

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5515084号
(P5515084)

(45) 発行日 平成26年6月11日 (2014. 6. 11)

(24) 登録日 平成26年4月11日 (2014. 4. 11)

(51) Int. Cl.

F 1

F 1 6 H 55/36 (2006. 01)

F 1 6 H 55/36

H

F 1 6 D 43/21 (2006. 01)

F 1 6 D 43/21

請求項の数 3 (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願2010-193935 (P2010-193935)
 (22) 出願日 平成22年8月31日 (2010. 8. 31)
 (65) 公開番号 特開2012-52576 (P2012-52576A)
 (43) 公開日 平成24年3月15日 (2012. 3. 15)
 審査請求日 平成25年4月3日 (2013. 4. 3)

(73) 特許権者 000006068
 三ツ星ベルト株式会社
 兵庫県神戸市長田区浜添通4丁目1番2 1
 号
 (74) 代理人 100089196
 弁理士 梶 良之
 (74) 代理人 100104226
 弁理士 須原 誠
 (72) 発明者 石田 智和
 兵庫県神戸市長田区浜添通4丁目1番2 1
 号 三ツ星ベルト株式会社内

審査官 高吉 続久

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 プーリ構造体

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ベルトが巻き掛けられる筒状のプーリ部材と、
 前記プーリ部材の内側において、前記プーリ部材に対して相対回転可能に設けられたハブ構造体と、
 一端が前記ハブ構造体又は前記プーリ部材に固定されたコイルばねと、
 前記コイルばねの他端が固定され、前記ハブ構造体の回転軸を円錐軸とした円錐曲面を有するテーパリングと、
 前記テーパリングの円錐曲面と前記プーリ部材、又は、前記テーパリングの円錐曲面と前記ハブ構造体との間に介挿された摩擦部材と、
 を有し、

前記コイルばねは前記ハブ構造体の回転軸方向に圧縮されて介挿され、前記コイルばねの復元力によって前記テーパリングと前記摩擦部材と前記プーリ部材、又は、前記テーパリングと前記摩擦部材と前記ハブ構造体とが圧接されており、

前記コイルばねの固定態様としては、前記コイルばねの一端及び他端の少なくとも1つが、前記ハブ構造体、前記プーリ部材及び前記テーパリングの少なくとも1つと径方向に弾性変形した状態で当該コイルばねの復元力により係止される態様であり、

前記コイルばねの一端及び他端の少なくとも1つと、前記ハブ構造体、前記プーリ部材及び前記テーパリングの少なくとも1つとの間に発生する摩擦トルクよりも大きな回転トルクの入力がなされた場合に滑りが発生することを特徴とするプーリ構造体。

10

20

【請求項 2】

前記テーパリングの円錐曲面と前記摩擦部材との間に発生する摩擦トルクと、前記コイルばねと前記ハブ構造体、前記プーリ部材及び前記テーパリングの少なくとも 1 つとの間に発生する摩擦トルクとが異なる値になるようにしたことを特徴とする請求項 1 に記載のプーリ構造体。

【請求項 3】

前記摩擦部材は、前記プーリ部材又は前記ハブ構造体に回転不能に固定され、当該摩擦部材は前記テーパリングとのみ相対的な滑りを発生することを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のプーリ構造体。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

本発明は、プーリ部材とプーリ部材に対して相対回転可能なハブ構造体を有するプーリ構造体に関する。

【背景技術】

【0002】

一般に、自動車等のエンジンの動力を伝達する機構として複数のプーリ構造体にベルトを巻掛けてなるベルト伝動機構がある。そして、このようなベルト伝動機構に使用されるプーリ構造体として、相対回転可能に連結された 2 つの回転体を有し、2 つの回転体の一方に回転変動が生じたときに、その回転変動を減衰させるための構成を備えたものが知られている（例えば、特許文献 1）。

20

【0003】

この種の技術として特許文献 1 には、環状プーリ部材 68 と、ハブ構造体 52（交流発電機のシャフト 36 が相対回転不能に固定される。）と、環状プーリ部材 68 とハブ構造体 52 の間に取り付けられたコイルバネ 88 と、から構成されるプーリ 26 が開示されている。この構成によれば、ハブ構造体 52 に回転変動が生じたときには、ハブ構造体 52 と環状プーリ部材 68 の間のコイルバネ 88 が弾性変形することによって、その回転変動を減衰させることができるとされる。

【0004】

しかしながら、上記特許文献 1 に記載されるプーリ 26 の固有振動数をエンジンのアイドリング時における回転数によって観念される振動数以下となるように設定すると、エンジンの回転開始時又は回転停止時においてプーリ 26 は共振する場合がある。この結果、環状プーリ部材 68 とハブ構造体 52 の相対捩れ変位が急激に大きくなってコイルバネ 88 に過大な力が作用してコイルバネ 88 自体の破損を招く問題があった。

30

【0005】

この問題に対処すべく、スプリングクラッチ構造を採用したプーリ構造体が提案されている。これは、例えば、特許文献 2 に挙げられているように、コイルバネの端部をプーリ部材やハブ構造体に直接固定するのではなく、コイルバネの端部を径方向に弾性変形させてその復元力によりプーリ部材やハブ構造体に装着させる構造をしている。そして、プーリ部材やハブ構造体に、コイルバネの端部とプーリ部材又はハブ構造体との間に発生する摩擦トルクを超える入力トルクがあった場合に、コイルバネの端部とプーリ部材又はハブ構造体との間で滑らせてコイルバネに過大な力が作用するのを抑止してコイルバネ自体の破損を防止することができるとされる。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献 1】特許 3268007 号

【特許文献 2】特開 2003 - 322174 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

50

【 0 0 0 7 】

もっとも、上記のようなスプリングクラッチ構造を採用した場合、コイルバネは塑性変形加工で製造されるため、要求寸法精度や面精度の画一化の実現が難しく、コイルバネの端部とプリー部材又はハブ構造体との間に発生する摩擦トルクにばらつきがやすいという問題がある。また、コイルバネの端部とプリー部材又はハブ構造体との間に発生する摩擦トルクはコイルバネとプリー部材又はハブ構造体の材質・性能等によって決まるが、コイルバネの弾性力の確保やプリー部材・ハブ構造体の強度の確保の点からその材質・性能の選択の幅が狭くなり（設計自由度が低くなる）、ユーザが求める摩擦トルクを実現できない場合があった。

【 0 0 0 8 】

そこで、本発明は、上記のような課題を解決するためになされたものであり、その目的は、コイルばねに過大な力が作用するのを抑止してコイルばね自体の破損を防止し、摩擦トルクのばらつきを抑制しつつ、摩擦トルクを自在に変更することにより設計自由度を高めることができるプリー構造体を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 9 】

上記課題を解決するための本発明に係るプリー構造体は、ベルトが巻き掛けられる筒状のプリー部材と、前記プリー部材の内側において、前記プリー部材に対して相対回転可能に設けられたハブ構造体と、一端が前記ハブ構造体又は前記プリー部材に固定されたコイルばねと、前記コイルばねの他端が固定され、前記ハブ構造体の回転軸を円錐軸とした円錐曲面を有するテーパリングと、前記テーパリングの円錐曲面と前記プリー部材、又は、前記テーパリングの円錐曲面と前記ハブ構造体との間に介挿された摩擦部材と、を有し、前記コイルばねは前記ハブ構造体の回転軸方向に圧縮されて介挿され、前記コイルばねの復元力によって前記テーパリングと前記摩擦部材と前記プリー部材、又は、前記テーパリングと前記摩擦部材と前記ハブ構造体とが圧接されており、前記コイルばねの固定態様としては、前記コイルばねの一端及び他端の少なくとも1つが、前記ハブ構造体、前記プリー部材及び前記テーパリングの少なくとも1つと径方向に弾性変形した状態で当該コイルばねの復元力により係止される態様であり、前記コイルばねの一端及び他端の少なくとも1つと、前記ハブ構造体、前記プリー部材及び前記テーパリングの少なくとも1つとの間に発生する摩擦トルクよりも大きな回転トルクの入力になされた場合に滑りが発生することを特徴としている。

【 0 0 1 0 】

上記の構成によれば、コイルばねの復元力によってテーパリングが圧接され、圧接されたテーパリングの円錐曲面が摩擦部材を介してプリー部材又はハブ構造体を圧接する。こうすることにより、テーパリングの円錐曲面と摩擦部材との間に摩擦トルクを発生させて、この摩擦トルクよりも大きな入力トルクがプリー部材又はハブ構造体から入力された場合に、テーパリングの円錐曲面と摩擦部材とが圧接する面において相対的に滑らせてコイルばねが一定以上ねじれないようにすることができる。このようにコイルばねが一定以上ねじれないようにすることでコイルばねの耐久性を向上させることができる。また、摩擦トルクを発生させる摩擦部材と円錐曲面を有するテーパリングは切削加工や金型による成形等により精度よく加工することができるため、摩擦トルクのばらつきを抑制することができる。また、摩擦部材の材質・性能を自由に変えることで所望の摩擦トルクに設定可能となり設計自由度も高くすることができる。

【 0 0 1 1 】

また、本発明では、前記摩擦部材は、前記プリー部材又は前記ハブ構造体に回転不能に固定され、当該摩擦部材は前記テーパリングとのみ相対的な滑りを発生することを特徴としている。

【 0 0 1 2 】

上記の構成によれば、摩擦部材をプリー部材又はハブ構造体に回転不能に固定することにより、摩擦部材はテーパリングとのみ相対的な滑りが発生するようになる。これにより

10

20

30

40

50

、摩擦部材とテーパリングとの間の静止摩擦係数値等を考慮するだけでテーパリングの円錐曲面と摩擦部材との間に発生させる摩擦トルクの値を決めることができる。

【0013】

また、本発明では、前記コイルばねの固定態様としては、前記コイルばねの一端及び他端の少なくとも1つが、前記ハブ構造体、前記プーリ部材及び前記テーパリングの少なくとも1つと径方向に弾性変形した状態で当該コイルばねの復元力により係止される態様であり、前記コイルばねの一端及び他端の少なくとも1つと、前記ハブ構造体、前記プーリ部材及び前記テーパリングの少なくとも1つとの間に発生する摩擦トルクよりも大きな回転トルクの入力となされた場合に滑りが発生することを特徴としている。

【0014】

上記の構成によれば、テーパリングの円錐曲面と摩擦部材との間に発生する摩擦トルクと、コイルばねの一端及び他端の少なくとも1つとハブ構造体、プーリ部材及びテーパリングの少なくとも1つとの間に発生する摩擦トルクとを発生させることができる。こうすることにより、コイルばねとハブ構造体、プーリ部材及びテーパリングの少なくとも1つとの間に発生する摩擦トルクと、テーパリングの円錐曲面と摩擦部材との間に発生する摩擦トルクの値を自在に変更して設計自由度を高めることができる。

【0015】

また、本発明では、前記テーパリングの円錐曲面と前記摩擦部材との間に発生する摩擦トルクと、前記コイルばねと前記ハブ構造体、前記プーリ部材及び前記テーパリングの少なくとも1つとの間に発生する摩擦トルクとが異なる値になるようにしたことを特徴としている。

【0016】

上記の構成によれば、テーパリングの円錐曲面と摩擦部材との間に発生する摩擦トルクと、コイルばねとハブ構造体、プーリ部材及びテーパリングの少なくとも1つとの間に発生する摩擦トルクとを異なる値にすることで、プーリ部材又はハブ構造体から入力された回転トルクの大きさにより、テーパリングの円錐曲面と摩擦部材との間、又は、コイルばねとハブ構造体、プーリ部材及びテーパリングの少なくとも1つとの間のどちらで滑らせるかを決定することができる。

【発明の効果】

【0017】

コイルばねに過大な力が作用するのを抑止してコイルばね自体の破損を防止し、摩擦トルクのばらつきを抑制しつつ、摩擦トルクを自在に変更することにより設計自由度を高めることができるプーリ構造体を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【0018】

【図1】第1実施形態の補記駆動ベルトシステムの概略構成図である。

【図2】第1実施形態に係る駆動プーリ構造体の平面図である。

【図3】図2に示した駆動プーリ構造体の回転軸Jを含むA-A断面図である。

【図4】図3に示した駆動プーリ構造体の詳細図である。

【図5】第2実施形態に係る駆動プーリ構造体の平面図である。

【図6】図5に示した駆動プーリ構造体の回転軸Jを含むB-B断面図である。

【図7】図6に示した駆動プーリ構造体の詳細図である。

【図8】第3実施形態に係る駆動プーリ構造体の回転軸Jを含む断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0019】

(第1実施形態)

本発明の第1実施形態について説明する。本実施形態は、図1に示すように、自動車用エンジンの出力軸101のトルクによって補記(ウォーターポンプやオルタネータ等)を駆動する、補記駆動ベルトシステム100に用いられる駆動プーリ構造体1に本発明を適用した一例である。なお、駆動プーリ構造体1は、エンジンの回転変動に起因する伝動ベ

10

20

30

40

50

ルト１０６の張力変動を抑制するために使用される。

【００２０】

（補記駆動ベルトシステム１００）

図１は本実施形態の補記駆動ベルトシステム１００の概略構成図である。図１に示すように、補記駆動ベルトシステム１００は、エンジンの出力軸１０１（レシプロエンジンのクランクシャフトや、ロータリーエンジンのエキセントリックシャフト等）に連結された駆動プーリ構造体１（プーリ構造体）と、ウォーターポンプやオルタネータ等の各種補記にそれぞれ連結された従動軸（補記軸）１０２、１０３と、従動軸１０２に取り付けられた従動プーリ構造体１０４と、従動軸１０３に取り付けられた従動プーリ構造体１０７と、駆動プーリ構造体１、従動プーリ構造体１０４、及び、従動プーリ構造体１０７にわたって架け渡された伝動ベルト１０６とを有する。尚、本実施形態では、伝動ベルト１０６として、ベルト長手方向に沿って互いに平行に延びる複数のＶリブを有するＶリブドベルトが用いられている。

10

【００２１】

上記補記駆動ベルトシステム１００では、出力軸１０１のトルクによって駆動プーリ構造体１が回転駆動されると、その駆動プーリ構造体１の回転により伝動ベルト１０６が駆動される。すると、この伝動ベルト１０６の走行に伴って、従動プーリ構造体１０４や従動プーリ構造体１０７がそれぞれ回転駆動されることにより、図示しないが、従動軸１０２、１０３に連結されたウォーターポンプやオルタネータ等の補記がそれぞれ駆動される。

20

【００２２】

（駆動プーリ構造体１の構成）

次に、出力軸１０１のトルクによって回転駆動される駆動プーリ構造体１について詳細に説明する。図２は駆動プーリ構造体１の平面図である。また、図３は、図２に示した駆動プーリ構造体１の回転軸Ｊを含むＡ－Ａ断面図である。また、図４は、図３に示した駆動プーリ構造体１の詳細図である。

【００２３】

図２及び図３に示すように、駆動プーリ構造体１は、伝動ベルト１０６が巻き掛けられる円筒形状のプーリ部材２と、出力軸１０１に連結されるとともにプーリ部材２の内側に設けられたハブ構造体３と、一端４ａがハブ構造体３に固定されたコイルばね４と、コイルばね４の他端４ｂが固定され、ハブ構造体３の回転軸Ｊを円錐軸とした円錐曲面状の外周面５ａを有するテーパリング５と、テーパリング５の円錐曲面をした外周面５ａとプーリ部材２との間に介挿された摩擦部材６とを有している。また、プーリ部材２とハブ構造体３とは回転軸受９を介して相対回転可能に連結されている。更に、ハブ構造体３とテーパリング５との間には滑り軸受８が介装されている。

30

【００２４】

プーリ部材２は円筒形状をしており、プーリ部材２の外周には、その周方向に沿って延びる複数のプーリ溝２ａが形成されている。そして、伝動ベルト１０６の内周に設けられた複数のＶリブが、複数のプーリ溝２ａにそれぞれ係合した状態で、プーリ部材２の外周に巻き掛けられる。

40

【００２５】

ハブ構造体３も、円筒形状をしており、その円筒内部３ａには出力軸１０１が嵌挿され、ボルト等の適宜の連結手段によって出力軸１０１とハブ構造体３とが相対回転不能に連結される。尚、プーリ部材２、及び、ハブ構造体３を構成する材料としては、それぞれ非磁性材料（常磁性体や反磁性体、あるいは、反強磁性体）等が挙げられる。具体的には、非磁性材料として例えば、アルミニウム合金、チタン合金、あるいは、合成樹脂等を挙げられる。なお、プーリ部材２とハブ構造体３とは回転軸受９を介して相対回転可能に連結されている。

【００２６】

テーパリング５は、図３に示すように断面略コの字型をしており、内周面５ｂは円筒形

50

状をしており、外周面 5 a はハブ構造体 3 の回転軸 J を円錐軸とした円錐曲面を有している。ここで、図 4 に示すように、断面視で円錐曲面をした外周面 5 a の延長線 5 L と回転軸 J との成す角 θ は、 1° 以上、 90° 未満の範囲に設定される。なお、ハブ構造体 3 とテーパリング 5 との間には滑り軸受 8 が介装されており、ハブ構造体 3 とテーパリング 5 とは相対回転可能になっている。

【0027】

摩擦部材 6 は、円錐曲面をした外周面 5 a とプーリ部材 2 との間に介挿され、摩擦部材 6 自体は、プーリ部材 2 に回転不能に固定されている。摩擦部材 6 は、耐摩耗性、耐圧縮変形性に優れた材料で構成されるのが好ましく、例えば、真鍮、メッキ処理された真鍮、青銅、メッキ処理された青銅等の金属や、ポリアミド、ポリアセタール、ポリアリレート等の合成樹脂などが挙げられる。そして、テーパリング 5 と摩擦部材 6 との間の静止摩擦係数は、所望の入力トルクを受けてテーパリング 5 と摩擦部材 6 とが相対的に滑るような値に設定される。具体的には、摩擦部材 6 及びテーパリング 5 の材料の選択や、テーパリング 5 と当接する摩擦部材 6 の表面加工・形状（例えば凹凸パターンを配した形状）の態様や、前述した外周面 5 a の延長線 5 L と回転軸 J との成す角 θ によって設定される。

【0028】

コイルばね 4 には、図 3 に示すように断面略矩形の線条体が螺旋状に形成された角コイルばねを使用している。そして、コイルばね 4 は、回転軸 J 方向に圧縮された状態でその一端 4 a がハブ構造体 3 に固定されており、他端 4 b がテーパリング 5 に固定されている。そして、圧縮されたコイルばね 4 の復元力 P によってテーパリング 5 と摩擦部材 6 とが圧接されている。

【0029】

具体的には、図 4 に示すように、コイルばねの復元力 P によってテーパリング 5 が圧接される。そして、圧接されたテーパリング 5 の円錐曲面をした外周面 5 a は、前述した断面視で円錐曲面をした外周面 5 a の延長線 5 L と回転軸 J との成す角 θ との関係において次式 (1) で示される垂直抗力 N によって摩擦部材 6 を圧接する。

$$N = P \times \sin \theta \quad \cdots (1)$$

【0030】

そして、テーパリング 5 の外周面 5 a が、上記式 (1) で示された垂直抗力 N によって摩擦部材 6 を圧接した際に発生するテーパリング 5 の外周面 5 a と摩擦部材 6 との間の摩擦トルク T_f は、次式 (2) で示されることになる。

$$T_f = \mu \times N \times r = \mu \times P \times \sin \theta \times r \quad \cdots (2)$$

μ : テーパリング 5 と摩擦部材 6 との間の静止摩擦係数

r : 円錐曲面をした外周面 5 a の平均半径

【0031】

(駆動プーリ構造体 1 の作用)

次に、本実施形態の駆動プーリ構造体 1 の作用について説明する。ここでは、エンジンの回転開始時に出力軸 101 が回転して、出力軸 101 を介してハブ構造体 3 側から駆動プーリ構造体 1 にトルクが入力された場合を想定して説明する。出力軸 101 を介してハブ構造体 3 側から入力されたトルクを入力トルク T (変数) とすると、T と T_f との関係が次式 (3) の関係にある場合、テーパリング 5 の外周面 5 a と摩擦部材 6 との当接面は滑らず、コイルばね 4 が周方向にねじれることにより入力トルク T を吸収する。

$$T < T_f \quad \cdots (3)$$

一方、T と T_f との関係が次式 (4) の関係にある場合、コイルばね 4 は周方向にねじれずに、テーパリング 5 の外周面 5 a と摩擦部材 6 との当接面が滑ることにより入力トルク T を吸収する。

$$T > T_f \quad \cdots (4)$$

【0032】

上記の構成によれば、コイルばね 4 の復元力 P によってテーパリング 5 が圧接され、圧

10

20

30

40

50

接されたテーパリング 5 の円錐曲面を有する外周面 5 a が摩擦部材 6 を介してプーリ部材 2 を圧接する。こうすることにより、テーパリング 5 の円錐曲面を有した外周面 5 a と摩擦部材 6 との間に摩擦トルク T_f を発生させて、この摩擦トルク T_f よりも大きな入力トルク T がハブ構造体 3 から入力された場合に、テーパリング 5 の円錐曲面を有した外周面 5 a と摩擦部材 6 とが圧接する面において相対的に滑らせてコイルばね 4 が一定以上ねじれないようにすることができる。このようにコイルばね 4 が一定以上ねじれないようにすることでコイルばね 4 の耐久性を向上させることができる。また、摩擦トルク T_f を発生させる摩擦部材 6 と円錐曲面を有するテーパリング 5 は切削加工や金型による成形等により精度よく加工することができるため、摩擦トルク T_f のばらつきを抑制することができる。また、摩擦部材 6 の材質・性能を自由に変えることで所望の摩擦トルク T_f に設定可能となり設計自由度も高くすることができる。

10

【0033】

また、上記構成によれば、摩擦部材 6 をプーリ部材 2 に回転不能に固定することにより、摩擦部材 6 はテーパリング 5 とのみ相対的な滑りが発生するようになる。これにより、摩擦部材 6 とテーパリング 5 との間の静止摩擦係数値を考慮するだけでテーパリング 5 の円錐曲面を有する外周面 5 a と摩擦部材 6 との間に発生させる摩擦トルク T_f の値を決めることができる。

【0034】

なお、本実施形態では、エンジンの出力軸 101 に連結された駆動プーリ構造体 1 に本発明に係るプーリ構造体を適用したが、ウォーターポンプやオルタネータ等の各種補記にそれぞれ連結された従動軸（補記軸）102、103に取り付けられた従動プーリ構造体 104・107 に本発明に係るプーリ構造体を適用してもよい。

20

【0035】

この場合、上記補記駆動ベルトシステム 100 では、出力軸 101 のトルクによって駆動プーリ構造体 1 が回転駆動されると、その駆動プーリ構造体 1 の回転により伝動ベルト 106 が駆動される。すると、この伝動ベルト 106 の走行に伴って、本発明に係るプーリ構造体を適用した従動プーリ構造体 104 や従動プーリ構造体 107 のプーリ部材 2 側からトルクが入力され、このトルクを入力トルク T （変数）とすると、 T と T_f との関係が前述した式（3）の関係にある場合、テーパリング 5 の外周面 5 a と摩擦部材 6 との当接面は滑らず、コイルばね 4 が周方向にねじれることにより入力トルク T を吸収する。一方、 T と T_f との関係が前述した式（4）の関係にある場合、コイルばね 4 は周方向にねじれずに、テーパリング 5 の外周面 5 a と摩擦部材 6 との当接面が滑ることにより入力トルク T を吸収する。

30

【0036】

（第2実施形態）

次に、第2実施形態に係る駆動プーリ構造体 201 について、第1実施形態と同様の箇所は説明を省略し、相違する構成を中心に説明する。図5は駆動プーリ構造体 201 の平面図である。また、図6は、図5に示した駆動プーリ構造体 201 の回転軸 J を含む B-B 断面図である。また、図7は、図6に示した駆動プーリ構造体 201 の詳細図である。

【0037】

40

（駆動プーリ構造体 201 の構成）

図5及び図6に示すように、駆動プーリ構造体 201 は、伝動ベルト 106 が巻き掛けられる円筒形状のプーリ部材 202 と、出力軸 101 に連結されるとともにプーリ部材 202 の内側に設けられたハブ構造体 203 と、一端 204 b がプーリ部材 202 に固定されたコイルばね 204 と、コイルばね 204 の他端 204 a が固定され、ハブ構造体 203 の回転軸 J を円錐軸とした円錐曲面状の内周面 205 a を有するテーパリング 205 と、テーパリング 205 の円錐曲面をした内周面 205 a とハブ構造体 203 との間に介挿された摩擦部材 206 とを有している。また、プーリ部材 202 とハブ構造体 203 とは回転軸受 209 及び滑り軸受 208 を介して相対回転可能に連結されている。

【0038】

50

テーパリング 205 は、図 6 に示すように、略円筒形状をしており、その内周面 205 a がハブ構造体 203 の回転軸 J を円錐軸とした円錐曲面形状をしている。ここで、図 7 に示すように、断面視で円錐曲面形状をした内周面 205 a の延長線 205 L と回転軸 J との成す角 θ は、 1° 以上、 90° 未満の範囲に設定される。

【0039】

摩擦部材 206 は、円錐曲面形状をした内周面 205 a とハブ構造体 203 との間に介挿され、摩擦部材 206 自体は、ハブ構造体 203 に回転不能に固定されている。

【0040】

コイルばね 204 は、回転軸 J 方向に圧縮された状態でその一端 204 b がプーリ部材 202 に固定されており、他端 204 a がテーパリング 205 に固定されている。そして、圧縮されたコイルばね 204 の復元力 P によってテーパリング 205 と摩擦部材 206 とが圧接されている。

【0041】

具体的には、図 7 に示すように、コイルばねの復元力 P によってテーパリング 205 が圧接される。そして、圧接されたテーパリング 205 の円錐曲面形状をした内周面 205 a は、断面視で円錐曲面形状をした内周面 205 a の延長線 205 L と回転軸 J との成す角 θ との関係において第 1 実施形態で述べた式 (1) で示される垂直抗力 N によって摩擦部材 206 を圧接する。

【0042】

そして、テーパリング 205 の内周面 205 a が、式 (1) で示された垂直抗力 N によって摩擦部材 206 を圧接した際に発生するテーパリング 205 の内周面 205 a と摩擦部材 206 との間の摩擦トルク T_f は、第 1 実施形態で述べた式 (2) で示されることになる。なお、第 2 実施形態では、 μ はテーパリング 205 と摩擦部材 206 との間の静止摩擦係数であり、 r は円錐曲面形状をした内周面 205 a の平均半径である。

【0043】

(駆動プーリ構造体 201 の作用)

次に、本実施形態の駆動プーリ構造体 201 の作用について説明する。ここでは、エンジンの回転開始時に出力軸 101 が回転して、出力軸 101 を介してハブ構造体 203 側から駆動プーリ構造体 201 にトルクが入力された場合を想定して説明する。出力軸 101 を介してハブ構造体 203 側から入力されたトルクを入力トルク T (変数) とすると、T と T_f との関係が前述した式 (3) の関係 ($T < T_f$) にある場合、テーパリング 205 の内周面 205 a と摩擦部材 206 との当接面は滑らず、コイルばね 204 が周方向にねじれることにより入力トルク T を吸収する。一方、T と T_f との関係が前述した式 (4) の関係 ($T > T_f$) にある場合、コイルばね 204 は周方向にねじれずに、テーパリング 205 の内周面 205 a と摩擦部材 206 との当接面が滑ることにより入力トルク T を吸収する。

【0044】

上記の構成によれば、コイルばね 204 の復元力 P によってテーパリング 205 が圧接され、圧接されたテーパリング 205 の円錐曲面を有する内周面 205 a が摩擦部材 206 を介してハブ構造体 203 を圧接する。こうすることにより、テーパリング 205 の円錐曲面を有する内周面 205 a と摩擦部材 206 との間に摩擦トルク T_f を発生させて、この摩擦トルク T_f よりも大きな入力トルク T がハブ構造体 203 から入力された場合に、テーパリング 205 の円錐曲面を有する内周面 205 a と摩擦部材 206 とが圧接する面において相対的に滑らせてコイルばね 204 が一定以上ねじれないようにすることができる。このようにコイルばね 204 が一定以上ねじれないようにすることでコイルばね 204 の耐久性を向上させることができる。また、摩擦トルク T_f を発生させる摩擦部材 206 と円錐曲面を有するテーパリング 205 は切削加工や金型による成形等により精度よく加工することができ、摩擦トルク T_f のばらつきを抑制することができる。また、摩擦部材 206 の材質・性能を自由に変えることで所望の摩擦トルク T_f に設定可能となり設計自由度も高くすることができる。

【 0 0 4 5 】

また、上記の構成によれば、摩擦部材 2 0 6 をハブ構造体 2 0 3 に回転不能に固定することにより、摩擦部材 2 0 6 はテーパリング 2 0 5 とのみ相対的な滑りが発生するようになる。これにより、摩擦部材 2 0 6 とテーパリング 2 0 5 との間の静止摩擦係数値等を考慮するだけでテーパリング 2 0 5 の円錐曲面を有する内周面 2 0 5 a と摩擦部材 2 0 6 との間に発生させる摩擦トルク T_f の値を決めることができる。

【 0 0 4 6 】

(第 3 実施形態)

次に、第 3 実施形態に係る従動プーリ構造体 3 0 1 (プーリ構造体) について、第 1 実施形態と同様の箇所は説明を省略し、相違する構成を中心に説明する。第 3 実施形態に係る従動プーリ構造体 3 0 1 は、図 8 に示すように、第 1 実施形態に挙げた駆動プーリ構造体 1 のコイルばね 4 の部分にスプリングクラッチ構造を取り入れた構成としている。そして、第 3 実施形態では、本発明に係る従動プーリ構造体 3 0 1 を図 1 の補記駆動ベルトシステム 1 0 0 の従動軸 1 0 2 に装着して、従動プーリ構造体として使用した場合について説明する。なお、図 8 は、従動プーリ構造体 3 0 1 の回転軸 J を含む断面図である。

【 0 0 4 7 】

(従動プーリ構造体 3 0 1 の構成)

第 3 実施形態に係る従動プーリ構造体 3 0 1 は、第 1 実施形態で挙げた駆動プーリ構造体 1 のコイルばね 4 のように、他端 4 b をテーパリング 5 に直接固定するのではなく、図 8 に示すように、コイルばね 3 0 4 の他端 3 0 4 b を径外方向 O に弾性変形させてその復元力 F (径内方向) によりテーパリング 3 0 5 に係止させて装着させる構造をしている。一方、コイルばね 3 0 4 の一端 3 0 4 a は、ハブ構造体 3 0 3 に固定されている。

【 0 0 4 8 】

(従動プーリ構造体 3 0 1 の作用)

次に、本実施形態の従動プーリ構造体 3 0 1 の作用について説明する。まず、エンジンの回転開始時において、出力軸 1 0 1 が回転して、出力軸 1 0 1 のトルクによって駆動プーリ構造体 1 及び伝動ベルト 1 0 6 を介して、従動プーリ構造体 3 0 1 のプーリ部材 3 0 2 側から従動プーリ構造体 3 0 1 にトルクが入力された場合について説明する。これは、エンジンの回転開始時において、従動プーリ構造体 3 0 1 のプーリ部材 3 0 2 の回転トルクがハブ構造体 3 0 3 の回転トルクを上回る場合を想定している。

【 0 0 4 9 】

第 1 実施形態同様に、プーリ部材 3 0 2 側から従動プーリ構造体 3 0 1 に入力されたトルクを入力トルク T (変数) とし、テーパリング 3 0 5 の外周面 3 0 5 a と摩擦部材 3 0 6 との間の摩擦トルクを T_f とし、 T と T_f との関係が式 (3) の関係 ($T < T_f$) にある場合、テーパリング 3 0 5 の外周面 3 0 5 a と摩擦部材 3 0 6 との当接面は滑らない。また、コイルばね 3 0 4 は、テーパリング 3 0 5 のクラッチ面 3 0 5 c との接触により縮径して、コイルばね 3 0 4 が周方向にねじれ、クラッチ面 3 0 5 c に対する圧接係合力が増大した状態で保持されたまま滑らず、プーリ部材 3 0 2 の回転がハブ構造体 3 0 3 に伝達されることになる。そして、ハブ構造体 3 0 3 に取り付けられた従動軸 1 0 2 に連結されたウォーターポンプやオルタネータ等の補記がそれぞれ駆動されることになる。

【 0 0 5 0 】

一方、 T と T_f との関係が式 (4) の関係 ($T > T_f$) にある場合、コイルばね 3 0 4 は、テーパリング 3 0 5 のクラッチ面 3 0 5 c との接触により縮径して、クラッチ面 3 0 5 c に対する圧接係合力が増大した状態で保持されたまま滑らないが、テーパリング 3 0 5 の外周面 3 0 5 a と摩擦部材 3 0 6 との当接面が滑ることにより入力トルク T を吸収することになる。これにより、プーリ部材 3 0 2 の回転がハブ構造体 3 0 3 に伝達されず、プーリ部材 3 0 2 はフリー回転する。

【 0 0 5 1 】

次に、エンジンの回転停止により出力軸 1 0 1 の回転が停止する際に、伝動ベルト 1 0 6 を介してプーリ部材 3 0 2 の回転トルクが下がるが、ハブ構造体 3 0 3 の回転トルクは

エンジン回転時の慣性によりプーリ部材 302 の回転トルクを上回る場合、即ち、ハブ構造体 303 側から従動プーリ構造体 301 にトルクが入力された場合について説明する。

【0052】

ハブ構造体 303 側から従動プーリ構造体 301 に入力されたトルクを入力トルク T (変数) とし、テーパリング 305 の外周面 305a と摩擦部材 306 との間の摩擦トルクを T_f とし、コイルばね 304 とクラッチ面 305c の接触部における摩擦トルクを T_s とし、各摩擦トルクの間係を $T < T_s < T_f$ とした場合、テーパリング 305 の外周面 305a と摩擦部材 306 との当接面は滑らない。また、コイルばね 304 は、クラッチ面 305c に対して保持されたまま滑ることはなく、ハブ構造体 303 の回転がプーリ部材 302 に伝達されることになる。

10

【0053】

また、各摩擦トルクの間係を $T_s < T < T_f$ とした場合、テーパリング 305 の外周面 305a と摩擦部材 306 との当接面は滑らない。一方、コイルばね 304 は、拡張してクラッチ面 305c に対する圧接係合力が弱くなり、コイルばね 304 とクラッチ面 305c の接触部において滑りが生じ、ハブ構造体 303 の回転がプーリ部材 302 に伝達されず、ハブ構造体 303 はフリー回転する。

【0054】

更に、各摩擦トルクの間係を $T_s < T_f < T$ とした場合、コイルばね 304 は、拡張してクラッチ面 305c に対する圧接係合力が弱くなり、コイルばね 304 とクラッチ面 305c の接触部において滑りが生じ、ハブ構造体 303 の回転がプーリ部材 302 に伝達されず、ハブ構造体 303 はフリー回転する。

20

【0055】

ここで、第3実施形態では、テーパリング 305 の外周面 305a と摩擦部材 306 との間の摩擦トルク T_f とコイルばね 304 とクラッチ面 305c の接触部における摩擦トルク T_s との間係を $T_s < T_f$ としているが、摩擦トルク $T_s \cdot T_f$ の値を自由に設定することにより (T_s と T_f との値を異なる値に設定する)、入力トルク T の大きさにより、テーパリング 305 の外周面 305a と摩擦部材 306 との間、又は、コイルばね 304 とクラッチ面 305c との間のどちらで滑らせるかを決定することができる。

【0056】

例えば、ハブ構造体 303 の回転トルクがエンジン回転時の慣性によりプーリ部材 302 の回転トルクを上回る場合、即ち、ハブ構造体 303 側から従動プーリ構造体 301 にトルクが入力された場合について説明すると、 $T_f < T_s$ とした場合において、入力トルク T との間係で、 $T_f < T < T_s$ とした場合、コイルばね 304 は、クラッチ面 305c に対して保持されたまま滑ることはなく、テーパリング 305 の外周面 305a と摩擦部材 306 との当接面において滑りが生じ、ハブ構造体 303 での回転がプーリ部材 302 に伝達されず、ハブ構造体 303 はフリー回転する。

30

【0057】

また、 $T_f < T_s < T$ とした場合、テーパリング 305 の外周面 305a と摩擦部材 306 との当接面において滑りが生じ、ハブ構造体 303 での回転がプーリ部材 302 に伝達されず、ハブ構造体 303 はフリー回転する。

40

【0058】

なお、上記従動プーリ構造体 301 を出力軸 101 に装着して、駆動プーリ構造体として使用した場合にも同様の作用が働く。この場合、エンジンの回転開始時に出力軸 101 が回転して、出力軸 101 を介してハブ構造体 303 側から従動プーリ構造体 301 にトルクが入力され、ハブ構造体 303 の回転トルクがプーリ部材 302 の回転トルクを上回ることになる。一方、エンジンの回転停止により出力軸 101 の回転が停止する際に、伝動ベルト 106 の慣性駆動によりプーリ部材 302 の回転トルクがハブ構造体 303 の回転トルクを上回ることによりプーリ部材 302 側から従動プーリ構造体 301 にトルクが入力されることになる。

【0059】

50

また、第3実施形態では、コイルばね304の他端304bを径外方向Oに弾性変形させてその復元力F（径内方向）によりテーパリング305に係止させて装着させる構造をしている。しかし、これに限らずに、コイルばね304の他端304bを径内方向に弾性変形させてその復元力（径外方向）によりテーパリング305に係止させて装着させてもよい。

【0060】

また、第3実施形態では、コイルばね304の一端304aは、ハブ構造体303に固定されている。しかし、コイルばね304の一端304aを、ハブ構造体303に固定せずに、コイルばね304の他端304bと同様に、コイルばね304の一端304aを径外方向に弾性変形させてその復元力（径内方向）によりハブ構造体303に係止させて装着させてもよい。

10

【0061】

また、第3実施形態に係る従動プーリ構造体301は、第1実施形態に挙げた駆動プーリ構造体1のコイルばね4の部分にスプリングクラッチ構造を取り入れた構成としているが、第2実施形態に挙げた駆動プーリ構造体201のコイルばね204の部分にスプリングクラッチ構造を取り入れた構成としてもよい。この場合、コイルばね204の他端204aを径外方向に弾性変形させてその復元力（径内方向）によりテーパリング205に係止させて装着させている。なお、コイルばね204の一端204bは、プーリ部材202に固定されていてもよいし、コイルばね204の他端204a同様に、一端204bを径外（内）方向に弾性変形させてその復元力（径内（外）方向）によりプーリ部材202に係止させて装着させてもよい。

20

【0062】

上記の構成によれば、テーパリング305の円錐曲面を有した外周面305aと摩擦部材306との間に発生する摩擦トルク T_f と、コイルばね304の他端304bとテーパリング305のクラッチ面305cとの間に発生する摩擦トルク T_s との2つの摩擦トルクを発生させることができる。こうすることにより、例えば、本発明に係る従動プーリ構造体301を従動軸102に装着して、従動プーリ構造体として使用した場合において、プーリ部材302側から入力トルクTがあった場合、入力トルクTがテーパリング305の外周面305aと摩擦部材306との間で発生する摩擦トルク T_f よりも大きい場合には、テーパリング305の外周面305aと摩擦部材306との当接面を滑らせることにより入力トルクTを吸収させることができる。一方、ハブ構造体303側から入力トルクTがあった場合、各摩擦トルクとの関係を $T_s < T < T_f$ とすると、テーパリング305の外周面305aと摩擦部材306との当接面は滑らずに、コイルばね304は、クラッチ面305cとの接触部において滑りが生じ、ハブ構造体303の回転がプーリ部材302に伝達されず、ハブ構造体303をフリー回転させることができる。更に、各摩擦トルクとの関係を $T_s < T_f < T$ とした場合、コイルばね304は、クラッチ面305cとの接触部において滑りが生じ、ハブ構造体303の回転がプーリ部材302に伝達されず、ハブ構造体303をフリー回転させることができる。これにより、コイルばね304の他端304bとテーパリング305のクラッチ面305cとの間に発生する摩擦トルク T_s と、テーパリング305の円錐曲面を有した外周面305aと摩擦部材306との間に発生する摩擦トルク T_f の値を自在に変更して設計自由度を高めることが可能となる。

30

40

【0063】

また、摩擦トルク T_s ・ T_f の値をそれぞれ自由に設定することにより（ T_s と T_f との値を異なる値に設定する）、入力トルクTの大きさにより、テーパリング305の外周面305aと摩擦部材306との間、又は、コイルばね304とクラッチ面305cとの間のどちらで滑らせるかを決定することができる。

【0064】

以上、本発明の実施形態について説明したが、本発明は上述の実施の形態に限られるものではなく、特許請求の範囲に記載した限りにおいて様々に変更して実施することができるものである。

50

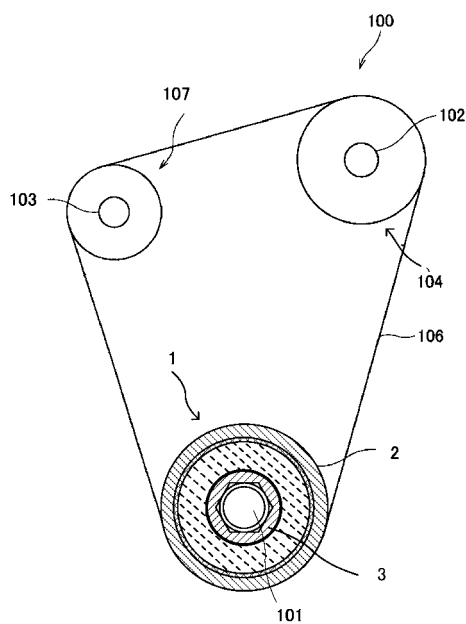
【符号の説明】

【 0 0 6 5 】

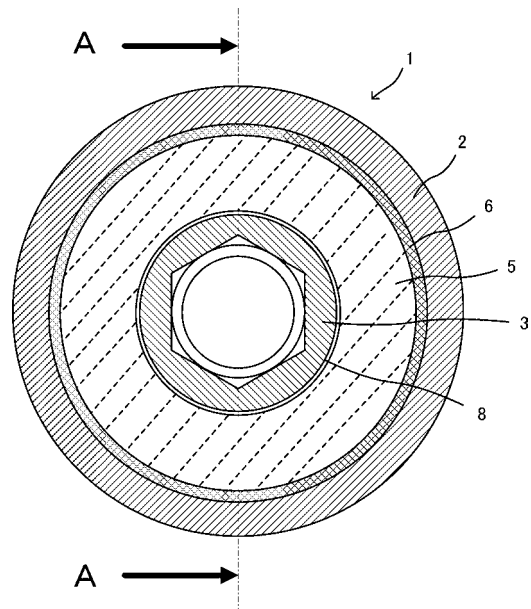
- 1 駆動プーリ構造体
- 2 プーリ部材
- 3 ハブ構造体
- 4 コイルばね
- 5 テーパーリング
- 6 摩擦部材
- 1 0 0 補記駆動ベルトシステム
- 1 0 1 出力軸
- 1 0 4 従動プーリ構造体
- 1 0 6 伝動ベルト
- 1 0 7 従動プーリ構造体
- J 回転軸

10

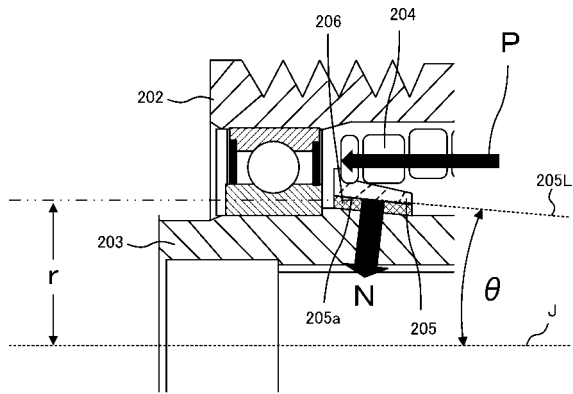
【図 1】



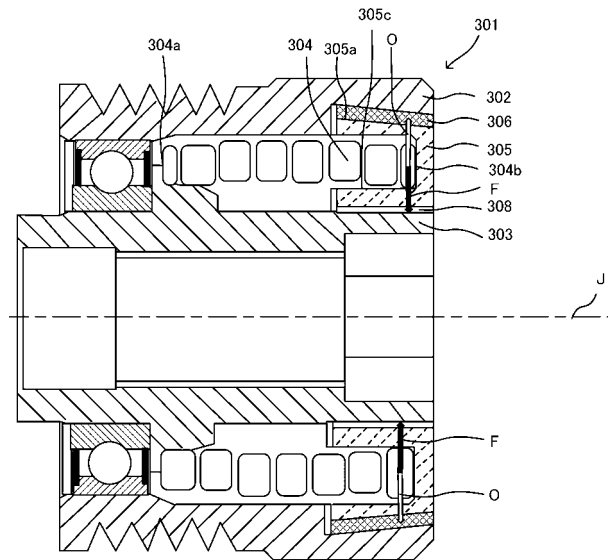
【図 2】



【図 7】



【図 8】



フロントページの続き

(56)参考文献 独国特許出願公開第10012233(DE, A1)

特開2007-113634(JP, A)

特開2006-038183(JP, A)

特開2008-180261(JP, A)

実開平05-064554(JP, U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16D 43/21

F16H 55/36