

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号
特許第6070623号
(P6070623)

(45) 発行日 平成29年2月1日 (2017.2.1)

(24) 登録日 平成29年1月13日 (2017.1.13)

(51) Int.Cl.	F 1	
F 1 6 H 61/02 (2006.01)	F 1 6 H 61/02	
F 1 6 H 59/42 (2006.01)	F 1 6 H 59/42	
F 1 6 H 59/68 (2006.01)	F 1 6 H 59/68	
F 1 6 H 61/66 (2006.01)	F 1 6 H 61/66	
F 1 6 H 37/02 (2006.01)	F 1 6 H 37/02	Q
請求項の数 10 (全 20 頁)		

(21) 出願番号	特願2014-91889 (P2014-91889)	(73) 特許権者	000003207
(22) 出願日	平成26年4月25日 (2014.4.25)		トヨタ自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2015-209915 (P2015-209915A)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(43) 公開日	平成27年11月24日 (2015.11.24)	(74) 代理人	100085361
審査請求日	平成28年1月19日 (2016.1.19)		弁理士 池田 治幸
		(74) 代理人	100147669
			弁理士 池田 光治郎
		(72) 発明者	井上 大輔
			愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		(72) 発明者	服部 邦雄
			愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
最終頁に続く			

(54) 【発明の名称】 車両の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

駆動力源の動力が伝達される入力回転部材と駆動輪へ前記動力を出力する出力回転部材との間に並列に設けられた、無段変速機構及び1つ乃至複数のギヤ段が形成される伝動機構と、前記駆動力源の動力を前記駆動輪側へ伝達する動力伝達経路を前記無段変速機構を介した第1動力伝達経路と前記伝動機構を介した第2動力伝達経路とに選択的に切り換えるクラッチ機構とを備えた車両の、制御装置であって、

前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記入力回転部材の角加速度が小さい場合の方が大きい場合よりも高車速側の変速比で前記無段変速機構を制御する変速制御部を備えることを特徴とする車両の制御装置。

10

【請求項2】

前記無段変速機構の摩擦損失の推定値を算出する推定摩擦損失算出部と、
前記無段変速機構の慣性損失の推定値を算出する推定慣性損失算出部と、
前記摩擦損失の推定値と前記慣性損失の推定値とに基づいて、前記無段変速機構の目標変速比を算出する目標変速比算出部とを更に備えており、
前記変速制御部は、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記目標変速比で前記無段変速機構を制御することを特徴とする請求項1に記載の車両の制御装置。

【請求項3】

前記目標変速比は、前記摩擦損失の推定値と前記慣性損失の推定値との合計を最小とす

20

る為の前記無段変速機構の変速比であることを特徴とする請求項2に記載の車両の制御装置。

【請求項4】

前記変速制御部は、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記第1動力伝達経路への切換えを判断するまで、前記目標変速比で前記無段変速機構を制御することを特徴とする請求項2又は3に記載の車両の制御装置。

【請求項5】

前記無段変速機構の回転部材における推力の源を供給する推力源供給装置の装置損失の推定値を算出する推定装置損失算出部を更に備えており、

前記目標変速比算出部は、前記摩擦損失の推定値と前記慣性損失の推定値と前記装置損失の推定値とに基づいて、前記無段変速機構の目標変速比を算出することを特徴とする請求項2乃至4の何れか1項に記載の車両の制御装置。

【請求項6】

前記入力回転部材の角加速度が小さい場合の方が大きい場合よりも、前記無段変速機構の摩擦損失と前記無段変速機構の慣性損失との合計を最小とする為の前記無段変速機構の変速比が高車速側となるように予め定められた関係から、前記入力回転部材の角加速度に基づいて前記無段変速機構の目標変速比を算出する目標変速比算出部を更に備えており、

前記変速制御部は、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記目標変速比で前記無段変速機構を制御することを特徴とする請求項1に記載の車両の制御装置。

【請求項7】

駆動力源の動力が伝達される入力回転部材と駆動輪へ前記動力を出力する出力回転部材との間に並列に設けられた、無段変速機構及び1つ乃至複数のギヤ段が形成される伝動機構と、前記駆動力源の動力を前記駆動輪側へ伝達する動力伝達経路を前記無段変速機構を介した第1動力伝達経路と前記伝動機構を介した第2動力伝達経路とに選択的に切り換えるクラッチ機構とを備えた車両の、制御装置であって、

前記無段変速機構の摩擦損失の推定値を算出する推定摩擦損失算出部と、

前記無段変速機構の慣性損失の推定値を算出する推定慣性損失算出部と、

前記摩擦損失の推定値と前記慣性損失の推定値とに基づいて、前記無段変速機構の目標変速比を算出する目標変速比算出部と、

前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記目標変速比で前記無段変速機構を制御する変速制御部と

を、備えることを特徴とする車両の制御装置。

【請求項8】

前記目標変速比は、前記摩擦損失の推定値と前記慣性損失の推定値との合計を最小とする為の前記無段変速機構の変速比であることを特徴とする請求項7に記載の車両の制御装置。

【請求項9】

前記変速制御部は、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記第1動力伝達経路への切換えを判断するまで、前記目標変速比で前記無段変速機構を制御することを特徴とする請求項7又は8に記載の車両の制御装置。

【請求項10】

前記無段変速機構の回転部材における推力の源を供給する推力源供給装置の装置損失の推定値を算出する推定装置損失算出部を更に備えており、

前記目標変速比算出部は、前記摩擦損失の推定値と前記慣性損失の推定値と前記装置損失の推定値とに基づいて、前記無段変速機構の目標変速比を算出することを特徴とする請求項7乃至9の何れか1項に記載の車両の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

10

20

30

40

50

本発明は、駆動力源と駆動輪との間に並列に設けられた無段変速機構及び伝動機構を備える車両の制御装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

駆動力源の動力が伝達される入力回転部材と駆動輪へ前記動力を出力する出力回転部材との間に並列に設けられた、無段変速機構及び1つ乃至複数のギヤ段が形成される伝動機構を備えた車両が良く知られている。例えば、特許文献1に記載された車両がそれである。この特許文献1には、入力回転部材と出力回転部材との間に、無段変速機を介した無段変速経路と、その無段変速経路における最ハイ変速比に近い固定変速比を有する直結駆動経路とを並列に備えた車両において、無段変速経路を用いて車両発進から加速走行を行うと共に、無段変速経路における変速比が直結駆動経路における変速比に達すると、直結駆動経路へ切り換えて走行を継続することが開示されている。加えて、この特許文献1には、直結駆動経路での走行中、無負荷状態で空転を続ける無段変速機の変速比を、最ハイ変速比よりも低車速側の最適変速比(例えば変速比が「1」の中間変速比)に制御して、空転時の無段変速機における損失トルクを低減することが開示されている。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開昭63-28740号公報

【発明の概要】

20

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、空転時における無段変速機構の総損失トルクを、仮に無段変速機構の摩擦損失と無段変速機構の慣性損失との合計とした場合、上述した中間変速比で空転時の無段変速機構を制御しても、総損失トルクが低減されないことがある。具体的には、上記摩擦損失は、一般的に、中間変速比で最小となり、最ハイ変速比側や最ロー変速比側程、単純に大きくなる。一方で、一般的に、無段変速機構の入力側の回転部材(例えばプライマリプーリ)の角加速度に対して変速比によって変化させられる、無段変速機構の出力側の回転部材(例えばセカンダリプーリ)の角加速度は、最ハイ変速比側程高くされる為、セカンダリプーリの慣性損失は、最ハイ変速比側で大きくなり、最ロー変速比側程単純に小さくなる。その為、特許文献1に記載されたように、無段変速機構と伝動機構との切り換えが無段変速機構の最ハイ変速比側で行われる変速機では、空転時における無段変速機構の変速比を、切り換えが行われる最ハイ変速比側とするよりも、中間変速比側とする方が総損失トルクが低減される。しかしながら、無段変速機構と伝動機構との切り換えが無段変速機構の最ロー変速比側で行われる変速機では、空転時における無段変速機構の変速比を、切り換えが行われる最ロー変速比側から中間変速比側へ変更すると、上記摩擦損失は小さくなる反面、上記慣性損失は大きくなるので、例えばプライマリプーリの角加速度に応じて変化する慣性損失の大きさによっては、中間変速比側へ変更することで必ずしも総損失トルクが低減されるとは限らない。従って、無段変速機構の総損失トルクを低減させることを考えた場合、空転時における無段変速機構をどのような変速比で制御するかについて、まだまだ改善の余地がある。尚、上述したような課題は未公知である。

30

40

【0005】

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、入力回転部材と出力回転部材との間に並列に無段変速機構及び伝動機構が備えられた車両において、空転時における無段変速機構の損失を適切に低減することができる車両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】

【0006】

前記目的を達成する為の第1の発明の要旨とするところは、(a) 駆動力源の動力が伝達される入力回転部材と駆動輪へ前記動力を出力する出力回転部材との間に並列に設けられ

50

た、無段変速機構及び1つ乃至複数のギヤ段が形成される伝動機構と、前記駆動力源の動力を前記駆動輪側へ伝達する動力伝達経路を前記無段変速機構を介した第1動力伝達経路と前記伝動機構を介した第2動力伝達経路とに選択的に切り換えるクラッチ機構とを備えた車両の、制御装置であって、(b) 前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記入力回転部材の角加速度が小さい場合の方が大きい場合よりも高車速側の変速比で前記無段変速機構を制御する変速制御部を備えることにある。

【発明の効果】

【0007】

このようにすれば、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているときの前記無段変速機構の変速比を、前記入力回転部材の角加速度に応じて変化する無段変速機構の慣性損失を考慮した変速比に制御することができる。よって、入力回転部材と出力回転部材との間に並列に無段変速機構及び伝動機構が備えられた車両において、空転時における無段変速機構の損失を適切に低減することができる。

10

【0008】

ここで、第2の発明は、前記第1の発明に記載の車両の制御装置において、前記無段変速機構の摩擦損失の推定値を算出する推定摩擦損失算出部と、前記無段変速機構の慣性損失の推定値を算出する推定慣性損失算出部と、前記摩擦損失の推定値と前記慣性損失の推定値とに基づいて、前記無段変速機構の目標変速比を算出する目標変速比算出部とを更に備えており、前記変速制御部は、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記目標変速比で前記無段変速機構を制御することにある。このようにすれば、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているときの前記無段変速機構の変速比を、無段変速機構の摩擦損失と無段変速機構の慣性損失とを考慮した目標変速比に制御することができる。

20

【0009】

また、第3の発明は、前記第2の発明に記載の車両の制御装置において、前記目標変速比は、前記摩擦損失の推定値と前記慣性損失の推定値との合計を最小とする為の前記無段変速機構の変速比である。このようにすれば、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているときに、空転中の無段変速機構の摩擦損失と無段変速機構の慣性損失との合計ができるだけ小さくされるので、燃費が向上させられる。

【0010】

30

また、第4の発明は、前記第2の発明又は第3の発明に記載の車両の制御装置において、前記変速制御部は、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記第1動力伝達経路への切り換えを判断するまで、前記目標変速比で前記無段変速機構を制御することにある。このようにすれば、前記第1動力伝達経路への切り換えが判断された場合は、前記目標変速比で前記無段変速機構を制御することを禁止し、前記第1動力伝達経路への切り換えの実行に備えて、前記第1動力伝達経路とされているときと同様の変速比で無段変速機構24を制御することができ、燃費よりも、切り換えショックを抑制するなどのドライバビリティを優先することができる。

【0011】

また、第5の発明は、前記第2の発明乃至第4の発明の何れか1つに記載の車両の制御装置において、前記無段変速機構の回転部材における推力の源を供給する推力源供給装置の装置損失の推定値を算出する推定装置損失算出部を更に備えており、前記目標変速比算出部は、前記摩擦損失の推定値と前記慣性損失の推定値と前記装置損失の推定値とに基づいて、前記無段変速機構の目標変速比を算出することにある。このようにすれば、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているときの前記無段変速機構の変速比を、無段変速機構の摩擦損失と無段変速機構の慣性損失と推力源供給装置の装置損失とを考慮した目標変速比に制御することができる。よって、空転時における無段変速機構の損失を一層適切に低減することができる。

40

【0012】

また、第6の発明は、前記第1の発明に記載の車両の制御装置において、前記入力回転

50

部材の角加速度が小さい場合の方が大きい場合よりも、前記無段変速機構の摩擦損失と前記無段変速機構の慣性損失との合計を最小とする為の前記無段変速機構の変速比が高車速側となるように予め定められた関係から、前記入力回転部材の角加速度に基づいて前記無段変速機構の目標変速比を算出する目標変速比算出部を更に備えており、前記変速制御部は、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記目標変速比で前記無段変速機構を制御することにある。このようにすれば、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているときに、空転中の前記無段変速機構の変速比が、無段変速機構の摩擦損失と無段変速機構の慣性損失との合計ができるだけ小さくなる目標変速比に制御されるので、燃費が向上させられる。

【0013】

10

また、前記目的を達成する為の第7の発明の要旨とするところは、(a) 駆動力源の動力が伝達される入力回転部材と駆動輪へ前記動力を出力する出力回転部材との間に並列に設けられた、無段変速機構及び1つ乃至複数のギヤ段が形成される伝動機構と、前記駆動力源の動力を前記駆動輪側へ伝達する動力伝達経路を前記無段変速機構を介した第1動力伝達経路と前記伝動機構を介した第2動力伝達経路とに選択的に切り換えるクラッチ機構とを備えた車両の、制御装置であって、(b) 前記無段変速機構の摩擦損失の推定値を算出する推定摩擦損失算出部と、(c) 前記無段変速機構の慣性損失の推定値を算出する推定慣性損失算出部と、(d) 前記摩擦損失の推定値と前記慣性損失の推定値とに基づいて、前記無段変速機構の目標変速比を算出する目標変速比算出部と、(e) 前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記目標変速比で前記無段変速機構を制御する変速制御部とを、備えることにある。

20

【0014】

このようにすれば、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているときの前記無段変速機構の変速比を、無段変速機構の摩擦損失と無段変速機構の慣性損失とを考慮した目標変速比に制御することができる。よって、入力回転部材と出力回転部材との間に並列に無段変速機構及び伝動機構が備えられた車両において、空転時における無段変速機構の損失を適切に低減することができる。

【0015】

また、第8の発明は、前記第7の発明に記載の車両の制御装置において、前記目標変速比は、前記摩擦損失の推定値と前記慣性損失の推定値との合計を最小とする為の前記無段変速機構の変速比である。このようにすれば、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているときに、空転中の無段変速機構の摩擦損失と無段変速機構の慣性損失との合計ができるだけ小さくされるので、燃費が向上させられる。

30

【0016】

また、第9の発明は、前記第7の発明又は第8の発明に記載の車両の制御装置において、前記変速制御部は、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記第1動力伝達経路への切換えを判断するまで、前記目標変速比で前記無段変速機構を制御することにある。このようにすれば、前記第1動力伝達経路への切換えが判断された場合は、前記目標変速比で前記無段変速機構を制御することを禁止し、前記第1動力伝達経路への切換えの実行に備えて、前記第1動力伝達経路とされているときと同様の変速比で前記無段変速機構を制御することができ、燃費よりも、切換えショックを抑制するなどのドライバビリティを優先することができる。

40

【0017】

また、第10の発明は、前記第7の発明乃至第9の発明の何れか1つに記載の車両の制御装置において、前記無段変速機構の回転部材における推力の源を供給する推力源供給装置の装置損失の推定値を算出する推定装置損失算出部を更に備えており、前記目標変速比算出部は、前記摩擦損失の推定値と前記慣性損失の推定値と前記装置損失の推定値とに基づいて、前記無段変速機構の目標変速比を算出することにある。このようにすれば、前記動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているときの前記無段変速機構の変速比を、無段変速機構の摩擦損失と無段変速機構の慣性損失と推力源供給装置の装置損失とを考慮

50

した目標変速比に制御することができる。よって、空転時における無段変速機構の損失を一層適切に低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【0018】

【図1】本発明が適用される車両の概略構成を説明する図である。

【図2】動力伝達装置の走行パターンの切り換わりを説明する為の図である。

【図3】車両における各種制御の為の制御機能及び制御系統の要部を説明する図である。

【図4】変速比をパラメータとして、入力軸角加速度と無段変速機の総損失トルクとの関係を示す図である。

【図5】入力軸角加速度と総損失を最小にする変速比との関係を示す図である。

10

【図6】電子制御装置の制御作動の要部すなわち空転時における無段変速機の損失を適切に低減する為の制御作動を説明するフローチャートである。

【図7】図6のフローチャートに示す制御作動を実行した場合のタイムチャートである。

【発明を実施するための形態】

【0019】

以下、本発明の実施例を図面を参照して詳細に説明する。

【実施例】

【0020】

図1は、本発明が適用される車両10の概略構成を説明する図である。図1において、車両10は、走行用の駆動力源として機能するエンジン12と、駆動輪14と、エンジン12と駆動輪14との間に設けられた動力伝達装置16とを備えている。動力伝達装置16は、非回転部材としてのハウジング18内において、エンジン12に連結された流体式伝動装置としての公知のトルクコンバータ20、トルクコンバータ20に連結された入力軸22、入力軸22に連結された無段変速機構としての公知のベルト式無段変速機24(以下、無段変速機24)、同じく入力軸22に連結された前後進切換装置26、前後進切換装置26を介して入力軸22に連結されて無段変速機24と並列に設けられた伝動機構としてのギヤ機構28、無段変速機24及びギヤ機構28の共通の出力回転部材である出力軸30、カウンタ軸32、出力軸30及びカウンタ軸32に各々相対回転不能に設けられて噛み合う一對のギヤから成る減速歯車装置34、カウンタ軸32に相対回転不能に設けられたギヤ36に連結されたデフギヤ38、デフギヤ38に連結された1対の車軸40等を備えている。このように構成された動力伝達装置16において、エンジン12の動力(特に区別しない場合にはトルクや力も同義)は、トルクコンバータ20、無段変速機24(或いは前後進切換装置26及びギヤ機構28)、減速歯車装置34、デフギヤ38、及び車軸40等を順次介して1対の駆動輪14へ伝達される。

20

30

【0021】

このように、動力伝達装置16は、エンジン12(ここではエンジン12の動力が伝達される入力回転部材である入力軸22でも同意)と駆動輪14(ここでは駆動輪14へエンジン12の動力を出力する出力回転部材である出力軸30でも同意)との間に並列に設けられた、無段変速機24及びギヤ機構28を備えている。よって、動力伝達装置16は、エンジン12の動力を入力軸22から無段変速機24を介して駆動輪14側(すなわち出力軸30)へ伝達する第1動力伝達経路と、エンジン12の動力を入力軸22からギヤ機構28を介して駆動輪14側(すなわち出力軸30)へ伝達する第2動力伝達経路とを備え、車両10の走行状態に応じてその第1動力伝達経路とその第2動力伝達経路とが切り換えられるように構成されている。その為、動力伝達装置16は、エンジン12の動力を駆動輪14側へ伝達する動力伝達経路を、上記第1動力伝達経路と上記第2動力伝達経路とで選択的に切り換えるクラッチ機構として、上記第1動力伝達経路における動力伝達を断続する第1クラッチ機構としてのC V T走行用クラッチC2と、上記第2動力伝達経路における動力伝達を断続する第2クラッチ機構としての前進用クラッチC1及び後進用ブレーキB1とを備えている。C V T走行用クラッチC2、前進用クラッチC1、及び後進用ブレーキB1は、断接装置に相当するものであり、何れも油圧アクチュエータによって摩

40

50

擦係合させられる公知の油圧式摩擦係合装置(摩擦クラッチ)である。又、前進用クラッチ C 1 及び後進用ブレーキ B 1 は、各々、後述するように、前後進切換装置 2 6 を構成する要素の 1 つである。

【0022】

トルクコンバータ 2 0 は、入力軸 2 2 回りにその入力軸 2 2 に対して同軸心に設けられており、エンジン 1 2 に連結されたポンプ翼車 2 0 p、及び入力軸に連結されたタービン翼車 2 0 t を備えている。ポンプ翼車 2 0 p には、無段変速機 2 4 を変速制御したり、無段変速機 2 4 におけるベルト挟圧力を発生させたり、前記クラッチ機構の各々の作動を切り換えたり、動力伝達装置 1 6 の動力伝達経路の各部に潤滑油を供給したりする為の作動油圧をエンジン 1 2 により回転駆動されることにより発生する機械式のオイルポンプ 4 1 が連結されている。

10

【0023】

前後進切換装置 2 6 は、入力軸 2 2 回りにその入力軸 2 2 に対して同軸心に設けられており、ダブルピニオン型の遊星歯車装置 2 6 p、前進用クラッチ C 1、及び後進用ブレーキ B 1 を主体として構成されている。遊星歯車装置 2 6 p のサンギヤ 2 6 s は入力軸 2 2 に一体的に連結され、遊星歯車装置 2 6 p のリングギヤ 2 6 r は後進用ブレーキ B 1 を介してハウジング 1 8 に選択的に連結され、遊星歯車装置 2 6 p のキャリア 2 6 c は入力軸 2 2 回りにその入力軸 2 2 に対して同軸心に相対回転可能に設けられた小径ギヤ 4 2 に連結されている。又、キャリア 2 6 c とサンギヤ 2 6 s とは、前進用クラッチ C 1 を介して選択的に連結される。このように構成された前後進切換装置 2 6 では、前進用クラッチ C 1 が係合されると共に後進用ブレーキ B 1 が解放されると、遊星歯車装置 2 6 p が一体回転させられて小径ギヤ 4 2 は入力軸 2 2 と同回転速度で回転させられ、上記第 2 動力伝達経路において前進用動力伝達経路が成立(達成)させられる。又、後進用ブレーキ B 1 が係合されると共に前進用クラッチ C 1 が解放されると、小径ギヤ 4 2 は入力軸 2 2 に対して逆方向へ回転させられ、上記第 2 動力伝達経路において後進用動力伝達経路が成立させられる。又、前進用クラッチ C 1 及び後進用ブレーキ B 1 が共に解放されると、上記第 2 動力伝達経路は動力伝達を遮断するニュートラル状態(動力伝達遮断状態)とされる。

20

【0024】

ギヤ機構 2 8 は、小径ギヤ 4 2 と、ギヤ機構カウンタ軸 4 4 に相対回転不能に設けられてその小径ギヤ 4 2 と噛み合う大径ギヤ 4 6 とを含んで構成されている。従って、ギヤ機構 2 8 は、1 つのギヤ段(変速段)が形成される伝動機構である。ギヤ機構カウンタ軸 4 4 回りには、アイドルギヤ 4 8 がギヤ機構カウンタ軸 4 4 に対して同軸心に相対回転不能に設けられている。アイドルギヤ 4 8 は、そのアイドルギヤ 4 8 よりも大径の出力ギヤ 5 0 と噛み合っている。出力ギヤ 5 0 は、出力軸 3 0 と同じ回転軸心回りにその出力軸 3 0 に対して相対回転可能に設けられている。

30

【0025】

出力軸 3 0 回りには、更に、出力軸 3 0 と出力ギヤ 5 0 との間に、これらの間を選択的に断接する噛合式クラッチ D 1 が設けられている。従って、噛合式クラッチ D 1 は、動力伝達装置 1 6 に備えられた、上記第 2 動力伝達経路における動力伝達を断続する第 3 クラッチ機構として機能する。具体的には、噛合式クラッチ D 1 は、出力軸 3 0 に形成された第 1 ギヤ 5 2 と、出力ギヤ 5 0 に形成された第 2 ギヤ 5 4 と、これら第 1 ギヤ 5 2 及び第 2 ギヤ 5 4 と嵌合可能(係合可能、噛合可能)な内周歯が形成されたハブスリーブ 5 6 とを含んで構成されている。このように構成された噛合式クラッチ D 1 では、ハブスリーブ 5 6 がこれら第 1 ギヤ 5 2 及び第 2 ギヤ 5 4 と嵌合することで、出力軸 3 0 と出力ギヤ 5 0 とが接続される。又、噛合式クラッチ D 1 は、第 1 ギヤ 5 2 と第 2 ギヤ 5 4 とを嵌合する際に回転を同期させる、同期機構としての公知のシンクロメッシュ機構(不図示)を備えている。前進用クラッチ C 1 及び後進用ブレーキ B 1 の一方が係合され且つ噛合式クラッチ D 1 が係合されると、エンジン 1 2 の動力が入力軸 2 2 から前後進切換装置 2 6、ギヤ機構 2 8、アイドルギヤ 4 8、及び出力ギヤ 5 0 を順次経由して出力軸 3 0 に伝達される、第 2 動力伝達経路が成立(接続)させられる。

40

50

【0026】

無段変速機24は、入力軸22と出力軸30との間の動力伝達経路上に設けられている。無段変速機24は、入力軸22に設けられた入力側の回転部材である有効径が可変のプライマリプリー58と、出力軸30と同軸心の回転軸60に設けられた出力側の回転部材である有効径が可変のセカンダリプリー62と、その一对の可変プリー58, 62の間に巻き掛けられた伝動ベルト64とを備え、一对の可変プリー58, 62と伝動ベルト64との間の摩擦力を介して動力伝達が行われる。

【0027】

プライマリプリー58では、プライマリ側油圧シリンダ58cへ供給されるプライマリ圧Pinが油圧制御回路96(図3参照)によって調圧制御されることにより、各シープ間のV溝幅を変更する為のプライマリプリー58におけるプライマリ推力Win(=プライマリ圧Pin×受圧面積)が制御される。又、セカンダリプリー62では、セカンダリ側油圧シリンダ62cへ供給されるセカンダリ圧Poutが油圧制御回路96によって調圧制御されることにより、各シープ間のV溝幅を変更する為のセカンダリプリー62におけるセカンダリ推力Wout(=セカンダリ圧Pout×受圧面積)が制御される。プライマリ推力Win及びセカンダリ推力Woutが各々制御されることで、伝動ベルト64の滑りが防止されつつ、一对の可変プリー58, 62のV溝幅が変化させられて伝動ベルト64の掛かり径(有効径)が変更される。油圧制御回路96によって調圧制御されるプライマリ圧Pin及びセカンダリ圧Poutの元圧を発生させる油圧源はオイルポンプ41である。このように、オイルポンプ41は、プライマリ推力Win及びセカンダリ推力Woutの源を供給する推力源供給装置として機能する。

【0028】

無段変速機24では、伝動ベルト64の掛かり径が変更されることで、変速比(ギヤ比) γ (=入力軸回転速度 N_i /出力軸回転速度 N_o)が連続的に変化させられる。例えば、プライマリプリー58のV溝幅が狭くされると、変速比 γ が小さくされる(すなわち無段変速機24がアップシフトされる)。又、プライマリプリー58のV溝幅が広くされると、変速比 γ が大きくなる(すなわち無段変速機24がダウンシフトされる)。CVT走行用クラッチC2は、無段変速機24よりも駆動輪14側に設けられており(すなわちセカンダリプリー62と出力軸30との間に設けられており)、セカンダリプリー62(回転軸60)と出力軸30との間を選択的に断接する。このCVT走行用クラッチC2が係合されると、エンジン12の動力が入力軸22から無段変速機24を経由して出力軸30に伝達される、第1動力伝達経路が成立(接続)させられる。

【0029】

動力伝達装置16の作動について、以下に説明する。図2は、動力伝達装置16の各走行パターン毎の係合要素の係合表を用いて、その走行パターンの切り換わりを説明する為の図である。図2において、C1は前進用クラッチC1の作動状態に対応し、C2はCVT走行用クラッチC2の作動状態に対応し、B1は後進用ブレーキB1の作動状態に対応し、D1は噛合式クラッチD1の作動状態に対応し、「○」は係合(接続)を示し、「×」は解放(遮断)を示している。

【0030】

まず、ギヤ機構28を介してエンジン12の動力が出力軸30に伝達される走行パターン(すなわち第2動力伝達経路に切り換えられた走行パターン)であるギヤ走行(ギヤ伝達ともいう)について説明する。このギヤ走行では、図2に示すように、例えば前進用クラッチC1及び噛合式クラッチD1が係合される一方、CVT走行用クラッチC2及び後進用ブレーキB1が解放される。

【0031】

具体的には、前進用クラッチC1が係合されると、遊星歯車装置26pが入力軸22と同回転速度で一体回転させられるので、機械的に連結された、ギヤ機構28、ギヤ機構カウンタ軸44、アイドルギヤ48、出力ギヤ50も回転させられる。更に、噛合式クラッチD1の係合によって出力ギヤ50と第1ギヤ52とが接続されているので、第1ギヤ5

2と一体的に設けられている出力軸30が回転させられる。このように、前進用クラッチC1及び噛合式クラッチD1が係合されると、エンジン12の動力は、トルクコンバータ20、前後進切換装置26、及びギヤ機構28等を順次介して出力軸30に伝達される。尚、このギヤ走行では、例えば後進用ブレーキB1及び噛合式クラッチD1が係合される一方、CVT走行用クラッチC2及び前進用クラッチC1が解放されると、後進走行が可能となる。

【0032】

次いで、無段変速機24を介してエンジン12の動力が出力軸30に伝達される走行パターン(すなわち第1動力伝達経路に切り換えられた走行パターン)であるCVT走行(CVT伝達ともいう)について説明する。このCVT走行では、図2のCVT走行(高車速)に示すように、例えばCVT走行用クラッチC2が係合される一方、前進用クラッチC1、後進用ブレーキB1、及び噛合式クラッチD1が解放される。

【0033】

具体的には、CVT走行用クラッチC2が係合されると、回転軸60と出力軸30とが接続されるので、セカンダリプーリ62と出力軸30とが一体回転させられる。このように、CVT走行用クラッチC2が係合されると、エンジン12の動力は、トルクコンバータ20及び無段変速機24等を順次介して出力軸30に伝達される。このCVT走行(高車速)中に噛合式クラッチD1が解放されるのは、例えばCVT走行中のギヤ機構28等の引き摺りをなくすと共に、高車速においてギヤ機構28等が高回転化するのを防止する為である。

【0034】

前記ギヤ走行は、例えば車両停止中を含む低車速領域において選択される。この第2動力伝達経路における変速比 γ_1 (すなわちギヤ機構28により形成される変速比EL)は、無段変速機24により形成される最大変速比(すなわち最も低車速側の変速比である最ロー変速比) $\gamma_{\max}$ よりも大きな値(すなわちロー側の変速比)に設定されている。例えば変速比 γ_1 は、動力伝達装置16における第1速ギヤ段の変速比である第1速変速比 γ_1 に相当し、無段変速機24の最ロー変速比 $\gamma_{\max}$ は、動力伝達装置16における第2速ギヤ段の変速比である第2速変速比 γ_2 に相当する。その為、例えばギヤ走行とCVT走行とは、公知の有段変速機の変速マップにおける第1速ギヤ段と第2速ギヤ段とを切り換える為の変速線に従って切り換えられる。又、例えばCVT走行においては、公知の手法を用いて、アクセル開度 θ_{acc} 、車速Vなどの走行状態に基づいて変速比 γ が変化させられる変速(例えばCVT変速、無段変速)が実行される。ここで、ギヤ走行からCVT走行(高車速)、或いはCVT走行(高車速)からギヤ走行へ切り換える際には、図2に示すように、CVT走行(中車速)を過渡的に経由して切り換えられる。

【0035】

例えばギヤ走行からCVT走行(高車速)へ切り換えられる場合、ギヤ走行に対応する前進用クラッチC1及び噛合式クラッチD1が係合された状態から、CVT走行用クラッチC2及び噛合式クラッチD1が係合された状態であるCVT走行(中車速)に過渡的に切り換えられる。すなわち、前進用クラッチC1を解放してCVT走行用クラッチC2を係合するようにクラッチを掛け換える変速(例えばクラッチツックラッチ変速(以下、CtoC変速という))が実行される。このとき、動力伝達経路は第2動力伝達経路から第1動力伝達経路へ変更され、動力伝達装置16においては実質的にアップシフトさせられる。そして、動力伝達経路が切り換えられた後、不要な引き摺りやギヤ機構28等の高回転化を防止する為に噛合式クラッチD1が解放される(図2の被駆動入力遮断参照)。このように噛合式クラッチD1は、駆動輪14側からの入力を遮断する被駆動入力遮断クラッチとして機能する。

【0036】

又、例えばCVT走行(高車速)からギヤ走行へ切り換えられる場合、CVT走行用クラッチC2が係合された状態から、ギヤ走行への切換準備として更に噛合式クラッチD1が係合される状態であるCVT走行(中車速)に過渡的に切り換えられる(図2のダウンシフ

10

20

30

40

50

ト準備参照)。このC V T走行(中車速)では、ギヤ機構28を介して遊星歯車装置26pのキャリア26cにも回転が伝達された状態となる。このC V T走行(中車速)の状態からC V T走行用クラッチC2を解放して前進用クラッチC1に係合するようにクラッチを掛け換える変速(例えばC to C変速)が実行されると、ギヤ走行へ切り換えられる。このとき、動力伝達経路は第1動力伝達経路から第2動力伝達経路へ変更され、動力伝達装置16においては実質的にダウンシフトさせられる。

【0037】

図3は、車両10における各種制御の為の制御機能及び制御系統の要部を説明する図である。図3において、車両10には、例えば動力伝達装置16の走行パターンを切り換える車両10の制御装置を含む電子制御装置80が備えられている。よって、図3は、電子制御装置80の入出力系統を示す図であり、又、電子制御装置80による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。電子制御装置80は、例えばCPU、RAM、ROM、入出力インターフェース等を備えた所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、CPUはRAMの一時記憶機能を利用しつつ予めROMに記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことにより車両10の各種制御を実行する。例えば、電子制御装置80は、エンジン12の出力制御、無段変速機24の変速制御やベルト挟圧力制御、走行パターンを切り換える制御等を実行するようになっており、必要に応じてエンジン制御用、変速制御用等に分けて構成される。

【0038】

電子制御装置80には、車両10が備える各種センサ(例えば各種回転速度センサ82, 84, 86, 88、アクセル開度センサ90、スロットル弁開度センサ92、Gセンサ94など)による検出信号に基づく各種実際値(例えばエンジン回転速度 N_e 、入力軸角速度 ω_i に対応する入力軸22(プライマリプーリ58)の回転速度である入力軸回転速度 N_i 、出力軸角速度 ω_o に対応する回転軸60(セカンダリプーリ62)の回転速度である出力軸回転速度 N_o 、車速 V に対応する駆動輪14の回転速度である車輪速 N_w 、運転者の加速要求量としてのアクセルペダルの操作量であるアクセル開度 θ_{acc} 、スロットル弁開度 θ_{th} 、車両10の前後加速度 G など)が、それぞれ供給される。

【0039】

又、電子制御装置80からは、エンジン12の出力制御の為のエンジン出力制御指令信号 Se 、無段変速機24の変速に関する油圧制御の為の油圧制御指令信号 $Scvt$ 、動力伝達装置16の走行パターンの切換えに関連する前後進切換装置26、C V T走行用クラッチC2、及び噛合式クラッチD1を制御する為の油圧制御指令信号 $Sswt$ 等が、それぞれ出力される。具体的には、エンジン出力制御指令信号 Se として、スロットル駆動信号や燃料噴射信号や点火時期信号などが出力される。又、油圧制御指令信号 $Scvt$ として、プライマリ圧 P_{in} を調圧するソレノイド弁を駆動する為の指令信号、セカンダリ圧 P_{out} を調圧するソレノイド弁を駆動する為の指令信号などが油圧制御回路96へ出力される。又、油圧制御指令信号 $Sswt$ として、前進用クラッチC1、後進用ブレーキB1、C V T走行用クラッチC2、ハブスリーブ56を作動させるアクチュエータなどに供給される各油圧を制御する各ソレノイド弁を駆動する為の指令信号などが油圧制御回路96へ出力される。

【0040】

電子制御装置80は、エンジン出力制御手段すなわちエンジン出力制御部100、及び変速制御手段すなわち変速制御部102を備えている。

【0041】

エンジン出力制御部100は、例えばエンジン12の出力制御の為にエンジン出力制御指令信号 Se をそれぞれスロットルアクチュエータや燃料噴射装置や点火装置へ出力する。エンジン出力制御部100は、例えば予め実験的に或いは設計的に求められて記憶された(すなわち予め定められた)不図示の関係(駆動力マップ)から実際のアクセル開度 θ_{acc} 及び車速 V に基づいて運転者による駆動要求量としての要求駆動力 F_{dem} を算出し、その要求駆動力 F_{dem} が得られる為の目標エンジントルク T_{etgt} を設定し、その目標エンジン

10

20

30

40

50

トルク T_{tgt} が得られるようにスロットルアクチュエータにより電子スロットル弁を開閉制御する他、燃料噴射装置により燃料噴射量を制御したり、点火装置により点火時期を制御する。前記駆動要求量としては、駆動輪 14 における要求駆動力 $F_{dem}[N]$ の他に、駆動輪 14 における要求駆動トルク $[Nm]$ 、駆動輪 14 における要求駆動パワー $[W]$ 、出力軸 30 における要求出力トルク $[Nm]$ 、及び要求エンジントルク $[Nm]$ 等を用いることもできる。又、前記駆動要求量として、単にアクセル開度 $\theta_{acc}[\%]$ やスロットル弁開度 $\theta_{th}[\%]$ やエンジン 12 の吸入空気量 $[g/sec]$ 等を用いることもできる。

【0042】

変速制御部 102 は、C V T 走行において、アクセル開度 θ_{acc} 、車速 V などに基づいて算出される目標変速比 γ_{tgt} となるように無段変速機 24 の変速比 γ を制御する油圧制御指令信号 $Scvt$ を油圧制御回路 96 へ出力する。具体的には、無段変速制御部 102 は、無段変速機 24 のベルト滑りが発生しないようにしつつエンジン 12 の動作点が所定の最適ライン(例えばエンジン最適燃費線)上となる無段変速機 24 の目標変速比 γ_{tgt} を達成する予め定められた関係(例えば C V T 変速マップ、ベルト挟圧力マップ)を有しており、その関係からアクセル開度 θ_{acc} 及び車速 V などに基づいて、プライマリ圧 P_{in} の指令値としてのプライマリ指示圧 P_{intgt} とセカンダリ圧 P_{out} の指令値としてのセカンダリ指示圧 P_{outtgt} とを決定し、プライマリ指示圧 P_{intgt} 及びセカンダリ指示圧 P_{outtgt} を油圧制御回路 96 へ出力して、C V T 変速を実行する。

【0043】

又、変速制御部 102 は、ギヤ走行と C V T 走行とを切り換える切換制御を実行する。具体的には、変速制御部 102 は、車両走行中の走行パターンを切り換えるか否かを判定する。例えば、変速制御部 102 は、ギヤ走行における変速比 E_L に対応する第 1 速変速比 γ_1 と C V T 走行における最ロー変速比 γ_{max} に対応する第 2 速変速比 γ_2 とを切り換える為のアップシフト線及びダウンシフト線を用いて、車速 V 及びアクセル開度 θ_{acc} に基づいて変速(変速比の切換え)を判断し、その判断結果に基づいて車両走行中の走行パターンを切り換えるか否かを判定する。上記アップシフト線及びダウンシフト線は、例えば予め定められた変速線であり、所定のヒステリシスを有している。

【0044】

変速制御部 102 は、走行パターンの切換えを判定すると、走行パターンの切換えを実行する。例えば、変速制御部 102 は、ギヤ走行中にアップシフトを判断すると、ギヤ走行から C V T 走行(高車速)へ切り換える。変速制御部 102 は、ギヤ走行から C V T 走行(高車速)へ切り換える場合、先ず、前進用クラッチ C_1 を解放すると共に C V T 走行用クラッチ C_2 を係合する C to C 変速によりアップシフトを実行する。この状態は、図 2 の過渡的に切り換えられる C V T 走行(中車速)に対応しており、動力伝達装置 16 における動力伝達経路は、ギヤ機構 28 を介して動力が伝達される第 2 動力伝達経路から無段変速機 24 を介して動力が伝達される第 1 動力伝達経路へ切り換えられる。次いで、変速制御部 102 は、係合中の噛合式クラッチ D_1 を解放するようにハブスリーブ 56 を作動させる指令を出力して、C V T 走行(高車速)へ切り換える。ハブスリーブ 56 は、図示しない油圧アクチュエータによって駆動され、その油圧アクチュエータに供給される油圧によってハブスリーブ 56 への押圧力が調整される。

【0045】

又、変速制御部 102 は、C V T 走行(高車速)中にダウンシフトを判断すると、C V T 走行(高車速)からギヤ走行へ切り換える。変速制御部 102 は、C V T 走行(高車速)からギヤ走行へ切り換える場合、先ず、解放中の噛合式クラッチ D_1 を係合するようにハブスリーブ 56 を作動させる指令を出力して、C V T 走行(中車速)へ切り換える。次いで、変速制御部 102 は、C V T 走行用クラッチ C_2 を解放すると共に前進用クラッチ C_1 を係合する C to C 変速によりダウンシフトを実行する。この状態は、図 2 のギヤ走行に対応しており、動力伝達装置 16 における動力伝達経路は、無段変速機 24 を介して動力が伝達される第 1 動力伝達経路からギヤ機構 28 を介して動力が伝達される第 2 動力伝達経路へ切り換えられる。このように、変速制御部 102 は、車両 10 の走行中に無段変速機 24

10

20

30

40

50

を介した動力伝達からギヤ機構 28 を介した動力伝達へ切り換える場合には、噛合式クラッチ D1 を係合側に作動させてから C V T 走行用クラッチ C2 を解放する。

【0046】

上述したような過渡的に C V T 走行(中車速)の状態へ切り換える制御では、C to C 変速によるトルクの受け渡しを行うだけで第 1 動力伝達経路と第 2 動力伝達経路とが切り換えられるので、切換えショックが抑制される。

【0047】

ところで、ギヤ走行中、無段変速機 24 は、回転軸 60 が出力軸 30 と切り離された状態で、入力軸 22 に連結されたプライマリプーリ 58 の回転に伴って空転させられる。この空転中における無段変速機 24 の損失の低減は、燃費の向上に繋がる。ギヤ走行から C V T 走行(中車速)への切換え中において、C V T 走行での連続性という観点では、無段変速機 24 の変速比 γ を例えば C V T 走行中のときと同様に算出される目標変速比 γ_{tgt} とした状態で行うことが望ましい。しかしながら、ギヤ走行中に無段変速機 24 を C V T 走行中のときと同様の目標変速比 γ_{tgt} で制御することが、無段変速機 24 の損失の低減とはならない場合もある。そこで、変速制御部 102 は、ギヤ走行から C V T 走行(中車速)への切換えは、例えば無段変速機 24 の変速比 γ を C V T 走行中のときと同様に算出される目標変速比 γ_{tgt} とした状態で行うものの、ギヤ走行中は、無段変速機 24 の損失ができるだけ低減される変速比 γ とする。

【0048】

その為、電子制御装置 80 は、損失算出手段すなわち損失算出部 104、目標変速比算出手段すなわち目標変速比算出部 106 とを、更に備えている。

【0049】

損失算出部 104 は、無段変速機 24 の摩擦損失 $T_{lf} [Nm]$ の推定値である推定摩擦損失 T_{lfp} を算出する推定摩擦損失算出手段すなわち推定摩擦損失算出部 108 と、無段変速機構 24 の慣性損失 $T_{li} [Nm]$ の推定値である推定慣性損失 T_{lip} を算出する推定慣性損失算出手段すなわち推定慣性損失算出部 110 とを備えている。摩擦損失 T_{lf} は、例えば無段変速機 24 における伝動ベルト 64 と各プーリ 58, 62 との間の各々の摩擦損失トルクであり、伝動ベルト 64 を構成するリングとエレメントとの間の摩擦によるベルト内部損失トルクを含めても良い。又、慣性損失 T_{li} は、例えばギヤ走行中における空転状態での無段変速機 24 の空転部材の慣性モーメントにより加速時に発生させられる慣性損失トルクである。特に、セカンダリプーリ 62 については、無段変速機 24 の変速比 γ によって慣性損失が変化するので、本実施例では、無段変速機 24 の損失ができるだけ低減される変速比 γ を求めるにあたり、慣性損失 T_{li} として、変速比 γ に依存するセカンダリプーリ 62 の慣性損失を取り上げるものとする。

【0050】

推定摩擦損失算出部 108 は、次式(1)に示すような無段変速機 24 の摩擦損失 T_{lf} を算出する為の予め定められた概略式から無段変速機 24 の変速比 γ に基づいて推定摩擦損失 T_{lfp} を算出する。次式(1)において、C は、予め定められた摩擦損失算出用係数であり、例えば一定の値でも良いし、又、無段変速機 24 の入力トルク T_i が大きい程大きな値に変化させられる値でも良い。

$$T_{lfp} = C \times |\log \gamma| \quad \cdots (1)$$

【0051】

推定慣性損失算出部 110 は、次式(2)に示すようなセカンダリプーリ 62 の慣性損失を算出する為の予め定められた演算式から無段変速機 24 の変速比 γ 及び入力軸 22 の角加速度(入力軸角加速度) $d\omega_i/dt [rad/s^2]$ に基づいて推定慣性損失 T_{lip} を算出する。次式(2)において、 I_s は、予め定められたセカンダリプーリ 62 の慣性モーメントである。尚、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ は、入力軸 22 の回転速度時間変化率であり、図面においては時間微分すなわち時間変化率をドットで示している(以下の説明において同じ)。

$$T_{lip} = I_s \times (1 \div \gamma)^2 \times (d\omega_i/dt) \quad \cdots (2)$$

【0052】

損失算出部 104 は、次式(3)に示すように、推定摩擦損失 T_{lfp} と推定慣性損失 T_{lip} との合計にて、ギヤ走行時における無段変速機 24 の総損失 T_{lt} を算出する。

$$T_{lt} = T_{lfp} + T_{lip} \quad \cdots (3)$$

【0053】

前記式(3)において、右辺の第1項である推定摩擦損失 T_{lfp} は、変速比 γ が無段変速機 24 により形成される最小変速比(すなわち最も高車速側の変速比である最ハイ変速比) γ_{min} から「1」までの間においては変速比 γ が大きくなる程単純減少となる。又、その推定摩擦損失 T_{lfp} は、変速比 γ が「1」から最ロー変速比 γ_{max} までの間においては変速比 γ が大きくなる程単純増加となる。一方で、右辺の第2項である推定慣性損失 T_{lip} は、変速比 γ が大きくなる程単純減少となる。従って、最ハイ変速比 γ_{min} から「1」までの間においては、無段変速機 24 の総損失 T_{lt} を最小とする変速比 γ は「1」である。これに対して、変速比 γ が「1」から最ロー変速比 γ_{max} までの間においては、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ の値によって、無段変速機 24 の総損失 T_{lt} を最小とする変速比 γ の値が変化することになる。

10

【0054】

図4は、前記式(3)を反映させるように、「1」から最ロー変速比 γ_{max} までの間における変速比 γ をパラメータとして、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ と、無段変速機 24 の総損失 T_{lt} との関係を示す図である。図4において、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ が小さい側では、変速比 γ が高車速側となる「1」側の方が総損失 T_{lt} が小さくなり、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ が大きい側では、変速比 γ が低車速側となる最ロー変速比 γ_{max} 側の方が総損失 T_{lt} が小さくなる傾向を示している。

20

【0055】

そして、目標変速比算出部 106 は、例えば入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ に基づいて、無段変速機 24 の総損失 T_{lt} (すなわち無段変速機 24 の推定摩擦損失 T_{lfp} と無段変速機 24 の推定慣性損失 T_{lip} との合計)を最小とする為の無段変速機 24 の変速比 γ を、空転時の無段変速機 24 の目標変速比 γ_{tgt} とする。このように、目標変速比算出部 106 は、推定摩擦損失 T_{lfp} と推定慣性損失 T_{lip} とに基づいて、空転時の無段変速機 24 の目標変速比 γ_{tgt} を算出する。

【0056】

ここで、電子制御装置 80 への実装上、損失算出部 104 と目標変速比算出部 106 とを備えて、損失算出部 104 により算出された総損失 T_{lt} に基づいて、目標変速比算出部 106 により目標変速比 γ_{tgt} を算出する、という上述したような実施態様を採用することに替えて、損失算出部 104 を備えず、目標変速比算出部 106 により予め定められた関係(マップ)を用いて目標変速比 γ_{tgt} を算出するという別の実施態様を採用することもできる。以下に、その別の実施態様を説明する。

30

【0057】

図5は、図4において総損失 T_{lt} が最小となる変速比 γ を選んでプロットした図である。つまり、図5は、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ と、総損失 T_{lt} を最小にする変速比 γ との関係を示す図である。図5において、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ が小さい側の方が大きい側よりも、総損失 T_{lt} を最小にする変速比 γ が小さくなる傾向を示している。尚、次式(1)における摩擦損失算出用係数 C が無段変速機 24 の入力トルク T_i に応じて変化させられる値であるなら、図5に示す関係図も入力トルク T_i に応じて変化させられる。

40

【0058】

目標変速比算出部 106 は、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ が小さい場合の方が大きい場合よりも、無段変速機 24 の総損失 T_{lt} を最小とする為の無段変速機 24 の変速比 γ が高車速側となるように予め定められた図5に示すような関係から、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ に基づいて、空転時の無段変速機 24 の目標変速比 γ_{tgt} を算出する。目標変速比算出部 106 は、例えば次式(4)に示すような予め定められた演算式から、無段変速機 24 の入力トルク T_i の推定値である推定入力トルク T_{ip} に基づいて、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ を算出する。次式(4)において、 I_{eq} は、回転部材の慣性系を含む、車両 10 の等価慣性モーメン

50

トである。又、目標変速比算出部106は、例えば予め定められた所定の関係(例えばエンジントルクマップ)からエンジン回転速度 N_e 及びスロットル弁開度 θ_{th} 等に基づいてエンジントルク T_e の推定値(推定エンジントルク) T_{ep} を算出し、その推定エンジントルク T_{ep} にトルクコンバータ20のトルク比(=タービントルク/ポンプトルク) t を乗算して推定入力トルク T_{ip} を算出する。このトルク比 t は、トルクコンバータの速度比 e (=タービン回転速度(入力軸回転速度 N_i)/ポンプ回転速度(エンジン回転速度 N_e))の関数であり、目標変速比算出部106は、例えば速度比 e とトルク比 t との予め定められた関係(マップ)から実際の速度比 e に基づいてトルク比 t を算出する。

$$d\omega_i/dt = T_{ip} \div I_{eq} \quad \cdots(4)$$

【0059】

そして、損失算出部104を備える実施態様、及び損失算出部104を備えない別の実施態様の何れの実施態様においても、変速制御部102は、動力伝達装置16の動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、目標変速比算出部106により算出された空転時の無段変速機24の目標変速比 γ_{tgt} で無段変速機24を制御する。従って、変速制御部102は、動力伝達装置16の動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ が小さい場合の方が大きい場合よりも高車速側の変速比 γ で無段変速機24を制御する。

【0060】

又、変速制御部102は、動力伝達装置16の動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記第1動力伝達経路への切換えを判断するまで、前記空転時の無段変速機24の目標変速比 γ_{tgt} で無段変速機24を制御する。一方で、変速制御部102は、例えば前記第1動力伝達経路への切換えを判断した場合、C V T走行中のときと同様にアクセル開度 θ_{acc} 、車速 V などに基づいて算出される目標変速比 γ_{tgt} で無段変速機24を制御する。変速制御部102による前記第1動力伝達経路への切換え判断は、実際にその切換えが実行されるよりも前に為されるものであるもので、例えば前記第2動力伝達経路から前記第1動力伝達経路への切換え予告(ギヤ走行からC V T走行への切換え予告)に相当するものである。

【0061】

図6は、電子制御装置80の制御作動の要部すなわち空転時における無段変速機24の損失を適切に低減する為の制御作動を説明するフローチャートであり、例えば数 $msec$ 乃至数十 $msec$ 程度の極めて短いサイクルタイムで繰り返し実行される。図7は、図6のフローチャートに示す制御作動を実行した場合のタイムチャートの一例であって、減速、停止、発進、加速時の一例である。

【0062】

図6において、まず、変速制御部102に対応するステップ(以下、ステップを省略する)S10において、例えば動力伝達装置16の動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているか否か、すなわちギヤ伝達が選択されて確定中であるか否かが、油圧制御回路96への指令信号に基づいて判定される。このS10の判断が肯定される場合は変速制御部102に対応するS20において、例えばギヤ走行からC V T走行への切換え予告があるか否かが、前記第2動力伝達経路から前記第1動力伝達経路への切換えが判断されたか否かに基づいて判定される。このS20の判断が否定される場合は目標変速比算出部106に対応するS30において、例えば無段変速機24の総損失 T_{lt} を最小とする為の無段変速機24の変速比 γ が、空転時の無段変速機24の目標変速比 γ_{tgt} に設定される。具体的には、前記式(4)から入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ の推定値が算出される。そして、予め定められた図5に示すような関係から、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ の推定値に基づいて無段変速機24の総損失 T_{lt} を最小とする為の無段変速機24の変速比 γ が算出され、その変速比 γ が空転時の無段変速機24の目標変速比 γ_{tgt} に設定される。一方で、上記S10の判断が否定される場合は、或いは上記S20の判断が肯定される場合は変速制御部102に対応するS40において、例えば車両走行上の要求に基づいて(すなわちアクセル開度 θ_{acc} 、車速 V などに基づいて)、目標変速比 γ_{tgt} が算出(設定)される。尚、上記S1

10

20

30

40

50

0 の判断が否定される場合とは、例えば C V T 伝達が確定中、C V T 走行からギヤ伝達への切替中、ニュートラル状態、後退選択中などである。

【0063】

図7において、車両10の減速中には車両停止前までに、C V T 伝達からギヤ伝達へ切り換えられる。t1時点は、その切換えが完了した時点を示している。又、ギヤ伝達にて車両発進した後、走行状態に基づいてギヤ伝達からC V T 伝達へ切り換えられる。t2時点は、その切換えが判断(予告)された時点を示している。図6のフローチャートに示したように、ギヤ伝達確定中且つギヤ伝達からC V T 伝達への切替予告が無い場合は、無段変速機24の総損失Tltを最小とする為の無段変速機24の変速比 γ に基づき、無段変速機24の目標変速比 γ_{tgt} が設定される(t1時点乃至t2時点参照)。この場合以外の場合
10

【0064】

上述のように、本実施例によれば、動力伝達装置16の動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ が小さい場合の方が大きい場合よりも高車速側の変速比 γ で無段変速機24が制御されるので、前記第2動力伝達経路とされているときの無段変速機24の変速比 γ を、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ に応じて変化する無段変速機24の慣性損失Tliを考慮した変速比 γ に制御することができる。よって、入力軸22と出力軸30との間に並列に無段変速機24及びギヤ機構28が備えられた車両10
20

【0065】

また、本実施例によれば、動力伝達装置16の動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、推定摩擦損失Tlfpと推定慣性損失Tlipとに基づいて算出された目標変速比 γ_{tgt} で空転時の無段変速機24が制御されるので、動力伝達装置16の動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているときの無段変速機24の変速比 γ を、無段変速機24の摩擦損失Tlfと無段変速機24の慣性損失Tliとを考慮した目標変速比 γ_{tgt} に制御することができる。

【0066】

また、本実施例によれば、空転時の無段変速機24の目標変速比 γ_{tgt} は、推定摩擦損失Tlfpと推定慣性損失Tlipとの合計である総損失Tltを最小とする為の無段変速機24
30

【0067】

また、本実施例によれば、動力伝達装置16の動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、前記第1動力伝達経路への切換えが判断されるまで、空転時の目標変速比 γ_{tgt} で無段変速機24が制御されるので、前記第1動力伝達経路への切換えが判断された場合は、空転時の目標変速比 γ_{tgt} で無段変速機24を制御することを禁止し、前記第1動力伝達経路への切換えの実行に備えて、C V T 走行中のときと同様に算出される目標変速比 γ_{tgt} で無段変速機24を制御することができ、燃費よりも、切換えショックを
40

【0068】

また、本実施例によれば、予め定められた図5に示すような関係から、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ の推定値に基づいて無段変速機24の総損失Tltを最小とする為の無段変速機24の変速比 γ が算出され、その変速比 γ が空転時の無段変速機24の目標変速比 γ_{tgt} に設定され、動力伝達装置16の動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているとき、空転時の目標変速比 γ_{tgt} で無段変速機24が制御されるので、動力伝達装置16の動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているときに、空転中の無段変速機24の変速比 γ が、無段変速機24の総損失Tltができるだけ小さくなる目標変速比 γ_{tgt} に制御されるので、燃費が向上させられる。
50

【0069】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0070】

例えば、前述の実施例において、無段変速機24の変速比 γ によって変化させられる損失としては、摩擦損失 T_{lf} や慣性損失 T_{li} の他に、変速比 γ によって変化させられるプライマリ推力 W_{in} 及びセカンダリ推力 W_{out} の源を供給するオイルポンプ41の装置損失 T_{lp} がある。その為、損失算出部104は、図3に示すように、オイルポンプ41の装置損失 T_{lp} の推定値である推定装置損失 T_{lpp} を算出する推定装置損失算出手段すなわち推定装置損失算出部112を更に備えても良い。このような場合、目標変速比算出部106は、推定摩擦損失 T_{lfp} と推定慣性損失 T_{lip} と推定装置損失 T_{lpp} とに基づいて、空転時の無段変速機24の目標変速比 γ_{tgt} を算出する。或いは、図5に示すような、入力軸角加速度 $d\omega_i/dt$ と、総損失 T_{lt} を最小にする変速比 γ との関係において、装置損失 T_{lp} を取り込んでも良い。このようにすれば、動力伝達装置16の動力伝達経路が前記第2動力伝達経路とされているときの無段変速機24の変速比 γ を、無段変速機24の摩擦損失 T_{lf} と無段変速機24の慣性損失 T_{li} とオイルポンプ41の装置損失 T_{lp} とを考慮した目標変速比 γ_{tgt} に制御することができる。よって、空転時における無段変速機24の損失を一層適切に低減することができる。

10

【0071】

また、前述の実施例では、変速制御部102による前記第1動力伝達経路への切換え判断を、ギヤ走行からC V T走行への切換え予告に相当するものとした。この切換え予告は、上記切換え判断の他に、例えば変速制御部102による切換え判断が行われるような走行状態に近い走行状態の判定でも良い。例えば、このまま走行を継続すれば車速 V の上昇などによって切換え判断が為される走行状態となると判断される予め定められた走行状態となったときに、切換え予告が為されても良い。

20

【0072】

また、前述の実施例では、ギヤ伝達確定中にギヤ伝達からC V T伝達への切換え予告が有りとなった場合、車両走行上の要求に基づき無段変速機24の目標変速比 γ_{tgt} が設定されたが、この態様に限らない。例えば、その場合の無段変速機24の目標変速比 γ_{tgt} は、ギヤ走行における変速比に最も近い最ロー変速比 γ_{max} やその最ロー変速比 γ_{max} に近い変速比 γ などの一定値に設定されても良い。或いは、ギヤ伝達確定中には、ギヤ伝達からC V T伝達への切換えが実際に実行されるまで、無段変速機24の総損失 T_{lt} を最小とする為の無段変速機24の変速比 γ が空転時の無段変速機24の目標変速比 γ_{tgt} に設定されても良い。このような場合には、図6のフローチャートにおけるS20は実行されない。その為、図6のフローチャートにおいてS20を除いても良いなど、各ステップは差し支えない範囲で適宜変更することができる。

30

【0073】

また、前述の実施例では、ギヤ機構28は、1つのギヤ段が形成される伝動機構であったが、これに限らない。例えば、ギヤ機構28は、変速比 γ が異なる複数のギヤ段が形成される伝動機構であっても良い。つまり、ギヤ機構28は2段以上に変速される有段変速機であっても良い。

40

【0074】

また、前述の実施例では、ギヤ機構28は、変速比 γ で見れば、無段変速機24の最ロー変速比 γ_{max} よりもロー側の変速比 E_L を形成する伝動機構であったが、これに限らない。例えば、ギヤ機構28は、無段変速機24の最ハイ変速比 $\min$ よりもハイ側の変速比 E_H を形成する伝動機構であっても良いし、ロー側の変速比 E_L 及びハイ側の変速比 E_H を形成する伝動機構であっても良い。このようなギヤ機構28であっても、本発明は適用され得る。これについては、ギヤ機構28が複数のギヤ段が形成される伝動機構である場合も同様である。

【0075】

50

また、前述の実施例では、動力伝達装置 16 の走行パターンを、所定の変速マップを用いて切り換えたが、これに限らない。例えば、車速 V とアクセル開度 θ_{acc} に基づいて運転者の駆動要求量(例えば要求トルク)を算出し、その要求トルクを満たすことができる変速比を設定することで、動力伝達装置 16 の走行パターンを切り換えても良い。

【0076】

また、前述の実施例では、前記駆動力源として、エンジン 12 を例示したが、この態様に限らない。例えば、前記駆動力源は、内燃機関等のガソリンエンジンやディーゼルエンジン等が用いられるが、電動機等の他の原動機を単独で或いはエンジン 12 と組み合わせて採用することもできる。又、エンジン 12 の動力は、トルクコンバータ 20 を介して、無段変速機 24 及びギヤ機構 28 へ伝達されたが、この態様に限らない。例えば、トルク 10
コンバータ 20 に替えて、トルク増幅作用のない流体継手(フルードカップリング)などの他の流体式伝動装置が用いられても良い。或いは、この流体式伝動装置は必ずしも設けられなくても良い。

【0077】

尚、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【符号の説明】

【0078】

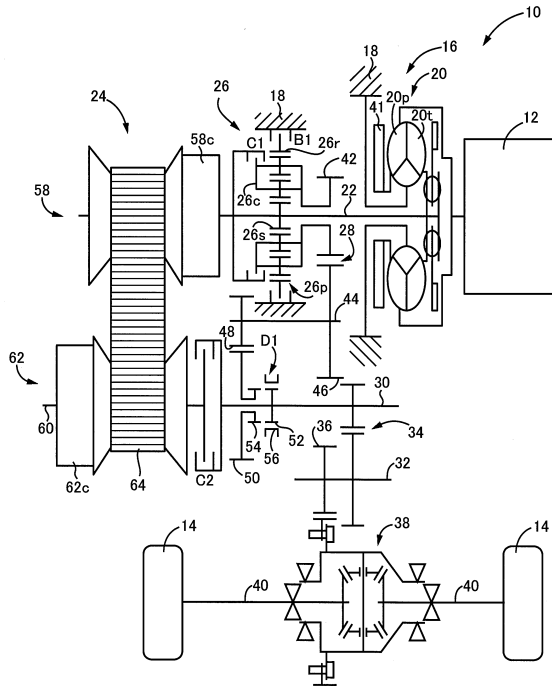
- 10：車両
- 12：エンジン(駆動力源)
- 14：駆動輪
- 22：入力軸(入力回転部材)
- 24：ベルト式無段変速機(無段変速機構)
- 28：ギヤ機構(伝動機構)
- 30：出力軸(出力回転部材)
- 41：オイルポンプ(推力源供給装置)
- 58：プライマリプーリ(無段変速機構の回転部材)
- 62：セカンダリプーリ(無段変速機構の回転部材)
- 80：電子制御装置(制御装置)
- 102：変速制御部
- 106：目標変速比算出部
- 108：推定摩擦損失算出部
- 110：推定慣性損失算出部
- 112：推定装置損失算出部
- B1：後進用ブレーキ(クラッチ機構)
- C1：前進用クラッチ(クラッチ機構)
- C2：C V T 走行用クラッチ(クラッチ機構)

10

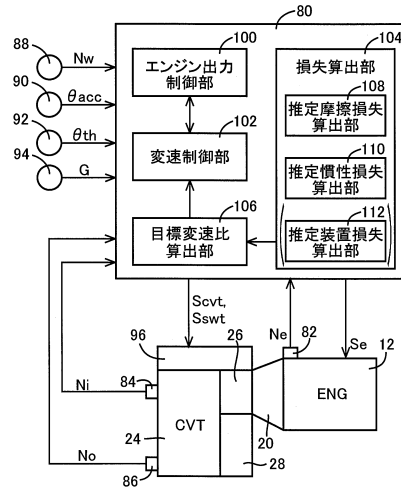
20

30

【図 1】



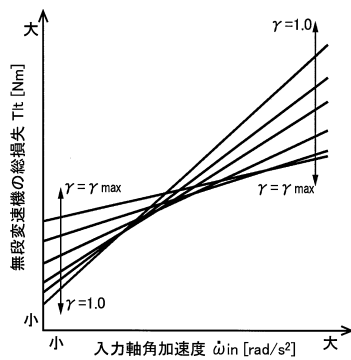
【図 3】



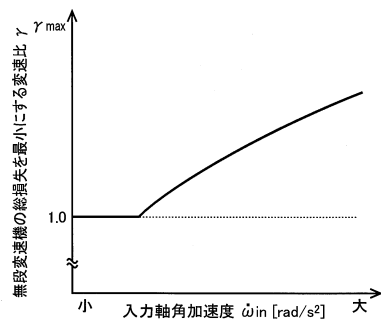
【図 2】



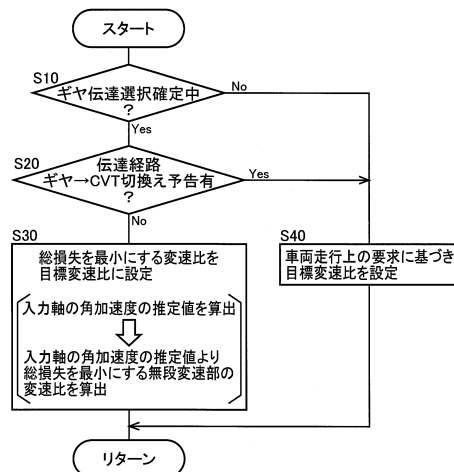
【図 4】



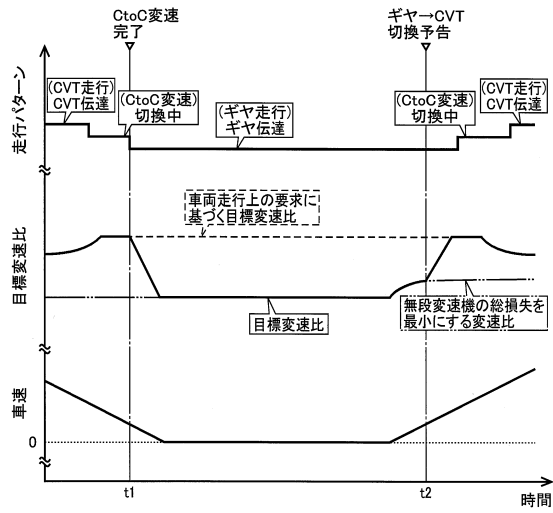
【図 5】



【図 6】



【図 7】



フロントページの続き

- (72)発明者 近藤 宏紀
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
- (72)発明者 松尾 賢治
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
- (72)発明者 深尾 光博
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 佐々木 訓

- (56)参考文献 特開昭63-038759 (JP, A)
特開昭63-028740 (JP, A)
特開2000-303899 (JP, A)
特開2001-354051 (JP, A)
特開昭63-297856 (JP, A)
特開2010-138961 (JP, A)
国際公開第2014/147779 (WO, A1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 59/00 - 61/12
F16H 61/16 - 61/24
F16H 61/66 - 61/70
F16H 63/40 - 63/50
F16H 19/00 - 37/16