平歯車のスコ어링に関する研究*

(第2報, 極圧油の場合のスコ어링発生温度)

小幡 文雄**, 藤田 公明***
藤井 正浩†, 松尾 浩平††

Scoring in Spur Gear Pairs (2nd Report, Scoring Temperatures in Case of EP Oils)

by Fumio OBATA, Komei FUJITA,
Masahiro FUJII, and Kohei MASTUO

As a basis for establishing a calculation method of the scoring load capacity of a spur gear pair, the relation of the scoring occurrence to the temperature and the correlation between the gear test results and the two-cylinder test results were examined for EP oils using an IAE type high-speed gear test rig. An increase in the chemical reactivity of the EP oil causes an increase in the anti-scoring capacity of the EP oil. Unlike the maximum value of the maximum contact surface temperature and the integral temperature, in the mixed lubrication state, the working flank bulk temperature just before scoring is affected by the rotating speed to a lesser extent. Also in the EP oils, as in the gear base oil, the scoring temperature of a spur gear pair in the mixed lubrication state can be estimated by the outer surface bulk temperatures just before seizures in the two-cylinder tests taking the specific sliding and the sliding velocity at the beginning or the end of gear meshing into consideration.

Key Words: Lubrication, Spur Gear, Scoring, Seizure, EP Oil, Temperature, Two-Cylinder Test

1. 緒 言

機械の高速・高負荷能, 小形化の要求が高まるにともない, 使用される歯車の運転状態はますますか酷になっている。そのため, 歯車の設計においては, 材料の疲れ強さである曲げ強さ, 面圧強さのほかに, 潤滑上の問題であるスコ어링強さに対する配慮が重要になってきた。歯車の曲げ強さ, ピッチング強さ設計の基本的考え方は確立され, 種々の強さ計算法が提案されている。一方, スコ어링に関しては, 現在, ISO で負荷容量計算式が討議されているが, 究明されなければならない基礎的問題が数多くある。

本研究は, 平歯車の耐スコ어링負荷容量計算法を確立するための基礎として, 平歯車におけるスコ어링の発生と温度の関係を明らかにするとともに, 歯車試験結果と2円筒試験結果の相関を, すべり率, すべり速度, 摩擦面の潤滑状態を考慮して究明しようとするものである。前報⁽¹⁾では, ギヤ油基油の場合に

ついて, それらのことを検討した。その結果, 混合潤滑状態からのスコ어링の発生は, 歯面バルク温度と良い相関があること, スコ어링発生温度は, 幾何学的かみあい始めあるいはかみあい終わりのすべり率, すべり速度に対応した2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度を参照して推定できることが明らかにされた。本報では, 極圧油の場合について研究した。

2. 試験機, 供試歯車と試料油

実験に用いた試験機および供試平歯車の諸元, 材質, 熱処理方法, 仕上げ方法などは, すべて前報⁽¹⁾と同じである。すなわち, 実験にはIAE形高速歯車試験機を用いた。供試歯車対は小歯車駆動であり, 負荷は静止中にトルク負荷用フランチ継手を用いて与えた。表1に, 供試平歯車の諸元を示す。大・小歯車とも約20 μm の歯先修整がなされている。供試歯車はガス浸炭焼入れされ, 有効硬化層深さは約0.8 mm, 歯先面硬さは $H_v(0.2)680$ 以上, 歯形方向の歯面あらさは約0.35 μm R_a であった。

試料油としては, 表2に示す性状のギヤ油基油にジベンジルジスルフィード(DBDS)を硫黄量で0.5 wt%単独に添加して作成した硫黄系極圧油とトリク

* 昭和61年7月18日 東海支部豊橋地方講演会において講演, 原稿受付 昭和61年1月25日。

** 正員, 岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1)。

*** 正員, 岡山理科大学工学部 (〒700 岡山市理大町1-1)。

† 正員, 日本鋼管(株)京浜製作所 (〒210 川崎市川崎区南渡田町1-1)。

†† (株)共石製品技術研究所 (〒335 戸田市新曽南3-17-35)。

レジルフォスフェート (TCP) をりん量で 0.1 wt% 単独に添加して作成したりん系極圧油のほかに、硫黄-りん系極圧油として表 2 に示す性状の API サービス分類で GL-3 に相当する自動車用ギヤ油の 3 種類を用いた。以後、試料油名は、極圧剤の略称および API サービス分類すなわち DBDS, TCP, GL-3 で表す。

3. 実験方法

実験は、DBDS と TCP では小歯車回転速度 n_1 が 1500, 4000, 6500, 9000 rpm で、2 円筒試験で他の試料油より耐焼付き能が優れていた GL-3⁽²⁾ では $n_1=4000, 6500, 9000, 11100$ rpm で行った。負荷後、電動機を起動させ、80 s 以内に所定の回転速度にした。初期全歯面法線荷重および各荷重段階の全歯面法線荷重の増加量は、DBDS と TCP では、前報⁽¹⁾ のギヤ油基油の場合と同様、 $n_1=1500$ rpm のとき 1.14 kN、 $n_1 \geq 4000$ rpm のとき 0.57 kN とし、GL-3 では回転速度によらず 1.14 kN とした。各荷重段階での運転時間は歯の温度がほぼ定常に達する 600 s とし、600 s の休止時間中に歯面の観察および荷重の増加を行った。

試料油は、 323 ± 1 K に制御し、孔径 0.7 mm のノズルを用いてかみ込み側からかみあいピッチ点方向に歯車中心線に垂直に 500 mL/min で強制給油した。

スコアリングの発生と温度の関係を究明するためには、運転中の作用歯面の温度、歯面法線変動荷重を知る必要がある。作用歯面の温度は、放熱状態の影響を受けない接触時の瞬間上昇温度いわゆるせん光温度と、熱の発生と放散状態によって定まる歯面バルク温度に分離できる⁽³⁾。流入熱量の急速な変動に追従しない歯面バルク温度は、かみあっていないときの作用歯面の温度で近似してよい。したがって、運転中の作用歯面バルク温度 (以後、歯面バルク温度と称す) は、前報⁽¹⁾ と同様、線径 0.1 mm の熱電対を大・小歯車の作用歯面下 0.9 mm、端面から 1 mm のところに設置し、ペンレコーダに記録して求めた。なお、作用線上

での熱電対の位置は、幾何学的 2 対かみあい域の中央とかみあいピッチ点であった。つぎに、運転中の歯面法線変動荷重は、小歯車圧縮側歯元すみ肉部にはり付けたゲージ長さ 0.3 mm の抵抗線ひずみ計により測定した歯元ひずみから求めた。歯元ひずみは、水銀スリップリング、動ひずみ計を介し、小歯車一回転ごとに発生するパルスおよび大歯車の一歯ごとに発生するパルスと同時に、データレコーダに記録した。

スコアリングの発生は、歯面バルク温度の急上昇から判定した。スコアリングの発生と同時に歯車の回転速度を下げ、試験機を停止させた。

4. 実験結果

図 1 は、スコアリングが発生しない最大荷重すなわちスコアリング OK 荷重 P_{OK} とスコアリング発生荷重 P_s を示す。 P_{OK} , P_s は全歯面法線荷重であり、運転終了後に測定した負荷トルクから求めた。 V_w はかみあいピッチ円周速度である。なお、TCP の $n_1=9000$ rpm, GL-3 の $n_1=11100$ rpm では、増速中にスコアリングが発生したため、 P_s は示さなかった。各試料油において、回転速度によっては P_s が P_{OK} にほぼ等しい場合がある。これは、スコアリングの発生により負荷トルクが減少したためである。DBDS では、スコアリングはかみあい始め側とかみあい終わり側の両領域に発生した。それに対し、TCP, GL-3 では、スコアリングはかみあい始め側の領域にのみ発生した。 $n_1=1500$ rpm から $n_1=4000$ rpm にかけて、DBDS, TCP の P_{OK} , P_s は急激に減少している。しかし、 $n_1=4000 \sim 9000$ rpm の範囲では、いずれの試料油においても、 P_{OK} , P_s に及ぼす回転速度の影響は小さい。

ところで、ASTM D 2783-76 に定められている四球試験法に従って得られた耐荷重能評価結果によれば、本実験に用いた試料油の化学反応性は、TCP, DBDS, GL-3 の順に大きくなる⁽²⁾。図 1 でも、化学反応性と同じ順番でスコアリング発生荷重が高くなっている。

図 2 は、TCP の $n_1=1500$ rpm と $n_1=9000$ rpm

表 1 供試平歯車の諸元

Items	Pinion	Gear
Module	5.08 (D.P. 5)	
Number of teeth	15	16
Standard pressure angle deg	20	
Addendum modification coefficient	0.457	0.400
Reference diameter mm	76.200	81.280
Tip circle diameter mm	89.916	94.417
Facewidth mm	4.76	5.20
Center distance mm	82.550	
Contact ratio	1.223	
Material	SNCM415	
Quality class	JIS B 1702-Class 0	
Tooth surface finishing	Grinding	

表 2 試料油の性状

Items	Gear base oil	Automotive gear oil
Specific gravity 288/277 K	0.8919	0.8982
Flash point K	557	509
Pour point K	265.7	255.7
Kinematic viscosity mm ² /s	313 K 214.2	209.2
	373 K 18.67	18.04
Viscosity index	97	95
Sulfur concentration wt%	0.54+	1.08++
Phosphor concentration ppm	—	290

+: natural content, ++: including natural content

で得られた、初期荷重から P_{OK} までの各荷重段階における小歯車圧縮側歯元ひずみ波形を示す。図2中で、A-B、C-Dは幾何学的2対かみあい域、B-Cは幾何学的1対かみあい域、Aは幾何学的かみあい始めの点、Pはかみあいピッチ点である。動のかみあい域は、初期荷重では幾何学的かみあい域内にあるが、荷重が高くなれば、歯のたわみによる歯先りよう干渉のため、幾何学的かみあい域より広がっている。

図3は、TCPの場合の実験前とスコアリング発生後の歯形曲線であり、図2に対応する。前述のようにTCP、GL-3ではスコアリングはかみあい始め側のみ発生し、かみあい終わり側には大きな歯形変化はなかった。供試歯車の場合、幾何学的かみあい始めとかみあい終わりにおけるすべり率、すべり速度はほぼ等しい。また、大・小歯車の歯先修整量はほぼ同じである。それにもかかわらず、いずれの試料油、回転速度においても、各荷重段階の運転終了後の肉眼による歯面の観察では、前報⁽¹⁾の基油の場合と同様、かみあい始め側にはかみあい終わり側と比較してひっかき傷が多発し、スコアリングも発生しやすかった一つの原因として、次のことが考えられる。かみあい始めおよびかみあい終わりに発生する歯先りよう干渉部は、すべり-ころがり接触状態より潤滑油の耐焼付き能が小さくなる純すべり接触状態にある。しかも、かみあい終わり側の歯先りよう干渉とは異なって、かみあい始め側の歯先りよう干渉では、大歯車の歯先りようが

小歯車の歯元の面に食い込む状態にある。また、かみあい終わり側の歯先りよう干渉は、かみあいの最後に発生するため、それ以前の歯面の潤滑状態に大きく影響するとは考えられないのに対し、かみあい始め側の歯先りよう干渉は、それ以後のすべり率、すべり速度の高い歯面の潤滑状態に影響し、スコアリングを発生しやすくすることは十分考えられる。

図4は、図1の場合のスコアリングOK荷重の運転終了直前とスコアリング発生直前の、かみあい始め側とかみあい終わり側における歯面バルク温度 $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ を示す。各部位における $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ は、大・小歯車の歯面バルク温度のうちで高い値を示した。ただし、それら温度の差は、10 K 以内が全実験点の60%を占めていた。いずれの試料油、回転速度においても、図4のように、かみあい始め側とかみあい終わり側の歯面バルク温度の差は無視できる。また、それら温度とかみあいピッチ点の歯面バルク温度の差も同様であった。TCPとGL-3において、 $(T_b)_{OK}$ より $(T_b)_s$ が低い回転速度の存在が認められる。これは、スコアリングが電動機を起動後100 s未満で歯面バルク温度が大きく上昇中に発生したためである。試料油

図1 スコアリングOK荷重 P_{OK} とスコアリング発生荷重 P_S

図2 小歯車圧縮側歯元ひずみ波形 (TCP)

中, 化学反応性が最小である TCP の $(T_b)_s$ は, すべて $(T_b)_{OK}$ より低い. ただし, $(T_b)_{OP}$ との差は 16 K 以内にある. GL-3 の $n_1=9\,000$ rpm での $(T_b)_{OK}$, $(T_b)_s$ が他の回転速度での $(T_b)_{OK}$, $(T_b)_s$ より高いことを除けば, いずれの試料油においても, $(T_b)_{OK}$, $(T_b)_s$ は, 回転速度の影響をあまり受けない.

5. 考 察

5.1 歯面の潤滑状態 前報⁽¹⁾で, 平歯車の歯面の潤滑状態は, Grubin の式を用いて求めた弾性流体潤滑膜厚の合成あらさに対する比いわゆる膜厚比でもって推定できることを明らかにした. 図 5 は, 図 1 の場合のスコアリング OK 荷重の運転終了直前およびスコアリング発生直前の幾何学的かみあい始めにおける膜厚比 $(\xi_0)_{OK}$, $(\xi_0)_s$ を示す. 合成あらさは, 実験前の大・小歯車の歯形方向の自乗平均あらさの二乗和の平方根から求めた. また, 弾性流体潤滑膜厚の計算には, かみあい始め側の大・小歯車の歯面バルク温度の平均値に対する粘度およびナフテン系鉱油に対する粘度-圧力係数の計算式⁽⁴⁾を用いた. なお, 弾性流体潤滑膜厚に大きく影響する平均ころがり速度, 歯面バルク温度のかみあい位置による違いは小さかったため, かみあい位置による膜厚比の違いもわずかであった. 摩擦面の潤滑状態と膜厚比 ξ_0 の関係は, $\xi_0 > 3.7$ で完全な弾性流体潤滑状態, $3.7 \geq \xi_0 > 0.3$ で混合潤滑状態, $\xi_0 \leq 0.3$ で境界潤滑状態である⁽¹⁾. 化学反応性の大きい極圧油ほど, $(\xi_0)_{OK}$, $(\xi_0)_s$ は小さい. すなわち, より厳しい潤滑状態に耐える. n_1 が 1 500 rpm から 4 000 rpm に増大することにより, $(\xi_0)_{OK}$, $(\xi_0)_s$ は急激に大きくなるが, $n_1=4\,000 \sim 9\,000$ rpm の範囲では,

図 3 実験前とスコアリング発生後の歯形曲線 (TCP, 図 2 に対応)

いずれの試料油においても, $(\xi_0)_{OK}$, $(\xi_0)_s$ は, 回転速度の影響をあまり受けない. なお, 実験前の歯面あらさに対する膜厚比から判断すれば, DBDS の $n_1=1\,500$ rpm のときのスコアリングは, 境界潤滑状態から発生したことになる. しかし, $(\xi_0)_s$ は 0.26 であり, 運転による歯面のなじみを考えれば, スコアリング発生前の歯面あらさに対する膜厚比は 0.3 を超える. したがって, 本実験では, スコアリング OK 荷重の運転終了直前およびスコアリング発生直前の歯面の潤滑状態は, すべて混合潤滑と判断される.

5.2 摩擦係数 歯車において運転中の歯面間の摩擦係数を知することは困難である. そこで, 本報でも前報⁽¹⁾と同様, 供試歯車の歯形方向の中心線平均あらさとほぼ同じ軸方向の中心線平均あらさを有する円筒を用いた 2 円筒試験結果から, 歯面間の摩擦係数を推定することにした. 実験に用いた試験円筒の外径は 60 mm, 幅は 20 mm, 軸方向接触幅は供試歯車の歯幅にほぼ等しい 5 mm とした. 試験円筒の材質は S 45 C, 1 173 K に 1 h 保持後, 水焼入れし, 448 K で 1 h 焼もどした. 外周面は円周方向に研削仕上げした. 研削後の外周面のかたさは, 約 $H_v(0.2)/700$ であった. 供試歯車の場合, 幾何学的かみあい始めにあたる大歯車の歯先および幾何学的かみあい終わりにあたる小歯車の歯先におけるすべり率はそれぞれ, +66.0, +67.6% である. そこで, 2 円筒試験ではそのことを

図 4 スコアリング OK 荷重の運転終了直前とスコアリング発生直前のかみあい始め側とかみあい終わり側における歯面バルク温度 $(T_b)_{OK}$, $(T_b)_s$ (図 1 の場合)

考慮し、高速側試験円筒のすべり率 σ が +30.1, +58.9, +78.2% のもとで、 $n_1=1500, 4000, 6500, 9000$ rpm に対応するすべり速度で実験した。以前の2円筒試験結果⁽²⁾によれば、本報で用いた試料油の場合、性状の違いによる摩擦係数の差は認められなかった。実験は耐焼付き能が最も優れている GL-3 で行った。給油温度および給油量は、歯車試験の場合と同じそれぞれ 323 ± 1 K, 500 mL/min とし、かみこみ側ノズルから強制給油した。

一般に、摩擦係数は摩擦面の潤滑状態と関係が、また摩擦面の潤滑状態は膜厚比と関係がある。実験は、弾性流体潤滑膜厚が荷重より粘度の影響を大きく受けることを考慮し、図4に示した歯面バルク温度を含む外周面バルク温度の範囲で負荷を調節して行った。図6は、2円筒試験で得られた $\sigma=+78.2\%$ における摩擦係数 μ と外周面バルク温度 T_b を示す。 T_b は、高速側試験円筒と低速側試験円筒の外周面バルク温度の平均値、 V_s はすべり速度である。図6中の実線は、最小二乗法により得られた μ と T_b の二次式を示す。一定すべり速度のもとでは、 μ は、 T_b の低い範囲では T_b の上昇につれて増大するが、ある T_b 以上では逆に低下する。膜厚比から判断した摩擦面の潤滑状態は、前者では混合潤滑、後者では境界潤滑であった。すべり速度が高くなるにつれて μ は全体的に小さくなるとともに、 μ が最大となる T_b は高くなる。以上のことは他のすべり率においても同様であった。なお、 T_b の上昇につれて μ の低下した原因としては、摩擦面が茶色

になっていたことも考えると、酸化膜および極圧被膜の生成の効果があげられる。

ところで、図4に示した $(T_b)_{OK}, (T_b)_s$ は、上述の2円筒試験結果で T_b の上昇につれて μ が増大した混合潤滑状態の範囲に含まれる。これは、5.1節でスコアリング OK 荷重の運転終了直前およびスコアリング発生直前の歯車の潤滑状態はすべて混合潤滑にあると判断したことの妥当性を示唆している。

図7は、2円筒試験で得られた μ と T_b の二次式をもとに直線補間法により求めた、図1の場合のスコアリング発生直前の幾何学的かみあい始めにおける摩擦係数 μ_{OK}, μ_s を示す。なお、GL-3 の $n_1=11100$ rpm における μ_{OK}, μ_s は、 $n_1=9000$ rpm に対応する結果から求めた。いずれの試料油においても、回転速度の増大につれて μ_{OK}, μ_s は低下するが、 $n_1 \geq 4000$ rpm では、 μ_{OK}, μ_s は、回転速度の影響をあまり受けない。

5.3 スコアリングの発生と温度の関係 スコアリングは、運転中の歯面の温度が高くなる高速・高負荷歯車で重要である。したがって、スコアリングの発生は、温度との関連においてしばしば検討される。ISO は、歯車の耐スコアリング負荷容量を Blok のせん光温度の幾何学的かみあい域における平均値と歯面バルク温度の和である積分温度を基準にして計算する方式を提案している。しかし、その方式の妥当性が確認されているわけではない。本節では、スコアリング OK 荷重の運転終了直前およびスコアリング発生直前の歯面バルク温度、接触面最高温度の最高値、積分温度を明らかにするとともに、それら温度と2円筒試験の焼付き発生直前の外周面バルク温度などとの相関をすべり率、すべり速度、摩擦面の潤滑状態を考慮して検討する。なお、平歯車のスコアリング発生荷重は潤滑油のほかに歯面あらさ、歯面かたさなどの影響を受

図5 スコアリング OK 荷重の運転終了直前とスコアリング発生直前の幾何学的かみあい始めにおける膜厚比 $(\xi_0)_{OK}, (\xi_0)_s$ (図1の場合)

図6 2円筒試験で得られた摩擦係数 μ と外周面バルク温度 T_b の関係 (GL-3)

ける⁽⁶⁾ので、2円筒試験結果は、以前の軸方向接触幅が5 mmと20 mmにおける結果⁽²⁾のうちで、供試大・小歯車の実験前の歯形方向の中心線平均あらさの和にほぼ等しい0.5~0.9 μm におけるものを示す。試験円筒の形状、材質などは、5・2節で述べたとおりであり、外周面のかたさは、供試平歯車の歯先面かたさにほぼ等しい。また、ギヤ油基油の性状が少し異なること以外、2円筒試験で用いた試料油の性状は、本報におけると同じである。

図8は、スコーリングが発生しやすかったかみあい始め側におけるスコーリングOK荷重の運転終了直前とスコーリング発生直前の歯面バルク温度 $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ および2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度 $(T_b)_s$ を示す。歯車試験では、すべり速度 V_s は幾何学的かみあい始めにおける値である。歯車試験における $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ は混合潤滑状態での値であり、図4に基づく。2円筒試験における $(T_b)_s$ は、混合潤滑状態から焼付きが発生した直前の高速側および低速側試験円筒外周面バルク温度のうちで、高い値の領域を示す。なお、DBDSの $\sigma=+41.9\%$ では、混合潤滑状態からの焼付きの発生はなく、試験機の許容荷重の12 kN近くになっても、あるいは外周面バルク温度が600 Kを超えても焼付かないこともあった。そこで、その場合の2円筒試験結果は、 $(T_b)_s$ の下限値に相当するものを示すにとどめ、境界潤滑状態であることを示すB.L.を付した。2円筒試験における

$(T_b)_s$ からわかるように、同じ試料油であってもすべり率が小さくなれば焼付きを起こす外周面バルク温度は高くなる。5・2節で示したように、供試歯車の場合、幾何学的かみあい始めにあたる大歯車の歯先におけるすべり率は+66.0%であるが、歯車試験における $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ は、DBDSとTCPの場合、 $n_1=1500$ 、4000 rpmに対応するすべり速度で、また、 P_{OK} 、 P_s がDBDS、TCPのそれらより高いGL-3の場合、 $n_1=4000$ 、6500 rpmに対応するすべり速度では、2円筒試験で $\sigma=+78.2\%$ における $(T_b)_s$ の領域に含まれる。しかし、それ以外のすべり速度では、歯車試験における $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ は、2円筒試験で $\sigma=+78.2\%$ における $(T_b)_s$ 以上である。歯車試験における $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ は、すべり速度の影響をあまり受けないが、2円筒試験で $\sigma=+78.2\%$ における $(T_b)_s$ と比較すれば、低回転速度になるほどそれらは低くなる。その一つの原因としては、低回転速度ではスコ

図7 スコーリングOK荷重の運転終了直前とスコーリング発生直前の幾何学的かみあい始めにおける摩擦係数 μ_{OK} 、 μ_s (図1の場合)

図8 スコーリングOK荷重の運転終了直前とスコーリング発生直前のかみあい始め側における歯面バルク温度 $(T_b)_{OK}$ 、 $(T_b)_s$ および2円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度 $(T_b)_s$ (混合潤滑状態)

リング発生荷重が高く、したがって歯のたわみによるかみあい始め側の歯先りょう干渉の程度が厳しく、また干渉時間が長いことが考えられる。

図9は、幾何学的かみあい域内に対して得られたスコーリングOK荷重の運転終了直前とスコーリング発生直前の接触面最高温度の最高値 $\{(T_{cmax})_{max}\}_{OK}$, $\{(T_{cmax})_{max}\}_s$ および2円筒試験における焼付き発生直前の接触面最高温度 $(T_{cmax})_s$ であり、図8に対応する。歯車試験で各かみあい位置における接触面最高温度は、歯元ひずみから求めた歯面法線変動荷重、歯面バルク温度および歯面上のすべり率、すべり速度と歯面バルク温度に対し2円筒試験結果から得られ

た摩擦係数を用いて求めた。使用した計算式および物性値は、前報⁽¹⁾と同じであった。図8に示した $(T_b)_{OK}$, $(T_b)_s$ と比較して、いずれの試料油においても、 $\{(T_{cmax})_{max}\}_{OK}$, $\{(T_{cmax})_{max}\}_s$ は、すべり速度によって大きくなる。 $\{(T_{cmax})_{max}\}_{OK}$, $\{(T_{cmax})_{max}\}_s$ の一部は、2円筒試験で $\sigma=+41.9\%$ における $(T_{cmax})_s$ の領域に含まれる。供試歯車ですべり率が $+41.9\%$ になるかみあい位置は、幾何学的1対かみあい域内にある。それに対し、スコーリングが発生しやすい部位は、すべり率の大きいかみあい始め側であった。したがって、 $\{(T_{cmax})_{max}\}_{OK}$, $\{(T_{cmax})_{max}\}_s$ と $(T_{cmax})_s$ の間には良い相関があるとはいえない。

つぎに、積分温度について検討する。図10は、幾何学的かみあい域内の接触面最高温度をもとに得られたスコーリングOK荷重の運転終了直前とスコーリ

図9 スコーリングOK荷重の運転終了直前とスコーリング発生直前の接触面最高温度の最高値 $\{(T_{cmax})_{max}\}_{OK}$, $\{(T_{cmax})_{max}\}_s$ および2円筒試験における焼付き発生直前の接触面最高温度 $(T_{cmax})_s$ (混合潤滑状態, 図8に対応)

図10 スコーリングOK荷重の運転終了直前とスコーリング発生直前の積分温度 $(T_{int})_{OK}$, $(T_{int})_s$ および2円筒試験における焼付き発生直前の積分温度 $(T_{int})_s$ (混合潤滑状態, 図8, 9に対応)

グ発生直前の積分温度 $(T_{int})_{OK}$, $(T_{int})_S$ および 2 円筒試験における焼付き発生直前の積分温度 $(T_{int})_S$ であり, 図 8, 9 に対応する。なお, 2 円筒試験における $(T_{int})_S$ は, 荷重, すべり速度, 摩擦係数が試験円筒の円周方向の接触位置によらず一定であるため, 図 9 に示した $(T_{c\max})_S$ と一致する。図 9 に示した $\{(T_{c\max})_{\max}\}_{OK}$, $\{(T_{c\max})_{\max}\}_S$ と比較して, いずれの試料油においても, $(T_{int})_{OK}$, $(T_{int})_S$ のすべり速度による違いは小さい。しかし, 図 8 に示した $(T_b)_{OK}$, $(T_b)_S$ と比較すれば, $(T_{int})_{OK}$, $(T_{int})_S$ のすべり速度による違いは大きい。なお, DBDS と TCP の $(T_{int})_{OK}$, $(T_{int})_S$ は, 2 円筒試験で $\sigma = +41.9\%$ と $\sigma = +78.2\%$ における $(T_{int})_S$ の中間にある。また, GL-3 のそれらは, 2 円筒試験で $\sigma = +78.2\%$ における $(T_{int})_S$ の領域内あるいはその近くにある。このことは, スコアリングが発生しやすかった部位のすべり率を考えると, 接触面最高温度の最高値より積分温度において, 2 円筒試験結果との相関は良いことを示している。

6. 結 言

平歯車におけるスコアリングの発生と温度の関係を, 硫黄系, りん系および硫黄-りん系の極圧油について調べた。さらに, 焼付き損傷発生時の温度に関して, 歯車試験結果と 2 円筒試験結果の相関性を検討した。得られた結果は, 次のように要約することができる。

(1) 2 円筒試験における耐焼付き能と同様, 化学反応性の大きい極圧油の耐スコアリング能は高い。

(2) 供試歯車の幾何学的かみあい始めおよびかみあい終わりにおけるすべり率, すべり速度はほぼ同じであるが, スコアリングはかみあい終わり側よりかみあい始め側に発生しやすい。その一原因として, 歯先りょう干渉の影響が考えられる。

(3) 接触面最高温度の最高値, 積分温度と異なっており, スコアリング発生直前の歯面バルク温度は, 混合潤滑状態において回転速度の影響をあまり受けない。

(4) 歯先りょう干渉部は潤滑油の耐焼付き能が小さくなる純すべり接触状態にあり, しかも, かみあい始め側では大歯車の歯先りょうが小歯車の歯元の面に食い込もうとする厳しい潤滑条件下にある。これらのことを考えれば, 混合潤滑状態においては, スコアリング発生直前の歯面バルク温度と 2 円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度との間には良い相関がある。

(5) ギヤ油基油の場合と同様, 極圧油の場合の混合潤滑状態におけるスコアリング発生温度も, 幾何学的かみあい始めまたはかみあい終わりのすべり率, すべり速度に対応した 2 円筒試験における焼付き発生直前の外周面バルク温度を参照して推定できる。

文 献

- (1) 小幡・ほか 3 名, 機論, 52-473, C (昭 61), 122.
- (2) 藤田・ほか 3 名, 機論, 49-440, C (昭 58), 667.
- (3) 小幡・ほか 2 名, 機論, 52-476, C (昭 61), 1387.
- (4) 日本潤滑学会編, 増訂 潤滑ハンドブック, (昭 55), 265, 養賢堂.
- (5) 寺内・ほか 2 名, 機論, 41-343 (昭 50), 994.

討 論

〔質問〕 成瀬 長太郎〔電気通信大学〕

(1) 貴論文での「化学反応性の大きい極圧油」とはどういう方式で定められたものか。

(2) 貴論文での混合潤滑と境界潤滑は何を基本にして定められたものか。

〔回答〕 (1) 桜井らは四球試験で評価した極圧油の耐荷重能とホットワイヤ法で求めた極圧剤の化学反応性の間に良い相関があることを明らかにしている(付1)。本報ではその結果に基づき, ASTM D 2783-

76 に定められている四球試験法に従って得られた耐荷重能から, 極圧油の化学反応性の大小を判定した。

(2) 5・1 節で述べたように, 著者らは膜厚比 ξ_0 をもって歯面の潤滑状態を区別しており, 2 円筒試験による検討結果(付2)から $\xi_0 \leq 0.3$ を境界潤滑状態としている。

(付1) 桜井・佐藤, ASLE Trans., 9-1 (1966), 77.

(付2) 藤田・ほか 2 名, 機論, 47-423, C (昭 56), 1518.