Vibration Estimation of Spiral Bevel Gears by Monitoring the Exterior Vibration

正 青山 栄一 (同志社大)
 正 上西 康弘 (三菱自・工)
 ○ 中田 康弘 (同志社大・院生)

正 廣垣 俊樹 (滋賀県立大)
 山田 健 (イシダ)

Eiichi AOYAMA, Faculty of Engineering, Doshisha University

Toshiki HIROGAKI, School of Engineering, The University of Shiga Prefecture

Yasuhiro UENISHI, Mitsubishi Motors Corporation

Takeshi YAMADA, Ishida Corporation

Yasuhiro NAKATA, Graduate Student, Doshisha University

Key Words: Gear, Spiral Bevel Gear, Vibration, Rotational Vibration, Transfer Function, Monitor, Meshing Transmission Error

1. 緒言

かさ歯車は、互いに交わる軸の動力伝達に用いられる重要な機械要素の一つである。かみ合い時の歯車自身の回転方向挙動を評価する方法として、平歯車、はすば歯車は回転方向振動が計測されている⁽¹⁻³⁾。しかしながら、歯車の回転方向振動を測定するにあたって、ハウジング内部の歯車に逐一測定器をつけて測定するのは、生産管理、コスト面から実用的ではない。

一方、本研究の以前の研究によりまがりばかさ歯車についても歯車の回転方向振動がハウジング内部の振動に大きく影響を与えていることと明らかにしている⁽⁴⁾、そこで本研究では、ハウジング内部の歯車の回転方向振動を、測定容易なハウジング外部のフランジの回転方向振動でモニタリングする手法を検討した。まず、フランジの回転方向振動により歯車の回転方向振動を評価する事を目的とし、ハウジング内部の被動歯車と外部のフランジに加速度ピックアップを取り付けた。そして振動源である歯車の回転方向振動を直接測定すると同時に、外部のフランジ部の回転方向振動を測定し、その振動挙動を比較し、フランジ部でのモニターの有効性を示した。また、歯車の振動加速度とフランジの振動加速度の間の伝達関数を用いる事で、本手法の妥当性を示すと共に、適用範囲についても検討した。

2. 実験方法

本研究の対象にしたまがりばかさ歯車は、エリコン式等高歯まがりばかさ歯車である。そして、実駆動時にかみ合う歯車の挙動を調べるために、加速度ピックアップを駆動側、被駆動側にそれぞれ2個180°対向する位置に回転方向に対して同方向に取り付け、回転方向振動を測定した。また、フランジ部の回転方向振動の測定も同様に行った。

次にハンマリング実験を行い、駆動状態を想定し、負荷をかけた状態でフランジの取り付けねじ部にアームを付け、回転方向に打撃を与えた。

3. 実験結果および考察

3.1 かみ合い伝達誤差と被動歯車

駆動歯車と被動歯車は相対運動をしており、各歯車の運動は理論上、各慣性質量の逆数に比例するものと考えられ

る。そこで、歯車振動を測定する場合には駆動側、被動側どちらか一方の振動を測定すればその歯車対の振動をある程度把握することができると考えられる。そこでまず、被動歯車だけの測定で十分な精度が得られるかを検討するために、被動歯車の加速度ピックアップによる振動加速度の測定結果とかみ合い伝達誤差の関係の図をFig.1に示す。図より、加速度の測定値とかみ合い伝達誤差は直線関係にあり、被動歯車の振動加速度だけである程度の評価が可能であることがわかる。

Fig.1 Relation between rotational acceleration of driven gears and meshing transmission error (Torque = 4.68, 14.0, 23.4, 46.8Nm)

3.2 被動歯車回転挙動とフランジ部回転挙動

次に駆動時における被動歯車回転方向振動とフランジ部回転方向振動の関係をFig.2に示す。二つの間にはおおむね比例関係が有ることがわかる。ここで、Fig.2における直線の傾きは被動歯車とフランジ部のかみ合い周波数における伝達関数となる。Fig.3は負荷トルクを変更した場合の直線の傾きを示します。Fig.3より負荷トルクの影響が小さい事がわかる。これより、フランジ部の回転方向振動を測定することにより、被動歯車の回転方向振動を予測することが可能であると考えられる。

Fig.2 Relation between rotational acceleration of driven gears and of flange
(Normal rotation,
torque = 4.68, 14.0, 23.4, 46.8Nm)

Fig.3 Relation between torque and gain
(Normal rotation)

3.3 ハンマリング実験

実駆動時の実験結果のみで振動源である歯車の回転方向振動を推定するには必要とするデータ数が多いため、より簡便な方法で歯車の回転方向振動を評価できることが望ましい。

そこで歯車を回転させない状態でハンマリング実験の結果により被動歯車回転方向振動とフランジ部回転方向振動の間の伝達関数を求め、これに駆動して得られるフランジ部回転方向振動のパワースペクトルを積することにより被動歯車回転方向振動を推定した。被動歯車回転方向振動の実験結果に対する伝達関数を用いた計算結果の比較をFig.4に示す。Fig.4より、かみ合い1次周波数の振動加速度レベルが実験、計算結果ともほぼ同様の値を示していることがわかる。したがって、フランジ部回転方向振動によって被動歯車回転方向振動レベルを推定できることが確認された。

(a) In operation

(b) Calculating

Fig.4 Comparison between experimental data and calculated results

(Tooth bearing : 3T, mesh frequency = 125.4Hz
torque = 2.375Nm)

4. 結言

- (1) 歯車軸上に配置されたフランジ部の回転方向振動を測定することによって被動歯車の回転挙動を推定することができる。
- (2) フランジ部と歯車間の伝達関数を評価することにより、本手法の有効な範囲を明らかにできることがわかった。

参考文献

1. 寺内, 永村, 専徳, 上谷, 機論, 52-479, C(1986), 1985-1991
2. 梅澤, 鈴木, 佐藤, 機論, 51-469, C(1985), 2316-2322
3. 前沢, 田中, 能上, 中村, 松永, 機論, 52-480, C(1986), 2113-2119
4. 廣垣, 青山, 上西, 橋本, 新田, 新井, 機論, 62-597, C(1996), 1998-2004