

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2013-32137
(P2013-32137A)

(43) 公開日 平成25年2月14日(2013.2.14)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
B60W 10/02 (2006.01)	B60K 6/20 360	3D202
B60W 20/00 (2006.01)	B60K 6/48	5H125
B60K 6/48 (2007.10)	B60K 6/547	
B60K 6/547 (2007.10)	B60K 6/20 320	
B60W 10/08 (2006.01)	B60L 11/14	

審査請求 未請求 請求項の数 10 O L (全 27 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2012-13257 (P2012-13257)	(71) 出願人	000100768 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
(22) 出願日	平成24年1月25日 (2012.1.25)		愛知県安城市藤井町高根10番地
(31) 優先権主張番号	特願2011-150169 (P2011-150169)	(74) 代理人	100107308 弁理士 北村 修一郎
(32) 優先日	平成23年7月6日 (2011.7.6)		
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)	(74) 代理人	100120352 弁理士 三宅 一郎
		(74) 代理人	100152087 弁理士 伏木 和博
		(72) 発明者	吉田 高志 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内
		(72) 発明者	白村 陽明 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

最終頁に続く

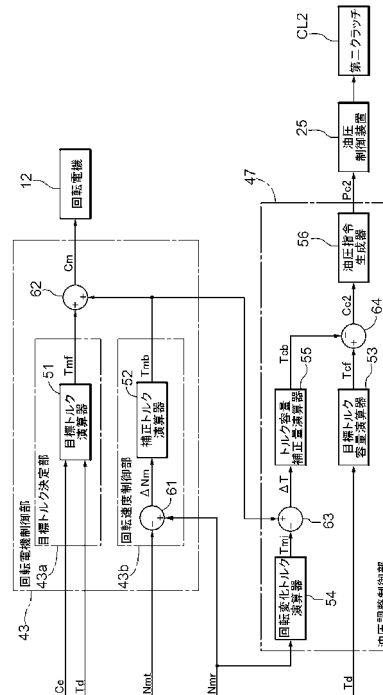
(54) 【発明の名称】 制御装置

(57) 【要約】

【課題】内燃機関のトルクや第一摩擦係合装置の伝達トルク容量の誤差によらずに、第二摩擦係合装置がスリップ係合状態から直結係合状態となる際におけるトルク段差の発生を抑制できる制御装置を実現する。

【解決手段】内燃機関と車輪とを結ぶ動力伝達経路に、第一摩擦係合装置、回転電機12、第二摩擦係合装置CL2の順に備えた車両用駆動装置を制御対象とする制御装置。制御装置は、第二摩擦係合装置CL2のスリップ係合状態で、回転電機12の回転状態を目標回転状態になるように制御する回転状態制御を実行すると共に、第二摩擦係合装置CL2をスリップ係合状態から直結係合状態に移行させる間に、第一摩擦係合装置が直結係合状態へ移行した後の回転状態制御中における回転電機のトルクに基づいて第二摩擦係合装置CL2へ供給する油圧Pc2を制御する油圧調整制御を実行する。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

内燃機関と車輪とを結ぶ動力伝達経路に回転電機が設けられていると共に、前記内燃機関と前記回転電機との間に第一摩擦係合装置、前記回転電機と前記車輪との間に第二摩擦係合装置が設けられた車両用駆動装置を制御対象とする制御装置であって、

前記第一摩擦係合装置の解放状態且つ前記第二摩擦係合装置の係合状態で前記回転電機と前記車輪との間で駆動力が伝達される状態から、前記第一摩擦係合装置の係合状態で前記内燃機関と前記車輪との間で駆動力が伝達される状態へ移行させるときに、

前記第二摩擦係合装置のスリップ係合状態で、前記回転電機の回転状態を目標回転状態になるように制御する回転状態制御を実行すると共に、

前記第二摩擦係合装置をスリップ係合状態から直結係合状態に移行させる間に、前記第一摩擦係合装置が直結係合状態へ移行した後の前記回転状態制御中における前記回転電機のトルクに基づいて前記第二摩擦係合装置へ供給する油圧を制御する油圧調整制御を実行する制御装置。

10

【請求項 2】

前記車輪を駆動するための要求駆動力と前記内燃機関から前記回転電機に伝達されるトルクとの差分に基づいて前記回転電機の目標トルクを決定する目標トルク決定制御を更に実行し、

前記回転状態制御として、前記目標トルクに対して補正トルクを加えて前記回転電機の回転速度を目標回転速度に一致させるように制御する回転速度フィードバック制御を実行し、

20

前記要求駆動力と前記回転速度フィードバック制御の前記補正トルクとに基づいて前記油圧調整制御を実行する請求項 1 に記載の制御装置。

【請求項 3】

前記回転速度フィードバック制御に際して前記目標回転速度に向かって回転速度を変化させるための前記回転電機の回転変化トルク相当分を除外して算出した前記補正トルクに基づいて、前記油圧調整制御を実行する請求項 2 に記載の制御装置。

【請求項 4】

前記油圧調整制御において、前記補正トルクを時間積分した演算値に基づいて前記第二摩擦係合装置の伝達トルク容量を決定し、当該伝達トルク容量に基づいて前記第二摩擦係合装置へ供給する油圧を決定する請求項 2 又は 3 に記載の制御装置。

30

【請求項 5】

前記回転電機の出カトルクを前記目標トルクに一致させるように制御するトルク制御を更に実行可能であり、

前記油圧調整制御の実行中に前記第二摩擦係合装置が直結係合状態になったと判定した場合に、前記回転電機の制御状態を前記回転速度フィードバック制御から前記トルク制御に移行させる請求項 2 から 4 のいずれか一項に記載の制御装置。

【請求項 6】

前記第二摩擦係合装置が直結係合状態になったと判定した際に前記補正トルクがゼロになっていない場合には、前記回転速度フィードバック制御から前記トルク制御への移行に際して、前記回転電機の出カトルクを、前記回転速度フィードバック制御中のトルクから前記目標トルクまで徐々に変化させる移行トルク制御を実行する請求項 5 に記載の制御装置。

40

【請求項 7】

前記第二摩擦係合装置のスリップ係合状態から直結係合状態への移行時を含む当該移行時以前の所定期間に、前記油圧調整制御を実行する請求項 1 から 6 のいずれか一項に記載の制御装置。

【請求項 8】

前記第一摩擦係合装置が直結係合状態へ移行した後、前記第二摩擦係合装置をスリップ係合状態から直結係合状態に移行させるまでの間、継続的に前記油圧調整制御を実行する

50

請求項 1 から 7 のいずれか一項に記載の制御装置。

【請求項 9】

前記内燃機関の停止状態且つ前記第一摩擦係合装置の解放状態から、前記第一摩擦係合装置を係合状態として前記回転電機のトルクにより前記内燃機関を始動させる内燃機関始動制御を更に実行可能であり、

前記内燃機関始動制御の実行に際して前記回転状態制御を実行し、

前記第一摩擦係合装置がスリップ係合状態を経て直結係合状態となった後に前記油圧調整制御を実行する請求項 1 から 8 のいずれか一項に記載の制御装置。

【請求項 10】

前記動力伝達経路に沿って前記回転電機から前記車輪へ向かって車両の前進方向に前記車輪を回転させるための駆動力が伝達される状態を正の駆動伝達状態とし、前記第二摩擦係合装置のスリップ係合状態において前記車輪側の係合部材の回転速度に対して前記回転電機側の係合部材の回転速度が高い状態を正の相対回転状態とし、

前記駆動伝達状態と前記相対回転状態との正負が不一致と判定された場合に、前記油圧調整制御の実行を禁止して前記第二摩擦係合装置へ供給する油圧を実質的にゼロとする請求項 1 から 9 のいずれか一項に記載の制御装置。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

20

本発明は、内燃機関と車輪とを結ぶ動力伝達経路に回転電機が設けられていると共に、内燃機関と回転電機との間に第一摩擦係合装置、回転電機と車輪との間に第二摩擦係合装置が設けられた車両用駆動装置を制御対象とする制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

上記のような車両用駆動装置を制御対象とする制御装置として、特開 2010-149640 号公報（特許文献 1）に記載された装置が既に知られている。以下、この背景技術の欄の説明では、〔 〕内に特許文献 1 における符号（必要に応じて、対応する部材の名称を含む）を引用して説明する。この制御装置は、内燃機関〔エンジン E〕の停止状態且つ第一摩擦係合装置〔第 1 クラッチ CL1〕の解放状態から、第一摩擦係合装置を直結係合状態として回転電機〔モータ MG〕のトルクにより内燃機関を始動させる内燃機関始動制御を実行可能に構成されている。内燃機関始動制御の実行時には、回転電機の回転速度を目標回転速度に一致させる回転速度フィードバック制御が実行され、その際、変速機構〔自動変速機 AT〕内の第二摩擦係合装置〔第 2 クラッチ CL2〕は、スリップ係合状態で所定トルクを伝達するように目標伝達トルク容量〔目標クラッチ伝達トルク指令 TCL2〕が制御される。

30

【0003】

特許文献 1 の制御装置は、回転電機の実トルクと当該回転電機が出力可能な最大トルクとの差分〔トルク偏差量 T〕、又は、第二摩擦係合装置の両側の係合部材間の差回転速度（回転数差 N）に基づいて、第二摩擦係合装置の目標伝達トルク容量を決定するように構成されている。これにより、第二摩擦係合装置の滑り（スリップ）状態を適正化して、第二摩擦係合装置の伝達トルク容量の誤差に起因するトルク変動を抑制できるとされている。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開 2010-149640 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

50

しかし、特許文献1の装置では、上記のような第二摩擦係合装置の目標伝達トルク容量の決定制御は第一摩擦係合装置がスリップ係合状態にある期間にのみ実行され、直結係合状態とされた後は実行されない。特許文献1の装置では、第一摩擦係合装置を所定の伝達トルク容量に制御してスリップ係合状態としているため、第一摩擦係合装置の伝達トルク容量に誤差がある場合には、第二摩擦係合装置がスリップ係合状態から直結係合状態となると共に回転電機の回転速度フィードバック制御を終了してトルク制御を開始する際に、第二摩擦係合装置を介して車輪に伝達されるトルクにトルク段差が生じて車両の乗員にショックを感じさせる可能性がある。また、第一摩擦係合装置がスリップしていない直結係合状態である場合でも、内燃機関の出力トルクに誤差がある場合には、同様の課題が生じる。

10

【0006】

そこで、第一摩擦係合装置の伝達トルク容量の誤差や内燃機関の出力トルクの誤差によらずに、第二摩擦係合装置がスリップ係合状態から直結係合状態となる際におけるトルク段差の発生を抑制できる制御装置の実現が望まれる。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明に係る、内燃機関と車輪とを結ぶ動力伝達経路に回転電機が設けられていると共に、前記内燃機関と前記回転電機との間に第一摩擦係合装置、前記回転電機と前記車輪との間に第二摩擦係合装置が設けられた車両用駆動装置を制御対象とする制御装置の特徴構成は、前記第一摩擦係合装置の解放状態且つ前記第二摩擦係合装置の直結係合状態で前記回転電機と前記車輪との間で駆動力が伝達される状態から、前記第一摩擦係合装置の係合状態で前記内燃機関と前記車輪との間で駆動力が伝達される状態へ移行させるときに、前記第二摩擦係合装置のスリップ係合状態で、前記回転電機の回転状態を目標回転状態になるように制御する回転状態制御を実行すると共に、前記第二摩擦係合装置をスリップ係合状態から直結係合状態に移行させる間に、前記第一摩擦係合装置が直結係合状態へ移行した後の前記回転状態制御中における前記回転電機のトルクに基づいて前記第二摩擦係合装置へ供給する油圧を制御する油圧調整制御を実行する点にある。

20

【0008】

なお、「回転電機」は、モータ（電動機）、ジェネレータ（発電機）、及び必要に応じてモータ及びジェネレータの双方の機能を果たすモータ・ジェネレータのいずれをも含む概念として用いている。

30

また、「解放状態」は、対象となる摩擦係合装置によって係合される2つの係合部材間で回転及び駆動力が伝達されない状態を意味する。「スリップ係合状態」は、2つの係合部材が回転速度差を有する状態で駆動力を伝達可能に係合されている状態を意味する。「直結係合状態」は、2つの係合部材が一体回転する状態で係合されている状態を意味する。なお、「係合状態」は、これらスリップ係合状態及び直結係合状態の双方を含む概念として用いている。

また、「回転状態」は、回転位置、回転速度、及び回転加速度を含む概念として用いている。従って、「回転状態制御」には、回転電機の回転位置を目標回転位置になるように制御する回転位置フィードバック制御、回転電機の回転速度を目標回転速度になるように制御する回転速度フィードバック制御、或いは、回転電機の回転加速度を目標回転加速度になるように制御する回転加速度フィードバック制御等が含まれる。

40

【0009】

内燃機関と回転電機との間で駆動力が伝達されることなく回転電機と車輪との間でのみ駆動力が伝達される状態から、内燃機関と車輪との間で駆動力が伝達される状態へ移行させるときに、第二摩擦係合装置のスリップ係合状態で回転電機の回転状態制御を実行する場合がある。第一摩擦係合装置が直結係合状態へ移行した後の回転電機の回転状態制御では、第一摩擦係合装置の伝達トルク容量の誤差の影響を排除した状態で内燃機関のトルクを回転電機側に伝達することができるが、内燃機関の出力トルク自体が誤差を有することがある。内燃機関の出力トルクに誤差が含まれている場合、当該誤差に起因して回転電機

50

の回転状態は目標回転状態に対して一時的に不一致の状態となるが、回転状態制御の実行により回転電機の出力トルクが逐次増減されて、回転電機の回転状態は目標回転状態に一致する状態となる。この状態で第二摩擦係合装置がスリップ係合状態から直結係合状態へと移行すると、回転電機の回転速度は車輪の回転速度に応じて一意に定まる状態となり、回転電機は所定のトルクを出力する状態となる。この際、第二摩擦係合装置の状態移行の前後で、車輪に伝達されるトルクには、回転状態制御中の出力トルクと第二摩擦係合装置の直結係合状態への移行後の所定のトルクとの差分に応じたトルク段差が生じ得る。

この点、上記の特徴構成によれば、油圧調整制御において第二摩擦係合装置への供給油圧を適切に制御することにより、回転状態制御中における回転電機の出力トルクに基づいて、当該出力トルクを、第二摩擦係合装置の直結係合状態への移行後の所定のトルクに近づけることができる。よって、第二摩擦係合装置がスリップ係合状態から直結係合状態へと移行する際のトルク段差の発生を抑制することができる。

10

【0010】

ここで、前記車輪を駆動するための要求駆動力と前記内燃機関から前記回転電機に伝達されるトルクとの差分に基づいて前記回転電機の目標トルクを決定する目標トルク決定制御を更に実行し、前記回転状態制御として、前記目標トルクに対して補正トルクを加えて前記回転電機の回転速度を目標回転速度に一致させるように制御する回転速度フィードバック制御を実行し、前記要求駆動力と前記回転速度フィードバック制御の前記補正トルクとに基づいて前記油圧調整制御を実行する構成とすると好適である。

20

【0011】

回転電機の制御方式の一態様として、本構成のように目標トルク決定制御と回転速度フィードバック制御とを併用することが可能である。この場合、目標トルク決定制御の実行により決定される目標トルクと、回転速度フィードバック制御の実行により目標トルクに対して加えられる補正トルクとに基づいて、回転電機を制御することになる。この構成によれば、追従性高く回転電機の動作制御を行うことができる。

また、第二摩擦係合装置の制御方式に関しても、一態様として、本構成のように要求駆動力に基づく供給油圧の制御と、回転速度フィードバック制御の補正トルクに基づく供給油圧の制御とを併用することが可能である。要求駆動力と回転速度フィードバック制御の補正トルクとの双方に基づいて油圧調整制御を実行する構成とすることで、追従性高く第二摩擦係合装置の動作制御を行うことができると共に、トルク段差の発生を有効に抑制することができる。

30

【0012】

また、前記回転速度フィードバック制御に際して前記目標回転速度に向かって回転速度を変化させるための前記回転電機の回転変化トルク相当分を除外して算出した前記補正トルクに基づいて、前記油圧調整制御を実行する構成とすると好適である。

【0013】

回転速度フィードバック制御において回転電機の目標トルクに加えるべき補正トルクには、内燃機関のトルクに対する補償分以外にも、目標回転速度に向かって回転電機の回転速度を変化させるための回転変化トルク（イナーシャトルク）が含まれ得る。

この点に鑑み、上記の構成によれば、回転変化トルク相当分を除外して算出した補正トルクを算出するので、油圧調整制御において内燃機関のトルクの誤差による定常的な誤差を反映させて第二摩擦係合装置への供給油圧を適切に決定することができ、トルク段差の発生を有効に抑制することができる。

40

【0014】

また、前記油圧調整制御において、前記補正トルクを時間積分した演算値に基づいて前記第二摩擦係合装置の伝達トルク容量を決定し、当該伝達トルク容量に基づいて前記第二摩擦係合装置へ供給する油圧を決定する構成とすると好適である。

【0015】

この構成のように第二摩擦係合装置へ供給する油圧を決定することで、補正トルクを徐々に小さくしてやがてゼロとすることができる。よって、第二摩擦係合装置のスリップ係

50

合状態から直結係合状態への移行の前後におけるトルク段差の発生を有効に抑制することができる。

また、油圧調整制御を行うことによって第二摩擦係合装置の伝達トルク容量が変化するが、補正トルクを徐々に小さくすることで第二摩擦係合装置の伝達トルク容量も徐々に変化させることができる。従って、第二摩擦係合装置の伝達トルク容量の変化に伴って車輪に伝達される駆動力が変化することを抑制することができ、車両の運転者に違和感を与えることを抑制することができる。

【0016】

ところで、第二摩擦係合装置がスリップ係合状態から直結係合状態になり、回転電機の制御状態が回転速度フィードバック制御からトルク制御に移行する場合には、回転速度フィードバック制御における補正トルクが瞬時的に解消されて、回転電機は目標トルク決定制御の実行により決定された目標トルクを出力する状態となる。このとき、上述したように第二摩擦係合装置の係合状態の移行の前後で、車輪に伝達されるトルクには補正トルク相当分のトルク段差が生じ得る。

10

【0017】

この点に鑑み、前記回転電機の出力トルクを前記目標トルクに一致させるように制御するトルク制御を更に実行可能であり、前記油圧調整制御の実行中に前記第二摩擦係合装置が直結係合状態になったと判定した場合に、前記回転電機の制御状態を前記回転速度フィードバック制御から前記トルク制御に移行させる構成に、本発明を好適に適用することができる。このようにすれば、第二摩擦係合装置の係合状態の移行の前後におけるトルク段差の発生を有効に抑制することができる。

20

【0018】

また、前記第二摩擦係合装置が直結係合状態になったと判定した際に前記補正トルクがゼロになっていない場合には、前記回転速度フィードバック制御から前記トルク制御への移行に際して、前記回転電機の出力トルクを、前記回転速度フィードバック制御中のトルクから前記目標トルクまで徐々に変化させる移行トルク制御を実行する構成とすると好適である。

【0019】

この構成によれば、回転速度フィードバック制御における補正トルクがゼロでない状態で第二摩擦係合装置が直結係合状態になった場合であっても、移行トルク制御により補正トルクを徐々に小さくして回転電機のトルクを目標トルクまで徐々に変化させ、トルク段差の発生を抑制することができる。

30

【0020】

また、前記第二摩擦係合装置のスリップ係合状態から直結係合状態への移行時を含む当該移行時以前の所定期間に、前記油圧調整制御を実行する構成とすると好適である。

【0021】

この構成によれば、第二摩擦係合装置のスリップ係合状態から直結係合状態への移行時以前の所定期間に実行される油圧調整制御により、当該移行時におけるトルク段差の発生を有効に抑制することができる。

【0022】

また、前記第一摩擦係合装置が直結係合状態へ移行した後、前記第二摩擦係合装置をスリップ係合状態から直結係合状態に移行させるまでの間、継続的に前記油圧調整制御を実行する構成とすると好適である。

40

【0023】

この構成によれば、第一摩擦係合装置の直結係合状態への移行時から、第二摩擦係合装置のスリップ係合状態から直結係合状態への移行時までの間の全期間に亘って実行される油圧調整制御により、第二摩擦係合装置の係合状態の移行時におけるトルク段差の発生を有効に抑制することができる。

【0024】

また、前記内燃機関の停止状態且つ前記第一摩擦係合装置の解放状態から、前記第一摩

50

擦係合装置を係合状態として前記回転電機のトルクにより前記内燃機関を始動させる内燃機関始動制御を更に実行可能であり、前記内燃機関始動制御の実行に際して前記回転状態制御を実行し、前記第一摩擦係合装置がスリップ係合状態を経て直結係合状態となった後に前記油圧調整制御を実行する構成とすると好適である。

【0025】

この構成によれば、内燃機関始動制御に際して実行される回転速状態制御により、回転電機のトルクを利用して内燃機関の回転速度を所定速度にまで上昇させて当該内燃機関を適切に始動させることができる。内燃機関の始動前後で第一摩擦係合装置はスリップ係合状態を経て直結係合状態となるが、第一摩擦係合装置の直結係合状態では当該第一摩擦係合装置の伝達トルク容量の誤差の影響を排除した状態で内燃機関のトルクを回転電機側に伝達することができる。その後、第一摩擦係合装置が直結係合状態となった後に油圧調整制御を実行することで、第二摩擦係合装置へ供給する油圧を適切に決定することができ、トルク段差の発生を有効に抑制することができる。

10

【0026】

また、前記動力伝達経路に沿って前記回転電機から前記車輪へ向かって車両の前進方向に前記車輪を回転させるための駆動力が伝達される状態を正の駆動伝達状態とし、前記第二摩擦係合装置のスリップ係合状態において前記車輪側の係合部材の回転速度に対して前記回転電機側の係合部材の回転速度が高い状態を正の相対回転状態とし、前記駆動伝達状態と前記相対回転状態との正負が不一致と判定された場合に、前記油圧調整制御の実行を禁止して前記第二摩擦係合装置へ供給する油圧を実質的にゼロとする構成とすると好適である。

20

【0027】

この構成によれば、第二摩擦係合装置を介して伝達されるトルクの向きが相対回転状態との関係で車両の運転者の意図とは逆向きとなる状況下では油圧調整制御の実行を禁止する。これにより、回転状態制御中における回転電機の出力トルクを油圧調整制御によって誤った方向に補正してしまう不都合を回避することができ、トルク段差の発生を抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【0028】

【図1】実施形態に係る車両用駆動装置及びその制御装置の概略構成を示す模式図である。

30

【図2】油圧調整制御の基本概念を説明するための模式図である。

【図3】回転電機制御部及び油圧調整制御部の詳細構成を示すブロック図である。

【図4】油圧調整制御を実行する際の各部の動作状態の一例を示すタイムチャートである。

【図5】油圧調整制御を実行する際の各部の動作状態の他の一例を示すタイムチャートである。

【図6】油圧調整制御を実行する際の各部の動作状態の他の一例を示すタイムチャートである。

【図7】その他の実施形態に係る制御装置の概略構成を示す模式図である。

40

【図8】油圧調整制御を実行する際の他の実施形態を示すフローチャートである。

【図9】油圧調整制御を実行する際の各部の動作状態の他の一例を示すタイムチャートである。

【発明を実施するための形態】

【0029】

本発明に係る制御装置の実施形態について、図面を参照して説明する。図1に示すように、本実施形態に係る制御装置4は、駆動装置1を制御対象とする駆動装置用ユニットである。ここで、本実施形態に係る駆動装置1は、車輪15の駆動力源として内燃機関11及び回転電機12の双方を備えた車両（ハイブリッド車両）6を駆動するための車両用駆動装置（ハイブリッド車両用駆動装置）である。以下、本実施形態に係る制御装置4につ

50

いて、詳細に説明する。

【0030】

なお、以下の説明では、「駆動連結」とは、2つの回転要素が駆動力を伝達可能に連結された状態を意味し、当該2つの回転要素が一体的に回転するように連結された状態、或いは当該2つの回転要素が一又は二以上の伝動部材を介して駆動力を伝達可能に連結された状態を含む概念として用いている。このような伝動部材としては、回転を同速で又は変速して伝達する各種の部材が含まれ、例えば、軸、歯車機構、ベルト、チェーン等が含まれる。ここで、「駆動力」は「トルク」と同義で用いている。

【0031】

また、「係合圧」は、摩擦係合装置の一方の係合部材と他方の係合部材とを相互に押し付け合う圧力を表す。「解放圧」は、当該摩擦係合装置が定常的に解放状態となる圧を表す。「解放境界圧」は、当該摩擦係合装置が解放状態とスリップ係合状態との境界のスリップ境界状態となる圧（解放側スリップ境界圧）を表す。「係合境界圧」は、当該摩擦係合装置がスリップ係合状態と直結係合状態との境界のスリップ境界状態となる圧（係合側スリップ境界圧）を表す。「完全係合圧」は、当該摩擦係合装置が定常的に直結係合状態となる圧を表す。

【0032】

1. 駆動装置の構成

本実施形態に係る制御装置4による制御対象となる駆動装置1の構成について説明する。本実施形態に係る駆動装置1は、いわゆる1モータパラレル方式のハイブリッド車両用の駆動装置として構成されている。この駆動装置1は、図1に示すように、内燃機関11に駆動連結される入力軸Iと車輪15に駆動連結される出力軸Oとを結ぶ動力伝達経路上に回転電機12を備えていると共に、回転電機12と出力軸Oとの間に变速機構13を備えている。入力軸Iと回転電機12の間には第一クラッチCL1が設けられている。また、变速機構13には後述するように第一クラッチCL1とは別の变速用の第二クラッチCL2が備えられている。これにより、駆動装置1は、入力軸Iと出力軸Oとを結ぶ動力伝達経路に、内燃機関11及び入力軸Iの側からの順に、第一クラッチCL1、回転電機12、及び第二クラッチCL2、を備えている。これらの各構成は、駆動装置ケース（図示せず）内に収容されている。

【0033】

内燃機関11は、機関内部における燃料の燃焼により駆動されて動力を取り出す原動機である。内燃機関11としては、例えば、ガソリンエンジンやディーゼルエンジン等を用いることができる。内燃機関11は入力軸Iと一体回転するように駆動連結されている。本例では、内燃機関11のクランクシャフト等の出力軸が入力軸Iに駆動連結されている。内燃機関11は、第一クラッチCL1を介して回転電機12に駆動連結されている。

【0034】

第一クラッチCL1は、内燃機関11と回転電機12との間の駆動連結を解除可能に設けられている。第一クラッチCL1は、入力軸Iと中間軸M及び出力軸Oとを選択的に駆動連結するクラッチであり、内燃機関切り離し用クラッチとして機能する。第一クラッチCL1としては、湿式多板クラッチや乾式単板クラッチ等を用いることができる。本実施形態では、第一クラッチCL1が本発明における「第一摩擦係合装置」に相当する。

【0035】

回転電機12は、ロータとステータとを有して構成され（図示せず）、電力の供給を受けて動力を発生するモータ（電動機）としての機能と、動力の供給を受けて電力を発生するジェネレータ（発電機）としての機能とを果たすことが可能とされている。回転電機12のロータは中間軸Mと一体回転するように駆動連結されている。回転電機12は、インバータ装置27を介して蓄電装置28に電氣的に接続されている。蓄電装置28としては、バッテリーやキャパシタ等を用いることができる。回転電機12は、蓄電装置28から電力の供給を受けて力行し、或いは、内燃機関11が出力するトルクや車両6の慣性力により発電した電力を蓄電装置28に供給して蓄電させる。中間軸Mは、变速機構13に駆動

連結されている。すなわち、回転電機 12 のロータの出力軸（ロータ出力軸）としての中間軸 M は、変速機構 13 の入力軸（変速入力軸）となっている。

【0036】

変速機構 13 は、本実施形態では、変速比の異なる複数の変速段を切替可能に有する自動有段変速機構である。変速機構 13 は、これら複数の変速段を形成するために、遊星歯車機構等の歯車機構と、この歯車機構の回転要素の係合又は解放を行い、変速段を切り替えるためのクラッチやブレーキ等の複数の摩擦係合装置とを備えている。ここでは、変速機構 13 は変速用の複数の摩擦係合装置のうちの一つとして、第二クラッチ CL2 を備えている。本実施形態では、第二クラッチ CL2 は、湿式多板クラッチとして構成されている。第二クラッチ CL2 は、中間軸 M と変速機構 13 内に設けられた変速中間軸 S とを選択的に駆動連結する。本実施形態においては、第二クラッチ CL2 が本発明における「第二摩擦係合装置」に相当する。変速中間軸 S は、変速機構 13 内の他のクラッチ等や軸部材を介して出力軸 O に駆動連結されている。

10

【0037】

変速機構 13 は、複数のクラッチ等の係合状態に応じて形成される各変速段についてそれぞれ設定された所定の変速比に基づいて、中間軸 M の回転速度を変速するとともにトルクを変換して出力軸 O に伝達する。変速機構 13 から出力軸 O に伝達されたトルクは、出力用差動歯車装置 14 を介して左右 2 つの車輪 15 に分配されて伝達される。これにより、駆動装置 1 は、内燃機関 11 及び回転電機 12 の一方又は双方のトルクを車輪 15 に伝達して車両 6 を走行させることができる。

20

【0038】

本実施形態においては、駆動装置 1 は、中間軸 M に駆動連結されたオイルポンプ（図示せず）を備えている。オイルポンプは、駆動装置 1 の各部に油を供給するための油圧源として機能する。オイルポンプは、回転電機 12 及び内燃機関 11 の一方又は双方の駆動力により駆動されて作動し、油圧を発生させる。オイルポンプからの油は、油圧制御装置 25 により所定油圧に調整されてから、第一クラッチ CL1 や第二クラッチ CL2 等に供給される。このオイルポンプとは別に、専用の駆動モータを有するオイルポンプを備えた構成としても良い。

【0039】

図 1 に示すように、この駆動装置 1 が搭載された車両 6 の各部には、複数のセンサ Se1 ~ Se5 が備えられている。入力軸回転速度センサ Se1 は、入力軸 I の回転速度を検出するセンサである。入力軸回転速度センサ Se1 により検出される入力軸 I の回転速度は、内燃機関 11 の回転速度に等しい。中間軸回転速度センサ Se2 は、中間軸 M の回転速度を検出するセンサである。中間軸回転速度センサ Se2 により検出される中間軸 M の回転速度は、回転電機 12 のロータの回転速度に等しい。出力軸回転速度センサ Se3 は、出力軸 O の回転速度を検出するセンサである。制御装置 4 は、出力軸回転速度センサ Se3 により検出される出力軸 O の回転速度に基づいて、車両 6 の走行速度である車速を導出することもできる。

30

【0040】

アクセル開度検出センサ Se4 は、アクセルペダル 17 の操作量を検出することによりアクセル開度を検出するセンサである。充電状態検出センサ Se5 は、SOC (state of charge: 充電状態) を検出するセンサである。制御装置 4 は、充電状態検出センサ Se5 により検出される SOC に基づいて蓄電装置 28 の蓄電量を導出することもできる。これらの各センサ Se1 ~ Se5 による検出結果を示す情報は、制御装置 4 へ出力される。

40

【0041】

2. 制御装置の構成

本実施形態に係る制御装置 4 の構成について説明する。図 1 に示すように、本実施形態に係る制御装置 4 は、駆動装置制御ユニット 40 を備えている。駆動装置制御ユニット 40 は、主に回転電機 12、第一クラッチ CL1、及び変速機構 13 を制御する。また、車両 6 には、駆動装置制御ユニット 40 とは別に、主に内燃機関 11 を制御する内燃機関制

50

御ユニット 30 が備えられている。

【0042】

内燃機関制御ユニット 30 と駆動装置制御ユニット 40 とは、互いに情報の受け渡しを行うことができるように構成されている。また、内燃機関制御ユニット 30 及び駆動装置制御ユニット 40 に備えられる各機能部も、互いに情報の受け渡しを行うことができるように構成されている。また、内燃機関制御ユニット 30 及び駆動装置制御ユニット 40 は、各センサ $S e 1 \sim S e 5$ による検出結果の情報を取得可能に構成されている。

【0043】

内燃機関制御ユニット 30 は、内燃機関制御部 31 を備えている。

内燃機関制御部 31 は、内燃機関 11 の動作制御を行う機能部である。内燃機関制御部 31 は、内燃機関 11 の出力トルク（内燃機関トルク $T e$ ）及び回転速度の制御目標としての目標トルク及び目標回転速度を決定し、この制御目標に応じて内燃機関 11 を動作させる。本実施形態では、内燃機関制御部 31 は、車両 6 の走行状態に応じて内燃機関 11 のトルク制御及び回転速度制御を切り替えることが可能である。トルク制御は、内燃機関 11 に目標トルクを指令し、内燃機関トルク $T e$ をその目標トルクに一致させる（追従させる）制御である。回転速度制御は、内燃機関 11 に目標回転速度を指令し、内燃機関 11 の回転速度をその目標回転速度に一致させるように出力トルクを決定する制御である。

【0044】

駆動装置制御ユニット 40 は、走行モード決定部 41、要求トルク決定部 42、回転電機制御部 43、第一クラッチ動作制御部 44、変速機構動作制御部 45、始動制御部 46、及び油圧調整制御部 47 を備えている。

【0045】

走行モード決定部 41 は、車両 6 の走行モードを決定する機能部である。走行モード決定部 41 は、例えば出力軸回転速度センサ $S e 3$ の検出結果に基づいて導出される車速や、アクセル開度検出センサ $S e 4$ により検出されるアクセル開度、充電状態検出センサ $S e 5$ の検出結果に基づいて導出される蓄電装置 28 の蓄電量等に基づいて、駆動装置 1 が実現すべき走行モードを決定する。その際、走行モード決定部 41 は、メモリ等の記録装置に記憶して備えられたモード選択マップ（図示せず）を参照する。

【0046】

本例では、走行モード決定部 41 が選択可能な走行モードには、電動走行モード、パラレル走行モード、及びスリップ走行モード（第一スリップ走行モードと第二スリップ走行モードを含む）が含まれる。電動走行モードでは、第一クラッチ $C L 1$ が解放状態とされ、回転電機 12 と車輪 15 との間で駆動力が伝達される状態で、回転電機 12 の出力トルク（回転電機トルク $T m$ ）のみにより車両 6 を走行させる。パラレル走行モードでは、第一クラッチ $C L 1$ 及び第二クラッチ $C L 2$ の双方が直結係合状態とされ、内燃機関 11 と車輪 15 との間で駆動力が伝達される状態で、少なくとも内燃機関トルク $T e$ により車両 6 を走行させる。

【0047】

スリップ走行モードでは、第二クラッチ $C L 2$ がスリップ係合状態とされ、少なくとも内燃機関トルク $T e$ が車輪 15 に伝達されている状態で車両 6 を走行させる。このとき第一クラッチ $C L 1$ は、第一スリップ走行モードではスリップ係合状態とされ、第二スリップ走行モードでは直結係合状態とされる。パラレル走行モードやスリップ走行モードでは、回転電機 12 は、必要に応じて正の回転電機トルク $T m$ (> 0) を出力して内燃機関トルク $T e$ による駆動力を補助し、或いは負の回転電機トルク $T m$ (< 0) を出力して内燃機関トルク $T e$ によって発電する。なお、ここで説明したモードは一例であり、これら以外の各種モードを備える構成を採用することも可能である。

【0048】

要求トルク決定部 42 は、車両 6 を駆動するために必要とされる車両要求トルク $T d$ を決定する機能部である。要求トルク決定部 42 は、出力軸回転速度センサ $S e 3$ の検出結果に基づいて導出される車速と、アクセル開度検出センサ $S e 4$ により検出されるアクセ

10

20

30

40

50

ル開度とに基づいて、所定のマップ（図示せず）を参照する等して車両要求トルク T_d を決定する。本実施形態では、車両要求トルク T_d が本発明における「要求駆動力」に相当する。決定された車両要求トルク T_d は、内燃機関制御部31、回転電機制御部43、及び油圧調整制御部47等に出力される。

【0049】

回転電機制御部43は、回転電機12の動作制御を行う機能部である。回転電機制御部43は、回転電機トルク T_m 及び回転速度の制御目標としての目標トルク及び目標回転速度を決定し、この制御目標に応じて回転電機12を動作させる。本実施形態では、回転電機制御部43は、車両6の走行状態に応じて回転電機12のトルク制御及び回転速度制御を切り替えることが可能である。

10

【0050】

回転電機制御部43は、このようなトルク制御及び回転速度制御を実行可能とするべく、目標トルク決定部43aと回転速度制御部43bとを備えている。目標トルク決定部43aは、回転電機12の目標トルク T_{mf} を決定する機能部である。そして、回転電機制御部43は、目標トルク決定部43aにより決定された目標トルク T_{mf} を回転電機12に指令し、回転電機トルク T_m をその目標トルク T_{mf} に一致させるようにフィードフォワード的に回転電機12のトルク制御を実行することが可能である。回転速度制御部43bは、回転電機12に目標回転速度 N_{mt} を指令し、回転電機12の回転速度をその目標回転速度 N_{mt} に一致させるように出力トルクを決定する回転速度制御を実行する機能部である。本実施形態においては、このような回転電機12の回転速度制御が本発明における「回転速度フィードバック制御」及び「回転状態制御」に相当する。なお、回転電機制御部43は、目標トルク決定部43aと回転速度制御部43bとを協働的に働かせて、回転電機トルク T_m をフィードフォワード的に制御しつつ回転電機12の回転速度をフィードバック的に制御することも可能である。

20

【0051】

第一クラッチ動作制御部44は、第一クラッチ $CL1$ の動作を制御する機能部である。第一クラッチ動作制御部44は、油圧制御装置25を介して第一クラッチ $CL1$ に供給される油圧を制御し、第一クラッチ $CL1$ の係合圧を制御することにより、当該第一クラッチ $CL1$ の動作を制御する。例えば、第一クラッチ動作制御部44は、第一クラッチ $CL1$ に対する油圧指令値を出力し、油圧制御装置25を介して第一クラッチ $CL1$ への供給油圧を解放境界圧未満とすることにより、第一クラッチ $CL1$ を解放状態とする。また、第一クラッチ動作制御部44は、油圧制御装置25を介して第一クラッチ $CL1$ への供給油圧を係合境界圧以上とすることにより、第一クラッチ $CL1$ を直結係合状態とする。また、第一クラッチ動作制御部44は、油圧制御装置25を介して第一クラッチ $CL1$ への供給油圧を、解放境界圧以上係合境界圧未満のスリップ係合圧とすることにより、第一クラッチ $CL1$ をスリップ係合状態とする。

30

【0052】

第一クラッチ $CL1$ のスリップ係合状態では、入力軸 I と中間軸 M とが相対回転する状態で、これらの中で駆動力が伝達される。なお、第一クラッチ $CL1$ の直結係合状態又はスリップ係合状態で伝達可能なトルクの大きさは、第一クラッチ $CL1$ のその時点での係合圧に応じて決まる。このときのトルクの大きさを、第一クラッチ $CL1$ の「伝達トルク容量 T_{c1} 」とする。本実施形態では、第一クラッチ動作制御部44は、第一クラッチ $CL1$ に対する油圧指令値に応じて比例ソレノイド等で第一クラッチ $CL1$ への供給油量及び供給油圧の大きさを連続的に制御することにより、係合圧及び伝達トルク容量 T_{c1} の増減を連続的に制御可能である。なお、第一クラッチ $CL1$ のスリップ係合状態で当該第一クラッチ $CL1$ を介して伝達されるトルクの伝達方向は、入力軸 I と中間軸 M との間の相対回転の向きに応じて決まる。つまり、入力軸 I の回転速度が中間軸 M の回転速度よりも高い場合には、第一クラッチ $CL1$ を介して入力軸 I 側から中間軸 M 側にトルクが伝達され、入力軸 I の回転速度が中間軸 M の回転速度よりも低い場合には、第一クラッチ $CL1$ を介して中間軸 M 側から入力軸 I 側にトルクが伝達される。

40

50

【 0 0 5 3 】

また、本実施形態では、第一クラッチ動作制御部 4 4 は、車両 6 の走行状態に応じて第一クラッチ C L 1 のトルク容量制御及び回転速度制御を切り替えることが可能である。トルク容量制御は、第一クラッチ C L 1 の伝達トルク容量 T c 1 を所定の目標伝達トルク容量に一致させる制御である。回転速度制御は、第一クラッチ C L 1 の一方の係合部材に連結された回転部材（本例では、入力軸 I ）の回転速度と他方の係合部材に連結された回転部材（本例では、中間軸 M ）の回転速度との間の回転速度差を所定の目標差回転速度に一致させるように、第一クラッチ C L 1 への油圧指令値又は第一クラッチ C L 1 の目標伝達トルク容量を決定する制御である。第一クラッチ C L 1 の回転速度制御では、例えば中間軸 M の回転速度が所定値に制御された状態で上記回転速度差を所定の目標差回転速度に一致させることで、入力軸 I の回転速度を所定の目標回転速度に一致させるように制御することが可能である。

10

【 0 0 5 4 】

変速機構動作制御部 4 5 は、変速機構 1 3 の動作を制御する機能部である。変速機構動作制御部 4 5 は、アクセル開度及び車速に基づいて目標変速段を決定すると共に、変速機構 1 3 に対して決定された目標変速段を形成させる制御を行う。その際、変速機構動作制御部 4 5 は、メモリ等の記録装置に記憶して備えられた変速マップ（図示せず）を参照する。変速マップは、アクセル開度及び車速に基づくシフトスケジュールを設定したマップである。変速機構動作制御部 4 5 は、決定された目標変速段に基づいて、変速機構 1 3 内に備えられる所定のクラッチ及びブレーキ等への供給油圧を制御して目標変速段を形成する。

20

【 0 0 5 5 】

上記のとおり、変速機構 1 3 には変速用の第二クラッチ C L 2 が備えられている。この第二クラッチ C L 2 は、例えば同じく変速機構 1 3 に備えられる所定のブレーキと協働して第 1 速段を形成する。この第二クラッチ C L 2 も、当然に変速機構動作制御部 4 5 の制御対象に含まれる。ここでは、第二クラッチ C L 2 の動作を制御する機能部を、特に第二クラッチ動作制御部 4 5 a とする。第二クラッチ動作制御部 4 5 a は、油圧制御装置 2 5 を介して第二クラッチ C L 2 に供給される油圧を制御し、第二クラッチ C L 2 の係合圧を制御することにより、当該第二クラッチ C L 2 の係合状態を制御する。第二クラッチ動作制御部 4 5 a による第二クラッチ C L 2 の動作制御に関しては、制御対象及びそれに付随する事項が一部異なるだけで、第一クラッチ動作制御部 4 4 による第一クラッチ C L 1 の動作制御と基本的には同様である。

30

【 0 0 5 6 】

始動制御部 4 6 は、内燃機関始動制御を実行する機能部である。始動制御部 4 6 は、例えば電動走行モードでの走行中に内燃機関始動条件が成立した場合に内燃機関始動制御を実行する。内燃機関始動条件は、停止状態にある内燃機関 1 1 を始動させるための条件であり、車両 6 が内燃機関 1 1 のトルクを必要とする状況となった場合に成立する。例えば電動走行モードでの走行中に運転者がアクセルペダル 1 7 を強く踏み込む等して、回転電機トルク T m のみでは車両要求トルク T d に応じたトルクが得られない状態となった場合等に内燃機関始動条件が成立する。本実施形態では、始動制御部 4 6 は、内燃機関始動制御において、回転電機 1 2 のトルクにより入力軸 I の回転速度を上昇させて、停止状態にある内燃機関 1 1 を始動させる。その際、始動制御部 4 6 は、第一クラッチ C L 1 を解放状態からスリップ係合状態を経て最終的には直結係合状態とする。この内燃機関始動制御の実行中、回転速度制御部 4 3 b は回転速度制御を実行し、決定された目標回転速度 N m t に一致するように回転電機 1 2 の回転速度をフィードバック制御する。

40

【 0 0 5 7 】

すなわち、内燃機関始動制御では、始動制御部 4 6 は、第一クラッチ動作制御部 4 4 を介して第一クラッチ C L 1 の係合圧及び伝達トルク容量 T c 1 を所定値まで上昇させることで、当該第一クラッチ C L 1 を介して伝達される回転電機 1 2 のトルクにより入力軸 I 及び内燃機関 1 1 の回転速度を上昇させる。停止状態にある内燃機関 1 1 には慣性モーメ

50

ントに起因する負荷トルクが作用するので、第一クラッチCL1の係合圧及び伝達トルク容量 T_{c1} の上昇に伴って回転電機12に対する負荷も大きくなる。この場合であっても回転速度制御部43bは回転速度制御を実行しているので、内燃機関11の負荷トルクに抗する正方向の回転電機トルク T_m を、回転電機12が出力可能な最大トルクの範囲内で出力させて目標回転速度 N_{mt} を達成しつつ入力軸I及び内燃機関11の回転速度を上昇させる。なお、このとき回転電機12に対する負荷に起因してその回転速度に変動が生じた際に、当該回転電機12の回転速度を目標回転速度 N_{mt} に向かって変化させるためのトルク（イナーシャトルク）を、本願では「回転変化トルク T_{mi} 」と称する。

【0058】

内燃機関11の回転速度がゼロから上昇し、やがて所定の点火回転速度 N_f （図4を参照）以上となると、内燃機関制御部31は、内燃機関11に点火可能であると判定し、内燃機関制御部31を介して内燃機関11を始動させる。なお、本実施形態では、点火回転速度 N_f は、内燃機関11に点火して始動可能な回転速度（例えば、アイドリング時の回転速度）に設定されている。

10

【0059】

内燃機関始動制御中は、内燃機関制御部31は内燃機関11をトルク制御し、第一クラッチ動作制御部44は、内燃機関11と回転電機12とが同期して直結係合状態となるまではスリップ係合状態にある第一クラッチCL1をトルク制御する。回転速度制御部43bは上記のとおり回転電機12を回転速度制御し、第二クラッチ動作制御部45aは基本的には第二クラッチCL2をトルク容量制御する。但し、本実施形態では、第二クラッチCL2は、第一クラッチCL1が直結係合状態となった後は、油圧調整制御部47による油圧調整制御の対象となる。

20

【0060】

本実施形態では、内燃機関制御部31は、車両要求トルク T_d から回転電機12の目標トルクを減算した値を始動後の目標トルクに設定し、内燃機関トルク T_e がその目標トルクに一致するように内燃機関11をトルク制御する。なお、回転電機12が発電を行う場合には、内燃機関制御部31は、車両要求トルク T_d と発電に必要なトルク（発電トルク）との加算値を始動後の目標トルクに設定し、内燃機関トルク T_e がその目標トルクに一致するように内燃機関11をトルク制御する。

【0061】

第一クラッチ動作制御部44は、内燃機関11の点火前は、内燃機関11の回転速度を上昇させるためのトルクを目標伝達トルク容量に設定し、第一クラッチCL1の伝達トルク容量 T_{c1} がその目標伝達トルク容量に一致するように第一クラッチCL1をトルク容量制御する。第一クラッチ動作制御部44は、内燃機関11の点火後は、第一クラッチCL1のスリップ係合状態で内燃機関11の目標トルクを目標伝達トルク容量に設定し、第一クラッチCL1の伝達トルク容量 T_{c1} がその目標伝達トルク容量に一致するように第一クラッチCL1をトルク容量制御する。なお、第一クラッチCL1が直結係合状態となった後（例えば、油圧調整制御中）は、内燃機関トルク T_e がそのまま回転電機12側に伝達される。

30

【0062】

第二クラッチ動作制御部45aは、第二クラッチCL2のスリップ係合状態で基本的には車両要求トルク T_d に応じたトルクを目標伝達トルク容量に設定し、第二クラッチCL2の伝達トルク容量 T_{c2} がその目標伝達トルク容量に一致するように第二クラッチCL2をトルク容量制御する。なお、第二クラッチCL2が直結係合状態となった後は、回転電機12の回転速度は車輪15の回転速度に応じて一意に定まる状態となり、もはや回転速度制御を維持できなくなる。この場合、回転電機制御部43は、目標トルク決定部43aにより決定された目標トルク T_{mf} を出力させるように回転電機12をトルク制御する。

40

【0063】

このように本実施形態では、内燃機関始動制御中、第二クラッチCL2は、基本的には

50

スリップ係合状態とされると共に第二クラッチ動作制御部 45 a により伝達トルク容量 $T_c 2$ が車両要求トルク T_d に応じたトルクとなるように制御される。これにより、内燃機関始動制御に伴うトルク変動が出力軸 O に伝達されて車両 6 の乗員にショックを与えることを抑制しつつ、車両要求トルク T_d を満足させて適切に車両 6 を駆動することができる。内燃機関 11 が安定的に自立運転を継続できるようになると、第二クラッチ C L 2 はスリップ係合状態から直結係合状態へと移行される。

【0064】

ところで、内燃機関始動制御中における回転電機 12 の目標トルク T_{mf} は、車両要求トルク T_d から内燃機関 11 の目標トルクを減算した値となる。なお、この回転電機 12 の目標トルク T_{mf} は、内燃機関始動制御の終了後も維持される。

10

【0065】

内燃機関始動制御中、上述したような各制御が精確に実行される理想状態では、図 2 (a) に示すように、入力軸 I 及び第一クラッチ C L 1 を介して回転電機 12 に伝達されるトルクは内燃機関 11 の目標トルク（ここではこれを「 T_{e0} 」とする）に完全に一致し、スリップ係合状態にある第二クラッチ C L 2 を介して出力軸 O に伝達されるトルクは、車両要求トルク T_d （ここではこれを「 T_{d0} 」とする）に完全に一致する。この場合、内燃機関始動制御に伴う回転電機 12 の回転速度制御中における回転電機 12 の目標トルク T_{mf} （ここではこれを「 T_{m0} 」とする）は、車両要求トルク T_{d0} から内燃機関 11 の目標トルク T_{e0} を減算した値に完全に一致する（ $T_{m0} = T_{d0} - T_{e0}$ ）。そのため、内燃機関始動制御が終了して回転電機 12 のトルク制御が開始されたとしても、第二クラッチ C L 2 がスリップ係合状態から直結係合状態へと移行する前後で回転電機 12 の目標トルク T_{mf} は T_{m0} のまま維持され、出力軸 O にトルク変動が伝達されることはない。なお、ここではモデルを単純化して説明を簡略化するべく、第 1 速段での変速比を「1」としている。

20

【0066】

しかし現実的には、図 2 (b) に示すように入力軸 I 及び第一クラッチ C L 1 を介して回転電機 12 に伝達される内燃機関 11 のトルク（ここではこれを「 T_{e1} 」とする）は内燃機関 11 の目標トルク T_{e0} に完全には一致せず、目標トルク T_{e0} に対して所定の差分 T_e を有する場合がある（ $T_{e1} = T_{e0} + T_e$ ）。この場合、回転速度制御された回転電機 12 のトルク（ここではこれを「 T_{m1} 」とする）は、内燃機関トルク T_e のうちの目標トルク T_{e0} に対する差分 T_e を打ち消すように目標トルク T_{m0} から減算される（ $T_{m1} = T_{m0} - T_e$ ）。その結果、スリップ係合状態にある第二クラッチ C L 2 を介して出力軸 O に伝達されるトルクは、車両要求トルク T_{d0} に一致する。

30

【0067】

一方、内燃機関始動制御が終了して第二クラッチ C L 2 が直結係合状態となり、回転電機 12 の回転速度制御が終了してトルク制御が開始されると、回転電機 12 のトルクは目標トルク T_{m0} に戻される。その結果、直結係合状態となった第二クラッチ C L 2 を介して出力軸 O に伝達されるトルク（ここではこれを「 T_{d1} 」とする）は、内燃機関トルク T_{e1} （ $= T_{e0} + T_e$ ）と回転電機 12 の目標トルク T_{m0} （ $= T_{d0} - T_{e0}$ ）とを加算した値となる（ $T_{d1} = T_{d0} + T_e$ ）。このように、内燃機関 11 が実際に出力するトルクの誤差（差分 T_e ）に起因して、内燃機関始動制御が終了して回転電機 12 のトルク制御が開始される際に、第二クラッチ C L 2 がスリップ係合状態から直結係合状態へと移行する前後で、第二クラッチ C L 2 を介して出力軸 O に伝達されるトルクが T_{d0} から T_{d1} （ $= T_{d0} + T_e$ ）へと変化する。すなわち、出力軸 O に伝達されるトルクには、内燃機関トルク T_e のうちの目標トルク T_{e0} に対する差分 T_e に相当する分のトルク段差が生じる。このようなトルク段差が生じると、車両 6 の乗員にショックを感じさせる可能性があるので好ましくない。

40

【0068】

そこで、このような課題の解決を図るべく、本実施形態では内燃機関始動制御と並行して油圧調整制御を実行する油圧調整制御部 47 を備える構成を採用している。以下では、

50

油圧調整制御部 47 により実行される油圧調整制御の詳細について、図 2 ~ 図 4 を参照して説明する。

【0069】

3. 油圧調整制御の内容

本実施形態に係る油圧調整制御の内容について説明する。なお、この油圧調整制御は、本例では、第一クラッチ CL1 の解放状態且つ第二クラッチ CL2 の係合状態で回転電機 12 と車輪 15 との間で駆動力が伝達される状態（電動走行モード）から、第一クラッチ CL1 の係合状態で内燃機関 11 と車輪 15 との間で駆動力が伝達される状態（スリップ走行モードを経て平行走行モード）へ移行させる場合に実行される。より具体的には、油圧調整制御は、内燃機関始動制御中において第一クラッチ CL1 が直結係合状態となった後、第二クラッチ CL2 をスリップ係合状態から直結係合状態に移行させる間に実行される。本実施形態では、油圧調整制御は、内燃機関始動制御中においてスリップ係合状態にある第一クラッチ CL1 が直結係合状態となった後、第二クラッチ CL2 がスリップ係合状態から直結係合状態に移行するまでの間、継続的に実行される。油圧調整制御が実行されている期間では、直結係合状態にある第一クラッチ CL1 とスリップ係合状態にある第二クラッチ CL2 とを介して、内燃機関トルク T_e が車輪 15 に伝達される状態となっている。

10

【0070】

図 2 (c) にその基本概念を示すように、油圧調整制御では、回転電機 12 の目標トルクを $T_{m1} (= T_{m0} - T_e)$ から T_{m0} に向かって連続的に（徐々に）変化させると共に、第二クラッチ CL2 を介して出力軸 O に伝達されるトルクを T_{d0} から $T_{d1} (= T_{d0} + T_e)$ に向かって連続的に変化させる。

20

【0071】

図 3 は、回転電機制御部 43（目標トルク決定部 43a と回転速度制御部 43b とを含む）及び油圧調整制御部 47 の構成を示すブロック図である。

目標トルク決定部 43a には、内燃機関トルク指令 C_e と車両要求トルク T_d とが入力される。本実施形態では、内燃機関トルク指令 C_e は、内燃機関 11 のトルク制御における目標トルクの指令値であり、内燃機関制御部 31 により決定される。車両要求トルク T_d は、要求トルク決定部 42 により決定される。目標トルク決定部 43a は目標トルク演算器 51 を備えている。目標トルク演算器 51 は、車両要求トルク T_d から内燃機関トルク指令 C_e を減算する演算を行い、その演算結果としての減算値 ($T_d - C_e$) を目標トルク T_{mf} として出力する。

30

【0072】

第一クラッチ CL1 の直結係合状態では、内燃機関トルク指令 C_e に応じた内燃機関トルク T_e が、入力軸 I 及び第一クラッチ CL1 を介してそのまま回転電機 12 側に伝達される。すなわち、第一クラッチ CL1 の伝達トルク容量 T_{c1} の誤差の影響が排除された状態で、内燃機関トルク指令 C_e に応じた内燃機関トルク T_e が回転電機 12 側に伝達される。従って、目標トルク決定部 43a は、車輪 15 を駆動するための車両要求トルク T_d と入力軸 I を介して回転電機 12 に伝達されるトルクの指令値となる内燃機関トルク指令 C_e との差分に基づいて回転電機 12 の目標トルク T_{mf} を決定する。なお、このようにして算出される目標トルク T_{mf} は、フィードフォワード的に決定されるフィードフォワードトルク指令である。

40

【0073】

回転速度制御部 43b には、回転電機 12 の目標回転速度 N_{mt} と実回転速度 N_{mr} とが入力される。本実施形態では、目標回転速度 N_{mt} は、停止状態の内燃機関 11 をクラッキング可能な値であって、且つ、変速機構 13 において第 1 速段が形成されていると仮定した場合における出力軸 O の回転速度に応じた中間軸 M の回転速度よりも高い値となるように予め設定されている（図 4 を参照）。回転電機 12 の実回転速度 N_{mr} は、中間軸回転速度センサ S_{e2} により検出される。目標回転速度 N_{mt} と実回転速度 N_{mr} とは減算器 61 に入力され、実回転速度 N_{mr} と目標回転速度 N_{mt} との差分 ($N_{mr} - N_{mt}$)

50

)が回転速度偏差 N_m として出力される。回転速度偏差 N_m は補正トルク演算器52に入力される。

【0074】

補正トルク演算器52は、入力された回転速度偏差 N_m に基づいて、当該回転速度偏差 N_m をゼロとするような補正トルク T_{mb} を算出して出力する。補正トルク演算器52は、公知の比例制御、積分制御、及び微分制御の1つ以上を適宜組み合わせた演算を行う構成とすることができる。本実施形態では、補正トルク演算器52は比例積分制御(PI制御)演算を行う構成とされている。補正トルク演算器52は、その演算結果を、目標トルク T_{mf} に対する補正トルク T_{mb} として出力する。なお、このようにして算出される補正トルク T_{mb} は、フィードバック的に決定されるフィードバックトルク指令である。

10

【0075】

目標トルク演算器51により算出された目標トルク T_{mf} と補正トルク演算器52により算出された補正トルク T_{mb} とは加算器62に入力され、目標トルク T_{mf} と補正トルク T_{mb} との加算値($T_{mf} + T_{mb}$)が、回転電機トルク指令 C_m として回転電機制御部43から出力される。回転電機制御部43は、この回転電機トルク指令 C_m に基づいて回転電機12の動作を制御する。

【0076】

油圧調整制御部47には、少なくとも車両要求トルク T_d が入力される。また、油圧調整制御部47は目標トルク容量演算器53を備えている。目標トルク容量演算器53は、入力された車両要求トルク T_d に基づいて、当該車両要求トルク T_d に応じた目標トルク容量 T_{cf} を算出して出力する。なお、このようにして算出される目標トルク容量 T_{cf} は、フィードフォワード的に決定されるフィードフォワードトルク容量指令である。このような目標トルク容量 T_{cf} がそのまま第二クラッチトルク容量指令 C_{c2} として出力され、この第二クラッチトルク容量指令 C_{c2} に基づいて第二クラッチ CL_2 の動作が制御される場合の構成は、本発明における前提構成であって従来公知である。

20

【0077】

本実施形態では、油圧調整制御部47には、補正トルク演算器52により算出された補正トルク T_{mb} と、中間軸回転速度センサ S_{e2} により検出された回転電機12の実回転速度 N_{mr} とが更に入力される。また、油圧調整制御部47は、回転変化トルク演算器54とトルク容量補正量演算器55と油圧指令生成器56とを備えている。回転変化トルク演算器54は、入力された実回転速度 N_{mr} に基づいて、回転電機12のロータの回転変化トルク T_{mi} を算出する演算を行う。ここで回転変化トルク T_{mi} は、回転電機12の回転速度制御に際して目標回転速度 N_{mt} に向かって実回転速度 N_{mr} を変化させるためのトルク(イナーシャトルク)である。回転変化トルク演算器54は、回転電機12のロータのイナーシャ J_m と実回転速度 N_{mr} の時間微分とを乗算し、その乗算値($J_m \cdot (dN_{mr}/dt)$)を回転変化トルク T_{mi} として出力する。

30

【0078】

補正トルク演算器52により算出された補正トルク T_{mb} と回転変化トルク演算器54により算出された回転変化トルク T_{mi} とは減算器63に入力され、補正トルク T_{mb} と回転変化トルク T_{mi} との差分($T_{mb} - T_{mi}$)がトルク誤差 T として出力される。このトルク誤差 T は、内燃機関11が実際に出力する内燃機関トルク T_e の誤差に起因するものであり、「回転変化トルク N_{mi} 相当分を除外して算出した補正トルク T_{mb} 」であるとも言える。回転電機12の実回転速度 N_{mr} が既に目標回転速度 N_{mt} に一致している状態では回転変化トルク N_{mi} はゼロであり、トルク誤差 T は補正トルク T_{mb} に一致する。このトルク誤差 T はトルク容量補正量演算器55に入力される。

40

【0079】

トルク容量補正量演算器55は、入力されたトルク誤差 T に基づいてトルク容量補正量 T_{cb} を算出する。本実施形態では、トルク容量補正量演算器55は、トルク誤差 T をゼロに近づけるようなトルク容量補正量 T_{cb} を算出して出力する。トルク容量補正量

50

演算器 55 は、公知の比例制御、積分制御、及び微分制御の 1 つ以上を適宜組み合わせた演算を行う構成とすることができる。本実施形態では、トルク容量補正量演算器 55 は積分制御（I 制御）演算を行う構成とされている。すなわち、トルク容量補正量演算器 55 は、トルク誤差 T を時間積分した演算値に基づいて、トルク容量補正量 T_{cb} を算出する。トルク容量補正量演算器 55 は、その演算結果を、目標トルク容量 T_{cf} に対するトルク容量補正量 T_{cb} として出力する。なお、このようにして算出されるトルク容量補正量 T_{cb} は、フィードバック的に決定されるフィードバックトルク容量指令である。

【0080】

目標トルク容量演算器 53 により算出された目標トルク容量 T_{cf} とトルク容量補正量演算器 55 により算出されたトルク容量補正量 T_{cb} とは減算器 64 に入力され、目標トルク容量 T_{cf} からトルク容量補正量 T_{cb} を減算した減算値（ $T_{cf} - T_{cb}$ ）が、第二クラッチトルク容量指令 C_{c2} として算出される。

10

【0081】

油圧指令生成器 56 は、算出された第二クラッチトルク容量指令 C_{c2} に基づいて、第二クラッチ $CL2$ に対する供給油圧の指令値である第二クラッチ油圧指令 P_{c2} を生成する。生成された第二クラッチ油圧指令 P_{c2} は、油圧調整制御部 47 から油圧制御装置 25 に対して出力される。油圧制御装置 25 は、第二クラッチ油圧指令 P_{c2} に応じた油圧を第一クラッチ $C1$ に供給する。

【0082】

このように本実施形態では、第二クラッチ $CL2$ のスリップ係合状態で回転電機 12 の回転速度制御が実行されると共に、発進クラッチの直結係合状態への移行後、第二クラッチ $CL2$ のスリップ係合状態から直結係合状態への移行までの間に継続的に実行される油圧調整制御により、回転電機 12 の回転速度制御中におけるトルク誤差 T （補正トルク T_{mb} を含む）に基づいて第二クラッチ $CL2$ への供給油圧が制御される。具体的には、油圧調整制御部 47 にはトルク容量補正量演算器 55 が備えられ、油圧調整制御部 47 は、スリップ係合状態にある第二クラッチ $CL2$ が直結係合状態へと移行する際に、回転電機 12 の回転速度制御におけるトルク誤差 T をゼロとするようなトルク容量補正量 T_{cb} を決定する。また、本実施形態では、油圧調整制御部 47 は、決定したトルク容量補正量 T_{cb} を、同じく油圧調整制御部 47 に備えられる目標トルク容量演算器 53 により算出された目標トルク容量 T_{cf} から減算することによって第二クラッチトルク容量指令 C_{c2} を決定する。油圧調整制御部 47 は、この第二クラッチトルク容量指令 C_{c2} に基づいて第二クラッチ油圧指令 P_{c2} を生成し、この第二クラッチ油圧指令 P_{c2} に基づいて第二クラッチ $CL2$ の伝達トルク容量 T_{c2} を制御する。

20

30

【0083】

このような構成を採用したことにより、仮に実際の内燃機関トルク T_e がある程度の誤差を有していたとしても、それに起因して生じるトルク誤差 T （補正トルク T_{mb} ）を小さくすることができる。そして、そのトルク誤差 T （補正トルク T_{mb} ）を、第二クラッチ $CL2$ がスリップ係合状態から直結係合状態へと移行する時点において十分にゼロに近づけることができる。よって、停止状態にある内燃機関 11 の始動時に、第二クラッチ $CL2$ がスリップ係合状態から直結係合状態へと移行する際におけるトルク段差の発生を抑制することができる。従って、車両 6 の乗員にショックを感じさせることを極力回避することができる。

40

【0084】

また、油圧調整制御部 47 には回転変化トルク演算器 54 及び減算器 63 が備えられ、油圧調整制御部 47 は、回転電機 12 の実回転速度 N_{mr} を目標回転速度 N_{mt} に向かって変化させるための回転変化トルク N_{mi} 相当分を除外して算出した補正トルク T_{mb} （すなわち、上述したトルク誤差 T ）に基づいて油圧調整制御を実行する。このような構成を採用したことにより、油圧調整制御において、内燃機関トルク T_e の誤差による定常的な誤差を考慮して第二クラッチトルク容量指令 C_{c2} 及びそれに応じた第二クラッチ油圧指令 P_{c2} を適切に決定することができ、トルク段差の発生を有効に抑制することがで

50

きる。

【 0 0 8 5 】

4 . 具体例

本実施形態に係る内燃機開始動制御及び油圧調整制御の具体例について、図 4 のタイムチャートを参照して説明する。なお、本例では、電動走行モードでの走行中に内燃機開始動条件が成立して、スリップ走行モード（本例では、第二スリップ走行モード）を経てパラレル走行モードに切り替えられる状況を想定している。

【 0 0 8 6 】

電動走行モードでの走行中、内燃機 1 1 は燃料噴射が停止されて停止状態にある。第一クラッチ C L 1 は解放状態にある。この状態で、回転電機 1 2 は車両要求トルク T_d に応じたトルクを出力するようにトルク制御されている。時刻 T_{01} において内燃機開始動条件が成立すると、一連の内燃機開始動制御が開始される。内燃機開始動制御では、第二クラッチ動作制御部 4 5 a は第二クラッチ C L 2 への供給油圧を時刻 T_{01} から徐々に低下させる。時刻 T_{02} において第二クラッチ C L 2 によって係合される 2 つの係合部材間の差回転速度（本例では中間軸 M と変速中間軸 S との間の差回転速度に等しい）が所定のスリップ判定閾値 T_h1 以上となると、第二クラッチ動作制御部 4 5 a は、第二クラッチ C L 2 が直結係合状態からスリップ係合状態になったと判定する。第二クラッチ C L 2 のスリップ係合状態への移行判定後、第一クラッチ動作制御部 4 4 は第一クラッチ C L 1 のトルク容量制御を開始すると共に、第二クラッチ動作制御部 4 5 a は第二クラッチ C L 2 のトルク容量制御を開始する。また、回転速度制御部 4 3 b は回転電機 1 2 の回転速度制御を開始する。回転電機 1 2 の回転速度制御では、回転電機 1 2 の回転速度は目標回転速度 N_{mt} に一致するように制御される。

10

20

【 0 0 8 7 】

第一クラッチ C L 1 のスリップ係合状態で、当該第一クラッチ C L 1 を介して伝達される回転電機 1 2 のトルクにより内燃機 1 1 の回転速度が上昇し、やがて時刻 T_{03} において点火回転速度 N_f 以上となると、内燃機制御部 3 1 は内燃機 1 1 に点火して内燃機 1 1 を始動させる。内燃機 1 1 の回転速度が更に上昇し、やがて時刻 T_{04} において内燃機 1 1 と回転電機 1 2 とが同期して第一クラッチ C L 1 が直結係合状態となると、第二スリップ走行モードでの走行が開始されると共に、本願特有の油圧調整制御部 4 7 による第二クラッチ C L 2 の油圧調整制御が開始される。なお、内燃機制御部 3 1 は内燃機 1 1 のトルク制御を開始する。

30

【 0 0 8 8 】

油圧調整制御の詳細に関しては、上述したとおりである。図 4 には、時刻 T_{04} 以降の所定時点から、第二クラッチ C L 2 がスリップ係合状態から直結係合状態へと移行する時刻 T_{05} までの期間において、回転電機 1 2 の目標トルク T_{mf} に対する補正トルク T_{mb} がゼロに向かって徐々に低下するように、第二クラッチ C L 2 の目標トルク容量 T_{cf} に対するトルク容量補正量 T_{cb} が適宜増減される様子が示されている。第二クラッチ C L 2 の伝達トルク容量 T_{c2} がある程度大きくなると、回転電機 1 2 の回転速度は車輪 1 5 の回転速度に応じて引き下げられて低下し始める。やがて時刻 T_{05} において回転電機 1 2 の回転速度が所定の同期判定閾値 T_h2 以下となると、第二クラッチ動作制御部 4 5 a は、第二クラッチ C L 2 がスリップ係合状態から直結係合状態になったと判定する。第二クラッチ C L 2 の直結係合状態への移行判定後、回転速度制御部 4 3 b は回転電機 1 2 の回転速度制御を終了し、回転電機制御部 4 3 は目標トルク決定部 4 3 a により決定された目標トルク T_{mf} に従って回転電機 1 2 のトルク制御を開始する。また、第二クラッチ動作制御部 4 5 a は第二クラッチ C L 2 への供給油圧を時刻 T_{05} から徐々に上昇させ、所定時間経過後の時刻 T_{06} においてステップ的に完全係合圧まで上昇させる。以上で内燃機開始動制御を終了して、パラレル走行モードでの走行が開始される。

40

【 0 0 8 9 】

本実施形態では、これまで説明してきたような油圧調整制御を実行することにより、仮に実際の内燃機トルク T_e がある程度の誤差を有していたとしても、内燃機開始動制御

50

において第二クラッチCL2がスリップ係合状態から直結係合状態へと移行する際におけるトルク段差の発生を抑制することができる。従って、車両6の乗員にショックを感じさせることを極力回避することが可能である。

【0090】

5. その他の実施形態

最後に、本発明に係る制御装置の、その他の実施形態について説明する。なお、以下のそれぞれの実施形態で開示される構成は、矛盾が生じない限り、他の実施形態で開示される構成と組み合わせて適用することも可能である。

【0091】

(1) 上記の実施形態では、始動制御部46が、内燃機関始動制御においてスリップ係合状態の第一クラッチCL1を介して伝達される回転電機12のトルクにより入力軸Iの回転速度を上昇させ、内燃機関制御部31が内燃機関を点火させることで、停止状態にある内燃機関11を始動させる場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、例えば制御装置4による制御対象となる駆動装置1が、内燃機関11を始動させるための専用の始動用電動機を回転電機12とは別に備える構成とし、始動制御部46が、内燃機関始動制御において始動用電動機のトルクを利用して内燃機関11を始動させる構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。

【0092】

この場合における内燃機関始動制御及び油圧調整制御を実行する際のタイムチャートを図5に示している。本例では、第一クラッチCL1は、第二クラッチCL2によって係合される2つの係合部材間の差回転速度がスリップ判定閾値 T_h1 以上となる時刻 $T12$ 以降も解放状態に維持されており、上記の実施形態とは異なりトルク容量制御は実行されていない。この状態で始動用電動機のトルクにより内燃機関11が始動される。内燃機関11の回転速度が上昇し、やがて時刻 $T13$ において内燃機関11と回転電機12とが同期すると、第一クラッチCL1が直ちに直結係合状態とされる。

【0093】

本例では、上記の実施形態とは異なり、内燃機関始動制御中において第一クラッチCL1が直結係合状態となるよりも前から油圧調整制御が実行されている。すなわち、本例では第一クラッチCL1がスリップ係合状態でトルク容量制御される期間が存在しないので、第二クラッチCL2が滑り始めたことが判定された時刻 $T12$ において直ちに油圧調整制御が開始されている。なお、この場合であっても、発進クラッチの直結係合状態への移行後に油圧調整制御が実行されていることに変わりはない。油圧調整制御の内容及び効果は、上記の実施形態と同様である。

【0094】

なお本例では、アクセルオフの状態でも電動走行モードにて、下り勾配のある道路を車両6が走行している。そして、車速がある程度高く、所定速度以上(本例では、車速に応じて定まる変速入力軸としての中間軸Mの回転速度が、内燃機関11を始動させるために必要な回転電機トルク T_m を出力可能な回転電機12の上限回転速度を上回ってしまうような車速)の状態でも内燃機関始動制御が実行されている。図示の例では、そのような回転電機12(中間軸M)の回転速度に応じて、回転電機トルク T_m が所定値以下に制限されていることが理解できる。

【0095】

(2) 上記の実施形態では、油圧調整制御部47が、内燃機関11と回転電機12とが同期して第一クラッチCL1が直結係合状態となると同時に油圧調整制御を開始し、その後第二クラッチCL2がスリップ係合状態から直結係合状態へ移行するまで継続的に油圧調整制御を実行する場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、油圧調整制御部47は、少なくとも第二クラッチCL2のスリップ係合状態から直結係合状態への移行時において油圧調整制御を実行していれば好適であり、当該移行時を含むそれ以前の所定期間に油圧調整制御を実行する構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。例えば油圧調整制御部47が、第一クラッチCL1が直

10

20

30

40

50

結係合状態となった時点を基準として所定時間の経過後に油圧調整制御を開始する構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。また、第一クラッチCL1が直結係合状態となるよりも前から油圧調整制御が実行される構成とすることも可能である。

【0096】

(3) 上記の実施形態では、油圧調整制御部47が、回転変化トルク Nm_i 相当分を除外して算出した補正トルク T_{mb} (トルク誤差 T)に基づいて油圧調整制御を実行する場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、油圧調整制御部47が、回転変化トルク Nm_i 相当分を除外することなく補正トルク演算器52により算出された補正トルク T_{mb} をそのまま用いて油圧調整制御を実行する構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。

10

【0097】

(4) 上記の実施形態では、追従性高く油圧調整制御を実行可能とするべく、油圧調整制御部47が目標トルク容量演算器53及びトルク容量補正量演算器55の双方を備え、それぞれ算出される目標トルク容量 T_{cf} とトルク容量補正量 T_{cb} とに基づいて決定される第二クラッチトルク容量指令 Cc_2 に応じて、第二クラッチ油圧指令 Pc_2 を生成する場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、例えば油圧調整制御部47が、目標トルク容量演算器53を備えることなくトルク容量補正量演算器55のみを備え、当該トルク容量補正量演算器55で算出されたトルク容量補正量 T_{cb} をそのまま第二クラッチトルク容量指令 Cc_2 として決定し、そのようにして決定された第二クラッチトルク容量指令 Cc_2 に応じて第二クラッチ油圧指令 Pc_2 を生成する構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。このような構成でも、上記の実施形態と同様の効果を得ることができる。

20

【0098】

(5) 上記の実施形態では、実際の内燃機関トルク T_e の誤差に起因して生じるトルク誤差 T (補正トルク T_{mb})が、油圧調整制御により第二クラッチCL2の直結係合状態への移行時においてゼロとなり、回転電機12の制御状態が回転速度制御から直ちにトルク制御へと移行される場合を例として説明した。しかし、場合によっては、油圧調整制御が実行されても第二クラッチCL2の直結係合状態への移行時においてトルク誤差 T が完全にゼロとはならない場合もある(図6の時刻 T_{24} を参照)。このような場合には、回転電機制御部43は、回転速度制御からトルク制御への移行に際して、回転電機トルク T_m を、回転速度制御中のトルク($T_{mf} + T_{mb}$)から、トルク制御における目標トルク T_{mf} まで徐々に変化させる移行トルク制御を実行する構成とすると好適である。図6には、時刻 $T_{24} \sim T_{25}$ にかけて実行される移行トルク制御(「移行制御」と表示)において、回転電機トルク T_m が一定の時間変化率で徐々に変化して最終的に目標トルク T_{mf} に一致する様子が示されている。このような移行トルク制御を実行する構成とすることで、トルク誤差 T がゼロでない状態で第二クラッチCL2が直結係合状態に移行した場合であっても、回転電機トルク T_m を目標トルク T_{mf} まで徐々に変化させ、トルク段差の発生を抑制することができる。

30

【0099】

(6) 上記の実施形態では、実際の内燃機関トルク T_e の誤差に起因して発生し得るトルク段差を抑制するべく油圧調整制御を実行する場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、回転電機12の回転速度制御中に何らかの要因(例えば、第二クラッチCL2における実際の伝達トルク容量 T_{c2} の誤差等)に基づいて補正トルク T_{mb} が算出される場合には、上記の実施形態と同様に第二クラッチCL2の直結係合状態への移行時にトルク段差が発生する可能性がある。この場合であっても、本発明の油圧調整制御によれば、発生要因によらずにトルク段差を抑制することが可能である。

40

【0100】

(7) 上記の実施形態では、内燃機関始動制御において、第二クラッチCL2を直結係合状態からスリップ係合状態へ移行させてから第一クラッチCL1を解放状態からスリップ

50

係合状態に移行させる場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、内燃機関始動制御において、第一クラッチCL1が解放状態からスリップ係合状態に移行した後に第二クラッチCL2を直結係合状態からスリップ係合状態へ移行させるように構成することも、本発明の好適な実施形態の一つである。また、内燃機関11に点火する時期に関しては、内燃機関11の回転速度が点火回転速度Nfに達した時点に限られず、例えば第一クラッチCL1が直結係合状態となった後の所定期間とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。

【0101】

(8)上記の実施形態では、油圧調整制御部47が、一旦油圧調整制御を開始した後は、その後第二クラッチCL2がスリップ係合状態から直結係合状態へ移行するまで継続的に油圧調整制御を実行する場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。例えば、油圧調整制御の開始後、第二クラッチCL2が直結係合状態へ移行する前であっても特定の状況下で油圧調整制御の実行が停止されるように構成されていても良い。このような特定の状況としては、駆動伝達状態と相対回転状態との正負が一致していない状況が挙げられる。この場合、図7に示すように、制御装置4(駆動装置制御ユニット40)は、駆動伝達状態を判定する第一判定部71と、相対回転状態を判定する第二判定部72と、特定状況下で油圧調整制御の実行を禁止する調整禁止制御部73と、を備えていると好適である。

10

【0102】

第一判定部71は、動力伝達経路に沿って回転電機12から車輪15へ向かう方向を正駆動伝達方向と定義すると共に、車両6の前進方向に車輪15を回転させる方向の駆動力が正駆動伝達方向に伝達される状態を正の駆動伝達状態と定義して、駆動伝達状態(正の駆動伝達状態又は負の駆動伝達状態)を判定する。例えば回転電機12が出力する正のトルクを車輪15に伝達して車両を加速させるような状況では、正駆動伝達方向に車輪15の回転を加速させる方向の駆動力が伝達される状態となり、第一判定部71はこの状態を正の駆動伝達状態と判定する。また、例えば車輪15から伝わる走行抵抗を回転電機12に伝達して車両を減速させつつ発電するような状況では、正駆動伝達方向とは反対方向に駆動力が伝達される(言い換えれば、正駆動伝達方向に車輪15の回転を減速させる方向の駆動力が伝達される)状態となり、第一判定部71はこの状態を負の駆動伝達状態と判定する。なお、第一判定部71は、要求トルク決定部42により決定された車両要求トルクTd(正負の符号を含む)の情報に基づいて、駆動伝達状態(正負の符号を含む)を判定する構成とすることができる。

20

30

【0103】

第二判定部72は、第二クラッチCL2のスリップ係合状態において、車輪15側の係合部材の回転速度に対して回転電機12側の係合部材の回転速度が高い状態を正の相対回転状態と定義して、相対回転状態(正の相対回転状態又は負の相対回転状態)を判定する。本実施形態では、第二判定部72は、第二クラッチCL2における回転電機12側の係合部材に連結された中間軸Mの回転速度から、車輪15側の係合部材に連結された変速中間軸Sの回転速度(出力軸Oの回転速度に基づいて算出可能)を減算して相対回転速度(差回転速度)を算出し、その算出結果に基づいて相対回転状態(正負の符号を含む)を判定する。第二判定部72は、相対回転速度がゼロ以上である状態を正の相対回転状態と判定し、相対回転速度がゼロ未満である状態を負の相対回転状態と判定する。なお、制御遅れ等を考慮して、相対回転状態の判定のためのしきい値にヒステリシスを設けても好適である。

40

【0104】

調整禁止制御部73の機能について、図8のフローチャートを参照して説明する。この図に示すように、第一判定部71はまず、車両要求トルクTdの情報を取得して、これに基づいて駆動伝達状態(正の駆動伝達状態又は負の駆動伝達状態)を判定する。(ステップ#1)。また、第二判定部72は、中間軸Mの回転速度及び出力軸Oの回転速度の情報を取得して、これらに基づいて相対回転状態(正の相対回転状態又は負の相対回転状態)

50

を判定する（＃２）。調整禁止制御部 73 は、これらの情報に基づいて、駆動伝達状態の正負と相対回転状態の正負とが一致しているか否かを判定する（＃３）。そして、正の駆動伝達状態かつ正の相対回転状態、又は負の駆動伝達状態かつ負の相対回転状態のように、両者の正負（符号）が一致している場合には（＃３：Yes）、油圧調整制御の実行を許可する（＃４）。一方、正の駆動伝達状態かつ負の相対回転状態、又は負の駆動伝達状態かつ正の相対回転状態のように、両方の正負（符号）が不一致の場合には（＃３：No）、油圧調整制御の実行を禁止する（＃５）。また、第二クラッチ動作制御部 45a を制御して、第二クラッチ CL2 への供給油圧の指令値をゼロとする（＃６）。これにより、第二クラッチ CL2 への供給油圧は実質的にゼロとなる。ここで、「実質的にゼロ」とは、伝達トルク容量が生じない程度に十分にゼロに近いことを意味する。以上の処理を、第二クラッチ CL2 がスリップ係合状態から直結係合状態に移行するまでの間、逐次繰り返して実行する。

10

【0105】

この場合における内燃機開始制御及び油圧調整制御を実行する際のタイムチャートを図 9 に示している。本例では、車両 6 のコースト走行中に回転電機 12 が発電を行っている場合に、例えば車両 6 の運転者によるシフト操作等によって内燃機開始条件が成立し、内燃機開始制御を実行する状況を想定している。なお、特に明記しない点に関しては、上記の実施形態と同様とする。本例では、走行抵抗（負の駆動力）が車輪 15 から回転電機 12 に伝達される状態となるので、内燃機開始制御の実行中にスリップ係合状態とされる第二クラッチ CL2 は、回転電機 12 側の係合部材に連結された中間軸 M の回転速度が車輪 15 側の係合部材に連結された変速中間軸 S の回転速度よりも低い負の相対回転状態とされる（時刻 T32）。そして、負の駆動伝達状態かつ負の相対回転状態で、第一クラッチ CL1 が直結係合状態となる時刻 T34 以降に油圧調整制御が実行される。

20

【0106】

本例では、時刻 T35 において、例えば車両 6 の運転者によるアクセルオン操作がなされて車両要求トルク T_d が負から正に変更され、負の駆動伝達状態から正の駆動伝達状態に移行している。これにより、正の駆動伝達状態かつ負の相対回転状態となって、油圧調整制御が禁止されると共に第二クラッチ CL2 への油圧指令値がゼロとされている。また、回転電機 12 側からスリップ係合状態とされる第二クラッチ CL2 を介して車輪 15 側にトルクを伝達させるべく、中間軸 M の回転速度が変速中間軸 S の回転速度よりも高い状態となるように回転速度制御における回転電機 12 の目標回転速度が変更され、これに応じて回転電機 12 の回転速度は次第に上昇する。

30

【0107】

油圧調整制御を禁止する制御は、その後、正の相対回転状態となるまで実行される。本例では、相対回転状態の判定のためのしきい値にヒステリシスが設けられた例を示している。時刻 T37 において中間軸 M の回転速度と変速中間軸 S の回転速度との差回転速度が所定の状態移行判定閾値 T_h3 以上となると、正の相対回転状態になったと判定され、正の駆動伝達状態かつ正の相対回転状態で、油圧調整制御の禁止が解除されて再度油圧調整制御が実行される。なお、中間軸 M の回転速度と変速中間軸 S の回転速度との差回転速度がゼロ以上となった時刻 T36 において直ちに正の相対回転状態になったと判定する構成としても良い。

40

【0108】

このように駆動伝達状態の正負と相対回転状態の正負とが不一致と判定された場合には油圧調整制御を禁止する構成とすることで、回転速度制御中における回転電機トルク T_m を、油圧調整制御によって誤った方向に補正してしまう不都合を回避することができる。よって、第二クラッチ CL2 を介して伝達されるトルクの向きが相対回転状態との関係で車両 6 の運転者の意図とは逆向きとなる状況下においても、トルク段差の発生を抑制することができる。

【0109】

（９）上記の実施形態では、制御装置 4 による制御対象となる駆動装置 1 に備えられる「

50

第一摩擦係合装置」としての第一クラッチＣＬ１や「第二摩擦係合装置」としての第二クラッチＣＬ２が、供給される油圧に応じて係合圧が制御される、油圧駆動式の摩擦係合装置とされている場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、第一摩擦係合装置及び第二摩擦係合装置は、係合圧の増減に応じて伝達トルク容量を調整可能であれば良く、例えばこれらのうちの一方又は双方が、発生される電磁力に応じて係合圧が制御される、電磁式の摩擦係合装置として構成されることも、本発明の好適な実施形態の一つである。

【０１１０】

(１０)上記の実施形態では、制御装置４による制御対象となる駆動装置１において、変速機構１３に備えられる複数の摩擦係合装置のうちの一つである変速用の第二クラッチＣＬ２が「第二摩擦係合装置」とされている場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、例えば変速機構１３に備えられる他のクラッチ、ブレーキ等が「第二摩擦係合装置」とされた構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。なお、第二摩擦係合装置が変速機構１３内のブレーキとされる場合には、当該ブレーキの一方の係合部材には駆動装置ケース等の非回転部材が連結され、当該一方の係合部材の回転速度は常にゼロとなる。

10

【０１１１】

(１１)上記の実施形態では、制御装置４による制御対象となる駆動装置１において、変速機構１３に備えられる変速用の第二クラッチＣＬ２が「第二摩擦係合装置」とされている場合を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、入力軸Ｉと出力軸Ｏとを結ぶ動力伝達経路上で回転電機１２と出力軸Ｏとの間に設けられた摩擦係合装置であれば、変速機構１３に備えられる変速用のクラッチ等とは別のクラッチを「第二摩擦係合装置」とすることも可能である。例えば回転電機１２と変速機構１３との間にトルクコンバータ等の流体伝動装置を備える場合において、当該トルクコンバータが有するロックアップクラッチが「第二摩擦係合装置」とされた構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。或いは、例えば回転電機１２と変速機構１３との間、又は変速機構１３と出力軸Ｏとの間に設けられる専用の伝達クラッチが「第二摩擦係合装置」とされた構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。これらの場合には、変速機構１３として、自動有段変速機構に代えて、自動無段変速機構、手動有段変速機構、及び固定変速機構等を用いることもできる。また、変速機構１３の位置も任意に設定することができる。

20

30

【０１１２】

(１２)上記の実施形態では、主に内燃機関１１を制御するための内燃機関制御ユニット３０と、主に回転電機１２、第一クラッチＣＬ１、及び変速機構１３を制御するための駆動装置制御ユニット４０(制御装置４)とが個別に備えられている構成を例として説明した。しかし、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、例えば単一の制御装置４が内燃機関１１、回転電機１２、第一クラッチＣＬ１、及び変速機構１３等の全てを制御する構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。或いは、制御装置４が、回転電機１２を制御するための制御ユニットと、それ以外の各種構成を制御するための制御ユニットとを更に個別に備える構成とすることも、本発明の好適な実施形態の一つである。また、上記の各実施形態で説明した機能部の割り当ては単なる一例であり、複数の機能部を組み合わせたり、一つの機能部をさらに区分けしたりすることも可能である。

40

【０１１３】

(１３)その他の構成に関しても、本明細書において開示された実施形態は全ての点で例示であって、本発明の実施形態はこれに限定されない。すなわち、本願の特許請求の範囲に記載されていない構成に関しては、本発明の目的を逸脱しない範囲内で適宜変更することが可能である。

【産業上の利用可能性】

【０１１４】

本発明は、内燃機関と車輪とを結ぶ動力伝達経路に回転電機が設けられていると共に、

50

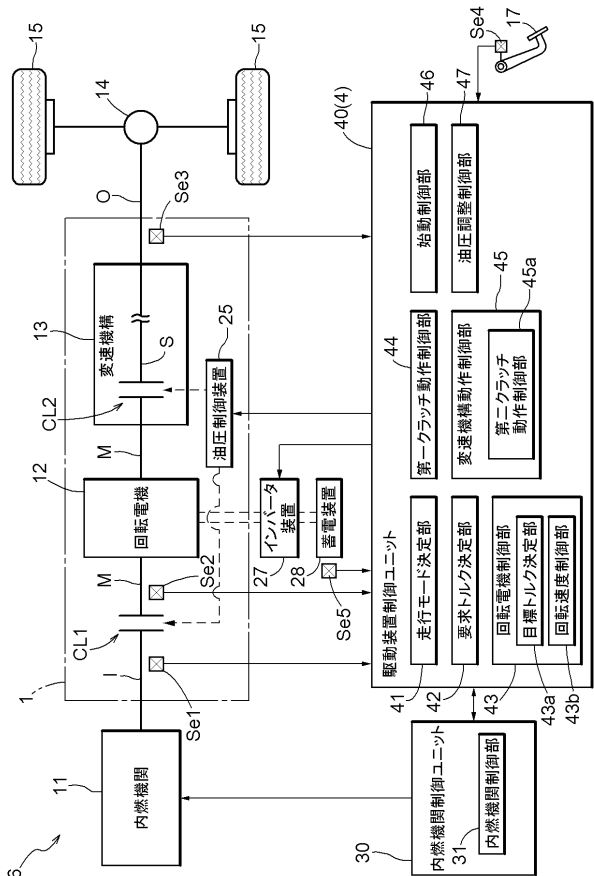
内燃機関と回転電機との間に第一摩擦係合装置、回転電機と車輪との間に第二摩擦係合装置が設けられた車両用駆動装置を制御対象とする制御装置に好適に利用することができる。

【符号の説明】

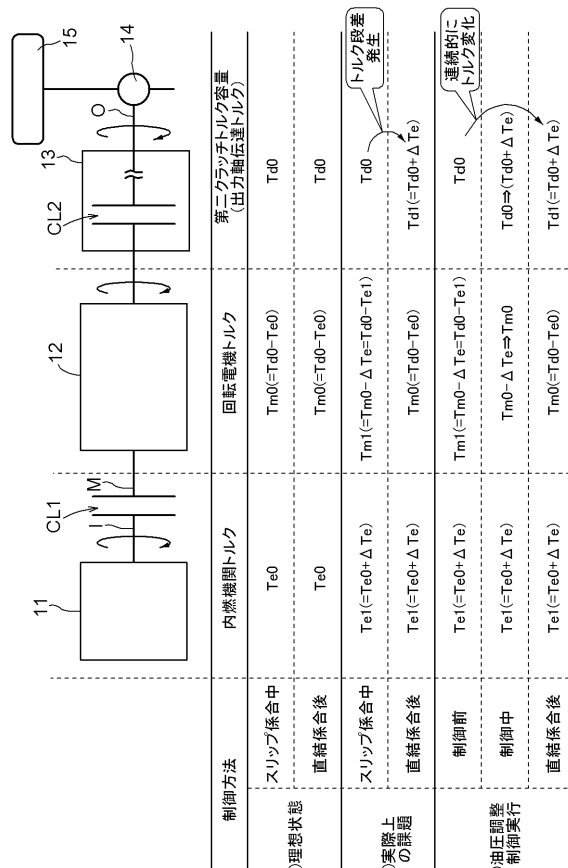
【 0 1 1 5 】

1	駆動装置（車両用駆動装置）	
4	制御装置	
1 1	内燃機関	
1 2	回転電機	
1 5	車輪	10
4 3 a	目標トルク決定部	
4 3 b	回転速度制御部	
4 6	始動制御部	
4 7	油圧調整制御部	
I	入力軸	
O	出力軸	
C L 1	第一クラッチ（第一摩擦係合装置）	
C L 2	第二クラッチ（第二摩擦係合装置）	
T d	車両要求トルク（要求駆動力）	
C e	内燃機関トルク指令	20
N m t	目標回転速度	
N m r	実回転速度	
T m f	目標トルク	
T m b	補正トルク	
T m i	回転変化トルク	
C c 2	第二クラッチトルク容量指令	

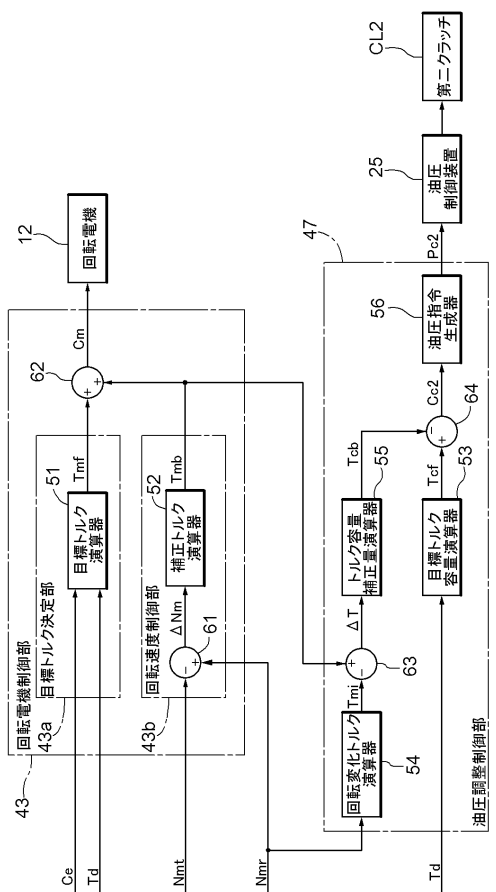
【図 1】



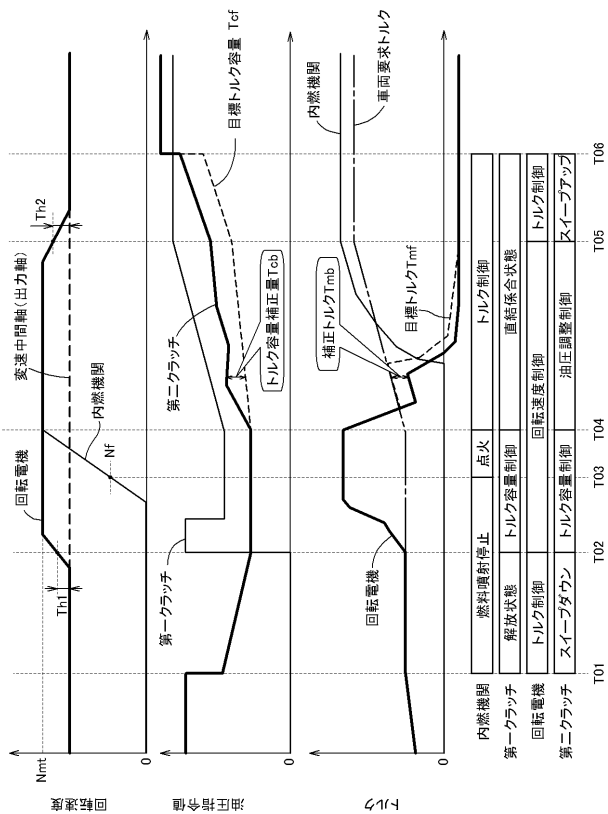
【図 2】



【図 3】

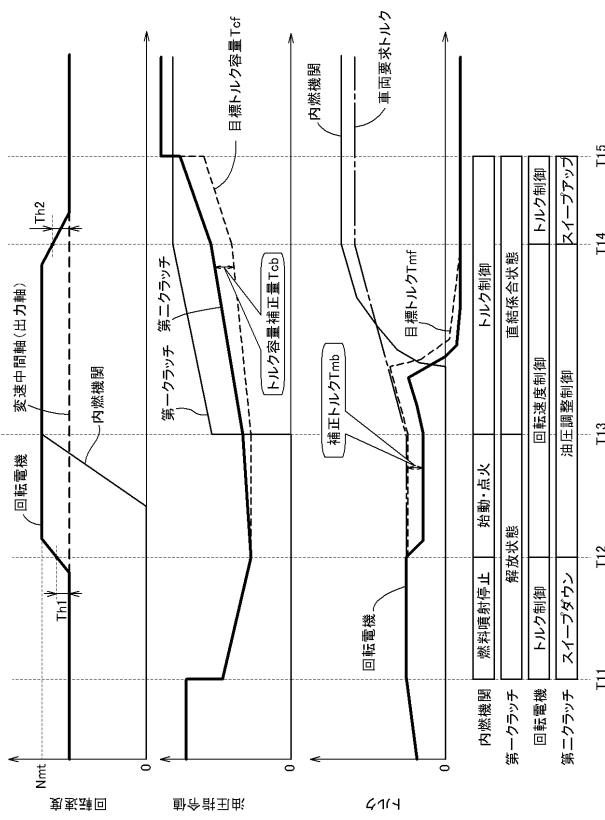


【図 4】

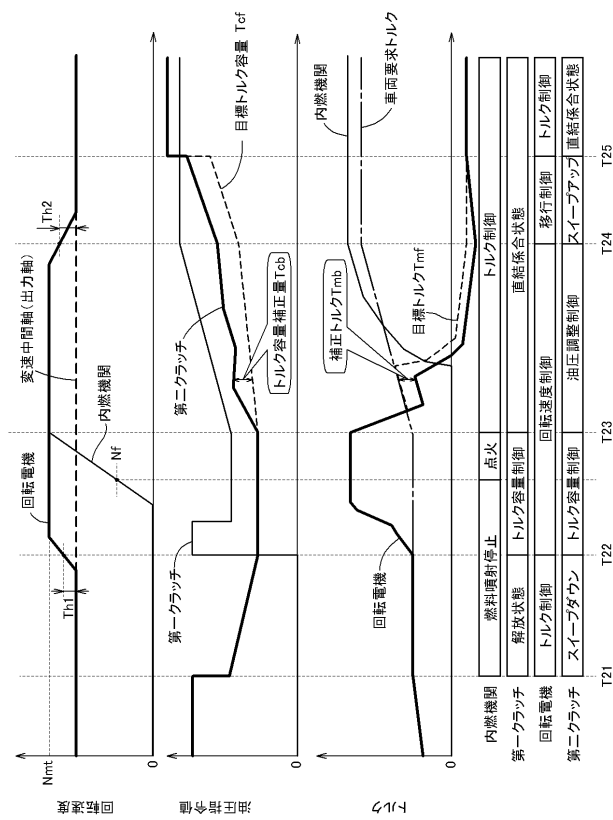


T01 T02 T03 T04 T05 T06

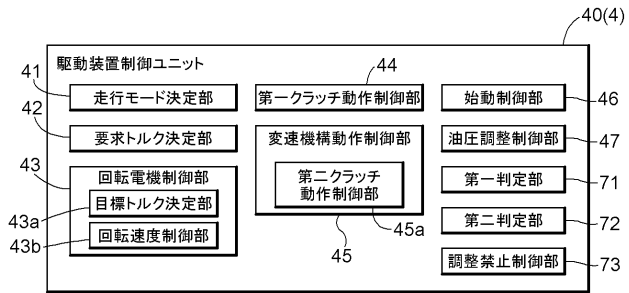
【図5】



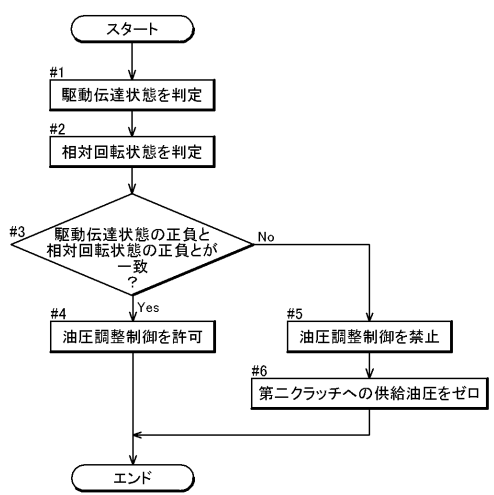
【図6】



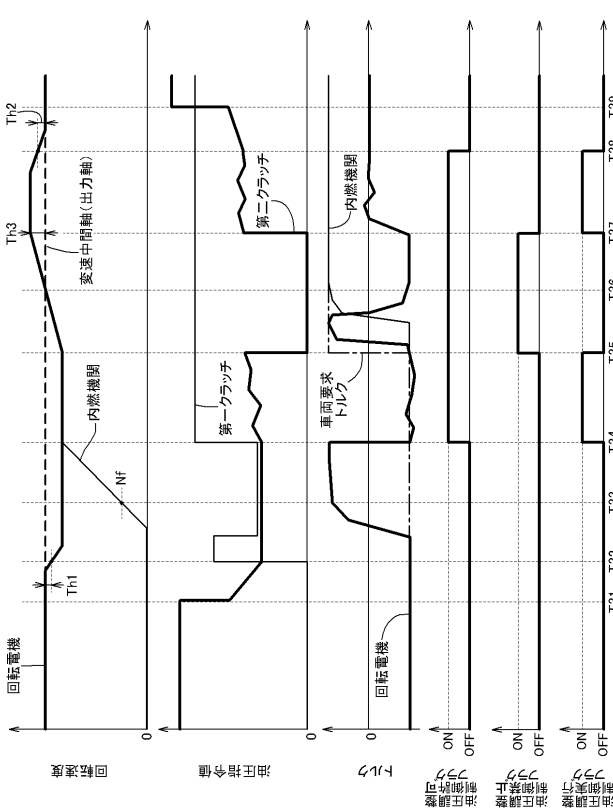
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I テーマコード(参考)
B 6 0 L 11/14 (2006.01)

(72)発明者 田島 陽一

愛知県安城市藤井町高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 河合 秀哉

愛知県安城市藤井町高根 1 0 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

Fターム(参考) 3D202 AA08 BB11 BB12 BB37 BB64 BB67 CC35 CC42 CC84 CC85
DD18 DD20 DD26 FF06 FF12 FF13
5H125 AA01 AC08 AC12 BA00 BE05 CA01 EE08 EE09 EE51