

(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
2014年6月26日(26.06.2014)



(10) 国際公開番号
WO 2014/097922 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 9/18 (2006.01) *F16H 61/02* (2006.01)
F02D 29/00 (2006.01) *F16H 61/662* (2006.01)
F02D 29/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/083002
- (22) 国際出願日: 2013年12月9日(09.12.2013)
- (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 2012-278446 2012年12月20日(20.12.2012) 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).
- (72) 発明者: 立脇 敬一(TATEWAKI, Keichi); 〒
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). 若山 英史
(WAKAYAMA, Hideshi); 〒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). 和久 公祐(WAKU, Kousuke); 〒
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). 青山 訓卓
(AOYAMA, Noritaka); 〒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).

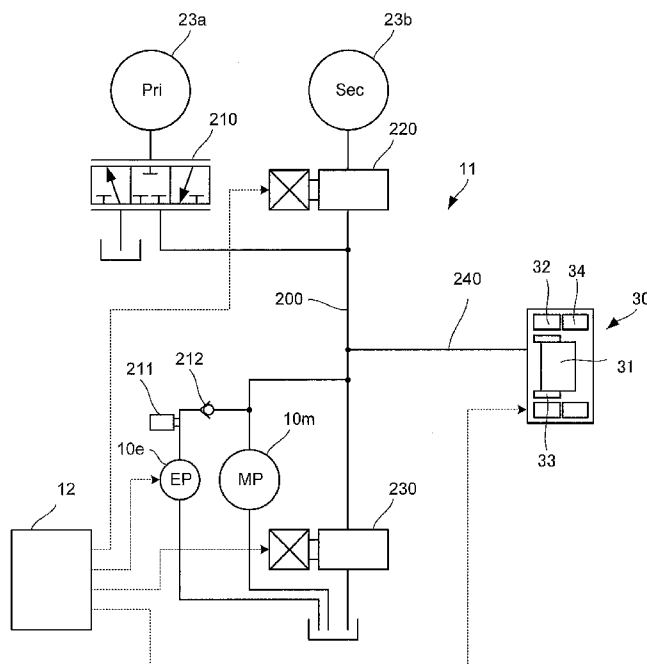
(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保
護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA,
BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN,
CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES,
FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN,
IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS,
LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX,
MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH,
PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, 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.

[続葉有]

(54) Title: CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION CONTROL DEVICE

(54) 発明の名称: 無段変速機の制御装置

【図3】



(57) Abstract: In a coast-stopping state in which the drive power source is stopped while the vehicle is moving, a first biasing force and/or a second biasing force is set so that a second transmission capacity of a continuously variable transmission mechanism is at or above a first transmission capacity of a frictional engaging element over the entire hydraulic pressure range supplied by a second hydraulic pressure source when the driving force of the drive power source is stopped and the second hydraulic pressure source supplies the hydraulic pressure.

(57) 要約: 第1付勢力及び第2付勢力の少なくとも一方は、車両の走行状態において駆動力源を停止するコーストストップ状態において、駆動力源の駆動力が停止し前記第2油圧源が油圧を供給する場合に、第2油圧源が供給する全油圧領域において、無段変速機構の第2伝達容量が摩擦締結要素の第1伝達容量以上となるように設定される。



(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 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, 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：無段変速機の制御装置

技術分野

[0001] 本発明は、駆動力源の停止、再始動を行う車両に搭載される無段変速機の制御装置に関する。

背景技術

[0002] ベルト式無段変速機は、エンジンにより駆動されるメカニカルオイルポンプで発生する油圧が供給される。プライマリプーリ及びセカンダリプーリには、この油圧を元圧とするプーリ圧（プライマリプーリ圧及びセカンダリプーリ圧）が供給される。これらプーリ圧によってベルトを挟持すると共に、これらプーリ圧を制御することで各プーリの溝幅が変更されて、変速が行われる。

[0003] このベルト式無段変速機に、動力を伝達するクラッチが直列に接続されている場合は、トルクの入力によりベルトがスリップすることを防止するために、ベルトの締結力よりもクラッチの締結力を低下させる、いわゆるクラッチフューズ制御が行われている。

[0004] このようなクラッチフューズ制御として、JP1998-002390Aには、クラッチのスリップが検出されたときにはクラッチ締結力及びベルト押圧力をそれぞれ増大制御すると共に、スリップが検出されないときにはクラッチ締結力及びベルト押圧力をそれぞれ減少制御するものが知られている。

発明の概要

[0005] 近年、燃料性能の向上を目的として、車両停車時だけでなく、車両が停車する前にエンジンを停止する、いわゆるコーストストップ制御が行われている。コーストストップ制御中においても、急ブレーキや段差乗り上げ等により駆動輪からトルクが入力されると、ベルトスリップが生じる可能性があるため、コーストストップ制御中であってもクラッチフューズ制御を行うこと

が望ましい。

[0006] コーストストップ制御では、エンジンの停止に伴ってエンジンにより駆動されるメカニカルオイルポンプが油圧を発生できなくなる。従って、メカニカルオイルポンプに代わって油圧を供給する電動オイルポンプを備え、コーストストップ制御中、電動オイルポンプが発生する油圧に基づきクラッチフューズ制御を行うことが考えられる。

[0007] しかしながら、油圧制御により得られる実油圧は、ばらつきにより必ずしも指示油圧に一致した油圧とはならない。このような場合、ベルトの締結力よりもクラッチの締結力が大きくなり、駆動輪から入力されるトルクによりベルトがスリップしてしまう。例えば、ベルトの締結力を制御する指示油圧に対して低い実油圧が得られた場合や、クラッチの締結力を制御する指示油圧に対して高い実油圧が得られた場合、ベルトの締結力よりもクラッチの締結力が大きくなる可能性がある。

[0008] 上記ばらつきにより、ベルトの締結力よりもクラッチの締結力が大きくなることを防止するために、クラッチの指示油圧をクラッチフューズ機能が達成される油圧よりさらに低下させることが考えられる。しかしながら、コーストストップ制御中は、メカニカルオイルポンプに比べて吐出圧の低い電動オイルポンプを油圧源としているため、クラッチへの指示油圧を低下させすぎると、駆動輪から過剰なトルクが入力されていないにも関わらずクラッチがスリップする可能性がある。クラッチがスリップすると、クラッチの発熱に伴う耐久性の低下や、再加速要求時のクラッチ締結ラグに伴う再加速性の低下といった問題が発生する。

[0009] 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、コーストストップ制御によりエンジン停止状態においても、ベルトのスリップを防止することが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。

[0010] 本発明の一実施態様によると、車両に搭載され、プーリに供給される油圧により挟持される動力伝達ベルトの巻掛け径を変更して変速比を変更可能な無段変速機構と、無段変速機構に接続され、駆動力源の駆動力を駆動輪へと

断続可能に伝達する摩擦締結要素と、車両の走行状態において駆動力源を停止するコーストストップ制御部と、駆動力源により駆動され無段変速機構及び摩擦締結要素へ油圧を供給する第1油圧源と、第1油圧源と並列に配設され、無段変速機構及び摩擦締結要素へ油圧を供給可能な第2油圧源と、摩擦締結要素に配され、第1又は第2油圧源からの油圧により得られる第1伝達容量を低減させる方向に働く第1付勢力を有する第1付勢部と、無段変速機構に配され、第1又は第2油圧源からの油圧により得られる第2伝達容量を増大させる方向に働く第2付勢力を有する第2付勢部と、を備え、第1付勢力及び第2付勢力の少なくとも一方は、駆動力源の駆動力が停止し第2油圧源が油圧を供給する場合に、第2油圧源が供給する全油圧領域において第2伝達容量が第1伝達容量以上となるように設定されることを特徴とする。

[0011] 本発明の別の実施態様によると、車両に搭載され、プーリに供給される油圧により挟持される動力伝達ベルトの巻掛け径を変更して変速比を変更可能な無段変速機構と、無段変速機構に接続され、駆動力源の駆動力を駆動輪へと断続可能に伝達する摩擦締結要素と、駆動力源により駆動され無段変速機構及び摩擦締結要素へ油圧を供給する第1油圧源と、第1油圧源と並列に配設され、無段変速機構及び摩擦締結要素へ油圧を供給可能な第2油圧源と、を備え、車両の走行状態において駆動力源を停止するコーストストップ制御部と、コーストストップ制御の実行中に第2油圧源を駆動する制御と、を実行する無段変速機の制御装置において、第2油圧源の吐出油路上に備えられ、第2油圧源から供給される油圧を、無段変速機構の動力伝達容量と摩擦締結要素の動力伝達容量とが一致する油圧以下に規制する規制部を備えることを特徴とする。

発明の効果

[0012] 上記態様によると、コーストストップにより駆動力源が停止し、第1油圧源に代えて第2油圧源が供給する油圧により無段変速機構及び副変速機構の伝達容量を制御する場合に、第2油圧源が供給する全油圧領域において、無段変速機構の第2伝達容量が副変速機構の第1伝達容量以上となるように設

定される。このような構成によって、コーストストップにより駆動力源が停止して油圧が低下する場合であっても、無段変速機構の第2伝達容量が副変速機構の第1伝達容量以上となるので、無段変速機構の動力伝達ベルトがスリップすることが防止される。

図面の簡単な説明

[0013] [図1]図1は、本発明の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油圧制御回路を中心とした油圧回路の説明図である。

[図4]図4は、本発明の実施形態のコーストストップ制御時の説明図である。

[図5]図5は、本発明の実施形態の油圧と伝達トルク容量との関係を示す説明図である。

[図6]図6は、本発明の実施形態のバリエータのプライマリプールの説明図である。

[図7]図7は、本発明の実施形態の副変速機構の摩擦締結要素の説明図である。

[図8]図8は、本発明の実施形態の油圧と伝達トルク容量との関係の示す説明図である。

[図9]図9は、本発明の実施形態の油圧と伝達トルク容量との関係の示す説明図である。

発明を実施するための形態

[0014] 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。

[0015] 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。

[0016] また、車両には、エンジン 1 の回転が入力され、エンジン 1 の動力の一部を利用して駆動されるメカオイルポンプ 10 m と、バッテリー 13 から電力供給を受けて駆動される電動オイルポンプ 10 e とが設けられている。また、変速機 4 には、メカオイルポンプ 10 m 及び電動オイルポンプ 10 e の少なくとも一方から供給される油圧を調圧して変速機 4 の各部に供給する油圧制御回路 11 と、油圧制御回路 11 及びエンジン 1 を制御するコントローラ 12 とが設けられている。

[0017] 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。

[0018] 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ベルト（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、この固定円錐板に対してシープ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 23 a、23 b とを備える。油圧シリンダ 23 a、23 b に供給される油圧を調整すると、V 溝の幅が変化してベルト 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。

[0019] 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、それらの連係状態を変更する複数の摩擦締結要素（Low ブレーキ 32、Hi

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 ~ 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。

[0020] 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。また、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。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。

[0021] コントローラ 12 は、エンジン 1 及び変速機 4 を統括的に制御する制御手段であり、図 2 に示すように、C P U 121 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。

[0022] 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 45 の位置を検出するインヒビタスイッチ 46 の出力信号、ブレーキペダルの踏み込み量及びブレーキの液圧を検出するブレーキセンサ 47 の出力信号などが入力される。

[0023] 記憶装置 122 には、エンジン 1 の制御プログラム、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が格納されている。C P U 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、燃料噴射信号、点火時期信号、スロットル開度信号、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。

[0024] 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、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、メカオイルポンプ 10m 又は電動オイルポンプ 10e が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。

[0025] 本実施形態のコントローラ 12 は、燃料消費量を抑制するために、車両が停止している間にエンジン 1 の回転を停止するアイドルストップ制御に加え、車両が走行中にもエンジン 1 の回転を停止させるコーストストップ制御を行う。

[0026] コーストストップ制御では、車両が停止直前の低車速域で走行している間、エンジン 1 を自動的に停止させて燃料消費量を抑制する制御である。コーストストップ制御は、アクセルオフ時に実行される燃料カット制御とエンジン 1 への燃料供給を停止する点で共通するが、通常の燃料カット制御は、比較的高速走行時において実行され、かつエンジンブレーキを確保するためにトルクコンバータ 2 のロックアップクラッチが係合されているのに対し、コーストストップ制御は、車両停止直前の比較的低速走行時に実行され、ロックアップクラッチを解放状態としてエンジン 1 の回転を停止させる点において相違する。

[0027] コーストストップ制御を実行するにあたって、コントローラ 12 は、まず、例えば以下に示す条件 (a) ~ (d) を判断する。

(a) : アクセルペダルから足が離されている (アクセル開度 $A P O = 0$)

(b) : ブレーキペダルが踏み込まれている (ブレーキセンサ 47 が ON)

(c) : 車速が所定の低車速 (例えば、 15 km/h) 以下

(d) : ロックアップクラッチが解放されている

[0028] これらの条件は、言い換えると運転者に停車意図があることを判断する条件である。

[0029] コントローラ 12 は、コーストストップ条件が成立した場合に、エンジン 1 への燃料の供給を停止して、エンジン 1 の回転を停止させる。

[0030] 図 3 は、本発明の実施形態の油圧制御回路 11 を中心とした油圧回路の説明図である。

[0031] 油圧制御回路 11 は、メカオイルポンプ 10 m 又は電動オイルポンプ 10 e からの油圧の供給を受けて、この油圧を調圧して、バリエータ 20 及び副変速機構 30 それぞれに油圧を供給する。

[0032] 油圧制御回路 11 には、レギュレータ弁 230、セカンダリ油圧制御弁 220、変速制御弁 210 が備えられている。

[0033] レギュレータ弁 230 は、メカオイルポンプ 10 m の油圧を所定のライン圧に調圧して油路 200 に供給する制御弁である。セカンダリ油圧制御弁 220 は、ライン圧を元圧として、セカンダリプーリ 22 の油圧シリンダ 23 b に供給するセカンダリ油圧を調圧する制御弁である。

[0034] 変速制御弁 210 は、ライン圧を元圧として、プライマリプーリ 21 の油圧シリンダ 23 a に供給するプライマリ油圧を調圧する制御弁である。

[0035] 油圧制御回路 11 には、メカオイルポンプ 10 m 及び電動オイルポンプ 10 e が接続され、これらにより油圧が供給される。メカオイルポンプ 10 m は、エンジン 1 によって駆動されて油圧を供給する。電動オイルポンプ 10 e は、エンジン 1 が停止している場合など、メカオイルポンプ 10 m によって油圧が供給できない場合にコントローラ 12 の制御によって駆動され、油圧を供給する。

[0036] 電動オイルポンプ 10 e が出力する油圧は、リリーフバルブ 211 及び逆止弁 212 を介して、油路 200 に供給される。逆止弁 212 は、メカオイルポンプ 10 m が駆動している場合に、電動オイルポンプ 10 e に逆の油圧がかかることを防止する。

- [0037] リリーフバルブ 211 は、後述するように電動オイルポンプ 10e が供給する油圧の上限値を規制する。
- [0038] レギュレータ弁 230 及びセカンダリ油圧制御弁 220 にはソレノイドが備えられている。コントローラ 12 からの指令によってこれらソレノイドのデューティ比を制御することにより、各弁による油圧が制御される。
- [0039] 次に、このように構成された車両のコーストストップ制御を説明する。
- [0040] 図 4 は、本発明の実施形態のコーストストップ制御時の説明図である。
- [0041] 図 4 の上段はエンジン回転速度 N_e を示し、下段はメカオイルポンプ 10m が供給する油圧（点線で示す）及び電動オイルポンプ 10e が供給する油圧（実線で示す）、をそれぞれ示す。
- [0042] 前述のように、コントローラ 12 は、コーストストップ条件が成立した場合に、エンジン 1 への燃料の供給を停止して、エンジン 1 の回転を停止させる（タイミング t_{01} ）。
- [0043] コーストストップ制御により、エンジン 1 の回転速度が徐々に低下する。これに伴って、エンジン 1 の駆動力によって油圧を発生させるメカオイルポンプ 10m も漸次停止し、メカオイルポンプ 10m からの油圧が油圧制御回路 11 に供給されなくなる（タイミング t_{02} ）。
- [0044] エンジン 1 の停止中もバリエータ 20 の各プーリによるベルトの挟持力及び副変速機構 30 の摩擦締結要素の締結に油圧が必要となる。そこで、コントローラ 12 は、エンジン 1 をコーストストップ状態としたときに（タイミング t_{01} ）、電動オイルポンプ 10e の駆動を開始する。これにより、メカオイルポンプ 10m から油圧が供給されない状態となっても、電動オイルポンプ 10e の油圧を油圧制御回路 11 に供給することができる。
- [0045] 電動オイルポンプ 10e が吐出可能な油圧は、メカオイルポンプ 10m よりも小さい、これは、エンジン 1 が停止している状態では変速機 4 がトルクを伝達する必要がないため、バリエータ 20 又は副変速機構 30 の締結に必要な最低限度の油圧を確保できればよいためである。電動オイルポンプ 10e の容量を小さくすることにより、電動オイルポンプ 10e のサイズ、重量

を小型化することができる。

- [0046] このように、コーストストップ状態では供給される油圧が小さくなるため、バリエータ 20 での V ベルト 23 の挟持力が低下する。特に、例えば、急ブレーキや段差の乗り上げ等により駆動輪 7 からトルクが入力され、このトルクがバリエータ 20 における動力（トルク）を伝達可能な容量（動力伝達容量）である伝達トルク容量を上回った場合には、V ベルト 23 のスリップが発生する虞がある。
- [0047] 具体的には、コーストストップ制御によりエンジン 1 が停止した場合は、メカオイルポンプ 10 m が駆動できないため、電動オイルポンプ 10 e のみから供給される油圧となり、バリエータ 20 及び副変速機構 30 における伝達トルク容量が低下してしまう。そのため、V ベルト 23 のスリップを防止するためにバリエータ 20 の油圧を高めることができない。
- [0048] V ベルト 23 のスリップを防止するために、通常、コントローラ 12 は、バリエータ 20 の伝達トルク容量を副変速機構 30 の伝達トルク容量よりも大きくなるように制御する。しかしながら、この場合、油圧が低いため制御の分解能が低くなり正確な制御ができなくなる。
- [0049] 特に、トルクが入力されて副変速機構 30 の摩擦締結要素がスリップした場合は再締結を行うが、油圧が低いために再締結に時間がかったり、再締結できない場合が生ずる。このとき、再加速要求がされた場合には、エンジン 1 の再始動に伴いメカオイルポンプ 10 m から油圧が供給され、スリップ状態の摩擦締結要素を再締結することによるショックが発生する。
- [0050] エンジン 1 が駆動している場合は、エンジン 1 の出力トルクの変化は、アクセルペダル開度やコントローラ 12 で算出される燃料噴射量等により検出可能である。これによりバリエータ 20 及び副変速機構 30 の油圧を制御して V ベルトのスリップを防止する制御を行うことができる。特に副変速機構 30 がスリップした後の再締結を、エンジン 1 のトルクの変化に基づいて行うことができる。
- [0051] 一方で、コーストストップ制御時にはエンジン 1 が停止し駆動輪 7 側から

トルクが入力されるが、トルクの入力が予測できず、車速も低いために入力トルクが小さく、副変速機構 30 のスリップの検知、再締結のための制御が行いにくくなる。そのため、再加速要求がされた場合には、摩擦締結要素を再締結することによるショックが発生する虞がある。

[0052] 従って、コーストストップ制御において、Vベルト 23 のスリップを防止するために副変速機構 30 の摩擦締結要素をスリップさせる、いわゆるクラッチフューズを行うことが従来難しかった。

[0053] これに対して、本発明の実施形態では、次のように構成することにより、コーストストップ制御のときのバリエータ 20 のVベルト 23 のスリップを防止するようにした。

[0054] 図 5 は、本発明の実施形態のバリエータ 20 及び副変速機構 30 における油圧と伝達トルク容量との関係を示す説明図である。

[0055] 図 5 において、実線は、バリエータ 20 が、プライマリプーリ 21 及びセカンダリプーリ 22 それぞれに備えられる油圧シリンダ 23 a、23 b に油圧を供給することにより挟持されるVベルト 23 により動力が伝達される容量（動力伝達容量）である伝達トルク容量と油圧との関係を示す。

[0056] 点線は、副変速機構 30 において、動力を伝達する摩擦締結要素（Low ブレーキ 32、High クラッチ 33、Rev ブレーキ 34）のいずれかに油圧を供給することでこの摩擦締結要素が締結されることにより伝達されるトルク容量と油圧との関係を示す。

[0057] バリエータ 20 には、油圧が低下したときにもVベルト 23 のスリップを防止するため、Vベルト 23 を挟持方向に付勢するスプリング等の第 2 付勢部が備えられている。この第 2 付勢部のバネ力（第 2 付勢力）がVベルト 23 の挟持力を増大するので、バリエータ 20 は油圧が供給されない場合においても、ある程度の伝達トルク容量 S を発揮することができる。

[0058] 一方、副変速機構 30 の摩擦締結要素には、解放時の引きずりを防止するため解放側に付勢するリターンスプリング等の第 1 付勢部が備えられている。この第 1 付勢部によるバネ力（第 1 付勢力）は摩擦締結用の締結力を低減

するように作用する。従って、摩擦締結要素が伝達トルク容量を持つためには、第1付勢部の第1付勢力と均等な油圧 P_0 よりも大きな油圧を供給する必要がある。

[0059] 摩擦締結要素のフェーシング（摩擦材）と、プーリ21、22及びVベルト23とは、それぞれ油圧の上昇に対する伝達トルク容量の特性が異なる。摩擦締結要素は油圧の上昇により摩擦力が増大して伝達トルク容量が上昇するが、プーリ21、22及びVベルト23は金属同士の接触であり摩擦力は大きくないため、油圧の上昇に対する伝達トルク容量の上昇は、摩擦締結要素と比較して緩やかとなる。

[0060] このように、バリエータ20及び副変速機構30が、油圧に対して図5に示す特性を有するため、Vベルト23のスリップを防止するためには、バリエータ20及び副変速機構30に供給する油圧を、バリエータ20における伝達トルク容量が常に副変速機構30の摩擦締結要素における伝達トルク容量より大きくなるよう、図5に示す油圧 P_2 よりも小さい値とすればよい。

[0061] そこで、本発明の実施形態では、電動オイルポンプ10eが供給する油圧の上限値を、油圧 P_2 に制御するリリーフバルブ211を備えた。電動オイルポンプ10eが駆動しているときに、リリーフバルブ211により油路に供給される油圧の上限が油圧 P_2 に制限される。すなわち、電動オイルポンプ10eが油圧 P_2 より大きな油圧を発生可能であっても、油圧 P_2 を超える分はリリーフバルブ211によりドレーンされ、油圧 P_2 以上とはならない。なお、図5において、 P_1 は電動オイルポンプ10eが供給可能な油圧の最低値を示す。この油圧 P_1 は、副変速機構30の摩擦締結要素がスリップを発生しない最低の値に設定されている。

[0062] このように、コーストストップ制御時にメカオイルポンプ10mが停止した場合に、電動オイルポンプ10eにより油圧がバリエータ20及び副変速機構30に供給される。このときの油圧の上限値をリリーフバルブ211により制限して、図5に示す特性のように、バリエータ20の伝達トルク容量が副変速機構30の伝達トルク容量を上回るように設定する。

[0063] これにより、コーストストップ制御時にメカオイルポンプ10mが停止した場合にも、電動オイルポンプ10eにより供給される油圧の全油圧領域においてバリエータ20の伝達トルク容量が副変速機構30の伝達トルク容量を上回るので、トルクが入力された場合にも副変速機構30の摩擦締結要素がスリップすることによるクラッチフューズが発揮される。従って、コーストストップ制御時など、電動オイルポンプ10eにより油圧を供給する状態でも、バリエータ20のVベルト23のスリップを防止することができる。なお、電動オイルポンプ10eにより供給される油圧の上限が油圧P2となるように電動オイルポンプ10eの特性を設定すれば、リリーフバルブ211を設ける必要はない。

[0064] 次に、バリエータ20及び副変速機構30の構成を説明する。

[0065] 図6は、本発明の実施形態のバリエータ20のプライマリプーリ21の説明図である。なお、セカンダリプーリ22の構成も同様であるため、説明を省略する。

[0066] なお、図6において、上段は可動プーリ120が退行してVベルト23の巻掛け径が小さい場合を、下段は可動プーリ120が進行してVベルト23の巻掛け径が大きい場合を、それぞれ示す。

[0067] プライマリプーリ21は、回転軸100の端部に固定プーリ110が形成され。回転軸100の外周に可動プーリ120が摺動可能に嵌装されている。固定プーリ110のシーブ面110aと可動プーリ120のシーブ面120aとの間にVベルト23が挟持される。

[0068] 可動プーリには油圧室130が備えられている。油圧室130の油圧を制御することにより、可動プーリ120が固定プーリ110に対して進退し、シーブ面110aとシーブ面120aとの間隔が変更されて、Vベルトの巻掛け径が変更される。プライマリプーリ21とセカンダリプーリ22とでVベルト23の巻掛け径を互いに変更することにより、変速が行われる。

[0069] 油圧室130には、リターンスプリング140が備えられている。リターンスプリング140は、可動プーリ120を固定プーリ110に対して進行

方向に付勢することにより、Vベルト23の挟持力を第2付勢力で増大する第2付勢部として機能する。リターンスプリング140によって、油圧室130の油圧が低下した場合にも、可動プーリ120が固定プーリ110側に付勢されて、Vベルト23を挟持し、Vベルト23によりトルクが伝達される。

[0070] このような構成により、図5に示すように、バリエータ20は油圧が供給されない場合においても、リターンスプリング140によって伝達トルク容量Sを発揮することができる。

[0071] 図7は、本発明の実施形態の副変速機構30の摩擦締結要素の説明図である。

[0072] 図7は、Highクラッチ33の構成を説明するが、Lowブレーキ32、Revブレーキ34の構成も同様であるため、説明を省略する。

[0073] 摩擦締結要素は、油圧室310に供給される油圧により可動するピストン320が駆動側の摩擦板321と従動側の摩擦板322とを挟持することにより、駆動側から従動側へと駆動力が伝達される。

[0074] 油圧室310には、解放時に駆動側の摩擦板321と従動側の摩擦板322とが接触することで引きずりが発生することを防止するために、解放側に付勢することにより、摩擦締結要素のトルク伝達容量を第1付勢力で減少する第1付勢部としてのリターンスプリング330が備えられている。

[0075] このような構成により、図5に示すように、摩擦締結要素に油圧が締結されない場合は伝達トルク容量を持たず、摩擦締結要素が伝達トルク容量を持つためには、第1付勢部の第1付勢力に抗して油圧P0を供給する必要がある。

[0076] このように、バリエータ20及び副変速機構30は、伝達トルク容量と供給油圧との関係が、リターンスプリング140、330によって決まる。

[0077] そこで、このリターンスプリング140、330の特性を変更することによっても、バリエータ20の伝達トルク容量が副変速機構30の伝達トルク容量を上回るように設定することができる。

[0078] 図8は、本発明の実施形態のバリエータ20及び副変速機構30における油圧と伝達トルク容量との関係の示す説明図である。

[0079] 図8において、太実線及び細実線は、バリエータ20における伝達トルク容量と油圧との関係を示し、点線は、副変速機構30の摩擦締結要素の伝達トルク容量と油圧との関係を示す。

[0080] 図8において、電動オイルポンプ10eが供給可能な油圧の最大値及び最小値がP2及びP1であるとする。ここで、バリエータ20の伝達トルク容量が細実線で示す特性であったとする。この場合は、電動オイルポンプ10eが発生する油圧によっては、バリエータ20の伝達トルク容量が副変速機構30の伝達トルク容量を上回る領域が小さい。

[0081] そこで、バリエータ20のリターンスプリング140のバネ特性を、バネ力が大きくなるように変更する。リターンスプリング140のバネ特性を変更することにより、バリエータ20の特性が図8に示す太実線のように変更される。これにより電動オイルポンプ10eが供給可能な油圧の最大値P2及び最小値P1の範囲で、バリエータ20の伝達トルク容量が、副変速機構30の伝達トルク容量を上回る。具体的には、油圧P2においてバリエータ20の伝達トルク容量が摩擦締結要素の伝達トルク容量以上となるよう、リターンスプリング140のバネ特性を変更する。なお、リターンスプリング140のバネ特性を過剰に大きくすると、部品間における摩擦力が過剰となり抵抗の増大に伴う燃費悪化や部品間における摩耗が生じるため、油圧P2において、バリエータ20の伝達トルク容量と摩擦締結要素の伝達トルク容量とが一致するように設定することが望ましい。

[0082] 図9は、本発明の実施形態のバリエータ20及び副変速機構30における油圧と伝達トルク容量との関係の示す説明図である。

[0083] 図9において、太実線は、バリエータ20における伝達トルク容量と油圧との関係を示し、太点線及び細点線は、副変速機構30の摩擦締結要素の伝達トルク容量と油圧との関係を示す。

[0084] 図8と同様に、図9においても、電動オイルポンプ10eが供給可能な油

圧の最大値及び最小値がP 2 及びP 1 であるとする。ここで、副変速機構30の摩擦締結要素の伝達トルク容量が細点線で示す特性であったとする。この場合は、電動オイルポンプ10eが発生する油圧によっては、バリエータ20の伝達トルク容量が副変速機構30の伝達トルク容量を上回る領域が小さい。

[0085] そこで、副変速機構30のリターンスプリング330のバネ特性を、バネ力が大きくなるように変更する。リターンスプリング330のバネ特性を変更することにより、副変速機構30の特性が図9に示す太点線のように変更される。これにより電動オイルポンプ10eが供給可能な油圧の最大値P 2 及び最小値P 1 の範囲で、バリエータ20の伝達トルク容量が、副変速機構30の伝達トルク容量を上回ることができる。具体的には、油圧P 2 においてバリエータ20の伝達トルク容量が摩擦締結要素の伝達トルク容量以上となるよう、リターンスプリング330のバネ特性を変更する。なお、リターンスプリング330のバネ特性を過剰に大きくすると、解放状態の摩擦締結要素を締結するに際して、締結開始までに必要な油圧が高くなり、締結開始までに時間を要する点や、摩擦締結要素の締結状態を維持するために必要な油圧が高くなる点から、応答性の低下や燃費悪化となる。従って、油圧P 2 において、バリエータ20の伝達トルク容量と摩擦締結要素の伝達トルク容量とが一致するように設定することが望ましい。

[0086] このように、バリエータ20のリターンスプリング140のバネ力及び副変速機構30の摩擦締結要素のリターンスプリング330のバネ力の少なくとも一方を変更することによっても、バリエータ20の伝達トルク容量が副変速機構30の伝達トルク容量を上回るように設定することができる。

[0087] バリエータ20のリターンスプリング140のバネ力の変更、副変速機構30の摩擦締結要素のリターンスプリング330のバネ力の変更、及び、電動オイルポンプ10eの出力を規制するリリーフバルブ211の上限圧のうちの少なくとも一つを変更することにより、バリエータ20の伝達トルク容量が副変速機構30の伝達トルク容量を上回るように設定することができる。

。

[0088] 以上のように、本発明の実施形態は、車両に搭載され、プーリ（プライマリプーリ 21 及びセカンダリプーリ）に供給される油圧により挟持されるベルト 23 の巻掛け径を変更して変速比を変更可能な無段変速機構（バリエータ）20 と、バリエータ 20 に接続され、駆動力源としてのエンジン 1 の駆動力を駆動輪 7 へと断続可能に伝達する摩擦締結要素（Low ブレーキ 32、High クラッチ 33、Rev ブレーキ 34）、とを備える変速機 4 に適用される。

[0089] 車両の走行状態において前記駆動力源を停止するコーストストップを行うコーストストップ制御部として構成されるコントローラ 12 と、エンジン 1 の駆動力により駆動されバリエータ 20 及び摩擦締結要素へと油圧を供給する第 1 油圧源としてのメカオイルポンプ 10m と、メカオイルポンプ 10m と並列に配設され、エンジン 1 の駆動力が停止しているときにもバリエータ 20 及び摩擦締結要素へと油圧を供給可能な第 2 油圧源としての電動オイルポンプ 10e とを備える。

[0090] 副変速機構 30 は、第 1 又は第 2 油圧源からの油圧により得られ、エンジン 1 の動力を伝達して出力する第 1 伝達容量が制御されると共に、第 1 伝達容量を低減させる第 1 付勢力を有する第 1 付勢部としてのリターンスプリング 330 を備え、バリエータ 20 は、第 1 又は第 2 油圧源からの油圧により得られ、エンジン 1 の動力を伝達して出力する第 2 伝達容量が制御されると共に、第 2 伝達容量を増大させる第 2 付勢力を有する第 2 付勢部としてのリターンスプリング 140 を備える。エンジン 1 の駆動力が停止し電動オイルポンプ 10e が油圧を供給する場合に、電動オイルポンプ 10e が供給する全油圧領域において、バリエータ 20 の第 2 伝達容量が副変速機構 30 の第 1 伝達容量以上となるように、第 1 付勢力及び第 2 付勢力の少なくとも一方を設定する。

[0091] このように構成することにより、コーストストップにより駆動力源が停止し、メカオイルポンプ 10m に代えて電動オイルポンプ 10e が供給する油

圧によりバリエータ 20 及び副変速機構 30 の伝達容量を制御する場合に、電動オイルポンプ 10 e が供給する全油圧領域（最小値 P 1 から最大値 P 2）において、リターンスプリング 140 により締結側に付勢されるバリエータ 20 の第 2 伝達容量が、リターンスプリング 330 により解放側に付勢される摩擦締結要素を備える副変速機構 30 の第 1 伝達容量以上となるので、トルクが入力された場合にも副変速機構 30 の摩擦締結要素がスリップすることによるクラッチフューズが発揮されて、バリエータ 20 の V ベルト 23 のスリップを防止することができる。

[0092] 電動オイルポンプ 10 e が供給可能な油圧の最大値を P 2 とし、電動オイルポンプ 10 e を使用する全油圧領域を最小値 P 1 から最大値 P 2 となるように構成する。これにより、電動オイルポンプ 10 e の供給油圧を最小値 P 1 から最大値 P 2 までの領域で使用する場合、電動オイルポンプ 10 e における全油圧領域においてバリエータ 20 の伝達トルク容量が摩擦締結要素の伝達トルク容量を上回るように制御することができるので、電動オイルポンプ 10 e からどのような油圧を供給しても V ベルト 23 がスリップすることはない。

[0093] または、電動オイルポンプ 10 e の供給可能な油圧の最大値は P 2 としたが、これに限られることはなく、電動オイルポンプ 10 e を使用する全油圧領域を電動オイルポンプ 10 e が供給可能な最大値より低い油圧として P 2 を設定してもよい。すなわち、「 $P 1 < P 2 < \text{電動オイルポンプ 10 e が供給可能な最大値}$ 」となるように設定してもよい。この場合も上記同様、電動オイルポンプ 10 e における全油圧領域においてバリエータ 20 の伝達トルク容量が摩擦締結要素の伝達トルク容量を上回るように制御することができ、電動オイルポンプ 10 e の使用領域において V ベルト 23 がスリップすることはない。

[0094] リターンスプリング 330 の付勢力及びリターンスプリング 140 の付勢力の少なくとも一方が変更可能であるので、電動オイルポンプ 10 e が出力する油圧の上下限值と摩擦締結要素及びバリエータ 20 の伝達トルク容量の

特性に対して、バリエータ 20 の第 2 伝達容量が副変速機構 30 の第 1 伝達容量以上であるように設定することができる。

[0095] 第 2 油圧源である電動オイルポンプ 10 e が発生する油圧の下限值は、副変速機構 30 の摩擦締結要素が締結可能な油圧に設定されるので、摩擦締結要素が解放されることが抑制されて、コーストストップ制御の後の再加速要求時の応答性の向上及びショックの抑制することができる。

[0096] 電動オイルポンプ 10 e が供給する油圧の上限値を、この油圧によるバリエータ 20 の第 2 伝達容量と副変速機構 30 の第 1 伝達容量とが一致する油圧 P 2 以下となるように規制するリリーフバルブ 211 を備えた。このリリーフバルブ 211 により、電動オイルポンプ 10 e が駆動しているときに、油路に供給される油圧の上限が油圧 P 2 に制限される。すなわち、電動オイルポンプ 10 e が油圧 P 2 より大きな油圧を発生可能であっても、油圧 P 2 を超える分はリリーフバルブ 211 によりドレーンされ、油圧 P 2 以上とはならないように制御することができ、バリエータ 20 の V ベルト 23 のスリップを防止することができる。

[0097] リリーフバルブ 211 は、電動オイルポンプ 10 e が供給される油圧が、バリエータ 20 の第 2 伝達容量よりも副変速機構 30 の第 1 伝達容量が大きくなったときに油圧をドレーンするので、バリエータ 20 の第 2 伝達容量よりも副変速機構 30 の第 1 伝達容量が大きくなるように油圧を供給することができる。

[0098] 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。

[0099] 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、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。

- [0100] 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。
- [0101] 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。
- [0102] 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 からの衝撃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 からの衝撃トルクに対して特に効果がある。さらに、変速段を備える副変速機構 30 ではなく、前後進切り替え機構や動力断続のみを行うクラッチ機構のみであってもよい。
- [0103] 本願は、2012 年 12 月 20 日に日本国特許庁に出願された特願 2012-278446 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、プーリに供給される油圧により挟持される動力伝達ベルトの巻掛け径を変更して変速比を変更可能な無段変速機構と、前記無段変速機構に接続され、駆動力源の駆動力を駆動輪へと断続可能に伝達する摩擦締結要素と、
- 車両の走行状態において前記駆動力源を停止するコースストップ制御部と、
- 前記駆動力源により駆動され前記無段変速機構及び前記摩擦締結要素へ油圧を供給する第1油圧源と、
- 前記第1油圧源と並列に配設され、前記無段変速機構及び前記摩擦締結要素へ油圧を供給可能な第2油圧源と、
- 前記摩擦締結要素に配され、前記第1又は第2油圧源からの油圧により得られる第1伝達容量を低減させる方向に働く第1付勢力を有する第1付勢部と、
- 前記無段変速機構に配され、前記第1又は第2油圧源からの油圧により得られる第2伝達容量を増大させる方向に働く第2付勢力を有する第2付勢部と、
- を備え、
- 前記第1付勢力及び第2付勢力の少なくとも一方は、前記駆動力源の駆動力が停止し前記第2油圧源が油圧を供給する場合に、前記第2油圧源が供給する全油圧領域において前記第2伝達容量が前記第1伝達容量以上となるように設定される
- 無段変速機の制御装置。
- [請求項2] 請求項1に記載の無段変速機の制御装置であって、
- 前記第2油圧源が発生する油圧の下限値は、前記副変速機構の摩擦締結要素が締結可能な油圧に設定される
- 無段変速機の制御装置。
- [請求項3] 車両に搭載され、プーリに供給される油圧により挟持される動力伝

達ベルトの巻掛け径を変更して変速比を変更可能な無段変速機構と、前記無段変速機構に接続され、駆動力源の駆動力を駆動輪へと断続可能に伝達する摩擦締結要素と、

前記駆動力源により駆動され前記無段変速機構及び前記摩擦締結要素へ油圧を供給する第1油圧源と、

前記第1油圧源と並列に配設され、前記無段変速機構及び前記摩擦締結要素へ油圧を供給可能な第2油圧源と、

を備え、

車両の走行状態において前記駆動力源を停止するコーストストップ制御と、前記コーストストップ制御の実行中に前記第2油圧源を駆動する制御と、を実行する無段変速機の制御装置において、

前記第2油圧源の吐出油路上に備えられ、前記第2油圧源から供給される油圧を、前記無段変速機構の動力伝達容量と前記摩擦締結要素の動力伝達容量とが一致する油圧以下に規制する規制部を備える無段変速機の制御装置。

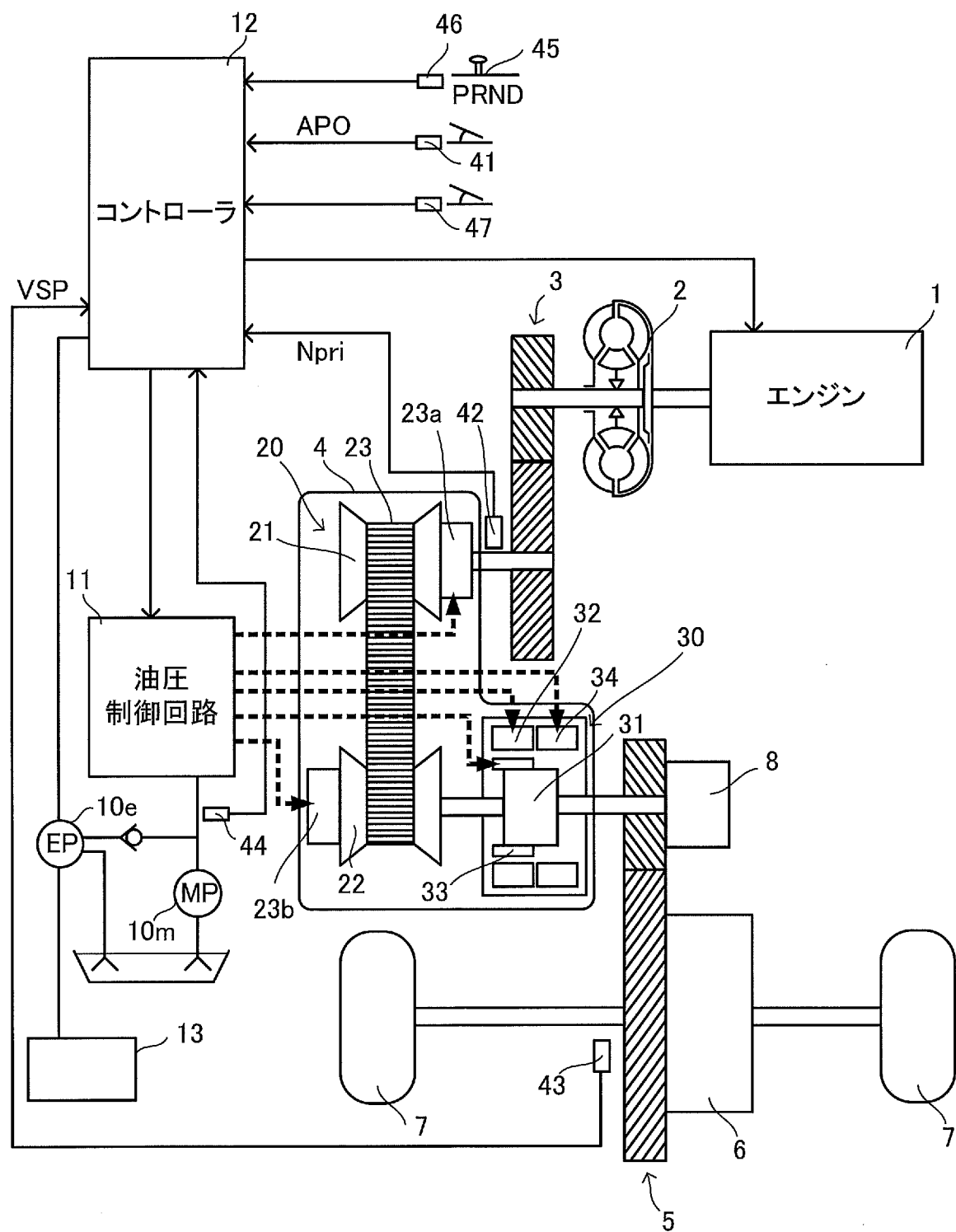
[請求項4]

請求項3に記載の無段変速機の制御装置であって、

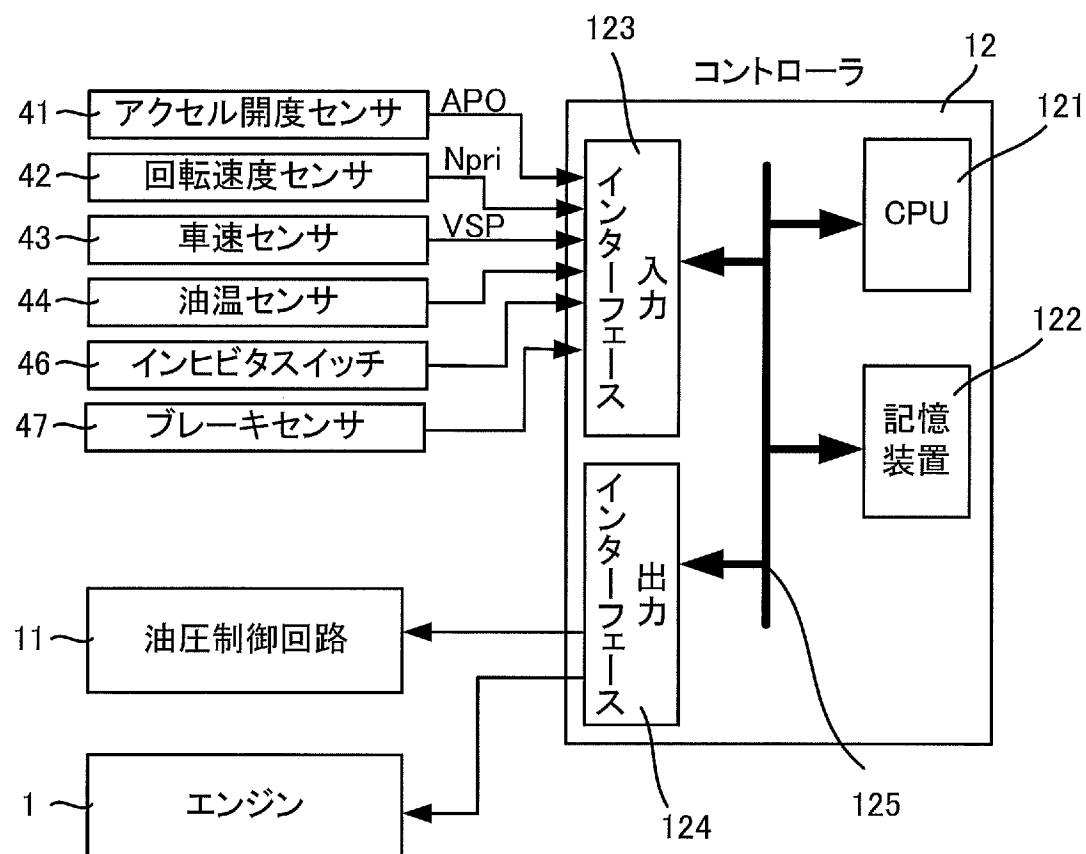
前記規制部はリリーフバルブであって、前記第2油圧源から供給される油圧が、前記無段変速機構の動力伝達容量よりも前記摩擦締結要素の動力伝達容量が大きくなると、前記リリーフバルブが油圧をドレーンする

無段変速機の制御装置。

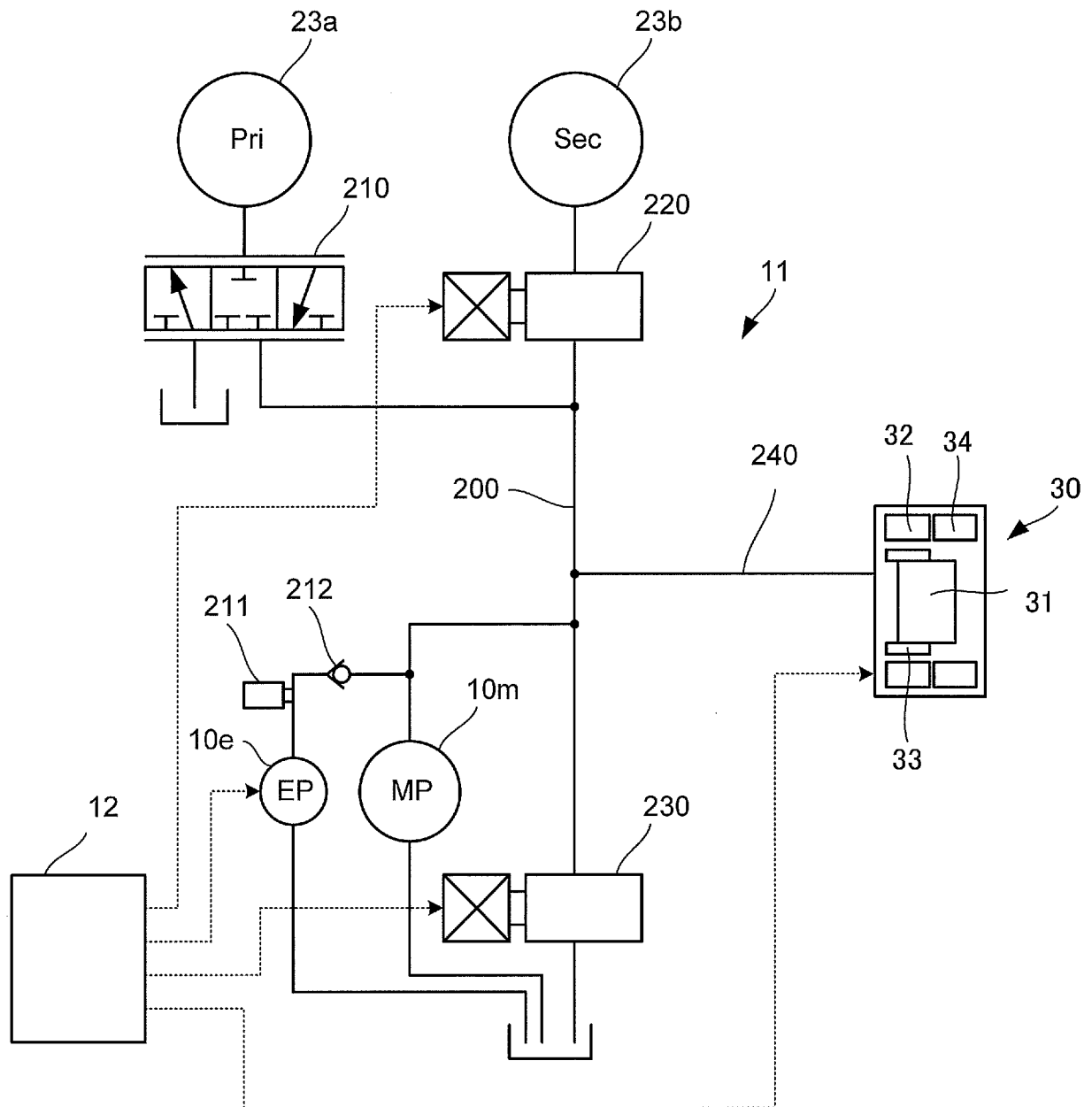
[図1]



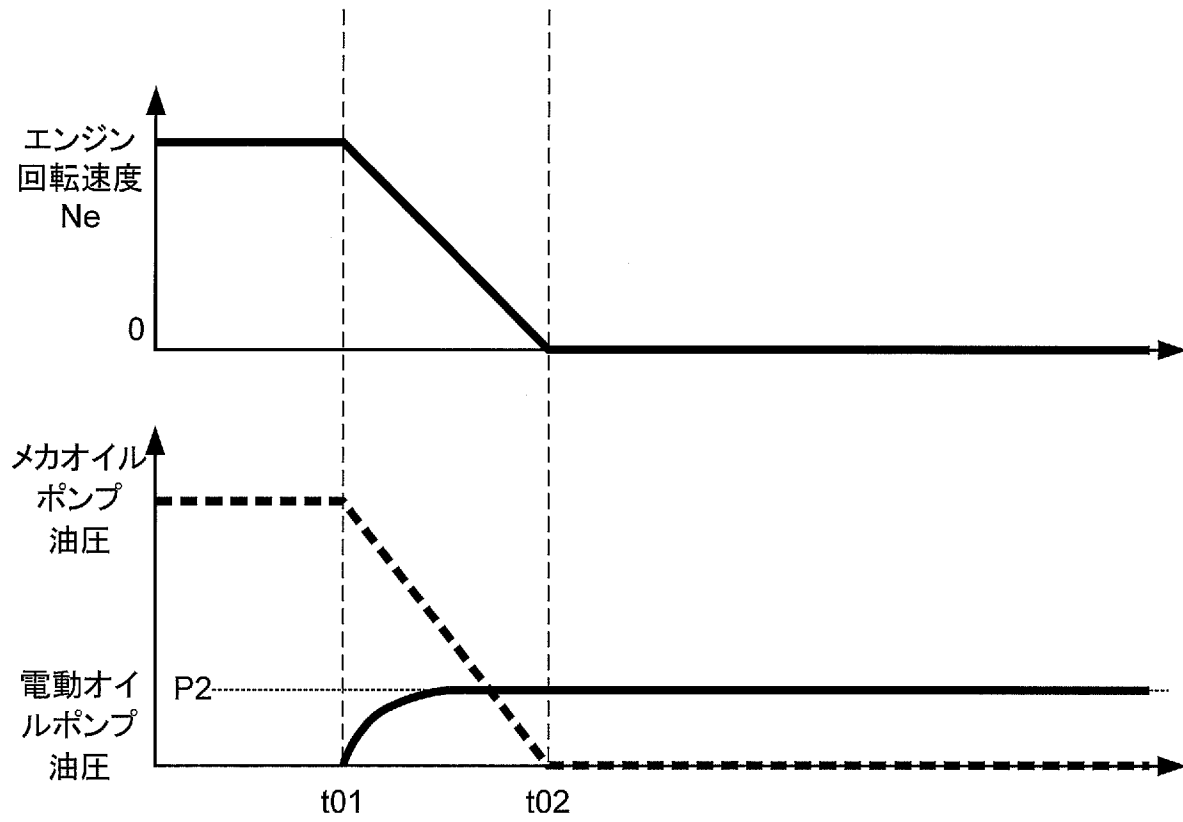
[図2]



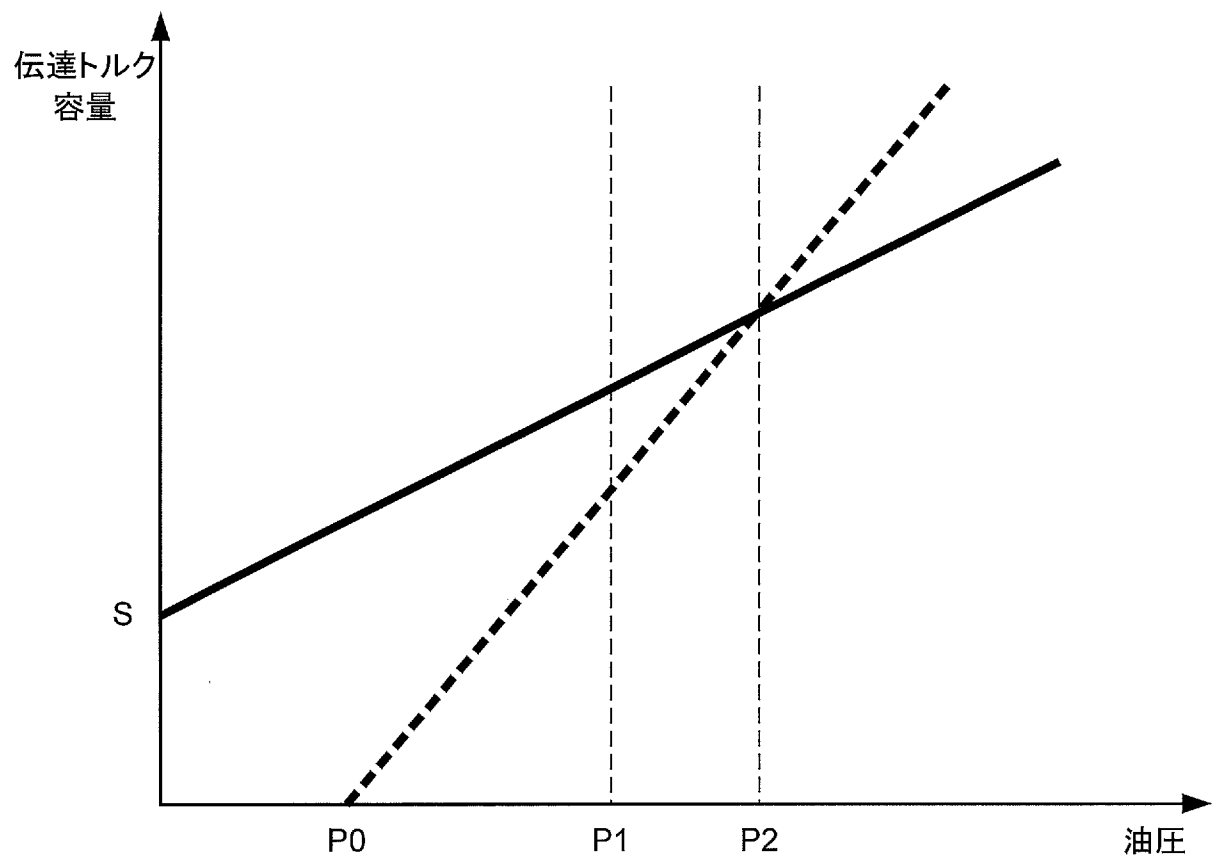
[図3]



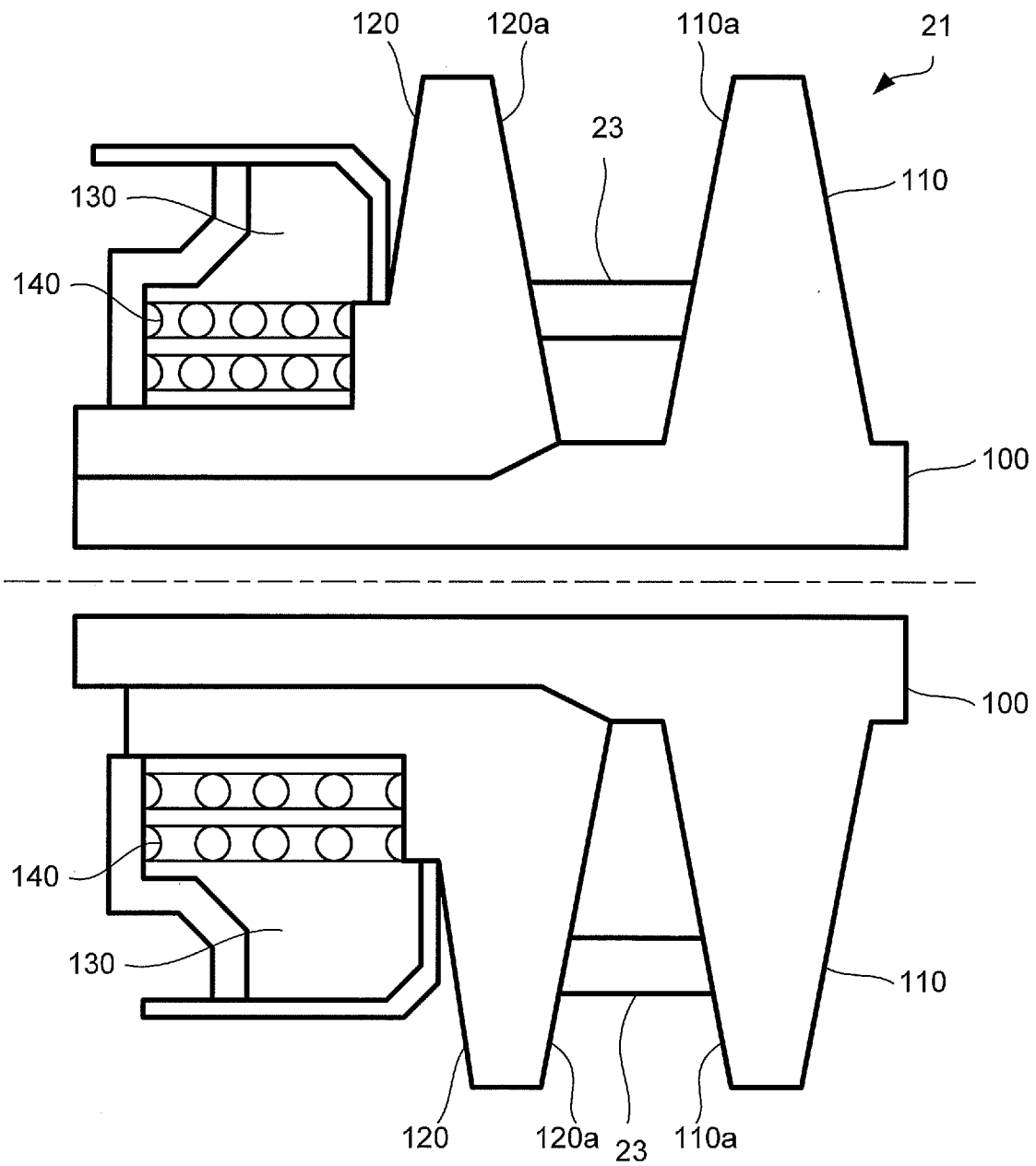
[図4]



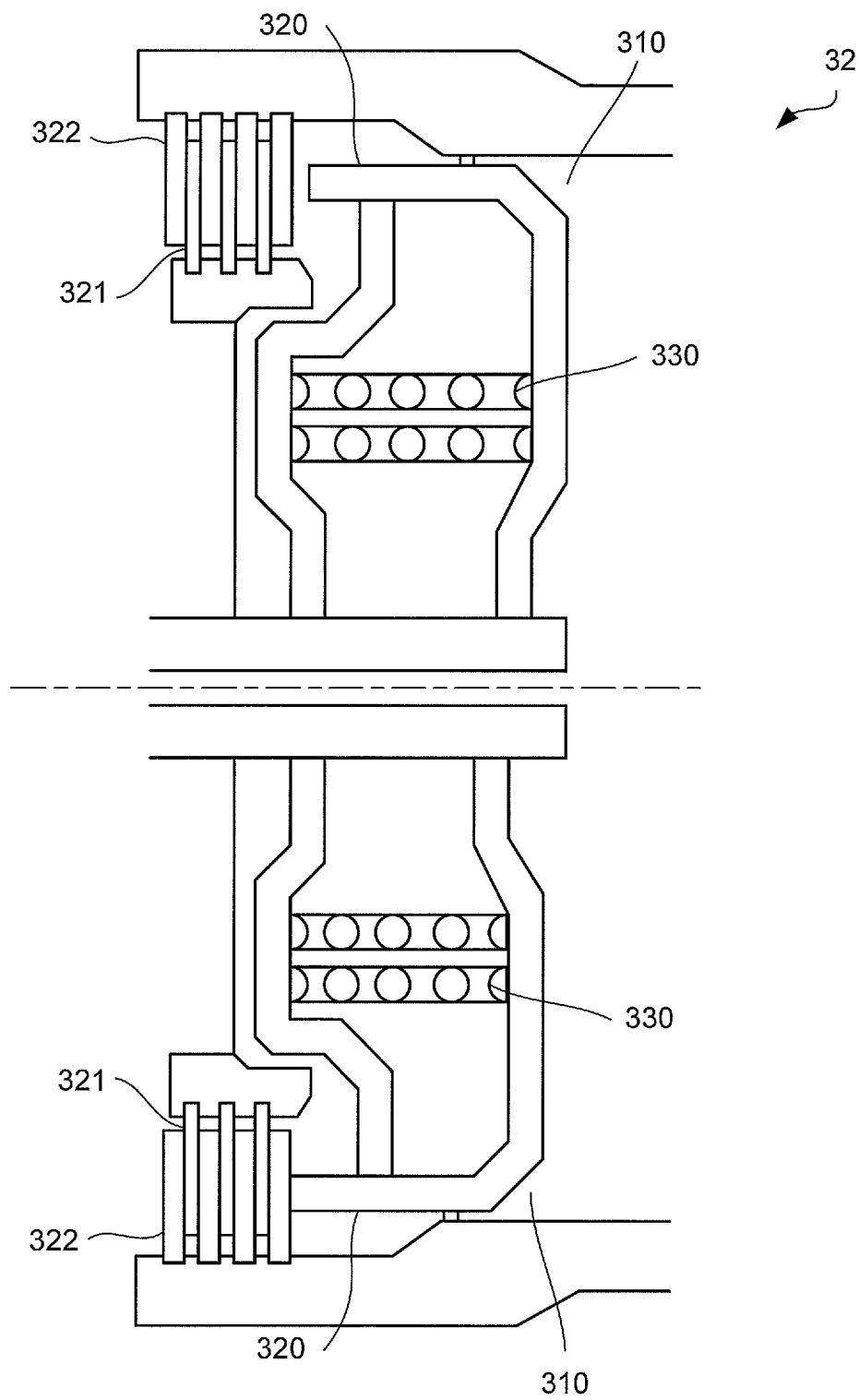
[図5]



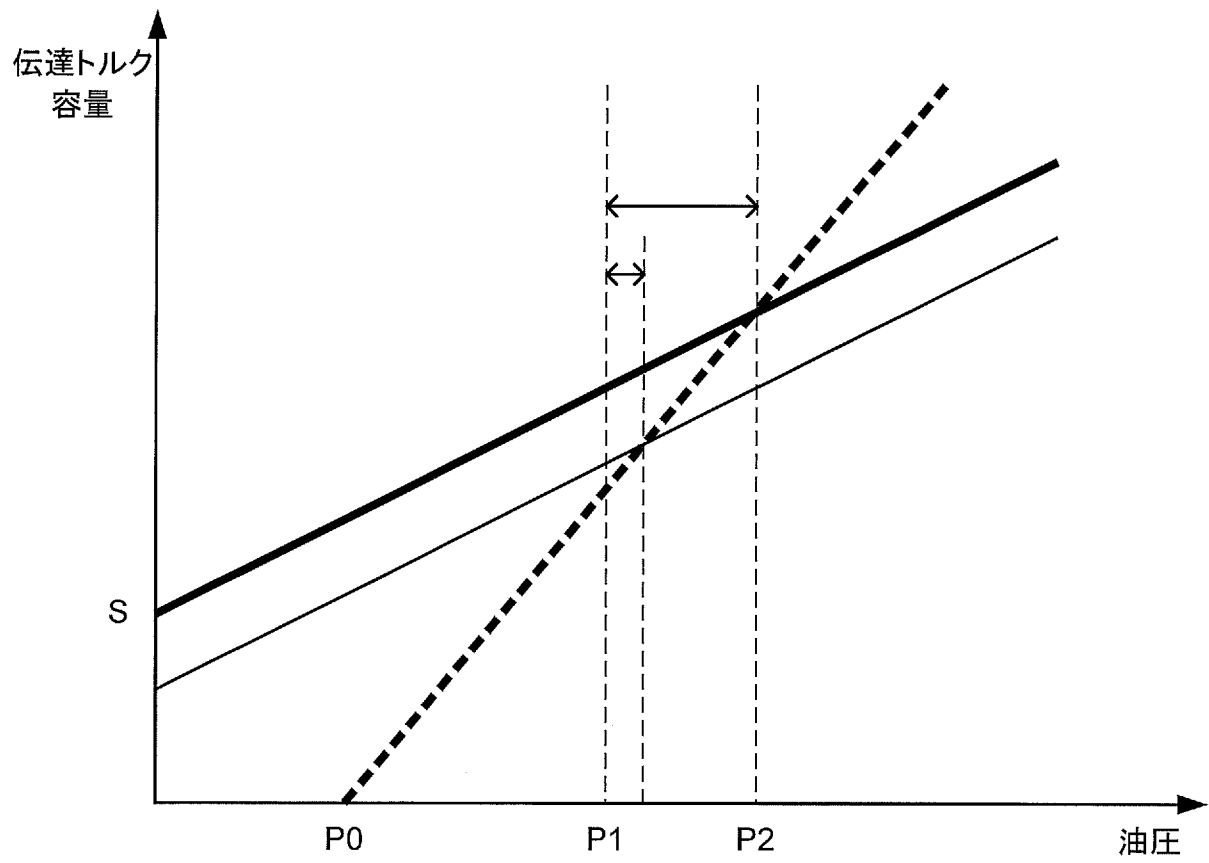
[図6]



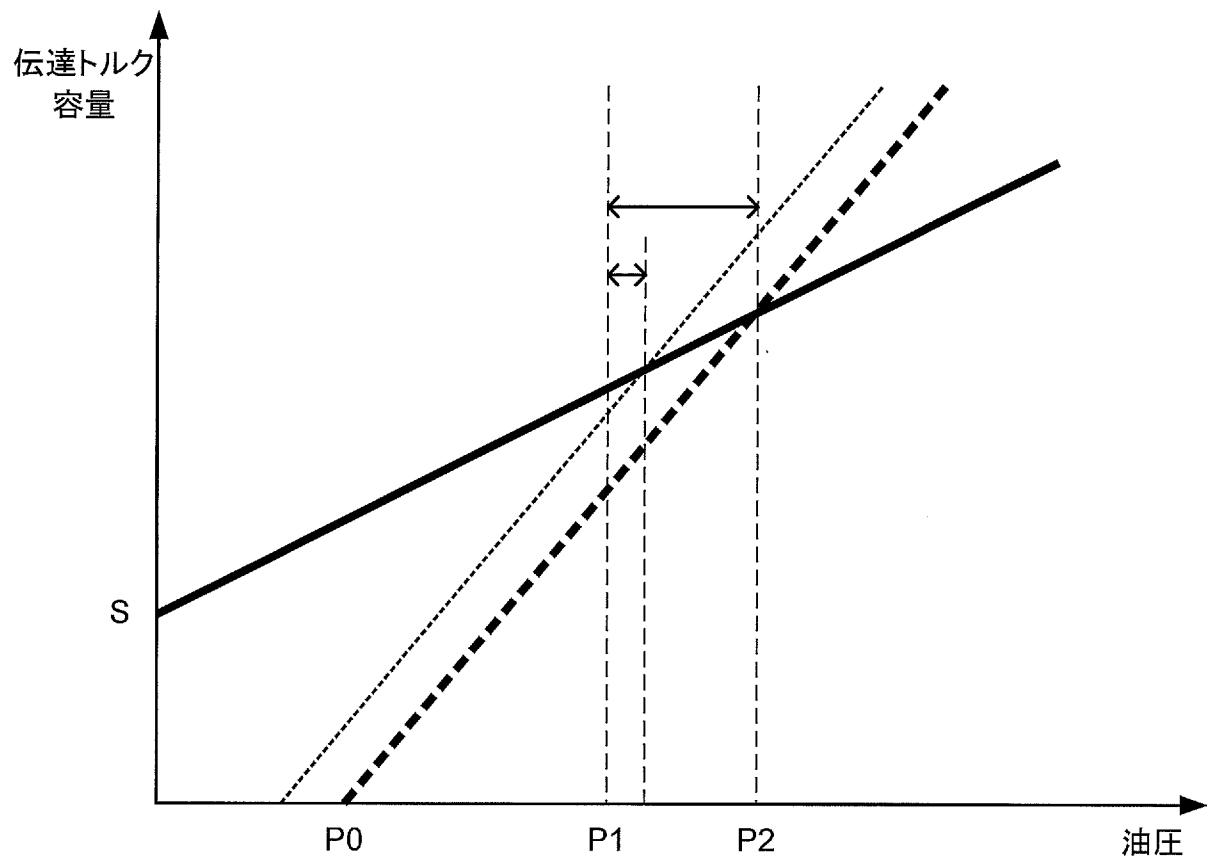
[図7]



[図8]



[図9]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/083002

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H9/18(2006.01)i, F02D29/00(2006.01)i, F02D29/02(2006.01)i, F16H61/02(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)

F16H9/18, F02D29/00, F02D29/02, F16H61/02, 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	1996-2014
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2014	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2014

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 2012-057759 A (JATCO Ltd.), 22 March 2012 (22.03.2012), paragraphs [0004] to [0089]; fig. 1 to 9 & US 2012/0060485 A1 & EP 2428703 A2 & CN 102401120 A	1-4
A	JP 2012-051468 A (JATCO Ltd.), 15 March 2012 (15.03.2012), paragraphs [0005] to [0072]; fig. 1 to 5 & US 2012/0053012 A1 & EP 2426384 A1 & CN 102381306 A	1-4
A	JP 2010-151240 A (Toyota Motor Corp.), 08 July 2010 (08.07.2010), paragraphs [0005] to [0044]; fig. 1 to 4 (Family: none)	1-4

☐ 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
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
18 February, 2014 (18.02.14)

Date of mailing of the international search report
04 March, 2014 (04.03.14)

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. F16H9/18(2006.01)i, F02D29/00(2006.01)i, F02D29/02(2006.01)i, F16H61/02(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. F16H9/18, F02D29/00, F02D29/02, F16H61/02, 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 4 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 4 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 4 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 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 請求項の番号
A	JP 2012-057759 A（ジャトロ株式会社）2012.03.22, 段落【0004】－【0089】、【図1】－【図9】 & US 2012/0060485 A1 & EP 2428703 A2 & CN 102401120 A	1－4
A	JP 2012-051468 A（ジャトロ株式会社）2012.03.15, 段落【0005】－【0072】、【図1】－【図5】 & US 2012/0053012 A1 & EP 2426384 A1 & CN 102381306 A	1－4

☒ 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

1 8 . 0 2 . 2 0 1 4

国際調査報告の発送日

0 4 . 0 3 . 2 0 1 4

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100-8915
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）

上谷 公治

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

3 J

4 1 3 3

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の 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 請求項の番号
A	JP 2010-151240 A (トヨタ自動車株式会社) 2010.07.08, 段落【0005】－【0044】、【図1】－【図4】 (ファミリーなし)	1－4