(19)日本国特許庁(JP)　(12)公表特許公報(A)　(11)公表番号
特表2025-512007
(P2025-512007A)
(43)公表日　令和7年4月16日(2025.4.16)

(51)国際特許分類		FI			テーマコード（参考）
Ｆ１６Ｈ　1/10　(2006.01)		Ｆ１６Ｈ	1/10		３Ｊ００９
Ｆ１６Ｈ　55/08　(2006.01)		Ｆ１６Ｈ	55/08	Ｚ	３Ｊ０３０

審査請求　未請求　予備審査請求　未請求　（全27頁）

(21)出願番号　特願2024-559930(P2024-559930)
(86)(22)出願日　令和5年4月7日(2023.4.7)
(85)翻訳文提出日　令和6年12月9日(2024.12.9)
(86)国際出願番号　PCT/IB2023/000207
(87)国際公開番号　WO2023/194804
(87)国際公開日　令和5年10月12日(2023.10.12)
(31)優先権主張番号　2205215.3
(32)優先日　令和4年4月8日(2022.4.8)
(33)優先権主張国・地域又は機関
英国(GB)
(81)指定国・地域　AP(BW,CV,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
最終頁に続く

(71)出願人　524372469
チャンプ ロカテッリ エペ サルタペス
エステバン ジェフリー ジョセフ
フランス ７３１７０ ラ バルム ルート
デ カンティニエール ４１０
(74)代理人　100103610
弁理士　▲吉▼田 和彦
(74)代理人　100109070
弁理士　須田 洋之
(74)代理人　100119013
弁理士　山崎 一夫
(74)代理人　100130937
弁理士　山本 泰史
(74)代理人　100144451
弁理士　鈴木 博子
最終頁に続く

(54)【発明の名称】　歯車配列

(57)【要約】
小歯数差の内外歯車対を備える歯車箱であって、内外歯車対は、内歯車軸の周りに配置され、第１の数の内歯車の歯を有する内歯車と、内歯車軸の周りを回るように配置された外歯車軸を有し、第２の数の外歯車の歯を有し、内歯車歯と噛み合うように配置された、外歯車と、を備え、第１の数の外歯車歯と第２の数の内歯車歯との間の小歯数差は、内歯車の歯の数の５分の１未満であり、内歯車の歯及び外歯車の歯は、転位のない、又は転位が適用されない場合の内外歯車対の作動圧力角が、内外歯車対の呼び圧力角を２０％超える値未満の転位を有するインボリュート形状を有し、内歯車の歯及び外歯車の歯のうちの少なくとも一方はが、０．８未満の転位係数を有する。このような歯車箱は、改善された効率を提供することができる。
【選択図】図８ａ

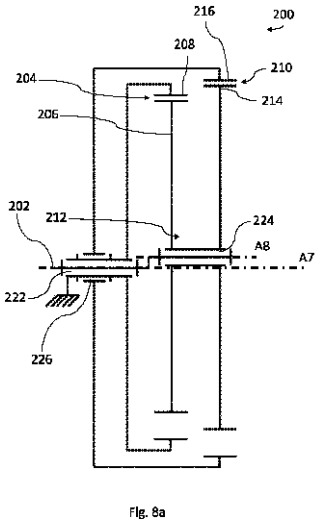

Fig. 8a

【特許請求の範囲】
【請求項１】
小歯数差を有する内外歯車対を備える歯車箱であって、
内歯車軸の周りに配置され、第１の数の内歯車の歯を有する内歯車と、
前記内歯車軸の周りを回るように配置された外歯車軸を有し、第２の数の外歯車の歯を有し、前記内歯車の歯と噛み合うように配置されている、外歯車と、
を備え、
前記第１の数の外歯車の歯と前記第２の数の内歯車の歯との間の前記小歯数差は、前記内歯車の歯の数の５分の１未満であり、
前記内歯車の歯及び前記外歯車の歯は、転位のない又は前記外歯車の歯及び前記内歯車の歯のそれぞれの作動圧力角が前記外歯車の歯の作動圧力角の２０％を超えるだけ異なる値未満の転位を有するインボリュート形状を有し、
前記内歯車の歯及び前記外歯車の歯のうちの少なくとも一方は、０．８未満の転位係数を有する、歯車箱。
【請求項２】
同じ幾何形状を有し、材料の変形がない歯車箱に関して計算された、前記内外歯車対の理論接触比は、１未満である、請求項１に記載の歯車箱。
【請求項３】
前記内歯車の歯及び前記外歯車の歯のうちの少なくとも一方は、０．７未満、随意的に０．６未満の転位係数を有する、請求項１又は２に記載の歯車箱。
【請求項４】
前記内歯車の歯及び前記外歯車の歯のうちに少なくとも一方は、０．３より大きい、随意的に０．５より大きい転位係数を有する、請求項１から３のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項５】
前記内歯車の前記転位係数は、０．１未満であり、随意的に０．０５未満であり、さらに随意的に０．０４未満であり、さらに随意的に０．０３未満であり、さらに随意的に０．０２未満であり、さらに随意的に０．０１未満であり、さらに随意的に０．００である、請求項１から４のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項６】
同じ幾何形状を有し、材料の変形がない歯車箱に関して計算された、前記内外歯車対の理論接触比は、０．８未満であり、随意的に０．６未満であり、さらに随意的に０．４未満である、請求項１から５のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項７】
前記外歯車のピッチ直径は、前記内歯車の前記ピッチ直径の少なくとも半分である、請求項１から６のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項８】
使用時に発生する前記歯車箱の負荷接触比は、同じ幾何形状で材料変形がない歯車箱に関して計算された前記理論接触比よりも１００％より大きく、随意的に、使用時に発生する前記歯車箱の前記負荷接触比は、前記理論接触比よりも２００％より大きく、さらに随意的に４００％より大きく、さらに随意的に５００％より大きく、さらに随意的に１０００％より大きい、請求項１から７のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項９】
前記内歯車の歯及び前記外歯車の歯の転位係数の合計は、１．６未満である、請求項１から８のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項１０】
前記内外歯車対は、内歯車軸及び外歯車軸を通って描かれる半径が前記外歯車及び前記内歯車のピッチ円と交差する点として規定される瞬間回転中心ＩＣＲを有し、外歯車と前記内歯車との間で荷重を伝達する全ての歯対は、ＩＣＲを中心とする２０度の円弧内に含まれる、請求項１から９のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項１１】

前記内歯車及び前記外歯車の各々は、４０以上の歯を有する、請求項１から１０のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項１２】
前記内歯車及び前記外歯車は、０°の螺旋角を有する、請求項１から１１のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項１３】
前記外歯車が第１の外歯車であり、前記内歯車が第１の内歯車であり、前記歯車箱は、さらに、前記第１の外歯車に結合された第２の外歯車と、前記第１の内歯車に対して移動可能な第２の内歯車とを備え、前記第２の外歯車は、前記第２の内歯車の内側にあり、前記第２の内歯車と噛み合うように配置されている、請求項１から１２のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項１４】
前記第２の外歯車及び前記第２の内歯車は、前記第２の内歯車の歯数の５分の１未満の歯数差を有する第２の小歯数差の内外歯車対を形成し、
前記第２の内歯車の歯及び前記第２の外歯車の歯は、転位のない又は前記第２の外歯車の歯及び前記第２の内歯車の歯のそれぞれの作動圧力角が前記第２の外歯車の歯の作動圧力角の２０％を超えるだけ異なる値未満の転位を有するインボリュート形状を有し、
前記第２の内歯車の歯及び前記第２の外歯車の歯のうちの少なくとも一方は、０．８未満の転位係数を有する、請求項１３に記載の歯車箱。
【請求項１５】
前記第１の外歯車は、前記第２の外歯車に固定され、前記第２の内歯車は、前記内歯車軸の周りで、前記第１の内歯車に対して回転するように配置されている、請求項１３又は１４に記載の歯車箱。
【請求項１６】
前記第１の外歯車を駆動して前記第１の内歯車軸を周回させる入力を供給して、前記内歯車軸の周りの前記第１の内歯車と前記第２の内歯車との間の相対回転としての出力を引き起こす、請求項１３から１５のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項１７】
前記第１の内歯車と前記第１の外歯車との間の噛み合いと、前記第２の内歯車と前記第２の外歯車との間の噛み合いとは、それらの回転軸に直交する共通平面で重なっている、請求項１３から１６のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項１８】
第３の内歯車及び第３の外歯車をさらに備え、前記第３の外歯車は、前記第３の内歯車の内側にあり、前記第３の内歯車と噛み合うように配置されており、
前記第３の外歯車は、前記第２の外歯車が前記第１の外歯車と前記第３の外歯車の間にあるように、前記第１の外歯車及び前記第２の外歯車に結合されており、
前記第３の内歯車は、第１の内歯車に対して固定されている、請求項１３から１６のいずれかに記載の歯車箱。
【請求項１９】
請求項１３から１７のいずれかに記載の第１の歯車箱と、請求項１３から１７のいずれかに記載の第２の歯車箱とを備える対称歯車箱であって、
前記第１の内歯車が一緒に固定され、前記第２の内歯車が一緒に固定されており、
前記第１の歯車箱及び前記第２の歯車箱は、対称かつ同軸に配置されている、対称歯車箱。
【請求項２０】
前記第１の歯車箱及び前記第２の歯車箱のそれぞれの外歯車は、互いに１８０°位相がずれて前記内歯車軸の周りを回るように配置されている、請求項１９に記載の対称歯車箱。
【請求項２１】
内歯車軸の周りに配置され、第１の数の内歯車の歯を有する内歯車と、

前記内歯車軸の周りを回るように配置された外歯車軸を有し、第２の数の外歯車の歯を有し、前記内歯車の歯と噛み合うように配置されている、外歯車と、
を備える内外歯車対であって、
前記内歯車の歯及び前記外歯車の歯は、前記歯車の歯の作動部の中間点で測定されるそれぞれの圧力角を有し、前記圧力角は、前記外歯車の歯の前記圧力角の２０％未満だけ異なり、
前記内歯車の歯及び前記外歯車の歯のうちの少なくとも一方は、０．８未満の転位係数を有する、内外歯車対。
【請求項２２】
前記内歯車の歯及び前記外歯車の歯は、前記歯車の歯のそれぞれの作動部のそれぞれの中間点で測定されたそれぞれの圧力角が同じである、請求項２１に記載の内外歯車対。
【請求項２３】
内歯車軸の周りに配置され、第１の数の内歯車の歯を有する内歯車と、
内歯車軸の周りを回るように配置され、第２の数の外歯車の歯を有し、内歯車と噛み合うように配置されている、外歯車と、
を備える内外歯車対であって、
前記内歯車の歯及び前記外歯車の歯は、標準モジュールを有し、転位がなく、
前記内歯車の歯及び前記外歯車の歯の各々の少なくとも一方は、０．８未満の転位係数を有する、内外歯車対。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、小歯数差の内外歯車対と、トルク変換歯車箱におけるその使用に関する。
【背景技術】
【０００２】
内外歯車対（ｉｎｔｅｒｎａｌ－ｅｘｔｅｒｎａｌ　ｇｅａｒ　ｐａｉｒ）は、内向きの歯車の歯を有する環状歯車と、環状歯車の内側に配置された、外向きの歯車の歯を有する比較的大きなピニオンとを有する場合がある。このような大きなピニオンの場合、標準的な歯車外形及びモジュール（ｍｏｄｕｌｉ）は、歯の干渉として知られる２つの歯車の歯先間の干渉につながる可能性がある。干渉に対処する既知の方法には、歯車の歯形に転位（ｐｒｏｆｉｌｅ　ｓｈｉｆｔ）を適用することが含まれるが、転位は歯車の効率を低下させる可能性がある。
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【０００３】
小歯数差（ｓｍａｌｌ　ｔｏｏｔｈ　ｄｉｆｆｅｒｅｎｃｅ）の内外歯車対の改良された配列が必要とされている。
【課題を解決するための手段】
【０００４】
本発明の第１の態様によれば、小歯数差の内外歯車対を含む歯車箱が提供され、内外歯車対は、内歯車軸の周りに配置され、第１の数の内歯車の歯を有する内歯車と；内歯車軸の周りを回るように配置された外歯車軸を有し、第２の数の外歯車の歯を有し、内歯車歯と噛み合うように配置されている外歯車と；の特徴のいずれか又は全てを備え、第１の数の外歯車の歯と第２の数の内歯車の歯との間の小歯数差は、内歯車の歯の数の５分の１未満であり、内歯車の歯及び外歯車の歯は、転位のない、又は外歯車の歯及び内歯車の歯の圧力角が外歯車の歯の作動圧力角の２０％を超えるだけ異なる値未満の転位を有するインボリュート形状を有する。内歯車の歯及び外歯車の歯は、０．８未満の転位係数を有することができる。このような歯車箱は、改善された効率を提供することができる。
【０００５】
開示された内外歯車対のいずれについても、内歯車及び外歯車によって形成される歯車

対の作動圧力角は、転位が適用されなかった場合の同じ歯車対の呼び圧力角を、２０％未満だけ、随意的に１５％未満だけ、１０％未満だけ、又は５％未満だけ超える場合がある。

【０００６】

開示された内外歯車対のいずれについても、歯車の歯面の作動部の中間点で測定される内歯車の歯及び外歯車の歯の圧力角は、同じとすることができる。随意的に、圧力角は、外歯車の歯の圧力角の２０％未満だけ異なることができる。

【０００７】

開示された内外歯車対のいずれについても、内歯車の歯及び外歯車の歯は、転位のない、又は転位が適用されない場合の内外歯車対の作動圧力角が内外歯車対の呼び圧力角を２０％超える値未満の転位を有するインボリュート形状を有することができる。内歯車の歯及び外歯車の歯は、０．８未満の転位係数を有することができる。このような歯車箱は、改善された効率を提供することができる。

【０００８】

本明細書で開示される歯車対のいずれかの内歯車の歯と外歯車の歯の転位係数の合計は、１．６未満とすることができる。

【０００９】

同じ幾何形状を有し、材料の変形がない歯車箱に関して計算された、内外歯車対の理論接触比は、１未満とすることができる。低い接触比は、転位がなく、０．８未満の転位係数を有する結果として達成することができ、材料の変形後の１以上の接触比は、実際に歯車箱がより一貫してトルクを伝達することを可能にする。

【００１０】

転位係数は、０．７未満、随意的に０．６未満とすることができる。これは、軸受に遊びがある場合、トロコイド干渉を避けるために更なるクリアランスを提供することができ、また、外歯車及び内歯車の歯数差が非常に小さい場合に必要となる場合がある。

【００１１】

転位係数は、０．３より大きく、より好ましくは０．５より大きい。これにより、歯面における表面応力を低減することができ、歯車の寿命を向上させることができる。

【００１２】

同じ幾何形状を有し、材料の変形がない歯車箱に関して計算された、内外歯車対の理論接触比は、０．８未満、随意的に０．６未満、及び０．４未満とすることができる。

【００１３】

内歯車の転位係数は、０．０５未満、随意的に０．０４未満、さらに随意的に０．０３未満、さらに随意的に０．０２未満、さらに随意的に０．０１未満である。転位がない場合もある。

【００１４】

外歯車のピッチ直径は、内歯車のピッチ直径の少なくとも半分である。内歯車は、外歯車の歯と接触している間、外歯車の軸を覆うこと又はそれと重なることができる。

【００１５】

使用時に発生する歯車箱の負荷接触比は、同じ幾何形状を有し、材料の変形がない歯車箱に関して計算された、理論接触比よりも１００％より大きい場合、随意的に、使用時に発生する歯車箱の負荷接触比は、理論接触比よりも２００％より大きい場合、さらに随意的に４００％より大きい場合、さらに随意的に５００％より大きい場合、さらに随意的に１０００％より大きい場合がある。これにより、最適な圧力角度を維持しながら、歯車が不要に接触しないことに起因して干渉を受けることのない歯車箱を実現することができ、歯車箱は、高い有効接触比によって異なる歯間で負荷が効果的に分散されるため、使用中の摩耗が低減される可能性がある。また、歯車箱の効率が向上する。転位は、０．１未満とすることができる。

【００１６】

内外歯車対は、内歯車軸及び外歯車軸を通って描かれる半径が内歯車及び外歯車のピッ

チ円を交差する点として規定される瞬間回転中心ＩＣＲを有することができ、外歯車と内歯車との間で負荷を伝達する全ての歯対は、ＩＣＲを中心とする２０度の円弧内に含まれる場合がある。

【００１７】

内歯車及び外歯車の各々は、４０以上の歯を有する。

【００１８】

外歯車は第１の外歯車とすることができ、内歯車は第１の内歯車とすることができ、歯車箱は、第１の外歯車に結合された第２の外歯車と、第１の内歯車に対して移動可能な第２の内歯車とをさらに備えることができ、第２の外歯車は、第２の内歯車の内側にあり、第２の内歯車と噛み合うように配置されている。このようにして、差動遊星歯車箱を形成し、より高い歯車比を提供することができる。

【００１９】

第２の外歯車及び第２の内歯車は、第２の内歯車の歯数の５分の１未満の歯数差を有する第２の小歯数差の内外歯車対を形成することができ、第２の内歯車の歯及び第２の外歯車の歯は、転位のない、又は第２の外歯車の歯及び第２の内歯車の歯のそれぞれの作動圧力角が第２の外歯車の歯の作動圧力角の２０％を超えるだけ異なる値未満の転位を有するインボリュート形状を有し、第２の内歯車の歯及び第２の外歯車の歯のうちの少なくとも一方は、０．８未満の転位係数を有することができる。

【００２０】

一般に、第１及び第２の内外歯車対は、第１及び第２の外歯車の間及び／又は第１及び第２の内歯車の間の歯数差を除いて、実質的に同様に設計することができる。

【００２１】

第１の外歯車は、第２の外歯車に固定され、第２の内歯車は、内歯車軸の周りで、第１の内歯車に対して回転するように配置することができる。

【００２２】

第１の外歯車を駆動して第１の内歯車軸を周回させる入力を供給して、内歯車軸の周りの第１及び第２の内歯車の間の相対回転としての出力を引き起こすことができる。

【００２３】

第１の内歯車と第１の外歯車との間の噛み合いは、第２の内歯車と第２の外歯車との間の噛み合いと軸方向に整列することができる。換言すれば、２つの歯車対は、歯車の回転軸に垂直な平面内で整列された噛み合いを有することができる。これにより、噛み合い力による歯車のねじれを低減することができ、よりコンパクトな歯車箱を提供することもできる。

【００２４】

第１及び第２の外歯車の一方又は両方は、段差部を備えることができ、歯車の歯は、歯車の中心部分とは異なる平面にある。これにより、歯車のコンパクトなパッケージングを可能にすることができる。

【００２５】

第１の内歯車と第１の外歯車との間の噛み合いと、第２の内歯車と第２の外歯車との間の噛み合いとは、好ましくはそれらの回転軸の一方又は両方に直交する共通平面Ｐ１に重なることができ、さらに同一平面上とすることができる。

【００２６】

歯車箱は、第３の内歯車及び第３の外歯車をさらに備えることができ、第３の外歯車は、第３の内歯車の内側にあり、第３の内歯車と噛み合うように配置することができ、第３の外歯車は、第２の外歯車が第１の外歯車と第３の外歯車との間にあるように、第１及び第２の外歯車に結合することができ、第３の内歯車は、第１の内歯車に対して固定することができる。これにより、外歯車の軸方向のバランスに起因して、より大きなトルク容量を有する対称歯車箱が提供され、外歯車のねじれを低減することができる。

【００２７】

全ての歯車は、平歯車、すなわち非はすば歯車とすることができる。歯車の歯は、歯車

の回転軸と実質的に平行とすることができる。らせん角度及び接触比は、歯車設計において一緒に考慮される相互に関連する特徴であり、本明細書に記載された接触比は、はすば歯車では再現できない可能性があることに留意されたい。

【００２８】

本発明の第２の態様によれば、第１の態様による第１の歯車箱と、第１の態様による第２の歯車箱とを備える対称歯車箱が提供され、第１の態様の歯車箱の各々は、複数の外歯車及び複数の内歯車を有し、第１の内歯車は一緒に固定され、第２の内歯車は一緒に固定され、第１の歯車箱及び第２の歯車箱は、対称かつ同軸に配置されている。

【００２９】

第１の歯車箱及び第２の歯車箱のそれぞれの外歯車は、互いに位相が１８０°ずれて内歯車軸の周りを回るように配置することができる。換言すれば、それぞれの外歯車は、内歯車軸に関して正反対に配置することができる。これにより、よりバランスの取れた外歯車セットと、全体としてよりバランスの取れた歯車箱を提供することができる。

【００３０】

本発明の第３の態様によれば、内歯車軸の周りに配置され、第１の数の内歯車の歯を有する内歯車と；内歯車軸の周りを回るように配置された外歯車軸を有し、第２の数の外歯車の歯を有し、内歯車歯と噛み合うように配置されている外歯車と；の特徴のいずれか又は全てを備える内外歯車対が提供され、内歯車の歯及び外歯車の歯は、歯車の歯の作動部の中間点で測定されるそれぞれの圧力角を有し、その圧力角は、外歯車の歯の圧力角の２０％未満だけ異なり、内歯車の歯及び外歯車の歯の各々の少なくとも一方は、０．８未満の転位係数を有する。内歯車の歯及び外歯車の歯は、同じ圧力角を有することができる。

【００３１】

本発明の第４の態様によれば、内歯車軸の周りに配置され、第１の数の内歯車の歯を有する内歯車と；内歯車軸の周りを回るように配置された外歯車軸を有し、第２の数の外歯車の歯を有し、内歯車歯と噛み合うように配置されている外歯車と；の特徴のいずれか又は全てを含む内外歯車対が提供され、内歯車の歯及び外歯車の歯は、標準モジュールを有し、転位がなく、内歯車の歯及び外歯車の歯の各々の少なくとも一方は、０．８未満の転位係数を有する。

【００３２】

本発明の第５の態様によれば、第１の内外歯車対及び第２の内外歯車対の特徴のいずれか又は全てを備える歯車箱が提供され、第１の内外歯車対は、第１の内歯車及び第１の外歯車を備え、第１の外歯車は、第１の内歯車の内側に配置され、第１の内歯車と噛み合っており、第２の内外歯車対は、第２の内歯車及び第２の外歯車を備え、第２の外歯車は、第２の内歯車の内側に配置され、第２の内歯車と噛み合っており、第１の内歯車及び第２の内歯車は互いに相対回転可能であり、第１の外歯車及び第２の外歯車は互いに固定され、第１の外歯車は、段差部を有し、第１の内歯車及び第１の外歯車の噛み合いと、第２の内歯車と第２の外歯車の噛み合いとは、共通平面内で少なくとも部分的に重なるようになっている。

【００３３】

これにより、よりコンパクトな歯車箱を提供することができ、外歯車の間のオフセットを低減することができるので外歯車のねじれを低減することができる。

【００３４】

第１及び第２の内歯車は、第１の軸の周りで回転可能とすることができ、第１及び第２の外歯車は、第１の軸の周りを回ることができる、及び／又は、共通平面は、第１の軸に垂直とすることができる。

【００３５】

第１及び第２の外歯車は、複合ピニオン歯車を形成することができ、複合ピニオン歯車は、第２の内歯車を少なくとも部分的に収容するための凹部を有することができる。第２の内歯車は、全体が凹部内に収容される場合がある。

【００３６】

第１の内歯車と第１の外歯車との噛み合い及び第２の内歯車と第２の外歯車との噛み合いは、同一平面上とすることができる。全体として、第１の内歯車、第２の内歯車、第１の外歯車及び第２の外歯車の歯は、同一平面上とすることができる。

【００３７】

歯車箱は、第１及び第２の外歯車を動かすように配置されたクランク形状の入力軸をさらに備えることができる。入力軸は、歯車箱にトルクを供給するために使用することができる。内歯車の１つは固定することができ、内歯車の１つは可動とすることができ、トルクは、可動内歯車から出力されるようになっている。

【００３８】

本発明の第５の態様の歯車箱の歯車は、本発明の何らかの他の態様を参照して説明した歯の何らかの特徴又は全ての特徴を備える歯を有することができる。

【００３９】

本発明の第３及び／又は第４の態様の何らかの特徴（複数可）は、本発明の第１及び第２の態様の上述の特性及び特徴のいずれかと組み合わせることができる。本発明の第５の態様の何らかの又は全ての特徴は、本発明の第１から第４の態様の上述の特性及び特徴のいずれかと組み合わせることができる。

【図面の簡単な説明】

【００４０】

【図１】トロコイド干渉を示す小歯数差の内外歯車対を示す。

【図２】トロコイド干渉がなく、転位を示す小歯数差の内外歯車対を示す。

【図３】転位がなく、転位係数が小さくトロコイド干渉のない小歯数差の内外歯車対を示す。

【図４】転位係数の変化に伴う歯車歯形の変化を示す。

【図５ａ】特定の幾何学的特性を表記した転位歯車を示す。

【図５ｂ】特定の幾何学的特性を表記した転位歯車を示す。

【図５ｃ】特定の幾何学的特性を表記した転位歯車を示す。

【図６ａ】特定の幾何学的特性を表記した転位なしの歯車を示す。

【図６ｂ】特定の幾何学的特性を表記した転位なしの歯車を示す。

【図６ｃ】特定の幾何学的特性を表記した転位なしの歯車を示す。

【図７】内外歯車対の瞬間的な回転中心を示し、同時に接触している歯を示す。

【図８ａ】本発明の実施形態による第１の歯車箱を示す概略図である。

【図８ｂ】本発明の実施形態による第１の歯車箱を示す断面図である。

【図９】本発明の実施形態による第２の歯車箱を示す概略図である。

【図１０ａ】本発明の実施形態による第３の歯車箱を示す概略図である。

【図１０ｂ】本発明の実施形態による第３の歯車箱を示す断面図である。

【図１１】本発明の実施形態による第４の歯車箱を示す概略図である。

【発明を実施するための形態】

【００４１】

小歯数差の内外歯車対は、高比歯車箱又はトルクコンバータを作る際に有用である。このような歯車対は、比較的高速の低トルク入力を低速の高トルク出力に変えることができる高比歯車箱を作るために、２段対で使用することができる。このような歯車箱の効率は、歯形の配列方法によって変化する。加えて、高比歯車箱を逆向きに駆動する能力、すなわち出力に低速高トルク入力を加え、入力に比較的高速の低トルク出力を作り出す能力は、特定の用途で重要になることがある。これは歯車箱のバックドライバビリティと呼ぶことができる。歯車箱の損失を最小化することは、いずれの駆動方向においても、歯車箱のバックドライバビリティ及び全体的効率を可能にする上で重要である。本発明者は、小歯数差の内外歯車対における歯車設計に対する長年の標準的なアプローチが、歯車対の全体的性能に有害な結果を与える可能性があることを特定している。

【００４２】

各歯車の歯数の間の差が比較的小さい内歯車及び外歯車を有するこのような歯車箱を提

供する場合、図１に示すように、２つの歯車の歯が干渉するという問題が生じる可能性がある。

【００４３】

図１は、内部歯車１２及び外部歯車１６を有する歯車配列１０を示し、内部歯車１２は、４７個の歯１４とピッチ円Ｃ１とを有し、内部歯車の歯１４は、外部歯車１６の外部歯車の歯１８と噛み合うように配置され、外輪歯車１６は、５０個の外部歯１８とピッチ円Ｃ２とを有する。

【００４４】

様々な異なる用語が歯車に使用できることを理解されたい。内部歯車１２は、歯車の歯が外側に向いているので、ピニオン、平歯車、又は外歯車と呼ばれる場合がある。同様に、外部歯車１４は、歯車の歯が内側に向いているので、環状歯車、リング歯車、又は内歯車と呼ばれる場合がある。内部歯車１２及び外部歯車１４の両方は、ストレートカット歯車、すなわち非はすば歯車とすることができる。

【００４５】

内歯車１６は内歯車軸Ａ２を中心とし、外歯車１２は外歯車軸Ａ１を中心とする。適切な配列では、外歯車１２が回転すると、外歯車１２は内歯車軸Ａ２の周りを回ることができることを理解されたい。いくつかの配列では、外歯車軸Ａ１及び内歯車軸Ａ２は静止したままで、外歯車及び内歯車１２、１６の各々は、それぞれの軸Ａ１、Ａ２の周りを回転することができる。内外歯車対を使用する歯車箱の運動学的構成については、後の図に関連してさらに詳細に説明する。

【００４６】

噛み合い領域２４では、外歯車１２の歯１４は内歯車１８に噛み合う。この領域では、それぞれの歯１４、１８の側面が互いに接触し、２つの歯車１２、１６の間でトルクが伝達される。

【００４７】

図１の歯車は、標準モジュール及びインボリュートで設計されている（標準歯車モジュールは、公知の日本工業規格ＪＩＳ　Ｂ　１７０１（１９７３）に準拠しており、その歯車の詳細は、参考のために以下に組み込まれる）。標準歯車の歯は、２０°の呼び圧力角を有することになる。ＪＩＳ　Ｂ　１７０１は、一般用途のインボリュート平歯車及びヘリカル歯車の歯形及び寸法を規定する。歯のサイズはモジュールｍで表される。モジュールｍの標準値は，以下の表１にｍｍ単位で示されている。好ましくは、シリーズＮｏ．１、Ｎｏ．２、Ｎｏ．３のいずれかのモジュールである。

表１　モジュール標準値

シリーズ No．１	シリーズ No．２	シリーズ No．３	シリーズ No．１	シリーズ No．２	シリーズ No．３
0.1				3.5	
	0.15				3.75
0.2			4		
	0.25			4.5	
0.3			5		
	0.35			5.5	
0.4			6		
	0.45				6.5
0.5				7	
	0.55		8		
0.6				9	
		0.65	10		
	0.7			11	
	0.75		12		
0.8				14	
	0.9		16		
1				18	
1.25			20		
1.5				22	
	1.75		25		
2				28	
	2.25		32		
2.5				36	
	2.75		40		
3				45	
		3.25	50		

【００４８】

歯形曲線はインボリュート曲線とし、標準圧力角α_0は２０°とし、寸法は表２に定めるとおりとする。しかしながら、この規格では外形変更は規定されない。他の標準歯形は、圧力角５°、１４．５°、２０°、２２．５°、２５°、３０°を有することができる。

表２　インボリュート平歯車及びはすば歯車の寸法

項目	平歯車		はすば歯車			
			通常システム		横断システム	
	標準歯車	転位歯車	標準歯車	転位歯車	標準歯車	転位歯車
モジュール	m		m_x		m_s	
標準圧力角	$\alpha_0=20°$		$\alpha_x=20°$		$\alpha_s=20°$	
標準ピッチ円径	zm		$zm_x/\cos\beta_0$		zm_s	
全深さ	$h\geq 2.25\ m$		$h\geq 2.25m_x$		$h\geq 2.25m_s$	
転位量	0	xm	0	x_nm_x	0	X_sm_s
転位	m	(1+x)m	m_x	$(1+x_n)m_x$	m_s	$(1+x_s)m_s$
横断円厚さ	$\frac{\pi m_n}{2}$	$\left(\frac{\pi}{2}\pm 2x\tan\alpha_0\right)m$	$\frac{\pi m_n}{2\cos\beta_0}$	$\left(\frac{\pi}{2}\pm 2x_x\tan\alpha_x\right)\frac{m_x}{\cos\beta_0}$	$\frac{\pi m_s}{2}$	$\left(\frac{\pi}{2}\pm 2x_s\tan\alpha_s\right)m_s$

【００４９】

転位係数は，作動圧力角αｗ、呼び圧力角α（上記の他の例と同様に，一般に受け入れられている規格による呼び圧力角は通常２０°である）、関連する角度のインボリュート関数ｉｎｖ、及び内歯車の歯数z_1及び外歯車の歯数z_2に基づいて計算することができる。はすば歯車の場合、はすば角βを使用することもできる。以下の式は、第１の歯車の転位係数x_1を決定するために使用することができ、第２の歯車の転位係数x_2を決定するために再配列を使用することができることを理解されたい。

$$x_1 = x_2 - \left(\frac{inv\alpha_w - inv\alpha}{2tan\alpha}\right)(z_2 - z_1)$$

【００５０】

内外歯車対の中心距離ａは、以下の式を用いて決定することができ、ここで、ｍは歯車モジュールであり、ｙは中心距離増分係数である。

$$a = \left(\frac{z_1 - z_2}{2} + y\right)m$$

【００５１】

中心距離増分係数は、以下の式によって決定される。

$$y = \frac{z_1 - z_2}{2}\left(\frac{cos\alpha}{cos\alpha_w} - 1\right)$$

【００５２】
外歯車１４の歯先が、接触が意図される領域２４の外側で内歯車１８の歯先と接触する可能性があるため、記載された標準歯車の使用は、トロコイド干渉を引き起こす可能性がある。これは、図１に表記された領域２２に見ることができる。トロコイド干渉は歯車箱にとって致命的であり、図１に示された事例では、歯車箱を構成するのを根本的に妨げる可能性がある。
【００５３】
トロコイド干渉を回避するために、一般的な解決策は、歯車を転位することである。トロコイド干渉を回避するために使用される、転位歯車の歯形の一例を図２に示す。歯車配列３０は、外歯車軸Ａ３の周りに配置された４７個の外向きの歯車の歯３４を有する外歯車３２を示す。
【００５４】
ピニオンと呼ぶことができる外歯車３２の外側には、内歯車３６がある。内歯車３６は、内向きの歯車の歯３８を有し、この歯車の歯３８は、接触領域４４において外向きの歯車の歯３４に接触するように配置されている。
【００５５】
従来の歯車設計は、２つの歯車間の中心距離（すなわち、それらの軸間の距離）及び所望の歯車比によって決定される各歯車の歯数の選択を必要とする場合がある。２つの平歯車の場合、それぞれの歯車のピッチ径は、通常、ピッチ径の合計が中心距離の２倍になるように選択され、２つのピッチ径の比は、歯数の比（すなわち歯車比）と同じになる。内外歯車対の場合、ピッチ径の差は歯車の中心距離の２倍となる。このようにして決定されたピッチ径は、公称ピッチ径と呼ぶ場合がある。
【００５６】
歯車の転位は、歯車の加工ピッチ径を調整するために、切削中に切削工具を歯車に近づくように又はそこから離れるように動かすことを含む。従って、転位歯車は、その公称ピッチ径とは異なる作動ピッチ径（ｗｏｒｋｉｎｇ　ｐｉｔｃｈ　ｄｉａｍｅｔｅｒ）を有することができる。
【００５７】
同じ切削工具を使用することができるため，歯面を特徴付けるインボリュートの基礎円は、転位中にも同じままである。しかしながら，転位は、歯面を特徴づけるインボリュートの一部を効果的に変化させ、インボリュートの一部を基礎円に近づくように又はそこから離れるように動かす。
【００５８】
外歯車及び内歯車の歯３４、３８の間にはトロコイド干渉がないことが分かる。これは、歯車の歯に適用された転位によるものである。転位は、歯車の歯のインボリュート形状が変わらず、インボリュートの基礎円が同じ位置に保たれるように、標準的な歯車切削工具を変更することを含む。従って、転位は、歯車のピッチ円を、標準外形の公称ピッチ円から、転位された外形に変更する。しかしながら、歯車の転位は、歯車の作動圧力角を増加させ、その１つの影響は、歯車の効率の低下である。
【００５９】
その結果，図２の転位歯車は，標準インボリュート外形の呼び圧力角２０°とは異なる圧力角を有する（図２の場合、圧力角は３７．４２°である）。また、図２の転位された歯は、１の標準の転位係数（ａｄｄｅｎｄｕｍ　ｃｏｅｆｆｉｃｉｅｎｔ）を有する。高い作動圧力角は、歯３４と歯３８とが噛み合い領域４４で荷重を担っている間、歯３４と歯３８との間の摺動速度が高くなるため、軸受寿命の低下及び歯車箱の効率の低下につな

がる可能性がある。

【００６０】

図３は、高効率を維持しながらトロコイド干渉の問題を回避することを意図した歯車配列１００を示す。歯車配列１００は、内歯車又は環状歯車１０６を有する。図示の例は５０個の内向き歯車の歯１０８を有するが、他の歯数を想定することもできる。また、この例では、４７個の外向き歯車歯１０４を有する外歯車又はピニオン歯車１０２を有するが、内歯車１０６の歯数との差が小さい他の外歯車を想定することもできる。一般に、例えば、図１を参照して上述した干渉の問題は、内歯車と外歯車との間の歯数差が小さい、例えば５歯未満の差又は内歯車の歯数の約５分の１の差を有する、内外歯車対が構成される場合に発生する。

【００６１】

内歯車１０６は内歯車軸Ａ６の周りに配置され、外歯車１０２は外歯車軸Ａ５の周りに配置される。内歯車１０６を静止状態に維持できる場合、外歯車１０２は回転して、外歯車軸Ａ６の周りを回ることができることを理解されたい。

【００６２】

図３に示す歯車は特定の歯数を有し、内歯車１０６は５０個の歯１０８を有し、外歯車１０２は４７個の歯１０４を有するが、外歯車及び内歯車は、歯数の差が比較的小さい何らかの歯数を有することができることを理解されたい。例えば、歯数の差は５未満であり、内歯車１０６は外歯車１０２よりも５未満だけ多い歯数を有する。あるいは、歯数の差はパーセンテージとして考えることができ、歯数の差は、内歯車の歯数の２０％未満又は５分の１未満、随意的に１０％未満又は１０分の１未満とすることができる。

【００６３】

歯車配列１００において、トロコイド干渉は、転位係数の変更によって回避されている。歯車は転位を示さず、これは、作動外形（ａｃｔｉｖｅ　ｐｒｏｆｉｌｅ）の中央に位置する点Ｍにおける圧力角が、両方の歯車について同じであるという事実によって決定することができ、圧力角は、歯面に対する法線と、歯車の中心を中心としてこの同じ点Ｍを通る円に対する接線との間の角度として測定される。点Ｍにおける２つの歯車の圧力角は、転位をもたらさないという動作原理に大きな影響を与えることなく、最大で２０％まで異なる場合がある。転位の欠如は、場合によっては、標準モジュールの使用と、歯車の歯の圧力角が標準圧力角であることとに起因して決定することができる。標準モジュールは、図１及び日本工業規格ＪＩＳ　Ｂ　１７０１（１９７３）を参照して上記で定義したようなものとすることができる。具体的には、外歯車の歯１０４及び内歯車の歯１０８の両方の転位係数は０．８未満である。しかしながら、外歯車の歯１０４及び内歯車の歯１０８は、転位係数が異なる場合がある。これは、非対称転位係数と呼ばれる場合がある。一般に、トロコイド干渉を回避するために、転位係数の合計は、１．６未満とすることができる。さらに、転位係数が小さくなると負荷時に過大な面圧につながり好ましくないので、転位係数の合計は、０．６を上回る場合がある。従って、外歯車の歯と内歯車の歯の転位係数の合計は、０．６と１．６の間とすることができる。より好ましくは、転位係数の合計は、１と１．６の間である。

【００６４】

従来の歯車設計技術及び関連文献では、歯車対の転位係数を０．８より小さくすると、接触比が望ましくないほど低下するというのが長年の一般的な考え方であった。接触比は、どちらか一方の歯車の歯が、もう一方の歯車の歯と常に接触している平均歯数である。従って、接触比が１未満の場合、歯車配列は、歯車が接触していない期間があり、歯車が効果的に正しく、すなわち滑らかで効果的な方法で噛み合うことができないことを意味する。これは、歯車間の一貫性のないトルク伝達、激しい振動、及び歯車の歯の損傷につながる可能性がある。このような理由から、一般的に１未満の接触比は望ましくないと考えられており、常套手段及び歯車設計の文献では、１未満の接触比は避けるように教示されている。

【００６５】

図３の配列では、理論的な接触比、すなわち静止状態の変形していない歯に基づいて計算されることになる接触比は、１未満であろう。しかしながら、負荷時の、すなわち歯車によってトルクが伝達されている間の歯の変形により、接触比は１まで増加するか、又は１を上回って増加する場合がある。この接触比は、負荷接触比と呼ばれる場合がある。従って、歯車箱は、最初は機能しないように見える場合があるが、実際の状況では機能する場合がある。負荷時の変形は、少なくともひずみが極限引張ひずみを下回る極端な場合に、当業者には容易に理解できるであろう。１未満の接触比を有する大部分の歯車箱では、材料が塑性変形又は破壊を起こすことなく可能な限り大きく変形しても、接触比は１まで増加しないであろう。しかしながら、本事例では、歯車の歯の弾性変形により、接触比は、１未満から１を超えて変化することができる。

【００６６】

図４ａ及び４ｂは、内歯車の歯１０８及び外歯車の歯１０４に関して、転位係数ａｃの変化に伴う歯車の歯の形状の変化を示す。図４ａ及び４ｂから、インボリュートの基礎円及びピッチ円は、歯車の歯のモジュールと同様に一定であることが分かる。このように、圧力角は、一定の呼び圧力角のままである。実際上、転位係数の低減は、歯の上部を除去することによって歯を切り取る。図４ｂに示すように、従って、歯形によってもたらされる望ましい圧力角を変えることなく、歯先との接触を回避することができる。

【００６７】

歯車の歯の転位量とは、歯車の歯がピッチ円を越えて突出する距離のことであり、ａｃ＝０で見ることができる。転位係数ａｃは、転位量を歯のモジュールで割った無次元数である。従来の転位係数は１であるが、転位係数を小さくすることで、歯車の歯先同士の干渉の可能性を低減することができる。従って、０．８未満、又は随意的にそれより小さい転位係数を有する歯車を設計することが有利になる場合がある。

【００６８】

図５ａから６ｃは、転位がどのように決定されるかをより明確に示すために提示される。

【００６９】

図５ａは、噛み合い領域４４における図２の転位歯車を示す。内歯車３８の作動部は、点V_I及び点U_Iで範囲が定められている。V_Iは、内歯車の歯３８上の点であり、これは、外歯車３２の外半径上にあり、外歯車の歯３４の先端と接触する。U_Iは、内歯車の歯３８の先端である。同様に、外歯車の歯３４に関して、点U_E及び点V_Eが規定される。U_Eは、外歯車の歯３４の先端であり、V_Eは、外歯車の歯３４上で、内歯車の歯３８の先端と接触する位置である。また、V_Eは、歯車の歯３４及び３８が噛み合い領域にある場合の点U_Iの接線方向でもある。従って、互いに接触する歯面の唯一の部分は、点U_I、V_I、U_E、及びU_Eによって規定される歯の作動部であることを理解されたい。

【００７０】

図５ｂを参照すると、内歯車３６上にさらなる点M_Iが規定されている。M_Iは、U_IとV_Iの中間点である。圧力角α_Iは、歯車軸の周りの円C_Mの接線T_Mと、M_Iにおける歯面の法線N_Mとの間の角度として中間点で規定される。完全を期すために、円C_Mの半径R_Mも示す。角度α_Iは、歯の作動部の中央で測定されるため、作動圧力角と説明することができる。

【００７１】

図５ｃは、外歯車３２上の等価点を示す。さらなる点M_Eが規定されている。M_Eは、U_EとV_Eの間の中間の中間点である。圧力角α_Eは，歯車軸の周りの円C_Mの接線T_Mと、M_Eにおける歯面の法線N_Mとの間の角度として中間点で規定される。完全を期すために、円C_Mの半径R_Mも示す。角度α_Eは、歯の作動部の中央で測定されるため、作動圧力角と説明することができる。上記のように、内歯車及び外歯車のそれぞれの作動部のそれぞれの中間点M_I及びM_Eで測定された２つの歯車の圧力角を比較することにより、圧力角が外歯車の圧力角の２０％を超えて異なることが分かる。従って、歯車は転位を示す。

【００７２】

図６ａは、噛み合い領域１１０における図３の歯車を示し、歯車には転位がない。内歯車の歯１０８の作動部は、点V_I及び点U_Iで範囲が定められている。V_Iは、内歯車の歯１０８上の点であり、これは、外歯車１０２の外半径上にあり、外歯車の歯１０４の先端と接触する。U_Iは、内歯車の歯１０８の先端である。同様に、外歯車の歯１０４に関して、点U_E及び点V_Eが規定される。U_Eは、外車歯の歯１０４の先端であり、V_Eは、外歯車の歯の１０４上で、内歯車の歯１０８の先端と接触する位置である。従って、互いに接触する歯面の唯一の部分は、点U_I、V_I、U_E、及びU_Eの間の領域によって規定される歯の作動部であることを理解されたい。

【００７３】

図６ｂを参照すると、内歯車１０６上にさらなる点M_Iが規定されている。M_Iは、U_IとV_Iの中間点である。圧力角α_Iは，歯車軸の周りの円C_Mの接線T_Mと、M_Iにおける歯面の法線N_Mとの間の角度として中間点で規定される。完全を期すために、円C_Mの半径R_Mも示す。角度α_Iは、歯の作動部の中央で測定されるため、作動圧力角と説明することができる。

【００７４】

図６ｃは、外歯車１０２上の等価点を示す。さらなる点M_Eが規定されている。M_Eは、U_EとV_Eの間の中間点である。圧力角α_Eは，歯車軸の周りの円C_Mの接線T_Mと、M_Eにおける歯面の法線N_Mとの間の角度として中間点で規定される。完全を期すために、円C_Mの半径R_Mも示す。角度α_Eは、歯の作動部の中央で測定されるため、作動圧力角と説明することができる。

【００７５】

図６ｂ及び６ｃから分かるように、内歯車の歯及び外歯車の歯の作動部の中間点における圧力角は、同じである。

【００７６】

以上の説明から分かるように、次のことが明らかになる。転位の有無は、内歯車の歯と外歯車の歯との間の圧力角の差の検出によって検出することができる。内歯車の歯の作動部の中間点における内歯車の歯の圧力角を決定することができる。外歯車の歯の作動部の中間点における外歯車の歯の圧力角を決定することができる。決定された圧力角の差を決定することができる。内歯車及び外歯車の作動圧力角の差を決定することができる。圧力角の差は、それぞれの内歯車の歯及び外歯車の歯の作動部のそれぞれの中間点において決定することができる。

【００７７】

本開示の場合、内歯車の歯と外歯車の歯との間の測定された圧力角の差は、有利には、内歯車の歯又は外歯車の歯の圧力角の２０％未満の圧力角である。これは、歯車対の効率に最小限の影響を与える転位の程度を示す。圧力角の差をより小さな数値、例えば１５％、１０％、又は５％又はそれ未満に制限することがさらに好都合な場合がある。これらの小さな数値は、転位及び／又は圧力角の差による歯車対の効率への影響をさらに制限する。

【００７８】

図７は、作用線l_αが表記された歯車箱１００を示す。l_αは、任意の瞬間に接触して負荷を伝達している歯車の歯を表す。作用線l_αは、歯車箱の瞬時回転中心ＩＣＲを中心としており、これは、内歯車１０８が固定されているという仮定を前提とした場合、外歯車１０４が回転すると言えるピッチ円上の点である。ＩＣＲは、２つの歯車軸とピッチ円の一方又は他方によって表される線の交点における点である。また、ピッチ円が接する位置でもある。作用角

$\widehat{\varepsilon_\alpha}$

は、作用線l_αと外歯車軸によって規定される角度を表す。作用角は、最大作用角

$\varepsilon_{\alpha_{wl}}$

で示されるように、好ましくは２０°未満である。摩擦による効率の低下を避けるため、歯車箱への負荷が、この範囲内にあることが好ましい。

【００７９】

図８ａから１１は、様々な形態の歯車の歯を実装することができる歯車箱を示す。詳細には、本開示に記載された内外歯車対の１又は２以上の特徴は、図示の歯車箱で有利に実施することができる。

【００８０】

図８ａ及び８ｂは、それぞれ、本明細書に説明される内外歯車対を有利に実施することができる第１の歯車箱２００の概略図及び断面図を示す。図示の例は、２つの内外歯車対、すなわち第１の歯車対２０４及び第２の歯車対２１０を備える。これらの歯車対は、図３を参照して上述したタイプの歯車対とすることができ、詳細には、歯車対の歯車の歯は、歯車の歯の作動圧力角が、転位が適用されない場合の歯車の歯の呼び圧力角の２０％を超えないように、転位を有しないか又は小さな転位を有し、０．８未満の転位係数を有することができる。

【００８１】

歯車箱は、外ピニオン歯車２０６と内環状歯車２０８とを有する第１の内外歯車対２０４を有する。また、歯車箱２００は、第２の内外歯車対２１０を有し、これは、同様に外ピニオン歯車２１４と内環状歯車２１６とを備える。第２の内外歯車対２１０の外ピニオン歯車２１４は、第１の内外歯車対２０４の外ピニオン歯車２０６にしっかり固定されている。その結果、２つの外ピニオン歯車２１４、２０６は、同じ速度で内歯車軸Ａ７の周りを回ることになり、自身の軸Ａ８に関して同じ角速度を有することになる。２つのピニオン２０６、２１４は組み合わされて、結合ピニオン２１２を形成する。

【００８２】

歯車箱２００は、モータなどの駆動源からトルクを受け取るように配置された入力軸２０２を有する。入力軸２０２は、クランクに形作られており、これは、歯車箱軸Ａ７（すなわち、内歯車２０８、２１６の軸）の周りのトルクを受け取ると共に、歯車箱の軸からオフセットされた外ピニオン歯車に力を与えるようになっており、これは外歯車軸Ａ８を通る直線力である。入力軸２０２は、第１の軸受構成２２２によって歯車箱軸の周りを回転するように支持されると共に、軸受２２４を介して外ピニオン歯車に結合され、外ピニオン歯車は、外歯車を貫通する入力軸の部分の周りで回転できるようになっている。また、外歯車は、内環状歯車と噛み合い、外ピニオン歯車２０６、２１４（すなわち、結合ピニオン２１２）と入力軸２０２のオフセット部分とが一緒に内歯車軸Ａ７の周りを回るようになっている。また、入力軸は、オフセット部分の軸外荷重のバランスをとるためのカウンターウェイト２０３を有する。

【００８３】

第１の内外歯車対２０４及び第２の内外歯車２１０は、それぞれの歯車比にわずかな差を有することができる。このようなわずかな差は、多くの方法で達成することができ、例えば、内歯車及び外歯車の歯数差は同じであるが、それぞれの歯車対の内歯車及び／又は外歯車の歯数の合計が異なることによって達成することができる。他の例では、各歯車対の歯数差の量は、異なる歯車比を達成するために変えることができる。一例では、第１の内外歯車対２０４の内歯車２０８及び外歯車２０６は、それぞれ６０歯及び５７歯を有することができ、第２の内外歯車対２１０の内歯車２１６及び外歯車２１４は、それぞれ９０歯及び８７歯を有することができる。

【００８４】

歯車箱２００の全体的な出力は、２つの内歯車２０８と２１６の間の、共通軸の周りの相対的な回転差として実現することができる。内歯車２０８、２１６の一方は固定、すなわち静止したままとすることができ、内歯車２０８、２１６の他方は回転可能で出力歯車とすることができる。２つの歯車は、軸受２２６を介して結合することができる。内歯車２０８の固定は、図５において、第１の内外歯車対２０４の内歯車２０８が接地されることによって示されており、これが基準歯車であることを示す。内歯車の一方が固定され、

２つの内外歯車対が同様の歯車比を有することに起因して、歯車箱全体で高い歯車比を達成することができる。第２の内外歯車対２１０の内歯車２１６は、入力軸に近接する軸受に結合するように示されているが、出力は、歯車箱の反対側の軸方向端部で取り出すことができ、何らかの適切な軸受構成を使用できることを理解されたい。

【００８５】

一般に、「固定」、「入力」、及び「出力」として記載されている歯車箱の部分は、歯車箱の従来の用途を反映するためにそのように記載されているに過ぎず、入力、出力、及び固定部分の考察は、基準系（ｒｅｆｅｒｅｎｃｅ　ｆｒａｍｅ）の問題とすることができ、例えば「固定」と表記された何らかの部分は、代替的に「入力」又は「出力」として使用できることを理解されたい。図示された例との関連で、入力軸２０２と内歯車２０８との間の回転の差として提供される駆動入力は、内歯車２１６と内歯車２０８との間の相対的回転の差である出力をもたらす。

【００８６】

図９は、さらなる歯車箱３００を示し、歯車箱は対称配列を有する。対称歯車箱３００は、第１の内外歯車対３０４及び第２の内外歯車対３１０を有し、各々は、それぞれの内歯車３０８、３１６及び外歯車３０６、３１４を有し、これらは、図５を参照して上述したものと実質的に同様とすることができる。外歯車は、内歯車が配置される内歯車軸Ａ９の周りを回ることができ、自身の外歯車軸Ａ１０の周りで回転することができる。さらに、歯車箱３００は、外歯車３２４及び内歯車３２６を含む第３の内外歯車対３２０を備える。内外歯車対３２０は、第１の内外歯車対３０４と実質的に同様であり、同じ歯車比を有することができる。第３の内外歯車対３２０の外歯車３２４は、他の外歯車３０６、３１４にしっかり固定することができ、３つの歯車は、一緒に周回（ｏｂｉｔ）及び回転し、結合ピニオン３１２を形成するようになっている。

【００８７】

対称配列は、軸方向に反対側の内歯車が歯車箱軸に垂直な軸に関して外歯車に釣り合った力を提供することに起因して、中央の外歯車のねじれを防止又は低減することができるため、好ましい場合がある。

【００８８】

さらに、入力軸３０２は、遊星歯車３０６、３１４、３２４からの反力による片持ち梁配列を回避するために、軸方向両端に軸受を有することができる。これにより、入力軸３０２を強化することができる。

【００８９】

図１０ａ及び１０ｂは、第３の歯車箱配列４００を示し、これは、図５の歯車箱２００の正反対の、軸方向の鏡映コピーと実質的に類似している。

【００９０】

歯車箱４００は、２つの別個の遊星歯車４１２、４２２を有し、各遊星歯車は、一緒にしっかり固定された２つの外歯車を有する。第１の遊星歯車４１２は、第１の外歯車軸Ａ１２の周りに配置された外歯車４０６、４１４を有し、この外歯車４０６、４１４は、それぞれの内歯車４０８、４１６と噛み合うように配置されており、外歯車４０６、４１４は、内歯車軸Ａ１１の周りを回るようになっている。歯車４０６、４０８、４１４、４１６は、第１及び第２の内外歯車対４０４、４１０を形成する。第２の遊星歯車４２２は、第２の外歯車軸Ａ１３の周りに配置された第３及び第４の外歯車４２４、４３４を有する。第３及び第４の外歯車４２４、４３４は、それぞれの内歯車４２６、４３６と噛み合い、内歯車軸Ａ１２の周りを回るように配置されている。歯車４２４、４２６、４３４、４３６は、第３及び第４の内外歯車対４２０、４３０を形成する。

【００９１】

第１及び第４の外歯車４０６、４３４は同一とすること、及び、第２及び第３の外歯車４１４、４２４は同一とすることができることを理解されたい。場合によっては、第１、第２、第３及び第４の外歯車４０６、４１４、４２４、４３４の全ては同一とすることができる。また、第１及び第４の外歯車４０８、４３６は同一とすること、及び第２及び第

３の内歯車４１６、４２６は同一とすることができる。場合によっては、第２及び第３の内歯車４１６、４２６は、共通の歯車の歯を有して一体的に形成され、第１及び第４の内歯車４０８、４３６に対して回転するように軸受４５２に取り付けることができる。一般に、第１及び第４の内外歯車対４０４、４３０の各々は、全体として差動遊星歯車箱４００を提供できるように、第２及び第３の内外歯車対４１０、４２０からの歯車比にわずかな差を有する場合がある。

【００９２】

歯車箱４００は、クランク形状の入力軸４０２を有し、入力軸４０２は、各々が内歯車軸Ａ１１から同じ距離だけオフセットした直径方向に反対側の部分を有し、各オフセット部分は、それぞれの外歯車軸Ａ１２、Ａ１３に沿って位置している。オフセット部分の各々は、軸受を介して第１及び第２の遊星歯車４１２、４２２のそれぞれに結合され、入力軸４０２は、内歯車軸Ａ１１からオフセットした直線力を遊星歯車に与えるようになっている。

【００９３】

このようにして、中心出力及び改善されたバランスを有する対称歯車箱４００を提供することができる。

【００９４】

図１１は、図８ａ及び８ｂの歯車箱２００と実質的に同様の特徴を有する歯車箱２０１を示す。簡潔にするため、同様の特徴には同様の番号を付し、ここでは再度説明しない。

【００９５】

歯車箱２０１において、第２の内外歯車対２１０の外ピニオン歯車２１４は、段差部２１４ａを有し、これにより、外ピニオン歯車２１４は、組み合わされた歯車対２１２の回転軸（複数可）に垂直な２つの別個の軸平面に位置することができる。詳細には、第２の内外歯車対２１０の噛み合いと、第１の内外歯車対２０４の噛み合いとは、少なくとも共通の平面Ｐ１に重なるか又は共通の平面Ｐ１と同一平面上にあり、共通の平面Ｐ１は、歯車Ａ７、Ａ８の回転軸に垂直である。内歯車２０８は、組み合わされたピニオン歯車２１２の凹部又は空洞に少なくとも部分的に位置する。これにより、歯車対２０４は、少なくとも部分的に外歯車２１４の中に配置することができる。これはさらに、歯車対２０４が歯車対２１０の中に部分的又は完全に配置されることを可能にすることができる。

【００９６】

第１及び第２の内外歯車対２０４、２１０を共通の平面内に設けることによって、組み合わされたピニオン歯車２１２のねじれを低減することができる。さらに、歯車箱２０１の軸方向の広がりを低減できるので、よりコンパクトな歯車箱２０１を提供することができる。

【００９７】

図１１に示す歯車箱２０１は、何らかのタイプの歯車の歯を有することができる。特定の例では、図１１の歯車箱２０１は、図１から図７、特に図３を参照して説明したような歯車の歯の１又は２以上の特徴を有することができる。歯車の歯は、規定された範囲内の転位係数及び／又は規定された範囲内の転位のような、図３を参照して説明された歯車の歯の何らかの特徴を有することができる。

【００９８】

上述した歯車箱配列のいずれか又は全てにおいて、歯車は、図１から図７のいずれか、特に図３を参照して上述した特徴又は品質を有することができる。詳細には、歯車は、上述したように、小さな転位及び低い転位係数を示すことができる。

【図面】

【図１】

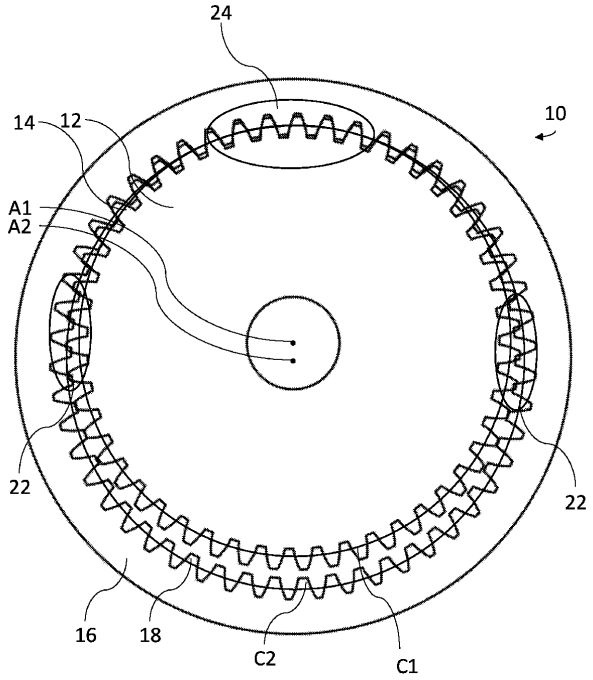

Fig. 1

【図２】

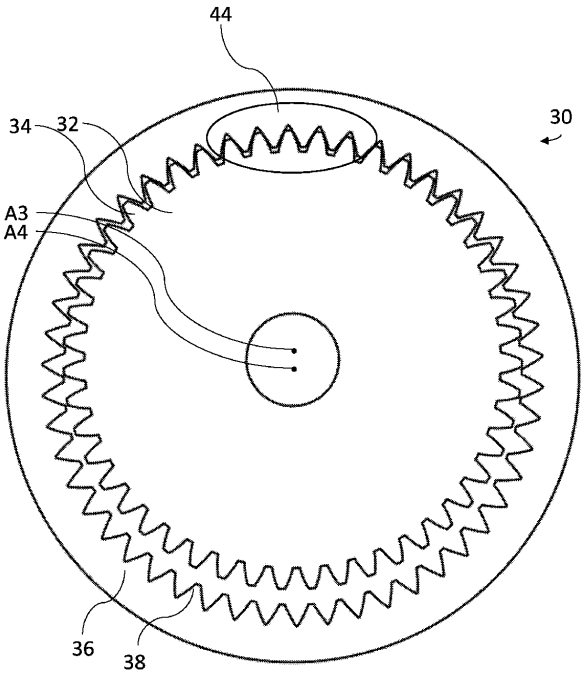

Fig. 2

【図３】

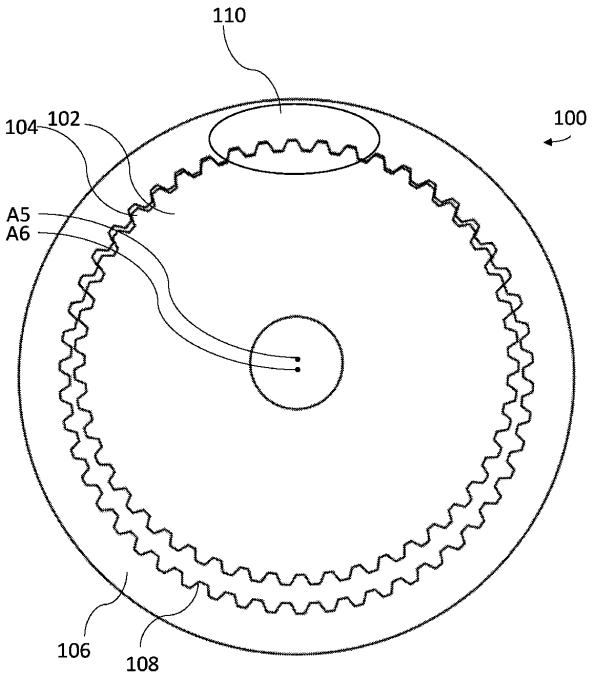

Fig. 3

【図４ａ】

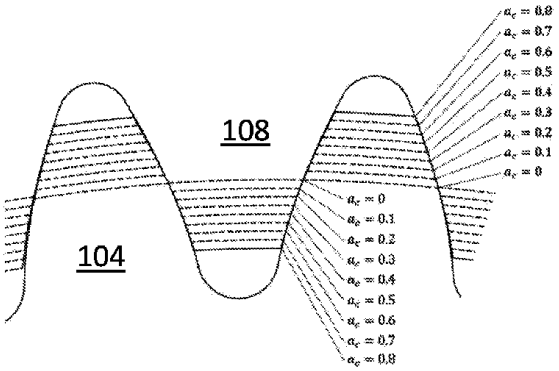

Fig. 4a

【図４ｂ】

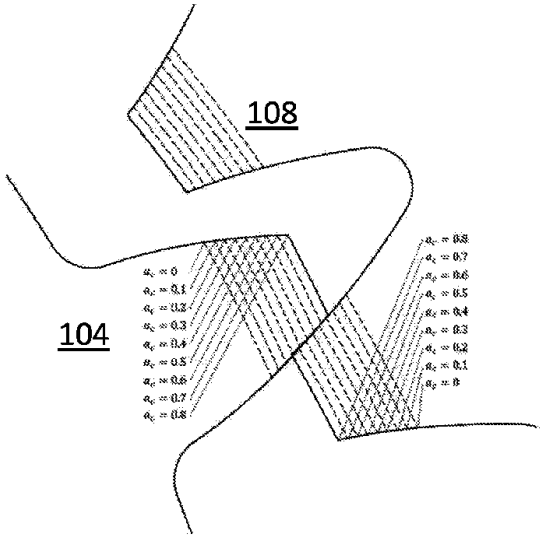

Fig. 4b

【図５ａ】

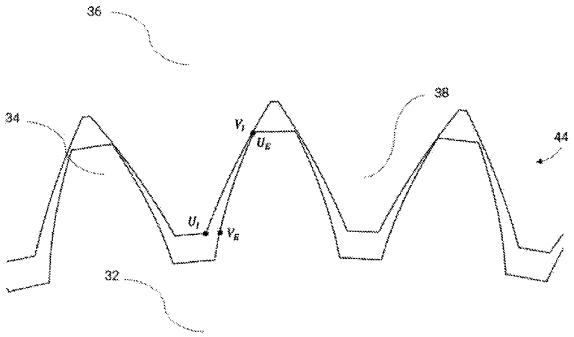

Fig. 5a

【図５ｂ】

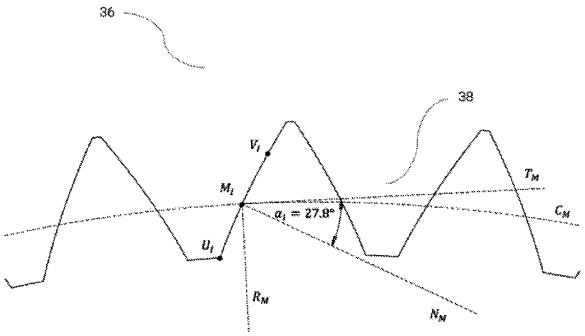

Fig. 5b

【図５ｃ】

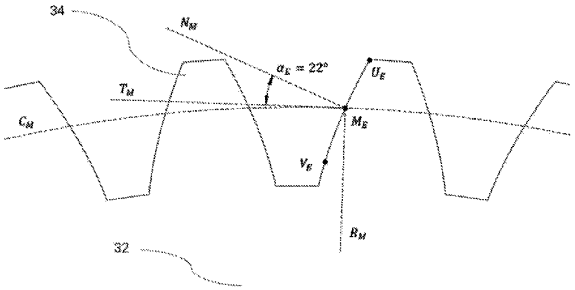

Fig. 5c

【図６ａ】

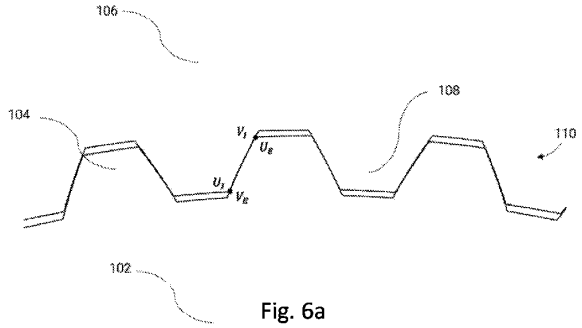

Fig. 6a

【図６ｂ】

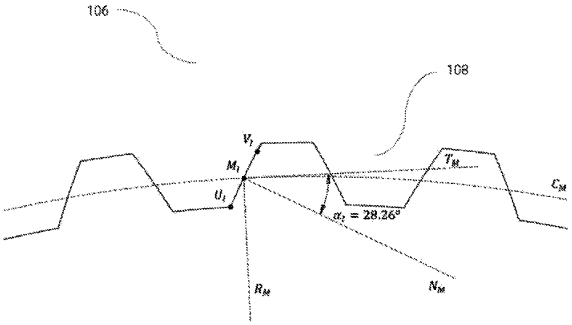

Fig. 6b

【図６ｃ】

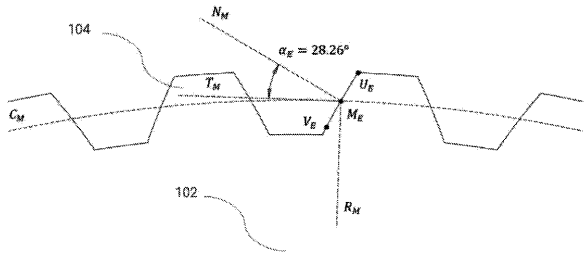

Fig. 6c

【図７】

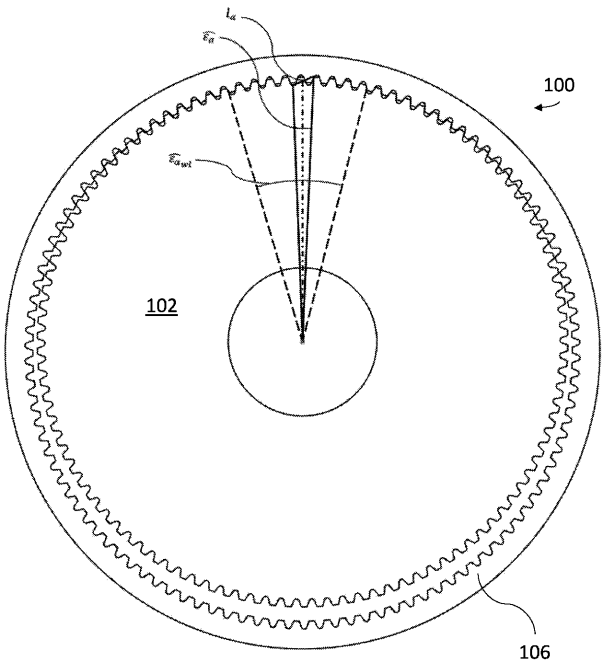

Fig. 7

【図８ａ】

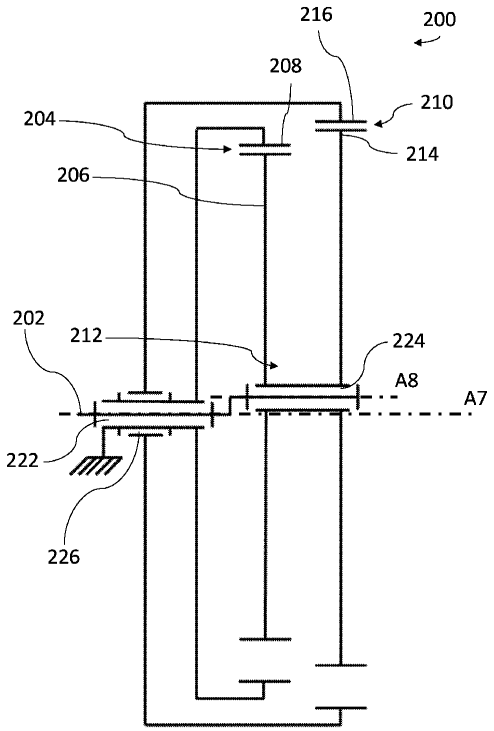

Fig. 8a

【図８ｂ】

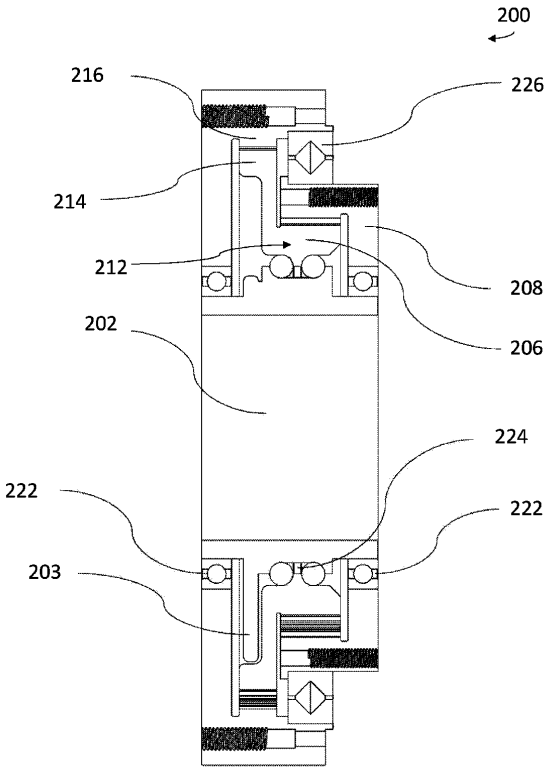

Fig. 8b

【図９】

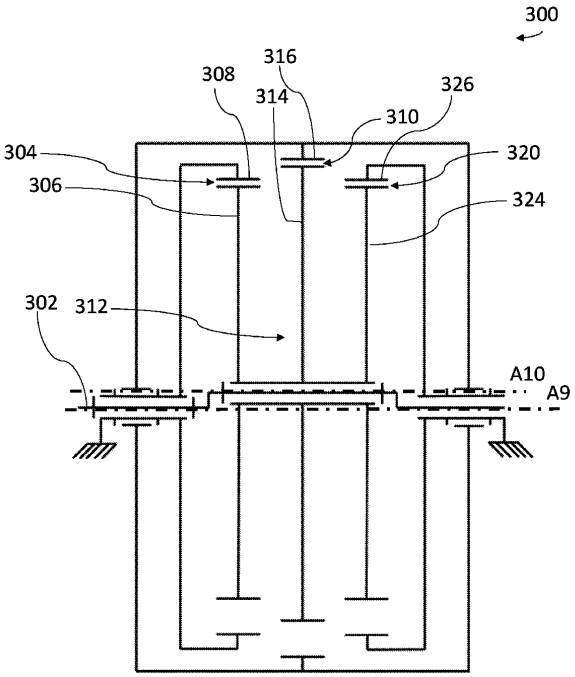

Fig. 9

【図１０ａ】

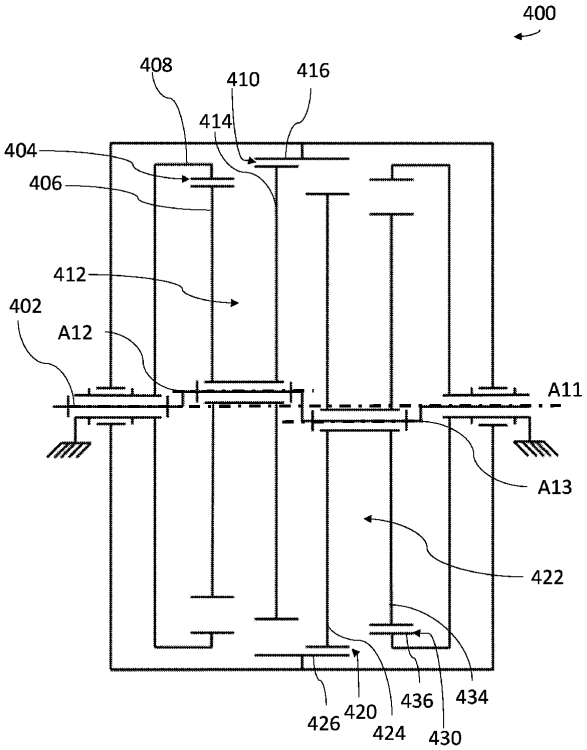

Fig. 10a

【図１０ｂ】

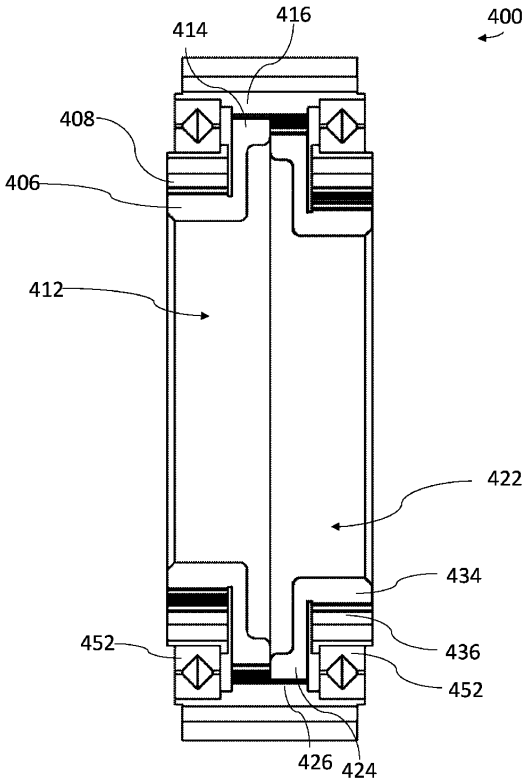

Fig. 10b

【図１１】

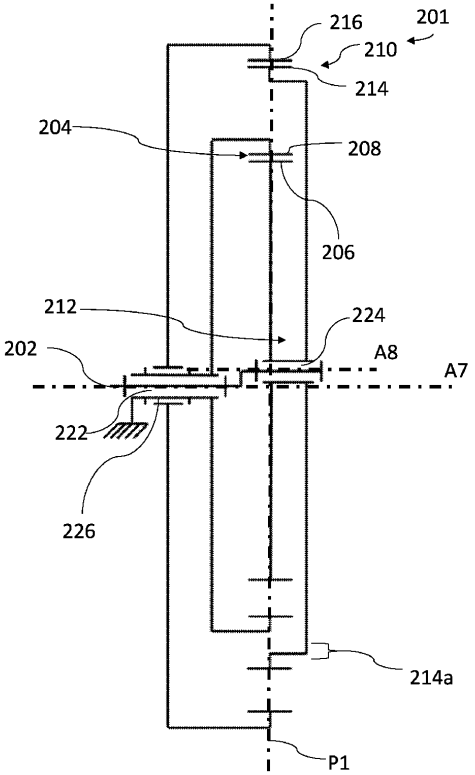

Fig. 11

【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/IB2023/000207

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16H55/08
ADD.

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)
F16H

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

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)
EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 5 232 412 A (YUE ZHENG [CN] ET AL) 3 August 1993 (1993-08-03) figure 3	1-23
A	DE 36 06 240 A1 (COOP GOIZPER S [ES]) 9 July 1987 (1987-07-09) figures 1-3	1-23
A	CN 1 075 879 C (ZHENG YUE) 5 December 2001 (2001-12-05) the whole document	1-23

-/--

[x] Further documents are listed in the continuation of Box C.

[x] 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	Date of mailing of the international search report
5 October 2023	12/10/2023

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016	Szodfridt, Tamas

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (April 2005)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/IB2023/000207

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	AMANI A ET AL: "Generalised non-dimensional multi-parametric involute spur gear design model considering manufacturability and geometrical compatibility", MECHANISM AND MACHINE THEORY, vol. 109, 12 November 2016 (2016-11-12), pages 250-277, XP029866241, ISSN: 0094-114X, DOI: 10.1016/J.MECHMACHTHEORY.2016.11.012 the whole document -----	1-23

Form PCT/ISA/210 (continuation of second sheet) (April 2005)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No
PCT/IB2023/000207

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 5232412 A	03-08-1993	NONE	
DE 3606240 A1	09-07-1987	DE 3606240 A1	09-07-1987
		ES 8700397 A1	16-10-1986
		FR 2592121 A1	26-06-1987
CN 1075879 C	05-12-2001	NONE	

Form PCT/ISA/210 (patent family annex) (April 2005)

フロントページの続き

,MC,ME,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,CV,CZ,DE,DJ,DK,DM,DO,DZ,EC,EE,EG,ES,FI,GB,GD,GE,GH,GM,GT,HN,HR,HU,ID,IL,IN,IQ,IR,IS,IT,JM,JO,JP,KE,KG,KH,KN,KP,KR,KW,KZ,LA,LC,LK,LR,LS,LU,LY,MA,MD,MG,MK,MN,MU,MW,MX,MY,MZ,NA,NG,NI,NO,NZ,OM,PA,PE,PG,PH,PL,PT,QA,RO,RS,RU,RW,SA,SC,SC,SD,SE,SG,SK,SL,ST,SV,SY,TH,TJ,TM,TN,TR,TT,TZ,UA,UG,US,UZ,VC,VN,WS,ZA,ZM,ZW

(74)代理人　100171675
弁理士　丹澤 一成
(72)発明者　チャンプ ロカテッリ エペ サルタペス エステバン ジェフリー ジョセフ
フランス ７３１７０ ラ バルム ルート デ カンティニエール ４１０

Ｆターム（参考）　3J009　DA06 DA16 DA17 EA12 EA21 EB02
3J030　BA01 BA05 BB06 BB11