

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4160393号
(P4160393)

(45) 発行日 平成20年10月1日(2008.10.1)

(24) 登録日 平成20年7月25日(2008.7.25)

(51) Int.Cl.

F I

F 1 6 D 43/20 (2006.01)

F 1 6 D 43/20

B 2 3 B 45/00 (2006.01)

B 2 3 B 45/00

C

B 2 5 B 21/00 (2006.01)

B 2 5 B 21/00

5 1 O A

F 1 6 H 1/46 (2006.01)

F 1 6 H 1/46

F 1 6 H 37/04 (2006.01)

F 1 6 H 37/04

請求項の数 1 (全 24 頁)

(21) 出願番号 特願2002-559962 (P2002-559962)
 (86) (22) 出願日 平成14年1月22日(2002.1.22)
 (65) 公表番号 特表2004-524481 (P2004-524481A)
 (43) 公表日 平成16年8月12日(2004.8.12)
 (86) 国際出願番号 PCT/US2002/001691
 (87) 国際公開番号 W02002/059491
 (87) 国際公開日 平成14年8月1日(2002.8.1)
 審査請求日 平成17年1月14日(2005.1.14)
 (31) 優先権主張番号 60/263,379
 (32) 優先日 平成13年1月23日(2001.1.23)
 (33) 優先権主張国 米国(US)
 (31) 優先権主張番号 09/964,078
 (32) 優先日 平成13年9月26日(2001.9.26)
 (33) 優先権主張国 米国(US)

(73) 特許権者 391010769
 ブラック アンド デッカー インク
 BLACK & DECKER INC.
 アメリカ合衆国、デラウェア 19711
 , ニューアーク、ドラモンド プラザ 1
 207
 (74) 代理人 100099759
 弁理士 青木 篤
 (74) 代理人 100092624
 弁理士 鶴田 準一
 (74) 代理人 100102819
 弁理士 島田 哲郎
 (74) 代理人 100123582
 弁理士 三橋 真二

前置審査

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 第一段クラッチ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

動力工具であって、

出力シャフトを有するモーターと、

第1の歯車比を有する第1の部分と出力歯車比を有する第2の部分とを有する動力伝達装置であって、前記第1の部分が、リング歯車と、第1の太陽歯車と、遊星歯車組立体とを伴う遊星歯車組立体を含み、前記リング歯車が前記動力伝達装置の前記第2の部分と共用されず、前記遊星歯車組立体が単一の遊星キャリアと複数の遊星歯車とを有し、前記遊星キャリアが前記複数の遊星歯車を回転式に支持する複数のピンと第2の太陽歯車とを有し、前記複数の遊星歯車が前記第1の太陽歯車及び前記リング歯車と噛み合い係合し、前記第1の太陽歯車が前記出力シャフトと結合し前記モーターからトルク入力を受け取り、前記第2の太陽歯車が前記第2の部分と噛み合い係合し中間トルク出力を出力し、前記第2の部分が前記中間トルク出力を受け取り出力トルクを発生する動力伝達装置と、

前記動力工具のトルク出力を制限するクラッチ組立体であって、前記クラッチ組立体が環状クラッチ部材と係合組立体とを有し、前記クラッチ部材が前記リング歯車に結合され、前記クラッチ部材が所定のクラッチ・プロファイルを有し前記係合組立体がフォロア部材を有し、前記中間トルク出力の大きさが所定の最大値トルクより小さい時だけ、前記フォロア部材が前記クラッチ部材に当接し前記クラッチ・プロファイルと協働して前記クラッチ部材と前記フォロア部材との間の相対的回転を阻止するクラッチ組立体とを備える、動力工具。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本出願は、2001年1月23日出願の、米国仮出願第60/263,379号明細書の利益を請求する。本発明の他の特徴は、同じ譲受人に譲受される同時係属出願である「多速度動力工具動力伝達装置」と題された米国出願第09/964,226号明細書、「360度クラッチ・カラー」と題された米国出願第09/965,108号明細書、及び「機能的オーバモールド部材を有するハウジング」と題された米国出願第09/963,905号明細書で論じられ請求される。

【0002】

本発明は概して、回転式ドリル、電動スクリュードライバといった動力工具に関する。特に、本発明は、多速度動力伝達装置の第1段から出力される大きさのトルクに基づいて作動されるクラッチ機構に関する。

【背景技術】

【0003】

現在、動力工具の製造業者は、可変速モーターを有する回転動力工具を導入することで、こうした工具のユーザが工具の出力速度を十分に制御でき、それによって追加専用工具に頼らずに多様な操作ができるようにしようと試みている。市販の多くの工具には、こうした工具の速度に対するよりいっそうの制御を可能にする3段、2速度動力伝達装置が含まれる。

【0004】

通常、知られている動力伝達機構には、大径ホールソーによる穿孔、ドライウォールねじまたは大径ラグねじの設置、及び高速ドリル操作の実行といった工具の多様な操作を可能にする広範囲の出力速度及びトルクを発生できる動力伝達機構がなかった。こうした工具で一般に利用されてきた単一または二重速度動力伝達装置は通常、こうした動力伝達装置の様々な利用を可能にする十分な減速能力を有しておらず、こうした工具を高トルク動作に設定すると、高速性能が低下する傾向があった。その上、初期のコードレス回転動力工具の多くで利用されていた充電式電池は、消費されるエネルギーの量と、動作中に動力工具がエネルギーを消費する比率のため、低速、高トルク動作で使用するにはあまり適していなかった。その結果、消費者は、穿孔及び締め付けといった「標準」適用業務用の中負荷工具と、さらに要求の厳しい作業用の低速、高トルク出力を有する高負荷工具との2つの異なった回転動力工具を購入せざるを得なくなることが多かった。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

最新の高容量、高電圧電池の出現によって、現在は低速、高トルク動作で使用される動力工具のエネルギー需要を満たすことが可能である。しかし、当業技術分野では、比較的広範囲の減速能力を通して使用可能なクラッチ機構に対する必要が依然として存在している。

【0006】

一般的なクラッチ機構は、工具の使用者が工具の動力伝達装置の最終段で出力されるトルクを制限することを許可する。通常、これらのクラッチ機構は、クラッチの二つの部分を係合するように付勢するバネを使用する。動力伝達装置により出力されるトルクが所定のクラッチ設定を超えると、バネにより働くバイアス（付勢）力は、係合状態でクラッチの部分を維持するのに十分ではなく、クラッチの一方の部分はクラッチの他方の部分に対して回転可能となる。これらの二つの部分の相対的移動は、工具の出力シャフトへのトルクの伝達を効果的に妨げる。

【0007】

比較的広い減速範囲を有する動力伝達装置を備えるこのようなクラッチ機構の使用は、クラッチ部分が減速範囲全体にわたり適当に係合および非係合されることが許可されるよ

10

20

30

40

50

うにバネにより働かされるバイアス力が十分な範囲を有しないという単純な理由により、しばしば实际的でない。よって、クラッチ機構に幾つかの異なった大きさのバネを供給することが比較的に一般的であり、使用者が与えられた作業に適当な大きさのバネを選択し設置することが必要となる。この方法は有効であるが、それにもかかわらず時間を浪費し不便である。

【課題を解決するための手段】

【0008】

1つの好適な形態では、本発明は多速度動力伝達装置組立体を有する動力工具において使用するクラッチ機構を提供する。クラッチ機構はクラッチ部材とフォロア部材を有する。クラッチ部材は、動力伝達装置組立体のねじれ入力に近接し、動力伝達装置組立体にトルク増倍動作を行わせるには回転しない位置になければならない動力伝達装置組立体の部材に結合する。フォロア部材はバイアスをかけられてクラッチ部材と係合し、相互間の相対的回転を阻止する。クラッチ部材と動力伝達装置組立体が互いに結合されると、動力伝達装置組立体はトルク増倍動作を行うことができる。しかし、クラッチ部材に作用するねじれがフォロアとクラッチ部材との間の摩擦係合を克服するのに十分なものである時、クラッチ部材と動力伝達装置組立体とは回転し、トルク増倍動作を継続する動力伝達装置の能力を阻止する。

10

【0009】

本発明のさらなる利点と特徴は、添付の図面と共になされる以下の説明と付随する請求項から明らかになる。

20

【発明を実施するための最良の形態】

【0010】

図面のうち図1及び図2を参照すると、本発明の教示による構造の動力工具は全体的に参符10によって示される。当業者が認識するように、本発明の好適実施形態は、携帯型スクリュードライバまたはドリルといったコード付きまたはコードレス（電池式）何れかの装置でよい。例示される特定実施形態では、動力工具10は、ハウジング12と、モーター組立体14と、多速度動力伝達装置組立体16と、クラッチ機構18と、出力スピンドル組立体20と、チャック22と、トリガ組立体24と、電池パック26とを有するコードレス・ドリルである。当業者が理解するように、チャック22、トリガ組立体24、及び電池パック26といった動力工具10のいくつかの構成要素はその性質上従来のものであり、本出願で特に詳細に説明する必要はない。動力工具10の従来の機能の動作をさらに完全に理解するには、多様な公報を参照すればよい。こうした公報の1つの例は、同じ譲受人に譲受される1999年4月27日発行の米国特許出願公開第5,897,454号明細書であり、その開示全体を参照として取り込まれる。

30

【0011】

ハウジング12には、エンドキャップ組立体30と、1対の嵌め合いハンドル外殻34を含むハンドル外殻組立体32とが含まれる。ハンドル外殻組立体32には、ハンドル部分36と、駆動系または本体部分38とが含まれる。トリガ組立体24と電池パック26とはハンドル部分36に機械的に結合され、モーター組立体14に電氣的に結合される。本体部分38にはモーターキャビティ40と動力伝達装置キャビティ42とが含まれる。モーター組立体14はモーターキャビティ40に収容され、動力伝達装置キャビティ42内に延びる回転式出力シャフト44を含む。複数の歯車の歯48を有するモーターピニオン46は出力シャフト44と共に回転するよう結合される。トリガ組立体24と電池パック26とは、出力シャフト44が回転する速度と方向とを制御する一般的によく知られている方法で電力をモーター組立体14に選択的に提供するよう協働する。

40

【0012】

動力伝達装置組立体16は動力伝達装置キャビティ42に収容され、速度選択機構60を含む。モーターピニオン46は動力伝達装置組立体16を出力シャフト44に結合し、比較的高速、低トルクの駆動入力を動力伝達装置組立体16に伝達する。動力伝達装置組立体16には、速度選択機構60と選択的に係合して複数の速度比を提供する複数の減速

50

要素が含まれる。各速度比は駆動入力速度及びトルクを所定の方法で増倍し、動力伝達装置組立体 16 の出力速度及びトルクを、比較的低速、高トルクの出力と比較的高速、低トルクの出力との間で望ましいように変化させることができる。動力伝達装置出力は出力スピンドル組立体 20 に供給され、出力スピンドル組立体 20 にはチャック 22 が回転するように結合されるので、トルクは工具ビット（図示せず）に伝達されるようになる。クラッチ機構 18 は動力伝達装置組立体 16 に結合され、駆動入力に関連するトルクの大きさを所定の選択可能なトルク限度に制限するよう動作する。

【0013】

機能的オーバーモールド（overmold）

特に図 2 ～ 図 9 を参照すると、エンドキャップ組立体 30 が図示され、それにはエンドキャップ外殻 100 とオーバーモールド部材 102 とが含まれる。提供される例では、エンドキャップ外殻 100 は、ABS のようなプラスチック材料から射出成形される。エンドキャップ外殻 100 は、ハンドル外殻組立体 32 の後方に延在するモーター組立体 14 の一部を受け入れるような寸法のエンドキャップ・キャビティ 104 を形成する。複数の第 1 及び第 2 の放射状タブ開口 108 及び 110 と当接面 128 とがエンドキャップ外殻 100 の前方面 114 に形成され、複数のねじボス 116 がエンドキャップ・シェル 100 の外周に形成される。第 1 及び第 2 の放射状タブ開口 108 及び 110 各々はそれぞれ、ハンドル外殻 34 の後方面 124 に形成される第 1 の放射状タブ 120 と第 2 の放射状タブ 122 とを受け入れる寸法である。第 1 及び第 2 の放射状タブ開口 108 及び 110 は第 1 及び第 2 の放射状タブ 122 と協働してエンドキャップ外殻 100 をハンドル外殻組立体 32 と正しく位置合わせし、それと共に相互間の相対的回転を阻止する。エンドキャップ外殻 100 の前方面 114 の弓形部分 128 は、ハンドル外殻 34 の後方面 124 の当接面 132 に合致する角度である。ねじボス 116 があるため、エンドキャップ外殻 100 は複数のねじ 138 によってモーターカバー 136 に固定して結合できる。モーターカバー 136 の幾何学的形状は、ハンドル外殻 34 内に納まるようなものである。すなわち、エンドキャップ外殻 100 をモーターカバー 136 に固定すると、エンドキャップ外殻 100 はハンドル外殻組立体 32 の後方面 124 に対して固定して保持され、ハンドル外殻組立体 32 の後部ハンドル開口 139 を閉鎖する。

【0014】

複数の側面開口 140 がエンドキャップ外殻 100 の側部に形成され、空気がハンドル外殻組立体 32 内を流れて、当業技術分野でよく知られている方法でモーター組立体 14 を冷却できるようにする。複数の後部開口 144 がエンドキャップ外殻 100 の後部に形成され、各後部開口 144 には、エンドキャップ外殻 100 の外部表面 148 に部分的にだけ延在するくぼみ部分 146 と、エンドキャップ外殻 100 を通って完全に延びる貫通部分 150 とが含まれる。1 対の保持タブ 152 が形成され、エンドキャップ外殻 100 の内部表面 154 からエンドキャップ・キャビティ 104 の中に延びる。チャンネル 156 がエンドキャップ外殻 100 の内部表面 154 に形成され、後部開口 144 及び保持タブ 152 各々と交差する。

【0015】

オーバーモールド部材 102 は、熱可塑性エラストマ（例えば、デュポン社（E. I. du Pont de Nemours and Company）によって製造されるハイトレル（HYTREL）（登録商標））のような弾性材料から形成され、射出成形工程で、エンドキャップ外殻 100 と同時に形成されそれに結合される。提供される特定の例では、オーバーモールド部材 102 には、複数のバンパ部材 170 と、1 対の防振装置 172 と、連結部材 174 とが含まれる。各バンパ部材 170 は、エンドキャップ外殻 100 の内部表面 154 にほぼ一致する点から、エンドキャップ外殻 100 の外部表面 148 の後方の点まで約 0.5 mm から約 1.5 mm、好適には約 0.75 mm だけ延在する。こうした構造により、ダンパ部材 170 はある程度の衝撃吸収を提供し、工具 10 が落下した場合エンドキャップ外殻 100 を損傷する可能性を減らすことができる。さらに、ホールソーを利用して大径の穴を穿孔する場合のように、作業員は比較的大きな力を工具 10

10

20

30

40

50

に加える必要があることもある。こうした状況では、作業員は身体を傾けて工具 10 の後部を押し、チャック 22 の軸と一致する力を加える。こうした状況では、バンパ部材 170 は作業員に比較的柔らかく快適な表面を提供し、これは滑りにくく、作業員に伝達される振動を減衰するのに役に立つ。

【0016】

防振装置 172 は、エンドキャップ外殻 100 の内部表面 154 上の保持タブ 152 の周囲に形成される。提供される例では、各防振装置 172 には、エンドキャップ外殻 100 の内部表面 154 の前方に延びる環状部材 180 が含まれる。こうした構造により、エンドキャップ外殻 100 は防振装置 172 を外径 14a に係合させ、モーターハウジング 14c の後部表面 14b はモーター 14d をモーターカバー 136 内に固定して保持することができる。これによって、モーター組立体 14 の構成要素が工具 10 の縦軸線に沿って移動するのが防止されると共に、モーター組立体 14 の動作中発生する振動が減衰される。連結部材 174 は各バンパ部材 170 と防振装置 172 とを固定して結合する。連結部材 174 は、バンパ部材 170 と防振装置 172 とを形成する際弾性材料が流れる流れ経路を提供する。また、連結部材 174 はバンパ部材 170 と防振装置 172 とを相互接続し、エンドキャップ外殻 100 から取り外し難くする。

10

【0017】

当業者が認識するように、本発明のこの態様は、2つかそれ以上の構成要素の間を封止し、振動を減衰し、また1つの構成要素を別の構成要素に対して位置決めするため、ハンドル組立体 32 内の様々な他の位置に組み込まれてもよい。そうした例の1つを図 10 及び図 11 に例示するが、そこでは防振装置 172 はエンドキャップ・キャビティ 104 の一部の外周に沿って延在するように変更され、モーター 14d の後部表面 14b に封止するように接触する。防振装置 172 はエンドキャップ外殻 100 とモーター組立体 14 との間の界面を封止し、バンパ部材 170 はエンドキャップ外殻 100 中の後部開口 144 を封止する。防振装置 172 によって形成される空間 188 はモーター電機子軸受 190 を潤滑するグリースまたは別の適切な潤滑材によって充填される。

20

【0018】

動力伝達装置組立体

図 12 を参照すると、動力伝達装置スリーブ 200 と、減速歯車セット組立体 202 と、速度選択機構 60 とを含む 3 段、3 速動力伝達装置である動力伝達装置組立体 16 が示される。さらに図 13 から図 17 を参照すると、動力伝達装置スリーブ 200 には、内部に減速ギアセット組立体 202 が配置される、動力伝達装置ボアまたは中空キャビティ 212 を全体的に形成する壁部材 210 が含まれる。動力伝達装置スリーブ 200 には本体 214 と基部 216 とが含まれる。動力伝達装置スリーブ 200 の本体 214 の直径はほぼ均一であり、全体的に基部 216 より小さい直径である。基部 216 の内径はモーターカバー 136 の円筒形先端部分 220 を受け入れる寸法である。

30

【0019】

複数の突出ランド 226 が基部 216 に形成される。突出ランド 226 は、基部 216 の外部表面 230 の複数の第 1 の溝 228 と、基部 216 の内部表面の複数の第 2 の溝 232 とを形成する。第 1 の溝 228 は位置合せリブ 238 を受け入れるような構成であるが、この位置合せリブ 238 は、ハンドル外殻 34 の内部表面 242 に形成され、動力伝達装置スリーブ 200 をハンドル外殻 34 に位置合せし、動力伝達装置スリーブ 200 とハウジング 12 との間の相対的回転を阻止する。好適には、第 1 の溝 228 と位置合せリブ 238 とは、動力伝達装置スリーブ 200 が 1 つの方向にだけハンドル外殻 34 に組み合される（すなわち、第 1 の溝 228 と位置合せリブ 238 との構成によって動力伝達装置スリーブ 200 がハンドル外殻 34 に対して定位置から 180° 回転するのが防止される）ように構成される。第 2 の溝 232 は以下さらに詳細に論じられる。

40

【0020】

動力伝達装置スリーブ 200 の本体 214 は、円筒形本体部分 246 とピン・ハウジング部分 248 とを含むことが示される。例示される特定実施形態では、円筒形本体部分 2

50

46には、選択器カム・ガイド250と、複数の潤滑材溝252と、リング係合歯の第1及び第2の組254及び256とが含まれる。選択器カム・ガイド250は全体的に矩形の断面で、本体部分246の外部表面258の最上部から外向きに延在する。潤滑材溝252は本体部分246の外周の上半分に沿って同心円状に形成される。潤滑材溝252は、本体部分246の外周の上半分に、グリースのような潤滑材を保持する約0.0254mm(約0.01inch)から約0.0762mm(約0.03inch)の深さを有する。選択器カム・ガイド250と潤滑材溝252との動作は以下詳細に説明される。

【0021】

突出ビード264は本体部分246の内部を第1及び第2の部分260及び262に分離する。リング係合歯の第1の組254は本体部分246の内部表面266に形成され、突出ビード264から基部216に向かって後方に延在する。リング係合歯の第2の組256も本体部分246の内部表面に形成されるが、これは突出ビード264から前方に延在する。リング係合歯の第1及び第2の組254及び256の歯268は本体部分246の内部表面266に沿って均一の間隔に置かれている。リング係合歯の第1及び第2の組254及び256の各歯268の形状は、各歯とも突出ビード264から延び、1対の平行な係合表面270を有し、先端部分272を終点とする点で同様である。以下詳細に説明されるように、各歯268の先端部分272は、減速歯車セット組立体202の一部と噛み合い係合する能力を向上するため、丸みを付けられかつ先細になっている。

【0022】

ピン・ハウジング部分248は本体部分246の長さのかなりの部分にわたって本体部分246から下向きに延在する。アクチュエータ開口274はピン・ハウジング部分248に形成され、動力伝達装置スリーブ200の基部216を通して後方に延在する。例示される特定実施形態では、アクチュエータ開口274には段が付けられ、動力伝達装置スリーブ200の後部の第1の直径を有する第1の部分276と、動力伝達装置スリーブ200の前部のより小さい第2の直径を有する第2の部分278とを有する。図示される例では、アクチュエータ開口274の第1の部分276は第1のハウジング部分260の壁を突破して、基部216の内部表面234に溝280を形成する。ピン・ハウジング部分248は以下さらに詳細に論じられる。

【0023】

第1の対のクリップ・スロット284と第2の対のクリップ・スロット286が動力伝達装置スリーブ200に形成され、動力伝達装置スリーブ200の縦軸線と平行に動力伝達装置スリーブ200の側面に沿って延在する。第1の対のクリップ・スロット284は突出ビード264の後方の本体部分246の側面を通して形成され、基部216に向かって後方に延在する。第1の対のクリップ・スロット284の深さは、第1の対のクリップ・スロット284が基部216を形成する壁部材210の一部を通して延びないようなものである。第2の対のクリップ・スロット286も本体部分246の側面を通して形成され、突出ビード264の前方から始まり動力伝達装置スリーブ200の前部面288を通して延在する。

【0024】

図12、図13、図18及び図23を参照すると、減速歯車セット組立体202には第1の減速歯車セット302と、第2の減速歯車セット304と、第3の減速歯車セット306とが含まれる。第1と、第2と、第3との減速歯車セット302、304及び306は作動モードと非作動モードとで動作する。作動モードでの動作では減速歯車セットは速度低減及びトルク増倍動作を行い、減速歯車セットの非作動モードでの動作では減速歯車セットはその減速歯車セットに提供される回転入力の色度及びトルクとほぼ等しい速度及びトルクを有する出力を提供する。例示される特定実施形態では、第1と、第2と、第3との減速歯車セット302、304及び306は各々遊星歯車セットである。しかし、当業者が認識するように、減速歯車セット組立体202を形成する1つかそれ以上の減速歯車セットの代わりに当業技術分野でよく知られている様々な他の種類の減速歯車セットを代用してもよい。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 5 】

図示されるように、第 1 の減速歯車セット 3 0 2 には、第 1 の減速要素またはリング歯車 3 1 0 と、第 1 の組の遊星歯車 3 1 2 と、第 1 の減速キャリア 3 1 4 とが含まれる。第 1 のリング歯車 3 1 0 は環状構造であり、内径に沿って形成される複数の歯車の歯 3 1 0 a を有する。クラッチ面 3 1 6 は第 1 のリング歯車 3 1 0 の前部面 3 1 8 の外周に形成されるが、これは以下さらに詳細に論じられる。第 1 のリング歯車 3 1 0 は基部 2 1 6 によって形成される中空キャビティ 2 1 2 の一部の中に配置される。第 1 のリング歯車 3 1 0 の前部面 3 1 8 は動力伝達装置スリーブ 2 0 0 の中に形成される段差 3 2 0 と接触することで、第 1 のリング歯車 3 1 0 が中空キャビティ 2 1 2 の中で前方に移動できないように制限している。

10

【 0 0 2 6 】

第 1 の減速キャリア 3 1 4 は平らな円筒の形状に形成され、その後方面 3 2 4 から延在する複数のピン 3 2 2 を有する。複数の歯車の歯 3 1 4 a が第 1 の減速キャリア 3 1 4 の外周のほぼ全体に形成され、隣接する歯車の歯 3 1 4 a の各対の間に谷 3 1 4 b が形成される。歯車の歯 3 1 4 a の間隔のため、谷の 1 つ（すなわち谷 3 1 4 b'）は、第 1 の減速キャリア 3 1 4 の外周の歯 3 1 4 a が省略されていることによって残りの谷 3 1 4 b より比較的大きい。例示される特定実施形態では、第 1 の減速キャリア 3 1 4 の歯車の歯 3 1 4 a は、第 1 のリング歯車 3 1 0 の歯車の歯 3 1 0 a と噛み合い係合しないような形状である。

【 0 0 2 7 】

特に図 1 9 及び図 2 0 を参照すると、歯車の歯 3 1 4 a の外形がさらに詳細に示される。図示されるように、各歯車の歯 3 1 4 a は第 1 の減速キャリア 3 1 4 の前方面 3 2 8 では緩やかな丸み 3 2 6 を終点とするが、第 1 の減速キャリア 3 1 4 の後方面 3 2 4 では急激に終点をなす。また、歯車の歯 3 1 4 a の間の谷 3 1 4 b にも丸み 3 3 0 が形成される。

20

【 0 0 2 8 】

図 1 2、図 1 3、図 1 5、図 1 8 及び図 2 3 に戻ると、第 1 の環状部分 3 3 4 と、第 2 の環状部分 3 3 6 と、複数の保持タブ 3 3 8 とを有する第 1 のスラスト座金 3 3 2 が第 1 の減速歯車セット 3 0 2 の後方に配置される。保持タブ 3 3 8 は動力伝達装置スリーブ 2 0 0 の基部 2 1 6 の第 2 の溝 2 3 2 に係合するので、第 1 のスラスト座金 3 3 2 と動力伝達装置スリーブ 2 0 0 との間の相対的回転が阻止される。基部 2 1 6 の内径はモーターカバー 1 3 6 を受け入れる寸法であるので、モーターカバー 1 3 6 の前部面 3 4 0 は第 1 のスラスト座金 3 3 2 の軸方向運動を阻止する。第 1 の環状部分 3 3 4 は第 1 のリング歯車 3 1 0 の後部面 3 4 2 に接触して磨耗表面を提供し、第 1 のリング歯車 3 1 0 が軸方向に移動できる量を制御する。第 2 の環状部分 3 3 6 は第 1 の環状部分 3 3 4 から軸方向に間隔を開けており、第 1 の環状部分 3 3 4 の前方に延在し、第 1 の組の遊星歯車 3 1 2 に対する磨耗表面を提供し、やはりそれらが軸方向に移動できる量を制御している。

30

【 0 0 2 9 】

第 1 の組の遊星歯車 3 1 2 には複数の遊星歯車 3 4 4 が含まれるが、その各々は全体的に円筒形の形状であり、外周に形成される複数の歯車の歯 3 4 4 a と、中心に形成されるピン開口 3 4 6 とを有する。各遊星歯車 3 4 4 は関連する 1 つのピン 3 2 2 と第 1 の減速キャリア 3 1 4 との上に回転式に支持され、その歯 3 4 4 a が第 1 のリング歯車 3 1 0 の歯 3 1 0 a と噛み合い係合するように配置される。突出部分 3 4 8 が各遊星歯車 3 4 4 の前部及び後部面 3 5 0 及び 3 5 2 に形成されるので、歯 3 4 4 a が第 1 の減速キャリア 3 1 4 と第 1 のスラスト座金 3 3 2 とを摩擦して、動力伝達装置組立体 1 6 の性能を損ない動作寿命を短くしうる塵埃または破片を発生するのが阻止される。また、出力シャフト 4 4 上のモーターピニオン 4 6 の歯 4 6 a は遊星歯車 3 4 4 の歯 3 4 4 a と噛み合い係合するので、モーターピニオン 4 6 は第 1 の減速歯車セット 3 0 2 に対する太陽歯車の役目を果たす。

40

【 0 0 3 0 】

50

第2の減速歯車セット304は第1のハウジング部分260によって形成される中空キャビティ212の一部の中に配置され、第2の太陽歯車358と、第2の減速要素またはリング歯車360と、第2の組の遊星歯車362と、第2の減速キャリア364とを含む。第2の太陽歯車358は第1の減速キャリア314と共に回転するよう固定される。第2の太陽歯車358には、第1の減速キャリア314の前方面328の前方に延在する複数の歯車の歯358aが含まれる。

【0031】

第2のリング歯車360は環状構造であり、内径に沿って形成される複数の歯車の歯360aを有する。歯車の歯360aは第2のリング歯車360の後部面366では大きく面取りされるが前部面368では急激に終点をなすものでもよい。さらに好適には、大きな丸み369が各歯車の歯360aの後部面366と側面とに形成されるが、その際、歯車の歯360a上の大きな丸み369は第2のリング歯車360と第1の減速キャリア314との間のさらに良好な係合を提供するので、大きな面取りでなく大きな丸み369が利用される。

【0032】

複数のスリーブ係合歯370が第2のリング歯車360の外周に形成される。スリーブ係合歯370は第2のリング歯車360の前部面368に向かって前方に延在し、前方及び内向きに丸みを付けられ先細になった先端部分372で終点をなす。また、環状クリップ溝374が第2のリング歯車360の外周に形成される。例示される例では、クリップ溝374は、1対の側壁376を有する矩形のスロットである。クリップ溝374は以下さらに詳細に論じられる。

【0033】

第2の減速キャリア364は平らな円筒の形状に形成され、その後方面380から延在する複数のピン378を有する。第2の組の遊星歯車362が複数の遊星歯車382を含むことが示される。各遊星歯車382は全体的に円筒形の形状で、外周に形成される複数の歯車の歯382aと、中心に形成されるピン開口384とを有する。各遊星歯車382は関連する1つのピン378と第2の減速キャリア364との上に回転式に支持され、遊星歯車382の歯車の歯382aが第2のリング歯車360の歯車の歯360aと噛み合い係合するように配置される。また、第2の太陽歯車358の歯車の歯358aは、遊星歯車382の歯車の歯382aと噛み合い係合する。

【0034】

第3の減速歯車セット306は、第2のハウジング部分262によって形成される中空キャビティ212の一部の中に配置され、第3の太陽歯車398と、第3の減速要素またはリング歯車400と、第3の組の遊星歯車402と、第3の減速キャリア404とを含む。第3の太陽歯車398は第2の減速キャリア364と共に回転するよう固定される。第3の太陽歯車398には、第2の減速キャリア364の前部面406の前方に延在する複数の歯車の歯398aが含まれる。

【0035】

第3のリング歯車400は環状構造であり、内径に沿って形成される複数の歯車の歯400aを有する。歯車の歯400aは第3のリング歯車400の前部面412では大きく面取りされるが後部面414では急激に終点をなすものでもよい。さらに好適には、大きな丸み407が各歯車の歯400aの前部面412と側面とに形成されるが、その際、歯車の歯400a上の大きな丸み407は第3のリング歯車400と第3の減速キャリア404との間のさらに良好な係合を提供するので、大きな面取りでなく大きな丸み407が利用される。複数のスリーブ係合歯418が第3のリング歯車400の外周に形成される。スリーブ係合歯418は第3のリング歯車400の後部面414に向かって後方に延在し、後方及び内向きに丸みを付けられ先細になった先端部分420で終点をなす。また、環状クリップ溝422が第3のリング歯車400の外周に形成される。例示される例では、クリップ溝422は、1対の側壁424を有する矩形のスロットである。クリップ溝422は以下さらに詳細に論じられる。

【 0 0 3 6 】

第3の減速キャリア404は平らな円筒の形状に形成され、その後方面430から延在する複数のピン428を有する。複数の歯車の歯404aが第3の減速キャリア404の外周のほぼ全体に形成され、隣接する歯車の歯404aの各対の間に谷404bが形成される。歯404aの間隔のため、谷の1つ(すなわち谷404b')は、第3の減速キャリア404の外周の歯404aが省略されていることによって残りの谷404bより比較的大きい。例示される特定実施形態では、第3の減速キャリア404の歯車の歯404aは、第2の遊星歯車382の歯車の歯382aと噛み合い係合しないような形状である。

【 0 0 3 7 】

さらに図21及び図22を簡単に参照すると、歯車の歯404aの外形がさらに詳細に例示される。図示されるように、第3の減速キャリア404の後部面430は面取りされ、大きな丸み434が歯404aと谷404bとの各側面に形成される。各歯車の歯404aは第3の減速キャリア404の前方面436で急激に終点をなす。

【 0 0 3 8 】

図12、図13、図15、図18及び図23に戻ると、第3の組の遊星歯車402が複数の遊星歯車438を含むことが示される。各遊星歯車438は全体的に円筒形の形状であり、外周に形成される複数の歯車の歯438aと、中心を通して形成されるピン開口440とを有する。各遊星歯車438は関連する1つのピン428と第3の減速キャリア404との上に回転式に支持され、遊星歯車438の歯車の歯438aが第3のリング歯車400の歯車の歯400aに噛み合い係合するよう配置される。突出部分442が遊星歯車438の前部及び後部面各々に形成されるので、歯車の歯438aが第3の減速キャリア404を摩擦して、動力伝達装置組立体12の性能を損ない動作寿命を短くしうる塵埃または破片を発生するのが阻止される。第2のスラスト座金450が第3の太陽歯車398の周囲に配置され、第3の太陽歯車398の歯398aは遊星歯車438の歯車の歯438aと噛み合い係合する。第2のスラスト座金450には複数の保持タブ452が含まれるが、これは、動力伝達装置スリーブ200の本体部分246の内部表面266に形成される対応するタブ溝454(図13)と係合するよう構成される。保持タブ452とタブ溝454とは協働して、第2のスラスト座金450と動力伝達装置スリーブ200との間の相対的回転を阻止する。

【 0 0 3 9 】

出力スピンドル組立体20には動力伝達手段458が含まれ、第3の減速キャリア404と共に回転するようにスピンドル460を結合して、駆動トルクを減速歯車セット組立体202からチャック22に伝達するようにする。この動力伝達手段458は当業技術分野でよく知られており、本発明の動力伝達装置組立体に容易に適應できる。従って、動力伝達手段458の詳細な議論は本出願には含まれない。

【 0 0 4 0 】

図13、図13a、図13b、図16、図17、図18、及び図23から図28を参照すると、速度選択機構60は第1の位置500と、第2の位置502と、第3の位置504との間で移動可能であり、速度変更入力を受け取るスイッチ部分510と、速度変更入力に応じて減速歯車セット組立体202を操作するアクチュエータ部分512とを含む。アクチュエータ部分512は減速歯車セット組立体202に機能的に結合され、第1と、第2と、第3との位置500、502及び504の間でのスイッチ部分510の移動に回答して作動及び非作動モードの間で第2及び第3減速歯車セット304及び306を移動させる。例示される特定実施形態では、アクチュエータ部分512には、回転選択器カム520と、複数のワイヤ・クリップ522と、ばね部材523とが含まれる。各ワイヤ・クリップ522は、半円形524に曲げられた丸いワイヤから形成され、半円524から外向きに延在しほぼ半円524の中心線上に配置される1対のタブ526を有する。半円524は、それぞれ第2及び第3のリング歯車360及び400のクリップ溝374及び422に収まる寸法である。この点に関して、半円524は関連する1つのリング歯車(360、400)の外側に半径方向に延びることはなく、クリップ溝(374、422)

10

20

30

40

50

の側壁(376、424)にひっかかることもない。提供される例では、クリップ溝(374、422)の側壁(376、424)は約0.127mm(0.05inch)の間隔を有し、ワイヤ・クリップ522を形成するワイヤの直径は約0.1016mm(0.04inch)である。

【0041】

ワイヤ・クリップ522のタブ526は中空キャビティ212の外側に延在し、動力伝達装置スリーブ200に形成されるクリップ・スロット(284、286)の関連する1つに入る。タブ526は動力伝達装置スリーブ200の本体214の外部表面258の外側に延在する十分な長さであるが、動力伝達装置スリーブ200の基部216の第1のクリップ・スロット284の部分の外側に半径方向に延在することはない。ワイヤ・クリップ522のこのような形状によって、ワイヤ・クリップ522を第2及び第3のリング歯車360及び400に設置し、その後でこれらの組立体を動力伝達装置スリーブ200の縦軸線に沿って中空キャビティ212内に挿入することが可能になるので、動力伝達装置組立体16の組立が容易になる。

【0042】

特に図13、及び図27aから図27cを参照すると、弓形の選択器本体530と、スイッチ・タブ532と、複数の間隔部材534とを含む回転選択器カム520が例示される。1対の第1のカム・スロット540a及び540bと、1対の第2のカム・スロット544a及び544bと、ばね開口546と、ガイド開口548とが選択器本体530を通じて形成される。選択器本体530は動力伝達装置スリーブ200の本体部分246の外径にすべりばめ式に係合する寸法である。ガイド開口548は全体的に矩形の形状で、選択器カム・ガイド250の前部及び後部表面に係合する寸法である。ガイド開口548は選択器カム・ガイド250の幅よりかなり大きく、回転選択器カム520が動力伝達装置スリーブ200上で、第1の回転位置と、第2の回転位置と、第3の回転位置との間で回転できるような寸法である。選択器カム・ガイド250はガイド開口548と協働して、回転選択器カム520が動力伝達装置スリーブ200上で回転できる量を制限するが、その際、回転選択器カム520が第1の回転位置に配置されている時選択器カム・ガイド250の第1の横側面はガイド開口548の第1の横側面に接触し、回転選択器カム520が第3の回転位置に配置されている時選択器カム・ガイド250の第2の横側面はガイド開口548の第2の横側面に接触するようになる。

【0043】

第1のカム・スロット540a及び540bは各々、第2のリング歯車360に係合するワイヤ・クリップ522のタブ526の1つを受け入れる寸法である。例示される特定実施形態では、第1のカム・スロット540aには、第1の区分550と、第2の区分552と、中間の区分554とが含まれる。第1の区分550は、回転選択器カム520の縦軸線に対して垂直な基準平面558から第1の所定の距離だけ離れた位置にあり、第2の区分552は基準平面558から第2の所定の距離だけ離れた位置にある。中間の区分554は第1と第2との区分550及び552を互いに結合する。第1のカム・スロット540bの形状は第1のカム・スロット540aと同一であるが、第1のカム・スロット540b中の第1、第2、及び中間の区分550、552及び554が各々、第1のカム・スロット540a中の第1、第2及び中間の区分550、552及び554から180°離れて位置するように、回転選択器カム520に対して回転している点が異なっている。

【0044】

第2のカム・スロット544a及び544bの各々は、対応する1つのワイヤ・クリップ522のタブ526の1つを受け入れる寸法である。例示される特定実施形態では、第2のカム・スロット544aには、第1の区分560と、第2の区分562と、第3の区分564と、1対の中間区分566及び568とが含まれる。第1及び第3の区分560及び564は基準平面から第3の所定の距離だけ離れた位置にあり、第2の区分562は基準平面558から第4の所定の距離だけ離れた位置にある。中間の区分566aは第1

10

20

30

40

50

と第2との区分560及び562を互いに結合し、中間の区分568は第2と第3との区分562及び564を互いに結合する。第2のカム・スロット544bの形状は第2のカム・スロット544aと同一であるが、第2のカム・スロット544b中の第1、第2、第3及び中間の区分560、562、564及び566及び568が各々、第2のカム・スロット544a中の第1、第2、第3及び中間の区分560、562、564及び566及び568から180°離れて位置するように、回転選択器カム520に対して回転している点が異なっている。

【0045】

ワイヤ・クリップ522のタブ526が第1のカム・スロット540a及び540bと、第2のカム・スロット544a及び544bとに係合するため、回転選択器カム520は、動力伝達装置スリーブ200上の第1と、第2と、第3との位置500、502及び504の間で回転することができ、第2及び第3のリング歯車360及び400をそれぞれ第1及び第3の減速キャリア314及び404に選択的に係合及び分離させる。回転選択器カム520が回転する間、第1のカム・スロット540a及び540bと第2のカム・スロット544a及び544bとは関連するワイヤ・クリップ522のワイヤ・タブ526を制限し、ワイヤ・タブ526が、第1及び第2のクリップ・スロット284及び286の関連する1つの中で動力伝達装置スリーブ200の縦軸線に沿って移動するようにする。すなわち、回転選択器カム520は、回転方向入力を軸方向出力に変換するよう動作し、ワイヤ・クリップ522が所定の方法で軸方向に移動するようにする。潤滑材（特に図示せず）が動力伝達装置スリーブ200の本体部分246に形成された潤滑材溝252に塗布され、動力伝達装置スリーブ200と回転選択器カム520との間の界面を潤滑するよう利用される。

【0046】

回転選択器カム520を第1の回転位置500に配置すると、第2のリング歯車360に係合するワイヤ・クリップ522のタブ526は第1のカム・スロット540a及び540bの第1の区分550中に配置され、第3のリング歯車400に係合するワイヤ・クリップ522のタブ526は第2のカム・スロット544a及び544bの第1の区分560中に配置される。すなわち、回転選択器カム520を第1の回転位置に配置すると、第2及び第3のリング歯車360及び400はそれぞれ第2及び第3の遊星歯車362及び402と噛み合い係合する配置となる。図23に示されるように、第2及び第3のリング歯車360及び400が第2及び第3の遊星歯車362及び402と噛み合い係合すると同時に、第2及び第3のリング歯車360及び400のスリーブ係合歯370及び418はそれぞれ第1及び第2の組のリング係合歯254及び256と噛み合い係合する配置となって、第2及び第3のリング歯車360及び400と動力伝達装置スリーブ200との間の相対的回転を阻止し、動力伝達装置組立体16に第1の総合歯車減速または速度比570を提供する。当業者が認識するように、第1及び第2の組のリング係合歯254及び256の歯268の先端部分272と、スリーブ係合歯370及び418の先端部分372及び420とはそれぞれ丸められ先細になっているので、動力伝達装置組立体16の縦軸線に沿った軸の位置移動に応答して噛み合い係合する能力が改善される。

【0047】

回転選択器カム520を第2の回転位置502に配置すると、第2のリング歯車360に係合するワイヤ・クリップ522のタブ526は第1のカム・スロット540a及び540bの第1の区分550中に配置され、第3のリング歯車400に係合するワイヤ・クリップ522のタブ526は第2のカム・スロット544a及び544bの第2の区分562中に配置される。すなわち、回転選択器カム520を第2の回転位置に配置すると、第2のリング歯車360は第2の遊星歯車362と噛み合い係合するが、第3のリング歯車400は第3の遊星歯車402と第3の減速キャリア404との両方と噛み合い係合する。また、回転選択器カム520を第2の回転位置502に配置すると、第2のリング歯車360のスリーブ係合歯370は第1の組のリング係合歯254と噛み合い係合する配置となり、第3のリング歯車400のスリーブ係合歯418は第2の組のリング係合歯2

5 6 と噛み合い係合しない。すなわち、図 2 4 に例示されるように、第 2 のリング歯車 3 6 0 と動力伝達装置スリーブ 2 0 0 との間の相対的回転は阻止されるが、第 3 のリング歯車 4 0 0 と動力伝達装置スリーブ 2 0 0 との間の相対的回転は許容されるので、動力伝達装置組立体 1 6 に第 2 の総合歯車減速または速度比 5 7 2 を提供する。

【 0 0 4 8 】

回転選択器カム 5 2 0 を第 3 の回転位置 5 0 4 に配置すると、第 2 のリング歯車 3 6 0 に係合するワイヤ・クリップ 5 2 2 のタブ 5 2 6 は第 1 のカム・スロット 5 4 0 a 及び 5 4 0 b の第 2 の区分 5 5 2 中に配置され、第 3 のリング歯車 4 0 0 に係合するワイヤ・クリップ 5 2 2 のタブ 5 2 6 は第 2 のカム・スロット 5 4 4 a 及び 5 4 4 b の第 3 の区分 5 6 4 中に配置される。すなわち、回転選択器カム 5 2 0 を第 3 の回転位置に配置すると、第 2 のリング歯車 3 6 0 は第 2 の遊星歯車 3 6 2 と第 1 の減速キャリア 3 1 4 との両方と噛み合い係合するが、第 3 のリング歯車 4 0 0 は第 3 の遊星歯車 4 0 2 とだけ噛み合い係合する。また、回転選択器カム 5 2 0 を第 3 の回転位置 5 0 4 に配置すると、第 2 のリング歯車 3 6 0 上のスリーブ係合歯 3 7 0 は第 1 の組のリング係合歯 2 5 4 と噛み合い係合しない配置となり、第 3 のリング歯車 4 0 0 上のスリーブ係合歯 4 1 8 は第 2 の組のリング係合歯 2 5 6 と噛み合い係合するので、第 2 のリング歯車 3 6 0 と動力伝達装置スリーブ 2 0 0 との間の相対的回転は許容されるが第 3 のリング歯車 4 0 0 と動力伝達装置スリーブ 2 0 0 との間の相対的回転は阻止され、動力伝達装置組立体 1 6 に第 3 の総合歯車減速または速度比 5 7 4 を提供する。

【 0 0 4 9 】

図 1 3、図 2 7 b 及び図 2 8 に示される例では、ばね部材 5 2 3 は、ばね鋼の平らな矩形の部片から形成され、扁平 Z 形部分 5 8 0 と突出部分 5 8 4 とを含む。扁平 Z 形部分 5 8 0 は、ばね開口 5 4 6 内に延在する 2 つの補強バー 5 8 6 に巻き付く構成なので、突出部分 5 8 4 は所定の位置に維持され、ばね力が回転選択器カム 5 2 0 とばね部材 5 2 3 との間で伝達される。さらに図 2 8 を参照すると、ばね部材 5 2 3 の突出部分 5 8 4 は、出力スピンドル組立体 2 0 のハウジング 5 9 2 中に形成される内部切り欠き 5 9 0 に係合する寸法である。回転選択器カム 5 2 0 から円周に沿って間隔の開いたランド 5 9 4 が切り欠き 5 9 0 の間に形成される。出力スピンドル組立体 2 0 が動力伝達装置組立体 1 6 の上に配置され、速度選択機構 6 0 が第 1 と、第 2 と、第 3 との回転位置 5 0 0、5 0 2 及び 5 0 4 の 1 つに配置されると、ばね部材 5 2 3 の突出部分 5 8 4 は切り欠き 5 9 0 の 1 つと係合する。突出部分 5 8 4 とランド 5 9 4 と間の接触に応答して突出部分 5 8 4 が回転選択器カム 5 2 0 の方向に下向きに移動する時ばね部材 5 2 3 によって生成される力は速度選択機構 6 0 の意図せぬ回転を阻止するよう作用する。さらに、突出部分 5 8 4 が切り欠き 5 9 0 内に配置されると、ユーザには回転選択器カム 5 2 0 の位置の触覚による表示が提供される。

【 0 0 5 0 】

図 1 3 及び図 2 7 c に例示される特定実施形態では、突出した中空で矩形の選択器ボタン 6 0 2 が内部に形成された弓形バンド 6 0 0 を含むスイッチ部分 5 1 0 が示される。弓形バンド 6 0 0 はプラスチック材料から形成され、回転選択器カム 5 2 0 の外径に一致する形状である。選択器ボタン 6 0 2 の開放端部はスイッチ・タブ 5 3 2 を受け入れる構成なので、スイッチ部分 5 1 0 と回転選択器カム 5 2 0 は互いに留め具なしで結合される。複数の間隔部材 5 3 4 は、回転選択器カム 5 2 0 に形成された突出部分であり、選択器本体 5 3 0 と同軸で半径方向に外向きに延在する。間隔部材 5 3 4 は弓形バンド 6 0 0 を持ち上げ、弓形バンドが第 1 のカム・スロット 5 4 0 a 及び 5 4 0 b 内のワイヤ・タブと接触するのを防止する。また、間隔部材 5 3 4 は、第 1 のカム・スロット 5 4 0 a 及び 5 4 0 b に隣接する範囲といった回転選択器カム 5 2 0 の一部を選択的に補強するのに利用してもよい。

【 0 0 5 1 】

当業者が理解するように、回転選択器カム 5 2 0 (すなわち、第 1 のカム・スロット 5 4 0 a 及び 5 4 0 b と第 2 のカム・スロット 5 4 4 a 及び 5 4 4 b と) は幾分異なる構成

とし、第2のリング歯車360が第2の遊星歯車362と第1の減速キャリア314との両方と噛み合い係合する一方で第3のリング歯車400が第3の遊星歯車402と第3の減速キャリア404との両方と噛み合い係合するようにして、動力伝達装置組立体16に第4の総合歯車減速または速度比を提供してもよい。

【0052】

また、当業者が理解するように、本出願で例示された選択機構60の代わりに他の構成の選択機構を代用してもよい。こうした選択機構は、回転または摺動運動によって作動するアクチュエータを含んでもよく、動力伝達装置スリーブ200に対して第2と第3のリング歯車360及び400を摺動させる当業技術分野でよく知られている連動装置、カムまたは他の装置を含んでもよい。また、当業者が理解するように、第2と第3とのリング歯車360及び400は作動モードと非作動モードとの間で独立して移動できる（すなわち、第2及び第3のリング歯車360及び400の一方の配置は第2及び第3のリング歯車360及び400のもう一方の配置を決定しない）ように、スイッチ機構60は第2及び第3のリング歯車360及び400を互いに独立して配置するよう構成してもよい。

【0053】

クラッチ機構

図23、図26及び図28から図30では、クラッチ部材700と、係合組立体702と調整機構704とを含むクラッチ機構18が示される。クラッチ部材700は、第1のリング歯車310の外径に固定され、そこから半径方向外向きに延在する環状構造であることが示される。クラッチ部材700には、第1のリング歯車310の前部面318に形成される弓形クラッチ面316が含まれる。クラッチ部材700の外径は、動力伝達装置スリーブ200の基部216によって形成される中空キャビティ212の一部の中で回転する寸法である。特に図29を簡単に参照すると、例示される例のクラッチ面316は、約18°の角度によって形成される一連の傾斜を形成するように互いに配置される複数の山710と谷712とによって形成されることが示される。しかし、当業者が理解するように、正弦曲線形状のクラッチ316'（図29a）といった、他のクラッチ面形状を利用してもよい。

【0054】

第1のリング歯車310とクラッチ部材700とは一体型（すなわち一体的に形成された）構造として示されているが、当業者が認識するように、異なる構造としてもよい。そうした実施形態の1つが図29bに例示されているが、そこでは第1のリング歯車310'は環状カラー1000と複数のタブ開口1002とを含むことが示される。環状カラー1000は、二重の傾斜側面を有するが、それ以外は平らである複数の傾斜1004を含むよう例示される。第1のリング歯車310'はそれ以外は第1のリング歯車310と同一である。環状ダンパ1008は環状カラー1000に当接し、第1のリング歯車310'のタブ開口1002と係合してダンパ1008が第1のリング歯車310'に対して回転するのを防止する複数のタブ部材1010を含む。ダンパ1008には、環状カラー1000の輪郭と一致するような形状であり、ひいては各傾斜1004と係合する形状の複数の嵌め合い傾斜部分1014を含む本体部分1012を含む。ダンパ1008は、アセチル（acetyl）のような適切な衝撃減衰材料から形成される。クラッチ部材700'は、8620硬化鋼のような耐磨耗材料から形成される環状部材であり、ダンパ1008の上に配置される。ダンパ1008と同様、クラッチ部材700'には、タブ開口1002内に固定され第1のリング歯車310'に対する回転を防止する複数のタブ部材1020と、複数の嵌め合い傾斜部分1022とが含まれる。しかし、クラッチ部材700'の嵌め合い傾斜部分1022は、ダンパ1008の嵌め合い傾斜部分1014と嵌め合い係合する。こうした構造は前に説明した実施形態と比較して高価であるが、クラッチ機構18の動作に関連する高い衝撃力に対する許容度が高い。

【0055】

例示される特定実施形態では、係合組立体702には、ピン部材720と、フォロアばね722と、フォロア724とが含まれる。ピン部材720には、動力伝達装置スリーブ

200のピン・ハウジング部分248に形成されるアクチュエータ開口274の第2の部分278内にすべりばめできる寸法の外径を有する円筒形本体部分730が含まれる。また、ピン部材720には、先端部分732と頭部部分734とが含まれる。先端部分732は、調整機構704と係合する形状であり、図示される例では、ピン部材720の本体部分730の端部に形成され、球面半径によって形成される。頭部部分734は本体部分730の先端部分732とは反対側の端部に結合され、アクチュエータ開口274の第1の部分276内にすべりばめできる寸法の平らな円筒またはパレルの形状である。すなわち、頭部部分734はピン部材720がアクチュエータ開口274から前方に動くのを防止する。

【0056】

フォロアばね722は圧縮ばねであり、その外径はアクチュエータ開口274の第1の部分276内にすべりばめできる寸法である。フォロアばね722の前方端部はピン部材720の頭部部分734に接触し、フォロアばね722の反対側の端部はフォロア724に接触する。フォロア724の端部部分740は円筒形の形状で、フォロアばね722の内径の中にすべりばめできる寸法である。この点に関して、フォロアの端部部分740は、圧縮される時フォロアばね722が曲がるのを防止するばねフォロアの役目を果たす。また、フォロア724には、円筒形本体部分746と、先端部分748と、フランジ部分750とを有するフォロア部分744が含まれる。本体部分746は、アクチュエータ開口274の第1の部分276内にすべりばめできる寸法である。先端部分748はクラッチ面316と係合する形状であり、図示される例では、フォロア724の本体部分746の端部に形成され、球面半径によって形成される。フランジ部分750は本体部分746と端部部分740との間の交点に形成される。フランジ部分750は全体的に平らで、フォロアばね722の作用によるバイアス力を受け取る構成である。

【0057】

また、調整構造760と設定カラー762とを含む調整機構704が示される。調整構造760は、出力スピンドル組立体20のハウジング部分766に収まる寸法の、全体的に中空の円筒の形態である。調整構造760には、内部に調整プロファイル770が形成される環状面768が含まれる。調整プロファイル770には、先頭の調整区分772と、末尾の調整区分774と、複数の中間調整区分776と、先頭及び末尾の調整区分772及び774の間の傾斜部分778とが含まれる。例示される実施形態では、第2の傾斜部分779が、末尾の中間調整区分776と末尾の調整区分774との間に含まれる。また、例示される特定実施形態では、調整プロファイル770の先頭の調整区分772から末尾の1つの中間調整区分776までの部分は一定の勾配を有する傾斜として形成される。すなわち、出力スピンドル組立体20のハウジング部分766に結合されるフォロア780は、調整構造760の内径に向かって半径方向外向きにバイアスがかけられており、そこで調整機構704（例えば、設定カラー762）に形成された複数のデtent（detent）782に当接して作用する。フォロア724と複数のデtent782とは協働して工具10のユーザに調整プロファイル770の位置についての触覚による表示を提供すると共に、調整構造760の自由な回転を阻止して調整プロファイル770の位置を望ましい1つの調整区分772、774及び776に維持するようにする。

【0058】

設定カラー762は調節構造760の外側に結合され、複数の突出グリップ表面790を含むので、工具10のユーザは、設定カラー762と調整構造760との両方を楽に回転させて、調整プロファイル770を望ましい1つの調整区分772、774及び776に設定できる。設定表示器792は、出力スピンドル組立体20のハウジング部分766に対する調整プロファイル770の位置を表示するよう利用される。提供される例では、設定表示器792には、出力スピンドル組立体20のハウジング部分766に形成される矢印794と、設定カラー762の周囲に記される目盛り796とが含まれる。

【0059】

工具10が動作する際、最初の駆動トルクがモーターピニオン46によってモーター組

10

20

30

40

50

立体 1 4 から第 1 の組の遊星歯車 3 1 2 に伝達され、第 1 の組の遊星歯車 3 1 2 を回転させる。第 1 の組の遊星歯車 3 1 2 の回転に回答して、第 1 の中間トルクが第 1 のリング歯車 3 1 0 に加えられる。クラッチ機構 1 8 によって加えられるクラッチ・トルクがこのトルクに抵抗する。クラッチ・トルクは第 1 のリング歯車 3 1 0 の自由な回転を阻止して第 1 の中間トルクが第 1 の減速キャリア 3 1 4 と減速歯車セット 2 0 2 の残りの部分とに加わるようにし、スイッチ機構 6 0 の設定に応じた所定の方法で第 1 の中間トルクを増倍する。この点に関して、クラッチ機構 1 8 は作動モードで第 1 の減速歯車セット 3 0 2 にバイアスをかける。

【 0 0 6 0 】

クラッチ・トルクの大きさは調整機構 7 0 4、特に、ピン部材 7 2 0 の先端部分 7 3 2 と接触する調整区分 7 7 2、7 7 4 または 7 7 6 の相対高さによって決定される。調整機構 7 0 4 を所定の 1 つの調整区分 7 7 2、7 7 4 または 7 7 6 に配置すると、ピン部材 7 2 0 はアクチュエータ開口 2 7 4 内で後方に押され、フォロアばね 7 2 2 を圧縮してクラッチ力を発生する。クラッチ力はフォロア 7 2 4 のフランジ部分 7 5 0 に伝達され、フォロア 7 2 4 の先端部分 7 4 8 をクラッチ面 3 1 6 に係合させてクラッチ力を生じる。フォロア 7 2 4 の先端部分 7 4 8 をクラッチ面 3 1 6 の谷 7 1 2 の 1 つに配置すると、クラッチ・トルクの大きさが第 1 の中間トルクを越える時動力伝達装置スリーブ 2 0 0 に対する第 1 のリング歯車 3 1 0 の回転を阻止する動作となる。しかし、第 1 の中間トルクがクラッチ・トルクを越える時は、第 1 のリング歯車 3 1 0 は動力伝達装置スリーブ 2 0 0 に対して回転できる。クラッチ面 3 1 6 の形状によっては、第 1 のリング歯車 3 1 0 の回転によってクラッチ力がそれ以上の回転を阻止する十分な量まで増大することもある。こうした状況では、第 1 のリング歯車 3 1 0 は、第 1 の中間トルクの大きさが減少すると反対方向に回転し、フォロア 7 2 4 の先端部分 7 4 8 をクラッチ面 3 1 6 の谷 7 1 2 の 1 つに位置合せする。第 1 のリング歯車 3 1 0 の回転によってクラッチ力が第 1 のリング歯車 3 1 0 の回転に完全に抵抗するのに十分なだけ増大しない場合、第 1 の減速歯車セット 3 0 2 は非作動モードに配置され、第 1 のリング歯車 3 1 0 は、第 1 の減速キャリア 3 1 4 への第 1 の中間トルクの伝達を阻止するよう回転する。こうした状況では、第 1 の組の遊星歯車 3 1 2 の前方に位置する動力伝達装置組立体 1 6 の部分（例えば、第 1 の減速キャリア 3 1 4、第 2 の太陽歯車 3 5 8、第 2 の組の遊星歯車 3 6 2）を通じてトルクが伝達されることはない。

【 0 0 6 1 】

この方法でクラッチ機構 1 8 を構成することは、クラッチ・トルクが、多減速動力伝達装置組立体 1 6 によって発生しチャック 2 2 を通じて伝達される工具 1 0 の出力トルクではなく、第 1 の中間トルクに抵抗する大きさとなる点で非常に有利である。この点に関して、クラッチ機構 1 8 を比較的小さな寸法にすることができ、工具 1 0 に組み込みまたはパッケージする能力が改善される。その上、第 1 のリング歯車 3 1 0 の後すなわちその下流で速度または歯車比が変更されるので、クラッチ機構 1 8 は比較的広い範囲の出力トルクにわたって動作可能である。動力伝達装置の出力トルクを制限するよう動作する従来のクラッチ機構と比較すると、こうした装置は比較的狭いトルク幅で動作し、出力トルクの大きさを大幅に変更したい場合クラッチばねの交換が必要になる。それと対照的に、本発明のクラッチ機構 1 8 は、単に動力伝達装置組立体 1 6 を異なる（すなわち、低いまたは高い）歯車比で動作させることで、工具 1 0 の出力トルクの大きさの大幅な変更に対応できる。

【 0 0 6 2 】

工具 1 0 のような回転動力工具が動作する際、工具 1 0 を使用して穴の穿孔とその後その穴にねじを設置する作業とを同時に行う場合のように、2 つのクラッチ設定の切り換えが望ましいことが多い。従って、調整機構 7 0 4 は、出力スピンドル組立体 2 0 に対して回転して調整機構 7 0 4 を望ましい 1 つの調整区分 7 7 2、7 7 4 及び 7 7 6 に配置して第 1 の操作を行い、その後で第 2 の 1 つの調整区分 7 7 2、7 7 4 及び 7 7 6 に回転して第 2 の操作を行ってもよい。知られているクラッチ機構と異なって、本発明の調整機構 7

04は、調整構造760と設定カラー762とが360°の角度で回転できるような構成である。調整構造760が中間調整区分776xに配置されていると想定すると、調整機構704を360°の角度で回転させるということは、調整構造760が他の中間調整区分776と共に先頭及び末尾の調整区分772及び774と傾斜部分778とを通り過ぎて回転し、調整構造760が再び中間調整区分776xに配置されるということである。この特徴は、比較的高いクラッチ設定と比較的低いクラッチ設定との間でクラッチ設定を変更する必要がある時特に好都合である。この点に関して、傾斜部分778は、設定カラー762（及び調整構造760）が、末尾の調整区分に対応する最高のクラッチ設定から、先頭の調整区分に対応する最低のクラッチ設定まで、クラッチ機構18を中間クラッチ設定の1つに設定せずに回転することを許容している。すなわち、工具10のユーザは、設定カラー762aを比較的小さい量だけ回転させることで、最大の設定から最小の設定へ変化させることができる。

10

【0063】

上記で調整プロファイル770は一定の傾斜を有するものとして説明されたが、当業者が認識するように、本発明は、より広範な態様で、幾分異なる構成としてもよい。例えば、調整プロファイル770'は、先頭と、末尾と、中間との調整区分772'、774'及び776'の各々に図31に例示されるようなデント（移動止め）を付けて形成してもよい。この配置では、調整区分772'、774'及び776'が係合組立体702と協働して工具10のユーザに調整プロファイル770'の位置の触覚による表示を提供すると共に調整構造760の自由な回転を阻止するので、調整構造760のデント782と、出力スピンドル組立体20のハウジング部分766のフォロア780とは必要ない。

20

【0064】

別の例が図32に例示されるが、そこでは調整プロファイル770''は、傾斜部分779が省略され、末尾の中間調整区分776zが末尾の調整区分774にすぐ隣接する点以外は全体的に調整プロファイル770と同様である。

【0065】

本発明は、好適実施形態を参照して、明細書中で説明され図面中で例示されたが、当業者が認識するように、請求項中で定義される本発明の範囲から離れることなく様々な変更を行い要素の置換を行われることは可能である。さらに、本発明の本質的な範囲から離れることなく特定の状況または材料に適応するため本発明の教示に多くの修正が可能である。従って、本発明は、本発明を実行するために現在考慮される最良の形態として図面によって例示され明細書中で説明された特定実施形態に制限することを意図するものではなく、本発明には添付の請求項の説明の範囲内にある任意の実施形態が含まれる。

30

【図面の簡単な説明】

【0066】

【図1】本発明の教示による構造の動力工具の側面図である。

【図2】図1の動力工具の一部の分解斜視図である。

【図3】エンドキャップ組立体の後部を例示する図1の動力工具のハウジングの一部の斜視図である。

【図4】エンドキャップ組立体の正面図である。

40

【図5】図4の線5-5に沿った断面図である。

【図6】エンドキャップ組立体が取り外された図1の動力工具の一部の背面図である。

【図7】エンドキャップが取り外された図1の動力工具の一部の側面図である。

【図8】図4とほぼ同様であるが、オーバモールド操作の前のエンドキャップ・シェルを例示する図である。

【図9】図5とほぼ同様であるが、オーバモールド操作の前のエンドキャップ・シェルを例示する図である。

【図10】図4とほぼ同様であるが、オーバモールド部材の代替構造を例示する図である。

【図11】図10に例示されるような構造のオーバモールド部材を有するエンドキャップ

50

組立体を利用する動力工具の部分断面図である。

【図 1 2】動力伝達装置組立体をさらに詳細に例示する、図 1 の動力工具の一部の分解斜視図である。

【図 1 3】減速歯車セット組立体と、動力伝達装置スリーブと、ハウジングの一部と、クラッチ機構の一部とをさらに詳細に例示する、図 1 の動力工具の一部の分解斜視図である。図 1 3 a は、第 2 のリング歯車の縦軸線に沿った断面図である。図 1 3 b は、第 3 のリング歯車の縦軸線に沿った断面図である。

【図 1 4】動力伝達装置スリーブの側面図である。

【図 1 5】動力伝達装置スリーブの背面図である。

【図 1 6】図 1 5 の線 1 6 - 1 6 に沿った断面図である。

10

【図 1 7】図 1 5 の線 1 7 - 1 7 に沿った断面図である。

【図 1 8】減速歯車セット組立体の分解図である。

【図 1 9】減速歯車セット組立体の一部をさらに詳細に例示する、図 1 の動力工具の縦軸線に沿った断面図である。

【図 2 0】第 1 の減速キャリアの一部の正面図である。

【図 2 1】減速歯車セット組立体の一部をさらに詳細に例示する、図 1 の動力工具の縦軸線に沿った断面図である。

【図 2 2】第 3 の減速キャリアの一部の背面図である。

【図 2 3】第 1 の速度比に配置された動力伝達装置組立体を例示する、図 1 の動力工具の縦軸線に沿った断面図である。

20

【図 2 4】図 2 3 とほぼ同様であるが、第 2 の速度比に配置された動力伝達装置組立体を例示する断面図である。

【図 2 5】図 2 3 とほぼ同様であるが、第 3 の速度比に配置された動力伝達装置組立体を例示する断面図である。

【図 2 6】速度選択機構をさらに詳細に例示する、図 1 の動力工具の一部の上面図である。

【図 2 7】図 2 7 a は、回転選択器カムの側面図である。図 2 7 b は、回転選択器カムの上面図である。図 2 7 c は、速度選択機構の中心軸を通る断面図である。

【図 2 8】出力スピンドル組立体の背面図である。

【図 2 9】クラッチ機構の分解斜視図である。図 2 9 a は、クラッチ部材の別の構成を例示するクラッチ機構の一部の斜視図である。図 2 9 b は、第 1 のリング歯車とクラッチ部材について組合せ構造を例示する分解斜視図である。

30

【図 3 0】「平面に展開した」状態の調整構造の概略例示である。

【図 3 1】図 3 0 と同様であるが、調整プロファイルの代替構造を示す概略例示である。

【図 3 2】図 3 0 と同様であるが、調整プロファイルの別の代替構造の一部を示す概略例示である。

【図 1】

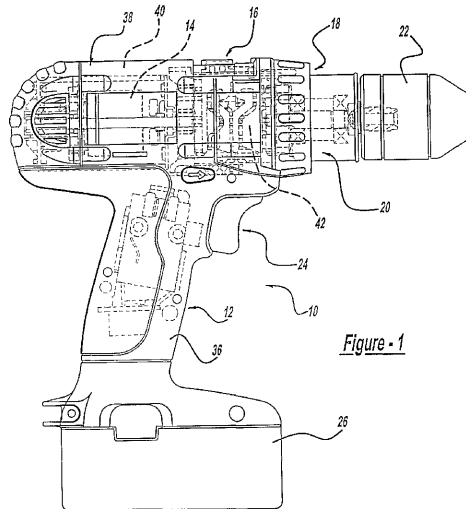


Figure - 1

【図 2】

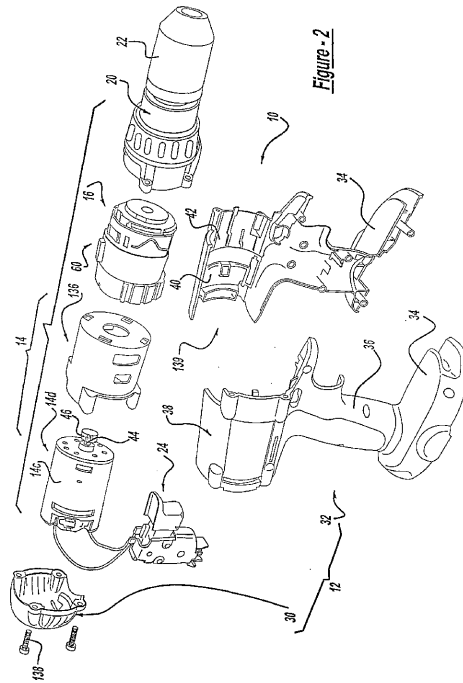


Figure - 2

【図 3】

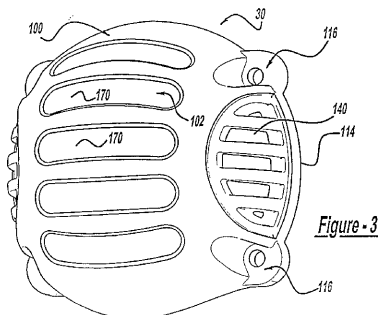


Figure - 3

【図 4】

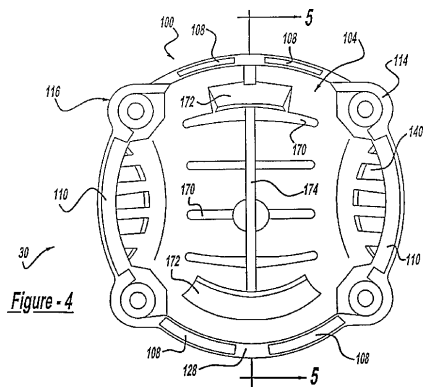


Figure - 4

【図 5】

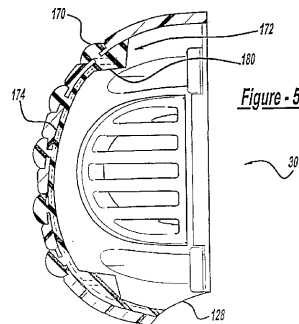


Figure - 5

【図 6】

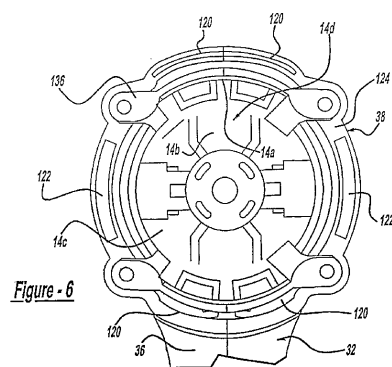


Figure - 6

【図 7】

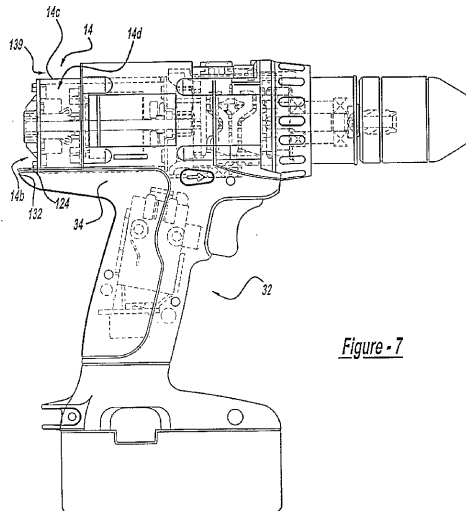


Figure - 7

【図 9】

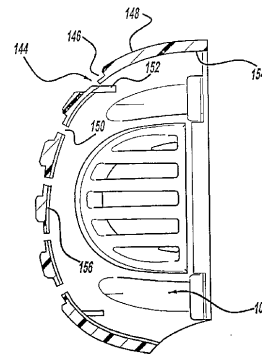


Figure - 9

【図 10】

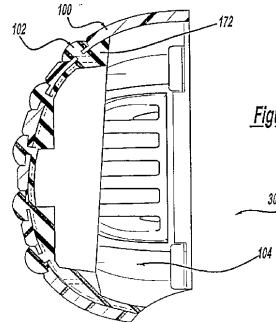


Figure - 10

【図 8】

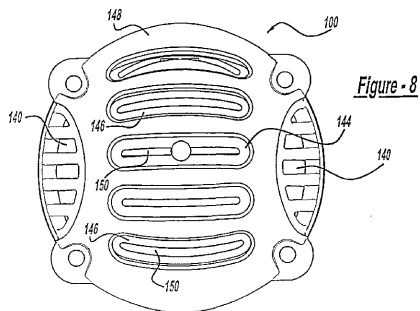


Figure - 8

【図 11】

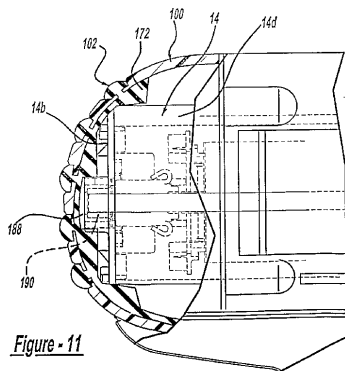


Figure - 11

【図 12】

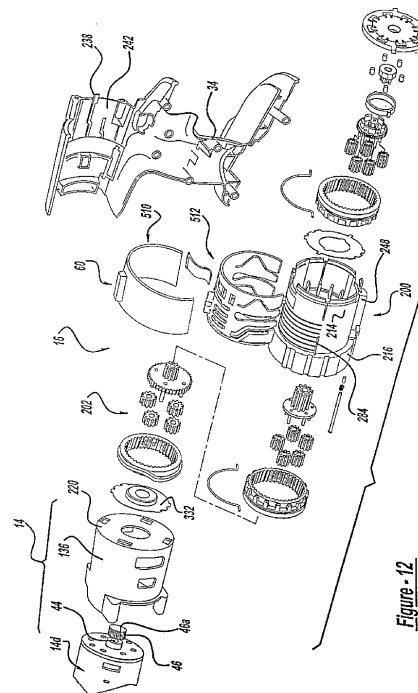


Figure - 12

【図 13】

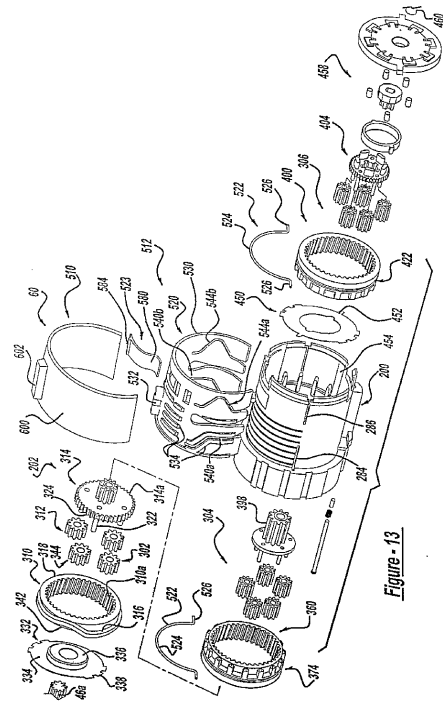


Figure - 13

【図 13 a】

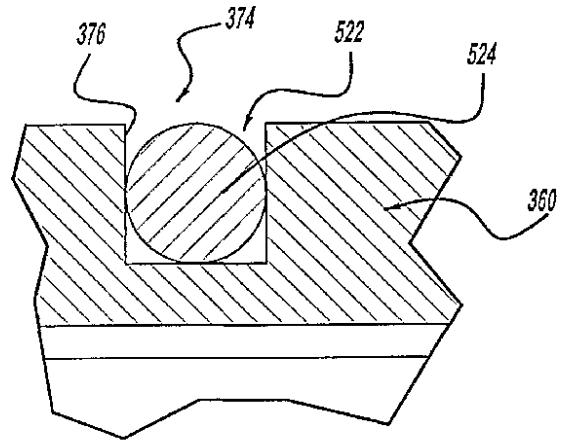


Figure - 13a

【図 13 b】

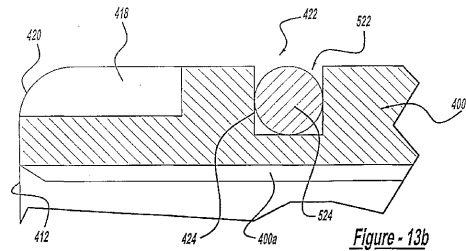


Figure - 13b

【図 14】

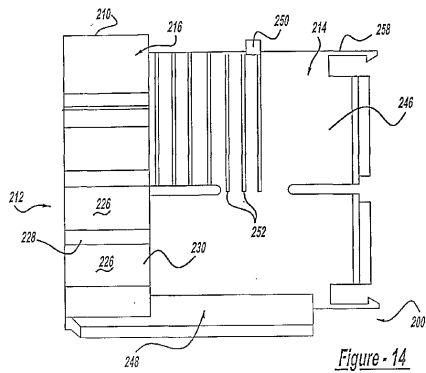


Figure - 14

【図 16】

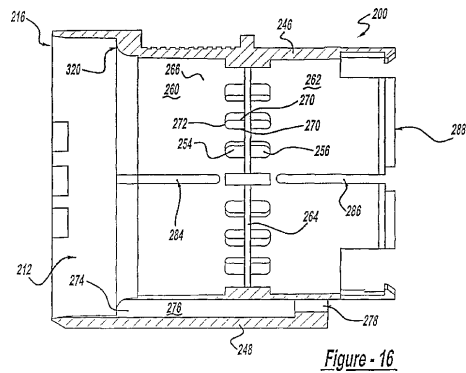


Figure - 16

【図 15】

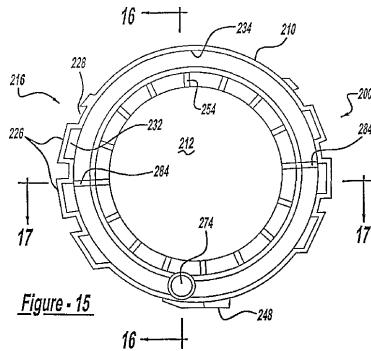


Figure - 15

【図 17】

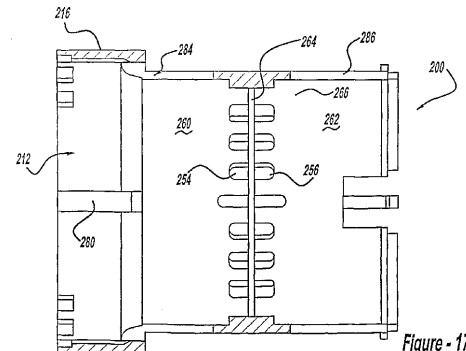


Figure - 17

【図 18】

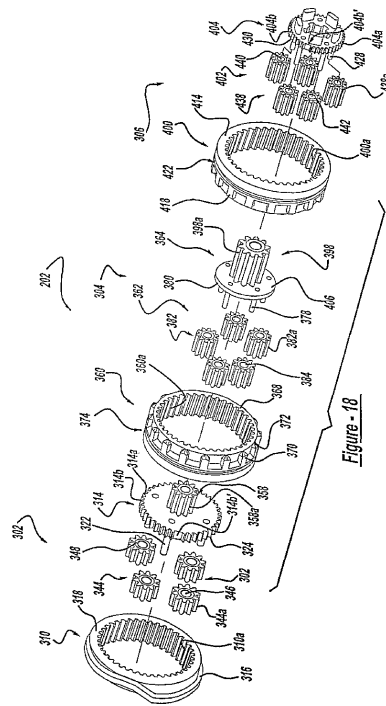


Figure - 18

【図 19】

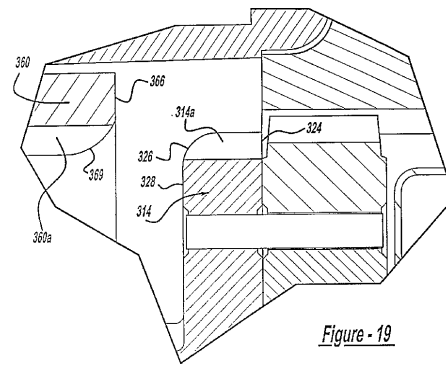


Figure - 19

【図 20】

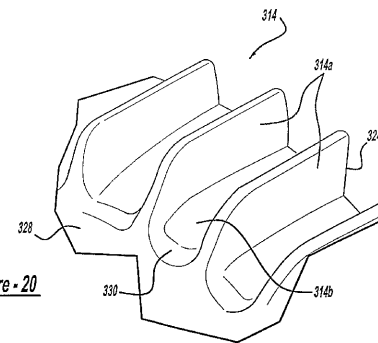


Figure - 20

【図 21】

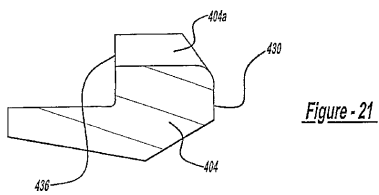


Figure - 21

【図 22】

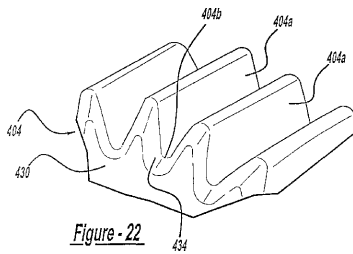


Figure - 22

【図 23】

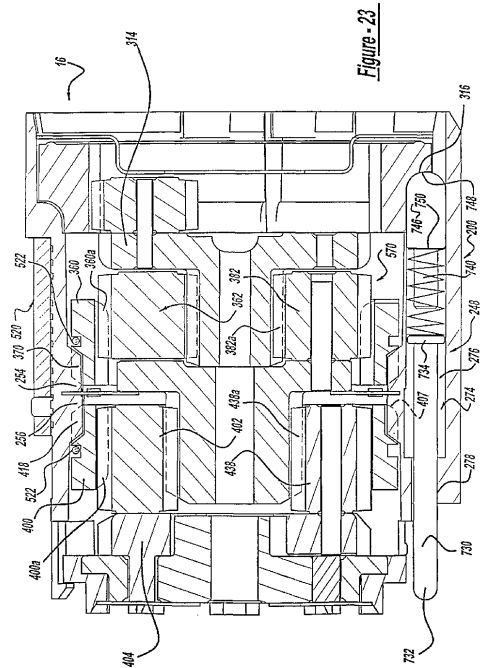
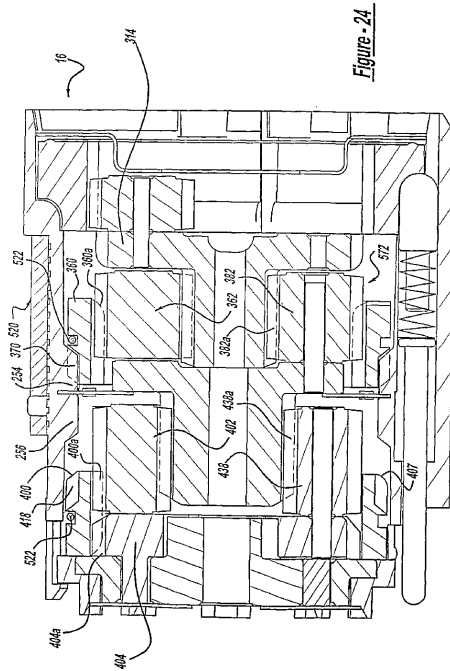
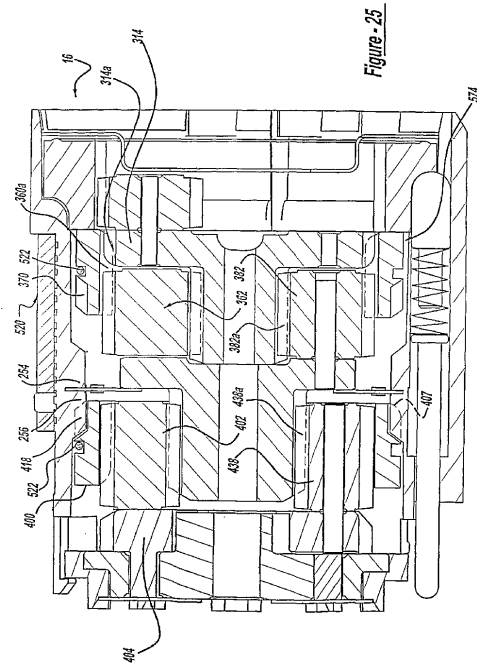


Figure - 23

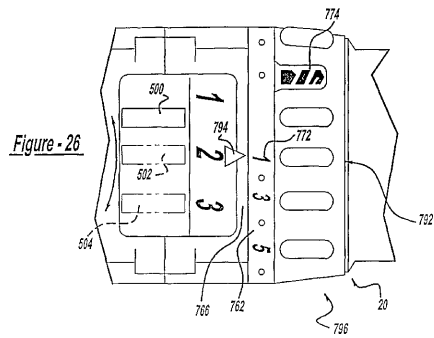
【 図 2 4 】



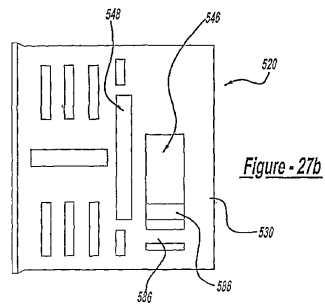
【圖 25】



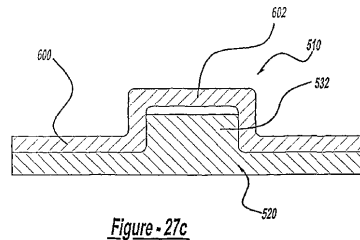
【 図 2 6 】



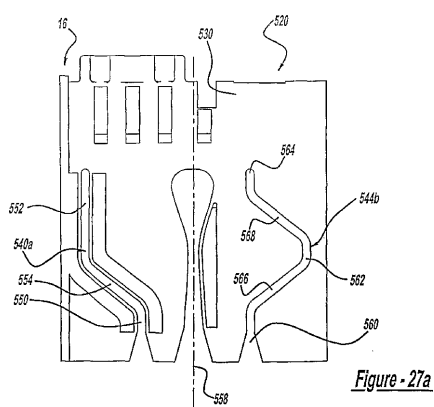
【 図 2 7 b 】



【 図 2 7 c 】



【 図 2 7 a 】



【 図 2 8 】

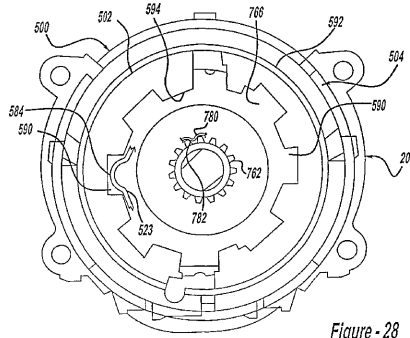


Figure - 28

【 図 2 9 】

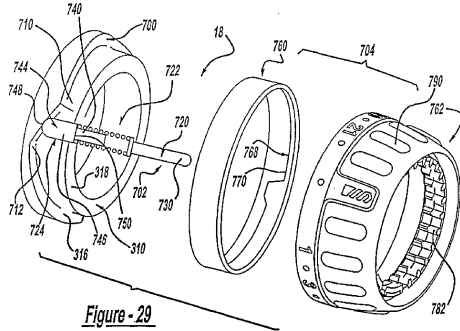


Figure - 29

【図 29 a】

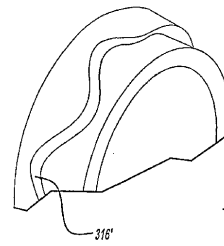


Figure - 29a

【 図 2 9 b 】

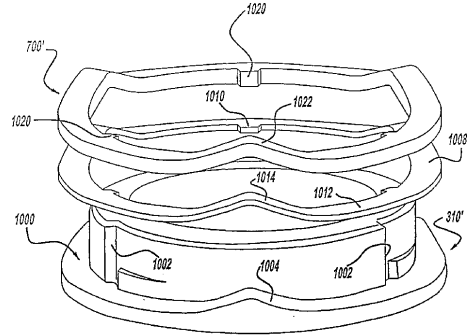


Figure - 29b

【 図 3 0 】

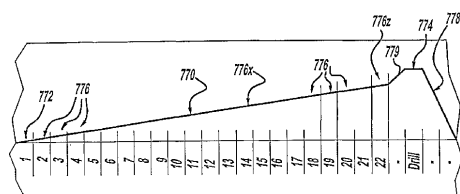


Figure - 30

【 図 3 1 】

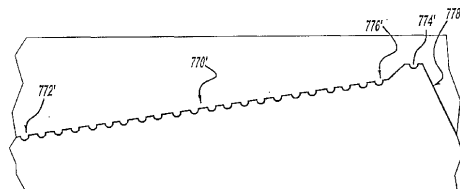


Figure - 31

【 図 3 2 】

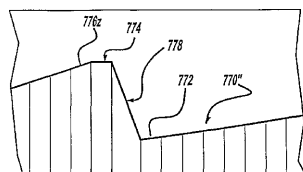


Figure - 32

フロントページの続き

- (72)発明者 ミルボルン, ロドニー
アメリカ合衆国, メリーランド 21009, アピンドン, ミルフォード コート 652
- (72)発明者 ボッター, クリスティン
アメリカ合衆国, メリーランド 21236, バルティモア, サウスフィールド ドライブ 4232
- (72)発明者 レシグノ, ジェラルド
アメリカ合衆国, メリーランド 21104, マリオッツビル, ウォルデン ウェイ 2400
- (72)発明者 チャン, チーアン
アメリカ合衆国, メリーランド 21234, バルティモア, ロジャー バレー コート 81

審査官 大熊 雄治

- (56)参考文献 特開平08-338498(JP, A)
特開平09-323267(JP, A)
特開昭63-034081(JP, A)
特開昭62-203771(JP, A)
特開昭63-221980(JP, A)
特開2000-352428(JP, A)
実開平02-021359(JP, U)
実開昭52-089549(JP, U)
実開昭64-026166(JP, U)
米国特許第550416(US, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16D 43/20
B23B 45/00
B25B 21/00
F16H 1/46
F16H 37/04