

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2010年5月14日(14.05.2010)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2010/052978 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 1/32 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2009/067052
- (22) 国際出願日: 2009年9月30日(30.09.2009)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2008-284396 2008年11月5日(05.11.2008) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ナブテスコ株式会社 (Nabtesco Corporation) [JP/JP]; 〒1050022 東京都港区海岸一丁目9番18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): 三好 洋之 (MIYOSHI Hiroyuki) [JP/JP]; 〒5148533 三重県津市片山町荻町田594番地 ナブテスコ株式会社 津工場内 Mie (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人 快友国際特許事務所 (KAI-U PATENT LAW FIRM); 〒4500002 愛知県名古屋市中村区名駅二丁目45番14号 日石名駅ビル7階 Aichi (JP).

古屋市中村区名駅二丁目45番14号 日石名駅ビル7階 Aichi (JP).

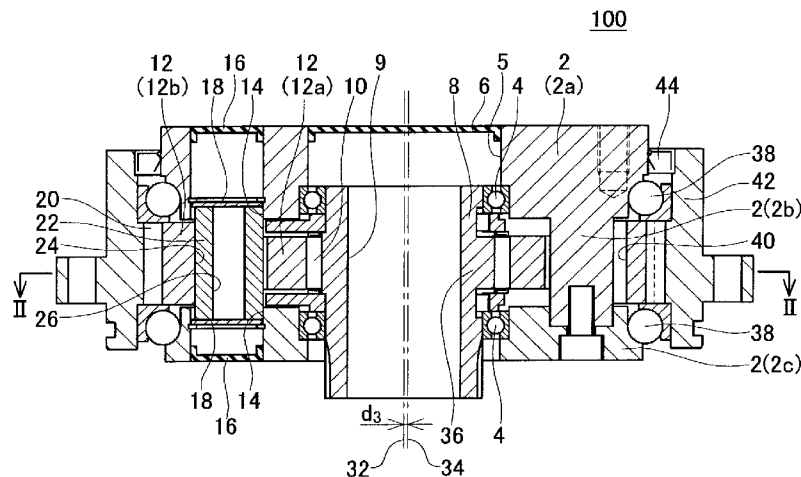
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, 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, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: POWER TRANSMITTING GEAR DEVICE

(54) 発明の名称: 歯車伝動装置

[図1]



(57) Abstract: A power transmitting gear device having reduced backlash. A power transmitting gear device (100) is provided with an internally toothed gear (42), a carrier (2), an externally toothed gear (12), and torque pins (22). The carrier (2) is supported so as to be coaxial with the internally toothed gear (42). Engaging holes (14) extending along the axis (32) of the internally toothed gear (42) are formed in the carrier (2). The externally toothed gear (12) is supported by the carrier (2) so as to be rotatable eccentrically and rotates eccentrically while meshing with the internally toothed gear (42). Through-holes (24) are formed in the externally toothed gear (12). The torque pins (22) are movably fitted in the engaging holes (14) and in the through-holes (24).

(57) 要約: 歯車伝動装置のバックラッシュを低減する技術を提供する。歯車伝動装置100は、内歯歯車42とキャリア2と外歯歯車12とトルクピン22を備えている。キャリア2は、内歯歯車42に同軸に支持されている。キャリア2には、内歯歯車42の軸線32に沿って延びている係止孔14が形成されている。外歯歯車12は、キャリア2に偏心回転可能に支持されており、内歯歯車42と噛み合いながら偏心回転する。外歯歯車12には、貫通孔24が形成されている。トルクピン22は、係止孔14と貫通孔24の双方に遊嵌している。

WO 2010/052978 A1



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称： 歯車伝動装置

技術分野

[0001] 本出願は、２００８年１１月５日に提出された日本国特許出願第２００８－２８４３９６号に基づく優先権を主張する。その出願の全ての内容は、この明細書中に参照により援用されている。本出願は、偏心揺動型の歯車伝動装置に関する。特に、バックラッシュを低減した偏心揺動型の歯車伝動装置に関する。

背景技術

[0002] 内歯歯車と、内歯歯車に噛み合う外歯歯車と、外歯歯車を偏心回転可能に支持するキャリアとを備える偏心揺動型の歯車伝動装置が知られている。キャリアは、内歯歯車に同軸に支持されている。この歯車伝動装置は、外歯歯車の偏心回転に伴って、キャリアと内歯歯車が相対的に回転する。

[0003] キャリアは、クランクシャフトを備えている。外歯歯車は、そのクランクシャフトの回転によって偏心回転する。クランクシャフトがキャリアと同軸に配置されている場合、外歯歯車からキャリアにトルクを伝達するためのトルクピンが採用されることがある。トルクピンは、キャリアの軸線からオフセットした位置でキャリアに固定されている。そのトルクピンは、外歯歯車に設けられた貫通孔を通過している。外歯歯車に設けられた貫通孔の径はトルクピンの径よりも大きいので、外歯歯車の偏心回転が許容される。クランクシャフトが回転すると、トルクピンが外歯歯車に設けられた貫通孔の内周面に接しながら、トルクピン（キャリア）と外歯歯車が相対的に偏心回転する。トルクピンと外歯歯車の接点で、トルクが外歯歯車からキャリアに伝達される。そのような歯車伝動装置が、例えば日本国特許公開公報２００６－７１０１７号に開示されている。以下の説明では、日本国特許公開公報２００６－７１０１７号を特許文献１と称する。なお、本明細書では、孔を形成する壁面のことを「孔の内周面」と呼ぶ。

- [0004] 特許文献 1 の歯車伝動装置では、キャリアと外歯歯車の間の摩擦を低減するために、リング部材が、トルクピンの外周に嵌められている。リング部材は、外歯歯車に対して、転がり軸受と同等に機能する。他方、リング部材は、その内周面でトルクピンに接するので、キャリアに対して、すべり軸受と同等に機能する。

発明の概要

発明が解決しようとする課題

- [0005] 特許文献 1 の歯車伝動装置では、リング部材をすべり軸受と同等に機能させるために、リング部材とトルクピンの間に必ずクリアランスを設ける必要がある。このクリアランスは、バックラッシュの原因となる。本明細書は、キャリアと外歯歯車の間の摩擦を増大することなくリング部材を不要とすることにより、歯車伝動装置のバックラッシュを低減する技術を提供する。

課題を解決するための手段

- [0006] 本明細書が開示する歯車伝動装置は、内歯歯車と、内歯歯車に噛み合う外歯歯車と、外歯歯車を偏心回転可能に支持しているキャリアとを備える。キャリアは、内歯歯車に同軸に支持されている。キャリアには、内歯歯車の軸線に沿って延びている係止孔が形成されている。外歯歯車には、内歯歯車の軸線に沿って見たときに、貫通孔が、係止孔の一部と重なるように形成されている。この歯車伝動装置は、上記の係止孔と貫通孔が形成されているとともに、係止孔と貫通孔に遊嵌しているトルクピンを備えていることを特徴とする。トルクピンが係止孔と貫通孔の双方に遊嵌しているので、外歯歯車の偏心回転が許容される。
- [0007] 上記の歯車伝動装置では、外歯歯車の貫通孔を通過するトルクピンが、キャリアの係止孔に遊嵌している。外歯歯車が偏心回転するとき、トルクピンの外周面が、その中心を挟んで径方向に対向する 2 箇所で係止孔と貫通孔に接する。すなわち、このトルクピンは、キャリアに対して転がり軸受と同等に機能するとともに、外歯歯車に対しても転がり軸受と同等に機能する。転がり軸受に必要とされるクリアランスは、すべり軸受に必要とされるクリ

アランスよりも小さい。従ってこの歯車伝動装置は、リング部材を採用した特許文献1の歯車伝動装置に比べ、キャリアと外歯歯車の間のクリアランスを小さくすることができる。この歯車伝動装置は、キャリアと外歯歯車の間の摩擦を増大することなくリング部材を不要とすることにより、バックラッシを低減することができる。

[0008] 係止孔と貫通孔とトルクピンは、次の関係を満足していてもよい。係止孔の直径を R_1 とし、係止孔の内周面とトルクピンの外周面との間のギャップの最大長を d_1 とし、貫通孔の直径を R_2 とし、貫通孔の内周面とトルクピンの外周面とのギャップの最大長を d_2 とし、キャリアの軸線から外歯歯車の中心までのオフセット量を d_3 としたときに次の2つの式、

$$R_1 / (R_1 - d_1) = R_2 / (R_2 - d_2) \quad (\text{式1})$$

及び、

$$d_1 + d_2 = 2 \times d_3 \quad (\text{式2})$$

の双方が成立している。式1と式2の双方が同時に成立する場合、トルクピンが貫通孔と係止孔の両者に対して転がり軸受として機能することが、幾何学的に保証される。すなわち、トルクピンが貫通孔と係止孔の両者に接しながら滑ることなく回転可能であることが、幾何学的に保証される。

発明の効果

[0009] 本明細書に開示する技術は、バックラッシの発生が低減された歯車伝動装置を実現することができる。

図面の簡単な説明

[0010] [図1]第1実施例の歯車伝動装置の断面図を示す。

[図2]図1のII-II線に沿った断面図を示す。

[図3]第1実施例の歯車伝動装置の部分拡大図を示す。

[図4]トルクピンの動きについて説明する図を示す。

[図5]第2実施例の歯車伝動装置の断面図を示す。

[図6]図5のVI-VII線に沿った断面図を示す。

[図7]第2実施例の歯車伝動装置の部分拡大図を示す。

[図8] 第3実施例の歯車伝動装置の断面図を示す。

[図9] 第4実施例の歯車伝動装置の断面図を示す。

[図10] 図9のX-X線に沿った断面図を示す。

[図11] 第5実施例の歯車伝動装置の断面図を示す。

[図12] 第6実施例の歯車伝動装置の断面図を示す。

[図13] 図12のXIII-XIII線に沿った断面図を示す。

実施例

[0011] 実施例を説明する前に、各実施例の技術的特徴のいくつかを記す。なお、主要な技術的特徴は、各実施例の説明に含まれている。

(特徴1) 歯車伝動装置100、200、300、400及び500では、トルクピンに、自身の軸線に沿った貫通孔が形成されている。

(特徴2) キャリアは、一対の対向するプレートと、双方のプレートを連結するキャリアピンから構成されている。歯車伝動装置200、300、400及び500では、キャリアピンが、トルクピンの貫通孔内を通過している。

(特徴3) キャリアには、内歯歯車の軸線に沿って延びている複数の係止孔が、周方向に並んで形成されている。

(特徴4) 内歯歯車の軸線に沿って見たときに、外歯歯車には、複数の係止孔の夫々に対応する位置に、夫々貫通孔が形成されている。

(特徴5) 歯車伝動装置200及び400では、キャリアの係止孔を横断する断面におけるトルクピンの直径が、外歯歯車の第1貫通孔を横断する断面におけるトルクピンの直径よりも小さい。

(特徴6) 歯車伝動装置100、300、500及び600では、キャリアの係止孔の径が、外歯歯車の第1貫通孔の径に等しい。

[0012] (第1実施例)

図1は、歯車伝動装置100の要部断面図を示す。図2は、図1のII-II線に沿った断面図を示す。図3は、図1におけるトルクピン22付近の部分拡大図を示す。なお、図1は、図2のI-I線に沿った断面に相当する。図1

と図2に示すように、歯車伝動装置100は、内歯歯車42とキャリア2と外歯歯車12とクランクシャフト8を備えている。なお、詳細は後述するが、キャリア2は、キャリア上部プレート2a、キャリア下部プレート2c及びキャリアピン2bから構成されている。外歯歯車12は、薄肉部12aと厚肉部12bを有している。厚肉部12bは、後述するトルクピン22の径方向の外側に形成されている。さらに詳細は後述するが、歯車伝動装置100は、外歯歯車12が偏心回転することにより、キャリア2を内歯歯車42に対して回転させる。すなわち、歯車伝動装置100は偏心揺動型であり、コンパクトでありながら大きなトルクを出力することができる。そのため、歯車伝動装置100は、産業用ロボットの関節等に好適に使用することができる。

[0013] 内歯歯車42は、歯車伝動装置100のケースの内周面に複数の内歯ピン20を配置することによって形成される。以下の説明では、内歯歯車42と同じ符号を用いてケース42と呼ぶことがある。キャリア2は、キャリア上部プレート2aとキャリア下部プレート2cとキャリアピン2bから構成されている。キャリア上部プレート2aとキャリア下部プレート2cは、対向しているとともに、キャリアピン2bを介して連結されている。キャリアピン2bは、キャリア上部プレート2aと一体に形成されている。キャリア2は、一对のアンギュラ玉軸受38によって、ケース42に回転可能に支持されている。キャリア2の軸線は、内歯歯車42の軸線32に等しい。

[0014] クランクシャフト8は、一对の深溝玉軸受4によって、キャリア2に支持されている。クランクシャフト8の軸線は、内歯歯車42の軸線32に等しい。クランクシャフト8には、偏心体36が設けられている。偏心体36は、針状ころ軸受10を介して、外歯歯車12に係合している。そのため、外歯歯車12の軸線34は、内歯歯車42の軸線32から距離 d_3 だけオフセットしている。クランクシャフト8が回転すると、外歯歯車12は、内歯歯車42と噛み合いながら偏心回転する。外歯歯車12の歯数は、内歯歯車42の歯数（内歯ピン20の数）と異なっている。そのため、クランクシャフト

8が回転すると、外歯歯車12が内歯歯車（ケース）42に対して相対回転する。上記したように、クランクシャフト8がキャリア2に支持されており、クランクシャフト8に設けられている偏心体36に外歯歯車12が係合しているので、外歯歯車12がキャリア2に支持されているといえることができる。歯車伝動装置100は、センタークランク式の歯車伝動装置である。

[0015] 図2に示すように、外歯歯車12の周方向に、複数の第1貫通孔24と複数の第2貫通孔40が形成されている。第1貫通孔24と第2貫通孔40は、交互に形成されている。第1貫通孔24にはトルクピン22が遊嵌しており、第2貫通孔40にはキャリアピン2bが遊嵌している。なお、トルクピン22は第1貫通孔24の内周面に接しており、キャリアピン2bは第2貫通孔40の内周面に接していない。そのため、外歯歯車12が内歯歯車42に対して相対回転するときに、キャリアピン2bは、外歯歯車12からキャリア2へ回転トルクを伝達することに貢献しない。図1に示すように、トルクピン22は、キャリア2に形成されている係止孔14にも遊嵌している。係止孔14は、軸線32に沿って延びている。なお、図示は省略するが、複数の係止孔14が、キャリア2の周方向に沿って並んで形成されている。トルクピン22は、止め部材（ワッシャ）18によって、軸線32方向への移動が規制されている。

[0016] 上記したように、トルクピン22は、キャリア2の係止孔14と外歯歯車12の第1貫通孔24に遊嵌している。そのため、外歯歯車12が偏心回転すると、外歯歯車12とキャリア2が、一体となってケース42に対して相対回転する。外歯歯車12がケース42に対して相対回転すると、外歯歯車12の回転トルクが、トルクピン22を介してキャリア2に伝達される。その結果、キャリア2がケース42に対して相対回転する。なお、上記したように、外歯歯車12には、複数の第1貫通孔24が形成されている。複数の第1貫通孔24の夫々は、複数の係止孔14の夫々に対応する位置に形成されている。

[0017] 図3を参照し、トルクピン22について詳細に説明する。トルクピン22

の中心を挟んで径方向の一方側が、係止孔 14 の内周面に接している。このとき、トルクピン 22 の中心を挟んで径方向の他方側が、第 1 貫通孔 24 の内周面に接している。別言すると、トルクピン 22 の径方向の両サイドが、キャリア 2 と外歯歯車 12 で挟持されている。そのため、トルクピン 22 の軸線は、軸線 32 に平行である。なお、距離 d_1 は、係止孔 14 を横断する断面における、トルクピン 22 の直径と係止孔 14 の直径 R_1 との差を示す。距離 d_1 が、係止孔 14 の内周面とトルクピン 22 との間の隙間の最大長に相当する。距離 d_2 は、第 1 貫通孔 24 を横断する断面における、トルクピン 22 の直径と第 1 貫通孔 24 の直径 R_2 との差を示す。距離 d_2 が、第 1 貫通孔 24 の内周面とトルクピン 22 との間の隙間の最大長に相当する。なお、歯車伝動装置 100 では、係止孔 14 の直径 R_1 が、第 1 貫通孔 24 の直径 R_2 に等しい。また、トルクピン 22 の直径（外径）が、軸線 32 方向（図 1 を参照）の全体に亘って等しい。すなわち、係止孔 14 を横断する断面におけるトルクピン 22 の直径が、第 1 貫通孔 24 を横断する断面におけるトルクピン 22 の直径に等しい。その結果、歯車伝動装置 100 では、距離 d_1 と距離 d_2 が等しい。また、外歯歯車 12 の軸線 34 と内歯歯車 42 の軸線 32 のオフセット距離 d_3 （図 1 を参照）は、距離 d_1 と距離 d_2 の夫々に等しいといえることができる。別言すると、歯車伝動装置 100 は、距離 $d_1 = 距離 d_2 = 距離 d_3$ の関係を満足している。

[0018] 図 4 を参照し、外歯歯車 12 が偏心回転するときの、トルクピン 22 の動きについて説明する。図 4 の（a）は、図 2 の状態における、係止孔 14 と第 1 貫通孔 24 とトルクピン 22 の位置関係を示す。なお、説明を容易にするため、図 4 では、距離 d_1 と距離 d_2 を、図 3 の距離 d_1 と距離 d_2 よりも拡大している。また、図 4 の（b）は、外歯歯車 12 が、図 2 の状態から 90° 偏心回転した状態を示す。符号 52 は第 1 貫通孔 24 の中心を示し、符号 54 はトルクピン 22 の中心を示し、符号 56 は係止孔 14 の中心を示す。

[0019] 図 4 に示すように、歯車伝動装置 100 を平面視すると、第 1 貫通孔 24 が係止孔 14 の一部に重なっている。別言すると、第 1 貫通孔 24 の中心 5

2は係止孔14の中心56からオフセットしており、そのオフセット量は、係止孔14の半径よりも小さい。外歯歯車12が偏心回転すると、第1貫通孔24の中心52は、係止孔14の中心56の周りを移動する。このときに、トルクピン22の中心54も、係止孔14の中心56の周りを移動する。トルクピン22は、係止孔14内を転がりながら、中心56の周りを移動する。別言すると、トルクピン22は、回転しながら、係止孔14（キャリア2）に対して偏心回転する。外歯歯車12の第1貫通孔24を基準とすると、トルクピン22は、回転しながら、第1貫通孔24（外歯歯車12）に対して偏心回転するといえることができる。

[0020] 符号A22は、(a)の状態における、トルクピン22の係止孔14に接する接点を示している。符号B22は、(a)の状態における、トルクピン22の第1貫通孔24に接する接点を示している。外歯歯車12が90°偏心回転すると、接点A22とB22は、(b)に示す位置に移動する。状態(b)では、接点A22が、係止孔14から離れる。同様に、接点B22が、第1貫通孔24から離れる。接点A22は、係止孔14の中心56に対して角度 α_1 だけ回転する。接点B22は、第1貫通孔24の中心52に対して角度 α_2 だけ回転する。歯車伝動装置100では、角度 α_1 が角度 α_2 に等しい。これは、係止孔14の内周面の距離に対するトルクピン22の外周面50の距離の比が、第1貫通孔24の内周面の距離に対するトルクピン22の外周面50の距離の比に等しいからである。別言すると、係止孔14の直径 R_1 と係止孔14内におけるトルクピン22の直径 $(R_1 - d_1)$ との比が、第1貫通孔24の直径 R_2 と第1貫通孔24内におけるトルクピン22の直径 $(R_2 - d_2)$ との比に等しい。すなわち、 $R_1 / (R_1 - d_1) = R_2 / (R_2 - d_2)$ （式1）の関係が成立する。（式1）が成立すると、トルクピン22が外歯歯車12とキャリア2の双方に対して滑らずに転がり得ることが、幾何学的に保証される。

[0021] 上記したように、トルクピン22は、外歯歯車12とキャリア2の双方に対して転がり軸受と同等に機能する。その結果、トルクピン22を介して、

外歯歯車 12 とキャリア 2 との間のクリアランスを小さくすることができる。それにより、歯車伝動装置 100 のバックラッシュを低減することができる。また、歯車伝動装置 100 では、トルクピン 22 が外歯歯車 12 とキャリア 2 の双方に対して滑らずに転がり得ることが、幾何学的に保証される。そのため、外歯歯車 12 からキャリア 2 にトルクが伝達されるときに、トルクの伝達ロスが小さい。

[0022] 上記したように、歯車伝動装置 100 では、距離 d_1 と距離 d_2 が等しく、トルクピン 22 の外径が一定である。そのため、結果的に、直径 R_1 と直径 R_2 が等しくなる。すなわち、トルクピン 22 の外径が一定であれば、距離 $d_1 =$ 距離 d_2 の関係を満足することによって、トルクピン 22 が、外歯歯車 12 とキャリア 2 の双方に対して転がり軸受と同等に機能する。また、距離 $d_1 =$ 距離 d_2 の関係を満足すれば、結果的に距離 $d_1 =$ 距離 $d_2 =$ 距離 d_3 の関係が成立する。しかしながら、係止孔 14 内におけるトルクピン 22 の直径が、第 1 貫通孔 24 内におけるトルクピン 22 の直径と異なる、すなわち、トルクピン 22 の外径が、係止孔 14 内と第 1 貫通孔 24 内で異なる場合があり得る。トルクピン 22 の外径が係止孔 14 内と第 1 貫通孔 24 内で異なる場合、距離 $d_1 =$ 距離 d_2 の関係を満足しても、トルクピン 22 が外歯歯車 12 とキャリア 2 の双方に対して滑らずに転がることが保証されない。ただしこの場合であっても、トルクピン 22 は、外歯歯車 12 とキャリア 2 の双方に対して転がり得る。そのため、トルクピン 22 は、外歯歯車 12 とキャリア 2 の双方に対して転がり軸受と同等に機能する。

[0023] 反対に、トルクピン 22 の外径が係止孔 14 内と第 1 貫通孔 24 内で異なる場合、距離 d_1 と距離 d_2 が異なっても、トルクピン 22 が、外歯歯車 12 とキャリア 2 の双方に対して滑らずに転がり得ることが幾何学的に保証される場合がある。上記したように、係止孔 14 の直径 R_1 と係止孔 14 内におけるトルクピン 22 の直径 $(R_1 - d_1)$ の比が、第 1 貫通孔 24 の直径 R_2 と第 1 貫通孔 24 内におけるトルクピン 22 の直径 $(R_2 - d_2)$ の比に等しければ、トルクピン 22 は、外歯歯車 12 とキャリア 2 の双方に対して滑ら

ずに転がり得ることが幾何学的に保証される。但し、この場合、距離 d_1 と距離 d_2 の和が、外歯歯車 12 の軸線 34 と内歯歯車 42 の軸線 32 のオフセット距離 d_3 の 2 倍に等しくなくてはならない。すなわち、下記の式 1 と式 2 の双方を同時に成立していることが、トルクピン 22 が外歯歯車 12 とキャリア 2 の双方に対して滑らずに転がり得るための条件である。

$$R_1 / (R_1 - d_1) = R_2 / (R_2 - d_2) \quad (\text{式 1})$$

$$d_1 + d_2 = 2 \times d_3 \quad (\text{式 2})$$

[0024] 歯車伝動装置 100 の場合、係止孔 14 内におけるトルクピン 22 の直径が、第 1 貫通孔 24 内におけるトルクピン 22 の直径に等しい。すなわち、 $(R_1 - d_1)$ と $(R_2 - d_2)$ が等しい。そのため、距離 d_1 と距離 d_2 が等しければ、結果的に、直径 R_1 と直径 R_2 が等しくなる。歯車伝動装置 100 は、上記式 1 と式 2 を同時に満足している。

[0025] 歯車伝動装置 100 の他の特徴を説明する。図 1 と図 2 に示すように、トルクピン 22 に、自身の軸線に沿って中心貫通孔 26 が形成されている。中心貫通孔 26 を設けることにより、トルクピン 22 の重量を軽くすることができる。トルクピン 22 の慣性力を小さくすることができる。なお、トルクピン 22 は、外歯歯車 12 からキャリア 2 に伝達されるトルクによって変形しない程度の肉厚が確保されている。伝達されるトルクが大きい場合、トルクピン 22 を中実にしてもよい。

[0026] 係止孔 14 は、キャリア上部プレート 2a とキャリア下部プレート 2c の双方に形成されている。そのため、トルクピン 22 の軸線 32 方向の両側で、トルクピン 22 が係止孔 14 に接する。キャリア上部プレート 2a とキャリア下部プレート 2c の双方に、外歯歯車 12 の回転トルクをバランスよく伝達することができる。また、外歯歯車 12 は、トルクピン 22 の軸線方向のほぼ中央部分に配置されている。そのため、外歯歯車 12 の回転トルクを、バランスよくトルクピン 22 に伝達することができる。

[0027] 図 1 に示すように、外歯歯車 12 は、薄肉部 12a と厚肉部 12b を備えている。厚肉部 12b は、薄肉部 12a の外側に形成されている。別言する

と、外歯歯車 12 の内歯歯車 42 と噛み合う部分が、厚く形成されている。
外歯歯車 12 と内歯歯車 42 の噛み合いを強くすることができる。

[0028] キャリア 2 の中心にキャリア貫通孔 5 が形成されており、クランクシャフト 8 の中心にクランクシャフト貫通孔 9 が形成されている。キャリア貫通孔 5 とクランクシャフト貫通孔 9 は連通している。貫通孔 5、9 内に、配線やシャフト等を通過させることができる。なお、歯車伝動装置 100 では、貫通孔 5、9 内に配線やシャフト等を通過させないので、キャリア貫通孔 5 にシールキャップ 6 を固定している。また、キャリア 2 の係止孔 14 は、キャリア 2 の軸線 32 方向の両端部にまで延びている。そのため、キャリア上部プレート 2a とキャリア下部プレート 2c を固定した後に、係止孔 14 内にトルクピン 22 を挿入することができる。歯車伝動装置 100 の製造を簡単にすることができる。

[0029] キャリア上部プレート 2a とキャリア下部プレート 2c の夫々の係止孔 14 に、シールキャップ 16 が固定されている。また、ケース 42 とキャリア 2 の間に、オイルシール 44 が配置されている。シールキャップ 6、16 及びオイルシール 44 により、歯車伝動装置 100 内に封止された潤滑剤が、歯車伝動装置 100 外に漏れることを防止することができる。

[0030] 上記したように、式 1 と式 2 を満足すれば、トルクピン 22 は、係止孔 14 と第 1 貫通孔 24 の双方に対して転がり軸受と同等に機能することができる。しかしながら、式 1 と式 2 を満足することが、トルクピン 22 が係止孔 14 と第 1 貫通孔 24 のいずれに対しても実際に滑らないことを保証するものではない。一般的な転がり軸受においても、転動体が滑りを伴うことがある。転動体と外輪、あるいは転動体と内輪の間に滑りが生じ得るとしても、設計上は、転がり軸受に必要な隙間は、滑り軸受に必要な隙間よりも小さくすることができる。

[0031] なお、式 1 と式 2 の少なくとも一方が成立しない場合、トルクピン 22 は、係止孔 14 と第 1 貫通孔 24 の少なくとも一方に対して転がりながら摺動する。トルクピン 22 が転がる分だけ、トルクピン 22 とキャリア 2、トル

クピン２２と外歯歯車１２の間の摺動距離の少なくとも一方を短くすることができる。そのため、式１と式２の少なくとも一方が成立しない歯車伝動装置であっても、キャリアに固定されたトルクピンにリング部材を嵌め込む従来の歯車伝動装置に比べ、トルクピン２２を介して、キャリア２と外歯歯車１２の間のクリアランスを小さくすることができる。

[0032] （第２実施例）

図５から図７を参照し、歯車伝動装置２００について説明する。図５は、歯車伝動装置２００の要部断面図を示す。図６は、図５のⅤⅠ－ⅤⅠ線に沿った断面図を示す。図７は、図５におけるトルクピン２２２付近の部分拡大図を示す。歯車伝動装置２００は歯車伝動装置１００の変形例であり、歯車伝動装置１００と同じ部品には、同じ符号又は数字の下二桁が同じ符号を付すことにより説明を省略することがある。

[0033] 図５と図６に示すように、キャリアピン２０２ｂが、トルクピン２２２の中心貫通孔２２６内を通過している。そのため、外歯歯車１２に、キャリアピン２０２ｂを通過させるための第２貫通孔４０（図２を参照）を形成する必要がない。別言すると、トルクピン２２２の中心貫通孔２２６が、キャリアピン２０２ｂのための第２貫通孔を兼ねている。なお、歯車伝動装置２００のトルクピン２２２の数は、歯車伝動装置１００のトルクピン２２の数に等しい。歯車伝動装置２００のキャリアピン２０２ｂの数は、歯車伝動装置１００のキャリアピンの数に等しい。歯車伝動装置２００は、トルクピン２２２及びキャリアピン２０２ｂの数を減らすことなく、外歯歯車２１２に形成する貫通孔の数を減らすことができる。そのため、外歯歯車２１２の加工を容易にすることができる。また、外歯歯車２１２に形成する貫通孔の数が少ないので、外歯歯車２１２の強度が低下することを防止することができる。すなわち、歯車伝動装置２００は、キャリアの強度を維持しながら、外歯歯車の強度を向上させることができる。なお、キャリアピン２０２ｂは、中心貫通孔２２６の内周面に接していない、そのため、キャリアピン２０２ｂがトルクピン２２２の回転（第１貫通孔２２４と係止孔２１４に対するトル

クピン 222 の転がり) を妨げることはない。

[0034] 図 7 に示すように、トルクピン 222 は、大径部 222 a と小径部 222 b を有している。大径部 222 a は、外歯歯車 212 の第 1 貫通孔 224 と接している。小径部 222 b は、キャリア 202 の係止孔 214 と接している。図 7 から明らかなように、係止孔 214 の直径 R_1 は、第 1 貫通孔 224 の直径 R_2 よりも小さい。そのため、アンギュラ玉軸受 38 のインナーレース 38 a と係止孔 214 の間の距離を短くすることなく、直径 R_2 と直径 R_1 の差分だけ、軸線 32 とトルクピン 222 との間のオフセット距離を大きくすることができる。別言すると、歯車伝動装置 200 は、歯車伝動装置 100 におけるトルクピン 22 の位置よりも、トルクピン 222 を歯車伝動装置 200 の径方向の外側に配置することができる。その結果、キャリア 202 のキャリア貫通孔 205 (図 5 を参照) の径を大きくすることができる。なお、インナーレース 38 a と係止孔 214 の間の距離を短くすると、キャリア 202 の強度が低下する虞がある。同様に、キャリア貫通孔 205 と係止孔 214 の距離を短くすると、キャリア 202 の強度が低下する虞がある。

[0035] 歯車伝動装置 200 では、係止孔 214 の直径 R_1 とトルクピン 222 の小径部 222 b の直径 ($R_1 - d_1$) の比が、第 1 貫通孔 224 の直径 R_2 とトルクピン 222 の大径部 222 a の直径 ($R_2 - d_2$) の比に等しい。また、距離 d_1 と距離 d_2 の和が、外歯歯車 212 の軸線 34 と内歯歯車 42 の軸線 32 のオフセット距離 d_3 の 2 倍に等しい。すなわち、歯車伝動装置 200 は、上記式 1 と式 2 の双方を同時に満足する。トルクピン 222 は、外歯歯車 212 とキャリア 202 の双方に対して滑らずに転がり得ることが、幾何学的に保証される。

[0036] 歯車伝動装置 200 では、キャリア上部プレート 202 a の係止孔 214 が、軸線 32 方向において、キャリア上部プレート 202 a を貫通していない。同様に、キャリア下部プレート 202 c の係止孔 214 も、軸線 32 方向において、キャリア下部プレート 202 c を貫通していない。そのため、夫々の係止孔 214 は底面を有している。トルクピン 222 は、ワッシャ 2

18によって軸線32方向の移動が規制されているので、トルクピン222と係止孔214の間に隙間が存在する。トルクピン222が係止孔214の底面と接しないので、係止孔214の底面の仕上げ加工を簡単にすることができる。

[0037] (第3実施例)

図8を参照し、歯車伝動装置300について説明する。歯車伝動装置300は、歯車伝動装置100及び200の変形例である。歯車伝動装置100及び200と実質的に同じ部品には、同じ符号又は数字の下二桁が同じ符号を付すことにより説明を省略することがある。

[0038] 歯車伝動装置300は、キャリアピン302bが、キャリア上部プレート302aと一体に形成されていない。キャリアピン302bは、ボルトによって、キャリア上部プレート302aとキャリア下部プレート302cの双方に固定される。そのため、歯車伝動装置300は、キャリア上部プレート302aの形状を簡単にすることができる。キャリア上部プレート302aの製造コストを低減することができる。歯車伝動装置300では、トルクピン322の外径が軸線32方向で一定である。歯車伝動装置300は、歯車伝動装置100と同様に、係止孔14の直径が、第1貫通孔324の直径と等しい。また、距離 d_1 =距離 d_2 の関係を満足している。そのため、歯車伝動装置300も、トルクピン322が外歯歯車312とキャリア302の双方に対して滑らずに転がり得ることが、幾何学的に保証される。なお、歯車伝動装置200のように、トルクピン322に大径部と小径部を形成してもよい。

[0039] (第4実施例)

図9と図10を参照し、歯車伝動装置400について説明する。図10は、図9のX-X線に沿った断面図を示す。図9は、図10の|X-X線に沿った断面に相当する。歯車伝動装置400は歯車伝動装置200の変形例であり、歯車伝動装置200と同じ部品には、同じ符号又は数字の下二桁が同じ符号を付すことにより説明を省略することがある。

[0040] 図9に示すように、歯車伝動装置400は、2枚の外歯歯車412（412X、412Y）を備えていることを特徴とする。2枚の外歯歯車412の厚みは、径方向に亘って一定である。そのため、外歯歯車412の製造を簡単にすることができる。外歯歯車412Xと外歯歯車412Yは、軸線32に対する偏心方向が対称である。なお、図9の軸線34は、外歯歯車412Yの軸線を示している。図10に示すように、外歯歯車412Yには、第1貫通孔424aと第3貫通孔424bが形成されている。第1貫通孔424aの直径は、第3貫通孔424bの直径よりも小さい。図9に示すように、外歯歯車412Yの第1貫通孔424aに挿入されているトルクピン422Yは、外歯歯車412Xの第3貫通孔424bに挿入されている。また、外歯歯車412Yの第3貫通孔424bに挿入されているトルクピン422Xは、外歯歯車412Xの第1貫通孔424aに挿入されている。そのため、トルクピン422Yには、外歯歯車412Xの回転トルクは伝達されないで、外歯歯車412Yの回転トルクだけが伝達される。同様に、トルクピン422Xには、外歯歯車412Yの回転トルクは伝達されないで、外歯歯車412Xの回転トルクだけが伝達される。

[0041] （第5実施例）

図11を参照し、歯車伝動装置500について説明する。歯車伝動装置500は、歯車伝動装置400の変形例であり、歯車伝動装置400と同じ部品には、同じ符号又は数字の下二桁が同じ符号を付すことにより説明を省略することがある。

[0042] 歯車伝動装置500は、キャリアピン502bが、キャリア上部プレート502aと一体に形成されていない。そのため、歯車伝動装置500は、歯車伝動装置300と同様に、キャリア上部プレート502aの形状を簡単にすることができる。なお、歯車伝動装置200のように、トルクピン522に大径部と小径部を形成してもよい。

[0043] （第6実施例）

図12と図13を参照し、歯車伝動装置600について説明する。図13

は、図12のXIII-XIII線に沿った断面図を示す。図12は、図13のXI-XII線に沿った断面に相当する。歯車伝動装置600は、歯車伝動装置100及び400の変形例であり、歯車伝動装置100及び400と同じ部品には、同じ符号又は数字の下二桁が同じ符号を付すことにより説明を省略することがある。

[0044] 図12に示すように、歯車伝動装置600は、外歯歯車612Xと外歯歯車612Yの間に、キャリア中間プレート660を有している。キャリア中間プレート660には、第4貫通孔666が形成されている。第4貫通孔666は、キャリアピン602bに嵌合している。すなわち、キャリアピン602bを第4貫通孔666に圧入することによって、キャリア中間プレート660がキャリア上部プレート602aと一体化している。キャリア下部プレート602cは、ボルト664によって、キャリアピン602bに固定されている。そのため、キャリア602が、キャリア上部プレート602aと、キャリア下部プレート602cと、キャリアピン602bと、キャリア中間プレート660から構成されているということもできる。キャリア中間プレート660には、第5貫通孔662も形成されている。第5貫通孔662には、トルクピン622Xとトルクピン622Yが遊嵌している。第5貫通孔662の直径は、係止孔614の直径と等しい。歯車伝動装置600を軸線32方向から見ると、第5貫通孔662は、係止孔614に一致する。そのため、第5貫通孔662は、キャリア602の係止孔ということもできる。なお、第5貫通孔662及び係止孔614の直径は、外歯歯車622に形成されている第1貫通孔624の直径に等しい。

[0045] 図13に示すように、複数の第1貫通孔624と複数の第2貫通孔640が、外歯歯車612Yの周方向に沿って交互に形成されている。外歯歯車612Yの第1貫通孔624に、トルクピン622Yが遊嵌している。そして、外歯歯車612Yの第2貫通孔640に、キャリアピン602bが遊嵌している。なお、外歯歯車612Xにも、複数の第1貫通孔624と複数の第2貫通孔640が、外歯歯車612Xの周方向に沿って交互に形成されてい

る。

[0046] 上記したように、トルクピン622Yは、係止孔614、第5貫通孔662及び第1貫通孔624に遊嵌している。トルクピン622Yの中心を挟んで径方向の一方側が、係止孔614及び第5貫通孔662の双方の内周面に接している。また、トルクピン622Yの中心を挟んで径方向の他方側が、外歯歯車612Yの第1貫通孔624の内周面に接している。第1貫通孔624の内周面は、トルクピン622Yの軸線方向のほぼ中央部分に接している。なお、トルクピン622Xについても同様に、外歯歯車612Xの第1貫通孔624の内周面は、トルクピン622Xの軸線方向のほぼ中央部分に接している。

[0047] 歯車伝動装置600では、係止孔614と第5貫通孔662が、トルクピン622の軸線方向の両端部分に接し、第1貫通孔624が、トルクピン622の軸線方向の中央部分に接している。そして、夫々の接点は、トルクピン622の中心を挟んで径方向の反対側に位置する。そのため、歯車伝動装置600の動作中に、トルクピン622の軸線がずれることがない。なお、歯車伝動装置600では、距離 d_1 が距離 d_2 に等しい。係止孔614及び第5貫通孔662の直径が、第1貫通孔624の直径に等しい。さらに、トルクピン622の外径が一定である。そのため、歯車伝動装置600も、上記式1と式2を同時に満足している。

[0048] 歯車伝動装置600の他の特徴を説明する。歯車伝動装置600では、軸線32方向において、クランクシャフト貫通孔609にシールキャップ等を設けない。そのため、クランクシャフト貫通孔609内に、配線やシャフト等を通過させることができる。なお、クランクシャフト608とキャリア602の間にオイルシール668を設けているので、両者の間から、潤滑剤が歯車伝動装置600外に漏れることを防止することができる。

[0049] 歯車伝動装置100と同様に、キャリア602の係止孔614が、キャリア602の軸線32方向の両端部にまで延びている。係止孔614を、キャリア602に簡単に形成することができる。また、キャリア上部プレート6

02a、キャリア中間プレート660、キャリア下部プレート602cを固定した後に、係止孔614内にトルクピン622を挿入することができる。

[0050] トルクピン622は中実である。そのため、外歯歯車612からキャリア602に伝達されるトルクが大きくても、トルクピン622は変形しない。さらに、キャリア上部プレート602aの係止孔614及びキャリア下部プレート602cの係止孔614の夫々に、止め部材618が二重に設けられており、トルクピン622の軸線32方向への移動を規制している。トルクピン622は、回転しながら、係止孔614に対して偏心回転する。すなわち、トルクピン622は、公転および自転運動を行う。そのため、トルクピン622の回転に伴って、止め部材618も回転する。止め部材618が1枚だけ設けられている場合、止め部材618と止め輪619との間ですべりが発生する。この場合、止め部材618と止め輪619の接触面積が小さいため、別言すると、止め輪619から止め部材618に大きな面圧が加わるために、止め部材618が急速に磨耗する可能性がある。止め部材618の磨耗が進むと、止め部材618が損傷する虞がある。本実施例のように止め部材618を二重にすると、トルクピン622に接している止め部材618が回転しても、2枚の止め部材618の間ですべりが発生する。止め部材618同士の接触面積は大きいので、両者の間に加わる面圧を小さくすることができる。そのため、止め部材618同士の間に油膜が形成され、止め部材618の磨耗を抑制することを防止することができる。

[0051] 上記したように、キャリア中間プレート660は、外歯歯車612Xと外歯歯車612Yの間に配置されている。そのため、内歯ピン620が、歯車伝動装置600の径方向の内側に落下することを防止することができる。特に、内歯歯車の歯数（内歯ピンの数）と外歯歯車の歯数の差が2以上の場合、内歯ピンが径方向の内側に落下することを防止する部材（例えば、内歯ピンをケースの内側から押さえるリング等）を設ける必要がある。キャリア中間プレート660を外歯歯車612Xと外歯歯車612Yの間に配置することにより、内歯ピンの落下を防止するための部材を省略することができる。

- [0052] 上記実施例では、センタークランク式の歯車伝動装置について説明した。本発明の特徴は、センタークランク式以外の歯車伝動装置にも適用することができる。すなわち、本発明の特徴は、キャリアの軸線からオフセットされた位置でキャリアの軸線に沿って延びるとともに、キャリアに回転可能に支持されるクランクシャフトを備えるタイプの歯車伝動装置に適用することができる。
- [0053] 以上、本発明の具体例を詳細に説明したが、これらは例示にすぎず、特許請求の範囲を限定するものではない。特許請求の範囲に記載の技術には、以上に例示した具体例を様々に変形、変更したものが含まれる。本明細書または図面に説明した技術要素は、単独であるいは各種の組み合わせによって技術的有用性を発揮するものであり、出願時の請求項に記載の組み合わせに限定されるものではない。また、本明細書または図面に例示した技術は複数の目的を同時に達成するものであり、そのうちの一つの目的を達成すること自体で技術的有用性を持つものである。

請求の範囲

[請求項1]

内歯歯車と、

内歯歯車に同軸に支持されているとともに、内歯歯車の軸線に沿って延びている係止孔が形成されているキャリアと、

キャリアに偏心回転可能に支持されているとともに、前記係止孔の一部に重なる貫通孔が形成されており、内歯歯車と噛み合いながら偏心回転する外歯歯車と、

前記係止孔と前記貫通孔に遊嵌しているトルクピンと、

を備えていることを特徴とする歯車伝動装置。

[請求項2]

前記係止孔の直径を R_1 とし、

前記係止孔の内周面とトルクピンとの間の隙間の最大長を d_1 とし

、

前記貫通孔の直径を R_2 とし、

前記貫通孔の内周面とトルクピンとの間の隙間の最大長を d_2 とし

、

キャリアの軸線から外歯歯車の中心までのオフセット量を d_3 としたときに、

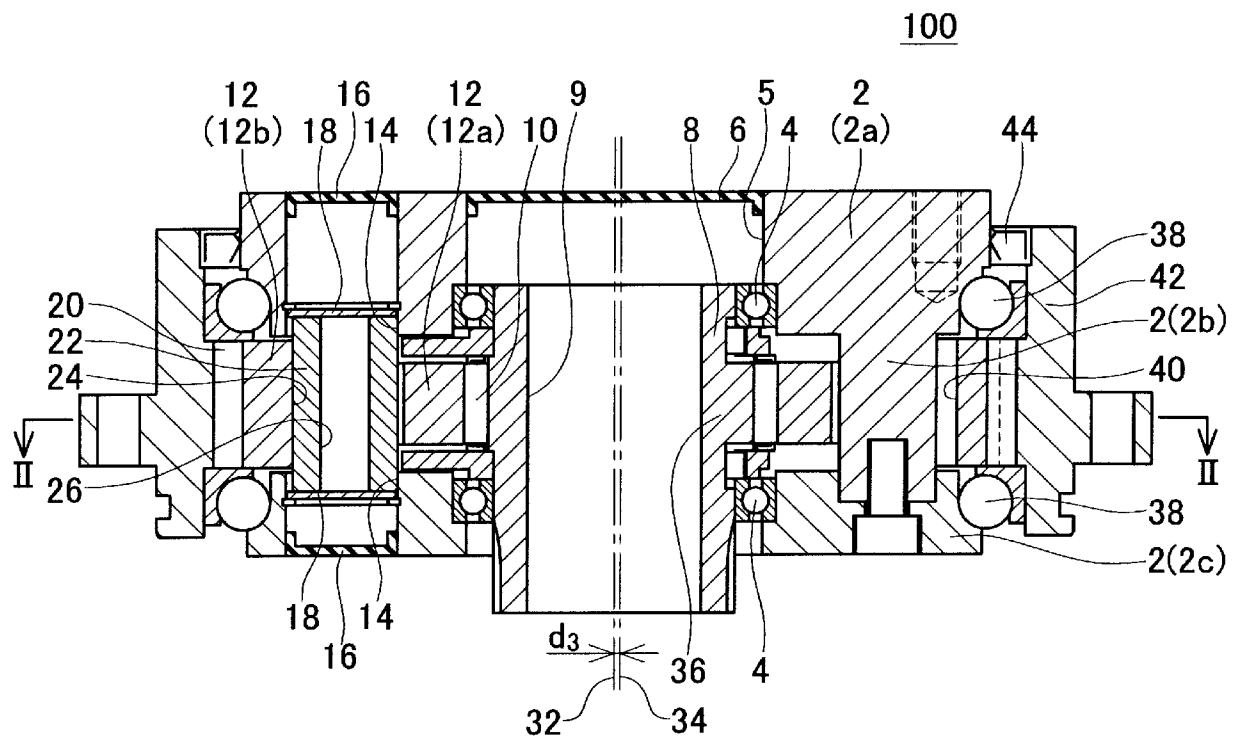
下記式（式1）と（式2）

$$R_1 / (R_1 - d_1) = R_2 / (R_2 - d_2) \quad (\text{式1})$$

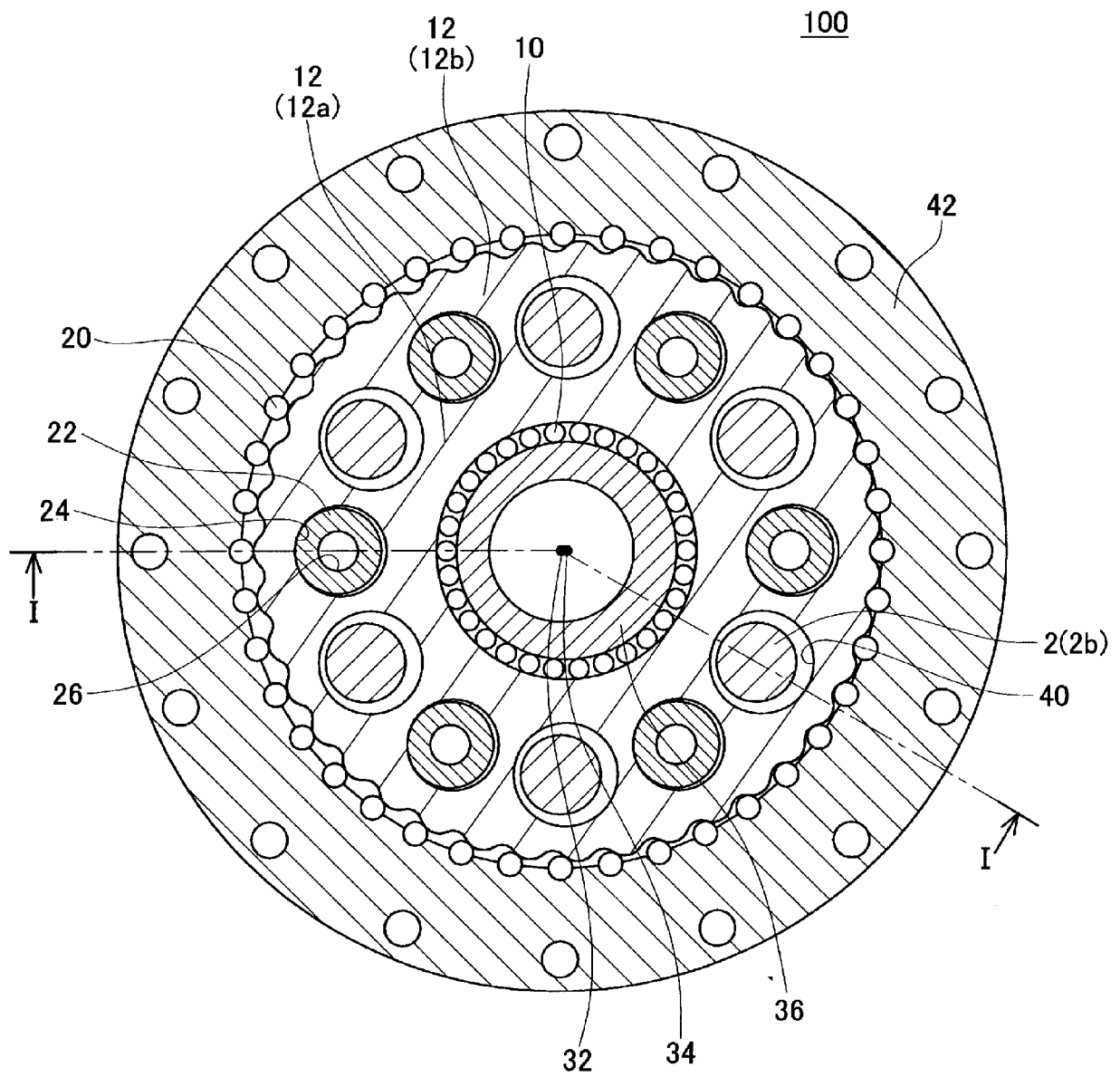
$$d_1 + d_2 = 2 \times d_3 \quad (\text{式2})$$

の双方が成立していることを特徴とする請求項1の歯車伝動装置。

[図1]



[図2]



[図3]

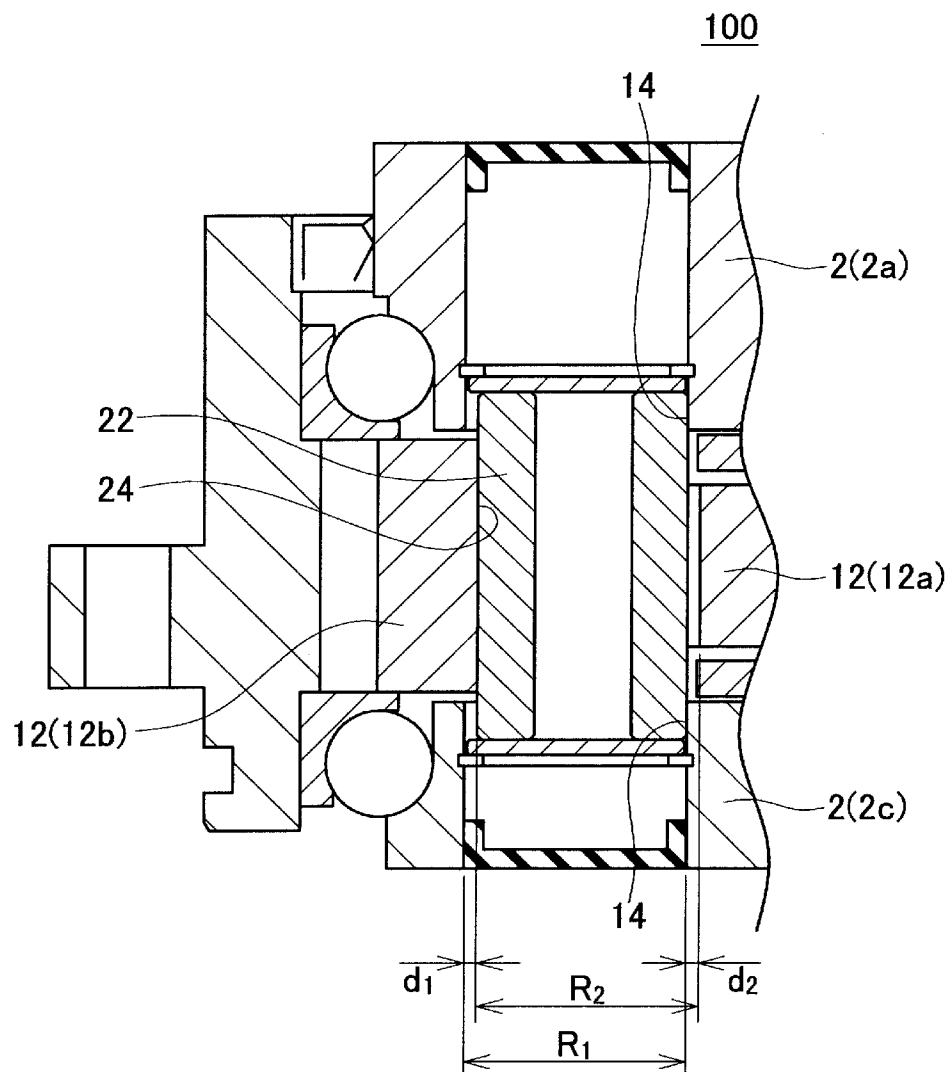
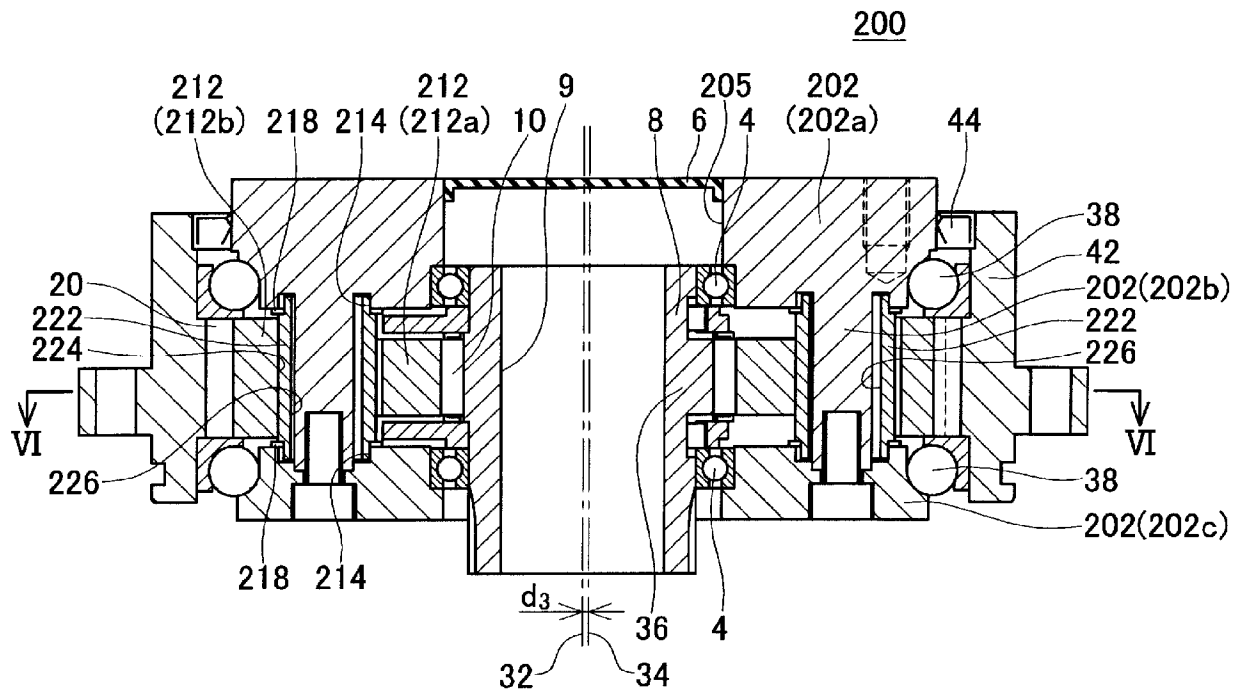
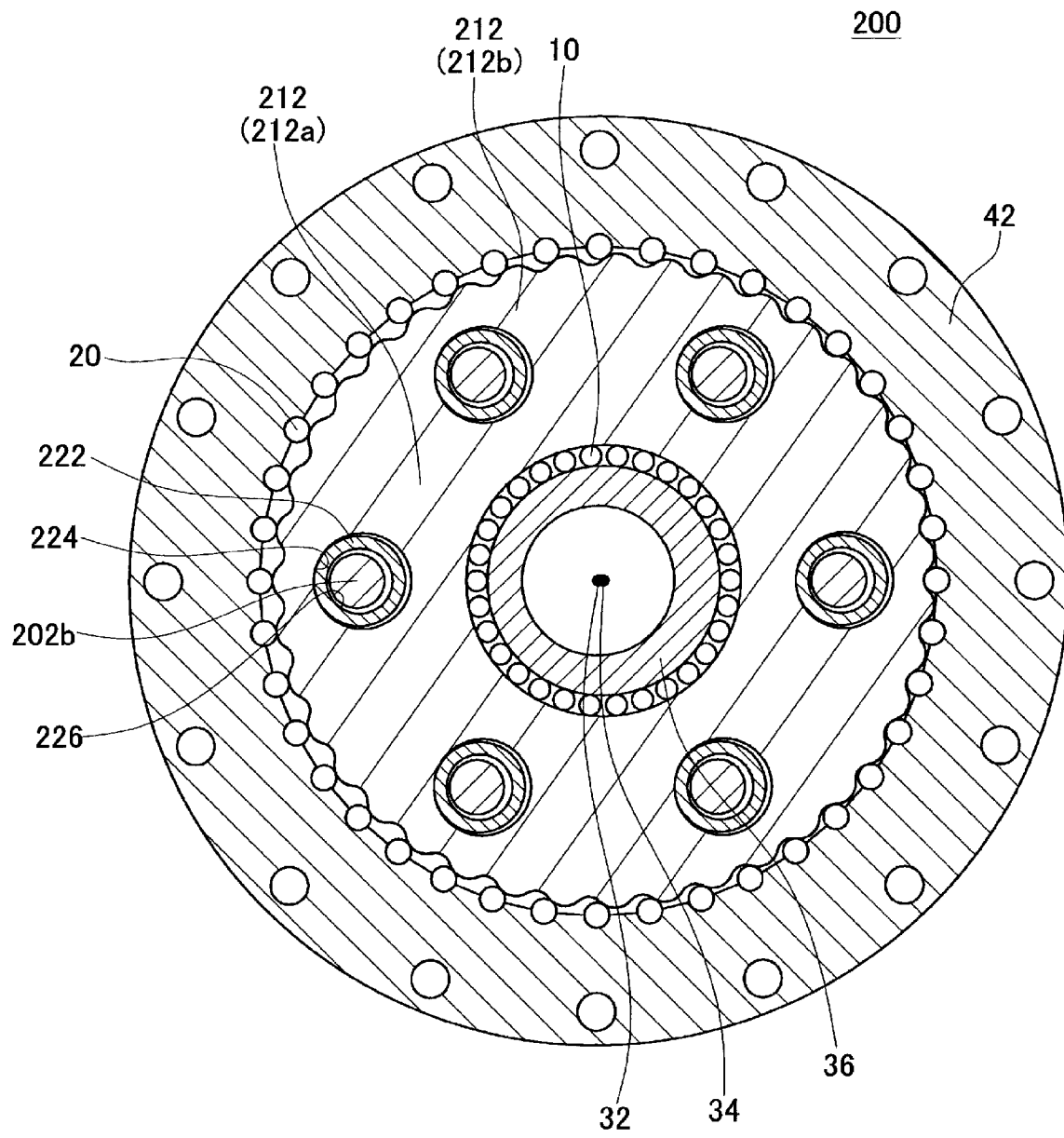


Figure 1 consists of two plan views, (a) and (b), of a circular structure. View (a) shows a central region 14 surrounded by concentric rings 22 and 24. Points A22, B22, and C22 are marked on the rings. Dimensions R1, R2, d1, and d2 are indicated. View (b) shows a detailed view of the central region 14, with points A22, B22, and C22, and angles $\alpha 1$ and $\alpha 2$ indicated.

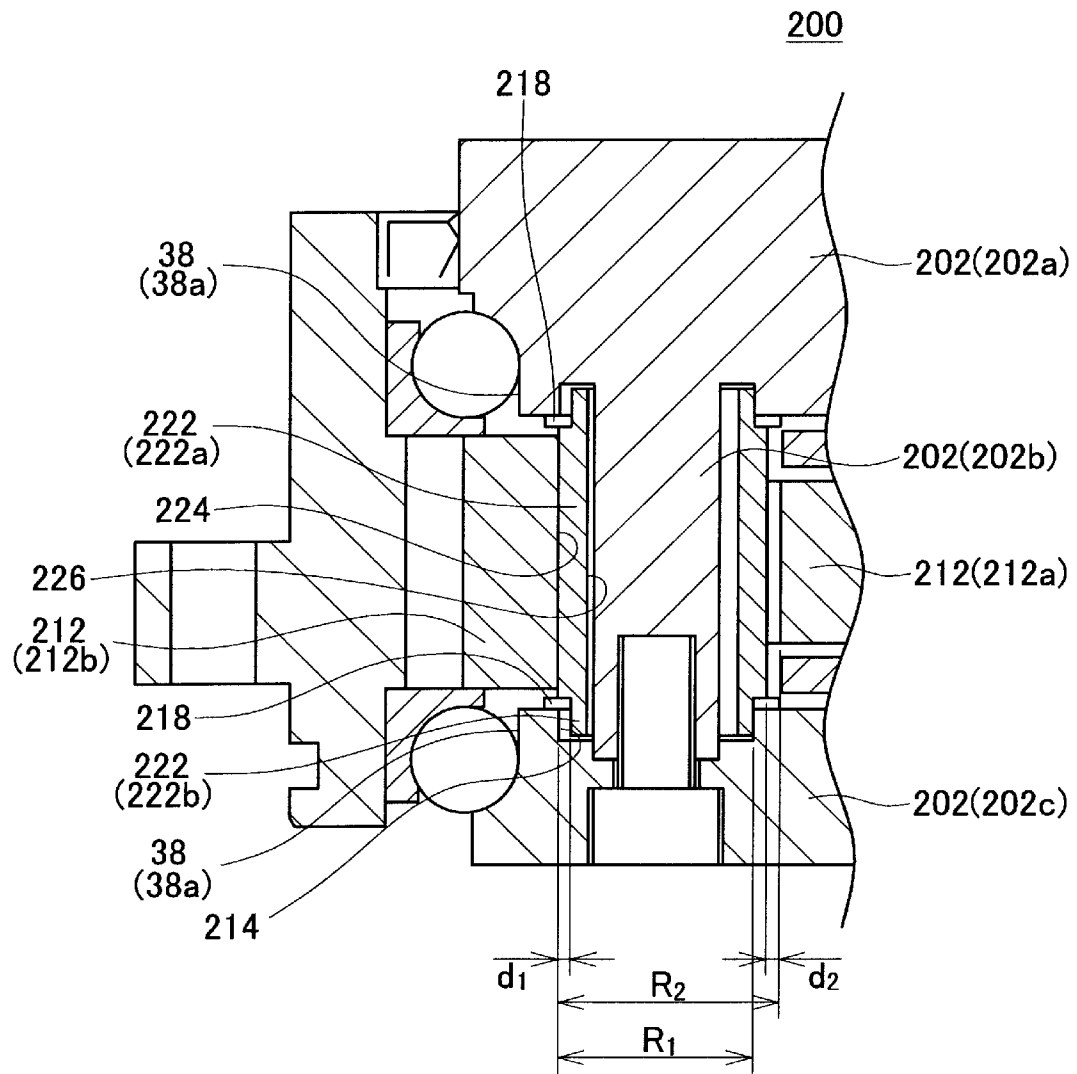
[図5]



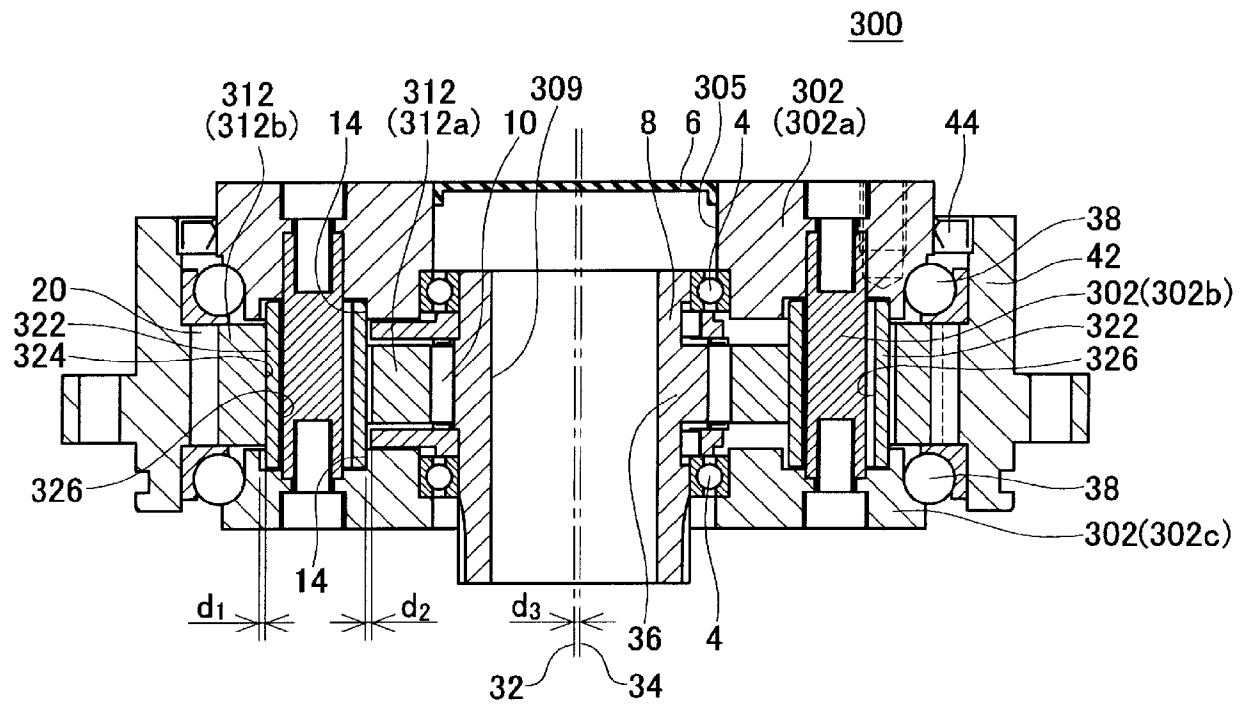
[図6]



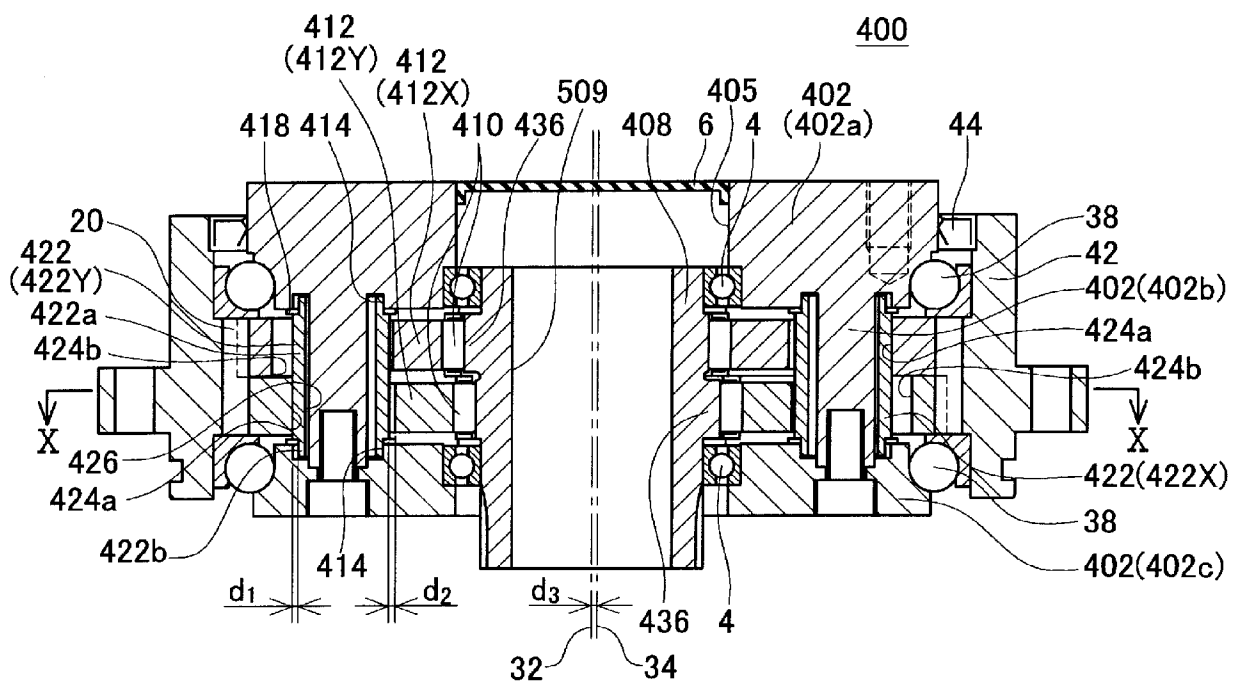
[図7]



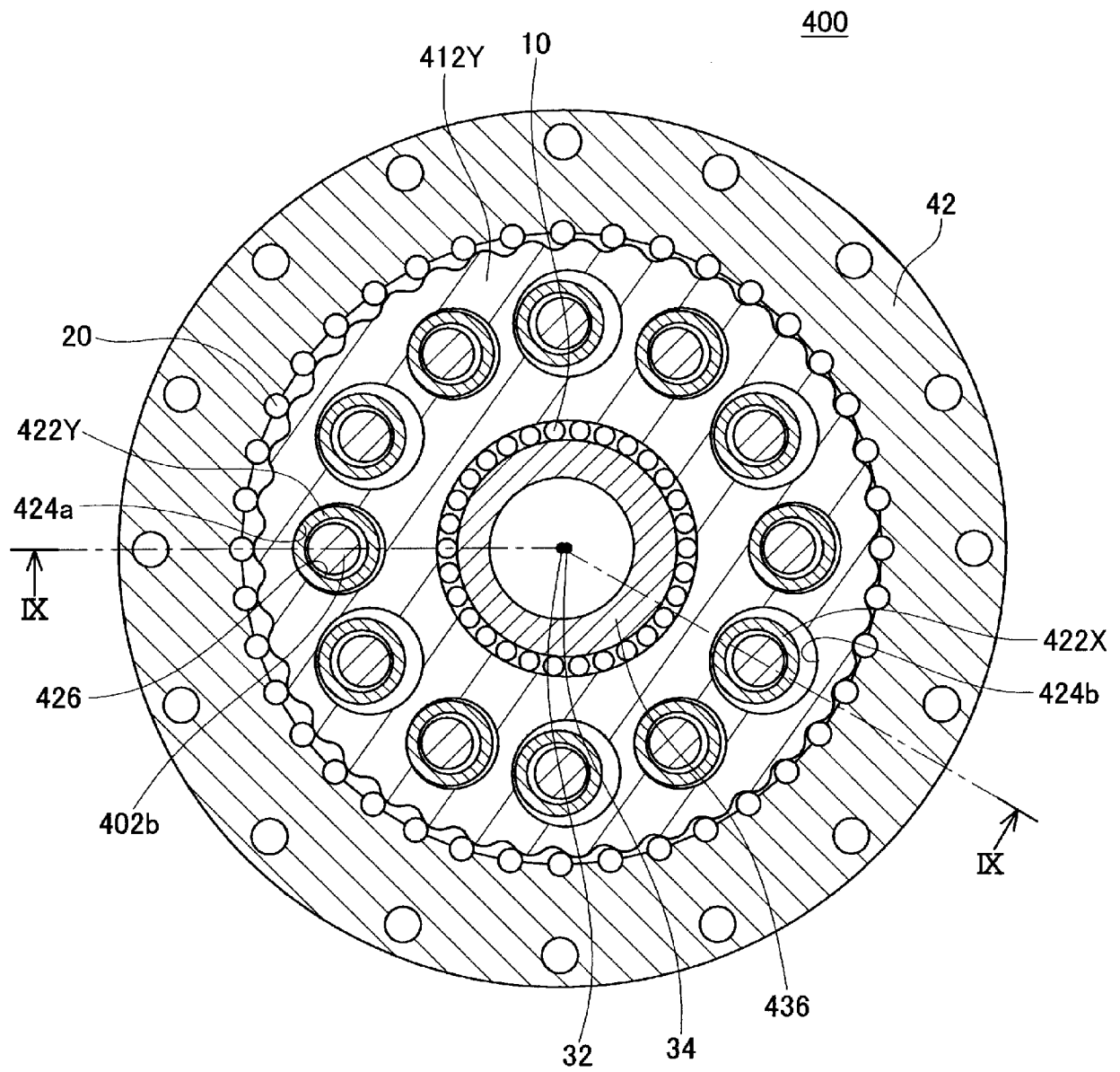
[図8]



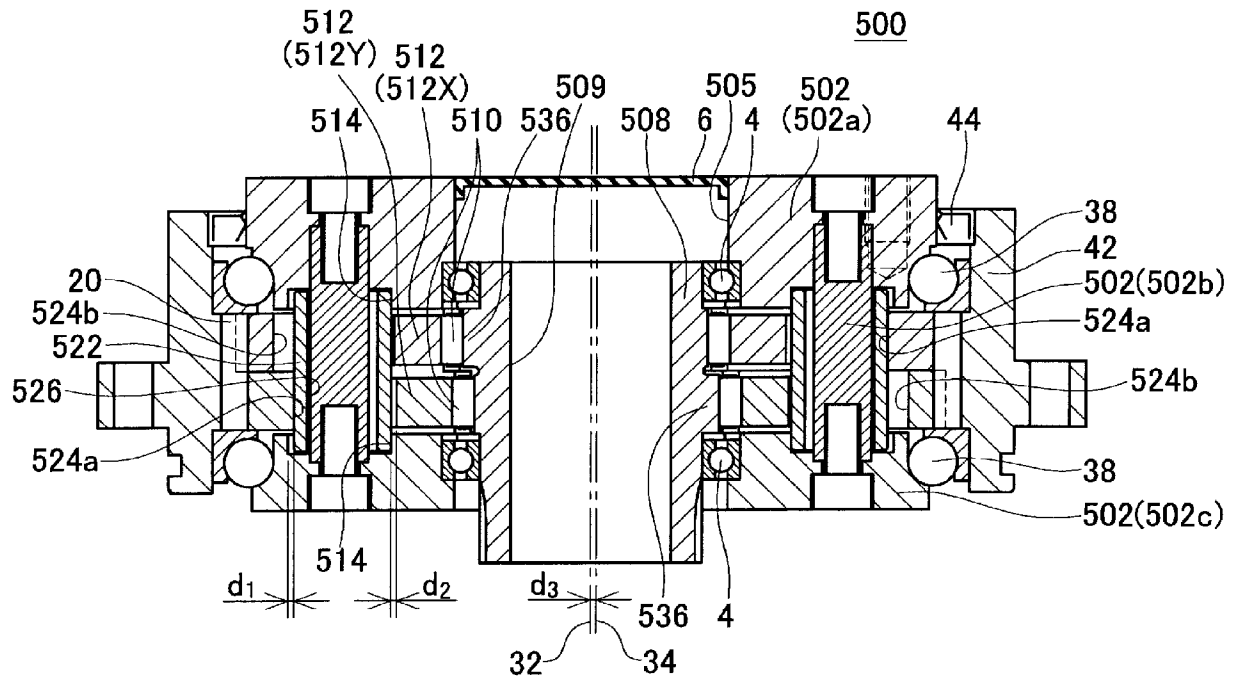
[図9]



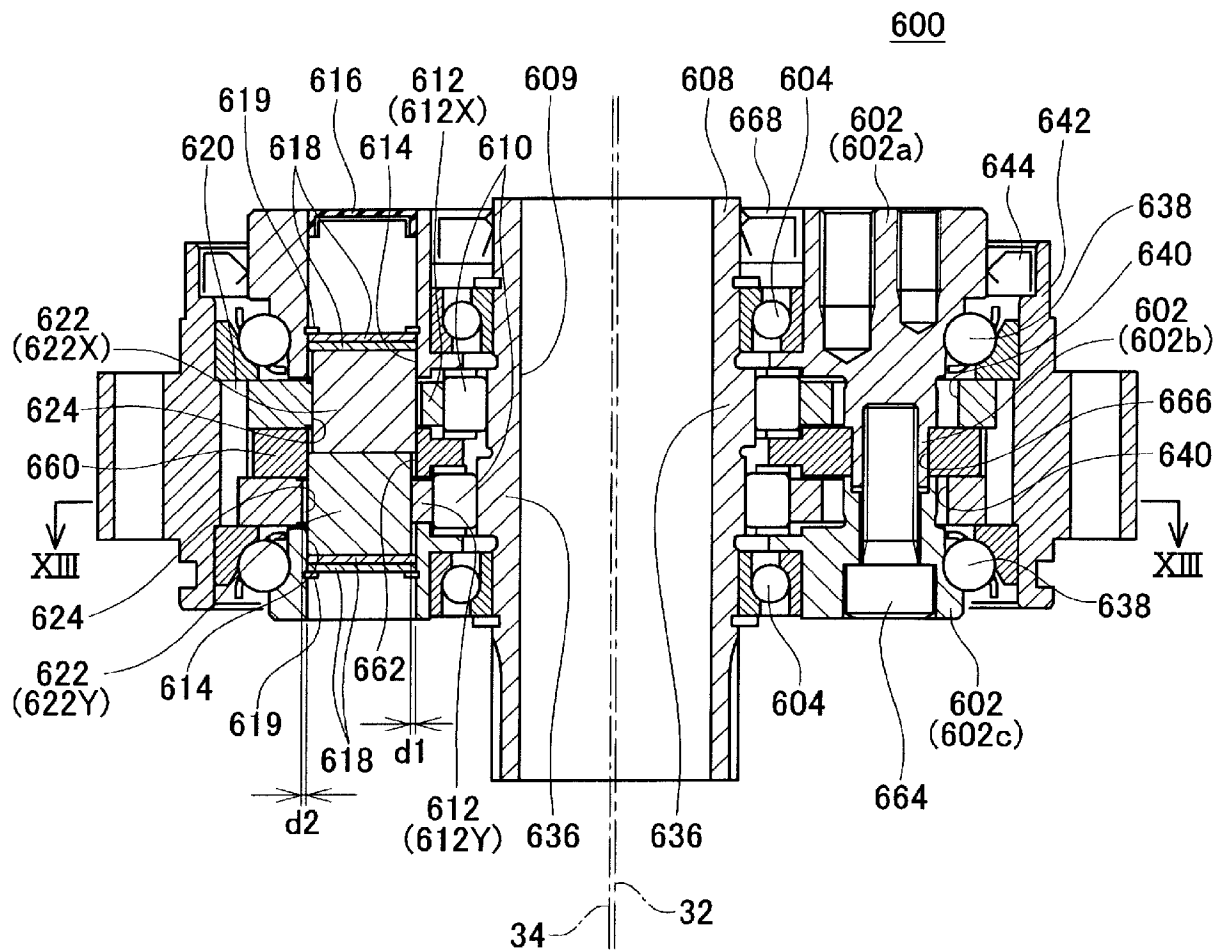
[図10]



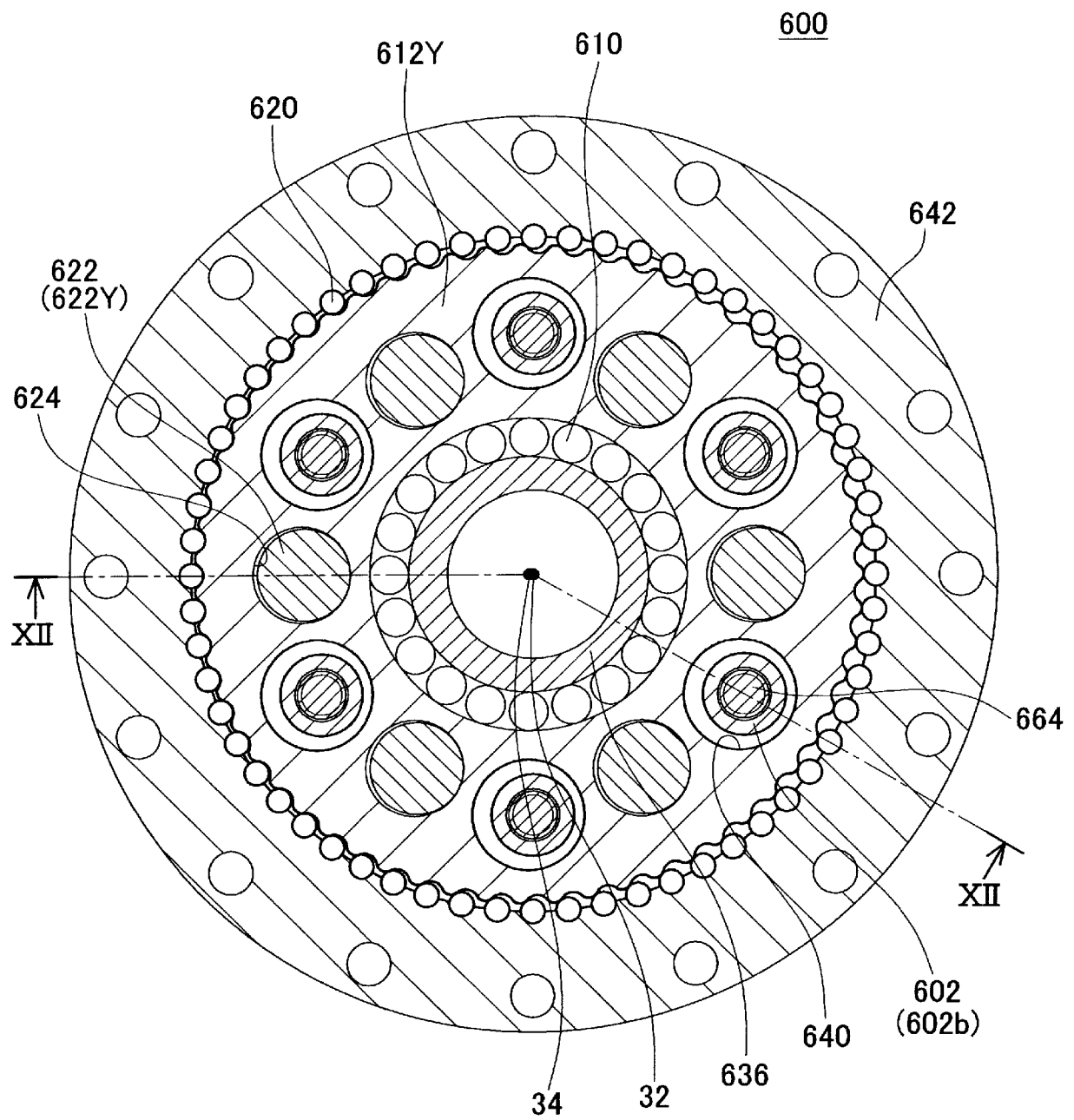
[図11]



[図12]



[図13]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2009/067052

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H1/32 (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)

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 1996-2009

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2009 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2009

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	JP 6-50395 A (Sumitomo Heavy Industries, Ltd.), 22 February 1994 (22.02.1994), fig. 1, 11; paragraphs [0016] to [0018], [0043] (Family: none)	1 2
X A	JP 6-241282 A (Sumitomo Heavy Industries, Ltd.), 30 August 1994 (30.08.1994), entire text (Family: none)	1 2
X A	JP 7-248046 A (Sumitomo Heavy Industries, Ltd.), 26 September 1995 (26.09.1995), entire text (Family: none)	1 2



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

21 December, 2009 (21.12.09)

Date of mailing of the international search report

12 January, 2010 (12.01.10)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H1/32(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（I P C））

Int.Cl. F16H1/32

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 0 9 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 0 9 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 0 9 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	JP 6-50395 A（住友重機械工業株式会社）1994.02.22, 図1, 図11, 第16-18, 43段落（ファミリーなし）	1 2
X A	JP 6-241282 A（住友重機械工業株式会社）1994.08.30, 全文（ファミリーなし）	1 2
X A	JP 7-248046 A（住友重機械工業株式会社）1995.09.26, 全文（ファミリーなし）	1 2

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

2 1 . 1 2 . 2 0 0 9

国際調査報告の発送日

1 2 . 0 1 . 2 0 1 0

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / 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）

大内 俊彦

3 J

9 8 2 4

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 2 8