

(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2017-35772

(P2017-35772A)

(43) 公開日 平成29年2月16日(2017.2.16)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
B 2 5 B 21/02 (2006.01)	B 2 5 B 21/02	G
	B 2 5 B 21/02	F

審査請求 未請求 請求項の数 17 O L (全 28 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2016-70906 (P2016-70906)</p> <p>(22) 出願日 平成28年3月31日 (2016.3.31)</p> <p>(31) 優先権主張番号 特願2015-157817 (P2015-157817)</p> <p>(32) 優先日 平成27年8月7日 (2015.8.7)</p> <p>(33) 優先権主張国 日本国(JP)</p>	<p>(71) 出願人 000005094 日立工機株式会社 東京都港区港南二丁目15番1号</p> <p>(74) 代理人 110001689 青稜特許業務法人</p> <p>(74) 代理人 100095887 弁理士 鹿久保 伸一</p> <p>(72) 発明者 村上 卓宏 茨城県ひたちなか市武田1060番地 日立工機株式会社内</p> <p>(72) 発明者 東海林 潤一 茨城県ひたちなか市武田1060番地 日立工機株式会社内</p>
---	---

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 電動工具

(57) 【要約】

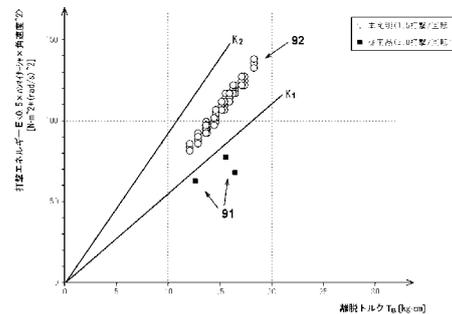
【課題】

ハンマがアンビルから離脱する離脱トルクの上昇を抑えつつ、ハンマからアンビルに加えられる回転方向の打撃力を高めたインパクト式の電動工具を提供する。

【解決手段】

回転方向に均等に配置した打撃爪を有するハンマと、被打撃爪を有するアンビルを用いた打撃機構を用いる。ハンマがアンビルを打撃する直前にハンマが有するエネルギーである打撃エネルギーEと、ハンマがアンビルと離脱する直前にハンマとアンビルとの間に作用するトルクである離脱トルク T_B との関係が、3本爪の場合は $5.3 \times T_B < E < 9.3 \times T_B$ となる範囲とし、2本爪の場合は $9.3 \times T_B < E < 15.0 \times T_B$ として、高トルクが必要なときはハンマとアンビルの爪同士を一つずつ飛ばしながら打撃を行うようにした。これにより打撃時の良好な操作フィーリングを維持しながら出力の高トルク化を実現できた。

【選択図】 図10



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

モータと、
 前記モータによって回転方向に駆動されるスピンドルと、
 前記スピンドルに対して所定の範囲内で軸方向及び回転方向に相対的に移動可能であってカム機構とスプリングによって前方に付勢されるハンマと、
 前記ハンマの前方において回転可能に設けられ、前記ハンマが前方に移動しながら回転したときに前記ハンマによって打撃されるアンビルと、を備えた電動工具において、
 前記ハンマが前記アンビルを打撃する直前に前記ハンマが有するエネルギーである打撃エネルギー E と、前記ハンマが前記アンビルと離脱する直前に前記ハンマと前記アンビルとの間に作用するトルクである離脱トルク T_B との関係を、 $E > 5 \cdot 3 \times T_B$ としたことを特徴とする電動工具。

10

【請求項 2】

前記ハンマは回転方向に均等に 3 つの打撃爪を有し、前記アンビルは回転方向に均等に 3 つの被打撃爪を有し、
 前記ハンマが前記アンビルを打撃して後方に移動してから再び前記アンビルを打撃するまでの前記ハンマの前記アンビルに対する相対的な回動角度を略 $240 [deg]$ としたことを特徴とする請求項 1 に記載の電動工具。

【請求項 3】

前記ハンマが前記アンビルを打撃する直前に前記ハンマが有するエネルギーである打撃エネルギー E と、前記ハンマが前記アンビルと離脱する直前に前記ハンマと前記アンビルとの間に作用するトルクである離脱トルク T_B との関係を、 $5 \cdot 3 \times T_B < E < 9 \cdot 3 \times T_B$ としたことを特徴とする請求項 2 に記載の電動工具。

20

【請求項 4】

前記アンビルが最も前方に位置するときの前記アンビルと前記ハンマの軸方向の係合長さである最大係合量を $A [mm]$ とし、前記ハンマが前記スピンドルに対して相対的に回動したときに前記ハンマが後退するよう前記ハンマ及び前記スピンドルに設けられたカムのリード角であるカムリード角を $[deg]$ としたときに、これらの関係が
 $(-0.125 \times \text{リード角} + 7.5) - 0.7 < A < (-0.125 \times \text{リード角} + 7.5) + 0.7$
 となるよう構成したことを特徴とする請求項 3 に記載の電動工具。

30

【請求項 5】

前記アンビルに装着される先端工具からの受ける反トルクが小さい時の前記打撃爪と前記被打撃爪の軸方向の重なり長さが $2.3 \sim 5.0 \text{ mm}$ であって、前記ハンマのカム溝と前記スピンドルのカム溝のリード角を等しくし、且つ、 $\text{リード角} = 26 \sim 36 [deg]$ としたことを特徴とする請求項 4 に記載の電動工具。

【請求項 6】

前記ハンマの直径は $35 \sim 44 \text{ mm}$ であり、ハンマのイナーシャは $0.39 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 [0.00038 \text{ N} \cdot \text{m}^2]$ 以下であることを特徴とする請求項 5 に記載の電動工具。

【請求項 7】

前記スピンドルの直径は $10 \sim 15 \text{ mm}$ であり、前記スプリングのバネ定数は $40 \text{ kg} \cdot \text{f} / \text{cm}$ 以下としたことを特徴とする請求項 6 に記載の電動工具。

40

【請求項 8】

前記モータの回転速度を調整するトリガスイッチを有し、
 前記トリガスイッチが最大またはそれに近い程度に引かれた時には、前記打撃爪が次の被打撃爪を乗り越えて、次の次の被打撃爪を打撃するように調整され、
 前記トリガスイッチが少なく引かれた時には、前記ハンマが後退して前記打撃爪が前記被打撃爪との係合を解除して回転した際に前記打撃爪が次の被打撃爪を打撃するように前記スピンドルの回転速度が調整されることを特徴とする請求項 3 から 7 のいずれか一項に記載の電動工具。

【請求項 9】

50

前記ハンマは対向する方向に延びる 2 つの打撃爪を有し、前記アンビルは対向する位置にある 2 つの被打撃爪を有し、

前記ハンマが前記アンビルを打撃して後方に移動してから再び前記アンビルを打撃するまでの前記ハンマの前記アンビルに対する相対的な回動角度を略 360 [deg] としたことを特徴とする請求項 1 に記載の電動工具。

【請求項 10】

前記ハンマが前記アンビルを打撃する直前に前記ハンマが有するエネルギーである打撃エネルギー E と、前記ハンマが前記アンビルと離脱する直前に前記ハンマと前記アンビルとの間に作用するトルクである離脱トルク T_B との関係を、 $9.3 \times T_B < E < 15.0 \times T_B$ としたことを特徴とする請求項 9 に記載の電動工具。

10

【請求項 11】

前記アンビルが最も前方に位置するときの前記アンビルと前記ハンマの軸方向の係合長さである最大係合量を F [mm] とし、前記ハンマが前記スピンドルに対して相対的に回動したときに前記ハンマが後退するよう前記ハンマ及び前記スピンドルに設けられたカムのリード角であるカムリード角を α_1 [deg] としたときに、これらの関係が

$$(-0.125 \times \alpha_1 + 6.5) - 0.7 < F < (-0.125 \times \alpha_1 + 6.5) + 0.7$$

となるよう構成したことを特徴とする請求項 10 に記載の電動工具。

【請求項 12】

前記アンビルに装着される先端工具からの受ける反トルクが小さい時の前記打撃爪と前記被打撃爪の軸方向の重なり長さが 2.3 ~ 5.0 mm であって、前記ハンマのカム溝と前記スピンドルのカム溝のリード角 α_1 を等しくし、且つ、 $\alpha_1 = 16 \sim 30$ [deg] としたことを特徴とする請求項 11 に記載の電動工具。

20

【請求項 13】

モータと、

前記モータによって回転方向に駆動されるスピンドルと、

前記スピンドルに対して所定の範囲内で軸方向及び回転方向に相対的に移動可能であってカム機構とスプリングによって前方に付勢されるハンマと、

前記ハンマの前方において回転可能に設けられ、前記ハンマが前方に移動しながら回転したときに前記ハンマによって打撃されるアンビルと、

30

前記モータの回転速度を調整するトリガスイッチを備えた電動工具において、

前記トリガスイッチが所定の量以上引かれた時には、前記ハンマの打撃爪が前記アンビルの次の被打撃爪を乗り越えて、次の次の被打撃爪を打撃する一つ飛ばし打撃を行い、

前記トリガスイッチが所定未満の引き量の時には、前記打撃爪が次の被打撃爪の打撃を行う連続打撃を行うことを特徴とする電動工具。

【請求項 14】

モータと、

前記モータによって回転方向に駆動されるスピンドルと、

前記スピンドルに対して所定の範囲内で軸方向及び回転方向に相対的に移動可能であってカム機構とスプリングによって前方に付勢される 2 本の打撃爪を有するハンマと、

40

前記ハンマの前方において回転可能に設けられ、前記ハンマが前方に移動しながら回転したときに前記ハンマによって打撃される 2 本の被打撃爪を有するアンビルと、

前記モータの回転速度を調整するトリガスイッチを備えた電動工具において、

前記スピンドルの軸の外径 d_1 を 16 mm 以上とし、前記ハンマの外径 d_3 を外径 d_1 の 4 倍未満とし、

前記スピンドルに形成された前記ハンマ及び前記スピンドルに設けられたカムのリード角を 16 ~ 30 [deg] としたことを特徴とする電動工具。

【請求項 15】

前記打撃爪が次の被打撃爪を乗り越えて、次の次の被打撃爪を打撃する一つ飛ばし打撃を行うことを特徴とする請求項 14 に記載の電動工具。

50

【請求項 16】

前記スピンドルは円筒形状であって、前端から後端まで内部空間が連通することを特徴とする請求項 14 又は 15 に記載の電動工具。

【請求項 17】

前記スピンドルの軸部のモータ側には遊星歯車減速機構の遊星歯車を軸支するための嵌合穴が複数形成され、

前記嵌合穴の最内周点に接する円の直径 S が、前記スピンドルの軸の外径 d_1 よりも小さく形成されることを特徴とする請求項 14 から 16 のいずれか一項に記載の電動工具。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

10

【0001】

本発明は、ハンマがアンビルに対して、回転方向の打撃力を加えることのできるインパクト式の電動工具に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、モータの回転力をハンマに伝達して、ハンマでアンビルに回転方向の打撃力を加える電動工具が知られており、その一例として特許文献 1 に記載のインパクト工具がある。インパクト工具は、木材へのねじ部材の締め付けや、コンクリートにボルトを固定する作業、及び、ねじ部材やボルトを緩める作業等に広く用いられている。インパクト工具は、トリガスイッチのトリガを引くと、モータが駆動されて、減速機構を介してスピンドルを回転させる。スピンドルが回転すると、ハンマスプリングとカムボールによりスピンドルに連結されているハンマが回転する。ハンマが回転すると、ハンマの打撃爪とアンビルの羽根部を介して回転力が伝達されてアンビルが回転する。アンビルの軸方向の先端には先端工具の装着孔が形成されており、装着孔に装着された六角ビット等の先端工具を介して、ねじやボルトの締め付けを行うことができる。

20

【0003】

木材に対して締め付け作業を行う場合、例えばナゲシビスが用いられる。インパクト工具でナゲシビスを締め付ける場合、締め付け開始から当分の間はハンマとアンビルが同期して回転する（連続回転）。その後、締め付けの進行に応じて徐々にナゲシビスに生じる反トルクが高くなって、この反トルクがハンマスプリングのパネ圧を上回ると、ハンマはスピンドルカム溝とハンマカム溝の形状に沿ってハンマスプリングを徐々に圧縮しながらモータ側に徐々に後退する。このハンマの後退により、ハンマの打撃爪とアンビルの被打撃爪の前後方向の接触長さが小さくなっていく。ハンマの打撃爪とアンビルの被打撃爪の前後方向の接触長さが 0 mm となった時、回転方向に対するハンマのアンビルに対する係合が離脱することになる。この離脱する直前にハンマとアンビル間に作用するトルクの大きさが、ハンマとアンビルとが離脱する際の“離脱トルク”である。

30

【0004】

ナゲシビスからの反力が離脱トルクを越えると、ハンマの打撃爪は、アンビルの被打撃爪を乗り越え、この後、ハンマはハンマスプリングの圧縮力で、六角ビット側に押し出されながらアンビルの次の被打撃爪と係合（又は衝突）することになる。ハンマに設けられた打撃爪とアンビルに設けられた羽根部は、ナゲシビスの締め付けが完了するまで、離脱、係合の動作を繰り返す（打撃動作）。ナゲシビスは木材に締め付けられるにつれて、ナゲシビスからの反トルクが徐々に高くなることでハンマバック量も増加する。これは、ナゲシビスに生じる反トルクの増加に伴い、ハンマとアンビル間に発生する反発率が高くなるためである。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献 1】特開昭 59 - 88264 号公報

【発明の概要】

50

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

近年、インパクト工具の高トルク化が図られており、締め付けトルク150N・m以上の製品も市販されている。インパクト工具において締め付けトルクを高めるためには、ハンマをアンビル側に付勢するスプリングのばね定数を高く設定する。しかしながら、スプリングのばね定数を高めて高出力化を図ると、離脱トルクが高くなってしまいうたため次のような問題があることを発明者らは見いだした。

離脱トルクが高くなると連続回転動作から打撃動作に移行するタイミングが遅くなるため、インパクト工具に作用する反トルクが大きくなり、作業者が片手でインパクト工具を把持したままねじ締め作業を行うことが困難となる。また、高い締め付けトルクを必要とされない柔らかい木材等へのねじ締め等の場合、スプリングのばね定数を高めたインパクト工具ではねじ締め作業中に離脱トルクに到達しないことがあり、なかなか打撃動作が行われないという問題があった。打撃動作が行われないと、ナゲシビスの十字溝から先端工具のネジ山が浮きやすく、六角ビットが外れて弾かれたり、その場で空転してナゲシビスのネジ頭が痛んでしまう恐れがあった。このように、離脱トルクが高すぎるとインパクト工具の特徴を生かせないことになり、特にカムアウトを防ぐ効果が得られないことになる。

【0007】

本発明は上記背景に鑑みてなされたもので、本発明の目的は、ハンマとアンビルの離脱トルクの上昇を抑えつつ、回転方向への打撃力を高くして、高出力でありながら片手で把持しながらのねじ締め作業を可能としたインパクト式の電動工具を提供することにある。

本発明の他の目的は、高出力を達成すると共に連続回転から打撃への移行時の操作フィーリングを良くした電動工具を提供することにある。

本発明の更に他の目的は、ハンマ打撃爪がアンビルの次の次の被打撃爪を打撃するようにして、ハンマスプリングのバネ定数を上昇させることなく、締め付けトルクを十分に確保した電動工具を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0008】

本願において開示される発明のうち代表的なものの特徴を説明すれば次の通りである。

本発明の一つの特徴によれば、モータと、モータによって回転方向に駆動されるスピンドルと、スピンドルに対して所定の範囲内で軸方向及び回転方向に相対的に移動可能であってカム機構とスプリングによって前方に付勢されるハンマと、ハンマの前方において回転可能に設けられ、ハンマが前方に移動しながら回転したときにハンマによって打撃されるアンビルと、を備えた電動工具において、ハンマは回転方向に均等に3つの打撃爪を有し、アンビルは回転方向に均等に3つの被打撃爪を有するように構成した。そして、ハンマがアンビルを打撃する直前にハンマが有するエネルギーである打撃エネルギーEと、ハンマがアンビルと離脱する直前にハンマとアンビルとの間に作用するトルクである離脱トルク T_B との関係を、 $E > 5 \cdot 3 \times T_B$ の範囲において打撃動作を行うようにした。また、この離脱トルク T_B の範囲で打撃を行う場合は、ハンマがアンビルを打撃して後方に移動してから再びアンビルを打撃するまでのハンマのアンビルに対する相対的な回動角度を略240[deg]として、打撃爪が次の被打撃爪を乗り越えて、次の次の被打撃爪を打撃するような“一つ飛ばし打撃”となるようにモータの回転数を制御する。この回転数はトリガを最大に引いた状態又は、それに近い状態の時の回転数であり、この構成によりスピンドルの実用回転数を2,300rpm以上にしても打撃タイミングを良好にすることができ、打撃エネルギーに対する離脱トルクの割合が小さい状態のまま締め付けトルクを十分高くすることができる。また、締め付けトルクが上昇しているのに対して離脱トルクは従来と同等のままなので、従来の製品と同様に片手で高出力のねじ締め作業が可能となる。

【0009】

本発明の他の特徴によれば、打撃エネルギーEの上限を、 $9 \cdot 3 \times T_B > E$ となるよう

にした。このように離脱トルク T_B の大きさを制限することにより、いわゆる“一つ飛ばし打撃”を良好なタイミングで行うことができた。ここでハンマの直径は $35 \sim 44 \text{ mm}$ 、ハンマのイナーシャは $0.39 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$ [$0.00038 \text{ N} \cdot \text{m}^2$] 以下、スピンドルの直径は $10 \sim 15 \text{ mm}$ 、スプリングのパネ定数は 37 kgf/cm 以下とすると良い。さらに、アンビルが最も前方に位置するときのアンビルとハンマの軸方向の係合長さである最大係合量を A [mm] とし、ハンマがスピンドルに対して相対的に回動したときにハンマが後退するようハンマ及びスピンドルに設けられたカムのリード角であるカムリード角を [deg] としたときに、これらの関係が

$$(-0.125x + 7.5) - 0.7 < A < (-0.125x + 7.5) + 0.7$$

となるよう構成した。この関係式を満たすことによりハンマの連続回転から打撃動作の開始に至るタイミングを良好にすることが可能となる。

10

【0010】

本発明の他の特徴によれば、アンビルに装着される先端工具からの受ける反トルクが小さい時の打撃爪と被打撃爪の軸方向の重なり長さが $2.3 \sim 5.0 \text{ mm}$ であって、ハンマのカム溝とスピンドルのカム溝のリード角を等しくし、且つ、 $\theta = 26 \sim 36$ [deg] とした。この構成において、ハンマが後退して打撃爪が被打撃爪との係合を解除して回転した際に、打撃爪が次の被打撃爪を打撃するか、又は、打撃爪が次の被打撃爪を乗り越えて、次の次の被打撃爪を打撃する一つ飛ばし打撃となるようにスピンドルの回転速度が調整される。

20

【0011】

本発明のさらに他の特徴によれば、インパクト式の電動工具において、ハンマは2つの打撃爪を有し、アンビルは2つの被打撃爪を有するように構成した。そして、ハンマがアンビルを打撃する直前にハンマが有するエネルギーである打撃エネルギー E と、ハンマがアンビルと離脱する直前にハンマとアンビルとの間に作用するトルクである離脱トルク T_B との関係は、 $9.3 \times T_B < E < 15.0 \times T_B$ の範囲において打撃動作を行うようにした。また、この離脱トルク T_B の範囲で打撃を行う場合は、ハンマがアンビルを打撃して後方に移動してから再びアンビルを打撃するまでのハンマのアンビルに対する相対的な回動角度を略 360 [deg] とし、打撃爪が次の被打撃爪を乗り越えて、次の次の被打撃爪を打撃するような“一つ飛ばし打撃”となるようにモータの回転数を制御する。この回転数はトリガを最大に引いた状態又は、それに近い状態の時の回転数であり、この構成によりスピンドルの実用回転数を $2,100 \text{ rpm}$ 以上にしても打撃タイミングを良好にすることができ、打撃エネルギーに対する離脱トルクの割合が小さい状態のまま締め付けトルクを十分高くすることができる。

30

本発明の上記、及び他の目的、ならびに新規な特徴は、以下の明細書の記載、及び図面から明らかになるであろう。

【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】本発明の実施例に係るインパクト工具1の内部構造を示す縦断面図である。

【図2】図1の打撃機構部分の部分拡大図である。

【図3】図1のアンビル60の正面図と縦断面図である。

40

【図4】図1のハンマ40の正面図と縦断面図である。

【図5】図1のスピンドル30の正面図と側面図である。

【図6】図1のハンマ40、アンビル60の一つ飛ばし打撃時における打撃角を説明するための図である(その1)。

【図7】図6に示す打撃角での打撃状況を示す図である。

【図8】図1のハンマ40、アンビル60の連続打撃時における打撃角を説明するための図である(その2)。

【図9】図8に示す打撃角での打撃状況を示す図である。

【図10】本発明の実施例に係るインパクト工具1における打撃エネルギーと離脱トルクの関係を示す図である。

50

【図 1 1】本発明の実施例に係るインパクト工具 1 における最大係合量 A とカムリード角との関係を示す図である。

【図 1 2】本発明の第二の実施例に係るインパクト工具 1 0 1 の内部構造を示す縦断面図である。

【図 1 3】図 1 2 の打撃機構部分の部分拡大図であり、(1) は断面図、(2) は側面図である。

【図 1 4】図 1 2 のアンビル 1 6 0 の正面図と縦断面図である。

【図 1 5】図 1 2 のハンマ 1 4 0 の正面図と縦断面図である。

【図 1 6】図 1 2 のスピンドル 1 3 0 の正面図と側面図と断面図である。

【図 1 7】図 1 2 のハンマ 1 4 0、アンビル 1 6 0 の一つ飛ばし打撃時における打撃角を説明するための図である(その 1)。

【図 1 8】図 1 7 に示す打撃角での打撃状況を示す図である。

【図 1 9】図 1 2 のハンマ 1 4 0、アンビル 1 6 0 の連続打撃時における打撃角を説明するための図である(その 2)。

【図 2 0】図 1 9 に示す打撃角での打撃状況を示す図である。

【図 2 1】第二の実施例に係るインパクト工具 1 0 1 における打撃エネルギーと離脱トルクの関係を示す図である。

【図 2 2】第二の実施例に係るインパクト工具 1 0 1 における最大係合量 F とカムリード角 θ_1 との関係を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【実施例 1】

【0 0 1 3】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。尚、以下の説明において、上下、前後の方向は、図中に示した方向として説明する。本実施例では電動工具の一実施例としてインパクト工具を示している。

【0 0 1 4】

図 1 は本発明の実施例に係るインパクト工具 1 の内部構造を示す縦断面図である。インパクト工具 1 のハウジングは、本体ハウジング 2 とそれに設けられるハンマケース 3 によって構成される。インパクト工具 1 は、充電可能なバッテリー 1 0 を電源とし、モータ 4 を駆動源として回転打撃機構を駆動する。出力軸であるアンビル 6 0 には、打撃機構から回転力と打撃力が与えられ、ビット保持部 7 0 に形成された装着孔 6 1 a に保持されるドライバビット等の図示しない先端工具に、回転打撃力が連続的に又は間欠的に伝達され、ねじ締めやボルト締め等の作業が行なわれる。

【0 0 1 5】

ブラシレス DC 方式のモータ 4 は、側面視で略 T 字状の形状を成す本体ハウジング 2 の筒状の胴体部 2 a 内に収容される。モータ 4 の回転軸 4 c は、その軸線 A 1 が胴体部 2 a の長手方向に伸びるように配置される。ロータ 4 a は、永久磁石によって形成される磁路を形成するもので、例えば薄い金属板の積層鉄心により構成され、積層鉄心の外周側には円筒状の永久磁石が配置される。ステータコア 4 b は積層鉄心にて形成され、径方向内側に突出する複数の磁極片を有し、各磁極片にはコイルが所定ターン分巻かれている。コイルの結線方法は、例えば Y 結線とすることができる。モータ 4 の軸方向後方であってステータコア 4 b の後方には、モータ 4 を駆動するためのインバータ回路基板 5 が配設される。インバータ回路基板 5 は、略円環状の両面基板であり、この基板の後方側には F E T (F i e l d e f f e c t t r a n s i s t o r) 等の複数のスイッチング素子 1 5 が搭載され、前方側であってロータ 4 a の永久磁石と対向する位置には、ホール IC 等の回転位置検出素子 1 6 が所定間隔で複数搭載される。モータ 4 の前方側の回転軸 4 c には冷却ファン 1 3 が設けられ、モータ 4 と同期して回転する。冷却ファン 1 3 の回転によって本体ハウジング 2 の後方の吸気口 1 7、1 8 から外気が吸引されて、モータ 4 やスイッチング素子 1 5 等が冷却され、冷却ファン 1 3 の周囲に形成された図示しない排気口から外部に排出される。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 6 】

本体ハウジング 2 の胴体部 2 a から略直角に一体に延びるハンドル部 2 b 内の上部にはトリガスイッチ 6 が配設され、トリガスイッチ 6 から本体ハウジング 2 の前方側には操作レバーたるトリガ 6 a が露出する。またトリガスイッチ 6 の上方には、モータ 4 の回転方向を切り替えるための正逆切替レバー 7 が設けられる。ハンドル部 2 b 内の下部は、バッテリー 10 を取り付けるために拡径部 2 c が形成される。拡径部 2 c はハンドル部 2 b の長手方向中心軸から径方向（直交方向）に広がるように形成された部分で、拡径部 2 c の下側にバッテリー 10 が装着される。拡径部 2 c の内部には、トリガ 6 a の引き動作によって前記モータ 4 の速度を制御する機能を備えた制御回路基板（図示せず）が収容される。制御回路基板は、略水平になるように配置される。制御回路基板には、マイクロコンピュータ（以下、「マイコン」と称する）が搭載される。また、拡径部 2 c の側面には、動作モードの切替スイッチ 9 が設けられる。バッテリー 10 はニッケル水素電池やリチウムイオン電池等の二次電池が用いられ、複数のセルをバッテリーハウジング内に収容したバッテリーパックが用いられる。

10

【 0 0 1 7 】

図 2 は、図 1 のモータ 4 の回転軸 4 c から装着孔 6 1 a に至るまでの動力伝達機構部分を抜粋した部分拡大図である。モータ 4 の回転駆動力は、回転軸 4 c から遊星歯車を用いた減速機構 20 を介して回転打撃機構側に伝達される。減速機構 20 はモータ 4 の出力をスピンドル 30 に伝達するものであり、ここでは、遊星歯車を用いた減速機構が用いられる。減速機構 20 は、モータ 4 の回転軸 4 c の先端に固定されるサンギヤ 2 1 と、サンギヤ 2 1 の外周側に距離を隔てて取り囲むように設けたリングギヤ 2 3 と、サンギヤ 2 1 及びリングギヤ 2 3 の間に配置され、これら双方のギヤに噛み合わされる複数（ここでは 3 つ）のプラネタリーギヤ 2 2 を含んで構成される。3 つのプラネタリーギヤ 2 2 はシャフト 2 4 a ~ 2 4 c（2 4 c は図示せず）の回りを自転しつつサンギヤ 2 1 の回りを公転する。リングギヤ 2 3 は本体ハウジング 2 側に固定され、回転しない。シャフト 2 4 a ~ 2 4 c（図 2 で後述）は、スピンドル 30 の後端部分に形成された遊星キャリア部（取付部 3 7、3 8）に固定され、プラネタリーギヤ 2 2 の公転運動が遊星キャリア部の回転運動に変換され、スピンドル 30 が回転する。

20

【 0 0 1 8 】

スピンドル 30 は、減速機構 20 と同軸上の前方側に配置される。本実施例では、円柱状であってスピンドルカム溝 3 3、3 4 が形成されるスピンドル軸部 3 1 の後方側に、減速機構 20 の遊星キャリア部を接続したもので、これらは金属の一体成形品にて製造される。スピンドル 30 におけるモータ 4 側の端部には、軸線 A 1 に沿った方向で前方側に窪む円柱孔 3 5 a が形成され、サンギヤ 2 1 の収容空間とされる。一方、スピンドル 30 のアンビル 6 0 側の端部には、軸線 A 1 に沿って後方に窪むように形成された円柱状の嵌合孔 3 1 a が形成される。

30

【 0 0 1 9 】

ハンマ 40 はスピンドル 30 の前方側（図中左側）から装着され、スピンドル 30 の軸部の外周面とハンマ 40 の内周面の後方側の一部が接するように配置される。スピンドル 30 の円柱部分の外周面には、側面視で略 V 字状の窪み部分が形成されたスピンドルカム溝 3 3、3 4 が形成される。スピンドルカム溝 3 3、3 4 と対向するハンマ 40 の内周面には、ハンマカム溝 4 4、4 5 が形成される。スピンドル 30 とハンマ 40 は、スピンドルカム溝 3 3、3 4 とハンマカム溝 4 4、4 5 によって所定の空間が形成されるように組み合わされ、この空間の中に金属製のカムボール 5 1 a、5 1 b が設けられることによって、カム機構が構成される。カム機構によってハンマ 40 はスピンドル 30 とほぼ連動するように回転するが、この空間内でカムボール 5 1 a、5 1 b が移動することによって、ハンマ 40 とスピンドル 30 の回転方向の相対位置が僅かに変動する。ハンマ 40 はスピンドル 30 に対して軸方向に僅かに移動可能であり、後方側には大きく移動可能とされる。また、ハンマ 40 は、スプリング 5 4 によってスピンドル 30 に対して常に前方側に付勢されるので、ハンマ 40 の後方側への移動はスプリング 5 4 を圧縮しながらの移動とな

40

50

る。

【0020】

スピンドル30の静止時には、カムボール51a、51b、スピンドルカム溝33、34と、ハンマカム溝44、45との係合位置と、スプリング54との付勢力とのバランス関係によって、ハンマ40の前面42aとアンビル60の爪部の後端面とは軸方向に僅かに隙間を隔てた位置にある。一方、アンビル60の羽根部63aとハンマ40の打撃爪46aは、軸線A1方向にみて重なるような位置関係となり、その軸方向に係合する長さは係合量Aとなる。ここで、係合量Aとは、軸線A1の方向に見てハンマ40の打撃爪46a~46cと、アンビル60の羽根部63a~63cの当接領域の軸方向長さであって、図2のように静止時又は打撃前の初期位置においてその係合量Aが最大となる。係合量Aは、ハンマ40の後方向の移動によって変化するもので、アンビル60が先端工具側から受ける力によりハンマ40に伝わる反トルクが大きくなると、カムボール51a、51bの位置が移動することによりハンマ40とアンビル60の相対的位置関係が変化する。

10

【0021】

スプリング54は圧縮スプリングであり、その前方側には複数のスチールボール52がワッシャ53に押さえられた状態で配置され、その後方側は段差付きのワッシャ55によってスピンドル30の段付き部36(図5(2)参照)にて固定される。ワッシャ55の内周側においては、中央をスピンドル30が貫通するように形成された円環状のダンパ56が配置される。ダンパ56はゴム等の弾性体で構成され、ハンマ40の最大後退時における減速機構20との直接衝突を防止し、これによってスピンドルカム溝33、34の端部とハンマカム溝44、45の端部にカムボール51a、51bが衝突する際の衝撃を緩和する。

20

【0022】

スピンドル30とハンマ40とアンビル60を含んで構成される打撃機構と減速機構は、それらの回転中心が軸線A1に並ぶように配置され、金属製であって先細り形状のハンマケース3の内部に收容され、本体ハウジング2の前方側に固定される。図2で示した組立体は、前方側でメタル19aによってハンマケース3に軸支され、後方側で軸受19bと軸受ホルダ8(図1参照)を介して本体ハウジング2に軸支される。

【0023】

次に図3を用いてアンビル60の形状を説明する。図3(1)はアンビル60の正面図であり、(2)はB-B部の断面図である。ここでは発明の理解を容易にするために(2)では、(1)のB-B部分の断面図としていることに注意されたい。また、図1、2の断面図においても、アンビル60と被打撃爪、ハンマ40の打撃爪部分、減速機構のプラネタリーギヤ22だけはB-B断面にて図示している。インパクト工具1は、ハンマ40とアンビル60に設けられた係合部(打撃爪と被打撃爪)が離脱、係合を繰り返す際に、ハンマ40の打撃爪がアンビル60の羽根部に対して、プレヒット、或いは、オーバーシュートをしないよう設計する必要がある。プレヒット、或いは、オーバーシュートが発生した場合は、インパクト工具1には大きな振動が発生し、これにより性能の大幅低下が懸念されるからである。この問題を防止するために、従来のインパクト工具1においては、ハンマの爪、及びアンビルの羽根部の数を共に2本とすることが一般的である。仮に打撃爪の本数が3本以上とした場合は、回動角度が180[deg]以下となることから、プレヒットが発生しやすくなる。一方、打撃爪の本数が1本の場合では、回動角度が360[deg]になってオーバーシュートが発生しやすくなり、ハンマバック量を増加させる必要もあるため、製品のコンパクト化を図る上で阻害要因となる。本実施例においては、ハンマ40の打撃爪の数と、アンビル60の羽根部の数を3本として、スピンドル30を所定の速度領域にて制御することによって、連続回転から打撃に至るまでの移行をスムーズにすると共に、高トルクのインパクト工具を実現する。

30

40

【0024】

アンビル60は金属の一体成形にて製造され、その円筒形の出力軸部61の後方に、3つの羽根部63a~63cを配した被打撃部62が形成されたものである。出力軸部61

50

の前側端部から内側部分には、断面形状が六角形であって先端工具を装着するための装着孔 6 1 a が形成される。装着孔 6 1 a が形成される部分の前後方向の途中には径方向に貫通する 2 つの貫通穴 6 1 b が形成され、ビット保持部 7 0 の構成要素となる金属球 6 9 (図 1 参照) が配置される。軸方向に見て貫通穴 6 1 b と被打撃部 6 2 との間 (矢印 6 1 c の部分) は外周面が円柱状に形成され、この領域の外周側にメタル 1 9 a (図 1 参照) が配置されることによりアンビル 6 0 はハンマケース 3 (図 1 参照) に回転可能に軸支される。被打撃部 6 2 の 3 つの羽根部 6 3 a ~ 6 3 c は、回転方向に見て 1 2 0 [d e g] ずつ隔てるように均等に配置された被打撃爪であり、径方向外側に伸びるように配置される。羽根部 6 3 a ~ 6 3 c の回転方向の側面は、ハンマ 4 0 の打撃爪によって締め付け方向の回転時に打撃される被打撃面 6 4 a ~ 6 4 c と、その反対側に形成され緩め方向の回転時に打撃される被打撃面 6 5 a ~ 6 5 c が形成される。被打撃部 6 2 の後方側には、円筒状の軸部 6 6 が形成され、軸部 6 6 の外周面がスピンドル 3 0 の嵌合孔 3 1 a (図 2 参照) によって摺動可能な状態で軸支される。

10

【 0 0 2 5 】

次に図 4 を用いてハンマ 4 0 の形状を説明する。図 4 (1) はハンマ 4 0 の正面図であり、(2) は C - C 部の断面図である。ハンマ 4 0 は図 4 (2) に示すように、内径の異なる 2 つの筒状部分 4 1、4 3 の前方側を径方向に接続部 4 2 にてつなげた形状とされる。ここではハンマ 4 0 は金属製であり、その直径 (外径) は 3 5 ~ 4 4 m m 程度、イナーシャは $0.39 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$ [$0.00038 \text{ N} \cdot \text{m}^2$] 以下となるように構成すると良い。接続部 4 2 によって形成される前面 4 2 a の外周側の 3 カ所には、軸方向の前方側 (アンビル 6 0 側) に突出する 3 つの打撃爪 4 6 a ~ 4 6 c が形成される。打撃爪 4 6 a ~ 4 6 c は、図 4 (1) に示すように回転方向に見てその中心位置が回転角で 1 2 0 度ずつ隔てるように均等に配置される。打撃爪 4 6 a ~ 4 6 c の回転方向の 2 つの側面は、アンビル 6 0 の 3 つの羽根部 6 3 a ~ 6 3 c と衝突時に良好に面接触するように回転方向に所定の角度が付けられる。ハンマ 4 0 の筒状部分 4 1 の内周側であって、スピンドル 3 0 の外面 (円筒面) と対向する貫通孔 4 1 a の内壁部分にはハンマカム溝 4 4、4 5 が形成される。ハンマカム溝 4 4、4 5 は、ハンマ 4 0 の内周面を平面に展開した際に略台形状の輪郭を有する窪みであって、スピンドルカム溝 3 3、3 4 と共にカムボール 5 1 a、5 1 b の動きを制限する空間を形成する。また、ハンマカム溝 4 4、4 5 の一部には組立時にカムボール 5 1 a、5 1 b を挿入するための溝 4 4 a、4 5 a が形成される。本実施例では、ハンマ 4 0 のカムリード角 θ_H が所定の値となるように、例えば $\theta_H = 26 \sim 36$ [d e g] の範囲内になるように設定される。

20

30

【 0 0 2 6 】

次に図 5 を用いてスピンドル 3 0 の形状を説明する。図 5 (1) はスピンドル 3 0 の正面図であり、(2) は側面図である。スピンドル 3 0 は、軸線 A 1 と同軸上であってアンビル 6 0 と減速機構 2 0 との間に配置され、スピンドル 3 0 の長手方向の後方側端部 3 9 は軸受 1 9 b (図 1 参照) により軸支される。スピンドル 3 0 は金属製であって、軸部 3 1 の直径 d は 1 0 ~ 1 5 m m 程度とすると良い。軸受 1 9 b は軸受ホルダ 8 (図 1 参照) を介して本体ハウジング 2 に固定される。スピンドル 3 0 の外周面には 2 本のスピンドルカム溝 3 3、3 4 が形成される。ここでスピンドルカム溝 3 3 は、スピンドルカム溝 3 4 と回転方向で 1 8 0 度隔てた位置にあるので図 5 (2) では見えないが、その形状はスピンドルカム溝 3 4 と同一である。スピンドルカム溝 3 3、3 4 の形状は、側面視 (軸線 A 1 と直交する上側方向から見た際) で略 V 字状とされ、スピンドルカム溝 3 3、3 4 のそれぞれのカムリード角 θ_S を所定の角度としている。本実施例では、ハンマ 4 0 のカムリード角 θ_H とスピンドルのカムリード角 θ_S は同一角度とし、例えば $26 \sim 36$ [d e g] の範囲内になるように設定される。カムリード角 θ_H 、 θ_S が大きくなると、離脱トルクと実用時の最大電流が高くなり、一方、カムリード角 θ_H 、 θ_S が小さくなると、離脱トルク、実用時の最大電流がともに小さくなるので、これらのバランスを取ることが重要である。

40

【 0 0 2 7 】

50

円柱状のスピンダル軸部 31 の後方側には、減速機構 20 の遊星キャリア部 35 が形成され、取付部 37、38 が形成される。取付部 37 は軸線 A1 とは直交するよう延在し、回転方向には均等間隔で 3 つの嵌合穴 37a ~ 37c が形成される。取付部 37 と所定の距離を隔てて後方側には、取付部 37 と平行に取付部 38 が設けられる。取付部 38 にも回転方向には均等間隔で 3 つの嵌合穴 (図示せず) が形成され、取付部 37 の嵌合穴 37a ~ 37c と共に、プラネタリーギヤ 22 を軸支するシャフト 24a ~ 24c (ともに図 2 参照) を固定する。取付部 37 の前方側には軸方向に肉厚を増した段付き部 36 が形成される。

【 0028 】

トリガ 6a が引かれてモータ 4 が起動されると、正逆切替レバー 7 で設定された方向にモータ 4 が回転を開始し、その回転力は減速機構 20 によって所定の減速比で減速されてスピンドル 30 に伝達され、スピンドル 30 が所定の速度で回転駆動される。ここで、スピンドル 30 とハンマ 40 とはカム機構によって連結され、スピンドル 30 が回転駆動されると、その回転はカム機構を介してハンマ 40 に伝達される。ハンマ 40 は回転開始後に 1 / 3 回転もしないうちにハンマ 40 の打撃爪 46a ~ 46c がアンビル 60 の羽根部 63a ~ 63c に当接してアンビル 60 を回転させる。その際、アンビル 60 からの係合反力によってスピンドル 30 とハンマ 40 との間に相対回転が生ずると、ハンマ 40 はカム機構のスピンドルカム溝 33、34 に沿ってスプリング 54 を圧縮しながらモータ 4 側へと後退を始める。そして、ハンマ 40 の後退動によってハンマ 40 の打撃爪 46a ~ 46c がアンビル 60 の羽根部 63a ~ 63c を乗り越えて両者の係合状態が解除されると、ハンマ 40 は、スピンドル 30 の回転力に加え、スプリング 54 に蓄積されていた弾性エネルギーとカム機構の作用によって回転方向に回転しながら前方に急速に加速される。

【 0029 】

ハンマ 40 がスプリング 54 の付勢力によって前方へ移動すると、ハンマ 40 の打撃爪 46a ~ 46c が、回転後の次のアンビル 60 の羽根部 63a ~ 63c に再び係合することにより強い打撃が行われ、ハンマ 40 とアンビル 60 は一体に回転し始める。この打撃により強力な回転力がアンビル 60 に加えられるため、アンビル 60 の装着孔 61a に装着される図示しない先端工具を介してねじに回転打撃力が伝達される。以後、同様の動作が繰り返されて先端工具からねじに回転打撃力が間欠的に繰り返し伝達され、例えば、ねじが木材等の図示しない被締結材にねじ込まれる。以上がハンマ 40 によるアンビル 60 の通常打撃時の状態を示すものであるが、本実施例では、ハンマ 40 の打撃爪とアンビル 60 の羽根部がそれぞれ 3 本形成されたことにより、特徴的な打撃を行うようにした。その打撃は、モータ 4 の回転速度を所定の回転数 T_1 以上の高速領域として一つ飛ばしの打撃をするか、所定の回転数 T_2 以下 (但し $T_1 > T_2$) の低速領域として連続打撃をするか、のいずれかを用いることによってハンマ 40 によるアンビル 60 への打撃を制御するものである。尚、モータ 4 の回転数が T_2 より大きく T_1 未満の領域においては、一つ飛ばしの打撃ができない上に、連続打撃もオーバーシュートとなる恐れがあるので、この $T_2 \sim T_1$ の回転領域は、打撃動作時には使用しないようにすると良い。

【 0030 】

図 6 はハンマ 40、アンビル 60 の一つ飛ばし打撃時における打撃角を説明するための図である。本実施例のインパクト工具 1 においては、高トルクが必要とされる場合には、いわゆる “ 一つ飛ばし打撃 ” を行うようにした。アンビル 60 は、羽根部 63a ~ 63c の 3 本の被打撃爪を配し、ハンマ 40 は、打撃爪 46a ~ 46c の 3 本の打撃爪を配した構成になっている。矢印で示す回動角度 83、84 は、ハンマ 40 のアンビル 60 に対する相対回転角度を示している。回転側であるハンマ 40 の打撃爪 46a は、アンビル 60 の羽根部 63a の後方側を通過した後に、回動角度 83 だけ回転して羽根部 63c を打撃する。羽根部 63a は、ハンマ 40 の打撃爪 46a から離脱した後に、次の打撃爪 46b に接触することなく、次の次の打撃爪 46c に係合する。この時の回動角度は約 240 [deg] である。ハンマ 40 の角度 83 の相対回転が行われた後は、次に角度 84 の相対回転が行われる。ハンマ 40 の打撃爪 46a は、羽根部 63c の後方側を通過した後に、

10

20

30

40

50

回動角度 84 だけ回転して羽根部 63 b を打撃する。ハンマ 40 の角度 83 と角度 84 を含む回転部分（回動角度 83 又は 84 + アンビル 60 の回動角）は同一角度となることが望ましいが、ハンマ 40 とスピンドル 30 とは、回転方向にも僅かな相対回転が可能なので、ハンマ 40 とアンビル 60 は 220 ~ 260 [deg] の回動範囲において相違となっても良い。

【0031】

図 7 は図 6 に示す打撃角での打撃をする際のハンマ 40 とアンビル 60 の状況を示す図である。縦軸はハンマ 40 の前後方向の位置を示し、+ が前方側で、- が後方側の何 mm の位置にあるかを示す。0 が静止時又は低負荷状態で回転時のハンマ 40 の打撃爪 46 a の前方側の位置であり、この際の羽根部 63 a の前方側位置も 0 である。横軸はハンマ 40 のアンビル 60 に対する相対的な回転角度であり、360 度（[deg]）にて 1 周である。ここでは羽根部 63 a ~ 63 c は 120 度の間隔で配置される。トリガ 6 a を一杯に引いてスピンドル 30 が高速で回転中に、ハンマ 40 の打撃爪 46 a に所定の反力が加わり、離脱トルクを越えると、ハンマ 40 が後退する。ハンマ 40 の後退量が羽根部 63 a との最大係合量 A よりも大きくなると、打撃爪 46 a と羽根部 63 a との係合状態が解除され、打撃爪 46 a が羽根部 63 a の後方側をすり抜けて回転し、次の羽根部 63 b の後方側を通過して、その次の羽根部 63 c（羽根部 63 a から見て次の次の羽根部）を打撃する。図中、実線 71 で示すのが打撃爪 46 a の軸方向前方側且つ回転方向前方側の角部の移動軌跡であり、点線 72 で示すのが打撃爪 46 a の軸方向前方側且つ回転方向後方側の角部の移動軌跡である。このように、打撃を行う際に打撃爪 46 a が、次の羽根部 63 b でなくて次の次の羽根部 63 c を打撃するためには、スプリング 54 を圧縮して後方側に移動したハンマ 40 が軸方向前方側に戻る前に、羽根部 63 b が通過するように十分な高速でスピンドル 30 を回転させる。図 7 においては、打撃爪 46 a しか図示していないが、同様に打撃爪 46 b、46 c も一つ飛ばし打撃を行うため、2 つの打撃爪と 2 つの羽根部を有する従来のインパクト工具に比べて打撃間隔は長くなるものの、高い打撃トルクを実現することができる。しかも、この打撃方法を実現するに当たって、スプリング 54 のばね力を現行製品とほぼ同等程度にすれば良いので、スプリング 54 の強化に伴う離脱トルクの上昇を抑えることができ、連続回転から打撃状態に移行するまでのフィーリングの良い、使い勝手の良いインパクト工具を実現できた。スプリング 54 のバネ定数は、例えば 40 kgf/cm 以下とすると良い。

【0032】

図 8 は、ハンマ 40、アンビル 60 の連続打撃時における打撃角を説明するための図である。矢印で示す回動角度 85 ~ 87 は、ハンマ 40 のアンビル 60 に対する相対回転角度を示している。本実施例のインパクト工具 1 においては、高トルクが必要とされない場合、例えばトリガ 6 a の引き量が小さい場合や、モータ 4 の設定回転数が低い場合には、いわゆる“連続打撃”を行うようにした。回転側であるハンマ 40 の打撃爪 46 a は、アンビル 60 の羽根部 63 a の後方側を通過した後に、回動角度 85 だけ回転して羽根部 63 b を打撃する。その次に、打撃爪 46 a は、羽根部 63 b の後方側を通過した後に、回動角度 86 だけ回転して羽根部 63 c を打撃する。さらに、打撃爪 46 a は、羽根部 63 c の後方側を通過した後に、回動角度 87 だけ回転して羽根部 63 a を打撃する。一方、羽根部 63 a は打撃爪 46 a から離脱した後に、角度 85 を回転したハンマの次の打撃爪 46 c に係合する。この時のハンマ 40 のアンビル 60 に対する回動角度は略 120 [deg] である。角度 85 の打撃が行われた後は、次に角度 86 の打撃が行われ、その次に角度 87 の打撃が行われ、以下同様にして次の被打撃爪とハンマの打撃爪の打撃が行われる。ここで、角度 85 と角度 86 と角度 87 は同一角度となることが望ましいが、100 ~ 160 [deg] の回動範囲において、例えば、角度 85 を 110 [deg]、角度 86 を 130 [deg]、角度 87 を 120 [deg] というように、それぞれの回動角度を相違となるように設定しても良いので、略 120 [deg] というのは所定の幅を有するものであることに注意されたい。

【0033】

図9は図7に示す打撃角での打撃をする際のハンマ40とアンビル60の状況を示す図である。縦軸と横軸の関係は図7と同様である。スピンドル30が低速モードで回転中に、ハンマ40の打撃爪46aに所定の反力が加わり、離脱トルクを越えると、ハンマ40が後退して、その後退量が羽根部63aとの最大係合量Aよりも大きくなると、打撃爪46aと羽根部63aとの係合状況が解除され、打撃爪46aが羽根部63aの後方側をすり抜けて回転し、次の羽根部63bに係合する。図中、実線73で示すのが打撃爪46aの軸方向前方側且つ回転方向前方側の角部の移動軌跡であり、点線74で示すのが打撃爪46aの軸方向前方側且つ回転方向後方側の角部の移動軌跡である。このように、打撃を行う際に打撃爪46aが、次の羽根部63bに良好に係合するためには、スプリング54を圧縮して後方側に移動したハンマ40が軸方向前方側に戻ると同時に次の羽根部63b

10

【0034】

図10は本実施例のインパクト工具1における打撃エネルギーと離脱トルクの関係を示す図である。打撃エネルギーEは、ハンマ40がアンビル60を打撃する直前に、ハンマ40が有するエネルギーである。ここでは、トリガ6aの操作量(引き量)は最大、被締め付け材はラワン材(木材)で、その反発率は0.31という条件下で算出した。ここに図示している離脱トルク T_B [kg・cm]、及び打撃エネルギーE [N・m² × (rad/s)²]は次の式1、式2で算出した値である。

20

式1:

$$\text{離脱トルク } T_B \text{ [kg} \cdot \text{cm]} = \text{ばね定数 [kg/cm]} \times (\text{ばね押付け高さ [cm]} \times \tan(\text{カム角度 [deg]} \times \text{カム接点半径 [cm]}))$$

但し、ばね押付け高さ [cm] は、ばねの自由長 [cm] - 離脱時のばね高さ [cm] である(本実施例では1.1cm)。

30

カム角度 [deg] は、 θ_H [deg]、 θ_S [deg] である。

カム接点半径 [cm] は、スピンドル30の中心軸からスピンドルに形成されたカムR形状の中心点までの距離である(本実施例では0.7cm)。

なお、ここに示す離脱トルク T_B は静的な状態における離脱トルクを示しており、上記した部品の各寸法から容易に算出することが可能である。

式2:

$$\text{打撃エネルギー } E \text{ [N} \cdot \text{m}^2 \times (\text{rad/s})^2] = 0.5 \times \text{ハンマイナーシャ [N} \cdot \text{m}^2] \times (\text{ハンマ打撃直前速度 [rad/s]})^2$$

但し、ハンマ打撃直前速度 [rad/s]

$$= \text{スピンドル角速度 [rad/s]} + (\text{スピンドル角速度 [rad/s]} \times \text{反発率を考慮した係数})$$

40

$$\text{スピンドル角速度 [rad/s]} = 2 \times \text{スピンドル回転数 [rps]}$$

反発率を考慮した係数は、本実施例では1.9である。

尚、ここに示すスピンドル回転数は、ねじ締め作業時におけるスピンドル回転数を示しており、ねじ締め作業時におけるロータ4aの実用回転数を検証すれば、遊星歯車の減速比から容易に算出することが可能である。また、反発率を考慮した係数については木材の硬さにより変動することになる。後述する図10では上記数値を代入した場合における打撃エネルギーEを示している。

【0035】

図10にて図示した各プロット点は、本発明、従来における打撃諸元をそれぞれプロッ

50

トしたものであり、かつ、ハンマに配した打撃爪 4 6 a が、アンビルに配した羽根部 6 3 a から離脱した後に、次の羽根部 6 3 b に係合するまでの回動角度を 1 2 0 [d e g] とした場合における打撃エネルギー E と離脱トルク T_B 、及び、係数 K の範囲を、上限の係数 K_2 と下限の係数 K_1 として表示した。プロット群 9 1 は市販されている現行品の打撃エネルギー E と離脱トルク T_B の関係である。この従来技術において、打撃エネルギー E をさらに大きくするためには、スプリング 5 4 のバネ圧を大きくする必要があり、その場合は離脱トルク T_B も大きくなる。これは式 2 に示すように、打撃エネルギー向上のために最も影響度の高いスピンドル 3 0 の回転速度を高くしていくと、回動角度を 1 8 0 [d e g] 内で打撃タイミングを良好にする目的からバネ定数を高くする必要があるのである。しかしながら、仮にスプリング 5 4 のバネ圧を大きくすると、実線 K_1 の下側領域において離脱トルク T_B が大きくなり、実用的な上限値である $T_B = 20 \text{ kg} \cdot \text{cm}$ を越えてしまい、実用性を阻害してしまう。

10

【0036】

これに対して、アンビルに配した羽根部 6 3 a から離脱した後に、次の羽根部 6 3 b に係合するまでの前記回動角度を 2 2 0 ~ 2 6 0 [d e g] となるインパクト工具の打撃エネルギー E と離脱トルク T_B 、及び、係数 K_p の関係性を $E = K_p \times T_B$ [$K_1 < K_p$] とした場合は、プロット群 9 2 で示すように離脱トルクを 1 2 ~ 1 8 $\text{kg} \cdot \text{cm}$ を保ったまま打撃エネルギー E を大幅に向上させることができ、実線 K_1 の領域よりも上側領域の高い打撃エネルギー E を得ることが可能となった。これは、回動角度を 2 2 0 ~ 2 6 0 [d e g] と大きく設定したことにより、同等以下の離脱トルクで、スピンドル回転数を高くすることが可能となるためである。

20

【0037】

このように本実施例では 3 本の打撃爪、3 本の被打撃爪を有する打撃機構を用いて、打撃エネルギー E と離脱トルク T_B との関係が、 $E > 5.3 \times T_B$ の領域での打撃を行うようにした。しかしながら、同時に適切な離脱トルク T_B を設定することも重要である。例えば、離脱トルク T_B が小さすぎると、打撃を必要としないような締め付け作業や、ドリル作業においても打撃動作が開始されてしまう恐れがある。一方、離脱トルク T_B が大きすぎるとインパクト工具 1 から受ける反力によって作業者が片手で把持した状態で締め付け作業が行えないことになる。発明者らが検証した結果、2 5 $\text{kg} \cdot \text{cm}$ 以上の場合には片手での作業がほぼ不可能であった。また実用的には離脱トルク T_B が 2 0 $\text{kg} \cdot \text{cm}$ 程度が上限であるので、離脱トルク T_B を 1 0 ~ 2 0 $\text{kg} \cdot \text{cm}$ 程度、特に好ましくは 1 2 ~ 1 8 $\text{kg} \cdot \text{cm}$ 程度とすることが良い。

30

【0038】

一方、アンビル 6 0 に配した第 1 の羽根部 6 3 a から離脱した後に、第 2 の羽根部 6 3 b に係合するまでの回動角度を 1 0 0 ~ 1 6 0 [d e g] となる、いわゆる連続打撃を行うように制御を切り替えても良い。その場合の打撃エネルギー E との関係は図 1 0 には図示していないが、プロット群 9 1 とほぼ同等かそれ以下の打撃エネルギー E を得ることができるので、特に短いビスを木材に締め付けるのに適した締め付けが可能となる。

【0039】

図 1 1 は、本発明の実施例に係るインパクト工具 1 における最大係合量 A [mm] とカムリード角 [d e g] との関係を示した図である。発明者らの実験によると、カムリード角 (= $\theta_H = \theta_S$) に対して、

40

$$\text{式 3 : } A [\text{mm}] = -0.125 \times [\text{deg}] + 7.5$$

を用いて算出したアンビルとハンマの最大係合量 A を用いた打撃諸元とすることで離脱トルク T_B が高くても良好な打撃フィーリングのインパクト工具を実現できた。また、その際にスピンドル回転数を大幅に高くして一つ飛ばし打撃を行うことにより、打撃エネルギー E を従来よりも大幅に向上させることができた。さらに、打撃動作に移行した際にスピンドル回転数を大幅に低くして連続打撃を行うようにすれば、連続回転から打撃開始に至るまでの好フィーリング化を図ることができる。尚、式 3 においては、最大係合量 A の範囲を ± 0.7 の範囲で調整しても良い。この際のカムリード角 (= $\theta_H = \theta_S$) の範囲は

50

26 ~ 36 [deg] 程度が好ましい。

【実施例 2】

【0040】

次に図 12 ~ 図 22 を用いて本発明の第二の実施例について説明する。第一の実施例のハンマ 40 は 3 本の打撃爪を配した構成にて説明したが、第一の実施例のように “一つ飛ばし打撃” をおこなう方法は、180 [deg] 隔てた位置に打撃爪と羽根部を有する 2 本の羽根のアンビルと、2 本の打撃爪のハンマを用いる従来のインパクト工具の構造でも同様に適用できる。図 12 は本発明の第二の実施例に係るインパクト工具 101 の内部構造を示す縦断面図である。基本的な構造はハンマの爪とアンビルの羽根部の数が共に 2 本であることを除いて、図 1 で示したインパクト工具 1 と同様である。

10

【0041】

インパクト工具 101 はバッテリー 110 を電源とし、ブラシレス方式のモータ 104 を駆動源として回転打撃機構を駆動する。モータ 104 は、ロータ 104a とステータコア 104b を有するブラシレス DC モータであって、ステータコア 104b の後方に複数のスイッチング素子 115、回転位置検出素子 116 が所定間隔で複数搭載されたインバータ回路基板 105 が配設される。モータ 104 の前方側の回転軸 104c には冷却ファン 113 が設けられる。モータ 104 の出力は減速機構 120 を介してスピンドル 130 に伝達され、スピンドル 130 によって回転されるハンマ 140 とアンビル 160 にその動力が伝達される。これら回転打撃機構は金属製のハンマケース 103 の内部に収容され、この内部空間には十分な量のグリスが塗布される。アンビル 160 はメタル 119a によって回転可能なように軸支される。アンビル 160 の先端には、軸方向 D1 と垂直な断面形状が四角形の取付部 161a が形成される。取付部 161a の側面には穴部 161b が設けられる。取付部 161a には、六角ソケット（図示せず）等の先端工具を装着して、穴部 161b に図示しないピンを通して固定し、ボルト締め等の様々な作業を行うことができる。

20

【0042】

本体ハウジング 102 の胴体部 102a から下方に延在するハンドル部 102b の上部にはトリガ 106a を有するトリガスイッチ 106 と正逆切替レバー 107 が設けられる。ハンドル部 102b の下端部分には拡径部 102c が形成される。拡径部 102c の内部には、モータ 104 の回転制御を行うための制御回路基板 109 が収容される。制御回路基板は略水平に配置され、そこには図示しないマイコンが搭載される。

30

【0043】

図 13 は、図 12 のモータ 104 の回転軸 104c から取付部 161a に至るまでの動力伝達機構部分を抜粋した部分拡大図である。図 13 (1) が断面図であり、(2) が側面図である。従来のインパクト工具は、スピンドルの直径が小さいため、ハンマバック量を稼ぐにはカムリード角を大きくする必要があった。一方、2 本爪の工具において、本発明のように一つ飛ばし打撃をするには、3 つ爪仕様よりも回転角が大きくなること（ハンマの回転角が 360 度になる）から、ハンマバック量を大きくする必要があった。しかしながら、カムリード角を大きくするためにはスピンドルの軸方向の寸法を大きくする必要があり、工具の前後方向の寸法が大きくなる点や、単純にリード角を大きくした場合には、離脱トルクも大きくなることで、使い勝手が悪くなる。一方、ハンマが 1 回転できるようにハンマを付勢するスプリングを弱くすることも考えられるが、そうすると打撃力が低下してしまう。そこで、第二の実施例では、スピンドル径を従来に対して大きくする、つまり太径のスピンドルを用いることで、リード角を大きくせずにハンマのバック量を稼ぐように構成した。

40

【0044】

モータ 104 の回転駆動力は、回転軸 104c から遊星歯車を用いた減速機構 120 を介して回転打撃機構側に伝達される。減速機構 120 はモータ 104 の出力をスピンドル 130 に伝達するものであり、ここでは、遊星歯車を用いた減速機構が用いられる。減速機構 120 は、モータ 104 の回転軸 104c の先端に固定されるサンギヤ 121 と、サ

50

ンギヤ 1 2 1 の外周側に距離を隔てて取り囲むように設けたリングギヤ 1 2 3 と、サンギヤ 1 2 1 及びリングギヤ 1 2 3 の間に配置され、これら双方のギヤに噛み合わされる複数（ここでは 2 つ）のプラネタリーギヤ 1 2 2 a、1 2 2 b を含んで構成される。3 つのプラネタリーギヤ 1 2 2 a、1 2 2 b はシャフト 1 2 4 a、1 2 4 b の回りを自転しつつサンギヤ 1 2 1 の回りを公転する。リングギヤ 1 2 3 は本体ハウジング 1 0 2 側に固定され、回転しない。シャフト 1 2 4 a、1 2 4 b は、スピンドル 1 3 0 の後端部分に形成された遊星キャリア部（取付部 1 3 7、1 3 8）に固定され、プラネタリーギヤ 1 2 2 a、1 2 2 b の公転運動が遊星キャリア部の回転運動に変換され、スピンドル 1 3 0 が回転する。

【 0 0 4 5 】

円筒状のスピンドル 1 3 0 の外周側にはスピンドルカム溝 1 3 3、1 3 4 が形成され、後方側には減速機構 1 2 0 の遊星キャリア部が接続され、これらは金属の一体成形品にて製造される。スピンドル 1 3 0 のモータ 1 0 4 側の内部空間は、サンギヤ 1 2 1 の収容空間たる円柱孔 1 3 5 a とされ、アンビル 1 6 0 側の前方側の嵌合孔 1 3 1 a にはアンビル 1 6 0 の軸部 1 6 6 が収容される。

【 0 0 4 6 】

ハンマ 1 4 0 はスピンドル 1 3 0 の前方側（図中左側）から装着され、スピンドル 1 3 0 の軸部の外周面とハンマ 1 4 0 の内周面の後方側の一部が接するように配置される。スピンドルカム溝 1 3 3、1 3 4 は側面視で略 V 字状の窪み部分であり、スピンドルカム溝 1 3 3、1 3 4 と対向するハンマ 1 4 0 の内周面には、ハンマカム溝 1 4 4、1 4 5 が形成される。スピンドルカム溝 1 3 3、1 3 4 とハンマカム溝 1 4 4、1 4 5 によって形成される空間内に金属製のカムボール 1 5 1 a、1 5 1 b が配置される。このカム機構によってハンマ 1 4 0 はスピンドル 1 3 0 とほぼ連動するように回転するが、この空間内でカムボール 1 5 1 a、1 5 1 b が移動することによって、ハンマ 1 4 0 とスピンドル 1 3 0 の回転方向の相対位置が僅かに変動可能であり、軸方向後方には大きく移動可能とされる。ハンマ 1 4 0 は、後方側に配置されるスプリング 1 5 4 によって常に前方側に付勢される。

【 0 0 4 7 】

スピンドル 1 3 0 の静止時には、ハンマ 1 4 0 の前面 1 4 2 a とアンビル 1 6 0 の爪部の後端面とは軸方向に僅かに隙間を隔てた位置にある。一方、アンビル 1 6 0 の羽根部 1 6 3 a とハンマ 1 4 0 の打撃爪 1 4 6 a は、軸線 D 1 方向にみて重なるような位置関係となり、その軸方向に係合する長さは係合量 F となる。ここで、係合量 F とは、軸線 D 1 の方向に見てハンマ 1 4 0 の打撃爪 1 4 6 a、1 4 6 b（図 1 5 参照）と、アンビル 1 6 0 の羽根部 1 6 3 a、1 6 3 b の当接領域の軸方向長さであって、図 1 3 のように静止時又は打撃前の初期位置において係合量 F が最大となる。係合量 F は、ハンマ 1 4 0 の後方向への移動によって変化する。

【 0 0 4 8 】

スプリング 1 5 4 は圧縮スプリングであり、その前方側には複数のスチールボール 1 5 2 がワッシャ 1 5 3 に押さえられた状態で配置され、その後方側は内周側が軸方向に円筒状に延び外周側が円環状の座金 1 5 5 によってスピンドル 1 3 0 の取付部 1 3 7 にて保持される。座金 1 5 5 の円筒部分とスピンドル 1 3 0 の間には、円筒状の弾性体によるダンパ 1 5 6 が配置される。図 1 3（1）で示したアンビル 1 6 0、ハンマ 1 4 0、スピンドル 1 3 0 の回転体は、前方側の円筒面 1 6 1 c でメタル 1 1 9 a（図 1 2 参照）によってハンマケース 1 0 3 に軸支され、後方側端部の外周面で軸受 1 1 9 b によって軸受ホルダ 1 0 8（図 1 3 参照）に軸支される。リングギヤ 1 2 3 と軸受ホルダ 1 0 8 の外周側接合部には周方向に連続する環状の隙間部分が形成され、そこには O リング 1 2 9 が介在される。O リング 1 2 9 より前方側であってハンマケース 1 0 3（図 1 2 参照）の空間内は十分な量のグリス等が塗布される。

【 0 0 4 9 】

図 1 4（1）はアンビル 1 6 0 の正面図であり、（2）は（1）の G - G 部の断面図で

10

20

30

40

50

ある。前述した第一の実施例ではハンマ40の爪、及びアンビル60の羽根部の数を共に3本にして、モータ4の回転速度を所定の回転数以上の高速領域として一つ飛ばし打撃をするか、所定の回転数以下の低速領域として連続打撃をするか、の2つの動作モードを実現した。しかしながら、第二の実施例では、この一つ飛ばし打撃と連続打撃を、ハンマ140の爪、及びアンビル160の羽根部の数が共に2本のインパクト工具において実現するものである。スピンドル130の回転数が所定の速度領域以下の場合には従来例のインパクト工具と同じように連続打撃が行われる。しかしながら、所定の速度領域（中間速度領域）を飛ばして、さらに高速な高速速度領域にてモータ104を回転させることにより“一つ飛ばし打撃”による締め付け動作も可能とした。

【0050】

アンビル160は金属の一体成形にて製造され、図14(2)に示すように円筒形の出力軸部161の後方に、羽根部163a、163bを配した被打撃部162が形成される。軸方向に見てほぼ中央付近の外周面161cは円柱状に形成される。アンビル160には軸方向溝167bと径方向溝167aからなる油分供給孔167を形成して、開口167c側からメタル119aへのグリスの供給を行う。油分供給孔167は、径方向及び軸方向からドリルを用いて穿孔加工を行うことにより形成できる。被打撃部162の2つの羽根部163a、163bは、回転方向に見て180[deg]隔てて配置された被打撃爪であり、径方向外側に伸びるように配置される。羽根部163a、163bの回転方向の側面は、ハンマ140の打撃爪によって締め付け方向の回転時に打撃される被打撃面164a、164bと、その反対側に形成され緩め方向の回転時に打撃される被打撃面165a、165bが形成される。被打撃部162の軸方向後方側には、円柱状の軸部166が形成され、軸部166の外周面がスピンドル130の嵌合孔131a（図13参照）によって摺動可能な状態で軸支される。

【0051】

次に図15を用いてハンマ140の形状を説明する。図15(1)はハンマ140の正面図であり、(2)は(1)のH-H部の断面図である。ハンマ140は図15(2)に示すように、内径の異なる2つの筒状部分141、143の前方側を径方向に接続部142でつなげた形状とされる。ここではハンマ140は金属製であり、基本的に更なる高性能化を目指した仕様である。ハンマサイズは、ハンマケース103に収容できるならばそのサイズはできるだけ大きくするのが好ましく、その直径（外径）d3は44mm以上になるように構成すると良い。また、スピンドル130の軸径と比較したらハンマ140の外径は4倍未満程度とすると好ましい。接続部142によって形成される前面142aの外周側の対向する2カ所には、軸方向の前方側（アンビル160側）に突出する2つの打撃爪146a、146bが形成される。打撃爪146a、146bは、回転方向に見てその中心位置が回転角で180度ずつ隔てるように均等に配置される。打撃爪146a、146bの回転方向の2つの側面は、アンビル160の2つの羽根部163a、163bと衝突時に良好に面接触するように回転方向に所定の角度が付けられる。ハンマ140の筒状部分141の内周側であって、スピンドル130の外面（円筒面）と対向する貫通孔141aの内壁部分にはハンマカム溝144、145が形成される。ここでは、貫通孔141aの直径が図4で示したハンマ40の貫通孔41aに比べて大きく形成されているのが理解できるであろう。そのため、カムボール151a、151bの移動するハンマカム溝144、145の長さを十分確保することができる。ハンマカム溝144、145は、ハンマ140の内周面を平面に展開した際に略台形状の輪郭を有する窪みであって、スピンドルカム溝133、134と共にカムボール151a、151bの動きを制限する空間を形成する。また、ハンマカム溝144、145の一部には組立時にカムボール151a、151bを挿入するための溝144a、145aが形成される。本実施例では、ハンマの回転角度が180度または360度の2つに規定されていることから、ハンマ140のカムリード角 θ_1 が所定の値となるように、例えば $\theta_1 = 16 \sim 30$ [deg]の範囲内になるように設定される。この値は従来例のインパクト工具に比べると十分低く、カムリード角を寝かせた構造である。また、モータの最高回転数は18,000~27,000

10

20

30

40

50

r p m程度とすると良い。この場合、スピンドル130の回転数は2, 100~3, 150 r p mである。

【0052】

次に図16を用いてスピンドル130の形状を説明する。図16(1)はスピンドル130の正面図であり、(2)は側面図であり、(3)は(1)のI-I部の断面図である。スピンドル130は略円筒状の金属製であり、アンビル160と減速機構120との間に配置され、スピンドル130の長手方向の後方側端部139は軸受119b(図13参照)により軸支される。スピンドル130の軸部131の直径d1は16mm以上が好ましく、ここでは18mmとして図5で示したスピンドル30の径に比べて十分太く形成される。スピンドル130を太く形成したため、円筒状として内部空間が前端側の嵌合孔131aと後端側の円柱孔135aが連通するような中空形状としても強度を十分確保できる。中空構造は、内部空間にグリスを充填でき、アンビル側へのグリスの供給をおこなうことができるので、潤滑性の点で有利である。スピンドル130の外周面には2組のスピンドルカム溝133、134が形成される。ここでスピンドルカム溝133、134の形状は、側面視(軸線D1と直交する方向から見た際)で略V字状とされ、スピンドルカム溝133、134のそれぞれのカムリード角 s_1 を所定の角度としている。第二の実施例では、ハンマ140のカムリード角 h_1 とスピンドルのカムリード角 s_1 は同一角度とし、例えば16~30[deg]の範囲内になるように設定し、カムリード角 h_1 を比較的小さくした。しかしながら、カムリード角 h_1 を小さくしてもスピンドル130の直径d1が大きく周長が長いため、カムボール151a、151bの移動可能距離を長くすることができ、ハンマ140の後退量(ハンマバック量)を十分確保することができる。

10

20

【0053】

スピンドル130の軸部131の後方側には、減速機構120の遊星キャリア部135が形成される。遊星キャリア部135には円盤状の取付部137、138が形成される。取付部137は、前方側の大径部137cと後方側の小径部137dが連結されたような形状とされる。取付部137は軸線D1と直交方向に延在し、回転方向には均等間隔で2つの嵌合穴137a、137bが形成される。取付部137の後方側には、取付部137と平行かつ所定の間隔を隔てて取付部138が設けられる。取付部138にも回転方向には均等間隔で2つの嵌合穴138a、138bが形成され、嵌合穴137a、137bと共に、プラネタリーギヤ122a、122bを軸支するためのシャフト124a、124b(ともに図13参照)が固定される。シャフト124a、124bの穴径(直径)は、第一の実施例とほぼ同様にすれば良いが、第二の実施例の場合はその嵌合穴137a、137b、138a、138bを形成する位置が問題となる。通常、後方側から軸方向に平行に向けて移動するドリルを用いて、嵌合穴137a、137b、138a、138bを形成する。その際、取付部137の前方側に突出するドリルの先端がスピンドル軸部131を加工しないように、嵌合穴137a、137bの最内周点に接する円の直径Sが、スピンドル軸部131の直径d1よりも大きくなるように構成する必要があった。図5(1)に示す構造もそのような位置関係(図2参照)となっている。これに対して本実施例では、嵌合穴137a、137bの最内周点に接する円の直径Sの内径が、スピンドル軸部131の直径d1よりも小さくなるように構成した。言い換えると、スピンドル130(軸部131)の直径d1を嵌合穴137a、137bの最内周円の直径Sよりも大きくした。すなわち、径方向において、スピンドル130と嵌合穴137a、137bとがオーバーラップするように構成した。このような位置関係を可能とするために、取付部137の前方側に外径が小さくなるように切削加工した溝部136aを形成し、ドリルによる穿孔作業の際にドリルの先端がスピンドル軸部131側外周面に当たらないようにした。この結果、嵌合穴137a、137bの最内周点に接する円の直径Sを従来と同等にでき、必要以上に大きくしなくて済むので、太径のスピンドル軸部131であっても遊星キャリア部135の直径d2の大形化を抑制することができた。また、溝部136aは、円環状のゴム等のダンパ156を配置する空間として利用できるので好都合である。取付部37

30

40

50

の前方側には軸方向に肉厚を増した段付き部 136 が形成され、段付き部 136 にてダンパ 156 の後側面を保持する。

【0054】

スピンドル 130 とハンマ 140 とはカム機構によって連結され、スピンドル 130 が回転駆動されると、その回転はカム機構を介してハンマ 140 に伝達される。ハンマ 140 は回転開始後に 1 / 2 回転もしないうちにハンマ 140 の打撃爪 146 a、146 b がアンビル 160 の羽根部 163 a、163 b に当接してアンビル 160 を回転させる。その際、アンビル 160 からの係合反力によってスピンドル 130 とハンマ 140 との間に相対回転が生ずると、ハンマ 140 はカム機構のスピンドルカム溝 133、134 に沿ってスプリング 154 を圧縮しながらモータ 104 側へと後退を始める。そして、ハンマ 140 の後退動によってハンマ 140 の打撃爪 146 a、146 b がアンビル 160 の羽根部 163 a、163 b を乗り越えて両者の係合状態が解除されると、ハンマ 140 は、スピンドル 130 の回転力に加え、スプリング 154 に蓄積されていた弾性エネルギーとカム機構の作用によって回転方向に回転しながら前方に急速に加速される。

10

【0055】

ハンマ 140 がスプリング 154 の付勢力によって前方へ移動すると、ハンマ 140 の打撃爪 146 a、146 b が、回転後の次のアンビル 160 の羽根部 163 b、163 a に再び係合することにより強い打撃が行われ、ハンマ 140 とアンビル 160 は一体に回転し始める。この打撃により強力な回転力がアンビル 160 に加えられるため、アンビル 160 の取付部 161 a に装着される図示しないソケット等を介してボルト等の締結部材に回転打撃力が伝達される。以後、同様の動作が繰り返されて先端工具から締結部材に回転打撃力が間欠的に繰り返し伝達される。以上がハンマ 140 によるアンビル 160 の通常打撃時の状態を示すものであるが、第二の実施例でも第一の実施例同様に、モータ 104 の回転速度を第一の回転数 T_3 以上の高速領域として一つ飛ばし打撃を行うようにした。また、モータ 104 を第二の回転数 T_4 以下の低速領域にて駆動することにより、連続打撃を行うことができる。ここで、回転数 $T_4 < 回転数 T_3$ の関係であり、高速領域及び低速領域のいずれにおいてもプレヒット、或いは、オーバーシュートをしないように、スピンドル 130 の適切な回転数を設定すれば良い。

20

【0056】

図 17 はハンマ 140、アンビル 160 の一つ飛ばし打撃時における打撃角を説明するための図である。ハンマ 140 の打撃爪 146 a は、アンビル 160 の羽根部 163 a の後方側を通過した後に、回動角度 181 のように回転してアンビル 160 の羽根部 163 a を打撃する。その次も同様にして、打撃爪 146 a は羽根部 163 a の後方側を通過した後に、回動角度 182 だけ回転してアンビル 160 の羽根部 163 a を打撃する。一方、ハンマ 140 の打撃爪 146 b は、アンビル 160 の羽根部 163 b から離脱した後に、羽根部 163 a に接触することなく、羽根部 163 b に再び係合する。この時の回動角度は約 360 [deg] である。ハンマ 140 の角度 181 の相対回転が行われた後は、次に角度 182 の相対回転が行われる。角度 181 と角度 182 は同一角度となることが望ましい。

30

【0057】

図 18 は図 17 に示す打撃角での打撃をする際のハンマ 140 とアンビル 160 の状況を示す図である。縦軸はハンマ 140 の前後方向の位置を示し、+ が前方側で、- が後方側の何 mm の位置にあるかを示す。0 が静止時又は低負荷状態で回転時のハンマ 140 の打撃爪 46 a の前方側の位置であり、この際の羽根部 163 a の前方側位置も 0 である。横軸はハンマ 140 のアンビル 160 に対する相対的な回転角度であり、360 度 ([deg]) にて 1 周である。トリガ 106 a を一杯に引いてスピンドル 130 が高速で回転中に、ハンマ 140 の打撃爪 146 a に所定の反力が加わり、離脱トルクを越えると、ハンマ 140 が軸方向後方に移動する。ハンマ 140 のスピンドル 130 に対する後退量 (ハンマバック量) は、カム軸長 $\times 2$ によって決定される。ハンマ 140 の後退量が羽根部 163 a との最大係合量 F (図 13 参照) よりも大きくなると、打撃爪 146 a と羽根部

40

50

163aとの係合状態が解除され、打撃爪146aが羽根部163aの後方側をすり抜けて回転し、次の羽根部163bの後方側を通過して、その次の羽根部、即ち元の羽根部163aを打撃する。図中、実線171で示すのが打撃爪146aの軸方向前方側且つ回転方向前方側の角部の移動軌跡であり、点線172で示すのが打撃爪146aの軸方向前方側且つ回転方向後方側の角部の移動軌跡である。このように、打撃を行う際に打撃爪146aが、次の羽根部163bでなくて次の次の羽根部163aを打撃するためには、スプリング154を圧縮して後方側に移動したハンマ140が軸方向前方側に戻る前に、打撃爪146aが羽根部163bに接触すること無く後方側を通過するように十分な高速でスピンドル130を回転させる。回転角200度の地点において、打撃爪146aの軸方向前方位置がアンビル160の羽根部163aより3mm以上も離れた部分を通過する。尚、図18においては、打撃爪146aしか図示していないが、同様に打撃爪146bも一つ飛ばし打撃を行うため、高い打撃トルクを実現することができる。

10

【0058】

第二の実施例によれば、スピンドル130の軸方向の寸法を大きくせずにハンマ140のバック量を大きくできるため、モータ104の回転数を適切に設定することで一つ飛ばし打撃を行うことができる。更に、ハンマ140の外径は従来相当の寸法を維持して内径（スピンドル130の直径）を大きくすることで、ハンマ140のイナーシャが小さくなり、一つ飛ばし打撃の際にハンマを回転し易くなった。また、一つ飛ばし打撃を行う制御により、モータの最高回転数を従来に比べて大幅に上げることができる。この際の打撃力は、第一の実施例の（式2）で示したように、（ハンマイナーシャ）×（スピンドル角速度）²であるから、たとえハンマ140のイナーシャを一割小さくしたとしても回転速度を三割上昇させれば、打撃力は従来相当又はそれ以上とすることができる。ここで、（式1）において現行製品を打撃エネルギー $E=1/2 \times 1.0 \times 1.0^2=0.50$ と仮定して、ハンマイナーシャを現行製品より小さくしスピンドル角速度を現行製品より大きくして比較した場合、角速度アップと打撃エネルギー E との関係は次のようになる。

20

例1： $E=1/2 \times 0.9 \times 1.3^2=0.76$ [1.52倍向上]

例2： $E=1/2 \times 0.8 \times 1.3^2=0.68$ [1.36倍向上]

例3： $E=1/2 \times 0.8 \times 1.5^2=0.90$ [1.8倍向上]

このように、一つ飛ばし打撃を行う場合、回転数を大幅に向上させる関係で、ハンマイナーシャを小さくしても打撃力を大幅に向上させることができる利点がある。尚、回転数が速く、かつハンマイナーシャも大きい仕様とすると、ハンマバック量も大幅に大きくなる問題がある。また、前述した問題をハンマスプリングのパネ定数アップで対策した場合は、離脱トルクが大きくなり、使い勝手が悪くなってしまう。そこで本実施例では、最適なハンマイナーシャとモータの回転速度を選択することで、工具の寸法を大形化することなく、打撃力を従来以上にできた。また、この際の離脱トルクも小さくすることができることから、2つ爪の仕様で一つ飛ばし打撃を実現でき、高性能と使い易さの両立を図った打撃式の電動工具を提供することができた。

30

【0059】

図19は、ハンマ140、アンビル160の連続打撃時における打撃角を説明するための図である。回転側であるハンマ140の打撃爪146aは、アンビル160の羽根部163aの後方側を通過した後に、回動角度185だけ回転してアンビル160の羽根部163bを打撃する。その次に、ハンマ140の打撃爪146aは、アンビル160の羽根部163bの後方側を通過した後に、回動角度186だけ回転してアンビル160の羽根部163aを打撃する。この時の回動角度は略180[deg]である。以下同様にして次の被打撃爪とハンマの打撃爪の打撃が行われる。ここで、角度185と角度186は同一角度となることが望ましいが、略180[deg]というのは所定の幅を有するものである。

40

【0060】

図20は図19に示す打撃角での打撃をする際のハンマ140とアンビル160の状況を示す図である。縦軸と横軸の関係は図18と同様である。スピンドル130が低速モー

50

ドで回転中に、ハンマ140の打撃爪146aに所定の反力が加わり、離脱トルクを越えるとハンマ140が後退する。ハンマ140の後退量が羽根部163aとの最大係合量Fよりも大きくなると、打撃爪146aと羽根部163aとの係合状況が解除され、打撃爪146aが羽根部163aの後方側をすり抜けて回転し、次の羽根部163bに係合する。図中、実線173で示すのが打撃爪146aの軸方向前方側且つ回転方向前方側の角部の移動軌跡であり、点線174で示すのが打撃爪146aの軸方向前方側且つ回転方向後方側の角部の移動軌跡である。このように、打撃を行う際に打撃爪146aが、次の羽根部163bに良好に係合するためには、スプリング154を圧縮して後方側に移動したハンマ140が軸方向前方側に戻ると同時に次の羽根部163bがくるように、低速でスピンドル130を回転させるようにモータ104の回転制御を行う。図20において打撃爪146aしか図示していないが、同様に打撃爪146bも連続打撃を行う。

10

【0061】

図21は本実施例のインパクト工具101における打撃エネルギーEと離脱トルク T_B の関係を示す図である。打撃エネルギーEは、ハンマ140がアンビル160を打撃する直前に、ハンマ140が有するエネルギーである。ここでは、トリガ106aの操作量(引き量)は最大、被締め付け材はラワン材(木材)で、その反発率は0.31という条件下で算出した。ここに図示している離脱トルク T_B [kg・cm]、及び打撃エネルギーE [N・m $2 \times (\text{rad}/\text{s})^2$]は実施例1で示した式1、式2で算出した値と同じである。図21にて図示した各プロット点は、本発明、従来における打撃諸元をそれぞれプロットしたものであり、かつ、ハンマに配した打撃爪146aが、アンビルに配した羽根部163aから離脱した後に、次の羽根部163bに係合するまでの回動角度を180 [deg]とした場合における打撃エネルギーEと離脱トルク T_B 、及び、係数Kの範囲を、上限の係数 K_3 と下限の係数 K_4 として表示した。プロット群191は市販されている現行品の打撃エネルギーEと離脱トルク T_B の関係である。前述したように、従来技術において打撃エネルギーEをさらに大きくするためには、スプリング154のバネ圧を大きくする必要があり、その場合は離脱トルク T_B も大きくなり実用性を阻害してしまう。

20

【0062】

これに対して、アンビルに配した羽根部163aから離脱した後に、次の羽根部163bに係合するまでの前記回動角度を360 [deg]となるインパクト工具の打撃エネルギーEと離脱トルク T_B 、及び、係数 K_p の関係性を $E = K_p \times T_B$ [$K_1 < K_p$]とした場合では、プロット群192で示すように離脱トルクを7~15 kg・cmを保ったまま打撃エネルギーEを大幅に向上させることができ、実線 K_3 の領域よりも上側領域の高い打撃エネルギーEを得ることが可能となった。

30

【0063】

このように本実施例では2本の打撃爪、2本のアンビルを有する従来と同様の打撃機構を用いて、打撃エネルギーEと離脱トルク T_B との関係が、 $15.0 > E > 9.3 \times T_B$ の領域での打撃を行うようにした。一方、一つ飛ばし打撃だけで無く、連続打撃も行えるようにした。連続打撃の場合の打撃エネルギーEは、例えば一つ飛ばし打撃のときが矢印192aで、連続打撃のときが矢印191a(又はそれよりも下側)のような関係となるので、特に短いビスを木材に締め付ける等の低い打撃トルクで十分な場合は、連続打撃をおこなうことで適切な打撃トルクによる締め付け作業を行うことができる。

40

【0064】

図22は、本発明の実施例に係るインパクト工具101における最大係合量F [mm]とカムリード角 α_1 [deg]との関係を示した図である。発明者らの実験によると、カムリード角 α_1 ($= \theta_{H1} = \theta_{S1}$)に対して、

$$\text{式4: } F [\text{mm}] = -0.125 \times \alpha_1 [\text{deg}] + 6.5$$

を用いて算出したアンビルとハンマの最大係合量Aを用いた打撃諸元とすることで離脱トルク T_B が高くて良好な打撃フィーリングのインパクト工具を実現できた。また、その際にスピンドル回転数を大幅に高くして一つ飛ばし打撃を行うことにより、打撃エネルギーEを従来よりも大幅に向上させることができた。さらに、打撃動作に移行した際にスピ

50

ドル回転数を大幅に低くして連続打撃を行うようにすれば、連続回転から打撃開始に至るまでの好フィーリング化を図ることができる。尚、式4においては、最大係合量Fの範囲を±0.7の範囲で調整しても良い。この際のカムリード角 θ_1 ($= \theta_{H1} = \theta_{S1}$) の範囲は16~30 [deg]程度が好ましい。

【0065】

以上、本発明を2つの実施例に基づいて説明したが、本発明は上述の実施例に限定されるものではなく、その趣旨を逸脱しない範囲内で種々の変更が可能である。例えば、上述のハンマ及びアンビルは、2本又は3本の同数の打撃爪と被打撃爪を配した構成にて説明したが、ハンマの打撃爪の本数と、アンビルの被打撃爪の本数をその他の本数としても良いし、打撃爪と被打撃爪の本数が異なるインパクト工具においても同様に適用できる。

10

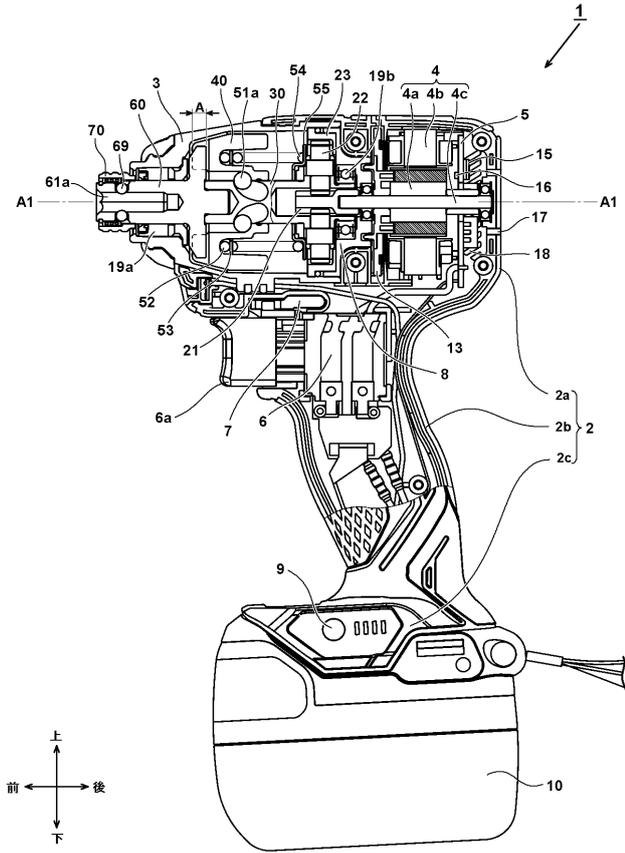
【符号の説明】

【0066】

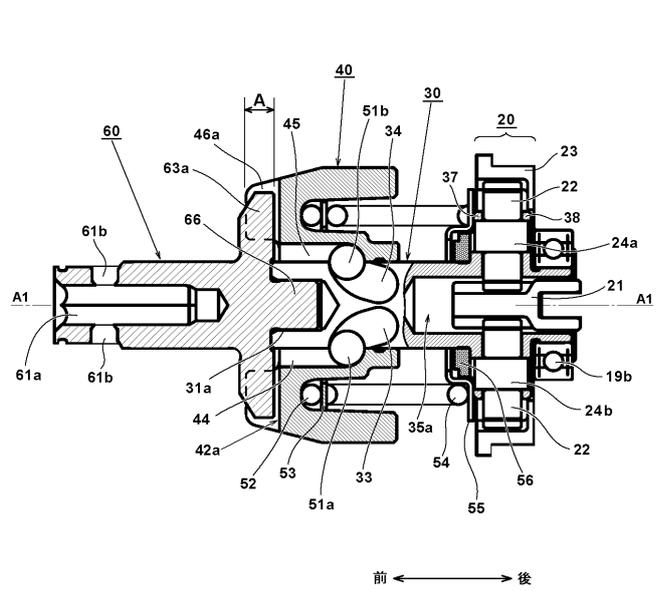
- | | | | | | |
|---------------|-----------|-------------|----------------|--|----|
| 1 | インパクト工具 | 2 | 本体ハウジング | | |
| 2 a | 胴体部 | 2 b | ハンドル部 | | |
| 2 c | 拡径部 | 3 | ハンマケース | | |
| 4 | モータ | 4 a | ロータ | | |
| 4 b | ステータコア | 4 c | 回転軸 | | |
| 5 | インバータ回路基板 | 6 | トリガスイッチ | | |
| 6 a | トリガ | 7 | 正逆切替レバー | | |
| 8 | 軸受ホルダ | 9 | (動作モードの)切替スイッチ | | 20 |
| 10 | バッテリー | 13 | 冷却ファン | | |
| 15 | スイッチング素子 | 16 | 回転位置検出素子 | | |
| 17、18 | 吸気口 | 19 a | メタル | | |
| 19 b | 軸受 | 20 | 減速機構 | | |
| 21 | サンギヤ | 22 | プラネタリーギヤ | | |
| 23 | リングギヤ | 24 a ~ 24 c | シャフト | | |
| 30 | スピンドル | 31 | スピンドル軸部 | | |
| 31 a | 嵌合孔 | 33、34 | スピンドルカム溝 | | |
| 35 | 遊星キャリア部 | 35 a | 円柱孔 | | |
| 36 | 段付き部 | 37 | 取付部 | | 30 |
| 37 a ~ 37 c | 嵌合穴 | 38 | 取付部 | | |
| 39 | 後方側端部 | 40 | ハンマ | | |
| 41 | 筒状部分 | 41 a | 貫通孔 | | |
| 42 | 接続部 | 42 a | 前面 | | |
| 44、45 | ハンマカム溝 | 44 a、45 a | (カムボール挿入用の)溝 | | |
| 46 a ~ 46 c | 打撃爪 | 51 a、51 b | カムボール | | |
| 52 | スチールボール | 53 | ワッシャ | | |
| 54 | スプリング | 55 | ワッシャ | | |
| 56 | ダンパ | 60 | アンビル | | |
| 61 | 出力軸部 | 61 a | 装着孔 | | 40 |
| 61 b | 貫通穴 | 62 | 被打撃部 | | |
| 63 a ~ 63 c | 羽根部 | 64 a ~ 64 c | 被打撃面 | | |
| 65 a ~ 65 c | 被打撃部 | 66 | 軸部 | | |
| 69 | 金属球 | 70 | ビット保持部 | | |
| 83、84、85 ~ 87 | 回動角度 | | | | |
| 101 | インパクト工具 | 102 | 本体ハウジング | | |
| 102 a | 胴体部 | 102 b | ハンドル部 | | |
| 102 c | 拡径部 | 103 | ハンマケース | | |
| 104 | モータ | 104 a | ロータ | | |
| 104 b | ステータコア | 104 c | 回転軸 | | 50 |

1 0 5	インバータ回路基板	1 0 6	トリガスイッチ	
1 0 6 a	トリガ	1 0 7	正逆切替レバー	
1 0 8	軸受ホルダ	1 0 9	制御回路基板	
1 1 0	バッテリー	1 1 3	冷却ファン	
1 1 5	スイッチング素子	1 1 6	回転位置検出素子	
1 1 9 a	メタル	1 1 9 b	軸受	
1 2 0	減速機構	1 2 1	サンギヤ	
1 2 2 a、1 2 2 b	プラネタリーギヤ	1 2 3	リングギヤ	
1 2 4 a、1 2 4 b	シャフト	1 2 9	オリング	
1 3 0	スピンドル	1 3 1	軸部	10
1 3 1 a	嵌合孔	1 3 3	スピンドルカム溝	
1 3 5	遊星キャリア部	1 3 5 a	円柱孔	
1 3 6	段付き部	1 3 6 a	溝部	
1 3 7	取付部	1 3 7 a	嵌合穴	
1 3 7 c	大径部	1 3 7 d	小径部	
1 3 8	取付部	1 3 8 a	嵌合穴	
1 3 9	後方側端部	1 4 0	ハンマ	
1 4 1	筒状部分	1 4 1 a	貫通孔	
1 4 2	接続部	1 4 2 a	前面	
1 4 4	ハンマカム溝	1 4 4 a、1 4 5 a	溝	20
1 4 6 a、1 4 6 b	打撃爪	1 5 1 a、1 5 1 b	カムボール	
1 5 2	スチールボール	1 5 3	ワッシャ	
1 5 4	スプリング	1 5 5	座金	
1 5 6	ダンパ	1 6 0	アンビル	
1 6 1	出力軸部	1 6 1 a	取付部	
1 6 1 b	穴部	1 6 1 c	円筒面	
1 6 1 c	外周面	1 6 2	被打撃部	
1 6 3 a、1 6 3 b	羽根部	1 6 4 a、1 6 5 a	被打撃面	
1 6 6	軸部	1 6 7	油分供給孔	
1 6 7 a	径方向溝	1 6 7 b	軸方向溝	30
1 6 7 c	開口	1 8 1、1 8 2	回動角度	
1 8 5、1 8 6	回動角度			

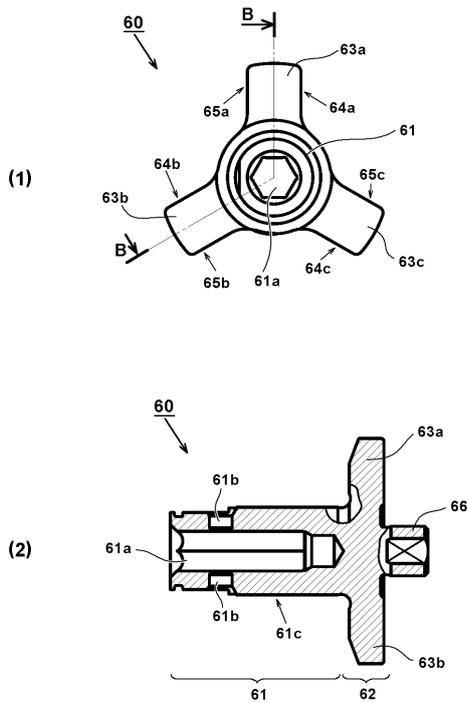
【 図 1 】



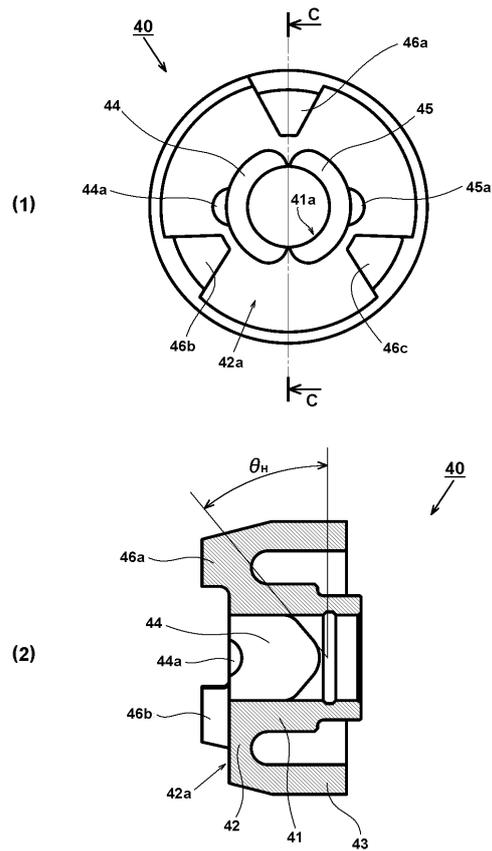
【 図 2 】



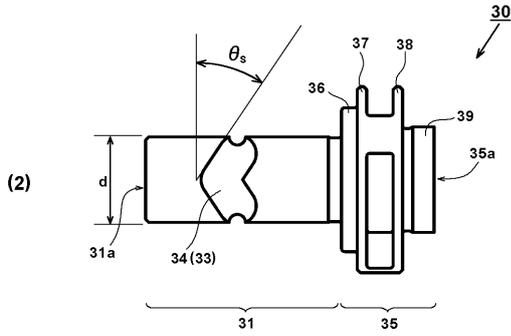
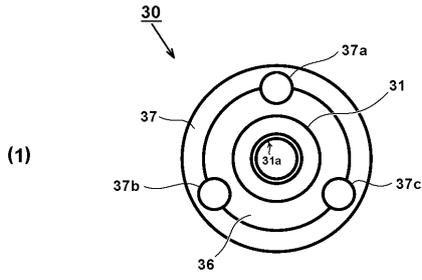
【 図 3 】



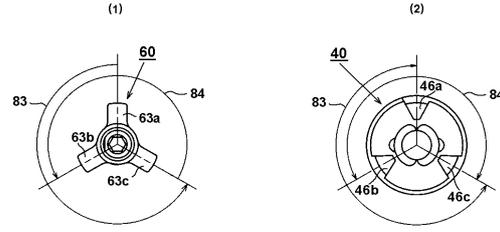
【 図 4 】



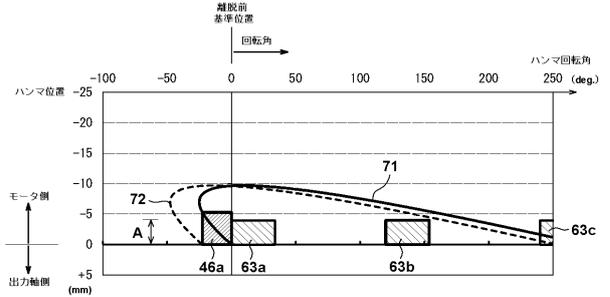
【図5】



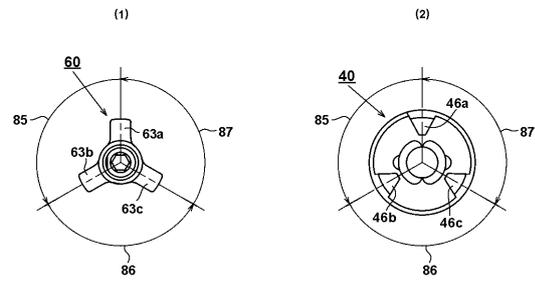
【図6】



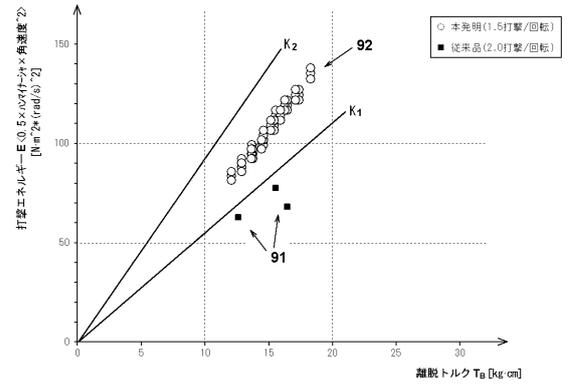
【図7】



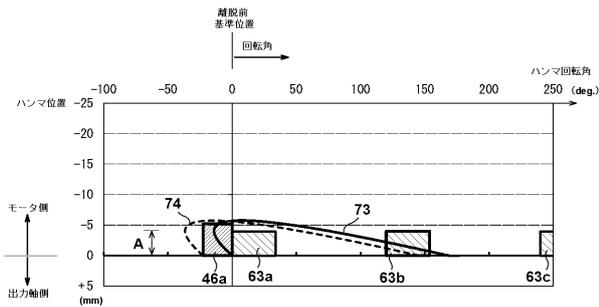
【図8】



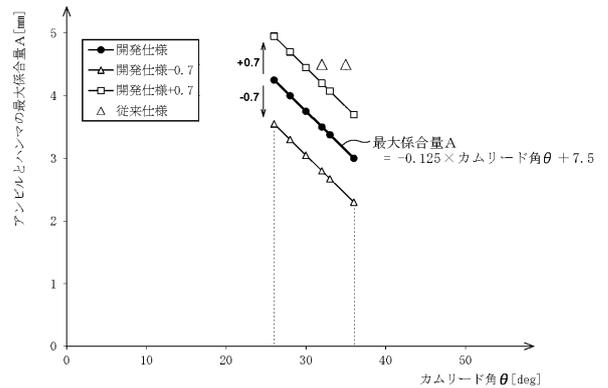
【図10】



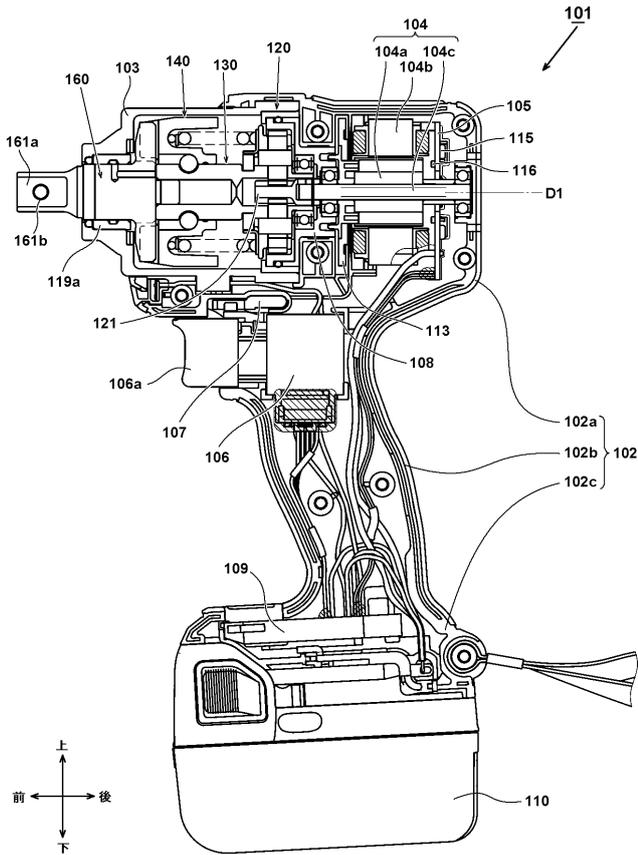
【図9】



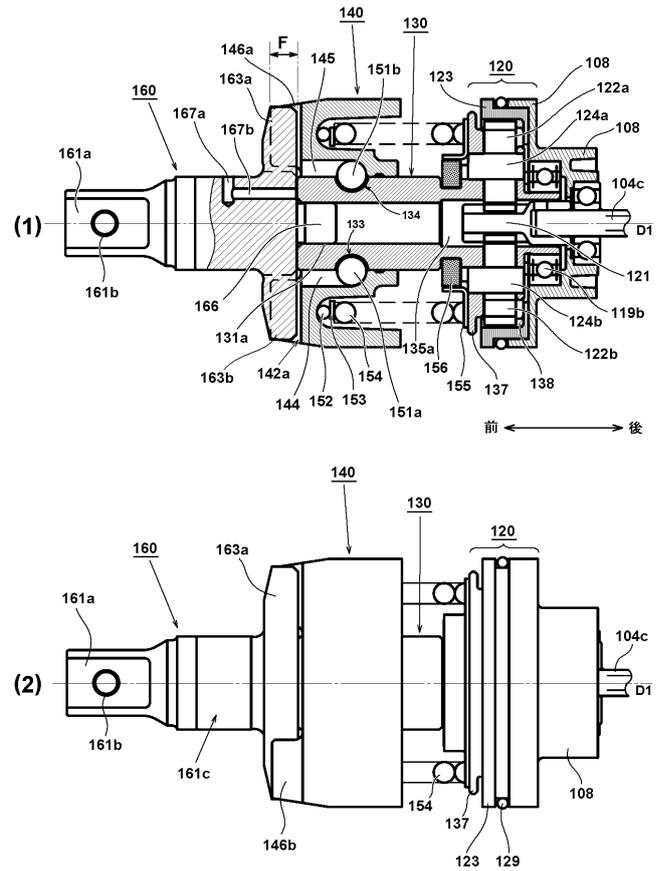
【図11】



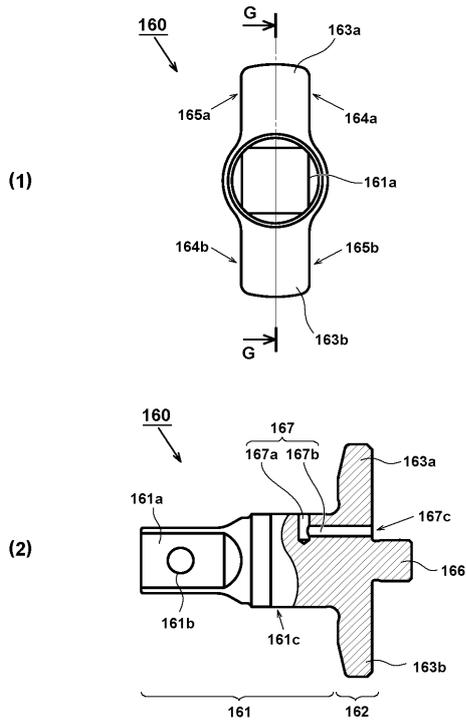
【図 12】



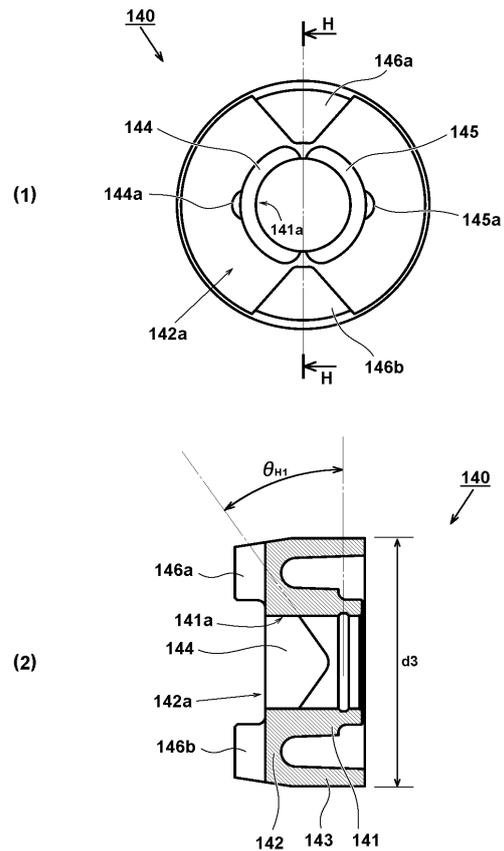
【図 13】



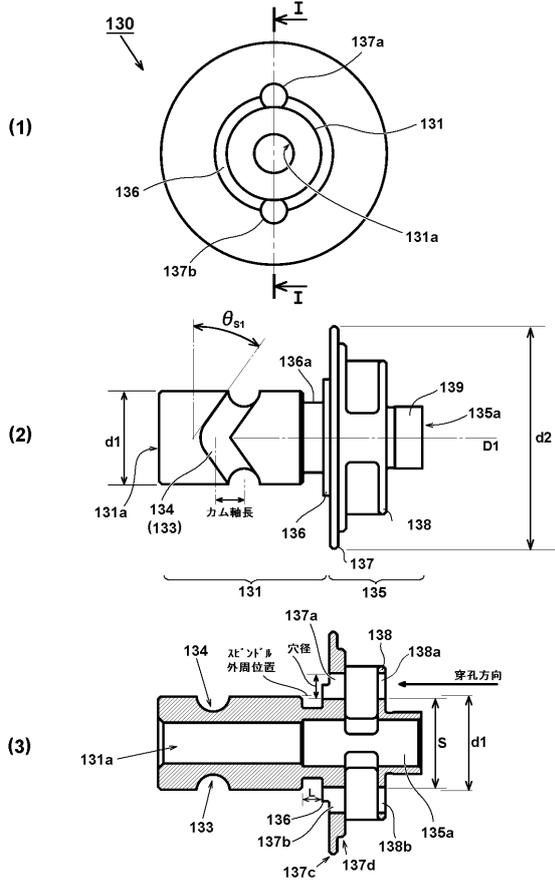
【図 14】



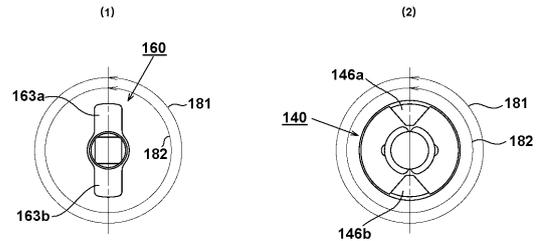
【図 15】



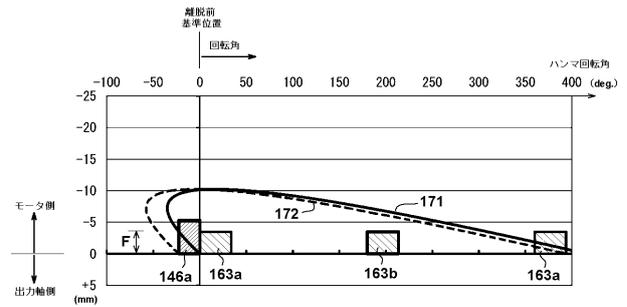
【図16】



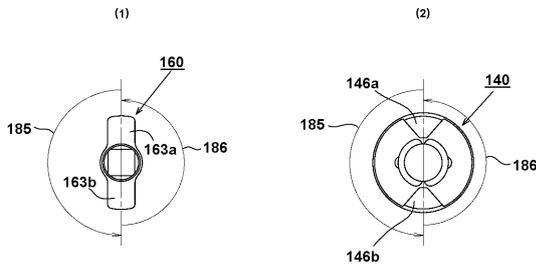
【図17】



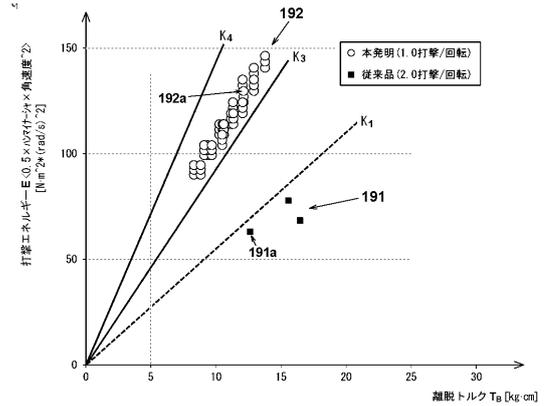
【図18】



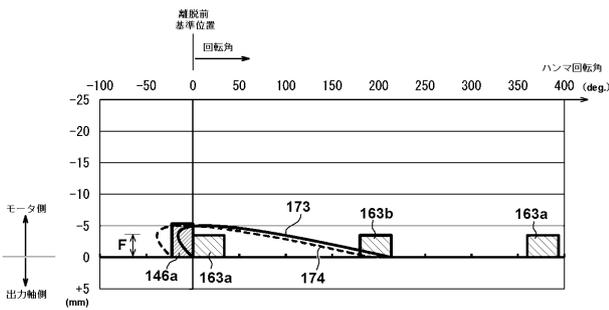
【図19】



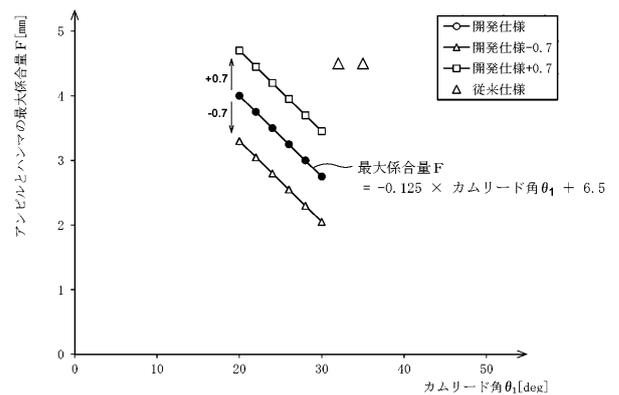
【図21】



【図20】



【図22】



フロントページの続き

- (72)発明者 竹内 翔太
茨城県ひたちなか市武田1060番地 日立工機株式会社内
- (72)発明者 益子 弘識
茨城県ひたちなか市武田1060番地 日立工機株式会社内
- (72)発明者 野口 裕太
茨城県ひたちなか市武田1060番地 日立工機株式会社内
- (72)発明者 松下 央
茨城県ひたちなか市武田1060番地 日立工機株式会社内