

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4246301号  
(P4246301)

(45) 発行日 平成21年4月2日(2009.4.2)

(24) 登録日 平成21年1月16日(2009.1.16)

(51) Int.Cl. F 1  
**B 6 O K 17/348 (2006.01)** B 6 O K 17/348 B

請求項の数 7 (全 18 頁)

<p>(21) 出願番号 特願平10-313614                  (22) 出願日 平成10年11月4日(1998.11.4)                  (65) 公開番号 特開2000-142152(P2000-142152A)                  (43) 公開日 平成12年5月23日(2000.5.23)                  審査請求日 平成17年10月27日(2005.10.27)</p>	<p>(73) 特許権者 000005348                  富士重工業株式会社                  東京都新宿区西新宿一丁目7番2号                  (74) 代理人 100076233                  弁理士 伊藤 進                  (72) 発明者 小林 利雄                  東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士                  重工業株式会社内                  審査官 鈴木 充</p>
--	--

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用4輪駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

変速機構の出力軸から出力される動力を前輪駆動系と後輪駆動系とに配分可能な動力配分装置と、

上記動力配分装置を制御する動力配分制御装置と、を備えた車両用4輪駆動装置であって、

上記動力配分装置を、

上記出力軸に設けられ、上記前輪駆動系と上記出力軸とを係合自在な第1のクラッチと

、  
 上記出力軸に設けられ、上記後輪駆動系の回転速度が上記前輪駆動系の回転速度よりも大きいときのみ動力伝達可能なワンウェイクラッチを介して、上記前輪駆動系と上記出力軸とを係合自在な第2のクラッチと、を備えるとともに、

上記出力軸と上記後輪駆動系とを直結して構成し、

上記動力配分制御装置は、少なくとも車両の走行状態と路面状況に応じて、上記第1のクラッチと上記第2のクラッチの係合を可変制御することを特徴とする車両用4輪駆動装置。

【請求項2】

上記動力配分制御装置は、少なくとも、前輪回転速度と、後輪回転速度と、エンジン出力と、変速機構のギヤポジションと、転舵量と、に基づいて、上記第1のクラッチと上記第2のクラッチの係合を可変制御することを特徴とする請求項1に記載の車両用4輪駆動

10

20

装置。

【請求項 3】

上記動力配分制御装置は、少なくとも、各車輪が予め設定した範囲内で適正な状態での前進走行時には、上記第 2 のクラッチを係合制御するとともに、上記第 1 のクラッチを必要に応じて係合制御することを特徴とする請求項 1 または請求項 2 に記載の車両用 4 輪駆動装置。

【請求項 4】

上記動力配分制御装置は、後退走行時には、上記第 2 のクラッチを解放制御するとともに、上記第 1 のクラッチを必要に応じてスリップ制御することを特徴とする請求項 1 乃至請求項 3 の何れかに記載の車両用 4 輪駆動装置。

10

【請求項 5】

上記動力配分制御装置は、各車輪が予め設定した範囲外の状態となったとき、第 2 のクラッチを解放制御するとともに、上記第 1 のクラッチを必要に応じてスリップ制御することを特徴とする請求項 1 乃至請求項 4 の何れかに記載の車両用 4 輪駆動装置。

【請求項 6】

上記第 1 のクラッチと上記第 2 のクラッチは同一のクラッチドラム内に連ねて配設された油圧多板式のクラッチであって、上記第 1 のクラッチを上記クラッチドラム内の一端側に配設するとともに、上記第 2 のクラッチを同一クラッチドラム内における上記第 1 のクラッチよりも他端寄りに配設し、さらに、上記第 1 のクラッチに対応する第 1 のピストンを上記クラッチドラム内の他端側に配設して上記クラッチドラムと上記第 1 のピストンとの間に該第 1 のピストンを作動させるための第 1 の油圧室を形成するとともに、上記第 2 のクラッチに対応する第 2 のピストンを上記クラッチドラム内における上記第 1 のピストンよりも一端寄りに配設して上記第 1 のピストンと上記第 2 のピストンとの間に該第 2 のピストンを作動させるための第 2 の油圧室を形成し、上記第 1 のピストンの作動を上記第 1 のクラッチに伝達するためのプレッシャピンを上記第 2 のクラッチを構成するドリブンプレート及びリテーニングプレートを貫通して上記第 1 のクラッチに臨ませるとともに、上記第 2 のピストンの作動を上記第 2 のクラッチに伝達するためのプレッシャピンを上記第 2 のクラッチに臨ませたことを特徴とする請求項 1 乃至請求項 5 の何れかに記載の車両用 4 輪駆動装置。

20

【請求項 7】

上記前輪駆動系の終減速比と上記後輪駆動系の終減速比とを異なるギヤ比に設定し、直進走行時には前輪回転速度が後輪回転速度よりも大きくなるよう設定したことを特徴とする請求項 1 乃至請求項 6 の何れかに記載の車両用 4 輪駆動装置。

30

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車両用 4 輪駆動装置のドライブトレインに関し、より詳しくは、駆動力を前輪と後輪とへ配分する動力配分装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

従来より、車両用 4 輪駆動装置の動力配分装置においては、差動歯車装置に差動制限装置を組み合わせたものが数多く提案されている。

40

【0003】

しかしながら、差動歯車装置に差動制限装置を組み合わせた動力配分装置（センターディファレンシャル装置）は、一般に、構造が複雑化してコスト高なものとなるため、これに対処し、例えば特公昭 48 - 3971 号公報には、遊星歯車式の差動歯車装置にワンウェイクラッチを備えた多出力路トルク伝達装置（駆動力伝達装置）が開示されている。この技術によれば、複雑な差動制限装置を用いることなく、前進走行時において、前輪が後輪よりもかなり早く回転することを許容するとともに、後輪は前輪よりも予め定められた僅かな値（タイヤの有効半径の差を補正するために必要な値）だけしか早く回ることのでき

50

ないよう、前後輪を差動制限することができる。また、この多出力路トルク伝達装置は、前輪出力軸系にワンウェイクラッチを有し、後退走行時にはこのワンウェイクラッチを弱く締結することによって、旋回時のタイトコーナブレーキング現象を防止している。

【0004】

また、フルタイム4WDの動力配分装置においては、トランスファーのベベルギヤ軸上に前進用と後退用のワンウェイクラッチを配設し、ワンウェイクラッチのアウトレース外周のスプラインにスリーブが選択的に結合自在な構成とすることにより、差動歯車装置による前進、後退時の差動を一方向のみに制限する技術が実用化されている。

【0005】

一方で、差動歯車装置を用いたフルタイム4WDの動力配分装置は重量、コスト、サイズ等の点で不利なものとなり、さらに、差動制限装置としてデフロック機構を追加すると装置全体の複雑化を招くことから、例えば、実開昭61-81428号公報には、一端側がエンジンの出力軸に変速機を介して連結されると共に他端側が非操舵輪に連結される非操舵輪出力軸と、この非操舵輪出力軸と並設され且つ操舵輪に連結される操舵輪出力軸と、この操舵輪出力軸と前記非操舵輪出力軸とに組み付けられて前記非操舵輪出力軸からの駆動力を当該操舵輪出力軸に伝達させ得る出力軸連結手段とを備え、この出力軸連結手段には軸受を介して回転自在に支持されていると共に前記操舵輪の前進回転を許容する一方向クラッチ(ワンウェイクラッチ)と、この一方向クラッチを前記非操舵輪出力軸と一体化させ得るクラッチ操作手段とが付設されている4輪駆動用動力伝達装置が開示されている。そして、この4輪駆動用動力伝達装置では、旋回時に前輪と後輪とに回転差が発生すると自動的にタイトコーナブレーキング現象を回避するようになっている。

【0006】

また、特開平3-217333号公報には、前輪の回転が後輪の回転よりも遅いときには前輪駆動軸を後輪駆動軸に直結し、前輪の回転が後輪の回転よりも早いときには非直結するワンウェイクラッチと、前後輪の駆動軸間に介在されこれらの駆動軸が直結されたときに前後輪の回転数差を吸収する差動制限機構とを備えた4輪駆動装置が開示されている。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上記各技術においては、以下のような問題点を有する。

先ず、上記特公昭48-3971号公報に記載の技術では、直進走行時において、後輪がスリップして、予め設定した前輪駆動系の歯数比よりも多くスリップすればワンウェイクラッチはロックし前後輪を係合して直結4WDの状態になるものである。従って、このセンターディファレンション装置は、前後輪のスリップに応じてデフロックされるが、車両の重量配分、車両諸元、タイヤの有効半径のばらつきや摩耗及び空気圧の変化、パンク、テンパータイヤ装着時等様々な条件を考慮しながら、前後輪に強制的に回転差を与えるための歯数差を設定する必要がある、さらに、乗用車、トラック或いは、前輪駆動ベースの4WDか後輪駆動ベースの4WDか等に応じて歯数差を固有に設定する必要がある。

【0008】

また、滑りやすい坂道を登坂走行する場合には、車輪が所定のスリップをするまでデフロックしないため、後輪が横に流れたり、車体がいわゆる尻振りを起こし、走行性が著しく低下する虞がある。

【0009】

また、旋回走行時においては、前後輪の回転差が予め設定した旋回半径による回転差だけスリップしないとデフロックしない。従って、センタデフがフリーの状態での旋回のターンインに入り後輪がスリップしないとデフロック、すなわち直結4WDにならず、特にモータスポーツに適用した場合、走破性が低下したり、アクセル・ワークに応じた円滑な旋回性(回頭性)や操舵安定性を得ることができない等の不都合が生じる。

【0010】

また、後退走行時(リバース走行時)においては、ワンウェイクラッチがロックされて直結4WDとなるため、旋回時には油圧クラッチの作動圧を弱くしてタイトコーナブレー

10

20

30

40

50

キング現象を防止している。このため、牽引時や、高負荷走行時に十分なトラクションを得られない虞がある。

【 0 0 1 1 】

次に、トランスファーのベベルギヤ軸上に前進用と後退用のワンウェイクラッチを配設した動力配分装置の技術においては、上述の特公昭 4 8 - 3 9 7 1 号公報に記載の技術と同様に、タイヤの有効半径や重量配分等によっては直進走行時に前輪と後輪の駆動系に内部循環トルクが発生し、伝達効率や燃費性能が悪化する原因となる。

【 0 0 1 2 】

また、モータスポーツ等に適用するには、旋回時の回頭性が好ましくなく、コーナーイン時に旋回のきっかけが掴めない等の不都合がある。

10

【 0 0 1 3 】

次に、実開昭 6 1 - 8 1 4 2 8 号公報に記載の技術においては、4WD走行時に、前輪と後輪との間に回転差が生じたとき、ワンウェイクラッチにより自動的に2輪駆動に切り換える機構であるため、場合によっては走破性の低下やトラクションの不足等が発生することがある。

【 0 0 1 4 】

また、直進走行時には、上述の各技術と同様に、タイヤ有効半径のばらつきやタイヤ空気圧のばらつき、重量配分等によっては前後輪間に内部循環トルクが発生し、伝達効率や燃費の低下を引き起こす原因となる。

【 0 0 1 5 】

次に、特開平 3 - 2 1 7 3 3 3 号公報に記載の技術においても、前後のタイヤの有効半径に差が生じる等して前後輪の回転差の関係が前輪<後輪となると、ワンウェイクラッチが常時直結状態となり、上述の各技術と同様に、前後輪間に内部循環トルクが発生し、伝達効率や燃費の低下を引き起こす原因となる。

20

【 0 0 1 6 】

また、各タイヤの空気圧が著しく異なる場合や有効半径の異なる前輪と後輪とを誤って装着した場合等に連続走行をすると、駆動系の部材、例えばハイポイドギヤ等に損傷が生じる虞がある。

【 0 0 1 7 】

さらに、後退時にはワンウェイクラッチが係合するため、旋回する際には前後輪の旋回半径の差からタイトコーナブレーキング現象が生じてしまう。

30

【 0 0 1 8 】

本発明は上記事情に鑑みてなされたもので、スポーツ走行に相応しい旋回性能を有し、しかも伝達効率やトラクション性能が高く、軽量且つコンパクトな車両用4輪駆動装置を提供することを目的とする。

【 0 0 1 9 】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するため、第1の発明による車両用4輪駆動装置は、変速機構の出力軸から出力される動力を前輪駆動系と後輪駆動系とに配分可能な動力配分装置と、上記動力配分装置を制御する動力配分制御装置と、を備えた車両用4輪駆動装置であって、上記動力配分装置を、上記出力軸に設けられ、上記前輪駆動系と上記出力軸とを係合自在な第1のクラッチと、上記出力軸に設けられ、上記後輪駆動系の回転速度が上記前輪駆動系の回転速度よりも大きいときのみ動力伝達可能なワンウェイクラッチを介して、上記前輪駆動系と上記出力軸とを係合自在な第2のクラッチと、を備えるとともに、上記出力軸と上記後輪駆動系とを直結して構成し、上記動力配分制御装置は、少なくとも車両の走行状態と路面状況に応じて、上記第1のクラッチと上記第2のクラッチの係合を可変制御することを特徴とする。

40

【 0 0 2 0 】

また、第2の発明による車両用4輪駆動装置は、上記第1の発明において、上記動力配分制御装置は、少なくとも、前輪回転速度と、後輪回転速度と、エンジン出力と、変速機構

50

のギヤポジションと、転舵量と、に基づいて、上記第1のクラッチと上記第2のクラッチの係合を可変制御することを特徴とする。

【0021】

また、第3の発明による車両用4輪駆動装置は、上記第1または第2の発明において、上記動力配分制御装置は、少なくとも、各車輪が予め設定した範囲内で適正な状態での前進走行時には、上記第2のクラッチを係合制御するとともに、上記第1のクラッチを必要に応じて係合制御することを特徴とする。

【0022】

また、第4の発明による車両用4輪駆動装置は、上記第1乃至第3の発明の何れかにおいて、上記動力配分制御装置は、後退走行時には、上記第2のクラッチを解放制御するとともに、上記第1のクラッチを必要に応じてスリップ制御することを特徴とする。

10

【0023】

また、第5の発明による車両用4輪駆動装置は、上記第1乃至第4の発明の何れかにおいて、上記動力配分制御装置は、各車輪が予め設定した範囲外の状態となったとき、第2のクラッチを解放制御するとともに、上記第1のクラッチを必要に応じてスリップ制御することを特徴とする。

【0024】

また、第6の発明による車両用4輪駆動装置は、上記第1乃至第5の発明の何れかにおいて、上記第1のクラッチと上記第2のクラッチは同一のクラッチドラム内に連ねて配設された油圧多板式のクラッチであって、上記第1のクラッチを上記クラッチドラム内の一端側に配設するとともに、上記第2のクラッチを同一クラッチドラム内における上記第1のクラッチよりも他端寄りに配設し、さらに、上記第1のクラッチに対応する第1のピストンを上記クラッチドラム内の他端側に配設して上記クラッチドラムと上記第1のピストンとの間に該第1のピストンを作動させるための第1の油圧室を形成するとともに、上記第2のクラッチに対応する第2のピストンを上記クラッチドラム内における上記第1のピストンよりも一端寄りに配設して上記第1のピストンと上記第2のピストンとの間に該第2のピストンを作動させるための第2の油圧室を形成し、上記第1のピストンの作動を上記第1のクラッチに伝達するためのプレッシャピンを上記第2のクラッチを構成するドリブンプレート及びビリテーニングプレートを貫通して上記第1のクラッチに臨ませるとともに、上記第2のピストンの作動を上記第2のクラッチに伝達するためのプレッシャピンを上記第2のクラッチに臨ませたことを特徴とする。

20

30

【0025】

また、第7の発明による車両用4輪駆動装置は、上記第1乃至第6の発明において、上記前輪駆動系の終減速比と上記後輪駆動系の終減速比とを異なるギヤ比に設定し、直進走行時には前輪回転速度が後輪回転速度よりも大きくなるよう設定したことを特徴とする。

【0026】

【発明の実施の形態】

以下、図面を参照して本発明の実施の形態を説明する。図面は本発明の実施の一形態に係わり、図1は車両用4輪駆動装置の概略を示す平面図、図2は4輪駆動車用手動変速機の要部を示すスケルトン図、図3は動力配分装置の要部を示すスケルトン図、図4は動力配分装置の要部断面図、図5はワンウェイクラッチの要部断面図、図6は車両用4輪駆動装置の全体の概略構成を示す説明図、図7は油圧制御装置の構成図、図8は代表的な走行状態におけるクラッチの状態を示す図表、である。

40

【0027】

本車両用4輪駆動装置のドライブトレインについて説明すると、図1の(a)に配置平面図を示すように、4輪駆動車用手動変速機1が車両前方に縦置き配置されるエンジン10に一体的に接合されて、前輪3に動力伝達すると共に、プロペラ軸4及びリヤディファレンシャル装置5等を介して後輪6に動力伝達するように、或いは同図(b)に示すように、車両後方に縦置き配置されるエンジン10に手動変速機1を接合して後輪6に動力伝達すると共にプロペラ軸4及びフロントディファレンシャル装置7等を介して前輪3に動力

50

伝達するように構成されている。

【 0 0 2 8 】

ここで、本実施の形態では前者である車両前方にエンジン 1 0 と共に手動変速機 1 を配置する場合であって、また、前輪 3 側のファイナルギヤの終減速比と後輪 6 側のファイナルギヤの終減速比とが等しく、且つ、前後輪の有効半径が等しい場合を例に説明する。

【 0 0 2 9 】

図 2 において、上記手動変速機 1 について説明すると、符号 1 0 は縦置きエンジンであり、縦置きエンジン 1 0 に接合されてクラッチ 2 0 を収容するクラッチケース 1 2、このクラッチケース 1 2 の後方に一方の駆動系を構成するフロントディファレンシャル装置 3 0 を収容するディファレンシャルハウジング 1 3、このディファレンシャルハウジング 1 3 の後方に手動変速歯車機構 4 0 を収容するメインケース 1 4 及びメインケース 1 4 の後方に位置して動力配分装置 5 0 を収容するエクステンションケース 1 5 が順次接合されてトランスミッションケース 1 6 を形成している。

10

【 0 0 3 0 】

縦置きエンジン 1 0 のクランク軸 1 1 がクラッチケース 1 2 内部のクラッチ 2 0 に連結し、クラッチ 2 0 に連結する入力軸 2 1 がメインケース 1 4 内部の手動変速歯車機構 4 0 の出力軸 4 1 及びカウンタ軸 4 2 にクランク軸 1 1 からの動力を伝動構成する。

【 0 0 3 1 】

そして手動変速歯車機構 4 0 で変速した動力を入力軸 2 1 と同軸芯上に配置した出力軸 4 1 へ出力し、出力軸 4 1 からの出力をエクステンションケース 1 5 内部の動力配分装置 5 0 へ入力し、動力配分装置 5 0 によってフロントディファレンシャル装置 3 0 を介して前輪 3 に伝動構成する一方、プロペラ軸 4 及び他方の駆動系を構成するリヤディファレンシャル装置 5 等を介して後輪 6 に伝動構成される。

20

【 0 0 3 2 】

上記クラッチ 2 0 はエンジン 1 0 のクランク軸 1 1 に一体的に結合されたフライホイール 2 2、フライホイール 2 2 に一体的に結合されたクラッチカバー 2 3 及びこれらと一体に回転して入力軸 2 1 に沿って移動自在なプレッシャプレート 2 4 からなる駆動側と、その間において入力軸 2 1 に摺動自在にスプライン嵌合するクラッチディスク 2 5 の被動側とから成り、プレッシャプレート 2 4 はばね力により常時クラッチディスク 2 5 をフライホイール 2 2 に圧着し、その摩擦力によりクランク軸 1 1 からの回転力を入力軸 2 1 に伝達する。

30

【 0 0 3 3 】

クラッチ 2 0 を切るときはリリースフォーク（図示せず）によりリリースベアリング 2 7 を押し込み、プレッシャプレート 2 4 をフライホイール 2 2 から離間することによって行われる。

【 0 0 3 4 】

入力軸 2 1 は前端がフライホイール 2 2 にパイロットベアリングを介して、また後部がベアリングを介してメインケース 1 4 に回転自在に支持され、入力軸 2 1 の後端に設けられた入力ドライブギヤ 2 9 と手動変速歯車機構 4 0 のカウンタ軸 4 2 の前端に設けたカウンタドリブンギヤ 4 3 とを噛合することにより入力軸 2 1 から手動変速歯車機構 4 0 に伝動構成される。

40

【 0 0 3 5 】

手動変速歯車機構 4 0 は入力軸 2 1 と同一軸芯上で前端が入力軸 2 1 の後端に回転自在に支持され、かつ後端がメインケース 1 4 に回転自在に支持される出力軸 4 1 及び、出力軸 4 1 の下方でかつ出力軸 4 1 と平行配置されるカウンタ軸 4 2 を有し、カウンタ軸 4 2 はベアリングを介して前端及び後端が各々メインケース 1 4 に回転自在に支持されている。

【 0 0 3 6 】

カウンタ軸 4 2 は、その軸芯に沿って貫通する中空状であって前記カウンタドリブンギヤ 4 3 側から順に 3 速ドライブギヤ 4 4 c、2 速ドライブギヤ 4 4 b、1 速ドライブギヤ 4 4 a 及びリバースドライブギヤ 4 4 f が一体に形成され、さらに、リバースドライブギヤ

50

4 4 fの後方には5速ドライブギヤ4 4 eがスプライン嵌合している。

【0037】

一方、出力軸4 1には3速ドライブギヤ4 4 c、2速ドライブギヤ4 4 b、1速ドライブギヤ4 4 a及び5速ドライブギヤ4 4 eに各々常時噛合する3速ドリブンギヤ4 5 c、2速ドリブンギヤ4 5 b、1速ドリブンギヤ4 5 a及び5速ドリブンギヤ4 5 eが各々ニードルベアリングを介して回転自在に装着され、更に1速ドリブンギヤ4 5 aと5速ドリブンギヤ4 5 eとの間にはニードルベアリングを介してリバースドリブンギヤ4 5 fが回転自在に装着されている。

【0038】

ここでカウンタ軸4 2に設けられる各ドライブギヤは1速ドライブギヤ4 4 a、2速ドライブギヤ4 4 b、3速ドライブギヤ4 4 c、5速ドライブギヤ4 4 eの順で次第に大径に形成され、出力軸4 1上に設けられる各ドリブンギヤは逆に5速ドリブンギヤ4 5 e、3速ドリブンギヤ4 5 c、2速ドリブンギヤ4 5 b、1速ドリブンギヤ4 5 aの順で次第に大径になるように形成されている。

【0039】

またリバースドライブギヤ4 4 fはメインケース1 4に設けられた壁部と軸受部との間に配置されたアイドル軸4 6に回転自在に軸支されるリバースアイドラーギヤ4 6 fに噛み合い、かつリバースアイドラーギヤ4 6 fは出力軸4 1上に配設される上記リバースドリブンギヤ4 5 fと噛合し、リバースドライブギヤ4 4 fとリバースドリブンギヤ4 5 fとを同回転方向に連動するように構成されている。

【0040】

出力軸4 1上における2速ドリブンギヤ4 5 bと1速ドリブンギヤ4 5 aの間には、出力軸4 1に回転自在に軸支される1速ドリブンギヤ4 5 aと2速ドリブンギヤ4 5 bとを選択的に出力軸4 1に動力伝達可能に連結する1、2速用の第1同期装置4 7が配置されている。

【0041】

そしてセレクトによりスリーブをニュートラル状態から後方へ移動させることにより第1同期装置4 7を介して1速ドリブンギヤ4 5 aが出力軸4 1の回転に同期した後、出力軸4 1に動力伝達可能に連結して入力軸2 1から入力ドライブギヤ2 9、カウンタドリブンギヤ4 3を介してカウンタ軸4 2に輸入された動力が1速ドライブギヤ4 4 a及び1速ドリブンギヤ4 5 aの歯数に従って1速段に相応して減速されて出力軸4 1に、或いは逆に出力軸4 1から1速ドリブンギヤ4 5 a、1速ドライブギヤ4 4 aを介してカウンタ軸4 2、カウンタドリブンギヤ4 3、入力ドライブギヤ2 9を経て入力軸2 1へ伝動構成される。またニュートラル状態に復帰させることにより出力軸4 1と1速ドリブンギヤ4 5 aとの連結が解除される。一方第1同期装置4 7のスリーブを前方へ移動することにより2速ドリブンギヤ4 5 bがカウンタ軸4 2と同期した後、出力軸4 1に連結されて2速ドライブギヤ4 4 b及び2速ドリブンギヤ4 5 bの歯数に相応した2速段が得られる。

【0042】

入力軸2 1の後端に設けられる入力ドライブギヤ2 9と3速ドリブンギヤ4 5 cの間には、3、4速用の第2同期装置4 8が介装され、この第2同期装置4 8のスリーブを後方へ移動させることにより3速ドリブンギヤ4 5 cが出力軸4 1の回転に同期した後、出力軸4 1に動力伝達可能に連結して3速ドライブギヤ4 4 c及び3速ドリブンギヤ4 5 cの歯数に相応した3速段が得られる。一方第2同期装置4 8のスリーブを前方へ移動することにより入力軸2 1と出力軸4 1の回転が同期した後、入力軸2 1と出力軸4 1が動力伝達可能に連結して入力軸2 1と出力軸4 1とが直結状態の直結段用噛み合い機構として機能して4速段が得られる。

【0043】

更にリバースドリブンギヤ4 5 fと5速ドリブンギヤ4 5 eの間には、第3同期装置4 9が介装され、この第3同期装置4 9のスリーブを後方に移動することにより5速ドリブンギヤ4 5 eが出力軸4 1の回転に同期した後、出力軸4 1に動力伝達可能に連結して5

10

20

30

40

50

速ドライブギヤ 4 4 e 及び 5 速ドリブンギヤ 4 5 e の歯数に相応じた 5 速段が得られる。一方第 3 同期装置 4 9 のスリーブを前方に移動することによりリバースドリブンギヤ 4 5 f が出力軸 4 1 の回転に同期した後、出力軸 4 1 に動力伝達可能に連結して、リバースドリブンギヤ 4 5 f とリバースドリブンギヤ 4 5 f がリバースアイドラーギヤ 4 6 f を介して動力伝達可能に噛合する後退段が得られる。

【 0 0 4 4 】

中空状に形成されるカウンタ軸 4 2 内には、フロントドライブ軸 3 1 が貫通し、フロントドライブ軸 3 1 の前端にフロントディファレンシャル装置 3 0 のファイナルギヤ、例えばハイポイドギヤ 3 2 と常時噛み合うピニオン部 3 1 a が形成され、先端部はテーパベアリングを介在して、後端部はベアリングを介在して各々メインケース 1 4 の前端及び後端に回転自在に軸支されている。

10

【 0 0 4 5 】

次に、トランスミッションケース 1 6 の後部、即ちエクステンションケース 1 5 内部の動力配分装置 5 0 は、エクステンションケース 1 5 内に延長された出力軸 4 1 と、この出力軸 4 1 と同軸上で回転自在なクラッチドラム 5 1 と、該クラッチドラム 5 1 内部に配設され出力軸 4 1 とクラッチドラム 5 1 とを係合自在な第 1 のクラッチ 5 2 と、出力軸 4 1 上に設けられたワンウェイクラッチ 5 3 と、クラッチドラム 5 1 内部に第 1 のクラッチ 5 2 と連なって配設されクラッチドラム 5 1 とワンウェイクラッチ 5 3 とを係合自在な第 2 のクラッチ 5 4 とを備えて構成されている。

【 0 0 4 6 】

上記出力軸 4 1 はエクステンションケース 1 5 の外部でプロペラシャフト 4 に連結されていて、該プロペラシャフト 4、リヤディファレンシャル装置 5 を介して後輪 6 , 6 に動力を伝達するようになっている。

20

【 0 0 4 7 】

また、クラッチドラム 5 1 にはトランスファドライブギヤ 5 1 a が設けられ、このトランスファドライブギヤ 5 1 a はフロントドライブ軸 3 1 に設けられたトランスファドリブンギヤ 3 1 b に常時噛合されている。そして、第 1 , 第 2 のクラッチ 5 2 , 5 4 のうち少なくともどちらか一方が係合されて動力が出力軸 4 1 からクラッチドラム 5 1 に配分されると、このクラッチドラム 5 1 に配分された動力はフロントドライブ軸 3 1、フロントディファレンシャル装置 7 を介して前輪 3 , 3 に伝達されるようになっている。

30

【 0 0 4 8 】

ここで、上記ワンウェイクラッチ 5 3 は、第 2 のクラッチ 5 4 の係合時において、出力軸 4 1 の回転数がクラッチドラム 5 1 の回転数よりも大きいときロックして出力軸 4 1 の動力をクラッチドラム 5 1 に伝達し、出力軸 4 1 の回転数がクラッチドラム 5 1 の回転数よりも小さいときフリーとなるものである。

【 0 0 4 9 】

次に、上記動力配分装置 5 0 の機構について詳しく説明する。

図 4 に示すように、第 1 のクラッチ 5 2 は、クラッチドラム 5 1 内の後方寄り（図中右寄り）に配設されるもので、複数のドライブプレート 6 0 と複数のドリブンプレート 6 1 とが交互に重ね合わせて配設され、さらに、ドリブンプレート 6 1 とラジアル方向の形状が略同一なりテーニングプレート 6 2 が後端に重ねて配設されて要部が構成されている。

40

【 0 0 5 0 】

より詳しく説明すると、出力軸 4 1 の外周には第 1 のクラッチハブ 6 3 が固設されており、ドライブプレート 6 0 は、内周が第 1 のクラッチハブ 6 3 の外周にスプライン結合されて支持されている。

【 0 0 5 1 】

また、上記ドリブンプレート 6 1 及びリテーニングプレート 6 2 は、外周がクラッチドラム 5 1 の内周にスプライン結合されて支持されている。

【 0 0 5 2 】

なお、上記クラッチドラム 5 1 の内周にはスナップリング 6 4 が設けられており、このス

50

ナップリング 6 4 にリテーニングプレート 6 2 が係止されることにより、第 1 のクラッチ 5 2 を構成する各プレートの後方への移動が規制されるようになっている。

【 0 0 5 3 】

上記第 2 のクラッチ 5 4 は、クラッチドラム 5 1 内で、上記第 1 のクラッチ 5 2 よりも前方寄り（図 4 中左寄り）に配設されるもので、複数のドライブプレート 6 5 と複数のドリブンプレート 6 6 とが交互に重ね合わせて配設され、さらに、ドリブンプレート 6 6 とラジアル方向の形状が略同一なりテーニングプレート 6 7 が後端に重ねて配設されて要部が構成されている。

【 0 0 5 4 】

より詳しく説明すると、上記出力軸 4 1 の外周には、上記ワンウェイクラッチ 5 3 を介して第 2 のクラッチハブ 6 8 が設けられており、ドライブプレート 6 5 は、内周が第 2 のクラッチハブ 6 8 の外周にスプライン結合されて支持されている。

10

【 0 0 5 5 】

また、上記ドリブンプレート 6 6 及びリテーニングプレート 6 7 は、外周がクラッチドラム 5 1 の内周にスプライン結合されて支持されている。

【 0 0 5 6 】

上記ワンウェイクラッチ 5 3 は、図 5 に示すように、インナーレースとしての出力軸 4 1 とアウターレースとしての第 2 のクラッチハブ 6 8 との空間内に配置された複数のスプラグ 5 3 a を備えて構成され、このスプラグ 5 3 a により、出力軸 4 1 の回転数が第 2 のクラッチハブ 6 8 の回転数よりも大きいときロックし、出力軸 4 1 の回転数が第 2 のクラッチハブ 6 8 の回転数よりも小さいときフリーとなるものである。

20

【 0 0 5 7 】

なお、このワンウェイクラッチ 5 3 の側面には軸受 5 3 b が設けられ、この軸受 5 3 b によって出力軸 4 1 と第 2 のクラッチハブ 6 8 との間隔が一定に保たれるようになっている。

【 0 0 5 8 】

ここで、上記第 1 , 第 2 のクラッチ 5 2 , 5 4 は本実施の形態においては油圧式の多板クラッチであり、従って、動力配分装置 5 0 は、さらに、クラッチドラム 5 1 の内部前方寄りに、第 1 のクラッチ 5 2 を作動させる第 1 のピストン 7 0 と、第 2 のクラッチ 5 4 を作動させる第 2 のピストン 7 1 とを備えている。

30

【 0 0 5 9 】

具体的に説明すると、上記クラッチドラム 5 1 の前方寄り位置には出力軸 4 1 を軸支するための円筒形状の軸受部 5 1 b が後方に向かって突出形成されており、上記第 1 のピストン 7 0 は、内縁部がシールリングを介して軸受部 5 1 b の外周に摺動自在に嵌合されるとともに、外縁部がシールリングを介してクラッチドラム 5 1 の内周に摺動自在に嵌合されている。

【 0 0 6 0 】

この第 1 のピストン 7 0 には外縁に沿って後方に突出したリング部材 7 0 a が一体形成され、このリング部材 7 0 a の端部には、第 1 のクラッチ 5 2 を押圧自在な複数本（例えば 4 本）のプレッシャピン 7 2 a を等分位置に備えたプレッシャリング 7 2 がベアリングを介して相対回転自在に連設されている。

40

【 0 0 6 1 】

ここで、ドリブンプレート 6 6 及びリテーニングプレート 6 7 には、外周に沿った等分位置に、プレッシャピン 7 2 a に対応するスプライン切欠部（図示せず）が設けられており、上記プレッシャピン 7 2 a はこのスプライン切欠部を貫通して第 1 のクラッチ 5 2 を押圧するようになっている。

【 0 0 6 2 】

また、上記プレッシャピン 7 2 a の先端寄りにはスナップリング 7 3 が設けられており、このスナップリング 7 3 にリテーニングプレート 6 7 が係止されることによって第 2 のクラッチ 5 4 を構成する各プレートの後方への移動が規制されるようになっている。

50

## 【0063】

上記第2のピストン71は、第1のピストン70よりも後方で、内縁部がシールリングを介して軸受部51bの外周に摺動自在に嵌合されているとともに、外縁部がシールリングを介してリング部材70aの内周に摺動自在に嵌合されている。

## 【0064】

この第2のピストン71には、第2のクラッチ54を押圧自在な複数本（例えば4本）のプレッシャピン74aを等分位置に備えたプレッシャリング74がベアリングを介して相対回転自在に連設されている。

## 【0065】

なお、図中符号75はリターンスプリングであり、このリターンスプリング75によって、第1、第2のピストン70、71が前方に付勢されている。

10

## 【0066】

上記クラッチドラム51と第1のピストン70との間には第1の油圧室76が形成され、また、第1のピストン70と第2のピストン71との間には第2の油圧室77が形成されている。

## 【0067】

そして、これら第1の油圧室76、第2の油圧室77には、第1の作動油圧供給路78、第2の作動油圧供給路79がそれぞれ連通され、後述する油圧制御装置80により所要の作動油圧が各油圧室に供給されるようになっている。

## 【0068】

次に、上記各油圧室76、77に油圧を供給する油圧制御装置80について、図7に基づき説明する。なお、上記第1、第2の油圧室76、77への制御油圧の供給系は略同様であり、従って、以下、制御油圧を第1の油圧供給路78を通じて第1の油圧室76に供給する油圧供給系についてのみ説明する。

20

## 【0069】

モータ82により駆動されるオイルポンプ83の吐出圧がレギュレータ弁84で調圧され、所定の作動油と作動油圧を生じ、作動油圧の油路85が、クラッチ制御弁86、第1の油圧供給路78を介して第1の油圧室76に連通されている。

## 【0070】

また、上記油路85は、パイロット弁87、油路88によりデューティソレノイド弁89、上記クラッチ制御弁86の制御側に連通されている。

30

## 【0071】

そして、後述の動力配分制御装置90からのデューティ信号がデューティソレノイド弁89に入力されて、該デューティソレノイド弁89によりデューティ比に応じた所定のデューティ圧を生じ、このデューティ圧により上記クラッチ制御弁86を動作することで、第1の油圧室76に供給するクラッチ油圧を制御し、油圧多板クラッチから構成される第1のクラッチ52を作動する。

## 【0072】

尚、第2の油圧室77への制御油圧の供給系についても同様に構成されている。

## 【0073】

また、上記動力配分制御装置90は、マイクロコンピュータ等から構成され、図6に示すように、少なくとも、前輪回転速度センサ91、後輪回転速度センサ92、スロットル開度センサ93、転舵角センサ94、エンジン回転速度センサ95、ギヤポジションセンサ96等からの入力に基づいて走行状態や路面状況を検出し、第1、第2のクラッチ52、54への制御油圧を、例えば、予め設定されたマップ等からギヤポジション毎に検索して上記油圧制御装置80の各ソレノイド弁に出力するようになっている。

40

## 【0074】

ここで、上記前輪回転速度センサ91は、例えば、フロントディファレンシャル装置30に設けられたスピードメータギヤ（図示せず）から前輪回転速度を検出し、後輪回転速度センサ92は、例えば、エクステンションケース15に設けられ、出力軸41の回転数が

50

ら後輪回転速度を検出している。

【0075】

また、スロットル開度センサ93とエンジン回転速度センサ95は、エンジン10に設けられ、これらに基づきエンジンからの出力信号を検出している。

【0076】

また、転舵角センサ94は、ステアリングに設けられて転舵量を検出している。

【0077】

また、ギヤポジションセンサ96は、手動変速歯車機構40の図示しないギヤシャフト系に設けられているか、或いは、既存のセンサを利用して演算により走行中のギヤポジションの位置を求めるようになっている。

10

【0078】

上記構成による車両用4輪駆動装置の動力配分装置50において、第1,第2のクラッチ52,54の各係合動作は以下のように行われる。

【0079】

まず、動力配分制御装置90からの信号に基づき、油圧制御装置80から第1の油圧室76のみに作動油圧が供給されると、この作動油圧によって第1のピストン70は後方に移動され、プレッシャピン72aを介して第1のクラッチ52を押圧する。この際、第2のピストン71も上記第1のピストン70に押圧されて後方へ移動するが、プレッシャピン74aとスナッピング73とが等ピッチで移動するため、第2のクラッチ54は係合されないままの状態の後方に移動される。従って、第1の油圧室76のみに作動油圧が供給された場合には、第1のクラッチのみが係合される。

20

【0080】

次に、動力配分制御装置90からの信号に基づき、油圧制御装置80から第2の油圧室77のみに作動油圧が供給されると、この作動油圧によって第2のピストン71は後方に移動され、プレッシャピン74aを介して第2のクラッチ54を押圧する。これにより、第2の油圧室77のみに作動油圧が供給された場合には、第2のクラッチ54のみが係合される。

【0081】

次に、動力配分制御装置90からの信号に基づき、油圧制御装置80から第1の油圧室76と第2の油圧室77に作動油圧が供給されると、第1の油圧室76に供給された作動油圧によって、第1のピストン70は後方に移動されてプレッシャピン72aを介して第1のクラッチ52を押圧するとともに第2のピストン71を後方に移動させ、第2の油圧室77に供給された作動油圧によって、第2のピストン71はさらに後方に移動されてプレッシャピン74aを介して第2のクラッチ54を押圧する。これにより、第1,第2の油圧室76,77に作動油圧が供給された場合には、第1,第2のクラッチ52,54がともに係合される。

30

【0082】

ここで、上述のように、第2のピストン71は、第1のピストン70が後方に移動されると、この第1のピストン70と共に後方に移動されるものであるが、第2のクラッチ54の係合は第1のピストン70の挙動に影響されることがない。

40

【0083】

従って、上記構成による第2のクラッチ54は、クラッチドラム51が回動されている場合においても、第1の油圧室76内の作動油にかかる遠心油圧の影響を受けないため、クラッチドラム51の回動時における遠心油圧の影響を最小限にとどめることができ、動作精度を高いレベルで維持することができる。

【0084】

次に、代表的な走行状態における、上記構成による動力配分装置50の作用について図8を参照して説明する。

【0085】

50

先ず、前進走行時において、動力配分制御装置 90 は、通常、第 1 のクラッチ 52 を解放し、第 2 のクラッチ 54 を係合するよう制御する。

【0086】

このような状態でアクセルがオンされた加速走行時等には、ワンウェイクラッチ 53 はその特性上ロックされる。

【0087】

従って、手動変速歯車機構 40 から出力軸 41 を介して出力される動力は、出力軸 41 に連結されたプロペラシャフト 4 を介してリヤディファレンシャル装置 5 に伝達されるとともに、ワンウェイクラッチ 53、第 2 のクラッチ 54、クラッチドラム 51 を介して出力軸 41 から動力配分されてフロントディファレンシャル装置 30 にも伝達される。

10

【0088】

すなわち、アクセルがオンされた前進走行時においては、動力配分装置 50 は、基本的には第 2 のクラッチ 54 が係合し、さらにワンウェイクラッチ 53 がロックして直結 4WD として機能し、出力軸 41 を介して出力される動力は前後輪に配分される。

【0089】

ところで、前後輪の有効半径に差が生じた場合、前後の駆動系に内部循環トルクが発生し、エンジン 10 の動力が各車輪に有効に伝達されず、動力伝達効率や燃費に悪影響を及ぼすことがある。このような場合、動力配分制御装置 90 は、第 1 のクラッチ 52 を解放したままの状態、各センサの入力に基づき、必要に応じて第 2 のクラッチ 54 の係合をスリップ制御する。

20

【0090】

一方、アクセルがオフされたコースティング惰行時やブレーキ作動時等には、ワンウェイクラッチ 53 は、その特性上フリーの状態になる。

【0091】

従って、手動変速歯車機構 40 から出力軸 41 を介して出力される動力は、出力軸 41 に連結されたプロペラシャフト 4 を介してリヤディファレンシャル装置 5 のみに伝達される。

【0092】

すなわち、アクセルがオフされた前進走行時においては、動力配分装置 50 は、基本的には FR として機能し、出力軸 41 を介して出力される動力は後輪 6, 6 に伝達される。

30

【0093】

ところで、下り坂をアクセルオフで走行する場合等においては、ワンウェイクラッチ 53 がフリーとなって動力配分装置 50 が FR として機能するため、車両挙動が好ましくない場合がある。特に、滑りやすい路面の下り坂を走行する場合には顕著であり、このような場合、動力配分制御装置 90 は、各センサの入力に基づいて、必要に応じて第 1 のクラッチ 52 を係合させ、前後の駆動系を拘束状態に置いて車両挙動を安定させる。

【0094】

次に、前進走行時の旋回走行時において、動力配分制御装置 90 は、第 1 のクラッチ 52 を解放し、第 2 のクラッチ 54 を係合するよう制御する。

【0095】

この旋回走行時において、前輪 3, 3 が後輪 6, 6 との旋回半径の差によって速く回転すると、ワンウェイクラッチ 53 はフリーとなり、動力配分装置 50 は FR として機能する。そして、全ての動力が後輪 6, 6 に伝達されると各車輪がスリップすることが多くなるが、動力伝達が行われている後輪 6, 6 のスリップ量が前輪 3, 3 のスリップ量より多くなると、自動的にワンウェイクラッチ 53 が係合して動力伝達装置 50 が直結 4WD として機能する。

40

【0096】

従って、動力伝達装置 50 は、旋回走行時初期にワンウェイクラッチ 53 がフリーとなる FR となり旋回のきっかけを掴み、その後、直結 4WD となるので、十分な駆動力が得られるためスポーツ走行時やラリー走行時に好ましい旋回性能を発揮する。

50

## 【0097】

次に、後退走行時において、動力配分制御装置90は、第2のクラッチ54を解放するよう制御するとともに、各センサの入力に応じて第1のクラッチ52をスリップ制御する。ここで、動力配分制御装置90による第1のクラッチ52のスリップ制御は、各センサの入力に応じて行われるもので、直進時は締結度合いを強化し、旋回時は締結度合いを緩和するものである。

## 【0098】

このように第2のクラッチ54を解放、第1のクラッチ52をスリップ制御することで、後退走行時にワンウェイクラッチ53がロックされて後退旋回時にタイトコーナープレーキング現象が発生するのを回避することができる。

10

## 【0099】

なお、第1、第2のクラッチ52、54を共に解放すれば、動力配分装置50はFR状態となるが、路面摩擦係数が高い場合はこの状態に制御してもよい。

## 【0100】

次に、タイヤ空気圧の低下等により、前後輪の有効半径の差が予め設定した範囲よりの大きくなった場合において、動力配分制御装置90は、各センサの入力に応じて、第2のクラッチ54を解放制御し、第1のクラッチ52を必要に応じてスリップ制御する。

## 【0101】

すなわち、直結4WDは、悪路を走行する場合には走破性を向上するものであるが、摩擦係数の高い舗装路面等の走行時において前後輪の有効半径に大きな差が生じた場合には内部循環トルクが発生して伝達効率や燃費に悪影響を及ぼすため、第2のクラッチ54を解放制御し、第1のクラッチ52を必要に応じてスリップ制御して上記問題を回避する。

20

## 【0102】

このように、本実施の形態による車両用4輪駆動装置は、出力軸41を後輪6側へ直結して動力伝達可能に構成するとともに、前輪3側には第1のクラッチ52或いはワンウェイクラッチ53及び第2のクラッチ54を介して動力配分可能な構成としたので、構造を簡素化することができ、軽量且つコンパクトな動力配分装置50を提供することができる。

## 【0103】

さらに、上記車両用4輪駆動装置の動力配分装置50は、単一のクラッチドラム51内に、第1のクラッチ52、ワンウェイクラッチ53、第2のクラッチ54を配設して構成されたものなので、構造を簡素化することができ、軽量且つコンパクトな動力配分装置50を提供することができる。

30

## 【0104】

また、上記車両用4輪駆動装置の動力配分装置50は、旋回走行時に、第1のクラッチ52を解放状態とし、第2のクラッチ54を係合状態とし、ワンウェイクラッチ53の作用によって、旋回走行時初期にFRとして機能した後、4WDとして機能するので回頭性を著しく向上することができる。

## 【0105】

特に、滑りやすい路面をアクセルを踏み込みながら旋回する場合には、旋回初期にFRとなり、後輪がスリップして前輪と同じ回転数になると瞬時に4WDとなって駆動力を確実に前後輪に伝達することができるため、高レベルの走行安定性を得ることができる。

40

## 【0106】

また、アクセルをオンした前進走行時において、第2のクラッチ54を係合するとワンウェイクラッチ53の特性上ロックして直結4WD走行時となるが、前後輪の有効半径の変化等によって内部循環トルクが発生した場合には、走行状態に応じて第2のクラッチ54をスリップ制御することにより、動力損失を低減することができ、燃費性能が良好なフルタイム4WDの動力配分装置を提供することができる。

## 【0107】

また、アクセルをオフした前進走行時においては、通常、第2のクラッチ54が係合されている場合においてもワンウェイクラッチ53が特性上フリーとなりFR走行となるが、走

50

行状態や路面状態等に応じて第1のクラッチ52を係合することにより、前後輪間の動力配分を制御して4WD走行を行うことができる。

【0108】

また、後退走行時においては、第2のクラッチ54を解放して、第1のクラッチ52を必要に応じて制御することにより、4WD走行を実現すると共に、旋回時のタイトコーナブレーキング現象を防止することができる。

【0109】

なお、本実施の形態においては、第1のクラッチ52を油圧多板クラッチによって構成した例を示したが、本発明はこれに限るものではなく、第1のクラッチ52を、機械式のクラッチ、粘性式のクラッチ、或いは、電磁式のクラッチ等で構成してもよい。

10

【0110】

また、本実施の形態においては、動力配分装置50を手動変速機1に適用した車両用4輪駆動装置についての一例を示したが、本発明はこれに限るものではなく、例えば、動力配分装置を自動変速機や無断変速機に適用して車両用4輪駆動装置を構成しても良い。

【0111】

また、本実施の形態においては、車両前方にエンジン10と共に手動変速機1を配置する場合であって、また、前輪3側のファイナルギヤの終減速比と後輪6側のファイナルギヤの終減速比とが等しく、且つ、前後輪の有効半径が等しい場合について説明したが、本発明はこれに限るものではなく、例えば、車両後方にエンジンと共に手動変速機を配置することも可能であり、また、予め前輪側と後輪側との終減速比を異なるものに設定することも可能であり、さらに、前輪と後輪の有効半径を異なるものに設定することも可能である。

20

【0112】

ここで、例えば、前輪側の終減速比と後輪側の終減速比とに予め所定の差を設けて、直進走行する際には常時、車輪の回転数が前輪>後輪の関係を保つようにドライブトレインを構成することにより、タイヤ径のばらつきを考慮して確実に上述の4WD機能を発揮できる車両用4輪駆動装置を提供することができる。

【0113】

【発明の効果】

以上説明したように、請求項1記載の発明によれば、第1のクラッチ52とワンウェイクラッチ53を介する第2のクラッチ54とから動力配分装置50を構成するため、軽量且つコンパクトな車両用4輪駆動装置を提供することができる。

30

【0114】

請求項2記載の発明によれば、第1のクラッチ52及び第2のクラッチ54は、各運転状況や路面状態により動力配分制御装置に制御されることによって、請求項1記載の発明の効果に加え、スポーツ走行に相応しい旋回性能を有し、さらに、伝達効率やトラクション性能を高く維持することができる。

【0115】

請求項3記載の発明によれば、請求項1、2記載の発明の効果に加え、滑りやすい路面の下り坂を走行する場合に第1のクラッチを必要に応じて係合して直結4WDとすることで、車両挙動を安定することができる。

40

【0116】

請求項4記載の発明によれば、請求項1乃至請求項3記載の発明の効果に加え、後退走行時に第2のクラッチを解放し、第1のクラッチを必要に応じてスリップ制御することで、後退旋回時にタイトコーナブレーキング現象が発生するのを回避することができる。

【0117】

請求項5記載の発明によれば、請求項1乃至請求項4記載の発明の効果に加え、摩擦係数の高い舗装路面等の走行時において前後輪の有効半径に大きな差が生じた場合には、第2のクラッチを解放制御し、第1のクラッチをスリップ制御することで、内部循環トルクが発生して伝達効率や燃費に悪影響を及ぼすのを回避することができる。

50

## 【 0 1 1 8 】

請求項 6 に記載の発明によれば、請求項 1 乃至請求項 5 記載の発明の効果に加え、構造を簡素化することができ、軽量且つコンパクトな動力配分装置を提供することができる。

## 【 0 1 1 9 】

請求項 7 記載の発明によれば、直進走行時に前輪回転速度が後輪回転速度よりも大きくなるように設定されているため、タイヤ径のばらつきを考慮して確実に請求項 1 乃至請求項 6 記載の発明の効果を発揮することができる。

## 【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 車両用 4 輪駆動装置の概略を示す平面図

【 図 2 】 4 輪駆動車用手動変速機の要部を示すスケルトン図

10

【 図 3 】 動力配分装置の要部を示すスケルトン図

【 図 4 】 動力配分装置の要部断面図

【 図 5 】 ワンウェイクラッチの要部断面図

【 図 6 】 車両用 4 輪駆動装置の全体の概略構成を示す説明図

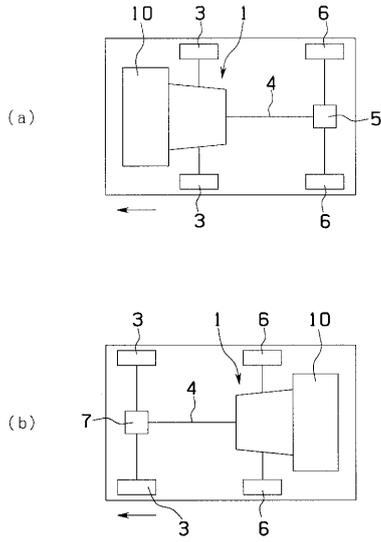
【 図 7 】 油圧制御装置の構成図

【 図 8 】 代表的な走行状態におけるクラッチの状態を示す図表

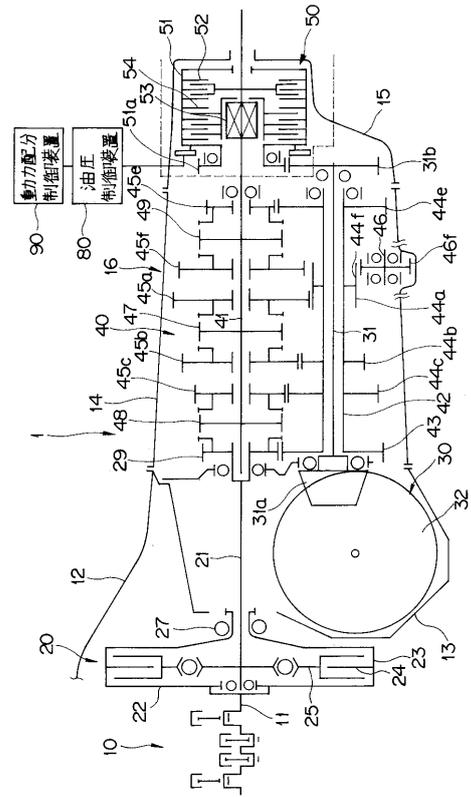
## 【 符号の説明 】

3	...	前輪	
4	...	プロペラ軸（他方の駆動系）	
5	...	リヤディファレンシャル装置（他方の駆動系）	20
6	...	後輪	
7	...	フロントディファレンシャル装置（一方の駆動系）	
4 1	...	出力軸	
4 2	...	カウンタ軸（他方の駆動系）	
5 0	...	動力配分装置	
5 2	...	第 1 のクラッチ	
5 3	...	ワンウェイクラッチ	
5 4	...	第 2 のクラッチ	
9 0	...	動力配分制御装置	
9 1	...	前輪回転速度センサ	30
9 2	...	後輪回転速度センサ	
9 3	...	スロットル開度センサ	
9 4	...	転舵角センサ	
9 5	...	エンジン回転速度センサ	
9 6	...	ギヤポジションセンサ	

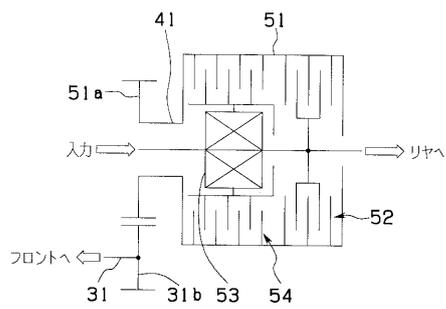
【図1】



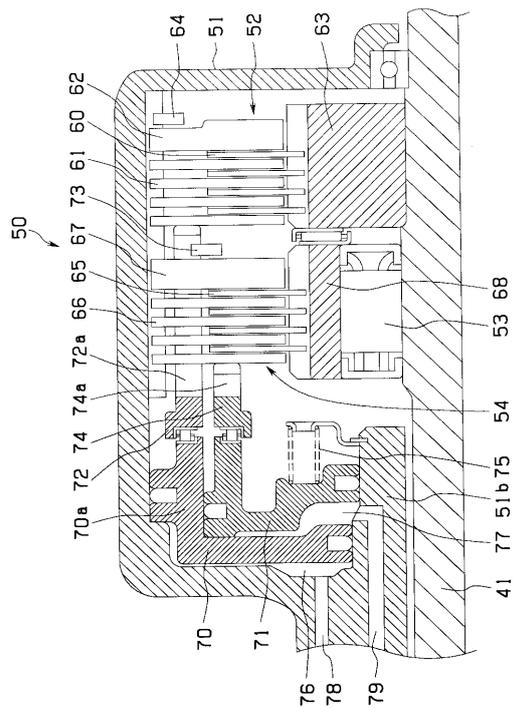
【図2】



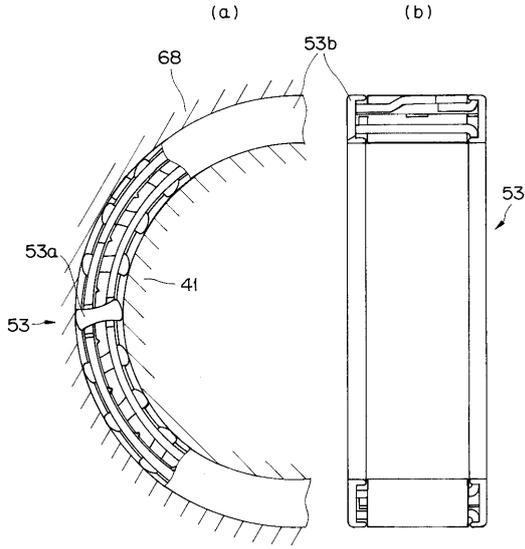
【図3】



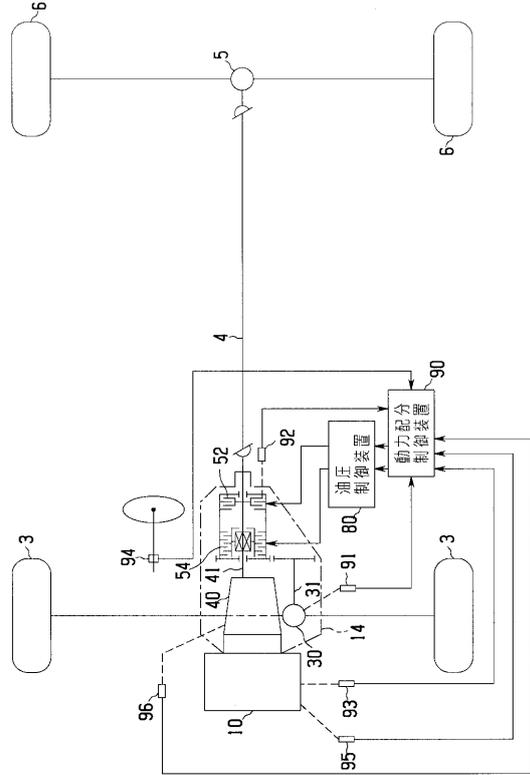
【図4】



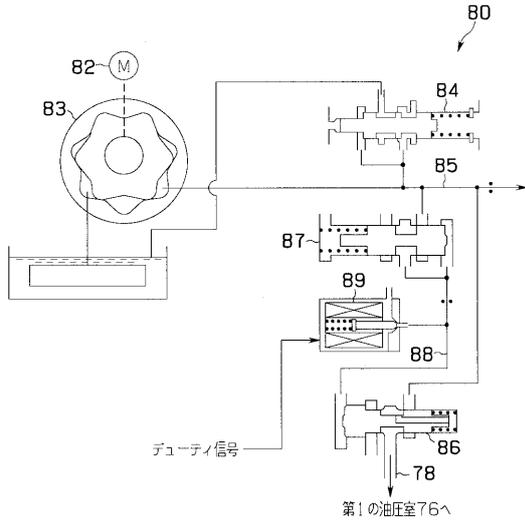
【図5】



【図6】



【図7】



【図8】

走行モード				
前進走行時	X (解放) 又は O (係合) ・コースト時やブレーキ特時などが必要に応じて係合。	第2クランプ O (係合) ・前後編を連結するとタイヤの有効径の差で伝動距離トリアクが働く為、これを軽減するため、必要に応じて相対スリップ率を与えるスリップ制御を行う。	フロントクランプ O (ロック) ・アクセルオフ時は、ロック ・アクセルオフ時は、フリー (フロントクランプの機械上、前後のタイヤ有効径が同じなら、上記の現象が自発的に起こる。)	フロントクランプ O (ロック) ・アクセルオフ時は、ロック ・アクセルオフ時は、フリー (フロントクランプの機械上、前後のタイヤ有効径が同じなら、上記の現象が自発的に起こる。)
前進戻り走行時	X (解放)	O (係合)	X (フリー)	・旋回時は、前輪が後輪より大きく回転する為、フリー
リバース走行時	O (係合) ・旋回時など(駆動量)に応じてスリップ制御を行う。	X (解放)	X (解放)	・第2クランプ解放で強制的にフロントクランプは解放される。
タイヤ有効径が異なる時	O (係合) ・前後編の回転速度を検出しながら、必要に応じてスリップ制御を行う。	X (解放)	X (解放)	・第2クランプが解放されると強制的に解放される。

---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平06-008738(JP,A)  
特開平10-159871(JP,A)  
特開平10-110750(JP,A)  
特開昭64-052528(JP,A)  
特開昭63-284027(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60K 17/34-17/36

F16H 48/00-48/30