

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4858376号  
(P4858376)

(45) 発行日 平成24年1月18日(2012.1.18)

(24) 登録日 平成23年11月11日(2011.11.11)

(51) Int.Cl.

F 1

**B60W 10/08 (2006.01)**

B60K 6/20 320

**B60W 20/00 (2006.01)**

B60K 6/20 310

**B60W 10/06 (2006.01)**

B60K 6/40 ZHV

**B60K 6/40 (2007.10)**

B60K 6/485

**B60K 6/485 (2007.10)**

B60L 11/14

請求項の数 12 (全 25 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2007-237224 (P2007-237224)  
 (22) 出願日 平成19年9月12日(2007.9.12)  
 (65) 公開番号 特開2009-67216 (P2009-67216A)  
 (43) 公開日 平成21年4月2日(2009.4.2)  
 審査請求日 平成22年1月8日(2010.1.8)

(73) 特許権者 000003997  
 日産自動車株式会社  
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地  
 (74) 代理人 100147485  
 弁理士 杉村 憲司  
 (74) 代理人 100072051  
 弁理士 杉村 興作  
 (74) 代理人 100114292  
 弁理士 来間 清志  
 (74) 代理人 100107227  
 弁理士 藤谷 史朗  
 (74) 代理人 100134005  
 弁理士 澤田 達也

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ハイブリッド車両の振動制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンおよびモータ/ジェネレータを具え、回転方向力を緩衝するねじりダンパ手段を介して前記エンジンの出力軸と前記モータ/ジェネレータの回転軸とを結合し、弾性変形可能なマウント部材を介して前記動力源を車体側に支持したハイブリッド車両において、

前記エンジンのエンジントルク変動分に所定係数を乗算したトルクを前記モータ/ジェネレータから発生させるモータ/ジェネレータトルク指令手段と、

前記エンジン出力軸の1回転あたりのエンジン爆発回数とエンジン回転速度とから決定するエンジントルク変動分の爆発周波数が、前記ねじりダンパ手段に関する前記エンジン出力軸と前記モータ/ジェネレータ回転軸との相対回転になる動力源のねじり振動系と、前記マウント部材に関する車体に対する前記動力源の相対変位になる変位振動系と、の共振周波数と略一致する場合に、これら振動系の共振を励起する加振力が最小となるようエンジン回転速度に応じて前記所定係数を求める所定係数演算手段と、

を具備してなることを特徴とするハイブリッド車両の振動制御装置。

【請求項2】

請求項1に記載のハイブリッド車両の振動制御装置において、

前記所定係数演算手段は、エンジン回転速度が、前記ねじり振動系の共振周波数に相当するエンジン回転速度と前記変位振動系の共振周波数に相当するエンジン回転速度との間を変化するとき、該エンジン回転速度に応じて前記所定係数を連続的に求めることを特

10

20

徴とするハイブリッド車両の振動制御装置。

【請求項 3】

請求項 2 に記載のハイブリッド車両の振動制御装置において、

前記所定係数演算手段は、エンジン回転速度毎に、前記ねじり振動系の変位と、前記変位振動系の変位と、を重み付けして前記所定係数を求めることを特徴とするハイブリッド車両の振動制御装置。

【請求項 4】

請求項 3 に記載のハイブリッド車両の振動制御装置において、

前記所定係数演算手段は、エンジン回転速度毎に、前記ねじり振動系の変位と前記変位振動系の変位との重み付二乗和が最小となるよう前記所定係数を求めることを特徴とするハイブリッド車両の振動制御装置。

10

【請求項 5】

請求項 1 ～ 4 のいずれか 1 項に記載のハイブリッド車両の振動制御装置において、

前記モータ/ジェネレータトルク指令手段は、前記エンジンの運転を開始するエンジン始動時および前記エンジンの運転を終了するエンジン停止時の少なくとも一方時に、前記所定係数を乗算したトルクを前記モータ/ジェネレータから発生させることを特徴とするハイブリッド車両の振動制御装置。

【請求項 6】

請求項 5 に記載のハイブリッド車両の振動制御装置において、

前記エンジン始動時における前記所定係数と、エンジン停止時における前記所定係数とが異なることを特徴とするハイブリッド車両の振動制御装置。

20

【請求項 7】

請求項 6 に記載のハイブリッド車両の振動制御装置において、

前記所定係数演算手段は、前記振動系の 1 における前記エンジントルクにより共振を励起する加振力と、該エンジントルクに前記所定係数を乗算したモータ/ジェネレータトルクにより共振を励起する加振力と、の和になるモーダルフォースについて、当該振動系の共振周波数で前記モーダルフォースの絶対値が最小となるよう前記所定係数を設定するのであって、

前記振動系の共振が発生する 2 以上のエンジン回転速度のうち、低い側のエンジン回転速度で、前記エンジン停止時におけるモーダルフォースの絶対値が、前記エンジン始動時におけるモーダルフォースの絶対値よりも小さくなるよう前記所定係数を設定することを特徴とするハイブリッド車両の振動制御装置。

30

【請求項 8】

請求項 6 または 7 に記載のハイブリッド車両の振動制御装置において、

前記所定係数演算手段は、前記振動系の 1 における前記エンジントルクにより共振を励起する加振力と、該エンジントルクに前記所定係数を乗算したモータ/ジェネレータトルクにより共振を励起する加振力と、の和になるモーダルフォースについて、当該振動系の共振周波数で前記モーダルフォースの絶対値が最小となるよう前記所定係数を設定するのであって、

前記振動系の共振が発生する 2 以上のエンジン回転速度のうち、高い側のエンジン回転速度で、前記エンジン始動時におけるモーダルフォースの絶対値が、前記エンジン停止時におけるモーダルフォースの絶対値よりも小さくなるよう前記所定係数を設定することを特徴とするハイブリッド車両の振動制御装置。

40

【請求項 9】

請求項 3 に記載のハイブリッド車両の振動制御装置において、

前記所定係数演算手段は、前記重み付けを所定範囲に規制するものであって、

前記いずれか一方の振動系の共振が発生するエンジン回転速度に係る第 1 エンジン回転速度を挟んで、エンジン回転速度が上昇または下降するために、前記重み付けした所定係数が連続的に周期変化する場合、

前記第 1 エンジン回転速度に係る共振周波数に、所定係数の前記周期変化に等しい所定

50

係数変動周波数を加減算したモータ/ジェネレータトルク上側周波数および下側周波数が、前記いずれか他方の振動系の共振周波数と一致しないよう、前記重み付けを所定範囲に規制することを特徴とするハイブリッド車両の振動制御装置。

【請求項 10】

請求項 9 に記載のハイブリッド車両の振動制御装置において、前記所定係数演算手段は、前記モータ/ジェネレータトルク上側周波数および下側周波数が、前記いずれか他方の振動系の共振周波数の  $1/2$  倍以下になるよう、また前記いずれか他方の振動系の共振周波数の  $2$  倍以上になるよう、前記重み付けを規制することを特徴とするハイブリッド車両の振動制御装置。

10

【請求項 11】

請求項 1 ~ 10 に記載のハイブリッド車両の振動制御装置において、前記モータ/ジェネレータを複数個具え、前記所定係数演算手段は、該モータ/ジェネレータ毎に個々の前記所定係数を求めることを特徴とするハイブリッド車両の振動制御装置。

【請求項 12】

請求項 11 に記載のハイブリッド車両の振動制御装置において、前記複数個のモータ/ジェネレータの前記所定係数が、前記駆動力に大小に応じて異なることを特徴とするハイブリッド車両の振動制御装置。

【発明の詳細な説明】

20

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジンおよびモータ/ジェネレータを具えたハイブリッド車両の制御装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

内燃機関であるエンジンと電動機であるモータ/ジェネレータとを具えたハイブリッド車両においては、エンジンの爆発燃焼に関連するサイクルによる周期的なトルク変動を伴う。このトルク変動が、動力源を含む駆動系の共振を励起すると大きな振動が発生して、乗り心地性能を損なうという問題があった。

30

【0003】

このため、エンジンの爆発燃焼サイクルに起因する周期的なトルク変動をモータ/ジェネレータの出力トルクによって抑制もしくは防止する制振装置として従来、特許文献1に記載のごときものが知られている。

特許文献1に記載の制振装置は、エンジン出力軸に、弾性緩衝機構を介してモータ/ジェネレータの回転軸が連結されたハイブリッド車両において、モータ/ジェネレータの出力トルクを制御して、エンジンの爆発燃焼サイクルに起因する周期的なトルク変動を打ち消すようにしたものである。

40

【特許文献1】特開2001-136605号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら特許文献1に記載の制振装置にあっては、なおも以下に説明する問題が生じる。従来、エンジンから車体側への振動入力を軽減乃至回避するため、弾性素材で形成されたマウントで動力源を車体フレームに取り付けるところ、これら動力源、マウント、および車体が構成するマウント系の共振については何ら考慮していないため、依然としてマウント系の共振を励起して大きな振動が発生するという問題があった。また特許文献1に記載の制振装置にあっては、制御トルクの振幅および位相を多次元のマップとして予め

50

コントローラに記憶しておかねばならず、多くのメモリを必要とするという問題もあった。

本発明は、駆動系の振動およびマウント系の振動を効果的に防ぐことを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0005】

この目的のため本発明によるハイブリッド車両の振動制御装置は、請求項1に記載のごとく、エンジンおよびモータ/ジェネレータを具え、回転方向力を緩衝するねじりダンパ手段を介して前記エンジンの出力軸と前記モータ/ジェネレータの回転軸とを結合し、弾性変形可能なマウント部材を介して前記動力源を車体側に支持したハイブリッド車両において、

10

前記エンジンのエンジントルク変動分に所定係数を乗算したトルクを前記モータ/ジェネレータから発生させるモータ/ジェネレータトルク指令手段と、

前記エンジン出力軸の1回転あたりのエンジン爆発回数とエンジン回転速度とから決定するエンジントルク変動分の爆発周波数が、前記ねじりダンパ手段に関する前記エンジン出力軸と前記モータ/ジェネレータ回転軸との相対回転になる動力源のねじり振動系と、前記マウント部材に関する車体に対する前記動力源の相対変位になる変位振動系と、の共振周波数と略一致する場合に、これら振動系の共振を励起する加振力が最小となるようエンジン回転速度に応じて前記所定係数を求める所定係数演算手段と、

を具備してなることを特徴としたものである。

20

【発明の効果】

【0006】

かかる本発明の振動制御装置によれば、エンジントルク変動分の爆発周波数が、前記ねじりダンパ手段に関する前記エンジン出力軸と前記モータ/ジェネレータ回転軸との相対回転になる動力源のねじり振動系と、前記マウント部材に関する車体に対する前記動力源の相対変位になる変位振動系との共振周波数と略一致する場合に、これら振動系の共振を励起する加振力が最小となるようエンジン回転速度に応じて前記所定係数を求めるため、駆動系の振動およびマウント系の振動を好適に軽減することができる。さらに、エンジン回転速度に対する所定係数をテーブルとして記憶する場合に、従来の多次元マップよりも簡素にして、駆動制御用メモリを節減することができる。

30

【発明を実施するための最良の形態】

【0007】

以下、本発明の実施の形態を、図面に示す実施例に基づき詳細に説明する。

図1は本発明の一実施例になる振動制御装置を具えたフロントエンジン・リヤホイールドライブ式ハイブリッド車両のパワートレーンを示し、1はエンジン、2は駆動車輪（後輪）である。

図1に示すハイブリッド車両のパワートレーンにおいては、通常の後輪駆動車と同様にエンジン1の車両前後方向後方に自動変速機3をタンデムに配置し、エンジン1（クランクシャフト1a）からの回転を自動変速機3の入力軸3aへ伝達する軸4に結合してモータ/ジェネレータ5を設ける。エンジン1は、ガソリンエンジンやディーゼルエンジンといったレシプロタイプの内燃機関であり、4サイクル6気筒である。

40

【0008】

モータ/ジェネレータ5は、モータとして機能したり、ジェネレータ（発電機）として機能したりするもので、エンジン1および自動変速機3間に配置する。

このモータ/ジェネレータ5およびエンジン1間に、より詳しくは、軸4とエンジンクランクシャフト1aとの間に、トルク変動を緩衝するダンパ機能を具備したねじりダンパ6を介挿し、このねじりダンパ6によりエンジン1およびモータ/ジェネレータ5間のトルク変動を緩和する。

50

このねじりダンパ6は、同軸で互いに向き合う2枚の円盤間に、軸方向にねじれてトルク変動を吸収するねじりばねを介挿して、このねじりばねで円盤同士を連結したものである。

あるいは、ねじりダンパ6は、例えば周知のトーショナルダンパなどでもよく、同軸で互いに向き合う2枚の円盤間に、複数のばねを周方向に配設し、これらばねで円盤同士を連結したものであり、これらばねが回転軸1a, 4の周方向に伸縮することで伝達トルクの変動を緩和する。

またねじりダンパ6は、軸4とエンジンクランクシャフト1aとの間を接続および切断するクラッチ機能を具えていてもよい。

【0009】

10

モータ/ジェネレータ5および自動変速機3間に、より詳しくは、軸4と変速機入力軸3aとの間にクラッチ7を介挿し、このクラッチ7によりモータ/ジェネレータ5および自動変速機3間を切り離し可能に結合する。

クラッチ7は、伝達トルク容量を連続的または段階的に変更可能なものとし、例えば、比例ソレノイドでクラッチ作動油流量およびクラッチ作動油圧を連続的に制御して伝達トルク容量を変更可能な湿式多板クラッチで構成するが、好ましくは、自動変速機3へのトルク変動を緩和するようトーショナルダンパを内蔵したものとするのが良い。

【0010】

自動変速機3は、2003年1月、日産自動車(株)発行「スカイライン新型車(CV35型車)解説書」第C-9頁～第C-22頁に記載されたと同じものとし、複数の変速摩擦要素(クラッチやブレーキ等)を選択的に締結したり解放したりすることで、これら変速摩擦要素の締結・解放組み合わせにより伝動経路(変速段)を決定するものとする。

20

従って自動変速機3は、入力軸3aからの回転を選択変速段に応じたギヤ比で変速して出力軸3bに出力する。

この出力回転は、ディファレンシャルギヤ装置8により左右ドライブシャフト20を介して左右後輪2へ分配して伝達され、車両の走行に供される。

【0011】

図1に示すハイブリッド車両のパワートレイン支持構造につき説明すると、本実施例のハイブリッド車両のねじりダンパ6から自動変速機3までの駆動伝達経路を、図1に示すようにエンジン1から延設されるケース11内に収容する。そして、これらエンジン1およびケース11の一体構造を、エンジンマウント9(インシュレータともいう)を介して車体10に取り付ける。エンジンマウント9は、防振ゴムといった弾性素材からなり、エンジンの振動が車体10側に伝達することを防止する。

30

【0012】

図1に示すハイブリッド車両のパワートレインを成すエンジン1、モータ/ジェネレータ5、およびクラッチ7の制御につき説明する。

エンジン1に取り付けられた燃料噴射装置1nは、駆動力コントローラ16から燃料噴射指令を受信すると、当該指令に応じたタイミングおよび量の燃料を、エンジン1の各気筒に向けて噴射する。

【0013】

40

モータ/ジェネレータ5は電力ケーブルでインバータ17と接続し、インバータ17は電力ケーブルでバッテリー19と接続する。インバータ17は、駆動力コントローラ16からのトルク指令に応じてモータ/ジェネレータ5に供給する電流を制御することにより、目標となるモータ/ジェネレータトルクで軸4を駆動する。

【0014】

クラッチ7を締結および解放するクラッチアクチュエータ18は、駆動力コントローラ16からの出力指令に応じて、締結中のクラッチ7の伝達トルク容量を目標値にする。

【0015】

燃料噴射装置1n、インバータ17、およびクラッチアクチュエータ18に入力する上記各指令を決定するために、駆動力コントローラ16には、エンジン1のクランク角を検出するク

50

ランク角センサ12からの信号と、

エンジン回転速度（回転角）を検出する回転速度センサ13からの信号と、

運転者が操作するアクセル操作子のアクセル開度を検出するアクセルセンサ14からの信号と、

運転者が操作するブレーキ操作子のブレーキ操作量を検出するブレーキセンサ15からの信号と、

パワートレーンの制御に必要なその他の検出信号（バッテリー19の状態等）と、を入力する。

【0016】

駆動力コントローラ16は、上記入力情報およびその他の入力情報から、運転者が希望している車両の駆動力を実現可能な目標エンジントルク、目標モータ/ジェネレータトルク、および目標クラッチ伝達トルク容量をそれぞれ演算する。

【0017】

駆動力コントローラ16は、上記した目標エンジントルク、目標モータ/ジェネレータトルク、および目標クラッチ伝達トルク容量の演算を行うほかに、

以下に説明する演算を実行して、本発明が狙いとするエンジン1のトルク変動分を補正するエンジントルク変動分補正制御を行い、エンジン1の始動時および停止時にクランクシャフト1aに発生するトルク変動分に応じた補正值を、モータ/ジェネレータ5の目標モータ/ジェネレータトルクに加算するよう補正する。

【0018】

図2は、図1に示すハイブリッド車両のパワートレーンが構成する振動モデルを示す説明図である。

【0019】

本実施例では、エンジン1内部の回転部1rと、モータ/ジェネレータ5のロータ部5rと、エンジンケース部1sとが質量体となり、ねじりダンパ6およびエンジンマウント9がばね要素となる。なおエンジン回転部1rの質量体はエンジンクランクシャフト1aを含み、モータ/ジェネレータ5のロータ部5rの質量体は軸4を含む。またエンジンケース部1sの質量体は、エンジン1自身からクランクシャフト等の回転軸動作部分を除いた非回転部分であり、エンジン1外部の非回転部と、モータ/ジェネレータ5のステータ部と、延設ケース11とを含む。

【0020】

図2に示す振動モデルでは、車体10が弾性変形可能なエンジンマウント9を介してエンジンケース部1sを支持するため、エンジンケース部1sがエンジン1の回転軸線周りに回転変位する変位振動系になるロール振動系が存在する。このロール振動系の共振周波数がエンジントルク変動分の爆発周波数と略一致すると、エンジンケース部1sのロール共振が発生して、大きな車体振動が発生するため、乗り心地性能が損なわれる。エンジントルク変動分の爆発周波数は、エンジン1の爆発燃焼サイクルに起因する周期的なトルク変動である。具体的には、エンジンクランクシャフト1aに係る1回転あたりのエンジン爆発回数とエンジン回転速度とから決定する。4サイクル6気筒のエンジン1では、2回転あたり6回爆発するので、1回転あたりのエンジン爆発回数は3回である。したがって、爆発周波数は回転3次の周波数となる。

【0021】

また、図2に示す振動モデルでは、エンジンクランクシャフト1aが回転方向力を緩衝するねじりダンパ6を介してモータ/ジェネレータ5のロータ軸4と結合するため、エンジンクランクシャフト1aとロータ軸4との相対回転になるねじり振動系が存在する。このねじり振動系の共振周波数が上述した爆発周波数と略一致すると、大きな回転振動が発生するため、やはり乗り心地性能が損なわれる。

【0022】

通常、上述したロール振動系の共振周波数およびねじり振動系の共振周波数を、エンジン1の常用回転速度領域から外すよう設計する。具体的には、エンジン1のアイドリング

10

20

30

40

50

回転速度に係る回転基本次数以下の周波数となるようにエンジンマウント 9 およびねじりダンパ 6 のばね定数を設計する。このため、上述した乗り心地性能の問題は顕在化しない。

#### 【 0 0 2 3 】

しかし、エンジン 1 の運転を開始するエンジン始動時およびエンジン 1 の運転を終了するエンジン停止時には、エンジン回転速度に係る回転基本次数成分が、これらロール振動系およびねじり振動系の共振周波数を通過するため、乗り心地性能が損なわれてしまう。例えばエンジン始動時につき説明すると、エンジン 1 にトルクを入力してクランクングする際、クランクシャフト 1a の回転によって空気を圧縮・膨張させることから、気筒内の圧力が変動する。そして、クランク・コンロッドの幾何学的形状により気筒内圧力がクランク角の変化の応じてトルクに変換されてトルク変動が発生し、これらロール振動系およびねじり振動系に対する加振力となる。

#### 【 0 0 2 4 】

本実施例では、このようなエンジン 1 のロール振動および回転変動を解消することを目的として、以下に説明するモータ / ジェネレータ 5 によるエンジントルク変動分の補正制御を実施する。

#### 【 0 0 2 5 】

まず、図 2 に示す振動モデルを構成する質量体およびばね要素から、振動系の運動方程式をたてる。

#### 【 数 1 】

$$\begin{aligned} I_e \ddot{\theta}_e + C_e \dot{\theta}_e + K_e \theta_e &= -T_e - T_m \\ I_c \ddot{\theta}_c + C_c (\dot{\theta}_c - \dot{\theta}_m) + K_c (\theta_c - \theta_m) &= T_e \\ I_m \ddot{\theta}_m + C_c (\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_c) + K_c (\theta_m - \theta_c) &= T_m \end{aligned} \quad \dots (1)$$

ここで、 $\theta_e$  はエンジン回転部 1r の回転角、 $\theta_m$  はロータ部 5r の回転角、 $\theta_s$  はエンジンケース部 1 s の回転角、 $I_c$  はエンジン回転部 1r の慣性モーメント、 $I_m$  はロータ部 5r の慣性モーメント、 $I_e$  はエンジンケース部 1 s の慣性モーメント、 $K_c$  はねじりダンパ 6 のばね定数、 $C_c$  はねじりダンパ 6 の減衰定数、 $K_e$  はエンジンマウント 9 のばね定数、 $C_e$  はエンジンマウント 9 の減衰定数、 $T_e$  はエンジントルク、 $T_m$  はモータ / ジェネレータトルクである。

#### 【 0 0 2 6 】

なおエンジンケース部慣性モーメント  $I_e$  は、モータ / ジェネレータ 5 のステータ部およびエンジン延設ケース 1 1 をも包含する。また、エンジンケース部 1 s の回転角  $\theta_s$  およびエンジンケース部 1 s の回転半径からエンジンケース部 1 s の変位量が求まる。

#### 【 0 0 2 7 】

( 1 ) 式を整理すると以下ようになる。

10

20

30

【数 2】

$$M\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = T \quad \dots (2)$$

$$\text{ここで } M = \begin{bmatrix} I_e & 0 & 0 \\ 0 & I_c & 0 \\ 0 & 0 & I_m \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} C_e & 0 & 0 \\ 0 & C_c & -C_c \\ 0 & -C_c & C_c \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} K_e & 0 & 0 \\ 0 & K_c & -K_c \\ 0 & -K_c & K_c \end{bmatrix} \quad T = \begin{bmatrix} -T_e - T_m \\ T_e \\ T_m \end{bmatrix}$$

10

【 0 0 2 8 】

( 2 ) 式より、この振動系の共振周波数 $F_n$ およびモードベクトル は、 $-{}^2M + K=0$ の固有値解析を行うことにより次のようになる。

【数 3】

20

$$F_n = [0 \quad 12.79 \quad 28.09] \quad \dots (3)$$

【数 4】

$$\phi = \begin{bmatrix} 0 & 0.29 & 0 \\ -1.53 & 0 & -1.31 \\ -1.53 & 0 & 1.79 \end{bmatrix} \quad \dots (4)$$

30

ここで $F_n$ の中央はロール振動系が共振するロール振動モードの共振周波数、右側はねじり振動系が共振するねじり振動モードの共振周波数を表す。また、 の左列は剛体系、中列はロール振動モードの共振、右列はねじり振動モードの共振を表す。これら共振周波数[Hz]を回転 3 次の回転速度[rpm]に単位変換するには 2 0 倍すればよいことから、ロール共振周波数12.79[Hz] は256[rpm]になり、ねじり共振周波数28.09[Hz]は562 [rpm]となる。

【 0 0 2 9 】

( 2 ) 式の両辺にモードベクトル の転置行列<sup>t</sup> を内積として乗算し、剛体系、ロール振動モードおよびねじり振動モードのモード変位 を用いて以下のように書き直す。

40



【数 5】

$$M_r \ddot{\xi} + C_r \dot{\xi} + K_r \xi = {}^t \phi T \quad \dots (5)$$

$$\theta = \phi \xi$$

ここで

$$M_r = {}^t \phi M \phi$$

$$C_r = {}^t \phi C \phi$$

$$K_r = {}^t \phi K \phi$$

10

【0 0 3 0】

ここで $M_r$ 、 $K_r$ は対角行列となるため、(5)式の左辺より低減衰の場合は各振動モードの1自由度振動系の重ねあわせと考えることができ、(5)式の右辺になる ${}^t T$ がこれら振動モードに対する加振力となる。この ${}^t T$ の成分は、一の振動モードに対するエンジントルクによる加振力とモータ/ジェネレータトルクによる加振力との和であり、以下、モーダルフォースと呼ぶ。エンジントルク $T_e$ が作用したときに、このモーダルフォースが0となるようにモータトルク $T_m$ を発生させれば、振動系の共振は励起されず振動悪化は起こらない。

20

【0 0 3 1】

【数 6】

$${}^t \phi T = 0 \quad \dots (6)$$

(6)式を解き、このようなトルクをエンジンケース部1sのロール振動モード( $T_{m1}$ )、回転軸のねじり振動モード( $T_{m2}$ )それぞれについて求めると、

【数 7】

30

$$\begin{aligned} T_{m1} &= -T_e \\ T_{m2} &= 0.73T_e \end{aligned} \quad \dots (7)$$

となる。

【0 0 3 2】

したがって、モータ/ジェネレータトルク $T_m$ とエンジントルク $T_e$ との関係を以下の式のように一般化し、

【数 8】

40

$$T_m = K T_e \quad \dots (8)$$

エンジン1の運転中は、(8)式の係数 $K$ を、エンジン回転速度に応じて適宜定めるとよい。つまり、ロール振動系の加振力を0にするときは、 $K = -1$ と定める。またねじり振動系の加振力を0にするときは、 $K = 0.73$ と定める。

【0 0 3 3】

ところが、上述した(6)式によれば、 $T_{m1}$ と $T_{m2}$ は正負が逆になっているため、どちらか一方の振動系共振につき加振力を0にしようとして係数 $K$ を定めると、他方の振動系共

50

振における加振力は悪化してしまう。

そのため本発明では、回転3次の爆発周波数が、振動が大きく悪化する共振周波数と一致するエンジン回転速度では、その振動モードの加振力が0となるようモーダルフォースを制御し、エンジントルク変動分に係数Kを乗算したトルクをモータ/ジェネレータ5から入力する。

また、爆発周波数が共振周波数と一致しないエンジン回転速度では、モーダルフォースが最小となるよう係数Kを定め、エンジントルク変動分に係数Kを乗算したトルクをモータ/ジェネレータ5から入力する。

具体的には、検出されたエンジン回転速度およびクランク角度から駆動コントローラ16に記憶されたマップを参照してエンジントルク $T_e$ を推定し、エンジントルク $T_e$ に乘じる係数Kをエンジン回転速度に対する係数テーブルとして駆動コントローラ16に予め記憶し、エンジン回転速度に応じて上記の係数テーブルを参照して係数Kを求める。

#### 【0034】

上述した係数テーブルを図3(a)に示す。図3(a)によればエンジンケース部のロール共振が悪化する約256rpmでは係数Kを-1、回転軸のねじり共振が悪化する約562rpmでは係数Kを0.73とする。また図3(a)の係数テーブルに基づいてモータ/ジェネレータが出力するモータ/ジェネレータトルクと、エンジントルク変動とによる、振動モードに対する加振力であるモーダルフォースを図3(b)に示す。本実施例によれば、この係数テーブルによりそれぞれの振動モードのモーダルフォースがそれぞれの振動モードで0となっており、エンジントルク変動による共振の励起を防いでいる。

#### 【0035】

共振周波数以外の回転速度に関しては、エンジンケース部ロール共振より低い回転速度(256[rpm]未満)では、エンジン本体ロール共振を低減するよう係数Kを一定値-1にする。また、回転軸ねじり共振より高い回転速度(562[rpm]超える)では、回転軸ねじり共振を低減するよう係数Kを一定値0.73にする。そして、これらの間(256[rpm]から562[rpm]まで)はエンジン回転速度に応じて係数Kが連続的に求まるようにして、一定値-1と一定値0.73とをテーブル上で直線的に結ぶことにより図3の係数テーブルを決定している。

#### 【0036】

図3(a)の係数テーブルによる振動低減の効果を図4に示す。

図4中、実線は、上述した図3(a)の係数テーブルに基づきエンジントルク変動分補正制御を行うことによる振動低減効果を示す説明図である。また比較のため、本実施例のエンジントルク変動分補正制御を行わない場合を破線で示す。図4(a)はエンジン1を始動させ、次に停止させたときのエンジン回転速度を示す。また、4(b)はエンジン1のロール振動を示す。また、図4(c)はエンジン1の回転変動[rpm/sec]を示す。

#### 【0037】

図4(b)に実線で示す本実施例によればエンジン始動時(瞬時0.5[sec])、停止時(瞬時2.0[sec])ともに、制御をしない場合(破線)と比較して、顕著なエンジンロール振動低減効果が得られている。

#### 【0038】

また図4(a)および(c)に実線で示す本実施例によればエンジン始動時(瞬時0.5[sec])、停止時(瞬時2.0[sec])ともに、制御をしない場合(破線)と比較して、顕著なエンジン回転速度変動低減効果が得られている。

#### 【0039】

図5は、具体的な走行シーンで本実施例のエンジントルク変動分補正制御を行うときの様子を示すタイムチャートである。

#### 【0040】

車速、エンジン回転速度、燃料噴射量およびモータ/ジェネレータトルクが0であり、クラッチ7を解放している瞬時 $t_1$ で運転者がブレーキペダルを釈放し、エンジン1の始動が許可されると、モータ/ジェネレータ5にトルク指令が与えられ、エンジン1を始動する。瞬時 $t_1$ 以後、エンジン回転速度およびモータ/ジェネレータ回転速度(図示せず)は

10

20

30

40

50

上昇する。

【 0 0 4 1 】

この瞬時 $t_1$ から続く瞬時 $t_2$ まで、エンジン 1 の始動のためのエンジントルク変動分補正制御を行う。エンジン始動時は、エンジン 1 が自立運転するまでモータ/ジェネレータ 5 からクランキングトルクをエンジン 1 に入力する間、エンジンクランクシャフト 1a に発生するトルク変動分に応じた補正値を、クランキングのためのトルク基本値に加算することにより、モータ/ジェネレータ 5 に与えるトルク指令値を加算補正する。

【 0 0 4 2 】

なお、好ましくは、図 3 (a) に示す係数テーブルを、エンジン始動時と後述するエンジン停止時とで別々に記憶しておき、エンジン始動時の係数  $K$  を以下のように設定する。つまり、エンジントルクと、このエンジントルクに前記所定係数  $K$  を乗算したモータ/ジェネレータトルクと、の和になるモーダルフォースに着目し、ロール振動系の共振が発生するエンジン回転速度 256[rpm] とねじり振動系の共振が発生するエンジン回転速度 562[rpm] のうち、高い側のエンジン回転速度 562 [rpm] で、瞬時 $t_1$ から瞬時 $t_2$ までのエンジン始動時におけるモーダルフォースの絶対値が、後述するエンジン停止時におけるモーダルフォースの絶対値よりも小さくなるよう係数  $K$  を設定する。このように設定することにより、エンジン回転速度が上昇するエンジン始動時において、振動系共振を好適に軽減することができる。

10

【 0 0 4 3 】

瞬時 $t_2$ でエンジン回転速度が所定値（例えばアイドリング回転速度 1000[rpm]）に達すると、エンジントルク変動分補正制御を終了して燃料噴射を開始する。瞬時 $t_2$ 以降、モータ/ジェネレータトルクは 0 になる。

20

【 0 0 4 4 】

続く瞬時 $t_3$ で運転者がアクセルペダルを踏み込むと、アクセル開度に基づいてエンジン 1 およびモータ/ジェネレータ 5 に与えるトルク指令値を演算する。また瞬時 $t_3$ 以降でクラッチ 7 を締結し、エンジントルクおよびモータ/ジェネレータトルクを用いて車両が加速走行する。車速は瞬時 $t_3$ から続く瞬時 $t_4$ まで上昇する。

【 0 0 4 5 】

瞬時 $t_4$ から続く瞬時 $t_5$ まで、車両は一定速走行する。この間、エンジン 1 を高効率で運転し、エンジン 1 の余剰出力をバッテリー 19 に蓄えるべく、モータ/ジェネレータ 5 で発電する。モータ/ジェネレータトルクは瞬時 $t_4$ 以降で負値になる。

30

【 0 0 4 6 】

瞬時 $t_5$ で運転者がアクセルペダルを釈放するとアクセル開度が瞬時 $t_5$ 以降で 0 になる。そうすると瞬時 $t_5$ 以降燃料噴射を停止するとともに、車輪 2 側からモータ/ジェネレータ 5 に回生トルクを入力する。つまり、モータ/ジェネレータ 5 側から車輪 2 側に制動トルクを与えて車両を減速走行する。またこの減速エネルギーを電気エネルギーとしてバッテリー 19 を充電する。

【 0 0 4 7 】

続く瞬時 $t_6$ で車速が所定値（例えば 10[km/h]）に達すると、クラッチ 7 を解放する。そうすると続く瞬時 $t_7$ でエンジン 1 が停止する。瞬時 $t_6$ から $t_7$ までの間も、前述した瞬時 $t_1$ から $t_2$ までと同様に、エンジントルク変動分補正制御を行う。そして、続く瞬時 $t_8$ で車速が 0 になる。

40

【 0 0 4 8 】

なお、好ましくは、図 3 (a) に示す係数テーブルを、エンジン始動時と後述するエンジン停止時とで別々に記憶しておき、エンジン始動時の係数  $K$  を以下のように設定する。つまり、エンジントルクと、このエンジントルクに前記所定係数  $K$  を乗算したモータ/ジェネレータトルクと、の和になるモーダルフォースに着目し、ロール振動系の共振が発生するエンジン回転速度 256[rpm] とねじり振動系の共振が発生するエンジン回転速度 562[rpm] のうち、低い側のエンジン回転速度 256[rpm] で、瞬時 $t_6$ から瞬時 $t_7$ までのエンジン停止時におけるモーダルフォースの絶対値が、前述したエンジン始動時におけるモーダルフォ

50

ースの絶対値よりも小さくなるよう係数Kを設定する。このように設定することにより、エンジン回転速度が下降するエンジン停止時において、振動系共振を好適に軽減することができる。

【0049】

次に、本発明の他の実施例を説明する。

【0050】

この実施例の基本構成は前述した図1、図2と同様であり、(1)式～(8)式に則って共振周波数における係数Kを求めるものであるが、エンジン回転速度毎に、ねじり振動系の変位と、ロール振動系の変位とを重み付けして係数Kを求めるものである。

【0051】

重み付けの決め方としては、エンジン本体ロール共振が悪化する約256rpmでは-1、回転軸ねじり共振が悪化する約562rpmでは0.73にする点では前述した実施例と共通するが、共振以外の回転速度に関しては、(5)式より求められる2つの振動モードのモード変位について、次式で表されるそれらの重み付二乗和Jが最小となるように図6(a)のような係数テーブルを設定する。

【数9】

$$J = \sum_i R_i \xi_i^2 \quad \dots (9)$$

$R_i$ : 重み

そして、図6(a)の重み付二乗和が最小となる係数Kをテーブルとして予め記憶しておく。

【0052】

また、図6(a)を参照して係数Kを求め、求めた係数Kに従ってモータ/ジェネレータ5からトルクを出力するときのモーダルフォースを図6(b)に示す。図6(b)中、実線は、エンジンケース部1sがロール方向に振動する系の共振に係るモーダルフォースを示す。また破線は、回転軸が回転方向にねじり振動する系の共振に係るモーダルフォースを示す。図6に示す実施例によれば、エンジン回転速度にかかわらず、ロール振動とねじり振動とを全体的に低減することができる。

【0053】

次に、本発明の他の実施例を説明する。

【0054】

この実施例の重み付けの決め方としては、エンジン回転速度にかかわらず、ロール振動系の変位に対するねじり振動系の変位に一定の重みを与える。そして、一定の重み値から、エンジン回転速度に関する係数Kを予めテーブルとして記憶しておき、このテーブルを参照して係数Kを求める。図7には、ねじり振動系の重み値が1の場合と、0.1の場合と、0.01の場合の係数Kをそれぞれ示すテーブルである。

【0055】

この重み値を変更することにより、振動特性を変更することが可能となり、それを変更してシミュレーションもしくは実験を行うことにより最適値を決定する。

ここで、一方の重みを大きくしていくと、図7のように重み値の小さい振動モードはその共振周波数前後に対応する回転速度256[rpm]前後で係数Kの変化が大きくなるが、回転上昇や回転下降時は時間とともに係数Kが急変するなどして係数Kが周期的に変動すると、本来のエンジントルク変動補正制御の周波数が変化してしまうため、その悪化が起こらない範囲の重み値としなければならない。つまり、係数Kが周波数Fkで周期的に変動すると、周波数FeのエンジントルクTeを周波数Fkで振幅変調していることになるため、モータ/ジェネレータトルクTmの周波数はFe+Fk及びFe-Fkになってしまう。

【0056】

そうすると、一方の振動系において共振を低減することができて、一方の振動系の共

10

20

30

40

50

振周波数に対応するエンジン回転速度の前後において低減しようとしていない他方の振動系の共振を励起して、他方の振動系の振動が悪化する場合がある。つまり、この振動悪化は共振を低減する一方の振動系の共振周波数の前後の周波数で起こる。上述した係数Kの変動周波数 $F_k$ は、一方の共振周波数に対応するエンジン回転速度前後で係数Kが0となるエンジン回転速度の差  $N$  から見積もることができ、

【数 10】

$$F_k \cong \frac{\alpha}{2\Delta N} \quad \dots (10)$$

10

：エンジン回転速度の回転上昇速度

$N$ ：係数Kが0となる回転速度差

である。図7には重み値0.1の回転速度差  $N$  を例示する。

【0057】

したがって、 $F_e + F_k$  及び  $F_e - F_k$  が、他方の振動系の共振周波数と一致して他方の振動系の振動が悪化しないよう、他方の振動系の重み値を所定値以下に規制する。より好適には、 $F_e + F_k$  及び  $F_e - F_k$  が、他方の振動系の共振周波数の  $1/2$  倍から  $2$  倍の間にならないよう重み値を規制する。

【0058】

20

このように重み値を規制することにより、一方の振動系において共振を低減することができても、他方の振動系の振動が悪化するという不都合を回避することができる。

【0059】

図8は回転軸のねじり振動系の重み値（ねじり共振重み）を変化させたときの、エンジン始動時におけるねじり振動系およびロール振動系の最大変位量を示すグラフであり、図8(a)はねじり振動系のエンジン回転速度変動を示す。また図8(b)はロール振動系の振幅を示す。図8に示すように、重み値が大きくなるとロール振動系のエンジンロール振幅が無視し得ないほど大きくなる。このため、本実施例では、ねじり振動系の重み値を0.1以下に規制する。

【0060】

30

本実施例による振動低減の効果を、図9に実線で示す。また比較のため、本実施例のエンジントルク変動分補正制御を行わない場合を破線で示す。図9(a)はエンジン1を始動させ、次に停止させたときのエンジン回転速度を示す。また、9(b)はエンジン1（エンジンケース部1s）のロール振動を示す。また、図9(c)はエンジン1の回転変動[rpm/sec]を示す。

【0061】

図9(b)に実線で示す本実施例によればエンジン始動時（瞬時0.5[sec]）、停止時（瞬時2.0[sec]）ともに、制御をしない場合（破線）と比較して、顕著なエンジンロール振動低減効果が得られている。

【0062】

40

また図9(a)および(c)に実線で示す本実施例によればエンジン始動時（瞬時0.5[sec]）、停止時（瞬時2.0[sec]）ともに、制御をしない場合（破線）と比較して、顕著なエンジン回転速度変動低減効果が得られている。

【0063】

さらに本実施例では、図8(a)に示すようにねじり振動系の重み値を0.1以下に規制することから、ロール振動系共振が発生する第1エンジン回転速度256[rpm]に、係数Kの変動周波数を加減算したモータ/ジェネレータトルク上側周波数および下側周波数が、ねじり振動系共振が発生するエンジン回転速度562[rpm]と一致しない。したがって、ロール振動系において共振を低減する場合に、ねじり振動系の振動が悪化することを回避できる。

。

50

## 【 0 0 6 4 】

次に、本発明の別の実施例を説明する。

## 【 0 0 6 5 】

この実施例になる振動制御装置を具えたフロントエンジン・リヤホイールドライブ式ハイブリッド車両のパワートレーンを図 1 0 に示す。図 1 0 のパワートレーンの基本構成は、前述した図 1 のパワートレーンと共通するため、共通する部分については説明を省略し、異なる部分につき新たに符号を付して説明する。

## 【 0 0 6 6 】

図 1 0 に示す実施例では、前述した図 1 に示す自動変速機 3、モータ/ジェネレータ 5 およびクラッチ 7 に代えて、ケース 1 1 内に第 1 モータ/ジェネレータ 2 1、遊星歯車組 2 3 および第 2 モータ/ジェネレータ 2 4 を搭載する。第 1 モータ/ジェネレータ 2 1 は主として発電及びエンジン始動に使用される。第 2 モータ/ジェネレータ 2 4 は主として車両駆動及び回生を行う。

## 【 0 0 6 7 】

図 1 0 に示すようにねじりダンパ 6 の出力軸は、遊星歯車組 2 3 のキャリアと結合する。第 1 モータ/ジェネレータ 2 1 の回転軸 2 2 は、遊星歯車組 2 3 のサンギヤと結合する。遊星歯車組 2 3 のリングギヤは、軸 2 5 の一端と結合する。軸 2 5 は第 2 モータ/ジェネレータ 2 4 の軸を兼用する。軸 2 5 の他端はケース 1 1 から突出して、ディファレンシャルギヤ装置 8 と連結する。

## 【 0 0 6 8 】

第 1 モータ/ジェネレータ 2 1 は電力ケーブルで第 1 インバータ 17 と接続し、第 1 インバータ 17 は電力ケーブルでバッテリー 19 と接続する。第 1 インバータ 17 は、駆動力コントローラ 16 からのトルク指令に応じて第 1 モータ/ジェネレータ 2 1 に供給する電流を制御することにより、目標となる第 1 モータ/ジェネレータトルクで軸 2 2 を駆動する。

## 【 0 0 6 9 】

第 2 モータ/ジェネレータ 2 4 は電力ケーブルで第 2 インバータ 2 6 と接続し、第 2 インバータ 2 6 は電力ケーブルでバッテリー 19 と接続する。第 2 インバータ 2 6 は、駆動力コントローラ 16 からのトルク指令に応じて第 2 モータ/ジェネレータ 2 4 に供給する電流を制御することにより、目標となる第 2 モータ/ジェネレータトルクで軸 2 5 を駆動する。

## 【 0 0 7 0 】

本実施例のハイブリッドシステムは、第 1 モータ/ジェネレータ 2 1 の回転速度を制御することにより、エンジン回転から車軸 2 5 回転への減速比を連続制御する電氣的な変速機となっており、エンジン停止時であっても第 1 モータ/ジェネレータ 2 1 の回転速度を適切に制御することにより、第 2 モータ/ジェネレータ 2 4 の駆動力で車両駆動が可能であり、エンジン 1 から車軸 2 5 まではクラッチ等を含まず、常に機械的に結合された状態となっている。そのため、エンジン始動時およびエンジン停止時にあっては、エンジン回転速度がねじりダンパ系による回転軸のねじり共振周波数を通過することにより、回転軸のねじり振動が悪化すると、それが車輪 2 のタイヤの回転変動となり、その結果車両前後振動が悪化する。

## 【 0 0 7 1 】

また同様に、エンジン始動時およびエンジン停止時にあっては、エンジン回転速度がエンジンマウント系によるエンジン本体のロール共振周波数も通過するため、エンジンロール共振が悪化し、これがエンジンマウント 9 を介して車体に伝達され、車体振動を悪化させる。

このような振動悪化を防止するため、本実施例ではエンジン始動時及びエンジン停止時に第 1 モータ/ジェネレータ 2 1 および第 2 モータ/ジェネレータ 2 4 によるエンジントルク変動分の補正制御を行っている。

## 【 0 0 7 2 】

図 1 1 は、図 1 0 に示すハイブリッド車両のパワートレーンが構成する振動モデルを示す説明図である。

## 【 0 0 7 3 】

本実施例では、エンジン 1 内部の回転部 1 r と、第 1 モータ / ジェネレータ 2 1 のロータ部 2 1 r と、第 2 モータ / ジェネレータ 2 4 のロータ部 2 4 r と、エンジンケース部 1 s とが質量体となり、ねじりダンパ 6 およびエンジンマウント 9 がばね要素となる。なおエンジン回転部 1 r の質量体はエンジンクランクシャフト 1 a を含み、第 1 モータ / ジェネレータ 2 1 のロータ 2 1 r の質量体は軸 2 2 を含む。またエンジンケース部 1 s の質量体は、エンジン 1 外部の非回転部と、第 1 モータ / ジェネレータ 2 1 のステータ部と、第 2 モータ / ジェネレータ 2 4 のステータ部と、延設ケース 1 1 とを含む。

さらに、パワートレインの振動モデルを考慮するにあたり、ドライブシャフト 2 0 および車輪 2 のタイヤを、ねじりばね定数  $K_t$  および減衰定数  $C_t$  で評価する。なお図 1 1 中、3 1 は負荷である。

## 【 0 0 7 4 】

第 1 モータ / ジェネレータ 2 1 および第 2 モータ / ジェネレータ 2 4 のエンジントルク変動分補正制御について説明する。

本実施例では図 11 のように、エンジンケース部 1 s の慣性モーメント  $I_e$  とエンジンマウントのばね  $K_e$  及び減衰  $C_e$  で構成される振動系と、エンジン回転部 1 r の慣性モーメント  $I_c$ 、プラネタリキャリアの慣性モーメント  $I_i$ 、第 1 モータ / ジェネレータのロータ 2 1 r の慣性モーメント  $I_{m1}$ 、第 2 モータ / ジェネレータ 2 4 のロータ 2 4 r の慣性モーメント  $I_{m2}$ 、及び車両質量  $M_v$  と、ねじりダンパのばね  $K_c$  及び減衰  $C_c$ 、車輪タイヤ 2 およびドライブシャフト 2 0 のねじりばね  $K_t$  及び減衰  $C_t$  による振動系が構成され、エンジントルク  $T_e$  がエンジン回転部 1 r に入力されるとともに、その反力がエンジンケース部 1 s に入力され、第 1 モータ / ジェネレータトルク  $T_{m1}$  がロータ 2 1 r に、第 2 モータ / ジェネレータトルク  $T_{m2}$  がロータ 2 4 r に入力されるとともに、その反力がエンジン本体に入力される。

この振動系の運動方程式はエンジンケース部 1 s の回転角  $\theta_e$ 、エンジン回転部 1 r の回転角  $\theta_c$ 、プラネタリキャリア回転角  $\theta_i$ 、ロータ部 2 1 r の回転角  $\theta_{m1}$ 、ロータ部 2 4 r の回転角  $\theta_{m2}$  および車両前後変位  $x_v$  により記述され、これらから遊星歯車のギヤ比の関係により  $\theta_{m1}$  を消去すると次の運動方程式で表される。

## 【 数 1 1 】

$$\begin{aligned}
 I_e \ddot{\theta}_e + C_e \dot{\theta}_e + K_e \theta_e &= -T_e - T_{m1} - T_{m2} \\
 I_c \ddot{\theta}_c + C_c (\dot{\theta}_c - \dot{\theta}_i) + K_c (\theta_c - \theta_i) &= T_e \\
 \left\{ I_i + \left( \frac{r_1 + r_4}{r_1} \right)^2 I_{m1} \right\} \ddot{\theta}_i - \frac{r_4 (r_1 + r_4)}{r_1^2} I_{m1} \ddot{\theta}_{m2} + C_c (\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_c) + K_c (\theta_i - \theta_c) &= \frac{r_1 + r_4}{r_1} T_{m1} \\
 - \frac{r_4 (r_1 + r_4)}{r_1^2} I_{m1} \ddot{\theta}_i + \left\{ I_{m2} + \left( \frac{r_4}{r_1} \right)^2 I_{m1} \right\} \ddot{\theta}_{m2} + \frac{C_t}{\alpha^2} \left( \dot{\theta}_{m2} - \frac{\alpha}{r_t} \dot{x}_v \right) + \frac{K_t}{\alpha^2} \left( \theta_{m2} - \frac{\alpha}{r_t} x_v \right) &= -\frac{r_4}{r_1} T_{m1} + T_{m2} \\
 M_v \ddot{x}_v + \frac{C_t}{\alpha r_t} \left( \frac{\alpha}{r_t} \dot{x}_v - \dot{\theta}_{m2} \right) + \frac{K_t}{\alpha r_t} \left( \frac{\alpha}{r_t} x_v - \theta_{m2} \right) &= 0
 \end{aligned}$$

ここで、

$r_1$  は遊星歯車組 2 3 のサンギヤ半径、 $r_4$  は遊星歯車組 2 3 のリングギヤ（インターナルギヤ）半径、 $r_t$  は車輪 2 のタイヤ半径、 $\alpha$  はディファレンシャルギヤ装置 8 のファイナルギヤ比である。

## 【 0 0 7 5 】

上式の数 1 1 を前述した第 1 の実施例の数 2 と同様に固有値解析することにより、この振動系の共振周波数  $F_n$  およびモードベクトル は次のようになる。

本実施例の場合はこの振動系の共振周波数  $F_n$  及びモードベクトル は次のようになる。

【数 1 2】

$$F_n = [0 \quad 0 \quad 12.79 \quad 15.00 \quad 30.90]$$

$$\phi = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0.291 & 0 & 0 \\ -0.152 & -0.798 & 0 & -1.614 & 0.904 \\ -0.152 & -0.798 & 0 & -0.529 & -1.674 \\ -0.207 & 0.007 & 0 & -1.160 & -2.099 \\ -0.024 & 0.0008 & 0 & 0.002 & 0.001 \end{bmatrix}$$

10

ここで最初の2つの振動モードは回転軸の回転に関する剛体系、3番目の振動モードはエンジンケース部 1 s のロール共振、4、5番目の振動モードは回転軸ねじり共振を示している。ここで、振動として問題となるのは3,4,5番目のエンジンケース部 1 s のロール共振及び2つの回転軸ねじり共振であり、これら3つの振動モードに関して、第1および第2の2つのモータ/ジェネレータ 2 1 , 2 4 を制御することにより低減する。

20

【0 0 7 6】

具体的には前述した図 2 の実施例と同様に、回転 3 次の爆発周波数が振動系の共振周波数と一致するエンジン回転速度では、その共振のモーダルフォースが 0 となるような制御トルクを第1および第2のモータ/ジェネレータ 2 1 , 2 4 から発生させて、共振の励起を回避する。つまり、検出されたエンジン 1 の回転速度、エンジンクランクシャフト 1 a のクランク角度から、駆動力コントローラ 1 6 に記憶されたマップに従いエンジントルク  $T_e$  を推定する。そして、第1および第2モータ/ジェネレータ 2 1 , 2 4 についての係数  $K_1$ 、 $K_2$  をエンジン回転速度に対する係数テーブルとして駆動力コントローラ 1 6 に記憶し、エンジン回転速度に応じて係数テーブルを参照して係数  $K_1$ 、 $K_2$  を決定する。その係数  $K_1$ 、 $K_2$  はエンジンケース部ロール共振が悪化する約 256rpm、回転軸ねじり共振が悪化する約 300rpm、約 618rpm において、それぞれの振動系のモーダルフォースが 0 になるように決められており、この制御トルクによりエンジントルク変動による共振の励起を防いでいる。

30

【0 0 7 7】

共振以外のエンジン回転速度に関しては、これら 3 つの振動モードのモード変位について、それらの重み付二乗和が最小となるように図 1 2 のような係数テーブルが決定されている。

【0 0 7 8】

この制御はエンジン始動時及びエンジン停止時に行われるが、エンジン始動時とエンジン停止時では励起される振動モードが異なるため、図 1 2 に示すようにエンジン始動時とエンジン停止時では異なる係数テーブルを用いるようにしている。つまりエンジン始動時の回転初期では、エンジンの吸入空気量が少ないため、トルク変動が小さくなり、早いタイミングで通過してしまう低周波の振動モードはあまり大きく励起されない。また回転上昇速度も速いため、低周波の振動はあまり大きく励起されず、相対的に高周波の振動モードの寄与が大きくなるからである。このため、図 1 2 ( a ) に示す係数テーブルを用いる。

40

【0 0 7 9】

これに対してエンジン停止時は、低回転でも十分な吸入空気量があり、また回転下降速度がエンジン始動時の回転上昇速度よりゆっくりとなるため、低周波の振動も十分励起さ

50



れ、相対的に高周波の振動モードの寄与が大きくなる。このため、図 1 2 ( b ) に示す係数テーブルを用いる。

【 0 0 8 0 】

このような本実施例によれば、係数テーブルを決定するときの重み値に関して、エンジン始動時の方が低周波の振動モードの重み値が大きくなる。これにより図 1 3 に示すようなモーダルフォースを得ることができる。図 1 3 中、( a ) はエンジンのロール共振のモーダルフォースを示す。また ( b ) は周波数の低い方の回転軸ねじり共振のモーダルフォースを示す。さらに ( c ) は周波数の高い方の回転軸ねじり共振のモーダルフォースを示す。

【 0 0 8 1 】

本実施例によれば、エンジンのロール共振 ( 図 1 3 ( a ) ) および低周波の回転軸ねじり共振 ( 図 1 3 ( b ) ) では、エンジン停止時の方がその共振回転速度前後でモーダルフォースが小さい範囲が広くなるという効果を得ることができる。さらに、周波数の高い高周波の回転軸ねじり共振 ( 図 1 3 ( c ) ) では、エンジン始動時の方がその共振回転速度前後でモーダルフォースが小さくなるという効果を得ることができる。

【 0 0 8 2 】

また第 2 モータ / ジェネレータ 2 4 に関しては、車両駆動も行うため、車両駆動に必要なトルクによりトルク変動分補正制御に使えるトルクの大きさが変わってくる。第 2 モータ / ジェネレータ 2 4 のトルクが変わることにより、第 1 モータ / ジェネレータ 2 1 の最適なトルクも変わってくるため、第 1 モータ / ジェネレータ 2 1 および第 2 モータ / ジェネレータ 2 4 の係数テーブルは車両駆動トルクにより変更される。つまりこれらの係数は、エンジン回転速度、第 2 モータ / ジェネレータ 2 4 の車両駆動トルクに関しての 2 次元マップとして駆動力コントローラ 1 6 に記憶されている。

【 0 0 8 3 】

以上のように図 1 2 ( a )、( b ) の係数テーブルに基づきエンジントルク変動分をモータ / ジェネレータトルクで補正するエンジントルク変動分補正制御を行うことによる振動低減の効果を図 1 4 に示す。

【 0 0 8 4 】

図 1 4 中、実線は、上述したエンジントルク変動分補正制御を行うことによる振動低減効果を示す。また比較のため、本実施例のエンジントルク変動分補正制御を行わない場合を破線で示す。図 1 4 ( a ) はエンジン 1 を始動させ、次に停止させたときのエンジン回転速度を示す。また、1 4 ( b ) はエンジン 1 のロール振動の振幅を示す。また、図 1 4 ( c ) は本実施例のパワートレインを搭載した車両の車両前後振動  $[m/sec^2]$  を示す。

【 0 0 8 5 】

図 4 ( a ) に実線で示す本実施例によればエンジン始動時 ( 瞬時 0.5 [sec] )、停止時 ( 瞬時 2.0 [sec] ) とともに、制御をしない場合 ( 破線 ) と比較して、顕著なエンジン回転速度の低減効果が得られている。

【 0 0 8 6 】

また図 1 4 ( b ) に実線で示す本実施例によればエンジン始動時 ( 瞬時 0.5 [sec] )、停止時 ( 瞬時 2.0 [sec] ) とともに、制御をしない場合 ( 破線 ) と比較して、顕著なエンジンロール振動低減効果が得られている。

【 0 0 8 7 】

また図 1 4 ( c ) に実線で示す本実施例によればエンジン始動時 ( 瞬時 0.5 [sec] )、停止時 ( 瞬時 2.0 [sec] ) とともに、制御をしない場合 ( 破線 ) と比較して、顕著な車両前後振動低減効果が得られている。

【 0 0 8 8 】

ところで、上記した各実施例によれば、駆動力コントローラ 1 6 が、( 8 ) 式に示すようにエンジン 1 のエンジントルク変動分に所定係数 K を乗算したトルクをモータ / ジェネレータ 5 等から発生させる。このとき駆動力コントローラ 1 6 は、エンジンクランクシャフト 1 a の 1 回転あたりのエンジン爆発回数とエンジン回転速度とから決定するエンジン

10

20

30

40

50

トルク変動分の爆発周波数が、ねじりダンパ 6 に結合するエンジンクランクシャフト 1 a とモータ/ジェネレータ回転軸 4 等との相対回転になる出力軸のねじり振動系の共振周波数と略一致する場合や、エンジンマウント 9 に関する車体 1 0 に対するエンジンケース部 1 s の相対変位になるロール振動系の共振周波数と略一致する場合に、これら振動系の共振を励起する加振力が最小となるようエンジン回転速度に応じて所定係数 K を求める。これにより、ハイブリッド車両に係る出力軸 1 a、4 および 3 a のねじり振動や、エンジンケース部 1 s のロール振動を、図 4、図 9 および図 1 4 に示すように軽減することができる。さらに、エンジン回転速度に対する所定係数 K を図 3、図 6、図 1 2 に例示する簡素なテーブルとして記憶する場合に、駆動制御用メモリを節減することができる。

【 0 0 8 9 】

10

また上記した各実施例では、図 3、図 6、図 1 2 に例示する係数テーブルを用いて、エンジン回転速度が、ねじり振動系の共振周波数に相当するエンジン回転速度 ( 562[rpm] もしくは、300[rpm]、618[rpm] ) とエンジン 1 の変位になるロール振動系の共振周波数に相当するエンジン回転速度 ( 256 [rpm] ) との間を変化するとき、エンジン回転速度に応じて係数 K を連続的に求めることから、

エンジン回転速度が変化する過渡的な運転時にも振動の悪化を防止することができる。

【 0 0 9 0 】

また上記した実施例では、図 7 の係数テーブルに例示するように、エンジン回転速度毎に、ねじり振動系の変位と、ロール振動系の変位と、を重み付けして係数 K を求めてもよく、振動特性の変更を可能にして最適な係数テーブルを設定することができる。

20

【 0 0 9 1 】

また上記した実施例では、( 9 ) 式に基づきねじり振動系の変位とロール振動系の変位との重み付二乗和が最小となるよう図 6 の係数テーブルを設定し、エンジン回転速度毎に係数 K を求めることから、

ねじりダンパ 6 に関するねじり振動系の共振と、エンジンマウント 9 に関するロール振動系の共振との双方を軽減することができる。

【 0 0 9 2 】

また上記した各実施例では、図 5 のタイムチャートに示すように、エンジン 1 の運転を開始するエンジン始動時 ( 瞬時  $t_1 \sim t_2$  ) およびエンジン 1 の運転を終了するエンジン停止時 ( 瞬時  $t_6 \sim t_7$  ) に、係数 K を乗算したトルクをモータ/ジェネレータ 5 等から発生させることから、

30

エンジン始動時およびエンジン停止時といったエンジンの低回転運転時に最も発生しやすいねじり振動系の共振およびロール振動系の共振を的確に軽減することができる。

【 0 0 9 3 】

好ましくは、エンジン始動時における係数 K と、でエンジン停止時における係数 K とが異なるよう、図 1 2 ( a ) と図 1 2 ( b ) とで別々に設定するとよい。

【 0 0 9 4 】

具体的には、( 6 ) 式に基づき、各振動系のエンジントルクによる加振力と、このエンジントルクに係数 K を乗算したモータ/ジェネレータトルクによる加振力と、の和になるモーダルフォースについて、( 7 ) 式のように当該振動系の共振周波数で前記モーダルフォースの絶対値が最小となるよう係数 K を設定する。そして図 1 3 ( a ) および ( b ) に示すように、振動系の共振が発生するエンジン回転速度 256 [rpm] および 562 [rpm] のうち、低い側のエンジン回転速度 256 [rpm] で、エンジン停止時におけるモーダルフォースの絶対値が、エンジン始動時におけるモーダルフォースの絶対値よりも小さくなるよう、係数 K を図 1 2 に示すように設定する。

40

これにより、エンジン停止時で特に発生しやすい低周波の振動モードを軽減することができる。またエンジン始動時で特に発生しやすい高周波の振動モードを軽減することができる。

【 0 0 9 5 】

ところでエンジン回転速度が急変するなどして、係数テーブルを参照して求められる係

50

数  $K$  が周期的に変動すると、ロール振動系の共振を軽減する間に、ねじり振動系の振動が悪化することが懸念される。具体的には、図 7 に実線で示すようにロール振動系に対するねじり振動系の重みが 1 の場合、エンジン回転速度がロール共振周波数 256[rpm] の前後で上昇下降すると、係数  $K$  が約 -0.8 から約 0.7 までの間を周期的に変動してしまう場合である。この場合、ロール共振周波数 256[rpm] に対応する爆発周波数のエンジントルクを振幅変調していることになるため、他方の振動系になるロール振動の共振を励起してしまうことが懸念される。

#### 【 0 0 9 6 】

そこで本実施例では、重み付けを所定範囲に規制する。具体的には、ロール振動系の共振が発生するエンジン回転速度 256[rpm] に係る共振周波数  $F_n$  に、( 1 0 ) 式で算出した係数  $K$  の変動周波数  $F_k$  を加減算したモータ/ジェネレータトルク上側周波数  $F_n + F_k$  および下側周波数  $F_n - F_k$  が、ねじり振動系の共振周波数と一致しないよう、重み付けを 0.1 以下に規制する ( 図 8 ) 。

このように重み付けを規制することにより、一方の振動系において共振を低減することができても、他方の振動系の振動が悪化するという不都合を回避することができる。

#### 【 0 0 9 7 】

より好適には、モータ/ジェネレータトルク上側周波数  $F_n + F_k$  および下側周波数  $F_n - F_k$  が、ねじり振動系の共振周波数の  $1 / 2$  倍以下になるよう、また  $2$  倍以上になるよう、重み付けを規制するとよい。これにより、一方の振動系において共振を低減することができても、他方の振動系の振動が悪化するという不都合を確実に回避することができる。

#### 【 0 0 9 8 】

図 1 0 に示す実施例では、第 1 モータ/ジェネレータ 2 1 および第 2 モータ/ジェネレータ 2 4 を具え、図 1 2 に示すように、これらモータ/ジェネレータ 2 1 , 2 4 毎に係数  $K_1$ 、 $K_2$  を求めることから、

複数個のモータ/ジェネレータを具えたハイブリッド車両にあっても、ねじれ振動およびロール振動の低減を図ることができる。

#### 【 0 0 9 9 】

そして好ましくは、複数個のモータ/ジェネレータ 2 1 , 2 4 の係数  $K_1$ 、 $K_2$  を求めるために用いる係数テーブルを車両駆動トルクの大小に応じて異なる 2 次元マップにする。

これにより、車輪 2 の駆動に必要なトルクによりエンジントルク変動分補正制御に使用するトルクの大きさが変わっても、振動系のモーダルフォースを適切に最小化することができる。

#### 【 0 1 0 0 】

なお、上述したのはあくまでも本発明の一実施例であり、本発明はその主旨に逸脱しない範囲において種々変更が加えられうるものである。例えば本発明は、6 気筒エンジンに限定されることなく、単気筒から多気筒エンジンまで幅広く適用可能である。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【 0 1 0 1 】

【図 1】本発明の一実施例になる振動制御装置を具えたハイブリッド車両のパワートレインをその制御系と共に示す変速制御システム図である。

【図 2】同パワートレインが構成する振動モデルを示す説明図である。

【図 3】( a ) は同実施例で用いる係数テーブルであり、( b ) は同係数テーブルに対応するモーダルフォースを示す特性図である。

【図 4】同実施例のエンジントルク変動分補正制御による振動低減効果を示す説明図であり、( a ) はエンジン回転速度を示し、( b ) はエンジンのロール振幅を示し、( c ) はエンジン回転速度の変動を示す。

【図 5】本実施例のエンジントルク変動分補正制御を行うときの様子を示すタイムチャートである。

【図 6】( a ) は他の実施例で用いる係数テーブルであり、( b ) は同係数テーブルに対応するモーダルフォースを示す特性図である。

【図 7】他の実施例で用いる係数テーブルである。

【図 8】ねじり振動系の重み値（ねじり共振重み）を変化させたときの、所定のエンジン回転速度における変位量を示すグラフであり、（ a ）はねじり振動系のエンジン回転速度変動を、（ b ）はロール振動系の振幅を示す。

【図 9】同実施例のエンジントルク変動分補正制御による振動低減効果を示す説明図であり、（ a ）はエンジン回転速度を示し、（ b ）はエンジンのロール振幅を示し、（ c ）はエンジン回転速度の変動を示す。

【図 10】本発明の別の実施例になる振動制御装置を具えたハイブリッド車両のパワートレインをその制御系と共に示す変速制御システム図である。

【図 11】同パワートレインが構成する振動モデルを示す説明図である。

10

【図 12】同実施例で用いる係数テーブルであり、（ a ）はエンジン始動時に用いる係数テーブルを示し、（ b ）はエンジン停止時に用いる係数テーブルを示す。

【図 13】同係数テーブルに対応するモーダルフォースを示す特性図であり、（ a ）はエンジンのロール共振のモーダルフォースを示す。また（ b ）は周波数の低い方の回転軸ねじり共振のモーダルフォースを示す。さらに（ c ）は周波数の高い方の回転軸ねじり共振のモーダルフォースを示す。

【図 14】同実施例のエンジントルク変動分補正制御による振動低減効果を示す説明図であり、（ a ）はエンジン回転速度を示し、（ b ）はエンジンのロール振幅を示し、（ c ）は車両前後振動を示す。

【符号の説明】

20

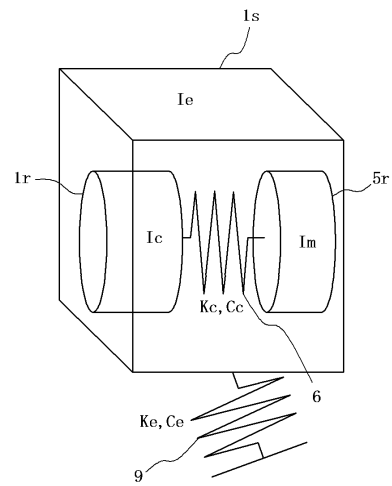
【 0 1 0 2 】

- 1 エンジン
- 1 a エンジンクランクシャフト
- 1 r エンジン回転部
- 1 s エンジンケース部
- 2 車輪
- 3 自動変速機
- 4 ロータ軸
- 5 モータ/ジェネレータ
- 5 r ロータ部
- 6 ねじりダンパ
- 7 クラッチ
- 8 ディファレンシャルギヤ装置
- 11 エンジン延設ケース
- 12 クランク角センサ
- 13 回転速度センサ
- 14 アクセルセンサ
- 15 ブレーキセンサ
- 16 駆動力コントローラ
- 20 ドライブシャフト
- 21 第1モータ/ジェネレータ
- 22 第1モータ/ジェネレータのロータ軸
- 23 遊星歯車組
- 24 第2モータ/ジェネレータ
- 25 出力軸

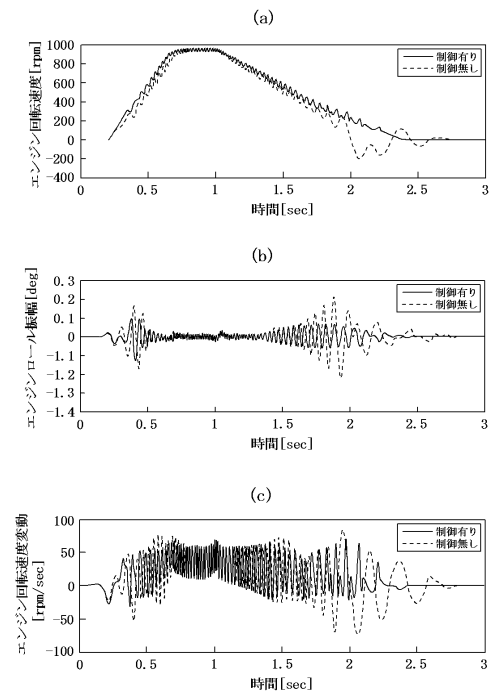
30

40

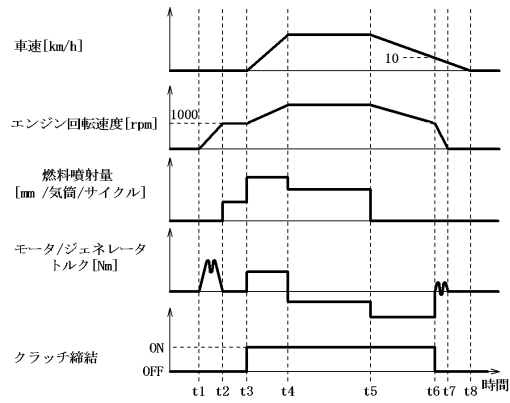
【 図 2 】



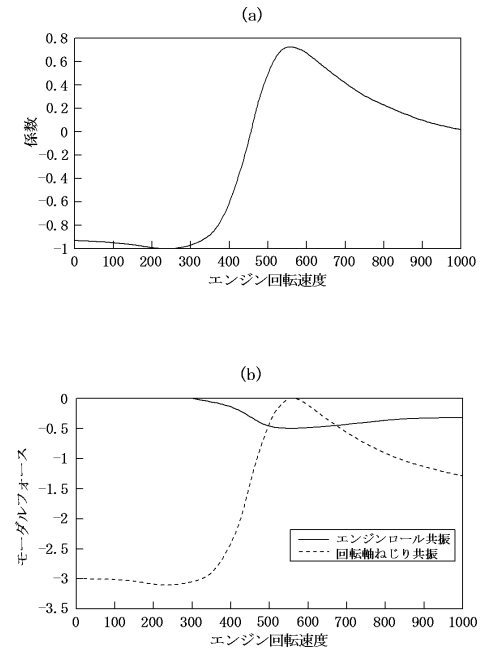
【 図 4 】



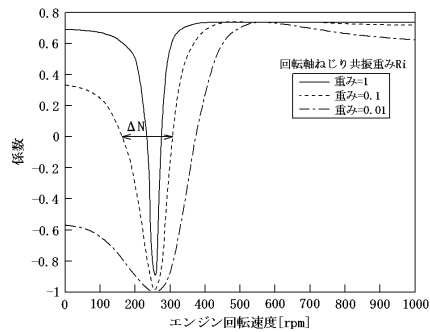
【図 5】



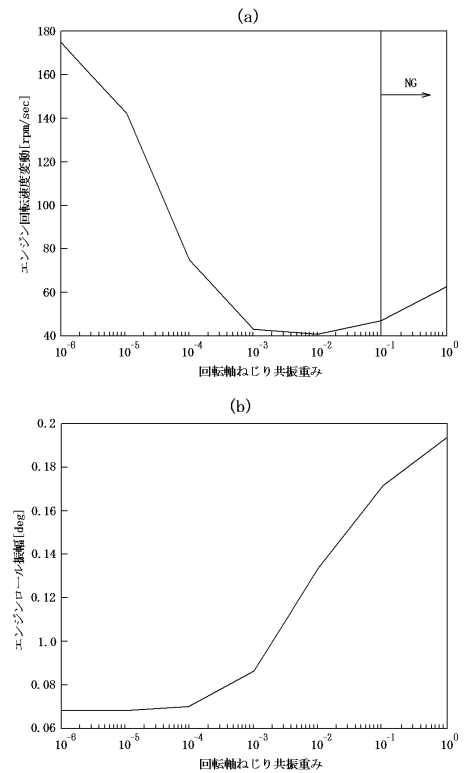
【図 6】



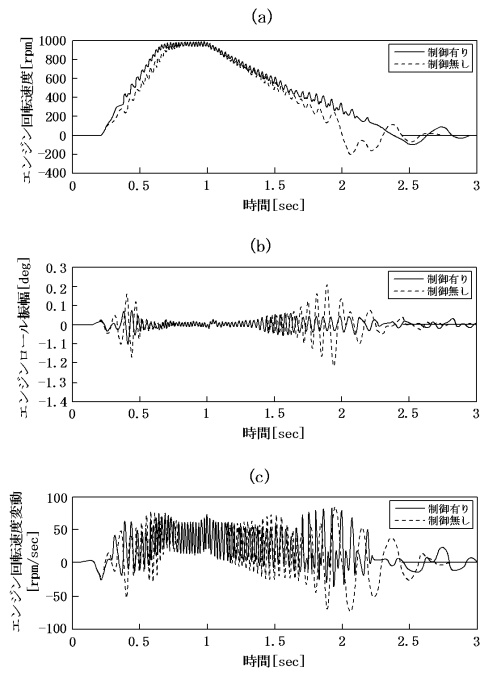
【図 7】



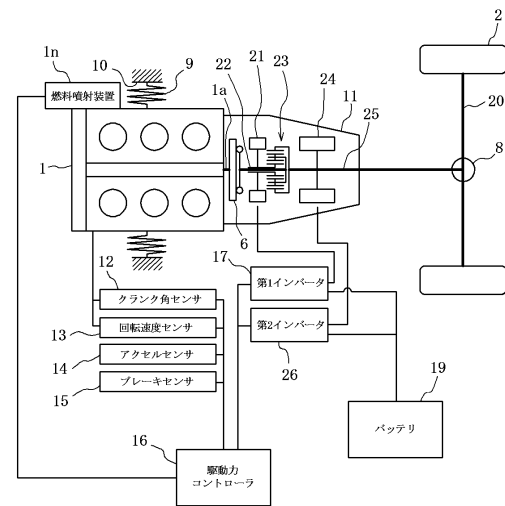
【図 8】



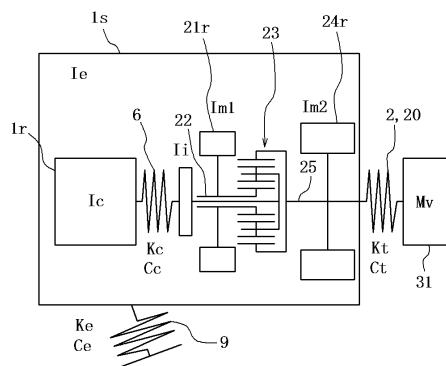
【図 9】



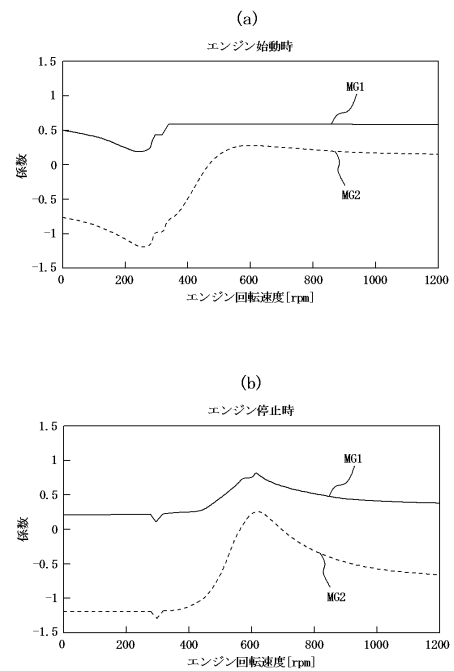
【図 10】



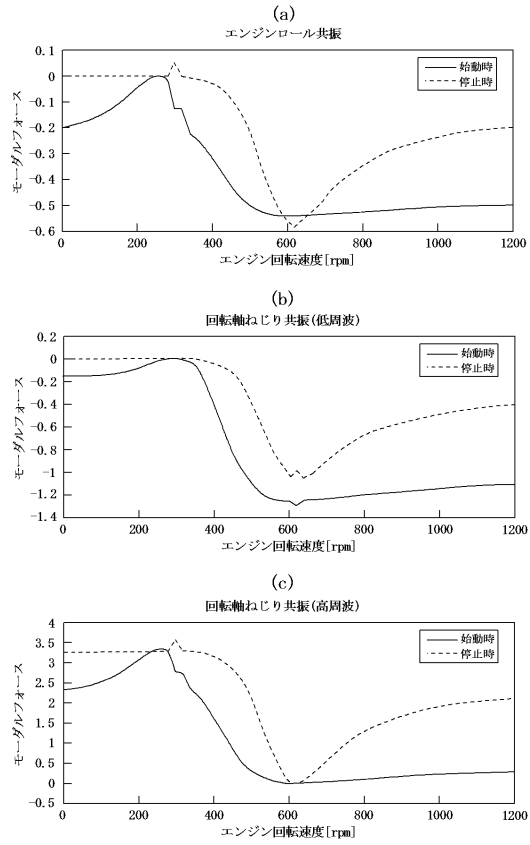
【図 11】



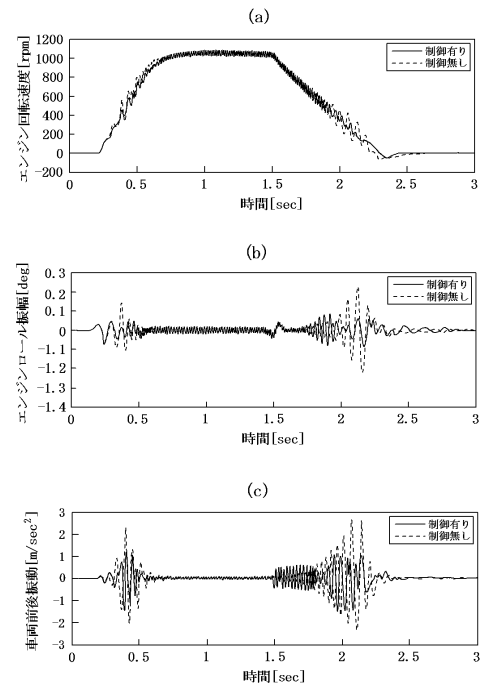
【図 12】



【図 13】



【図 14】





---

フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I

**B 6 0 L 11/14 (2006.01)**

(72)発明者 浅原 康之  
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内

審査官 平田 信勝

(56)参考文献 特開 2 0 0 6 - 2 9 0 1 8 7 ( J P , A )  
特開 2 0 0 4 - 2 2 2 4 3 9 ( J P , A )  
特開 2 0 0 5 - 3 0 2 8 1 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

B 6 0 K	6 / 4 0
B 6 0 K	6 / 4 8 5
B 6 0 W	1 0 / 0 6
B 6 0 W	1 0 / 0 8
B 6 0 W	2 0 / 0 0