

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4847567号
(P4847567)

(45) 発行日 平成23年12月28日 (2011.12.28)

(24) 登録日 平成23年10月21日 (2011.10.21)

(51) Int. Cl.	F 1	
F 1 6 H 61/04 (2006.01)	F 1 6 H 61/04	
F 1 6 H 37/02 (2006.01)	F 1 6 H 37/02	P
F 1 6 H 9/18 (2006.01)	F 1 6 H 9/18	B
F 1 6 H 59/16 (2006.01)	F 1 6 H 59/16	
F 1 6 H 59/40 (2006.01)	F 1 6 H 59/40	

請求項の数 7 (全 22 頁)

(21) 出願番号 特願2009-195867 (P2009-195867)
 (22) 出願日 平成21年8月26日 (2009.8.26)
 (65) 公開番号 特開2011-47459 (P2011-47459A)
 (43) 公開日 平成23年3月10日 (2011.3.10)
 審査請求日 平成23年2月11日 (2011.2.11)

(73) 特許権者 000231350
 ジャトコ株式会社
 静岡県富士市今泉700番地の1
 (74) 代理人 100075513
 弁理士 後藤 政喜
 (74) 代理人 100114236
 弁理士 藤井 正弘
 (74) 代理人 100120260
 弁理士 飯田 雅昭
 (72) 発明者 野々村 良輔
 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内
 (72) 発明者 江口 岳
 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 無段変速機及びその制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両に搭載される無段変速機であって、
 エンジンから駆動力が入力されるプライマリーと、駆動輪側へ駆動力を出力するセカンダリーと、前記プライマリー及び前記セカンダリーに巻き掛けられる巻き掛け部材とを有し、前記プライマリー及び前記セカンダリーへの供給油圧に応じて変速比を無段階に変更することができる無段変速機構と、
 前記無段変速機構より下流側に設けられ、前進用変速段として第1変速段と前記第1変速段よりも変速比の小さい第2変速段とを含む副変速機構と、
 前記副変速機構の変速時に、前記無段変速機構の変速比を前記副変速機構の変速と逆方向に制御する変速制御手段と、
 前記エンジンから前記無段変速機構に入力される入力トルクに基づいて前記各プーリと前記巻き掛け部材との接触摩擦力を維持するために必要な前記油圧である必要油圧を演算する必要油圧演算手段と、
 前記必要油圧に基づいて前記無段変速機構に油圧を供給する油圧供給手段と、
 前記副変速機構の変速時に、前記副変速機構から前記無段変速機構に入力されるイナーシャトルクを推定するイナーシャトルク推定手段と、
 を備え、

前記必要油圧演算手段は、前記副変速機構の変速時には、前記入力トルクと前記イナーシャトルクとに基づいて前記必要油圧を演算し、前記入力トルクが前記無段変速機構に作

用する向きと前記イナーシャトルクが前記無段変速機構に作用する向きとが同一であるとき、前記入力トルクと前記イナーシャトルクとのうち絶対値が大きい方に基づいて前記必要油圧を演算する、
ことを特徴とする無段変速機。

【請求項 2】

車両に搭載される無段変速機であって、
エンジンから駆動力が入力されるプライマリプーリと、駆動輪側へ駆動力を出力するセカンダリプーリと、前記プライマリプーリ及び前記セカンダリプーリに巻き掛けられる巻き掛け部材とを有し、前記プライマリプーリ及び前記セカンダリプーリへの供給油圧に応じて変速比を無段階に変更することができる無段変速機構と、

10

前記無段変速機構より下流側に設けられ、前進用変速段として第 1 変速段と前記第 1 変速段よりも変速比の小さい第 2 変速段とを含む副変速機構と、

前記副変速機構の変速時に、前記無段変速機構の変速比を前記副変速機構の変速と逆方向に制御する変速制御手段と、

前記エンジンから前記無段変速機構に入力される入力トルクに基づいて前記各プーリと前記巻き掛け部材との接触摩擦力を維持するために必要な前記油圧である必要油圧を演算する必要油圧演算手段と、

前記必要油圧に基づいて前記無段変速機構に油圧を供給する油圧供給手段と、

前記副変速機構の変速時に、前記副変速機構から前記無段変速機構に入力されるイナーシャトルクを推定するイナーシャトルク推定手段と、
を備え、

20

前記必要油圧演算手段は、前記副変速機構の変速時には、前記入力トルクと前記イナーシャトルクとに基づいて前記必要油圧を演算し、前記副変速機構が前記第 1 の変速段から前記第 2 の変速段へと変速するときであって前記入力トルクが負であるとき、又は前記副変速機構が前記第 2 の変速段から前記第 1 の変速段へと変速するときであって前記入力トルクが正であるとき、前記入力トルクと前記イナーシャトルクとのうち絶対値が大きい方に基づいて前記必要油圧を演算する、

ことを特徴とする無段変速機。

【請求項 3】

前記必要油圧演算手段は、前記入力トルクが前記無段変速機構に作用する向きと前記イナーシャトルクが前記無段変速機構に作用する向きとが異なるとき、前記入力トルクと前記イナーシャトルクとの絶対値の和に基づいて前記必要油圧を演算する、

30

ことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の無段変速機。

【請求項 4】

前記副変速機構が前記第 1 の変速段から前記第 2 の変速段へと変速するときであって前記入力トルクが正であるとき、又は前記副変速機構が前記第 2 の変速段から前記第 1 の変速段へと変速するときであって前記入力トルクが負であるとき、前記必要油圧演算手段は、前記入力トルクと前記イナーシャトルクとの絶対値の和に基づいて前記必要油圧を演算する、

ことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の無段変速機。

40

【請求項 5】

前記イナーシャトルク推定手段は、前記無段変速機構の出力軸周りの慣性モーメントと前記副変速機構の変速時における前記出力軸の角加速度とに基づいて前記副変速機構の変速前に予め前記イナーシャトルクの設計値を演算しておく設計イナーシャトルク演算手段と、前記副変速機構の変速中に前記イナーシャトルクの実測値を演算する実測イナーシャトルク演算手段とを備え、

前記必要油圧演算手段は、前記実測値が前記設計値を超えたとき、前記入力トルクと前記イナーシャトルクの実測値とに基づいて前記必要油圧を演算する、

ことを特徴とする請求項 1 から 4 までのいずれか 1 項に記載の無段変速機。

【請求項 6】

50

エンジンから駆動力が入力されるプライマリプーリと、駆動輪側へ駆動力を出力するセカンダリプーリと、前記プライマリプーリ及び前記セカンダリプーリに巻き掛けられる巻き掛け部材とを有し、供給油圧に応じて変速比を無段階に変更することができる無段変速機構と、前記無段変速機構より下流側に設けられ、前進用変速段として第1変速段と前記第1変速段よりも変速比の小さい第2変速段とを含む副変速機構とを備える無段変速機の制御方法であって、

前記副変速機構の変速時に、前記無段変速機構の変速比を前記副変速機構の変速と逆方向に制御するステップと、

前記エンジンから前記無段変速機構に入力される入力トルクに基づいて前記各プーリと前記巻き掛け部材との接触摩擦力を維持するために必要な前記油圧である必要油圧を演算するステップと、

前記必要油圧に基づいて前記無段変速機構に油圧を供給するステップと、

前記副変速機構の変速時に、前記副変速機構から前記無段変速機構に入力されるイナーシャトルクを推定するステップと、

を備え、

前記必要油圧を演算するステップは、前記副変速機構の変速時には、前記入力トルクと前記イナーシャトルクとに基づいて前記必要油圧を演算し、前記入力トルクが前記無段変速機構に作用する向きと前記イナーシャトルクが前記無段変速機構に作用する向きとが同一であるとき、前記入力トルクと前記イナーシャトルクとのうち絶対値が大きい方に基づいて前記必要油圧を演算する、

ことを特徴とする無段変速機の制御方法。

【請求項7】

エンジンから駆動力が入力されるプライマリプーリと、駆動輪側へ駆動力を出力するセカンダリプーリと、前記プライマリプーリ及び前記セカンダリプーリに巻き掛けられる巻き掛け部材とを有し、供給油圧に応じて変速比を無段階に変更することができる無段変速機構と、前記無段変速機構より下流側に設けられ、前進用変速段として第1変速段と前記第1変速段よりも変速比の小さい第2変速段とを含む副変速機構とを備える無段変速機の制御方法であって、

前記副変速機構の変速時に、前記無段変速機構の変速比を前記副変速機構の変速と逆方向に制御するステップと、

前記エンジンから前記無段変速機構に入力される入力トルクに基づいて前記各プーリと前記巻き掛け部材との接触摩擦力を維持するために必要な前記油圧である必要油圧を演算するステップと、

前記必要油圧に基づいて前記無段変速機構に油圧を供給するステップと、

前記副変速機構の変速時に、前記副変速機構から前記無段変速機構に入力されるイナーシャトルクを推定するステップと、

を備え、

前記必要油圧を演算するステップは、前記副変速機構の変速時には、前記入力トルクと前記イナーシャトルクとに基づいて前記必要油圧を演算し、前記副変速機構が前記第1の変速段から前記第2の変速段へと変速するときであって前記入力トルクが負であるとき、又は前記副変速機構が前記第2の変速段から前記第1の変速段へと変速するときであって前記入力トルクが正であるとき、前記入力トルクと前記イナーシャトルクとのうち絶対値が大きい方に基づいて前記必要油圧を演算する、

ことを特徴とする無段変速機の制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、副変速機付きベルト式無段変速機及びその制御方法において、特に無段変速機の油圧制御に関する。

【背景技術】

10

20

30

40

50

【 0 0 0 2 】

前進 2 段に切り替え可能な副変速機を無段変速機構の出力軸に直列に接続し、運転条件に応じて副変速機を切り替えることで、変速機全体として実現可能な変速比の範囲を拡大した副変速機付き無段変速機が知られている。

【 0 0 0 3 】

副変速機付き無段変速機では、車両の走行中、副変速機が低速ギアから高速ギアへと変速されると、変速機全体としての変速比であるスルー変速比が変化して変速ショックが生じる。そこで、副変速機の変速に合わせて無段変速機構の変速比を速やかに増加させることでスルー変速比を一定に保つように制御することが特許文献 1 に記載されている。

【 先行技術文献 】

10

【 特許文献 】

【 0 0 0 4 】

【 特許文献 1 】 特開平 0 5 - 7 9 5 5 4 号公報

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 5 】

ここで、無段変速機構は、溝幅変更可能な一对のプーリとこれらの間に掛け回されたベルトとを備え、各プーリに供給される作動油圧によってプーリの溝幅をそれぞれ変更することで変速比を無段階に変更可能である。作動油圧が不足するとベルトを挟持するプーリの推力が不足してベルト滑りを生じるので、作動油圧の元圧となるライン圧は、作動油圧が不足しないようにプライマリプーリへ入力されるエンジントルクに応じて適切に設定される。

20

【 0 0 0 6 】

しかし、副変速機を低速ギアから高速ギアへと切り替えると、副変速機の入力側である無段変速機構の出力軸の回転速度が低下するので、これに伴って出力軸の回転を制限する方向にイナーシャトルクが作用する。これにより、エンジントルクとイナーシャトルクとが無段変速機構に対して同時に逆方向に作用するので、プーリ推力が不足してベルト滑りを生じる可能性がある。

【 0 0 0 7 】

本発明は、副変速機付き無段変速機においてベルト滑りを防止することを目的とする。

30

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 0 8 】

本発明は、車両に搭載される無段変速機であって、エンジンから駆動力が入力されるプライマリプーリと、駆動輪側へ駆動力を出力するセカンダリプーリと、プライマリプーリ及びセカンダリプーリに巻き掛けられる巻き掛け部材とを有し、供給油圧に応じて変速比を無段階に変更することができる無段変速機構と、無段変速機構より下流側に設けられ、前進用変速段として第 1 変速段と第 1 変速段よりも変速比の小さい第 2 変速段とを含む副変速機構と、副変速機構の変速時に、無段変速機構の変速比を副変速機構の変速と逆方向に制御する変速制御手段と、エンジンから無段変速機構に入力される入力トルクに基づいて各プーリと巻き掛け部材との接触摩擦力を維持するために必要な油圧である必要油圧を演算する必要油圧演算手段と、必要油圧に基づいて無段変速機構に油圧を供給する油圧供給手段と、副変速機構の変速時に、副変速機構から無段変速機構に入力されるイナーシャトルクを推定するイナーシャトルク推定手段とを備え、必要油圧演算手段は、副変速機構の変速時には、入力トルクとイナーシャトルクとに基づいて必要油圧を演算し、入力トルクが無段変速機構に作用する向きとイナーシャトルクが無段変速機構に作用する向きとが同一であるとき、入力トルクとイナーシャトルクとのうち絶対値が大きい方に基づいて必要油圧を演算することを特徴とする。

40

また、本発明は、車両に搭載される無段変速機であって、エンジンから駆動力が入力されるプライマリプーリと、駆動輪側へ駆動力を出力するセカンダリプーリと、プライマリプーリ及びセカンダリプーリに巻き掛けられる巻き掛け部材とを有し、プライマリプーリ

50

及びセカンダリプリーへの供給油圧に応じて変速比を無段階に変更することができる無段変速機構と、無段変速機構より下流側に設けられ、前進用変速段として第1変速段と第1変速段よりも変速比の小さい第2変速段とを含む副変速機構と、副変速機構の変速時に、無段変速機構の変速比を副変速機構の変速と逆方向に制御する変速制御手段と、エンジンから無段変速機構に入力される入力トルクに基づいて各プリーと巻き掛け部材との接触摩擦力を維持するために必要な油圧である必要油圧を演算する必要油圧演算手段と、必要油圧に基づいて無段変速機構に油圧を供給する油圧供給手段と、副変速機構の変速時に、副変速機構から無段変速機構に入力されるイナーシャトルクを推定するイナーシャトルク推定手段と、を備え、必要油圧演算手段は、副変速機構の変速時には、入力トルクとイナーシャトルクとに基づいて必要油圧を演算し、副変速機構が第1の変速段から第2の変速段へと変速するときであって入力トルクが負であるとき、又は副変速機構が第2の変速段から第1の変速段へと変速するときであって入力トルクが正であるとき、入力トルクとイナーシャトルクとのうち絶対値が大きい方に基づいて必要油圧を演算する、ことを特徴とする。

10

【0009】

また本発明は、エンジンから駆動力が入力されるプライマリプリーと、駆動輪側へ駆動力を出力するセカンダリプリーと、プライマリプリー及びセカンダリプリーに巻き掛けられる巻き掛け部材とを有し、供給油圧に応じて変速比を無段階に変更することができる無段変速機構と、無段変速機構より下流側に設けられ、前進用変速段として第1変速段と第1変速段よりも変速比の小さい第2変速段とを含む副変速機構とを備える無段変速機の制御方法であって、副変速機構の変速時に、無段変速機構の変速比を副変速機構の変速と逆方向に制御するステップと、エンジンから無段変速機構に入力される入力トルクに基づいて各プリーと巻き掛け部材との接触摩擦力を維持するために必要な油圧である必要油圧を演算するステップと、必要油圧に基づいて無段変速機構に油圧を供給するステップと、副変速機構の変速時に、副変速機構から無段変速機構に入力されるイナーシャトルクを推定するステップとを備え、必要油圧を演算するステップは、副変速機構の変速時には、入力トルクとイナーシャトルクとに基づいて必要油圧を演算し、入力トルクが無段変速機構に作用する向きとイナーシャトルクが無段変速機構に作用する向きとが同一であるとき、入力トルクとイナーシャトルクとのうち絶対値が大きい方に基づいて必要油圧を演算することを特徴とする。

20

30

また、エンジンから駆動力が入力されるプライマリプリーと、駆動輪側へ駆動力を出力するセカンダリプリーと、プライマリプリー及びセカンダリプリーに巻き掛けられる巻き掛け部材とを有し、供給油圧に応じて変速比を無段階に変更することができる無段変速機構と、無段変速機構より下流側に設けられ、前進用変速段として第1変速段と第1変速段よりも変速比の小さい第2変速段とを含む副変速機構とを備える無段変速機の制御方法であって、副変速機構の変速時に、無段変速機構の変速比を副変速機構の変速と逆方向に制御するステップと、エンジンから無段変速機構に入力される入力トルクに基づいて各プリーと巻き掛け部材との接触摩擦力を維持するために必要な油圧である必要油圧を演算するステップと、必要油圧に基づいて無段変速機構に油圧を供給するステップと、副変速機構の変速時に、副変速機構から無段変速機構に入力されるイナーシャトルクを推定するステップと、を備え、必要油圧を演算するステップは、副変速機構の変速時には、入力トルクとイナーシャトルクとに基づいて必要油圧を演算し、副変速機構が第1の変速段から第2の変速段へと変速するときであって入力トルクが負であるとき、又は副変速機構が第2の変速段から第1の変速段へと変速するときであって入力トルクが正であるとき、入力トルクとイナーシャトルクとのうち絶対値が大きい方に基づいて必要油圧を演算する、ことを特徴とする。

40

【発明の効果】

【0010】

本発明によれば、副変速機構の変速時にはエンジンから無段変速機へ入力される入力トルクと、副変速機構から無段変速機構に入力されるイナーシャトルクとに基づいて必要油

50

圧を演算するので、副変速機構の変速によって無段変速機の出力軸の回転速度が変化して無段変速機構にイナーシャトルクが入力されても十分な油圧を確保することができる。よって、油圧不足によって巻き掛け部材と各プーリとの接触摩擦力が不足することによる滑りの発生を防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【0011】

【図1】本実施形態における無段変速機を搭載した車両の構成を示す構成図である。

【図2】変速機コントローラの内部構成を示す構成図である。

【図3】変速機の変速マップの一例を示した図である。

【図4】変速機コントローラによって実行される制御を示すフローチャートである。

10

【図5】変速機コントローラによって実行される制御を示すフローチャートである。

【図6】セカンダリプーリとベルトに作用する力を示す模式図である。

【図7】セカンダリプーリとベルトに作用する力を示す模式図である。

【図8】セカンダリプーリとベルトに作用する力を示す模式図である。

【図9】セカンダリプーリとベルトに作用する力を示す模式図である。

【図10】副変速機構の変速時に変速機の各種パラメータが変化の様子を示したタイミングチャートである。

【発明を実施するための形態】

【0012】

以下では図面を参照して本発明の実施の形態について詳しく説明する。

20

【0013】

以下、添付図面を参照しながら本発明の実施形態について説明する。なお、以下の説明において、ある変速機構の「変速比」は、当該変速機構の入力回転速度を当該変速機構の出力回転速度で割って得られる値である。また、「最Low変速比」は当該変速機構の最大変速比を意味し、「最High変速比」は当該変速機構の最小変速比を意味する。

【0014】

図1は本発明の実施形態に係る無段変速機を搭載した車両の概略構成図である。この車両は動力源としてエンジン1を備える。エンジン1の出力回転は、ロックアップクラッチ付きトルクコンバータ2、第1ギア列3、無段変速機（以下、単に「変速機4」という。）、第2ギア列5、終減速装置6を介して駆動輪7へと伝達される。第2ギア列5には駐車時に変速機4の出力軸24を機械的に回転不能にロックするパーキング機構8が設けられている。

30

【0015】

また、車両には、エンジン1の動力の一部を利用して駆動されるオイルポンプ10と、オイルポンプ10からの油圧を調圧して変速機4の各部位に供給する油圧制御回路11と、油圧制御回路11を制御する変速機コントローラ12とが設けられている。

【0016】

各構成について説明すると、変速機4は、ベルト式無段変速機構（以下、「バリエータ20」という。）と、バリエータ20に直列に設けられる副変速機構30とを備える。「直列に設けられる」とはエンジン1から駆動輪7に至るまでの動力伝達経路においてバリエータ20と副変速機構30が直列に設けられるという意味である。副変速機構30は、この例のようにバリエータ20の出力軸24に直接接続されていてもよいし、その他の変速ないし動力伝達機構（例えば、ギヤ列）を介して接続されていてもよい。

40

【0017】

バリエータ20は、プライマリプーリ21と、セカンダリプーリ22と、プーリ21、22の間に掛け回されるVベルト23とを備える。プーリ21、22は、それぞれ固定円錐板と、この固定円錐板に対してシーブ面を対向させた状態で配置され固定円錐板との間にV溝を形成する可動円錐板と、この可動円錐板の背面に設けられて可動円錐板を軸方向に変位させる油圧シリンダ23a、23bとを備える。油圧シリンダ23a、23bに供給される油圧を調整すると、V溝の幅が変化してVベルト23と各プーリ21、22との

50

接触半径が変化し、バリエータ 20 の変速比 $v R a t i o$ が無段階に変化する。

【0018】

副変速機構 30 は前進 2 段・後進 1 段の変速機構である。副変速機構 30 は、2 つの遊星歯車のキャリアを連結したラビニヨウ型遊星歯車機構 31 と、ラビニヨウ型遊星歯車機構 31 を構成する複数の回転要素に接続され、それらの関係状態を変更する複数の摩擦締結要素 (Low ブレーキ 32、High クラッチ 33、Rev ブレーキ 34) とを備える。各摩擦締結要素 32 ~ 34 への供給油圧を調整し、各摩擦締結要素 32 ~ 34 の締結・解放状態を変更すると、副変速機構 30 の変速段が変更される。例えば、Low ブレーキ 32 を締結し、High クラッチ 33 と Rev ブレーキ 34 を解放すれば副変速機構 30 の変速段は 1 速となる。High クラッチ 33 を締結し、Low ブレーキ 32 と Rev ブレーキ 34 を解放すれば副変速機構 30 の変速段は 1 速よりも変速比が小さな 2 速となる。また、Rev ブレーキ 34 を締結し、Low ブレーキ 32 と High クラッチ 33 を解放すれば副変速機構 30 の変速段は後進となる。なお、以下の説明では、副変速機構 30 の変速段が 1 速であるとき「変速機 4 が低速モードである」と表現し、2 速であるとき「変速機 4 が高速モードである」と表現する。

10

【0019】

変速機コントローラ 12 は、図 2 に示すように、CPU 121 と、RAM・ROM からなる記憶装置 122 と、入力インターフェース 123 と、出力インターフェース 124 と、これらを相互に接続するバス 125 とから構成される。

【0020】

入力インターフェース 123 には、エンジン 1 のスロットルバルブの開度 (以下、「スロットル開度 $T V O$ 」という。) を検出するスロットル開度センサ 41 の出力信号、変速機 4 の入力回転速度 (= プライマリプリー 21 の回転速度、以下、「プライマリ回転速度 $N p r i$ 」という。) を検出する回転速度センサ 42 の出力信号、車両の走行速度 (以下、「車速 $V S P$ 」という。) を検出する車速センサ 43 の出力信号、変速機 4 の油温を検出する油温センサ 44 の出力信号、セレクトレバーの位置を検出するインヒビタスイッチ 45 の出力信号などが入力される。

20

【0021】

記憶装置 122 には、変速機 4 の変速制御プログラム、この変速制御プログラムで用いる変速マップ (図 3) が格納されている。CPU 121 は、記憶装置 122 に格納されている変速制御プログラムを読み出して実行し、入力インターフェース 123 を介して入力される各種信号に対して各種演算処理を施して変速制御信号を生成し、生成した変速制御信号を出力インターフェース 124 を介して油圧制御回路 11 に出力する。CPU 121 が演算処理で使用する各種値、その演算結果は記憶装置 122 に適宜格納される。

30

【0022】

油圧制御回路 11 は複数の流路、複数の油圧制御弁で構成される。油圧制御回路 11 は、変速機コントローラ 12 からの変速制御信号に基づき、複数の油圧制御弁を制御して油圧の供給経路を切り換えると同時にオイルポンプ 10 で発生した油圧から必要な油圧を調製し、これを変速機 4 の各部位に供給する。これにより、バリエータ 20 の変速比 $v R a t i o$ 、副変速機構 30 の変速段が変更され、変速機 4 の変速が行われる。

40

【0023】

図 3 は変速機コントローラ 12 の記憶装置 122 に格納される変速マップの一例を示している。

【0024】

この変速マップ上では変速機 4 の動作点が車速 $V S P$ とプライマリ回転速度 $N p r i$ とに基づき決定される。変速機 4 の動作点と変速マップ左下隅の零点を結ぶ線の傾きが変速機 4 の変速比 (バリエータ 20 の変速比 $v R a t i o$ に副変速機構 30 の変速比を掛けて得られる全体の変速比、以下、「スルー変速比 $R a t i o$ 」という。) を表している。この変速マップには、従来のベルト式無段階変速機の変速マップと同様に、スロットル開度 $T V O$ 毎に変速線が設定されており、変速機 4 の変速はスロットル開度 $T V O$ に応じて選択

50

される変速線に従って行われる。なお、図4には簡単のため、全負荷線（スロットル開度 $TVO = 8/8$ のときの変速線）、パーシャル線（スロットル開度 $TVO = 4/8$ のときの変速線）、コースト線（スロットル開度 $TVO = 0$ のときの変速線）のみが示されている。

【0025】

変速機4が低速モードのときは、変速機4はバリエータ20の変速比 $vRatio$ を最大にして得られる低速モード最Low線とバリエータ20の変速比 $vRatio$ を最小にして得られる低速モード最High線の間で変速することができる。このとき、変速機4の動作点はA領域とB領域内を移動する。一方、変速機4が高速モードのときは、変速機4はバリエータ20の変速比 $vRatio$ を最大にして得られる高速モード最Low線とバリエータ20の変速比 $vRatio$ を最小にして得られる高速モード最High線の間で変速することができる。このとき、変速機4の動作点はB領域とC領域内を移動する。

10

【0026】

副変速機構30の各変速段の変速比は、低速モード最High線に対応する変速比（低速モード最High変速比）が高速モード最Low線に対応する変速比（高速モード最Low変速比）よりも小さくなるように設定される。これにより、低速モードでとりうる変速機4のスルー変速比 $Ratio$ の範囲である低速モードレシオ範囲と高速モードでとりうる変速機4のスルー変速比 $Ratio$ の範囲である高速モードレシオ範囲とが部分的に重複し、変速機4の動作点が高速モード最Low線と低速モード最High線で挟まれるB領域にあるときは、変速機4は低速モード、高速モードのいずれのモードも選択可能になっている。

20

【0027】

また、この変速マップ上には副変速機構30の変速を行うモード切替変速線（副変速機構30の1-2変速線）が高速モード最Low線と低速モード最High線の間を設定されている。モード切替変速線に対応するスルー変速比（以下、「モード切替変速比 $mRatio$ 」という。）は高速モード最Low変速比と低速モード最High変速比の中間の値であり、例えば、高速モード最Low変速比と低速モード最High変速比とを足して2で割った値である。そして、変速機4の動作点がモード切替変速線を横切った場合、すなわち、変速機4のスルー変速比 $Ratio$ がモード切替変速比 $mRatio$ を跨いで変化した場合は、変速機コントローラ12はモード切替変速制御を行う。このモード切替変速制御では、変速機コントローラ12は、副変速機構30の変速を行うとともに、バリエータ20の変速比 $vRatio$ を副変速機構30の変速比が変化する方向と逆の方向に変更する。

30

【0028】

具体的には、変速機4のスルー変速比 $Ratio$ がモード切替変速比 $mRatio$ よりも大きい状態から小さい状態になったときは、変速機コントローラ12は、副変速機構30の変速段を1速から2速に変更（副変速機構1-2変速）するとともに、バリエータ20の変速比 $vRatio$ を変速比大側に変更する。逆に、変速機4のスルー変速比 $Ratio$ がモード切替変速比 $mRatio$ よりも小さい状態から大きい状態になったときは、変速機コントローラ12は、副変速機構30の変速段を2速から1速に変更（副変速機構2-1変速）するとともに、バリエータ20の変速比 $vRatio$ を変速比小側に変更する。モード切替変速時、バリエータ20の変速比 $vRatio$ を副変速機構30の変速比変化と逆の方向に変化させるのは、変速機4のスルー変速比 $Ratio$ の段差により生じる入力回転の変化にともなう運転者の違和感を抑えるためである。

40

【0029】

ここで、オイルポンプ10から油圧制御回路11に供給されるライン圧を制御するライン圧制御について説明する。ライン圧はバリエータ20のプライマリプーリ21及びセカンドリプーリ22への供給圧の元圧として調整される。

【0030】

具体的には、エンジン1の出力トルクに基づいて、ベルト23を滑らせることなく当該

50

トルクを伝達するために必要な各プーリ 2 1、2 2 における必要推力を求め、当該必要推力と各プーリ 2 1、2 2 の受圧面積とに基づいて、各プーリ 2 1、2 2 の必要油圧であるプライマリ圧指令値及びセカンダリ圧指令値を算出する。

【0031】

また、バリエータ 2 0 の変速時に目標プーリ比に追従できるようなプライマリプーリ 2 1 のストローク速度を演算し、予め記憶されているマップを参照して当該ストローク速度を実現するために必要な差推力を算出する。当該必要差推力によって上記プライマリ圧指令値及びセカンダリ圧指令値を補正して最終的なプライマリ圧指令値及びセカンダリ圧指令値を算出する。

【0032】

従って、ライン圧はこれらプライマリ圧指令値及びセカンダリ圧指令値を不足なく発生でき、かつ燃費の悪化を生じないように極力低めに設定される。すなわち、ライン圧はプライマリプーリ 2 1 の入力トルクである入力トルク推定値に基づいて設定されている。

【0033】

しかし、副変速機構 3 0 の変速段を 1 速から 2 速に変更するとともに、バリエータ 2 0 の変速比 $v R a t i o$ を変速比大側に変更するとき、バリエータ 2 0 の出力軸 2 4 の回転速度が低下するので、これに伴って出力軸 2 4 の回転を制限する方向にイナーシャトルクが作用する。これにより、プライマリプーリ 2 1 に入力されるエンジントルクと副変速機構 3 0 からセカンダリプーリ 2 2 に入力されるイナーシャトルクとが同時に逆方向に作用するので、プーリ推力が不足してベルト滑りを生じる可能性がある。

【0034】

すなわち、エンジントルクのみを考慮した入力トルク推定値に基づいてライン圧を設定したのでは、十分なライン圧を確保することができない場合がある。

【0035】

そこで、本実施形態ではライン圧制御において使用する入力トルク推定値を以下のように設定している。図 4、図 5 はライン圧制御において使用する入力トルク推定値を設定する制御を示すフローチャートである。

【0036】

ステップ S 1 では、副変速機構 3 0 の 1 2 変速制御フラグが OFF から ON へと変化したか否かを判定する。制御フラグが ON に変化すると判定されるとステップ S 2 へ進み、変化していないと判定されるとステップ S 3 へ進む。1 2 変速制御フラグは副変速機構 3 0 が 1 2 変速を行うと判断されたとき ON となるフラグであり、図 3 の変速マップ上における変速機 4 の動作点がモード切替変速線を変速比大側から変速比小側へと跨いだとき ON となる。

【0037】

ステップ S 2 では、イナーシャトルク設計値 $T d 0$ を算出する。イナーシャトルクは、副変速機構 3 0 が 2 速段へと切り替わるときにバリエータ 2 0 の出力軸 2 4 の回転速度が低下することによってバリエータの出力軸 2 4 に生じるトルクである。イナーシャトルク設計値 $T d 0$ は、以下の (1) 式に従って算出される。

【0038】

【数 1】

$$T_d0 = J\omega0' \quad \dots (1)$$

【0039】

ここで、 J はバリエータ 2 0 の出力軸 2 4 の軸周りの慣性モーメント、 $\omega 0'$ は出力軸 2 4 の角加速度である。出力軸 2 4 の角加速度 $\omega 0'$ は以下の (2) 式に従って算出される。

【0040】

10

20

30

40

【数 2】

$$\omega 0' = \frac{(\omega 0/i) - \omega 0}{\Delta t} \quad \dots (2)$$

【0041】

ここで、 $\omega 0$ は副変速機構 30 の 1 2 変速制御フラグが OFF から ON へと変化した時の出力軸 24 の回転速度、 i は副変速機構 30 の 1 速と 2 速との間の段間比、 t は副変速機構 30 の架け替え時間である。なお、副変速機構 30 の架け替え時間 t は 1 速から 2 速への架け替えに要する時間であり、バラツキを考慮した上で最短の架け替え時間として予め実験などによって求めておく。

10

【0042】

ステップ S3 では、副変速機構 30 の 1 2 変速制御フラグが ON であるか否かを判定する。制御フラグが ON であると判定されるとステップ S4 へ進み、制御フラグが OFF であると判定されるとステップ S21 へ進む。

【0043】

ステップ S4 では、イナーシャトルク実測値 T_d を算出する。イナーシャトルク実測値 T_d は以下の (3) 式、(4) 式に従って算出される。

【0044】

【数 3】

$$T_d = J\omega' \quad \dots (3)$$

20

【0045】

【数 4】

$$\omega' = \frac{d\omega}{dt} \quad \dots (4)$$

【0046】

イナーシャトルク実測値 T_d の演算では、演算に用いる J は予め定められた設計値ではなく、リアルタイムで算出される演算時点における出力軸 24 の角加速度を使用する。これによりイナーシャトルク実測値 T_d は演算時点において実際にバリエータ 20 に作用しているイナーシャトルクとして算出される。

30

【0047】

ステップ S5 では、イナーシャトルク実測値の絶対値 $|T_d|$ がイナーシャトルク設計値の絶対値 $|T_{d0}|$ より大きいと判定する。イナーシャトルク実測値の絶対値 $|T_d|$ がイナーシャトルク設計値の絶対値 $|T_{d0}|$ より大きいと判定されるとステップ S6 へ進み、イナーシャトルク実測値の絶対値 $|T_d|$ を入力トルク補正量 T_{d1} として設定する。またイナーシャトルク実測値の絶対値 $|T_d|$ がイナーシャトルク設計値の絶対値 $|T_{d0}|$ 以下であると判定されるとステップ S7 へ進み、イナーシャトルク設計値の絶対値 $|T_{d0}|$ を入力トルク補正量 T_{d1} として設定する。

【0048】

40

ステップ S8 では、入力トルク推定値 T_{in} がゼロより大きいと判定する。ゼロより大きいと判定されるとステップ S9 へ進み、入力トルク推定値 T_{in} に入力トルク補正量 $|T_{d1}|$ を加算して新たに入力トルク推定値 T とする。すなわち、以下の (5) 式に基づいて入力トルク推定値 T を算出する。

【0049】

【数 5】

$$T = T_{in} + |T_{d1}| \quad \dots (5)$$

【0050】

ここで、入力トルク推定値 T_{in} がゼロより大きいときは、運転者がアクセルペダルを

50

踏み込んだ状態で加速中に変速機の動作点がモード切替変速線を横切った場合（以下、この場合の副変速機構30のアップシフトを「オートアップシフト」という）であり、図6に示すように、エンジン1からの入力トルク T_{in} と副変速機構30からの入力トルク T_d とは逆向きに作用する。

【0051】

したがって、オートアップシフトの場合にはステップS9において入力トルク推定値 T_{in} に入力トルク補正量 $|T_d1|$ を加算することで、エンジン1からの入力トルク T_{in} と副変速機構30からの入力トルクであるイナーシャトルク $|T_d|$ とを加算した値を新たに入力トルク推定値 T とすることができる。なお、図6～図9において右向きに作用する力を正とする。

10

【0052】

また、ステップS8において入力トルク推定値 T_{in} がゼロ以下であると判定されるとステップS10へ進み、入力トルク推定値 T_{in} と入力トルク補正量 $-|T_d1|$ とのうち小さい方を新たに入力トルク推定値 T とする。すなわち、以下の(6)式に基づいて入力トルク推定値 T を算出する。

【0053】

【数6】

$$T = \min (T_{in}, -|T_d1|) \quad \dots (6)$$

【0054】

なおこの場合、 T_{in} 、 $-|T_d1|$ はともに負であるので、絶対値が大きい方が選択されることになる。

20

【0055】

ここで、入力トルク推定値 T_{in} がゼロ以下であるときは、運転者がアクセルペダルから足を離れた状態で変速機の動作点がモード切替変速線を横切った場合（以下、この場合の副変速機構30のアップシフトを「足離しアップシフト」という）であり、図7に示すように、エンジン1からの入力トルク T_{in} は副変速機構30からの入力トルク T_d と同じ向きに作用する。この場合、エンジン1からの入力トルク T_{in} がゼロである場合と（図7(a)）、エンジン1からの入力トルク $|T_{in}|$ が副変速機構30からの入力トルク $|T_d|$ より小さい場合と（図7(b)）、エンジン1からの入力トルク $|T_{in}|$ が副変速機構30からの入力トルク $|T_d|$ より大きい場合と（図7(c)）の3つのパターンが生じ得る。

30

【0056】

したがって、足離しアップシフトの場合にはステップS10へ進むことで、エンジン1からの入力トルク T_{in} と副変速機構30からの入力トルクであるイナーシャトルク $-|T_d|$ とのうち小さい方（絶対値が大きい方）を新たに入力トルク推定値 T とすることができる。

【0057】

一方、ステップS3において副変速機構30の1→2変速制御フラグがOFFであると判定されたときは図5のステップS21へ進み、副変速機構30の2→1変速制御フラグがOFFからONへと変化したか否かを判定する。制御フラグがONに変化したと判定されるとステップS22へ進み、変化していないと判定されるとステップS23へ進む。2→1変速制御フラグは副変速機構30が2→1変速を行うと判断されたときONとなるフラグであり、図3の変速マップ上における変速機の動作点がモード切替変速線を変速比小側から変速比大側へと跨いだときONとなる。

40

【0058】

ステップS22では、イナーシャトルク設計値 T_{d0} を算出する。イナーシャトルクは、副変速機構30が1速段へと切り替わるときにバリエータ20の出力軸24の回転速度が上昇することによって出力軸24に生じるトルクである。イナーシャトルク設計値 T_{d0} は、以下の(7)式、(8)式に従って算出される。

50

【 0 0 5 9 】

【数 7】

$$T_d0 = J\omega0' \quad \dots (7)$$

【 0 0 6 0 】

ここで、 J はバリエータ20の出力軸24の軸周りの慣性モーメント、 $\omega0'$ は出力軸24の角加速度である。出力軸24の角加速度 $\omega0'$ は以下の(8)式に従って算出される。

【 0 0 6 1 】

【数 8】

$$\omega0' = \frac{(\omega0 \times i) - \omega0}{\Delta t} \quad \dots (8)$$

10

【 0 0 6 2 】

ここで、 $\omega0$ は副変速機構30の2-1変速制御フラグがOFFからONへと変化した時の出力軸24の回転速度、 i は副変速機構30の1速と2速との間の段間比、 t は副変速機構30の架け替え時間である。なお、副変速機構30の架け替え時間 t は2速から1速への架け替えに要する時間であり、バラツキを考慮した上で最短の架け替え時間として予め実験などによって求めておく。

【 0 0 6 3 】

ステップS23では、副変速機構30の2-1変速制御フラグがONであるか否かを判定する。制御フラグがONであると判定されるとステップS24へ進み、制御フラグがOFFであると判定されると処理を終了する。

20

【 0 0 6 4 】

ステップS24では、イナーシャトルク実測値 T_d を算出する。イナーシャトルク実測値 T_d は上記の(3)式、(4)式に従って算出される。

【 0 0 6 5 】

ステップS25では、イナーシャトルク実測値の絶対値 $|T_d|$ がイナーシャトルク設計値の絶対値 $|T_d0|$ より大きいと判定される。イナーシャトルク実測値の絶対値 $|T_d|$ がイナーシャトルク設計値の絶対値 $|T_d0|$ より大きいと判定されるとステップS26へ進み、イナーシャトルク実測値の絶対値 $|T_d|$ を入力トルク補正量 T_d1 として設定する。またイナーシャトルク実測値の絶対値 $|T_d|$ がイナーシャトルク設計値の絶対値 $|T_d0|$ 以下であると判定されるとステップS27へ進み、イナーシャトルク設計値の絶対値 $|T_d0|$ を入力トルク補正量 T_d1 として設定する。

30

【 0 0 6 6 】

ステップS28では、入力トルク推定値 T_{in} がゼロより大きいと判定される。ゼロより大きいと判定されるとステップS29へ進み、入力トルク推定値 T_{in} と入力トルク補正量 $|T_d1|$ とのうち大きい方を新たに入力トルク推定値 T とする。すなわち、以下の(9)式に基づいて入力トルク推定値 T を算出する。

【 0 0 6 7 】

【数 9】

$$T = \max(T_{in}, |T_d1|) \quad \dots (9)$$

40

【 0 0 6 8 】

なおこの場合、 T_{in} 、 $|T_d1|$ はともに正である。

【 0 0 6 9 】

ここで、入力トルク推定値 T_{in} がゼロより大きいときは、運転者がアクセルペダルを踏み込んだ状態で加速中に変速機4の動作点がモード切換変速線を変速比大側へ横切った場合であり、図8に示すように、エンジン1からの入力トルク T_{in} が副変速機構30からの入力トルク T_d より小さい場合と(図8(a))、エンジン1からの入力トルク T_i

50

nが副変速機構30からの入力トルクT_dより大きい場合と(図8(b))の2つのパターンが生じ得る。

【0070】

したがって、この場合にはステップS29において、エンジン1からの入力トルクT_{in}と副変速機構30からの入力トルクであるイナーシャトルク|T_{d1}|とのうち大きい方を新たに入力トルク推定値Tとすることができる。

【0071】

また、入力トルク推定値T_{in}がゼロ以下であると判定されるとステップS30へ進み、入力トルク推定値T_{in}から入力トルク補正量|T_{d1}|を減算して新たに入力トルク推定値Tとする。すなわち、以下の(10)式に基づいて入力トルク推定値Tを算出する。

【0072】

【数10】

$$T = T_{in} - |T_{d1}| \quad \dots (10)$$

【0073】

ここで、入力トルク推定値T_{in}がゼロ以下であるときは、運転者がアクセルペダルから足を離れた状態で変速機の動作点がモード切替変速線を横切った場合であり、図9に示すように、エンジン1からの入力トルクT_{in}と副変速機構30からの入力トルクT_dとが逆向きに作用する場合と(図9(a))、入力トルクT_{in}がゼロである場合と(図9(b))の2つのパターンが考えられる。

【0074】

したがって、この場合にはステップS30において、負の値であるエンジン1からの入力トルク推定値T_{in}から正の値である副変速機構30からの入力トルクであるイナーシャトルク|T_{d1}|を減算した値(T_{in}及びT_{d1}の絶対値を加算した値×(-1)となる)を新たに入力トルク推定値Tとすることができる。

【0075】

次に上記制御を行うことによる作用について説明する。図10はオートアップシフト時の副変速機構の1-2変速中の変化を示すタイミングチャートである。図10において、(a)は副変速機構1-2変速制御フラグ、(b)はライン圧指令値、(c)はセカンダリプリー回転速度、(d)は|エンジントルク|+|イナーシャトルク|、(e)は補正後入力トルク推定値Tを示している。

【0076】

時刻t1において、副変速機構30の1-2変速制御フラグがONになると、入力トルク推定値T_{in}に副変速機構30からの入力トルクであるイナーシャトルク設計値|T_{d0}|が加算される。これにより、入力トルク推定値Tが増加するのでライン圧指令値が増加する。なお、ライン圧を急激に上昇させるとショックが発生する可能性があるので、ライン圧指令値は所定の上昇率で徐々に上昇させる。

【0077】

ここで、本実施形態では1-2変速制御フラグがONになったとき、直ちに入力トルク推定値T_{in}にイナーシャトルク設計値|T_{d0}|を加算して入力トルクを補正しているが、実際に入力トルクの補正が必要になるのはイナーシャフェーズ中であるので、イナーシャフェーズに入ってから入力トルクを補正するようにしてもよい。

【0078】

時刻t2において準備フェーズに移行する。準備フェーズでは、変速機コントローラ12は、締結側のクラッチであるHighクラッチ33の油圧を一時的に高めるプリチャージを行った後に、所定油圧に設定して待機する。また、解放側のLowブレーキ32の油圧も所定油圧に設定して待機する。

【0079】

時刻t3において、締結側のHighクラッチ33と解放側のLowブレーキ32とでトルクの架け替えを行うトルクフェーズに移行し、時刻t4において、副変速機構30と

10

20

30

40

50

バリエータ 20 とを変速するイナーシャフェーズに移行する。

【0080】

イナーシャフェーズでは、変速機コントローラ 12 は、締結側の High クラッチ 33 の油圧を徐々に高めて、High クラッチ 33 を徐々に締結させる。このとき、解放側の Low ブレーキ 32 の油圧は準備フェーズで決定した所定油圧に維持する。これにより、Low ブレーキ 32 が徐々に解放されるとともに High クラッチ 33 が徐々に締結されて、副変速機構 30 が 1 速から 2 速へと徐々に変速する。

【0081】

副変速機構 30 の変速が行われているとき、変速機コントローラ 12 は、バリエータ 20 の変速比 $vRatio$ を、副変速機構 30 の変速比の変化と逆方向となるように徐々に変速させる。具体的には、変速機コントローラ 12 が、油圧シリンダ 23 a、23 b に供給する油圧を調整して各プーリ 21、22 の V 溝の幅を変化させて、バリエータ 20 の変速比 $vRatio$ を小側から大側へと無段階に変化させる。

10

【0082】

このとき、バリエータ 20 の変速比 $vRatio$ が小側から大側へと変化するのに伴ってセカンダリプーリ 22 (出力軸 24) の回転速度が低下するので、出力軸 24 には副変速機構 30 からの入力トルクであるイナーシャトルクが発生する。これにより、イナーシャトルクのみだけ必要ライン圧が増加するが、ライン圧指令値は補正された入力トルク推定値 T に基づいて増加補正されているので、必要ライン圧がライン圧指令値を上回って、ライン圧が不足することが防止される。

20

【0083】

副変速機構 30 において 1 速から 2 速への変速が完了した後、時刻 t_5 において終了フェーズに移行する。終了フェーズでは、変速機コントローラ 12 が、締結側の High クラッチ 33 の油圧を所定油圧まで増圧して High クラッチ 33 を完全に締結する。解放側の Low ブレーキ 32 の油圧はドレンして、Low ブレーキ 32 を完全に解放する。

【0084】

時刻 t_6 において終了フェーズが終了すると、1 2 変速制御フラグが OFF となり、入力トルク推定値 T_{in} の補正が終了してライン圧指令値は低下する。なお、ライン圧を急激に低下させるとショックが発生する可能性があるので、ライン圧指令値は所定の減少率で徐々に低下させる。

30

【0085】

また、イナーシャフェーズ中 ($t_4 - t_5$) に車速の減少などによってセカンダリプーリ 22 (出力軸 24) の回転速度が想定より低下した場合 (図 10 (c) ~ (e) の一点鎖線)、又は締結側の High クラッチ 33 の油圧が高すぎることでセカンダリプーリ 22 (出力軸 24) の回転速度が想定より早く低下した場合 (図 10 (c) ~ (e) の点線) には、イナーシャトルクが設計値以上に増加するが、この場合にはイナーシャトルクの実測値 $|Td|$ を補正量 Td_1 として入力トルク推定値 T_{in} を補正するので、ライン圧が不足することを防止することができる。

【0086】

以上のように本実施形態では、副変速機構 30 の変速時にはエンジン 1 からバリエータ 20 へ入力される入力トルクと、副変速機構 30 からバリエータ 20 へ入力されるイナーシャトルクとに基づいて必要油圧を演算するので、副変速機構 30 の変速によって出力軸 24 の回転速度が変化してバリエータ 20 にイナーシャトルクが入力されても十分な油圧を確保することができる。よって、油圧不足によってベルト 23 と各プーリ 21、22 との接触摩擦力が不足することによる滑りの発生を防止することができる (請求項 1、2、6、7 に対応)。

40

【0087】

また、副変速機構 30 が第 1 の変速段から第 2 の変速段へと変速するときであってエンジン 1 からの入力トルクが正であるとき (図 4 の S3; YES, S8; YES)、又は副変速機構 30 が第 2 の変速段から第 1 の変速段へと変速するときであってエンジン 1 から

50

の入力トルクが負であるとき（図5のS23；YES、S28；NO）、エンジン1からの入力トルクとイナーシャトルクとの和を新たに入力トルク推定値Tとして設定するので、入力トルクとイナーシャトルクとが逆方向に作用するような運転状況においてイナーシャトルクを考慮した適切なライン圧を設定することができ、ライン圧不足によるベルト滑りの発生をより確実に防止することができる（請求項3、4）。

【0088】

さらに、副変速機構30が第1の変速段から第2の変速段へと変速するときであってエンジン1からの入力トルクが負であるとき（図4のS3；YES、S8；NO）、又は副変速機構30が第2の変速段から第1の変速段へと変速するときであってエンジン1からの入力トルクが正であるとき（図5のS23；YES、S28；YES）、入力トルクとイナーシャトルクとのうち絶対値が大きい方を新たに入力トルク推定値Tとして設定するので、入力トルクとイナーシャトルクとが同方向に作用するような運転状況においてイナーシャトルクを考慮した適切なライン圧を設定することができ、ライン圧不足によるベルト滑りの発生をより確実に防止することができる（請求項1、2、6、7）。

10

【0089】

さらに、副変速機構30の変速中にイナーシャトルク実測値Tdが設計値より大きくなったときは、イナーシャトルク実測値|Td|を入力トルク補正量Td1として入力トルク推定値Tinを補正するので、副変速機構30の変速中に車速が変化したり、Highクラッチ33への供給圧が高すぎたりすることによりバリエータ20の出力軸の実際の角加速度が上昇したとしても、変化した角加速度に対応したイナーシャトルクを推定することができ、よってライン圧不足によるベルト滑りの発生をより確実に防止することができる（請求項5）。

20

【0090】

以上説明した実施形態に限定されることなく、その技術的思想の範囲内において種々の変形や変更が可能である。

【0091】

例えば、本実施形態ではプライマリプーリ10とセカンダリプーリ11とに巻き掛けられる巻き掛け部材としてベルト12を例に挙げて説明したが、当該ベルト12は、例えば多数のリンクプレートが互いにオーバーラップする切り欠き内に押し込まれたピンを介してジョイント式に結合されたリンクプレートチェーン等から構成されていてもよい。

30

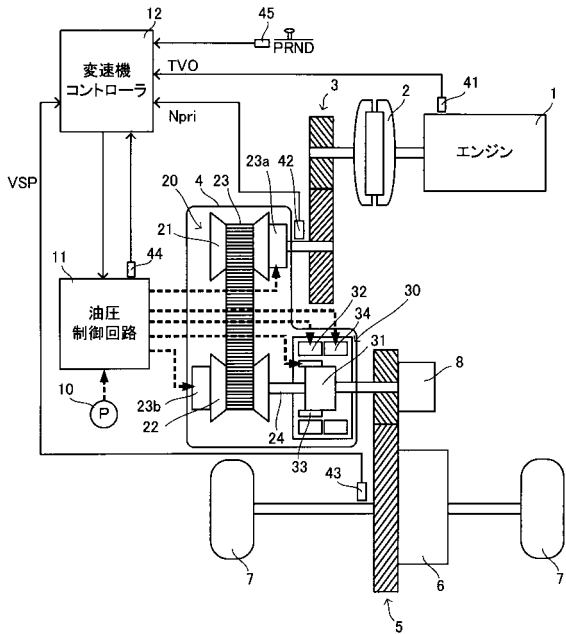
【符号の説明】

【0092】

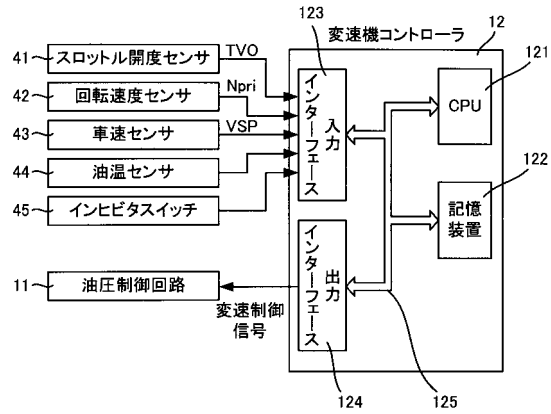
- 1 エンジン
- 4 変速機
- 11 油圧制御回路（油圧供給手段）
- 12 変速機コントローラ（変速制御手段、必要油圧演算手段、イナーシャトルク推定手段）
- 20 バリエータ（無段変速機構）
- 21 プライマリプーリ
- 22 セカンダリプーリ
- 23 ベルト（巻き掛け部材）
- 30 副変速機構

40

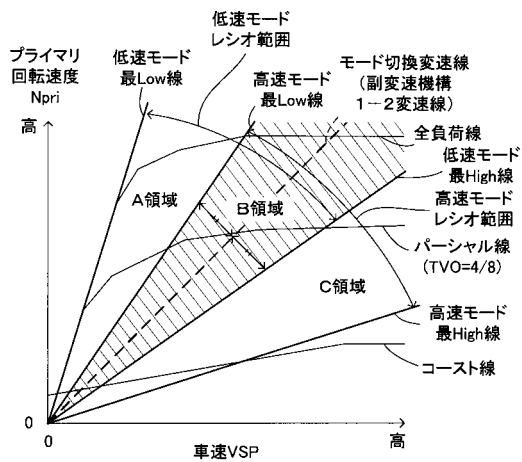
【図1】



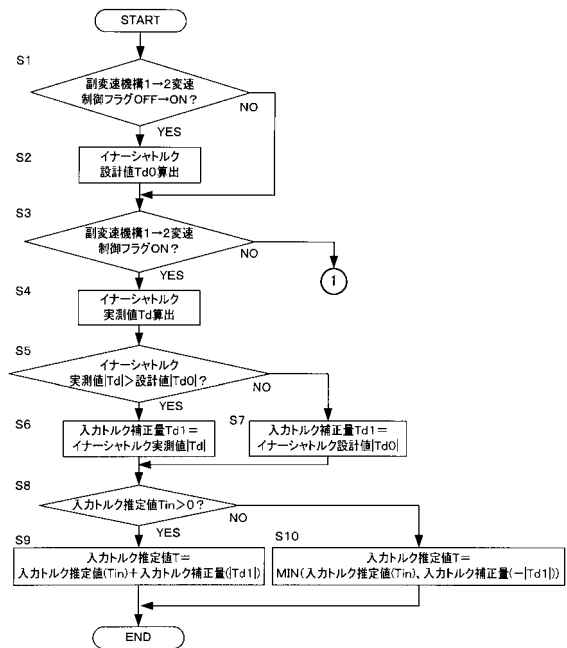
【図2】



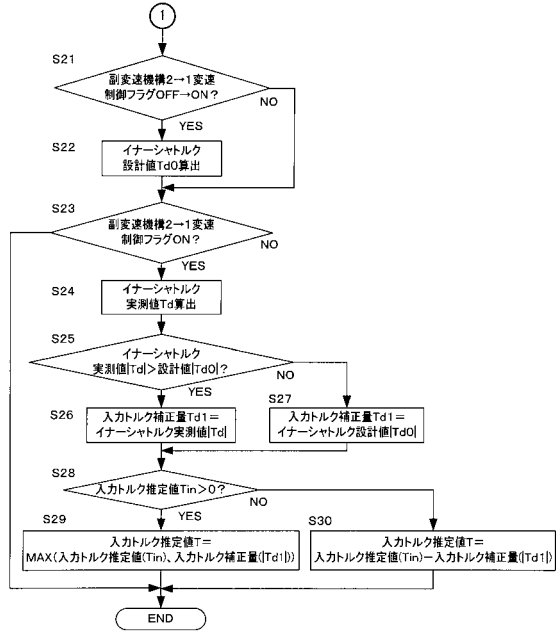
【図3】



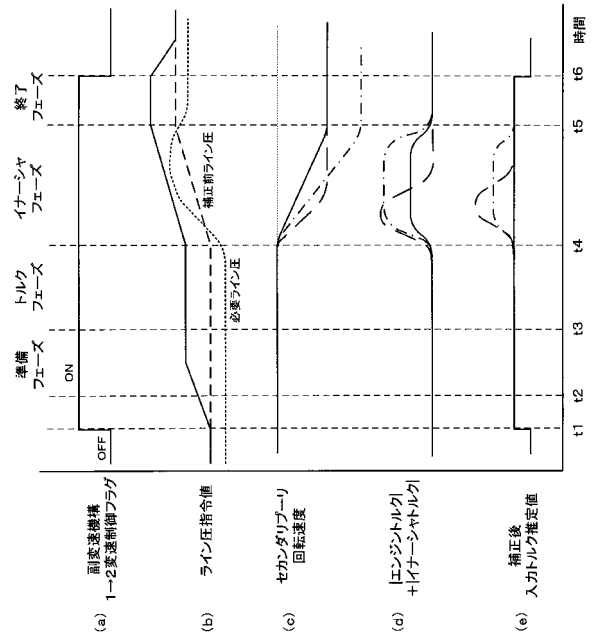
【図4】



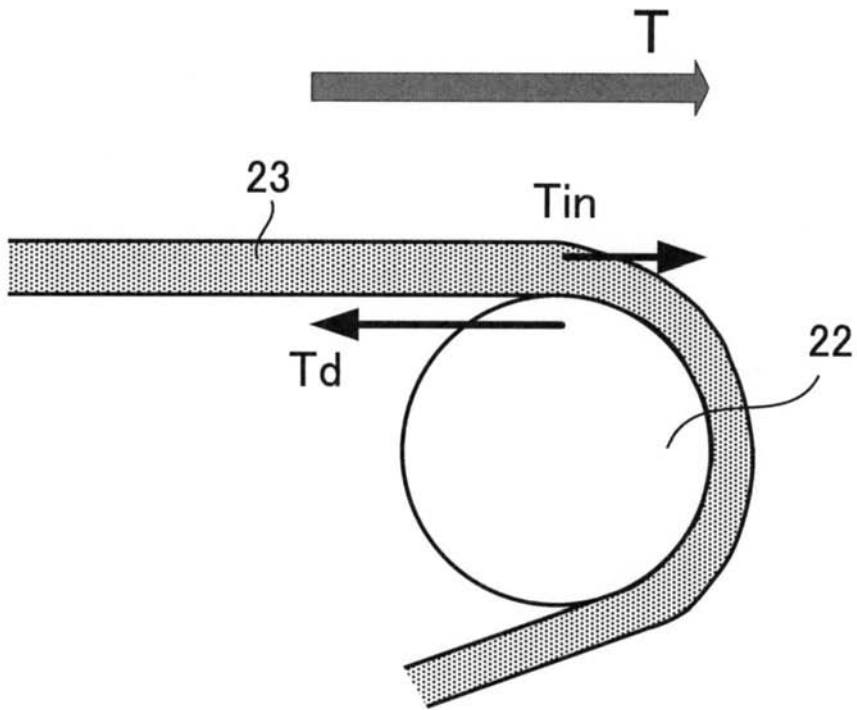
【図5】



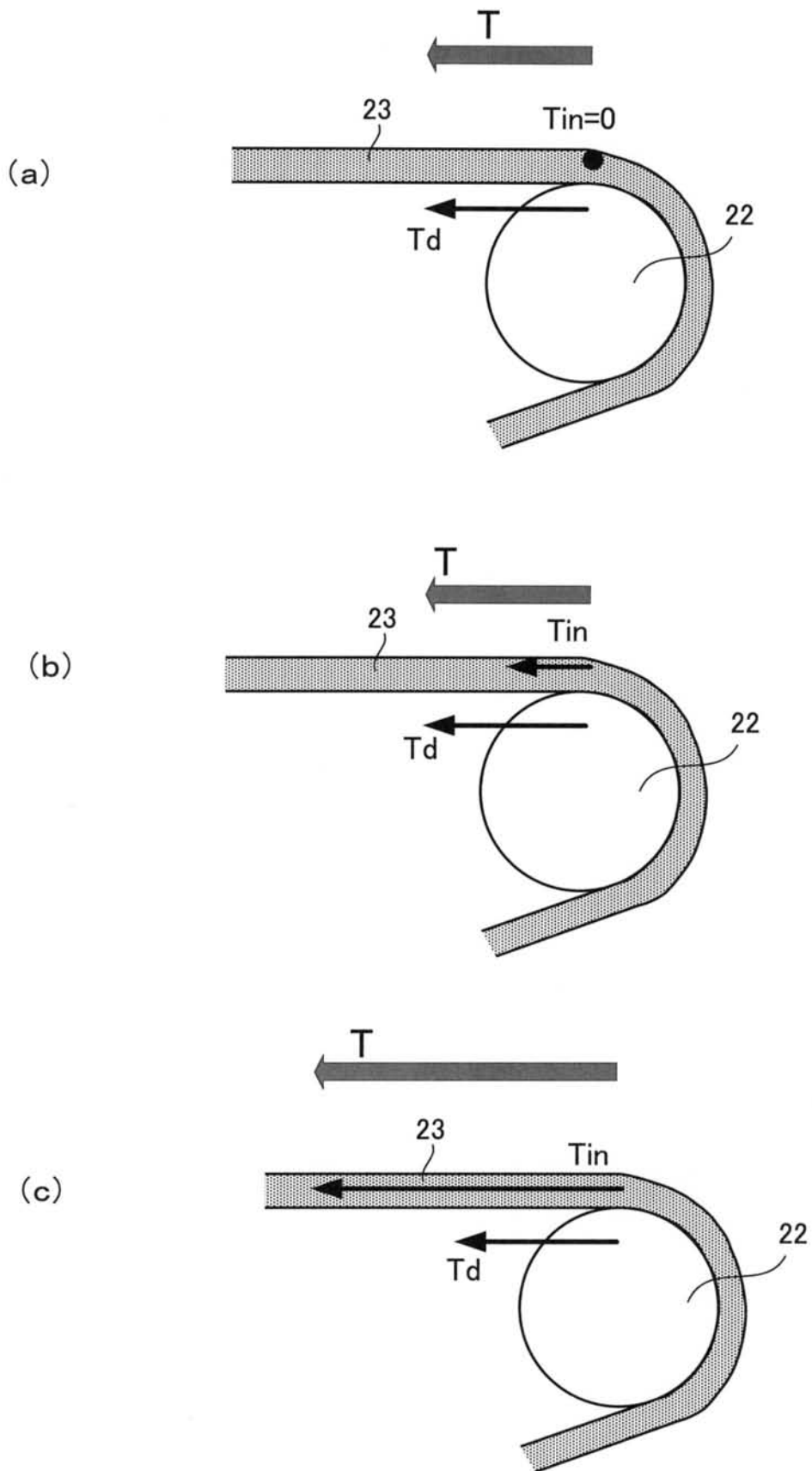
【図10】



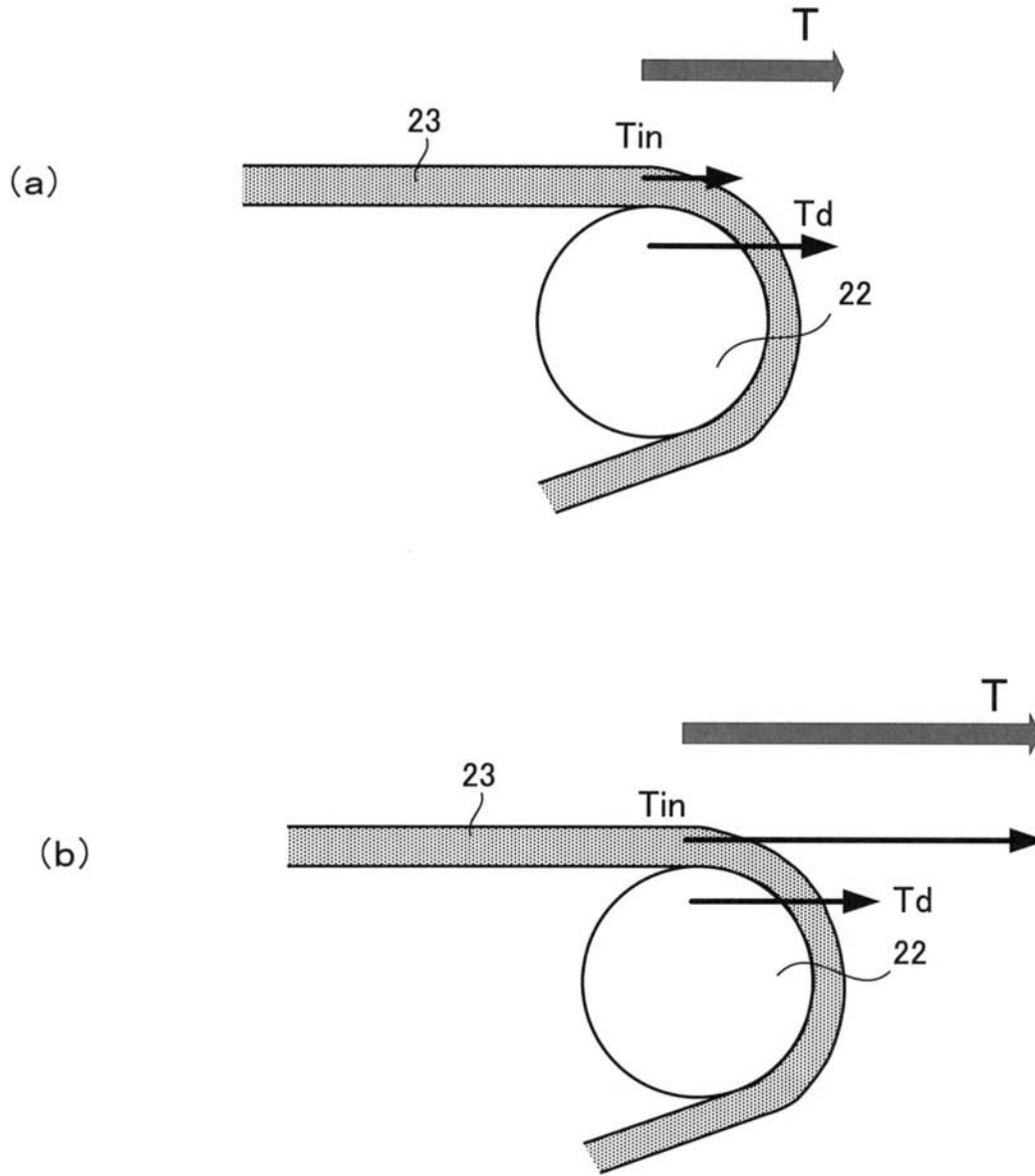
【 図 6 】



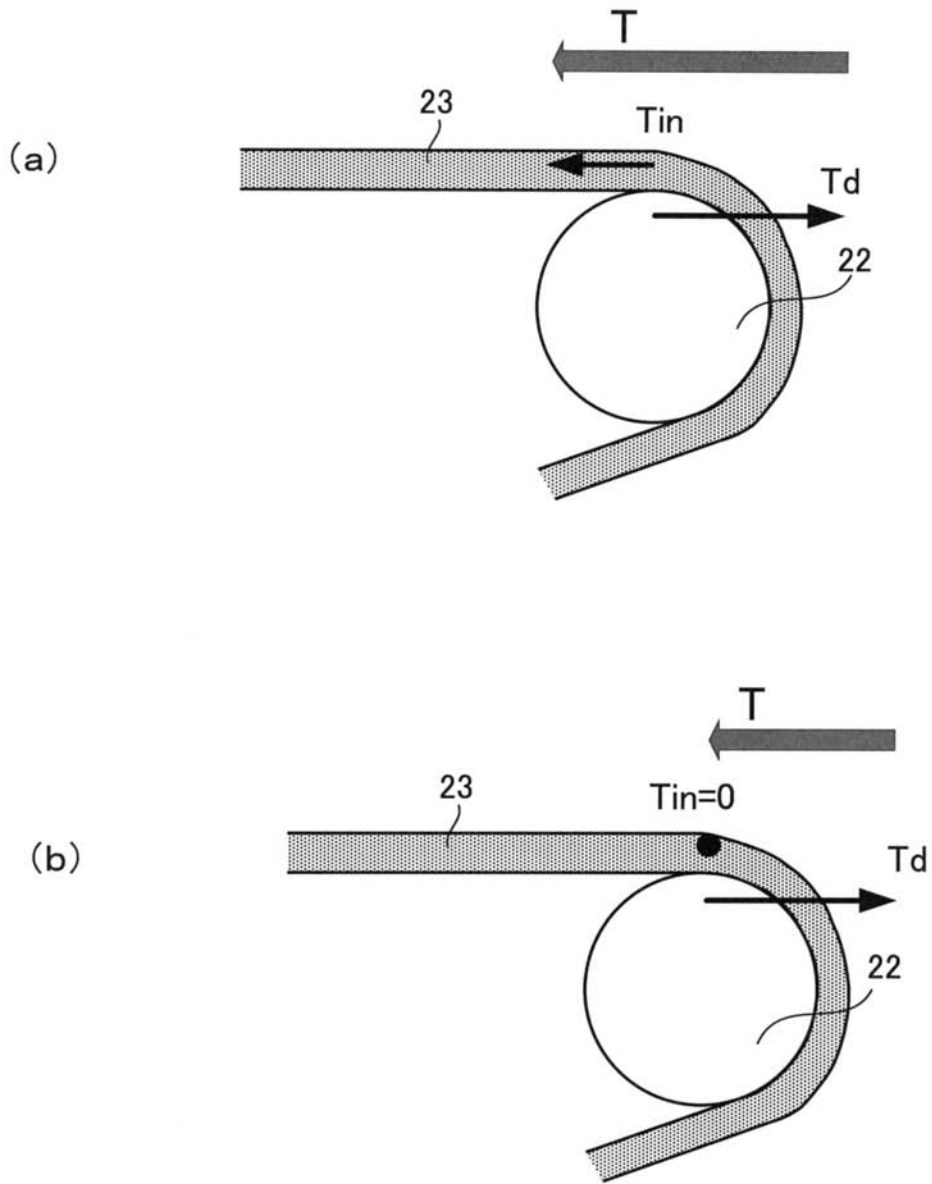
【 図 7 】



【 図 8 】



【 図 9 】



フロントページの続き

- (72)発明者 歌川 智洋
静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内
- (72)発明者 奥平 啓太
静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

審査官 仲村 靖

- (56)参考文献 特開平05 - 079554 (JP, A)
特開2004 - 332878 (JP, A)
特開平07 - 083321 (JP, A)
特開平09 - 126285 (JP, A)
特開2003 - 166638 (JP, A)
特開平07 - 243518 (JP, A)
特開2007 - 092665 (JP, A)
特開2004 - 340288 (JP, A)
特開平06 - 288449 (JP, A)
特開2004 - 045344 (JP, A)
特開2003 - 269588 (JP, A)
特開昭62 - 056659 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 61/04
F16H 9/18
F16H 37/02
F16H 59/16
F16H 59/40