバー 3 に固定されるポンプインペラ（入力側流体伝動要素）4、ポンプインペラ 4 と同軸に回転可能なタービンランナ（出力側流体伝動要素）5、ダンパ装置 10 に連結されると共に自動変速機（A T）あるいは無段変速機（C V T）である変速機 T M の入力軸 I S に固定される出力部材としてのダンパハブ 7、ロックアップクラッチ 8 等を含む。

【0011】

なお、以下の説明において、「軸方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置 1 やダンパ装置 10 の中心軸（軸心）の延在方向を示す。また、「径方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置 1 やダンパ装置 10、当該ダンパ装置 10 等の回転要素の径方向、すなわち発進装置 1 やダンパ装置 10 の中心軸から当該中心軸と直交する方向（半径方向）に延びる直線の延在方向を示す。更に、「周方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置 1 やダンパ装置 10、当該ダンパ装置 10 等の回転要素の周方向、すなわち当該回転要素の回転方向に沿った方向を示す。

【0012】

ポンプインペラ 4 は、図 2 に示すように、フロントカバー 3 に密に固定されて作動油が流通する流体室 9 を画成するポンプシェル 40 と、ポンプシェル 40 の内面に配設された複数のポンプブレード 41 とを有する。タービンランナ 5 は、図 2 に示すように、タービンシェル 50 と、タービンシェル 50 の内面に配設された複数のタービンブレード 51 とを有する。タービンシェル 50 の内周部は、複数のリベットを介してダンパハブ 7 に固定される。ポンプインペラ 4 とタービンランナ 5 とは、互いに対向し合い、両者の間には、タービンランナ 5 からポンプインペラ 4 への作動油（作動流体）の流れを整流するステータ 6 が同軸に配置される。ステータ 6 は、複数のステータブレード 60 を有し、ステータ 6 の回転方向は、ワンウェイクラッチ 61 により一方向のみに設定される。これらのポンプインペラ 4、タービンランナ 5 およびステータ 6 は、作動油を循環させるトーラス（環状流路）を形成し、トルク増幅機能をもったトルクコンバータ（流体伝動装置）として機能する。ただし、発進装置 1 において、ステータ 6 やワンウェイクラッチ 61 を省略し、ポンプインペラ 4 およびタービンランナ 5 を流体継手として機能させてもよい。

【0013】

ロックアップクラッチ 8 は、油圧式多板クラッチとして構成されており、ダンパ装置 10 を介してフロントカバー 3 とダンパハブ 7 とを連結するロックアップを実行すると共に当該ロックアップを解除する。ロックアップクラッチ 8 は、フロントカバー 3 に固定されたセンターピース 30 により軸方向に移動自在に支持されるロックアップピストン 80 と、クラッチドラム 81 と、ロックアップピストン 80 と対向するようにフロントカバー 3 の側壁部 33 の内面に固定される環状のクラッチハブ 82 と、クラッチドラム 81 の内周に形成されたスプラインに嵌合される複数の第 1 摩擦係合プレート（両面に摩擦材を有する摩擦板）83 と、クラッチハブ 82 の外周に形成されたスプラインに嵌合される複数の第 2 摩擦係合プレート 84（セパレータプレート）とを含む。

【0014】

更に、ロックアップクラッチ 8 は、ロックアップピストン 80 を基準としてフロントカバー 3 とは反対側に位置するように、すなわちロックアップピストン 80 よりもダンパ装

10

20

30

40

50

置 10 およびタービンランナ 5 側に位置するようにフロントカバー 3 のセンターピース 30 に取り付けられる環状のフランジ部材 (油室画成部材) 85 と、フロントカバー 3 とロックアップピストン 80 との間に配置される複数のリターンズプリング 86 とを含む。図示するように、ロックアップピストン 80 とフランジ部材 85 とは、係合油室 87 を画成し、当該係合油室 87 には、図示しない油圧制御装置から作動油 (係合油圧) が供給される。係合油室 87 への係合油圧を高めることで、第 1 および第 2 摩擦係合プレート 83, 84 をフロントカバー 3 に向けて押圧するようにロックアップピストン 80 を軸方向に移動させ、それによりロックアップクラッチ 8 を係合 (完全係合あるいはスリップ係合) させることができる。なお、ロックアップクラッチ 8 は、油圧式単板クラッチとして構成されてもよい。

10

【0015】

ダンパ装置 10 は、図 1 および図 2 に示すように、回転要素として、ドライブ部材 (入力要素) 11 と、中間部材 (中間要素) 12 と、ドリブン部材 (出力要素) 15 とを含む。更に、ダンパ装置 10 は、トルク伝達要素 (トルク伝達弾性体) として、ドライブ部材 11 と中間部材 12 との間でトルクを伝達する複数 (本実施形態では、例えば 3 個) の第 1 スプリング (第 1 弾性体) SP1 と、それぞれ対応する第 1 スプリング SP1 と直列に作用して中間部材 12 とドリブン部材 15 との間でトルクを伝達する複数 (本実施形態では、例えば 3 個) の第 2 スプリング (第 2 弾性体) SP2 と、ドライブ部材 11 とドリブン部材 15 との間でトルクを伝達する複数 (本実施形態では、例えば 3 個) の内側スプリング SPi とを含む。

20

【0016】

すなわち、ダンパ装置 10 は、図 1 に示すように、ドライブ部材 11 とドリブン部材 15 との間に、互いに並列に設けられる第 1 トルク伝達経路 TP1 および第 2 トルク伝達経路 TP2 を有する。第 1 トルク伝達経路 TP1 は、複数の第 1 スプリング SP1、中間部材 12 および複数の第 2 スプリング SP2 により構成され、これらの要素を介してドライブ部材 11 とドリブン部材 15 との間でトルクを伝達する。本実施形態において、第 1 トルク伝達経路 TP1 を構成する第 1 および第 2 スプリング SP1, SP2 として、同一の諸元 (ばね定数) を有するコイルスプリングが採用されている。

【0017】

また、第 2 トルク伝達経路 TP2 は、複数の内側スプリング SPi により構成され、互いに並列に作用する複数の内側スプリング SPi を介してドライブ部材 11 とドリブン部材 15 との間でトルクを伝達する。本実施形態において、第 2 トルク伝達経路 TP2 を構成する複数の内側スプリング SPi は、ドライブ部材 11 への入力トルクがダンパ装置 10 の最大捩れ角 θ_{max} に対応したトルク T2 (第 2 の閾値) よりも小さい予め定められたトルク (第 1 の閾値) T1 に達してドライブ部材 11 のドリブン部材 15 に対する捩れ角が所定角度 θ_{ref} 以上になってから、第 1 トルク伝達経路 TP1 を構成する第 1 および第 2 スプリング SP1, SP2 と並列に作用する。これにより、ダンパ装置 10 は、2 段階 (2 ステージ) の減衰特性を有することになる。

30

【0018】

また、本実施形態では、第 1 および第 2 スプリング SP1, SP2 並びに内側スプリング SPi として、荷重が加えられていないときに真っ直ぐに延びる軸心を有するように螺旋状に巻かれた金属材料からなる直線型コイルスプリングが採用されている。これにより、アークコイルスプリングを用いた場合に比べて、第 1 および第 2 スプリング SP1, SP2 並びに内側スプリング SPi を軸心に沿ってより適正に伸縮させることができる。この結果、ドライブ部材 11 (入力要素) とドリブン部材 15 (出力要素) との相対変位が増加していく際に第 2 スプリング SP2 等からドリブン部材 15 に伝達されるトルクと、ドライブ部材 11 とドリブン部材 15 との相対変位が減少していく際に第 2 スプリング SP2 等からドリブン部材 15 に伝達されるトルクとの差すなわちヒステリシスを低減化することが可能となる。ただし、第 1 および第 2 スプリング SP1, SP2 並びに内側スプリング SPi の少なくとも何れかとして、アークコイルスプリングが採用されてもよい。

40

50

【 0 0 1 9 】

図 2 に示すように、ダンパ装置 1 0 のドライブ部材 1 1 は、ロックアップクラッチ 8 のクラッチドラム 8 1 に連結される環状の第 1 入力プレート部材 1 1 1 と、第 1 入力プレート部材 1 1 1 と対向するように複数のリベットを介して当該第 1 入力プレート部材 1 1 1 に連結される環状の第 2 入力プレート部材 1 1 2 とを含む。これにより、ドライブ部材 1 1、すなわち第 1 および第 2 入力プレート部材 1 1 1、1 1 2 は、クラッチドラム 8 1 と一体に回転し、ロックアップクラッチ 8 の係合によりフロントカバー 3 (エンジン E G) とダンパ装置 1 0 のドライブ部材 1 1 とが連結されることになる。

【 0 0 2 0 】

図 2 および図 3 に示すように、第 1 入力プレート部材 1 1 1 は、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて (等間隔に) 配設された複数 (本実施形態では、例えば 3 個) の外側スプリング収容窓 1 1 1 w o と、それぞれ円弧状に延びると共に各外側スプリング収容窓 1 1 1 w o の径方向内側に周方向に間隔をおいて (等間隔に) 配設された複数 (本実施形態では、例えば 3 個) の内側スプリング収容窓 1 1 1 w i と、各内側スプリング収容窓 1 1 1 w i の外側縁部に沿って延びる複数 (本実施形態では、例えば 3 個) のスプリング支持部 1 1 1 s と、複数 (本実施形態では、例えば 3 個) の外側スプリング当接部 1 1 1 c o と、複数 (本実施形態では、例えば 6 個) の内側スプリング当接部 1 1 1 c i とを有する。各内側スプリング収容窓 1 1 1 w i は、内側スプリング S P i の自然長よりも長い周長を有する (図 3 参照)。また、外側スプリング当接部 1 1 1 c o は、周方向に沿って互いに隣り合う外側スプリング収容窓 1 1 1 w o の間に 1 個ずつ設けられる。更に、内側スプリング当接部 1 1 1 c i は、各内側スプリング収容窓 1 1 1 w i の周方向における両側に 1 個ずつ設けられる。

【 0 0 2 1 】

第 2 入力プレート部材 1 1 2 は、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて (等間隔に) 配設された複数 (本実施形態では、例えば 3 個) の外側スプリング収容窓 1 1 2 w o と、それぞれ円弧状に延びると共に各外側スプリング収容窓 1 1 2 w o の径方向内側に周方向に間隔をおいて (等間隔に) 配設された複数 (本実施形態では、例えば 3 個) の内側スプリング収容窓 1 1 2 w i と、各内側スプリング収容窓 1 1 2 w i の外側縁部に沿って延びる複数 (本実施形態では、例えば 3 個) のスプリング支持部 1 1 2 s と、複数 (本実施形態では、例えば 3 個) の外側スプリング当接部 1 1 2 c o と、複数 (本実施形態では、例えば 6 個) の内側スプリング当接部 1 1 2 c i とを有する。各内側スプリング収容窓 1 1 2 w i は、内側スプリング S P i の自然長よりも長い周長を有する (図 3 参照)。また、外側スプリング当接部 1 1 2 c o は、周方向に沿って互いに隣り合う外側スプリング収容窓 1 1 2 w o の間に 1 個ずつ設けられる。更に、内側スプリング当接部 1 1 2 c i は、各内側スプリング収容窓 1 1 2 w i の周方向における両側に 1 個ずつ設けられる。また、本実施形態では、第 1 および第 2 入力プレート部材 1 1 1、1 1 2 として、同一の形状を有するものが採用され、これにより、部品の種類の数を削減することが可能となる。

【 0 0 2 2 】

中間部材 1 2 は、ドライブ部材 1 1 の第 1 入力プレート部材 1 1 1 よりもフロントカバー 3 側に配置される環状の第 1 中間プレート部材 1 2 1 と、ドライブ部材 1 1 の第 2 入力プレート部材 1 1 2 よりもタービンランナ 5 側に配置されると共に複数のリベットを介して第 1 中間プレート部材 1 2 1 に連結 (固定) される環状の第 2 中間プレート部材 1 2 2 とを含む。図 2 に示すように、第 1 および第 2 中間プレート部材 1 2 1、1 2 2 は、第 1 および第 2 入力プレート部材 1 1 1、1 1 2 をダンパ装置 1 0 の軸方向における両側から挟み込むように配置される

【 0 0 2 3 】

図 2 および図 3 に示すように、第 1 中間プレート部材 1 2 1 は、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて (等間隔に) 配設された複数 (本実施形態では、例えば 3 個) のスプリング収容窓 1 2 1 w と、それぞれ対応するスプリング収容窓 1 2 1 w の外側

10

20

30

40

50

縁部に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング支持部１２１ｓと、複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング当接部１２１ｃとを有する。スプリング当接部１２１ｃは、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング収容窓１２１ｗの間に１個ずつ設けられる。第２中間プレート部材１２２は、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング収容窓１２２ｗと、それぞれ対応するスプリング収容窓１２２ｗの外側縁部に沿って延びる複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング支持部１２２ｓと、複数（本実施形態では、例えば３個）のスプリング当接部１２２ｃとを有する。スプリング当接部１２２ｃは、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング収容窓１２２ｗの間に１個ずつ設けられる。また、本実施形態では、第１および第２中間プレート部材１２１，１２２として、同一の形状を有するものが採用され、これにより、部品の種類の数を削減することが可能となる。

10

【００２４】

ドリブン部材１５は、板状の環状部材として構成されており、第１および第２入力プレート部材１１１，１１２の軸方向における間に配置されると共に、複数のリベットを介してダンパハブ７に固定される。図２および図３に示すように、ドリブン部材１５は、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（本実施形態では、例えば３個）の外側スプリング収容窓１５ｗｏと、各外側スプリング収容窓１５ｗｏの径方向内側に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（本実施形態では、例えば３個）の内側スプリング収容窓１５ｗｉと、複数（本実施形態では、例えば３個）の外側スプリング当接部１５ｃｏと、複数（本実施形態では、例えば６個）の内側スプリング当接部１５ｃｉとを有する。外側スプリング当接部１５ｃｏは、周方向に沿って互いに隣り合う外側スプリング収容窓１５ｗｏの間に１個ずつ設けられる。また、各内側スプリング収容窓１５ｗｉは、内側スプリングＳＰ１の自然長に応じた周長を有する。更に、内側スプリング当接部１５ｃｉは、各内側スプリング収容窓１５ｗｉの周方向における両側に１つずつ設けられる。

20

【００２５】

第１および第２入力プレート部材１１１，１１２の外側スプリング収容窓１１１ｗｏ，１１２ｗｏと、ドリブン部材１５の外側スプリング収容窓１５ｗｏとには、第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２が互いに対をなす（直列に作用する）ように１個ずつ配置される。また、ダンパ装置１０の取付状態において、第１および第２入力プレート部材１１１，１１２の各外側スプリング当接部１１１ｃｏ，１１２ｃｏと、ドリブン部材１５の各外側スプリング当接部１５ｃｏとは、互いに異なる外側スプリング収容窓１５ｗｏ，１１１ｗｏ，１１２ｗｏに配置されて対をなさない（直列に作用しない）第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２の間で両者の端部と当接する。

30

【００２６】

更に、第１および第２中間プレート部材１２１，１２２のスプリング当接部１２１ｃ，１２２ｃは、それぞれ共通の外側スプリング収容窓１５ｗｏ，１１１ｗｏ，１１２ｗｏに配置されて互いに対をなす第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２の間で両者の端部と当接する。また、互いに異なる外側スプリング収容窓１５ｗｏ，１１１ｗｏ，１１２ｗｏに配置されて対をなさない（直列に作用しない）第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２は、第１および第２中間プレート部材１２１，１２２のスプリング収容窓１２１ｗ，１２２ｗに配置される。更に、互いに対をなさない（直列に作用しない）第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２は、フロントカバー３側で第１中間プレート部材１２１のスプリング支持部１２１ｓにより径方向外側から支持（ガイド）されると共に、タービンランナ５側で第２中間プレート部材１２２のスプリング支持部１２２ｓにより径方向外側から支持（ガイド）される。

40

【００２７】

これにより、第１および第２スプリングＳＰ１，ＳＰ２は、図３に示すように、ダンパ装置１０の周方向に交互に並ぶ。また、各第１スプリングＳＰ１の一端は、ドライブ部材

50

11の対応する外側スプリング当接部111co, 112coと当接し、各第1スプリングSP1の他端は、中間部材12の対応するスプリング当接部121c, 122cと当接する。更に、各第2スプリングSP2の一端は、中間部材12の対応するスプリング当接部121c, 122cと当接し、各第2スプリングSP2の他端は、ドリブン部材15の対応する外側スプリング当接部15coと当接する。

【0028】

この結果、互いに対をなす第1および第2スプリングSP1, SP2は、ドライブ部材11とドリブン部材15との間で、中間部材12のスプリング当接部121c, 122cを介して直列に連結される。従って、ダンパ装置10では、ドライブ部材11とドリブン部材15との間でトルクを伝達する弾性体の剛性、すなわち第1および第2スプリングSP1, SP2の合成ばね定数をより小さくすることができる。なお、本実施形態において、それぞれ複数の第1および第2スプリングSP1, SP2は、図3に示すように、同一円周上に配列され、発進装置1やダンパ装置10の軸心と各第1スプリングSP1の軸心との距離と、発進装置1等の軸心と各第2スプリングSP2の軸心との距離とが等しくなっている。

【0029】

また、ドリブン部材15の各内側スプリング収容窓15wiには、内側スプリングSPiが配置される。ダンパ装置10の取付状態において、各内側スプリング当接部15ciは、内側スプリングSPiの対応する端部と当接する。更に、ダンパ装置10の取付状態において、各内側スプリングSPiのフロントカバー3側の側部は、第1入力プレート部材111の対応する内側スプリング収容窓111wiの周方向における中央部に位置すると共に、第1入力プレート部材111のスプリング支持部111sにより径方向外側から支持(ガイド)される。また、ダンパ装置10の取付状態において、各内側スプリングSPiのタービンランナ5側の側部は、第2入力プレート部材112の対応する内側スプリング収容窓112wiの周方向における中央部に位置すると共に、第2入力プレート部材112のスプリング支持部112sにより径方向外側から支持(ガイド)される。

【0030】

これにより、各内側スプリングSPiは、図2および図3に示すように、流体室9内の内周側領域に配置され、第1および第2スプリングSP1, SP2により包囲される。この結果、ダンパ装置10ひいては発進装置1の軸長をより短縮化することが可能となる。そして、各内側スプリングSPiは、ドライブ部材11への入力トルク(駆動トルク)(あるいは車軸側からドリブン部材15に付与されるトルク(被駆動トルク))が上記トルクT1に達すると、第1および第2入力プレート部材111, 112の対応する内側スプリング収容窓111wi, 112wiの両側に設けられた内側スプリング当接部111ci, 112ciの一方と当接することになる。

【0031】

更に、ダンパ装置10は、ドライブ部材11とドリブン部材15との相対回転を規制する図示しないストッパを有する。本実施形態において、当該ストッパは、第2入力プレート部材112の内周部から周方向に間隔をおいてダンパハブ7に向けて径方向に突出する複数のストッパ部と、ドリブン部材15が固定されるダンパハブ7に周方向に間隔をおいて形成されて円弧状に延びる複数の切り欠きとより構成される。ダンパ装置10の取付状態において、第2入力プレート部材の各ストッパ部は、ダンパハブ7の対応する切り欠き内に当該切り欠きの両側の端部を画成するダンパハブ7の壁面と当接しないように配置される。これにより、ドライブ部材11とドリブン部材15とが相対回転するのに伴って第2入力プレート部材112のストッパ部とダンパハブ7の切り欠きの両側の端部を画成する壁面の一方とが当接すると、ドライブ部材11とドリブン部材15との相対回転および第1および第2スプリングSP1, SP2および内側スプリングSPiのすべての撓みが規制される。

【0032】

加えて、ダンパ装置10は、図1に示すように、複数の第1スプリングSP1、中間部

10

20

30

40

50

材 1 2 および複数の第 2 スプリング S P 2 を含む第 1 トルク伝達経路 T P 1 と、複数の内側スプリング S P i を含む第 2 トルク伝達経路 T P 2 との双方に並列に設けられる回転慣性質量ダンパ 2 0 を含む。本実施形態において、回転慣性質量ダンパ 2 0 は、ダンパ装置 1 0 の入力要素であるドライブ部材 1 1 と出力要素であるドリブン部材 1 5 との間に配置されるシングルピニオン式の遊星歯車 2 1 を有する。

【 0 0 3 3 】

本実施形態において、遊星歯車 2 1 は、外周に外歯 1 5 t を含んでサンギヤとして機能するドリブン部材 1 5 と、それぞれ外歯 1 5 t に噛合する複数（本実施形態では、例えば 3 個）のピニオンギヤ 2 3 を回転自在に支持してキャリアとして機能する第 1 および第 2 入力プレート部材 1 1 1 , 1 1 2 と、各ピニオンギヤ 2 3 に噛合する内歯 2 5 t を有する
と共にサンギヤとしてのドリブン部材 1 5（外歯 1 5 t）と同心円上に配置されるリングギヤ 2 5 とにより構成される。従って、サンギヤとしてのドリブン部材 1 5、複数のピニオンギヤ 2 3 およびリングギヤ 2 5 は、流体室 9 内で、ダンパ装置 1 0 の径方向からみて第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2（並びに内側スプリング S P i）と軸方向に少なくとも部分的に重なり合う。

10

【 0 0 3 4 】

図 2 および図 3 に示すように、外歯 1 5 t は、ドリブン部材 1 5 の外周面に周方向に間隔を置いて（等間隔に）定められた複数の箇所形成される。従って、外歯 1 5 t は、外側スプリング収容窓 1 5 w o および内側スプリング収容窓 1 5 w i、すなわちドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 5 との間でトルクを伝達する第 1 スプリング S P 1、第 2 スプリング S P 2 および内側スプリング S P i よりも径方向外側に位置する。なお、外歯 1 5 t は、ドリブン部材 1 5 の外周の全体に形成されてもよい。

20

【 0 0 3 5 】

遊星歯車 2 1 のキャリアを構成する第 1 入力プレート部材 1 1 1 は、図 2 および図 3 に示すように、外側スプリング当接部 1 1 1 c o よりも径方向外側に周方向に間隔を置いて（等間隔に）に配設された複数（本実施形態では、例えば 3 個）のピニオンギヤ支持部 1 1 5 を有する。同様に、遊星歯車 2 1 のキャリアを構成する第 2 入力プレート部材 1 1 2 も、図 2 および図 3 に示すように、外側スプリング当接部 1 1 2 c o よりも径方向外側に周方向に間隔を置いて（等間隔に）に配設された複数（本実施形態では、例えば 3 個）のピニオンギヤ支持部 1 1 6 を有する。

30

【 0 0 3 6 】

第 1 入力プレート部材 1 1 1 の各ピニオンギヤ支持部 1 1 5 は、図 4 に示すように、フロントカバー 3 に向けて軸方向に突出するように形成された円弧状の軸方向延在部 1 1 5 a と、当該軸方向延在部の端部から径方向外側に延出された円弧状のフランジ部 1 1 5 f とを有する。また、第 2 入力プレート部材 1 1 2 の各ピニオンギヤ支持部 1 1 6 は、タービンランナ 5 に向けて軸方向に突出するように形成された円弧状の軸方向延在部 1 1 6 a と、当該軸方向延在部の端部から径方向外側に延出された円弧状のフランジ部 1 1 6 f とを有する。第 1 入力プレート部材 1 1 1 の各ピニオンギヤ支持部 1 1 5（フランジ部 1 1 5 f）は、第 2 入力プレート部材 1 1 2 の対応するピニオンギヤ支持部 1 1 6（フランジ部 1 1 6 f）と軸方向に対向し、互いに対をなすフランジ部 1 1 5 f , 1 1 6 f は、それぞれピニオンギヤ 2 3 に挿通されたピニオンシャフト 2 4 の端部を支持する。また、本実施形態において、第 1 入力プレート部材 1 1 1 のピニオンギヤ支持部 1 1 5（フランジ部 1 1 5 f）は、それぞれリベットを介してロックアップクラッチ 8 のクラッチドラム 8 1 に締結される。更に、本実施形態において、中間部材 1 2 を構成する第 1 中間プレート部材 1 2 1 はピニオンギヤ支持部 1 1 5 の軸方向延在部 1 1 5 a の内周面により調心される。また、中間部材 1 2 を構成する第 2 中間プレート部材 1 2 2 は、ピニオンギヤ支持部 1 1 6 の軸方向延在部 1 1 6 a の内周面により調心される。

40

【 0 0 3 7 】

遊星歯車 2 1 のピニオンギヤ 2 3 は、図 4 に示すように、外周にギヤ歯（外歯）2 3 t を有する環状のギヤ本体 2 3 0 と、ギヤ本体 2 3 0 の内周面とピニオンシャフト 2 4 の外

50

周面との間に配置される複数のニードルベアリング 231 と、ギヤ本体 230 の両端部に嵌合されてニードルベアリング 231 の軸方向における移動を規制する一対のスペーサ 232 とを含む。ピニオンギヤ 23 のギヤ本体 230 は、図 4 に示すように、ギヤ歯 23t の歯底よりも当該ピニオンギヤ 23 の径方向における内周側で当該ギヤ歯 23t の軸方向における両側に突出すると共に円柱面状の外周面を有する環状の径方向支持部 230s を含む。また、各スペーサ 232 の外周面は、径方向支持部 230s と同径、若しくは当該径方向支持部 230s よりも小径に形成されている。

【0038】

複数のピニオンギヤ 23 は、周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶようにキャリアとしての第 1 および第 2 入力プレート部材 111, 112（ピニオンギヤ支持部 115, 116）により回転自在に支持される。更に、各スペーサ 232 の側面と第 1 および第 2 入力プレート部材 111, 112 のピニオンギヤ支持部 115, 116（フランジ部 115f, 116f）との間には、ワッシャ 235 が配置される。また、ピニオンギヤ 23 のギヤ歯 23t の両側の側面と、第 1 および第 2 入力プレート部材 111, 112 のピニオンギヤ支持部 115, 116（フランジ部 115f, 116f）との軸方向における間には、図 4 に示すように間隙が形成される。

【0039】

遊星歯車 21 のリングギヤ 25 は、内周に内歯 25t が形成された環状のギヤ本体 250 と、それぞれ円環状に形成された 2 枚の側板 251 と、各側板 251 をギヤ本体 250 の軸方向における両側の側面に固定するための複数のリベット 252 とを含む。ギヤ本体 250、2 枚の側板 251 および複数のリベット 252 は、一体化されて回転慣性質量ダンパ 20 の質量体として機能する。本実施形態において、内歯 25t は、ギヤ本体 250 の内周面の全体にわたって形成される。ただし、内歯 25t は、ギヤ本体 250 の内周面に周方向に間隔をおいて（等間隔に）定められた複数の箇所形成されてもよい。また、ギヤ本体 250 の外周面には、図 3 に示すように、リングギヤ 25 の質量を調整するための凹部が周方向に間隔をおいて（等間隔に）複数形成されてもよい。

【0040】

各側板 251 は、凹円柱面状の内周面を有し、内歯 25t に噛合する複数のピニオンギヤ 23 により軸方向に支持される被支持部として機能する。すなわち、2 枚の側板 251 は、内歯 25t の軸方向における両側で、それぞれ内歯 25t の歯底よりも径方向内側に突出して少なくともピニオンギヤ 23 のギヤ歯 23t の側面と対向するようにギヤ本体 250 の対応する側面に固定される。本実施形態において、各側板 251 の内周面は、図 4 に示すように、内歯 25t の歯先よりも僅かに径方向内側に位置する。

【0041】

各ピニオンギヤ 23 と内歯 25t とが噛合した際、各側板 251 の内周面は、ピニオンギヤ 23（ギヤ本体 230）の対応する径方向支持部 230s により径方向に支持される。これにより、複数のピニオンギヤ 23 の径方向支持部 230s によりリングギヤ 25 をサンギヤとしてのドリブン部材 15 の軸心に対して精度よく調心して当該リングギヤ 25 をスムーズに回転（揺動）させることが可能となる。また、各ピニオンギヤ 23 と内歯 25t とが噛合した際、各側板 251 の内面は、ピニオンギヤ 23 のギヤ歯 23t の側面およびギヤ歯 23t の歯底から径方向支持部 230s までの部分の側面と対向する。これにより、リングギヤ 25 の軸方向における移動は、少なくともピニオンギヤ 23 のギヤ歯 23t の側面により規制されることになる。更に、そして、リングギヤ 25 の各側板 251 の外面と、第 1 および第 2 入力プレート部材 111, 112 のピニオンギヤ支持部 115, 116（フランジ部 115f, 116f）との軸方向における間には、図 4 に示すように間隙が形成される。

【0042】

上述のように構成される発進装置 1 では、ロックアップクラッチ 8 によるロックアップが解除されている際、図 1 からわかるように、エンジン EG からフロントカバー 3 に伝達されたトルク（動力）が、ポンプインペラ 4、タービンランナ 5、ドリブン部材 15、ダ

10

20

30

40

50

ンパハブ 7 という経路を介して変速機 T M の入力軸 I S へと伝達される。これに対して、発進装置 1 のロックアップクラッチ 8 によりロックアップが実行されると、エンジン E G からフロントカバー 3 およびロックアップクラッチ 8 を介してドライブ部材 1 1 に伝達されたトルクは、入力トルクが上記トルク T 1 に達するまで、複数の第 1 スプリング S P 1、中間部材 1 2 および複数の第 2 スプリング S P 2 を含む第 1 トルク伝達経路 T P 1 と、回転慣性質量ダンパ 2 0 とを介してドリブン部材 1 5 およびダンパハブ 7 に伝達される。また、入力トルクが上記トルク T 1 以上になると、ドライブ部材 1 1 に伝達されたトルクは、第 1 トルク伝達経路 T P 1 と、複数の内側スプリング S P i を含む第 2 トルク伝達経路 T P 2 と、回転慣性質量ダンパ 2 0 とを介してドリブン部材 1 5 およびダンパハブ 7 に伝達される。

10

【 0 0 4 3 】

そして、ロックアップの実行時（ロックアップクラッチ 8 の係合時）にドライブ部材 1 1 がドリブン部材 1 5 に対して回転すると（捩れると）、第 1 および第 2 スプリング S P 1、S P 2 が捩むと共に、ドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 5 との相対回転に応じて質量体としてのリングギヤ 2 5 が軸心周りに回転（揺動）する。このようにドライブ部材 1 1 がドリブン部材 1 5 に対して回転（揺動）する際には、遊星歯車 2 1 の入力要素であるキャリアとしてのドライブ部材 1 1 すなわち第 1 および第 2 入力プレート部材 1 1 1、1 1 2 の回転速度がサンギヤとしてのドリブン部材 1 5 の回転速度よりも高くなる。従って、この際、リングギヤ 2 5 は、遊星歯車 2 1 の作用により増速され、ドライブ部材 1 1 よりも高い回転速度で回転する。これにより、回転慣性質量ダンパ 2 0 の質量体であるリン

20

【 0 0 4 4 】

次に、ダンパ装置 1 0 の設計手順について説明する。

【 0 0 4 5 】

上述のように、ダンパ装置 1 0 では、ドライブ部材 1 1 に伝達される入力トルクが上記トルク T 1 に達するまで、第 1 トルク伝達経路 T P 1 に含まれる第 1 および第 2 スプリング S P 1、S P 2 と回転慣性質量ダンパ 2 0 とが並列に作用する。このように、第 1 および第 2 スプリング S P 1、S P 2 と回転慣性質量ダンパ 2 0 とが並列に作用する際、中間部材 1 2 と第 1 および第 2 スプリング S P 1、S P 2 とを含む第 1 トルク伝達経路 T P 1 からドリブン部材 1 5 に伝達されるトルクは、中間部材 1 2 とドリブン部材 1 5 との間の第 2 スプリング S P 2 の変位（捩み量すなわち捩れ角）に依存（比例）したものとなる。これに対して、回転慣性質量ダンパ 2 0 からドリブン部材 1 5 に伝達されるトルクは、ドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 5 との角加速度の差、すなわちドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 5 との間の第 1 および第 2 スプリング S P 1、S P 2 の変位の 2 回微分値に依存（比例）したものとなる。これにより、ダンパ装置 1 0 のドライブ部材 1 1 に伝達される入力トルクが次式（1）に示すように周期的に振動していると仮定すれば、第 1 トルク伝達経路 T P 1 を経由してドライブ部材 1 1 からドリブン部材 1 5 に伝達される振動の位相と、回転慣性質量ダンパ 2 0 を経由してドライブ部材 1 1 からドリブン部材 1 5 に伝達される振動の位相とは、180°ずれることになる。

30

40

【 0 0 4 6 】

【 数 1 】

$$T = T_0 \sin \omega t \quad \cdots (1)$$

【 0 0 4 7 】

また、単一の中間部材 1 2 を有するダンパ装置 1 0 では、第 1 および第 2 スプリング S P 1、S P 2 の捩みが許容され、かつ内側スプリング S P i が捩んでいない際に、第 1 トルク伝達経路 T P 1 において 2 つの共振が発生する。すなわち、第 1 トルク伝達経路 T P 1 では、第 1 および第 2 スプリング S P 1、S P 2 の捩みが許容され、かつ内側スプリ

50

グSPiが撓んでいない際に、ドライブ部材11とドリブン部材15とが互いに逆位相で振動することによるダンパ装置10全体の共振（第1共振）が発生する。また、第1トルク伝達経路TP1では、第1および第2スプリングSP1、SP2の撓みが許容され、かつ内側スプリングSPiが撓んでいない際に、基本的に第1共振よりも高回転側（高周波側）で、中間部材12がドライブ部材11およびドリブン部材15の双方と逆位相で振動することによる共振（第2共振）が発生する。

【0048】

本発明者らは、上述のような特性を有するダンパ装置10の振動減衰効果をより向上させるべく鋭意研究・解析を行い、ダンパ装置10では、第1トルク伝達経路TP1における振動の振幅と、それと逆位相になる回転慣性質量ダンパ20における振動の振幅とを一致させることで、ドリブン部材15の振動を減衰させ得ることに着目した。そして、本発明者らは、ロックアップの実行によりエンジンEGからドライブ部材11にトルクが伝達された状態にあり、かつ内側スプリングSPiが撓んでいないダンパ装置10を含む振動系について、次式（2）のような運動方程式を構築した。ただし、式（2）において、“ J_1 ”は、ドライブ部材11の慣性モーメントであり、“ J_2 ”は、中間部材12の慣性モーメントであり、“ J_3 ”は、ドリブン部材15の慣性モーメントであり、“ J_i ”は、回転慣性質量ダンパ20の質量体であるリングギヤ25の慣性モーメントである。また、“ θ_1 ”は、ドライブ部材11の捩れ角であり、“ θ_2 ”は、中間部材12の捩れ角であり、“ θ_3 ”は、ドリブン部材15の捩れ角である。更に、“ k_1 ”は、ドライブ部材11と中間部材12との間で並列に作用する複数の第1スプリングSP1の合成ばね定数であり、“ k_2 ”は、中間部材12とドリブン部材15の間に並列に作用する複数の第2スプリングSP2の合成ばね定数である。また、“ T ”は、エンジンEGからドライブ部材11に伝達される入力トルクである。

【0049】

【数2】

$$\begin{bmatrix} J_1 + J_i \cdot (1 + \lambda)^2 & 0 & -J_i \cdot \lambda \cdot (1 + \lambda) \\ 0 & J_2 & 0 \\ -J_i \cdot \lambda \cdot (1 + \lambda) & 0 & J_3 + J_i \cdot \lambda^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdots (2)$$

【0050】

更に、本発明者らは、入力トルクTが上記式（1）に示すように周期的に振動していると仮定すると共に、ドライブ部材11の捩れ角 θ_1 、中間部材12の捩れ角 θ_2 、およびドリブン部材15の捩れ角 θ_3 が次式（3）に示すように周期的に応答（振動）すると仮定した。ただし、式（1）および（3）における“ T ”は、入力トルクTの周期的な変動（振動）における角振動数であり、式（3）において、“ θ_1 ”は、エンジンEGからのトルクの伝達に伴って生じるドライブ部材11の振動の振幅（振動振幅、すなわち最大捩れ角）であり、“ θ_2 ”は、ドライブ部材11にエンジンEGからのトルクが伝達されるのに伴って生じる中間部材12の振動の振幅（振動振幅）であり、“ θ_3 ”は、ドライブ部材11にエンジンEGからのトルクが伝達されるのに伴って生じるドリブン部材15の振動の振幅（振動振幅）である。かかる仮定のもと、式（1）および（3）を式（2）に代入して両辺から“ $\sin \omega t$ ”を払うことで、次式（4）の恒等式を得ることができる。

【0051】

【数 3】

$$\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_2 \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \sin \omega t \quad \cdots (3)$$

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 - \omega^2 \{ J_1 + J_i \cdot (1 + \lambda)^2 \} & -k_1 & \omega^2 \cdot J_i \cdot \lambda \cdot (1 + \lambda) \\ -k_1 & k_1 + k_2 - \omega^2 \cdot J_2 & -k_2 \\ \omega^2 \cdot J_i \cdot \lambda \cdot (1 + \lambda) & -k_2 & k_2 - \omega^2 (J_3 + J_i \cdot \lambda^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_2 \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \quad \cdots (4)$$

10

【0052】

式(4)において、ドリブン部材15の振動振幅 Θ_3 がゼロである場合、ダンパ装置10によりエンジンEGからの振動が理論上完全に減衰されてドリブン部材15よりも後段側の変速機TMやドライブシャフト等には理論上振動が伝達されないことになる。そこで、本発明者らは、かかる観点から、式(4)の恒等式を振動振幅 Θ_3 について解くと共に、 $\Theta_3 = 0$ とすることで、次式(5)に示す条件式を得た。式(5)は、入力トルクTの周期的な変動における角振動数の二乗値 ω^2 についての2次方程式である。当該角振動数の二乗値 ω^2 が式(5)の2つの実数解の何れか(または重解)である場合、ドライブ部材11から第1トルク伝達経路TP1を介してドリブン部材15に伝達されるエンジンEGからの振動と、ドライブ部材11から回転慣性質量ダンパ20を介してドリブン部材15に伝達される振動とが互いに打ち消し合い、ドリブン部材15の振動振幅 Θ_3 が理論上ゼロになる。

20

【0053】

【数 4】

$$J_2 \cdot J_i \cdot \lambda (1 + \lambda) \cdot (\omega^2)^2 - J_i \cdot \lambda (1 + \lambda) \cdot (k_1 + k_2) \cdot \omega^2 + k_1 \cdot k_2 = 0 \quad \cdots (5)$$

【0054】

かかる解析結果より、中間部材12を有することで第1トルク伝達経路TP1を介して伝達されるトルクに2つのピークすなわち共振が発生するダンパ装置10では、図5に示すように、ドリブン部材15の振動振幅 Θ_3 が理論上ゼロになる反共振点を合計2つ設定し得ることが理解されよう(図5におけるA1およびA2)。すなわち、ダンパ装置10では、第1トルク伝達経路TP1における振動の振幅と、それと逆位相になる回転慣性質量ダンパ20における振動の振幅とを第1トルク伝達経路TP1で発生する2つの共振に対応した2つのポイントで一致させることで、ドリブン部材15の振動を極めて良好に減衰させることが可能となる。

30

【0055】

更に、ダンパ装置10では、ドライブ部材11の回転数が低回転側(低周波側)の反共振点A1の振動数に対応した回転数よりもある程度高まった段階で中間部材12の共振が発生し、第2内側スプリングSP2からドリブン部材15に伝達される振動の振幅は、図5において一点鎖線で示すように、ドライブ部材11(エンジンEG)の回転数が、比較的小さい中間部材12の固有振動数に対応した回転数に達する前に減少から増加に転じることになる。これにより、ドライブ部材11の回転数が増加するにつれて回転慣性質量ダンパ20からドリブン部材15に伝達される振動の振幅が徐々に増加しても(図5における二点鎖線参照)、当該回転慣性質量ダンパ20からドリブン部材15に伝達される振動が第2内側スプリングSP2からドリブン部材15に伝達される振動の少なくとも一部を打ち消す領域を拡げることが可能となる。この結果、ドライブ部材11の回転数が比較的低い領域におけるダンパ装置10の振動減衰性能をより向上させることができる。

40

【0056】

ここで、走行用動力の発生源としてのエンジンEGを搭載する車両では、ロックアップクラッチのロックアップ回転数 N_{lup} (エンジンEGの始動後に最初に当該エンジンE

50

Gとダンパ装置10とを連結する際の回転数であり、複数のロックアップ回転数の中で最も低いもの、すなわちドライブ部材11からトルク伝達経路TP1を介してドリブン部材15にトルクが伝達される回転数域の最小回転数)をより低下させて早期にエンジンEGからのトルクを変速機TMに機械的に伝達することで、エンジンEGと変速機TMとの間の動力伝達効率を向上させ、それによりエンジンEGの燃費をより向上させることができる。ただし、ロックアップ回転数N_{lup}の設定範囲となり得る500rpm~1500rpm程度の低回転数域では、エンジンEGからロックアップクラッチを介してドライブ部材11に伝達される振動が大きくなり、特に3気筒あるいは4気筒エンジンといった省気筒エンジンを搭載した車両において振動レベルの増加が顕著となる。従って、ロックアップの実行時や実行直後に大きな振動が変速機TM等に伝達されないようにするためには、ロックアップが実行された状態でエンジンEGからのトルク(振動)を変速機TMへと伝達するダンパ装置10全体(ドリブン部材15)のロックアップ回転数N_{lup}付近の回転数域における振動レベルをより低下させる必要がある。

10

【0057】

これを踏まえて、本発明者らは、ロックアップクラッチ8に対して定められたロックアップ回転数N_{lup}に基づいて、エンジンEGの回転数N_eが500rpmから1500rpmの範囲(ロックアップ回転数N_{lup}の想定設定範囲)内にある際に低回転側(低周波側)の反共振点A1が形成されるようにダンパ装置10を構成することとした。上記式(5)の2つの解 ω_1 および ω_2 は、2次方程式の解の公式から次式(6)および(7)のように得ることが可能であり、 $\omega_1 < \omega_2$ が成立する。そして、低回転側(低周波側)の反共振点A1の振動数(以下、「最小振動数」という)fa₁は、次式(8)に示すように表され、高回転側(高周波側)の反共振点A2の振動数fa₂(fa₂ > fa₁)は、次式(9)に示すように表される。また、最小振動数fa₁に対応したエンジンEGの回転数Ne_{a1}は、“n”をエンジンEGの気筒数とすれば、Ne_{a1} = (120/n)・fa₁と表される。

20

【0058】

【数5】

$$\omega_1^2 = \frac{(k_1 + k_2) - \sqrt{(k_1 + k_2)^2 - 4 \cdot \frac{J_2}{J_i} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{1}{\lambda(1 + \lambda)}}}{2 \cdot J_2} \quad \dots(6)$$

30

$$\omega_2^2 = \frac{(k_1 + k_2) + \sqrt{(k_1 + k_2)^2 - 4 \cdot \frac{J_2}{J_i} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{1}{\lambda(1 + \lambda)}}}{2 \cdot J_2} \quad \dots(7)$$

$$fa_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_1 + k_2) - \sqrt{(k_1 + k_2)^2 - 4 \cdot \frac{J_2}{J_i} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{1}{\lambda(1 + \lambda)}}}{2 \cdot J_2}} \quad \dots(8)$$

$$fa_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_1 + k_2) + \sqrt{(k_1 + k_2)^2 - 4 \cdot \frac{J_2}{J_i} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \frac{1}{\lambda(1 + \lambda)}}}{2 \cdot J_2}} \quad \dots(9)$$

40

【0059】

従って、ダンパ装置10では、次式(10)を満たすように、複数の第1スプリングSP1の合成ばね定数k₁、複数の第2スプリングSP2の合成ばね定数k₂、中間部材12の慣性モーメントJ₂(一体回転するように連結されるタービンランナ5等の慣性モーメントを考慮(合算)したもの)、および回転慣性質量ダンパ20の質量体であるリングギヤ25の慣性モーメントJ_iが選択・設定される。すなわち、ダンパ装置10では、上記最小振動数fa₁(およびロックアップ回転数N_{lup})に基づいて、第1および第2スプリングSP1、SP2のばね定数k₁、k₂と、中間部材12の慣性モーメントJ₂と、リングギヤ25の慣性モーメントJ_iと、遊星歯車21のギヤ比とが定められる。なお、ダンパ装置10の設計に際し、ピニオンギヤ23の慣性モーメントは上記式(2)~

50

(9) に示すように無視されても実用上差し支えないが、上記式 (2) 等において更にピニオンギヤ 2 3 の慣性モーメントが考慮されてもよい。そして、最小振動数 f_{a_1} (およびロックアップ回転数 N_{lup}) に基づいて、第 1 および第 2 スプリング SP_1 , SP_2 のばね定数 k_1 , k_2 , と、中間部材 1 2 の慣性モーメント J_2 と、リングギヤ 2 5 の慣性モーメント J_i と、遊星歯車 2 1 のギヤ比 と、ピニオンギヤ 2 3 の慣性モーメントが定められてもよい。

【 0 0 6 0 】

【 数 6 】

$$500rpm \leq \frac{120}{n} f_{a_1} \leq 1500rpm \quad \cdots (10)$$

10

【 0 0 6 1 】

このように、ドリブン部材 1 5 の振動振幅 ω_3 を理論上ゼロにし得る (より低下させ得る) 低回転側の反共振点 A_1 を 5 0 0 r p m から 1 5 0 0 r p m までの低回転数域 (ロックアップ回転数 N_{lup} の想定設定範囲) 内に設定することで、より低い回転数でのロックアップ (エンジン EG とドライブ部材 1 1 との連結) を許容することが可能となる。

【 0 0 6 2 】

また、式 (1 0) を満たすようにダンパ装置 1 0 を構成するに際しては、第 1 トルク伝達経路 TP_1 で発生する低回転側 (低周波側) の共振 (共振点 R_1) の振動数が上記最小振動数 f_{a_1} よりも小さく、かつできるだけ小さい値になるように、ばね定数 k_1 , k_2 と、慣性モーメント J_2 , J_i とを選択・設定すると好ましい。これにより、最小振動数 f_{a_1} をより小さくし、より一層低い回転数でのロックアップを許容することができる。

20

【 0 0 6 3 】

更に、2 つの反共振点 A_1 , A_2 を設定できるようにすることで、単一の反共振点が設定される場合に比べて (図 5 における破線参照) 、当該 2 つの反共振点 A_1 , A_2 のうち、振動数 (f_{a_1}) が最小となる反共振点 A_1 をより低周波側にシフトさせることが可能となる。加えて、2 つの反共振点 A_1 , A_2 を設定できるようにすることで、図 5 からわかるように、2 つの反共振点 A_1 , A_2 間の比較的広い回転数域で、ドライブ部材 1 1 から第 1 トルク伝達経路 TP_1 を介してドリブン部材 1 5 に伝達されるエンジン EG からの振動 (図 5 における一点鎖線参照) を、ドライブ部材 1 1 から回転慣性質量ダンパ 2 0 を介してドリブン部材 1 5 に伝達される振動 (図 5 における二点鎖線参照) によって良好に減衰させることが可能となる。

30

【 0 0 6 4 】

これにより、エンジン EG からの振動が大きくなりがちなロックアップ領域の低回転数域におけるダンパ装置 1 0 の振動減衰効果をより向上させることができる。なお、ダンパ装置 1 0 では、2 つめの共振 (図 5 における共振点 R_2 : 上記第 2 共振) が発生すると、中間部材 1 2 がドリブン部材 1 5 と逆位相で振動するようになり、図 5 において一点鎖線で示すように、第 1 トルク伝達経路 TP_1 を経由してドライブ部材 1 1 からドリブン部材 1 5 に伝達される振動の位相と、回転慣性質量ダンパ 2 0 を経由してドライブ部材 1 1 からドリブン部材 1 5 に伝達される振動の位相とが一致することになる。

【 0 0 6 5 】

40

また、上述のように構成されるダンパ装置 1 0 においてロックアップ回転数 N_{lup} 付近での振動減衰性能をより向上させるためには、当該ロックアップ回転数 N_{lup} と共振点 R_2 に対応したエンジン EG の回転数とを適切に離間させる必要がある。従って、式 (1 0) を満たすようにダンパ装置 1 0 を構成するに際しては、 N_{lup} ($120 / n$) $\cdot f_{a_1}$ ($= N e a_1$) を満たすように、ばね定数 k_1 , k_2 と、慣性モーメント J_2 , J_i とを選択・設定すると好ましい。これにより、変速機 TM の入力軸 IS への振動の伝達を良好に抑制しながらロックアップクラッチ 8 によるロックアップを実行すると共に、ロックアップの実行直後に、エンジン EG からの振動をダンパ装置 1 0 により極めて良好に減衰することが可能となる。

【 0 0 6 6 】

50

上述のように、反共振点 A 1 の振動数（最小振動数） f_{a_1} に基づいてダンパ装置 1 0 を設計することにより、当該ダンパ装置 1 0 の振動減衰性能を極めて良好に向上させることが可能となる。そして、本発明者らの研究・解析によれば、ロックアップ回転数 N_{lup} が例えば 1 0 0 0 r p m 前後の値に定められる場合、例えば 9 0 0 r p m （ $120/n$ ） $\cdot f_{a_1}$ 1 2 0 0 r p m を満たすようにダンパ装置 1 0 を構成することで、実用上極めて良好な結果が得られることが確認されている。

【0067】

一方、上述の反共振点 A 1 , A 2 付近でのドリブン部材 1 5 の実際の振動振幅をより小さくするためには、中間部材 1 2、第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2 を含む第 1 トルク伝達経路 T P 1 および回転慣性質量ダンパ 2 0 の双方のヒステリシスをできるだけ低減化する必要がある。すなわち、ダンパ装置 1 0 では、第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2 のヒステリシスに起因した第 1 トルク伝達経路 T P 1 を経由してドリブン部材 1 5 に伝達される振動の位相のずれと、回転慣性質量ダンパ 2 0 のヒステリシスに起因した当該回転慣性質量ダンパ 2 0 を経由してドリブン部材 1 5 に伝達される振動の位相のずれとの双方をできるだけ小さくする必要がある。

【0068】

このため、ダンパ装置 1 0 では、回転慣性質量ダンパ 2 0 の遊星歯車 2 1 のサンギヤとして機能するドリブン部材 1 5 に、ドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 5 との間でトルクを伝達する第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2 よりも径方向外側に位置するように外歯 1 5 t が形成される。すなわち、第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2 は、回転慣性質量ダンパ 2 0 の遊星歯車 2 1 よりも径方向内側に配置される。これにより、第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2 に作用する遠心力を低下させ、当該遠心力により第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2 がスプリング支持部 1 2 1 s , 1 2 2 s に押し付けられることで発生する摩擦力（摺動抵抗）を小さくすることができる。従って、ダンパ装置 1 0 では、第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2 のヒステリシスを良好に低減化することが可能となる。

【0069】

また、回転慣性質量ダンパ 2 0 のヒステリシスによるエネルギー損失を“ Jh ”とし、ドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 5 との相対変位が増加していく際に回転慣性質量ダンパ 2 0 を介してドリブン部材 1 5（サンギヤ）に伝達されるトルクと、ドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 5 との相対変位が減少していく際に回転慣性質量ダンパ 2 0 を介してドリブン部材 1 5 に伝達されるトルクとの差（以下、「トルク差」という）を“ T ”とし、ドリブン部材 1 5 に対するドライブ部材 1 1 の擦れ角を“ θ ”とすれば、回転慣性質量ダンパ 2 0 のヒステリシスによるエネルギー損失 Jh は、 $Jh = T \cdot \theta$ と表される。また、リングギヤ 2 5 とピニオンギヤ 2 3 との間の動摩擦係数を“ μ ”とし、例えば流体室 9 内の圧力等に応じてリングギヤ 2 5 に作用する垂直荷重（軸方向の力）を“ F_r ”とし、リングギヤ 2 5 のピニオンギヤ 2 3 に対する摺動距離を“ x ”とすれば、エネルギー損失 Jh は、 $Jh = \mu \cdot F_r \cdot x$ と表される。

【0070】

従って、 $T \cdot \theta = \mu \cdot F_r \cdot x$ という関係が成立し、この関係式の両辺を時間微分すれば、 $T \cdot \frac{d\theta}{dt} = \mu \cdot F_r \cdot \frac{dx}{dt}$ という関係が成立するので、トルク差 T すなわち回転慣性質量ダンパ 2 0 のヒステリシスを、 $T = \mu \cdot F_r \cdot (\frac{dx}{dt}) / (\frac{d\theta}{dt})$ と表すことができる。トルク差 T を示す関係式の右辺における摺動距離 x の時間微分値 $\frac{dx}{dt}$ は、リングギヤ 2 5 とピニオンギヤ 2 3 との相対速度 V_{rp} を示す。従って、回転慣性質量ダンパ 2 0 のヒステリシスは、リングギヤ 2 5 とその支持部材であるピニオンギヤ 2 3 との相対速度 V_{rp} 、つまり、質量体と、当該質量体の軸方向の移動を規制する支持部材との相対速度が小さいほど小さくなる。

【0071】

質量体としてのリングギヤ 2 5 が遊星歯車 2 1 のキャリアとしてのドライブ部材 1 1 を構成する第 1 および第 2 入力プレート部材 1 1 1 , 1 1 2 により両側から支持される場合

、回転慣性質量ダンパ 20 のヒステリシスは、リングギヤ 25 とドライブ部材 11 との相対速度 V_{rc} に依存することになる。そして、ドライブ部材 11 がドリブン部材 15 に対して角度 だけ回った際のリングギヤ 25 とドライブ部材 11 との相対速度 V_{rc} は、図 6 に示すように表され、相対速度 V_{rc} は、当該リングギヤ 25 の内周付近においても比較的大きく、リングギヤ 25 の内周から外周に向かうにつれて更には大きくなる。従って、質量体としてのリングギヤ 25 が第 1 および第 2 入力プレート部材 111, 112 により両側から支持される場合、回転慣性質量ダンパ 20 のヒステリシスを良好に低減化し得なくなってしまう。

【0072】

これに対して、ピニオンギヤ 23 は、キャリアとしての第 1 および第 2 入力プレート部材 111, 112 の周速度に一致する周速度 V_p で公転すると共にピニオンシャフト 24 の周りに自転するが、リングギヤ 25 の内歯 25t とピニオンギヤ 23 のギヤ歯 23t との噛み合い位置付近（図 7 における破線上の点、図 6 も同様）では、リングギヤ 25 とピニオンギヤ 23 との相対速度 V_{rp} は概ねゼロになる。これにより、リングギヤ 25 とピニオンギヤ 23 との相対速度 V_{rp} は、図 7 において白抜矢印で示すように、リングギヤ 25 とドライブ部材 11（キャリア）との相対速度 V_{rc} に比べて大幅に小さくなり、リングギヤ 25 とドリブン部材 15（サンギヤ）との相対速度（図示省略）よりも小さくなる。従って、質量体としてのリングギヤ 25 の軸方向の移動が遊星歯車 21 のピニオンギヤ 23 により規制されるダンパ装置 10 では、図 8 において実線で示すように、リングギヤ 25 が第 1 および第 2 入力プレート部材 111, 112 により両側から支持されるとした場合（図 8 における破線参照）に比べて、回転慣性質量ダンパ 20 のヒステリシスすなわちトルク差 T を良好に低減化することが可能となる。

【0073】

また、本実施形態において、リングギヤ 25 は、内周面が内歯 25t の歯先よりも僅かに径方向内側に位置するようにギヤ本体 250 の両側の側面に固定される 2 枚の側板（被支持部）251 を含む。そして、リングギヤ 25 の軸方向における移動は、少なくともピニオンギヤ 23 のギヤ歯 23t の側面により規制される。これにより、リングギヤ 25 とピニオンギヤ 23 との相対速度 V_{rp} が概ねゼロになる両者（内歯 25t およびギヤ歯 23t）の噛み合い位置付近で、ピニオンギヤ 23 によりリングギヤ 25 の軸方向の移動を規制することができるので、回転慣性質量ダンパ 20 のヒステリシスを極めて良好に低減化することが可能となる。

【0074】

上述のように、ダンパ装置 10 では、第 1 トルク伝達経路 TP1 におけるヒステリシスと、回転慣性質量ダンパ 20 のヒステリシスとの双方を良好に低減化し、上記反共振点 A1, A2 付近でのドリブン部材 15 の実際の振動振幅を良好に小さくすることができる。従って、低回転側の反共振点 A1 の振動数 f_{a1} を上述のような範囲内で減衰すべき振動（共振）の振動数に一致させたり（より近づけたり）、高回転側の反共振点 A2 の振動数 f_{a2} を他の減衰すべき振動（共振）の振動数に一致させたりすることで、回転慣性質量ダンパ 20 を含むダンパ装置 10 の振動減衰性能をより向上させることが可能となる。そして、回転慣性質量ダンパ 20 のヒステリシスを上述のようにして低減化することは、当該回転慣性質量ダンパ 20 による振動減衰効果をより向上させる上で極めて有効である。

【0075】

また、ダンパ装置 10 において、サンギヤとしてのドリブン部材 15、複数のピニオンギヤ 23 およびリングギヤ 25 は、ダンパ装置 10 の径方向からみて第 1 および第 2 スプリング SP1, SP2（並びに内側スプリング SPi）と軸方向に少なくとも部分的に重なり合う。これにより、ダンパ装置 10 の軸長の増加を抑制すると共に、回転慣性質量ダンパ 20 の質量体として機能するリングギヤ 25 の重量の増加を抑制しつつ、リングギヤ 25 をダンパ装置 10 の外周側に配置して当該リングギヤ 25 の慣性モーメント（イナーシャ）をより大きくし、慣性トルクをより効率よく得ることができる。

【0076】

更に、ダンパ装置 10 では、遊星歯車 21 の作用により、質量体としてのリングギヤ 25 の回転速度をドライブ部材 11 (キャリア) よりも増速させることができる。従って、回転慣性質量ダンパ 20 からドリブン部材 15 に付与される慣性トルクを良好に確保しつつ質量体としてのリングギヤ 25 の軽量化を図ると共に、回転慣性質量ダンパ 20 やダンパ装置 10 全体の設計の自由度を向上させることが可能となる。ただし、リングギヤ 25 (質量体) の慣性モーメントの大きさによっては、回転慣性質量ダンパ 20 (遊星歯車 21) は、リングギヤ 25 をドライブ部材 11 よりも減速させるように構成されてもよい。また、遊星歯車 21 は、ダブルピニオン式の遊星歯車であってもよい。更に、ドリブン部材 15 の外歯 15t、ピニオンギヤのギヤ歯 23t およびリングギヤ 25 の内歯 25t は、弦巻線状の歯筋を有するはすば歯であってもよく、軸心と平行に延びる歯筋を有するものであってもよい。

10

【0077】

なお、上述のように、2つの反共振点 A1, A2 を設定できるようにすることで、反共振点 A1 をより低周波側にシフトさせることが可能となるが、ダンパ装置 10 が適用される車両や原動機等の諸元によっては、式 (5) の重解 ($= 1/2 \cdot \{ (k_1 + k_2) / (2 \cdot J_2) \}$) を上記最小振動数 f_{a1} としてもよい。このように、式 (5) の重解に基づいて第 1 および第 2 スプリング SP1, SP2 のばね定数 k_1, k_2 と中間部材 12 の慣性モーメント J_2 とを定めても、図 5 における破線で示すように、エンジン EG からの振動が大きくなりがちなロックアップ領域の低回転数域におけるダンパ装置 10 の振動減衰効果を向上させることができる。

20

【0078】

また、上記ダンパ装置 10 では、第 1 および第 2 スプリング SP1, SP2 として、同一の諸元 (ばね定数) を有するものが採用されているが、これに限られるものではない。すなわち、第 1 および第 2 スプリング SP1, SP2 のばね定数 k_1, k_2 は、互いに異なってもよい ($k_1 > k_2$ 、または $k_1 < k_2$)。これにより、式 (6) および (8) における項 (判別式) の値をより大きくすることができるので、2つの反共振点 A1, A2 の間隔をより大きくして、低周波域 (低回転数域) におけるダンパ装置の振動減衰効果をより向上させることが可能となる。この場合、ダンパ装置 10 には、第 1 および第 2 スプリング SP1, SP2 のうち的一方 (例えば、より低い剛性を有する一方) の撓みを規制するストッパが設けられるとよい。

30

【0079】

更に、上記回転慣性質量ダンパ 20 のリングギヤ 25 は、内周面が内歯 25t の歯先よりも僅かに径方向内側に位置するようにギヤ本体 250 に固定される 2 枚の側板 251 を含むが、これに限られるものではない。すなわち、リングギヤ 25 の各側板 251 (被支持部) は、内周面が内歯 25t の歯底よりも径方向内側に位置すると共に、ピニオンギヤ 23 を支持するピニオンシャフト 24 よりも径方向外側に位置するように、ギヤ本体 250 に固定されればよく、ピニオンギヤ 23 (ギヤ本体 230) の径方向支持部 230s は、上述のものよりも縮径化されてもよい。すなわち、リングギヤ 25 の各側板 251 の内周面をピニオンシャフト 24 により近接させることで、ピニオンギヤ 23 によってリングギヤ 25 の軸方向の移動を極めて良好に規制することが可能となる。

40

【0080】

また、ピニオンギヤ 23 によりリングギヤ 25 の軸方向の移動を規制するためには、リングギヤ 25 から側板 251 を省略すると共に、ピニオンギヤ 23 に、ギヤ歯 23t の両側で径方向外側に突出する例えば環状に形成された一対の支持部を設けてもよい。この場合、ピニオンギヤ 23 の支持部は、少なくともリングギヤ 25 の内歯 25t の側面と対向するように形成されるとよく、ギヤ本体 250 の側面の一部と対向するように形成されてもよい。

【0081】

更に、図 9 に示す発進装置 1X のダンパ装置 10X のように、ドリブン部材 15X をタービンランナ 5 に一体回転するように連結する代わりに、中間部材 12X をタービンラン

50

ナ 5 に一体回転するように連結してもよい。これにより、中間部材 1 2 X の実質的な慣性モーメント J_2 (中間部材 1 2 X やタービンランナ 5 等の慣性モーメントの合計値) をより大きくすることができる。この場合、式 (8) からわかるように、反共振点 A 1 の振動数 f_{a1} をより一層小さくして当該反共振点 A 1 をより低回転側 (低周波側) に設定することが可能となる。

【 0 0 8 2 】

また、ダンパ装置 1 0 , 1 0 X において、ドライブ部材 1 1 に遊星歯車 2 1 のサンギヤを連結 (一体化) すると共に、ドリブン部材 1 5 を遊星歯車 2 1 のキャリアとして構成してもよい。更に、ダンパ装置 1 0 , 1 0 X において、中間部材 1 2 , 1 2 X に遊星歯車 2 1 のサンギヤを連結 (一体化) すると共に、ドライブ部材 1 1 またはドリブン部材 1 5 を遊星歯車 2 1 のキャリアとして構成してもよい。また、ダンパ装置 1 0 , 1 0 X において、中間部材 1 2 , 1 2 X を遊星歯車 2 1 のキャリアとして構成すると共に、ドライブ部材 1 1 またはドリブン部材 1 5 に遊星歯車 2 1 のサンギヤを連結 (一体化) してもよい。

10

【 0 0 8 3 】

図 1 0 は、本開示における他の変形態様のダンパ装置 1 0 Y を含む発進装置 1 Y を示す概略構成図である。なお、発進装置 1 Y やダンパ装置 1 0 Y の構成要素のうち、上述の発進装置 1 やダンパ装置 1 0 等と同一の要素については同一の符号を付し、重複する説明を省略する。

【 0 0 8 4 】

図 1 0 に示すダンパ装置 1 0 Y は、回転要素として、ドライブ部材 (入力要素) 1 1 Y と、中間部材 (中間要素) 1 2 Y と、ドリブン部材 (出力要素) 1 5 Y とを含む。更に、ダンパ装置 1 0 Y は、トルク伝達要素 (トルク伝達弾性体) として、ドライブ部材 1 1 Y と中間部材 1 2 Y との間でトルクを伝達する複数の第 1 スプリング (第 1 弾性体) S P 1 と、それぞれ対応する第 1 スプリング S P 1 と直列に作用して中間部材 1 2 Y とドリブン部材 1 5 Y との間でトルクを伝達する複数の第 2 スプリング (第 2 弾性体) S P 2 とを含む。複数の第 1 スプリング (第 1 弾性体) S P 1 、中間部材 1 2 Y 、複数の第 2 スプリング (第 2 弾性体) S P 2 は、ドライブ部材 1 1 Y とドリブン部材 1 5 Y との間でトルク伝達経路 T P を構成する。更に、中間部材 1 2 Y は、図示するように、タービンランナ 5 に一体回転するように連結される。ただし、タービンランナ 5 は、図 1 0 において二点鎖線で示すように、ドライブ部材 1 1 およびドリブン部材 1 5 の何れか一方に連結されてもよい。

20

30

【 0 0 8 5 】

また、回転慣性質量ダンパ 2 0 Y は、上記回転慣性質量ダンパ 2 0 と同様にシングルピニオン式の遊星歯車 2 1 により構成され、ドライブ部材 1 1 Y とドリブン部材 1 5 Y との間にトルク伝達経路 T P と並列に設けられる。回転慣性質量ダンパ 2 0 Y において、ドライブ部材 1 1 Y (第 1 および第 2 入力プレート部材 1 1 1 , 1 1 2) は、複数のピニオンギヤ 2 3 を回転自在に支持して遊星歯車 2 1 のキャリアとして機能する。また、ドリブン部材 1 5 Y には、外歯 1 5 t を有し、遊星歯車 2 1 のサンギヤとして機能する。そして、回転慣性質量ダンパ 2 0 Y においても、ピニオンギヤ 2 3 によって質量体としてのリングギヤ 2 5 の軸方向の移動が規制される。

40

【 0 0 8 6 】

更に、ダンパ装置 1 0 Y は、ドライブ部材 1 1 Y と中間部材 1 2 Y との相対回転、すなわち第 1 スプリング S P 1 の撓みを規制する第 1 ストップ S T 1 と、中間部材 1 2 Y とドリブン部材 1 5 Y との相対回転、すなわち第 2 スプリング S P 2 の撓みを規制する第 2 ストップ S T 2 とを含む。第 1 および第 2 ストップ S T 1 , S T 2 の一方は、ドライブ部材 1 1 Y への入力トルクがダンパ装置 1 0 Y の最大捩れ角 θ_{max} に対応したトルク T 2 よりも小さい予め定められたトルク T 1 に達してドライブ部材 1 1 Y のドリブン部材 1 5 Y に対する捩れ角が所定角度 θ_{ref} 以上になると、ドライブ部材 1 1 Y と中間部材 1 2 Y との相対回転、または中間部材 1 2 Y とドリブン部材 1 5 Y との相対回転を規制する。また、第 1 および第 2 ストップ S T 1 , S T 2 の他方は、ドライブ部材 1 1 Y への入力トル

50

クがトルク T 2 に達すると、中間部材 1 2 Y とドリブン部材 1 5 Y との相対回転、またはドライブ部材 1 1 Y と中間部材 1 2 Y との相対回転を規制する。

【 0 0 8 7 】

これにより、第 1 および第 2 ストップ S T 1 , S T 2 の一方が作動するまで、第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2 の撓みが許容され、第 1 および第 2 ストップ S T 1 , S T 2 の一方が作動すると、第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2 の一方の撓みが規制される。そして、第 1 および第 2 ストップ S T 1 , S T 2 の双方が作動すると、第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2 の双方の撓みが規制される。従って、ダンパ装置 1 0 Y も、2 段階 (2 ステージ) の減衰特性を有することになる。なお、第 1 または第 2 ストップ S T 1 , S T 2 は、ドライブ部材 1 1 Y とドリブン部材 1 5 Y との相対回転を規制する
10

【 0 0 8 8 】

このような構成を有するダンパ装置 1 0 Y においても、上述のダンパ装置 1 0 と同様の作用効果を得ることが可能となる。また、ダンパ装置 1 0 Y では、第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2 の何れか一方が他方の径方向外側で周方向に間隔をおいて並ぶように配設されてもよい。すなわち、例えば複数の第 1 スプリング S P 1 が流体室 9 内の外周側領域に周方向に間隔をおいて並ぶように配設されてもよく、例えば複数の第 2 スプリング S P 2 が複数の第 1 スプリング S P 1 の径方向内側で周方向に間隔をおいて並ぶように配設されてもよい。この場合、第 1 および第 2 スプリング S P 1 , S P 2 は、径方向からみて少なくとも部分的に重なるように配置されてもよい。
20

【 0 0 8 9 】

更に、ダンパ装置 1 0 Y において、ドライブ部材 1 1 Y に遊星歯車 2 1 のサンギヤを連結 (一体化) すると共に、ドリブン部材 1 5 Y を遊星歯車 2 1 のキャリアとして構成してもよい。更に、ダンパ装置 1 0 Y において、中間部材 1 2 Y に遊星歯車 2 1 のサンギヤを連結 (一体化) すると共に、ドライブ部材 1 1 Y またはドリブン部材 1 5 Y を遊星歯車 2 1 のキャリアとして構成してもよい。また、ダンパ装置 1 0 Y において、中間部材 1 2 Y を遊星歯車 2 1 のキャリアとして構成すると共に、ドライブ部材 1 1 Y またはドリブン部材 1 5 Y に遊星歯車 2 1 のサンギヤを連結 (一体化) してもよい。

【 0 0 9 0 】

図 1 1 は、本開示における更に他の変形態様のダンパ装置 1 0 Z を含む発進装置 1 Z を示す概略構成図である。なお、発進装置 1 Z やダンパ装置 1 0 Z の構成要素のうち、上述の発進装置 1 やダンパ装置 1 0 等と同一の要素については同一の符号を付し、重複する説明を省略する。
30

【 0 0 9 1 】

図 1 1 に示すダンパ装置 1 0 Z は、回転要素として、ドライブ部材 (入力要素) 1 1 Z と、第 1 中間部材 (第 1 中間要素) 1 3 と、第 2 中間部材 (第 2 中間要素) 1 4 と、ドリブン部材 (出力要素) 1 5 Z とを含む。更に、ダンパ装置 1 0 Z は、トルク伝達要素 (トルク伝達弾性体) として、ドライブ部材 1 1 と第 1 中間部材 1 3 との間でトルクを伝達する複数の第 1 スプリング (第 1 弾性体) S P 1 と、第 1 中間部材 1 3 と第 2 中間部材 1 4 との間でトルクを伝達する複数の第 2 スプリング (第 2 弾性体) S P 2 と、第 2 中間部材 1 4 とドリブン部材 1 5 Z との間でトルクを伝達する複数の第 3 スプリング (第 3 弾性体) S P 3 とを含む。複数の第 1 スプリング (第 1 弾性体) S P 1 、第 1 中間部材 1 3 、複数の第 2 スプリング (第 2 弾性体) S P 2 、第 2 中間部材 1 4 、複数の第 3 スプリング (第 3 弾性体) S P 3 は、ドライブ部材 1 1 Z とドリブン部材 1 5 Z との間でトルク伝達経路 T P を構成する。また、回転慣性質量ダンパ 2 0 Z は、上記回転慣性質量ダンパ 2 0 , 2 0 Y と同様にシングルピニオン式の遊星歯車 2 1 により構成され、ドライブ部材 1 1 Z とドリブン部材 1 5 Z との間にトルク伝達経路 T P と並列に設けられる。更に、第 1 中間部材 1 3 は、タービンランナ 5 に一体回転するように連結される。ただし、タービンランナ 5 は、図 1 1 において二点鎖線で示すように、ドライブ部材 1 1 およびドリブン部材 1 5 Z の何れか一方に連結されてもよい。
40
50

【 0 0 9 2 】

このような第 1 および第 2 中間部材 1 3 , 1 4 を有するダンパ装置 1 0 Z では、第 1 ~ 第 3 スプリング S P 1 , S P 2 および S P 3 のすべての撓みが許容されている際に、トルク伝達経路 T P において 3 つの共振が発生する。すなわち、トルク伝達経路 T P では、第 1 ~ 第 3 スプリング S P 1 ~ S P 3 の撓みが許容されている際に、ドライブ部材 1 1 Z とドリブン部材 1 5 Z とが互いに逆位相で振動することによるダンパ装置 1 0 Z 全体の共振が発生する。また、トルク伝達経路 T P では、第 1 ~ 第 3 スプリング S P 1 ~ S P 3 の撓みが許容されている際に、第 1 および第 2 中間部材 1 3 , 1 4 がドライブ部材 1 1 Z およびドリブン部材 1 5 Z の双方と逆位相で振動することによる共振が発生する。更に、トルク伝達経路 T P では、第 1 ~ 第 3 スプリング S P 1 ~ S P 3 の撓みが許容されている際に、第 1 中間部材 1 3 がドライブ部材 1 1 Z とは逆位相で振動し、第 2 中間部材 1 4 が第 1 中間部材 1 3 とは逆位相で振動し、かつドリブン部材 1 5 Z が第 2 中間部材 1 4 とは逆位相で振動することによる共振が発生する。従って、ダンパ装置 1 0 Z では、ドライブ部材 1 1 Z からトルク伝達経路 T P を介してドリブン部材 1 5 Z に伝達される振動と、ドライブ部材 1 1 Z から回転慣性質量ダンパ 2 0 Z を介してドリブン部材 1 5 Z に伝達される振動とが理論上互いに打ち消し合うことになる反共振点を合計 3 つ設定することが可能となる。

10

【 0 0 9 3 】

そして、ドリブン部材 1 5 Z の振動振幅を理論上ゼロにし得る（より低下させ得る）3 つの反共振点のうち、最も低回転側の第 1 の反共振点を 5 0 0 r p m から 1 5 0 0 r p m までの低回転数域（ロックアップ回転数 N l u p の想定設定範囲）内に設定することで、トルク伝達経路 T P で発生する共振のうち振動数が最小の何れかをロックアップクラッチ 8 の非ロックアップ領域に含まれるように、より低回転側（低周波側）にシフトさせることができる。この結果、より低い回転数でのロックアップを許容すると共に、エンジン E G からの振動が大きくなりがちな低回転数域におけるダンパ装置 1 0 Z の振動減衰性能を極めて良好に向上させることが可能となる。また、ダンパ装置 1 0 Z では、第 1 の反共振点よりも高回転側（高周波側）の第 2 の反共振点を例えば変速機 T M の入力軸 I S の共振点（の振動数）に一致させたり（より近づけたり）、第 2 の反共振点よりも高回転側（高周波側）の第 3 の反共振点を例えばダンパ装置 1 0 Z 内の共振点（の振動数）に一致させたり（より近づけたり）することで、これらの共振の発生をも良好に抑制することができる。

20

30

【 0 0 9 4 】

なお、ダンパ装置 1 0 Z は、3 つ以上の中間部材をトルク伝達経路 T P に含むように構成されてもよい。また、タービンランナ 5 は、第 2 中間部材 1 4 に連結されてもよく、図 1 1 において二点鎖線で示すように、ドライブ部材 1 1 Z およびドリブン部材 1 5 Z の何れか一方に連結されてもよい。更に、ダンパ装置 1 0 Z において、ドライブ部材 1 1 Z に遊星歯車 2 1 のサンギヤを連結（一体化）すると共に、ドリブン部材 1 5 Z を遊星歯車 2 1 のキャリアとして構成してもよい。また、ダンパ装置 1 0 Z において、例えば第 1 中間部材 1 3 に遊星歯車 2 1 のサンギヤを連結（一体化）してもよく、例えば第 1 中間部材 1 3 を遊星歯車 2 1 のキャリアとして構成してもよい。

40

【 0 0 9 5 】

図 1 2 は、上述のダンパ装置 1 0 , 1 0 X , 1 0 Y , 1 0 Z に適用可能な他の回転慣性質量ダンパ 2 0 B を示す要部拡大図である。なお、回転慣性質量ダンパ 2 0 B の構成要素のうち、上述の回転慣性質量ダンパ 2 0 と同一の要素については同一の符号を付し、重複する説明を省略する。

【 0 0 9 6 】

回転慣性質量ダンパ 2 0 B の遊星歯車 2 1 B は、外周に外歯 1 5 t を含んでサンギヤとして機能するドリブン部材 1 5 と、それぞれ外歯 1 5 t に噛合する複数のピニオンギヤ 2 3 B を回転自在に支持してキャリアとして機能する第 1 および第 2 入力プレート部材 1 1 1 , 1 1 2 と、各ピニオンギヤ 2 3 B に噛合する内歯 2 5 t を有すると共にサンギヤとし

50

てのドリブン部材 15 (外歯 15 t) と同心円上に配置されるリングギヤ 25 B とにより構成される。ドリブン部材 15 の外歯 15 t は、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 や図示しない内側スプリング等よりも径方向外側に位置する。また、サンギヤとしてのドリブン部材 15、複数のピニオンギヤ 23 B およびリングギヤ 25 B は、流体室内で、ダンパ装置の径方向からみて図示しない第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 等と軸方向に少なくとも部分的に重なり合う。

【0097】

遊星歯車 21 B のピニオンギヤ 23 B は、図 12 に示すように、外周にギヤ歯 (外歯) 23 t を有する環状のギヤ本体 230 と、ギヤ本体 230 の内周面とピニオンシャフト 24 の外周面との間に配置される複数のニードルベアリング 231 とを含む。遊星歯車 21 B のリングギヤ 25 B は、上述のリングギヤ 25 から 2 枚の側板 251 および複数のリベット 252 を省略したものに相当し、質量体としての環状部 250 B と、環状部 250 B の内周に形成された内歯 25 t とを含む。

【0098】

図 12 に示すように、各ピニオンギヤ 23 B の軸方向における両側には、大径ワッシャ 238 が配置され、大径ワッシャ 238 とフランジ部 115 f または 116 f (キャリアとしての第 1 または第 2 入力プレート部材 111, 112) との間には、当該大径ワッシャ 238 よりも小径の小径ワッシャ 239 が配置される。大径ワッシャ 238 の外径は、各ピニオンギヤ 23 B と内歯 25 t とが噛合した際に、当該大径ワッシャ 238 がピニオンギヤ 23 B (ギヤ本体 230) の側面と対向すると共にリングギヤ 25 B の内歯 25 t の側面と対向するように定められている。より詳細には、本実施形態の大径ワッシャ 238 の外周部は、リングギヤ 25 B の内歯 25 t の歯底よりも径方向外側に突出して、当該内歯 25 t の歯底よりも径方向外側に位置する環状部 250 B の側面の一部 (内周部) と対向する。また、本実施形態において、小径ワッシャ 239 の外径は、ピニオンギヤ 23 B のギヤ歯 23 t の歯底円よりも小径であり、小径ワッシャ 239 の外周は、ニードルベアリング 231 よりも径方向外側に位置する。

【0099】

上述のように構成される回転慣性質量ダンパ 20 B においても、ドリブン部材 15 の外歯 15 t が、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 よりもダンパ装置の径方向における外側に位置する。これにより、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 に作用する遠心力を低下させ、当該第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 のヒステリシスを良好に低減化することが可能となる。また、回転慣性質量ダンパ 20 B では、質量体として機能するリングギヤ 25 B の軸方向の移動が各ピニオンギヤ 23 B の軸方向における両側に配置される大径ワッシャ 238 により規制される。これにより、例えばリングギヤ 25 B が第 1 および第 2 入力プレート部材 111, 112 により両側から支持されるとした場合に比べて、回転慣性質量ダンパ 20 B のヒステリシスすなわち上記トルク差 T を良好に低減化することができる。従って、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 を含むトルク伝達経路におけるヒステリシスと、回転慣性質量ダンパ 20 B のヒステリシスとの双方を良好に低減化し、上記反共振点 A1, A2 付近でのドリブン部材 15 の実際の振動振幅を良好に小さくすることが可能となる。この結果、低回転側の反共振点 A1 の振動数 f_{a1} を上述のような範囲内で減衰すべき振動 (共振) の振動数に一致させたり (より近づけたり)、高回転側の反共振点 A2 の振動数 f_{a2} を他の減衰すべき振動 (共振) の振動数に一致させたりすることで、回転慣性質量ダンパ 20 B を含むダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることができる。すなわち、回転慣性質量ダンパ 20 B を含むダンパ装置においても、上述のダンパ装置 10 等と同様の作用効果を得ることが可能となる。

【0100】

更に、各ピニオンギヤ 23 B と第 1、第 2 入力プレート部材 111, 112 との間に上述のような大径ワッシャ 238 および小径ワッシャ 239 を配置することで、各ピニオンギヤ 23 B と大径ワッシャ 238 との相対速度を小さくして回転慣性質量ダンパ 20 B のヒステリシスを低減化しつつ、大径ワッシャ 238 によりリングギヤ 25 B の軸方向への

移動を規制することが可能となる。また、回転慣性質量ダンパ20Bでは、リングギヤ25Bから側板や複数のリベットを省略することができるので、部品点数を削減すると共に当該回転慣性質量ダンパ20Bひいてはダンパ装置のコンパクト化（軸長の短縮化）および軽量化を図ることが可能となる。なお、大径ワッシャ238と小径ワッシャ239とは、一体化されてもよい。

【0101】

以上説明したように、本開示のダンパ装置は、エンジン（EG）からのトルクが伝達される入力要素（11, 11Y, 11Z）および出力要素（15, 15Y, 15Z）を含む複数の回転要素と、前記入力要素（11, 11Y, 11Z）と前記出力要素（15, 15Y, 15Z）との間でトルクを伝達する弾性体（SP1, SP1', SP2, SP2', SP3）と、前記複数の回転要素の何れかである第1回転要素と前記第1回転要素とは異なる第2回転要素との相対回転に応じて回転する質量体（25）を有する回転慣性質量ダンパ（20, 20Y, 20Z）とを含むダンパ装置（10, 10X, 10Y, 10Z）において、前記回転慣性質量ダンパ（20, 20Y, 20Z）は、前記第1回転要素と一体に回転するサンギヤ（15, 15t, 15Y, 15Z）と、複数のピニオンギヤ（23）を回転自在に支持すると共に前記第2回転要素と一体に回転するキャリア（11, 111, 112）と、前記複数のピニオンギヤ（23）に噛合すると共に前記質量体として機能するリングギヤ（25）とを含む遊星歯車（21）を有し、前記サンギヤの外歯（15t）は、前記弾性体（SP1, SP1', SP2, SP2', SP3）よりも前記ダンパ装置（10, 10X, 10Y, 10Z）の径方向における外側に位置し、前記サンギヤ（15, 15t, 15Y, 15Z）、前記複数のピニオンギヤ（23）および前記リングギヤ（25）は、前記径方向からみて前記弾性体と前記ダンパ装置の軸方向に少なくとも部分的に重なり、前記リングギヤ（25）の前記軸方向への移動は、前記複数のピニオンギヤ（23）により規制されるものである。

【0102】

このダンパ装置において、弾性体を経由して出力要素に伝達されるトルクは、出力要素にトルクを伝達する弾性体の変位に依存（比例）したものである。また、回転慣性質量ダンパは、第1回転要素と第2回転要素との間に配置される弾性体と並列に作用し、回転慣性質量ダンパを経由して出力要素に伝達されるトルクは、第1回転要素と第2回転要素との角加速度の差、すなわち第1回転要素と第2回転要素との間に配置される弾性体の変位の2回微分値に依存（比例）したものである。従って、ダンパ装置の入力要素に伝達される入力トルクが周期的に振動していると仮定すれば、弾性体を介して出力要素に伝達される振動の位相と、回転慣性質量ダンパを経由して入力要素から出力要素に伝達される振動の位相とは、180°ずれることになる。すなわち、このダンパ装置では、出力要素の振動振幅が理論上ゼロになる反共振点を設定することができる。

【0103】

また、このダンパ装置では、回転慣性質量ダンパを構成するサンギヤの外歯は、入力要素と出力要素との間でトルクを伝達する弾性体よりもダンパ装置の径方向における外側に位置する。このように、ダンパ装置の弾性体を回転慣性質量ダンパの遊星歯車よりも径方向内側に配置することで、弾性体に作用する遠心力を低下させて、当該弾性体のヒステリシスを低減化することが可能となる。更に、このダンパ装置では、回転慣性質量ダンパの質量体として機能するリングギヤの軸方向への移動が複数のピニオンギヤによって規制される。これにより、互いに噛合するリングギヤとピニオンギヤとの相対速度は、リングギヤとキャリアとの相対速度よりも小さくなることから、例えば遊星歯車のキャリアとして機能する部材によりリングギヤの軸方向の移動を規制する場合に比べて、回転慣性質量ダンパのヒステリシスを良好に低減化することができる。

【0104】

この結果、弾性体のヒステリシスと、回転慣性質量ダンパのヒステリシスとの双方を良好に低減化し、上記反共振点付近での出力要素の振動振幅を良好に小さくすることが可能となる。従って、反共振点の振動数をダンパ装置により減衰すべき振動（共振）の振動数

に一致させる（より近づける）ことで、回転慣性質量ダンパを含むダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることができる。そして、回転慣性質量ダンパのヒステリシスを低減化することは、当該回転慣性質量ダンパによる振動減衰効果をより向上させる上で極めて有効である。加えて、このダンパ装置において、サンギヤ、複数のピニオンギヤおよびリングギヤは、ダンパ装置の径方向からみて弾性体と軸方向に少なくとも部分的に重なり合う。これにより、ダンパ装置の軸長の増加を抑制すると共に、回転慣性質量ダンパの質量体として機能するリングギヤの重量の増加を抑制しつつ、当該リングギヤの慣性モーメント（イナーシャ）をより大きくして慣性トルクをより効率よく得ることが可能となる。

【0105】

また、前記遊星歯車（21）の前記リングギヤ（25）は、該リングギヤ（25）の内歯（25t）の前記軸方向における両側で、それぞれ少なくとも前記ピニオンギヤ（23）の側面と対向するように前記径方向における内側に突出する一对の被支持部（251）を含んでもよい。これにより、リングギヤとピニオンギヤとの相対速度が概ねゼロになる両者（内歯およびギヤ歯）の噛み合い位置付近で、ピニオンギヤによりリングギヤの軸方向への移動を規制することができるので、回転慣性質量ダンパのヒステリシスを極めて良好に低減化することが可能となる。

【0106】

更に、前記リングギヤ（25）の前記被支持部（251）の内周面は、前記内歯（25t）の歯底よりも前記径方向における内側に位置すると共に、前記ピニオンギヤ（23）を支持するピニオンシャフト（24）よりも前記径方向における外側に位置してもよい。これにより、ピニオンギヤによってリングギヤの軸方向への移動を良好に規制することが可能となる。

【0107】

また、前記ピニオンギヤ（23）は、前記ギヤ歯（23t）の歯底よりも該ピニオンギヤ（23）の前記径方向における内周側で、該ギヤ歯（23t）の前記軸方向における両側に突出する環状の径方向支持部（230s）を含んでもよく、前記リングギヤ（25）の前記被支持部（251）の前記内周面は、前記ピニオンギヤ（23）の前記径方向支持部（230s）により前記径方向に支持されてもよい。これにより、回転慣性質量ダンパの質量体として機能するリングギヤをピニオンギヤにより精度よく調心して当該リングギヤをスムーズに回転させることが可能となる。

【0108】

本開示の他のダンパ装置は、エンジン（EG）からのトルクが伝達される入力要素（11, 11Y, 11Z）および出力要素（15, 15Y, 15Z）を含む複数の回転要素と、前記入力要素（11, 11Y, 11Z）と前記出力要素（15, 15Y, 15Z）との間でトルクを伝達する弾性体（SP1, SP1', SP2, SP2', SP3）と、前記複数の回転要素の何れかである第1回転要素と前記第1回転要素とは異なる第2回転要素との相対回転に応じて回転する質量体（25B）を有する回転慣性質量ダンパ（20B）とを含むダンパ装置（10, 10X, 10Y, 10Z）において、前記回転慣性質量ダンパ（20B）は、前記第1回転要素と一体に回転するサンギヤ（15）と、複数のピニオンギヤ（23B）を回転自在に支持すると共に前記第2回転要素と一体に回転するキャリア（11, 111, 112）と、前記複数のピニオンギヤ（23B）に噛合すると共に前記質量体として機能するリングギヤ（25B）とを含む遊星歯車（21B）を有し、前記サンギヤの外歯（15t）は、前記弾性体（SP1, SP1', SP2, SP2', SP3）よりも前記ダンパ装置（10, 10X, 10Y, 10Z）の径方向における外側に位置し、前記サンギヤ（15, 15t, 15Y, 15Z）、前記複数のピニオンギヤ（23B）および前記リングギヤ（25B）は、前記径方向からみて前記弾性体と前記ダンパ装置の軸方向に少なくとも部分的に重なり、前記ピニオンギヤ（23B）の各々の前記軸方向における両側には、ワッシャ（238）が配置され、前記リングギヤ（23B）の前記軸方向への移動が、前記ワッシャ（238）により規制されるものである。

【0109】

このダンパ装置においても、出力要素の振動振幅が理論上ゼロになる反共振点を設定することができる。また、このダンパ装置においても、回転慣性質量ダンパを構成するサンギヤのギヤ歯が、入力要素と出力要素との間でトルクを伝達する弾性体よりもダンパ装置の径方向における外側に位置する。これにより、弾性体に作用する遠心力を低下させて、当該弾性体のヒステリシスを低減化することが可能となる。更に、このダンパ装置では、回転慣性質量ダンパの質量体として機能するリングギヤの軸方向の移動が各ピニオンギヤの軸方向における両側に配置されるワッシャにより規制される。これにより、例えば遊星歯車のキャリアとして機能する部材によりリングギヤの軸方向の移動を規制する場合に比べて、回転慣性質量ダンパのヒステリシスを良好に低減化することができる。この結果、弾性体のヒステリシスと、回転慣性質量ダンパのヒステリシスとの双方を低減化し、上記反共振点付近での出力要素の振動振幅を良好に小さくすることが可能となる。従って、反共振点の振動数をダンパ装置により減衰すべき振動（共振）の振動数に一致させる（より近づける）ことで、回転慣性質量ダンパを含むダンパ装置の振動減衰性能をより向上させることができる。

10

【 0 1 1 0 】

また、前記ワッシャは、前記ピニオンギヤの側面と対向すると共に前記リングギヤのギヤ歯の側面と対向するように配置される大径ワッシャと、前記大径ワッシャと前記キャリアとの間に配置される該大径ワッシャよりも小径の小径ワッシャとを含んでもよい。これにより、各ピニオンギヤと大径ワッシャとの相対速度を小さくして回転慣性質量ダンパのヒステリシスを低減化しつつ、大径ワッシャによりリングギヤの軸方向への移動を規制することが可能となる。

20

【 0 1 1 1 】

更に、前記複数の回転要素は、中間要素（12，12X，12Y）を含んでもよく、前記弾性体（SP1，SP2）は、前記入力要素（11，11Y）と前記中間要素（12，12X，12Y）との間でトルクを伝達する第1弾性体（SP1）と、前記中間要素（12，12X，12Y）と前記出力要素（15，15X，15Y）との間でトルクを伝達する第2弾性体（SP2）とを含んでもよく、前記第1回転要素は、前記入力要素（11，11Y）および前記出力要素（15，15X，15Y）の一方であってもよく、前記第2回転要素は、前記入力要素（11，11Y）および前記出力要素（15，15X，15Y）の他方であってもよい。かかるダンパ装置では、第1および第2弾性体すべての撓みが許容されている際に、中間要素と第1および第2弾性体とにより構成されるトルク伝達経路において2つの共振が発生する。従って、このダンパ装置では、上述の反共振点を2つ設定することが可能となる。これにより、2つの反共振点の振動数を当該ダンパ装置により減衰すべき振動（共振）の振動数に一致させる（より近づける）ことで、ダンパ装置の振動減衰性能を極めて良好に向上させることができる。加えて、反共振点を2つ設定可能にすることで、複数の反共振点のうち、振動数が最小となる反共振点をより低周波側にシフトさせると共に、より広い回転数域で振動減衰性能を向上させることが可能となる。

30

【 0 1 1 2 】

また、前記入力要素（11，11Y）は、前記軸方向に沿って互いに対向すると共に前記複数のピニオンギヤ（23）を回転自在に支持して前記キャリアとして機能する2枚の入力プレート部材（111，112）を含んでもよく、前記出力要素（15，15X，15Y）は、前記2枚の入力プレート部材（111，112）の前記軸方向における間に配置されると共に、外周に前記外歯（15t）を含んで前記サンギヤとして機能する1枚の出力プレート部材であってもよく、前記中間要素（12，12X，12Y）は、前記入力要素（11，11Y）および前記出力要素（15，15X，15Y）のうちの少なくとも何れか一方を前記軸方向における両側から挟み込むように配置される2枚の中間プレート部材（121，122）を含んでもよい。これにより、回転慣性質量ダンパや中間要素の設置に伴うダンパ装置の軸長の増加を良好に抑制することが可能となる。

40

【 0 1 1 3 】

更に、前記出力要素（15，15X，15Y）の振動振幅がゼロになる反共振点の振動

50

数のうちの最小振動数 (f_{a1}) に基づいて、少なくとも、前記第 1 および第 2 弾性体 ($SP1$, $SP2$) のばね定数 (k_1 , k_2) と、前記中間要素 (12 , $12X$, $12Y$) および前記リングギヤ (25) の慣性モーメント (J_2 , J_i) とが定められてもよい。

【0114】

また、前記入力要素 (11 , $11Y$) には、内燃機関からの動力が伝達されてもよく、前記反共振点の最小振動数 (f_{a1}) と前記内燃機関の気筒数 (n) とに基づいて、少なくとも、前記第 1 および第 2 弾性体 ($SP1$, $SP2$) のばね定数 (k_1 , k_2) と、前記中間要素 (12 , $12X$, $12Y$) および前記リングギヤ (25) の慣性モーメント (J_2 , J_i) とが定められてもよい。

【0115】

更に、前記ダンパ装置 (10 , $10X$, $10Y$) は、前記反共振点 ($A1$) の前記最小振動数を “ f_{a1} ” とし、前記内燃機関の気筒数を “ n ” としたときに、 500 rpm ($120/n$) $\cdot f_{a1}$ 1500 rpm を満たすように構成されてもよい。

【0116】

このように、出力要素の振動振幅をより低下させ得る反共振点を 500 rpm から 1500 rpm までの低回転数域内に設定することで、より低い回転数での内燃機関と入力要素との連結を許容すると共に、内燃機関からの振動が大きくなりがちな低回転数域におけるダンパ装置の振動減衰効果をより向上させることが可能となる。そして、トルク伝達経路で発生する共振のうち、振動数が最小となる共振の振動数が反共振点の振動数 f_{a1} よりも小さく、かつできるだけ小さい値になるようにダンパ装置を構成することで、反共振点の振動数 f_{a1} をより小さくし、より一層低い回転数での内燃機関と入力要素との連結を許容することができる。

【0117】

また、前記ダンパ装置 (10 , $10X$, $10Y$) は、前記内燃機関と前記入力要素 (11 , $11Y$) とを連結するロックアップクラッチ (8) のロックアップ回転数を “ $N1up$ ” としたときに、 $N1up$ ($120/n$) $\cdot f_a$ を満たすように構成されてもよい。これにより、ロックアップクラッチにより内燃機関と入力要素とを連結する際や両者の連結直後に、内燃機関からの振動をダンパ装置により極めて良好に減衰することが可能となる。

【0118】

更に、前記ダンパ装置 (10 , $10X$, $10Y$) は、 900 rpm ($120/n$) $\cdot f_a$ 1200 rpm を満たすように構成されてもよい。

【0119】

また、前記反共振点 ($A1$) の前記最小振動数 f_{a1} は、上記式 (8) により表されてもよい。なお、式 (8) において “ $= 1 / (1 +)$ ” とすれば、“ ” は、入力要素、中間要素および出力要素に対する遊星歯車の回転要素の接続態様と、当該遊星歯車のギヤ比とから定まる定数となる。

【0120】

更に、前記第 1 弾性体 ($SP1$) のばね定数 (k_1) と、前記第 2 弾性体 ($SP2$) のばね定数 (k_2) とが同一であってもよい。

【0121】

また、前記第 1 弾性体 ($SP1$) のばね定数 (k_1) と、前記第 2 弾性体 ($SP2$) のばね定数 (k_2) とが互いに異なってもよい。これにより、2 つの反共振点の間隔をより大きくして、低周波域 (低回転数域) におけるダンパ装置の振動減衰効果をより向上させることが可能となる。

【0122】

更に、前記ダンパ装置 (10 , $10X$, $10Y$, $10Z$) は、前記入力要素 (11 , $11Y$, $11Z$) に伝達される入力トルク (T) が予め定められた閾値 ($T1$) 以上になるまで、前記弾性体 ($SP1$, $SP1$, $SP2$, $SP2$, $SP3$) の撓みが規制されないように構成されてもよい。この場合、閾値は、ダンパ装置の最大捩れ角に対応したトル

10

20

30

40

50

【図 3】

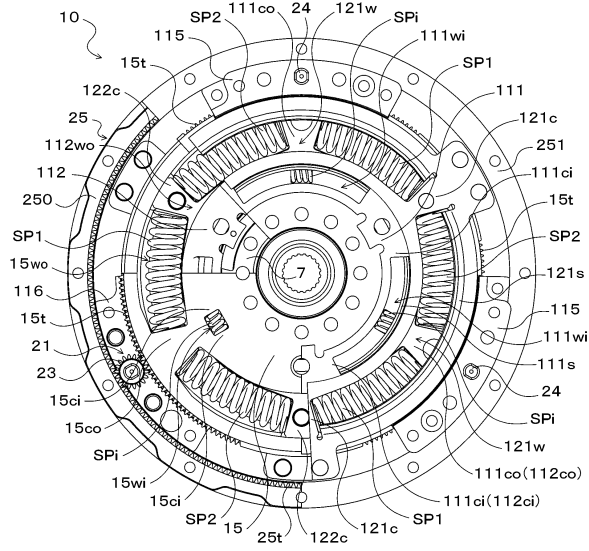


FIG. 3

【図 4】

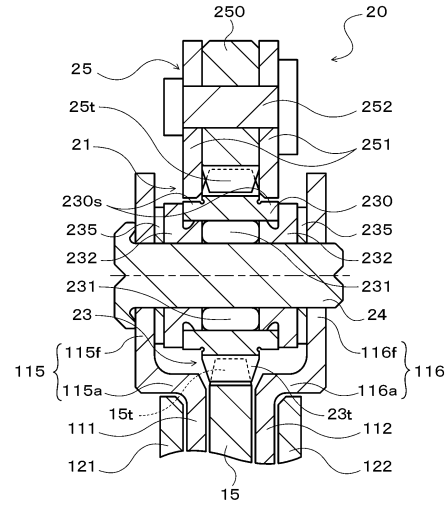


FIG. 4

【図 5】

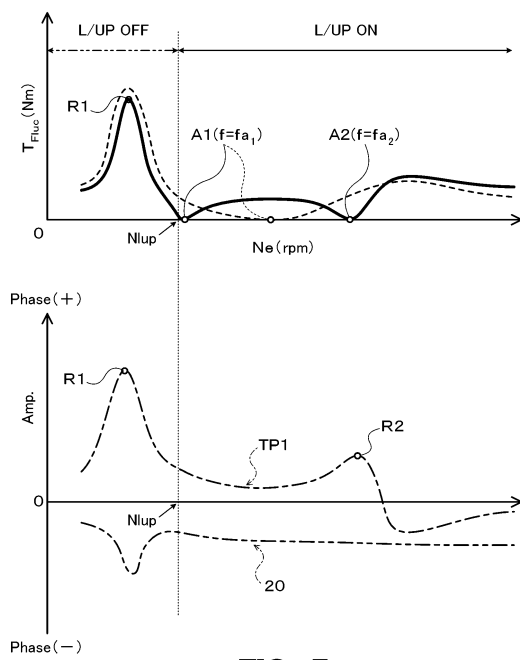


FIG. 5

【図 6】

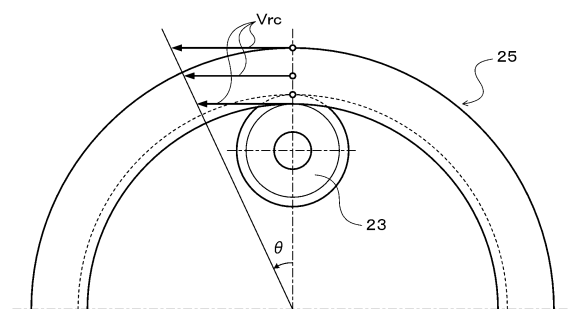


FIG. 6

【図 7】

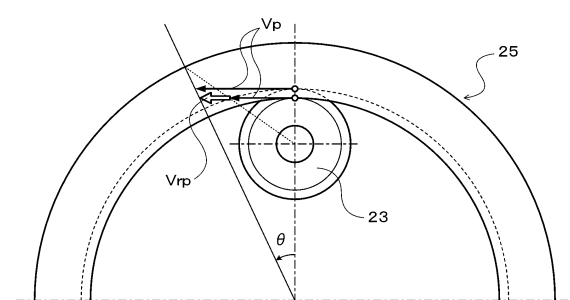


FIG. 7

【図 8】

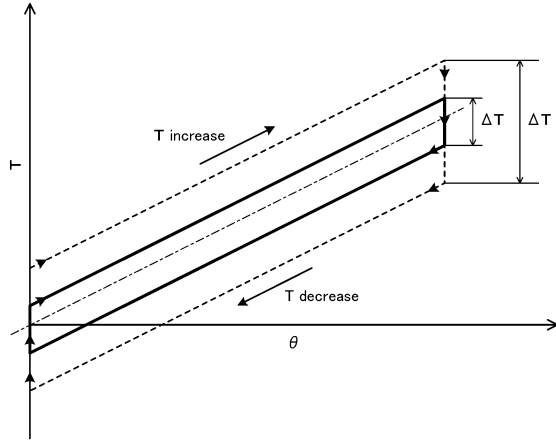


FIG. 8

【図 9】

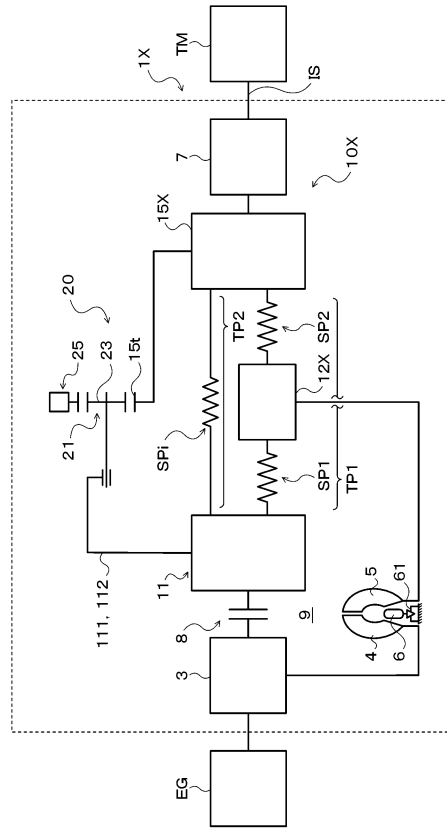


FIG. 9

【図 10】

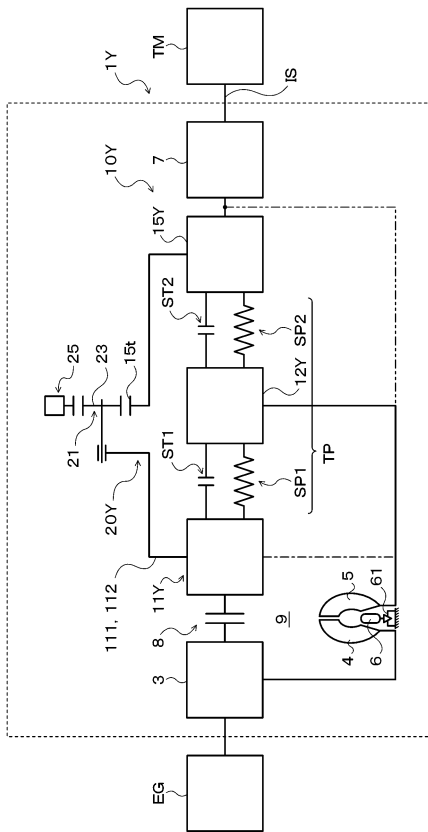


FIG. 10

【図 11】

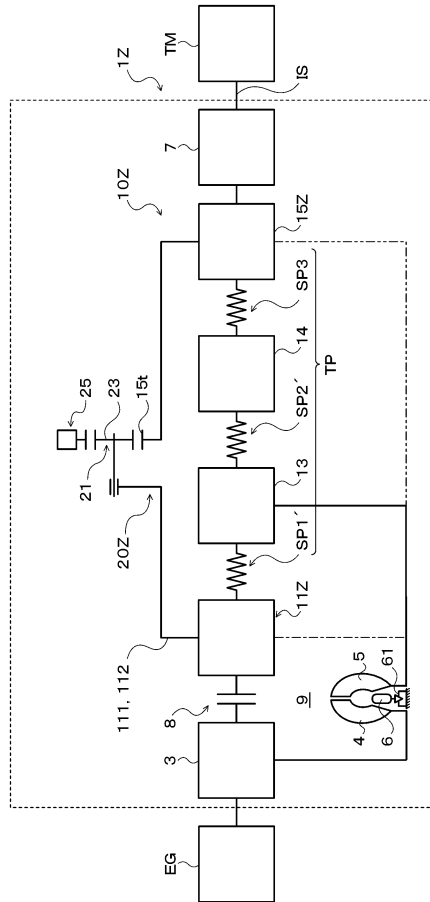


FIG. 11

【図 12】

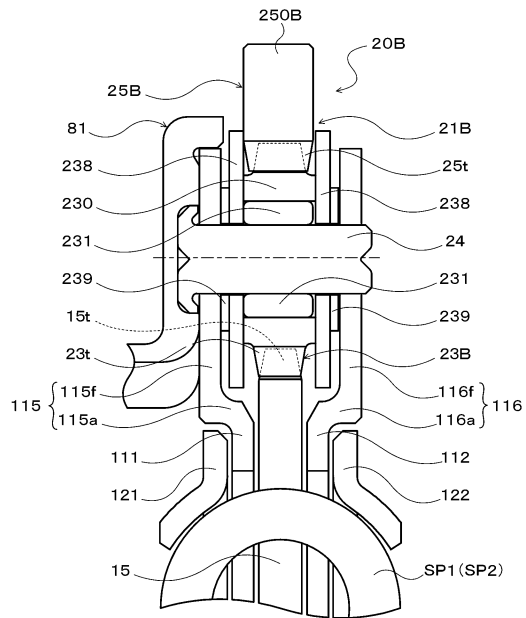


FIG. 12

フロントページの続き

- (72)発明者 加藤 晃祥
福井県越前市池ノ上町38 アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社内
- (72)発明者 大塚 亮輔
福井県越前市池ノ上町38 アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社内
- (72)発明者 井上 義裕
福井県越前市池ノ上町38 アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社内
- (72)発明者 滝川 由浩
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
- (72)発明者 長井 大樹
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
- (72)発明者 輪嶋 雅樹
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
- (72)発明者 坂本 貴生
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
- (72)発明者 伊藤 和広
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

審査官 大谷 謙仁

- (56)参考文献 特開平07-208546(JP,A)
特開平10-311374(JP,A)
米国特許第05733218(US,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|------|--------|
| F16F | 15/134 |
| F16H | 1/28 |
| F16H | 45/02 |