

自転車用ソーラ形遊星歯車変速機の運転性能に関する研究

日 高 照 晃*・石 田 武*・江 本 光 輝**

A Study of the Driving Performance of Solar Type Planetary Gears for Bicycle

Teruaki HIDAKA, Takeshi ISHIDA and Mitsuteru EMOTO

Abstract

Planetary gears suffer easily from the effects of various errors in comparison with an ordinary gear train because each gear in the planetary gears meshes with multiple gears. Then an unbalanced force in the planetary gears, due to the influence of various errors in each gear, leads to an increase in vibration and noise and a decline in efficiency. In previous studies, it was possible to clarify experimentally that the effects of the amplitude and direction of runout errors of planet gear and dividing error in the circumferential direction of the holes for planet gear shaft on carrier caused unbalanced force on the solar type planetary gears. In this study, using newly-developed solar type planetary gears with seven stages in speed change mechanism for a bicycle, some experiments were carried out in order to understand the factors causing the unbalanced force and to improve driving performance.

1. 緒 言

遊星歯車装置は通常の歯車列からなる変速機にはない数多くの長所を有するため、産業機械や工作機械の減速機などとして広く普及している。しかし遊星歯車装置では、同時に数か所で歯がかみあうことから、各種誤差等の影響により遊星歯車に荷重不等配が生じ、振動・騒音の原因や効率低下につながる場合がある。そのため遊星歯車装置の各種誤差と荷重配分の関係についての実験的、理論的研究も数多く行われているものの、これらの研究はプラネタリー形やスター形の遊星歯車装置を対象としたものが多く、ソーラ形の遊星歯車装置に関する研究は、装置自体が速比を大きく取れないため用途例が限られていることもあり少なく⁽¹⁾⁽²⁾、まだ不明な点も多い。

著者らはこれまで3段変速機構を有する自転車用ソーラ形遊星歯車変速機に関する研究を行ってきた結果、遊星歯車の偏心誤差量とその方向、ならびにキャリアにおける遊星歯車軸穴の割り出し誤差が変速機の運転性能に悪影響を及ぼすことを実験的に明らかにした⁽³⁾⁽⁴⁾。本研究では以上の研究結果を基に、自転車の高付加価値化のため新たに開発された7段変速機構を有する自転車用ソーラ形遊星歯車変速機を研究対象とし、各遊星歯車の荷重不等配の要因を明らかにすることで自転車用遊星歯車変速機の性能向上を図ることを目標にした。そこで本研究では遊星歯車の荷重不等配による太陽歯車軸の曲げ振動に着目し、これにより生じる太陽歯車軸の曲げ応力を計測することで変速機の荷重配分の良否を判定し、変速機の運転性能に悪影響を及ぼす要因を実験的に示した。

2. 試験遊星歯車変速機と実験方法

2.1 試験遊星歯車変速機

*機械工学科

**大学院機械工学専攻 (現マツダ株)

本研究で対象とした変速機は3個の遊星歯車を有するソーラ形遊星歯車装置を前後2段に設置した7段変速機構になっている。それぞれの遊星歯車装置は、変速段により2K-H(I)型または2K-II(IV)型⁽⁶⁾として作

動する。Fig. 1に試験遊星歯車変速機の構造を、そしてその諸元をTable 1に示す。またTable 2に1~7速の動力伝達経路および変速比を示す。

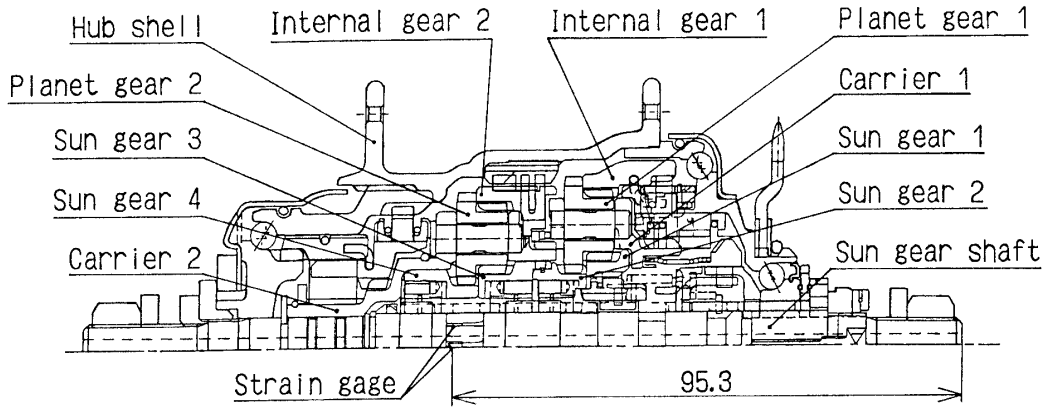
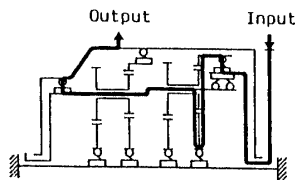
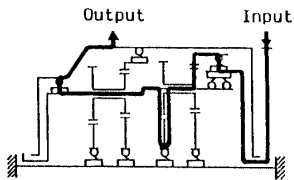
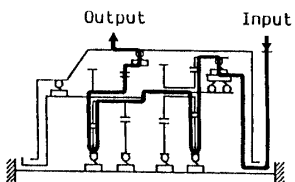
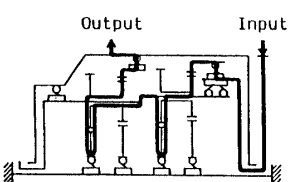
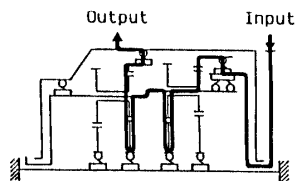
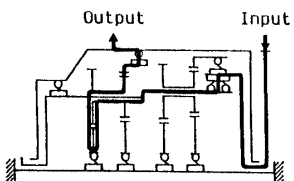
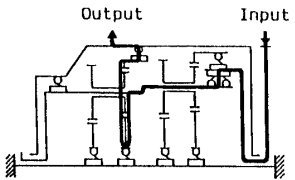


Fig. 1 Testing planetary gears

Table 1 Specifications of testing planetary gears

	Sun gear		Planet gear		Internal gear	Carrier
	1	2	1	2		
Front planetary gears	1	2	1 (3 numbers)		1	1
Number of teeth	42	36	14	20	72	—
Addendum modification coefficient	+0.441	+0.329	+0.441	+0.553	+0.459	—
Face width mm	5.8	5.0	5.7	3.5	6.3	—
Pitch circle diameter mm	31.5	27.0	10.5	15.0	54.0	43.35
Rear planetary gears	3	4	2 (3 numbers)		2	2
Number of teeth	36	30	14	19	66	—
Addendum modification coefficient	+0.329	+0.842	+0.441	+0.565	+0.364	—
Face width mm	5.9	4.7	5.7	3.5	6.15	—
Pitch circle diameter mm	27.0	22.5	10.5	14.2	49.5	38.7
Module mm	0.75					
Cutter pressure angle	20°					
Speed change ratio	0.632, 0.741, 0.843, 0.989, 1.145, 1.335, 1.546					

Table 2 Route of power transmission in every stages

Stage	Route of power transmission	Stage	Route of power transmission
1		2	
3		4	
5		6	
7		Stage	Speed change ratio
		1	0.632
		2	0.741
		3	0.843
		4	0.989
		5	1.145
		6	1.335
		7	1.546

2.2 試験遊星歯車変速機の工作誤差

各要素の工作誤差が変速機の運転性能に及ぼす影響を実験的に調べるに当たり、試験遊星歯車装置は構造が複雑であることから、前部遊星歯車装置に着目した。そこでFig. 1に示した前部遊星歯車装置のキャリア1と遊星歯車1-1, 1-2に対し、偏心誤差量の異なる遊星歯車と、遊星歯車軸穴の割り出し誤差量の異なるキャリアを2種類用意した。ここで区別のため、誤差の小さい部品をType I, 比較的誤差の大きい部品をType IIとした。Table 3にキャリアのType I, Type IIにおける遊星歯車軸穴の工作精度を、そしてTable 4に遊星歯車のType I, Type IIの偏心誤差量を示す。なおその他の歯車の精度は計測器の関係上計測できなかった。まずTable 3を見ると、キャリアにおける遊星歯車軸穴の間隔のばらつきは、キャリアのType Iでは60μmであるのに対し、Type IIでは220μmのばらつきがある

ことがわかる。

次にTable 4より、遊星歯車のType IIの偏心誤差量はType Iと比較して4~12倍程度大きいことがわかる。この誤差量はJISによる等級の3~8級に相当する。

2.3 実験装置および実験方法

本研究で使用した実験装置はFig. 2に示すようにDCモータを動力源とし、パウダーブレーキにより変速機に負荷トルクを作用させることができる動力吸収式である。太陽歯車軸の曲げ応力の計測には、Fig. 1に示した位置の鉛直方向と水平方向にそれぞれ2枚のひずみゲージを貼付して2ゲージ法によって計測を行った。なおひずみゲージによって計測したひずみは曲げひずみのみであることから、太陽歯車軸の曲げ応力σ_bは次式により求めることができる。

Table 3 Accuracies of carrier

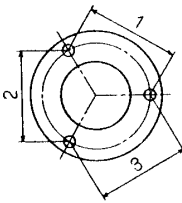
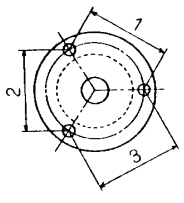
Measuring point	Carrier 1		Carrier 2	
	Type I (mm)	Type II (mm)	No. 1 (mm)	No. 2 (mm)
1	37.47	37.44	33.49	33.46
2	37.51	37.66	33.51	33.53
3	37.53	37.52	33.53	33.50
Outline of carrier	Design value : 37.54mm		Design value : 33.52mm	
				

Table 4 Runout error of planet gear

Parts name	Type I (mm)			Type II (mm)		
	P l 1	P l 2	P l 3	P l 1	P l 2	P l 3
Planet gear 1-1	0.025	0.015	0.025	0.090	0.070	0.100
Planet gear 1-2	0.010	0.015	0.020	0.125	0.090	0.130
Parts name	No. 1 (mm)			No. 2 (mm)		
Planet gear 2-1	0.015	0.015	0.025	0.015	0.025	0.015
Planet gear 2-2	0.010	0.010	0.020	0.010	0.025	0.015

$$\sigma_b = (1/2) \epsilon_0 \cdot E \dots\dots\dots (1)$$

ここで

- σ_b : 太陽歯車軸の曲げ応力 (MPa)
- ϵ_0 : 曲げひずみの計測値 (μst)
- E : ヤング率 (=206GPa)

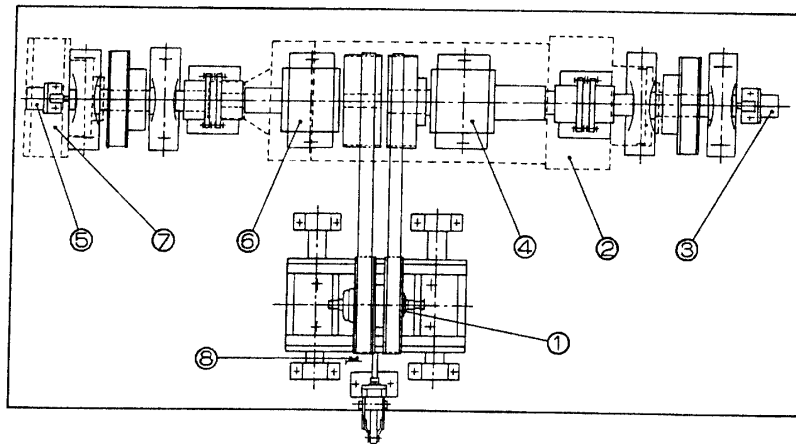
実験に際しては、前部遊星歯車装置に着目し、Table 3, 4 に示した2種類のキャリアと遊星歯車に対し、一例としてTable 5 に示すように4通りの組み合わせを設定した。ここで本研究で対象とした変速機は2段になっているため複雑であることから、変速機Aの場合を除き、前部遊星歯車装置のみを使用する1速と2速に限定して実験を行った。この際、負荷トルクおよび入力軸回転数については、実用域を考慮し、平地での一

般走行時の負荷トルクの約1/3に相当する5Nm、平地での一般走行時の負荷トルクに相当する15Nm、登坂時の負荷トルクに相当する35Nmの3段階の負荷トルクを設定し、それぞれの負荷トルクに対して回転数を10rpmから100rpmまでの10段階に設定して計測を行った。

3. 実験結果と考察

3.1 太陽歯車軸の曲げ応力の変動波形

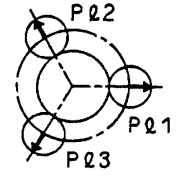
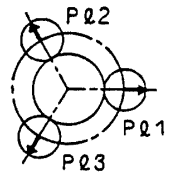
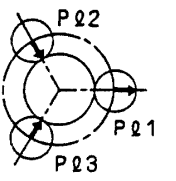
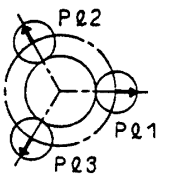
一例として、変速機Bにおける2速の場合の太陽歯車軸の曲げ応力の変動波形をFig. 3 に示す。この図から、主にキャリアの回転周波数の1, 2次成分の存在が確認できる。また、かみあい周波数成分の変動が非常に小さいことから、歯形誤差やピッチ誤差による影響が小さいことがうかがえる。



1	Testing planetary gears	5	Rotary encoder (output side)
2	DC motor	6	Torque meter (output side)
3	Rotary encoder (input side)	7	Powder brake
4	Torque meter (input side)	8	Photo coupler

Fig. 2 Experimental apparatus

Table 5 Experimental conditions

	Gear set A	Gear set B	Gear set C	Gear set D
Carrier	Type I	Type II	Type I	Type I
Planet gear	Type I	Type I	Type II	Type II
Other parts	Common			
Direction of runout error of planet gear at the initial stage				

3.2 周波数分析結果

変速機Bにおける鉛直方向に対する太陽歯車軸の曲げ応力の低周波成分及び高周波成分の周波数分析結果を Fig. 4 (a), (b)に示す。また水平方向に対する太陽歯車軸の曲げ応力の低周波成分及び高周波成分の周波数分析結果を Fig. 4 (c), (d)に示す。ここで各要素の回転周波数を表す記号を以下のように定義する。

- C : キャリアの回転周波数
- I_L : 内歯車 1 の回転周波数
- I_H : 内歯車 2 の回転周波数
- P_L : 遊星歯車 1 の回転周波数
- f_{L1} : 遊星歯車 1 と太陽歯車 1 によるかみあい周波数
- f_{L2} : 遊星歯車 1 と太陽歯車 2 によるかみあい周波数

まずFig. 4 を見ると、各変速機とも前部遊星歯車装置の内歯車の回転周波数の1次成分 I_1 およびキャリアの回転周波数の1~4次成分 $C\sim 4C$ の存在が確認できるが、キャリアの回転周波数の1, 2次成分 $C, 2C$ が最

も支配的である。このうちC成分は主にキャリアにおける遊星歯車軸穴の割り出し誤差によって生じる⁽⁶⁾が、 $2C$ 成分は1, 2速ではキャリア2が片持ち支持となっていることに起因して出現するものと考察される。

また I_1 成分は内歯車の誤差および支持方法の影響に加え、変速機に取り付けている入力側プーリの偏心誤差が動力伝達用ベルトの引張力により強調されるために生じているものと思われる。

Fig. 4 (b), (d)に示した高周波成分の周波数分析結果から、かみあい周波数成分は変速段により多数存在するものの、低周波成分の振幅と比較して非常に小さいことがわかる。このことから、歯形誤差やピッチ誤差の影響の小さいことが確認できる。さらにかみあい周波数にキャリアの回転周波数の最大成分を加減算した成分が現れているが、これは遊星歯車装置特有の周波数成分である⁽⁷⁾。

Fig. 4 (a), (c)に示した鉛直方向および水平方向に対する低周波成分の周波数分析結果のうち、主要な周波数成分の振幅を各実験条件ごとにまとめた結果をFig. 5 (a), (b)に示す。このFig. 5においても、 $2C$ 成

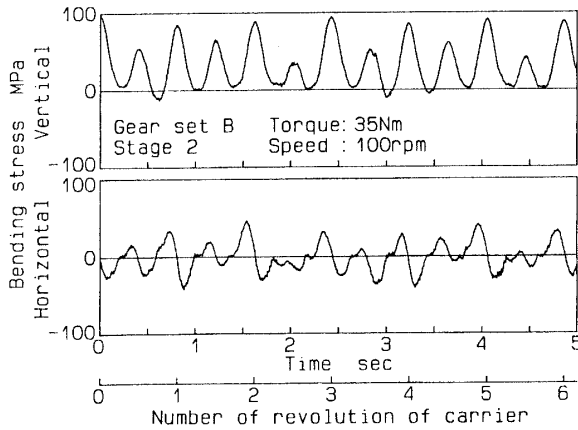
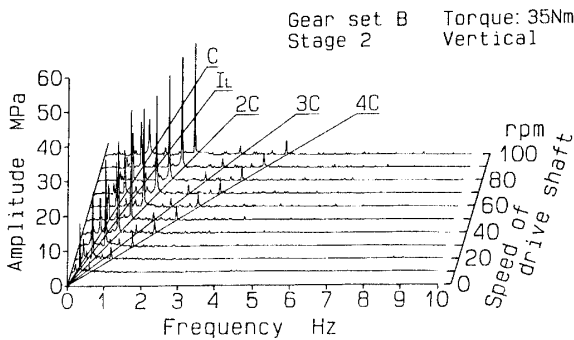
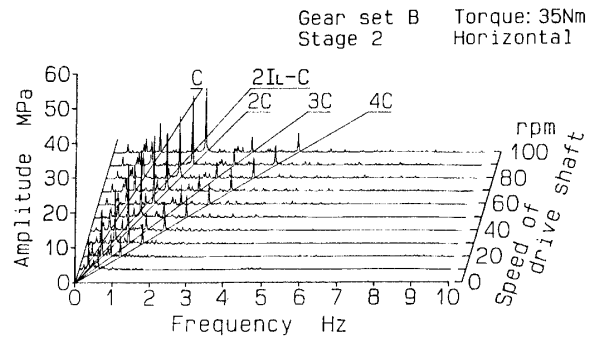


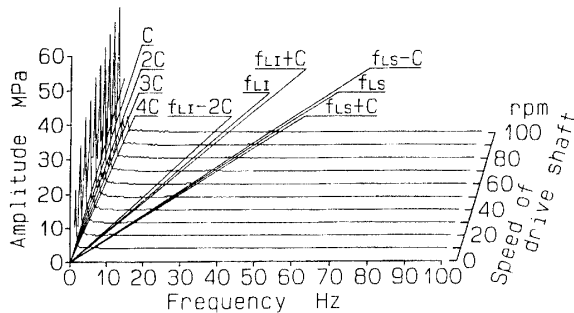
Fig. 3 Varying waveform of bending stress of sun gear shaft (gear set B, stage 2)



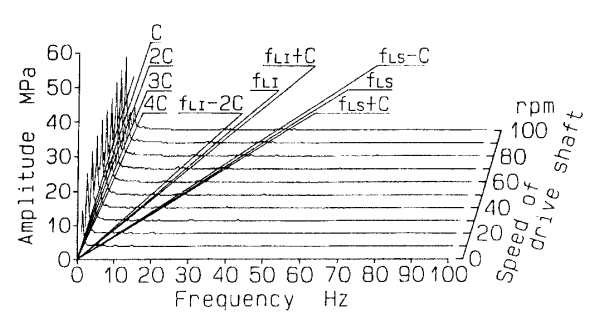
(a) lower frequency component (vertical direction)



(c) lower frequency component (horizontal direction)



(b) higher frequency component (vertical direction)

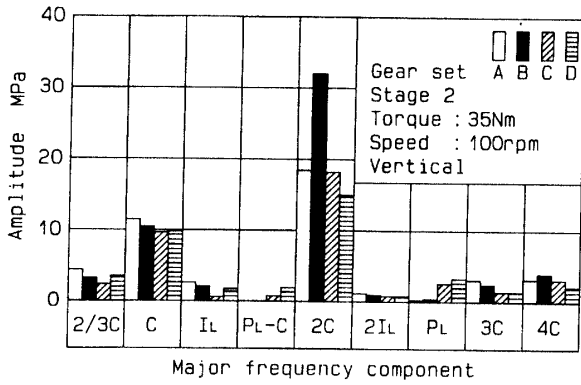


(d) higher frequency component (horizontal direction)

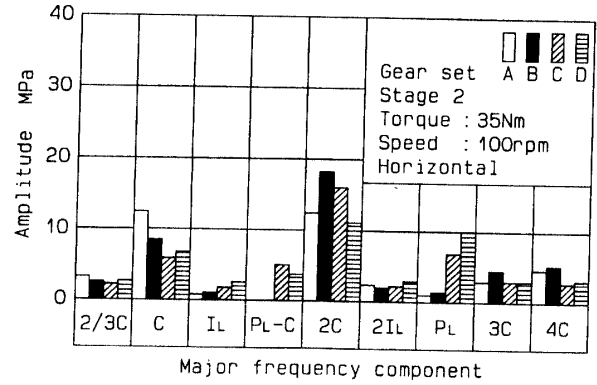
Fig.4 Frequency spectrum of bending stress of sun gear shaft (gear set B, stage 2)

分が最も支配的であることを示しており、特に変速機Bで最大値を示していることから、キャリアにおける遊星歯車軸穴の割り出し誤差が変速機の運転性能に悪影響を及ぼしていることがわかる。

続いて変速機Aに対する1～7速における主要な周波数成分の振幅を鉛直方向および水平方向についてまとめた結果をFig. 6 (a), (b)に示す。Fig. 6より、1, 2速ではC, 2C成分が最も大きいことがわかる。特に

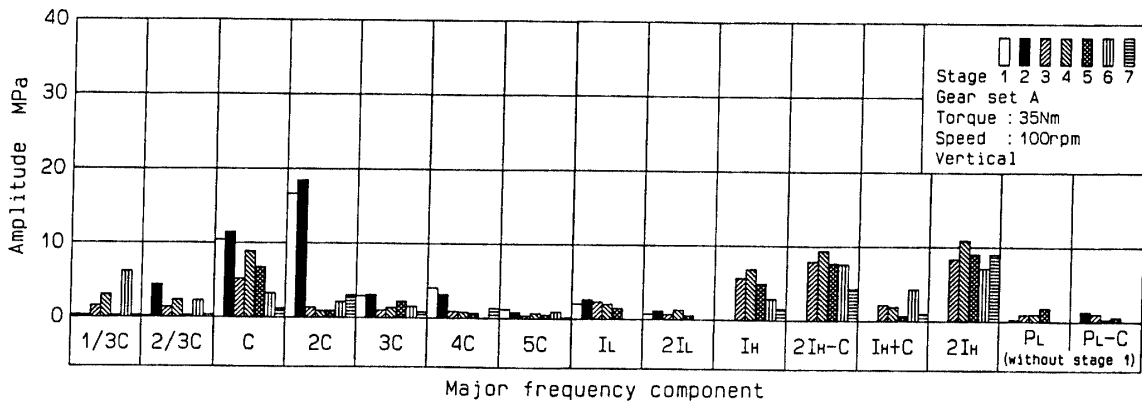


(a) vertical direction

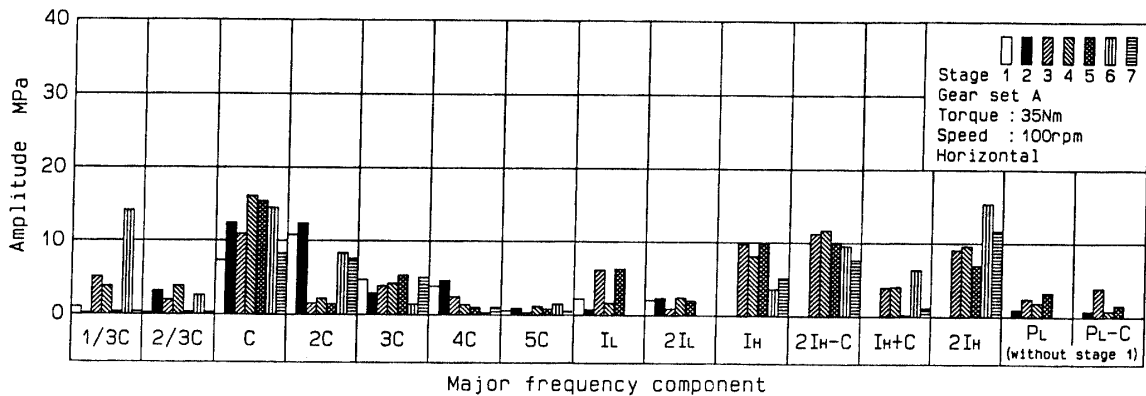


(b) horizontal direction

Fig. 5 Major frequency component of bending stress of sun gear shaft (stage 2)

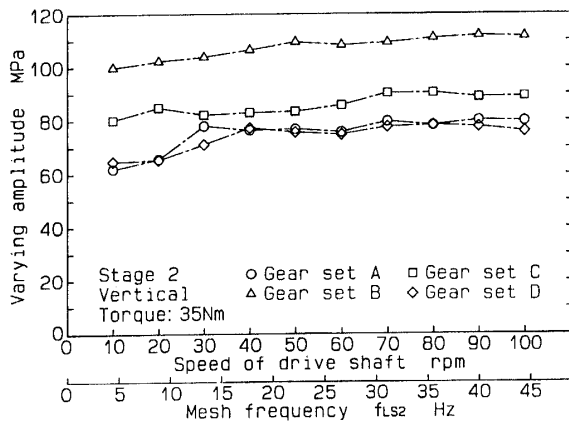


(a) vertical direction

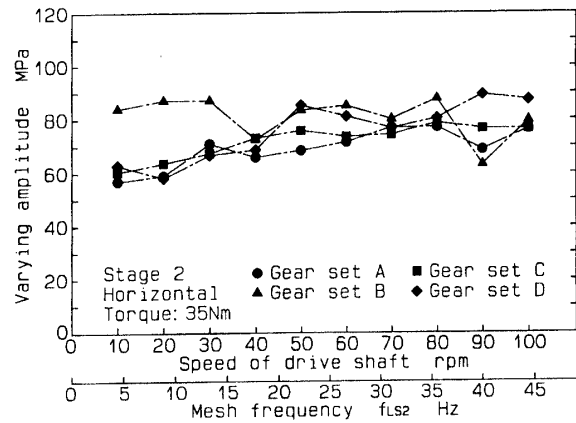


(b) horizontal direction

Fig. 6 Major frequency component of bending stress of sun gear shaft (gear set A)



(a) vertical direction



(b) horizontal direction

Fig. 7 Varying amplitude of bending stress of sun gear shaft (stage 2)

水平方向においては1, 2速と6, 7速のみ2C成分が大きい。これは1, 2速と6, 7速の場合、キャリア1, 2のいずれかが片持ち支持になっていることに起因して出現するものと考察される。また3~7速では内歯車2の回転周波数に関連する成分が大きい。これは内歯車2が1対の爪によって固定されていることから、特に $2I_H$ 成分が現れやすいものと思われる。

3.3 太陽歯車軸の曲げ応力の変動振幅

太陽歯車軸の曲げ応力の変動波形において、キャリア1回転当たりの最大値と最小値の差、すなわち変動波形の両振幅を全記録データに対して算出し、そのうちの最大値を変動振幅として各変速機ごとにまとめた。一例として2速の場合の変動振幅を、鉛直方向および水平方向についてFig. 7 (a), (b)に示す。この図から、実用域では慣性力および各要素の共振周波数による影響が小さいことがうかがえる。

まずFig. 7 (a)を見ると、変速機Bの変動振幅が最も大きいことがわかる。ここで変速機Bは遊星歯車軸穴の特に円周方向の割り出し誤差量大きいことから、キャリアにおける遊星歯車軸穴の、特に円周方向の割り出し誤差が変速機の運転性能に悪影響を及ぼすことがわかる。また変速機Aおよび変速機Dの変動振幅はほぼ同一の値となっていることがわかる。変速機A, Dとも、遊星歯車の偏心誤差方向を放射状に組み立てた場合であるが、このうち変速機Dの遊星歯車の偏心誤差量は、Table 6に示すように変速機Aの遊星歯車の偏心誤差量と比較して4~12倍程度大きく、さらに各遊星歯車の偏心誤差量にはばらつきがある。このことから、遊星歯車の偏心誤差方向を放射状に組み立てることは、各

遊星歯車の偏心誤差量にばらつきがある場合においても荷重等配を図るのに有効な手段であると言える。次に変速機Cの変動振幅は、遊星歯車の偏心誤差方向を放射状に組み合わせていないため、変速機A, Dの場合と比較して大きい値となっている。

なお、各変速機の曲げ応力の変動振幅にはばらつきが見受けられ、特に水平方向でのばらつきは比較的大きい。これは遊星歯車装置の歯のかみあい状態が、全く同一のかみあい状態になるまで、1速の場合、キャリアを252回転、2速の場合90回転、3速の場合263, 340回転、4速の場合18,810回転、5速の場合6,930回転、6速の場合1,254回転、そして7速の場合231回転ほど入力軸を回転させる必要があるため、その間では歯のかみあい状態が異なるためであると考察される。特に水平方向では以上の要因に加え、変速機の入出力側のベルトの張力の影響によって各種誤差の影響が強調されるため、このようなばらつきが生じるものと考察される。

4. 結 言

本研究では7段変速機構を有する自転車用遊星歯車変速機を研究対象とし、その太陽歯車軸の曲げ応力を計測することで変速機の各要素の工作誤差および遊星歯車の偏心誤差方向による影響を実験的に調べた結果、次のような結論を得た。

(1) 太陽歯車軸の曲げ応力の変動波形には、キャリア、内歯車および遊星歯車の回転周波数や相対回転周波数に一致した変動が現れる。これはキャリアおよび内歯車の支持方法や、遊星歯車の偏心誤差等に起因し

て生じる。

(2) キャリアにおける遊星歯車軸穴の割り出し誤差に加え、遊星歯車の偏心誤差量とその方向が変速機の荷重配分および運転性能に悪影響を及ぼす。

(3) 太陽歯車軸の曲げ応力は入力軸回転数の増加によりわずかに増加する程度であることから、実用域では慣性力および各要素の共振周波数による影響は小さい。

(4) 遊星歯車の偏心誤差とキャリアの工作誤差が変速機に不等配荷重をもたらす結果、太陽歯車軸の曲げ応力を増大させるため、遊星歯車に関しては特に偏心誤差が極力小さくなるよう製作し、さらにその偏心誤差方向を放射状に組み立てることが望ましい。またキャリアに関しては遊星歯車軸穴の、特に円周方向の割り出し誤差が極力小さくなるように製作する必要がある。

終わりに、本研究を遂行するに当たり変速機や実験

装置ならびに貴重な資料を提供していただいたシマノ山口(株)開発課の方々に感謝いたします。

文 献

- 1) 日高・ほか 2 名, 機講論, No.915-1(1991), 325.
- 2) 日高・ほか 2 名, 機講論, No.915-1(1991), 328.
- 3) 日高・ほか 2 名, 山口大学工学部研究報告, Vol. 43, No.1 (1992), 21.
- 4) 日高・ほか 3 名, 機構論, No.920-69(1992), 163.
- 5) 両角, 遊星歯車と差動歯車の理論と設計計算法, (1989), 3, 日刊工業新聞社.
- 6) 日高・ほか 3 名, 機論, 52,480,C(1986), 2200.
- 7) 日高・ほか 2 名, 機論, 44-385,(昭53), 3221.

(平成 5 年 4 月 13 日 受理)