

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局

(43) 国際公開日  
2013年9月12日(12.09.2013)



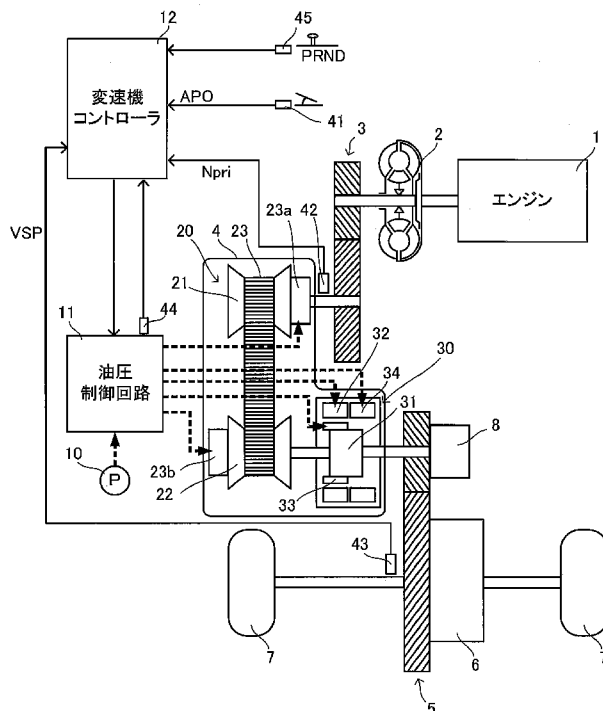
(10) 国際公開番号  
**WO 2013/132899 A1**

- (51) 国際特許分類:  
*F16H 61/02* (2006.01) *F16H 61/662* (2006.01)  
*F16D 48/02* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/050950
- (22) 国際出願日: 2013年1月18日(18.01.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願 2012-053350 2012年3月9日(09.03.2012) JP
- (71) 出願人: ジャトコ株式会社(JATCO LTD) [JP/JP];  
〒4178585 静岡県富士市今泉700番地の1  
Shizuoka (JP).
- (71) 出願人 (ブルネイ・ダルサラーム国、韓国、パナマ共和国を除く全ての指定国について): 日産自動車株式会社(NISSAN MOTOR CO., LTD.) [JP/JP];  
〒2210023 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地  
Kanagawa (JP).
- (72) 発明者: 松本 考司(MATSUMOTO, Kouzi); 〒  
4178585 静岡県富士市今泉700番地の1  
ジャトコ株式会社内 Shizuoka (JP).
- (74) 代理人: 後藤 政喜, 外(GOTO, Masaki et al.); 〒  
1000013 東京都千代田区霞が関三丁目3番1号  
尚友会館 後藤特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ

[続葉有]

(54) Title: SPEED-CHANGE CONTROL APPARATUS AND SPEED-CHANGE CONTROL METHOD FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 無段変速機の変速制御装置及び変速制御方法



- 1 Engine  
11 Hydraulic control circuit  
12 Transmission controller

(57) Abstract: A frictional engagement element control unit is provided with: a target slip rotational speed setting unit for setting a target slip rotational speed for the frictional engagement element; an engaging force control unit for controlling the engaging force of the frictional engagement element so that an actual slip rotational speed of the frictional engagement element corresponds to the target slip rotational speed; and a target slip rotational speed changing unit that sets, when a deviation between the actual slip rotational speed and a first target slip rotational speed is large, a second target slip rotational speed with a small deviation from the actual slip rotational speed, instead of the first target slip rotational speed.

(57) 要約: 摩擦締結要素制御部は、摩擦締結要素の目標スリップ回転速度を設定する目標スリップ回転速度設定部と、摩擦締結要素の実スリップ回転速度が前記目標スリップ回転速度に一致するように前記摩擦締結要素の締結力を制御する締結力制御部と、実スリップ回転速度と第1の目標スリップ回転速度との偏差が大きい場合に、第1の目標スリップ回転速度に代えて、実スリップ回転速度との偏差が小さい第2の目標スリップ回転速度を設定する目標スリップ回転速度変更部と、を備える。



(AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR,  
GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT,  
NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI  
(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR,  
NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

## 明 細 書

**発明の名称：** 無段変速機の変速制御装置及び変速制御方法

### 技術分野

[0001] 本発明は、無段変速機の変速制御に関する。

### 背景技術

[0002] 駆動力源であるエンジンの回転を変速するバリエータと、エンジン及びバリエータに直列に配置される摩擦締結要素とが備えられる変速機が知られている。変速機は、エンジン側又は駆動輪側から過大トルクが入力されたとき、これを緩和する目的で、摩擦締結要素をスリップさせて衝撃を緩衝することにより、バリエータのベルトのスリップを抑制して、ベルトのスリップによるバリエータの損傷を防止する、いわゆるクラッチフューズを行う。これにより、プーリに巻掛けたベルトによって変速を行うベルト式無段変速機において、ベルトがスリップすることによりベルト及びプーリが損傷することを防止できる。

[0003] このような制御を行うものとして、JP10-2390Aには、ベルト式無段変速機付車両において、摩擦締結要素の伝達容量がベルトとプーリとの間の伝達容量よりも小さくなるように制御し、前記摩擦締結要素がスリップすると、スリップする前の伝達容量となるように摩擦締結要素を制御するものが知られている。

### 発明の開示

[0004] 従来の変速機では、過大トルクが入力されてクラッチ（摩擦締結要素）がスリップした後、締結力を増大させて、再びクラッチを締結するように制御している。このような制御では、過大トルクに対するベルト及びプーリの損傷を防止することはできるが、その後の再締結制御において、締結ショックが発生する虞がある。

[0005] エンジンのトルクを伝達可能な締結力で締結されたクラッチがスリップした後、再締結のために締結力を増大させることによって、スリップ状態から

急激に締結状態となるために、締結ショックが発生する。このショックは運転者に不快感を与えるという問題があった。

[0006] 本発明はこのような問題点に鑑みてなされたものであり、摩擦締結要素の再締結時のショックを防止できる無段変速機の制御装置を提供することを目的とする。

[0007] 本発明の一実施態様によると、車両に搭載され駆動力源の回転速度を駆動輪へと無段階に変速して出力する無段変速機と、駆動力源及び無段変速機に直列に接続される摩擦締結要素と、摩擦締結要素の締結状態を制御する摩擦締結要素制御部と、を備える無段変速機の変速制御装置であって、摩擦締結要素制御部は、摩擦締結要素の目標スリップ回転速度を設定する目標スリップ回転速度設定部と、摩擦締結要素の実スリップ回転速度が目標スリップ回転速度に一致するように摩擦締結要素の締結力を制御する締結力制御部と、実スリップ回転速度と第1の目標スリップ回転速度との偏差が拡大する場合に、第1の目標スリップ回転速度に代えて、実スリップ回転速度との偏差を縮小させる第2の目標スリップ回転速度を設定する目標スリップ回転速度変更部と、を備えることを特徴とする。

[0008] 本発明の他の実施態様によると、車両に搭載され駆動力源の回転速度を駆動輪へと無段階に変速して出力する無段変速機と、駆動力源及び無段変速機に直列に接続される摩擦締結要素と、摩擦締結要素の締結状態を制御する摩擦締結要素制御部と、を備える無段変速機の変速制御方法であって、摩擦締結要素制御部は、摩擦締結要素の目標スリップ回転速度を設定し、摩擦締結要素の実スリップ回転速度が目標スリップ回転速度に一致するように摩擦締結要素の締結力を制御し、実スリップ回転速度と第1の目標スリップ回転速度との偏差が拡大した場合に、第1の目標スリップ回転速度に代えて、実スリップ回転速度との偏差を縮小させる第2の目標スリップ回転速度を設定する。

[0009] 上記実施態様によると、クラッチフューズ機能が発揮されて実スリップ回転速度が増加した場合には、第1の目標スリップ回転速度に代えて実スリッ

プ回転速度との偏差を縮小させるように第2の目標スリップ回転速度を設定することによって、摩擦要素の締結力が過大となることが防止されて、締結ショックを防止することができる。

[0010] 本発明の実施形態、本発明の利点については、添付された図面を参照しながら以下に詳細に説明する。

### 図面の簡単な説明

[0011] [図1]図1は、本実施形態の無段変速機を搭載した車両の概略構成図である。

[図2]図2は、本発明の実施形態の変速機コントローラの構成の一例を示す説明図である。

[図3]図3は、本発明の実施形態の変速マップの一例を示す説明図である。

[図4]図4は、本発明の参考例のクラッチフューズ制御の説明図である。

[図5]図5は、本発明の実施形態のクラッチフューズ制御の説明図である。

[図6]図6は、本発明の実施形態の変速機コントローラが実行するクラッチフューズ制御時のフローチャートである。

[図7]図7は、本発明の実施形態の変速機コントローラが実行する摩擦締結要素の発熱量算出のフローチャートである。

[図8]図8は、本発明の実施形態の変形例のクラッチフューズ制御の説明図である。

[図9]図9は、本発明の実施形態の別の変形例のクラッチフューズ制御の説明図である。

[図10]図10は、本発明の実施形態のさらに別の変形例のクラッチフューズ制御の説明図である。

### 発明を実施するための形態

[0012] 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。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。「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。

- [0013] 図1は本実施形態の無段変速機を搭載した車両の概略構成図である。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ギヤ列3、無段変速機（以下、単に「変速機4」という。）、第2ギヤ列5、終減速装置6を介して駆動輪7へと伝達される。第2ギヤ列5には駐車時に変速機4の出力軸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。
- [0014] 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。
- [0015] 変速機4は、無段変速機構（以下、「バリエータ20」という。）と、バリエータ20に対して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」とは同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の出力軸に直接接続されていてもよいし、その他の変速機構又は動力伝達機構（例えば、ギヤ列）を介して接続されていてもよい。
- [0016] 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、これらプーリ21、22の間に掛け回されるVベルト23とを備えるベルト式無段変速機構である。プーリ21、22は、それぞれ固定円錐板と、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、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。
- [0017] 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ョウ型遊星歯車機構31と、ラビニョウ型遊星歯車機構31を構成する複数の回転要素に接続され、そ

これらの関係状態を変更する複数の摩擦締結要素（L o wブレーキ32、H i g hクラッチ33、R e vブレーキ34）とを備える。各摩擦締結要素32、33、34への供給油圧を調整し、各摩擦締結要素32、33、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、L o wブレーキ32を締結し、H i g hクラッチ33とR e v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。H i g hクラッチ33を締結し、L o wブレーキ32とR e v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。R e vブレーキ34を締結し、L o wブレーキ32とH i g h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。

[0018] 変速機コントローラ12は、図2に示すように、C P U 1 2 1と、R A M・R O M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。

[0019] 入力インターフェース123には、アクセルペダルの開度（以下、「アクセル開度A P O」という。）を検出するアクセル開度センサ41の出力信号、変速機4の入力回転速度（＝プライマリプーリ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46の出力信号などが入力される。

[0020] 記憶装置122には、変速機4の変速制御プログラムと、変速制御プログラムで用いる変速マップとが格納されている。C P U 1 2 1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。C P U 1 2 1が演算処理で使

用する各種値、演算結果は記憶装置 122 に適宜格納される。

[0021] 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ともにオイルポンプ 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  $vRatio$ 、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。

[0022] 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。

[0023] 変速マップ上では、変速機 4 の動作点が車速  $VSP$  とプライマリ回転速度  $Npri$  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  $vRatio$  に副変速機構 30 の変速比  $subRatio$  を掛けて得られる全体の変速比、以下、「スルー変速比  $Ratio$ 」という。）を表している。変速マップには、従来のベルト式無段変速機の変速マップと同様に、アクセル開度  $AP0$  毎に変速線が設定されており、変速機 4 の変速はアクセル開度  $AP0$  に応じて選択される変速線に従って行われる。図 3 には簡単のため、全負荷線（アクセル開度  $AP0 = 8 / 8$  のときの変速線）、パーシャル線（アクセル開度  $AP0 = 4 / 8$  のときの変速線）、コースト線（アクセル開度  $AP0 = 0$  のときの変速線）のみが示されている。

[0024] 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。

[0025] 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。

[0026] 変速機コントローラ 12 は、変速マップを参照して、車速 VSP 及びアクセル開度 APO（車両の運転状態）に対応するスルー変速比 Ratio を到達スルー変速比 DRatio として設定する。到達スルー変速比 DRatio は、当該運転状態でスルー変速比 Ratio が最終的に到達すべき目標値である。そして、変速機コントローラ 12 は、スルー変速比 Ratio を所望の応答特性で到達スルー変速比 DRatio に追従させるための過渡的な目標値である目標スルー変速比 tRatio を設定し、スルー変速比 Ratio が目標スルー変速比 tRatio に一致するようにバリエータ 20 及び副変速機構 30 を制御する。

[0027] 変速マップ上には、副変速機構 30 の変速を行うモード切換変速線（副変速機構 30 の 1-2 変速線）が低速モード最 High 線上に重なるように設定されている。モード切換変速線に対応するスルー変速比（以下、「モード切換変速比 mRatio」という。）は、低速モード最 High 変速比に等しい。

[0028] 変速機 4 の動作点がモード切換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 がモード切換変速比 mRatio を跨いで変化した場合は、変速機コントローラ 12 はモード切換変速制御を行う。モード切換変速制御では、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  $subRatio$  が変化する方向と逆の方向に変化させる協調変速を行う。

[0029] 協調変速では、変速機 4 のスルー変速比  $Ratio$  がモード切換変速比  $mRatio$  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（以下、「1-2 変速」という。）するとともに、バリエータ 20 の変速比  $vRatio$  を変速比大側に变化させる。逆に、変速機 4 のスルー変速比  $Ratio$  がモード切換変速比  $mRatio$  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（以下、「2-1 変速」という。）するとともに、バリエータ 20 の変速比  $vRatio$  を変速比小側に变化させる。

[0030] モード切換変速のとき、協調変速を行うのは、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伴う運転者の違和感を抑えるためである。モード切換変速をバリエータ 20 の変速比  $vRatio$  が最  $HIGH$  変速比のときに行うのは、この状態では副変速機構 30 に入力されるトルクがそのときにバリエータ 20 に入力されるトルクのもとでは最小になっており、この状態で副変速機構 30 を変速すれば副変速機構 30 の変速ショックを緩和することができるからである。

[0031] 変速マップに従えば、車両が停車する際、バリエータ 20 の変速比  $vRatio$  は最  $Low$  変速比となり、副変速機構 30 の変速段は 1 速となる。

[0032] 次に、このように構成された本発明の無段変速機において、過大トルクが入力された場合の動作について説明する。

[0033] 車両が走行中に、急ブレーキ等による急減速があった場合、低  $\mu$  路面から高  $\mu$  路面へと移行し、駆動輪 7 がスリップ状態からグリップ状態に移行したとき、駆動輪 7 が段差に乗り上げたとき等には、駆動輪 7 の回転速度が急激に変化するため、駆動輪 7 側から変速機 4 に過大トルクが入力される。

[0034] 駆動輪 7 の段差乗り上げが完了した後や、エンジン 1 におけるフェールに

より燃料の過剰噴射が発生してエンジン回転速度  $N_e$  が過剰に上昇したとき等には、駆動源であるエンジン 1 側から変速機 4 に過大トルクが入力される。すなわち、「過大トルク」とは急減速時などの駆動輪 7 からの入力される大きなトルクや、燃料噴射量の異常等、エンジン 1 の異常により運転者の意図したトルクよりも大きなトルクをいう。運転者の走行意図であるアクセル操作に応じてエンジン 1 から入力されるトルク、例えば、運転者がキックダウン等を意図してアクセルペダルを大きく踏込んだ場合に入力される大きなトルクは、過大トルクとは呼ばない。

[0035] 変速機 4 のバリエータ 20 にこのような過大トルクが入力された場合は、次のような問題が生じうる。プーリ 21、22 に挟持される V ベルト 23 によって変速比を制御するバリエータ 20 に過大トルクが入力された場合は、プーリ 21、22 と V ベルト 23 とがスリップする可能性がある。V ベルト 23 のスリップはプーリ 21、22 又は V ベルト 23 に損傷を与える虞がある。

[0036] これに対して、バリエータ 20 の前段又は後段に結合される摩擦締結要素をスリップさせることによって、過大トルクを緩衝する、いわゆるクラッチフューズが従来行われている。

[0037] 本発明の実施形態では、無段変速機であるバリエータ 20 の後段に直列に接続される副変速機構 30 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）をスリップさせることによって、クラッチフューズとして機能させる。

[0038] クラッチフューズ機能をより発揮させるために、摩擦締結要素の入力回転速度と出力回転速度との差回転が発生させて、常に摩擦締結要素に微少スリップが発生させる制御を行うことができる。

[0039] 次にクラッチフューズについて従来の問題点を説明する。

[0040] 図 4 は、本発明の参考例のクラッチフューズ制御の説明図であり、従来のクラッチフューズの問題点を説明するものである。

[0041] 図 4 では、エンジン 1 の出力トルク、変速機 4 に入力された過大トルク、

摩擦締結要素の実スリップ回転速度  $N_r$ （実線）、目標スリップ回転速度（点線）、摩擦締結要素への実クラッチ油圧（実線）及びクラッチ指示油圧（点線）が、それぞれ時間を横軸としたタイムチャートとして示されている。

[0042] 図4は、エンジンの出力トルクが略一定で車両が走行しているときに、タイミング  $t_1$  において過大トルクが入力された場合の動作を示す。

[0043] 変速機コントローラ12は、摩擦締結要素が目標スリップ回転速度を満たすようにクラッチ指示油圧を指示する。これに対して、摩擦締結要素には実クラッチ油圧が供給されて、摩擦締結要素の入力側と出力側との相対回転が、実クラッチ滑り回転速度に制御される。

[0044] ここで、タイミング  $t_1$  において過大トルクが入力されたときは、摩擦締結要素にスリップを発生させて、過大トルクが、バリエータ20に直接入力されないように緩衝される。

[0045] このとき、摩擦締結要素の実スリップ回転速度  $N_r$  が大きくなり、変速機コントローラ12によって設定されている目標スリップ回転速度と実スリップ回転速度  $N_r$  との偏差が大きくなる。

[0046] このとき変速機コントローラ12は、目標スリップ回転速度と実スリップ回転速度  $N_r$  との偏差に基づいて、クラッチ指示油圧を決定し、油圧制御回路11に指示する。油圧制御回路11は、クラッチ指示油圧に基づいて摩擦締結要素に実クラッチ油圧を供給する。

[0047] この制御により、摩擦締結要素は、実スリップ回転速度  $N_r$  を速やかに目標スリップ回転速度に追従させるため、供給される実クラッチ油圧に基づいて、速やかに目標スリップ回転速度へと移行する。

[0048] このとき、摩擦締結要素が急速に締結することによって締結ショックが発生する（タイミング  $t_2$ ）。締結ショックは、運転者が意図していないものであり、運転者に不快感を与える。

[0049] またさらに、目標スリップ回転速度と実スリップ回転速度  $N_r$  との偏差を低減させるべく、F/B制御によりクラッチ指示油圧を増大させているため、実スリップ回転速度  $N_r$  と目標スリップ回転速度との偏差が小さい又はゼ

口であるにも関わらず、実スリップ回転速度  $N_r$  を目標スリップ回転速度とするのに必要なクラッチ油圧に対して指示クラッチ油圧が過大となる。これにより実クラッチ油圧も過大となる。この結果、摩擦締結要素の締結力が過大となる。そのため、タイミング  $t_2$  の直後にさらに過大トルクが入力されたときに、摩擦締結要素のクラッチフューズ機能が発揮できない可能性がある。

[0050] クラッチフューズが発揮されて摩擦締結要素がスリップしているときに運転者がアクセルペダルを踏み込みエンジン 1 の駆動力が増加した場合は、摩擦締結要素のスリップにより駆動力が伝達しない。このとき、運転者が違和感を覚えてアクセルペダルを戻したときにスリップする前の伝達容量となるよう摩擦締結要素が締結される。この場合にも締結ショックが発生する。エンジン 1 のフェールにより燃料の過剰噴射が発生してエンジン回転速度  $N_e$  が過剰に上昇したときに、運転者が違和感を覚えてアクセルペダルを戻したときにも同様の状況が発生する。

[0051] これに対して、本発明の実施形態では次のような制御によって、クラッチフューズにおける締結ショックを防止するとともに、摩擦締結要素の締結力が過多となってクラッチフューズ機能が発揮できなくなる状況を防止できるように構成した。

[0052] 図 5 は、本発明の実施形態のクラッチフューズ制御の説明図である。

[0053] 図 5 では、エンジン 1 の出力トルク、変速機 4 に入力された過大トルク、摩擦締結要素の実スリップ回転速度  $N_r$ （実線）、目標スリップ回転速度（点線）、摩擦締結要素への実クラッチ油圧（実線）及びクラッチ指示油圧（点線）が、それぞれ時間を横軸としたタイムチャートとして示されている。

[0054] 図 5 は、エンジンの出力トルクが略一定で車両が走行しているときに、タイミング  $t_{11}$  において過大トルクが入力された場合の変速機コントローラ 12 の動作を示す。

[0055] 前述のように、変速機コントローラ 12 は、摩擦締結要素に微少スリップを発生させるために、実スリップ回転速度  $N_r$  が第 1 の目標スリップ回転速

度  $dN_r1$  となるように、油圧制御回路 11 にクラッチ指示油圧を指令して、摩擦締結要素に実クラッチ油圧が供給されている。

[0056] 第1の目標クラッチ回転速度は、例えば数〜数10 [rpm] に設定される。実スリップ回転速度  $N_r$  は、副変速機構 30 における摩擦締結要素の入力回転速度と出力回転速度との差であり、プライマリ回転速度  $N_{pri}$ 、車速  $VSP$  及び現在のスルー変速比  $Ratio$  から算出される。

[0057] このような制御により、バリエータ 20 のベルト 23 の挟持力よりも摩擦締結要素の締結力が小さくなるので、過大トルクが入力された場合には、摩擦締結要素をスリップさせて、バリエータ 20 におけるベルト 23 のスリップを防止する。

[0058] ここで、タイミング  $t11$  において変速機 4 に過大トルクが入力された場合は、摩擦締結要素に大きなスリップを発生させて、過大トルクがバリエータ 20 に直接入力しないように緩衝する。

[0059] 摩擦締結要素は、第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  で滑りが発生しているため、過大トルクの入力に対して容易に滑りが発生する。滑りによって過大トルクによる大きな回転速度の変動が変速機 4（特にバリエータ 20）に伝達することを防止する。

[0060] 摩擦締結要素の実スリップ回転速度  $N_r$  が大きくなると、第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  と実スリップ回転速度  $N_r$  との偏差が大きくなる。偏差が大きくなると、図4で前述したように、従来は、変速機コントローラ 12 は、実スリップ回転速度  $N_r$  を第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  に追従させるために、摩擦締結要素に、実スリップ回転速度  $N_r$  と第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  との偏差に基づいたクラッチ指示油圧を指令する。そのため、摩擦締結要素の締結力が過大となる。

[0061] そこで本発明の実施形態では、予め閾値を設定しておき、変速機コントローラ 12 は、摩擦締結要素の実スリップ回転速度  $N_r$  と第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  との偏差が閾値を超えた場合に、現在の実スリップ回転速度  $N_r$  の値を第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  として設定する（タイミ

ング  $t_{12}$  )。

[0062] この制御により、第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  と実スリップ回転速度  $N_r$  との偏差が略ゼロとなる。変速機コントローラ12は、第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  と実スリップ回転速度  $N_r$  との偏差（略ゼロ）に基づいて摩擦締結要素に指令するクラッチ指示油圧を指令する。クラッチ指示油圧は、第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  と実スリップ回転速度  $N_r$  との偏差がない状態（タイミング  $t_{11}$  よりも前）と同一であり、クラッチ指示油圧は変化しない。

[0063] 従って、タイミング  $t_{12}$  から  $t_{13}$  では実スリップ回転速度  $N_r$  の上昇にかかわらず実クラッチ油圧は上昇しないので、摩擦締結要素の締結力が過大となることが防止される。

[0064] その後、クラッチフューズ機能が発揮されて過大トルクが緩衝されると、摩擦締結要素の実スリップ回転速度  $N_r$  が増加から減少へと転じる（タイミング  $t_{13}$  ）。

[0065] このとき、変速機コントローラ12は、実スリップ回転速度  $N_r$  が第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  2 に向けて緩やかに低下するように第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  を設定して、これに基づいたクラッチ指示油圧を油圧制御回路11に指示する。

[0066] より具体的には、変速機コントローラ12は、実スリップ回転速度  $N_r$  に所定値を加算した値を第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  として設定する。

[0067] 所定値は、実スリップ回転速度  $N_r$  の変化速度（低下勾配）に応じて設定する。実スリップ回転速度  $N_r$  の低下勾配が急であるほど、締結ショックが大きくなる。これを防ぐために、実スリップ回転速度  $N_r$  の低下勾配が大きいほど、加算する所定値を大きく設定して第2のスリップ回転速度を設定する。過大トルクの入力に対して実スリップ回転速度  $N_r$  が大きいほど、加算する所定値を大きく設定して第2のスリップ回転速度を設定する。これにより、実スリップ回転速度  $N_r$  の急締結を抑制し、締結ショックを低減させる

ことができる。

[0068] このように第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  を設定することにより、変速機コントローラ12は、第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  と実スリップ回転速度  $N_r$  との偏差に基づいたクラッチ指示油圧を指令する。油圧制御回路11は、クラッチ指示油圧に基づいた実クラッチ油圧を摩擦締結要素に供給する。偏差は前述の所定値に略等しくなり、第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  が実スリップ回転速度  $N_r$  よりも大きい場合、クラッチ指示油圧及び実クラッチ指示油圧の値は負の値となり、摩擦締結要素の締結力が過大となることがない。

[0069] その後、過大トルクが緩衝されて実スリップ回転速度  $N_r$  が徐々に低下して、摩擦締結要素が急激に締結したとしても締結ショックが許容できる程度に実スリップ回転速度  $N_r$  が低下した場合は（タイミング  $t15$ ）、第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  を第1の目標回転速度に設定する。実クラッチ回転速度が漸次第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  に近づく。タイミング  $t16$  においては、摩擦締結要素が第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  となる。

[0070] このような制御によって、ショックが入力された後、摩擦締結要素の締結力が過大となることがなくなり締結ショックを防止することができる。

[0071] 図6は、本発明の実施形態の変速機コントローラ12が実行するクラッチフューズ制御のフローチャートである。

[0072] 変速機コントローラ12は、エンジン1に大きな駆動力が要求されているか否かを判定する（S101）。例えばアクセルペダルのアクセル開度  $AP0$  が所定開度以上踏み込まれている場合は、エンジン1に大きな駆動力が要求されていると判定する。駆動力が要求されている場合はステップS102に移行する。駆動力が要求されていないと判定した場合はステップS103に移行する。

[0073] エンジン1に大きな駆動力が要求されている場合は、エンジンからの駆動力により摩擦締結要素のスリップ量が変化する。このとき前述の閾値を超え

て実スリップ回転速度  $N_r$  が増加した場合に、前述のようなクラッチフェーズを発揮させると駆動力が変速機 4 から駆動輪 7 へと伝達する効率が低下して、運転者が要求する駆動力を満足することができない。

[0074] そこで、エンジン 1 に大きな駆動力が要求されている場合は、実スリップ回転速度  $N_r$  の閾値を変更する (S 1 0 2)。具体的には、運転者が要求する駆動力では生じ得ないスリップ量を、閾値に設定する。上記閾値は、過大トルクが入力されるシーンのみ設定すればよいが、特に駆動輪 7 からの過大トルクの入力(例えば、急ブレーキや、駆動輪 7 がスリップ状態からグリップ状態に移行したときや、駆動輪 7 が段差に乗り上げたとき等)は予測することが困難である。従って、閾値は常に設定しておく必要がある。このように閾値を常に設定しているため、駆動力が要求されるシーンにおいては、上述したように運転者が要求する駆動力では生じ得ないスリップ量となるよう、閾値を変更する必要がある。

[0075] 次に、変速機コントローラ 1 2 は、過大トルクが入力されて摩擦締結要素のスリップ量が増加して、摩擦締結要素の実スリップ回転速度  $N_r$  が閾値を超えたか否かを判定する (S 1 0 3)。摩擦締結要素の実スリップ回転速度  $N_r$  が閾値を超えていない場合はステップ S 1 0 1 に戻る。

[0076] 摩擦締結要素の実スリップ回転速度  $N_r$  が閾値を超えたと判定した場合は、変速機コントローラ 1 2 は、このときの実スリップ回転速度  $N_r$  を第 2 の目標スリップ回転速度  $d N_r 2$  として設定する (S 1 0 4)。

[0077] ステップ S 1 0 4 において、実スリップ回転速度  $N_r$  を第 2 の目標回転速度として設定することにより、摩擦締結要素における実スリップ回転速度  $N_r$  と第 2 の目標スリップ回転速度  $d N_r 2$  の偏差が略ゼロとなる。変速機コントローラ 1 2 は、第 2 の目標スリップ回転速度  $d N_r 2$  と実スリップ回転速度  $N_r$  との偏差 (略ゼロ) に基づいて摩擦締結要素に指令するクラッチ指示油圧を指令する。

[0078] 次に、変速機コントローラ 1 2 は、摩擦締結要素の実スリップ回転速度  $N_r$  の変化率が増加しているか減少へと転じたかを判定する (ステップ S 1 0

5)。実スリップ回転速度  $N_r$  の変化率が増加している状態であればステップ S104 に戻る。実スリップ回転速度  $N_r$  の変化率が減少に転じた場合は、ステップ S106 に移行して、摩擦締結要素を緩やかに締結するように、第2の目標スリップ回転速度  $dN_{r2}$  を設定する。

[0079] より具体的には、変速機コントローラ12は、前述のように、実スリップ回転速度  $N_r$  が緩やかに低下するように第2の目標スリップ回転速度  $dN_{r2}$  を設定する。すなわち、実スリップ回転速度  $N_r$  に所定値を加算した値を第2の目標スリップ回転速度  $dN_{r2}$  として設定する。

[0080] 所定値は、実スリップ回転速度  $N_r$  の変化速度（低下勾配）に応じて設定する。実スリップ回転速度  $N_r$  の低下勾配が急であるほど、締結ショックが大きくなる。これを防ぐために、実スリップ回転速度  $N_r$  の低下勾配が大きいほど、加算する所定値を大きく設定して第2のスリップ回転速度を設定する。過大トルクの入力に対して実スリップ回転速度  $N_r$  が大きいほど、加算する所定値を大きく設定して第2のスリップ回転速度を設定する。これにより、実スリップ回転速度  $N_r$  の急締結を抑制し、締結ショックを低減させることができる。

[0081] 変速機コントローラ12は、実スリップ回転速度  $N_r$  と第1又は第2の目標スリップ回転速度  $dN_{r2}$  との偏差に基づいて、油圧制御回路11にクラッチ指示油圧を指令して、摩擦締結要素に実クラッチ油圧を供給する。

[0082] ステップ S106 の処理の後、本フローチャートの処理を終了する。

[0083] このように、変速機コントローラ12が、実スリップ回転速度  $N_r$  と第1の目標スリップ回転速度  $dN_{r1}$  又は第2の目標スリップ回転速度  $dN_{r2}$  に基づいて、摩擦締結要素に供給する油圧を制御することによって摩擦締結要素の締結力を制御することにより、摩擦締結要素制御部が構成される。

[0084] 第1の目標スリップ回転速度  $dN_{r1}$  は、予め変速機コントローラ12に記憶されており、第2の目標スリップ回転速度  $dN_{r2}$  を前述のように変速機コントローラが設定することにより目標スリップ回転速度設定部が構成される。

- [0085] 変速機コントローラ 12 が、実スリップ回転速度  $N_r$  と第 1 の目標スリップ回転速度  $dN_{r1}$  の偏差が閾値を超えたときに、第 1 の目標スリップ回転速度  $dN_{r1}$  に代えて、第 2 の目標スリップ回転速度  $dN_{r2}$  を設定することにより、目標スリップ回転速度変更部が構成される。
- [0086] 図 7 は、本発明の実施形態の変速機コントローラ 12 が実行する摩擦締結要素の発熱量算出のフローチャートである。
- [0087] 前述のようにクラッチフューズ機能を発揮させた後、摩擦締結用要素が実スリップ回転速度  $N_r$  でスリップすると、摩擦締結要素が発熱する。特に実スリップ回転速度  $N_r$  が大きい状態が長時間継続した場合は、摩擦締結要素が許容以上に発熱してしまう虞がある。発熱は摩擦締結要素に損傷を与える可能性があるので、摩擦締結要素が許容以上に発熱する可能性がある場合は、実スリップ回転速度  $N_r$  の大きさにかかわらず、締結ショックを許容してでも摩擦締結要素を締結する必要がある。
- [0088] 変速機コントローラ 12 は、過大トルクが入力されたか否かを判定する（S201）。これは、前述のように実スリップ回転速度  $N_r$  と第 1 の目標スリップ回転速度  $dN_{r1}$  との偏差が閾値を超えたときに過大トルクが入力されたことを判定することができる。その他の手段によって過大トルクの入力を判定してもよい。
- [0089] 過大トルクが入力されたと判定した場合は、変速機コントローラ 12 は、タイマを開始する（S202）。
- [0090] 次に変速機コントローラ 12 は、実スリップ回転速度  $N_r$  と過大トルクの大きさとを取得する（S203）。そして、これら取得した値と、ステップ S202 によってカウントを開始してからの経過時間とに基づいて、摩擦締結要素の発熱量を算出する（S204）。
- [0091] 次に、変速機コントローラ 12 は、摩擦締結要素の発熱が上限発熱量以上となったか否かを判定する（S205）。摩擦締結要素の発熱量が上限発熱量以上となった場合は、摩擦締結要素を直ちに締結させるように制御を行う（S206）。

- [0092] 具体的には、第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  を第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  に設定して、実スリップ回転速度  $N_r$  と第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  との偏差に基づいて、油圧制御回路11にクラッチ指示油圧を指令して、摩擦締結要素に実クラッチ油圧を供給する。これにより、摩擦締結要素は直ちに締結される。第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  を第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  に設定するのではなく、第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  を0に設定してもよい。
- [0093] このような制御を行うことによって、摩擦締結要素が締結するショックの発生よりも、摩擦締結要素の発熱による耐久性の影響を防止することを優先させることができる。
- [0094] 以上のように本発明の実施形態では、車両に搭載され、駆動力源としてのエンジン1の回転速度を駆動輪7へと無段階に変速して出力する変速機4と、エンジン1又は変速機4に直列に接続される摩擦締結要素と、摩擦締結要素の締結状態を制御する摩擦締結要素制御部としての変速機コントローラ12とを備える。変速機コントローラ12は、摩擦締結要素の目標スリップ回転速度（第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$ 、第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$ ）を設定する目標スリップ回転速度設定部と、摩擦締結要素の実スリップ回転速度  $N_r$  が前記目標スリップ回転速度に一致するように前記摩擦締結要素の締結力を制御する締結力制御部としての油圧制御回路11と、実スリップ回転速度  $N_r$  と第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  とが離間した場合に、第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  に代えて、前記離間が小さくなる第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  を設定する目標スリップ回転速度変更部とを備える。
- [0095] このように構成することによって、クラッチフューズ機能が発揮されて実スリップ回転速度  $N_r$  が増加した場合にも、第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  を設定することによって、摩擦要素の締結力が過大となることが防止されて、締結ショックが防止される。
- [0096] 目標スリップ回転速度変更部は、実スリップ回転速度  $N_r$  を前記第2の目

標スリップ回転速度  $dN_r2$  として設定するので、実スリップ回転速度  $N_r$  と前記第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  との偏差が略ゼロとなるので、摩擦要素の締結力が過大となることが防止されて、締結ショックが防止される。

[0097] 目標スリップ回転速度変更部は、第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  と実スリップ回転速度  $N_r$  との偏差が閾値以上となったときに、実スリップ回転速度  $N_r$  を第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  として設定するので、クラッチフューズ機能が発揮されて実スリップ回転速度  $N_r$  が増加したことを検出することができる。

[0098] 運転者の駆動力要求を検出する駆動力要求検出部を備え、目標スリップ回転速度変更部は、駆動力では生じ得ないスリップ回転速度の最低値を前記閾値として設定するので、エンジン1に駆動力が要求されている場合にクラッチフューズを発揮させることを防止して、運転者が要求する駆動力を満足させると共に、実スリップ回転速度  $N_r$  が異常な回転速度である場合には、これをクラッチフューズ機能によって緩衝して発熱等の問題を解消することができる。

[0099] 目標スリップ回転速度変更部は、実スリップ回転速度  $N_r$  の変化速度が増加から減少に変化した場合に、実スリップ回転速度  $N_r$  に所定値を加算した値を第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  として設定する。所定値は、実スリップ回転速度  $N_r$  の変化の減少率が大きいほど大きく設定する。実スリップ回転速度  $N_r$  が大きいほど大きく設定する。これにより、実スリップ回転速度  $N_r$  を緩やかに低下させて、摩擦締結要素の締結ショックを防止することができる。

[0100] 目標スリップ回転速度変更部は、実スリップ回転速度  $N_r$  が所定の上限值以上となった場合は、所定値を加算しないので、発熱などの摩擦締結要素の耐久性に影響を及ぼす状況となる場合には、これを防止することができる。

[0101] 目標スリップ回転速度変更部は、実スリップ回転速度  $N_r$  が所定回転速度以下となった場合は、第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  に代えて前記第

1の目標スリップ回転速度 $dN_r1$ に設定するので、クラッチフューズ機能を発揮した後は、速やかに通常の第1の目標スリップ回転速度 $dN_r1$ へと戻ることができる。

[0102] 摩擦締結要素の発熱量を検出する発熱量検出部を備え、目標スリップ回転速度変更部は、発熱量が上限発熱量以上となった場合に、第2の目標スリップ回転速度 $dN_r2$ に代えて前記第1の目標スリップ回転速度 $dN_r1$ に設定するので、摩擦締結要素が締結するショックの発生よりも、摩擦締結要素の発熱量による耐久性の影響を防止することを優先させることができる。

[0103] 発熱量検出部は、トルクの大きさ、前記トルク入力時からの経過時間及び実スリップ回転速度 $N_r$ の少なくとも一つに基づいて発熱量を検出するので、基礎のセンサ等により簡易な構成で発熱量を検出することができる。

[0104] 次に、本発明の実施形態の変形例を説明する。

[0105] 前述の図5において、摩擦締結要素の実スリップ回転速度 $N_r$ が増加から減少に転じたときに、実スリップ回転速度 $N_r$ が緩やかに低下するように、第2の目標スリップ回転速度 $dN_r2$ を、実スリップ回転速度 $N_r$ に漸次増加する所定値を加算する制御を行った。

[0106] これに対して、実スリップ回転速度 $N_r$ が増加から減少に転じたときに、第2の目標スリップ回転速度 $dN_r2$ を、実スリップ回転速度 $N_r$ よりも大きく設定して、このときの第2の目標スリップ回転速度 $dN_r2$ と実スリップ回転速度 $N_r$ との偏差を上昇させて、摩擦締結要素の実スリップ回転速度 $N_r$ を収束させるように制御してもよい。

[0107] 図8は、本発明の実施形態の変形例のクラッチフューズ制御の説明図である。

[0108] タイミング $t_{11}$ において変速機4に過大トルクが入力され、タイミング $t_{12}$ において、実スリップ回転速度 $N_r$ と第1の目標スリップ回転速度 $dN_r1$ との偏差が閾値を超えた場合は、実スリップ回転速度 $N_r$ を第2の目標スリップ回転速度 $dN_r2$ として設定する。

[0109] その後、実スリップ回転速度 $N_r$ が増加から減少に転じたとき（タイミン

グ $t_{13}$ ）、第2の目標スリップ回転速度 $dN_{r2}$ を、実スリップ回転速度 $N_r$ に対して所定値を加算した値に設定する。このときの所定値は、実スリップ回転速度 $N_r$ が急激に変動して摩擦締結要素が急締結することがないような値に設定することが好適である。

[0110] 第2の目標スリップ回転速度 $dN_{r2}$ に基づいて実スリップ回転速度 $N_r$ が徐々に低下し、タイミング $t_{15}$ において第2の目標スリップ回転速度 $dN_{r2}$ を第1の目標回転速度に設定する。その後、タイミング $t_{16}$ において、摩擦締結要素が第1の目標スリップ回転速度 $dN_{r1}$ となる。

[0111] 図9は、本発明の実施形態の別の変形例のクラッチフューズ制御の説明図である。

[0112] 前述のように、実スリップ回転速度 $N_r$ が増加から減少に転じたとき（タイミング $t_{13}$ ）、第2の目標スリップ回転速度 $dN_{r2}$ を、実スリップ回転速度 $N_r$ に対して所定値を加算した値に設定する。

[0113] このとき、実スリップ回転速度 $N_r$ の低下勾配が大きいほど、加算する所定値を大きく設定して第2のスリップ回転速度を設定する。図9に示す例は、図8に示す例に対して、実スリップ回転速度 $N_r$ の低下勾配が大きい場合を示し、この場合に、所定値をより大きな値に設定する。

[0114] 以降は、第2の目標スリップ回転速度 $dN_{r2}$ に基づいて実スリップ回転速度 $N_r$ が徐々に低下し、タイミング $t_{16}$ において、摩擦締結要素が第1の目標スリップ回転速度 $dN_{r1}$ となる。

[0115] 図10は、本発明の実施形態のさらに別の変形例のクラッチフューズ制御の説明図である。

[0116] 前述のように、実スリップ回転速度 $N_r$ が増加から減少に転じたとき（タイミング $t_{13}$ ）、第2の目標スリップ回転速度 $dN_{r2}$ を、実スリップ回転速度 $N_r$ に対して所定値を加算した値に設定する。

[0117] このとき、実スリップ回転速度 $N_r$ の値が大きいほど、加算する所定値を大きく設定して第2のスリップ回転速度を設定する。図10に示す例は、図8に示す例に対して、実スリップ回転速度 $N_r$ の値が大きい場合を示し、こ

の場合に、所定値をより大きな値に設定する。

[0118] 以降は、第2の目標スリップ回転速度  $dN_r2$  に基づいて実スリップ回転速度  $N_r$  が徐々に低下し、タイミング  $t16$  において、摩擦締結要素が第1の目標スリップ回転速度  $dN_r1$  となる。

[0119] 以上、本発明の実施形態について説明したが、上記実施形態は本発明の適用例の一つを示したものに過ぎず、本発明の技術的範囲を上記実施形態の具体的構成に限定する趣旨ではない。

[0120] 例えば、上記実施形態では、バリエータ20としてベルト式無段変速機構を備えているが、バリエータ20は、Vベルト23の代わりにチェーンがプーリ21、22の間に掛け回される無段変速機構であってもよい。あるいは、バリエータ20は、入力ディスクと出力ディスクの間に傾転可能なパワーローラを配置するトロイダル式無段変速機構であってもよい。

[0121] 上記実施形態では、副変速機構30は前進用の変速段として1速と2速の2段を有する変速機構としたが、副変速機構30を前進用の変速段として3段以上の変速段を有する変速機構としても構わない。

[0122] 副変速機構30はラビニョウ型遊星歯車機構を用いて構成したが、このような構成に限定されない。例えば、副変速機構30は、通常の遊星歯車機構と摩擦締結要素を組み合わせる構成してもよいし、あるいは、ギヤ比の異なる複数の歯車列で構成される複数の動力伝達経路と、これら動力伝達経路を切り換える摩擦締結要素とによって構成してもよい。

[0123] プーリ21、22の可動円錐板を軸方向に変位させるアクチュエータとして油圧シリンダ23a、23bを備えているが、アクチュエータは油圧で駆動されるものに限らず電氣的に駆動されるものであってもよい。

[0124] バリエータ20に対して、副変速機構30が前段にあっても後段にあってもよい。例えば副変速機構30をエンジン1の後段でバリエータ20の前段に備えた場合は、エンジン1からの過大トルクに対して特に効果がある。一方バリエータ20の後段に副変速機構30を備えた場合は、駆動輪7からの過大トルクに対して特に効果がある。さらに、副変速機構30ではなく、前

後進切り替え機構であってもよい。

[0125] 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り、それらも本発明の技術的範囲に含まれることが明白である。

[0126] 本願は、2012年3月9日に日本国特許庁に出願された特願2012-53350に基づく優先権を主張する。これらの出願のすべての内容は参照により本明細書に組み込まれる。

## 請求の範囲

- [請求項1]        車両に搭載され駆動力源の回転速度を駆動輪へと無段階に変速して出力する無段変速機と、前記駆動力源及び無段変速機に直列に接続される摩擦締結要素と、前記摩擦締結要素の締結状態を制御する摩擦締結要素制御部と、を備える無段変速機の変速制御装置であって、
- 前記摩擦締結要素制御部は、
- 前記摩擦締結要素の目標スリップ回転速度を設定する目標スリップ回転速度設定部と、
- 前記摩擦締結要素の実スリップ回転速度が前記目標スリップ回転速度に一致するように前記摩擦締結要素の締結力を制御する締結力制御部と、
- 前記実スリップ回転速度と第1の目標スリップ回転速度との偏差が拡大した場合に、第1の目標スリップ回転速度に代えて、前記実スリップ回転速度との偏差を縮小させる第2の目標スリップ回転速度を設定する目標スリップ回転速度変更部と、
- を備える
- 無段変速機の変速制御装置。
- [請求項2]        請求項1に記載の無段変速機の変速制御装置であって、
- 前記目標スリップ回転速度変更部は、前記実スリップ回転速度を前記第2の目標スリップ回転速度として設定する
- 無段変速機の変速制御装置。
- [請求項3]        請求項2に記載の無段変速機の変速制御装置であって、
- 前記目標スリップ回転速度変更部は、前記第1の目標スリップ回転速度と前記実スリップ回転速度との偏差が閾値以上となったときに、前記実スリップ回転速度を前記第2の目標スリップ回転速度として設定する
- 無段変速機の変速制御装置。
- [請求項4]        請求項3に記載の無段変速機の変速制御装置であって、

運転者の駆動力要求を検出する駆動力要求検出部を備え、  
前記目標スリップ回転速度変更部は、前記駆動力では生じ得ないスリップ回転速度の最低値を、前記閾値として設定する  
無段変速機の変速制御装置。

[請求項5] 請求項 1 から 4 のいずれか一つに記載の無段変速機の変速制御装置であって、

前記目標スリップ回転速度変更部は、前記実スリップ回転速度の変化速度が増加から減少に変化した場合に、前記第 2 の目標スリップ回転速度を、前記実スリップ回転速度よりも大きな値に設定する無段変速機の変速制御装置。

[請求項6] 請求項 5 に記載の無段変速機の変速制御装置であって、

前記目標スリップ回転速度変更部は、前記実スリップ回転速度の変化の減少率が大きいほど前記第 2 の目標スリップ回転速度を大きく設定する  
無段変速機の変速制御装置。

[請求項7] 請求項 5 に記載の無段変速機の変速制御装置であって、

前記目標スリップ回転速度変更部は、前記実スリップ回転速度が大きいほど前記第 2 の目標スリップ回転速度を大きく設定する  
無段変速機の変速制御装置。

[請求項8] 請求項 5 から 7 のいずれか一つに記載の無段変速機の変速制御装置であって、

前記目標スリップ回転速度変更部は、前記実スリップ回転速度が所定の上限值以上となった場合は、前記実スリップ回転速度を前記第 2 の目標スリップ回転速度として設定することを特徴とする無段変速機の変速制御装置。

[請求項9] 請求項 1 から 8 のいずれか一つに記載の無段変速機の変速制御装置であって、

前記目標スリップ回転速度変更部は、前記実スリップ回転速度が所

定回転速度以下となった場合は、前記第2の目標スリップ回転速度に代えて前記第1の目標スリップ回転速度に設定する  
無段変速機の変速制御装置。

[請求項10] 請求項1から9のいずれか一つに記載の無段変速機の変速制御装置であって、

前記摩擦締結要素の発熱量を検出する発熱量検出部を備え、

前記目標スリップ回転速度変更部は、検出された前記発熱量が上限発熱量以上となった場合に、前記第2の目標スリップ回転速度に代えて前記第1の目標スリップ回転速度に設定する  
無段変速機の変速制御装置。

[請求項11] 請求項10に記載の無段変速機の変速制御装置であって、

前記発熱量検出部は、トルクの大きさ、前記トルク入力時からの経過時間及び実スリップ回転速度の少なくとも一つに基づいて前記発熱量を検出する  
無段変速機の変速制御装置。

[請求項12] 車両に搭載され駆動力源の回転速度を駆動輪へと無段階に変速して出力する無段変速機と、前記駆動力源及び無段変速機に直列に接続される摩擦締結要素と、前記摩擦締結要素の締結状態を制御する摩擦締結要素制御部と、を備える無段変速機の変速制御方法であって、

前記摩擦締結要素制御部は、

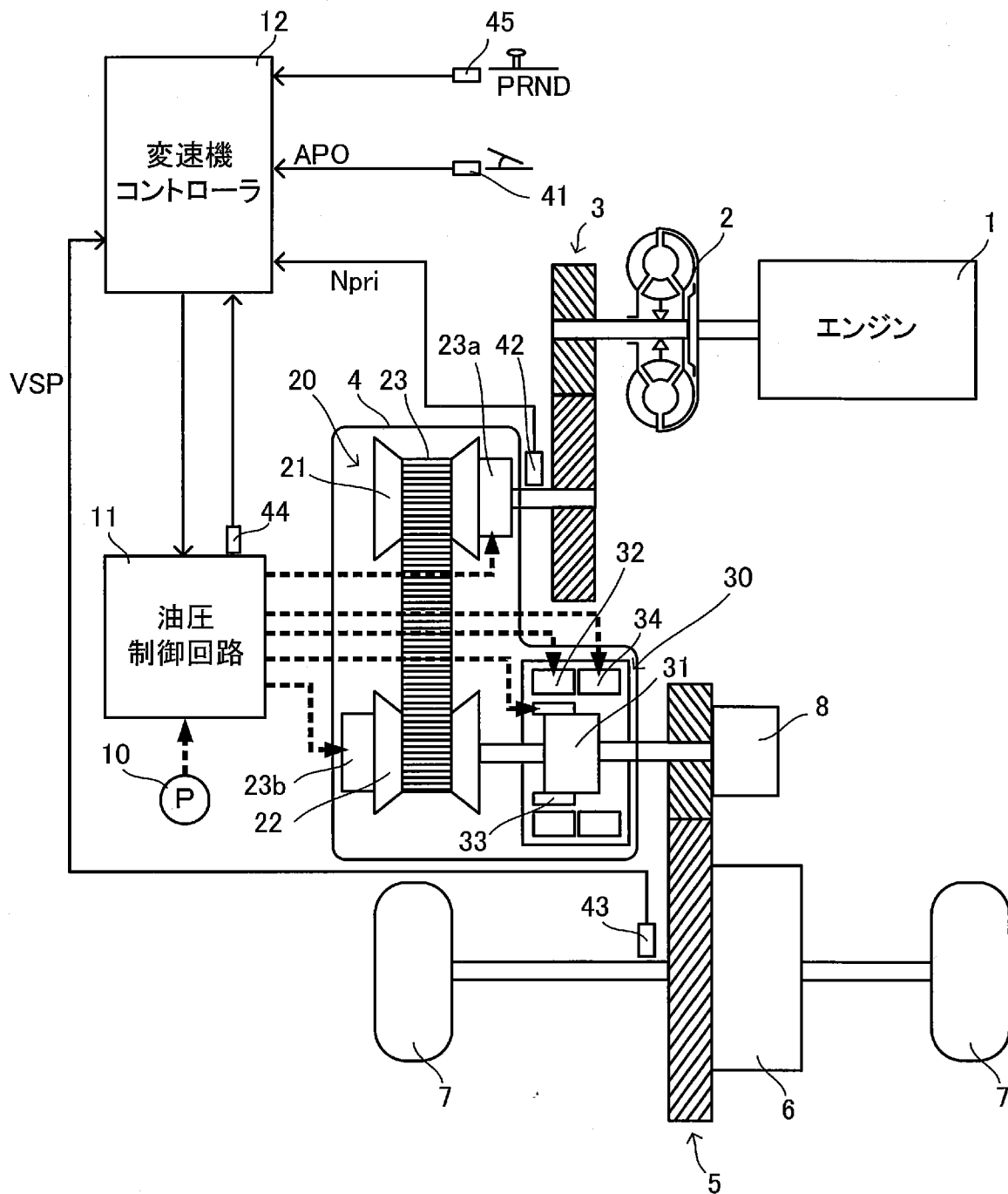
前記摩擦締結要素の目標スリップ回転速度を設定し、

前記摩擦締結要素の実スリップ回転速度が前記目標スリップ回転速度に一致するように前記摩擦締結要素の締結力を制御し、

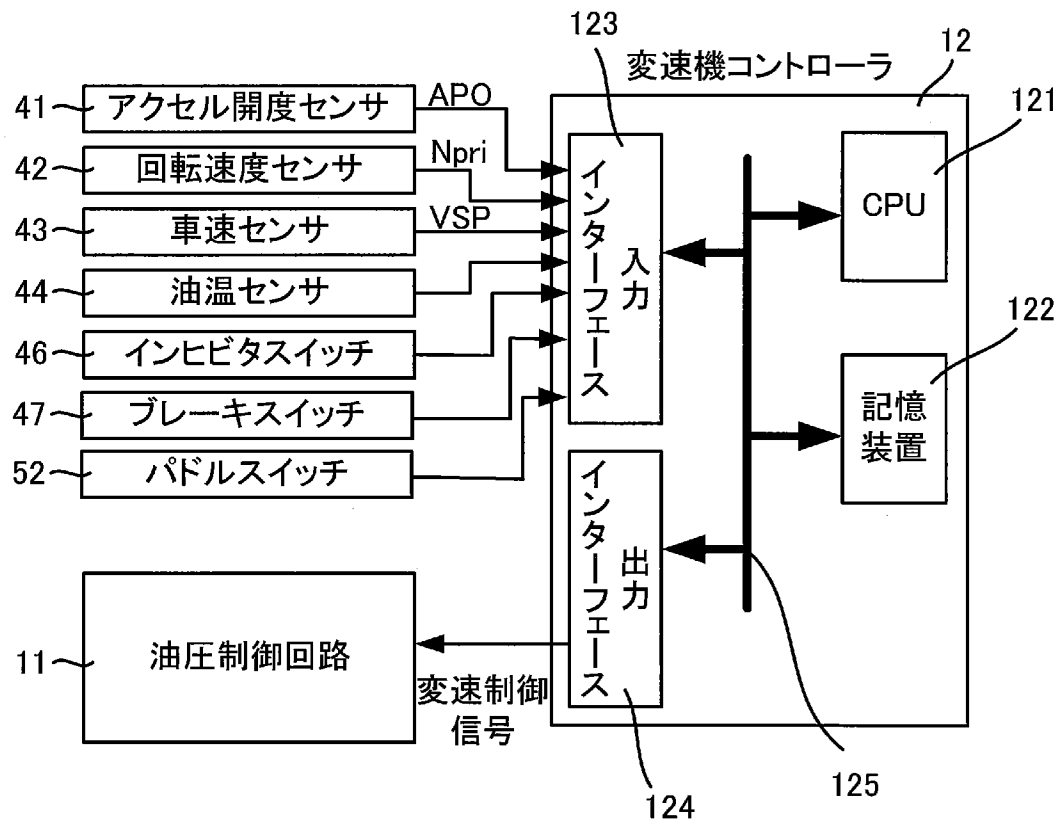
前記実スリップ回転速度と第1の目標スリップ回転速度との偏差が拡大した場合に、第1の目標スリップ回転速度に代えて、前記実スリップ回転速度との偏差を縮小させる第2の目標スリップ回転速度を設定する

無段変速機の変速制御方法。

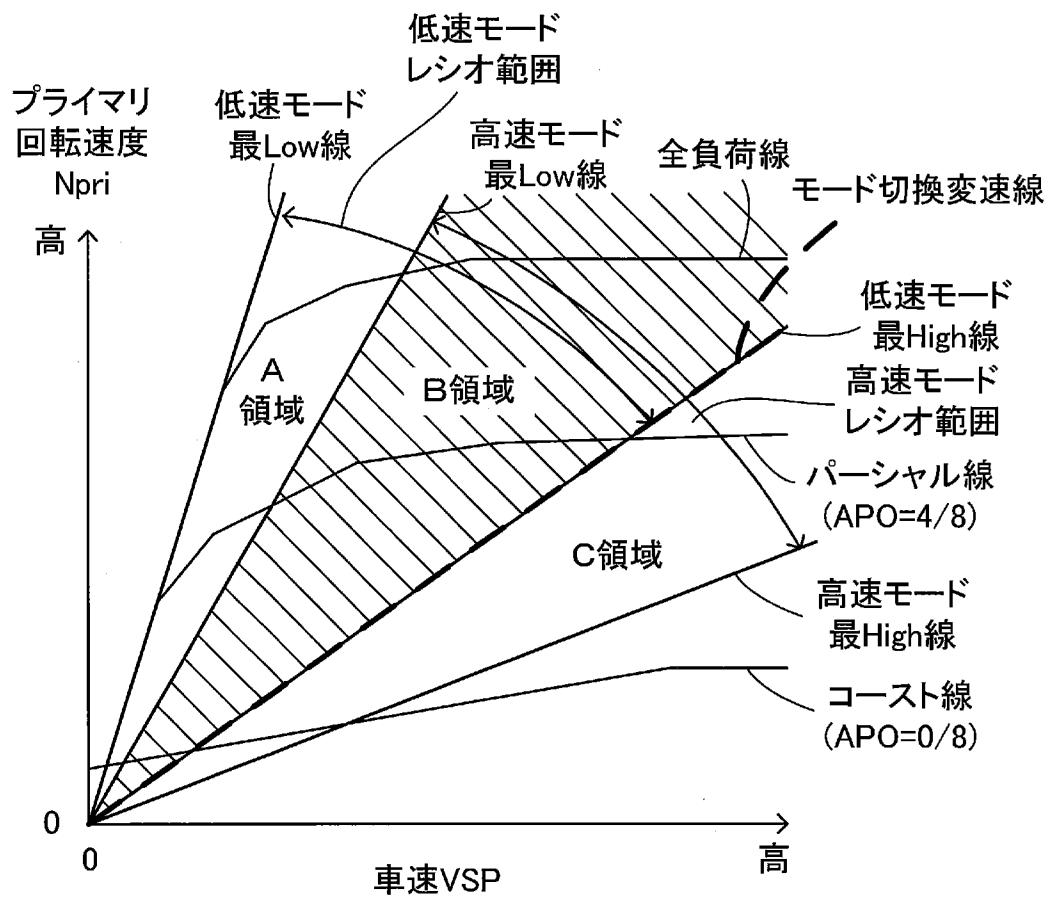
[図1]



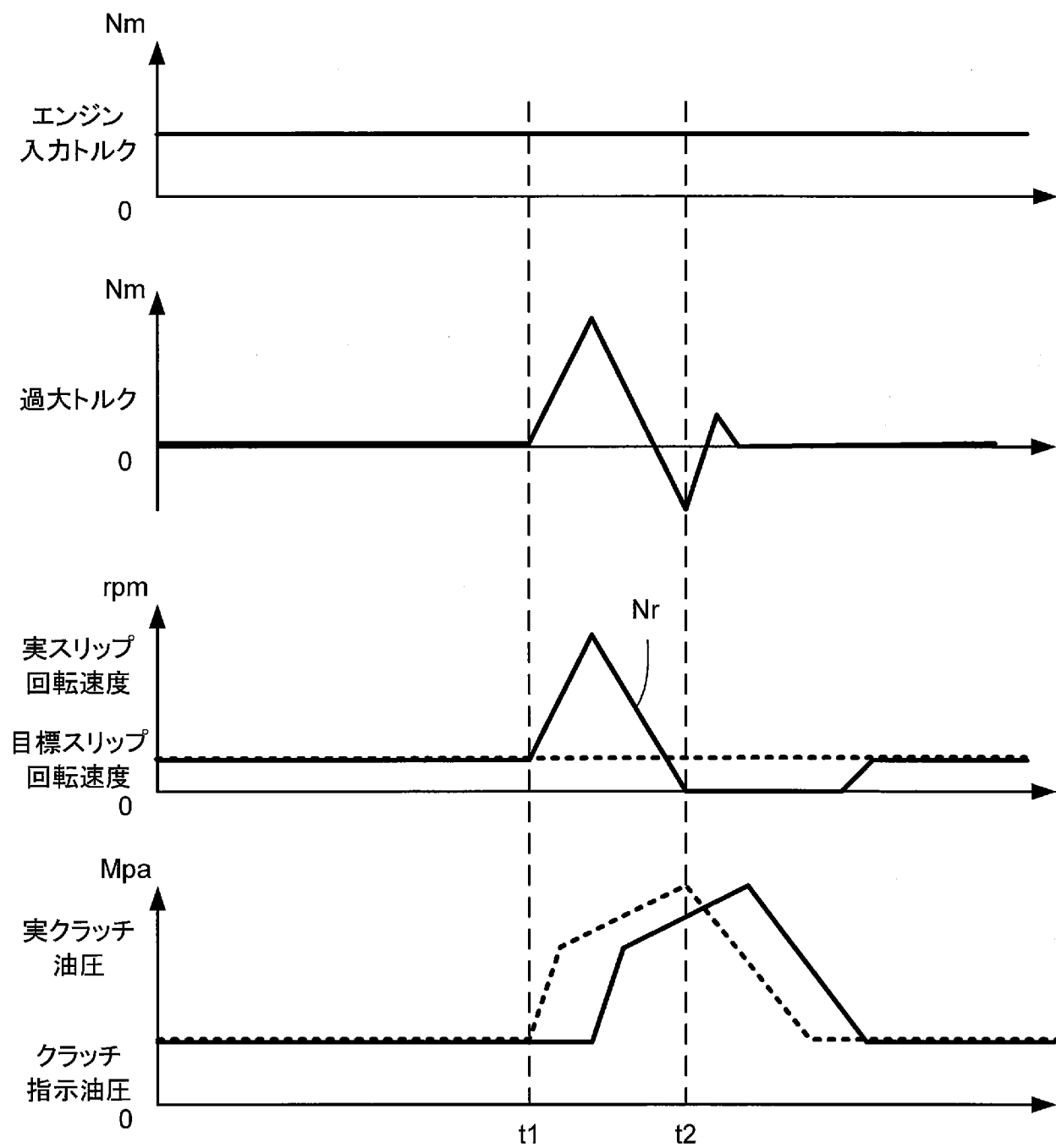
[図2]



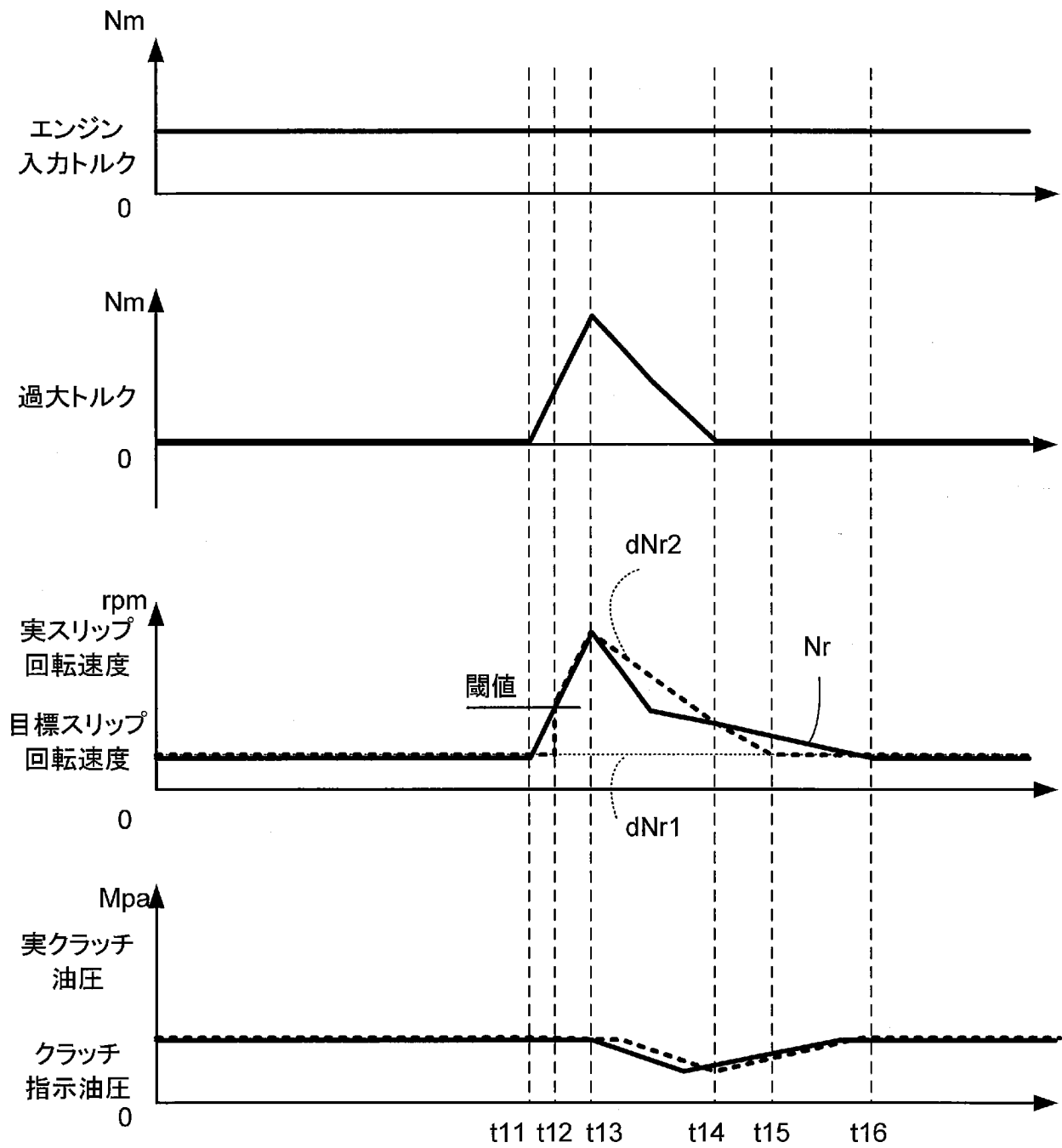
[図3]



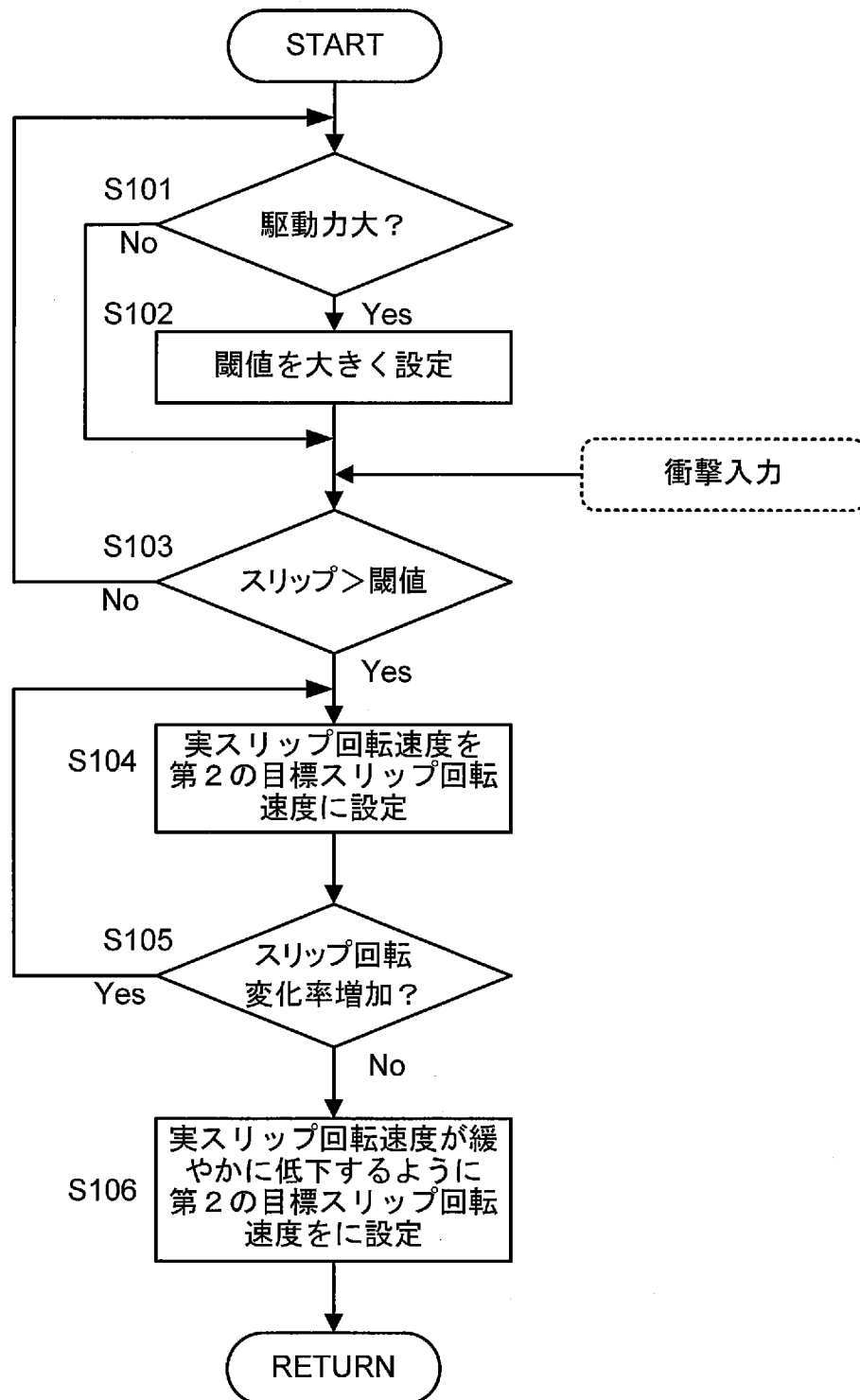
[図4]



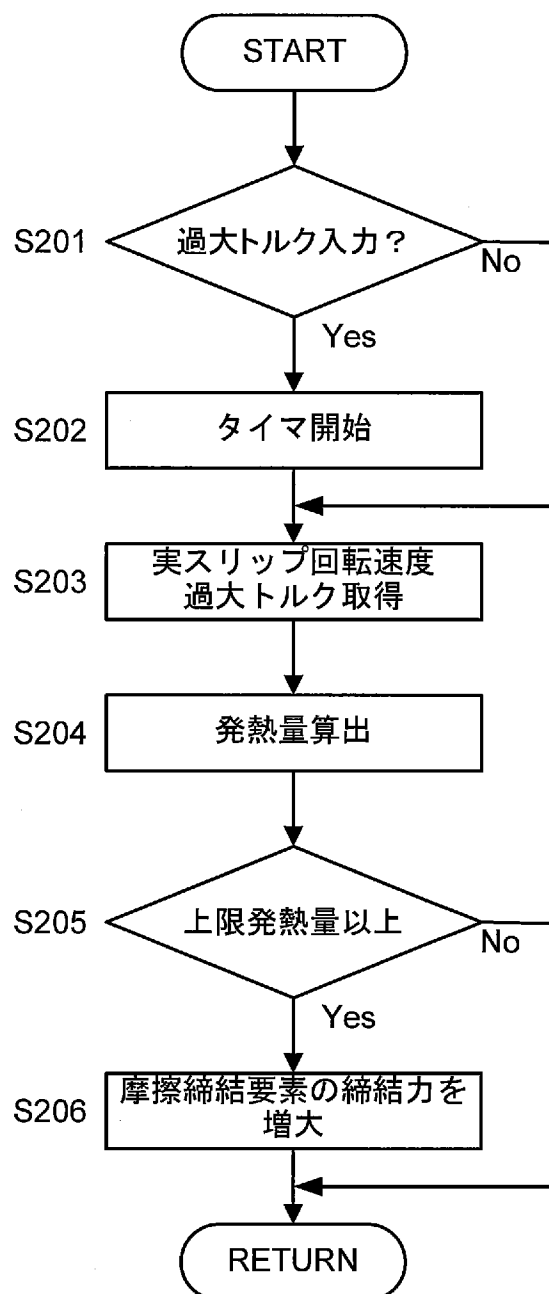
[図5]



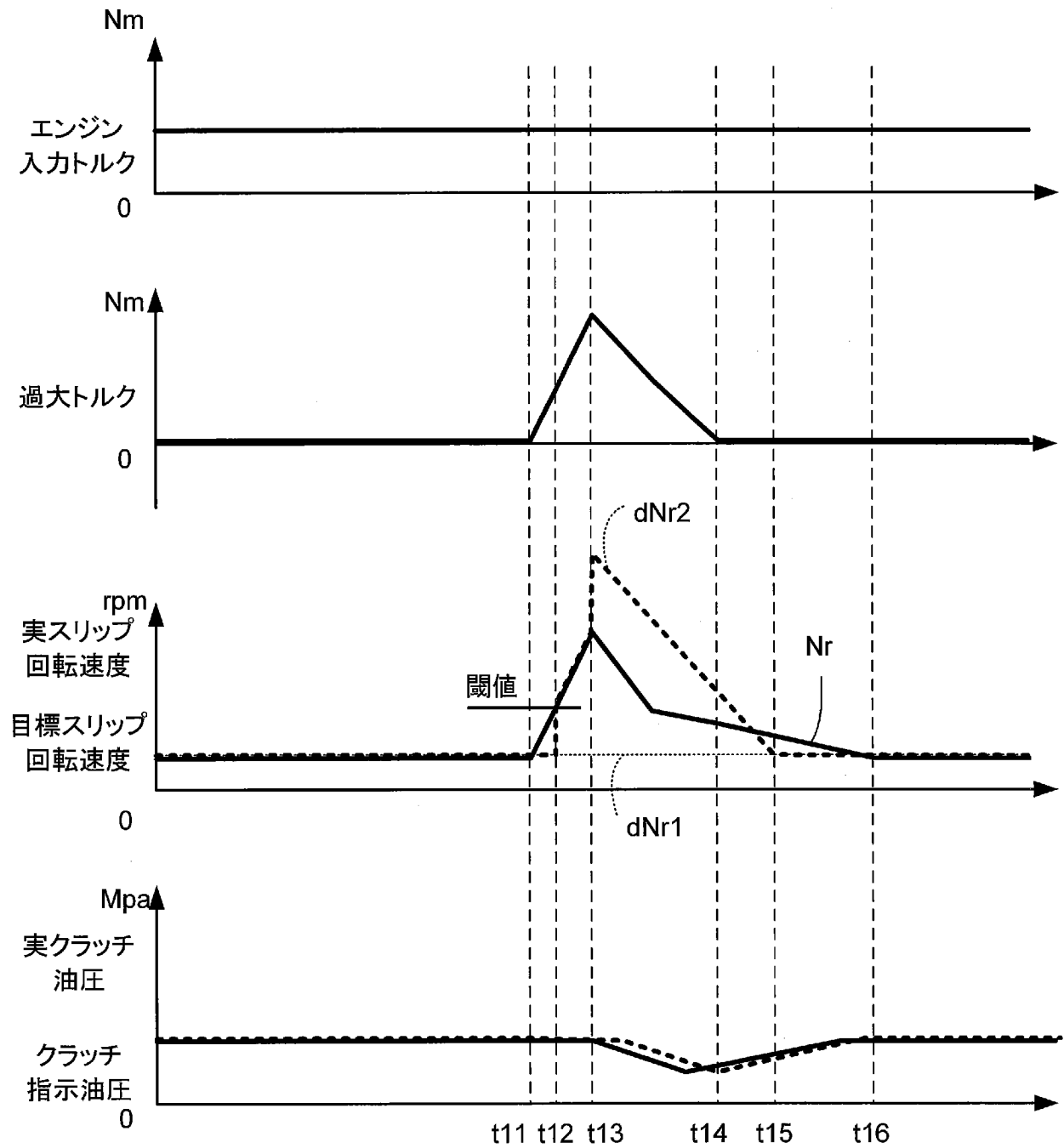
[図6]



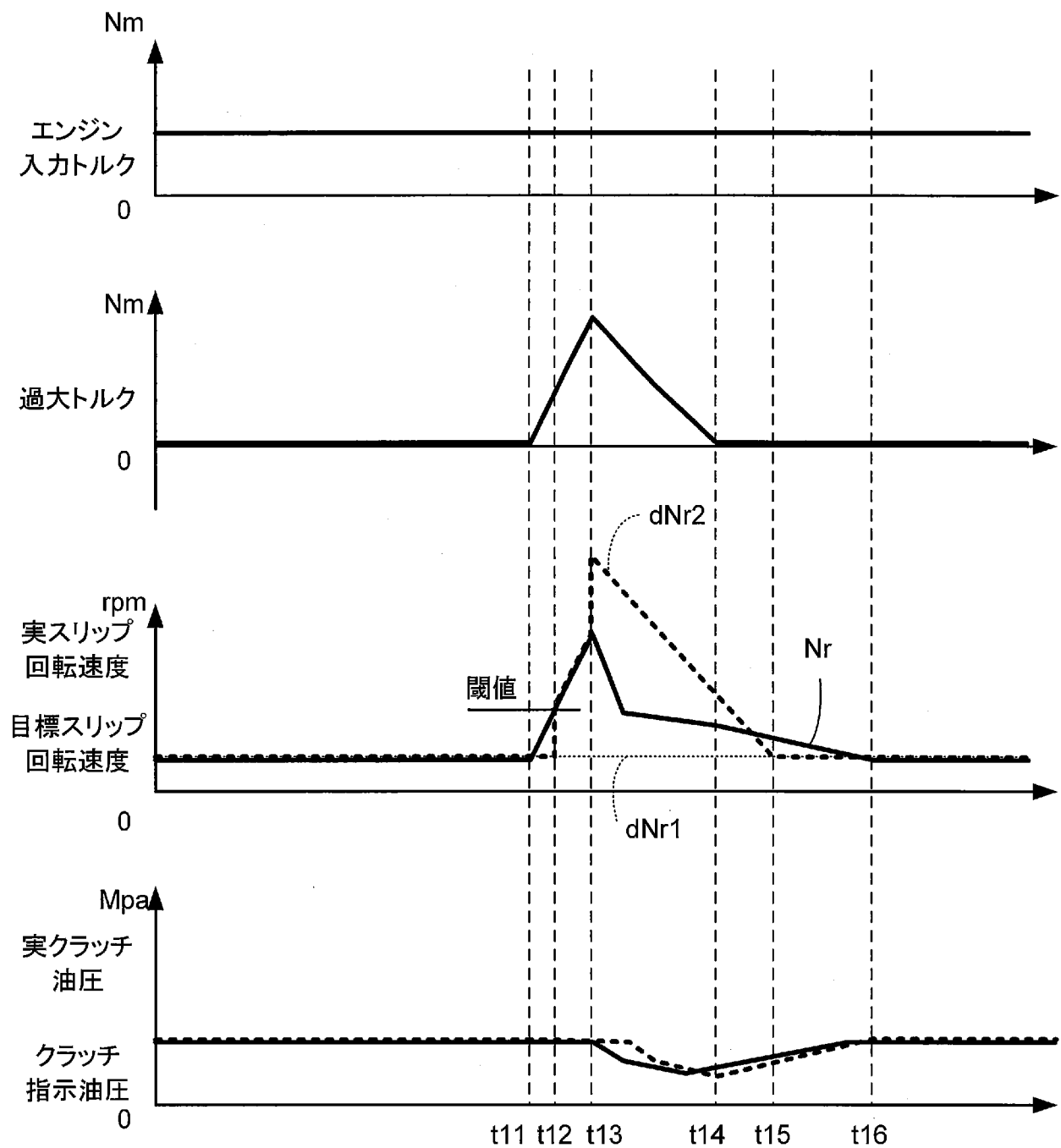
[図7]



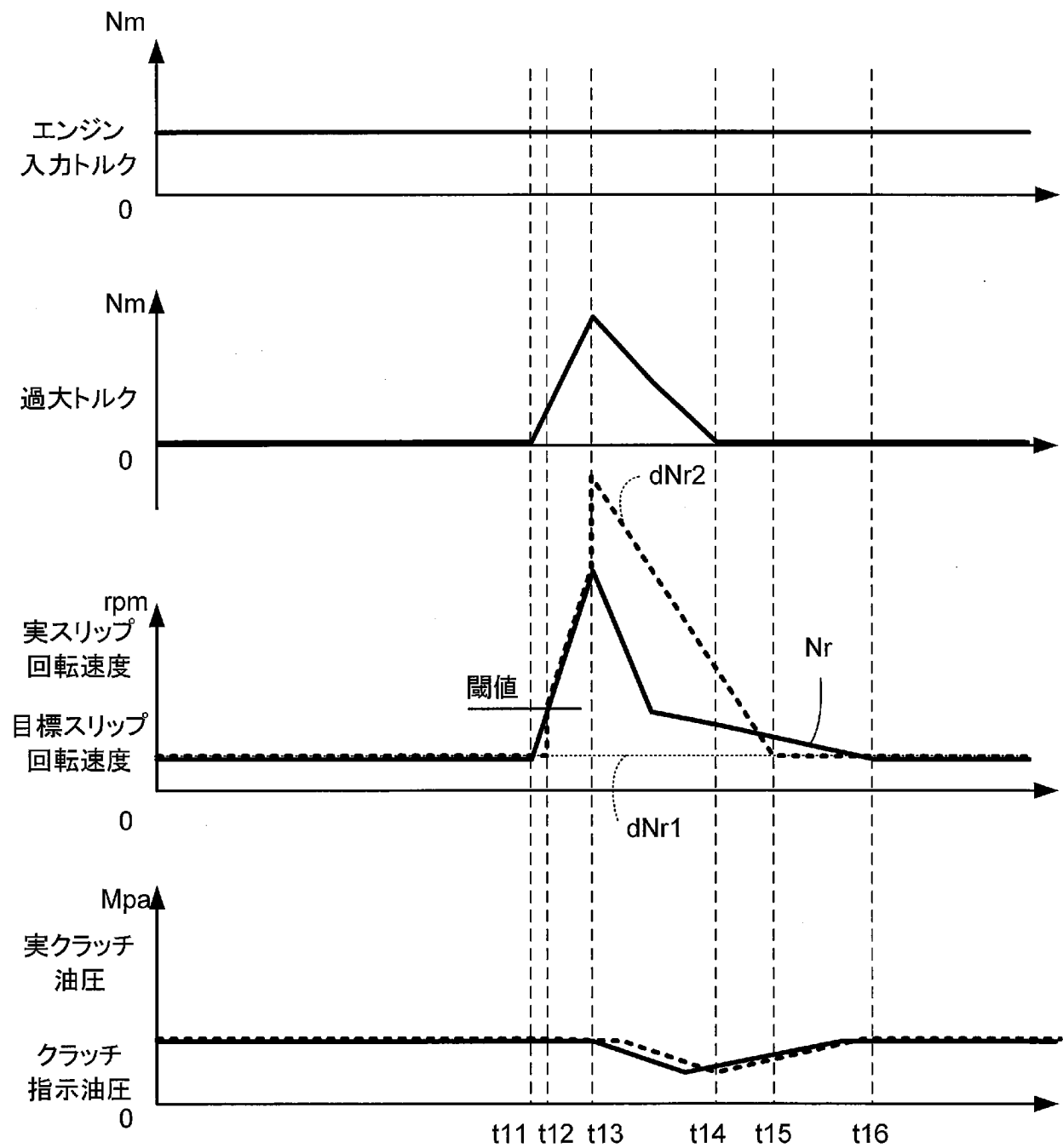
[図8]



[図9]



[図10]



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/050950

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H61/02 (2006.01) i, F16D48/02 (2006.01) i, F16H61/662 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H61/02, F16D48/02, F16H61/662

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2013

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2013 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2013

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

| Category*   | Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages                                                       | Relevant to claim No.    |
|-------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------|
| X<br>Y<br>A | JP 2004-44757 A (Toyota Motor Corp.),<br>12 February 2004 (12.02.2004),<br>paragraphs [0020] to [0022], [0033], [0045]<br>(Family: none) | 1, 9, 12<br>10-11<br>2-8 |
| Y           | JP 2007-225048 A (Mazda Motor Corp.),<br>06 September 2007 (06.09.2007),<br>paragraphs [0010], [0017]<br>(Family: none)                  | 10-11                    |
| A           | JP 2000-161463 A (Denso Corp.),<br>16 June 2000 (16.06.2000),<br>paragraphs [0031], [0041]<br>(Family: none)                             | 1-12                     |

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&amp;" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
04 April, 2013 (04.04.13)Date of mailing of the international search report  
16 April, 2013 (16.04.13)Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/050950

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

| Category* | Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages                                                                           | Relevant to claim No. |
|-----------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|
| A         | JP 2007-92814 A (Toyota Motor Corp.),<br>12 April 2007 (12.04.2007),<br>paragraphs [0016], [0061]<br>(Family: none)                                          | 2-11                  |
| A         | JP 2010-202123 A (Nissan Motor Co., Ltd.),<br>16 September 2010 (16.09.2010),<br>paragraph [0036]<br>(Family: none)                                          | 3-11                  |
| A         | JP 2004-36848 A (Toyota Motor Corp.),<br>05 February 2004 (05.02.2004),<br>paragraph [0064]<br>& US 2003/0150683 A1 & US 2005/0197233 A1<br>& DE 10304436 A1 | 3-11                  |
| A         | JP 9-42440 A (Toyota Motor Corp.),<br>14 February 1997 (14.02.1997),<br>paragraphs [0019] to [0021]<br>(Family: none)                                        | 4-11                  |
| A         | JP 2008-190608 A (Nissan Motor Co., Ltd.),<br>21 August 2008 (21.08.2008),<br>paragraph [0068]<br>(Family: none)                                             | 5-11                  |

## A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H61/02(2006.01)i, F16D48/02(2006.01)i, F16H61/662(2006.01)i

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H61/02, F16D48/02, F16H61/662

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

|             |                     |
|-------------|---------------------|
| 日本国実用新案公報   | 1 9 2 2 - 1 9 9 6 年 |
| 日本国公開実用新案公報 | 1 9 7 1 - 2 0 1 3 年 |
| 日本国実用新案登録公報 | 1 9 9 6 - 2 0 1 3 年 |
| 日本国登録実用新案公報 | 1 9 9 4 - 2 0 1 3 年 |

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

## C. 関連すると認められる文献

| 引用文献の<br>カテゴリー* | 引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示                                                        | 関連する<br>請求項の番号           |
|-----------------|------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------|
| X<br>Y<br>A     | JP 2004-44757 A（トヨタ自動車株式会社）2004.02.12,<br>【0020】 - 【0022】 , 【0033】 , 【0045】<br>(ファミリーなし) | 1, 9, 12<br>10-11<br>2-8 |
| Y               | JP 2007-225048 A（マツダ株式会社）2007.09.06,<br>【0010】 , 【0017】<br>(ファミリーなし)                     | 10-11                    |

☒ C 欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）  
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

0 4 . 0 4 . 2 0 1 3

国際調査報告の発送日

1 6 . 0 4 . 2 0 1 3

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）  
郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5  
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

中村 大輔

3 J

5 0 7 1

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 2 8

| C (続き) . 関連すると認められる文献 |                                                                                                                  |                |
|-----------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|
| 引用文献の<br>カテゴリー*       | 引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示                                                                                | 関連する<br>請求項の番号 |
| A                     | JP 2000-161463 A (株式会社デンソー) 2000.06.16,<br>【0031】 , 【0041】<br>(ファミリーなし)                                          | 1-12           |
| A                     | JP 2007-92814 A (トヨタ自動車株式会社) 2007.04.12,<br>【0016】 , 【0061】<br>(ファミリーなし)                                         | 2-11           |
| A                     | JP 2010-202123 A (日産自動車株式会社) 2010.09.16,<br>【0036】<br>(ファミリーなし)                                                  | 3-11           |
| A                     | JP 2004-36848 A (トヨタ自動車株式会社) 2004.02.05,<br>【0064】<br>& US 2003/0150683 A1 & US 2005/0197233 A1 & DE 10304436 A1 | 3-11           |
| A                     | JP 9-42440 A (トヨタ自動車株式会社) 1997.02.14,<br>【0019】 - 【0021】<br>(ファミリーなし)                                            | 4-11           |
| A                     | JP 2008-190608 A (日産自動車株式会社) 2008.08.21,<br>【0068】<br>(ファミリーなし)                                                  | 5-11           |