

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2005 年 12 月 22 日 (22.12.2005)

PCT

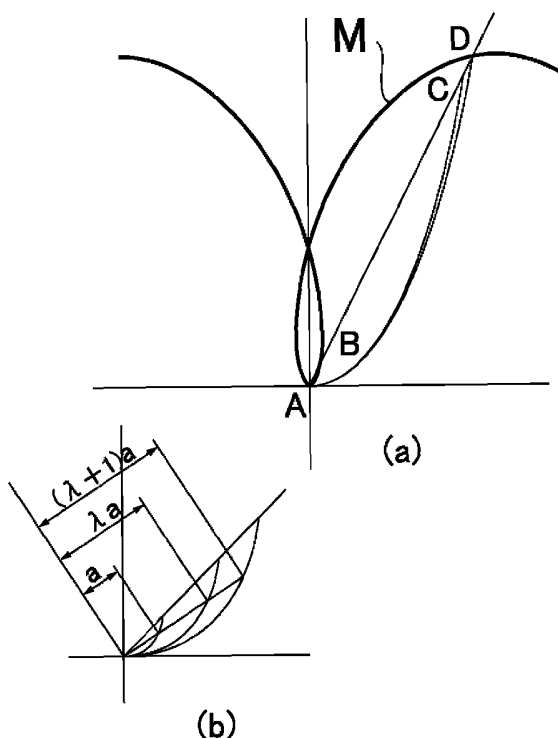
(10) 国際公開番号
WO 2005/121597 A1

- (51) 国際特許分類: F16H 1/32 (74) 代理人: 横沢 志郎 (YOKOZAWA, Shiro); 〒3900852 長野県松本市島立 1 1 3 2 番地 1 8 Nagano (JP).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2004/007934
- (22) 国際出願日: 2004 年 6 月 7 日 (07.06.2004)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 株式会社
ハーモニック・ドライブ・システムズ (HARMONIC
DRIVE SYSTEMS INC.) [JP/JP]; 〒1400013 東京都品
川区南大井 6 丁目 2 5 番 3 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 石川 昌一
(ISHIKAWA, Shoichi) [JP/JP]; 〒2300076 神奈川県横
浜市鶴見区馬場 4-3 1-9 Kanagawa (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が
可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR,
BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM,
DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU,
ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS,
LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA,
NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE,
SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US,
UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可
能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD,
SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY,
KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG,
CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE,

[続葉有]

(54) Title: WAVE GEAR DEVICE HAVING HIGH RATCHETING TORQUE TOOTH PROFILE

(54) 発明の名称: 高ラチェティングトルク歯形を有する波動歯車装置



(57) Abstract: A wave gear device (1), wherein a rigid internal gear (2) is formed in a conical gear and a flexible external gear (3) is formed in a spur gear with a module m . The number of the teeth of the external gear (3) is reduced by the quantity of $2n$ (n is a positive integer) less than that of the internal gear (2), and the amount of the deflection of the major axis of the elliptic rim neutral line of the external gear (3) in the cross section perpendicular to the axis of the external gear (3) in the tooth trance direction is set to $2 \kappa mn$ ($\kappa > 1$). In the cross section perpendicular to the axis at the intermediate part in the tooth trance direction, the engagement of the teeth of both gears (2, 3) is approximated by the engagement of a rack to obtain the moving route (M) of the teeth of the external gear (3) according to the rotation of a wave generator (4). The curved portion (AB) of the moving route (M) ranging from the deepest engaged position (A) of both gears where the inclination angle of the moving route (M) relative to the radius line of the internal gear (2) is 90° to a position (B) where the inclination angle is α is obtained in an area ranging from the major axis to a tooth departure side. Then, a first analogous curve obtained by multiplying the curved portion (AB) by λ times is used as the tooth profile of the external gear (3), and a second analogous curve obtained by multiplying it by $(\lambda + 1)$ times is used as the tooth profile of the internal gear (2). The tooth crest of the internal gear (2) is formed so as to be positioned parallel with the bottom of the external gear (3) through a specified clearance on the axial section including the major axis after the deformation of the external gear (3).

(57) 要約: 波動歯車装置 (1) の剛性内歯車 (2) を円錐歯車、可撓性外歯車 (3) をモジュール m の平歯車とし、外歯車 (3) の歯数を内歯車 (2) の歯数より $2n$ 枚 (n は正の整数) 少なくし、外歯車 (3) の歯筋方向の各軸直角断

[続葉有]



IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

添付公開書類:
— 国際調査報告書

面での楕円状リム中立線の長軸の撓み量を $2\kappa mn$ ($\kappa > 1$) とする。歯筋方向の中間部の軸直角断面において、両歯車 (2、3) の歯の噛み合いをラック噛み合いで近似し、波動発生器 (4) の回転に伴う外歯車 (3) の歯の移動軌跡 M を求め、移動軌跡 M における長軸より歯の離脱側にかけて、当該移動軌跡 M の内歯車 (2) の半径線に対する傾斜角が 90 度の両歯車の噛み合いの最深位置 A から傾斜角が α の位置 B までの曲線部分 AB を求め、曲線部分 AB を λ 倍した第 1 相似曲線を外歯車 (3) の歯形とし、 $(\lambda + 1)$ 倍した第 2 相似曲線を内歯車 (2) の歯形とする。外歯車 (3) の変形後の長軸を含む軸断面上で、外歯車 (3) の歯底に一定の隙間で平行に対峙するように、内歯車 (2) の歯先を形成する。

明 細 書

高ラチェティングトルク歯形を有する波動歯車装置

技術分野

- [0001] 本発明は波動歯車装置に関し、特に、高減速時のラチェティングを防止可能な歯形を有する波動歯車装置に関するものである。

背景技術

- [0002] 波動歯車装置は、C. W. Musserによって発明され(特許文献1)、それ以来、今日まで同氏を始め、本願の発明者を含め多くの研究者によって各種の波動歯車装置についての発明がなされている。波動歯車装置の歯形に関する発明に限っても、各種のものが提案されている。例えば、本願の発明者は、波動歯車装置の構成部品である剛性内歯車および可撓性外歯車の基本歯形をインボリュート歯形とすることや(特許文献2)、剛性内歯車と可撓性外歯車の歯の噛み合いをラックで近似する手法で、広域接触を行う両歯車の歯末歯形を導く歯形設計法を提案している(特許文献3、4)。一方、ラック近似で生ずる歯形干渉を回避する発明も提案されている(特許文献5)。

特許文献1: 米国特許第2906143号公報

特許文献2: 特公昭45-41171号公報

特許文献3: 特開昭63-115943号公報

特許文献4: 特開昭64-79448号公報

特許文献5: 特開平7-167228号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

- [0003] 波動歯車装置では、その両歯車の歯数が例えば160を超える高減速比の場合、高負荷トルク時に歯飛び現象、所謂ラチェティングが発生するおそれがある。しかしながら、連続的な接触を保ちながらラチェティングを防止可能な歯形についての具体的な提案は何らなされていない。
- [0004] 高負荷トルク時のラチェティングを防止するためには、波動歯車装置の両歯車の歯

たけをできるだけ大きくする必要がある。また、両歯車の噛み合い領域を広げてトルク容量を上げる必要がある。

- [0005] 本発明の課題は、このような点に鑑みて、高負荷トルク時のラチェティングを防止するために、歯たけが大きく、しかも、連続接触状態で噛み合い可能な歯形を有する波動歯車装置を提案することにある。

課題を解決するための手段

- [0006] 上記の課題を解決するために、本発明は、円環状の剛性内歯車と、この内側に配置された可撓性外歯車と、この内側に嵌めた波動発生器とを有し、前記可撓性外歯車は、可撓性の円筒状胴部と、この円筒状胴部の後端から半径方向に延びている円環状のダイヤフラムを備え、前記円筒状胴部の開口端側の部位に形成されている歯部が、前記波動発生器によって、そのダイヤフラム側の後端部からその開口端側の前端部に掛けて、前記ダイヤフラムからの距離にほぼ比例した撓み量が生ずるように楕円状に撓められる波動歯車装置において、

前記剛性内歯車をモジュール m の円錐歯車とし、

前記可撓性外歯車を、モジュール m の平歯車とし、

前記可撓性外歯車の歯数を前記剛性内歯車の歯数より $2n$ 枚(n は正の整数)少なくし、

前記可撓性外歯車の歯の歯筋方向における各軸直角断面において、当該可撓性外歯車の楕円状リム中立線の長軸の撓み量を $2\kappa mn$ ($\kappa > 1$)とし、

前記可撓性外歯車の歯の歯筋方向における中間部における軸直角断面(以下、主断面と称する。)において、前記剛性内歯車および前記可撓性外歯車の歯の噛み合いをラック噛み合いで近似し、前記波動発生器の回転に伴う前記可撓性外歯車の歯の前記剛性内歯車の歯に対する移動軌跡を求め、

前記移動軌跡における長軸から歯の離脱側にかけて、当該移動軌跡の前記剛性内歯車の半径線に対する傾斜角が 90° となっている両歯車の噛み合いの最深位置から、前記傾斜角が α ($0^\circ < \alpha < 30^\circ$) の位置に至るまでの曲線部分を探り、

前記曲線部分を λ 倍に拡大した第1相似曲線を前記可撓性外歯車の歯形として採用し、

前記曲線部分を $(\lambda + 1)$ 倍に拡大した第2相似曲線を前記剛性内歯車の歯形として採用することを特徴としている。

[0007] 傾斜角 α は、得られる歯形の、可撓性外歯車では歯元の、剛性内歯車では歯先の最小圧力角に相当する。この傾斜角 α は、実用的には、 0° から 15° の範囲内の値とすることが望ましい。

[0008] ここで、高ラチェティングトルクを得るためには、できるだけ歯たけを大きくする必要がある。このためには、 λ をできるだけ大きくすることである。 λ の最大値は剛性内歯車の歯先が移動軌跡上に来る位置であり、 λ をこれ以上大きくすると両歯車の歯先が干渉してしまう。したがって、本発明においては、前記曲線部分を前記最深位置を起点として $(\lambda + 1)$ 倍して得られる前記第2相似曲線の先端が、前記移動軌跡上に位置するように、前記 λ の値を決定することが望ましい。

[0009] また、 λ の最大値の極値は移動軌跡の最大振幅の箇所を剛性内歯車の歯先を選んだ場合となる。したがって、本発明においては、前記曲線部分を前記最深位置を起点として $(\lambda + 1)$ 倍して得られる前記第2相似曲線の先端が、前記移動軌跡の最大振幅点に位置するように、前記 λ および α の値を決定することが望ましい。

[0010] さらに、本発明では、可撓性外歯車の主断面以外の部位においても両歯車の有効な噛み合いを保持できるように、前記剛性内歯車を円錐歯車としている。この場合、可撓性外歯車の歯の歯筋方向における主断面以外の各軸直角断面においても、高歯の噛み合いが維持できるようにするためには、次のようにすることが望ましい。すなわち、可撓性外歯車の変形後の長軸を含む軸断面上で、当該可撓性外歯車の歯の歯底に剛性内歯車の歯先が所定の隙間で平行に沿うように、当該剛性内歯車を形成する。

[0011] 次に、本発明は、両歯車の歯数が160以上となるような高減速比の波動歯車装置に用いるのに適している。

発明の効果

[0012] 以上説明したように、本発明の波動歯車装置では、その剛性内歯車および可撓性外歯車の歯の歯たけが撓み量に関係することから、可撓性外歯車の半径方向の撓み量を、歯筋方向の全範囲に亘って、正規の撓み量である $2mn$ より大きな $2\kappa mn$ (

$\kappa > 1$)としている。また、主断面における両歯車の歯の噛み合いの移動軌跡をラックで近似し、ラックの移動軌跡の頂点である最深の噛み合い位置より噛み合いの後段の離脱側の曲線を相似に拡大した曲線を、両歯車の基本歯形として用いることにより、両歯車を連続接触させるようにしている。したがって、両歯車の歯を、歯筋方向の全てにおいて高歯だけに維持することができ、しかも、歯筋方向の全ての軸直角断面で、噛み合いの最深部の長軸に達した以後の領域での噛み合いを実現できる。

[0013] また、可撓性外歯車を平歯車、剛性内歯車を所定形状の円錐歯車としているので、必要な作用歯だけを確保することができる。

[0014] よって、本発明によれば、高負荷トルク時のラチェティングを防止可能な負荷トルク性能の高い波動歯車装置を実現できる。

発明を実施するための最良の形態

[0015] 以下に、図面を参照して、本発明を適用した波動歯車装置を説明する。

[0016] (波動歯車装置の構成)

図1は本発明の対象である波動歯車装置の正面図であり、図2はその可撓性外歯車の開口部を楕円状に撓ませた状況を含軸断面で示す断面図であり、(a)は変形前の状態、(b)は変形後における楕円形の長軸を含む断面、(c)は変形後における楕円の短軸を含む断面をそれぞれ示してある。なお、図2において実線はコップ状の可撓性外歯車を示し、破線はシルクハット状の可撓性外歯車を示す。

[0017] これらの図に示すように、波動歯車装置1は、円環状の剛性内歯車2と、その内側に配置された可撓性外歯車3と、この内側にはめ込まれた楕円形輪郭の波動発生器4とを有している。剛性内歯車2と可撓性外歯車3の歯数差は $2n$ (n は正の整数)であり、波動歯車装置1の可撓性外歯車3は、楕円形輪郭の波動発生器4によって楕円形に撓められ、楕円形の長軸 $L1$ 方向の両端部分において剛性内歯車2に噛み合っている。波動発生器4を回転すると、両歯車2、3の噛み合い位置が周方向に移動し、両歯車の歯数差に応じた相対回転が両歯車2、3の間に発生する。可撓性外歯車3は、可撓性の円筒状胴部31と、その後端31aに連続して半径方向に広がるダイヤフラム32と、ダイヤフラム32に連続しているボス33と、円筒状胴部31の開口端31bの側の外周面部分に形成した外歯34とを備えている。

[0018] 円筒状胴部31の外歯形成部分の内周面部分にはめ込まれた楕円形輪郭の波動発生器4によって、円筒状胴部31は、そのダイヤフラム側の後端31aから開口端31bに向けて、半径方向の外側あるいは内側への撓み量が漸増している。図2(b)に示すように、楕円形の長軸L1を含む断面では外側への撓み量が後端31aから開口端31bへの距離に比例して漸増し、図2(c)に示すように、楕円形の短軸L2を含む断面では内側への撓み量が後端31aから開口端31bへの距離に比例して漸増している。

[0019] したがって、開口端31b側の外周面部分に形成されている外歯34の部分(歯部)も、その歯筋方向の後端部34aから開口端側の前端部34bに向けて、円筒状胴部後端31aからの距離に比例して撓み量が漸増している。

[0020] (主断面における歯形の形成方法)

図3は波動歯車装置1の両歯車2、3の相對運動をラックで近似した場合に得られる、剛性内歯車2に対する可撓性外歯車3の歯の移動軌跡を示す図である。この移動軌跡Mは、両歯車の歯形形成の基礎となる主断面を、可撓性外歯車3の外歯34の歯筋方向における後端部34aと前端部34bの中間部の軸直角断面(図2において線分Sで示す位置の断面)とし、この主断面Sにおいて得られるものである。歯車3の歯の移動軌跡Mは次式で与えられる。

$$x = 0.5mn(\theta - \kappa \sin \theta)$$

$$y = \kappa mn(1 - \cos \theta)$$

[0021] ここで、 κ は「1」より大きい撓み係数であり、 m はモジュールである。なお、可撓性外歯車3の移動軌跡Mの全振幅は $2\kappa mn$ である。

[0022] 図4は歯の移動軌跡Mのループ部に設定した利用範囲を示す説明図である。噛み合いの最深部の点Aから噛み合いの離脱部に掛けて、 y 軸(剛性内歯車の半径線)に対してなす移動軌跡Mの接線の傾斜角(圧力角)が90度である最深位置の点Aから角度 α の点Bに到る曲線部分ABを採る。一般的には角度 α の範囲は $0^\circ < \alpha < 30^\circ$ であり、実用的には、 $0^\circ < \alpha < 15^\circ$ である。

[0023] この曲線部分ABを利用して以下に述べるように歯形を求める。正偏位($\kappa > 1$)の噛み合いは可撓性外歯車3の歯が剛性内歯車2の歯溝に入り最深位置Aに達する

までは接触せず、噛み合いから抜ける離脱側で初めて内歯車2の歯面に接触する。

[0024] 次に、図5(a)に示すように、使用範囲の移動軌跡、すなわち曲線部分ABを λ 倍(λ は実数)した第1相似曲線ACを可撓性外歯車3の歯形として採用する。また、曲線部分ABを $(\lambda + 1)$ 倍した第2相似曲線ADを剛性内歯車2の歯形として採用する。このように決定した両歯形は、図5(b)に原理を示すように、相似の性質から曲線部分ABの間で連続的に噛み合うことができる。

[0025] ここで、ラチェティングトルクを高めるためには、できるだけ歯たけを大きくすることが必要である。このためには、 λ をできるだけ大きくする。その最大値は剛性内歯車2の歯先が移動軌跡M上に来る位置である。これ以上大きくすると両歯車の歯先が干渉する。図5(a)はこの場合を示してある。 λ の最大値の極値は移動軌跡Mの最大振幅の箇所を、剛性内歯車2の歯先を選んだ場合となる。

[0026] すなわち、 λ の最大値の極大値に関係する角度 α (圧力角)の値は、理論上、次の式から求めることができる。

$$\tan \alpha = 0.5(1 - \kappa \cos t) / (\kappa \sin t)$$

ここで、移動軌跡Mの倍率 $(\lambda + 1)$ は次の値となる。

$$\lambda + 1 = 2 \kappa m / \kappa m / (1 - \cos t) = 2 / (1 - \cos t)$$

また、 t の値は次式から得られる値である。

$$t - \kappa \sin t + 0.5 \pi \cos t - 0.5 \pi = 0$$

[0027] 一例として、撓み係数 $\kappa = 1.4$ とすると、 $t = -26.1272^\circ$ 、 $\alpha = 11.7712^\circ$ 、 $\lambda = 18.5730^\circ$ になる。

[0028] (主断面以外の軸直角断面位置の歯形)

上記の説明は、可撓性外歯車3の主断面、すなわち、その歯の歯筋方向の中間部の軸直角断面における歯形の形成方法に関するものである。主断面以外の軸直角断面においても有効な噛み合いを保持するために、次のように歯形を形成すればよい。

[0029] まず、可撓性外歯車3における歯筋方向の後端部34aにおける楕円状リム中立線の長軸の撓み量を $2 \kappa m n$ ($\kappa > 1$)とする。換言すると、可撓性外歯車3の歯を正偏位の歯形とする。この結果、歯筋方向の全ての軸直角断面において、両歯車の歯は

、噛み合いの最深部の長軸に達した以後の領域で噛み合うことになる。

[0030] 次に、開口側の前端部34bから後端部34aまでの歯筋方向の各断面で、高歯の噛み合いが維持できるように、可撓性外歯車3をモジュール m の平歯車とし、剛性内歯車2をこれに噛み合い可能な円錐歯車とする。ここで、図6に示すように、波動発生器4の長軸を含む軸断面上において(すなわち、楕円形に撓められた可撓性外歯車3の長軸を含む断面上において)、可撓性外歯車3の歯の歯底301に、一定の隙間で平行に対峙するように、剛性内歯車2の歯先201を形成する。なお、図6の想像線は可撓性外歯車3の変形前の状態を示してある。

[0031] 図7ないし図10は、このように形成した歯形の噛み合い状態の例を示す説明図である。これらの図においては、両歯車2、3の噛み合いを、ラック近似により、剛性内歯車2の一歯に対する可撓性外歯車3の相対的な動きとして示してある。図7は主断面の噛み合い状態を示し、この図において「フレクス歯形」は可撓性外歯車の歯形を表し、「サークス歯形」は剛性内歯車の歯形を表している。図8は、前端部34bにおける長軸位置を過ぎてからの後段の噛み合いを展開図として示すものであり、両歯車の歯たけを最大とした場合である。図9は、歯筋中央の断面における噛み合いの展開図であり、図10は歯筋方向の後端部34aにおける噛み合いの展開図である。

図面の簡単な説明

[0032] [図1]本発明の対象である波動歯車装置の概略正面図である。

[図2]可撓性外歯車の撓み状況を含軸断面で示す説明図であり、(a)は変形前の状態、(b)は楕円形に変形した後の長軸を含む断面であり、(c)は短軸を含む断面である。

[図3]本発明の歯形形成の基礎となる $\kappa > 1$ の場合のラックの移動軌跡である。

[図4]図3の移動軌跡のうち歯形形成のために利用する範囲を示す説明図である。

[図5]両歯車の歯形設定の例を示す説明図である。

[図6]実施の形態1における主断面以外での有効な噛み合いを実現するために採用した両歯車の歯の形状を示す説明図である。

[図7]両歯車の主断面における噛み合いを示す説明図である。

[図8]両歯車の歯筋開口側前端部の軸直角断面における噛み合いの展開図である。

[図9]両歯車の歯筋中央の軸直角断面における噛み合いの展開図である。

[図10]両歯車の歯筋後端部の軸直角断面における噛み合いの展開図である。

符号の説明

[0033] 1 波動歯車装置

2 内歯車

3 外歯車

31a 後端

31b 開口端

34 外歯

34a 歯筋方向の後端部

34b 歯筋方向の前端部

201 歯先

301 歯底

4 波動発生器

M 移動軌跡

AB 歯形設定に用いる曲線部分

AC 第1相似曲線

AD 第2相似曲線

A 移動軌跡の最深位置

B 移動軌跡上における接線の傾斜角が α の点

S 主断面

請求の範囲

- [1] 円環状の剛性内歯車と、この内側に配置された可撓性外歯車と、この内側に嵌めた波動発生器とを有し、前記可撓性外歯車は、可撓性の円筒状胴部と、この円筒状胴部の後端から半径方向に延びている円環状のダイヤフラムを備え、前記円筒状胴部の前端開口部側の部位に形成されている歯部が、前記波動発生器によって、そのダイヤフラム側の後端部からその開口側の前端部に掛けて、前記ダイヤフラムからの距離にほぼ比例した撓み量が生ずるように楕円状に撓められる波動歯車装置において、
- 前記剛性内歯車をモジュール m の円錐歯車とし、
- 前記可撓性外歯車を、モジュール m の平歯車とし、
- 前記可撓性外歯車の歯数を前記剛性内歯車の歯数より $2n$ 枚(n は正の整数)少なくし、
- 前記可撓性外歯車の歯の歯筋方向における各軸直角断面において、当該可撓性外歯車の楕円状リム中立線の長軸の撓み量を $2\kappa mn$ ($\kappa > 1$)とし、
- 前記可撓性外歯車の歯の歯筋方向における中間部における軸直角断面(以下、主断面と称する。)において、前記剛性内歯車および前記可撓性外歯車の歯の噛み合いをラック噛み合いで近似し、前記波動発生器の回転に伴う前記可撓性外歯車の歯の前記剛性内歯車の歯に対する移動軌跡を求め、
- 前記移動軌跡における長軸から歯の離脱側にかけて、当該移動軌跡の前記剛性内歯車の半径線に対する傾斜角が 90° となっている両歯車の噛み合いの最深位置から、前記傾斜角が α ($0^\circ < \alpha < 30^\circ$) の位置に至るまでの曲線部分を探り、
- 前記曲線部分を λ を実数として λ 倍に拡大した第1相似曲線を前記可撓性外歯車の歯形として採用し、
- 前記曲線部分を $(\lambda + 1)$ 倍に拡大した第2相似曲線を前記剛性内歯車の歯形として採用することを特徴とする波動歯車装置。
- [2] 請求項1において、
- 前記曲線部分を前記最深位置を起点として $(\lambda + 1)$ 倍して得られる前記第2相似曲線の先端が、前記移動軌跡上に位置するように、前記 λ の値を決定することを特

徴とする波動歯車装置。

[3] 請求項1において、

前記曲線部分を前記最深位置を起点として $(\lambda + 1)$ 倍して得られる前記第2相似曲線の先端が、前記移動軌跡の最大振幅点に位置するように、前記 λ および α の値を決定することを特徴とする波動歯車装置。

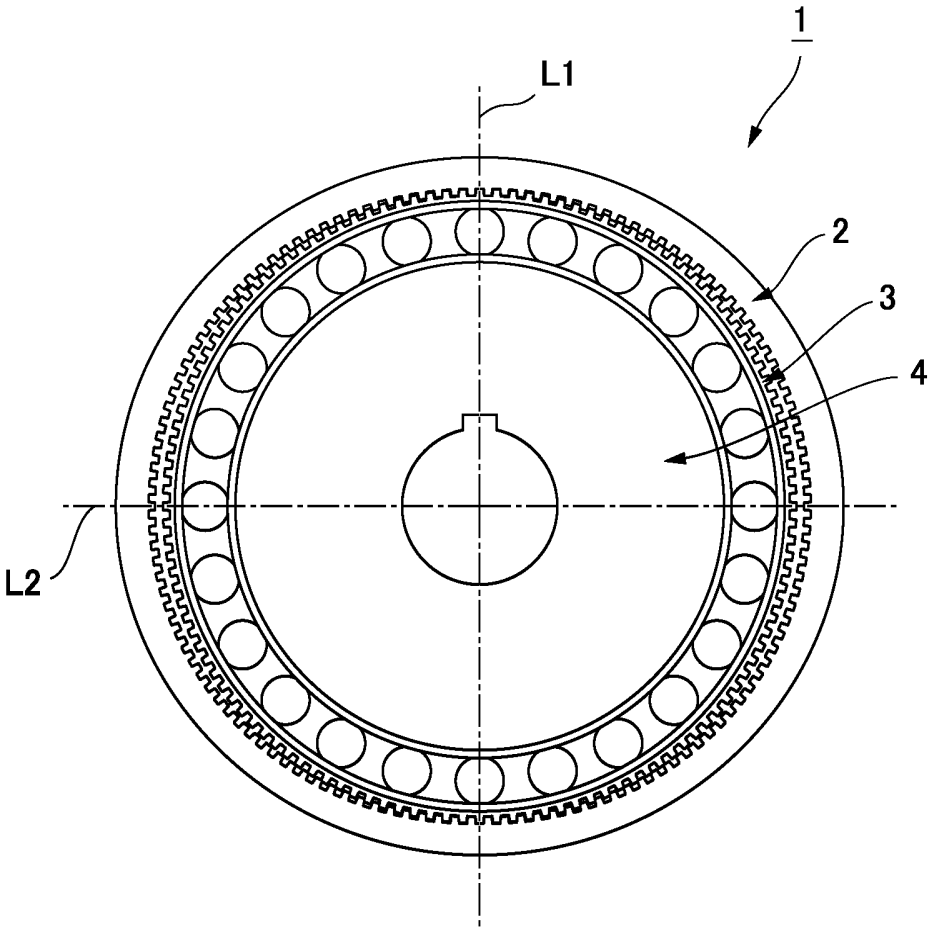
[4] 請求項1ないし3のうちのいずれかの項において、

前記可撓性外歯車の変形後の長軸を含む軸断面上で、当該可撓性外歯車の歯底に一定の隙間で平行に対峙するように、前記剛性内歯車の歯の歯先を形成することを特徴とする波動歯車装置。

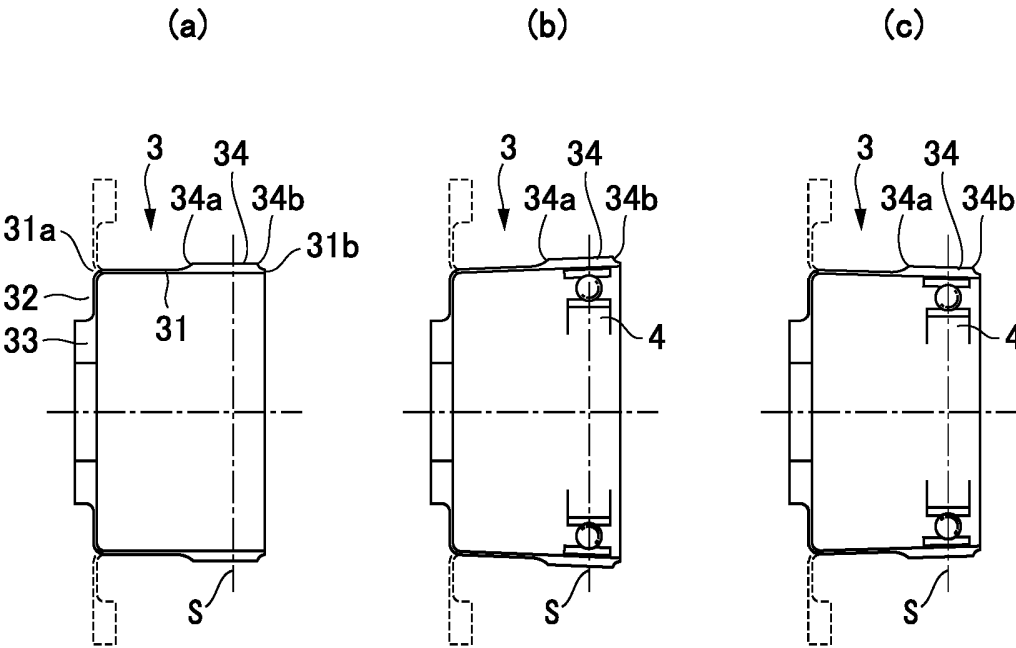
[5] 請求項1ないし4のうちのいずれかの項において、

前記剛性内歯車および前記可撓性外歯車の歯数はそれぞれ160以上である波動歯車装置。

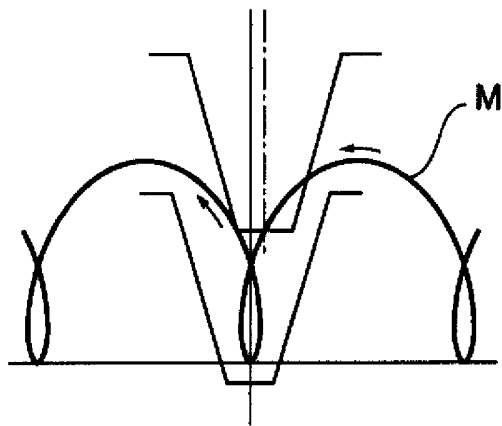
[図1]



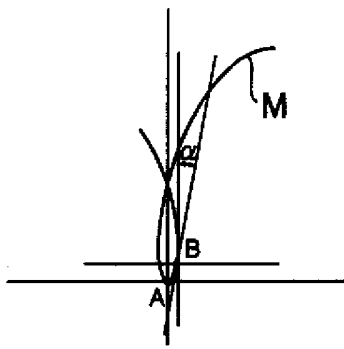
[図2]



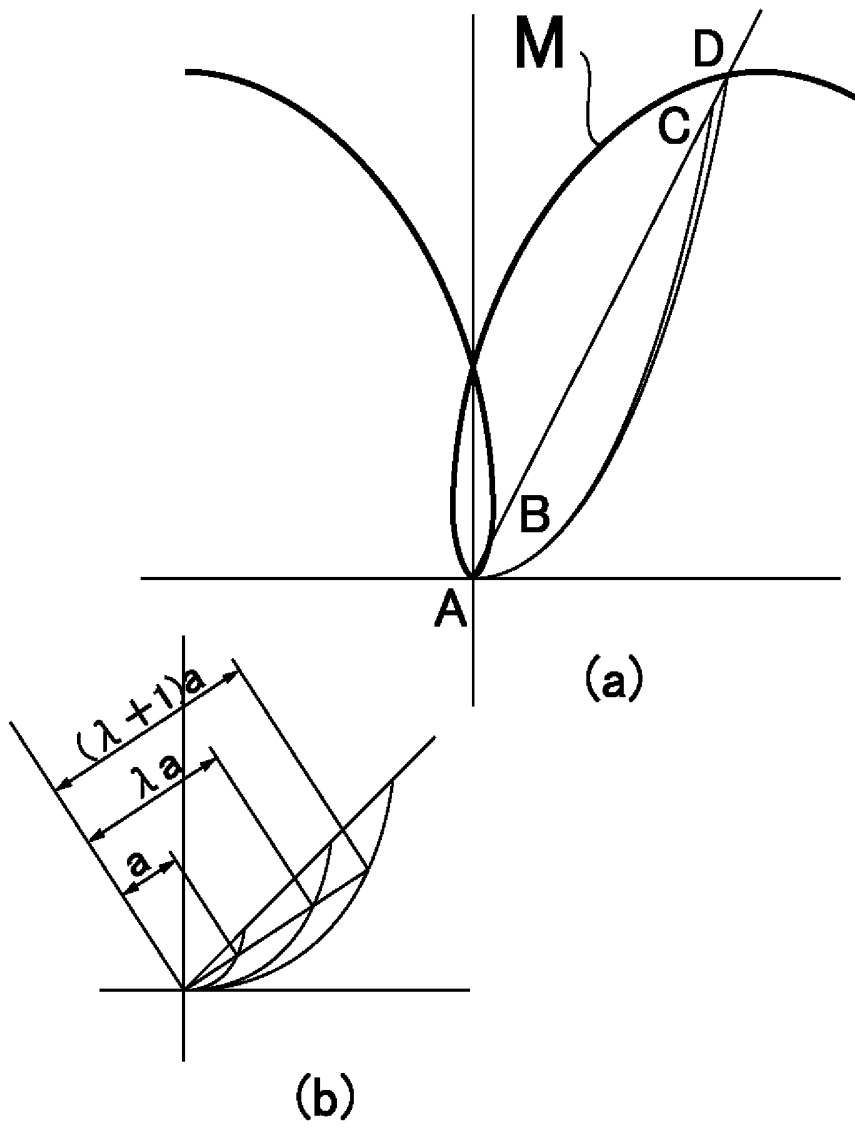
[図3]



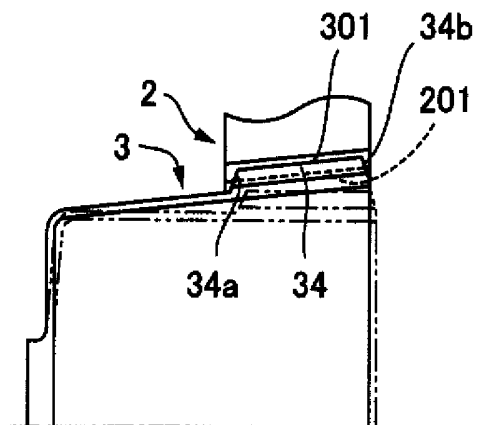
[図4]



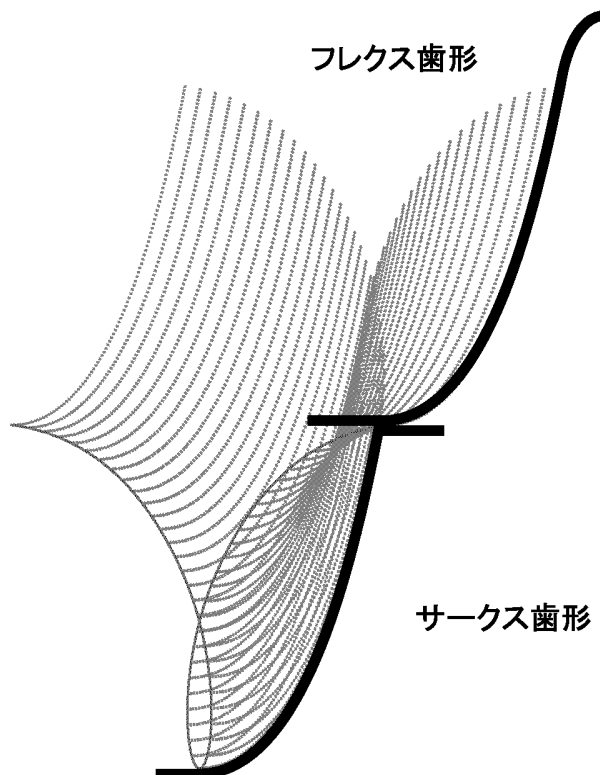
[図5]



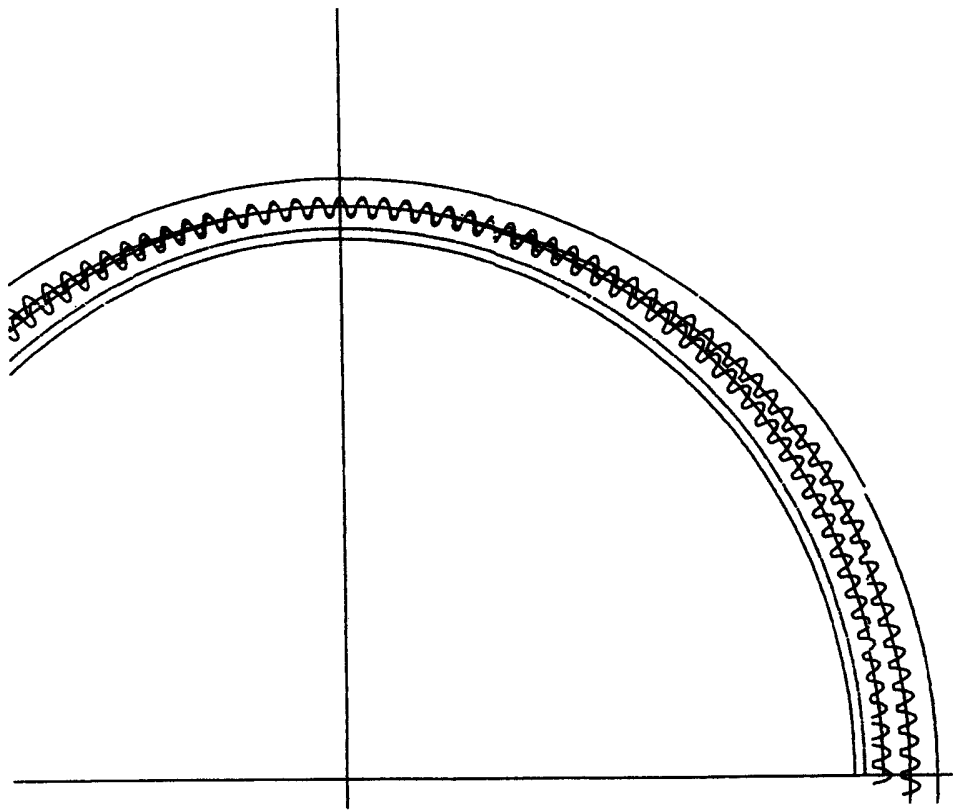
[図6]



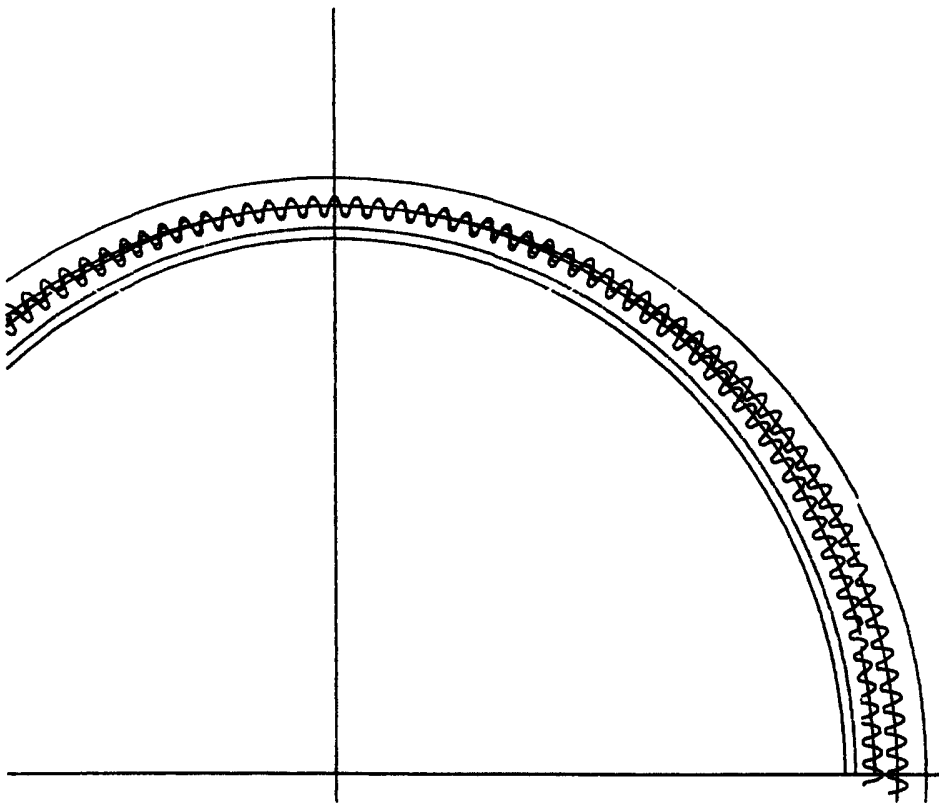
[図7]



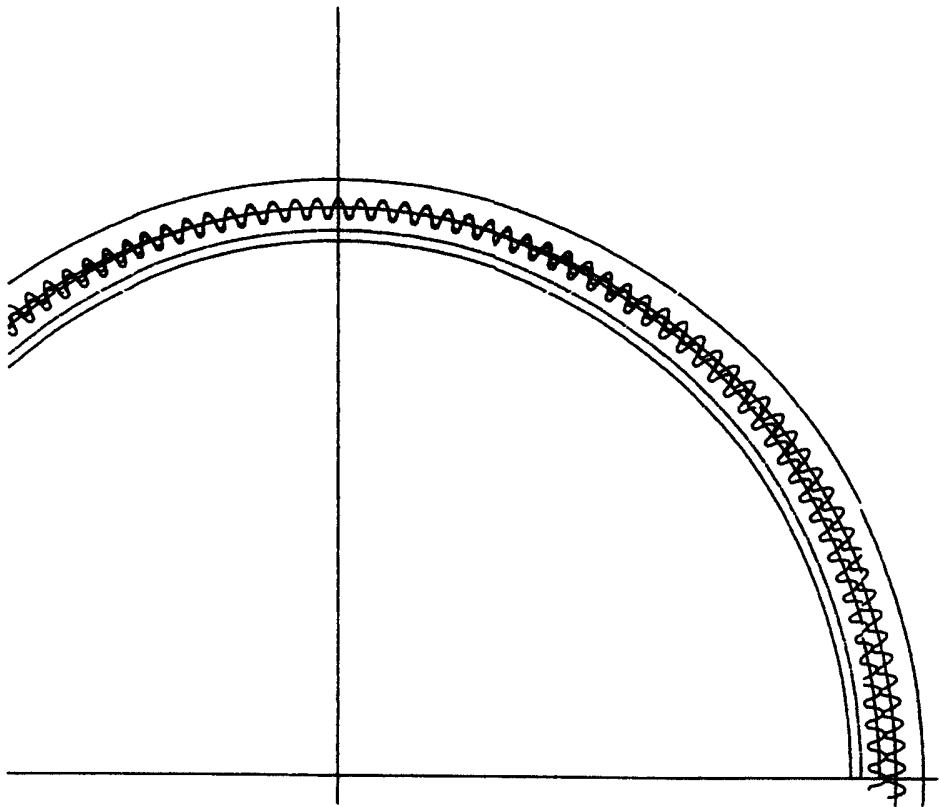
[図8]



[図9]



[図10]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/007934

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F16H1/32

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.Cl⁷ F16H1/32

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2004
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2004	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2004

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.
A	JP 2001-146945 A (Harmonic Drive Systems Inc.), 29 May, 2001 (29.05.01), Full text; Figs. 1 to 7 & DE 10057595 A1 & US 6526849 B1	1-5
A	JP 9-166186 A (Harmonic Drive Systems Inc.), 24 June, 1997 (24.06.97), Full text; Figs. 1 to 8 & WO 97/22818 A1 & EP 810390 A1 & US 5918508 A	1-5
A	WO 96/19683 A1 (Harmonic Drive Systems Inc.), 27 June, 1996 (27.06.96), Full text; Figs. 1 to 14 & EP 745786 A1 & US 5782143 A	1-5

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ 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
30 June, 2004 (30.06.04)

Date of mailing of the international search report
20 July, 2004 (20.07.04)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/007934

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 7-293643 A (Harmonic Drive Systems Inc.), 07 November, 1995 (07.11.95), Full text; Figs. 1 to 10 & DE 69507559 C2 & WO 95/28583 A1 & CA 2165571 A & EP 703385 A1 & US 5687620 A	1-5
A	JP 63-115943 A (Harmonic Drive Systems Inc.), 20 May, 1988 (20.05.88), Full text; Figs. 1 to 7 & DE 3784839 A1 & EP 266972 A2 & US 4823638 A & CA 1279502 A & KR 9207996 B	1-5

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))		
Int.Cl ⁷ F16H 1/32		
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 ⁷ F16H 1/32		
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 1971-2004年 日本国実用新案登録公報 1996-2004年 日本国登録実用新案公報 1994-2004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 請求の範囲の番号
A	J P 2001-146945 A (株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ) 2001.05.29, 全文, 図1-7 & DE 10057595 A1 & US 6526849 B1	1-5
A	J P 9-166186 A (株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ) 1997.06.24, 全文, 図1-8 & WO 97/22818 A1 & EP 810390 A1 & US 5918508 A	1-5
☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。 ☐ 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	国際調査報告の発送日	
30.06.2004	20.7.2004	
国際調査機関の名称及びあて先	特許庁審査官 (権限のある職員)	3 J 8916
日本国特許庁 (ISA/J P)	鈴木 充	
郵便番号100-8915	電話番号 03-3581-1101	内線 3328
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		

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 請求の範囲の番号
A	WO 96/19683 A1 (株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ) 1996. 06. 27, 全文, 第1-14図 & EP 745786 A1 & US 5782143 A	1-5
A	JP 7-293643 A (株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ) 1995. 11. 07, 全文, 図1-10 & DE 69507559 C2 & WO 95/28583 A1 & CA 2165571 A & EP 703385 A1 & US 5687620 A	1-5
A	JP 63-115943 A (株式会社ハーモニック・ドライブ・システムズ) 1988. 05. 20, 全文, 第1-7図 & DE 3784839 A1 & EP 266972 A2 & US 4823638 A & CA 1279502 A & KR 9207996 B	1-5