

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5865484号
(P5865484)

(45) 発行日 平成28年2月17日(2016.2.17)

(24) 登録日 平成28年1月8日(2016.1.8)

(51) Int.Cl.

F 16D 48/02 (2006.01)

F 1

F 16D 48/02 640K
F 16D 48/02 640D

請求項の数 7 (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2014-506148 (P2014-506148)
 (86) (22) 出願日 平成25年3月12日 (2013.3.12)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2013/056725
 (87) 国際公開番号 WO2013/141069
 (87) 国際公開日 平成25年9月26日 (2013.9.26)
 審査請求日 平成26年5月12日 (2014.5.12)
 (31) 優先権主張番号 特願2012-62588 (P2012-62588)
 (32) 優先日 平成24年3月19日 (2012.3.19)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(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
 (74) 代理人 100081972
 弁理士 吉田 豊
 (72) 発明者 藏田 武嗣
 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
 (72) 発明者 青木 昌平
 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
 (72) 発明者 東上 圭司
 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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】車両の動力伝達機構の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車両に搭載される駆動源と、前記駆動源に接続される入力軸と前記入力軸に前記駆動源の出力を断接するクラッチを介して接続される出力軸とを少なくとも有する変速機と、前記変速機のクラッチの係合力を前記入力軸と前記出力軸が所定の差回転となるように調整するクラッチ係合力調整手段とを備え、前記駆動源から出力される駆動力を前記クラッチ係合力調整手段によって係合力が調整されたクラッチを介して駆動輪に伝達して走行する車両の動力伝達機構の制御装置において、前記入力軸の回転数を一定としたときの前記出力軸の回転数の微分値に基づいて前記クラッチの出力回転変化率を算出するクラッチ出力回転変化率算出手段と、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が正値のときは前記クラッチ係合力調整手段によって調整されたクラッチの係合力を減少補正する一方、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が負値のときは前記クラッチの係合力を増加補正するクラッチ係合力補正手段とを備えたことを特徴とする車両の動力伝達機構の制御装置。

【請求項 2】

前記クラッチ係合力補正手段は、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が絶対値において大きいほど前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正の量を大きくすることを特徴とする請求項1記載の車両の動力伝達機構の制御装置。

【請求項 3】

前記クラッチ係合力補正手段は、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が正値から負値または負値から正値に反転した後、第1の所定時間が経過するまでは前記クラッチの

係合力の減少補正または増加補正を停止することを特徴とする請求項1または2記載の車両の動力伝達機構の制御装置。

【請求項4】

前記クラッチ係合力補正手段は前記クラッチに供給される作動油を介して前記クラッチの係合力を補正すると共に、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が正值から負値または負値から正值に反転した後、前記第1の所定時間より長い第2の所定時間が経過した後は前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正を停止することを特徴とする請求項3記載の車両の動力伝達機構の制御装置。

【請求項5】

前記クラッチ係合力補正手段は、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が所定範囲にあるか判定する回転変化率範囲判定手段を備えると共に、前記回転変化率範囲判定手段によって前記クラッチの出力回転変化率が所定範囲にあると判定されたときは前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正を停止することを特徴とする請求項1から4のいずれかに記載の車両の動力伝達機構の制御装置。 10

【請求項6】

前記クラッチ係合力補正手段は前記クラッチに供給される作動油を介して前記クラッチの係合力を補正すると共に、前記所定範囲は少なくとも前記クラッチに供給される作動油の温度に基づいて変更されることを特徴とする請求項5記載の車両の動力伝達機構の制御装置。

【請求項7】

前記クラッチ係合力補正手段は、前記算出されたクラッチの出力回転変化率にゲインを乗じて前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正の量を算出することを特徴とする請求項1から6のいずれかに記載の車両の動力伝達機構の制御装置。 20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は車両の動力伝達機構の制御装置に関し、より具体的には車両の動力伝達機構のクラッチの振動（ジャダ）を抑制するようにした装置に関する。

【背景技術】

【0002】

車両に搭載される駆動源に接続される入力軸と入力軸に油圧クラッチを介して接続される出力軸を有する自動変速機を備える動力伝達機構を備えた車両において、自動変速機のクラッチの入出力の差回転に起因して振動（ジャダ）が生じて乗員に違和感を与えることがある。この振動はクラッチの劣化が進むにつれて顕著となる。 30

【0003】

従来、トルクコンバータを備えた動力伝達機構においてロックアップクラッチのスリップ量が目標値に制御されているときにロックアップクラッチの振動が検出されたとき、目標スリップ量を増加補正してロックアップクラッチの振動を抑制することが特許文献1記載の技術によって提案されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特許第3518648号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

特許文献1記載の技術の場合、クラッチがトルクコンバータのロックアップクラッチであるため、スリップ量を増加させて振動を抑制しても支障ないが、クラッチが駆動源に接続される入力軸と出力軸を接続する駆動力伝達用である場合、単にスリップ量を増加させるだけでは駆動力の不足を招いてしまう。 40

【0006】

この発明の目的は上記した課題を解決し、車両搭載駆動源に接続される入力軸にクラッチを介して接続される出力軸を有する変速機を備える動力伝達機構を備えた車両において、クラッチの入出力の差回転に起因して生じる振動を抑制するようにした車両の動力伝達機構の制御装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上記した課題を解決するために、請求項1にあっては、車両に搭載される駆動源と、前記駆動源に接続される入力軸と前記入力軸に前記駆動源の出力を断接するクラッチを介して接続される出力軸とを少なくとも有する変速機と、前記変速機のクラッチの係合力を前記入力軸と前記出力軸が所定の差回転となるように調整するクラッチ係合力調整手段とを備え、前記駆動源から出力される駆動力を前記クラッチ係合力調整手段によって係合力が調整されたクラッチを介して駆動輪に伝達して走行する車両の動力伝達機構の制御装置において、前記入力軸の回転数を一定としたときの前記出力軸の回転数の微分値に基づいて前記クラッチの出力回転変化率を算出するクラッチ出力回転変化率算出手段と、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が正値のときは前記クラッチ係合力調整手段によって調整されたクラッチの係合力を減少補正する一方、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が負値のときは前記クラッチの係合力を増加補正するクラッチ係合力補正手段とを備える如く構成した。
10

【0008】

請求項2に係る車両の動力伝達機構の制御装置にあっては、前記クラッチ係合力補正手段は、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が絶対値において大きいほど前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正の量を大きくする如く構成した。
20

【0009】

請求項3に係る車両の動力伝達機構の制御装置にあっては、前記クラッチ係合力補正手段は、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が正値から負値または負値から正値に反転した後、第1の所定時間が経過するまでは前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正を停止する如く構成した。
30

【0010】

請求項4に係る車両の動力伝達機構の制御装置にあっては、前記クラッチ係合力補正手段は前記クラッチに供給される作動油を介して前記クラッチの係合力を補正すると共に、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が正値から負値または負値から正値に反転した後、前記第1の所定時間より長い第2の所定時間が経過した後は前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正を停止する如く構成した。
30

【0011】

請求項5に係る車両の動力伝達機構の制御装置にあっては、前記クラッチ係合力補正手段は、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が所定範囲にあるか判定する回転変化率範囲判定手段を備えると共に、前記回転変化率範囲判定手段によって前記クラッチの出力回転変化率が所定範囲にあると判定されたときは前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正を停止する如く構成した。
40

【0012】

請求項6に係る車両の動力伝達機構の制御装置にあっては、前記クラッチ係合力補正手段は前記クラッチに供給される作動油を介して前記クラッチの係合力を補正すると共に、前記所定範囲は少なくとも前記クラッチに供給される作動油の温度に基づいて変更される如く構成した。
40

【0013】

請求項7に係る車両の動力伝達機構の制御装置にあっては、前記クラッチ係合力補正手段は、前記算出されたクラッチの出力回転変化率にゲインを乗じて前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正の量を算出する如く構成した。
50

【発明の効果】

【0014】

請求項1にあっては、車両に搭載される駆動源に接続される入力軸と入力軸に駆動源の出力を断接するクラッチを介して接続される出力軸とを少なくとも有する変速機と、クラッチの係合力を入力軸と出力軸が所定の差回転となるように調整するクラッチ係合力調整手段とを備え、駆動源から出力される駆動力を係合力が調整されたクラッチを介して駆動輪に伝達して走行する車両の動力伝達機構の制御装置において、入力軸の回転数を一定としたときの出力軸の回転数の微分値に基づいてクラッチの出力回転変化率を算出し、算出されたクラッチの出力回転変化率が正値のときはクラッチの係合力を減少補正する一方、算出されたクラッチの出力回転変化率が負値のときはクラッチの係合力を増加補正する如く構成したので、クラッチの振動をクラッチ出力回転変化率から検知できると共に、クラッチ出力回転変化率が正値、換言すればクラッチの差回転が減少しているときはクラッチ係合力を減少補正する一方、クラッチ出力回転変化率が負値、換言すればクラッチの差回転が増加しているときはクラッチ係合力を増加補正することでクラッチの差回転を適正な値に保持することができ、よってクラッチの振動を効果的に抑制することができる。

【0015】

請求項2に係る車両の動力伝達機構の制御装置にあっては、算出されたクラッチの出力回転変化率が絶対値において大きいほどクラッチの係合力の減少補正または増加補正の量を大きくする如く構成したので、上記した効果に加え、クラッチの差回転を一層適正な値に保持することができる。

【0016】

請求項3に係る車両の動力伝達機構の制御装置にあっては、算出されたクラッチの出力回転変化率が正値から負値または負値から正値に反転した後、第1の所定時間が経過するまではクラッチの係合力の減少補正または増加補正を停止する如く構成したので、上記した効果に加え、ノイズに起因して不要な補正を行う結果となるのを回避することができる。

【0017】

請求項4に係る車両の動力伝達機構の制御装置にあっては、算出されたクラッチの出力回転変化率が正値から負値または負値から正値に反転した後、第1の所定時間より長い第2の所定時間が経過した後はクラッチの係合力の減少補正または増加補正を停止する如く構成したので、上記した効果に加え、補正を行うことで作動油の応答遅れによって却って振動を増大させてしまう結果となるのを回避することができる。

【0018】

請求項5に係る車両の動力伝達機構の制御装置にあっては、算出されたクラッチの出力回転変化率が所定範囲にあるか判定すると共に、クラッチの出力回転変化率が所定範囲にあると判定されたときはクラッチの係合力の減少補正または増加補正を停止する如く構成したので、上記した効果に加え、不要な補正を回避する一方、必要な補正を確実に行うことができる。即ち、クラッチの振動が生じ易い領域か否かに応じて所定範囲を設定することで、例えば振動が生じ易い領域では所定範囲を縮小して所定レベル以上の振動に対して補正し易くする一方、振動が生じ難い領域では所定範囲を拡大して補正し難くすることが可能となり、よって不要な補正を回避する一方、必要な補正を確実に行うことができる。

【0019】

請求項6に係る車両の動力伝達機構の制御装置にあっては、クラッチに供給される作動油を介してクラッチの係合力を補正すると共に、所定範囲は少なくともクラッチに供給される作動油の温度に基づいて変更される如く構成したので、上記した効果に加え、不要な補正を一層確実に回避する一方、必要な補正を一層確実に行うことができる。

【0020】

請求項7に係る車両の動力伝達機構の制御装置にあっては、クラッチ係合力補正手段は、算出されたクラッチの出力回転変化率にゲインを乗じてクラッチの係合力の減少補正または増加補正の量を算出する如く構成したので、上記した効果に加え、補正の量を適正に算出することができる。

10

20

30

40

50

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】この発明に係る車両の動力伝達機構の制御装置を概略的に示す全体図である。

【図2】図1に示す装置の動作を示すフロー・チャートである。

【図3】図1に示す装置の車速センサから出力されるパルス信号を示す説明図である。

【図4】同様に図1に示す装置の車速センサから出力されるパルス信号を示す説明図である。

【図5】図2フロー・チャートで算出されるクラッチ出力回転数とクラッチ出力回転変化率を示す説明図である。

【図6】図2フロー・チャートの処理を説明する説明図である。

10

【図7】図2フロー・チャートの処理で算出されるクラッチ出力回転変化率に対するクラッチ補正指令圧の特性を示す説明図である。

【図8】図2フロー・チャートの処理で使用される第1、第2の所定時間などを示す、図5と同様の説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0022】

以下、添付図面を参照してこの発明に係る車両の動力伝達機構の制御装置を実施するための形態について説明する。

【実施例】

【0023】

20

図1は、この実施例に係る車両の動力伝達機構の制御装置を概略的に示す全体図である。

【0024】

図1において符号1は車両を示し、車両1には動力伝達機構2が搭載される。動力伝達機構2は自動变速機、より具体的には無段变速機CVT（以下「CVT」という）10などを備える。CVT10はエンジン（駆動源）12の出力を变速し、ディファレンシャル機構Dを介して左右の駆動輪（前輪）WL、WRに伝達する。エンジン12は例えばガソリンを燃料とする火花点火式の4気筒の内燃機関からなる。

【0025】

30

CVT10は互いに平行に設けられた入力軸14と出力軸16と中間軸18を有し、ディファレンシャル機構Dと共にCVTケース10a内に収容される。入力軸14はエンジン12、より具体的にはエンジン12の出力軸（クランク軸）12bにカプリング機構CPを介して接続される。入力軸14にはCVT10のドライブブーリ20が設けられる。

【0026】

ドライブブーリ20は、入力軸14に相対回転不能で軸方向移動不能に設けられた固定ブーリ半体20aと、入力軸14に相対回転不能で固定ブーリ半体20aに対して軸方向移動自在に設けられた可動ブーリ半体20bからなる。可動ブーリ半体20bの側方には、供給された油圧（作動油の圧力）に応じてドライブブーリ20のブーリ幅（換言すれば側圧）を調整するドライブブーリ幅調整機構22が設けられる。

【0027】

40

ドライブブーリ幅調整機構22は、可動ブーリ半体20bの側方に設けられたシリンダ壁22aと、シリンダ壁22aと可動ブーリ半体20bとの間に形成されたシリンダ室22bと、シリンダ室22b内に設けられて可動ブーリ半体20bを常時固定ブーリ半体20aに近づける方向に付勢するリターンスプリング22cとを有する。

【0028】

シリンダ室22b内の油圧が上昇すると、可動ブーリ半体20bが固定ブーリ半体20aに近づき、ドライブブーリ20のブーリ幅が狭められ（側圧が増加され）、作動油の圧力が低下すると、可動ブーリ半体20bが固定ブーリ半体20aから離れてブーリ幅は広げられる（側圧が減少される）。

【0029】

50

出力軸 1 6 にはドリブンブーリ 2 4 が設けられる。ドリブンブーリ 2 4 は、出力軸 1 6 に相対回転不能で軸方向移動不能に設けられた固定ブーリ半体 2 4 a と、出力軸 1 6 に相対回転不能で固定ブーリ半体 2 4 a に対して軸方向移動自在に設けられた可動ブーリ半体 2 4 b からなる。可動ブーリ半体 2 4 b の側方には、供給された油圧に応じてドリブンブーリ 2 4 のブーリ幅（側圧）を調整するドリブンブーリ幅調整機構 2 6 が設けられる。

【 0 0 3 0 】

ドリブンブーリ幅調整機構 2 6 は、可動ブーリ半体 2 4 b の側方に設けられたシリンダ壁 2 6 a と、シリンダ壁 2 6 a と可動ブーリ半体 2 4 b との間に形成されたシリンダ室 2 6 b と、シリンダ室 2 6 b 内に設けられて可動ブーリ半体 2 4 b を常時固定ブーリ半体 2 4 a に近づける方向に付勢するリターンスプリング 2 6 c とを有する。

10

【 0 0 3 1 】

シリンダ室 2 6 b 内の油圧が上昇されると、可動ブーリ半体 2 4 b が固定ブーリ半体 2 4 a に近づき、ドリブンブーリ 2 4 のブーリ幅が狭められ（側圧が増加され）、作動油の圧力が低下されると、可動ブーリ半体 2 4 b が固定ブーリ半体 2 4 a から離れてブーリ幅は広げられる（側圧が減少される）。

【 0 0 3 2 】

ドライブブーリ 2 0 とドリブンブーリ 2 4 との間には金属製の V 字形状のベルト（動力伝達要素）3 0 が巻き掛けられる。ベルト 3 0 は多数のエレメントが図示しないリング状部材により連結され、各エレメントに形成された V 字面がドライブブーリ 2 0 とドリブンブーリ 2 4 のブーリ面と接触し、両側から強く押圧された状態でエンジン 1 2 などの動力をドライブブーリ 2 0 からドリブンブーリ 2 4 に伝達する。

20

【 0 0 3 3 】

入力軸 1 4 上には遊星歯車機構 3 2 が設けられる。遊星歯車機構 3 2 は、入力軸 1 4 にスライイン嵌合されて入力軸 1 4 と一緒に回転するサンギヤ 3 4 と、ドライブブーリ 2 0 の固定ブーリ半体 2 0 a と一緒に形成されたリングギヤ 3 6 と、入力軸 1 4 に対して相対回転自在に設けられたプラネタリキャリヤ 4 0 と、プラネタリキャリヤ 4 0 に回転自在に支承された複数のプラネタリギヤ 4 2 とを有する。

【 0 0 3 4 】

各プラネタリギヤ 4 2 は、サンギヤ 3 4 とリングギヤ 3 6 の双方と常時噛合する。サンギヤ 3 4 とリングギヤ 3 6 との間には FWD（前進）クラッチ 4 4 が設けられ、プラネタリキャリヤ 4 0 とケース 1 0 a との間には RVS（後進）ブレーキクラッチ 4 6 が設けられる。

30

【 0 0 3 5 】

FWD クラッチ 4 4 は、シリンダ室 4 4 a に作動油が供給されると、クラッチピストン 4 4 b をリターンスプリング 4 4 c のばね力に抗して図 1 で左方に移動させることにより、サンギヤ 3 4 側の摩擦板とリングギヤ 3 6 側の摩擦板とを係合させてサンギヤ 3 4 とリングギヤ 3 6 とを結合することで係合（インギヤ）され、車両 1 を前進走行可能にする。

【 0 0 3 6 】

RVS ブレーキクラッチ 4 6 は、シリンダ室 4 6 a に作動油が供給され、ブレーキピストン 4 6 b をリターンスプリング 4 6 c のばね力に抗して図 1 で左方に移動させることにより、ケース 1 0 a 側の摩擦板とプラネタリキャリヤ 4 0 側の摩擦板とを係合させてケース 1 0 a とプラネタリキャリヤ 4 0 とを結合することで係合（インギヤ）され、車両 1 を後進走行可能にする。

40

【 0 0 3 7 】

出力軸 1 6 には、中間軸ドライブギヤ 5 0 と共に、発進（スタート）クラッチ（前記した「クラッチ」）5 2 が設けられる。発進クラッチ 5 2 はシリンダ室 5 2 a に作動油が供給され、クラッチピストン 5 2 b をリターンスプリング 5 2 c のばね力に抗して移動させることにより、出力軸 1 6 側の摩擦板と中間軸ドライブギヤ 5 0 側の摩擦板とを係合させて出力軸 1 6 と中間軸ドライブギヤ 5 0 とを結合する。

50

【0038】

中間軸 18 には、中間軸ドリブンギヤ 54 と DF (ディファレンシャル) ドライブギヤ 56 とが設けられる。中間軸ドリブンギヤ 54 と DF ドライブギヤ 56 は共に中間軸 18 上に固定して設けられ、中間軸ドリブンギヤ 54 は中間軸ドライブギヤ 50 と常時噛合する。DF ドライブギヤ 56 はケース Dc に固定された DF ドリブンギヤ 58 と常時噛合する。

【0039】

ディファレンシャル機構 D には左右のドライブシャフト 60 が固定されると共に、その端部には左右の駆動輪 WL, WR が取り付けられる。DF ドリブンギヤ 58 は DF ドライブギヤ 56 と常時噛合し、中間軸 18 の回転に伴ってケース Dc 全体が左右のドライブシャフト 60 まわりに回転するように構成される。10

【0040】

上記したブーリの両シリンダ室 22b, 26b に供給される作動油の圧力を制御し、ベルト 30 の滑りが発生しない側圧をドライブブーリ 20 のシリンダ室 22b とドリブンブーリ 24 のシリンダ室 26b とに与えた状態で入力軸 14 にエンジン 12 の回転を入力すると、その回転は、入力軸 14 ドライブブーリ 20 ベルト 30 ドリブンブーリ 24 出力軸 16 と伝達される。

【0041】

このとき、ドライブブーリ 20 とドリブンブーリ 24 の両ブーリの側圧を増減させることによってブーリ幅を変化させ、ベルト 30 の両ブーリ 20, 24 に対する巻き掛け半径を変化させることにより、巻き掛け半径の比（ブーリ比）に応じた所望の変速比を無段階で得ることができる。20

【0042】

動力伝達機構 2 は上記した CVT 10 と FWD クラッチ 44 と RVS ブレーキクラッチ 46 と発進クラッチ 52 から構成され、CVT 10 のドライブブーリ 20 とドリブンブーリ 24 のブーリ幅と FWD クラッチ 44 と RVS ブレーキクラッチ 46 と発進クラッチ 52 の係合・非係合は、油圧制御装置 62 を介してこれらのシリンダ室 22b, 26b, 44a, 46a, 52a に供給される作動油の圧力（油圧）を制御することで行われる。

【0043】

油圧制御装置 62 はエンジン 12 で駆動されてリザーバ 62a から作動油を汲み上げて油路 62b に吐出する油圧ポンプ 62c と、油路 62b に配置されて作動油の流れと圧力を切り替える一群の電磁制御バルブ 62d を備える。30

【0044】

一群の電磁制御バルブ 62d は、ドライブブーリ幅調整機構 22 とドリブンブーリ幅調整機構 26 のシリンダ室 22b, 26b への供給油圧をそれぞれ制御する（ノーマルオープン型の）リニアソレノイドバルブと、FWD クラッチ 44 と RVS ブレーキクラッチ 46 のシリンダ室 44a, 46a への供給油圧を制御するシフトソレノイドバルブと、発進クラッチ 52 のシリンダ室 52a への供給油圧を制御するリニアソレノイドバルブを含む。40

【0045】

エンジン 12 の吸気系に配置されたスロットルバルブ（図示せず）は車両運転席床面に配置されたアクセルペダルとの機械的な接続が絶たれて DBW (Drive By Wire) 機構 64 に接続され、そのアクチュエータ（ステッピングモータ）64a によって開閉される。

【0046】

エンジン 12 においてスロットルバルブで調量された吸気はインテークマニホールド（図示せず）を流れ、各気筒の吸気ポート付近でインジェクタ 66 から噴射された燃料と混合して混合気を形成し、吸気バルブが開放されたときに燃焼室（図示せず）に流入する。燃焼室で混合気は点火されて燃焼し、ピストンを駆動して出力軸 12b を回転させた後、排気となってエンジン 12 の外部に放出される。

【0047】

エンジン 1 2 のカム軸（図示せず）付近にはクランク角センサ 6 8 が設けられ、ピストンの所定クランク角度位置ごとにエンジン回転数 N E を示す信号を出力する。吸気系においてスロットルバルブの下流には絶対圧センサ 7 0 が設けられて吸気管内圧力（エンジン負荷）P B A に比例した信号を出力する。

【 0 0 4 8 】

エンジン 1 2 の冷却水通路（図示せず）の付近には水温センサ 7 2 が設けられて冷却水温 T W に応じた出力を生じると共に、スロットルバルブの上流の適宜位置には吸気温センサ 7 4 が設けられて吸気温 T A に応じた出力を生じる。D B W 機構 6 4 のステッピングモータ 6 4 a の付近にはスロットル開度センサ 7 6 が設けられてスロットル開度 T H に比例した信号を出力する。

10

【 0 0 4 9 】

油圧制御装置 6 2 においてリザーバ 6 2 a の内部などには油温センサ 7 8 が設けられて C V T 1 0 に供給される作動油（A T F）の温度を示す出力を生じる。

【 0 0 5 0 】

C V T 1 0 においてドライブブーリ 2 0 の付近には N D R センサ 8 0 が設けられてドライブブーリ 2 0 の回転数（C V T の入力回転数 N D R ）に応じたパルス信号を出力すると共に、ドリブンブーリ 2 4 の付近には N D N センサ 8 2 が設けられ、ドリブンブーリ 2 4 の回転数（C V T の出力回転数 N D N ）を示すパルス信号を出力する。

【 0 0 5 1 】

ドライブシャフト 6 0 の付近には車速センサ 8 4 が設けられ、ドライブシャフト 6 0 の回転数を通じて車速（車両 1 の走行速度）V、あるいは中間軸 1 8 の回転数（換言すれば発進クラッチ 5 2 の出力回転数）を示すパルス信号を出力する。

20

【 0 0 5 2 】

N D R センサ 8 0 と N D N センサ 8 2 と車速センサ 8 4 は磁気ピックアップなどの磁電変換素子からなり、ドライブ／ドリブンブーリ 2 0 , 2 4 と中間軸 1 8 の軸回りに配置された複数個の突起で形成される磁界との交錯に応じて 1 回転当たり複数個のパルス信号を出力する。

【 0 0 5 3 】

さらに、車両運転席のアクセルペダル付近にはアクセル開度センサ 8 6 が設けられ、運転者のアクセルペダル操作量に相当するアクセル開度 A P を示す信号を出力する。

30

【 0 0 5 4 】

上記したクランク角センサ 6 8 などの出力は E C U (Electronic Control Unit。電子制御ユニット) 9 0 に送られる。E C U 9 0 はマイクロコンピュータ 9 0 a を備え、上記したセンサ出力はそのマイクロコンピュータ 9 0 a に入力される。E C U 9 0 においてマイクロコンピュータ 9 0 a はセンサ出力に基づいてエンジン 1 2 の動作を制御すると共に、作動油の給排による係合力の調整を通じて C V T 1 0 と F W D クラッチ 4 4 と R V S ブレーキクラッチ 4 6 と発進クラッチ 5 2 の動作を制御する。

【 0 0 5 5 】

このように、この実施例においては、車両 1 に搭載されるエンジン（駆動源）1 2 と、エンジン 1 2 に接続される入力軸 1 4 と入力軸 1 4 に発進クラッチ（クラッチ）5 2 を介して接続される出力軸 1 6 とを少なくとも有する C V T 1 0 を備える動力伝達機構 2 と、C V T 1 0 の発進クラッチ 5 2 に供給される作動油を介して C V T 1 0 の発進クラッチ 5 2 の係合力を調整する E C U （クラッチ係合力調整手段）9 0 とを備え、エンジン 1 2 から出力される駆動力を E C U 9 0 によって係合力が調整された発進クラッチ（以下単に「クラッチ」という）5 2 を介して駆動輪 W L , W R に伝達して走行するように構成される。

40

【 0 0 5 6 】

図 2 は上記した装置の動作、より具体的には E C U 9 0 の動作を示すフロー・チャートである。

【 0 0 5 7 】

50

以下説明すると、S10においてクラッチ出力回転数（クラッチ52の出力回転数、より正確には中間軸18の回転数）を算出する。尚、「S」は図2フロー・チャートの処理ステップを示す。クラッチ出力回転数の算出は車速センサ84から出力されるパルス信号の時間間隔を計測することで行う。

【0058】

図3は車速センサ84から出力されるパルス信号を示す説明図である。この種の計測では従来の計測手法ではパルス列の立上がりエッジの時間間隔を用いるが、この実施例においては、それに加え、立下りエッジの時間間隔も用いてクラッチ出力回転数を算出する。

【0059】

尚、図3に示す構成に代え、図4に示す如く、パルス列の立上がりエッジの時間間隔と、立上がりエッジと立下りエッジの時間間隔を用いてクラッチ出力回転数を算出しても良い。

【0060】

図2フロー・チャートでは次いでS12に進み、クラッチ出力回転変化率（クラッチ52の出力回転変化率）を算出する。クラッチ出力回転変化率は、S10で算出されたクラッチ出力回転数の微分値を求めて算出する。

【0061】

図5にクラッチ出力回転数とクラッチ出力回転変化率を示す。尚、中間軸18の回転数（車速V）が極めて低いときはノイズが混入して検出精度が低下することから、S12の処理において中間軸18の回転数を所定値と比較し、それ未満のときはクラッチ出力回転変化率の算出を停止する。

【0062】

図2フロー・チャートの説明に戻ると、次いでS14に進み、クラッチ出力回転変化率が算出できたか、換言すれば中間軸18の回転数が所定値以上か否か判断し、否定されるときはS16に進み、タイマ（タイマカウンタ。後述）の値を0にリセットし、フラグFのビットを0にリセットする。

【0063】

次いでS18に進み、クラッチF/B制御を停止する。「クラッチF/B制御」は、「算出されたクラッチ出力回転変化率が正値のときはクラッチの係合力（クラッチ圧）を減少補正する一方、負値のときはクラッチの係合力を増加補正する」処理を意味する。

【0064】

この処理は具体的には、図5に示す如く、クラッチ出力回転変化率の正負に応じて回転変化率にゲイン（比例ゲイン）を乗じた値をクラッチ補正指令圧（減少補正または増加補正の量）として行う。

【0065】

図6はこの実施例に係る装置の動作を説明するタイム・チャートである。

【0066】

図2フロー・チャートの説明を続ける前に図6を参照してこの実施例に係る装置の動作を概説すると、最初に述べたようにクラッチ52の入出力の差回転に起因して振動（ジャダ）が生じて乗員に違和感を与えることがある。この振動はクラッチ52の劣化が進むにつれて顕著となる。尚、この実施例ではクラッチ52の入出力の差回転をクラッチ52の出力回転数の変化で示す。

【0067】

図示の如く、クラッチ52の振動は車速センサ84が配置されるドライブシャフト60の揺れによっても増加すると共に、クラッチ52の摩擦係数（摩擦板の摩擦係数） μ の影響を受け、クラッチ52の入出力の差回転は、摩擦係数 μ が減少するほど増加する。

【0068】

従って、この実施例においては、クラッチ出力回転数からクラッチ出力回転変化率を求め、算出されたクラッチ出力回転変化率が正値のときはクラッチ52の入出力の差回転が少なくなり、摩擦係数 μ が大きくなるため、クラッチの係合力を減少補正するようにクラ

10

20

30

40

50

クラッチ補正指令圧を算出する一方、負値のときはクラッチ 5 2 の入出力の差回転が大きくなり、摩擦係数 μ が低下するため、クラッチの係合力を増加補正するようにクラッチ補正指令圧を算出するように構成した。

【0069】

図 7 はクラッチ出力回転変化率に対するクラッチ補正指令圧の特性を示す説明図である。

【0070】

図示の如く、クラッチ補正指令圧は、減少補正する場合であっても増加補正する場合であっても、クラッチ出力回転変化率が大きいほど増加するように算出される。即ち、クラッチ補正指令圧は、クラッチ出力回転変化率が絶対値において大きいほど減少補正または増加補正の量が大きくなるように算出される。10

【0071】

また図 5 を参照して説明した如く、クラッチ補正指令圧はクラッチ出力回転変化率にゲインを乗じて算出されるが、そのゲインも変化率の正負に応じて持ち替えることとする。

【0072】

図 2 フロー・チャートの説明に戻ると、他方、S 1 4 で肯定されてクラッチ出力回転変化率が算出できたと判断されるときは S 2 0 に進み、クラッチ出力回転変化率がしきい値の範囲（所定範囲）外か否か判断する。

【0073】

図 8 にしきい値の範囲を示す。図示の如く、しきい値はクラッチ出力回転変化率の零を中心とした正負（上下）の微小な値 $t h 1$, $t h 2$ に設定され、しきい値の範囲はこれら上下の値 $t h 1$, $t h 2$ で区画される範囲を意味する。20

【0074】

図 2 フロー・チャートにおいては S 2 0 で否定されてクラッチ出力回転変化率がしきい値の範囲（所定範囲）外ではない、換言すればしきい値の範囲内にあると判断されるときは S 2 2 に進み、タイマの値を 0 にリセットすると共に、フラグ F のビットを 0 にリセットし、次いで S 2 4 に進み、クラッチ F / B 制御を停止する。

【0075】

一方、S 2 0 で肯定されてクラッチ出力回転変化率がしきい値の範囲（所定範囲）外と判断されるときは S 2 6 以降に進み、条件が成立すればクラッチ F / B 制御を実行する。30

【0076】

S 2 0 でこのように判断するのは、不要な補正を回避する一方、必要な補正を確実に行うためである。即ち、クラッチ 5 2 の振動は、クラッチ 5 2 に供給される作動油 A T F の温度（油温）T A T F によって相違すると共に、出力軸 1 6 の回転数（車速 V ）にも依存する。

【0077】

従って、しきい値の範囲は油温と車速、少なくとも油温に基づき、振動が発生し易い領域では狭く設定する（即ち、クラッチ F / B 制御が実行され易い）一方、振動が発生し難い領域では広く（即ち、クラッチ F / B 制御が停止され易い、換言すれば不要な制御が実行されるのを回避）するように変更することとする。40

【0078】

換言すれば、クラッチ 5 2 の振動が生じ易い領域か否かに応じてしきい値の範囲を設定することで、振動が生じ易い領域では範囲を縮小して所定レベル以上の振動に対して補正し易くする一方、振動が生じ難い領域では範囲を拡大して補正し難くすることが可能となり、よって不要な補正を回避する一方、必要な補正を確実に行えるからである。

【0079】

また、しきい値の範囲は油温と車速、少なくともクラッチ 5 2 に供給される作動油の温度に基づいて変更される如く構成したので、不要な補正を一層確実に回避する一方、必要な補正を一層確実に行えるからである。

【0080】

10

20

30

40

50

図2フロー・チャートの説明に戻ると、S20で否定されるときはS26に進み、前記したフラグFのビットが0にリセットされているか否か判断し、肯定されるときはS28に進み、前記したタイマをスタートさせて時間計測を開始する一方、S26で否定されるときはS28をスキップする。

【0081】

次いでS30に進み、第1の所定時間が経過、即ち、クラッチ出力回転変化率がしきい値の範囲外と判断されてから第1の所定時間が経過したか否か判断する。図8に第1の所定時間を示す。

【0082】

S30で否定されるときはS18に進む一方、肯定されるときはS32に進み、第2の所定時間が経過、即ち、クラッチ出力回転変化率がしきい値の範囲外と判断されてから第2の所定時間が経過したか否か判断する。図8に第2の所定時間を示す。第2の所定時間は第1の所定時間より長い(大きい)値に設定される。10

【0083】

S32で肯定されてクラッチ出力回転変化率がしきい値の範囲外と判断されてから第2の所定時間が経過したと判断されたときはS34に進み、クラッチF/B制御を停止する一方、否定されるときはS36に進み、クラッチ出力回転変化率が正值か否か判断する。

【0084】

S36で肯定されてクラッチ出力回転変化率が正值と判断されるときはS38に進み、ECU90によって調整されたクラッチ圧(クラッチ52への供給油圧)を減少補正するF/B制御を実行する一方、S36で否定されてクラッチ出力回転変化率が負値と判断されるときはS40に進み、ECU90によって調整されたクラッチ圧を増加補正するF/B制御を実行する。20

【0085】

前記した如く、クラッチF/B制御においてはクラッチ出力回転変化率にゲインを乗じて得たクラッチ補正指令圧をクラッチ出力回転変化率の正負と位相が反転するように出力することを行う。

【0086】

図8を参照して上記を説明する。

【0087】

クラッチ出力回転変化率は図示のように正值から負値または負値から正值への反転を繰り返すが、しきい値の範囲外と判断されたことはクラッチ出力回転変化率が正值から負値に反転、または負値から正值に反転して上下の値t_{h1}, t_{h2}のいずれかを超えたことを意味する。

【0088】

ここで、クラッチ出力回転変化率が正值から負値または負値から正值に反転して上下の値t_{h1}, t_{h2}のいずれかを超えてから第1の所定時間が経過するまではクラッチF/B制御を停止するのは、ノイズに起因して不要な補正を行う結果となるのを回避するためである。

【0089】

即ち、クラッチ出力回転変化率は正值と負値の間で頻繁に反転を繰り返すことから、クラッチ出力回転変化率が連続してしきい値の範囲を超えた場合に限定してクラッチF/B制御を実行することで、ノイズに起因して不要な補正を行う結果となるのを回避する。

【0090】

また、クラッチ出力回転変化率が正值から負値または負値から正值に反転して上下の値t_{h1}, t_{h2}のいずれかを超えてから第1の所定時間より長い第2の所定時間が経過した後はクラッチF/B制御を停止するのは、クラッチF/B制御を行うことで作動油の応答遅れによって却って振動を増大させてしまう結果となるのを回避するためである。

【0091】

従って、第2の所定時間は作動油の応答遅れを考慮した値となるため、ノイズ除去用の50

第1の所定時間に比して必然的に長い値に設定されると共に、油温などの作動油の応答性によって変更自在に設定される。

【0092】

尚、この実施例ではクラッチ52の入出力の差回転を車速センサ84の出力から検出されたクラッチ52の出力回転数で示したが、それに加え、NDNセンサ82の出力から検出されるクラッチ52の入力回転数を用いてクラッチ52の入出力の差回転をそのまま算出しても良い。

【0093】

上記した如く、この実施例にあっては、車両1に搭載される駆動源（エンジン）12と、前記駆動源に接続される入力軸14と前記入力軸に前記駆動源の出力を断接するクラッチ（発進クラッチ）52を介して接続される出力軸16とを少なくとも有する変速機（CVT）10と、前記変速機のクラッチ52の係合力を前記入力軸14と前記出力軸16が所定の差回転となるように調整するクラッチ係合力調整手段（ECU90）とを備え、前記駆動源から出力される駆動力を前記クラッチ係合力調整手段によって係合力が調整されたクラッチ52を介して駆動輪WL、WRに伝達して走行する車両の動力伝達機構2の制御装置において、前記入力軸14の回転数を一定としたときの前記出力軸16の回転数の微分値に基づいて前記クラッチの出力回転変化率を算出するクラッチ出力回転変化率算出手段（ECU90, S10, S12）と、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が正值のときは前記クラッチ係合力調整手段によって調整されたクラッチの係合力を減少補正する一方、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が負値のときは前記クラッチの係合力を増加補正するクラッチ係合力補正手段（ECU90, S14からS40）とを備える如く構成したので、クラッチの振動をクラッチ出力回転変化率から検知できると共に、クラッチ出力回転変化率に相当する出力回転変化率が正值、換言すればクラッチ52の差回転が減少しているときはクラッチ係合力を減少補正する一方、出力回転変化率が負値、換言すればクラッチ52の差回転が増加しているときはクラッチ係合力を増加補正することでクラッチ52の差回転を適正な値に保持することができ、よってクラッチ52の振動を効果的に抑制することができる。尚、この構成に限っていえばクラッチ52は油圧式に限定されるものではない。

【0094】

また、前記クラッチ係合力補正手段は、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が絶対値において大きいほど前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正の量を大きくする（ECU90, S36からS40）如く構成したので、上記した効果に加え、クラッチ52の差回転を一層適正な値に保持することができる。

【0095】

また、前記クラッチ係合力補正手段は、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が正值から負値または負値から正值に反転した後、第1の所定時間が経過するまでは前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正を停止する（ECU90, S20, S26からS30, S18）如く構成したので、上記した効果に加え、ノイズに起因して不要な補正を行う結果となるのを回避することができる。

【0096】

また、前記クラッチ係合力補正手段は前記クラッチに供給される作動油を介して前記クラッチの係合力を補正すると共に、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が正值から負値または負値から正值に反転した後、前記第1の所定時間より長い第2の所定時間が経過した後は前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正を停止する（ECU90, S20, S26からS34）如く構成したので、上記した効果に加え、補正を行うことで作動油の応答遅れによって却ってクラッチ52の振動を増大させてしまう結果となるのを回避することができる。

【0097】

また、前記クラッチ係合力補正手段は、前記算出されたクラッチの出力回転変化率が所定範囲（しきい値の範囲）にあるか判定する回転変化率範囲判定手段（ECU90, S2

10

20

30

40

50

0)を備えると共に、前記回転変化率範囲判定手段によって前記回転変化率が所定範囲にあると判定されたときは前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正を停止する(E C U 9 0 , S 2 2 から S 2 4)如く構成したので、上記した効果に加え、不要な補正を回避する一方、必要な補正を確実に行うことができる。即ち、クラッチ 5 2 の振動が生じ易い領域か否かに応じて所定範囲を設定することで、例えば振動が生じ易い領域では所定範囲を縮小して所定レベル以上の振動に対して補正し易くする一方、振動が生じ難い領域では所定範囲を拡大して補正し難くすることが可能となり、よって不要な補正を回避する一方、必要な補正を確実に行うことができる。

【0098】

また、前記クラッチ係合力補正手段は前記クラッチに供給される作動油を介して前記クラッチの係合力を補正すると共に、前記所定範囲は少なくとも前記クラッチ 5 2 に供給される作動油の温度に基づいて変更される如く構成したので、上記した効果に加え、不要な補正を一層確実に回避する一方、必要な補正を一層確実に行うことができる。10

【0099】

また、前記クラッチ係合力補正手段は、前記算出されたクラッチの出力回転変化率にゲインを乗じて前記クラッチの係合力の減少補正または増加補正の量(クラッチ補正指令圧)を算出する如く構成したので、上記した効果に加え、補正の量を適正に算出することができる。

【0100】

尚、上記においてクラッチとして発進クラッチを開示したが、この発明はそれに限られるものではなく、車両に搭載される駆動源に接続される入力軸と出力軸を接続するクラッチであれば、F W D クラッチ 4 4 や R V S ブレーキクラッチ 4 6 であっても良く、さらにはトルクコンバータのロックアップクラッチなどであっても良い。20

【0101】

また、上記において駆動源としてエンジンを開示したが、この発明はそれに限られるものではなく、電動機、電動機とエンジンのハイブリッドであっても良い。

【0102】

また、上記において動力伝達機構として変速機能を備えた自動変速機(C V T)を備えるものを示したが、この発明はそれに限られるものではなく、車両に搭載される駆動源に接続される入力軸と入力軸にクラッチを介して接続される出力軸を有する機構であれば、変速機能を備えなくても良い。30

【産業上の利用可能性】

【0103】

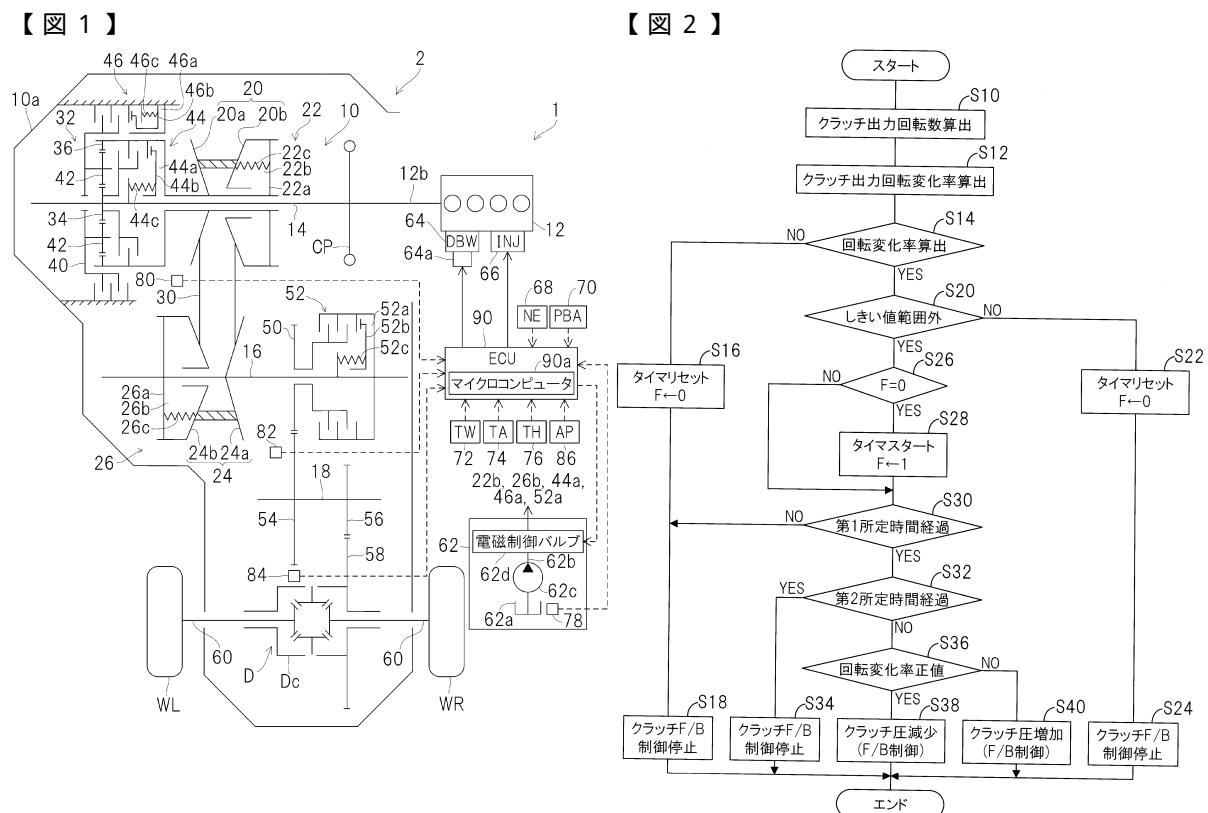
この発明によれば、車両に搭載される駆動源に接続される入力軸とそれにクラッチ(発進クラッチ)を介して接続される出力軸とを少なくとも有する動力伝達機構と、動力伝達機構のクラッチの係合力を調整するようにした車両の動力伝達機構の制御装置において、クラッチ出力回転変化率を算出し、算出された出力軸の回転変化率が正值のときは調整されたクラッチの係合力を減少補正する一方、算出された出力軸の回転変化率が負値のときはクラッチの係合力を増加補正する如く構成したので、クラッチの入出力の差回転に起因して生じる振動を抑制することができる。40

【符号の説明】

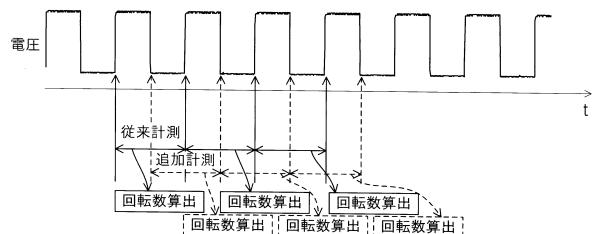
【0104】

1 車両、2 動力伝達機構、10 C V T(無段変速機)、12 エンジン(駆動源)、14 入力軸、16 出力軸、18 中間軸、20 ドライブプーリ、22 ドライブプーリ幅調整機構、24 ドリブンプーリ、26 ドリブンプーリ幅調整機構、30 ベルト(動力伝達要素)、44 F W D クラッチ、46 R V S ブレーキクラッチ、52 発進クラッチ、52 a シリンダ室、60 ドライブシャフト、62 油圧制御装置、62 d 電磁制御バルブ、64 D B W 機構、68 クランク角センサ、70 絶対圧センサ、72 水温センサ、74 吸気温センサ、76 スロットル開度センサ、78 油50

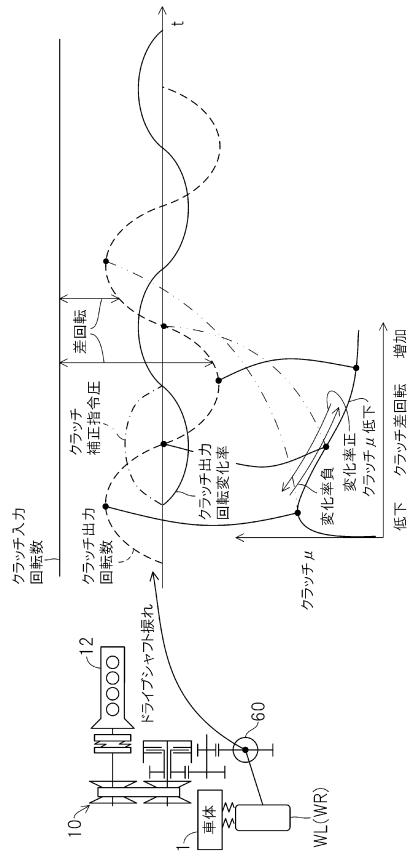
温センサ、80 NDRセンサ、82 NDNセンサ、84 車速センサ、86 アクセル開度センサ、90 ECU(電子制御ユニット)、WL、WR 駆動輪



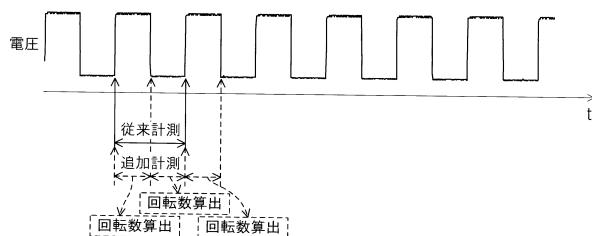
【図3】



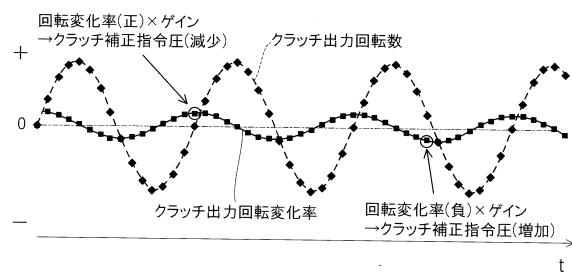
【図6】



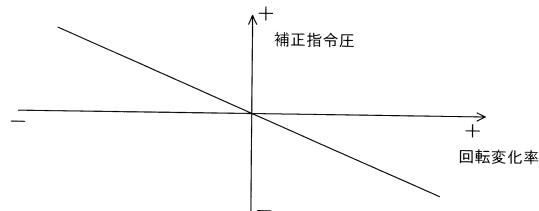
【図4】



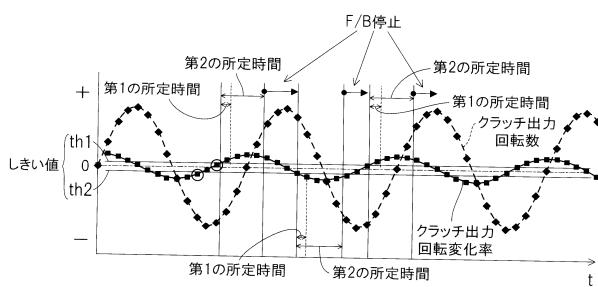
【図5】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(72)発明者 田伏 功
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 小川 克久

(56)参考文献 特開平10-103387(JP,A)
特開2010-025214(JP,A)
特開昭61-052427(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 16 D 48 / 02