

(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2月14日(14.02.2013)



(10) 国際公開番号  
WO 2013/021732 A1

- (51) 国際特許分類:  
F16H 61/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/065743
- (22) 国際出願日: 2012年6月20日(20.06.2012)
- (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 2011-173647 2011年8月9日(09.08.2011) JP
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 本田技研工業株式会社(HONDA MOTOR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1078556 東京都港区南青山二丁目1番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 坂上 恭平(SAKAGAMI Kyohei) [JP/JP]; 〒3510193 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP). 戸塚 博彦(TOTSUKA Hirohiko) [JP/JP]; 〒3510193 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP). 重長 正人(SHIGENAGA Masato) [JP/JP]; 〒3510193 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP).
- (74) 代理人: 落合 健, 外(OCHIAI Takeshi et al.); 〒1100016 東京都台東区台東2丁目6番3号 T Oビル 落合特許事務所 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, 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, 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 (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

[続葉有]

(54) Title: COMPRESSION CONTROL DEVICE FOR CONTINUOUS VARIABLE TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 無段変速機の挟圧制御装置

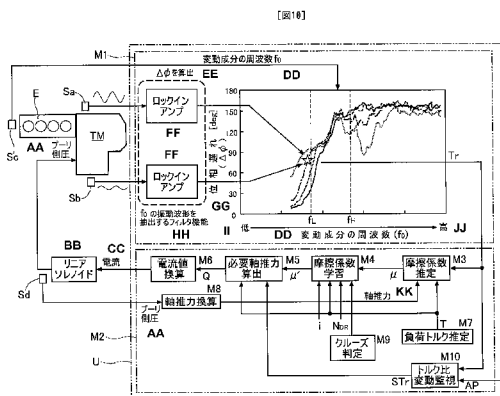


FIG. 10:  
M3 Friction coefficient estimation  
M4 Friction coefficient learning  
M5 Required axial thrust calculation  
M6 Current value conversion  
M7 Load torque estimation  
M8 Axial thrust conversion  
M9 Cruise determination  
M10 Torque ratio fluctuation monitor  
AA Pulley lateral pressure  
BB Linear solenoid  
CC Current  
DD Frequency of fluctuation component  
EE Calculate  $\Delta\phi$   
FF Lock-in amplifier  
GG Phase delay  
HH Filter function for extracting vibration waveform of  $f_0$   
II Low  
JJ High  
KK Axial thrust

(57) Abstract: In a compression control device for a continuous variable transmission, when a torque ratio ( $Tr$ ), which is the ratio of actual transmission torque to the transmittable maximum torque of the continuous variable transmission, is estimated based on transmission characteristics according to which an arbitrary fluctuation component of an input shaft is transmitted through an endless belt to an output shaft, a slip identifier obtained by indexing the ratio between the amplitudes of the fluctuation components of the input and output shafts or a phase delay obtained by indexing the difference between the phases of the fluctuation components is used. The friction coefficient ( $\mu$ ) between a pulley on the lateral pressure-controlled side and the endless belt is estimated using the torque ratio ( $Tr$ ), a required axial thrust ( $Q$ ) of the pulley is obtained based on the friction coefficient ( $\mu$ ), and the lateral pressure of the pulley is controlled based on the required axial thrust ( $Q$ ). That is, the lateral pressure is feed-forward-controlled using the friction coefficient ( $\mu$ ) directly governing the lateral pressure. Therefore, in comparison with indirect control in which the slip identifier and the phase delay themselves are fed back, it is possible to improve the control responsiveness and reduce the calculation load of the control device, so that it is possible to improve the power transmission efficiency while preventing the endless belt of a belt type continuous variable transmission from slipping.

(57) 要約:

[続葉有]



(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))

無段変速機の挟圧制御装置において、無段変速機の伝達可能な最大トルクに対する実際の伝達トルクの比であるトルク比 ( $T_r$ ) を、入力軸が有する任意の変動成分が無端ベルトを介して出力軸に伝達される伝達特性に基づいて推定する際に、入力軸および出力軸の変動成分の振幅比を指標化した滑り識別子、あるいは前記変動成分の位相差を指標化した位相遅れを用いる。側圧制御される側のプーリおよび無端ベルト間の摩擦係数 ( $\mu$ ) をトルク比 ( $T_r$ ) を用いて推定し、摩擦係数 ( $\mu$ ) に基づいて該プーリの必要軸推力 ( $Q$ ) を求め、必要軸推力 ( $Q$ ) に基づいて該プーリの側圧を制御するので、つまり側圧を直接的に支配する摩擦係数 ( $\mu$ ) を用いて側圧をフィードフォワード制御するので、滑り識別子や位相遅れ自体をフィードバックする間接的な制御に比べ、制御応答性の向上および制御装置の演算負荷の軽減が可能になり、ベルト式無段変速機の無端ベルトのスリップを防止しながら動力伝達効率の向上を図ることができる。

## 明 細 書

発明の名称：無段変速機の挟圧制御装置

### 技術分野

[0001] 本発明は、入力軸に設けた入力軸要素と出力軸に設けた出力軸要素との間で動力伝達要素を介して動力伝達を行う無段変速機において、動力伝達要素のスリップを防止しながら動力伝達効率の向上を図るために、入力軸要素または出力軸要素の一方の挟圧を制御する挟圧制御装置に関する。

### 背景技術

[0002] 入力軸に設けたドライブプーリと出力軸に設けたドリブンプーリとに無端ベルトを巻き掛け、両プーリの溝幅を変速用油圧で変化させて変速を行うベルト式無段変速機において、入力軸の変動成分と出力軸の変動成分との間に無端ベルトのスリップに起因する振幅差や位相差が発生することに着目して滑り識別子  $l D s l i p$  および位相遅れ  $\Delta \phi$  というパラメータを導入し、これらのパラメータに基づいてプーリに加えるプーリ側圧を制御することで動力伝達効率の向上を図るものが、下記特許文献 1 により公知である。

### 先行技術文献

#### 特許文献

[0003] 特許文献 1：日本特開 2009-243683 号公報

### 発明の概要

#### 発明が解決しようとする課題

[0004] ところで、ベルト式無段変速機の動力伝達効率は後述するトルク比  $T_r$  というパラメータに密接に関連するが、上記従来のは滑り識別子  $l D s l i p$  あるいは位相遅れ  $\Delta \phi$  をパラメータとしてトルク比  $T_r$  を間接的に制御するため、トルク比  $T_r$  を所望の値に応答性良く制御することが困難であり、ベルト式無段変速機の動力伝達効率を十分に高めることができなかった。

[0005] 本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、無段変速機の動力伝達要素のスリップを防止しながら動力伝達効率の向上を図ることを目的とする。

## 課題を解決するための手段

- [0006] 上記目的を達成するために、本発明によれば、駆動源の駆動力が入力される入力軸と、前記入力軸に設けられた入力軸要素と、前記駆動源の駆動力が変速して出力される出力軸と、前記出力軸に設けられた出力軸要素と、前記入出力軸要素にそれぞれ接触して接触部分の摩擦により前記入力軸から前記出力軸に駆動力を伝達する動力伝達要素と、前記入力軸が有する任意の変動成分の前記出力軸への伝達特性に基づき、伝達可能な最大トルクに対する実際の伝達トルクの比であるトルク比を推定するトルク比推定手段と、前記入出力軸要素のうちの何れか一方の軸要素の挟圧を制御する挟圧制御手段と、前記何れか一方の軸要素および前記動力伝達要素間の摩擦係数を推定する摩擦係数推定手段とを備える無段変速機の挟圧制御装置であって、前記トルク比推定手段は、前記入力軸および前記出力軸の変動成分の振幅比を指標化した滑り識別子と、前記入力軸および前記出力軸の変動成分の位相差を指標化した位相遅れとの少なくとも一方から前記トルク比を推定し、前記摩擦係数推定手段は、前記トルク比に基づいて前記摩擦係数を推定し、前記挟圧制御手段は、前記摩擦係数に基づいて前記何れか一方の軸要素の必要軸推力を求め、その必要軸推力に基づいて前記何れか一方の軸要素の挟圧を制御することを第1の特徴とする無段変速機の挟圧制御装置が提案される。
- [0007] また本発明によれば、前記第1の特徴に加えて、前記駆動源の負荷トルクを推定する負荷トルク推定手段を備え、前記摩擦係数推定手段は、前記負荷トルクと、前記何れか一方の軸要素の軸推力とに基づいて前記摩擦係数を推定することを第2の特徴とする無段変速機の挟圧制御装置が提案される。
- [0008] また本発明によれば、前記第1または第2の特徴に加えて、前記駆動源および前記無段変速機を搭載した移動体がクルーズ走行しているか否かを判定するクルーズ判定手段と、前記移動体が前記クルーズ状態にあるときに前記摩擦係数を前記移動体の走行条件毎に学習する摩擦係数学習手段とを備えることを第3の特徴とする無段変速機の挟圧制御装置が提案される。
- [0009] また本発明によれば、前記第1～第3の何れか1つの特徴に加えて、前記

挟圧制御手段は、目標トルク比に基づいて前記何れか一方の軸要素の必要軸推力を求め、前記トルク比推定手段により求められたトルク比の変化量が所定範囲外になった場合に、前記目標トルク比を低く設定することを第４の特徴とする無段変速機の挟圧制御装置が提案される。

[0010] また本発明によれば、前記第１～第４の何れか１つの特徴に加えて、アクセル開度を検出するアクセル開度センサを備え、前記挟圧制御手段は、目標トルク比に基づいて前記何れか一方の軸要素の必要軸推力を求め、前記アクセル開度センサにより求められたアクセル開度の変化量が所定範囲外になった場合に、前記目標トルク比を低く設定することを第５の特徴とする無段変速機の挟圧制御装置が提案される。

[0011] 尚、実施の形態のドライブプーリ１３は本発明の入力軸要素に対応し、実施の形態のドリブンプーリ１４は本発明の出力軸要素に対応し、実施の形態の無端ベルト１５は本発明の動力伝達要素に対応し、実施の形態のエンジンＥは本発明の駆動源に対応し、実施の形態の側圧制御手段Ｍ２は本発明の挟圧制御手段に対応し、実施の形態のベルト式無段変速機ＴＭは本発明の無段変速機に対応し、実施の形態のプーリ側圧は本発明の挟圧に対応する。

## 発明の効果

[0012] 本発明の第１の特徴によれば、無段変速機の伝達可能な最大トルクに対する実際の伝達トルクの比であるトルク比を、入力軸が有する任意の変動成分が動力伝達要素を介して出力軸に伝達される伝達特性に基いて推定する際に、入力軸および出力軸の変動成分の振幅比を指標化した滑り識別子と、入力軸および出力軸の変動成分の位相差を指標化した位相遅れとの少なくとも一方を用いるので、無段変速機の動力伝達効率に極めて密接に関連するトルク比を精度良く推定して動力伝達効率の向上を図ることができる。しかも滑り識別子あるいは位相遅れからトルク比を推定するので、それを推定するために必要なセンサの数を最小限に抑えてコストの削減を図ることができる。更に、目標とするトルク比を直接指定して的確な制御を行うことができるだけでなく、挟圧の応答性が変動成分の周波数によって変化するのを防止するこ

とができる。

[0013] また摩擦係数推定手段は何れか一方の軸要素と動力伝達要素との間の摩擦係数を推定し、挟圧制御手段は摩擦係数に基づいて何れか一方の軸要素の必要軸推力を求め、その必要軸推力に基づいて何れか一方の軸要素の挟圧を制御するので、つまり挟圧を直接的に支配するパラメータである摩擦係数を用いて挟圧を制御するので、滑り識別子あるいは位相遅れ自体をフィードバックする間接的な制御に比べ、制御応答性の向上および制御装置の演算負荷の軽減が可能になる。

[0014] また本発明の第2の特徴によれば、摩擦係数推定手段は、負荷トルク推定手段で推定した駆動源の負荷トルクと何れか一方の軸要素の軸推力とに基づいて摩擦係数を推定するので、摩擦係数を精度良く推定することができる。

[0015] また本発明の第3の特徴によれば、クルーズ判定手段は駆動源および無段変速機を搭載した移動体がクルーズ走行しているか否かを判定し、摩擦係数学習手段は移動体がクルーズ状態にあるときに摩擦係数を学習するので、何らかの理由で一時的に摩擦係数が推定不能になった場合でも経年変化が生じない短時間であれば挟圧制御を精度良く継続することができるだけでなく、学習を行わない場合に比べて目標トルク比への収束性を高めることができる。

[0016] また本発明の第4の特徴によれば、挟圧制御手段は、目標トルク比に基づいて何れか一方の軸要素の必要軸推力を求め、推定したトルク比の変化量が所定範囲外になった場合に目標トルク比を低く設定するので、悪路走行時等に路面からの負荷で無段変速機にスリップが発生する虞があるときには、目標トルク比を低く設定して挟圧を増加することで無段変速機の保護を図ることができる。

[0017] また本発明の第5の特徴によれば、挟圧制御手段は、目標トルク比に基づいて何れか一方の軸要素の必要軸推力を求め、アクセル開度の変化量が所定範囲外になった場合に目標トルク比を低く設定するので、アクセルペダルが急激に操作されて無段変速機にスリップが発生する虞があるときには、目標

トルク比を低く設定して挟圧を増加することで無段変速機の保護を図ることができる。

### 図面の簡単な説明

[0018] [図1]図 1 はベルト式無段変速機の全体構造を示す図である。（第 1 の実施の形態）

[図2]図 2 はベルト式無段変速機の変速制御および側圧制御の説明図である。（第 1 の実施の形態）

[図3]図 3 はプーリの変速制御および側圧制御を決定するフローチャートである。（第 1 の実施の形態）

[図4]図 4 はプーリ側圧と動力伝達効率との関係を示すグラフである。（第 1 の実施の形態）

[図5]図 5 はトルク比と動力伝達効率との関係を示すグラフである。（第 1 の実施の形態）

[図6]図 6 はトルク比とベルトスリップとの関係を示す図である。（第 1 の実施の形態）

[図7]図 7 は入力軸回転数の変動波形および出力軸回転数の変動波形を示す図である。（第 1 の実施の形態）

[図8]図 8 は変動成分の周波数および滑り識別子からトルク比を検索するマップを示す図である。（第 1 の実施の形態）

[図9]図 9 は変動成分の周波数および位相遅れからトルク比を検索するマップを示す図である。（第 1 の実施の形態）

[図10]図 10 はプーリ側圧の制御系のブロック図である。（第 1 の実施の形態）

[図11]図 11 は摩擦係数学習のフローチャートである。（第 1 の実施の形態）

[図12]図 12 は目標トルク比の設定の一例を示す図である。（第 1 の実施の形態）

[図13]図 13 は目標トルク比の設定の他の例を示す図である。（第 1 の実施

の形態)

[図14]図 1 4 は学習の効果の説明図である。(第 1 の実施の形態)

[図15]図 1 5 はトルク比の推定手法の説明図である。(第 2 の実施の形態)

[図16]図 1 6 はトルク比の推定手法の説明図である。(第 3 の実施の形態)

[図17]図 1 7 はシステムの固有振動数が変化する理由を説明する図である。  
(第 3 の実施の形態)

[図18]図 1 8 はトルク比の推定手法の説明図である。(第 4 の実施の形態)

## 符号の説明

|        |             |                   |
|--------|-------------|-------------------|
| [0019] | 1 1         | 入力軸               |
|        | 1 2         | 出力軸               |
|        | 1 3         | ドライブプーリ (入力軸要素)   |
|        | 1 4         | ドリブンプーリ (出力軸要素)   |
|        | 1 5         | 無端ベルト (動力伝達要素)    |
|        | A P         | アクセル開度            |
|        | E           | エンジン (駆動源)        |
|        | I D s l i p | 滑り識別子             |
|        | M 1         | トルク比推定手段          |
|        | M 2         | 側圧制御手段 (挟圧制御手段)   |
|        | M 3         | 摩擦係数推定手段          |
|        | M 4         | 摩擦係数学習手段          |
|        | M 7         | 負荷トルク推定手段         |
|        | M 9         | クルーズ判定手段          |
|        | Q           | 必要軸推力             |
|        | S e         | アクセル開度センサ         |
|        | S T r       | 目標トルク比            |
|        | T           | 伝達トルク (負荷トルク)     |
|        | T M         | ベルト式無段変速機 (無段変速機) |
|        | T m a x     | 伝達可能な最大トルク        |

|              |      |
|--------------|------|
| $T_r$        | トルク比 |
| $\Delta\phi$ | 位相遅れ |
| $\mu$        | 摩擦係数 |

## 発明を実施するための形態

[0020] 以下、図 1 ～図 1 4 に基づいて本発明の第 1 の実施の形態を説明する。

### 第 1 の実施の形態

[0021] 図 1 に示すように、自動車に搭載されるベルト式無段変速機 TM は、エンジン E に接続された入力軸 1 1 と、入力軸 1 1 と平行に配置された出力軸 1 2 と、入力軸 1 1 に設けられたドライブプーリ 1 3 と、出力軸 1 2 に設けられたドリブンプーリ 1 4 と、ドライブプーリ 1 3 およびドリブンプーリ 1 4 に巻き掛けられた金属製の無端ベルト 1 5 とを備える。ドライブプーリ 1 3 は固定側プーリ半体 1 3 a と可動側プーリ半体 1 3 b とで構成され、可動側プーリ半体 1 3 b はプーリ側圧で固定側プーリ半体 1 3 a に接近する方向に付勢される。同様に、ドリブンプーリ 1 4 は固定側プーリ半体 1 4 a と可動側プーリ半体 1 4 b とで構成され、可動側プーリ半体 1 4 b はプーリ側圧で固定側プーリ半体 1 4 a に接近する方向に付勢される。従って、ドライブプーリ 1 3 の可動側プーリ半体 1 3 b およびドリブンプーリ 1 4 の可動側プーリ半体 1 4 b に作用させるプーリ側圧を制御し、ドライブプーリ 1 3 およびドリブンプーリ 1 4 の一方の溝幅を増加させて他方の溝幅を減少させることで、ベルト式無段変速機 TM の変速比を任意に変更することができる。

[0022] ベルト式無段変速機 TM の変速比を制御する電子制御ユニット U には、入力軸回転数センサ S a で検出した入力軸 1 1 の回転数と、出力軸回転数センサ S b で検出した出力軸 1 2 の回転数と、エンジン回転数センサ S c で検出したエンジン E の回転数とに加えて、アクセル開度信号、車速信号等が入力される。電子制御ユニット U は、アクセル開度信号および車速信号に基づいてベルト式無段変速機 TM のプーリ側圧を変化させる通常の変速比制御以外に、後述するトルク比  $T_r$  を推定し、このトルク比  $T_r$  を用いてベルト式無段変速機 TM の動力伝達効率を高めるべくプーリ側圧を変化させる制御を行

う。

[0023] 図2に示すように、ベルト式無段変速機TMの入力トルクを $T_{DR}$ とし、出力トルクを $T_{DN}$ とし、最大伝達入力トルク、即ちドライブプーリ13および無端ベルト15間にスリップが発生する瞬間の入力トルク $T_{DR}$ を $T_{max\_DR}$ とし、最大伝達出力トルク、即ちドリブンプーリ14および無端ベルト15間にスリップが発生する瞬間の出力トルク $T_{DN}$ を $T_{max\_DN}$ とし、動力伝達効率を $\eta$ 、変速比を $i$ とすると、ベルト式無段変速機TMの最大伝達トルク $T_{max}$ は、 $T_{max\_DR}$ あるいは $T_{max\_DN}/\eta i$ の何れか小さい方となり、 $T_{DR} > T_{max}$ のときに、ドライブプーリ13およびドリブンプーリ14の何れか一方がスリップする。

[0024] 図3のフローチャートに示すように、例えば、ステップS1で $T_{max\_DR} > T_{max\_DN} / \eta_i$ の場合には、出力トルク $T_{DN} >$ 最大伝達出力トルク $T_{max\_DN}$ になった瞬間にドリブンプーリ14にスリップが発生するため、ステップS2でベルト式無段変速機TMの変速比を制御するためにドライブプーリ13の側圧を変更し（変速制御）、ドリブンプーリ14のスリップを防止するためにドリブンプーリ14の側圧を制御する（側圧制御）。

[0025] 逆に、前記ステップS1で $T_{maxDR} \leq T_{maxDN} / \eta_i$ の場合には、入力トルク $T_{DR} > \text{最大伝達入力トルク } T_{maxDR}$ になった瞬間にドライブプーリ13にスリップが発生するため、ステップS3でベルト式無段変速機TMの変速比を制御するためにドリブンプーリ14の側圧を変更し（変速制御）、ドライブプーリ13のスリップを防止するためにドライブプーリ13の側圧を制御する（側圧制御）。

[0026] 本願発明は、上述したドライブプーリ 13 および無端ベルト 15 間、あるいはドリブンプーリ 14 および無端ベルト 15 間のスリップを防止するための側圧制御に関するものである。

[0027]     ところで、ベルト式無段変速機ＴＭの動力伝達効率を高める手段の一つとして、プーリに加えるプーリ側圧を低下させることが知られている。図４は、プーリ側圧に対する動力伝達効率および摩擦損失の関係を示すもので、プ

ーリ側圧の減少に伴って、プーリおよび無端ベルト間のスリップが小さいミクロスリップ領域から、遷移領域を経て、プーリおよび無端ベルト間のスリップが大きいマクロスリップ領域に移行する。ミクロスリップ領域ではプーリ側圧の減少に応じて動力伝達効率が次第に向上するが、遷移領域で動力伝達効率が低下し始め、マクロスリップ領域で動力伝達効率が急激に低下する。

[0028] その理由は、無端ベルトの金属エレメントの半径方向滑りと金属リングの滑りに起因する摩擦損失の和は、プーリ側圧の減少に伴ってミクロスリップ領域からマクロスリップ領域まで一定の比較的に大きい減少率  $A$  で減少するが、金属エレメントの接線方向滑りに起因する摩擦損失は、ミクロスリップ領域から遷移領域にかけて略一定の比較的に小さい増加率  $B$  ( $A > B$ ) で増加し、マクロスリップ領域で急激に増加するためと考えられる。

[0029] 最大の動力伝達効率を得るには、プーリ側圧を遷移領域の直前のミクロスリップ領域に制御することが望ましいが、プーリ側圧を過剰に減少させてしまうと、ミクロスリップ領域から遷移領域を通り越してマクロスリップ領域に入ってしまう、プーリに対して無端ベルトが大きくスリップして損傷する可能性がある。従って、ベルト式無段変速機  $TM$  の耐久性を確保しながら動力伝達効率を高めるには、プーリ側圧を遷移領域の直前のミクロスリップ領域に精度良く制御することが必要となる。

[0030] そのために、本発明ではトルク比  $T_r$  というパラメータを導入している。トルク比  $T_r$  は、

$$T_r = T / T_{max} \quad \dots (1)$$

で定義されるもので、 $T$  はベルト式無段変速機  $TM$  が現在伝達しているトルク（極端なスリップが発生している場合を除き、入力トルク  $T_{DR}$  に一致する）であり、 $T_{max}$  はベルト式無段変速機  $TM$  が現在の軸推力（つまり、プーリ側圧  $\times$  プーリピストンの受圧面積）でスリップせずに伝達可能な最大トルクである。トルク比  $T_r = 0$  は動力伝達が行われていない状態に対応し、トルク比  $T_r = 1$  は現在伝達しているトルクが飽和した状態に対応し、トルク

比 $T_r > 1$ はマクロスリップが発生してしまったか、それに遷移している状態に対応する。

[0031] 図5に示すように、変速比がODの状態および変速比がMIDの状態では、トルク比 $T_r$ が1.0で最大の動力伝達効率を得られる。また変速比がLOWの状態では、最大の動力伝達効率を得られるトルク比 $T_r$ は0.9に低下するが、トルク比 $T_r$ が1.0でも依然として高い動力伝達効率を得られることが分かる。つまり、トルク比 $T_r$ というパラメータは動力伝達効率と極めて高い相関関係があり、このトルク比 $T_r$ が1.0に近い値になるようにベルト式無段変速機TMのプーリ側圧を制御することで動力伝達効率を高めることができ、しかもマクロスリップの発生を防止してベルト式無段変速機TMの耐久性を確保することができる。

[0032] トルク比 $T_r$ を算出する際に必要な最大伝達可能トルク $T_{max}$ は、ドライブプーリ13を側圧制御する場合、即ちドライブプーリ13がスリップする場合には、

$$T_{max} = 2 \mu R Q / \cos \alpha \quad \cdots (2)$$

で与えられ、ドリブンプーリ14を側圧制御する場合、即ちドリブンプーリ14がスリップする場合には、

$$T_{max} = 2 \mu R Q / \eta i \cos \alpha \quad \cdots (3)$$

で与えられる。ここで、 $\mu$ は側圧制御される側のプーリ13, 14および無端ベルト15間の摩擦係数、 $R$ は側圧制御される側のプーリ13, 14に対する無端ベルト15の巻き付き半径、 $Q$ は側圧制御される側のプーリ13, 14の軸推力、 $\alpha$ はプーリ13, 14のV角の半分の角度、 $\eta$ はベルト式無段変速機TMの動力伝達効率、 $i$ は変速比である。

[0033] このように、トルク比 $T_r$ を算出するには最大伝達可能トルク $T_{max}$ を算出する必要があり、最大伝達可能トルク $T_{max}$ を算出するには、プーリ13, 14および無端ベルト15間の摩擦係数 $\mu$ 、プーリ13, 14に対する無端ベルト15の巻き付き半径 $R$ およびプーリ13, 14の軸推力 $Q$ を検出する必要があるため、多くのセンサが必要になる。特に、摩擦係数は経年

変化により変化することに加え、摩擦係数を計測するためには一度マクロスリップを発生させる必要があるため、実車走行中に摩擦係数を計測することは一般に困難である。

[0034] 本実施の形態は、トルク比  $T_r$  を、滑り識別子  $IDS_{lip}$  と入力軸 11 の回転数変動の周波数  $f_0$ （変動成分の周波数  $f_0$ ）とから、あるいは位相遅れ  $\Delta\phi$  と入力軸 11 の回転数変動の周波数  $f_0$ （変動成分の周波数  $f_0$ ）とから推定するものである。入力軸 11 の回転数変動はエンジン E の回転数変動と同期することから、入力軸 11 の回転数変動の周波数  $f_0$  はエンジン回転数センサ  $S_c$  で検出したエンジン回転数から算出可能であり、また後述するように、滑り識別子  $IDS_{lip}$  および位相遅れ  $\Delta\phi$  は入力軸回転数センサ  $S_a$  で検出した入力軸回転数の変動と、出力軸回転数センサ  $S_b$  で検出した出力軸回転数の変動とから算出可能であるため、トルク比  $T_r$  を最小限の数のセンサで精度良く推定することができる。

[0035] 次に、滑り識別子  $IDS_{lip}$  および位相遅れ  $\Delta\phi$  について説明する。図 6 に示すように、トルク比  $T_r$  が増加するのに伴い、ミクロスリップ領域ではベルトのスリップ量は僅かずつ増加し、マクロスリップ領域に入るとベルトのスリップ量は急激に増加する。入力軸 11 に無端ベルト 15 を介して接続された出力軸 12 には、入力軸 11 の回転数変動が無端ベルト 15 を介して伝達されるため、出力軸 12 にも同じ周波数の回転数変動が発生する。ベルトおよびプーリ間に全くスリップが存在しないとき、入力軸回転数の変動は減衰することなく出力軸に伝達されるが、トルク比  $T_r$  の増加に伴ってスリップ量が増加すると、入力軸回転数の変動波形の振幅に対して出力軸回転数の変動波形の振幅が小さくなり、かつ入力軸回転数の変動波形の位相に対して出力軸回転数の変動波形の位相が遅れることになる。

[0036] 図 6 および図 7 において、実線で示す入力軸回転数の変動波形に対して鎖線で示す出力軸回転数の変動波形は、トルク比  $T_r$  の増加に伴って振幅が次第に減少するとともに位相が次第に遅れていることが分かる。入力軸回転数の振動波形は、

$$N_{in} = A \cos(\omega t + \phi_{in}) \quad \dots (4)$$

で与えられ、出力軸回転数の振動波形は、

$$N_{out} = B \cos(\omega t + \phi_{out}) \quad \dots (5)$$

で与えられる。

[0037] つまり、入力軸回転数の振動波形に対して出力軸回転数の振動波形は、振幅がAからBに減少し、位相が $\phi_{in} - \phi_{out}$ だけ遅れることになる。

[0038] 次に、滑り識別子IDslipの算出手法を説明する。

[0039] 先ず、入力軸11の回転数の変動周波数 $f_0$ を、エンジンEの気筒数 $n$ と、エンジン回転数の直流成分 $N_e$ とを用いて、次式により算出する。エンジン回転数の直流成分 $N_e$ は、通常のエンジンEに必ず備えられているエンジン回転数センサScにより検出可能である。

[0040] [数1]

$$f_0 = \frac{nN_e}{120} \quad [\text{Hz}] \quad \dots (6)$$

$n$ : エンジンの気筒数

$N_e$ : エンジン回転数の直流成分[rpm]

滑り識別子IDslipは、変動周波数 $f_0$ における入力軸11と出力軸12との間の振幅比 $M$ を、ベルト式無段変速機TMの幾何学的な応答、即ち滑りや励振の影響を受けない場合の振幅比 $M_g$ により標準化したものであり、次式により定義される。

[0041] [数2]

$$ID_{slip} = \left( \frac{M}{M_g} \right)^2 \quad \dots (7)$$

$M$ : 振幅比

$M_g$ : 幾何学条件により決定される振幅比

入力軸11の回転数の変動周波数 $f_0$ の関数である振幅比 $M$ は次式で定義されるもので、変動周波数 $f_0$ はエンジン回転数センサScが出力するエンジン回転数から算出可能であり、 $\sin(f_0)$ は入力軸回転数の変動波形のパワ

スペクトルであって入力軸回転数センサ  $S_a$  の出力から算出可能であり、また  $S_{out}(f_0)$  は出力軸回転数の変動波形のパワースペクトルであって出力軸回転数センサ  $S_b$  の出力から算出可能である。

[0042] [数3]

$$M(f_0) = \sqrt{\frac{S_{out}(f_0)}{S_{in}(f_0)}} \quad \dots (8)$$

$S_{in}$ : 入力軸の変動が有するパワースペクトル  
 $S_{out}$ : 出力軸の変動が有するパワースペクトル

また幾何学条件における振幅比  $M_g$  は、ベルト式無段変速機  $T_M$  で生じる滑りが小さい場合には、近似的に出力信号と入力信号との直流成分の比として表され、次式で定義される。

[0043] [数4]

$$M_g = \sqrt{\frac{S_{out}(0)}{S_{in}(0)}} \quad \dots (9)$$

幾何学条件における振幅比  $M_g$  は、入力軸 11 および出力軸 12 の変動成分として用いる物理量に依存する。本実施の形態では前記変動成分として回転数変動を用いているため、ベルト式無段変速機  $T_M$  の変速比を  $i$  としたときに、 $M_g = 1/i$  で与えられる。入力軸 11 および出力軸 12 の変動成分として、トルク変動を用いた場合には、 $M_g = i$  で与えられる。ベルト式無段変速機  $T_M$  の変速比  $i$  は、入力軸回転数センサ  $S_a$  の出力と出力軸回転数センサ  $S_b$  の出力とから算出可能である。

[0044] 以上のことから、(7) 式を書き換えると次式のようになり、滑り識別子  $Idslip$  は、ベルト式無段変速機  $T_M$  に既存の入力軸回転数センサ  $S_a$  および出力軸回転数センサ  $S_b$  の出力と、エンジン  $E$  に既存のエンジン回転数センサ  $S_c$  の出力とから算出することができる。

[0045]

[数5]

$$ID_{slip} = \frac{S_{out}(f_0)S_{in}(0)}{S_{in}(f_0)S_{out}(0)} \quad \dots (10)$$

また位相遅れ $\Delta\phi$ は次式で定義されるもので、入力軸回転数の変動波形の位相 $\phi_{in}$ は入力軸回転数センサ $S_a$ の出力から算出可能であり、出力軸回転数の変動波形の位相 $\phi_{out}$ は出力軸回転数センサ $S_b$ の出力から算出可能である。

[0046] [数6]

$$\Delta\phi = \phi_{in}(f_0) - \phi_{out}(f_0) \quad \dots (11)$$

$\phi_{in}$ : 入力軸が有する変動の位相

$\phi_{out}$ : 出力軸が有する変動の位相

図8は、横軸に入力軸回転数の変動成分の周波数 $f_0$ 。(あるいはエンジン回転数 $N_e$ )をとり、縦軸に滑り識別子 $ID_{slip}$ をとったマップであり、トルク比 $T_r$ を0.7、0.8、0.9、1.0のように変化させると、対応する滑り識別子 $ID_{slip}$ の特性ラインが変化する。このマップにより、そのときのベルト式無段変速機 $TM$ の変動成分の周波数 $f_0$ と滑り識別子 $ID_{slip}$ とが決まると、それらの値からそのときのトルク比 $T_r$ を推定することができる。例えば、変動成分の周波数 $f_0$ の値が $a$ であり、滑り識別子 $ID_{slip}$ の値が $b$ であるとき、トルク比 $T_r$ は一点鎖線で示されるラインの0.9になる。

[0047] 図9は、横軸に入力軸回転数の変動成分の周波数 $f_0$ 。(あるいはエンジン回転数 $N_e$ )をとり、縦軸に位相遅れ $\Delta\phi$ をとったマップであり、トルク比 $T_r$ を0.7、0.8、0.9、1.0のように変化させると、対応する位相遅れ $\Delta\phi$ の特性ラインが変化する。このマップにより、そのときのベルト式無段変速機 $TM$ の変動成分の周波数 $f_0$ と位相遅れ $\Delta\phi$ とが決まると、それらの値からそのときのトルク比 $T_r$ を推定することができる。例えば、変動成分の周波数 $f_0$ の値が $c$ であり、位相遅れ $\Delta\phi$ の値が $d$ であるとき、トルク比

$T_r$ は一点鎖線で示されるラインの0.9になる。

[0048] しかして、図10に示すように、電子制御ユニットUのトルク比推定手段M1は、エンジン回転数センサScで検出したエンジン回転数に対応する変動成分の周波数 $f_0$ を算出するとともに、入力軸回転数センサSaおよび出力軸回転数センサSbの出力をフィルタ機能を有するロックインアンプを通過させて前記周波数 $f_0$ に対応する振動波形を抽出し、それら入力側および出力側の振動波形から滑り識別子 $|Dslip|$ および位相遅れ $\Delta\phi$ を算出する。続いて滑り識別子 $|Dslip|$ あるいは位相遅れ $\Delta\phi$ （図10の例では位相遅れ $\Delta\phi$ ）と変動成分の周波数 $f_0$ とをパラメータとしてマップ検索することで、そのときのトルク比 $T_r$ を推定する。

[0049] そして電子制御ユニットUの側圧制御手段M2が、トルク比推定手段M1により推定したトルク比 $T_r$ に基づいてドライブプーリ13あるいはドリブンプーリ14のプーリ側圧を制御する。以下、電子制御ユニットUの側圧制御手段M2の構成および機能について説明する。

[0050] 図10に示すように、側圧制御手段M2は、摩擦係数推定手段M3と、摩擦係数学習手段M4と、必要軸推力算出手段M5と、電流値換算手段M6と、負荷トルク推定手段M7と、軸推力換算手段M8と、クルーズ判定手段M9と、トルク比変動監視手段M10とを備える。

[0051] 摩擦係数推定手段M3は、トルク比推定手段M1により推定したトルク比 $T_r$ と、負荷トルク推定手段M7により推定した負荷トルクT（エンジンEの負荷トルクあるいはベルト式無段変速機TMが現在伝達しているトルクに相当）と、軸推力換算手段M8により換算した側圧制御される側のプーリ13、14の軸推力とに基づいて、側圧制御される側のプーリ13、14および無端ベルト15間の摩擦係数 $\mu$ を推定する。

[0052] 即ち、負荷トルク推定手段M7は、エンジンEの負荷トルクT（ベルト式無段変速機TMが現在伝達しているトルクに相当）をエンジンEの吸気負圧等の運転状態から算出し、軸推力換算手段M8は、油圧センサSd（図10参照）で検出した側圧制御される側のプーリ13、14の油圧を、それに対

応する軸推力Qに換算する。そして摩擦係数推定手段M3は、負荷トルク推定手段M7で推定した負荷トルクTと、軸推力換算手段M8で換算した軸推力Qとを次式に適用することで、側圧制御される側のプーリ13, 14および無端ベルト15間の摩擦係数 $\mu$ を推定する。

$$[0053] \quad \mu = T \cos \alpha / 2 R Q T_r \quad \cdots (12)$$

$$\mu = T \eta i \cos \alpha / 2 R Q T_r \quad \cdots (13)$$

尚、(12)式はドライブプーリ13が側圧制御されるときに使用され、(13)式はドリブンプーリ14が側圧制御されるときに使用される。また(12)式および(13)式において、 $\alpha$ はプーリ13, 14のV角の半分の角度、Rは側圧制御される側のプーリ13, 14に対する無端ベルト15の巻き付き半径、 $\eta$ はベルト式無段変速機TMの動力伝達効率、 $i$ は速度比である。

[0054] 続いて、摩擦係数推定手段M3により推定した摩擦係数 $\mu$ を、摩擦係数学習手段M4により学習する。

[0055] 即ち、図11のフローチャートのステップS11でトルク比推定手段M1によるトルク比 $T_r$ の推定が可能であるときには、ステップS12でクルーズ判定手段M9が車速、アクセル開度、操舵角等に基づいて車両がクルーズ状態にあるか否かを判定する。判定の結果、車両がクルーズ状態にある場合には、ステップS13で摩擦係数推定手段M3により推定した摩擦係数 $\mu$ を平滑化し、ステップS14でベルト式無段変速機TMの運転状態、即ち、変速比 $i$ 、入力軸回転数 $N_{DR}$ および負荷トルクTに対応させて摩擦係数 $\mu$ がマップに記憶される。

[0056] そしてステップS15で、そのときのベルト式無段変速機TMの運転状態を示す変速比 $i$ 、入力軸回転数 $N_{DR}$ および負荷トルクTをパラメータとして、既に学習された摩擦係数 $\mu'$ をマップから検索する。

[0057] 続いて、必要軸推力算出手段M5は、摩擦係数学習手段M4が出力する学習された摩擦係数 $\mu'$ に基づいて、無端ベルト15のスリップを防止するために必要な、側圧制御される側のプーリ13, 14の必要軸推力Qを算出す

る。

[0058] 必要軸推力 $Q$ は、ドライブプーリ13を側圧制御する場合と、ドリブンプーリ14を側圧制御する場合とで異なっており、ドライブプーリ13を側圧制御する場合、即ちドライブプーリ13がスリップする場合には、

$$Q = T \cos \alpha / 2 \mu' R S T r \quad \cdots (14)$$

により算出し、ドリブンプーリ14を側圧制御する場合、即ちドリブンプーリ14がスリップする場合には、

$$Q = T \eta i \cos \alpha / 2 \mu' R S T r \quad \cdots (15)$$

により算出する。ここで、 $\alpha$ はプーリ13, 14のV角の半分の角度、 $\mu'$ は側圧制御される側のプーリ13, 14と無端ベルト15との接触面の摩擦係数の学習値、 $R$ は側圧制御される側のプーリ13, 14に対する無端ベルト15の巻き付き半径、 $T$ は負荷トルク、 $S T r$ は目標トルク比、 $\eta$ はベルト式無段変速機 $T M$ の動力伝達効率、 $i$ は速度比である。

[0059] 次に、図12に基づいて目標トルク比 $S T r$ の設定の一例を説明する。

[0060] 図5で説明したように、ベルト式無段変速機 $T M$ の動力伝達効率は、トルク比 $T r$ が1.0以下であって1.0に近い値であるときに最大になるため、その値を目標トルク比 $S T r$ として設定する。

[0061] 必要軸推力算出手段 $M 5$ が必要軸推力 $Q$ を算出するとき、トルク比変動監視手段 $M 10$ により、推定したトルク比 $T r$ の変動に応じて目標トルク比 $S T r$ が補正される。即ち、図12のフローチャートのステップ $S 21$ で、トルク比 $T r$ の今回値から前回値を減算してトルク比 $T r$ の偏差 $d T r$ を算出し、ステップ $S 22$ でトルク比偏差 $d T r$ が $d T r L < d T r < d T r H$ の範囲から外れることで、車両が悪路を走行して路面からベルト式無段変速機 $T M$ に逆伝達される負荷が大きく変動していると判断された場合、ステップ $S 25$ で目標トルク比 $S T r$ を低トルク比 $S T r L$ に減少させる。前記ステップ $S 22$ でトルク比偏差 $d T r$ が $d T r L < d T r < d T r H$ の範囲に戻り、かつステップ $S 23$ でその状態が所定時間継続すると、ステップ $S 24$ で目標トルク比 $S T r$ を高トルク比 $S T r H$ に増加させる。

[0062] これにより、通常時は目標トルク比  $ST_r$  を高く設定してプーリ側圧を減少することで動力伝達効率の向上を図り、悪路走行時に路面からの負荷でベルト式無段変速機  $TM$  の無端ベルト 15 およびプーリ 13, 14 間にスリップが発生する虞があるときには、目標トルク比  $ST_r$  を低く設定してプーリ側圧を増加することでベルト式無段変速機  $TM$  の保護を図ることができる。また前記ステップ  $S23$  でヒステリシスを持たすことで、目標トルク比  $ST_r$  が頻繁に切り換わるのを防止することができる。

[0063] 次に、図 13 に基づいて目標トルク比  $ST_r$  の設定の他の例を説明する。

[0064] 必要軸推力算出手段  $M5$  が必要軸推力  $Q$  を算出するとき、トルク比変動監視手段  $M10$  により、アクセル開度センサ  $Se$  (図 10 参照) で検出したアクセル開度  $AP$  の変動に応じて目標トルク比  $ST_r$  が補正される。即ち、図 13 のフローチャートのステップ  $S31$  でアクセル開度  $AP$  の今回値から前回値を減算してアクセル開度  $AP$  の変化率  $dAP$  を算出し、ステップ  $S32$  でアクセル開度変化率  $dAP$  が  $dAP_L < dAP < dAP_H$  の範囲から外れることで、アクセルペダルが急激に踏み込まれたりアクセルペダルが急激に戻されたと判断された場合、ステップ  $S35$  で目標トルク比  $ST_r$  を低トルク比  $ST_{rL}$  に減少させる。前記ステップ  $S32$  でアクセル開度変化率  $dAP$  が  $dAP_L < dAP < dAP_H$  の範囲に戻り、かつステップ  $S33$  でその状態が所定時間継続すると、ステップ  $S34$  で目標トルク比  $ST_r$  を高トルク比  $ST_{rH}$  に増加させる。

[0065] これにより、通常時は目標トルク比  $ST_r$  を高く設定してプーリ側圧を減少することで動力伝達効率の向上を図り、アクセルペダルが急激に操作されてベルト式無段変速機  $TM$  の無端ベルト 15 およびプーリ 13, 14 間にスリップが発生する虞があるときには、目標トルク比  $ST_r$  を低く設定してプーリ側圧を増加することでベルト式無段変速機  $TM$  の保護を図ることができる。また前記ステップ  $S33$  でヒステリシスを持たすことで、目標トルク比  $ST_r$  が頻繁に切り換わるのを防止することができる。

[0066] このようにして、必要軸推力算出手段  $M5$  が側圧制御される側のプーリ 1

3, 14の必要軸推力 $Q$ を算出すると、電流値換算手段M6が必要軸推力 $Q$ を油圧回路のリニアソレノイドの電流値に換算し、この電流値でリニアソレノイドを作動させることで、側圧制御される側のプーリ13, 14に必要な軸推力 $Q$ を発生させて側圧制御を行うことができる。

[0067] 以上のように、本実施の形態によれば、ベルト式無段変速機TMのトルク比 $T_r$ を、入力軸11が有する変動成分が無端ベルト15を介して出力軸12に伝達される伝達特性に基いて推定する際に、入力軸11および出力軸12の変動成分の振幅比を指標化した滑り識別子 $|Dslip|$ と、入力軸11および出力軸12の変動成分の位相差を指標化した位相遅れ $\Delta\phi$ との少なくとも一方を用いるので、ベルト式無段変速機TMの動力伝達効率に極めて密接に関連するトルク比 $T_r$ を精度良く推定して動力伝達効率の向上を図ることができる。しかも滑り識別子 $|Dslip|$ あるいは位相遅れ $\Delta\phi$ からトルク比 $T_r$ を推定するので、それを推定するために必要なセンサの数を最小限に抑えてコストの削減を図ることができる。

[0068] また側圧制御される側のプーリ13, 14および無端ベルト15間の摩擦係数 $\mu$ をマクロスリップの発生を伴うことなく推定し、その摩擦係数 $\mu$ に基づいて該プーリ13, 14の必要軸推力 $Q$ を求め、その必要軸推力 $Q$ に基づいて該プーリ13, 14の側圧を制御するので、つまり側圧を直接的に支配するパラメータである摩擦係数 $\mu$ を用いて側圧をフィードフォワード制御するので、滑り識別子 $|Dslip|$ あるいは位相遅れ $\Delta\phi$ 自体をフィードバックする間接的な制御に比べ、制御応答性の向上および制御装置の演算負荷の軽減が可能になる。

[0069] またクルーズ判定手段M9は車両がクルーズ走行しているか否かを判定し、摩擦係数学習手段M4は車両がクルーズ状態にあるときに摩擦係数 $\mu$ を学習するので、何らかの理由で一時的に摩擦係数 $\mu$ が算出不能になった場合でも、経年変化が生じない短時間であれば側圧制御を精度良く継続することができる。

[0070] 図14は摩擦係数 $\mu$ の学習の効果を説明するもので、実線は学習を行わな

い場合、破線は学習を行う場合に対応する。学習を行わない場合には、トルク比 $T_r$ を推定できなくなると実際のトルク比 $T_r$ が目標トルク比 $S T_r$ から大きく外れてしまい、トルク比 $T_r$ を推定できるようになっても、実際のトルク比 $T_r$ が目標トルク比 $S T_r$ に収束するまでに時間が掛かるが、学習を行う場合には、トルク比 $T_r$ を推定できなくとも実際のトルク比 $T_r$ が目標トルク比 $S T_r$ から大きく外れることはなく、プーリ側圧の制御を精度良く継続することができる。

[0071] 次に、図15に基づいて本発明の第2の実施の形態を説明する。

## 第2の実施の形態

[0072] 変動成分の周波数 $f_0$ および滑り識別子 $I D s l i p$ に基づいてトルク比 $T_r$ を検索するマップから明らかなように、変動成分の周波数 $f_0$ の中間領域( $f_L < f_0 < f_H$ )では各トルク比 $T_r$ の特性ラインの上下間隔が大きく、他の領域では前記間隔が狭くなっており、よって $f_L < f_0 < f_H$ の領域でトルク比 $T_r$ の推定精度が向上する。また変動成分の周波数 $f_0$ および位相遅れ $\Delta\phi$ に基づいてトルク比 $T_r$ を検索するマップから明らかなように、変動成分の周波数 $f_0$ の低い領域( $f_0 \leq f_L$ )および高い領域( $f_0 \geq f_H$ )では各トルク比 $T_r$ の特性ラインの上下間隔が大きく、他の領域では前記間隔が狭くなっており、よって $f_0 \leq f_L$ の領域および $f_0 \geq f_H$ の領域でトルク比 $T_r$ の推定精度が向上する。

[0073] 以上のことから、ステップS41で $f_L < f_0 < f_H$ であれば、ステップS42で変動成分の周波数 $f_0$ および滑り識別子 $I D s l i p$ をパラメータとするマップに基づいてトルク比 $T_r$ を検索し、前記ステップS41で $f_0 \leq f_L$ または $f_0 \geq f_H$ であれば、ステップS43で変動成分の周波数 $f_0$ および位相遅れ $\Delta\phi$ をパラメータとするマップに基づいてトルク比 $T_r$ を検索する。これにより、トルク比 $T_r$ の推定精度を更に高めることができる。

[0074] 次に、図16および図17に基づいて本発明の第3の実施の形態を説明する。

## 第3の実施の形態

[0075] 図16において、変動成分の周波数 $f_0$ および滑り識別子 $I D s l i p$ に基づいてトルク比 $T_r$ を検索するマップの特性ラインは、システムの固有振動数 $f_n$ が変化すると横軸方向に平行移動する。前記固有振動数 $f_n$ はベルト式無段変速機 $T M$ の入力トルクおよび変速比に応じて変化するため、トルク比 $T_r$ を推定するためのマップを各固有振動数 $f_n$ に応じて複数準備する必要がある、メモリの記憶容量の増加やコストアップの要因となる問題がある。システムの固有振動数 $f_n$ が変化する理由は、図17に示される。

[0076] 図17(A)はベルト式無段変速機 $T M$ を振動系としてモデル化したもので、ドライブプーリ13およびドリブンプーリ14にマス $m_1$ 、 $m_2$ が接触し、マス $m_1$ 、 $m_2$ がスプリングおよびダッシュポッドよりなる無端ベルト15で接続される。ベルト式無段変速機 $T M$ の無端ベルト15は、複数枚の金属リングを積層した金属リング集合体に多数の金属エレメントを支持したもので、金属エレメントを相互に圧接することで駆動力を伝達する。入力トルク（ベルト式無段変速機 $T M$ が現在伝達しているトルクに相当）が増加するのに応じて金属エレメント同士の接触面が圧縮変形して接触面積が増加することで、金属エレメントが次第に圧縮変形し難くなって前記モデルのスプリングのばね剛性が増加し（図17(B)参照）、その結果として入力トルクの増加に応じてシステムの固有振動数 $f_n$ が増加する（図17(C)参照）。

[0077] またベルト式無段変速機 $T M$ の変速比が $L O W$ 側に変化すると、入力軸11の回転数に対する出力軸12の回転数が低くなるため、出力軸12自体の慣性モーメント $J_2$ が減少したのと同じ効果が得られ、逆にベルト式無段変速機 $T M$ の変速比が $O D$ 側に変化すると、入力軸11の回転数に対する出力軸12の回転数が高くなるため、出力軸12自体の慣性モーメント $J_2$ が増加したのと同じ効果が得られ、これにより変速比が $L O W$ 側に変化するとシステムの固有振動数 $f_n$ が増加する（図17(D)参照）。

[0078] 図16のフローチャートのステップS51で入力トルク $T_{DR}$ と変速比とから固有振動数 $f_n$ を算出する。入力トルク $T_{DR}$ はエンジン $E$ の負荷トルクに一致

するのでエンジンEのECUで算出した値を使用することができ、変速比は入力軸回転数センサS<sub>a</sub>で検出した入力軸回転数 $N_{DR}$ および出力軸回転数センサS<sub>b</sub>で検出した出力軸回転数 $N_{DN}$ の比で $N_{DR}/N_{DN}$ として電子制御ユニットUで算出可能である。

[0079] 続くステップS52で変動成分の周波数 $f_0$ および上下の閾値 $f_L$ ,  $f_H$ を固有振動数 $f_n$ で除算して正規化する。これにより、トルク比 $T_r$ を検索するマップを各周波数領域毎に準備することなく、正規化した周波数をパラメータとする共通のマップを使用することが可能となり、メモリの記憶容量の節減およびコストの節減が可能となる。そして第2の実施の形態と同様に、 $f_L/f_n < f_0/f_n < f_H/f_n$ であれば、ステップS53で正規化した変動成分の周波数 $f_0/f_n$ および滑り識別子 $IDSIP$ をパラメータとするマップに基づいてトルク比 $T_r$ を検索し、前記ステップS52で $f_0/f_n \leq f_L/f_n$ または $f_0/f_n \geq f_H/f_n$ であれば、ステップS54で正規化した変動成分の周波数 $f_0/f_n$ および位相遅れ $\Delta\phi$ をパラメータとするマップに基づいてトルク比 $T_r$ を検索する。これにより、トルク比 $T_r$ の推定精度を更に高めることができる。

[0080] 次に、図18に基づいて本発明の第4の実施の形態を説明する。

#### 第4の実施の形態

[0081] 上記各実施の形態では、滑り識別子 $IDSIP$ および位相遅れ $\Delta\phi$ の二つのパラメータのうち、何れか一方のパラメータを用いてトルク比 $T_r$ を推定しているが、第4の実施の形態は、滑り識別子 $IDSIP$ および位相遅れ $\Delta\phi$ の両方のパラメータを用いてトルク比 $T_r$ を推定するものである。

[0082] 図18は、各トルク比 $T_r$ の滑り識別子 $IDSIP$ および位相遅れ $\Delta\phi$ の特性を、滑り識別子 $IDSIP$ の平方根を動径とし、位相遅れ $\Delta\phi$ を偏角として極座標に表したマップである。例えば、滑り識別子 $IDSIP$ の値が $r_2$ であり、位相遅れ $\Delta\phi$ の値が $\theta$ の場合には、そのときのトルク比 $T_r$ は0.7であると推定することができる。この実施の形態によれば、滑り識別子 $IDSIP$ および位相遅れ $\Delta\phi$ の両方を用いてトルク比 $T_r$ を推定す

るので、その推定精度を高めることができる。

[0083] 以上、本発明の実施の形態を説明したが、本発明はその要旨を逸脱することなく種々の設計変更を行うことが可能である。

[0084] 例えば、本発明の入力軸 11 および出力軸 12 の変動成分は回転数に限定されず、トルクであっても良い。

[0085] また本発明の入力軸 11 は、それに結合されたエンジン E のクランクシャフトであっても良い。

[0086] また実施の形態ではエンジン回転数センサ S c で検出したエンジン回転数から変動成分の周波数  $f_0$  を算出しているが、入力軸回転数センサ S a で検出した入力軸回転数から、あるいはエンジン E の点火時期信号から変動成分の周波数  $f_0$  を算出しても良い。

[0087] また実施の形態ではプーリ 13, 14 の油圧を油圧センサ S d で検出しているが、リニアソレノイドの電流値から換算しても良い。

[0088] また実施の形態では無端ベルト 15 を有するベルト式無段変速機 T M について説明したが、本発明の無段変速機はチェーンベルト式無段変速機やトロイダル無段変速機であっても良い。トロイダル無段変速機の場合、入力軸に設けられた入力ディスクが本発明の入力軸要素に対応し、出力軸に設けられた出力ディスクが本発明の出力軸要素に対応し、入力ディスクおよび出力ディスク間に挟持されて駆動力を伝達するパワーローラが本発明の動力伝達要素に対応し、入力ディスクおよび出力ディスク間にパワーローラを挟持する圧力が本発明の挟圧に対応する。

## 請求の範囲

### [請求項1]

駆動源（E）の駆動力が入力される入力軸（11）と、  
前記入力軸（11）に設けられた入力軸要素（13）と、  
前記駆動源（E）の駆動力が変速して出力される出力軸（12）と、  
、  
前記出力軸（12）に設けられた出力軸要素（14）と、  
前記入出力軸要素（13，14）にそれぞれ接触して接触部分の摩擦により前記入力軸（11）から前記出力軸（12）に駆動力を伝達する動力伝達要素（15）と、  
前記入力軸（11）が有する任意の変動成分の前記出力軸（12）への伝達特性に基づき、伝達可能な最大トルク（ $T_{max}$ ）に対する実際の伝達トルク（ $T$ ）の比であるトルク比（ $T_r$ ）を推定するトルク比推定手段（M1）と、  
前記入出力軸要素（13，14）のうちの何れか一方の軸要素（13，14）の挟圧を制御する挟圧制御手段（M2）と、  
前記何れか一方の軸要素（13，14）および前記動力伝達要素（15）間の摩擦係数（ $\mu$ ）を推定する摩擦係数推定手段（M3）と、  
を備える無段変速機の挟圧制御装置であって、  
前記トルク比推定手段（M1）は、前記入力軸（11）および前記出力軸（12）の変動成分の振幅比を指標化した滑り識別子（ $IDS_{lip}$ ）と、前記入力軸（11）および前記出力軸（12）の変動成分の位相差を指標化した位相遅れ（ $\Delta\phi$ ）との少なくとも一方から前記トルク比（ $T_r$ ）を推定し、  
前記摩擦係数推定手段（M3）は、前記トルク比（ $T_r$ ）に基づいて前記摩擦係数（ $\mu$ ）を推定し、  
前記挟圧制御手段（M2）は、前記摩擦係数（ $\mu$ ）に基づいて前記何れか一方の軸要素（13，14）の必要軸推力（ $Q$ ）を求め、その必要軸推力（ $Q$ ）に基づいて前記何れか一方の軸要素（13，14）

の挟圧を制御することを特徴とする無段変速機の挟圧制御装置。

[請求項2] 前記駆動源（E）の負荷トルク（T）を推定する負荷トルク推定手段（M7）を備え、前記摩擦係数推定手段（M3）は、前記負荷トルク（T）と、前記何れか一方の軸要素（13, 14）の軸推力とに基づいて前記摩擦係数（ $\mu$ ）を推定することを特徴とする、請求項1に記載の無段変速機の挟圧制御装置。

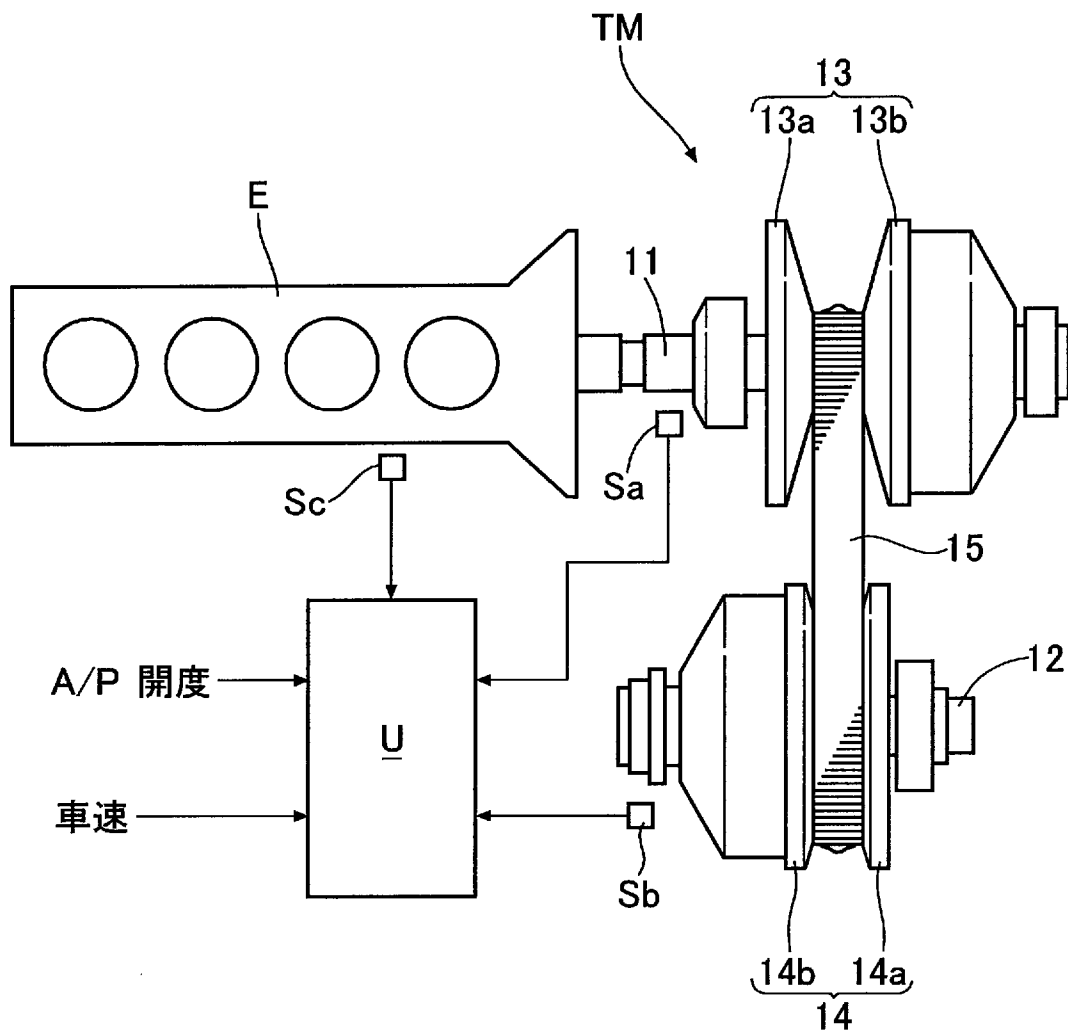
[請求項3] 前記駆動源（E）および前記無段変速機（TM）を搭載した移動体がクルーズ走行しているか否かを判定するクルーズ判定手段（M9）と、前記移動体が前記クルーズ状態にあるときに前記摩擦係数（ $\mu$ ）を前記移動体の走行条件毎に学習する摩擦係数学習手段（M4）とを備えることを特徴とする、請求項1または請求項2に記載の無段変速機の挟圧制御装置。

[請求項4] 前記挟圧制御手段（M2）は、目標トルク比（STr）に基づいて前記何れか一方の軸要素（13, 14）の必要軸推力（Q）を求め、前記トルク比推定手段（M1）により求められたトルク比（Tr）の変化量が所定範囲外になった場合に、前記目標トルク比（STr）を低く設定することを特徴とする、請求項1～請求項3の何れか1項に記載の無段変速機の挟圧制御装置。

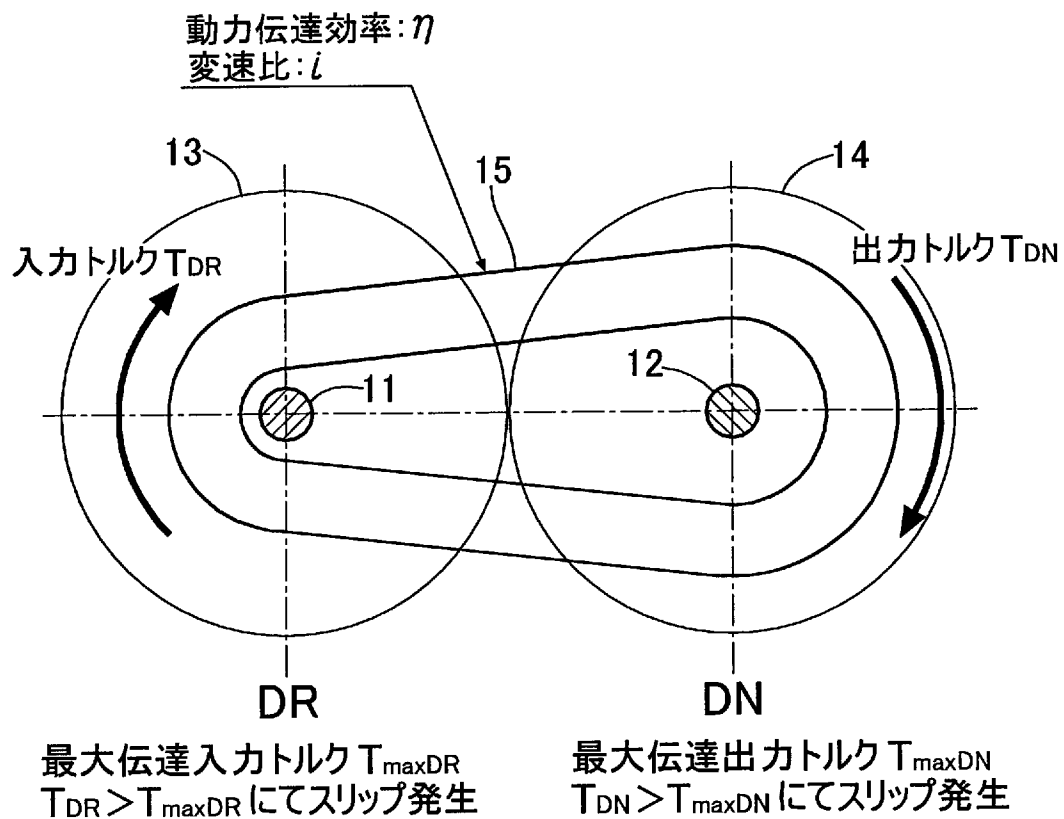
[請求項5] アクセル開度（AP）を検出するアクセル開度センサ（Se）を備え、

前記挟圧制御手段（M2）は、目標トルク比（STr）に基づいて前記何れか一方の軸要素（13, 14）の必要軸推力（Q）を求め、前記アクセル開度センサ（Se）により求められたアクセル開度（AP）の変化量が所定範囲外になった場合に、前記目標トルク比（STr）を低く設定することを特徴とする、請求項1～請求項4の何れか1項に記載の無段変速機の挟圧制御装置。

[図1]

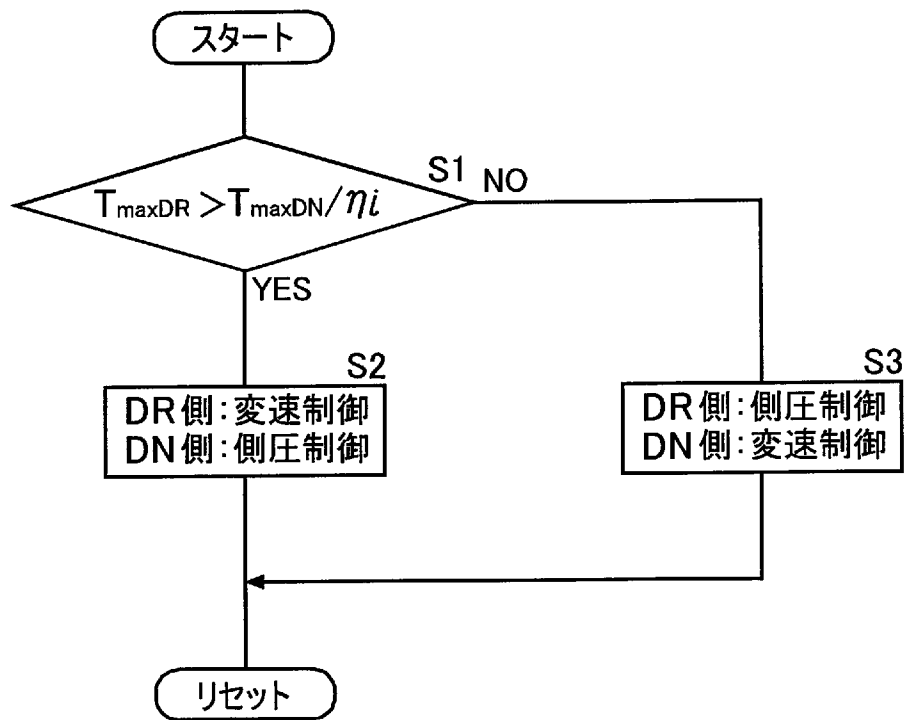


[図2]

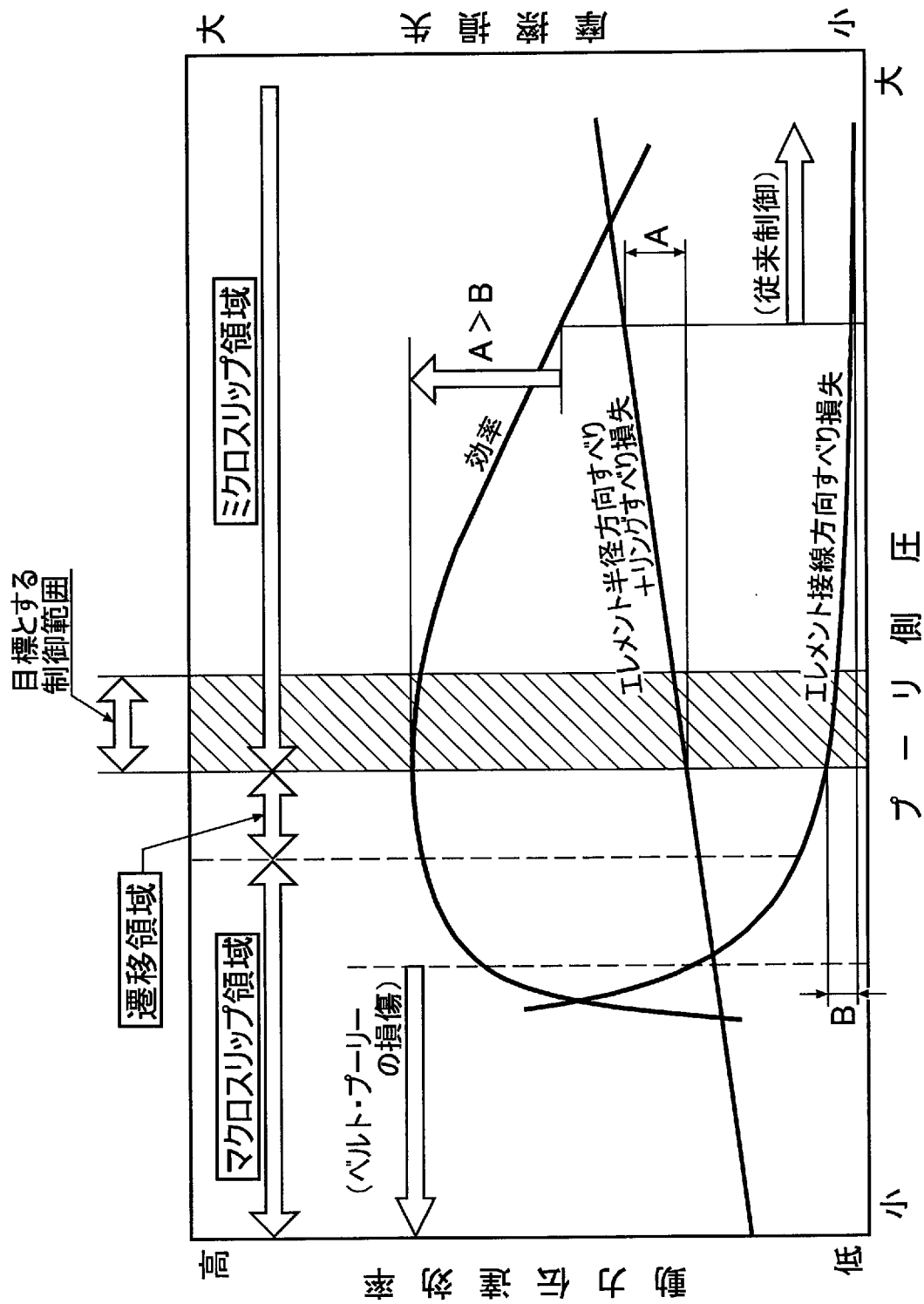


$T_{max} = \min [ T_{maxDR}, T_{maxDN} / \eta i ]$  ← 小さい側が先にスリップ  
 $T_{DR} > T_{max}$  のとき、DR/DN のどちらかがスリップする

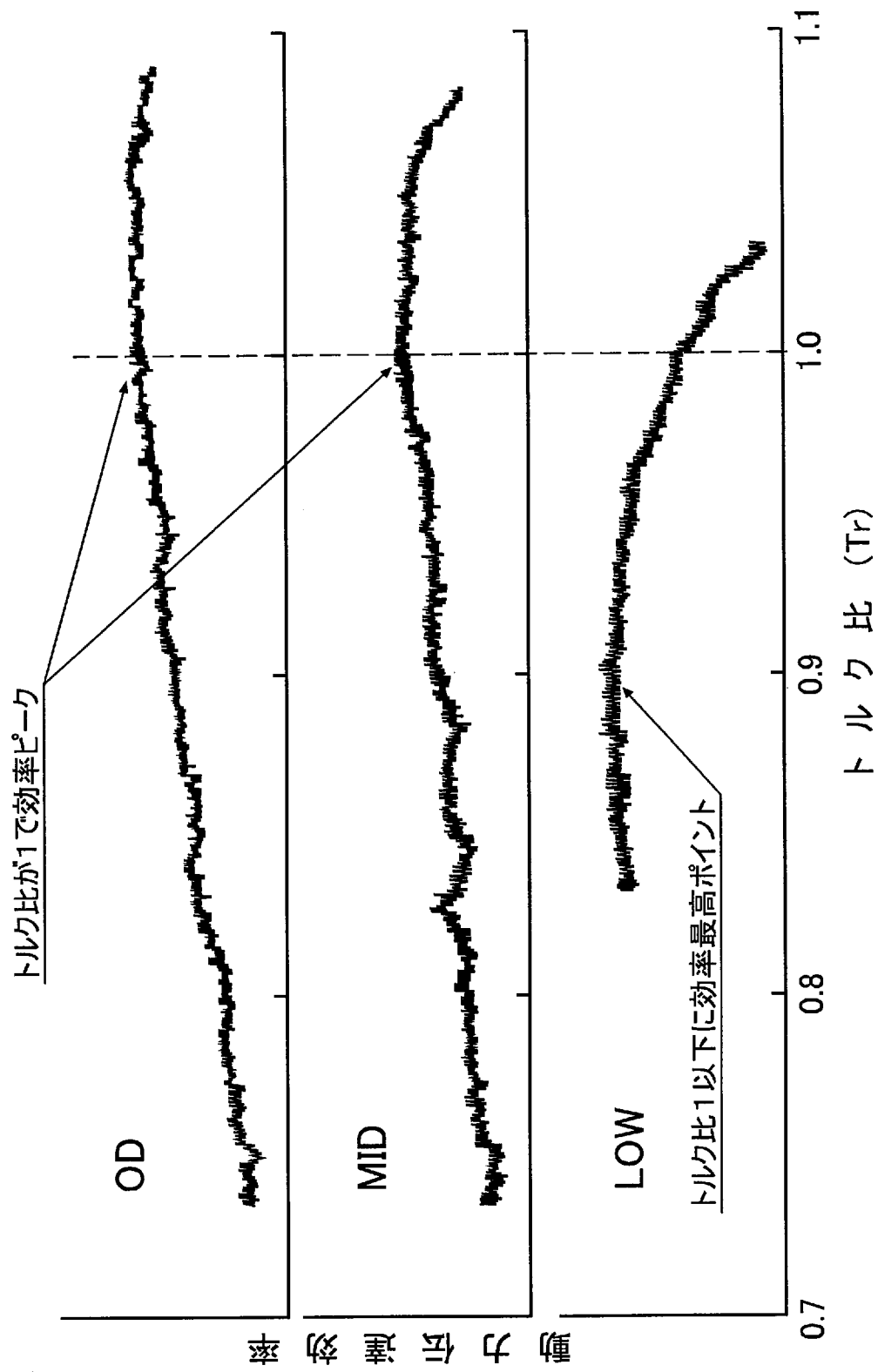
[図3]



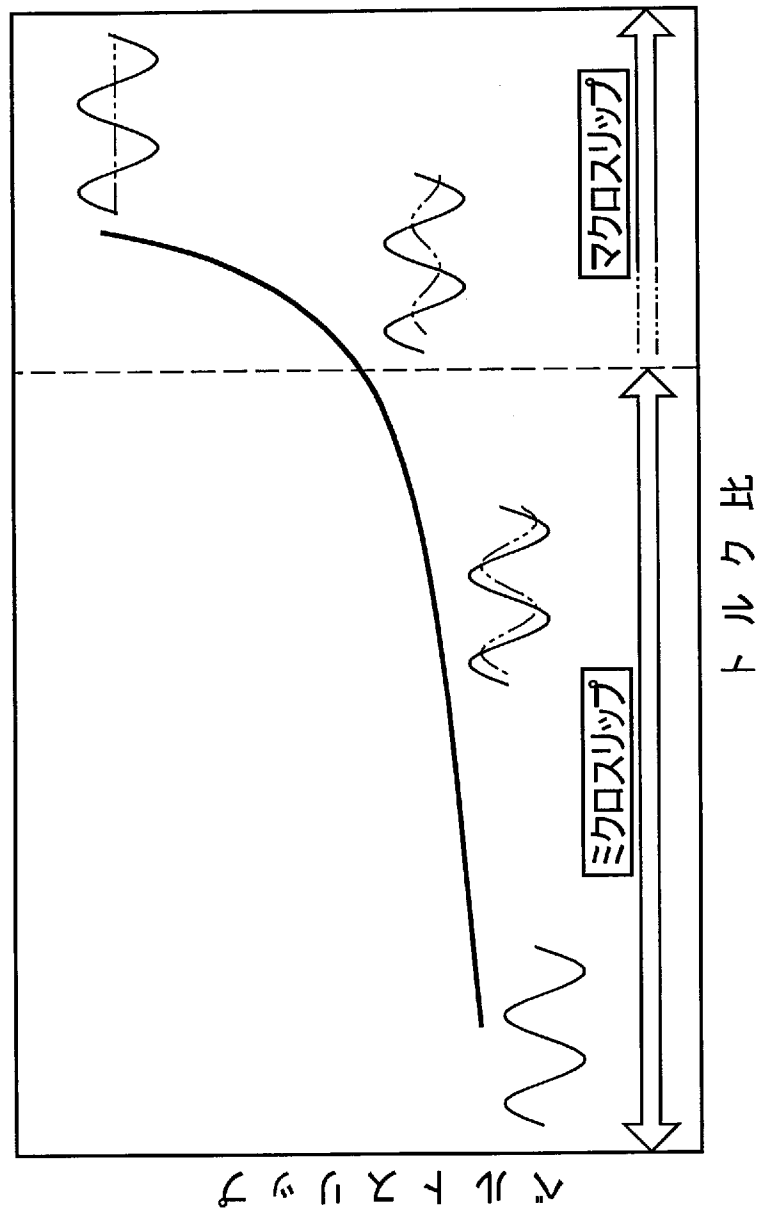
[図4]



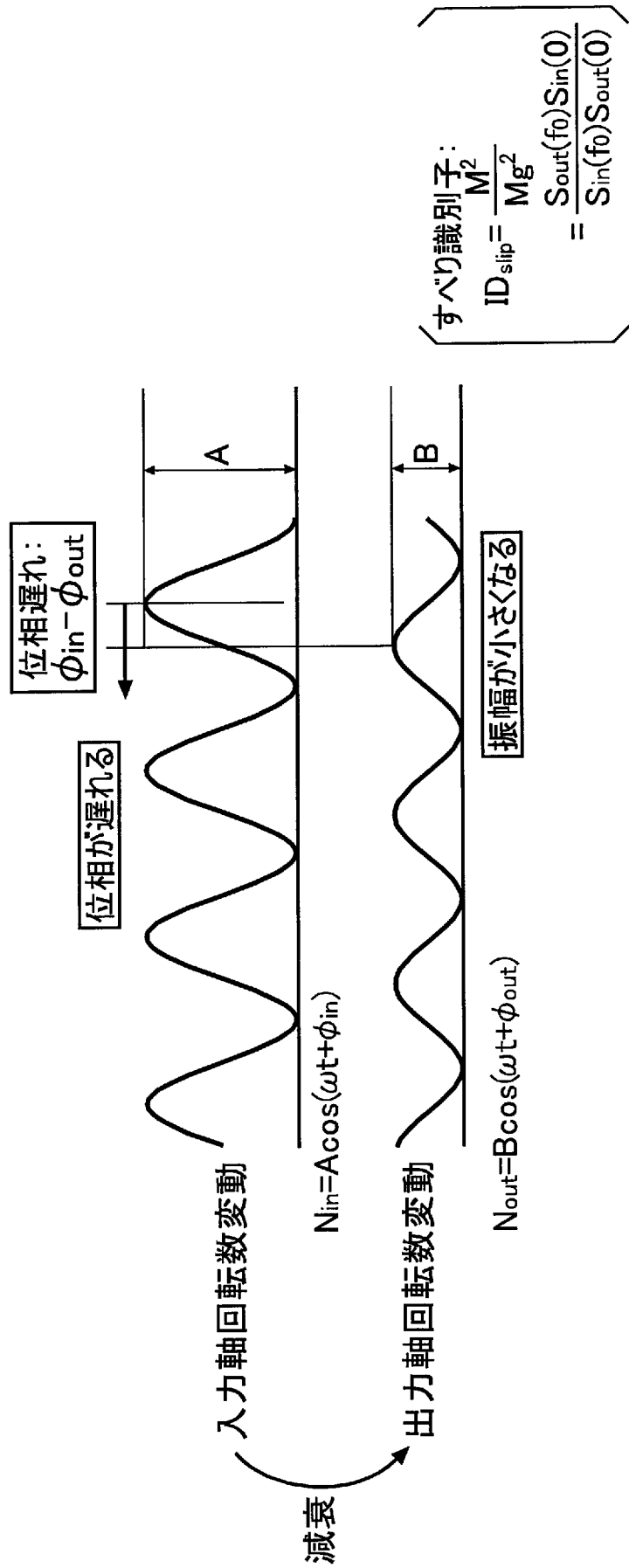
[図5]



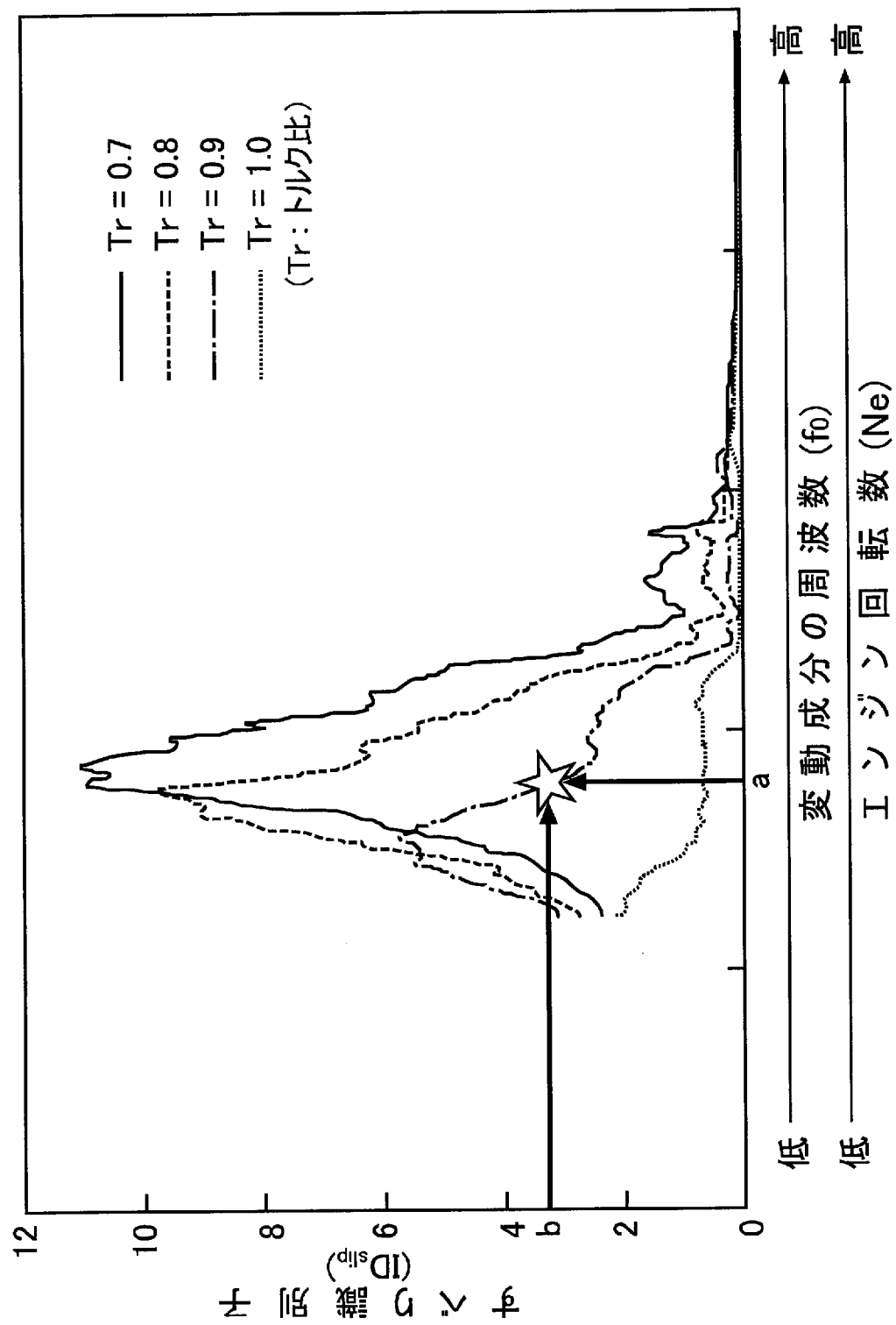
[図6]



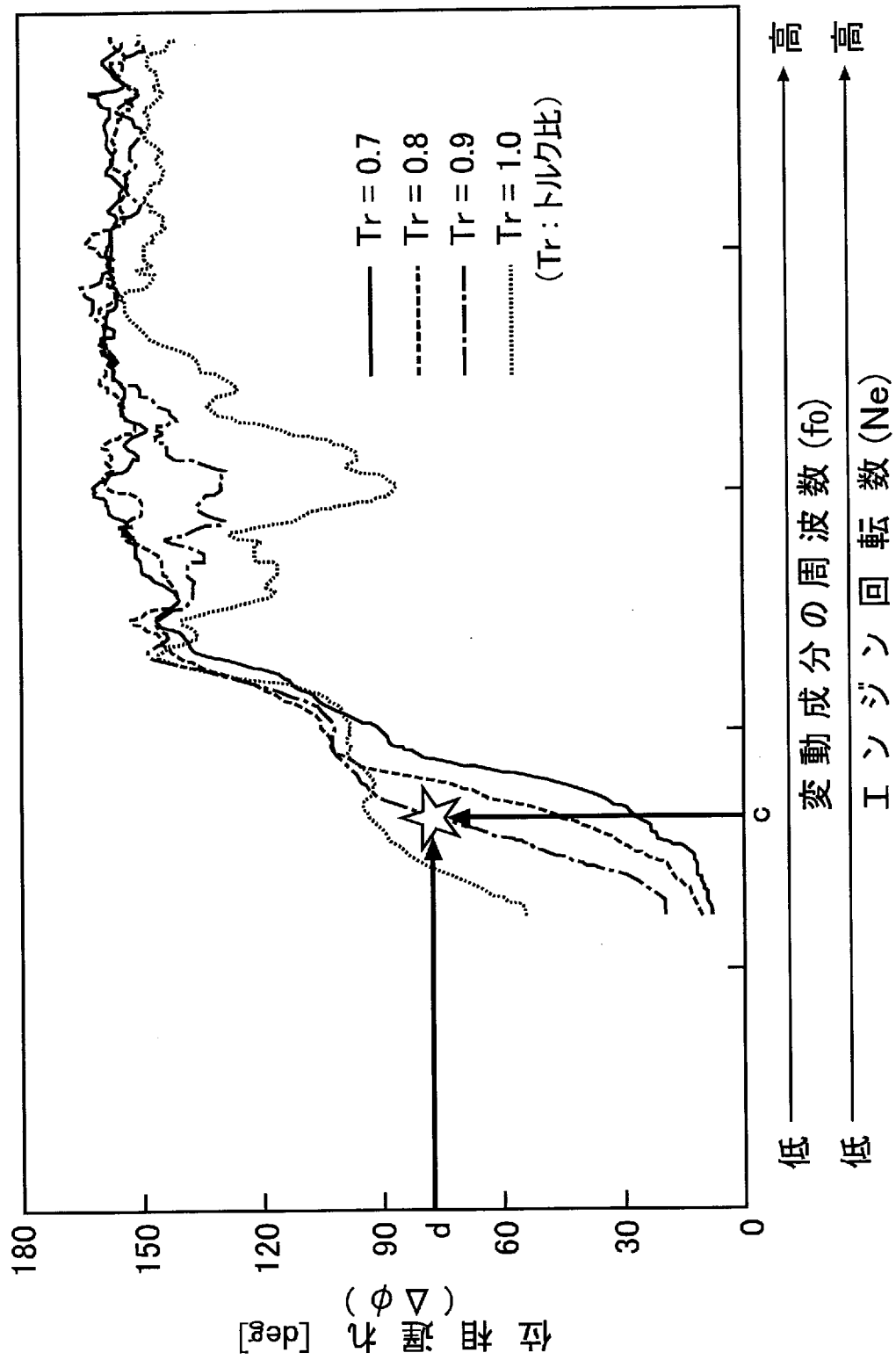
[図7]



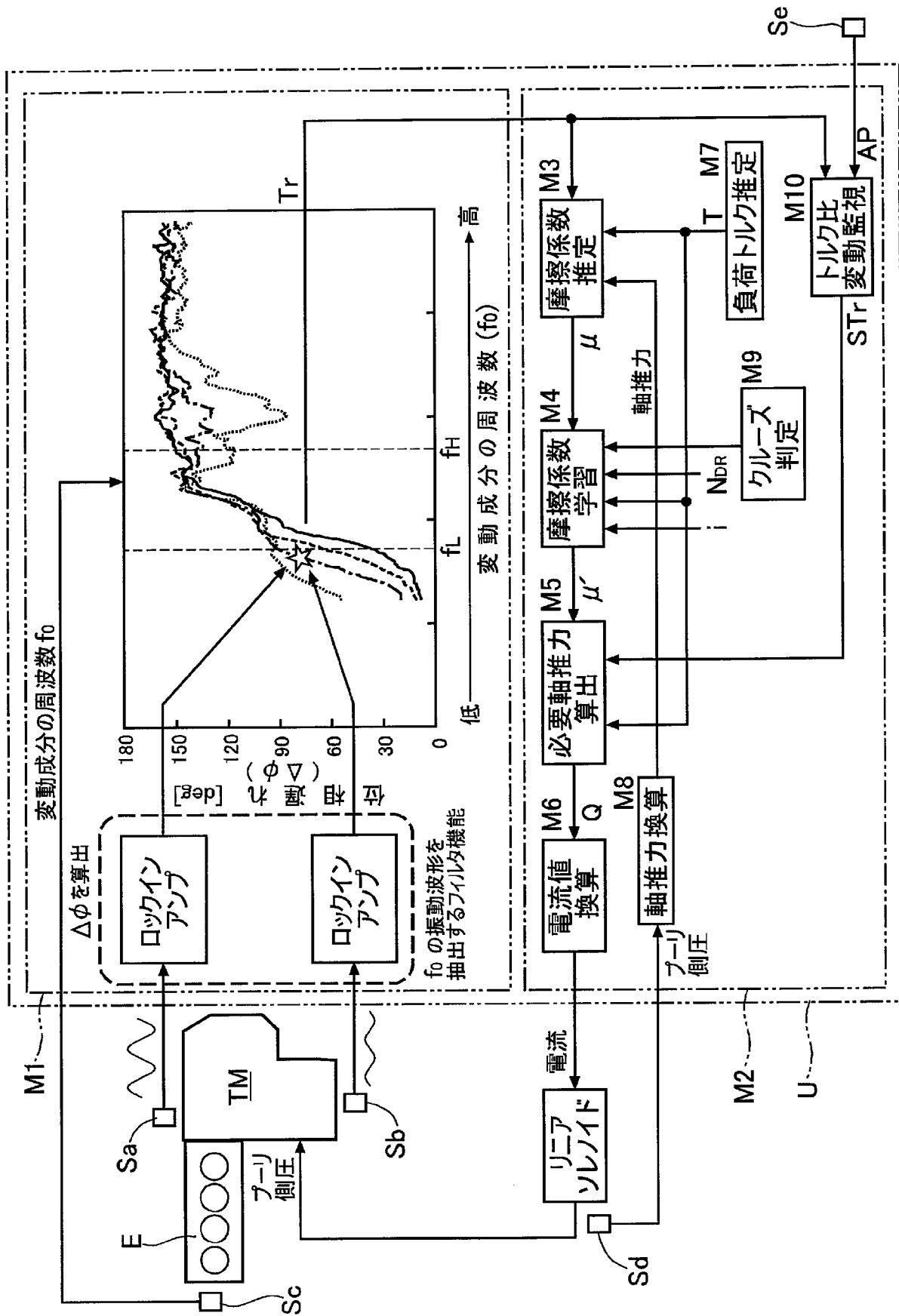
[図8]



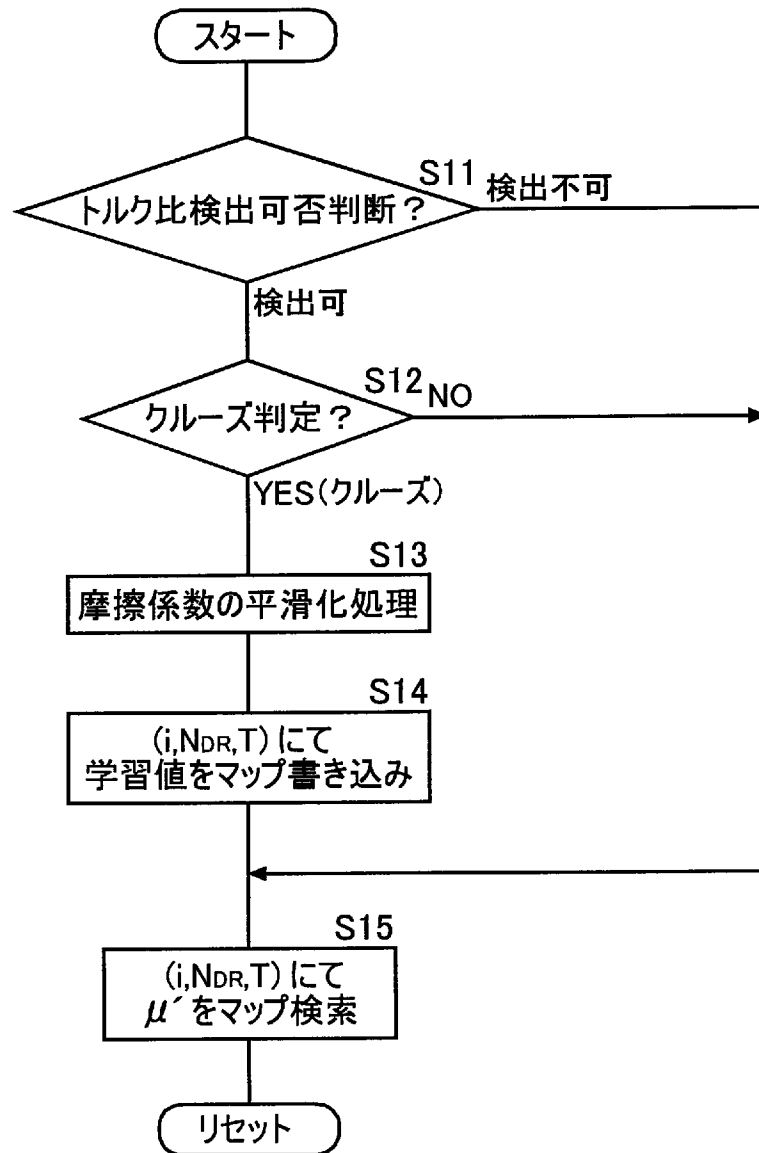
[図9]



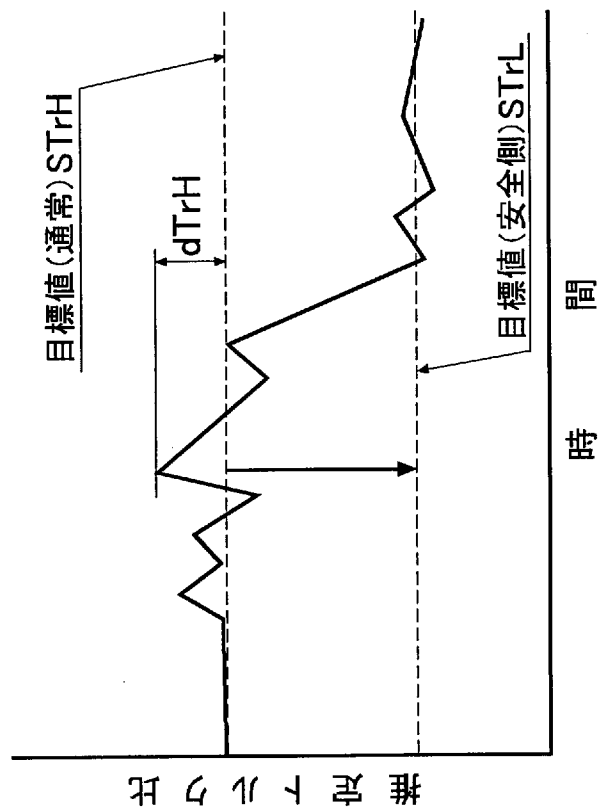
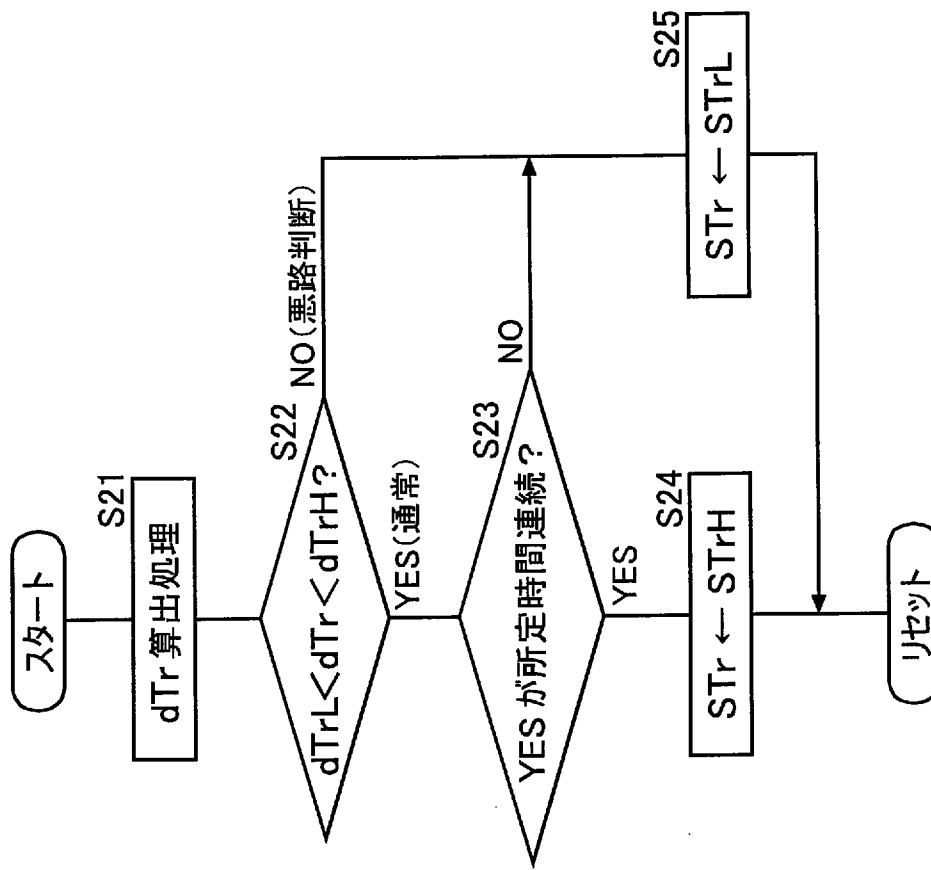
[図10]



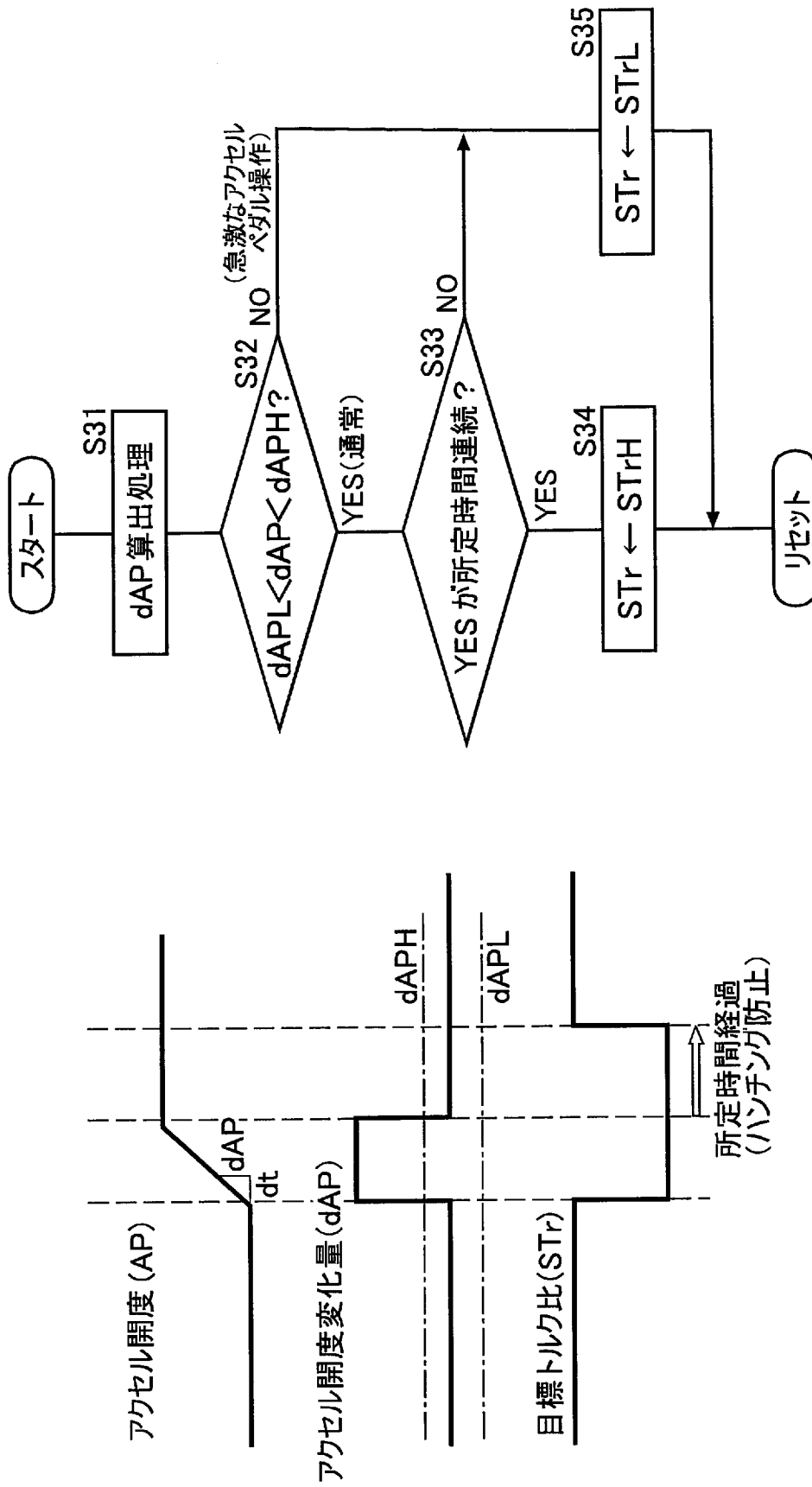
[図11]



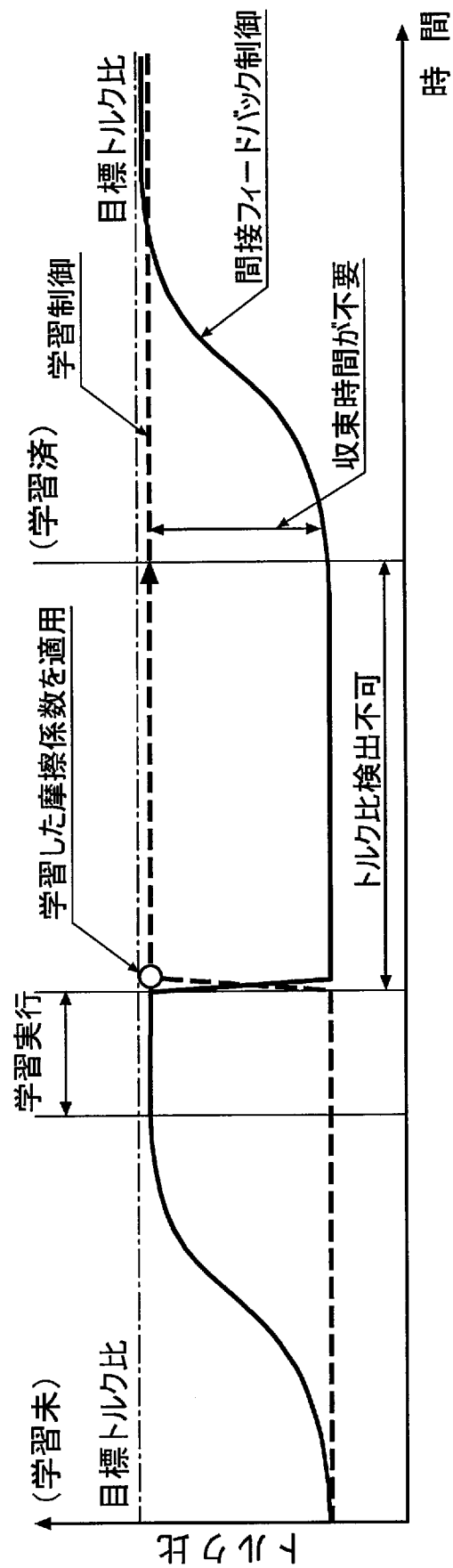
[図12]



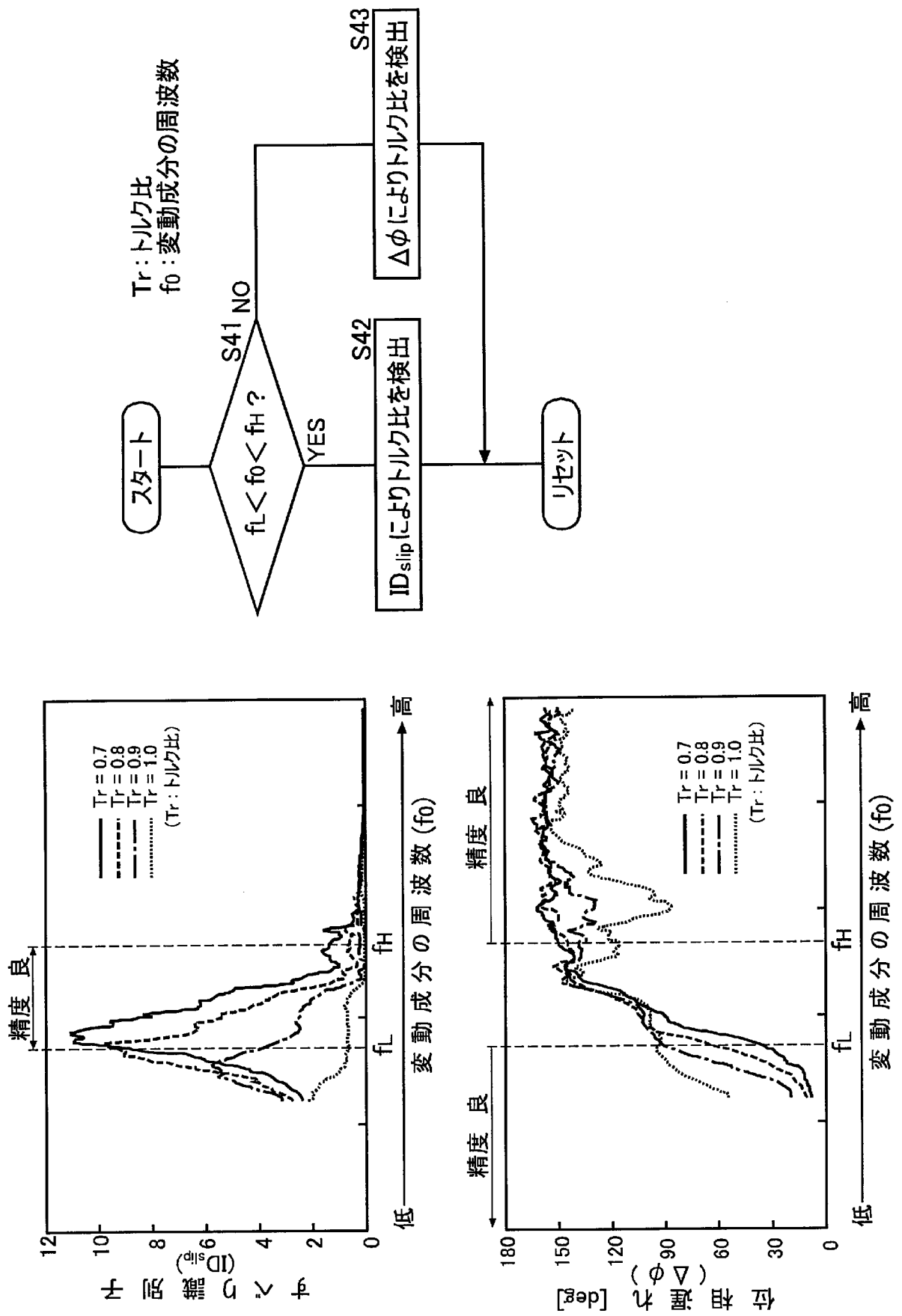
[図13]



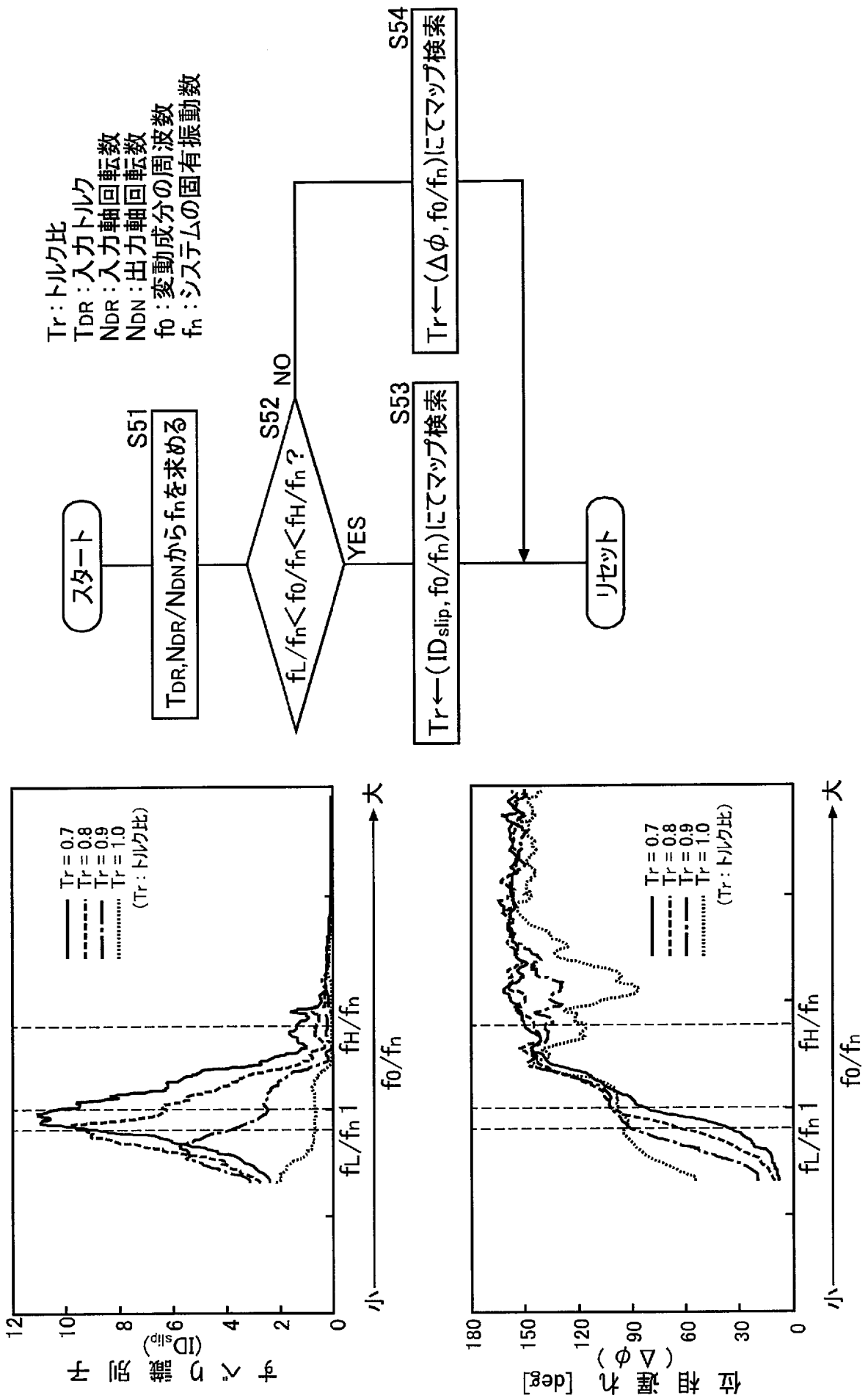
[図14]



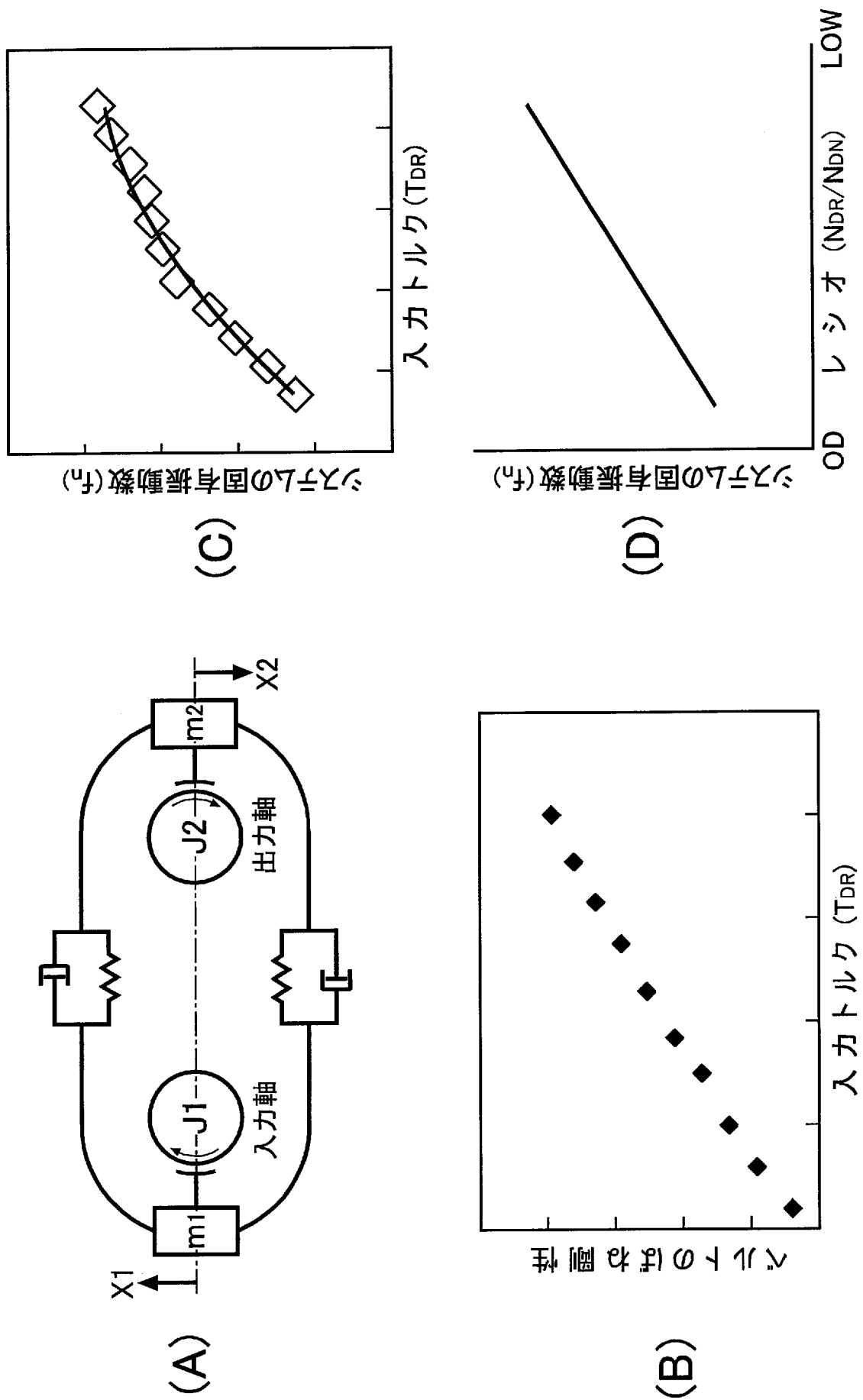
[図15]



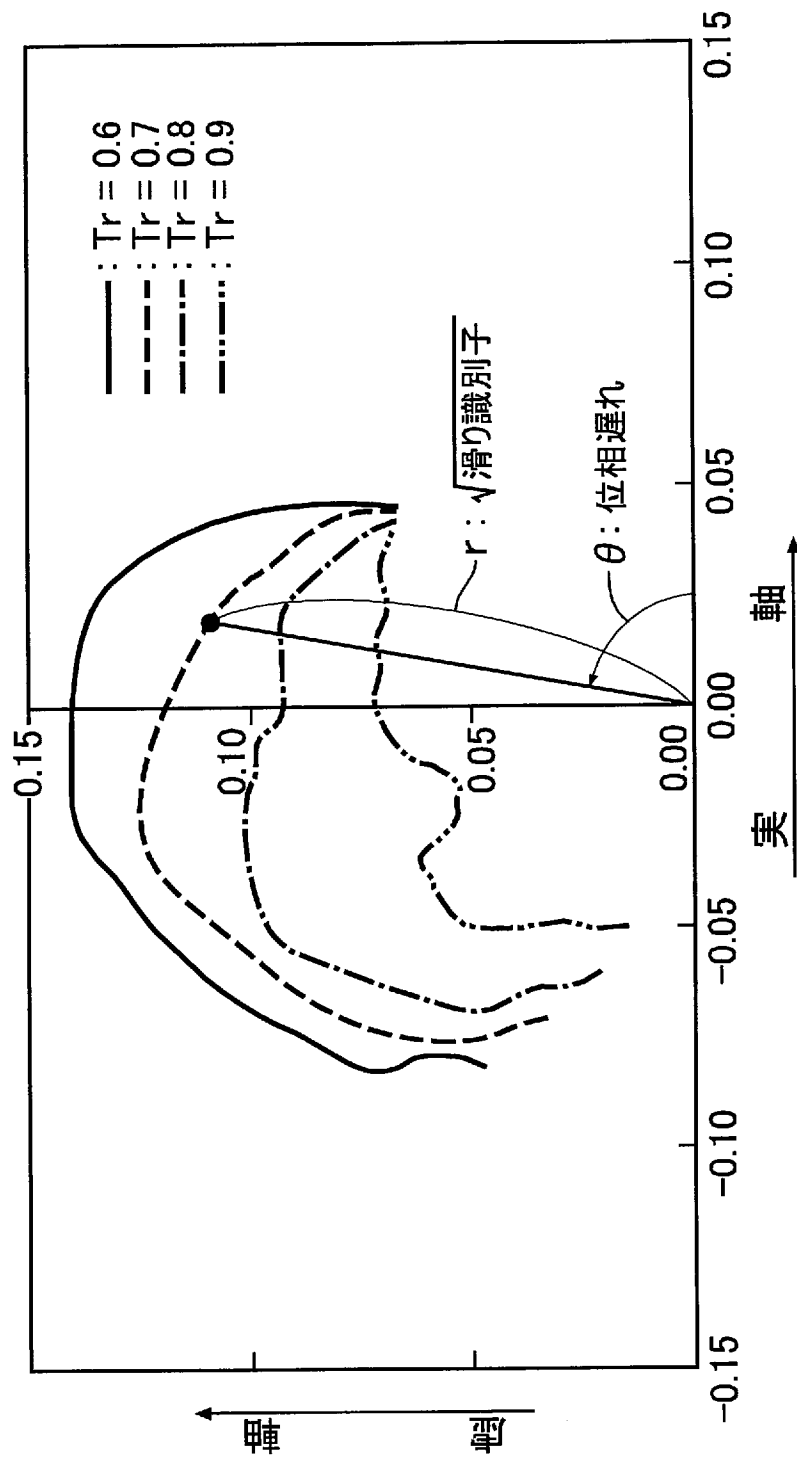
[図16]



[図17]



[図18]



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/065743

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H61/02 (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

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 1996-2012

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2012 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2012

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. |
|-----------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|
| A         | JP 2007-085396 A (Honda Motor Co., Ltd.),<br>05 April 2007 (05.04.2007),<br>entire text; all drawings<br>(Family: none)                                                                                                   | 1-5                   |
| A         | JP 10-089429 A (Honda Motor Co., Ltd.),<br>07 April 1998 (07.04.1998),<br>entire text; all drawings<br>& US 5964818 A & EP 0828096 A2                                                                                     | 1-5                   |
| A         | JP 2006-523292 A (The Regents of the<br>University of California),<br>12 October 2006 (12.10.2006),<br>entire text; all drawings<br>& US 2004/0254047 A1 & US 2008/0032858 A1<br>& US 2010/0280722 A1 & WO 2004/083870 A2 | 1-5                   |

☐

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

10 August, 2012 (10.08.12)

Date of mailing of the international search report

21 August, 2012 (21.08.12)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## 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

## 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

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 2 年 |
| 日本国実用新案登録公報 | 1 9 9 6 - 2 0 1 2 年 |
| 日本国登録実用新案公報 | 1 9 9 4 - 2 0 1 2 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 |
|-----------------|-----------------------------------------------------------------------------|----------------|
| A               | JP 2007-085396 A（本田技研工業株式会社）2007.04.05, 全文, 全図（ファミリーなし）                     | 1-5            |
| A               | JP 10-089429 A（本田技研工業株式会社）1998.04.07, 全文, 全図 & US 5964818 A & EP 0828096 A2 | 1-5            |

☒ 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

「&amp;」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

1 0 . 0 8 . 2 0 1 2

国際調査報告の発送日

2 1 . 0 8 . 2 0 1 2

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）

矢澤 周一郎

3 J

3 6 2 3

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 2006-523292 A (ザ リージェンツ オブ ザ ユニヴァーシティー オブ カリフォルニア) 2006. 10. 12, 全文, 全図<br>& US 2004/0254047 A1 & US 2008/0032858 A1 & US 2010/0280722 A1<br>& WO 2004/083870 A2 | 1-5            |