

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号
特許第6337876号
(P6337876)

(45) 発行日 平成30年6月6日 (2018.6.6)

(24) 登録日 平成30年5月18日 (2018.5.18)

(51) Int.Cl.

F 1

F 1 6 D 48/02 (2006.01)

F 1 6 D 48/02 6 4 O K

F 1 6 F 15/14 (2006.01)

F 1 6 F 15/14 Z

請求項の数 5 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2015-238868 (P2015-238868)	(73) 特許権者	000003137
(22) 出願日	平成27年12月7日 (2015.12.7)		マツダ株式会社
(65) 公開番号	特開2017-106498 (P2017-106498A)		広島県安芸郡府中町新地3番1号
(43) 公開日	平成29年6月15日 (2017.6.15)	(74) 代理人	100101454
審査請求日	平成29年3月23日 (2017.3.23)		弁理士 山田 卓二
		(74) 代理人	100081422
			弁理士 田中 光雄
		(74) 代理人	100083013
			弁理士 福岡 正明
		(72) 発明者	中島 亨成
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
		(72) 発明者	中山 康成
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

動力伝達軸と遠心振子ダンパとが断接機構を介して連絡された遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置であって、

前記断接機構の締結度合いを制御する断接制御手段を有し、
該断接制御手段は、前記遠心振子ダンパが所定の許容上限回転数以下で回転するように、前記断接機構の締結度合いを制御し、
前記許容上限回転数は、動力源の負荷に応じて設定される
ことを特徴とする遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置。

【請求項2】

前記動力伝達軸と前記遠心振子ダンパとは、増速機構を介して連絡されている
ことを特徴とする請求項1に記載の遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置。

【請求項3】

前記断接制御手段は、前記遠心振子ダンパの回転数が前記許容上限回転数まで上昇したときに、該許容上限回転数未満となるように前記断接機構の締結度合いを解放側に制御する

ことを特徴とする請求項1又は2に記載の遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置。

【請求項4】

前記断接制御手段は、前記遠心振子ダンパの回転速度が前記許容上限回転数よりも低回

転数側の第2の許容上限回転数まで上昇したときに、前記断接機構の締結度合いを解放側に制御する

ことを特徴とする請求項1又は2に記載の遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置。

【請求項5】

前記断接制御手段による前記断接機構の解放側への制御は、該断接機構を解放する制御とスリップさせる制御とを含む

ことを特徴とする請求項3又は4に記載の遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両等のパワートレインの制御装置に関し、特に、遠心振子ダンパを有するパワートレインの制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、エンジンから自動変速機を介して駆動輪に至る動力伝達経路を構成するパワートレインを搭載した車両において、エンジンの燃費性能向上のために、エンジンの減筒運転やHCCI燃焼、さらには、トルクコンバータを廃止する自動変速機のトルコンレス化等の技術を適用することが知られている。

20

【0003】

しかし、減筒運転やHCCI燃焼を採用したエンジンは出力トルクの変動が大きくなる嫌いがあり、また、自動変速機がトルコンレス化されると、エンジンのトルク変動が減衰されずに自動変速機から出力され、そのため、これらの技術が適用された車両では、自動変速機出力側の動力伝達系に伝達されるトルク変動が大きくなる。特に、このトルク変動に起因するねじり振動が動力伝達系の共振によって増幅されると、車両各部に振動と騒音を発生させる原因となりうる。以下、説明の便宜上、「自動変速機」という用語は、変速比を段階的に切り替える変速機構を備えた有段の自動変速機のみならず、変速比を連続的に変化させる変速機構を備えた無段の自動変速機(CVT)も含むものとして説明する。また、自動変速機を構成する変速機構には、トルクコンバータやねじりダンパ機構は含まれないものとする。

30

【0004】

上述の課題に対して、例えば、特許文献1に記載されているように、動力伝達軸に遠心振子ダンパを連絡させる技術が知られている。この遠心振子ダンパは、動力伝達軸と共に回転する支持部材と、該支持部材にその軸心から所定半径の円周上の点を中心として揺動可能に支持された質量体である振子と、を備える。トルク変動によって振子が揺動すれば、振子に作用する遠心力を受ける支持部材に周方向の分力が発生し、この分力が支持部材乃至動力伝達軸のトルク変動を抑制する反トルクとして働く。

【0005】

ここで、始動時等のエンジン低回転域では、動力伝達軸に連絡された遠心振子ダンパも低速で回転し、振子に作用する遠心力が小さくなるので、この遠心力によってトルク変動を抑制する振子の動作が不安定となり、周辺部材と接触して異音が発生することがある。この異音の発生を抑制するために、特許文献1の発明では、動力伝達軸と遠心振子ダンパとの間に、エンジンの低回転域で遠心振子ダンパへの動力伝達を遮断する断接機構が設けられている。以下、本件における断接機構は、摩擦力により動力を伝達する摩擦締結式のクラッチであって、入力軸と出力軸の回転速度に差があっても、油圧や電流等の制御によって締結度合いを調整しながら、解放状態からスリップ状態乃至締結状態に移行することで滑らかにトルクを伝達することができる。なお、本件における「締結」、「解放」とは、断接機構一般の接続、切断をそれぞれ意味し、「スリップ」とは、断接機構が滑っている不完全な接続を意味する。

40

50

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献1】特開2014-228009号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

ところが、特許文献1に記載の先行技術のように、動力伝達軸と遠心振子ダンパとの間に断接機構を設け、トルク変動抑制のため、これをエンジンの高回転域においても接続状態に維持した場合、断接機構を介して接続された遠心振子ダンパの回転速度も高くなり、過回転によってその信頼性を悪化させるおそれがある。

10

【0008】

本発明は、遠心振子ダンパ付き動力伝達装置に関する上述のような実情に鑑みてなされたもので、遠心振子ダンパの高速回転による信頼性低下を回避することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0009】

前記課題を解決するため、本発明に係る遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置は、次のように構成したことを特徴とする。

【0010】

まず、本願の請求項1に記載の発明は、
動力伝達軸と遠心振子ダンパとが断接機構を介して連絡された遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置であって、
前記断接機構の締結度合いを制御する断接制御手段を有し、
該断接制御手段は、前記遠心振子ダンパが所定の許容上限回転数以下で回転するように、前記断接機構の締結度合いを制御し、
前記許容上限回転数は、動力源の負荷に応じて設定される
ことを特徴とする。

20

【0011】

また、請求項2に記載の発明は、前記請求項1に記載の遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置において、
前記動力伝達軸と前記遠心振子ダンパとは、増速機構を介して連絡されている
ことを特徴とする。

30

【0013】

また、請求項3に記載の発明は、前記請求項1又は2に記載の遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置において、
前記断接制御手段は、前記遠心振子ダンパの回転数が前記許容上限回転数まで上昇したときに、該許容上限回転数未満となるように前記断接機構の締結度合いを解放側に制御する
ことを特徴とする。

【0014】

また、請求項4に記載の発明は、前記請求項1又は2に記載の遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置において、
前記断接制御手段は、前記遠心振子ダンパの回転速度が前記許容上限回転数よりも低回転数側の第2の許容上限回転数まで上昇したときに、前記断接機構の締結度合いを解放側に制御する
ことを特徴とする。

40

【0015】

また、請求項5に記載の発明は、前記請求項3又は4に記載の遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置において、
前記断接制御手段による前記断接機構の解放側への制御は、該断接機構を解放する制御

50

とスリップさせる制御とを含むことを特徴とする。

【発明の効果】

【0016】

上述の構成において、断接機構の締結度合いに応じて動力伝達軸から遠心振子ダンパへ伝達されるトルクの伝達率が変化することで動力伝達軸の回転速度に対する遠心振子ダンパの回転速度の差回転が変化する。そのため、断接機構の締結度合いを制御することで遠心振子ダンパの回転速度を制御することができる。

【0017】

したがって、請求項1に記載の発明によれば、断接制御手段によって遠心振子ダンパが所定の許容上限回転数以下で回転するように断接機構の締結度合いを制御するので、許容上限回転数として遠心振子ダンパが回転時に信頼性低下が生じない程度の回転数を設定することで、遠心振子ダンパの高速回転による信頼性低下を回避することができる。

また、請求項1に記載の発明によれば、許容上限回転数は動力源の負荷に応じて設定されるので、例えば、トルク変動が発生し難い動力源の負荷が比較的大きい範囲では、許容上限回転数を下げることで、遠心振子ダンパの高速回転による信頼性低下を回避しながら、減筒運転等が行われる締結状態となる領域を確保し、その結果、エンジンの燃費性能を向上させることができる。

【0018】

また、請求項2に記載の発明によれば、動力伝達軸と遠心振子ダンパとは増速機構を介して連絡されているので、動力伝達軸に対して遠心振子ダンパの回転速度が増速され、遠心振子ダンパの振子の重量や回転半径を小さくしても、振子に作用する遠心力を確保することができる。そのため、振動抑制効果を十分に発揮させながら、遠心振子ダンパを小型化することができる。

【0020】

また、請求項3に記載の発明によれば、断接制御手段は遠心振子ダンパの回転数が許容上限回転数まで上昇したときに、許容上限回転数未満となるように断接機構の締結度合いを解放側に制御するので、遠心振子ダンパの回転数が許容上限回転数までは断接機構を締結状態で維持することができ、できるだけ広いエンジン回転領域で遠心振子ダンパによる振動抑制効果を得ることができる。したがって、遠心振子ダンパの高速回転による信頼性低下を回避しながら、減筒運転等が可能なエンジンの運転領域を広く確保することができる。

【0021】

また、請求項4に記載の発明によれば、断接制御手段は遠心振子ダンパの回転速度が許容上限回転数よりも低回転数側の第2の許容上限回転数まで上昇したときに、断接機構の締結度合いを解放側に制御するので、実際に断接機構が解放状態に切り替わるまでに時間的な遅れが生じてエンジン回転数が許容上限回転数を越えるのを防止することができるので、遠心振子ダンパの高速回転による信頼性低下をより確実に回避することができる。

【0022】

また、請求項5に記載の発明によれば、断接制御手段による断接機構の解放側への制御は、断接機構を解放する制御とスリップさせる制御とを含むので、断接機構の締結度合いを漸次小さくすることで、断接機構を締結状態からスリップ状態を経由して解放状態へスムーズに切り替えることができる。そのため、締結度合いが急激に変化することによるショックの発生を抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【0023】

【図1】本発明の実施形態に係る遠心振子ダンパ付きパワートレインを示す骨子図である。

【図2】前記パワートレインの制御システム図である。

【図3】前記パワートレインのクラッチ機構を断接する制御マップである。

10

20

30

40

50

【図４】前記パワートレインの制御方法を示すフローチャートである。

【図５】前記パワートレインのクラッチ機構を断接する制御マップの変形例である。

【図６】前記パワートレインのクラッチ機構を断接する制御マップの他の変形例である。

【発明を実施するための形態】

【００２４】

以下、本発明の実施形態について説明する。

【００２５】

図１は、本発明の実施形態に係る遠心振子ダンパ付きパワートレイン１０（以下、単に「パワートレイン１０」という。）の構成を示す骨子図である。図１に示すように、このパワートレイン１０は、エンジン１と、該エンジン１の駆動力を駆動輪２に伝達する自動
10 変速機３の変速機構３ａと、エンジン１の出力軸１ａと変速機構３ａの入力軸３ｂとの間を連絡するねじりダンパ機構４と、変速機構３ａの入力軸３ｂに連絡された遠心振子ダンパ機構５と、を備える。

【００２６】

自動変速機３は、複数の摩擦締結要素を選択的に締結することによって変速比を段階的に切り替える変速機構３ａを備えた有段変速機である。なお、自動変速機３は、変速比を連続的に変化させる変速機構を備えた無段の自動変速機（ＣＶＴ）であってもよい。また、ねじりダンパ機構４の替わりに、トルクコンバータが設けられていてもよい。

【００２７】

ねじりダンパ機構４は、互いに並列に配置された第１ばね部材４ａと第２ばね部材４ｂ
20 とを備え、これらが前記出力軸１ａと入力軸３ｂとの間に直列に配置されている。これにより、出力軸１ａの回転がばね部材４ａ、４ｂを介して入力軸３ｂ側に伝達されるようになっている。なお、本実施形態の「入力軸３ｂ」は、請求項１における「動力伝達軸」に相当する。

【００２８】

遠心振子ダンパ機構５は、入力軸３ｂの回転を増速する増速機構である遊星歯車セット
1 2 と、該遊星歯車セット１２を介して入力軸３ｂに連絡された遠心振子ダンパ１３と、入力軸３ｂから遊星歯車セット１２への動力伝達を断接可能な断接機構であるクラッチ機構１４と、を備える。なお、クラッチ機構１４は、遊星歯車セット１２と遠心振子ダンパ
30 １３との間に設けられてもよい。

【００２９】

遊星歯車セット１２は、シングルピニオンタイプであり、回転要素として、サンギヤ２
1 と、リングギヤ２３と、サンギヤ２１及びリングギヤ２３に噛み合うピニオン２２を支持するピニオンキャリア２４（以下、単に「キャリア２４」と略記する。）と、を有する
。

【００３０】

そして、この遊星歯車セット１２のキャリア２４には入力軸３ｂがクラッチ機構１４を
介して連絡されると共に、サンギヤ２１には遠心振子ダンパ１３が連絡されている。また、リングギヤ２３は、変速機ケース３ｄに連結されることでその回転が制止されている。

【００３１】

遠心振子ダンパ１３は、遊星歯車セット１２のサンギヤ２１に連結された支持部材と、
該支持部材にその軸心から所定半径の円周上の点を中心として揺動可能に支持された質量
体である振子と、を備えている。遠心振子ダンパ１３は、トルク変動によって振子が揺動
すれば、振子に作用する遠心力を受ける支持部材に周方向の分力が発生し、この分力が支
持部材のトルク変動を抑制する反トルクとして働く結果、入力軸３ｂのねじり振動を吸収
できるように構成されている。

【００３２】

クラッチ機構１４は、互いに締結可能な複数の摩擦板と、該摩擦板を押圧することでこ
れらを締結する油圧アクチュエータと、を備え、該アクチュエータに供給する油圧を制御
することによって、締結度合いが変化する、すなわち締結、解放又はスリップ状態に切り
50

替わるように構成されている。

【 0 0 3 3 】

ここで、上述のパワートレイン 1 0 の作用について説明する。

【 0 0 3 4 】

まず、エンジン 1 が作動されると、その動力はねじりダンパ機構 4 に伝達され、このとき、エンジン 1 のトルク変動は、ねじりダンパ機構 4 によってある程度は吸収される。このねじりダンパ機構 4 に伝達された動力の一部は、更に変速機構 3 a の入力軸 3 b から遠心振子ダンパ機構 5 に伝達される。遠心振子ダンパ機構 5 のクラッチ機構 1 4 が締結されると、このクラッチ機構 1 4 を介して入力軸 3 b から遊星歯車セット 1 2 へ動力が伝達される。このとき、遊星歯車セット 1 2 のリングギヤ 2 3 の回転が変速機ケース 3 d によって制

10

【 0 0 3 5 】

また、本実施形態におけるパワートレイン 1 0 には、エンジン 1 の出力軸 1 a の回転数を検出するエンジン回転数センサ 1 0 1 と、変速機構 3 a の入力軸 3 b の回転数を検出する変速機構入力軸回転数センサ 1 0 2 (以下、単に「入力軸回転数センサ 1 0 2」という)と、変速機構 3 a の出力軸 3 c の回転数を検出する車速センサ 1 0 3 と、遠心振子ダンパ 1 3 の回転数を検出するための振子回転数センサ 1 0 4 と、がそれぞれ設けられている。これら回転数センサ 1 0 1 ~ 1 0 4 として、例えば、ピックアップコイル型、ホール素子型、磁気抵抗素子型等の磁気センサを用いることができる。なお、本実施形態における振子回転数センサ 1 0 4 は、遠心振子ダンパ 1 3 と遊星歯車セット 1 2 を介して連結されたクラッチ機構 1 4 の遊星歯車セット 1 2 側の回転要素の回転数を検出し、該回転数に基づいて遊星歯車セット 1 2 による増速を考慮して遠心振子ダンパ 1 3 の回転数を間接的に検出するものであるが、遠心振子ダンパ 1 3 の回転数を直接的に検出するセンサであってもよい。また、エンジン回転数と変速機構入力回転数とは実質的に同一なので、エンジン回転数センサ 1 0 1 又は入力軸回転数センサ 1 0 2 のいずれか一方を除くことも可能である。

20

30

【 0 0 3 6 】

更に、上述のように構成されるパワートレイン 1 0 には、エンジン 1、自動変速機 3 及び遠心振子ダンパ機構 5 のクラッチ機構 1 4 等、パワートレイン 1 0 に関係する構成を総合的に制御するコントロールユニット 1 0 0 (図 1 には図示しない)が設けられている。なお、コントロールユニット 1 0 0 は、マイクロコンピュータを主要部として構成されている。

【 0 0 3 7 】

次に、図 2 を参照しながら、コントロールユニット 1 0 0 によって構成されたパワートレインの制御システムについて説明する。

【 0 0 3 8 】

図 2 は、パワートレイン 1 0 の制御システム図である。図 2 に示すように、コントロールユニット 1 0 0 には、エンジン回転数センサ 1 0 1、入力軸回転数センサ 1 0 2、車速センサ 1 0 3、振子回転数センサ 1 0 4、エンジン 1 の負荷を示すアクセル開度を検出するアクセル開度センサ 1 0 5、シフトレバーの操作位置を検出するレンジセンサ 1 0 6 等からの信号が入力されるように構成されている。なお、振子回転数センサ 1 0 4 に対して、代替的又は付加的に、クラッチ機構 1 4 に供給される制御油圧を検出する油圧センサ 1 0 7 を設けてもよい。

40

【 0 0 3 9 】

また、コントロールユニット 1 0 0 は、上述の各種センサ等からの入力信号に基づき、エンジン 1 に対して制御信号を出力するエンジン制御部 1 1 0 と、変速指令に基づいて自

50

動変速機 3 に変速比を変更する制御信号を出力する変速制御部 120 と、断接指令に基づいてクラッチ機構 14 に締結度合いを制御する制御信号を出力する断接制御部 130 と、を備え、前記変速制御部 120 には、変速制御中におけるクラッチ機構 14 の締結度合いに応じて変速機構 3a へ供給される変速油圧の制御特性を変更する変速特性変更部 125 が設けられている。

【0040】

エンジン制御部 110 は、エンジン 1 の燃料噴射制御、点火制御を行うことができる。なお、エンジン制御部 110 は、気筒数制御等も行ってもよい。

【0041】

変速制御部 120 は、車速センサ 103、アクセル開度センサ 105、レンジセンサ 106 等からの入力信号に基づいて、変速機構 3a の変速段（変速比）を変更する変速制御を行う。すなわち、変速制御部 120 は、現在の車速、アクセル開度から図示しない変速マップに従って決定された所望の変速段に変更する変速指令を出力し、この変速指令に基づいて変速機構 3a を所望の変速段に変更する制御を行う。

【0042】

変速特性変更部 125 は、入力軸回転数センサ 102 と振子回転数センサ 104 からの入力信号に基づいてクラッチ機構 14 の締結度合いを判定し、判定された締結度合いに応じた入力軸 3b の慣性モーメントに基づいて締結側又は解放側の摩擦係合要素へ供給される変速油圧の制御特性を変更する。

【0043】

本実施形態では、クラッチ機構 14 の締結度合いは、入力軸回転数センサ 102 に検出される入力軸 3b の回転数 N_1 、振子回転数センサ 104 によって検出される（増速前の）遠心振子ダンパ 13 の回転数 N_2 から求まるクラッチ機構 14 の差回転 $N (= N_1 - N_2)$ で判定する。このとき、遠心振子ダンパ 13 単体の慣性モーメントを J_A とすると、締結度合いに応じて入力軸 3a に付加される遠心振子ダンパ 13 の慣性モーメントは、次式（1）により算出することができる。

【0044】

【数 1】

$$J_A \times \left(1 - \frac{\Delta N}{N_1}\right)^2$$

【0045】

上式（1）から明らかなように、クラッチ機構 14 が完全に締結した状態では、差回転 N がゼロとなり、入力軸 3b に付加される慣性モーメントは最大（ J_A ）となる。そして、クラッチ機構 14 がスリップ状態では、差回転 N がゼロより大きく N_1 未満の所定値となり、入力軸 3b に付加される慣性モーメントは J_A 未満の所定値となる。更に、クラッチ機構 14 が完全に解放されると共に遠心振子ダンパ 13 の回転が停止（ $N_2 = 0$ ）した状態では、差回転 N が N_1 となり、入力軸 3b に付加される慣性モーメントは最小（ゼロ）となる。

【0046】

なお、クラッチ機構 14 の締結度合いは、油圧センサ 107 によって検出されたクラッチ機構 14 の制御油圧に基づいて判定してもよい。

【0047】

断接制御部 130 は、エンジン回転数センサ 101 とアクセル開度センサ 105 からの入力信号に基づいて、図 3 に示された制御マップに従って断接指令を出力し、クラッチ機構 14 の締結度合いを変更する断接制御を行う。

【0048】

すなわち、断接制御部 130 は、エンジン回転数が N_1 以下の低速域又は N_2 （ $N_2 > N_1$ ）以上の高速域ではクラッチ機構 14 が解放状態となり、エンジン回転数が N_1 から N_2 までの締結度合制御領域ではクラッチ機構 14 が所望の締結度合いを有するスリップ

10

20

30

40

50

状態乃至締結状態となるようにクラッチ機構 14 の締結度合いの制御を行う。

【0049】

本実施形態では、クラッチ機構 14 は上述の締結度合制御領域において、図 3 に示すように、エンジン 1 の出力トルクの変動が大きくなる嫌いがある減筒運転等が行われるアクセル開度が比較的小さい範囲では締結状態となり、その周囲の領域ではスリップ状態となるように締結度合いが制御される。

【0050】

また、断接制御部 130 は、エンジン回転数が低速域から締結度合制御領域まで上昇中に回転数 N_1 に達した時、又は高速域から締結度合制御領域まで下降中に回転数 N_2 に達した時、クラッチ機構 14 を解放状態から所望の締結度合いを有するスリップ状態に切り替える判定を行い、この判定に基づいてクラッチ機構 14 がスリップ状態に切り替わるように締結度合いを変更する制御を行う。

10

【0051】

更に、断接制御部 130 は、エンジン回転数が締結度合制御領域から低速域まで下降中に回転数 N_1 に達した時、又は締結度合制御領域から高速域まで上昇中に回転数 N_2 に達した時、クラッチ機構 14 を所望の締結度合いを有するスリップ状態から解放状態に切り替える判定を行い、この判定に基づいてクラッチ機構 14 が解放状態に切り替わるように締結度合いを変更する制御を行う。

【0052】

ここで、エンジン回転数 N_1 には、アイドル回転よりも高い回転数が設定されている。また、エンジン回転数 N_2 には、遊星歯車セット 12 によって増速された遠心振子ダンパ 13 が著しく高速回転となってその信頼性に影響を及ぼす懸念のある回転数が設定されている。

20

【0053】

上述の断接制御によれば、エンジン回転数が締結度合制御領域にあるときは、クラッチ機構 14 がスリップ状態乃至締結状態となり、遠心振子ダンパ 13 が入力軸 3b と共に回転するので、遠心振子ダンパ 13 によって入力軸 3b のねじり振動が吸収される。このとき、クラッチ機構 14 の締結度合いが高いほど、遠心振子ダンパ 13 のねじり振動を吸収する性能が向上する。

【0054】

30

(パワートレインの制御方法)

パワートレイン 10 は、コントローラユニット 100 によって、例えば、図 4 に示すフローチャートに従って制御される。

【0055】

まず、図 4 に示すように、ステップ S1 では、各種センサから出力された信号を読み込み、次のステップ S2 では、入力軸回転数センサ 102、振子回転数センサ 104 からの出力信号に基づいてクラッチ機構 14 における差回転を検出し、検出された差回転に基づいてクラッチ機構 14 の締結度合いを判定することで、クラッチ機構 14 がスリップ状態乃至締結状態であるか否かを判定する。

【0056】

40

ステップ S2 においてクラッチ機構 14 がスリップ状態乃至締結状態であると判定されると、ステップ S3 では、遠心振子ダンパ 13 の回転数が上昇して許容上限回転数 N_2 に達したか否かを判定する。

【0057】

ステップ S3 において遠心振子ダンパ 13 の回転数が上昇して許容上限回転数 N_2 に達したと判定されると、次に、ステップ S4 では、断接制御部 130 によってクラッチ機構 14 を解放状態にする。

【0058】

一方で、ステップ S2 において、クラッチ機構 14 がスリップ状態乃至締結状態ではない、すなわち、解放状態であると判定されるとステップ S1 へ戻る。また、ステップ S3

50

において、遠心振子ダンパ 13 の回転数が上昇して許容上限回転数 N_2 に達していない、すなわち、遠心振子ダンパ 13 の回転数が上昇して許容上限回転数 N_2 に未達である、回転数が下降して許容上限回転数 N_2 に達したと判定されるとステップ S1 へ戻る。

【0059】

(変形例)

なお、断接制御部 130 は、図 5 に示された制御マップに従って断接指令を出力し、クラッチ機構 14 の締結度合いを変更する断接制御を行ってもよい。

【0060】

この場合、図 5 に示すように、締結度合制御領域は、エンジン回転数が N_1 から、増速された遠心振子ダンパ 13 が高速回転によって信頼性に影響を及ぼす懸念のある許容上限回転数 N_2 よりも低速側の所定の回転数 N_2' までの領域である点で、図 3 に示す制御マップと異なる。

10

【0061】

これによれば、クラッチ機構 14 は、エンジン回転数が上昇中に、許容上限回転数 N_2 よりも低速側にある回転数 N_2' に達した時点で早めにスリップ状態から解放状態に切り替わるように制御されることで、実際にクラッチ機構 14 が解放状態に切り替わるまでに時間的な遅れが生じてエンジン回転数が許容上限回転数 N_2 を越えるのを防止することができるので、遠心振子ダンパ 13 の高速回転による信頼性低下をより確実に回避することができる。

【0062】

20

(他の変形例)

また、断接制御部 130 は、図 6 に示された制御マップに従って断接指令を出力し、クラッチ機構 14 の締結度合いを変更する断接制御を行ってもよい。

【0063】

この場合、図 6 に示すように、締結度合制御領域は、そのエンジン回転数の範囲はアクセル開度に応じて設定されており、具体的には、アクセル開度が比較的大きい範囲では、エンジン回転数が N_1 から、増速された遠心振子ダンパ 13 が高速回転によって信頼性に影響を及ぼす懸念のある許容上限回転数 N_2 よりも低速側の所定の回転数 N_2'' までの狭い領域となっている点で、図 3 に示す制御マップと異なる。

【0064】

30

これによれば、クラッチ機構 14 は、エンジン回転数が上昇中に、減筒運転等が行われないアクセル開度が比較的大きい範囲では、許容上限回転数 N_2 よりも低速側にある回転数 N_2' に達した時点で解放状態に切り替わると共に、減筒運転等が行われるアクセル開度が比較的小さい範囲では、許容上限回転数 N_2 に達した時点で解放状態に切り替わるので、遠心振子ダンパ 13 の高速回転による信頼性低下を回避しながら、減筒運転等が行われる締結状態となる領域を確保し、その結果、エンジンの燃費性能を向上させることができる。

【0065】

以上の構成により、本実施形態によれば、断接制御部 130 によって遠心振子ダンパ 13 が許容上限回転数 N_2 以下で回転するようにクラッチ機構 14 の締結度合いを制御するので、許容上限回転数 N_2 として遠心振子ダンパ 13 が回転時に信頼性低下が生じない程度の回転数を設定することで、遠心振子ダンパ 13 の高速回転による信頼性低下を回避することができる。

40

【0066】

また、本実施形態によれば、入力軸 3b と遠心振子ダンパ 13 とは遊星歯車セット 12 を介して連絡されているので、入力軸 3b に対して遠心振子ダンパ 13 の回転速度が増速され、遠心振子ダンパ 13 の振子の重量や回転半径を小さくしても、振子に作用する遠心力を確保することができる。そのため、振動抑制効果を十分に発揮させながら、遠心振子ダンパ 13 を小型化することができる。

【0067】

50

また、本実施形態の他の変形例によれば、許容上限回転数はエンジン 1 の負荷に応じて設定されるので、例えば、トルク変動が発生し難い動力源の負荷が比較的大きい範囲では、許容上限回転数 N_2 を下げることで、遠心振子ダンパ 13 の高速回転による信頼性低下を回避しながら、減筒運転等が行われる締結状態となる領域を確保し、その結果、エンジン 1 の燃費性能を向上させることができる。

【0068】

また、本実施形態によれば、断接制御部 130 は遠心振子ダンパ 13 の回転数が許容上限回転数 N_2 まで上昇したときに、許容上限回転数 N_2 未満となるようにクラッチ機構 14 の締結度合いを解放側に制御するので、遠心振子ダンパ 13 の回転数が許容上限回転数 N_2 まではクラッチ機構 14 を締結状態で維持することができ、できるだけ広いエンジン回転領域で遠心振子ダンパ 13 による振動抑制効果を得ることができる。したがって、遠心振子ダンパ 13 の高速回転による信頼性低下を回避しながら、減筒運転等が可能なエンジン 1 の運転領域を広く確保することができる。

【0069】

また、本実施形態の変形例によれば、断接制御部 130 は遠心振子ダンパ 13 の回転速度が許容上限回転数 N_2 よりも低回転数側の許容上限回転数 N_2' まで上昇したときに、クラッチ機構 14 の締結度合いを解放側に制御するので、実際にクラッチ機構 14 が解放状態に切り替わるまでに時間的な遅れが生じてエンジン回転数が許容上限回転数 N_2 を越えるのを防止することができるので、遠心振子ダンパ 13 の高速回転による信頼性低下をより確実に回避することができる。

【0070】

また、本実施形態によれば、断接制御部 130 によるクラッチ機構 14 の解放側への制御は、クラッチ機構 14 を解放する制御とスリップさせる制御とを含むので、クラッチ機構 14 の締結度合いを漸次小さくすることで、クラッチ機構 14 を締結状態からスリップ状態を経由して解放状態へスムーズに切り替えることができる。そのため、締結度合いが急激に変化することによるショックの発生を抑制することができる。

【0071】

本発明は、例示された実施形態に限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲において、種々の改良及び設計上の変更が可能である。

【0072】

例えば、異なる実施形態又は変形例にそれぞれ開示された技術的手段を適宜組み合わせ得られる実施形態についても、本発明の技術的範囲に含まれる。

【0073】

また、本実施形態では、断接機構として油圧によって動作させる摩擦締結式のクラッチ機構 14 を用いた例について記載したが、これに限定されず、例えば、ソレノイドによって動作させる電磁摩擦クラッチを用いてもよい。

【0074】

また、本実施形態では、断接機構としてクラッチ機構 14 を用いた例について記載したが、これに限定されず、例えば、遊星歯車セット 12 のリングギヤ 23 と変速機ケース 3d 間にブレーキ機構を断接機構として設けてもよい。

【0075】

更に、本実施形態では、動力源として内燃機関からなるエンジン 1 を用いた例について記載したが、これに限定されず、例えば、エンジンに発電機を付設し、この発電機によって発電を行うと共に、加速時に発電機をモータとして利用してエンジンをアシストするように構成された所謂ハイブリッドエンジンを用いてもよい。

【産業上の利用可能性】

【0076】

以上のように本発明によれば、遠心振子ダンパの高速回転による信頼性低下を回避することができるので、この種の遠心振子ダンパ付きパワートレインの制御装置又はこれが搭載される車両の製造技術分野において好適に利用される可能性がある。

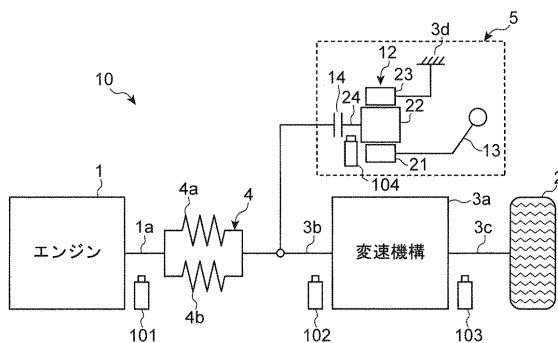
【符号の説明】

【 0 0 7 7 】

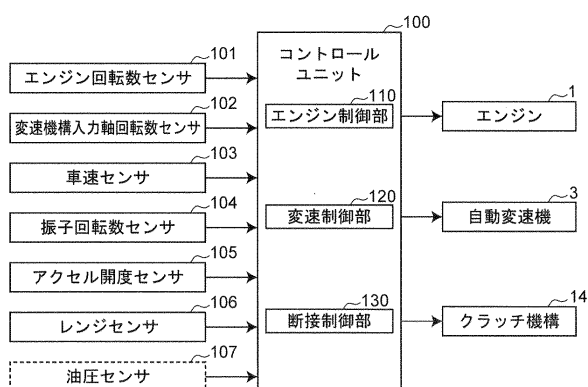
- 1 エンジン（動力源）
- 3 b 入力軸（動力伝達軸）
- 1 0 パワートレイン
- 1 2 遊星歯車セット（増速機構）
- 1 3 遠心振子ダンパ
- 1 4 クラッチ機構（断接機構）
- 1 0 0 コントローラユニット（制御装置）
- 1 2 0 変速制御部（変速制御手段）
- 1 3 0 断接制御部（断接制御手段）

10

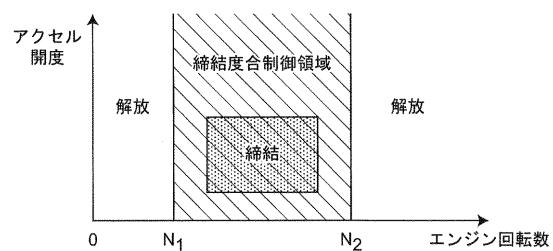
【図 1】



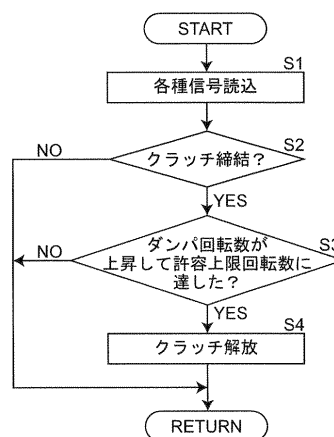
【図 2】



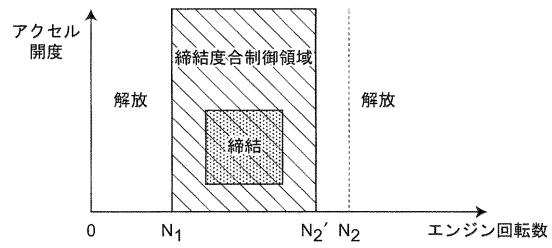
【図 3】



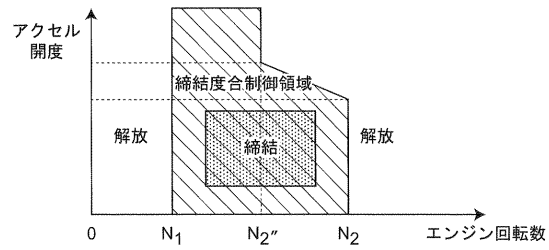
【図 4】



【図 5】



【図 6】



フロントページの続き

- (72)発明者 齊藤 忠志
広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内
- (72)発明者 仲岸 優
広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内
- (72)発明者 堂面 成史
広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内
- (72)発明者 本瓦 成人
広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内

審査官 前田 浩

- (56)参考文献 特開 2 0 1 3 - 9 2 1 8 3 (J P , A)
国際公開第 2 0 1 3 / 1 0 8 4 0 7 (W O , A 1)
特開平 1 0 - 1 8 4 7 9 9 (J P , A)
特開 2 0 1 0 - 1 9 0 5 (J P , A)

- (58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
- | | |
|---------|-----------|
| F 1 6 D | 4 8 / 0 2 |
| F 1 6 F | 1 5 / 1 4 |