

(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2009-297799

(P2009-297799A)

(43) 公開日 平成21年12月24日(2009.12.24)

(51) Int.Cl.		F I	テーマコード (参考)			
B 2 5 F	5/00	(2006.01)	B 2 5 F	5/00	Z	3 C 0 3 6
B 2 3 B	45/00	(2006.01)	B 2 3 B	45/00	C	3 C 0 5 8
B 2 4 B	23/02	(2006.01)	B 2 4 B	23/02		

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願2008-151996 (P2008-151996)
 (22) 出願日 平成20年6月10日 (2008.6.10)

(71) 出願人 000137292
 株式会社マキタ
 愛知県安城市住吉町3丁目11番8号
 (74) 代理人 100105120
 弁理士 岩田 哲幸
 (74) 代理人 100106725
 弁理士 池田 敏行
 (72) 発明者 徳永 学
 愛知県安城市住吉町3丁目11番8号 株
 式会社マキタ内
 (72) 発明者 橋本 竜
 愛知県安城市住吉町3丁目11番8号 株
 式会社マキタ内
 Fターム(参考) 3C036 EE21
 3C058 AA02 AA16 BC02 CB07

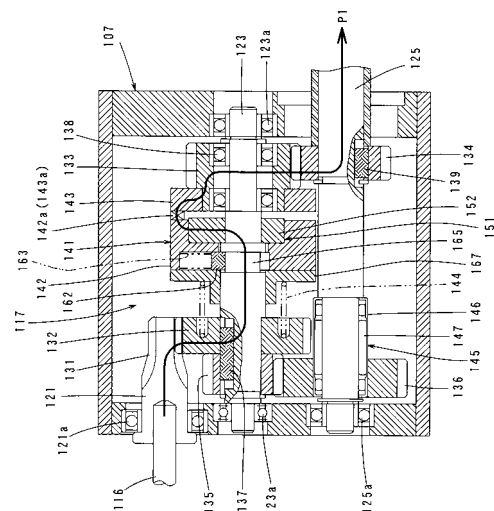
(54) 【発明の名称】 動力工具

(57) 【要約】

【課題】 平行軸式の変速機構を備えた動力工具において、変速動作の円滑性の向上に資する技術を提供する。

【解決手段】 動力源115と、変速機構117と先端工具113を有する動力工具において、変速機構117は、互いに平行に配置された第1及び第2の回転軸123、125と、第1のギア列及び第1のクラッチ141を備えた第1の動力伝達経路P1と、第2のギア列及び第2のクラッチ145を備えた第2の動力伝達経路P2と、を有する。先端工具113に加わる負荷に応じた、第1及び第2のクラッチ141、145の動力伝達状態と動力遮断状態の間での切替わりによって第1及び第2のギア列の噛合い係合状態のまま第1の動力伝達経路P1と第2の動力伝達経路P2間で伝達経路の切替えがなされる構成とした。

【選択図】 図4



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

動力源と、変速機構を有し、前記動力源から前記変速機構を介して駆動される先端工具に所定の加工作業を遂行させる動力工具であって、

前記変速機構は、互いに平行に配置された第 1 及び第 2 の回転軸と、互いに噛合い係合されるとともに前記第 1 の回転軸のトルクを第 2 の回転軸に伝達する駆動ギアと被動ギアの組み合わせを 1 単位とし、かつ互いにギア比が異なる第 1 及び第 2 のギア列を有し、前記第 1 のギア列を経由するトルクの伝達経路が第 1 の動力伝達経路として定められ、前記第 2 のギア列を経由するトルクの伝達経路が第 2 の動力伝達経路として定められており、前記第 1 の動力伝達経路上において動力伝達と動力遮断を行う第 1 のクラッチ、及び前記第 2 の動力伝達経路上において動力伝達と動力遮断を行う第 2 のクラッチを更に有し、

前記先端工具に加わる負荷に応じた、前記第 1 及び第 2 のクラッチの動力伝達状態と動力遮断状態の間での切替わりによって前記第 1 及び第 2 のギア列の噛合い係合状態のまま前記第 1 の動力伝達経路と第 2 の動力伝達経路間で伝達経路の切替えがなされる構成としたことを特徴とする動力工具。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の動力工具であって、

前記第 1 及び第 2 のクラッチのいずれか一方は、前記第 1 の回転軸上または第 2 の回転軸上において、互いに対向状に配置されて噛み合い係合可能とされた駆動側クラッチ部材と被動側クラッチ部材によって構成されるとともに、前記駆動側クラッチ部材と被動側クラッチ部材のいずれか一方が、互いに噛み合い係合して動力伝達状態とされる動力伝達位置と、前記噛み合い係合を解除して動力遮断状態とされる動力遮断位置の間で長軸方向にスライド動作する摺動式噛み合いクラッチによって構成されており、いずれか他方は、一方向への回転のみを伝達可能なワンウェイクラッチによって構成されており、当該ワンウェイクラッチは、前記摺動式噛み合いクラッチが動力遮断状態に切替わったときに動力を伝達するように構成されていることを特徴とする動力工具。

【請求項 3】

請求項 2 に記載の動力工具であって、

前記第 1 の回転軸が出力軸の前段に配置された前段軸として定められ、前記第 2 の回転軸が出力軸として定められており、前記摺動式噛み合いクラッチは、前記前段軸上に設けられていることを特徴とする動力工具。

【請求項 4】

請求項 2 に記載の動力工具であって、

前記第 1 の回転軸が出力軸の前段に配置された前段軸として定められ、前記第 2 の回転軸が出力軸として定められており、前記ワンウェイクラッチは、前記出力軸上に設けられていることを特徴とする動力工具。

【請求項 5】

請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 つに記載の動力工具であって、

前記動力源及び前記変速機構を収容する動力工具本体と、

前記動力工具本体の下方に配置されるとともに、被加工材上に載置可能なベースと、を有し、

前記先端工具は、前記動力源により前記変速機構を介して回転駆動されることで被加工材を切断する鋸刃として構成されていることを特徴とする動力工具。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、動力工具に用いられる平行軸式変速機構の改良技術に関する。

【背景技術】

【0002】

平行軸式変速機構を備えた電動工具は、例えば、特公平 01 - 58031 号公報（特許

10

20

30

40

50

文献 1) に開示されている。上記公報に記載の平行軸式変速機構は、駆動軸上に固定した互いに歯数の異なる第 1 及び第 2 の駆動ギアと、駆動軸と平行な被動軸上に長軸方向に移動可能に取付けられた互いに歯数の異なる第 1 及び第 2 の被動ギアとを備え、第 1 及び第 2 の被動ギアを被動軸上に沿ってスライドさせて第 1 及び第 2 の駆動ギアに対する噛み合い係合を切替えることによってモータの回転速度を高速と低速の 2 段に変速して先端工具に伝達する構成である。

【 0 0 0 3 】

上記公報に記載されている従来の平行軸式変速機構によれば、駆動ギアに対する被動ギアの相対位置を変えて変速する際、駆動ギアと被動ギアの噛み合い係合が円滑に行なわれ

10

【特許文献 1】特公平 0 1 - 5 8 0 3 1 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 4 】

本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、平行軸式の変速機構を備えた動力工具において、変速動作の円滑性の向上に資する技術を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 5 】

上記課題を達成するため、本発明に係る動力工具の好ましい形態は、動力源と、変速機構を有し、動力源から変速機構を介して駆動される先端工具に所定の加工作業を遂行させる構成とされる。本発明における「動力工具」は、回転運動する鋸刃によって被加工材の切断作業を行なう木工用あるいは金工用の丸鋸や電動カッター、回転運動するサンディングディスクによって被加工材に研磨あるいは研削作業を行なうサンダー、比較的大径の穴明け作業に用いられるダイヤモンドドリル、上下 2 枚のブレードを互いに逆方向に直線状に往復移動させ、生垣の刈り込み作業等を遂行するヘッジトリマ等、各種の動力工具を広く包含する。

20

【 0 0 0 6 】

本発明に係る動力工具の好ましい形態によれば、変速機構を有する。変速機構は、互いに平行に配置された第 1 及び第 2 の回転軸と、互いに噛み合い係合されるとともに第 1 の回転軸のトルクを第 2 の回転軸に伝達する駆動ギアと被動ギアの組み合わせを 1 単位とし、かつ互いにギア比が異なる第 1 及び第 2 のギア列を有する。そして、第 1 のギア列を経由するトルクの伝達経路が第 1 の動力伝達経路として定められ、第 2 のギア列を経由するトルクの伝達経路が第 2 の動力伝達経路として定められている。また、第 1 の動力伝達経路上において動力伝達と動力遮断を行う第 1 のクラッチ、及び第 2 の動力伝達経路上において動力伝達と動力遮断を行う第 2 のクラッチを更に有する。そして、先端工具に加わる負荷に応じた、第 1 及び第 2 のクラッチの動力伝達状態と動力遮断状態の間での切替わりによって第 1 及び第 2 のギア列の噛み合い係合状態のまま第 1 の動力伝達経路と第 2 の動力伝達経路間で伝達経路の切替えがなされる構成とした。

30

【 0 0 0 7 】

なお、本発明における「動力源」としては、典型的には、電動モータがこれに該当するが、電動モータ以外のエアモータ、エンジン等の原動機を好適に包含する。また、本発明における「第 1 及び第 2 のギア列の噛み合い係合状態のまま第 1 の動力伝達経路と第 2 の動力伝達経路間で伝達経路の切替えがなされる」とは、互いに噛み合い係合するギアの位置を固定したままの状態、第 1 の動力伝達経路と第 2 の動力伝達経路間での伝達経路の切替わりが行なわれる態様、すなわち一方のクラッチが動力伝達状態に切替わったときに、他方のクラッチが動力遮断状態に切替わり、また一方のクラッチが動力遮断状態に切替わったときに、他方のクラッチが動力伝達状態に切替わる態様がこれに該当する。また、本発明における第 1 及び第 2 の動力伝達経路は、典型的には、そのいずれか一方が高速低トルク用の動力伝達経路として設定され、他方が低速高トルク用の動力伝達経路として設定される。

40

50

【0008】

本発明によれば、噛み合い係合するギア列の位置を固定したままで、第1の動力伝達経路と第2の動力伝達経路間で伝達経路を切替えることができるため、変速動作を円滑に行なうことが可能となり、変速動作の円滑性を向上することができる。

特に、従来の変速機構のように、ギアを軸に沿ってスライドさせてギアの噛み合いを切替えることで変速する構成の場合であれば、軸とギアの嵌合面のクリアランスによるがたつきがあり、摩耗を生じ易く、ギアの耐久性に問題がある。また、ギアの噛み合いを切替える際、ギアが切り離される間際、及びギアが噛み合う初期に、歯面の微小な領域でトルクを受けることから、歯の欠けあるいは摩耗といった強度上の問題が生ずることになり、更には、噛み合うときには、歯の干渉によって異音が発生するといった問題もある。しかしながら、本発明によれば、ギアを常時噛み合い式とすることで、ギアの噛み合いを切替える従来方式に見受けられる上記の各問題を解決することができる。

10

また、本発明における第1の動力伝達経路の構成要素である第1のギア列のギア比（減速比）と、第2の動力伝達経路の構成要素である第2のギア列のギア比は、互いに異なるように設定される。このため、例えば先端工具に作用する負荷が小さい状態では、ギア比の小さい、例えば第1の動力伝達経路を用いて高速低トルクで加工作業を行い、負荷が大きい状態では、ギア比の大きい、第2の動力伝達経路を用いて低速高トルクで加工作業を行なうことができる。

【0009】

本発明に係る動力工具の更なる形態によれば、第1及び第2のクラッチのいずれか一方は、動力伝達状態と動力遮断状態の間で切替えられる摺動式噛み合いクラッチによって構成され、他方が一方向への回転のみを伝達可能なワンウェイクラッチによって構成されており、当該ワンウェイクラッチは、摺動式噛み合いクラッチが動力遮断状態に切替わったときに動力を伝達するように構成されている。

20

本発明によれば、摺動式噛み合いクラッチとワンウェイクラッチとの組み合わせにより動力伝達経路の切替えを可能としたので、摺動式噛み合いクラッチが動力伝達状態と動力遮断状態の間で切替わることで第1の動力伝達経路と第2の動力伝達経路間での伝達経路の切替え、すなわち変速が実現されることになり、合理的な変速機構を構築することができる。

【0010】

30

本発明に係る動力工具の更なる形態によれば、第1の回転軸が出力軸の前段に配置された前段軸として定められ、第2の回転軸が出力軸として定められており、摺動式噛み合いクラッチは、前段軸上に設けられている。このように、本発明によれば、摺動式噛み合いクラッチを出力軸よりも高速低トルクで回転する前段軸上に設けたことにより、摺動式噛み合いクラッチに作用する負荷を小さくできる。このため、クラッチの保護あるいは耐久性を向上する上で有効となる。また、ギアハウジングに対する軸の配置から見て、一般に前段軸は最終軸である出力軸よりも内側に配置される。従って、ワンウェイクラッチに比べて径方向に大型の摺動式噛み合いクラッチを前段軸に配置することで、ギアハウジングの大型化を抑えることが可能になる。このことは、動力工具が、例えば丸鋸の場合であれば、出力軸（最終軸）からギアハウジングの下端面までの距離を小さく設定することが可能となり、最大切り込み能力に影響しない。

40

【0011】

本発明に係る動力工具の更なる形態によれば、第1の回転軸が出力軸の前段に配置された前段軸として定められ、第2の回転軸が出力軸として定められており、ワンウェイクラッチは、出力軸上に設けられている。ワンウェイクラッチは、一般に軸とギアとの間に配置される構成であり、そして減速側である出力軸上のギアが前段軸上のギアよりも大径に設定される。このことから、ワンウェイクラッチを出力軸上に設ける構成とすることで、ワンウェイクラッチの配置スペースが確保し易く、設計上の有利さが得られる。

【0012】

本発明に係る動力工具の更なる形態によれば、動力源及び変速機構を収容する動力工具

50

本体と、動力工具本体の下方に配置されるとともに、被加工材上に載置可能なベースと、を有する。そして先端工具は、動力源により変速機構を介して回転駆動されることで被加工材を切断する鋸刃として構成されている。本発明によれば、変速動作の円滑性の高い平行軸式の変速機構を備えた切断工具（丸鋸）を提供することができる。

【発明の効果】

【0013】

以上のように、本発明によれば、平行軸式の自動変速機構を備えた動力工具において、変速動作の円滑性の向上に資する技術が提供されることとなった。

【発明を実施するための最良の形態】

【0014】

（本発明の第1の実施形態）

以下、本発明の第1の実施形態につき、図面を参照しつつ説明する。本実施の形態は、動力工具の一例としてバッテリーを搭載した充電式の丸鋸を用いて説明する。図1は本実施の形態に係る丸鋸101の全体構成を示す側面図であり、図2は丸鋸101の全体構成を示す側断面図であり、図3は丸鋸101の全体構成を示す正面から見た断面図である。図1～図3に示すように、本実施の形態に係る丸鋸101は、概括的に見て、被加工材（便宜上図示を省略する）上に載置されて切断方向に移動されるベース111と、当該ベース111の上方に配置される丸鋸本体部103を主体として構成される。丸鋸本体部103は本発明における「動力工具本体」に対応する。

【0015】

丸鋸本体部103は、鉛直面内で回転される円板状のブレード（鋸刃）113の概ね上半分をカバーするブレードケース104、駆動モータ115を収容するモータハウジング105、変速機構117を収容するギアハウジング107、及び作業者が把持して丸鋸101を操作するハンドグリップ109を主体として構成される。ブレード113は、本発明における「先端工具」に対応し、駆動モータ115は、本発明における「動力源」に対応する。

【0016】

ブレードケース104には、ブレード113の下半分を覆うセーフティカバー106が回転自在に付設されている。そして当該セーフティカバー106を含めたブレード113の下縁部が、ベース111に形成された開口111a（図3参照）を通して下面側に突出されている。セーフティカバー106は、被加工材を切断するべくベース111の前端部（図2において右側）を被加工材上に載置して前方（図1及び図2において右方向）へ移動させたとき、当該被加工材によって前端部を押されることで退避し、ブレードケース104内に収容される。ハンドグリップ109は、ギアハウジング107の上方に接続されるとともに、引き操作することによって駆動モータ115を通電駆動するトリガスイッチ109aを備えている。ブレード113は、駆動モータ115が通電駆動されると、変速機構117を介して回転駆動される。またハンドグリップ109の端部には、バッテリー108が着脱自在に装着される。なお、本実施の形態に係る駆動モータ115は、ブレーキ付きモータであって、また希土類モータが用いられている。また、バッテリー108としては、42ボルト以下のリチウムイオンバッテリーを用いることが好ましい。

【0017】

次に変速機構117につき、図4及び図5を参照して説明する。本実施の形態に係る変速機構117は、駆動モータ115のモータ軸116に同軸で接続された入力軸121、ブレード113が取り付けられる出力軸としてのブレード取付軸125、及び入力軸121とブレード取付軸125の間に配置された中間軸123が、互いに平行に配置された平行3軸式であり、ブレード113に作用する負荷の大きさに応じて自動的に動力伝達経路が高速低トルクから低速高トルクに切替わる2段切替式として構成される。中間軸123は、本発明における「第1の回転軸」及び「前段軸」に対応し、ブレード取付軸125は、本発明における「第2の回転軸」及び「出力軸」に対応する。図4及び図5は平行3軸式の変速機構117の展開断面図であり、図4は動力伝達経路が高速低トルク側に切替えら

10

20

30

40

50

れた状態を示し、図5は動力伝達経路が低速高トルク側に切替えられた状態を示す。なお、以下の説明では、ブレード取付軸125を出力軸という。

【0018】

変速機構117は、入力軸121のトルクがピニオンギア131から第1中間ギア132、中間軸123、第2中間ギア133、第1被動ギア134を経て出力軸125に伝達される第1動力伝達経路P1と、入力軸121のトルクがピニオンギア131から第1中間ギア132、中間軸123、第3中間ギア135、第2被動ギア136を経て出力軸125に伝達される第2動力伝達経路P2を有する。そして、第2中間ギア133と第1被動ギア134のギア比(減速比)が第3中間ギア135と第2被動ギア136のギア比(減速比)よりも小さく設定されている。これにより、第1動力伝達経路P1が高速低トルクの動力伝達経路として定められ、第2動力伝達経路P2が低速高トルクの動力伝達経路として定められている。第1動力伝達経路P1及び第2動力伝達経路P2が矢印付き太線によって示される。第2中間ギア133と第1被動ギア134により、本発明における「第1のギア列」が構成され、第3中間ギア135と第2被動ギア136により、本発明における「第2のギア列」が構成される。

10

【0019】

変速機構117における、入力軸121、中間軸123及び出力軸125は、それぞれ軸受121a, 123a, 125aを介してギアハウジング107に回転自在に支持される。駆動ギアとしてのピニオンギア131は、入力軸121に一体に形成されている。第1中間ギア132と第3中間ギア135は、中間軸123上の一端側(駆動モータ115側であって、図示左側)に並列に配置されるとともに、共通のキー137を介して中間軸123と一体化されており、第1中間ギア132がピニオンギア131に常時に噛み合い係合され、第3中間ギア135が出力軸125上の一端側に設けられた第2被動ギア136と常時に噛み合い係合する構成とされる。第2中間ギア133は、出力軸125上の他端側(ブレード113側であって、図示右側)に軸受138を介して相対回転可能に取付けられており、出力軸125の他端側に配置されるとともにキー139を介して当該出力軸125と一体化された第1被動ギア134と常時に噛み合い係合している。

20

【0020】

本実施の形態に係る丸鋸101においては、ブレード113による被加工材の切断作業時において、ブレード113に作用する負荷が小さい切断作業の初期段階では、出力軸125、すなわちブレード113を、高速低トルクの第1動力伝達経路P1によって回転駆動し、切断作業の進行に伴いブレード113に加わる負荷が一定値以上に達したときには、自動的に低速高トルクの第2動力伝達経路P2に切替わるように構成される。このような第1動力伝達経路P1から第2動力伝達経路P2への切替わりは、中間軸123上に摺動式噛み合いクラッチ141を設け、出力軸125上にはワンウェイクラッチ145を設けることで実現されている。摺動式噛み合いクラッチ141及びワンウェイクラッチ145は、本発明における「第1及び第2のクラッチ」に対応する。

30

【0021】

摺動式噛み合いクラッチ141の構成が図4及び図5の他、図6～図10に示される。図6は摺動式噛み合いクラッチ141の外観図であり、図7は図6のA-A線断面図である。また図8は駆動側クラッチ部材142を示し、図9は被動側クラッチ部材143を示し、図10はトルクリング152を示している。摺動式噛み合いクラッチ141は、図6に示すように、中間軸123の長軸方向において、互いに対向状に配置された駆動側クラッチ部材142及び被動側クラッチ部材143と、駆動側クラッチ部材142を被動側クラッチ部材143に向けて押圧付勢するクラッチバネ144を主体として構成される。駆動側クラッチ部材142と被動側クラッチ部材143は、図8及び図9に示すように、互いに対向する側面にそれぞれ周方向に複数(例えば3個)の略台形状の山形カム142a, 143aを有し、それら山形カム142a, 143aが互いに噛み合い係合することによってトルクを伝達し(図4及び図6参照)、噛み合い係合が解除することでトルク伝達が遮断される構成とされる(図5参照)。

40

50

【 0 0 2 2 】

駆動側クラッチ部材 1 4 2 は、中間軸 1 2 3 に遊嵌状に嵌合されている。すなわち、中間軸 1 2 3 に対し周方向及び長軸方向に摺動自在に取付けられており、当該中間軸 1 2 3 に圧入固定されたトルク伝達部材としてのトルクリング 1 5 2 を介して回転駆動される構成とされる。トルクリング 1 5 2 は、図 1 0 に示すように、周方向等分位置に外径方向に突出する複数（3 個）のトルク伝達部としての突部 1 5 2 a を備えている。駆動側クラッチ部材 1 4 2 の山形カム 1 4 2 a が形成されている方の側面には、トルクリング 1 5 2 の外形形状に概ね対応する形状の収容空間 1 5 3 が形成されており、当該収容空間 1 5 3 にトルクリング 1 5 2 が周方向への相対移動不能に収容されている。従って、中間軸 1 2 3 と共にトルクリング 1 5 2 が回転されると、駆動側クラッチ部材 1 4 2 は、収容空間 1 5 3 における当該トルクリング 1 5 2 の突部 1 5 2 a と係合する係合凹部 1 5 3 a（図 8 参照）の径方向の壁面、すなわちトルク伝達面 1 5 3 b を周方向に押圧されることで一体状に回転する。一方、被動側クラッチ部材 1 4 3 は、第 2 中間ギア 1 3 3 に一体化されている。

10

【 0 0 2 3 】

駆動側クラッチ部材 1 4 2 は、弾性部材としての圧縮コイルバネからなるクラッチバネ 1 4 4 によって、山形カム 1 4 2 a が被動側クラッチ部材 1 4 3 の山形カム 1 4 3 a に噛み合い係合して動力伝達状態とされる位置、すなわち動力伝達位置へと付勢されている。なお、クラッチバネ 1 4 4 は、駆動側クラッチ部材 1 4 2 と第 1 中間ギア 1 3 2 の間に弾発状に配置されている。

20

【 0 0 2 4 】

第 1 動力伝達経路 P 1 によってブレード 1 1 3 が回転駆動されている状態において、当該ブレード 1 1 3 にクラッチバネ 1 4 4 の付勢力を超える一定値以上の負荷が作用すると、山形カム 1 4 2 a、1 4 3 a の斜面に作用する長軸方向成分の力で駆動側クラッチ部材 1 4 2 が被動側クラッチ部材 1 4 3 から離間する方向へと移動（後退動作）される。すなわち、駆動側クラッチ部材 1 4 2 は、動力解除位置へと移動され、山形カム 1 4 2 a、1 4 3 a の噛み合い係合が解除されて動力遮断状態とされる。図 1 1（A）には摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 が動力伝達状態から動力遮断状態に変化する態様が示される。そして、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 が動力遮断状態に切替わると、ワンウェイクラッチ 1 4 5 が作動し、動力伝達経路が高速低トルクの第 1 動力伝達経路 P 1 から低速高トルクの第 2 動力伝達経路 P 2 へと切り替えられる。

30

【 0 0 2 5 】

次にワンウェイクラッチ 1 4 5 につき説明する。ワンウェイクラッチ 1 4 5 の構成が図 1 5 及び図 1 6 に示される。図 1 5 は出力軸 1 2 5 に設けられた各部材を示す側面図であり、図 1 6 は図 1 5 における C - C 線断面図である。ワンウェイクラッチ 1 4 5 は、第 2 被動ギア 1 3 6 と共に回転する外輪 1 4 6 と、外輪 1 4 6 と出力軸 1 2 5 の間に介在される複数の針状ころ 1 4 7 及びバネ 1 4 8 を主体として構成されている。針状ころ 1 4 7 は、外輪 1 4 6 の周方向に所定間隔で形成されたカム溝 1 4 6 a 内に転動可能に配置され、バネ 1 4 8 によってカム面 1 4 6 b の噛み合い位置に向かって付勢されている。

40

【 0 0 2 6 】

従って、第 1 被動ギア 1 3 4 と共に外輪 1 4 6 が出力軸 1 2 5 に対して図 1 6 において右回りに回転されると、バネ 1 4 8 の付勢力によって針状ころ 1 4 7 がカム面 1 4 6 b と出力軸 1 2 5 との間に噛み込み、楔作用によって出力軸 1 2 5 を駆動する。この状態が図 1 6 に示される。一方、出力軸 1 2 5 が外輪 1 4 6 よりも高速で回転するときには、外輪 1 4 6 が出力軸 1 2 5 に対し相対的に図示左回りに回転することになる。このため、針状ころ 1 4 7 は、カム面 1 4 6 b から離れ、外輪 1 4 6 が出力軸 1 2 5 に対し空転する。つまり、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 が動力伝達状態にあるときは、外輪 1 4 6 が出力軸 1 2 5 に対し相対的に図示左回りに回転されるため、ワンウェイクラッチ 1 4 5 は、空転し、動力伝達をしない。

【 0 0 2 7 】

50

上記のように構成された変速機構 1 1 7 によれば、駆動モータ 1 1 5 の停止状態では、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 は、クラッチパネ 1 4 4 の付勢力で駆動側クラッチ部材 1 4 2 が被動側クラッチ部材 1 4 3 と接近する側へと移動されている。すなわち、両クラッチ部材 1 4 2 , 1 4 3 の山形カム 1 4 2 a , 1 4 3 a が互いに噛み合い係合する動力伝達状態に保持されている。かかる状態で、被加工材の切断作業を行なうべく駆動モータ 1 1 5 が通電駆動されると、駆動モータ 1 1 5 のトルクは、第 1 動力伝達経路 P 1 を経て出力軸 1 2 5 に伝達される。すなわち、ピニオンギア 1 3 1、第 1 中間ギア 1 3 2、中間軸 1 2 3、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1、第 2 中間ギア 1 3 3、第 1 被動ギア 1 3 4 及び出力軸 1 2 5 を経てブレード 1 1 3 が高速低トルクで回転駆動される。

【 0 0 2 8 】

このとき、中間軸 1 2 3 から第 3 中間ギア 1 3 5 及び第 2 被動ギア 1 3 6 を経てワンウェイクラッチ 1 4 5 の外輪 1 4 6 も回転されるが、前述したように、外輪 1 4 6 の回転速度よりも出力軸 1 2 5 の回転速度が高速であるため、外輪 1 4 6 は空転する。

【 0 0 2 9 】

上記のように、ブレード 1 1 3 による被加工材の切断作業は、第 1 動力伝達経路 P 1 を使用しての高速低トルクで開始する。そして、切断作業が進行し、ブレード 1 1 3 に作用する負荷が摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 のクラッチパネ 1 4 4 にて設定される切替設定値を超えると、当該摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 が動力遮断状態に切替わる。すなわち、図 1 1 の (A) に示すように、駆動側クラッチ部材 1 4 2 に対し山形カム 1 4 2 a , 1 4 3 a のカム面 (斜面) を経て作用する長軸方向成分で駆動側クラッチ部材 1 4 2 がクラッチパネ 1 4 4 の付勢力に抗して被動側クラッチ部材 1 4 3 から離間され、山形カム 1 4 2 a , 1 4 3 a の噛み合い係合が解除される。かくして、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 が動力遮断状態に切替わり、出力軸 1 2 5 の回転速度がワンウェイクラッチ 1 4 5 の外輪 1 4 6 の回転速度を下回ると、パネ 1 4 8 の付勢力によって針状ころ 1 4 7 がカム面 1 4 6 b と出力軸 1 2 5 との間に噛み込み、楔作用によって出力軸 1 2 5 を駆動する。これにより駆動モータ 1 1 5 のトルクの伝達経路が第 1 動力伝達経路 P 1 から第 2 動力伝達経路 P 2 に切替わり、ブレード 1 1 3 は、ピニオンギア 1 3 1 と第 1 中間ギア 1 3 のギア比、及び第 3 中間ギア 1 3 5 と第 2 被動ギア 1 3 6 とのギア比で定められた低速高トルクで回転駆動される。

【 0 0 3 0 】

上記のように、本実施の形態によれば、ブレード 1 1 3 に作用する負荷が小さい状態では、減速比の小さい第 1 動力伝達経路 P 1 を使用して高速低トルクで被加工材の切断作業を遂行し、一方、ブレード 1 1 3 に大きな負荷が加わる状態では、ギア比の大きい第 2 動力伝達経路 P 2 を使用して低速高トルクで切断作業を行なうことができる。

このように、ブレード 1 1 3 に作用する負荷に応じてトルクの伝達経路が高速低トルクの第 1 動力伝達経路 P 1 から低速高トルクの第 2 動力伝達経路 P 2 に自動的に切替わる構成としたことにより、変速機構を有しない丸鋸に比べて、駆動モータ 1 1 5 の焼損防止が図れるとともに、バッテリー 1 0 8 の 1 充電当たりの切断作業量を向上することができる。

【 0 0 3 1 】

特に、本実施の形態においては、変速機構 1 1 7 を構成するギア列における各ギアの噛み合い係合を保持した状態、すなわち各ギアの位置を固定した状態で、第 1 動力伝達経路 P 1 から第 2 動力伝達経路 P 2 に切替えることができるため、変速動作を円滑に行なうことが可能となり、変速動作の円滑性を向上することができる。

【 0 0 3 2 】

また、本実施の形態によれば、中間軸 1 2 3 上に摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 を設ける一方、出力軸 1 2 5 上にワンウェイクラッチ 1 4 5 を設けているため、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 の動作をコントロールすることのみで第 1 動力伝達経路 P 1 から第 2 動力伝達経路 P 2 への使用伝達経路の切替えが実現されることになり、合理的な変速機構 1 1 7 を構築することができる。

【 0 0 3 3 】

10

20

30

40

50

また、本実施の形態では、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 を出力軸 1 2 5 よりも高速低トルクで回転する中間軸 1 2 3 上に設けたので、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 に作用する負荷を小さくできる。このため、クラッチの保護あるいは耐久性を向上する上で有効となる。また、ギアハウジング 1 0 7 に対する各軸の配置から見て、中間軸 1 2 3 はギアハウジング 1 0 7 の中央寄りに配置される。このため、ワンウェイクラッチ 1 4 5 に比べて径方向に大型の摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 を中間軸 1 2 3 上に配置することで、ギアハウジング 1 0 7 の大型化を抑えることが可能になる。

ところで、丸鋸 1 0 1 の最大切り込み深さ（ベース 1 1 1 下面からのブレード 1 1 1 の下縁部の突出量）は、図 2 において、作業者が、ハンドグリップ 1 0 9 を下向きに押し下げて丸鋸本体部 1 0 3 を、ベース 1 1 1 の前端部に設定された回動軸（便宜上図示を省略する）を回動支点にして回動させたとき、便宜上図示を省略するが、ギアハウジング 1 0 7 に設けられた最大切り込み深さの規制部がベース 1 1 1 のストッパに当接することで規定される。従って、例えば外径の大きい摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 を出力軸 1 2 5 に設けたときは、出力軸 1 2 5 の中心からギアハウジング 1 0 7 の下端面 1 0 7 L までの距離が大きくなってしまい、最大切り込み能力に影響する。つまり最大切り込み能力が低下することになるが、本実施の形態によれば、中間軸 1 2 3 に摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 を設ける構成としたことにより、出力軸 1 2 5 からギアハウジング 1 0 7 の下端面 1 0 7 L までの距離を小さく設定することが可能なため、最大切り込み能力に影響しない。

【 0 0 3 4 】

一方、ワンウェイクラッチ 1 4 5 は、出力軸 1 2 5 上に設けている。減速側である出力軸 1 2 5 上の第 2 被動ギア 1 3 6 は、中間軸 1 2 3 上の第 3 中間ギア 1 3 5 よりも大径に設定される。このことから、ワンウェイクラッチ 1 4 5 を出力軸 1 2 5 と第 2 被動ギア 1 3 6 の間に設ける構成とすることで、ワンウェイクラッチ 1 4 5 の配置スペースが確保し易く、ワンウェイクラッチ 1 4 5 を容易に組み込むことが可能になる。

【 0 0 3 5 】

ところで、ブレード 1 1 3 に加わる負荷に応じて自動的に摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 の切替えを行なう構成の場合、ブレード 1 1 3 に加わる負荷がクラッチパネ 1 4 4 にて設定される切替設定値の周辺で変動した場合、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 が頻繁に切替わることになる。そこで、かかる課題を解決するべく、本実施形態に係る変速機構 1 1 7 は、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 が一旦動力遮断状態に切替わった後は、当該切替わった状態に保持するラッチ機構、及び切断作業の停止後（駆動モータ 1 1 5 の停止時）には、初期状態すなわち動力伝達状態に戻すリセット機構を有している。

【 0 0 3 6 】

以下、ラッチ機構 1 5 1 につき、主に図 7、図 8、及び図 1 0、図 1 1 を参照して説明する。ラッチ機構 1 5 1 は、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 における駆動側クラッチ部材 1 4 2 が動力遮断位置へと移動した際に、当該駆動側クラッチ部材 1 4 2 を動力遮断位置、詳しくは駆動側クラッチ部材 1 4 2 の山形カム 1 4 2 a が被動側クラッチ部材 1 4 3 の山形カム 1 4 3 a から引き離された位置（隙間を置いて対向する位置）に保持する機構として備えられる。ラッチ機構 1 5 1 は、前述のトルクリング 1 5 2 を主体として構成されている。

【 0 0 3 7 】

トルクリング 1 5 2 を收容するべく形成された駆動側クラッチ部材 1 4 2 の收容空間 1 5 3 において、トルクリング 1 5 2 の突部 1 5 2 a が係合する係合凹部 1 5 3 a の回転方向前方領域には、前方に向かって上り勾配で傾斜する斜面 1 5 3 c が形成されている。そして、トルクリング 1 5 2 は、駆動側クラッチ部材 1 4 2 が動力伝達位置から動力遮断位置側へと移動して動力遮断状態とされる際、收容空間 1 5 3 から脱出して斜面 1 5 3 c 上に乗り上げることによって駆動側クラッチ部材 1 4 2 の山形カム 1 4 2 a を被動側クラッチ部材 1 4 3 の山形カム 1 4 3 a から引き離すように構成されている。このときの動作態様が図 1 1 に示される。図 1 1 における（ A ）がクラッチの動作を示し、（ B ）がラッチ部材としてのトルクリング 1 5 2 の動作を示している。なお、トルクリング 1 5 2 の突部

10

20

30

40

50

152aの斜面153cへの乗り上げを円滑化するべく、突部152aの斜面153cとの対向面は、斜面あるいは円弧状の曲面で形成されている。

【0038】

図11の最上段に示すように、駆動側クラッチ部材142が動力伝達位置に置かれた山形カム142a, 143aの噛み合い係合状態では、前述のようにトルクリング152の突部152aが係合凹部153aのトルク伝達面153bと係合し、トルク伝達状態に保持されている。かかる状態において、クラッチバネ144にて設定された一定値以上の負荷がブレード113に作用し、駆動側クラッチ部材142が動力遮断位置に向かって後退動作すると、中間軸123に固定されているトルクリング152が駆動側クラッチ部材142に対し長軸方向、すなわち収容空間153から抜け出る（浮き上がる）方向に相対移動する。これにより、トルクリング152の突部152aが係合凹部153aから抜け出し、トルク伝達面153bから外れると、トルクを受けなくなった駆動側クラッチ部材142とトルクリング152との間に回転速度差が生じる。このため、トルクリング152が駆動側クラッチ部材142に対し周方向に相対移動し、トルクリング152の突部152aが斜面153cの端部に乗り上げる（図11の上から2段目参照）。この突部152aの乗り上げ動作により、駆動側クラッチ部材142が長軸方向に押される。すなわち、駆動側クラッチ部材142に対し山形カム142aを被動側クラッチ部材143の山形カム143aから切り離す方向（長軸方向）に力が加えられ、これにより、山形カム142a, 143aの切り離しがアシストされる。その結果、山形カム142a, 143aのカム面に作用する負荷が軽減されることになる。このことは、山形カム142a, 143aの摩耗を低減することが可能となり、ひいてはクラッチバネ144にて設定される切替設定値の変動を抑制できる。

【0039】

駆動側クラッチ部材142が更に後退動作し、山形カム142a, 143aの噛み合い係合が解除されると、トルクリング152が駆動側クラッチ部材142に対し周方向に更に相対移動する。このため、突部152aが斜面153cに更に乗り上げる。すなわち、この乗り上げによる山形カム142a, 143aの切り離しのアシストは、当該山形カム142a, 143aの噛み合い係合の解除後も継続される。これにより駆動側クラッチ部材142が被動側クラッチ部材143から更に離間され、山形カム142a, 143a間に長軸方向の隙間が生ずる。斜面153cに乗り上げた突部152aは、斜面153c前方に直立するストッパ面153dに係止し、その後、トルクリング152と駆動側クラッチ部材142は一体となって回転する。この状態が図11(B)の最下段に示される。

すなわち、トルクリング152は、駆動側クラッチ部材142が動力伝達状態から動力遮断状態へと切替わる際、当該駆動側クラッチ部材142の山形カム142aが被動側クラッチ部材143の山形カム143aから離間する動力遮断位置よりも更に後退移動された位置、つまり山形カム142a, 143a間に長軸方向の所定の隙間が確保される隔離位置へと移動させて当該隔離位置に保持する。このように、摺動式噛み合いクラッチ141は、一旦動力遮断側に切替わると、その後ブレード113に加わる負荷の如何に拘わらず動力遮断状態を保持するため、ブレード113に加わる負荷がクラッチバネ144にて設定される切替設定値の周辺で変動した場合であっても、第2動力伝達経路P2を使用し、低速高トルクでの安定した切断作業を遂行することが可能となる。また、駆動側クラッチ部材142が隔離位置へと移動されて当該隔離位置に保持されることで、山形カム142a, 143a間に長軸方向に一定の隙間が確保されるので、確実な動力遮断状態が得られ、山形カム142a, 143aの当接による異音あるいは振動の発生を防止できる。

【0040】

一方、切断作業後、駆動モータ115の通電駆動を停止すると、当該駆動モータ115のブレーキが作動する。これにより回転速度が減速される中間軸123と一体に回転するトルクリング152と、慣性トルクによって回転速度を維持しようとする駆動側クラッチ部材142の間には回転速度差が生じ、両部材が周方向に相対的に回動する。この周方向の相対回動は、トルクリング152の突部152aが駆動側クラッチ部材142の斜面1

10

20

30

40

50

5 3 c から下りる方向である。このため、突部 1 5 2 c が収容空間 1 5 3 の係合凹部 1 5 3 a に嵌り込む。すなわち、トルクリング 1 5 2 は、初期位置へと復帰（リセット）することになり、これにより摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 の動力遮断状態の保持が自動的に解除される。つまり、駆動モータ 1 1 5 のブレーキ及び駆動側クラッチ部材 1 4 2 の慣性を利用したリセット機構が構成されている。なお、トルクリング 1 5 2 による動力遮断状態保持が解除されると、駆動側クラッチ部材 1 4 2 は、クラッチバネ 1 4 4 の付勢力によって動力伝達位置へと移動され、次の切断作業に備える。

【0041】

本実施の形態に係る変速機構 1 1 7 の場合、駆動モータ 1 1 5 が起動する際、ブレード 1 1 3 の質量が大きく、慣性が大きいと、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 が誤動作、すなわち、動力伝達状態から動力遮断状態に切替わり、変速する可能性がある。このような不具合を解決するべく本実施の形態に係る変速機構 1 1 7 は、起動時の変速を規制する変速規制機構 1 6 1 を備えている。

10

【0042】

以下、変速規制機構 1 6 1 につき、主に図 1 2 ~ 1 4 を参照して説明する。図 1 2 は図 6 における B - B 線断面図であり、図 1 3 は駆動側クラッチ部材 1 4 2 をクラッチバネ装着側から見た斜視図であり、図 1 4 はストッパ 1 6 2 を示す斜視図である。本実施の形態に係る変速規制機構 1 6 1 は、駆動側クラッチ部材 1 4 2 に放射状に配置された複数（例えば 3 個）のストッパ 1 6 2 及び弾性部材としての圧縮コイルバネ 1 6 3 を主体として構成されている。

20

【0043】

各ストッパ 1 6 2 及び圧縮コイルバネ 1 6 3 は、駆動側クラッチ部材 1 4 2 のクラッチバネ装着面側（山形カム 1 4 2 a と反対側）の側面周方向等分位置に形成されたストッパ収容凹部 1 6 4 に収容され、径方向に移動可能とされている。各ストッパ 1 6 2 は、内径側の先端部が中間軸 1 2 3 の外周面と対向するとともに、圧縮コイルバネ 1 6 3 によって中間軸 1 2 3 側に向かって押圧付勢されている。中間軸 1 2 3 の外周面には、ストッパ 1 6 2 と対向する領域に周方向の環状溝 1 6 5 が形成されている。そして、駆動側クラッチ部材 1 4 2 が動力伝達位置に置かれたとき、各ストッパ 1 6 2 の径方向の先端部が中間軸 1 2 3 外周の環状溝 1 6 5 に径方向から突入されて弾発状に係合され、これにより駆動側クラッチ部材 1 4 2 を動力伝達位置に保持する構成とされる。この状態が図 1 2 及び図 4

30

【0044】

なお、圧縮コイルバネ 1 6 3 は、ストッパ 1 6 2 に設けたガイドピン 1 6 6 によって動作の安定化が図られている。また、駆動側クラッチ部材 1 4 2 の側面には、図 4 及び図 5 に示すように、ストッパ収容凹部 1 6 4 に収容されたストッパ 1 6 2 及び圧縮コイルバネ 1 6 3 を覆うカバー部材 1 6 7 が取付けられ、このカバー部材 1 6 7 は、クラッチバネ 1 4 4 の一端を支持するバネ受け部材としても機能している。

【0045】

本実施の形態に係る変速規制機構 1 6 1 は、上記のように構成されている。駆動モータ 1 1 5 の停止状態では、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 が動力伝達状態にある。このため、ストッパ 1 6 2 が中間軸 1 2 3 の環状溝 1 6 5 に係合されている。従って、駆動モータ 1 1 5 の起動時においては、中間軸 1 2 3 の環状溝 1 6 5 に係合するストッパ 1 6 2 によって駆動側クラッチ部材 1 4 2 の長軸方向の移動が規制されることになり、当該駆動側クラッチ部材 1 4 2 は、山形カム 1 4 2 a が被動側クラッチ部材 1 4 3 の山形カム 1 4 3 a と噛み合い係合する動力伝達位置に保持される。これにより、モータ起動時の摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 の誤動作を防止することができる。

40

【0046】

しかして、駆動モータ 1 1 5 が起動し、回転数が上昇すると、それに伴い駆動側クラッチ部材 1 4 2 とともに回転するストッパ 1 6 2 に作用する遠心力によって当該ストッパ 1 6 2 が圧縮コイルバネ 1 6 3 の付勢力に抗して外側に移動し、環状溝 1 6 5 から脱出する

50

(図5参照)。これにより駆動側クラッチ部材142のストッパ162による移動規制が解除され、駆動側クラッチ部材142のブレード113に加わる負荷に応じた動力伝達状態から動力遮断状態への切替わりが許容される。

【0047】

このように、本実施の形態に係る変速規制機構161によれば、ブレード113の慣性が大きい丸鋸101において、駆動モータ115の起動時にブレード113の慣性で変速機構117が変速するといった誤動作が発生せず、これにより変速機構117の利点を十分に活用することが可能になる。また、このような変速規制機構161は、丸鋸101に限らず、研磨、研削作業に用いられるグラインダや比較的大径の穴明け作業に用いられるダイヤモンドドリルのように、先端工具の質量が大きい動力工具において特に有効である。

10

【0048】

低速高トルクでの切断作業中には、ブレード113に過大な負荷が作用する可能性がある。そこで、このような過大な負荷が作用した場合に備えて出力軸125上には、トルクリミッター154が設定されている。図17には出力軸125にトルクリミッター154が組み付けられた状態が示される。出力軸125は、その長軸方向において、第1及び第2被動ギア134, 136が取付けられる基部側軸部125Aと、ブレード113が取り付けられる先端側軸部125Bとに2分割されるとともに、当該分割部位に介在されたトルクリミッター154によって接続されている。

【0049】

出力軸125の基部側軸部125Aと先端側軸部125Bは、互いに遊嵌状に嵌合する円形突起と円形凹部を介して同軸上に配置されるとともに、互いに対向する鏝部125Aa, 125Baを備えている。トルクリミッター154は、基部側軸部125Aの鏝部125Aaと先端側軸部125Bの鏝部125Ba間に挟み込まれた摩擦板155と、両鏝部125Aa, 125Baが互いに押し付け合う方向に付勢力を作用する板バネ156により構成されており、板バネ156によって最大伝達トルクが定められている。

20

【0050】

このように、最終軸である出力軸125上のトルクリミッター154によって最大伝達トルクが管理されるため、切断作業中において、ブレード113に過大な負荷が作用した場合には、摩擦板155が鏝部125Aa, 125Baに対して滑ることで過大な負荷に対応することができる。

30

【0051】

(本発明の第2の実施形態)

次に本発明の第2の実施形態につき、図18及び図19を参照して説明する。本実施の形態は、出力軸125上に摺動式噛み合いクラッチ141を設け、出力軸125上で変速を行う構成としたものであり、この構成以外については、前述した第1の実施形態と同様に構成される。従って、図18及び図19に示された各構成部材については、同一符号を付してその説明を省略あるいは簡略化する。なお、図18及び図19は変速機構117の構成を示す展開断面図である。

【0052】

摺動式噛み合いクラッチ141は、出力軸125上に取付けられている。このような配置構成としたことにより、中間軸123上に配置される第2中間ギア133が当該中間軸123にキー139によって固定され、当該第2中間ギア133と常時に噛み合い係合する第1被動ギア134は、出力軸125に軸受138を介して回転自在に支持される。

40

また、摺動式噛み合いクラッチ141は、駆動側クラッチ部材142と被動側クラッチ部材143とクラッチバネ144を主体として構成されることについては、前述した第1の実施形態の場合と同様であるが、中間軸123上に配置する構成とした第1の実施形態の場合とは、動力の伝達方向が逆転している。つまり、第1被動ギア134と共に回転するクラッチ部材143が駆動側とされ、トルクリング152を介して出力軸125と共に回転するクラッチ部材142が被動側となる。そしてクラッチバネ144は、被動側クラッチ部材142と、ワンウェイクラッチ145が組み付けられる第2被動ギア136との

50

間に介在され、当該被動側クラッチ部材 1 4 2 を駆動側クラッチ部材 1 4 3 に接近させる方向に付勢している。

【 0 0 5 3 】

従って、ブレード 1 1 3 に加わる負荷が小さい状態では、駆動モータ 1 1 5 のトルクは、入力軸 1 2 1 のピニオンギア 1 3 1、第 1 中間ギア 1 3 2、中間軸 1 2 3、第 2 中間ギア 1 3 3、第 1 被動ギア 1 3 4、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 及び出力軸 1 2 5 によって構成される第 1 動力伝達経路 P 1 を経てブレード 1 1 3 に伝達され、ブレード 1 1 3 は、高速低トルクで回転駆動される。この状態が図 1 8 に示される。

【 0 0 5 4 】

そして、クラッチパネ 1 4 4 にて定められる切替設定値を超える負荷がブレード 1 1 3 に作用すると、被動側クラッチ部材 1 4 2 がクラッチパネ 1 4 4 に抗して動力伝達位置から動力遮断位置へ移動される。これにより被動側クラッチ部材 1 4 2 の山形カム 1 4 2 a が駆動側クラッチ部材 1 4 3 の山形カム 1 4 3 a から離間して噛み合い係合が解除される。すると、駆動モータ 1 1 5 のトルクは、入力軸 1 2 1 のピニオンギア 1 3 1、第 1 中間ギア 1 3 2、中間軸 1 2 3、第 3 中間ギア 1 3 5、第 2 被動ギア 1 3 6、ワンウェイクラッチ 1 4 5 及び出力軸 1 2 5 によって構成される第 2 動力伝達経路 P 2 を経てブレード 1 1 3 に伝達され、ブレード 1 1 3 は、低速高トルクで回転駆動される。この状態が図 1 9 に示される。

【 0 0 5 5 】

上記のように、本実施の形態においても、前述した第 1 の実施形態と同様、変速機構 1 1 7 を構成するギア列における各ギアの噛み合い係合を保持した状態、すなわち各ギア的位置を固定した状態で、第 1 動力伝達経路 P 1 から第 2 動力伝達経路 P 2 に切替えることができるため、変速動作を円滑に行なうことが可能となり、変速動作の円滑性を向上することができる。

【 0 0 5 6 】

なお、本実施の形態に係る変速機構 1 1 7 は、3 軸平行式の場合で説明したが、入力軸と出力軸との 2 本の平行軸から構成される 2 軸式であっても成立する。また、ワンウェイクラッチ 1 4 5 を中間軸 1 2 3 側に設けても成立する。また、本実施の形態は、動力工具の例として充電式の丸鋸 1 0 1 の場合で説明したが、これに限られるものではない。丸鋸であっても、バッテリーの代わりに AC 電源を用いる形式の丸鋸、あるいは図示のような手持式のほか、ベースに設置されたテーブル上に被加工材を載せて切断作業を行なう卓上丸鋸や卓上スライド丸鋸に適用できるし、木工用、金工用のいずれにも適用することが可能である。また丸鋸以外の切断工具、例えば、電動カッターに適用することが可能であるし、レシプロソーやジクソー等のように先端工具が直線往復運動を行なう切断工具に適用することが可能である。更には切断工具以外の動力工具、例えば回転運動するサンディングディスクや砥石によって被加工材に研磨あるいは研削作業を行なうサンダーやグラインダ、あるいは締め付け作業に用いられるドライバやレンチ、または穴明け作業を行なう各種ドリル、更には上下 2 枚のブレードを互いに逆方向に直線状に往復移動させ、生垣の刈り込み作業等を遂行するヘッジトリマ等、各種の電動工具を広く適用可能である。

更にまた、サンダーやダイヤコアドリル等のように、一台の動力工具において、作業に用いる先端工具の寸法の相違や被加工材の相違等により、先端工具に加わる負荷が相違する動力工具に用いると有効である。

また、本実施の形態では、摺動式噛み合いクラッチ 1 4 1 が一旦動力遮断状態に切替わった後は、当該切替わった状態に保持するラッチ機構 1 5 1 を設けたが、当該ラッチ機構 1 5 1 を有しない構成に変更してもよい。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 5 7 】

【 図 1 】 本発明の第 1 の実施形態に係る丸鋸の全体構成を示す側面図である。

【 図 2 】 丸鋸の全体構成を示す側断面図である。

【 図 3 】 丸鋸の全体構成を示す正面から見た断面図である。

10

20

30

40

50

【図 4】平行 3 軸式の変速機構の展開断面図であり、動力伝達経路が高速低トルク側に切替えられた状態を示す。

【図 5】平行 3 軸式の変速機構の展開断面図であり、動力伝達経路が低速高トルク側に切替えられた状態を示す。

【図 6】摺動式噛み合いクラッチの外観図である。

【図 7】図 6 の A - A 線断面図である。

【図 8】摺動式噛み合いクラッチにおける駆動側クラッチ部材を示す斜視図である。

【図 9】摺動式噛み合いクラッチにおける被動側クラッチ部材を斜視図である。

【図 10】摺動式噛み合いクラッチにおけるトルクリングを示す斜視図である。

【図 11】摺動式噛み合いクラッチの動作を説明する図であり、(A) は山形カムの動作態様を示し、(B) はラッチ部材としてのトルクリングの動作態様を示す。 10

【図 12】図 6 の B - B 線断面図である。

【図 13】駆動側クラッチ部材をクラッチバネ装着側から見た斜視図である。

【図 14】ストッパを示す斜視図である。

【図 15】出力軸に設けられた各部材を示す側面図である。

【図 16】図 15 の C - C 線断面図である。

【図 17】変形例を示す展開断面図である。

【図 18】本発明の第 2 の実施形態に係る平行 3 軸式の変速機構を示す展開断面図であり、動力伝達経路が高速低トルク側に切替えられた状態を示す。

【図 19】同じく平行 3 軸式の変速機構を示す展開断面図であり、動力伝達経路が低速高トルク側に切替えられた状態を示す。 20

【符号の説明】

【0058】

101 丸鋸（動力工具）

103 丸鋸本体部（動力工具本体）

104 ブレードケース

105 モータハウジング

106 セーフティカバー

107 ギアハウジング

107 L 下端面 30

108 バッテリ

109 ハンドグリップ

109 a トリガ

111 ベース

111 a 開口

113 ブレード

115 駆動モータ（動力源）

116 モータ軸

117 変速機構

121 入力軸 40

121 a 軸受

123 中間軸（第 1 の回転軸）

123 a 軸受

125 出力軸（第 2 の回転軸）

125 a 軸受

125 A 基部側軸部

125 B 先端側軸部

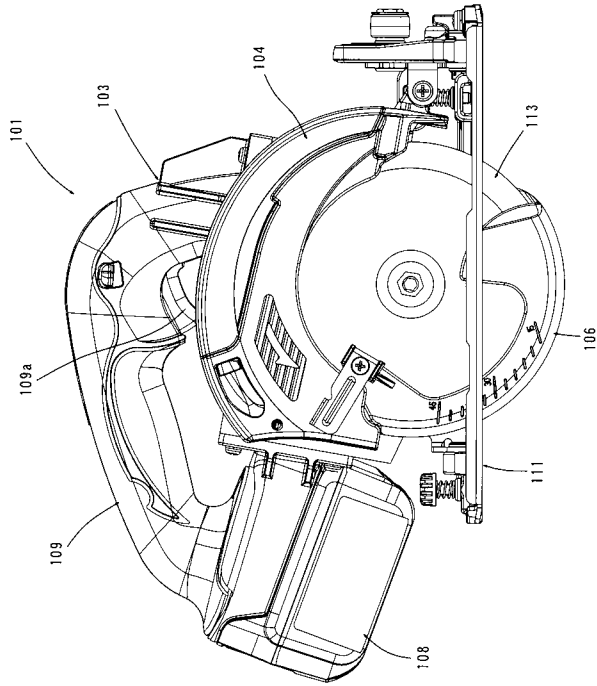
125 A a 鏝部

125 B b 鏝部

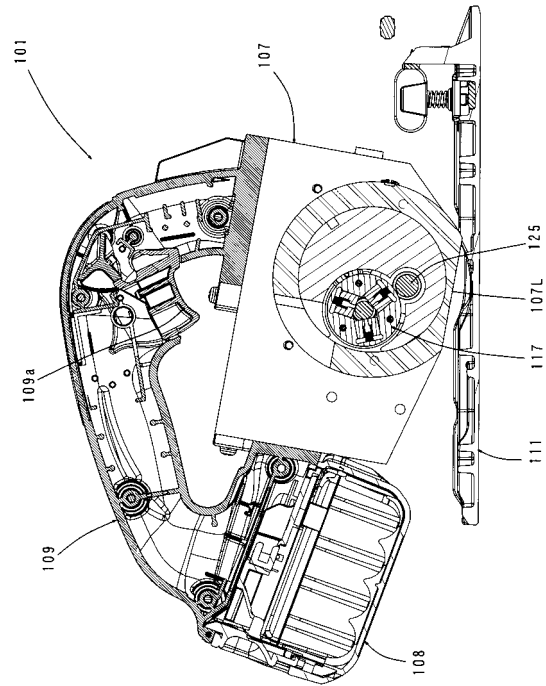
131 ピニオンギア 50

1 3 2	第 1 中間ギア	
1 3 3	第 2 中間ギア	
1 3 4	第 1 被動ギア	
1 3 5	第 3 中間ギア	
1 3 6	第 2 被動ギア	
1 3 7	キー	
1 3 8	軸受	
1 3 9	キー	
1 4 1	摺動式噛み合いクラッチ (第 1 のクラッチ)	
1 4 2	駆動側クラッチ部材	10
1 4 2 a	山形カム	
1 4 3	被動側クラッチ部材	
1 4 3 a	山形カム	
1 4 4	クラッチバネ	
1 4 5	ワンウェイクラッチ (第 2 のクラッチ)	
1 4 6	外輪	
1 4 6 a	カム溝	
1 4 6 b	カム面	
1 4 7	針状ころ	
1 4 8	バネ	20
1 5 1	ラッチ機構	
1 5 2	トルクリング	
1 5 2 a	突部	
1 5 3	収容空間	
1 5 3 a	係合凹部	
1 5 3 b	トルク伝達面	
1 5 3 c	斜面	
1 5 3 d	ストッパ面	
1 5 4	トルクリミッター	
1 5 5	摩擦板	30
1 5 6	板バネ	
1 6 1	変速規制機構	
1 6 2	ストッパ	
1 6 3	圧縮コイルバネ	
1 6 4	ストッパ収容凹部	
1 6 5	環状溝	
1 6 6	ガイドピン	
1 6 7	カバー部材	

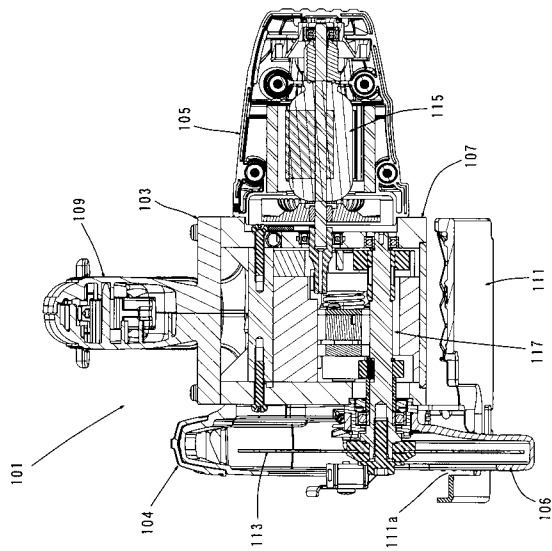
【 図 1 】



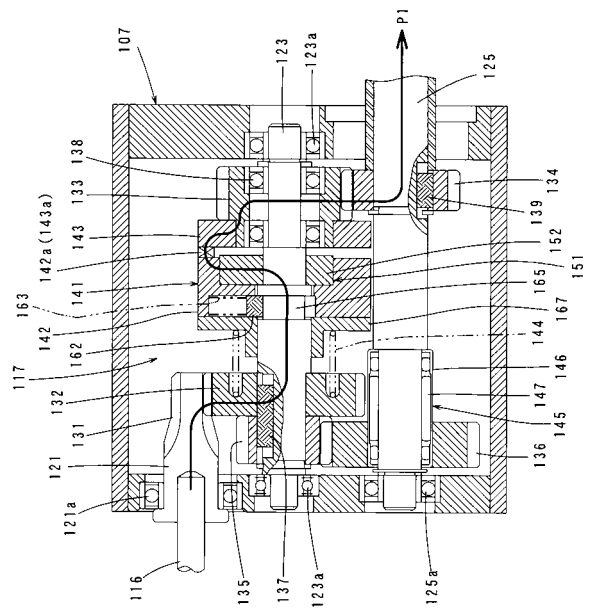
【 図 2 】



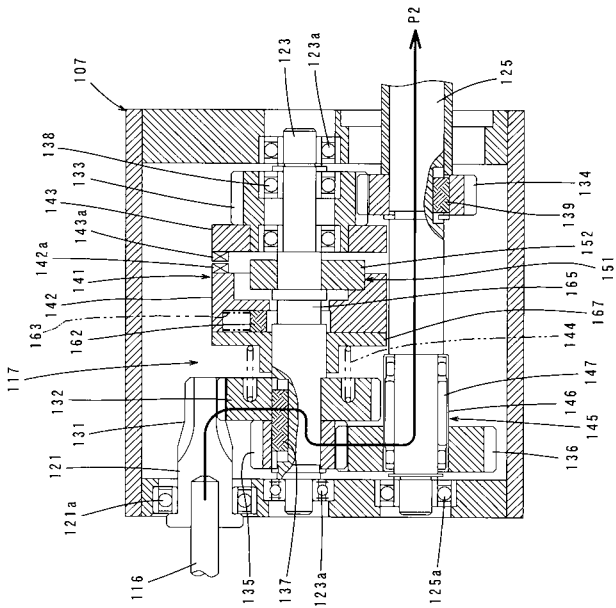
【 図 3 】



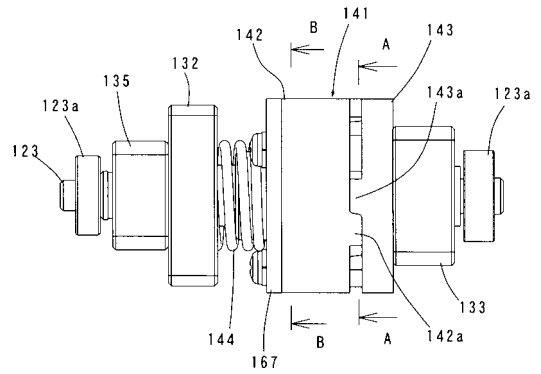
【 図 4 】



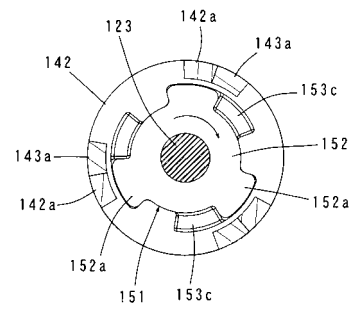
【 図 5 】



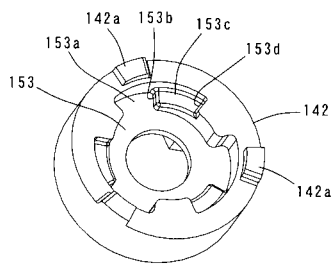
【 図 6 】



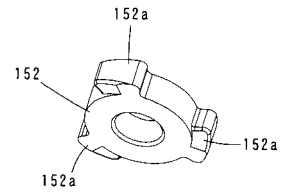
【 図 7 】



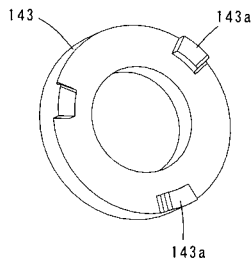
【 図 8 】



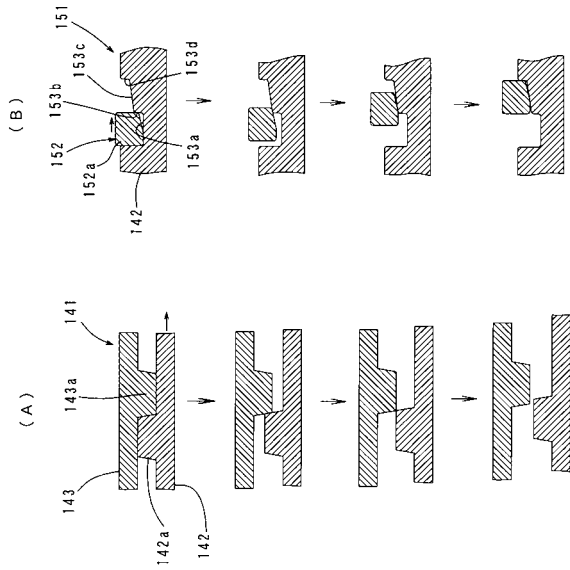
【 図 10 】



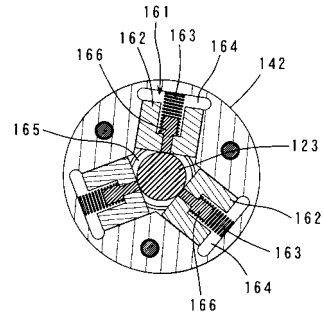
【 図 9 】



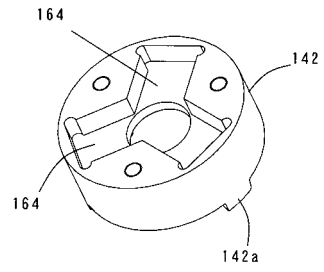
【 図 1 1 】



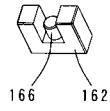
【 図 1 2 】



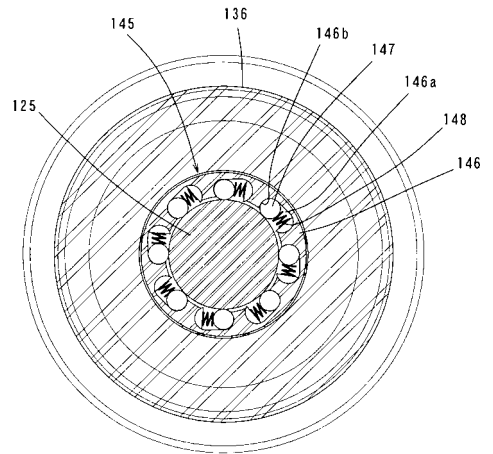
【 図 1 3 】



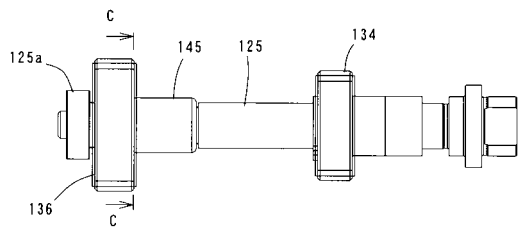
【 図 1 4 】



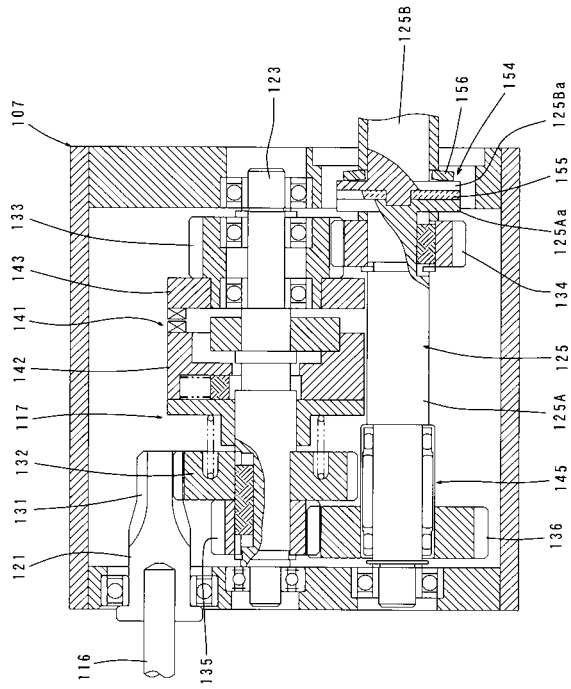
【 図 1 6 】



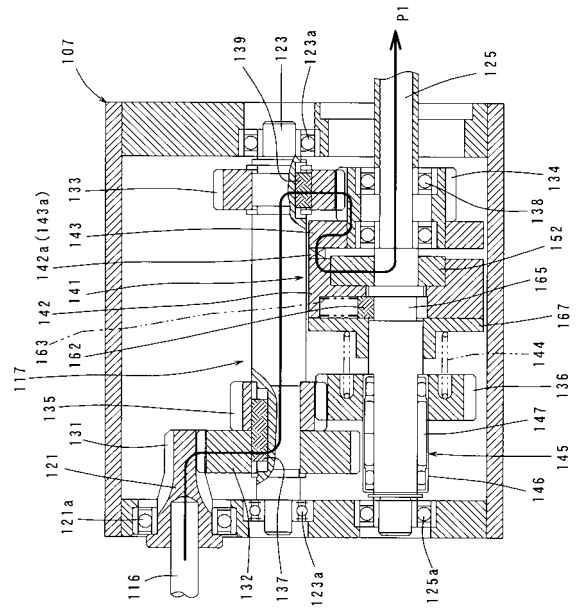
【 図 1 5 】



【 図 17 】



【 図 18 】



【 図 19 】

