はすば歯車のトロコイド干渉が歯面強度に及ぼす影響 (歯すじ誤差, クラウニング及び歯先修整の影響)

吉崎 正敏^{*1}

Influence of trochoidal interference of helical gears on tooth surface strength (Effect of helix deviation, crowning and tip relief)

Masatoshi YOSHIKAZAKI^{*1}^{*1} Power Train Evaluation & Engineering Division, Hino Motors, Ltd.
3-1-1 Hino-dai, Hino-shi, Tokyo 191-8660 Japan

Received 29 June 2016

Abstract

It is of practical importance to accurately evaluate the influence of tooth surface deviation and modification on the tooth surface strength of transmission gears. In this study, gear surface fatigue endurance tests were carried out with pairs of helical gears having various helix deviation, crowning and tip relief. The results showed that some damages on the tooth surface occurred unexpectedly earlier under certain conditions of these tooth flanks than the fatigue life predicted with a conventional design method based on Hertzian pressure on the tooth surface. After observations of the tooth surfaces, it was found that the damages were caused by trochoidal interference, and the influence of the trochoidal interference on the occurrence of the damage was different in the meshing position, namely, the beginning of meshing and the end of meshing. The trochoidal interference in the beginning of meshing was much injurious to the occurrence of the damage. The tooth surface strength of transmission gears needs to be evaluated taking into consideration the occurrence of the damage caused by the trochoidal interference, because the conventional design method of tooth surface strength has a risk to overestimate the tooth surface strength. Therefore, the author discusses a new method combining the tooth surface temperature with the Hertzian pressure to predict the occurrence of the damage caused by the trochoidal interference for a practical gear design.

Key words : Gear, Tooth surface strength, Pitting, Spalling, Trochoidal interference, Hertzian pressure, Tooth surface temperature, Helix deviation, Crowning, Tip relief

1. 緒 言

近年、車両のパワートレインに用いられる動力伝達用歯車の寿命は、歯面強度、すなわちピッチングやスポーリングと呼ばれる損傷に対する強度に支配されることが多くなってきた。これは材料や熱処理の改良およびショットピーニングの採用などにより、歯元折損に対する強度が向上したことが一因である。また、一般に鉄鋼材料の疲労強度は、繰返し数 $10^6 \sim 10^7$ の寿命域で耐久限を示すが、ピッチングやスポーリングは繰返し数（歯車の総回転数）が 10^8 を超えても発生する。長距離輸送に用いられる商用車では、高速道路の利用が増えたことで、最近積算走行距離が 200 万 km を超える例もよくある。そのため動力伝達用歯車は、より高い信頼性を備えたものが要求され、歯面強度の的確な設計評価とその向上対策が大変重要である。

歯面強度は多くの要因の影響を受ける（例えば、吉田, 2008）が、歯面精度の寄与は大きい。そのため、歯面精度が歯面強度に及ぼす影響を定量的に設計予測することは肝要な技術である。筆者は前報（吉崎, 2001）（吉崎, 2011）で、歯面誤差を考慮して計算した歯面のヘルツ圧力を用いることで、歯面強度寿命を定量的に評価できることを報告した。近年では歯車対での解析のみならず、歯車軸、これを支える軸受及び歯車装置のケーシングな

どの弾性変形量を求め、この影響を歯面誤差に組み入れて歯面のヘルツ圧力を計算することができる。そのため、より実働状態に即した条件で求めたヘルツ圧力を用いて、歯面精度が歯面強度に及ぼす影響を評価できるようになった。しかし、実際に歯車耐久実験を行うと設計予測よりもかなり早期に歯面損傷が起きることがある。このような場合、トロコイド干渉（例えば、小森他、2004）が原因であることがある。しかし、この事実は歯車の設計現場では以外と認識されていない。また、歯面損傷が大きく進展してしまうと起点の特定が困難な場合があり、その損傷がトロコイド干渉に起因していることに気付かないこともある。

トロコイド干渉とは、負荷による歯のたわみに起因して、かみ合い始め時とかみ合い終り時に、相手歯車の歯先稜が歯元近傍の歯面で幾何学的なかみあい領域外でかみ合いをするものである。トロコイド干渉はスカフフィング強度を低下させることが報告（小幡他、1987）（藤井他、1990）されており、また、小森らはトロコイド干渉による損傷の特徴を観察し、歯面修整をしたはず歯車のトロコイド干渉の程度を検討するための解析法を提案している（小森他、2004）。しかし、トロコイド干渉が歯面強度に及ぼす影響を定量的に明らかにした報告はない。

本研究では、歯すじ誤差があるはず歯車にクラウニングや歯先修整を施した場合の歯面強度を実験的に調べた。その結果、これらの条件によっては、従来のヘルツ圧力による設計予測よりもかなり早期に歯面損傷が起き、この場合、損傷はトロコイド干渉に起因していることが分かった。すなわち、従来の設計では危険側の評価になる場合がある。そこで、実用設計においてトロコイド干渉に起因した損傷の発生を予測できる新手法として、歯面温度と歯面のヘルツ圧力の関係を用いた歯面強度の評価法を考察した。

2. 実験条件

2・1 試験歯車

実験に用いた歯車の諸元を表1に示す。歯直角モジュール3.5、ピッチ円筒ねじれ角 23° 、有効歯幅27mmのはずば歯車である。材質はSCM420Hで、歯切り後ガス浸炭焼入れを施し、歯面を研削して仕上げた。最終工程

Table 1 Dimensions of test gears.

	Driver	Follower		Driver	Follower
Normal module (mm)	3.5		Tooth surface finishing	Grinding after carburizing	
Normal pressure angle (deg.)	22.5		Material	SCM420H (JIS)	
Number of teeth	34	31	Heat treatment	Gas carburizing	
Helix angle (deg.), direction	23, R	23, L	Surface treatment	Shot peening	
Addendum modification coefficient	-0.0174	-0.1595			
Tip diameter (mm)	136.9	124.4			
Root diameter (mm)	119.7	107.3			
Semi-topping (mm)	0.525	0.525			
Center distance (mm)	123				
Face width (mm)	31	27			
Total contact ratio	2.39				
Length of action (mm)	15.6				

Table 2 Helix deviation, crowning and tip relief of test gears.

	Code	Driver gear	Code	Follower gear
Helix deviation	TB	Lead with smaller helix angle, 32 μm (Tooth trace is sloped up to the beginning of meshing)	—	JIS class N3~N4 (Excluding crowning)
	TE	Lead with larger helix angle, 32 μm (Tooth trace is sloped up to the end of meshing)		
Crowning (with Bias)	—	Not applied	Cr	10, 14, 18, 20 μm
Crowning (without Bias)				5, 10, 20 μm
Tip relief	Kd	10, 18, 31, 40 μm	Kf	10, 18, 30, 40 μm

でショットピーニングを施している。このショットピーニングは古くからトランスミッション歯車などに用いられている標準的なピーニング強度のものである。実験前にかみ合いピッチ円付近で測定した歯面近傍の硬さ（深さ 0.1 mm の位置で測定）は 772HV~808HV、有効硬化層深さは 1.1~1.2 mm、同じく歯幅中央部で歯形方向に測定した歯面あらさ（最大高さ R_z , JIS B0601, 2001）は 1.7~2.0 μm であり、各試験歯車でこれらの性状に差異はなかった。この諸元の歯車に、表 2 に示す歯すじ誤差、クラウニング及び歯先修整を与えた。試験歯車の歯すじ及び歯形形状を測定した例を図 1~図 4 に示す。駆動歯車の歯幅を従動歯車より広くし、駆動歯車の歯すじにエンドリリーフを付けることで、歯すじ誤差がある場合でも歯すじ端でエッジ当たりの影響がないようにしている。ピッチ誤差及び歯溝の振れは、何れの歯車も JIS N3~N5 級（JIS B1702-1,2, 1998, 旧 JIS 規格との誤解を避けるため、本規格の推奨にしたがい等級の頭に N を付記する）であった。

歯すじ誤差は駆動歯車に与え、かみ合い始め側の歯端が凸になるもの（記号 TB）とかみ合い終り側の歯端が

Fig.1 Helix deviation of test gears.

Fig.2 Crowning of test gears.

Fig.5 Measurement positions to determine the bias deviation.

Fig.6 Relation between crowning and bias deviation of test gears (Measured).

Fig.3 Bias deviation of crowning test gears (Tooth profiles). Refer to Fig.5 for the measurement positions.

Fig.4 Tip relief of test gears (Tooth profiles).

凸になるもの（記号 TE）を用意した．与えた誤差量は何れも有効歯幅範囲で $32 \pm 3 \mu\text{m}$ である．これは JIS N7 級の歯すじ誤差を駆動，従動両歯車に与えた場合に相当する．なお，一つの歯車内での歯すじ誤差のばらつきは小さく抑え， $2 \sim 5 \mu\text{m}$ である．

クラウニングは従動歯車の歯すじに与え，その量は $5 \sim 20 \mu\text{m}$ ($5 \pm 1 \mu\text{m}$, $10 \sim 20 \pm 2 \mu\text{m}$) である．本報ではクラウニング量を，歯すじ検査範囲を両端-10%とした場合，すなわち歯幅の 80%範囲での値で表す．量産歯車の歯面研削には，一般にねじ状砥石を用いた創成研削法が広く採用されている．通常，この加工法ではすば歯車の歯すじにクラウニングを付与すると，歯面がねじれるような歯形および歯すじの誤差，すなわちバイアス誤差が生じる（例えば，西村他，2008）．この場合，歯面がねじれる向きは，通常はかみ合い始め及びかみ合い終りの歯端が凸になる方向である．バイアス誤差量はねじれ角とクラウニング量により変化し，クラウニング量が大きくなるとバイアス誤差量も比例して大きくなる．本報では，試験歯車にクラウニングを付与する際，通常的量産加工相当のバイアス誤差が付いている場合と，片歯面研削を行いバイアス誤差を付けないように加工した場合を扱った．図 6 に，バイアス誤差が付いている試験歯車のクラウニング量とバイアス誤差量との関係を示した．ここに示したバイアス誤差量は，両歯幅端から歯幅の 10%の位置で測定（図 5）した圧力角誤差（歯先修整部を除く）の差で，歯幅右側（かみ合い始め側）の歯先が凸の場合を+とする．以下では，クラウニング量はその接頭に記号 Cr を付けて表し，バイアス誤差が付いていないものはその旨付記するが，特に表記がない場合はバイアス誤差が付いているものとする．

歯先修整は，駆動歯車と従動歯車の両方に与えた．その量は $10 \sim 40 \mu\text{m}$ ($10 \sim 18 \pm 1 \mu\text{m}$, $30 \sim 40 \pm 3 \mu\text{m}$) で，作用線上において歯先から $4.2 \pm 0.2 \text{ mm}$ の位置から歯先を直線状に修整した．以下では，駆動歯車の歯先修整量をその接頭に記号 Kd を，従動歯車の歯先修整量をその接頭に記号 Kf をそれぞれ付けて表す．なお，本試験歯車には，駆動側，従動側とも歯先にセミトップピングを施している．

2・2 歯面強度の測定

実験には動力循環式歯車試験機を用いた．試験歯車の回転数（従動側）は 1500 rpm である．潤滑にはマニュアルトランスミッション油（80W-90, GL 5）を用い，油温 $90 \pm 2^\circ\text{C}$ ，吹き付け油量 1.2 l/min で歯車のかみこみ側から強制給油した．

本実験では初めになじみ運転を行い，その後一定のトルクを負荷してピッチングまたはスポーリングによる歯面損傷が発生するまで耐久運転をした．なじみ運転は，低負荷から耐久運転時のトルクまで決められたトルク段階で負荷を増やしていく方式（Haizuka et al., 1999）とした．各トルク段階での繰返し数は 2.0×10^4 である．

本実験において，歯面強度限界の繰返し数 N_f は次の基準（吉崎，2001）に従って決定した．すなわち，耐久運転中，一定の繰返し数毎に試験歯車を取り外し，歯面に発生した損傷部の面積を測定してこの面積が全かみあい歯面の 2%に達した時，もしくは一つの歯面でこの面積が 4%に達した時を歯面強度限界とした．この基準は，著者がこれまでに行った歯面強度に関する多くの実験（吉崎，橋本，1999）（吉崎，2000）から，歯面の摩耗量および運転中の振動・騒音と損傷面積を総合的に照合して決定したものである．なお本報の実験では，何れの耐久運転においても一つの歯面で損傷面積が 4%に達して歯面強度限界になった．また，耐久運転中に歯面損傷が急激に進展した場合は，歯車箱に設置した振動センサーでこれを検知し，試験機は自動停止する．

3. 歯面ヘルツ圧力の計算

歯面のヘルツ圧力はピッチングやスポーリングの発生に大きな影響を及ぼすため，歯面強度を評価する際の重要な指標である．本研究では前報（吉崎，2001）（吉崎，2011）と同様に，久保・梅澤の方法（久保，梅澤，1977）（久保他，1978）を用いて歯面のヘルツ圧力を計算した．この方法は，任意の歯面誤差や歯面修整があるはずば歯車で，かみ合う歯の間の荷重分担を考慮して接触線上の荷重分布を求めることができる．ここでは作用平面上でかみ合い始め位置からかみ合い終り位置まで移動していく接触線を，軸方向に等間隔な 21 本の接触線で代表させ，同時接触線上でたわみ量が等しいことを利用して荷重分布を求めた．この結果を用いて各々の接触線上において 0.317 mm ピッチでヘルツ圧力を計算した．かみ合う一歯面について計算したヘルツ圧力は 1196 点である．これら接触線上の各点で計算したヘルツ圧力値を用いて作用平面におけるヘルツ圧力分布が得られる．

筆者はこれまでに、上述の方法で計算したヘルツ圧力分布を用いて、歯形誤差と歯すじ誤差がはすば歯車の歯面強度に及ぼす影響を定量的にまとめた結果を報告（吉崎，2001）した．さらにこの結果を拡張して、一つの歯車内の各歯で精度ばらつきがある場合についても、歯面における累積被害度を考慮して計算した補正ヘルツ圧力を提案し、これを用いることで歯面強度を評価できることを報告（吉崎，2011）した．本報でもこの補正ヘルツ圧力を用いて歯面強度の実験結果を考察する．補正ヘルツ圧力は、本実験に用いた全ての試験歯車の全歯について、歯車精度測定機で歯面形状の測定を行ない、これから得られた歯面形状データを用いて、駆動、従動歯車の全歯を組み合わせた 1054 個（ 34×31 ，本試験歯車の歯数比は割り切れないため、全歯の組合せがかみ合う）の歯面について、前述の方法でヘルツ圧力分布を計算して求めている．なお本報では、このようにして求めた補正ヘルツ圧力を単にヘルツ圧力 P_H と呼ぶことにする．

4. 歯面強度の実験結果

図 7，図 8 に歯面強度の実験結果を示す．各図の縦軸は駆動歯車のトルク T ，横軸は損傷が発生した歯車の繰返し数 N_f である．この N_f には 2・2 節で述べたなじみ運転は含まれていない．図 7 はかみ合い始め側の歯端が凸になる歯すじ誤差（TB）がある場合，図 8 はかみ合い終り側の歯端が凸になる歯すじ誤差（TE）がある場合で、それぞれクラウニング量 Cr と歯先修整量を変化させている．一对の歯車のかみ合いは、駆動歯車の歯元と従動歯車の歯先で始まり、駆動歯車の歯先と従動歯車の歯元で終わる．したがって歯車に歯先修整を施した場合、かみ合い始め部の損傷には従動歯車の歯先修整量 K_f が、かみ合い終り部の損傷には駆動歯車の歯先修整量 K_d が影

Fig.7 Result of gear endurance tests using gears with helix deviation sloped up to the beginning of meshing.

Fig.8 Result of gear endurance tests using gears with helix deviation sloped up to the end of meshing.

響を及ぼす。そのため、図7ではCrとKfをパラメータにし、図8ではCrとKdをパラメータにして実験結果を示している。なお、図7に示した実験で駆動歯車の歯先修整量Kdは何れの場合も31 μm 、図8に示した実験で従動歯車の歯先修整量Kfは何れの場合も30 μm とした。以下では、例えば、クラウニング量10 μm (Cr10)、従動歯車の歯先修整量30 μm (Kf30)の諸元の歯車をCr10-Kf30などと表記する。

図9、図10は、図7、図8に示した実験結果を、縦軸に3章で述べた方法で計算した歯面のヘルツ圧力 P_H をとりプロットしたものである。図9中のCr0-Kf30と図10中のCr0-Kd31の実験点は、前報(吉崎, 2011)から引用したもので、歯すじ誤差を種々変化させて実験した結果である。矢印は歯面に損傷が起きず耐久運転を打ち切ったことを表す。前報の実験ではトロコイド干渉の影響をなくするため、駆動、従動歯車に歯先修整を施し、その量はそれぞれ31 μm (Kd 31)、30 μm (Kf 30)である。これらの歯先修整量は、実験の負荷範囲における歯のたわみ量を計算して決定したもので、前報の実験範囲ではトロコイド干渉に起因した歯面損傷は見られなかった。

また、図7中のCr0-Kf30の結果と図8中のCr0-Kd31の結果は計算で求めたものである。すなわち、まず図9、図10に引用した前報(吉崎, 2011)の実験結果から回帰直線($P_H - N_f$ 線)を求める。また、本報の試験歯車に与えた歯すじ誤差量TB(かみ合い始め側の歯端が凸)があるCr0, Kf30の歯面をコンピュータ上で作り、3章で述べた方法でこの歯面に負荷トルク T を与えた時のヘルツ圧力 P_H を計算する。この P_H を用いて先の回帰直線から損傷発生繰返し数 N_f を求める。この過程を任意のトルク T に対して繰返して図示したものが、図7中のCr0-Kf30

Fig.9 S-N diagram of gear endurance tests using gears with helix deviation sloped up to the beginning of meshing. The data expressed by Cr0-Kf30 is quoted from the reference (Yoshizaki, 2011). The plots with arrows indicate that no failure beyond the damage criterion occurred on the tooth surface and thus the running was terminated.

Fig.10 S-N diagram of gear endurance tests using gears with helix deviation sloped up to the end of meshing. The data expressed by Cr0-Kd31 is quoted from the reference (Yoshizaki, 2011). The plots with arrows indicate that no failure beyond the damage criterion occurred on the tooth surface and thus the running was terminated.

の結果である。図 8 中の Cr0-Kd31 の結果は、歯すじ誤差量 TE (かみ合い終り側の歯端が凸) がある Cr0, Kd31 の歯面について、前述と同様に計算して図示したものである。

4・1 かみ合い始め側の歯端が凸になる歯すじ誤差がある場合 (図 7, 図 9)

図 7 によれば、かみ合い始め側の歯端が凸になる歯すじ誤差 (TB) がある歯車にクラウニングを施しても歯面強度の向上は得られない。Cr10-Kf30, トルク $T=1.40$ kNm の場合のみが、クラウニングを施さない場合と同等の歯面強度を示しているが、クラウニングや歯先修整の条件によっては歯面強度が非常に低くなる。歯面強度が最も低いのは Cr10-Kf10 の場合で、クラウニングを施さない Cr0-Kf30 に比べて寿命が約 1/10 である。ただし、2・1 節で述べたように、本試験歯車には歯すじにエンドリリーフを付けているため、ここに示した実験結果にはクラウニングによる歯すじ端のエッジ当たり回避の効果は含まれていない。

図 11 は、図 7 の実験で発生した歯面損傷の観察例とその実験条件での歯面のヘルツ圧力分布である。本報に示したヘルツ圧力分布は、何れも駆動歯車全歯を平均した歯面形状と従動歯車全歯を平均した歯面形状を組合せた相対歯面から求めたものである。本実験で用いた試験歯車は、一つの歯車内の精度ばらつきを小さく抑えているため、全歯を平均した歯面と各々の歯を組合せた歯面で計算したヘルツ圧力分布の差異は小さい。損傷歯面の写真中の矢印は損傷起点を示す。本試験歯車は駆動歯車が右ねじれ、従動歯車が左ねじれであるから、歯すじ右端の歯面がかみ合い始め側、同左端の歯面がかみ合い終り側になる。各損傷歯面を観察すると次のことが分かる。

Fig.11 Damages on the tooth surface after endurance tests shown in Fig.7, and the corresponding Hertzian pressure maps. The arrows indicate the initiation of the tooth surface damage.

Fig.11 Damages on the tooth surface after endurance tests shown in Fig.7, and the corresponding Hertzian pressure maps. The arrows indicate the initiation of the tooth surface damage.

図 11(a) , Cr10-Kf10, $T=1.40 \text{ kNm}$ の損傷歯面

駆動歯車のかみ合い始め側の歯元を起点としたはく離であり、損傷起点近傍にはトロコイド干渉、すなわち従動歯車の歯先の食い込みによる摩耗が観察できる。本損傷はトロコイド干渉に起因するものである。一方、従動歯車のかみ合い始め側の歯先にもトロコイド干渉による摩耗が見られるが、その程度は大きくない。これは、歯元部と歯先部で作用線上のかみ合い長さは同じでも、歯面において実際にかみ合う長さは歯元より歯先の方が長いから、歯先側の損傷程度が軽くなるものと見られる。

図 11(b) , Cr10-Kf30, $T=1.40 \text{ kNm}$ の損傷歯面

本損傷は図 11(a)の実験と同トルクで歯先修整量が多い場合である。損傷起点は、駆動歯車のかみ合い始め側ではあるが歯元より少し上部である。駆動歯車の歯元には従動歯車の歯先の食い込みの徴候が見られるものの、本損傷はこの部位を起点としたものではなく、トロコイド干渉の影響は小さい。

図 11(c) , Cr10-Kf30, $T=1.61 \text{ kNm}$ の損傷歯面

本損傷は図 11(b)の実験と同諸元の歯車で負荷トルクが高い場合である。駆動歯車の歯元のトロコイド干渉部を起点とした損傷である。図 11(b)の実験よりも負荷トルクが高いため、歯のたわみ量が大きくなりトロコイド干渉が著しくなったものと見られる。

図 11(d) , Cr10-Kf40, $T=1.40 \text{ kNm}$ の損傷歯面

本損傷は図 11(b)の実験に対して、歯先修整量をさらに大きくした場合である。本損傷は、従動歯車のかみ合い

始め側、ピッチ点付近を起点としており、この上部は広範囲に摩耗している。しかしこの摩耗は歯先部には至っておらず、負荷トルクに対して歯先修整量が過大であると見られる。本損傷はトロコイド干渉に起因したものではない。なお、駆動歯車はかみ合い始め部が摩耗しているものの、はく離損傷は発生していない。

図 11(e) , Cr20-Kf30, $T=1.40$ kNm の損傷歯面

本損傷は図 11(b)の実験に対して、クラウニング量をさらに大きくした場合である。損傷起点は、駆動歯車のかみ合い始め側歯元の上端であり、起点部に円弧状の摩耗痕が見られる。従動歯車のかみ合い始め側の歯先下部にも駆動歯車に対応する摩耗痕が生じており、その上部では駆動歯車との接触跡が薄くなっている。この接触跡の薄弱部は、ヘルツ圧力分布でも不明瞭ではあるが確認できる。本損傷発生は、クラウニング量が過大なため接触線の一部で歯面が十分に接触せず、その際のかみ合いで動的な荷重が歯面に負荷することが一因と見られる。また、大きなクラウニングとそれに伴うバイアス誤差により、歯すじ方向でたわみ量が変わり、それによりトロコイド干渉の発生状況が歯すじ方向で変わっていることに起因するとも考えられる。本損傷は、図 11(a), (c) に見られるようなトロコイド干渉に明瞭に起因した損傷とは様相が異なる。

図 11(f) , Cr0-Kf18, $T=1.40$ kNm の損傷歯面

本損傷はクラウニングを施さない場合のものである。損傷起点近傍にはトロコイド干渉が見られ、本損傷はこれに起因するものである。負荷トルクに対して歯先修整量が少ないために、トロコイド干渉が起きたものと見られる。

図 7 に示した実験で発生した損傷は、図 11(b), (d), (e)の実験点 3 件以外は、すべてかみ合い始め部のトロコイド干渉に起因するものであった。すなわち、かみ合い始め側の歯端が凸になる歯すじ誤差がある歯車では、クラウニングや歯先修整の条件によって歯面強度が低くなるが、この原因はトロコイド干渉である。なお、図 11 には損傷が発生した 1 歯面のみを示しているが、多くの実験で同様の損傷が複数歯面に発生した。また、トロコイド干渉痕や歯面摩耗は、その実験に用いた歯車のほぼ全歯で類似の様相を呈していた。

一方、図 9 は、本実験結果を歯面誤差を考慮して計算したヘルツ圧力 P_H を縦軸にとりプロットしたものであるが、前述の図 11(b)の実験点を除き、 P_H で実験結果を整理できないことが分かる。歯面損傷の発生位置とヘルツ圧分布を比較すると（図 11）、図 11(b)の実験点はヘルツ圧力がほぼ最大の部位から損傷が発生しているが、他の実験点のトロコイド干渉部を起点とする損傷では、必ずしもこのような一致は認められない。すなわち、かみ合い始め部のトロコイド干渉に起因する損傷は歯面のヘルツ圧力 P_H では評価できない。なお、図 11(d), (e)の実験点はトロコイド干渉に明瞭に起因した損傷とは様相が異なり、前者は過大な歯先修整が、後者は過大なクラウニングが損傷原因であると見られる。これらの場合、損傷の発生位置はヘルツ圧力が最大の位置とほぼ一致しているものの、 P_H で評価した場合よりも早期に損傷が発生している。これは、過大な歯先修整や過大なクラウニングにより発生する動荷重が影響しているとも考えられるが、これについては今後の研究が必要である。

4・2 かみ合い終り側の歯端が凸になる歯すじ誤差がある場合（図 8, 図 10）

図 8 によれば、かみ合い終り側の歯端が凸になる歯すじ誤差（TE）がある歯車にクラウニングを施すと歯面強度が向上する。ただし、クラウニング量と歯先修整量の条件によって効果が異なる。図 12 は、図 8 の実験で発生した歯面損傷の観察例とその実験条件での歯面のヘルツ圧力分布である。損傷歯面の写真中の矢印は損傷起点を示す。各損傷歯面を観察すると次のことが分かる

図 12(a) , Cr10-Kd10, $T=1.40$ kNm の損傷歯面

従動歯車のかみ合い終り側のピッチ点付近を起点としてはく離が発生しており、起点近傍には広範囲な摩耗が見られる。従動歯車の歯元部では駆動歯車の歯先の強い当たり、すなわちトロコイド干渉によるマイクロピットが発生しているが、はく離損傷はこのトロコイド干渉に起因したものではない。一方、駆動歯車のかみ合い終り側のピッチ線付近から歯先にも広範囲な摩耗が見られるが、はく離損傷は発生していない。これは歯面において、ピッチ線から歯先の領域ではすべり、転がりの方向が一致しているのに対し、ピッチ線から歯元の領域ではすべり、転がりの方向が逆であるため、歯の表面を起点としたき裂は後者の領域で発生しやすい（例えば、内藤, 1979）ためと見られる。

図 12(b) , Cr20-Kd18, $T=1.40$ kNm の損傷

歯面本損傷は図 12(a)の実験と同トルクでクラウニング量と歯先修整量が大きい場合である。従動歯車の歯元部にはトロコイド干渉痕が見られ、かみ合い終り側の歯端よりも中央部で顕著である。これはクラウニング量が大きいためと考えられる。しかし、本はく離損傷は図 12(a)の場合と同様、トロコイド干渉に起因したものではない。

図 8 の実験に用いた歯面を観察すると、従動歯車のかみ合い終り側の歯元に顕著なトロコイド干渉痕が見られたものもあるが、強度限界に至った損傷は、何れもトロコイド干渉部を起点とするものではなかった。なお、図 12 には損傷が発生した 1 歯面のみを示しているが、多くの実験で同様の損傷が複数歯面に発生した。また、トロコイド干渉痕や歯面摩耗は、その実験に用いた歯車のほぼ全歯で類似の様相を呈していた。

図 10 は、本実験結果を歯面誤差を考慮して計算したヘルツ圧力 P_H を縦軸にとりプロットしたものである。多少のばらつきは認められるが、 P_H で実験結果をほぼ整理できる。また、歯面における損傷の発生位置とヘルツ圧力分布を比較すると (図 12)、ヘルツ圧力がほぼ最大の部位から損傷が発生していることが分かる。

Fig.12 Damages on the tooth surface after endurance tests shown in Fig.8, and the corresponding Hertzian pressure maps. The arrows indicate the initiation of the tooth surface damage.

5. 実験結果の考察

5・1 歯すじ誤差の方向 (かみ合い始め凸と終り凸) による歯面強度差の原因

本実験の結果、かみ合い始め部で発生するトロコイド干渉とかみ合い終り部で発生するトロコイド干渉は歯面損傷に及ぼす影響度が異なり、前者は後者に対して歯面強度を著しく低下させる。この理由として、かみ合いの幾何学的な差異と損傷き裂の進展方向の差異が挙げられる。

これまでも指摘されているように (藤井他, 1990) (小森他, 2004)、かみ合い終り部では、駆動歯車と従動歯車は負荷による歯のたわみ分だけ弾性変形しているものの前者の歯先と後者の歯元はすでに接触しており、駆動歯車の歯先稜は従動歯車の歯元を撫でるように移り動く。これに対してかみ合い始め部では、従動歯車の歯先稜が負荷による歯のたわみ分だけ駆動歯車の歯元に食い込むように働く。そのため、かみ合い終り部に比べてかみ合い始め部での干渉が苛酷になり、損傷が発生しやすい。

一方、歯の表面を起点として発生したき裂は、駆動歯車ではピッチ線方向に進展し、従動歯車ではピッチ線から離れる方向に進展する（図 11, 図 12）。これは歯面におけるすべり、転がりの方向が、駆動歯車と従動歯車でピッチ線を境にして異なるためである（例えば、内藤, 1979）。そのため、かみ合い始め部、すなわち駆動歯車の歯元のトロコイド干渉部を起点として発生したき裂は、ピッチ線方向に向かって進展するため大きなはく離に至りやすい。この場合、ピッチ線を越えて歯先方向に大きく進展する例も見られる（図 14 (c)）。一方、かみ合い終り部、すなわち従動歯車の歯元では、本実験の範囲ではトロコイド干渉部を起点とした損傷は発生しなかったが、この部位でき裂が発生しこれが進展したとしても、ピッチ線から離れる方向、すなわち歯元方向に進展するため、強度限界となるような大きなはく離に進展しにくいと推察される。

5・2 クラウニングを施す際のバイアス誤差の影響

図 13 は、図 7, 図 8 に示した実験結果の中で、クラウニング量と歯先修整量は同一で、バイアス誤差が付いている場合と付いていない場合を抜粋して比較したものである。ここに示した実験で発生した歯面損傷は、かみ合い始め側の歯端が凸になる歯すじ誤差 (TB) がある場合は何れも駆動歯車の歯元のトロコイド干渉に起因したもので、かみ合い終り側の歯端が凸になる歯すじ誤差 (TE) がある場合はトロコイド干渉に起因したものではなかった。図 13 によれば、TB, TE 何れの場合もバイアス誤差ありなしで歯面強度に大きな差異は見られないが、トロコイド干渉に起因した損傷が発生した TB の場合はバイアス誤差がない場合の方が歯面強度が高い傾向が見られる。しかしその差は寿命比で約 12% と小さい。図 14 に TB の場合の損傷歯面の観察例を示す。図 14(a) はバイアス誤差が付いている場合、図 14(b), (c) はバイアス誤差が付いていない場合で、何れも駆動歯車の歯元のトロコイド干渉部を起点とした損傷である。図 14(c) は図 14(b) より負荷トルクが低く、歯車のたわみ量が小さい条件であるが、トロコイド干渉に起因した損傷が起きている。なお、図 14(c) の損傷は本報の歯面強度限界である面積率 4% を大きく越えている。繰返し数 $N_f = 1.17 \times 10^7$ 時に歯面を観察した際には損傷は発生していなかったため、この実験点の N_f には $0 \sim -0.2 \times 10^7$ の誤差がある。

2・1 節で述べたように、ねじ状砥石を用いた一般の創成研削法で歯面にクラウニングを施すと、かみ合い始め及びかみ合い終りの歯端が凸になる方向にバイアス誤差が付く。そのため、工法上の工夫でバイアス誤差が付かないように歯面を研削すれば、トロコイド干渉に起因した歯面損傷を軽減できると推測できる。しかし本実験の範囲では、歯すじ誤差があるはず歯車にクラウニングを付与する場合、バイアス誤差が付かないように加工してもトロコイド干渉に起因した損傷発生を大きくは改善できない。

(a) In the case of test gears with helix deviation sloped up to the beginning of meshing. The damages occurred here were caused by trochoidal interference. The results are extracted from Fig. 7.

(b) In the case of test gears with helix deviation sloped up to the end of meshing. The damages occurred here were not caused by trochoidal interference. The results are extracted from Fig. 8.

Fig.13 Influence of bias deviation formed by crowning process on tooth surface strength.

Fig.14 Damages on the tooth surface after endurance tests shown in Fig.13(a), and the corresponding Hertzian pressure maps. The arrows indicate the initiation of the tooth surface damage.

Fig.15 Influence of crowning on tooth surface strength. The crowning values in the abscissa are actual measurements.

5・3 クラウニングの影響

図 15 は, 図 7, 図 8 に示した実験結果から, 負荷トルク ($T=1.40$ kNm) と歯先修整量が一定で, クラウニング量を変化させた場合の実験点を抜粋したものである. 図の横軸のクラウニング量は実測値である.

図 15(a)は, かみ合い始め側の歯端が凸になる歯すじ誤差 (TB) がある場合で, 歯先修整量が $Kf=18\text{ }\mu\text{m}$ と $Kf=30\text{ }\mu\text{m}$ の場合を示した. 図中に記号 NT を付した実験点以外は, すべてトロコイド干渉に起因した損傷が発生した. クラウニングが歯面強度に及ぼす影響は従動歯車の歯先修整量で異なることが分かる. $Kf=18\text{ }\mu\text{m}$ の場合は, クラウニングを施すと歯面強度が低下し, クラウニング量がある値よりも大きくなると強度低下の影響が小さくなる. ここに示した結果では, $Cr=10\text{ }\mu\text{m}$ の場合に歯面強度の低下が最も大きく, クラウニングを施さない場合に比べて寿命比で約 30% 低下している. 以上の傾向は, バイアス誤差が付かないようにクラウニングを付与しても同様である. 一方, $Kf=30\text{ }\mu\text{m}$ の場合, $Cr=10\text{ }\mu\text{m}$ ではクラウニングを施さない場合と歯面強度に大きな差異はないが, クラウニング量がこれよりも大きくなると歯面強度が低下する. この場合, 発生した損傷 (図 11(e)) はトロコイド干渉に明瞭に起因した損傷とは様相が異なり, 過大なクラウニングによる動荷重や歯すじ方向のたわみ量の変化が損傷発生に影響していると見られる. かみ合い始め側の歯端が凸になる歯すじ誤差がある歯車にクラウニングを施しても歯面強度の向上はほとんど得られず, 従動歯車の歯先修整量によっては歯面強度が低下することが分かる.

図 15(b) は, かみ合い終り側の歯端が凸になる歯すじ誤差 (TE) がある場合で, クラウニングを施すと歯面強度が向上している. この場合, クラウニング量には最適値が存在し, 過大になると歯面強度向上の効果が低下する. なお, 本実験で発生した損傷は何れもトロコイド干渉に起因したものではない. クラウニング量の最適値は駆動歯車の歯先修整量により異なると考えられ, これについては 5.4 節で検討する.

5・4 歯先修整の影響

図 16 は, 図 7, 図 8 に示した実験結果から, 負荷トルク ($T=1.40$ kNm) とクラウニング量 ($Cr=10\text{ }\mu\text{m}$) が一定で, 歯先修整量を変化させた場合の実験点を抜粋したものである. 図の横軸の歯先修整量は実測値である.

歯すじ誤差がある歯車にクラウニングを施す場合, 歯すじ誤差がかみ合い始め側の歯端が凸 (TB), かみ合い終り側の歯端が凸 (TE) の何れの場合も, 歯先修整を施すことで歯面強度が変化し, 歯先修整量の最適値が存在する. この傾向は TB の場合に顕著で, 本実験の範囲では歯先修整量 (従動歯車 Kf) の違いによる歯面強度の差は寿命比で約 10 倍である. TB の場合, 駆動歯車の歯元に顕著なトロコイド干渉が発生すると, これが歯面強度低下の原因となるため, 従動歯車の歯先を逃すことによるトロコイド干渉の軽減効果が大きく現れるものと見られる. 図 16(a)中で記号 NT を付した実験点は, トロコイド干渉の影響が小さい, もしくは起因したものではない損

(a) In the case of test gears with helix deviation sloped up to the beginning of meshing. The plots with a symbol of NT indicate that the damage was not clearly caused by trochoidal interference. The results are extracted from Fig.7.

(b) In the case of test gears with helix deviation sloped up to the end of meshing. The damages occurred here were not caused by trochoidal interference. The results are extracted from Fig.8.

Fig.16 Influence of tip relief on tooth surface strength. The tip relief values in the abscissa are actual measurements.

傷 (図 11(b), (d)) が発生したものである。しかし歯すじ誤差 TB の歯車にクラウニングを施した場合、歯先修整量 (Kf) を最適化してもその歯面強度寿命はクラウニングを施さない場合 (Cr0-Kf30, 図 7 を参照) とほぼ同等であり、クラウニングを施すことによる歯面強度の向上は得られない。一方 TE の場合は歯先修整量 (駆動歯車 Kd) が歯面強度に及ぼす影響は大きくなく、歯先修整量の違いによる歯面強度の差は実測点の寿命比で約 2 倍である。

歯すじ誤差 TE の歯車にクラウニングを施すと歯面強度が向上する (図 15(b)) が、この場合、クラウニング量と駆動歯車の歯先修整量 (Kd) には最適値があると考えられる。4.2 節で述べたように、歯すじ誤差 TE の歯車にクラウニングを施した場合の歯面強度はヘルツ圧力 P_H でほぼ評価できるため、コンピュータ上でクラウニング量と歯先修整量を変化させた歯面を作り、 P_H を計算した。図 17 に計算結果の例を示す。なお本計算に用いた歯面には、図 6 に示した量のバイアス誤差を付けている。図 17 によれば、歯すじ誤差 TE の歯車にクラウニングを施す際、その量と歯先修整量 (Kd) には最適値があり、これらが過大な場合は歯面強度が低下する。本計算例の場合では、Cr=8 μm , Kd=9 μm の場合に歯面強度が最も高くなる。

Fig.17 Influence of crowning and tip relief on tooth surface strength in the case of helix deviation sloped up to the end of meshing. Results of calculation using simulation tooth flank.

6. トロコイド干渉の発生を考慮した歯面強度評価法

トロコイド干渉, 特に駆動歯車の歯元, かみ合い始め部のトロコイド干渉は歯面強度を著しく低下させるため、歯面誤差や歯面修整が歯面強度に及ぼす影響を設計評価する際はこれを考慮することが肝要である。この場合、従来のヘルツ圧力による評価が適用できない。そのため、トロコイド干渉の発生とその程度をどのように予測するかが重要な課題となる。かみ合い始め部はすべり速度が高く、この部位で従動歯車の歯先の食い込みが発生すれば、表面は非常に高温になることが推測できる。また、トロコイド干渉はスカフリング強度に影響を及ぼすことが報告 (小幡他, 1987) されている。そこで本章では、かみ合い始め部の歯面温度を用いて実験結果を考察する。

6・1 歯面温度の計算

かみ合い中の歯面の接触温度は、接触位置における瞬間温度上昇 T_f とバルク温度 T_b の和で与えられる。本報では、 T_f を Blok の式 (Blok, 1937) を用いて、 T_b は筆者が前報で報告した式 (Yoshizaki, 2004) を用いて計算した。 T_f は、3 章で述べた方法で接触線上の任意の位置における歯面法線荷重とヘルツ接触幅を求め、各位置で Blok の式を適用して求めた。摩擦係数は 0.06 (一定) としている。 T_b の計算に用いた式は、本報と同諸元の歯車、同性状の潤滑油、同じ実験装置を用いて行った実験結果から得られたものである。なお、 T_f の計算では一つの歯車内の精度ばらつきは考慮していない。すなわち歯面の接触温度は、駆動歯車全歯を平均した歯面形状と従動歯車全歯を平均した歯面形状を組合せた相対歯面を用いて計算している。本報の実験で用いた試験歯車は、一つの歯

車内の精度ばらつきを小さく抑えているため、全歯を平均した歯面と各々の歯を組合せた歯面で計算した接触温度の差異は小さい。

図 18 は、図 11 に示した実験結果について歯面の接触温度分布を計算した例である。図 18(a)は図 11(a)の実験に、図 18(b)は図 11(f)の実験にそれぞれ対応する。トロコイド干渉が起きているかみ合い始め部の歯面温度が非常に高くなっている。また、図 18(a)の場合の方が図 18(b)の場合より早期に損傷が発生しているが、前者の方がかみ合い始め部の歯面温度が高いことが分かる。歯面の接触温度分布は、3 章で述べた方法と同様に、かみ合い始め位置からかみ合い終り位置まで移動していく各接触線上で 0.317mm ピッチに計算を行い求めている。本報では、駆動歯車の歯元位置から接触線上で 10 接触点の領域をかみ合い始め領域と定義し、この領域における歯面温度の最大値をかみ合い始め部の歯面温度 T_{BG} と表記する。

Fig.18 Distribution of tooth surface temperature. $T_{BG} (=T_f + T_b)$ is the maximum tooth surface temperature in the beginning of meshing region. Fig.18(a) and Fig.18(b) are related to Fig.11(a) and Fig.11(f), respectively.

6・2 歯面温度を用いたトロコイド干渉に起因する歯面強度の評価

図 19 は、図 7 に示した実験結果を、縦軸にかみ合い始め部の歯面温度 T_{BG} をとりプロットしたものである。ここに示した結果は何れもトロコイド干渉に起因した損傷が発生したもので、これらとは様相が異なる損傷が発生した実験点 (図 11(b), (d), (e)) は除いている。ばらつきはあるが、 T_{BG} が高いとトロコイド干渉に起因した損傷が起きやすい傾向は明らかで、 T_{BG} で実験結果をばら整理できる。これまでの報告 (吉崎, 2001) (吉崎, 2011) で、歯面損傷はヘルツ圧力 P_H が高い部位で発生しやすいことが確認されている。しかし、駆動歯車の歯元、かみ合い始め部でトロコイド干渉が起きた場合、 P_H が高い部位で損傷が発生する前にトロコイド干渉部で損傷が発生し、これが進展して強度限界に至るものと見られる。この場合、 P_H で評価した場合より歯面強度が大きく低下する。

Fig.19 Relation between maximum surface temperature in the beginning of meshing region T_{BG} and tooth surface fatigue life N_f . The damages occurred here were caused by trochoidal interference.

P_H が高い部位とトロコイド干渉が起きている部位の何れにおいて先に損傷が発生するかは、トロコイド干渉に起因した損傷発生と同部位の歯面温度 T_{BG} には相関が認められる (図 19) ことから、運転条件、歯面の機械強度的条件、潤滑条件などで決まる限界値に対して、 P_H 及び T_{BG} の何れに余裕がないかで決まると考える。

図 20 は、図 7、図 8 に示した実験結果を、縦軸に T_{BG} を横軸にヘルツ圧力 P_H をとりプロットしたものである。トロコイド干渉に起因した損傷が起きた実験点を塗りつぶしのプロットで、同じく起因しないもの (図 11(b), (d), (e) の実験点を含む) を白抜きのプロットで表す。図中の直線は、これらの二群について線形判別分析を行い求めたものである。本実験の結果は、この直線を境にして層別できることが分かる。すなわち、この $T_{BG}-P_H$ 線図を用いることでトロコイド干渉に起因した損傷の発生を予測できる。具体的には、任意の歯面誤差や歯面修整がある歯車対をある負荷で運転する場合、 $T_{BG} > 193.3P_H - 127.1$ の場合はかみ合い始め部のトロコイド干渉による損傷が起き、 $T_{BG} < 193.3P_H - 127.1$ の場合は歯面のヘルツ圧力 P_H が高い部位で損傷が起きると評価できる。また、損傷発生の繰返し数 N_f は、前者の場合は図 19 の結果を、後者の場合は図 10 の結果を用いてそれぞれ見積ることができる。なお、図 11(b), (d), (e) の各実験点の P_H , T_{BG} の値は次の通りである。(b) : $P_H=1.75$, $T_{BG}=209.1$ (d) : $P_H=1.73$, $T_{BG}=195.0$ (e) : $P_H=1.79$, $T_{BG}=197.8$ 。図 20 において(b)は境界線直下に位置し、(d), (e)は境界線の下部に位置する。すなわち、(b)の条件ではトロコイド干渉に起因した損傷は辛うじて起きず、(d), (e)の条件ではトロコイド干渉に起因した損傷は起きないと評価できる。

トロコイド干渉に起因した損傷の発生は、歯面誤差や歯面修整以外に、材料、熱処理、表面処理などの歯車性状、及び潤滑油の基油、添加剤の極圧性能、油温などの潤滑条件で変化すると見られるが、図 20 に示した結果は本報の実験条件で得られたものである。諸条件が異なる場合でも、これらを一定にしたもとで歯面強度に関する多くの実例を T_{BG} と P_H を用いて整理しておけば、実用歯車設計において非常に役立つ資料になると考える。

本節で述べたトロコイド干渉の発生を考慮した歯面強度評価法における課題として、歯面温度の計算に用いる歯面の摩擦係数とトロコイド干渉が起きている部位の接触荷重の計算が挙げられる。前者については、AGMA の式 (AGMA, 2003) や EHL 油膜厚さと表面粗さの比をパラメータとした計算法 (松本, 2011) が提案されているが、両式とも初期表面粗さの寄与が大きいため、表面粗さの変化が著しいトロコイド干渉部へ用いるには適していない。また、一つの歯車内の各歯で精度ばらつきが大きい場合、どの歯の歯面温度を評価に用いるかについても、今後の実験的研究が必要である。

Fig.20 Relation between maximum surface temperature in the beginning of meshing region T_{BG} and Hertzian pressure P_H . The straight line to separate the plots was obtained by a linear discriminant analysis.

6・3 トロコイド干渉の発生を考慮した歯面強度の評価例とその検証

本節では前節で述べた評価法を用いて、歯面誤差や歯面修整がある歯車対について、トロコイド干渉が発生するか否か、発生する場合、従来のヘルツ圧力を用いて評価した場合に比較してどの程度の歯面強度寿命になるかを検討した事例を述べる。トロコイド干渉が起きやすい歯面誤差の事例として、ここではバイアス誤差を取り上

げる. 5.2 節で述べたように, 歯すじ誤差があるはずば歯車にクラウニングを付与した場合, クラウニング加工時に発生するバイアス誤差が歯面強度に及ぼす影響は小さい. しかし, クラウニングを付与しない場合, かみ合い始め及びかみ合い終りの歯端が凸になる方向のバイアス誤差は, トロコイド干渉の発生に大きく寄与し, 歯面強度の低下を招くと推測できる.

コンピュータ上で, バイアス誤差, 歯すじ誤差及び歯先修整を与えた歯面を作り, P_H と T_{BG} を計算した. バイアス誤差量 B_s は $26\text{ }\mu\text{m}$ で一定とし, 歯先修整量 K_d , K_f は $10\text{ }\mu\text{m}$ と $20\text{ }\mu\text{m}$ の場合を, 歯すじ誤差はかみ合い始め側の歯端が凸 (TB) の場合とかみ合い終り側の歯端が凸 (TE) の場合を取り上げ, 誤差量はそれぞれ $18\text{ }\mu\text{m}$, $35\text{ }\mu\text{m}$ と変化させた. 歯すじ誤差がない場合も取り上げ, クラウニングは施していない. 負荷トルクは $T=1.40\text{ kNm}$ である. 計算結果を表 3, 図 21 に示す. 図 21 において, 塗りつぶしのプロットはトロコイド干渉に起因した損傷が起き, 白抜きのプロットは同じく起因しない損傷が起きると推測できることを表す. 各々の場合について, 損傷発生の繰返し数 N_f を見積った結果も表 3 に示した. トロコイド干渉が起きると推測される場合は, その時の T_{BG} 値を用いて図 19 の結果を直線回帰した式から, 起きないと推定される場合は, その時の P_H 値を用いて, 同じく図 10 の結果から N_f を見積った.

本計算例で P_H が最も低いのは歯すじ誤差がなく歯先修整量 $10\text{ }\mu\text{m}$ の場合である. 仮にこの P_H 値を用いて N_f を見積ると $N_f=1.0 \times 10^8$ となる. しかし, 本報の評価によればこの条件ではトロコイド干渉による損傷が起きるため, T_{BG} 値を用いて N_f を見積ると $N_f=1.1 \times 10^7$ となる. すなわち, ヘルツ圧力を用いて評価した場合に比べて歯面強度寿命が約 1/9 であり, かなり危険側の評価になることが分かる. 歯面誤差や歯面修整が歯面強度に及ぼす影響を設計評価する際, トロコイド干渉による損傷の発生を考慮することは極めて重要である.

Table 3 Calculation results of P_H , T_{BG} and N_f using simulation tooth flank at a torque T of 1.40 kNm.

Bias deviation μm	Tip relief μm	Helix deviation μm	P_H GPa	T_{BG} $^{\circ}\text{C}$	N_f
26	10 (K_d , K_f)	TB	35	(1.69)	232.5
			18	(1.59)	223.2
			0	(1.58)	213.0
		TE	18	(1.67)	202.5
			35	1.75	(192.3)
			35	(1.72)	222.8
	20 (K_d , K_f)	TB	18	(1.63)	213.2
			0	(1.59)	202.5
			18	1.67	(191.2)
		TE	35	1.76	(179.9)

(1) Estimated using T_{BG} - N_f regression line shown in Fig.19

(2) Estimated using P_H - N_f regression line shown in Fig.10

Fig.21 Evaluation of occurrence of a damage caused by trochoidal interference. Results of calculation using simulation tooth flank at a torque T of 1.40 kNm.

上述の評価例について、実際にこの仕様の歯車を作成し検証実験を行った。表1に示した諸元の歯車対で、従動歯車の歯形にバイアス誤差 $Bs=26\ \mu\text{m}$ 、歯先修整 $Kf=10\ \mu\text{m}$ を与え、駆動歯車の歯形（歯先修整部を除く）及び駆動歯車と従動歯車の歯すじは高精度に仕上げた。駆動歯車の歯すじにはエンドリリーフを付けている。従動歯車の歯形を測定した結果を図22に示す。本試験歯車を用いて2.2節で述べた実験条件で耐久運転を行った。負荷トルクは $T=1.40\ \text{kNm}$ である。実験結果を図23に示す。損傷が発生した繰返し数は $N_f=1.23 \times 10^7$ であり、 P_H 値と T_{BG} 値は $P_H=1.62\ \text{GPa}$ 、 $T_{BG}=221.5\ ^\circ\text{C}$ である。先に述べた評価予測の通り、歯面損傷は駆動歯車のかみ合い始め部のトロコイド干渉部を起点に発生し、損傷が発生した繰返し数も合致している。また、従動歯車の歯元、かみ合い終り部にもトロコイド干渉痕が見られるが、この部位を起点とした損傷は起きていない。

Fig.22 Bias deviation of test gear (Tooth profiles). Refer to Fig.5 for the measurement points.

Fig.23 Result of validation for the proposed method using tooth surface temperature to predict the occurrence of the damage caused by trochoidal interference.

7. 結 言

本研究で得られた結果をまとめると次のようになる。

- (1) 歯すじ誤差があるはずば歯車にクラウニングや歯先修整を施すと、これらの条件によっては、従来のヘルツ圧力による設計予測よりも早期に歯面損傷が起き、本実験の結果、損傷はトロコイド干渉に起因していた。
- (2) かみ合い始め部で発生するトロコイド干渉とかみ合い終り部で発生するトロコイド干渉は歯面損傷に及ぼす影響度合が異なり、前者は後者に対して歯面強度を著しく低下させる。

- (3) かみ合い始め部のトロコイド干渉に起因する損傷に対する歯面強度は、歯面のヘルツ圧力 P_H (歯面誤差、歯面修整を考慮して計算) では評価できないが、かみ合い始め部の歯面温度 T_{BG} で評価できる。
- (4) かみ合い終り部でトロコイド干渉が発生しても、本報の実験の範囲では、歯面強度限界に至る損傷はヘルツ圧力 P_H が高い部位から発生した。この場合、歯面強度は歯面のヘルツ圧力 P_H で評価できる。
- (5) 実用設計においてトロコイド干渉に起因した損傷の発生を予測できる手法として、かみ合い始め部の歯面温度 T_{BG} と歯面のヘルツ圧力 P_H の関係を用いた歯面強度の評価法を提案した。

本研究を進めるにあたり、歯面強度の実験は日野自動車(株)パワートレーン実験課の皆様に多大なご協力を頂いた。深く感謝の意を表します。

文 献

- AGMA 925-A03(2003), Effect of lubrication on gear surface distress.
- Blok, H., Theoretical study of temperature rise at surfaces of actual contact under oiliness lubricating conditions, Proceeding of the General Discussion on Lubrication and Lubricants, Institution of Mechanical Engineers, Vol. 2(1937), pp. 222-235.
- 藤井正浩, 小幡文雄, 吉田彰, 平歯車の作用平面バルク温度に及ぼす歯先修整の影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 56, No. 526 (1990), pp. 1564-1569.
- Haizuka, S., Naruse, C. and Tamenaga, A., Study on tooth surface strength of spur gears, Part 1 Experimental procedure and determination of tooth surface strength, Tribology Transactions, Vol.42, No.1 (1999), pp.76-83.
- 小森雅晴, 久保愛三, 高橋知之, 田中貴文, 市原義雄, 武田憲有, 歯車の歯の側端や歯先稜の接触による損傷, 第 4 報, 歯の弾性変形に起因するトロコイド干渉による損傷, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.70, No.700 (2004), pp. 3581-3589.
- 久保愛三, 梅澤清彦, 誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究, 第 1 報, 基礎的考察, 日本機械学会論文集, Vol. 43, No. 371 (1977), pp. 2771-2779.
- 久保愛三, 平沢博, 山田富稔, 誤差をもつ円筒歯車の荷重伝達特性に関する研究, 第 3 報, 大形はすば歯車の強さ計算, 日本機械学会論文集, Vol. 44, No. 384 (1978), pp. 2897-2904.
- 松本将, 混合潤滑状態にある転がり一すべり接触面の摩擦係数推定式, トライボロジスト, Vol. 56, No.10(2011), pp. 632-638.
- 内藤武志, 浸炭焼入れの実際, 日刊工業新聞社(1979), p. 256.
- 西村幸久, 芦沢祐二, 勝間俊文, 柳瀬吉言, 増尾光一, 高精度歯車の生産を支える歯車研削加工技術, 三菱重工技報 Vol. 45, No. 3 (2008), pp. 52-56.
- 小幡文雄, 藤田公明, 藤井正浩, 松田浩, 松尾浩平, 平歯車のスコーリングに関する研究, 第 3 報, かみあい始め側歯形摩耗による耐スコーリング負荷容量の向上, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 53, No. 486 (1987), pp. 444-450.
- 吉田彰, 歯車の転がり疲れとその研究動向, トライボロジスト, Vol. 53, No. 10(2008), pp. 665-671.
- 吉崎正敏, 橋本忠, ガス浸炭歯車の浸炭異常層が歯面強度に及ぼす影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 65, No. 630 (1999), pp. 694-701.
- 吉崎正敏, ショットピーニングが浸炭歯車の歯面性状と歯面強度に及ぼす影響, 日本機械学会論文集 C 編 Vol. 66, No. 649(2000), pp.3116-3123.
- 吉崎正敏, 歯形誤差と歯すじ誤差がはすば歯車の歯面強度に及ぼす影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 67, No. 660 (2001), pp. 2651-2658.
- Yoshizaki, M., Influence of temperature and amount of supplied lubricating oil on tooth surface strength of power transmission gears, Review of Automotive Engineering, Vol. 25, No.3(2004), pp.297-303.
- 吉崎正敏, 各歯の歯すじ精度ばらつきがトランスミッション歯車の歯面強度に及ぼす影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.783 (2011), pp.4274-4287.

References

- AGMA 925-A03(2003), Effect of lubrication on gear surface distress.
- Blok, H., Theoretical study of temperature rise at surfaces of actual contact under oiliness lubricating conditions, Proceeding of the General Discussion on Lubrication and Lubricants, Institution of Mechanical Engineers, Vol. 2(1937), pp. 222-235.

- Fujii, M., Obata, F. and Yoshida, A., Influence of tip relief on working flank bulk temperature in spur gears, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 56, No. 526 (1990), pp. 1564-1569(in Japanese).
- Haizuka, S., Naruse, C. and Tamenaga, A., Study on tooth surface strength of spur gears, Part 1 Experimental procedure and determination of tooth surface strength, Tribology Transactions, Vol.42, No.1 (1999), pp.76-83.
- Komori, M. and Kubo, A., Takahashi, T., Tanaka, T., Ichihara, Y., Takeda, K., Failures of involute gears due to contact of side edge and tip edge of tooth : 4th Report, Failure caused by trochoidal interference due to elastic deformation of tooth, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.70, No.700 (2004), pp. 3581-3589(in Japanese).
- Kubo, A. and Umezawa, K., On the power transmitting characteristics of helical gears with manufacturing and alignment errors, 1st Report, Fundamental consideration, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 43, No. 371 (1977), pp. 2771-2779(in Japanese).
- Kubo, A., Hirasawa, H. and Yamada, T., On the power transmitting characteristics of helical gears with manufacturing and alignment errors, 3rd Report, Strength calculation of big helical gears, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 44, No. 384 (1978), pp. 2897-2904(in Japanese).
- Matsumoto, S., Estimation formula of friction coefficient of rolling-sliding contact surface under mixed lubrication condition, Journal of Japanese Society of Tribologists, Vol. 56, No. 10(2011), pp. 632-638 (in Japanese).
- Naito, T., Practical carburizing technology, Nikkan Kogyo Shimbun(1979), p. 256.
- Nishimura, Y., Ashizawa, Y., Katsumata, T., Yanase, Y. and Masuo, K., Gear grinding processing developed for high precision gear manufacturing, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 45, No. 3 (2008), pp. 52-56 (in Japanese).
- Obata, F., Fujita, K., Fujii, M., Matsuda, H. and Matsuo, K., Scoring in spur gear pairs, 3rd Report, Increase in scoring load capacity due to tooth profile wear on the approach side, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 53, No. 486 (1987), pp. 444-450 (in Japanese).
- Yoshida, A., Rolling contact fatigue of gears and the research trend, Journal of Japanese Society of Tribologists, Vol. 53, No. 10(2008), pp. 665-671 (in Japanese).
- Yoshizaki, M. and Hashimoto, T., Effect of abnormal surface layer on tooth surface strength of gas carburized gears, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 65, No. 630 (1999), pp. 694-701(in Japanese).
- Yoshizaki, M., Effect of shot peening on tooth surface properties and tooth surface strength of carburized gears, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 66, No. 649(2000), pp.3116-3123(in Japanese).
- Yoshizaki, M., Influence of tooth profile and helix deviation on tooth surface strength of carburized helical gears, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 67, No. 660 (2001), pp.2651-2658(in Japanese).
- Yoshizaki, M., Influence of temperature and amount of supplied lubricating oil on tooth surface strength of power transmission gears, Review of Automotive Engineering, Vol. 25, No.3(2004), pp. 297-303.
- Yoshizaki, M., Influence of variability in helix deviation between gear teeth on tooth surface strength of transmission gears, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.77, No.783 (2011), pp.4274-4287(in Japanese).