

(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2017-71052

(P2017-71052A)

(43) 公開日 平成29年4月13日(2017.4.13)

(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	F
B 2 5 B 21/00 (2006.01)	B 2 5 B 21/02	B
	B 2 5 B 21/00	5 2 0 A

審査請求 有 請求項の数 6 O L 外国語出願 (全 35 頁)

(21) 出願番号	特願2016-217493 (P2016-217493)	(71) 出願人	507284031 エタプリスマン・ジョルジュ・ルノー
(22) 出願日	平成28年11月7日 (2016.11.7)		フランス国, 44800 サン-テルブラン, リュ・ボビー・サン 38, ザック・ドゥ・ラ・ロリー
(62) 分割の表示	特願2014-505658 (P2014-505658) の分割	(74) 代理人	100099623 弁理士 奥山 尚一
原出願日	平成24年4月20日 (2012.4.20)	(74) 代理人	100096769 弁理士 有原 幸一
(31) 優先権主張番号	1153461	(74) 代理人	100107319 弁理士 松島 鉄男
(32) 優先日	平成23年4月21日 (2011.4.21)	(74) 代理人	100114591 弁理士 河村 英文
(33) 優先権主張国	フランス (FR)	(74) 代理人	100125380 弁理士 中村 綾子

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 電動インパルススクリュードライバ

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 使用しても操作者にとって健康上の問題が全く生じない電動インパルススクリュードライバ

【解決手段】 本電動スクリュードライバは、その一定速度における最大トルクは C_{max} であり、ロータ 10 を有するドライブ手段と、ドライブ手段 1 に結合される減速機 3 を含み、その減速機は比 R 及び出力 μ を有する、変速機構によって回転することができる先端部材 2 と、設定トルク値 C_c の範囲を検出する少なくとも 1 つのトルクセンサ 6 と、インパクトモードにおいてドライブ手段 1 を制御する手段 4 とを備える。上記変速機構は、2 つのパルス間で、運動エネルギー E_c を蓄積し、その運動エネルギー E_c を先端部材 2 に返還でき、ドライブ手段 1 及び減速機 4 は、 $R * \mu * C_{max} < C_c$ であるように構成され、設定トルク値 C_c は、運動エネルギー E_c をねじ込まれるべきねじに伝達することによって達成され、上記比 R は $10 / (\mu C_{max})$ 以下である。

【選択図】 図 1

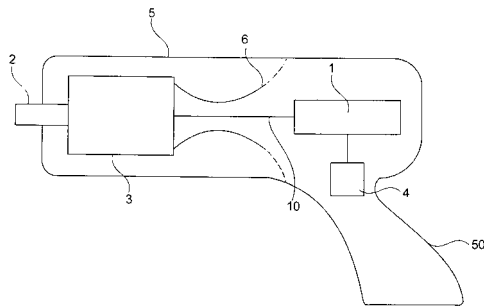


Fig. 1

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ハウジング (5) と、

ロータ (1 0) を有するモータ手段 (1) であって、その一定速度における最大トルクは C_{max} であるモータ手段と、

前記モータ手段 (1) に結合され、比 R 及び効率 μ を有する減速ギヤ (3) を含み、变速機構によって回転駆動することができる先端部材 (2) と、

設定トルク値 C_c に達したことを検出する少なくとも 1 つのトルクセンサ (6) と、

一連のインパルスを実記モータ手段 (1) に供給することを意図されるインパルスモードにおいて前記モータ手段 (1) を駆動する手段 (4) とを備え、

前記变速機構は、2 つのインパルス間に運動エネルギー E_c を前記ロータ内に蓄積し、前記運動エネルギー E_c を前記先端部材 (2) に返還できるようにすることが可能であり、前記モータ手段 (1) 及び前記減速ギヤ (4) は、 $R * \mu * C_{max} < C_c$ であるように構成され、前記設定トルク値 C_c は、前記運動エネルギー E_c を締め付けられるべきねじに伝達することを通して達成され、

前記比 R は $10 / (\mu C_{max})$ 以下であることを特徴とする電動スクリュードライバ。

【請求項 2】

前記減速ギヤは 1 段のみを有する遊星タイプのものであることを特徴とする請求項 1 に記載のスクリュードライバ。

【請求項 3】

前記モータ手段 (1) 及び前記減速ギヤ (4) は、 $R * \mu * C_{max} < C_c / 1.5$ であるように構成されることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のスクリュードライバ。

【請求項 4】

$C_c > 20 \text{ N} \cdot \text{m}$ であることを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれか一項に記載のスクリュードライバ。

【請求項 5】

前記变速機構は、前記モータ手段の前記ロータ (1 0) がインパルス中に自由に加速し、運動エネルギー E_c を蓄積できるようにする角度クリアランスを組み込んでいることを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれか一項に記載のスクリュードライバ。

【請求項 6】

請求項 1 ~ 5 のいずれか一項に記載のスクリュードライバであって、前記变速機構は、前記トルクセンサによって該スクリュードライバの前記ハウジングに回転可能に連結されるリングギヤを備えることを特徴とするスクリュードライバ。

【請求項 7】

前記变速機構は、 $0.5 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{度}$ 以上の剛性を有することを特徴とする請求項 1 ~ 6 のいずれか一項に記載のスクリュードライバ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明の分野は、ポータブル電動工具の設計及び製造の分野である。より具体的には、本発明は電動インパルススクリュードライバに関する。

【0002】

スクリュードライバは、アセンブリを締め付けるために、すなわち、幾つかの部品同士を、例えば、ねじによって接続するために用いられる。

【背景技術】

【0003】

インパルススクリュードライバは概してハンドルを画定する本体を含む。この本体は、ロータを備えたモータ手段と、

モータ手段と結合される遊星タイプの減速ギヤを含む变速機構によって回転駆動するこ

10

20

30

40

50

とができる先端部材と、

設定トルク値 C_c に達したことを検出するトルクセンサであって、前記変速機構は、このトルクセンサによってスクリュードライバのハウジングに回転可能に連結されるリングを含む、トルクセンサと、

前記モータ手段をパルスモードにおいて駆動し、前記モータ手段に一連のインパルスを提供する手段と

を有する。

【0004】

本発明の分野では、インパルスによって、すなわち、周期的に繰り返される短時間のトルクを加えることによって作動する電動スクリュードライバが、空気圧インパクトレンチ又は従来の流体圧レンチに対抗して、最近になって現れてきた。実際には、電動インパルススクリュードライバは、高レベルのトルクに関して、流体圧インパクトレンチ又は空気圧インパクトレンチの利点を維持すると同時に、締付けトルクのレベルをより良好に制御できるようにする。

10

【0005】

現在、工業レベルでは、多くの場合に、高いレベルの精度でねじ締めすることによって締付け動作を実行できることが求められている。

【0006】

工具の性能を確保するには、電動インパルススクリュードライバの設計者は、工具及び/又はその目的に関連する幾つかのパラメータを取り扱わなければならない。これらは、

20

スクリュードライバの一定のモータ速度における最大トルク；

変速機構の減速比及びその効率；

工具が満たさなければならない締付け要件

である。

【0007】

締め付けられるねじに加えられる締付けトルク C_s は式 $C_s = R * \mu * C_{max}$ (R は減速比であり、 C_{max} は $N \cdot m$ 単位の、一定速度における工具のモータの最大トルクであり、 μ は減速の効率であり、1より小さい) によって支配されるので、設計者の古典的で不変の手法は、出力トルクが設定トルク値、すなわち、達成されるべき締付け目標を達成できるように、モータ及び減速の大きさを設計することである。

30

【0008】

操作者は以下の要素を更に考慮に入れなければならない。

工具の生産性及び特に高速で締付け動作を実行する能力；

スクリュードライバの各インパルス時の衝撃及び振動が伝達することによって工具のユーザにかかる応力。

【0009】

締付け動作の実行の持続時間を短縮するために、締付け動作は一般的に2つの連続した段階を含む。

連続モード、すなわち、一定の高い回転速度において、かつねじを締め付けるために望まれる設定トルク値 C_c より小さな値の締付トルクを用いる、予備ねじ締め段階、及び設定トルク値 C_c に達するまでのインパルスによるねじ締め段階。

40

【0010】

インパルススクリュードライバの大部分はピストルハンドル工具である。それらのスクリュードライバを用いて、連続締付け速度に関して操作者が耐えることができるレベルをはるかに超えるトルクレベルにおいてねじを締め付けることができる。

【0011】

しかしながら、これらの締付けレベルは、トルクインパルスが短いため、かつ工具本体の慣性が締付けトルクの一部を吸収するために可能である。

【0012】

従来技術の欠点

50

現在のところ、電動インパルススクリュードライバは、10msのオーダーの持続時間のトルクインパルスを生成する。この持続時間は、工具本体の慣性質量を考えると、あまりにも長すぎるので、満足のいく快適性を得るのに十分なほど、操作者の手にかかる締付け反動を減衰しない。それゆえ、操作者の手がねじ締め軸に沿ってスクリュードライバによって回転駆動されることによって表される、操作者の手にかかる反動力は一般的に大きすぎる。これは操作者にとって不快な結果をもたらし、例えば、筋骨格系障害が現れる。言い換えると、現在使用されている電動インパルススクリュードライバは、適切な使用快適度、又は、少なくとも、流体圧レンチによって提供される快適度に相当する快適度を与えない。

【0013】

さらに、30N・mのオーダーの出力トルクの場合、電動インパルススクリュードライバの公称速度は1000rpmのオーダーであるが、一方、空気圧インパクトレンチ又は流体圧インパクトレンチは5000rpmのオーダーである。それゆえ、電動インパルススクリュードライバによるねじ締め動作にかかる時間の方がはるかに長い。それゆえ、このタイプのスクリュードライバの生産性は、空気圧インパクトレンチ又は流体圧インパクトレンチの生産性ほど良くない。

【0014】

さらに、部品の締付けが始まる時点と、最終的な締付けに達した時点との間のねじの回転角が小さい、すなわち、30度未満である、「堅固な接合」として知られている接合作の場合、予備ねじ締め動作の終了時に、得られるべき設定トルク値が超えられることが起こり得る。これは、この目的で設けられた電動工具駆動手段によってロータが十分に制動されないときに、ロータによって蓄積された運動エネルギーがねじに戻されるためである。その際、予備ねじ締め動作の終了時に設定トルク値を超えないようにするために、モータの回転速度を減速する必要がある。この結果、予備ねじ締め動作中の回転速度が更に低下することになり、それゆえ、生産性が低下する。

【0015】

別の態様によれば、最近の電動インパルススクリュードライバは、連続モードにおいて作動する電動スクリュードライバから直接派生する。それゆえ、その減速比は、それらの電動インパルススクリュードライバが、連続モードにおいて作動するスクリュードライバによって送達されるトルクに等価なトルクを、連続モードにおいて送達することができる減速比である。しかしながら、連続モードにおいて従来通りに作動するスクリュードライバと同様に、工具のハウジングを回転しないようにするために設計されたリアクションバーを有しない限り、操作者は、約10N・mより高い反動トルクを連続して受けることはできない。したがって、電動インパルススクリュードライバが、インパルスモードではなく、誤って連続モードにおいて使用される場合には、操作者の手が受ける工具の反動は、操作者が耐えることができる反動よりもはるかに大きい。これにより、操作者が怪我をする危険性が生じる。

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0016】

本発明は、従来技術のこれらの欠点を克服することを特に目的とする。

【0017】

より具体的には、少なくとも1つの実施形態において、本発明の目的は、使用しても操作者にとって健康上の問題が全く生じない電動インパルススクリュードライバを提供することである。

【0018】

詳細には、少なくとも1つの実施形態において、本発明の目的は、操作者にとって筋骨格系障害が現れるのを防ぐこの種のスクリュードライバを得ることである。

【0019】

本発明の別の目的は、少なくとも1つの実施形態において、高いレベルの生産性を達成

10

20

30

40

50

できるようにするこの種のスクリュードライバを提供することである。

【0020】

本発明は、少なくとも1つの実施形態において、流体圧工具の予備ねじ締め速度、すなわち、毎分1000回転のオーダーに匹敵する予備ねじ締め速度を達成できるようにするこの種の電動インパルススクリュードライバを得ることを特に目指す。

【0021】

本発明の更に別の目的は、少なくとも1つの実施形態において、使用の安全性を改善するこの種のインパルススクリュードライバを提供することである。

【0022】

本発明の更に別の目的は、少なくとも1つの実施形態において、或る時点で、スクリュードライバがインパルスモードではなく、誤って連続モードにおいて使用された場合に特に、ねじ締め動作に起因してユーザが受ける反動トルクを制限するこの種のインパルススクリュードライバを提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0023】

これらの目的及び本明細書に登場する他の目的は、本発明の手段によって達成され、本発明の目的は、電動スクリュードライバであって、

ハウジングと、

ロータを有するモータ手段であって、その一定速度における最大トルクは C_{max} であるモータ手段と、

前記モータ手段に結合され、比 R 及び効率 μ を有する減速ギヤを含み、変速機構によって回転駆動することができる先端部材と、

設定トルク値 C_c に達したことを検出する少なくとも1つのトルクセンサと、

一連のインパルスを前記モータ手段に供給することを意図されるインパルスモードにおいて前記モータ手段を駆動する手段とを備え、

前記変速機構は、2つのインパルス間に、運動エネルギー E_c を前記ロータ内に蓄積し、運動エネルギー E_c を前記先端部材に返還できるようにすることが可能であり、前記モータ手段及び前記減速ギヤは、

$R * \mu * C_{max} < C_c$ であるように構成され、前記設定トルク値 C_c は、前記運動エネルギー E_c を締め付けられるべきねじに伝達することを通して達成される、電動スクリュードライバである。

【0024】

本発明によれば、前記比 R は $10 / (\mu C_{max})$ 以下である。

【0025】

国際システムでは、 C_{max} 及び C_c は古典的には単位 $N \cdot m$ で表される。 μ は1未満である。

【0026】

本発明の実施態様は特に以下のことを可能にする。

すなわち、インパルスの知覚を著しく低減することによって操作者の健康状態を維持できる。この知覚は操作者を不快にさせないしきい値まで低減される。

また、流体圧工具の予備ねじ締め速度に匹敵する予備ねじ締め速度を確保し、それゆえ、本発明の工具に高い生産性を与えることができる。

また、スクリュードライバがインパルスモードではなく、誤って連続モードにおいて使用された場合に操作者が受けるねじ締め動作への反動が低減されるので、使用の安全性を改善することができる。

【0027】

本出願人は、最近の電動インパルススクリュードライバにおいて、特にこれらの電気インパルスが十分に短い場合であっても、ステータの電源供給インパルス後に機械的なトルクインパルスが現れる可能性があり、時間差があることに気が付いた。これは以下のように説明することができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 8 】

従来、スクリュードライバの変速機構は、ピニオンの効率的な動作のために必要とされる機能的な（角度）クリアランスを含む。モータのステータが電流インパルスを供給されるとき、ステータは角度クリアランスの限度内でロータを加速させ、その後、遊びが吸収されると、ロータはその運動エネルギーを衝撃としてねじに伝達し、それにより、トルクインパルスを生成する。次に、機械的インパルスとも呼ばれる各トルクインパルス中に、ロータの運動エネルギーは、変速機構ユニットによってスクリュードライバから先端部材に伝達される。

【 0 0 2 9 】

トルクインパルス中にモータは電流を供給されない。それゆえ、モータはこれらのトルクインパルス中にいかなる電磁トルクも生成しない。したがって、そのトルクは、工具の先端部材へのモータの運動エネルギーの返還であり、設定トルク値を達成するのに決定的な、モータによって生成された電磁トルクではない。それゆえ、減速比の値は、この運動エネルギーの返還において、そのような役割を果たさない。

10

【 0 0 3 0 】

工具本体に加えることができる力及び動的現象を評価すると、以下のことが考えられる。

【 0 0 3 1 】

提示を容易にするために、以下のことが仮定される。

- ・ 操作者は工具のハンドルに無視できる程度の保持力を加える。これは、操作者の手における工具の反動を低減するという本発明の目的のうちの1つに準拠する。

20

- ・ 変速機構は遊星減速ギヤであり、この減速ギヤの遊星枠に、かつ工具の先端部材に当てはまる動的現象は、ステータのロータに当てはまる動的現象との関連で無視される。

- ・ モータはねじへのトルクインパルス中に電力を供給されないので、ロータ上の工具本体に固着されるモータのステータに加えられる電磁トルクは0である。

【 0 0 3 2 】

スクリュードライバ本体と遊星減速ギヤのリングギヤとの間にトルクセンサが取り付けられ、工具本体内でセンサが回転しないようにする。

【 0 0 3 3 】

遊星減速のために、ねじに加えられるトルクとトルクセンサによって測定されるトルクとの間の関係は、以下の関係によって表すことができる。

30

【 数 1 】

$$\vec{M}_{\text{screwing}} \cdot (1 - 1/(R \cdot \mu)) = \vec{M}_{\text{sensor}}$$

ただし、

- ・ R は遊星減速ギヤの減速比であり、
- ・ μ は遊星減速ギヤの効率であり、

【 数 2 】

$$\vec{M}_{\text{screwing}}$$

40

はねじ締めトルクインパルス中のねじの抵抗トルクであり、

【 数 3 】

$$\vec{M}_{\text{sensor}}$$

はセンサによってねじ締め軸に沿って工具本体に加えられるトルクである。

【 0 0 3 4 】

工具本体、モータのステータ及びハンドルによって形成されたアセンブリを分離し、そのアセンブリに力学の基本原理を適用する際に、以下の関係を仮定することができる。

【数 4】

$$\vec{M}_{\text{sensor}} + \vec{M}_{\text{electromagnetic}} + \vec{M}_{\text{operator}} = J_{\text{body}} \cdot \vec{\dot{W}}_{\text{body}}$$

ただし、

【数 5】

$$\vec{M}_{\text{electromagnetic}}$$

はロータによってステータに加えられる抵抗電磁トルクであり、ねじ締めトルクインパルス中にモータは電力を供給されないので、そのトルクは 0 である。

【数 6】

$$\vec{M}_{\text{operator}}$$

は操作者によって工具のハンドルに加えられる反動トルクであり、本発明の目的を考えれば、無視される。

・ J_{body} はねじ締め軸に沿った工具本体のロータ慣性である。

【数 7】

$$\vec{\dot{W}}_{\text{body}}$$

はねじ締めトルクインパルス中にねじ締め軸に沿って工具本体が受ける回転加速度である。

【0035】

そこから以下の関係が推定される。

【数 8】

$$\vec{M}_{\text{screwing}} \cdot (1 - 1/(R \cdot \mu)) = J_{\text{body}} \cdot \vec{\dot{W}}_{\text{body}}$$

$$\vec{\dot{W}}_{\text{body}} = \vec{M}_{\text{screwing}} \cdot ((1 - 1/(R \cdot \mu))/J_{\text{body}})$$

【0036】

工具本体が受ける加速度は、操作者の手の中で、ねじ締め軸回りの工具本体の回転を引き起こす。工具本体の回転角が小さいほど、操作者がトルクインパルスを知覚しにくくなる。この加速度の結果である、工具本体の回転角を小さくするために、以下のことを行うことができる。

工具本体がこの加速度

【数 9】

$$\vec{\dot{W}}_{\text{body}}$$

を受けている持続時間を短縮する；

この加速度

【数 10】

$$\vec{\dot{W}}_{\text{body}}$$

の値を

J_{body} を増加させることによって、又は

変速機構の比 R を小さくすることによって、

直接小さくする。

【0037】

加速度の持続時間を短縮することに関して、本発明者らは、減速ギヤを小さな減速比で使用するとき、ロータが、大きな比を有する減速ギヤを使用するときよりも大きな減速トルクを受けることに気が付いた。

【0038】

10

20

30

40

50

実際には、トルクインパルス中にねじ締め抵抗トルクとモータのロータによって生成されるトルクとの間の関係は以下の通りである。

【数 1 1】

$$\vec{M}_{\text{screwing}} = -R \cdot \mu \cdot \vec{M}_{\text{rotor}}$$

$$\vec{M}_{\text{rotor}} = -\vec{M}_{\text{screwing}} / (R \cdot \mu)$$

ただし、

R は遊星減速の減速比であり、

μ は遊星減速の効率であり、

【数 1 2】

$$\vec{M}_{\text{screwing}}$$

はねじ締めトルクインパルス中のねじの抵抗トルクであり、

【数 1 3】

$$\vec{M}_{\text{rotor}}$$

はロータによって減速の入力に加えられるトルクである。

【0 0 3 9】

ロータに力学の基本原理を適用する際に、ロータは減速ギヤの抵抗トルクを受ける。それゆえ、この結果は以下の通りである。

【数 1 4】

$$\vec{M}_{\text{reduction}} = J_{\text{rotor}} \cdot \vec{W}_{\text{rotor}}$$

ただし、以下の式が成り立つ。

【数 1 5】

$$\vec{M}_{\text{reduction}} = -\vec{M}_{\text{rotor}}$$

【0 0 4 0】

そこから以下のことが推定される。

【数 1 6】

$$\vec{W}_{\text{rotor}} = \vec{M}_{\text{screwing}} / (R \cdot \mu \cdot J_{\text{rotor}})$$

【0 0 4 1】

結果として、所与のねじ締めトルクの場合に、減速比が小さいほど、ロータの減速が大きくなり、それゆえ、ロータがその運動エネルギーをアセンブリに伝達する持続時間が短くなる。

【0 0 4 2】

それゆえ、減速比が小さいとき、ねじ締めトルクインパルスの持続時間が一層短くなる。

【0 0 4 3】

ねじ締めインパルスの持続時間を特に約 10 ms から約 2 ms に短縮するために、本発明者らは、比 R の値が $10 / (\mu C_{\text{max}})$ 以下であるという事実を確立する際に減速比を約 5 で除算した。

【0 0 4 4】

これが図 3 に示されており、図 3 は、2 段減速で、その比が 20 . 97 に等しい場合、及び 1 段減速で、その比が 3 . 81 に等しい場合のトルクインパルスの持続時間をそれぞれ示す曲線を表す。機械的インパルスの持続時間は短縮されるので、工具本体が回転加速度

10

20

30

40

50

【数 17】

\vec{W}_{body}

を受ける持続時間は短縮される。それゆえ、機械的インパルス中の操作者の手におけるスクリュードライバの角度シフトが非常に小さくなり、これにより、操作者がインパルスを知覚するのが制限される。

【0045】

それゆえ、減速比の減少は以下のことに寄与する。

第一に、工具本体がこの加速度

【数 18】

\vec{W}_{body}

を受ける持続時間を短縮し、そして、

第二に、

【数 19】

\vec{W}_{body}

の値を直接小さくする。

【0046】

これが全て、各インパルス時に操作者の手の中でスクリュードライバ本体が回転する角度を小さくする役割を果たす。

【0047】

それゆえ、本発明による技法の実施態様は、操作者がインパルスを知覚しないようにするか、又は不快にさせないレベルまで少なくとも制限することができる。このようにして、スクリュードライバによって操作者の手の中に生成される反動力は、それを超えると操作者が不快に感じる場合があるか、更には不愉快な効果を感じる場合がある平均許容しきい値未満にとどまる。したがって、操作者にとって筋骨格系障害が現れるのを防ぎ、インパルススクリュードライバの使用の快適性が増す。

【0048】

さらに、減速比を小さくすることによって、ねじに対する高い回転速度を保持できるようになり、ねじはモータに対する適度な回転速度で締め付けられることになる。実際には、小さな比は、モータ出力速度がより低くても同等の出力トルクを送達できるようにする。例えば、 $10 / (\mu C_{max})$ 以下である比を考えると、モータトルクが $2.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ に等しく、減速の効率が 1 に近い場合には、その比は概ね 4 に等しくなり、モータ出力速度が 20000 rpm に等しい場合には、工具の出力速度は 5000 rpm のオーダーになる。それゆえ、本発明による技法は、高い生産性を確保する。

【0049】

さらに、モータ速度のこの減速は、予備ねじ締め段階中に蓄積された運動エネルギーを降下させるように行うことができる。この結果は、堅固な接合の場合に特に、ねじが締め付けられる部品と接触するときに、工具の生産性をそれにより全く低下させることなく、そのトルクを超える危険性を大きく低減することである。

【0050】

それゆえ、所与の出力速度の場合に、比 R を小さくすると、設定トルク値を超える危険性を制限する値まで、又は技術的に妥当である、すなわち、 20000 rpm のオーダーのモータ速度を維持する値までモータの回転速度を低減できるようになると同時に、全ての場合に、高い生産性を保持することができるようになる。

【0051】

本発明は、これらの工具の設計者によって用いられる従来の手段に影響を与えることなく、（ポータブル電動インパルススクリュードライバの設計の分野の）当業者の先入観に

10

20

30

40

50

反する問題解決手法に属していることに留意することができる。

【 0 0 5 2 】

実際には、接点におけるトルクス（登録商標）バイクを低減する際に作用する習慣的な反射（reflex）は、接触前にモータの速度を下げることである。しかしながら、設計者のこのタイプの習慣的な行動は工具の生産性を低下させることになり、これは、そのような工具を使用する数多くの工業分野、例えば、組立ラインにおいて許容できない。

【 0 0 5 3 】

本発明によれば、かつ古典的設計の工具の公称速度よりも高い工具の公称速度を考えれば、モータの速度を下げて、高い生産性レベルを維持できるようになる。

【 0 0 5 4 】

設計者は減速比を下げないように忠告されることに留意されたい。なぜなら、これにより設計者は袋小路に入り、出力トルクのレベル（減速比と、一定のモータ速度における最大トルクとの乗算に等しい）が、所与の最大モータトルクの場合に、もはや設定トルク値を達成できなくなるためである（確かに、より強力なモータを選択することによって、最大モータトルクを高めることができると思うことができるが、それでも、その工具の価格及び/又はその空間要件及び/又はその重量に関して不利に働くことになる）。

【 0 0 5 5 】

さらに、本発明による工具の場合、比が小さいために、連続モードにおける締付け能力は、それを超えると操作者がもはや耐えられなくなる限界、この場合には、10 N・mの限界よりも低いトルク値に設定された上限を有する。したがって、工具のプログラミングが悪い場合であっても、操作者が耐えることができない連続トルクを受ける。例えば、モータトルクが2.5 N・mに等しく、比が4に等しい場合には、連続モードにおける出力トルクは、操作者がトルクを受け入れる能力に適合する10 N・mを超えない。

【 0 0 5 6 】

それに加えて、所与のトルク振幅を有する機械的インパルス中に、ロータによってねじに伝達される運動エネルギーは、トルクが、ねじが回転し始め、締め付けられるのに必要とされるレベルに達するまで減速の変形を促進する。変速機構の変形時間、ねじの回転時間及び変速機構の緩和時間によって連続してインパルスが形成される。変速機構が堅いほど、変形及び緩和の持続時間は短く、それゆえ、トルクインパルスの持続時間は短い。

【 0 0 5 7 】

変速機構の剛性を高めるように、本発明者らは、段数を減らすことを考えた。実際には、段数を少なくすると、変速機構を形成する部品数が減少し、変速機構のねじり変形が小さくなり、変形が生じる時間が短くなる。これが図4に示されており、図4は、遊星減速ギヤの入力太陽ギヤ又はモータシャフトによって加えられるトルクと、太陽ギヤ又はモータシャフトの回転角との関係を表しており、工具の出力シャフトは工具本体に対して回転しないように固定される。

【 0 0 5 8 】

それゆえ、本発明の別の態様によれば、変速機構は遊星タイプのものであり、通常の2段ではなく、1段のみを備え、これがねじ締めインパルスの持続時間を、それゆえ、工具本体が加速度

【 数 2 0 】

\vec{W}_{body}

を受ける持続時間を短縮する役割を果たす。

【 0 0 5 9 】

これは、各インパルス時に操作者の手の中でスクリュードライバ本体が回転する角度を小さくし、それゆえ、使用の安全性及び快適性を改善することにも関与する。

【 0 0 6 0 】

変速機構は、0.5 N・m/度以上の剛性を有することが好ましく、この剛性は変速機

10

20

30

40

50

構の入力太陽ギヤによって測定され、出力シャフトは工具本体に対して回転しないように固定される。

【0061】

有利な解決法によれば、モータ手段及び減速ギヤは、 $R * \mu * C_{max} \quad C_c / 1.5$ であるように構成される。

【0062】

この手法において、設定トルク値が相対的に高いレベルを有することができると同時に、操作者の手に及ぼされる望ましくない影響を制限する工具を提案することができる。

【0063】

いずれの場合でも、そのスクリュードライバは、設定トルク値 $C_c > 20 \text{ N} \cdot \text{m}$ でパラメータ化することができる。

【0064】

前記変速機構は、モータ手段のロータがこのインパルス中に自由に加速し、運動エネルギー E_c を蓄積できるようにする角度クリアランスを組み込むことが好ましい。

【0065】

1つの特定の実施形態において、前記遊星減速ギヤは、トルクセンサによってスクリュードライバのハウジングに回転可能に連結されるリングギヤを備える。

【0066】

本発明の他の特徴及び利点は、例示的で非限定的な例として与えられる本発明の好ましい実施形態の以下の説明から、及び添付の図面から更に明らかになる。

【図面の簡単な説明】

【0067】

【図1】本発明によるスクリュードライバの概略図である。

【図2】ねじ締めサイクル中の本発明によるスクリュードライバのトルク、電流及び速度の曲線のグラフである。

【図3】2段減速で、その比が 20.97 に等しい場合、及び1段減速で、その比が 3.81 に等しい場合のそれぞれのトルクインパルスの持続時間を示す曲線を表すグラフである。

【図4】遊星減速ギヤの入力太陽ギヤ又はモータシャフトに加えられるトルクと、太陽ギヤ又はモータシャフトの回転角との関係を表しており、工具の出力シャフトは工具本体に対して回転しないように固定され、2段減速で、その比が 20.97 に等しい場合、及び1段減速で、その比が 3.81 に等しい場合のそれぞれの曲線を表すグラフである。

【発明を実施するための形態】

【0068】

図1を参照すると、本発明による電動スクリュードライバは、

ロータ10を備えるモータ手段1と、

このねじのねじ締めを駆動するようにねじに作用することになる先端部材2と、

モータ手段のロータと先端部材2とを連結し、減速ギヤ3を含む変速機構と、

パルスモードにおいてモータ手段1に電力を供給するように設けられる駆動手段4、言い換えると、これらの駆動手段4は、モータ手段1に一連のインパルスを供給するように設計され、各インパルスはロータ10の回転運動を促進する、駆動手段4とを備えている。

【0069】

これらの構成部品は、工具のハウジング5内に取り付けられ、このハウジングはハンドル50に関連付けられ、ハウジング及びハンドルは、本実施形態において、ねじにピストルハンドルスクリュードライバの形状を与えるように構成される。

【0070】

スクリュードライバの減速ギヤは、1段のみを有する遊星ギヤ列を備え、それにより以下のことを可能にする。

減速のギヤ比を小さくし、それにより、工具本体に伝達されるインパルスの持続時間を

10

20

30

40

50

短くし、強度を小さくし、それゆえ、工具の使い勝手 (ergonomy) を改善する。

減速ギヤの剛性を高め、それにより、パルスの持続時間を短くし、それゆえ、工具の使い勝手を改善する。

信頼性を高める。

原価を削減する。

【0071】

スクリュードライバは、工具のハウジングに接続される変形素子を備えるタイプのトルクセンサ6を更に組み込んでいる。このトルクセンサ6の目的は、設定トルク値Ccに達したことを検出することである。より具体的には、減速ギヤ3は1段のみを備える遊星減速ギヤであり、そのリングは、トルクセンサ6によって、スクリュードライバのハウジング5に回転可能に連結される。

10

【0072】

スクリュードライバのパラメータは以下の通りである。

モータ手段の一定速度における最大トルク：Cmax

変速機構の減速比：R

変速機構効率：μ

設定トルク値：Cc

【0073】

本発明の原理によれば、変速機構は、駆動手段によってトリガされる2つのインパルス間に運動エネルギーEcをロータ内に蓄積し、この運動エネルギーEcを先端部材2に返還できるようにすることが可能である。

20

【0074】

さらに、モータ手段及び減速ギヤは、 $R * \mu * C_{max} < C_c$ であるように構成され、設定トルク値Ccは、運動エネルギーEcを締め付けられるべきねじに伝達することを通して達成される。モータ手段及び減速ギヤは、 $R * \mu * C_{max} \leq 10 \text{ N} \cdot \text{m}$ であるように構成される。言い換えると、それは $10 / (\mu C_{max})$ 以下である。

【0075】

1つの特定の実施形態によれば、変速機構は、モータ手段のロータ10がインパルス中に自由に加速し、運動エネルギーEcを蓄積できるようにする角度クリアランスを組み込んでいる。

30

【0076】

図2を参照すると、ここで、グラフの形で示される、本発明によるスクリュードライバの或る特定の動作パラメータの変化の説明が以下に与えられる。

【0077】

図2は3つの曲線を示す。

曲線Aは、駆動手段4によってモータ手段1に与えられるアンペア単位の電流の変化を示す。

曲線Bは、スクリュードライバのロータ10のrpm単位で表される速度の変化を示す。

曲線Cは、スクリュードライバの先端部材2によって、スクリュードライバが作用しているねじに伝達されるトルクの推移を示す。

40

【0078】

1つの特定の実施形態によれば、スクリュードライバは以下の特徴のいずれかを更に有する。

モータ手段及び減速ギヤは、 $R * \mu * C_{max} \leq C_c / 1.5$ であるように構成される。

$C_c > 20 \text{ N} \cdot \text{m}$

である。

【 図 1 】

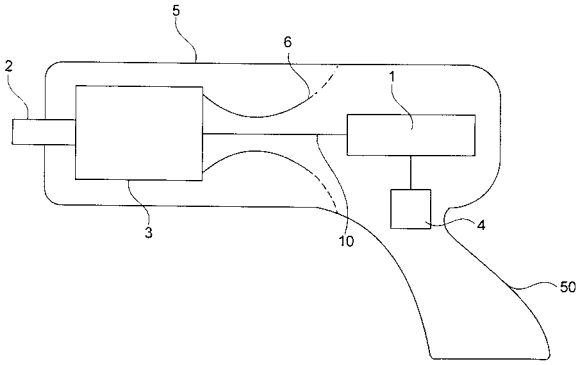


Fig. 1

【 図 3 】

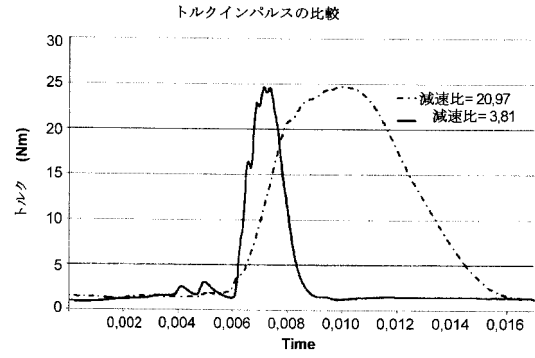


Fig. 3

【 図 2 】

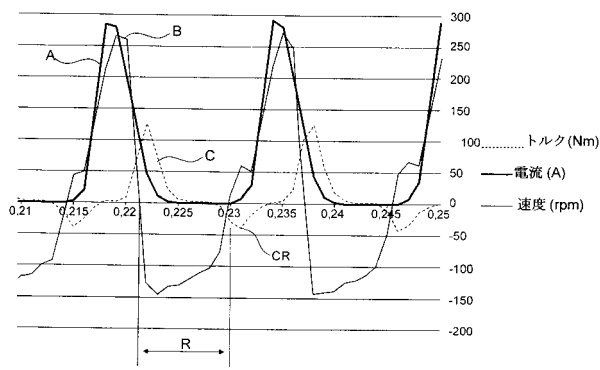


Fig. 2

【 図 4 】

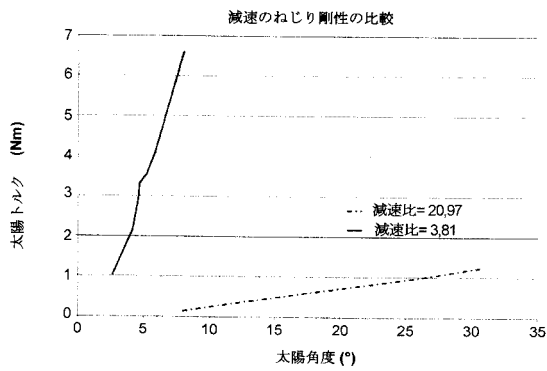


Fig. 4

【手続補正書】

【提出日】平成28年11月30日(2016.11.30)

【手続補正1】

【補正対象書類名】特許請求の範囲

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項1】

ハウジング(5)と、

ロータ(10)を有するモータ手段(1)であって、その一定速度における最大トルクは C_{max} であるモータ手段と、

前記モータ手段(1)に結合され、比 R 及び効率 μ を有する減速ギヤ(3)を備えた変速機構によって回転駆動することができる先端部材(2)と、

設定トルク値 C_c に達したことを検出する少なくとも1つのトルクセンサ(6)と、

一連のインパルスを実記モータ手段(1)に供給することを意図されるインパルスモードにおいて前記モータ手段(1)を駆動する手段(4)とを備え、

前記変速機構は、2つのインパルス間に運動エネルギー E_c を前記ロータ内に蓄積し、前記運動エネルギー E_c を前記先端部材(2)に返還できるようにすることが可能であり、前記モータ手段(1)及び前記減速ギヤ(4)は、 $R * \mu * C_{max} < C_c$ であるように構成され、前記設定トルク値 C_c は、前記運動エネルギー E_c を締め付けられるべきねじに伝達することを通して達成され、

前記比 R は $10 / (\mu C_{max})$ 以下であり、 $R * \mu * C_{max} < C_c / 1.5$ であることを特徴とする電動スクリュードライバ。

【請求項2】

前記減速ギヤは1段のみを有する遊星タイプのものであることを特徴とする請求項1に記載のスクリュードライバ。

【請求項3】

$C_c > 20 \text{ N} \cdot \text{m}$ であることを特徴とする請求項1又は2に記載のスクリュードライバ。

【請求項4】

前記変速機構は、前記モータ手段の前記ロータ(10)がインパルス中に自由に加速し、運動エネルギー E_c を蓄積できるようにする角度クリアランスを組み込んでいることを特徴とする請求項1~3のいずれか一項に記載のスクリュードライバ。

【請求項5】

請求項1~4のいずれか一項に記載のスクリュードライバであって、前記変速機構は、前記トルクセンサによって該スクリュードライバの前記ハウジングに回転可能に連結されるリングギヤを備えることを特徴とするスクリュードライバ。

【請求項6】

前記変速機構は、 $0.5 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{度}$ 以上の剛性を有することを特徴とする請求項1~5のいずれか一項に記載のスクリュードライバ。

フロントページの続き

(74)代理人 100142996

弁理士 森本 聡二

(74)代理人 100166268

弁理士 田中 祐

(74)代理人 100170379

弁理士 徳本 浩一

(72)発明者 ル・デュ, ニコラ

フランス国, 4 4 2 2 0 クエロン, リュ・ドゥ・ラ・シニエール 3 3

(72)発明者 トロペ, ジュリアン

フランス国, 4 4 1 0 0 ナント, プールヴァール・ドゥ・ラ・ソリダリテ 4 4

【外国語明細書】

1

Electric impulse screwdriver

1. Field of the invention

The field of the invention is that of the designing and fabrication of portable electric tools. More specifically, the invention pertains to an electric impulse screwdriver.
5

Screwdrivers are used to tighten an assembly, i.e. to connect several parts together for example by means of a screw.

2. Prior art

An impulse screwdriver generally comprises a body defining a handle.
10 This body has:

- motor means provided with a rotor;
- an end member that can be driven rotationally by a transmission including an epicyclic type of reduction gear coupled with motor means;
- 15 - a torque sensor to detect the attaining of a set torque value C_c , the transmission comprising a ring rotationally linked to the housing of the screwdriver by means of this torque sensor;
- means for driving the motor means in pulsed mode to feed the motor means with a series of impulses.

20 In the field of the invention, electric screwdrivers working by impulses, i.e. by the application of a torque for a short period, repeated periodically, have appeared recently, competing with pneumatic impact wrenches or traditional hydropneumatic wrenches. Indeed, electric impulse screwdrivers preserve the advantages of hydropneumatic or pneumatic impulse wrenches in terms of high
25 levels of torque, while at the same time enabling better control of the level of tightening torque.

Now, at the industrial level, it is often sought to be able to carry out tightening operations by screwing with a high level of precision.

For tool performance, the designer of an electric impulse screwdriver must deal with several parameters related to the tool and/or its purpose. These are:

- 5 - the maximum torque at constant speed of the motor of the screwdriver;
- the reduction ratio of the transmission and its efficiency;
- the tightening requirement that the tool must meet.

10 Since the tightening torque C_s exerted on the screw to be tightened is governed by the equation $C_s = R * \mu * C_{max}$ (R is the reduction ratio and C_{max} is the maximum torque of the motor of the tool at constant speed in N.m. and μ is the efficiency of the reduction which is smaller than 1), the designer's classic and constant approach is to size the motor and the reduction in such a way that the output torque can attain the set value of torque, namely the tightening goal to be achieved.

15 The operator must furthermore take the following elements into consideration:

- the productivity of the tool and especially its capacity to execute a tightening operation at high speed;
- 20 - the stresses imposed on the user of the tool owing to the transmission of impacts and tremors at each impulse of the screwdriver.

In order to reduce the duration of execution of a tightening operation, a tightening operation generally comprises two successive phases:

- 25 - a phase of pre-screwing, in continuous mode, i.e. at a constant high speed of rotation and with a tightening torque of a value smaller than the set torque value C_c at which it is desired to tighten the screw, and
- a phase of screwing by impulses until the set torque value C_c is reached.

The majority of impulse screwdrivers are pistol-handle tools. They can be used to tighten screws at levels of torque that appreciably exceed the levels that an operator could withstand in the context of a continuous tightening speed.

5 However, these tightening levels are possible because the torque impulses are brief and because the inertia of the body of the tool absorbs a part of the tightening torque.

3. Drawbacks of the prior art

At present, electric impulse screwdrivers generate torque impulses of a duration of the order of 10 ms. This duration, which is far too lengthy given the
10 inertial mass of the body of the tool, does not attenuate the tightening reaction in the operator's hand sufficiently for satisfactory comfort. The reaction force in the operator's hand, which is expressed by the operator's hand being driven rotationally by the screwdriver along the screwing axis, is therefore generally too great. This has unpleasant consequences, for example the appearance of
15 muscular-skeletal disorders, for the operator. In other words, currently used electric impulse screwdrivers do not give an appropriate level of comfort of use, or at least a level of comfort comparable with that offered by hydropneumatic wrenches.

Besides, for an output torque of the order of 30 N.m, the nominal speed
20 of electric impulse screwdrivers is of the order of 1000 rpm while that of pneumatic impact or hydropneumatic impact wrenches is of the order of 5000 rpm. The time taken for a screwing operation with an electric impulse screwdriver is therefore appreciably greater. The productivity of this type of screwdriver is therefore not as good as that of pneumatic or hydropneumatic
25 impulse wrenches.

Furthermore, for operations of joining known as "hard joining", where the angle of rotation of the screw, between the instant when the tightening of the part
begins and the instant when the final tightening reached is attained, is small, i.e. less than 30°, it can happen that the set value of torque to be obtained is
30 exceeded at the end of the pre-screwing operation. This is because the kinetic

energy accumulated by the rotor is returned to the screw, this rotor being inadequately braked by the electric tool-driving means provided for this purpose. The rotation speed of the motor then needs to be reduced in order not to exceed the set value of torque at the end of pre-screwing operation. This leads to even further reducing the rotation speed during the pre-screwing operation and therefore productivity.

According to another aspect, present-day electric impulse screwdrivers are directly derived from electric screwdrivers working in continuous mode. Their reduction ratio is therefore such that they are capable, in continuous mode, of delivering a torque that is equivalent to the torque delivered by screwdrivers working in continuous mode. However, an operator is incapable of continuously undergoing a reaction torque greater than about 10 N.m unless he has a reaction bar designed to stop the housing of the tool in rotation as is the case with screwdrivers working conventionally in continuous mode. Thus, if an electric impulse screwdriver is mistakenly used not in impulse mode but in continuous mode, the reaction of the tool received by the operator's hands is appreciably greater than what he is capable of withstanding. This gives rise to a risk of injury for the operator.

4. Goals of the invention

The invention is aimed especially at overcoming these drawbacks of the prior art.

More specifically, it is a goal of the invention, in at least one embodiment, to provide an electric impulse screwdriver, the use of which does not cause any health problems for the operator.

In particular, the invention is aimed at procuring a screwdriver of this kind which, in at least one embodiment, prevents the emergence of muscular-skeletal disorders for the operator.

It is another goal of the invention, in at least one embodiment, to provide a screwdriver of this kind that enables a high level of productivity to be achieved.

The invention seeks in particular to procure an electric impulse screwdriver of this kind which, in at least one embodiment, makes it possible to attain a pre-screwing speed comparable to that of hydropneumatic tools, i.e. of the order of several thousand revolutions per minute.

5 It is yet another goal of the invention to provide an impulse screwdriver of this kind which improves its safety of use in at least one embodiment.

It is yet another goal of the invention to provide a impulse screwdriver of this kind which, in at least one embodiment, limits the reaction torque undergone by the user because of the screwing operation especially if, at some point, the screwdriver is mistakenly used not in impulse mode but in continuous mode.

10

5. Summary of the invention

These goals as well as others that shall appear here below are achieved by means of the invention, the object of which is an electric screwdriver comprising:

15

- a housing;
- motor means, of the maximum torque at constant speed is C_{max} , provided with a rotor;
- an end member capable of being driven in rotation by a transmission including a reduction gear coupled to the motor means and having a ratio R and an efficiency μ ;
- at least one torque sensor for detecting the attaining of an set value torque C_c ;
- means for driving the motor means in impulse mode, intended for feeding the motor means with a series of impulses;

20

25

said transmission being capable of enabling an accumulation of kinetic energy E_c in the rotor and a restitution to the end member of said kinetic energy E_c between two impulses, and the motor means and the reduction gear being configured in such a way that:

30

$R * \mu * C_{max} < C_c$, the set value of torque C_c being attained through the transfer of kinetic energy E_c to the screw to be tightened.

According to the invention, said ratio R is smaller than or equal to $10/(\mu C_{\max})$.

In the international system, C_{\max} and C_c are classically expressed in N.m.. μ is smaller than 1.

5 The implementation of the invention makes it possible especially:

- to preserve the operator's state of health by considerably reducing his perception of the impulses, this perception being reduced to a threshold that causes him no discomfort;
- ensure a pre-screwing speed comparable to that of
10 hydropneumatic tools and thus give the tool of the invention high productivity;
- improve safety of use inasmuch as the reaction to the screwing operation that the operator undergoes if the screwdriver is mistakenly used in continuous mode and not in impulse mode, is
15 reduced.

The Applicant has noted that, in present-day electric impulse screwdrivers, the mechanical torque impulses can appear after the electric supply impulses of the stator and are staggered in time, especially if these electric impulses are sufficiently brief. This can be explained as follows.

20 Conventionally, the transmission of a screwdriver comprises a functional (angular) clearance needed for the efficient operation of the pinions. When the stator of the motor is fed with an electric current impulse, it accelerates the rotor within the limit of this angular clearance and then, once the play has been absorbed, the rotor transmits its kinetic energy, in an impact, to the screw thus
25 creating a torque impulse. During each torque impulse, also called a mechanical impulse, the kinetic energy of the rotor is then transmitted by the transmission unit from the screwdriver to the end member.

The motor is not powered with electric current during the torque impulses. It therefore does not generate any electromagnetic torque during these torque
30 impulses. Thus it is the restitution of its kinetic energy to the end member of the

tool, and not the electromagnetic torque generated by the motor, that is decisive for attaining the set value of torque. The value of the reduction ratio therefore does not play a role as such in the restitution of this kinetic energy.

5 The evaluation of the forces and dynamic phenomena that can be applied to the body of the tool leads to the following considerations.

For easy presentation, the following assumptions have been made:

- The operator exerts a negligible holding force on the handle of the tool, this being compliant with one of the goals of the invention which is to reduce the reaction of the tool in the operator's hand.
- 10 • The transmission is an epicyclic reduction gear and the dynamic phenomena which apply to the planet carrier of this reduction gear and to the end member of the tool are overlooked in relation to those applying to the rotor of the stator.
- The motor is not powered during the torque impulse on the screw, and the electromagnetic torque exerted on the stator of the motor
15 fixedly joined to the body of the tool on the rotor is therefore zero.

The torque sensor is mounted between the body of the screwdriver and the ring gear of the epicyclic reduction gear to stop it in rotation in the body of the tool.

20 For an epicyclic reduction, the relationship between the torque applied on the screw and the torque measured by the torque sensor can be expressed by the following relationship:

$$\vec{M}_{\text{screwing}} \cdot (1 - 1/(R \cdot \mu)) = \vec{M}_{\text{sensor}}$$

With:

- 25 • **R** being the reduction ratio of the epicyclic reduction gear;
- μ being the efficiency of the epicyclic reduction gear;
- **$\vec{M}_{\text{screwing}}$** being the resistant torque of the screw during the screwing torque impulse;

- \vec{M}_{sensor} being the torque exerted by the sensor on the body of the tool along its screwing axis.

In isolating the assembly formed by the body of the tool, the stator of the motor and the handle and applying the fundamental principle of dynamics to it, the following relationship can be assumed:

$$\vec{M}_{\text{sensor}} + \vec{M}_{\text{electromagnetic}} + \vec{M}_{\text{operator}} = J_{\text{body}} \cdot \vec{W}_{\text{body}}$$

With:

- $\vec{M}_{\text{electromagnetic}}$ being the resistant electromagnetic torque exerted by the rotor on the stator, which is zero because the motor is not powered during the screwing torque impulse;
- $\vec{M}_{\text{operator}}$ being the reaction torque exerted by the operator on the handle of the tool, which is overlooked given the goal of the invention;
- J_{body} being the rotor inertia of the body of the tool along the screwing axis;
- \vec{W}_{body} being the acceleration in rotation undergone by the body of the tool along the screwing axis during the screwing torque impulse.

The following relationship is deduced therefrom:

$$\vec{M}_{\text{screwing}} \cdot (1 - 1/(R \cdot \mu)) = J_{\text{body}} \cdot \vec{W}_{\text{body}}$$

$$\vec{W}_{\text{body}} = \vec{M}_{\text{screwing}} \cdot ((1 - 1/(R \cdot \mu))/J_{\text{body}})$$

The acceleration to which the body of the tool is subjected induces a rotation of the body of the tool around the screwing axis in the operator's hand. The smaller the angle of rotation of the body of the tool, the lower will be the operator's perception of the torque impulses. In order to reduce the angle of rotation of the body of the tool, which is a consequence of this acceleration, it is possible to:

- reduce the duration during which the body of the tool is subjected to this acceleration \vec{W}_{body} ;
- directly reduce the value of this acceleration \vec{W}_{body} :
 - by increasing J_{body} , or
 - by reducing the ratio R of the transmission.

5

With respect to the reduction of the duration of the acceleration, the inventors have noted that, when using a reduction gear with a low reduction ratio, the rotor is subjected to a deceleration torque that is greater than when using a reduction gear having a high ratio.

10

Indeed, the relationship between the screwing resistant torque and the torque generated by the rotor of the motor during the torque impulse is the following:

$$\begin{aligned}\vec{M}_{\text{screwing}} &= -R \cdot \mu \cdot \vec{M}_{\text{rotor}} \\ \vec{M}_{\text{rotor}} &= -\vec{M}_{\text{screwing}} / (R \cdot \mu)\end{aligned}$$

With:

15

- R being the reduction ratio of the epicyclic reduction;
- μ being the efficiency of the epicyclic reduction;
- $\vec{M}_{\text{screwing}}$ being the resistant torque of the screw during the screwing torque impulse;
- \vec{M}_{rotor} being the torque exerted by the rotor on the input of the reduction.

20

In applying the fundamental principle of dynamics to the rotor, it is subjected to the resistant torque of the reduction gear. The result of this therefore is that:

$$\vec{M}_{\text{reduction}} = J_{\text{rotor}} \cdot \vec{W}_{\text{rotor}}$$

With

$$\vec{M}_{\text{reduction}} = -\vec{M}_{\text{rotor}}$$

It is deduced therefrom that:

25

$$\vec{W}_{\text{rotor}} = \vec{M}_{\text{screwing}} / (R \cdot \mu \cdot J_{\text{rotor}})$$

Consequently, for a given screwing torque, the lower the reduction ratio, the greater the deceleration of the rotor and therefore the shorter will be the duration for which the rotor transmits its kinetic energy to the assembly.

5 The duration of the screwing torque impulse is therefore all the shorter as the reduction ratio is low.

In order to reduce the duration of the screwing impulses, especially from about 10ms to about 2ms, the inventors then divided the reduction ratio by about 5 in establishing the fact that the ratio value R is smaller than or equal to $10/(\mu C_{max})$.

10 This is illustrated in figure 3 which represents curves illustrating the duration of a torque impulse respectively with a two-stage reduction, the ratio of which is equal to 20.97, and with a one-stage reduction, the ratio of which is equal to 3.81. Since the duration of the mechanical impulse is diminished, the duration for which the body of the tool is subjected to an acceleration in rotation \vec{W}_{body} is reduced. The angular shift of the screwdriver in an operator's hand during a mechanical impulse is thus very small, and this limits the operator's perception of the impulses.

The diminishing of the reduction ratio therefore contributes:

- 20 - firstly to diminishing the duration for which the body of the tool is subjected to this acceleration \vec{W}_{body} , and
- secondly directly diminishing the value of \vec{W}_{body} :

All this plays a part in reducing the angle of rotation of the body of the screwdriver in the operator's hand at each impulse.

25 The implementation of the technique according to the invention therefore nullifies the operator's perception of the impulses or at least limits them to a level that causes no discomfort. In this way, the screwdriver generates a reaction force in the operator's hand that remains below the average threshold of tolerance beyond which the operator may feel a discomfort or even an unpleasant effect. The appearance of muscular-skeletal disorders for the operator is thus prevented
30 and the comfort of use of the impulse screwdriver is increased.

Furthermore, the reduced reduction ratio makes it possible to maintain high rotation speed for the screw that is to be tightened with a moderate rotation speed for the motor. Indeed, a low ratio makes it possible to deliver an equivalent output torque with a smaller output speed of the motor. For example, 5 if we consider a ratio smaller than or equal to $10/(\mu C_{\max})$ if the motor torque is equal to 2.5 N.m and if the efficiency of the reduction is close to 1, then the ratio will be approximately equal to 4 and if the output speed of the motor is equal to 20,000 rpm, the output speed of the tool will be of the order of 5,000 rpm. The technique according to the invention thus ensures high productivity.

10 Furthermore, this reduction of the speed of the motor can be such that it causes a drop in the kinetic energy stored during the pre-screwing stage. The result of this is to greatly reduce the risk of exceeding the torque when the screw comes into contact with the part to be tightened, especially for hard joining, without in any way thereby reducing the productivity of the tool.

15 For a given output speed, the reduction of the ratio R therefore makes it possible either to reduce the speed of rotation of the motor to a value limiting the risk of exceeding the set value of torque or of preserving a speed of the motor that is technically reasonable, i.e. of the order of 20,000 rpm, while at the same time in all cases maintaining high productivity.

20 It can be noted that the invention is part of a problem-solving approach that runs counter to the preconceived ideas of those skilled in the art (the field of the designing of portable electric impulse screwdrivers) without acting on the conventional levers used by the designers of these tools.

25 Indeed, the habitual reflex that comes into play when reducing the torque spike at the point of contact is that of reducing the speed of the motor before contact. However, a designer's habitual reflex of this type would reduce the productivity of the tool, and this is not acceptable in many industrial domains using such tools, for example on assembly lines.

According to the invention, and given the nominal speed of the tool which is higher than that of a tool of classic design, the lowering of the speed of the motor nevertheless makes it possible to preserve a high level of productivity.

5 It must be noted that the designer is dissuaded from reducing the reduction ratio since this would lead him into a dead end where the level of output torque (equal to the multiplication of the reduction ratio by the maximum torque at constant speed of the motor) can no longer attain the set value of torque for a maximum given torque of the motor (since it is certainly conceivable that the maximum torque of the motor can be increased by choosing a more powerful
10 motor, which nevertheless would be done to the detriment to the price of the tool and/or its space requirement and/or its weight).

Furthermore, with a tool according to the invention, owing to the low ratio, the tightening capacity in continuous mode has a ceiling that is placed at a torque value lower than that limit beyond which the operator would no longer
15 withstand it, in this case a limit of 10 N.m. Thus, even if there is a wrong programming of the tool, there is of the operator undergoing a continuous torque that he could not withstand. For example, if the motor torque is equal to 2.5 N.m and if the ratio is equal to 4, the output torque in continuous mode will not exceed 10 N.m, which is compatible with the operator's capacity for accepting
20 torque.

Besides, during a mechanical impulse with a given amplitude of torque, the kinetic energy transmitted by the rotor to the screw prompts a deformation of the reduction until the torque reaches the level needed to make the screw start turning and get tightened. An impulse is formed successively by a period of
25 deformation of the transmission, a period of rotation of the screw and a period of relaxation of transmission. The stiffer the transmission, the shorter the duration of the periods of deformation and relaxation and therefore the shorter the duration of torque impulses.

To increase the stiffness of the transmission, the inventors have thought
30 of reducing the number of stages. Indeed, the smaller the number of stages, the

lower the number of parts forming the transmission, and the smaller is the torsional deformation of the transmission and the shorter is the period during which the deformation occurs. This is illustrated in figure 4 which expresses the relationship between the torque applied by the input sun gear of an epicyclic reduction gear or motor shaft and the angle of rotation of the sun gear or the motor shaft, the output shaft of the tool being immobilized in rotation relative to the body of the tool.

According to another aspect of the invention, the transmission is therefore of an epicyclic type and comprises only one stage instead of the usual two stages, and this plays a part in reducing the duration of the screwing impulse and therefore the duration during which the body of the tool is subjected to the acceleration \vec{W}_{body} .

This also participates in reducing the angle of rotation of the body of the screwdriver in the operator's hand at each impulse and therefore improving the security and comfort of use.

The transmission preferably has a stiffness greater than or equal to 0.5 N.m per degree, this stiffness being measured by the input sun gear of the transmission, the output shaft being immobilized in rotation relative to the body of the tool.

According to an advantageous solution, the motor means and the reduction are configured in such a way that $R * \mu * C_{\text{max}} \leq C_c / 1.5$.

It is possible in this approach to propose a tool for which the set value of torque can have a relatively high level, while at the same time limiting the undesired effects on the operator's hand.

In either case, the screwdriver can be parameterized with a set value torque $C_c > 20$ N.m.

Said transmission preferably integrates an angular clearance enabling the rotor of the motor means to freely accelerate during this impulse to accumulate a kinetic energy E_c .

In one particular embodiment, said epicyclic reduction gear comprises a ring gear rotationally linked to the housing of the screwdriver by means of the torque sensor.

6. List of figures

5 Other characteristics and advantages of the invention shall appear more clearly from the following description of a preferred embodiment of the invention, given by way of an illustratory and non-exhaustive example and from the appended drawings, of which:

- 10 - Figure 1 is a schematic view of a screwdriver according to the invention;
- Figure 2 is a graph of curves of torque, current and speed of a screwdriver according to the invention during a screwing cycle;
- 15 - Figure 3 represents curves illustrating the duration of a torque impulse respectively with a two-stage reduction, the ratio of which is equal to 20.97, and a one-stage reduction, the ratio of which is equal to 3.81;
- 20 - Figure 4 represents curves expressing the relationship between the torque applied to the input sun gear of an epicyclic reduction gear or motor shaft and the angle of rotation of the sun gear or of the motor shaft, the output shaft of the tool being immobilized in rotation relative to the body of the tool, respectively with a two-stage reduction, the ratio of which is equal to 20.97 and with a one-stage reduction,
- 25 the ratio of which is equal to 3.81.

7. Description of one embodiment of the invention

Referring to figure 1, an electric screwdriver according to the invention comprises:

- motor means 1 provided with a rotor 10;

- an end member 2 that is to act on a screw to drive the screwing of this screw;
- a transmission linking the rotor of the motor means and the end member 2, this transmission including a reduction gear 3;
- a driving means 4 provided to power the motor means 1 in pulsed mode; in other words, these driving means 4 are designed to feed the motor means 1 with a series of impulses, each prompting a motion of rotation of the rotor 10.

10 These constituent parts are mounted in a housing 5 of the tool, this housing being associated with a handle 50, the housing and the handle being configured, in the present embodiment, to give the screw a shape of a pistol-handle screwdriver.

15 The reduction gear of the screwdriver comprises an epicyclic train having only one stage, making it possible to:

- reduce the gear ratio of the reduction, thus causing a reduction of the duration and intensity of the impulses transmitted to the body of the tool and therefore an improvement in the ergonomomy of the tool;
- increase the rigidity of the reduction gear , thus causing a reduction of the duration of the pulses and therefore an improvement in the ergonomomy of the tool;
- improve reliability;
- reduce cost price.

25 The screwdriver furthermore incorporates a torque sensor 6, of the type comprising a deforming element connected to the housing of the tool. The purpose of this torque sensor 6 is to detect the reaching of a set value torque C_c . More specifically, the reduction gear 3 is an epicyclic reduction gear with only one stage, the ring of which is linked rotationally to the housing 5 of the
30 screwdriver by means of the torque sensor 6.

The parameters of the screwdriver are the following:

- maximum torque at constant speed of the motor means:
C_{max};
- reduction ratio of the transmission: R;
- 5 - transmission efficiency: μ ;
- set value of torque: C_c.

According to the principle of the invention, the transmission is capable of enabling an accumulation of kinetic energy E_c in the rotor and a restitution of this kinetic energy E_c to the end member 2 between two impulses triggered by the driving means.

Furthermore, the motor means and the reduction gear are configured in such a way that $R * \mu * C_{max} < C_c$, the set value torque C_c being reached through the transfer of kinetic energy E_c into the screw to be tightened. The motor means and the reduction gear are configured in such a way that $R * \mu * C_{max} \leq 10 \text{ N.m}$. In other words, it is smaller than or equal to 10/ (μC_{max}).

According to one particular embodiment, the transmission integrates an angular clearance enabling the rotor 10 of the motor means to freely accelerate during an impulse to accumulate kinetic energy E_c.

Referring to figure 2, a description is given here below of the evolution of certain operation parameters of a screwdriver according to the invention, illustrated in the form of graphs.

Figure 2 shows three curves:

- the curve A which illustrates the evolution of the current in amperes given by the driving means 4 to the motor means 1;
- 25 - the curve B illustrating the evolution of the speed expressed in rpm of the rotor 10 of the screwdriver;
- the curve C which illustrates a development of the torque transmitted by the end member 2 of the screwdriver to the screw on which the screwdriver is acting.

According to one particular embodiment, the screwdriver furthermore has either of the following characteristics:

- the motor means and the reduction gear are configured in such a way that $R * \mu * C_{max} \leq C_c/1.5$;
- $C_c > 20 \text{ N.m.}$

CLAIMS

1. Electric screwdriver comprising:
- a housing (5);
 - 5 - motor means (1), of which the maximum torque at constant speed is C_{max} , provided with a rotor;
 - an end member (2) capable of being driven in rotation by a transmission (3) including a reduction gear (3) coupled to the motor means (1) and having a ratio R and an efficiency μ ;
 - 10 - at least one torque sensor (6) for detecting the attaining of an set value torque C_c ;
 - means for driving (4) the motor means (1) in impulse mode, intended for feeding the motor means (1) with a series of impulses;
- 15 said transmission being capable of enabling an accumulation of kinetic energy E_c in the rotor and a restitution to the end member (2) of said kinetic energy E_c between two impulses, and in that the motor means (1) and the reduction gear (4) are configured in such a way that:
- $R * \mu * C_{max} < C_c$, the set value of torque C_c being attained through the transfer
- 20 of kinetic energy E_c to the screw to be tightened
- characterized in that said ratio R is smaller than or equal to $10/(\mu C_{max})$.
2. Screwdriver according to claim 1, characterized in that said reduction gear is of an epicyclic type with only one stage.
3. Screwdriver according to claim 1 or 2, characterized in that the motor
- 25 means (1) and the reduction gear (4) configured in such a way that $R * \mu * C_{max} \leq C_c/1.5$.
4. Screwdriver according to any one of the claims 1 to 3, characterized in that $C_c > 20$ N.m.
5. Screwdriver according to any one of the claims 1 to 4, characterized in
- 30 that transmission integrates an angular clearance enabling the rotor (10) of

the motor means to freely accelerate during an impulse to accumulate a kinetic energy E_c .

- 5
6. Screwdriver according to any one of the claims 1 to 5, characterized in that said transmission comprises a ring gear rotationally linked to the housing of the screwdriver by means of the torque sensor.
 7. Screwdriver according to any one of the claims 1 to 6, characterized in that transmission has a stiffness greater than or equal to 0.5 N.m per degree.

Abstract

The invention relates to an electric screwdriver, including: a drive means (1), the maximum constant-speed torque of which is C_{max} , said drive means having a rotor (10); an end member (2) that can be rotated by a transmission including a reducer (3) coupled to the drive means (1), said reducer having a ratio of R and an output of μ ; at least one torque sensor (6) for detecting the range of a torque set value C_c ; and a means (4) for controlling the drive means (1) in an impact mode, said control means being intended to supply power to the drive means (1) in a series of pulses. Said transmission is capable of enabling the accumulation of kinetic energy E_c and the return of said kinetic energy E_c to the end member (2) between two pulses, wherein the drive means (1) and the reducer (4) are configured such that $R * \mu * C_{max} < C_c$, the torque set value C_c being reached by transferring the kinetic energy E_c into the screw to be screwed, and said ratio R is less than or equal to $10/(\mu C_{max})$.

5

10

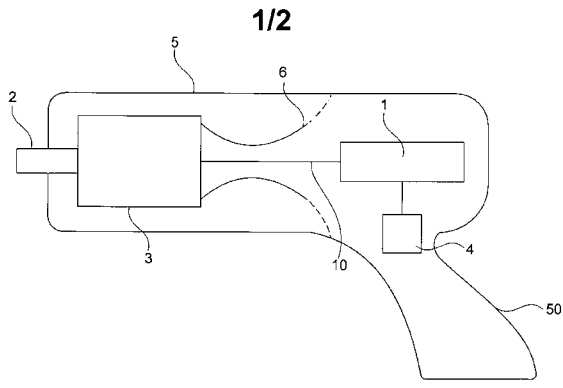


Fig. 1

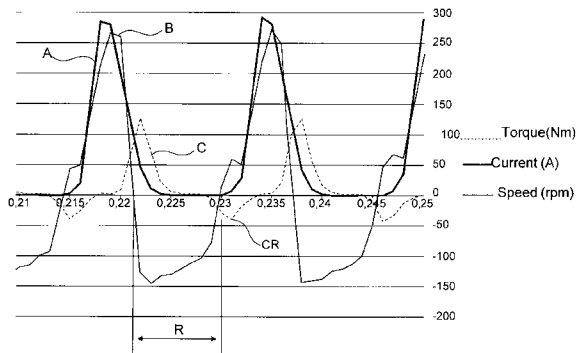


Fig. 2

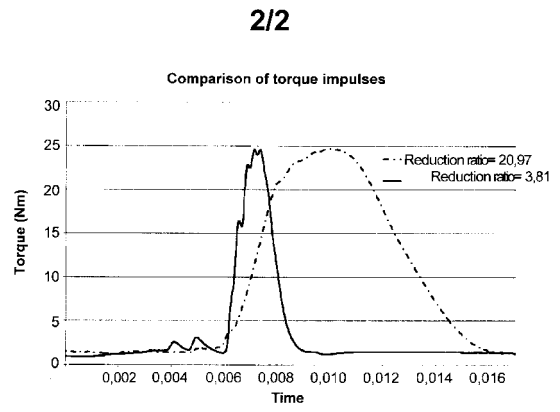


Fig. 3

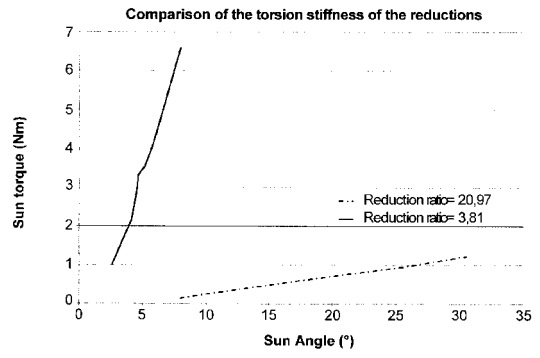


Fig. 4