

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2012-149741

(P2012-149741A)

(43) 公開日 平成24年8月9日(2012.8.9)

(51) Int.Cl. F 1 1 6 H 1/32 (2006.01) テーマコード (参考)
F 1 6 H 1/32 A 3 J 0 2 7

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願2011-10332 (P2011-10332)
(22) 出願日 平成23年1月21日 (2011.1.21)

(71) 出願人 000001247
株式会社ジェイテクト
大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号
(72) 発明者 太田 浩充
大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号
株式会社ジェイテクト内
Fターム(参考) 3J027 FA36 FB31 FB32 GC02 GC03
GC24 GD08 GD12

(54) 【発明の名称】 偏心揺動型減速機

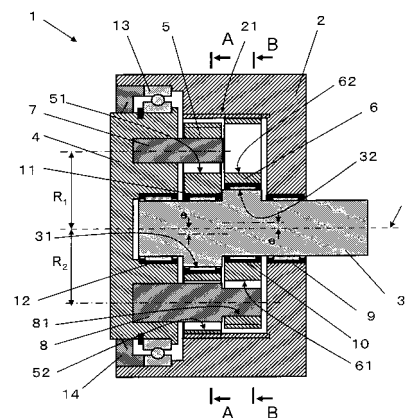
(57) 【要約】

【課題】 夫々の外歯歯車の伝達トルクを所望の値に設定できる、薄形の偏心揺動型減速機を提供する。

【解決手段】 内歯車21と、内歯車21と噛合する第1、第2外歯歯車5, 6を備える偏心揺動型減速機1において、出力ピンを第1外歯歯車5の貫通穴51とのみ接する第1出力ピン7と、第2外歯歯車6の貫通穴61とのみ接する第2出力ピン8で構成する。

第1外歯歯車5の伝達トルクの第2外歯歯車6の伝達トルクに対する比の所望値をC、第1出力ピン7の剛性である第1剛性の値を K_1 、第2出力ピン8の剛性である第2剛性の値を K_2 、第1出力ピン中心の内歯車21の中心からの距離を R_1 、第2出力ピン中心の内歯車21の中心からの距離を R_2 とすると、式 $K_1 \cdot R_1^2 = C \cdot K_2 \cdot R_2^2$ を満足するように設定する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内歯車と、前記内歯車と噛合する第 1、第 2 外歯歯車と、前記第 1、第 2 外歯歯車をクランク軸の軸線周りで位相の異なる位置に配置された 2 箇所の偏心した円筒カム部で前記内歯車の中心軸線に対し公転可能に支持する前記クランク軸と、前記第 1、第 2 外歯歯車に備えた前記内歯車の中心軸線に平行な貫通穴と接する複数の出力ピンと、前記出力ピン的一端を保持し前記内歯車の中心軸線に対し回転自在な回転軸を備え、前記クランク軸を入力軸とし、前記内歯車と前記回転軸のいずれかを出力軸として回転作動させる偏心揺動型減速機において、

前記出力ピンを前記第 1 外歯歯車の前記貫通穴とのみ接する第 1 出力ピンと、前記第 2 外歯歯車の前記貫通穴とのみ接する第 2 出力ピンで構成し、

前記第 1 外歯歯車の伝達トルクの前記第 2 外歯歯車の伝達トルクに対する比率の所望値を C 、前記第 1 出力ピンの剛性である第 1 剛性の値を K_1 、前記第 2 出力ピンの剛性である第 2 剛性の値を K_2 、前記第 1 出力ピン中心の前記内歯車の中心軸線からの距離を R_1 、前記第 2 出力ピン中心の前記内歯車の中心軸線からの距離を R_2 とするとき、式 $K_1 \cdot R_1^2 = C \cdot K_2 \cdot R_2^2$ を満足するように設定し、

前記第 1 剛性が前記内歯車の中心軸線に直交する方向における前記第 1 出力ピンの前記第 1 外歯歯車との接触部と前記回転軸の軸心部の間の剛性であり、前記第 2 剛性が前記内歯車の中心軸線に直交する方向における前記第 2 出力ピンの前記第 2 外歯歯車との接触部と前記回転軸の軸心部の間の剛性である、偏心揺動型減速機。

【請求項 2】

前記第 2 出力ピンの支持点から前記第 2 外歯歯車の前記貫通穴との接触点までの距離を前記第 1 出力ピンの支持点から前記第 1 外歯歯車の前記貫通穴との接触点までの距離より長くし、前記第 2 出力ピンの径を前記第 1 出力ピンの径より大きくする請求項 1 に記載の偏心揺動型減速機。

【請求項 3】

前記第 2 出力ピンの、前記第 2 外歯歯車の前記貫通穴との接触部の径を、前記回転軸による保持部の径より小さくする請求項 2 に記載の偏心揺動型減速機。

【請求項 4】

前記第 2 出力ピンの前記第 2 外歯歯車の前記貫通穴との接触部の径を、前記第 1 出力ピンの径と同一にする請求項 3 に記載の偏心揺動型減速機。

【請求項 5】

前記第 1 出力ピンと前記第 2 出力ピンの径を同一とする請求項 1 に記載の偏心揺動型減速機。

【請求項 6】

前記第 2 出力ピンの支持点から前記第 2 外歯歯車の前記貫通穴との接触点までの距離を前記第 1 出力ピンの支持点から前記第 1 外歯歯車の前記貫通穴との接触点までの距離より長くし、前記 R_2 を前記 R_1 より大きくする請求項 1 ないし請求項 5 のいずれか 1 項に記載の偏心揺動型減速機。

【請求項 7】

前記第 2 外歯歯車の幅を前記第 1 外歯歯車の幅より小さくする請求項 1 ないし請求項 6 のいずれか 1 項に記載の偏心揺動型減速機。

【請求項 8】

前記第 1 出力ピンの材質の縦弾性係数と前記第 2 出力ピンの材質の縦弾性係数が異なる請求項 1 ないし請求項 7 のいずれか 1 項に記載の偏心揺動型減速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、偏心揺動型減速機に関するものであり、詳しくは複数の外歯歯車を備えた偏心揺動型減速機の出力ピンに作用する伝達トルクを所望の値に設定できる偏心揺動型減速

10

20

30

40

50

機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

外歯歯車の自転運動を出力軸に取り出す出力ピンの剛性を高くして外歯歯車から伝達される荷重を均一化するために、出力ピンを両持ち支持として剛性を高めた従来技術1（例えば、特許文献1参照）がある。また、出力ピンを出力軸で片持ち支持した偏心揺動型減速機で、一部の出力ピンに荷重が集中することを避けるために、出力ピン支持リングを設けた従来技術2（例えば、特許文献2参照）がある。

【先行技術文献】

【特許文献】

10

【0003】

【特許文献1】実開昭59-127951号公報

【特許文献2】実開平4-32518号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

特許文献1の従来技術1は、支持リングを追加して出力ピンを両持ち支持としているため、軸方向に支持リングを設けるスペース分の寸法増加を伴い、偏心揺動型減速機の回転軸方向に対する薄形化に限界があった。

特許文献2の従来技術2は同一外歯歯車に接触する出力ピン間の荷重アンバランスは解消できる。しかし、出力ピン径が同一でかつ片持ち支持であるため、出力軸に近い外歯歯車の出力ピン接触部と遠い外歯歯車の出力ピン接触部では荷重が異なる。これは、出力ピンの曲げ変形に起因する曲げ剛性が出力ピン支持部から荷重作用点の距離の3乗に反比例するためである。このため、出力軸に近い外歯歯車の接触部は剛性が大きい大きな荷重が加わり、剛性が小さい出力軸から遠い外歯歯車の接触部には小さな荷重が加わる。結局、出力軸に近い外歯歯車の伝達トルクが大きく遠い外歯歯車では伝達トルクが小さくなり、出力軸に近い外歯歯車の強度限界によって減速機の最大伝達トルクが規制されていた。

20

本発明は上記事情に鑑みてなされたものであり、夫々の外歯歯車の伝達トルクを所望の値に設定でき、かつ、回転軸方向に対して薄形の偏心揺動型減速機を提供することを目的とする。

30

【課題を解決するための手段】

【0005】

上記の課題を解決するため、請求項1に係る発明の特徴は、内歯車と、前記内歯車と噛合する第1、第2外歯歯車と、前記第1、第2外歯歯車をクランク軸の軸線周りで位相の異なる位置に配置された2箇所の偏心した円筒カム部で前記内歯車の中心軸線に対し公転可能に支持する前記クランク軸と、前記第1、第2外歯歯車に備えた前記内歯車の中心軸線に平行な貫通穴と接する複数の出力ピンと、前記出力ピンの一端を保持し前記内歯車の中心軸線に対し回転自在な回転軸を備え、前記クランク軸を入力軸とし、前記内歯車と前記回転軸のいずれかを出力軸として回転作動させる偏心揺動型減速機において、

前記出力ピンを前記第1外歯歯車の前記貫通穴とのみ接する第1出力ピンと、前記第2外歯歯車の前記貫通穴とのみ接する第2出力ピンで構成し、

40

前記第1外歯歯車の伝達トルクの前記第2外歯歯車の伝達トルクに対する比率の所望値をC、前記第1出力ピンの剛性である第1剛性の値を K_1 、前記第2出力ピンの剛性である第2剛性の値を K_2 、前記第1出力ピン中心の前記内歯車の中心軸線からの距離を R_1 、前記第2出力ピン中心の前記内歯車の中心軸線からの距離を R_2 とすると、式 $K_1 \cdot R_1^2 = C \cdot K_2 \cdot R_2^2$ を満足するように設定し、

前記第1剛性が前記内歯車の中心軸線に直交する方向における前記第1出力ピンの前記第1外歯歯車との接触部と前記回転軸の軸心部の間の剛性であり、前記第2剛性が前記内歯車の中心軸線に直交する方向における前記第2出力ピンの前記第2外歯歯車との接触部と前記回転軸の軸心部の間の剛性であることである。

50

【 0 0 0 6 】

請求項 2 に係る発明の特徴は、請求項 1 に係る発明において、前記第 2 出力ピンの支持点から前記第 2 外歯歯車の前記貫通穴との接触点までの距離を前記第 1 出力ピンの支持点から前記第 1 外歯歯車の前記貫通穴との接触点までの距離より長くし、前記第 2 出力ピンの径を前記第 1 出力ピンの径より大きくすることである。

【 0 0 0 7 】

請求項 3 に係る発明の特徴は、請求項 2 に係る発明において、前記第 2 出力ピンの、前記第 2 外歯歯車の前記貫通穴との接触部の径を、前記回転軸による保持部の径より小さくすることである。

【 0 0 0 8 】

請求項 4 に係る発明の特徴は、請求項 3 に係る発明において、前記第 2 出力ピンの前記第 2 外歯歯車の前記貫通穴との接触部の径を、前記第 1 出力ピンの径と同一にすることである。

【 0 0 0 9 】

請求項 5 に係る発明の特徴は、請求項 1 に係る発明において、前記第 1 出力ピンと前記第 2 出力ピンの径を同一とすることである。

【 0 0 1 0 】

請求項 6 に係る発明の特徴は、請求項 1 ないし請求項 5 のいずれか 1 項に係る発明において、前記第 2 出力ピンの支持点から前記第 2 外歯歯車の前記貫通穴との接触点までの距離を前記第 1 出力ピンの支持点から前記第 1 外歯歯車の前記貫通穴との接触点までの距離より長くし、前記 R_2 を前記 R_1 より大きくすることである。

【 0 0 1 1 】

請求項 7 に係る発明の特徴は、請求項 1 ないし請求項 6 のいずれか 1 項に係る発明において、前記第 2 外歯歯車の幅を前記第 1 外歯歯車の幅より小さくすることである。

【 0 0 1 2 】

請求項 8 に係る発明の特徴は、請求項 1 ないし請求項 7 のいずれか 1 項に係る発明において、前記第 1 出力ピンの材質の縦弾性係数と前記第 2 出力ピンの材質の縦弾性係数が異なることである。

【 発明の効果 】

【 0 0 1 3 】

請求項 1 に係る発明によれば、第 1 外歯歯車の伝達トルクの第 2 外歯歯車の伝達トルクに対する比の値 C を、所望に設定できる。例えば、第 1 外歯歯車の最大許容伝達トルクが、第 2 外歯歯車の最大許容伝達トルクの 2 倍の場合、 $C = 2$ として式 $K_1 \cdot R_1^2 = C \cdot K_2 \cdot R_2^2$ を満足するように第 1 剛性の値 K_1 、第 2 剛性の値 K_2 、第 1 出力ピン中心の内歯車の中心軸線からの距離 R_1 、第 2 出力ピン中心の内歯車の中心軸線からの距離 R_2 を設定する。こうすれば、第 1 外歯歯車の伝達トルクの第 2 外歯歯車の伝達トルクに対する比率は 2 となり、第 1、第 2 外歯歯車の最大許容伝達トルクの和を偏心揺動型減速機の最大伝達トルクとできる。第 1、第 2 外歯歯車のどちらも無駄なくトルク伝達させることができ、結果として伝達トルクの増大もしくは偏心揺動型減速機の小型化が可能となる。

【 0 0 1 4 】

請求項 2 に係る発明によれば、第 1 剛性の値 K_1 と第 2 剛性の値 K_2 を同等にするのが容易で、第 1 外歯歯車の伝達トルクと第 2 外歯歯車の伝達トルクが同等な偏心揺動型減速機を容易に実現できる

【 0 0 1 5 】

請求項 3 に係る発明によれば、第 2 剛性の値 K_2 を大きく低下することなく、第 2 外歯歯車の貫通穴径を小さくできるので、第 2 外歯歯車の貫通穴の外周の肉厚が厚くなり強度が増し、第 2 外歯歯車による伝達トルクを大きくできる。

【 0 0 1 6 】

請求項 4 に係る発明によれば、第 1、第 2 出力ピンの貫通穴径が同一なので第 1、第 2

10

20

30

40

50

外歯歯車に備えた貫通穴を同一工具で加工でき加工時間を短くできる。

【 0 0 1 7 】

請求項 5 に係る発明によれば、第 1、第 2 出力ピンの径が同一なので回転軸の出力ピン取り付け穴や、第 1、第 2 外歯歯車に備えた貫通穴を同一工具で加工でき加工時間を短くできる。

【 0 0 1 8 】

請求項 6 に係る発明によれば、第 1 外歯歯車の伝達トルクと第 2 外歯歯車の伝達トルクが同等な場合には、第 2 剛性の値を第 1 剛性の値より小さくできるので、第 2 出力ピンの径を第 1 出力ピンの径より大きくする度合いを小さくできる。このため、偏心揺動型減速機の外径を小さくできる。

10

【 0 0 1 9 】

請求項 7 に係る発明によれば、第 1 外歯歯車の許容伝達トルクより第 2 外歯歯車の許容伝達トルクが小さくなるので、第 2 外歯歯車に関する $K_2 \cdot R_2^2$ を小さくでき、偏心揺動型減速機の外径を小さくできる。

【 0 0 2 0 】

請求項 8 に係る発明によれば、第 1、第 2 出力ピンの形状差と第 1、第 2 出力ピンの材質の縦弾性係数の差の 2 つのファクターにより第 1、第 2 剛性の値を設定でき、剛性の値の設定範囲が広がる。また、第 2 出力ピンの縦弾性係数を第 1 出力ピンより大きくすると、第 2 出力ピンの径の増加を低減できる。結果として、外歯歯車の外径の増加を低減でき、偏心揺動型減速機の外径を小さくできる。

20

【図面の簡単な説明】

【 0 0 2 1 】

【図 1】第 1 実施形態の偏心揺動型減速機の断面図である（図 2 の C - C 断面）。

【図 2】図 1 の A - A 断面図である。

【図 3】図 1 の B - B 断面図である。

【図 4】出力ピンの位置と伝達トルクの関係を示す図である。

【図 5】出力ピン 7 の変位を示す概念図である（図 4 の D - D 断面）。

【図 6】出力ピン 8 の変位を示す概念図である。

【図 7】第 2 実施形態の偏心揺動型減速機の断面図である。

【図 8】第 3 実施形態の偏心揺動型減速機の断面図である。

30

【発明を実施するための形態】

【 0 0 2 2 】

以下、本発明の第 1 実施形態を内歯車を固定し、回転軸を出力軸とした例で図 1 ~ 図 5 に基づき説明する。

図 1 に示すように、偏心揺動型減速機 1 はハウジング 2 で保持された軸受 13 により回転自在に支持された回転軸 4 を備えている。ハウジング 2 の中心部に、回転軸 4 で保持された軸受 12 とハウジング 2 で保持された軸受 9 を介して両端部を回転自在に支持されたクランク軸 3 を備えている。クランク軸 3 は中央部に円筒状の偏心カム部 31、32 を備え、偏心カム部 31、32 はクランク軸 3 の回転軸心 a に対し偏心量 e を持ち互いに略 180 度位相がずれている。偏心カム部 31 の外周に軸受 11 を介して回転自在に支持された第 1 外歯歯車である外歯歯車 5 を備え、偏心カム部 32 の外周に軸受 10 を介して回転自在に支持された第 2 外歯歯車である外歯歯車 6 を備えている。複数の第 1 出力ピンである出力ピン 7 が回転軸心 a の同心円周位置で軸線が回転軸心 a と平行になるように回転軸 4 に圧入保持されている。出力ピン 7 は外歯歯車 5 に設けられた貫通穴 51 に内接している。複数の第 2 出力ピンである出力ピン 8 が回転軸心 a の同心円周位置で軸線が回転軸心 a と平行になるように配置され、出力ピン 8 の一端が回転軸 4 に圧入保持されている。出力ピン 8 は外歯歯車 5 に設けられた穴 52 内を非接触で貫通して、出力ピン 8 の他端に備えた圧入部より小径の接触部 81 が外歯歯車 6 に設けられた貫通穴 61 に内接している。

40

ここで、回転軸心 a はハウジング 2 の内周面に設けられた内歯車 21 の中心線と一致しており、内歯車 21、外歯歯車 5、6 の歯形はインボリュート歯形である。

50

【 0 0 2 3 】

図 2、図 3 に示すように、外歯歯車 5、6 は内歯車 2 1 と 1 箇所では噛合するような歯車のピッチ円径を備えている。クランク軸 3 の回転に伴い外歯歯車 5、6 は内歯車 2 1 と噛合しながらクランク軸 3 の偏心量 e を半径とする公転運動をする。図 2 に示すように、外歯歯車 5 の貫通穴 5 1 の穴径 d_1 は出力ピン 7 の外径を D_1 とすると $d_1 = 2 \cdot e + D_1$ に設定されており、貫通穴 5 1 は出力ピン 7 の外周に常に内接して回転する。図 3 に示すように、外歯歯車 6 の貫通穴 6 1 の穴径 d_2 は出力ピン 8 の接触部 8 1 の外径を D_2 とすると $d_2 = 2 \cdot e + D_2$ に設定されており、貫通穴 6 1 は接触部 8 1 の外周に常に内接して回転する。

【 0 0 2 4 】

以下、この偏心揺動型減速機 1 の外歯歯車 5 の作動について図 1、図 2 に基づき説明する。

図 2 に示すように、クランク軸 3 が回転軸心 a の廻りを回転すると外歯歯車 5 はハウジング 2 の内周面に設けられた内歯車 2 1 と噛合しながら公転する。このとき、外歯歯車 5 の歯数を Z_1 、内歯車 2 1 の歯数を Z_2 とすると、外歯歯車 5 はクランク軸 3 の 1 回転当り $Z_2 - Z_1$ の歯数だけ相対回転をする。つまり、外歯歯車 5 はハウジング 2 に対して偏心 e を半径とする 1 回転の公転運動と、 $(Z_2 - Z_1) / Z_2$ 回転の自転運動をする。この自転運動は 4 個の貫通穴 5 1 と 4 個の出力ピン 7 の接触部を介して出力軸である図 1 に示す回転軸 4 に伝達される。

同様にして、図 3 に示すように、外歯歯車 6 の自転運動も 4 個の貫通穴 6 1 と 4 個の出力ピン 8 の接触部 8 1 を介して出力軸である図 1 に示す回転軸 4 に伝達される。

【 0 0 2 5 】

以下、4 本の出力ピン 7 を円周等分に備えた場合の伝達トルクについて説明をする。

図 4 において、外歯歯車 5 は内歯車 2 1 と点 P で噛合し、出力ピン 7 a の中心 Q とクランク軸 3 の回転軸線 a と点 P が成す角度 $Q a P$ が 90° となる位置にある。ここで、外歯歯車 5 に伝達トルク T_1 が右回りで作用すると、出力ピン 7 c の外歯歯車 5 との接触部における出力ピン 7 c と外歯歯車 5 の相対運動は離れる方向となり、出力ピン 7 b、7 d の外歯歯車 5 との接触部における出力ピン 7 b、7 d と外歯歯車 5 の相対運動は接線方向になるのでトルクを伝達しない。

外歯歯車 5 における、出力ピン 7 a を介し回転軸 4 へ伝達されるトルク T_1 は、出力ピン 7 a の中心と回転軸線 a の距離を R_1 、出力ピン 7 a と貫通穴 5 1 a の接触部に作用する法線力を F_1 とすると、 $T_1 = F_1 \cdot R_1$ となる。

同様にして、外歯歯車 6 における、出力ピン 8 を介し回転軸 4 へ伝達されるトルク T_2 は、出力ピン 8 の中心と回転軸線 a の距離を R_2 、出力ピン 8 と貫通穴 6 1 の接触部に作用する法線力を F_2 とすると、 $T_2 = F_2 \cdot R_2$ となる。

【 0 0 2 6 】

次に、出力ピン 7 の剛性と法線力の関係について、簡略化のため、接触部における分布荷重を 1 点に加わる集中荷重に置き換えて説明する。

図 5 において、出力ピン 7 の圧入部からの距離が L_1 の外歯歯車 5 の貫通穴 5 1 と出力ピン 7 の接触部の位置に、出力ピン 7 の軸線に直交する方向に法線力 F_1 が荷重として作用し、荷重作用点の剛性を K_1 とすると、荷重作用点で以下の式 $\delta_1 = F_1 / K_1$ で表される変位 δ_1 を生じる。つまり、変位 δ_1 により法線力 $F_1 = \delta_1 \cdot K_1$ を反力として発生する。

ここで、変位 δ_1 は出力ピン 7 のクランク軸 3 の回転軸心 a を中心とする円の円周方向の変位であり、外歯歯車 5 と回転軸 4 の回転方向の相対角度変位を φ とすると、 $\delta_1 = \varphi \cdot R_1$ となる。また、外歯歯車 5、6 は内歯車 2 1 と噛合してクランク軸 3 により同時に回転しているので回転速度は同一であるため、外歯歯車 5、6 と回転軸 4 の回転方向の相対角度変位 φ は同一となる。

【 0 0 2 7 】

同様にして、図 6 において、出力ピン 8 の圧入部からの距離が L_2 の外歯歯車 6 の貫通

穴 6 1 と出力ピン 8 の接触部 8 1 の位置に、出力ピン 8 の軸線に直交する方向に法線力 F_2 が荷重として作用し、荷重作用点の剛性を K_2 すると、変位 δ_2 により法線力 $F_2 = \delta_2 \cdot K_2$ を反力として発生する。

【 0 0 2 8 】

外歯歯車 5 の伝達トルク T_1 は出力ピン 7 の剛性 K_1 と相対角度変位 φ と出力ピン 7 の中心と回転軸線 a の距離 R_1 を用いると、 $T_1 = \delta_1 \cdot K_1 \cdot R_1 = \varphi \cdot K_1 \cdot R_1^2$ となる。外歯歯車 6 の伝達トルク T_2 は出力ピン 8 の剛性 K_2 と相対角度変位 φ と出力ピン 8 の中心と回転軸線 a の距離 R_2 を用いると、 $T_2 = \delta_2 \cdot K_2 \cdot R_2 = \varphi \cdot K_2 \cdot R_2^2$ となる。

【 0 0 2 9 】

以上の説明では、出力ピン 7 a の中心 Q とクランク軸 3 の回転軸線 a と外歯歯車 5、6 と内歯車 2 1 の噛合点 P が成す角度 $Q a P$ が 90° となる位置にある場合について説明したが、その他の角度の場合は、2 本の出力ピンにその角度に応じた法線力が作用する。この法線力に基づく 2 つの伝達トルクの合計は上記の説明と同様になり、 $T_1 = \varphi \cdot K_1 \cdot R_1^2$ と $T_2 = \varphi \cdot K_2 \cdot R_2^2$ は他の角度の場合にも成り立つ。

【 0 0 3 0 】

出力ピン 7、8 が片持ち支持であるため、出力ピン 7、8 と外歯歯車 5、6 との接触部と回転軸 4 の軸心部の間の変位の大部分は出力ピン 7、8 の曲げによるたわみ変位が占める。このため、剛性 K_1 、 K_2 は出力ピン 7、8 の曲げ剛性を変えることで容易に所望の値に設定できる。曲げによるたわみ変位 δ_t は $\delta_t = F \cdot L^3 / (3 E I)$ となることが知られている。ここで、 F は荷重、 L は支持点から荷重作用点までの距離、 E は出力ピンの縦弾性係数、 I は出力ピンの断面 2 次モーメントであり、断面 2 次モーメント I は出力ピンの直径の 4 乗に比例し、縦弾性係数 E は材質により決まる。 L が一定でも出力ピン径と出力ピンの材質を変えることで I と E を変えることができ、結果として、剛性 K_1 、 K_2 を所望の値に設定できる。

【 0 0 3 1 】

図 1 の偏心揺動型減速機 1 は、外歯歯車 5 の伝達トルク T_1 と外歯歯車 6 の伝達トルク T_2 を同一にするため、支持点から荷重作用点までの距離の短い出力ピン 7 に対して、支持点から荷重作用点までの距離の長い出力ピン 8 の径を大きくして $K_1 = K_2$ 、 $R_1 = R_2$ とし、 $K_1 \cdot R_1^2 = K_2 \cdot R_2^2$ とした例である。

偏心揺動型減速機 1 は、外歯歯車 5、6 の幅が等しいので、外歯歯車 5、6 の許容伝達トルクは同じであるため、伝達トルクを同一 ($C = 1$) にすると合計の許容伝達トルクが最大となり、寿命も長くなる。そして、外歯歯車 6 の貫通穴 6 1 に外接している出力ピン 8 の接触部 8 1 の径を、回転軸 4 に圧入保持された出力ピン 8 の圧入部の径より小さくしたため、貫通穴 6 1 の外周の肉厚が厚くでき外歯歯車 6 の強度を確保できる。

また、出力ピン 8 の接触部 8 1 の径を出力ピン 7 の径と同一にしてもよい。外歯歯車 5 と外歯歯車 6 を同一にできるため、偏心揺動型減速機のコストが安くなる。

【 0 0 3 2 】

第 2 実施形態の偏心揺動型減速機 1 0 0 を図 7 に示す。偏心揺動型減速機 1 0 0 は、偏心揺動型減速機 1 に対して、第 2 出力ピンである出力ピン 1 0 8 と出力ピン 7 の径を同一とし、出力ピン 7 の回転軸線 a からの距離 R_1 を小さくし、出力ピン 1 0 8 の回転軸線 a からの距離 R_2 を大きくした点を除き第 1 実施形態 (図 1) と同じ構成であるので、説明は省略する。

偏心揺動型減速機 1 0 0 は、出力ピン 7、1 0 8 の径が同一であるため $K_1 > K_2$ となり、 R_1 と R_2 の関係が式 $R_1^2 = K_2 \cdot R_2^2 / K_1$ を満足するように設定されている。このため、偏心揺動型減速機 1 0 0 は、外歯歯車 5 の伝達トルク T_1 と外歯歯車 6 の伝達トルク T_2 が同一となる。

偏心揺動型減速機 1 0 0 は、外歯歯車 5、6 の幅が等しいので、外歯歯車 5、6 の許容伝達トルクは同じであるため、伝達トルクを同一にすると合計の許容伝達トルクが最大となり、寿命も長くなる。さらに、出力ピン 7、1 0 8 の径が同一なので、回転軸 1 0 4 の

10

20

30

40

50

出力ピン 7、108 の圧入穴が同一寸法となり同一工具による加工が可能となり、出力ピン 7、108 の外径加工もセンタレス研削等の同一工程で可能となる。

【0033】

第 3 実施形態の偏心揺動型減速機 200 を図 8 に示す。偏心揺動型減速機 200 は、偏心揺動型減速機 1 に対して、第 2 外歯歯車である外歯歯車 206 の幅を外歯歯車 5 より小さくし、それに対応してハウジング 202 とクランク軸 203 の軸方向寸法を小さくし、第 2 出力ピンである出力ピン 208 と出力ピン 7 の径を同一とした点を除き第 1 実施形態（図 1）と同じ構成であるので、説明は省略する。

偏心揺動型減速機 200 の外歯歯車 5 の幅を外歯歯車 206 より C 倍大きくすると、外歯歯車 5 の許容伝達トルクの外歯歯車 206 の許容伝達トルクに対する比率も C 倍となる。また、出力ピン 7、208 の径が同一であるため $K_1 > K_2$ となり、 R_1 と R_2 の関係が式 $R_1^2 = C \cdot K_2 \cdot R_2^2 / K_1$ を満足するように設定されている。このため、偏心揺動型減速機 200 は、外歯歯車 5 の伝達トルク T_1 の外歯歯車 206 の伝達トルク T_2 に対する比率が C 倍となる。

偏心揺動型減速機 200 は、外歯歯車 5 の許容伝達トルクの外歯歯車 206 の許容伝達トルクに対する比率が C であるため、外歯歯車 5 の伝達トルクの外歯歯車 206 の伝達トルクに対する比率を C にすると合計の許容伝達トルクが最大となり、寿命も長くなる。また、出力ピン 7、208 の径が同一なので、回転軸 204 の出力ピン 7、208 の圧入穴が同一寸法となり同一工具による加工が可能となり、出力ピン 7、208 の外径加工もセンタレス研削等の同一工程で可能となる。さらに、幅の異なる 2 種類の外歯歯車の組合せを用いることで 3 種類の偏心揺動型減速機を製造できるため、部品種類の増加を抑制しながら、偏心揺動型減速機の許容伝達トルクの種類を増やすことができる。

【0034】

偏心揺動型減速機 1、100、200 のいずれにおいても、出力ピン 7 の材質を鉄合金とし、出力ピン 8、108、208 に超硬材などの縦弾性係数の大きな材質を使用することで出力ピン 8、108、208 の直径の増加を低減できる。結果として、外歯歯車の外径の増加を低減でき、偏心揺動型減速機 1、100、200 の外径を小さくできる。

【0035】

上記のように本発明によれば、出力ピンを片持ち支持として薄型とした偏心揺動型減速機の許容伝達トルクが最大となり、寿命も長くなる。また、部品加工の共通化が可能となり偏心揺動型減速機のコストが安くなる。さらに、幅の異なる 2 種類の外歯歯車の組合せを用いることで 3 種類の偏心揺動型減速機を製造できるため、部品種類の増加を抑制しながら、偏心揺動型減速機の許容伝達トルクの種類を増やすことができる。

【0036】

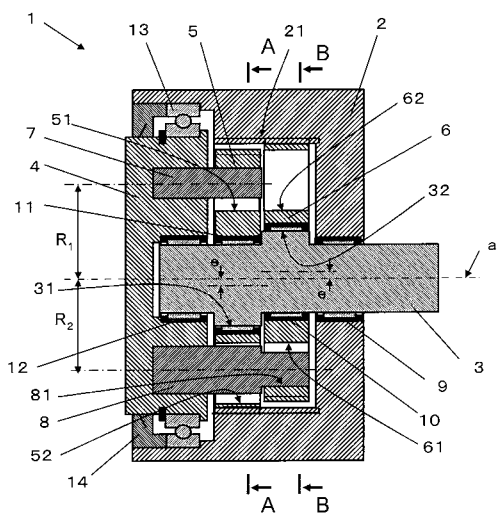
各実施形態では、外歯歯車 5、6、206 と内歯車 21 の歯形をインボリュート歯形としたが、サイクロイド歯型などの他の歯形としてもよい。

【符号の説明】

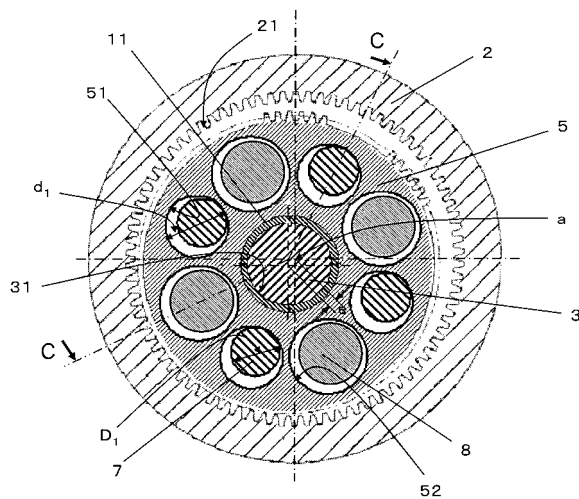
【0037】

1：偏心揺動型減速機 3：クランク軸 5、6：外歯歯車 7、8：出力ピン 21：内歯車 31、32：円筒カム部 51、61：貫通穴 R_1 、 R_2 ：出力ピン中心の内歯車の中心からの距離

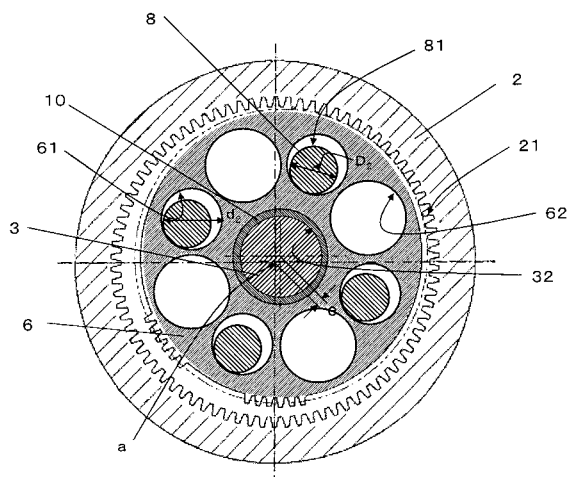
【図 1】



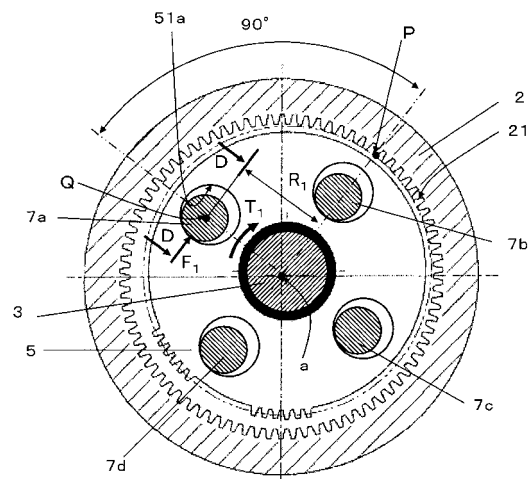
【図 2】



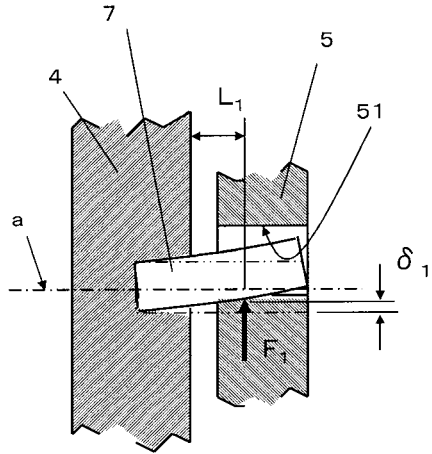
【図 3】



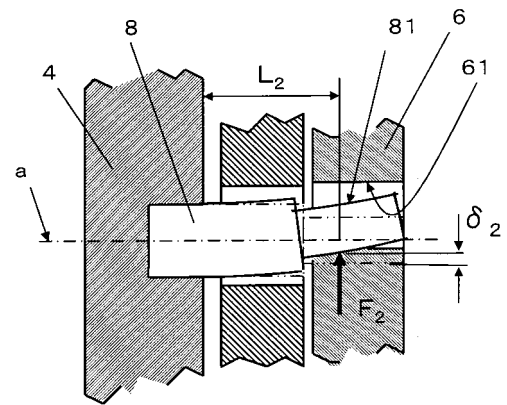
【図 4】



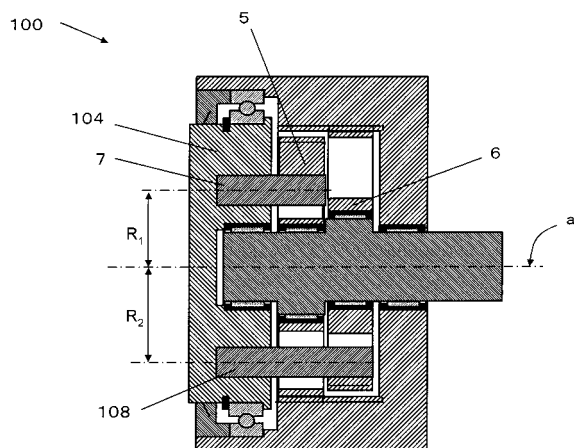
【図 5】



【図 6】



【図 7】



【図 8】

