

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6400860号
(P6400860)

(45) 発行日 平成30年10月3日(2018.10.3)

(24) 登録日 平成30年9月14日(2018.9.14)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 6 H 25/24 (2006.01)	F 1 6 H 25/24 B
F 1 6 H 25/20 (2006.01)	F 1 6 H 25/20 Z

請求項の数 9 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2017-559101 (P2017-559101)	(73) 特許権者	510121547
(86) (22) 出願日	平成28年5月12日 (2016.5.12)		フォンダツィオーネ・イステイトゥート・
(65) 公表番号	特表2018-518641 (P2018-518641A)		イタリアーノ・ディ・テクノロジー
(43) 公表日	平成30年7月12日 (2018.7.12)		FONDAZIONE ISTITUTO
(86) 国際出願番号	PCT/IB2016/052739		ITALIANO DI TECNOLOGIA
(87) 国際公開番号	W02016/181341		イタリア、イー16163ジェノヴァ、ヴ
(87) 国際公開日	平成28年11月17日 (2016.11.17)		ィア・モレゴ30番
審査請求日	平成29年12月11日 (2017.12.11)	(74) 代理人	110000796
(31) 優先権主張番号	102015000015088		特許業務法人三枝国際特許事務所
(32) 優先日	平成27年5月14日 (2015.5.14)	(72) 発明者	フェザーストーン ロイ
(33) 優先権主張国	イタリア (IT)		イタリア国 アイー16124 ジェノヴ
			ァ スピアナタ ディ カステッレット
			9/9エー

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 完全な転がり接触を有するねじおよびナットタイプのリニア駆動機構

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

長手方向軸（ z ）に沿って延びるねじ付きシャフト（12）と、前記ねじ付きシャフト（12）と同軸に配置されたナット（14）と、を備えるリニア駆動機構（10）であって、

前記ねじ付きシャフト（12）および前記ナット（14）は、前記長手方向軸（ z ）周りの前記ナット（14）に対する前記ねじ付きシャフト（12）の相対回転の結果、前記長手方向軸（ z ）に沿って互いが相対的に移動し、

前記機構（10）が、さらに、

前記ねじ付きシャフト（12）および前記ナット（14）との間に介在する複数の転がり軸受（18）であって、その各々が、前記ナット（14）に固定された外側レース（22）と、前記外側レース（22）と同軸に配置され、かつ回転軸（ z' ）周りを前記外側レース（22）に対して回転可能である内側レース（20）と、前記外側レース（22）および前記内側レース（20）の間に介在する複数の転がり部材（24）と、を備える、複数の転がり軸受と、

対応する複数のリング（16）であって、その各々が、それぞれの軸受（18）の前記内側レース（20）に固定され、それによって前記軸受と共に同じ回転軸（ z' ）周りを回転し、前記リングの内面（16a）が前記ねじ付きシャフト（12）のねじ山（12a）と接触するように、前記軸受（18）の前記内側レース（20）と前記ねじ付きシャフト（12）との間に介在する、対応する複数のリング（16）と、を備え、

10

20

前記リング(16)および前記軸受(18)は、それらのそれぞれの回転軸(z')が前記ねじ付きシャフト(12)の前記長手方向軸(z)に対して第1の角度(α)だけ傾斜し、かつ第1の距離(a)を離して配置されるように配置され、前記第1の角度(α)および前記第1の距離(a)はすべての前記リング(16)について同じであり、

前記ねじ付きシャフト(12)の前記ねじ山(12a)の形状および各リング(16)の前記内面(16a)の形状は、各リング(16)が、前記ねじ付きシャフト(12)とそれぞれの接触線(V)に沿って完全に転がり接触し、前記接触線は、前記ナット(14)に対して固定され、前記ねじ付きシャフト(12)の前記長手方向軸(z)に対して第2の角度(β)だけ傾斜し、かつ第2の距離(b)を離して配置される、リニア駆動機構(10)において、

10

前記第1の角度(α)、前記第1の距離(a)、前記第2の角度(β)および前記第2の距離(b)が、以下の式、

$$\tan(\alpha) = h / b、$$

$$\tan(\beta) = h / a、$$

によって関連付けられ、

式中、 h は、ラジアンあたりのリード内で測定した前記ねじ山(12a)のピッチであることを特徴とする、リニア駆動機構(10)。

【請求項2】

前記リング(16)の前記内面(16a)が、作動中に前記ねじ付きシャフト(12)と接触する少なくともその一部分内に、同じ形状の一葉双曲面を有しており、前記ねじ付きシャフト(12)の前記ねじ山(12a)が、作動中に前記リング(16)と接触する少なくともその一部分内に、らせん双曲面形状を有する、請求項1に記載の機構。

20

【請求項3】

少なくとも3つの軸受(18)および3つのリング(16)を備える、請求項1または請求項2に記載の機構。

【請求項4】

前記第1の角度(α)が、前記ねじ付きシャフト(12)の外径における前記ねじ付きシャフト(12)の前記ねじ山(12a)のらせん角度よりも大きい、請求項1から3のいずれか一項に記載の機構。

【請求項5】

各リング(16)の前記内面(16a)の厚さが、前記ねじ付きシャフト(12)の前記ねじ山(12a)によって規定されたらせん溝の、前記ねじ付きシャフト(12)の外径の位置で測定した幅よりも小さい、請求項1から4のいずれか一項に記載の機構。

30

【請求項6】

前記軸受(18)が、ボール軸受である請求項1から5のいずれか一項に記載の機構。

【請求項7】

前記リング(16)が、それぞれの前記軸受(18)の前記内側レース(20)と一体に作製される、請求項1から6のいずれか一項に記載の機構。

【請求項8】

前記リング(16)が、それぞれの前記軸受(18)の前記内側レース(20)とは別個の部分として作製される、請求項1から6のいずれか一項に記載の機構。

40

【請求項9】

前記ナット(14)が、対応する複数の座部(26)を有し、その各々は、それぞれの軸受(18)を受け入れるように適合され、

前記座部(26)は、前記軸受(18)、したがって前記リング(16)の回転軸(z')が、前記長手方向軸(z)に対して前記第1の角度(α)だけ傾斜され、かつ前記第1の距離(a)を離して配置されるように、前記ナット(14)に対して配置され、配向される、請求項1から8のいずれか一項に記載の機構。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

50

【 0 0 0 1 】

本発明は、長手方向軸に沿って延びるねじ付きシャフトと、ねじ付きシャフトと同軸に配置されたナットとを備えるリニア駆動機構であって、ねじ付きシャフトおよびナットは、長手方向軸周りのナットに対するねじ付きシャフトの相対回転の結果、長手方向軸に沿って互いに対して移動可能である、リニア駆動機構に関する。

【 背景技術 】

【 0 0 0 2 】

最新世代のブラシレスモータが、最近利用可能となっており、特定の電力、すなわち従来の電気モータよりも著しく高い出力対重量比を有することを特徴とする。したがって、これらのモータをロボット用途にも使用することが望ましい。しかし、これらのモータは、ロボット工学で通常使用される循環式ボールねじが耐えることができる速度よりもはるかに高速で動作するため、これまでのこれらの新しいモータの可能性を完全には使用することはできていなかった。その結果、循環式ボールねじによって可能にされるものよりもはるかに高速で動作することができるリニア駆動装置を提供する必要がある。ローラねじや転がりリングねじなどの循環式ボールねじよりも優れた性能を有する既存の代替解決策があるが、これらにはいくつかの欠点がある。ローラねじは、その構成要素の複雑な形状のために非常に高価である。現在知られている転がりリングねじは、次の2つの欠点の少なくとも1つを有する：ねじ付きシャフトと転がりリングとの間の接触は、伝達力を制限する点接触であり、転がりリングに対するねじ付きシャフトの相対運動は完全な転がり運動ではなく、ある程度の滑りを有し、したがって摩擦損失が増加し、結果的に機械的効率が低下する。転がりリングねじの例は、米国特許第4,856,356号明細書および米国特許第6,244,125号明細書から既知である。

【 0 0 0 3 】

独立請求項1の前文によるリニア駆動機構は、欧州特許第0122596号明細書から既知である。

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 0 4 】

【 特許文献1 】 米国特許第4,856,356号明細書

【 特許文献2 】 米国特許第6,244,125号明細書

【 特許文献3 】 欧州特許第0122596号明細書

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 5 】

本発明の目的は、循環式ボールねじによって現在可能にされている回転速度よりもはるかに高速の回転速度で作動することができるねじおよびナットタイプのリニア駆動機構であって、上記で論議した従来技術より高い機械的効率性を有し、より大きな力を伝達することができる、リニア駆動機構を提供することである。

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 0 6 】

この目的および他の目的は、添付の独立請求項1に特定された特徴を有する駆動機構によって本発明によって完全に達成される。

【 0 0 0 7 】

本発明の有利な実施形態は、従属請求項に記載されており、その内容は、以下の説明の不可欠な部分とみなされるべきである。

【 0 0 0 8 】

簡潔に言えば、本発明は、リングの回転軸が、ねじ付けシャフトの長手方向軸に対して一定の角度だけ傾斜し、かつ一定の距離を離して配置されるようにリングを配置し、各リングがナットに対して固定された接触線に沿ってねじ付きシャフトと完全に転がり接触するように、ねじ付きシャフトのねじ山およびリングの内面を成形するという考えに基づい

10

20

30

40

50

ている。転がり軸受に装着されたリングが、らせん経路の２つの端部を連結する循環式チャネルを有するらせん経路に沿って移動するボールの代わりに使用され、リングはねじ付きシャフトと完全に転がり接触し、リングとねじ付きシャフトとの間の接触は点接触の代わりに線接触となるため、本発明によるリニア駆動機構は、従来技術より摩擦損失を小さくし、したがって機械的効率性をより高くしながらも、通常の循環式ボールねじによって可能にされる回転速度よりもはるかに高い回転速度で作動することができ、また、（同じ接触領域に対して）従来技術より高い力を伝達することもできる。さらに、本発明によるリニア駆動機構は、ローラねじよりも製造が簡単で、安価である。

【０００９】

本発明のさらなる特徴および利点は、添付の図を参照して、非限定的な例としてののみ与えられる以下の詳細な説明から十分に明らかになるであろう。

【図面の簡単な説明】

【００１０】

【図１】本発明の一実施形態によるリニア駆動機構を示す図である。

【図２】図１のリニア駆動機構の概略正面図である。

【図３】図１のリニア駆動機構の軸受およびリングアセンブリの１つの可能な実施形態の軸方向断面図である。

【図４】図１のリニア駆動機構の軸受およびリングアセンブリの別の可能な実施形態の軸方向断面図である。

【図５】本発明によるリニア駆動機構のナットの変形実施形態を示す分解図である。

【図６】リングとねじ付きシャフトとの間の完全な転がり接触が確保されるような、ねじ付きシャフトの軸およびリングの軸の相対配置を示す図である。

【図７】リングの内面の形状を示す図であり、その形状は、リングとねじ付きシャフトとの間の完全な転がり接触が確保されるようなものである。

【図８】ねじ付きシャフト軸の外面の形状を示す図であり、その形状は、リングとねじ付きシャフトとの間の完全な転がり接触が確保されるようなものである。

【図９】図８のねじ付きシャフトの外面の形状をどのように得ることができるかを示す図である。

【図１０】図１のリニア駆動機構のねじ付きシャフトの一部分の軸方向断面図である。

【図１１】図１のリニア駆動機構のリングの１つの軸方向断面図である。

【図１２】リングの１つがシャフトに装着された、図１のリニア駆動機構のねじ付きシャフトの一部分を示し、特にねじ付きシャフトとこのリングとの間の２つの接触セグメントを示す図である。

【発明を実施するための形態】

【００１１】

最初に図１を参照すると、リニア駆動機構（以下、単に「機構」と呼ぶ）が概略的に１０で示されており、長手方向軸 z に沿って延びるねじ付きシャフト１２と、ねじ付きシャフト１２と同軸に配置されたナット１４とを備える。機構１０は、ナット１４に対するねじ付きシャフト１２の長手方向軸 z 周りの相対回転運動の結果、ナット１４に対するねじ付きシャフト１２の相対的直線運動を長手方向軸 z に沿って生じさせるように構成される。通常、ナット１４は、回転がロックされるが、長手方向軸 z に沿って自由に移動可能であり、ねじ付きシャフト１２は、並進がロックされるが、長手方向軸 z 周りを自由に回転可能であり、それによって長手方向軸 z 周りのねじ１２の回転は、ナット１４を長手方向軸 z に沿って並進させる。あるいは、ナット１４は、長手方向軸 z の周りを回転することはできるが、この軸に沿って移動することができないように装着され、一方、ねじ１２は、長手方向軸 z に沿って移動することはできるが、この軸の周りは回転することはできないように装着され、それによって長手方向軸 z の周りのナット１４の回転は、ねじ１２を長手方向軸 z に沿って並進させる。

【００１２】

機構１０は、ねじ付きシャフト１２のねじ山に係合する複数のリング１６をさらに備え

10

20

30

40

50

る。図に示す実施形態では、機構は3つのリング16を備えるが、より多くのリングが設けられてよい。各リング16は、対応する転がり軸受18（以下、単に「軸受」と呼ぶ）がその間に配置された状態でナット14内に受け入れられる。軸受18は、図ではボール軸受として示されているが、他のタイプの転がり要素、たとえばローラを有する軸受であってもよい。各軸受18は、それ自体知られているように、内側レース20と、外側レース22と、複数の転がり要素24（図示する例ではボールとして作製される）とを備える。内側レース20は、それぞれのリング16に固定され、一方で外側レース22は、ナット14に固定されている。内側レース20は、リング16と一体に形成されてもよく、この場合、リング16は、内側レース20の一部分を形成する。あるいは、図3および図4に示すように、リング16は、内側レース20とは別個の部品として作製されてもよく、例えば溶接または圧入によって強固に取り付けられてもよい。この第2のケースでは、リング16は、軸方向力をねじ付きシャフト12と双方向に交換することができるように、2つの部分（図3）、通常は2つの同一の部分で作製されてよいが、これら部分が同一であることは必須ではない。しかし、図4の実施形態によれば、リング16は、軸受18の内側レース20とは別個の単一部分として形成され、軸方向力をねじ付きシャフト12と一方向のみで交換するように成形される。

【0013】

図1の実施形態では、ナット14は、互いにしっかりと接合された2つの半体（そのうちの上側半分のみが示されている）で作製されており、複数の座部26を有し、各座部がそれぞれの軸受18を受け入れるように適合される。座部26は、各軸受18の回転軸 z' 、したがって各リング16の回転軸 z' が、長手方向軸 z に対して所定の距離を離して、所与の傾斜で配置されるように長手方向軸 z に対して適切に配置され、この距離および傾斜はすべてのリングについて同じである。したがって、ナット14の2つの半体が、軸受18がそれぞれの座部26内に収容された状態で一緒に接合されたとき、軸受はナット内に係止され、各軸受の正しい位置決めがそれぞれの座部によって確保される。

【0014】

ナット14の代替の実施形態が、図5に示される。この代替の実施形態によれば、ナット14は、ナット要素14'、14"のスタックを備え、これらナット要素は、長手方向軸 z に沿って互いに接触して配置され、1対のピン（図示せず）によって一緒に保持される。各ナット要素14'、14"は、ねじ付きシャフト12が通過することができる中心穴28と、軸受18を収容するための凹部26'、26"とを有する。より正確には、14'で示す端部ナット要素の各々は、ナットの内側に向かって軸方向に面する側にのみ凹部26'を有し、14"で示す中間ナット要素の各々は、その側面の両方に凹部26"を有する。したがって、ナット要素14'、14"が一緒に接合されると、各軸受18は、2つの隣接するナット要素の凹部によって形成される座部内に係止される。明らかに、凹部26'、26"は、ナット14が組み立てられたときに軸受18を正しい位置および正しい配向で係止するように配置され、配向され、成形される。

【0015】

上述のように、各リング16の回転軸 z' は、長手方向軸 z に対して所与の距離を離して所与の傾斜で配置される。さらに、各リング16の内面（16aで示す）およびねじ付きシャフト12の外表面（12aで示す）は、リング16の回転軸 z' の適切な位置決めおよび配向を与えるだけでなく、理論的には少なくとも完全な転がり接触、つまり1つの点ではなく線に沿って存在する、リングとねじ付きシャフトとの間の接触も与えるように適切に成形される。リング16の回転軸 z' が長手方向軸 z に対して配置され配向される方法、ならびに各リングの内面およびねじ付きシャフトの外表面が前述の完璧な転がりの状態をもたらすように成形される方法が、次に、図6から図12を参照して説明される。

【0016】

図6は、ねじ付きシャフト12の長手方向軸 z および機構10のリング16の1つの対称軸 z' を示す。軸 z および軸 z' の両方に垂直な唯一の軸は、 x で示されている。軸 x と z との間の交点は O で示され、第1のデカルト基準系 $x y z$ は、この点に配置される。

10

20

30

40

50

同様に、軸 x と z' との間の交点が O' と示され、第 2 のデカルト基準系 $x' y' z'$ がこの点に配置され、その軸 x' は $x y z$ 基準系の軸 x と一致する。点 O' は、リング 16 の幾何学的中心を特定する。ねじ付きシャフト 12 に対するリング 16 の相対位置は、点 O と O' との間の距離に等しい距離 a と、図示された方向に軸 x の周りで測定された傾斜角度 α によって規定される。

【 0 0 1 7 】

ω_s がねじ付きシャフト 12 の角速度を示し、 h がねじ付きシャフトのねじ山の（ラジアンあたりのリード内で測定した）ピッチを示す場合、ねじ付きシャフトと一緒に移動する座標 x 、 y 、および z を有する汎用点の線形速度 v_s が、次式で与えられる。

【数 1】

10

$$v_s(x, y, z) = \omega_s \begin{bmatrix} -y \\ x \\ h \end{bmatrix} \quad (1)$$

【 0 0 1 8 】

同様に、 ω_r がリング 16 の角速度を示す場合、リングと一緒に移動する座標 x 、 y および z を有する汎用点の線形速度 v_r が、次式で与えられる。

【数 2】

20

$$v_r(x, y, z) = \omega_r \begin{bmatrix} -\sin(\alpha)z - \cos(\alpha)y \\ \cos(\alpha)(x + a) \\ \sin(\alpha)(x + a) \end{bmatrix} \quad (2)$$

【 0 0 1 9 】

式 (1) および式 (2) は、線形速度 v_s と線形速度 v_r との間の同一性の条件が満たされる各点において、空間内に単一の線、特に直線が存在することを示す。図 6 の v で示されるこの線は、点 O からの距離が b で示される P で示される点において軸 x と交差する。線 v は、軸 x に対して垂直であり、軸 z に対して角度 β だけ傾斜され、角度 β は、図に示す方向（角度 α が測定される方向とは反対の方向）に軸 x 周りで測定される。

30

【 0 0 2 0 】

4 つのパラメータ a 、 α 、 b および β は、以下の 2 つの式によって関連付けられる。

【数 3】

$$\tan(\alpha) = \frac{h}{b} \quad (3)$$

40

【数 4】

$$\tan(\beta) = \frac{h}{a} \quad (4)$$

【 0 0 2 1 】

式 (3) および (4) から、各リング 16 は a および α の同じ値を有さなければならず

50

、すなわち、その回転軸 z' は、ねじ付きシャフト 12 の長手方向軸 z に対して同じ距離を離して、同じ傾斜で位置しなければならないという結果となる。

【 0 0 2 2 】

以下の関係はまた、線形速度 v_s と v_r との間の等式の条件からも導かれる。

【数 5】

$$\frac{\omega_r}{\omega_s} = \frac{\sqrt{h^2 + b^2}}{a + b} \quad (5)$$

10

【 0 0 2 3 】

各リング 16 の内面 16 a の形状は、以下の考察に基づいて見出される。リング 16 が回転軸 z' の周りを回転し、また、常に線 v に沿ってねじ付きシャフト 12 と接触していると仮定すると、リング 16 の内面 16 a は、リングの回転軸 z' から距離 $a + b$ を離して位置する線 v をこの軸周りで回転させることによって得られる回転表面である。このようにして得られた表面は、図 7 に示すように、一葉双曲面である。この面は、次の式によって説明される。

【数 6】

20

$$x'^2 + y'^2 = (a + b)^2 + \tan(\alpha + \beta)^2 z'^2 \quad (6)$$

式中、 x' 、 y' および z' は、点 O' を中心とする基準系 $x' y' z'$ に参照される座標であり、 $a + b$ は、双曲面の最小半径であり、 $\alpha + \beta$ は、リング 16 の回転軸 z' に対する線 v の傾斜角度である。

30

【 0 0 2 4 】

式 (6) から、パラメータ a 、 b 、 α および β は、

【数 7】

$$a b > h^2 \quad (7)$$

したがって

$$\alpha + \beta < 90^\circ \quad (7')$$

40

の関係を満足させなければならない結果となる。

【 0 0 2 5 】

また、式 (6) から、リング 16 の内面 16 a はすべて同じ形状を有さなければならない結果となる。

【 0 0 2 6 】

ねじ付きシャフト 12 の外面 12 a の形状、すなわちねじ付きシャフト 12 のねじ山の形状は、リング 16 の内面に対して上記と同様の推論を適用することによって見出される。したがって、外面 12 a は、線 v を、半径 b およびピッチ h を有するらせん経路に沿ってねじ付きシャフト 12 の長手方向軸 z の周りを移動させることによって得られる回転表面である。このようにして得られた表面 (図 8 を参照) には正式名称はなく、これ以後ら

50

せん双曲面と特定される。

【 0 0 2 7 】

この表面は、座標系 $x y z$ で、次の式によって説明される。

【 数 8 】

$$x = b \cos(\theta) - s \sin(\beta) \sin(\theta)$$

$$y = b \sin(\theta) + s \sin(\beta) \cos(\theta)$$

(8)

$$z = h\theta + s \cos(\beta)$$

10

式中、 θ は、軸 z 周りの線 v の回転角度を示し、 s は、線 v に沿った点の位置を示し、これは図 9 に示す。図 10 および図 11 の軸方向断面図は、上述に見出されたような、ねじ付きシャフト 12 のねじ山の輪郭、およびリング 16 の内面 16 a の輪郭をそれぞれ示している。最後に、図 12 は、ねじ付きシャフト 12 に対するリング 16 の 1 つの相対的な位置決めを示しており、特に、リング 16 とねじ付きシャフト 12 との間の線 v に沿った 2 つの接触セグメントを示している。

【 0 0 2 8 】

本発明のさらなる特徴は、これらの図に見ることができる。

【 0 0 2 9 】

第 1 に、リング 16 の内面 16 a (接触面) は、ねじ付きシャフト 12 のねじ山の溝の幅よりも小さい厚さを有する。

20

【 0 0 3 0 】

さらに、リング 16 の傾斜角度、すなわちリングの回転軸 z' とねじ付きシャフト 12 の長手方向軸 z との間の角度 α は、ねじ付きシャフト 12 の外径上のねじ山のらせん角度より大きい。

【 0 0 3 1 】

図 10 に示すように、ねじ付きシャフト 12 のねじ山の形状は、前述のパラメータ h 、 b 、および β の値によって、ならびにねじ付きシャフトの内半径 (すなわちねじ山の谷底における半径) および外半径 (すなわちねじ山の頂点における半径) をそれぞれ表すパラメータ r_1 および r_2 の値によって規定される。内半径 r_1 は、 b (ねじ付きシャフト 12 の外面を画定するらせん双曲面の最小半径) 以上でなければならない。当然ながら、 r_1 の増加は、ねじ付きシャフト 12 の剛性の増加、ひいてはその共振周波数の増加を伴うが、ねじ付きシャフトの重量も増加する。外半径 r_2 は、(図 10 に c で示し、パラメータ h 、 b および β の値から計算することができる) らせん双曲面の最大半径以下でなければならない、明らかに、これは、内半径 r_1 よりも大きくななければならない。 r_2 の高い値、すなわち、 c に近い値が好ましい。

30

【 0 0 3 2 】

図 11 を参照すると、リング 16 の内面 16 a の形状は、前述のパラメータ $a + b$ および $\alpha + \beta$ だけでなく、リングの内半径 r_3 によっても決定される。この図が明らかに示すように、リング 16 の内面 16 a の双曲面形状の最も内側の部分が除去され、結果的にリングの内半径 r_3 が、式 (6) から得られた理論値 $a + b$ よりも大きいことが好ましい。実際、この部分は大きな軸方向力を伝達することができず、さらに、その存在は、設計者がリングとねじ付きシャフトとの間の干渉の問題に遭遇することなくパラメータ a 、 b 、 α 、 β および h を規定する際の自由を制限する。その結果、図 12 に示すように、ねじ付きシャフト 12 とリング 16 の各々との間の接触は、単一セグメントに沿ってではなく、同じ線 (接触線 v) 上にある 2 つのセグメントに沿って行われる。これらの 2 つのセグメントの長さの合計は、リングの内面が完全な非切頭双曲面として成形された場合に見出される単一の接触セグメントの長さよりも小さい。

40

【 0 0 3 3 】

50

上述のように、すべてのリング 16 は、同じ距離 a 、同じ傾斜角度 α 、および内面の同じ双曲面形状を有さなければならない。リング 16 は、ねじ付きシャフト 12 に沿った異なる点に、ねじ付きシャフトが、ねじ込み運動によってナットに対して動かされるような配置で配置される。本明細書に示す実施形態の場合のように、最小数のリング 16 は 3 つであるが、明らかに追加のリングが設けられてよい。実際、リングの数が多いほど、機構によって伝達される軸方向力は大きくなる。図 1 に示す実施形態では、3 つのリング 16 は、それらの中心およびねじ付きシャフト 12 の長手方向軸 z が同じ平面内にあるように配置される。しかしながら、この配置は必須ではない。

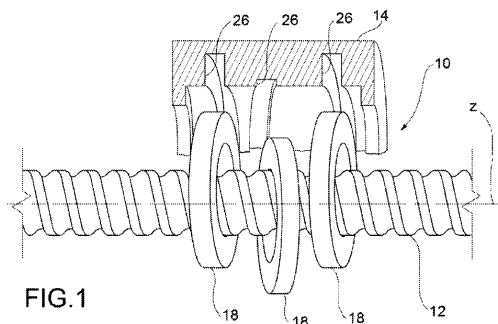
【 0 0 3 4 】

上述の説明から明らかなように、本発明のリニア駆動機構は、ねじ付きシャフトとリングとの間の点接触ではなく、線形接触である完全な転がり接触をもたらし、したがって、従来技術より大きい軸方向力を伝達することができる。さらに、循環式ボールの代わりに転がり軸受を使用するので、本発明のリニア駆動機構は、従来技術よりも高速かつ効率的に作動することができる。

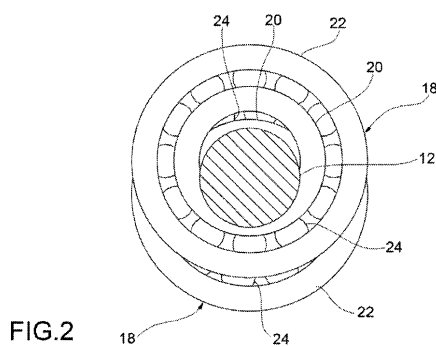
【 0 0 3 5 】

当然ながら、本発明の原理を変更しないままで、実施形態および構造の詳細は、添付の特許請求の範囲に規定された本発明の範囲から逸脱することなく、単に非限定的な例として説明および図示されたものから大幅に変化することができる。

【 図 1 】



【 図 2 】



【 図 3 】

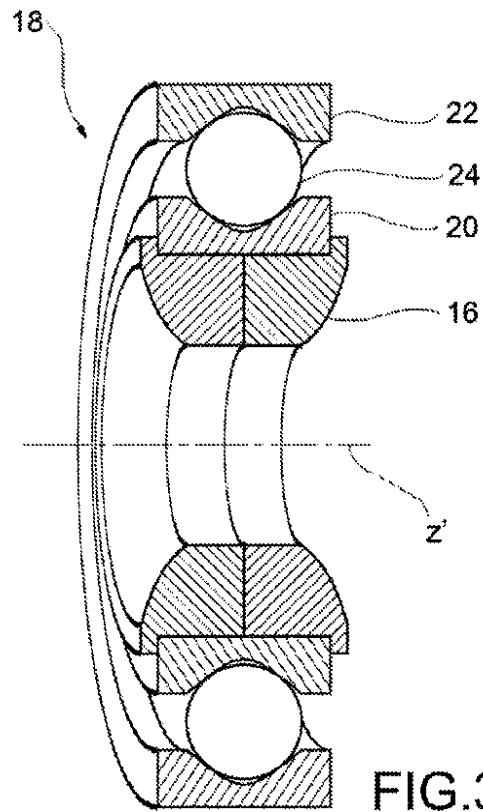
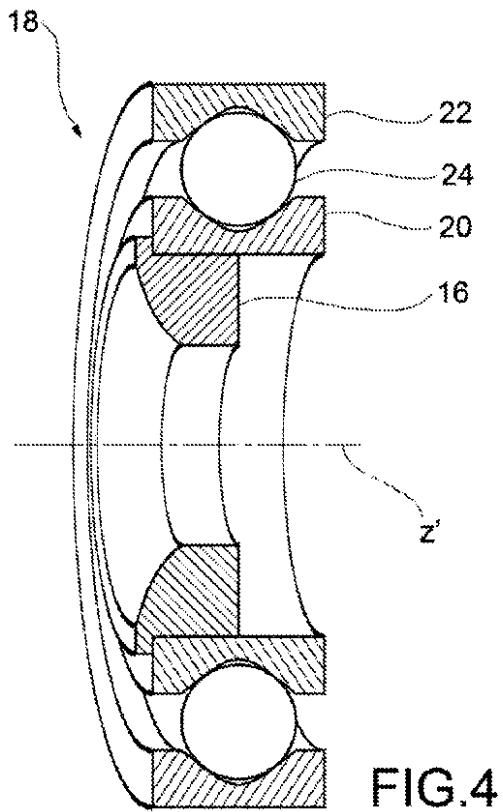
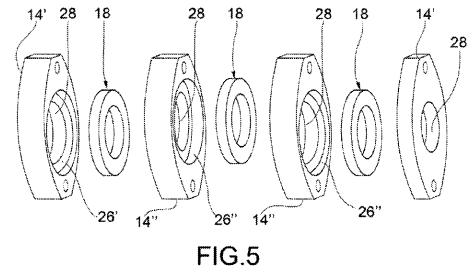


FIG.3

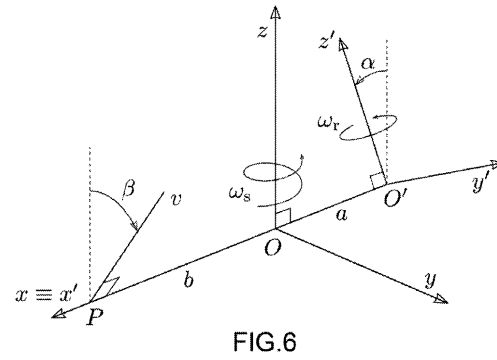
【図 4】



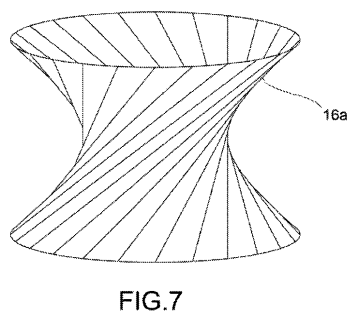
【図 5】



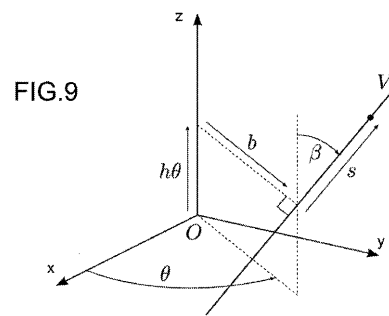
【図 6】



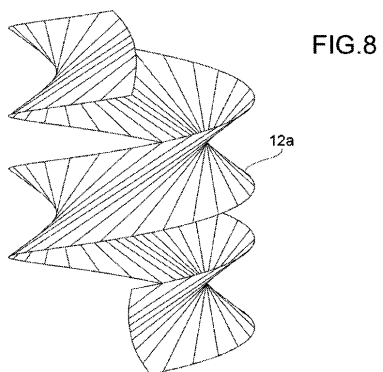
【図 7】



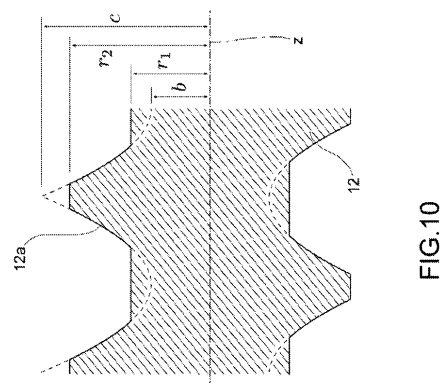
【図 9】



【図 8】



【図 10】



【図 1 1】

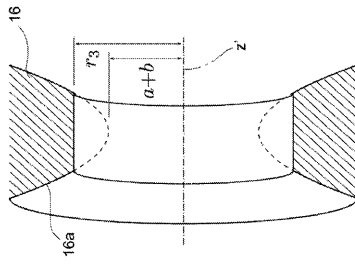


FIG.11

【図 1 2】

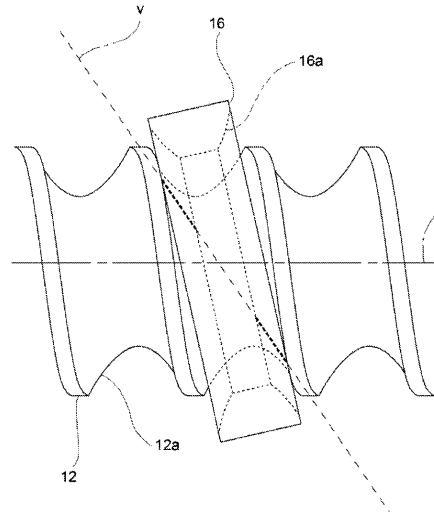


FIG.12

フロントページの続き

審査官 藤田 和英

- (56)参考文献 特表昭60-501018(JP,A)
欧州特許出願公開第0185301(EP,A1)
欧州特許出願公開第0178479(EP,A2)
国際公開第98/38072(WO,A1)

- (58)調査した分野(Int.Cl.,DB名)
F16H 25/20 - 25/24