S112014

スター型遊星歯車装置の加工誤差によるねじり共振発生*

吉野 正信^{*1}

Torsional Resonance Caused by Milling Error in Star-type Planetary gear train

Masanobu YOSHINO^{*1}^{*1} Nagaoka College of Technology, Dept. of Mechanical Engineering
Nishikatahai 888, Nagaoka, Niigata, 940-8532 Japan

The influence of the positioning error, the eccentricity or shape error, which is made during the milling process, at the planetary gear center or the internal gear of the star type planetary gear trains to the torsional resonance are discussed using the simulating program. The program was previously confirmed that it can sufficiently simulate the vibration occurrence speed of the rotational shaft and the vibration orbit of the floating sun gear. In the conclusion, the positioning of the gears make the change of the self-centering position of the floating sun gear and the shape of the movable area of the sun gear. But they are not the cause of the resonance, because the resonance does not occur without the forced torque. The eccentricity of the planetary gear can be the cause of the resonance when the rotation speed of the planetary gear becomes the natural frequency of the rotating shaft. But the eccentricity of the internal gear is not the cause of the resonance. The triangle shape error of the internal gear, which is measured in the experiment, also simulated. And it is made clear that the shape error can be the cause of the resonance. This can be considered that the transmission error can be made by the coincidence of the shape and the number of planetary gears.

Key Words : Rotary Machinery, Forced Vibration, Torsional Vibration, Nonlinear Vibration, Simulation

1. 緒 言

同軸上に入出力軸があり、構造の簡便さから遊星歯車が公転せず、負荷を等しく配分するために太陽歯車軸を周囲に設置された遊星歯車で支える浮動太陽歯車軸を持ったスター型遊星歯車装置が使用されることが多い。筆者らは実験室において、遊星歯車を3個取り付け付けた浮動太陽歯車軸を持つ遊星歯車装置を用い太陽歯車軸に発生するねじりと横振動に関し実験と振動の計算を行った。その結果を要約すると以下の様になる。遊星装置を含めた回転に関係する軸系のねじり固有振動数と、加振トルクの周波数が一致するとねじりの共振が発生する。その時、本来かみあっているべき歯車歯面はねじり共振によりねじり振幅が大きくなると歯面分離を起こす。歯車歯面に歯面分離が発生すると、その瞬間に太陽軸は遊星歯車軸歯面による支えが無くなり横方向振動を起こす。ねじり振動は歯面分離領域を含むため歯車のバックラッシュをガタとして考えたガタ系を含む漸軟ばねとしての非線形振動応答を示し、同時に横振動も同様の振動応答を示すことが判明している⁽¹⁾⁽²⁾。本報告では加振トルクの原因が内歯車の回転数かける遊星歯車の個数3である点に注目し、装置内部品の誤差、取り付け位置に誤差がある場合、歯車の中心加工に偏心誤差がある場合、内歯車の歯車歯面加工が何らかの原因で真円でない場合に関しそれぞれ計算し、その幾何誤差が回転時加振トルクとして軸系の固有振動数と共振するかを調査した。その結果、加工誤差は振動発生に影響するが、取り付け位置誤差は太陽歯車軸の動きうる範囲の形状に影響するだけで振動発生には影響しないことが判明したので報告する。

2. 実験装置と解析対象

^{*1} 正員、長岡工業高等専門学校（〒940-8532 新潟県長岡市西片貝町 888）
E-mail: myoshino@nagaoka-ct.ac.jp

図 1 に実験装置をモデル化したモデル図を示す。動力はモータからダイアフラムカップリングを介し遊星歯車装置に伝達され、さらにスプライン継手でダイナモメータへと接続されている。図 2 には 3 個取り付けられている遊星歯車部分の部品の関係の詳細を示す。

Fig. 1 Calculation model of rotating body

Fig. 2 Detail of the planetary gear train

3. 取り付け位置誤差の導入と計算結果

3・1 内歯車に取り付け位置誤差がある場合の標準状態のバックラッシの変化

図 3 に内歯車の中心位置が装置中心と異なる場合の模式図を示す。プログラムでは同図の右に示すように誤差は任意の方向に与えられるように誤差の大きさとその方向で示せるようにしてある。図に示す誤差を与えた場合、内・遊星歯車間の 6 個のバックラッシがそれぞれ変化する。一例として gi_{ll} の変化を式 (1) に示す。ここで gi は内歯車と遊星歯車間の歯面間距離を表し、添え字は j 番目の遊星歯車との間の値であることとそれが l, r どちらかの歯面であることを表している。

Fig. 3 Position error of the internal gear center

$$gi_{ll} = \frac{jpi}{2} - ex \cos 20^\circ + ey \sin 20^\circ \quad (1)$$

3・2 取り付け位置誤差を考慮した可動範囲とセルフセンタリング点

取り付け位置誤差の一例として内歯車に x, y 方向ともに $50 \mu m$ の誤差がある場合の可動範囲の変化とセルフセンタリングの変化を図 4 に示す。セルフセンタリング点は十分な静トルクが太陽軸に作用している時の太陽歯車軸の中心位置である。比較のため取り付け位置誤差がない場合の計算結果を一点鎖線で示している。図 4 より取り付け位置誤差は可動範囲とセルフセンタリング点の位置を変化させる。

3・3 取り付け位置誤差を考慮した時の振動発生状況と振動軌跡

図5に内歯車に $e_x=e_y=50\mu\text{m}$ の取り付け位置誤差がある場合の、8000rpmの太陽歯車軸の振動軌跡を示した。ここで強制加振トルク $T_d=8.4\text{Nm}$ をモータに作用させている。実験で振動が発生しない7000rpmの時、振動は発生せずセルフセンタリング点で静かに回転する。しかし、実験で振動が発生する8000rpmに回転数が上がると共振し、歯面分離を伴い、横方向に大きく振動する。しかし、 $T_d=0\text{Nm}$ とし強制加振トルクがない場合は8000rpm以上まで回転数を上昇させても共振は発生しない。以上より取り付け位置誤差がある場合は、強制加振トルクが作用すると共振の発生回転数と横振動がセルフセンタリング点まわりに横振動するという状況は変わらないが、強制加振トルク無しでは共振しない。これより取り付け位置誤差は加振トルクに相当するものを発生させないと考えられる。

Fig. 4 Movable area and self-centering point
(error $e_x=e_y=50\mu\text{m}$ in center of internal gear)

Fig. 5 Vibration orbit with error of internal gear
($N=8000\text{rpm}$, $T_s=2\text{Nm}$, $T_d=8.4\text{Nm}$, $e_x=e_y=50\mu\text{m}$)

3・4 内歯車の三角形状誤差によるバックラッシとそれを考慮した時の振動発生状況

図6に実験で得られた内歯車の外周の回転に対する変形計測結果を示す。中心から一目盛りが $20\mu\text{m}$ である。外周の番号は歯にふった番号である。内歯車は3個の出っ張りがあり、ほぼ 120° 間隔である。またこれは歯車の歯面加工時の抑えジグの爪の数によるものではないかと推測される。図より、出っ張りと呼び込みの差はほぼ $60\mu\text{m}$ と推定し計算で考慮した。半径方向長さが周期的に変化すると考え $\delta a = ((R-r)/2 \times \sin(3\omega t))$ で内歯車の半径が変化すると考える。今遊星歯車の個数と内歯車の出っ張りの個数が同一であることより、回転角に関し内歯車と遊星歯車間の標準バックラッシ g_i は3個の遊星歯車間で同一となる。図7に7000rpmの時の太陽歯車軸の振動軌跡を示し、図8に8000rpmの時の振動軌跡を示す。図7、図8より、実験同様7000rpmから

Fig. 6 Experimental result of transformation of internal gear

8000rpm へ回転数を上昇させることにより太陽歯車軸は横方向に大きく振動する。このときのかみ合い歯面力の計算結果は歯車歯面の歯面分離を伴っていることを示している。これより遊星歯車個数と変形状の一致はねじり振動の強制加振トルクと同じ効果がある。

Fig. 7 Orbit with transformation of internal gear
($N=7000\text{rpm}$, $T_s=1\text{Nm}$, $T_d=0\text{Nm}$, $(R-r)=60\mu\text{m}$)

Fig. 8 Orbit with transformation of internal gear
($N=8000\text{rpm}$, $T_s=1\text{Nm}$, $T_d=0\text{Nm}$, $(R-r)=60\mu\text{m}$)

4. 結 言

以上スター型遊星歯車装置のねじり振動によって発生する太陽歯車軸の横振動に関して、1) 内歯車または遊星歯車の取り付け位置に誤差がある場合、2) 内歯車または遊星歯車中心に偏心がある場合、3) 内歯車に加工時の三角形に似た変形がある場合について計算し、その妥当性に関し検証した。その結果

- 1) 内歯車、遊星歯車の取り付け位置誤差は歯車バックラッシの大きさを变化させ可動範囲の形状とセルフセンタリング点を変化させるが振動の発生回転数、振動軌跡の状況には影響しない。
- 2) 内歯車の偏心は $50\mu\text{m}$ まで大きくしても太陽歯車軸の歯面分離を発生させない。
- 3) 内歯車が三角形に変形しているとする実験結果から、内歯車の半径が内歯車の回転数の3倍の周波数で変化するとした場合、3個の遊星歯車の標準状態のバックラッシが同位相で変化する。そのバックラッシの変化は内歯車の3倍の加振トルクを加えた場合と同じ効果を発生させ歯面分離が発生し、横振動が発生する。これは実験結果と一致する。
- 4) 上記の項目より遊星歯車の部品誤差は、その加工誤差により標準状態でのバックラッシが時間と共に変化させるような加工誤差は歯面分離を伴う振動を発生させる可能性があるが、遊星歯車の取り付け位置のようなバックラッシを時間と共に変化させない加工誤差は振動発生に寄与しない。

文 献

- (1) 矢鍋重夫, 吉野正信, 山岸信雄 “遊星太陽歯車軸の異常振動” 日本機械学会論文集 C 編, Vol.61, No. 584 (1995), pp7-14.
- (2) 吉野正信, 矢鍋重夫, “スター型遊星歯車装置の浮動太陽歯車軸に発生する特異振動のシミュレーション” 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66, No. 648 (2000), pp40-47.
- (3) 吉野正信 “部品誤差がスター型遊星歯車装置ねじり共振に与える影響” 日本機械学会論文集 C 編, Vol.78, No. 789 (2012), pp1779-1791.