高周波焼入れ粉末焼結歯車の疲れと動的性能に関する研究*
(モジュール 2, 基準圧力角 14.5°, かみあい率 2.172 の場合)吉田 彰^{*1}, 大上 祐司^{*1}
斉藤 光範^{*2}, 烏野 勇^{*3}A Study on Fatigue and Dynamic Performance of
Induction-Hardened Sintered Powder Metal Gears
(Case of Module 2, Standard Pressure Angle 14.5° and Contact Ratio 2.172)Akira YOSHIDA, Yuji OHUE,
Mitunori SAITOH, and Isamu KARASUNO

Three kinds of induction-hardened sintered powder metal gears were fatigue-tested using a power circulating gear testing machine in order to elucidate the fatigue strength and failure mode. The relation between the tooth profile change and the dynamic performance in the fatigue tests of the gears were also investigated. The fatigue strengths of three kinds of gears were almost the same. The failure modes in these gears were tooth breakage at the tooth fillet, tooth breakage due to pitting near the pitch point, and destructive tooth surface failure. Except for one case of the destructive tooth surface failure, the dynamic performance changed slightly during the fatigue test since the tooth profile deterioration was small. The occurrence of the destructive tooth surface failure influenced the dynamic performance of the gear.

Key Words: Gear, Induction-hardened Sintered Powder Metal Gear, Fatigue Strength, Tooth Breakage, Tooth Surface Failure, Dynamic Performance

1. 緒 言

近年, 粉末冶金における技術の進歩に伴い, 焼結機械部品の生産の伸びは目覚ましく, 自動車や産業機械などに適用されるようになってきた。焼結機械部品は, 溶製材製部品と比較して, 切削や研削加工を可能な限り省略し, なおかつ製品の製造工程をできるだけ少なくして, 生産費を減じるという経済的に優位な利点を生かして溶製材を代替しつつある。焼結機械部品を実際に使用するにあたっては, その部品を試作して, 疲れ試験を行い, それらが強度的に十分であることが判明してから採用するのが普通である。粉末焼結歯車の場合も, それを使用するにあたっては, 歯車の強度設計に必要な疲れ強さを知るために, 運転疲れ試験を行わなければならない。しかし実際の粉末焼結歯車についてのこの種の報告は, ほとんどないのが現状である。本報は, 原料粉と高周波焼入れ条件の異なる3種類の粉末焼結歯車についておのおのの疲れ強さを調べるとともに歯車の損傷形態を検討した。また本歯車の

疲れ過程中的動的性能を経時的に測定し, 粉末焼結歯車の損傷と動的性能変化の関係を検討した。

2. 試 験 歯 車

本実験に使用した試験歯車対の諸元を表1に示す。試験対象歯車を大歯車とし, 大歯車には高周波焼入れ粉末焼結歯車を, 小歯車には浸炭硬化歯車を用いた。大歯車の製造条件は表2に示すとおりで, 本実験では粉末焼結歯車として原料粉と高周波焼入れ条件の異なる3種類の大歯車を使用した。大歯車Aには原料粉Aを使用し, 大歯車B, Cには原料粉Bを使用した。3種類の大歯車ともに, 混合, 圧粉成形, 焼結, サイジング加工の順に工程を経た後, 高周波焼入れされ焼戻しされた。高周波焼入れ条件は, 大歯車Aと大歯車Cとでは同じ条件で, 大歯車Bはそれと異なる条件で行われた。小歯車は溶製材から歯切りされ, 浸炭硬化後研削された。図1は3種類の大歯車のピッチ点と歯元フィレット部より歯形法線方向に測定された硬さ分布を示している。硬さは, 3種類ともに, 組織の不均一さや気孔の影響でばらつきがみられたが, ここでは平均的な硬さ分布が示されている。ピッチ点では, 3種類の大歯車ともに一様に硬化されており, 硬さは大歯車A, B, Cでそれぞれ約 H_v400 , 約 H_v600 , 約 H_v620 であっ

* 平成元年3月23日 関西支部第64期定時総会講演会において講演, 原稿受付 昭和63年4月25日。

^{*1} 正員, 岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1)。

^{*2} 学生員, 岡山大学大学院。

^{*3} 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
Module	2	
Tooth profile	High-tooth	
Standard pressure angle	14.5°	
Number of teeth	25	65
Addendum modification coefficient	+0.36	-0.10
Tip circle diameter mm	58.45	134.05
Center distance mm	91.5	
Face width mm	20	6
Contact ratio	2.172	
Material	SNM 420	Sintered powder metal
Accuracy*	Class 0	Class 3
Tooth surface finishing	Grinding	Sizing

*JIS B 1702

図 1 試験大歯車の硬さ分布

表 2 高周波焼入れ粉末焼結大歯車の製造条件

Gear specimen	A	B	C
Powder type	A 0.7% Mn 1.0% Cr 0.2% Mo Balance Fe	B 1.5% Cu 4.0% Ni 0.5% Mo Balance Fe	
Particle diameter μm	70 ~ 80		
Mixing	0.5% Graphite 0.5% Copper 0.8% Zinc stearate	0.6% Graphite 0.8% Zinc stearate	
Compacting pressure kN/cm^2	59		
Green density g/cm^3	7.0		
Sintering	1403K x 0.5hr N_2 gas	1403K x 0.5hr Endo thermic gas	
Sizing pressure kN/cm^2	69		
Induction-hardening	200 kHz	150 kHz	200 kHz
Tempering	393K x 10min	453K x 5min	393K x 10min

た。歯元フィレット部では図 1 に示すような硬さ分布であり、表面硬さは大歯車 A, B, C でそれぞれ約 H_v420 , 約 H_v520 , 約 H_v550 であった。小歯車では、表面硬さは約 H_v770 で、有効硬化層深さは約 1mm であった。なお、本粉末焼結歯車のヤング率は 152 GPa, ポアソン比は 0.25 である。

3. 実験方法

本実験に使用した試験機は、動力循環式歯車疲れ試験機で、疲れ試験は大歯車回転速度 $n_2=1800$ rpm で行われた。本試験歯車対は、かみあい率が 2 を超えているため、作用線長さ上の各かみあい位置での荷重分担率を石川の式⁽¹⁾で求め、荷重分担率最高となる点でのヘルツ応力 $p_{\max}$ に対する、荷重分担率と相対曲率半径 R_r を考慮した各かみあい位置でのヘルツ応力 p との比 $p/p_{\max}$ が求められた。それらを図 2 に示す。また図 2 には各かみあい位置におけるすべり率 σ も付記させた。荷重分担率が最高となる点は、中 3 対かみあいから後 2 対かみあい移行点で、この点での荷重分担率は約 0.62 である。この点でのヘルツ応力を $p_{\max}$ とすると、 $p/p_{\max}$ の最大値は後 2 対かみあい域に生じ、

図 2 試験歯車対の理論上のかみあい状態

この比は荷重分担率最高点での比の約 1.01 倍で両者にほとんど差はない。このことから、中 3 対かみあいから後 2 対かみあいへの移行点でのヘルツ応力 $p_{\max}$ が、本実験での負荷の基準とされた。使用潤滑油としては、試験歯車側には JIS K 2215, 陸用内燃機関用潤滑油 3 種 4 号相当品(引火点 468 K 以上, 動粘度 373 K: $12.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 以上 $16.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 未満, 粘度指数 85 以上, 流動点 265.5 K 以下)を使用し、動力伝達歯車側には EP ギヤ油鉄道ソニック 3090 を使用した。試験歯車側の油温は 313 ± 5 K に制御され、試験歯

車かみ込み側より 1 l/min の割合で噴射給油された。

疲れ試験時の所定の大歯車繰返し数ごとに、大歯車歯元側面ひずみ、歯車箱振動加速度、騒音の測定、レプリカ法による歯面観察および歯形測定が行われた。歯元側面ひずみ、歯車箱振動加速度、騒音などの測定方法は前報⁽²⁾とほぼ同様である。すなわち、歯元側面ひずみは、大歯車の 1 枚の歯の側面の歯元フィレット部に抵抗線ひずみゲージを貼付し、1 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計で測定された。歯車箱振動加速度は、厚さ 10 mm の鋼製歯車箱側面中央部に取付けられた圧電型振動加速度ピックアップにより直流増幅器を介して測定された。歯車箱騒音は、JIS B 1753, JIS Z 8731 に準じ、振動加速度ピックアップ取付け位置より法線方向 30 cm の位置にコンデンサ形マイクロホンを固定し、騒音計を介して測定された。これらの測定データは両歯車軸に取付けられたスリット板とフォトランジスタによる同期信号とともにデータレコーダに記録され、シグナルプロセッサにより波形観察と周波数分析が行われた。また歯車疲れ試験中の騒音はパームコードにより常時記録され、歯車損傷と騒音との関係が調べられた。なお、本試験機には振動感受スイッチが取付けられ、試験歯車に損傷が生じれば自動停止するよう調整された。この自動停止時の大歯車の繰返し数が大歯車破壊総繰返し数とされた。

4. 実験結果および考察

4.1 疲れ強さ 本歯車疲れ試験で得られた荷重分担率最高点でのヘルツ応力 $p_{\max}$ および引張り側歯元実応力 σ_t ⁽³⁾ と大歯車破壊総繰返し数 N_2 との関係を図 3 に示す。図 3 中の斜線で示した範囲内は、以前本歯車試験機を用いて疲れ試験が行われた溶製材製高周波焼入れ歯車についての結果を示している⁽²⁾⁽⁴⁾。図 3 において、本試験歯車の場合は負荷の基準として荷重分担率最高点でのヘルツ応力を採用しているが、溶製材製歯車の場合は負荷の基準としてかみあいピッチ点でのヘルツ応力を採用している。また、歯元実応力 σ_t は、本試験歯車のみに対応している。各試験歯車の損傷形態は、大歯車 A と大歯車 B では歯元フィレット部からの曲げによる歯の折損、かみあいピッチ点からのピッチングに起因する歯の折損、破壊的歯面損傷の 3 例が現れ、大歯車 C ではかみあいピッチ点付近からのピッチングに起因する歯の折損のみが現れた。図 3 より大歯車 A, B, C それぞれの $N_2=10^3$ 寿命に対する疲れ耐久限度は、大歯車 B と C ではあまり大差はなく約 1 150 MPa と推測され、大歯車 A では約 1 100

MPa と推測される。高周波焼入れ条件が同じである大歯車 A と C でわずかの差がみられたのは、原料粉の違いによる硬さの相違が影響していると考えられる。また大歯車 B と C であまり差が見られないのは、両者の高周波焼入れ条件や硬さにあまり差がなかったことが考えられる。溶製材製高周波焼入れ歯車と本試験歯車を比べると、本試験歯車のほうが、 $p_{\max}-N_2$ 曲線の傾きが緩やかである。これは、粉末焼結歯車の場合、内部に気孔が存在したそれが表面に達していることもあるため、曲げに対する強さが弱くなることが考えられる。なお、溶製材製高周波焼入れ歯車の $N_2=10^8$ 寿命に対する疲れ耐久限度は 1 300~1 400 MPa である。

4.2 損傷形態 図 4 は本疲れ試験で現れた歯車の損傷形態を大歯車 A, B, C についてそれぞれ示している。曲げによる歯の折損は、歯元フィレット部から起こっていることが観察される。ピッチングに起因する歯の折損は、かみあいピッチ点付近から生じた様子がうかがわれる。また図 4 の大歯車 B, C の写真において、ピッチングに起因する歯の折損と同時に曲げによる歯の折損の形態も観察されるが、大歯車 B のピッチングに起因する歯の折損写真から判断すると、これはピッチングに起因する歯の折損が最初に起こり、それによる衝撃的な荷重が作用したために歯元から曲げによって折損したものと推測される。破壊的歯面損傷では、歯面の大部分にピットが生じて歯形が大きく劣化しているが、歯の折損は観察されなかった。すなわちこのピット発生による大きな歯形劣化のために、歯のかみあいによる歯車の振動が激しくなり、その振動が試験機に伝播して、試験機に取付けられた振動感受スイッチがそれを検知し、試験機が自動停止した。

図 5 は図 4 に示した大歯車 B, $p_{\max}=1\,300$ MPa の

図 3 $p_{\max}\sigma_t-N_2$ 曲線

歯元からの曲げにより折損した歯の SEM による部分的拡大写真である。図 5(a)では、歯面は比較的滑らかで歯先に摩耗がみられる。位置①の拡大写真〔図 5(b)〕は歯先の拡大で、歯先りょうの部分にかみあいによる欠けがみられる。位置②の拡大写真〔図 5(c)〕には小ピットが観察される。位置③の拡大写真〔図 5(d)〕は歯面と破断面との境界で、〔図 5(e)〕は破断面を示しており、凹凸の激しい粒子状破面を呈している。このことから歯元からの歯の折損は急激に起こったと考えられる。図 6 は図 4 に示した大歯車 B, $p_{\max}=1200\text{MPa}$ のピッチングに起因して折損した歯の SEM による部分的拡大写真である。位置①の拡大写真〔図 6(b)〕は歯先部の拡大で、摩耗による滑らかな歯面も観察されるが、小ピットも観察される。位置

②の拡大写真〔図 6(c)〕はピットが多く集まったところで、凹凸のある塑性変形を含んだ歯面を呈している。位置③の拡大写真〔図 6(d)〕は歯面と曲げによる破断面との境界領域を示しており、位置④の拡大写真〔図 6(e)〕は曲げによる破断面で、歯の折損が急激に起こったことを示す凹凸の激しい粒子状破面が観察される。図 7 は図 4 に示した大歯車 A, $p_{\max}=1200\text{MPa}$ の破壊的歯面損傷が起こった歯の SEM による部分的拡大写真である。図 7(a)から歯面全体にピットが発生しているのが観察される。位置①, ②, ③の拡大写真〔図 7(b)~(d)〕には摩耗した歯面にピットとき裂が生じているのが観察される。位置④の拡大写真〔図 7(e)〕は相手小歯車とかみあっている所とかみあっていない所との境界で、小ピットは観察されるが大きなピットは観察されない。これらのピット発生によって歯車のかみあいによる振動が大きくなったことがうか

	B*	P→B	SF
A	$p_{\max}=1300\text{MPa}$ $N_2=1.62 \times 10^6$	$p_{\max}=1150\text{MPa}$ $N_2=2.39 \times 10^7$	$p_{\max}=1200\text{MPa}$ $N_2=2.50 \times 10^6$
B	$p_{\max}=1300\text{MPa}$ $N_2=1.45 \times 10^6$	$p_{\max}=1200\text{MPa}$ $N_2=2.11 \times 10^7$	$p_{\max}=1250\text{MPa}$ $N_2=1.43 \times 10^7$
C	Nothing	$p_{\max}=1250\text{MPa}$ $N_2=9.17 \times 10^6$	Nothing

B*: Tooth breakage at tooth fllet
P→B: Tooth breakage due to pitting near pitch point
SF: Tooth surface failure

図 4 試験大歯車の損傷形態

図 6 ピッチングに起因する折損歯の SEM 写真

図 5 曲げによる歯元からの折損歯の SEM 写真

図 7 破壊的歯面損傷歯の SEM 写真

がえる。

図8は、図4に示した大歯車C、 $p_{\max}=1250\text{MPa}$ のピッチングに起因して折損した歯車のまだ折損していない歯の歯車軸直角断面写真を示す。かみあいピッチ点および歯先付近にピッチングが観察される。他の大歯車A、Bについてもピッチングに起因して歯が折損した歯車には同様なピッチングが観察された。

4.3 疲れ過程中的歯形変化と動的性能変化 図9は、歯車運転疲れ過程中的歯形変化とそれに伴う歯車箱振動加速度 a 、音圧 p 、歯元側面ひずみ ε の波形の変化および振動加速度レベルVAL、音圧レベルSPLの周波数分析結果の一例を $p_{\max}=1300\text{MPa}$ 、 $N_2=1.45\times 10^6$ で歯元からの曲げにより歯が折損した大歯車Bの場合について示している。また図10はこのときの大歯車のレプリカ法による歯面観察を示す。なお歯形変化は、抵抗線ひずみゲージを貼付した大歯車の歯とそれとかみあう小歯車の歯について示され、歯面観察はひずみゲージを貼付した歯について示されている。歯形変化は、小歯車の場合、繰返し数の増大に伴い、歯元の摩耗が徐々に進展しているが、これを除けば大、小歯車ともに大きな歯形劣化はみられない。また図10に示されているように大歯車の歯面状況は、ほとんど変化はみられない。また歯形や歯面状況の影響を受ける振動加速度、音圧、歯元側面ひずみ波形の経時的な変化はあまりない。周波数分析結果においても、VAL、SPLともに繰返し数増大に伴う変化はあまりなく、かみあい周波数 f_z の整数倍の周波数でレベルが極大となっている。このことから曲げによる歯の折損の場合は、大きな歯形劣化に至らずに折損したことを示している。

図11は $p_{\max}=1200\text{MPa}$ 、 $N_2=2.11\times 10^7$ でピッチ点付近のピッチングに起因して歯が折損した大歯車B

図8 試験大歯車の歯の歯車軸直角断面写真

の場合について図9と同様の図を示す。また図12は、このときの大歯車のレプリカ法による歯面観察を示す。歯形変化に関しては、小歯車の場合、繰返し数が増大するにつれ歯元の摩耗が徐々に進展しており、大歯車の場合、繰返し数増大とともに歯先、歯元の摩耗が徐々に進展している。図12の歯面状況では、 $N_2=1\times 10^6$ まではあまり変化はないが、 $N_2=2.5\times 10^6$ になると、かみあい始め側3対かみあいから前2対かみあい移行点より歯元側の歯面接触端にピットが発生し、以

図9 歯形変化と動的運転特性

図10 レプリカ法による歯面観察

図 11 歯形変化と動的運転特性

図 13 歯形変化と動的運転特性

図 12 レプリカ法による
歯面観察 図 14 レプリカ法による
歯面観察 図 15 破壊的歯面損傷歯のレプリカ法
による歯面観察と歯形誤差

後繰返し数増大とともに歯すじ方向に進展している。

このピットの発生原因としては、大歯車のかみあい始め側3対かみあいから2対かみあい移行点より歯元側の歯面と小歯車の歯元の摩擦部との干渉が考えられる。歯元側面ひずみ波形は繰返し数増大とともに変動が滑らかになっている。周波数分析結果において、SPLの場合は $N_2=5 \times 10^6$ 以後高周波成分が現れているが、VALの場合はほとんど変化がない。

図13は $p_{\max}=1200\text{MPa}$, $N_2=2.50 \times 10^6$ で破壊的歯面損傷が起こり、試験機の振動が激しくなり試験機が自動停止した大歯車Aの場合について図9と同様の図を示す。また図14は、このときの大歯車のレプリカ法による歯面観察を示す。歯形変化は、小歯車の歯元の摩擦が繰返し数増大とともに徐々に進展しているのを除けば、大、小歯車ともにあまり変化がない。図14に示す歯面状況では $N_2=1 \times 10^6$ まではあまり歯面変化は観察されず、 $N_2=2.5 \times 10^6$ になると歯すじ方向にピットが連なっているのが観察される。 $N_2=1 \times 10^6$ までは、振動加速度、音圧、歯元側面ひずみの波形はあまり変化がない。 $N_2=2.5 \times 10^6$ になると図15に示される破壊的歯面損傷歯〔図15(a), (b)それぞれはレプリカ法による歯面観察と歯形誤差を示す〕が複数現れた。図15(a)から観察されるように歯面全体にピット(写真の黒い部分)が広がっており、図15(b)からは歯形が大きく劣化しているのがわかる。これらの歯の影響で、図15のような歯面損傷が起こっていない歯の $N_2=2.5 \times 10^6$ のときの歯元側面ひずみ波形はやや変動が大きくなっており、周波数分析結果においては、VALでは、 $N_2=0$ においてかみあい周波数 f_z の整数倍以外の周波数成分が現れてきており、 $N_2=5 \times 10^5$ ではこれが減少し、 $N_2=1 \times 10^6$, $N_2=2.5 \times 10^6$ と繰返し数が増大するにつれ再び増大している。SPLではそのレベルが $N_2=1 \times 10^6$ では他の大歯車繰返し数の場合に比べると約10 dB減少している。

以上述べた3種類の損傷形態の疲れ過程における歯形変化と動的性能変化は、大歯車の種類、負荷が異なっても定性的には同じ傾向を示していた。

図16は、大歯車が折損または破壊的損傷に至るまでの音圧レベルの変化の代表例を示す。図16(a)の歯元からの曲げによる歯の折損と図16(b)のピッチングに起因する歯の折損の場合、歯が折損して試験機が停止するまでの間は音圧レベルの変化はあまりなく折損時にレベルが急増している。図16(c)の破壊的歯面損傷の場合、試験機停止の約1時間前から音圧レベルの変動が大きくなっている。歯元からの曲げによる歯の折損とピッチングに起因する歯の折損の場合、音圧

図 16 損傷形態と音圧レベル変化

レベルの予知は容易でないといえる。破壊的歯面損傷の場合は、音圧レベル変化による損傷の予知は可能である。

5. 結 言

原料粉と高周波焼入れ条件の異なる3種類の粉末焼結歯車についての疲れ強さを解明するために動力循環式歯車試験機により運転疲れ試験を行うとともにその損傷形態を観察し、疲れ過程中的歯形変化と動的性能変化の関係を明らかにした。本実験で得られた結果を要約すると以下ようになる。

(1) 本実験に用いた高周波焼入れ粉末焼結歯車の疲れ損傷形態は、歯元フィレット部からの曲げによる歯の折損、かみあいピッチ点付近からのピッチングに起因する歯の折損、破壊的歯面損傷の3種類が現れた。歯元からの曲げによる歯の折損とピッチングに起因する歯の折損の破断面は同じ様相を示しており、歯の折損が急激に起こったことがうかがえ、破壊的歯面

損傷ではピットが歯面に広がっていた。

(2) 歯車運転疲れ試験の結果, 原料粉が同じで, 高周波焼入れ条件が異なる大歯車 B と C ではあまり疲れ強さに違いはなく, 原料粉が異なり, 高周波焼入れ条件が同じ大歯車 A と C では約 50 MPa 程度, 大歯車 A の疲れ強さが低い。しかしこの程度の差であれば, 3 種類の歯車ともにほぼ同じ強さであると考えられる。また, 本大歯車と溶製材製歯車との $N_2=10^8$ 寿命に対する疲れ耐久限度を比較すると, 約 250~200 MPa 程度本大歯車のほうが低かった。

(3) 歯元からの曲げによる歯の折損とピッチング

に起因する歯の折損の場合, 疲れ過程中的歯形変化はあまり大きくはなく, 動的性能変化もあまり大きくなかった。そして破壊的歯面損傷の場合, 破壊的歯面損傷歯が現れるまでは同様の变化であったが, 破壊的歯面損傷歯が現れると, その影響が動的性能に現れた。

文 献

- (1) 石川, 機論, 17-59(1951), 103.
- (2) 藤田・吉田・ほか 2 名, 機論, 49-440, C(1983), 657.
- (3) 会田・寺内, 機論, 27-128(1961), 862.
- (4) 藤田・吉田・ほか 1 名, 機論, 44-382(1978), 2121.

討 論

〔質問〕 滝 晨彦

〔石川島播磨重工業(株)〕

Gear について教えていただきたい。

(1) 製造において, Sizing はどのようにしているか。

(2) 最終工程は高周波焼入れと考えてよろしいか。その場合, ピッチなどの誤差が試験歯車によってかなりばらつかないか。

(3) かたさのばらつきはどれぐらいか。また, 強度さを支配するのはその低い硬さではないか。

(4) ピッチングの発生がピッチ点より歯元側とは限らず, 歯面全面にみられるようだが, この点についてどうお考えか。一般の鋼製歯車との違いを教えてください。

〔回答〕 (1) 大歯車製造におけるサイジングは, 本文中の表 2 に示すように歯形と平たん度を出すために 69 kN/cm² の圧力で全面がプレスされるように行われた。

(2) 大歯車の最終工程は, 高周波焼入れである。本文中の図 9, 11, 13 の $N_2=0$ における歯形誤差はどれもほぼ同じであり, また法線ピッチ誤差は, どの歯車の場合も 10 μ m 程度であり, あまりばらつきはなかった。よって本試験歯車は, ほぼ同様な誤差をもつといえる。

(3) 測定荷重 300 gf で測定した結果, 硬さのばらつきはいずれの大歯車においても平均硬さの約 $\pm H_v200$ 程度であった。硬さのばらつきの原因として

は, 気孔の大きさや分布状態が考えられる。したがって, 同じ歯車の同一深さでの硬さの低い測定値は, 気孔の影響をより多く受けていると考えられる。極端に考えると気孔のみの硬さは H_v0 であり, これは不合理となる。よってこの低い硬さを焼結材の強さを評価するために用いることはできないと考える。しかし硬さの測定値にどれだけ気孔が影響しているかということは定量的には判断できないので, 測定値の平均をとり, それから硬さ分布を推定し, 焼結歯車の強さを評価した。

(4) 歯面全体にピットが広がる原因は, 本文中の図 15 に示されている歯形誤差にみられるような摩耗が歯面全体に広がるにつれ, それに付随してピットが発生し歯面全体に広がったことが考えられる。

一般の鋼製歯車の場合ピット底の拡大写真などには粒内破壊の破面が観察されている(付 1)が, 本焼結歯車の場合本文中の図 6, 7 に示されているピット底では, 凹凸の激しい破面がみられ, 粒界破壊に似た破面を呈している。粒界破壊に似た破面を呈する原因として, 焼結歯車の場合, 粉末粒子間の結合機構が考えられるが, まだ明確ではない。いずれにせよ, 本報におけるピットと一般のピッチングとは微視的損傷機構の点では異なるものと考えられるが, この点については今後の課題にしたい。

(付 1) 藤田・吉田・長尾, 機論, 43-365(1977), 303.