高周波焼入れ粉末焼結歯車の疲れ強さと動的性能* (溶製材製歯車との比較および硬化層深さの影響)

吉 田 彰^{*1}, 大 上 祐 司^{*1}
川 崎 裕 章^{*2}, 鳥 野 勇^{*3}

Fatigue Strength and Dynamic Performance of Induction-Hardened Sintered Powder Metal Gears (Comparison with Steel Gear and Influence of Hardened Depth)

Akira YOSHIDA, Yuji OHUE,
Hiroaki KAWASAKI and Isamu KARASUNO

In this paper, induction-hardened sintered powder metal spur gears were compared with an induction-hardened melted steel spur gear in terms of fatigue strength and dynamic performance, and the influence of hardened depth on the fatigue strength of the sintered gears was also investigated, using a power circulating gear testing machine. The damping characteristic of the sintered gear was superior to that of the steel gear, but the fatigue strength of the sintered gears was inferior to that of the steel gear, since many pores existed in the sintered gears. The failure mode of the sintered gears was pitting with spalling, and that of the steel gear was tooth breakage due to pitting. We consider the origin of pitting of the sintered gears was pores, while the origin of the pitting of the steel gear was defects on the tooth surface. The fatigue strength and the failure mode of the sintered gears were not influenced by hardened depth. During the fatigue processes of both the sintered gears and the steel gear, the changes in dynamic performance were almost the same since the tooth surface deteriorations of both types of gears were similar in shape. Both dynamic performances became worse due to the tooth surface deterioration.

Key Words: Gear, Induction-Hardened Sintered Powder Metal Gear, Surface Durability, Hardened Depth, Pitting, Spalling, Pore, Dynamic Load, Vibration, Noise

1. 結 言

高速・高負荷で運転される歯車には高い面圧強さが要求され、その強さを高めるために歯車に熱処理を施し、歯面の硬さや圧縮残留応力を増加させる方法がとられている。普通、浸炭や窒化は高温の炉内にガスを注入し熱処理を施さなければならないので、粉末焼結材の場合ガスが表面と内部の気孔を通じて材料内部に深く侵入し、硬化層深さや組織の制御が困難になる。これを改善するために極めて低いガス圧中でプラズマ浸炭、イオン窒化等により熱処理が行われるが、それら熱処理では深い硬化層を得るには、長時間の処理を施さなければならず経済的能率が悪い⁽¹⁾。しかし、高周波焼入れは誘導加熱を利用して行う熱処理であるので、粉末焼結材であっても鋼と同じように処理を施すことができ、短時間で深い硬化層を得ることも可能で

ある。このような理由で、高い面圧強さが要求される粉末焼結歯車には、その強度を高めるために、高周波焼入れを施して使用されている場合が多い。しかし、疲れ強さと動的性能に関して高周波焼入れ粉末焼結歯車と高周波焼入れ溶製材製歯車を比較し、粉末焼結歯車の硬化層深さと疲れ強さとの関係を調べた研究はあまりない。

そこで本報では、高周波焼入れされた粉末焼結平歯車の疲れ強さに及ぼす硬化層深さの影響について調べるために、3種類の硬化層深さを有する粉末焼結歯車を準備し、動力循環式歯車試験機を用いて疲れ試験を行い、歯車の疲れ強さに及ぼす硬化層深さの影響を調べた。また、高周波焼入れ溶製材製歯車の疲れ強さと粉末焼結歯車と溶製材製歯車の歯車回転速度に伴う動的性能変化を調べ、歯車の強さと損傷形態ならびに動的性能の比較を行った。

2. 試 験 歯 車

表1に本実験に使用した平歯車対の諸元を示す。歯車対はモジュール5、基準圧力角20°、歯数比15/16で

* 原稿受付 1995年10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、住友ゴム工業(株) (〒651 神戸市中央区筒井町1-1)。

^{*3} 住友金属工業(株) (〒554 大阪市此花区島屋5-1-109)。

Table 1 Gear data

	Pinion	Gear
Module	mm	5
Standard pressure angle		20°
Number of teeth	15	16
Addendum modification coefficient	0.571	0.560
Tip circle diameter	mm	90.71
Center distance	mm	82.55
Face width	mm	18
Contact ratio		1.246
Accuracy*	Class 1	Class 1
Tooth surface finishing	Maag	Niles

* JIS B 1702

Table 2 Manufacturing conditions of induction-hardened sintered powder metal gear

Gear specimen	IAMMG	IBMMG	ICMMG
Powder type	0.7% Mn, 1.0% Cr, 0.2% Mo Balance Fe		
Particle diameter	μm 75~106		
Mixing	0.5% Graphite, 0.8% Zinc stearate		
Compacting pressure	kN/cm^2 64		
Green density	g/cm^3 6.9		
Sintering	1403K x 0.5hr in N_2 gas		
Toothed wheel cutting	Hobbing		
Induction-hardening	Frequency	kHz 30	
	Heating time	s 6.0	7.7
	Plate voltage	kV 9.5	8.5
	Plate current	A 6.2	5.5
	Grid current	A 1.10	1.05
Tempering	453K x 2hr		
Tooth surface finishing	Niles		

あり、大歯車および小歯車の歯幅はそれぞれ6 mmと18 mmである。本実験では、大歯車に高周波焼入れ粉末焼結歯車あるいは高周波焼入れ溶製材製歯車を用い、相手小歯車には溶製材製浸炭硬化歯車を用いた。歯車精度は、大歯車および小歯車ともに JIS 1 級であった。

表2に高周波焼入れ粉末焼結歯車の製造条件を示す。鋼粉にはプレアロイ形合金鋼粉が用いられ、その鋼粉の粒子径は75~106 μm である。混合、圧粉成型、焼結の過程を経て造られた直径100 mm、圧粉密度6.9 g/cm^3 を有するディスク素材はホブにより歯切りされ、3種類の硬化層深さを有するように3種類の条件で高周波焼入れされた。高周波焼入れ条件の違い、すなわち硬化層深さの浅い順に粉末焼結歯車をIAMMG、IBMMG、ICMMGと表す。これら3種類の歯車の歯面は焼入れ後研削され、ピッチ点での歯形方向の歯面粗さはおよそ2.5 μm R_{max} であった。なお、高周波焼入れ溶製材製歯車はSCM 440 鋼の丸棒からホブにより歯切りされ、表2に示す粉末焼結歯車IBMMGの高周波焼入れ条件と同じ条件で高周波焼入れされた。本実験では溶製材製歯車をISCMGと表

Fig. 1 Hardened depth distributions of test gears

す。ISCMGの場合も焼入れ後歯面は研削され、ピッチ点での歯形方向の歯面粗さは約3.0 μm R_{max} であった。

なお、粉末焼結歯車のヤング率およびポアソン比は、152 GPa, 0.25, そして溶製材製歯車のヤング率およびポアソン比は、206 GPa, 0.30とした。

図1に3種類の高周波焼入れ粉末焼結歯車および高周波焼入れ溶製材製歯車の硬さ分布を示す。硬さは、マイクロビッカース硬度計により測定された。粉末焼結歯車の場合、内部に存在する気孔のために硬さの測定値に気孔の影響が現れるため、5点の測定値の平均から硬さ分布が求められた。測定値は、図に示された硬さ分布からおよそ ± 100 Hvの範囲内にばらついていた。粉末焼結歯車IAMMG、IBMMG、ICMMGそれぞれの表面硬さは590 Hv, 610 Hv, 560 Hvであり、それぞれの硬化層深さは2.3 mm, 2.7 mm, 4.0 mmであった。溶製材製歯車ISCMGの表面硬さは700 Hv, 硬化層深さは3.6 mmであった。粉末焼結歯車では、内部に存在する気孔のために溶製材製歯車よりも表面硬さが約100 Hv低くなっていた。また、同じ高周波焼入れ条件ではあるが、粉末焼結歯車と溶製材製歯車では焼入れの時期が異なることと、気孔による熱伝導率の違いなどにより粉末焼結歯車と溶製材製歯車では硬化層深さが異なつたと考えられる。

なお、相手側小歯車の素材はSCM 415 鋼であり、ホブにより歯切りされた後浸炭硬化され、歯面は研削された。小歯車の表面硬さは800 Hv, 有効硬化層深さは0.8 mmであった。また、ピッチ点での歯形方向の歯面粗さは約2.0 μm R_{max} 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⁽²⁾を用いて大歯車回転速度 $n_2 = 1800$ rpmで行われた。疲

れ試験の負荷の基準には、かみあいピッチ点でのヘルツの最大接触応力 $p_{\max}$ を採用した。使用潤滑油は EP 3090 ギヤ油で、給油温度は 313 K に制御され、内径 1.5 mm のノズルから毎分 500 ml の割合で、歯車かみ込み側から圧力給油された。疲れ試験では、任意の大歯車繰返し数 N_2 ごとに大歯車の圧縮側歯元ひずみ、歯車箱振動加速度、歯車箱近傍音圧を測定し、さらに歯形誤差と歯面観察が行われた。また、粉末焼結歯車と溶製材製歯車の大歯車回転速度 n_2 の変化に伴う動的性能の比較を行うために、単位歯幅当たりの法線荷重 $P_n/b=142 \text{ N/mm}$ (負荷トルク 30 Nm) のもとで大歯車回転速度 n_2 を 1 600 rpm から 10 000 rpm まで 200 rpm ごとに変化させ、歯元ひずみ、歯車箱振動加速度、歯車箱近傍音圧を測定した。

歯元ひずみ、歯車箱振動加速度、歯車箱近傍音圧の歯車動的性能の測定方法は前報³⁾と同じである。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位置の歯幅中央部に抵抗線ひずみゲージ(ゲージ抵抗 120 Ω , ゲージ長 0.3 mm)を貼付し測定された。歯車箱振動加速度は歯車箱側面中央部に圧電型振動加速度ピックアップを取付けて測定され、そのピックアップ取付位置から法線方向 300 mm の場所にコンデンサ形マイクロホンを固定し歯車箱近傍音圧を測定した。これら動的性能のデータは、歯車かみあい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 動的性能特性 図 2 に大歯車回転速度 n_2 の増加に伴う動荷重比 $\sigma_{d\max}/\sigma_{s\max}$ の変化を粉末焼結歯車 IBMMG と溶製材製歯車 ISCMG の場合について示す。 f_z は歯車かみあい周波数、 f_e は文献(4)の歯車対の振動モデルから計算された歯車対の固有周波数

Fig. 2 Relation between dynamic load $\sigma_{d\max}/\sigma_{s\max}$ and rotational speed n_2

(約 2.6 kHz)である。 $n_2=6.6 \text{ rpm}$ の歯元応力最大値を静的歯元応力最大値 $\sigma_{s\max}$ とし、その静的歯元応力最大値で任意の大歯車回転速度での歯元応力最大値 $\sigma_{d\max}$ を除して動荷重の評価を行った。粉末焼結歯車 IBMMG と溶製材製歯車 ISCMG とともに大歯車回転速度の増加に伴い $\sigma_{d\max}/\sigma_{s\max}$ は変動しており、 $n_2=4\,200 \text{ rpm}$ ($f_z=1.12 \text{ kHz}$), $6\,000 \text{ rpm}$ ($f_z=1.60 \text{ kHz}$), $9\,000 \text{ rpm}$ ($f_z=2.40 \text{ kHz}$) で極大となる傾向を示した。本歯車対の固有振動数 f_e は 2.6 kHz, 本歯車箱の固有振動数はおよそ 5 kHz である。したがって、 $n_2=9\,600 \text{ rpm}$ ($f_z=2.40 \text{ kHz}$) と $4\,200 \text{ rpm}$ ($f_z=1.12 \text{ kHz}$) では、 f_e の近傍あるいはおよそ 1/2 であったため共振し、また、本歯車箱の固有振動数はおよそ 5 kHz であるために、その 1/2, 1/3, 1/4 のかみあい周波数を有する $n_2=9\,600 \text{ rpm}$, $6\,000 \text{ rpm}$ ($f_z=1.60 \text{ kHz}$), $4\,200 \text{ rpm}$ でもそれぞれ共振し、動荷重が高くなったと考えられる。IBMMG の動荷重比は、ISCMG のそれよりも概して小さい傾向にあり、特に歯車対の固有周波数に近い $n_2=9\,000 \text{ rpm}$ では、IBMMG の動荷重比は ISCMG に比べ約 80% であった。この結果から、粉末焼結歯車は内部に気孔を有するために、溶製材製歯車よりも歯の振動に関する減衰特性が優れているといえる。

図 3 および 4 に大歯車回転速度 n_2 の増加に伴う歯車箱振動加速度レベル VAL と歯車箱近傍音圧レベル

Fig. 3 Relation between VAL and rotational speed n_2

Fig. 4 Relation between SPL and rotational speed n_2

SPL の変化をそれぞれ示す。粉末焼結歯車 IBMMG と溶製材製歯車 ISCMG とともに、VAL と SPL は、大歯車回転速度の増加とともに変動しながら増加する傾向にあり、動荷重比が極大となる $n_2=4\,200\text{ rpm}$, $6\,000\text{ rpm}$, $9\,000\text{ rpm}$ では、両レベルともに極大値を示す傾向にあった。また、IBMMG は ISCMG よりも VAL と SPL のレベルの値は小さい傾向にあった。歯車箱の振動および騒音は、歯車のかみあいに起因する歯の振動が軸、軸受を伝ばして歯車箱を振動させ、その振動が空气中に伝ばして起こる。したがって、粉末焼結歯車のほうが溶製材製歯車よりも動荷重は低く、制振性に優れているために、歯車箱の振動、騒音も粉末焼結歯車のほうが溶製材製歯車よりも低下したといえる。

4・2 疲れ強れ 大歯車回転速度 $n_2=1\,800\text{ rpm}$ で疲れ試験を行った結果を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 との関係で図5に示す。粉末焼結歯車の損傷形態は歯面全体に微妙なピッチングとピッチ点近傍にスポーリングに起因する比較的大きなピットが発生するもので、それらピットの面積率が5%に達したときの大歯車繰返し数を歯車寿命

とした。また、溶製材製歯車の損傷形態はピッチングに起因する歯の折損であった。その歯の折損はピッチング面積率が5%に達する前に起こり、歯車運転が不可能となった。そこで、試験機に取付けられている振動感受スイッチが歯の折損に起因する試験機の振動増加を検知し、試験機が自動停止したときの大歯車繰返し数を歯車寿命とした。 $N_2=10^8$ に対する $p_{\max}$ を歯車疲れ強さとする。粉末焼結歯車 IAMMG, IBMMG, ICMMG それぞれの疲れ強さは、880 MPa, 870 MPa, 900 MPa であり、溶製材製歯車 ISCMG の疲れ強さは1600 MPa であった。滑り・転がり接触条件下で疲れ試験された高周波焼入れ粉末焼結ローラ⁽⁵⁾の場合、面圧強さは硬化層深さが異なってもほぼ同じで、概して表面硬さが高いローラほどその強さは増し、また相対曲率半径が大きいものほどその強さは増した。本歯車の疲れ強さに及ぼす硬化層深さの影響はローラの結果と同じであった。溶製材製歯車と粉末焼結歯車を比較すると、粉末焼結歯車の疲れ強さは、溶製材製歯車のおよそ60%であった。図6に単位歯幅当たりの伝達法線荷重 P_n/b と大歯車破壊総繰返し数 N_2 との関係を示す。 P_n/b - N_2 曲線においても、歯車の強さの順は図5に示した $p_{\max}$ - N_2 曲線と同じである。 $N_2=1 \times 10^8$ に対する各歯車の P_n/b は IAMMG, IBMMG, ICMMG, ISCMG でそれぞれ 250 N/mm, 244 N/mm, 261 N/mm, 690 N/mm であった。焼結歯車は、溶製材製歯車のおよそ36%の伝達荷重であった。4・1節で述べたように粉末焼結歯車はその内部に有する気孔のために制振特性が溶製材歯車よりも優れていたが、疲れ強さの点では逆にその気孔が粉末焼結歯車の疲れ強さを弱める原因となった。

4・3 損傷形態および硬さに対するせん断応力の比の振幅による疲れ強さの整理 図7に本実験に現れた歯車損傷の外観を示す。粉末焼結歯車では歯面にピ

Fig. 5 $p_{\max}$ - N_2 Curves Fig. 6 P_n/b - N_2 Curves

Fig. 7 Observations of failed test gears

Fig. 8 Failed tooth surfaces observed by SEM

ットが観察されるだけであり、硬化層深さの影響はなかった。しかし、溶製材製歯車では、歯の折損が観察され、その折損は作用歯面側のピッチ点付近から反作用側の歯元に向かってき裂が進展し折損しているようすがうかがえ、歯面にはピットが観察される。図8にSEMによる粉末焼結歯車および溶製材製歯車の歯面全体と歯元面の観察を示す。粉末焼結歯車と溶製材製歯車ともに、ピッチ点付近に比較的大きいピットが観察される。粉末焼結歯車では歯面に小さなピットが多く観察される。溶製材製歯車では粉末焼結歯車で見られるような小さなピットはあまりない。歯元の表面の拡大においても溶製材製歯車では比較的滑らかであるが、粉末焼結歯車では局所的に観察しても小さいピットが多くあることがわかる。

図9にヘルツ応力 $p_{\max}=1200$ MPa で疲れ試験を行った粉末焼結歯車と図10に $p_{\max}=2000$ MPa で試験を行った溶製材製歯車の歯の歯車軸直角断面写真を示す。3種類の粉末焼結歯車のピッチ点近傍には、歯面とほぼ平行に進展しているスポーリングき裂が観察された。き裂の深さは、IAMMGで約80 μm 、IBMMGで約110 μm 、ICMMGで約130 μm であった。また、歯面近傍を拡大して観察すると気孔と気孔を連ねる微細なき裂も見られた。溶製材製歯車では粉末焼結歯車で観察されたようなかみあいピッチ点付近の歯面と平行なスポーリングき裂は観察されず、歯元側(下段の

Fig. 9 Transverse sections of sintered gears

Fig. 10 Transverse section of steel gear

写真中央)に表面から歯元内部に向かって進展するピッチングき裂が観察された。また、歯先付近(上段の写真左側)には比較的浅いき裂が見られる。このき裂は、図8に見られるスクーリングにより生じた歯先の条痕が原因で歯面が粗くなって、局所的に接触応力が高くなり発生したと考えられる。

これらの観察から、粉末焼結歯車と溶製材製歯車のピッチングの形成機構が異なっていると考えられる。すなわち、粉末焼結歯車では気孔を起点とした微少な表面はく離あるいは粉末粒子の脱落であり、溶製材製歯車では表面からき裂が進展しはく離する機構であると考えられる。また、粉末焼結歯車ではスポーリング損傷を伴っていたが、溶製材製歯車ではスポーリング損傷が起っていないかった。したがって、粉末焼結歯車ではその内部に気孔を有するために、その気孔を起点として表面下にスポーリングき裂が溶製材製歯車よ

Fig. 11 Distribution of $A(\tau/Hv)$ below tooth surface

Fig. 12 Relationship between Hv and $A(\tau_{yz})$

りも発生しやすいと考えられる。

図1に示された粉末焼結歯車の平均の硬さ分布を用い、かみあいピッチ点での硬さに対するせん断応力の比の振幅 $A(\tau/Hv)$ の分布を歯面法線方向深さ z に対して計算を行った。その結果をヘルツ応力 $p_{\max}=1200$ MPaでの粉末焼結歯車 ICMMG について図11に示す。ヘルツ接触下の2円筒の内部に生じる応力分布は、Smithらによる式⁽⁶⁾から計算された。せん断応力として両振りの直交せん断応力 τ_{yz} と片振りの最大せん断応力 τ_{45° を用いた。 $p_{\max}=1200$ MPaにおける計算結果では、粉末焼結歯車 IAMMG, IBMMG, ICMMG それぞれの振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が極大となる深さはおよそ $125\ \mu\text{m}$ であり、振幅 $A(\tau_{45^\circ}/Hv)$ が極大となる深さはおよそ $200\ \mu\text{m}$ であった。硬化層深さが異なっても振幅が極大となる深さがほぼ同じであるのは、応力を除す硬さの分布が表面から約 $z=0.3\ \text{mm}$ までではあまり変化していないためである。図9のスポーリングき裂観察結果と振幅分布とを比べると、IAMMのき裂発生深さは振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が極大となる深さよりもやや浅いが、IBMMGとICMMGではき裂の発生

深さと振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が極大となる深さはほぼ一致していた。

歯車の歯面強さを整理するために、図12に本歯車の疲れ強さにおける振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が硬化層深さ内で極大値 $[A(\tau_{yz}/Hv)]_{\text{peak1}}$ となる深さでの硬さ Hv とせん断応力振幅 $A(\tau_{yz})$ の関係を示す。図12中の直線は、表面硬化された溶製材製ローラの滑り・転がり疲れ試験から得られた結果をまとめたものである⁽⁷⁾。また、図12中には3種類の硬化層深さを有するローラ直径30 mmと60 mmの高周波焼入れ粉末焼結ローラの滑り・転がり疲れ試験から得られた結果も示す⁽⁵⁾。粉末焼結歯車では硬化層深さが異なっても疲れ強さはほぼ同じであったので、 $A(\tau_{yz})-Hv$ の関係でも硬化層深さの影響はなく、この結果は粉末焼結ローラの結果と同じであった。ローラの結果では、相対曲率半径が小さくなるほど $A(\tau_{yz})-Hv$ の関係は上方に位置するという結果を得ている⁽⁵⁾。本歯車のかみあいピッチ点での相対曲率半径は約9.7 mmであり、ローラ直径30 mmおよび60 mmのそれぞれの相対曲率半径は7.5 mmと15 mmである。本歯車の相対曲率半径は直径30 mmローラと直径60 mmローラの間にあったが、 $A(\tau_{yz})-Hv$ の関係においては歯車は直径60 mmローラとほぼ同程度の関係にあった。参考としてピッチングに起因する歯の折損により破壊した溶製材製歯車 ISCMGの結果も示したが、ISCMGは溶製材製ローラの $A(\tau_{yz})-Hv$ 線上にある。この $A(\tau_{yz})-Hv$ の関係から、硬さに対する材料強さに関して粉末焼結歯車は溶製材製歯車よりも劣るといえる。したがって、粉末焼結歯車の内部に存在する気孔が歯車の歯面強さに大きく影響していることがわかる。

4.4 疲れ過程中的歯形変化と動的性能変化 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において、任意の大歯車繰返し数 N_2 ごとに歯形変化と歯車動的性能の測定を行った。動的性能として、歯元ひずみ波形 ε 、歯車箱振動加速度波形 a 、歯車箱近傍音圧波形 p を測定し、さらに振動加速度 VAL と音圧 SPL の周波数分析を行った。疲れ過程中的歯形変化と動的性能変化を粉末焼結歯車 IAMMG については図13に、溶製材製歯車 ISCMG については図14に示す。負荷したヘルツの最大接触応力が粉末焼結歯車 ($p_{\max}=1000\ \text{MPa}$) と溶製材製歯車 ($p_{\max}=1650\ \text{MPa}$) では異なるので、ここでは定性的な比較を行う。粉末焼結歯車 IAMMG の歯形変化に関しては繰返し数増大とともに大歯車の歯元の摩耗が進展している。溶製材歯車 ISCMG の歯形変化も、IAMMG と同様に繰返し数の増大とともに歯元の摩耗が進展してい

Fig. 13 Changes in tooth profiles and dynamic performance of test gear IAMMG during fatigue process

る。しかし、相手小歯車の歯形にはあまり変化はない。両歯車ともに疲れ過程初期の $N_2=0$ の歯元ひずみ波形は1対かみあいと2対かみあい領域が明確に現れているが、大歯車の歯元の歯形の摩耗が大きくなった疲れ末期になると $N_2=0$ の歯元ひずみ波形に比べ1対かみあいと2対かみあい領域でのひずみの比が異なってきた。これは、大歯車の歯元が大きく摩耗したため、相隣り合う同時にかみあう2対の歯の間の荷重分担および動的挙動に変化が起こったためと考えられる。両歯車ともに $N_2=0$ の振動加速度および音圧波形は、かみあい周期 $T_2=2.08$ ms で周期的に変化しており、それぞれの波形の周波数分析においてもかみあい周波数 $f_2=480$ Hz とその整数倍の周波数の成分のレベルが卓越している。繰返し数増大とともに歯形の摩耗が進行するため、波形は非周期的な変動を示すようになっていく。それら周波数分析結果では、かみあい周波数の整数倍以外の周波数成分のレベルが大きくなり、特に最終の繰返し数においてはその傾向が顕著に現れている。

以上の結果から、粉末焼結歯車と溶製材製歯車とも

Fig. 14 Changes in tooth profiles and dynamic performance of test gear ISCMG during fatigue process

に疲れ過程の歯形劣化の変化が定性的には同じ変化を示すため、疲れ過程の歯元ひずみ、振動加速度そして音圧の変化も定性的に同じであった。なお、疲れ過程の粉末焼結歯車の動的性能変化に及ぼす硬化層深さの影響はあまりなく、IBMMG, ICMMG ともに図12に示したIAMMGと定性的に同じ傾向を示した。

歯車運転疲れ過程の粉末焼結歯車の歯面の様相の観察を図15(a)に、溶製材製歯車の歯面変化の観察を図15(b)に示す。粉末焼結歯車については疲れ初期には試験前に観察された歯すじ方向の研削による条こんがなく、歯元には小さなピットが見られる。その後、繰返し数の増加に伴って、ピットはピッチ点方向に進展し、疲れ末期にはピッチ点近傍に比較的大きなピットも観察され、ピットは歯先方向まで進展する傾向にあった。溶製材製歯車の場合は疲れ初期に研削の条こんがなく、それ以降は歯元には粉末焼結歯車のような小さなピットは観察されず、疲れ末期に比較的大きなピットが観察されるだけであった。歯形変化と歯面の様相の観察からもわかるように、粉末焼結歯

Fig. 15 Appearances of both test gears (a) IAMMG and (b) ISCMG during fatigue process

車と溶製材製歯車の歯形変化は定性的には同じ傾向を示すが、歯面の様相は異なっており、粉末焼結歯車の歯面劣化には気孔が大きく関与しているといえる。

5. 結 言

高周波焼入れ粉末焼結歯車の疲れ強さと動的性能を評価するために高周波焼入れ溶製材製歯車との比較を行い、さらに3種類の異なる硬化層深さを有する高周波焼入れ粉末焼結歯車を用いて歯車運転疲れ試験を行い歯車疲れ強さに及ぼす硬化層深さの影響を調べた。本実験で得られた結果を要約すると以下のようなになる。

(1) 粉末焼結歯車はその内部に気孔を有しているために、粉末焼結歯車のほうが溶製材製歯車よりも動

荷重は低く、粉末焼結歯車は歯の振動に関する制振特性が優れていた。また、歯車箱の振動、騒音も粉末焼結歯車のほうが溶製材製歯車よりも低下していた。

(2) 粉末焼結歯車の疲れ強さには硬化層深さの影響はほとんどなかった。粉末焼結歯車はその内部に存在する気孔のために、疲れ強さは溶製材製歯車よりも低下した。

(3) 粉末焼結歯車の損傷形態は硬化層深さにかかわらずスポーリングを伴ったピッチング損傷であり、溶製材製歯車の損傷形態はピッチングに起因する歯の折損であった。ピッチングの形成機構について、粉末焼結歯車では気孔を起点とした微少な表面はく離または粉末粒子の脱落であり、溶製材製歯車では表面からき裂が進展しはく離するものであると考えられる。また、粉末焼結歯車ではスポーリング損傷を伴っていたが、これは粉末焼結歯車では内部に気孔を有するため、気孔を起点として表面下にスポーリングき裂が溶製材製歯車よりも発生しやすかったと考えられる。

(4) 硬さに対するせん断応力の比の振幅 $A(\tau_{yz}/Hv)$ が最大となる深さとスポーリングき裂発生深さはほぼ対応しており、損傷深さは硬化層深さが異なってもほぼ同じであった。粉末焼結歯車は硬化層深さが異なっても硬さに対する材料強さはほぼ同じであった。硬さに対する材料強さに関して粉末焼結歯車は溶製材製歯車よりも劣っていた。

(5) 疲れ過程中的歯面変化と動的性能の定性的傾向は、粉末焼結歯車と溶製材製歯車ともにほぼ同じであり、また粉末焼結歯車の場合は硬化層深さが異なってもほぼ同じであった。

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), 182-213, 大河出版。
- (2) 藤田公明・ほか2名, 機論, **44**, 382 (1978), 2121-2131。
- (3) 藤田公明・ほか4名, 機論, **49**, 440, C (1983), 657-666。
- (4) 日本機械学会, RS-SC 38 歯車の精度と設計に関する調査研究分科会成果報告書, (1977), 238-257。
- (5) 吉田彰・大上祐司・小川義博・鳥野勇, 機論, **58**, 549, C (1992), 1640-1647。
- (6) Smith, J. O. and Liu, C. K., *Trans. ASME*, **20**, 2 (1953), 157-166。
- (7) 藤田公明・吉田彰・小幡文雄, 文部省科学研究費補助金成果報告書, 546081 (1983)。