

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2009-90784

(P2009-90784A)

(43) 公開日 平成21年4月30日(2009.4.30)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
B 6 2 D 11/14 (2006.01)	B 6 2 D 11/14	3 D 0 5 2
F 1 6 H 47/02 (2006.01)	F 1 6 H 47/02	A
F 1 6 H 47/04 (2006.01)	F 1 6 H 47/04	A

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2007-262584 (P2007-262584)
 (22) 出願日 平成19年10月5日 (2007.10.5)

(71) 出願人 000006781
 ヤンマー株式会社
 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号
 (74) 代理人 100080621
 弁理士 矢野 寿一郎
 (72) 発明者 清岡 晃司
 兵庫県尼崎市猪名寺2丁目18番1号 株式会社神崎高級工機製作所内
 (72) 発明者 北川原 広志
 兵庫県尼崎市猪名寺2丁目18番1号 株式会社神崎高級工機製作所内
 Fターム(参考) 3D052 AA02 AA06 BB08 CC03 CC04
 DD04 EE01 FF02 GG03 HH02
 JJ04 JJ10 JJ21 JJ23 JJ24

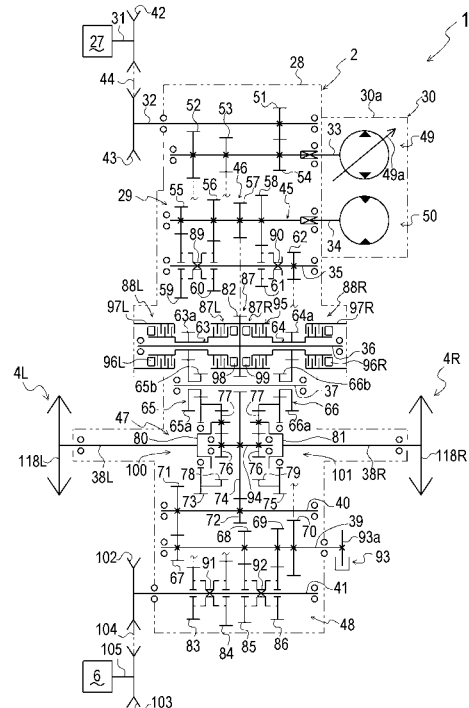
(54) 【発明の名称】 作業車両のトランスミッション

(57) 【要約】

【課題】従来の作業車両のトランスミッションにおいては、左右の走行駆動軸に備えた遊星歯車装置に二つの無段変速装置から駆動力を入力し、両走行駆動軸間に回転速度差を付与して旋回させる構成であったため、馬力ロスが大きく、また、旋回安定性を確保するには複雑な各種連動構造を要する、という問題があった。

【解決手段】走行系ドライブトレイン45と旋回系ドライブトレイン46に分岐動力を入力可能な単一の無段変速装置30を設け、走行系ドライブトレイン45に副変速装置29を設け、旋回系ドライブトレイン46に、インターナルギア78・79への動力断接を行うサイドクラッチ87L・87Rと、サイドクラッチ87L・87Rの出力部材63・64をサイドクラッチ切状態で制動するブレーキ88を設け、旋回走行時に旋回系ドライブトレイン46からの伝達動力を一方のインターナルギア78のみに入力した。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

左右の走行駆動軸にそれぞれ遊星歯車装置を備え、該遊星歯車装置の中央のサンギア、該サンギアの外周位置のインターナルギア、及び該インターナルギアと前記サンギアに噛合する複数のプラネタリギアを枢支するキャリアには、それぞれ、走行系ドライブトレイン、旋回系ドライブトレイン、及び前記走行駆動軸を連動連結し、前記旋回系ドライブトレインから左右のインターナルギアへの伝達動力を調整し、前記左右の走行駆動軸に回転速度差を付与して機体を旋回走行させる作業車両のトランスミッションにおいて、前記走行系ドライブトレインと旋回系ドライブトレインに対して分岐動力を入力可能な単一の無段変速装置を設けると共に、前記走行系ドライブトレインには、副変速装置を介設し、前記旋回系ドライブトレインには、前記左右のインターナルギアへの動力の断接を行う左右のサイドクラッチと、該サイドクラッチの出力部材をサイドクラッチ切状態で制動可能なブレーキとを設け、旋回走行時には、前記旋回系ドライブトレインからの伝達動力を一方のインターナルギアのみに入力したことを特徴とする作業車両のトランスミッション。

10

【請求項 2】

前記旋回系ドライブトレインからの伝達動力は、前記サンギアと反対方向の回転動力として、前記走行駆動軸を減速駆動することを特徴とする請求項 1 記載の作業車両のトランスミッション。

【請求項 3】

前記旋回系ドライブトレインからの伝達動力は、前記サンギアと同方向の回転動力として、前記走行駆動軸を増速駆動することを特徴とする請求項 1 記載の作業車両のトランスミッション。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、左右の走行駆動軸にそれぞれ遊星歯車装置を備え、該遊星歯車装置を構成するサンギア、インターナルギア、キャリアに、それぞれ走行系ドライブトレイン、旋回系ドライブトレイン、走行駆動軸を連動連結し、前記旋回系ドライブトレインから左右のインターナルギアへの各伝達動力を調整することにより、前記左右の走行駆動軸に回転速度差を付与して機体を旋回走行させる、作業車両のトランスミッションに関する。

30

【背景技術】

【0002】

従来より、コンバイン等の作業車両のトランスミッションにおいては、左右の走行駆動軸にそれぞれ遊星歯車装置を備え、該遊星歯車装置を、中央のサンギアと、該サンギアの外周で噛合する複数のプラネタリギアと、該プラネタリギアに噛合するインターナルギアと、前記走行駆動軸に固設されプラネタリギアを枢支するキャリアとから構成すると共に、走行駆動用の第一無段変速装置と旋回駆動用の第二無段変速装置を設けることが行われている。これにより、直進走行時には、前記第一無段変速装置からの動力だけを、左右のサンギアに入力し、旋回走行への走行切替時には、前記第二無段変速装置からの動力を、左右のインターナルギアに対して互いに回転方向を逆にして新たに伝達することにより、該インターナルギアと前記サンギア間に噛合する複数のプラネタリギアの回転速度を左右で別々に増減させ、該プラネタリギアを枢支するキャリアを介して、左右の走行駆動軸に回転速度差を付与し、機体を旋回走行させる技術が公知となっている（例えば、特許文献 1 参照）。

40

【特許文献 1】特開平 8 - 3 1 0 4 3 4 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

しかし、実作業においては、作業時間全体に占める旋回走行時間の割合は非常に少なく、旋回駆動用の前記第二無段変速装置はほとんど使用しないにもかかわらず、エンジン等

50

の駆動源からの動力が第二無段変速装置に無駄に消費されるため、馬力ロスが大きくて燃費が悪く、更に、比較的高価な無段変速装置が二台も必要なため、装置コストが高く、ミッションケースのコンパクト化も難しい、という問題があった。

また、旋回走行の安定性等の観点からは、高速走行時には旋回速度を小さくして緩旋回する一方、低速走行時には旋回速度を大きくして急旋回するのが望ましいが、このような旋回速度制御を前記技術で行うには、副変速装置による速度段に連動して、適正な動力を前記第二無段変速装置から出力して左右のインターナルギアに伝達するといった、複雑な連動機構が必要となり、部品点数が多くて部品コストが高くなり、組立性やメンテナンス性も悪くなる、という問題があった。

【課題を解決するための手段】

【0004】

本発明の解決しようとする課題は以上の如くであり、次にこの課題を解決するための手段を説明する。

すなわち、請求項1においては、左右の走行駆動軸にそれぞれ遊星歯車装置を備え、該遊星歯車装置の中央のサンギア、該サンギアの外周位置のインターナルギア、及び該インターナルギアと前記サンギアに噛合する複数のプラネタリギアを枢支するキャリアには、それぞれ、走行系ドライブトレイン、旋回系ドライブトレイン、及び前記走行駆動軸を連動連結し、前記旋回系ドライブトレインから左右のインターナルギアへの伝達動力を調整し、前記左右の走行駆動軸に回転速度差を付与して機体を旋回走行させる作業車両のトランスミッションにおいて、前記走行系ドライブトレインと旋回系ドライブトレインに対して分岐動力を入力可能な単一の無段変速装置を設けると共に、前記走行系ドライブトレインには、副変速装置を介設し、前記旋回系ドライブトレインには、前記左右のインターナルギアへの動力の断接を行う左右のサイドクラッチと、該サイドクラッチの出力部材をサイドクラッチ切状態で制動可能なブレーキとを設け、旋回走行時には、前記旋回系ドライブトレインからの伝達動力を一方のインターナルギアのみに入力するものである。

請求項2においては、前記旋回系ドライブトレインからの伝達動力は、前記サンギアと反対方向の回転動力として、前記走行駆動軸を減速駆動するものである。

請求項3においては、前記旋回系ドライブトレインからの伝達動力は、前記サンギアと同方向の回転動力として、前記走行駆動軸を増速駆動するものである。

【発明の効果】

【0005】

本発明は、以上のように構成したので、以下に示す効果を奏する。

すなわち、請求項1においては、左右の走行駆動軸にそれぞれ遊星歯車装置を備え、該遊星歯車装置の中央のサンギア、該サンギアの外周位置のインターナルギア、及び該インターナルギアと前記サンギアに噛合する複数のプラネタリギアを枢支するキャリアには、それぞれ、走行系ドライブトレイン、旋回系ドライブトレイン、及び前記走行駆動軸を連動連結し、前記旋回系ドライブトレインから左右のインターナルギアへの伝達動力を調整し、前記左右の走行駆動軸に回転速度差を付与して機体を旋回走行させる作業車両のトランスミッションにおいて、前記走行系ドライブトレインと旋回系ドライブトレインに対して分岐動力を入力可能な単一の無段変速装置を設けると共に、前記走行系ドライブトレインには、副変速装置を介設し、前記旋回系ドライブトレインには、前記左右のインターナルギアへの動力の断接を行う左右のサイドクラッチと、該サイドクラッチの出力部材をサイドクラッチ切状態で制動可能なブレーキとを設け、旋回走行時には、前記旋回系ドライブトレインからの伝達動力を一方のインターナルギアのみに入力したので、前記走行系ドライブトレインと旋回系ドライブトレインへの動力を共通の無段変速装置から供給し、エンジン等の駆動源によって駆動する無段変速装置を一台で済ますことができ、馬力ロスを小さくして燃費を向上させ、更に、装置コストを低減し、ミッションケースのコンパクト化も図ることができる。また、直進走行から旋回走行に移行する時は、旋回系ドライブトレインから伝達動力を入力した側（以下、「旋回入力側」とする）のインターナルギアに連動連結する走行駆動軸は一定量だけ増減速されるが、旋回系ドライブトレインからの伝

10

20

30

40

50

達動力を入力しない側のインターナルギアに連動連結する走行駆動軸は、旋回走行中も直進走行時の速度に保持されている。このため、旋回直前まで副変速の高速度段等により高速で直進走行していると、前記旋回入力側の走行駆動軸の増減速の占める割合が相対的に小さく、機体はゆっくりと緩旋回し、逆に、旋回直前まで副変速の低速度段等により低速で直進走行していると、前記旋回入力側の走行駆動軸の増減速の占める割合が前記高速度段の場合よりも相対的に大きくなり、機体は急旋回または芯地旋回する。従って、副変速装置の速度段をインターナルギアの伝動動力に連動可能な複雑な連動機構を別途に設けることなく、高速走行時には緩旋回、低速走行時には急旋回または芯地旋回を行うことができ、安定した旋回性能が得られると共に、部品点数を減少させて部品コストを低減し、組立性やメンテナンス性の向上も図ることができる。

10

請求項2においては、前記旋回系ドライブトレインからの伝達動力は、前記サンギアと反対方向の回転動力として、前記走行駆動軸を減速駆動するので、サンギアよりも低速の該走行駆動軸を旋回内側として小さい半径で旋回することができ、狭い圃場での作業を容易にすることができる。

請求項3においては、前記旋回系ドライブトレインからの伝達動力は、前記サンギアと同方向の回転動力として、前記走行駆動軸を増速駆動するので、該走行駆動軸と反対側でサンギアと同速の走行駆動軸を旋回内側として大きい半径で旋回することができ、急旋回による圃場の荒れや乗り心地の悪化等を防ぐことができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0006】

20

次に、発明の実施の形態を説明する。

図1は本発明に関わるトランスミッションを搭載したコンバインの全体構成を示す全体側面図、図2は同じく全体平面図、図3はトランスミッションの動力伝達構成を示すスケルトン図、図4はトランスミッションにおける軸及びギアの配置構成を示す側面模式図、図5は遊星歯車装置における各ギアの駆動構成を示す側面模式図であって、図5(a)は旋回内側の遊星歯車装置における各ギアの駆動構成を示す側面模式図、図5(b)は旋回外側の遊星歯車装置における各ギアの駆動構成を示す側面模式図である。

【0007】

まず、本発明に係わるトランスミッション2を有するコンバイン1の全体構成について、図1、図2により説明する。

30

該コンバイン1においては、トラックフレーム3の左右にクローラ式走行装置4L・4Rが支持されると共に、トラックフレーム3には機台5が架設されている。そして、機体前後には、刈取部6と脱穀部7が設けられ、このうちの前記刈取部6は、刈刃8及び穀稈搬送機構9等を備えると共に、刈取フレーム14を介して油圧シリンダ13により昇降できるようにし、前記脱穀部7には、フィードチェーン10が左側に張架され、該フィードチェーン10の右側方には扱胴11と処理胴12が内蔵されている。前記脱穀部7の後方には、排糞チェーン15の末端を望ませる排糞処理部16が配置され、脱穀後の排糞を後方に排出するようにしている。

【0008】

該排糞処理部16の側方には、前記脱穀部7からの穀粒を揚穀筒17を介して搬入する穀物タンク18が設けられ、該穀物タンク18の上方には左右上下に回動可能な排出オーガ19が配設されており、刈取部6から刈り取られて脱穀部7にて処理された穀粒が、穀物タンク18内に貯留された後、前記排出オーガ19を介して機外に搬出されるようにしている。

40

【0009】

また、前記刈取部6と穀物タンク18との間には運転部20が設けられ、該運転部20においては、前方のハンドルポスト21に丸型の操向ハンドル22が支架され、該操向ハンドル22の後方に運転席23が配置され、該運転席23の側部には、駐車ブレーキレバー24、主変速レバー25、副変速レバー26が並設されている。

【0010】

50

そして、運転部 20 の下方で前記左右のクローラ式走行装置 4 L・4 Rの間には、エンジン 27 と、該エンジン 27 からの動力を変速して前記左右のクローラ式走行装置 4 L・4 Rを駆動する、本発明に係わるトランスミッション 2 とが配設されている。

【0011】

次に、該トランスミッション 2 の各装置及びその動力伝達構成について、図 3、図 4 により説明する。

トランスミッション 2 においては、前記左右のクローラ式走行装置 4 L・4 Rを駆動するための走行系ドライブトレイン 45、旋回系ドライブトレイン 46、差動機構 47、及び前記刈取部 6 の駆動力を取り出して変速するための P T O 変速装置 48 等がミッションケース 28 内に配置され、該ミッションケース 28 の外側面には主変速装置 30 が設けら

10

【0012】

該主変速装置 30 は、油圧式無段変速装置（ハイドロスタティックトランスミッション）であって、そのハウジング 30 a は前記ミッションケース 28 の上部右側面に前斜め下方姿勢で設けられ、該ハウジング 30 a 内には、図示せぬ油圧回路によって互いに流体接続された可変容積型の油圧ポンプ 49 と固定容積型の油圧モータ 50 とが、後ろから順に並設されると共に、該油圧ポンプ 49 への入力軸であるポンプ軸 33 と、油圧モータ 50 からの出力軸であるモータ軸 34 とは、互いに平行に、機体左右方向に軸支されている。

【0013】

これにより、前記油圧ポンプ 49 の可動斜板 49 a の傾角を変化させると、油圧ポンプ 49 から油圧モータ 50 への圧油の吐出量と吐出方向を変化させることができ、油圧ポンプ 49 のポンプ軸 33 に入力された動力を無段階に変速して油圧モータ 50 のモータ軸 34 に出力することができる。なお、前記可動斜板 49 a は、図示せぬリンク機構を介して前記主変速レバー 25 と接続されており、該主変速レバー 25 を傾動操作することにより、前記可動斜板 49 a の傾角を変更可能としている。

20

【0014】

また、前記ミッションケース 28 内では、前記ポンプ軸 33 とモータ軸 34 と平行して、入力軸 32、副変速軸 35、クラッチ軸 36、減速軸 37、左右の駆動スプロケット 118 L・118 R をそれぞれ装備する走行駆動軸 38 L・38 R、中間軸 39、減速軸 40、及び P T O 軸 41 が、それぞれ左右延伸状に軸支されている。

30

【0015】

このうちの入力軸 32 は、ミッションケース 28 から左方に突出され、その突出端にはプーリ 43 が嵌着され、該プーリ 43 と、前記エンジン 27 の出力軸 31 の先端に嵌着されたプーリ 42 との間には、ベルト 44 が巻回されており、エンジン 27 からのエンジン動力が、ベルト伝動によってミッションケース 28 の外部から入力軸 32 に入力される。

【0016】

更に、該入力軸 32 の右部には、ギア 51 が固設され、該ギア 51 は前記ポンプ軸 33 のギア 54 に常時噛合されると共に、該ギア 54 より左方のポンプ軸 33 上には、大径ギア 52 と小径ギア 53 が左から順に固設されている。該ギア 52・53 は、後述する P T O 変速装置 48 に連結連動されており、エンジン動力は、入力軸 32 から、ギア 51、ギア 54、ポンプ軸 33 を介して油圧ポンプ 49 に入力されると共に、該エンジン動力の一部は、大径ギア 52 または小径ギア 53 を介して、P T O 変速装置 48 の P T O 軸 41 に入力されて前記刈取部 6 等の駆動力源として使用される。このうち、油圧ポンプ 49 に入力されたエンジン動力は、前述のようにして主変速装置 30 によって変速された後、主変速動力としてモータ軸 34 から副変速装置 29 へと出力される。

40

【0017】

該副変速装置 29 においては、前記モータ軸 34 上には、左から順に、小径ギア 55、中径ギア 56、大径ギア 58 が固設されると共に、前記副変速軸 35 上にも、左から順に、低速ギア 59、中速ギア 60、高速ギア 61 が相対回転可能に環設され、これら低速ギア 59、中速ギア 60、高速ギア 61 は、それぞれ、前記小径ギア 55、中径ギア 56、

50

大径ギア 5 8 に常時噛合されている。これにより、小径ギア 5 5 と低速ギア 5 9 から成る低速ギア列、中径ギア 5 6 と中速ギア 6 0 から成る中速ギア列、大径ギア 5 8 と高速ギア 6 1 から成る高速ギア列といった 3 段の副変速駆動列が形成される。なお、副変速軸 3 5 上で高速ギア 6 1 の右方には副変速出力ギア 6 2 が固設されている。

【 0 0 1 8 】

更に、前記副変速軸 3 5 上には、前記低速ギア 5 9 と中速ギア 6 0 との間にシフト 8 9 が、前記高速ギア 6 1 と副変速出力ギア 6 2 との間にシフト 9 0 が、それぞれ、軸心方向摺動自在かつ相対回転不能に係合されている。そして、低速ギア 5 9 でシフト 8 9 側に向かう部分と、中速ギア 6 0 でシフト 8 9 側に向かう部分と、高速ギア 6 1 でシフト 9 0 に向かう部分には、それぞれクラッチ歯部が形成されている。

10

【 0 0 1 9 】

これにより、前記シフト 8 9 ・ 9 0 をいずれかのクラッチ歯部に係合させることで、低速ギア 5 9、中速ギア 6 0、高速ギア 6 1 のうちの該当するギアを、副変速軸 3 5 に相対回転不能に係合させることができ、前記主変速動力は、前記 3 段の副変速駆動列のうちのいずれかのギア列を介して副変速された後、副変速動力として副変速軸 3 5 に伝達され、前記副変速出力ギア 6 2 から前記中間軸 3 9 に向けて出力される。なお、前記シフト 8 9 ・ 9 0 は、図示せぬリンク機構を介して前記副変速レバー 2 6 と接続されており、該副変速レバー 2 6 を傾動操作することにより、前記シフト 8 9 ・ 9 0 をいずれかのクラッチ歯部に係合可能としている。

【 0 0 2 0 】

20

該中間軸 3 9 においては、その右部には入力ギア 7 0 が固設され、該入力ギア 7 0 は前記副変速出力ギア 6 2 と常時噛合しており、副変速動力が副変速出力ギア 6 2、入力ギア 7 0 を介して中間軸 3 9 に伝達される。更に、該中間軸 3 9 はミッションケース 2 8 から右方に突出され、その突出端には、ブレーキディスク 9 3 a を固設して駐車ブレーキ 9 3 が形成され、該駐車ブレーキ 9 3 は、図示せぬリンク機構を介して前記駐車ブレーキレバー 2 6 と接続されており、該駐車ブレーキレバー 2 6 を傾動操作することにより、前記ブレーキディスク 9 3 a を制動し中間軸 3 9 を固定できるようにしている。

【 0 0 2 1 】

更に、前記中間軸 3 9 上で入力ギア 7 0 よりも左方には、左から順に、減速駆動ギア 6 7、小径ギア 6 8、大径ギア 6 9 が固設され、このうちの減速駆動ギア 6 7 は、前記減速軸 4 0 の左部にある減速従動ギア 7 1 に常時噛合され、前記小径ギア 6 8 と大径ギア 6 9 は、それぞれ、前記 P T O 軸 4 1 上に相対回転可能に環設された第一低速ギア 8 5 と第一高速ギア 8 6 に常時噛合されている。これにより、中間軸 3 9 に入力された副変速動力は、前記減速駆動ギア 6 7 と減速従動ギア 7 1 から成る減速ギア列を介して、減速軸 4 0 に減速伝達される一方、該副変速動力の一部は、小径ギア 6 8 と第一低速ギア 8 5 から成る第一低速ギア列、または大径ギア 6 9 と第一高速ギア 8 6 から成る第一高速ギア列を介して、前記 P T O 軸 4 1 側に伝達される。

30

【 0 0 2 2 】

ここで、前記減速軸 4 0 の左右方向略中央には小径のギア 7 2 が固設されると共に、前記左右の走行駆動軸 3 8 L ・ 3 8 R 間には、主駆動軸 9 4 が回転可能に同心支持され、該主駆動軸 9 4 の左右方向略中央に固設された大径の駆動センタギア 7 4 が、前記小径のギア 7 2 と常時噛合されており、減速軸 4 0 の動力は、前記ギア 7 2 と駆動センタギア 7 4 から成る減速ギア列を介して、前記主駆動軸 9 4 に更に減速伝達される。

40

【 0 0 2 3 】

なお、前述の如く、前記駐車ブレーキ 9 3 によって中間軸 3 9 を固定すると、それに伴い、該中間軸 3 9 と減速軸 4 0 等を介して連結連動する前記主駆動軸 9 4 の回動も停止させることができ、斜面で駐車中に不用意に機体が動いたりしないようにしている。

【 0 0 2 4 】

以上のような構成において、前記主変速装置 3 0 から出力された主変速動力は、モータ軸 3 4 から副変速装置 2 9 に入力されて副変速された後、副変速軸 3 5、副変速出力ギア

50

62、入力ギア70、中間軸39、減速駆動ギア67、減速従動ギア71、減速軸40、ギア72、駆動センタギア74を介して、主駆動軸94に入力されるものであり、これらの要素の連係により走行系ドライブトレイン45が構成されている。

【0025】

また、前記モータ軸34上の中径ギア56と大径ギア58との間には、駆動ギア57が固設されると共に、前記クラッチ軸36の左右方向略中央には、クラッチハウジング95が固設され、該クラッチハウジング95の外周に設けたクラッチセンタギア82が、前記駆動ギア57と常時噛合されている。更に、前記クラッチ軸36上でクラッチハウジング95の左右両側には、それぞれ、左右のクラッチ出力軸63・64が回動自在に外嵌され、該クラッチ出力軸63・64の内端部と、前記クラッチハウジング95との間には、複数枚の摩擦エレメントがそれぞれ摺動のみ可能に支持されている。そして、クラッチハウジング95内の左右のクラッチピストン98・99を左右動させて前記摩擦エレメント間を係合・離間させることにより、クラッチの入切作動を得るようにして、左右のサイドクラッチ部87L・87Rから成るサイドクラッチ87が形成されている。

10

【0026】

前記クラッチ軸36を支持する、ミッションケース28の左右両側には、左右のブレーキケース97L・97Rが固設され、該ブレーキケース97L・97Rの内端部と、前記クラッチ出力軸63・64の外端部との間にも、複数枚の摩擦エレメントがそれぞれ摺動のみ可能に支持されている。そして、ブレーキケース97L・97R内のブレーキピストン96L・96Rを左右動させて前記摩擦エレメント間を係合・離間させることにより、ブレーキの制動・解除作動を得るようにして、左右のブレーキ88L・88Rが形成されている。

20

【0027】

これにより、直進走行時には、前記左右のクラッチピストン98・99と左右のブレーキピストン96L・96Rによって、クラッチハウジング95と左右のクラッチ出力軸63・64間の前記摩擦エレメントは互いに離間させたままで、左右のクラッチ出力軸63・64と左右のブレーキケース97L・97R間の前記摩擦エレメントを互いに押圧係合させることにより、両サイドクラッチ部87L・87Rとも切状態、両ブレーキ88L・88Rとも制動状態として、前記モータ軸34からクラッチセンタギア82に入力された主変速動力が、左右のクラッチ出力軸63・64に伝達されず、しかも該クラッチ出力軸63・64は、左右のブレーキ88L・88Rによって制動されるようにしている。

30

【0028】

一方、旋回走行時には、旋回内側のクラッチハウジングとクラッチ出力軸間の前記摩擦エレメントを互いに押圧係合させると共に、旋回内側のクラッチ出力軸とブレーキケース間の前記摩擦エレメントは互いに離間させることにより、旋回内側のサイドクラッチ部のみ入状態、旋回内側のブレーキのみ制動解除状態として、前記モータ軸34からクラッチセンタギア82に入力された主変速動力が、旋回内側のクラッチ出力軸にのみ伝達され、しかも該クラッチ出力軸は、旋回内側のブレーキによる制動が解除されるようにしている。

。

【0029】

ここで、前記減速軸37の左側には、大径ギア65aと小径ギア65bから成る二連ギア65が遊嵌され、右側には、大径ギア66aと小径ギア66bから成る二連ギア66が遊嵌され、このうちの大径ギア65a・66aは、それぞれ前記クラッチ出力軸63のクラッチ出力ギア63a・クラッチ出力軸64のクラッチ出力ギア64aと常時噛合されると共に、小径ギア65b・66bは、それぞれ、後で詳述する差動機構47の左右のリングギア73・75に常時噛合されており、前記クラッチ出力ギア63a・64aから出力された動力は、それぞれ二連ギア65・66を介して減速された後、前記リングギア73・75に伝達されるようにしている。

40

【0030】

以上のような構成において、前記主変速装置30から出力された主変速動力は、モータ

50

軸 3 4 からクラッチセンタギア 8 2 を介してサイドクラッチ 8 7 に入力され、該サイドクラッチ 8 7 で入切制御された後、機体左側では、クラッチ出力ギア 6 3 a、二連ギア 6 5 を介してリングギア 7 3 に入力され、機体右側では、クラッチ出力ギア 6 4 a、二連ギア 6 6 を介してリングギア 7 5 に入力されるものであり、これらの要素の連係により旋回系ドライブトレイン 4 6 が構成されている。

【 0 0 3 1 】

また、該旋回系ドライブトレイン 4 6 と前記走行系ドライブトレイン 4 5 を介して、前記主変速装置 3 0 からの主変速動力が入力される差動装置 4 7 は、左右一対の遊星歯車装置 1 0 0 ・ 1 0 1 を有している。該遊星歯車装置 1 0 0 ・ 1 0 1 は、走行駆動軸 3 8 L ・ 3 8 R の間で同一軸線上に配置された前記主駆動軸 9 4 に刻設されるサンギア 7 6 ・ 7 6 と、該サンギア 7 6 ・ 7 6 の外周で噛合する複数のプラネタリギア 7 7 ・ 7 7 ・ ・ ・ と、リングギア 7 3 ・ 7 5 に一体構成されプラネタリギア 7 7 ・ 7 7 ・ ・ ・ に噛合するインターナルギア 7 8 ・ 7 9 と、走行駆動軸 3 8 L ・ 3 8 R に固設され前記プラネタリギア 7 7 ・ 7 7 ・ ・ ・ を枢支するキャリア 8 0 ・ 8 1 とから構成されている。

10

【 0 0 3 2 】

前記プラネタリギア 7 7 ・ 7 7 ・ ・ ・ は、走行駆動軸 3 8 L ・ 3 8 R から放射状に均等配置されて左右のキャリア 8 0 ・ 8 1 にそれぞれ回転自在に軸支され、該キャリア 8 0 ・ 8 1 はサンギア 7 6 を挟んで左右に配置されると共に、前記インターナルギア 7 8 ・ 7 9 は、主駆動軸 9 4 と同軸線上に配置された上で、走行駆動軸 3 8 L ・ 3 8 R に回転自在に軸支されている。

20

【 0 0 3 3 】

以上のような構成において、該インターナルギア 7 8 ・ 7 9 は、リングギア 7 3 ・ 7 5 を介して、前記旋回系ドライブトレイン 4 6 と連動連結される。また、前記サンギア 7 6 ・ 7 6 は、左右の遊星歯車装置 1 0 0 ・ 1 0 1 に共通のサンギアとして、共通の主駆動軸 9 4 に一体的に刻設されており、両サンギア 7 6 ・ 7 6 の中間部に係止した前記駆動センタギア 7 4 を介して、前記走行系ドライブトレイン 4 5 と連動連結されるのである。

【 0 0 3 4 】

また、前記 P T O 変速装置 4 8 においては、前記 P T O 軸 4 1 上の第一低速ギア 8 5 と第一高速ギア 8 6 の左方にも、左から順に、第二高速ギア 8 3 と第二低速ギア 8 4 が相対回転可能に環設され、該第二高速ギア 8 3 と第二低速ギア 8 4 は、それぞれ、前記ポンプ軸 3 3 上の大径ギア 5 2 と小径ギア 5 3 に常時噛合されている。これにより、前記エンジン動力の一部が、大径ギア 5 2 と第二高速ギア 8 3 から成る第二高速ギア列、または小径ギア 5 3 と第二低速ギア 8 4 から成る第二低速ギア列を介して P T O 軸 4 1 側に伝達される。

30

【 0 0 3 5 】

更に、第二高速ギア 8 3 と第二低速ギア 8 4 との間にはシフタ 9 1 が、第一低速ギア 8 5 と第一高速ギア 8 6 との間にはシフタ 9 2 が、それぞれ、P T O 軸 4 1 上に軸心方向摺動自在かつ相対回転不能に係合されると共に、第二高速ギア 8 3 でシフタ 9 1 側に向かう部分、第二低速ギア 8 4 でシフタ 9 1 側に向かう部分、第一低速ギア 8 5 でシフタ 9 2 側に向かう部分、及び第一高速ギア 8 6 でシフタ 9 2 側に向かう部分には、それぞれクラッチ歯部が形成されている。

40

【 0 0 3 6 】

以上のような構成において、前記シフタ 9 1 ・ 9 2 をいずれかのクラッチ歯部に係合させることで、第一低速ギア 8 5、第一高速ギア 8 6、第二低速ギア 8 4、第二高速ギア 8 3 のうちの該当するギアを、P T O 軸 4 1 に相対回転不能に係合させることができ、前記副変速動力の一部またはエンジン動力の一部が、それぞれ、前記第一高速ギア列・第一低速ギア列または第二高速ギア列・第二低速ギア列を介して P T O 軸 4 1 に伝達される。

【 0 0 3 7 】

該 P T O 軸 4 1 は、ミッションケース 2 8 から左方に突出され、その突出端にはプーリ 1 0 2 が嵌着され、該プーリ 1 0 2 と、前記刈取部 6 への入力軸 1 0 5 の先端に嵌着され

50

たプーリ 103 との間には、ベルト 104 が巻回されており、PTO 変速装置 48 からの PTO 変速動力がベルト伝動によって刈取部 6 への入力軸 105 に入力されるのである。

【0038】

次に、前記トランスミッション 2 による走行旋回構成について、図 3 乃至図 5 により説明する。

コンバイン 1 では、その走行条件に応じて、まず、副変速レバー 26 を傾動操作して、副変速装置 29 におけるシフト 89 またはシフト 90 を摺動し、該シフト 89 またはシフト 90 をいずれかのクラッチ歯部に係合させることにより、路上走行時等には高速ギア列 58・61 から成る高速度段、乾田作業時等には中速ギア列 56・60 から成る中速度段、湿田作業時等には低速ギア列 55・59 から成る低速度段を選択し設定する。その上で、前記主変速レバー 25 を傾動操作して、主変速装置 30 における油圧ポンプ 49 の可動斜板 49a の傾角を変更し、機体の進行方向の制御を含め、車速を無段階に変速制御させる。そして、いずれの前記速度段においても、走行中は、モータ軸 34 の主変速動力が、前記走行系ドライブトレイン 45 を通ってサンギア 76 に常時伝達され、該サンギア 76 を回転駆動させている。

【0039】

このような変速制御が行われる中、直進走行時には、前記操向ハンドル 22 は前方を向けた状態にあり、油圧回路等によって、前述の如く、両サイドクラッチ部 87L・87R とともに切状態、両ブレーキ 88L・88R とともに制動状態となるように制御されるため、前記モータ軸 34 からクラッチセンタギア 82 に入力された主変速動力は、いずれのインターナルギア 78・79 にも伝達されない。そして、この直進走行中に前記操向ハンドル 22 を旋回方向に回動操作すると、油圧回路等によって、前述の如く、旋回内側のサイドクラッチ部のみ入状態、旋回内側のブレーキのみ制動解除状態となるように制御されるため、モータ軸 34 からクラッチセンタギア 82 に入力された主変速動力は、前記旋回系ドライブトレイン 46 を通り、リングギア 73・75 を介して、インターナルギア 78・79 のうちの旋回内側のインターナルギアのみに伝達され、該旋回内側のインターナルギアを回転駆動させる。

【0040】

ここで、コンバイン 1 を左旋回させる場合を例に説明する。

図 4 に示すように、モータ軸 34 の矢印 110 に示す回転方向を正転方向、該正転方向の反対方向を逆転方向とすると、主変速動力が走行系ドライブトレイン 45 を伝達する間に、伝達動力の回転方向は、矢印 110 方向（正転方向） 矢印 114 方向（逆転方向） 矢印 115 方向（正転方向） 矢印 116 方向（逆転方向） 矢印 117 方向（正転方向）と変化し、差動機構 47 の両サンギア 76 は、駆動センタギア 74 を介して正転方向に回転する。一方、主変速動力が旋回系ドライブトレイン 46 を伝達する間に、伝達動力の回転方向は、矢印 110 方向（正転方向） 矢印 111 方向（逆転方向） 矢印 112 方向（正転方向） 矢印 113 方向（逆転方向）と変化し、差動機構 47 の左側のインターナルギア 78 は、左側のリングギア 73 を介して逆転方向に回転する。

【0041】

つまり、旋回外側にあたる右側の遊星歯車装置 101 では、サンギア 76 には「正転方向」の回転動力が入力されるが、インターナルギア 79 には回転動力が伝達されないのに対し、旋回内側にあたる左側の遊星歯車装置 100 では、サンギア 76 には「正転方向」の回転動力が入力され、インターナルギア 78 には、該サンギア 76 とは反対方向の「逆転方向」の回転動力が入力されることとなる。

【0042】

その結果、図 5 (b) に示すように、右側の遊星歯車装置 101 については、停止状態にある右側のインターナルギア 79 のもとで、サンギア 76 のみが、前記矢印 117 方向と同じ矢印 106 方向（正転方向）に回転し、これにより、各プラネタリギア 77 が矢印 107 方向に自転しながら、前記キャリア 81 を回転しつつ矢印 109 方向に公転する。

【0043】

10

20

30

40

50

一方、図5(a)に示すように、左側の遊星歯車装置100については、前述の如く、サンギア76の矢印106方向(正転方向)とは反対方向で前記矢印113方向と同じ矢印108方向(逆転方向)に、インターナルギア78が回転するため、この回転速度だけプラネタリギア77の矢印109方向への回転速度が減少し、これにより左側のキャリア80及び走行駆動軸38Lの回転速度も減少する。従って、左側の走行駆動軸38Lの回転速度が右側の走行駆動軸38Rよりも小さくなり、コンバイン1を左旋回させることができる。

【0044】

この際、サンギア76のみで駆動される右側の走行駆動軸38Rは、旋回走行中も直進走行時と同じ回転速度に保持されている。従って、高速度段に副変速し、両サンギア76
10
に入力される正転方向の伝達動力を高速に設定して直進走行している場合、高速のサンギア76の正転方向の回転速度に対する、左側のインターナルギア78のみに入力される逆転方向の回転速度が占める割合は小さく、その結果、右側の走行駆動軸38Rに対する左側の走行駆動軸38Lの減速率も小さくなり、機体はゆっくりと左旋回する。

【0045】

これに対し、前記高速度段よりも低速の中速度段や低速度段に副変速し、両サンギア76
20
に入力される正転方向の伝達動力を低速に設定して直進走行している場合も、左側のインターナルギア78に入力される逆転方向の回転速度は前記高速度段の場合と変わらないことから、低速のサンギア76の正転方向の回転速度に対する、左側のインターナルギア78の逆転方向の回転速度が占める割合は大きくなり、その結果、右側の走行駆動軸38R
20
に対する左側の走行駆動軸38Lの減速率も大きくなって、機体は左に急旋回するようになる。

【0046】

すなわち、左右の走行駆動軸38L・38Rにそれぞれ遊星歯車装置100・101を
30
備え、該遊星歯車装置100・101の中央のサンギア76・76、該サンギア76・76の外周位置のインターナルギア78・79、及び該インターナルギア78・79と前記サンギア76・76に噛合する複数のプラネタリギア77・77・・・を枢支するキャリア80・81には、それぞれ、走行系ドライブトレイン45、旋回系ドライブトレイン46、及び前記走行駆動軸38L・38Rを連動連結し、前記旋回系ドライブトレイン46
30
から左右のインターナルギア78・79への伝達動力を調整し、前記左右の走行駆動軸38L・38Rに回転速度差を付与して機体を旋回走行させる作業車両であるコンバイン1のトランスミッション2において、前記走行系ドライブトレイン45と旋回系ドライブトレイン46
30
に対して分岐動力を入力可能な単一の無段変速装置である主変速装置30を設けると共に、前記走行系ドライブトレイン45には、副変速装置29を介設し、前記旋回系ドライブトレイン46には、前記左右のインターナルギア78・79への動力の断接を行う左右のサイドクラッチであるサイドクラッチ部87L・87Rと、該サイドクラッチ部87L・87Rの出力部材であるクラッチ出力軸63・64をサイドクラッチ切状態で制動可能なブレーキ88L・88Rとを設け、旋回走行時には、前記旋回系ドライブトレイン46
40
からの伝達動力を一方のインターナルギア78のみに入力したので、前記走行系ドライブトレイン45と旋回系ドライブトレイン46への動力を共通の主変速装置30
40
から供給し、エンジン27等の駆動源によって駆動する主変速装置30を一台で済ますことができ、馬力ロス小さくして燃費を向上させ、更に、装置コストを低減し、ミッションケース28のコンパクト化も図ることができる。また、直進走行から旋回走行に移行する時は、旋回入力側のインターナルギア78に連動連結する走行駆動軸38Lは一定量だけ増減速されるが、旋回系ドライブトレイン46からの伝達動力を入力しない側のインターナルギア79に連動連結する走行駆動軸38Rは、旋回走行中も直進走行時の速度に保持されている。このため、旋回直前まで副変速の高速度段等により高速で直進走行していると、前記旋回入力側の走行駆動軸38Lの増減速の占める割合が相対的に小さく、機体はゆっくりと緩旋回し、逆に、旋回直前まで副変速の低速度段等により低速で直進走行していると、前記旋回入力側の走行駆動軸38Lの増減速の占める割合が前記高速度段の場合
50

よりも相対的に大きくなり、機体は急旋回または芯地旋回する。従って、副変速装置 29 の速度段をインターナルギア 78・79 の伝動動力に連動可能な複雑な連動機構を別途に設けることなく、高速走行時には緩旋回、低速走行時には急旋回または芯地旋回を行うことができ、安定した旋回性能が得られると共に、部品点数を減少させて部品コストを低減し、組立性やメンテナンス性の向上も図ることができる。

【0047】

更に、前記旋回系ドライブトレイン 46 からの伝動動力は、前記サンギア 76 の矢印 106 方向（正転方向）と反対方向である矢印 108 方向（逆転方向）の回転動力として、前記走行駆動軸 38L を減速駆動するので、サンギア 76 よりも低速の該走行駆動軸 38L を旋回内側として小さい半径で旋回することができ、狭い圃場での作業を容易にすることができる。

10

【0048】

なお、本実施例では、旋回系ドライブトレイン 46 を介して旋回内側のインターナルギア 78 に入力する回転動力の回転方向が、走行系ドライブトレイン 45 を介してサンギアに入力する回転動力の回転方向とは反対方向となるように、各ドライブトレインを設定したが、該サンギアと同方向となるように設定することも可能である。

【0049】

この場合は、図 5（a）とは逆に、サンギア 76 の矢印 106 方向（正転方向）と同方向（正転方向）にインターナルギア 78 が回転されるため、プラネタリギア 77 の矢印 109 方向への回転速度が増加し、これにより左側のキャリア 80 及び走行駆動軸 38L の回転速度も増加する。従って、左側の走行駆動軸 38L の回転速度が右側の走行駆動軸 38R よりも大きくなり、コンバイン 1 を右旋回させることができる。そして、このように旋回入力側の走行駆動軸 38L を増速させると、上述のように減速させた場合に比べ、左右の走行駆動軸 38L・38R の回転速度が全体的に増加することとなり、旋回半径も大きくなる。

20

【0050】

すなわち、前記旋回系ドライブトレイン 46 からの伝動動力は、前記サンギア 76 の矢印 106 方向（正転方向）と同方向の回転動力として、前記走行駆動軸 38L を増速駆動するので、該走行駆動軸 38L と反対側でサンギア 76 と同速の走行駆動軸 38R を旋回内側として大きい半径で旋回することができ、急旋回による圃場の荒れや乗り心地の悪化等を防ぐことができる。

30

【産業上の利用可能性】

【0051】

本発明は、左右の走行駆動軸にそれぞれ遊星歯車装置を備え、該遊星歯車装置の中央のサンギア、該サンギアの外周位置のインターナルギア、及び該インターナルギアと前記サンギアに噛合する複数のプラネタリギアを枢支するキャリアには、それぞれ、走行系ドライブトレイン、旋回系ドライブトレイン、及び前記走行駆動軸を連動連結し、前記旋回系ドライブトレインから左右のインターナルギアへの伝動動力を調整し、前記左右の走行駆動軸に回転速度差を付与して機体を旋回走行させる、全ての作業車両のトランスミッションに適用することができる。

40

【図面の簡単な説明】

【0052】

【図 1】本発明に関わるトランスミッションを搭載したコンバインの全体構成を示す全体側面図である。

【図 2】同じく全体平面図である。

【図 3】トランスミッションの動力伝達構成を示すスケルトン図である。

【図 4】トランスミッションにおける軸及びギアの配置構成を示す側面模式図である。

【図 5】遊星歯車装置における各ギアの駆動構成を示す側面模式図であって、図 5（a）は旋回内側の遊星歯車装置における各ギアの駆動構成を示す側面模式図、図 5（b）は旋回外側の遊星歯車装置における各ギアの駆動構成を示す側面模式図である。

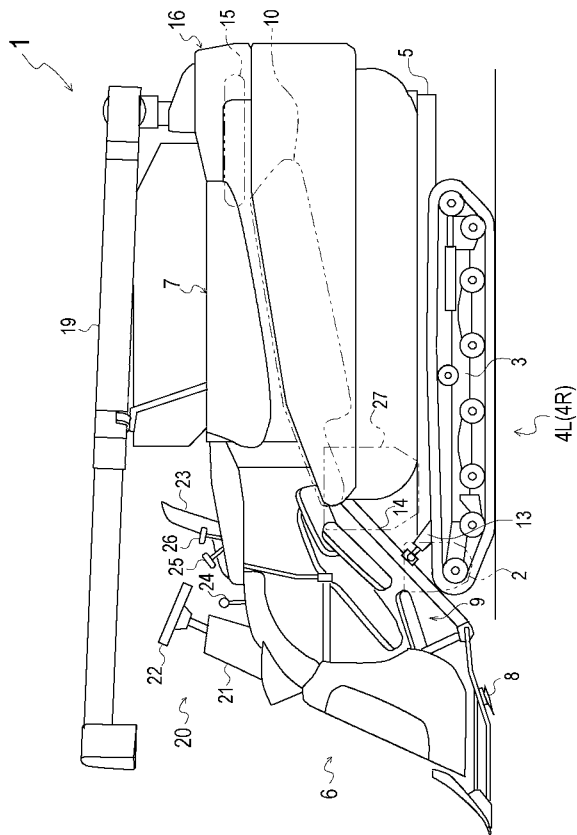
50

【符号の説明】

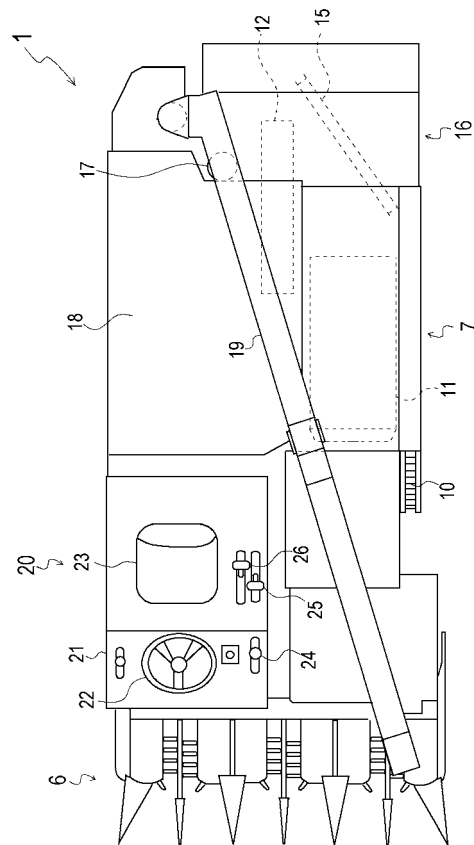
【0053】

- 1 作業車両
- 2 トランсмッション
- 29 副変速装置
- 30 無段変速装置
- 38L・38R 走行駆動軸
- 45 走行系ドライブトレイン
- 46 旋回系ドライブトレイン
- 63・64 出力部材
- 76 サンギア
- 77 プラネタリギア
- 78・79 インターナルギア
- 80・81 キャリア
- 87L・87R サイドクラッチ
- 88L・88R ブレーキ
- 100・101 遊星歯車装置

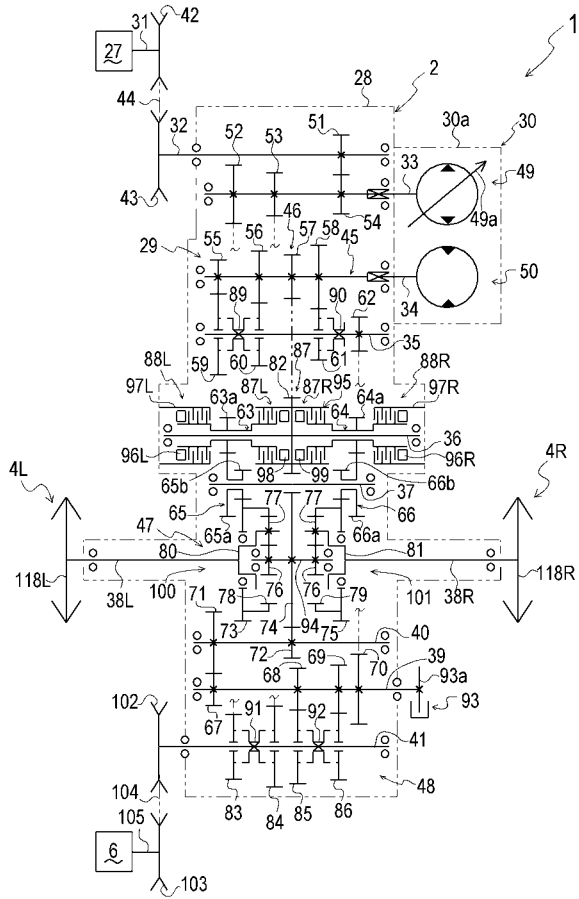
【図1】



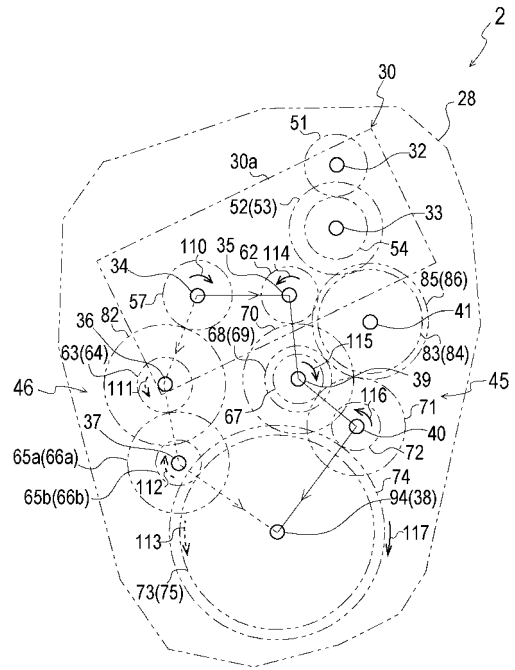
【図2】



【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 5 】

