

(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2019-90487

(P2019-90487A)

(43) 公開日 令和1年6月13日(2019.6.13)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 1 6 H 1/28 (2006.01)	F 1 6 H 1/28	3 J 0 0 9
F 1 6 H 1/14 (2006.01)	F 1 6 H 1/14	3 J 0 2 7

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 24 頁)

(21) 出願番号	特願2017-220013 (P2017-220013)	(71) 出願人	503027931 学校法人同志社 京都府京都市上京区今出川通烏丸東入玄武町601番地
(22) 出願日	平成29年11月15日(2017.11.15)	(74) 代理人	110001195 特許業務法人深見特許事務所
		(72) 発明者	中川 正夫 京都府京田辺市多々羅都谷1-3 同志社大学内
		(72) 発明者	廣垣 俊樹 京都府京田辺市多々羅都谷1-3 同志社大学内
		(72) 発明者	青山 栄一 京都府京田辺市多々羅都谷1-3 同志社大学内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 遊星歯車装置

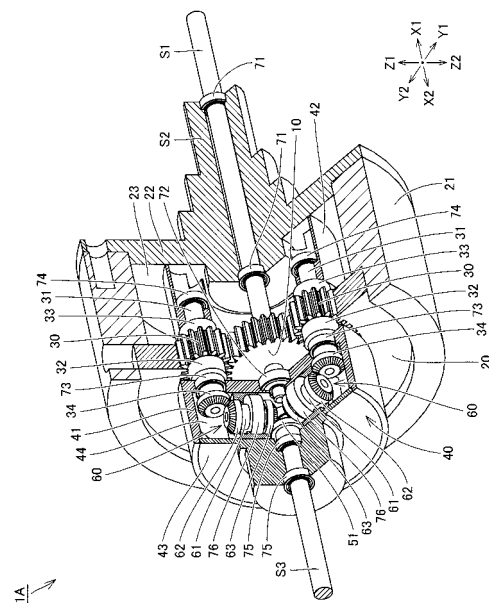
(57) 【要約】

【課題】大きな動力の伝達が可能でしかも騒音の発生が抑制できる新規な構成の遊星歯車装置を提供する。

【解決手段】遊星歯車装置1Aは、太陽歯車10と、内歯車20と、複数の遊星歯車30と、軸部材S3と、複数の遊星歯車30の各々と軸部材S3との間の動力伝達を個別に行なう複数の動力伝達部60とを備える。複数の遊星歯車30の各々の軸部31には、遊星歯車側動力伝達要素34が設けられ、軸部材S3には、軸部材側動力伝達要素51が設けられる。複数の動力伝達部60の各々は、太陽歯車10、内歯車20および軸部材S3の回転中心である第1軸線に非平行な方向に沿って延在する動力伝達軸部61と、動力伝達軸部61の一端側に設けられることで遊星歯車側動力伝達要素34との間で動力伝達可能な第1動力伝達要素62と、動力伝達軸部61の他端側に設けられることで軸部材側動力伝達要素51との間で動力伝達可能な第2動力伝達要素63とを含む。

【選択図】 図1

図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第 1 軸線を回転中心として自転可能な太陽歯車と、
 前記第 1 軸線を回転中心として自転可能な内歯車と、
 前記第 1 軸線に平行な方向に沿って延在する軸部を各々が有し、前記太陽歯車および前記内歯車の双方に各々が歯合することによって前記軸部の軸線である第 2 軸線を回転中心として各々が自転可能でかつ前記第 1 軸線を回転中心として各々が公転可能な複数の遊星歯車と、

前記第 1 軸線を回転中心として自転可能な軸部材と、
 前記複数の遊星歯車の各々に対応して設けられ、前記複数の遊星歯車の各々と前記軸部材との間の動力伝達を個別に行なう複数の動力伝達部とを備え、

前記複数の遊星歯車の前記軸部の各々には、遊星歯車側動力伝達要素が設けられ、
 前記軸部材には、軸部材側動力伝達要素が設けられ、

前記複数の動力伝達部の各々が、前記第 1 軸線に非平行な方向に沿って延在する動力伝達軸部と、前記動力伝達軸部の一端側に設けられるとともに前記遊星歯車側動力伝達要素との間で動力伝達可能な第 1 動力伝達要素と、前記動力伝達軸部の他端側に設けられるとともに前記軸部材側動力伝達要素との間で動力伝達可能な第 2 動力伝達要素とを含んでいる、遊星歯車装置。

【請求項 2】

前記第 1 軸線を回転中心として自転可能なキャリアをさらに備え、

前記複数の遊星歯車の前記軸部の各々が、前記キャリアによって自転可能に支承されているとともに、前記複数の動力伝達部の各々が有する前記動力伝達軸部が、前記キャリアによって自転可能に支承されている、請求項 1 に記載の遊星歯車装置。

【請求項 3】

前記軸部材が、前記キャリアによって自転可能に支承されている、請求項 2 に記載の遊星歯車装置。

【請求項 4】

前記動力伝達軸部の軸線である第 3 軸線が、前記第 1 軸線および前記第 2 軸線と交差するように延在し、

前記遊星歯車側動力伝達要素、前記軸部材側動力伝達要素、前記第 1 動力伝達要素および前記第 2 動力伝達要素が、いずれも傘歯車にて構成されている、請求項 1 から 3 のいずれかに記載の遊星歯車装置。

【請求項 5】

前記動力伝達軸部の軸線である第 3 軸線が、前記第 1 軸線および前記第 2 軸線と食い違うように延在し、

前記遊星歯車側動力伝達要素、前記軸部材側動力伝達要素、前記第 1 動力伝達要素および前記第 2 動力伝達要素が、いずれもハイポイド歯車にて構成されている、請求項 1 から 3 のいずれかに記載の遊星歯車装置。

【請求項 6】

前記遊星歯車側動力伝達要素、前記軸部材側動力伝達要素、前記第 1 動力伝達要素および前記第 2 動力伝達要素が、いずれも摩擦車にて構成されている、請求項 1 から 3 のいずれかに記載の遊星歯車装置。

【請求項 7】

前記遊星歯車側動力伝達要素と前記第 1 動力伝達要素との組合せにより、または、前記軸部材側動力伝達要素と前記第 2 動力伝達要素との組合せにより、あるいは、これら組合せの双方により、減速機または増速機が構成されている、請求項 1 から 6 のいずれかに記載の遊星歯車装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

10

20

30

40

50

本発明は、動力伝達装置の一種である遊星歯車装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、入力軸、出力軸および補助軸の3つの基本軸を備えてなる遊星歯車装置が知られている。遊星歯車装置は、各種の産業機械に広く応用されており、代表的にはたとえば風力発電機や航空機、ハイブリッド自動車等における動力伝達に利用されている。

【0003】

一般に、遊星歯車装置は、太陽歯車（外歯歯車）と、太陽歯車を取り囲むように配置された内歯車（内歯歯車）と、これら太陽歯車および内歯車の双方に歯合するように太陽歯車と内歯車との間に配置された複数の遊星歯車（外歯歯車）とを備えており、動作に際しては、典型的には、太陽歯車および内歯車が自転し、複数の遊星歯車が自転しながら公転する。

10

【0004】

ここで、遊星歯車装置は、上述した基本軸として当該遊星歯車装置に含まれる要素のいずれが使用されるかに基づいて、2K-H型、3K型、K-H-V型等に分類される。当該分類に基づいた各種の遊星歯車装置の基本的な構成が開示された文献としては、たとえば、矢田恒二著、「歯車応用機構の設計」、社団法人機械技術協会、2012年2月1日（非特許文献1）がある。

【0005】

これら各種の遊星歯車装置のうち、最も広く利用されている2K-H型の遊星歯車装置においては、上述した太陽歯車、内歯車および複数の遊星歯車に加えて、複数の遊星歯車を自転可能に支承するキャリアが設けられ、太陽歯車の自転軸、内歯車の自転軸およびキャリアの自転軸が、上述した基本軸として使用される。

20

【0006】

この2K-H型の遊星歯車装置においては、複数の遊星歯車の公転動作とキャリアの自転動作とに相関が持たされることになり、たとえばキャリアの自転軸が出力軸として使用される場合には、複数の遊星歯車の公転動作および自転動作のうちの公転動作のみが、キャリアの自転軸によって取り出されることになる。

【0007】

一方で、上述したキャリアを設けずに、これに代えて、太陽歯車および内歯車の自転軸と同軸上に設けた主軸部材と、複数の遊星歯車のうちの特定の1つの遊星歯車とを、両端に自在継手が設けられた従軸部材を介して接続してなる遊星歯車装置が知られている。当該遊星歯車装置においては、太陽歯車の自転軸、内歯車の自転軸および主軸部材の自転軸が、上述した基本軸として使用される。

30

【0008】

上記構成の遊星歯車装置においては、上述した特定の1つの遊星歯車の公転動作および自転動作と主軸部材の自転動作とに相関が持たされることになり、たとえば主軸部材の自転軸が出力軸として使用される場合には、当該特定の1つの遊星歯車の公転動作および自転動作の合成成分が、主軸部材の自転軸によって取り出されることになる。

【先行技術文献】

40

【非特許文献】

【0009】

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

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0010】

ここで、上述した2K-H型の遊星歯車装置は、複数の遊星歯車がキャリアの軸線を中心として回転対称に配置されるとともに、当該キャリアによって自転可能に支承された構成であるため、駆動時において複数の遊星歯車に加わる荷重が均等に分配されることにな

50

る。そのため、負荷容量が大きく取れることになり、結果として大きな動力の伝達が可能になるメリットが得られる。

【0011】

しかしながら、その反面、駆動時において遊星歯車が高速に回転することにより、結果として高周波の広い帯域において噛み合い音が発生するばかりでなく、その音圧も相当程度に大きくなるデメリットがある。そのため、当該2K-H型の遊星歯車装置を使用する場合には、高周波の広い帯域において騒音対策を別途講じなければならない問題がある。

【0012】

一方、上述した自在継手を用いた遊星歯車装置は、前述のとおり遊星歯車の公転動作のみならず自転動作についてもこれが動力伝達に利用できるため、駆動時において遊星歯車を比較的低速で回転させることが可能になる。そのため、高周波の噛み合い音の発生が抑制できるとともに、その音圧も比較的小さくできるメリットが得られる。

【0013】

しかしながら、その反面、上述した主軸部材と特定の1つの遊星歯車とが自在継手を介して従軸部材によって接続された構成であるため、駆動時において従軸部材が偏心回転することによって複数の遊星歯車に加わる荷重にアンバランスが生じたり、当該従軸部材を介して接続された主軸部材および遊星歯車に大きなスラスト荷重が発生したりするデメリットがある。そのため、負荷容量を大きく取ることができず、結果として大きな動力の伝達が困難になる問題がある。

【0014】

したがって、本発明は、上述した問題に鑑みてなされたものであり、大きな動力の伝達が可能でしかも騒音の発生が抑制できる新規な構成の遊星歯車装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0015】

本発明に基づく遊星歯車装置は、第1軸線を回転中心として自転可能な太陽歯車と、上記第1軸線を回転中心として自転可能な内歯車と、上記第1軸線に平行な方向に沿って延在する軸部を各々が有し、上記太陽歯車および上記内歯車の双方に各々が歯合することによって上記軸部の軸線である第2軸線を回転中心として各々が自転可能でかつ上記第1軸線を回転中心として各々が公転可能な複数の遊星歯車と、上記第1軸線を回転中心として自転可能な軸部材と、上記複数の遊星歯車の各々に対応して設けられ、上記複数の遊星歯車の各々と上記軸部材との間の動力伝達を個別に行なう複数の動力伝達部とを備えている。上記複数の遊星歯車の上記軸部の各々には、遊星歯車側動力伝達要素が設けられており、上記軸部材には、軸部材側動力伝達要素が設けられている。上記複数の動力伝達部の各々は、上記第1軸線に非平行な方向に沿って延在する動力伝達軸部と、上記動力伝達軸部の一端側に設けられるとともに上記遊星歯車側動力伝達要素との間で動力伝達可能な第1動力伝達要素と、上記動力伝達軸部の他端側に設けられるとともに上記軸部材側動力伝達要素との間で動力伝達可能な第2動力伝達要素とを含んでいる。

【0016】

上記本発明に基づく遊星歯車装置は、上記第1軸線を回転中心として自転可能なキャリアをさらに備えていてもよく、その場合には、上記複数の遊星歯車の上記軸部の各々が、上記キャリアによって自転可能に支承されているとともに、上記複数の動力伝達部の各々が有する上記動力伝達軸部が、上記キャリアによって自転可能に支承されていることが好ましい。

【0017】

上記本発明に基づく遊星歯車装置にあっては、上記軸部材が、上記キャリアによって自転可能に支承されていてもよい。

【0018】

上記本発明に基づく遊星歯車装置にあっては、上記動力伝達軸部の軸線である第3軸線が、上記第1軸線および上記第2軸線と交差するように延在していてもよく、その場合に

は、上記遊星歯車側動力伝達要素、上記軸部材側動力伝達要素、上記第 1 動力伝達要素および上記第 2 動力伝達要素が、いずれも傘歯車にて構成されていることが好ましい。

【0019】

上記本発明に基づく遊星歯車装置にあつては、上記動力伝達軸部の軸線である第 3 軸線が、上記第 1 軸線および上記第 2 軸線と食い違うように延在していてもよく、その場合には、上記遊星歯車側動力伝達要素、上記軸部材側動力伝達要素、上記第 1 動力伝達要素および上記第 2 動力伝達要素が、いずれもハイポイド歯車にて構成されていることが好ましい。

【0020】

上記本発明に基づく遊星歯車装置にあつては、上記遊星歯車側動力伝達要素、上記軸部材側動力伝達要素、上記第 1 動力伝達要素および上記第 2 動力伝達要素が、いずれも摩擦車にて構成されていてもよい。

【0021】

上記本発明に基づく遊星歯車装置にあつては、上記遊星歯車側動力伝達要素と上記第 1 動力伝達要素との組合せにより、または、上記軸部材側動力伝達要素と上記第 2 動力伝達要素との組合せにより、あるいは、これら組合せの双方により、減速機または増速機が構成されていてもよい。

【発明の効果】

【0022】

本発明によれば、大きな動力の伝達が可能でしかも騒音の発生が抑制できる新規な構成の遊星歯車装置が実現できる。

【図面の簡単な説明】

【0023】

【図 1】実施の形態 1 に係る遊星歯車装置の一部を破断した概略斜視図である。

【図 2】図 1 に示す遊星歯車装置の要部のみを示す模式背面図である。

【図 3】図 1 に示す遊星歯車装置の要部のみを示す模式側面図である。

【図 4】比較形態 1 に係る遊星歯車装置の一部を破断した概略斜視図である。

【図 5】実施の形態 1 および比較形態 1 に係る遊星歯車装置のスケルトン図である。

【図 6】実施の形態 1 に係る遊星歯車装置の遊星歯車の回転速度と、比較形態 1 に係る遊星歯車装置の遊星歯車の回転速度とを比較したグラフである。

【図 7】比較形態 2 に係る遊星歯車装置の一部を破断した概略斜視図である。

【図 8】比較形態 2 に係る遊星歯車装置のスケルトン図である。

【図 9】検証試験のシステム構成を示す図である。

【図 10】実施例に係る遊星歯車装置の評価結果を示すグラフである。

【図 11】比較例 1 に係る遊星歯車装置の評価結果を示すグラフである。

【図 12】比較例 2 に係る遊星歯車装置の評価結果を示すグラフである。

【図 13】検証試験における音圧分布の比較結果を示すヒストグラムである。

【図 14】実施の形態 1 に基づいた変形例に係る遊星歯車装置のスケルトン図である。

【図 15】実施の形態 2 に係る遊星歯車装置の要部のみを示す模式側面図である。

【図 16】実施の形態 3 に係る遊星歯車装置の要部のみを示す模式背面図である。

【図 17】実施の形態 4 に係る遊星歯車装置の要部のみを示す模式側面図である。

【発明を実施するための形態】

【0024】

以下、本発明の実施の形態について、図を参照して詳細に説明する。なお、以下に示す実施の形態においては、同一のまたは共通する部分について図中同一の符号を付し、その説明は繰り返さない。

【0025】

一般に、遊星歯車装置は、上述したように、基本軸として当該遊星歯車装置に含まれる要素のいずれが使用されるかに基づいて、典型的には 2 K - H 型、3 K 型、K - H - V 型等に分類される。ここで、K は、太陽歯車の回転軸または内歯車の回転軸を意味し、H は

10

20

30

40

50

、キャリアの回転軸を意味し、Vは、遊星歯車の回転軸を意味している。以下の説明において示す型は、上記分類に基本的に従うものではあるものの、特に遊星歯車の回転軸については、さらにこれを詳細に分類することとし、具体的には、遊星歯車の自転成分のみの入力または出力等を行なう基本軸を有する場合にこれを「-V」と表記し、遊星歯車の公転成分のみの入力または出力等を行なう基本軸を有する場合にこれを「-H」と表記し、これら遊星歯車の自転成分および公転成分の合成成分の入力または出力等を行なう基本軸を有する場合にこれを「-HV」と表記することとする。

【0026】

(実施の形態1)

図1は、本発明の実施の形態1に係る遊星歯車装置の一部を破断した概略斜視図である。また、図2は、図1に示す遊星歯車装置の要部のみを示す模式背面図であり、図3は、図1に示す遊星歯車装置の要部のみを示す模式側面図である。ここで、図2においては、図示される部材のうち、第3シャフトS3のみを断面にて示しており、図3においては、図示される部材のうち、内歯車20のみを断面にて示している。まず、これら図1ないし図3を参照して、本実施の形態に係る遊星歯車装置1Aの構成について説明する。

10

【0027】

図1ないし図3に示すように、遊星歯車装置1Aは、1つの第1シャフトS1と、1つの第2シャフトS2と、軸部材としての1つの第3シャフトS3と、1つの太陽歯車10と、1つの内歯車20と、3つの遊星歯車30と、1つのキャリア40と、3つの動力伝達部60とを主として備えている。このうち、第1シャフトS1、第2シャフトS2および第3シャフトS3は、同軸上に配置されており、いずれも図2および図3に示す第1軸線AX1を回転中心として自転可能に構成されている。

20

【0028】

ここで、第1軸線AX1の延在方向をX軸と定義し、図2における左右方向をY軸と定義し、図2における上下方向をZ軸と定義し、以降の説明においては、これらX軸、Y軸およびZ軸を使用して説明を行なう。また、第3シャフトS3から見て第1シャフトS1および第2シャフトS2が配置された側(すなわち正面側)に向けての方向をX1方向と定義し、その逆をX2方向と定義し、同様に、Y軸方向に沿った互いに逆向きの方向をそれぞれY1方向およびY2方向と定義するとともに、Z軸方向に沿った互いに逆向きの方向をそれぞれZ1方向およびZ2方向と定義して、以降の説明を行なう。

30

【0029】

太陽歯車10は、外周面に所定数の歯が形成された外歯歯車からなり、第1シャフトS1のX2方向側の端部付近に取付けられている。太陽歯車10は、第1シャフトS1に固定されることにより、第1軸線AX1を回転中心として第1シャフトS1と共に回転する。

【0030】

内歯車20は、内周面に所定数の歯が形成された内歯歯車からなり、太陽歯車10を取り囲むように太陽歯車10と同軸上に配置されている。内歯車20の内径は、太陽歯車10の外径よりも大きく構成されており、これにより太陽歯車10と内歯車20の間には、環状の空間が形成されている。太陽歯車10の外周面と内歯車20の内周面とは、この環状の空間を介して対向している。

40

【0031】

内歯車20は、内歯車20を取り囲むように配置された円筒状のホルダ21に固定されており、ホルダ21のX1方向側に位置する開口端には、当該開口端に設けられた開口を閉塞するようにエンドプレート22が固定されている。エンドプレート22の中央部には、貫通孔が設けられており、当該貫通孔には、第1シャフトS1が挿通されている。

【0032】

また、エンドプレート22の中央部には、X軸方向に沿って突出する円筒状の突出部が設けられており、当該突出部によって上述した第2シャフトS2が構成されている。これにより、内歯車20は、第1軸線AX1を回転中心として第2シャフトS2と共に回転す

50

る。

【0033】

なお、第1シャフトS1と第2シャフトS2との間には、第1シャフトS1および第2シャフトS2に介在するように複数の軸受71が設けられている。これにより、第1シャフトS1および第2シャフトS2は、第1軸線AX1上に配置されつつも、当該第1軸線AX1を回転中心として互いに独立して自転することができる。

【0034】

複数の遊星歯車30の各々は、外周面に所定数の歯が形成された外歯歯車からなり、いずれも太陽歯車10と内歯車20との間に形成された上述した環状の空間に配置されている。複数の遊星歯車30の各々は、太陽歯車10および内歯車20の双方に歯合している。

10

【0035】

ここで、複数の遊星歯車30は、第1軸線AX1を中心として回転対称に配置されていることが好ましく、本実施の形態においては、3つの遊星歯車30が、第1軸線AX1を中心として太陽歯車10の周方向に沿って均等に(すなわち120[°]毎に)配置されている。

【0036】

複数の遊星歯車30の各々は、第1軸線AX1と平行な方向に沿って延在する軸部31を有しており、当該軸部31は、遊星歯車30の軸方向の端面からX1方向およびX2方向の双方に向けて突出している。なお、複数の遊星歯車30の各々は、当該遊星歯車30

20

【0037】

キャリア40は、ケース体41と、支持体42と、エンドプレート43とを有している。ケース体41およびエンドプレート43は、複数の遊星歯車30よりも第3シャフトS3側(すなわちX2方向側)に配置されており、支持体42は、複数の遊星歯車30よりも第2シャフトS2側(すなわちX1方向側)に配置されることでホルダ21の中空部23に収容されている。

【0038】

ケース体41は、有底円筒状の形状を有しており、その底部が複数の遊星歯車30側に配置されている。ケース体41の底部の中央部には、貫通孔が設けられており、当該貫通孔には、第1シャフトS1のX2方向側の端部が挿通されている。また、ケース体41の底部の周縁部には、複数の貫通孔が設けられており、これら複数の貫通孔には、それぞれ複数の遊星歯車30の軸部31のうち、X2方向側に向けて突出する部分が挿通されている。

30

【0039】

ここで、ケース体41と第1シャフトS1の間には、ケース体41および第1シャフトS1に介在するように軸受72が設けられている。これにより、ケース体41および第1シャフトS1は、第1軸線AX1上に配置されつつも、当該第1軸線AX1を回転中心として互いに独立して自転することができる。

【0040】

また、ケース体41と遊星歯車30の各々の軸部31の間には、ケース体41および軸部31に介在するように軸受73が設けられている。これにより、複数の遊星歯車30の各々は、ケース体41によって回転可能に支承されている。

40

【0041】

なお、複数の遊星歯車30の各々の軸部31のうち、X2方向側に向けて突出する部分には、スペーサ32が取り付けられている。当該スペーサ32は、複数の遊星歯車30とケース体41の底部との間に配置されており、これにより複数の遊星歯車30とケース体41との間の距離が確保されている。

【0042】

支持体42は、円筒状の形状を有しており、その周壁部には、複数の貫通孔が設けられ

50

ている。これら複数の貫通孔には、それぞれ複数の遊星歯車 30 の軸部 31 のうち、X1 方向側に向けて突出する部分が挿通されている。

【0043】

ここで、支持体 42 と遊星歯車 30 の各々の軸部 31 との間には、支持体 42 および軸部 31 に介在するように軸受 74 が設けられている。これにより、複数の遊星歯車 30 の各々は、支持体 42 によって回転可能に支承されている。

【0044】

なお、複数の遊星歯車 30 の各々の軸部 31 のうち、X1 方向側に向けて突出する部分には、スペーサ 33 が取付けられている。当該スペーサ 33 は、複数の遊星歯車 30 と支持体 42 の周壁部との間に配置されており、これにより複数の遊星歯車 30 と支持体 42 との間の距離が確保されている。

10

【0045】

以上により、複数の遊星歯車 30 の各々は、ケース体 41 および支持体 42 によって X 軸方向において挟み込まれることでこれらケース体 41 および支持体 42 を含むキャリア 40 によって回転可能に支承されることになる。これにより、複数の遊星歯車 30 の各々は、当該遊星歯車 30 に設けられた軸部 31 の軸線である第 2 軸線 AX2 (図 2 および図 3 参照) を回転中心として自転可能に構成されているとともに、第 1 軸線 AX1 を回転中心として公転可能に構成されている。

【0046】

エンドプレート 43 は、ケース体 41 の X2 方向側に位置する開口端を閉塞するようにケース体 41 に固定されている。エンドプレート 43 の中央部には、貫通孔が設けられており、当該貫通孔には、第 3 シャフト S3 が挿通されている。また、エンドプレート 43 の中央部には、X2 方向側に向けて突出する円筒状の突出部が設けられている。

20

【0047】

ここで、エンドプレート 43 と第 3 シャフト S3 との間には、エンドプレート 43 および第 3 シャフト S3 に介在するように複数の軸受 75 が設けられている。これにより、エンドプレート 43 および第 3 シャフト S3 は、第 1 軸線 AX1 上に配置されつつも、当該第 1 軸線 AX1 を回転中心として互いに独立して自転することができる。

【0048】

ケース体 41 およびエンドプレート 43 によって規定されるキャリア 40 の内部空間 44 には、ケース体 41 の底部側から複数の遊星歯車 30 の各々の軸部 31 の端部が挿入されているとともに、エンドプレート 43 側から第 3 シャフト S3 の端部が挿入されている。

30

【0049】

内部空間 44 に挿入された複数の遊星歯車 30 の各々の軸部 31 の端部には、遊星歯車側動力伝達要素としての第 1 傘歯車 34 が設けられている。第 1 傘歯車 34 は、軸部 31 に固定されることにより、遊星歯車 30 と共に回転する。

【0050】

一方、内部空間 44 に挿入された第 3 シャフト S3 の端部には、軸部材側動力伝達要素としての第 2 傘歯車 51 が設けられている。第 2 傘歯車 51 は、第 3 シャフト S3 に固定されることにより、第 3 シャフト S3 と共に回転する。

40

【0051】

複数の動力伝達部 60 は、上述した複数の遊星歯車 30 の各々に対応して設けられており、そのいずれもがキャリア 40 の内部空間 44 に収容されている。複数の動力伝達部 60 の各々は、複数の遊星歯車 30 の各々と第 3 シャフト S3 との間の動力伝達を個別に行なうものである。

【0052】

複数の動力伝達部 60 の各々は、第 1 軸線 AX1 と非平行な方向に沿って延在する動力伝達軸部 61 と、動力伝達軸部 61 の一端側に設けられた第 1 動力伝達要素としての第 3 傘歯車 62 と、動力伝達軸部 61 の他端側に設けられた第 2 動力伝達要素としての第 4 傘

50

歯車 6 3 とを含んでいる。第 3 傘歯車 6 2 および第 4 傘歯車 6 3 は、いずれも動力伝達軸部 6 1 に固定されることにより、動力伝達軸部 6 1 と共に回転する。

【 0 0 5 3 】

複数の動力伝達軸部 6 1 は、X 軸方向に沿って見た場合に、第 1 軸線 A X 1 を中心として放射状に延びるように延在しており、本実施の形態においては、図 2 および図 3 に示すように、複数の動力伝達軸部 6 1 の各々の軸線である第 3 軸線 A X 3 が、第 1 軸線 A X 1 と交差している。

【 0 0 5 4 】

ここで、本実施の形態においては、上述したように、3 つの遊星歯車 3 0 が、第 1 軸線 A X 1 を中心として太陽歯車 1 0 の周方向に沿って均等に (すなわち $120 [^\circ]$ 毎に) 配置されているため、3 つの動力伝達軸部 6 1 も、第 1 軸線 A X 1 を中心として太陽歯車 1 0 の周方向に沿って均等に (すなわち $120 [^\circ]$ 毎に) 配置されることになる。

10

【 0 0 5 5 】

なお、図 3 に示すように、本実施の形態においては、第 1 軸線 A X 1 と第 3 軸線 A X 3 の各々が成す角度が $90 [^\circ]$ となるように、複数の動力伝達軸部 6 1 の各々の姿勢が調整されている。

【 0 0 5 6 】

複数の動力伝達部 6 0 の各々に設けられた第 3 傘歯車 6 2 は、対応する遊星歯車 3 0 の軸部 3 1 に設けられた第 1 傘歯車 3 4 に歯合している。これにより、対応付けて設けられた第 1 傘歯車 3 4 と第 3 傘歯車 6 2 との間において、動力伝達が行なえるように構成されている。

20

【 0 0 5 7 】

一方、複数の動力伝達部 6 0 の各々に設けられた第 4 傘歯車 6 3 は、第 3 シャフト S 3 に設けられた第 2 傘歯車 5 1 に歯合している。これにより、第 2 傘歯車 5 1 と複数の第 4 傘歯車 6 3 との間において、動力伝達が行なえるように構成されている。

【 0 0 5 8 】

ここで、複数の動力伝達軸部 6 1 の各々は、キャリア 4 0 に設けられた取付具によって軸受 7 6 を介することで回転可能に支承されている。これにより、複数の動力伝達部 6 0 の各々は、当該動力伝達部 6 0 に含まれる動力伝達軸部 6 1 の軸線である第 3 軸線 A X 3 を回転中心として自転することができる。

30

【 0 0 5 9 】

以上において説明した本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A の構成を要約すると、以下のとおりとなる。

【 0 0 6 0 】

遊星歯車装置 1 A は、第 1 軸線 A X 1 を回転中心として自転可能な太陽歯車 1 0 と、第 1 軸線 A X 1 を回転中心として自転可能な内歯車 2 0 と、第 1 軸線 A X 1 に平行な方向に沿って延在する軸部 3 1 を各々が有し、太陽歯車 1 0 および内歯車 2 0 の双方に各々が歯合することによって軸部 3 1 の第 2 軸線 A X 2 を回転中心として各々が自転可能でかつ第 1 軸線 A X 1 を回転中心として各々が公転可能な複数の遊星歯車 3 0 と、第 1 軸線 A X 1 を回転中心として自転可能な第 3 シャフト S 3 と、複数の遊星歯車 3 0 の各々に対応して設けられ、複数の遊星歯車 3 0 の各々と第 3 シャフト S 3 との間の動力伝達を個別に行なう複数の動力伝達部 6 0 とを備えている。

40

【 0 0 6 1 】

ここで、複数の遊星歯車 3 0 の軸部 3 1 の各々には、第 1 傘歯車 3 4 が設けられており、第 3 シャフト S 3 には、第 2 傘歯車 5 1 が設けられている。また、複数の動力伝達部 6 0 の各々は、第 1 軸線 A X 1 に交差する方向に沿って延在する動力伝達軸部 6 1 と、動力伝達軸部 6 1 の一端側に設けられるとともに第 1 傘歯車 3 4 に歯合する第 3 傘歯車 6 2 と、動力伝達軸部 6 1 の他端側に設けられるとともに第 2 傘歯車 5 1 に歯合する第 4 傘歯車 6 3 とを含んでいる。

【 0 0 6 2 】

50

このように構成することにより、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A においては、複数の遊星歯車 3 0 が、当該複数の遊星歯車 3 0 に対応して設けられた複数の動力伝達部 6 0 を介して個別的に第 3 シャフト S 3 との間で動力伝達可能に接続されることになる。そのため、複数の遊星歯車 3 0 の公転動作および自転動作と第 3 シャフト S 3 の自転動作とに相関が持たされることになる。したがって、たとえば第 3 シャフト S 3 が出力軸として使用される場合には、複数の遊星歯車 3 0 の公転動作および自転動作の合成成分が、当該第 3 シャフト S 3 によって取り出されることになる。

【0063】

ここで、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A においては、上述のとおり複数の遊星歯車 3 0 の公転動作のみならず自転動作についてもこれが動力伝達に利用できることになるため、駆動時において複数の遊星歯車 3 0 を比較的低速で回転させることが可能になる。そのため、高周波の噛み合い音の発生が抑制できるとともに、その音圧も比較的小さくできる。

【0064】

また、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A においては、複数の遊星歯車 3 0 が第 1 軸線 A X 1 を中心として回転対称に配置されるとともに、キャリア 4 0 によって自転可能に支承された構成であるため、駆動時において複数の遊星歯車 3 0 に加わる荷重が均等に分配されることになる。そのため、負荷容量が大きく取れることになり、結果として大きな動力の伝達が可能になる。

【0065】

以上のように、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A とすることにより、大きな動力の伝達が可能であり、しかも騒音の発生が大幅に抑制された遊星歯車装置とすることができる。なお、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A は、前述した分類に従えば、傘歯車を用いた 2 K - H V 型の遊星歯車装置に該当することになる。

【0066】

ここで、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A においては、後述する比較形態に係る遊星歯車装置 1 Y (図 7 参照)と同様に、複数の遊星歯車 3 0 の各々の軸部 3 1、第 3 シャフト S 3、および、複数の動力伝達部 6 0 の各々の動力伝達軸部 6 1 にある程度のスラスト荷重が加わってしまうものとなるが、当該スラスト荷重は、基本的にキャリア 4 0 等によって受け止めが可能な程度のものであり、遊星歯車装置 1 A の性能自体に与える影響は、おおよそ無視できるものとなる。

【0067】

図 4 は、比較形態 1 に係る遊星歯車装置の一部を破断した概略斜視図である。一方、図 5 (A) は、本実施の形態に係る遊星歯車装置のスケルトン図であり、図 5 (B) は、比較形態 1 に係る遊星歯車装置のスケルトン図である。以下、これら図 4 および図 5 を参照して、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A とすることにより、駆動時において複数の遊星歯車 3 0 を比較的低速で回転させることができる理由について、比較形態 1 に係る遊星歯車装置 1 X と比較しつつ詳細に説明する。

【0068】

図 4 に示すように、比較形態 1 に係る遊星歯車装置 1 X は、一般的な 2 K - H 型の遊星歯車装置であり、1つの第 1 シャフト S 1 と、1つの第 2 シャフト S 2 と、1つの太陽歯車 1 0 と、1つの内歯車 2 0 と、3つの遊星歯車 3 0 と、1つの第 4 シャフト S 4 を含む 1つのキャリア 4 0 とを主として備えている。このうち、第 1 シャフト S 1、第 2 シャフト S 2 および第 4 シャフト S 4 は、同軸上に配置されている。

【0069】

比較形態 1 に係る遊星歯車装置 1 X は、上述した本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A と比較した場合に、第 1 シャフト S 1、第 2 シャフト S 2、太陽歯車 1 0、内歯車 2 0 および複数の遊星歯車 3 0 の構成において基本的に同様であり、遊星歯車装置 1 A が有する軸部材としての第 3 シャフト S 3、キャリア 4 0、複数の遊星歯車 3 0 の各々の軸部 3 1 に取付けられた第 1 傘歯車 3 4、第 3 シャフト S 3 に取付けられた第 2 傘歯車 5 1、およ

10

20

30

40

50

び、複数の動力伝達部 60 に代えて、上述した第 4 シャフト S4 を含むキャリア 40' を備えている点において相違している。

【0070】

より詳細には、キャリア 40' は、第 1 支持体 45 と、第 2 支持体 46 とを有しており、第 1 支持体 45 は、複数の遊星歯車 30 から見て X2 方向側に配置されており、第 2 支持体 46 は、複数の遊星歯車 30 から見て X1 方向側に配置されている。第 2 支持体 46 は、基本的に遊星歯車装置 1A が有する支持体 42 と同様のものである。

【0071】

第 1 支持体 45 は、多段に構成された略円柱状の形状を有しており、その太陽歯車 10 側の端面の中央部において第 1 シャフト S1 を軸受を介して回転可能に支承するとともに、当該端面の周縁部において複数の遊星歯車 30 の軸部 31 を軸受を介して回転可能に支承している。また、第 1 支持体 45 には、X2 方向側に向けて突出する円柱状の突出部が設けられており、当該突出部によって上述した第 4 シャフト S4 が構成されている。

10

【0072】

この比較形態 1 に係る遊星歯車装置 1X においては、複数の遊星歯車 30 の公転動作とキャリア 40' の自転動作とに相関が持たされることになる。したがって、たとえばキャリア 40' に含まれる第 4 シャフト S4 が出力軸として使用される場合には、複数の遊星歯車 30 の公転動作および自転動作のうちの公転動作のみが、当該第 4 シャフト S4 によって取り出されることになる。

【0073】

ここで、図 5 (A) を参照して、上述した本実施の形態に係る遊星歯車装置 1A において、第 3 シャフト S3 を入力軸とするとともに、内歯車 20 に接続された第 2 シャフト S2 を出力軸として動作させる場合を想定し、内歯車 20 の歯数を Z_{r1} とし、複数の遊星歯車 30 の各々の歯数を Z_{p1} とするとともに、内歯車 20 の回転速度を N_{r1} とし、複数の遊星歯車 30 の各々の回転速度を N_{p1} とし、第 3 シャフト S3 の回転速度を N_{s3} とすると、下記式 (1) の関係が成立し、その変速比は、 N_{r1} / N_{s3} は、下記式 (2) で求められる。なお、ここでは、第 1 傘歯車 34 の歯数 Z_{a1} と、当該第 1 傘歯車 34 に歯合する第 3 傘歯車 62 の歯数 Z_{a2} とは、同じであり、また、第 4 傘歯車 63 の歯数 Z_{b1} と、当該第 4 傘歯車 63 に歯合する第 2 傘歯車 51 の歯数 Z_{b2} とは、同じであるとする。

20

【0074】

【数 1】

$$N_{r1} = \frac{Z_{p1}}{Z_{r1}} \times N_{p1} + (N_{s3} - N_{p1}) = -1 \times \frac{Z_{r1} - Z_{p1}}{Z_{r1}} \times N_{p1} + N_{s3} \quad \cdots (1)$$

30

【0075】

【数 2】

$$\frac{N_{r1}}{N_{s3}} = -1 \times \frac{Z_{r1} - Z_{p1}}{Z_{r1}} \times \frac{N_{p1}}{N_{s3}} + 1 \quad \cdots (2)$$

【0076】

一方、図 5 (B) を参照して、比較形態 1 に係る遊星歯車装置 1X において、第 4 シャフト S4 を入力軸とするとともに、内歯車 20 に接続された第 2 シャフト S2 を出力軸として動作させる場合を想定し、内歯車 20 の歯数を Z_{r2} とし、複数の遊星歯車 30 の各々の歯数を Z_{p2} とするとともに、内歯車 20 の回転速度を N_{r2} とし、複数の遊星歯車 30 の各々の回転速度を N_{p2} とし、第 4 シャフト S4 の回転速度を N_{s4} とすると、下記式 (3) の関係が成立し、その変速比は、 N_{r2} / N_{s4} は、下記式 (4) で求められる。

40

【0077】

【数 3】

$$N_{r2} = \frac{Z_{p2}}{Z_{r2}} \times N_{p2} + N_{s4} \quad \dots (3)$$

【0078】

【数 4】

$$\frac{N_{r2}}{N_{s4}} = \frac{Z_{p2}}{Z_{r2}} \times \frac{N_{p2}}{N_{s4}} + 1 \quad \dots (4)$$

【0079】

10

ここで、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A と比較形態に係る遊星歯車装置 1 X とにおいて、内歯車 20 の歯数を同じ（すなわち、 $Z_{r1} = Z_{r2} = Z_r$ ）に設定するとともに、複数の遊星歯車 30 の各々の歯数を同じ（すなわち、 $Z_{p1} = Z_{p2} = Z_p$ ）に設定し、さらに、入力軸の回転速度を同じ（すなわち、 $N_{s3} = N_{s4}$ ）に設定し、その上で入力軸と出力軸との間の変速比が同じ（すなわち、 $N_{r1} / N_{s3} = N_{r2} / N_{s4}$ ）になる動作状態を想定すると、上記式（2）および上記式（4）より、下記式（5）の関係が導き出される。

【0080】

【数 5】

$$\frac{N_{p1}}{N_{p2}} = -1 \times \frac{Z_p}{Z_r - Z_p} \quad \dots (5)$$

20

【0081】

このとき、遊星歯車装置の構成上、 Z_r および Z_p は、いずれも自然数であり、かつ、 $Z_p < Z_r$ の関係を必ず満たすことから、上記式（5）に基づき、 N_{p1} の絶対値は、 N_{p2} の絶対値よりも必ず小さくなるのが分かる。ここで、上記式（5）において、 N_{p1} / N_{p2} が負の値をとる理由は、第 3 シャフト S3 の回転方向と第 4 シャフト S4 の回転方向とが同じである場合に、複数の遊星歯車 30 の各々自転方向が、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A と比較形態に係る遊星歯車装置 1 X とで逆向きになることによる。

【0082】

以上に基づけば、本実施の形態の如くの傘歯車を用いた 2K-HV 型の遊星歯車装置とすることにより、比較形態 1 の如くの一般的な 2K-H 型の遊星歯車装置に比較して、駆動時において遊星歯車を比較的低速で回転させることが可能になることが理解できる。

30

【0083】

図 6 は、本実施の形態に係る遊星歯車装置の遊星歯車の回転速度と、比較形態 1 に係る遊星歯車装置の遊星歯車の回転速度とを比較したグラフである。ここで、図 6 に示すグラフは、上記式（5）に基づき、たとえば内歯車 20 の歯数 Z_r を 60 個に設定しつつ、複数の遊星歯車 30 の各々の歯数 Z_p を 3 個から 24 個の間で段階的に変化させた場合に、回転速度比 N_{p1} / N_{p2} の値がどのように変化するかを表わしたものである。

【0084】

当該図 6 を参照して、仮に複数の遊星歯車 30 の各々の歯数 Z_p を 21 個とすれば、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A の複数の遊星歯車 30 の各々の回転速度 N_{p1} は、比較形態 1 に係る遊星歯車装置 1 X の複数の遊星歯車 30 の各々の回転速度 N_{p2} の約 1/2 にまで減少することが理解でき、また、仮に複数の遊星歯車 30 の各々の歯数 Z_p を 15 個とすれば、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A の複数の遊星歯車 30 の各々の回転速度 N_{p1} は、比較形態 1 に係る遊星歯車装置 1 X の複数の遊星歯車 30 の各々の回転速度 N_{p2} の約 1/3 にまで減少することが理解できる。

40

【0085】

< 検証試験 >

以下において説明する検証試験は、上述した本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A とすることにより、騒音をどの程度低減できるかを実測によって検証したものである。当該検

50

証試験においては、上述した本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A を実際に試作したものを実施例とし、上述した比較形態 1 に係る遊星歯車装置 1 X を実際に試作したものを比較例 1 とし、以下において説明する比較形態 2 に係る遊星歯車装置 1 Y を実際に試作したものを比較例 2 とし、これら実施例および比較例 1, 2 に係る遊星歯車装置をそれぞれ実際に動作させることにより、発生する騒音の違いを測定した。

【0086】

図 7 は、比較形態 2 に係る遊星歯車装置の一部を破断した概略斜視図であり、図 8 は、当該比較形態 2 に係る遊星歯車装置のスケルトン図である。まず、これら図 7 および図 8 を参照して、比較形態 2 に係る遊星歯車装置 1 Y の構成について説明する。

【0087】

図 7 および図 8 に示すように、比較形態 2 に係る遊星歯車装置 1 Y は、前述した分類に従えば、自在継手を用いた 2 K - H V 型の遊星歯車装置に該当するものであり、1つの第 1 シャフト S 1 と、1つの第 2 シャフト S 2 と、1つの第 3 シャフト S 3 と、1つの太陽歯車 1 0 と、1つの内歯車 2 0 と、3つの遊星歯車 3 0 (後述する特定の 1つの遊星歯車 3 0' を含む) と、1つのキャリア 4 0" と、1つの傾斜軸部材 8 0 と、2つの自在継手 8 1, 8 2 とを主として備えている。このうち、第 1 シャフト S 1、第 2 シャフト S 2 および第 3 シャフト S 3 は、同軸上に配置されている。

【0088】

比較形態 2 に係る遊星歯車装置 1 Y は、上述した本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A と比較した場合に、第 1 シャフト S 1、第 2 シャフト S 2、第 3 シャフト S 3、太陽歯車 1 0、内歯車 2 0 および複数の遊星歯車 3 0 の構成において基本的に同様であり、遊星歯車装置 1 A が有するキャリア 4 0、複数の遊星歯車 3 0 の各々の軸部 3 1 に取付けられた第 1 傘歯車 3 4、第 3 シャフト S 3 に取付けられた第 2 傘歯車 5 1、および、複数の動力伝達部 6 0 に代えて、上述したキャリア 4 0"、傾斜軸部材 8 0 および複数の自在継手 8 1, 8 2 を備えている点において相違している。

【0089】

より詳細には、キャリア 4 0" は、第 3 支持体 4 7 と、第 4 支持体 4 8 とを有しており、第 3 支持体 4 7 は、複数の遊星歯車 3 0 から見て X 2 方向側に配置されており、第 4 支持体 4 8 は、複数の遊星歯車 3 0 から見て X 1 方向側に配置されている。第 4 支持体 4 8 は、基本的に遊星歯車装置 1 A が有する支持体 4 2 と同様のものである。

【0090】

第 3 支持体 4 7 は、円盤状の形状を有しており、その中央部において第 1 シャフト S 1 を軸受を介して回転可能に支承するとともに、その周縁部において複数の遊星歯車 3 0 の軸部 3 1 を軸受を介して回転可能に支承している。

【0091】

複数の遊星歯車 3 0 のうちの特定の 1つの遊星歯車 3 0' の軸部 3 1 は、その一部がキャリア 4 0" よりも X 2 方向側に向けて突出するように構成されており、当該軸部 3 1 の端部には、自在継手 8 1 を介して傾斜軸部材 8 0 の一端が接続されている。また、第 3 シャフト S 3 の X 1 方向側の端部には、自在継手 8 2 を介して傾斜軸部材 8 0 の他端が接続されている。ここで、傾斜軸部材 8 0 は、その軸線が第 3 シャフト S 3 の軸線 (すなわち第 1 軸線 A X 1) と所定の角度 (ただし、 $0 [^\circ] < < 90 [^\circ]$ である) を成すように傾斜して配置されている。

【0092】

この比較形態 2 に係る遊星歯車装置 1 Y においては、複数の遊星歯車 3 0 のうちの特定の 1つの遊星歯車 3 0' が、傾斜軸部材 8 0 および自在継手 8 1, 8 2 を介して第 3 シャフト S 3 との間で動力伝達可能に接続されている。そのため、当該特定の 1つの遊星歯車 3 0' の公転動作および自転動作と第 3 シャフト S 3 の自転動作とに相関が持たされることになる。したがって、たとえば第 3 シャフト S 3 が出力軸として使用される場合には、特定の 1つの遊星歯車 3 0' の公転動作および自転動作の合成成分が、当該第 3 シャフト S 3 によって取り出されることになる。

10

20

30

40

50

【0093】

なお、比較形態2に係る遊星歯車装置1Yは、上述したように、特定の1つの遊星歯車30'の公転動作および自転動作と第3シャフトS3の自転動作とに相関が持たされる点において、上述した本実施の形態に係る遊星歯車装置1Aと比較的近いものであるが、自在継手81, 82を介して傾斜軸部材80によって接続された構成であるため、駆動時において傾斜軸部材80が偏心回転することによって複数の遊星歯車30に加わる荷重にアンバランスが生じたり、傾斜軸部材80を介して接続された第3シャフトS3および遊星歯車に大きなスラスト荷重が発生したりする問題があるものである。そのため、当該比較形態2に係る遊星歯車装置1Yにおいては、負荷容量を大きく取ることができず、結果として大きな動力の伝達が困難になる問題がある。

10

【0094】

ここで、傾斜軸部材80の軸線を第1軸線AX1に対してより平行に近い状態に(理想的には、上述した角度を80[°]以上に)設定することにより、ある程度は上述した問題の解消を図ることはできるものの、その場合には、装置が長大化する等の問題が別途発生してしまう。

【0095】

図9は、検証試験のシステム構成を示す図である。また、図10ないし図12は、それぞれ実施例、比較例1および比較例2に係る遊星歯車装置の評価結果を示すグラフであり、図13は、検証試験における音圧分布の比較結果を示すヒストグラムである。以下、これら図9ないし図13を参照して、本検証試験の試験条件および評価結果について説明する。

20

【0096】

本検証試験においては、図9に示すシステム構成にて、サンプルSとしての実施例および比較例1, 2に係る遊星歯車装置を、それぞれ第1モータ101および第2モータ102を用いて駆動した。ここで、各サンプルSにおいては、太陽歯車の歯数 Z_s を30個とし、内歯車の歯数 Z_r を60個とし、複数の遊星歯車の各々の歯数 Z_p を15個とした。なお、複数の遊星歯車の総数は、いずれも3個である。

【0097】

サンプルSの鉛直上方には、騒音計103を設置した。騒音計103とサンプルSとの間の距離は、1200[mm]とした。騒音計103にて集音された騒音からは、第1モータ101および第2モータ102から発せられる騒音を差し引くこととし、これによりサンプルSから発せられる騒音のみを測定することとした。

30

【0098】

ここで、第1モータ101には、各サンプルSの第1シャフトS1を接続し、第2モータ102には、各サンプルSの第3シャフトS3または第4シャフトS4(すなわち、実施例および比較例2に係る遊星歯車装置においては第3シャフトS3を、比較例1に係る遊星歯車装置においては第4シャフトS4を)を接続した。また、各サンプルSの第2シャフトS2には、ヒステリシスブレーキ104をベルト105を介して接続した。なお、第1モータ101および第2モータ102の動作は、PLC(プログラマブルロジックコントローラ)106によって制御されるようにした。

40

【0099】

当該検証試験は、大きさが3.6[m]×4.4[m]×3.35[m]の無響室において行なった。当該無響室の暗騒音レベルは、-1[dB]であり、遮音特性は、91[dB(500[Hz])]であり、逆二乗特性保証帯は、125[Hz]~4000[Hz]である。また、騒音の測定条件に関しては、周波数補正にA特性フィルタを使用することとし、窓関数を1/3オクターブに設定し、時間重み特性をスロー特性に設定した。

【0100】

上記試験条件のもと、サンプルSを所定の動作条件にて動作させ、測定された騒音の周波数分析波形を取得し、当該分析波形のピーク値における音圧レベル、周波数、その際の遊星歯車の回転速度との相関を求めた評価結果が、図10ないし図12に示したグラフで

50

ある。これらグラフにおいては、縦軸に周波数 f [Hz] をとるとともに、横軸に遊星歯車の回転速度 N_p [min^{-1}] をとり、各プロットの大きさにて音圧 [dB] を示している。さらに、これらグラフにおいては、噛み合い周波数 (f_z , $2 \times f_z$, $4 \times f_z$, $8 \times f_z$) についてもあわせて表記している。ここで、噛み合い周波数 f_z [Hz] は、遊星歯車が 1 秒間に噛み合う噛み合い数を意味し、遊星歯車の歯数 Z_p および回転速度 N_p を用いて $f_z = N_p \times Z_p / 60$ で表わされる。また、図 10 ないし図 12 に示すグラフから、グラフ中のプロットを音圧ごとに分類し、各音圧における分布数 (すなわちプロット数) を求めた比較結果が、図 13 に示したヒストグラムである。

【0101】

これら図 10 ないし図 13 から理解されるように、実施例に係る遊星歯車装置においては、比較例 1 に係る遊星歯車装置に比べて、高周波の噛み合い音の発生が抑制できているとともに、その音圧も比較的小さく抑制できている。これは、偏に、実施例に係る遊星歯車装置において、比較例 1 に係る遊星歯車装置に比べて、その駆動時において複数の遊星歯車を比較的低速で回転させることができるためである。

10

【0102】

なお、比較例 2 に係る遊星歯車装置においては、実施例に係る遊星歯車装置に比べて、さらに、高周波の噛み合い音の発生が抑制できているとともに、その音圧も比較的小さく抑制できていることが分かる。これは、比較例 2 に係る遊星歯車装置においては、実施例に係る遊星歯車装置と同様に、その駆動時において複数の遊星歯車を比較的低速で回転させることができるとともに、実施例に係る遊星歯車装置に比べて、歯車同士の噛み合い数が大幅に少ないことに起因している。

20

【0103】

しかしながら、当該比較例 2 に係る遊星歯車装置は、上述したように実施例に係る遊星歯車装置に比べて大きな動力の伝達が行えないものであり、この点において、実施例に係る遊星歯車装置よりも不利なものと言える。

【0104】

以上の検証試験の評価結果に基づけば、上述した本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A とすることにより、騒音の発生が大幅に抑制できることが実験的にも確認されたと言える。

【0105】

ここで、図 5 (A) を参照して、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A においては、第 1 傘歯車 34 の歯数 Z_{a1} と、当該第 1 傘歯車 34 に歯合する第 3 傘歯車 62 の歯数 Z_{a2} とを調整することにより、当該第 1 傘歯車 34 と第 3 傘歯車 62 との間において所定の変速比をもたせることができ、これと同様に、第 4 傘歯車 63 の歯数 Z_{b1} と、当該第 4 傘歯車 63 に歯合する第 2 傘歯車 51 の歯数 Z_{b2} とを調整することにより、当該第 4 傘歯車 63 と第 2 傘歯車 51 との間において所定の変速比をもたせることができる。

30

【0106】

換言すれば、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A においては、第 1 傘歯車 34 と第 3 傘歯車 62 との組合せにより、または、第 2 傘歯車 51 と第 4 傘歯車 63 との組合せにより、あるいは、これら組合せの双方により、複数の遊星歯車 30 の軸部 31 と第 3 シャフト 53 との間に減速機または増速機を設けることができる。

40

【0107】

ここで、図 5 (A) に示す遊星歯車装置 1 A において、第 1 傘歯車 34 の歯数 Z_{a1} と第 3 傘歯車 62 の歯数 Z_{a2} とを異ならせるとともに、第 4 傘歯車 63 の歯数 Z_{b1} と第 2 傘歯車 51 の歯数 Z_{b2} とを異ならせた場合を想定し、第 1 傘歯車 34 と第 3 傘歯車 62 との間における変速比を n_1 (ここで、 $n_1 = Z_{a1} / Z_{a2}$ である) と定義し、第 4 傘歯車 63 と第 2 傘歯車 51 との間における変速比を n_2 (ここで、 $n_2 = Z_{b1} / Z_{b2}$ である) と定義すると、上記式 (1) および式 (2) は、それぞれ下記式 (6) および式 (7) に書き換えられる。

【0108】

50

【数 6】

$$N_{r1} = \frac{Z_{p1}}{Z_{r1}} \times N_{p1} + \left(N_{s3} - \frac{1}{n1 \times n2} \times N_{p1} \right) = -\frac{1}{Z_{r1}} \times \left(\frac{Z_{r1}}{n1 \times n2} - Z_{p1} \right) \times N_{p1} + N_{s3} \quad \dots (6)$$

【0109】

【数 7】

$$\frac{N_{r1}}{N_{s3}} = -\frac{1}{Z_{r1}} \times \left(\frac{Z_{r1}}{n1 \times n2} - Z_{p1} \right) \times \frac{N_{p1}}{N_{s3}} + 1 \quad \dots (7)$$

【0110】

10

この場合において、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A と、上述した比較形態 1 に係る遊星歯車装置 1 X とにおいて、内歯車 20 の歯数を同じ（すなわち、 $Z_{r1} = Z_{r2} = Z_r$ ）に設定するとともに、複数の遊星歯車 30 の各々の歯数を同じ（すなわち、 $Z_{p1} = Z_{p2} = Z_p$ ）に設定し、さらに、入力軸の回転速度を同じ（すなわち、 $N_{s3} = N_{s4}$ ）に設定し、その上で、入力軸と出力軸との間の変速比が同じ（すなわち、 $N_{r1} / N_{s3} = N_{r2} / N_{s4}$ ）になる動作状態を想定すると、上記式（7）および上記式（4）より、下記式（8）の関係が導き出される。

【0111】

【数 8】

$$\frac{N_{p1}}{N_{p2}} = -1 \times \frac{Z_p}{\frac{Z_r}{n1 \times n2} - Z_p} \quad \dots (8)$$

20

【0112】

したがって、上述した本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A において、第 1 傘歯車 34 と第 3 傘歯車 62 との組合せにより、または、第 2 傘歯車 51 と第 4 傘歯車 63 との組合せにより、あるいは、これら組合せの双方により、複数の遊星歯車 30 の軸部 31 と第 3 シャフト S3 との間に減速機または増速機を設けた場合には、複数の遊星歯車 30 の各々の回転速度を比較的強く抑えつつ、入力軸と出力軸との間の変速比を種々調節することが可能になる。

【0113】

30

一例としては、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A において、第 3 シャフト S3 を入力軸とするとともに、内歯車 20 に接続された第 2 シャフト S2 を出力軸とし、上述した変速比 $n1$ 、 $n2$ が $n1 \times n2 < 1$ の条件を満たすように第 1 傘歯車 34 の歯数 Z_{a1} 、第 3 傘歯車 62 の歯数 Z_{a2} 、第 4 傘歯車 63 の歯数 Z_{b1} および第 2 傘歯車 51 の歯数 Z_{b2} をそれぞれ設定した場合には、事実上、内歯車 20 を拡径させて当該内歯車 20 に設けられた歯数 Z_r を増加させた場合と同様の効果を、遊星歯車装置 1 A の体格を大型化させることなく実現することができる。

【0114】

そのため、この点において、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A は、このような減速機または増速機を上述した特定の遊星歯車 30' の軸部 31 と第 3 シャフト S3 との間に設けることが事実上できない上述した比較形態 2 に係る遊星歯車装置 1 Y に比べ、設計自由度が大幅に拡大されるメリットをも有することになる。

40

【0115】

（変形例）

図 14 は、上述した実施の形態 1 に基づいた変形例に係る遊星歯車装置のスケルトン図である。以下、この図 14 を参照して、本変形例に係る遊星歯車装置 1 A' について説明する。

【0116】

図 14 に示すように、本変形例に係る遊星歯車装置 1 A' は、上述した実施の形態 1 に係る遊星歯車装置 1 A が具備するキャリア 40 を基本軸の一つとしてさらに利用するもの

50

である。すなわち、上述した実施の形態 1 に係る遊星歯車装置 1 A は、太陽歯車 1 0 に接続された第 1 シャフト S 1 と、内歯車 2 0 に接続された第 2 シャフト S 2 と、複数の動力伝達部 6 0 を介して複数の遊星歯車 3 0 に個別に接続された第 3 シャフト S 3 との合計で 3 つのシャフトを基本軸としたいわゆる 3 軸遊星歯車装置であったが、本変形例に係る遊星歯車装置 1 A' は、これにキャリア 4 0 に接続された第 4 シャフト S 4 をさらに基本軸として用いることにより、いわゆる 4 軸遊星歯車装置として構成したものである。なお、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 A' は、前述した分類に従えば、傘歯車を用いた 2 K - H - H V 型の遊星歯車装置に該当することになる。

【0117】

ここで、キャリア 4 0 に接続された第 4 シャフト S 4 としては、たとえば図 1 において示されたキャリア 4 0 のエンドプレート 4 3 の中央部に X 2 方向側に向けて突出するように形成された突出部がそのまま利用することができる。

10

【0118】

このように構成された本変形例に係る遊星歯車装置 1 A' とすれば、上述した第 1 シャフト S 1、第 2 シャフト S 2、第 3 シャフト S 3 および第 4 シャフト S 4 を基本軸としつつ、これら基本軸の各々を適切に入力軸または基本軸あるいは補助軸として選択して使用することにより、当該遊星歯車装置 1 A' を様々な特徴的な動作を実現することができる新規な動力伝達装置として利用することが可能になる。

【0119】

(実施の形態 2)

図 1 5 は、本発明の実施の形態 2 に係る遊星歯車装置の要部のみを示す模式側面図である。以下、この図 1 5 を参照して、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 B について説明する。

20

【0120】

図 1 5 に示すように、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 B は、上述した実施の形態 1 に係る遊星歯車装置 1 A と比較した場合に、動力伝達部 6 0 が傾斜配置されている点においてのみその構成が相違している。

【0121】

具体的には、本実施の形態においては、第 1 軸線 A X 1 と第 3 軸線 A X 3 の各々が成す角度のうち、小さい方の角度が $0 [^\circ]$ より大きく $90 [^\circ]$ 未満となるように(すなわち、第 3 軸線 A X 3 の各々が傾斜するように)、複数の動力伝達軸部 6 1 の各々の姿勢が調整されている。これにより、第 4 傘歯車 6 3 は、第 3 傘歯車 6 2 よりも X 2 方向側に配置されることになる。

30

【0122】

このように構成した場合にも、上述した実施の形態 1 において説明した効果と同様の効果を得ることができ、大きな動力の伝達が可能であり、しかも騒音の発生が大幅に抑制された遊星歯車装置とすることができる。

【0123】

(実施の形態 3)

図 1 6 は、本発明の実施の形態 3 に係る遊星歯車装置の要部のみを示す模式背面図である。以下、この図 1 6 を参照して、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 C について説明する。

40

【0124】

図 1 6 に示すように、本実施の形態に係る遊星歯車装置 1 C は、上述した実施の形態 1 に係る遊星歯車装置 1 A と比較した場合に、複数の遊星歯車 3 0 の各々の軸部 3 1 に設けられた遊星歯車側動力伝達要素と、第 3 シャフト S 3 に設けられた軸部材側動力伝達要素と、複数の動力伝達部 6 0 の各々に設けられた第 1 動力伝達要素および第 2 動力伝達要素とが、いずれも傘歯車とは異なる動力伝達要素にて構成されている点において相違している。

【0125】

50

具体的には、本実施の形態においては、遊星歯車側動力伝達要素、軸部材側動力伝達要素、第1動力伝達要素および第2動力伝達要素が、それぞれ第1ハイポイド歯車34'、第2ハイポイド歯車51'、第3ハイポイド歯車62'および第4ハイポイド歯車63'にて構成されており、対応する第1ハイポイド歯車34'と第3ハイポイド歯車62'とが歯合しており、第2ハイポイド歯車51'と複数の第4ハイポイド歯車63'の各々が歯合している。

【0126】

これに伴い、複数の動力伝達軸部61は、X軸方向に沿って見た場合に、おおよそ第1軸線AX1を中心として放射状に延びるように延在しているものの、厳密には、複数の動力伝達軸部61の各々の軸線である第3軸線AX3と第1軸線AX1とは交差しておらず、これらが食い違っている（すなわち、第3軸線AX3の各々と第1軸線AX1とが、いわゆる捩れの位置にある）。

10

【0127】

このように構成した場合にも、上述した実施の形態1において説明した効果と同様の効果を得ることができ、大きな動力の伝達が可能であり、しかも騒音の発生が大幅に抑制された遊星歯車装置とすることができる。加えて、遊星歯車側動力伝達要素、軸部材側動力伝達要素、第1動力伝達要素および第2動力伝達要素としてハイポイド歯車を用いることにより、これらを傘歯車にて構成した場合に比べ、さらなる騒音の低減、より大きな動力の伝達、より大きな変速比の実現等を図ることもできる。

【0128】

20

（実施の形態4）

図17は、本発明の実施の形態4に係る遊星歯車装置の要部のみを示す模式側面図である。以下、この図17を参照して、本実施の形態に係る遊星歯車装置1Dについて説明する。

【0129】

図17に示すように、本実施の形態に係る遊星歯車装置1Dは、上述した実施の形態1に係る遊星歯車装置1Aと比較した場合に、複数の遊星歯車30の各々の軸部31に設けられた遊星歯車側動力伝達要素と、第3シャフトS3に設けられた軸部材側動力伝達要素と、複数の動力伝達部60の各々に設けられた第1動力伝達要素および第2動力伝達要素とが、いずれも傘歯車とは異なる動力伝達要素にて構成されている点において相違している。

30

【0130】

具体的には、本実施の形態においては、遊星歯車側動力伝達要素、軸部材側動力伝達要素、第1動力伝達要素および第2動力伝達要素が、それぞれ第1摩擦車34"、第2摩擦車51"、第3摩擦車62"および第4摩擦車63"にて構成されており、対応する第1摩擦車34"と第3摩擦車62"とが摩擦係合しており、第2摩擦車51"と複数の第4摩擦車63"の各々が摩擦係合している。

【0131】

なお、ここで言う摩擦車には、摩擦車の表面同士が直接的に接触することで摩擦係合するもののみならず、潤滑油等の流体を介してこれら摩擦車が対向配置されることによって動力伝達が行なわれる流体摩擦方式のものも含まれる。

40

【0132】

このように構成した場合にも、上述した実施の形態1において説明した効果と同様の効果を得ることができ、大きな動力の伝達が可能であり、しかも騒音の発生が大幅に抑制された遊星歯車装置とすることができる。

【0133】

（その他の構成例）

上述した本発明の実施の形態1ないし4およびその変形例においては、3つの遊星歯車が設けられてなる遊星歯車装置を例示して説明を行なったが、遊星歯車の数は特に限定されるものではなく、少なくとも2つ以上の遊星歯車が設けられた遊星歯車装置であれば、

50

基本的にどのようなものであっても本発明の適用が可能である。

【0134】

また、上述した本発明の実施の形態1ないし4およびその変形例においては、複数の遊星歯車の各々の軸部と、複数の動力伝達部の各々の動力伝達軸部と、軸部材(すなわち第3シャフト)とが、いずれもキャリアによって支承されるように構成した場合を例示したが、必ずしも軸部材は、キャリアによって支承されている必要はなく、これをキャリアとは異なるハウジング等の別部材によって支承することとしてもよい。

【0135】

このように、今回開示した上記実施の形態はすべての点で例示であって、制限的なものではない。本発明の技術的範囲は特許請求の範囲によって画定され、また特許請求の範囲の記載と均等の意味および範囲内でのすべての変更を含むものである。

10

【符号の説明】

【0136】

1A~1D, 1X, 1Y, 1A' 遊星歯車装置、10 太陽歯車、20 内歯車、21 ホルダ、22 エンドプレート、23 中空部、30 遊星歯車、31 軸部、32, 33 スペーサ、34 第1傘歯車、34' 第1ハイポイド歯車、34'' 第1摩擦車、40 キャリア、41 ケース体、42 支持体、43 エンドプレート、44 内部空間、45 第1支持体、46 第2支持体、47 第3支持体、48 第4支持体、51 第2傘歯車、51' 第2ハイポイド歯車、51'' 第2摩擦車、60 動力伝達部、61 動力伝達軸部、62 第3傘歯車、62' 第3ハイポイド歯車、62'' 第3摩擦車、63 第4傘歯車、63' 第4ハイポイド歯車、63'' 第4摩擦車、71~76 軸受、80 傾斜軸部材、81, 82 自在継手、101 第1モータ、102 第2モータ、103 騒音計、104 ヒステリシスブレーキ、105 ベルト、106 PLC、AX1 第1軸線、AX2 第2軸線、AX3 第3軸線、S1 第1シャフト、S2 第2シャフト、S3 第3シャフト、S4 第4シャフト。

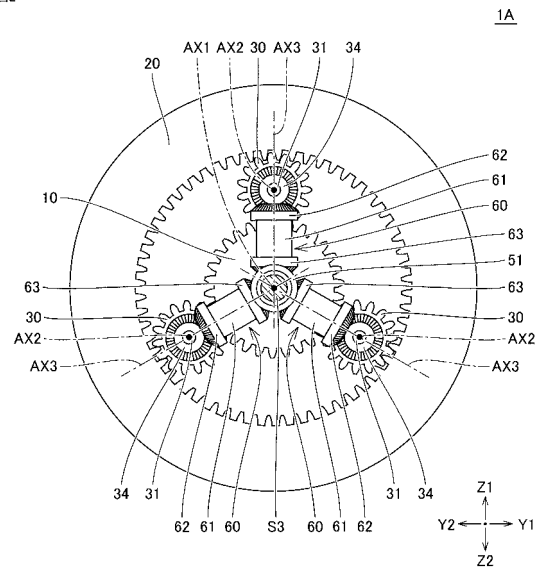
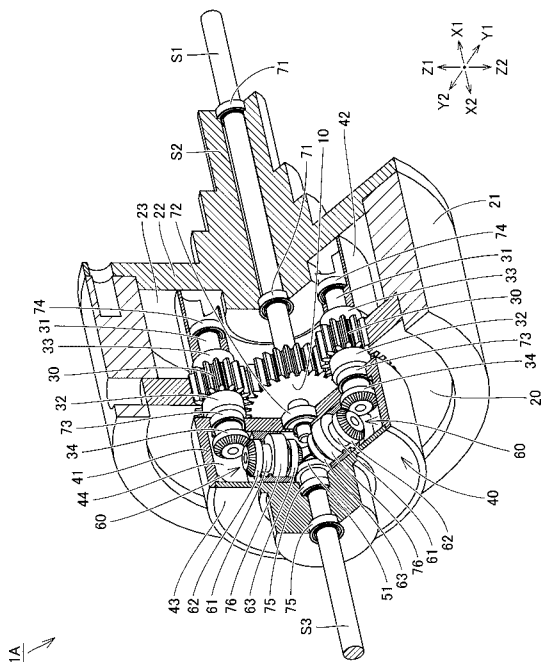
20

【図1】

【図2】

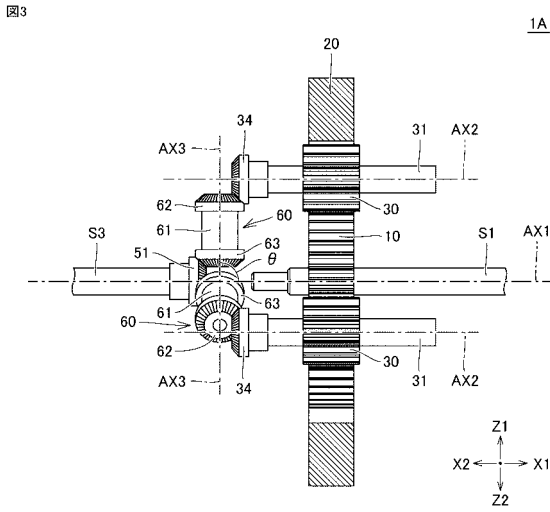
図1

図2

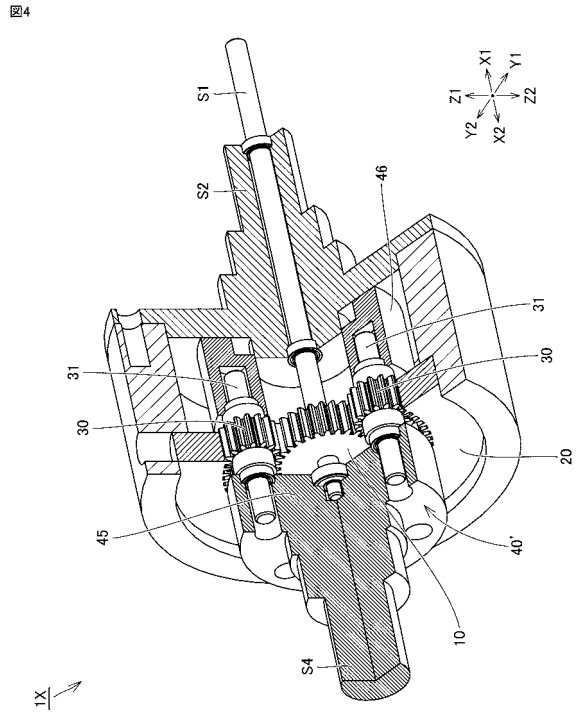


1A

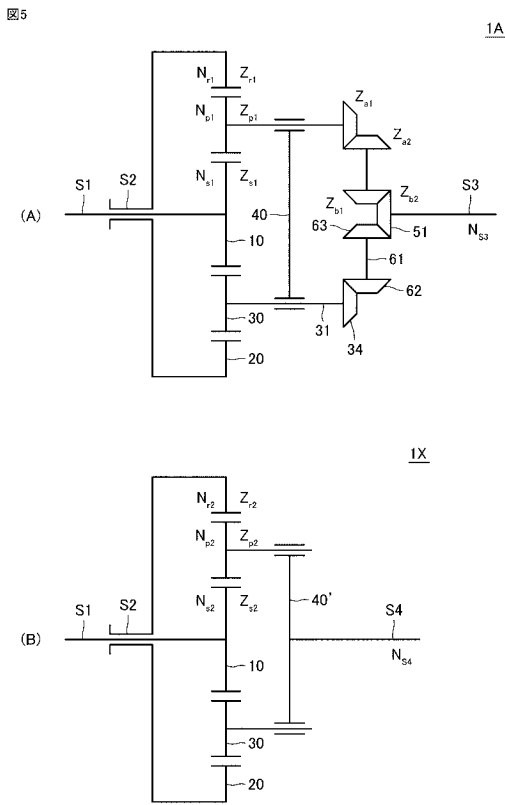
【 図 3 】



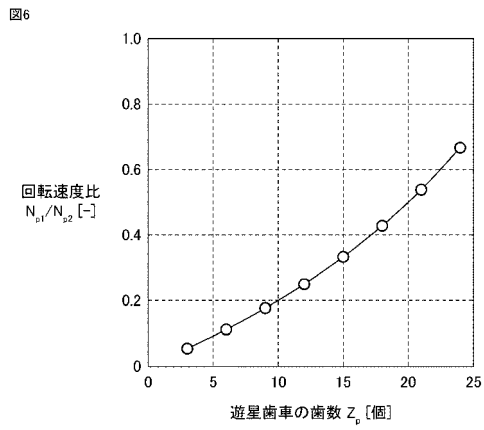
【 図 4 】



【 図 5 】

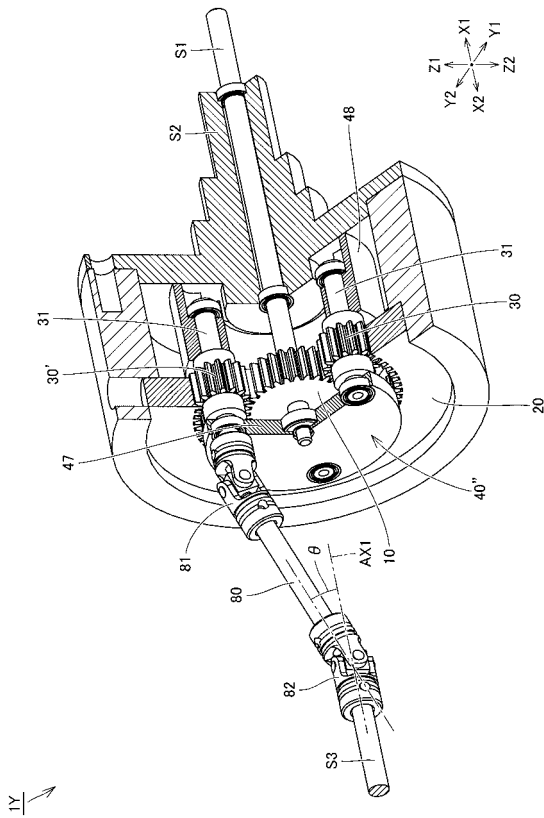


【 図 6 】



【図7】

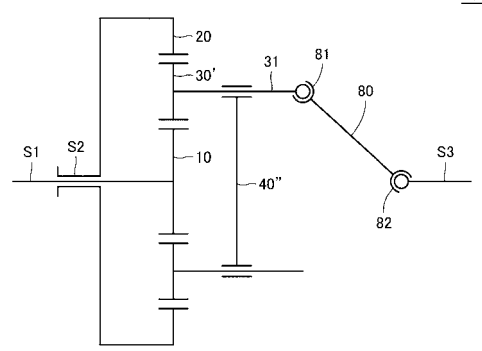
図7



1Y

【図8】

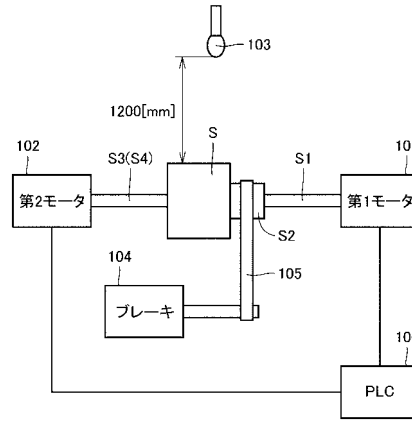
図8



1Y

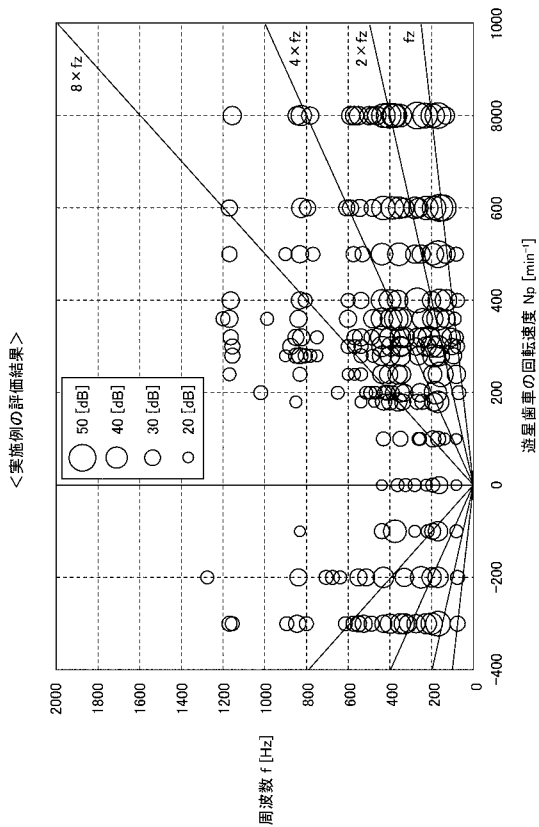
【図9】

図9



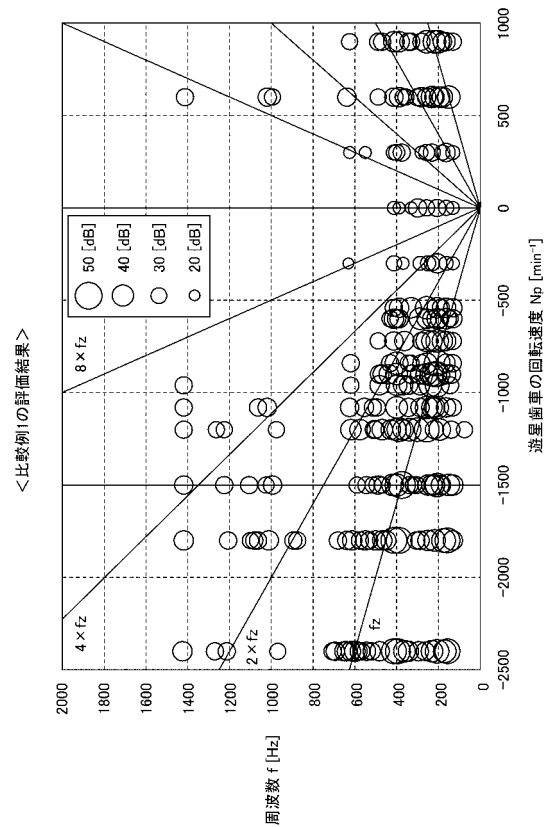
【図10】

図10



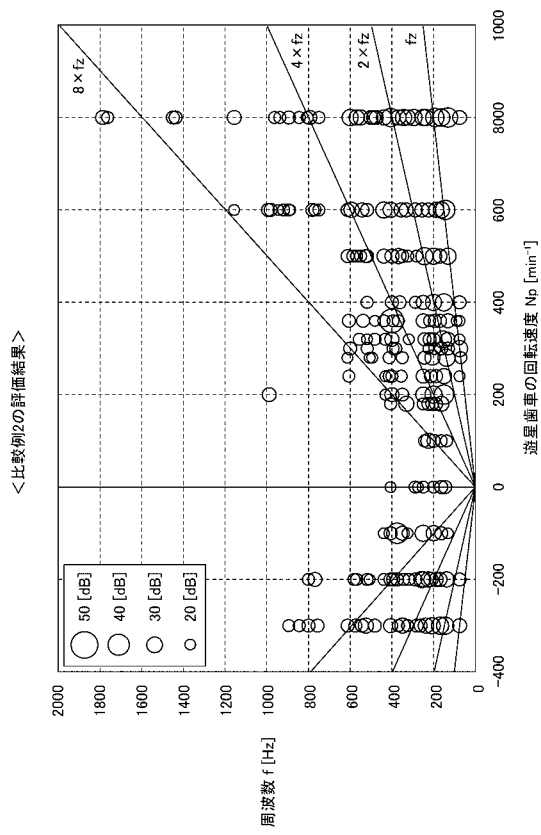
【図11】

図11



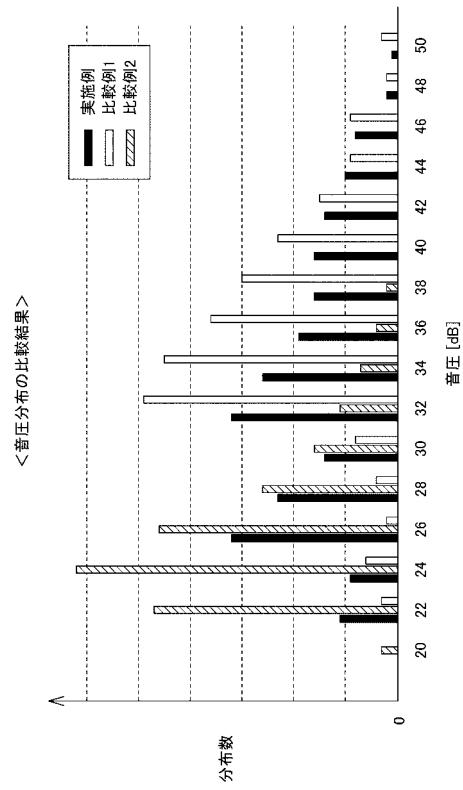
【図 1 2】

図12



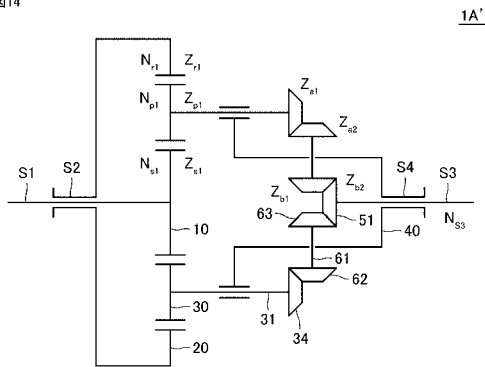
【図 1 3】

図13



【図 1 4】

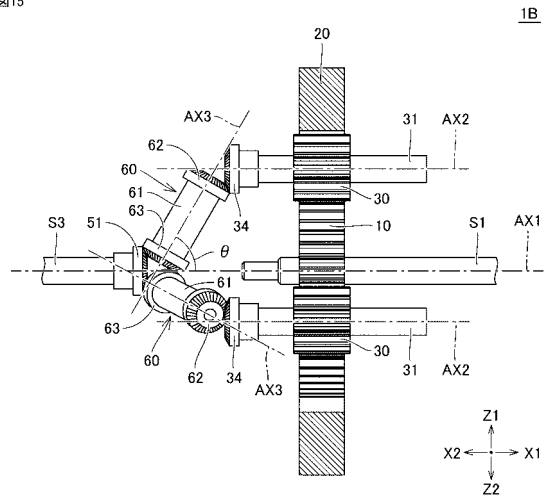
図14



1A'

【図 1 5】

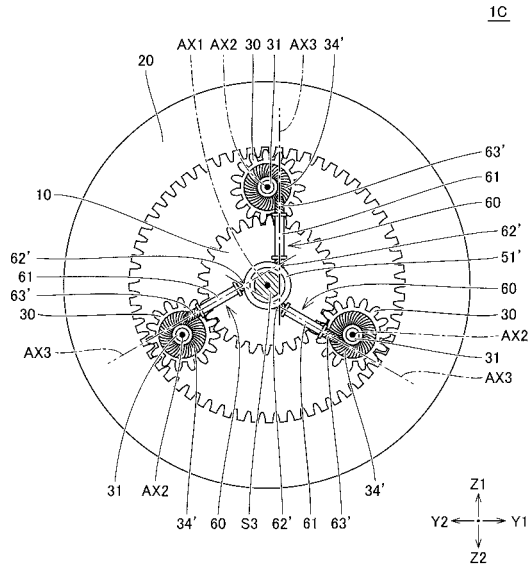
図15



1B

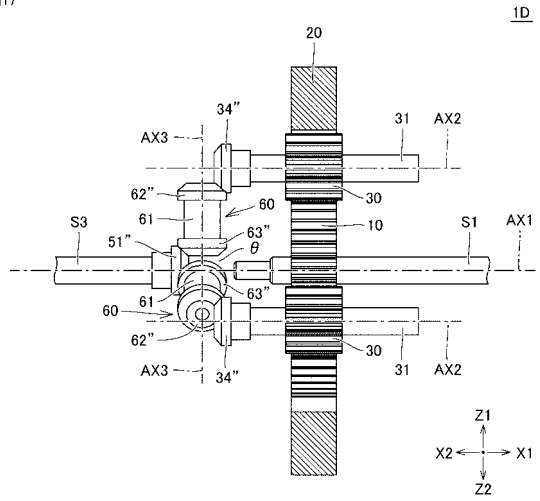
【 16 】

图16



【 17 】

图17



フロントページの続き

(72)発明者 西田 大

京都府京田辺市多々羅都谷 1 - 3 同志社大学内

Fターム(参考) 3J009 DA11 EA03 EA16 EA25 EB30

3J027 FA12 GB03 GC01 GC13 GC22 GD04 GD08 GD12 GE29