すずめつき熱拡散処理層を施したステンレス鋼歯車の負荷能力*

河野 正来^{*1}, 灘野 宏正^{*1}
中迫 正一^{*1}, 岩野 利彦^{*2}Load-Carrying Capacities of Stainless Steel Gears
with Thermally Diffused Layer after Sn-PlatingMasaki KOHNO, Hiromasa NADANO,
Masakazu NAKASAKO and Toshihiko IWANO

To clarify the scoring resistance, the seizure resistance and the fatigue strength of martensitic stainless steel SUS 440 C gears, of which the surface layer was thermally diffused at about 400°C after being Sn-plated, scoring tests and pitting tests were carried out using a power-circulating gear machine. From the tests, the following results were obtained. Under forced lubrication, the scoring resistance of SUS 440 C gears was considerably increased due to the Sn-diffused layer. Under dry friction, the seizure resistance of the gears with the diffused layer was at least twenty times as large as that of the gears without the diffused layer. Furthermore, a significant effect of the diffused layer on increasing the fatigue strength of SUS 440 C gears was recognized.

Key Words: Gear, Surface Treatment, Lubrication, Sn-Diffused Layer, Stainless Steel, Scoring Resistance, Seizure Resistance, Fatigue Strength, Pitting, Power-Circulating Gear Machine

1. 緒 言

ステンレス鋼製の機械部品の耐摩耗性, 耐焼付き性などを改善する表面改質技術の一方策として, すずめつき熱拡散処理法(スタナル法)⁽¹⁾が知られている。しかしながら, すずめつき熱拡散処理層を施したステンレス鋼製歯車の負荷能力をくわしく調べた報告は見受けられない。

著者らはすでに, すずめつき熱拡散処理層(以下, 拡散層と称する)を施したステンレス鋼球およびステンレス鋼円筒について四球試験⁽²⁾⁽³⁾および二円筒試験⁽⁴⁾を行い, 拡散層の摩擦特性, 焼付き強さなどを明らかにした。

本研究では, 拡散層を施したステンレス鋼製の歯車についてスコアリング試験を行い, 強制潤滑におけるスコアリング強さおよび乾燥摩擦における焼付き強さ(以下, 乾燥摩擦における焼付き損傷もスコアリングと称する)を明らかにした。さらに, 同様の歯車についてピッチング試験を行い, 歯面の疲れ強さを明らかにした。また, この場合には浸炭鋼歯車の疲れ強さとの

比較, 検討を行った。

2. 試 験 方 法

2・1 試験歯車 表1に試験歯車の諸元を示す。歯車材としては, スコアリング試験ではマルテンサイト系ステンレス鋼 SUS 440 C を用い, ピッチング試験では SUS 440 C とクロムモリブデン鋼 SCM 415 H を用いた。

Table 1 Specifications of test gears

		Pinion	Wheel
Tooth profile		Standard	
Module	m mm	4	
Pressure angle	α_0	20°	
Number of teeth	z	18	40
Pitch circle diameter	d_0 mm	72	160
Outside diameter	d_1 mm	80	168
Center distance	a mm	116	
Face width	B mm	10	
Backlash	S_n mm	0.5	
Contact length	mm	19.15	
Contact ratio	ϵ	1.62	

* 原稿受付 1995年1月23日。

^{*1} 正員, 呉工業高等専門学校 (〒737 呉市阿賀南2-2-11)。^{*2} 同和鉱業(株) (〒100 東京都千代田区丸の内1-8-2)。

Table 2 Test gear pairs

Gear pair	Gear material	Sn-diffused layer
UU	SUS440C	—
SU		Pinion
US		Wheel
SS		Pinion and wheel
SCM	SCM415H	—

SUS 440 C 歯車については、1 050°Cで油焼入れした後、180°Cで焼戻しを行った。SCM 415 H 歯車については、930°Cで4.5 hのガス浸炭・拡散を行い、840°Cで油焼入れした後、160°Cで焼戻しを行った。いずれも、熱処理後にはライスハウア研削を行っており、歯形の精度は JIS 1 級に仕上げられている。

拡散層を施す前の大、小歯車のインポリュート方向の表面粗さの平均値は、SUS 440 C 歯車では約 2.6 μm R_{max} 、SCM 415 H 歯車では約 2.4 μm R_{max} である。また、歯面の硬さは、SUS 440 C 歯車では約 630 HV 、SCM 415 H 歯車では約 740 HV である。

ステンレス鋼歯車の拡散処理の工程としては、溶剤・アルカリ脱脂、酸化膜の除去および活性化などの前処理を行った後、すずめつきを施した。その後、約 400°Cに保持された炉中で熱拡散処理を行い、歯車表面に金属間化合物 FeSn_2 の拡散層を形成させた。

表 2 に、歯車材および大、小歯車の拡散層の有無に対する試験歯車対の記号を示す。スコ어링試験の場合の拡散層の厚みは約 6 μm 、ピッチング試験の場合のそれは約 9 μm とした。すずの拡散は歯面上で均一に生じないため、拡散層を施すことによって表面粗さはかなり増大する。この場合、大、小歯車のインポリュート方向の表面粗さの平均値は、拡散層の厚み 6 μm の歯車では約 5 μm R_{max} 、拡散層の厚み 9 μm の歯車では約 10 μm R_{max} であった。

2・2 スコ어링試験 表 3 にスコ어링試験条件を示す。試験は動力循環式歯車試験機を用いて、荷重漸増式で行った。この場合、歯車の有効歯幅は 7 mmとした。各試験段階における単位歯幅当たりの垂直荷重 P_n については、歯面上の瞬間温度上昇の最高値 θ_f が 10°C (P-1) から 250°C (P-25) まで 10°C ずつ上昇するように設定した。なお、瞬間温度上昇の最高値 θ_f は、かみあい開始点である小歯車の歯元と大歯車の歯先のかみあい位置に現れる。

瞬間温度上昇の計算には三次元熱流の場合の放物線状移動熱源による瞬間温度上昇式⁵⁾を用いた。

Table 3 Test condition in scoring tests

Rotational speed of pinion rpm	6000	
Test range	P-1 ~ P-25	
Normal load per unit face width in respective ranges P_n N/mm	8.9 ~ 639	
Hertzian contact stress at pitch point σ_H GPa	0.19 ~ 1.65	
Lubricating condition	L	Forced lubrication
	D	Dry friction
Running time in respective ranges min	5	
Interval between respective ranges min	10	

SUS 440 C 歯車の熱伝導率 $K=29.3 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 、比熱 $c=502 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 、熱拡散率 $\alpha=7.38\times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ とした⁶⁾。歯面の摩擦係数 μ については、 $\mu=0.1 V_p^{-0.2}$ (V_p : ピッチ点の周速度 m/s)⁷⁾とした。この場合には、 $\mu=0.054$ となる。なお、二円筒試験の場合、拡散層を施した円筒の強制潤滑における摩擦係数⁴⁾は、定常状態においてほぼ 0.055~0.06 であった。

潤滑油としては無添加タービン油 ISO VG 46 を用い、歯車対のかみ込み側に吹き付けた。吹き付け位置の油温は $40\pm 5^\circ\text{C}$ 、油量は 0.2 l/min に制御した。なお、乾燥摩擦の場合には、試験歯車に給油するパイプを閉じた状態で試験を行った。

スコ어링の判定に関しては、各試験段階終了後における肉眼観察に加え、運転中には大歯車の本体温度、飛散潤滑油温度(強制潤滑の場合)、音圧レベルおよび歯車箱の振動加速度の測定を行った。

大歯車の本体温度については、歯の側面のピッチ円上の中央に直径 2.5 mm、深さ 3.5 mm の穴をあけて CA 熱電対を埋め込み、スリップリングにより熱起電力を取出して測定した。飛散潤滑油温度は、小歯車中心に対するかみあい位置の 180° 反対側の歯先面より約 1 mm 離れた位置に CA 熱電対を設置して測定した。

音圧レベルは、試験歯車箱正面の中央から約 20 cm 離れた位置に、コンデンサマイクロホンを設置して、精密騒音計(F 特性)を用いて測定した。歯車箱の振動加速度は、試験歯車箱の側面に圧電型加速度検出器を設置して測定した。

2・3 ピッチング試験 表 4 にピッチング試験条件を示す。ピッチング試験も動力循環式歯車試験機を用いて行った。この場合、歯車の有効歯幅は 9.5 mmとした。また、試験 1, 2 および 3 における SUS 440 C

Table 4 Test condition in pitting tests

Rotational speed of pinion rpm		2000
Normal load per unit face width P_n N/mm	1	516
	2	619
	3	722
Hertzian contact stress at pitch point σ_H GPa	1	1.48
	2	1.62
	3	1.75
Lubricating oil	T	Turbine oil (ISO VG 46)
	M	Machine oil (ISO VG 15)

歯車の瞬間温度上昇の最高値 θ_f は、それぞれ 153°C, 175°C, 196°Cとなる。

潤滑油としては無添加のものをを用い、スコーリング試験の場合と同様に歯車対のかみ込み側に吹き付けた。吹き付け位置の油量は 0.6 l/min とし、油温は SUS 440 C 歯車の場合には $40 \pm 5^\circ\text{C}$, SCM 415 H 歯車の場合には $50 \pm 5^\circ\text{C}$ とした。

なお、試験前の歯車対には歯面荷重 $P_n = 180$ N/mm で(他の条件は本実験と同様)で、30 min ($N_1 = 6 \times 10^4$) のなじみ運転を行った。

ピッチングの判定に関しては、あらかじめ設定した運転時間ごとに試験機の運転を休止し、肉眼観察、大、小歯車の重量減少量の測定および歯面粗さの測定を行い、ピッチング面積率(歯面上に生じたピットの総面積/有効歯面の面積)が 3% 以上になった時点をもピッチング寿命とした。また、試験機の運転中には、飛散潤滑油温度、音圧レベルおよび歯車箱の振動加速度の測定を行った。

3. 試験結果および考察

3.1 スコーリング試験

3.1.1 スコーリング強さ 各歯車対について、スコーリングが発生した試験段階における単位歯幅当たりの垂直荷重 P_n を図 1 に示す。強制潤滑の場合には、拡散未処理の歯車対 UU-L (UU: SUS 440 C 材で、大・小歯車ともに拡散未処理, L: 強制潤滑, 以下同様) では試験段階 P-13 ($P_n = 267$ N/mm) においてスコーリングが発生したのに対して、拡散層を施した歯車対 SS-L では最終試験段階 P-25 ($P_n = 639$ N/mm) においてもスコーリングの発生が認められず、拡散層を施すことによりスコーリング強さは歯面荷重で少なくとも 2 倍以上に向上する。

乾燥摩擦の場合には、強制潤滑の場合に比べてスコ

Fig. 1 Scoring resistance for gear pairs

Fig. 2 Variation in bulk-temperature of wheel

ーリング強さは大幅に低下するものの、大、小歯車に拡散層を施した歯車対 SS-D のスコーリング強さ ($P_n = 188$ N/mm) は拡散未処理の歯車対 UU-D のそれ ($P_n = 8.9$ N/mm) に比べて少なくとも 20 倍以上である。したがって、SUS 440 C 歯車に対するすずめつき熱拡散処理法は、歯面の改質に極めて有効であると考えられる。この場合、試験歯車対 UU-D では最初の試験段階 P-1 開始直後においてスコーリングが発生し、運転の継続が困難となった。また、大、小歯車のいずれかに拡散層を施した歯車対 SU-D と US-D のスコーリング強さは、歯車対 SS-D のそれに比べて歯面荷重でほぼ 1/2 以下に低下する。

3.1.2 大歯車本体温度 図 2 に大歯車本体温度 θ_b と単位歯幅当たりの垂直荷重 P_n の関係を示す。図 2 中、 θ_b は各試験段階終了直前の測定値を示す。また、記号 S はスコーリングの発生を表す(以下、同様)。

強制潤滑の場合において、歯車対 SS-L の θ_b は歯車対 UU-L のそれに比べてやや低く現れる。これは、拡散層を施すことにより歯面の摩擦係数がやや低下するためと考えられる。また、乾燥摩擦の場合の θ_b は、強制潤滑の場合のそれに比べてかなり高く現れる。

なお、スコーリング発生直前(1 段階前)の大歯車本体温度 θ_b と瞬間温度上昇 θ_f の和をスコーリングの

Fig. 3 Microphotograph of tooth surface of wheel

(a) SEM image

(b) Sn-La image

Fig. 4 XMA image of tooth surface of wheel for gear pair SS-L (Test range P-25)

発生に対する臨界温度 θ_{cr} として表すと、歯車対 UU-L の θ_{cr} は 223°C、歯車対 SS-L の θ_{cr} は 400°C 以上となる。

また、飛散潤滑油温度 θ_{fi} に関しては、いずれの歯車対の場合も大歯車本体温度 θ_b とほぼ同様な傾向を示すものの、それらの値は θ_b と比較してかなり低く現れ、歯車対 SS-L の場合の試験段階 P-25 における θ_{fi} は 94°C であった。

3・1・3 歯面の状況 歯車対 UU-L および SS-L の場合の大歯車について、試験終了後の歯面の光学顕

Fig. 5 Variation in sound pressure level

Fig. 6 Variation in acceleration due to oscillation of gear box

微鏡写真を図 3 に示す。歯車対 UU-L では歯面全体に激しいスコリング損傷が生じているのに対して、歯車対 SS-L では歯面損傷はほとんど認められない。この場合、歯面は試験前と比べてかなり平滑になっており、インポリュート方向の表面粗さは約 $2 \mu\text{m } R_{\text{max}}$ であった。なお、最終試験段階 P-25 における小歯車歯元と大歯車歯先のかみあい位置における EHD 最小油膜厚さ h_{min} は、Dowson の式⁽⁸⁾によれば $0.04 \mu\text{m}$ となる。また、この位置付近の大、小歯車の歯幅方向の表面粗さの平均値は約 $0.19 \mu\text{m } R_{\text{rms}}$ であった。したがって、油膜比 $\lambda = (h_{\text{min}}/R_{\text{rms}})^{(9)}$ の値は約 0.2 となり、歯面の潤滑状態は境界潤滑であると推定される。

歯車対 SS-L の場合の大歯車について、歯元付近の XMA 写真を図 4 に示す。歯面上には拡散層の成分である Sn がかなり認められる。したがって、拡散層は最終試験段階においても完全に消失しておらず、スコリングの発生を抑制しているものと考えられる。

3・1・4 歯車騒音と歯車箱の振動加速度 各歯車対の音圧レベルと歯車箱の振動加速度 a/g (g : 重力加速度) の変化をそれぞれ図 5 および 6 に示す。拡散層を施すことにより、音圧レベルと歯車箱の振動加速度が

わずかに低減する傾向があるものの、その傾向は顕著ではない。また、乾燥摩擦の場合の音圧レベルと歯車箱の振動加速度は、強制潤滑の場合のそれらと比べて大差はない。

3.2 ピッチング試験

3.2.1 歯面強さ 図7にピッチ点におけるヘルツ接触応力 σ_H と歯面損傷が生じた時点の小歯車の総回転数 N_1 の関係を示す。図7中、記号Bは歯の折損、記号Pはピッチングの発生、記号Sはスコアリングの発生を表す(以下、同様)。

マシン油潤滑で拡散層を施した歯車対SS-M1(SS:SUS 440 C材で、大・小歯車ともに拡散処理、M:マシン油潤滑、1:ピッチ点におけるヘルツ接触応力 $\sigma_H=1.48$ GPa、以下同様)およびSS-M2の場合には、比較的早い時点でスコアリングが発生した。これは、マシン油の粘度が低く、油膜が薄いために、局部的な金属接触域の割合が増大して歯面温度が高くなり、拡散層の摩耗に伴ってスコアリングが発生したも

のと考えられる。試験1($\sigma_H=1.48$ GPa)の場合、小歯車歯元と大歯車歯先のかみあい位置におけるEHD最小油膜厚さ h_{min} は、タービン油潤滑の場合には $0.10 \mu\text{m}$ 、マシン油潤滑の場合には $0.04 \mu\text{m}$ となる。

タービン油潤滑で拡散層を施した歯車対SS-T1およびSS-T2の場合には、いずれも $N_1 < 10^7$ において、小歯車歯元付近にピッチングが生じた。したがって、拡散層を施したSUS 440 C歯車のピッチング寿命はSCM 415 H歯車のそれと比べてやや小さく現れる。しかしながら、拡散未処理の歯車対UU-Tの場合には、運転開始直後の $N_1=3 \times 10^3$ でスコアリングが発生しており、SUS 440 C歯車の疲れ強さに及ぼす拡散層の効果は顕著である。

歯車対SS-T3およびSS-M3の場合には、 $N_1 < 10^6$ において、小歯車の歯1枚が歯元すみ内部から折損した。この時点において歯面損傷は軽微であり、この場合の折損の形態は過負荷折損であると考えられる。

3.2.2 歯車の重量減少量 タービン油潤滑の場合について、大、小歯車の重量減少量の和と小歯車の総回転数 N_1 の関係を図8に示す。図8中、歯車対SS-T1およびSS-T2の場合には試験終了時における重量減少量の増加は顕著ではないが、重量減少量の増加曲線のこう配がやや変化しており、肉眼観察において

Fig. 7 Fatigue strength of gear pairs

Fig. 8 Variation in sum of weight loss of pinion and wheel

Fig. 9 Microphotograph of tooth surface for gear pair SS-T2 ($N_1=5.5 \times 10^6$)

Fig. 10 SEM image of tooth surface of pinion for gear pair SS-T2 ($N_1=5.5 \times 10^6$)

Fig. 11 Variation in fling-off oil temperature of gears

も歯面損傷が明りょうになったため、ピッチング寿命と判定した。

歯車対 SS の場合の重量減少量は、歯車対 SCM の場合のそれと比べてかなり大きい。これは、拡散層の表面粗さがかなり大きく、拡散層上部の突起に作用する接触圧力が高いためと考えられる。なお、いずれの場合も大歯車の重量減少量が、小歯車のそれに比べて大きく現れた。

3・2・3 歯面の状況 一例として歯車対 SS-T2 ($\sigma_H = 1.62$ GPa) の場合について、試験終了後の歯面の光学顕微鏡写真を図 9 に示す。また、同様の歯車対について、小歯車の歯元付近の SEM 像を図 10 に示す。小歯車の歯元付近には、歯幅方向に細長いピットが多数生じており、大きいものでは長さ 1 mm 以上に達した。なお、XMA 分析によれば、歯元付近において Sn はほとんど認められず、この時点において拡散層はほぼ完全に消失しているものと考えられる。

一方、大歯車の歯面損傷は明りょうではないが、摩耗の程度は大きく、歯先付近(歯先からインポリュート方向に沿って約 1 mm の位置)において摩耗深さは約 50 μ m に達した。なお、SCM 415 H 歯車の場合の歯面損傷の形態は、ピッチングというよりもスポーリングに近い様相を呈し、小歯車歯元付近には長さ 3 mm 以上、幅 0.5 mm 以上のピットが数個生じた。

3・2・4 飛散潤滑油温度 拡散層を施した SUS 440 C 歯車の場合について、飛散潤滑油温度 θ_f

と小歯車の総回転数 N_1 の関係を図 11 に示す。マシン油潤滑の場合の θ_f は、タービン油潤滑の場合のそれに比べてやや高く現れる。これは、前述したように、マシン油潤滑の場合の油膜がタービン油潤滑の場合のそれに比べてかなり薄いため、歯面温度が高いものと考えられる。

4. 結 言

すすめっき熱拡散処理層を施したステンレス鋼 SUS 440 C 歯車について、歯車試験を行った結果から次のことが明らかになった。

(1) 強制潤滑の場合、歯車のスコアリング強さは拡散層を施すことにより歯面荷重で少なくとも 2 倍以上に向上する。

(2) 乾燥摩擦の場合、大、小歯車に拡散層を施した歯車対の焼付き強さは、拡散未処理の歯車対のそれに比べて 20 倍以上である。

(3) 拡散層を施した SUS 440 C 歯車のピッチング寿命は、SCM 415 H 歯車のそれと比べてやや小さい。しかしながら、SUS 440 C 歯車の疲れ強さに及ぼす拡散層の効果は顕著である。

(4) 拡散層の歯車騒音および振動を低減する効果は、ほとんど認められない。

文 献

- (1) 岩野・殿塚, めっき熱拡散法の特徴と適用例, 金属材料, 15-4(1975), 13-32.
- (2) 瀬野・河野・長尾, 四球試験におけるすすめっき熱拡散処理層の摩擦特性, 機論, 58-553, C(1992), 2750-2754.
- (3) 瀬野・河野・中迫・中村, 四球試験におけるすすめっき熱拡散処理層の摩擦特性(ステンレス鋼 SUS 440 C 材の場合), 機論, 59-568, C(1993), 3942-3947.
- (4) 河野・瀬野・中迫・岩野, 二円筒試験におけるすすめっき熱拡散処理層の摩擦特性, 機論, 60-574, C(1994), 2103-2108.
- (5) 河野・瀬野・寺内, 移動熱源による表面温度上昇の干渉について, 設計製図, 22-12(1987), 427-433.
- (6) 日本金属学会・日本鉄鋼協会編, 鉄鋼材料便覧, (1967), 608, 丸善.
- (7) ISO/TC60/WG6, Netherlands, 17, Calculation of Scoring Resistance of Gear Drives, (1975).
- (8) Dowson, D., Elastohydrodynamics, Proc. Inst. Mech. Eng., 182-Pt. 3A(1967-68), 151-167.
- (9) Wellauer, E. J. and Holloway, G. A., Application of EHD Oil Film Theory to Industrial Gear Drives, Trans. ASME, J. Eng. Ind., 98-2(1976), 626-634.