

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6182192号
(P6182192)

(45) 発行日 平成29年8月16日(2017.8.16)

(24) 登録日 平成29年7月28日(2017.7.28)

(51) Int.Cl.	F 1	
F 1 6 H 45/02 (2006.01)	F 1 6 H 45/02	Y
F 1 6 H 41/24 (2006.01)	F 1 6 H 41/24	Z
F 1 6 F 15/134 (2006.01)	F 1 6 F 15/134	B
F 1 6 F 15/14 (2006.01)	F 1 6 F 15/134	A
F 1 6 F 1/18 (2006.01)	F 1 6 F 15/14	Z

請求項の数 7 (全 21 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2015-204205 (P2015-204205)	(73) 特許権者	000138521 株式会社ユタカ技研 静岡県浜松市東区豊町508番地の1
(22) 出願日	平成27年10月16日(2015.10.16)	(73) 特許権者	000005326 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山二丁目1番1号
(65) 公開番号	特開2017-75661 (P2017-75661A)	(74) 代理人	110002192 特許業務法人落合特許事務所
(43) 公開日	平成29年4月20日(2017.4.20)	(72) 発明者	渡辺 健太郎 静岡県浜松市東区豊町508番地の1 株 式会社ユタカ技研内
審査請求日	平成28年7月21日(2016.7.21)	(72) 発明者	安部 浩也 静岡県浜松市東区豊町508番地の1 株 式会社ユタカ技研内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 流体式動力伝達装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両用エンジン(E)からのトルクを伝達するトルク伝達経路(46, 78, 98)に、当該トルク伝達経路(46, 78, 89)の一部を構成する回転伝動部材(54, 55; 80, 81; 100, 101)と、慣性回転体(65, 85, 105)との間に複数個のダンパスプリング(53)が介設されて成るダイナミックダンパ機構(64, 84, 104)が付設される流体式動力伝達装置において、前記回転伝動部材(54, 55; 80, 81; 100, 101)および前記慣性回転体(65, 85, 105)のいずれか一方に常時連結される弾性部材(70, 88)が、遠心力を受けて変形することを可能としつつ前記ダイナミックダンパ機構(64, 84, 104)に付加され、前記弾性部材(70, 88)は、前記ダンパスプリング(53)でトルク変動を吸収し得る低速回転時には前記回転伝動部材(54, 55; 80, 81; 100, 101)および前記慣性回転体(65, 85, 105)の他方との間にトルク方向の遊び(73, 93)が生じるものの所定の回転数以上の高速回転時の遠心力による変形に応じて前記回転伝動部材(54, 55; 80, 81; 100, 101)および前記慣性回転体(65, 85, 105)間で弾発力を発揮するようにして、前記回転伝動部材(54, 55; 80, 81; 100, 101)および前記慣性回転体(65, 85, 105)間に配置されることを特徴とする流体式動力伝達装置。

【請求項2】

前記弾性部材(70, 88)を有する前記ダイナミックダンパ機構(64, 84, 10

4) のバネレートが、前記低速回転時に対する前記高速回転時の比を 1 よりも大きく 4 以下とするように設定されることを特徴とする請求項 1 に記載の流体式動力伝達装置。

【請求項 3】

少なくとも 2 種類の前記弾性部材 (7 0 , 8 8) が、前記ダイナミックダンパ機構 (1 0 4) のバネレートを少なくとも 2 つ以上の異なる回転数で変化させるようにして前記ダイナミックダンパ機構 (1 0 4) に付加されることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の流体式動力伝達装置。

【請求項 4】

前記弾性部材 (7 0) が、前記慣性回転体 (6 5) 内に配置されることを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 項に記載の流体式動力伝達装置。

10

【請求項 5】

前記慣性回転体 (8 5) の少なくとも一部を両側から挟む一対の前記回転伝動部材 (8 0 , 8 1) が、前記慣性回転体 (8 5) との間に介設される前記ダンパスプリング (5 3) を保持するスプリングホルダ (7 6) を構成するようにして相対回転不能に連結され、前記弾性部材 (8 8) が前記スプリングホルダ (7 6) 内に配置されることを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 項に記載の流体式動力伝達装置。

【請求項 6】

板ばねの曲げ加工で前記弾性部材 (7 0 , 8 8) が形成されることを特徴とする請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 項に記載の流体式動力伝達装置。

【請求項 7】

前記ダイナミックダンパ機構 (6 4) の回転軸線まわりで周方向に延びる前記弾性部材 (7 0 , 8 8) の自然な状態での前記周方向に沿う中央部に、前記回転伝動部材 (5 4 , 5 5 ; 8 0 , 8 1 ; 1 0 0 , 1 0 1) および前記慣性回転体 (6 5 , 8 5 , 1 0 5) のいずれか一方が常時連結され、前記弾性部材 (7 0 , 8 8) の少なくとも一部を收容する收容部 (7 2 , 9 2) が前記回転伝動部材 (5 4 , 5 5 ; 8 0 , 8 1 ; 1 0 0 , 1 0 1) および前記慣性回転体 (6 5 , 8 5 , 1 0 5) の他方に形成され、前記收容部 (7 2 , 9 2) は、内側收容部分 (7 2 a , 9 2 a) と、前記回転軸線を中心とする半径方向に沿う外側から前記内側收容部分 (7 2 a , 9 2 a) に連なる外側收容部分 (7 2 b , 9 2 b) とから成り、前記内側收容部分 (7 2 a , 9 2 a) の前記周方向に沿う長さ (L 1 , L 3) は、当該内側收容部分 (7 2 a , 9 2 a) の前記周方向に沿う両端部が前記低速回転時に前記弾性部材 (7 0 , 8 8) の前記周方向に沿う両端部に接触することを回避するようにして自然な状態に在る前記弾性部材 (7 0 , 8 8) よりも前記周方向に長く設定され、前記外側收容部分 (7 2 b , 9 2 b) の前記周方向に沿う長さ (L 2 , L 4) は、当該外側收容部分 (7 2 b , 9 2 b) の前記周方向に沿う両端部が前記高速回転時に遠心力を受けて変形した前記弾性部材 (7 0 , 8 8) の前記周方向に沿う両端部に接触するようにして前記内側收容部分 (7 2 a , 9 2 a) よりも前記周方向に短く設定されることを特徴とする請求項 1 ~ 6 のいずれか 1 項に記載の流体式動力伝達装置。

20

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両用エンジンからのトルクを伝達するトルク伝達経路に、当該トルク伝達経路の一部を構成する回転伝動部材と、慣性回転体との間に複数のダンパスプリングが介設されて成るダイナミックダンパ機構が付設される流体式動力伝達装置に関する。

40

【背景技術】

【0002】

流体式動力伝達装置であるトルクコンバータにおいて、ロックアップクラッチでポンプインペラおよび出力シャフト間を直結した状態でのトルク伝達経路に、ダイナミックダンパ機構が付設されるようにしたものが特許文献 1 で知られているが、このようなものでは、ダイナミックダンパ機構の減衰率が一義的に定まってしまう、ダイナミックダンパ機構による減衰効果が大きい回転数領域が限定的であり、広い回転数領域での減衰効果不十分

50

である。

【0003】

このような課題を解決するにあたっては、ダイナミックダンパ機構のバネレートを回転数に応じて変化させることで幅広い回転数領域で減衰効果が得られるようにすることが考えられ、そのようなダイナミックダンパ機構は、たとえば特許文献2および特許文献3で知られている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2009-293671号公報

10

【特許文献2】特開2001-263424号公報

【特許文献3】特開2004-239323号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところが、上記特許文献2で開示されるものでは、慣性回転体および駆動軸が、2つのリンク機構で連結され、回転数の変化に伴う2つのリンク機構の姿勢変化によってバネレートを変化させるようにしており、バネレートを変化させるための構造が複雑であり、部品点数も多くなり、コストの低減が難しい。

【0006】

20

また上記特許文献3で開示されるものでは、制振対象構造物に複数のダイナミックダンパを直列に連結することで、幅広い領域で制振効果が得られるようにしているが、この技術をそのまま流体式動力伝達装置に適用すると、部品点数の増加につながり、コストの増大を招くことになる。

【0007】

本発明は、かかる事情に鑑みてなされたものであり、部品点数の増大を抑えた簡単な構造でダイナミックダンパ機構のバネレートを回転数に応じて変化させ得るようにした流体式動力伝達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】

【0008】

30

上記目的を達成するために、本発明は、車両用エンジンからのトルクを伝達するトルク伝達経路に、当該トルク伝達経路の一部を構成する回転伝動部材と、慣性回転体との間に複数個のダンパスプリングが介設されて成るダイナミックダンパ機構が付設される流体式動力伝達装置において、前記回転伝動部材および前記慣性回転体のいずれか一方に常時連結される弾性部材が、遠心力を受けて変形することを可能としつつ前記ダイナミックダンパ機構に付加され、前記弾性部材は、前記ダンパスプリングでトルク変動を吸収し得る低速回転時には前記回転伝動部材および前記慣性回転体の他方との間にトルク方向の遊びが生じるものの所定の回転数以上の高速回転時の遠心力による変形に応じて前記回転伝動部材および前記慣性回転体間で弾発力を発揮するようにして、前記回転伝動部材および前記慣性回転体間に配置されることを第1の特徴とする。

40

【0009】

また本発明は、第1の特徴の構成に加えて、前記弾性部材を有する前記ダイナミックダンパ機構のバネレートを、前記低速回転時に対する前記高速回転時の比を1よりも大きく4以下とするように設定されることを第2の特徴とする。

【0010】

本発明は、第1または第2の特徴の構成に加えて、少なくとも2種類の前記弾性部材が、前記ダイナミックダンパ機構のバネレートを少なくとも2つ以上の異なる回転数で変化させるようにして前記ダイナミックダンパ機構に付加されることを第3の特徴とする。

【0011】

本発明は、第1～第3の特徴の構成のいずれかに加えて、前記弾性部材が、前記慣性回

50

転体内に配置されることを第4の特徴とする。

【0012】

本発明は、第1～第3の特徴の構成のいずれかに加えて、前記慣性回転体の少なくとも一部を両側から挟む一对の前記回転伝動部材が、前記慣性回転体との間に介設される前記ダンパプリングを保持するスプリングホルダを構成するようにして相対回転不能に連結され、前記弾性部材が前記スプリングホルダ内に配置されることを第5の特徴とする。

【0013】

本発明は、第1～第5の特徴の構成のいずれかに加えて、板ばねの曲げ加工で前記弾性部材が形成されることを第6の特徴とする。

【0014】

さらに本発明は、第1～第6の特徴の構成のいずれかに加えて、前記ダイナミックダンパ機構の回転軸線まわりで周方向に延びる前記弾性部材の自然な状態での前記周方向に沿う中央部に、前記第2回転伝動部材および前記慣性回転体のいずれか一方が常時連結され、前記弾性部材の少なくとも一部を収容する収容部が前記第2回転伝動部材および前記慣性回転体の他方に形成され、前記収容部は、内側収容部分と、前記回転軸線を中心とする半径方向に沿う外側から前記内側収容部分に連なる外側収容部分とから成り、前記内側収容部分の前記周方向に沿う長さは、当該内側収容部分の前記周方向に沿う両端部が前記低速回転時に前記弾性部材の前記周方向に沿う両端部に接触することを回避するようにして自然な状態に在る前記弾性部材よりも前記周方向に長く設定され、前記外側収容部分の前記周方向に沿う長さは、当該外側収容部分の前記周方向に沿う両端部が前記高速回転時に遠心力を受けて変形した前記弾性部材の前記周方向に沿う両端部に接触するようにして前記内側収容部分よりも前記周方向に短く設定されることを第7の特徴とする。

【発明の効果】

【0015】

本発明によれば、回転伝動部材および慣性回転体のいずれか一方に常時連結される弾性部材が遠心力を受けて変形することを可能としてダイナミックダンパ機構に付加され、ダンパプリングでトルク変動を吸収し得る低速回転時には、弾性部材と、回転伝動部材および慣性回転体の他方との間にトルク方向の遊びが生じるものの、所定の回転数以上の高速回転時の遠心力による変形に応じて弾性部材が回転伝動部材および慣性回転体間で弾発力を発揮するので、高速回転時には、ダンパプリングに弾性部材のばね力が加わることになり、ダイナミックダンパ機構の共振周波数が高速回転側に変化することになり、ダイナミックダンパ機構のパネレートを回転数に応じて変化させることができ、それを実現するにあたって弾性部材を付加するのみであり、部品点数の増大を抑えた簡単な構造とすることができる。

【0016】

また本発明の特に第2の特徴によれば、弾性部材を有するダイナミックダンパ機構のパネレートが、低速回転時に対する高速回転時の比を1よりも大きく4以下とすることで、車両用エンジンの常用回転域で広範囲に制振性能を高めることができる。すなわち低速回転域で励起される低周波振動は知覚され易く、しかもその振動による異音も聞こえ易い傾向にあるので、パネレートを低速回転域に対応した値に設定することで低速回転域での低周波振動の発生を抑えつつ、車両用エンジンの常用回転域での広範囲かつ効果的な制振性能を得ることができる。

【0017】

本発明の特に第3の特徴によれば、少なくとも2種類の前記弾性部材がダイナミックダンパ機構に付加され、それらの弾性部材により、ダイナミックダンパ機構のパネレートを少なくとも2つ以上の異なる回転数で変化させるので、車両用エンジンの乗用回転域でのより効果的な制振性能を得ることができる。

【0018】

本発明の特に第4の特徴によれば、弾性部材が慣性回転体内に配置されるので、弾性部材の付加によるダイナミックダンパ機構の大型化を回避することができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 9 】

さらに本発明の特に第 5 の特徴によれば、慣性回転体の少なくとも一部を両側から挟む一对の回転伝動部材でスプリングホルダが構成され、弾性部材がスプリングホルダ内に配置されるので、弾性部材の付加によるダイナミックダンパ機構の大型化を回避することができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 2 0 】

【 図 1 】 第 1 の実施の形態のトルクコンバータの縦断面図である。

【 図 2 】 スプリングホルダの一部を構成する第 1 の保持板をタービンランナ側から見た正面図である。

【 図 3 】 ダイナミックダンパ機構による振動減衰率のエンジン回転数による変化を示す図である。

【 図 4 】 低速回転時の弾性部材の近傍を示す断面図である。

【 図 5 】 回転数の変化に伴う弾性部材の変化を順次示す断面図である。

【 図 6 】 パネレートを変なさせたダイナミックダンパ機構の周波数特性を比較して示す図である。

【 図 7 】 ダイナミックダンパ機構のパネレートを低速回転時に対して高速回転時に 2 倍としたときの周波数特性を示す図である。

【 図 8 】 ダイナミックダンパ機構のパネレートを低速回転時に対応した基準例と、その基準例に対してパネレート 2 倍、3 倍、4 倍および 5 倍に変化させたときの周波数特性を示す図である。

【 図 9 】 ダイナミックダンパ機構のパネレートを低速回転時に対して高速回転時に 3 倍および 5 倍に設定したときの周波数特性を示す図である。

【 図 1 0 】 第 2 の実施の形態のトルクコンバータの縦断面図である。

【 図 1 1 】 図 1 0 の 1 1 - 1 1 線断面図である。

【 図 1 2 】 低速回転時 (a) および高速回転時 (b) での弾性部材の作動状況を図 1 0 の 1 2 矢視方向から見て示す図である。

【 図 1 3 】 第 3 の実施の形態のトルクコンバータの縦断面図である。

【 図 1 4 】 スプリングホルダの一部を構成する第 1 の保持板をタービンランナ側から見た正面図である。

【 図 1 5 】 2 種類の弾性部材を付加した状態のダイナミックダンパ機構の周波数特性を示す図である。

【 発明を実施するための形態 】

【 0 0 2 1 】

以下、本発明の実施の形態を、添付の図面を参照しながら説明する。

【 0 0 2 2 】

本発明の第 1 の実施の形態について図 1 ~ 図 9 を参照しながら説明すると、先ず図 1 において、流体式動力伝達装置であるトルクコンバータは、ポンプインペラ 1 1 と、このポンプインペラ 1 1 に対向して配置されるタービンランナ 1 2 と、前記ポンプインペラ 1 1 および前記タービンランナ 1 2 の内周部間に配置されるステータ 1 3 とを備え、前記ポンプインペラ 1 1、前記タービンランナ 1 2 および前記ステータ 1 3 間には、矢印 1 4 で示すように作動オイルを循環させる循環回路 1 5 が形成される。

【 0 0 2 3 】

前記ポンプインペラ 1 1 は、椀状のポンプシェル 1 6 と、該ポンプシェル 1 6 の内面に設けられる複数のポンプブレード 1 7 と、それらのポンプブレード 1 7 を連結するポンプコアリング 1 8 と、前記ポンプシェル 1 6 の内周部にたとえば溶接によって固定されるポンプハブ 1 9 とを有し、前記ポンプハブ 1 9 には、トルクコンバータに作動オイルを供給するオイルポンプ (図示せず) が連動、連結される。

【 0 0 2 4 】

また前記ポンプシェル 1 6 の外周部には、前記タービンランナ 1 2 を外側から覆う椀状

10

20

30

40

50

の伝動カバー 20 が溶接によって結合されており、この伝動カバー 20 の外周部にリングギヤ 21 が溶接によって固着され、前記リングギヤ 21 には駆動板 22 締結される。また駆動板 22 には、車両用エンジン E のクランクシャフト 23 が同軸に締結されており、前記ポンプインペラ 11 には、車両用エンジン E から回転動力が入力される。

【0025】

前記タービンランナ 12 は、椀状のタービンシェル 24 と、該タービンシェル 24 の内面に設けられる複数のタービンプレード 25 と、それらのタービンプレード 25 を連結するタービンコアリング 26 とを有する。

【0026】

前記車両用エンジン E からの回転動力を図示しないミッションに伝達する出力シャフト 27 の端部は、前記伝動カバー 20 がその中心部に一体に有する有底円筒状の支持筒部 20a に、軸受ブッシュ 28 を介して支持される。前記出力シャフト 27 は、前記ポンプハブ 19 との間に軸方向の間隔をあけた位置に配置される出力ハブ 29 にスプライン結合されており、前記出力ハブ 29 および前記伝動カバー 20 間にはニードルスラストベアリング 30 が介装される。

10

【0027】

前記ステータ 13 は、前記ポンプハブ 19 および前記出力ハブ 29 間に配置されるステータハブ 31 と、このステータハブ 31 の外周に設けられる複数のステータブレード 32 と、それらのステータブレード 32 の外周を連結するステータコアリング 33 とを有し、前記ポンプハブ 19 および前記ステータハブ 31 間にはスラストベアリング 34 が介装され、前記出力ハブ 29 および前記ステータハブ 31 間にはスラストベアリング 35 が介装される。

20

【0028】

前記ステータハブ 31 と、前記出力ハブ 29 とともに回転する前記出力シャフト 27 を相対回転自在に囲繞するステータシャフト 36 との間には、一方向クラッチ 37 が介設され、前記ステータシャフト 36 は、ミッションケース（図示せず）に回転不能に支持される。

【0029】

前記伝動カバー 20 および前記タービンシェル 24 間には、前記循環回路 15 に連通するクラッチ室 38 が形成され、このクラッチ室 38 内に、ロックアップクラッチ 40 と、前記出力ハブ 29 の外周に回転自在に支持される慣性回転体 65 と、当該慣性回転体 65 に対して制限された範囲での相対回転を可能としつつ前記慣性回転体 65 の少なくとも一部を両側から挟むスプリングホルダ 42 とが収容される。

30

【0030】

前記ロックアップクラッチ 40 は、前記伝動カバー 20 に摩擦接続可能なクラッチピストン 43 を有するとともに該クラッチピストン 43 を前記伝動カバー 20 に摩擦接続させた接続状態ならびに摩擦接続を解除した非接続状態を切替えることが可能であり、円板状に形成される前記クラッチピストン 43 の内周部は、前記出力ハブ 29 に軸方向移動を可能として摺動可能に支持される。

【0031】

40

前記クラッチ室 38 内は、前記クラッチピストン 43 によって、前記タービンランナ 12 側の内側室 38a と、前記伝動カバー 20 側の外側室 38b とに区画されており、前記ニードルスラストベアリング 30 に隣接して前記出力ハブ 29 に形成される油溝 44 が前記外側室 38b に連通され、前記油溝 44 は円筒状の前記出力シャフト 27 内に連通する。また前記ポンプハブ 19 および前記ステータシャフト 36 間には、前記循環回路 15 の内周部に通じる油路 45 が形成される。前記油溝 44 および前記油路 45 には、前記オイルポンプおよびオイル溜め（図示せず）が交互に接続される。

【0032】

車両用エンジン E のアイドルリング時や、極低速運転域では、前記油溝 44 から前記外側室 38b に作動油が供給され、前記油路 45 から作動油が導出されており、この状態では

50

外側室 3 8 b の方が内側室 3 8 a よりも高圧となり、前記クラッチピストン 4 3 は前記伝動カバー 2 0 の内面から離反する側に押されており、ロックアップクラッチ 4 0 は非接続状態となっている。この状態では、ポンプインペラ 1 1 およびタービンランナ 1 2 の相対回転は許容されており、車両用エンジン E によってポンプインペラ 1 1 が回転駆動されることで前記循環回路 1 5 内の作動油が、矢印 1 4 で示すように、ポンプインペラ 1 1、タービンランナ 1 2、ステータ 1 3 の順に循環回路 1 5 内を循環し、前記ポンプインペラ 1 1 の回転トルクが前記タービンランナ 1 2、前記スプリングホルダ 4 2 および前記出力ハブ 2 9 を介して前記出力シャフト 2 7 に伝達される。

【 0 0 3 3 】

前記ポンプインペラ 1 1 および前記タービンランナ 1 2 間でトルクの増幅作用が生じている状態では、それに伴う反力がステータ 1 3 で負担され、ステータ 1 3 は、前記一方向クラッチ 3 7 のロック作用によって固定される。またトルク増幅作用を終えたときに、前記ステータ 1 3 は、該ステータ 1 3 が受けるトルク方向の反転によって一方向クラッチ 3 7 を空転させながらポンプインペラ 1 1 およびタービンランナ 1 2 とともに同一方向に回転する。

【 0 0 3 4 】

このようなトルクコンバータがカップリング状態となったとき、もしくはカップリング状態に近づいたときには、前記油路 4 5 から前記外側室 3 8 b に作動油が供給され、前記油溝 4 4 から作動油が導出されるように、前記油溝 4 4 および前記油路 4 5 と、前記オイルポンプおよびオイル溜めとの接続状態が切替えられる。その結果、クラッチ室 3 8 内では内側室 3 8 a の方が外側室 3 8 b よりも高圧となり、その圧力差によってクラッチピストン 4 3 が前記伝動カバー 2 0 側に押圧され、前記クラッチピストン 4 3 の外周部が前記伝動ケース 2 0 の内面に圧接して伝動ケース 2 0 に摩擦接続され、ロックアップクラッチ 4 0 が接続状態となる。

【 0 0 3 5 】

前記ロックアップクラッチ 4 0 が接続状態となったときに、前記車両用エンジン E から前記伝動カバー 2 0 に伝わるトルクは、前記クラッチピストン 4 3 および前記スプリングホルダ 4 2 を含むトルク伝達経路 4 6 を経て前記出力ハブ 2 9 に機械的に伝達されるものであり、このトルク伝達経路 4 6 にはダンパ機構 4 7 が介設される。

【 0 0 3 6 】

前記ダンパ機構 4 7 は、回転軸線まわりに相対回転することが可能な前記クラッチピストン 4 3 および前記スプリングホルダ 4 2 間に、周方向に等間隔をあけて配置される複数個たとえば 4 個の第 1 のダンパスプリング 4 9 が介設されて成るものである。

【 0 0 3 7 】

前記クラッチピストン 4 3 の外周部の前記伝動ケース 2 0 とは反対側の面には、環状の収容凹部 5 0 が形成されており、その収容凹部 5 0 内に周方向に等間隔をあけて収容される第 1 のダンパスプリング 4 9 を、前記クラッチピストン 4 3 との間に挟むリテーナ 5 1 が前記クラッチピストン 4 3 に固定される。

【 0 0 3 8 】

前記リテーナ 5 1 は、前記収容凹部 5 0 の内周にほぼ対応した外周を有して前記クラッチピストン 4 3 と同軸に配置されるリング板部 5 1 a と、前記クラッチピストン 4 3 の半径方向に沿う前記第 1 のダンパスプリング 4 9 の内方側を覆うように横断面円弧状に形成されて前記リング板部 5 1 a の外周の周方向に等間隔をあけた 4 箇所に関連されるとともに前記クラッチピストン 4 3 の周方向に沿って長く形成されるスプリングカバー部 5 1 b と、それらのスプリングカバー部 5 1 b 相互間に配置されて前記リング板部 5 1 a の外周に関連される第 1 ばね当接部 5 1 c とを一体に有するように形成され、前記リング板部 5 1 a が複数の第 1 のリベット 5 2 で前記クラッチピストン 4 3 に固定される。

【 0 0 3 9 】

また第 1 ばね当接部 5 1 c は、4 個の前記第 1 のダンパスプリング 4 9 相互間に配置されており、前記ロックアップクラッチ 4 0 が非接続状態にあるときに、第 1 ばね当接部 5

10

20

30

40

50

1 c は、その両側の第 1 のダンパスプリング 4 9 の端部に当接する。

【 0 0 4 0 】

前記スプリングホルダ 4 2 は、前記トルク伝達経路 4 6 の一部を構成する回転伝動部材である第 1 および第 2 の保持板 5 4 , 5 5 で構成されるものであり、第 1 の保持板 5 4 は、前記タービンシェル 2 4 の内周部とともに前記出力ハブ 2 9 に複数の第 3 のリベット 5 9 で固定され、前記出力シャフト 2 7 の軸線に沿う方向で第 1 の保持板 5 4 との間に間隔をあけた第 2 の保持板 5 5 は、複数の第 2 のリベット 5 6 で第 1 の保持板 5 4 に相対回転不能に連結される。

【 0 0 4 1 】

また前記第 2 の保持板 5 5 の周方向に等間隔をあけた複数箇所たとえば 4 箇所の外周には、前記第 1 のダンパスプリング 4 9 を、前記リテーナ 5 1 の第 1 ばね当接部 5 1 c との間に挟むようにして収容凹部 5 0 内に突入される第 2 ばね当接部 5 5 b が一体に連設され、前記リテーナ 5 1 における前記スプリングカバー一部 5 1 b には、前記第 2 ばね当接部 5 5 b すなわち前記スプリングホルダ 4 2 との間の制限された範囲での相対回転を許容するようにして前記第 2 ばね当接部 5 5 b を挿通させる開口部 6 1 が形成される。

【 0 0 4 2 】

前記ロックアップクラッチ 4 0 が接続状態となって前記クラッチピストン 4 3 および前記リテーナ 5 1 が回転すると、前記第 1 ばね当接部 5 1 c が、第 1 のダンパスプリング 4 9 を前記第 2 ばね当接部 5 5 b との間で圧縮し、第 1 のダンパスプリング 4 9 から前記第 2 ばね当接部 5 5 b に連なるスプリングホルダ 4 2 を経て前記出力ハブ 2 9 に動力が伝達される。すなわち前記クラッチピストン 4 3 および前記出力ハブ 2 9 間でトルク伝達経路 4 6 を介してトルクが機械的に伝達されることになり、前記トルク伝達経路 4 6 が、前記クラッチピストン 4 3 、前記リテーナ 5 1 、第 1 のダンパスプリング 4 9 および前記スプリングホルダ 4 2 で構成されることになる。

【 0 0 4 3 】

前記トルク伝達経路 4 6 には、ダイナミックダンパ機構 6 4 が付設されるものであり、このダイナミックダンパ機構 6 4 は、前記トルク伝達経路 4 6 の一部を構成する回転伝動部材である第 1 および第 2 の保持板 5 4 , 5 5 すなわちスプリングホルダ 4 2 と、慣性回転体 6 5 との間に、複数個たとえば 6 個の第 2 のダンパスプリング 5 3 が介設されて成る。

【 0 0 4 4 】

前記慣性回転体 6 5 の少なくとも一部（この実施の形態では一部）は、前記スプリングホルダ 4 2 を構成する第 1 および第 2 の保持板 5 4 , 5 5 間に挟まれるとともに前記出力ハブ 2 9 に内周部が回転自在に支持される円板状の慣性プレート 4 1 と、その慣性プレート 4 1 の外周に固定される付加重量部材 6 6 とから成る。

【 0 0 4 5 】

第 1 および第 2 の保持板 5 4 , 5 5 間には、前記慣性プレート 4 1 の周方向に等間隔をあけた複数箇所たとえば 6 箇所に設けられた長孔 5 8 にそれぞれ挿通される円筒状のカラー 5 7 が介装され、それらのカラー 5 7 を貫通する第 2 のリベット 5 6 で第 1 および第 2 の保持板 5 4 , 5 5 が連結される。すなわち前記慣性プレート 4 1 は、前記長孔 5 8 内を前記カラー 5 7 が移動するだけの制限された範囲で、前記スプリングホルダ 4 2 に対して相対回転することが可能である。

【 0 0 4 6 】

図 2 を併せて参照して、第 1 の保持板 5 4 の周方向に等間隔をあけた複数箇所たとえば 6 箇所には、第 2 のダンパスプリング 5 3 を保持するためのばね保持部 5 4 a が、第 2 のダンパスプリング 5 3 の一部を外部に臨ませるようにして形成される。また第 1 の保持板 5 4 の前記ばね保持部 5 4 a に対応する部分で第 2 の保持板 5 5 には、第 2 のダンパスプリング 5 3 を保持するためのばね保持部 5 5 a が、第 2 のダンパスプリング 5 3 の一部を外部に臨ませるようにして形成される。

【 0 0 4 7 】

10

20

30

40

50

前記慣性プレート41の前記ばね保持部54a, 55aに対応する部分には、前記第2のスプリング53の一部を収容するばね収容孔60が、前記ロックアップクラッチ40の非接続状態では、前記慣性プレート41の周方向に沿う前記ばね収容孔60の両端部が前記第2のダンパスプリング53の両端部に当接するようにして形成される。

【0048】

前記慣性プレート41は、その外周部が前記スプリングホルダ42を構成する第1および第2の保持板54, 55よりも半径方向外方に突出するように形成されており、前記付加重量部材66が前記慣性プレート41の外周部に固定される。

【0049】

前記付加重量部材66は、第1の保持板54の外周部に前記タービンランナ12側から間隔をあけて対向するリング板部66aと、そのリング板部66aの外周から前記慣性プレート41の外周部側に延びる筒部66bとを一体に有して、その横断面形状が略L字状となるように形成されており、前記リング板部66aおよび前記慣性プレート41間に介在する大径部67aを有する複数の第4のリベット67で、前記筒部66bを前記慣性プレート41に当接させるようにして前記慣性プレート41の外周部に固定される。

【0050】

ところで車両用エンジンEの燃費低減を図るために、低エンジン回転数で車両を走行させる場合、車両用エンジンEのトルク変動に起因するこもり音や振動等の抑制が課題となる。このような課題をダイナミックダンパ機構64で解決するのであるが、ダイナミックダンパ機構64の減衰率は一義的に定まるものであり、図3の破線で示すように、ロックアップクラッチ40の接続領域で最も低速回転側(800~1500rpm)にダイナミックダンパ機構64の作動回転数を設定するのが一般的である。そうすると、大きな減衰効果が得られるエンジン回転数領域が限定的となり、図3の点描で示す領域のように、減衰効果が十分に得られない領域が生じる場合がある。

【0051】

そこでダイナミックダンパ機構64のパネレートをエンジン回転数に応じて変化させることで、図3の実線で示すように、幅広い回転数領域で減衰効果が得られるようにすることが考えられ、本発明に従えば、前記ダイナミックダンパ機構64の前記スプリングホルダ42における第1の保持板54および前記慣性回転体65のいずれか一方に常時連結される弾性部材70が、遠心力を受けて変形することを可能としつつ前記ダイナミックダンパ機構64に付加される。

【0052】

この実施の形態では、前記弾性部材70は、第4のリベット67を介して前記慣性回転体65に常時連結されるものであり、この弾性部材70は、前記第2のダンパスプリング53でトルク変動を吸収し得る低速回転時には前記第1の保持板54との間で弾発力を発揮することはないものの、所定の回転数以上の高速回転時の遠心力による変形に応じて前記第1の保持板54および前記慣性回転体65間で弾発力を発揮するようにして、前記慣性回転体65内に配置されつつ、前記第1の保持板54および前記慣性回転体65間に配設される。

【0053】

前記第1の保持板54の外周の周方向に等間隔をあけた複数箇所たとえば4箇所には、前記慣性プレート41および前記付加重量部材66間に形成される環状凹部71に突入するようにして半径方向外方に突出する突部54bが一体に形成されており、前記弾性部材70は、第1の保持板54の前記突部54bおよび前記慣性回転体65間で弾発力を発揮することが可能である。

【0054】

前記弾性部材70は、ダイナミックダンパ機構64の回転軸線まわりで周方向に延びるようにして板ばねの曲げ加工で波形に形成されるものであり、この弾性部材70の自然な状態での前記周方向に沿う中央部に、前記慣性回転体65における第4のリベット67の大径部67aが常時連結される。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 5 】

図 4 を併せて参照して、前記突部 5 4 b には、前記弾性部材 7 0 の少なくとも一部（この実施の形態では一部）を収容する収容部 7 2 が、前記突部 5 4 b の両面に開放した透孔として形成され、前記収容部 7 2 は、内側収容部分 7 2 a と、ダイナミックダンパ機構 6 4 の回転軸線を中心とする半径方向に沿う外側から前記内側収容部分 7 2 a に連なる外側収容部分 7 2 b とから成り、前記内側収容部分 7 2 a の前記周方向に沿う長さ L 1 は、該内側収容部分 7 2 a の前記周方向に沿う両端部が車両用エンジン E の低速回転時に、図 4 で明示するように、前記弾性部材 7 0 の前記周方向に沿う両端部に接触することを回避するようにして自然な状態に在る前記弾性部材 7 0 よりも前記周方向に長く設定される。

【 0 0 5 6 】

また前記外側収容部分 7 2 b の前記周方向に沿う長さ L 2 は、当該外側収容部分 7 2 b の前記周方向に沿う両端部が前記車両用エンジン E の高速回転時に遠心力を受けて変形した前記弾性部材 7 0 の前記周方向に沿う両端部に接触するようにして前記内側収容部分 7 2 a よりも前記周方向に短く設定される。

【 0 0 5 7 】

このような弾性部材 7 0 の挙動について図 5 を参照しながら説明すると、車両用エンジン E の回転数が低く、前記第 1 の保持板 5 4 および前記慣性回転体 6 5 間の相対回転角が小さく、弾性部材 7 0 に作用する遠心力も小さい状態では、図 5 (a) で示すように、弾性部材 7 0 は収容部 7 2 の内側収容部分 7 2 a に対応する位置にあり、第 1 の保持板 5 4 および前記弾性部材 7 0 間にはトルク方向の遊び 7 3 が生じており、弾性部材 7 0 は第 1 の保持板 5 4 および前記慣性回転体 6 5 間で非作動状態にある。

【 0 0 5 8 】

車両用エンジン E の回転数が増加し、前記第 1 の保持板 5 4 および前記慣性回転体 6 5 間の相対回転角が大きくなっても、弾性部材 7 0 に作用する遠心力がまだ小さい状態では、図 5 (b) で示すように、弾性部材 7 0 は収容部 7 2 の内側収容部分 7 2 a に対応する位置にあり、第 1 の保持板 5 4 および前記弾性部材 7 0 間にはトルク方向の遊び 7 3 が生じたままであり、前記弾性部材 7 0 は第 1 の保持板 5 4 および前記慣性回転体 6 5 間で非作動状態にある。

【 0 0 5 9 】

車両用エンジン E の回転数増大に応じて、前記第 1 の保持板 5 4 および前記慣性回転体 6 5 間の相対回転角が大きくなり、かつ弾性部材 7 0 に作用する遠心力が大きくなると、図 5 (c) で示すように、前記弾性部材 7 0 はその両端部が前記収容部 7 2 の前記外側収容部分 7 2 b に入り込むように変形し、弾性部材 7 0 が、第 1 の保持板 5 4 および前記慣性回転体 6 5 間で弾発力を発揮するように作動することになる。すなわちダイナミックダンパ機構 6 4 に弾性部材 7 0 のばね力が加わることになり、ダイナミックダンパ機構 6 4 の共振周波数が高回転側に变化する。その結果、図 3 の実線で示すように、弾性部材 7 0 が作動し始める作動回転数で減衰率が高くなる側に周波数特性が変化して減衰範囲が拡大することになる。

【 0 0 6 0 】

車両用エンジン E の回転数増大に応じて、弾性部材 7 0 に作用する遠心力がより大きくなった状態では、図 5 (d) で示すように、前記弾性部材 7 0 の両端部は前記収容部 7 2 の前記外側収容部分 7 2 b に収容された状態で第 1 の保持板 5 4 の前記突部 5 4 b に当接するが、共振周波数よりも高回転側で相対回転角が減少していくダイナミックダンパ機構 6 4 の特性により、前記第 1 の保持板 5 4 および前記慣性回転体 6 5 間の相対回転角は小さくなり、弾性部材 7 0 に必要以上に大きな荷重が作用することはない。

【 0 0 6 1 】

ところで常用回転域を 8 0 0 ~ 2 5 0 0 r p m とした車両用エンジン E のクランクシャフト 2 3 およびミッション間に設けられるトルクコンバータの前記トルク伝達経路 4 6 に介設されたダイナミックダンパ機構 6 4 の減衰率について、一般的な車両の振動モデルを基準として計算すると、図 6 で示すような結果が得られた。ここで共振周波数を 1 0 0 0

10

20

30

40

50

r p mとして計算して得られた結果を図6の実線で示したときに、共振周波数を1000 r p mとしたときの基準例に対してダイナミックダンパ機構64のパネレートを2倍としたときには、図6の破線で示す結果が得られた。

【0062】

そこで低速回転時のパネレートが示す周波数特性を基準例とし、追加の弾性部材70が作動する高回転時のパネレートを低回転時の2倍に設定すると、弾性部材70が付加されたダイナミックダンパ機構64では、図7の実線で示すような周波数特性が得られることになる。すなわち弾性部材70が作動する前は基準例の周波数特性に従い、追加の弾性部材70が作動した後の高回転域ではパネレートを2倍としたときの周波数特性に従うことになる。ここで弾性部材70の作動回転数の最も有利な設定方法は、1つのダイナミックダンパ共振点の間にある交点であり、そのように作動回転数を設定すると、その作動回転数の両側にダイナミックダンパの共振点があるので、より有利な作動回転数の範囲は、車両用エンジンEの常用回転域付近である800~2000 r p mとなる。

10

【0063】

ところで低速回転時のパネレートが示す周波数特性を基準例とし、追加の弾性部材70が作動する高回転時のパネレートを低回転時の2倍、3倍、4倍および5倍に設定したときの周波数特性は、図8で示すように変化するものであり、パネレートを高く設定することでダイナミックダンパの共振周波数は高速側に変位することになるが、低速回転域で励起される低周波振動は知覚され易く、しかもその振動による異音も聞こえ易い傾向にあるので、パネレートを低速回転域(800~1500 r p m)に対応した値に設定して低速回転域(800~1500 r p m)での低周波振動の発生を抑えることが望ましい。

20

【0064】

そこで低速回転域のダイナミックダンパの共振周波数を図8の基準例のように1000 r p mに設定すると、車両用エンジンEの常用回転域である800~2500 r p mの範囲でより広範囲に制振性能の向上を図るためには、弾性部材70の作動による高回転域のパネレートを3倍以上に設定することが望ましく、パネレートを3倍とすると図9の実線で示すような周波数特性が得られることになる。但し高回転域のパネレートを低回転域の5倍に設定すると、図9の点線で示すような周波数特性となり、追加の弾性部材70が作動を開始する回転数付近(図9の1200~1700付近)での制振性能が不足することになり、それを考慮すると、弾性部材70を有する前記ダイナミックダンパ機構64のパネレートが、低速回転時に対する高速回転時の比を1よりも大きく4以下とするように設定されることが望ましい。

30

【0065】

次にこの第1の実施の形態の作用について説明すると、車両用エンジンEからのトルクを伝達するトルク伝達経路46に、当該トルク伝達経路46の一部を構成する第1および第2の保持板54, 55で構成されるスプリングホルダ42と、慣性回転体65との間に複数個の第2のダンパスプリング53が介設されて成るダイナミックダンパ機構65が付設されており、前記スプリングホルダ42および前記慣性回転体65のいずれか一方である前記弾性回転体65に常時連結される弾性部材70が、遠心力を受けて変形することを可能としつつ前記ダイナミックダンパ機構64に付加され、前記弾性部材70は、第2のダンパスプリング53でトルク変動を吸収し得る低速回転時には前記スプリングホルダ42および前記慣性回転体65の他方である前記スプリングホルダ42との間にトルク方向の遊び73が生じるものの所定の回転数以上の高速回転時の遠心力による変形に応じて前記スプリングホルダ42および前記慣性回転体65間で弾発力を発揮するようにして、前記スプリングホルダ42および前記慣性回転体65間に配設される。

40

【0066】

したがってダイナミックダンパ機構64では、高速回転時には、第2のダンパスプリング53に弾性部材70のばね力が加わることになり、ダイナミックダンパ機構64の共振周波数が高速回転側に変化することになり、ダイナミックダンパ機構64のパネレートを回転数に応じて変化させることができ、それを実現するにあたって弾性部材70を付加す

50

るのみであり、部品点数の増大を抑えた簡単な構造とすることができる。

【0067】

また前記弾性部材70を有する前記ダイナミックダンパ機構64のパネレートが、前記低速回転時に対する前記高速回転時の比を1よりも大きく4以下とするように設定されるので、車両用エンジンEの常用回転域で広範囲に制振性能を高めることができる。すなわち低速回転域で励起される低周波振動は知覚され易く、しかもその振動による異音も聞こえ易い傾向にあるので、パネレートを低速回転域に対応した値に設定することで低速回転域での低周波振動の発生を抑えつつ、車両用エンジンEの常用回転域での広範囲かつ効果的な制振性能を得ることができる。

【0068】

また前記弾性部材70が、前記慣性回転体65内に配置されるので、弾性部材70の付加によるダイナミックダンパ機構64の大型化を回避することができる。

【0069】

本発明の第2の実施の形態について図10～図12を参照しながら説明するが、図1～図9で示した第1の実施の形態に対応する部分には同一の参照符号を付して図示するのみとし、詳細な説明は省略する。

【0070】

ロックアップクラッチ40が接続状態となったときに、車両用エンジンEから伝動カバー20に伝わるトルクは、クラッチピストン43およびスプリングホルダ76を含むトルク伝達経路78を経て出力ハブ29に機械的に伝達されるものであり、このトルク伝達経路78にはダンパ機構47が介設される。

【0071】

前記ダンパ機構47は、回転軸線まわりに相対回転することが可能な前記クラッチピストン43および前記スプリングホルダ76間に、周方向に等間隔をあけて配置される複数個たとえば4個の第1のダンパスプリング49が介設されて成るものである。

【0072】

前記スプリングホルダ76は、前記トルク伝達経路78の一部を構成する回転伝動部材である第1および第2の保持板80、81で構成されるものであり、第1の保持板80は、前記タービシエル24の内周部とともに出力ハブ29に複数の第3のリベット59で固定され、前記出力シャフト27の軸線に沿う方向で第1の保持板80との間に間隔をあけた第2の保持板81は、図示しない複数のリベットで第1の保持板80に相対回転不能に連結される。

【0073】

また前記第2の保持板81の周方向に等間隔をあけた複数箇所たとえば4箇所の外周には、前記第1のダンパスプリング49を、前記クラッチピストン43に固定された前記リテーナ51の第1ばね当接部51cとの間に挟むようにして収容凹部50内に突入される第2ばね当接部81cが一体に連設され、前記リテーナ51における前記スプリングカバー部51bには、前記第2ばね当接部81cすなわち前記スプリングホルダ76との間の制限された範囲での相対回転を許容するようにして前記第2ばね当接部81cを挿通させる開口部61が形成される。

【0074】

前記ロックアップクラッチ40が接続状態となって前記クラッチピストン43および前記リテーナ51が回転すると、前記第1ばね当接部51cが、第1のダンパスプリング49を前記第2ばね当接部81cとの間で圧縮し、第1のダンパスプリング49から前記第2ばね当接部81cに連なるスプリングホルダ76を経て前記出力ハブ29に動力が伝達される。すなわち前記クラッチピストン43および前記出力ハブ29間でトルク伝達経路78を介してトルクが機械的に伝達されることになり、前記トルク伝達経路78が、前記クラッチピストン43、前記リテーナ51、第1のダンパスプリング49および前記スプリングホルダ76で構成されることになる。

【0075】

10

20

30

40

50

前記トルク伝達経路 78 には、ダイナミックダンパ機構 84 が付設される。このダイナミックダンパ機構 84 は、スプリングホルダ 76 と、慣性回転体 85 との間に、複数個たとえば 6 個の第 2 のダンパスプリング 53 が介設されて成る。

【0076】

前記慣性回転体 85 は、前記スプリングホルダ 76 を構成する第 1 および第 2 の保持板 80, 81 間に少なくとも一部（この実施の形態では一部）が挟まれるとともに前記出力ハブ 29 に内周部が回転自在に支持される円板状の慣性プレート 77 と、その慣性プレート 77 の外周に複数の第 5 のリベット 87 で固定される付加重量部材 86 とから成る。

【0077】

第 1 の保持板 80 の周方向に等間隔をあけた複数箇所たとえば 6 箇所には、第 2 のダンパスプリング 53 を保持するためのばね保持部 80a が、第 2 のダンパスプリング 53 の一部を外部に臨ませるようにして形成される。また第 1 の保持板 80 の前記ばね保持部 80a に対応する部分で第 2 の保持板 81 には、第 2 のダンパスプリング 53 を保持するためのばね保持部 81a が、第 2 のダンパスプリング 53 の一部を外部に臨ませるようにして形成される。

10

【0078】

前記慣性プレート 77 の前記ばね保持部 80a, 81a に対応する部分には、前記第 2 のダンパスプリング 53 の一部を収容するばね収容孔 82 が、前記ロックアップクラッチ 40 の非接続状態では、前記慣性プレート 77 の周方向に沿う前記ばね収容孔 82 の両端部が前記第 2 のダンパスプリング 53 の両端部に当接するようにして形成される。

20

【0079】

前記慣性プレート 77 は、その外周部が前記スプリングホルダ 76 を構成する第 1 および第 2 の保持板 80, 81 よりも半径方向外方に突出するように形成されており、前記付加重量部材 86 が前記慣性プレート 77 の外周部に固定される。

【0080】

前記ダイナミックダンパ機構 84 の前記スプリングホルダ 76 における第 1 の保持板 80 および前記慣性回転体 85 のいずれか一方に常時連結される弾性部材 88 が、遠心力を受けて変形することを可能としつつ前記ダイナミックダンパ機構 84 に付加される。

【0081】

前記弾性部材 88 は、前記慣性回転体 85 の一部を構成する前記慣性プレート 77 に常時連結されるものであり、この弾性部材 88 は、前記第 2 のダンパスプリング 53 でトルク変動を吸収し得る低速回転時には前記第 1 および第 2 の保持板 80, 81 から成るスプリングホルダ 76 との間で弾発力を発揮することはないものの、所定の回転数以上の高速回転時の遠心力による変形に応じて前記スプリングホルダ 76 および前記慣性回転体 85 間で弾発力を発揮するようにして、前記スプリングホルダ 76 内に配置されつつ、前記スプリングホルダ 76 および前記慣性回転体 85 間に配設される。

30

【0082】

前記慣性プレート 77 において、第 2 のダンパスプリング 53 よりも半径方向外方、かつ付加重量部材 86 を固定するための第 5 のリベット 87 よりも半径方向内方に位置する部分の周方向に等間隔をあけた複数箇所には、前記慣性プレート 77 の周方向に沿って長いばね収容孔 89 が形成される。

40

【0083】

前記弾性部材 88 は、ダイナミックダンパ機構 84 の回転軸線まわりで周方向に延びるようにして板ばねの曲げ加工で波形に形成され、前記ばね収容孔 89 の長手方向両端部に自然な状態に在る前記弾性部材 88 の両端部が当接するようにして前記ばね収容孔 89 に収容されるものであり、この弾性部材 88 の自然な状態での前記周方向に沿う中央部に、前記ばね収容孔 89 の前記周方向に沿う中央部から前記ばね収容孔 89 内に突出するようにして前記慣性プレート 77 に一体に突設される突部 77a が連結される。

【0084】

一方、前記慣性プレート 77 の両側に配置される第 1 および第 2 の保持板 80, 81 に

50

は、前記弾性部材 8 8 の一部を收容する收容部 9 2 が、それらの保持板 8 0 , 8 1 の両面に開放した透孔としてそれぞれ形成され、その收容部 9 2 に対応する部分で第 1 および第 2 の保持板 8 0 , 8 1 には、前記弾性部材 8 8 を保持するためのばね保持部 8 0 b , 8 1 b が、前記弾性部材 8 8 の一部を外部に臨ませるようにして形成される。

【 0 0 8 5 】

前記收容部 9 2 は、内側收容部分 9 2 a と、ダイナミックダンパ機構 8 4 の回転軸線を中心とする半径方向に沿う外側から前記内側收容部分 9 2 a に連なる外側收容部分 9 2 b とから成る。前記内側收容部分 9 2 a の前記周方向に沿う長さ L 3 は、当該内側收容部分 9 2 a の前記周方向に沿う両端部が車両用エンジン E の低速回転時に、図 1 2 (a) で明示するように、前記弾性部材 8 8 の前記周方向に沿う両端部に接触することを回避するよう 10
にして自然な状態に在る前記弾性部材 8 8 よりも前記周方向に長く設定される。また前記外側收容部分 9 2 b の前記周方向に沿う長さ L 4 は、当該外側收容部分 9 2 b の前記周方向に沿う両端部が前記車両用エンジン E の高速回転時に遠心力を受けて変形した前記弾性部材 8 8 の前記周方向に沿う両端部に接触するようにして前記内側收容部分 9 2 a よりも前記周方向に短く設定される。

【 0 0 8 6 】

このような弾性部材 8 8 および前記收容部 9 2 によれば、車両用エンジン E の回転数が低く、弾性部材 8 8 に作用する遠心力も小さい状態では、図 1 2 (a) で示すように、弾性部材 8 8 は收容部 9 2 の内側收容部分 9 2 a に対応する位置にあり、第 1 および第 2 の保持板 8 0 , 8 1 と、前記弾性部材 8 8 との間にはトルク方向の遊び 9 3 が生じており、 20
弾性部材 8 8 は、第 1 および第 2 の保持板 8 0 , 8 1 と、前記慣性回転体 8 5 との間で非作動状態にある。

【 0 0 8 7 】

車両用エンジン E の回転数が増加し、弾性部材 8 8 に作用する遠心力が大きくなると、図 1 2 (b) で示すように、前記弾性部材 8 8 はその両端部が前記收容部 9 2 の前記外側收容部分 9 2 b に入り込むように変形し、弾性部材 8 8 が、第 1 および第 2 の保持板 8 0 , 8 1 と、前記弾性部材 8 8 間で弾発力を発揮するように作動することになる。すなわちダイナミックダンパ機構 8 4 に弾性部材 8 8 のばね力が加わることになる。

【 0 0 8 8 】

しかも弾性部材 8 8 を有するダイナミックダンパ機構 8 4 の高速回転時のバネレートは、上述の第 1 の実施の形態と同様に、低速回転時に対する高速回転時の比を 1 よりも大きく 4 以下とするように設定されることが望ましい。 30

【 0 0 8 9 】

この第 2 の実施の形態によれば、上述の第 1 の実施の形態と同様の効果を奏することができ、しかも弾性部材 8 8 がスプリングホルダ 7 6 内に配置されるので、弾性部材 8 8 の付加によるダイナミックダンパ機構 8 4 の大型化を回避することができる。

【 0 0 9 0 】

本発明の第 3 の実施の形態について図 1 3 ~ 図 1 5 を参照しながら説明するが、図 1 ~ 図 9 で示した第 1 の実施の形態ならびに図 1 0 ~ 図 1 2 で示した第 2 の実施の形態に対応する部分には同一の参照符号を付して図示するのみとし、詳細な説明は省略する。 40

【 0 0 9 1 】

ロックアップクラッチ 4 0 が接続状態となったときに、車両用エンジン E から伝動カバ ー 2 0 に伝わるトルクは、クラッチピストン 4 3 およびスプリングホルダ 9 6 を含むトルク伝達経路 9 8 を経て出力ハブ 2 9 に機械的に伝達されるものであり、このトルク伝達経路 9 8 にはダンパ機構 4 7 が介設される。

【 0 0 9 2 】

前記ダンパ機構 4 7 は、回転軸線まわりに相対回転することが可能な前記クラッチピストン 4 3 および前記スプリングホルダ 9 6 間に、周方向に等間隔をあけて配置される複数個たとえば 4 個の第 1 のダンパスプリング 4 9 が介設されて成るものである。

【 0 0 9 3 】

前記スプリングホルダ 9 6 は、前記トルク伝達経路 9 8 の一部を構成する回転伝動部材である第 1 および第 2 の保持板 1 0 0 , 1 0 1 で構成されるものであり、第 1 の保持板 1 0 0 は、前記タービンシェル 2 4 の内周部とともに出力ハブ 2 9 に複数の第 3 のリベット 5 9 で固定され、前記出力シャフト 2 7 の軸線に沿う方向で第 1 の保持板 1 0 0 との間で間隔をあけた第 2 の保持板 1 0 1 は、複数の第 2 のリベット 5 6 で第 1 の保持板 1 0 0 に相対回転不能に連結される。

【 0 0 9 4 】

前記第 2 の保持板 1 0 1 の周方向に等間隔をあけた複数箇所たとえば 4 箇所の外周には、前記第 1 のダンパスプリング 4 9 を、前記クラッチピストン 4 3 に固定されたリテーナ 5 1 の第 1 ばね当接部 5 1 c との間に挟むようにして収容凹部 5 0 内に突入される第 2 ばね当接部 1 0 1 b が一体に連設され、前記リテーナ 5 1 におけるスプリングカバー部 5 1 b には、前記第 2 ばね当接部 1 0 1 b すなわち前記スプリングホルダ 9 6 との間の制限された範囲での相対回転を許容するようにして前記第 2 ばね当接部 1 0 1 b を挿通させる開口部 6 1 が形成される。

【 0 0 9 5 】

前記ロックアップクラッチ 4 0 が接続状態となって前記クラッチピストン 4 3 および前記リテーナ 5 1 が回転すると、前記第 1 ばね当接部 5 1 c が、第 1 のダンパスプリング 4 9 を前記第 2 ばね当接部 1 0 1 b との間で圧縮し、第 1 のダンパスプリング 4 9 から前記第 2 ばね当接部 1 0 1 b に連なるスプリングホルダ 9 6 を経て前記出力ハブ 2 9 に動力が伝達される。すなわち前記クラッチピストン 4 3 および前記出力ハブ 2 9 間でトルク伝達経路 9 8 を介してトルクが機械的に伝達されることになり、前記トルク伝達経路 9 8 が、前記クラッチピストン 4 3、前記リテーナ 5 1、第 1 のダンパスプリング 4 9 および前記スプリングホルダ 9 6 で構成されることになる。

【 0 0 9 6 】

前記トルク伝達経路 9 8 には、ダイナミックダンパ機構 1 0 4 が付設される。このダイナミックダンパ機構 1 0 4 は、前記トルク伝達経路 9 8 の一部を構成する回転伝動部材である第 1 および第 2 の保持板 1 0 0 , 1 0 1 すなわち前記スプリングホルダ 9 6 と、慣性回転体 1 0 5 との間に複数個たとえば 4 個の第 2 のダンパスプリング 5 3 が介設されて成る。

【 0 0 9 7 】

前記慣性回転体 1 0 5 は、前記スプリングホルダ 9 6 を構成する第 1 および第 2 の保持板 1 0 0 , 1 0 1 間に少なくとも一部（この実施の形態では一部）が挟まれるとともに前記出力ハブ 2 9 に内周部が回転自在に支持される慣性プレート 9 7 と、その慣性プレート 9 7 の外周に固定される付加重量部材 6 6 とから成る。

【 0 0 9 8 】

第 1 および第 2 の保持板 1 0 0 , 1 0 1 間には、前記慣性プレート 9 7 の周方向に等間隔をあけた複数箇所たとえば 6 箇所に設けられた長孔 5 8 にそれぞれ挿通される円筒状のカラー 5 7 が介装される。すなわち前記スプリングホルダ 9 6 は、前記長孔 5 8 内を前記カラー 5 7 が移動するだけの制限された範囲で、前記慣性プレート 9 7 に対して相対回転することが可能である。

【 0 0 9 9 】

第 1 の保持板 1 0 0 の周方向に等間隔をあけた複数箇所たとえば 4 箇所には、第 2 のダンパスプリング 5 3 を保持するためのばね保持部 1 0 0 a が、第 2 のダンパスプリング 5 3 の一部を外部に臨ませるようにして形成される。また第 1 の保持板 1 0 0 の前記ばね保持部 1 0 0 a に対応する部分で第 2 の保持板 1 0 1 には、第 2 のダンパスプリング 5 3 を保持するためのばね保持部 1 0 1 a が、第 2 のダンパスプリング 5 3 の一部を外部に臨ませるようにして形成される。

【 0 1 0 0 】

前記慣性プレート 9 7 は、その外周部が前記スプリングホルダ 9 6 を構成する第 1 および第 2 の保持板 1 0 0 , 1 0 1 よりも半径方向外方に突出するように形成されており、前

10

20

30

40

50

記付加重量部材 6 6 が前記慣性プレート 9 7 の外周部に固定される。

【 0 1 0 1 】

前記慣性プレート 9 7 の前記ばね保持部 1 0 0 a , 1 0 1 a に対応する部分には、前記第 2 のスプリング 5 3 の一部を収容するばね収容孔 (図示せず) が形成されており、このばね収容孔は、前記ロックアップクラッチ 4 0 の非接続状態では、前記慣性プレート 9 7 の周方向に沿う前記ばね収容孔の両端部が前記第 2 のダンパスプリング 5 3 の両端部に当接するようにして形成される。

【 0 1 0 2 】

前記ダイナミックダンパ機構 1 0 4 には、少なくとも 2 種類の弾性部材が、前記ダイナミックダンパ機構 1 0 4 のパネレートは少なくとも 2 つ以上の異なる回転数で変化させるようにして付加されるものであり、この第 3 の実施の形態では、弾性部材 7 0 および弾性部材 8 8 がダイナミックダンパ機構 1 0 4 に付加される。

【 0 1 0 3 】

前記弾性部材 7 0 は、第 1 の実施の形態と同様にして、第 4 のリベット 6 7 を介して前記慣性体 1 0 5 に常時連結されるものであり、前記慣性回転体 1 0 5 内に配置されつつ、前記第 1 の保持板 1 0 0 および前記慣性回転体 1 0 5 間に配設される。

【 0 1 0 4 】

また前記弾性部材 8 8 は、第 2 の実施の形態と同様にして、前記弾性回転体 1 0 5 の一部を構成する前記慣性プレート 9 7 に常時連結されるものであり、前記スプリングホルダ 9 6 内に配置されつつ、前記スプリングホルダ 9 6 および前記慣性回転体 1 0 5 間に配設される。

【 0 1 0 5 】

上述のように弾性部材 7 0 , 8 8 が付加されることで、ダイナミックダンパ機構 1 0 4 は、図 1 5 で示すような周波数特性を示すことになる。すなわち弾性部材 7 0 , 8 8 の一方が、その作動によって低速回転時に比べてばねレートを 2 倍とするものであるときには、たとえば 1 1 0 0 r p m の作動回転数で作動することでたとえば 1 3 5 0 r p m 付近でダイナミックダンパ共振点 P が生じ、弾性部材 7 0 , 8 8 の他方が、その作動によって低速回転時に比べてばねレートを 4 倍とするものであるときには、たとえば 1 5 0 0 r p m の作動回転数で作動することでたとえば 1 9 0 0 r p m 付近でダイナミックダンパ共振点 Q が生じることになる。

【 0 1 0 6 】

この第 3 の実施の形態によれば、上述の第 1 および第 2 の実施の形態による効果に加えて、2 種類の弾性部材 7 0 , 8 8 がダイナミックダンパ機構 1 0 4 に付加され、それらの弾性部材 7 0 , 8 8 により、ダイナミックダンパ機構 1 0 4 のパネレートを 2 つの異なる回転数で変化させるので、車両用エンジン E の乗用回転域でのより効果的な制振性能を得ることができる。

【 0 1 0 7 】

以上、本発明の実施の形態について説明したが、本発明は上記実施の形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載された本発明を逸脱することなく種々の設計変更を行うことが可能である。

【 符号の説明 】

【 0 1 0 8 】

4 6 , 7 8 , 9 8 . . . トルク伝達経路

5 3 . . . ダンパスプリング

5 4 , 5 5 , 8 0 , 8 1 , 1 0 0 , 1 0 1 . . . 回転伝動部材としての保持板

6 4 , 8 4 , 1 0 4 . . . ダイナミックダンパ機構

6 5 , 8 5 , 1 0 5 . . . 慣性回転体

7 0 , 8 8 . . . 弾性部材

7 2 , 9 2 . . . 収容部

7 2 a , 9 2 a . . . 内側収容部分

10

20

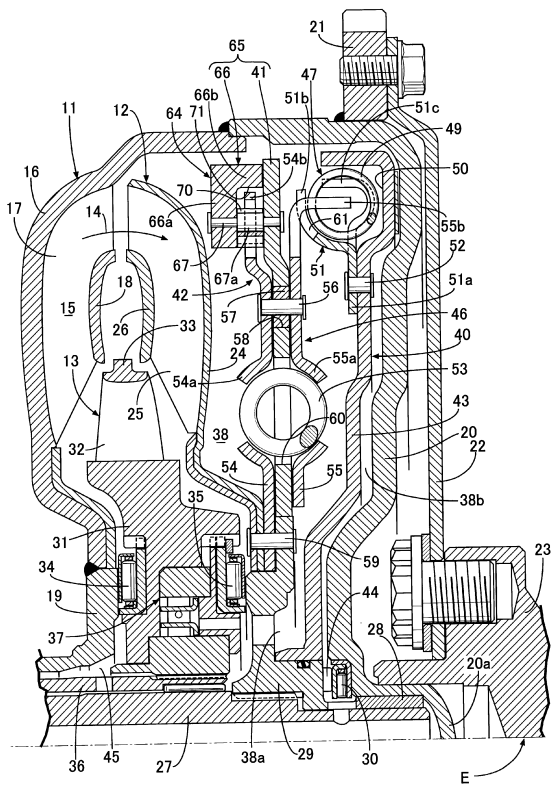
30

40

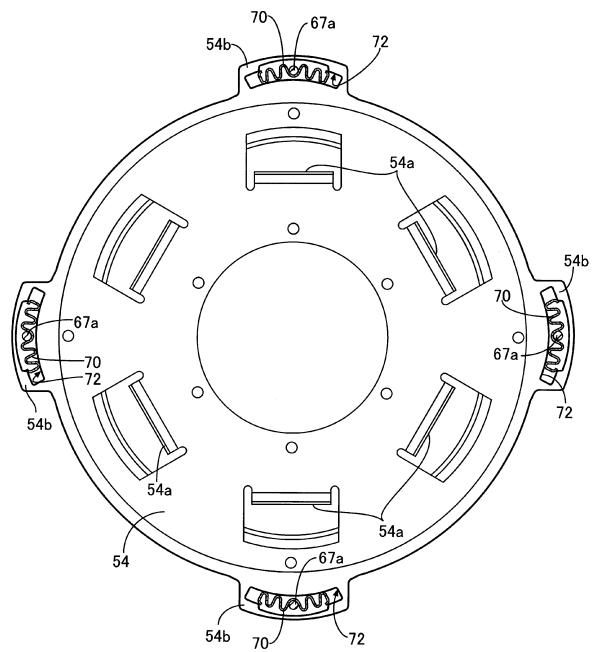
50

- 7 2 b , 9 2 b . . . 外側収容部分
- 7 3 , 9 3 . . . 遊び
- 7 6 . . . スプリングホルダ
- E . . . 車両用エンジン
- L 1 , L 3 . . . 内側収容部分の周方向に沿う長さ
- L 2 , L 4 . . . 外側収容部分の周方向に沿う長さ

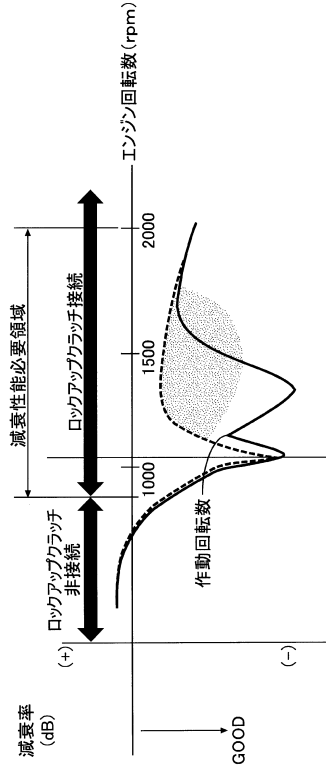
【 図 1 】



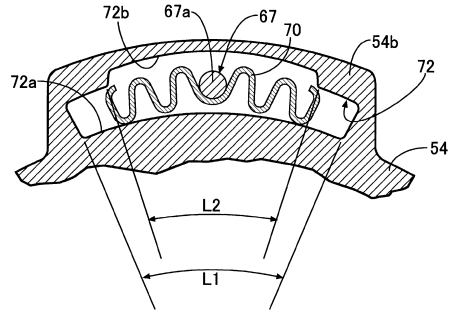
【 図 2 】



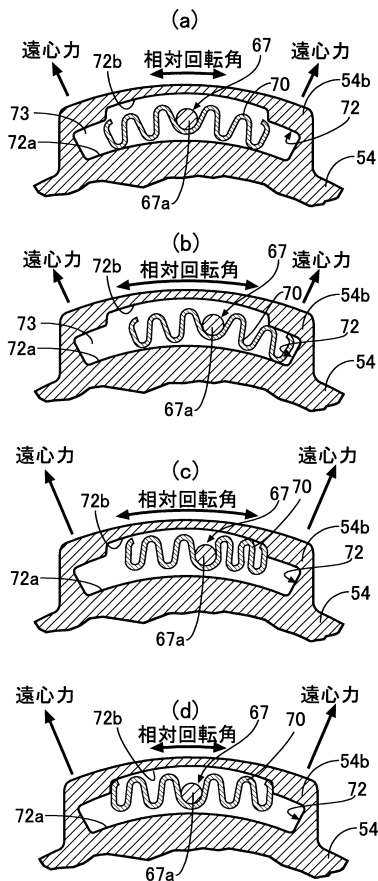
【 図 3 】



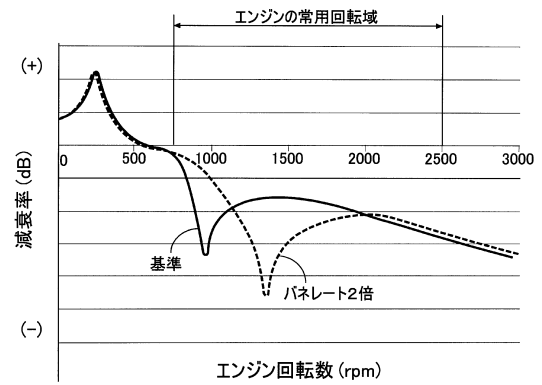
【 図 4 】



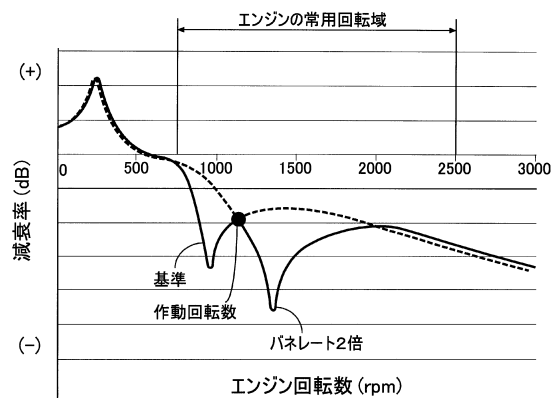
【 図 5 】



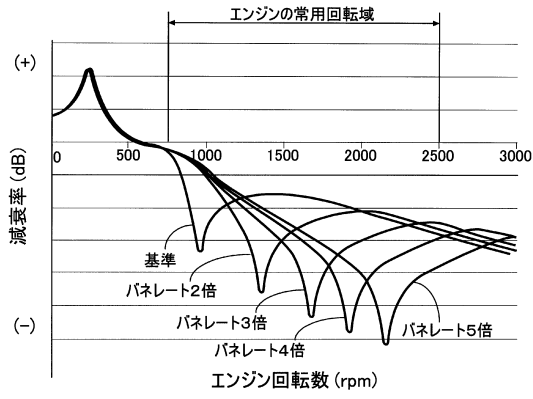
【 図 6 】



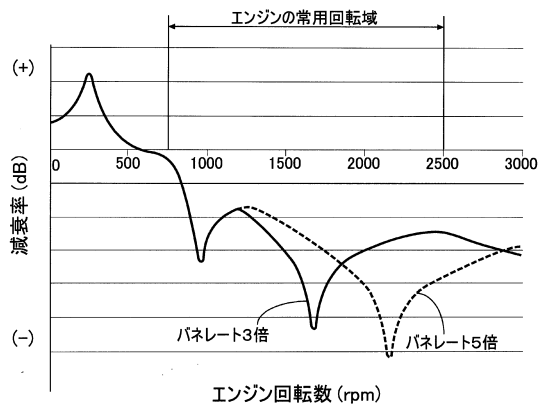
【 図 7 】



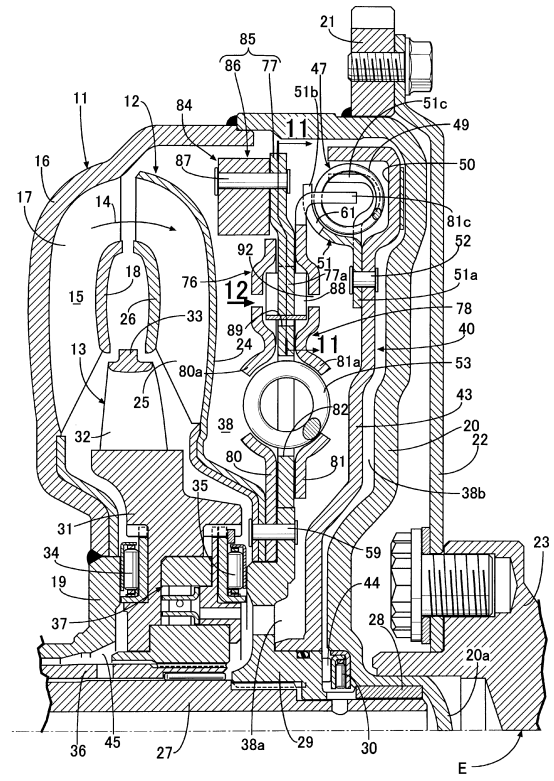
【図8】



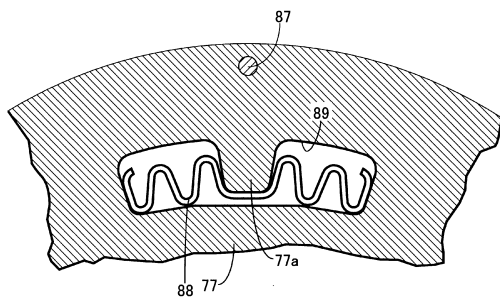
【図9】



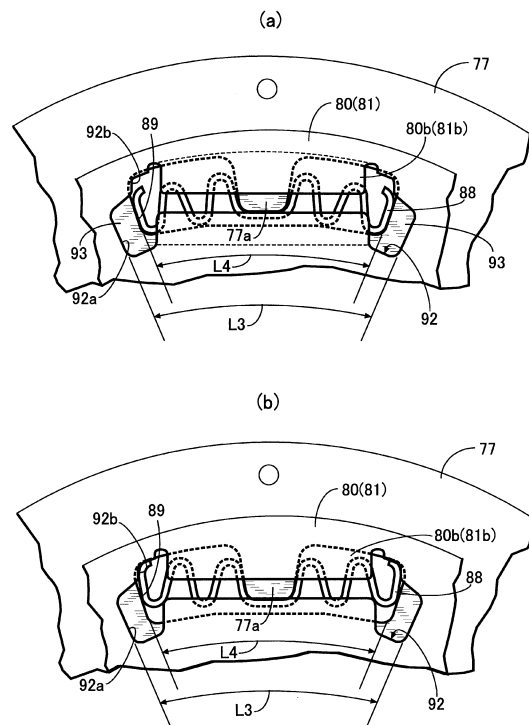
【図10】



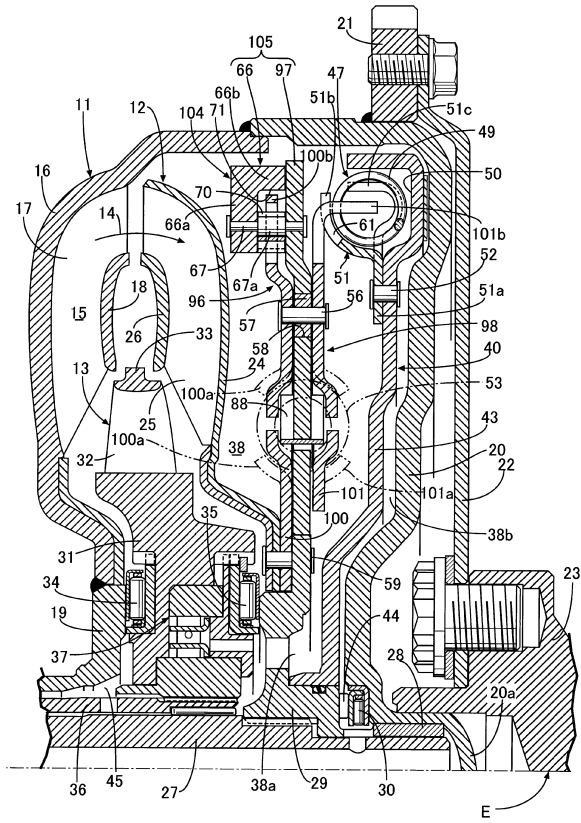
【図11】



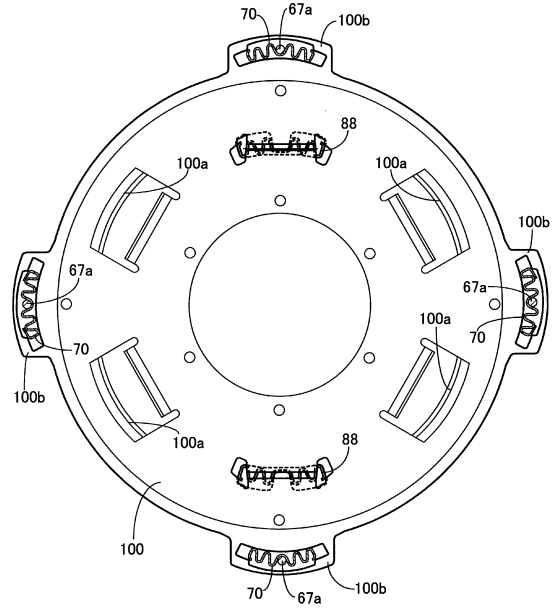
【図12】



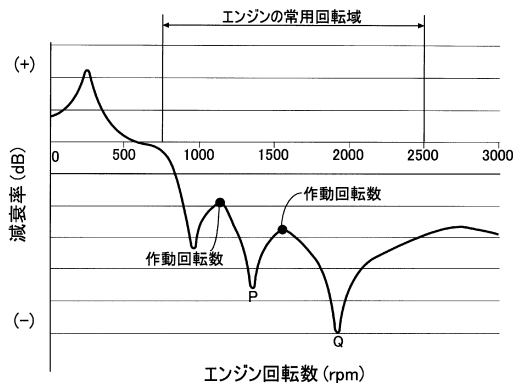
【図13】



【図14】



【図15】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 1 6 F 1/18 Z

(72)発明者 工藤 淳
静岡県浜松市東区豊町508番地の1 株式会社ユタカ技研内

(72)発明者 尾梶 智哉
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

審査官 前田 浩

(56)参考文献 特開2015-94423(JP,A)
特開平7-151207(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F 1 6 H 4 5 / 0 2
F 1 6 H 4 1 / 2 4
F 1 6 F 1 5 / 1 3 4
F 1 6 F 1 5 / 1 4
F 1 6 F 1 / 1 8