S111033

インボリュート・サイクロイド合成歯形歯車の摩耗

中川 慎也^{*1}, 永村 和照^{*2}, 池条 清隆^{*2}, 瀬山 夏彦^{*3}, 長門 秀憲^{*1}

Wear of Involute-Cycloid Composite Tooth Profile Gear

Shinya NAKAGAWA^{*1}, Kazuteru NAGAMURA, Kiyotaka IKEJO,

Natsuhiko SEYAMA and Hidenori NAGATO

^{*1} Graduate School of Engineering, Hiroshima University
1-4-1 Kagamiyama, Higashi-Hiroshima, Hiroshima, 739-8527, Japan

In previous studies, we have developed an involute-cycloid composite tooth profile gear, and proved that the gear has larger bending strength, greater surface durability, and higher power transmission efficiency than involute gear. However, wear resistance of the involute-cycloid composite tooth profile gear has not been clarified yet. Therefore, we investigated wear of the gears using a power circulating-type gear testing machine. In the experiments, we measured wear depth and tooth profile error for the involute-cycloid composite tooth profile gear and the involute gear. Moreover, we developed a program to calculate the wear of these gears. Then we compared the experimental data with the calculation results. It is concluded that the involute-cycloid composite tooth profile gear has greater wear resistance than involute gear, and the calculation results are in agreement with the experimental data.

Key Words : Gear, Tribology, Wear, Non-Involute Gear, Involute-Cycloid Composite Tooth Profile

1. 緒 言

我々の研究室では、一般に動力伝達に用いられているインボリュート歯形歯車よりも高性能な歯車として、インボリュート・サイクロイド合成歯形歯車を開発した。以前の研究においてこの歯車はインボリュート歯形歯車に比べて、歯面強度、曲げ強度、動力伝達効率に優れている^{(1)~(3)}ことを実証した。しかし、耐摩耗性については明らかになっていない。そこで本研究ではインボリュート・サイクロイド合成歯形歯車とインボリュート歯形歯車について摩耗試験を行い、それらの実験結果から得られる摩耗量を比較して、インボリュート・サイクロイド合成歯形歯車の摩耗特性について検討した。さらに、インボリュート・サイクロイド合成歯形歯車の摩耗を予測するプログラムを作成し、その計算結果を実験結果と比較した。

2. インボリュート・サイクロイド合成歯形歯車

図1に本研究で使用したインボリュート・サイクロイド合成歯形平歯車およびインボリュート歯形平歯車の歯形形状を示す。本研究のインボリュート・サイクロイド合成歯形はサイクロイド歯形を基本としており、歯元が厚くなっているため高い曲げ強度を有している。またかみあい時には凹面と凸面の接触になるため接触応力が小さくなり、インボリュート歯車に比べ歯面強度がすぐれている。さらに、サイクロイド歯形歯車はピッチ点で曲率半径が0となる欠点を有しているが、インボリュート・サイクロイド合成歯形歯車はピッチ点付近をインボリュート曲線に置き換えることでその欠点を補っている。

^{*1} 学生員, 広島大学大学院 工学研究科 (〒739-8527 広島県東広島市鏡山 1-4-1)

^{*2} 正員, 広島大学大学院 工学研究科

^{*3} 正員, 東京都立産業技術高等専門学校 ものづくり工学科

E-mail: nagamura@mec.hiroshima-u.ac.jp

Fig.1 Tooth profiles of test gears

Table 1 Specifications of test gears

Tooth profile		Involute	Involute-cycloid composite
Module	m [mm]	4	
Number of teeth	z_1/z_2	29/29	
Pressure angle	α_0 [deg]	20	13*
Rolling circle radius	a [mm]	-	7
Addendum	h_a [mm]	4.00	4.80
Dedendum	h_d [mm]	5.00	5.67
Center distance	a [mm]	116.00	
Pitch circle diameter	d [mm]	116	
Face width	b [mm]	10	
Contact ratio	ϵ	1.65	1.35
Material		S45C Thermal refining steel	
Vickers hardness(Driving/Driven)		221/220	220/224
Surface finishing		Hobbing	

* Value at pitch point

3. 実験方法

表 1 に試験歯車の諸元を示す. 試験歯車にはインボリュート・サイクロイド合成歯形およびインボリュート歯形の 2 種類を使用し, 材料は一般によく使用される S45C 調質鋼製の試験歯車を用いて摩耗試験を行った. 実験には動力循環式歯車試験機を用いて, 歯車の回転速度を $n=1750\text{rpm}$, 負荷トルクを $T=40\text{Nm}$ とした. 潤滑油にはスピンドル油 (ISO VG8) を使用し, 油温を $45\pm 1^\circ\text{C}$ に設定して運転を行った. そして負荷繰返し数 $N=1.0\times 10^7$, $N=2.0\times 10^7$, $N=3.0\times 10^7$ の各段階で歯元応力を測定し, その後運転を停止して歯形誤差, 摩耗質量を測定した. さらに測定した歯形誤差曲線より摩耗深さを算出した.

4. 摩耗予測プログラム

本研究で作成した摩耗予測プログラムでは, 最初に, かみ合っている 1 対の歯車のかみあい線上での歯面のすべり速度, および歯のばね剛さ, 歯形誤差を考慮した荷重分担率より歯面法線荷重を計算する. そしてこれらの値を用いて摩耗深さを計算した. 本プログラムでの摩耗深さの計算には, 次式(1)に示す曾田によって導かれた混合潤滑下における摩耗式⁽⁴⁾および式(2)で示す掘り起こし摩耗モデル⁽⁵⁾の 2 つを使用した.

$$W_1 = C\eta_1^{-0.615}V_s^{0.154}P^{1.385}L \quad (1)$$

$$W_2 = \mu \sqrt{\frac{\pi P}{2p_f}} \quad (2)$$

ここで, W は摩耗深さ [mm], η_1 は初期温度における潤滑油粘度 [Pa·s], V_s はすべり速度 [mm/s], P は歯面法線荷重[N], L はすべり距離 [mm], C は材料による定数, μ は摩擦係数, p_f は塑性流動圧力 [N/mm²]である.

摩耗量の計算は式(1), (2)を組み合わせで行った. すなわち次式(3)に示すように, 1 対の歯車のビッカース硬さ p_1 , p_2 の差でそれぞれの式が占める摩耗深さの割合を決定することにより計算した.

$$W = \frac{1}{p_1 + p_2} \{2p_2W_1 + (p_1 + p_2)W_2\} \quad (3)$$

式(3)で求められる摩耗深さは歯が1回かみあったときの摩耗深さであり、歯の各かみ合い位置でこの摩耗深さ分だけ歯形形状が変化するとする。この歯形変化によって次に歯が接触するときの歯面法線荷重が変化し、その歯面法線荷重により次のかみあいでの摩耗深さを計算する。これらの過程を繰り返し計算することで歯面の総摩耗深さを計算する。

5. 実験結果

図2に実験による各試験歯車の駆動歯車の摩耗深さの変化を示す。図3は計算で求めた各歯車の歯面法線荷重の変化を、また図4はヘルツ接触応力の変化を示す。図2(a)に示すインボリュート歯車の摩耗深さの場合、負荷繰返し数 N の増加に伴って歯先およびピッチ点ではほぼ一定の摩耗深さとなっている。これは図4に示すように接触応力がかみあい位置にかかわらずほぼ一定であるためと考えられる。歯元付近は、他の位置に比べ摩耗深さが大きくなっているが、これは駆動歯車の歯元が被動歯車の歯先稜と干渉することにより大きく摩耗したものと考えられる。図2(b)に示すインボリュート・サイクロイド合成歯形の摩耗深さについては、歯先および歯元付近においてインボリュート歯車よりも摩耗が小さくなっている。これはサイクロイド歯形の凹面と凸面のかみあいにより接触応力が低減したためと思われる。一方で、ピッチ点付近は他の部分よりも摩耗しているが、これはピッチ点付近がインボリュート歯形で、凸面同士のかみあいであるため接触応力が大きく、他の部分よりも摩耗が大きくなったものと考えられる。

図5に各負荷繰返し数における駆動歯車の摩耗質量の変化を示す。インボリュート歯形歯車の摩耗質量は $N=5.0 \times 10^4$ から $N=1.0 \times 10^5$ にかけて変化が大きい。これは初期のなじみによるものと考えられる。それ以降は負荷繰返し数の増加に伴って摩耗質量が徐々に増加していることがわかる。一方、インボリュート・サイクロイド合成歯形歯車の場合、摩耗の変化の傾向はインボリュート歯形歯車と似ているが、サイクロイド歯形の部分で摩耗が軽減されたために全体の摩耗量は少なくなっている。

Fig.2 Wear depth on tooth flank

Fig.3 Normal tooth load

Fig.4 Hertzian contact stress

Fig.7 Amount of wear

Fig.8 Calculation results of wear depth

6. 計算結果

図 8 に $N=3.0 \times 10^7$ における駆動歯車の摩耗深さの計算結果を実験結果と比較して示す。図 8(a)のインボリュート歯車および図 8(b)に示すインボリュート・サイクロイド合成歯形歯車の計算で求めた摩耗深さは、実験結果とほぼ一致している。インボリュート歯形歯車においては歯先稜のかみあいによる摩耗がよく再現できている。インボリュート・サイクロイド合成歯形歯車では、サイクロイド部分である歯先および歯元付近において摩耗量が小さく、インボリュート部分であるピッチ点付近において摩耗量が大きくなることがうまく再現できている。

7. 結 言

本研究の結論を以下に示す。

- (1) インボリュート・サイクロイド合成歯形歯車の摩耗量はインボリュート歯車よりも少ない。
- (2) インボリュート歯車は歯元において大きく摩耗し、ピッチ点および歯先においてはほぼ一様に摩耗する傾向がみられた。
- (3) インボリュート・サイクロイド合成歯形歯車はピッチ点付近で大きく摩耗し、歯先および歯元ではあまり摩耗しない。
- (4) 作成したシミュレーションプログラムによる摩耗の計算結果は、実験結果にほぼ一致した。

参考文献

- (1) 寺内喜男, 永村和照, 西條博光, インボリュート・サイクロイド合成歯形歯車の設計と性能, 日本機械学会論文集 C 編, 47-417, (1981), pp.663-671.
- (2) 寺内喜男, 永村和照, 西條博光, インボリュート・サイクロイド合成歯形歯車の歯面強度について, 日本機械学会論文集 C 編, 47-420, (1981), pp.1082-1093.
- (3) 永村和照, 池条清隆, 齋藤敢, 特殊歯形歯車の歯面摩擦損失, 日本機械学会講演論文集, No.02-1, (2002), pp.19-20.
- (4) 曾田範宗, 潤滑摩耗の理論(Ⅱ) - 潤滑パラメータに基礎をおいた潤滑摩耗式の誘導 -, 潤滑, 24-11, (1979), pp.729-736.
- (5) 岡本純三, 中山景次, 佐藤昌夫, トライボロジー入門, 幸書房, (1990), pp.22-46.