(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第5841991号
(P5841991)

(45)発行日　平成28年1月13日(2016.1.13)　(24)登録日　平成27年11月20日(2015.11.20)

(51)Int.Cl.		F I		
B60L 15/20	(2006.01)	B60L	15/20	S
B60K 6/442	(2007.10)	B60K	6/442	ZHV
B60K 6/52	(2007.10)	B60K	6/52	
B60K 6/54	(2007.10)	B60K	6/54	
B60K 6/36	(2007.10)	B60K	6/36	

請求項の数 19　(全 26 頁)　最終頁に続く

(21)出願番号　特願2013-265801 (P2013-265801)
(22)出願日　平成25年12月24日 (2013.12.24)
(65)公開番号　特開2015-122897 (P2015-122897A)
(43)公開日　平成27年7月2日 (2015.7.2)
審査請求日　平成26年2月21日 (2014.2.21)

(73)特許権者　000005326
本田技研工業株式会社
東京都港区南青山二丁目１番１号
(74)代理人　100127801
弁理士　本山　慎也
(74)代理人　100119552
弁理士　橋本　公秀
(72)発明者　平松　伸行
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
(72)発明者　中山　茂
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

最終頁に続く

(54)【発明の名称】輸送機関の駆動装置

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
駆動源と、
該駆動源によって駆動され、輸送機関を推進する被駆動部と、
前記駆動源と前記被駆動部との動力伝達経路上に設けられ、駆動源側の一方向の回転動力が被駆動部側に入力されるときに係合状態となるとともに、駆動源側の他方向の回転動力が被駆動部側に入力されるときに非係合状態となり、被駆動部側の一方向の回転動力が駆動源側に入力されるときに非係合状態となるとともに、被駆動部側の他方向の回転動力が駆動源側に入力されるときに係合状態となる一方向動力伝達手段と、
前記動力伝達経路上に前記一方向動力伝達手段と並列に設けられ、解放又は締結することにより前記動力伝達経路を遮断状態又は接続状態にする断接手段と、を備える輸送機関の駆動装置であって、
前記一方向動力伝達手段は、同一の回転軸線を有して相対回転可能な第１部材と、第２部材と、前記第１部材及び前記第２部材の間に介装される係合子と、を備え、
前記駆動装置は、前記第１部材の回転軸線と前記第２部材の回転軸線とのずれである偏心を取得する偏心取得手段を備え、
該偏心取得手段は、前記断接手段が締結されて駆動源側と被駆動部側とが接続状態のときに前記偏心を取得することを特徴とする輸送機関の駆動装置。
【請求項２】
前記駆動装置は、前記断接手段の解放と締結を制御する断接手段制御装置を備え、

前記断接手段制御装置は、前記偏心取得手段が所定以上の偏心を取得したときに、前記断接手段を解放する請求項１に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項３】
前記断接手段制御装置は、前記偏心取得手段が前記所定以上の偏心を取得したときに、前記駆動源が前記一方向の回転動力を発生している場合、前記断接手段の解放を、前記一方向の回転動力が略零となるまで待機することを特徴とする請求項２に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項４】
前記断接手段制御装置は、前記偏心取得手段が前記所定以上の偏心を取得したときに、前記駆動源が前記一方向の回転動力を発生している場合、前記断接手段を、前記駆動源への指令が前記他方向の回転動力の発生指示に切り替わるまで締結を維持し、前記駆動源が前記一方向の回転動力の発生を終え、かつ前記他方向の回転動力の発生を開始する前に解放することを特徴とする請求項２に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項５】
前記輸送機関は車両であり、
前記被駆動部は前記車両の車輪であり、
前記車両は、前記車輪の回転を制動する制動手段を備え、
前記駆動源が前記他方向の回転動力の発生を開始する前に前記断接手段を解放するときに、前記駆動源からの前記他方向の回転動力の発生開始の遅れを補うように、前記制動手段から、前記他方向の回転動力を補う制動力を発生させることを特徴とする請求項４に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項６】
前記輸送機関は車両であり、
前記被駆動部は前記車両の車輪のうち、前輪及び後輪の一方である第1駆動輪であり、
前記車両は、前記前輪及び後輪の他方である第２駆動輪を駆動する他の駆動源を備え、
前記断接手段制御装置は、前記偏心取得手段が前記所定以上の偏心を取得したときに、前記他の駆動源が前記一方向の回転動力を発生している場合、前記断接手段を解放することを特徴とする請求項２に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項７】
前記駆動装置は、前記駆動源の発生する回転動力を制御する駆動源制御装置を備え、
前記駆動源制御装置は、前記断接手段制御装置が前記断接手段を解放するときに、前記駆動源から前記他方向の回転動力が発生するよう制御することを特徴とする請求項２～６のいずれか１項に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項８】
前記一方向動力伝達手段の前記係合子は、前記駆動源の前記一方向の回転動力の増加に伴って傾斜角が増加するよう介装され、
前記駆動源制御装置は、前記駆動源が発生する前記一方向の最大発生回転動力に基づいて求めた前記係合子の最大傾斜角に基づいて、前記他方向の回転動力の発生量を決定することを特徴とする請求項７に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項９】
前記駆動装置は、前記断接手段が締結されて駆動源側と被駆動部側とが接続状態のときに前記駆動源が所定以上の大きさの前記一方向の回転動力を発生したことを取得し、発生回数を記憶する計数手段をさらに備え、
前記偏心取得手段は、前記計数手段が記憶する前記発生回数に基づいて前記偏心を推定することを特徴とする請求項１～８のいずれか１項に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項１０】
前記所定以上の大きさを、前記断接手段の回転動力伝達容量に基づいて定めることを特徴とする請求項９に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項１１】
駆動源と、

該駆動源によって駆動され、輸送機関を推進する被駆動部と、
前記駆動源と前記被駆動部との動力伝達経路上に設けられ、駆動源側の一方向の回転動力が被駆動部側に入力されるときに係合状態となるとともに、駆動源側の他方向の回転動力が被駆動部側に入力されるときに非係合状態となり、被駆動部側の一方向の回転動力が駆動源側に入力されるときに非係合状態となるとともに、被駆動部側の他方向の回転動力が駆動源側に入力されるときに係合状態となる一方向動力伝達手段と、
前記動力伝達経路上に前記一方向動力伝達手段と並列に設けられ、解放又は締結することにより前記動力伝達経路を遮断状態又は接続状態にする断接手段と、
前記断接手段の解放と締結を制御する断接手段制御装置と、を備える輸送機関の駆動装置であって、
前記断接手段が締結されて駆動源側と被駆動部側とが接続状態のときに前記駆動源が所定以上の大きさの前記一方向の回転動力を発生したことを取得し、発生回数を記憶する計数手段をさらに備え、
前記断接手段制御装置は、前記計数手段が記憶する前記発生回数に基づいて、前記断接手段を制御することを特徴とする輸送機関の駆動装置。
【請求項１２】
前記断接手段制御装置は、前記計数手段が記憶する前記発生回数が所定以上のときに、前記断接手段を解放することを特徴とする請求項１１に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項１３】
前記所定以上の大きさを、前記断接手段の回転動力伝達容量に基づいて定めることを特徴とする請求項１１又は１２に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項１４】
前記断接手段制御装置は、前記発生回数が所定以上のときに、前記駆動源が前記一方向の回転動力を発生している場合、前記断接手段の解放を、前記一方向の回転動力が略零となるまで待機することを特徴とする請求項１２に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項１５】
前記断接手段制御装置は、前記発生回数が所定以上のときに、前記駆動源が前記一方向の回転動力を発生している場合、前記断接手段を、前記駆動源への指令が前記他方向の回転動力の発生指示に切り替わるまで締結を維持し、前記駆動源が前記一方向の回転動力の発生を終え、かつ前記他方向の回転動力の発生を開始する前に解放することを特徴とする請求項１２に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項１６】
前記輸送機関は車両であり、
前記被駆動部は前記車両の車輪であり、
前記車両は、前記車輪の回転を制動する制動手段を備え、
前記他方向の回転動力の発生を開始する前に前記断接手段を解放するときに、前記駆動源からの前記他方向の回転動力の発生開始の遅れを補うように、前記制動手段から、前記他方向の回転動力を補う制動力を発生させることを特徴とする請求項１５に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項１７】
前記輸送機関は車両であり、
前記被駆動部は前記車両の車輪のうち、前輪及び後輪の一方である第1駆動輪であり、
前記車両は、前記前輪及び後輪の他方である第２駆動輪を駆動する他の駆動源を備え、
前記断接手段制御装置は、前記発生回数が所定以上のときに、前記他の駆動源が前記一方向の回転動力を発生している場合、前記断接手段を解放することを特徴とする請求項１２に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項１８】
前記駆動装置は、前記駆動源の発生する回転動力を制御する駆動源制御装置を備え、
前記駆動源制御装置は、前記断接手段制御装置が前記断接手段を解放するときに、前記駆動源から前記他方向の回転動力が発生するよう制御することを特徴とする請求項１２～

１７のいずれか１項に記載の輸送機関の駆動装置。
【請求項１９】
前記一方向動力伝達手段の係合子は、前記駆動源の前記一方向の回転動力の増加に伴って、傾斜角が増加するよう介装され、
前記駆動源制御装置は、前記駆動源が発生する前記一方向の最大発生回転動力に基づいて求めた前記係合子の最大傾斜角に基づいて、前記他方向の回転動力の発生量を決定することを特徴とする請求項１８に記載の輸送機関の駆動装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、駆動源と被駆動部との動力伝達経路上に、一方向動力伝達手段が設けられた輸送機関の駆動装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
特許文献１には、車両の左車輪を駆動する第１電動機と、第１電動機と左車輪との動力伝達経路上に設けられた第１遊星歯車式変速機と、を有する左車輪駆動装置と、車両の右車輪を駆動する第２電動機と、第２電動機と右車輪との動力伝達経路上に設けられた第２遊星歯車式変速機と、を有する右車輪駆動装置と、を備える車両用駆動装置が記載されている。第１及び第２遊星歯車式変速機は、サンギヤにそれぞれ第１及び第２電動機が接続され、プラネタリキャリアにそれぞれ左車輪及び右車輪が接続され、リングギヤ同士が互いに連結されている。また、連結されたリングギヤには、リングギヤを解放又は締結することによりリングギヤの回転を制動するブレーキ手段と、電動機側の一方向の回転動力が車輪側に入力されるときに係合状態となるとともに、電動機側の他方向の回転動力が車輪側に入力されるときに非係合状態となり、車輪側の一方向の回転動力が電動機側に入力されるときに非係合状態となるとともに、車輪側の他方向の回転動力が電動機側に入力されるときに係合状態となる一方向クラッチと、が設けられている。
【０００３】
そして、この車両用駆動装置において、電動機側の一方向の回転動力が車輪側に入力されると、電動機と車輪とが接続状態となるようにブレーキ手段を締結し、電動機と車輪とが接続状態で車速が所定以上になったとき、締結していたブレーキ手段を解放することが記載されている。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００４】
【特許文献１】特開２０１２－５０３１５号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【０００５】
この特許文献１に記載の車両用駆動装置では、車速が所定未満でクルーズ走行するような場合に、ブレーキ手段の締結状態が長時間に及ぶ可能性があり、このような場合であっても一方向動力伝達手段の状態を把握し、適切に保護する必要があった。
【０００６】
本発明は、上記課題に鑑みてなされたものであり、一方向動力伝達手段を適切に保護することが可能な輸送機関の駆動装置を提供することを目的とする。
【課題を解決するための手段】
【０００７】
上記の目的を達成するために、請求項１に記載の発明は、
駆動源（例えば、後述の実施形態の第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ）と、
該駆動源によって駆動され、輸送機関（例えば、後述の実施形態の車両３）を推進する被駆動部（例えば、後述の実施形態の後輪Ｗｒ）と、

前記駆動源と前記被駆動部との動力伝達経路上に設けられ、駆動源側の一方向の回転動力が被駆動部側に入力されるときに係合状態となるとともに、駆動源側の他方向の回転動力が被駆動部側に入力されるときに非係合状態となり、被駆動部側の一方向の回転動力が駆動源側に入力されるときに非係合状態となるとともに、被駆動部側の他方向の回転動力が駆動源側に入力されるときに係合状態となる一方向動力伝達手段（例えば、後述の実施形態の一方向クラッチ５０）と、を備える輸送機関の駆動装置（例えば、後述の実施形態の後輪駆動装置１）であって、

前記一方向動力伝達手段は、同一の回転軸線を有して相対回転可能な第１部材（例えば、後述の実施形態のインナーレース５１）と、第２部材（例えば、後述の実施形態のアウターレース５２）と、前記第１部材及び前記第２部材の間に介装される係合子（例えば、後述の実施形態のスプラグ５３）と、

前記動力伝達経路上に前記一方向動力伝達手段と並列に設けられ、解放又は締結することにより前記動力伝達経路を遮断状態又は接続状態にする断接手段と、を備え、

前記駆動装置は、前記第１部材の回転軸線（例えば、後述の実施形態の回転軸線Ｏ’）と前記第２部材の回転軸線（例えば、後述の実施形態の回転軸線Ｏ）とのずれである偏心を取得する偏心取得手段（例えば、後述の実施形態の制御装置８）を備え、

該偏心取得手段は、前記断接手段が締結されて駆動源側と被駆動部側とが接続状態のときに前記偏心を取得することを特徴とする。

【０００９】

また、請求項２に記載の発明は、請求項１に記載の構成に加えて、

前記駆動装置は、前記断接手段の解放と締結を制御する断接手段制御装置（例えば、後述の実施形態の制御装置８）を備え、

前記断接手段制御装置は、前記偏心取得手段が所定以上の偏心を取得したときに、前記断接手段を解放する。

【００１０】

また、請求項３に記載の発明は、請求項２に記載の構成に加えて、

前記断接手段制御装置は、前記偏心取得手段が前記所定以上の偏心を取得したときに、前記駆動源が前記一方向の回転動力を発生している場合、前記断接手段の解放を、前記一方向の回転動力が略零となるまで待機することを特徴とする。

【００１１】

また、請求項４に記載の発明は、請求項２に記載の構成に加えて、

前記断接手段制御装置は、前記偏心取得手段が前記所定以上の偏心を取得したときに、前記駆動源が前記一方向の回転動力を発生している場合、前記断接手段を、前記駆動源への指令が前記他方向の回転動力の発生指示に切り替わるまで締結を維持し、前記駆動源が前記一方向の回転動力の発生を終え、かつ前記他方向の回転動力の発生を開始する前に解放することを特徴とする。

【００１２】

また、請求項５に記載の発明は、請求項４に記載の構成に加えて、

前記輸送機関は車両（例えば、後述の実施形態の車両３）であり、

前記被駆動部は前記車両の車輪（例えば、後述の実施形態の後輪Ｗｒ）であり、

前記車両は、前記車輪の回転を制動する制動手段を備え、

前記駆動源が前記他方向の回転動力の発生を開始する前に前記断接手段を解放するときに、前記駆動源からの前記他方向の回転動力の発生開始の遅れを補うように、前記制動手段から、前記他方向の回転動力を補う制動力を発生させることを特徴とする。

【００１３】

また、請求項６に記載の発明は、請求項２に記載の構成に加えて、

前記輸送機関は車両（例えば、後述の実施形態の車両３）であり、

前記被駆動部は前記車両の車輪のうち、前輪及び後輪の一方である第1駆動輪（例えば、後述の実施形態の後輪Ｗｒ）であり、

前記車両は、前記前輪及び後輪の他方である第２駆動輪（例えば、後述の実施形態の前

輪Ｗｆ）を駆動する他の駆動源（例えば、後述の実施形態の内燃機関４、電動機５）を備え、
前記断接手段制御装置は、前記偏心取得手段が前記所定以上の偏心を取得したときに、前記他の駆動源が前記一方向の回転動力を発生している場合、前記断接手段を解放することを特徴とする。
【００１４】
また、請求項７に記載の発明は、請求項２～６のいずれか１項に記載の構成に加えて、
前記駆動装置は、前記駆動源の発生する回転動力を制御する駆動源制御装置（例えば、後述の実施形態の制御装置８）を備え、
前記駆動源制御装置は、前記断接手段制御装置が前記断接手段を解放するときに、前記駆動源から前記他方向の回転動力が発生するよう制御することを特徴とする。
【００１５】
また、請求項８に記載の発明は、請求項７に記載の構成に加えて、
前記一方向動力伝達手段の前記係合子は、前記駆動源の前記一方向の回転動力の増加に伴って傾斜角が増加するよう介装され、
前記駆動源制御装置は、前記駆動源が発生する前記一方向の最大発生回転動力に基づいて求めた前記係合子の最大傾斜角度（例えば、後述の実施形態の最大傾斜角度α）に基づいて、前記他方向の回転動力の発生量（例えば、後述の実施形態の発生時間、発生速さ）を決定することを特徴とする。
【００１６】
また、請求項９に記載の発明は、請求項１～８のいずれか１項に記載の構成に加えて、
前記駆動装置は、前記断接手段が締結されて駆動源側と被駆動部側とが接続状態のときに前記駆動源が所定以上の大きさの前記一方向の回転動力を発生したことを取得し、発生回数を記憶する計数手段をさらに備え、
前記偏心取得手段は、前記計数手段が記憶する前記発生回数に基づいて前記偏心を推定することを特徴とする。
【００１７】
また、請求項１０に記載の発明は、請求項９に記載の構成に加えて、
前記所定以上の大きさを、前記断接手段の回転動力伝達容量（例えば、後述の実施形態の弱締結時限界伝達トルクＴ１）に基づいて定めることを特徴とする。
【００１８】
上記の目的を達成するために、請求項１１に記載の発明は、
駆動源（例えば、後述の実施形態の第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ）と、
該駆動源によって駆動され、輸送機関（例えば、後述の実施形態の車両３）を推進する被駆動部（例えば、後述の実施形態の後輪Ｗｒ）と、
前記駆動源と前記被駆動部との動力伝達経路上に設けられ、駆動源側の一方向の回転動力が被駆動部側に入力されるときに係合状態となるとともに、駆動源側の他方向の回転動力が被駆動部側に入力されるときに非係合状態となり、被駆動部側の一方向の回転動力が駆動源側に入力されるときに非係合状態となるとともに、被駆動部側の他方向の回転動力が駆動源側に入力されるときに係合状態となる一方向動力伝達手段（例えば、後述の実施形態の一方向クラッチ５０）と、
前記動力伝達経路上に前記一方向動力伝達手段と並列に設けられ、解放又は締結することにより前記動力伝達経路を遮断状態又は接続状態にする断接手段（例えば、後述の実施形態の油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂ）と、
前記断接手段の解放と締結を制御する断接手段制御装置（例えば、後述の実施形態の制御装置８）と、を備える輸送機関の駆動装置（例えば、後述の実施形態の後輪駆動装置１）であって、
前記断接手段が締結されて駆動源側と被駆動部側とが接続状態のときに前記駆動源が所定以上の大きさの前記一方向の回転動力を発生したことを取得し、発生回数を記憶する計数手段（例えば、後述の実施形態の制御装置８）をさらに備え、

前記断接手段制御装置は、前記計数手段が記憶する前記発生回数に基づいて、前記断接手段を制御することを特徴とする。

【００１９】

また、請求項１２に記載の発明は、請求項１１に記載の構成に加えて、

前記断接手段制御装置は、前記計数手段が記憶する前記発生回数が所定以上のときに、前記断接手段を解放することを特徴とする。

【００２０】

また、請求項１３に記載の発明は、請求項１１又は１２に記載の構成に加えて、

前記所定以上の大きさを、前記断接手段の回転動力伝達容量（例えば、後述の実施形態の弱締結時限界伝達トルクＴ１）に基づいて定めることを特徴とする。

【００２１】

また、請求項１４に記載の発明は、請求項１２に記載の構成に加えて、

前記断接手段制御装置は、前記発生回数が所定以上のときに、前記駆動源が前記一方向の回転動力を発生している場合、前記断接手段の解放を、前記一方向の回転動力が略零となるまで待機することを特徴とする。

【００２２】

また、請求項１５に記載の発明は、請求項１２に記載の構成に加えて、

前記断接手段制御装置は、前記発生回数が所定以上のときに、前記駆動源が前記一方向の回転動力を発生している場合、前記断接手段を、前記駆動源への指令が前記他方向の回転動力の発生指示に切り替わるまで締結を維持し、前記駆動源が前記一方向の回転動力の発生を終え、かつ前記他方向の回転動力の発生を開始する前に解放することを特徴とする。

【００２３】

また、請求項１６に記載の発明は、請求項１５に記載の構成に加えて、

前記輸送機関は車両（例えば、後述の実施形態の車両３）であり、

前記被駆動部は前記車両の車輪（例えば、後述の実施形態の後輪Ｗｒ）であり、

前記車両は、前記車輪の回転を制動する制動手段を備え、

前記他方向の回転動力の発生を開始する前に前記断接手段を解放するときに、前記駆動源からの前記他方向の回転動力の発生開始の遅れを補うように、前記制動手段から、前記他方向の回転動力を補う制動力を発生させることを特徴とする。

【００２４】

また、請求項１７に記載の発明は、請求項１２に記載の構成に加えて、

前記輸送機関は車両（例えば、後述の実施形態の車両３）であり、

前記被駆動部は前記車両の車輪のうち、前輪及び後輪の一方である第1駆動輪（例えば、後述の実施形態の後輪Ｗｒ）であり、

前記車両は、前記前輪及び後輪の他方である第２駆動輪（例えば、後述の実施形態の前輪Ｗｆ）を駆動する他の駆動源（例えば、後述の実施形態の内燃機関４、電動機５）を備え、

前記断接手段制御装置は、前記発生回数が所定以上のときに、前記他の駆動源が前記一方向の回転動力を発生している場合、前記断接手段を解放することを特徴とする。

【００２５】

また、請求項１８に記載の発明は、請求項１２～１７のいずれか１項に記載の構成に加えて、

前記駆動装置は、前記駆動源の発生する回転動力を制御する駆動源制御装置（例えば、後述の実施形態の制御装置８）を備え、

前記駆動源制御装置は、前記断接手段制御装置が前記断接手段を解放するときに、前記駆動源から前記他方向の回転動力が発生するよう制御することを特徴とする。

【００２６】

また、請求項１９に記載の発明は、請求項１８に記載の構成に加えて、

前記一方向動力伝達手段の係合子は、前記駆動源の前記一方向の回転動力の増加に伴っ

て、傾斜角が増加するよう介装され、
前記駆動源制御装置は、前記駆動源が発生する前記一方向の最大発生回転動力に基づいて求めた前記係合子の最大傾斜角度に基づいて、前記他方向の回転動力の発生量（例えば、後述の実施形態の発生時間、発生速さ）を決定することを特徴とする。
【発明の効果】
【００２７】
請求項１に記載の発明によれば、一方向動力伝達手段の偏心を取得することができる。
また、並列で断接手段が締結された状態での一方向動力伝達手段の偏心を取得することができる。
【００２９】
請求項２に記載の発明によれば、偏心を取得して解放することで、不要な断接手段の解放を抑制することができる。
【００３０】
請求項３に記載の発明によれば、電動機が一方向の回転動力を発生させている間に断接手段を解放しても一方向動力伝達手段は回らず、偏心は解消しないので、駆動源の一方向の回転動力がゼロ近傍になるまで待機することで不要な断接手段の解放を抑制することができる。
【００３１】
請求項４に記載の発明によれば、駆動源の回転動力が一方向の回転動力から他方向の回転動力に変化するときの、他方向の回転動力の発生前に断接手段の解放を割り込ませることで、トルク指示値自体は変更せず、トルク発生開始タイミングを変更するだけで断接手段を適切に潤滑することができる。
【００３２】
請求項５に記載の発明によれば、他方向の回転動力、すなわち制動回転動力は、駆動源以外の他の部品（車輪ブレーキ）によっても発生させることが可能なので、車両全体としての要求制動力を満たすことができる。
【００３３】
請求項６に記載の発明によれば、一方向動力伝達手段の偏心を解消することができる。また、他の駆動源で第２駆動輪を駆動している場合、第１駆動輪側の動力伝達経路上の断接手段を解放することによって第１駆動輪で駆動できなくなっても第２駆動輪の駆動力で車両全体としての要求駆動力を維持することができる。
【００３４】
請求項７に記載の発明によれば、単に断接手段を解放するだけの場合と比較して、一方向動力伝達手段が非係合となる他方向の回転動力を発生させることで、早期に偏心を解消させることができる。
【００３５】
請求項８に記載の発明によれば、係合子の最大傾斜角度に基づいて、偏心を解消するための駆動源の他方向の回転動力の発生量を決定することで、駆動源の他方向の回転駆動を最小限に抑えることができる。
【００３６】
請求項９に記載の発明によれば、一方向動力伝達手段と断接手段とを並列に備え、断接手段を締結しながら一方向動力伝達手段を機能させる際に発生する一方向動力伝達手段の偏心をより精確に推定することができ、偏心に応じた適切な断接手段の解放を実行することができる。
【００３７】
請求項１０に記載の発明によれば、偏心の推定精度を向上させることができる。
【００３８】
請求項１１に記載の発明によれば、一方向動力伝達手段と断接手段とが並列作動中における所定以上の電動機の一方向の回転動力の発生回数に基づいて、断接手段の解放を制御することで、一方向動力伝達手段と断接手段の基本機能としてのトルク伝達の実行に加え

、一方向動力伝達手段と断接手段とを適切に保護することができる。
【００３９】
請求項１２に記載の発明によれば、制御過多となるのを抑制することができる。
【００４０】
請求項１３に記載の発明によれば、偏心の推定精度を向上させることができる。
【００４１】
請求項１４に記載の発明によれば、電動機が一方向の回転動力を発生させている間に断接手段を解放しても一方向動力伝達手段は回らず、偏心は解消しないので、駆動源の一方向の回転動力がゼロ近傍になるまで待機することで不要な断接手段の解放を抑制することができる。
【００４２】
請求項１５に記載の発明によれば、駆動源の回転動力が一方向の回転動力から他方向の回転動力に変化するときの、他方向の回転動力の発生前に断接手段の解放を割り込ませることで、一方向の回転動力の抜けを防止することができる。
【００４３】
請求項１６に記載の発明によれば、他方向の回転動力、すなわち制動回転動力は、駆動源以外の他の部品（車輪ブレーキ）によっても発生させることが可能なので、車両全体としての要求駆動力を満たすことができる。
【００４４】
請求項１７に記載の発明によれば、他の駆動源で第２駆動輪を駆動している場合、第１駆動輪側の動力伝達経路上の断接手段を解放することによって第１駆動輪で駆動できなくなっても第２駆動輪の駆動力を増加する等で車両全体としての要求駆動力を維持することができる。
【００４５】
請求項１８に記載の発明によれば、単に断接手段を解放するだけの場合と比較して、一方向動力伝達手段が非係合となる他方向の回転動力を発生させることで、早期に偏心を解消させることができる。
【００４６】
請求項１９に記載の発明によれば、係合子の最大傾斜角度に基づいて、偏心を解消するための駆動源の他方向の回転動力の発生量を決定することで、駆動源の他方向の回転駆動を最小限に抑えることができる。
【図面の簡単な説明】
【００４７】
【図１】本発明に係る駆動装置を搭載可能な車両の一実施形態であるハイブリッド車両の概略構成を示すブロック図である。
【図２】後輪駆動装置の一実施形態の縦断面図である。
【図３】図２に示す後輪駆動装置の部分拡大図である。
【図４】車両状態における前輪駆動装置と後輪駆動装置との関係を電動機の作動状態とあわせて記載した表である。
【図５】停車中の後輪駆動装置の速度共線図である。
【図６】前進低車速時の後輪駆動装置の速度共線図である。
【図７】前進中車速時の後輪駆動装置の速度共線図である。
【図８】減速回生時の後輪駆動装置の速度共線図である。
【図９】前進高車速時の後輪駆動装置の速度共線図である。
【図１０】後進時の後輪駆動装置の速度共線図である。
【図１１】車両走行の一例におけるタイミングチャートである。
【図１２】リングギヤに加わる逆方向の左右和トルクとスプラグの傾斜角度との関係を示すグラフである。
【図１３】（ａ）は偏心していない一方向クラッチの模式図であり、（ｂ）は偏心した一方向クラッチの模式図である。

【図１４】ブレーキ解放制御を説明するフロー図である。
【図１５】スプラグの最大傾斜角度分、インナーレースを他方向に回転させるためのインナーレースの回転時間と回転速さとの関係を示すグラフである。
【発明を実施するための形態】
【００４８】
先ず、本発明に係る駆動装置の一実施形態を図１～図３に基づいて説明する。なお、駆動装置としては、車両、航空機、船舶等の輸送機器に用いることができるものであるが、以下の実施形態では、車両に用いた場合を例に説明する。
【００４９】
本実施形態の車両用駆動装置は、電動機を車軸駆動用の駆動源とするものであり、例えば、図１に示すような駆動システムの車両に用いられる。以下の説明では車両用駆動装置を後輪駆動用として用いる場合を例に説明するが、前輪駆動用に用いてもよい。
図１に示す車両３は、内燃機関４と電動機５とが直列に接続された駆動装置６（以下、前輪駆動装置と呼ぶ。）を車両前部に有するハイブリッド車両であり、この前輪駆動装置６の動力がトランスミッション７を介して前輪Ｗｆに伝達される一方で、この前輪駆動装置６と別に車両後部に設けられた駆動装置１（以下、後輪駆動装置と呼ぶ。）の動力が後輪Ｗｒ（ＲＷｒ、ＬＷｒ）に伝達されるようになっている。前輪駆動装置６の電動機５と後輪Ｗｒ側の後輪駆動装置１の第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂとは、バッテリ９に接続され、バッテリ９からの電力供給と、バッテリ９へのエネルギー回生が可能となっている。符号８は、車両全体の各種制御をするための制御装置である。
【００５０】
図２は、後輪駆動装置１の全体の縦断面図を示すものであり、同図において、１０Ａ、１０Ｂは、車両３の後輪Ｗｒ側の左右の車軸であり、車幅方向に同軸上に配置されている。後輪駆動装置１の減速機ケース１１は全体が略円筒状に形成され、その内部には、車軸駆動用の第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂと、この第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの駆動回転を減速する第１及び第２遊星歯車式減速機１２Ａ、１２Ｂとが、車軸１０Ａ、１０Ｂと同軸上に配置されている。この第１電動機２Ａ及び第１遊星歯車式減速機１２Ａは左後輪ＬＷｒを駆動する左車輪駆動装置として機能し、第２電動機２Ｂ及び第２遊星歯車式減速機１２Ｂは右後輪ＲＷｒを駆動する右車輪駆動装置として機能し、第１電動機２Ａ及び第１遊星歯車式減速機１２Ａと第２電動機２Ｂ及び第２遊星歯車式減速機１２Ｂとは、減速機ケース１１内で車幅方向に左右対称に配置されている。
【００５１】
減速機ケース１１の左右両端側内部には、それぞれ第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂのステータ１４Ａ、１４Ｂが固定され、このステータ１４Ａ、１４Ｂの内周側に環状のロータ１５Ａ、１５Ｂが回転可能に配置されている。ロータ１５Ａ、１５Ｂの内周部には車軸１０Ａ、１０Ｂの外周を囲繞する円筒軸１６Ａ、１６Ｂが結合され、この円筒軸１６Ａ、１６Ｂが車軸１０Ａ、１０Ｂと同軸で相対回転可能となるように減速機ケース１１の端部壁１７Ａ、１７Ｂと中間壁１８Ａ、１８Ｂとに軸受１９Ａ、１９Ｂを介して支持されている。また、円筒軸１６Ａ、１６Ｂの一端側の外周であって減速機ケース１１の端部壁１７Ａ、１７Ｂには、ロータ１５Ａ、１５Ｂの回転位置情報を第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの制御コントローラ（図示せず）にフィードバックするためのレゾルバ２０Ａ、２０Ｂが設けられている。
【００５２】
また、第１及び第２遊星歯車式減速機１２Ａ、１２Ｂは、サンギヤ２１Ａ、２１Ｂと、このサンギヤ２１Ａ、２１Ｂに噛合される複数のプラネタリギヤ２２Ａ、２２Ｂと、これらのプラネタリギヤ２２Ａ、２２Ｂを支持するプラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂと、プラネタリギヤ２２Ａ、２２Ｂの外周側に噛合されるリングギヤ２４Ａ、２４Ｂと、を備え、サンギヤ２１Ａ、２１Ｂから第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの駆動力が入力され、減速された駆動力がプラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂを通して出力されるようになっている。

【００５３】
サンギヤ２１Ａ、２１Ｂは円筒軸１６Ａ、１６Ｂに一体に形成されている。また、プラネタリギヤ２２Ａ、２２Ｂは、例えば図３に示すように、サンギヤ２１Ａ、２１Ｂに直接噛合される大径の第１ピニオン２６Ａ、２６Ｂと、この第１ピニオン２６Ａ、２６Ｂよりも小径の第２ピニオン２７Ａ、２７Ｂを有する２連ピニオンであり、これらの第１ピニオン２６Ａ、２６Ｂと第２ピニオン２７Ａ、２７Ｂとが同軸にかつ軸方向にオフセットした状態で一体に形成されている。このプラネタリギヤ２２Ａ、２２Ｂはプラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂに支持され、プラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂは、軸方向内側端部が径方向内側に伸びて車軸１０Ａ、１０Ｂにスプライン嵌合され一体回転可能に支持されるとともに、軸受３３Ａ、３３Ｂを介して中間壁１８Ａ、１８Ｂに支持されている。

【００５４】
なお、中間壁１８Ａ、１８Ｂは第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを収容する電動機収容空間と第１及び第２遊星歯車式減速機１２Ａ、１２Ｂを収容する減速機空間とを隔て、外径側から内径側に互いの軸方向間隔が広がるように屈曲して構成されている。そして、中間壁１８Ａ、１８Ｂの内径側、且つ、第１及び第２遊星歯車式減速機１２Ａ、１２Ｂ側にはプラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂを支持する軸受３３Ａ、３３Ｂが配置されるとともに中間壁１８Ａ、１８Ｂの外径側、且つ、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側にはステータ１４Ａ、１４Ｂ用のバスリング４１Ａ、４１Ｂが配置されている（図２参照）。

【００５５】
リングギヤ２４Ａ、２４Ｂは、その内周面が小径の第２ピニオン２７Ａ、２７Ｂに噛合されるギヤ部２８Ａ、２８Ｂと、ギヤ部２８Ａ、２８Ｂより小径で減速機ケース１１の中間位置で互いに対向配置される小径部２９Ａ、２９Ｂと、ギヤ部２８Ａ、２８Ｂの軸方向内側端部と小径部２９Ａ、２９Ｂの軸方向外側端部を径方向に連結する連結部３０Ａ、３０Ｂとを備えて構成されている。この実施形態の場合、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂの最大半径は、第１ピニオン２６Ａ、２６Ｂの車軸１０Ａ、１０Ｂの中心からの最大距離よりも小さくなるように設定されている。小径部２９Ａ、２９Ｂは、それぞれ後述する一方向クラッチ５０のインナーレース５１とスプライン嵌合し、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂは一方向クラッチ５０のインナーレース５１と一体回転するように構成されている。

【００５６】
ところで、減速機ケース１１とリングギヤ２４Ａ、２４Ｂの間には円筒状の空間部が確保され、その空間部内に、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに対する制動手段を構成する油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが第１ピニオン２６Ａ、２６Ｂと径方向でオーバーラップし、第２ピニオン２７Ａ、２７Ｂと軸方向でオーバーラップして配置されている。油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂは、減速機ケース１１の内径側で軸方向に伸びる筒状の外径側支持部３４の内周面にスプライン嵌合された複数の固定プレート３５Ａ、３５Ｂと、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂの外周面にスプライン嵌合された複数の回転プレート３６Ａ、３６Ｂが軸方向に交互に配置され、これらのプレート３５Ａ、３５Ｂ，３６Ａ、３６Ｂが環状のピストン３７Ａ、３７Ｂによって締結及び解放操作されるようになっている。ピストン３７Ａ、３７Ｂは、減速機ケース１１の中間位置から内径側に延設された左右分割壁３９と、左右分割壁３９によって連結された外径側支持部３４と内径側支持部４０間に形成された環状のシリンダ室３８Ａ、３８Ｂに進退自在に収容されており、シリンダ室３８Ａ、３８Ｂへの高圧オイルの導入によってピストン３７Ａ、３７Ｂを前進させ、シリンダ室３８Ａ、３８Ｂからオイルを排出することによってピストン３７Ａ、３７Ｂを後退させる。なお、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂは電動オイルポンプ７０に接続されている（図１参照）。

【００５７】
また、さらに詳細には、ピストン３７Ａ、３７Ｂは、軸方向前後に第１ピストン壁６３Ａ、６３Ｂと第２ピストン壁６４Ａ、６４Ｂを有し、これらのピストン壁６３Ａ、６３Ｂ，６４Ａ、６４Ｂが円筒状の内周壁６５Ａ、６５Ｂによって連結されている。したがって、第１ピストン壁６３Ａ、６３Ｂと第２ピストン壁６４Ａ、６４Ｂの間には径方向外側に開口する環状空間が形成されているが、この環状空間は、シリンダ室３８Ａ、３８Ｂの外

壁内周面に固定された仕切部材６６Ａ、６６Ｂによって軸方向左右に仕切られている。減速機ケース１１の左右分割壁３９と第２ピストン壁６４Ａ、６４Ｂの間は高圧オイルが直接導入される第１作動室Ｓ１とされ、仕切部材６６Ａ、６６Ｂと第１ピストン壁６３Ａ、６３Ｂの間は、内周壁６５Ａ、６５Ｂに形成された貫通孔を通して第１作動室Ｓ１と導通する第２作動室Ｓ２とされている。第２ピストン壁６４Ａ、６４Ｂと仕切部材６６Ａ、６６Ｂの間は大気圧に導通している。

【００５８】

この油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂでは、第１作動室Ｓ１と第２作動室Ｓ２に不図示の油圧回路からオイルが導入され、第１ピストン壁６３Ａ、６３Ｂと第２ピストン壁６４Ａ、６４Ｂに作用するオイルの圧力によって固定プレート３５Ａ、３５Ｂと回転プレート３６Ａ、３６Ｂを相互に押し付けが可能である。したがって、軸方向左右の第１，第２ピストン壁６３Ａ、６３Ｂ，６４Ａ、６４Ｂによって大きな受圧面積を稼ぐことができるため、ピストン３７Ａ、３７Ｂの径方向の面積を抑えたまま固定プレート３５Ａ、３５Ｂと回転プレート３６Ａ、３６Ｂに対する大きな押し付け力を得ることができる。

【００５９】

この油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの場合、固定プレート３５Ａ、３５Ｂが減速機ケース１１から伸びる外径側支持部３４に支持される一方で、回転プレート３６Ａ、３６Ｂがリングギヤ２４Ａ、２４Ｂに支持されているため、両プレート３５Ａ、３５Ｂ，３６Ａ、３６Ｂがピストン３７Ａ、３７Ｂによって押し付けられると、両プレート３５Ａ、３５Ｂ，３６Ａ、３６Ｂ間の摩擦締結によってリングギヤ２４Ａ、２４Ｂに制動力が作用し固定（ロック）され、その状態からピストン３７Ａ、３７Ｂによる締結が解放されると、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂの自由な回転が許容される。

【００６０】

また、軸方向で対向するリングギヤ２４Ａ、２４Ｂの連結部３０Ａ、３０Ｂ間にも空間部が確保され、その空間部内に、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに対し一方向の動力のみを伝達し他方向の動力を遮断する一方向クラッチ５０が配置されている。一方向クラッチ５０は、同一の回転軸線を有するインナーレース５１とアウターレース５２との間に多数のスプラグ５３を介装させたものであって、そのインナーレース５１がスプライン嵌合によりリングギヤ２４Ａ、２４Ｂの小径部２９Ａ、２９Ｂと一体回転するように構成されている。またアウターレース５２は、内径側支持部４０により位置決めされるとともに、回り止めされている。一方向クラッチ５０は、車両３が第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの動力で前進する際に係合してリングギヤ２４Ａ、２４Ｂの回転をロックするように構成されている。より具体的に説明すると、一方向クラッチ５０は、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側の順方向（車両３を前進させる際の回転方向）のトルクが後輪Ｗｒ側に入力されるときに係合状態となるとともに第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側の逆方向のトルクが後輪Ｗｒ側に入力されるときに非係合状態となり、後輪Ｗｒ側の順方向のトルクが第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側に入力されるときに非係合状態となるとともに後輪Ｗｒ側の逆方向のトルクが第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側に入力されるときに係合状態となる。言い換えると、一方向クラッチ５０は、非係合時に第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの逆方向のトルクによるリングギヤ２４Ａ、２４Ｂの一方向の回転を許容し、係合時に第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの順方向のトルクによるリングギヤ２４Ａ、２４Ｂの逆方向の回転を規制している。なお、逆方向のトルクとは、逆方向の回転を増加させる方向のトルク、又は、順方向の回転を減少させる方向のトルクをさす。インナーレース５１に連結されるリングギヤ２４Ａ、２４Ｂの逆方向のトルク（第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの順方向のトルク）を増加させることにより、スプラグ５３の傾斜角が大きくなり、それに応じて一方向クラッチ５０のトルク伝達容量が増加する。一方、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂの逆方向のトルクを減少させることにより、スプラグ５３の傾斜角が小さくなり、それに応じて一方向クラッチ５０のトルク伝達容量が減少し、やがて非係合状態となる。

【００６１】

このように本実施形態の後輪駆動装置１では、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂと後輪Ｗ

ｒとの動力伝達経路上に一方向クラッチ５０と油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂとが並列に設けられている。なお、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂは２つ設ける必要はなく、一方にのみ油圧ブレーキを設け、他方の空間をブリーザ室として用いてもよい。

【００６２】

ここで、制御装置８（図１参照）は、車両全体の各種制御をするための制御装置であり、制御装置８には車輪速センサ値、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂのモータ回転数センサ値、操舵角、アクセルペダル開度ＡＰ、シフトポジション、バッテリ９における充電状態（ＳＯＣ）、油温などが入力される一方、制御装置８からは、内燃機関４を制御する信号、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを制御する信号、電動オイルポンプ７０を制御する制御信号などが出力される。

【００６３】

即ち、制御装置８は、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを制御する電動機制御装置としての機能と、断接手段としての油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの締結状態と解放状態とを制御する断接手段制御装置としての機能を、少なくとも備えている。

【００６４】

図４は、各車両状態における前輪駆動装置６と後輪駆動装置１との関係を第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの作動状態とあわせて記載したものである。図中、フロントユニットは前輪駆動装置６、リアユニットは後輪駆動装置１、リアモータは第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ、ＯＷＣは一方向クラッチ５０、ＢＲＫは油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを表わす。また、図５～図１０は後輪駆動装置１の各状態における速度共線図を表わし、ＬＭＯＴは第１電動機２Ａ、ＲＭＯＴは第２電動機２Ｂ、左側のＳ、Ｃはそれぞれ第１電動機２Ａに連結された第１遊星歯車式減速機１２Ａのサンギヤ２１Ａ、第１遊星歯車式減速機１２Ａのプラネタリキャリア２３Ａ、右側のＳ、Ｃはそれぞれ第２遊星歯車式減速機１２Ｂのサンギヤ２１Ｂ、第２遊星歯車式減速機１２Ｂのプラネタリキャリア２３Ｂ、Ｒは第１及び２遊星歯車式減速機１２Ａ、１２Ｂのリングギヤ２４Ａ、２４Ｂ、ＢＲＫは油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂ、ＯＷＣは一方向クラッチ５０を表わす。以下の説明において第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂによる車両前進時のサンギヤ２１Ａ、２１Ｂの回転方向を順方向とする。また、図中、停車中の状態から上方が順方向の回転、下方が逆方向の回転であり、矢印は、上向きが順方向のトルクを表し、下向きが逆方向のトルクを表す。

【００６５】

停車中は、前輪駆動装置６も後輪駆動装置１も駆動していない。従って、図５に示すように、後輪駆動装置１の第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂは停止しており、車軸１０Ａ、１０Ｂも停止しているため、いずれの要素にもトルクは作用していない。このとき、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂは解放（ＯＦＦ）している。また、一方向クラッチ５０は、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂが非駆動のため係合していない（ＯＦＦ）。

【００６６】

そして、キーポジションをＯＮにした後、ＥＶ発進、ＥＶクルーズなどモータ効率のよい前進低車速時は、後輪駆動装置１による後輪駆動となる。図６に示すように、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂが順方向に回転するように力行駆動すると、サンギヤ２１Ａ、２１Ｂには順方向のトルクが付加される。このとき、前述したように一方向クラッチ５０が係合しリングギヤ２４Ａ、２４Ｂがロックされる。これによりプラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂは順方向に回転し前進走行がなされる。なお、プラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂには車軸１０Ａ、１０Ｂからの走行抵抗が逆方向に作用している。このように車両３の発進時には、キーポジションをＯＮにして第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂのトルクをあげることで、一方向クラッチ５０が機械的に係合してリングギヤ２４Ａ、２４Ｂがロックされる。

【００６７】

このとき、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを弱締結状態に制御する。なお、弱締結とは、動力伝達可能であるが、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの締結状態の締結力に対し弱い締結力で締結している状態をいう。第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの順方向のトルクが後輪Ｗ

ｒ側に入力されるときには一方向クラッチ５０が係合状態となり、一方向クラッチ５０のみで動力伝達可能であるが、一方向クラッチ５０と並列に設けられた油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂも弱締結状態とし第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側と後輪Ｗｒ側とを接続状態としておくことで、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側からの順方向のトルクの入力が一時的に低下して一方向クラッチ５０が非係合状態となった場合にも、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側と後輪Ｗｒ側とで動力伝達不能になることを抑制できる。また、後述する減速回生への移行時に第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側と後輪Ｗｒ側とを接続状態とするための回転数制御が不要となる。一方向クラッチ５０が係合状態のときの油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの締結力を一方向クラッチ５０が非係合状態のときの油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの締結力よりも弱くすることにより、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの締結のための消費エネルギーが低減される。

【００６８】

前進低車速走行から車速があがりエンジン効率のよい前進中車速走行に至ると、後輪駆動装置１による後輪駆動から前輪駆動装置６による前輪駆動となる。図７に示すように、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの力行駆動が停止すると、プラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂには車軸１０Ａ、１０Ｂから前進走行しようとする順方向のトルクが作用するので、前述したように一方向クラッチ５０が非係合状態となる。このときも、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを弱締結状態に制御する。

【００６９】

図６又は図７の状態から第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを回生駆動しようすると、図８に示すように、プラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂには車軸１０Ａ、１０Ｂから前進走行を続けようとする順方向のトルクが作用するので、前述したように一方向クラッチ５０が非係合状態となる。このとき、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを締結状態（ＯＮ）に制御する。従って、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂがロックされるとともに第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂには逆方向の回生制動トルクが作用し、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂで減速回生がなされる。このように、後輪Ｗｒ側の順方向のトルクが第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側に入力されるときには一方向クラッチ５０は非係合状態となり、一方向クラッチ５０のみで動力伝達不能であるが、一方向クラッチ５０と並列に設けられた油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを締結させ、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側と後輪Ｗｒ側とを接続状態としておくことで動力伝達可能な状態に保つことができ、この状態で第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを回生駆動状態に制御することにより、車両３のエネルギーを回生することができる。

【００７０】

続いて加速時には、前輪駆動装置６と後輪駆動装置１の四輪駆動となり、後輪駆動装置１は、図６に示す前進低車速時と同じ状態となる。

【００７１】

前進高車速時には、前輪駆動装置６による前輪駆動となるが、このとき第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを停止させ油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを解放状態に制御する。一方向クラッチ５０は、後輪Ｗｒ側の順方向のトルクが第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側に入力されるので非係合状態となり、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを解放状態に制御することでリングギヤ２４Ａ、２４Ｂは回転し始める。

【００７２】

図９に示すように、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂが力行駆動を停止すると、プラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂには車軸１０Ａ、１０Ｂから前進走行しようとする順方向のトルクが作用するので、前述したように一方向クラッチ５０が非係合状態となる。このとき、サンギヤ２１Ａ、２１Ｂには、サンギヤ２１Ａ、２１Ｂ及び第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの回転損失が抵抗として入力され、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂにはリングギヤ２４Ａ、２４Ｂの回転損失が発生する。

【００７３】

油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを解放状態に制御することで、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂ

の自由な回転が許容され、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側と後輪Ｗｒ側とが遮断状態となって動力伝達不能な状態となる。従って、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの連れ回りが防止され、前輪駆動装置６による高車速時に第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂが過回転となるのが防止される。

【００７４】

後進時には、図１０に示すように、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを逆力行駆動すると、サンギヤ２１Ａ、２１Ｂには逆方向のトルクが付加される。このとき、前述したように一方向クラッチ５０が非係合状態となる。

【００７５】

このとき油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを締結状態に制御する。従って、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂがロックされて、プラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂは逆方向に回転し後進走行がなされる。なお、プラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂには車軸１０Ａ、１０Ｂからの走行抵抗が順方向に作用している。このように、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側の逆方向のトルクが後輪Ｗｒ側に入力されるときには一方向クラッチ５０は非係合状態となり、一方向クラッチ５０のみで動力伝達不能であるが、一方向クラッチ５０と並列に設けられた油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを締結させ、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側と後輪Ｗｒ側とを接続状態としておくことで動力伝達可能に保つことができ、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂのトルクによって車両３を後進させることができる。

【００７６】

このように後輪駆動装置１は、車両の走行状態、言い換えると、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの回転方向が順方向か逆方向か、及び第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側と後輪Ｗｒ側のいずれから動力が入力されるかに応じて、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの締結・解放が制御され、さらに油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの締結時であっても締結力が調整される。

【００７７】

図１１は、車両が停車中の状態からＥＶ発進→ＥＶ加速→ＥＮＧ加速→減速回生→中速ＥＮＧクルーズ→ＥＮＧ＋ＥＶ加速→高速ＥＮＧクルーズ→減速回生→停車→後進→停車に至る際の電動オイルポンプ７０（ＥＯＰ）と、一方向クラッチ５０（ＯＷＣ）、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂ（ＢＲＫ）のタイミングチャートである。

【００７８】

先ず、キーポジションをＯＮにしてシフトがＰレンジからＤレンジに変更され、アクセルペダルが踏まれるまでは、一方向クラッチ５０は非係合（ＯＦＦ）、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂは解放（ＯＦＦ）状態を維持する。そこから、アクセルペダルが踏まれると後輪駆動（ＲＷＤ）で後輪駆動装置１によるＥＶ発進、ＥＶ加速がなされる。このとき、一方向クラッチ５０が係合（ＯＮ）し、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂは弱締結状態となる。そして、車速が低車速域から中車速域に至って後輪駆動から前輪駆動になると内燃機関４によるＥＮＧ走行（ＦＷＤ）がなされる。このとき、一方向クラッチ５０が非係合（ＯＦＦ）となり、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂはそのままの状態（弱締結状態）を維持する。そして、ブレーキが踏まれるなど減速回生時には、一方向クラッチ５０が非係合（ＯＦＦ）のまま、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが締結状態（ＯＮ）となる。内燃機関４による中速クルーズ中は、上述のＥＮＧ走行と同様の状態となる。続いて、さらにアクセルペダルが踏まれて前輪駆動から四輪駆動（ＡＷＤ）になると、再び一方向クラッチ５０が係合（ＯＮ）する。そして、車速が中車速域から高車速域に至ると、再び内燃機関４によるＥＮＧ走行（ＦＷＤ）がなされる。このとき、一方向クラッチ５０が非係合（ＯＦＦ）となり、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが解放状態（ＯＦＦ）となり、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを停止させる。そして、減速回生時には、上述した減速回生時と同様の状態となる。そして、車両が停止すると、一方向クラッチ５０は非係合（ＯＦＦ）、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂは解放（ＯＦＦ）状態となる。

【００７９】

ここで、一方向クラッチ５０の特性について説明する。

先ず、一方向クラッチ５０自体の特性を説明するため油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが設けられていない場合を想定する。この場合、一方向クラッチ５０は、アウターレース５２とインナーレース５１との相対回転移動に伴ってスプラグ５３の傾斜角度が変化することで一方向クラッチ５０の係合状態が変化し、それに応じて一方向クラッチ５０のトルク伝達容量が変化する。

【００８０】

後輪駆動装置１では、アウターレース５２が固定なので、インナーレース５１に連結される２つのリングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる逆方向の和トルク（以下、左右和トルクと呼ぶ。）によるインナーレース５１の逆方向の回転移動により、スプラグ５３の傾斜角が大きくなり、それに応じて一方向クラッチ５０のトルク伝達容量が増加する。一方、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる逆方向の左右和トルクが減少すると、スプラグ５３の傾斜角が小さくなり、それに応じて一方向クラッチ５０のトルク伝達容量が減少し、やがて非係合状態となる。このように一方向クラッチ５０を単独で用いる場合には、複数のスプラグ５３の傾斜角度が全周で均一となることから、インナーレース５１とアウターレース５２とは自動調芯される。

【００８１】

続いて、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが設けられていないという想定を外し、本実施形態の後輪駆動装置１に設けられた一方向クラッチ５０の特性について図１２を参照しながら説明する。図１２は、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる逆方向の左右和トルクとスプラグ５３の傾斜角度との関係を示したグラフである。図中、符号Ｔ１は油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの弱締結状態における限界伝達トルク（以下、弱締結時限界伝達トルクと呼ぶ。）であり、符号Ｔ２は、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる逆方向の左右和トルクの最大値である。

【００８２】

図４及び図６に示したように、後輪駆動装置１では、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの順方向の左右和トルクが増加した場合、即ち、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる逆方向の左右和トルクが増加した場合、一方向クラッチ５０が係合状態となり、一方向クラッチ５０が係合状態のとき、一方向クラッチ５０と並列に設けられた油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを弱締結状態としている。リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる逆方向の左右和トルクが油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの弱締結時限界伝達トルクＴ１以下では、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂがリングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる逆方向の左右和トルクを伝達する。したがって、インナーレース５１には逆方向の左右和トルクが加わらないためスプラグ５３はほとんど傾斜せず（傾斜角度　０）、一方向クラッチ５０は第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの左右和トルクの伝達に寄与しない。

【００８３】

リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる逆方向の左右和トルクが油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの弱締結時限界伝達トルクＴ１を超えると、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが弱締結時限界伝達トルクＴ１を伝達し、弱締結時限界伝達トルクＴ１を超えたトルクに応じてインナーレース５１には逆方向の左右和トルクが加わるため、スプラグ５３の傾斜が大きくなり、弱締結時限界伝達トルクＴ１を超えたトルク分を一方向クラッチ５０が伝達する。リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる逆方向の左右和トルクの最大値Ｔ２における、傾斜角度αが弱締結状態における一方向クラッチ５０のスプラグ５３の最大傾斜角度となる。

【００８４】

一方、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの順方向の左右和トルクが減少した場合、即ち、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる逆方向の左右和トルクが減少した場合、仮に油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが解放状態であれば、スプラグ５３の傾斜角が小さくなり、それに応じて一方向クラッチ５０のトルク伝達容量が減少し、やがて非係合状態となるはずであるが、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの弱締結は維持されリングギヤ２４Ａ、２４Ｂが固定されたままとなるため、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに連結されるインナーレース５１も固定されたままとなる。よって、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの順方向の左右和トルクが減

少しても、スプラグ５３は所定の傾斜角度で傾斜した状態が維持されることとなる。このように一方向クラッチ５０に対し油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを並列に配置し油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを弱締結状態にする場合には、一方向クラッチ５０のインナーレース５１とアウターレース５２との相対移動を、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの弱締結が阻害することになるので、前述のインナーレース５１とアウターレース５２との自動調芯は作用しなくなる。これによって複数のスプラグ５３の傾斜角度が周方向で均一とならなくなり、例えば重力方向で下方に位置するスプラグ５３が上方に位置するスプラグ５３に比べて傾斜角が大きくなる。その結果、図１３（ａ）に示すように、本来、同一軸線を有するアウターレース５２の回転軸線Ｏとインナーレース５１の回転軸線Ｏ’とが、例えば図１３（ｂ）に示すように重力方向にずれ、即ち、アウターレース５２の回転軸線Ｏに対しインナーレース５１の回転軸線Ｏ’が重力方向下方にずれ、一方向クラッチ５０に偏心が生じてしまう。一方向クラッチ５０が所定以上偏心した状態が長時間維持されると、一方向クラッチ５０の耐久性が低下する虞がある。

【００８５】

図１１に記載の走行モードにおいては、ＥＶ発進時に一方向クラッチ５０が係合（ＯＮ）し、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが弱締結した後から一方向クラッチ５０の偏心が生じ得る（ＯＷＣ偏心発生領域）。その後、高速ＥＮＧクルーズまで油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが解放されないため、一方向クラッチ５０が動力伝達に寄与しない、ＥＮＧ加速時、回生時、中速ＥＮＧクルーズにおいても一方向クラッチ５０の偏心が維持される（ＯＷＣ偏心維持領域）。そして、ＥＮＧ＋ＥＶ加速時には、一方向クラッチ５０が再度係合（ＯＮ）し、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂがそのまま弱締結を維持するため、一方向クラッチ５０の偏心がさらに増加してしまう（ＯＷＣ偏心増加領域）。

【００８６】

そこで、制御装置８は、上記した電動機制御装置及び断接手段制御装置としての機能に加えて、一方向クラッチ５０の偏心を取得する偏心取得手段としての機能も有し、所定以上の偏心を取得した場合に油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの強制解放を行う。一方向クラッチ５０の偏心の取得は、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが弱締結され第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側と後輪Ｗｒ側とが接続状態のときに実行され、不図示のセンサーにより直接偏心を検出してもよく、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる左右和トルクが油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの弱締結時限界伝達トルクＴ１以上になるトルク発生回数から偏心を推定してもよい。偏心を推定する場合、制御装置８は、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる左右和トルクが弱締結時限界伝達トルクＴ１以上となるトルク発生回数を取得し、発生回数を記憶する不図示の計数手段を有する。なお、計数の対象とするトルクの大きさは弱締結時限界伝達トルクＴ１と完全に同一とする必要はなく、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂのトルク伝達容量に基づいて適宜設定することができる。

【００８７】

不図示のセンサーにより所定以上の偏心が検出された場合、又は、計数手段による弱締結時限界伝達トルクＴ１以上のトルク発生回数のカウント数が所定以上で所定以上の偏心が推定された場合、制御装置８は油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを解放するためブレーキ強制解放を行う。

【００８８】

＜ブレーキ解放制御＞

次に、ブレーキ強制解放制御を含めた油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂのブレーキ解放制御について図１４を参照しながら説明する。なお、以下の例では、偏心取得方法として、計数手段による弱締結時限界伝達トルクＴ１以上のトルク発生回数のカウント数を用いる場合を例に説明する。

【００８９】

油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂのブレーキ解放制御において、先ず、通常のブレーキ解放条件が成立するか否かが判断される（Ｓ１）。この通常のブレーキ解放条件は、後輪駆動装置１の走行状態（前進、後進、車速等）に応じて決定され、図４から図１１で説明した

後輪駆動装置１の各状態に応じて、予め規定されたものである。ブレーキ解放条件が成立すると、制御装置８からブレーキ解放指令が出力され、即時に油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが解放される通常のブレーキ解放制御が行われる（Ｓ２）。例えば、図１１において、中車速域のＥＮＧ＋ＥＶ加速から高車速域の高速ＥＮＧクルーズに移行する際に、ブレーキ解放指令が出力され、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが解放される。

【００９０】

このとき、プラネタリキャリア２３Ａ、２３Ｂには車軸１０Ａ、１０Ｂから前進走行しようとする順方向のトルクが作用し、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂは力行駆動を停止するので、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂは力行駆動の停止により第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの損失による逆方向の左右和トルクに伴ってリングギヤ２４Ａ、２４Ｂ、即ちインナーレース５１には順方向の左右和トルクが加わる。インナーレース５１に順方向の左右和トルクが加わると、インナーレース５１は初期位置まで戻り、更には正回転を始める。インナーレース５１が初期位置まで戻ると、一方向クラッチ５０を単独で用いる場合と同様に、複数のスプラグ５３の傾斜角度が全周で均一となることから、インナーレース５１とアウターレース５２とは自動調芯され、一方向クラッチ５０の偏心が解消される。制御装置８では、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの解放にあわせて、計数手段のカウント数がリセットされる。

【００９１】

また、Ｓ１において、ブレーキ解放条件が成立しない場合には、計数手段のカウント数が所定値より大きいか否かを検出する（Ｓ３）。その結果、計数手段のカウント数が所定値より大きい場合、一方向クラッチ５０が所定以上の偏心状態にあると判断し、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの強制解放指令を出力する（Ｓ４）。計数手段のカウント数が所定値以下の場合、一方向クラッチ５０が偏心状態にはない又は偏心が許容範囲内にあると判断し、ブレーキ解放制御を終了する。

【００９２】

＜ブレーキ強制解放制御　ＦＷＤ走行時＞

制御装置８から油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの強制解放指令が出力された際に、車両３がＦＷＤ走行している場合、即ち、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂが順方向の左右和トルクを発生していない場合、前輪駆動装置６で前輪Ｗｆを駆動しており、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂは動力伝達に寄与していないため、短時間の解放であれば随時許容されるので、即時に油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを解放する。このとき、通常のブレーキ解放制御と同様に、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを解放することで、インナーレース５１とアウターレース５２とは自動調芯され、一方向クラッチ５０の偏心が解消される。

【００９３】

即ち、制御装置８は、所定以上の偏心を取得したときに、前輪駆動装置６が順方向のトルクを発生している場合、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを解放する。例えば、図１１において、ＥＮＧ加速時及び中速ＥＮＧクルーズ時に、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが解放される。

【００９４】

＜ブレーキ強制解放制御　ＲＷＤ又はＡＷＤ走行時＞

制御装置８から油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの強制解放指令が出力された際に、車両３がＲＷＤ又はＡＷＤ走行している場合、即ち、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂが順方向の左右和トルクを発生している場合、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの解放を、順方向の左右和トルクが略零となるまで待機し、後述する所定のタイミング（Ａ）又は（Ｂ）で油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを解放する。第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂが順方向の左右和トルクを発生させている間、即ち、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに逆方向の左右和トルクが加わっている間に油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを解放しても一方向クラッチ５０は係合したままの状態を維持し、一方向クラッチ５０の偏心は解消しないので、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの順方向の左右和トルクがゼロ近傍になるまで待機することで不要な油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの解放を抑制できる。

【００９５】
（Ａ）ＦＷＤ走行時
ＦＷＤ走行となるまで待機して油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを強制解放する場合、即ち、ＦＷＤ走行時のブレーキ強制解放制御については、上記（＜ブレーキ強制解放制御　ＦＷＤ走行時＞）と同様であり、ここでは説明を省略する。
【００９６】
（Ｂ）回生駆動への移行時
後輪駆動装置１が回生駆動指令を受けると通常、即時に油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを締結状態に制御するとともに第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを回生駆動状態に制御するところ、制御装置８から油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの強制解放指令が出力されている場合には、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの回生駆動前に油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの解放を割り込ませ、さらに第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを逆力行駆動して逆方向の左右和トルクが発生するように、即ち、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに順方向の左右和トルクが加わるように制御する。このとき、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの解放により、通常のブレーキ解放制御と同様に、一方向クラッチ５０の偏心が解消されるが、通常のブレーキ解放制御では、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる順方向の左右和トルクは、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの停止に伴う損失による逆方向の左右和トルクに伴って発生する左右和トルクであるのに対し、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを逆力行駆動する場合、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの逆力行駆動による逆方向の左右和トルクに伴う左右和トルクであるため、インナーレース５１が初期位置に戻るのが早くなる。
【００９７】
この制御では、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる逆方向の左右和トルクの最大値Ｔ２に基づいて求めたスプラグ５３の最大傾斜角度αに基づいて、インナーレース５１を初期位置まで戻すのに必要な第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの逆方向の左右和トルク、即ち、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂに加わる順方向の左右和トルクの発生量である発生時間及び発生速さを決定する。最大傾斜角度α分、インナーレース５１を順方向に回転するための回転時間とインナーレース５１の回転速さは、図１５のグラフから求められる。図１５は、最大傾斜角度α分、インナーレース５１を順方向に回転させるためのインナーレース５１の回転時間を縦軸に、回転速さを横軸にプロットしたグラフである。
【００９８】
図１５から、例えば、β（ｍｓ）で制御を終わらせるためには、γ（ｒｐｍ）の速さでインナーレース５１を順方向に回転させればよいことが分かる。第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの逆方向の左右和トルク指令値については、第１及び第２遊星歯車式減速機１２Ａ、１２Ｂのギヤレシオを考慮して算出される。
【００９９】
このように第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの回生駆動の開始、即ち後輪駆動装置１による制動力発生の開始を遅らせる場合、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂからの回生駆動トルクの発生開始の遅れを補うように、不図示の車輪ブレーキ等から、制動力を発生させる。このように制動力は、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ以外の車輪ブレーキ等によっても発生させることが可能なので、車両全体としての要求制動力を満たすことができる。
【０１００】
通常のブレーキ解放制御のようにブレーキ解放時に第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを停止するだけでも、一方向クラッチ５０の偏心は解消するが、回生駆動の開始を待機させているので、より短時間で完了するように第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを逆力行駆動することが好ましい。
【０１０１】
なお、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの順方向の左右和トルクが発生しているときに、一度、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの力行駆動を停止又は逆力行駆動することによっても一方向クラッチ５０の偏心が解消されるが、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの回生駆動前に油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂの解放を割り込ませることで、後輪要求制駆動力を満た

しながら一方向クラッチ５０の偏心を解消できる。図１１に記載の走行モードにおいては、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの力行駆動から回生駆動への移行について記載されていないが、例えば、ＥＶ加速後に回生する場合、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂの力行駆動から回生駆動への移行時に油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが解放される。

なお、ＦＷＤ走行となるまで待機して油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを強制解放する場合にも、第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを逆力行駆動してもよい。

【０１０２】

以上説明したように、本実施形態によれば、制御装置８は、電動機制御装置及び断接手段制御装置としての機能に加えて、一方向クラッチ５０の偏心を取得する偏心取得手段としての機能も有するので、一方向クラッチ５０の偏心を取得することができる。また、所定以上の偏心を取得した場合に、所定の走行状態において、通常のＢＲＫ解放条件を満たしていない場合であっても油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを強制解放することで、一方向クラッチ５０の偏心を解消することができる。

【０１０３】

また、油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂが締結されて第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂ側と後輪Ｗｒ側とが接続状態のときに第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂが所定以上の大きさの順方向のトルクが発生したことを取得し、発生回数に基づいて、制御装置８が油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを制御することによっても、一方向クラッチ５０の偏心を解消することができる。

【０１０４】

尚、本発明は、上述した実施形態に限定されるものではなく、適宜、変形、改良、等が可能である。

例えば、リングギヤ２４Ａ、２４Ｂにそれぞれ油圧ブレーキ６０Ａ、６０Ｂを設ける必要はなく、連結されたリングギヤ２４Ａ、２４Ｂに少なくとも１つの油圧ブレーキ等の断接手段と１つの一方向クラッチ等の一方向動力伝達手段が設けられていればよい。

また、断接手段として油圧ブレーキを例示したが、これに限らず機械式、電磁式等を任意に選択できる。

また、サンギヤ２１Ａ、２１Ｂに第１及び第２電動機２Ａ、２Ｂを接続し、リングギヤ同士を互いに連結したが、これに限らずサンギヤ同士を互いに連結し、リングギヤに第１及び第２電動機を接続してもよい。

また、断接手段と一方向動力伝達手段は、３要素を有する差動装置の一要素に配置される場合に限らず、回転体と回転体との単純な動力伝達部に配置されるものであってもよい。

また、駆動源は２つある必要はなく、１つの駆動源により被駆動部を駆動する機構でもよい。

また、前輪駆動装置は、内燃機関を用いずに電動機を唯一の駆動源とするものでもよい。

また、駆動源として、電動機の代わりに、内燃機関等他の駆動力発生装置を用いてもよい。

また、本発明の駆動装置は、車両に限らず他の輸送機関、例えば船舶や航空機でもよい。

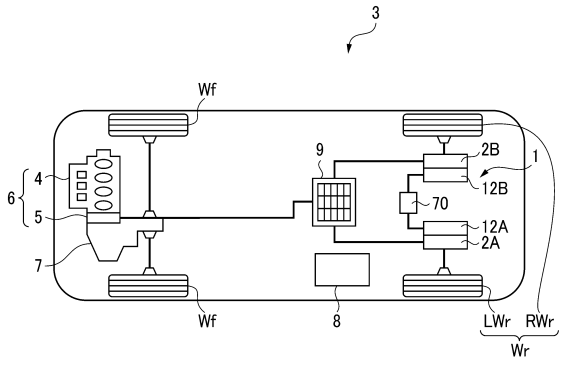
【符号の説明】

【０１０５】

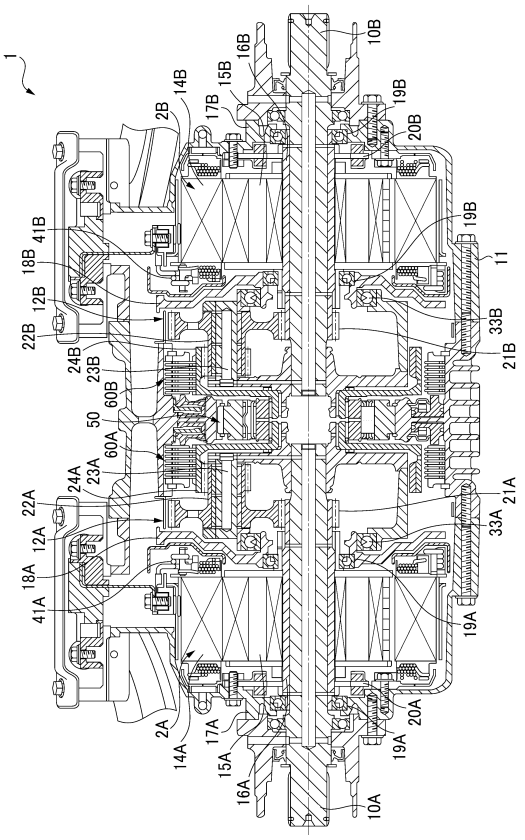
１　後輪駆動装置（駆動装置）
２Ａ　第１電動機（駆動源）
２Ｂ　第２電動機（駆動源）
３　車両（輸送機関）
４　内燃機関（他の駆動源）
５　電動機（他の駆動源）
８　制御装置（駆動源制御装置、断接手段制御装置、偏心取得手段、計数手段）

５０　一方向クラッチ（一方向動力伝達手段）
５１　インナーレース（第１部材）
５２　アウターレース（第２部材）
５３　スプラグ（係合子）
６０Ａ、６０Ｂ　油圧ブレーキ（断接手段）
Ｗｆ　前輪（第２駆動輪）
Ｗｒ　後輪（被駆動部、第１駆動輪）
Ｏ　アウターレースの回転軸線
Ｏ’　インナーレースの回転軸線

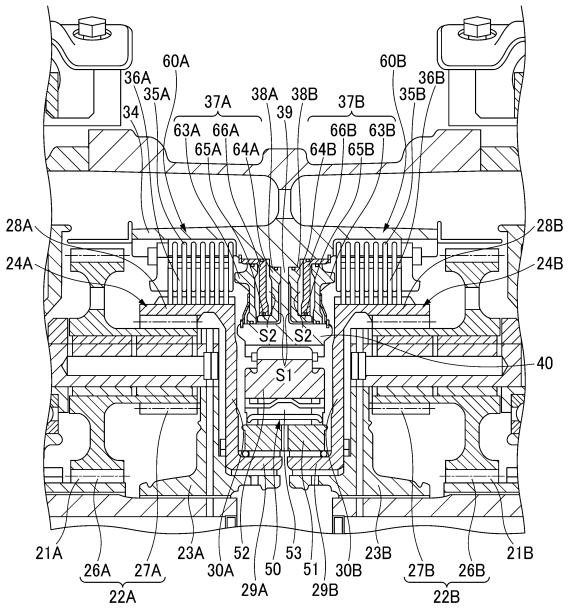
【図１】



【図２】



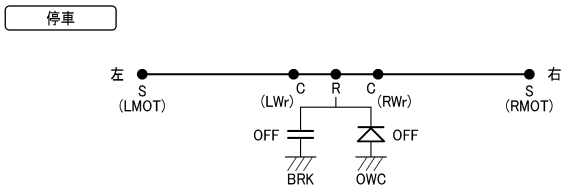
【図３】



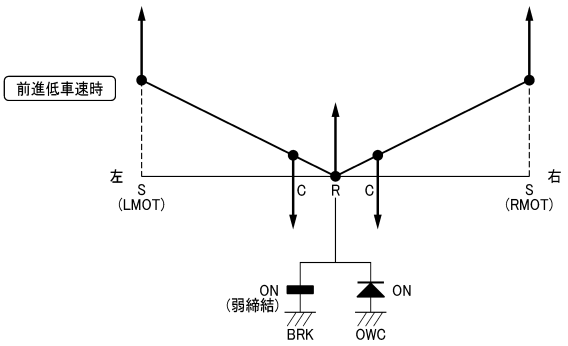
【図４】

車両状態	フロントユニット	リアユニット	リアモータ	OWC	BRK
停車	×	×	停止	OFF	OFF
前進低車速	×	○	力行駆動	ON	ON(弱締結)
前進中車速	○	×	停止	OFF	ON(弱締結)
減速回生	○	○	回生駆動	OFF	ON
加速	○	○	力行駆動	ON	ON(弱締結)
前進高車速(駆動要求なし)	○	×	停止	OFF	OFF
後進	×	○	逆力行駆動	OFF	ON

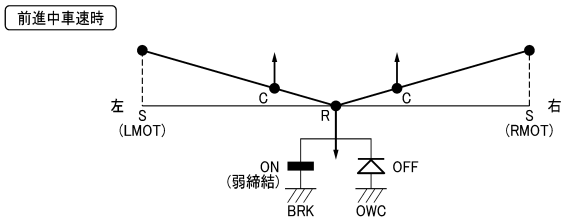
【図５】



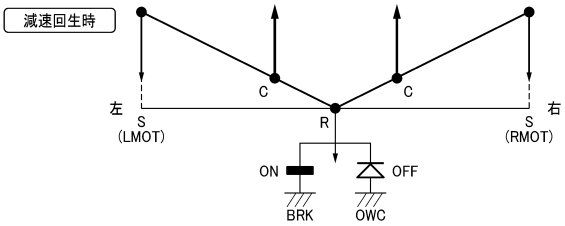
【図６】



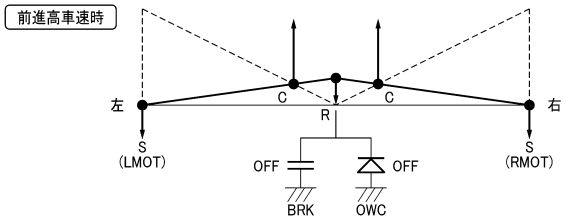
【図７】


前進中車速時
左
S
(LMOT)
C
C
R
S
(RMOT)
右
ON
(弱締結)
OFF
BRK
OWC

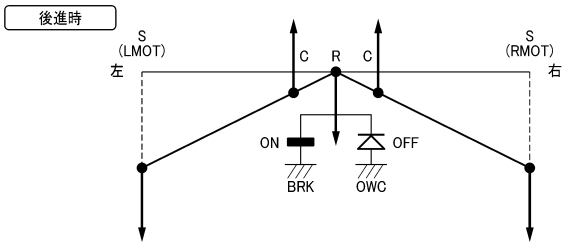
【図８】


減速回生時
左
S
(LMOT)
C
C
R
S
(RMOT)
右
ON
OFF
BRK
OWC

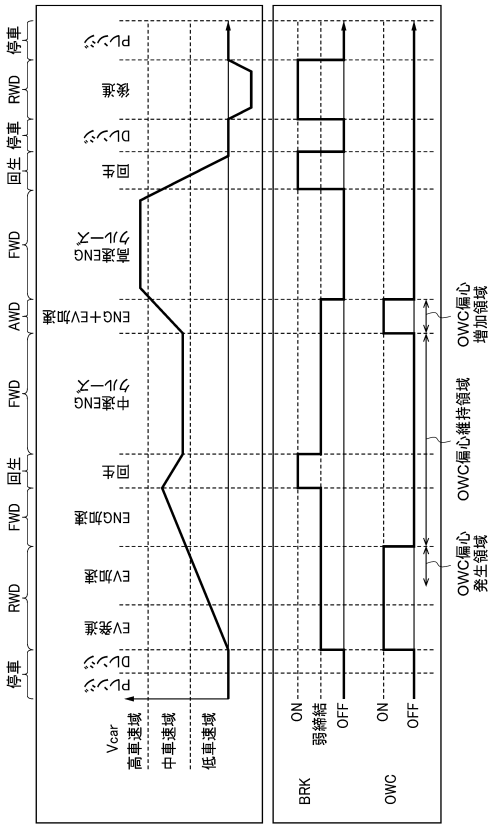
【図９】


前進高車速時
左
S
(LMOT)
C
C
R
S
(RMOT)
右
OFF
OFF
BRK
OWC

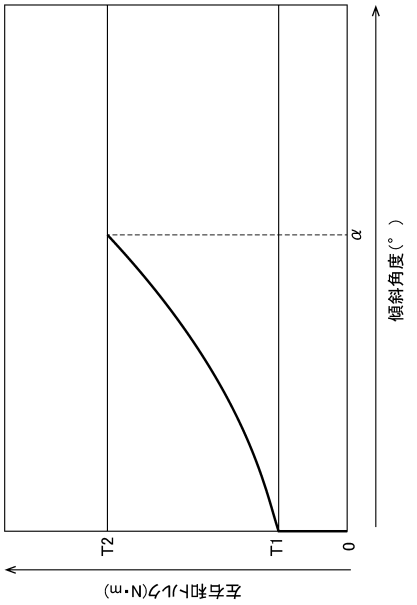
【図１０】


後進時
S
(LMOT)
左
C
R
C
S
(RMOT)
右
ON
OFF
BRK
OWC

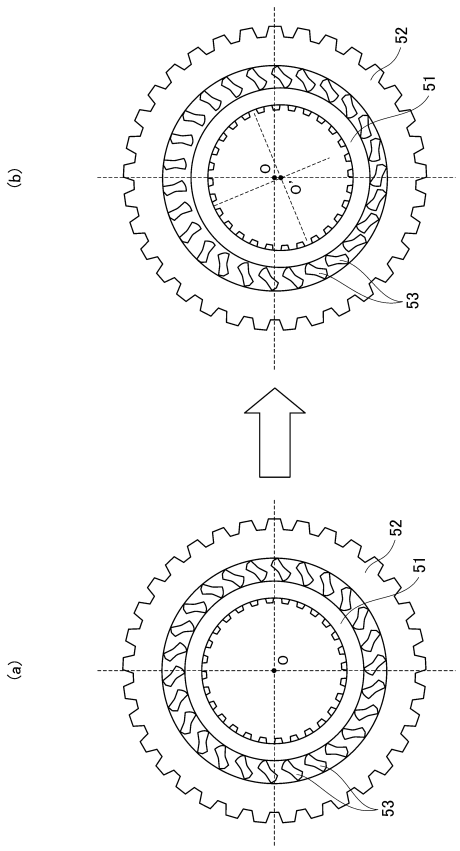
【図１１】



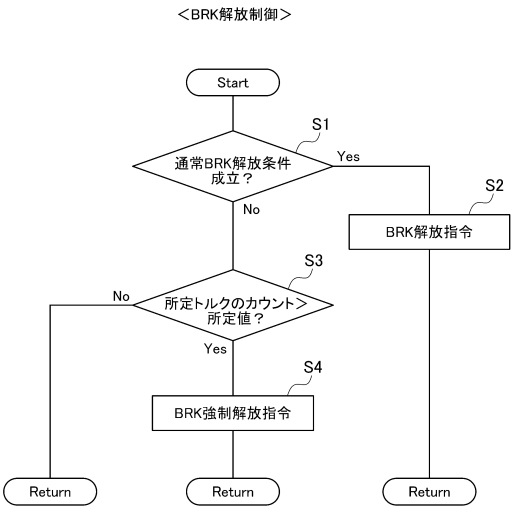
【図１２】



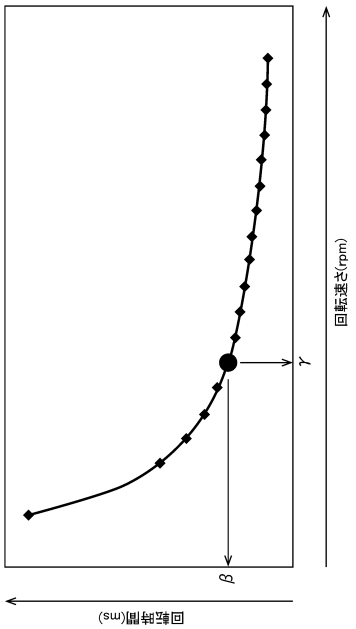
【図１３】



【図１４】



【図１５】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.		FI		
F16D 41/06	***(2006.01)***	F16D	41/06	F
F16D 48/02	***(2006.01)***	F16D	25/14	640Q
B60K 6/383	***(2007.10)***	B60K	6/383	

(72)発明者 大礒 桂一
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

審査官 山村 和人

(56)参考文献 特開２０１２－２１８５６３（ＪＰ，Ａ）
特開２００５－３２１０３６（ＪＰ，Ａ）
特開２００１－０５９５３２（ＪＰ，Ａ）
国際公開第２０１２／０７０１１０（WO，Ａ１）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｂ６０Ｋ ６／２０ － ６／５４７
Ｂ６０Ｗ １０／００ － ２０／００
Ｂ６０Ｌ １／００ － １５／４２
Ｆ１６Ｄ ４１／０６
Ｆ１６Ｄ ４８／０２