

(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2010-17175

(P2010-17175A)

(43) 公開日 平成22年1月28日 (2010.1.28)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
AO 1 D 34/68 (2006.01)	AO 1 D 34/68 D	2 B 0 8 3
AO 1 D 34/76 (2006.01)	AO 1 D 34/76 A	

審査請求 未請求 請求項の数 13 O L (全 24 頁)

(21) 出願番号 特願2009-21083 (P2009-21083)
 (22) 出願日 平成21年2月2日 (2009.2.2)
 (31) 優先権主張番号 特願2008-152727 (P2008-152727)
 (32) 優先日 平成20年6月11日 (2008.6.11)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(71) 出願人 503174420
 株式会社ファインスティールエンジニアリング
 神奈川県横浜市港北区新横浜 3 丁目 7 番 1
 9 号 鈴喜ビル 9 F
 (74) 代理人 100073184
 弁理士 柳田 征史
 (74) 代理人 100090468
 弁理士 佐久間 剛
 (72) 発明者 今泉 敏明
 横浜市港北区新横浜 3 丁目 7 番地 1 9 鈴
 喜ビル 9 階 株式会社ファインスティール
 エンジニアリング内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 刈払機の振動緩衝機構、刈刃側伝動軸、伝動軸および遠心クラッチドラム組立体

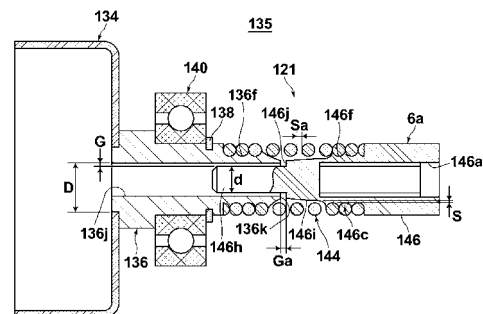
(57) 【要約】

【課題】 刈払機の振動緩衝機構、刈刃側伝動軸、伝動軸および遠心クラッチドラム組立体において、伝動軸のねじり振動、撓み振動の両方を緩和し、部品点数が少なく、構造が簡単、組立てが容易且つ安価なものとする。

【解決手段】 刈払機の振動緩衝機構 1 2 1 を、原動機に接続される、外周に螺旋溝 1 3 6 f が形成された原動機側伝動軸部分 1 3 6 と、刈刃に接続される、外周に原動機側伝動軸 1 3 6 部分の螺旋溝 1 3 6 f と離間して形成された螺旋溝 1 4 6 f を有する刈刃側伝動軸部分 6 a と、一端側が螺旋溝 1 3 6 f に、他端側が螺旋溝 1 4 6 f に螺入され、螺旋溝 1 3 6 f、1 4 6 f に螺入されていない部分のリング部分同士の間所定間隔 S a が設けられているコイルばね 1 4 4 とを設けて構成する。この構成により、原動機側伝動軸 1 3 6 部分の回転を、コイルばね 1 4 4 を介して刈刃側伝動軸 6 a 部分に伝達させる。

。

【選択図】 図 3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

原動機の回転力を伝動軸を介して刈刃に伝達する刈払機の前記伝動軸に設けられる振動緩衝機構であって、

前記原動機に接続される、外周に形成された螺旋溝を有する原動機側伝動軸部分と、

前記刈刃に接続される、外周に前記原動機側伝動軸部分の螺旋溝と離間して形成された螺旋溝を有する刈刃側伝動軸部分と、

一端側が前記原動機側伝動軸部分の螺旋溝に、他端側が前記刈刃側伝動軸部分の螺旋溝に螺着され、前記螺旋溝に螺着されていない部分の少なくとも一部のリング部分同士の間

10

に所定間隔が設けられているコイルばねとを備え、

【請求項 2】

前記原動機側伝動軸部分の螺旋溝が該原動機側伝動軸部分の前記刈刃側伝動軸部分に対向する先端部の外周に形成され、該先端部の後端には前記コイルばねの一端が突き当たるストッパ部が形成され、

前記刈刃側伝動軸部分の螺旋溝が該刈刃側伝動軸部分の前記原動機側伝動軸部分に対向する先端部の外周に形成され、該先端部の後端には前記コイルばねの他端が突き当たるストッパ部が形成されていることを特徴とする請求項 1 記載の刈払機の振動緩衝機構。

20

【請求項 3】

前記原動機側伝動軸部分および/または前記刈刃側伝動軸部分の前記螺旋溝が、該螺旋溝に螺着される前記コイルばねのリング部分同士が互いに密接するように形成されていることを特徴とする請求項 1 または 2 記載の刈払機の振動緩衝機構。

【請求項 4】

原動機の回転力を伝動軸を介して刈刃に伝達する刈払機の前記伝動軸に設けられる振動緩衝機構であって、

原動機と反対側を向くように突設されたばね挿通部および、ここに回転可能に嵌装されたコイルばねの線材の一端を受け止める当接部を有して、原動機に接続される原動機側伝動軸部分と、

前記原動機側伝動軸部分のばね挿通部と向かい合うように突設されたばね挿通部および、ここに回転可能に嵌装されたコイルばねの線材の他端を受け止める当接部を有して、前記刈刃に接続される刈刃側伝動軸部分と、

30

一端側が前記原動機側伝動軸部分のばね挿通部に、他端側が前記刈刃側伝動軸部分のばね挿通部に各々嵌装されたコイルばねとを備え、

前記原動機側伝動軸部分が、その当接部を介して前記コイルばねの線材の一端を押す向きに回転されたとき、その回転を該コイルばねを介して前記刈刃側伝動軸部分に伝達することを特徴とする刈払機の振動緩衝機構。

【請求項 5】

前記コイルばねの少なくとも一部を、その周外方から所定間隔を置いて覆うスリーブが配設されていることを特徴とする請求項 4 記載の刈払機の振動緩衝機構。

40

【請求項 6】

原動機の回転力を伝動軸を介して刈刃に伝達する刈払機の前記伝動軸に設けられる振動緩衝機構であって、

コイルばねの線材の一端を受け止める当接部を有して、原動機に接続される原動機側伝動軸部分と、

前記コイルばねの線材の他端を受け止める当接部を有して前記原動機側伝動軸部分と向かい合うように配置され、前記刈刃に接続される刈刃側伝動軸部分と、

前記原動機側伝動軸部分と前記刈刃側伝動軸部分との間において、その線材の一端、他端が各々前記原動機側伝動軸部分の当接部、前記刈刃側伝動軸部分の当接部に受け止められる状態に配置されたコイルばねと、

50

前記原動機側伝動軸部分および／または前記刈刃側伝動軸部分に保持されて、前記コイルばねの少なくとも一部を、その周外方から所定間隔を置いて覆うスリーブとを備え、

前記原動機側伝動軸部分が、その当接部を介して前記コイルばねの線材の一端を押す向きに回転されたとき、その回転を該コイルばねを介して前記刈刃側伝動軸部分に伝達することを特徴とする刈払機の振動緩衝機構。

【請求項 7】

前記原動機側伝動軸部分と前記刈刃側伝動軸部分の互いに対向する側の端部のいずれか一方に該伝動軸部分と同心の断面円形の凹部が形成され、他方の伝動軸部分の端部には、前記凹部に挿入される、前記凹部の内径より小さい外径を有する円柱状凸部を有していることを特徴とする請求項 1 から 6 いずれか 1 項記載の刈払機の振動緩衝機構。

10

【請求項 8】

請求項 1 から 7 いずれか 1 項記載の刈刃側伝動軸部分と、

該刈刃側伝動軸部分に連結されて該刈刃側伝動軸部分の回転を前記刈刃に伝達する伝動長尺部とを備えていることを特徴とする刈刃側伝動軸。

【請求項 9】

請求項 1、2 または 3 記載の刈刃側伝動軸部分と、

該刈刃側伝動軸部分に連結されて該刈刃側伝動軸部分の回転を前記刈刃に伝達する伝動長尺部と、

前記刈刃側伝動軸部分の螺旋溝に、他端側が螺着された請求項 1 記載のコイルばねとを備えていることを特徴とする刈刃側伝動軸。

20

【請求項 10】

前記請求項 1 から 7 いずれか 1 項記載の振動緩衝機構と、

該振動緩衝機構の前記刈刃側伝動軸部分に取り付けられて、該刈刃側伝動軸部分の回転を前記刈刃に伝達する伝動長尺部とを備えていることを特徴とする刈払機の伝動軸。

【請求項 11】

請求項 1 から 7 いずれか 1 項記載の原動機側伝動軸部分と、

該原動機側伝動軸部分に連結された遠心クラッチドラムとを備えていることを特徴とする刈払機用の遠心クラッチドラム組立体。

【請求項 12】

請求項 1、2 または 3 記載の原動機側伝動軸部分と、

30

該原動機側伝動軸部分に連結された遠心クラッチドラムと、

前記原動機側伝動軸部分の螺旋溝に一端側が螺着された請求項 1 記載のコイルばねとを備えていることを特徴とする遠心クラッチドラム組立体。

【請求項 13】

螺旋溝に前記コイルばねの他端側が螺着された、請求項 1 記載の刈刃側伝動軸部分を備えていることを特徴とする請求項 12 記載の遠心クラッチドラム組立体。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、2 サイクルエンジン等の原動機の動力で刈刃を回転させて雑草等を刈る刈払機における、振動緩衝機構、刈刃側伝動軸、伝動軸および遠心クラッチドラム組立体に関する。

40

【背景技術】

【0002】

刈払機においては、原動機を、クラッチおよび伝動軸を介して刈刃に連結し、原動機により発生した動力を、伝動軸を介して刈刃に伝達して該刈刃を回転させるように構成されている。かかる刈払機の伝動軸は、極めて細長く全長が約 1 . 5 m 程度あり、操作杆本体の内部に配置されて外部に露出しないようになっている。操作杆本体にはハンドルが取り付けられており、操作者はハンドルを操作して雑草等の刈払いをするようになっている。また、動力源としては振動の大きい内燃機関（原動機）を使用するのが一般的であるため、

50

原動機の振動は操作杆へ伝達され、さらにハンドルへ伝達される。従って、この振動は、操作者の操作性の低下や疲労の増大を招き、はなはだしい場合は白蟻病を引き起こすおそれがある。

【 0 0 0 3 】

このため、振動を抑制する防振策がこの種の刈払機の課題となっており、この課題を解決するための提案もなされている。この一例として、原動機の遠心クラッチのクラッチハウジングに防振ゴムを設けて、操作杆への振動の伝達を緩和したものが知られている（例えば、特許文献 1）。

【 0 0 0 4 】

また、原動機の振動として上述の振動のほかにも、次のようにいくつかの異なる種類の振動が発生することが知られている。すなわち、原動機を始動した後、約毎分 3 0 0 0 回転（3 0 0 0 r p m）でクラッチの接続（クラッチイン）を行うが、そのときの衝撃による伝動軸の振動がある。また、クラッチインした後、常用回転数の約 8 0 0 0 r p m まで、回転を上昇させるが、その上昇の過程で原動機の回転ムラ（回転ブレ）によるトルク変動が生じ、その結果、振幅の大きな伝動軸の振動が発生する。また、さらに刈払機を使用中に幹の太い灌木などに刈刃が接触した時、刈刃が瞬間的に停止もしくは極端な減速状態となり、次の瞬間刈刃の回転が復帰して、伝動軸がオーバーラン（過回転）することに伴う振動などがある。これらの振動は、細長い伝動軸のねじれにより生じるねじれ振動や伝動軸の撓みによる撓み振動として表れる。また、このような場合、伝動軸が塑性変形して、その真直度が損なわれるおそれもある。

10

20

【 0 0 0 5 】

このようなねじれ振動を解消する提案が知られている。例えば、遠心クラッチに連結された筒状連結体、この筒状連結体内にピンを介して軸方向に移動可能に連結された可動スリーブ、可動スリーブ内に可動スリーブとスプライン接続された刈刃側の伝動軸を有する振動吸収継手が知られている（特許文献 2）。この筒状連結体内には筒状連結体と可動スリーブの間に圧縮コイルばねが配置されている。また、筒状連結体には三角形の窓が形成され、その窓に前述のピンが係合して回転を伝達するようになっている。回転に負荷がかかると、ピンは三角形の窓の辺に沿って移動する。すなわち、可動スリーブは筒状連結体内で筒状連結体と相対的に僅かに回転方向にずれると共に軸線方向に僅かに移動して圧縮コイルばねを圧縮するようになっている。無付加状態のとき、可動スリーブは圧縮コイルばねを押圧しないが、負荷がかかると可動スリーブは圧縮コイルばねを押圧して、回転のトルク変動を吸収するように構成されている。

30

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 0 6 】

【 特許文献 1 】 特開平 9 - 1 8 7 1 3 7 号公報

【 特許文献 2 】 特開 2 0 0 7 - 6 1 0 3 1 号公報

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 7 】

前述の特許文献 1 に開示された携帯型刈払機は、原動機の振動を操作杆に伝播しにくいようにした点で効果があるが、伝動軸のトルク変動（ねじり振動）に対処したものではなく、ねじり振動に対しては、効果は期待できない。

40

【 0 0 0 8 】

他方、特許文献 2 に開示された振動吸収継手は、ねじり振動に対しては、一応の効果はあるものの、ピンという剛体を介して回転を伝達するものであると共に、筒状連結体と可動スリーブと伝動軸とが密接状態で嵌め合わされているので、刈刃の負荷変動に起因する伝動軸の撓み振動は吸収することが困難であるという問題がある。また、部品点数、組立工数も多く、構造が複雑であり、加工が困難且つ高価であるという問題がある。

【 0 0 0 9 】

50

本発明は上記事情に鑑みてなされたものであり、その目的は、部品点数が少なく、構造が簡単であり、組立てが容易で、安価な刈払機の振動緩衝機構、それに使用される刈刃側伝動軸、振動緩衝機構を使用した伝動軸および刈払機用の遠心クラッチドラム組立体を提供することにある。

【 0 0 1 0 】

また、本発明の携帯型刈払機の他の目的は、エンジンの振動、伝動軸のねじり振動の両方を緩和することができる刈払機の振動緩衝機構、それに使用される刈刃側伝動軸、振動緩衝機構を使用した伝動軸および刈払機用の遠心クラッチドラム組立体を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

10

【 0 0 1 1 】

本発明による第 1 の刈払機の振動緩衝機構は、原動機の回転力を伝動軸を介して刈刃に伝達する刈払機の伝動軸に設けられる振動緩衝機構であって、

原動機に接続される、外周に形成された螺旋溝を有する原動機側伝動軸部分と、

刈刃に接続される、外周に前記原動機側伝動軸部分の螺旋溝と離間して形成された螺旋溝を有する刈刃側伝動軸部分と、

一端側が原動機側伝動軸部分の螺旋溝に、他端側が刈刃側伝動軸部分の螺旋溝に螺着され、螺旋溝に螺着されていない部分の少なくとも一部のリング部分同士の間在所定間隔が設けられているコイルばねとを備え、

原動機側伝動軸部分の回転をコイルばねを介して刈刃側伝動軸部分に伝達することを特徴とするものである。

20

【 0 0 1 2 】

上記両伝動軸部分に形成された螺旋溝の離間とは、その離間部分に亘ってコイルばねが存在する状態となるものであればよく、そうである限り、離間の具体的態様はどのようなものであってもよい。

【 0 0 1 3 】

ここで原動機側伝動軸部分、刈刃側伝動軸部分とは、それぞれ本発明の振動緩衝機構のコイルばねが取り付けられる原動機側の伝動軸の部分、刈刃側の伝動軸の部分をいう。

【 0 0 1 4 】

なお、上記第 1 の刈払機の振動緩衝機構において、原動機側伝動軸部分、刈刃側伝動軸部分の各々コイルばねに覆われる先端部の先端外周には、先端に向かう各伝動軸部分の半径方向内側に向くテーパが形成されていることが好ましい。

30

【 0 0 1 5 】

また、上記第 1 の刈払機の振動緩衝機構において、原動機側伝動軸部分の螺旋溝が原動機側伝動軸部分の刈刃側伝動軸部分に対向する先端部の外周に形成され、先端部の後端にはコイルばねの一端が突き当たるストッパ部が形成され、刈刃側伝動軸部分の螺旋溝が刈刃側伝動軸部分の原動機側伝動軸部分に対向する先端部の外周に形成され、先端部の後端にはコイルばねの他端が突き当たるストッパ部が形成されているように構成することができる。

【 0 0 1 6 】

40

さらに、上記の原動機側伝動軸部分および/または刈刃側伝動軸部分の螺旋溝は、螺旋溝に螺着されるコイルばねのリング部分同士が互いに密接するように形成されていてもよい。

【 0 0 1 7 】

また、本発明による第 2 の刈払機の振動緩衝機構は、上記と同様に原動機の回転力を伝動軸を介して刈刃に伝達する刈払機の前記伝動軸に設けられる振動緩衝機構であって、

原動機と反対側を向くように突設されたばね挿通部および、ここに回転可能に嵌装されたコイルばねの線材の一端を受け止める当接部を有して、原動機に接続される原動機側伝動軸部分と、

前記原動機側伝動軸部分のばね挿通部と向かい合うように突設されたばね挿通部および

50

、ここに回転可能に嵌装されたコイルばねの線材の他端を受け止める当接部を有して、前記刈刃に接続される刈刃側伝動軸部分と、

一端側が前記原動機側伝動軸部分のばね挿通部に、他端側が前記刈刃側伝動軸部分のばね挿通部に各々嵌装されたコイルばねとを備え、

前記原動機側伝動軸部分が、その当接部を介して前記コイルばねの線材の一端を押す向きに回転されたとき、その回転を該コイルばねを介して前記刈刃側伝動軸部分に伝達するように構成されていることを特徴とするものである。

【0018】

なお上記の「回転可能に嵌装」とは、ばね挿通部の外径よりもコイルばねの内径が大きく設定されたことにより、コイルばねが、その内部に挿通されたばね挿通部の周りで回転できる状態に両者が組み合っている状態を指すものである。

【0019】

この第2の刈払機の振動緩衝機構においては、コイルばねの少なくとも一部を、その周外方から所定間隔を置いて覆うスリーブが配設されていることが望ましい。

【0020】

また、本発明による第3の刈払機の振動緩衝機構は、上記本発明による第2の刈払機の振動緩衝機構が、原動機側伝動軸部分および刈刃側伝動軸部分に各々形成されたばね挿通部をコイルばねに通すことにより該コイルばねを両伝動軸部分の間に保持しているのに対し、簡単なスリーブによってコイルばねを両伝動軸部分の間に保持するようにしたものであり、具体的には、

上記と同様に原動機の回転力を伝動軸を介して刈刃に伝達する刈払機の前記伝動軸に設けられる振動緩衝機構であって、

コイルばねの線材の一端を受け止める当接部を有して、原動機に接続される原動機側伝動軸部分と、

前記コイルばねの線材の他端を受け止める当接部を有して前記原動機側伝動軸部分と向かい合うように配置され、前記刈刃に接続される刈刃側伝動軸部分と、

前記原動機側伝動軸部分と前記刈刃側伝動軸部分との間において、その線材の一端、他端が各々前記原動機側伝動軸部分の当接部、前記刈刃側伝動軸部分の当接部に受け止められる状態に配置されたコイルばねと、

前記原動機側伝動軸部分および/または前記刈刃側伝動軸部分に保持されて、前記コイルばねの少なくとも一部を、その周外方から所定間隔を置いて覆うスリーブとを備え、

前記原動機側伝動軸部分が、その当接部を介して前記コイルばねの線材の一端を押す向きに回転されたとき、その回転を該コイルばねを介して前記刈刃側伝動軸部分に伝達することを特徴とするものである。

【0021】

また、上述した本発明による第1、第2あるいは第3の刈払機の振動緩衝機構においては、原動機側伝動軸部分と刈刃側伝動軸部分の互いに対向する側の端部のいずれか一方に伝動軸部分と同心の断面円形の凹部が形成され、他方の伝動軸部分の端部には、凹部に挿入される、凹部の内径より小さい外径を有する円柱状凸部を有するように構成されていることが望ましい。

【0022】

他方、本発明による第1の刈刃側伝動軸は、上に述べた本発明による第1、第2あるいは第3の振動緩衝機構を構成する刈刃側伝動軸部分と、該刈刃側伝動軸部分に連結されて刈刃側伝動軸部分の回転を刈刃に伝達する伝動長尺部とを備えていることを特徴とするものである。

【0023】

また、本発明による第2の刈刃側伝動軸は、本発明による第1の振動緩衝機構を構成する刈刃側伝動軸部分と、該刈刃側伝動軸部分に連結されて該刈刃側伝動軸部分の回転を前記刈刃に伝達する伝動長尺部と、前記刈刃側伝動軸部分の螺旋溝に、他端側が螺着されたコイルばねとを備えていることを特徴とするものである。

【 0 0 2 4 】

また、本発明による刈払機の伝動軸は、本発明による第 1、第 2 あるいは第 3 の振動緩衝機構と、振動緩衝機構の刈刃側伝動軸部分に取り付けられて、刈刃側伝動軸部分の回転を刈刃に伝達する伝動長尺部とを備えていることを特徴とするものである。

【 0 0 2 5 】

ここで、伝動軸とは、原動機の回転を刈刃に伝える軸を意味し、例えば、原動機側伝動軸部分を含み遠心クラッチドラムに連結されるまでの軸の部分と、刈刃側伝動軸部分、伝動長尺部を含み、刈刃ユニットに連結されるまでの軸の部分とを併せた軸の部分という。

【 0 0 2 6 】

また、本発明による第 1 の刈払機用の遠心クラッチドラム組立体は、本発明による第 1、第 2 あるいは第 3 の振動緩衝機構を構成する原動機側伝動軸部分と、原動機側伝動軸部分に連結された遠心クラッチドラムとを備えていることを特徴とするものである。

【 0 0 2 7 】

また、本発明による第 2 の遠心クラッチドラム組立体は、本発明による第 1 の振動緩衝機構を構成する原動機側伝動軸部分と、原動機側伝動軸部分に連結された遠心クラッチドラムと、前記原動機側伝動軸部分の螺旋溝に一端側が螺着されたコイルばねとを備えていることを特徴とするものである。

【 0 0 2 8 】

この本発明による第 2 の遠心クラッチドラム組立体は、螺旋溝にコイルばねの他端側が螺着された刈刃側伝動軸部分を備えるように構成されてもよい。

【 発明の効果 】

【 0 0 2 9 】

本発明による第 1 の刈払機の振動緩衝機構によれば、外周に形成された螺旋溝を有する原動機側伝動軸部分と、原動機側伝動軸部分の螺旋溝と離間して形成された螺旋溝を有する刈刃側伝動軸部分と、一端側が原動機側伝動軸部分の螺旋溝に、他端側が刈刃側伝動軸部分の螺旋溝に螺着され、螺旋溝に螺着されていない部分のリング部分同士の間隔に所定間隔が設けられているコイルばねとを備え、これにより原動機側伝動軸部分の回転をコイルばねを介して刈刃側伝動軸部分に伝達するので、次の効果を奏する。

【 0 0 3 0 】

すなわち、エンジンの回転ムラや刈刃の負荷の変動に起因する伝動軸のねじり振動や撓み振動等の各種の振動が、原動機側伝動軸部分と刈刃側伝動軸部分の間のコイルばねの間隙部分が間隙を狭めるように或いは広げるようにコイルばねがねじれることによって、該コイルばねが軸方向に撓んで吸収される。このようにコイルばねで、回転の伝達を行うとともに、そのねじれで振動を吸収するので、部品点数が少なく、簡単な構成、組立が容易且つ低コストの振動緩衝機構を得ることができる。特に、原動機のクラッチイン時の衝撃、原動機の加減速時や、原動機の不安定な燃焼により回転ブレが生じたときの振幅の大きな振動、或いは刈刃が障害物により一時的に回転が阻害されたときの衝撃などに対して、コイルばねがねじれて或いは撓んで衝撃を吸収するので、特に効果的である。

【 0 0 3 1 】

また、この第 1 の刈払機の振動緩衝機構において特に、原動機側伝動軸部分の螺旋溝が原動機側伝動軸部分の先端部の外周に形成され、先端部の後端にはコイルばねの一端が突き当たるストッパ部が形成され、刈刃側伝動軸部分の螺旋溝が刈刃側伝動軸部分の先端部の外周に形成され、先端部の後端にはコイルばねの他端が突き当たるストッパ部が形成されている場合は、螺旋溝にコイルばねを螺着させるだけで、容易に取り付けることができ、構造も簡単で、低コストである。また、部品の交換も極めて容易である。

【 0 0 3 2 】

さらに、この第 1 の刈払機の振動緩衝機構において特に、原動機側伝動軸部分および/または刈刃側伝動軸部分の螺旋溝が、螺旋溝に螺着されるコイルばねのリング部分同士が互いに密接するように形成されている場合は、螺旋溝に螺着されているコイルばねの部分は、コイルばねの巻回方向に沿って線材（リング部分）が移動しないので、この部分がね

10

20

30

40

50

じれることが防止される。

【 0 0 3 3 】

他方、本発明による第 2 の刈払機の振動緩衝機構によれば、原動機と反対側を向くように突設されたばね挿通部および、ここに回転可能に嵌装されたコイルばねの線材の一端を受け止める当接部を有する原動機側伝動軸部分と、上記ばね挿通部と向かい合うように突設されたばね挿通部および、ここに回転可能に嵌装されたコイルばねの線材の他端を受け止める当接部を有する刈刃側伝動軸部分と、一端側が原動機側伝動軸部分のばね挿通部に、他端側が刈刃側伝動軸部分のばね挿通部に各々嵌装されたコイルばねとを備え、原動機側伝動軸部分が、その当接部を介してコイルばねの線材の一端を押す向きに回転されたとき、その回転を該コイルばねを介して刈刃側伝動軸部分に伝達するように構成されているので、以下の効果を奏する。

10

【 0 0 3 4 】

すなわち、原動機側伝動軸部分から刈刃側伝動軸部分への回転の伝達は、両者の間に介設されたコイルばねを介して行われるので、基本的に前記第 1 の振動緩衝機構におけるのと同様の振動吸収効果が得られる。

【 0 0 3 5 】

また本発明による第 3 の刈払機の振動緩衝機構によれば、コイルばねの線材の一端を受け止める当接部を有する原動機側伝動軸部分と、前記コイルばねの線材の他端を受け止める当接部を有する刈刃側伝動軸部分と、原動機側伝動軸部分と刈刃側伝動軸部分との間において、その線材の一端、他端が各々原動機側伝動軸部分の当接部、刈刃側伝動軸部分の当接部に受け止められる状態に配置されたコイルばねと、原動機側伝動軸部分および / または刈刃側伝動軸部分に保持されて、前記コイルばねの少なくとも一部を、その周外方から所定間隔を置いて覆うスリーブとを備え、原動機側伝動軸部分が、その当接部を介してコイルばねの線材の一端を押す向きに回転されたとき、その回転を該コイルばねを介して刈刃側伝動軸部分に伝達するように構成されているので、つまり本機構においても原動機側伝動軸部分から刈刃側伝動軸部分への回転の伝達は、両者の間に介設されたコイルばねを介して行われるので、基本的に前記第 1 の振動緩衝機構におけるのと同様の振動吸収効果が得られる。

20

【 0 0 3 6 】

特にこれら第 2 および第 3 の振動緩衝機構において、回転の伝達は、原動機側伝動軸部分の当接部がコイルばね線材をその一端から押して回し、押し回されたコイルばね線材の他端が刈刃側伝動軸部分の当接部を押して該刈刃側伝動軸部分を回す、というように行われるので、回転伝達に当たってコイルばねには線材を圧縮する向きの力が作用する。鋼鉄等からなるコイルばね線材は、引張り応力に対する強度よりも圧縮応力に対する強度の方が高いので、コイルばねとして比較的小型のものを適用可能となり、またそれに応じて 2 つの伝動軸部分も小型化が可能になるので、振動緩衝機構の小型化およびコストダウンが実現される。

30

【 0 0 3 7 】

また、上述のようにコイルばねを押し回して回転を伝達する構造となっているので、コイルばねは、原動機側伝動軸部分にもまた刈刃側伝動軸部分にも強固に固定されている必要が無い。したがって上記第 2 の振動緩衝機構において、原動機側伝動軸部分および刈刃側伝動軸部分は、基本的に上記ばね挿通部と前述の当接部だけを備えていればよく、その構造は極めて簡単なものとなる。他方、上記第 3 の振動緩衝機構にあっては、原動機側伝動軸部分および刈刃側伝動軸部分は基本的に上記当接部だけを備えるものとし、その上でコイルばね保持用の簡単なスリーブを配設すればよいので、該第 3 の振動緩衝機構も構造が極めて簡単なものとなる。

40

【 0 0 3 8 】

さらに、コイルばねの各端部と上記両伝動軸部分とを例えば圧入や螺合などの手段によって強固に固定する作業も不要となる。そこでこれらの点からも、該第 2 および第 3 の振動緩衝機構は十分な小型化、コストダウンが可能で、さらには組立て、分解が容易なもの

50

となる。

【 0 0 3 9 】

なお、特に上記第 2 の振動緩衝機構においては、上述のようにコイルばねを押し回して、つまりコイルばね線材に圧縮方向の力を加えて回転を伝達する構造となっているので、刈刃に回転を妨げるような負荷が加わった際、コイルばねは、その径が拡大するように弾性変形して緩衝作用を果たすことになる。そのとき、コイルばねが余りに大きく変形すると、拡大したばねのリング部分が暴れて、隣のリング部分に乗り上げるような事態が起きる可能性がある。

【 0 0 4 0 】

そこでこの第 2 の刈払機の振動緩衝機構において望ましくは、前述したように、コイルばねの少なくとも一部を、その周外方から所定間隔を置いて覆うスリーブが配設される。つまり、そのようなスリーブが配設されている場合は、該スリーブによりコイルばねのリング部分の拡大が規制されるので、上述したような好ましくない事態が生じることを確実に防止できる。

【 0 0 4 1 】

なお第 3 の振動緩衝機構においては、元よりコイルばね保持用のスリーブが設けられるので、このスリーブによって上記事態が生じることを防止可能である。

【 0 0 4 2 】

また、以上説明した本発明による第 1、第 2 あるいは第 3 の刈払機の振動緩衝機構において特に、原動機側伝動軸部分と刈刃側伝動軸部分の互いに対向する側の端部のいずれか一方に伝動軸部分と同心の断面円形の凹部が形成され、他方の伝動軸部分の端部には、凹部に挿入される、凹部の内径より小さい外径を有する円柱状凸部を有するように構成されている場合は、原動機側伝動軸部分と刈刃側伝動軸部分同士の軸線方向と直交方向の相対的な変位が上記凹部と円柱状凸部との隙間の範囲内に規制されるので、大きな変位が生じることによるコイルばねの損傷や変形を防止することができる。なお、上記のように凹部と円柱状凸部とが嵌合していても、それらは上記隙間の範囲内で軸線方向と直交方向にある程度相対的に変位可能であるので、この変位によって振動、衝撃を緩和することができる。さらに、この構成を採用すれば、コイルばねをより長くして、振動、衝撃の吸収の度合いを大きくすることもできる。つまりコイルばねを長くしても、コイルばねが、その中を通っている伝動軸部分により全長に亘って支持されるため、コイルばねが暴れる（振動する）ことが防止される。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 4 3 】

【図 1】本発明の一例となる刈払機の要部の概略を示す断面図

【図 2】本発明の一例となる振動緩衝機構の一例を示し、（A）は、遠心クラッチケース部および振動緩衝機構を拡大して示す刈払機の部分拡大断面図、（B）は、ばね装着部の端面を示す拡大図

【図 3】本発明の振動緩衝機構の他の実施形態を示す図

【図 4】コイルばねの他の変形例を示す部分断面図

【図 5】伝動長尺部にばね装着部を取付けた伝動軸を示す図

【図 6】本発明の一例となる伝動軸を示す図

【図 7】本発明による振動緩衝機構のさらに別の実施形態を示す一部破断側面図

【図 8】図 7 の振動緩衝機構の一部を示す斜視図

【図 9】図 7 の振動緩衝機構の別の部分を示す斜視図

【図 10】本発明による振動緩衝機構のさらに別の実施形態を示す一部破断側面図

【図 11】本発明による振動緩衝機構のさらに別の実施形態を示す一部破断側面図

【図 12】図 11 の振動緩衝機構の一部を示す斜視図

【図 13】本発明による振動緩衝機構のさらに別の実施形態を示す一部破断側面図

【図 14】図 13 の機構の要部を拡大して示す側断面図

【図 15】本発明による振動緩衝機構のさらに別の実施形態を示す一部破断側面図

10

20

30

40

50

【発明を実施するための形態】

【0044】

以下、添付図面を参照しながら本発明の実施の形態について詳細に説明する。図1は、本発明の一例となる刈払機の要部の概略を示す断面図である。図示の刈払機30は、例えばアルミパイプから構成される操作杆1と、簡略化して矩形ブロックで示す原動機2と、刈刃ユニット3とで構成されている。操作杆1は、パイプ状の操作杆本体4と、該操作杆本体4の内部に軸受5を介して回転可能に支持された伝動長尺部20とにより構成されている。なお、伝動長尺部20は後述する伝動軸6の一部となる。軸受け5は、弾性ゴムと、弾性ゴムの内側に、後述する伝動長尺部20を支持する含油メタルからなっている。

【0045】

操作杆1の先端部（刈刃ユニット3側）には、伝動長尺部20に連結された傘歯車7が回転可能に支持されており、基端部（原動機ユニット2側）は、遠心クラッチケース部8に取り付けられている。遠心クラッチケース部8内には、後述する遠心クラッチドラム34が収容されている。操作杆1の基端側には遠心クラッチケース部8を介して上記原動機2が取り付けられている。原動機2としては、例えば2サイクルエンジン等の回転力を発生させる内燃機関が使用される。操作杆1の先端側には上記刈刃ユニット3が取り付けられている。刈刃ユニット3は、ケース9と、該ケース9内に回転可能に支持された刈刃支持軸10と、この刈刃支持軸10の基端側に固着された傘歯車11と、先端側に固着された刈刃12とを備えており、上記傘歯車11は、上記伝動長尺部20に連結された傘歯車7と噛合している。伝動長尺部20の基端側には、一点鎖線で示す本願発明の振動緩衝機構21の一部が配置されている。なお、図1においては、伝動長尺部20と刈刃支持軸10とのなす角度は直角になっているが、直角に限定されるものではなく、120度（60度）等適宜角度が設定される。

【0046】

次に、図2を参照して、振動緩衝機構21の一例について詳細に説明する。図2（A）は、遠心クラッチケース部8および振動緩衝機構21を拡大して示す刈払機30（図1）の部分拡大断面図である。図2（B）は、伝動長尺部20のばね装着部46の端面を示す拡大図である。まず、遠心クラッチケース部8は、原動機2にねじ等により固定されるハウジング32を有し、このハウジング32内に遠心クラッチを構成するドラム（遠心クラッチドラム）34が回転可能に収容される。ハウジング32は、原動機2に固定されるフランジ32a、フランジ32aに一体に形成され、ドラム34を収容する大径部32b、後述するベアリングを収容支持する縮径部32cおよび操作杆本体4に被嵌される装着部32dを有する。大径部32b、縮径部32c、装着部32dは、同心に形成されている。装着部32dは、ばね装着部46を内包する長さを有する。

【0047】

ドラム34は、原動機側に開放した平たい円環状であり、内側に遠心クラッチの回転要素（図示せず）を収容するようになっている。この回転要素は原動機2と連結され、所定の回転に達すると回転要素がドラム34の周壁34aの内面に摩擦接触して、ドラム34を回転させるようになっている。ドラム34の中央には開口34bが形成されており、この開口34bに回転軸（原動機側伝動軸）36が連結されている。回転軸36は、ドラム34の開口34bに装入されて溶接される低背の円柱状突起36a、ドラム34の平坦な主面34cに接する大径の基端部36b、この基端部36bに連続して形成された、基端部36bより小径の支持部36c、この支持部36cに連続して形成された、支持部36cより小径の螺旋溝部36dからなっている。支持部36cはベアリング40に支持される部分となる。支持部36cの螺旋溝部36d側端部には、環状溝36eが形成され、この環状溝36e内に止め環38が環装されている。前述のベアリング40は、基端部36bの端面36hと止め環38との間に冠着されて軸方向の移動が規制される。螺旋溝部36dには後述するコイルばね44が螺着される。

【0048】

他方、ベアリング40の外周側は、前述のハウジング32の縮径部32cに配置される

。縮径部 3 2 c の内周面 3 2 e には、ドラム 3 4 側に環状溝 3 2 f が形成され、この環状溝 3 2 f に止め環 4 2 が装着されている。この止め環 4 2 と縮径部 3 2 c の原動機側に向いた内面 3 2 g とによりベアリング 4 0 が、軸線方向に移動しないように固定される。これにより、ドラム 3 4 と回転軸 3 6 は、ハウジング 3 2 内で、縮径部 3 2 c と同軸に回転可能となる。

【 0 0 4 9 】

螺旋溝部 3 6 d には、コイルばね 4 4 が螺着される螺旋溝 3 6 f が、原動機側伝動軸部分の所定の長さ亘って形成されている。この螺旋溝 3 6 f の断面形状は、コイルばね 4 4 の外形形状と略同様な形状となっている。コイルばね 4 4 は、例えば断面円形の線材から構成され、コイルばね 4 4 の長手方向の両端部は、線材（リング）が密接して巻回され、中間部は線材が互いに僅かに離間した状態、いわゆる疎の状態に巻回されている。コイルばね 4 4 は螺旋溝 3 6 f に螺着されるが、その際、コイルばね 4 4 の基端側（一端側）の最端部 4 4 a が、回転軸 3 6 の支持部 3 6 c の端面（ストッパ部）3 6 g に当接し、それ以上コイルばね 4 4 が回転することが阻止される。コイルばね 4 4 は伝動長尺部 2 0 にも螺着される。線材が密接して巻回されている部分は、線材の巻回方向に沿って移動せず、螺旋溝 3 6 への取付は堅固である。

【 0 0 5 0 】

次に、図 2（B）も併せて参照して、伝動長尺部 2 0 側について説明する。伝動長尺部 2 0 側は、伝動長尺部 2 0 の基端側に取り付けられたばね装着部 4 6 を有する。伝動長尺部 2 0 とばね装着部 4 6 は、刈刃側伝動軸 6 a となる。この刈刃側伝動軸 6 a は、伝動軸 6 の一部となる、伝動長尺部 2 0 は外径が約 8 mm で長さが約 1 . 5 m と非常に細長くしかも 8 0 0 0 ~ 1 2 0 0 0 r p m という高速で回転するから回転時の振動やブレが大きく、そのため図 1 に示すように軸受 5 の内径は伝動長尺部 2 0 の外径とほぼ等しい内径とし殆ど隙間のない状態で軸受けするように設計されている。ばね装着部 4 6 は、中央に軸線方向に延びるスプライン溝 4 6 a が形成され、大径の基部 4 6 b と、この基部 4 6 b より基端側に基部 4 6 b より小径の螺旋溝部 4 6 c を有する。

【 0 0 5 1 】

螺旋溝部 4 6 c は、螺旋溝部 3 6 d と同様な形状であり、コイルばね 4 4 の他方の端部が螺着される。このときのコイルばね 4 4 の最端部 4 4 b は、基部 4 6 b の原動機側に向く端面（ストッパ部）4 6 d に当接するように螺着される。これにより振動緩衝機構 2 1 が構成される。前述の螺旋溝 3 6 f 、4 6 f のねじの方向は、原動機 2 の回転によって、コイルばね 4 4 と回転軸 3 6 、伝動軸 6 との螺合が一層堅固になる方向に形成されている。ばね装着部 4 6 と伝動長尺部 2 0 との結合は、図 2 に示すように、スプライン接続であってもよいし、溶接により一体に固定してもよい。このばね装着部 4 6 と伝動長尺部 2 0 の結合により、ばね装着部 4 6 は伝動長尺部 2 0 の一部となる。また、操作杆本体 4 は、ハウジング 3 2 の装着部 3 2 d 内に、螺入、締め込み、ねじ止め等の適宜手段により固定される。

【 0 0 5 2 】

次に振動緩衝機構 2 1 の作動について詳細に説明する。上記の実施形態において、振動緩衝機構 2 1 は、回転軸 3 6 と、コイルばね 4 4 と、ばね装着部 4 6 を有する。原動機 2 の回転は、遠心クラッチケース部 8 内のドラム 3 4 を介して回転軸 3 6 に伝達され、さらにコイルばね 4 4 を介して伝動長尺部 2 0 に伝達され、前述の刈刃ユニット 3 にその回転が伝達されて、刈刃 1 2 を回転させるようになっている。回転中に原動機 2 の振動、不完全燃焼による回転の変動、刈刃 1 2 の抵抗の変動などにより、トルクが変動すると、その変動が捻り振動や撓み振動となって操作杆 1 に振動を生じることとなる。しかし、本発明の振動緩衝機構 2 1 によりこの振動は吸収される。

【 0 0 5 3 】

すなわち、例えば、原動機 2 の遠心クラッチが接続された瞬間は、ドラム 3 4 が急激に回転を開始する。ドラム 3 4 と一体の回転軸 3 6 も同時に回転し、コイルばね 4 4 を介して伝動長尺部 2 0 に回転が伝達される。しかし、伝動長尺部 2 0 はそれまで停止状態であ

り、長さも長く、先端部には刈刃ユニット 3 が取付けられていることから、伝動長尺部 20 を含み刈刃ユニット 3 に至る回転系の静止時の慣性質量は大きなものである。従って、回転軸 36 の回転に瞬時に追従することができず、僅かな遅れを生じるが、この回転の遅れが通常は衝撃として、操作杆 1 を介して操作者に伝達される。しかし、コイルばね 44 が回転を伝達していることにより、回転の遅れはコイルばね 44 のねじれにより吸収される。

【0054】

コイルばね 44 の長手方向両端部は、前述のように線材が互いに密接しており、最端部 44a、44b は前述のストッパとなる端面 36g、46d に接触しているため、両端部がねじれることはない。従って、図 2 (A) において、コイルばね 44 の長手方向中間部において、互いに離間している線材 (リング) 同士の間隙が狭まる方向にコイルばね 44 がねじれる。このねじれの程度は、回転軸 36 と刈刃側伝動軸 6a のトルクの差の大きさと、コイルばね 44 のねじれによるトルクの発生とがつりあった位置までねじれることが考えられる。しかし、回転軸 36 のトルクがいくら大きい場合でも、コイルばね 44 の互いに離間している線材同士が接触するとそれ以上のねじれは阻止されるので、コイルばね 44 の過度の変形は防止される。

【0055】

このように原動機 2 のトルク変動が生じると、コイルばね 44 のねじり作用により、常にその変動が吸収されるので、振動が緩和される。原動機 2 自体の回転の振動も、コイルばね 44 を介して伝達されるため、直接伝動長尺部 20 に伝達されず振動が緩和される。その結果、本発明の振動緩衝機構 21 は、構造が簡単で、機械的な作動部分や、部分的に負荷がかかることがないので、磨耗せず耐久性が大きい。

【0056】

また、回転軸 36 の先端部の外周にはテーパ 36i が形成されている。このテーパ 36i があるため、回転時に回転軸 36 の先端のエッジがコイルばね 44 の線材に内側から衝突して線材を折損することが防止される。同様な理由で、ばね装着部 46 の先端外周にもテーパ 46g が形成されている。これによって振動緩衝機構 21 の耐久性が一層向上する。

【0057】

次に、本発明の振動緩衝機構およびこの振動緩衝機構を使用した遠心クラッチドラム組立体の他の実施形態について図 3 を参照して説明する。図 3 に示す実施形態と、図 2 の実施形態との相違は、回転軸 (原動機側伝動軸) 136 とばね装着部 146 との関係である。他の構成については、同じなので、同じ部分については説明を概略にとどめる。なお、図 3 において、遠心クラッチケース部 8 のハウジング 32 は図示を省略してある。振動緩衝機構 121 は、ドラム 134 に連結された、螺旋溝 136f を有する回転軸 136 と、この回転軸 136 に組み合わされるばね装着部 146、回転軸 136 とばね装着部 146 を連結するコイルばね 144 を有する。また、振動緩衝機構 121 の回転軸 136 にドラム 134 が固定されて、本発明の遠心クラッチドラム組立体 135 が構成される。図 3 では止め輪 138 によりベアリング 140 が、図 2 の実施形態と同様に回転軸 136 に固定されているが、ベアリング 140 は、遠心クラッチドラム組立体 135 の構成要素ではない。

【0058】

また、本発明の遠心クラッチドラム組立体は、上記の構成の他に、ドラム 134 と回転軸 136 を組み合わせた構成でもよく、さらに回転軸 136 にコイルばね 144 を螺着させた構成でもよい。

【0059】

回転軸 136 は、回転軸 136 と同心に貫通孔 (断面円形の凹部) 136j を有する中空のパイプ状となっている。他方、ばね装着部 146 は伝動長尺部 20 (図 2) と連結されるメス型のスプライン溝 146a を有し、回転軸 136 に対向する側に、前述の貫通孔 136j に挿入される円柱状の凸部 (円柱状凸部) 146h が形成されている。またばね

装着部 1 4 6 は螺旋溝 1 4 6 f が形成された螺旋溝部 1 4 6 c を有する。貫通孔の直径を D を約 7 mm、凸部 1 4 6 h の直径を d を約 6 mm とすると、凸部 1 4 6 h を貫通孔 1 3 6 j 内に同軸に配置したとして、凸部 1 4 6 h と貫通孔 1 3 6 j の内面との間隙 G は、約 0.2 ~ 0.5 mm となる。

【0060】

凸部 1 4 6 h が貫通孔 1 3 6 j に挿入されることにより、原動機側伝動軸部分と刈刃側伝動軸部分それぞれの回転中心軸が同一軸線上に位置するようになる。その結果、回転軸 1 3 6 と伝動長尺部 2 0 の回転時の同軸性が確保され、振動が一層低減する。すなわち、間隙 G が所定範囲内で軸線と直交する方向の過度の撓み振動を規制すると共に、この間隙 G 内で振動を吸収する。従って、コイルばね 1 4 4 の損傷や変形を防止し且つ撓み振動を緩和することができる。コイルばね 1 4 4 の線材の直径は約 2 mm ~ 3 mm であり、中間部の線材同士の間隔 S a は約 0.2 ~ 0.5 mm である。この間隔 S a は大きすぎると、線材がねじ切れるおそれがある。従って、回転軸 1 3 6 と刈刃側伝動軸 6 a との相対的な回転が、約 1/2 回転したときに、線材同士が接触するような間隔が好ましい。換言すると、相対的な回転差が半回転あればトルク変動等の振動が吸収できるということである。

【0061】

ばね装着部 1 4 6 の螺旋溝部 1 4 6 c を除く凸部 1 4 6 h に至る部分は、平滑な外面を有する、過渡部 1 4 6 i となっている。過渡部 1 4 6 i の直径は、螺旋溝部 1 4 6 c より縮小され、コイルばね 1 4 4 のねじれを阻害しないようになっている。過渡部 1 4 6 i の最大直径部の外面と、コイルばね 1 4 4 の内側との間隔 S は、約 0.2 ~ 0.5 mm である。過渡部 1 4 6 i の外面は、軸線方向に沿って過渡部 1 4 4 i の先端に向けてテーパが形成されている。このテーパは、過渡部 1 4 6 i 全体でなく先端すなわち過渡部 1 4 6 i の端面 1 4 6 j 近傍にのみ形成されていてもよい。

【0062】

回転軸 1 3 6 と対向する過渡部 1 4 6 i の端面 1 4 6 j と、回転軸 1 3 6 の端面 1 3 6 k との間は、間隙 G a が形成されている。これは、コイルばね 1 4 4 のねじれに伴って、回転軸 1 3 6 とばね装着部 1 4 6 が相対的に軸線方向に接近可能にするためである。この間隙 G a の寸法は、約 0.2 ~ 1 mm であり、コイルばね 1 4 4 の過度のねじれを防止するために、コイルばね 1 4 4 の線材同士がねじれにより互いに接触したときに、端面 1 4 6 j と、端面 1 3 6 k が互いに当接するように設定される。この実施形態は、コイルばね 1 4 4 を長くしても、回転軸 1 3 6 と伝動長尺部 2 0 の回転がぶれず、コイルばね 1 4 4 のねじれの裕度も大きくなって一層振動が緩和される。また、更にばねの長手方向中間部が、過渡部 1 4 6 j によって支持されるので、ばね自体のブレが小さくなり、振動が一層低減される。

【0063】

また、コイルばね 1 4 4 の過度のねじれを阻止するために、凸部 1 4 6 h の外面に軸線方向に沿って図示しないリブを設け、貫通孔 1 3 6 j にはこのリブを受容するとともに所定の範囲内にその移動を規制する、図示しない凹所を設けてもよい。

【0064】

以上の実施形態は、コイルばね 4 4、1 4 4 の両端部の線材同士が密接して巻回されている場合について説明したが、図 4 を参照してコイルばねの変形例について説明する。図 4 はコイルばねの他の変形例を示す、コイルばね 2 4 4 の部分断面図である。図 4 はコイルばね 2 4 4 が、回転軸 2 3 6 に螺着されている状態を示す。回転軸 2 3 6 の螺旋溝 2 3 6 f は、壁 2 3 8 により所定のピッチで互いに離隔している。他方、コイルばね 2 4 4 の螺旋溝 2 3 6 f に対応する部分も、所定のピッチで離隔しており、回転軸 2 3 6 に螺着させると図 4 に示す構成となる。従って、この状態では、コイルばね 2 4 4 の端部の線材が互いに離隔していても、回転軸 2 3 6 に螺着されている部分で、ねじれることはない。換言すると、コイルばね 2 4 4 の巻回方向に沿って線材が移動することがない。なお、図では壁 2 3 8 が線材の直径を越えて突出しているが、線材が螺旋溝 2 3 6 f を乗り越えて移動しない高さであれば、必ずしも直径を越えて突出する必要はない。

【 0 0 6 5 】

次に、伝動長尺部 20 について、図 5 および図 6 を参照して説明する。図 5 は伝動長尺部 20 にばね装着部 46 を取付けた刈刃側伝動軸 6a を示す。刈刃側伝動軸 6a は長尺であるため、図では部分的に省略してある。刈刃側伝動軸 6a は、内径および外径が軸方向に一樣な約 1.3 ~ 1.5 m の細長いパイプからなる伝動長尺部 20 と、該伝動長尺部 20 の両端に形成された雄型のスプライン 20a、20b を有する。スプライン 20a は、ばね装着部 146 の雌型のスプライン溝 46a に挿入され、スプライン 20b は刈刃ユニット 3 の図示しない雌型のスプライン溝に挿入されるようになっている。本発明の振動緩衝機構 21 を使用した場合、既存の刈刃側伝動軸は、この刈刃側伝動軸 6a に置き換えることができる。すなわち軸受け 5 から原動機 2 側に既存の刈刃側伝動軸を抜き取り、替わりにこの刈刃側伝動軸 6a を挿入することにより容易に交換することができる。これは、振動緩衝機構 21 を構成する、刈刃側伝動軸 6a のばね装着部 46 が刈刃側伝動軸 6a の端部に位置し、操作杆 1 への挿入時に軸受け 5 と干渉することがないためである。

10

【 0 0 6 6 】

次に、本発明の振動緩衝機構を有する、他の形態の本発明の一例となる伝動軸 106 について、図 6 を参照して説明する。図 6 は伝動軸 106 を示す。なお、説明に当たり、前述の実施形態の部品と同じ部品については、同じ参照番号を使用する。伝動軸 106 は、刈刃側伝動軸 6a と、回転軸（原動機側伝動軸）66 と、刈刃側伝動軸 6a と回転軸 66 を連結するコイルばね 44 とを有する。従って、この実施形態の場合、振動緩衝機構 61 は、回転軸 66 と、刈刃側伝動軸 6a との間に構成される。この回転軸 66 は遠心クラッチケース部 8 内のドラム 34 に直接固定されるものではなく、雄型のスプライン 66a を有する。このスプライン 66a は、図示しない遠心クラッチケース部 8 側の雌型のスプライン（図示せず）に挿入されるようになっている。このような構成の場合、回転軸 66、コイルばね 44 を含む伝動軸 106 を、全て既存のものと置き換えることも可能である。もちろん、伝動軸 106 にコイルばね 44 を螺着した、回転軸 66 を含まない構成とすることも可能である。

20

【 0 0 6 7 】

なお、本発明の振動緩衝機構は、操作杆 1 が、その長手方向の中間部で分割可能なタイプである場合は、伝動軸 106 の端部ではなく、中間部に設けることができることは、当業者にとって容易に理解できよう。また、ばね装着部 146 と伝動長尺部 20 がスプラインにより接続されていることを例示したが、これに限定されるものではなく、溶接、摩擦圧接等の手段を用いてもよい。また、断面四角形の角柱と、この角柱と相補的な角穴との結合であってもよい。また、さらに、上記実施形態では、平行ローレット部によりスプラインを構成しているが、断面が非円形状の凸部と凹部により結合して、両者が中心軸回りに相対回転不可能となる形状のものであればどのような形状のものでもよい。

30

【 0 0 6 8 】

また、本発明の振動緩衝機構 21、61、121 を構成するコイルばね 44、144、244 は、原動機側伝動軸 36、66 および刈刃側伝動軸 6a の両方にそれぞれ螺旋溝 36f、136f、236f および螺旋溝 46f、146f に螺着される場合の他、伝動軸のいずれか一方の側に、適切な手段により固定されていてもよい。

40

【 0 0 6 9 】

また、上記実施形態では、刈刃として円盤状の丸刃を用いているが、刈刃は回転することによって雑草等を刈ることのできるものであればどのようなものでもよく、例えば刈刃支持軸 10（図 1）の先端に一端が連結された 1 本もしくは 2 本の紐状のナイロンコードから成るものであってもよい。

【 0 0 7 0 】

次に図 7、8 および 9 を参照して、本発明の振動緩衝機構のさらに別の実施形態について説明する。なおこれらの図において、図 1 中の要素と同等の要素には同番号を付しており、それらについての説明は特に必要のない限り省略する（以下、同様）。図 7 は本実施形態の振動緩衝機構 221 を一部破断して示す側面図であり、ここに示される通り該振動

50

緩衝機構 2 2 1 は基本的に、遠心クラッチドラム 3 4 に固定された回転軸受け部 2 3 6 およびそれにスプライン結合された回転軸 2 5 1 からなる原動機側伝動軸部分と、刈刃側伝動軸部分を構成する回転軸 2 5 2 と、この回転軸 2 5 2 に上記回転軸 2 5 1 の回転を伝達するコイルばね 2 5 3 とから構成されている。

【 0 0 7 1 】

回転軸 2 5 1 は図 8 に斜視形状を示す通り、大径部 2 5 1 a、この大径部 2 5 1 a から原動機と反対側を向くように突設されたばね挿通部 2 5 1 b および、大径部 2 5 1 a から原動機側を向くように突設された基部 2 5 1 c を有するものである。上記大径部 2 5 1 a は、挿通部 2 5 1 b 側の端面 2 5 1 d が螺旋状に形成されたものであり、そのためこの端面 2 5 1 d の一端と他端とは不連続となっているが、この不連続となった段差部は後述するようにしてコイルばね 2 5 3 の線材の一端を受け止める当接部 2 5 1 e とされている。上記ばね挿通部 2 5 1 b は、中心部に断面円形の凹部 2 5 1 f を有する形状とされている。また上記基部 2 5 1 c の先端に近い部分には、雄型のスプライン 2 5 1 g が形成されている。

10

【 0 0 7 2 】

他方、図 7 に示されるように回転軸受け部 2 3 6 の中心部には軸方向に延びる円孔 2 3 6 a が穿設され、その周壁部分には雌型のスプライン 2 3 6 b が形成されている。回転軸 2 5 1 の基部 2 5 1 c は、その雄型のスプライン 2 5 1 g が上記雌型のスプライン 2 3 6 b と噛合するようにして円孔 2 3 6 a 内に挿通される。それにより回転軸 2 5 1 は、回転軸受け部 2 3 6 が回転されると、それとともに回転する。なお本実施形態において回転軸受け部 2 3 6 の回転方向は、図 7 および 8 に矢印 F で示す方向とされている。

20

【 0 0 7 3 】

刈刃側伝動軸部分を構成する方の回転軸 2 5 2 は図 9 に斜視形状を示す通り、大径部 2 5 2 a および、この大径部 2 5 2 a から原動機側を向くように突設されたばね挿通部 2 5 2 b を有するものである。上記大径部 2 5 2 a は、回転軸 2 5 1 の大径部 2 5 1 a と同形状とされ、該大径部 2 5 1 a の螺旋状の端面 2 5 1 d および当接部 2 5 1 e とそれぞれ同様の端面 2 5 2 d および当接部 2 5 2 e を有している。またばね挿通部 2 5 2 b の先端には、前方つまり原動機側に突出した円柱状凸部 2 5 2 f が設けられている。

【 0 0 7 4 】

なお上記回転軸 2 5 2 の大径部 2 5 2 a には、例えばその中心部に穿設された孔に先端部を圧入したり、一部を溶接したりする等により、伝動軸 6 が同軸状態にして固定されている。この伝動軸 6 は、図 1 に示したものと同様のものであって、刈刃に回転軸 2 5 2 の回転を伝達する。

30

【 0 0 7 5 】

図 7 に示されるように回転軸 2 5 1 と回転軸 2 5 2 とは、各々のばね挿通部 2 5 1 b、2 5 2 b にコイルばね 2 5 3 の一端側、他端側を嵌装させた上で、それらのばね挿通部 2 5 1 b、2 5 2 b の先端面同士が向かい合う状態に配置される。なおばね挿通部 2 5 1 b、2 5 2 b の外径は例えば 6 . 5 mm 程度とされるが、コイルばね 2 5 3 の内径はそれよりも若干大きい寸法とされ、それによりコイルばね 2 5 3 はばね挿通部 2 5 1 b、2 5 2 b に対して相対回転可能となっている。

40

【 0 0 7 6 】

回転軸 2 5 1 と回転軸 2 5 2 とを上述のように配置した後、例えば回転軸 2 5 1 の方を手操作により図 7 の矢印 F 方向に回すと、コイルばね 2 5 3 の線材 2 5 3 a の一端、他端がそれぞれ回転軸 2 5 1 の当接部 2 5 1 e、回転軸 2 5 2 の当接部 2 5 2 e に受け止められる状態となる。このときコイルばね 2 5 3 は、線材 2 5 3 a の一端に近いコイル部分が回転軸 2 5 1 の螺旋状の端面 2 5 1 d に、線材 2 5 3 a の他端に近いコイル部分が回転軸 2 5 2 の螺旋状の端面 2 5 2 d にそれぞれ沿って接する状態となる。またコイルばね 2 5 3 の全長は、上記の状態となったときに、ばね挿通部 2 5 1 b、2 5 2 b の各先端面の間に若干の間隙が生じて、それらが互いに相対回転可能となる長さとなっている。

【 0 0 7 7 】

50

ここでコイルばね 2 5 3 は、隣り合う線材同士（リング部分同士）の間に若干の隙間が有る状態に形成されてもよいし、あるいはそのような隙間は無い状態に形成されてもよいが、本実施形態においては後者の状態とされている。

【 0 0 7 8 】

また、上記のように回転軸 2 5 1 と回転軸 2 5 2 とが配置されると、回転軸 2 5 2 の円柱状凸部 2 5 2 f は、回転軸 2 5 1 に形成された凹部 2 5 1 f 内に収められる。円柱状凸部 2 5 2 f の外径は例えば 4 . 0 mm 程度とされるが、回転軸 2 5 1 の凹部 2 5 1 f の内径はそれよりも若干大きい寸法とされ、それにより円柱状凸部 2 5 2 f は凹部 2 5 1 f の中で回転軸 2 5 1 に対して相対回転可能となっている。

【 0 0 7 9 】

なお本実施形態では特に、上述のように配置されたコイルばね 2 5 3 の全長を、その周外方から所定間隔を置いて覆うスリーブ 2 6 1 が配設されている。このスリーブ 2 6 1 は、円筒状部分 2 6 1 a と、その一端側に形成された底部 2 6 1 b とを有している。底部 2 6 1 b の中心部には、伝動軸 6 の外径よりも大きい内径の円孔 2 6 1 c が形成されている。スリーブ 2 6 1 はこの円孔 2 6 1 c 内を伝動軸 6 が通過し、円筒状部分 2 6 1 a が大径部 2 5 1 a、2 5 2 a およびコイルばね 2 5 3 の周外方に有ってそれらと相対回転可能な状態に配置される。

【 0 0 8 0 】

上記円筒状部分 2 6 1 a の先端側つまり底部 2 6 1 b と反対側の端部の外周面には雌ねじが形成され、ここに有底円筒状のキャップ 2 6 2 が螺合されることにより、スリーブ 2 6 1 が伝動軸 6 に沿って図 7 中右方に移動してしまうことが防止されている。なおキャップ 2 6 2 の中心部には、回転軸 2 5 1 の基部 2 5 1 c の外径よりも大きい内径の円孔 2 6 2 a が形成され、この円孔 2 6 2 a 内を基部 2 5 1 c が通過している。また回転軸 2 5 1 の大径部 2 5 1 a の端面とキャップ 2 6 2 との間には、スリーブ 2 6 1 が軸方向に動くことを防止するスペーサとして機能する円環状のゴムワッシャ 2 6 3 が配置されている。

【 0 0 8 1 】

なおスリーブ 2 6 1 を、底部 2 6 1 b を持たずに円筒状部分 2 6 1 a のみからなる形状とし、その一端部、他端部の双方にキャップ 2 6 2 を螺合させるようにしても構わない。

【 0 0 8 2 】

以下、上記構成を有する本実施形態の振動緩衝機構 2 2 1 の作用について、図 7 を参照して説明する。遠心クラッチドラム 3 4 が回転されることにより、回転軸受け部 2 3 6 を介して回転軸 2 5 1 が図中の矢印 F 方向に回転すると、回転軸 2 5 1 の当接部 2 5 1 e がコイルばね 2 5 3 の線材の一端を押して、該コイルばね 2 5 3 を同方向に押し回す。こうしてコイルばね 2 5 3 が回転すると、その線材の他端が回転軸 2 5 2 の当接部 2 5 2 e を押すので、該回転軸 2 5 2 も同じく矢印 F 方向に回転する。このようにして、遠心クラッチドラム 3 4 に接続している原動機の回転が、回転軸 2 5 2 と一体化されている伝動軸 6 に伝えられ、最終的にその回転が刈刃 1 2（図 1 参照）まで伝達される。

【 0 0 8 3 】

以上のように本実施形態でも、原動機側の回転軸 2 5 1 から刈刃側の回転軸 2 5 2 への回転伝達が、間にコイルばね 2 5 3 を介して行われるので、図 2 や図 3 に示した振動緩衝機構 2 1、1 2 1 におけるのと基本的に同じようにして振動緩衝作用が得られる。

【 0 0 8 4 】

そして本実施形態の場合、回転の伝達が上述のように行われるので、回転伝達に当たってコイルばね 2 5 3 には線材を圧縮する向きの力が作用する。鋼鉄等からなるコイルばね線材は、引張り応力に対する強度よりも圧縮応力に対する強度の方が高いので、コイルばね 2 5 3 として比較的小型のものを適用可能となり、またそれに応じて 2 つの回転軸 2 5 1、2 5 2 も小型化が可能になるので、振動緩衝機構の小型化およびコストダウンが実現される。

【 0 0 8 5 】

また、上述のようにコイルばね 2 5 3 を押し回して回転を伝達する構造となっているの

10

20

30

40

50

で、コイルばね 2 5 3 は、回転軸 2 5 1 にも、また回転軸 2 5 2 にも強固に固定されている必要が無い。したがって原動機側伝動軸部分を構成する回転軸 2 5 1 は基本的にばね挿通部 2 5 1 b と当接部 2 5 1 e だけを備えていればよく、それは刈刃側伝動軸部分を構成する回転軸 2 5 2 についても同じであるので、本実施形態の振動緩衝機構は構造が極めて簡単なものとなる。さらに、コイルばね 2 5 3 の各端部と回転軸 2 5 1、回転軸 2 5 2 とを例えば圧入や螺合などの手段によって強固に固定する作業も不要となる。そこでこれらの点からも、本実施形態の振動緩衝機構は十分な小型化、コストダウンが可能で、さらには組立て、分解が容易なものとなる。

【0086】

なお、本実施形態の振動緩衝機構においては、上述のようにコイルばね 2 5 3 を押し回して、つまりコイルばね 2 5 3 の線材に圧縮方向の力を加えて回転を伝達する構造となっているので、刈刃に回転を妨げるような負荷が加わった際、コイルばね 2 5 3 は、その径が拡大するように弾性変形して緩衝作用を果たすことになる。そのとき、コイルばね 2 5 3 が余りに大きく変形すると、拡張したばねのリング部分が暴れて、隣のリング部分に乗り上げるような事態が起きる可能性がある。

【0087】

このような事態の発生を防止するために本実施形態では、前述した通りのスリーブ 2 6 1 が設けられている。すなわち、このスリーブ 2 6 1 が配設されていると、該スリーブ 2 6 1 によりコイルばね 2 5 3 のリング部分の拡張が規制されるので、コイルばね 2 5 3 が大きく変形することがなくなり、上述の好ましくない事態が生じることを確実に防止できる。なお、スリーブ 2 6 1 とコイルばね 2 5 3 との間に全く間隔が無い状態であると、コイルばね 2 5 3 が拡張して緩衝作用を果たすことが不可能になるので、必ずこの間隔が生じるようにスリーブ 2 6 1 の内径およびコイルばね 2 5 3 の外径を設定することが必要である。具体的には、例えばコイルばね 2 5 3 の外径が 12 . 0 mm 程度の場合において、上記間隔が 0 . 1 mm 程度有ることが望ましい。

【0088】

また本実施形態においては、回転軸 2 5 2 の円柱状凸部 2 5 2 f が、回転軸 2 5 1 に形成された凹部 2 5 1 f 内に収められているので、図 3 に示したように円柱状凸部 1 4 6 h が貫通孔 1 3 6 j に収められている実施形態と同様に、回転軸 2 5 1 と回転軸 2 5 2 との同軸性が確保されて、振動を低減する効果が得られる。

【0089】

次に図 10 を参照して、本発明による振動緩衝機構のさらに別の実施形態について説明する。図 10 は本実施形態の振動緩衝機構 3 2 1 を一部破断して示す側面図であり、ここに示される通り該振動緩衝機構 3 2 1 は図 7 に示した振動緩衝機構 2 2 1 と比べると、コイルばね 2 5 3 の周外方に配されるスリーブの構造が異なるものであり、その他の点は基本的に上記振動緩衝機構 2 2 1 と同様に形成されている。

【0090】

すなわち本実施形態では、中心部に円孔 3 6 1 c を有する底部 3 6 1 b と円筒状部分 3 6 1 a とからなるスリーブ 3 6 1 が用いられており、円筒状部分 3 6 1 a の先端部はプッシュナット 3 0 1 を受承する形状とされている。そして、大径部 2 5 1 a、2 5 2 a およびコイルばね 2 5 3 の周外方に円筒状部分 3 6 1 a が有る状態にスリーブ 3 6 1 が配設された後、プッシュナット 3 0 1 が組み付けられることにより、スリーブ 3 6 1 はコイルばね 2 5 3 に対して軸方向に移動不可能な状態に保持される。

【0091】

次に図 11 および図 12 を参照して、本発明による振動緩衝機構のさらに別の実施形態について説明する。図 11 は、本実施形態の振動緩衝機構 4 2 1 を一部破断して示す側面図であり、また図 12 はこの振動緩衝機構 4 2 1 の一部を分解して示す斜視図である。本実施形態の振動緩衝機構 4 2 1 は図 7 に示した振動緩衝機構 2 2 1 と比べると、コイルばね 2 5 3 の周外方に配されるスリーブの構造が異なるものであり、その他の点は基本的に上記振動緩衝機構 2 2 1 と同様に形成されている。

【 0 0 9 2 】

すなわち本実施形態では、円筒状部分のみからなるスリーブ 4 6 1 が用いられており、このスリーブ 4 6 1 は大径部 2 5 1 a、2 5 2 a およびコイルばね 2 5 3 の周外方に位置するように配設される。また回転軸 2 5 2 の大径部 2 5 2 a には径方向に貫通する取付け孔 2 5 2 j が形成される一方、スリーブ 4 6 1 にもこの取付け孔 2 5 2 j の一端、他端と整合する 2 つの円孔 4 6 1 a、4 6 1 a が形成されている。そして一方の円孔 4 6 1 a に通した概略円柱状のピン 4 6 2 を、大径部 2 5 2 の取付け孔 2 5 2 j に通して他方の円孔 4 6 1 a から突出させ、次いで該ピン 4 6 2 の一端近傍、他端近傍において円環状に形成されているピン溝（図示せず）に各々スナップピン 4 6 3 を装着することにより、スリーブ 4 6 1 がピン 4 6 2 を介して回転軸 2 5 2 の大径部 2 5 2 a と一体化される。

10

【 0 0 9 3 】

また回転軸 2 5 1 の大径部 2 5 1 a にも径方向に貫通する取付け孔 2 5 1 j が形成される一方、スリーブ 4 6 1 にはこの取付け孔 2 5 1 j の一端、他端と向き合う 2 つの長孔 4 6 1 b、長孔 4 6 1 b が形成されている。さらに、これらの長孔 4 6 1 b、長孔 4 6 1 b を覆う形にして、スリーブ 4 6 1 の上に 2 つ割のカラー 4 6 4、4 6 4 が配置される。各カラー 4 6 4 にはそれぞれ円孔 4 6 4 a が形成されている。

【 0 0 9 4 】

そして一方のカラー 4 6 4 の円孔 4 6 4 a に通した概略円柱状のピン 4 6 5 を、スリーブ 4 6 1 の一方の長孔 4 6 1 b、大径部 2 5 1 a の円孔 2 5 1 j、およびスリーブ 4 6 1 の他方の長孔 4 6 1 b に通し、他方のカラー 4 6 4 の円孔 4 6 4 a から突出させる。次いで該ピン 4 6 5 の一端近傍、他端近傍において円環状に形成されているピン溝 4 6 5 a に各々スナップピン 4 6 3 を装着することにより、スリーブ 4 6 1 がピン 4 6 5 を介して回転軸 2 5 1 の大径部 2 5 1 a に組み付けられる。

20

【 0 0 9 5 】

以上によりスリーブ 4 6 1 は、回転軸 2 5 1 および 2 5 2 に対して、軸方向には移動不可能で、かつ回転軸 2 5 1 に対しては相対回転可能な状態に組み付けられる。このようにスリーブ 4 6 1 が回転軸 2 5 1 に対して相対回転可能になっていれば、結局、該スリーブ 4 6 1 に固定されている回転軸 2 5 2 と回転軸 2 5 1 との相対回転が許容される。そこで、これら両回転軸 2 5 1、2 5 2 の間に介設されたコイルばね 2 5 3 が前述のように変形可能となって、既述の実施形態におけるのと同様の緩衝作用が得られる。

30

【 0 0 9 6 】

次に図 1 3 および図 1 4 を参照して、本発明による振動緩衝機構のさらに別の実施形態について説明する。図 1 3 は、本実施形態の振動緩衝機構 5 2 1 を一部破断して示す側面図であり、また図 1 4 はその要部を拡大して示す断面図である。本実施形態の振動緩衝機構 5 2 1 は図 7 に示した振動緩衝機構 2 2 1 と比べると、コイルばね 2 5 3 の周外方に配されるスリーブを保持する構造が異なるものであり、その他の点は基本的に上記振動緩衝機構 2 2 1 と同様に形成されている。

【 0 0 9 7 】

すなわち本実施形態では、図 7 に示したものと同様の円筒状部分 2 6 1 a および底部 2 6 1 b からなるスリーブ 2 6 1 A が用いられているが、図 1 4 に詳しく示すように円筒状部分 2 6 1 a の先端に近い部分においてその外周面には、環状の爪受け溝 2 6 1 e が形成されている。一方、このスリーブ 2 6 1 A と組み合わせられるキャップ 5 6 2 は、回転軸 2 5 1 の基部 2 5 1 c を通過させる円孔 5 6 2 a を有する有底円筒体 5 6 2 b および、その先端側（図中の右側）から突出した例えば 6 本程度の係合部 5 6 2 c からなるものとされている。この係合部 5 6 2 c の各々の先端内側には、図 1 4 に示されるように断面山形の係合爪 5 6 2 d が設けられている。なお有底円筒体 5 6 2 b と係合部 5 6 2 c とは、弾性を有する例えば鋼材等を用いて一体的に形成されている。

【 0 0 9 8 】

上記構成のキャップ 5 6 2 は、スリーブ 2 6 1 A が内部に大径部 2 5 1 a、2 5 2 a およびコイルばね 2 5 3 を収めた状態に配置された後、係合部 5 6 2 c 側からスリーブ 2 6

40

50

1 Aの先端に押し込まれる。すると各係合部5 6 2 cが外側に弾性変形しつつ、その係合爪5 6 2 dがスリーブ2 6 1 Aの円筒状部分2 6 1 aの外周面に乗り上げるが、そのまま該キャップ5 6 2を押し込むと、各係合爪5 6 2 dが円筒状部分2 6 1 aの爪受け溝2 6 1 eに係合して、図1 4に示す状態となる。こうしてスリーブ2 6 1 Aとキャップ5 6 2とが一体化されて、回転軸2 5 1と回転軸2 5 2とが互いに離れてしまうことが防止される。

【0 0 9 9】

なお本実施形態では、円筒状部分2 6 1 aの爪受け溝2 6 1 eは環状の1本の溝とされているが、その代わりに、例えば6個の係合爪5 6 2 dの各々を受承する6本の短い爪受け溝を形成してもよい。

10

【0 1 0 0】

次に図1 5を参照して、本発明による振動緩衝機構のさらに別の実施形態について説明する。図1 5は、本実施形態の振動緩衝機構6 2 1を一部破断して示す側面図である。本実施形態の振動緩衝機構6 2 1は図7に示した振動緩衝機構2 2 1と比べると、回転軸2 5 1、2 5 2とは少し構造が異なる回転軸2 5 1 A、2 5 2 Aが用いられている点異なるものであり、その他の点は基本的に上記振動緩衝機構2 2 1と同様に形成されている。

【0 1 0 1】

すなわち本実施形態で用いられている回転軸2 5 1 Aは、図7に示した回転軸2 5 1からばね挿通部2 5 1 bを取り除いた形のものでされ、同様に回転軸2 5 2 Aも、図7に示した回転軸2 5 2からばね挿通部2 5 2 bを取り除いた形のものでされている。そしてこれらの回転軸2 5 1 A、2 5 2 Aの各大径部2 5 1 a、2 5 2 aの間にコイルばね2 5 3が配置され、それらを内部に収める状態にしてスリーブ2 6 1が配置される。

20

【0 1 0 2】

本実施形態においてコイルばね2 5 3は、上記ばね挿通部2 5 1 b、挿通部2 5 2 bによって保持されることはないが、その代わりに周囲からスリーブ2 6 1によって保持されるので、周外方に動いて大径部2 5 1 a、2 5 2 aの間から脱落してしまうことが防止される。以上の説明から明らかな通り、2つの回転軸にばね挿通部を設けない場合は、スリーブを配設することが必ず必要となる。

【0 1 0 3】

なお、以上説明した各実施形態の振動緩衝機構2 2 1、3 2 1、4 2 1、5 2 1および6 2 1の刈刃側伝動軸部分である回転軸2 5 2も、図1に示すような伝動長尺部2 0と組み合わせることにより、刈刃側伝動軸を構成することができる。

30

【0 1 0 4】

また、上記各実施形態の振動緩衝機構2 2 1、3 2 1、4 2 1、5 2 1および6 2 1の原動機側伝動軸部分である回転軸2 5 1と、例えば図3に示すような遠心クラッチドラム3 4と組み合わせることにより、遠心クラッチドラム組立体を構成することができる。

【0 1 0 5】

さらに、上記各実施形態の振動緩衝機構2 2 1、3 2 1、4 2 1、5 2 1および6 2 1と伝動長尺部2 0と組み合わせることにより、刈払機の伝動軸を構成することもできる。

【符号の説明】

40

【0 1 0 6】

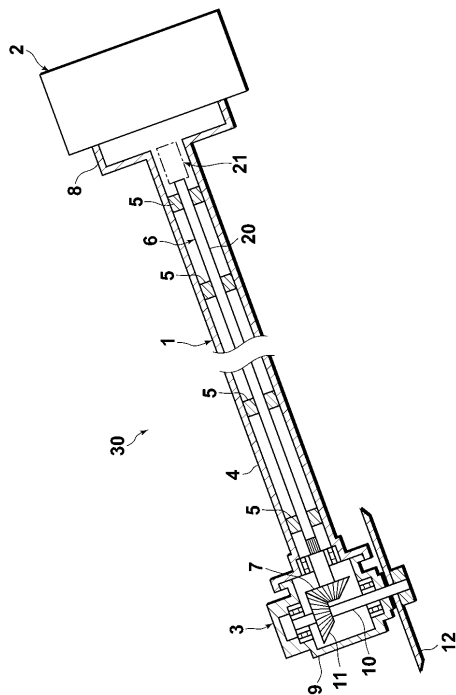
2	原動機	
6 a	刈刃側伝動軸	
1 2	刈刃	
2 0	伝動長尺部	
2 1、6 1、1 2 1、2 2 1、3 2 1、4 2 1、5 2 1、6 2 1	振動緩衝機構	
3 0	刈払機	
3 4、1 3 4	遠心クラッチドラム	
3 6、6 6、1 3 6	原動機側伝動軸	
3 6 g、4 6 d	端面（ストッパ部）	

50

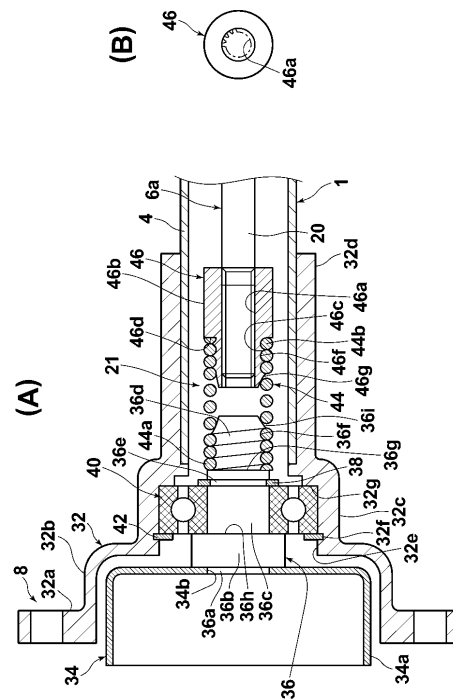
3 6 f、1 3 6 f、2 3 6 f 螺旋溝
 4 4、1 4 4、2 4 4、2 5 3 コイルばね
 4 6 f、1 4 6 f 螺旋溝
 1 0 6 伝動軸
 1 3 5 遠心クラッチドラム組立体
 1 3 6 j 断面円形の凹部
 1 4 6 h 円柱状凸部
 2 5 1、2 5 1 A、2 5 2、2 5 2 A 回転軸
 2 5 1 b、2 5 2 b ばね挿通部
 2 5 1 e、2 5 2 e 当接部
 2 6 1、2 6 1 A、3 6 1、4 6 1 スリーブ
 S a 所定間隔

10

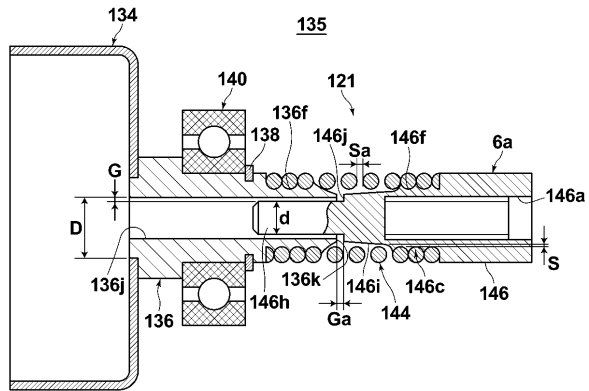
【図 1】



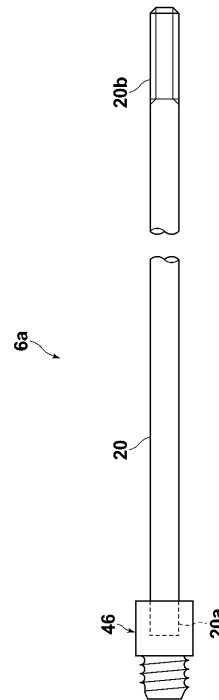
【図 2】



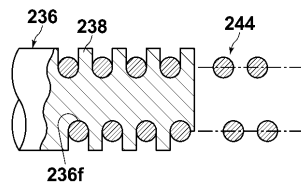
【 図 3 】



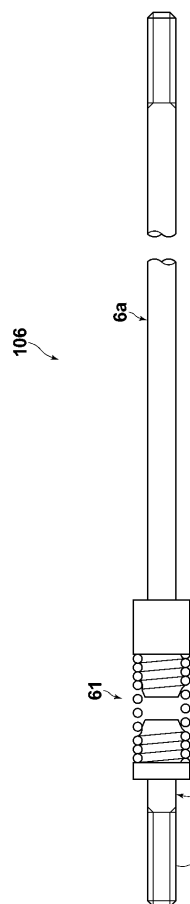
【 図 5 】



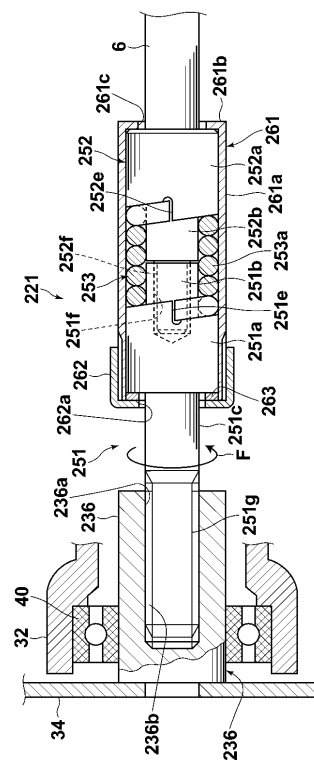
【 図 4 】



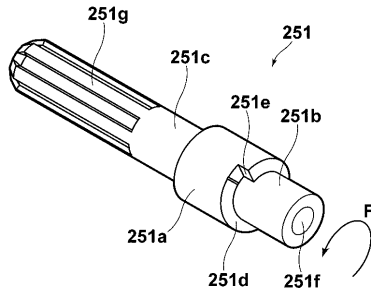
【 図 6 】



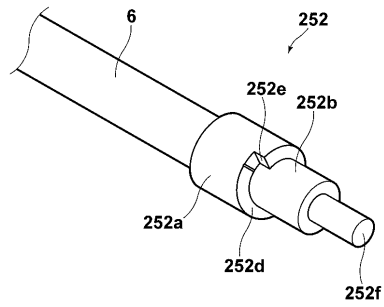
【 図 7 】



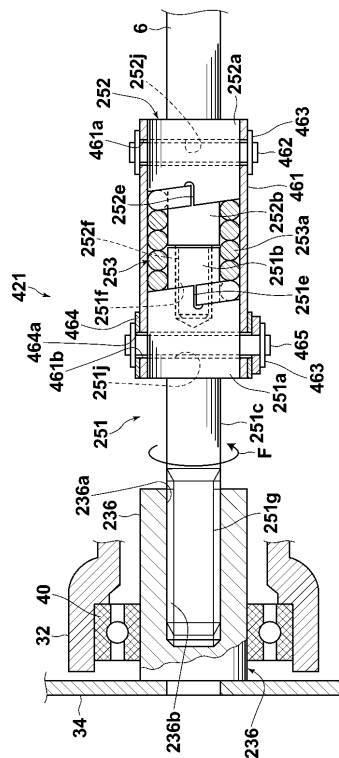
【図 8】



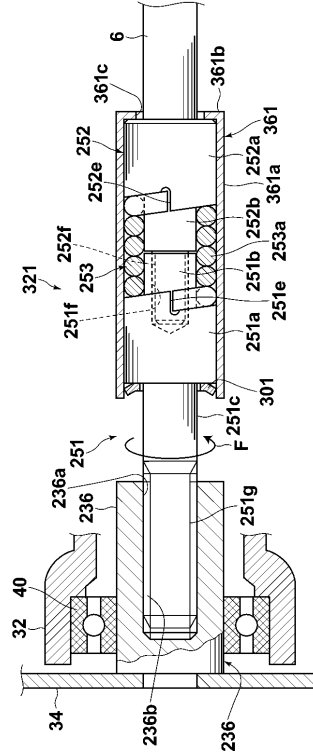
【図 9】



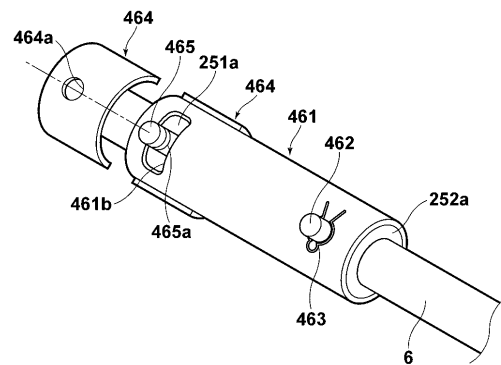
【図 11】



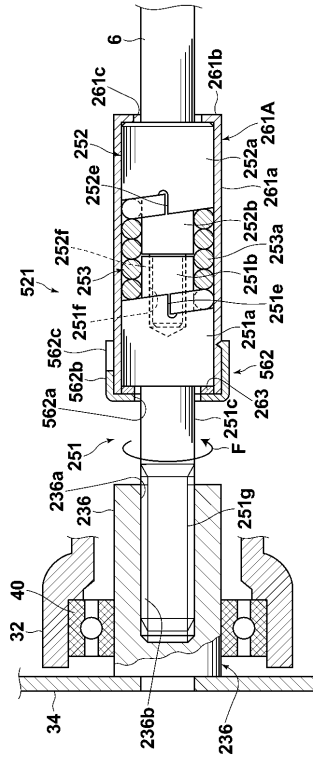
【図 10】



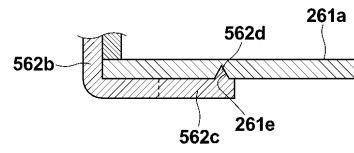
【図 12】



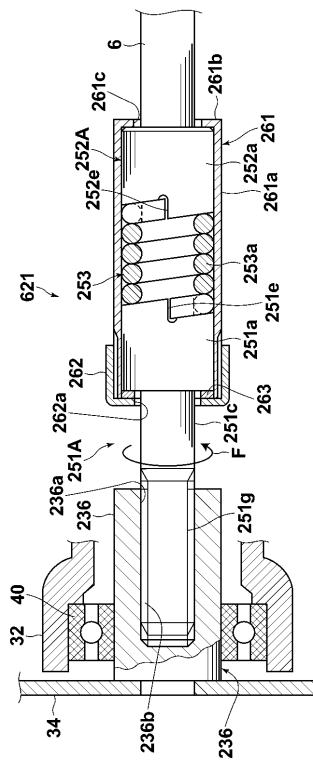
【図 1 3】



【図 1 4】



【図 1 5】



フロントページの続き

(72)発明者 内田 晃生

横浜市港北区新横浜 3 丁目 7 番地 1 9 鈴喜ビル 9 階 株式会社ファインスチールエンジニアリ
ング内

F ターム(参考) 2B083 AA02 BA02 DA02 EA12 EA15 EA20 GA04 HA12 HA53 HA54