

自転車用変速機の振動に関する研究

日 高 照 晃*・石 田 武*・江 本 光 輝**

A Study on Vibration of Planetary Gear Transmission for Bicycle

Teruaki HIDAKA, Takeshi ISHIDA and Mitsuteru EMOTO

Abstract

The number of bicycle equipped with a planetary gear transmission is tending to increase with each passing year. And the demand for this kind of transmission has been increasing. However, in some of products, there are cases that stepping on the pedal causes the uncomfortable vibration on a sole. Therefore, there is a stronger need to clear up the causes of uncomfortable vibration and to develop an easy measuring method for the planetary gear transmission with the assembled state. So the uncomfortable vibration were measured by using a strain gage, non-contact type displacement converter and acceleration type vibration meter. Consequently, the measured values of the non-contact type displacement converter are approximately similar to that of strain gage, it was shown that the utility of measured result of non-contact type displacement converter. Furthermore, the bending fluctuation of sun gear shaft in the planetary gear transmission without uncomfortable vibration (OK) and that with uncomfortable vibration (NG) were measured. And it was shown that the effect which loaded torque and the number of revolution gave to the uncomfortable vibration.

1. 緒 言

現在、遊星歯車機構を有する自転車用遊星歯車変速機の普及は目ざましく、この種の変速機に対する需要はますます高まっている。しかし製品によっては、運転中にペダルを踏む際、足の裏に不快な振動を感じる場合があるため、その原因を追求すると同時に、生産ラインの検査行程で、製品を組み立てた状態のまま不快な振動の有無を簡便に検査する方法を確立することが要求されている。

そこで本研究では、まず最初に、不快な振動の簡便な検査方法を見出すため、ひずみゲージにより太陽歯車軸に生じる曲げひずみを計測すると同時に、非接触

形変位計および加速度形振動計により、太陽歯車軸端の曲げ振動変位および振動加速度を同時計測した結果、非接触形変位計により不快な振動を簡便に計測可能であることを示した。さらに、不快な振動の非常に小さな遊星歯車変速機（以下 OK 品）と不快な振動の大きな遊星歯車変速機（以下 NG 品）の太陽歯車軸端の曲げ振動変位を計測し、負荷トルクならびに回転数が不快な振動に与える影響を示した。

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

本実験で使用した変速機は、4個の遊星歯車を有するソーラ形の遊星歯車変速機であり、増速、減速および直結の3段変速機構になっている。減速の場合には、動力は内歯車から入力され、キャリアから出力される。また増速の場合には、動力はキャリアから入力され、

*機械工学科

**大学院機械工学専攻

内歯車から出力される。Fig. 1に対象とした遊星歯車変速機の構造を示し、Table 1にその要目を、そしてTable 2およびTable 3に各部品の精度測定結果を示す。なお、OK品、NG品の区別は、熟練経験者による自転車の試運転結果によった。

2.2 実験装置の概要

本実験で使用した実験装置の概略図をFig. 2に示す。実験装置は、無段変速が可能であるDCモータを動力源とし、パウダブレーキにより遊星歯車変速機に負荷トルクをかけるようになっている。そして実験装置の駆動側および負荷側に、それぞれトルクメータおよびロータリー・エンコーダを設置して、遊星歯車変速機の駆動側および負荷側のトルクと回転数を計測した。なお太陽歯車軸の曲げ振動の変動周期の確認のため、

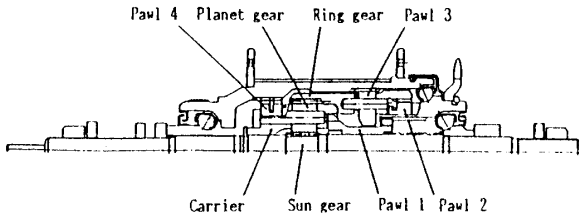


Fig. 1 Testing planetary gear transmission (SG-3S30)

め、キャリア1回転につき1回のパルス信号を発生させた。

2.3 実験方法

本研究で対象とした遊星歯車変速機では、変速しない場合、動力は遊星歯車装置を介さずに直接出力されるため運転中に不快な振動が生じないので、実験に際しては減速および増速の場合についてのみ計測を行った。また負荷トルクについては、一般走行時での約1/3の負荷に相当する5Nm、平地での一般走行時の負荷に相当する15Nm、坂道走行時の負荷に相当する35Nmの3段階に設定し、それぞれの負荷トルクに対して、回転数を20rpm, 40rpm, 60rpm, 80rpm, 100rpmの5段階に設定して実験を行った。太陽歯車軸の曲げひず

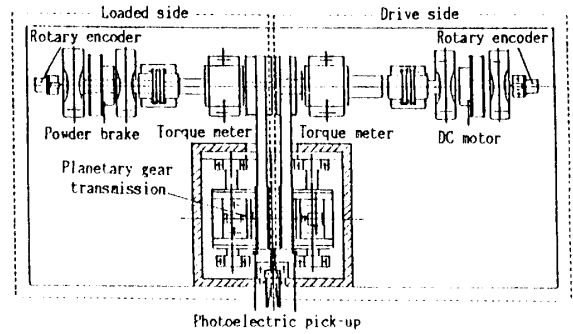


Fig. 2 Testing machine

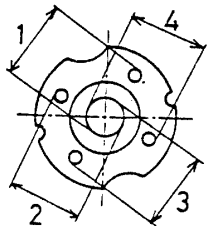
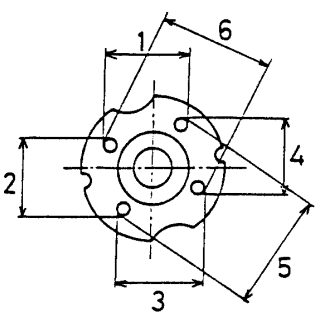
Table 1 Dimensions of planetary gear transmission (SG-3S30)

| | Sun gear | Planet gear (4 numbrs) | Ring gear | Carrier |
|---|----------|------------------------|-----------|---------|
| Module | | 0.75 | | — |
| Cutter Pressure angle | | 20° | | — |
| Number of teeth | 15 | 14 | 45 | — |
| Addendum modification coefficient | +0.4 | +0.5 | +0.3 | — |
| Face width | 10.5 | 7.9 | 10.0 | — |
| Pitch circle diameter | 11.85 | 11.25 | 34.2 | 22.9 |
| Displacement over a given number of teeth | 5.88 | 5.92 | 12.85 | — |
| Dedendum | | 1.25m | | — |
| Addendum | | 1.00m | | — |
| Speed change ratio | Low | 0.75 | | |
| | High | 1.33 | | |

Table 2 Accuracies of planetary gear transmission (for sun gear and planet gear)

| | Sun gear | | Planet gear | | | | | | | | |
|---|----------|--------|-------------|--------|---------|--------|---------|--------|---------|--------|--------|
| | | | P l . 1 | | P l . 2 | | P l . 3 | | P l . 4 | | |
| | OK | NG | OK | NG | OK | NG | OK | NG | OK | NG | |
| Outer diameter | 12.99 | 13.01 | 12.51 | 13.50 | 12.50 | 12.50 | 12.50 | 12.50 | 12.50 | 12.50 | |
| Root diameter | 9.76 | 10.13 | 9.31 | 9.31 | 9.30 | 9.30 | 9.31 | 9.30 | 9.31 | 9.30 | |
| Displacement over a given number of teeth | 5.83 | 5.85 | 5.90 | 5.90 | 5.89 | 5.90 | 5.90 | 5.90 | 5.90 | 5.90 | |
| Accumulative pitch error | Left | 0.1380 | 0.0431 | 0.0558 | 0.0619 | 0.0358 | 0.0501 | 0.0466 | 0.0915 | 0.0602 | 0.1003 |
| | Right | 0.1398 | 0.0643 | 0.0542 | 0.0666 | 0.0295 | 0.0513 | 0.0444 | 0.0825 | 0.0601 | 0.0977 |
| Runout error | 0.0796 | 0.0283 | 0.0300 | 0.0308 | 0.0173 | 0.0328 | 0.0237 | 0.0432 | 0.0347 | 0.0529 | |

Table 3 Accuracies of planetary gear transmission (for carrier)

| Measuring point | No. | Item | OK | NG |
|---|-----|-----------------|-------|-------|
|  | 1 | Measured value | 19.09 | 19.16 |
| | | Center distance | 11.42 | 11.42 |
| | 2 | Measured value | 19.08 | 19.11 |
| | | Center distance | 11.41 | 11.43 |
| | 3 | Measured value | 19.06 | 19.13 |
| | | Center distance | 11.40 | 11.46 |
| | 4 | Measured value | 19.08 | 19.12 |
| | | Center distance | 11.41 | 11.45 |
|  | 1 | Measured value | 21.13 | 31.23 |
| | | Center distance | 16.99 | 17.04 |
| | 2 | Measured value | 19.49 | 19.50 |
| | | Center distance | 15.35 | 15.34 |
| | 3 | Measured value | 21.13 | 21.10 |
| | | Center distance | 16.99 | 16.96 |
| | 4 | Measured value | 19.43 | 19.50 |
| | | Center distance | 15.29 | 15.34 |
| | 5 | Measured value | 27.02 | 27.11 |
| | | Center distance | 22.90 | 22.94 |
| | 6 | Measured value | 27.02 | 27.06 |
| | | Center distance | 22.87 | 22.91 |

みは、ひずみゲージを太陽歯車付近に貼布して計測した。また、非接触形変位計により太陽歯車軸端の鉛直方向の曲げ振動変位を、そして加速度形振動計により、太陽歯車軸端の鉛直方向の加速度振動を同時計測し、データレコーダに記録した。非接触形変位計による計測方法を Fig. 3, 4 に示す。

2.4 実験条件

プラネタリ形の遊星歯車装置では、遊星歯車の偏心誤差の方向を放射状に組み合わせることで、遊星歯車

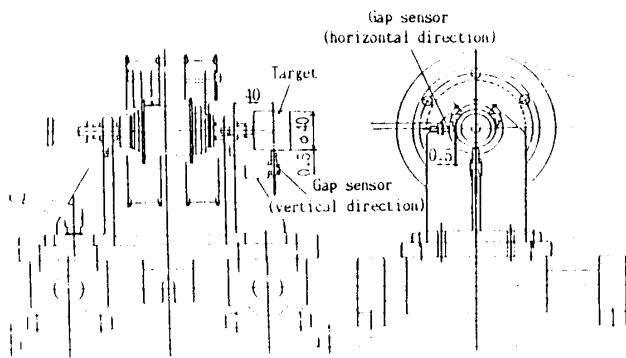


Fig. 3 Detail of measurement jig using non-contact type displacement converter

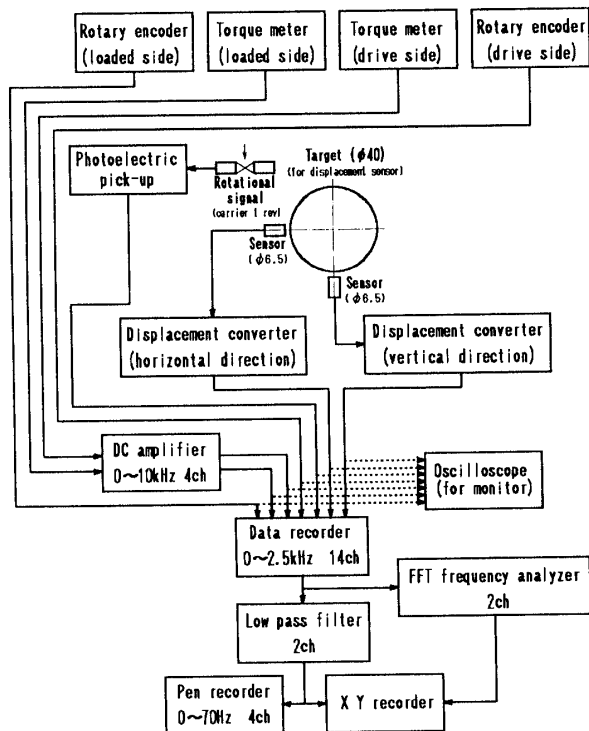


Fig. 4 Measuring block diagram

の偏心誤差の影響を打ち消すことができることが知られている⁽¹⁾ことから、本実験では各遊星歯車の偏心誤差の方向を、Fig. 5 (a) に示すように放射状に組み合わせる場合と、Fig. 5 (b) のように 1 方向に向けて組み合わせる場合について実験することで、遊星歯車の偏心誤差による影響についても比較・検討した。設定した実験条件を Table 4 に示す。

3 不快な振動の検出方法の検討

ひずみゲージ、非接触形変位計および加速度形振動計による計測結果の一例を Fig. 6 に示す。Fig. 6 から明らかなように、ひずみゲージによる振動波形および非接触形変位計の振動波形はよく類似しており、低周波の変動が認められる反面、加速度形振動計ではその周波数特性 (測定振動数: 1Hz~3kHz) の問題から低周波の変動が除かれた状態となっており、不快な振動の計測に不向きと考えられる。また、ひずみゲージを全製品の太陽歯車軸に貼布し、不快な振動の有無を計測する方法は実際上困難であると考えられる。Fig. 7, 8 に減速の場合における OK 品と NG 品の曲げ振動変位の実測波形の一例を示す。Fig. 7, 8 より明らかなように、OK 品と NG 品とで振動変位の大きさが異なり、非接触形変位計による計測結果から運転時に感じる振動の大きさを判断できると考えられる。したがって以下の実験では非接触形変位計を使用することとした。なお Fig. 7, 8 では、水平方向の振動変位は鉛直方向の振動変位と比較して小さい。これは実験装置の駆動側

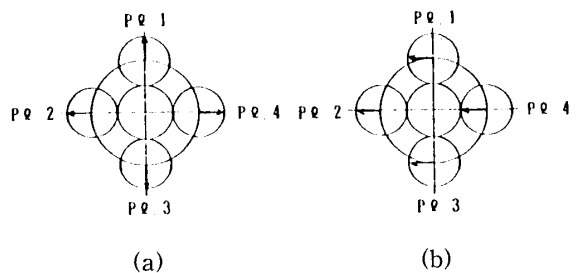


Fig. 5 Direction of runout error of planet gear

Table 4 Experiment condition

| Experiment condition | 1 | 2 | 3 | 4 |
|--|-----|-----|-----|-----|
| Type of planetary gear transmission | OK | NG | OK | NG |
| Direction of runout error of planet gear | (a) | (a) | (b) | (b) |

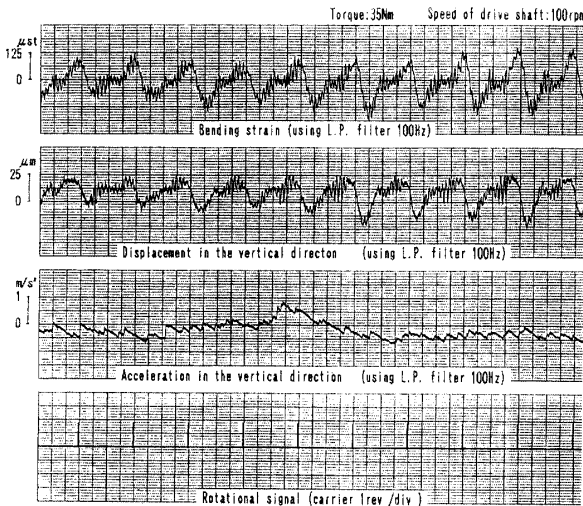


Fig. 6 Comparison of each measuring method (in case of low speed and experiment cond. 2)

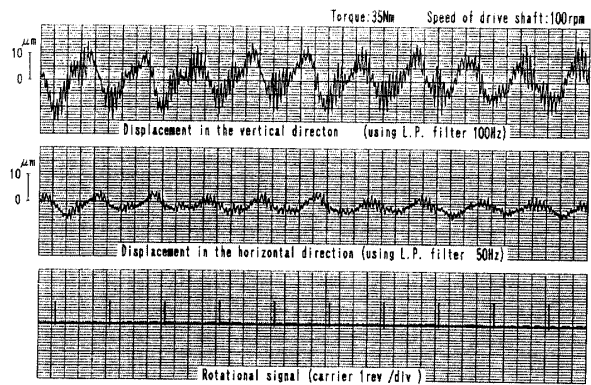


Fig. 8 Examples of fluctuation at the end of sun gear shaft (in case of low speed and experiment cond. 2)

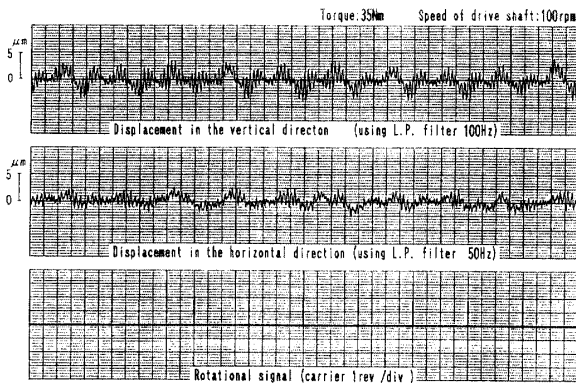


Fig. 7 Examples of fluctuation at the end of sun gear shaft (in case of low speed and experiment cond. 1)

および負荷側のベルトの引張力により、遊星歯車変速機がほぼ水平方向に引き寄せられることで、水平方向に拘束された状態になっているためと考えられる。しかし、水平方向の振動と鉛直方向の振動では大きさの相違はあるものの、変動の様相は類似している。したがって以下では、太陽歯車軸端の鉛直方向の曲げ振動変位の解析結果についてのみ考察を行った。

4 太陽歯車軸の曲げ振動変位

4.1 各要素の振動成分

本研究で対象とした遊星歯車変速機では、内歯車、

遊星歯車および太陽歯車の歯数をそれぞれ Z_r, Z_p, Z_s とすれば、キャリアの回転角を θ_c とするとき、内歯車の回転角 θ_r および遊星歯車の回転角 θ_p は

$$\theta_r = \left(1 + \frac{Z_s}{Z_r} \right) \theta_c \quad (1)$$

$$\theta_p = \left(1 + \frac{Z_s}{Z_p} \right) \theta_c \quad (2)$$

となる。また減速および増速の場合のかみあい周波数 f_1 および f_2 は、減速の場合の入力回転数を n_r (rpm)、増速の場合の入力回転数 (キャリア) を n_c (rpm) とすると、下式により求めることができる。

$$f_1 = \frac{Z_s Z_r}{60 (Z_s + Z_r)} \cdot n_r \quad (3)$$

$$f_2 = \frac{Z_s}{60} \cdot n_c \quad (4)$$

減速および増速の場合における、遊星歯車変速機の各要素の回転に起因する主な周波数成分および(3), (4)式より計算したかみあい周波数を Table 5 に示す。

4.2 太陽歯車軸端の曲げ振動変位波形の特徴

Fig. 9, 10に、増速の場合のOK品 (実験条件1) およびNG品 (実験条件2) に対する太陽歯車軸端の曲げ振動変位の実測波形の一例を示す。Fig. 7~10より、減速および増速のいずれの場合においても、キャリア1回転につき1周期の変動が見受けられる。Fig. 11~14に太陽歯車軸端の曲げ振動変位の周波数分析結果を示す。Fig. 11~Fig. 14より明らかなように、太陽歯車軸端の曲げ振動変位にはキャリアの回転の1次成分 C_1 (ただし $i=1$: 減速, $i=2$: 増速) 以外に2次成分 $2C_1$ も現れているのがわかる。また増速の場合には、

Table 5 Major frequency component of each element and mesh frequency

| | Revolution of carrier(rpm) | 1st component of revolution of carrier | 2rd component of revolution of carrier | 1st component of revolution of planet gear | 1st component of revolution of ring gear | 2nd component of mevolution of ring gear | 1st mesh frequency f_1, f_2 |
|-----------------------|----------------------------|--|--|--|--|--|-------------------------------|
| In case of Low speed | $20 \times (3/4) = 15$ | 0.250Hz | 0.500Hz | 0.517Hz | 0.333Hz | 0.667Hz | 3.75Hz |
| | $40 \times (3/4) = 30$ | 0.500Hz | 1.000Hz | 1.036Hz | 0.667Hz | 1.333Hz | 7.50Hz |
| | $60 \times (3/4) = 45$ | 0.750Hz | 1.500Hz | 1.554Hz | 1.000Hz | 2.000Hz | 11.25Hz |
| | $80 \times (3/4) = 60$ | 1.000Hz | 2.000Hz | 2.071Hz | 1.333Hz | 2.667Hz | 15.00Hz |
| | $100 \times (3/4) = 75$ | 1.250Hz | 2.500Hz | 2.589Hz | 1.667Hz | 3.333Hz | 18.75Hz |
| In case of High speed | 20 | 0.333Hz | 0.666Hz | 0.690Hz | 0.444Hz | 0.888Hz | 5.00Hz |
| | 40 | 0.667Hz | 1.333Hz | 1.381Hz | 0.889Hz | 1.778Hz | 10.00Hz |
| | 60 | 1.000Hz | 2.000Hz | 2.071Hz | 1.333Hz | 2.667Hz | 15.00Hz |
| | 80 | 1.333Hz | 2.666Hz | 2.762Hz | 1.778Hz | 3.556Hz | 20.00Hz |
| | 100 | 1.667Hz | 3.333Hz | 3.452Hz | 2.222Hz | 4.444Hz | 25.00Hz |

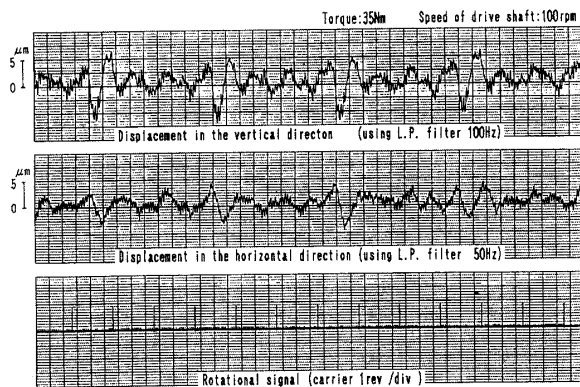


Fig. 9 Examples of fluctuation at the end of sun gear shaft (in case of high speed and experiment cond. 1)

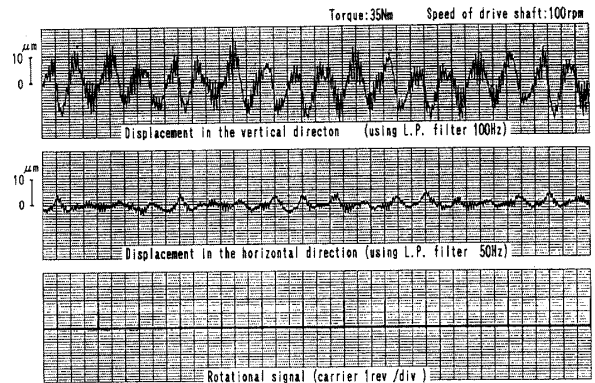


Fig. 10 Examples of fluctuation at the end of sun gear shaft (in case of high speed and experiment cond. 2)

Fig. 9, 10のように、いずれもキャリア3回転につき1回、急激な変動波形が見受けられる。増速のときに見られるこの現象は、Fig. 7, 8の減速の場合には見られないことから、内歯車に対する支持の影響や、内歯車の歯数が太陽歯車の歯数の3倍であることに起因するものと思われる。Fig.13, 14を見ても、いずれも内歯車の回転の1, 2次成分 $R_2, 2R_2$ が顕著に現れていることが確認できる。

4.3 回転数の影響

次に Fig. 7 ~ Fig.10のような振動波形より、キャリア

1回転当りの両振幅の最大値を変動振幅としてまとめた。減速および増速の各場合について負荷トルクをパラメータとした場合の入力軸回転数に対する太陽歯車軸端の鉛直方向の曲げ振動変位の変動振幅の関係を Fig.15, 16に示す。Fig.15, 16を見ると、太陽歯車軸端の曲げ振動変位の変動振幅は、NG品(実験条件2)の場合に回転数に対して若干の変動があるものの、回転数の変化に対する変動は小さい。これは遊星歯車変速機の各部品が小型軽量であることに加え、回転数が最大でも100rpmであることから、慣性力による影響が小さいためであると考えられる。なお、Fig.15, 16よ

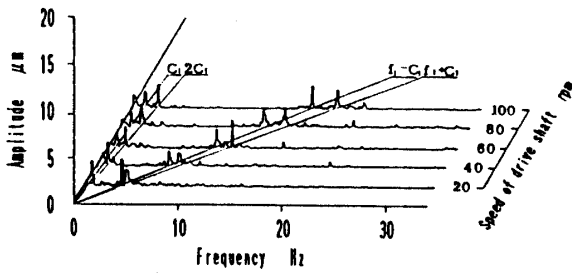


Fig. 11 Frequency spectrum of fluctuation at the end of sun gear shaft (in case of low speed and experiment cond. 1)

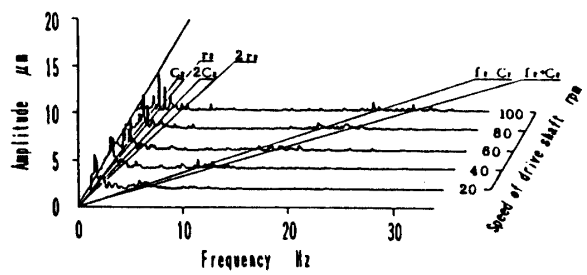


Fig. 13 Frequency spectrum of fluctuation at the end of sun gear shaft (in case of high speed and experiment cond. 1)

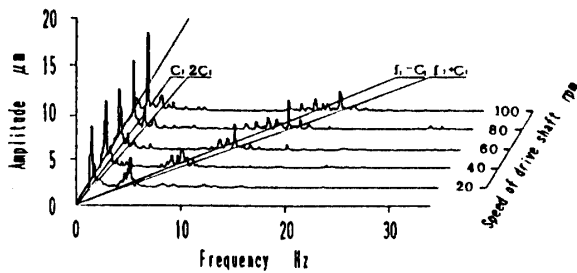


Fig. 12 Frequency spectrum of fluctuation at the end of sun gear shaft (in case of low speed and experiment cond. 2)

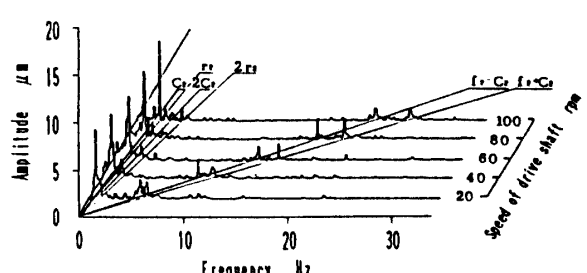


Fig. 14 Frequency spectrum of fluctuation at the end of sun gear shaft (in case of high speed and experiment cond. 2)

り、OK品とNG品における太陽歯車軸端の曲げ振動変位の振幅に大きな差異のあることが明らかである。

4.4 負荷トルクの影響

減速および増速の場合におけるOK品(実験条件1)およびNG品(実験条件2)に対する太陽歯車軸端の曲げ振動変位の変動振幅と負荷トルクの間をFig. 17, 18に示す。Fig. 17, 18より明らかなように、太陽歯車軸端の曲げ振動変位の変動振幅は負荷トルクの増加に伴って増大する傾向を示す。

4.5 遊星歯車の組立て方向の影響

Fig. 17, 18より、OK品、NG品とも、遊星歯車の偏心誤差の方向をFig. 5 (b)のように同一方向に設定した場合(実験条件3, 4)の変動振幅は、遊星歯車の偏心誤差の方向をFig. 5 (a)のように放射状に設定した場合(実験条件1, 2)よりも変動振幅が非常に大きな値を示している。

4.6 不快な振動の低減について

上述の実験結果から、減速および増速のいずれの場合においても、遊星歯車およびキャリアが不快な振動

を増大させる要因になっており、さらに増速の場合においては、内歯車の回転による影響が大きいと考えられる。したがって、遊星歯車変速機を製作する際には、遊星歯車の偏心誤差を低減させるとともに、遊星歯車の偏心誤差の方向を放射状に組み合わせて、キャリア上の遊星歯車軸穴の円周方向の割り出しに十分気をつける必要があるものと思われる。

5. 結 言

本研究では、遊星歯車変速機を有する自転車を運転する際に、ペダルから足の裏に感じる不快な振動の生じる原因を追求すると同時に、生産ラインの検査行程で、製品を組み立てた状態のまま簡便な方法で不快な振動の有無を検査する方法の確立を目標とした。そこで上述のような実験ならびに解析を行った結果、以下のような結論を得た。

- (1) 変位計で太陽歯車軸端の曲げ振動変位を遊星歯車変速機外部から非接触変位計で計測することにより、遊星歯車変速機に生じる振動の大きさの評価が可能である。
- (2) 変位計による太陽歯車軸端の曲げ振動変位の変

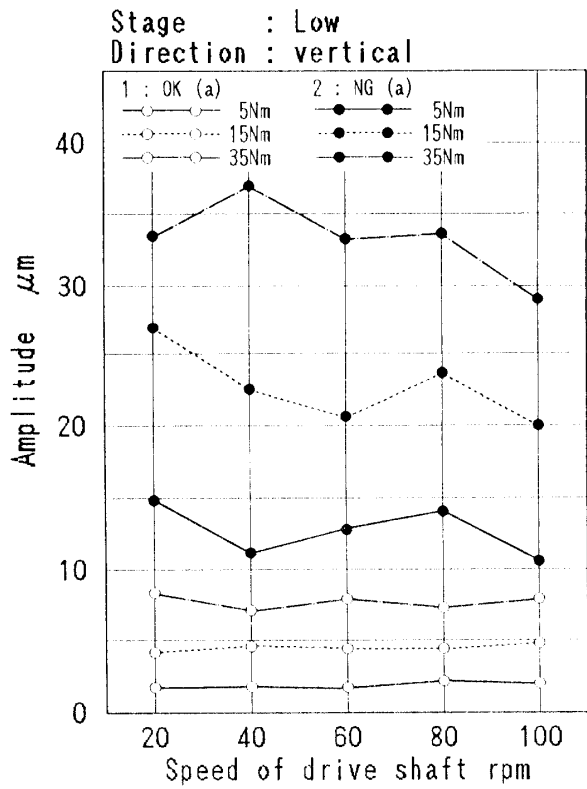


Fig. 15 The relation between maximum amplitude and speed of drive shaft (in case of low speed)

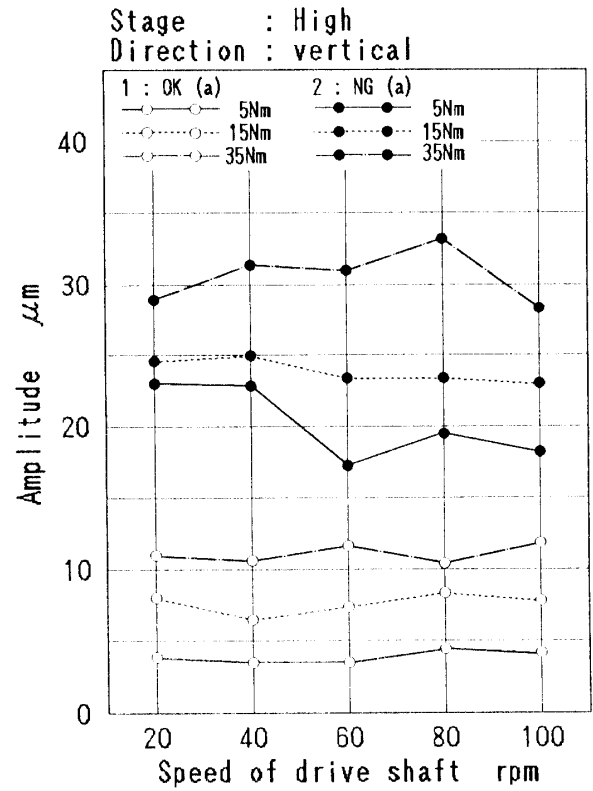


Fig. 16 The relation between maximum amplitude and speed of drive shaft (in case of high speed)

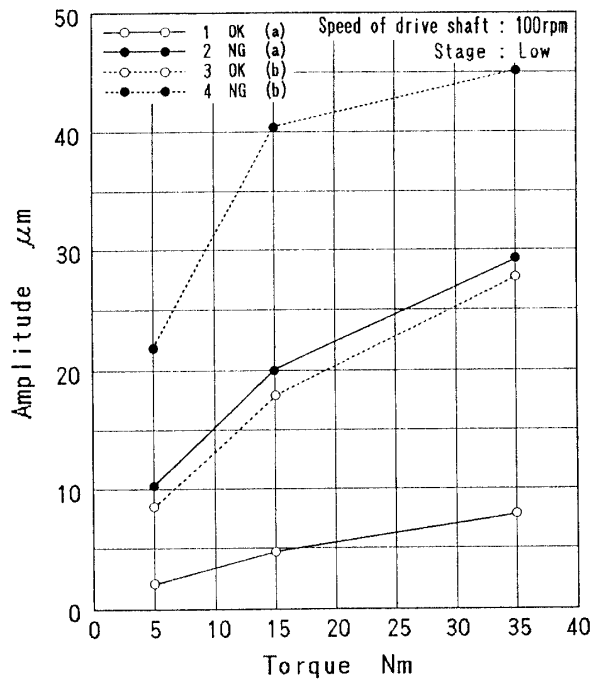


Fig. 17 Maximum amplitude for each experiment condition (in case of low speed)

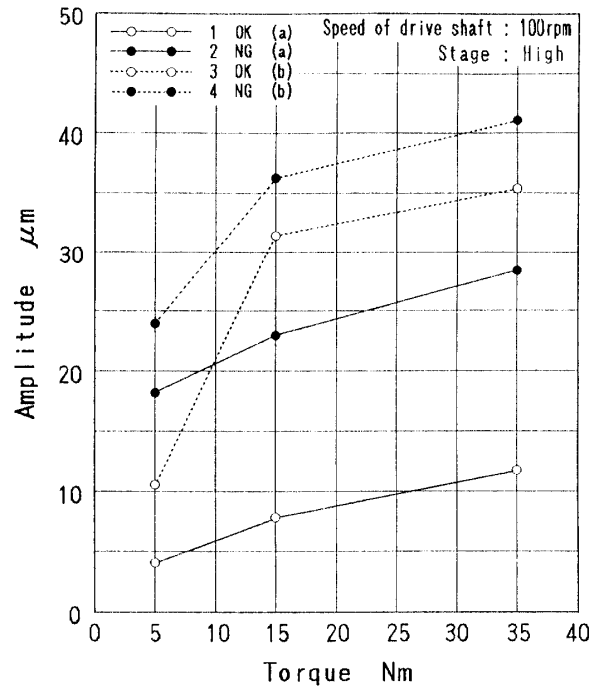


Fig. 18 Maximum amplitude for each experiment condition (in case of high speed)

動振幅は、駆動側および負荷側のベルトの引張力により、遊星歯車変速機が水平方向に引き寄せられるため、水平方向成分の方が鉛直方向成分より小さくなる。

- (3) 太陽歯車軸端の曲げ振動変位の変動振幅は、回転数による影響は小さいが、負荷トルクの影響を強く受け、負荷トルクの増加に伴って増大する。
- (4) 増速の場合のみ、振動波形においてキャリア3回転につき1回、内歯車の回転に起因する振動成分が現れる。
- (5) 遊星歯車の偏心誤差ならびにキャリアの工作誤

差が太陽歯車軸の曲げ振動変位に強く影響を及ぼすため、遊星歯車に関しては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の方向を放射状に向けて組み立てると同時に、キャリアに関しては特に遊星歯車軸穴の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。

参考文献

- 1) 日高・ほか2名：機論，52，480，C(1986)，2200
(平成4年4月23日受理)