波動歯車装置のねじり剛性に関する実験的考察*

杉本 信行^{*1}, 日高照晃^{*2}, 石田 武^{*2}
笹原 政勝^{*3}, 谷岡 良弘^{*3}, 西村 太慈万^{*4}

Experimental Study on Torsional Rigidity of Strain Wave Gearing

Nobuyuki SUGIMOTO, Teruaki HIDAKA, Takeshi ISHIDA,
Masakatsu SASAHARA, Yoshihiro TANIOKA and Tajima NISHIMURA

Twisting tests for cup type strain wave gearing (commonly known as harmonic drive gearing) were done to grasp torsional factors of the gearing. Also the radial flexural deformation of flexible spline (=F. S.) which was one of the structural elements of the gearing was measured with 3-dimensional coordinate measuring machine to consider the effects of flexural deformation on torsion. From the results obtained, the strain wave gearing had hardening spring characteristic, and for torsional factors of the gearing, not only cylindrical torsion of F. S. but also several torsional factors due to flexural deformation of open side of F. S. which meshed with circular spline were grasped experimentally. The sum of torsion caused by each of the grasped factors became about 95 % of the whole torsion of the gearing.

Key Words: Gear, Torsion, Rigidity, Strain Wave Gearing, Twisting Test, Torsional Rigidity, Torsional Deformation, Flexural Deformation

1. 結 言

遊星歯車機構の一つに分類される波動歯車装置⁽¹⁾は、遊星歯車機構の多くの特長を有しているとともに、わずかに一段で1/50から1/320という高減速比が得られる歯車装置でもある。また歯のかみあい部のバックラッシュが極めて小さく、あるいはバックラッシュがほぼ零に近い製品も作られていることから⁽²⁾、精密な位置決め精度を要求される産業用ロボットやNC工作機械、各種計測機器などの減速機として、現在広く用いられている。

ところがこれらの精密機械の位置決め精度が従来にもまして厳しく追求される昨今では、波動歯車装置のねじり剛性の解明が、製品の高剛性化を追求していく上でも、また振動の解明⁽³⁾⁽⁴⁾を行う上からも必要となっている。しかし、波動歯車装置はフレキシブルスプラインと呼ばれる薄肉円筒に歯切りされた柔軟な歯車の弾性変形をたくみに利用したかみあい機構を有して

いることから、そのねじり剛性を単に一般の歯車の場合のように歯のたわみのみに依存して考えることはできなく、別の視点からの考察が必要である。

そこで本研究では波動歯車装置にねじれが生じる要因を明らかにすることを目的に、波動歯車装置全体のねじれ特性や、その構成部品の個々の変形が装置全体のねじれに与える影響について、実験的に把握することを試みた。その結果波動歯車装置のねじれは、フレキシブルスプラインの円筒としてのねじれ変形のみならず、サーキュラスプラインとかみあうフレキシブルスプライン開口部の変形に起因するものなど、二、三のねじれの要因もあることを実験的に明らかにしたので、これらのことについて報告する。

2. ねじり試験装置と実験方法

研究対象としたもっとも一般的なカップ形波動歯車装置の構造を図1に、その要目を表1に示す。この波動歯車装置は、通常だ円形状をしたウェーブジェネレータ(WG)①を高速軸とし、サーキュラスプライン(CS)②を固定してフレキシブルスプライン(FS)③を低速軸として用いられる。FSとCSの歯のかみあいは、FS開口部内に挿入したWGの長軸上に位置する複数枚の歯によって行われ、CSを固定してWGを時

* 原稿受付 平成元年11月20日。

^{*1} 正員、宇部工業高等専門学校(〒755 宇部市常盤台)。^{*2} 正員、山口大学工学部(〒755 宇部市常盤台)。^{*3} 正員、(株)ハーモニックドライブシステムズ(〒399-82 長野県南安曇郡豊科町大字豊科)。^{*4} 学生員、山口大学大学院。

計回りに回転させると、FS は反時計回りに回転する。はじめにこれら三つの要素からなる波動歯車装置を組立てた状態で高速軸側の回転を固定し、低速軸側からトルクを与えて装置全体のねじり試験を行った。次に FS や WG 単体のねじれに着目して、各々のねじり試験を行うとともに、負荷時の FS 開口部の輪郭形状を三次元座標測定機で測定し、半径方向の変形を求めた。

図 2 は本実験用に製作したねじり試験装置の外観であり、縦 700 mm、横 400 mm、高さ 500 mm の大きさを有している。本試験装置はトルク源として油圧モータを用いており、途中 2 段の歯車減速機を介して $0 \sim \pm 600 \text{ N}\cdot\text{m}$ までのトルク変化を、連続的かつなめらかに負荷することができる。ねじれ角の測定は分解能 $1''$ の超精密ロータリーエンコーダを用いて行った。またトルクの測定は、トルク負荷軸の表面に貼ったクロスひずみゲージで行い、ねじれ角とともにインタフェースを介してパーソナルコンピュータへ同時に取り込み、両者の関係を X-Y プロットに描かせた。

表 1 供試波動歯車装置の要目

Output torque	370 N·m
Speed change ratio	128 (CS:fixed)
Type of gear	Spur gear
Tooth profile	Involute
Pressure angle	30°
Module	0.4 mm
Number of teeth	Flexible spline 256
	Circular spline 258

図 1 供試波動歯車装置の構造

図 2 ねじり試験装置

3. 実験結果と考察

3・1 波動歯車装置全体のねじれ 正規の状態に組立てた波動歯車装置全体のねじり試験結果を図 3 に示す。図 3 には横軸にトルク、縦軸にねじれ角をとり、両者の関係を示した。波動歯車装置全体のねじれ特性は、トルクの増加とともにねじれ角の増加の割合が小さくなっており、いわゆる硬性ばね特性を示していることがわかる。定格トルク $370 \text{ N}\cdot\text{m}$ で約 $9'$ のねじれを生じている。そこから負荷トルクを減少させるとねじれ角も減少していくが、グラフの横に示した矢印のように、負荷トルクの増加時の経路とは異なった履歴現象を描く。反対向きのトルクを与えても同様な傾向となり、トルクとねじれ角の関係はヒステリシスループを描くことが特徴である。

3・2 FS のねじれ 薄肉円筒形状をした FS は円筒としてのねじれを生じるが、WG により FS 開口部はだ円形状に変形し、長軸上の 2 箇所では CS とかみあわない。そこで FS 開口部が真円形状ですべての歯がかみあう場合と、WG のようなだ円形状でかみあう場合のねじれ角の差異を考察するために、次に述べる 2 種類の条件のもとで FS のねじり試験を行った。

条件 1：WG の代わりにボールベアリングのない真円板を挿入して開口部を真円形状に保った FS を、FS と同じ歯数 256 枚を有する特注品の CS にかみあわせ、すべての歯が同時にかみあうギヤカップリングのような状態でねじり試験を行った。

条件 2：WG の外形輪郭形状と同じではあるが、ボールベアリングのないだ円板を製作し、それを挿入して FS 開口部をだ円形状に保ち、FS の歯数より 2 枚多い通常の CS と長軸上の 2 箇所がかみあわせてねじり試験を行った。

なお FS のねじり試験では図 4 に示すように 2 台のロータリーエンコーダを用いて、トルク負荷側のねじ

図 3 波動歯車装置全体のねじれ

れ角 A のみならず, FS 開口部にきつく挿入した真円板もしくはだ円板の回転角 B も同時計測した。回転角 B を以後 FS 開口部側の回転角と呼ぶ。

条件 1, ならびに条件 2 における FS のねじり試験結果を図 5, 6 に示す。各図中にトルク負荷側のねじれ角 A, FS 開口部側の回転角 B とともに, A から B を引いた値, すなわち FS 自体のねじれ角を C として示した。例えば図 5 に示した条件 1 における FS のねじり試験結果では, 定格負荷トルク $370 \text{ N}\cdot\text{m}$ でトルク負荷側のねじれ A は $3.9'$, FS 開口部側の回転角 B は $0.8'$ 程度であり, その差 $3.1'$ が FS 自体のねじれ C となる。なお図 5 や図 6 に示した FS 自体のねじれ C の特性は, トルクの増減時にヒステリシスをあまり生じておらず, またトルクにほぼ比例して直線的である。

両条件における定格負荷トルク $370 \text{ N}\cdot\text{m}$ 時のトル

ク負荷側のねじれ角 A, 開口部側の回転角 B, FS 自体のねじれ角 C を表 2 に示す。FS 開口部をだ円形状にすると, FS 自体のねじれ角 C は $0.4'/370 \text{ N}\cdot\text{m}$ 程度大きくなる。

ところで回転を固定した CS とかみあう FS 開口部側の回転角 B は, 条件 1 よりも条件 2 のほうが 4.1 倍も大きい。条件 1 の場合では, 負荷トルク 0 近傍で回転角 B はわずかではあるが急激に大きくなっていることから, 歯のバックラッシが主な要因と考えられる。しかし条件 2 では $3.3'$ と大きく, 歯のバックラッシのみによる回転角では説明できない。また FS 開口部側の回転角 B が, 波動歯車装置全体のねじれに影響を与えることになるので, これを次節以降で詳しく考察する。

3.3 FS のコーニングに起因する歯の逃げによるねじれ FS 開口部の先端から 5 mm 程度低速軸側の FS 内周の輪郭形状を三次元座標測定機で測定し, 負荷時の FS 開口部の半径方向の変形を求めた。図 7

図 4 FS のねじり試験におけるねじれ角の測定位置

図 5 FS のねじれ(条件 1)

図 6 FS のねじれ(条件 2)

表 2 定格トルク $370 \text{ N}\cdot\text{m}$ における FS のねじれ

Condition No.		No. 1	No. 2
A: Angle of torsion of load side	min	3.9	6.8
B: Angle of torsion of open side	min	0.8	3.3
C: Angle of torsion of F.S. (A-B)	min	3.1	3.5

(a) だ円板を挿入した場合

(b) WG を挿入した場合

図 7 FS 開口部の半径方向の変形

はその結果の一例で、図7(a)はFS開口部にだ円板を挿入した場合、また図7(b)は通常のWGを挿入した場合であり、ともに負荷トルク 370 N・m の場合について示した。

FS 開口部は長軸の位置から負荷トルクの向きと逆向きに、だ円板を挿入した場合には 30° 付近で、また通常の WG を挿入した場合は 45° 付近で半径方向の外側に最大変位を生じるような凸形の変形をする。また長軸付近から負荷トルクと同じ向きの側にある短軸付近までは半径方向内側に凹形の変形をする。この FS 開口部の凹凸変形の傾向は矢鍋らの報告⁽⁵⁾とほぼ一致する。

しかし本測定結果では図7中の δ_1 , δ_2 に示したように、長軸上の2箇所では CS とかみあっている FS の開口部が、無負荷時に比べ半径方向内側へ数十 μm 程度変形する。この変形は図8に示した FS のコーニングによって生じた隙間のため、歯面荷重の半径方向成分によって FS の歯の先端部が、CS とかみあっている位置から半径方向内側へ逃げていることを意味し、バックラッシュがおおきくなってねじれ角が生じる要因となる。

この歯の逃げ量の平均値をねじれ角に換算すると図9のようになる。図中 A は FS 開口部にだ円板を挿入した場合、B は WG を挿入した場合の歯の逃げによるねじれであり、それぞれ約 1.6°/370 N・m, 1.7°/370 N・m に相当するねじれを生じることになる。このね

じれは前節で述べた条件2における FS 開口部側の回転 3.3° の一原因となる。

3.4 かみあいの進行によるねじれ 図7(b)に示した FS 開口部の半径方向の外側に変形する凸変形が 100~200 μm 程度と大きいことから、幾何学的には FS と CS の歯がかみあわない領域であってもかみあいが生じる。また半径方向内側へ凹変形する領域でかみあっている歯の一部は、歯面が離れていくことになる。したがって FS 開口部が図7のような変形をすると、図10のモデル図に示すように WG の長軸が回転していなくても、長軸が見かけ上回転した場合と等価なかみあい進行状態が得られる結果となり、FS 開口部側が回転する要因となる。

負荷トルクの増大に伴う図10(b)に示したようなかみあいの進行角 θ は、FS と CS とのかみあい領域の変化から求められるが、正確なかみあい領域を求めることは波動歯車装置の場合容易ではない。そこで CS の歯先円よりも FS の歯先円が外側にあるかみあいが可能な領域の変化を求め、それをかみあいの進行角として表すことにした。

図11は FS 開口部に通常の WG を挿入した場合について、FS ならびに CS の歯先円の位置関係を示し

図8 FSのコーニング

図9 歯の逃げによるねじれ

図10 WGの長軸の見かけ上の回転のモデル図

図11 FSとCSの歯先円の位置関係

たものの一例で、無負荷時の FS の歯先円を実線の閉曲線、負荷時の FS の歯先円を破線、CS の歯先円を実線の真円で表した。なお FS の歯先円は、三次元座標測定機を使って測定した FS 開口部内周の輪郭形状値に、FS の肉厚と歯たけを加えて表した。負荷トルクが大きくなると、FS の歯先円を表す破線の閉曲線は負荷トルクの向きとは逆向きに回転していることが考察され、この回転角をかみあいの進行角 θ として図中に示した。

この回転角 θ を速比 128 で除して、低速軸上のねじれ角に換算すると、通常の WG を挿入した場合には図 12 のようになり、 $1.8' / 370 \text{ N}\cdot\text{m}$ 程度のねじれとなる。なお FS 開口部にだ円板を挿入した場合には、 $0.1' / 370 \text{ N}\cdot\text{m}$ 程度と非常に小さく、かみあいの進行

図 12 長軸の見かけ上の回転によるねじれ

図 13 WG のねじれ

図 14 FS と WG のすきまの寄りのモデル図

角は図 7 に示した凹凸の変形量の大小に関係することが認められた。

3.5 WG のねじれ WG の外輪と同じだ円形状の穴をくり抜いた剛なる円板に、極力すきまを小さくした状態で WG を挿入して WG 外輪の回転を固定し、内輪のだ円カムにトルクを負荷して WG 自体のねじり試験を行った。図 13 はその結果であり、WG のねじれ特性も硬性ばねとなる傾向がある。負荷トルク $2.9 \text{ N}\cdot\text{m}$ (低速軸上に換算して $370 \text{ N}\cdot\text{m}$) で約 $1.7'$ もねじれており、このねじれは 3.4 節で述べたかみあいの進行に寄与しているものと考察される。なお WG にねじれ変形が生じる原因としては、WG の内外輪とボールとのすきまや、ボールと内外輪との接触弾性変形などによるものと推察される。

3.6 CS の変形によるねじれ FS に比べ厚肉の CS も、FS とかみあう長軸上付近では半径方向の外側に、また短軸上ではそれぞれ数 μm 程度変形していた。長軸上の変形は FS とかみあっている CS の歯が外側に逃げることになるので、FS 開口部側が回転する原因となるが、これをねじれ角に換算すると $0.1'$ 程

図 15 すきまの寄りによるねじれ

図 16 ねじれの各要因と全体のねじれ

度となり、全体のねじれに与える影響は小さい。

3・7 FS と WG のすきまの寄りによるねじれ

図 7 に示した FS 開口部の半径方向の凹凸の変形状態は、長軸をはさんで左右非対称な形をしている。また FS 開口部の内周と WG の外周との間にはすきまが存在することから、無負荷時には図 14(a) のモデル図のように長軸をはさんで左右対称に存在するすきまが、負荷時には歯面荷重の円周方向成分の力で図 14(b) のように FS の歯が円周方向に変位し、FS 開口部側が回転する要因となる。

一方前節までに考察してきた FS 開口部側が回転する要因の個々のトータルは、FS 開口部にだ円板を挿入した場合は $1.8'/370 \text{ N}\cdot\text{m}$ となり、表 2 に示した $3.3'/370 \text{ N}\cdot\text{m}$ との間にはまだ $1.5'$ の差がある。FS 開口部側が回転する他の要因としては、歯のバックラッシュや歯のたわみもあるが、この $1.5'$ をピッチ円周上に換算すると $22 \mu\text{m}$ にもなることから、主として FS と WG のすきまの寄りによるねじれと推察される。

だ円板を挿入した FS 自体のねじり試験における FS 開口部側の回転角から、FS のコーニングに起因する歯の逃げによるねじれ、かみあいの進行によるねじれ、CS の変形によるねじれを除いた残りのねじれ、すなわち FS と WG のすきまの寄りによるねじれ特性は図 15 のようになり、有限要素法による計算結果⁽⁶⁾とほぼ一致する。

なおボールベアリングのある通常の WG を FS 開口部に挿入したねじり試験では、WG の高速軸の回転を固定するために、FS 開口部側の回転角が測定できず、FS と WG のすきまの寄りによるねじれは実験的には求められない。しかし WG の代わりに FS 開口部に挿入しただ円板は、通常の WG の輪郭形状を忠実に再現して製作したものであることから、通常の WG と FS とのすきまの寄りによるねじれも図 15 に示した程度はあるものと推察される。

3・8 ねじれの要因のまとめ 以上考察してきた個々の要因によるねじれ特性の負荷トルク 0 から $370 \text{ N}\cdot\text{m}$ までのトルク増加時の部分のみを抽出し、通常の WG を挿入した波動歯車装置についてまとめると図 16 のようになる。図中ねじれの要因①は FS 自体の円筒としてのねじれ、②はかみあいの進行によるねじれ、③は FS のコーニングに起因する歯の逃げによるねじれ、④は主として FS と WG のすきまの寄りによるねじれであるが、この中には歯のバックラッシュや歯のたわみも含まれる。図中破線で示した①から④までのねじれ、ならびに CS の変形によるねじれの総和は $8.6'/370 \text{ N}\cdot\text{m}$ となり、本実験の波動歯車装置全体のねじれ $9'/370 \text{ N}\cdot\text{m}$ の 95 % 程度となる。

4. 結 論

カップ形波動歯車装置のねじれ特性は硬性ばね特性を示すことのほか、実験的に把握できたねじれの要因をまとめると次のようになる。

- ① FS 自体の円筒としてのねじれ。
- ② FS のコーニングに起因する FS の歯の逃げによるねじれ。
- ③ FS 開口部の半径方向の変形に起因するかみあいの進行によるねじれ。
- ④ FS と WG のすきまの寄りによるねじれ。
- ⑤ CS の半径方向の変形による CS の歯の逃げによるねじれ。

文 献

- (1) Musser, C. W., *The Harmonic Drive, Machine Design*, 14(1960), 160.
- (2) 沢田, 設計製図, 21-10(1986), 17.
- (3) 日高・ほか 3 名, 機論, 52-480, C(1986), 2207.
- (4) 日高・ほか 5 名, 機論, 55-516, C(1989), 1864.
- (5) 矢鍋・ほか 3 名, 機論, 55-509, C(1989), 216.
- (6) Ishida, T., ほか 4 名, *Proc. International Conf. on Gearing*, 2(1988), 885.