まがりばかさ歯車の運転性能に及ぼす歯当たりの影響*

小田 哲^{*1}, 小出隆夫^{*1}, 小林研一^{*2}
松本晃延^{*2}, 與田基雄^{*3}

Effect of Tooth Bearing on Dynamic Behavior of Spiral Bevel Gears

Satoshi ODA, Takao KOIDE, Kenichi KOBAYASHI,
Akinobu MATSUMOTO and Motoo YODA

This paper presents a study on the dynamic behavior of three types of spiral bevel gears, which have different tooth profiles and tooth bearings. The circumferential, radial and axial vibration accelerations of gear bodies, the gear noise and root stresses were measured under different running conditions by using a gear testing machine of a power absorbing type. The contact ratios of these spiral bevel gears were obtained from the measured results of root stresses. The vibration accelerations and the noise of the spiral bevel gears were found to decrease with increasing area of tooth bearing and to be almost equal irrespective of the drive side (convex side or concave side) of the gear tooth. They tended to increase with increasing gear speed but to be almost equal irrespective of the applied torque used in the range of this experiment. The maximum root stresses of these gears were found to be almost equal irrespective of the gear speed used in the range of this experiment.

Key Words: Gear, Spiral Bevel Gear, Vibration, Noise, Root Stress, Dynamic Behavior, Tooth Bearing, Surface Roughness

1. 緒 言

かさ歯車は互いに交わる二軸間に動力および回転を伝えるために用いられる重要な機械要素の一つである。すぐばかさ歯車の強度、運転性能についてはかなり研究^{(1)~(6)}が行われているが、まがりばかさ歯車についてはほとんど行われていない。

本報では、歯形および仕上方法の異なる3種類のまがりばかさ歯車に対して動力吸収式かさ歯車運転試験機を用いて種々の運転条件下で運転試験を行い、歯車本体の円周、半径および軸方向振動加速度、音圧および歯元応力を測定し、これらの歯車の動的挙動に及ぼす歯当たり、歯面粗さ、回転方向の影響などについて検討を加えている。

2. 実験装置および実験方法

2.1 試験歯車 本実験では歯形および仕上方法の異なる3種類のまがりばかさ歯車を用いた。表1に試験歯車の諸元を示す。歯車の材料はSCM415である。試験歯車A, Bはクリンゲルンベルグ社の歯切盤

で歯切りを行い、浸炭焼入れ後、CBN仕上げ歯切りを行った歯車で、歯車Aは標準的な歯切りを行った歯車、BはAよりも歯当たりを歯たけ、歯すじ方向ともに広げた歯車である。歯車Cは豊精密工業(株)の歯切盤で歯切りを行い、浸炭焼入れ後、ラッピング仕上げを行った歯車である。歯車精度は、歯車A, BがJIS 0級、CがJIS 2級である。試験歯車の歯面粗さ曲線を図1に示す。最大粗さは、歯車Aが $R_{\max}=3\mu\text{m}$ 、Bが $R_{\max}=1\mu\text{m}$ 、Cが $R_{\max}=10\mu\text{m}$ 程度である。

2.2 動力吸収式かさ歯車運転試験機 本実験に使用した動力吸収式かさ歯車運転試験機⁽³⁾を図2に

表1 試験歯車諸元

Module	m	5.65
Cutter pressure angle α_c		20°
Number of teeth	z	27
Face width	b	33.5 mm
Shaft angle	Σ	90°
Helix angle	β_0	35°
Pitch diameter	d_0	152.55 mm
Pitch angle	γ_0	90°
Outer cone distance	R	107.6 mm
Addendum	h_k	3.90 mm
Dedendum	h_f	4.78 mm

* 原稿受付 平成4年1月23日。

^{*1} 正員、鳥取大学工学部 (〒680 鳥取市湖山町南4-101)。^{*2} 正員、(株)椿本エマソン (〒574 大東市御領3-7-5)。^{*3} 准員、(株)タダノ (〒761-01 高松市新田町甲34)。

示す。試験歯車と支持部のみが測定室（無響室）内に設置され、原動部と動力吸収部とから音響的に遮断されている。原動機としては出力 15 kW の VS モータを、動力吸収機としては電気動力計（最大負荷トルク $T=98 \text{ Nm}$ ）を用いた。試験歯車の潤滑には油ポンプによる強制潤滑方式を用い、歯車のかみ込み側に給油して潤滑を行った。

2.3 実験方法 駆動歯車の歯車側面の歯車中心から半径 62 mm の位置に振動ピックアップを取付けて種々の運転条件下で運転試験を行い、歯車の円周、半径、軸方向の振動加速度を測定した。また、振動加速度とともに駆動歯車の圧縮側歯元にひずみゲージを接着して歯元応力も同時に測定している。歯元応力の測定は、圧縮側歯元すみ肉部の歯直角断面において Hofer の 30° 接線法で決定される危険断面位置にゲージ長さ 0.3 mm のひずみゲージを歯幅中央と両歯幅端（歯幅端より 5 mm 中央寄り）の 3 箇所と前後 2 枚の歯の歯幅中央に接着して行った。音圧の測定方向は歯車騒音の無響音室内の音圧分布の調査結果に基づいて音圧が最大となる方向にとり、測定位置は図 3 に示す P 点に定めた。なお、無響室内の暗騒音はリニアスケールで 60 dB、A スケールで 50 dB 以下である。

図 1 試験歯車の歯面粗さ

図 2 動力吸収式かさ歯車運転試験機

振動ピックアップおよびひずみゲージからの出力信号はスリップリングを通して取出し、振動加速度に対しては増幅器からの出力を、歯元応力に対してはブリッジ回路、動ひずみ計を経て得られる出力を同期回路を用いていったんトランジェントレコーダに記憶させた後、シンクロスコープ上に掃引させて観測した。振動加速度 (rms 値) は増幅器付属のメータで、歯元応力はシンクロスコープ上で測定した。音圧レベル (A スケール) の測定および周波数分析はコンデンサマイクロホン、マイクロホン増幅器と FFT を用いて行った。図 4 にこれらの測定方法のブロック線図を示す。

振動加速度、音圧および歯元応力の測定は、負荷トルク $T=98 \text{ Nm}$ に対しては回転速度を $n=400 \sim 1400 \text{ rpm}$ の範囲で 50 rpm ごとに変化させて行い、 $T=39.2, 68.6 \text{ Nm}$ に対しては $n=500, 700, 1000, 1400 \text{ rpm}$ の場合に対して行った。

また、まがりばかさ歯車では、凸歯面が駆動する場合と、凹歯面が駆動する場合とでスラストと半径方向荷重の方向が逆になるため、動特性が変わることも考えられるので、実験は凸面駆動の場合（添字 1）と凹面

図 3 音圧測定位置

図 4 測定ブロック線図

駆動の場合（添字 2）に対して行った。凹面駆動の実験は凸面駆動の場合と駆、被動歯車を組替えて行い、その際歯当たりが変わらないように配慮した。以下、本報では歯車 A において凸面および凹面が駆動する

場合をそれぞれ A1, A2, 歯車 B ではそれぞれ B1, B2, 歯車 C ではそれぞれ C1, C2) と表す。

3. 実験結果および考察

3・1 かみあい率の測定結果 図 5 は、負荷トルク $T=98\text{ Nm}$, 回転速度 $n=500\text{ rpm}$ における凸面駆動の場合の歯車 A～C (A1～C1) の歯元応力波形を示す。中段の三つの波形は着目歯の外端、歯幅中央、内端における波形を、最上、下段の波形は隣接歯の歯幅中央における波形を示す。これらの結果から、各歯車のかみあい率を求めると、A では 1.19, B では 1.88, C では 1.78 となり、A のかみあい率は B, C の場合に比べてかなり小さい。

3・2 歯当たりの測定結果 各歯車対の歯当たりを図 6 に示す。歯当たりの測定は駆動歯面に光明丹を塗布し、両歯車を軽負荷でかみあわせることによって被動歯面に転写し、その転写塗料を透明粘着テープに移しとって行った。図 6 より、歯当たりは歯車 A では歯だけ、歯すじ方向ともかなり小さいが、B, C では歯面全体にわたりかなり大きくほぼ等しいこと、またいずれの歯車においても凸面駆動と凹面駆動の場合ではほとんど変わらないことがわかる。3・1 節で述べたように歯車 A のかみあい率が B, C よりもかなり小さいのは、A の歯当たり面積が図 6 に示すようにかなり小さいことによると考えられる。

3・3 振動加速度と音圧に及ぼす歯当たりの影響

図 7 は、歯車 A1, B1 を負荷トルク $T=98\text{ Nm}$ で運転した場合の円周、半径および軸方向振動加速度レベル VAL , 音圧レベル SPL と回転速度 n の関係を示す。加速度レベル VAL は $20 \log (a_i/a_0)$ (a_i : 各方向の振動加速度 mm/s^2 , 基準加速度 $a_0=10^2\text{ mm/s}^2$) で表される dB 値をとっている。図より、3 方向振動加速度と音圧はいずれも、回転速度の増加につれて増大する傾向を示すが、ピークが発生する回転速度が振動加速度と音圧で異なる場合があることがわかる。これは、主として測定音圧には歯車から放射される音圧のみで

図 5 歯元応力波形

図 6 歯当たり

なく試験機の軸受、軸受支持台およびベッドなどからの放射音も含まれていることによるものと思われる。

また、振動加速度レベルはすぐばかさ歯車の場合⁽³⁾と

(a) A1

(b) B1

図 7 振動加速度、音圧と回転速度の関係

(a) A1

(b) C1

図 8 周波数分析結果 ($T=98 \text{ Nm}$, $n=700 \text{ rpm}$)

同様に円周方向が最も大きく、ついで半径、軸方向の順に小さくなる。ほかの歯車においても同様の結果が得られた。

図8は歯車A1, C1に対する負荷トルク $T=98$ Nm, 回転速度 $n=700$ rpm における3方向振動加速度と音圧の周波数分析結果を示す。図の最下段には歯車に衝撃を加えた場合の軸方向振動加速度の周波数分析結果(軸方向固有振動数測定結果)も示している。これらの図より、3方向振動加速度と音圧のピーク周波数はかみあい周波数 f_a とその整数倍および軸方向の固有振動数に一致していることがわかる。また、これらの周波数分布がよく似ていることから3方向の振動が互いに連成しているものと考えられる。なお、負荷トルクを変えてもこれらの周波数分布はほとんど変わらなかった。

図9, 10は、負荷トルク $T=98$ Nmが作用する場合の各歯車の円周、軸方向の振動加速度レベル、音圧

レベルと回転速度の関係を比較して示す。凸面駆動(添字1)と凹面駆動(添字2)の場合で、スラストと半径方向荷重の方向が逆になるが、本実験の負荷トルクの範囲では両者の振動加速度と音圧はいずれの歯車においてもあまり変わらないことがわかる。歯車A(CBN仕上げ)の振動加速度と音圧はいずれも仕上げ方法が同じ歯車Bよりもかなり大きい。これは、3・2節で述べたように歯車Aの歯当たりが歯たけ、歯すじ方向ともにBの場合よりもかなり小さいため、歯のばねこわさの変動が大きくなり起振力が増大することによるものと考えられる。また歯車B(CBN仕上げ)の歯車精度、歯面粗さは歯車C(ラッピング仕上げ)よりよいにもかかわらず、振動加速度と音圧は凸面駆動、凹面駆動いずれの場合も同程度である。これは、これらの歯車の歯当たり面積がほぼ等しいことによるものと考えられる。これらの結果より、まがりばかき歯車の振動加速度と音圧は歯車精度、歯面粗さよりも歯当たり面積によって大きく影響されるものと考えられる。

図11は回転速度 $n=500, 1400$ rpm における各歯車の3方向振動加速度、音圧と負荷トルクの関係を示す。いずれの歯車においても3方向振動加速度と音圧はいずれの回転速度においても負荷トルクの増加につれて増大する傾向を示すが、その程度はかなり小さいことがわかる。

3・4 歯元応力に及ぼす回転速度の影響 図12は負荷トルク $T=98$ Nmが作用する場合の各試験歯車の最大歯元応力と回転速度の関係を、 $n=400$ rpm に

(a) 円周方向

(b) 軸方向

図9 振動加速度に及ぼす歯当たりの影響

図10 音圧に及ぼす歯当たりの影響

図 11 振動加速度、音圧と負荷トルクの関係

図 12 最大歯元応力と回転速度の関係

おける最大歯元応力を基準にして示す。最大歯元応力は本実験の回転速度の範囲 ($400 \leq n \leq 1400$ rpm) ではいずれの歯車においてもあまり変化しないことがわかる。また、負荷トルクを変えても、最大歯元応力の回転速度による変化は小さい。

4. 結 言

本研究により明らかになった諸点を要約すると次のようになる。

(1) まがりばかき歯車の振動加速度は、すぐばかき歯車の場合と同様に円周方向が最も大きく、ついで半径、軸方向の順に小さくなる。

(2) まがりばかき歯車のかみあい率は、歯たけ、歯すじ方向の歯当たりの増加につれて増大する。

(3) まがりばかき歯車の3方向振動加速度と音圧

は、歯車精度、歯面粗さによってはほとんど変わらないが、歯たけ、歯すじ方向の歯当たりの増加につれて減少する。

(4) まがりばかき歯車の3方向振動加速度と音圧は、凸側歯面が駆動する場合と凹側歯面が駆動する場合ではほとんど変わらず、回転速度の増加につれて増大する傾向を示す。また、本実験の負荷トルクの範囲ではほとんど変化しない。

(5) まがりばかき歯車の3方向振動加速度は互いに連成している。

(6) まがりばかき歯車の最大歯元応力は、本実験の回転速度の範囲 ($400 \leq n \leq 1400$ rpm) ではほとんど変わらない。

終わりに、本研究を行うにあたって熱心にご協力いただいた鳥取大学文部技官 難波千秋氏に厚くお礼申し上げます。

文 献

- (1) 小田・小出・岡村, 機論, 47-423, C(1981), 1540.
- (2) 小田・小出・樋口, 機論, 48-429, C(1982), 709.
- (3) 小田・小出・岡村, 機論, 48-434, C(1982), 1579.
- (4) 寺内・宮尾・藤井・佐川, 機論, 45-393, C(1979), 566.
- (5) 寺内・藤井・徳藤, 機論, 46-406, C(1980), 675.
- (6) 寺内・藤井・大島, 機論, 47-424, C(1981), 1663.
- (7) 佐藤・福岡・清野・会田・藤村, 機論, 41-345(1975), 1607.