

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5260080号
(P5260080)

(45) 発行日 平成25年8月14日(2013.8.14)

(24) 登録日 平成25年5月2日(2013.5.2)

| | | |
|--------------------------------------|---------------------|---|
| (51) Int.Cl. | F 1 | |
| B 6 0 K 1 7 / 3 4 8 (2006.01) | B 6 0 K 1 7 / 3 4 8 | B |
| F 1 6 D 1 3 / 7 4 (2006.01) | F 1 6 D 1 3 / 7 4 | A |
| F 1 6 D 1 3 / 5 2 (2006.01) | F 1 6 D 1 3 / 5 2 | B |
| F 1 6 D 1 5 / 0 0 (2006.01) | F 1 6 D 1 5 / 0 0 | Z |
| F 1 6 D 1 3 / 7 5 (2006.01) | F 1 6 D 1 3 / 7 5 | B |

請求項の数 11 (全 26 頁) 最終頁に続く

| | | | |
|-----------|-------------------------------|-----------|--|
| (21) 出願番号 | 特願2008-42409 (P2008-42409) | (73) 特許権者 | 000154347 株式会社ユニバンス 静岡県湖西市鷺津2418番地 |
| (22) 出願日 | 平成20年2月25日(2008.2.25) | (74) 代理人 | 100079359 弁理士 竹内 進 |
| (65) 公開番号 | 特開2009-197955 (P2009-197955A) | (72) 発明者 | 加藤 忠彦 静岡県湖西市鷺津2418番 株式会社ユニバンス内 |
| (43) 公開日 | 平成21年9月3日(2009.9.3) | (72) 発明者 | 鈴木 悟 静岡県湖西市鷺津2418番 株式会社ユニバンス内 |
| 審査請求日 | 平成23年2月3日(2011.2.3) | 審査官 | 大内 俊彦 |

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 四輪駆動車用駆動力伝達装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

多板クラッチ機構の締結力を連続的に変化させ前輪及び後輪に伝達する駆動力の配分を走行条件に応じて自動的に制御する四輪駆動モードと、前記多板クラッチ機構を開放して後輪のみに駆動力を伝達する二輪駆動モードとを切り替え可能な四輪駆動車用駆動力伝達装置に於いて、

前記多板クラッチ機構により配分された駆動力を入力する前輪差動装置と左右前輪駆動軸の何れか一方又は両方との連結を切断及び接続可能な断接機構と、

前記多板クラッチ機構の開放時に、前記多板クラッチ機構の軸方向に変位可能な複数のクラッチ板への潤滑油の供給を停止あるいは所定の量に制限する潤滑油供給量可変機構と

を備え、前記潤滑油供給量可変機構は、

前記クラッチ板を締結及び開放する前記軸方向に移動可能な押圧部材に連動し、前記クラッチ板へ潤滑油を供給する油孔を前記クラッチ板の開放位置では閉鎖し締結位置では開放して潤滑油の流量を制御する油孔開閉部と、

前記クラッチ板の磨耗に応じて変化する前記押圧部材の締結方向の移動限界に連動して前記クラッチ板へ潤滑油を供給する油孔の位置を変位する油孔位置調整部材と、

を備え、
二輪駆動モード時に、前記潤滑油供給量可変機構により前記クラッチ板への潤滑油の供給を停止あるいは所定の量に制限して前記多板クラッチ機構の前記潤滑油による引き摺り

トルクを前記多板クラッチ機構から前記断接機構までの前輪駆動力伝達区間の回転抵抗よりも小さくすると共に、前記断接機構により前記前輪差動装置と前記左右前輪駆動軸の何れか一方又は両方との連結を切断して前記前輪駆動力伝達区間の回転を停止することを特徴とする四輪駆動車用駆動力伝達装置。

【請求項 2】

多板クラッチ機構の締結力を連続的に変化させ前輪及び後輪に伝達する駆動力の配分を走行条件に応じて自動的に制御する四輪駆動モードと、前記多板クラッチ機構を開放して後輪のみに駆動力を伝達する二輪駆動モードとを切り替え可能な四輪駆動車用駆動力伝達装置に於いて、

前記多板クラッチ機構により配分された駆動力を入力する前輪差動装置と左右前輪駆動軸の何れか一方又は両方との連結を切断及び接続可能な断接機構と、

前記多板クラッチ機構の開放時に、前記多板クラッチ機構の軸方向に変位可能な複数のクラッチ板への潤滑油の供給を停止あるいは所定の量に制限する潤滑油供給量可変機構と、

を備え、前記潤滑油供給量可変機構は、

前記多板クラッチ機構から前記断接機構までの前輪駆動力伝達区間に連動して駆動され、四輪駆動時に前記クラッチ板へ潤滑油を供給するオイルポンプを備え、

二輪駆動モード時に、前記潤滑油供給量可変機構により前記クラッチ板への潤滑油の供給を停止あるいは所定の量に制限して前記多板クラッチ機構の前記潤滑油による引き摺りトルクを前記前輪駆動力伝達区間の回転抵抗よりも小さくすると共に、前記断接機構により前記前輪差動装置と前記左右前輪駆動軸の何れか一方又は両方との連結を切断して前記前輪駆動力伝達区間の回転を停止することを特徴とする四輪駆動車用駆動力伝達装置。

【請求項 3】

請求項 1 又は 2 記載の四輪駆動車用駆動力伝達装置に於いて、前記多板クラッチ機構は、前記クラッチ板相互の間隔を広げる方向に付勢するスペーサを備え、

前記多板クラッチ機構の開放時に、前記クラッチ板相互の間隔の合計を前記多板クラッチ機構の前記潤滑油による引き摺りトルクを前記前輪駆動力伝達区間の回転抵抗よりも小さくする所定の値以上にすることを特徴とする四輪駆動車用駆動力伝達装置。

【請求項 4】

請求項 3 記載の四輪駆動車用駆動力伝達装置に於いて、前記スペーサは、
前記クラッチ板の周縁部に設けた板厚方向の凹部に挿入する挟持部と、
前記挟持部から前記クラッチ板の両表面の径方向に延び、前記クラッチ板の軸方向に変形可能な弾性片と、
を有する板ばね部材であることを特徴とする四輪駆動車用駆動力伝達装置。

【請求項 5】

請求項 4 記載の四輪駆動車用駆動力伝達装置に於いて、前記スペーサは、前記板ばね部材を前記クラッチ板の内周縁部に設けることを特徴とする四輪駆動車用駆動力伝達装置。

【請求項 6】

請求項 4 記載の四輪駆動車用駆動力伝達装置に於いて、前記スペーサは、前記弾性片が前記クラッチ板の外周方向に開いた板ばね部材であることを特徴とする四輪駆動車用駆動力伝達装置。

【請求項 7】

請求項 1 又は 2 記載の四輪駆動車用駆動力伝達装置に於いて、前記多板クラッチ機構は、

前記クラッチ板を締結及び開放する前記軸方向に移動可能な押圧部材と、

前記押圧部材を移動させるために回転力を出力する駆動源と、

前記駆動源からの回転力を前記押圧部材の前記締結方向に変換及び増幅する押圧機構と、

を備え、

前記駆動源の回転角に対する前記押圧部材の軸方向変位への変換率が、前記押圧部材が

10

20

30

40

50

前記開放方向の待機位置から前記締結方向の締結開始位置まで移動する移行区間と、前記締結開始位置から前記締結方向の締結終了位置までの締結力を連続的に変化させる押圧区間とでは、前記移行区間の方が大きいことを特徴とする四輪駆動車用駆動力伝達装置。

【請求項 8】

請求項 7 記載の四輪駆動車用駆動力伝達装置に於いて、前記押圧機構は、前記押圧部材と同軸に設けられた固定カムプレートと回転カムプレートとの対向面上に円周方向に延びる複数のボールカム溝を各々設けると共に前記両ボールカム溝間に各々ボールを挟持したボールカム機構を備え、前記ボールカム溝は、

前記押圧部材を前記移行区間で移動させる非線形領域と、

前記押圧部材を前記押圧区間で移動させる線形領域と、

を有し、

前記回転カムプレートの回転角に対する前記軸方向の変位が、前記線形領域より前記非線形領域の方が大きいことを特徴とする四輪駆動車用駆動力伝達装置。

【請求項 9】

請求項 8 記載の四輪駆動車用駆動力伝達装置に於いて、前記ボールカム機構は、円周方向に配置された各ボールの相対位置を保持するリテーナを備えたことを特徴とする四輪駆動車用駆動力伝達装置。

【請求項 10】

請求項 9 記載の四輪駆動車用駆動力伝達装置に於いて、前記リテーナは、前記ボールカム溝に対するボールの初期位置を規制する位置決め部を有することを特徴とする四輪駆動車用駆動力伝達装置。

【請求項 11】

請求項 7 記載の四輪駆動車用駆動力伝達装置に於いて、前記押圧機構は、

前記押圧部材と同軸に設けられ回転変位を軸方向変位に変換する回転カムプレートと、外周方向のカム面を有し前記駆動源により回転駆動される周縁カムと、

前記回転カムプレートから延在したアーム部先端に前記周縁カムと係合するカムフォロアとを備え、前記カム面は、

前記押圧部材を前記移行区間で移動させる非線形領域と、

前記押圧部材を前記押圧区間で移動させる線形領域と、

を有し、

前記周縁カムの回転角に対する前記カムフォロアの法線方向変位が、前記線形領域より前記非線形領域の方が大きいことを特徴とする四輪駆動車用駆動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、二輪駆動と四輪駆動を切り替え可能な四輪駆動車用駆動力伝達装置に関し、特に、二輪駆動時に駆動力の伝達に関与しない部分の回転を停止する四輪駆動車用駆動力伝達装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来のいわゆるオンデマンド型フルタイム四輪駆動車において、二輪駆動時は後輪を駆動し、四輪駆動時には前輪への駆動力の配分制御を多板クラッチ機構で行う四輪駆動車用駆動力伝達装置としては、例えば図 20 に示すものが知られている。

【0003】

図 20 において、駆動力伝達装置 300 は四輪駆動車 302 に設けられ、エンジン 304 からの駆動力を変速機 306 で変速して駆動力伝達装置 300 内の駆動力配分装置 308 に入力する。

【0004】

二輪駆動時の多板クラッチ機構 310 が開放（切り離された状態）されている場合は、駆動力はそのまま後輪プロペラシャフト 314 を介して後輪差動装置 318 に伝達され、

10

20

30

40

50

後輪差動装置 318 は左後輪 320 と右後輪 322 の回転速度差を吸収しつつ左後輪 320 及び右後輪 322 に等しいトルクを与え回転させる。

【0005】

四輪駆動時の多板クラッチ機構 310 が締結（接続された状態）されている場合には、駆動力は多板クラッチ機構 310 に連結されたチェーンベルト機構 312 と前輪プロペラシャフト 316 を介して前輪差動装置 324 にも伝達され、前輪差動装置 324 は左前輪 326 と右前輪 328 の回転速度差を吸収しつつ左前輪 326 及び右前輪 328 に等しいトルクを与え回転させる。

【0006】

一般的に、オンデマンド型フルタイム四輪駆動車には、ドライバーが運転中にスイッチ操作で選択できる駆動モードとして、二輪駆動モード、四輪駆動オートモード、四輪駆動ロックモードが用意されている。

10

【0007】

二輪駆動モードは、駆動力伝達装置 300 の多板クラッチ機構 310 を開放して二輪駆動状態で使用するモードであり、燃費が最も良いことから四輪による駆動力が必要ない乾燥舗装路などを走行する場合に選択する。

【0008】

四輪駆動オートモードは、走行中の各種車両状態をセンサで検出し、その検出信号に基づいて ECU (Electronic control unit) により多板クラッチ機構 310 の前後輪への駆動力配分を最適な状態に自動的に制御するモードであり、路面状態に係わらず常時選択が可能な四輪駆動である。

20

【0009】

このモードでは、多板クラッチ機構 310 の締結力はアクチュエータにより連続的に増減され、前輪への駆動力がほぼゼロの二輪駆動状態と最大締結力との間で前後輪の駆動力配分を制御する。

【0010】

四輪駆動ロックモードは、各種センサが検出した車両状態に係わらず多板クラッチ機構 310 を最大締結力に保持するモードであり、悪路走行などで四輪駆動としての走破性を最大限に発揮したい場合に選択する。

【0011】

30

なお本願においては、明確に区別する必要がない場合は、四輪駆動オートモード及び四輪駆動ロックモードを四輪駆動モードと総称する。

【特許文献 1】特開平 8 - 91066 号公報

【特許文献 2】特開 2001 - 206092 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0012】

しかしながら、このような従来の四輪駆動車用駆動力伝達装置においては、左前輪 326 及び右前輪 328 と前輪差動装置 324 とが直結されているため、二輪駆動モードであっても、図 20 に示すように多板クラッチ機構 310 が開放され前輪に駆動力が伝達されない二輪駆動時にも左前輪 326 及び右前輪 328 が回転することにより、前輪差動装置 324、前輪プロペラシャフト 316 及びチェーンベルト機構 312 を含む前輪駆動力伝達区間 330 の各構成要素が回転してしまい、この区間におけるオイルの攪拌抵抗や軸受部の摩擦損失等により燃費低下を招いてしまう問題がある。

40

【0013】

また、多板クラッチ機構 310 には複数のクラッチ板が備わり、オイルで潤滑及び冷却されているが、クラッチ板の駆動側（後輪側）と従動側（前輪側）の回転速度差により発生するオイルの粘性抵抗やクラッチ板同士の接触による摩擦損失で発生する、いわゆる引き摺りトルクが前輪駆動力伝達区間 330 のフリクショントルクより大きいために、たとえ左前輪 326 及び右前輪 328 と前輪差動装置 324 の間を切り離れたとしても、多板

50

クラッチ機構 310 の側から前輪駆動力伝達区間 330 を回転させてしまうことで、燃費を悪化させる問題もある。

【0014】

この引き摺りトルクを減少させるには、多板クラッチ機構 310 へのオイルの供給を止めるか、あるいはオイルの量を極端に減らした状態で使用すれば、オイルの粘性抵抗により発生する引き摺りトルクを減少させ、又はなくすることができる。しかし、駆動力配分制御時には、十分な潤滑がされないと多板クラッチ機構 310 が焼き付く恐れがある。

【0015】

また、多板クラッチ機構 310 の開放状態で各クラッチ板の間隔を十分に確保する方法として、隣接する駆動側のクラッチ板、あるいは隣接する従動側のクラッチ板の間に図 21 に示すような、周方向に波状に形成されたリングばね 332 を挟む方法も提案されているが、この方法では駆動側のクラッチ板同士、あるいは従動側のクラッチ板同士の間隔を開けることはできるが、駆動側のクラッチ板と従動側のクラッチ板の接触を防止することはできない。

10

【0016】

四輪駆動オートモードでは、前輪 326 及び 328 に駆動力を伝達するため、例えその伝達駆動力が最低であっても、前輪駆動力伝達区間 330 には二輪駆動モード時より大きな損失が発生するため、燃費は二輪駆動モードより悪くなる。

【0017】

このモードでは、ドライバーが何の操作を行わなくとも駆動力の配分は最適な状態に自動的に制御されるが、乾燥舗装路などの四輪駆動の必要ない走行条件においても、ドライバーが二輪駆動モードへのスイッチ切り替えを忘れると燃費の悪い状態で走行を続けることになる問題がある。

20

【0018】

この場合、走行条件に応じて自動的に二輪駆動モードと四輪駆動オートモードを切り替えることでドライバーのスイッチ操作に係わらず燃費を向上させることができるが、そのためには二輪駆動と四輪駆動の切り替えを迅速に行う必要がある。

【0019】

多板クラッチ機構 310 の引き摺りトルクを減少させる他の方法として、多板クラッチ機構 310 の二輪駆動時の待機状態から四輪駆動時の締結状態に移行するアプローチ区間の距離、いわゆるエンドプレイを大きく取り、二輪駆動時の多板クラッチ機構 310 が開放状態で各クラッチ板の間隔を十分に確保しクラッチ板同士の接触を防止することが考えられる。しかし、エンドプレイを大きく取ると二輪駆動から四輪駆動に切り替える際に時間がかかり、走行性能の低下を招いてしまう。

30

【0020】

本発明は、二輪駆動から四輪駆動への切り替え応答性を犠牲にせず、二輪駆動時の前輪差動装置及び駆動力配分装置の回転によるオイル粘性抵抗や摩擦損失を減少させることで、燃費低下を伴わない四輪駆動車用駆動力伝達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】

【0021】

この目的を達成するため本発明は次のように構成する。まず本発明は、多板クラッチ機構の締結力を連続的に変化させ前輪及び後輪に伝達する駆動力の配分を走行条件に応じて自動的に制御する四輪駆動モードと、多板クラッチ機構を開放して後輪のみに駆動力を伝達する二輪駆動モードとを切り替え可能な四輪駆動車用駆動力伝達装置を対象とする。

40

【0022】

本発明の四輪駆動車用駆動力伝達装置は、多板クラッチ機構により配分された駆動力を入力する差動装置と左右前輪駆動軸の何れか一方又は両方との連結を切断及び接続可能な断接機構と、多板クラッチ機構の開放時に、多板クラッチ機構の軸方向に変位可能な複数のクラッチ板への潤滑油の供給を停止あるいは所定の量に制限する潤滑油供給量可変機構

50

とを備え、潤滑油供給量可変機構は、クラッチ板を締結及び開放する軸方向に移動可能な押圧部材に連動し、クラッチ板へ潤滑油を供給する油孔をクラッチ板の開放位置では閉鎖し締結位置では開放して潤滑油の流量を制御する油孔開閉部と、クラッチ板の磨耗に応じて変化する押圧部材の締結方向の移動限界に連動してクラッチ板へ潤滑油を供給する油孔の位置を変位する油孔位置調整部材とを備え、二輪駆動モード時に、潤滑油供給量可変機構によりクラッチ板への潤滑油の供給を停止あるいは所定の量に制限して多板クラッチ機構の潤滑油による引き摺りトルクを多板クラッチ機構から断接機構までの駆動力伝達区間の回転抵抗よりも小さくすると共に、断接機構により前輪差動装置と左右前輪駆動軸の何れか一方又は両方との連結を切断して前輪駆動力伝達区間の回転を停止する。

10

【 0 0 2 3 】

あるいは、本発明の四輪駆動車用駆動力伝達装置は、多板クラッチ機構により配分された駆動力を入力する前輪差動装置と左右前輪駆動軸の何れか一方又は両方との連結を切断及び接続可能な断接機構と、多板クラッチ機構の開放時に、多板クラッチ機構の軸方向に変位可能な複数のクラッチ板への潤滑油の供給を停止あるいは所定の量に制限する潤滑油供給量可変機構とを備え、潤滑油供給量可変機構は、多板クラッチ機構から断接機構までの前輪駆動力伝達区間に連動して駆動され、四輪駆動時にクラッチ板へ潤滑油を供給するオイルポンプを備え、二輪駆動モード時に、潤滑油供給量可変機構によりクラッチ板への潤滑油の供給を停止あるいは所定の量に制限して多板クラッチ機構の潤滑油による引き摺りトルクを前輪駆動力伝達区間の回転抵抗よりも小さくすると共に、断接機構により前輪差動装置と左右前輪駆動軸の何れか一方又は両方との連結を切断して前輪駆動力伝達区間の回転を停止する。

20

【 0 0 2 4 】

多板クラッチ機構は、クラッチ板相互の間隔を広げる方向に付勢するスペーサを備え、多板クラッチ機構の開放時に、クラッチ板相互の間隔の合計を多板クラッチ機構の潤滑油による引き摺りトルクを前輪駆動力伝達区間の回転抵抗よりも小さくする所定の値以上にする。

【 0 0 2 5 】

スペーサは、クラッチ板の周縁部に設けた板厚方向の凹部に挿入する挟持部と、挟持部からクラッチ板の両表面の径方向に延び、クラッチ板の軸方向に変形可能な弾性片と、を有する板ばね部材であり、また、板ばね部材をクラッチ板の内周縁部に設け、更に、板ばね部材は弾性片がクラッチ板の外周方向に開いた形状とする。

30

【 0 0 2 6 】

更に、多板クラッチ機構は、クラッチ板を締結及び開放する軸方向に移動可能な押圧部材と、押圧部材を移動させるために回転力を出力する駆動源と、駆動源からの回転力を押圧部材の締結方向に変換及び増幅する押圧機構とを備え、駆動源の回転角に対する押圧部材の軸方向変位への変換率が、押圧部材が開放方向の待機位置から締結方向の締結開始位置まで移動する移行区間と、締結開始位置から締結方向の締結終了位置までの締結力を連続的に変化させる押圧区間とでは、移行区間の方が大きいとを特徴とする。

40

【 0 0 2 7 】

ここで、押圧機構は、押圧部材と同軸に設けられた固定カムプレートと回転カムプレートとの対向面上に円周方向に延びる複数のボールカム溝を各々設けると共に前記両ボールカム溝間に各々ボールを挟持したボールカム機構を備え、ボールカム溝は、押圧部材を移行区間で移動させる非線形領域と、押圧部材を押圧区間で移動させる線形領域とを有し、回転カムプレートの回転角に対する軸方向の変位が、線形領域より非線形領域の方が大きいことを特徴とする。

【 0 0 2 8 】

ボールカム機構は、円周方向に配置された各ボールの相対位置を保持するリテーナを備

50

え、リテーナは、ボールカム溝に対するボールの初期位置を規制する位置決め部を有する。

【 0 0 2 9 】

また、押圧機構は、押圧部材と同軸に設けられ回転変位を軸方向変位に変換する回転カムプレートと、外周方向のカム面を有し駆動源により回転駆動される周縁カムと、回転カムプレートから延在したアーム部先端に周縁カムと係合するカムフォロアとを備え、カム面は、押圧部材を前記移行区間で移動させる非線形領域と、押圧部材を押圧区間で移動させる線形領域とを有し、周縁カムの回転角に対するカムフォロアの法線方向変位が、線形領域より非線形領域の方が大きいことを特徴とする。

【 発明の効果 】

10

【 0 0 3 0 】

本発明によれば、二輪駆動モード時に、断接機構により前輪差動装置と左右前輪駆動軸の何れか一方、又は両方との連結を切断して前輪の回転に伴う前輪差動装置のリングギアの回転を抑制し、また、多板クラッチ機構のクラッチ板同士の間隔をスペーサを用いて確保すると共にクラッチ板へのオイルの供給を制限して多板クラッチ機構の引き摺りトルクを前輪駆動力伝達区間のフリクショントルクよりも小さくすることで、前輪駆動力伝達区間の構成要素の回転を止め、この区間のオイル粘性抵抗や摩擦損失を減少させ燃費低下を防止できる。

【 0 0 3 1 】

更に、クラッチ板同士の間隔を確保するためにエンドプレイを大きく取った場合でも、押圧部材がクラッチ板に接触、又は近接するまでのアプローチ区間をそれ以降の押圧区間よりも速く動かす押圧機構を備えることで、二輪駆動モードから四輪駆動モードへの切り替え応答性を犠牲にすることなく燃費低下を防止できる。

20

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 3 2 】

図 1 は、本発明による四輪駆動車用駆動力伝達装置の実施形態を示した説明図であり、二輪駆動モードでは後輪を駆動する方式の車両に適用した場合である。図 1 において、本実施形態の駆動力伝達装置 10 は四輪駆動車 12 に設けられ、駆動力配分装置 18、後輪差動装置 20 及び前輪差動装置 22 を備える。後輪差動装置 20 及び前輪差動装置 22 は各々後輪プロペラシャフト 24 及び前輪プロペラシャフト 26 を介して駆動力配分装置 18 に連結されている。

30

【 0 0 3 3 】

エンジン 14 からの駆動力は変速機 16 で変速され、駆動力配分装置 18 の入力軸 102 に入力し、二輪駆動モードで、入力軸 102 に同軸に設けられた多板クラッチ機構 106 が開放されている場合、駆動力はそのまま後輪出力軸 104 に出力され、自在継手 28、後輪プロペラシャフト 24、自在継手 30 を介し、後輪差動装置 20 のドライブピニオン 36 に伝達される。

【 0 0 3 4 】

ドライブピニオン 36 は、リングギア 38、ピニオン 40、42、サイドギア 44、46 を介して左後輪駆動軸 48 及び右後輪駆動軸 50 を駆動し、左後輪駆動軸 48 及び右後輪駆動軸 50 は各々左後輪 52 及び右後輪 54 を回転させ駆動力を路面に伝達する。コーナリング時や路面状態の変化等により左後輪 52 と右後輪 54 に回転速度差が生じても、後輪差動装置 20 は回転速度差を吸収し、左後輪 52 及び右後輪 54 に等しいトルクを与え回転させることができる。

40

【 0 0 3 5 】

ドライバーが二輪駆動モードから四輪駆動オートモードに切り替えると、ECU はまず多板クラッチ機構 106 を締結し、続いて断接機構 76 の連結を接続することで、多板クラッチ機構 106 からの駆動力が左前輪 72 及び右前輪 74 に伝達可能となる。

【 0 0 3 6 】

多板クラッチ機構 106 が締結されると、多板クラッチ機構 106 に同軸に連結された

50

スプロケット 112 がチェーンベルト 116 を介しスプロケット 114 を回転させることで駆動力は前出力軸 118 にも伝達される。

【0037】

前出力軸 118 から出力された駆動力は自在継手 32、前輪プロペラシャフト 26、自在継手 34 を介し、前輪差動装置 22 のドライブピニオン 56 に伝達され、ドライブピニオン 56 は、リングギア 58、ピニオン 60、62、サイドギア 64、66 を介して左前輪駆動軸 68 及び右前輪駆動軸 70 を駆動し、左前輪駆動軸 68 及び右前輪駆動軸 70 は各々左前輪 72 及び右前輪 74 を回転させ駆動力を路面に伝達する。

【0038】

断接機構 76 は四輪駆動時にはサイドギア 64 と左前輪駆動軸 68 を連結しており、サイドギア 64 の回転はそのまま左前輪駆動軸 68 に伝達される。コーナリング時や路面状態の変化等により左前輪 72 と右前輪 74 に回転速度差が生じて、前輪差動装置 22 は回転速度差を吸収し、左前輪 72 及び右前輪 74 に等しいトルクを与え回転させることができる。

10

【0039】

多板クラッチ機構 106 の締結力はサーボモータにより連続的に制御され、必要に応じて前出力軸 118 へ伝達する駆動力を増減させることで、前後輪の駆動力配分を制御する。

【0040】

四輪駆動オートモードから二輪駆動モードに切り替えると、ECU はまず多板クラッチ機構 106 を開放し、続いて断接機構 76 の連結を切断する。この場合、ECU は先に断接機構 76 の連結を切断した後に多板クラッチ機構 106 を開放してもよい。

20

【0041】

断接機構 76 はサイドギア 64 と左前輪駆動軸 68 との連結を絶ち、左前輪 72 及び右前輪 74 が路面から受ける回転力がリングギア 58 を回転させることを防止する。これにより、二輪駆動時に燃費低下を招く要因である、前輪を駆動しない二輪駆動時にもリングギア 58 からスプロケット 112 までの前輪駆動力伝達区間 78 が回転してしまう問題を解消できる。

【0042】

また、ドライバーが切り替えスイッチを操作しなくても、車両状態を検出して ECU の判断により、四輪駆動の必要がない時には自動的に二輪駆動モードに切り替え、逆に四輪駆動が必要な時には四輪駆動モードに切り替えるようにしてもよい。

30

【0043】

図 1 において、仮に、二輪駆動モード時にサイドギア 64 と左前輪駆動軸 68 が連結されているとすると、例えばサイドギア 64 及び 66 が同方向に同速度で回転する場合、ピニオン 60 及びピニオン 62 は回転（自転）せずにリングギア 58 が回転する。サイドギア 64 及び 66 に回転速度差があったとしても同方向の回転であれば回転速度は変化したがリングギア 58 は回転し、リングギア 58 が回転することで連結しているドライブピニオン 56、自在継手 34、前輪プロペラシャフト 26、自在継手 32、前出力軸 118、スプロケット 114、チェーンベルト 116、スプロケット 112 が回転してしまう。

40

【0044】

この、リングギア 58 からスプロケット 112 までの前輪駆動力伝達区間 78 は二輪駆動時には回転する必要のない部位であるにも関わらず、この部分の回転がオイルの粘性抵抗や軸受部の摩擦損失等を引き起こす。すなわち、左後輪 52 及び右後輪 54 から路面に伝わった駆動力が左前輪 72 及び右前輪 74 を回転させることで、二輪駆動時には回転する必要のない前輪駆動力伝達区間 78 を回転させ、駆動力の損失となり燃費低下を招いてしまう。

【0045】

そこで、本発明にあつては、二輪駆動モードでは断接機構 76 によりサイドギア 64 と左前輪駆動軸 68 の連結を絶つと共に、多板クラッチ機構 106 の引き摺りトルクを前輪

50

駆動力伝達区間 7 8 のフリクショントルクよりも小さくすることで、前輪駆動力伝達区間 7 8 の回転を防止している。

【 0 0 4 6 】

サイドギア 6 4 と左前輪駆動軸 6 8 の連結が絶たれると、左前輪 7 2 の回転はサイドギア 6 4 に伝わらず、そのため、右前輪 7 4 によるサイドギア 6 6 の回転はピニオン 6 0 及びピニオン 6 2 を介してサイドギア 6 4 を反対方向に回転させることが可能で、このピニオン 6 0、ピニオン 6 2、サイドギア 6 4 の回転抵抗よりも、リングギア 5 8 に繋がるドライブピニオン 5 6 からスプロケット 1 1 2 までの回転抵抗の方が大きいため、リングギア 5 8 は回転しない。

【 0 0 4 7 】

リングギア 5 8 が回転しないということは、前輪駆動力伝達区間 7 8 が回転しないことであり、この場合の駆動力の損失はピニオン 6 0、ピニオン 6 2、サイドギア 6 4 が回転する部分だけとなり、断接機構 7 6 がなく前輪駆動力伝達区間 7 8 が回転してしまう場合と比べて燃費向上が可能である。

【 0 0 4 8 】

なお、本実施形態において、断接機構 7 6 は前輪差動装置 2 2 内のサイドギア 6 4 と左前輪駆動軸 6 8 の中間に設置されているが、サイドギア 6 4 と左前輪駆動軸 6 8 を断続する位置、あるいはサイドギア 6 6 と右前輪駆動軸 7 0 を断続する位置、又はその両方の位置であれば前輪差動装置 2 2 内に設置するか外に設置するかを問わない。更に、ピニオン 6 0、6 2、サイドギア 6 4、6 6 で構成するユニットをリングギア 5 8 と分離し、その連結を断続する方式等の他の機構でも構わない。

【 0 0 4 9 】

図 2 は、図 1 の前輪差動装置 2 2 の実施形態を示した断面図であり、断接機構 7 6 を備える。図 2 において、前輪差動装置 2 2 はデフケース 8 0 の外周部に固定されたリングギア 5 8、デフケース 8 0 に固定されたピニオン軸 8 2 に回転自在に軸支されたピニオン 6 0 及びピニオン 6 2、サイドギア軸 8 4 に回転不可に軸支されデフケース 8 0 内でピニオン 6 0 及びピニオン 6 2 と噛み合うサイドギア 6 4、右前輪駆動軸 7 0 に回転不可に軸支されデフケース 8 0 内ピニオン 6 0 及びピニオン 6 2 と噛み合うサイドギア 6 6 を備える。

【 0 0 5 0 】

更に、端部 6 8 b がサイドギア軸 8 4 に回転方向に拘束されずに吻合している左前輪駆動軸 6 8、左前輪駆動軸 6 8 の歯部 6 8 a 及びサイドギア軸 8 4 の歯部 8 4 a とスプライン結合し、左前輪駆動軸 6 8 とサイドギア軸 8 4 を連結する位置と連結を解除する位置でスライド可能なスリーブ 8 6、スリーブ 8 6 の溝部 8 6 a に摺動自在に係合する先端部 8 8 a によりスリーブ 8 6 をスライドさせるフォーク 8 8、フォーク 8 8 に固定され図示しないアクチュエータにより軸方向に駆動されるシフト軸 9 0 を備え、四輪駆動時にリングギア 5 8 と噛み合うドライブピニオン 5 6 からの駆動力を左前輪 7 2 及び右前輪 7 4 に伝達する。

【 0 0 5 1 】

図 2 (A) は、二輪駆動時の断接機構 7 6 が非連結状態で、スリーブ 8 6 はサイドギア軸 8 4 の歯部 8 4 a と噛み合っていない。右前輪駆動軸 7 0 の回転はサイドギア 6 6、ピニオン 6 0 及びピニオン 6 2 を介してサイドギア 6 4 に伝わり、リングギア 5 8 が回転しないことからサイドギア軸 8 4 を右前輪駆動軸 7 0 とは反対方向に回転させる。

【 0 0 5 2 】

図 2 (B) は、四輪駆動時にフォーク 8 8 が L 方向に移動し断接機構 7 6 が連結された状態で、スリーブ 8 6 はサイドギア軸 8 4 の歯部 8 4 a と噛み合っている。ドライブピニオン 5 6 によりリングギア 5 8 が回転し、左前輪駆動軸 6 8 と右前輪駆動軸 7 0 を同方向に回転させる。二輪駆動に戻る際にはフォーク 8 8 が U 方向に移動し断接機構 7 6 は非連結状態に戻る。

【 0 0 5 3 】

10

20

30

40

50

二輪駆動モード時に燃費低下を招く他の要因として、多板クラッチ機構 106 に備わる複数のクラッチ板の駆動側（後輪側）と従動側（前輪側）の回転速度差により発生するオイルの粘性抵抗やクラッチ板同士の接触による摩擦損失、いわゆる引き摺りトルクが前輪駆動力伝達区間 78 のフリクショントルクより大きいために、前輪駆動力伝達区間 78 が回転してしまう問題がある。

【0054】

図 3 は、図 1 の駆動力配分装置 18 の実施形態を示した断面図である。図 3 において、駆動力配分装置 18 はケース 100 を有し、ケース 100 の左側にエンジン 14 からの駆動力を変速機 16 を介して入力する入力軸 102 が設けられ、入力軸 102 は、ケース 100 の右側に配置された後輪出力軸 104 に直結されている。

10

【0055】

入力軸 102 と同軸に多板クラッチ機構 106 とボールカム機構 122 が設けられ、多板クラッチ機構 106 はクラッチハブ 108 を入力軸 102 に固定し、クラッチドラム 110 を入力軸 102 に対し回転自在に設けたスプロケット 112 に連結している。

【0056】

入力軸 102 と平行に、後輪出力軸 104 と反対側に駆動力を出力する前輪出力軸 118 がケース 100 の左下側に設けられており、前輪出力軸 118 にはスプロケット 114 が連結され、多板クラッチ機構 106 側のスプロケット 112 との間にチェーンベルト 116 を掛けて連結している。

【0057】

ボールカム機構 122 の後輪出力軸 104 側にはオイルポンプ 184 が配置され、入力軸 102 から動力を得て入力軸 102 に設けられた油路 186 にオイルを供給する。

20

【0058】

このような駆動力配分装置 18 において、二輪駆動時には、多板クラッチ機構 106 のクラッチハブ 108 とクラッチドラム 110 の間が開放され、入力軸 102 の駆動力は後輪出力軸 104 に直接伝達される。

【0059】

四輪駆動時にあっては、多板クラッチ機構 106 が締結され、入力軸 102 からの駆動力を多板クラッチ機構 106、スプロケット 112、チェーンベルト 116、スプロケット 114 を介して前輪出力軸 118 にも伝達する。

30

【0060】

図 4 は、図 3 の多板クラッチ機構 106 及びボールカム機構 122 を示した断面図である。図 4 において、多板クラッチ機構 106 に対しては、クラッチハブ 108 とクラッチドラム 110 の間に設けた複数のクラッチ板 120 の締結力を制御するボールカム機構 122 が設けられる。クラッチ板 120 は、クラッチ板同士の間隔を保持するスペーサ 178 を備える。

【0061】

ボールカム機構 122 は、入力軸 102 と同軸に相対回転自在に設けられた一对の固定カムプレート 124 と回転カムプレート 126 の対向するカム面のボールカム溝 128 にボール 140 を挟んで保持している。更に、固定カムプレート 124 と回転カムプレート 126 の間には位置決め用の突起部 138 を有するリテーナ 136 を備える。

40

【0062】

図 5 は、図 3 のボールカム機構 122 を後輪出力軸 104 の方向から見た説明図である。図 5 において、固定カムプレート 124 は、アーム部 142 を延在して U 字形の先端を保持部 152 a の外側に嵌め入れて回転を停止させている。回転カムプレート 126 は、円周方向に複数のボールカム溝 128 を有し、アーム部 144 を延在して先端に形成した扇型ギア 146 が駆動ギア 148 に噛み合っている。

【0063】

再び、図 3 及び 4 を参照するに、サーボモータ 150 は減速機 152 を介して駆動ギア 148 を回転させる。固定カムプレート 124 の右側にはスラスト軸受 154 を介して固

50

定プレート 158 が配置され、回転カムプレート 126 の左側にはスラスト軸受 156 を介して押圧部材 160 が配置される。押圧部材 160 は、クラッチハブ 108 との間で備わる復帰ばね 162 により多板クラッチ機構 106 の開放方向に付勢されている。

【0064】

ボールカム機構 122 は、駆動ギア 148 により回転カムプレート 126 が固定カムプレート 124 に対し所定方向に回転駆動されると、対向する面の傾斜溝であるボールカム溝 128 に挟まれているボール 140 による押圧を受けて押圧部材 160 及び復帰ばね 162 を軸方向に押し、押圧部材 160 が多板クラッチ機構 106 のクラッチ板 120 を押すことで、駆動ギア 148 の回転量に応じて伝達トルクを増加させ、最大押付け位置で直結状態となる。

10

【0065】

入力軸 102、クラッチハブ 108 及び押圧部材 160 に囲まれる部位には、油路 186 から多板クラッチ機構 106 の複数のクラッチ板 120 へのオイルの供給を制御する油孔開閉部 164 が配置される。油孔開閉部 164 は、油孔 168、ラチェット爪 170 を有する油孔位置調整部材 166、皿ばね 172、入力軸 102 に設けられたラック 174、押圧部材 160 に設けられ油孔 168 を開閉する弁部 176 で構成される。

【0066】

図 6 は、図 3 の多板クラッチ機構 106 の油孔開閉部 164 の動作を示す説明図である。図 6 (A) は、二輪駆動時の多板クラッチ機構 106 が開放された状態で、押圧部材 160 はクラッチ板 120 から最も離れた待機位置に在る。油孔位置調整部材 166 は皿ばね 172 により右方に付勢されているがラチェット爪 170 とラック 174 で規制されている。

20

【0067】

この状態では、クラッチ板 120 の内でクラッチドラム 110 に係合した方は回転しないが、クラッチハブ 108 に係合した方が入力軸 102 の回転と共に回転する。しかし、押圧部材 160 がこの位置では弁部 176 が油孔 168 を閉じているため、油路 186 からのオイルはクラッチ板 120 には供給されず、オイルによる粘性抵抗を軽減することでクラッチドラム 110 側の引き摺りを防止できる。

【0068】

なお、本実施形態にあっては、図 6 (A) の多板クラッチ機構 106 が開放された状態で、弁部 176 が油孔 168 を完全に閉じているが、この時点で弁部 176 が油孔 168 を完全に閉じることなく、若干のオイルをクラッチ板 120 に供給するように構成してもよく、その量はクラッチ板 120 の潤滑や冷却を考慮して任意に設定できる。

30

【0069】

図 6 (B) は、二輪駆動から四輪駆動へ切り替わる途中の多板クラッチ機構 106 の締結初期状態で、ボールカム機構 122 に押され左方に移動した押圧部材 160 はクラッチ板 120 に接触を開始した位置に在る。この時点からクラッチ板 120 同士も徐々に接触を始め、その摩擦トルクにより多板クラッチ機構 106 は駆動力を前輪側に伝達し始める。この位置では弁部 176 が油孔 168 を開いているため、矢印で示すように油路 186 からオイルがクラッチ板 120 に供給され、クラッチ板同士の焼き付を防止する。

40

【0070】

図 6 (C) は、四輪駆動に切り替わり多板クラッチ機構 106 が完全に締結された状態で、押圧部材 160 はクラッチ板 120 同士の隙間が全く無い最大押付け位置に在る。油孔位置調整部材 166 は、突起 166a が弁部 176 に押され、押圧部材 160 の最大押付け位置でラチェット爪 170 がラック 174 に係合し保持される。

【0071】

図 7 は、図 6 の油孔開閉部 164 の油孔位置調整部材 166 の動作を示す説明図である。図 7 (A) はクラッチ板 120 が磨耗をしていない状態、あるいは磨耗の初期状態での油孔開閉部 164 を示し、図 7 (B) はクラッチ板 120 の磨耗が進行した状態での油孔開閉部 164 を示している。

50

【 0 0 7 2 】

図 7 (A) から図 7 (B) にクラッチ板 1 2 0 の磨耗が進むと、押圧部材 1 6 0 の最大押付け位置が全てのクラッチ板 1 2 0 の減少した板厚の合計に略等しい距離分クラッチストロークが深くなる方向、図 7 において距離 W 左方に移動する。押圧部材 1 6 0 の最大押付け位置の移動に伴い、油孔位置調整部材 1 6 6 の突起 1 6 6 a が弁部 1 7 6 に押し込まれる位置も左方に变化し、その押し込まれた位置でラチェット爪 1 7 0 がラック 1 7 4 に係止し、油孔位置調整部材 1 6 6 が保持される。

【 0 0 7 3 】

油孔位置調整部材 1 6 6 がクラッチ板 1 2 0 の磨耗に追従することで、油孔 1 6 8 の開き始めのタイミングはクラッチ板 1 2 0 の磨耗度に影響されず、クラッチ板 1 2 0 同士の
10
間隔に対し略一定となり、クラッチ板 1 2 0 の潤滑、冷却や引き摺り等に影響するオイル供給量の安定化が図れる。

【 0 0 7 4 】

図 8 は、図 3 の多板クラッチ機構 1 0 6 のスペーサ 1 7 8 の設置状態を示す説明図である。図 8 は、二輪駆動時の多板クラッチ機構 1 0 6 が開放された状態で、押圧部材 1 6 0 はクラッチ板 1 2 0 から最も離れた待機位置に在る。

【 0 0 7 5 】

多板クラッチ機構 1 0 6 は軸方向に移動可能な複数のクラッチ板 1 2 0 を備え、クラッチ板 1 2 0 は、クラッチハブ 1 0 8 の外周に内側クラッチ板 1 2 0 h がスプライン嵌合されて、クラッチドラム 1 1 0 の内周には外側クラッチ板 1 2 0 d がスプライン嵌合されお
20
り、内側クラッチ板 1 2 0 h と外側クラッチ板 1 2 0 d は 1 枚置きに配置される。外側クラッチ板 1 2 0 d の内周部には板材を成形した板ばねであるスペーサ 1 7 8 を備え、隣接する両側の内側クラッチ板 1 2 0 h と引き摺りを起さない摩擦面同士の隙間を確保する。

【 0 0 7 6 】

クラッチ板 1 2 0 はクラッチハブ 1 0 8 の受圧面 1 0 8 a と押圧部材 1 6 0 の押圧面 1 6 0 a の間で軸方向に移動可能であり、押圧面 1 6 0 a との隙間 E があるが、スペーサ 1 7 8 がないとクラッチ板 1 2 0 同士は、オイルによって粘着し分離せず、引き摺りを起す。スペーサ 1 7 8 が摩擦面同士の隙間を確保することで、引き摺りによる駆動力の損失を防止し燃費を向上させることが可能となる。

【 0 0 7 7 】

なお、押圧部材 1 6 0 がクラッチ板 1 2 0 から最も離れた待機位置に在る場合の隙間 E の値は、クラッチ 1 2 0 同士の隙間の状態により一定とは限らない。

【 0 0 7 8 】

スペーサ 1 7 8 は内側クラッチ板 1 2 0 h の外周部に設置することも可能であるが、トルク損失の小さな内側の方が好ましい。すなわち、スペーサ 1 7 8 が設置されたクラッチ板 1 2 0 に隣接するクラッチ板 1 2 0 と、スペーサ 1 7 8 との摺動による摩擦抵抗が同じであれば内側に設置した方が摩擦トルクは少なく、摩擦トルクは駆動力の損失となるためである。また、スペーサ 1 7 8 のばね荷重は隣接するクラッチ板 1 2 0 h との間隔を維持できる範囲で小さい方が好ましい。

【 0 0 7 9 】

図 9 は、図 8 のスペーサを示す斜視図である。図 9 において、スペーサ 1 7 8 は板材を成形した板ばねであり、外側クラッチ板 1 2 0 d の内周部に設けた板厚方向の凹部 1 2 0 c に挿入する挟持部 1 8 0 と、挟持部 1 8 0 から隣接するクラッチ板 1 2 0 の両表面の外径方向に延び、クラッチ板 1 2 0 の軸方向に変形可能な弾性片 1 8 2 を備る。

【 0 0 8 0 】

スペーサ 1 7 8 を矢印で示す方向に凹部 1 2 0 c に挿入し固定するために、挟持部 1 8 0 の間隔は凹部 1 2 0 c の厚みより狭く設定される。

【 0 0 8 1 】

図 1 0 は、図 8 のスペーサ 1 7 8 を示す断面図である。図 1 0 (A) は、四輪駆動時の多板クラッチ機構 1 0 6 が締結された状態で、スペーサ 1 7 8 が設置された外側クラッチ
40
50

板 1 2 0 d と隣接する内側クラッチ板 1 2 0 h の各々の摩擦面が密着し回転している。図 1 0 (B) は、二輪駆動時の多板クラッチ機構 1 0 6 が開放された状態で、スペーサ 1 7 8 が設置された外側クラッチ板 1 2 0 d と隣接する内側クラッチ板 1 2 0 h の各々の摩擦面がスペーサ 1 7 8 により引き摺りを起さない隙間に隔離されている。

【 0 0 8 2 】

図 1 0 (B) において、内側クラッチ板 1 2 0 h は回転し、外側クラッチ板 1 2 0 d は回転しないため、スペーサ 1 7 8 の弾性片 1 8 2 の先端が隣接する内側クラッチ板 1 2 0 h と摺動する。そのため、弾性片 1 8 2 の先端は摩擦面ではない部位と接触するのが好ましい。

【 0 0 8 3 】

図 1 1 は、図 3 の多板クラッチ機構 1 0 6 のスペーサ 1 7 8 の他の実施形態を示す断面図である。図 1 1 において、スペーサ 1 7 8 は板材を成形した板ばねであり、外側クラッチ板 1 2 0 d の内周部に設けた板厚方向の凹部 1 2 0 c に挿入する挟持部 1 8 0 と、挟持部 1 8 0 から隣接する内側クラッチ板 1 2 0 h の両表面の内径方向に延び、内側クラッチ板 1 2 0 h の軸方向に変形可能な弾性片 1 8 2 を備える。

【 0 0 8 4 】

図 1 1 (A) は、多板クラッチ機構 1 0 6 が締結された状態で、スペーサ 1 7 8 が設置された外側クラッチ板 1 2 0 d と隣接する内側クラッチ板 1 2 0 h の各々の摩擦面が密着している。図 1 1 (B) は、多板クラッチ機構 1 0 6 が開放された状態で、スペーサ 1 7 8 が設置された外側クラッチ板 1 2 0 d と隣接する内側クラッチ板 1 2 0 h の各々の摩擦面がスペーサ 1 7 8 により引き摺りを起さない隙間に隔離されている。

【 0 0 8 5 】

図 1 1 (A) と (B) の中間の位置においては、内側クラッチ板 1 2 0 h と外側クラッチ板 1 2 0 d は共に回転するが、回転速度差があるため弾性片 1 8 2 の先端が隣接する内側クラッチ板 1 2 0 h と摺動する。しかし、弾性片 1 8 2 の先端は外側クラッチ板 1 2 0 d の回転による遠心力で、矢印で示すように閉じる方向に力を受けることで摩擦抵抗を減らすことができる。

【 0 0 8 6 】

図 1 2 は、図 3 のボールカム機構 1 2 2 のボールカム溝 1 2 8 とリテーナ 1 3 6 を示す説明図である。図 1 2 において、一对の固定カムプレート 1 2 4 と回転カムプレート 1 2 6 の相対するカム面のボールカム溝 1 2 8 にボール 1 4 0 を挟んで保持している。ボールカム溝 1 2 8 は、乗り越え部 1 3 4 を境界にしてカム形状が異なる初期領域 1 3 0 と傾斜領域 1 3 2 を有する。

【 0 0 8 7 】

また、固定カムプレート 1 2 4 と回転カムプレート 1 2 6 の間には各ボール 1 4 0 の相対位置を保持するリテーナ 1 3 6 を備え、リテーナ 1 3 6 はボールカム溝 1 2 8 に対するボール 1 4 0 の初期位置を規制する位置決め用の突起部 1 3 8 を設ける。突起部 1 3 8 は回転カムプレート 1 2 6 の外周部に形成したガイド部 1 2 7 に係合している。

【 0 0 8 8 】

図 1 2 (A) は、二輪駆動時の多板クラッチ機構 1 0 6 が開放され、押圧部 1 6 0 が待機位置に在る状態で、ボール 1 4 0 は固定カムプレート 1 2 4 と回転カムプレート 1 2 6 の両ボールカム溝 1 2 8 の初期領域 1 3 0 に位置する。

【 0 0 8 9 】

図 1 2 (B) は、二輪駆動から四輪駆動へ移行する際の、多板クラッチ機構 1 0 6 の締結初期の押圧部材 1 6 0 がクラッチ板 1 2 0 に接触を開始した位置に在る状態で、ボール 1 4 0 はボールカム溝 1 2 8 の乗り越え部 1 3 4 から傾斜部 1 3 2 に移行した位置にある。

【 0 0 9 0 】

図 1 2 (C) は、四輪駆動へ切り替わり、多板クラッチ機構 1 0 6 が締結されて押圧部材 1 6 0 がクラッチ板 1 2 0 同士を押圧する位置に在る状態で、ボール 1 4 0 はボールカ

10

20

30

40

50

ム溝 1 2 8 の傾斜部 1 3 2 に位置する。

【 0 0 9 1 】

荷重を分散するために円周上にボール 1 4 0 を複数配置した場合、ボールカム機構 1 2 2 の作動時にボールカム溝 1 2 8 とボール 1 4 0 との滑りにより各ボールの相対的な位置ずれが生じることがあり、その場合、複数のボールカム溝 1 2 8 を均等に押すことができなくなり、多板クラッチ機構 1 0 6 への偏荷重やボールカム溝 1 2 8 の表面の耐久性が著しく低下する。

【 0 0 9 2 】

リテーナ 1 3 6 を備えることで、各ボール 1 4 0 の相対位置が保持され、また、図 1 2 (C) から図 1 2 (A) の初期位置に戻る毎に、位置決め用の突起部 1 3 8 により各ボール 1 4 0 のボールカム溝 1 2 8 に対する初期位置が補正される。

10

【 0 0 9 3 】

図 1 3 は、図 1 の駆動力配分装置 1 8 の他の実施形態を示した断面図であり、図 3 及び 4 に示す実施形態に対し、ボールカム機構 1 2 2 が異なる点を除けば同じ構成である。図 1 3 において、サーボモータ 1 5 0 は減速機 1 5 2 を介して周縁カム 1 9 8 を回転させる。

【 0 0 9 4 】

回転カムプレート 1 2 6 は、アーム部 1 4 4 を延在して先端に、回転可能なローラから成るカムフォロア 1 9 6 を設けており、カムフォロア 1 9 6 は周縁カム 1 9 8 の外周部に接している。

20

【 0 0 9 5 】

ボールカム機構 1 2 2 は、周縁カム 1 9 8 により回転カムプレート 1 2 6 が固定カムプレート 1 2 4 に対し所定方向に回転駆動されると、対向する面の傾斜溝であるボールカム溝 1 2 8 に挟まれているボール 1 4 0 による押圧を受けて押圧部材 1 6 0 及び復帰ばね 1 6 2 を軸方向に押し、押圧部材 1 6 0 が多板クラッチ機構 1 0 6 のクラッチ板 1 2 0 を押すことで、駆動ギア 1 4 8 の回転量に応じて伝達トルクを増加させ、最大押付け位置で直結状態となる。

【 0 0 9 6 】

図 1 4 は、図 1 3 のボールカム機構 1 2 2 を入力軸 1 0 2 の方向から見た説明図である。図 1 4 において、回転カムプレート 1 2 6 は、円周方向に複数のボールカム溝 1 2 8 を有する。この実施例におけるボールカム溝 1 2 8 は、図 3 の実施例において図 1 2 に示すような乗り越え部 1 3 4 は存在せず、傾斜領域 1 3 2 は初期領域 1 3 0 から段差なく接する形状をしている。

30

【 0 0 9 7 】

回転カムプレート 1 2 6 から延在するアーム部 1 4 4 の先端に設けられたカムフォロア 1 9 6 の外周部は、周縁カム 1 9 8 のカム面に接している。周縁カム 1 9 8 のカム面は、初期領域 2 0 0、非線形領域 2 0 2 及び線形領域 2 0 6 で構成され、時計方向に回転することでカムフォロア 1 9 6 を介して回転カムプレート 1 2 6 を回転駆動し、多板クラッチ機構 1 0 6 を押圧する。

【 0 0 9 8 】

図 1 4 (A) は、二輪駆動時の多板クラッチ機構 1 0 6 が開放され、押圧部 1 6 0 が待機位置に在る状態で、カムフォロア 1 9 6 は周縁カム 1 9 8 のカム面の初期領域 2 0 0 に位置する。

40

【 0 0 9 9 】

図 1 4 (B) は、二輪駆動から四輪駆動へ移行する際の、多板クラッチ機構 1 0 6 の締結初期の押圧部材 1 6 0 がクラッチ板 1 2 0 に接触を開始した位置に在る状態で、カムフォロア 1 9 6 は周縁カム 1 9 8 のカム面の非線形領域 2 0 2 から線形領域 2 0 6 に移行する位置に在り、この点が押圧開始位置 2 0 4 となる。

【 0 1 0 0 】

周縁カム 1 9 8 の押圧開始位置 2 0 4 は、非線形領域 2 0 2 から線形領域 2 0 6 に移行

50

する位置の近傍であれば非線形領域 202 に在っても線形領域 206 に在っても構わないが、非線形領域 202 から線形領域 206 に移行する点が望ましい。

【0101】

ここで、従来例として非線形領域のない線形カム 208 の形状を示して周縁カム 198 との比較をすると、線形カム 208 においては押圧部材 160 がクラッチ板 120 を押圧始める押圧開始位置 210 までに角度 θ を要するが、非線形領域 202 の存在する周縁カム 198 においては角度 θ よりはるかに小さな角度 θ' で押圧開始位置 204 に達する。

【0102】

図 15 及び 16 は、図 12 及び 14 に示すボールカム機構 122 の動作説明図である。図 15 は、多板クラッチ機構 106 の押圧部材 160 に作用するカム荷重 188 と、押圧部材 160 のストローク 190 の関係、及びばね荷重 192 を模式的に示したグラフで、横軸は回転カムプレート 126 のカム角度 θ 、縦軸はカム荷重 (F) とストローク (S) を表している。

10

【0103】

押圧部材 160 のストローク 190 は、カム角度 θ_0 から θ_1 までが非線形領域で、カム角度 θ_1 以降 θ_{max} までが線形領域であり、クラッチトルク (T) の軸は、カム角度 θ_1 のバネ荷重 192 を始点 (T0) とし、バネ荷重 192 の傾きに直角である。

【0104】

図 16 (A) は、図 15 に示すカム角度 θ に対応した、押圧部材 160、クラッチドラム 108、クラッチ板 120 及び復帰ばね 162 の状態を表し、各々、多板クラッチ機構 106 の待機状態 0、締結開始 1、締結状態 n である。

20

【0105】

図 16 (B) は、図 12 に示す固定カムプレート 124、回転カムプレート 126 及びボール 140 のカム角度 θ に対応した位置関係を表し、左から各々、カム角度 θ_0 のボール 140 がボールカム溝 128 の初期領域 130 に在る場合、カム角度 θ_1 のボール 140 がボールカム溝 128 の乗り越え部 134 を乗り越え終わった位置に在る場合、カム角度 θ_n のボール 140 がボールカム溝 128 の傾斜領域 132 に在る場合である。

【0106】

図 16 (C) は、図 14 に示す周縁カム 198 と回転カムプレート 126 のアーム部 144 の先端に位置するカムフォロア 196 のカム角度 θ に対応した位置関係を表し、左から各々、カム角度 θ_0 のカムフォロア 196 が周縁カム 198 の初期領域 200 に在る場合、カム角度 θ_1 のカムフォロア 196 が周縁カム 198 の押圧開始位置 204 に在る場合、カム角度 θ_n のカムフォロア 196 が周縁カム 198 の線形領域 206 に在る場合である。

30

【0107】

多板クラッチ機構 106 において、押圧部 160 の移動は、待機位置からクラッチ板 120 に接触を開始する位置までは、復帰ばね 162 を押し込むだけの小さな荷重でよいが、二輪駆動から四輪駆動への移行応答性を良くするために大な速度が必要になる。特に、二輪駆動時の引き摺りを防止するためにクラッチ板 120 同士の間隔を広げ、多板クラッチ機構 106 のエンドプレートを大きく取った場合はこの区間の移動速度が重要になる。

40

【0108】

カム角度 θ_0 の待機状態では、押圧部材 160 とクラッチ板 120 とに距離 e のエンドプレートがあり、図 16 (B) の場合、ボール 140 がカム角度 θ_0 からカム角度 θ_1 のボールカム溝 128 の乗り越え部 134 を乗り越える非線形領域でこの距離 e をすばやく詰める。

【0109】

図 16 (C) の場合は、カムフォロア 196 がカム角度 θ_0 からカム角度 θ_1 で非線形領域 202 を経て押圧開始位置 204 に移動することでこの距離 e をすばやく詰める。このカム角度 θ_0 からカム角度 θ_1 の区間でのカム荷重 (F) は復帰ばね 162 のばね荷重 192 のみであるため、小さなカム角度 θ_1 で大きなストローク S1 を得ることが可能で

50

ある。

【 0 1 1 0 】

その後、押圧部材 1 6 0 がクラッチ板 1 2 0 に接触し押圧を開始すると、クラッチ板 1 2 0 にクラッチトルク (T) が発生し、カム荷重 (F) は急激に増加する。カム角度 1 以降は、ボール 1 4 0 はボールカム溝 1 2 8 の傾斜領域 1 3 2 に在り、カム角度 n のストローク S n において、荷重 F n からバネ荷重 1 9 2 を引いた値がクラッチトルク T n に相当する。

【 0 1 1 1 】

図 1 7 は、本発明による四輪駆動車用駆動力伝達装置の他の実施形態を示した説明図であり、図 1 に示す実施形態に対しオイルポンプ 1 9 4 を除けば同じ構成である。図 1 7 において、スプロケット 1 1 4 にはオイルポンプ 1 9 4 が連結されており、多板クラッチ機構 1 0 6 が締結されスプロケット 1 1 4 が回転するとオイルポンプ 1 9 4 はオイルを図示しない油圧回路を経由して多板クラッチ機構 1 0 6 に供給し、多板クラッチ機構 1 0 6 に備わる複数のクラッチ板の摩擦熱による焼き付きを防止する。

10

【 0 1 1 2 】

なお、本実施形態において、オイルポンプ 1 9 4 はスプロケット 1 1 4 に連結され動力を得ているが、二輪駆動時に駆動力が伝達されない部位、例えばスプロケット 1 1 2 やチェーンベルト 1 1 6 から動力を得るようにしても構わない。

【 0 1 1 3 】

図 1 8 は、図 1 7 の駆動力配分装置 1 8 の実施形態を示した断面図であり、図 3 に示す実施形態に対し入力軸 1 0 2 が駆動するオイルポンプ 1 8 4 がなく、代わりにスプロケット 1 1 4 が駆動するオイルポンプ 1 9 4 があること、及び図 4 に詳細を示す油孔開閉部 1 6 4 が存在しないことを除けば同じ構成である。

20

【 0 1 1 4 】

図 1 8 において、スプロケット 1 1 4 の前出力軸 1 1 8 とは反対側にはオイルポンプ 1 9 4 が配置され、スプロケット 1 1 4 の軸から動力を得て、図示しない油圧回路を経由して入力軸 1 0 2 に設けられた油路 1 8 6 にオイルを供給する。

【 0 1 1 5 】

このような構成において、二輪駆動時の多板クラッチ機構 1 0 6 が開放され、押圧部材 1 6 0 はクラッチ板 1 2 0 から最も離れた待機位置に在る状態では、クラッチ板 1 2 0 の内でクラッチドラム 1 1 0 に係合した方は回転しないが、クラッチハブ 1 0 8 に係合した方が入力軸 1 0 2 の回転と共に回転する。

30

【 0 1 1 6 】

しかし、クラッチドラム 1 1 0 が回転しないことから、スプロケット 1 1 2、チェーンベルト 1 1 6 を介したスプロケット 1 1 4 が回転せず、よってオイルポンプ 1 9 4 は油路 1 8 6 にオイルを吐出しないため、油路 1 8 6 からのオイルはクラッチ板 1 2 0 には供給されず、オイルによる粘性抵抗を軽減することでクラッチドラム 1 1 0 側の引き摺りを防止できる。

【 0 1 1 7 】

二輪駆動から四輪駆動へ切り替わり、ボールカム機構 1 2 2 に押され左方に移動した押圧部材 1 6 0 がクラッチ板 1 2 0 を押圧し、クラッチ板 1 2 0 同士が接触した状態ではクラッチドラム 1 1 0 が回転するため、スプロケット 1 1 2、チェーンベルト 1 1 6 を介してスプロケット 1 1 4 が回転する。従って、スプロケット 1 1 4 に駆動されるオイルポンプ 1 9 4 は油路 1 8 6 にオイルを吐出することで、油路 1 8 6 からオイルがクラッチ板 1 2 0 に供給され、クラッチ板同士の焼き付を防止する。

40

【 0 1 1 8 】

図 1 9 は、図 1 7 の駆動力配分装置 1 8 の他の実施形態を示した断面図であり、図 1 8 に示す実施形態に対しスプロケット 1 1 4 が駆動するオイルポンプ 1 9 4 の代わりにスプロケット 1 1 2 が駆動するオイルポンプ 2 1 2 があることを除けば同じ構成である。

【 0 1 1 9 】

50

図19において、スプロケット112の入力軸102側にはオイルポンプ212が配置され、スプロケット112の軸から動力を得て、入力軸102に設けられた油路186にオイルを供給する。このように構成しても図18に示すものと同様な効果が得られる。

【0120】

また、本発明は上記の実施形態に限定されず、その目的と利点を損なうことのない適宜の変形を含み、更に上記の実施形態に示した数値による限定は受けない。

【図面の簡単な説明】

【0121】

【図1】本発明による四輪駆動車用駆動力伝達装置の実施形態を示した説明図

【図2】図1の前輪差動装置の実施形態を示した断面図

10

【図3】図1の駆動力配分装置の実施形態を示した断面図

【図4】図3の多板クラッチ機構及びボールカム機構を示した断面図

【図5】図3のボールカム機構を軸方向から見た説明図

【図6】図3の多板クラッチ機構の油孔開閉部の動作を示す説明図

【図7】図6の油孔開閉部の油孔位置調整部材の動作を示す説明図

【図8】図3の多板クラッチ機構のスペーサ設置状態を示す説明図

【図9】図8のスペーサを示す斜視図

【図10】図8のスペーサを示す断面図

【図11】図3の多板クラッチ機構のスペーサの他の実施形態を示す断面図

【図12】図3のボールカム機構のボールカム溝とリテーナを示す説明図

20

【図13】図1の駆動力配分装置の他の実施形態を示した断面図

【図14】図13のボールカム機構を軸方向から見た説明図

【図15】図12及び図14に示すボールカム機構の動作説明図

【図16】図12及び図14に示すボールカム機構の動作説明図

【図17】本発明による四輪駆動車用駆動力伝達装置の他の実施形態を示した説明図

【図18】図17の駆動力配分装置の実施形態を示した断面図

【図19】図17の駆動力配分装置の他の実施形態を示した断面図

【図20】従来四輪駆動車用駆動力伝達装置の説明図

【図21】従来の多板クラッチ機構の引き摺り防止用リングばねの説明図

30

【符号の説明】

【0122】

10：駆動力伝達装置

12：四輪駆動車

14：エンジン

16：変速機

18：駆動力配分装置

20：後輪差動装置

22：前輪差動装置

24：後輪プロペラシャフト

26：前輪プロペラシャフト

40

28、30、32、34：自在継手

36：ドライブピニオン

38：リングギア

40、42：ピニオン

44、46：サイドギア

48：左後輪駆動軸

50：右後輪駆動軸

52：左後輪

54：右後輪

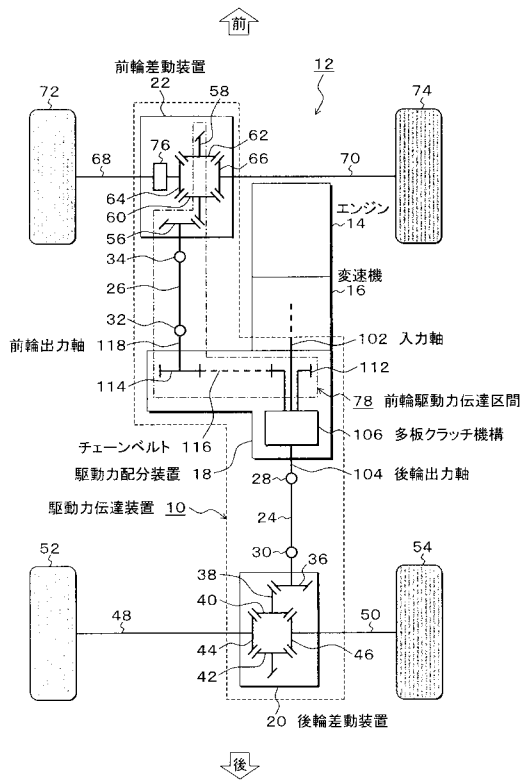
56：ドライブピニオン

50

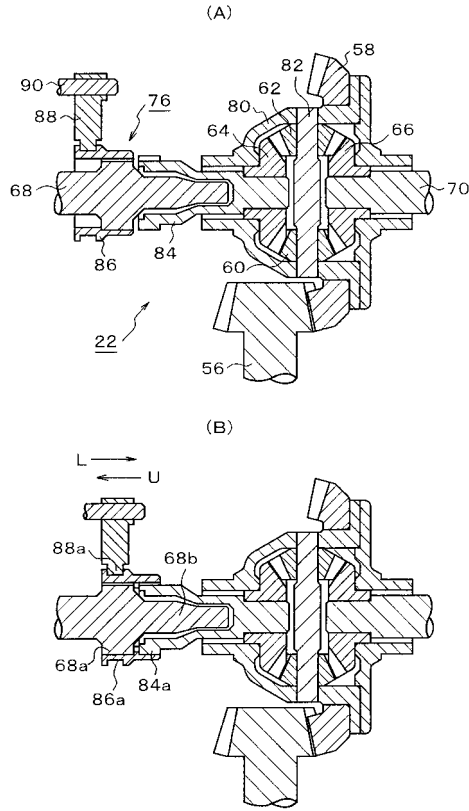
| | | |
|-------------|-------------|----|
| 5 8 | ： リングギア | |
| 6 0、6 2 | ： ピニオン | |
| 6 4、6 6 | ： サイドギア | |
| 6 8 | ： 左前輪駆動軸 | |
| 7 0 | ： 右前輪駆動軸 | |
| 7 2 | ： 左前輪 | |
| 7 4 | ： 右前輪 | |
| 7 6 | ： 断接機構 | |
| 7 8 | ： 前輪駆動力伝達区間 | |
| 8 0 | ： デフケース | 10 |
| 8 2 | ： ピニオン軸 | |
| 8 4 | ： サイドギア軸 | |
| 8 6 | ： スリーブ | |
| 8 8 | ： フォーク | |
| 9 0 | ： シフト軸 | |
| 1 0 0 | ： ケース | |
| 1 0 2 | ： 入力軸 | |
| 1 0 4 | ： 後輪出力軸 | |
| 1 0 6 | ： 多板クラッチ機構 | |
| 1 0 8 | ： クラッチハブ | 20 |
| 1 1 0 | ： クラッチドラム | |
| 1 1 2、1 1 4 | ： スプロケット | |
| 1 1 6 | ： チェーンベルト | |
| 1 1 8 | ： 前輪出力軸 | |
| 1 2 0 | ： クラッチ板 | |
| 1 2 2 | ： ボールカム機構 | |
| 1 2 4 | ： 固定カムプレート | |
| 1 2 6 | ： 回転カムプレート | |
| 1 2 8 | ： ボールカム溝 | |
| 1 3 0 | ： 初期領域 | 30 |
| 1 3 2 | ： 傾斜領域 | |
| 1 3 4 | ： 乗り越え部 | |
| 1 3 6 | ： リテーナ | |
| 1 3 8 | ： 突起部 | |
| 1 4 0 | ： ボール | |
| 1 4 2、1 4 4 | ： アーム部 | |
| 1 4 6 | ： 扇型ギア | |
| 1 4 8 | ： 駆動ギア | |
| 1 5 0 | ： サーボモータ | |
| 1 5 2 | ： 減速機 | 40 |
| 1 5 4、1 5 6 | ： スラスト軸受 | |
| 1 5 8 | ： 固定プレート | |
| 1 6 0 | ： 押圧部材 | |
| 1 6 2 | ： 復帰ばね | |
| 1 6 4 | ： 油孔開閉部 | |
| 1 6 6 | ： 油孔位置調整部材 | |
| 1 6 8 | ： 油孔 | |
| 1 7 0 | ： ラチェット爪 | |
| 1 7 2 | ： 皿ばね | |
| 1 7 4 | ： ラック | 50 |

| | | |
|-------------|--------------|----|
| 176 | : 弁部 | |
| 178 | : スペーサ | |
| 180 | : 挟持部 | |
| 182 | : 弾性片 | |
| 184、194、212 | : オイルポンプ | |
| 186 | : 油路 | |
| 188 | : カム荷重 | |
| 190 | : ストローク | |
| 192 | : ばね荷重 | |
| 196 | : カムフォロア | 10 |
| 198 | : 周縁カム | |
| 200 | : 初期領域 | |
| 202 | : 非線形領域 | |
| 204、210 | : 押圧開始位置 | |
| 206 | : 線形領域 | |
| 208 | : 線形カム | |
| 300 | : 駆動力伝達装置 | |
| 302 | : 四輪駆動車 | |
| 304 | : エンジン | |
| 306 | : 変速機 | 20 |
| 308 | : 駆動力配分装置 | |
| 310 | : 多板クラッチ機構 | |
| 312 | : チェーンベルト機構 | |
| 314 | : 後輪プロペラシャフト | |
| 316 | : 前輪プロペラシャフト | |
| 318 | : 後輪差動装置 | |
| 320 | : 左後輪 | |
| 322 | : 右後輪 | |
| 324 | : 前輪差動装置 | |
| 326 | : 左前輪 | 30 |
| 328 | : 右前輪 | |
| 330 | : 前輪駆動力伝達区間 | |
| 332 | : リングばね | |

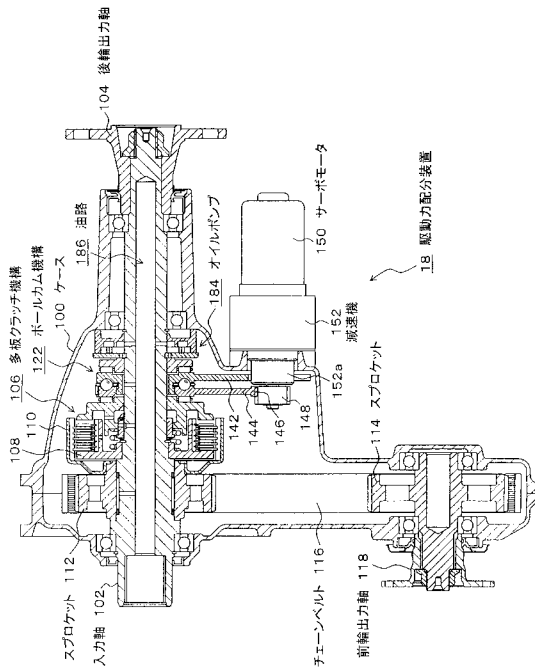
【図1】



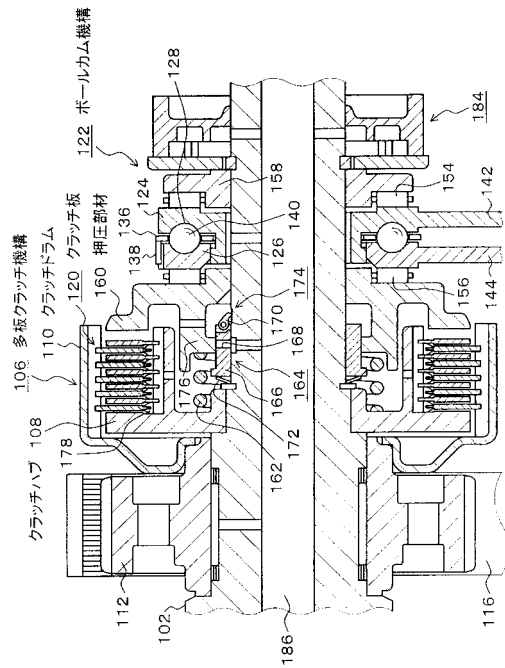
【図2】



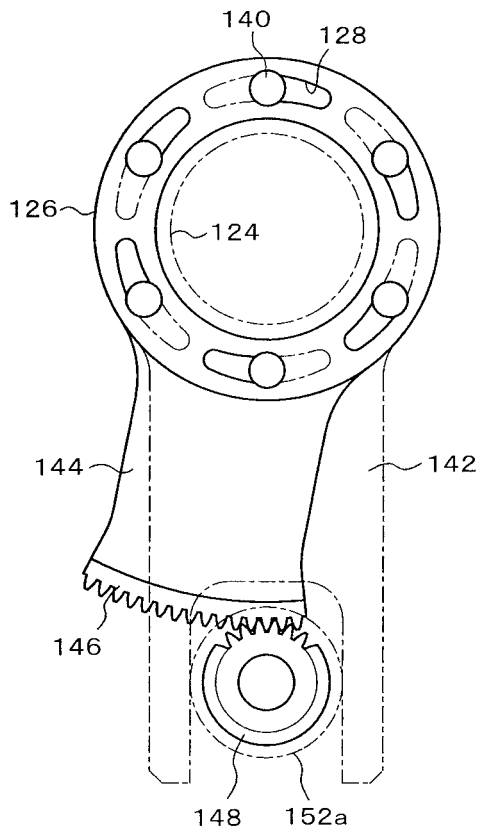
【図3】



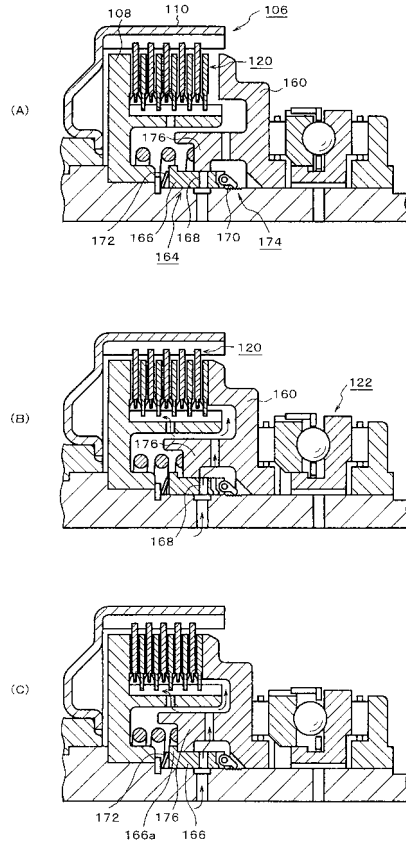
【図4】



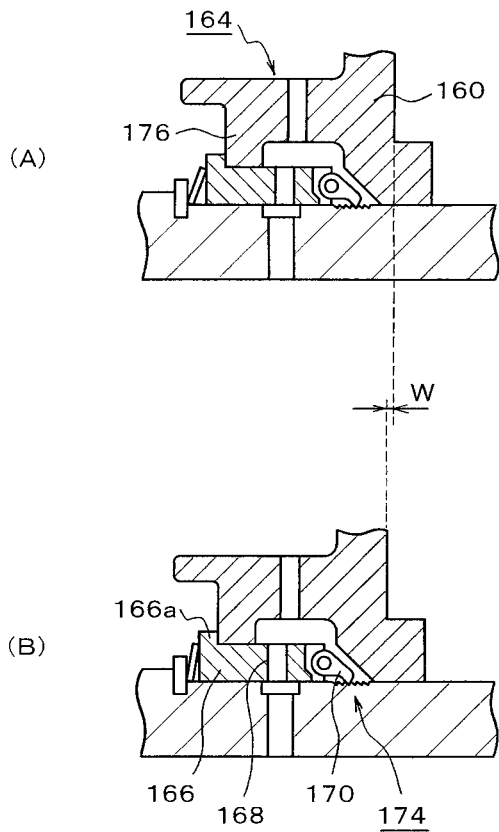
【図5】



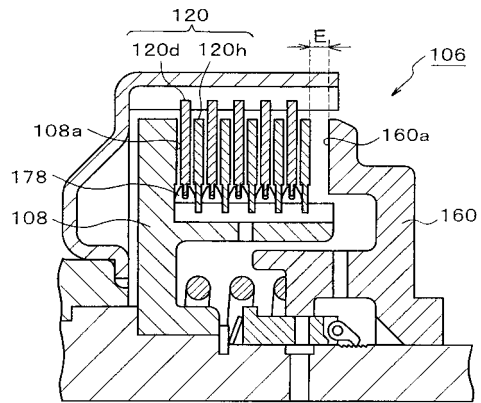
【図6】



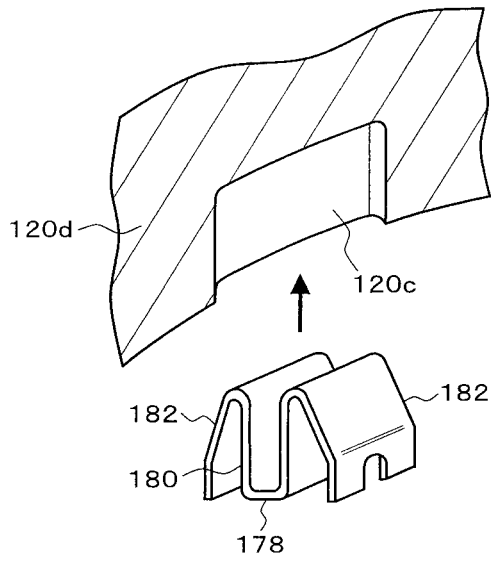
【図7】



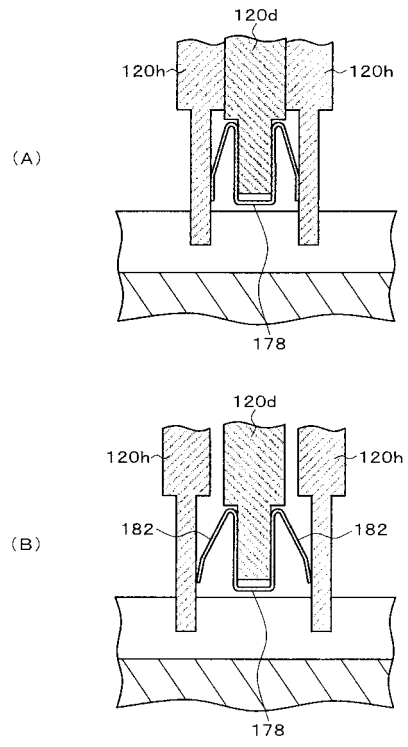
【図8】



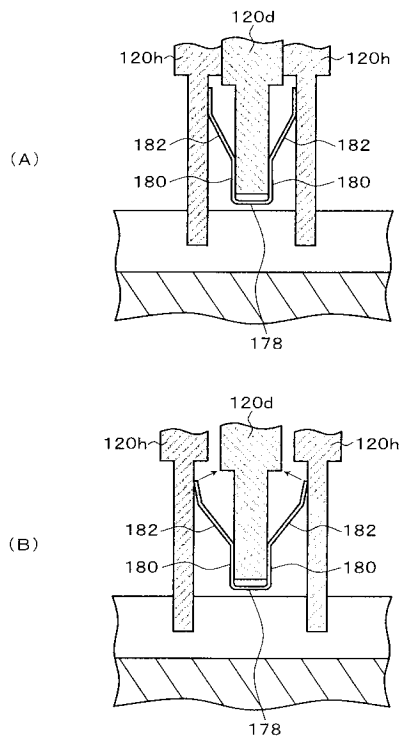
【図 9】



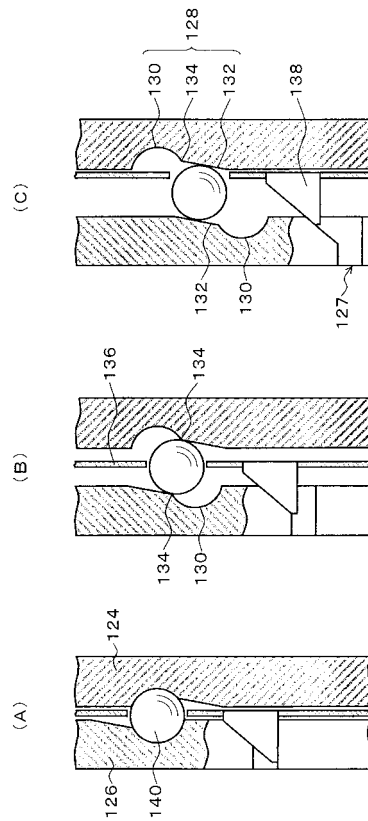
【図 10】



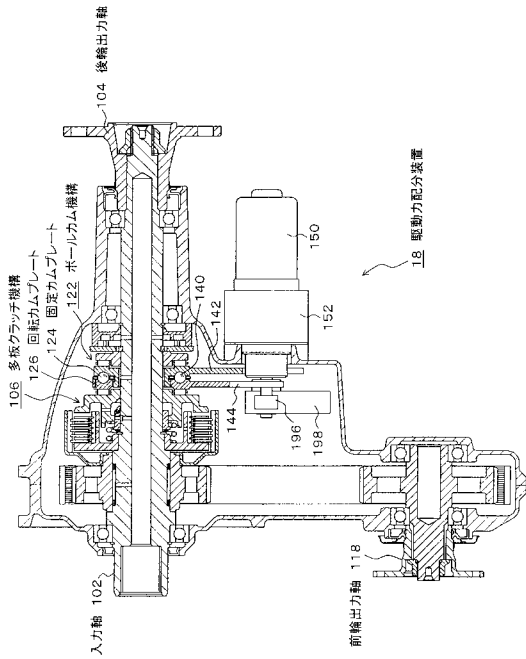
【図 11】



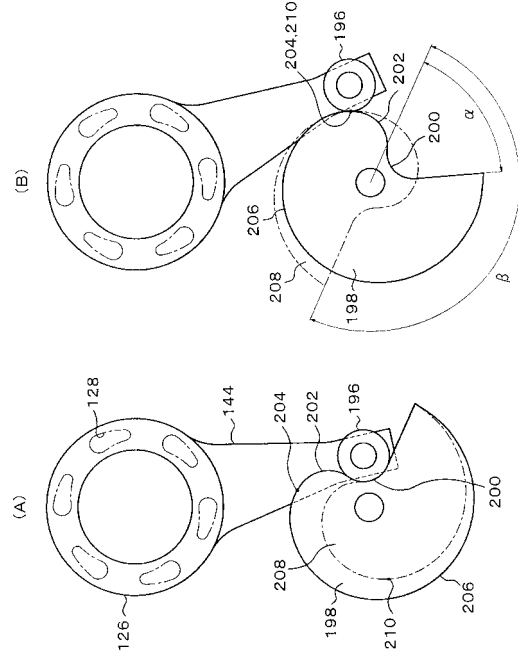
【図 12】



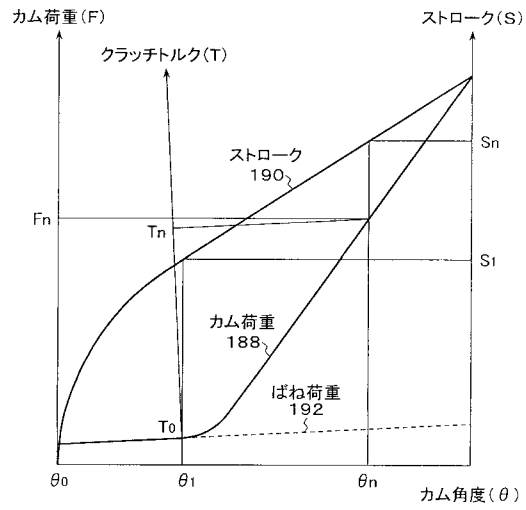
【図13】



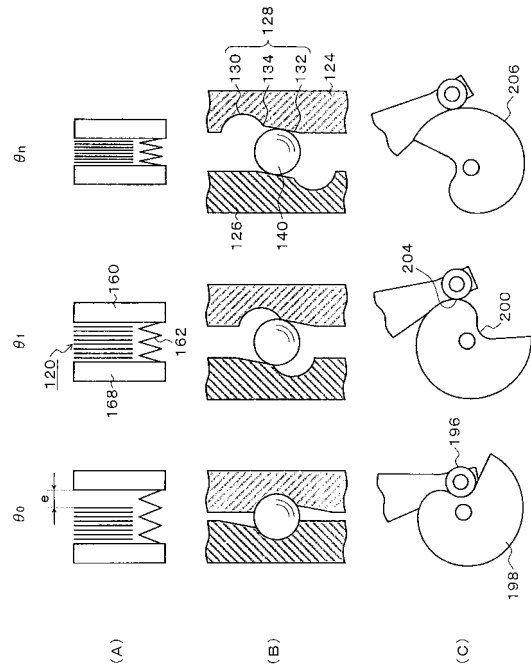
【図14】



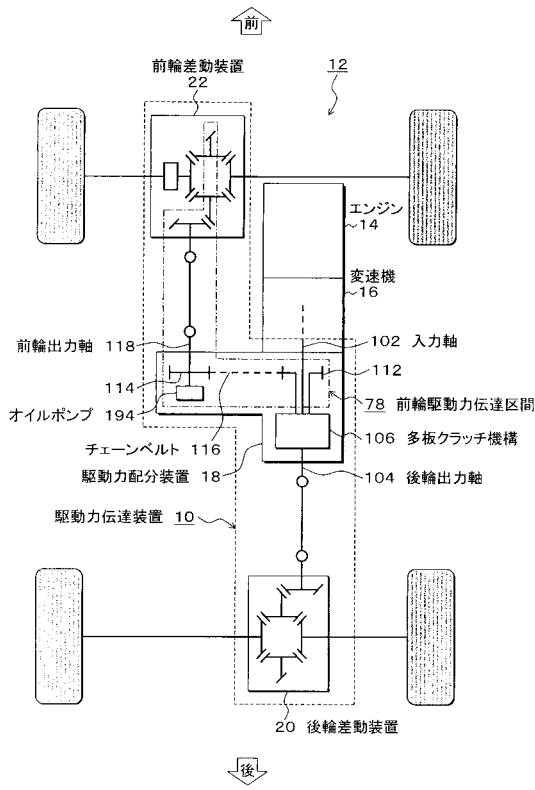
【図15】



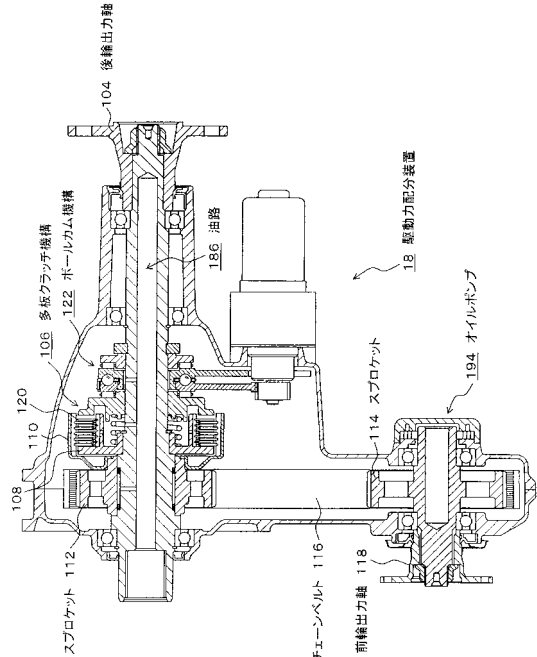
【図16】



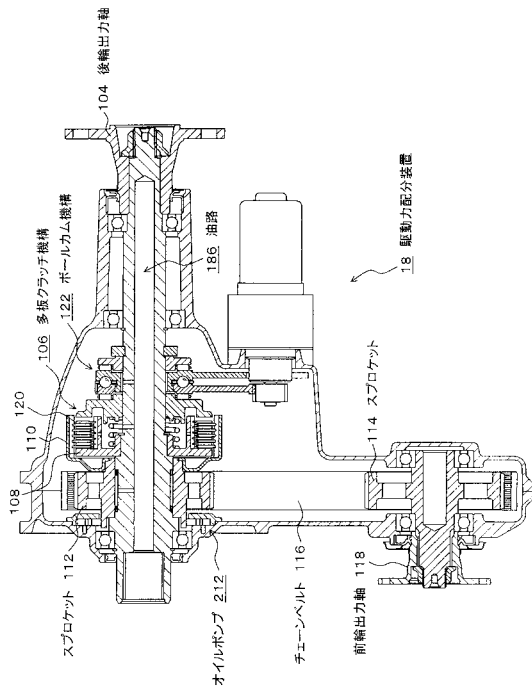
【図 17】



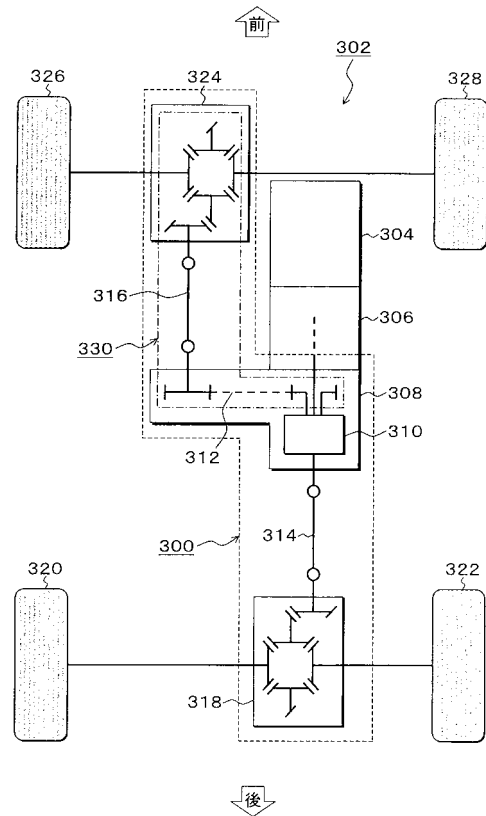
【図 18】




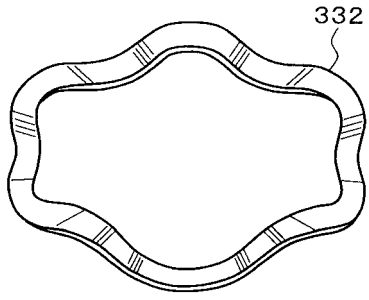
【図 19】



【図 20】



【 2 1】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 1 6 H 25/12 (2006.01) F 1 6 H 25/12 C

(56)参考文献 特開2001-287560(JP,A)
特開2003-127687(JP,A)
特開2008-007113(JP,A)
特開2008-014423(JP,A)
特開2003-013996(JP,A)
特開2007-176329(JP,A)
特開2004-108575(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B 6 0 K 1 7 / 3 4 - 1 7 / 3 6 ,
F 1 6 D 1 3 / 5 2 , 1 3 / 7 4 , 1 3 / 7 5 , 1 5 / 0 0 ,
F 1 6 H 2 5 / 1 2