

(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2005-225444
(P2005-225444A)

(43) 公開日 平成17年8月25日(2005.8.25)

(51) Int.Cl.⁷

B62D 1/20

F 1

B 62 D 1/20

テーマコード(参考)

3D030

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号

特願2004-38692 (P2004-38692)

(22) 出願日

平成16年2月16日 (2004.2.16)

(71) 出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(71) 出願人 302066629

NSKステアリングシステムズ株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(74) 代理人 100077919

弁理士 井上 義雄

(72) 発明者 畑中 和幸

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(72) 発明者 谷口 雅人

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】車両ステアリング用伸縮軸

(57) 【要約】

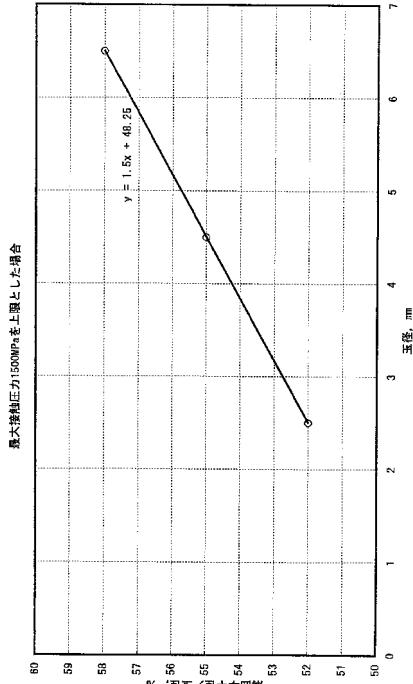
【課題】 安定した摺動荷重を実現すると共に、回転方向ガタつきを確実に防止して、高剛性の状態でトルクを伝達でき、しかも、製造コストを低減しつつ、耐久性を向上すること。

【解決手段】 雄軸1の外周面と雌軸2の内周面とに夫々形成した複数対の軸方向溝3, 5の間に、ボール7を配置し、雄軸の軸方向溝と球状体との間に、予圧用の板バネ9を介装し、雄軸1の外周面と雌軸2の内周面とに夫々形成した他の複数対の軸方向溝4, 6の間に、円柱体8を配置し、しかも、ボール7の直径を、 x (mm) とし、ボール7が転動する雌軸2側の軸方向溝5の横断面の曲率半径とボール7の直径 (x) との比を、 y (%) とすると、 x と y は、

$$y < 1.5x + 48.25$$

の関係を有している。

【選択図】 図9



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

車両のステアリングシャフトに組込み、雄軸と雌軸を回転不能に且つ摺動自在に嵌合した車両ステアリング用伸縮軸において、

前記雄軸の外周面と前記雌軸の内周面とに夫々形成した少なくとも一対の軸方向溝の間に、前記両軸の軸方向相対移動の際に転動する球状体を配置し、

前記雄軸側又は雌軸側の軸方向溝と、前記球状体との間に、前記球状体を介して前記雄軸と前記雌軸とに予圧を与える弾性体を介装し、

前記雄軸の外周面と前記雌軸の内周面とに夫々形成した他の少なくとも一対の軸方向溝の間に、前記両軸の軸方向相対移動の際に摺動する円柱体を配置し、

前記球状体の直径を、 x (mm) とし、

前記球状体が転動する前記雄軸側又は雌軸側の軸方向溝の横断面の曲率半径と前記球状体の直径 (x) の比を、 y (%) とすると、

x と y は、 $y < 1.5x + 48.25$ の関係を有することを特徴とする車両ステアリング用伸縮軸。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、車両のステアリングシャフトに組込み、雄軸と雌軸を相互に回転不能に且つ摺動自在に嵌合した車両ステアリング用伸縮軸に関する。

20

【背景技術】**【0002】**

自動車の操舵機構部の伸縮軸には、自動車が走行する際に発生する軸方向の変位を吸収し、ステアリングホイール上にその変位や振動を伝えない性能が要求される。さらに、運転者が自動車を運転するのに最適なポジションを得るためにステアリングホイールの位置を軸方向に移動し、その位置を調整する機能が要求される。

【0003】

これら何れの場合にも、伸縮軸は、ガタ音を低減することと、ステアリングホイール上のガタ感を低減することと、軸方向の摺動動作時における摺動抵抗を低減することが要求される。

30

【0004】

このようなことから、従来、伸縮軸の雄軸に、ナイロン膜をコーティングし、摺動部にグリースを塗布し、金属騒音、金属打音等を吸収または緩和するとともに、摺動抵抗の低減と回転方向ガタの低減を行ってきた。

【0005】

しかし、使用経過によりナイロン膜の摩耗が進展して回転方向ガタが大きくなるといったことがある。また、エンジンルーム内の高温にさらされる条件下では、ナイロン膜は、体積変化し、摺動抵抗が著しく大きくなったり、摩耗が著しく促進されたりするため、回転方向ガタが大きくなるといったことがある。

【0006】

このようなことから、特許文献1では、雄軸の外周面と雌軸の内周面とに夫々形成した複数対の軸方向溝の間に、両軸の軸方向相対移動の際に転動するトルク伝達部材(球状体)が嵌合してある。

40

【0007】

さらに、特許文献1では、トルク伝達部材(球状体)の径方向内方又は外方と、各対の軸方向溝との間に、トルク伝達部材(球状体)を介して雄軸と雌軸に予圧を付与するための予圧用の弾性体(板バネ)が設けてある。

【0008】

これにより、トルク非伝達時(摺動時)には、板バネにより、トルク伝達部材(球状体)を雌軸に対してガタ付きのない程度に予圧しているため、雄軸と雌軸の間のガタ付きを

50

防止することができ、雄軸と雌軸は、ガタ付きのない安定した摺動荷重で軸方向に摺動することができる。

【0009】

また、トルク伝達時には、板バネにより、トルク伝達部材（球状体）を周方向に拘束できるようになっているため、雄軸と雌軸は、その回転方向のガタ付きを防止して、高剛性の状態でトルクを伝達することができる。

【特許文献1】特開2001-50293号公報

【特許文献2】独国特許発明DE3730393C2号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

10

【0010】

しかしながら、上述した特許文献1又は特許文献2では、球状体は、雌軸又は雄軸の軸方向溝の軌道面に、点接触することから、トルク負荷時には、接触圧力が過大になると、球状体と接触する軸方向溝の軌道面の表面には、圧痕が生じるといった虞れがある。

【0011】

その結果、このような場合には、軸方向溝の軌道面の圧痕により、摺動抵抗が大きくなり、又は不均一になるといったことがあり、また、圧痕は、応力集中による剥離や摩耗等の損傷の原因にもなるといったことがある。

【0012】

本発明は、上述したような事情に鑑みてなされたものであって、安定した摺動荷重を実現すると共に、回転方向ガタ付きを確実に防止して、高剛性の状態でトルクを伝達でき、しかも、製造コストを低減しつつ、耐久性を向上することができる車両ステアリング用伸縮軸を提供することを目的とする。

20

【課題を解決するための手段】

【0013】

上記の目的を達成するため、本発明の請求項1に係る車両ステアリング用伸縮軸は、車両のステアリングシャフトに組込み、雄軸と雌軸を回転不能に且つ摺動自在に嵌合した車両ステアリング用伸縮軸において、

前記雄軸の外周面と前記雌軸の内周面とに夫々形成した少なくとも一対の軸方向溝の間に、前記両軸の軸方向相対移動の際に転動する球状体を配置し、

30

前記雄軸側又は雌軸側の軸方向溝と、前記球状体との間に、前記球状体を介して前記雄軸と前記雌軸とに予圧を与える弾性体を介装し、

前記雄軸の外周面と前記雌軸の内周面とに夫々形成した他の少なくとも一対の軸方向溝の間に、前記両軸の軸方向相対移動の際に摺動する円柱体を配置し、

前記球状体の直径を、 x (mm) とし、

前記球状体が転動する前記雄軸側又は雌軸側の軸方向溝の横断面の曲率半径と前記球状体の直径 (x) の比を、 y (%) とすると、

x と y は、 $y < 1.5x + 48.25$ の関係を有することを特徴とする。

【発明の効果】

【0014】

以上説明したように、本発明によれば、球状体の直径を、 x (mm) とし、球状体が転動する雄軸側又は雌軸側の軸方向溝の横断面の曲率半径と球状体の直径 (x) の比を、 y (%) とすると、 x と y は、 $y < 1.5x + 48.25$ の関係を有することから、想定される最大ねじりトルク入力時でも、球状体と軸方向溝との間の接触圧力を 1500 MPa 以下に抑えることができる。

40

【0015】

従って、雄軸及び雌軸に熱処理や表面硬化処理を施さなくても、圧痕の発生を確実に防止して、圧痕による摺動抵抗の増加や摩耗等の損傷を効果的に防止することができ、これにより、製造コストを低減しつつ、耐久性を向上することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

50

【0016】

以下、本発明の実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸を図面を参照しつつ説明する。

【0017】

(車両用ステアリングシャフトの全体構成)

図1は、本発明の実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸を適用した自動車の操舵機構部の側面図である。

【0018】

図1において、車体側のメンバ100にアップラケット101とロップラケット102とを介して取り付けられたアップステアリングシャフト部120(ステアリングコラム103と、ステアリングコラム103に回転自在に保持されたステアリングシャフト104を含む)と、ステアリングシャフト104の上端に装着されたステアリングホイール105と、ステアリングシャフト104の下端にユニバーサルジョイント106を介して連結されたロアステアリングシャフト部107と、ロアステアリングシャフト部107に操舵軸継手108を介して連結されたピニオンシャフト109と、ピニオンシャフト109に連結したステアリングラック軸112と、このステアリングラック軸112を支持して車体の別のフレーム110に弾性体111を介して固定されたステアリングラック支持部材113とから操舵機構部が構成されている。

【0019】

ここで、アップステアリングシャフト部120とロアステアリングシャフト部107が本発明の実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸(以後、伸縮軸と記す)を用いている。ロアステアリングシャフト部107は、雄軸と雌軸とを嵌合したものであるが、このようなロアステアリングシャフト部107には自動車が走行する際に発生する軸方向の変位を吸収し、ステアリングホイール105上にその変位や振動を伝えない性能が要求される。このような性能は、車体がサブフレーム構造となっていて、操舵機構上部を固定するメンバ100とステアリングラック支持部材113が固定されているフレーム110が別体となっておりステアリングラック支持部材113がゴムなどの弾性体111を介してフレーム110に締結固定されている構造の場合に要求される。また、その他のケースとして操舵軸継手108をピニオンシャフト109に締結する際に作業者が、伸縮軸をいったん縮めてからピニオンシャフト109に嵌合させ締結させるため伸縮機能が必要とされる場合がある。さらに、操舵機構の上部にあるアップステアリングシャフト部120も、雄軸と雌軸とを嵌合したものであるが、このようなアップステアリングシャフト部120には、運転者が自動車を運転するのに最適なポジションを得るためにステアリングホイール105の位置を軸方向に移動し、その位置を調整する機能が要求されるため、軸方向に伸縮する機能が要求される。前述のすべての場合において、伸縮軸には嵌合部のガタ音を低減することと、ステアリングホイール105上のガタ感を低減することと、軸方向摺動時における摺動抵抗を低減することが要求される。

【0020】

(伸縮軸の第1実施の形態)

図2(a)は、本発明の第1実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸の側面図であり、(b)は、その斜視図である。図3は、図2(a)のA-A線に沿った横断面図である。

【0021】

図2に示すように、車両ステアリング用伸縮軸(以後、伸縮軸と記す)は、相互に回転不能に且つ摺動自在に嵌合した雄軸1と雌軸2とからなる。

【0022】

図3に示すように、雄軸1の外周面には、周方向に120度間隔で等配した3個の略円弧状の軸方向溝3、4、4が延在して形成してある。これに対応して雌軸2の内周面にも、周方向に120度間隔で等配した3個の略円弧状の軸方向溝5、6、6が延在して形成してある。軸方向溝3、5で第1介装部が、軸方向溝4、6；4，6で第2介装部が形成

10

20

30

40

50

されている。

【0023】

雄軸1の断面略円弧状の軸方向溝3と、雌軸2の断面略円弧状の軸方向溝5との間に、予圧用の断面略M字形状の弾性体として後述する板バネ9が設けてあり、板バネ9の中央凹部と軸方向溝5との間に複数個の第1トルク伝達部材として剛体の球状体7が転動自在に介装されて第1のトルク伝達装置が構成されている。こうして、球状体7は雄軸1と雌軸2との軸方向に相対移動の際には転動し、回転の際には板バネ9に拘束されてトルクを伝達する。

【0024】

雄軸1の2個の断面略円弧状若しくはゴシックアーチ状の軸方向溝4、4と、雌軸2の2個の断面略円弧状若しくはゴシックアーチ状の軸方向溝6、6との間に、夫々、雄軸1と雌軸2との軸方向の相対移動を許し、回転の際にはトルクを伝達するための第2トルク伝達部材として円柱体8が摺動自在に介装されて第2のトルク伝達装置が構成されている。
。

【0025】

雄軸1の軸方向溝3の両側には、溝部3b、3bが溝3に平行して軸方向に延在して形成され、軸方向溝3と溝部3b、3bとの間に段部3a、3aが形成されている。板バネ9は断面略M字形状で、その両端部がそれぞれ溝部3b、3bの底部にまで延び、先端部が段部3a、3aをそれぞれ挟み込むように接触している。このようにして、板バネ9の凹部9c、9cで雄軸1の軸方向溝3の両側の段部3a、3aに係止され、トルク伝達時、板バネ9全体が周方向に移動できないようになっている。

【0026】

板バネ9は、トルク非伝達時には、球状体7と円柱体8、8のそれぞれを雌軸2に対してガタ付きのない程度に予圧する一方、トルク伝達時には、弾性変形して球状体7を雄軸1と雌軸2の間で周方向に拘束する働きをするようになっている。

【0027】

複数個の球状体7は、保持器12により保持しており、球状体7と保持器12は、摺動時、不図示の止め輪により、軸方向の移動を規制されるようになっている。

【0028】

以上のように構成した伸縮軸では、雄軸1と雌軸2の間に球状体7と円柱体8を介装し、板バネ9により、球状体7と円柱体8とを雌軸2に対してガタ付きのない程度に予圧してあるため、トルク非伝達時は、雄軸1と雌軸2の間のガタ付きを確実に防止することができると共に、雄軸1と雌軸2は軸方向に相対移動する際には、ガタ付きのない安定した摺動荷重で摺動することができる。

【0029】

なお、従来技術のように摺動面が純粋な滑りによるものであれば、ガタつき防止のための予圧荷重をある程度の荷重で留めておくことしかできなかった。それは、摺動荷重は、摩擦係数に予圧荷重を乗じたものであり、ガタつき防止や伸縮軸の剛性を向上させたいと願って予圧荷重を上げてしまうと摺動荷重が増大してしまうという悪循環に陥ってしまったのである。

【0030】

その点、本実施の形態では一部に転がりによる機構を採用しているために著しい摺動荷重の増大を招くことなく予圧荷重を上げることができた。これにより、従来なし得なかつたガタつきの防止と剛性の向上を摺動荷重の増大を招くことなく達成することができた。

【0031】

本実施形態において、トルク伝達時には、板バネ9が弾性変形して球状体7を雄軸1と雌軸2の間で周方向に拘束すると共に、雄軸1と雌軸2の間に介装されている2列の円柱体8が主なトルク伝達の役割を果たす。

【0032】

例えば、雄軸1からトルクが入力された場合、初期の段階では、板バネ9の予圧がかか
。

っているため、ガタ付きはなく、板バネ9がトルクに対する反力を発生させてトルクを伝達する。この時は、雄軸1・板バネ9・球状体7・雌軸2間のトルク伝達荷重と、雄軸1・円柱体8・雌軸2間のトルク伝達荷重がつりあつた状態で全体的なトルク伝達がされる。

【0033】

さらにトルクが増大していくと、円柱体8を介した雄軸1、雌軸2の回転方向のすきまの方が、球状体7を介した雄軸1・板バネ9・球状体7・雌軸2間のすきまより小さい設定としてあるため、円柱体8の方が球状体7より反力を強く受け、円柱体8が主にトルクを雌軸2に伝える。そのため、雄軸1と雌軸2の回転方向ガタを確実に防止するとともに、高剛性の状態でトルクを伝達することができる。

10

【0034】

なお、球状体7は剛体のボールが好ましい。また剛体の円柱体8はニードルローラが好ましい。

【0035】

円柱体（以後、ニードルローラと記す）8は、線接触でその荷重を受けるため、点接触で荷重を受けるボールよりも接触圧を低く抑えることができるなど、さまざまな効果がある。したがって、全列をボール転がり構造とした場合よりも下記の項目が優れている。

- ・摺動部での減衰能効果が、ボール転がり構造に比べて大きい。よって振動吸収性能が高い。
- ・同じトルクを伝達するならば、ニードルローラの方が接触圧を低く抑えることができるため、軸方向の長さを短くできスペースを有効に使うことができる。
- ・同じトルクを伝達するならば、ニードルローラの方が接触圧を低く抑えることができるため、熱処理等によって雌軸の軸方向溝表面を硬化させるための追加工程が不要である。
- ・部品点数を少なくすることができます。
- ・組立性をよくすることができます。
- ・組立コストを抑えることができます。

20

【0036】

このようにニードルローラ8は、雄軸1と雌軸2の間のトルク伝達のためのキーの役割をするとともに、雌軸2の内周面とすべり接触する。ニードルローラの使用が従来のスプライン嵌合と比較して、優れている点は下記のとおりである。

30

- ・ニードルローラは大量生産品であり、非常に低コストである。
- ・ニードルローラは熱処理後、研磨されているので、表面硬度が高く、耐摩耗性に優れている。
- ・ニードルローラは研磨されているので、表面粗さがきめ細かく摺動時の摩擦係数が低いため、摺動荷重を低く抑えることができる。
- ・使用条件に応じて、ニードルローラの長さや配置を変えることができるため、設計思想を変えること無く、さまざまなアプリケーションに対応することができる。
- ・使用条件によっては、摺動時の摩擦係数をさらに下げなければならない場合がある、この時ニードルローラだけに表面処理をすればその摺動特性を変えることができるため、設計思想を変えること無く、さまざまなアプリケーションに対応することができる。
- ・ニードルローラの外径違い品を安価に数ミクロン単位で製造することができるため、ニードルローラ径を選択することによって雄軸・ニードルローラ・雌軸間のすきまを最小限に抑えることができる。よって軸の捩り方向の剛性を向上させることが容易である。

40

【0037】

一方、球状体（以後、ボールと記す）7を部分的に採用したという点では、全列ニードルローラでかつ、全列が摺動する構造と比較して、下記の項目が優れている。

- ・ボールは摩擦抵抗が低いため、摺動荷重を低く抑えられる。
- ・ボールの使用により予圧荷重を高くすることができ、長期にわたるガタつきの防止と高剛性が同時に得られる。

【0038】

50

(伸縮軸のねじり剛性のための解析プログラムについて)

図4は、伸縮軸の捩り剛性のための解析プログラムの計算モデルを示す模式図である。図5は、試作伸縮軸のねじり剛性試験結果を実線で、解析プログラムによる計算結果を破線で示すグラフである。

【0039】

球状体や円柱体を使用した伸縮軸のねじり剛性を計算機によって解析するプログラムを作成した。雌軸を空間に固定し、伸縮軸の横断面(2次元)について、各球状体や円柱体にかかる力の釣り合い式と、雄軸にかかる力(球状体/円柱体/バネ荷重と外部から与えられるねじりトルク)の釣り合い式を解く。

【0040】

各要素の接点では、ヘルツの弾性接触理論に基づいて、2物体の接近量と接触荷重の関係を考慮した。本プログラムでは、予圧を与えるバネモデルを設定できる。バネと接触する2要素(球状体と雄軸など)の位置関係により、バネ荷重が発生する。

【0041】

上記第1実施の形態(図2及び図3)に示す試作伸縮軸に、解析プログラムを適用した。

【0042】

雄軸1と雌軸2に、それぞれ、3本の軸方向溝3,4,5,6があり、1本の軸方向溝3,5には、複数の球状体7が、残る2本の軸方向溝4,6には、円柱体8が介装してある。球状体7には、雄軸1に設置された板バネ9によって予圧が与えられている。計算モ²⁰デルを図4に示す。

【0043】

図5に、試作伸縮軸のねじり剛性試験結果を実線で、解析プログラムによる計算結果を破線で示す。計算によるねじり剛性の変化は、実測値によく一致している。

【0044】

解析プログラムに用いた弾性変形のモデルによって、実機の性能を十分な精度で予測できることが示された。解析プログラムによって計算される変形量や接触領域の大きさ、接触圧力などについても、実機使用時の状態を十分な精度でシミュレートできると考えられる。

【0045】

(伸縮軸の第2実施の形態)

図6(a)は、本発明の第2実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸の縦断面図であり、(b)は、(a)のb-b線に沿った横断面図である。図7は、第2実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸の分解斜視図である。

【0046】

上述した第1実施の形態では、1対の軸方向溝3,5に、1組の第1トルク伝達部材7を配置し、一対の軸方向溝3,5に対して周方向に120度間隔で等配した2対の軸方向溝4,6に、2個の第2トルク伝達部材8を配置している。

【0047】

これに対して、本第2実施の形態では、図6に示すように、周方向に120度間隔で等配した3対の軸方向溝3,5に、それぞれ弾性体として板バネ9を介して第1トルク伝達部材として球状体7を配置して第1のトルク伝達装置が構成されている。これら3対の軸方向溝3,5の間で、周方向に60度間隔にそれぞれ配置された3対の軸方向溝4,6に、それぞれ第2トルク伝達部材として円柱体8を配置して第2のトルク伝達装置が構成されている。

【0048】

第2実施の形態の技術的背景として、車両毎の要求性能の違いから、捩り剛性の特性は様々なものが必要となる。従来、その要求特性が変わる度に、シャフトの直径を変えたり、或いは弾性体を使用したりして、構造を変えてその要求特性に応えている。

【0049】

10

20

30

40

50

しかし、これらの場合、多種多様な構造や弾性特性の違う部品をそろえなければならず、部品点数の増加とコストの増大を招いている。

【0050】

このようなことから、本第2実施の形態では、円柱体8の外径違い品を安価に数ミクロン単位で製造することができるため、円柱体8の直径を適宜選択又は組み合わせることにより、雄軸1・円柱体8・雌軸2間の隙間を任意に設定することができる。以上から、車両の特性により異なる各種要求に対して、基本構造を変えることなく、また部品点数を増加させることなく、安価に応えることができる。

【0051】

(解析プログラムによる伸縮軸のねじり剛性のシミュレーション)

図8は、第2実施の形態(図6及び図7)に示した伸縮軸の球状体と雌軸側軸方向溝との間の最大接触圧力の計算結果を示すグラフである(等高線が最大接触圧力を示している)。

【0052】

図9は、図8の最大接触圧力 P_{max} が1500MPa以下になる、球状体の直径(×)と、雌軸側の軸方向溝の曲率半径と球状体の直径(×)の比(y)との関係を計算した計算結果を示すグラフである。

【0053】

本プログラムを、上記第2実施の形態(図6及び図7)に示す伸縮軸に適用した。車両用として想定される最大のねじりトルク100Nmを、雌軸2と雄軸1の間に負荷した。

【0054】

この場合、トルクは、主として雌軸2と雄軸1との間に介装されたニードルローラ8を介して伝達されるが、バネ予圧されているボール7にも、トルクの一部が分担される。ニードルローラ8は、雌軸2と雄軸1と線接触し、接触領域が広いため、接触荷重が大きくても、接触圧力は比較的小さくて問題にならない。一方、ボール7は、雌軸2側の軸方向溝5や板バネ9の表面に点接触する。トルク伝達のために、ボール7が支持する荷重は、ニードルローラ8に比べて小さいが、接触領域が狭い点接触のため、接触圧力は、著しく高くなる可能性がある。

【0055】

ところで、大きな接触圧力がかかる場合、材料の硬さが十分でないと、ボール7と接触する軌道表面に圧痕が生じるおそれがある。軌道表面に圧痕ができると摺動抵抗が大きく、また不均一になる。圧痕は、応力集中による剥離、摩耗など、損傷の原因にもなる。

【0056】

圧痕の発生を防ぐために必要な硬さは、およそ次のように考えることができる。材料の降伏せん断応力Yとビックカース硬さHVとの関係は、およそ次式で表される(吉田亨、設計技術者のための表面硬化技術、日刊工業新聞社)。

【0057】

$$HV = 6 \times Y \quad (1)$$

ここで、HV: 材料のビックカース硬さ、Y: 材料の降伏せん断応力 [kgf/mm²] であり、

応力の単位をSI単位系とすると、およそ次式が成り立ち、

$$HV = 0.6 \times Y \quad (2)$$

ここで、Y: 材料の降伏せん断応力 [MPa] である。

【0058】

一方、ヘルツ理論による最大接触圧力 P_{max} と材料内部の最大せん断応力 σ_{max} には次の関係があり(例えば、T.A.HARRIS, Rolling Bearing Analysis - 4th edition, John Wiley & Sons)、

線接触の場合、 $\sigma_{max} = 0.3 \times P_{max}$

楕円接触の場合、およそ $\sigma_{max} = (1/3) \times P_{max}$ (3)

10

20

30

40

50

材料に圧痕を生じさせないためには、最大せん断応力が材料の降伏せん断応力を超えないことが必要である。

【0059】

$$Y_{\max} \quad (4)$$

式(2)(3)(4)より、

$$HV = 0.6 \times Y \quad 0.6 \times \max = 0.2 \times P_{\max} \quad (5)$$

ここで、 P_{\max} ：最大接触圧力 [MPa] である。

【0060】

最大せん断応力は、材料の表面から少し内部に入ったところに発生するので、厳密には
最大接触圧力と最大せん断応力が発生する深さ位置での硬さが式(5)を満たさなければならない。しかし、通常の表面硬化処理では、表面が最も硬く、内部に向かうほど硬さが低下することを考えると、表面硬さについても、式(5)を満たす必要がある。

【0061】

例えば、機械部品材料として広く用いられる機械構造用炭素鋼 (JIS G 4051) では、焼なまし材の場合、硬さは高くても、ブリネル硬さ HB 190 程度 (例えば、JIS ハンドブック [1] 鉄鋼 I、日本規格協会)、ビッカース硬さに換算すると、HV 200 程度 (同資料) とされている。この場合、式(5)によれば、表面の永久変形による圧痕を防止するには、最大接触圧力 P_{\max} は 1000 MPa を超えることはできない。

【0062】

図 6 及び図 7 に示す伸縮軸の製作には、切削などの機械加工に比べて、安価に製造できる塑性加工が好ましい。塑性加工では、加工硬化により、加工前に比べて材料の表面硬さが向上する。発明者らが塑性加工により試作した伸縮軸部品の表面硬さは、HV 260 ~ HV 300 程度であった。

【0063】

以上から、塑性加工に伴う加工硬化により、表面硬さ HV 300 が得られたとき、式(5)によると、熱処理や表面硬化処理を施すことなく、ボールの接触に起因する表面の永久変形による圧痕を防止するには、最大接触圧力 P_{\max} は、1500 MPa を超えることはできない。

【0064】

さて、本実施の形態では、車両用として想定される最大のねじりトルク 100 Nm に対するボール 7 と雌軸 2 の軸方向溝 5 との間の最大接触圧力を解析プログラムを用いて計算した結果を、図 8 に示す。但し、スペースの制約から、ボール 7 の直径 (x) × ボール 7 の個数 (ボール 7 一列分の長さ) がほぼ一定になるようにして計算した。

【0065】

ここでは、軸方向溝 5 の断面形状をゴシックアーチ形状とした。グラフの横軸は、ボール 7 の直径 (x) を表し、縦軸は、雌軸 2 側の軸方向溝 5 の横断面の曲率半径とボール 7 の直径 (x) の比 (y) を表し、等高線が最大接触圧力を示している。

【0066】

図 8 に示した軸方向溝 5 の曲率半径と最大接触圧力の計算結果によれば、100 Nm 負荷時に於いて、最大接触圧力 P_{\max} を 1500 MPa 以下に抑えて、圧痕を防止するには、ボール 7 の直径 (x) と、軸方向溝 5 の曲率半径とボール 7 の直径 (x) の比 (y) とが、1500 MPa の等高線の内側 (下側) の範囲にあるという条件を満足すれば良いことが理解される。

【0067】

次に、図 9 は、図 8 の最大接触圧力 P_{\max} が 1500 MPa 以下になる、ボール 7 の直径 (x) と、雌軸側の軸方向溝の曲率半径とボール 7 の直径 (x) の比 (y) との関係を計算した計算結果を示すグラフであって、ボール 7 の直径 (x) と、軸方向溝 7 の曲率半径とボール 7 の直径 (x) の比 (y) との関係を、近似したものである。

【0068】

10

20

30

40

50

このような定式化によれば、 100 N m の負荷時に於いても、最大接触圧力 P_{max} が 1500 MPa 以下になるのは、ボール7の直径を、 $x(\text{mm})$ とし、雌軸2側の軸方向溝5の横断面の曲率半径とボール7の直径(x)との比を、 $y(%)$ とすると、 x と y が

$$y < 1.5x + 48.25$$

の関係を有するときである(ただし、 y は $50(%)$ を越える)。

【0069】

なお、ステアリング用途として、ボール7の直径(x)は、 $3 \sim 6\text{ mm}$ を使っている。よって、 $y(6) = 57.25(%)$ であり、 $y(3) = 52.75(%)$ であって、 $y(3 \sim 6)$ は、 $50(%)$ を越えている。

10

【0070】

以上から、本発明によれば、ボール7の直径を、 $x(\text{mm})$ とし、ボール7が転動する雄軸側又は雌軸側の軸方向溝の横断面の曲率半径とボール7の直径(x)との比を、 $y(%)$ とすると、 x と y は、 $y < 1.5x + 48.25$ の関係を有することから、想定される最大ねじりトルク入力時でも、ボール7と軸方向溝との間の接触圧力を 1500 MPa 以下に抑えることができる。従って、特に熱処理や表面硬化処理を施さなくても、圧痕の発生を確実に防止して、圧痕による摺動抵抗の増加や摩耗等の損傷を効果的に防止することができ、これにより、製造コストを低減しつつ、耐久性を向上することができる。

【0071】

なお、上記第2実施の形態(図6及び図7)では、ボール7と接触する軸方向溝5の軌道の断面形状をゴシックアーチ形状としたが、単一円弧や橈円、放物線などその他の曲線であっても、ボールと接触する接触点近傍の断面曲率半径について、同様に本発明を適用することができる。

20

【0072】

また、ゴシックアーチと直線を組み合せた断面形状の軸方向溝についても、大きなねじりトルクが負荷された際は、ボールは、主としてゴシックアーチ断面部と接触するので、本発明が有効である。

【0073】

また、形状、寸法や材料といった設計諸元について、例としていくつかとりあげたが、本発明は、それらに限定されるものではない。

30

【0074】

ここでは、図2及び図3、図6及び図7に示すように、雄軸1側に予圧用の板バネ9を設置し、ボール7は、板バネ9と雌軸2上の軸方向溝5に接触する形式について示した。逆に、雌軸2側に板バネ9を設置し、ボール7が雄軸1側の軸方向溝3と直接接触する構造の場合には、雄軸1側の軸方向溝3の断面曲率半径について、本発明を適用することができる。

【0075】

なお、本発明は、上述した実施の形態に限定されず、種々変形可能である。

【図面の簡単な説明】

【0076】

【図1】本発明の実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸を適用した自動車の操舵機構部の側面図である。

40

【図2】(a)は、本発明の第1実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸の側面図であり、(b)は、その斜視図である。

【図3】図2(a)のA-A線に沿った横断面図である。

【図4】伸縮軸の捩り剛性のための解析プログラムの計算モデルを示す模式図である。

【図5】試作伸縮軸のねじり剛性試験結果を実線で、解析プログラムによる計算結果を破線で示すグラフである。

【図6】(a)は、本発明の第2実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸の縦断面図であり、(b)は、(a)のb-b線に沿った横断面図である。

50

【図7】第2実施の形態に係る車両ステアリング用伸縮軸の分解斜視図である。

【図8】第2実施の形態(図6及び図7)に示した伸縮軸の球状体と雌軸側軸方向溝との間の最大接触圧力の計算結果を示すグラフである(等高線が最大接触圧力を示している)。

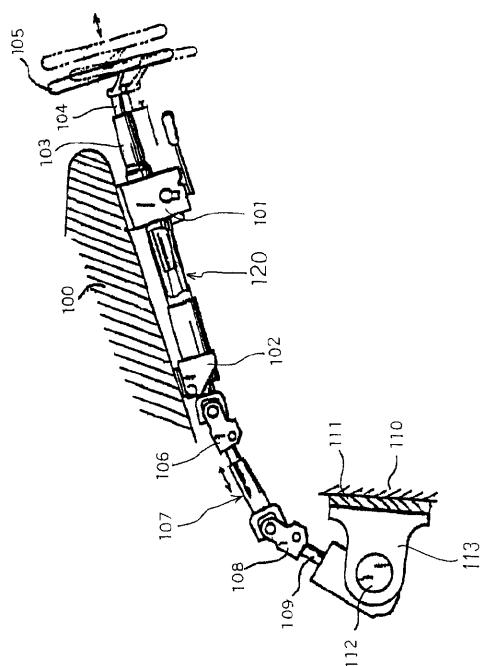
【図9】図8の最大接触圧力 P_{max} が1500MPa以下になる、球状体の直径(x)と、雌軸側の軸方向溝の曲率半径と球状体の直径(x)の比(y)との関係を計算した計算結果を示すグラフである。

【符号の説明】

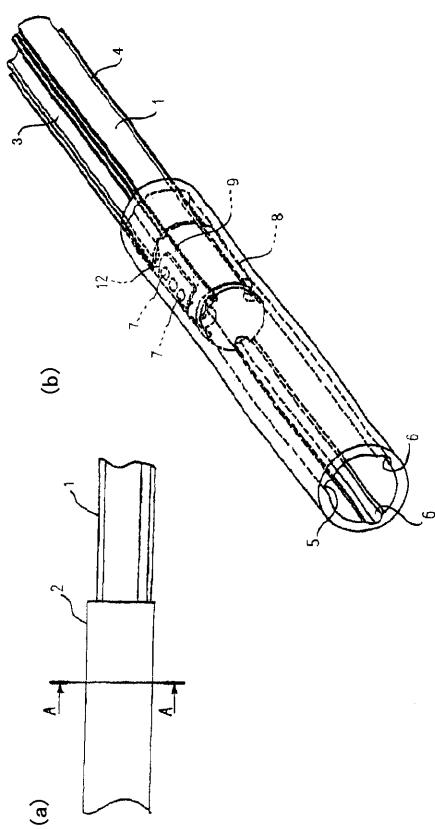
【0077】

1	雄軸	10
2	雌軸	
3	軸方向溝	
4	軸方向溝	
5	軸方向溝	
6	軸方向溝	
7	球状体(ボール、トルク伝達部材)	
8	円柱体(ニードルローラー、トルク伝達部材)	
9	板バネ(弹性体)	
11a	ストッパープレート	
12	保持器	20
100	メンバ	
101	アッパプラケット	
102	ロアプラケット	
103	ステアリングコラム	
104	ステアリングシャフト	
105	ステアリングホイール	
106	ユニバーサルジョイント	
107	ロアステアリングシャフト部	
108	操舵軸継手	
109	ピニオンシャフト	30
110	フレーム	
111	弹性体	
112	ステアリングラック軸	
113	ステアリングラック支持部材	
120	アッパステアリングシャフト部	

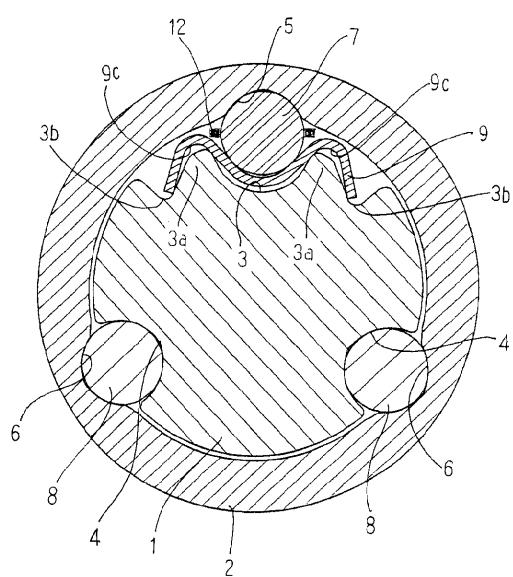
【図1】



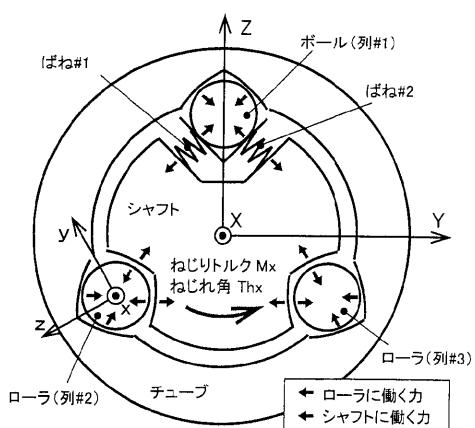
【図2】



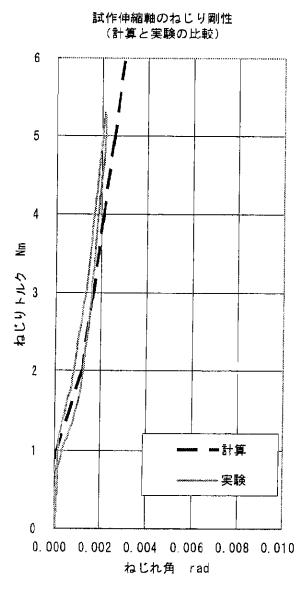
【図3】



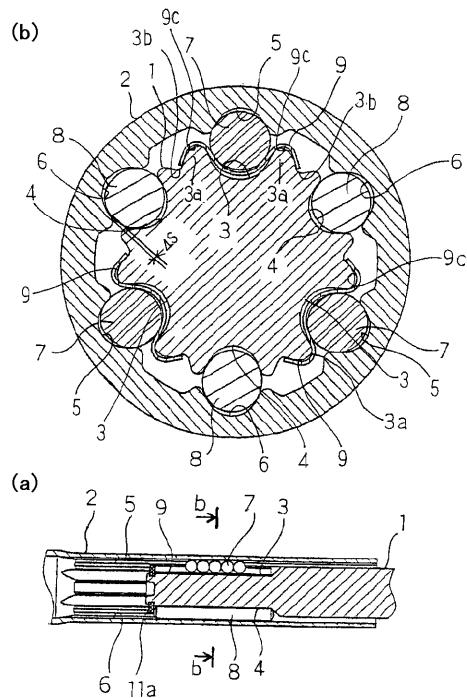
【図4】



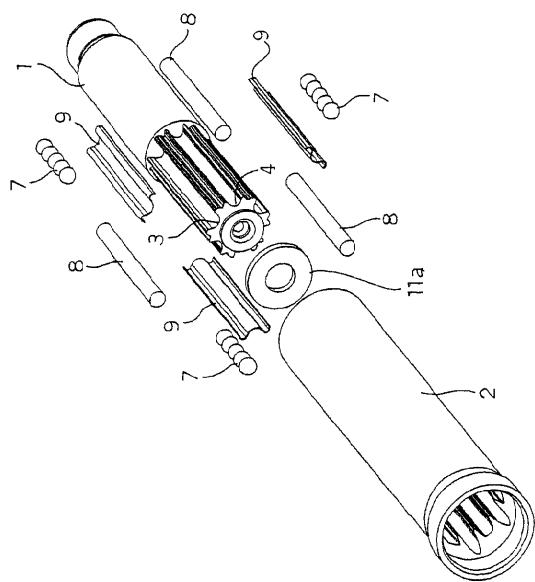
【図5】



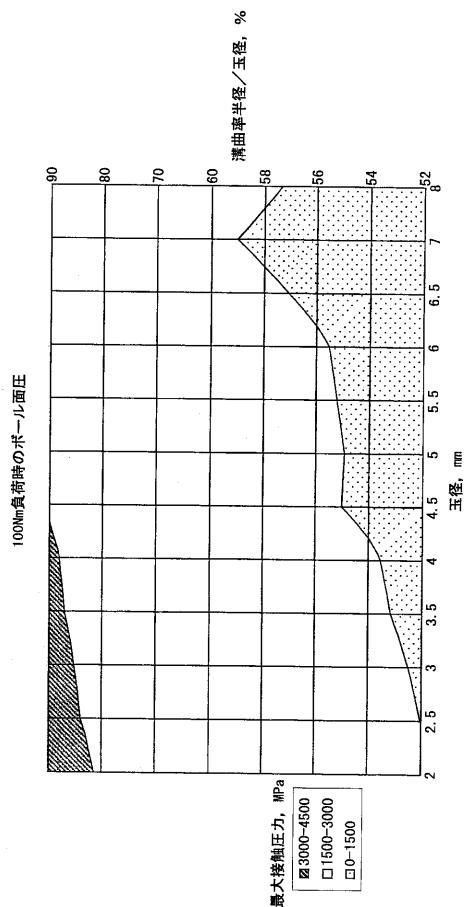
【図6】



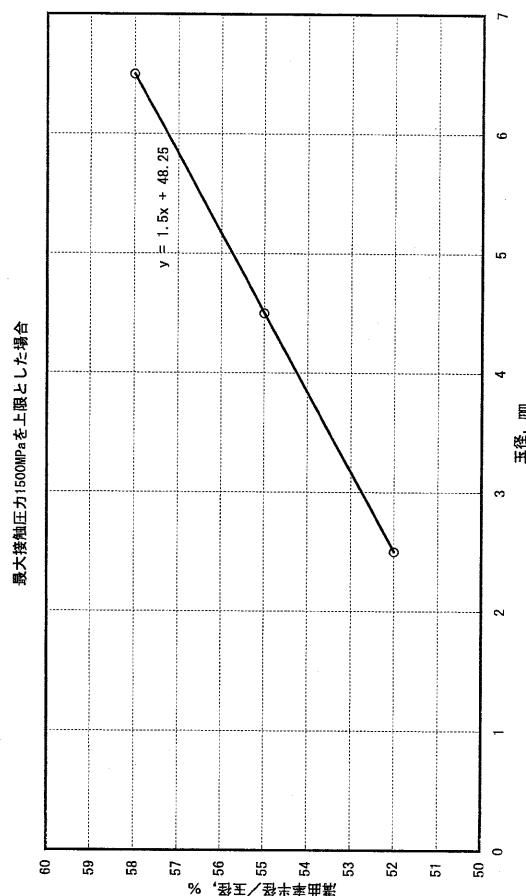
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

(72)発明者 山田 康久

群馬県前橋市総社町一丁目8番1号 N S K ステアリングシステムズ株式会社内

F ターク(参考) 3D030 DC40