

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6473091号
(P6473091)

(45) 発行日 平成31年2月20日(2019.2.20)

(24) 登録日 平成31年2月1日(2019.2.1)

(51) Int.Cl.	F 1
B 6 2 D 11/08 (2006.01)	B 6 2 D 11/08 J
B 6 2 D 11/10 (2006.01)	B 6 2 D 11/08 G
	B 6 2 D 11/08 D
	B 6 2 D 11/10

請求項の数 5 (全 37 頁)

(21) 出願番号	特願2016-22543 (P2016-22543)	(73) 特許権者	000006781
(22) 出願日	平成28年2月9日(2016.2.9)		ヤンマー株式会社
(65) 公開番号	特開2017-140893 (P2017-140893A)		大阪府大阪市北区茶屋町1番32号
(43) 公開日	平成29年8月17日(2017.8.17)	(74) 代理人	100134751
審査請求日	平成30年2月1日(2018.2.1)		弁理士 渡辺 隆一
		(72) 発明者	岩村 圭将
			大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤン マー株式会社内
		審査官	鈴木 敏史

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 作業車両

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

走行機体に搭載するエンジンと、第一無段変速装置を有する直進系伝動経路と、第二無段変速装置を有する旋回系伝動経路を備え、前記直進系伝動経路の出力と前記旋回系伝動経路の出力を合成して左右の走行部を駆動する作業車両において、

前記直進系伝動経路の出力と前記旋回系伝動経路の出力とを連動的に制御する制御部と、前記直進系伝動経路からの動力伝達を継断する動力継断機構とを備えており、

前記制御部は、前記動力継断機構により前記直進系伝動経路からの動力伝達が遮断された場合、前記旋回系伝動経路の出力を制限して、前記左右の走行部による相互の逆転動作を禁止することを特徴とする作業車両。

【請求項2】

前記直進系伝動経路の出力を指定する変速用操作具と、前記直進系伝動経路の出力を検出する検出器とを備え、

前記制御部は、前記変速用操作具からの指令値及び前記検出器からの実測値を択一的に選択して前記旋回系伝動経路の出力を設定するものであって、前記動力継断機構により前記直進系伝動経路からの動力伝達が遮断された場合、前記検出器からの実測値に基づいて、前記旋回系伝動経路の出力を設定することを特徴とする請求項1に記載の作業車両。

【請求項3】

前記制御部は、前記動力継断機構により前記直進系伝動経路からの動力伝達が遮断されている際、前記走行部の一方の進行方向が前記走行機体の進行方向と逆方向となることを

認識したとき、前記検出器からの実測値に乗算する係数を制限することで前記旋回系伝動経路の出力を制限することを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の作業車両。

【請求項 4】

回転操作可能な操縦ハンドルを備え、

前記制御部は、前記動力継断機構により前記直進系伝動経路からの動力伝達が遮断されている際、前記操縦ハンドルの操舵角が所定角を超えたとき、前記検出器からの実測値に乗算する係数を制限することで前記旋回系伝動経路の出力を制限することを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の作業車両。

【請求項 5】

前記制御部が、前記直進系伝動経路の出力を制御する第 1 制御部と、前記旋回系伝動経路の出力を制御する第 2 制御部とで構成されており、前記第 1 制御部で設定された前記直進系伝動経路の出力を前記第 2 制御部が受けることで、前記旋回系伝動経路の出力を設定することを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれか一項に記載の作業車両。

10

【発明の詳細な説明】

20

【技術分野】

【0001】

本願発明は、例えばトラクタやコンバイン等の農作業機やクレーン車やバックホー等の特殊作業機のような作業車両に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、トラクタ、コンバインといった農作業車やクローラクレーンなどの建設機械といった作業車両の中には、エンジンからの動力が伝達される 2 つの油圧式無段変速機 (HST) を備えており、2 つの油圧式無段変速機それぞれからエンジン出力に基づき直進動力と旋回動力を出力させるものがある。本願出願人は以前に、2 つの油圧式無段変速機それぞれから出力させた直進動力と旋回動力を左右の遊星ギヤ機構で合成させることで旋回可能とした作業車両を、特許文献 1 において提案している。

30

【0003】

また、従来の作業車両の中には、エンジンから動力伝達されるミッションケースに、油圧式無段変速機よりも伝達効率の高い油圧機械式変速機 (HMT) を備えたものがある。本願出願人は以前に、油圧ポンプの入力軸と油圧モータの出力軸とが同心状に位置するように油圧ポンプと油圧モータとを直列に配置した直列型 (インライン型) の油圧機械式変速機を、特許文献 2 において提案している。

【0004】

直列型の油圧機械式変速機では、エンジンから動力伝達される入力軸に、出力軸を相対回転可能に被嵌している。更に、入力軸には、油圧ポンプとシリンダブロックと油圧モータとを被嵌している。シリンダブロックは単独で油圧ポンプ用と油圧モータ用とを兼ねていて、油圧モータから出力軸に動力伝達される。このため、直列型の油圧機械式変速機では、一般的な油圧機械式変速機とは異なり、遊星ギヤ機構を介在させずに油圧による変速動力とエンジンの動力とを合成して出力でき、高い動力伝達効率を得られるという利点を有している。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献 1】特開 2002 - 059753 号公報

50

【特許文献2】特開2005-083497号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

ところで、特許文献2における油圧機械式変速機を中型又は大型の作業車両に搭載するには、油圧機械式変速機の高出力化を図る必要がある。油圧機械式変速機の高出力化のためには、例えば油圧機械式変速機を大容量化することが挙げられる。しかし、単に油圧機械式変速機を大容量化しただけでは、油圧機械式変速機自体が大型化して製造コストが嵩むだけでなく、動力伝達効率（特に低負荷域での効率）が犠牲になるという問題があった。

10

【0007】

また、特許文献1における機構を大型の作業車両に搭載する場合においても、油圧式無段変速機の高出力化に伴って機構が大型化するため、作業車両重量が嵩むだけでなく、動力伝達効率が油圧機械式変速機に比べて低いことから、直進方向の変速域（主変速域）が制限されてしまう。更に、作業車両が信地旋回を実行した際に、左右の走行部が地面から受ける摩擦力が互いに逆方向となるため、信地旋回を長時間継続するなど、オペレータの予期せぬ動作となる場合がある。

【0008】

そして、走行動作を制御するコントローラは、主変速、前後進、旋回それぞれの操作具からの信号を統合して、2つの油圧式無段変速機の斜板角度を制御する必要があり、複雑な制御フローをコントローラで実行しなければならない。そのため、コントローラは、走行動作の制御フローにおける演算負荷が高くなることから、オペレータの操作性に違和感を生じることがある。

20

【課題を解決するための手段】

【0009】

本願発明は、上記のような現状を検討して改善を施した作業車両を提供することを技術的課題としている。

【0010】

本願発明の作業車両は、走行機体に搭載するエンジンと、第一無段変速装置を有する直進系伝動経路と、第二無段変速装置を有する旋回系伝動経路を備え、前記直進系伝動経路の出力と前記旋回系伝動経路の出力を合成して左右の走行部を駆動する作業車両において、前記直進系伝動経路の出力と前記旋回系伝動経路の出力とを連動的に制御する制御部と、前記直進系伝動経路からの動力伝達を継断する動力継断機構とを備えており、前記制御部は、前記動力継断機構により前記直進系伝動経路からの動力伝達が遮断された場合、前記旋回系伝動経路の出力を制限して、前記左右の走行部による相互の逆転動作を禁止するものである。

30

【0011】

上記作業車両において、前記直進系伝動経路の出力を指定する変速用操作具と、前記直進系伝動経路の出力を検出する検出器とを備え、前記制御部は、前記変速用操作具からの指令値及び前記検出器からの実測値を択一的に選択して前記旋回系伝動経路の出力を設定するものであって、前記動力継断機構により前記直進系伝動経路からの動力伝達が遮断された場合、前記検出器からの実測値に基づいて、前記旋回系伝動経路の出力を設定するものとしてもよい。

40

【0012】

上記作業車両において、前記制御部は、前記動力継断機構により前記直進系伝動経路からの動力伝達が遮断されている際、前記走行部の一方の進行方向が前記走行機体の進行方向と逆方向となることを認識したとき、前記検出器からの実測値に乗算する係数を制限することで前記旋回系伝動経路の出力を制限するものとしてもよい。

【0013】

上記作業車両において、回転操作可能な操縦ハンドルを備え、前記制御部は、前記動力

50

継断機構により前記直進系伝動経路からの動力伝達が遮断されている際、前記操縦ハンドルの操舵角が所定角を超えたとき、前記検出器からの実測値に乘算する係数を制限することで前記旋回系伝動経路の出力を制限するものとしてもよい。

【0014】

上記作業車両において、前記制御部が、前記直進系伝動経路の出力を制御する第1制御部と、前記旋回系伝動経路の出力を制御する第2制御部とで構成されており、前記第1制御部で設定された前記直進系伝動経路の出力を前記第2制御部が受けることで、前記旋回系伝動経路の出力を設定するものとしてもよい。

【発明の効果】

【0015】

本願発明によると、動力継断機構により直進系伝動経路からの動力伝達が遮断された場合、左右の走行部による相互の逆転動作を禁止するため、直進系伝動経路が慣性で動作している際に、旋回系伝動経路からの差動出力が制限される。従って、直進系伝動経路の出力側に制動作用が作用していない場合であっても、走行機体の走行状態に最適な旋回系伝動経路の出力を常に設定することができる。これにより、直進系伝動経路の出力側に制動作用が作用していない場合に、走行機体が連続して信地旋回を実行することを防止するとともに、走行部に対する地面からの摩擦力などの反力による制動作用を作用させて、安全に走行できる。

【0016】

本願発明によると、変速用操作具からの指令値及び検出器からの実測値を択一的に選択して旋回系伝動経路の出力を設定するように構成することで、走行機体の走行状態に最適な旋回系伝動経路の出力を常に設定することができる。従って、オペレータは、走行機体の旋回時においても安定して操縦することができ、その操縦性を向上させるとともに、安定した運転動作を実行できる。

【0017】

本願発明によると、動力継断機構が切れているときには、実測値にて旋回系伝動経路の出力を設定するため、変速用操作具に基づく指令値と実測値とが大きく異なる場合でも、現状の走行機体の走行状態に応じた旋回中心及び旋回半径で旋回できる。従って、オペレータは違和感なく走行機体を操作でき、オペレータに円滑な操縦性を寄与できる。また、オペレータは、走行機体の旋回時においても安定して操縦することができ、その操縦性を向上させるとともに、安定した運転動作を実行できる。

【0018】

本願発明によると、操縦ハンドルの切れ角に基づいて旋回時の左右の走行部の速度比を決定するものとするので、操縦ハンドルの操作量に合わせて走行機体を旋回させることができ、操作性の向上に寄与できる。また、直進系伝動経路の出力と旋回系伝動経路の出力とを連動させることから、旋回時の車速がオペレータの操縦感覚に近いものとなるだけでなく、走行機体の挙動が安定化できる。

【0019】

本願発明によると、第1及び第2制御部それぞれで分散して制御できるため、それぞれの演算量を低減でき、応答性の良い走行制御を実行できる。第2制御部においては、第1制御部からの出力を受けて、旋回系伝動経路の出力を設定するため、その演算が複雑化することなく、より円滑に走行制御が実行されることとなる。

【図面の簡単な説明】

【0020】

【図1】トラクタの左側面図である。

【図2】トラクタの右側面図である。

【図3】トラクタの平面図である。

【図4】走行機体の右側面図である。

【図5】走行機体の左側面図である。

【図6】走行機体の平面図である。

10

20

30

40

50

【図 7】操縦座席部の平面説明図である。

【図 8】操縦ハンドル周辺の構成を示す斜視図である。

【図 9】ブレーキ機構とブレーキペダルの連結構造を示す斜視図である。

【図 10】油圧機械式変速機の作動油吐出量と車速との関係を示す説明図である。

【図 11】トラクタの動力伝達系統のスケルトン図である。

【図 12】トラクタの油圧回路図である。

【図 13】トラクタの制御系統の構成を示すブロック図である。

【図 14】トラクタの走行制御系統の構成を示すブロック説明図である。

【図 15】減速率テーブル及び旋回 / 直進比テーブルに記憶されたパラメータの関係を示す説明図である。

10

【図 16】トラクタの走行制御動作を示すフロー図である。

【図 17】スピントーンモードにおける操縦ハンドルの操舵角とトラクタの車速との関係を示す説明図である。

【図 18】ブレーキターンモードにおける操縦ハンドルの操舵角とトラクタの車速との関係を示す説明図である。

【図 19】緩旋回ターンモードにおける操縦ハンドルの操舵角とトラクタの車速との関係を示す説明図である。

【図 20】旋回目標値の設定動作を示すフロー図である。

【図 21】操向感度設定制御の動作を示すフロー図である。

【図 22】操向感度設定制御に基づいて設定される減速率と旋回 / 直進比の関係を示す図である。

20

【図 23】旋回目標値の設定動作の別例（第 2 例）を示すフロー図である。

【図 24】旋回目標値の設定動作の別例（第 3 例）を示すフロー図である。

【発明を実施するための形態】

【0021】

以下に、本願発明を具体化した実施形態について、農作業用トラクタを図面に基づき説明する。図 1 ~ 図 6 に示す如く、トラクタ 1 の走行機体 2 は、走行部としての左右一対の走行クローラ 3 で支持されている。走行機体 2 の前部にディーゼルエンジン 5（以下、単にエンジンという）を搭載し、走行クローラ 3 をエンジン 5 で駆動することによって、トラクタ 1 が前後進走行するように構成されている。エンジン 5 はボンネット 6 にて覆われている。走行機体 2 の上面にはキャビン 7 が設置される。該キャビン 7 の内部には、操縦座席 8 と、走行クローラ 3 を操向操作する操縦ハンドル 9 とが配置されている。キャビン 7 の左右外側には、オペレータが乗降するステップ 10 が設けられている。キャビン 7 の左右側方下側に、エンジン 5 に燃料を供給する燃料タンク 11 が設けられており、燃料タンク 11 は左右のリヤフェンダー 21 によって覆われている。キャビン 7 の左側方には、燃料タンク 11 前方に電力供給するバッテリー 817 が設けられており、燃料タンク 11 と共に左のリヤフェンダー 21 によって覆われている。

30

【0022】

走行機体 2 は、前バンパー 12 及び旋回用ミッションケース（ドライブアクスル）13 を有するエンジンフレーム 14 と、エンジンフレーム 14 の後部に着脱自在に固定した左右の機体フレーム 15 とにより構成されている。旋回用ミッションケース 13 の左右両端側から外向きに、車軸 16 を回転可能に突出させており、車軸 16 を覆う車軸ケース 90 を旋回用ミッションケース 13 の左右両側面に設けている。旋回用ミッションケース 13 の左右両端側に車軸 16 を介して駆動スプロケット 62 を取り付けられている。機体フレーム 15 の後部は、エンジン 5 からの回転動力を適宜変速して駆動スプロケット 62 に伝達するための直進用ミッションケース 17 と連結している。

40

【0023】

図 1 ~ 図 4 に示す如く、走行機体 2 の下面側に左右のトラックフレーム 61 を配置する。トラックフレーム 61 は前後方向に延設されて左右一対設けられて、エンジンフレーム 14 及び機体フレーム 15 の両外側に位置している。左右のトラックフレーム 61 は左右

50

方向に延設するロアフレーム 67 によりエンジンフレーム 14 及び機体フレーム 15 と連結される。左右のトラックフレーム 61 それぞれの前端は、旋回用ミッションケース 13 の左右両側面に設けた車軸ケース 90 と連結している。左右のトラックフレーム 61 それぞれの外側には、オペレータが乗降するステップ 10a が設けられている。

【0024】

ロアフレーム 67 の左右中央部は、連結ブラケット 72 を介して、エンジンフレーム 14 の後部側面に固設されている。左右のトラックフレーム 61 の前後中途部分に、左右方向に延設させた梁フレーム 68 の左右両端が連結されている。また、梁フレーム 68 の中央は、前後方向に設けた補強フレーム 70 を介してロアフレーム 67 中央と連結されている。左右のトラックフレーム 61 後部で内方向に突設したリヤビーム 73 を、直進用ミ

10

【0025】

トラックフレーム 61 には、走行クローラ 3 にエンジン 5 の動力を伝える駆動スプロケット 62 と、走行クローラ 3 のテンションを維持するテンションローラ 63 と、走行クローラ 3 の接地側を接地状態に保持する複数のトラックローラ 64 と、走行クローラ 3 の非接地側を保持する中間ローラ 65 とを設けている。駆動スプロケット 62 によって走行クローラ 3 の前側を支持し、テンションローラ 63 によって走行クローラ 3 の後側を支持し、トラックローラ 64 によって走行クローラ 3 の接地側を支持し、中間ローラ 65 によ

20

【0026】

また、トラクタ 1 の前部にはフロントドーザ 80 を装着可能に構成している。左右一対のドーザブラケット 81 が、エンジンフレーム 14 の前部側面と車軸ケース 90 とロアフレーム 67 に固定されており、フロントドーザ 80 の平面視 U 字状 (コ字状) の支持アーム 83 が左右のドーザブラケット 81 の外側 (機外側) に着脱可能に枢支される。左右ドーザブラケット 81 は、前端内側 (機内側) が左右エンジンフレーム 14 側面に連結されており、後端下側がロアフレーム 67 中途部の上面に連結されており、中途部が車軸

30

【0027】

直進用ミッションケース 17 の後部には、例えばロータリ耕耘機などの対地作業機 (図示省略) を昇降動させる油圧式昇降機構 22 を着脱可能に取付けている。前記対地作業機は、左右一対のロワーリンク 23 及びトップリンク 24 からなる 3 点リンク機構 111 を介して直進用ミッションケース 17 の後部に連結される。直進用ミッションケース 17 の後側面には、ロータリ耕耘機等の作業機に PTO 駆動力を伝達するための PTO 軸 25 を後ろ向きに突設している。

40

【0028】

図 4 ~ 図 6 に示す如く、エンジン 5 の後側面から後ろ向きに突設するエンジン 5 の出力軸 (ピストンロッド) 5a 後端には、フライホイール 26 を直結するように取付けている。両端に自在軸継手を有する動力伝達軸 29 を介して、フライホイール 26 から後ろ向きに突出した主動軸 27 と、直進用ミッションケース 17 前面側から前向きに突出した入力カウンタ軸 28 とを連結している。直進用ミッションケース 17 の前面下部から前向きに突出した直進用出力軸 30 には、両端に自在軸継手を有する動力伝達軸 31 を介して、旋回用ミッションケース 13 から後向きに突出した直進用入力カウンタ軸 508 を連結している。エンジン 5 の前側面から前向きに突設するエンジン 5 の出力軸 (ピストンロッド) 5a 前端には、両端に自在軸継手を有する動力伝達軸 711 を介して、旋回用ミ

50

ス 1 3 から後ろ向きに突出した旋回用入力カウンタ軸 7 1 2 を連結している。

【 0 0 2 9 】

図 1 ~ 図 6 に示すように、油圧式昇降機構 2 2 は、作業部ポジションダイヤル 5 1 等の操作にて作動制御する左右の油圧リフトシリンダ 1 1 7 と、直進用ミッションケース 1 7 の上面蓋体にリフト支点軸を介して基端側を回動可能に軸支する左右のリフトアーム 1 2 0 と、左右のロワーリンク 2 3 に左右のリフトアーム 1 2 0 を連結させる左右のリフトロッド 1 2 1 を有している。右のリフトロッド 1 2 1 の一部を油圧制御用の水平シリンダ 1 2 2 にて形成し、右のリフトロッド 1 2 1 の長さを水平シリンダ 1 2 2 にて伸縮調節可能に構成している。トップリンク 2 4 と左右のロワーリンク 2 3 に対地作業機を支持した状態下で、水平シリンダ 1 2 2 のピストンを伸縮させて、右のリフトロッド 1 2 1 の長さを

10

【 0 0 3 0 】

次に、図 7 ~ 図 9 等を参照しながら、キャビン 7 内部の構造を説明する。キャビン 7 内における操縦座席 8 の前方にステアリングコラム 3 2 を配置している。ステアリングコラム 3 2 は、キャビン 7 内部の前面側に配置したダッシュボード 3 3 の背面側に埋設するような状態で立設している。ステアリングコラム 3 2 上面から上向きに突出したハンドル軸 9 2 1 の上端側に、平面視略丸型の操縦ハンドル 9 を取り付けしている。そして、ステアリングコラム 3 2 内のハンドル軸 9 2 1 下端に、操縦ハンドル 9 の操舵角度を検出する操舵角センサ 8 2 1 を備えた操舵角（ハンドル切れ角）検出機構 8 8 0 を連結している。

【 0 0 3 1 】

20

ステアリングコラム 3 2 の右側には、走行機体 2 を制動操作するためのブレーキペダル 3 5 を配置している。ステアリングコラム 3 2 の左側には、走行機体 2 の進行方向を前進と後進とに切り換え操作するための前後進切換レバー 3 6（リバーサレバー）と、動力継断用の油圧クラッチ 5 3 7, 5 3 9, 5 4 1 を遮断操作するためのクラッチペダル 3 7 とを配置している。ステアリングコラム 3 2 の背面側には、ブレーキペダル 3 5 を踏み込み位置に保持するための駐車ブレーキレバー 4 3 が配置されている。

【 0 0 3 2 】

ステアリングコラム 3 2 の左側で前後進切換レバー 3 6 の下方には、前後進切換レバー 3 6 に沿って延びる誤操作防止体 3 8（リバーサガード）を配置している。接触防止具である誤操作防止体 3 8 を前後進切換レバー 3 6 下方に配置することによって、トラクタ 1

30

に乗降する際に、オペレータが前後進切換レバー 3 6 に不用意に接触するのを防止している。ダッシュボード 3 3 の背面上部側には、液晶パネルを内蔵した操作表示盤 3 9 を設けている。

【 0 0 3 3 】

キャビン 7 内にある操縦座席 8 前方の床板 4 0 においてステアリングコラム 3 2 の右側には、エンジン 5 の回転速度または車速などを制御するアクセルペダル 4 1 を配置している。なお、床板 4 0 上面の略全体は平坦面に形成している。操縦座席 8 を挟んで左右両側にはサイドコラム 4 2 を配置している。操縦座席 8 と左サイドコラム 4 2 との間には、トラクタ 1 の走行速度（車速）を強制的に大幅に低減させる超低速レバー 4 4（クリープレバー）と、直進用ミッションケース 1 7 内の走行副変速ギヤ機構の出力範囲を切換えるための副変速レバー 4 5 と、P T O 軸 2 5 の駆動速度を切換え操作するための P T O 変速レバー 4 6 とを配置している。

40

【 0 0 3 4 】

操縦座席 8 と右サイドコラム 4 2 との間には、操縦座席 8 に着座したオペレータの腕や肘を載せるためのアームレスト 4 9 を設けている。アームレスト 4 9 は、操縦座席 8 とは別体に構成すると共に、トラクタ 1 の走行速度を増減速させる主変速レバー 5 0 と、ロータリ耕耘機といった対地作業機の高さ位置を手動で変更調節するダイヤル式の作業部ポジションダイヤル 5 1（昇降ダイヤル）とを備えている。なお、アームレスト 4 9 は、後端下部を支点として複数段階に跳ね上げ回動可能な構成になっている。また、本実施形態においては、主変速レバー 5 0 を前傾操作したとき、走行機体 2 の車速が増加する一方、主

50

変速レバー 50 を後傾操作したとき、走行機体 2 の車速が低下する。更に、アームレスト 49 は、主変速レバー 50 の前後傾動を検出するポテンシオメータ（可変抵抗器）型の主変速センサ 822（図 13 参照）を備える。

【0035】

右サイドコラム 42 には、前側から順に、タッチパネル機能を有してトラクタ 1 各部への指令操作が可能な操作用モニタ 55 と、エンジン 5 の回転速度を設定保持するスロットルレバー 52 と、PTO 軸 25 からロータリ耕耘機等の作業機への動力伝達を継断操作する PTO クラッチスイッチ 53 と、直進用ミッションケース 17 の上面側に配置する油圧外部取出バルブ 430 を切換操作するための複数の油圧操作レバー 54（SCV レバー）と、リヤハウジング 74 前面に配置する複動バルブ機構 431 を切換操作するための単複動切換スイッチ 56 を配置している。ここで、油圧外部取出バルブ 430 は、トラクタ 1 に後付けされるフロントローダといった別の作業機の油圧機器に作動油を供給制御するためのものである。複動バルブ機構 431 は、直進用ミッションケース 17 の上面側に配置する昇降バルブ機構 652 とともに動作することで油圧リフトシリンダ 117 を複動式で作動させるためのものである。

【0036】

次に、主として図 8 及び図 9 を参照しながら、ブレーキペダル 35 とブレーキ機構 751 との関係について説明する。ステアリングコラム 32 前方において、ブレーキペダル軸 755 を軸支するブレーキペダル支持ブラケット 916 がボード支持板（エアカットプレート）901 背面（操縦座席 8 側）に固定されている。ブレーキペダル軸 755 にはブレーキペダル 35 の基端ボス部 35a を被嵌しており、ブレーキペダル 35 の基端ボス部 35a をブレーキペダル軸 755 と一体回転するように連結している。

【0037】

ブレーキペダル軸 755 の両端部には、前向きに突出するペダル軸アーム 756 を固着しており、ペダル軸アーム 756 はブレーキペダル軸 755 と共に回転する。なお、ブレーキペダル軸 755 には、クラッチペダル 37 の基端ボス部も回転可能に被嵌している。そして、ブレーキペダル軸 755 の左右両端それぞれに、クラッチ位置センサ 829（図 13 参照）及びブレーキ位置センサ 828 を固定している。また、ブレーキペダル 35 のペダルアーム 35b に対向する位置にブレーキスイッチ 851 を配置する一方、クラッチペダル 37 のペダルアーム 37b に対向する位置にクラッチスイッチ 852（図 13 参照）を配置する。

【0038】

ボード支持板（エアカットプレート）901 の左右下部側には、左右一対で横向きのブレーキ操作軸 757 を支持させている。左のブレーキ操作軸 757 には、旋回用ミッションケース 13 内のブレーキ機構 751 の制動アーム 752 と連結するリンクボス体 758 を回転可能に被嵌している。リンクボス体 758 外周面に突設させたリンクアーム 759 に、左側ペダル軸アーム 756 と連結した上下長手のリンクロッド 762 の下端と、ブレーキ機構 751 の制動動作を段階的なものとする二段階伸縮リンク体 763 の上端とが連結されている。二段階伸縮リンク体 763 の下端が、ブレーキロッド 766 後端のリンクアーム 767 の先端と連結している。ブレーキロッド 766 は、エンジンフレーム 14 に固定されたリンク支持ブラケット 764、765 に支持されるとともに前後方向に延設されている。そして、ブレーキロッド 766 前端のリンクアーム 768 が、連結プレート 753 を介して、旋回用ミッションケース 13 内のブレーキ機構 751 の制動アーム 752 と連結している。

【0039】

すなわち、ブレーキペダル軸 755 左端は、リンクロッド 762、二段階伸縮リンク体 763、及びブレーキロッド 766 を介して、ブレーキ機構 751 の制動アーム 752 と連結している。従って、ブレーキペダル 35 の踏み込みに従って、ブレーキペダル軸 755 が回転することで、制動アーム 752 を回転させることができ、ブレーキ機構 751 による制動動作を実行できる。このとき、二段階伸縮リンク体 763 が作用することで、走

10

20

30

40

50

行速度を調整する踏み込み量が少ない時（ブレーキ機構 751 の遊び領域）に比べて、急ブレーキをかける踏み込み量が多い時（ブレーキ機構 751 による制動領域）には、ブレーキペダル 35 への踏力が大きくなる。

【0040】

右のブレーキ操作軸 757 には、リンクアーム 761 を有するリンクボス体 760 を回転可能に被嵌している。右側ペダル軸アーム 756 に、ブレーキペダル 35 への踏み込みを段階的なものとする二段階伸縮リンク体 769 の上端が連結され、リンクボス体 760 外周面に突設させたリンクアーム 761 に、二段階伸縮リンク体 769 の下端が連結されている。ブレーキペダル 35 の踏み込みに従って、ブレーキ操作軸 757 を回転させたとき、二段階伸縮リンク体 769 が作用することで、走行速度を調整する踏み込み量が少ない時（ブレーキ機構 751 の遊び領域）に比べて、急ブレーキをかける踏み込み量が多い時（ブレーキ機構 751 による制動領域）には、ブレーキペダル 35 への踏力が大きくなる。

10

【0041】

駐車ブレーキレバー 43 は、駐車ブレーキアーム 770 を介して係止部材 771 の一端と連結している。側面視弓形の係止部材 771 は、ブレーキペダル支持ブラケット 916 に軸止されている。ブレーキペダル 35 のペダルアーム 35b の左側面には、係止部材 771 の係止爪に係合させる係止板 775 を設けている。これにより、ブレーキペダル 35 を踏み込んだ状態で駐車ブレーキレバー 43 を操作することで、係止部材 771 を係止板 775 に係止させて、トラクタ 1 の制動状態（駐車状態）を維持させる。

20

【0042】

次に、主として図 4～図 6、図 10、及び図 11 を参照しながら、直進用ミッションケース 17 及び旋回用ミッションケース 13 の内部構造とトラクタ 1 の動力伝達システムについて説明する。直進用ミッションケース 17 の前室内には、直進用の油圧機械式無段変速機 500 と、後述する前後進切換機構 501 を経由した回転動力を変速する機械式のクリープ変速ギヤ機構 502 及び走行副変速ギヤ機構 503 とを配置している。直進用ミッションケース 17 の中間室内には、油圧機械式無段変速機 500 からの回転動力を正転又は逆転方向に切り換える前後進切換機構 501 を配置している。直進用ミッションケース 17 の後室内には、エンジン 5 からの回転動力を適宜変速して P T O 軸 25 に伝達する P T O 変速機構 505 を配置している。クリープ変速ギヤ機構 502 及び走行副変速ギヤ機構 503 は、前後進切換機構 501 経由の変速出力を多段変速する走行変速ギヤ機構に相当するものである。直進用ミッションケース 17 の右外面前部には、エンジン 5 の回転動力で駆動する作業機用油圧ポンプ 481 及び走行用油圧ポンプ 482 を収容したポンプケース 480 を取り付けている。

30

【0043】

エンジン 5 の後側面から後ろ向きに突設するエンジン 5 の出力軸 5a にはフライホイール 26 を直結している。フライホイール 26 から後ろ向きに突出した主動軸 27 に、両端に自在軸継手を有する動力伝達軸 29 を介して、直進用ミッションケース 17 前面側から前向きに突出した入力カウンタ軸 28 を連結している。エンジン 5 の回転動力は、主動軸 27 及び動力伝達軸 29 を経由して直進用ミッションケース 17 の入力カウンタ軸 28 に伝達され、油圧機械式無段変速機 500 とクリープ変速ギヤ機構 502 又は走行副変速ギヤ機構 503 とによって適宜変速される。クリープ変速ギヤ機構 502 又は走行副変速ギヤ機構 503 を経由した変速動力は、直進用出力軸 30、動力伝達軸 31 及び直進用入力カウンタ軸 508 を介して、旋回用ミッションケース 13 内のギヤ機構に伝達される。

40

【0044】

直進用の油圧機械式無段変速機（HMT）500 は、主変速入力軸 511 に主変速出力軸 512 を同心状に配置し且つ油圧ポンプ部 521 とシリンダブロックと油圧モータ部 522 とを直列状に配置した直列型（インライン型）のものである。入力カウンタ軸 28 の後端側には主変速入力ギヤ 513 を相対回転不能に被嵌している。主変速入力軸 511 の後端側には、主変速入力ギヤ 513 に常時噛み合う入力伝達ギヤ 514 を固着している。

50

従って、入力カウンタ軸 2 8 の回転動力は、主変速入力ギヤ 5 1 3、入力伝達ギヤ 5 1 4 及び主変速入力軸 5 1 1 を介して油圧機械式無段変速機 5 0 0 に伝達される。主変速出力軸 5 1 2 には、走行出力用として、主変速高速ギヤ 5 1 6、主変速逆転ギヤ 5 1 7 及び主変速低速ギヤ 5 1 5 を相対回転不能に被嵌している。主変速入力軸 5 1 1 の入力側と主変速出力軸 5 1 2 の出力側とは、同一側（油圧機械式無段変速機 5 0 0 から見ていずれも後方側）に位置している。

【 0 0 4 5 】

油圧機械式無段変速機 5 0 0 は、可変容量形の油圧ポンプ部 5 2 1 と、当該油圧ポンプ部 5 2 1 から吐出する高圧の作動油によって作動する定容量形の油圧モータ部 5 2 2 とを備えている。油圧ポンプ部 5 2 1 には、主変速入力軸 5 1 1 の軸線に対して傾斜角を変更可能して作動油供給量を調節するポンプ斜板 5 2 3 を設けている。ポンプ斜板 5 2 3 には、主変速入力軸 5 1 1 の軸線に対するポンプ斜板 5 2 3 の傾斜角を変更調節する主変速油圧シリンダ 5 2 4 を連動連結している。実施形態では、油圧機械式無段変速機 5 0 0 に主変速油圧シリンダ 5 2 4 を組み付けていて、一つの部材としてユニット化している。

10

【 0 0 4 6 】

主変速レバー 5 0 の操作量に比例して主変速油圧シリンダ 5 2 4 を駆動させると、これに伴い主変速入力軸 5 1 1 の軸線に対するポンプ斜板 5 2 3 の傾斜角が変更される。実施形態のポンプ斜板 5 2 3 は、傾斜略ゼロ（ゼロを含むその前後）の中立角度を挟んで一方（正）の最大傾斜角度と他方（負）の最大傾斜角度との間の範囲で角度調節可能であり、且つ、走行機体 2 の車速が最低のときにいずれか一方に傾斜した角度（この場合は負で且つ最大付近の傾斜角度）に設定している。

20

【 0 0 4 7 】

ポンプ斜板 5 2 3 の傾斜角が略ゼロ（中立角度）のときは、油圧ポンプ部 5 2 1 では入力側プランジャ群が押し引きされない。シリンダブロックが主変速入力軸 5 1 1 と同一方向且つ略同一回転速度で回転するものの、油圧ポンプ部 5 2 1 からの作動油供給がないため、シリンダブロックの出力側プランジャ群ひいては油圧モータ部 5 2 2 が駆動せず、主変速入力軸 5 1 1 と略同一回転速度にて主変速出力軸 5 1 2 が回転する。

【 0 0 4 8 】

次に、前後進切換機構 5 0 1 を介して実行する前進と後進との切換構造について説明する。入力カウンタ軸 2 8 の後部側に、前進高速ギヤ機構である遊星ギヤ機構 5 2 6 と、前進低速ギヤ機構である低速ギヤ対 5 2 5 とを配置している。遊星ギヤ機構 5 2 6 は、入力カウンタ軸 2 8 に回転可能に軸支した入力側伝動ギヤ 5 2 9 と一体的に回転するサンギヤ 5 3 1、複数の遊星ギヤ 5 3 3 を同一半径上に回転可能に軸支したキャリア 5 3 2、並びに内周面に内歯を有するリングギヤ 5 3 4 を備えている。サンギヤ 5 3 1 及びリングギヤ 5 3 4 は入力カウンタ軸 2 8 に回転可能に被嵌している。キャリア 5 3 2 は入力カウンタ軸 2 8 に相対回転不能に被嵌している。サンギヤ 5 3 1 はキャリア 5 3 2 の各遊星ギヤ 5 3 3 と半径内側から噛み合っている。また、リングギヤ 5 3 4 の内歯は各遊星ギヤ 5 3 3 と半径外側から噛み合っている。入力カウンタ軸 2 8 には、リングギヤ 5 3 4 と一体回転する出力側伝動ギヤ 5 3 0 も回転可能に軸支している。低速ギヤ対 5 2 5 を構成する入力側低速ギヤ 5 2 7 と出力側低速ギヤ 5 2 8 とは一体構造になっていて、入力カウンタ軸 2 8 のうち遊星ギヤ機構 5 2 6 と主変速入力ギヤ 5 1 3 との間に回転可能に軸支している。

30

40

【 0 0 4 9 】

直進用ミッションケース 1 7 には、入力カウンタ軸 2 8、主変速入力軸 5 1 1 及び主変速出力軸 5 1 2 と平行状に延びる走行中継軸 5 3 5 並びに走行伝動軸 5 3 6 を配置している。伝達軸としての走行中継軸 5 3 5 に前後進切換機構 5 0 1 を設けている。すなわち、走行中継軸 5 3 5 には、湿式多板型の前進高速油圧クラッチ 5 3 9 で連結される前進高速ギヤ 5 4 0 と、湿式多板型の後進油圧クラッチ 5 4 1 で連結される後進ギヤ 5 4 2 と、湿式多板型の前進低速油圧クラッチ 5 3 7 で連結される前進低速ギヤ 5 3 8 とを被嵌している。走行中継軸 5 3 5 のうち前進高速油圧クラッチ 5 3 9 と後進ギヤ 5 4 2 との間には、走行中継ギヤ 5 4 3 を相対回転不能に被嵌している。走行伝動軸 5 3 6 には、走行中継ギ

50

ヤ543と常時噛み合う走行伝動ギヤ544を相対回転不能に被嵌している。主変速出力軸512の主変速低速ギヤ515が入力カウンタ軸28側にある低速ギヤ対525の入力側低速ギヤ527と常時噛み合い、出力側低速ギヤ528が前進低速ギヤ538と常時噛み合っている。主変速出力軸512の主変速高速ギヤ516が入力カウンタ軸28側にある遊星ギヤ機構526の入力側伝動ギヤ529と常時噛み合い、出力側伝動ギヤ530が前進高速ギヤ540と常時噛み合っている。主変速出力軸512の主変速逆転ギヤ517が後進ギヤ542と常時噛み合っている。

【0050】

前後進切換レバー36を前進側に操作すると、前進低速油圧クラッチ537又は前進高速油圧クラッチ539が動力接続状態となり、前進低速ギヤ538又は前進高速ギヤ540と走行中継軸535とが相対回転不能に連結される。その結果、主変速出力軸512から低速ギヤ対525又は遊星ギヤ機構526を介して走行中継軸535に、前進低速又は前進高速の回転動力が伝達され、走行中継軸535から走行伝動軸536に動力伝達される。前後進切換レバー36を後進側に操作すると、後進油圧クラッチ541が動力接続状態となり、後進ギヤ542と走行中継軸535とが相対回転不能に連結される。その結果、主変速出力軸512から主変速逆転ギヤ517及び後進ギヤ542を介して走行中継軸535に、後進の回転動力が伝達され、走行中継軸535から走行伝動軸536に動力伝達される。

10

【0051】

なお、前後進切換レバー36の前進側操作によって、前進低速油圧クラッチ537及び前進高速油圧クラッチ539のどちらが動力接続状態になるかは、主変速レバー50の操作量に応じて決定される。また、前後進切換レバー36が中立位置のときは、全ての油圧クラッチ537、539、541がいずれも動力切断状態となり、主変速出力軸512からの走行駆動力が略ゼロ（主クラッチ切りの状態）になる。ここで、図10は、油圧機械式無段変速機500の作動油吐出量（ポンプ斜板523の傾斜角度）とトラクタ1の車速との関係を示している。実施形態において、前後進切換レバー36の操作状態に拘らず主変速レバー50を中立操作した場合は、主変速油圧シリンダ524の駆動によってポンプ斜板523が負で且つ最大付近の傾斜角度（逆転傾斜角）となり（白抜き丸印参照）、主変速出力軸512や走行中継軸535は最低速回転状態（略ゼロ）になる。ひいてはトラクタ1の車速が略ゼロになる。

20

30

【0052】

前後進切換レバー36を前進側に操作した状態で主変速レバー50を中立から中間速度まで増速側に操作した場合は、主変速油圧シリンダ524の駆動によってポンプ斜板523が負で且つ最大付近の傾斜角度（逆転傾斜角）からゼロを介して正で且つ最大付近の傾斜角度（正転傾斜角）まで変化し（白抜き四角印参照）、油圧モータ部522から主変速出力軸512への変速動力を略ゼロから高速まで増速させる。このとき、前進低速油圧クラッチ537が動力接続状態となり、前進低速ギヤ538又は前進高速ギヤ540と走行中継軸535とが相対回転不能に連結される。その結果、主変速出力軸512から低速ギヤ対525を介して走行中継軸535に、前進低速の回転動力が伝達され、主変速出力軸512への増速動力によって走行中継軸535が最低速回転状態から前進中間速回転状態まで変化する（前進低速域FL参照）。そして、走行中継軸535から走行伝動軸536に動力伝達される。

40

【0053】

前後進切換レバー36を前進側に操作した状態で主変速レバー50を中間速から最高速度まで増速側に操作した場合は、主変速油圧シリンダ524の駆動によって正で且つ最大付近の傾斜角度（正転傾斜角）からゼロを介して負で且つ最大付近の傾斜角度（逆転傾斜角）まで変化し、ポンプ斜板523が油圧モータ部522から主変速出力軸512への変速動力を高速から略ゼロまで減速させる。このとき、前進高速油圧クラッチ539が動力接続状態となり、前進高速ギヤ540と走行中継軸535とが相対回転不能に連結される。その結果、主変速出力軸512から遊星ギヤ機構526を介して走行中継軸535に

50

、前進高速の回転動力が伝達される。すなわち、遊星ギヤ機構 5 2 6 においてエンジン 5 からの動力と主変速出力軸 5 1 2 への減速動力とが合成されてから、当該合成動力によって走行中継軸 5 3 5 が前進中間速回転状態から前進最高速回転状態まで変化する（前進高速域 F H 参照）。そして、走行中継軸 5 3 5 から走行伝動軸 5 3 6 に動力伝達される。走行機体 2 は最高速となる。

【 0 0 5 4 】

前後進切換レバー 3 6 を後進側に操作した状態で主変速レバー 5 0 を中立から増速側に操作した場合は、主変速油圧シリンダ 5 2 4 の駆動によってポンプ斜板 5 2 3 が負で且つ最大付近の傾斜角度（逆転傾斜角）からゼロを介して正で且つ最大付近の傾斜角度（正転傾斜角）まで変化し、油圧モータ部 5 2 2 から主変速出力軸 5 1 2 への変速動力を略ゼロから高速まで増速させる。このとき、後進油圧クラッチ 5 4 1 が動力接続状態となり、後進ギヤ 5 4 2 と走行中継軸 5 3 5 とが相対回転不能に連結される。その結果、主変速出力軸 5 1 2 から主変速逆転ギヤ 5 1 7 及び後進ギヤ 5 4 2 を介して走行中継軸 5 3 5 に、後進の回転動力が伝達され、主変速出力軸 5 1 2 への増速動力によって走行中継軸 5 3 5 が最低速回転状態から後進高速回転状態まで変化する（後進域 R 参照）。そして、走行中継軸 5 3 5 から走行伝動軸 5 3 6 に動力伝達される。

10

【 0 0 5 5 】

次に、走行変速ギヤ機構であるクリープ変速ギヤ機構 5 0 2 及び走行副変速ギヤ機構 5 0 3 を介して実行する超低速と低速と高速との切換構造について説明する。直進用ミッションケース 1 7 内には、前後進切換機構 5 0 1 を経由した回転動力を変速する機械式のクリープ変速ギヤ機構 5 0 2 及び走行副変速ギヤ機構 5 0 3 と、走行伝動軸 5 3 6 と同軸状に延びる走行カウンタ軸 5 4 5 と、走行カウンタ軸 5 4 5 と平行状に延びる副変速軸 5 4 6 とを配置している。

20

【 0 0 5 6 】

走行カウンタ軸 5 4 5 の後部側には伝達ギヤ 5 4 7 とクリープギヤ 5 4 8 とを設けている。伝達ギヤ 5 4 7 は、走行カウンタ軸 5 4 5 に回転可能に被嵌すると共に、走行伝動軸 5 3 6 に一体回転するように連結している。クリープギヤ 5 4 8 は走行カウンタ軸 5 4 5 に回転可能に被嵌している。走行カウンタ軸 5 4 5 のうち伝達ギヤ 5 4 7 とクリープギヤ 5 4 8 との間には、クリープシフト 5 4 9 を相対回転不能で且つ軸線方向にスライド可能にスプライン嵌合させている。超低速レバー 4 4 を入り切り操作することによって、クリープシフト 5 4 9 がスライド移動して、伝達ギヤ 5 4 7 及びクリープギヤ 5 4 8 が走行カウンタ軸 5 4 5 に択一的に連結される。副変速軸 5 4 6 のうち前室内の箇所には、減速ギヤ対 5 5 0 を回転可能に被嵌している。減速ギヤ対 5 5 0 を構成する入力側減速ギヤ 5 5 1 と出力側減速ギヤ 5 5 2 とは一体構造になっていて、走行カウンタ軸 5 4 5 の伝達ギヤ 5 4 7 が副変速軸 5 4 6 の入力側減速ギヤ 5 5 1 に常時噛み合い、クリープギヤ 5 4 8 が出力側減速ギヤ 5 5 2 に常時噛み合っている。

30

【 0 0 5 7 】

走行カウンタ軸 5 4 5 の前部側には低速中継ギヤ 5 5 3 と高速中継ギヤ 5 5 4 とを設けている。低速中継ギヤ 5 5 3 は走行カウンタ軸 5 4 5 に固着している。高速中継ギヤ 5 5 4 は走行カウンタ軸 5 4 5 に相対回転不能に被嵌している。副変速軸 5 4 6 のうち減速ギヤ対 5 5 0 よりも前部側には、低速中継ギヤ 5 5 3 に噛み合う低速ギヤ 5 5 5 と、高速中継ギヤ 5 5 4 に噛み合う高速ギヤ 5 5 6 とを回転可能に被嵌している。副変速軸 5 4 6 のうち低速ギヤ 5 5 5 と高速ギヤ 5 5 6 との間には、副変速シフト 5 5 7 を相対回転不能で且つ軸線方向にスライド可能にスプライン嵌合させている。副変速レバー 4 5 を操作することによって、副変速シフト 5 5 7 がスライド移動して、低速ギヤ 5 5 5 及び高速ギヤ 5 5 6 が副変速軸 5 4 6 に択一的に連結される。なお、低速ギヤ 5 5 5 と高速ギヤ 5 5 6 との中間位置が、低速ギヤ 5 5 5 及び高速ギヤ 5 5 6 と副変速シフト 5 5 7 とを非連結とする副変速中立位置となる。

40

【 0 0 5 8 】

更に、走行カウンタ軸 5 4 5 や副変速軸 5 4 6 と平行状に延びる直進用中継軸 5 6 8 及

50

び直進用出力軸 30 を配置している。副変速軸 546 の前端側に相対回転不能に被嵌した主動ギヤ 569 に、直進用中継軸 568 に相対回転不能に被嵌した従動ギヤ 570 を常時噛み合わせている。直進用中継軸 568 の後端側に相対回転不能に被嵌した直進用中継ギヤ 582 に、直進用出力軸 30 に相対回転不能に被嵌した直進用出力ギヤ 583 を常時噛み合わせている。

【0059】

副変速軸 546 の主動ギヤ 569 と、直進用中継軸 568 の従動ギヤ 570 及び直進用中継ギヤ 582 と、直進用出力軸 30 の直進用出力ギヤ 583 とが、副変速軸 456 の回転を直進用出力軸 30 に動力伝達させる直進用出力ギヤ機構 509 を構成している。直進用出力ギヤ機構 509 に、直進用ピックアップ回転センサ（直進車速センサ）823 を設けて、直進用ピックアップ回転センサ 823 によって、直進出力の回転数（直進車速）を検出するように構成している。例えば、直進用中継ギヤ 582 に直進用ピックアップ回転センサ 823 を対向させて配置し、直進用中継ギヤ 582 の回転数により、直進出力の回転数（直進車速）を検出する。

10

【0060】

実施形態では、超低速レバー 44 を入り操作すると共に副変速レバー 45 を低速側に操作すると、クリープギヤ 548 が走行カウンタ軸 545 に相対回転不能に連結されると共に、低速ギヤ 555 が副変速軸 546 に相対回転不能に連結され、直進用出力軸 30 より超低速の走行駆動力が旋回用ミッションケース 13 に向けて出力される。超低速レバー 44 を切り操作すると共に副変速レバー 45 を低速側に操作すると、伝達ギヤ 547 が走行カウンタ軸 545 に相対回転不能に連結されると共に、低速ギヤ 555 が副変速軸 546 に相対回転不能に連結され、直進用出力軸 30 より超低速の走行駆動力が旋回用ミッションケース 13 に向けて出力される。超低速レバー 44 を切り操作すると共に副変速レバー 45 を高速側に操作すると、伝達ギヤ 547 が走行カウンタ軸 545 に相対回転不能に連結されると共に、高速ギヤ 556 が副変速軸 546 に相対回転不能に連結され、直進用出力軸 30 より高速の走行駆動力が旋回用ミッションケース 13 に向けて出力される。また、副変速レバー 45 を中立位置に操作すると、副変速軸 546 と低速ギヤ 555 及び高速ギヤ 556 それぞれとが非連結となり、走行伝動軸 536 からの動力が走行副変速ギヤ機構 503 で遮断される。

20

【0061】

旋回用ミッションケース 13 から後ろ向きに突出する直進用入力カウンタ軸 508 と、直進用ミッションケース 17 の前面下部から前向きに突出する直進用出力軸 30 とを、動力伝達軸 31 によって連結している。旋回用ミッションケース 13 は、エンジン 5 からの回転動力を適宜変速する旋回用の油圧式無段変速機（HST）701 と、油圧式無段変速機 701 からの出力回転を左右の走行クローラ 3（駆動スプロケット 62）に伝達する差動ギヤ機構 702 と、差動ギヤ機構 702 からの回転動力と直進用ミッションケース 17 からの回転動力とを合成する左右一対の遊星ギヤ機構 703 とを備える。

30

【0062】

油圧式無段変速機 701 は、1 対の油圧ポンプ部 704 及び油圧モータ部 705 を並列に配置しており、ポンプ軸 706 に伝達された動力にて、油圧ポンプ部 704 から油圧モータ部 705 に向けて作動油が適宜送り込まれる。なお、ポンプ軸 706 には、油圧ポンプ部 704 及び油圧モータ部 705 に作動油を供給するためのチャージポンプ 707 が取付けられている。旋回用油圧式無段変速機 701 は、油圧ポンプ部 704 におけるポンプ斜板 708 の傾斜角度を変更調節して、油圧モータ部 705 への作動油の吐出方向及び吐出量を変更することにより、油圧モータ 705 から突出したモータ軸 709 の回転方向及び回転数を任意に調節するように構成されている。

40

【0063】

旋回用ミッションケース 13 は、旋回用入力カウンタ軸 712 を油圧ポンプ部 704 のポンプ軸 706 と平行に配置しており、旋回用入力カウンタ軸 712 に旋回用入力ギヤ 713 を相対回転不能に被嵌している。旋回用入力カウンタ軸 712 とポンプ軸 706 の間

50

には、旋回用中継軸 7 1 4 を旋回用入力カウンタ軸 7 1 2 及びポンプ軸 7 0 6 と平行に配置しており、旋回用入力ギヤ 7 1 3 と常時噛み合わせた旋回用中継ギヤ 7 1 5 を旋回用中継軸 7 1 4 に対して相対回転不能に被嵌している。ポンプ軸 7 0 6 には、旋回用中継ギヤ 7 1 5 と常時噛み合わせたポンプ入力ギヤ 7 1 0 を相対回転不能に被嵌しており、旋回用入力カウンタ軸 7 1 2 に伝達されたエンジン 5 からの回転動力が、旋回用中継軸 7 1 4 を介してポンプ軸 7 0 6 に伝達される。

【 0 0 6 4 】

旋回用ミッションケース 1 3 内において、モータ軸 7 0 9 後端に相対回転不能に被嵌させたピニオンギヤ 7 1 6 の両側に左右一対のサイドギヤ 7 1 7 を噛み合わせたベベルギヤ機構にて、差動ギヤ機構 7 0 2 を構成している。また、差動ギヤ機構 7 0 2 は、一端にサイドギヤ 7 1 7 を相対回転不能に被嵌させた左右一対の旋回用出力軸 7 1 8 を左右側方に向けて延設している。左右一対の旋回用出力軸 7 1 8 それぞれの他端に、左右一対の遊星ギヤ機構 7 0 3 に動力伝達させる旋回出力ギヤ 7 1 9 を、相対回転不能に被嵌させている。

10

【 0 0 6 5 】

モータ軸 7 0 9 から出力される油圧モータ部 7 0 5 からの回転動力（旋回回転動力）は、差動ギヤ機構 7 0 2 により、正逆回転動力に分岐して左右一対の旋回用出力軸 7 1 8 を介して、左右一対の遊星ギヤ機構 7 0 3 に伝達される。すなわち、差動ギヤ機構 7 0 2 において、左サイドギヤ 7 1 7 を被嵌させた左旋回用出力軸 7 1 8 を介して逆転回転動力として、左遊星ギヤ機構 7 0 3 に伝達される一方、右サイドギヤ 7 1 7 を被嵌させた右旋回用出力軸 7 1 8 を介して正転回転動力として、右遊星ギヤ機構 7 0 3 に伝達される。

20

【 0 0 6 6 】

旋回用油圧式無段変速機 7 0 1 の油圧モータ部 7 0 5 に、旋回用ピックアップ回転センサ（旋回車速センサ）8 2 4 を設けて、旋回用ピックアップ回転センサ 8 2 4 によって、旋回出力の回転数（旋回車速）を検出するように構成している。例えば、モータ軸 7 0 9 上に旋回用パルス発生回転輪体を設け、旋回用パルス発生回転輪体に旋回用ピックアップ回転センサ 8 2 4 を対向させて配置し、旋回用パルス発生回転輪体の回転数により、直進出力の回転数（旋回車速）を検出する。

【 0 0 6 7 】

旋回用ミッションケース 1 3 内において、直進用ミッションケース 1 7 からの回転動力が伝達される直進用入力カウンタ軸 5 0 8 上に、ブレーキペダル 3 5 の動作にあわせて連動するブレーキ機構 7 5 1 を設けている。そして、直進用入力カウンタ軸 5 0 8 前端に、直進用入力ギヤ 7 2 0 を相対回転不能に被嵌させている。また、直進用中継軸 7 2 1 を直進用入力カウンタ軸 5 0 8 と平行に配置しており、直進用入力ギヤ 7 2 0 と常時噛み合わせた直進用中継ギヤ 7 2 2 を直進用中継軸 7 2 1 に対して相対回転不能に被嵌している。

30

【 0 0 6 8 】

直進用中継軸 7 2 1 後端に相対回転不能に被嵌させたピニオンギヤ 7 2 3 にリングギヤ 7 2 4 を噛み合わせたベベルギヤ機構を設けており、左右に延設させた直進用出力軸 7 2 5 にリングギヤ 7 2 4 を相対回転不能に被嵌させている。直進用出力軸 7 2 5 の両端がそれぞれ、左右一対の遊星ギヤ機構 7 0 3 それぞれと連結している。直進用入力カウンタ軸 5 0 8 に入力される直進用ミッションケース 1 7 からの回転動力（直進回転動力）は、直進用出力軸 7 2 5 を介して、左右一対の遊星ギヤ機構 7 0 3 に伝達される。また、ブレーキペダル 3 5 の操作に応じてブレーキ機構 7 5 1 が制動作用することで、直進用出力軸 7 2 5 の回転動力を減衰又は停止させる。

40

【 0 0 6 9 】

左右各遊星ギヤ機構 7 0 3 は、1 つのサンギヤ 7 2 6 と、サンギヤ 7 2 6 に噛み合わせる複数の遊星ギヤ 7 2 7 と、旋回出力ギヤ 7 1 9 に噛み合わせたリングギヤ 7 2 8 と、複数の遊星ギヤ 7 2 7 を同一円周上に回転可能に配置するキャリア 7 2 9 とをそれぞれ備えている。左右の遊星ギヤ機構 7 0 3 のキャリア 7 2 9 は、同一軸線上において適宜間隔を設けて相対向させて配置されている。左右の各サンギヤ 7 2 6 は、中途部にリングギヤ 7 2 4 を被嵌させた直進用出力軸 7 2 5 の両端に固着している。

50

【 0 0 7 0 】

左右の各リングギヤ728は、直進用出力軸725に回転可能に被嵌しているとともに、その外周面の外歯を左右の各旋回出力ギヤ719に噛合させて、旋回用出力軸718と連結している。リングギヤ728に固定されたキャリア729は、遊星ギヤ727を回転可能に軸支している。左右の各キャリア729が、左右の各差動出力軸730に回転可能に被嵌している。また、左右の各遊星ギヤ727と一体回転する左右の各出力側伝動ギヤ731は、左右の各差動出力軸730に対して回転不能に被嵌している左右の差動入力ギヤ732に噛合している。左右の差動出力軸730が、中継ギヤ733, 734を介して左右の中継軸735と連結しており、左右の中継軸735が、ファイナルギヤ736, 737を介して左右の車軸16に連結している。

10

【 0 0 7 1 】

左右の各遊星ギヤ機構703は、直進用中継軸721及び直進用出力軸725を介して、直進用ミッションケース17からの回転動力を受けて、サンギヤ726を同方向の同一回転数にて回転させる。即ち、左右のサンギヤ726は、直進用ミッションケース17からの回転動力を直進回転として受け、遊星ギヤ727及び出力側伝道ギヤ731を介して、差動出力軸730に伝達する。従って、直進用ミッションケース17から左右の遊星ギヤ機構703に伝達された回転動力は、左右の車軸16から各駆動スプロケット62に同方向の同一回転数にて伝達され、左右の走行クローラ3を同方向の同一回転数にて駆動して、走行機体2を直進(前進、後退)移動させる。

【 0 0 7 2 】

一方、左右の各遊星ギヤ機構703は、差動ギヤ機構702及び旋回用出力軸718を介して、油圧モータ部705からの回転動力を受けて、リングギヤ728を同一回転数にて互いに逆方向で回転させる。即ち、左右のリングギヤ728は、油圧モータ部705からの回転動力を旋回回転として受け、キャリア729によりサンギヤ726からの直進回転に旋回回転を重畳させ、遊星ギヤ727及び出力側伝道ギヤ731を回転させる。これにより、左右の差動出力軸730の一方には、遊星ギヤ727及び出力側伝道ギヤ731を介して、直進回転に旋回回転を加算させた回転動力が伝達され、左右の差動出力軸730の他方には、遊星ギヤ727及び出力側伝道ギヤ731を介して、直進回転に旋回回転を減算させた回転動力が伝達される。

20

【 0 0 7 3 】

直進用入力カウンタ軸508及びモータ軸709からの変速出力は、左右の各遊星ギヤ機構703を経由して、左右の走行クローラ3の駆動スプロケット62にそれぞれ伝達され、走行機体2の車速(走行速度)及び進行方向が決定される。すなわち、油圧式無段変速機701の油圧モータ部705を停止させて左右リングギヤ728を静止固定させた状態で、直進用ミッションケース17からの回転動力が直進用入力カウンタ軸508に入力されると、直進用入力カウンタ軸508の回転が左右サンギヤ726に左右同一回転数で伝達され、左右の走行クローラ3が同方向の同一回転数にて駆動され、走行機体2が直進走行する。

30

【 0 0 7 4 】

逆に、直進用ミッションケース17の直進用出力軸30による回転が停止して左右サンギヤ726が静止固定した状態で、油圧式無段変速機701の油圧モータ部705を駆動させると、モータ軸709からの回転動力にて、左のリングギヤ728が正回転(逆回転)し、右のリングギヤ728は逆回転(正回転)する。その結果、左右の走行クローラ3の駆動スプロケット62のうち、一方が前進回転し、他方が後退回転し、走行機体2はその場で方向転換(信地旋回スピターン)される。

40

【 0 0 7 5 】

また、直進用ミッションケース17からの直進回転によって左右サンギヤ726を駆動しながら、油圧式無段変速機701の油圧モータ部705の旋回回転によって左右リングギヤ728を駆動することによって、左右の走行クローラ3の速度に差が生じ、走行機体2は前進又は後退しながら信地旋回半径より大きい旋回半径で左又は右に旋回(Uターン

50

)する。このときの旋回半径は左右の走行クローラ3の速度差に応じて決定される。

【0076】

次に、PTO変速機構505を介して実行するPTO軸25の駆動速度の切換構造（正転三段及び逆転一段）について説明する。直進用ミッションケース17には、エンジン5からの動力をPTO軸25に伝達するPTO変速機構505を配置している。この場合、主変速入力軸511の後端側に、動力伝達継断用のPTO油圧クラッチ590を介して、主変速入力軸511と同軸状に延びるPTO入力軸591を連結している。また、直進用ミッションケース17には、PTO入力軸591と平行状に延びるPTO変速軸592、PTOカウンタ軸593及びPTO軸25を配置している。PTO軸25は直進用ミッションケース17後面から後方に突出している。

10

【0077】

PTOクラッチスイッチ53を動力接続操作すると、PTO油圧クラッチ590が動力接続状態となって、主変速入力軸511とPTO入力軸591とが相対回転不能に連結される。その結果、主変速入力軸511からPTO入力軸591に向かって回転動力が伝達される。PTO入力軸591には、前側から順に、中速入力ギヤ597、低速入力ギヤ595、高速入力ギヤ596及び逆転シフトギヤ598を設けている。中速入力ギヤ597、低速入力ギヤ595及び高速入力ギヤ596は、PTO入力軸591に相対回転不能に被嵌している。逆転シフトギヤ598は、PTO入力軸591に相対回転不能で且つ軸線方向にスライド可能にスプライン嵌合している。

【0078】

20

一方、PTO変速軸592には、中速入力ギヤ597に噛み合うPTO中速ギヤ601、低速入力ギヤ595に噛み合うPTO低速ギヤ599、及び高速入力ギヤ596に噛み合うPTO高速ギヤ600を回転可能に被嵌している。PTO変速軸592には、前後一对のPTO変速シフト602、603を相対回転不能で且つ軸線方向にスライド可能にスプライン嵌合している。第一PTO変速シフト602はPTO中速ギヤ601とPTO低速ギヤ599との間に配置している。第二PTO変速シフト603はPTO高速ギヤ600よりも後端側に配置している。前後一对のPTO変速シフト602、603は、PTO変速レバー46の操作に伴い連動して軸線方向にスライド移動するように構成している。PTO変速軸592のうちPTO低速ギヤ599とPTO高速ギヤ600との間にPTO伝動ギヤ604を固着している。

30

【0079】

PTOカウンタ軸593には、PTO伝動ギヤ604に噛み合うPTOカウンタギヤ605と、PTO軸25に相対回転不能に被嵌したPTO出力ギヤ608に噛み合うPTO中継ギヤ606と、PTO逆転ギヤ607とを相対回転不能に被嵌している。PTO変速レバー46を中立操作した状態で副PTOレバー48を入り操作することによって、逆転シフトギヤ598がスライド移動して、逆転シフトギヤ598とPTOカウンタ軸593のPTO逆転ギヤ607とが噛み合うように構成している。

【0080】

PTO変速レバー46を変速操作すると、前後一对のPTO変速シフト602、603がPTO変速軸592に沿ってスライド移動し、PTO低速ギヤ599、PTO中速ギヤ601、及びPTO高速ギヤ600がPTO変速軸592に択一的に連結される。その結果、低速～高速の各PTO変速出力が、PTO変速軸592からPTO伝動ギヤ604及びPTOカウンタギヤ605を介してPTOカウンタ軸593に伝達され、更に、PTO中継ギヤ606及びPTO出力ギヤ608を介してPTO軸25に伝達される。

40

【0081】

副PTOレバー48を入り操作すると、逆転シフトギヤ598がPTO逆転ギヤ607と噛み合い、PTO入力軸591の回転動力が、逆転シフトギヤ598及びPTO逆転ギヤ607を介してPTOカウンタ軸593に伝達される。そして、逆転のPTO変速出力が、PTOカウンタ軸593からPTO中継ギヤ606及びPTO出力ギヤ608を介してPTO軸25に伝達される。

50

【 0 0 8 2 】

次に、図 1 2 を参照しながら、トラクタ 1 の油圧回路 6 2 0 構造について説明する。トラクタ 1 の油圧回路 6 2 0 は、エンジン 5 の回転動力によって駆動する作業機用油圧ポンプ 4 8 1 及び走行用油圧ポンプ 4 8 2 を備えている。実施形態では、直進用ミッションケース 1 7 が作業油タンクとして利用されていて、直進用ミッションケース 1 7 内の作動油が作業機用油圧ポンプ 4 8 1 及び走行用油圧ポンプ 4 8 2 に供給される。走行用油圧ポンプ 4 8 2 は、直進用の油圧機械式無段変速機 5 0 0 における油圧ポンプ部 5 2 1 と油圧モータ部 5 2 2 とをつなぐ閉ループ油路 6 2 3 に接続している。エンジン 5 の駆動中は、走行用油圧ポンプ 4 8 2 からの作動油が閉ループ油路 6 2 3 に常に補充される。

【 0 0 8 3 】

また、走行用油圧ポンプ 4 8 2 は、油圧機械式無段変速機 5 0 0 の主変速油圧シリンダ 5 2 4 に対する主変速油圧切換弁 6 2 4 と、PTO 油圧クラッチ 5 9 0 に対する PTO クラッチ電磁弁 6 2 7 及びこれによって作動する切換弁 6 2 8 とに接続している。更に、走行用油圧ポンプ 4 8 2 は、前進低速油圧クラッチ 5 3 7 を作動させる前進低速クラッチ電磁弁 6 3 2 と、前進高速油圧クラッチ 5 3 9 を作動させる前進高速クラッチ電磁弁 6 3 3 と、後進油圧クラッチ 5 4 1 を作動させる後進クラッチ電磁弁 6 3 4 と、前記各クラッチ電磁弁 6 3 2 ~ 6 3 4 への作動油供給を制御するマスター制御電磁弁 6 3 5 とに接続している。

【 0 0 8 4 】

また、作業機用油圧ポンプ 4 8 1 が、直進用ミッションケース 1 7 の上面後部側にある油圧式昇降機構 2 2 の上面に積層配置した複数の油圧外部取出バルブ 4 3 0 と、油圧式昇降機構 2 2 における油圧リフトシリンダ 1 1 7 下側への作動油供給を制御する複動制御電磁弁 4 3 2 と右リフトロッド 1 2 1 に設けた水平シリンダ 1 2 2 への作動油供給を制御する傾斜制御電磁弁 6 4 7 と、油圧式昇降機構 2 2 における油圧リフトシリンダ 1 1 7 下側への作動油供給を制御する上昇油圧切換弁 6 4 8 及び下降油圧切換弁 6 4 9 と、上昇油圧切換弁 6 4 8 を切換作動させる上昇制御電磁弁 6 5 0 と、下降油圧切換弁 6 4 9 を作動させる下降制御電磁弁 6 5 1 とに接続している。なお、複動バルブ機構 4 3 1 が、複動制御電磁弁 4 3 2 を含む油圧回路で構成されており、昇降バルブ機構 6 5 2 が、上昇油圧切換弁 6 4 8 及び下降油圧切換弁 6 4 9 と上昇制御電磁弁 6 5 0 及び下降制御電磁弁 6 5 1 による油圧回路で構成される。

【 0 0 8 5 】

傾斜制御電磁弁 6 4 7 を切換駆動させると、水平シリンダ 1 2 2 が伸縮動して、前部側にあるロワーリンクピンを支点にして右側のロワーリンク 2 3 が上下動する。その結果、左右両ロワーリンク 2 3 を介して対地作業機が走行機体 2 に対して左右に傾動して、対地作業機の左右傾斜角度が変化する。複動制御電磁弁 4 3 2 を切換制御することにより、油圧リフトシリンダ 1 1 7 の駆動方式として、単動式又は複動式のいずれかを選択できる。すなわち、単複動切換スイッチ 5 6 の切換動作に従って、複動制御電磁弁 4 3 2 を切り換えることで、油圧リフトシリンダ 1 1 7 の駆動方式が設定される。

【 0 0 8 6 】

油圧リフトシリンダ 1 1 7 を単動式で駆動させる場合、上昇油圧切換弁 6 4 8 又は下降油圧切換弁 6 4 9 を切換作動させると、油圧リフトシリンダ 1 1 7 が伸縮動し、リフトアーム 1 2 0 及び左右両ロワーリンク 2 3 が共に上下動する。その結果、対地作業機が昇降動し、対地作業機の昇降高さ位置が変化する。一方、油圧リフトシリンダ 1 1 7 を複動式で駆動させる場合、上昇油圧切換弁 6 4 8 又は下降油圧切換弁 6 4 9 を切換作動させると同時に複動制御電磁弁 4 3 2 を切換駆動させて、油圧リフトシリンダ 1 1 7 を伸縮動させる。これにより、対地作業機が昇降動させることができるとともに、対地作業機を下降させたときに地面に向かって加圧し、対地作業機を下降位置に保持できる。

【 0 0 8 7 】

また、トラクタ 1 の油圧回路 6 2 0 は、エンジン 5 の回転動力によって駆動するチャージポンプ 7 0 7 を備え、チャージポンプ 7 0 7 が、旋回用の油圧式無段変速機 7 0 1 にお

10

20

30

40

50

ける油圧ポンプ部 704 と油圧モータ部 705 とをつなぐ閉ループ油路 740 に接続している。実施形態では、直進用ミッションケース 17 が作業油タンクとして利用されていて、直進用ミッションケース 17 内の作動油がチャージポンプ 707 に供給される。また、エンジン 5 の駆動中は、チャージポンプ 707 からの作業油が閉ループ油路 740 に常に補充される。トラクタ 1 の油圧回路 620 は、油圧式無段変速機 701 における油圧ポンプ部 704 のポンプ斜板 708 の角度を変更させる旋回油圧シリンダ 741 と、旋回油圧シリンダ 741 に対する旋回油圧切換弁 742 とを備える。

【0088】

トラクタ 1 の油圧回路 620 は、前述の作業機用油圧ポンプ 481 及び走行用油圧ポンプ 482 以外に、エンジン 5 の回転動力で駆動する潤滑油ポンプ 518 も備えている。潤滑油ポンプ 518 には、PTO 油圧クラッチ 590 の潤滑部に作動油（潤滑油）を供給する PTO クラッチ油圧切換弁 641 と、油圧機械式無段変速機 500 を軸支する主変速入力軸 511 の潤滑部と、前進低速油圧クラッチ 537 の潤滑部に作動油（潤滑油）を供給する前進低速クラッチ油圧切換弁 642 と、前進高速油圧クラッチ 539 の潤滑部に作動油（潤滑油）を供給する前進高速クラッチ油圧切換弁 643 と、後進油圧クラッチ 541 の潤滑部に作動油（潤滑油）を供給する後進クラッチ油圧切換弁 644 とに接続している。なお、油圧回路 620 には、リリース弁や流量調整弁、チェック弁、オイルクーラ、オイルフィルタ等を備えている。

【0089】

次に、図 13 ~ 図 16 を参照しながら、トラクタ 1 の走行制御を実行するための構成について説明する。図 13 に示す如く、トラクタ 1 は、エンジン 5 の駆動を制御するエンジンコントローラ 811 と、ダッシュボード 33 搭載の操作表示盤（メータパネル）39 の表示動作を制御するメータコントローラ 812 と、走行機体 2 の速度制御等を行う直進コントローラ 813 及び旋回コントローラ 814 とを備えている。

【0090】

上記コントローラ 811 ~ 814 及び操作用モニタ 55 はそれぞれ、各種演算処理や制御を実行する CPU の他、制御プログラムやデータを記憶させるための ROM、制御プログラムやデータを一時的に記憶させるための RAM、時間計測用のタイマ、及び入出力インターフェース等を備えており、CAN 通信バス 815 を介して相互に通信可能に接続されている。エンジンコントローラ 811 及びメータコントローラ 812 は、電源印加用キースイッチ 816 を介してバッテリー 817 に接続されている。

【0091】

エンジンコントローラ 811 による制御に基づき、エンジン 5 では、燃料タンクの燃料が燃料ポンプによってコモンレールに圧送され、高圧の燃料としてコモンレールに蓄えられる。そして、エンジンコントローラ 811 が、各燃料噴射バルブをそれぞれ開閉制御（電子制御）することで、不図示のコモンレール内の高圧の燃料が、噴射圧力、噴射時期、噴射期間（噴射量）を高精度にコントロールされた上で、各インジェクタ（図示せず）からエンジン 5 の各気筒に噴射される。

【0092】

メータコントローラ 812 の出力側には、メータパネル 39 における液晶パネルや各種警報ランプなどを接続している。そして、メータコントローラ 812 は、メータパネル 39 に各種信号を出力し、警報ランプの点消灯動作及び点滅動作、液晶パネルの表示動作、警報ブザーの発報動作などを制御する。

【0093】

直進コントローラ 813 の入力側には、主変速レバー 50 の操作位置を検出する主変速センサ（主変速ポテンショ）822、直進出力の回転数（直進車速）を検出する直進用ピックアップ回転センサ（直進車速センサ）823、前後進切換レバー 36 の操作位置を検出する前後進センサ（前後進ポテンショ）825、副変速レバー 45 の操作位置を検出する副変速センサ 826、超低速レバー 44 の操作位置を検出するクリープセンサ 827、ブレーキペダル 35 の踏み込み量を検出するブレーキ位置センサ 828、クラッチペダル

10

20

30

40

50

37の踏み込み量検出するクラッチ位置センサ829、ブレーキペダル35の踏み込みを検出するブレーキスイッチ851、クラッチペダル37の踏み込みを検出するクラッチスイッチ852、及び、駐車ブレーキレバー43の操作を検出する駐車ブレーキスイッチ853を接続している。

【0094】

直進コントローラ813の出力側には、前進低速油圧クラッチ537を作動させる前進低速クラッチ電磁弁632、前進高速油圧クラッチ539を作動させる前進高速クラッチ電磁弁633、後進油圧クラッチ541を作動させる後進クラッチ電磁弁634、及び、主変速レバー50の傾動操作量に応じて主変速油圧シリンダ524を作動させる主変速油圧切換弁624を接続している。

10

【0095】

旋回コントローラ814の入力側には、操縦ハンドル9の回動量（操舵角度）を検出する操舵角センサ（操舵ポテンショ）821、及び、旋回出力の回転数（旋回車速）を検出する旋回用ピックアップ回転センサ（旋回車速センサ）824を接続している。一方、旋回コントローラ814の出力側には、操縦ハンドル9の回転操作量に応じて旋回油圧シリンダ741を作動させる旋回油圧切換弁742を接続している。

【0096】

図14に示す如く、直進コントローラ813は、油圧機械式無段変速機（第1無段変速機）500を有する直進系伝動経路の出力を制御する直進走行演算部831と、操縦ハンドル9の操舵角に対する直進車速の減速率を格納した減速率テーブルTAを記憶するメモリ832と、CAN通信バス815と接続する通信インターフェース833とを備える。メモリ832内の減速率テーブルTAは、図15に示す如く、後述する「スピターンモード（第1モード）」、「ブレーキターンモード（第2モード）」、「緩旋回モード（第3モード）」、及び「走行モード（第4モード）」の4モードに対して、操縦ハンドル9の操舵角に対する直進車速の減速率TA1～TA4を記憶している。

20

【0097】

なお、図15に示す減速率テーブルTAは、各モードにおける操縦ハンドル9を右側に回転させたとき（トラクタ1の右旋回時）の減速率を示しているが、操縦ハンドル9を左側に回転させたとき（トラクタ1の左旋回時）の減速率についても同様である。即ち、操縦ハンドル9を左右方向それぞれに回転させたとき（トラクタ1を左右旋回させたとき）、指定されたモードによる減速率を、操縦ハンドル9の中立位置（0°）から回転させた操舵角により減速率テーブルTAから読み取って、直進車速の減速率を設定する。また、減速率は、直進速度に乘算される比率であり、減速率が100%のときは、直進速度は減速されず、減速率が低くなるほど、直進速度が減速される。また、操縦ハンドル9は、操舵角検出機構（ステアリングボックス）880により、中立位置となる0°から左右にe（例えば、250°）以上の回転が規制されている。

30

【0098】

図15に示す如く、減速率テーブルTAは、操縦ハンドル9の操舵角が0°（中立位置）からmi（例えば、15°）であるとき、操縦ハンドル9の中立領域（いわゆる遊びの領域であり、不感帯）とし、各モードの減速率TA1～TA4を100%とする。そして、操縦ハンドル9の操舵角がmiからma（例えば、245°）であるとき、操縦ハンドル9の操作領域とし、スピターンモード、ブレーキターンモード、及び走行モードそれぞれの減速率TA1、TA2、TA4を操舵角に応じて単調減少させる一方、緩旋回モードの減速率TA3を100%で一定とする。すなわち、操舵角miが制御上における中立位置（0°）であり、操舵角maが制御上における最大操舵角となる。このとき、走行モード、ブレーキターンモード、スピターンモードの順で、操舵角に対する減速率の変化率が大きくなっている。また、操縦ハンドル9の操舵角がmaからeであるとき、操縦ハンドル9の最大領域とし、スピターンモード、ブレーキターンモード、及び走行モードにおいては、減速率TA1、TA2、TA4が最小値De1～De3（0 < De1 < De2 < De3 < 100）%となる。

40

50

【 0 0 9 9 】

図 1 4 に示す如く、旋回コントローラ 8 1 4 は、油圧式無段変速機（第 2 無段変速機）7 0 1 を有する旋回系伝動経路の出力を制御する旋回走行演算部 8 4 1 と、操縦ハンドル 9 の操舵角に対する直進車速と旋回車速との旋回 / 直進比を格納した旋回 / 直進比テーブル T B（図 1 7 参照）を記憶するメモリ 8 4 2 と、CAN 通信バス 8 1 5 と接続する通信インターフェース 8 4 3 とを備える。メモリ 8 4 2 内の旋回 / 直進比テーブル T B は、図 1 5 に示す如く、後述する「スピターンモード（第 1 モード）」、「ブレーキターンモード（第 2 モード）」、「緩旋回モード（第 3 モード）」、及び「走行モード（第 4 モード）」の 4 モードに対して、操縦ハンドル 9 の操舵角に対する旋回 / 直進比 T B 1 ~ T B 4 を記憶している。

10

【 0 1 0 0 】

なお、図 1 5 に示す旋回 / 直進比テーブル T B は、各モードにおける操縦ハンドル 9 を右側に回転させたとき（トラクタ 1 の右旋回時）を正とするものとした旋回 / 直進比を示している。また、旋回 / 直進比は、減速率により減速された直進速度に乘算される比率であり、旋回 / 直進比が 0 のときは、旋回速度がなく、左右の走行クローラ 3 がともに同一の直進速度で駆動し、旋回 / 直進比が高くなるほど、旋回速度が大きくなるため、左右の走行クローラ 3 の速度差が大きくなる。以下では、主に、操縦ハンドル 9 を右側に回転させた場合（右旋回時）の旋回 / 直進比について説明するものとし、操縦ハンドル 9 を左側に回転させた場合（左旋回時）の旋回 / 直進比については、括弧書きで補足する。

【 0 1 0 1 】

図 1 5 に示す如く、旋回 / 直進比テーブル T B は、操縦ハンドル 9 の操舵角が $0^\circ \sim m_i$ ($-m_i \sim 0^\circ$) となる中立領域では、各モードの旋回 / 直進比 T B 1 ~ T B 4 を 0 とする。そして、操縦ハンドル 9 の操舵角が $m_i \sim m_a$ ($-m_a \sim -m_i$) となる操縦ハンドル 9 の操作領域では、スピターンモード、ブレーキターンモード、緩旋回モード、及び走行モードそれぞれの旋回 / 直進比 T B 1 ~ T B 4 を操舵角に応じて単調増加させる。このとき、緩旋回モード、走行モード、ブレーキターンモード、スピターンモードの順で、操舵角に対する旋回 / 直進比の変化率が大きくなっている。

20

【 0 1 0 2 】

また、操縦ハンドル 9 の操舵角が $m_a \sim e$ ($-e \sim -m_a$) となる最大領域では、各モードにおいて、旋回 / 直進比が最大値 $R a 1 \sim R a 4$ （最小値 $-R a 1 \sim -R a 4$ ）となる。なお、図 1 5 に示す如く、最大旋回 / 直進比 $R a 1 \sim R a 4$ ($-R a 1 \sim -R a 4$) は、 $0 < R a 1 < R a 2 < R a 3 < R a 4$ ($-R a 4 < -R a 3 < -R a 2 < -R a 1 < 0$) の関係となっており、操縦ハンドル 9 の操舵角を最大領域としたとき、緩旋回モードにおいて最大旋回 / 直進比 $R a 1$ ($-R a 1$) となり、走行モードにおいて最大旋回 / 直進比 $R a 2$ ($-R a 2$) となり、ブレーキターンモードにおいて最大旋回 / 直進比 $R a 3$ ($-R a 3$) となり、スピターンモードにおいて最大旋回 / 直進比 $R a 4$ ($-R a 4$) となる。

30

【 0 1 0 3 】

直進コントローラ 8 1 3 において、図 1 6 に示す如く、直進走行演算部 8 3 1 は、前後進センサ 8 2 5 からの信号を受けて、「前進」「中立」「後進」のいずれが指定されているかを認識し、副変速センサ 8 2 6 及びクリーブセンサ 8 2 7 からの信号を受けて、「高速」「低速」「超低速」「中立」のいずれが指定されているかを認識する（STEP 1）。直進走行演算部 8 3 1 は、主変速センサ 8 2 2 からの信号を受けて、直進状態（操舵角が 0° の状態）における直進車速の目標値（以下、「直進基準目標値」とする。）を算出する（STEP 2）。

40

【 0 1 0 4 】

直進コントローラ 8 1 3 は、旋回コントローラ 8 1 4 を通じて、操舵角センサ 8 2 1 からの信号を通信インターフェース 8 3 3 で受信し、直進走行演算部 8 3 1 に操舵角センサ 8 2 1 からの信号を与える（STEP 3）。直進走行演算部 8 3 1 は、操舵角センサ 8 2 1 からの信号を受けて、操縦ハンドル 9 の操舵角を認識すると、メモリ 8 3 2 内の減速率

50

テーブルT Aを参照して、指定されたモードにおける操縦ハンドル9の操舵角に応じた直進車速の減速率を読み出す(STEP 4)。

【0105】

そして、直進走行演算部831は、主変速センサ822からの信号に基づく直進基準目標値に、読み出した減速率を乗算することにより、操舵角に応じた直進車速の目標値(以下、「直進目標値」とする。)を算出する(STEP 5)。なお、直進基準目標値及び直進目標値における「直進車速」は、エンジン5の回転速度に対する直進用ミッションケース17における走行伝動軸536の回転速度の相対速度とする。

【0106】

直進走行演算部831は、ブレーキ位置センサ828、クラッチ位置センサ829からの信号を受けて、ブレーキペダル35及びクラッチペダル37それぞれの踏み込みの有無を確認する(STEP 6)。そして、直進走行演算部831は、ブレーキペダル35への機体停止操作の有無、クラッチペダル37への操作の有無、前後進切換レバー36又は副変速レバー45が中立位置にあるか否かを確認する(STEP 7)。

【0107】

直進走行演算部831は、機体停止操作があった場合、又は、クラッチペダル37に踏み込み操作がある場合、又は、前後進切換レバー36又は副変速レバー45が中立位置にある場合(STEP 7でYes)、直進用ピックアップ回転センサ823からの信号(以下、「直進実測値」とする)を、通信インターフェース833から旋回コントローラ814に送信する(STEP 8)。その後、直進走行演算部831は、前進の場合は、前進低速クラッチ電磁弁632、前進高速クラッチ電磁弁633、及び、後進クラッチ電磁弁634の動作を制御して、前進低速油圧クラッチ537、前進高速油圧クラッチ539、及び後進油圧クラッチ541を切断する(STEP 9)。

【0108】

一方、直進走行演算部831は、機体停止操作がなく、且つ、クラッチペダル37両方に踏み込み操作がなく、且つ、前後進切換レバー36が前進位置又は後進位置にあり、且つ、副変速レバー45が超低速位置、低速位置又は高速位置のいずれかにある場合(STEP 7でNo)、算出した直進目標値を、通信インターフェース833から旋回コントローラ814に送信する(STEP 10)。その後、直進走行演算部831は、算出した直進目標値に基づき、前進の場合は、前進低速クラッチ電磁弁632、前進高速クラッチ電磁弁633、及び主変速油圧切換弁624の動作を制御する一方、後進の場合は、後進クラッチ電磁弁634、及び主変速油圧切換弁624の動作を制御する(STEP 11)。これにより、全ての油圧クラッチ537、539、541がいずれも動力切断状態となり、主変速出力軸512からの走行駆動力が略ゼロ(主クラッチ切りの状態)になる。

【0109】

すなわち、STEP 11において、直進走行演算部831は、直進実測値(直進用ピックアップ回転センサ823からの信号)と直進目標値とに基づき、直進系伝動経路の出力(直進用出力軸30による回転速度)をフィードバック制御(主変速制御)する。なお、副変速センサ826及びクリープセンサ827からの信号により指定される変速ギヤ比に基づき、直進用ピックアップ回転センサ823からの信号から走行伝動軸536の回転速度を確認し、直進目標値と比較することで、直進系伝動経路の出力を制御する。

【0110】

旋回コントローラ814において、図16に示す如く、旋回走行演算部841は、操舵角センサ821からの信号を受けて、操縦ハンドル9の操舵角を認識する(STEP 51)。旋回走行演算部841は、メモリ842内の旋回/直進比テーブルT Bを参照して、指定されたモードにおける操縦ハンドル9の操舵角に応じた旋回/直進比を読み出す(STEP 52)。

【0111】

また、旋回コントローラ814は、直進コントローラ813を通じて、副変速センサ826及びクリープセンサ827からの信号を通信インターフェース843で受信し、旋回

10

20

30

40

50

走行演算部 8 4 1 に与える (S T E P 5 3)。旋回走行演算部 8 4 1 は、副変速センサ 8 2 6 及びクリープセンサ 8 2 7 からの信号により、副変速として「高速」「低速」「超低速」のいずれが指定されているかを認識する。旋回走行演算部 8 4 1 は、指定された副変速に基づいて旋回 / 直進比の補正値をメモリ 8 4 2 から読み出し、指定された副変速に基づいて旋回 / 直進比を補正する (S T E P 5 4)。

【 0 1 1 2 】

また、旋回コントローラ 8 1 4 は、直進コントローラ 8 1 3 で算出された直進目標値又は直進実測値 (直進用ピックアップ回転センサ 8 2 3 からの信号) を、通信インターフェース 8 4 3 で受信し、旋回走行演算部 8 4 1 に与える (S T E P 5 5)。旋回走行演算部 8 4 1 は、直進目標値又は直進実測値より直進車速を確認し、当該直進車速に補正後の旋回 / 直進比を乗算することで、旋回車速となる旋回目標値を算出する (S T E P 5 6)。なお、旋回目標値における「旋回車速」は、エンジン 5 の回転速度に対する旋回用ミッションケース 1 3 におけるモータ軸 7 0 9 の回転速度の相対速度とする。

10

【 0 1 1 3 】

旋回走行演算部 8 4 1 は、旋回目標値を算出すると、旋回油圧切換弁 7 4 2 の動作を制御する。このとき、旋回走行演算部 8 4 1 は、旋回用ピックアップ回転センサ 8 2 4 からの信号 (以下、「旋回実測値」とする) と旋回目標値とに基づき、旋回系伝動経路の出力 (モータ軸 7 0 9 による回転速度) をフィードバック制御 (旋回制御) する (S T E P 5 7)。

【 0 1 1 4 】

20

直進コントローラ 8 1 3 は、主変速制御を実行している際に、前後進センサ 8 2 5 からの信号が「前進から後進」又は「後進から前進」に切り換えられたとき、前進低速クラッチ電磁弁 6 3 2 及び後進クラッチ電磁弁 6 3 4 を制御して、前進低速油圧クラッチ 5 3 7 及び後進油圧クラッチ 5 4 1 を切り換える。このように、前進低速油圧クラッチ 5 3 7 及び後進油圧クラッチ 5 4 1 を切り換える際、直進コントローラ 8 1 3 は、前進低速油圧クラッチ 5 3 7 及び後進油圧クラッチ 5 4 1 のいずれか一方が必ずつながっているように制御する。

【 0 1 1 5 】

このとき、直進基準目標値 (又は直進目標値) を変化させることで、主変速油圧切換弁 6 2 4 を制御して、主変速出力軸 5 1 2 や走行中継軸 5 3 5 は最低速回転状態にした後に、再び、元の回転数となるように、主変速出力軸 5 1 2 や走行中継軸 5 3 5 の回転数を増速させる。従って、旋回コントローラ 8 1 4 は、直進コントローラ 8 1 3 からの直進目標値を受けることによって、旋回目標値を直進目標値と同様に変化させることができる。これにより、旋回コントローラ 8 1 4 は、走行機体 2 の前進時と後進時で操縦ハンドル 9 の操作に対する旋回系伝動経路の出力 (旋回車速) を逆転させて、オペレータに円滑な操縦性を寄与できる。

30

【 0 1 1 6 】

直進コントローラ 8 1 3 は、主変速制御を実行している際に、前後進センサ 8 2 5 からの信号が「前進」の状態の主変速レバー 5 0 により高速側又は低速側に操作された場合、前進低速クラッチ電磁弁 6 3 2 及び前進高速クラッチ電磁弁 6 3 3 を制御して、前進低速油圧クラッチ 5 3 7 及び前進高速油圧クラッチ 5 3 9 を切り換える。このように、前進低速油圧クラッチ 5 3 7 及び前進高速油圧クラッチ 5 3 9 を切り換える際、直進コントローラ 8 1 3 は、前進低速油圧クラッチ 5 3 7 及び前進高速油圧クラッチ 5 3 9 のいずれか一方が必ずつながっているように制御する。

40

【 0 1 1 7 】

このとき、直進コントローラ 8 1 3 は、直進目標値に合わせて、主変速油圧切換弁 6 2 4 を制御する。また、旋回コントローラ 8 1 4 は、直進コントローラ 8 1 3 からの直進目標値を受けることによって、操縦ハンドル 9 の操作に対する旋回系伝動経路の出力 (旋回車速) を設定させるため、前進低速油圧クラッチ 5 3 7 及び前進高速油圧クラッチ 5 3 9 の切換に影響なく、複雑な演算を行うことなく、直進系伝動経路の出力 (直進車速) に応

50

じた旋回系伝動経路の出力（旋回車速）をできる。

【0118】

直進コントローラ813は、クラッチペダル37等が踏み込まれるなどして、前進低速油圧クラッチ537、前進高速油圧クラッチ539、及び、後進油圧クラッチ541のそれぞれを切った状態に制御する場合、直進実測値（直進用ピックアップ回転センサ823からの信号）を旋回コントローラ814に送信する。そして、旋回コントローラ814は、直進実測値（直進用ピックアップ回転センサ823からの信号）により旋回系伝動経路の出力（旋回車速）を設定する。従って、前進高速油圧クラッチ539、及び、後進油圧クラッチ541の全てが切れており、直進系伝動経路の出力（直進車速）が直進目標値に対応していない場合でも、旋回系伝動経路の出力（旋回車速）を最適に設定できるため、オペレータは違和感なく車両を操作できる。

10

【0119】

直進コントローラ813は、ブレーキペダル35が踏み込まれて、急ブレーキ操作などによる機体停止操作がなされたとき、走行速度（直進車速）が所定速度以上の高速領域では、前進低速油圧クラッチ537、前進高速油圧クラッチ539、及び、後進油圧クラッチ541のそれぞれを切った状態に制御する。このとき、旋回コントローラ814は、直進実測値（直進用ピックアップ回転センサ823からの信号）により旋回系伝動経路の出力（旋回車速）を設定する。従って、ブレーキペダル35操作による制動制御が実行されている際に、直進系伝動経路の出力（直進車速）が直進目標値に対応していない場合でも、旋回系伝動経路の出力（旋回車速）を直進系伝動経路の出力（直進車速）に合わせて減速できるため、オペレータは違和感なく車両を操作できる。

20

【0120】

一方で、ブレーキペダル35に対して機体停止操作がなされた状態であっても、走行速度（直進車速）が所定速度未満の低速領域となる場合は、直進コントローラ813は、車両の前後進に合わせて、前進低速油圧クラッチ537又は後進油圧クラッチ541を繋いだ状態で、油圧機械式無段変速機500のポンプ斜板523が中立状態（0°）となるように直進目標値を設定し、主変速制御（フィードバック制御）を実行する。このとき、旋回コントローラ814は、直進実測値により旋回系伝動経路の出力（旋回車速）を設定するものとしてもよいし、直進目標値により旋回系伝動経路の出力を設定するものとしてもよい。

30

【0121】

旋回コントローラ814は、直進系伝動経路の出力（直進車速）の減速に伴って旋回系伝動経路の出力（旋回車速）を減速させる。そして、操縦ハンドル9が操作された場合、旋回コントローラ814が、旋回系伝動経路の出力（旋回車速）を増速させ、旋回コントローラ814が、直進系伝動経路（直進車速）の出力を減速させて、操縦ハンドル9の切れ角（操舵角）に基づいて旋回時の左右の走行クローラ3の速度比を決定する。

【0122】

また、オペレータは、操作用モニタ55を操作することにより、ハンドル切れ角が大きい場合に旋回内側を逆転させて小回り（スピターン）ができる「スピターンモード（第1モード）」と、スピターンモードに比べて切れが鈍くハンドル切れ角が最大近くとなったときに旋回内側を停止させるブレーキターンまで実行できる「ブレーキターンモード（第2モード）」と、ブレーキターンモードに比べて更に切れが鈍い「緩旋回モード（第3モード）」と、高速車速に対応可能な「走行モード（第4モード）」とを選択できる。なお、超低速レバー44及び副変速レバー45により超低速走行又は低速走行が指定されている場合、「スピターンモード」、「ブレーキターンモード」、及び「緩旋回モード」のいずれかによる旋回動作が許可される。一方、超低速レバー44により高速走行が指定される場合、「走行モード」による旋回動作のみが許可される。

40

【0123】

更に、オペレータは、操作用モニタ55を操作することにより、旋回時の旋回力を複数段階に調節できる。従って、オペレータは、操作用モニタ55を操作することにより、複

50

数のモードから択一的に選択できる上、段階的な調節も可能なため、圃場状況等に見合った適切な走行特性（旋回特性）を手軽に選定できる。

【0124】

「スピントーンモード」を指定した場合、図18に示すように、操縦ハンドル9の切れ角が角度 t_1 ($m_i < t_1 < m_a$) となったときに、内側の走行クローラ3を停止させて、走行機体2をブレーキターンにより旋回させ、操縦ハンドル9の切れ角が角度 t_1 を超えると、内側の走行クローラ3を逆回転させて、走行機体2をスピントーンにより旋回させる。すなわち、操縦ハンドル9の切れ角が角度 t_1 未満の場合、内側の走行クローラ3を減速させ、操縦ハンドル9の切れ角が角度 t_1 の場合、内側の走行クローラ3を停止させ、操縦ハンドル9の切れ角が角度 t_1 を超える場合、内側の走行クローラ3を逆回転させる。これにより、操縦ハンドル9の操作量に合わせて、走行機体2の旋回中心及び旋回半径を変えることができる。従って、操縦ハンドル9への操作感覚に近い状態で走行機体2を旋回させることができ、結果、走行機体2を安定して走行させることができる。

10

【0125】

また、「ブレーキターンモード」を指定した場合、図19に示すように、操縦ハンドル9の切れ角を制御上の最大角 m_a に近い角度 t_2 ($t_1 < t_2 < m_a$) となったとき、走行機体2をブレーキターンにより旋回させる。「緩旋回モード」を指定した場合、図19に示すように、操縦ハンドル9の切れ角を制御上の最大角 m_a 以上としても、内側の走行クローラ3は停止にいたらず、走行機体2を緩旋回させる。また、「走行モード」においても、ブレーキターン及びスピントーンによる旋回動作を実行できない。

20

【0126】

旋回コントローラ814は、STEP56で旋回目標値を算出する際、直進用ミッションケース17（直進系伝動経路）内の動力継断機構により油圧機械式無段変速機500からの出力が遮断されている場合、内側の走行クローラ3による逆回転動作を禁止する。これにより、直進用ミッションケース17内での動力伝達が遮断された際に、旋回用ミッションケース13から走行クローラ3へ出力される反転動力を制限でき、走行機体2による信地旋回が連続して実行されることを防止できる。以下に、旋回コントローラ814における旋回目標値の設定動作（図16におけるSTEP56の動作）について、図20のフローチャートを参照して説明する。

30

【0127】

図20に示す如く、旋回コントローラ814は、STEP55で直進コントローラ813からの信号を受信すると、クラッチペダル37への操作の有無、前後進切換レバー36又は副変速レバー45が中立位置にあるか否かを確認する（STEP301～STEP303）。そして、クラッチペダル37が踏み込まれている場合（STEP301でYes）、又は、前後進切換レバー36が中立位置にある場合（STEP302でYes）、又は、副変速レバー45が中立位置にある場合（STEP303でYes）、旋回コントローラ814は、直進実測値と旋回/直進比とにより内側の走行クローラ3の進行速度 V_{in} を算出する（STEP304）。

【0128】

そして、算出した内側走行クローラ3の進行速度 V_{in} が、直進実測値に基づく直進車速と逆方向（走行機体2の進行方向）となる場合（STEP305でYes）、旋回コントローラ814は、旋回/直進比を制限値 $\pm R_{allim}$ に置換する（STEP306）。なお、旋回/直進比の制限値 $\pm R_{allim}$ は、1より小さい値に設定され、旋回目標値（旋回速度）の絶対値が、直進実測値（直進速度）の絶対値より小さくなるように設定される。一方、クラッチペダル37の踏み込みがなく、且つ、前後進切換レバー36及び副変速レバー45が共に中立位置にない場合（STEP301～STEP303それぞれでNo）、旋回コントローラ814は、ブレーキペダル35への操作の有無を確認する（STEP307）。

40

【0129】

50

ブレーキペダル 35 への操作がない場合は (STEP 307 で No)、旋回コントローラ 814 は、STEP 54 で補正した旋回 / 直進比を直進目標値による直進車速に乘算することで、旋回車速となる旋回目標値を算出する (STEP 308)。また、左右の走行クローラ 3 の進行速度が直進速度と同一方向となる場合 (STEP 305 で No)、又は、ブレーキペダル 35 への操作がある場合 (STEP 307 で Yes)、旋回コントローラ 814 は、STEP 54 で補正した旋回 / 直進比を直進実測値による直進車速に乘算することで、旋回車速となる旋回目標値を算出する (STEP 309)。更に、左右の走行クローラ 3 の進行速度が互いに逆方向となり (STEP 305 で Yes)、旋回コントローラ 814 が、旋回 / 直進比を制限値に設定すると (STEP 306)、制限値となる旋回 / 直進比を直進実測値による直進車速に乘算することで、旋回車速となる旋回目標値を算出する (STEP 310)。

10

【0130】

本実施形態では、直進用ミッションケース 17 (直進系伝動経路) 内の動力継断機構である油圧クラッチ 537, 539, 541 又は副変速シフト 557 が非連結とされて、油圧機械式無段変速機 500 から直進用出力軸 30 への動力伝達が遮断される。このように、油圧機械式無段変速機 500 から直進用出力軸 30 への動力伝達が遮断された場合には、旋回コントローラ 814 が、旋回 / 直進比を制限値で制限することによって、左右の走行クローラ 3 による逆転動作を禁止できる。従って、直進用出力軸 30 が慣性で回転動作している際に、旋回用ミッションケース 13 からの差動出力が制限される。そのため、ブレーキターンモードやスピントーンモードで操縦ハンドル 9 の操舵角度が大きい場合であつても、走行機体 2 の旋回半径を大きくして (旋回曲率を小さくして)、走行機体 2 が連続して信地旋回することを防止できる。

20

【0131】

また、本実施形態では、油圧機械式無段変速機 500 から直進用出力軸 30 への動力伝達が遮断された状態であつても、左右の走行クローラ 3 が互いに逆方向に回転する場合にのみ、旋回 / 直進比を制限値で制限している。すなわち、左右の走行クローラ 3 が逆方向に回転し、左右の走行クローラ 3 が互いに逆方向となる摩擦力を地面から受ける場合に、旋回 / 直進比を制限値で制限している。更に、ブレーキ機構 751 による制動動作が実行されるときには、旋回 / 直進比を制限することなく、直進実測値に基づく旋回目標値の算出を実行している。従って、走行機体 2 の走行状態に最適な旋回用ミッションケース 13 への旋回目標値を常に設定することができる。これにより、直進系伝動経路の出力側 (直進用出力軸 30) に制動作用が機能していない場合に、走行機体 2 が連続して信地旋回を実行することを防止するとともに、走行クローラ 3 に対する地面からの摩擦力などの反力による制動作用を機能させて、安全に走行できる。

30

【0132】

旋回コントローラ 814 は、減速率を 100% とするとともに旋回 / 直進比を 0 とする操縦ハンドル 9 の不感帯幅 (中立領域) - $m_{i1} \sim m_{i1}$ を変更可能とすべく、メモリ 842 に複数記憶している。以下では、旋回コントローラ 814 における不感帯幅の切替による操向感度設定制御について、図 21 及び図 22 などを参照して説明する。図 21 は、操向感度設定制御の動作を示すフローチャートであり、図 22 は、不感帯幅の変更に基いて設定される減速率及び旋回 / 直進比の関係を示す図である。

40

【0133】

なお、本実施形態では、メモリ 842 に記憶される不感帯幅 (中立領域) は、狭い不感帯幅 - $m_{i1} \sim m_{i1}$ と広い不感帯幅 - $m_{i2} \sim m_{i2}$ の 2 種類が記憶されるものとするが、3 種類以上の不感帯幅が記憶されるものとしてもよい。また、メモリ 842 に記憶される不感帯幅は、オペレータが、例えば、操作用モニタ 55 を操作することにより、オペレータの希望する値に変更できる。これにより、走行機体 2 の走行状態、圃場や道路などの路面状態などに最適な不感帯幅を複数メモリ 842 に記憶させることができだけでなく、個々のオペレータの運転操作に最適な操向操作が可能となる。

【0134】

50

図 2 1 に示す如く、旋回コントローラ 8 1 4 は、直進用ピックアップ回転センサ 8 2 3 からの信号（直進実測値）を受けて、直進車速を確認するとともに（STEP 6 0 1）、前後進センサ 8 2 5 からの信号を受けて、走行機体 2 の走行方向（前後進）を確認する（STEP 6 0 2）。そして、走行機体 2 の直進車速が所定速度未満であり、走行機体 2 が低速走行中であり（STEP 6 0 3 で No）、走行機体 2 が前進走行中であり（STEP 6 0 4 で No）、操作用モニタ 5 5 などへの操作による感度変更の要求がない場合（STEP 6 0 6 で No）、旋回コントローラ 8 1 4 は、狭い不感帯幅 - $m_{i1} \sim m_{i1}$ に設定する（STEP 6 0 8）。

【 0 1 3 5 】

一方、走行機体 2 の直進車速が所定速度以上であり、走行機体 2 が高速走行中である場合に（STEP 6 0 3 で Yes）、操作用モニタ 5 5 などへの操作による感度変更の要求がないとき（STEP 6 0 9 で No）、旋回コントローラ 8 1 4 は、広い不感帯幅 - $m_{i2} \sim m_{i2}$ に設定する（STEP 6 0 9）。また、走行機体 2 が後進走行中である場合（STEP 6 0 3 で Yes）、旋回コントローラ 8 1 4 は、まず、旋回半径を大きくする設定を行った後（STEP 6 0 5）、操作用モニタ 5 5 などへの操作による感度変更の要求がないとき（STEP 6 0 9 で No）、旋回コントローラ 8 1 4 は、広い不感帯幅 - $m_{i2} \sim m_{i2}$ に設定する（STEP 6 0 9）。

【 0 1 3 6 】

また、STEP 6 0 6 で感度変更の要求がなされている場合は（Yes）、旋回コントローラ 8 1 4 は、広い不感帯幅 - $m_{i2} \sim m_{i2}$ に設定する一方（STEP 6 0 9）、STEP 6 0 7 で感度変更の要求がなされている場合は（Yes）、旋回コントローラ 8 1 4 は、狭い不感帯幅 - $m_{i1} \sim m_{i1}$ に設定する（STEP 6 0 8）。なお、感度変更の要求については、運転中の操作に限らず、走行機体 2 の停止時に、オペレータが圃場や路面の状態や作業の種類に応じて、操作用モニタ 5 5 などにより入力操作し、予め、旋回コントローラ 8 1 4 にメモリ 8 3 2 内のフラグなどで記憶させているものとしてもよい。

【 0 1 3 7 】

旋回コントローラ 8 1 4 は、不感帯幅を設定すると（STEP 6 0 8 又は STEP 6 0 9）、メモリ 8 3 2 の減速率テーブル TA 及び旋回 / 直進比テーブル TB それぞれを参照して、設定後の不感帯幅に合わせて、現在指定されているモードに応じた減速率及び旋回 / 直進比をそれぞれ設定する（STEP 6 1 0 ~ STEP 6 1 1）。

【 0 1 3 8 】

本実施形態では、図 2 2 に示す如く、例えば、スピントーンモードを選択されている場合、狭い不感帯幅 - $m_{i1} \sim m_{i1}$ に設定した際には、操舵角 $m_{a1} (- m_{a1})$ に減速率が最小値 D_{e1} となるように減速率テーブル TA 1 1 が設定される一方、操舵角 $m_{a1} (- m_{a1})$ に旋回 / 直進比が最大値 R_{a4} となるように旋回 / 直進比テーブル TB 1 2 が設定される。一方、広い不感帯幅 - $m_{i2} \sim m_{i2}$ に設定した際には、操舵角 $m_{a2} (- m_{a2})$ に減速率が最小値 D_{e1} となるように減速率テーブル TA 1 2 が設定される一方、操舵角 $m_{a2} (- m_{a2})$ に旋回 / 直進比が最大値 R_{a4} となるように旋回 / 直進比テーブル TB 1 2 が設定される。なお、 m_{i1} 、 m_{i2} 、 m_{a1} 、 m_{a2} はそれぞれ、 $0 < m_{i1} < m_{i2} < m_{a1} < m_{a2} < e$ の関係となる。

【 0 1 3 9 】

すなわち、広い不感帯幅 - $m_{i2} \sim m_{i2}$ の減速率テーブル TA 1 2 は、狭い不感帯幅 - $m_{i1} \sim m_{i1}$ の減速率テーブル TA 1 1 に対して、正転側（操舵角が正の値であり右旋回）については、 $m_{i2} - m_{i1}$ だけ正の方向へオフセット（平行移動）させる一方、逆転側（操舵角が負の値であり左旋回）については、 $m_{i2} - m_{i1}$ だけ負の方向へオフセットさせるようにして設定される。また、広い不感帯幅 - $m_{i2} \sim m_{i2}$ の旋回 / 直進比テーブル TB 1 2 についても、狭い不感帯幅 - $m_{i1} \sim m_{i1}$ の旋回 / 直進比テーブル TB 1 1 に対して、正転側（操舵角が正の値であり右旋回）に

10

20

30

40

50

については、 $m_{i2} - m_{i1}$ だけ正の方向へオフセット（平行移動）させる一方、逆転側（操舵角が負の値であり左旋回）については、 $m_{i2} - m_{i1}$ だけ負の方向へオフセットさせるようにして設定される。

【0140】

上述の操向感度設定制御を実行することで、走行状態に応じて操縦ハンドル9の回転に対する不感帯幅を変更できるため、走行機体2の姿勢や振動などにより、ハンドル操作に影響があったとしても、意図しない旋回動作を防ぐことができ、操作性を向上できる。また、走行路面（圃場）条件またはオペレータの希望走行フィーリングに適応した操向または変速制御を容易に得ることができ、運転操作性の向上などを容易に図ることができる。

【0141】

また、上述の操向感度設定制御を実行することで、高速走行時や後進走行時に不感帯幅を広く設定できるため、オペレータの意図しない旋回動作を防止でき、操作性の向上を図れるだけでなく、高速走行時や後進走行時の不用意な旋回による事故を防止できる。また、後進走行時の旋回半径と前進走行時の旋回半径とを変更できるものとするすることで、オペレータが後方を向くことにより運転動作が困難となる後進走行時においても操作性を向上できる。

【0142】

本実施形態では、図22に示すように、走行機体2の直進車速（直進系伝動経路の出力）の減速を開始する操縦ハンドル9の操舵角（以下、「直進減速開始操舵角」とする）と、走行機体2の旋回車速（旋回系伝動経路の出力）の増速を開始する操縦ハンドル9の操舵角（以下、「旋回増速開始操舵角」とする）とを m_{i1} に設定することで、操縦ハンドル9の不感帯幅を狭く設定する。一方、操縦ハンドル9における直進減速開始操舵角と旋回増速開始操舵角とを m_{i2} に設定することで、操縦ハンドル9の不感帯幅を広く設定する。

【0143】

（旋回目標値の設定動作の第2例）

上述したように、旋回コントローラ814による旋回目標値の設定動作について、図20のフローチャートによる動作例を、本実施形態における第1例として説明したが、当該第1実施例以外の動作例によるものとしても構わない。以下では、図23のフローチャートを参照して、旋回コントローラ814による旋回目標値の設定動作の第2例について説明する。なお、図23のフローチャートにおける動作ステップにおいて、図20のフローチャートと同一の動作ステップについては、同一の符号を付して、その詳細な説明を省略する。

【0144】

図23に示す如く、旋回コントローラ814は、STEP55で直進コントローラ813からの信号を受信すると、ブレーキペダル35への操作の有無を確認する（STEP307A）。そして、ブレーキペダル35への踏み込みがない場合に（STEP307AでNo）、クラッチペダル37への操作の有無や、前後進切換レバー36及び副変速レバー45の操作位置を確認する（STEP301～STEP303）。一方、ブレーキペダル35への踏み込みが確認されると（STEP307AでYes）、直進実測値と旋回/直進比とにより旋回目標値を算出する（STEP309）。

【0145】

ブレーキペダル35への操作がなく、油圧機械式無段変速機500から直進用出力軸30への動力伝達が遮断されている場合に（STEP301～STEP303のいずれかでYes）、旋回コントローラ814は、左右の走行クローラ3が互いに逆方向に回転することを確認すると（STEP304、STEP305でYes）、旋回/直進比を制限値に置換して、直進実測値から旋回目標値を算出する（STEP306、STEP310）。一方、旋回コントローラ814は、左右の走行クローラ3が同一方向に回転することを確認すると（STEP304、STEP305でNo）、直進実測値と旋回/直進比とにより旋回目標値を算出する（STEP309）。また、油圧クラッチ537、539、5

10

20

30

40

50

41のいずれかと副変速シフト557が連結されている場合(STEP301~STEP303それぞれでNo)、直進目標値と旋回/直進比とにより旋回目標値を算出する(STEP308)。

【0146】

本例では、ブレーキペダル35への操作がある場合、油圧機械式無段変速機500から直進用出力軸30への動力伝達の継断に関わらず、直進実測値と旋回/直進比とにより旋回目標値を設定する。すなわち、直進用出力軸30への制動作用が機能している場合には、直進用出力軸30の回転数に対応する直進実測値に基づいて旋回目標値を設定するため、制動作用による直進速度の減速に合わせて旋回速度も減速し、走行機体2が連続して信地旋回することがない。一方、直進用出力軸30に慣性により回転している際に、走行機体2が信地旋回する可能性がある場合、旋回/直進比を制限することで、信地旋回を禁止することができ、オペレータの予期せぬ挙動を防止でき、運転安全性を向上できる。

10

【0147】

(旋回目標値の設定動作の第3実施例)

次いで、図24のフローチャートを参照して、旋回コントローラ814による旋回目標値の設定動作の第3例について説明する。なお、図24のフローチャートにおける動作ステップにおいて、図20のフローチャートと同一の動作ステップについては、同一の符号を付して、その詳細な説明を省略する。

【0148】

図24に示す如く、旋回コントローラ814は、油圧機械式無段変速機500から直進用出力軸30への動力伝達が遮断されている場合に(STEP301~STEP303のいずれかでYes)、スピントーンモード又はブレーキターンモードのいずれかを選択されているか否かを確認する(STEP351)。スピントーンモード又はブレーキターンモードのいずれかが選択されている場合(STEP351でYes)、旋回コントローラ814は、選択されているモードの旋回/直進比テーブルTBと不感帯幅に応じて、旋回/直進比の制限値 $\pm Ralim$ となる操縦ハンドル9の操舵角(閾値角) $\pm lim$ を算出する(STEP352)。そして、旋回コントローラ814は、操舵角センサ821からの信号に基づいて操縦ハンドル9の操舵角が閾値角範囲外($-lim$ 又は lim)であると(STEP353でNo)、旋回/直進比を制限値に置換して、直進実測値から旋回目標値を算出する(STEP306、STEP310)。

20

30

【0149】

緩旋回モード又は走行モードのいずれかが選択されている場合(STEP351でNo)、又は、スピントーンモード又はブレーキターンモードのいずれかであって、操縦ハンドル9の操舵角が閾値角範囲内($-lim < < lim$)であると(STEP353でYes)、直進実測値と旋回/直進比とにより旋回目標値を算出する(STEP309)。なお、本例において、第2例と同様に、ブレーキペダル35への操作を確認した後に、クラッチペダル37への操作の有無や、前後進切換レバー36及び副変速レバー45の操作位置を確認するものとしても構わない。

【0150】

本例では、信地旋回が実行されるモードを選択している場合に、油圧機械式無段変速機500から直進用出力軸30への動力伝達が切断されると、操縦ハンドル9の操舵角に基づいて旋回/直進比を制限するため、操縦ハンドル9の操作に合わせて信地旋回を禁止でき、その操作応答性が良好なものとなる。また、走行クローラ3の走行方向を予測することなく、旋回/直進比の制限の可否を設定できるため、旋回コントローラ814での演算量を低減できることから、旋回制御における電氣的応答性も高くなり、オペレータの予期せぬ挙動を早期に防止でき、運転安全性を向上できる。

40

【0151】

また、本願発明における各部の構成は図示の実施形態に限定されるものではなく、本願発明の趣旨を逸脱しない範囲で種々変更が可能である。

【符号の説明】

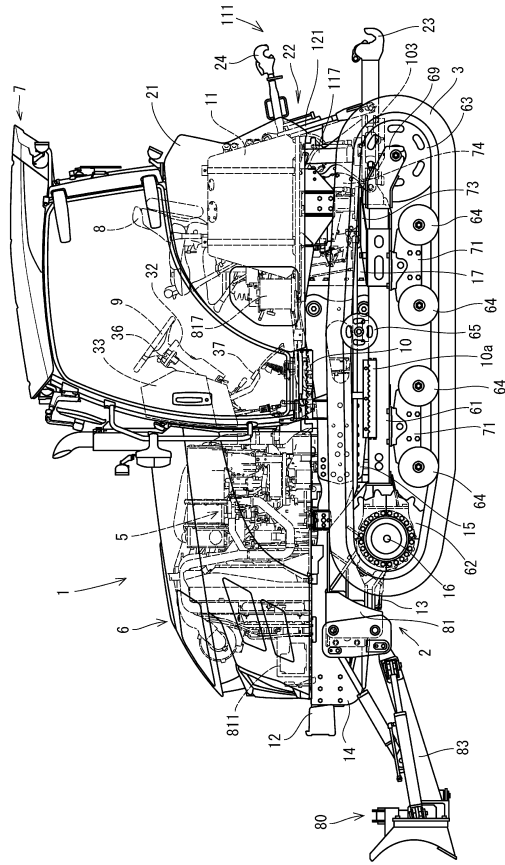
50

【 0 1 5 2 】

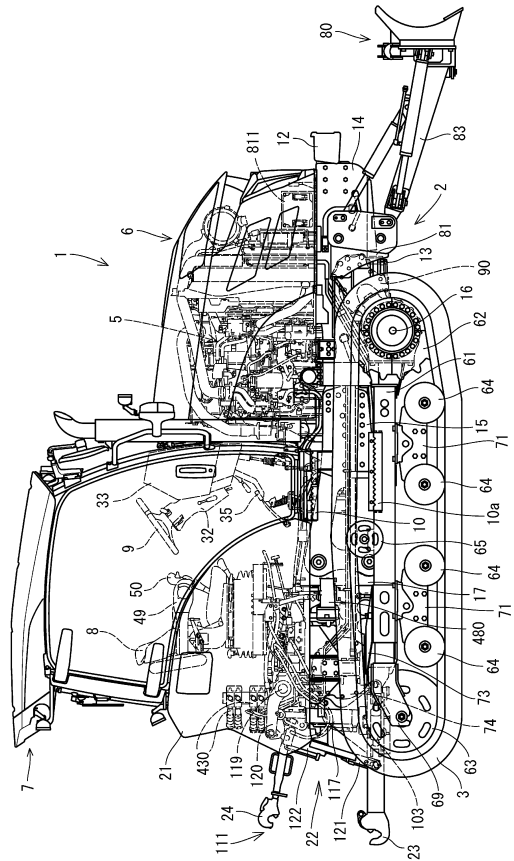
2	走行機体	
3	走行クローラ	
5	ディーゼルエンジン	
8	操縦座席	
9	操縦ハンドル	
13	旋回用ミッションケース	
17	直進用ミッションケース	
500	油圧機械式変速機	
501	前後進切換機構	10
502	クリーブ変速ギヤ機構	
503	副変速ギヤ機構	
511	主変速入力軸	
512	主変速出力軸	
521	油圧ポンプ部	
522	油圧モータ部	
523	ポンプ斜板	
524	主変速油圧シリンダ	
526	遊星ギヤ機構	
535	走行中継軸	20
537	前進低速油圧クラッチ	
539	前進高速油圧クラッチ	
541	後進油圧クラッチ	
624	主変速油圧切換弁	
642	前進低速クラッチ油圧切換弁	
643	前進高速クラッチ油圧切換弁	
644	後進クラッチ油圧切換弁	
701	油圧式無段変速機 (H S T)	
702	差動ギヤ機構	
703	遊星ギヤ機構	30
704	油圧ポンプ部	
705	油圧モータ部	
706	ポンプ軸	
707	チャージポンプ	
708	ポンプ斜板	
709	モータ軸	
741	旋回油圧シリンダ	
742	旋回油圧切換弁	
813	直進コントローラ	
814	旋回コントローラ	40
821	操舵角センサ	
822	主変速センサ	
823	直進用ピックアップ回転センサ	
824	旋回用ピックアップ回転センサ	
825	前後進センサ	
826	副変速センサ	
827	クリーブセンサ	
828	ブレーキ位置センサ	
829	クラッチ位置センサ	
831	直進走行演算部	50

8 3 2	メモリ	
8 3 3	通信インターフェース	
8 4 1	旋回走行演算部	
8 4 2	メモリ	
8 4 3	通信インターフェース	
8 8 0	操舵角（ハンドル切れ角）検出機構	
8 8 1	ハンドル軸連結用ボス	
8 8 2	操向入力軸（第 1 軸）	
8 8 3	操向入力ギヤ（第 1 ギヤ）	
8 8 4	操向出力軸（第 2 軸）	10
8 8 5	操向出力ギヤ（第 2 ギヤ）	
8 8 6	ハンドル操作規制用カム	
8 8 7	デテントローラ	
8 8 8	デテントアーム	
8 8 9	コイルバネ	
8 9 0	凹部	
8 9 1	凸部	
8 9 2	筐体	
8 9 3	天板	
8 9 4	壁板	20
8 9 5	底板	
8 9 6	ボルト	
8 9 7	スペーサ	
9 1 6	ブレーキペダル支持ブラケット	
9 1 7	テレスコ機構	
9 1 8	チルト機構	
9 1 9	固定ブラケット	
9 2 1	ハンドル軸	
9 3 1	可動ブラケット	
T A	減速率テーブル	30
T B	旋回 / 直進比テーブル	

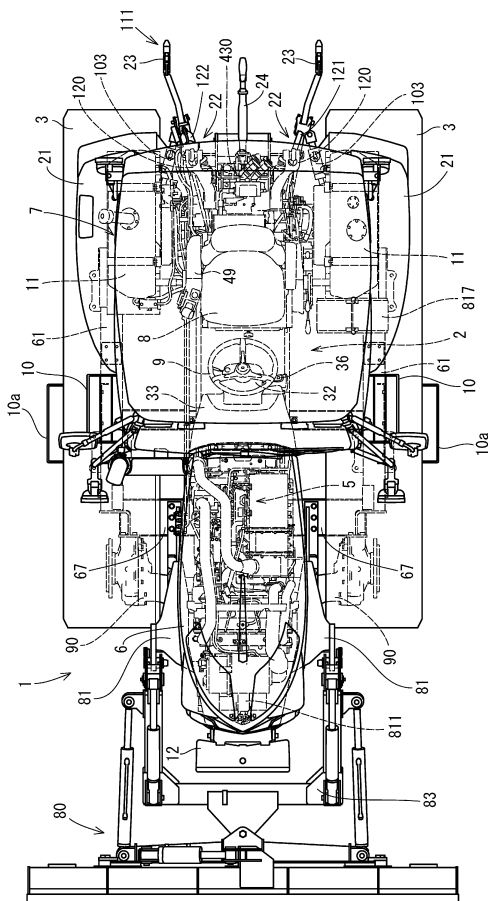
【図1】



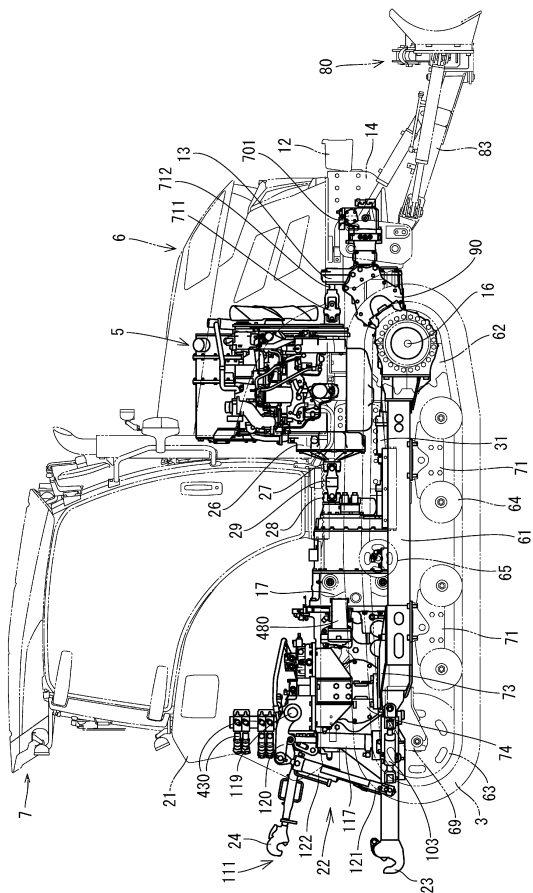
【図2】



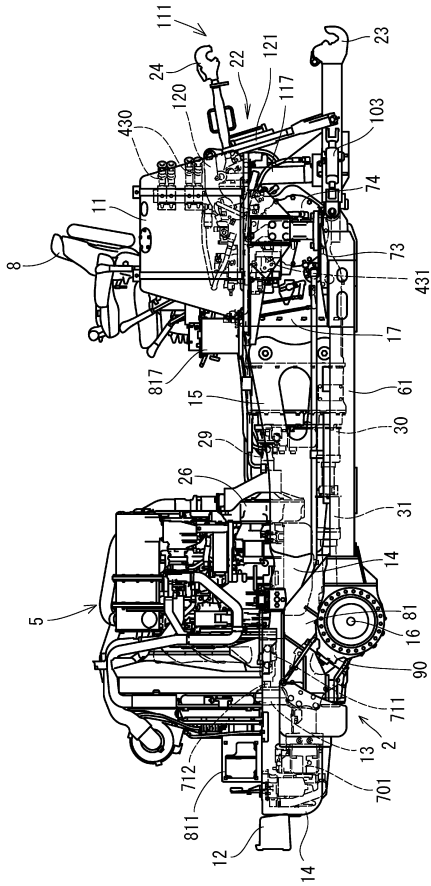
【図3】



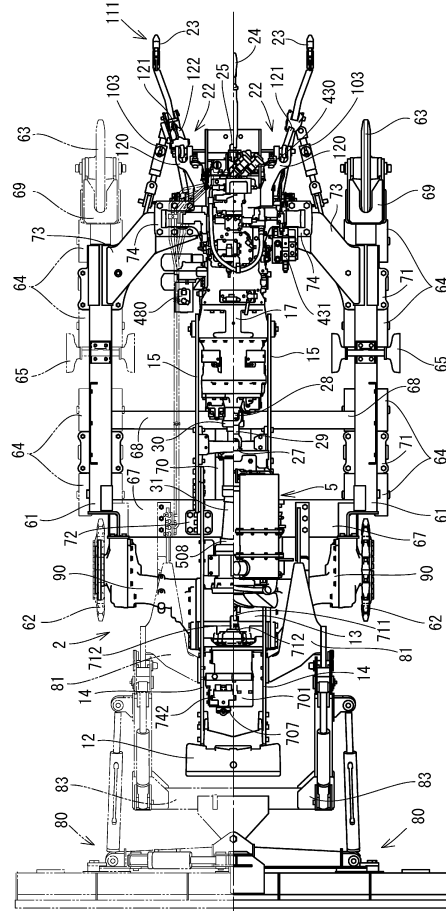
【図4】



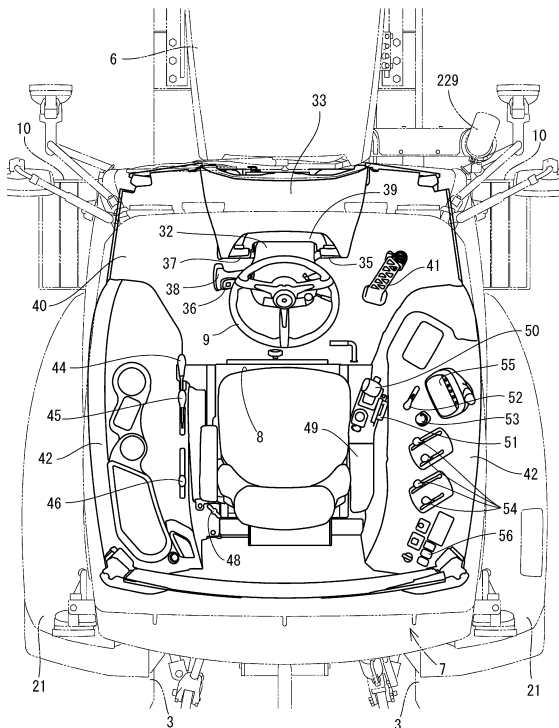
【 図 5 】



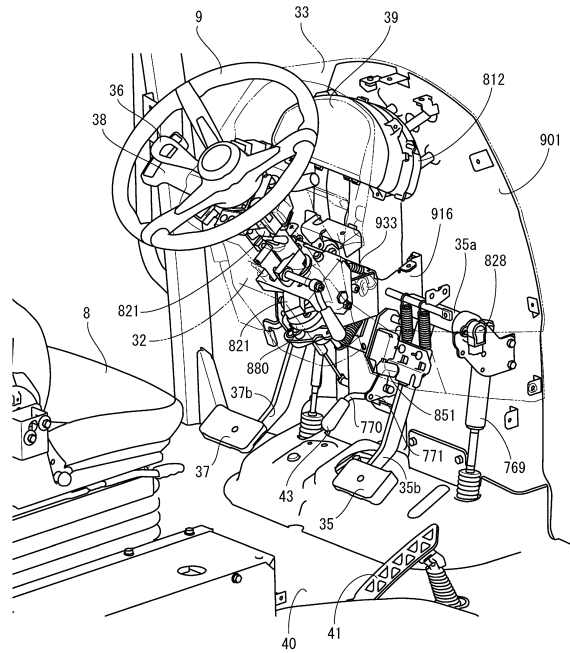
【 図 6 】



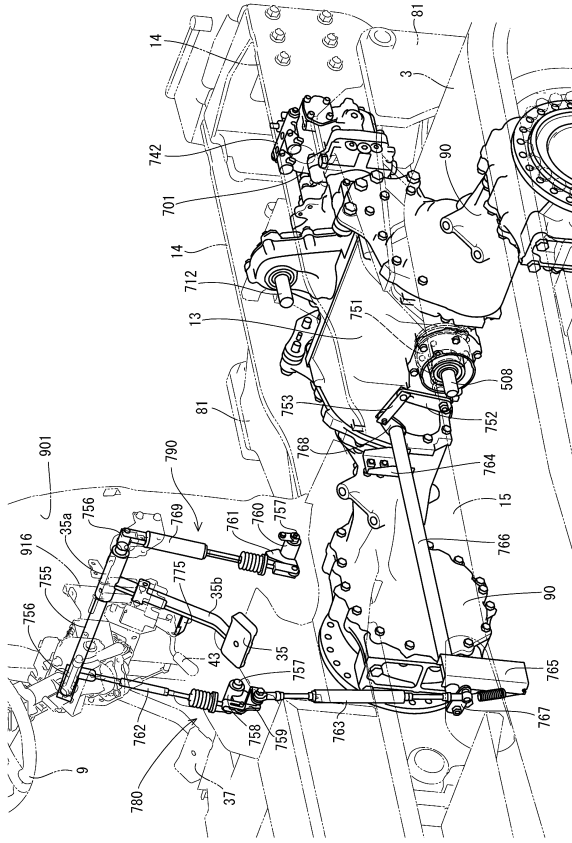
【 図 7 】



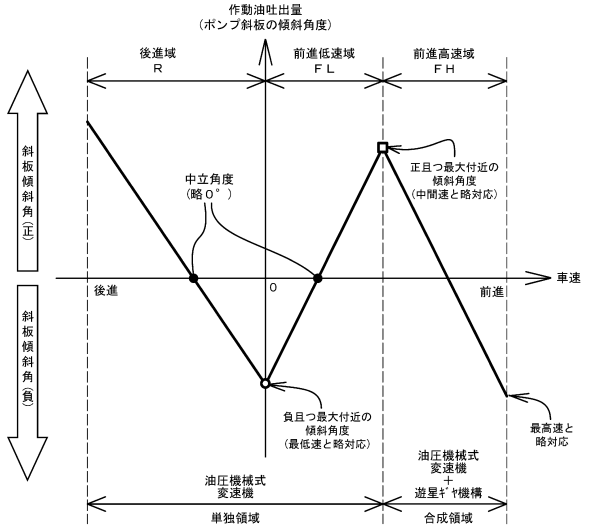
【 図 8 】



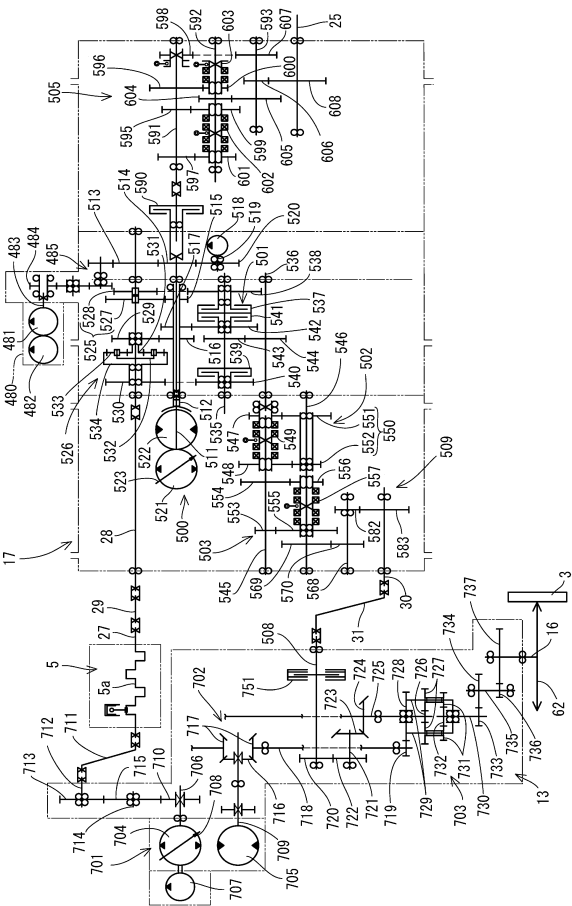
【図9】



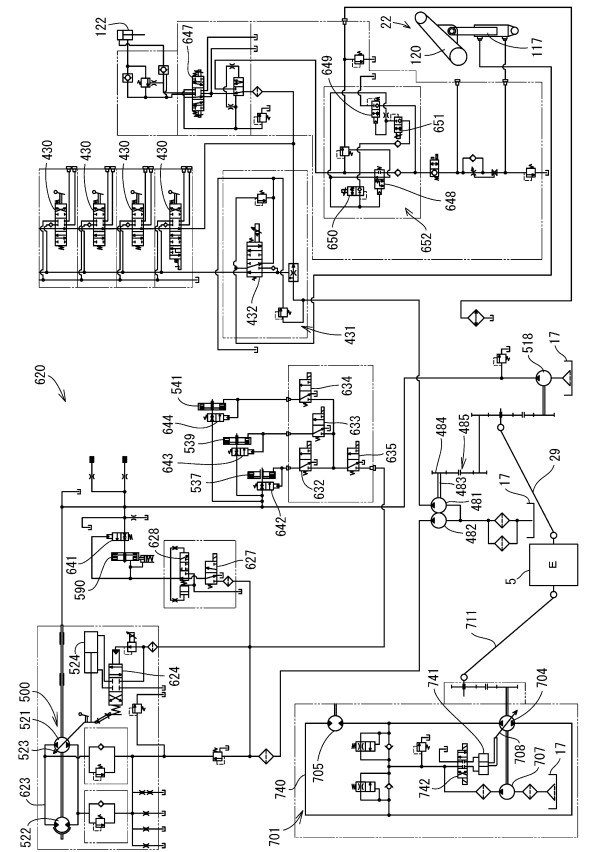
【図10】



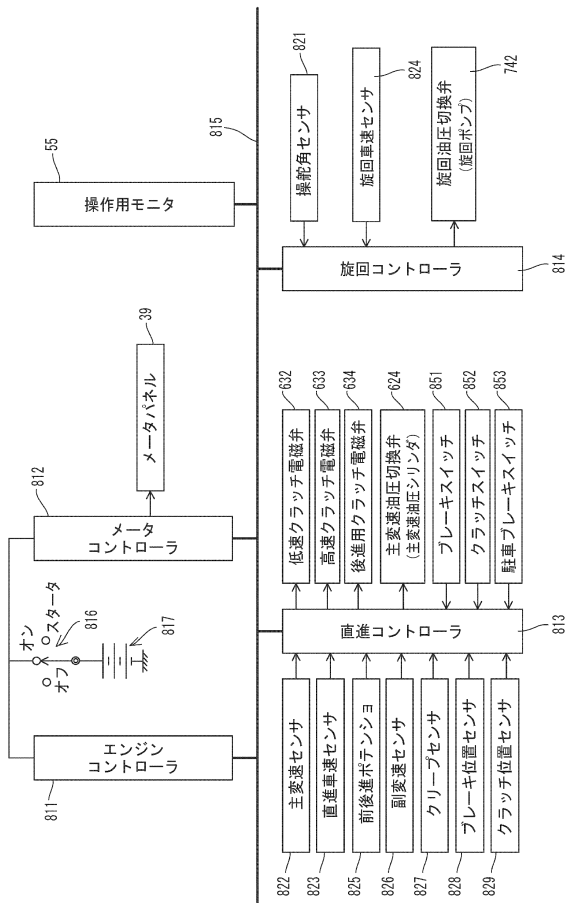
【図11】



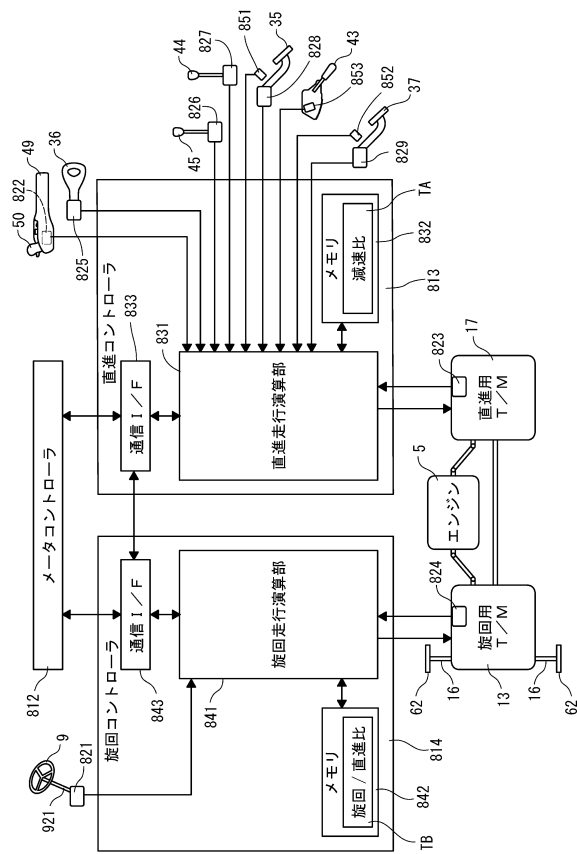
【図12】



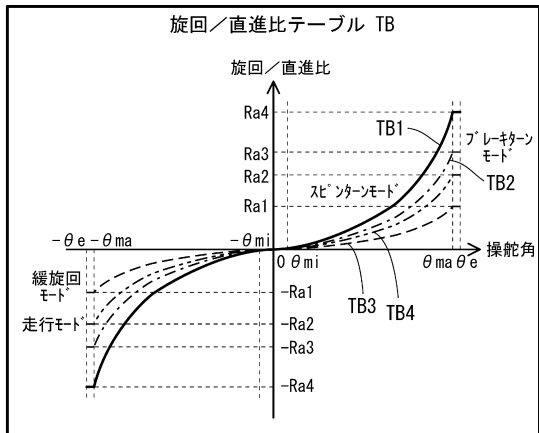
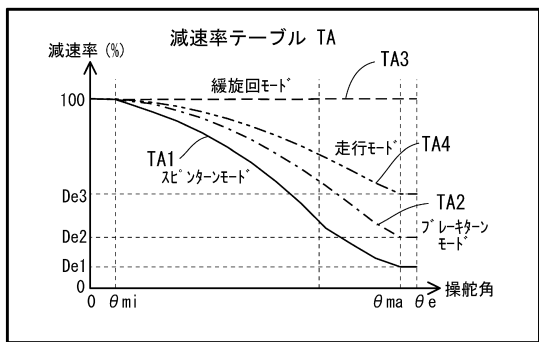
【図13】



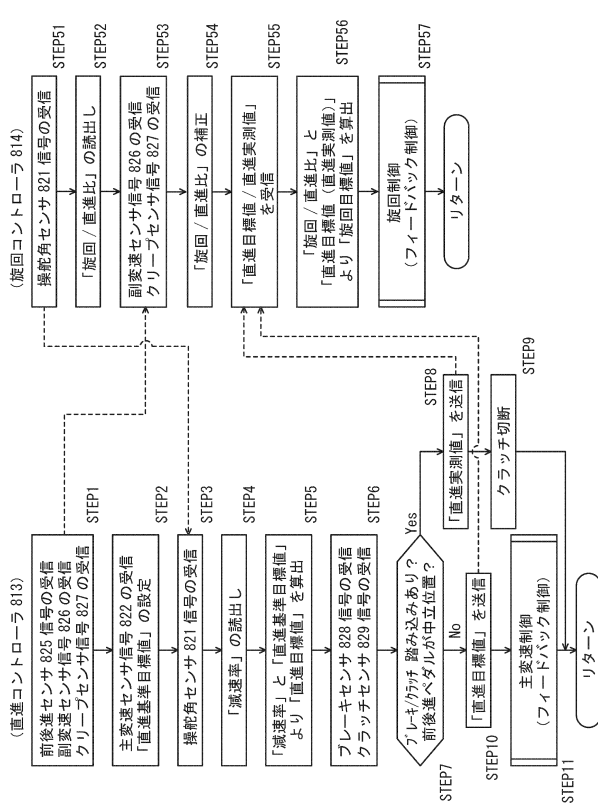
【図14】



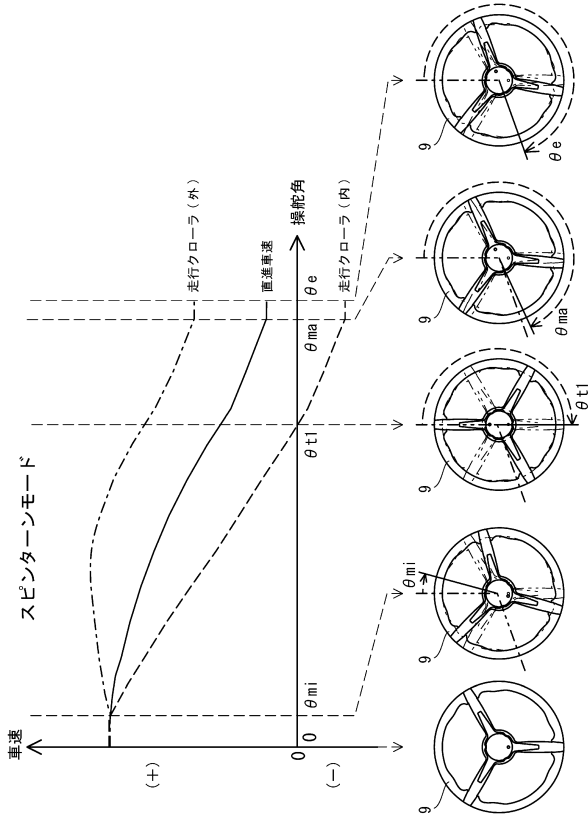
【図15】



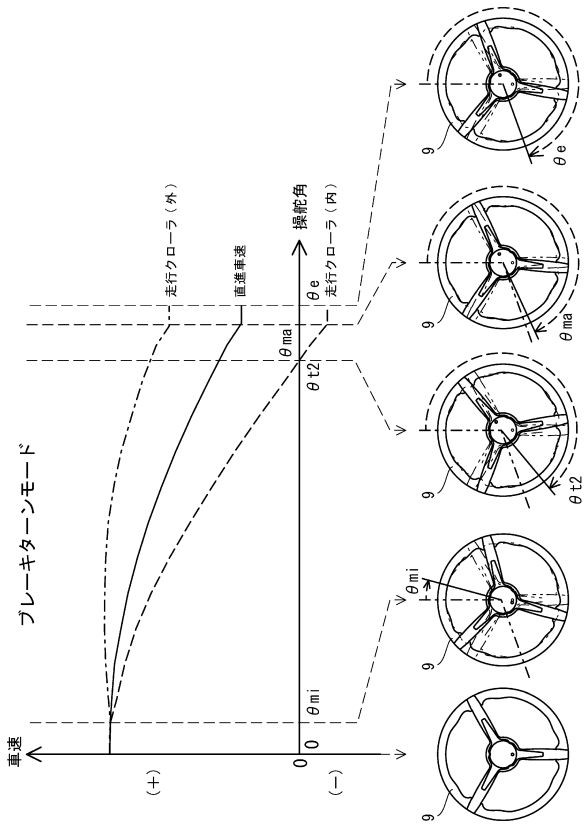
【図16】



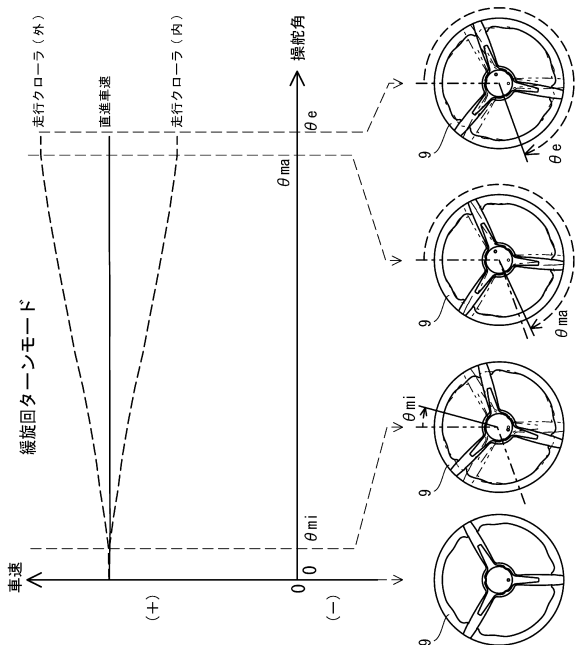
【図17】



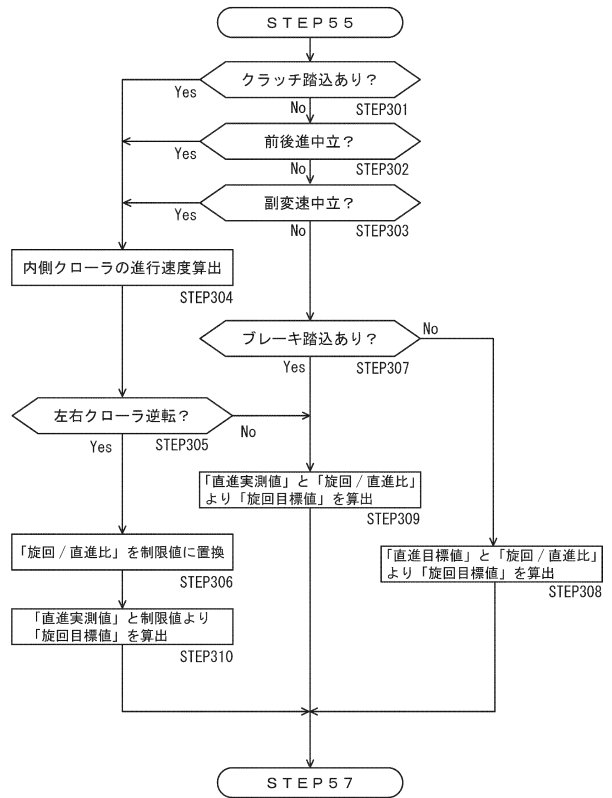
【図18】



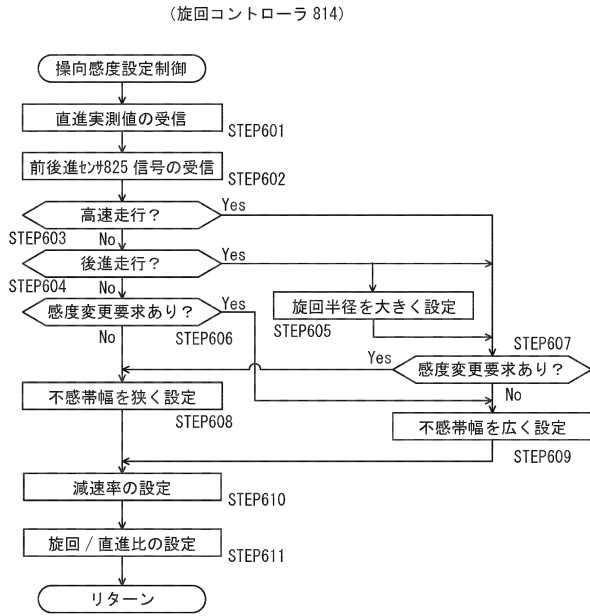
【図19】



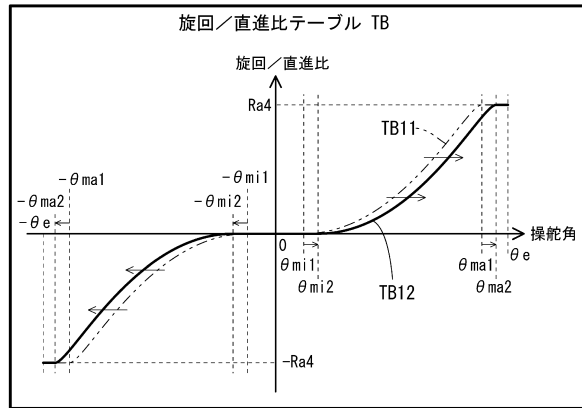
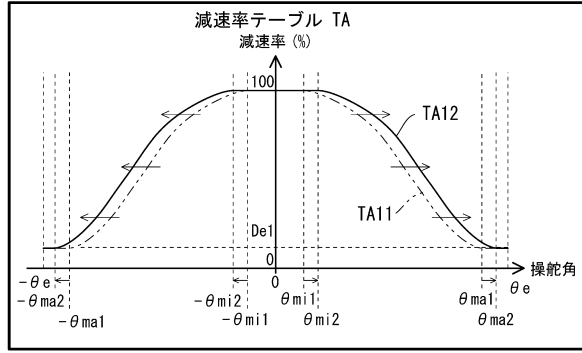
【図20】



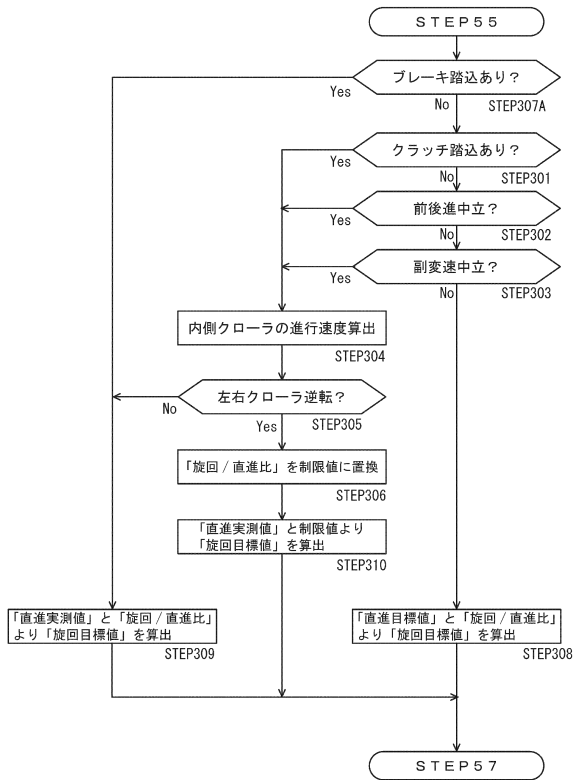
【図 2 1】



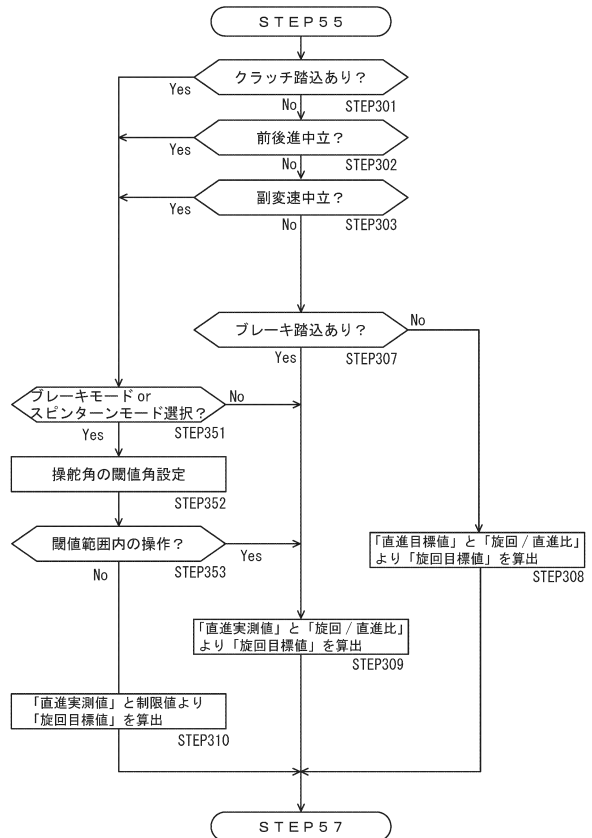
【図 2 2】



【図 2 3】



【図 2 4】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2005-67606(JP,A)
特開2001-163241(JP,A)
特開2014-144008(JP,A)
特開2000-25642(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B62D 11/08
B62D 11/10