円筒ウォームギヤの歯面焼付き・摩耗の研究*
(歯面局所摺動条件と損傷発生限界の関係)須藤 勝蔵^{*1}, 松本 将^{*2}
田中 保幸^{*2}, 東崎 康嘉^{*2}Scoring Limit and Wear Rate of Cylindrical Worm Gears
(Effects of Local Tribological Conditions on Tooth Surface Failures)Katsuzo SUDOH, Susumu MATSUMOTO,
Yasuyuki TANAKA and Yasuyoshi TOZAKI

The phenomenon of scoring, which determines operating conditions of cylindrical worm gears, is studied. Using power to circulate a worm gear testing machine and by changing the test conditions, for example, assembling errors of gears, loading torque and pitch line velocity, the initial scoring limit condition of a tooth surface was confirmed. The distributions of local contact pressure, sliding velocity and oil film on the gear tooth surface were calculated by a theoretical method previously developed by us. This method can treat the effect of change in load distribution on the gear tooth surface due to mechanical deformation. We observed a good relation ship between scoring limit on the gear tooth surface and the result of contact pressure and sliding velocity which was calculated based on initial errors of gears. Furthermore, the relation ship between the phenomenon of scoring and the change of surface temperature or root stress is studied and wear rate of gear tooth surface is investigated under the conditions close to those of the scoring limit finally, useful gear designing data are presented.

Key Words: Gear, Tribology, Wear, Scoring, Lubrication, Surface Failure

1. 緒 言

ウォームギヤの使用限界を規制する設計項目のひとつに歯面焼付きおよび摩耗の検討がある。従来のウォームギヤ歯面焼付き限界は伝達トルクと回転速度あるいは歯面すべり速度の積で示され、歯当りのばらつきを定量的に考慮したものはない。^{(1)~(3)}しかし、ウォームギヤの歯当りは歯形誤差や組立て誤差により変化するため、歯当りを考慮した噛合い歯面の局所面圧やすべり速度などの摺動条件と歯面の焼付きや摩耗発生状況との関連がわかれば、損傷防止のための歯面修整量や諸元変更などを定量的に行うことができ、歯車設計精度の向上につながる事ができる。

この観点から筆者らは既に各種誤差を考慮できるウォームギヤの歯当り解析手法を作成した。⁽⁴⁾本論文は計算により求められる面圧、すべり速度や油膜厚さなどの条件と歯面損傷発生状況との対応がつかどうかにつき、誤差を与えたウォームギヤを負荷運転して

調べた結果をまとめたものである。検討の結果、歯面上の局所最大面圧などを基準にすれば、歯面損傷発生限界をかなり定量的に説明できることがわかった。

2. 試験条件

2.1 試験装置 運転しながら試験トルクを滑らかに変化させることができる動力循環式ウォームギヤ試験機を製作し実験に用いた。図1に試験装置の外観と動力循環系の概略図を示す。試験ウォームホイール①と増速用ウォームホイール②を同芯で組立て、増速ウォーム装置のウォーム軸③を電動モーター④にて駆動する。循環トルクは差動歯車装置⑤を用いて付与し、系を循環するトルクの値は各軸に組込んだトルクメーター⑥⑦⑧により検出し、検出値をモニターしながらトルクを設定するようにした。駆動モーター7.5 kWで、最大循環トルクは約150 N・mである。

2.2 試験歯車 試験歯車の歯形はJIS3形とし、表1に示す2種類の組合せを選んだ。試験歯車Iは通常のウォームギヤでホイールに歯筋方向のクラウニングを設けないもので、試験歯車IIは歯筋方向に中

* 原稿受付 平成6年2月7日。

*¹ 正員、三菱重工業(株)基盤技術研究所 (〒236 横浜市金沢区幸浦1-8-1)。*² 正員、三菱重工業(株)長崎研究所 (〒850-91 長崎市飽の浦町1-1)。

(a) 外 観

(b) 概略図

図 1. 試験装置

高 ($8 \mu\text{m}$) のクラウニングを設けたものである。試験歯車材料はウォームが SCM415 浸炭焼入れで研削仕上げ、ホイールは PBC2 (りん青銅、硬さ 90 HB) で歯面研削は施してない。歯面仕上げの状況は図 2 に示す様に歯たけ方向でウォーム約 $3 \mu\text{m Rmax}$ 、ホイール約 $4 \mu\text{m Rmax}$ である。

2.3 潤滑油 潤滑油は通常のウォームギヤ油相当 (VG220, 極圧添加剤なし) および粘度が小さい作動油 (VG56, VG32) を 50°C にて, $5 \ell / \text{min}$ の割合で噛合い部に強制給油した。

2.4 試験方法 試験歯車を組立て、無負荷にて所定の歯当りを確認した後、ウォーム回転速度を上昇させ、一定に保持した後に試験トルクを $5 \text{ N} \cdot \text{m}$ または $10 \text{ N} \cdot \text{m}$ 毎に階段状に漸増させて行った。一荷重段階での負荷運転時間は 60 min とし、各荷重段階が終了する毎に試験機の点検カバーを開放して歯面観察を行った。歯面にスクラッチやホイール材のウォームへの溶着 (移着) などの焼付きがない事を確認して、次の荷重段階へ進んだ。

またウォーム噛合い歯には、負荷運転による歯の温度変化をモニターするため、ピッチ線上、歯厚方向中央部にクロメル・アルメル (CA) 熱電対を埋込み、運転に異常がないことを確認しながら試験を進めた。

歯面摩耗量の計測は、各荷重段階にてホイール歯面のレプリカを採取し、負荷 (噛合い) 部と非噛合い部の段差にて確認した。

2.5 試験条件 試験条件の一覧表を表 2 に示す。摩耗試験 (試験番号 16, 17) を除き、負荷は荷重漸増方式で各試験にて負荷できた最大トルクを示した。また試験番号 8 と 10 は複数回実験を行い、デー

図 2. 歯面仕上げ状況

表 1. 試験歯車の諸元

試験歯車		I	II
ウォーム	回数	3	1
	ねじれ方向	右	右
	リード	58.434	18.535
	進み角	$17^\circ 53' 46''$	$4^\circ 15' 37.4''$
	歯直角圧力角	20 deg	15 deg
ホイール	ピッチ円直径	57.8 mm	79.2 mm
	歯直角圧力角	20 deg	15 deg
	モジュール	6.2	5.9
	歯数	31	48
	歯形	J I S 3 形	J I S 3 形
中心距離		125 mm	180 mm

表 2. 試験条件と結果一覧表

番号	試験歯車	潤滑油 VG	誤差			回転速度 rpm	負荷 (最大) Nm	備考
			ホイール軸方向	中心距離	進み角			
1	I	220	—	—	—	1800	100	
2	〃	〃	0.4mm 増外れ量	—	—	〃	140	
3	〃	〃	—	0.17mm 増	—	〃	100	
4	〃	〃	0.4	0.17	—	〃	120	
5	〃	〃	—	—	15°	〃	120	
6	〃	32	—	—	—	〃	80	
7	〃	〃	—	—	—	700	40	
8	II	56	—	—	—	3000	10	3 ケース
9	〃	〃	—	—	—	2000	40	
10	〃	〃	—	—	—	〃	30	2 ケース
11	〃	〃	—	—	—	〃	25	
12	〃	〃	—	—	—	1200	50	
13	〃	〃	—	—	—	1000	50 以上	
14	〃	〃	—	—	—	500	50 以上	
15	〃	〃	0.7	—	—	3000	15	
16	〃	〃	—	—	—	2000	10	150H
17	〃	〃	—	—	—	3000	10	150H
18	〃	220	—	—	—	〃	20	
19	〃	〃	—	—	—	2000	10	

ターが再現できたものである。試験歯車は再使用せず、各試験毎に新たな歯車を使用した。なお表2の中で誤差を示していないのは表記のある値よりも1桁以上小さな値で面圧計算等に際してはその値を無視した。

3. 試験結果

3.1 焼付き発生限界 各試験にて歯面に焼付きが生じた条件を整理した結果を図3に示す。横軸はピッチ円周速 (V) で歯面のすべり速度とはほとんど変わらない。たて軸は損傷が生じた荷重段階の負荷トルク (T) で、試験ウォームの入力トルクを示した。試験歯車が同じ場合は $T-V$ 線は右下りになり焼付き発生限界トルクが V の上昇とともに下がって行く事が確認できた。

しかし、組立て誤差を与えた場合、焼付き発生トルクは変わり、誤差を考慮した実働面圧などを把握しなければ全く説明がつかない。また試験歯車諸元が変わっても焼付き発生トルクが変わる事も同様の検討が必要である。

潤滑油の粘度 (VG) を変えた場合も焼付き発生限界値が変わった。この場合は粘度が変わった場合の歯面の潤滑状態の変化を求める必要がある。

これらの歯面摺動条件の把握は前述⁽⁴⁾の歯当り解析手法によって可能であり、計算値との対応づけを行なってみた。

なお図中の上向き矢印 ($\uparrow$) はその荷重段階では焼付き損傷は生じなかった事を示している。

3.2 歯面の局所摺動条件との対応 各試験歯車の歯当り (接触応力分布) 計算例を図4に示す。すべり速度は歯面上ではほぼ一定であるので、接触応力の最大値が歯面上の PV (面圧 $\times$ すべり速度) 最大値になる。ホイール1歯分の噛合いに対するウォームの回転角を10等分し、各回転角での同時接触線上の接触応力分布を示したものである。計算値がある所が歯当りのある領域である。

このような接触応力計算値を基準に図3に示したたて軸を最大接触応力 P_H に変えて焼付き発生条件を整理し直した結果を図5に示す。図3で引くことができなかった損傷発生の有無を示す境界線 (図5破線) が求まった。潤滑油粘度が大きい ($VG220$) 場合と、小さい ($VG56$, $VG32$) 場合のそれぞれに対してややばらつきはあるが限界線を引くことができる。これより歯面損傷の発生の有無には局所的な接触応力の大きさが大きく影響していることがわかった。

図3. 焼付き試験結果

図4. 歯当り内の接触応力分布計算例

図5. 歯面内最大接触応力による焼付き境界の整理

特にサイズや速度、歯当り形状が異なる2種類の試験歯車が最大接触応力計算値を介して同じ限界線で焼付き現象を議論できることがわかった。

そこで以降の章で局所摺動条件と温度等の関連をもう少し深く検討して行く。

3.3 歯面温度の上昇 各運転条件での負荷トルク漸増による歯面温度上昇の様子を図6に示す。試験歯車Ⅰではリード誤差を与えた場合は初期から異常な高温となり、後述するように歯面摩耗も大きかったが、他の条件ではトルク値と歯面温度がほぼ対応する状況であった。各試験に対する実験線の右端が歯面に局部焼付きが生じた場合であるが歯厚中央部の温度は極端に上昇することはなかった。そこで歯の局所PV最大値との関連を調べてみた。PV値との対応を図7に示すがPV値の増加とともにウォーム歯の温度が上昇する傾向は認められるが、各試験での上昇の程度は異なったものとなった。しかし、図中の記号を○で囲んだ初期のデータは太い破線で示すようにPV値と温度に明らかな相関が認められた。

これは歯面局所PV値の計算を初期の誤差をもとに計算しているためで、厳密には各負荷ステップ毎の歯面馴じみによる誤差変化量を考慮して局所PV値を計算する必要がある事を示している。

3.4 歯面摩擦係数を考慮した焼付き限界

ウォーム噛合い歯面で発生する熱エネルギーは摩擦仕事であるので歯面摩擦係数を計算により求め試験結果と対応づけてみた。

摩擦係数(f)は歯面同時接触線上のEHL油膜厚さを計算により求め、次に示す筆者らの摩擦係数推定式(5)により求めた。

$$f = 0.1 \cdot (5 \log D + 1)$$

ここで f : 摩擦係数

D : 両歯面の最大高さあらしの和/EHL最小油膜厚さ

摩擦仕事は摩擦係数(f)×面圧(P)×すべり速度(V)で示されるので、たて軸に摩擦力に対応する fP をとり横軸に V をとって図3で示したデータを見直してみた。結果を図8に示す。試験歯車Ⅱに対する焼付き発生限界線はほぼ一本となり、高粘度油によるデータも f の減少として説明できることがわかった。

これよりウォーム歯面の焼付きを規定しているのは歯面の局所摩擦仕事であり、 fPV 値が設計限界を示す数値になり得るといえる。

図6. トルクと歯面温度の関係

図7. PV値と歯面温度の関係

図8. 摩擦係数(f)×面圧(P)とすべり速度(v)の関係

4. 歯面の摩耗

ウォームホイール歯面の摩耗をホイール歯元噛合い部と非噛合い部段差をレプリカ採取し、表面あらさ計で確認した。レプリカを測定した段差の状況を図9に示す。平行部がないため段差（摩耗深さ）の計測にはやや問題はあるが、微少なかえり部分を見出し図中のwで示す深さを摩耗量とした。

図10は試験時間を150Hrとし、試験番号[16]と[17]での摩耗量の変化を示したものである。ホイール摩耗量の進行は初期摩耗の段階から勾配が小さくなる定常摩耗の段階へと推移して行く。これは前述の焼付き発生限界以下の条件での運転であることより理解できる。

なぜ勾配すなわち摩耗の進行度が変わるのかについて次に検討を進めた。図10に示す各部の勾配を比摩耗量（摩耗深さ／（接触応力×総すべり距離））で示し、各領域の摩擦仕事との関係を求めたのが図11である。比摩耗量が多いという事は歯面が馴れず、歯面摩耗が進展することを示している。図11からわかるようにfPV値が小さい領域では比摩耗量は小さいが、 $fPV > 3.5 \times 10^5 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{mm/s}$ の領域では比摩耗量が急激に増加する。これは歯面の温度が高くなり、潤滑油膜厚さが小さくなることにより、歯面の摩耗が進み、通常の馴れみ摩耗状態と異なってくるためと推定される。従ってPV値の限界は別の意味では異常摩耗域へ進展するかによって決まると設定することも可能である。

図9. 歯面摩耗量計測例

図10. 歯面摩耗量の時間変化

図11. 歯面摩擦仕事と比摩耗量の関係

5. 結言

ウォームギヤ歯面の損傷として、焼付きと摩耗につき検討するために、噛合い歯面上の面圧（接触応力）、すべり速度、潤滑油膜計算及びそれから推定される摩擦係数と試験歯車負荷運転結果を対応づけ、次の結果を得た。

(1)ウォームギヤ歯面の焼付きを規定しているのは歯面の局所摩擦仕事であり、潤滑油粘度が異なっても摩擦係数（f）×面圧（P）×すべり速度（V）の積が設計限界を示す数値になり得る。

(2)歯面の摩耗の進行度も歯面の局所摩擦仕事である $f P V$ の値と相関が深く、摩擦仕事に限界値を超えると摩耗も急増する。

(3)歯面焼付き及び摩耗は歯面の局所摩擦仕事に対応しており、予測精度を向上させるためには運転中の歯面誤差を考慮する必要があるが、実用上は初期の歯面誤差で実用上問題のない程度で焼付き及び異常摩耗を予測できることがわかった。

文 献

- (1)British Standard Institution, Worm Gearing, B.S.721 (1963).
- (2)和栗明編, 歯車の設計・製作とその耐久力, (昭55), 33, 養賢堂。
- (3)AGMA, Surface durability of cylindrical worm gearing, 213, 02(1952).
- (4)須藤・田中・松本・東崎, 機論 (C編) 59巻566号 (1993-10). 265
- (5)朝鍋・綾部・松本・金丸, 潤滑, 22, 2 (昭52) 77.