

# 遊星歯車装置における製造誤差とトルク分担の関係

Static Torque Sharing Distribution of Planetary Gear Sets Generated by Manufacturing Error Distribution

垣内 浩樹\*  
Hiroki KAKIUCHI

## 要 旨

遊星歯車装置において歯車の強度設計を適切におこなうためには、製造誤差を統計的に捉え、製造誤差に起因する遊星歯車にかかるトルクの分布を予測する必要がある。本論では、一般の  $n$  ピニオンの遊星歯車装置に対して、製造誤差と遊星歯車にかかるトルクの関係式を導出した。これによって、遊星歯車にかかるトルクの分布を表す式を得ることができた。また、実験によって関係式を検証し、その妥当性を確認した。トルクの分布を予測するためには、関係式に現れる遊星歯車装置の剛性値を推定する必要がある。その剛性値は図面值と材料特性値を入力した、3D FEM を用いた数値解析によって算出する。剛性値の推定精度を実験によって検証し、剛性値が高い精度で算出できることを確認した。以上から、一般の  $n$  個の遊星歯車を有する遊星歯車装置について、製造誤差に起因する遊星歯車にかかるトルクの分布を机上データのみで精度良く予測することが可能となった。

## ABSTRACT

Creating an appropriate design for gear strength in a planetary gear set requires that manufacturing errors be grasped statistically and that the distribution of torque to the planet gears due to manufacturing errors be projected. This article describes the derivation of an expression of relation between manufacturing errors and the torque applied to planet gears in a common  $n$ -planet planetary gear set. As a result, a formula expressing the distribution of torque to the planet gears could be obtained. Tests were also conducted to verify the relational expression, and its validity was confirmed. In order to project the distribution of torque, it was necessary to estimate the stiffness of the planetary gear set in the relational expression. Those stiffness values were calculated by numerical analysis using a 3D finite element model (FEM) to which the plan values and material property values were entered. The accuracy of the estimated stiffness values was verified by testing, and it was confirmed that the stiffness values could be estimated with a high degree of accuracy. Given the above, the distribution of torque to planet gears due to manufacturing error in a common  $n$ -planet planetary gear set could be estimated with a high degree of accuracy using only estimated data obtained by desktop methods.

## 1. まえがき

遊星歯車装置は入力された荷重を複数の遊星歯車で分担して出力するため、自動変速機に用いるとこれを小型かつ軽量にできる。理想的には、入力されたトルクは遊星歯車を經由する際、遊星歯車の数だけ等しく分割されて伝達される。しかし、実製作上では、製造誤差の影響で各遊星歯車に分配されるトルクが不均等になるため、その長所が十分発揮されない場合がある。

製造誤差は製品によって異なるため、1 セットの遊星歯車装置の中で各遊星歯車が分担するトルクの比率も製品に

よって異なる。したがって、製造される製品全体を統計的にみると、製造誤差の分布に対応して、遊星歯車装置への任意の入力トルクに対する遊星歯車にかかるトルクは分布を形成することになる。このため、遊星歯車装置における歯車の強度設計では製造誤差の影響を考慮して設計をおこなう必要がある。

従来、遊星歯車装置における歯車の強度設計では、製造誤差の影響を経験的な安全率で保証していたため、歯車が過剰品質になる傾向があった。これに対して、製造誤差の分布から、遊星歯車間にかかるトルクの分布を予測することができれば、安全率を適正化することができ、歯車を必要十

\*四輪R&Dセンター

分な強度を持つものに設計することが可能となる。

一般に、機械加工における寸法の誤差の分布は正規分布に従うことが知られており、その事実に基づいて寸法は図面値で管理されている。このため、遊星歯車間のトルク分担に影響を及ぼす任意の製造誤差と各遊星歯車にかかるトルクの関係が理論的にわかれば、製造誤差の分布に対する遊星歯車のトルクの分布がわかることになる。また、製造誤差と各遊星歯車にかかるトルクの理論的な関係がわかれば、任意の製造誤差の組合せに対して、逐一強度解析をおこなわなくとも、遊星歯車にかかるトルクの分布を予測することが可能となる。

任意の製造誤差と遊星歯車にかかるトルクの間を式は、これまで4ピニオンの遊星歯車装置の場合については導出されていたが<sup>(1)</sup>、一般の $n$ ピニオンの遊星歯車装置に対しては導出されていなかった。また、関係式の妥当性は実証されていなかった。

一方、遊星歯車装置は遊星歯車の数を増加させることで、トルク容量をより高くすることができるので、高トルク容量化のため、遊星歯車の数が5以上の遊星歯車装置が実機にて適用されている。そのため、5ピニオン以上の遊星歯車装置に対しても任意の製造誤差と遊星歯車にかかるトルクの間を式を必要である。

そこで、本論では、一般の $n$ ピニオンの遊星歯車装置に対して、任意の製造誤差と遊星歯車にかかるトルクの間を式を導出する。また、その妥当性を実験によって確認する。

## 2. 偏心誤差と荷重の関係

林ら<sup>(1)</sup>や日高ら<sup>(2), (3)</sup>は、遊星歯車装置を軸直角平面内の多自由度の線形モデルとしてモデル化するとともに、各種誤差による遊星歯車間のトルク分担不均等を、誤差による遊星歯車間での噛み合い開始時期の違いと捉え、各種誤差を各ギヤ間の噛み合い誤差に換算することによって各種誤差と遊星歯車間のトルク分担の関係について解析している。このような考え方にない、遊星歯車装置はその内の各歯車の歯当たりが歯面中央近くに分布するように適切に設計されているとして、遊星歯車装置を軸直角平面内の線形モデルでモデル化する。そして、製造誤差を等価噛み合い誤差に変換し、遊星歯車装置における自動調心作用に注目することによって、一般の $n$ 個の遊星歯車を有する遊星歯車装置について製造誤差と各遊星歯車にかかるトルクの間を式を導出する。製造誤差を等価噛み合い誤差に変換する際には、製造誤差は歯車の軸間距離に比べて十分小さいので、製造誤差による噛み合い作用線の変化は無視する。対象とする遊星歯車装置は、ラジアル方向に十分なクリアランスを持っているとし、自動調心作用が完全に機能するものとする。また、各種製造誤差はすべて同じ尺度の等価噛み合い誤差に換算して取り扱うことができるため、以下では一種

類の製造誤差を取り扱うことにする。ここでは、各種製造誤差の中でも、遊星歯車を支持するピン穴位置の偏心誤差が最も遊星歯車間でのトルク分担に影響を及ぼすことが知られている<sup>(4)</sup>ので、製造誤差としてピン穴位置の偏心誤差を取り扱う。

### 2.1. 偏心誤差と等価噛み合い誤差

$n$ 個の遊星歯車を有する遊星歯車装置において、 $j$ 番目の遊星歯車を支持するピン穴位置の偏心誤差によって生じる、 $j$ 番目の遊星歯車と太陽歯車の噛み合いにおける等価噛み合い誤差  $\varepsilon_{SPj}$  と  $j$  番目の遊星歯車と内歯車の噛み合いにおける等価噛み合い誤差  $\varepsilon_{IPj}$  は次のように表される。

$$\varepsilon_{SPj} = -\vec{d}_{pj} \cdot \vec{i}_{SPj} \quad (1)$$

$$\varepsilon_{IPj} = -\vec{d}_{pj} \cdot \vec{i}_{IPj} \quad (2)$$

ここで、

$\vec{d}_{pj}$  :  $j$  番目の遊星歯車を支持するピン穴位置の偏心誤差

$\vec{i}_{SPj}$  : 太陽歯車と  $j$  番目の遊星歯車の噛み合い作用線方向の単位ベクトル(太陽歯車から遊星歯車の向きを正とする)

$\vec{i}_{IPj}$  : 内歯車と  $j$  番目の遊星歯車の噛み合い作用線方向の単位ベクトル(内歯車から遊星歯車の向きを正とする)

である。また、式中の  $\cdot$  はベクトルの内積を表す。

なお、等価噛み合い誤差  $\varepsilon_{SPj}$  と  $\varepsilon_{IPj}$  は、ピン穴位置の偏心誤差が歯面と歯面が離れる方向の時、正の値をとる。

さらに、 $j$  番目の遊星歯車と太陽歯車、内歯車それぞれとの噛み合いにおける等価噛み合い誤差の和をとり、それを  $\varepsilon_{pj}$  と置く。

$$\varepsilon_{pj} = -a_p \vec{d}_{pj} \cdot \vec{i}_{pj} \quad (3)$$

ここで、

$$\vec{d}_{pj} = \vec{i}_{SPj} + \vec{i}_{IPj} \quad (4)$$

$$\vec{a}_p = |\vec{a}_{SP1}| = |\vec{a}_{SP2}| = \cdots = |\vec{a}_{SPn}| \quad (5)$$

$$\vec{i}_{pj} = \vec{a}_{pj} / a_p \quad (6)$$

である。

例えば、Fig. 1 にあるようにピン穴位置の一つが正規の位置からずれている場合、その位置のピンで支持されている遊星歯車 Planet 1 が他の遊星歯車よりも早く噛み合い始めることになる。なお、その程度を、噛み合い作用線上での距離で表した値が等価噛み合い誤差である。

### 2.2. 並進移動と等価噛み合い誤差

ピン穴位置に偏心誤差が発生している遊星歯車装置にト

ルクが加わると、太陽歯車、遊星キャリア、内歯車の位置は、その支持部のラジアル方向のクリアランスが十分大きい場合、噛み合い反力がつり合う位置に落ち着く。

噛み合い反力がつり合った状態での、太陽歯車、遊星キャリア、内歯車の位置の組合せは無数にあるが、ここでは便宜的に、太陽歯車と内歯車は同心を保ち、遊星キャリアの中心のみがそれとは異なる位置にあるとする。なお、位置の組合せが異なっても各遊星歯車に分担されるトルクは同じであるので、このように考えても一般性は失われない。

例えば、Fig. 1 のピン穴の位置ずれに対して、遊星キャリアのつり合いの位置は遊星歯車 Planet 1 にかかる噛み合い反力の合力の方向にある。Fig. 2 に示すように、遊星キャリアが、Fig. 1 の状態から、遊星歯車 Planet 1 にかかるギ

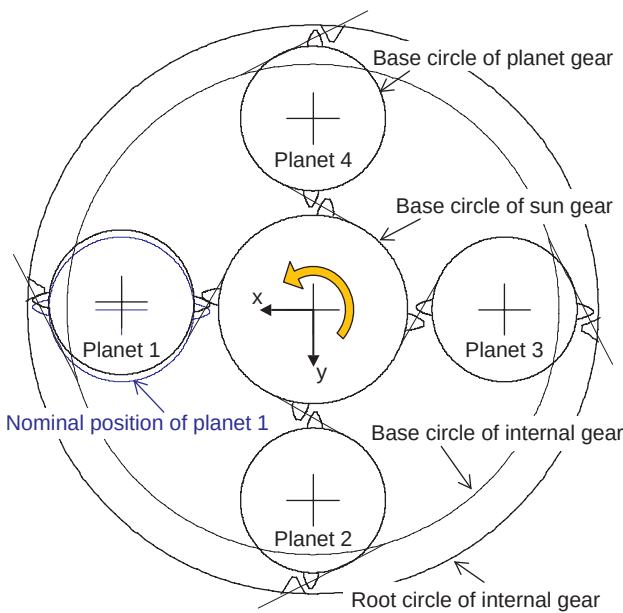


Fig. 1 Pin hole displacement

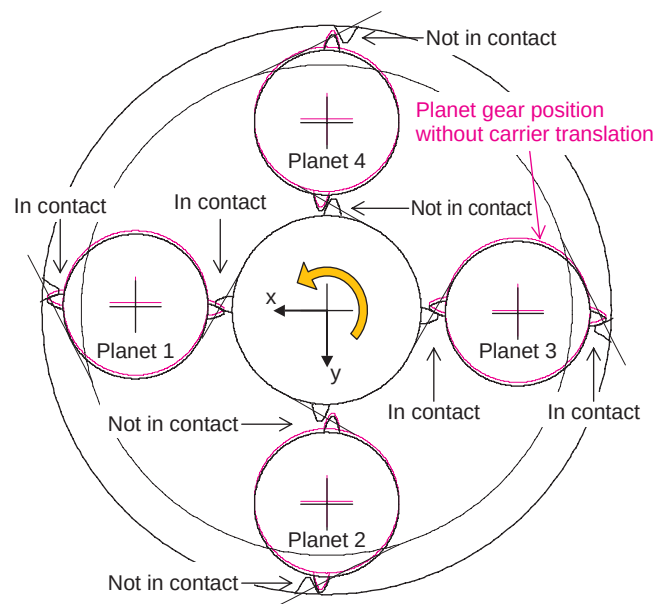


Fig. 2 Carrier translation

ア反力の合力の方向へ、遊星歯車 Planet 1 とこれに対向する遊星歯車 Planet 3 が同時にトルクを伝達する位置にまで移動する。その位置では、遊星歯車 Planet 1 と Planet 3 が同じ大きさのトルクを伝達するので、遊星キャリアにかかる力は釣り合うことになる。なお、遊星歯車 Planet 2 と Planet 4 については、遊星キャリアがそのように移動しても、太陽歯車と遊星歯車の歯面間距離と遊星歯車と内歯車の歯面間距離の、どちらか一方が縮まるが、他方が伸びるため、それぞれの影響が打ち消し合うので、遊星歯車 Planet 1 よりも噛み合い開始時期が遅れることに変わりはない。

遊星キャリアの偏心によって生じる、 $j$  番目の遊星歯車と太陽歯車の噛み合いにおける等価噛み合い誤差  $c_{SPj}$  と  $j$  番目の遊星歯車と内歯車の噛み合いにおける等価噛み合い誤差  $c_{IPj}$  は次のように表される。

$$c_{SPj} = -\vec{c} \cdot \vec{i}_{SPj} \quad (7)$$

$$c_{IPj} = -\vec{c} \cdot \vec{i}_{IPj} \quad (8)$$

ここで、

$\vec{c}$ : 力のつり合いがとれた状態での、太陽歯車と内歯車の中心に対する遊星キャリア中心の位置

である。

さらに、これらの和をとり、それを  $c_{pj}$  と置く。

$$c_{pj} = -a_p \vec{c} \cdot \vec{i}_{pj} \quad (9)$$

なお、仮定した遊星歯車装置におけるラジアル方向のクリアランスが十分大きい場合とは、太陽歯車と内歯車が同心の状態で測った遊星キャリアのラジアル方向のクリアランス  $RCL_c$  が次式を満たす場合である。

$$RCL_c \geq |\vec{c}| \quad (10)$$

### 2.3. 噛み合い反力の式

遊星歯車装置の剛性モデルとして、Fig. 3 のような線形ばねモデルを考える。ここで、 $k_{SP}$  は、太陽歯車と遊星歯車の噛み合い剛性、遊星歯車を支持するベアリングの剛性、ピンの剛性、遊星キャリアの剛性、それぞれをばね定数一定の線形ばねと捉え、これらを合成した合成ばね定数である。また、 $k_{IP}$  は、内歯車と遊星歯車の噛み合い剛性、遊星歯車を支持するベアリングの剛性、ピンの剛性、遊星キャリアの剛性、内歯車の円環剛性、それぞれをばね定数一定の線形ばねと捉え、これらを合成した合成ばね定数である。

$j$  番目の遊星歯車が、太陽歯車と内歯車の両方と接触を開始した状態から、 $j$  番目の遊星歯車が荷重を受けて各部の変形が完了した状態までの間での、 $j$  番目の遊星歯車と太陽歯車の噛み合い作用線上の噛み合い点の進行量を  $x_{SPj}$  と置く。そして、 $j$  番目の遊星歯車と内歯車の噛み合い作用線上の噛み合い点の進行量を  $x_{IPj}$  と置く。また、遊星歯

車の回転方向のつり合いから、遊星歯車と太陽歯車の間の噛み合い反力の大きさと、その遊星歯車と内歯車の間の噛み合い反力の大きさは等しく、その大きさを  $f_{pj}$  と置く。  $j$  番目の遊星歯車の噛み合い反力の大きさ  $f_{pj}$  は、太陽歯車との噛み合い、内歯車との噛み合い、それぞれに関して次のように表される。

$$f_{pj} = k_{SP} x_{SPj} \quad (11)$$

$$f_{pj} = k_{IP} x_{IPj} \quad (12)$$

また、 $x_{SPj}$  と  $x_{IPj}$  の和をとり、それを  $x_{pj}$  と置く。

$$x_{pj} = x_{SPj} + x_{IPj} \quad (13)$$

式(11)、(12)、(13)から、 $j$ 番目の遊星歯車の噛み合い反力の大きさ  $f_{pj}$  は次のように表される。

$$f_{pj} = K_p x_{pj} \quad (14)$$

ここで、

$$K_p = k_{SP} k_{IP} / (k_{SP} + k_{IP}) \quad (15)$$

である。

各遊星歯車間での噛み合い点の進行量の差が等価噛み合い誤差であるので、 $x_{pj}$  から  $\varepsilon_{pj}$  と  $c_{pj}$  を除いた値は、各遊星歯車間で等しい。その値を  $\hat{x}_p$  と置くと、

$$x_{pj} = \hat{x}_p + \varepsilon_{pj} + c_{pj} \quad (16)$$

である。

式(16)から、 $f_{pj}$  は次のように表される。

$$f_{pj} = K_p (\hat{x}_p + \varepsilon_{pj} + c_{pj}) \quad (17)$$

また、式(17)から、次の式が得られる。

$$\vec{f}_{SPj} = K_p (\hat{x}_p + \varepsilon_{pj} + c_{pj}) \vec{i}_{SPj} \quad (18)$$

$$\vec{f}_{IPj} = K_p (\hat{x}_p + \varepsilon_{pj} + c_{pj}) \vec{i}_{IPj} \quad (19)$$

ここで、

$\vec{f}_{SPj}$  :  $j$  番目の遊星歯車と太陽歯車の噛み合い反力

$\vec{f}_{IPj}$  :  $j$  番目の遊星歯車と内歯車の噛み合い反力

である。

#### 2.4. 力のつり合いの式

遊星キャリアに加わる力のつり合いと、式(18)、(19)から、次式が得られる。

$$\sum_{j=1}^n K_p (\hat{x}_p + \varepsilon_{pj} + c_{pj}) a_p \vec{i}_{p1} = \vec{0} \quad (20)$$

また、各遊星歯車との間で伝達するトルクの総和が、太陽歯車に加わるトルク  $T_s$  となるから、太陽歯車の基礎円径を  $r_{BS}$  として、

$$\sum_{j=1}^n K_p (\hat{x}_p + \varepsilon_{pj} + c_{pj}) r_{BS} = T_s \quad (21)$$

である。

#### 2.5. 等価噛み合い誤差と分担トルクの関係

力のつり合いから等価噛み合い誤差と分担トルクの関係式を導出する。

対称性から、

$$\vec{i}_{p1} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (22)$$

とおいても、一般性を失わない。この時、

$$\vec{i}_{pj} = \begin{pmatrix} \cos(2\pi(j-1)/n) \\ \sin(2\pi(j-1)/n) \end{pmatrix} \quad (23)$$

である。

式(9)、(20)、(23)より、

$$\vec{c} = \begin{pmatrix} 2u/(na_p) \\ 2v/(na_p) \end{pmatrix} \quad (24)$$

が得られる。ここで、

$$u = \sum_{h=1}^n \varepsilon_{ph} \cos(2\pi(h-1)/n) \quad (25)$$

$$v = \sum_{h=1}^n \varepsilon_{ph} \sin(2\pi(h-1)/n) \quad (26)$$

である。

さらに、式(9)、(17)、(21)、(24)より、等価噛み合い誤差

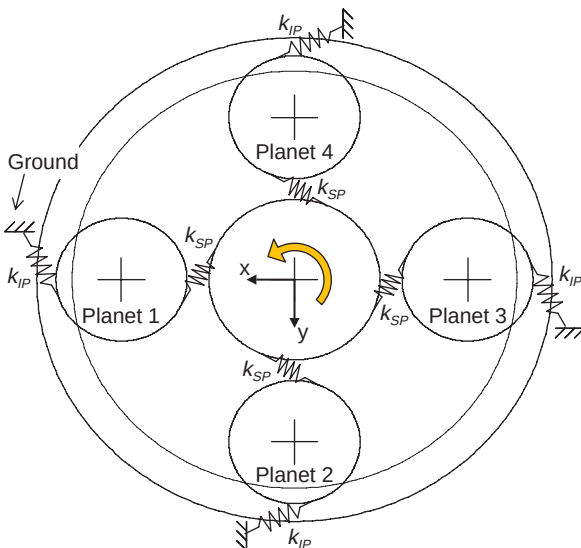


Fig. 3 Stiffness model of planetary gear sets

と各遊星歯車の噛み合い反力の関係を表す次式が得られる。

$$f_{pj} = T_S / (nr_{BS}) + K_p E_{pj} \quad (27)$$

ここで、

$$E_{pj} = \varepsilon_{pj} - \left( U_{pj} + V_{pj} + \sum_{h=1}^n \varepsilon_{ph} \right) / n \quad (28)$$

$$U_{pj} = 2u \cos(2\pi(j-1)/n) \quad (29)$$

$$V_{pj} = 2v \sin(2\pi(j-1)/n) \quad (30)$$

である。なお、式(28)によって得られる  $E_{pj}$  を、 $j$  番目の遊星歯車における誤差投影量と呼ぶことにする。

式(27)から、 $j$  番目の遊星歯車が担うトルク  $T_{pj}$  は、遊星歯車の基礎円径を  $r_{BP}$  とし、

$$T_{pj} = (T_S r_{BP}) / (nr_{BS}) + K_p r_{BP} E_{pj} \quad (31)$$

である。本式の右辺第1項は荷重が等分配された時のトルクの値となっており、右辺第2項は等分配時のトルクに対する偏差の値となっている。偏差の値は、 $j$  番目の遊星歯車における誤差投影量  $E_{pj}$  に比例することがわかる。

なお、ピン穴の位置精度を  $\phi_b$  とすると、遊星歯車にかかる分担トルクの分布を表す式は、式(31)から次のように得られる。

$$f(T_{pj}) = (1/\sqrt{2\pi}\sigma) \exp(-(T_{pj} - m)^2 / (2\sigma^2)) \quad (32)$$

ここで、

$$m = (T_S r_{BP}) / (nr_{BS}) \quad (33)$$

$$\sigma = a_p K_p r_{BP} \sigma_{PH} \sqrt{(n-3)/n} \quad (34)$$

$$\sigma_{PH} = b/6 \quad (35)$$

である。

### 3. 実機検証

ピン穴位置の偏心誤差と遊星歯車にかかる分担トルクの関係式の妥当性を実験によって確認した検証結果について報告する。その後、製造誤差に起因する遊星歯車にかかる分担トルクの分布を予測するのに必要な剛性値  $K_p$  の推定精度の実機検証結果について報告する。

実験には4ピニオンの遊星歯車装置を用い、4ピニオンの場合の関係式について検証をおこなった。実機検証は、二つの段階に分けておこなった。まず、ピン穴の位置ずれがほとんど無い遊星キャリアを用いて、遊星歯車にかかるトルクの測定手法について確認をおこなった。次に、ピン穴位置を意図的にずらした遊星キャリアを用いて、関係式の検証をおこなった。その後、同じ実験結果を用いて、剛性値  $K_p$

Table 1 Planetary gear set specifications

| Term                  |               | Sign     | Value   |
|-----------------------|---------------|----------|---------|
| Number of teeth       | Sun gear      | $z_s$    | 30      |
|                       | Planet gear   | $z_p$    | 23      |
|                       | Internal gear | $z_i$    | 78      |
| Normal module         |               | $M$      | 1.3     |
| Normal pressure angle |               | $\alpha$ | 20 deg  |
| Helix angle           |               | $\beta$  | 20 deg  |
| Center distance       |               | $a$      | 37.1 mm |

の推定精度の検証をおこなった。

なお、4ピニオンの場合におけるピン穴の位置ずれと  $j$  番目の遊星歯車にかかるトルク  $T_{pj}$  の関係式は、以下のようになる。

$$T_{pj} = (T_S r_{BP}) / (4r_{BS}) + K_p r_{BP} E_{pj} \quad (36)$$

ここで、

$$E_{pj} = (\varepsilon_{p1} - \varepsilon_{p2} + \varepsilon_{p3} - \varepsilon_{p4}) / 4 \quad (j = 1, 3) \quad (37)$$

$$E_{pj} = -(\varepsilon_{p1} - \varepsilon_{p2} + \varepsilon_{p3} - \varepsilon_{p4}) / 4 \quad (j = 2, 4) \quad (38)$$

である。

式(37)、(38)から、実験において対向する二つの遊星歯車でトルクが等しくなることが予想される。

#### 3.1. 実験装置

実験に用いた装置のレイアウトを Fig. 4 に示す。装置には二つの遊星歯車が含まれている。二つの内歯車をケースに固定し、遊星キャリア同士を結合させるとともに、二つの太陽歯車をシャフトで接続した機構となっている。図で左側の遊星歯車が計測対象であり、その主な諸元を Table 1 に示す。各遊星歯車にかかるトルクの測定については、直接測定することが困難であったので、代わりに、内歯車の外周にひずみゲージを貼り付け、ゲージ貼り付け部の下を遊星歯車が通過する際の内歯車円環部のひずみを測定し、トルクを推定した。ひずみゲージを貼り付けた状態の内歯車を Fig. 5 に示す。ひずみゲージを、周方向に約 90 度間隔で、軸方向に二箇所ずつの計八箇所に貼り付けて、計測をおこなった。

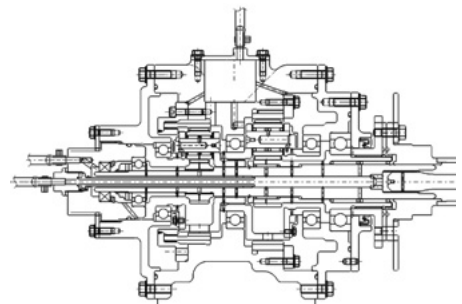


Fig. 4 Layout of test rig

Table 2 Pin hole displacement of test carriers

| Carrier | Pin hole displacement |      |          |      |          |       |          |        |
|---------|-----------------------|------|----------|------|----------|-------|----------|--------|
|         | $\mu\text{m}$         |      |          |      |          |       |          |        |
|         | Planet 1              |      | Planet 2 |      | Planet 3 |       | Planet 4 |        |
|         | $dx$                  | $dy$ | $dx$     | $dy$ | $dx$     | $dy$  | $dx$     | $dy$   |
| A       | -1.5                  | 40.2 | 0.5      | -9.2 | 1.7      | -3.3  | -2.5     | -5.4   |
| B       | -25.9                 | -2.0 | -30.5    | -8.6 | -24.6    | -16.5 | -17.9    | 91.1   |
| C       | -11.6                 | 2.5  | -23.6    | 89.9 | 89.5     | -20.9 | 1.0      | -108.8 |
| D       | -20.4                 | 3.0  | -19.8    | 3.1  | -19.1    | 54.4  | -20.1    | 4.2    |

Table 3 Projected error of test carriers

| Carrier | Projected error |          |          |          |
|---------|-----------------|----------|----------|----------|
|         | $\mu\text{m}$   |          |          |          |
|         | Planet 1        | Planet 2 | Planet 3 | Planet 4 |
|         | $E_{P1}$        | $E_{P2}$ | $E_{P3}$ | $E_{P4}$ |
| A       | -21.8           | 21.8     | -21.8    | 21.8     |
| B       | -3.3            | 3.3      | -3.3     | 3.3      |
| C       | 7.7             | -7.7     | 7.7      | -7.7     |
| D       | 24.0            | -24.0    | 24.0     | -24.0    |

### 3.2. 実験条件

遊星歯車にかかるトルクの測定手法を確認する実験は、ピン穴の位置ずれがほとんど無い遊星キャリアを用いて実験をおこなった。関係式の検証実験は、ピン穴位置を意図的にずらした遊星キャリアを用いておこなった。検証実験に用いた、四つの遊星キャリアAからDのピン穴位置の正規の位置からの偏差を Table 2 に示す。また、それぞれの遊星キャリアでの、各遊星歯車における誤差投影量を Table 3 に示す。各遊星キャリアそれぞれに対して、118, 157, 196, 235 Nm の、四つの入力トルクで実験をおこなった。

### 3.3. トルク測定手法確認実験の結果

ピン穴の位置ずれがほとんど無い遊星キャリアの入力トルク別のひずみの測定結果を Fig. 6 に示す。横軸は、時間であり、回転速度は一定としたので、ほぼ遊星キャリアの回転角度に等しい。縦軸は、内歯車のひずみである。遊星キャ

リアの回転に応じてひずみが周期的に発生していた。ひずみゲージの直下を遊星歯車が通過するタイミングで引張りひずみが発生し、隣り合う二つの遊星歯車の中間位置が通過するタイミングで圧縮ひずみが発生していた。特に引張りひずみのピークが遊星歯車にかかるトルクに相関関係があると考えられる。図の四つのピークそれぞれが、遊星歯車装置の四つの遊星歯車それぞれに対応している。四つのピークの値がほぼ同じ値となっているが、これは各遊星歯車にトルクが均等に分配されていることを表している。

入力トルク別の測定結果から引張りひずみのピーク値を読み取り、各入力トルクにおける算術平均値を求めた。得られた平均値を遊星歯車にかかるトルクに対してプロットした。遊星歯車にかかるトルクは、各遊星歯車が等分配で荷重を分担しているとして太陽歯車に加わる入力トルクからレシオ換算して求めた。結果を Fig. 7 に示す。横軸は、遊星歯車にかかるトルクであり、縦軸は、内歯車のひずみのピーク値の算術平均値である。



Fig. 5 Position of strain gauge

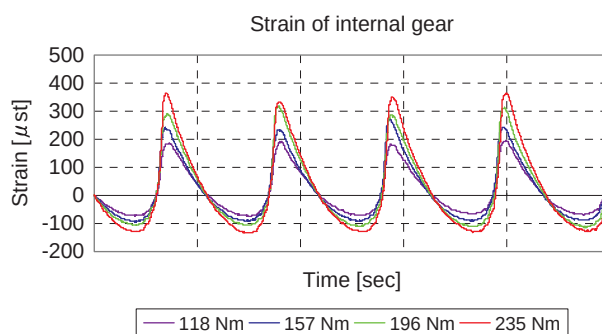


Fig. 6 Strain of internal gear for carrier with vanishingly small pin hole displacement

遊星歯車にかかるトルクに対して、内歯車円環外周部のひずみが比例していた。したがって、各遊星歯車に対するひずみの比率が、各遊星歯車にかかるトルクの比率になっていると考えられる。関係式の検証実験では、ひずみの比率から遊星歯車のトルク分担率を求め、これと太陽歯車にかかる入力トルクの値とレシオから、各遊星歯車にかかるトルクを推定した。

### 3.4. ピン穴位置ズレ量別での遊星歯車トルク測定の結果

テストピースAの入力トルク別のひずみの測定結果をFig. 8に示す。引張ひずみのピーク値に注目すると、遊星歯車によって値が異なっていた。これは、遊星歯車に分担されたトルクの不均等が反映された結果と解釈できる。また、対向する二つの遊星歯車でひずみがほぼ等しかった。これは、対向する二つの遊星歯車でかかっているトルクが同じであるためと解釈することができ、式(37)、(38)から予測された結果に一致している。

テストピースAからD、それぞれに対して実験をおこない、得られた測定結果から各遊星歯車に対応する引張ひずみのピーク値を読み取った。各入力トルクにおけるピーク

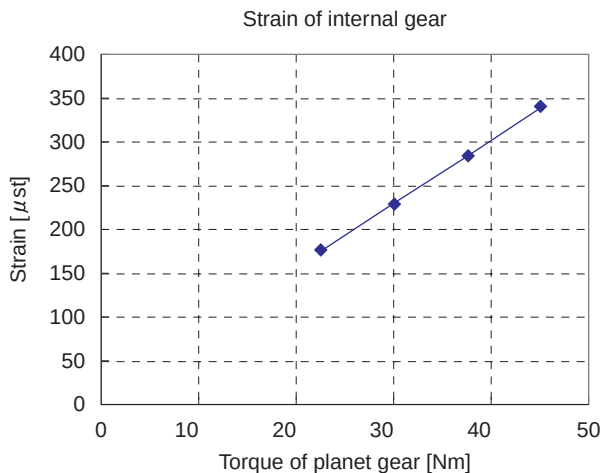


Fig. 7 Peak value of strain of internal gear with planet gear torque for carrier with vanishingly small pin hole displacement

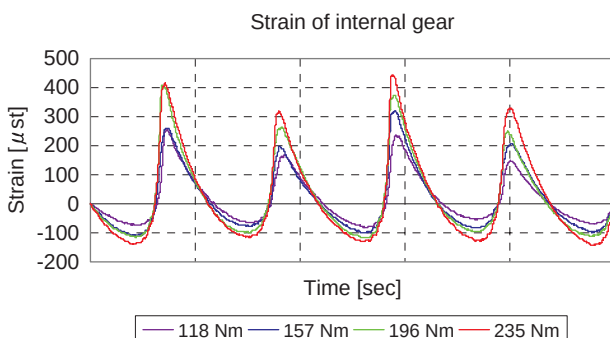


Fig. 8 Strain of internal gear for test carrier A

値の算術平均値を求め、得られた平均値から各遊星歯車にかかるトルクを推定した。そして、テストピースのピン穴位置の位置ずれ量から算出される誤差投影量に対して、ひずみから推定した各遊星歯車にかかるトルクの値をプロットした。四つある遊星歯車の内の一つの結果をFig. 9に示す。横軸は誤差投影量、縦軸は遊星歯車にかかるトルクである。実線の直線は、実験データを1次関数で最小二乗近似した結果得られた直線である。色の違いは、入力トルクの違いを表している。

Fig. 9にあるように、誤差投影量に対して遊星歯車にかかるトルクの値は比例していた。また、近似直線のy切片の値は、入力トルクが各遊星歯車に均等に分配された場合のトルクの値とほぼ等しくなっている。本結果から、実機において式(36)で表される比例関係が成立することが確認された。

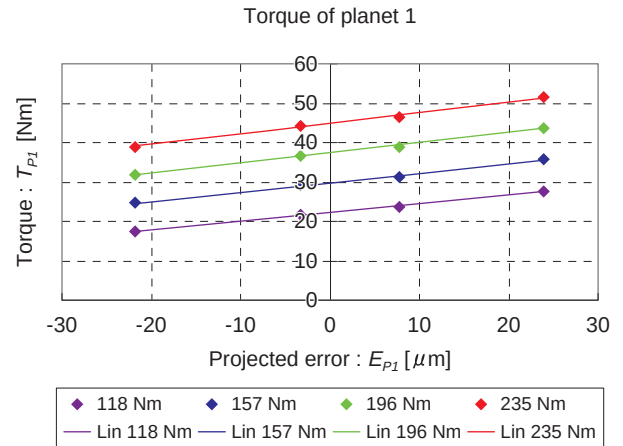


Fig. 9 Variation of torque of planet gear No.1  $T_{P1}$  with projected error  $E_{P1}$  for different input torque

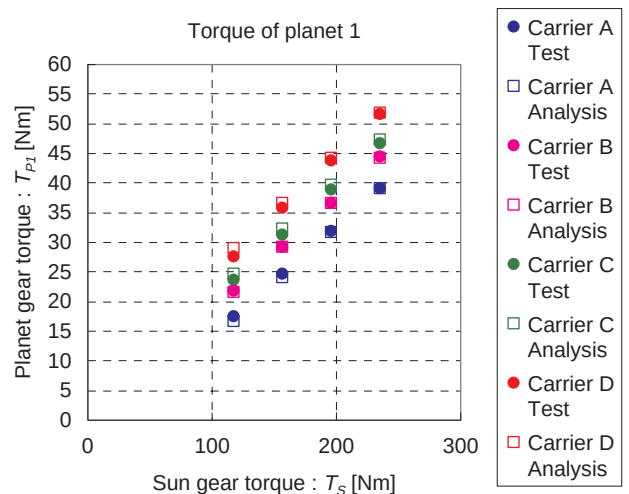


Fig. 10 Variation of torque of planet gear No.1  $T_{P1}$  with sun gear torque  $T_s$  for different carrier

3.5. 剛性値  $K_p$  の推定精度検証

式(36)で表される比例関係が成立することを実証できたが、遊星歯車にかかるトルクの分布を精度良く予測するためには、剛性値  $K_p$  の値を精度良く推定する必要がある。この剛性値  $K_p$  の値は 3D FEM を用いた数値解析から算出できる。剛性値  $K_p$  の推定精度を今回の実験装置の場合について確認する。

今回の遊星歯車装置に対して 3D FEM モデルを作成し、数値解析をおこなった。その際データは形状情報や配置などの図面データと、ヤング率などの材料物性値のみを用いた。計算結果から得られた剛性値  $K_p$  を用いて、テストピース A から D それぞれにおける遊星歯車にかかるトルクを算出した。計算結果を Fig. 10 に実験結果と合わせて示す。横軸は太陽歯車にかかるトルク、すなわち入力トルク、縦軸は遊星歯車にかかるトルクである。図で内側が塗りつぶされた丸い点が実験結果であり、内側が塗りつぶされていない四角い点が計算結果である。色の違いは、実験に用いた遊星キャリアの違いを表している。

計算結果と実験結果を比較すると、両者は良く一致していた。これによって、机上データのみを用いた 3D FEM 解析によって、剛性値  $K_p$  の値を精度良く推定できることが確認された。

## 4. まとめ

遊星歯車装置に対して、等価噛み合い誤差に注目し、以下のことを明らかにした。

- (1) 一般の  $n$  個の遊星歯車を有する遊星歯車装置におけるピン穴位置の偏心誤差と各遊星歯車にかかるトルクの間関係式を導出した。
- (2) これによって、ピン穴位置の製造誤差に起因する、遊星歯車にかかるトルクの分布を表す式の導出が可能となった。

また、実機検証によって、以下のことを確認した。

- (3) 得られた関係式が実機においても成立する。
- (4) 製造誤差に起因する遊星歯車にかかるトルクの分布を予測するのに必要な剛性値  $K_p$  は、3D FEM による数値解析をおこなうことで精度良く推定することができる。

以上から、一般の  $n$  個の遊星歯車を有する遊星歯車装置について、製造誤差に起因する遊星歯車にかかるトルクの分布を机上データのみで精度良く予測することが可能となった。

## 参考文献

- (1) 林輝, 高橋崇, 石川二郎: 遊星歯車機構の荷重つりあい理論, 日本機械学会論文集, 36 巻, 288 号, p.1394-1404(1970)
- (2) 日高照晃, 寺内喜男, 土肥圭司: シュテキヒト遊星歯車装置における偏心誤差と太陽歯車の補正運動の解析, 日本機械学会論文集, 44巻, 385号, p.3221-3230(1978)
- (3) 日高照晃, 杉本信行, 石田武: 遊星歯車装置の荷重等配機構における各種誤差と荷重配分の関係, 日本機械学会論文集(C編), 52 巻, 480 号, p.2200-2206(1986)
- (4) 城越教夫, 日高照晃, 賀勢晋司: 小バックラッシ遊星歯車装置における各種誤差と性能に関する研究(荷重配分, 角度伝達誤差および太陽歯車軸変位の解析), 日本機械学会論文集(C編), 65 巻, 633 号, p.2014-2021(1999)

■著 者■



垣内 浩樹