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

特許第4474793号
(P4474793)

(45)発行日　平成22年6月9日(2010.6.9)　(24)登録日　平成22年3月19日(2010.3.19)

(51)Int.Cl.		F I		
B62D 11/18	(2006.01)	B62D	11/18	
B62D 11/08	(2006.01)	B62D	11/08	C
A01B 69/00	(2006.01)	A01B	69/00	303A
A01D 69/00	(2006.01)	A01B	69/00	303B
A01D 69/03	(2006.01)	A01D	69/00	303Z

請求項の数 1　(全 16 頁)　最終頁に続く

(21)出願番号　特願2001-127417(P2001-127417)
(22)出願日　平成13年4月25日(2001.4.25)
(65)公開番号　特開2002-321637(P2002-321637A)
(43)公開日　平成14年11月5日(2002.11.5)
審査請求日　平成19年3月15日(2007.3.15)

(73)特許権者　000000125
井関農機株式会社
愛媛県松山市馬木町７００番地
(74)代理人　100077779
弁理士　牧　哲郎
(74)代理人　100078260
弁理士　牧　レイ子
(74)代理人　100113343
弁理士　大塚　武史
(74)代理人　100086450
弁理士　菊谷　公男
(72)発明者　上村　孝彦
愛媛県伊予郡砥部町八倉１番地　井関農機株式会社技術部内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】走行装置

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
左右に走行装置への動力断続を行うサイドクラッチ（２４Ｌ，２４Ｒ）を設けるとともに、左右のサイドクラッチ軸（１６）に設けたサイドクラッチギヤ間に亘って差動伝動機構を設け、旋回用無段変速機構（６）による前記差動伝動機構の駆動によって旋回内側の車軸（１８）を正逆に無段変速する走行装置において、
パワステレバー（３）の回動操作に基づいて前記旋回用無段変速機構（６）の駆動回転速度を制御するにあたり、パワステレバー（３）の回動角度の変化に対して前記旋回用無段変速機構（６）のトラニオン軸（５４）角度を直線的に変化させるべく設定を行うとともに、該直線的関係の勾配を車速に応じて変化させる構成とし、
旋回用無段変速機構（６）と前後進駆動用の走行用無段変速機構（５）を機体進行方向の前後に配置し、走行用無段変速機構（５）からの動力と旋回用無段変速機構（６）からの動力を前記サイドクラッチ（２４Ｌ，２４Ｒ）を有するサイドクラッチ軸（１６）にて合流する構成とすると共に、
走行用ＨＳＴ入力軸（１１）から走行用ＨＳＴ出力軸（１２）、副変速軸（１３）、走行系減速軸（１５）を介しサイドクラッチ軸（１６）に至る走行用の伝動経路と、
旋回用ＨＳＴ入力軸（１９）から旋回用ＨＳＴ出力軸（２０）、差動系減速軸（２１）、デフ差動軸（２２）を介しサイドクラッチ軸（１６）に至る旋回用の伝動経路とがサイドクラッチ軸（１６）を起点として前後に略Ｕ字状に立ち上がる構成とし、
また、ミッションケース（３２Ｌ，３２Ｒ）の全体形状を上記伝動経路に対応した略Ｕ

字状に形成し、
このミッションケース（３２Ｌ，３２Ｒ）の分離した上部の前側に走行用無段変速機構（５）の動力系の入力軸（１１）を、後側に前記旋回用無段変速機構（６）の動力系の入力軸（１９）をそれぞれに入力する構成とし、
走行用無段変速機構（５）と旋回用無段変速機（６）との前後間隔部の空間に、副変速操作手段を配置したことを特徴とする走行装置。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
【発明の属する技術分野】
本発明は、コンバイン、トラクタ等の走行装置に関するものである。
【０００２】
【従来の技術】
従来、コンバイン等における左右一対のクローラ走行装置を有する車両において、走行用と旋回用の各油圧無段変速機構（以下「ＨＳＴ」と称する）ならびに左右のサイドクラッチ機構、差動伝動機構、逆転ギヤ等を備え、旋回用ＨＳＴによって旋回内側の車軸を正逆に無段変速する走行伝動装置が知られている。
【０００３】
【発明が解決しようとする課題】
しかしながら、パワステレバーの回動操作に基づいて前記旋回用ＨＳＴの駆動回転速度を制御するにあたり、パワステレバーの回動角度の変化に対して旋回用ＨＳＴのトラニオン軸角度を曲線的に変化させる方法が従来知られていたが、この方法だと、直進状態から旋回状態へ敏感に移行することが難しく、また車速によって旋回半径が変化するため一定の操向度合いを得られないという不具合が生じる。
本発明は、上記従来の問題を解決するためになされたものであって、その目的とするところは、直進状態から旋回状態へ敏感且つ円滑に移行することができ、さらに車速が変化しても旋回半径を一定に保って安定した操向度合いが得られるようにすることにある。
【０００４】
【課題を解決するための手段】
かかる目的を達成するために、請求項１の発明は、左右に走行装置への動力断続を行うサイドクラッチ（２４Ｌ，２４Ｒ）を設けるとともに、左右のサイドクラッチ軸（１６）に設けたサイドクラッチギヤ間に亘って差動伝動機構を設け、旋回用無段変速機構（６）による前記差動伝動機構の駆動によって旋回内側の車軸（１８）を正逆に無段変速する走行装置において、
パワステレバー（３）の回動操作に基づいて前記旋回用無段変速機構（６）の駆動回転速度を制御するにあたり、パワステレバー（３）の回動角度の変化に対して前記旋回用無段変速機構（６）のトラニオン軸（５４）角度を直線的に変化させるべく設定を行うとともに、該直線的関係の勾配を車速に応じて変化させる構成とし、
旋回用無段変速機構（６）と前後進駆動用の走行用無段変速機構（５）を機体進行方向の前後に配置し、走行用無段変速機構（５）からの動力と旋回用無段変速機構（６）からの動力を前記サイドクラッチ（２４Ｌ，２４Ｒ）を有するサイドクラッチ軸（１６）にて合流する構成とすると共に、
走行用ＨＳＴ入力軸（１１）から走行用ＨＳＴ出力軸（１２）、副変速軸（１３）、走行系減速軸（１５）を介しサイドクラッチ軸（１６）に至る走行用の伝動経路と、
旋回用ＨＳＴ入力軸（１９）から旋回用ＨＳＴ出力軸（２０）、差動系減速軸（２１）、デフ差動軸（２２）を介しサイドクラッチ軸（１６）に至る旋回用の伝動経路とがサイドクラッチ軸（１６）を起点として前後に略Ｕ字状に立ち上がる構成とし、
また、ミッションケース（３２Ｌ，３２Ｒ）の全体形状を上記伝動経路に対応した略Ｕ字状に形成し、
このミッションケース（３２Ｌ，３２Ｒ）の分離した上部の前側に走行用無段変速機構（５）の動力系の入力軸（１１）を、後側に前記旋回用無段変速機構（６）の動力系の入

力軸（１９）をそれぞれに入力する構成とし、
走行用無段変速機構（５）と旋回用無段変速機（６）との前後間隔部の空間に、副変速操作手段を配置した走行装置である。

【０００５】

【発明の実施の形態】

以下に、図面を参照して本発明の実施の形態について説明する。

図１は本発明に関わるコンバインの一例を示す全体図である。図示するコンバインは、クローラａと、クローラ駆動軸（いわゆる車軸であり、以下「ホイル軸」と称する）１８と、刈取部ｂと、刈り取った穀稈を搬送しながら脱穀機ｄに供給するフィードチェーンｃと、脱穀機ｄと、脱穀した穀物を貯留する穀物タンクｅと、貯留した穀物を機外へ排出するオーガｆとを有している。

【０００６】

図２はコンバインの運転席のスイッチ配置図である。

ＨＳＴレバー１は、前後に傾動して車速を増減するもので、図の中立（ニュートラル）位置から前方に倒すと前進方向に増速し、後方に倒すと後進方向に増速する。そして、前進あるいは後進位置から中立位置方向に戻すと減速し、中立位置で機体は停止する。

アクセルレバー２は、前後に傾動してスロットルを開閉することによりエンジン回転数を上げ下げするもので、後方に倒すとスロットルが開いてエンジン回転数を上げ、前方に倒すとスロットルが閉じてエンジン回転数を下げる。

パワステレバー３は、前後左右に傾動して刈取部の上げ下げと機体の旋回を操作するもので、中立位置から後方に倒すと刈取部が上昇し、前方に倒すと刈取部が下降する。また、左側に倒すと機体は左旋回し、右側に倒すと右旋回する。また、４は副変速レバーである。

【０００７】

次に、伝動装置の構成について説明する。

図３はミッションケースを２分割したときの右側面からみた伝動装置内の各伝動軸の配置構成を示す図で、図４は図３におけるＡ－Ａ及びＳ１－Ｓ１に沿った断面図である。図６は伝動装置の斜視図、図７は伝動装置を含む全体の油圧配置図であり、図８は図４の一部拡大図である。

【０００８】

左右に、走行装置への動力断続を行うサイドクラッチ２４Ｌ．２４Ｒを設け、該サイドクラッチ２４Ｌ，２４Ｒの「切」に関連して走行装置への動力伝達を行う差動ギヤ機構を左右のサイドクラッチギヤ間に設けている。差動ギヤ機構は、デフケース２５、デフ差動軸２２、差動入出力ギヤＰ，Ｑ，Ｒ等から構成されている。そして、走行用油圧無段変速機構（以下「走行用ＨＳＴ」と称する）５と旋回用油圧無段変速機構（以下「旋回用ＨＳＴ」と称する）６を、左右に分割構成されているが一体となっているミッションケースに対し前後に配置し、ミッションケース内において側面視で、「走行用ＨＳＴ入力軸１１→同出力軸１２→副変速軸１３→走行系減速軸１５→サイドクラッチ軸１６」の伝動経路と、「旋回用ＨＳＴ入力軸１９→同出力軸２０→差動系減速軸２１→デフ差動軸２２→サイドクラッチ軸１６」の伝動経路とを、上部は分離して下部においては連結し、真ん中に空間部を有する略Ｕ字状に配置している。なお、上記差動入出力ギヤＰ，Ｑ，Ｒは、走行用ＨＳＴ５を規準にするとＱが入力ギヤとなり、旋回用ＨＳＴ６を規準にするとＰ，Ｒが入力ギヤとなるが、以降ではＰ，Ｒを出力ギヤとし、Ｑを入力ギヤとして説明することとする。

そして、伝動経路中における上記副変速軸１３の下手側であってサイドクラッチ軸１６の上手側に位置する減速軸１５の端部（図４では右側端部）に逆転ギヤ２３を遊転自在に軸装して設ける。該逆転ギヤ２３は上記サイドクラッチ軸１６に設けたサイドクラッチギヤ３７ａと、上記デフ差動軸２２に設けた差動出力ギヤＲとに直接噛合する構成としている（図３の太線矢印及び図４の太線で噛合する関係を示している）。

【０００９】

すなわち、走行用ＨＳＴ５と旋回用ＨＳＴ６は前後に配置すると共に、走行用ＨＳＴ５からの動力と旋回用ＨＳＴ６からの動力は前記サイドクラッチ２４Ｌ，２４Ｒを有するサイドクラッチ軸１６にて合流する。左右一体のミッションケース（メインケース）３２Ｌ，３２Ｒの上部は分離して走行用ＨＳＴ５の動力系と旋回用ＨＳＴ６の動力系の入力軸がそれぞれ入力しており、ミッションケース３２Ｌ，３２Ｒの全体形状はこのような伝動経路に対応して略Ｕ字状に形成している。このように、走行用の伝動経路と旋回用の伝動経路とがサイドクラッチ軸１６を起点として前後に略Ｕ字状に立ち上がるため、ミッションケースの最低地上高を高く確保でき、湿田走行性能を高めることが出来るとともに、ミッションケース自体をコンパクトに形成することができる。

【００１０】

かかる構成において、たとえば図６に示すように、走行用ＨＳＴ５の入力軸１１及び旋回用ＨＳＴ６の入力軸１９にはエンジンプーリを介してエンジンの動力が伝達される。そして、左右のサイドクラッチ２４Ｌ，２４Ｒ間に設けた差動ギヤ機構及び減速軸１５に設けた逆転ギヤ２３を介し、旋回時に旋回用ＨＳＴ６によるデフケース２５の回転駆動によって旋回内側の車軸を正逆に無段変速できるように構成している。

【００１１】

図４を参照して説明すると、上でも述べたように、入力プーリ３３を介して走行用ＨＳＴ５の入力軸１１にエンジンからの動力が伝達される。同図中の５３は走行用ＨＳＴのトラニオン軸である。そして、同出力軸１２から副変速軸１３へと動力が伝達される。該副変速軸１３の一端には刈取出力プーリ３４が取り付けられ、該刈取出力プーリ３４は、刈取部を駆動する刈取入力プーリとベルトで掛け渡されている。また、副変速軸１３と刈取出力プーリ３４との間にはワンウェイクラッチが介装されている。また、図示しないシフタによって切り換えられる副変速軸１３のギヤ１３ａ、１３ｂ、１３ｃと噛合する走行系減速軸１５のギヤ１５ａ，１５ｂ、１５ｃを介して該減速軸１５が駆動する。上記シフタの切換えによって副変速軸１３のギヤ１３ａ、１３ｂ、１３ｃと走行系減速軸１５のギヤ１５ａ，１５ｂ、１５ｃとがそれぞれ噛合して、高速・中速・低速の３段に切り換えられる。

【００１２】

さらに、上記減速軸１５の駆動により、同じ減速軸１５に設けられたギヤ１５ｂと噛合するサイドクラッチ軸１６中央のギヤ１６ａを介して該サイドクラッチ軸１６が駆動する。サイドクラッチ２４Ｌ，２４Ｒは、油圧でディスク板３６を内方に押し付けると接続状態になり、動力はサイドクラッチ軸１６より回転体３５へ伝達され、さらに接続状態のディスク板３６を介してケーシング３７へ伝達され、ケーシング３７の内径部は回転体１０１とスプライン嵌合なので回転体１０１が回転して、さらに回転体１０１と一体構成されているギヤ３７ａ及びギヤ１６ｂが回転する。この実施例ではエンジンが始動している時は、常に油圧力によりディスク３６が押し付けられて接続状態になっている。そして、ギヤ１６ｂと噛合するギヤ１７ａを介しスプライン嵌合により減速ギヤ軸１７が駆動する。さらに、減速ギヤ軸１７の駆動により、同じギヤ軸１７のギヤ１７ｂと噛合するギヤ１８ａを介しスプライン嵌合によりホイル軸１８が駆動する。なお、同図中の３８はホイル軸１８に取付けるスプロケットを示している。

【００１３】

また、同じく図４とさらに図８を参照して説明すると、前述したように、入力プーリ３９を介して旋回用ＨＳＴ６の入力軸１９にエンジンからの動力が伝達される。同図中の５４は旋回ＨＳＴ用のトラニオン軸である。そして、同出力軸２０からギヤ２０ａ及びこれと噛合するギヤ２１ａを介して減速軸２１へと動力が伝達される。また、該減速軸２１のギヤ２１ｂを介してこれと噛合する差動入力ギヤＱへ伝達される。差動入力ギヤＱはボルトでデフケース２５に固定されている。図中の４１はデフケース２５に固定したピン、４２、４２ａと４３はそれぞれベベルギヤを示している。

また、デフ差動軸２２に設けた差動出力ギヤＰは前述のサイドクラッチ２４Ｒのギヤ３７ａと噛合する。また、デフ差動軸２２の差動出力ギヤＰとは反対側に設けた差動出力ギ

ヤＲは、前述したように走行系減速軸１５に軸装した逆転ギヤ２３と噛合し、さらに該逆転ギヤ２３はサイドクラッチ２４Ｌのギヤ３７ａと噛合する。

【００１４】

同じく図４及び図８を参照して説明すると、走行時は、走行用ＨＳＴ５の動力は、前述の伝動経路を介してサイドクラッチ軸１６に伝達される。走行時（エンジン回転中）は、左右のサイドクラッチ２４Ｌ，２４Ｒは接続状態になっているため、動力は減速ギヤ軸１７を介してホイルギヤへ伝達され、ホイル軸（車軸）１８を駆動する。なお前にも述べたように、たとえばエンジンを始動すると、ソレノイドバルブと接続している油圧配管により流入する油圧でピストン４４が内方へ押されて左右のサイドクラッチのディスク板３６が接続して動力は伝達可能状態となり、走行用ＨＳＴ５の前後進操作により動力は伝達されていく。走行用ＨＳＴ５を中立にすると動力の伝達は行われなくなる。また、エンジンを停止するとピストン４４の内方に配設した圧縮バネ（図示せず）でピストン４４は元の位置に戻り動力の伝達は断たれる。

【００１５】

そして、旋回時は、旋回内側のサイドクラッチの接続状態が断たれオフになり、走行用ＨＳＴ５の動力はホイル軸１８へは伝達されない。たとえば、左側のサイドクラッチ２４Ｌはオフで、右側のサイドクラッチ２４Ｒがオンになっている場合を考えると、走行用ＨＳＴ５の動力はサイドクラッチ軸１６から右側（旋回外側）のホイル軸１８へ伝達されるが、左側（旋回内側）のホイル軸１８へは伝達されない。そして、旋回用ＨＳＴ６の動力が前記差動ギヤ機構に入力し、差動入力ギヤＱ、デフケース２５の回転駆動によって、デフ差動軸２２に伝達され、差動出力ギヤＲ、逆転ギヤ２３を介してサイドクラッチ２４Ｌの回転体１０１とギヤ１６ｂが回転し、左側（旋回内側）のホイル軸１８へと伝達され、該ホイル軸１８を正転側又は逆転側に無段で変速する。

また、本発明では、上記逆転ギヤ２３を副変速後の減速軸１５に遊転自在に軸装して設けているため、この逆転ギヤ２３を支持する軸を別途設ける必要がなく、軸数を減らして、コスト及び重量を低減することができる。さらに、伝動装置のコンパクト化の達成も可能になる。

また、後でも詳しく述べるが、デフ差動軸２２に設けるブレーキ２７についてここで簡単に説明しておくと、左右のブレーキプレート４６Ｌ，４６Ｒを回転させるとピストン４７が内方に押されて多板式のディスク板４５が接続することにより駐車ブレーキがかかるようになっている。

【００１６】

図５は上記差動入出力ギヤＰ，Ｑ，Ｒの回転数の関係を示す線図である。

走行（直進）時は、左右のベベルギヤ４３、４３が互いに逆回転し、ベベルギヤ４２と４２ａは軸２２に対して公転せず自転している。そして、旋回のときは、旋回用ＨＳＴ６より動力が伝達され、パワステレバー３の傾動角度に応じて、差動入力ギヤＱがゼロ回転から立ち上がり、旋回外側の差動出力ギヤＰ又はＲに対して差動入力ギヤＱが加速していく。ギヤＲ又はギヤＰの一方が他方に対して逆転（旋回外側と内側とが同方向回転で且つ旋回内側が外側より低回転）している間は緩やかな旋回角度での旋回（ここでは「マイルドターン」と称する）、停止（ギヤＱがギヤＰ又はＲの１／２回転状態で旋回内側の回転停止）した時はブレーキターンとなる。差動出力ギヤＰとＲが互いに逆転しているにもかかわらず、ホイル軸１８が同方向に回転するのは逆転ギヤ２３を介しているためである。そして、デフケース２５はギヤＱと一体で回転し、ギヤＰと同回転目指して加速し、ギヤＲとギヤＰの一方が他方に対し正転（旋回外側と内側とが異方向回転）しているときはスピンターンとなる。もちろん、左旋回と右旋回の場合とでは旋回内側と外側が逆になる。

ところで、旋回用ＨＳＴ６の駆動回転速度の制御によってスピンターン状態における旋回内側の車軸回転数と旋回外側の車軸回転数との比を１：３となるように設定した場合、１：１のスピンターンと比較して、旋回中の馬力損失が少なくなり、またスピンターンしながらも機体旋回中心が移動するため、枕地等での旋回後、条合わせが容易になる。

【００１７】

また、前述したように、ミッションケースの外形は略Ｕ字状に形成されているが、その上部中央の空間部である凹部には、図６に示すように副変速の切換手段を設けている。８は副変速レバーであり、リンク機構４８を介してミッションケースの凹部のピン４０に接続している。このピン４０はＵ字状プレート４０ａに固定していて、さらにＵ字状プレート４０ａは副変速を変速するシフタに連結している。また、主変速レバー７はリンク機構４９を介して走行用ＨＳＴ５のピン５３ａに接続している。このピン５３ａはＵ字状プレート５３ｂに固定されている。５５は定量モータである。また、旋回用ＨＳＴ６のトラニオン軸５４にはピニオン５６ａと歯車５６を介してモータ５７を取付けている。前にも説明したように、入力プーリ３３を介して走行用ＨＳＴ５の入力軸１１にエンジンからの動力が伝達されるが、この動力はエンジンプーリ５８（図７）よりベルト５０を介して入力プーリ３３に伝達される。また、入力プーリ３３には入力プーリ３９との間にもベルト５１が掛け渡され、エンジンからの動力が入力プーリ３９にも伝達される。なお、５２はテンションプーリで、その作動・不作動によって旋回用ＨＳＴ６への動力の断続を行う。すなわち、ブレーキペダル９を踏むとベルト５１は緩み、動力が伝達されなくなるので、不用意にパワステレバー３を左右に傾動してもコンバインの不用意な旋回を防止できる。

このように走行用ＨＳＴ５と旋回用ＨＳＴ６との前後間隔部の空間を有効利用して副変速操作手段を配置できるため、全体的にコンパクトに構成することが出来る。

【００１８】

ここで、図７の油圧配置図について説明すると、エンジンを始動すると、オイルタンク６２のオイルはギヤポンプ６０を介して吸入され、またレデュースバルブ６１を介してソレノイドバルブ６６へ送られ、ここで左右に分かれてそれぞれ左右のサイドクラッチ２４Ｌ，２４Ｒに送られる。油圧により左右のサイドクラッチ２４Ｌ，２４Ｒは接続状態（入りの状態）になる。また、オイルタンク６２より走行用ＨＳＴ５及び旋回用ＨＳＴ６へ送られる。走行用ＨＳＴ５又は旋回用ＨＳＴ６を使用しないときは、マニホールド６５を介して一部がオイルタンク６２へ返却される。さらに、オイルタンク６２よりコントロールバルブ６３を介して刈取上下用シリンダ６７とオーガ上下用シリンダ６８へ送られる。

【００１９】

また、前述のとおり、差動ギヤ機構（差動装置）の左右両方のデフ差動軸２２、２２には駐車ブレーキ２７を設けている。このブレーキ２７は、操縦部に設けたブレーキペダル９に連動している（図２参照）。

図９を参照して駐車ブレーキ２７の作動について説明する。停車時にこのブレーキペダル９を矢印Ａ方向に踏込操作すると、支持板６９が支点７２の回りを矢印Ｂ方向に回動し、このとき図示しないワイヤを引っ張って前述のテンションプーリ５２を移動させてベルト５１を緩めると伝動が断たれる。これと同時にチューブ１０ａ内のワイヤ１０が引っ張られて、ワイヤ１０の先端は前述の左右のブレーキプレート４６Ｌ，４６Ｒと連結しているので、該左右のブレーキプレート４６Ｌ，４６Ｒが矢印Ｃ方向に回転する（倒れる）。これによって前述のようにブレーキ２７が作用し、差動ギヤ機構に連動連結された左右のサイドクラッチギヤ及びホイル軸がほぼ完全に制動される。

【００２０】

このように、左右の両デフ差動軸２２、２２にブレーキ２７、２７を設けて制動することにより、駐車ブレーキを確実にかけることができる。例えば坂道で斜めに停車してもターンすることなく確実に坂道停車でき、安全性が向上する。また、作業形態として、圃場の一辺刈取後、畦際で停車したまま刈取部を駆動して刈取穀稈を後送する操作を行うことがあるが、ブレーキペダル９を踏み、左右両サイドクラッチ２４Ｌ，２４Ｒを切ってブレーキ２７を作用させることにより、走行用ＨＳＴ５が駆動されていても機体を確実に停車させたままこの作業を行うことが出来る。

【００２１】

なお、図１０は上述の図９を前後方向からみたもので、２８は刈取入力プーリ、２９は刈取上下支点パイプ、３０は刈取フレーム、３１はエンスト時においてブレーキ２７を作用させるモータである。エンジンがエンストするとモータ３１を作動してケーブル１００

を引っ張る。すると、前述のブレーキプレート４６Ｌ，４６Ｒが矢印Ｃ方向に回動する。これによって同様にブレーキ２７が入り状態となる。

【００２２】

次に、パワステレバー３の回動操作量に基づいて旋回用ＨＳＴ６の駆動回転速度を制御する手動操向モードと、植立穀稈との接触により回動する触覚体の回動角度と車速とに基づいて旋回用ＨＳＴ６の駆動回転速度を制御する自動操向モードとを設け、手動操向モードを自動操向モードより優先させる構成について説明する。

図１１は一例として４条刈りのコンバイン先端部の平面図、図１２は触覚体の構成図、図１３は制御ブロック図、図１６はフローチャートである。

分草パイプ７９の先端部に左右の触覚体７５ａ，７５ｂがそれぞれ取り付けられ、これら左右の触覚体７５ａ，７５ｂはそれぞれ穀稈との接触により取付基部を支点として後方側へ回動し、接触が解かれると元の位置に復帰するように構成されている。また、これら左右の触覚体７５ａ，７５ｂの取付基部には回動角度を検出するポテンショメータ（左・右）７６ａ、７６ｂが設けられている。

【００２３】

そして、コントローラ７７の入力側に、自動操向モード入切スイッチ８０と、パワステレバー３の回動操作角を検出する操向操作ポテンショメータ８１と、上記触覚体７５ａ，７５ｂの回動角度を検出するポテンショメータ（左・右）７６ａ，７６ｂと、機体の走行速度を検出する車速センサ７８とを接続し、その出力側に旋回用ＨＳＴ６のトラニオン軸５４の回動操作用の電動モータ５７を接続する。また、コントローラ７７の入力側には、上記トラニオン軸５４の回動角度を検出するポテンショメータ８２も接続し、フィードバック制御により精度を確保している。

コントローラ７７には、図１４に示すような、上記操向操作ポテンショメータ値と車速センサ値とに応じて決定されるトラニオン軸５４回動操作角度を設定しておき、これに基づき手動操向モードにおける旋回用ＨＳＴ６の駆動回転を制御する。

また、コントローラ７７には、図１５に示すような、上記触覚ポテンショメータ値と車速センサ値とに応じて決定されるトラニオン軸５４回動操作角度を設定しておき、これに基づき自動操向モードにおける旋回用ＨＳＴ６の駆動回転を制御する。なお、図１４及び図１５に示した制御ラインは車速センサ値に応じて勾配が変化する。

【００２４】

かかる構成において、図１６のフローに示すように、自動操向モード入切スイッチ８０がオンになっている場合は原則的には自動操向モードが実行されるが、パワステレバー３が操作されたときは手動操向モードを優先させ、自動操向モードは中断される（ステップ１～ステップ４）。上記自動操向モード入切スイッチ８０がオフになっている場合は、もちろん手動操向モードが実行される（ステップ５）。

【００２５】

ここで、上述の自動操向モードについて説明すると、図１７のフローに示すように、自動操向モード入切スイッチ８０がオンになっているとき、車速を検出し、ポテンショメータ（右）７６ｂ値を読み込む（ステップ６、７）。読み込んだポテンショメータ（右）７６ｂ値が不感帯域でなければその値と車速センサ値とからトラニオン軸５４回動操作角度を算出する（ステップ８、９）。そして、左のサイドクラッチ２４Ｌ切りを出力すると共に、上記算出値に基づくトラニオン軸５４回動操作を出力する（ステップ１０）。以上は左旋回する場合である。

ステップ８において、ポテンショメータ（右）７６ｂ値が不感帯域であれば、ポテンショメータ（左）７６ａ値を読み込む（ステップ１１）。読み込んだポテンショメータ（左）７６ａ値が不感帯域でなければその値と車速センサ値とからトラニオン軸５４回動操作角度を算出する（ステップ１２、１３）。そして、右のサイドクラッチ２４Ｒ切りを出力すると共に、上記算出値に基づくトラニオン軸５４回動操作を出力する（ステップ１４）。以上は右旋回する場合である。

【００２６】

そして、ステップ１２において、ポテンショメータ（左）７６ａ値が不感帯域であれば、左右のサイドクラッチ２４Ｌ，２４Ｒ入りを保持したままトラニオン軸５４をニュートラル位置に保持する（ステップ１５）。以上は直進する場合である。

このように、自動操向モードでは、旋回用ＨＳＴ６の駆動回転速度の制御に車速を加味することにより、旋回半径を一定に保って安定した操向度合いを得る事が出来、穀稈列に沿った適切な自動方向制御を行うことが可能になるとともに、この自動操向モードに加えて手動操向モードを設け、手動操向モードを自動操向モードより優先させることにより、緊急事態にも適正に対処でき、円滑な刈取走行を行うことが出来る。

【００２７】

次に、パワステレバー３の回動操作に基づいて旋回用ＨＳＴ６の駆動回転速度を制御するにあたり、パワステレバー３の回動角度の変化に対して旋回用ＨＳＴ６のトラニオン軸角度を直線的に変化させるべく設定を行うとともに、該直線的関係の勾配を車速に応じて変化させる構成について説明する。

図１８は制御のブロック図であり、コントローラ７７の入力側に、パワステレバー３の回動操作角を検出する操向操作ポテンショメータ８１と、機体の走行速度を検出する車速センサ７８とを接続し、その出力側に左右のサイドクラッチ入切用ソレノイド８３、８４と、旋回用ＨＳＴ６のトラニオン軸５４の回動操作用の電動モータ５７とを接続する。また、コントローラ７７の入力側には、上記トラニオン軸５４の回動角度を検出するポテンショメータ８２も接続し、フィードバック制御により精度を確保している。

【００２８】

コントローラ７７には、図１９に示すような、パワステレバー３の回動角度の変化に対して直線的に変化する旋回用ＨＳＴ６のトラニオン軸角度を設定しておき、これに基づき旋回用ＨＳＴ６の駆動回転を制御する。そして、このように設定される直線的関係の勾配を車速に応じて無段階的に変化させるように設定する。車速が大きいほど直線の勾配は大きくなる（図１９参照）。

このように、パワステレバー３の回動角度の変化に対して旋回用ＨＳＴ６のトラニオン軸角度が直線的に変化するため、直進状態から旋回状態への移行が敏感且つ円滑に行われ、さらに車速を反映することにより車速が変化しても旋回半径を一定に保って安定した操向度合いが得られる。

【００２９】

次に、本発明に関連して、パワステレバー３の中立位置決め機構について説明する。

図２０はかかる機構を説明するための正面内部構成図、図２１はその側面内部構成図、図２２は図２０の一部拡大図である。

本構成は、パワステレバー３の中立位置決め機構と旋回用ＨＳＴ６内の閉回路を開閉するニュートラルバルブとを連繋し、上記中立位置決め機構によるパワステレバー３の中立位置係止作動に関連して上記ニュートラルバルブによる旋回用ＨＳＴ６内の閉回路の開作動が行われる構成としたものである。

【００３０】

すなわち、旋回用ＨＳＴ６のゲージポート９１を介する旋回用ＨＳＴ６内の閉回路を開閉するニュートラルバルブ８５を設け、該ニュートラルバルブ８５のスプール８９を摺動させるスプール作動ロッド８８をパワステレバー３にロッド連繋させる。具体的には、パワステレバー３の左右回動支点軸２００に取り付けられパワステレバー３の左右回動と連動して左右に揺動するプレート８６の一端部を連結ロッド８７を介して上記スプール作動ロッド８８と連結する。上記スプール８９は横軸方向に摺動可能に設けられ、また上記スプール作動ロッド８８はスプール８９に対して直角方向に移動可能に設けられている。スプール作動ロッド８８の周面には小径の溝部８８ａが形成され、さらに該スプール作動ロッド８８の周面とスプール８９の先端面８９ａとの間にはスチールボール９０を介装する。上記スプール８９はバネ（図示せず）によって常時スプール作動ロッド８８側へ押圧されており、上記スチールボール９０が上記溝部８８ａに嵌入する（落ち込む）と、そのスプール８９位置で旋回用ＨＳＴ６内の閉回路が「開」となり、またこの状態でパワステレ

バー３が中立位置に係止される（図２０及び図２２はこの状態を示している）。

【００３１】

以上のごとく、スプール８９を「開」位置に係止するスプール作動ロッド８８の位置決め機構によってパワステレバー３を中立位置に係止する構成としたので、パワステレバー３が中立位置に係止されると、上述のように旋回用ＨＳＴ６内の閉回路は「開」状態となり、ポンプからモータへの送油回路が短絡されてモータの停止状態が維持され、機体は直進する。そして、パワステレバー３を中立位置から左右のどちらかに傾動させると、プレート８６が回動し、これと連動して連結ロッド８７に連結したスプール作動ロッド８８が上下のどちらかに移動する。このとき、スチールボール９０がスプール作動ロッド８８の溝部８８ａから外れて、スプール８９は前述のバネによる押圧方向とは逆方向に戻され、スプール８９の「開」位置からずれて旋回用ＨＳＴ６内の閉回路は「閉」状態となり、モータが即座に駆動されて機体は旋回する。

これにより、パワステレバー３中立時における機体の直進性が維持できると共に、低速走行時であっても確実に旋回することが出来る。

【００３２】

図２３はパワステレバー３の（ａ）正面図及び（ｂ）側面図であり、図２４はその分解斜視図である。

すでに述べたように、パワステレバー３は、前後左右に傾動して刈取部の上げ下げと機体の旋回を操作するもので、中立位置から後方に倒すと刈取部が上昇し、前方に倒すと刈取部が下降し、また、左側に倒すと機体は左旋回し、右側に倒すと右旋回する。したがって、パワステレバー３は、前後回動支点軸２０１と左右回動支点軸２００とによって前後左右に傾動可能に構成されている。

【００３３】

もう少し詳しく説明すると、パワステレバー３の基端部にはコ字型の回動板９６が一体で設けられ、該回動板９６の左右両側面にはそれぞれ前後回動支点軸２０１と係合する孔９６ａと９６ｂが形成されている。また、パワステレバー３の下に配設されるブロック体１０２は、上から、前後回動支点軸２０１を横方向に立設し且つピン１０６を後方に設けたケース１０２ａと、左右回動支点軸２００に外挿される円筒体１０２ｂと、ポテンショメータ１０４と係合するピン１０５を下端に設けたプレート１０２ｃとを一体的に構成してなる。ポテンショメータ１０４はパワステレバー３の左右傾動操作角を検出する。

【００３４】

また、機体側固定板９３にはその上部の前方に突出する左右回動支点軸２００を設け、該左右回動支点軸２００は上記円筒体１０２ｂに挿入される。そして、機体側固定板９３上部の後方に突出する段付きピン１０３と軸１０７とを設け、該軸１０７には操作荷重増加用トルクスプリング９１及び中立位置復帰用トルクスプリング９２を介装する。パワステレバー３を左右に傾動操作すると、スピンターン実行域に入る時点で上記ピン１０６が操作荷重増加用トルクスプリング９１の自由端に当接し、そこから操作荷重が重くなるようにしている。また、上記中立位置復帰用トルクスプリング９２はパワステレバー３を中立位置に常時復帰付勢している。この２つのトルクスプリング９１、９２は夫々自由端側開き角の異なるもので構成し、開き角の大きいものを上記操作荷重増加用トルクスプリング９１、小さいものを上記中立位置復帰用トルクスプリング９２とする。なお、図２４中の９７は組付時に使用するワッシャ等である。

【００３５】

以上のように、パワステレバー３の左右回動支点軸２００の上側に該パワステレバー３の前後回動支点軸２０１を設けているので、たとえばパワステレバー３を前後に回動操作しても、パワステレバー３の左右傾動操作角を検出するポテンショメータ１０４は移動しない。このため、余分なスペースが不要でパワステレバー３の回動支点軸部の構成をコンパクトにできる。

また、パワステレバー３の左右回動支点軸２００部に上記操作荷重増加用トルクスプリング９１を介装することで、パワステレバー３の操作荷重がスピンターン実行域から重く

なるため、オペレータはスピンターンの実行を認識できるため、不用意なスピンターンを防止して安全な操向操作を行うことが出来る。

【００３６】

図２５は同様にパワステレバー３の（ａ）正面図と（ｂ）側面図を示しているが、上記操作荷重増加用トルクスプリング９１をパワステレバー３の左右回動支点軸部に介装する代わりに、上記機体側固定板９３下部の左右両端にそれぞれ横向きにトルクスプリング９８を取り付け、プレート１０２ｃ下方に設けたピン１０８がスピンターン実行域に入る時点で上記トルクスプリング９８に当接し、そこから操作荷重が重くなるように構成してもよい。

また、上述の図２３に示しているが、パワステレバー３が中立位置にあるとき、機体側固定板９３の所定位置に形成した溝部９３ａにスプリング９５によって付勢されているボール９４が嵌入する構成とすることによって、パワステレバー３を中立位置に係止することができる。これにより、直進状態におけるパワステレバー３の位置が明確となり、直進状態の調整を容易に行うことが出来るとともに、直進操作の操作感覚を向上させることができる。

【００３７】

【発明の効果】

以上詳細に説明したように、本発明の走行装置によれば、パワステレバーの回動操作に基づいて旋回用ＨＳＴの駆動回転速度を制御するにあたり、パワステレバーの回動角度の変化に対して旋回用ＨＳＴのトラニオン軸角度を直線的に変化させるべく設定を行うとともに、該直線的関係の勾配を車速に応じて変化させる構成にしたので、直進状態から旋回状態へ敏感且つ円滑に移行することができ、さらに車速が変化しても旋回半径を一定に保って安定した操向度合いが得られる。

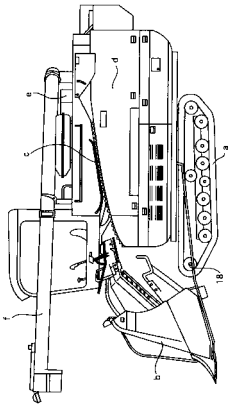
また、旋回用無段変速機構と前後進駆動用の走行用無段変速機構を機体進行方向の前後に配置し、走行用無段変速機構からの動力と旋回用無段変速機構からの動力を前記サイドクラッチを有するサイドクラッチ軸にて合流する構成とすると共に、走行用の伝動経路と旋回用の伝動経路とがサイドクラッチ軸を起点として前後に略Ｕ字状に立ち上がる構成とし、また、ミッションケースの全体形状を上記伝動経路に対応した略Ｕ字状に形成し、このミッションケースの分離した上部の前側に走行用無段変速機構の動力系の入力軸を、後側に前記旋回用無段変速機構の動力系の入力軸をそれぞれに入力し、走行用無段変速機構と旋回用無段変速機との前後間隔部の空間に、副変速操作手段を配置するようにしたので、全体的にコンパクトに構成することができる。

【図面の簡単な説明】

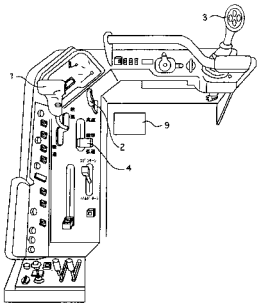
【図１】本発明に係わるコンバインの一例を示す全体側面図である。
【図２】コンバインの運転席のスイッチ配置図である。
【図３】右側面からみた伝動装置内の各伝動軸の配置構成を示す図である。
【図４】図３におけるＡ－Ａ及びＳ１－Ｓ１に沿った断面図である。
【図５】差動ギヤＰ，Ｑ，Ｒの回転数の関係を示す線図である。
【図６】伝動装置の斜視図である。
【図７】伝動装置を含む全体の油圧配置図である。
【図８】図４における一部拡大図である。
【図９】ブレーキ手段を示すミッション近傍の側面図である。
【図１０】図９を前後方向からみた図である。
【図１１】４条刈りのコンバイン先端部の平面図である。
【図１２】触覚体の構成図である。
【図１３】制御ブロック図である。
【図１４】手動操向モードの制御ライン図である。
【図１５】手動操向モードの制御ライン図である。
【図１６】制御フローチャートである。
【図１７】自動操向モードのフローチャートである。

【図１８】制御ブロック図である。
【図１９】制御ライン図である。
【図２０】パワステレバー３の中立位置決め機構を説明するための正面内部構成図である。
【図２１】その側面内部構成図である。
【図２２】図２０の一部拡大図である。
【図２３】パワステレバーの正面図と側面図である。
【図２４】パワステレバーの取付構造を示す分解斜視図である。
【図２５】パワステレバーの正面図と側面図である。
【符号の説明】
ａ　クローラ
ｂ　刈取部
ｃ　フィードチェーン
ｄ　脱穀機
ｅ　穀物タンク
ｆ　オーガ
１　ＨＳＴレバー
２　アクセルレバー
３　パワステレバー
４　副変速レバー
５　走行用ＨＳＴ
６　旋回用ＨＳＴ
７　主変速レバー
８　副変速レバー
９　ブレーキペダル
１０　ブレーキワイヤ
１１　走行用ＨＳＴ入力軸
１２　同出力軸
１３　副変速軸
１５　走行系減速軸
１６　サイドクラッチ軸
１７　減速ギヤ軸
１８　ホイル軸
１９　旋回用ＨＳＴ入力軸
２０　同出力軸
２１　差動系減速軸
２２　デフ差動軸
２３　逆転ギヤ
２４Ｌ，２４Ｒ　クラッチ
２５　デフケース
２７　ブレーキ
３２Ｌ，３２Ｒ　ミッションケース（メインケース）
７５ａ，７５ｂ　触覚体
７９　分草パイプ

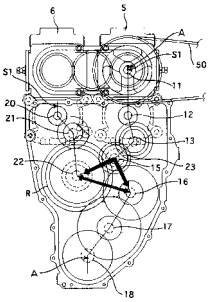
【図１】



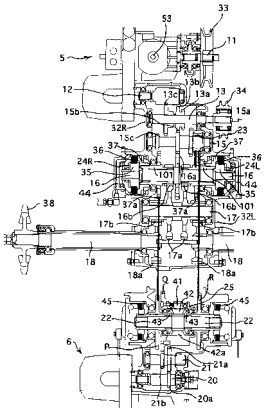
【図２】



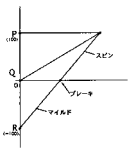
【図３】



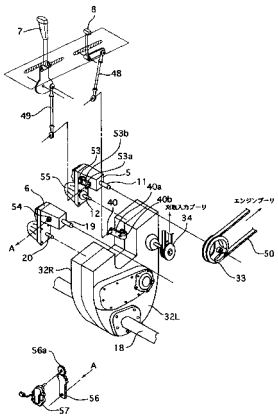
【図４】



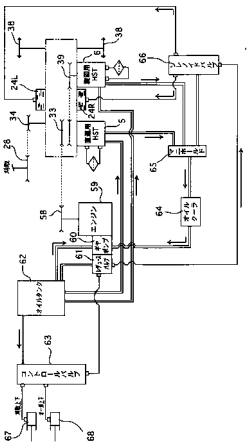
【図５】



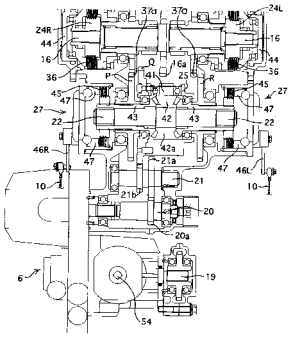
【図６】



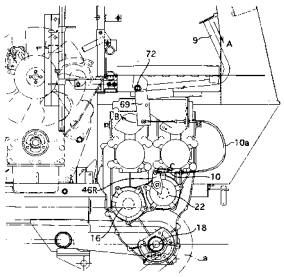
【図７】



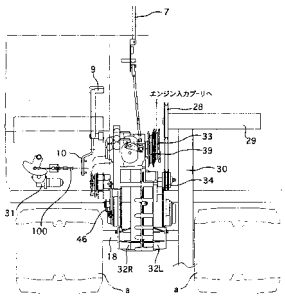
【図８】



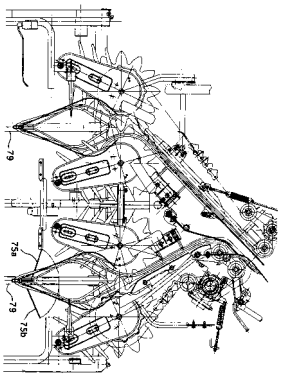
【図９】



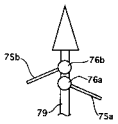
【図１０】



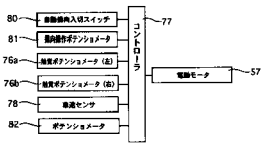
【図１１】



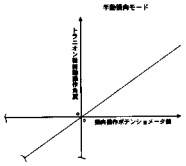
【図１２】



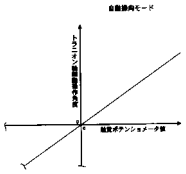
【図１３】



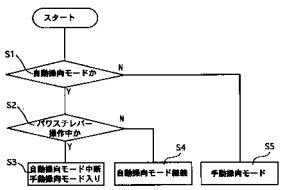
【図１４】



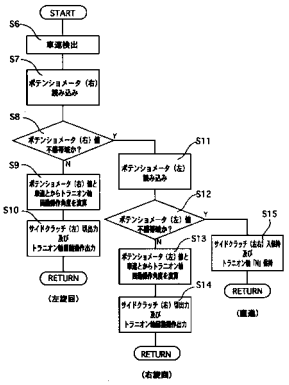
【図１５】



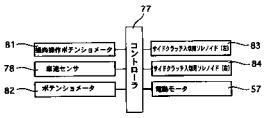
【図１６】



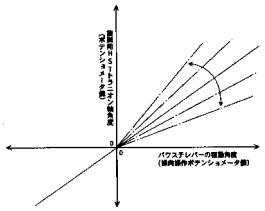
【図１７】



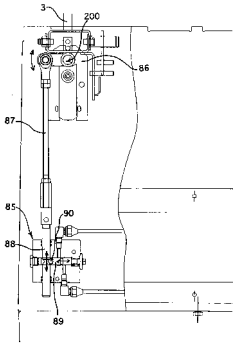
【図１８】



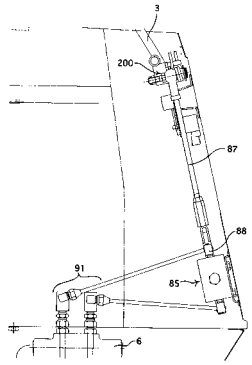
【図１９】



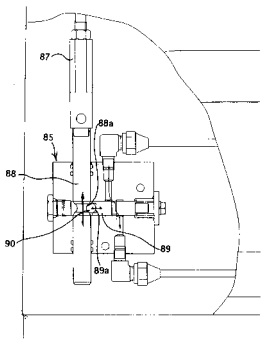
【図２０】



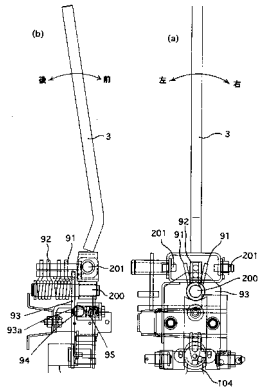
【図２１】



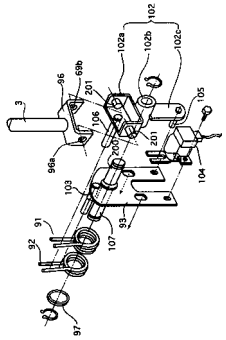
【図２２】



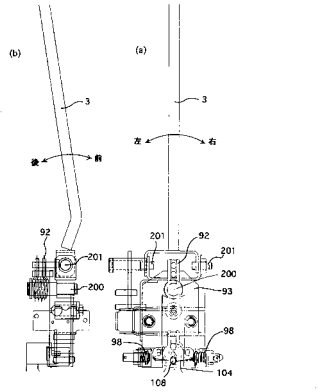
【図２３】



【図２４】



【図２５】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. FI
A01D 69/03

(72)発明者 秋山 尚文
愛媛県伊予郡砥部町八倉１番地 井関農機株式会社技術部内
(72)発明者 廣田 幹司
愛媛県伊予郡砥部町八倉１番地 井関農機株式会社技術部内

審査官 石原 幸信

(56)参考文献 特開２００１－０５５１５９（ＪＰ，Ａ）
特開平１１－２９１９３５（ＪＰ，Ａ）
特開平１０－１９４１５４（ＪＰ，Ａ）
特開平１０－１５７６５１（ＪＰ，Ａ）
特開平０９－２１５４０６（ＪＰ，Ａ）
特開平０９－０３０４３９（ＪＰ，Ａ）
特開平０７－０９６８５５（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl., ＤＢ名)
B62D 11/00 - 11/24
A01B 69/00 - 69/08
A01D 69/00 - 69/12