

6. 歯車強度・運転騒音・かみ合い解析

6.1 浸炭焼入れ歯車の歯面強さ向上を目的とした歯面仕上げ

6.1.1 はじめに

省資源・省エネルギー・環境保全などの社会的要請により、動力伝達装置においては、構成している機械要素に対して、素材や加工法の検討、並びに、動力源の増大や装置の小型化に対応する強さの検討が必要になっている⁽¹⁾。本節では、自動車・二輪車などの動力駆動部で使用される浸炭焼入れ歯車の歯面強さ向上を目的とした歯面仕上げについて、歯車対の歯面接触をシミュレートした円筒試験片対を用い、さまざまな運転条件履歴で面圧基礎実験を実施し、転がり滑り接触面の温度・表面疲れ状況・表面性状の変化などから、考察・検討した結果を述べる^{(2)～(6)}。

6.1.2 表面硬化歯車の損傷領域と浸炭焼入れ歯車の歯面疲労損傷例

(1) 表面硬化歯車の損傷領域^{(7)～(9)} 表面硬化歯車において、損傷のない領域のトルクは、ピッチ円周速が約 1 m/s 以上の一般的な場合、歯の折損で限界となることが知られており、これまでに歯の曲げ強さに関する研究が実施されてきた。その結果、近年、歯車材の開発や歯元へのショットピーニングなどで歯の曲げ強さが向上し、歯面損傷のピッチングが生じる傾向となっている。

(2) 表面硬化歯車の歯面損傷例^{(10)～(12)} 図 6.1-1 に、浸炭焼入れ歯車における歯面損傷例を示す。図などから、歯末面の白い部分はマイクロピットの集まりの「歯面くもり」であり、この部分では、き裂の発生・伝播・表面はく離の現象が生じており、場合によっては、運転の支障となる大きなピットが生じていることがわかった。したがって、表面硬化歯車においても負荷の繰返しで生じる歯面損傷に対する強さ、すなわち、歯面強

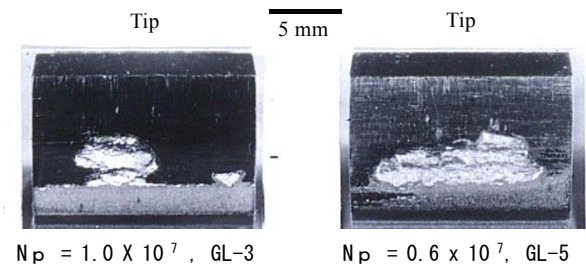


図 6.1-1 浸炭焼入れ歯車の歯面損傷例
($\sigma_H = 1.76\text{GPa}$, マイクロピット・ピットの発生状況)

さを十分に考慮すべきである。

6.1.3 円筒歯車の歯面強さ基本計算法と許容応力修正係数、並びに、歯面強さ向上法の提案

(1) 円筒歯車の歯面強さ基本計算法並びに強さ計算式における許容応力修正係数^{(13) (14)} 円筒歯車の歯面強さ基本計算法（ヘルツの式）では、小歯車並びに大歯車の諸元と材料の物性値、有効歯幅と歯面垂直荷重から歯面接触応力が算出される。また、円筒歯車の強さ計算式における許容応力修正係数は、寿命係数・潤滑油係数・潤滑速度係数・粗さ係数・硬さ係数・寸法係数・材料の安全率から構成されている。

(2) 浸炭焼入れ歯車における歯面強さ向上法の提案^{(15)～(19)} 浸炭焼入れ歯車においては、高負荷運転になるため歯面温度が上昇し、歯面硬さの低下や歯面間の油膜厚さの減少が起こり、歯面損傷が生じ易くなる。そのため、次項では、歯車の諸元・材料・熱処理を変更せず、接触する歯面粗さに着目した浸炭焼入れ歯車の歯面強さ向上法を提案し、検討した。具体的には、歯車対の歯面接触の一点をシミュレートした円筒試験片対を用いて、浸炭焼入れ鋼における転がり滑り接触面の温度に及ぼす表面粗さの影響と面圧強さに及ぼす鏡面仕上げの効果、実験で考察・検討した。

6.1.4 浸炭焼入れ鋼における転がり滑り接触面の温度に及ぼす表面粗さの影響^{(2)～(5)}

(1) 転がり滑り接触面の初期粗さ

(a) 円筒試験片の形状・寸法 図 6.1-2 に、円筒試験片の形状・寸法を示す。図において、円筒試験片には、転がり滑り運動と有効接触幅の確保のため、低速側円筒試験片と一部外周断面形状の異なる高速側円筒試験片があり、いずれも形状・寸法は、中空円筒状で、外径 70 mm、内径 45 mm、軸方向長さ 28 mm である。

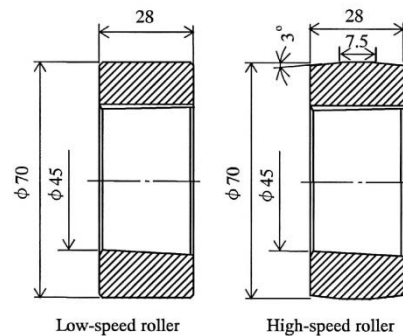


図 6.1-2 円筒試験片の形状・寸法

(b) 円筒試験片の加工工程 図 6.1-3 に、円筒試験片の加工工程を示す。図において、円筒試験片の材種は、表面硬化歯車としてよく用いられる浸炭鋼 (JIS G4105 SCM420 相当品) で、加工工程は、焼なまし・切削加工・浸炭焼入れ焼戻し (表面硬さ: 765HV (63HRC) 程度, 有効浸炭深さ: 約 1.2 mm)・内研加工・外研加工で、その後、外周接触面の (粗さ製作のための) 研削仕上げ (表面性状 A), さらに研磨紙で二種類の手仕上げ (表面性状 B と表面性状 C) である。

(c) 転がり滑り接触面の初期粗さ 図 6.1-4 に、円筒試験片の軸方向における接触面の初期 (加工後) の断面曲線と JIS に基づく定量的な表面粗

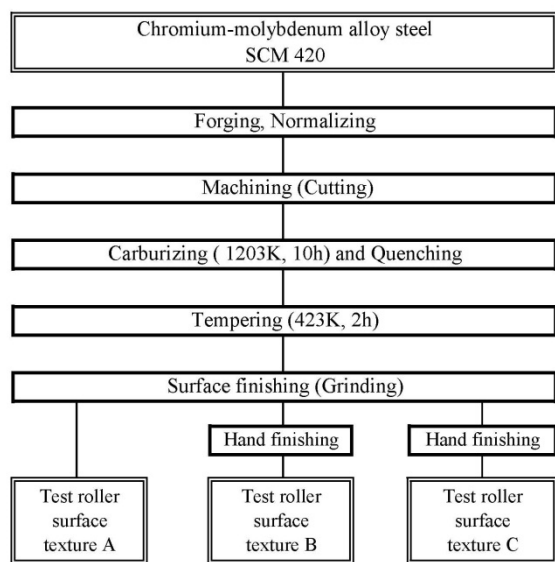


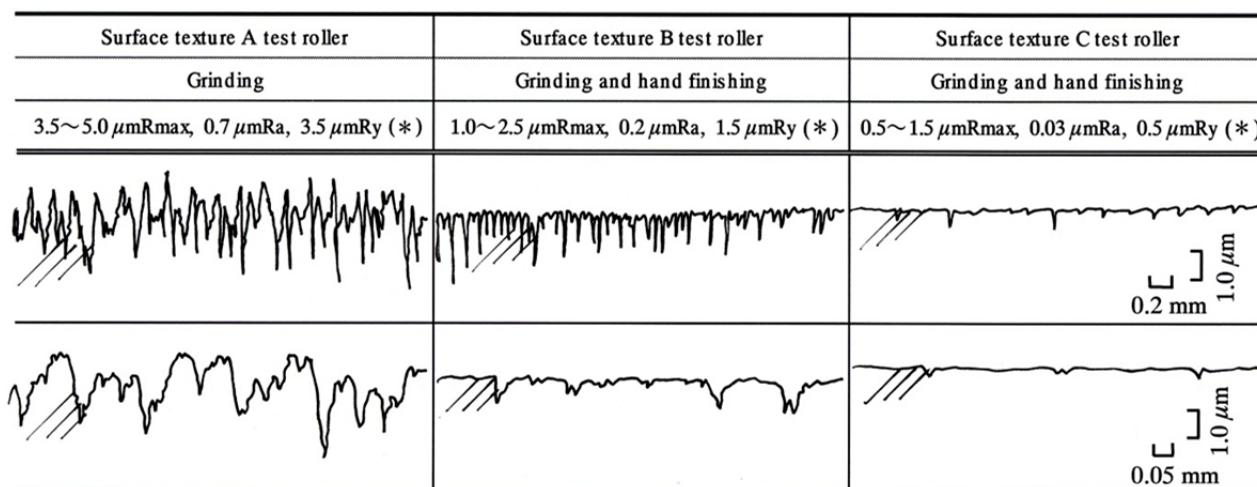
図 6.1-3 円筒試験片の加工工程

さを示す。図から、表面性状 A の場合、小型の動力伝達用歯車における歯面シェービング仕上げの粗さに相当する最大高さ (JIS B0601-1982) 3.5~5.0 μmRmax , 最大高さ粗さ (JIS B0601-1994) 3.5 μmRy 程度で形状は突起がランダムなこと, さらに手仕上げした表面性状 B と表面性状 C は, 表面性状 B の場合 1.0~2.5 μmRmax , 1.5 μmRy 程度で突起が滑らかになり研削の加工目が残存していること, 表面性状 C の場合 0.5~1.5 μmRmax , 0.5 μmRy 程度で全体的に滑らかになっていることがわかった。

(2) 転がり滑り接触面の温度測定法

(a) 実験装置 実験装置には、高負荷用二円筒面圧基礎試験機 (最大負荷: 50 kN, 低速側円筒試験片と高速側円筒試験片の滑り率・回転数: 21.3% と 17.6% ・ 2630 min^{-1} と 3190 min^{-1} , 滑り速度: 2.05 m/s) を用い、潤滑油には、極圧添加剤を含まない鉱油 (ISO VG100, 密度: $0.8855 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 粘度: $99.40 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (313K), $11.12 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (373K)) を用いた。また、円筒試験片の転がり滑り接触面の温度測定には、移動回転表面用温度センサ (E 熱電対) を、室温測定用には、フレキシブル形温度センサ (T 熱電対) を、給油温度用並びに飛散油温度用には、シース形温度センサ (T 熱電対) を用いた。

(b) 実験方法および実験条件 三種類の表面性状の円筒試験片対に対して、二円筒面圧基礎実験における給油条件は、給油温度を 4 つの設定値 $T_o = 306 \cdot 313 \cdot 329 \cdot 338 \text{ K}$ とし、いずれも給油量を一定の $33 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ とした。また、負荷



(*) R_{max} , R_a : JIS B 0161-1982, R_y : JIS B 0161-1994

図 6.1-4 転がり滑り接触面の初期表面粗さ (加工後の断面曲線および JIS に基づく粗さ表示)

条件の（円筒試験片接触面の）法線荷重 F_n は、7つの設定値 $F_n = 3.98 \cdot 4.74 \cdot 6.45 \cdot 8.42 \cdot 10.65 \cdot 13.15 \cdot 15.92$ kN（有効接触面の幅 7.5 mm で最大接触応力 $\sigma_H = 1.05 \cdot 1.14 \cdot 1.33 \cdot 1.52 \cdot 1.71 \cdot 1.90 \cdot 2.10$ GPa）とした。

実験は、給油温度と給油量の設定値を一定として、負荷を設定値に保ち、低速側円筒試験片の繰返し数 $N_2 = 1.0 \times 10^5$ 毎に段階的に変化させる方法とした。

(3) 転がり滑り接触面の温度測定結果

(a) 実験結果の概要 図 6.1-5 と図 6.1-6 に、円筒試験片の代表的な表面性状 A の場合と表面性状 C の場合における負荷に対する各部温度の計測結果を示す。これらの図などから、表面性状 A・表面性状 B・表面性状 C のいずれの実験においても、転がり滑り接触面の温度は、負荷の増加にと

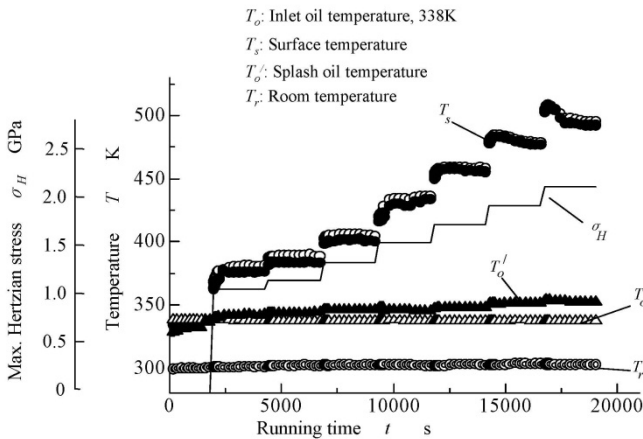


図 6.1-5 負荷に対する各部温度測定結果（表面性状 A，供給油温 338K）

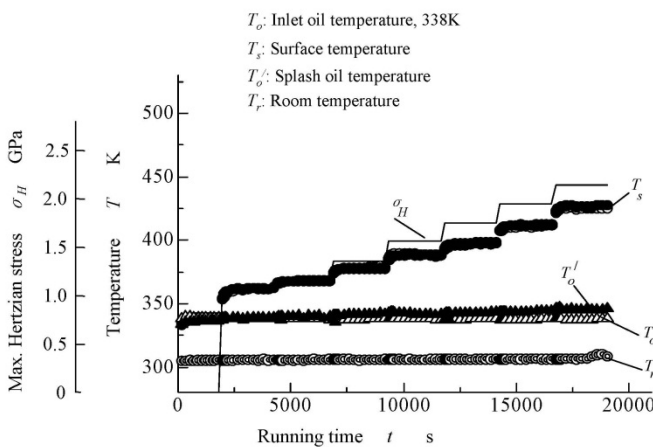


図 6.1-6 負荷に対する各部温度測定結果（表面性状 C，供給油温 338K）

もなって発生する摩擦熱が増大し著しく上昇すること、接触面の表面性状並びに給油温度の影響を受けることがわかった。

(b) 転がり滑り接触面の温度に及ぼす初期粗さの影響並びに給油温度の影響 図 6.1-7 に、給油温度が一定条件における初めの表面粗さと転がり滑り接触面の温度との関係を示す。また、図 6.1-8 に、円筒試験片の表面性状が一定条件における給油温度と転がり滑り接触面の温度との関係を示す。図 6.1-7 から、給油温度並びに負荷が一定の条件において、転がり滑り接触面の温度は、接

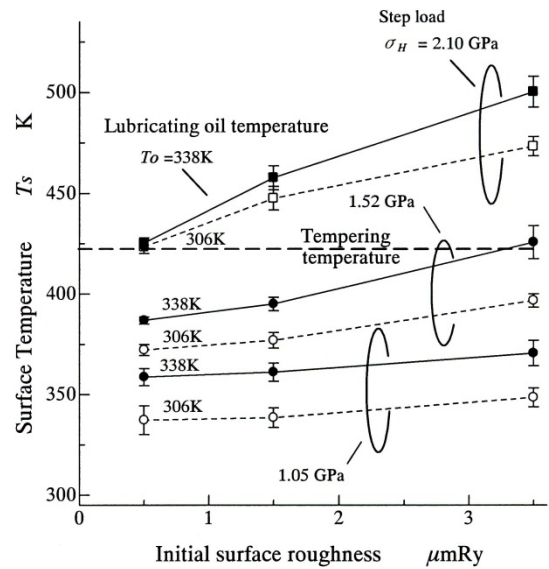


図 6.1-7 接触面の温度に及ぼす初期粗さの影響（低速側円筒試験片）

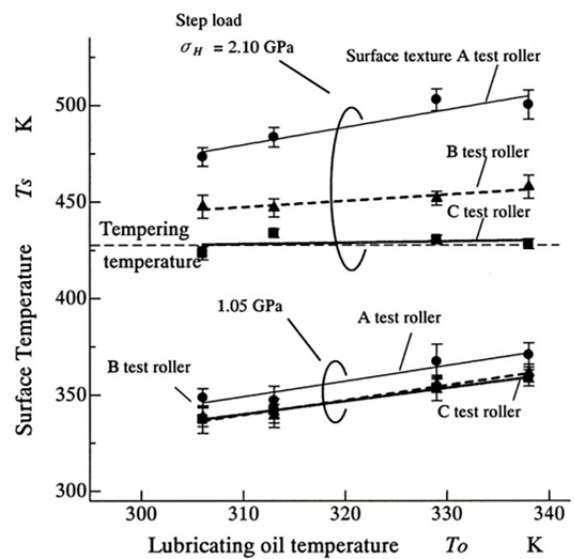


図 6.1-8 接触面の温度に及ぼす給油温度の影響（低速側円筒試験片）

接触面の表面粗さが小さいほど低下していることがわかった。また、図 6.1-8 から、接触面の表面粗さが小さい場合、転がり滑り接触面の温度は、高負荷条件において給油温度の影響を受けにくくなることがわかった。

したがって、これらのことから、浸炭焼入れ鋼において、転がり滑り接触面の表面性状を滑らかにすることによって、接触面の温度上昇による材質の変化並びに油膜の形成状態の変化等を少なくできること、すなわち、接触面の硬さが低下しにくいこと並びに油膜厚さが薄くなりにくいことの可能性がわかった。

(c) 転がり滑り接触面の初期粗さと負荷可能な最大接触応力との関係 図 6.1-9 に、転がり滑り接触面の初期粗さ毎に、給油温度が同一条件の場合の負荷に対する転がり滑り接触面の温度変化を示す。図から、たとえば、給油温度を 338 K とし、表面粗さを $4 \mu\text{mRy}$ ・運転上許容される転がり滑り接触面の温度を熱処理の焼戻し温度付近の 423 K とした場合、負荷可能な最大接触応力は約 $\sigma_H=1.6 \text{ GPa}$ となること、一方、負荷可能な最大接触応力を $\sigma_H=2.0 \text{ GPa}$ ・運転上許容される転がり滑り接触面の温度を 423 K とした場合、接触面を約 $1.0 \mu\text{mRy}$ に仕上げる必要があることがわかった。

(4) 得られた結果

各円筒試験片の外周をそれぞれ三種類の表面性状に作製し、転がり滑り接触面の温度変化に及ぼ

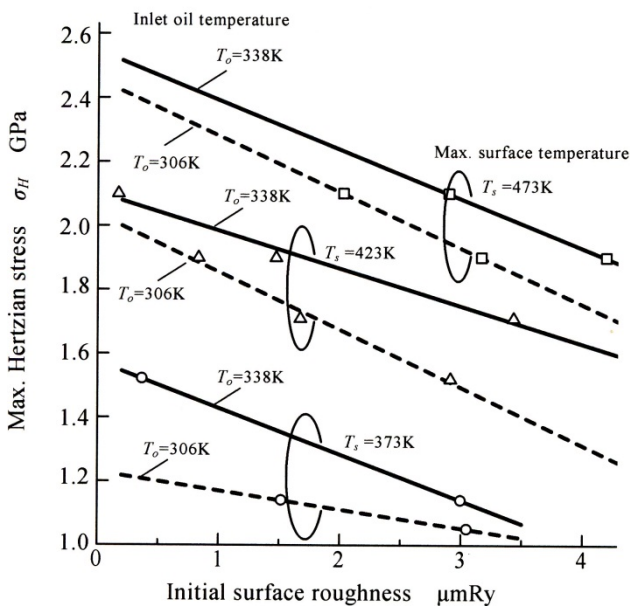


図 6.1-9 接触面の表面粗さと最大接触応力との関連 (給油温度：一定条件，低速側円筒試験片)

す表面粗さの影響について、給油温度を制御した潤滑油と二円筒面圧基礎試験機を用い考察・検討した結果、転がり滑り接触面の温度は、

- (1) 負荷の増加とともに発生する摩擦熱が増大し著しく上昇すること、
- (2) 接触面の表面性状並びに給油温度の影響を受けること、
- (3) 接触面の表面粗さが小さいほど高負荷条件で大きく低下すること、
- (4) 表面粗さ・給油温度・負荷の影響因子から定量的に求められること、

がわかった。

また、以上の結果から、転がり滑り接触面を出来るだけ滑らかに仕上げることで、転がり滑り接触面の温度上昇に起因する材料の強さの低下、並びに、油膜厚さの減少を抑制することができることを示しており、このことから浸炭焼入れ歯車の歯面強さの向上を計ることが期待できる。

6.1.5 浸炭焼入れ鋼における面圧強さに及ぼす鏡面仕上げの効果⁽⁶⁾

(1) 転がり滑り接触面の鏡面仕上げ

(a) 円筒試験片の形状・寸法 円筒試験片には、低速側円筒試験片と高速側円筒試験片の二種類があり、両者ともに中空円筒形状で、外径 70 mm、内径 45 mm、軸方向長さ 28 mm である(6.1.4(1)(a))と同一の形状・寸法の円筒試験片を利用した。

(b) 転がり滑り接触面の鏡面仕上げ状況 図 6.1-10 と図 6-1-11 に、鏡面仕上げ後の表面状況と表面性状(断面曲線)を示す。図において、円筒試験片の加工工程は、浸炭鋼(JIS G4105 SCM420 相当品)を焼なまし・切削加工・浸炭焼入れ焼戻し・内研加工・外研加工とし、最大高さ(JIS B0601-1982) $4.0 \mu\text{mRmax}$ ・最大高さ粗さ(JIS B0601-1994) $3.5 \mu\text{mRy}$ 程度になるように、仕上げ研削したものである(以下、研削円筒試験片と略称)。次に、鏡面仕上げは、研削円筒試験片を旋盤と筆者らが設

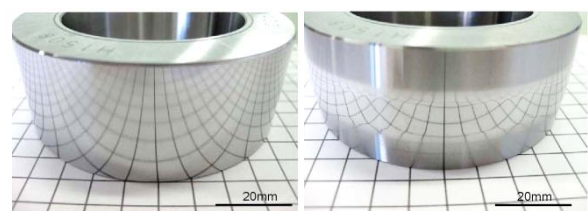


図 6.1-10 円筒試験片の表面状況(鏡面仕上げ後)

計製作した表面仕上げ用専用ジグを用い、研磨紙（#3000 エミリー紙）とバフ布、並びに、遊離砥粒（0.3 μm アルミナ懸濁液）により手仕上げしたものである（以下、鏡面仕上げ円筒試験片と略称）。なお、鏡面仕上げ円筒試験片の表面粗さは、0.5~1.1 μmRmax ・0.4~0.8 μmRy であった。

(2) 転がり滑り接触面の面圧疲労実験方法

(a) 円筒試験片の組合せと実験装置 円筒試験片対は、同一粗さの組合せとした。また、二円筒面圧疲労実験には、高負荷用二円筒面圧基礎試験機と潤滑油として鉱油（給油温度：338 \pm 1 K、油量：33 $\times 10^{-6}$ m³/s）を用いた（(6.1.4 (1) (a) と同一の実験装置と性状が同一の潤滑油を利用した）。

(b) 実験方法と実験条件 二円筒面圧疲労実験は、無負荷で一定時間運転後、負荷を徐々に上昇し、設定の負荷（接触面の法線荷重： $F_n = 15.92 \cdot 18.94 \cdot 22.23$ kN、最大接触応力： $\sigma_H = 2.16 \cdot 2.35 \cdot 2.55$ GPa）を一定として、負荷の繰返し条件が低速側円筒試験片の繰返し数 $N_2 = 1.0 \times 10^7$ 時点まで、もしくはこれまでの経験から実験

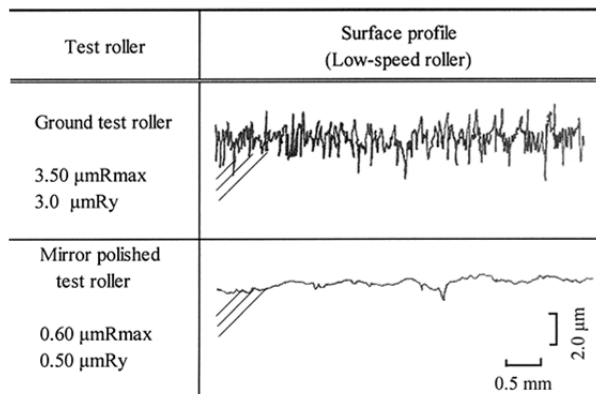


図 6.1-11 円筒試験片の表面性状（加工後の断面曲線）

中の試験機の騒音レベルが 90dB を超えた時点までとした。なお、円筒試験片における負荷と負荷の繰返しに伴う接触面の温度と発生する騒音は、接触式熱電対と普通騒音計により連続的に記録・解析した。また、円筒試験片における接触面の表面損傷の状況は、適時に画像解析装置付実体顕微鏡により観察し記録・解析し、接触面の断面形状の変化は、触針型表面粗さ計により計測・解析した。

(3) 転がり滑り接触面の面圧疲労実験結果

(a) 実験結果の概要 表 6.1-1 に、二円筒面圧疲労実験の条件と結果（表面損傷の多い負のすべり率の低速側円筒試験片の結果）の概要を示す。なお、表において、負荷と負荷の繰返しで生じた表面疲れは、ピットの表面積に等しい面積を持つ円の直径 d mm を導入して、実体顕微鏡で計測可能な $0.1 \leq d < 0.3$ の小ピットと $0.3 \leq d$ のピットに区分し、観察領域で生じたそれぞれの個数で表示した。表などから、本実験条件の範囲において、研削円筒試験片の場合に比べ、鏡面仕上げ円筒試験片の場合、運転中の接触面の温度が明らかに低いこと、接触面の損傷が少ないことなどがわかった。

(b) 転がり滑り接触面の変化 図 6.1-12 と図 6.1-13 に、運転停止時における転がり滑り接触面の表面状況と拡大表面状況を示す。また、図 6.1-14 に、運転停止時における接触面の軸方向断面曲線を示す。これらの図などから、転がり滑り接触面を鏡面仕上げすることにより、同一の材料・熱処理・潤滑油・負荷条件の下でも、運転中の接触面の温度を低くすることができ、破壊性ピットも発生せず、断面形状の変化も少ないことがわかった。なお、これらの現象は、鏡面仕上げにより、転がり滑り接触面の突起部が受ける局所的な負荷を減

表 6.1-1 面圧疲労実験の条件および結果の概要（低速側円筒試験片）

Test No.	Type	Initial surface roughness R_o $\mu\text{m Rmax}$ ($\mu\text{m Ry}$)	Normal load F kN (Max. Hertzian stress σ_H GPa)	Surface temperature during running T K ^(*1)	No. cycles N_2	Surface fatigue after running	
						Number of small pits ($0.1 \leq d < 0.3$) ^(*2)	Number of pits ($0.3 \leq d$) ^(*3)
						RT-01	Ground rollers
RT-02	3.5 (3.0)	18.94 (2.35)	495 ~ 545	0.36×10^7 ^(*4)	20	1 (Severe pit) ^(*5)	
RT-03	Mirror polished rollers	0.6 (0.5)		455 ~ 475	1.0×10^7	0	0
RT-04		0.8 (0.8)	22.23 (2.55)	480 ~ 500	1.0×10^7	0	0

(*1) : Temperature of lubricating oil : 338 K, (*2) : Measured area $S_s = 7.0 \text{ mm} \times 109.9 \text{ mm}$

(*3) : Measured area $S_p = 7.0 \text{ mm} \times 219.8 \text{ mm}$, (*4) : Severe pit occurred, (*5) : Area of severe pit $S_s = 20.22 \text{ mm}^2$

少させ、温度上昇に起因する表面硬さ（強さ）の低下量を少なくするとともに、潤滑油の粘度の低下を少なくすることができ、接触面の軟化と油膜形成状態の悪化を防ぐものと思われる。

(c) 転がり滑り接触面のピッチング寿命に及ぼす鏡面仕上げの効果 図 6.1-15 に、浸炭鋼におけるピッチング寿命に及ぼす鏡面仕上げの効果を

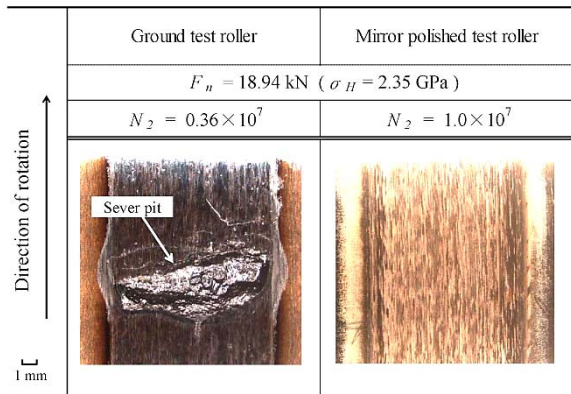


図 6.1-12 円筒試験片の表面状況（運転後）

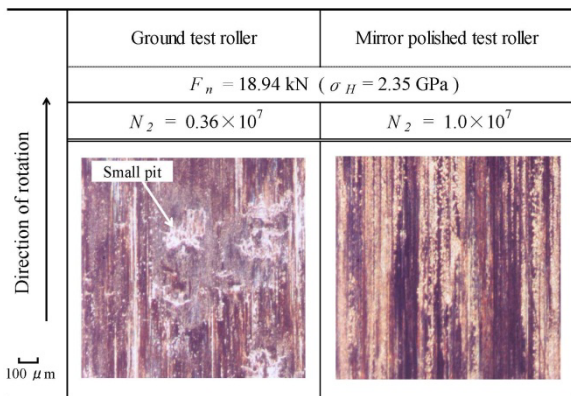


図 6.1-13 円筒試験片の拡大表面状況（運転後）

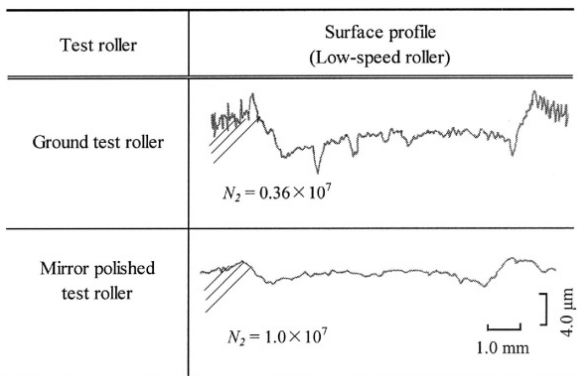


図 6.1-14 円筒試験片の表面性状（運転後の断面曲線）

示す。図から、負荷の繰返し数 $N_2 = 1.0 \times 10^7$ で破壊性ピットが生じない限界の（許容）最大接触応力を面圧強さ σ_{Hlimit} と定義すると、研削円筒試験片の場合 $\sigma_{Hlimit} = 2.16 \sim 2.35 \text{ GPa}$ となり、鏡面仕上げ円筒試験片の場合 $\sigma_{Hlimit} > 2.55 \text{ GPa}$ となることがわかった。

したがって、約 $4 \mu\text{mRmax}$ の接触面を $0.7 \mu\text{mRmax}$ に鏡面仕上げすることによって、面圧強さ σ_{Hlimit} は約 1.2 倍向上すること、法線荷重 F_n と最大接触応力 σ_H の関係から、有効接触幅を一定と仮定すると許容伝達荷重は 1.5 倍向上すること、法線荷重 F_n を一定と仮定すると有効接触幅は約 70%程度となり、高強度化あるいは小型・軽量化が可能ながわかった。

(d) 得られた結果 浸炭焼入れ歯車の高強度化（小型・軽量化）を目的に、面圧強さに及ぼす鏡面仕上げの効果を二円筒面圧疲労実験で調べた結果、仕上げ前の約 $4 \mu\text{mRmax}$ の接触面に比べ、 $0.7 \mu\text{mRmax}$ 程度に接触面を鏡面仕上げた場合、

- (1) 運転中の表面温度の上昇が少ないこと（同一負荷の場合、約 10%減少）,
 - (2) 表面疲れ（ピット）の発生個数が減少すること（明確な減少）,
 - (3) ピッチング疲れ寿命（破壊性ピットが生じる繰返し数）が長いこと（同一負荷の場合、約 3 倍増加）,
 - (4) 面圧強さ（繰返し数 1.0×10^7 において破壊性ピットの生じる許容接触応力）が高くなること（約 1.2 倍増加）,
- などが定量的にわかった。したがって、歯車歯面

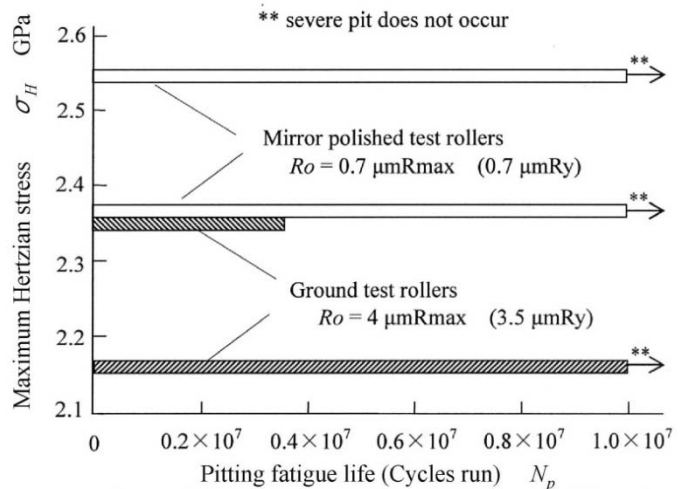


図 6.1-15 ピッチング寿命に及ぼす鏡面仕上げの効果

を鏡面仕上げすることで、浸炭焼入れ歯車の高強度化(小型・軽量化)が同一材料・同一熱処理の条件でも可能な見通しを得た。

6.1.6 まとめ

自動車・二輪車などの動力駆動部で使用される浸炭焼入れ歯車の小型・軽量化に関連して、表面硬化歯車の損傷状況と円筒歯車の歯面強さ計算法における許容応力修正係数を概説するとともに、歯面仕上げに着目した歯面強さ向上法を提案した。

次に、浸炭焼入れ鋼の円筒試験片、並びに、二円筒面圧疲労試験機を用い、高負荷における転がり滑り条件下の接触面温度に及ぼす供給油温と初期表面粗さの影響を調べ、さらに、面圧強さに及ぼす鏡面仕上げの効果を考察・検討した。これらの報告と研究結果が、今後の歯車強さ設計の検討と歯面仕上げ法に対して何らかの指針になれば幸いである。なお、本件に関連する実機歯車における新しい歯面仕上げ法の研究・開発は、2012年の時点で継続中であり、その成果は追って報告する予定である。

参考文献

- (1) たとえば、松本 将，日本機械学会講習会教材・歯車製造技術の基礎と応用，No.04-55，(2004-10)，pp.1-12.
- (2) 中西 勉・ティラフン ダニエル レッダ・伊野大輔・鄧 鋼，日本機械学会(創立110周年記念2007年次大会)講演論文集，No. 07-1，Vol.4，(2007-9)，pp.31-32.
- (3) ティラフン ダニエル レッダ・中西 勉・鄧 鋼，日本機械学会(MPT2007シンポジウム<伝動装置>)講演論文集，No.07-15，(2007-11)，pp.61-64.
- (4) 中西 勉・ティラフン ダニエル レッダ・上内淳史・鄧 鋼，日本機械学会講演論文集，No.08-1，Vol.4，(2008-8)，pp.45-46.
- (5) Tsutomu NAKANISHI・Daniel Tilahun REDDA・Gang DENG，Proceedings of The JSME International Conference on Motion and Power Transmissions (MPT2009)，Sendai，JAPAN，(2009-5)，No.09-203，pp.350-355.
- (6) 中西 勉・ティラフン ダニエル レッダ・飯干雄偉・鄧 鋼，日本機械学会講演論文集，No.09-1，Vol.4，(2009-9)，pp.37-38.
- (7) G. NIEMANN・H.WINTER，Machinenelemente II，(Zeite Auflage)，(1983)，p.124，Springer-Verlag.
- (8) 有浦泰常・中西 勉・上野 拓，機械の研究，37巻11号，(1985-11)，pp.1208-1216，養賢堂.
- (9) 鈴木義友，日本機械学会(機素潤滑設計部門MPT2004シンポジウム<伝動装置>)講演論文集，No.04-17(基調講演)，(2004-11)，pp.1-4.
- (10) Taku UENO・Yasutsune ARIURA・Tsutomu NAKANISHI，The American Society of Mechanical Engineers，Paper 80- C2/ DET-27 presented at the Century 2 International Power Transmissions & Gearing Conference，San Francisco，California，USA，(1980-8)，pp.1-8.
- (11) 中西 勉・有浦泰常・上野 拓，日本機械学会論文集(C編)，52巻477号，(1986-5)，pp.1649-1655.
- (12) Tsutomu NAKANISHI・Yasutsune ARIURA，Proceedings of the International Conference on Motion and Power Transmission (MPT1991)，Hiroshima，JAPAN，(1991-11)，pp.828-833.
- (13) 日本機械学会，技術資料 歯車強さの設計資料，(1979-12)，pp.49-74，日本機械学会.
- (14) 日本歯車工業会歯車規格委員会編，JGMA 6102-02 平歯車及びはすば歯車の歯面強さ計算式，(2009-1)，pp.1-29，日本歯車工業会.
- (15) Tsutomu NAKANISHI・Takashi TAKEUCHI・Gang DENG，Proceedings of the JSME International Conference on Motion and Power Transmissions (MPT2001)，Fukuoka，JAPAN，(2001-11)，pp.255-260.
- (16) Tsutomu NAKANISHI・Tilahun Daniel REDDA・Gang DENG，Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions (ICMT'2006)，Chongqing，CHINA，(2006-9)，Vol. II，pp.868-873. (ISBN: 7-03-017974-9)
- (17) Tilahun Daniel REDDA・Tsutomu NAKANISHI・Gang DENG，International Conference of Manufacturing，Machine Design and Tribology (ICMDT2007)，Sapporo，JAPAN，(Final Program: Abstracts)，(2007-7)，p.30，(CD-ROM:A07,pp.1-8).
- (18) Daniel Tilahun REDDA・Tsutomu NAKANISHI・Gang DENG，Journal of Advanced Mechanical Design，Systems and Manufacturing (published by the JSME)，Vol. 2，No.4，(2008-4)，pp. 214-221.
- (19) Daniel Tilahun REDDA・Tsutomu NAKANISHI・Gang DENG，Journal of Advanced Mechanical Design，Systems and Manufacturing (published by the JSME)，Vol. 3，No.1，(2009-3)，pp. 85-92.