

(19) 日本国特許庁(JP)

再公表特許(A1)

(11) 国際公開番号

W02018/135552

発行日 令和1年11月21日 (2019. 11. 21)

(43) 国際公開日 平成30年7月26日 (2018. 7. 26)

(51) Int.Cl. F 1 テーマコード (参考)
F 1 6 H 1/46 (2006.01) F 1 6 H 1/46 3 J 0 2 7

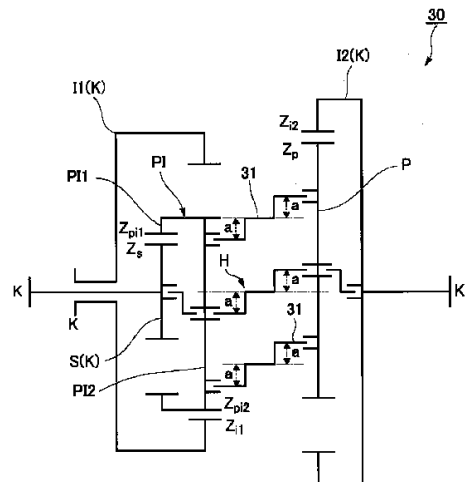
審査請求 未請求 予備審査請求 有 (全 46 頁)

<p>出願番号 特願2018-562412 (P2018-562412)</p> <p>(21) 国際出願番号 PCT/JP2018/001290</p> <p>(22) 国際出願日 平成30年1月18日 (2018. 1. 18)</p> <p>(31) 優先権主張番号 特願2017-8496 (P2017-8496)</p> <p>(32) 優先日 平成29年1月20日 (2017. 1. 20)</p> <p>(33) 優先権主張国・地域又は機関 日本国 (JP)</p> <p>(31) 優先権主張番号 特願2017-8497 (P2017-8497)</p> <p>(32) 優先日 平成29年1月20日 (2017. 1. 20)</p> <p>(33) 優先権主張国・地域又は機関 日本国 (JP)</p>	<p>(71) 出願人 504182255 国立大学法人横浜国立大学 神奈川県横浜市保土ヶ谷区常盤台79番1号</p> <p>(74) 代理人 110001634 特許業務法人 志賀国際特許事務所</p> <p>(72) 発明者 藤本 康孝 神奈川県横浜市保土ヶ谷区常盤台79番1号 国立大学法人横浜国立大学内</p> <p>(72) 発明者 道家 輝 神奈川県横浜市保土ヶ谷区常盤台79番1号 国立大学法人横浜国立大学内</p> <p>Fターム(参考) 3J027 FA19 FA36 FA50 FB01 FB31 FB32 GA01 GB03 GC03 GC14 GC24 GC26 GE01 GE05 最終頁に続く</p>
--	--

(54) 【発明の名称】 遊星歯車装置

(57) 【要約】

遊星歯車装置(30)は、3K型の複合遊星歯車機構を備える。複合遊星歯車機構は、第1内歯車(I1)、第2内歯車(I2)、および外歯車(S)と、第1遊星歯車(PI)と、第2遊星歯車(P)と、キャリア(H)と、を備える。第1遊星歯車(PI)は、第1内歯車(I1)に噛み合い、第1内歯車(I1)の半径よりも大きな直径を有する外歯車部(PI2)と、外歯車(S)に噛み合う内歯車部(PI1)とを具備する。第2遊星歯車(P)は、第2内歯車(I2)に噛み合い、第2内歯車(I2)の半径よりも大きな直径を有する。第1遊星歯車(PI)および第2遊星歯車(P)は相互の回転速度が同期されるように形成されている。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

複数の太陽歯車によって基本軸が構成される複合遊星歯車機構を備え、
 前記複合遊星歯車機構は、
 前記複数の太陽歯車として、少なくとも相互の中心軸が同軸に配置される第 1 内歯車および第 2 内歯車と、
 前記第 1 内歯車に噛み合い、前記第 1 内歯車の半径よりも大きな直径を有する第 1 遊星歯車と、
 前記第 2 内歯車に噛み合い、前記第 2 内歯車の半径よりも大きな直径および前記第 1 遊星歯車の歯数と異なる歯数を有する第 2 遊星歯車と、
 前記第 1 遊星歯車および前記第 2 遊星歯車を、各々の中心軸を回転中心として回転可能に支持するキャリアと、を備え、
 前記第 1 遊星歯車および前記第 2 遊星歯車は相互の回転速度が同期されるように形成されており、
 前記キャリアは、
 前記第 1 内歯車および前記第 2 内歯車の各々の前記中心軸に同軸に配置される回転中心軸と、前記回転中心軸から直交方向の第 1 の方向に所定距離だけずれた位置に偏心して設けられるとともに前記第 1 遊星歯車を回転可能に支持する第 1 偏心部と、前記回転中心軸から前記直交方向の第 2 の方向に前記所定距離だけずれた位置に偏心して設けられるとともに前記第 2 遊星歯車を回転可能に支持する第 2 偏心部と、を備え、
 相互に前記直交方向に前記所定距離の 2 倍だけずれて配置されるとともに前記第 1 遊星歯車および前記第 2 遊星歯車を回転可能に支持する第 1 軸および第 2 軸を具備することによって、前記第 1 遊星歯車および前記第 2 遊星歯車の相互の回転速度を同期させる同期部材を備える、
 ことを特徴とする遊星歯車装置。

10

20

【請求項 2】

前記複合遊星歯車機構は、
 2 つの前記太陽歯車 (K) および 1 つの前記キャリア (H) によって前記基本軸が構成される 2 K - H 型の複合遊星歯車機構であって、
 前記 2 つの前記太陽歯車 (K) として、相互の中心軸が同軸に配置される第 1 内歯車および第 2 内歯車を備える、
 ことを特徴とする請求項 1 に記載の遊星歯車装置。

30

【請求項 3】

前記複合遊星歯車機構は、
 3 つの前記太陽歯車 (K) によって前記基本軸が構成される 3 K 型の複合遊星歯車機構であって、
 前記 3 つの前記太陽歯車 (K) として、相互の中心軸が同軸に配置される第 1 内歯車、第 2 内歯車、および外歯車を備え、
 前記第 1 遊星歯車は、
 前記第 1 内歯車に噛み合い、前記第 1 内歯車の半径よりも大きな直径を有する外歯車部と、前記外歯車に噛み合う内歯車部とを備え、
 前記第 1 偏心部および前記第 2 偏心部を、前記外歯車の前記中心軸を回転中心として回転可能に支持する支持部材を備える、
 ことを特徴とする請求項 1 に記載の遊星歯車装置。

40

【請求項 4】

3 つの太陽歯車 (K) によって基本軸が構成される 3 K 型の複合遊星歯車機構を備え、
 前記複合遊星歯車機構は、
 前記 3 つの太陽歯車であって、相互の中心軸が同軸に配置される第 1 内歯車、第 2 内歯車、および外歯車と、
 前記第 1 内歯車に噛み合い、前記第 1 内歯車の半径よりも大きな直径を有する外歯車部

50

と、前記外歯車に噛み合う内歯車部とを具備する第 1 遊星歯車と、

前記第 2 内歯車に噛み合い、前記第 2 内歯車の半径よりも大きな直径および前記第 1 遊星歯車の歯数と異なる歯数を有する第 2 外歯車部と、前記外歯車に噛み合う第 2 内歯車部とを具備する第 2 遊星歯車と、

前記第 1 遊星歯車および前記第 2 遊星歯車を、各々の中心軸を回転中心として回転可能に支持するキャリアと、を備え、

前記キャリアは、

前記第 1 内歯車および前記第 2 内歯車の各々の前記中心軸から直交方向の第 1 の方向に所定距離だけずれた位置に偏心して設けられるとともに前記第 1 遊星歯車を回転可能に支持する第 1 偏心部と、前記第 1 内歯車および前記第 2 内歯車の各々の前記中心軸から前記直交方向の第 2 の方向に前記所定距離だけずれた位置に偏心して設けられるとともに前記第 2 遊星歯車を回転可能に支持する第 2 偏心部と、前記第 1 偏心部および前記第 2 偏心部を、前記外歯車の前記中心軸を回転中心として回転可能に支持する支持部材と、を備える

10

ことを特徴とする遊星歯車装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

この発明は、遊星歯車装置に関する。

本願は、2017年1月20日に出願された特願2017-008496号、及び特願2017-008497号に基づき優先権を主張し、その内容をここに援用する。

20

【背景技術】

【0002】

産業機械、車両、ロボット、OA機器等の各種の駆動系又は動力等伝達系を構成する減速（増速）装置として、太陽歯車、遊星歯車、内歯車、及びキャリアから構成される遊星歯車機構が知られている（非特許文献1：「歯車応用機構の設計」）。遊星歯車機構は、他の減速装置に比べて、比較的高い減速比を実現可能にするとともに、減速比及び伝達トルクに比して機構又は構造が比較的にコンパクトである。しかも、遊星歯車機構は、入力軸及び出力軸を同軸配置し得ることから、多種多様な駆動装置又は動力伝達装置等の駆動系又は動力伝達系において広く実用に供されている。

30

【0003】

遊星歯車機構として、例えば、単純遊星歯車機構、ラビニヨ遊星歯車機構、複合遊星歯車機構、及び不思議遊星歯車機構等が知られている。一般には、高効率、高トルク、及び高減速比の歯車機構は、各種産業機器又は民生機器などに多くの需要があるので、遊星歯車機構の他、波動歯車機構（ハーモニックギヤ）及びサイクロイド歯車機構などの歯車機構も開発され、実用化されている。

【0004】

このような各種歯車機構によって得られる減速比は、概ね以下のとおりであると考えられている。

単純遊星歯車機構（1段）：減速比 $1/4 \sim 1/10$ 程度

40

ラビニヨ遊星歯車機構（1段）：減速比 $1/10$ 程度

複合遊星歯車機構：減速比 $1/100$ 程度

不思議遊星歯車機構：減速比 $1/100$ 程度

波動歯車機構：減速比 $1/30 \sim 1/200$

サイクロイド歯車機構：減速比 $1/60 \sim 1/200$

【0005】

このような多種の歯車機構の中で、不思議遊星歯車機構、波動歯車機構、及びサイクロイド歯車機構は、比較的特殊な構造の歯車を使用した構成を有するので、生産性の低下、設計自由度向上の困難性、構造強度向上の困難性、又は製造コストの高額化等の課題が生じ易い。このため、汎用的な平歯車を用いた単純遊星歯車機構等の遊星歯車機構が、生産

50

性、製造コスト、設計自由度、及び構造強度等の観点より望ましいと考えられる。殊に、複数の遊星歯車機構を組合せてなる複合遊星歯車機構は、上記のとおり、1/100程度の減速比を実現し得るので、高い減速比を要する遊星歯車装置の歯車機構として好ましく採用し得ると考えられる。

【0006】

遊星歯車機構においては、内歯車及び太陽歯車と噛合う複数個の遊星歯車が周方向に配列されるので、遊星歯車機構が機構的に成立するための制約又は設計条件として、同軸条件、組立条件、及び隣接条件の3条件が一般に考慮される。同軸条件は、太陽歯車、内歯車及びキャリアの軸心が同軸上に位置するための条件である。組立条件は、等間隔に配置された複数の遊星歯車が太陽歯車及び内歯車と噛合うための条件である。隣接条件は、隣り合う遊星歯車が互いに干渉しないための条件である。

10

【0007】

図24～図27は、太陽歯車、遊星歯車、内歯車、及びキャリアから構成される従来の遊星歯車機構の構成を示す概念図である。

【0008】

図24には、単純遊星歯車機構の構成が示されている。太陽歯車Sの歯数 Z_s 、遊星歯車Pの歯数 Z_p 、内歯車Iの歯数 Z_i 、遊星歯車Pの個数 N (自然数)を夫々設定するとともに、内歯車Iを固定し、太陽歯車Sを入力軸に設定し、キャリアHを出力軸に設定した場合、遊星歯車機構の減速比、同軸条件、組立条件、及び隣接条件は、下記数式(1)で表される。なお、図24において、符号 K は、太陽歯車S及び内歯車Iを包含する広義の太陽歯車を意味しており、図13に示す遊星歯車機構は、最も一般的な $2K-H$ 型に属する。

20

【0009】

【数1】

$$\text{減速比} : z_s / (z_i + z_s)$$

$$\text{同軸条件} : z_s + 2z_p = z_i$$

$$\text{組立条件} : (z_i + z_s) / N = \text{整数}$$

$$\text{隣接条件} : z_p + 2 < 2(z_s + z_p) \sin(\pi/N)$$

…(1)

30

【0010】

図25には、ラビニヨ式遊星歯車機構の構成が示されている。太陽歯車Sの歯数 Z_s 、径方向外方の遊星歯車P1の歯数 Z_{p1} 、径方向内方の遊星歯車P2の歯数 Z_{p2} 、内歯車Iの歯数 Z_i 、遊星歯車P1、P2の個数 $2N$ を夫々設定するとともに、内歯車Iを固定し、太陽歯車Sを入力軸に設定し、キャリアHを出力軸に設定した場合、遊星歯車機構の減速比、同軸条件、組立条件、及び隣接条件は、下記数式(2)で表される。なお、ラビニヨ式遊星歯車機構では、第1段の遊星歯車P2が回転方向を反転させることから、キャリアHを基準とすると、太陽歯車Sと内歯車Iとが同一方向に回転するので、減速比を示す下記数式(2)の分母において、太陽歯車Sの歯数 Z_s に掛かる符号が反転する。また、隣接条件は、複数の式によって定義されるが、これは、各式のいずれにも適合することによって隣接条件が満たされることを意味する。

40

下記数式(2)において、角度 θ は、太陽歯車Sの中心軸線と遊星歯車P1の中心軸線とを結ぶ直線と、太陽歯車Sの中心軸線と遊星歯車P2の中心軸線とを結ぶ直線とが交差する角度である。

【0011】

【数 2】

$$\left. \begin{aligned}
 & \text{減速比} : -z_s/(z_l - z_s) \\
 & \text{同軸条件} : z_s + 2 \max(z_{p1}, z_{p2}) + 2 < z_l \leq z_s + 2(z_{p1} + z_{p2}) \\
 & \text{組立条件} : (z_l - z_s)/N = \text{整数} \\
 & \text{隣接条件} : z_{p1} + 2 < (z_l - z_{p1})\sin(\pi/N), \text{ 且つ, } z_{p2} + 2 < (z_s + z_{p2})\sin(\pi/N), \\
 & \quad \text{且つ, } (z_{p1} + z_{p2} + 2)^2 < (z_s + z_{p2})^2 + (z_l - z_{p1})^2 - 2(z_s + z_{p2})(z_l - z_{p1})\cos(2\pi/N - \phi) \\
 & \text{ここに, } \phi = \arccos\left(\frac{(z_s + z_{p2})^2 + (z_l - z_{p1})^2 - (z_{p1} + z_{p2})^2}{2(z_s + z_{p2})(z_l - z_{p1})}\right)
 \end{aligned} \right\} \dots (2)$$

10

【0012】

図 2 4 及び図 2 5 に示す遊星歯車装置は、同一構面内のギア列（ギアトレーン）によって構成されているが、前述のとおり、回転軸線方向に間隔を隔てた構面内に遊星歯車機構を夫々配置してなる複合遊星歯車機構は、単純遊星歯車機構及びラビニヨ遊星歯車機構に比べ、高減速比を実現する上で好ましく採用し得る歯車機構であると考えられる。しかし、複合遊星歯車機構においては、並置された遊星歯車機構が同軸条件、組立条件、及び隣接条件を夫々充足する必要が生じるので、上記設計条件を充足した上で高減速比を実現することは、実際には、極めて困難である。このため、遊星歯車機構の設計条件を緩和することを意図した複合遊星歯車機構の構成が、例えば、特許文献 1～3 において提案されている。

20

【0013】

特許文献 1（PCT 国際出願公開公報 W02007-017935 号）に記載された複合遊星歯車機構は、太陽歯車、遊星歯車、及び内歯車を有する 2 組の遊星歯車機構を備えている。この複合遊星歯車機構は、各遊星歯車機構の遊星歯車同士を同軸且つ一体的に連結するとともに、転位歯車の使用によって設計条件を緩和した構成を有する。

特許文献 2（特開 2008-275112 号公報）に記載された複合遊星歯車機構は、太陽歯車、遊星歯車、及び内歯車を有する 2 組の遊星歯車機構を連結するとともに、遊星歯車を非軸対称に配置することによって設計条件を緩和した構成を有する。

【0014】

図 2 6 は、特許文献 3（PCT 国際出願公開公報 W02012-060137 号）に記載された複合遊星歯車機構の構成を示す概念図である。特許文献 3 の複合遊星歯車機構は、図 2 6 に示す如く、2 組の遊星歯車機構の太陽歯車 S 1、S 2 を相互連結するとともに、共用のキャリア H によって各遊星歯車 P 1、P 2 の支軸及び軸受を独立に支持又は支承することにより、設計自由度を向上した構成を有する。

30

【0015】

以上説明した各種形式の遊星歯車機構は、いずれも、内歯車を備えた代表的な遊星歯車機構の構成を有するが、他の構成の遊星歯車機構として、図 2 6 に示す如く、内歯車を備えない形式の複合遊星歯車機構が知られている。

【0016】

図 2 7 に示す複合遊星歯車機構は、図 2 5 に示すラビニヨ式遊星歯車機構において内歯車 I（図 2 5）を太陽歯車 S 2（図 2 7）に置換した構成の遊星歯車機構として把握し得る。図 2 7 に示す遊星歯車機構においては、太陽歯車 S 1、S 2 は、キャリア H を基準として逆方向に回転する。

40

【0017】

太陽歯車 S 1 の歯数 Z_{s1} 、太陽歯車 S 2 の歯数 Z_{s2} 、遊星歯車 P 1 の歯数 Z_{p1} 、遊星歯車 P 2 の歯数 Z_{p2} 、遊星歯車 P 1、P 2 の個数 $2N$ を設定するとともに、太陽歯車 S 2 を固定し、太陽歯車 S 1 を入力軸に設定し、キャリア H を出力軸に設定した場合、遊星歯車機構の減速比、同軸条件、組立条件、及び隣接条件は、下記数式（3）で表される。なお、隣接条件は、下記のとおり複数の式によって定義されるが、これは、各式のい

50

ずれにも適合すべきことを意味する。

下記数式(3)において、角度 ϕ は、太陽歯車 S1、S2 の中心軸線と遊星歯車 P1 の中心軸線とを結ぶ直線と、太陽歯車 S1、S2 の中心軸線と遊星歯車 P2 の中心軸線とを結ぶ直線とが交差する角度である。

【0018】

【数3】

減速比 : $z_{s1}/(z_{s1} + z_{s2})$

同軸条件 : $z_{s1} + 2 < z_{s2} \leq z_{s1} + 2z_{p2}$

組立条件 : $(z_{s1} + z_{s2})/N = \text{整数}$

隣接条件 : $z_{p1} + 2 < (z_{s2} + z_{p1})\sin(\pi/N)$ 、且つ、 $z_{p2} + 2 < (z_{s1} + z_{p2})\sin(\pi/N)$ 、且つ、

$$(z_{p1} + z_{p2} + 2)^2 < (z_{s1} + z_{p2})^2 + (z_{s2} + z_{p1})^2 - 2(z_{s1} + z_{p2})(z_{s2} + z_{p1})\cos(2\pi/N - \phi)$$

ここに、 $\phi = \arccos\left(\frac{(z_{s1} + z_{p2})^2 + (z_{s2} + z_{p1})^2 - (z_{p1} + z_{p2})^2}{2(z_{s1} + z_{p2})(z_{s2} + z_{p1})}\right)$

…(3)

10

【0019】

また、図27に示す遊星歯車機構の変形として、中心軸を共有し且つ異なる歯数を有する2つの遊星歯車を備えた複合遊星歯車機構が、特許文献4(特開平7-301288号公報)等に記載されている。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0020】

【特許文献1】PCT国際出願公開公報W02007-017935号

【特許文献2】特開2008-275112号公報

【特許文献3】PCT国際出願公開公報W02012-060137号

【特許文献4】特開平7-301288号公報

【非特許文献】

【0021】

【非特許文献1】矢田恒二著「歯車応用機構の設計」(2012年2月1日 社団法人機械技術協会発行)

30

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0022】

一般に、減速機構を要する産業用機械又は車両、若しくは減速機構を有するロボットの関節部品等の技術分野においては、主として、遊星歯車機構を利用した減速装置が用いられてきた。しかしながら、近年の産業技術の高度化に伴い、従来の遊星歯車機構の設計限界以上の高減速比を備えた小型及び軽量の減速装置の開発が望まれている。例えば、ロボットの動力伝達系を構成する減速機においては、小型及び軽量であって、高い減速比(1/100~1/200)を実現することができ、しかも、比較的 low コストで製造し得る構造又は機構の開発が、近年殊に望まれている。

40

【0023】

しかしながら、従来の遊星歯車機構においては、前述した設計条件の制約のために、高減速比、小型、及び軽量の遊星歯車機構を設計し難い事情がある。また、複合遊星歯車機構(図26及び図27)によれば、或る程度までは、減速比を増大し得るかもしれないが、100:1を超える高い減速比を有する小型及び軽量の遊星歯車機構の設計は、極めて困難である。加えて、従来の複合遊星歯車機構では、通常は、歯車の段数が3段以上に設定される結果、動力伝達効率が低下する傾向がある。

【0024】

本発明は上記事情に鑑みてなされたもので、比較的 low コストで製造し得る簡易な構造を

50

有し、100：1を超える高い減速比を比較的容易に実現するとともに、歯車の全段数を2段に設定し且つ動力伝達効率を向上することが可能な小型且つ軽量の遊星歯車装置を提供することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

【0025】

上記課題を解決して係る目的を達成するために、本発明は以下の態様を採用した。

(1) 本発明の一態様に係る遊星歯車装置は、複数の太陽歯車によって基本軸が構成される複合遊星歯車機構を備え、前記複合遊星歯車機構は、前記複数の太陽歯車として、少なくとも相互の中心軸が同軸に配置される第1内歯車および第2内歯車と、前記第1内歯車に噛み合い、前記第1内歯車の半径よりも大きな直径を有する第1遊星歯車と、前記第2内歯車に噛み合い、前記第2内歯車の半径よりも大きな直径および前記第1遊星歯車の歯数と異なる歯数を有する第2遊星歯車と、前記第1遊星歯車および前記第2遊星歯車を、各々の中心軸を回転中心として回転可能に支持するキャリアと、を備え、前記第1遊星歯車および前記第2遊星歯車は相互の回転速度が同期されるように形成されており、前記キャリアは、前記第1内歯車および前記第2内歯車の各々の前記中心軸に同軸に配置される回転中心軸と、前記回転中心軸から直交方向の第1の方向に所定距離だけずれた位置に偏心して設けられるとともに前記第1遊星歯車を回転可能に支持する第1偏心部と、前記回転中心軸から前記直交方向の第2の方向に前記所定距離だけずれた位置に偏心して設けられるとともに前記第2遊星歯車を回転可能に支持する第2偏心部と、を備え、相互に前記直交方向に前記所定距離の2倍だけずれて配置されるとともに前記第1遊星歯車および前記第2遊星歯車を回転可能に支持する第1軸および第2軸を具備することによって、前記第1遊星歯車および前記第2遊星歯車の相互の回転速度を同期させる同期部材を備える。

10

20

【0026】

(2) 上記(1)に記載の遊星歯車装置では、前記複合遊星歯車機構は、2つの前記太陽歯車(K)および1つの前記キャリア(H)によって前記基本軸が構成される2K-H型の複合遊星歯車機構であって、前記2つの前記太陽歯車(K)として、相互の中心軸が同軸に配置される第1内歯車および第2内歯車を備える。

【0027】

(3) 上記(1)に記載の遊星歯車装置では、前記複合遊星歯車機構は、3つの前記太陽歯車(K)によって前記基本軸が構成される3K型の複合遊星歯車機構であって、前記3つの前記太陽歯車(K)として、相互の中心軸が同軸に配置される第1内歯車、第2内歯車、および外歯車を備え、前記第1遊星歯車は、前記第1内歯車に噛み合い、前記第1内歯車の半径よりも大きな直径を有する外歯車部と、前記外歯車に噛み合う内歯車部とを備え、前記第1偏心部および前記第2偏心部を、前記外歯車の前記中心軸を回転中心として回転可能に支持する支持部材を備える。

30

【0028】

(4) 本発明の一態様に係る遊星歯車装置は、3つの太陽歯車(K)によって基本軸が構成される3K型の複合遊星歯車機構を備え、前記複合遊星歯車機構は、前記3つの太陽歯車であって、相互の中心軸が同軸に配置される第1内歯車、第2内歯車、および外歯車と、前記第1内歯車に噛み合い、前記第1内歯車の半径よりも大きな直径を有する外歯車部と、前記外歯車に噛み合う内歯車部とを具備する第1遊星歯車と、前記第2内歯車に噛み合い、前記第2内歯車の半径よりも大きな直径および前記第1遊星歯車の歯数と異なる歯数を有する第2外歯車部と、前記外歯車に噛み合う第2内歯車部とを具備する第2遊星歯車と、前記第1遊星歯車および前記第2遊星歯車を、各々の中心軸を回転中心として回転可能に支持するキャリアと、を備え、前記キャリアは、前記第1内歯車および前記第2内歯車の各々の前記中心軸から直交方向の第1の方向に所定距離だけずれた位置に偏心して設けられるとともに前記第1遊星歯車を回転可能に支持する第1偏心部と、前記第1内歯車および前記第2内歯車の各々の前記中心軸から前記直交方向の第2の方向に前記所定距離だけずれた位置に偏心して設けられるとともに前記第2遊星歯車を回転可能に支持する第2偏心部と、前記第1偏心部および前記第2偏心部を、前記外歯車の前記中心軸を回転

40

50

中心として回転可能に支持する支持部材と、を備える。

【発明の効果】

【0029】

上記(1)に記載の態様に係る遊星歯車装置によれば、第1遊星歯車の直径は第1内歯車の半径よりも大きく形成され、第2遊星歯車の直径は第2内歯車の半径よりも大きく形成されているので、各々において歯数差を小さくすることができる。第1内歯車および第1遊星歯車の歯数差、並びに第2内歯車および第2遊星歯車の歯数差が小さく形成されることによって、遊星歯車装置の動力伝達効率を向上させることができる。歯数差の低減による動力伝達効率の増大は、遊星歯車装置の減速比が増大することに伴って促進され、減速比が100:1を超える場合、さらに200:1を超える場合には、より一層、顕著に動力伝達効率を向上させることができる。

10

さらに、遊星歯車装置を相互に噛み合う1対の外歯車および内歯車の組み合わせによって構成することができ、相互に噛み合う1対の外歯車の組み合わせを備える場合に比べて、動力伝達効率を向上させることができる。

この遊星歯車装置によれば、比較的lowコストで製造し得る簡易な構造を有し、100:1を超える高い減速比を比較的容易に実現するとともに、歯車の全段数を2段に設定し且つ伝達効率を向上することができる小型且つ軽量の遊星歯車装置を提供することができる。

【0030】

さらに、第1遊星歯車および第2遊星歯車は、第1内歯車および第2内歯車の各中心軸の軸周りにおいて、相互に180°だけずれた位置に配置されるので、第1遊星歯車および第2遊星歯車の偏心運動を相殺するようにして、ダイナミックバランスを向上させることができる。

20

キャリアの形状(つまり第1偏心部および第2偏心部の相対位置)に応じたクランク形状の同期部材を備えることによって、第1遊星歯車および第2遊星歯車の相互の回転速度を容易に同期させることができる。

【0031】

さらに、上記(2)の場合、2つの太陽歯車Kとして第1内歯車および第2内歯車を備えるので、太陽歯車として外歯車を備える場合に比べて、第1遊星歯車および第2遊星歯車の公転半径を縮小することができる。これによりキャリアが高速回転する際に第1遊星歯車および第2遊星歯車に作用する遠心力を低減することができ、第1遊星歯車および第2遊星歯車を支持する各軸受部材のラジアル負荷を低減することができる。また、相対的に直径が大きい回転要素である第1内歯車および第2内歯車によって回転駆動源のトルクを被駆動系機器に出力することができるので、大トルクを伝達する動力伝達系に好適に用いることができる。

30

【0032】

さらに、上記(3)の場合、第1遊星歯車の外歯車部の直径は第1内歯車の半径よりも大きく形成され、第2遊星歯車の直径は第2内歯車の半径よりも大きく形成されているので、各々において歯数差を小さくすることができる。第1内歯車および第1遊星歯車の外歯車部の歯数差、並びに第2内歯車および第2遊星歯車の歯数差が小さく形成されることによって、遊星歯車装置の動力伝達効率を向上させることができる。歯数差の低減による動力伝達効率の増大は、遊星歯車装置の減速比が増大することに伴って促進され、減速比が100:1を超える場合、さらに200:1を超える場合には、より一層、顕著に動力伝達効率を向上させることができる。

40

さらに、外歯車部および内歯車部を具備する第1遊星歯車を備えるので、遊星歯車装置を相互に噛み合う1対の外歯車および内歯車の組み合わせによって構成することができ、相互に噛み合う1対の外歯車の組み合わせを備える場合に比べて、動力伝達効率を向上させることができる。

【0033】

上記(4)に記載の態様に係る遊星歯車装置によれば、第1遊星歯車の外歯車部の直径

50

は第1内歯車の半径よりも大きく形成され、第2遊星歯車の直径は第2内歯車の半径よりも大きく形成されているので、各々において歯数差を小さくすることができる。第1内歯車および第1遊星歯車の外歯車部の歯数差、並びに第2内歯車および第2遊星歯車の歯数差が小さく形成されることによって、遊星歯車装置の動力伝達効率を向上させることができる。歯数差の低減による動力伝達効率の増大は、遊星歯車装置の減速比が増大することに伴って促進され、減速比が100:1を超える場合、さらに200:1を超える場合には、より一層、顕著に動力伝達効率を向上させることができる。

さらに、外歯車部および内歯車部を具備する第1遊星歯車を備えるので、遊星歯車装置を相互に噛み合う1対の外歯車および内歯車の組み合わせによって構成することができ、相互に噛み合う1対の外歯車の組み合わせを備える場合に比べて、動力伝達効率を向上させることができる。

この遊星歯車装置によれば、比較的 low コストで製造し得る簡易な構造を有し、100:1を超える高い減速比を比較的容易に実現するとともに、歯車の全段数を2段に設定し且つ伝達効率を向上することができる小型且つ軽量の遊星歯車装置を提供することができる。

【0034】

さらに、第1遊星歯車および第2遊星歯車は、第1内歯車および第2内歯車の各中心軸の軸周りにおいて、相互に180°だけずれた位置に配置されるので、第1遊星歯車および第2遊星歯車の偏心運動を相殺するようにして、ダイナミックバランスを向上させることができる。

外歯車に噛み合う第2内歯車部を具備する第2遊星歯車を備えるので、第1遊星歯車および第2遊星歯車の相互の回転速度を容易に同期させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0035】

【図1】本発明の第1の実施形態の参考例に係る遊星歯車装置の構成を示す概念図である。

【図2】本発明の第1の実施形態の参考例に係る遊星歯車装置を第1内歯車側から見た斜視図である。

【図3】本発明の第1の実施形態の参考例に係る遊星歯車装置を第2内歯車側から見た斜視図である。

【図4】本発明の第1の実施形態の参考例に係る遊星歯車装置の分解斜視図である。

【図5】本発明の第1の実施形態の参考例に係る遊星歯車装置における内歯車および外歯車の噛み合い効率と、内歯車および外歯車の歯数差 $Z_d (= Z_{in} - Z_{out})$ との関係の一例を示すグラフ図である。

【図6】本発明の第1の実施形態の第1実施例に係る遊星歯車装置の構成を示す概念図である。

【図7】本発明の第1の実施形態の第1実施例に係る遊星歯車装置を第1内歯車側から見た斜視図である。

【図8】本発明の第1の実施形態の第1実施例に係る遊星歯車装置を第2内歯車側から見た斜視図である。

【図9】本発明の第1の実施形態の第1実施例に係る遊星歯車装置の分解斜視図である。

【図10】本発明の第1の実施形態の第1実施例の変形例に係る遊星歯車装置の構成を示す概念図である。

【図11】本発明の第1の実施形態の第2実施例に係る遊星歯車装置の構成を示す概念図である。

【図12】本発明の第1の実施形態の第2実施例に係る遊星歯車装置を第1内歯車側から見た斜視図である。

【図13】本発明の第1の実施形態の第2実施例に係る遊星歯車装置を第2内歯車側から見た斜視図である。

【図14】本発明の第1の実施形態の第2実施例に係る遊星歯車装置の分解斜視図である

10

20

30

40

50

。

【図15】本発明の第2の実施形態の参考例に係る遊星歯車装置の構成を示す概念図である。

【図16】本発明の第2の実施形態の参考例に係る遊星歯車装置を第1内歯車側から見た斜視図である。

【図17】本発明の第2の実施形態の参考例に係る遊星歯車装置を第2内歯車側から見た斜視図である。

【図18】本発明の第2の実施形態の参考例に係る遊星歯車装置の分解斜視図である。

【図19】本発明の第2の実施形態の参考例に係る遊星歯車装置における伝達効率 η と、基礎効率 η_0 との関係の一例を示すグラフ図である。

10

【図20】本発明の第2の実施形態に係る遊星歯車装置の構成を示す概念図である。

【図21】本発明の第2の実施形態に係る遊星歯車装置を第1内歯車側から見た斜視図である。

【図22】本発明の第2の実施形態に係る遊星歯車装置を第2内歯車側から見た斜視図である。

【図23】本発明の第2の実施形態に係る遊星歯車装置の分解斜視図である。

【図24】従来技術の一例に係る遊星歯車機構であって、太陽歯車、遊星歯車、内歯車、及びキャリアから構成される遊星歯車機構の構成図である。

【図25】従来技術の一例に係る遊星歯車機構であって、太陽歯車、遊星歯車、内歯車、及びキャリアから構成される遊星歯車機構の構成図である。

20

【図26】従来技術の一例に係る複合遊星歯車機構であって、太陽歯車、遊星歯車、内歯車、及びキャリアから構成される遊星歯車機構を複数組み合わせる複合遊星歯車機構の構成図である。

【図27】従来技術の一例に係る複合遊星歯車機構であって、内歯車を備えず、太陽歯車、遊星歯車、及びキャリアから構成される遊星歯車機構を複数組み合わせる複合遊星歯車機構の構成図である。

【発明を実施するための形態】

【0036】

以下、本発明の第1の実施形態に係る遊星歯車装置について添付図面を参照しながら説明する。

30

【0037】

先ず、第1の実施形態の参考例について説明する。第1の実施形態の参考例による遊星歯車装置10は、図1から図4に示すように、いわゆる3つの太陽歯車Kによって基本軸（入力軸、出力軸、および補助軸）が構成される3K型の複合遊星歯車機構を備えている。遊星歯車装置10は、2つの太陽歯車Kである第1内歯車I1および第2内歯車I2と、1つの太陽歯車Kである外歯車Sと、第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pと、キャリアHと、を備えている。

【0038】

第1内歯車I1および第2内歯車I2は、例えば平歯車である。第1内歯車I1および第2内歯車I2の各々の中心軸 X_1 、 X_2 は同軸に配置されている。第1内歯車I1の直径（例えば、ピッチ円直径など）は、例えば第2内歯車I2の直径（例えば、ピッチ円直径など）よりも小さく形成されている。第1内歯車I1の歯数 Z_{i1} は、例えば第2内歯車I2の歯数 Z_{i2} よりも小さく形成されている。

40

【0039】

外歯車Sは、例えば平歯車である。外歯車Sの中心軸19（W）は、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸 X_1 、 X_2 と同軸に配置されている。

【0040】

第1遊星歯車PIは、例えば内歯車および外歯車が一体的に形成された複合歯車であり、内歯車部PI1および外歯車部PI2を備えている。第1遊星歯車PIの内歯車部PI1は、例えば平歯車であり、外歯車Sに噛み合うように形成されている。第1遊星歯車P

50

Iの外歯車部PI2は、例えば平歯車であり、第1内歯車I1に噛み合うように形成されている。第2遊星歯車Pは、例えば平歯車である。第2遊星歯車Pは、第2内歯車I2に噛み合うように形成されている。第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pの各々の中心軸Y1, Y2は同軸に配置されている。第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pの各中心軸Y1, Y2は、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2から直交方向に所定距離aだけずれた位置において第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2に平行に配置されている。

第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pは、例えば第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pの各中心軸Y1, Y2に平行な方向で対向する端部同士が一体的に連結されることによって、相互に固定されている。

【0041】

第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の直径(例えば、ピッチ円直径など)は、少なくとも第1内歯車I1の半径(例えば、ピッチ円半径など)よりも大きく形成されている。第2遊星歯車Pの直径(例えば、ピッチ円直径など)は、少なくとも第2内歯車I2の半径(例えば、ピッチ円半径など)よりも大きく形成されている。これにより遊星歯車装置10は、例えばハイポサイクロイド機構などのように、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各々に対して単一の遊星歯車(つまり第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pの各々)のみを備えるように形成されている。第1内歯車I1および第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の歯数差と第2内歯車I2および第2遊星歯車Pの歯数差との各々は、例えば第1内歯車I1および第2内歯車I2の各々に対して複数の遊星歯車を備える場合に比べて、より小さくなるように形成されている。

第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の直径(例えば、ピッチ円直径など)は、例えば第2遊星歯車Pの直径(例えば、ピッチ円直径など)よりも小さく形成されている。第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の歯数 Z_{pi2} と第2遊星歯車Pの歯数 Z_p とは、相互に異なるように形成されている。第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の歯数 Z_{pi2} は、例えば第2遊星歯車Pの歯数 Z_p よりも小さく形成されている。

【0042】

第1内歯車I1および第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の組み合わせと第2内歯車I2および第2遊星歯車Pの組み合わせとのうち、何れか第1の組み合わせはダイアメトラルピッチ歯車によって形成され、何れか第2の組み合わせはモジュールピッチ歯車によって形成されている。第1内歯車I1および第1遊星歯車PIの外歯車部PI2は、例えばダイアメトラルピッチ歯車によって形成されている。第2内歯車I2および第2遊星歯車Pは、例えばモジュールピッチ歯車によって形成されている。遊星歯車装置10は、モジュールピッチ歯車およびダイアメトラルピッチ歯車の組み合わせによって形成されることによって、例えば単一のモジュールピッチ歯車のみで形成される場合などに比べて、第1内歯車I1および第2内歯車I2のピッチ円半径の差が、より小さく形成されている。第1内歯車I1および第2内歯車I2のピッチ円半径の差が小さく形成されることによって、第1内歯車I1および第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の歯数比(Z_{i1}/Z_{pi2})と第2内歯車I2および第2遊星歯車Pの歯数比(Z_{i2}/Z_p)との差が小さく設定される。これにより、例えば後述する数式(25), (26)に示すように、遊星歯車装置10の減速比gは、100:1を超える大きな減速比、好ましくは、200:1を超える大きな減速比に設定されている。

第1の組み合わせと第2の組み合わせとのうち、少なくとも何れか1つの組み合わせは、第1内歯車I1および第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の軸間距離と第2内歯車I2および第2遊星歯車Pの軸間距離とを所定距離aに一致させるように、転位歯車によって形成されている。

【0043】

キャリアHは、一体化された第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pを、各々の中心軸Y1, Y2を回転中心として、回転可能に支持する。キャリアHは、第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pの各中心軸Y1, Y2を、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各

10

20

30

40

50

中心軸 X_1 , X_2 から直交方向に所定距離 a だけずれた位置に配置させる。キャリア H は、第 1 遊星歯車 $P I$ を第 1 内歯車 I_1 および外歯車 S に噛み合わせるとともに、第 2 遊星歯車 P を第 2 内歯車 I_2 に噛み合わせる。

キャリア H は、例えば、第 1 偏心部材 1 1 および第 2 偏心部材 1 2 と、第 1 軸受部材 1 3 および第 2 軸受部材 1 4 と、第 3 軸受部材 1 5 および第 4 軸受部材 1 6 と、を備えている。第 1 偏心部材 1 1 および第 2 偏心部材 1 2 は、第 1 内歯車 I_1 および第 2 内歯車 I_2 の各中心軸 X_1 , X_2 から所定距離 a だけ偏心して設けられている。第 1 偏心部材 1 1 および第 2 偏心部材 1 2 の形状は、例えば円柱状に形成されている。第 1 偏心部材 1 1 および第 2 偏心部材 1 2 の各々の中心軸 Z_1 , Z_2 は同軸に配置されている。第 1 偏心部材 1 1 および第 2 偏心部材 1 2 の各中心軸 Z_1 , Z_2 は、第 1 内歯車 I_1 および第 2 内歯車 I_2 の各中心軸 X_1 , X_2 から直交方向に所定距離 a だけずれた位置において第 1 内歯車 I_1 および第 2 内歯車 I_2 の各中心軸 X_1 , X_2 に平行に配置されている。

10

【 0 0 4 4 】

第 1 軸受部材 1 3 および第 2 軸受部材 1 4 の各々の形状は、例えば円筒状に形成されている。第 1 軸受部材 1 3 および第 2 軸受部材 1 4 は、例えばコ口軸受けなどである。第 1 軸受部材 1 3 は、第 1 遊星歯車 $P I$ の外歯車部 $P I_2$ の中心部に設けられた装着孔部 1 7 に挿入されている。第 1 偏心部材 1 1 は、第 1 軸受部材 1 3 の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第 2 軸受部材 1 4 は、第 2 遊星歯車 P の中心部に設けられた装着孔部 1 8 に挿入されている。第 2 偏心部材 1 2 は、第 2 軸受部材 1 4 の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第 1 軸受部材 1 3 および第 2 軸受部材 1 4 は、第 1 偏心部材 1 1 および第 2 偏心部材 1 2 の各中心軸 Z_1 , Z_2 を第 1 遊星歯車 $P I$ および第 2 遊星歯車 P の各中心軸 Y_1 , Y_2 と同軸に配置させている。第 1 軸受部材 1 3 および第 2 軸受部材 1 4 は、第 1 偏心部材 1 1 および第 2 偏心部材 1 2 の各中心軸 Z_1 , Z_2 を回転中心として、第 1 遊星歯車 $P I$ および第 2 遊星歯車 P を相対的に第 1 偏心部材 1 1 および第 2 偏心部材 1 2 に対して回転可能に支持する。

20

【 0 0 4 5 】

第 3 軸受部材 1 5 および第 4 軸受部材 1 6 の形状は、例えば円筒状に形成されている。第 3 軸受部材 1 5 および第 4 軸受部材 1 6 は、例えばコ口軸受けなどである。第 3 軸受部材 1 5 は、第 1 偏心部材 1 1 の中心軸 Z_1 から直交方向に所定距離 a だけずれて設けられた装着孔部 2 0 に挿入されている。装着孔部 2 0 の中心軸は、第 1 内歯車 I_1 および第 2 内歯車 I_2 の各中心軸 X_1 , X_2 と同軸に設けられている。外歯車 S の中心軸 1 9 の第 1 の端部は、第 3 軸受部材 1 5 の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第 4 軸受部材 1 6 は、第 2 偏心部材 1 2 の中心軸 Z_2 から直交方向に所定距離 a だけずれて設けられた装着孔部 2 1 に挿入されている。装着孔部 2 1 の中心軸は、第 1 内歯車 I_1 および第 2 内歯車 I_2 の各中心軸 X_1 , X_2 と同軸に設けられている。外歯車 S の中心軸 1 9 の第 2 の端部は、第 4 軸受部材 1 6 の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第 3 軸受部材 1 5 および第 4 軸受部材 1 6 は、外歯車 S の中心軸 1 9 を第 1 内歯車 I_1 および第 2 内歯車 I_2 の各中心軸 X_1 , X_2 と同軸に配置させている。第 3 軸受部材 1 5 および第 4 軸受部材 1 6 は、外歯車 S の中心軸 1 9 を回転中心として、第 1 偏心部材 1 1 および第 2 偏心部材 1 2 を相対的に外歯車 S に対して回転可能に支持する。

30

40

【 0 0 4 6 】

第 1 の実施形態の参考例による遊星歯車装置 1 0 は上記構成を備えており、次に、遊星歯車装置 1 0 の動力伝達効率 (伝達効率) について説明する。

【 0 0 4 7 】

(A) 一对の内歯車および外歯車の噛み合い効率

先ず、以下に一对の内歯車および外歯車の噛み合い効率について説明する。

一对の内歯車および外歯車の噛み合い効率は、例えば、内歯車の歯数 $Z_{i n}$ と、外歯車の歯数 $Z_{o u t}$ と、内歯車と外歯車との間の摩擦係数 μ と、内歯車および外歯車の噛み合い率因子 ϕ_0 とによって、下記数式 (4) に示すように記述される。

【 0 0 4 8 】

50

【数4】

$$\eta_{\epsilon} = 1 - \mu\pi \left(\frac{1}{Z_{out}} - \frac{1}{Z_{in}} \right) \epsilon_0 \quad \dots(4)$$

【0049】

上記数式(4)の内歯車および外歯車の噛み合い率因子 ϵ_0 は、例えば、近寄り噛み合い率 ϵ_1 と、遠のき噛み合い率 ϵ_2 とによって、下記数式(5)に示すように記述される。

【0050】

【数5】

$$\epsilon_0 = \epsilon_1^2 + \epsilon_2^2 + 1 - \epsilon_1 - \epsilon_2 \quad \dots(5)$$

【0051】

上記数式(5)の近寄り噛み合い率 ϵ_1 は、例えば、内歯車の歯数 Z_{in} と、噛み合い圧力角 α_w と、内歯車の歯先円圧力角 $\alpha_{a_{in}}$ とによって、下記数式(6)に示すように記述される。

【0052】

【数6】

$$\epsilon_1 = \frac{Z_{in}}{2\pi} (\tan \alpha_w - \tan \alpha_{a_{in}}) \quad \dots(6)$$

【0053】

上記数式(5)の遠のき噛み合い率 ϵ_2 は、例えば、外歯車の歯数 Z_{out} と、噛み合い圧力角 α_w と、外歯車の歯先円圧力角 $\alpha_{a_{out}}$ とによって、下記数式(7)に示すように記述される。

【0054】

【数7】

$$\epsilon_2 = \frac{Z_{out}}{2\pi} (\tan \alpha_{a_{out}} - \tan \alpha_w) \quad \dots(7)$$

【0055】

上記数式(6)、(7)の噛み合い圧力角 α_w は、例えば、インボリュート関数によって、下記数式(8)に示すように記述される。

【0056】

【数8】

$$\alpha_w = \text{inv}^{-1}(\text{inv}(\alpha_w)) \quad \dots(8)$$

【0057】

上記数式(8)のインボリュート関数 $\text{inv}(\alpha_w)$ は、例えば、基準圧力角 α と、内歯車の転位係数 x_{in} と、外歯車の転位係数 x_{out} とによって、下記数式(9)に示すように記述される。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 8 】

【 数 9 】

$$\text{inv}(\alpha_w) = 2 \tan(\alpha) \left(\frac{x_{in} - x_{out}}{Z_{in} - Z_{out}} \right) + \text{inv}(\alpha) \quad \dots(9)$$

【 0 0 5 9 】

上記数式(9)のインボリュート関数 $\text{inv}(\quad)$ は、例えば、基準圧力角 α によって、下記数式(10)に示すように記述される。基準圧力角 α (rad) は、例えば $\alpha = (20^\circ / 180^\circ)$ である。 10

【 0 0 6 0 】

【 数 1 0 】

$$\text{inv}(\alpha) = \tan(\alpha) - \alpha \quad \dots(10)$$

【 0 0 6 1 】

上記数式(6)の内歯車の歯先円圧力角 $\alpha_{a_{in}}$ は、例えば、内歯車の歯先円直径 $d_{a_{in}}$ と、内歯車の基礎円直径 $d_{b_{in}}$ によって、下記数式(11)に示すように記述される。 20

【 0 0 6 2 】

【 数 1 1 】

$$\alpha_{a_{in}} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b_{in}}}{d_{a_{in}}} \right) \quad \dots(11)$$

【 0 0 6 3 】

上記数式(7)の外歯車の歯先円圧力角 $\alpha_{a_{out}}$ は、例えば、外歯車の歯先円直径 $d_{a_{out}}$ と、外歯車の基礎円直径 $d_{b_{out}}$ によって、下記数式(12)に示すように記述される。 30

【 0 0 6 4 】

【 数 1 2 】

$$\alpha_{a_{out}} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{b_{out}}}{d_{a_{out}}} \right) \quad \dots(12)$$

【 0 0 6 5 】

上記数式(11)の内歯車の歯先円直径 $d_{a_{in}}$ は、例えば、内歯車の基礎円直径 d_{i_n} と、内歯車の歯末のたけ $h_{a_{in}}$ によって、下記数式(13)に示すように記述される。内歯車の基礎円直径 d_{i_n} は、内歯車の歯数 Z_{i_n} と、モジュール m によって記述される。内歯車の歯末のたけ $h_{a_{in}}$ は、歯末のたけ係数 coef_{h_a} と、内歯車の転位係数 x_{i_n} と、モジュール m によって記述される。 40

【 0 0 6 6 】

【数 1 3】

$$\left. \begin{aligned} d_{a_{in}} &= d_{in} - 2h_{a_{in}} \\ d_{in} &= mZ_{in} \\ h_{a_{in}} &= (coef_{h_a} - x_{in})m \end{aligned} \right\} \dots(13)$$

10

【0 0 6 7】

上記数式(11)の内歯車の基礎円直径 $d_{b_{in}}$ は、例えば、内歯車の基準円直径 d_{in} と、基準圧力角 α によって、下記数式(14)に示すように記述される。

【0 0 6 8】

【数 1 4】

$$d_{b_{in}} = d_{in} \cos(\alpha) \quad \dots(14)$$

【0 0 6 9】

20

上記数式(12)の外歯車の歯先円直径 $d_{a_{out}}$ は、例えば、外歯車の基準円直径 d_{out} と、外歯車の歯末のたけ $h_{a_{out}}$ によって、下記数式(15)に示すように記述される。外歯車の基準円直径 d_{out} は、外歯車の歯数 Z_{out} と、モジュール m によって記述される。外歯車の歯末のたけ $h_{a_{out}}$ は、歯末のたけ係数 $coef_{h_a}$ と、外歯車の転位係数 x_{out} と、モジュール m によって記述される。

【0 0 7 0】

【数 1 5】

$$\left. \begin{aligned} d_{a_{out}} &= d_{out} + 2h_{a_{out}} \\ d_{out} &= mZ_{out} \\ h_{a_{out}} &= (coef_{h_a} + x_{out})m \end{aligned} \right\} \dots(15)$$

30

【0 0 7 1】

上記数式(12)の外歯車の基礎円直径 $d_{b_{out}}$ は、例えば、外歯車の基準円直径 d_{out} と、基準圧力角 α によって、下記数式(16)に示すように記述される。

【0 0 7 2】

40

【数 1 6】

$$d_{b_{out}} = d_{out} \cos(\alpha) \quad \dots(16)$$

【0 0 7 3】

なお、転位に起因する中心距離修正係数 y は、例えば、内歯車の歯数 Z_{in} と、外歯車の歯数 Z_{out} と、基準圧力角 α と、噛み合い圧力角 α_w によって、下記数式(17)に示すように記述される。

【0 0 7 4】

50

【数 17】

$$y = \frac{Z_{in} - Z_{out}}{2} \left(\frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)} - 1 \right) \quad \dots(17)$$

【0075】

中心距離 a は、例えば、内歯車の歯数 Z_{in} と、外歯車の歯数 Z_{out} と、中心距離修正係数 y と、モジュール m とによって、下記数式 (18) に示すように記述される。中心距離 a は、内歯車および外歯車の軸間距離であって、遊星歯車装置 10 における第 1 内歯車 I 1 および第 1 遊星歯車 P I の外歯車部 P I 2 の軸間距離と第 2 内歯車 I 2 および第 2 遊星歯車 P の軸間距離との各々である。つまり中心距離 a は、遊星歯車装置 10 における所定距離 a と同一である。

10

【0076】

【数 18】

$$a = \left(\frac{Z_{in} - Z_{out}}{2} + y \right) m \quad \dots(18)$$

20

【0077】

上記数式 (17), (18) に基づき、噛み合い圧力角 α_w は、内歯車の歯数 Z_{in} と、外歯車の歯数 Z_{out} と、中心距離 a と、基準圧力角 α とによって、下記数式 (19) に示すように記述される。

【0078】

【数 19】

$$\alpha_w = \cos^{-1} \left(\frac{\cos(\alpha)}{\frac{2y}{Z_{in} - Z_{out}} + 1} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{Z_{in} - Z_{out}}{2a} m \cos(\alpha) \right) \quad \dots(19)$$

30

【0079】

上記数式 (9) に基づき、内歯車の転位係数 x_{in} および外歯車の転位係数 x_{out} は、下記数式 (20) に示すように記述されるので、上記数式 (19) および下記数式 (20) に基づき、内歯車の転位係数 x_{in} および外歯車の転位係数 x_{out} は、中心距離 a を用いて記述される。

【0080】

【数 20】

$$x_{in} - x_{out} = \frac{(Z_{in} - Z_{out})(\text{inv}(\alpha_w) - \text{inv}(\alpha))}{2 \tan(\alpha)} \quad \dots(20)$$

40

【0081】

上記数式 (4) によれば、歯数の項 $(1/Z_{out} - 1/Z_{in})$ と噛み合い率因子 ϕ_0 との各々が小さいほど、摩擦係数 μ に起因する効率低下が小さくなることが認められる。噛み合い率因子 ϕ_0 は、内歯車および外歯車の転位係数 x_{in}, x_{out} に応じて変化する。各転位係数 x_{in}, x_{out} の最適化によって噛み合い効率 η を増大させることができる。

50

また、上記数式(4)に示す一对の内歯車および外歯車の噛み合い効率 η_{ϵ} と、内歯車および外歯車の歯数差 $Z_d (= Z_{in} - Z_{out})$ との関係の一例は、例えば図5に示すグラフ図によって表される。図5に示すグラフ図においては、例えば、内歯車の歯数 $Z_{in} = 100$ および摩擦係数 $\mu = 0.1$ とされている。図5によれば、歯数差 $Z_d (= Z_{in} - Z_{out})$ の減少に伴って、噛み合い効率 η_{ϵ} は増大傾向に変化することが認められる。

【0082】

(B) 一对の外歯車(第1外歯車および第2外歯車)の噛み合い効率

次に、以下に一对の外歯車(第1外歯車および第2外歯車)の噛み合い効率について説明する。

10

一对の外歯車の噛み合い効率 η_{ϵ} は、例えば、第1外歯車の歯数 Z_{out1} と、第2外歯車の歯数 Z_{out2} と、第1外歯車と第2外歯車との間の摩擦係数 μ と、第1外歯車および第2外歯車の噛み合い率因子 ϵ_0 とによって、下記数式(21)に示すように記述される。

【0083】

【数21】

$$\eta_{\epsilon} = 1 - \mu\pi \left(\frac{1}{Z_{out1}} + \frac{1}{Z_{out2}} \right) \epsilon_0 \quad \dots(21)$$

20

【0084】

上記数式(21)の第1外歯車および第2外歯車の噛み合い率因子 ϵ_0 は、例えば、近寄り噛み合い率 ϵ_1 と、遠のき噛み合い率 ϵ_2 とによって、上記数式(5)に示すように記述される。

【0085】

上記数式(5)の近寄り噛み合い率 ϵ_1 は、例えば、第1外歯車の歯数 Z_{out1} と、噛み合い圧力角 α_w と、第1外歯車の歯先円圧力角 $\alpha_{a_{out1}}$ とによって、下記数式(22)に示すように記述される。

【0086】

【数22】

$$\epsilon_1 = \frac{Z_{out1}}{2\pi} (\tan \alpha_{a_{out1}} - \tan \alpha_w) \quad \dots(22)$$

30

【0087】

上記数式(5)の遠のき噛み合い率 ϵ_2 は、例えば、第2外歯車の歯数 Z_{out2} と、噛み合い圧力角 α_w と、第2外歯車の歯先円圧力角 $\alpha_{a_{out2}}$ とによって、下記数式(23)に示すように記述される。

40

【0088】

【数23】

$$\epsilon_2 = \frac{Z_{out2}}{2\pi} (\tan \alpha_{a_{out2}} - \tan \alpha_w) \quad \dots(23)$$

【0089】

上記数式(4), (21)の各々の第2項によれば、一对の外歯車(第1外歯車および第2外歯車)の噛み合い効率は、一对の内歯車および外歯車の噛み合い効率よりも小さい

50

ことが認められる。

【0090】

(C) 遊星歯車装置10の伝達効率

遊星歯車装置10において、例えば、外歯車Sは入力軸を構成し、第1内歯車I1は補助軸を構成し、第2内歯車I2は出力軸を構成する。外歯車Sは、例えば回転駆動源の出力軸に連結され、第2内歯車I2は、例えば被駆動系機器の動力伝達軸に連結され、第1内歯車I1は、例えば固定される。

遊星歯車装置10の定格出力トルク M_{out} は、例えば、定格入力トルク M_{in} と、伝達効率 η と、減速比 g とによって、下記数式(24)に示すように記述される。

【0091】

【数24】

$$M_{out} = \eta \frac{M_{in}}{1/g} \quad \dots(24)$$

10

【0092】

上記数式(24)の減速比 g は、例えば、入力角速度 ω_{in} つまり外歯車Sの角速度 ω_s と、出力角速度 ω_{out} つまり第2内歯車I2の角速度 ω_{i2} と、第1歯数比 i_{01} と、第2歯数比 i_{02} とによって、下記数式(25)に示すように記述される。

【0093】

【数25】

$$1/g = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} = \frac{\omega_{i2}}{\omega_s} = \frac{1-i_{02}}{1+i_{01}} \quad \dots(25)$$

20

【0094】

上記数式(25)の第1歯数比 i_{01} は、例えば、第1内歯車I1の歯数 Z_{i1} と、外歯車Sの歯数 Z_s と、第1遊星歯車PIの内歯車部PI1の歯数 Z_{pi1} と、第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の歯数 Z_{pi2} とによって、下記数式(26)に示すように記述される。

30

上記数式(25)の第2歯数比 i_{02} は、例えば、第1内歯車I1の歯数 Z_{i1} と、第2内歯車I2の歯数 Z_{i2} と、第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の歯数 Z_{pi2} と、第2遊星歯車Pの歯数 Z_p とによって、下記数式(26)に示すように記述される。

【0095】

【数26】

$$\left. \begin{aligned} i_{01} &= -\frac{Z_{i1}}{Z_s} \frac{Z_{pi1}}{Z_{pi2}} \\ i_{02} &= \frac{Z_{i1}}{Z_{pi2}} \frac{Z_p}{Z_{i2}} \end{aligned} \right\} \dots(26)$$

40

【0096】

上記数式(24)、(25)、(26)に基づき、第2歯数比 i_{02} がゼロよりも大きく、かつ第2歯数比 i_{02} が1よりも小さい場合の伝達効率 η は、下記数式(27)に示すように記述される。第2歯数比 i_{02} が1よりも大きい場合の伝達効率 η は、下記数式(28)に示すように記述される。

下記数式(27)、(28)において、第1内歯車I1と第1遊星歯車PIの外歯車部

50

P I 2 との噛み合い効率 η_{i_1} は、上記数式 (4) の内歯車および外歯車を第 1 内歯車 I 1 および第 1 遊星歯車 P I の外歯車部 P I 2 とすることによって算出される。第 2 内歯車 I 2 と第 2 遊星歯車 P との噛み合い効率 η_{i_2} は、上記数式 (4) の内歯車および外歯車を第 2 内歯車 I 2 および第 2 遊星歯車 P とすることによって算出される。外歯車 S と第 1 遊星歯車 P I の内歯車部 P I 1 との噛み合い効率 η_s は、上記数式 (4) の内歯車および外歯車を第 1 遊星歯車 P I の内歯車部 P I 1 および外歯車 S とすることによって算出される。

【 0 0 9 7 】

【 数 2 7 】

$$\eta = \frac{M_{out}}{M_{in}} 1/g = \frac{1 + \eta_s \eta_{i1} i_{01}}{1 - \eta_s \eta_{i2} i_{02}} 1/g = \frac{1 + \eta_s \eta_{i1} i_{01}}{1 - \eta_s \eta_{i2} i_{02}} \frac{1 - i_{02}}{1 + i_{01}} ; (0 < i_{02} < 1) \quad \dots (27)$$

10

【 0 0 9 8 】

【 数 2 8 】

$$\eta = \frac{M_{out}}{M_{in}} 1/g = \frac{1 + \frac{\eta_s}{\eta_{i1}} i_{01}}{1 - \frac{1}{\eta_s \eta_{i2}} i_{02}} 1/g = \frac{1 + \frac{\eta_s}{\eta_{i1}} i_{01}}{1 - \frac{1}{\eta_s \eta_{i2}} i_{02}} \frac{1 - i_{02}}{1 + i_{01}} ; (1 < i_{02}) \quad \dots (28)$$

20

【 0 0 9 9 】

上記数式 (4) から (28) によれば、遊星歯車装置 10 の伝達効率 η は、例えば、第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の転位係数 x_{i_1} , x_{i_2} と、外歯車 S の転位係数 x_s と、第 1 遊星歯車 P I の内歯車部 P I 1 および外歯車部 P I 2 の転位係数 x_{pi_1} , x_{pi_2} と、第 2 遊星歯車 P の転位係数 x_p と、中心距離 a に関連する転位量 X_c とを変数とする関数として記述される。したがって、伝達効率 η を最大とする変数 (x_{i_1} , x_{i_2} , x_s , x_{pi_1} , x_{pi_2} , x_p , X_c) の最適化によって、遊星歯車装置 10 の伝達効率 η を最大効率に増大させることができる。

【 0 1 0 0 】

30

(D) 機構成立の条件

遊星歯車装置 10 においては、一对の内歯車および外歯車の歯数差が小さいので、伝達効率 η を最大とする変数 (x_{i_1} , x_{i_2} , x_s , x_{pi_1} , x_{pi_2} , x_p , X_c) の最適化が行なわれる際にトロコイド干渉を抑制する条件が考慮される。トロコイド干渉は、噛み合っている歯車の歯先が歯溝から抜け出る際に他の歯先に接触する干渉である。なお、遊星歯車装置 10 においては、歯車が軸方向に挿入されるように形成されることによってトリミング干渉は無視される。また、遊星歯車装置 10 においては、減速比 g が大きくなるように形成され、平歯車の歯数が小さくなることは抑制されるので、インボリュート干渉は無視される。

一对の内歯車および外歯車の噛み合いにおいてトロコイド干渉を抑制するための条件は、例えば、内歯車の角度 θ_{in} と、外歯車の角度 θ_{out} と、内歯車の歯数 Z_{in} と、外歯車の歯数 Z_{out} と、噛み合い圧力角 α_w と、内歯車の歯先円圧力角 $\alpha_{a_{in}}$ とによって、下記数式 (29) に示すように記述される。

40

【 0 1 0 1 】

【 数 2 9 】

$$\theta_{out} \frac{Z_{out}}{Z_{in}} + \text{inv}(\alpha_w) - \text{inv}(\alpha_{a_{in}}) \geq \theta_{in} \quad \dots (29)$$

50

【 0 1 0 2 】

上記数式(29)の内歯車の角度 θ_{in} は、例えば、中心距離 a と、内歯車の歯先円直径 d_{ain} と、外歯車の歯先円直径 d_{aout} と、外歯車の歯先円圧力角 α_{out} と、噛み合い圧力角 α_w とによって、下記数式(30)に示すように記述される。

【 0 1 0 3 】

【 数 3 0 】

$$\theta_{out} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{ain}^2 - d_{aout}^2 - 4a^2}{4ad_{aout}} \right) + \text{inv}(\alpha_{aout}) - \text{inv}(\alpha_w) \quad \dots(30)$$

10

【 0 1 0 4 】

上記数式(29)の外歯車の角度 θ_{out} は、例えば、中心距離 a と、内歯車の歯先円直径 d_{ain} と、外歯車の歯先円直径 d_{aout} とによって、下記数式(31)に示すように記述される。

【 0 1 0 5 】

【 数 3 1 】

$$\theta_{in} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{ain}^2 - d_{aout}^2 + 4a^2}{4ad_{ain}} \right) \quad \dots(31)$$

20

【 0 1 0 6 】

遊星歯車装置10においては、一对の内歯車および外歯車の歯数差が小さくなることに伴い、トロコイド干渉を抑制する条件が厳しくなるので、各転位係数 x_{i1} , x_{i2} , x_s , x_{pi1} , x_{pi2} , x_p の適用可能範囲は減少傾向に変化する。従って、各転位係数 x_{i1} , x_{i2} , x_s , x_{pi1} , x_{pi2} , x_p が最適化される際には、トロコイド干渉を抑制する条件を満たすための各転位係数 x_{i1} , x_{i2} , x_s , x_{pi1} , x_{pi2} , x_p の適用可能範囲が過剰に小さくならないように、歯数差または各転位係数 x_{i1} , x_{i2} , x_s , x_{pi1} , x_{pi2} , x_p の適用可能範囲に所定の下限範囲が設定される。

30

【 0 1 0 7 】

上述したように、第1の実施形態の参考例による遊星歯車装置10によれば、第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の直径は第1内歯車I1の半径よりも大きく形成され、第2遊星歯車Pの直径は第2内歯車I2の半径よりも大きく形成されているので、各々において歯数差を小さくすることができる。第1内歯車I1および第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の歯数差 ($Z_{i1} - Z_{pi2}$)、並びに第2内歯車I2および第2遊星歯車Pの歯数差 ($Z_{i2} - Z_p$) が小さく形成されることによって、遊星歯車装置10の動力伝達効率を向上させることができる。各歯数差の低減による動力伝達効率の増大は、遊星歯車装置10の減速比 g が増大することによって促進され、減速比 g が100:1を超える場合、さらに200:1を超える場合には、より一層、顕著に動力伝達効率を向上させることができる。

40

さらに、外歯車部PI2および内歯車部PI1を具備する第1遊星歯車PIを備えるので、遊星歯車装置10を相互に噛み合う1対の外歯車および内歯車の組み合わせによって構成することができ、相互に噛み合う1対の外歯車の組み合わせを備える場合に比べて、動力伝達効率を向上させることができる。

さらに、第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pは一体化されるので、第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pの相互の回転速度を容易に同期させることができる。

【 0 1 0 8 】

50

さらに、2つの太陽歯車Kとして第1内歯車I1および第2内歯車I2を備えるので、太陽歯車Kとして外歯車を備える場合に比べて、第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pの公転半径を縮小することができる。これにより外歯車Sが高速回転する際に第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pに作用する遠心力を低減することができ、第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pを支持する各軸受部材のラジアル負荷を低減することができる。また、相対的に直径が大きい回転要素である第1内歯車I1および第2内歯車I2によって回転駆動源のトルクを被駆動系機器に出力することができるので、大トルクを伝達する動力伝達系に好適に用いることができる。

【0109】

さらに、遊星歯車装置10をモジュールピッチ歯車およびダイヤメトラルピッチ歯車の組み合わせによって形成することによって、100:1を超える高い減速比、好ましくは、200:1を超える高い減速比を容易に実現することができる。なお、本願発明において、この組み合わせは好適ではあるが、この組み合わせに限定されるものではない。

さらに、いわゆる2つの太陽歯車KとキャリアHとによって基本軸(入力軸、出力軸、および補助軸)が構成される2K-H型の複合遊星歯車機構に比べて、キャリアHの回転速度が低下するので、動力伝達効率を向上させることができる。

【0110】

この遊星歯車装置10によれば、比較的lowコストで製造し得る簡易な構造を有し、100:1を超える高い減速比を比較的容易に実現するとともに、歯車の全段数を2段に設定し且つ伝達効率を向上することができる小型且つ軽量の遊星歯車装置を提供することができる。

【0111】

以下、第1の実施形態の第1実施例について説明する。

第1実施例の遊星歯車装置30は、偏心運動を抑制するように、第1内歯車I1および第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の噛み合いの位相と第2内歯車I2および第2遊星歯車Pの噛み合いの位相とが異なるように構成されている。

なお、以下において、上述した第1の実施形態の参考例と同一の構成については説明を省略または簡略化し、主に上述した参考例と異なる構成について説明する。

【0112】

第1実施例による遊星歯車装置30の構成において、上述した第1の実施形態の参考例の遊星歯車装置10と異なる点は、第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pの配置と、第1遊星歯車PIの外歯車部PI2および第2遊星歯車Pの同期用に備えられる複数のクラック部材31と、キャリアHの構成と、である。

第1実施例による遊星歯車装置30は、図6から図9に示すように、2つの太陽歯車Kである第1内歯車I1および第2内歯車I2と、1つの太陽歯車Kである外歯車Sと、第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pと、上述した第1の実施形態の参考例の遊星歯車装置10とは異なる構成のキャリアHと、を備えている。

【0113】

第1遊星歯車PIの中心軸Y1は、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2から直交方向の第1の方向に所定距離aだけずれた位置において第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2に平行に配置されている。第2遊星歯車Pの中心軸Y2は、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2から直交方向の第2の方向(つまり第1の方向の反対方向)に所定距離aだけずれた位置において第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2に平行に配置されている。つまり第1遊星歯車PIの中心軸Y1と第2遊星歯車Pの中心軸Y2とは、直交方向に所定距離aの2倍(2a)だけずれた位置において平行に配置されている。第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pは、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2の軸周りにあって、相互に180°だけずれた位置に配置されている。

【0114】

第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pは、軸方向に所定の距離を置いて配置されてい

10

20

30

40

50

る。第1遊星歯車PIの外歯車部PI2は、例えば、軸方向において内歯車部PI1よりも第2遊星歯車Pに近い側に設けられている。内歯車部PI1は、例えば、軸方向において第2遊星歯車Pから離れる方向に外歯車部PI2から突出する部位に設けられている。第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pは、例えば複数(4個など)のクランク部材31によって、各々の中心軸Y1, Y2を回転中心として、回転速度が同期される同期回転可能に支持されている。複数のクランク部材31は、例えば、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2の軸周りにおいて等間隔を置いて配置されている。クランク部材31は、例えば、クランク軸32と、第5軸受部材33および第6軸受部材34とを備えている。クランク軸32は、相互に所定距離aの2倍(2a)だけずれて連結された第1軸32aおよび第2軸32bを備えている。第1軸32aおよび第2軸32bの各々は、第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pの各中心軸Y1, Y2に平行に配置されている。

10

第5軸受部材33および第6軸受部材34の各々の形状は、例えば円筒状に形成されている。第5軸受部材33および第6軸受部材34は、例えばコ口軸受けなどである。第5軸受部材33は、第1遊星歯車PIに設けられた同期用装着孔部41に挿入されている。複数(4個など)の同期用装着孔部41は、第1遊星歯車PIの中心軸Y1の軸周りにおいて等間隔を置いて設けられている。クランク軸32の第1軸32aは、第5軸受部材33の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第6軸受部材34は、第2遊星歯車Pに設けられた同期用装着孔部42に挿入されている。複数(4個など)の同期用装着孔部42は、第2遊星歯車Pの中心軸Y2の軸周りにおいて等間隔を置いて設けられている。クランク軸32の第2軸32bは、第6軸受部材34の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第5軸受部材33および第6軸受部材34は、クランク軸32の第1軸32aおよび第1遊星歯車PIの中心軸Y1の軸間距離とクランク軸32の第2軸32bおよび第2遊星歯車Pの中心軸Y2の軸間距離とを同一に設定する。第5軸受部材33および第6軸受部材34は、相対的に第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pの各々をクランク軸32の第1軸32aおよび第2軸32bの各々に対して回転可能に支持する。

20

【0115】

キャリアHは、第1遊星歯車PIの中心軸Y1を、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2から直交方向の第1の方向に所定距離aだけずれた位置において第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2に平行に配置させる。キャリアHは、第2遊星歯車Pの中心軸Y2を、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2から直交方向の第2の方向(つまり第1の方向の反対方向)に所定距離aだけずれた位置において第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2に平行に配置させる。

30

キャリアHは、例えば、第3偏心部材51および第4偏心部材52と、第7軸受部材53および第8軸受部材54と、第9軸受部材55および第10軸受部材56と、を備えている。キャリアHの回転中心軸は、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2と同軸に配置されている。第3偏心部材51は、キャリアHの回転中心軸から直交方向の第1の方向に所定距離aだけ偏心して設けられている。第4偏心部材52は、キャリアHの回転中心軸から直交方向の第2の方向(つまり第1の方向の反対方向)に所定距離aだけ偏心して設けられている。第3偏心部材51および第4偏心部材52の各々の形状は、例えば円柱状に形成されている。第3偏心部材51および第4偏心部材52は、例えば第3偏心部材51および第4偏心部材52の各中心軸Z3, Z4に平行な方向で対向する端部同士が一体的に連結されることによって、相互に固定されている。第3偏心部材51および第4偏心部材52の各中心軸Z3, Z4は、キャリアHの回転中心軸の直交方向において相互に所定距離aの2倍(2a)だけずれた位置においてキャリアHの回転中心軸に平行に設けられている。

40

【0116】

第7軸受部材53および第8軸受部材54の各々の形状は、例えば円筒状に形成されている。第7軸受部材53および第8軸受部材54は、例えばコ口軸受けなどである。第7

50

軸受部材 5 3 は、第 1 遊星歯車 P I の外歯車部 P I 2 の中心部に設けられた装着孔部 6 1 に挿入されている。第 3 偏心部材 5 1 は、第 7 軸受部材 5 3 の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第 8 軸受部材 5 4 は、第 2 遊星歯車 P の中心部に設けられた装着孔部 6 2 に挿入されている。第 4 偏心部材 5 2 は、第 8 軸受部材 5 4 の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第 7 軸受部材 5 3 は、第 3 偏心部材 5 1 の中心軸 Z 3 を第 1 遊星歯車 P I の中心軸 Y 1 と同軸に配置させている。第 8 軸受部材 5 4 は、第 4 偏心部材 5 2 の中心軸 Z 4 を第 2 遊星歯車 P の中心軸 Y 2 と同軸に配置させている。第 7 軸受部材 5 3 は、第 3 偏心部材 5 1 の中心軸 Z 3 を回転中心として、第 1 遊星歯車 P I を相対的に第 3 偏心部材 5 1 に対して回転可能に支持する。第 8 軸受部材 5 4 は、第 4 偏心部材 5 2 の中心軸 Z 4 を回転中心として、第 2 遊星歯車 P を相対的に第 4 偏心部材 5 2 に対して回

10

【 0 1 1 7 】

第 9 軸受部材 5 5 および第 10 軸受部材 5 6 の形状は、例えば円筒状に形成されている。第 9 軸受部材 5 5 および第 10 軸受部材 5 6 は、例えばコ口軸受けなどである。第 9 軸受部材 5 5 は、第 3 偏心部材 5 1 の中心軸 Z 3 から直交方向の第 2 の方向に所定距離 a だけずれて設けられた装着孔部 6 3 に挿入されている。装着孔部 6 3 の中心軸は、第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X 1 , X 2 と同軸に設けられている。外歯車 S の中心軸 1 9 の第 2 内歯車 I 2 側の端部は、第 9 軸受部材 5 5 の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第 10 軸受部材 5 6 は、第 4 偏心部材 5 2 の中心軸 Z 4 から直交方向の第 1 の方向（つまり第 2 の方向の反対方向）に所定距離 a だけずれて設けられた装着孔部 6 4 に挿入されている。装着孔部 6 4 の各々の中心軸は、第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X 1 , X 2 と同軸に設けられている。外歯車 S の中心軸 1 9 の第 2 内歯車 I 2 側の端部は、第 10 軸受部材 5 6 の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第 9 軸受部材 5 5 および第 10 軸受部材 5 6 は、外歯車 S の中心軸 1 9 を第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X 1 , X 2 と同軸に配置させている。第 9 軸受部材 5 5 および第 10 軸受部材 5 6 は、外歯車 S の中心軸 1 9 を回転中心として、第 3 偏心部材 5 1 および第 4 偏心部材 5 2 を相対的に外歯車 S に対して回転可能に支持する。

20

【 0 1 1 8 】

上述した第 1 実施例によれば、第 1 遊星歯車 P I および第 2 遊星歯車 P は、第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X 1 , X 2 の軸周りにおいて、相互に 180° だけずれた位置に配置されるので、第 1 遊星歯車 P I および第 2 遊星歯車 P の偏心運動を相殺するようにして、ダイナミックバランスを向上させることができる。従って、上述した実施形態の遊星歯車装置 10 に比べて、より高速回転での適正な動作を実現することができる。

30

さらに、キャリア H の形状（つまり第 3 偏心部材 5 1 および第 4 偏心部材 5 2 の相対位置）に応じたクランク部材 3 1 を備えることによって、第 1 遊星歯車 P I および第 2 遊星歯車 P の相互の回転速度を容易に同期させることができる。

【 0 1 1 9 】

以下、上述した第 1 実施例の変形例について説明する。

上述した第 1 の実施形態の第 1 実施例による遊星歯車装置 30 は、第 1 遊星歯車 P I および第 2 遊星歯車 P の回転速度を同期させるための複数（4 個など）のクランク部材 3 1 を備えとしたが、これに限定されない。

40

変形例による遊星歯車装置 30 は、複数のクランク部材 3 1 の代わりに、単一のクランク部材 3 1 と、キャリア H に対する単一のクランク部材 3 1 の相対的な位置関係を一定に維持するための治具とを備えてもよい。

例えば、図 10 に示すように、変形例による遊星歯車装置 30 は、クランク部材 3 1 及びキャリア H の各々の中心部を回転可能に支持する支持部材 6 5 を備えている。

【 0 1 2 0 】

以下、上述した第 1 の実施形態の第 2 実施例について説明する。

上述した第 1 の実施形態の第 1 実施例による遊星歯車装置 30 は、第 1 遊星歯車 P I お

50

よび第2遊星歯車Pの回転速度を同期させるためのクランク部材31を備えるとしたが、クランク部材31は省略されて、第2遊星歯車Pにおいて外歯車Sに噛み合う内歯車部(第2内歯車部Pa)が追加的に形成されてもよい。

第2実施例による遊星歯車装置70の構成において、上述した第1実施例の遊星歯車装置30と異なる点は、図11から図14に示すように、第2遊星歯車Pの構成と、外歯車Sの構成と、である。

【0121】

第2実施例による遊星歯車装置70の第2遊星歯車Pは、例えば内歯車および外歯車が一体的に形成された複合歯車であり、第2内歯車部Paおよび第2外歯車部Pbを備えている。第2遊星歯車Pの第2内歯車部Paは、例えば平歯車であり、外歯車Sに噛み合うように形成されている。第2遊星歯車Pの第2外歯車部Pbは、例えば平歯車であり、第2内歯車I2に噛み合うように形成されている。第2遊星歯車Pの第2外歯車部Pbは、例えば、軸方向において第2内歯車部Paよりも第1遊星歯車PIに近い側に設けられている。第2内歯車部Paは、例えば、軸方向において第1遊星歯車PIから離れる方向に第2外歯車部Pbから突出する部位に設けられている。

10

【0122】

第2遊星歯車Pの第2外歯車部Pbの直径(例えば、ピッチ円直径など)は、少なくとも第2内歯車I2の半径(例えば、ピッチ円半径など)よりも大きく形成されている。これにより遊星歯車装置70は、例えばハイポサイクロイド機構などのように、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各々に対して単一の遊星歯車(つまり第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pの各々)のみを備えるように形成されている。第1内歯車I1および第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の歯数差と第2内歯車I2および第2遊星歯車Pの第2外歯車部Pbの歯数差との各々は、例えば第1内歯車I1および第2内歯車I2の各々に対して複数の遊星歯車を備える場合に比べて、より小さくなるように形成されている。

20

第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の直径(例えば、ピッチ円直径など)は、例えば第2遊星歯車Pの第2外歯車部Pbの直径(例えば、ピッチ円直径など)よりも小さく形成されている。第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の歯数 Z_{pi2} と第2遊星歯車Pの第2外歯車部Pbの歯数 Z_{pb} とは、相互に異なるように形成されている。第1遊星歯車PIの外歯車部PI2の歯数 Z_{pi2} は、例えば第2遊星歯車Pの第2外歯車部Pbの歯数 Z_{pb} よりも小さく形成されている。

30

第1遊星歯車PIの内歯車部PI1の直径(例えば、ピッチ円直径など)は、例えば第2遊星歯車Pの第2内歯車部Paの直径(例えば、ピッチ円直径など)と同一に形成されている。第1遊星歯車PIの内歯車部PI1の歯数 Z_{pi1} と第2遊星歯車Pの第2内歯車部Paの歯数 Z_{pa} とは、例えば同一に形成されている。

【0123】

第2実施例による遊星歯車装置70の外歯車Sは、例えば中心軸19(W)に一体的に設けられる第1歯車71と、中心軸19に装着される第2歯車72と、を備えている。第1歯車71および第2歯車72の各々の大きさ(例えば、ピッチ円半径など)および歯数は、例えば同一に形成されている。第2歯車72の中心部には、例えば中心軸19が挿入される挿入孔73が形成されている。第2歯車72は、挿入孔73に中心軸19が挿入された状態で挿入孔73と中心軸19との間に固定用のキー部材74が装着されることによって、中心軸19に固定されている。

40

第1歯車71は第1遊星歯車PIの内歯車部PI1に噛み合い、第2歯車72は第2遊星歯車Pの第2内歯車部Paに噛み合っているため、外歯車Sは、第1遊星歯車PIおよび第2遊星歯車Pの各々を、各中心軸Y1, Y2を回転中心として、回転速度を同期させつつ同期回転させる。

なお、第1遊星歯車PIにおいて、キャリアHの第3偏心部材51に装着される第7軸受部材53を挿入するための装着孔部61は、外歯車部PI2の中心部に設けられている。第2遊星歯車Pにおいて、キャリアHの第4偏心部材52に装着される第8軸受部材54を挿入するための装着孔部62は、第2外歯車部Pbの中心部に設けられている。

50

【 0 1 2 4 】

上述した第 2 実施例によれば、第 1 遊星歯車 P I および第 2 遊星歯車 P は外歯車 S に噛み合うので、外歯車 S によって第 1 遊星歯車 P I および第 2 遊星歯車 P の相互の回転速度を容易に同期させることができる。

なお、上述した第 2 実施例において、外歯車 S の第 1 歯車 7 1 および第 2 歯車 7 2 の各々は、中心軸 1 9 (W) に一体的に設けられてもよいし、固定用のキー部材 7 4 などによって中心軸 1 9 (W) に固定されてもよい。

【 0 1 2 5 】

以下、上述した第 1 の実施形態の変形例について説明する。

上述した第 1 の実施形態においては、各遊星歯車装置 1 0 , 3 0 , 7 0 の伝達効率を 10
増大させるために、トロコイド干渉を抑制するための条件を満たしながら、各転位係数 x_{i1} , x_{i2} , x_s , x_{pi1} , x_{pi2} , x_p が最適化されるとしたが、これに限定されない。

変形例においては、各転位係数 x_{i1} , x_{i2} , x_s , x_{pi1} , x_{pi2} , x_p の最適化に加えて、歯末のたけ係数 $coef_{ha}$ の最適化によって歯数差および歯先円圧力角が変化させられてもよい。歯末のたけ係数 $coef_{ha}$ が最適化されることによって、トロコイド干渉を抑制するための条件が緩和されるとともに、歯数差が小さくなり、各遊星歯車装置 1 0 , 3 0 , 7 0 の伝達効率を、より一層、増大させることができる。

【 0 1 2 6 】

上述した第 1 の実施形態において、外歯車 S は入力軸を構成し、第 1 内歯車 I 1 は補助軸を構成し、第 2 内歯車 I 2 は出力軸を構成するとしたが、これに限定されない。第 1 内歯車 I 1、第 2 内歯車 I 2、および外歯車 S と、基本軸（入力軸、出力軸、および補助軸）とは、他の対応関係に設定されてもよい。各遊星歯車装置 1 0 , 3 0 , 7 0 の伝達効率 20

は、第 1 内歯車 I 1、第 2 内歯車 I 2、および外歯車 S と、基本軸（入力軸、出力軸、および補助軸）との対応関係に応じて、上記数式（ 2 5 ）から（ 2 8 ）が変更されることによって算出される。

【 0 1 2 7 】

以下、本発明の第 2 の実施形態に係る遊星歯車装置について添付図面を参照しながら説明する。

【 0 1 2 8 】

先ず、第 2 の実施形態の参考例について説明する。第 2 の実施形態の参考例による遊星歯車装置 8 0 は、図 1 5 から図 1 8 に示すように、いわゆる 2 つの太陽歯車 K とキャリア H とによって基本軸（入力軸、出力軸、および補助軸）が構成される 2 K - H 型の複合遊星歯車機構を備えている。遊星歯車装置 8 0 は、2 つの太陽歯車 K である第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 と、第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 と、キャリア H と、を備えている。 30

【 0 1 2 9 】

第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 は、例えば平歯車である。第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各々の中心軸 X_1 , X_2 は同軸に配置されている。第 1 内歯車 I 1 の直径（例えば、ピッチ円直径など）は、例えば第 2 内歯車 I 2 の直径（例えば、ピッチ円直径など）よりも小さく形成されている。第 1 内歯車 I 1 の歯数 Z_{i1} は、例えば第 2 内歯車 I 2 の歯数 Z_{i2} よりも小さく形成されている。 40

【 0 1 3 0 】

第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 は、例えば平歯車である。第 1 遊星歯車 P 1 は、第 1 内歯車 I 1 に噛み合うように形成されている。第 2 遊星歯車 P 2 は、第 2 内歯車 I 2 に噛み合うように形成されている。第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 の各々の中心軸 Y_1 , Y_2 は同軸に配置されている。第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 の各中心軸 Y_1 , Y_2 は、第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X_1 , X_2 から直交方向に所定距離 a だけずれた位置において第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X_1 , X_2 に平行に配置されている。 50

第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2は、例えば複数(4個など)のピン部材81によって一体的に連結されることによって、相互に固定されている。ピン部材81は、第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2の各中心軸Y1, Y2に平行な方向に伸びるように配置されている。ピン部材81の両端部の第1の端部は第1遊星歯車P1に固定され、ピン部材81の両端部の第2の端部は第2遊星歯車P2に固定されている。

【0131】

第1遊星歯車P1の直径(例えば、ピッチ円直径など)は、少なくとも第1内歯車I1の半径(例えば、ピッチ円半径など)よりも大きく形成されている。第2遊星歯車P2の直径(例えば、ピッチ円直径など)は、少なくとも第2内歯車I2の半径(例えば、ピッチ円半径など)よりも大きく形成されている。これにより遊星歯車装置80は、例えばハイポサイクロイド機構などのように、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各々に対して単一の遊星歯車(つまり第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2の各々)のみを備えるように形成されている。第1内歯車I1および第1遊星歯車P1の歯数差と第2内歯車I2および第2遊星歯車P2の歯数差との各々は、例えば第1内歯車I1および第2内歯車I2の各々に対して複数の遊星歯車を備える場合に比べて、より小さくなるように形成されている。

10

第1遊星歯車P1の直径(例えば、ピッチ円直径など)は、例えば第2遊星歯車P2の直径(例えば、ピッチ円直径など)よりも小さく形成されている。第1遊星歯車P1の歯数 Z_{p1} と第2遊星歯車P2の歯数 Z_{p2} とは、相互に異なるように形成されている。第1遊星歯車P1の歯数 Z_{p1} は、例えば第2遊星歯車P2の歯数 Z_{p2} よりも小さく形成されている。

20

【0132】

第1内歯車I1および第1遊星歯車P1の組み合わせと第2内歯車I2および第2遊星歯車P2の組み合わせとのうち、何れか第1の組み合わせはダイアメトラルピッチ歯車によって形成され、何れか第2の組み合わせはモジュールピッチ歯車によって形成されている。第1内歯車I1および第1遊星歯車P1は、例えばダイアメトラルピッチ歯車によって形成されている。第2内歯車I2および第2遊星歯車P2は、例えばモジュールピッチ歯車によって形成されている。遊星歯車装置80は、モジュールピッチ歯車およびダイアメトラルピッチ歯車の組み合わせによって形成されることによって、例えば単一のモジュールピッチ歯車のみで形成される場合などに比べて、第1内歯車I1および第2内歯車I2のピッチ円半径の差が、より小さく形成されている。第1内歯車I1および第2内歯車I2のピッチ円半径の差が小さく形成されることによって、第1内歯車I1および第1遊星歯車P1の歯数比(Z_{i1}/Z_{p1})と第2内歯車I2および第2遊星歯車P2の歯数比(Z_{i2}/Z_{p2})との差が小さく設定される。これにより、例えば後述する数式(33), (34)に示すように、遊星歯車装置80の減速比 g は、100:1を超える大きな減速比、好ましくは、200:1を超える大きな減速比に設定されている。

30

第1の組み合わせと第2の組み合わせとのうち、少なくとも何れか1つの組み合わせは、第1内歯車I1および第1遊星歯車P1の軸間距離と第2内歯車I2および第2遊星歯車P2の軸間距離とを所定距離 a に一致させるように、転位歯車によって形成されている。

40

【0133】

キャリアHは、一体化された第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2を、各々の中心軸Y1, Y2を回転中心として、回転可能に支持する。キャリアHは、第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2の各中心軸Y1, Y2を、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2から直交方向に所定距離 a だけずれた位置に配置させる。キャリアHは、第1遊星歯車P1を第1内歯車I1に噛み合わせるとともに、第2遊星歯車P2を第2内歯車I2に噛み合わせる。

キャリアHは、例えば、回転中心軸82と、偏心部83と、第1軸受部材84および第2軸受部材85と、を備えている。回転中心軸82は、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2と同軸に配置されている。偏心部83は、回転中心軸82から

50

所定距離 a だけ偏心して設けられている。偏心部 8 3 の形状は、例えば円柱状に形成されている。偏心部 8 3 の中心軸 Z は、回転中心軸 8 2 から直交方向に所定距離 a だけずれた位置において回転中心軸 8 2 に平行に設けられている。

【 0 1 3 4 】

第 1 軸受部材 8 4 および第 2 軸受部材 8 5 の各々の形状は、例えば円筒状に形成されている。第 1 軸受部材 8 4 および第 2 軸受部材 8 5 は、例えばコロ軸受けなどである。第 1 軸受部材 8 4 は、第 1 遊星歯車 P 1 の中心部に設けられた装着孔部 8 6 に挿入されている。偏心部 8 3 の軸方向の第 1 の端部は、第 1 軸受部材 8 4 の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第 2 軸受部材 8 5 は、第 2 遊星歯車 P 2 の中心部に設けられた装着孔部 8 7 に挿入されている。偏心部 8 3 の軸方向の第 2 の端部は、第 2 軸受部材 8 5 の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第 1 軸受部材 8 4 および第 2 軸受部材 8 5 は、偏心部 8 3 の中心軸 Z を第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 の各中心軸 Y 1 , Y 2 と同軸に配置させている。第 1 軸受部材 8 4 および第 2 軸受部材 8 5 は、偏心部 8 3 の中心軸 Z を回転中心として、第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 を相対的に偏心部 8 3 に対して回転可能に支持する。

10

【 0 1 3 5 】

第 2 の実施形態の参考例による遊星歯車装置 8 0 は上記構成を備えており、次に、遊星歯車装置 8 0 の動力伝達効率 (伝達効率) について説明する。

【 0 1 3 6 】

(B) 遊星歯車装置 8 0 の伝達効率

20

遊星歯車装置 8 0 において、例えば、キャリア H は入力軸を構成し、第 1 内歯車 I 1 は補助軸を構成し、第 2 内歯車 I 2 は出力軸を構成する。キャリア H は、例えば回転駆動源の出力軸に連結され、第 2 内歯車 I 2 は、例えば被駆動系機器の動力伝達軸に連結され、第 1 内歯車 I 1 は、例えば固定される。

遊星歯車装置 8 0 の定格出力トルク M_{out} は、例えば、定格入力トルク M_{in} と、伝達効率 η と、減速比 g とによって、下記数式 (3 2) に示すように記述される。

【 0 1 3 7 】

【 数 3 2 】

$$M_{out} = \eta \frac{M_{in}}{1/g} \quad \dots (32)$$

30

【 0 1 3 8 】

上記数式 (3 2) の減速比 g は、例えば、入力角速度 ω_{in} つまりキャリア H の角速度 ω_c と、出力角速度 ω_{out} つまり第 2 内歯車 I 2 の角速度 ω_{i2} と、歯数比 i_0 とによって、下記数式 (3 3) に示すように記述される。

【 0 1 3 9 】

【 数 3 3 】

$$1/g = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} = \frac{\omega_{i2}}{\omega_c} = 1 - i_0 \quad \dots (33)$$

40

【 0 1 4 0 】

上記数式 (3 3) の歯数比 i_0 は、例えば、第 1 内歯車 I 1 の歯数 Z_{i1} と、第 2 内歯車 I 2 の歯数 Z_{i2} と、第 1 遊星歯車 P 1 の歯数 Z_{p1} と、第 2 遊星歯車 P 2 の歯数 Z_{p2} とによって、下記数式 (3 4) に示すように記述される。

【 0 1 4 1 】

【数 3 4】

$$i_0 = \frac{Z_{i1} Z_{p2}}{Z_{p1} Z_{i2}} \quad \dots(34)$$

【0 1 4 2】

上記数式(32), (33), (34)に基づき、歯数比 i_0 がゼロよりも大きく、かつ歯数比 i_0 が1よりも小さい場合の伝達効率 η は、下記数式(35)に示すように記述される。歯数比 i_0 が1よりも大きい場合の伝達効率 η は、下記数式(36)に示すように記述される。

10

下記数式(35), (36)において、基礎効率 η_0 は、第1内歯車 I 1 と第1遊星歯車 P 1 との噛み合い効率 η_1 と、第2内歯車 I 2 と第2遊星歯車 P 2 との噛み合い効率 η_2 によって、下記数式(37)に示すように記述される。下記数式(37)において、噛み合い効率 η_1 は、上記数式(4)の内歯車および外歯車を第1内歯車 I 1 および第1遊星歯車 P 1 とすることによって算出される。噛み合い効率 η_2 は、上記数式(4)の内歯車および外歯車を第2内歯車 I 2 および第2遊星歯車 P 2 とすることによって算出される。

【0 1 4 3】

【数 3 5】

$$\eta = \frac{M_{out} 1/g}{M_{in}} = \frac{\eta_0(i_0 + 1)}{\eta_0 - i_0} ; (0 < i_0 < 1) \quad \dots(35)$$

20

【0 1 4 4】

【数 3 6】

$$\eta = \frac{M_{out} 1/g}{M_{in}} = \frac{\eta_0(i_0 - 1)}{i_0 - \eta_0} ; (1 < i_0) \quad \dots(36)$$

30

【0 1 4 5】

【数 3 7】

$$\eta_0 = \eta_1 \eta_2 \quad \dots(37)$$

【0 1 4 6】

遊星歯車装置 80 の伝達効率 η と、上記数式(37)に示す基礎効率 η_0 との関係の一例は、例えば図 19 に示すグラフ図によって表される。図 19 に示すグラフ図においては、例えば、モジュール $m = 1$ および減速比 $g = -1/200.6$ とされている。図 19 によれば、伝達効率 η として実用的な値を得るためには、非常に高い基礎効率 η_0 が必要であることが認められる。

40

【0 1 4 7】

上記数式(4)から(20)および(32)から(37)によれば、遊星歯車装置 80 の伝達効率 η は、例えば、第1内歯車 I 1 および第2内歯車 I 2 の転位係数 x_{i1}, x_{i2} と、第1遊星歯車 P 1 および第2遊星歯車 P 2 の転位係数 x_{p1}, x_{p2} と、中心距離 a に関連する転位量 X_c とを変数とする関数として記述される。したがって、伝達効率 η を最大とする変数 ($x_{i1}, x_{i2}, x_{p1}, x_{p2}, X_c$) の最適化によって、遊星歯車装置 80 の伝達効率 η を最大効率に増大させることができる。

【0 1 4 8】

(D) 機構成立の条件

50

遊星歯車装置 80 においては、一对の内歯車および外歯車の歯数差が小さいので、伝達効率を最大とする変数 ($x_{i1}, x_{i2}, x_{p1}, x_{p2}, x_c$) の最適化が行なわれる際にトロコイド干渉を抑制する条件が考慮される。トロコイド干渉は、噛み合っている歯車の歯先が歯溝から抜け出る際に他の歯先に接触する干渉である。なお、遊星歯車装置 80 においては、歯車が軸方向に挿入されるように形成されることによってトリミング干渉は無視される。また、遊星歯車装置 80 においては、減速比 g が大きくなるように形成され、平歯車の歯数が小さくなることは抑制されるので、インポリュート干渉は無視される。

一对の内歯車および外歯車の噛み合いにおいてトロコイド干渉を抑制するための条件は、例えば、内歯車の角度 θ_{in} と、外歯車の角度 θ_{out} と、内歯車の歯数 Z_{in} と、外歯車の歯数 Z_{out} と、噛み合い圧力角 α_w と、内歯車の歯先円圧力角 α_{ain} とによって、下記数式 (38) に示すように記述される。

【0149】

【数38】

$$\theta_{out} \frac{Z_{out}}{Z_{in}} + \text{inv}(\alpha_w) - \text{inv}(\alpha_{ain}) \geq \theta_{in} \quad \dots(38)$$

【0150】

上記数式 (38) の内歯車の角度 θ_{in} は、例えば、中心距離 a と、内歯車の歯先円直径 d_{ain} と、外歯車の歯先円直径 d_{aout} と、外歯車の歯先円圧力角 α_{aout} と、噛み合い圧力角 α_w とによって、下記数式 (39) に示すように記述される。

【0151】

【数39】

$$\theta_{out} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{ain}^2 - d_{aout}^2 - 4a^2}{4ad_{aout}} \right) + \text{inv}(\alpha_{aout}) - \text{inv}(\alpha_w) \quad \dots(39)$$

【0152】

上記数式 (38) の外歯車の角度 θ_{out} は、例えば、中心距離 a と、内歯車の歯先円直径 d_{ain} と、外歯車の歯先円直径 d_{aout} とによって、下記数式 (40) に示すように記述される。

【0153】

【数40】

$$\theta_{in} = \cos^{-1} \left(\frac{d_{ain}^2 - d_{aout}^2 + 4a^2}{4ad_{ain}} \right) \quad \dots(40)$$

【0154】

遊星歯車装置 80 においては、一对の内歯車および外歯車の歯数差が小さくなることに伴い、トロコイド干渉を抑制する条件が厳しくなるので、各転位係数 $x_{i1}, x_{i2}, x_{p1}, x_{p2}$ の適用可能範囲は減少傾向に変化する。従って、各転位係数 $x_{i1}, x_{i2}, x_{p1}, x_{p2}$ が最適化される際には、トロコイド干渉を抑制する条件を満たすための各転位係数 $x_{i1}, x_{i2}, x_{p1}, x_{p2}$ の適用可能範囲が過剰に小さくならないように、歯数差または各転位係数 $x_{i1}, x_{i2}, x_{p1}, x_{p2}$ の適用可能範囲に所定の下限範囲が設定される。

10

20

30

40

50

【0155】

上述したように、第2の実施形態の参考例による遊星歯車装置80によれば、第1遊星歯車P1の直径は第1内歯車I1の半径よりも大きく形成され、第2遊星歯車P2の直径は第2内歯車I2の半径よりも大きく形成されているので、各々において歯数差を小さくすることができる。第1内歯車I1および第1遊星歯車P1の歯数差($Z_{i1} - Z_{p1}$)、並びに第2内歯車I2および第2遊星歯車P2の歯数差($Z_{i2} - Z_{p2}$)が小さく形成されることによって、遊星歯車装置80の動力伝達効率を向上させることができる。各歯数差の低減による動力伝達効率の増大は、遊星歯車装置10の減速比gが増大することに伴って促進され、減速比gが100:1を超える場合、さらに200:1を超える場合には、より一層、顕著に動力伝達効率を向上させることができる。

10

さらに、遊星歯車装置80を相互に噛み合う1対の外歯車および内歯車の組み合わせによって構成することができ、相互に噛み合う1対の外歯車の組み合わせを備える場合に比べて、動力伝達効率を向上させることができる。

さらに、第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2は一体化されるので、第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2の相互の回転速度を容易に同期させることができる。

【0156】

さらに、2つの太陽歯車Kとして第1内歯車I1および第2内歯車I2を備えるので、太陽歯車Kとして外歯車を備える場合に比べて、第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2の公転半径を縮小することができる。これによりキャリアHが高速回転する際に第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2に作用する遠心力を低減することができ、第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2を支持する各軸受部材のラジアル負荷を低減することができる。また、相対的に直径が大きい回転要素である第1内歯車I1および第2内歯車I2によって回転駆動源のトルクを被駆動系機器に出力することができるので、大トルクを伝達する動力伝達系に好適に用いることができる。

20

【0157】

ここで、遊星歯車装置80をモジュールピッチ歯車およびダイヤメトルピッチ歯車の組み合わせによって形成すると、100:1を超える高い減速比、好ましくは、200:1を超える高い減速比を容易に実現することができることは、既に先願(特願2015-164100)で提案したが、本願発明は、この組み合わせは好適ではあるが、この組み合わせに限定されるものではない。

30

【0158】

さらに、本出願人は先の出願(特願2015-164100の図4及び特願2016-112434の図1)において、2個以上の遊星歯車(P1又はP2)を軸対称に配置してダイナミックバランスをとった遊星歯車装置を提案した。しかしながら、遊星歯車を軸対称に配置するためには、当該遊星歯車の直径を該当する内歯車の半径未満にする必要があった。そのため歯と歯との摩擦が生じ、減速比が高い場合の効率が急激に低下し、例えば減速比が200:1の場合に最適化しても、伝達効率が90%前後までしか向上しなかった。しかるに本願のような内歯車の半径以上の直径を有する遊星歯車を用いる構成では、減速比が200:1でも伝達効率を95%以上にするすることができる。このような構成はダイナミックバランスが崩れるため、従来は慮外されていたものであるが、本発明者らは低速回転において十分使用できることを見出した。特に、遊星歯車の直径を該当する内歯車の直径の80%以上にとると、伝達効率が顕著に向上し、またダイナミックバランスの問題も減少することが判明した。

40

【0159】

以下、第2の実施形態について説明する。

第2の実施形態において、遊星歯車装置90は、偏心運動を抑制するように、第1内歯車I1および第1遊星歯車P1の噛み合いの位相と第2内歯車I2および第2遊星歯車P2の噛み合いの位相とが異なるように構成されている。

なお、以下において、上述した第2の実施形態の参考例と同一の構成については説明を省略または簡略化し、主に上述した参考例と異なる構成について説明する。

50

【 0 1 6 0 】

第 2 の実施形態による遊星歯車装置 9 0 の構成において、上述した第 2 の実施形態の参考例の遊星歯車装置 8 0 と異なる点は、第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 の配置と、ピン部材 8 1 の代わりに第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 の同期用に備えられる複数のクランク部材 9 1 と、キャリア H の構成と、である。

第 2 の実施形態による遊星歯車装置 9 0 は、図 2 0 から図 2 3 に示すように、2 つの太陽歯車 K である第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 と、第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 と、上述した参考例の遊星歯車装置 8 0 とは異なる構成のキャリア H と、を備えている。

【 0 1 6 1 】

第 1 遊星歯車 P 1 の中心軸 Y 1 は、第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X 1 , X 2 から直交方向の第 1 の方向に所定距離 a だけずれた位置において第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X 1 , X 2 に平行に配置されている。第 2 遊星歯車 P 2 の中心軸 Y 2 は、第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X 1 , X 2 から直交方向の第 2 の方向（つまり第 1 の方向の反対方向）に所定距離 a だけずれた位置において第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X 1 , X 2 に平行に配置されている。つまり第 1 遊星歯車 P 1 の中心軸 Y 1 と第 2 遊星歯車 P 2 の中心軸 Y 2 とは、直交方向に所定距離 a の 2 倍 (2 a) だけずれた位置において平行に配置されている。第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 は、第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X 1 , X 2 の軸周りにおいて、相互に 1 8 0 ° だけずれた位置に配置されている。

【 0 1 6 2 】

第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 は、軸方向に所定の距離を置いて配置されている。第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 は、例えば複数 (4 個など) のクランク部材 9 1 によって、各々の中心軸 Y 1 , Y 2 を回転中心として、各々の回転速度が同期される同期回転可能に支持されている。複数のクランク部材 9 1 は、例えば、第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X 1 , X 2 の軸周りにおいて等間隔を置いて配置されている。クランク部材 9 1 は、例えば、クランク軸 9 2 と、第 3 軸受部材 9 3 および第 4 軸受部材 9 4 と、を備えている。クランク軸 9 2 は、相互に所定距離 a の 2 倍 (2 a) だけずれて連結された第 1 軸 9 2 a および第 2 軸 9 2 b を備えている。第 1 軸 9 2 a および第 2 軸 9 2 b の各々は、第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 の各中心軸 Y 1 , Y 2 に平行に配置されている。

第 3 軸受部材 9 3 および第 4 軸受部材 9 4 の各々の形状は、例えば円筒状に形成されている。第 3 軸受部材 9 3 および第 4 軸受部材 9 4 は、例えばコ口軸受けなどである。第 3 軸受部材 9 3 は、第 1 遊星歯車 P 1 に設けられた同期用装着孔部 9 5 に挿入されている。複数 (4 個など) の同期用装着孔部 9 5 は、第 1 遊星歯車 P 1 の中心軸 Y 1 の軸周りにおいて等間隔を置いて設けられている。クランク軸 9 2 の第 1 軸 9 2 a は、第 3 軸受部材 9 3 の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第 4 軸受部材 9 4 は、第 2 遊星歯車 P 2 に設けられた同期用装着孔部 9 6 に挿入されている。複数 (4 個など) の同期用装着孔部 9 6 は、第 2 遊星歯車 P 2 の中心軸 Y 2 の軸周りにおいて等間隔を置いて設けられている。クランク軸 9 2 の第 2 軸 9 2 b は、第 4 軸受部材 9 4 の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第 3 軸受部材 9 3 および第 4 軸受部材 9 4 は、クランク軸 9 2 の第 1 軸 9 2 a および第 1 遊星歯車 P 1 の中心軸 Y 1 の軸間距離とクランク軸 9 2 の第 2 軸 9 2 b および第 2 遊星歯車 P 2 の中心軸 Y 2 の軸間距離とを同一に設定する。第 3 軸受部材 9 3 および第 4 軸受部材 9 4 は、相対的に第 1 遊星歯車 P 1 および第 2 遊星歯車 P 2 の各々をクランク軸 9 2 の第 1 軸 9 2 a および第 2 軸 9 2 b の各々に対して回転可能に支持する。

【 0 1 6 3 】

キャリア H は、第 1 遊星歯車 P 1 の中心軸 Y 1 を、第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X 1 , X 2 から直交方向の第 1 の方向に所定距離 a だけずれた位置において第 1 内歯車 I 1 および第 2 内歯車 I 2 の各中心軸 X 1 , X 2 に平行に配置させる。キャリ

アHは、第2遊星歯車P2の中心軸Y2を、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2から直交方向の第2の方向(つまり第1の方向の反対方向)に所定距離aだけずれた位置において第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2に平行に配置させる。

キャリアHは、例えば、回転中心軸82と、第1偏心部97aおよび第2偏心部97bと、第5軸受部材98および第6軸受部材99と、を備えている。回転中心軸82は、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2と同軸に配置されている。第1偏心部97aは、回転中心軸82から直交方向の第1の方向に所定距離aだけ偏心して設けられている。第2偏心部97bは、回転中心軸82から直交方向の第2の方向(つまり第1の方向の反対方向)に所定距離aだけ偏心して設けられている。第1偏心部97aおよび第2偏心部97bの各々の形状は、例えば円柱状に形成されている。第1偏心部97aおよび第2偏心部97bの各中心軸Z1, Z2は、回転中心軸82の直交方向において相互に所定距離aの2倍(2a)だけずれた位置において回転中心軸82に平行に設けられている。

10

【0164】

第5軸受部材98および第6軸受部材99の各々の形状は、例えば円筒状に形成されている。第5軸受部材98および第6軸受部材99は、例えばコロ軸受けなどである。第5軸受部材98は、第1遊星歯車P1の中心部に設けられた装着孔部86に挿入されている。第1偏心部97aは、第5軸受部材98の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第6軸受部材99は、第2遊星歯車P2の中心部に設けられた装着孔部87に挿入されている。第2偏心部97bは、第6軸受部材99の中心部に設けられた内周孔部に挿入されている。第5軸受部材98は、第1偏心部97aの中心軸Z1を第1遊星歯車P1の中心軸Y1と同軸に配置させている。第6軸受部材99は、第2偏心部97bの中心軸Z2を第2遊星歯車P2の中心軸Y2と同軸に配置させている。第5軸受部材98は、第1偏心部97aの中心軸Z1を回転中心として、第1遊星歯車P1を相対的に第1偏心部97aに対して回転可能に支持する。第6軸受部材99は、第2偏心部97bの中心軸Z2を回転中心として、第2遊星歯車P2を相対的に第2偏心部97bに対して回転可能に支持する。

20

【0165】

上述した第2の実施形態によれば、第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2は、第1内歯車I1および第2内歯車I2の各中心軸X1, X2の軸周りにおいて、相互に180°だけずれた位置に配置されるので、第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2の偏心運動を相殺するようにして、ダイナミックバランスを向上させることができる。従って、上述した第2の実施形態の参考例の遊星歯車装置80に比べて、より高速回転に使用できる。

30

さらに、キャリアHの形状(つまり第1偏心部97aおよび第2偏心部97bの相対位置)に応じたクランク部材91を備えることによって、第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2の相互の回転速度を容易に同期させることができる。

【0166】

以下、上述した第2の実施形態の第1変形例について説明する。

40

上述した第2の実施形態による遊星歯車装置90は、第1遊星歯車P1および第2遊星歯車P2の回転速度を同期させるための複数(4個など)のクランク部材91を備えるとしたが、これに限定されない。

第1変形例による遊星歯車装置90は、複数のクランク部材91の代わりに、単一のクランク部材91と、キャリアHに対する単一のクランク部材91の相対的な位置関係を一定に維持するための治具とを備えてもよい。

【0167】

以下、上述した第2の実施形態の第2変形例について説明する。

上述した第2の実施形態においては、各遊星歯車装置80, 90の伝達効率を増大させるために、トロコイド干渉を抑制するための条件を満たしながら、各転位係数 x_{i1} ,

50

x_{i2}, x_{p1}, x_{p2} が最適化されるとしたが、これに限定されない。

第2変形例においては、各転位係数 $x_{i1}, x_{i2}, x_{p1}, x_{p2}$ の最適化に加えて、歯末のたけ係数 $coef_{ha}$ の最適化によって歯数差および歯先円圧力角が変化させられてもよい。歯末のたけ係数 $coef_{ha}$ が最適化されることによって、トロコイド干渉を抑制するための条件が緩和されるとともに、歯数差が小さくなり、各遊星歯車装置 80, 90 の伝達効率を、より一層、増大させることができる。

【0168】

下記表1は、歯末のたけ係数 $coef_{ha}$ を $coef_{ha} = 1$ に固定して、各転位係数 $x_{i1}, x_{i2}, x_{p1}, x_{p2}$ の最適化を行なった場合（最適化前）と、歯末のたけ係数 $coef_{ha}$ および各転位係数 $x_{i1}, x_{i2}, x_{p1}, x_{p2}$ の最適化を行なった場合（最適化後）との各々において、遊星歯車装置 80 の順駆動効率および逆駆動効率の一例を示している。下記表1において、各転位係数 $x_{i1}, x_{i2}, x_{p1}, x_{p2}$ は、例えば、-2以上かつ+2以下の範囲とされている。下記表1において、外歯車である第1遊星歯車 P1 および第2遊星歯車 P2 の各歯数 Z_{p1}, Z_{p2} は、例えば、50以上かつ76以下の範囲とされている。下記表1において、内歯車である第1内歯車 I1 および第2内歯車 I2 の各歯数 Z_{i1}, Z_{i2} は、例えば、（外歯車の歯数 Z_p + 内歯車および外歯車の歯数差 Z_d ）以上かつ80以下の範囲とされている。下記表1において、歯末のたけ係数 $coef_{ha}$ は、例えば、0.6以上かつ1.0以下の範囲とされている。下記表1によれば、歯末のたけ係数 $coef_{ha}$ を最適化する場合には、歯末のたけ係数 $coef_{ha}$ を一定とする場合に比べて、遊星歯車装置 80 の順駆動効率を 3.6% だけ向上させていることが認められる。さらに、一对の内歯車および外歯車の歯数差を 5 から 4 に低下させていることによって、中心距離 a を低下させて、遊星歯車装置 80 の偏心運動が抑制されていることが認められる。

【0169】

【表1】

		Z_1	Z_2	x_1	x_2	$coef_{ha}$	順駆動効率 [%]	逆駆動効率 [%]
最適化前	外歯車 p	59	63	1.8	1.8	1	90.41	89.40
	内歯車 i	64	68	2.0	2.0	1	-	-
最適化後	外歯車 p	59	64	1.3	1.4	0.7	94.01	93.63
	内歯車 i	63	68	1.4	1.5	0.7	-	-

【0170】

上述した第2の実施形態において、キャリア H は入力軸を構成し、第1内歯車 I1 は補助軸を構成し、第2内歯車 I2 は出力軸を構成するとしたが、これに限定されない。第1内歯車 I1、第2内歯車 I2、およびキャリア H と、基本軸（入力軸、出力軸、および補助軸）とは、他の対応関係に設定されてもよい。各遊星歯車装置 80, 90 の伝達効率は、第1内歯車 I1、第2内歯車 I2、およびキャリア H と、基本軸（入力軸、出力軸、および補助軸）との対応関係に応じて、上記数式（33）から（37）が変更されることによって算出される。

【0171】

本発明の実施形態は、例として提示したものであり、発明の範囲を限定することは意図していない。これら実施形態は、その他の様々な形態で実施されることが可能であり、発明の要旨を逸脱しない範囲で、種々の省略、置き換え、変更を行うことができる。これら実施形態やその変形は、発明の範囲や要旨に含まれると同様に、特許請求の範囲に記載された発明とその均等の範囲に含まれるものである。

【産業上の利用可能性】

【0172】

10

20

30

40

50

本発明は、産業機械、車両、ロボット、OA機器等のような各種機械・機器の駆動系又は動力等伝達系を構成する遊星歯車装置に適用される。本発明の遊星歯車装置は、例えば、多関節構造のロボットに用いられる小型且つ軽量の減速機として、好ましく使用することができる。

【符号の説明】

【0173】

10...遊星歯車装置、I1...第1内歯車、I2...第2内歯車、S...外歯車、PI...第1遊星歯車、PI1...内歯車部、PI2...外歯車部、P...第2遊星歯車、H...キャリア、Pa...第2内歯車部、Pb...第2外歯車部、30...遊星歯車装置、31...クランク部材、32a...第1軸、32b...第2軸、51...第3偏心部材、52...第4偏心部材、55...第9軸受部材、56...第10軸受部材、70, 80, 90...遊星歯車装置、91...クランク部材、92a...第1軸、92b...第2軸、97a...第1偏心部、97b...第2偏心部

10

【図1】

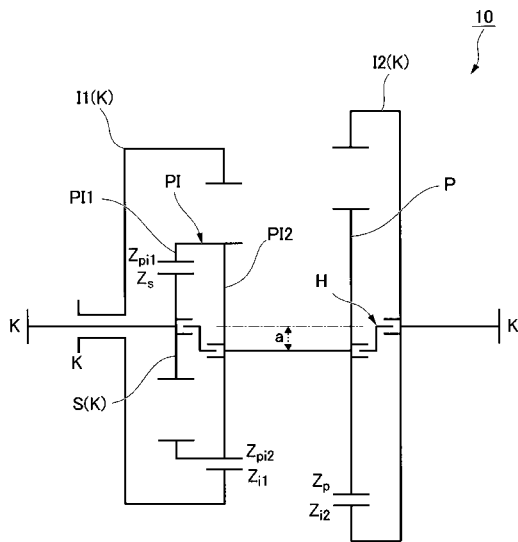


図1

【図2】

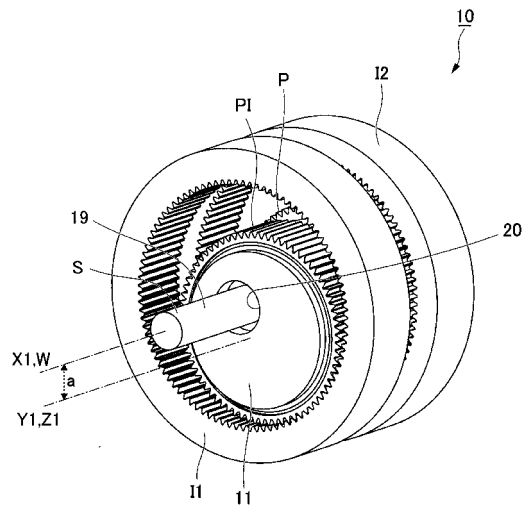


図2

【 図 3 】

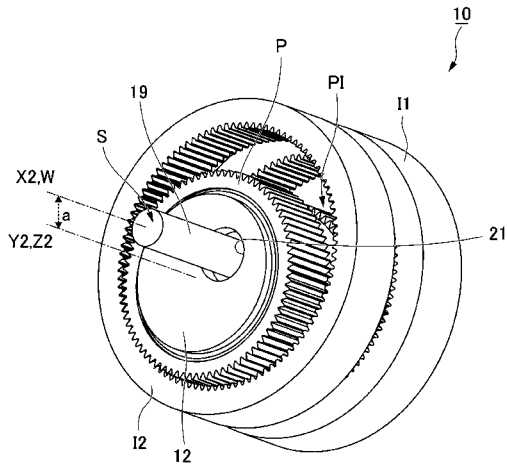


図3

【 図 4 】

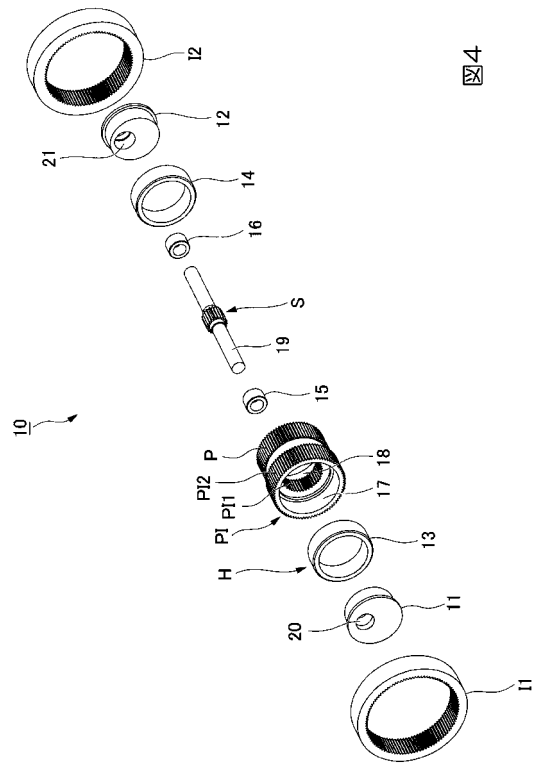


図4

【 図 5 】

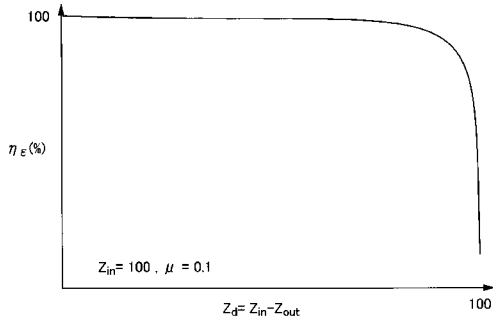


図5

【 図 6 】

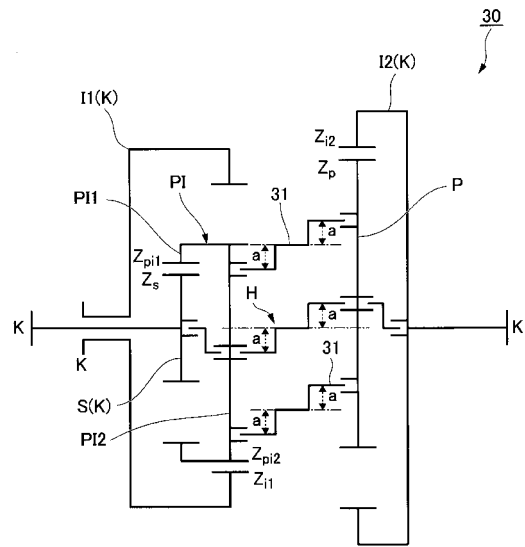
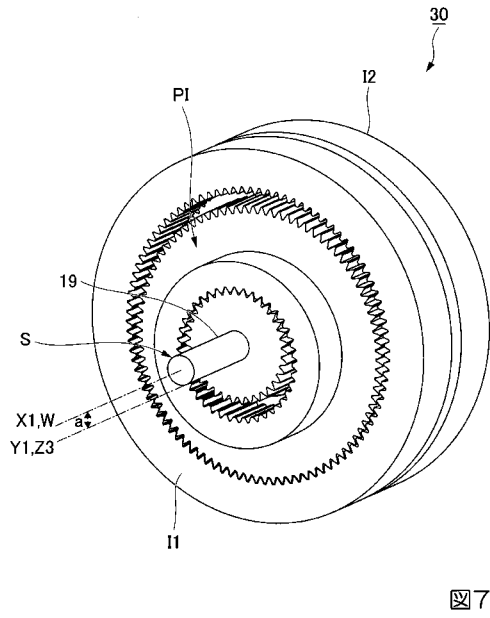
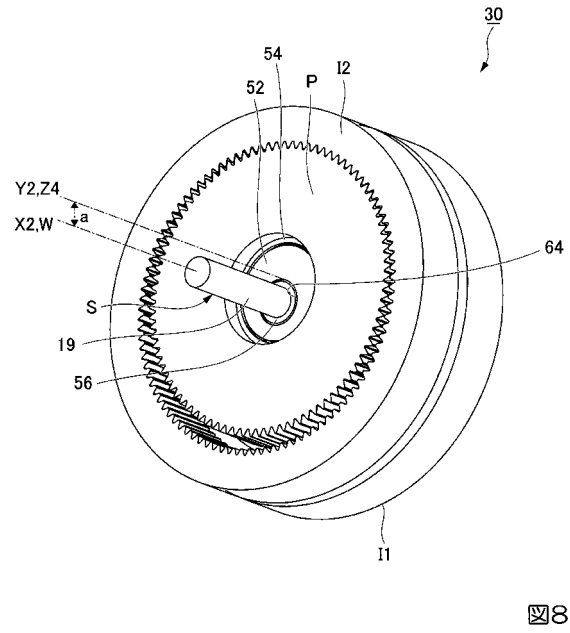


図6

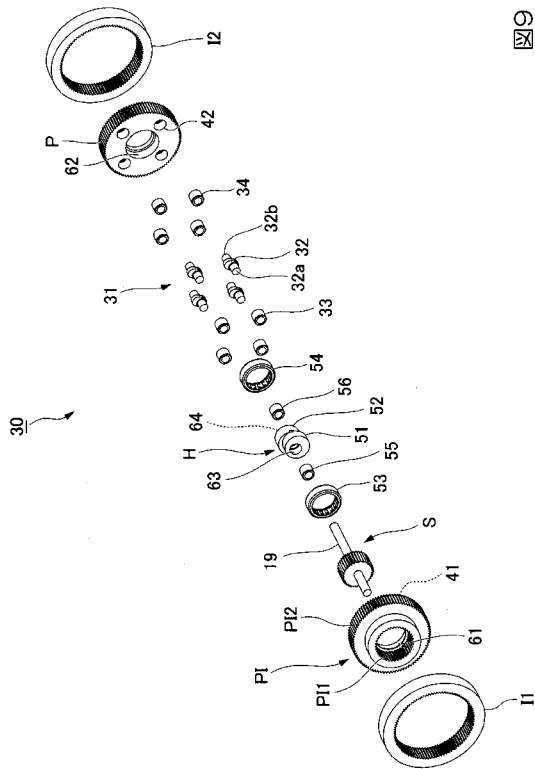
【 図 7 】



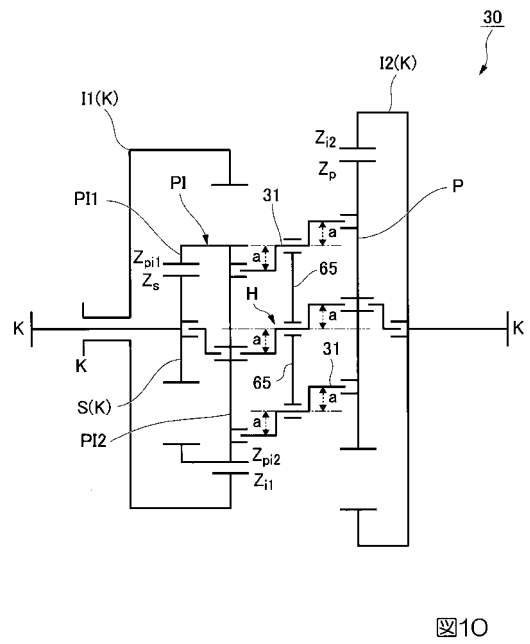
【 図 8 】



【 図 9 】



【 図 10 】



【図15】

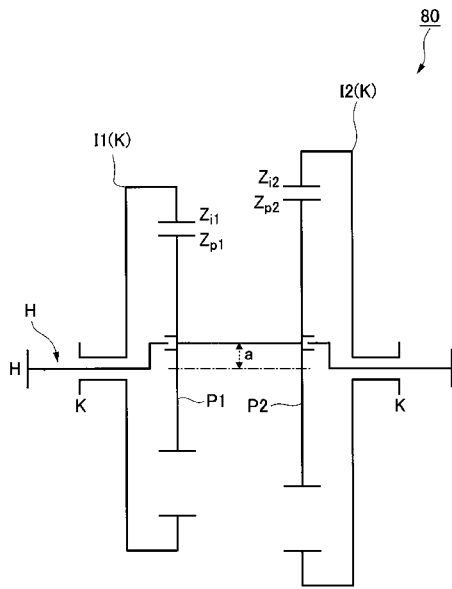


図15

【図16】

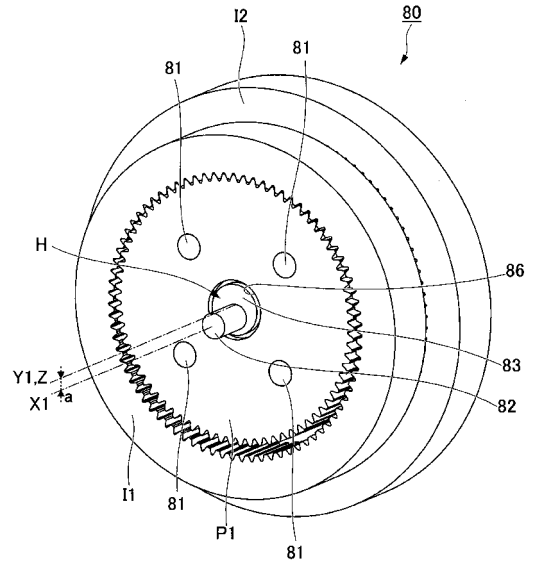


図16

【図17】

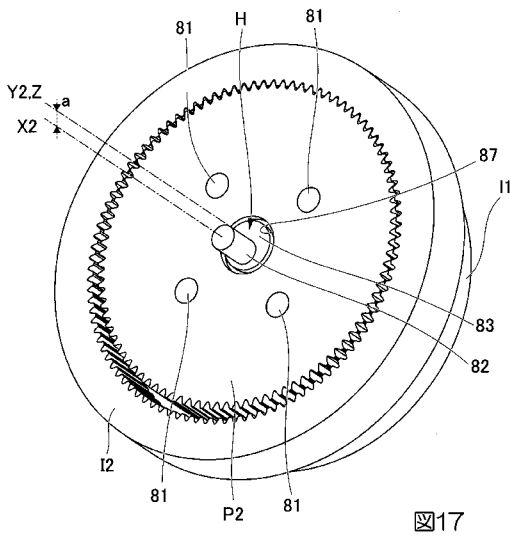


図17

【図18】

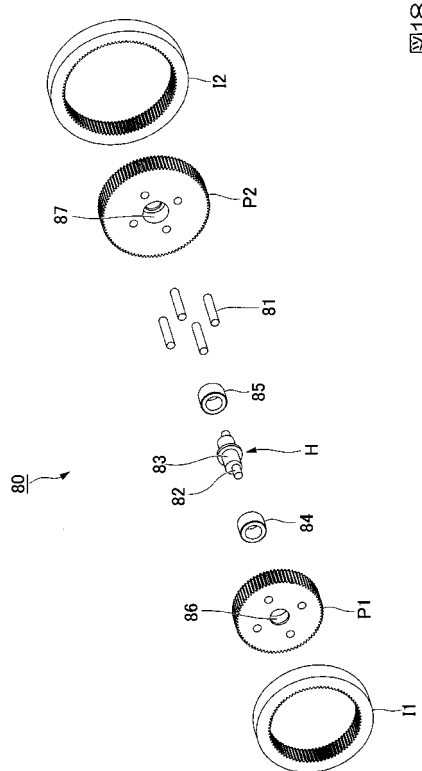


図18

【 図 1 9 】

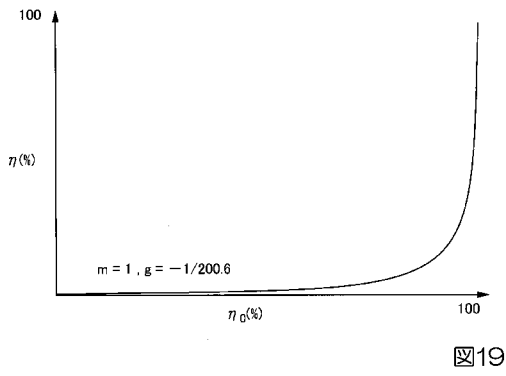


図19

【 図 2 0 】

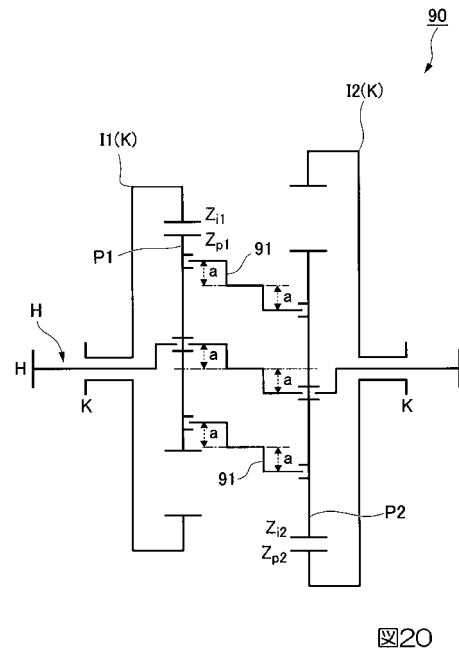


図20

【 図 2 1 】

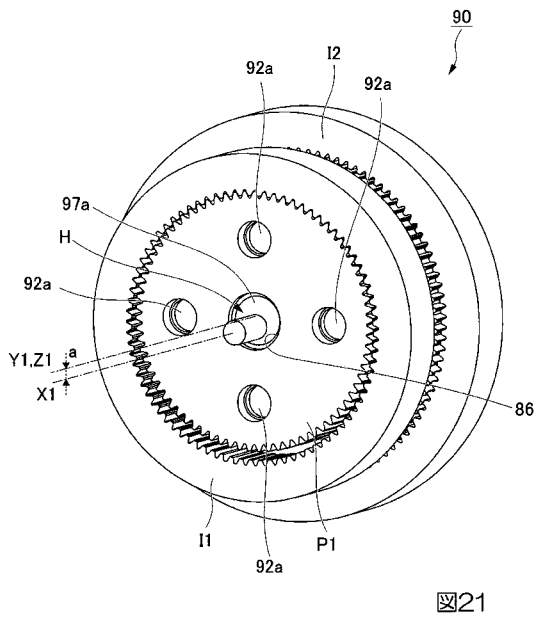


図21

【 図 2 2 】

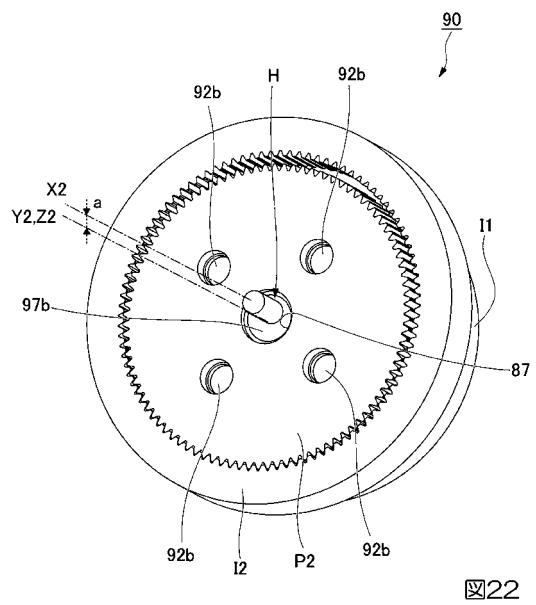


図22

【 図 2 3 】

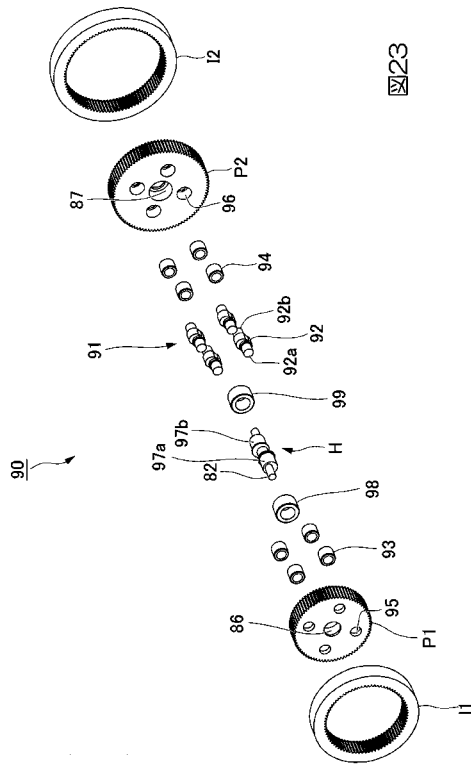


図23

【 図 2 4 】

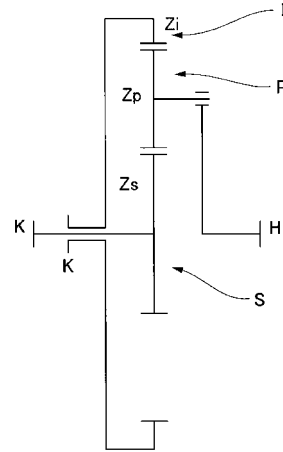


図24

【 図 2 5 】

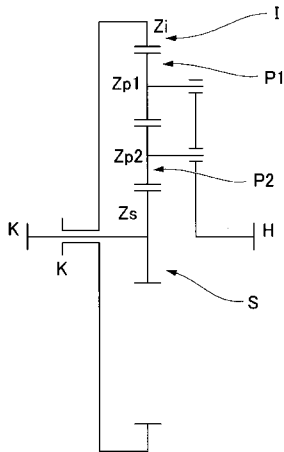


図25

【 図 2 6 】

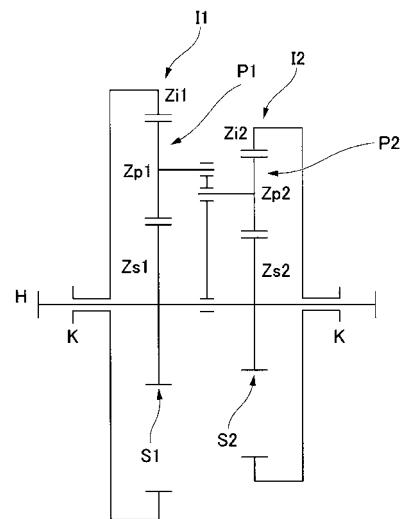


図26

【図 27】

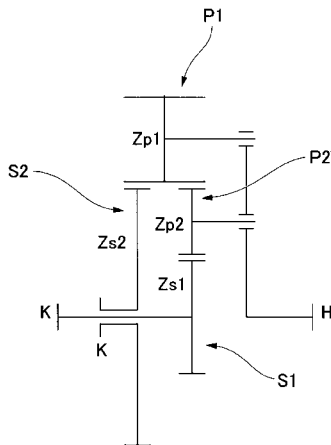


図27

【手続補正書】

【提出日】平成30年7月24日(2018.7.24)

【手続補正 1】

【補正対象書類名】特許請求の範囲

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

複数の太陽歯車によって基本軸が構成される複合遊星歯車機構を備え、

前記複合遊星歯車機構は、

前記複数の太陽歯車として、少なくとも相互の中心軸が同軸に配置される第 1 内歯車および第 2 内歯車と、

前記第 1 内歯車に噛み合い、前記第 1 内歯車の半径よりも大きな直径を有する第 1 遊星歯車と、

前記第 2 内歯車に噛み合い、前記第 2 内歯車の半径よりも大きな直径および前記第 1 遊星歯車の歯数と異なる歯数を有する第 2 遊星歯車と、

前記第 1 遊星歯車および前記第 2 遊星歯車を、各々の中心軸を回転中心として回転可能に支持するキャリアと、を備え、

前記第 1 遊星歯車および前記第 2 遊星歯車は相互の回転速度が同期されるように形成されており、

前記キャリアは、

前記第 1 内歯車および前記第 2 内歯車の各々の前記中心軸に同軸に配置される回転中心軸と、前記回転中心軸から直交方向の第 1 の方向に所定距離だけずれた位置に偏心して設けられるとともに前記第 1 遊星歯車を回転可能に支持する第 1 偏心部と、前記回転中心軸

から前記直交方向の第2の方向に前記所定距離だけずれた位置に偏心して設けられるとともに前記第2遊星歯車を回転可能に支持する第2偏心部と、を備え、

相互に前記直交方向にずれて配置されるとともに前記第1遊星歯車および前記第2遊星歯車を回転可能に支持する第1軸および第2軸を具備することによって、前記第1遊星歯車および前記第2遊星歯車の相互の回転速度を同期させるための前記キャリアの形状に応じたクランク部材を備える、
ことを特徴とする遊星歯車装置。

【請求項2】

前記複合遊星歯車機構は、

2つの前記太陽歯車(K)および1つの前記キャリア(H)によって前記基本軸が構成される2K-H型の複合遊星歯車機構であって、

前記2つの前記太陽歯車(K)として、相互の中心軸が同軸に配置される第1内歯車および第2内歯車を備える、
ことを特徴とする請求項1に記載の遊星歯車装置。

【請求項3】

前記複合遊星歯車機構は、

3つの前記太陽歯車(K)によって前記基本軸が構成される3K型の複合遊星歯車機構であって、

前記3つの前記太陽歯車(K)として、相互の中心軸が同軸に配置される第1内歯車、第2内歯車、および外歯車を備え、

前記第1遊星歯車は、

前記第1内歯車に噛み合い、前記第1内歯車の半径よりも大きな直径を有する外歯車部と、前記外歯車に噛み合う内歯車部とを備え、

前記第1偏心部および前記第2偏心部を、前記外歯車の前記中心軸を回転中心として回転可能に支持する支持部材を備える、

ことを特徴とする請求項1に記載の遊星歯車装置。

【請求項4】

3つの太陽歯車(K)によって基本軸が構成される3K型の複合遊星歯車機構を備え、

前記複合遊星歯車機構は、

前記3つの太陽歯車であって、相互の中心軸が同軸に配置される第1内歯車、第2内歯車、および外歯車と、

前記第1内歯車に噛み合い、前記第1内歯車の半径よりも大きな直径を有する外歯車部と、前記外歯車に噛み合う内歯車部とを具備する第1遊星歯車と、

前記第2内歯車に噛み合い、前記第2内歯車の半径よりも大きな直径および前記第1遊星歯車の歯数と異なる歯数を有する第2外歯車部と、前記外歯車に噛み合う第2内歯車部とを具備する第2遊星歯車と、

前記第1遊星歯車および前記第2遊星歯車を、各々の中心軸を回転中心として回転可能に支持するキャリアと、を備え、

前記キャリアは、

前記第1内歯車および前記第2内歯車の各々の前記中心軸から直交方向の第1の方向に所定距離だけずれた位置に偏心して設けられるとともに前記第1遊星歯車を回転可能に支持する第1偏心部と、前記第1内歯車および前記第2内歯車の各々の前記中心軸から前記直交方向の第2の方向に前記所定距離だけずれた位置に偏心して設けられるとともに前記第2遊星歯車を回転可能に支持する第2偏心部と、前記第1偏心部および前記第2偏心部を、前記外歯車の前記中心軸を回転中心として回転可能に支持する支持部材と、を備える、
ことを特徴とする遊星歯車装置。

【 国際調査報告 】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International application No. PCT/JP2018/001290
A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER Int.Cl. F16H1/46 (2006.01) i According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) Int.Cl. F16H1/46 Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Published examined utility model applications of Japan 1922-1996 Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2018 Registered utility model specifications of Japan 1996-2018 Published registered utility model applications of Japan 1994-2018 Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X A	US 4896567 A (ZHOU, Ganxu) 30 January 1990, fig. 3 & EP 300108 A2 & CN 1030817 A	1-2 3-4
A	JP 2-138538 A (KOMATSU LTD.) 28 May 1990 (Family: none)	1-4
A	JP 2009-121494 A (KAMO SEIKO CORPORATION) 04 June 2009 (Family: none)	1-4
A	JP 2016-118283 A (YOKOHAMA NATIONAL UNIVERSITY) 30 June 2016 (Family: none)	1-4
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 11 April 2018 (11.04.2018)		Date of mailing of the international search report 24 April 2018 (24.04.2018)
Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915, Japan		Authorized officer Telephone No.

国際調査報告		国際出願番号 PCT/J P 2 0 1 8 / 0 0 1 2 9 0	
A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F16H1/46(2006.01)i			
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F16H1/46			
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2018年 日本国実用新案登録公報 1996-2018年 日本国登録実用新案公報 1994-2018年			
国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)			
C. 関連すると認められる文献			
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号	
X A	US 4896567 A (ZHOU, Ganxu) 1990.01.30, 図3 & EP 300108 A2 & CN 1030817 A	1-2 3-4	
A	JP 2-138538 A (株式会社小松製作所) 1990.05.28, (ファミリーなし)	1-4	
A	JP 2009-121494 A (加茂精工株式会社) 2009.06.04, (ファミリーなし)	1-4	
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。			
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す) 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願		の日の後に公表された文献 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献	
国際調査を完了した日 11.04.2018		国際調査報告の発送日 24.04.2018	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/J P) 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		特許庁審査官 (権限のある職員) 瀬川 裕	3 J 3 5 2 3
		電話番号 03-3581-1101 内線 3328	

国際調査報告		国際出願番号 PCT/JP2018/001290
C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2016-118283 A (国立大学法人横浜国立大学) 2016.06.30, (ファミリーなし)	1-4

フロントページの続き

(81) 指定国・地域 AP(BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), EA(AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), EP(AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OA(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG), AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT

(出願人による申告) 平成 27 年度、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構、「次世代ロボット中核技術開発 / 革新的ロボット要素技術分野 / 高効率・高減速ギヤを備えた高出力アクチュエータの研究開発」委託研究、産業技術力強化法第 19 条の適用を受ける特許出願

(注) この公表は、国際事務局 (WIPO) により国際公開された公報を基に作成したものである。なおこの公表に係る日本語特許出願 (日本語実用新案登録出願) の国際公開の効果は、特許法第 184 条の 10 第 1 項 (実用新案法第 48 条の 13 第 2 項) により生ずるものであり、本掲載とは関係ありません。