すぐばかさ歯車の動特性に及ぼす軸受の影響*

藤井 亮*¹, 長 峯 羊 一*¹
野原 稔*², 寺 内 喜 男*³

Effect of Bearing on Dynamic Behaviors of Straight Bevel Gear

Makoto FUJII, Youichi NAGASAKI,
Minoru NOHARA and Yoshio TERAUCHI

In this study, using two kinds of bearings (tapered roller and angular contact bearings) with a straight bevel gear testing machine of power-circulating type, the fillet strains of gear tooth and the displacements of a straight bevel gear in three directions are measured under a constant transmitted torque. From these results, the influences of the tapered roller or angular contact bearings on the dynamic behaviors of bevel gears are investigated. The conclusions are described as follows. The tapered roller bearings produce a greater effect of dynamic load on each position than the angular contact bearings. As for the meshing frequency components of higher zones, such as 3 fz and 4 fz, the displacements of the tapered roller bearing in the three directions are greater than those of the angular contact bearings. These results correspond to the tendency of the fillet stress ratio.

Key Words : Gear, Vibration, Machine Element, Bearing, Dynamic Behavior, Straight Bevel Gear, Fillet Stress

1. 緒言

すぐばかさ歯車は軸方向にも力を伝達するため、その歯車軸はラジアル荷重と一方向のスラスト荷重を受けることができる円すいころ軸受、アンギュラ玉軸受などで、2個相対して支持される。筆者らは、すぐばかさ歯車の歯元ひずみおよび直交3方向変位などを測定し、これらを考察することによりすぐばかさ歯車の動的挙動について一連の研究を行ってきた^{(1)~(4)}。しかしながら、これらの研究は、ほとんど円すいころ軸受を使用して行ったものであり、アンギュラ玉軸受を使用してのすぐばかさ歯車の動特性についての研究は行っていない。また、アンギュラ玉軸受を使つてのすぐばかさ歯車に対する研究報告もほとんど見られない。したがって、本研究では、軸受の違いがすぐばかさ歯車の歯元応力比および直交三方向の振動にどのような影響を及ぼすかについて調べるために、すぐばかさ歯車軸を支えている軸受に円すいころ軸受およびアンギュラ玉軸受の2種類を使用し、動力循環式すぐば

かさ歯車試験装置を用い、すぐばかさ歯車の歯元ひずみおよび直交三方向の変位の測定を行い、これらを比較検討した結果について報告する。

図1 動力循環式かさ歯車試験装置

* 原稿受付 平成6年7月11日.

*1 正員，近畿大学工学部 (☎737-01 吳市広古新開 5-1-3).

*2 正員、呉工業高等専門学校 (☎737 呉市阿賀南2-2-11)。

*3 正員、福山大学工学部 (☎729-02 福山市学園町1番地三蔵)。

図2 かさ歯車試験装置の試験歯車部

表1 試験歯車要目

Straight bevel gear	
Number of teeth	32
Module	6
Pressure angle	20°
Face width	30 mm
Radius of pitch circle	96 mm
Material	SCM 420
Pitch angle	45°
Dedendum	7.5 mm
Addendum	6 mm
Manufacture process	Gear cutting by Greason type two-tool machine, carburized and hardened, gear grinding by Reinecker gear grinder

2. 実験装置と実験方法

図1に動力循環式かさ歯車試験装置を、図2にその試験歯車部を示しており、試験および循環用のすぐばかさ歯車対はマイタかさ歯車である。表1に試験歯車要目を示している。なお、歯面には歯形修整を行っていない。これらは既報^{(1)~(4)}に示したものと同一である。本実験においては、伝達歯面荷重3.92 kN（伝達歯面荷重は、歯幅の中央で、しかもピッチ点を基準にして負荷トルクの値より算出している）を一定とし、かみあい周波数120~1000 Hz（かさ歯車軸回転数225~1875 rpm）の範囲でかみあい周波数40 Hz（かさ歯車軸回転数75 rpm）ごとに、かさ歯車Aの歯元ひずみおよび直交三方向の変位を測定した。試験歯車の潤滑にはタービン油一種83を使用し、油浴潤滑方式を用いた。歯元ひずみの測定は、既報⁽¹⁾と同じ方法を

用い、かさ歯車Aの歯のかみ合い背面側歯面の歯元に、歯すじにそって、外端部（外端より5 mm 中央寄りの位置）、中央部（外端より15 mmの位置）、内端部（外端より25 mmの位置）の3箇所に計12枚のひずみゲージ（ゲージ長さ0.3 mm）を貼り付けて行った。すぐばかさ歯車Aの直交三方向の変位の測定は、インダクタンズ形非接触振動計をねじ止めしたかさ歯車変位測定装置を歯車箱に取り付け、既報⁽²⁾と同じ方法で行った。図3に示すように、かさ歯車Aの水平、垂直方向に対しては、かさ歯車Aのボス部の端面から5.5 mmの位置の変位を、軸方向に対しては、かさ歯車Aの背面側で、軸心から85 mm離れた位置の変位を測定した。軸の振動変位に含まれる軸の偏心による機械的ふれ（Mechanical runout）および軸表面の電磁気特性による電氣的ふれ（Electrical runout）の成分は電氣的補償方法を用いて除去した⁽²⁾。すぐばかさ歯車の歯元応力比および直交三方向変位に及ぼす軸受の影響を調べるために、図2に示す軸受（12-1~12-4）には、表2に示す円すいころ軸受とアンギュラ玉軸受を使用した。歯当たりは、既報⁽⁴⁾より、歯元応力が大きく現れる内端部当たりとした。また、軸受予圧荷重はかさ歯車A、B側とも0.98 kNである。

図3 かさ歯車変位測定装置

表2 使用軸受の呼び番号

	12-1, 12-4	12-2	12-3
Tapered roller bearing	32308	32307	32309
Angular contact bearing	7308B	7307B	7309B

3. 実験結果と考察

3・1 歯元応力比 図4、5に伝達歯面荷重を3.92 kNとし、円すいころ軸受、アンギュラ玉軸受を使用した場合の運転中の種々のかみあい周波数f Hzに対して測定されたすぐばかさ歯車Aの内端部、中央部および外端部の歯元ひずみ波形を示す。これらの図より、両軸受を使用した場合の歯当たり面積はほぼ等し

く、内端当たりでかみあっていることがわかる。またかみあい周波数 40、440 Hz では、歯元ひずみに変動がほとんど現れていないが、かみあい周波数が 960 Hz においては、両軸受とも歯元ひずみの変動が大きく現れている。図 4、5 のかみあい周波数 960 Hz での各歯元ひずみの波形において、1 ピッチ分（一歯分の回転）の時間的長さ（歯元ひずみ波形上の凹凸の周期）ならびにかみあい周波数より振動数を計算すると、既報⁽¹⁾と同じようなすぐばかさ歯車対の回転方向固有振動数 f_n (2900 Hz) が現れているのがわかる。とくに、円すいころ軸受の場合の歯元ひずみの変動はアンギュラ玉軸受に比べるとかなり大きくなっている。図 6、7 に伝達歯面荷重が 3.92 kN で、円すいころ軸受およびアンギュラ玉軸受について、各かみあい周波数に対する内端部、中央部、外端部の歯元応力比を示している。これらの図に示した歯元応力比は動的歯元ひずみの最大値を静的歯元ひずみの最大値で除した値であり、静的歯元ひずみとして、かみあい周波数、 $f_z = 40$ Hz での歯元ひずみを用いている。図 6 の円すいころ軸受の場合には、外端部の歯元応力比に比べて内端部および中央部の歯元応力比がかみあい周波数の全体にわたってほぼ高くなっている。これは、歯車軸を支えている軸受に円すいころ軸受を使用して

いる既報^{(1)・(4)}の歯元応力比の傾向と一致している。また、かみあい周波数が 600 Hz 以上では、既報^{(1)~(4)}でも述べたように、試験歯車 B の外端部での歯先の逃げ、歯車軸の曲げ振動、かさ歯車装置系のねじり固有振動数、かさ歯車軸の熱変形およびすぐばかさ歯車対の回転方向固有振動数による影響を受けて、歯元応力比は高くなっている。しかしながら、図 7 のアンギュラ玉軸受の場合、歯すじ方向位置での各歯元応力比においては、円すいころ軸受のような内端部の歯元応力比が高くなる傾向は顕著に現れていない。さらに、かみあい周波数 600 Hz 以上でも、円すいころ軸受の場合の歯元応力比に比べるとかなり低くなっている。以上のことより次のことがわかる。円すいころ軸受の場合、歯すじ方向位置での各歯元応力比はアンギュラ玉軸受に比べて、先に述べたような試験歯車 B の外端部での歯先の逃げなどおよび動荷重の影響を受けて変化しやすく、これが歯元応力比に現れる。すなわち、使用する軸受の違いによってもすぐば

図 4 かさ歯車 A の歯元ひずみ測定例（円すいころ軸受）

図 5 かさ歯車 A の歯元ひずみ測定例（アンギュラ玉軸受）

図 6 歯元応力比（円すいころ軸受）

図 7 歯元応力比（アンギュラ玉軸受）

図8 かさ歯車Aの振動変位の測定例（垂直方向変位）

かさ歯車の歯元応力比は影響を受ける。

3・2 直交三方向変位 図8は、円すいころ軸受およびアンギュラ玉軸受を使用した場合のかみあい周波数80 Hz、480 Hzおよび920 Hzにおけるすぐばかさ歯車Aの垂直方向の振動変位の測定例を示す。図8より、両軸受ともかみあい周波数が高くなると、振動変位において、かさ歯車の1回転中に歯数と等しい32の山（かみあい周波数に相当する変動成分）が大きく現れていることがわかる。円すいころ軸受、アンギュラ玉軸受を使用した場合のかさ歯車Aの直交三方向の変位を周波数分析し、その高周波成分を丸解析図で示したものが図9、10である。これらの図においては、既報^{(1)~(4)}と同じように、主な振動成分（かみあい周波数 f_z の倍数）の振幅が、かさ歯車装置系のねじり固有振動数（305、530、945、1540 Hz）およびすぐばかさ歯車対の回転方向固有振動数（2900 Hz）の影響を受けて、かみあい周波数が160、320、400、520、800、960 Hzおよびかさ歯車軸の曲げ固有振動数（700 Hz）の影響を受けて720 Hzで大きくなっている。図9、10より、円すいころ軸受を使用した場合、直交三方向変位の高周波成分における振動成分 f_z 、 $2f_z$ の振幅は、アンギュラ玉軸受に比べて、だいたい小さくなっているが、逆に高次の振動成分 $3f_z$ 、 $4f_z$ の振幅は大きくなっている。特に、かみあい周波数が600 Hz以上で、振動成分 $3f_z$ 、 $4f_z$ の振幅が大きい。このことは、前述のかみあい周波数が600 Hz以上では、円すいころ軸受を使用した場合、歯元応力比がアンギュラ玉軸受の場合より高

くなっていることに一致している。図9より、円すいころ軸受の場合、直交三方向各変位の高周波成分における振幅の大きさを比べると、垂直方向の変位がもっとも大きく、次いで軸方向で、水平方向の変位が最も小さい。これは、既報⁽²⁾の直交三方向の変位の振動の傾向と一致している。しかしながら、アンギュラ玉軸受の場合には、図10より、各方向変位の振幅の大きい順は軸方向、垂直方向、水平方向の順になっており、軸方向変位の振幅がかなり大きくなっている。また、図9、10より、円すいころ軸受を使用した場合、軸方向変位の高周波成分における振動成分（ $f_z \sim 5f_z$ ）の各かみあい周波数に対する振幅の和は、アンギュラ玉軸受に比べかなり小さくなっている。こ

図9 かさ歯車Aの直交三方向変位の高周波成分（円すいころ軸受）

図10 かさ歯車Aの直交三方向変位の高周波成分
(アンギュラ玉軸受)

のことは、アンギュラ玉軸受を使用した場合には、かさ歯車軸のたわみ量が大きく、これによってかさ歯車がより傾き、この傾きが軸方向の振動計によって測定され、円すいころ軸受の場合とは異なった挙動を示し

たものと考えられる。以上のことより、円すいころ軸受とアンギュラ玉軸受を使用した場合において、すぐばかさ歯車の直交三方向変位における高周波成分の振幅がそれぞれ異なる原因としては、次のようなことが考えられる。円すいころ軸受の転動体が円すいころでは線接触になり、またアンギュラ玉軸受では点接触になるために、それぞれの軸受の剛性度の違いと軸受部での軸の動き易さの違いが生じたものである。

4. 結 言

すぐばかさ歯車軸を支えるのに、円すいころ軸受およびアンギュラ玉軸受を使用し、それぞれの運転中におけるすぐばかさ歯車の歯元応力比およびすぐばかさ歯車の直交三方向の振動変位を測定し、考察した結果、次のような結論を得た。

(1) すぐばかさ歯車の歯すじ方向位置での各歯元応力比は、アンギュラ玉軸受を使用した場合に比べて、円すいころ軸受を使用した場合の方が動荷重の影響を受けてかなり高くなる。

(2) すぐばかさ歯車の歯すじ方向位置での各歯元応力比の変動の様子は、円すいころ軸受とアンギュラ玉軸受を使用した場合で異なる。

(3) 円すいころ軸受を使用した場合、すぐばかさ歯車の直交三方向の変位には、アンギュラ玉軸受に比べて、高周波成分において $3f_z$ 、 $4f_z$ などの高い振動成分が大きく現れており、これに関連して、すぐばかさ歯車の歯元応力比も大きくなっている。

(4) 円すいころ軸受を使用した場合、軸方向変位における高周波成分の各かみあい周波数に対する振幅は、アンギュラ玉軸受に比べてかなり小さい。

文 献

- (1) 寺内・ほか3名, 機論, 45-393, C(1979), 566.
- (2) 寺内・ほか2名, 機論, 46-406, C(1980), 675.
- (3) 寺内・ほか2名, 機論, 47-424, C(1981), 1663.
- (4) 藤井・ほか2名, 機論, 58-551, C(1992), 2226.