浸炭窒化歯車の疲れ強さに及ぼす硬化層深さの影響*

吉田 彰^{*1}, 宮西 希一^{*2}, 大上 祐司^{*1}
山本 和弘^{*3}, 佐藤 悟久^{*4}, 藤田 公明^{*5}

Effect of Hardened Depth on Fatigue Strength of Carbonitrided Gears

Akira YOSHIDA, Kiichi MIYANISHI, Yuji OHUE,
Kazuhiro YAMAMOTO, Norihisa SATOH and Komei FUJITA

To elucidate the effect of hardened depth on the fatigue strength of carbonitrided gears, gears with three kinds of hardened depths were fatigue-tested using a power circulating gear testing machine. In the case of gears with the shallowest and intermediate hardened depths, the failure mode was spalling. In the case of the gear with the deepest hardened depth, the failure modes were spalling and tooth breakage due to bending at the tooth fillet. The surface durability was higher with deeper hardened depth. The strength for bending strength of gear with the deepest hardened depth was lower than that of a gear with intermediate hardened depth under the same loading condition. Therefore, when carbonitrided gears are designed, it is important to decide the optimum hardened depth of those gears. The change in dynamic performance of every gear was slight during the fatigue processes, since the change of tooth profile of every gear was slight.

Key Words: Gear, Fatigue, Surface Durability, Carbonitrided Gear, Hardened Depth, Spalling, Tooth Breakage, Dynamic Performance

1. 緒 言

動力伝達用歯車の表面硬化法としては浸炭、高周波焼入れ、窒化等が一般的に用いられているが、さらに浸炭処理に比べ低温であるため熱処理ひずみが小さく、部品表面に浸炭反応と窒化反応を同時に起こさせCとNを侵入拡散させる浸炭窒化法⁽¹⁾がある。そして、この浸炭窒化を施された歯車が開発・実用化されている⁽²⁾。この浸炭窒化は浸炭と比べてCとNが同時に侵入拡散されるため表面の焼入れ性が向上し、また熱処理による変形も浸炭に比べて少ないという利点がある。こうした理由から表面硬化歯車として今後浸炭窒化歯車の使用が増加すると考えられる。著者らは、前報⁽³⁾において浸炭窒化ローラの面圧強さを調べた。その結果、浸炭窒化硬化層がより深ければ面圧強さもより強くなることを明らかにした。しかし歯車の場合、その損傷は面圧疲れによるものばかりでなく、歯元からの曲げによる歯の折損もあるので、ローラの面圧試

験の結果のみで浸炭窒化歯車の強さを論じることではできない。それゆえに浸炭窒化歯車の面圧強さ、曲げ強さ、動的運転特性などについての研究を行う必要がある。

そこで、本報では浸炭窒化歯車の疲れ強さに及ぼす硬化層深さの影響を調べるために、3種類の硬化層深さを有する浸炭窒化歯車を用いて運転疲れ試験を行い、さらにそれら歯車の動的性能や歯形などの経時的な変化を明らかにし、浸炭窒化歯車の強さ設計における硬化層深さの影響について検討した。なお、本報の浸炭窒化歯車と同じ諸元である浸炭硬化歯車⁽⁴⁾および窒化歯車⁽⁵⁾の運転疲れ試験の結果とも合せて表面硬化歯車の強さについて考察を行った。

2. 試 験 歯 車

本実験に使用した試験歯車対はモジュール4、基準圧力角20°である。その諸元ならびに寸法、形状を表1および図1に示す。試験対象歯車は被動側の大歯車とし、歯車素材としてクロム鋼(SCr 420)を用いた。浸炭窒化歯車の疲れ強さに及ぼす硬化層深さの影響を調べるために、表2に示す浸炭窒化処理が施され、3種類の異なる硬化層深さを有する浸炭窒化歯車が本実験に用いられた。そして、3種類の浸炭窒化歯車を硬

* 平成4年3月10日 中国四国支部第30期総会・講演会において講演、原稿受付 平成4年7月16日。

^{*1} 正員、岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1)。

^{*2} 正員、NTN(株) (〒141 東京都品川区西五反田7-22-17)。

^{*3} 准員、(株)日本製鋼所 (〒100 東京都千代田区有楽町1-1-2)。

^{*4} 住友金属工業(株) (〒554 大阪市此花区島屋5-1-109)。

^{*5} 名誉員、岡山大学名誉教授。

化層の浅いほうから順に CNA, CNB, CNC とした。これら試験歯車のうち CNA および CNB はホブ切りされ、歯面を研削した後浸炭窒化処理が施された。また CNC はホブ切りされ、浸炭窒化処理を施した後歯面は研削仕上げされた。これら歯車の表面粗さは CNA, CNB, CNC においてそれぞれ歯形方向で $1.6\text{ }\mu\text{m } R_{\text{max}}$, $2.1\text{ }\mu\text{m } R_{\text{max}}$, $1.3\text{ }\mu\text{m } R_{\text{max}}$ であった。また駆動側である相手側小歯車にはクロム・モリブデン鋼 (SCM 415) 製浸炭硬化歯車を用いた。

図 2 に大歯車のかみあいピッチ点付近および歯元最弱断面位置付近より歯形法線方向に測定された歯内部の硬さ分布を示す。大歯車のかみあいピッチ点付近での有効硬化層深さは CNA, CNB, CNC の順にそれぞれ 0.24 mm , 0.52 mm , 0.77 mm であり、表面硬さはそれぞれ Hv 860, Hv 900, Hv 840 である。CNA, CNB, CNC それぞれの歯元最弱断面位置付近での有効硬化層深さは 0.16 mm , 0.40 mm , 0.57 mm であり、表面硬さはそれぞれ Hv 700, Hv 720, Hv 870 であった。また、小歯車のかみあいピッチ点付近と歯元最弱断面位置付近における有効硬化層深さはそれぞれ 1.85 mm , 1.31 mm であり、両方の位置での表面硬さはともに約 Hv 800 であった。

3. 実験方法

歯車運転疲れ試験は、動力循環式歯車試験機⁽⁶⁾を用いて大歯車回転速度 $n_2=1800\text{ rpm}$ で行われた。歯車運転疲れ試験の負荷の基準として、かみあいピッチ点でのヘルツ応力 p_{max} を採用した。潤滑油には EP 3090 ギヤ油を用い、油温を $313\pm 5\text{ K}$ に制御し、歯車のかみ込み側から 1.0 l/min の割合で圧力給油された。

歯車運転疲れ試験の所定の繰返し数ごとに、試験歯車の動的性能として試験大歯車の圧縮側歯元ひずみ、歯車箱振動加速度、歯車箱騒音の測定が行われ、さらに試験歯車対の歯形誤差の測定とレプリカ法による歯面観察が行われた。動的性能などの測定は前報⁽⁷⁾と同様であり、測定データは両歯車軸に取り付けられたスリット板とフォトランジスタにより発生する同期信号とともにデータレコーダに記録され、波形観察と周波数分析が行われた。

試験機には振動感受スイッチが取付けられており、試験歯車が損傷して試験機の振動が大きくなれば自動的に試験機が停止するように調整された。本実験では試験歯車の疲れ耐久限度を大歯車繰返し数 1×10^8 に

表 1 試験歯車対諸元

Specimen mark	Pinion C14	Gear CNA, CNB	Pinion C16	Gear CNC
Module	4			
Standard pressure angle	20.0°			
Number of teeth	19	26	19	26
Addendum modification coefficient	0.2926	0	0.2926	0
Tip circle diameter mm	86.341	112	86.341	112
Center distance mm	91.5			
Face width mm	14	8	16	5
Contact ratio	1.413			
Material	SCM415	SCr420	SCM415	SCr420
Accuracy*	Class 0	Class 1	Class 0	Class 1
Tooth surface finishing**	Grinding(Maag)			

*JIS B 1702

**CNA, CNB-Before carbonitriding, CNC-After carbonitriding, C14, C16-After case-hardening

図 1 試験歯車対の寸法・形状

表 2 試験大歯車の浸炭窒化処理条件

Mark	Carbonitriding	Subzero	Tempering
CNA	1123K 1.5hr OQ	203Kx1hr	423Kx3hr
CNB	1143K 2.5hr OQ		
CNC	1173K 6hr OQ	203Kx0.5hr	433Kx3hr

図 2 試験歯車の硬さ分布

対する負荷応力とした。それ以前に試験歯車が損傷して試験機が自動停止した場合には、その停止時の試験歯車の総繰返し数を歯車の破壊寿命とした。

4. 実験結果および考察

4.1 損傷形態と疲れ強さ 図3に本実験における歯車運転疲れ試験で得られた代表的な大歯車損傷例を示し、また図4に歯車のかみあいピッチ点でのヘルツ応力 $p_{\max}$ と大歯車破壊総繰返し数 N_2 との関係、 $p_{\max}$ - N_2 曲線を示す。本実験では、硬化層の浅い CNA と中程度の CNB にはすべてスポーリングによる歯面損傷およびスポーリングに起因するかみあいピッチ点付近からの歯の折損が生じた [図3(a), (b)]。しかし、硬化層の最も深い CNC には CNB と同様な負荷条件にもかかわらず、曲げによる歯元からの歯の折損 [図3(c)] がほとんどで、スポーリングによる損傷はわずか1例であった。図4において、最も硬化層深さの浅い CNA の $p_{\max}$ - N_2 曲線は、CNB, CNC の両方の $p_{\max}$ - N_2 曲線よりも下方に位置している。次に CNB と CNC を比較すると、 $p_{\max}=2000$ MPa 以下の負荷条件においては、CNB ではスポーリング損傷が3例発生しているのに対し、CNC では $N_2=1 \times 10^8$ までに損傷は発生していない。よって、スポーリング損傷についての面圧強さに関しては、CNC は CNA, CNB よりも高い面圧強さを有しているといえる。また、浸炭窒化歯車の歯面の面圧強さについて調べるために、歯面モデルとして本実験に先がけて行われた浸炭窒化ローラの滑り・転がり疲れ試験結果⁽⁶⁾ ではその損傷形態はすべてスポーリングであり、硬化層深さが大なるほど面圧強さは増大する傾向を示した。このロ

ーラの結果と同様に、本浸炭窒化歯車においても硬化層深さが大なるほど面圧強さが増大する傾向にあるといえる。しかし、 $p_{\max}=2050$ MPa 以上では、CNC の場合にはその損傷の多くが曲げによる歯の折損であるのに対し、CNB の場合にはすべてスポーリングに起因する表面損傷であった。すなわち、本歯車運転疲れ試験の結果は、浸炭窒化歯車の硬化層深さを深くすれば面圧強さは上昇するが、曲げ強さは逆に低下することを示している。

図4には、本実験に用いた試験機で疲れ試験を行った本試験歯車対と同一諸元の浸炭硬化歯車⁽⁴⁾ および窒化歯車⁽⁵⁾ の疲れ試験結果も併記している。これらの疲れ試験の結果は、3種類の硬化層深さを有する浸炭硬化歯車（それぞれの有効硬化層深さは0.47 mm, 0.76 mm, 1.95 mm, 表面硬さは Hv 780, Hv 860, Hv 800 である。）ならびに3種類の硬化層深さを有する窒化歯車（それぞれの全硬化層深さは0.6 mm, 0.7 mm, 0.8 mm, 表面硬さは Hv 1000, Hv 1020, Hv 1030 である。）を用いて得られた。浸炭窒化歯車 CNB, CNC の両方の $p_{\max}$ - N_2 曲線は、浸炭硬化歯車および窒化歯車それぞれの範囲よりも上方に位置している。このことから、浸炭窒化歯車の場合、同一諸元の歯車ならば適切な硬化層を設計すれば浸炭硬化歯車や窒化歯車よりも高い疲れ強さを有しているといえる。

4.2 曲げにより折損した歯の観察 本実験では、硬化層が最も深い CNC にだけ歯元最弱断面位置付近からの曲げによる歯の折損が生じ、CNC より浅い硬化層深さであった CNB では、CNC と同様な負荷条件にもかかわらず曲げによる歯の折損は生じず、その

図3 試験大歯車の損傷形態の外観

図4 $p_{\max}$ - N_2 曲線

損傷はすべて面圧強さに関係するスポーリングであった。そこで浸炭窒化された歯の硬化層の組織観察を行った。図5は、CNBとCNCそれぞれのナイトル腐食された歯車軸直角断面の写真を示す。CNB、CNCそれぞれの写真(a)は歯芯部、そして写真(b)は歯元最弱断面位置付近の硬化層の金属組織である。CNBの場合、歯芯部ではベイナイト組織、表面部では不完全な焼入れ組織となっている。これらの様相は硬化層深さが最も浅いCNAでも同様であった。CNCの場合、歯芯部ではマルテンサイト組織、表面部では完全焼入れ組織となっている。したがって、図2に示されたCNCの歯元最弱断面位置付近での芯部の硬さが、CNAとCNBの芯部の硬さよりも高くなっていると考えられる。このことから、CNCのみに歯元からの歯の曲げ折損が生じた原因としては、CNCの浸炭窒化

図5 試験大歯車CNBとCNCの金属組織の様相

図6 曲げにより歯元から折損した歯のSEMによる破面観察

処理時間がCNA、CNBよりも長いために、CNCの歯は芯部まで硬化され、歯表面と歯芯部での硬さの比が相対的に低くなり、歯全体の衝撃破壊じん性が低下したことが考えられる。

図6は、CNC、 $p_{max}=2050\text{ MPa}$ 、 $N_2=5.11 \times 10^7$ において曲げにより歯元最弱断面位置付近から折損した歯の破面の走査形電子顕微鏡 (SEM) による観察を示す。(a)は歯元の折損破面の全体像、(b)～(e)は(a)の各部分の拡大である。位置(b)では作用歯面側、すなわち引張り側の歯元表面付近であり、滑らかな破面が観察される。位置(c)にも滑らかな破面が観察され、また2次的なき裂も存在している。位置(d)では延性破面特有のディンプルが観察される。また反作用歯面側の表面近くの位置(e)では粒界破壊の様相を呈した破面が観察される。したがって、曲げによる歯元からの歯の折損の破壊過程として、繰返しの曲げ応力が歯に作用することにより、引張り応力が最大となる作用歯面側の歯元最弱断面位置付近の表面で疲れき裂が発生、伝ばして、比較的滑らかな破面を形成した後、巨視的塑性変形を伴って歯が破断したと考えられる。

4.3 スポーリング損傷の観察 図7は、CNB、 $p_{max}=2000\text{ MPa}$ 、 $N_2=2.14 \times 10^7$ においてスポーリングにより歯面が損傷した歯の歯車軸直角断面とかみあいピッチ点付近でのスポーリング損傷部の拡大を示す。歯面のはく離は、近より側2対かみあいから1対かみあいへの移行点から遠のき側2対かみあい域まで達している。スポール底は歯面に沿ってほぼ平行に存在しており、スポール底から歯内部へ向かうき裂が存在している。このスポーリング底からの2次的なき裂が反作用歯面側の歯元にまで進展して歯が折損する損傷が、スポーリングに起因する歯の折損[図3(a)]で

図7 スポーリング損傷した歯の歯車軸直角断面

ある。また、この2次的なき裂が反作用歯面側の歯元に達する以前に、スポーリングによる歯面はく離に起因した歯のかみあいによる振動の増大によって試験機が自動停止する損傷がスポーリングに起因する歯面損傷〔図3(b)〕である。

図8は、図3(b)に示したCNBのスポーリングにより損傷した歯面のSEMによる観察を示す。(a)は歯面全体像であり、(b)、(c)はスポーリング部と歯面の境界部の拡大である。歯面の細かなはく離とスポール底にタングが観察され、歯内部から表面へとき裂が伝ばしたことが推察できる。(d)はスポール底付近で観察されたき裂を示す。(e)はスポール底部であり、比較的滑らかな破面を呈している。

スポーリング損傷では、硬化層深さの違いによる損傷の様相の相違は観察されなかった。よって、スポーリング損傷の様相は、硬化層深さに影響されていなかったといえる。

4・4 スポーリング損傷と硬さに対するせん断応力の比の振幅の関係 かみあいピッチ点近傍に発生するスポーリングき裂を考察するために、前報⁽⁸⁾と同様にかみあいピッチ点におけるヘルツ接触条件下での歯表面下の応力分布を考える。座標として、歯面上での

図8 スポーリング損傷した歯のSEMによる破面観察

図9 試験大歯車CNBの振幅 $A(\tau/Hv)$ の表面下分布

かみあいピッチ点を原点とし、歯車軸方向を x 、歯形接線方向を y 、歯面内部に向かう歯形法線方向を z にとる。Smithの式⁽⁹⁾より計算された y - z 平面上における両振りの直交せん断応力 τ_{yz} および片振りの最大せん断応力 τ_{45} を用いてスポーリング損傷を考察した。応力計算に際して、滑りを伴わないで転がり接触するかみあいピッチ点では摩擦係数は零であるとした。また、スポーリング損傷を考察するにあたり、ここでは平均応力の影響を無視し、材料強さはその材料の硬さに比例すると仮定している。歯面下の各深さに対するそれぞれのせん断応力を図2のかみあいピッチ点における硬さで除した振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ と振幅 $A(\tau_{45}/Hv)$ の歯面下の分布を図7に示した負荷条件に対して図9に示す。歯面下のいずれの深さにおいても、振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ は振幅 $A(\tau_{45}/Hv)$ よりも大きい。また振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が最大値となる歯面下の深さは約0.6 mmで、図7に示した歯面に平行なスポール底の深さにほぼ一致する。またここには示されていないが、CNA、CNCについてもスポーリングき裂発生深さは、振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が最大値となる深さとほぼ一致していた。よって、スポーリングき裂発生深さは振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ の最大値発生深さに対応していることから、スポーリング損傷は、振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が最大となる深さにき裂が歯面に対し平行に発生して歯面はく離したと考えられる。

スポーリング損傷に関係する浸炭窒化歯車の面圧強さに及ぼす硬化層深さの影響を考察するために、スポーリング損傷した歯車の振幅最大値 $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}$ と歯車破壊総繰返し数 N_2 との関係、 $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}-N_2$ 曲線を図10に示す。また、本浸炭窒化歯車と他の表面硬化法を用いて熱処理された歯車のスポーリング損傷強さを比較するために、図10には、図4中に範囲で示した浸炭硬化歯車⁽⁴⁾と窒化歯車⁽⁵⁾のうちでスポ

図10 $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}-N_2$ 曲線

リング損傷した歯車の結果も示されている。これら 3 種類の表面硬化歯車の相手側歯車にはすべて浸炭硬化歯車を用いているので、表面硬化法が異なる歯車間のスポーリング損傷に対する面圧強さの相対的な比較が可能であると考えられる。浸炭窒化歯車では、硬化層深さの違いにかかわらず振幅最大値 $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}$ と N_2 の関係を、1 本の $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}-N_2$ 曲線でほぼ表すことができる。また、浸炭硬化歯車および窒化歯車の場合も、振幅最大値 $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}$ と N_2 の関係を、それぞれ 1 本の $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}-N_2$ 曲線でほぼ表すことができる。次に、浸炭窒化歯車、浸炭硬化歯車および窒化歯車それぞれの $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}-N_2$ の曲線を比較すると、あまり大差はないが、窒化歯車の $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}-N_2$ 曲線が最も上方に位置し、浸炭窒化歯車、浸炭硬化歯車の順になっている。また、表面硬化法が同じであれば各表面硬化法ごとに $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}-N_2$ 曲線が存在していることがわかる。このことからスポーリング損傷に関して、歯車のスポーリング寿命は硬化層深さあるいは熱処理の違いにかかわらず振幅最大値 $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}$ に依存して

いると考えられる。

4.5 疲れ過程中的の歯形変化と動的性能 図 11~13 に CNA⁽⁸⁾、CNB、CNC それぞれの歯車の運転疲れ過程中的の所定の大歯車繰返し数ごとに測定された大歯車および小歯車の歯形誤差、大歯車回転速度 $n_2=1800$ rpm における大歯車の圧縮側の歯元ひずみ ϵ 、歯車箱振動加速度波形 a 、音圧波形 p と歯車箱振動加速度と音圧の波形の周波数分析の結果である振動加速度レベル VAL と音圧レベル SPL を示す。図 11 の CNA と図 12 の CNB の場合にはスポーリング損傷、図 13 の CNC の場合には曲げによる歯元からの歯の折損についての動的性能を示している。疲れ過程中的の浸炭窒化歯車の歯形変化においては、疲れ初期からいずれの歯車もスポーリング損傷あるいは曲げによる歯の折損が起こるまであまり変化がみられず、高い耐摩耗性を示した。また、大歯車の歯元ひずみの波形変化についても、疲れ過程中には特に顕著な変化は見られず、歯車のかみあいの状態に起因して変化する歯車箱振動加速度と音圧の波形は、かみあい周期 T_z ごとに周期的に変動しており、そしてそれらの波形の周波数

図 11 疲れ過程中的の試験歯車 CNA の歯形変化と動的性能

図 12 疲れ過程中的の試験歯車 CNB の歯形変化と動的性能

図 13 疲れ過程中的試験歯車 CNC の歯形変化と動的性能

分析結果ではかみあい周波数 f_z の整数倍を主成分とするものであった。この周期性は疲れ過程中失われることはなく、ほぼ同様な傾向であった。

図 14 は、図 11~13 に示した CNA, CNB, CNC の各歯車の負荷条件下での歯車の疲れ過程中的所定の繰返し数ごとに行われたレプリカ法による歯面観察である。3 種類の歯車ともに、 $N_2=0$ では、歯すじ方向に歯面研削による条こんが観察される。CNA と CNB では、歯車運転繰返し数増大とともに歯元の面に摩耗が現れ、その摩耗面積が増加していることが観察される。そしてこれらの歯面の様相と図 11~13 のそれぞれの歯車の歯形誤差と照らし合せると、歯元の摩耗の深さはごくわずかであることが判断できる。また硬化層深さが最も深い CNC では、CNA, CNB よりも高い面圧が負荷されていたにもかかわらず、疲れ末期においても歯面の摩耗はほとんど見られない。このように浸炭窒化歯車の歯面にはピッチングは観察されず、歯元にわずかな摩耗が起こるだけであり、歯車運転に対して大きな影響を及ぼすような歯面変化は観察されなかった。

図 14 疲れ過程中的試験大歯車 CNA, CNB, CNC のレプリカ法による歯面観察

以上のことから、硬化層深さの違う浸炭窒化歯車 CNA, CNB, CNC を比較してもそれら歯車の動的性能には大きな違いはなく、硬化層の違いによる影響はなかった。すなわち歯車の動的性能は歯形の変化に大きく依存することから、本浸炭窒化歯車のように高い耐摩耗性を有した歯車では歯形変化が高負荷条件下でも少ないために、動的性能が疲れ過程中安定していたと考えられる。

5. 結 言

3 種類の硬化層深さを有する浸炭窒化歯車を用いて歯車運転疲れ試験を行い、浸炭窒化歯車の疲れ強さと動的性能に及ぼす硬化層深さの影響について検討した。結果を要約すると以下ようになる。

(1) 歯車の損傷形態は、スポーリングに起因する歯面損傷、スポーリングに起因するかみあいピッチ点付近からの歯の折損そして歯元最弱断面位置付近からの曲げによる歯の折損の 3 種類であった。

(2) スポーリングに対する面圧強さは、硬化層深さが大なるほど増す傾向にあった。しかし、同程度の負荷条件の場合でも硬化層が最も深い歯車では、それよりも浅い硬化層を有する歯車には観察されなかった曲げによる歯の折損が生じた。ゆえに、浸炭窒化歯車の硬化層深さには、最適硬化層深さが存在すると考えられる。

(3) 浸炭窒化、浸炭そして窒化を施された各歯車のスポーリング損傷に関する面圧強さの場合には、歯

車のスポーリング寿命は、硬化層深さあるいは熱処理の違いにかかわらず硬さによる両振りの直交せん断応力の比の振幅の最大値 $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}$ に依存していた。

(4) 浸炭窒化歯車の疲れ試験においては、高負荷条件下でも歯形の変化が少ないために、歯元ひずみなどの動的性能に顕著な変化は現れず、歯車が損傷するまで歯車運転状態は安定していた。また硬化層深さ、歯車損傷形態（スポーリングに起因する損傷と曲げによる歯の折損）の違いによる変化は観察されなかった。

文 献

- (1) 日本熱処理技術協会・日本金属熱処理工業会編, 熱処理技術入門, (1984), 206, 大河出版.
- (2) 小島・ほか4名, マツダ技報, No. 5, (1987), 165.
- (3) 吉田・大上・ほか4名, 機論, 55-518, C (1989), 2591.
- (4) 吉田・藤田・ほか2名, 機論, 51-465, C (1985), 992.
- (5) 吉田・藤田・ほか4名, 機論, 53-485, C (1989), 164.
- (6) 藤田・吉田・ほか1名, 機論, 44-382, (1978), 2121.
- (7) 藤田・吉田・ほか3名, 機論, 49-440, C (1983), 657.
- (8) 吉田・宮西・ほか4名, 機論, 56-531, C (1990), 3009.
- (9) Smith, J. O. and Liu, C. K., *Trans, ASME*, 20-2, (1953), 157.