平歯車の歯面損傷に及ぼす Mo 系添加剤の影響*

永村和照^{*1}, 寺内喜男^{*2}
長寄羊一^{*3}, 二宮昌三^{*4}

Effect of Mo Additives on Tooth Surface Failure of Spur Gears

Kazuteru NAGAMURA, Yoshio TERAUCHI,
Yoichi NAGASAKI and Shozo NINOMIYA

In the present study, the effect of lubricating oils with Mo additives on the tooth surface failure of heat-treated and case-hardened spur gears was investigated using a power-circulating-type gear-testing machine. The lubricating oils used in this experiment are of six kinds, namely a base oil (SAE 90) and five lubricating oils that are made by adding the extreme-pressure additives of S-P, MoS₂, MoDTC, S-P-MoS₂, and S-P-MoDTC to the base oil, respectively. Consequently, it was found that all of these extreme-pressure Mo additives increase the endurance limit of pitting fatigue failure, though only MoS₂ additive decreases the load-carrying capacity for scoring. MoDTC lubricating oil with no particles increases the antiscore performance in comparison to MoS₂ oil with particles, but the pitting fatigue failure for MoDTC oil is larger than that for MoS₂ oil.

Key Words: Gear, Lubrication, Spur Gear, Lubricating Oil, Additive, Extreme Pressure Additive, Tooth Surface Failure, Pitting, Scoring

1. 結 言

動力伝達用の歯車の設計に際しては、歯の曲げ強度を十分に検討するとともに、ピッチングなどの歯面の疲れ破壊現象や、スコーリングによる歯面の焼付きをも考慮することが重要である。この種の歯面損傷の発生には、歯車の材料、熱処理、歯車の硬度、歯面粗さ、残留応力の有無や潤滑油の粘度などが影響することはよく知られている⁽¹⁾⁽²⁾が、潤滑油添加剤の種類によりそれらの損傷の進展の程度が異なることはあまり詳しくは報告されていない。

したがって、著者らは、潤滑油添加剤として Mo 系添加剤に着目し、SAE90 の粘度を有する基油、および、この基油に S-P 系、MoS₂ 系、MoDTC 系、S-P-MoS₂ 系、S-P-MoDTC 系の各種圧添加剤を加えた 5 種類の潤滑油の計 6 種類を試料油として使用し、動力循環式歯車試験機を用いて S45C 調質鋼歯車によりピッチング試験を、また SCM415H 浸炭焼入れ鋼歯車を使ってスコーリング試験を行い、ピッチング、スコー

リングによる歯面の損傷面積を一つの尺度として、歯車の歯面損傷に及ぼす Mo 系添加剤の影響について調べた。以下、これらの結果について報告する。

2. 実験方法および実験条件

2.1 試験歯車 ピッチング試験に使用した試験歯車は S45C 調質鋼製 (850°C で焼入れ、650°C で焼戻し、ブリネル硬さ $H_b=240$ 程度に熱処理) の平歯車であり、表 1 にその歯車諸元を示すように、モジュール $m=4$ mm, 圧力角 $\alpha_0=20^\circ$, 小歯車歯数 $z_1=27$, 大歯車

表 1 試験歯車諸元 (ピッチング試験)

ITEM	Pinion	Gear
Module m	4 mm	
Pressure angle α_0	20°	
Number of teeth z	27	31
Addendum modification coefficient x	-0.1	0
Pitch circle diameter	108 mm	124 mm
Tip circle diameter	115.2 mm	132 mm
Facewidth b	10 mm	
Center distance	118 mm	
Length of action	18.592 mm	
Contact ratio	1.575	
Backlash	0.29 mm	
Method of finishing teeth	Hobbed	
Accuracy	JIS 4 grade	
Material	JIS S45C	
Heat treatment	Quenched & tempered	

* 原稿受付 平成 3 年 8 月 26 日。

^{*1} 正員, 広島大学工学部 (〒724 広島市鏡山 1-4-1)。^{*2} 正員, 福山大学工学部 (〒729-02 福山市東村町三蔵 985)。^{*3} 正員, 近畿大学工学部 (〒737-01 呉市広古新開 5-1-3)。^{*4} 正員, 三菱重工業(株) (〒652 神戸市兵庫区和田岬町 1-1-1)。

歯数 $z_2=31$, 転位係数はそれぞれ $x_1=-0.1$, $x_2=0$, 歯幅 $b=10$ mm のホブ切り歯車を使用した。試験歯車の歯面粗さ (歯すじ方向測定) は $5\sim6\ \mu\text{m}R_{\text{max}}$ である。表2はスコアリング試験に使用した試験歯車の諸元を示す。歯車の材質は SCM415H の浸炭焼入れ鋼 (930°C で浸炭焼入れ, 180°C で油中焼戻し, ビッカース硬さ $H_V=825$ 程度に熱処理したもの) であり, モジュール $m=4$ mm, 圧力角 $\alpha_0=20^\circ$, 小歯車歯数 $z_1=18$, 大歯車歯数 $z_2=40$, 転位係数 $x_1=0.4$, $x_2=-0.5$, 歯幅は小歯車側 $b_1=5$ mm, 大歯車側 $b_2=10$ mm のライスハウア研削歯車である。試験歯車の研削後の歯面粗さは約 $2\ \mu\text{m}R_{\text{max}}$ であった。

2.2 実験方法 ピッチング試験, スコアリング試験に使用した動力循環式歯車試験装置の概略を図1に示す。ピッチング試験の場合, 潤滑油の油面高さを静止時に大歯車の下部が歯たけの3倍程度つかうようにした油浴潤滑方式であり, 潤滑油温度を $70\pm3^\circ\text{C}$ に制御し, 小歯車の回転速度を 3590 rpm, 大歯車の回転速度 3127 rpm の一定として実験を行った。表3は, ピッチング試験における負荷条件を示したもので, 図1の⑩で示されるトルク負荷用カップリングにより所

定の歯面法線荷重 P が歯車に負荷される。表3に示されるように, 小歯車の総回転数 (小歯車の歯の負荷繰返し数) $N=10^7$ を基準とし, 10^7 回を経過するごとに歯面法線荷重 P (ピッチ点におけるヘルツ接触応力 σ_H) を増加させる方法で, $N=3\times10^7$, $\sigma_H=686$ MPa までピッチング試験を行った。そして, 負荷繰返し数が $N=2\times10^6$ 回となるごとに試験機を止め, 歯車を取り外して歯面の状態を観察するとともに, 歯面粗さと歯形の変化を測定した。もしもピッチングが発生していれば, スンプ法によりアセチルセルロースフィルムに歯面のピットを転写し, 万能投影機で倍率 20 倍に拡大してピッチングの面積を測定した。

スコアリング試験の場合は, 図1の歯車試験機のモータ側の軸に大歯車を, もう一方の軸に小歯車を取付けて小歯車の回転速度 7980 rpm, 大歯車の回転速度 3590 rpm で歯車を運転し, 潤滑油の温度を $70\pm3^\circ\text{C}$ に保持して, 歯車のかみ込み側から油量約 6 L/min で歯面に直接給油する強制潤滑方式で実験を行った。表4はスコアリング試験における荷重段階を示したもので, これらの荷重段階は Blok の歯面温度上昇式⁽⁴⁾より計算される歯面瞬間温度上昇 T を考慮して決定された。瞬間温度上昇の計算に当たっては, 歯面の摩擦係数を $\mu=0.06^{(4)(5)}$ と仮定し, 荷重分担率を考慮して歯面上の各かみあい位置における温度上昇を計算す

表2 試験歯車諸元 (スコアリング試験)

ITEM	Pinion	Gear
Module m	4 mm	
Pressure angle α_0	20°	
Number of teeth z	18	40
Addendum modification coefficient x	0.4	-0.5
Pitch circle diameter	72 mm	160 mm
Tip circle diameter	83.2 mm	164 mm
Facewidth b	5 mm	10 mm
Center distance	116 mm	
Length of action	17.288 mm	
Contact ratio	1.484	
Backlash	0.34 mm	
Method of finishing teeth	Reishauer ground	
Accuracy	JIS 2 grade	
Material	JIS SCM415H	
Heat treatment	Carburized & quenched	

表3 ピッチング試験の負荷条件

Number of stress cycles N	Normal tooth load P	Hertzian contact stress σ_H
$0\sim1\times10^7$	658	490
$1\sim2\times10^7$	948	588
$2\sim3\times10^7$	1291	686

表4 スコアリング試験の荷重段階

Flash temperature rise T	Normal tooth load per unit width P_n	Hertzian contact stress σ_H
$^\circ\text{C}$	N/mm	GPa
0	0	0
25	38	0.371
50	95	0.589
75	164	0.772
100	241	0.935
125	324	1.085
150	413	1.226
175	507	1.358
200	606	1.485
225	709	1.608
250	816	1.723
275	927	1.836
300	1041	1.946
325	1158	2.052
350	1279	2.156
375	1402	2.258
400	1528	2.357
425	1656	2.454
450	1787	2.549
475	1920	2.643

図1 動力循環式歯車試験装置

ると、小歯車歯先側の1組かみあい限界点（外の単一かみあい点）で最も歯面瞬間温度上昇 T が大きくなるので、この点をスコアリングに対する最悪位置と考えてこの位置の温度上昇を 25°C ごとに計算し、表4に示す単位歯幅当たりの歯面法線荷重 P_n （ヘルツ接触応力 σ_H ）と歯面瞬間温度上昇 T の関係よりスコアリング試験の荷重段階を決定した。表4の各荷重を負荷し、5分間運転した後に試験機を停止し、歯車を取り外して歯面写真撮影を行い、歯形の変化を測定した。5分間の運転中には、熱電対により歯車からの飛散油の温度も適宜測定した。歯面の観察の結果、スコアリングが発生していれば、ピッチング試験の場合と同様にスンプ法によりスコアリングの状態を転写し、その面積を実測した。

測定されたピッチング面積、スコアリング面積を全作用歯面面積（かみあいに関係する有効な歯面面積）で割ることによりピッチング、スコアリングの各面積率を算出し、各種潤滑油に対するピッチング、スコアリングの発生状況を考察した。

2・3 試料潤滑油 本実験に使用した潤滑油は自動車用ギヤオイルの、いずれも SAE90 の粘度を有しているもので、基油と、この基油に S-P（硫黄-りん）系、 MoS_2 （二硫化モリブデン）系、MoDTC（モリブデンジチオカーバメイト）系、S-P- MoS_2 （S-P と MoS_2 の混合）系、S-P-MoDTC（S-P と MoDTC の混合）系の各添加剤を含有した潤滑油の計6種類である。添加剤が加えられた5種類の潤滑油を、以下、S-P油、 MoS_2 油、MoDTC油、S-P- MoS_2 油、S-P-MoDTC油とそれぞれ呼ぶことにする。これらの潤滑油の性状を表5に示す。ここで、 MoS_2 系、S-P- MoS_2 系添加剤には MoS_2 粒子が存在する。このような MoS_2 粒子を含む潤滑油は、 MoS_2 粉末の粒子性と、その固体潤滑剤としての潤滑性の相反する二つの性質をもつ

ている。また MoDTC 系、S-P-MoDTC 系添加剤の MoDTC は油溶性の有機 Mo 化合物で、歯面間の摩擦により熱的またはトライボ化学的に分解して MoS_2 に近い構造の物質を生成すると考えられている⁽⁶⁾。現在、有機 Mo 化合物として用いられている代表的なものは4タイプあるが、本実験で使用したものは化学式が図2のように示されるものである。

3. ピッチング試験の結果と考察

3・1 ピッチングの発生状態 図3は、ピッチングの発生が多く認められた基油と S-P 油の場合の試験後（負荷繰返し数 $N=3 \times 10^7$ ）のピッチング歯面写真を一例として示す。大、小歯車のいずれもピッチ点付近にピッチングの発生が認められ、小歯車の場合、ほぼピッチ線上歯幅全域にわたってピッチングが発生している。大歯車の場合には小歯車よりもピッチングの発生が少ないことと、多少片当たり気味ということもあって歯幅の左右どちらかの側に片寄って発生しているのが観察できる。

3・2 ピッチング面積率 図4は、各潤滑油を使用した場合の小歯車、大歯車のピッチング面積率を、横軸に負荷繰返し数 N とヘルツ接触応力 σ_H をとって示す。図4(a)の小歯車の場合、ピッチングが最初に発生する繰返し数 N は、いずれの潤滑油においてもほぼ同じ $N=4 \times 10^6$ ($\sigma_H=490 \text{ MPa}$) のときである。また、実験終了後 ($N=3 \times 10^7$) のピッチング面積率は、基油 > S-P 油 > MoDTC 油 > MoS_2 油 > S-P- MoS_2 油 > S-P-MoDTC 油の順に大きくなっており、いずれの添加剤も基油のみの場合よりも耐ピッチング性能を向上させることがわかる。次に、それぞれの潤滑油についてピッチング面積率を比較してみると、S-P 油は5種類の添加剤油の中で最も耐ピッチング性に対する効果が低く、繰返し数 $N=2.0 \times 10^7$ ($\sigma_H=588$

表5 試料潤滑油の性状

Lubricating oil	Base oil	S-P oil	MoS_2 oil	MoDTC oil	S-P- MoS_2 oil	S-P-MoDTC oil
SAE viscosity number	SAE 90	SAE 90	SAE 90	SAE 90	SAE 90	SAE 90
Classification of gear oil	GL-1	GL-5	GL-3	GL-3	GL-3	GL-3
Specific gravity 15/4 $^{\circ}\text{C}$	0.891	0.895	0.896	0.894	0.900	0.896
Flash point COC $^{\circ}\text{C}$	296	254	242	242	241	242
Kinematic viscosity at 40 $^{\circ}\text{C}$ mm^2/s	203.0	229.3	192.3	214.8	191.0	199.7
at 100 $^{\circ}\text{C}$	18.00	18.77	17.76	18.81	17.75	17.90
Viscosity index	87	99	100	98	100	98
Carbon residue wt%	0.06	0.55	1.59	0.89	1.77	1.28
Total acid number mgKOH/g	0.01	1.4	0.04	0.27	0.63	0.91
Sulphur content wt%	0.52	1.95	0.78	0.57	1.47	1.22
Phosphor content wt%	0.000	0.097	0.002	—	0.045	0.043
Nitrogen content wt%	0.005	0.074	0.013	0.039	0.046	0.066
Molybdenum content wt%	0.000	—	0.500	0.100	0.500	0.100

MPa)までは、基油とほぼ同じピッチング面積率を示している。しかし、 $N=2.2 \times 10^7$ ($\sigma_H=686$ MPa)以後は基油の場合の面積率よりも小さくなっており、ピッチングが発生して面圧が相当上がっている高荷重のもとでS-P添加剤の効果が現れていることがわかる。MoDTC油のピッチング面積率は、基油やS-P油の面積率よりもかなり小さく、また、S-P油の場合よりも低い荷重からピッチングに対するMoDTC添加剤の効果が現れているのが認められ、S-P添加剤よりもMoDTC添加剤のほうが耐ピッチング性に優れているといえる。次にMoS₂油について考察すると、そのピッチング面積率はMoDTC油の場合よりも小さい結果を示しており、とくに、繰返し数 $N=2.0 \times 10^7$ ($\sigma_H=588$ MPa)までは、MoDTC油よりもピッチングの発生がかなり少ないことがわかる。これは、MoS₂油に含まれるMoS₂粒子が、ピッチング亀裂への潤滑油の進入を防ぐためと考えられ、MoS₂油とMoDTC油の添加剤粒子の有無による耐ピッチング性への差異を

図2 MoDTCの化学構造

(a) 基油

(b) S-P油

図3 ピッチング歯面写真 ($N=3 \times 10^7$)

認めることができる。S-P-MoS₂油とS-P-MoDTC油は、本実験に使用した6種類の潤滑油の中で最も小さなピッチング面積率を示すが、これは、Mo系添加剤とS-P添加剤の二つを併用することによる相乗効果のためと考えられる。

図4(b)に示される大歯車のピッチング面積率の場合、大歯車の歯の負荷繰返し数は小歯車に比べて少ないこと、また、大歯車は被動歯車であるためピッチ点付近に生じたピッチングの亀裂は開口しにくい状態にある⁽⁷⁾ことから、大歯車のピッチング面積率は小歯車のそれよりも全体的にかなり小さくなっている。各潤滑油ごとにピッチング面積率をみると、S-P油のピッチング面積率は、他の添加剤油の面積率に比べて最も大きく、基油の場合とほぼ同じ値を示している。このことから、S-P油の耐ピッチング性に対する効果は低

(a) 小歯車

(b) 大歯車

図4 ピッチング面積率

いことが大歯車の結果からいえる。基油、S-P油以外の潤滑油のピッチングの大小の順番は小歯車のそれとは多少異なるが、それらのピッチング面積率の値にはほとんど差がない。

次に、ピッチングが歯面のどの位置に主として生じるのか、その発生位置について考察する。図5は歯面上の各位置におけるピッチングの発生分布を、MoS₂粒子の存在するS-P-MoS₂油、MoS₂粒子の存在しないS-P-MoDTC油、および基油の3種類の場合について示す。図5の横軸は、歯面上の位置として、ピッチ点からの歯形（インボリュート曲線）に沿った長さを示しており、ピッチ点から歯元側では正、歯先側を負の値で表す。図5(a)からわかるように、小歯車のピッチング発生位置は、いずれの潤滑油においても、1組かみあい領域内と歯元側（すべり率負）の2組かみあい領域内であり、とくにピッチ点付近にピッチングが集中して発生している。大歯車の場合もこれとほぼ同様の傾向を示すが、大歯車のピッチングは小歯車に比べて、ピッチ点近傍やや歯元寄りの位置に集中的に発生することがわかる。次に、負荷繰返し数 N の増加に伴う歯面上各位置のピッチングの増加の様子を、小

歯車の場合 [図5(a)] について考察する。基油の場合のピッチングは、繰返し数、ヘルツ応力が比較的小さい初期の段階 ($N=1.0 \times 10^7$, $\sigma_H=490$ MPa) では、ピッチ点近傍歯元寄りの位置に集中して発生しているが、繰返し数、ヘルツ応力がそれぞれ $N=2.0 \times 10^7$, $\sigma_H=588$ MPa に増加するとこの位置のピッチングの増加は停止し、これ以後さらに繰返し数、ヘルツ応力が大きくなると今度は逆に、ピッチ点近傍歯先寄りの位置のピッチングが急激に増加する。これは、駆動歯車（小歯車）の歯元側の場合、ピットの亀裂の進行方向は歯元から歯先に向かう方向⁽⁷⁾であるため、ピッチ点近傍歯元寄りの位置に発生したピットの亀裂がピッチ点を越えて歯先側に進行し、はく離した結果であると考えられる。

図5(a)より、添加剤の入ったS-P-MoS₂油とS-P-MoDTC油におけるピッチング発生分布の、繰返し数に対する変化をみると、大きく二つのタイプに分けられることがわかる。一つは、基油のようにピッチ点近傍歯元寄りの位置のピッチング発生率が最初に高くなるタイプであり、二つめは、ピッチ点近傍歯先寄りの位置のピッチング発生率が最初に高くなるタイプである。前者は基油も含めて、MoDTC油、S-P-MoDTC油の添加剤粒子の存在しない潤滑油について見られる傾向で、後者はMoS₂油、S-P-MoS₂油の添加剤粒子の存在する潤滑油に見られる傾向である。試験初期にピッチングが発生する位置はいずれの潤滑油においてもピッチ点近傍歯元寄りの位置であることから、後者のタイプはピッチングの歯先方向への成長

図5 ピッチングの発生分布

図6 ピッチング試験における歯形の変化

が速く、このことに添加剤粒子の存在の有無が影響しているものと考えられる。

3・3 歯形および歯面粗さの変化 図6は、各潤滑油を使用した場合の、試験前($N=0$)と試験終了後($N=3 \times 10^7$)に測定された歯形曲線を比較して示す。大歯車の試験終了後の歯形曲線は、いずれの潤滑油においても試験前とあまり大きく変化していないが、小歯車の場合ピッチングの発生が多いこともあって、小歯車の歯形の変化は大歯車よりも大きいことがわかる。この歯形の変化は、使用した潤滑油の種類によって大きく変化する場合とそうでない場合があるのが認められる。すなわち、図6の右側に示されるS-P油、MoDTC油、S-P-MoDTC油を使用したときの歯形はあまり変化しないのに対して、基油、MoS₂油、S-P-MoS₂油の場合の歯形の変化は大きくなっており、これは小歯車においてとくに顕著である。このことから、本実験に使用した添加剤の中でもMoDTC添加剤は摩耗防止に効果があるが、MoS₂添加剤については、その粒子により接触面が局部的に高圧になるために摩耗防止の効果が打ち消されているものと考えられる。

図7は、各潤滑油を使用した場合の、ピッチ点付近における歯すじ方向の粗さの変化を示す。試験終了後($N=3 \times 10^7$)の歯面粗さには、歯すじ方向のある位置で粗さ曲線が突然大きく変化するところがあるが、こ

図7 ピッチング試験における歯面粗さの変化

れは粗さ計の触針がピット内に入り込んだためである。全体的にみると、基油、MoS₂油、S-P-MoS₂油の場合には試験後の歯面粗さが小さくなる傾向があるのに対し、MoDTC油、S-P-MoDTC油では粗さの変化はそれほどみられない。これは、図6の歯形曲線のところでも述べたように、MoDTC系添加剤のみが摩耗防止に効果を現わしたためと思われる。

4. スコーリング試験の結果と考察

4・1 スコーリングの発生状態 図8は、スコーリングが多く発生した基油とMoS₂油の場合の試験終了後のスコーリング歯面写真を、一例として示す。図8からわかるように、基油とMoS₂油の場合には小歯車、大歯車のいずれも歯先付近、歯元付近にスコーリングが発生している。また、MoDTC、S-P-MoS₂、S-P-MoDTCの三つの潤滑油(歯面写真は省略)については小歯車の歯元付近と大歯車の歯先付近にスコーリングの発生が認められたが、S-P油の場合には今回の実験条件ではスコーリングは発生せず、歯面は摩耗するのみであった。

4・2 スコーリング面積率 図9は、各潤滑油を使用した場合の小歯車と大歯車に発生したスコーリングの面積率を、横軸に単位歯幅当たりの歯面法線荷重 P_n と、Blokの式より計算された歯面瞬間温度上昇 T をとって示す。図9より、大歯車、小歯車のいずれもMoS₂油>基油>MoDTC油>S-P-MoS₂油>S-P-MoDTC油の順にスコーリングが発生しており、

図8 スコーリング歯面写真(試験終了後)

S-P油においては今回の実験ではスコアリングの発生は認められなかった。スコアリング面積率の増加傾向をみると、MoS₂油、MoDTC油、S-P-MoS₂油の場合、一度スコアリングが発生した後のスコアリング面積率の増加割合が緩やかであるのに対して、基油の場合には最初にスコアリングが発生した後、次の段階で2倍近くまで大きく増加している。これは、基油を使用したときのスコアリングは最初1歯おきに発生し、次の段階で全歯に発生するため、スコアリングの発生の仕方起因するものと考えられる。つまり、スコアリング発生初期段階ではすべての歯に同時に発生するのではなく、歯車のある一つの歯に発生し、その歯が次々に他の歯とかみあうことにより誘発的に全歯に発生するものと考えられる。ここで、今回実験に使用した歯車の歯数は、小歯車、大歯車ともに偶数枚であり、偶数番めの歯は偶数番めの歯と、奇数番めの歯は奇数番めの歯としか接触しないので、スコアリング発生初期段階ではこのように1歯おきに発生したものと考えられる。

(a) 小歯車

(b) 大歯車

図9 スコアリング面積率

次に、各潤滑油についてスコアリングの発生状況を考察すると、最も耐スコアリング性の高い潤滑油はスコアリングの発生しなかったS-P油であり、逆に、最も耐スコアリング性の低い潤滑油はMoS₂油で、基油よりも低い荷重でスコアリングの発生を示している。これは、MoS₂油に含まれる添加剤粒子が油膜を破断しやすくするためと考えられる。このことは、同じMo系潤滑油でも添加剤粒子の存在しないMoDTC油では耐スコアリング性能が向上していることからわかる。S-P添加剤とMo系添加剤を混合して用いたS-P-MoS₂油とS-P-MoDTC油については、いずれも高い耐スコアリング性を示しているが、S-P添加剤を単独でを使用したS-P油の場合よりはそれらの耐スコアリング性は低い。3・2節で述べたようにピッチング試験においては、これらの二つの添加剤を併用するとその相乗効果により耐ピッチング性能がさらに向上したのに対して、スコアリング試験の場合には、S-P添加剤にそれよりも耐スコアリング性の低いMo系添加剤を加えると、S-P添加剤単独の場合よりも耐スコアリング性が低下する結果となった。

図10は、試験終了後の歯面上の各位置におけるスコアリングの発生分布を、横軸に歯先からの歯形に沿った長さをとって示す。図10からわかるように、基油、MoS₂油の場合には小歯車、大歯車の歯先、歯元の歯面の大部分にスコアリングが発生しているのに対して、MoDTC油、S-P-MoS₂油、S-P-MoDTC油にお

(a) 小歯車

(b) 大歯車

図10 スコアリングの発生分布

いては小歯車の歯元付近と大歯車の歯先付近にのみ発生している。これは、MoDTC油、S-P-MoS₂油、S-P-MoDTC油におけるスコアリング試験荷重は基油、MoS₂油の場合よりも高荷重であり、このような高荷重のもとではかみあい始めにおいて歯のたわみによる歯の干渉によってかみあい衝撃が起こり、このため小歯車の歯元部と大歯車の歯先部にスコアリングが発生したもので、添加剤の影響によるものではないと思われる。このことは、図11に示されるMoDTC油、S-P-MoS₂油、S-P-MoDTC油を使用した場合の試験前と試験後の歯形曲線の比較において、試験後の小歯車の歯元部の歯形が、かみあい始めにおける歯の干渉のためにとくに著しく凹んでいることから説明することができる。

4・3 飛散油の温度 図12は、各潤滑油を使用した場合の、スコアリング試験における飛散油の温度の変化を示したもので、スコアリングの発生は図中に黒印で示す。いずれの潤滑油においても荷重の増加とともに飛散油の温度が上昇しており、その温度上昇のこう配は潤滑油の種類によって、またスコアリングが発生するか否かで多少異なるが、飛散油の温度上昇はBlokの式より計算される歯面瞬間温度上昇 T にほぼ比例していることがわかる。次に、各潤滑油ごとに飛散油の温度を考察すると、基油とMoS₂油の場合には小歯車、大歯車の歯先、歯元の歯面の大部分にスコアリングが発生し摩擦熱が増大するため、これらの潤滑油の飛散油の温度はスコアリングの発生に伴って急激に高くなっている。一方、MoDTC油、S-P-MoS₂油、S-P-MoDTC油においては、スコアリングが発生してもその発生面積は小さいため、飛散油の急激な温度上昇はほとんど認められない。また、図12(b)より、

図11 スコアリング試験における歯形の変化

S-P添加剤が加えられた潤滑油の飛散油温度は、スコアリングの発生しなかったS-P油も含めていずれもほぼ同じ値を示しており、その温度上昇のこう配は、S-P添加剤を含まない潤滑油[図12(a)]の場合に比べて多少大きいことがわかる。

5. 結 言

SAE90の粘度を有する基油と、それにS-P系、MoS₂系、MoDTC系、S-P-MoS₂系、S-P-MoDTC系の各極圧添加剤を加えた潤滑油の計6種類を使用してピッチングおよびスコアリング試験を行い、次の結論を得た。

(1) 本実験で使用した各極圧添加剤はいずれも耐ピッチング性能を向上させる。また、MoS₂、MoDTCのMo系添加剤はS-P添加剤よりもピッチング防止

(a) 基油, MoS₂油, MoDTC油

(b) S-P油, S-P-MoS₂油, S-P-MoDTC油

図12 飛散油の温度変化

に対する効果が大きい。

(2) S-P系, MoDTC系, S-P-MoS₂系, S-P-MoDTC系の添加剤は耐スコアリング性能を向上させるが, MoS₂添加剤を加えた潤滑油を用いると, 基油のみの場合よりも低い荷重でスコアリングが発生する。

(3) 添加剤粒子の存在しないMoDTC油は, 粒子の存在するMoS₂油に比べて, スコアリング防止に効果を示すが, 耐ピッチング性能はMoDTC油よりもMoS₂油のほうが大きく, 同じMo系添加剤を含有する潤滑油でも添加剤粒子の有無によって, ピッチングとスコアリングでは異なった結果が現われる。また, MoDTC添加剤は摩耗防止に効果があったが, MoS₂添加剤の場合その効果はほとんど認められなかった。

(4) S-P添加剤とMo系添加剤を併用した潤滑

油の耐ピッチング性能は, 二つの添加剤の相乗効果により, それらを単独で用いる場合よりもさらに向上するが, 耐スコアリング性能はS-P添加剤のみの場合よりも低下する。

文 献

- (1) 仙波, 歯車, 4(新版), (1983), 61, 日刊工業新聞社.
- (2) 仙波, 文献(1)の116ページ.
- (3) 仙波, 文献(1)の171ページ.
- (4) 寺内・ほか2名, スコアリングに関する基礎的研究(第2報, 動力循環式歯車試験機による実験結果), 機論, 41-343(1975), 995.
- (5) Dudley, D. W., Practical Gear Design, (1954), 142, McGraw-Hill.
- (6) 桜井, 有機モリブデン化合物の潤滑機構, 潤滑, 28-5(1983), 338.
- (7) 和栗, 歯車の設計・製作とその耐久力, (1980), 236, 養賢堂.