

円筒型波動歯車装置の振動特性

日高照晃*・石田 武*・専徳博文*

光井洋人**・渡辺靖敏***

Vibration of an Industrial Robot with a Flat Type Strain Wave Gearing

Teruaki HIDAKA, Takeshi ISHIDA, Hirofumi SENTOKU,

Hiroto MITSUI and Yasutoshi WATANABE

Abstract

Use of the flat type strain wave gearing increases in industrial robots owing to its shortness and its high torsional stiffness. However, the vibration characteristic of the flat type strain wave gearing has not yet been adequately clarified. In this paper, the robot system, which was composed of an input motor, the flat type strain wave gearing and an output arm, was operated to clarify the effects of composite errors in meshing between the flexible spline and two circular splines and the misalignment of two circular splines to the flexible spline on the amplitude of vibrating displacement of the output arm.

1. 緒 言

波動歯車装置は、構造が簡単であり、また変速比が非常に大きく、バックラッシュが小さいため割り出し精度が良いなどの特長を持っている。このため、産業用ロボットの旋回駆動部の減速機として広く使用されている。ところが、最近産業用ロボットが高速化され、しかも高い位置決め精度がますます要求されるようになってきたため、波動歯車装置に起因して発生するロボットの振動が問題となってきた。この問題の解決のため、著者ら⁽¹⁾は従来からよく用いられているカップ型の波動歯車装置を有するロボット系について、ロボット系の振動と波動歯車装置各部の誤差の関係について実験的研究を行い、波動歯車装置の加工時や取り付け時に生じる誤差のうち、サーキュラスプラインの傾きおよびサーキュラスプラインとフレキシブルスプラインの形状誤差に特に注意する必要があることを明らかにした。この結果を基に波動歯車装置の加工法、組み

立て法の検討がなされ、現在では波動歯車装置を有するロボット系の振動がかなり低減されている。さらに、ロボット系の振動をより低減するためや振動予測のために、ロボット系に発生する振動の発生機構を理論的に解析し、ロボット系の振動はサーキュラスプラインとフレキシブルスプライン間のかみあい誤差に起因する角度伝達誤差とねじりばねこわさの変動によって生じることを明らかにしている⁽²⁾。

一方、近年カップ型波動歯車装置よりも剛性が高くコンパクトな形状の円筒型波動歯車装置が多く用いられるようになってきたが、この円筒型波動歯車装置の振動に関しては、振動と各部の誤差の関係、振動の発生機構など、未だ不明な点が多い。そこで、本研究では、円筒型波動歯車装置を有するロボット系を対象とし、カップ型波動歯車装置の場合の振動と比較を行い、さらに、円筒型波動歯車装置の加工時や取り付け時に生じる誤差がロボット系の振動に与える影響を実験的に解析した。

2. 実験装置と測定方法

2.1 試験波動歯車装置

Fig. 1に円筒型波動歯車装置の概略図を示す。Fig.

* 生産機械工学科

** 宇部興産(株)

*** 東ソー(株)

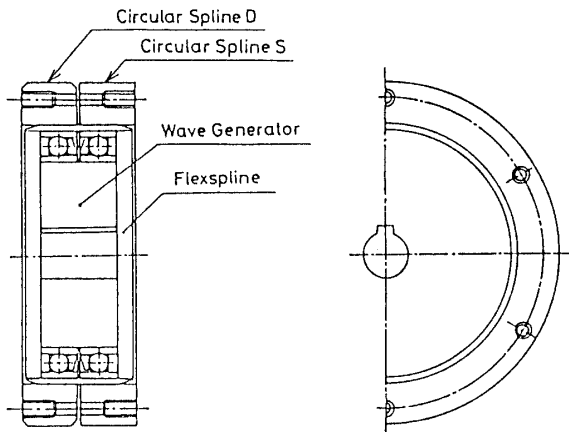


Fig. 1 Scheme of the strain wave gearing

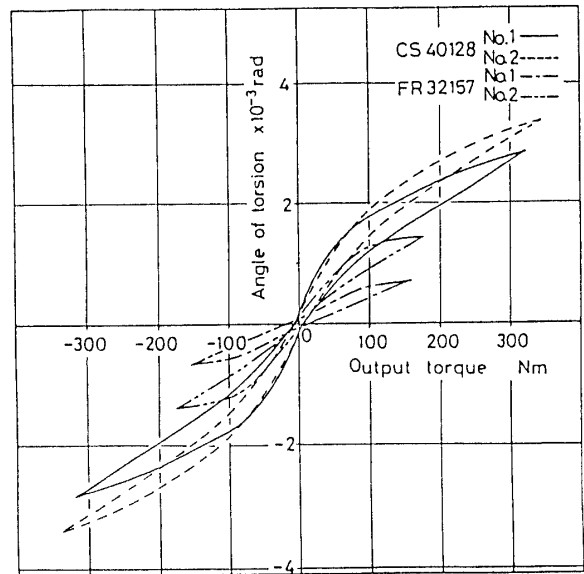


Fig. 2 Torsional stiffness characteristics of the strain wave gearing

Table 1 Dimensions of the strain wave gearing (Type FR-32-157)

Type	FR-32-157-2-GR		
Output torque	160 Nm (1450 rpm)		
Speed change ratio	157		
Spring constant	43 Nm/min		
Lostmotion	35 min (± 9 Nm)		
Weight	2.0 Kg		
Component	Flexspline	Circular spline S	Circular spline D
Type of gear	Spur gear		
Tooth profile	Involute		
Pressure angle	30°		
Module (mm)	0.265		
Placement of teeth	External	Internal	Internal
Number of teeth	314	316	314
Face width (mm)	31	18	18
Working method	Hobbing	Gear shaping	Gear shaping

1において、サーキュラスプラインSはフレキシブルスプラインより歯数が2枚多く、一般にはハウジングに固定される。また、サーキュラスプラインDはフレキシブルスプラインと同じ歯数でギヤカップリングの役目をし、フレキシブルスプラインと同じ回転をする。Table 1に実験に用いた円筒型波動歯車装置の要目を

示し、Table 2に、比較のために用いたカップ型波動歯車装置の要目を示す。また、Fig.2にカップ型波動歯車装置と円筒型波動歯車装置のそれぞれについてウエーブジェネレータを固定し、フレキシブルスプラインまたはサーキュラスプラインDにトルクを負荷した場合のねじりばね特性を示す。Fig.2に示しているように、

Table 2 Dimensions of the strain wave gearing (Type CS-40-128)

Type	CS-40-128-2-A	
Output torque	310 Nm (1450 rpm)	
Speed change ratio	128	
Spring constant	52 Nm/min	
Lostmotion	0.4~1.5 min (± 9 Nm)	
Weight	2.5Kg	
Component	Flexspline	Circular spline
Type of gear	Spur gear	
Tooth profile	Involute	
Pressure angle	30°	
Module (mm)	0.4	
Placement of teeth	External	Internal
Number of teeth	256	258
Face width (mm)	26	29
Working method	Hobbing	Gear shaping

いずれの型の波動歯車装置においても、ばね剛性の大きい方を No. 1, ばね剛性の小さい方を No. 2 と表記することにした。Fig. 2 より明らかなようにカップ型波動歯車装置では、No. 1 と No. 2 のばね特性にあまり大きな差はないが、円筒型の場合は No. 1 のばねこわさが No. 2 の場合よりも 2 倍程度大きい。また、カップ型よりも円筒型の方がばねこわさはかなり大きい。

2.2 実験装置と計測項目

実験装置の概略図を Fig. 3 に示す。Fig. 3 において、波動歯車装置はハウジング内④にある。実験では、入力軸回転数を 50~1000rpm の範囲で 50rpm ごとに変化させ、その都度、腕先端部の円周方向の振動変位を②の加速度センサーにより計測した。

3. 実験結果と考察

3.1 カップ型波動歯車装置との振動特性の比較

カップ型 CS-40-128-2-GR No. 2 と円筒型 FR-32-157-2-GR No. 1 を用いて実験を行った。Fig. 4 に、円筒型波動歯車装置を使用した場合の出力腕の振動変位を示す。Fig. 4 中の 1 Sync. が出力腕 1 回転分を示している。Fig. 5 に、実験により求めたカップ型波動歯車装置と円筒型波動歯車装置の出力腕円周方向

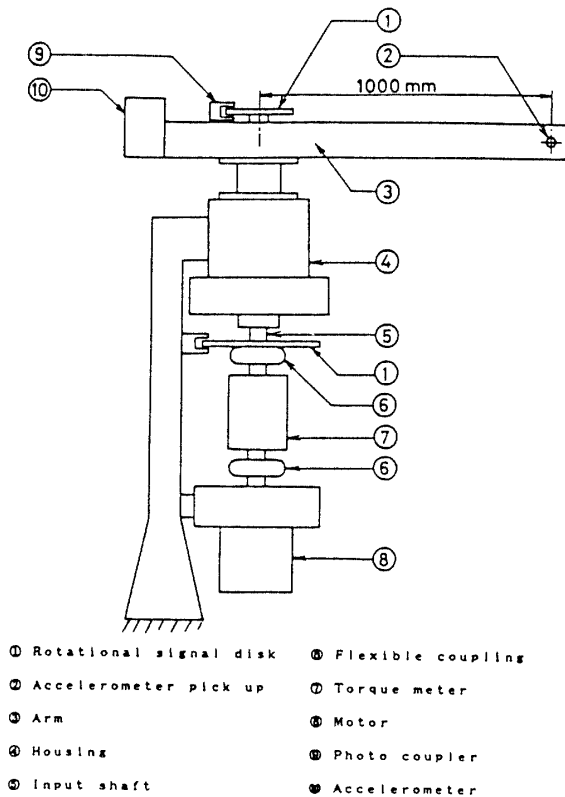


Fig. 3 Testing machine for the strain wave gearing

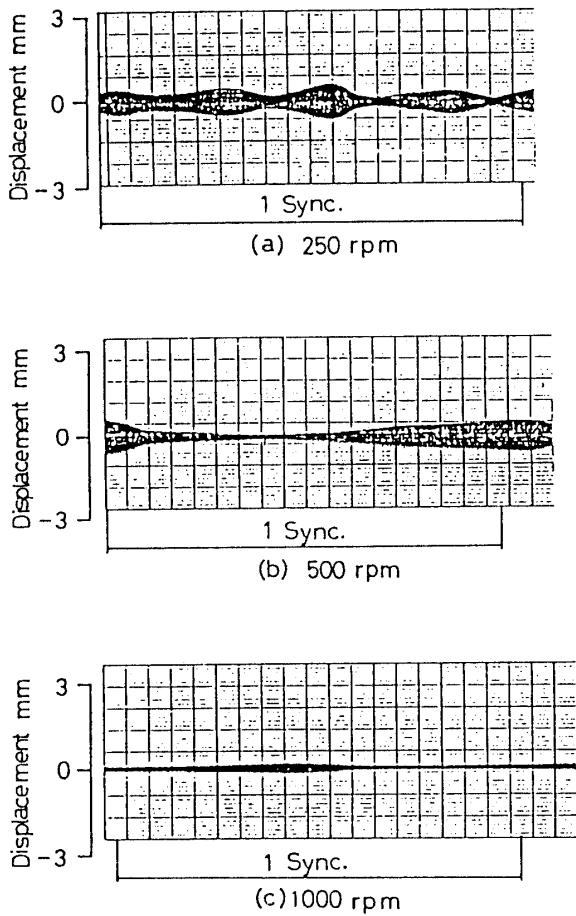


Fig. 4 Fluctuation of circumferential displacement of output arm with time

の振動変位の最大振幅と入力軸回転数の関係を示す。また、実験により求めた振動変位を周波数分析した結果を、カップ型は Fig. 6 に、円筒型は Fig. 7 に示す。Fig. 6, Fig. 7 において記号Dは入力軸回転周波数を示す。

Fig. 2のCS型 No. 2とFR型 No. 1のばねこわさを比べると、FR型のばねこわさのほうがかなり大きい。Fig. 5より、振動変位の最大振幅は、カップ型、円筒型ともに同程度のものとなっている。この理由として次のことが考えられる。カップ型ではフレキシブルスプラインが、かみあい部において末広りの状態でサーキュラスプラインとかみあっているため、かみあい部の剛性が比較的小さい。したがって、かみあい部に誤差があっても、振動への影響は小さくなる。一方、円筒型では、フレキシブルスプラインとサーキュラスプラインがほぼ平行な状態でかみあうため、かみあい部の剛性が大きく、かみあい部の誤差が振動に強く影響する。以上のことより、FR型のばねこわさはCS

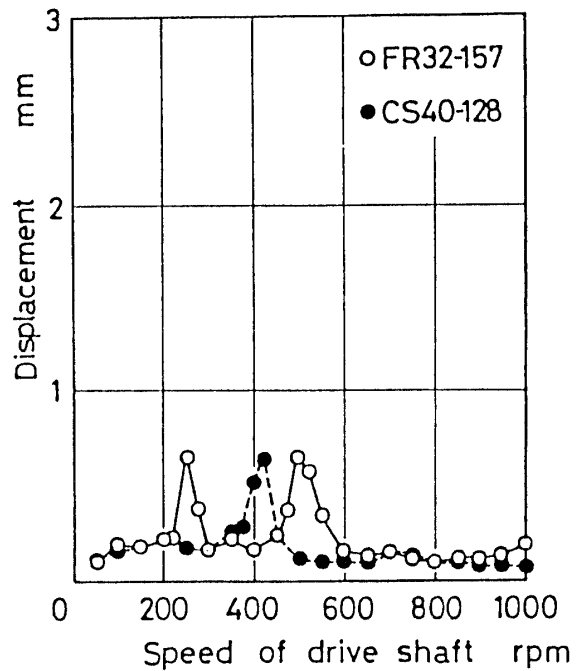


Fig. 5 Amplitudes of the maximum circumferential displacements of the flat type and cup type strain wave gears

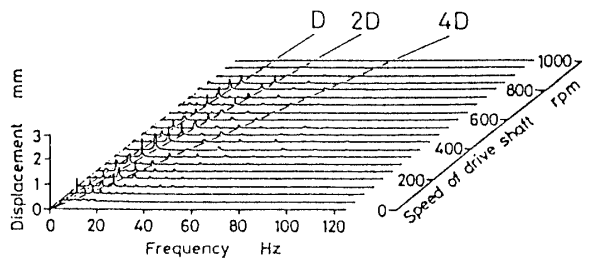


Fig. 6 Frequency spectrum of circumferential displacement of output arm (CS-40-128-2-GR No. 2)

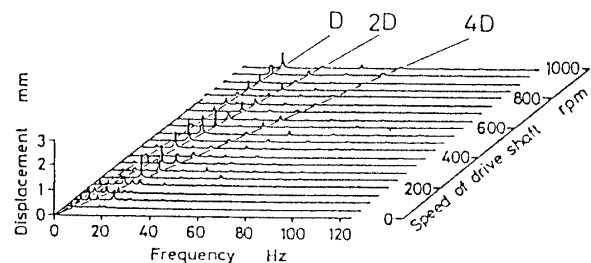


Fig. 7 Frequency spectrum of circumferential displacement of output arm (FR-32-157-2-GR No. 1)

型のばねこわさよりも大きい、FR型の振動振幅があまり小さくならず、CS型のものと同程度になったものと考えられる。また、Fig. 5より、カップ型では、400 rpm付近において共振し、円筒型では、250, 500, 1000 rpmにおいて共振しているのがわかる。Fig. 6の周波数分析結果より、カップ型の場合の400rpm付近での共振は、入力軸回転数の2倍の周波数成分(2D)と固有振動数14Hzが一致したために生じたことがわかる。また、Fig. 7の周波数分析結果より、円筒型の場合、250, 500, 1000rpmでの共振は入力軸回転数の4倍、2倍、1倍の各周波数成分(4D, 2D, D)と固有振動数17Hzが一致したために生じたものであることがわかるが、4D成分、1D成分による共振が見られる点はカップ型の場合と異なっている。なお、これらの固有振動数14Hz、17Hzは、それぞれの波動歯車装置を使用した場合の実験装置系における1次の固有振動数である。

3.2 サークュラスプラインの半径方向誤差による影響

Fig. 8に、FR-32-157-2-GR No. 1の波動歯車装置について、サーキュラスプラインSに直径方向荷重を作用させ、楕円形に変形させて、サーキュラスプラインSとフレキシブルスプライン間のかみ合い誤差を大きくした場合の、振動変位の最大振幅と入力軸回転数の関係を示す。Fig. 8の図中の数値はサーキュラスプ

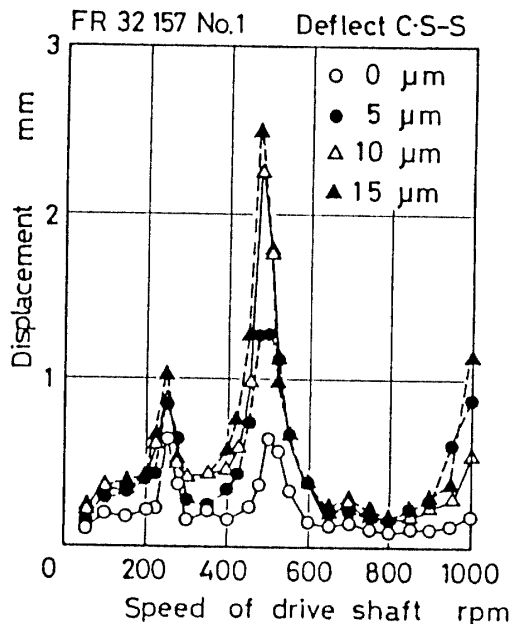


Fig. 8 Effect of the deflection of circular spline S on the circumferential displacement

ラインSを楕円形に変形させた場合の荷重方向の半径の変化量を示している。Fig. 8より明らかなように、サーキュラスプラインSの変形量の増加に伴い、入力軸回転数500rpm付近における振動変位の最大振幅が大きくなっており、サーキュラスプラインSの変形は入力軸回転数の2倍の周波数成分に特に大きく影響することがわかる。

Fig. 9にはサーキュラスプラインDを変形させた場合の結果を示す。Fig. 9よりサーキュラスプラインDを変形させると、1000rpm付近での振幅が特に増加しており、サーキュラスプラインDの変形は入力軸回転数の1倍の周波数成分に特に影響を及ぼすのがわかる。また、Fig.10にサーキュラスプラインSとDを同時に変形させた場合の結果を示す。Fig.10より、サーキュラスプラインSとDの両方を同時に変形させた場合には、Fig. 8のサーキュラスプラインSを変形させた場合とFig. 9のサーキュラスプラインDを変形させた場合の両方の特徴を合わせた結果によく似ているのがわかる。

3.3 サークュラスプラインの傾きによる影響

FR-32-157-2-GR No. 1においてサーキュラスプラインSを傾けた場合の振動変位の最大振幅と入力軸回転数の関係をFig.11に示し、サーキュラスプラインDを傾けた場合の振動変位の最大振幅と入力軸回転数の関係をFig.12に示す。なおFig.11, Fig.12におけるパ

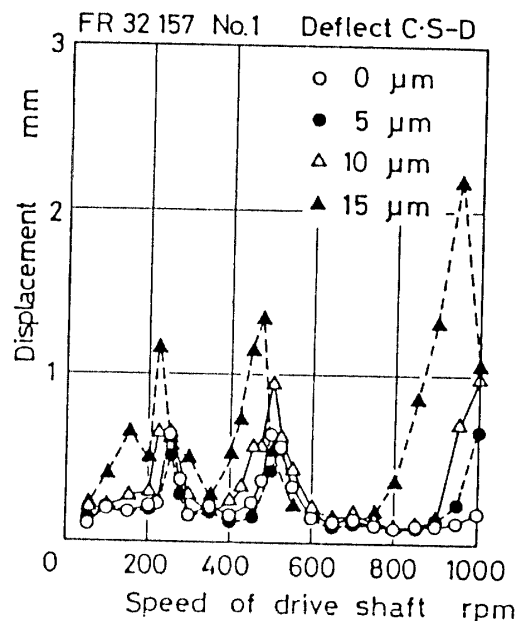


Fig. 9 Effect of the deflection of circular spline D on the circumferential displacement

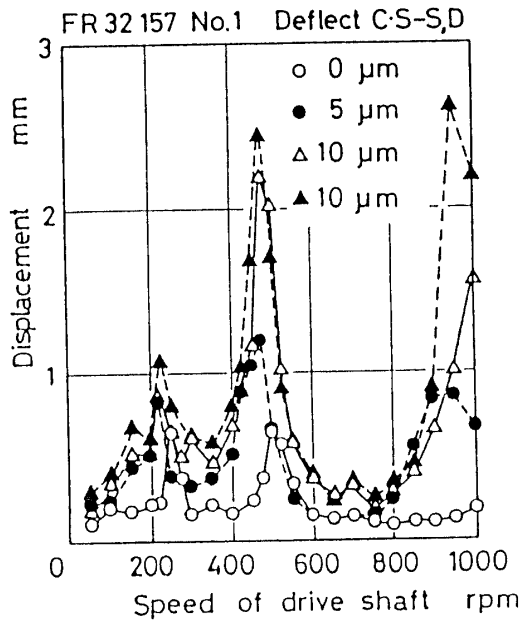


Fig.10 Effect of the deflection of circular splines S and D on the circumferential displacement

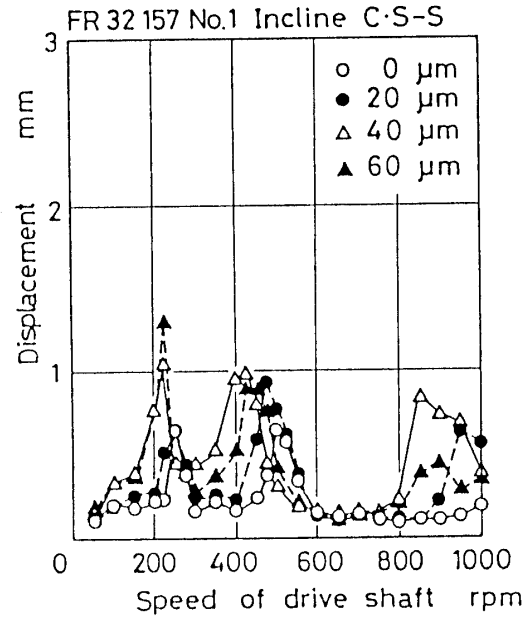


Fig.11 Effect of the inclination of circular spline S on the circumferential displacement

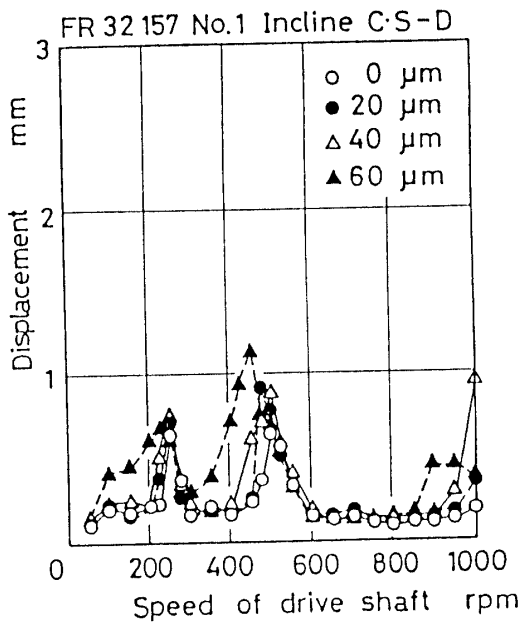


Fig.12 Effect of the inclination of circular spline D on the circumferential displacement

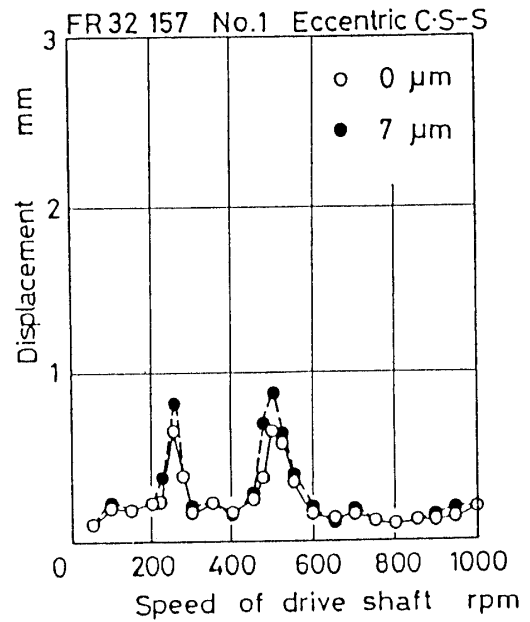


Fig.13 Effect of the eccentricity of circular spline S on the circumferential displacement

ラメータの $20\mu\text{m}$, $40\mu\text{m}$, $60\mu\text{m}$ は、それぞれ 0.6min , 1.2min , 1.9min の傾きに相当する。Fig.11, Fig.12より、サーキュラスプラインSを傾けた場合は入力軸回転数の4倍の周波数成分、サーキュラスプラインDを傾けた場合は、入力軸回転数の2倍の周波数成分の増加傾向がやや強いと言えるが、サーキュラス

プラインの傾きによる影響はカップ型の波動歯車装置の場合⁽¹⁾よりも小さいようである。

3.4 サーキュラスプラインの偏心による影響

FR-32-157-2-GR No. 1においてサーキュラスプラインSを偏心させた場合の振動変位の最大振幅と入力

軸回転数の関係を Fig.13に示す。また、サーキュラスプラインDを偏心させた場合の振動変位の最大振幅と入力軸回転数の関係を Fig.14に示す。実験装置の関係上、偏心量をサーキュラスプラインSでは $7\mu\text{m}$ 、サーキュラスプラインDでは $10\mu\text{m}$ しかとれなかったが、Fig.13, Fig.14より、この程度の偏心量では振動にはほとんど影響しないことがわかる。

4. 結 言

高いねじり剛性やコンパクトな形状が評価されている円筒型波動歯車装置をロボット系に組み込み運転実験を行い出力腕の円周方向の変位の測定を行った結果、次のような結論を得た。

- (1) 円筒型波動歯車装置のねじりばね剛性は、カップ型波動歯車装置のものよりかなり大きい。ロボット系の振動の振幅は円筒型波動歯車装置の場合とカップ型波動歯車装置の場合であまり変化しない。
- (2) 円筒型波動歯車装置において、サーキュラスプラインSの形状誤差を大きくすると入力回転数の2倍の周波数成分が急増し、サーキュラスプラインDの形状誤差を大きくすると入力回転数の1倍の周波数成分が急増する。
- (3) サーキュラスプラインを傾けた場合、入力回転数の2倍の成分が増大するが、その増大の割合はカップ型波動歯車装置の場合よりも小さい。

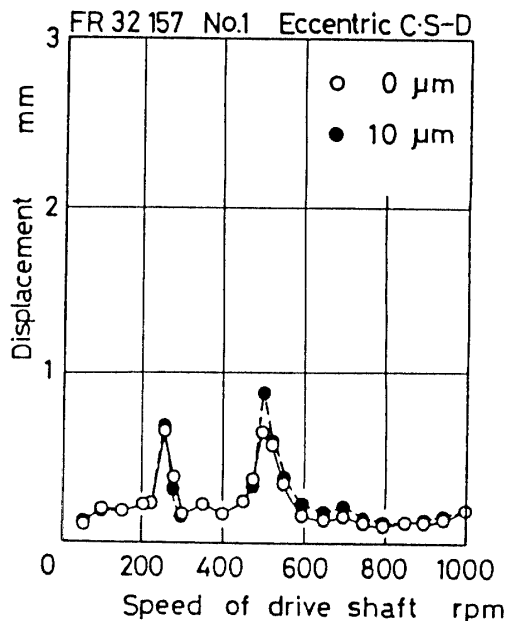


Fig.14 Effect of the eccentricity of circular spline D on the circumferential displacement

参 考 文 献

- 1) 日高照晃, ほか3名, 日本機械学会論文集, 52巻, 480号C (昭61.8), 2207
- 2) 日高照晃, ほか5名, 日本機械学会論文集, 55巻, 516号C (平1.8), 1864.

(平成元年4月15日受理)