超音波振動による歯車歯面の摩擦力減少と潤滑性向上に関する研究* (歯車歯面の摩擦低減実験)

大岩孝彰^{*1}, 牧野陽平^{*2}, 朝間淳一^{*1}

Friction Reduction and Lubricity Improvement for Meshed Gears Based on Ultrasonic Oscillation (Experiment of Friction Reduction on the Tooth Flank)

Takaaki OIWA^{*1}, Yohei MAKINO and Junichi ASAMA^{*1} Faculty of Engineering, Shizuoka University
3-5-1, Johoku, Hamamatsu, Shizuoka, 432-8561, Japan

This study deals with an ultrasonic oscillation method for friction reduction and lubricity improvement in meshed gears. In recent years, the gear is used in critical environments such as in a vacuum chamber or space environment. Thus, instead of using a conventional method, i.e., lubricant oil, a new method of the friction reduction and lubricity improvement is rather demanding. This paper describes frictional experiments for meshed gears oscillated by an ultrasonic actuator which is fixed on the end surface of the gear shaft. Strain gauges are attached on the fillet between the dedendum flank and the bottomland to measure stress conditions during forward and reverse rotations when a constant torque was applied about the gear axis. The friction on the tooth flank is evaluated from the averaged stress difference between the forward and reverse rotations. The study showed that when no lubricant was applied, the ultrasonic oscillation has reduced the friction between tooth flanks by approximately 40% compared to non-oscillation results.

Key Words : Gear, Friction Reduction, Lubricity Improvement, Ultrasonic Oscillation

1. 緒 言

大きな動力を伝達する歯車では、歯面にスコアリングまたはピッチングと呼ばれるような種々の破壊的な摩耗や損傷が発生する。そのため歯車要素には高効率化、損傷防止などを目的として潤滑油が供給される。しかし、潤滑油が使えない極限環境、例えば高温下や宇宙空間などの真空中での損傷は著しく、歯車の寿命は地上の 1/50 に低下することが知られている⁽¹⁾。以前より加工や組立の分野において 2 固体間のすべり摩擦を減ずるために接触面を高い周波数で機械的に加振し、相対運動を与えることが行われてきた^{(2)~(4)}。そこで、本研究では潤滑油に代わる潤滑方法として超音波振動による摩擦低減効果を用いた歯車歯面の摩擦力低減と潤滑性向上の手法を提案する。

前報⁽⁵⁾までに有限要素解析を用いた歯車、歯車軸の形状設計および装置の組み立てを行い、超音波振動子を歯車軸端に取り付けて加振試験を行い、歯車歯すじ方向の変位振幅が発生していることを確認した。本報では歯車かみ合い中の歯元応力を測定し、超音波振動による歯面の摩擦低減効果を評価した。また超音波加振条件、潤滑条件、歯面荷重、回転速度等の影響について報告する。

2. 原 理

歯車の損傷や低効率化の要因の一つとして、かみ合い時に歯面に生じる摩擦力が挙げられる。かみ合いにより

* 原稿受付 2011 年 11 月 29 日

^{*1} 正員, 静岡大学 工学部 (〒432-8561 静岡県浜松市中区城北 3-5-1)^{*2} 静岡大学大学院 工学研究科

E-mail: tmtooiw@ipc.shizuoka.ac.jp

歯車歯面にはピッチ点を除きすべり摩擦が生じている．図 1 に示すように歯車が動力を伝える場合はすべり摩擦はピッチ点に向かう方向に，一方で動力を伝えられる場合ではピッチ点から離れる方向に働く．したがって，摩擦方向の違いにより正転時と逆転時ではピッチ点を除き歯面応力に大きな差が生じる．そこで本報では歯元部に作用する応力の測定を行い，すべり摩擦の低減効果を評価する．

過去の研究より相対運動をする物体間に高周波の加振運動を加えることで物体間に生じる摩擦力が低減することが明らかとなっている．また，すべり方向と同じ方向の高周波振動のみならず他方向の高周波振動が摩擦力低減に効果があることが報告されている⁽⁶⁾．しかし，歯車要素において歯車に半径方向の振動を与えた場合，歯面の法線方向の速度成分を生じるため，歯面の衝突による騒音や回転伝達誤差を生じる可能性がある．したがって，本報では歯車歯面の歯すじ方向（軸方向）の高周波振動を加えることで，歯面に生じる摩擦力の低減を図る．

Fig.1 Direction of the sliding friction on tooth flank

3. 歯車設計

過去の研究より高周波振動加振による摩擦低減率は接触面での振動振幅が大きいほど高い⁽⁶⁾ということが知られている．したがって，既報⁽⁵⁾では有限要素法解析（FEA）により歯車歯面で歯すじ方向の最大振幅を得ることができる歯車軸および歯車ブランク形状を検討した．図 2 に軸端部に超音波振動子を取り付けた歯車軸中の縦振動の振幅分布を示す．波長すなわち軸長は鋼中の音速 $c=5140\text{m/s}$ および振動子の共振周波数 $f=28\text{kHz}$ から $c/f=\lambda=184\text{mm}$ と求められた．これにより歯すじ方向の最大振動振幅は軸両端部および軸中央部に発生する．加えて，軸受を $\lambda/4$ および $3\lambda/4$ の位置に設けることで振動の節を支持し，軸受部での振動減衰を防ぎながら，歯車取付部の最大変位を得ることができる．歯車軸の軸径は用いる予定の超音波振動子の径と同じ 45mm とした．FEA を行う前の歯車ブランク形状および FEA を繰り返して歯車歯すじ方向の振動振幅を大きくした歯車ブランク形状を図 3(a)および(b)にそれぞれ示す．FEA 後の修正歯車は歯車両側にそれぞれ厚さ 5mm ，直径 74mm のボスを配置した形状を持つ．形状修正前後の歯車基準円上での歯すじ方向と半径方向の振動振幅の比較を図 4 に示す．修正後では半径方向変位を約 10% 減じながら歯すじ方向変位を約 50% 向上させることができた．

Fig.2 Displacement distribution of ultrasonic oscillation in gear shaft

Fig.3 Shape of gear blank

Fig.4 Vibration amplitude before/after FEA

4. 実験方法

4・1 歯車加振装置

設計、製作した歯車（モジュール $m=8$ ，歯数 $z=12$ ，SUS304，N8 級）および歯車軸（軸径 $D=45\text{mm}$ ，S45C）を接合面間での振動減衰を防ぐために焼き嵌めにより結合した．歯車軸端部にボルト締めランジュバン形振動子（本多電子，HEC-45282，共振周波数 $f=28\text{kHz}$ ）を M10 のねじにより取り付けた．ファンクションジェネレータ（アジレントテクノロジー，33120A）からの出力電圧を低電圧アンプ（DENON，PMA-1500AE）およびトランス（トヨデン，HT62）により昇圧し超音波振動子を駆動した．このときの歯車歯先の歯すじ方向および半径方向変位をレーザドップラ振動計（ソニーマニファクチュアリングシステムズ，VL10，DC~100kHz）を用いて測定した．振動子の印加電圧を $120\text{V}_{\text{p-p}}$ で駆動させた時，周波数 25.26kHz にて歯すじ方向変位 $0.68\mu\text{m}_{\text{p-p}}$ ，半径方向変位 $0.49\mu\text{m}_{\text{p-p}}$ の最大変位振幅を得た⁽⁵⁾．この変位量は摩擦力を低減させるのに十分な大きさである⁽⁴⁾⁽⁶⁾．

4・2 歯元応力測定方法

本研究では歯面に荷重を与えた時の超音波振動による歯面の摩擦低減効果を正転，逆転時の歯元応力差から評価する．実験装置の全体図を図 5 および図 6 に示す．実験装置は駆動歯車，試験歯車（Oscillated idler gear），従動歯車の 3 つの歯車から構成されている．モータからの動力をウォーム減速機（減速比 60），駆動歯車を介して伝達し，プーリ（径：100mm）に取り付けられたおもり（質量：23.5kg および 37.8kg）を持ち上げることで試験歯車歯面に荷重を与える．基準円上での歯車歯面の負荷は 221N および 355N となる．また，測定系統図を図 7 に歯元部詳細を図 8 に示す．ひずみゲージ（共和電業，KFG-02-120-C1，ゲージ長 0.2mm）4 枚を 2 アクティブ 2 ダミー法で歯元すみ肉部に貼り付けて，ひずみ量から歯元応力を測定した．また，歯車基準円上の歯すじ方向の振動振幅は歯車端面に加速度ピックアップを取り付け，得られた加速度の二回積分値から算出した．試験歯車軸回転角は試験歯車軸端にロータリエンコーダ（キャノン，R-1L，81,000ppr）を取り付けて計測し，回転角 0.1 度ごとに歯元応力を計測した．試験歯車が歯元から歯先へとかみ合う回転方向を正回転とし，かみ合い終了後モータを逆回転させ再度歯車をかみ合わせ行き戻りの歯元応力のデータを取得した．

4・3 摩擦低減評価方法

本研究では超音波振動による摩擦低減効果を歯車かみ合い中の歯車の微小な回転角度ごとに観察するため，歯車装置を極低速（1~7rpm）で稼働させた時の正転，逆転時の歯元応力差から推定する．極低速で試験を行う理由は微小な回転角ごとの応力測定を行うことで，歯面のかみ合いによる摩擦の影響を詳細に評価するためである．摩擦評価はピッチ点を中心とした ± 10 度の範囲で行う．本報では各実験条件（振動振幅，潤滑条件など）における歯元応力差の平均値を無潤滑・非加振時の歯元応力差の平均値で除したものを摩擦力比と定義し，摩擦低減性の指標とした．よって無潤滑・非加振状態の摩擦力比が 100% となる．また摩擦力比が小さいほど摩擦低減効果が高いことを意味する．気温や湿度，歯面の摩耗により摩擦状態は微妙に変

化するので、実験ごとに無潤滑・非加振状態の応力差を測定し直し、それを 100%の摩擦力比とした。超音波加振強度は非かみ合い状態における試験歯車の歯すじ方向変位を $0.5\mu\text{m}_{\text{p-p}}$ から $2.5\mu\text{m}_{\text{p-p}}$ まで $0.5\mu\text{m}_{\text{p-p}}$ 刻みで変化させて設定した。潤滑剤は 2 種類 (小原歯車工業, 極圧添加剤入り二硫化モリブデングリス:GJS-0801, 二硫化モリブデン固体皮膜剤:GJS-0901) を塗布して用いた。さらに試験歯車軸の回転速度を 1rpm から 7rpm まで 1rpm 刻みで増加させた場合についても同様に実験を行った。

Fig.5 Experimental setup with three gear shafts

Fig.6 Experimental setup with three gear shafts

Fig.7 Experimental setup for measuring friction

Fig.8 Measuring positions for strain and vibration acceleration

5. 実験結果と考察

5・1 振動振幅、潤滑状態の影響

図9に無潤滑状態の正転、逆転時の歯元応力の測定結果を示す。このときの基準円上での歯面負荷は355Nである。横軸は歯車軸回転角、縦軸は歯元応力である。また、図中の太線は非加振時の応力曲線、細線は振動振幅 $2.5\mu\text{m}_{\text{p-p}}$ の超音波加振を行った時の応力曲線である。超音波加振を行った場合では非加振の場合と比較して正転、逆転時の歯元応力差が小さくなっており、歯面に生じる摩擦による歯元応力への影響が小さくなっている。すなわち歯面のすべり摩擦が低減していることがわかる。また、回転角 20° のピッチ点では行き戻りの応力差がなくなり、ころがり接触状態となっていることがわかる。一般に接触点がピッチ点から離れるにつれてすべり速度が増大するが、図9から摩擦低減の度合いはピッチ点からの距離に依らず、 5° から 30° の範囲でほぼ一様に減少し、極低速なすべり状態でも超音波振動による効果が現れていることを示している。

ピッチ点を中心とした ± 10 度の評価範囲の行き戻りの応力差の平均値を図10に示す。また、図11に各条件での歯元応力差の平均値を非加振・無潤滑での応力差で除して求めた摩擦力比を示す。図11の横軸は超音波振動の振動振幅の大きさを表す。本実験では各振動振幅で3回測定を行った。図11から振動振幅が $0.5\mu\text{m}_{\text{p-p}}$ より大きな変位振幅を与えた場ではすべて摩擦力比が減少、つまり摩擦が低減する。振動振幅が $2.5\mu\text{m}_{\text{p-p}}$ の時では非加振時と比較して、摩擦は最大で約40%低減した。グリス潤滑剤（GJS-0801）および固体皮膜剤（GJS-0901）を塗布した場合はさらに超音波振動の摩擦低減効果が増大し、無潤滑・非加振状態と比較し、摩擦力比は最大で約50%低減した。いずれの潤滑条件においても摩擦力比は振動振幅の増加に伴い線形的に減少しており、グリス潤滑剤および固体皮膜剤を塗布した場合の近似直線（最小二乗線）の傾きはほぼ同じであった。

Fig.9 Relation between measured stress and angle of rotation
(No lubrication, amplitude of oscillation: $2.5\mu\text{m}_{\text{p-p}}$)

Fig.10 Effect of ultrasonic oscillation and lubrication on averaged stress difference

Fig.11 Frictional force ratio with change in amplitude of ultrasonic oscillation

5・2 振動振幅の変化

図 11 では歯車に与える振動振幅の大きさは無負荷時に測定したもので表した。しかし、実際に歯車かみ合い中では歯面の荷重が変化するため振動振幅の大きさは一定ではなく、かみ合い位置で変化が生じている可能性がある。そのためかみ合い中の歯すじ方向の振動振幅変化を図 8 に示した加速度ピックアップを用いて歯元応力と同様に 0.1° 刻みで測定した。

測定した振動振幅の変化を図 9 に示した測定時の歯元応力と合わせて図 12 にプロットした。このときの無負荷時の振動振幅の大きさは $2.5\mu\text{m}_{p-p}$ である。横軸は歯車軸回転角度、実線は加振時の歯元応力、破線は振動振幅の大きさである。実験結果より、かみ合い時には振動振幅の大きさが変化すること、また正転、逆転時の差が少ないことがわかる。ピッチ点(歯車回転角 20°)に近づくにつれて振動振幅は増加傾向にあり、ピッチ点を過ぎると振幅は減少する。また、測定範囲における振動振幅の平均値は無負荷時が $2.5\mu\text{m}_{p-p}$ なのに対し、かみ合い時で $1.75\mu\text{m}_{p-p}$ であり、振動振幅は約 30% 低下していた。しかしながら、上述の実験結果より歯車における超音波振動の摩擦低減効果は回転角度に依らず一様に効果があるため、かみ合い中の振動振幅の変化は摩擦低減効果への影響は少ないと考えられる。

Fig.12 Relation between measured amplitude of oscillation and angle of rotation

5・3 歯面荷重の影響

次に歯面荷重を変化させた場合の摩擦低減効果を評価した。図 13 に 221N および 355N 負荷時の評価範囲における無潤滑およびグリス潤滑時の正転、逆転時の歯元応力差の平均値をそれぞれ示す。歯元応力差は歯面荷重を減ずることによって小さくなっており、歯面荷重が歯面に生じるすべり摩擦に影響していることがわかる。図 13 に 221N および 355N 負荷時における振動振幅の大きさを変化させた場合の摩擦力比を示す。潤滑条件はそれぞれの荷重において無潤滑およびグリス潤滑の 2 パターンで実験を行った。図 14 より歯面にかかる荷重が小さいほうが小さな振動振幅域において高い摩擦低減効果が見られた。しかし $2.5\mu\text{m}_{\text{p-p}}$ の加振を行った場合ではいずれの歯面荷重においても摩擦力比はほぼ同等であった。ある一定の振動振幅値を超えると摩擦低減効果が頭打ちとなる傾向を示しており、これは Kumar ら⁽⁶⁾の実験結果と一致している。

Fig.13 Influence of load and lubricating condition on averaged stress difference

Fig.14 Frictional force ratio with change in amplitude of ultrasonic oscillation

5・4 回転速度の影響

無潤滑状態で加振振幅を $2.5\mu\text{m}_{\text{p-p}}$ とし、歯車軸回転速度を 1rpm から 7rpm まで 1rpm 刻みで増加させた時の歯元応力および摩擦力比を求めた。このときの基準円上での歯面負荷は 355N である。各回転速度、振動振幅で 3 回測定を行い、各速度における歯元応力差を非加振・無潤滑での歯元応力差の平均値で除して摩擦力比を求めた。図 15 に回転速度を変化させた時の歯元応力差の平均値を示す。非加振状態では応力差は多少のばらつきはあるものの回転速度に関わらず一定の値に収まっている。しかし、加振時の歯元応力差に関しては回転速度の増加に伴い増大していく傾向が見て取れた。図 16 に歯車回転速度と摩擦力比の関係を示す。図 16 から回転速度の増加に伴い摩擦力比が増大、つまり超音波加振による摩擦低減効果が少なくなるという傾向がわかる。文献⁽⁶⁾では、すべり速度 V_s と高周波振動速度 V_v の方向がすべり面内で直交方向に交わるとき、その摩擦低減効果は速度比 V_v/V_s が大きいほど増加するということが示されている。図 15 の傾向もそれと一致しており、高速回転域での使用を目的とする場合は速度比 V_v/V_s を大きくするために超音波振動の振幅を大きくする必要がある。

Fig.15 Averaged stress difference with change in rotational speed

Fig.16 Frictional force ratio with change in rotational speed

6. 結 語

超音波振動を用いた歯車歯面の摩擦低減と潤滑性向上を目的とし、歯車歯面に歯すじ方向の超音波振動を与えた。その時の正転、逆転時の歯元応力差の平均値から摩擦低減効果を評価した。無潤滑状態の超音波振動による摩擦は非加振時と比較して最大で約 40%低減した。加えて、潤滑状態で加振を加えた場合では無潤滑状態よりもさらに大きな摩擦低減が確認された。無潤滑・非加振状態と比較すると摩擦は約 50%減少した。また、歯面荷重が小さいほど小さな振動振幅域でも摩擦低減に効果があることがわかった。加えて、回転速度が低速なほど摩擦低減効果が高いことが明らかとなった。

本研究の一部は、(財)東海産業技術振興財団の第 23 回研究助成金により行われたことを記して謝意を表する。

文 献

- (1) “平成 20 年度 SBIR 技術革新事業公募要領別紙技術開発課題”，(独)新エネルギー産業技術総合開発機構。(2008) p. 2.
- (2) Thoe T.B., Aspinwall D.K., Wise M.L.H., “Review on ultrasonic machining”, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Volume 38, Number 4, March 1998, pp. 239-255.
- (3) Mohri N. and Saito N., “Some Effects of Ultrasonic Vibration on the Inserting Operation”, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol.9, No.4 (1994), pp.225-230.
- (4) Oiwa, T., “Friction control using ultrasonic oscillation for rolling-element linear-motion guide”, *Rev. Sci. Instrum.*, 77, 016107, (2006), pp. 1-4.
- (5) 大岩孝彰, 牧野陽平, 佐藤元宥, 朝間淳一, “超音波振動による歯車歯面の摩擦力減少と潤滑性向上 (歯車軸の設計と試作)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 77, No. 775 (2011), pp. 737-741.
- (6) Kumar, V. C., and Hutchings, I. M., “Reduction of the sliding friction of metals by the application of longitudinal or transverse ultrasonic vibration”, *Tribology International*, 37 (2004), pp. 833-840.