

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6218693号
(P6218693)

(45) 発行日 平成29年10月25日(2017.10.25)

(24) 登録日 平成29年10月6日(2017.10.6)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 H 1/32 (2006.01) F 1 6 H 1/32 B

請求項の数 9 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2014-149375 (P2014-149375)	(73) 特許権者	390040051
(22) 出願日	平成26年7月23日(2014.7.23)		株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ
(65) 公開番号	特開2016-23747 (P2016-23747A)		東京都品川区南大井6丁目25番3号
(43) 公開日	平成28年2月8日(2016.2.8)	(74) 代理人	100090170
審査請求日	平成28年11月19日(2016.11.19)		弁理士 横沢 志郎
		(72) 発明者	清澤 芳秀
			長野県安曇野市穂高牧1856-1 株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ 穂高工場内
		(72) 発明者	半田 純
			長野県安曇野市穂高牧1856-1 株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ 穂高工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】デュアルタイプの波動歯車装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第1内歯が形成されている剛性の第1内歯歯車と、

前記第1内歯歯車に同軸に並列配置され、第2内歯が形成されている剛性の第2内歯歯車と、

前記第1、第2内歯歯車の内側に同軸に配置され、半径方向に撓み可能な円筒体の外周面に、前記第1内歯にかみ合い可能な第1外歯および前記第2内歯にかみ合い可能で前記第1外歯とは歯数が異なる第2外歯が形成されている可撓性の外歯歯車と、

前記外歯歯車を楕円状に撓めて、前記第1外歯を前記第1内歯に部分的にかみ合わせ、前記第2外歯を前記第2内歯に部分的にかみ合わせる波動発生器と、
を有しており、前記第1外歯の歯数を Z_f1 、前記第2外歯の歯数を Z_f2 、 n を正の整数とすると、
 $Z_f1 = Z_f2 - 2n$

であり、

前記第1外歯のモジュールを m_1 、前記第2外歯のモジュールを m_2 とし、 n_1 、 n_2 を正の整数として、前記第1外歯と前記第1内歯の歯数差を $2n_1$ 、前記第2外歯と前記第2内歯の歯数差を $2n_2$ と表し、楕円状に撓められる前記第1外歯の長軸位置における半径方向撓み量の理論値 d_1 および前記第2外歯の半径方向撓み量の理論値 d_2 を、それぞれ、

$$d_1 = m_1 n_1$$

10

20

$$d_2 = m_2 n_2$$

と表すものとし、

前記波動発生器によって撓められる前記第 1、第 2 外歯の半径方向撓み量は、同一の半径方向撓み量 d に設定されており、当該半径方向撓み量 d は、

$$d < d_1$$

$$d > d_2$$

であり、

前記第 1 外歯の歯形の歯丈を第 1 歯丈 h_1 、前記第 2 外歯の歯形の歯丈を第 2 歯丈 h_2 とすると、

$$h_1 > h_2$$

に設定されていることを特徴とするデュアルタイプの波動歯車装置。

【請求項 2】

前記第 1 歯丈 h_1 と前記第 2 歯丈 h_2 は、

$$1.0 < \frac{h_1}{h_2} < 1.42$$

の関係を満たす請求項 1 に記載のデュアルタイプの波動歯車装置。

【請求項 3】

前記第 1 外歯のピッチ円を中心として、当該第 1 外歯の歯形の全歯丈の 50% の範囲内に位置する歯面の各部分に引いた歯形接線と、歯形中心線とのなす角の平均を第 1 平均圧力角 α_1 とし、

前記第 2 外歯のピッチ円を中心として、当該第 2 外歯の歯形の全歯丈の 50% の範囲内に位置する歯面の各部分に引いた歯形接線と、歯形中心線とのなす角の平均を第 2 平均圧力角 α_2 とすると、

$$\alpha_1 > \alpha_2$$

に設定されている請求項 1 または 2 に記載のデュアルタイプの波動歯車装置。

【請求項 4】

前記第 1、第 2 平均圧力角 α_1 、 α_2 は、

$$0.29 < \alpha_1 < \alpha_2 < 0.75 \alpha_1$$

の関係を満たす請求項 3 に記載のデュアルタイプの波動歯車装置。

【請求項 5】

前記第 1 外歯の歯底リムのリム肉厚を第 1 リム肉厚 $t(1)$ 、第 2 外歯の歯底リムのリム肉厚を第 2 リム肉厚 $t(2)$ とすると、これら第 1、第 2 リム肉厚 $t(1)$ 、 $t(2)$ は、

$$t(1) < t(2)$$

である請求項 1 ないし 4 のうちのいずれか一つの項に記載のデュアルタイプの波動歯車装置。

【請求項 6】

前記波動発生器は、

剛性のプラグと、

前記プラグの外周面に形成した楕円状輪郭の外周面と、

前記外周面に装着され、前記第 1 外歯を支持するボールベアリングからなる第 1 ウェーブベアリングと、

前記外周面に装着され、前記第 2 外歯を支持するボールベアリングからなる第 2 ウェーブベアリングと、

を備えている請求項 1 ないし 5 のうちのいずれか一つの項に記載の波動歯車装置。

【請求項 7】

前記第 1 外歯の歯数は前記第 1 内歯の歯数とは異なり、

前記第 2 外歯の歯数は前記第 2 内歯の歯数とは異なる、

請求項 1 ないし 6 のうちのいずれか一つの項に記載の波動歯車装置。

【請求項 8】

前記第 1 外歯の歯数は前記第 1 内歯の歯数よりも少なく、

10

20

30

40

50

前記第 1 内歯の歯数と前記第 2 内歯の歯数は同一である、請求項 7 に記載の波動歯車装置。

【請求項 9】

前記波動発生器は回転入力要素であり、

前記第 1 内歯歯車および前記第 2 内歯歯車のうち、一方は回転しないように固定された静止側内歯歯車であり、他方は減速回転出力要素である駆動側内歯歯車である、請求項 7 または 8 に記載の波動歯車装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、一対の内歯歯車、半径方向に撓み可能な円筒状の外歯歯車、および波動発生器を備えた波動歯車装置に関する。

【背景技術】

【0002】

円筒状の外歯歯車を備えた波動歯車装置は、一般に、回転しないように固定される静止側内歯歯車と、回転入力要素である波動発生器と、減速回転出力要素である駆動側内歯歯車と、静止側内歯歯車および駆動側内歯歯車にかみ合い可能で半径方向に撓み可能な円筒状の外歯歯車を備えている。典型的な波動歯車装置では、外歯歯車は楕円状に撓められて静止側および駆動側の内歯歯車に対して楕円形状の長軸両端の位置でかみ合っている。

【0003】

特許文献 1、4 には、静止側内歯歯車の歯数が外歯歯車より 2 枚多く、駆動側内歯歯車の歯数が外歯歯車と同一の一般的な波動歯車装置が記載されている。ここで、特許文献 1 においては、外歯歯車の外歯は、その歯筋方向の中央部分で二分され、一方の外歯部分が静止側内歯歯車にかみ合い可能であり、他方の外歯部分が駆動側内歯歯車にかみ合い可能である。また、特許文献 4 においては、外歯歯車のリム肉厚が、外歯歯車の歯底疲労強度に大きく影響を与えることが記載されている。

【0004】

これらの特許文献 1、4 に開示の波動歯車装置では、波動発生器が回転すると、外歯歯車が、静止側内歯歯車との歯数差に応じた速比で減速回転する。外歯歯車と一体回転する駆動側内歯歯車から、外歯歯車の減速回転が出力される。

【0005】

特許文献 2 には、静止側内歯歯車の歯数が外歯歯車よりも 2 枚多く、駆動側内歯歯車の歯数が外歯歯車よりも 2 枚少ない波動歯車装置が記載されている。この波動歯車装置では、波動発生器が回転すると、外歯歯車が、静止側内歯歯車との歯数差に応じた速比で減速回転する。外歯歯車の回転は、当該外歯歯車と駆動側内歯歯車との間の歯数差に応じた速比で増速されて、駆動側内歯歯車から出力される。駆動側内歯歯車から出力される回転は、波動発生器への入力回転に対して、速比 50 よりも小さな速比で減速された減速回転になる。

【0006】

一方、特許文献 2、3 には、2 列のボールベアリングを備えた波動発生器を有する波動歯車装置が記載されている。この形式の波動発生器は、楕円状輪郭の外周面を備えた剛性プラグと、この外周面に装着した 2 列のボールベアリングとから構成される。楕円状に撓められている各ボールベアリングの外輪の外周面の長軸両端の部分によって、可撓性外歯歯車が半径方向の外方に押されて、第 1、第 2 剛性内歯歯車に対するかみ合いが保持される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0007】

【特許文献 1】特開 2011 - 112214 号公報

【特許文献 2】特開平 02 - 275147 号公報

10

20

30

40

50

【特許文献 3】実開平 0 1 - 9 1 1 5 1 号公報

【特許文献 4】特開 2 0 0 8 - 1 8 0 2 5 9 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 8 】

ここで、外歯歯車として、半径方向に撓み可能な円筒体の外周面に、一方の第 1 内歯歯車にかみ合い可能な第 1 外歯と、他方の第 2 内歯歯車にかみ合い可能で第 1 外歯とは歯数の異なる第 2 外歯とが形成されたものを用いることが考えられる。このようにすれば、特許文献 2 に記載されている波動歯車装置と同様に、第 1 外歯と第 1 内歯歯車との間で減速あるいは増速を行うことができ、第 2 外歯と第 2 内歯歯車との間でも減速あるいは増速を行うことができる。よって、速比が 5 0 未満の波動歯車装置を実現可能である。また、特許文献 2 に記載の波動歯車装置に比べて、5 0 未満の速比を備えた波動歯車装置を、より高い自由度で設計可能になる。

10

【 0 0 0 9 】

本明細書においては、撓み可能な円筒体の外周面に、歯数が異なる第 1、第 2 外歯が形成されている外歯歯車を備えた波動歯車装置を、「デュアルタイプの波動歯車装置」と呼ぶものとする。

【 0 0 1 0 】

デュアルタイプの波動歯車装置においては、外歯歯車の第 1 外歯および第 2 外歯が共通の円筒体の外周面に形成されており、それらの歯底リム部は相互に繋がっている。円筒体が波動発生器によって楕円状に撓められると、歯数の異なる第 1、第 2 外歯は、それぞれ別の内歯歯車にかみ合う。

20

【 0 0 1 1 】

ここで、波動発生器によって外歯歯車を楕円状に撓めた場合には、外歯歯車に形成されている第 1、第 2 外歯は半径方向の同一量だけ撓む。第 1、第 2 外歯は歯数が相違し、モジュールも相違する。第 1 外歯が第 1 内歯歯車の内歯に良好な状態がかみ合い可能な撓み量と、第 2 外歯が第 2 内歯歯車の内歯に良好な状態がかみ合い可能な撓み量とは、相互に異なる。

【 0 0 1 2 】

このため、一方の外歯が内歯に対して良好な状態がかみ合い可能であっても、他方の外歯は、内歯に対するかみ合い量が不足し、あるいは内歯に対するかみ合い量が過剰になってしまう。外歯の内歯に対するかみ合い量が不足すると、伝達トルク容量が低下し、波動歯車装置の負荷容量が低下する。また、外歯の内歯に対するかみ合い量が過剰であると、双方の歯が干渉し、それらの耐摩耗性が低下する。また、第 1、第 2 外歯における内歯とのかみ合い状態が異なると、第 1、第 2 外歯の歯底疲労強度のバランスが悪化する。さらには、波動発生器における第 1、第 2 外歯を支持している第 1、第 2 ウェーブベアリングのベアリングボール荷重分布の変動幅が大きくなり、ウェーブベアリングの寿命が悪化するおそれがある。

30

【 0 0 1 3 】

従来においてはデュアルタイプの波動歯車装置については何ら提案されていない。したがって、歯数の異なる左右の第 1、第 2 外歯を同一の撓み量で撓めた場合における内歯歯車とのかみ合い状態、および、かみ合い状態に起因する弊害については何ら着目されていない。

40

【 0 0 1 4 】

本発明の課題は、このような点に鑑みて、歯数の異なる第 1、第 2 外歯を適切に撓めて各内歯歯車との間で良好なかみ合い状態を形成できるように、第 1、第 2 外歯の歯形が適切に設定されたデュアルタイプの波動歯車装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 5 】

上記の課題を解決するために、本発明のデュアルタイプの波動歯車装置は、

50

第 1 内歯が形成されている剛性の第 1 内歯歯車と、

前記第 1 内歯歯車に同軸に並列配置され、第 2 内歯が形成されている剛性の第 2 内歯歯車と、

前記第 1、第 2 内歯歯車の内側に同軸に配置され、半径方向に撓み可能な円筒体の外周面に、前記第 1 内歯にかみ合い可能な第 1 外歯および前記第 2 内歯にかみ合い可能で前記第 1 外歯とは歯数が異なる第 2 外歯が形成されている可撓性の外歯歯車と、

前記外歯歯車を楕円状に撓めて、前記第 1 外歯を前記第 1 内歯に部分的にかみ合わせ、前記第 2 外歯を前記第 2 内歯に部分的にかみ合わせる波動発生器と、
を有しており、

前記第 1 外歯の歯数を $Z_f 1$ 、前記第 2 外歯の歯数を $Z_f 2$ 、 n を正の整数とすると、
 $Z_f 1 = Z_f 2 - 2n$

10

であり、

前記第 1 外歯のモジュールを m_1 、前記第 2 外歯のモジュールを m_2 とし、

n_1 、 n_2 を正の整数として、前記第 1 外歯と前記第 1 内歯の歯数差を $2n_1$ 、前記第 2 外歯と前記第 2 内歯の歯数差を $2n_2$ と表し、

楕円状に撓められる前記第 1 外歯の長軸位置における半径方向撓み量の理論値 d_1 および前記第 2 外歯の半径方向撓み量の理論値 d_2 を、それぞれ、

$$d_1 = m_1 n_1$$

$$d_2 = m_2 n_2$$

と表すものとする、

20

前記波動発生器によって撓められる前記第 1、第 2 外歯の半径方向撓み量を d とすると、当該半径方向撓み量 d は、

$$d < d_1$$

$$d > d_2$$

であり、

前記第 1 外歯の歯形の歯丈を第 1 歯丈 h_1 、前記第 2 外歯の歯形の歯丈を第 2 歯丈 h_2 とすると、

$$h_1 > h_2$$

に設定されていることを特徴としている。

【0016】

30

ここで、前記第 1 歯丈 h_1 と前記第 2 歯丈 h_2 は、

$$1.0 < h_2 / h_1 < 1.42$$

の関係を満たすことが望ましい。

【0017】

本発明では、歯数の異なる第 1、第 2 外歯を同一の撓み量となるように楕円状に撓めて、第 1、第 2 内歯のそれぞれにかみ合わせている。歯数の少ない第 1 外歯の側では、その撓み量が理論値よりも少なくなる。第 1 外歯の歯丈を第 2 外歯の歯丈よりも大きくすることで、かみ合い時の進入量が少ない第 1 外歯と第 1 内歯との間のかみ合い不足を解消でき、良好なかみ合い状態を形成できる。また、第 1 外歯と第 1 内歯との間の同時かみ合い歯数を増加させることができる。

40

【0018】

これに対して、歯数の多い第 2 外歯の側では、その撓み量が理論値よりも多くなる。第 2 外歯の歯丈を第 1 外歯の歯丈よりも小さくすることで、かみ合い時の進入量が多い第 2 外歯と第 2 内歯との間の干渉を解消でき、良好なかみ合い状態を形成できる。

【0019】

この結果、第 1 外歯と第 1 内歯のかみ合い状態、および、第 2 外歯と第 2 内歯とのかみ合い状態の悪化に起因する波動歯車装置の負荷容量の低下、第 1、第 2 外歯の間の歯底疲労強度のバランスの悪化、外歯歯車および内歯歯車の耐摩耗性の低下などの弊害を解消することができる。また、第 1、第 2 外歯と第 1、第 2 内歯との間のラチェティングトルクを全体として高めることができる。さらには、第 1、第 2 外歯を支持している波動発生器

50

において、その第 1、第 2 ウェーブベアリングのベアリングボール荷重分布の変動幅を抑制でき、ウェーブベアリングの寿命の低下を防止できる。

【0020】

本発明において、前記第 1 外歯のピッチ円を中心として、前記第 1 外歯の歯形における全歯丈の 50% の範囲内の歯面の各部分に引いた歯形接線と、歯形中心線とのなす角の平均を第 1 平均圧力角 α_1 とし、

前記第 2 外歯のピッチ円を中心として、前記第 2 外歯の歯形における全歯丈の 50% の範囲内の歯面の各部分に引いた歯形接線と、前記第 2 外歯の歯形中心線とのなす角の平均を第 2 平均圧力角 α_2 とすると、

$$\alpha_1 > \alpha_2$$

に設定されていることが望ましい。

【0021】

ここで、前記第 1、第 2 平均圧力角 α_1 、 α_2 は、

$$0.29^\circ < \alpha_1 < \alpha_2 < 0.75^\circ$$

の関係を満たすことが望ましい。

【0022】

本発明では、歯数の異なる第 1、第 2 外歯を同一の撓み量となるように楕円状に撓めて、第 1、第 2 内歯のそれぞれにかみ合わせている。歯数の少ない第 1 外歯の側では、その撓み量が理論値よりも少なくなる。第 1 外歯の歯形を、第 2 外歯の歯形に対して、その歯丈を大きくし、その平均圧力角を大きくしている。これにより、かみ合い時の進入量が少ない第 1 外歯と第 1 内歯との間のかみ合い不足を解消でき、良好なかみ合い状態を形成できる。

【0023】

これに対して、歯数の多い第 2 外歯の側では、その撓み量が理論値よりも多くなる。第 2 外歯の歯形を、第 1 外歯の歯形に対して、その歯丈を小さくし、その平均圧力角を小さくしている。これにより、かみ合い時の進入量が多い第 2 外歯と第 2 内歯との間の干渉を解消でき、良好なかみ合い状態を形成できる。

【0024】

本発明において、前記第 1 外歯の歯底リムのリム肉厚を第 1 リム肉厚 $t(1)$ 、第 2 外歯の歯底リムのリム肉厚を第 2 リム肉厚 $t(2)$ とすると、これら第 1、第 2 リム肉厚 $t(1)$ 、 $t(2)$ は、

$$t(1) < t(2)$$

であることが望ましい。

【0025】

このように、歯数の多い第 2 外歯のリム肉厚を他方の歯数の少ない第 1 外歯のリム肉厚よりも厚くしている。これにより、第 1、第 2 外歯の歯底疲労強度のバランスをとることができる。

【0026】

次に、本発明において、

前記波動発生器は、

剛性のプラグと、

前記プラグの外周面に形成した楕円状輪郭の外周面と、

前記外周面に装着され、前記第 1 外歯を支持するボールベアリングからなる第 1 ウェーブベアリングと、

前記外周面に装着され、前記第 2 外歯を支持するボールベアリングからなる第 2 ウェーブベアリングと、

を備えていることが望ましい。

【0027】

また、デュアルタイプの波動歯車装置では、各歯の歯数の関係を次のように設定することができる。すなわち、前記第 1 外歯の歯数は前記第 1 内歯の歯数とは異なり、前記第 2

10

20

30

40

50

外歯の歯数は前記第 2 内歯の歯数とは異なる。

【 0 0 2 8 】

具体的には、前記第 1 外歯の歯数は前記第 1 内歯の歯数よりも少なく、前記第 1 内歯の歯数と前記第 2 内歯の歯数は同一である。

【 0 0 2 9 】

さらに、デュアルタイプの波動歯車装置は一般に減速機として用いられる。この場合には、例えば、前記波動発生器は回転入力要素であり、前記第 1 内歯歯車および前記第 2 内歯歯車のうち、一方は回転しないように固定された静止側内歯歯車であり、他方は減速回転出力要素である駆動側内歯歯車である。

【図面の簡単な説明】

10

【 0 0 3 0 】

【図 1】本発明を適用したデュアルタイプの波動歯車装置の端面図および縦断面図である。

【図 2】図 1 のデュアルタイプの波動歯車装置の模式図である。

【図 3】図 1 の波動歯車装置の部分拡大断面図である。

【図 4】図 1 の外歯歯車の撓み状態を示す説明図である。

【図 5】図 1 の外歯歯車の第 1、第 2 外歯の歯形を示す説明図である。

【発明を実施するための形態】

【 0 0 3 1 】

以下に、図面を参照して、本発明を適用したデュアルタイプの波動歯車装置の実施の形態を説明する。

20

【 0 0 3 2 】

〔波動歯車装置の全体構成〕

図 1 は本発明の実施の形態に係るデュアルタイプの波動歯車装置（以下、単に「波動歯車装置」と呼ぶ。）を示す端面図および縦断面図であり、図 2 はその模式図である。波動歯車装置 1 は、例えば減速機として用いられ、円環状の剛性の第 1 内歯歯車 2 と、円環状の剛性の第 2 内歯歯車 3 と、半径方向に撓み可能な薄肉弾性体からなる円筒形状の可撓性の外歯歯車 4 と、楕円状輪郭の波動発生器 5 とを備えている。

【 0 0 3 3 】

第 1、第 2 内歯歯車 2、3 は、中心軸線 1 a の方向に、所定の隙間を開けて、同軸に並列配置されている。本例では、第 1 内歯歯車 2 は回転しないように固定された静止側内歯歯車であり、その第 1 内歯 2 a の歯数は Z_{c1} である。第 2 内歯歯車 3 は回転自在の状態に支持された駆動側内歯歯車であり、その第 2 内歯 3 a の歯数は Z_{c2} である。第 2 内歯歯車 3 は波動歯車装置 1 の減速回転出力要素である。

30

【 0 0 3 4 】

円筒形状の外歯歯車 4 は、第 1、第 2 内歯歯車 2、3 の内側に同軸に配置されている。外歯歯車 4 は、半径方向に撓み可能な薄肉弾性体である円筒体 6 と、この円筒体 6 の円形外周面に形成した第 1 外歯 7 および第 2 外歯 8 と、これらの間に形成したカッター逃げ部として機能する隙間 9（図 3 参照）とを備えている。第 1 外歯 7 は、円筒体 6 の円形外周面において、中心軸線 1 a の方向における一方の側に形成され、第 2 外歯 8 は他方の第 2 内歯 3 a の側に形成されている。これら第 1、第 2 外歯 7、8 は、中心軸線 1 a の方向が歯筋方向となるように形成されている。

40

【 0 0 3 5 】

すなわち、第 1 外歯 7 は第 1 内歯 2 a に対峙する側に形成され、その歯数は Z_{f1} であり、第 1 内歯 2 a にかみ合い可能である。第 2 外歯 8 は第 2 内歯 3 a に対峙する側に形成され、その歯数は Z_{f2} であり、第 2 内歯 3 a にかみ合い可能である。これらの歯数 Z_{f1} 、 Z_{f2} は異なる。

【 0 0 3 6 】

波動発生器 5 は、楕円状輪郭の剛性プラグ 11 と、この剛性プラグ 11 の楕円状外周面に装着した第 1 ウェーブベアリング 12 および第 2 ウェーブベアリング 13 とを備えてい

50

る。第 1、第 2 ウエーブベアリング 12、13 はボールベアリングから形成されている。

【0037】

波動発生器 5 は外歯歯車 4 の円筒体 6 の内周面に嵌め込まれ、円筒体 6 を楕円状に撓めている。したがって、第 1、第 2 外歯 7、8 も楕円状に撓められている。楕円状に撓められた外歯歯車 4 は、その楕円形状の長軸 L_{max} の両端位置において、第 1、第 2 内歯歯車 2、3 にかみ合っている。すなわち、第 1 外歯 7 が楕円形状の長軸の両端位置において第 1 内歯 2a にかみ合っており、第 2 外歯 8 が長軸の両端位置において第 2 内歯 3a にかみ合っている。

【0038】

波動発生器 5 は波動歯車装置 1 の入力回転要素である。波動発生器 5 の剛性プラグ 11 は軸穴 11c を備えており、ここに、入力回転軸 10 (図 2 参照) が同軸に連結固定される。例えば、モーター出力軸が連結固定される。波動発生器 5 が回転すると、外歯歯車 4 の第 1 外歯 7 と静止側の第 1 内歯 2a のかみ合い位置、および、外歯歯車 4 の第 2 外歯 8 と駆動側の第 2 内歯 3a のかみ合い位置が円周方向に移動する。

【0039】

第 1 外歯 7 の歯数 Z_{f1} と第 2 外歯 8 の歯数 Z_{f2} とは異なり、本例では第 2 外歯の歯数 Z_{f2} の方が多い。また、第 1 内歯 2a の歯数 Z_{c1} は第 1 外歯 7 の歯数 Z_{f1} とは異なり、本例では、第 1 内歯 2a の歯数 Z_{c1} の方が多い。第 2 内歯 3a の歯数 Z_{c2} と第 2 外歯 8 の歯数 Z_{f2} とは異なり、本例では、第 2 内歯 3a の歯数 Z_{c2} の方が少ない。

【0040】

本例では、外歯歯車 4 が楕円状に撓められて円周方向の 2 か所で内歯歯車 2、3 にかみ合う。したがって、第 1 外歯 7 の歯数 Z_{f1} と第 2 外歯 8 の歯数 Z_{f2} との差は、 n_0 を正の整数とすると、 $2n_0$ 枚である。同様に、第 1 内歯 2a の歯数 Z_{c1} と第 1 外歯 7 の歯数 Z_{f1} との差は、 n_1 を正の整数とすると、 $2n_1$ 枚である。第 2 内歯 3a の歯数 Z_{c2} と第 2 外歯 8 の歯数 Z_{f2} との差は、 n_2 を正の整数とすると、 $2n_2$ 枚である。

$$Z_{f1} = Z_{f2} + 2n_0$$

$$Z_{c1} = Z_{f1} + 2n_1$$

$$Z_{c2} = Z_{f2} - 2n_2$$

【0041】

具体例として、各歯数は次のように設定される ($n_0 = n_1 = n_2 = 1$)。

$$Z_{c1} = 62$$

$$Z_{f1} = 60$$

$$Z_{c2} = 62$$

$$Z_{f2} = 64$$

【0042】

第 1 内歯歯車 2 と第 1 外歯 7 の間の速比 R_1 、第 2 内歯歯車 3 と第 2 外歯 8 の間の速比 R_2 は、それぞれ次のようになる。

$$i_1 = 1 / R_1 = (Z_{f1} - Z_{c1}) / Z_{f1} = (60 - 62) / 60 = -1 / 30$$

$$i_2 = 1 / R_2 = (Z_{f2} - Z_{c2}) / Z_{f2} = (64 - 62) / 64 = 1 / 32$$

したがって、 $R_1 = -30$ 、 $R_2 = 32$ が得られる。

【0043】

波動歯車装置 1 の速比 R は、速比 R_1 、 R_2 を用いて、次式で表される。よって、本発明によれば、大幅に小さな速比 (低減速比) の波動歯車装置を実現できる。(なお、速比のマイナス符号は、出力回転の方向が入力回転の方向とは逆方向であることを示す。)

$$R = (R_1 \cdot R_2 - R_1) / (-R_1 + R_2)$$

$$= (-30 \times 32 + 30) / (30 + 32)$$

$$= -930 / 62$$

$$= -15$$

【0044】

このように、本例の波動歯車装置 1 によれば、50 未満、例えば、30 よりも大幅に低

10

20

30

40

50

い速比を得ることが可能である。また、従来とは異なり、外歯歯車の外歯として、歯数、モジュールの異なる第 1 外歯 7 および第 2 外歯 8 が形成されている。よって、速比設定のための設計の自由度が高く、低い速比の波動歯車装置を従来に比べて、容易に実現できる。

【 0 0 4 5 】

[外歯歯車の構成]

図 3 は図 1 の波動歯車装置 1 の部分拡大断面図である。この図を主に参照して、外歯歯車 4 に形成されている第 1、第 2 外歯 7、8 について詳しく説明する。本例では、第 1、第 2 外歯 7、8 が噛み合い可能な第 1、第 2 内歯 2 a、3 a の歯幅は実質的に同一である。したがって、円筒体 6 における歯筋方向の中央位置 6 a を中心として、対称な状態で同一歯幅の第 1 外歯 7 および第 2 外歯 8 が形成されている。第 1 内歯 2 a、第 2 内歯 3 a の歯幅が相互に異なる場合には、これに対応させて、第 1 外歯 7、第 2 外歯 8 も異なる歯幅とされる。

【 0 0 4 6 】

第 1、第 2 外歯 7、8 の間には、歯筋方向に所定の幅を備えた隙間 9 が形成されている。隙間 9 は、第 1、第 2 外歯 7、8 を歯切するために用いる歯切り用カッターのカッター逃げ部として機能する。

【 0 0 4 7 】

(第 1、第 2 外歯のリム肉厚)

第 1 外歯 7 および第 2 外歯 8 の歯底リムのリム肉厚は次のように設定されている。第 1 外歯 7 のリム肉厚を第 1 リム肉厚 $t(1)$ 、第 2 外歯 8 のリム肉厚を第 2 リム肉厚 $t(2)$ とすると、歯数の多い第 2 外歯 8 の第 2 リム肉厚 $t(2)$ が歯数の少ない第 1 外歯 7 の第 1 リム肉厚 $t(1)$ よりも厚くなるように設定されている。

$$t(1) < t(2)$$

【 0 0 4 8 】

(第 1、第 2 外歯の撓み量)

本例の外歯歯車 4 の第 1、第 2 外歯 7、8 は、2 列のウエーブベアリング 1 2、1 3 を備えた波動発生器 5 によって共通の楕円形状に撓められる。第 1 外歯 7 のモジュールを m_1 、第 2 外歯 8 のモジュールを m_2 とする。第 1 外歯 7 と第 1 内歯 2 a の歯数差は $2n_1$ であり、第 2 外歯 8 と第 2 内歯 3 a の歯数差は $2n_2$ である。したがって、楕円状に撓められる第 1 外歯 7 の長軸位置 L_{max} における半径方向撓み量の理論値 d_1 および前記第 2 外歯 8 の半径方向撓み量の理論値 d_2 を、それぞれ、

$$d_1 = m_1 n_1$$

$$d_2 = m_2 n_2$$

と表すことができる。

【 0 0 4 9 】

同一の円筒体 6 の外周面に形成されている歯数の異なる第 1、第 2 外歯 7、8 の場合には、双方のピッチ円直径がほぼ同一である。よって、通常は、半径方向撓み量の理論値 m_n は歯数の多い方が小さくなる。

【 0 0 5 0 】

本例では、波動発生器 5 によって撓められる第 1、第 2 外歯 7、8 の半径方向撓み量を共通の撓み量 d としてある。この半径方向撓み量 d は、

$$d < d_1$$

$$d > d_2$$

としてある。

【 0 0 5 1 】

図 4 は外歯歯車 4 の撓み状態を誇張して示す説明図である。この図 4 を参照して説明すると、外歯歯車 4 を楕円状に撓める前の真円の状態において、その円筒体 (歯底リム) 6 の厚みの中央を通る円をリム中立円 C とする。このリム中立円 C は、外歯歯車 4 を楕円状に撓めることによって楕円状に変形する。これを楕円状リム中立曲線 C 1 と呼ぶものとす

10

20

30

40

50

る。

【0052】

外歯歯車4の半径方向撓み量 d は、楕円状リム中立曲線C1における長軸 L_{max} の半径とリム中立円Cの半径との差である。外歯歯車のモジュールを m 、 $2n$ (n : 正の整数)を内歯歯車との歯数差、 ϵ を偏位係数として、 $\epsilon = mn$ と表される。 $\epsilon = 1$ の場合の半径方向撓み量 m_n は、外歯歯車のピッチ円直径を、剛性内歯車を固定した場合の減速比で除した値であり、これが半径方向撓み量の理論値(標準偏位の撓み量)である。

【0053】

本例では、上記のように、歯数の少ない第1外歯7の撓み状態は、理論値よりも少ない撓み量($\epsilon < 1$ の負偏位の撓み量)に設定してある。逆に、歯数の多い第2外歯8の撓み状態は、理論値よりも多い撓み量($\epsilon > 1$ の正偏位の撓み量)に設定してある。

10

【0054】

(第1、第2外歯の平均圧力角)

図5(a)は第1外歯7を規定する歯形を示す説明図であり、図5(b)は第2外歯8を規定する歯形を示す説明図である。これらの図を参照して、本例の第1、第2外歯7、8の歯形について説明する。

【0055】

まず、第1、第2外歯7、8の歯形の圧力角の関係について説明する。図5(a)において、第1外歯7の一つの歯形70において、そのピッチ円PC1を中心として、歯形70の全歯丈 h_1 の50%の範囲を規定する歯面領域を主要歯面領域A1とする。この主要歯面領域A1内の歯面の各部分に引いた歯形接線と、歯形70の歯形中心線とのなす角の平均を求め、これを第1平均圧力角 ϕ_1 とする。

20

【0056】

同様に、図5(b)において、第2外歯8の一つの歯形80において、そのピッチ円PC2を中心として、歯形80の全歯丈 h_2 の50%の範囲を規定する歯面領域を主要歯面領域A2とする。この主要歯面領域A2を規定している歯面の各部分に引いた歯形接線と、歯形80の歯形中心線とのなす角の平均を求め、これを第2平均圧力角 ϕ_2 とする。

【0057】

本例では、歯数の少ない第1外歯7の第1平均圧力角 ϕ_1 が、歯数の多い第2外歯8の第2平均圧力角 ϕ_2 よりも大きくなるように設定されている($\phi_1 > \phi_2$)。例えば、第1、第2平均圧力角 ϕ_1 、 ϕ_2 の関係が次のように設定されている。

30

$$\phi_2 = 0.31 \phi_1$$

【0058】

本発明者等の実験によれば、第1、第2平均圧力角 ϕ_1 、 ϕ_2 の関係を次のように設定することが望ましいことが確認された。

$$0.29 \phi_1 < \phi_2 < 0.75 \phi_1$$

【0059】

(第1、第2外歯の歯丈)

次に、第1、第2外歯7、8の歯丈 h_1 、 h_2 の関係について説明する。本例では、歯数の少ない第1外歯7の歯丈である第1歯丈 h_1 が、歯数の多い第2外歯8の歯丈である第2歯丈 h_2 よりも大きくなるように設定されている($h_1 > h_2$)。例えば、第1、第2歯丈 h_1 、 h_2 の関係が次のように設定されている。

40

$$h_2 = 0.86 h_1$$

【0060】

本発明者等の実験によれば、第1、第2歯丈 h_1 、 h_2 が、

$$h_1 > h_2$$

の関係を満たすことが望ましいことが確認された。

【0061】

本例の波動歯車装置1では、歯数の異なる第1、第2外歯7、8を同一の撓み量となるように楕円状に撓めて、第1、第2内歯2a、3aのそれぞれにかみ合わせている。歯数

50

の少ない第 1 外歯 7 の側では、その撓み量が理論値よりも少なくなる。第 1 外歯 7 の歯形 7 0 を、第 2 外歯 8 の歯形 8 0 に対して、その歯丈 h_1 を大きくし、その平均圧力角 ϕ_1 を大きくしている。これにより、かみ合い時の進入量が少ない第 1 外歯 7 と第 1 内歯 2 a との間のかみ合い不足を解消でき、良好なかみ合い状態を形成できる。

【0062】

これに対して、歯数の多い第 2 外歯 8 の側では、その撓み量が理論値よりも多くなる。第 2 外歯 8 の歯形 8 0 を、第 1 外歯 7 の歯形 7 0 に対して、その歯丈 h_2 を小さくし、その平均圧力角 ϕ_2 を小さくしている。これにより、かみ合い時の進入量が多い第 2 外歯 8 と第 2 内歯 3 a との間の干渉を解消でき、良好なかみ合い状態を形成できる。

【0063】

この結果、第 1 外歯 7 と第 1 内歯 2 a のかみ合い状態、および、第 2 外歯 8 と第 2 内歯 3 a とのかみ合い状態を、双方共に良好な状態に維持できる。これにより、波動歯車装置の負荷容量の低下を防止でき、第 1、第 2 外歯 7、8 の間の歯底疲労強度のバランスを維持でき、外歯歯車 4 および内歯歯車 2、3 の耐摩耗性を維持できる。また、第 1、第 2 外歯 7、8 と第 1、第 2 内歯 2 a、3 a との間のラチェティングトルクを全体として高めることができる。さらには、第 1、第 2 外歯 7、8 を支持している波動発生器 5 において、その第 1、第 2 ウェーブベアリング 12、13 のベアリングボール荷重分布の変動幅を抑制でき、ウェーブベアリングの寿命の低下を防止できる。

【0064】

(隙間：カッター逃げ部)

次に、再び図 3 を参照して、第 1、第 2 外歯 7、8 の間に形成されている隙間 9 について説明する。この隙間 9 は、先に述べたように、第 1、第 2 外歯 7、8 を歯切するために用いる歯切り用カッターのカッター逃げ部として機能する。

【0065】

隙間 9 は、歯筋方向に所定の幅を有し、歯筋方向の中央部分において歯丈方向に最深となる最深部を有している。本例では、歯厚方向から見た場合に、歯筋方向の中央部分が歯筋方向に平行に延びる直線によって規定される最深部 9 a となっている。最深部 9 a における歯筋方向の両端には、第 1 外歯 7 の歯筋方向の内側端面 7 a を規定する凹円弧曲線および第 2 外歯 8 の歯筋方向の内側端面 8 a を規定する凹円弧曲線が滑らかに繋がっている。最深部 9 a を凹曲面によって規定し、両側の内側端面 7 a、8 a を傾斜直線によって規定することもできる。また、最深部 9 a を直線によって規定し、両側の内側端面 7 a、8 a を傾斜直線によって規定することもできる。

【0066】

本例の隙間 9 の歯筋方向の幅は、最深部 9 a から歯丈方向に向けて漸増している。その歯筋方向における最大幅 L_1 は、第 1 外歯 7 の歯先円の歯筋方向の内側端 7 b から、第 2 外歯 8 の歯先円の歯筋方向の内側端 8 b までの歯筋方向の距離である。

【0067】

ここで、第 1 外歯 7 の歯筋方向の外端 7 c から第 2 外歯 8 の歯筋方向の外端 8 c までの幅を L 、隙間 9 の歯筋方向における最大幅を L_1 とすると、

$$0.1L < L_1 < 0.3L$$

に設定されている。

【0068】

また、隙間 9 の最深部 9 a の深さは次のように設定されている。第 1 外歯 7 の歯丈を h_1 、第 2 外歯 8 の歯丈を h_2 、第 1 外歯 7 の歯先面 7 d から最深部 9 a までの歯丈方向の深さを t_1 、第 2 外歯 8 の歯先面 8 d から最深部 9 a までの歯丈方向の深さを t_2 とすると、

$$0.9h_1 < t_1 < 1.3h_1$$

$$0.9h_2 < t_2 < 1.3h_2$$

に設定されている。

【0069】

デュアルタイプの波動歯車装置 1 の外歯歯車 4 においては、第 1、第 2 外歯 7、8 の歯切りを行うために用いる歯切り用カッターも異なる。したがって、外歯歯車 4 の歯筋方向の中央部分、すなわち、第 1 外歯 7 と第 2 外歯 8 の間に、カッター逃げ部として機能する隙間 9 が形成されている。

【 0 0 7 0 】

この隙間 9 をどのように形成するのかによって、歯筋方向における第 1 内歯 2 a に対する第 1 外歯 7 の歯当り、および歯面荷重分布が大きく影響を受ける。同様に、歯筋方向における第 2 内歯 3 a に対する第 2 外歯 8 の歯当り、および歯面荷重分布が大きく影響を受ける。

【 0 0 7 1 】

この点に着目して、上記のように、隙間 9 の最大幅 L_1 を外歯歯車 4 の幅 L の 0.1 倍から 0.3 倍までの範囲内に設定し、その最大深さ t_1 、 t_2 を、第 1、第 2 外歯 7、8 の歯丈 h_1 、 h_2 の 0.9 倍から 1.3 倍までの範囲内に設定している。このように隙間 9 を形成することで、第 1、第 2 外歯 7、8 の歯筋方向の歯面荷重分布を均一化でき、第 1、第 2 内歯 2 a、3 a に対する第 1、第 2 外歯 7、8 の歯筋方向の各位置で歯当りも良好な状態に維持できることが確認された。

【 0 0 7 2 】

[波動発生器のベアリングボールの中心間距離]

次に、図 3 を参照して第 1、第 2 ウェーブベアリング 1 2、1 3 のベアリングボールの中心間距離について説明する。

【 0 0 7 3 】

波動発生器 5 の剛性プラグ 1 1 は、その中心軸線の方の一方の側に、一定幅の楕円形輪郭の第 1 外周面 1 1 a が形成され、他方の側に、一定幅の楕円状輪郭の第 2 外周面 1 1 b が形成されている。第 1 外周面 1 1 a と第 2 外周面 1 1 b とは、同一形状で同一位相の楕円形状の外周面である。

【 0 0 7 4 】

第 1 外周面 1 1 a には、楕円状に撓められた状態で第 1 ウェーブベアリング 1 2 が装着されており、第 2 外周面 1 1 b には、楕円状に撓められた状態で第 2 ウェーブベアリング 1 3 が装着されている。第 1、第 2 ウェーブベアリング 1 2、1 3 は同一サイズのベアリングである。

【 0 0 7 5 】

第 1 ウェーブベアリング 1 2 および第 2 ウェーブベアリング 1 3 のベアリングボール中心 1 2 a、1 3 a は、外歯歯車 4 の歯幅方向の中央位置 6 a から、歯幅方向に等距離の位置にある。また、ベアリングボール中心間距離は、隙間 9 の最大幅 L_1 の増加に伴って増加するように設定される。さらに、ベアリングボール中心間距離を L_0 とすると、当該ボール中心間距離 L_0 は次式で示す範囲内の値となるように設定されている。

$$0.35L < L_0 < 0.7L$$

【 0 0 7 6 】

従来においては、外歯歯車の支持面積を広くするために、2 列のボールベアリングを備えた波動発生器が使用されている。ボール中心間距離については何ら考慮されておらず、2 列のボールベアリングは外歯歯車の歯幅方向の中央部分に寄せて配置されている。

【 0 0 7 7 】

本例では、歯数の異なる第 1、第 2 外歯 7、8 の支持剛性を高め、各外歯 7、8 の歯筋方向の各位置において内歯 2 a、3 a に対する歯当りを改善できるように、2 列のウェーブベアリング 1 2、1 3 のボール中心間距離 L_0 を広げてある。すなわち、上記のように、第 1、第 2 外歯 7、8 の間に形成されるカッター逃げ部として機能する隙間 9 の歯筋方向の最大幅 L_1 の増加に伴って、ボール中心間距離 L_0 を広げる（増加させる）ようにしている。また、ボール中心間距離 L_0 の増減の範囲を外歯歯車 4 の幅 L に対して 0.35 倍から 0.7 倍までの範囲としてある。

【 0 0 7 8 】

これにより、形成される隙間 9 の幅に応じて、第 1、第 2 外歯 7、8 のそれぞれに対し、歯筋方向における適切な位置にボール中心が位置するように、第 1、第 2 ウェーブベアリング 12、13 を配置できる。これにより、第 1、第 2 外歯 7、8 のそれぞれの歯幅方向の各位置において、第 1、第 2 外歯 7、8 を第 1、第 2 ウェーブベアリング 12、13 によって確実に支持できる（波動発生器 5 の支持剛性を高めることができる。）。

【0079】

この結果、第 1、第 2 外歯 7、8 の歯幅方向の各位置における歯当りを改善でき、これらの歯底疲労強度を高めることができる。また、波動発生器 5 の各ウェーブベアリング 12、13 におけるベアリングボール荷重分布を平均化でき、その最大荷重を低減できるので、波動発生器 5 の寿命を改善できる。

10

【0080】

[その他の実施の形態]

なお、上記の例では、第 1 内歯歯車 2 を静止側内歯歯車、第 2 内歯歯車 3 を駆動側内歯歯車（減速回転出力部材）としている。逆に、第 1 内歯歯車 2 を駆動側内歯歯車（減速回転出力部材）、第 2 内歯歯車 3 を静止側内歯歯車とすることもできる。

【符号の説明】

【0081】

- 1 波動歯車装置、
- 1 a 中心軸線、
- 2 第 1 内歯歯車、
- 2 a 第 1 内歯、
- 3 第 2 内歯歯車、
- 3 a 第 2 内歯、
- 4 外歯歯車、
- 5 波動発生器、
- 6 円筒体、
- 6 a 中央位置、
- 7 歯数の少ない側の第 1 外歯、
- 7 a 内側端面、
- 7 b 内側端、
- 7 c 外端、
- 7 d 歯先面、
- 8 歯数の多い側の第 2 外歯、
- 8 a 内側端面、
- 8 b 内側端、
- 8 c 外端、
- 8 d 歯先面、
- 9 隙間、
- 9 a 最深部、
- 10 入力回転軸、
- 11 剛性プラグ、
- 11 a 第 1 外周面、
- 11 b 第 2 外周面、
- 11 c 軸穴、
- 12 第 1 ウェーブベアリング、
- 12 a ベアリングボール中心、
- 13 第 2 ウェーブベアリング、
- 13 a ベアリングボール中心、
- 70 第 1 外歯の歯形、
- 80 第 2 外歯の歯形、

20

30

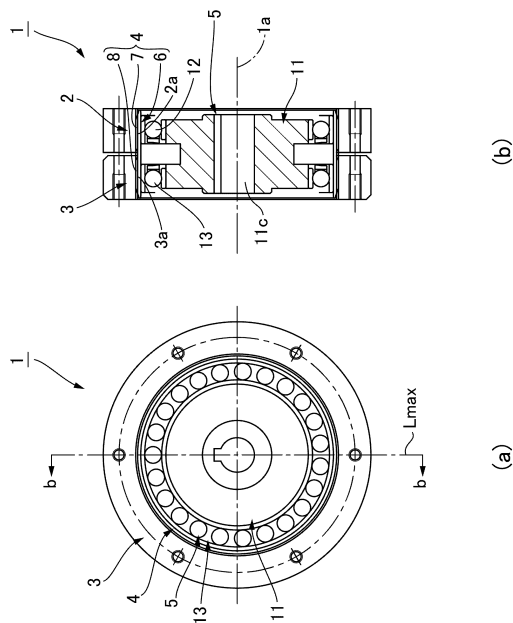
40

50

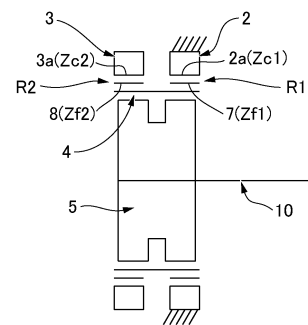
L_o ベアリングボール中心間距離、
 L 幅、
 L_1 最大幅、
 h_1 第1歯丈、
 h_2 第2歯丈、
 t_1 深さ、
 t_2 深さ、
 C リム中立円、
 C_1 楕円状リム中立曲線、
 $t(1)$ 第1外歯の歯底リムのリム肉厚、
 $t(2)$ 第2外歯の歯底リムのリム肉厚、
 α_1 第1平均圧力角、
 α_2 第2平均圧力角、
 A_1 第1外歯の歯形の主要歯面領域、
 A_2 第2外歯の歯形の主要歯面領域、
 L_{max} 長軸

10

【図1】



【図2】



フロントページの続き

(72)発明者 張 新月

長野県安曇野市穂高牧 1 8 5 6 - 1 株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ 穂高工場内

(72)発明者 滝沢 登

長野県安曇野市穂高牧 1 8 5 6 - 1 株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ 穂高工場内

審査官 瀬川 裕

(56)参考文献 特開 2 0 1 3 - 1 9 4 8 3 6 (J P , A)

特開 2 0 1 2 - 2 5 1 5 8 8 (J P , A)

米国特許出願公開第 2 0 1 1 / 0 0 8 8 4 9 6 (U S , A 1)

特開 2 0 1 3 - 1 1 9 9 1 9 (J P , A)

特開 2 0 0 8 - 1 8 0 2 5 9 (J P , A)

特開昭 6 4 - 7 9 4 4 8 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F 1 6 H 1 / 3 2