

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5910406号
(P5910406)

(45) 発行日 平成28年4月27日(2016.4.27)

(24) 登録日 平成28年4月8日(2016.4.8)

(51) Int.Cl.		F 1			
B 6 0 K	1 7 / 3 4 8	(2 0 0 6 . 0 1)	B 6 0 K	1 7 / 3 4 8	B
B 6 0 K	1 7 / 3 4 4	(2 0 0 6 . 0 1)	B 6 0 K	1 7 / 3 4 4	B
F 1 6 H	1 3 / 0 4	(2 0 0 6 . 0 1)	F 1 6 H	1 3 / 0 4	C

請求項の数 3 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2012-176255 (P2012-176255)	(73) 特許権者	000003997
(22) 出願日	平成24年8月8日(2012.8.8)		日産自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2014-34278 (P2014-34278A)		神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(43) 公開日	平成26年2月24日(2014.2.24)	(74) 代理人	100119644
審査請求日	平成27年6月29日(2015.6.29)		弁理士 綾田 正道
		(72) 発明者	坂上 永悟
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
		審査官	稲葉 大紀
		(56) 参考文献	国際公開第2012/086312 (W O, A 1)
			特開2010-169171 (JP, A)
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 駆動力配分装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

主駆動輪伝動系と共に回転する第1ローラと、従駆動輪伝動系と共に回転する第2ローラとを、両者の外周面において動力伝達可能に押し付けることにより従駆動輪への駆動力配分が可能であり、

前記第2ローラの軸部を、ハウジングの固定軸線周りに回転可能なクランクシャフトの偏心中空孔内にベアリングを介して回転自在に支承し、該クランクシャフトの前記固定軸線周りの回転により第2ローラを旋回させて、第1ローラに対する第2ローラの径方向押し付け力を加減する加減機構により前記主駆動輪および従駆動輪間の駆動力配分を制御する駆動力配分装置において、

前記駆動力配分装置内の油温を検出する油温検出手段を設け、

前記加減機構は、前記油温検出手段により検出された油温が所定油温より高い場合は、前記第2ローラの旋回方向と前記第2ローラの回転方向とが逆回転となる逆回転制御により駆動力配分し、前記油温が所定油温以下の場合は、前記第2ローラの旋回方向と前記第2ローラの回転方向とが同回転となる同回転制御により駆動力配分することを特徴とする駆動力配分装置。

【請求項2】

請求項1に記載の駆動力配分装置において、

前記加減機構は、前記逆回転制御もしくは同回転制御のいずれか一方の回転制御により駆動力配分しているときに前記検出された油温が前記所定油温を跨ぐ場合は、前記第2ロ

ーラの径方向押し付け力が所定値以下となつてから他方の回転制御に切り換えて駆動力配分することを特徴とする駆動力配分装置。

【請求項3】

請求項2に記載の駆動力配分装置において、

前記加減機構は、前記第2ローラの径方向押し付け力が最大となる上死点にあるときに前記検出された油温が所定油温を跨ぐ場合は、該跨いだ時点でいずれか一方の回転制御から他方の回転制御に切り換えて駆動力配分することを特徴とする駆動力配分装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、駆動力配分装置、特に四輪駆動車のトランスファーとして有用な駆動力配分装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来の駆動力配分装置としては従来、例えば特許文献1に記載のようなものが知られている。この文献に記載の駆動力配分装置は、主駆動輪の伝動系に機械的に結合された第1ローラと、従駆動輪の駆動系に機械的に結合された第2ローラとを具え、これら第1ローラおよび第2ローラを両者の外周面において相互に接触させることにより、主駆動輪へのトルクの一部を従駆動輪へ分配して出力させ得るようになしたものである。かかる駆動力配分装置にあっては、第1ローラおよび第2ローラ間における径方向押し付け力を加減することにより、これらローラ間のトルク伝達容量、従って主駆動輪および従駆動輪間の駆動力配分を制御することができる。

【0003】

この駆動力配分制御を行うための機構として特許文献1には、第2ローラの軸部をクランクシャフト内に設け、クランクシャフトをモータ等で駆動することで、第2ローラの軸部をハウジングの固定軸線周りに回転させる。これより第2ローラを第1ローラに対し径方向へ相対変位させ、第1ローラおよび第2ローラ間の径方向押し付け力、つまり主駆動輪および従駆動輪間の駆動力配分を制御し得るようにした構成が提案されている。このとき、第2ローラの回転方向と逆の方向に第2ローラの軸部を回転させることで、駆動力配分制御を高精度に行うものである。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2010-169171号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、第2ローラの回転方向が第2ローラの回転方向に対して逆方向の場合、冷機時の制御応答性が確保できないおそれがあった。すなわち、第2ローラや、クランクシャフトといった相対回転する部材間にはベアリングが設けられ、このベアリングを含む第2ローラやクランクシャフトは潤滑油内に浸漬されている。このとき、第2ローラの回転方向とクランクシャフトの回転方向とが逆転すると、ベアリングとクランクシャフトとの間に作用するドラグトルクの回転方向とクランクシャフトを回転駆動するトルク方向とが反対方向となる。よって、低油温時にドラグトルクが増大した場合、クランクシャフトを回転駆動するトルクが小さくなって制御応答性を確保することが困難であった。

【0006】

本発明は、上記課題に鑑み、冷機時であっても制御応答性を確保可能な駆動力配分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】

10

20

30

40

50

この目的のため本発明による駆動力配分装置は、第2ローラの軸部を、ハウジングの固定軸線周りに回転可能なクランクシャフトの偏心中空孔内にベアリングを介して回転自在に支承し、該クランクシャフトの前記固定軸線周りの回転により第2ローラを旋回させて、第1ローラに対する第2ローラの径方向押し付け力を加減する加減機構により前記主駆動輪および従駆動輪間の駆動力配分を制御する駆動力配分装置において、油温が所定油温より高い場合は、第2ローラの旋回方向と第2ローラの回転方向とが逆回転となる逆回転制御により駆動力配分し、油温が所定油温以下の場合は、第2ローラの旋回方向と第2ローラの回転方向とが同回転となる同回転制御により駆動力配分することとした。

【発明の効果】

【0008】

10

よって、同回転制御を行うことでドラグトルクの作用方向とクランクシャフトの回転方向を一致させることができ、冷機時にドラグトルクが増大したとしても、制御応答性を確保できる。

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図1】本発明の一実施例になる駆動力配分装置を具えた四輪駆動車両のパワートレーンを、車両上方から見て示す概略平面図である。

【図2】図1における駆動力配分装置の縦断側面図である。

【図3】図2に示す駆動力配分装置で用いたクランクシャフトを示す縦断正面図である。

【図4】図2に示す駆動力配分装置の動作説明図で、(a)は、クランクシャフト回転角が基準点の0°である位置における第1ローラおよび第2ローラの離間状態を示す動作説明図、(b)は、クランクシャフト回転角が90°である時における第1ローラおよび第2ローラの接触状態を示す動作説明図、(c)は、クランクシャフト回転角が180°である時における第1ローラおよび第2ローラの接触状態を示す動作説明図である。

20

【図5】実施例1の駆動力配分装置において、油温に対する応答時間の関係を表す特性図である。

【図6】実施例1の第2ローラとクランクシャフトとローラベアリングの回転関係を表す概略図である。

【図7】実施例1の駆動力配分制御における回転方向制御選択処理を表すフローチャートである。

30

【図8】実施例1の上死点における矢視Aの回転位置を表す図である。

【発明を実施するための形態】

【0010】

以下、本発明の実施の形態を、図示の実施例に基づき詳細に説明する。

<実施例の構成>

【0011】

図1は、本発明の一実施例になる駆動力配分装置1をトランスファーとして具えた四輪駆動車両のパワートレーンを、車両上方から見て示す概略平面図である。

【0012】

図1の四輪駆動車両は、エンジン2からの回転を変速機3による変速後、リヤプロペラシャフト4およびリヤファイナルドライブユニット5を順次経て左右後輪6L,6Rに伝達するようにした後輪駆動車をベース車両とする。そして、左右後輪(主駆動輪)6L,6Rへのトルクの一部を、駆動力配分装置1により、フロントプロペラシャフト7およびフロントファイナルドライブユニット8を順次経て左右前輪(従駆動輪)7L,7Rへ伝達することにより、四輪駆動走行が可能となるようにした車両である。

40

【0013】

駆動力配分装置1は、上記のごとく左右後輪(主駆動輪)6L,6Rへのトルクの一部を左右前輪(従駆動輪)7L,7Rへ分配して出力することにより、左右後輪(主駆動輪)6L,6Rおよび左右前輪(従駆動輪)9L,9R間の駆動力配分比を決定するもので、本実施例においては、この駆動力配分装置1を図2に示すように構成する。

50

【 0 0 1 4 】

図2において11は、駆動力配分装置1のハウジングを示し、このハウジング11内に入力軸12および出力軸13を、それぞれの回転軸線 O_1 および O_2 が交差するよう相互に傾斜させて横架する。入力軸12は、その両端におけるボールベアリング14,15によりハウジング11に対し回転自在に支承する。入力軸12の両端をそれぞれ、シールリング25,26による液密封止下でハウジング11から突出させる。図2において入力軸12の左端を変速機3(図1参照)の出力軸に駆動結合し、右端はリヤプロペラシャフト4(図1参照)を介してリヤファイナルドライブユニット5に駆動結合する。

【 0 0 1 5 】

入力軸12および出力軸13の両端近くにそれぞれ配して、これら入出力軸12,13間に一対のベアリングサポート16,17を架設し、これらベアリングサポート16,17をそれぞれの中程で、ボルト(図示せず)によりハウジング11の軸線方向対向内壁に取着する。このベアリングサポート16,17は、入力軸12が貫通する入力軸貫通孔16a,17aと、出力軸13及びクランクシャフト51L,51Rが貫通する出力軸貫通孔16c,17cと、入力軸貫通孔16a,17aと出力軸貫通孔16c,17cとの間をつなぐ縦壁16b,17bとを有し、軸方向正面視において略メガネ形状である。ベアリングサポート16,17と入力軸12との間にはローラベアリング21,22を介在させ、これにより入力軸12をベアリングサポート16,17に対し回転自在となすことで、ベアリングサポート16,17を介しても入力軸12をハウジング11内に回転自在に支持する。

【 0 0 1 6 】

ベアリングサポート16,17間(ローラベアリング21,22間)における入力軸12の軸線方向中程位置に第1ローラ31を同軸に一体成形し、この第1ローラ31に動力伝達可能に作動油を介して摩擦接触し得るよう配して出力軸13の軸線方向中程位置に第2ローラ32を同軸に一体成形する。

これら第1ローラ31および第2ローラ32の外周面31a,32aは、入力軸12および出力軸13の前記した傾斜によっても、相互に線接触し得るような円錐テーパ面とする。第1ローラ31及び第2ローラ32の径方向延在部の両側にはスラストベアリング31cL,31cR及び32cL,32cRと当接し、このスラストベアリング31cL,31cR及び32cL,32cRを径方向に保持する保持溝31b,32bが形成されている。スラストベアリング31cL,31cRはベアリングサポート16,17の側壁16a1,17a1と当接することで第1ローラ31の軸方向位置決めを行う。一方、スラストベアリング32cL,32cRは、後述するクランクシャフト51L,51Rのローラ側当接部51Ld,51Rdと当接することで第2ローラ32の軸方向位置決めを行う。

【 0 0 1 7 】

出力軸13は、両端13L,13Rの近くにおける前記のベアリングサポート16,17に対し旋回可能に支承することで、これらベアリングサポート16,17を介してハウジング11内に旋回可能に支持する。

このように出力軸13(13L,13R)をベアリングサポート16,17に対し旋回可能に支承するに当たっては、以下のような偏心支承構造を用いる。

【 0 0 1 8 】

出力軸13(13L,13R)と、これが貫通するベアリングサポート16,17との間にそれぞれ、中空アウターシャフト型式のクランクシャフト51L,51Rを遊嵌する。

クランクシャフト51Lおよび出力軸13(13L)をそれぞれ図2の左端においてハウジング11から突出させ、該突出部においてハウジング11およびクランクシャフト51L間にシールリング27を介在させると共に、クランクシャフト51Lおよび出力軸13(13L)間にシールリング28を介在させることにより、ハウジング11から突出するクランクシャフト51Lおよび出力軸13(13L)の突出部をそれぞれ液密封止する。尚、ハウジング11内は潤滑油で満たされ、各ローラ31,32やクランクシャフト51L,51Rは潤滑油に浸漬された状態である。

【 0 0 1 9 】

図2においてハウジング11から吐出する出力軸13の左端13Lは、フロントプロペラシャフト7(図1参照)およびフロントファイナルドライブユニット8を介して左右前輪9L,9Rに駆動結合する。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 0 】

クランクシャフト51L,51Rの中空孔51La,51Ra(半径 R_i)と、出力軸13の対応端部13L,13Rとの間にそれぞれローラベアリング52L,52Rを介在させて、出力軸13(13L,13R)をクランクシャフト51L,51Rの中空孔51La,51Ra内で、これらの中心軸線 O_2 の周りに自由に回転し得るよう支持する。

【 0 0 2 1 】

クランクシャフト51L,51Rの中空孔51La,51Ra(中心軸線 O_2)は図3に明示するごとく、外周部51Lb,51Rb(中心軸線 O_3 、半径 R_o)に対し偏心させた偏心中空孔とし、これら偏心中空孔51La,51Raの中心軸線 O_2 は外周部51Lb,51Rbの中心軸線 O_3 から、両者間の偏心分だけオフセットしている。

クランクシャフト51L,51Rの外周部51Lb,51Rbはそれぞれ、ラジアルベアリングであるローラベアリング53L,53Rを介して対応する側におけるベアリングサポート16,17の出力軸貫通孔16c,17cの内周に回転自在に支持する。また、クランクシャフト51L,51Rのローラ側当接部51Ld,51Rdがスラストベアリング32cL,32cRにより回転自在に支持される。更に、このスラストベアリング32cL,32cRと軸方向外側に配置されたスラストベアリング54L,54Rを有し、このスラストベアリング54L,54Rはスペーサ60L,60Rと回転自在に当接すると共に後述するリングギヤ51Lc,51Rcと回転自在に当接し、これによりクランクシャフト51L,51Rを回転自在に支持する。

【 0 0 2 2 】

スペーサ60L,60Rは、縦壁16b,17bの第2ローラ32側に面した壁面16b1,17b1と当接すると共に出力軸貫通孔16c,17cの内周面よりも内径側であってクランクシャフト51L,51Rに接触しない位置まで延在された第1スペーサ部61L,61Rと、出力軸貫通孔16c,17c内に挿入可能に延在された第2スペーサ部62L,62R(延在部)とを有する。

そして、この第2スペーサ部62L,62Rの外周と、出力軸貫通孔16c,17cの内周面との間で当接させてスペーサ60L,60Rの径方向位置決めを行うと共に、ローラベアリング53L,53Rとスラストベアリング54R,54Lとの相互干渉を回避する。

【 0 0 2 3 】

クランクシャフト51L,51Rの相互に向き合う隣接端にそれぞれ、同仕様のリングギヤ51Lc,51Rcを一体に設け、これらリングギヤ51Lc,51Rcにそれぞれ、共通なクランクシャフト駆動ピニオン55を噛み合わせ、これらクランクシャフト駆動ピニオン55をピニオンシャフト56に結合する。

【 0 0 2 4 】

なお、上記のごとくリングギヤ51Lc,51Rcにクランクシャフト駆動ピニオン55を噛み合わせるに当たっては、クランクシャフト51L,51Rを両者の外周部51Lb,51Rbが円周方向において相互に整列して同位相となる回転位置にした状態で、当該リングギヤ51Lc,51Rcに対するクランクシャフト駆動ピニオン55の噛み合わせを行わせる。

【 0 0 2 5 】

ピニオンシャフト56は、その両端を軸受56a,56bによりハウジング11に対し回転自在に支持する。図2の右側におけるピニオンシャフト56の右端側には、大径出力ギヤ57b(第1出力ギヤ)が固定されている。この大径出力ギヤ57bの外径側には、矢視Aに示すように、大径出力ギヤ57bの歯面の凹凸57b1,57b2を検知して大径出力ギヤ57bの回転角を検出するクランクシャフト回転角センサ115が設けられている。このクランクシャフト回転角センサ115は磁気式センサであって、大径出力ギヤ57bの歯面の凹凸変化による磁束密度変化を検出し、ピニオンシャフト56の回転角ひいてはクランクシャフト51L,51Rの回転角を検知する。

【 0 0 2 6 】

また、大径出力ギヤ57bの外周には大径出力ギヤ57bと噛み合わせる小径出力ギヤ57a(第2出力ギヤ)が設けられている。この小径出力ギヤ57aは、小径出力ギヤシャフト57a1と一体形成され、更に、図2の左端側においてモータ35のモータ駆動軸58aに組み付けられ、モータ35と一体回転する。これら、クランクシャフト51L,51R、ピニオンシャフト56、大径出

10

20

30

40

50

力ギヤ57b、小径出力ギヤ57a、小径出力シャフト57a1及びローラ間押し付け力制御モータ35を総称して加減機構と記載する。

【0027】

小径出力ギヤシャフト57a1の右端側には、この小径出力ギヤシャフト57a1の回転を固定可能な電磁ブレーキ59が設けられている。電磁ブレーキ59は、電磁力を発生させるコイル59aと、小径出力ギヤシャフト57a1の右端において軸方向にストローク可能にスプライン嵌合されたクラッチプレート59bとを有する。

【0028】

クラッチプレート59bにはアーマチュアが設けられ、コイル59aに通電することでクラッチプレート59bが電磁吸引力により軸方向に移動してコイル59a外周のヨークに吸引固定される。電磁ブレーキ59がオン（締結状態）の場合は、ピニオンシャフト56側にトルクが作用したとしてもピニオンシャフト56を固定することができ、所望のローラ軸間距離を維持することができる。一方、電磁ブレーキ59がオフ（解放状態）の場合は、モータ35の回転動作をピニオンシャフト56に伝達できるため、所望のローラ軸間距離を達成できる。

【0029】

尚、ローラ間径方向押し付け力制御モータ35によりピニオン55およびリングギヤ51Lc,51Rcを介しクランクシャフト51L,51Rを回転位置制御するとき、出力軸13および第2ローラ32の回転軸線 O_2 が、図3に破線で示す軌跡円に沿って中心軸線 O_3 の周りに旋回する。

【0030】

図3の軌跡円に沿った回転軸線 O_2 （第2ローラ32）の旋回により第2ローラ32は、後で詳述するが図4(a)~(c)に示すごとく第1ローラ31に対し径方向へ接近し、これら第1ローラ31および第2ローラ32のローラ軸間距離 $L1$ をクランクシャフト51L,51Rの回転角の増大につれ、第1ローラ31の半径と第2ローラ32の半径との和値よりも小さくすることができる。かかるローラ軸間距離 $L1$ の低下により、第1ローラ31に対する第2ローラ32の径方向押圧力（ローラ間伝達トルク容量：トラクション伝動容量）が大きくなり、ローラ軸間距離 $L1$ の低下度合いに応じてローラ間径方向押圧力（ローラ間伝達トルク容量：トラクション伝動容量）、つまり駆動力配分比を任意に制御することができる。

【0031】

なお図4(a)に示すように本実施例では、第2ローラ回転軸線 O_2 がクランクシャフト回転軸線 O_3 の直下に位置し、第1ローラ31および第2ローラ32の軸間距離 $L1$ が最大となる下死点でのローラ軸間距離 $L1$ を、第1ローラ31の半径と第2ローラ32の半径との和値よりも大きくする。これにより当該クランクシャフト回転角 $\theta = 0^\circ$ の下死点においては、第1ローラ31および第2ローラ32が相互に径方向へ押し付けられることがなく、ローラ31,32間でトラクション伝動が行われないトラクション伝動容量 $=0$ の状態を得ることができ、トラクション伝動容量を下死点での0と、図4(c)に示す上死点（ $\theta = 180^\circ$ ）で得られる最大値との間で任意に制御することができる。なお本実施例では、クランクシャフト51L,51Rの回転角基準点をクランクシャフト回転角 $\theta = 0^\circ$ の下死点であることとして説明を展開する。

【0032】

< 駆動力配分作用 >

図1~4につき上述したトランスファ1の駆動力配分作用を以下に説明する。変速機3（図1参照）からトランスファ1の入力軸12に達したトルクは、一方でこの入力軸12からそのままリヤプロペラシャフト4およびリヤファイナルドライブユニット5（ともに図1参照）を経て左右後輪6L,6R（主駆動輪）へ伝達される。

【0033】

他方でトランスファ1は、モータ35によりピニオン55およびリングギヤ51Lc,51Rcを介しクランクシャフト51L,51Rを回転位置制御して、ローラ軸間距離 $L1$ （図4参照）を第1ローラ31および第2ローラ32の半径の和値よりも小さくするとき、これらローラ31,32が径方向相互押圧力に応じたローラ間伝達トルク容量を持つことから、このトルク容量に応じて、左右後輪6L,6R（主駆動輪）へのトルクの一部を、第1ローラ31から第2ローラ32を経て出力軸13に向かわせ、左右前輪9L,9R（従駆動輪）をも駆動することができる。かくして

10

20

30

40

50

車両は、左右後輪6L,6R（主駆動輪）および左右前輪（従駆動輪）9L,9Rの全てを駆動しての四輪駆動走行が可能である。

【0034】

なお、この伝動中における第1ローラ31および第2ローラ32間の径方向押圧反力は、これらに共通な回転支持板であるベアリングサポート16,17で受け止められ、ハウジング11に達することがない。そして径方向押圧反力は、クランクシャフト回転角 θ が $0^\circ \sim 90^\circ$ である間は0となり、クランクシャフト回転角 θ が $90^\circ \sim 180^\circ$ である間、 θ の増大に応じて増加し、クランクシャフト回転角 θ が 180° になるとき最大値となる。

【0035】

このような四輪駆動走行中、クランクシャフト51L,51Rの回転角 θ が図4(b)に示すごとく基準位置の 90° であって、第1ローラ31および第2ローラ32が相互に、この時のオフセット量OSに対応した径方向押圧力で押し付けられて摩擦接触している場合、これらローラ間のオフセット量OSに対応したトラクション伝動容量で左右前輪（従駆動輪）9L,9Rへの動力伝達が行われる。

【0036】

そして、クランクシャフト51L,51Rを図4(b)の基準位置から、図4(c)に示すクランクシャフト回転角 $\theta = 180^\circ$ の上死点に向け回転操作してクランクシャフト回転角 θ を増大させるにつれ、ローラ軸間距離L1が更に減少して第1ローラ31および第2ローラ32の相互オーバーラップ量OLが増大する結果、第1ローラ31および第2ローラ32は径方向相互押圧力を増大され、これらローラ間のトラクション伝動容量を増大させることができる。

【0037】

クランクシャフト51L,51Rが図4(c)の上死点位置に達すると、第1ローラ31および第2ローラ32は相互に、最大のオーバーラップ量OLに対応した径方向最大押圧力で径方向へ押し付けられて、これら間のトラクション伝動容量を最大にすることができる。なお最大のオーバーラップ量OLは、第2ローラ回転軸線O₂およびクランクシャフト回転軸線O₃間の偏心量 e と、図4(b)につき上記したオフセット量OSとの和値である。

【0038】

以上の説明から明らかなように、クランクシャフト51L,51Rをクランクシャフト回転角 $\theta = 0^\circ$ の回転位置から、クランクシャフト回転角 $\theta = 180^\circ$ の回転位置まで回転操作することにより、クランクシャフト回転角 θ の増大につれ、ローラ間トラクション伝動容量を0から最大値まで連続変化させることができる。また逆に、クランクシャフト51L,51Rをクランクシャフト回転角 $\theta = 180^\circ$ の回転位置から、 $\theta = 0^\circ$ の回転位置まで回転操作することにより、クランクシャフト回転角 θ の低下につれ、ローラ間トラクション伝動容量を最大値から0まで連続変化させることができ、ローラ間トラクション伝動容量をクランクシャフト51L,51Rの回転操作により自在に制御し得る。

【0039】

<トラクション伝動容量制御>

上記した四輪駆動走行中はトランスファー1が、上記のごとく左右後輪（主駆動輪）6L,6Rへのトルクの一部を左右前輪（従駆動輪）9L,9Rへ分配して出力するため、第1ローラ31および第2ローラ32間のトラクション伝動容量を、左右後輪6L,6R（主駆動輪）の駆動力および前後輪目標駆動力配分比から求め得る、左右前輪（従駆動輪）9L,9Rへ分配すべき目標前輪駆動力に対応させる必要がある。

【0040】

この要求にかなうトラクション伝動容量制御のために本実施例においては、図1に示すようにトランスファーコントローラ111を設け、これによりモータ35の回転位置制御（クランクシャフト回転角 θ の制御）を行うものとする。

【0041】

そのためトランスファーコントローラ111には、

エンジン2の出力を加減するアクセルペダル踏み込み量（アクセル開度）APOを検出するアクセル開度センサ112からの信号と、

10

20

30

40

50

左右後輪6L,6R(主駆動輪)の回転周速 V_{wr} を検出する後輪速センサ113からの信号と、車両の重心を通る鉛直軸線周りにおけるヨーレートを検出するヨーレートセンサ114からの信号と、

クランクシャフト51L,51Rの回転角を検出するクランクシャフト回転角センサ115からの信号と、

トランスファー1(ハウジング11)内における作動油の温度TEMPを検出する油温センサ116からの信号を入力する。

【0042】

トランスファーコントローラ111は、上記した各センサ112~116の検出情報を基に、トランスファー1のトラクション伝動容量制御を概略以下のように行う。

10

つまり先ずトランスファーコントローラ111は、アクセル開度AP0、後輪速 V_{wr} 、およびヨーレートに基づき、先ず左右後輪6L,6R(主駆動輪)の駆動力および前後輪目標駆動力配分比を周知の要領で求める。

次にトランスファーコントローラ111は、これら左右後輪6L,6R(主駆動輪)の駆動力および前後輪目標駆動力配分比から、左右前輪(従駆動輪)9L,9Rへ分配すべき目標前輪駆動力を求める。

【0043】

更にトランスファーコントローラ111は、第1ローラ31および第2ローラ32がこの目標前輪駆動力を伝達するのに必要なローラ間径方向押圧力(第1ローラ31および第2ローラ32間のトラクション伝動容量)をマップ検索などにより求め、このローラ間径方向押圧力(第1ローラ31および第2ローラ32間のトラクション伝動容量)を実現するのに必要なクランクシャフト51L,51R(図2,3参照)の回転角目標値 t 、つまり第2ローラ軸線 O_2 の目標旋回位置を演算する。

20

【0044】

そしてトランスファーコントローラ111は、センサ115で検出したクランクシャフト回転角および上記のクランクシャフト回転角目標値 t 間におけるクランクシャフト回転角偏差に応じ、クランクシャフト回転角がクランクシャフト回転角目標値 t に一致するよう、ローラ間押し付け力制御モータ35を駆動制御する。当該モータ35の駆動制御によりクランクシャフト51L,51Rの回転角が目標値 t に一致することで、第1ローラ31および第2ローラ32は上記の目標前輪駆動力を伝達可能な程度だけ相互に径方向に押圧接触され、第1ローラ31および第2ローラ32間のトラクション伝動容量を前後輪目標駆動力配分比となるよう制御することができる。

30

【0045】

ここで、ローラ間押し付け力制御モータ35を駆動制御するにあたり、クランクシャフト51L,51Rをどちら側に回転させるかについて説明する。図5は実施例1の駆動力配分装置において、油温に対する応答時間の関係を表す特性図である。応答時間とは、例えば、所定の駆動力配分となるように制御指令を出力した際、クランクシャフト51L,51Rの回転角が目標値 t に到達するまでに要する時間である。油温が 0 以上の領域では、応答時間に特段の変化はなく、ある一定の応答時間によって目的を達成している。これに対し、油温が 0 以下の領域では、油温が下がるに連れて応答時間が遅くなっていることが分かる。これは、油温の低下によって油の粘性が上昇し、各摺動部におけるドラグトルクが増大することによって、同じ制御指令を出力してもエネルギー損失が大きくなるためであると考えられる。

40

【0046】

ここで、実施例1の駆動力配分装置では、基本的に第2ローラ32の回転方向と第2ローラ32の旋回方向とが逆方向の関係となるように制御(以下、この関係を維持する制御を逆回転制御と記載する。)している。これは、従来技術において開示した特許文献1(特開2010-169171号公報)においても説明したように、ローラ間径方向押し付け力による回転モーメントと、接線力による回転モーメントとが同じ向きであり、これら回転モーメントの和値である合計回転モーメントが、クランクシャフト回転角の全領域において同じ極性

50

を保ち、合計回転モーメントの向きが変わることが無いため、駆動力配分制御を高精度に行うことができるからである。

【 0 0 4 7 】

しかし、このような逆回転制御にあっては、次のような課題がある。図6は実施例1の第2ローラとクランクシャフトとローラベアリングの回転関係を表す概略図である。図6に示すように、出力軸13の端部13Rが時計回りに回転しているとき、ローラベアリング52Rは反時計回りに回転し、クランクシャフト51Rは反時計回りに回転することになる。このとき、第2ローラの回転方向とクランクシャフトの回転方向とが逆転すると、ベアリングとクランクシャフトとの間に作用するドラグトルクの回転方向とクランクシャフトを回転駆動するトルク方向とが反対方向となる。よって、低油温時にドラグトルクが増大した場合、クランクシャフトに作用するトータルのトルクとしての回転駆動トルクが小さくなって制御応答性を確保することが困難であった。

10

【 0 0 4 8 】

そこで、ドラグトルクが増大し、応答時間が大きくなると予測される走行状態（具体的には、油温が0°より低い所定油温以下の状態）にあっては、クランクシャフト51の回転方向を反対方向、すなわち図6でいうところの時計回り方向に制御することとした。このように、第2ローラ32の回転方向と第2ローラ32の旋回方向とが同方向の関係となるように制御（以下、この関係を維持する制御を同回転制御と記載する。）することで、ドラグトルクの作用方向とクランクシャフト51の回転方向を一致させ、応答時間の改善を図るものである。

20

【 0 0 4 9 】

図7は実施例1の駆動力配分制御における回転方向制御選択処理を表すフローチャートである。

ステップS1では、クランクシャフト51L,51Rの回転角 θ が180°である上死点もしくは0°である下死点か否かを判断し、いずれかの回転角である場合はステップS2に進み、それ以外の回転角のときはステップS5に進んで現時点において採用されている回転制御を継続する。

ステップS2では、油温がドラグトルクが増大を表す所定油温以下か否かを判断し、所定油温以下の場合はステップS3に進み、それ以外の場合はステップS4に進む。

ステップS3では、ドラグトルクが増大していると判断して同回転制御を採用し、同回転制御によってクランクシャフト回転角 θ を制御する。

30

ステップS4では、ドラグトルクは増大していないと判断して逆回転制御を採用し、逆回転制御によってクランクシャフト回転角 θ を制御する。

【 0 0 5 0 】

まず、駆動制御を行うにあたり、同回転制御もしくは逆回転制御のいずれかが既に選択されて制御を行っている最中において、これら選択されている制御から他方の制御に制御中に切り換える場合（すなわち、駆動力配分しているときに検出された油温が所定油温を跨ぐ場合）を想定する。このとき、ある回転角 θ の位置から $\theta + 180^\circ$ の位置に移動するには、一旦、上死点もしくは下死点を經由しなければならない。よって、上死点を經由する場合は駆動力配分が過剰となり、下死点を經由する場合は駆動力配分が0となってしまうため、運転者に違和感を与えるおそれがある。そこで、まず、現時点においていずれかの回転制御が選択された状態で回転角 θ が存在している場合には、この状態を維持することで駆動力変動等の違和感を回避する。

40

【 0 0 5 1 】

一方、上死点もしくは下死点の場合には、回転制御を切り換えたとしても何ら違和感は生じない。すなわち下死点であれば第1ローラ31と第2ローラ32とは離間した状態であるため、駆動力配分には何らの影響はない。次に、上死点について説明する。図8は実施例1の上死点における矢視Aの回転位置を表す図である。上死点の場合、この位置から時計回りに回転しようとも、反時計回りに回転しようとも、これ以上駆動力が配分されることはなく、何れの方向に回転しても駆動力配分量が変化することはない。

50

【 0 0 5 2 】

以上から、上死点もしくは下死点の場合にのみ回転制御の切り換えを許容し、それ以外は現時点で選択されている制御を継続する。そして、クランクシャフト回転角が上死点もしくは下死点にあり、油温が所定油温以下の場合には、ドラグトルクによる応答時間の悪化を回避するべく同回転制御に切り換える。一方、油温が所定油温より高い場合には、ドラグトルクによる応答時間の悪化は生じないことから、回転モーメントの極性変化が起きない逆回転制御に切り換える。これにより、冷機時におけるドラグトルクの影響が懸念される場合には、ドラグトルクの作用方向とクランクシャフト51の回転方向を一致させる同回転制御を選択することで制御応答性の悪化を抑制することができる。

【 0 0 5 3 】

以上説明したように、本実施例にあっては下記に列挙する作用効果が得られる。

(1) 主駆動輪伝動系である左右後輪6L,6Rと共に回転する第1ローラ31と、従駆動輪伝動系である左右前輪7L,7Rと共に回転する第2ローラ32とを、両者の外周面において動力伝達可能に押し付けることにより左右前輪7L,7R(従駆動輪)への駆動力配分が可能であり、第2ローラ32の軸部を、ハウジング11の固定軸線O₂周りに回転可能なクランクシャフト51L,51Rの偏心中空孔内にローラベアリング52R,52L(ベアリング)を介して回転自在に支承し、該クランクシャフト51L,51Rの前記固定軸線O₂周りの回転により第2ローラ32を旋回させて、第1ローラ31に対する第2ローラ32の径方向押し付け力を加減する加減機構により左右後輪6L,6R(主駆動輪)および左右前輪7L,7R間の駆動力配分を制御する駆動力配分装置において、駆動力配分装置内の油温を検出する油温センサ116(油温検出手段)を設け、加減機構は、油温センサ116により検出された油温が所定油温より高い場合は、第2ローラ32の旋回方向と第2ローラ32の回転方向とが逆回転となる逆回転制御により駆動力配分し、油温が所定油温以下の場合は、第2ローラ32の旋回方向と第2ローラ32の回転方向とが同回転となる同回転制御により駆動力配分することとした。

よって、冷機時におけるドラグトルクの影響が懸念される場合には、ドラグトルクの作用方向とクランクシャフト51の回転方向を一致させる同回転制御を選択することで制御応答性を確保できる。

【 0 0 5 4 】

(2) 加減機構は、逆回転制御もしくは同回転制御のいずれか一方の回転制御により駆動力配分しているときに検出された油温が所定油温を跨ぐ場合は、下死点(第2ローラ32の径方向押し付け力が所定値以下)となってから他方の回転制御に切り換えて駆動力配分する(ステップS1, S2)。

よって、回転制御の切り換えに伴う駆動力配分の変動を回避することができ、運転者に与える違和感を回避できる。

【 0 0 5 5 】

(3) 加減機構は、第2ローラ32の径方向押し付け力が最大となる上死点にあるときに前出された油温が所定油温を跨ぐ場合は、該跨いだ時点でいずれか一方の回転制御から他方の回転制御に切り換えて駆動力配分する。

すなわち、上死点であれば、どちらの方向に回転させてもそれ以上駆動力配分が増大することはないため、その場合は即座に回転制御を切り換えることで、より精度の高い駆動力配分制御を達成できる。

【 符号の説明 】

【 0 0 5 6 】

- 1 駆動力配分装置(トランスファー)
- 2 エンジン
- 3 変速機
- 4 リヤプロペラシャフト
- 5 リヤファイナルドライブユニット
- 6L,6R 左右後輪(主駆動輪)
- 7 フロントプロペラシャフト

10

20

30

40

50

8 フロントファイナルドライブユニット

9L,9R 左右前輪（従駆動輪）

11ハウジング

12 入力軸

13 出力軸

13L,13R 第2ローラ軸部

16,17 ベアリングサポート

31 第1ローラ

32 第2ローラ

35 ローラ間径方向押し付け力制御モータ

51L,51R クランクシャフト

51La,51Ra 偏心中空孔

51Lb,51Rb 外周部

51Lc,51Rc リングギヤ

51Ld 径方向油孔

53L,53R ローラベアリング（ラジアルベアリング）

54L,54R スラストベアリング

55 クランクシャフト駆動ピニオン

56 ピニオンシャフト

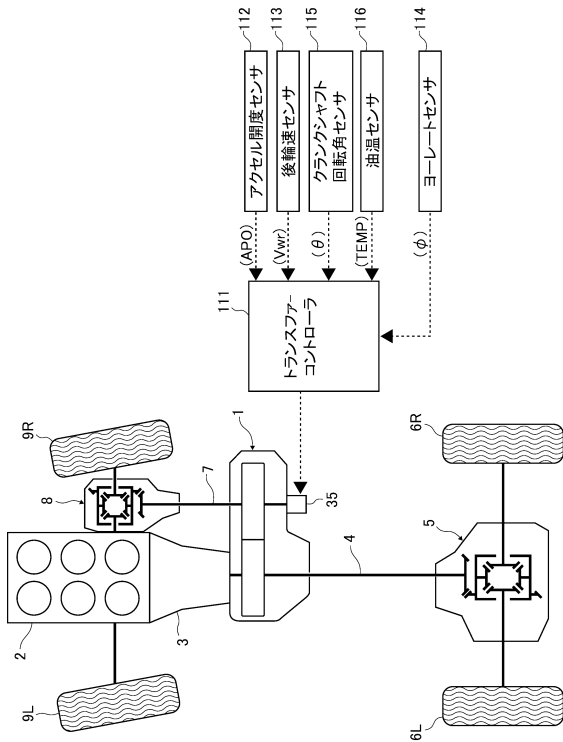
60L,60R スペーサ

116 油温センサ

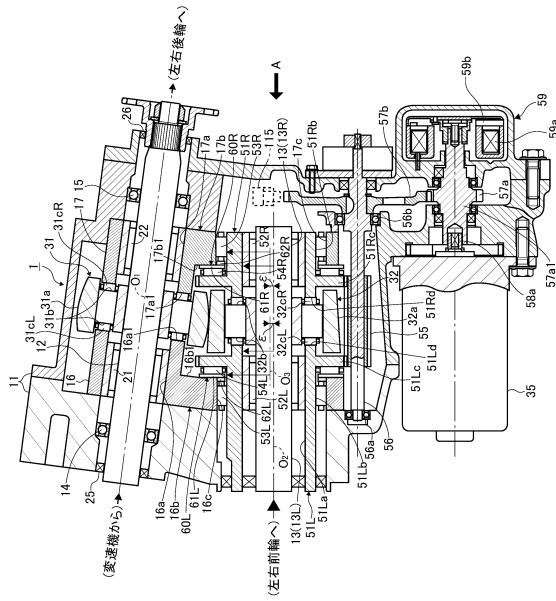
10

20

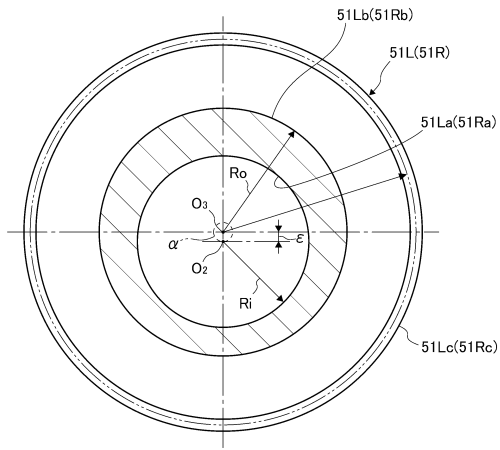
【図1】



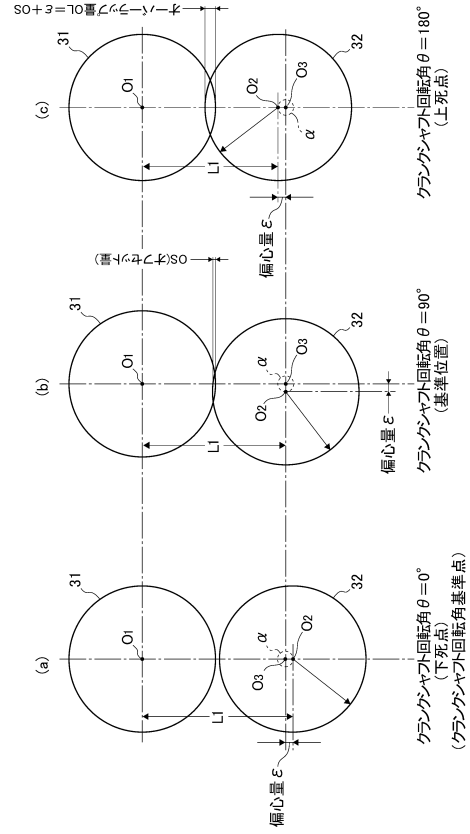
【図2】



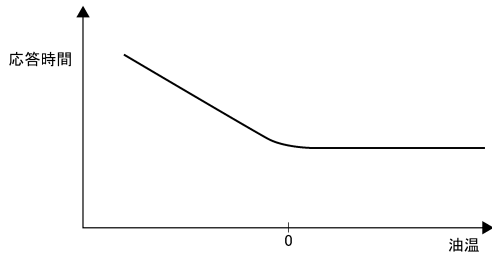
【図3】



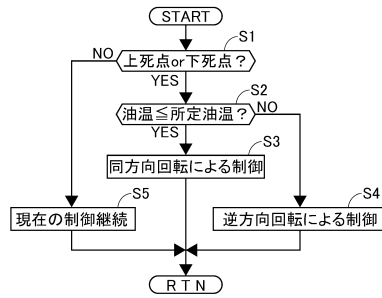
【図4】



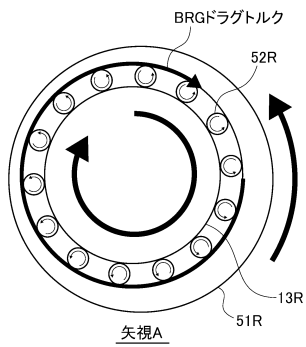
【図5】



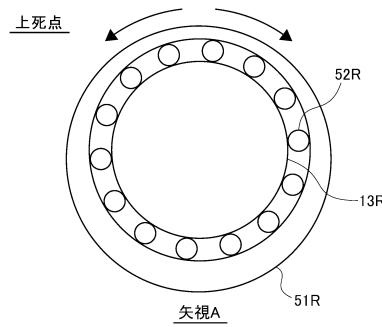
【図7】



【図6】



【図8】



フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl. , DB名)

B 6 0 K	1 7 / 3 4 8
B 6 0 K	1 7 / 3 4 4
F 1 6 H	1 3 / 0 4