浸炭窒化歯車の疲れ強さに及ぼす基準圧力角の影響*

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

Effect of Standard Pressure Angle on Fatigue and Dynamic Performance of Carbonitrided Gears

Akira YOSHIDA, Kiichi MIYANISHI, Yuji OHUE,
Kazuhiro YAMAMOTO, Haruhiro KIMURA and Norihisa SATOH

Carbonitrided gears having three kinds of standard pressure angles were fatigue-tested using a power circulating gear testing machine, in order to elucidate the failure mode and changes in tooth profile and dynamic performance during the fatigue process. Two kinds of failure modes were observed. One was tooth breakage due to bending at tooth fillet, the other was spalling near the working pitch point. Surface durability of gears for spalling depended on the peak amplitude of the ratio of orthogonal shear stress to Vickers hardness. The surface durability was higher with smaller pressure angle. Under the same Hertzian stress, the bending fatigue life of a gear with the smallest pressure angle was the longest. The fatigue strength evaluated under normal load increased with increasing pressure angle. The changes of the dynamic performance during the fatigue process were nominal for all three kinds of standard pressure angle.

Key Words: Gear, Carbonitrided Gear, Fatigue, Surface Durability, Pressure Angle, Spalling, Tooth Breakage, Dynamic Performance

1. 緒 言

各種機械の高出力化, 高速化, 高効率化が進んでいる近年, 歯車には高性能, 高負荷が要求されている。高性能, 高負荷条件を満たす歯車としてさまざまな表面硬化歯車が用いられている。これら表面硬化歯車の一つに浸炭窒化歯車がある。浸炭窒化処理では表面層の焼入れ性が向上するので, 寸法誤差や熱処理ひずみが低減される。また硬化層に窒素が吸収されていることから, 単なる浸炭処理に比べて焼戻しに対する軟化抵抗が大きくなるので, 焼戻し温度を高くすることができる⁽¹⁾。このような利点をもつ浸炭窒化歯車は, 今後その需要を高めると考えられる。

前報⁽²⁾では硬化層深さが浸炭窒化歯車の疲れ強さに及ぼす影響を調べた。その結果, 浸炭窒化歯車の硬化層深さには最適な硬化層深さが存在することがわかった。また, 以前に浸炭硬化歯車⁽³⁾ および窒化歯車⁽⁴⁾

の疲れ強さに及ぼす基準圧力角の影響について調べた。その結果, 面圧強さに関して基準圧力角が小さいほど面圧強さは増したが, 曲げ疲れ強さに関しては基準圧力角の影響はあまりなかった。本報でも, 浸炭窒化歯車の基準圧力角が歯車の疲れ強さに及ぼす影響について考察する。そこで, 歯車の疲れ強さに及ぼす基準圧力角の影響を検討するため, 14.5°, 20°, 25°の3種類の異なる基準圧力角を有する浸炭窒化歯車の疲れ試験を行い, それらの歯車の疲れ強さや損傷形態を比較検討した。同時に疲れ過程において経時的に変化する歯元ひずみ, 歯車箱振動加速度, 騒音を測定し, その動的運転性能について検討した。

2. 試 験 歯 車

本研究に用いた試験歯車対の諸元を表1に示す。試験歯車対は, 3種類の基準圧力角 14.5°, 20°, 25°を有している。試験対象歯車は被動側の大歯車とし, 基準圧力角の違いによりそれぞれCNC 14.5, CNC 20, CNC 25とした。また駆動側の小歯車も同様にC 14.5, C 20, C 25とした。

大小歯車の歯形誤差がないとしたときの滑り率 Σ と相対曲率半径 Rr の変化を作用線上のかみあい長さについて計算した結果を図1に示す。それぞれの歯車

* 平成5年3月9日 中国四国支部第31期総会・講演会において講演, 原稿受付 平成5年6月14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} 正員, (株)日本製鋼所 (〒100 東京都千代田区有楽町 1-1-2)。

^{*4} 学生員, 岡山大学大学院。

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

表 1 試験歯車対の諸元

	Pinion	Gear	Pinion	Gear	Pinion	Gear
Specimen mark	C14.5	CNC14.5	C20	CNC20	C25	CNC25
Module	4					
Standard pressure angle	14.5°		20.0°		25.0°	
Number of teeth	19	26	19	26	19	26
Addendum modification coefficient	0.2703	0	0.2926	0	0.3070	0
Tip circle diameter mm	86.162	112	86.341	112	86.456	112
Center distance mm	91.5					
Face width mm	14	5	16	5	14	5
Contact ratio	1.563		1.413		1.310	
Material	SCM415	SCr420	SCM415	SCr420	SCM415	SCr420
Accuracy*	Class 0	Class 1	Class 0	Class 1	Class 0	Class 1
Tooth surface finishing**	Grinding(Maag)					

*JIS B 1702

**Gear-After carbonitriding

図 1 歯車かみあい中の大小歯車の滑り率 Σ と相対曲率半径 R_r の変化

について、図の左側がかみあい始めである。かみあいピッチ点での相対曲率半径 R_r は、CNC 14.5, CNC 20, CNC 25 の順に 6.813 mm, 8.520 mm, 10.114 mm と大きくなる。また、大歯車が被動側であるので、大歯車の滑り率は、かみあい終り側で負になる。基準圧力角が小さいほどかみあい中の滑り率変化が大きいことがわかる。

大歯車には、クロム鋼 SCr 420 が用いられた。大歯車は表 2 に示す浸炭窒化処理が施された後、歯面はマージ研削された。大歯車歯形方向の表面粗さは、CNC 14.5, CNC 20, CNC 25 の順に $2.0 \mu\text{m } R_{\text{max}}$, $1.2 \mu\text{m } R_{\text{max}}$, $1.0 \mu\text{m } R_{\text{max}}$ であった。駆動側の小歯車にはクロムモリブデン鋼 SCM 415 が用いられ、浸炭硬化処理後、歯面はマージ研削された。小歯車歯形方向の表面粗さは C 14.5, C 20, C 25 の順に $3.3 \mu\text{m}$

表 2 浸炭窒化処理条件

Carbonitriding	Subzero	Tempering
1173K 6hr OQ	203Kx0.5hr	433Kx3hr

図 2 試験大歯車の硬さ分布

R_{max} , $2.1 \mu\text{m } R_{\text{max}}$, $2.9 \mu\text{m } R_{\text{max}}$ であった。

図 2 に、マイクロピッカース硬さ計を用い測定荷重 1.96 N (200 gf) で測定された大歯車の歯形法線方向のピッチ点近傍および Hoffer の 30° 接線法により決定された歯元最弱断面位置近傍の硬さ分布を示す。ピッチ点における CNC 14.5, CNC 20, CNC 25 それぞれの有効硬化層深さは 0.75 mm, 0.77 mm, 0.70 mm であり、表面硬さは Hv 845, Hv 840, Hv 825 であった。また歯元最弱断面位置での有効硬化層深さは、0.81 mm, 0.58 mm, 0.61 mm であり、表面硬さは Hv 855, Hv 870, Hv 775 であった。小歯車のかみあいピッチ点付近での有効硬化層深さは、C 14.5, C 20, C 25 の順にそれぞれ 1.90 mm, 1.60 mm, 1.31 mm, 表面硬さは Hv 920, Hv 800, Hv 860 であった。

3. 実験方法

本歯車運転疲れ試験は、動力循環式歯車試験機⁽⁵⁾を用いて大歯車回転速度 $n_2=1800$ rpm で行われた。いずれの基準圧力角の歯車においても負荷の基準には、かみあいピッチ点でのヘルツの最大接触応力 $p_{\max}$ を用いた。使用潤滑油は EP 3090 ギヤ油で油温は 313 ± 5 K に制御され、11/min の割合で試験歯車のかみ込み側から圧力給油された。試験機の試験歯車箱下部には振動感受スイッチが取り付けられており、歯車の損傷によって試験機の振動が大きくなると自動的に運転停止するように調整された。歯車箱側面の法線方向の加速度が約 60 m/s^2 以上になれば試験機が自動停止するように振動感受スイッチを調整した。この自動停止時の大歯車総繰返し数を歯車破壊寿命とした。また本実験の歯車の疲れ耐久限度は大歯車総繰返し数 $N_2=1 \times 10^8$ に対する $p_{\max}$ とした。

疲れ試験において、所定の大歯車総繰返し数ごとに、大歯車回転速度 $n_2=1800$ rpm のもとで、動的性能として大歯車の歯元ひずみ、歯車箱振動加速度、歯車箱周辺の音圧が測定された。同時にレプリカ法による歯面観察と歯形誤差の測定も行われた。動的性能などの測定は前報⁽⁶⁾と同様である。すなわち、歯元ひずみは大歯車の1枚の歯の圧縮側歯元最弱断面付近にひずみゲージを貼付し、3枚のダミーゲージとともに一組のブリッジを形成しスリップリングを介して動ひずみ測定器で検出された。ゲージ抵抗 120Ω 、ゲージ長さ 0.3 mm のひずみゲージが用いられた。歯車箱振動加速度は、厚さ 10 mm の鋼製歯車箱側面中央表面に取り付けられた圧電形振動加速度ピックアップによりチャー

ジアンプを介して測定された。音圧は JIS B 1753 および JIS Z 8731 に準じて振動加速度ピックアップを取り付けた位置より法線方向 300 mm の位置にコンデンサ形マイクロフォンを固定し、騒音計を介して測定された。本試験機周辺の音場は歯車箱近傍が最も大きく、暗騒音が $60 \sim 70 \text{ dB}$ であるのに比べ被測定音はこれより 10 dB 以上高かったので暗騒音の影響はないものと考えられる。測定データは両歯車軸に取り付けられたスリット版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。

4. 実験結果および考察

4.1 疲れ強さ 図3に、試験歯車のかみあいピッチ点でのヘルツの最大接触応力 $p_{\max}$ と大歯車破壊総繰返し数 N_2 の関係を示す。試験歯車のほとんどが曲げ疲れによる歯元からの歯の折損で、スポーリングによる歯面損傷は3例であった。その内訳は CNC 14.5 で2例、CNC 20 で1例であった。このスポーリングの発生した CNC 14.5 と CNC 20 を比較すると、基準圧力角が大きい CNC 20 のほうがスポーリング強さが低い傾向がある。以前、著者らは浸炭窒化ローラの滑り・転がり疲れ試験⁽⁷⁾を行った。その結果、ローラの場合の損傷もスポーリングであり、ヘルツ応力で疲れ試験結果を整理すると、相対曲率半径が小さいローラほど疲れ強さは強くなる傾向にあった。歯車の場合も、ローラの場合と同様に基準圧力角が小さいほどすなわち相対曲率半径が小さいものほど、疲れ強さは強くなることがわかる。

曲げにより折損した歯車については、歯元実応力を

図3 $p_{\max}-N_2$ 曲線

基準にして比較するため、3種類の基準圧力角を有する歯車についてそれぞれ有限要素法による歯元応力解析を行った。ここでは、三角形一定ひずみ要素を用いて平面ひずみ問題として解析した。図4にその要素分割と応力分布を示す。それぞれの歯車において一定条件下での歯元部の応力分布の違いを見るため、本実験の負荷基準としたかみあいピッチ点でのヘルツ応力 $p_{\max}=2000 \text{ MPa}$ から換算した歯面法線荷重を各歯車の最悪荷重点、すなわち歯先側の二対かみあいから一対かみあいへの移行点に作用させた。図4は、歯元部の引張側と圧縮側の歯形表面要素の主応力値の分布を示す。各要素の主応力値は歯形に対して垂直な方向に長さで示されている。⊕が引張応力で⊖が圧縮応力であり、それぞれの最大値は図中に示されている。同一ヘルツ応力条件下では、基準圧力角が大きくなると、相対曲率半径の増大に伴い歯面法線荷重も大きくなり、有限要素法による歯元応力も大きくなった。特にCNC 25ではCNC 14.5, CNC 20よりかなり高い値を示した。歯元すみ肉部の曲率半径は、CNC 14.5, CNC 20, CNC 25でそれぞれ約1.8 mm, 1.4 mm, 0.5 mmであった。すなわち、CNC 25では同一ヘルツ応力であると他の歯車より法線荷重は大きいこと、そして歯元すみ肉部の曲率半径が他の歯車より小さいために、歯元すみ肉部に応力集中が起りやすいために、

図4 要素分割と最悪荷重点に荷重が作用したときの歯表面実応力分布

起因していると考えられる。

図5と6に本試験で負荷した範囲のヘルツ応力 $p_{\max}$ に対する各歯車のかみあいピッチ点での単位歯幅当たりの法線荷重 Pn/b と最悪荷重点に荷重を負荷したときの引張側最大歯元応力 σ_t の変化を示す。同一ヘルツ応力下では Pn/b , σ_t ともに基準圧力角が大きいほど大きい値となっている。本疲れ試験において、CNC 20, CNC 25でスポーリングがほとんど発生しなかったのは、図6に示すように、 $p_{\max}$ と σ_t の関係が、CNC 14.5では $\sigma_t = (p_{\max}/80.6)^2$, CNC 20では $\sigma_t = (p_{\max}/77.1)^2$, CNC 25で $\sigma_t = (p_{\max}/70.4)^2$ であるため、基準圧力角が大きいほど、同一ヘルツ応力では大きな曲げ応力が生じたことと、歯元の表面硬さがCNC 25では他の歯車より低い、すなわち歯元部の材料強さが低下することに起因してスポーリング損傷が発生する以前に曲げによる歯の折損が起りやすかったと考えられる。

図7は、かみあいピッチ点での単位幅当たりの法線荷重 Pn/b と大歯車破壊総繰返し数 N_2 の関係を示す。

図5 $Pn/b-p_{\max}$ の関係

図6 $\sigma_t-p_{\max}$ の関係

この図より基準圧力角が大きいほど、より大きな法線荷重に耐え得る傾向にあるといえる。

曲げにより折損した歯車について、有限要素法による引張側の最大歯元実応力 σ_t と大歯車破壊総繰返し数 N_2 との関係を図 8 に示す。 $p_{\max}$ - N_2 曲線および Pn/b - N_2 曲線では基準圧力角による強さの違いに定まった傾向が見られたが、 σ_t - N_2 曲線では定まった傾向は見られず、歯元実応力の最大値に対する曲げ疲れ強さに及ぼす基準圧力角の影響は、ないといえる。

4.2 損傷形態の観察 図 9 は本実験における試験歯車の運転疲れ試験より得られた損傷の例を示す。 CNC 14.5, CNC 20 ではスポーリング損傷した例と曲げにより歯元最弱断面近傍から歯の折損した例、 CNC 25 では曲げにより歯元最弱断面近傍から歯の折損した例である。 スポーリング損傷は、図 9 の CNC 14.5 のように歯面がはく離する損傷で、そのはく離に起因して図中の CNC 20 のように歯が折損する場合もあった。 歯元からの歯の折損は、引張側歯元最弱断面位置近傍からき裂が発生し、進展する損傷であることが図よりわかる。

図 10 は、 CNC 14.5, $p_{\max}=2\,200\text{ MPa}$, $N_2=3.8\times 10^7$ で歯の歯車軸直角断面写真を示す。 歯面下には歯面と平行に発生しているき裂が観察される。 その内部

き裂の深さは約 0.35 mm である。 このようなき裂に起因して表面がはく離または歯が折損する損傷がスポーリング損傷である。

スポーリングき裂発生深さを考察するために、歯面下のせん断応力 τ を J. O. Smith の式⁽⁸⁾ から求め、材料強さは歯面下の硬さに比例すると仮定して、歯面下のビッカース硬さ H_v に対するせん断応力 τ の比の振幅 $A(\tau/H_v)$ を前報⁽⁹⁾ と同様に用いた。 図 10 の条件に対して、 かみあいピッチ点の歯面下での両振りの直

図 7 Pn/b - N_2 曲線

図 8 σ_t - N_2 曲線

図 9 試験歯車の損傷の外観

図 10 歯車軸直角断面写真

交せん断応力 τ_{yz} および片振りの最大せん断応力 τ_{45} のビッカース硬さ H_v に対する比の振幅 $A(\tau/H_v)$ の表面下分布を計算した。その結果、振幅 $A(\tau_{yz}/H_v)$ は振幅 $A(\tau_{45}/H_v)$ より大きく、振幅 $A(\tau_{yz}/H_v)$ の最大値は 0.072 で、その深さは硬化層内の $z=0.17\text{ mm}$ のところである。一方、図 10 のスポーリングき裂深さは約 $z=0.35\text{ mm}$ で、この深さにおける振幅 $A(\tau_{yz}/H_v)$ は 0.064 である。 $z=0.17\text{ mm}$ と 0.35 mm での振幅 $A(\tau_{yz}/H_v)$ の値はあまり変わらなかったことから、 $z=0.35\text{ mm}$ 付近での浸炭窒化の組織的な急変の存在によって $z=0.35\text{ mm}$ のところにスポーリングき裂が発生したと考えられる。

図 11 は、スポーリング損傷した歯車について、振幅の最大値 $[A(\tau_{yz}/H_v)]_{\max}$ と大歯車破壊総繰返し数 N_2 の関係を示したものである。ただし CNC 14.5 においてはスポーリングき裂発生深さは振幅最大値の深さと一致しなかったが、スポーリングき裂発生深さでの振幅の値は最大値とあまり差がないのでこの最大値で評価した。なおこの図には前報⁽²⁾の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用いた CNC 20, CNB 20 の結果、および同一諸元の浸炭硬化歯車⁽³⁾、窒化歯車⁽⁴⁾の曲線も併記している。本報の浸炭窒化歯車の場合、スポーリング損傷した歯車は少ないが、 $[A(\tau_{yz}/H_v)]_{\max}$ の値に対して前報⁽²⁾の浸炭窒化歯車と同程度の寿命であることがわかる。ゆえに、 $[A(\tau_{yz}/H_v)]_{\max}$ にスポーリング寿命は依存するといえる。浸炭窒化と他の表面硬化法とを比べると、それぞれの $[A(\tau_{yz}/H_v)]_{\max}-N_2$ 曲線にはあまり差がない。このことから表面硬化歯車の耐スポーリング強さについての設計では、この振幅 $[A(\tau_{yz}/H_v)]_{\max}$ が有効な設計基準を与えるものと考えられる。

4.3 疲れ過程中的動的性能変化

本実験では、

図 11 $[A(\tau_{yz}/H_v)]_{\max}-N_2$ 曲線

歯車運転疲れ過程における経時的な歯形変化と動的性能として歯元ひずみ ϵ 、歯車箱振動加速度波形 a 、音圧波形 p を測定し、さらに振動加速度波形と音圧波形の周波数分析も行った。歯車の動的性能は任意の大歯車総繰返し数 N_2 ごとに測定された。各基準圧力角を有する試験歯車の動的性能変化を図 12 に示す。(a) は CNC 14.5, $p_{\max}=2350\text{ MPa}$ において、 $N_2=5.28 \times 10^6$ で曲げにより折損した場合について、図 12(b) は CNC 20, $p_{\max}=2100\text{ MPa}$ において、 $N_2=1.01 \times 10^7$ で同じく曲げにより折損した場合、図 12(c) は CNC 25, $p_{\max}=1800\text{ MPa}$ において、疲れ限度である $N_2=1.0 \times 10^8$ まで損傷が発生しなかった場合の歯車について示している。歯形変化に関しては、CNC 14.5 では大小歯車とも変化が見られ、運転開始後の $N_2=1 \times 10^6$ ではまず歯元部から摩耗が起り、徐々にピッチ点近傍まで広がっていき、疲れ末期の $N_2=5 \times 10^6$ では歯元部からピッチ点近傍にかけて最も摩耗が激しくなっていた。ともに滑り率が負となる部分で最も摩耗が激しかった。これに対し CNC 20 は大歯車がほとんど摩耗せず小歯車の歯元部および歯先部のみが摩耗し

CNC14.5 $p_{\max}=2350\text{ MPa}$ $N_2=5.28 \times 10^6$ $n_2=1800\text{ rpm}$

図 12 (a) CNC 14.5 の歯形と動的運転特性の変化

(b) CNC 20 の歯形と動的運転特性の変化

(c) CNC 25 の歯形と動的運転特性の変化

図 12 疲れ過程中的歯車動的性能変化

ていった。また CNC 25 でも $N_2=1 \times 10^7$ まではあまり摩耗していなかったが、 $N_2=2.5 \times 10^7$ から徐々に歯面全体で摩耗が発生し $N_2=1 \times 10^8$ では大歯車でピッチ点近傍、小歯車で歯元部でかなりの摩耗が発生していた。CNC 14.5 で摩耗が早期から発生したのは、ヘルツ応力が高かったこともあるが、図 1 に示したように、基準圧力角の小さい CNC 14.5 は CNC 20 や CNC 25 より滑り率の大きいことも関係していると考えられる。また CNC 20 では小歯車側の摩耗が顕著であり、大歯車はほとんど摩耗していない。これは大歯車の表面硬さ Hv 840 が小歯車の表面硬さ Hv 800 より大きいためであると考えられる。歯元ひずみについては、いずれの基準圧力角を有する歯車も、 $N_2=0$ のとき波形が少し変動しているが、歯がなじむにつれ減少していった。CNC 14.5、CNC 20 ではそれ以外の波形変化は損傷に至るまで、ほとんど見られなかったが、CNC 25 では歯形変化が起り始めた $N_2=2.5 \times 10^7$ 付近から一対かみあい域でのひずみの値が二対かみあい域でのひずみの値よりもかなり大きくなっている。

図 13 試験歯車の歯面観察

歯車箱振動加速度波形と音圧波形は、いずれもかみあい周期 T_a で周期的に変化し、これらの周期性は疲れ過程を通じて失われなかった。周波数分析結果による振動加速度レベル VAL, および音圧レベル SPL はともにかみあい周波数 f_a を基本周波数とした高調波成分のレベルが卓越しているが、繰返し数の増加に伴う卓越している周波数成分の変化はあまり見られなかった。

図 13 に、図 12 で示した 3 種類の歯車の疲れ過程の歯面状況の観察を示す。歯面状況の変化は図 12 で示した歯形変化と関連していることが確認できる。各基準圧力角の歯車の負荷条件が異なるので、浸炭窒化歯車の歯面の定性的な変化について述べる。まず歯元部で摩耗が発生し、徐々に歯先方向に進展し、最終的には歯面全体に進展する傾向にあった。または歯元の面にマイクロピッチングが見られ、そのピッチングが徐々に進展する際に、歯の折損あるいはスポーリング損傷が発生した。

以上の歯形変化、歯元ひずみ、騒音、振動の変化からは、歯車の損傷を事前に予知できるような現象は見出すことができなかった。

5. 結 言

SCr 420 鋼製浸炭窒化歯車の基準圧力角が歯車の疲れ強さおよび損傷形態に及ぼす影響を明らかにするために、 14.5° , 20° , 25° の 3 種類の基準圧力角の歯車を用い、疲れ試験を行うとともに疲れ過程の経時的な歯形変化と動的性能変化を測定し、比較、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、基準圧力角 14.5° , 20° の

歯車ではスポーリングに起因する歯面損傷と歯元最弱断面位置付近からの曲げによる歯の折損であった。一方、基準圧力角 25° の歯車は曲げによる歯の折損のみであった。

(2) ヘルツの接触応力で評価すると基準圧力角が小さいほどすなわち相対曲率半径が小さいほどスポーリング強さは強くなる。また本歯車の場合、基準圧力角が大きくなるほど同一ヘルツ応力であれば歯元実応力が大きくなり、曲げ強さは低下した。単位歯幅当たりの法線荷重で評価すると基準圧力角が大きい歯車ほど耐荷重能は高かった。

(3) スポーリング寿命は、基準圧力角が異なっても、硬さに対する両振りの直交せん断応力の比の振幅の最大値 $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}$ に依存するといえる。また、表面硬化歯車のスポーリング強さ設計に対して、 $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\max}$ は、有効な設計基準を与えられられる。

(4) いずれの基準圧力角の試験歯車の場合も、疲れ過程における顕著な動的性能変化は観察されず、歯車が損傷するまで、歯車運転は安定していた。

文 献

- (1) (社)日本熱処理技術協会, 熱処理ガイドブック・基礎編, (1983), 206, 大河出版.
- (2) 吉田・ほか 5 名, 機論, 59-557, C(1993), 264.
- (3) 吉田・ほか 3 名, 機論, 51-472, C(1985), 3288.
- (4) 吉田・ほか 5 名, 機論, 53-492, C(1987), 1844.
- (5) 藤田・ほか 2 名, 機論, 44-382(1978), 2121.
- (6) 藤田・ほか 4 名, 機論, 49-440, C(1983), 657.
- (7) 吉田・ほか 5 名, 機論, 55-518, C(1989), 2591.
- (8) Smith, J. O. and Liu, C. K., *Trans. ASME, J. Appl. Mech.*, 20-2(1953), 157.
- (9) 藤田・ほか 3 名, 機論, 42-358 (1976), 1916.