1213 キャビテーションピーニングを施した鋼歯車の面圧強さ Surface Durability of Cavitation-Peened Steel Gear

○正 關 正憲 (岡山大学)
正 藤井 正浩 (岡山大学)
西江 徳人 (岡山大学大学院)

正 祖山 均 (東北大学)
飛田 芳希 ((株) 村田製作所)
正 吉田 彰 (広島国際大学)

Masanori SEKI, Okayama University, 3-1-1, Tsushima-Naka, Okayama
Hitoshi SOYAMA, Tohoku University, Aoba 6-6-01, Aramaki, Aoba-ku, Sendai
Masahiro FUJII, Okayama University, 3-1-1, Tsushima-Naka, Okayama
Yoshiki TOBITA, Murata Manufacturing Co., Ltd., 1-10-1, Higashikotari, Nagaokakyo-shi, Kyoto
Naruto NISHIE, Graduate School of Okayama University, 3-1-1, Tsushima-Naka, Okayama
Akira YOSHIDA, Hiroshima International University, 5-1-1, Hirokoshingai, Kure

In order to investigate the effect of cavitation peening on surface durability of steel gears, the case-hardened steel rollers and gears cavitation-peened under different conditions were fatigue-tested using a roller testing machine and a gear testing machine. The hardness and the compressive residual stress of the test rollers and gears were increased by the cavitation peening. On the other hand, their surface roughness was not increased so much. In the roller tests, the fatigue life of all the cavitation-peened rollers was longer than that of the non-peened roller. In the gear tests, the surface durability of the test pinions was improved by the cavitation peening. Judging from the relationships between the maximum stress amplitude and the surface roughness, it was clear that the surface durability of steel gears was improved by the increase in surface hardness due to the cavitation peening with little influence of surface roughness.

Key words: Gear, Fatigue, Cavitation, Peening, Surface Treatment, Steel, Strength, Hardness, Residual Stress, Surface Roughness

1. 結 言

キャビテーションは、流体機械の性能劣化、壊食による固体面の破壊、振動や騒音の発生などが悪影響として挙げられる⁽¹⁾。キャビテーションによる壊食は、液体中に発生した多数の気泡が固体面近くで崩壊する際に固体面に損傷を与える現象⁽²⁾であるが、その崩壊圧力を有効利用したものの1つがキャビテーションピーニング⁽³⁾(以下、CP と記す)である。CP はキャビテーション気泡を伴う高速水噴流(キャビテーション噴流)を利用しており、剛体接触することなく、ピーニングによる表面改質を実現することができる。

これまでに、炭素鋼やアルミニウム合金などの金属材料に対し、CPによって圧縮残留応力が導入されたことが示され、そのうえ回転曲げ疲労強度が向上する結果が得られた^{(4), (5)}。さらには、X線回折の強度分布の半価幅がCPによって減少すること⁽⁶⁾、ピーニングにより曲面を成形するピーンフォーミングがCPによって実現できること⁽⁷⁾、シリコンウエハのゲッタリングにCPが有効利用できること⁽⁸⁾などが実証されている。

そこで本研究では、機械要素の強度向上に対するCPの応用として、鋼歯車の面圧強さに及ぼすCPの影響について検討を行った。

2. ローラと歯車

2・1 ローラと歯車の製作 表1に本研究で用いたローラと歯車の製作条件を示す。試験ローラ対は直径60mmであり、試験ローラはクロムモリブデン鋼(JIS: SCM415)で製作され、浸炭硬化(浸炭処理: CO² 1.2vol%, C.P. 0.6wt%, 1193K×5h, 焼入れ: 1073K×0.5h, 油冷, 焼戻し: 473K×3h, 空冷)の後、研削仕上げされた。また、本研究で用いた試験歯車対はモジュール5mm, 基準圧力角20°, 歯数20/21であり、クロムモリブデン鋼(JIS: SCM415)で製作され、浸炭硬化の後、研削仕上げが施された。ここで、浸炭硬化ローラならびに浸炭硬化歯車の表記名をそれぞれR, Gとする。な

お、相手ローラと相手歯車にはクロムモリブデン鋼を機械加工し、浸炭硬化ならびに研削仕上げしたものを用いた。

Table 1 Manufacturing conditions of rollers and gears

	Test roller	Mating roller	Test pinion	Mating gear
Specimen	R	RM	G	GM
Material*	SCM415	SCM420	SCM415	
Heat treatment	Case hardening			
Finishing	Grinding			

*JIS G 4105 -1979

Table 2 Cavitation peening conditions for rollers and gears

Condition name	NP	W1P3T3	W2P3T01
Injection type	---	Water	
Nozzle diameter	---	1mm	2mm
Injection pressure	---	30MPa	
Processing time	---	30min	1min

Condition name	W2P3T02	W2P3T05	W2P3T1	W2P3T3
Injection type	Water			
Nozzle diameter	2mm			
Injection pressure	30MPa			
Processing time	2min	5min	10min	30min

2・2 ローラと歯車に対するCP処理 表2に研削仕上げ後のローラと歯車に施したCP条件を示す。CPに用いるキャビテーション噴流として、水中で高速水噴流を噴射させる水中キャビテーション噴流⁽⁴⁾と気中で高速水噴流および低速水噴流を同時に噴射させる気中キャビテーション噴流⁽⁶⁾があるが、本研究では水中キャビテーション噴流を用いた。また、キャビテーション噴流を発生させるために2種類のノズルAとBを使用した。ノズルBは、より大きなピーニング効果が得られるようにノズルAの先端形状を改良したものである。ノズルAを用いた場合は回転速度60rpm, ノズルBを用いた場合は回転速度20rpmでローラおよび歯車を回転させながら、ローラ円周面ならびに歯車歯面にCPを施した。ここで、試験片表記名として、ノズルAを用いてW2P3T3の条件でCP

を施したローラを RA-W2P3T3 とした。また NP は CP を施していないことを示す。なお、相手歯車には A-W1P3T3 の条件で CP を施し、相手ローラには CP を施していない。

Fig.1 Hardness distributions of test rollers

Fig.2 Hardness distributions of test pinions

2・3 ローラと歯車の性状 図1にローラ円周面下の硬さ分布を示す。マイクロピッカース硬度計を使用し、ローラ軸断面においてローラ円周面からの深さ z ごとに硬さ測定を行った。この図より CP によってローラ円周面付近の硬さが増加し、特に CP の処理時間が長いほど硬さが増加する傾向がみられる。また、CP による加工硬化層は、ローラ円周面から深さ約 0.5mm の範囲であり、ショットピーニングの場合⁽⁹⁾と同程度であった。

図2は歯車表面下の硬さ分布を示したものである。歯先付近、かみあいピッチ点付近、歯底面のそれぞれにおいて、歯面または歯底面に対する垂直方向を深さ方向とし、歯車軸直角断面で硬さ測定を行った。この図においてもローラの場合と同様に CP によって歯車表面付近の硬さが増加していることが確認できる。歯先付近、かみあいピッチ点付近、歯底面のいずれの場所でも CP による硬さの増加がみられたことから、歯車などのような複雑形状の機械部品に対しても CP は有効であると考えられる。

図3にローラ円周面下の残留応力分布を示す。残留応力は、特性 X 線として $\text{CrK}\alpha$ 線を用い、 $2\theta \sin^2 \psi$ 法⁽¹⁰⁾によりローラ円周面で測定を行った。ローラ円周面下の残留応力測定では、電解研磨によりローラ円周面を除去加工しながら、ローラ円周面からの深さ z ごとに測定を行った。なお、ローラ円周面におけるローラ軸方向、円周方向、半径方向をそれぞれ x, y, z 軸とした。図3より CP によってローラ円周面付近に圧縮残留応力が付与されており、CP の処理時間 1 分より 30 分の方が大きな圧縮残留応力が付与されている。CP による圧縮残留応力の導入範囲は、ローラ円周面からの深さ約 0.2mm の範囲であり、圧縮残留応力層の範囲においてもショットピーニングの場合⁽⁹⁾と同程度であった。

表3と表4にそれぞれ試験ローラと試験歯車の表面性状を示す。ここで表中の表面粗さ R_z は、ローラ円周面におけるローラ軸方向、または歯車歯面のかみあいピッチ点付近における歯形方向の表面粗さ（最大高さ） R_z である。また表面硬さは、ローラ円周面下ならびに歯車歯面下の硬さ分布を近似した際の深さ $z=0.0\text{mm}$ における硬さである。表中の表面残留応力 $(\sigma_x)_r$ は、歯車歯面のかみあいピッチ点付近における歯筋方向の残留応力であり、 $(\sigma_y)_r$ は、歯車歯面のかみあいピッチ点付近における歯形方向の残留応力である。ローラの場合の残留応力は先述のとおりである。

表3より、CP の処理時間が長くなるほど、ローラ円周面における表面硬さならびに表面圧縮残留応力が増加する傾向がみられる。また表4では、ノズル A を用いた場合より、改良したノズル B を用いた CP によって歯車歯面の表面硬さと表面圧縮残留応力が増加している。一方、表面粗さは CP を施してもほとんど変わらなかった。

Fig.3 Residual stress distributions of test rollers

Table 3 Surface properties of test rollers

Specimen	R-NP	RB-W2P3T01	RB-W2P3T02	RB-W2P3T1	RB-W2P3T3
$R_z, \mu\text{m}$	3.17	2.08	2.59	3.08	3.61
HV	737	793	804	844	874
$(\sigma_x)_r, \text{MPa}$	-375	-969	-1098	-1187	-1096
$(\sigma_y)_r, \text{MPa}$	-164	-234	-504	-672	-759

Table 4 Surface properties of test pinions

Specimen	G-NP	GA-W1P3T3	GA-W2P3T3	GB-W2P3T05
$R_z, \mu\text{m}$	2.36	2.06	1.97	2.21
HV	715	726	760	783
$(\sigma_x)_r, \text{MPa}$	-385	-675	-474	-661
$(\sigma_y)_r, \text{MPa}$	-657	-781	-733	-856

図4に試験ローラの表面写真およびローラ軸方向の粗さ曲線、さらにその粗さ曲線をFFTによるスペクトル解析を行った結果を示す。表面写真はレーザ顕微鏡により撮影されたものであり、スペクトル解析は前報⁽¹¹⁾と同じ方法で行った。図中の表面写真より、CP を施しても研削痕をはっきりと観察することができる。さらに、表3と表4で示したように CP の有無に関わらず表面粗さの大きさがほとんど変わらないことから、本研究で用いた試験片の表面粗さに及ぼす CP の影響はかなり小さいと言える。

粗さ曲線のスペクトル解析結果をみると、R-NP と CP の処理時間が短い RB-W2P3T01 ならびに RB-W2P3T02 では違い

がみられなかった。一方、 $1/\lambda=20\text{mm}^{-1}$ より大きな範囲、すなわち波長 λ が $50\mu\text{m}$ より小さな範囲において、RB-W2P3T1とRB-W2P3T3のスペクトルが、R-NPに比べ相対的に少し小さくなっている。言い換えると、本研究の範囲内で長い処理時間でCPを施したローラにおいて、波長 λ が $50\mu\text{m}$ より大きな範囲のスペクトルが相対的に大きくなっている。これは表面粗さ R_z を変化させない範囲内で、CPによる塑性変形が $50\mu\text{m}$ より大きな波長 λ の範囲に現れたものであると考えられる。なお、アルミニウムに対して直径 $450\mu\text{m}$ の大きさの塑性変形がCPによって生じたことが確認されている⁽¹²⁾。以上のことから、ローラ円周面と歯車歯面にピーニング効果が付与され、表面粗さに及ぼすCPの影響はかなり小さいことから、CPによる鋼歯車の面圧強さ向上が期待できる。

Fig.4 Surface photographs and roughness curves of test rollers

3. 試験方法と試験結果

3・1 疲れ試験方法 本研究では、ばね負荷式二円筒滑り転がり疲れ試験機⁽¹³⁾を使用し、試験ローラを低速側（ローラ周速度 4.50m/s 、滑り率 -25.6% ）、相手ローラを高速側（ローラ周速度 5.65m/s 、滑り率 $+20.4\%$ ）としてローラの転がり疲れ試験を行った。歯車の運転疲れ試験では、FZG型動力循環式歯車試験機⁽¹¹⁾を用い、試験歯車を被動側、相手歯車を駆動側として、試験歯車の回転速度 $n_1=1800\text{rpm}$ で運転疲れ試験を行った。負荷の基準として、2つのローラ間または歯車のかみあいピッチ点におけるヘルツの最大接触応力 $p_{\max}$ ⁽¹⁴⁾を用いた。また潤滑油として、ローラの転がり疲れ試験ではATF（動粘度 $33.18\text{mm}^2/\text{s}$ [313K]、 $7.225\text{mm}^2/\text{s}$ [373K]）を使用し、歯車の運転疲れ試験ではEPギヤ油（動粘度 $190.9\text{mm}^2/\text{s}$ [313K]、 $17.47\text{mm}^2/\text{s}$ [373K]）を使用した。試験ローラ対および試験歯車対への供給時の油温は $313\pm 4\text{K}$ に制御した。

ここで、ローラの転がり疲れ試験は $p_{\max}=2000\text{MPa}$ で行われ、Dawsonの式⁽¹⁵⁾より求めた試験ローラ対の理論最小油膜厚さ $h_{\min}$ は $1.7\mu\text{m}$ であった。一方、歯車の運転疲れ試験は $p_{\max}=1900\text{MPa}\sim 2300\text{MPa}$ の範囲で行われ、 $h_{\min}=0.7\mu\text{m}\sim$

$1.7\mu\text{m}$ であった。また、Dawsonが定義した D 値⁽¹⁶⁾は本研究で用いたすべての試験ローラ対ならびに試験歯車対において $D>1$ であった。

本研究の疲れ試験では、任意の試験ローラおよび試験歯車繰返し数 N_1 ごとにローラ円周面または歯車歯面に生じたピッチングの面積を測定し、試験ローラ対または試験歯車対の総接触面積に対するピッチング面積の比で表すピッチング面積率を求めた。そのピッチング面積率が5%に達したときの試験ローラおよび試験歯車繰返し数をその疲れ寿命 N とした。また、ローラの大きな損傷あるいは歯の折損により異常振動が発生し、振動感受スイッチによって試験機が自動停止したときの試験ローラまたは試験歯車繰返し数も疲れ寿命 N とした。

Fig.5 Relationships between fatigue life and surface hardness of test rollers and pinions

Fig.6 Relationships between surface durability and surface hardness of test pinions

3・2 試験ローラの疲れ寿命 ローラの転がり疲れ試験により得られた試験ローラの疲れ寿命 N と表3に示した表面硬さの関係を図5に示す。ここで、ローラの損傷形態は表面下き裂発生に起因するスポーリング損傷であり、その損傷深さは、ローラ円周面から深さ約 0.5mm までの範囲内であった。この図には $p_{\max}=2000\text{MPa}$ で行われた歯車の運転疲れ試験で得られた試験歯車の疲れ寿命 N も合わせて示す。なお、RB-W2P3T3の矢印は、繰返し数 2×10^7 までに損傷しなかったことを表している。

図5より、試験ローラと試験歯車の疲れ寿命がCPによって向上したことが確認できる。さらに、CPによる硬さの増加が大きいくほど、疲れ寿命が向上する傾向がみられた。転がり疲れ試験の場合⁽¹⁷⁾、接触面における表面粗さの影響を受け、疲れ寿命があまり向上しない、あるいは低下することがあるが、CPによる表面粗さの変化はあまりなかったことから、CPを施した試験ローラと試験歯車の疲れ寿命に及ぼす表面粗さの影響はほとんどなかったと考えられる。

3・3 試験歯車の面圧強さ 歯車の運転疲れ試験で得られた試験歯車の面圧強さと表4に示した表面硬さの関係を図6に示す。本研究では、疲れ寿命 $N=1\times 10^7$ に対するヘルツの最大接触応力 $p_{\max}$ を試験歯車の面圧強さとした。試験歯車の

主な損傷形態は、かみあいピッチ点付近での表面き裂発生に起因するピッチング損傷であった。

図6より、試験歯車の面圧強さがCPによって向上し、特にCPによる硬さの増加が大きい試験歯車ほど、その面圧強さが向上したことがわかる。本研究の範囲内で最も面圧強さが大きかったGB-W2P3T05は、G-NPに比べ165MPa向上し、約8%の疲労強度向上がCPによって得られている。

Fig.7 Relationships between maximum amplitude and surface roughness of cavitation-peened pinions

Fig.8 Relationships between maximum amplitude and surface roughness of shot-peened rollers and pinions

3・4 応力振幅と表面粗さの関係 前述のように本研究で使用した試験歯車の損傷形態はピッチング損傷であったことから、前報⁽¹¹⁾と同様に垂直応力 σ_y を用い、疲れ寿命 $N=1 \times 10^7$ に対するヘルツ応力 p_{max} での各試験歯車の振幅最大値 $[A(\sigma_y/\sqrt{3} HV)]_{max}$ を求めた。図7はその振幅最大値 $[A(\sigma_y/\sqrt{3} HV)]_{max}$ と表4に示した表面粗さの関係を表したものである。この図より、初期の表面硬さで無次元化した振幅最大値 $[A(\sigma_y/\sqrt{3} HV)]_{max}$ がすべての試験歯車でほぼ同じ値をとっていることから、CPによる硬さの増加により面圧強さが向上したと言える。

図8には、前報⁽¹¹⁾で得られたショットピーニングを施した浸炭硬化ローラと歯車の結果を示す。このときの損傷形態もピッチング損傷であった。図中のR、Gはそれぞれショットピーニングを施していないローラおよび歯車であり、それ以外のプロット点はショットピーニングを施した試験片を示している。振幅最大値 $[A(\sigma_y/\sqrt{3} HV)]_{max}$ には硬さ以外の影響が現れており、図8においては未処理の試験片に比べショットピーニングを施した試験片の振幅最大値 $[A(\sigma_y/\sqrt{3} HV)]_{max}$ が小さくなる傾向がみられる。しかも表面粗さが大きくなるほど、振幅最大値 $[A(\sigma_y/\sqrt{3} HV)]_{max}$ が小さくなっていることから、ショットピーニングの場合には、鋼歯車の面圧強さに及ぼす表面粗さの影響が顕著に現れたと判断できる。

一方、先述したようにCPによる表面粗さの変化はほとんどなかったため、図7より振幅最大値 $[A(\sigma_y/\sqrt{3} HV)]_{max}$ と表面粗さには相関関係がみられなかった。したがって、CPの場合には、鋼歯車の面圧強さに及ぼす表面粗さの影響はほとんどなかったと言える。

以上の結果、剛体接触がないピーニング方法というCPの

特徴として、鋼歯車の面圧強さに表面粗さが影響しなかったことが現れており、CPによるピーニング効果が直接、鋼歯車の面圧強さ向上につながったことを明らかにした。したがって、CPは鋼歯車の面圧強さ向上に理想的な表面処理方法であると考えられる。

4. 結 言

CPを施すことにより、表面付近の硬さと圧縮残留応力が増加し、複雑形状の歯車に対してもピーニング効果が得られた。一方、CPを施しても表面粗さはあまり変わらなかった。疲れ試験の結果、鋼ローラの疲れ寿命はCPによって向上し、鋼歯車の面圧強さもCPによって向上した。CPによる硬さの増加が鋼歯車の面圧強さ向上につながり、面圧強さに及ぼす表面粗さの影響がほとんどなかったことを明らかにした。

謝 辞

最後に本研究の一部は、(独)日本学術振興会 科学研究費補助金を得て行われたことを付記する。また本研究で用いた治具の製作にご尽力いただいた岡山大学工学部 萩原和彦技術職員に心よりお礼を申し上げる。さらに本研究で使用した潤滑油を提供していただいた(株)ジャパンエナジーに謝意を表す。

文 献

- (1) 加藤洋治, キャピテーション, (1999), p.3, 横書店。
- (2) 文献(1)のp.199。
- (3) 祖山均, 日本機械学会誌, Vol.107, No.1022 (2004), p.53。
- (4) D.Odhiambo and H.Soyama, *International Journal of Fatigue*, Vol.25 (2003), pp.1217-1222。
- (5) H.Soyama, K.Saito, M.Saka, *Transactions of the ASME, Journal of Engineering Materials and Technology*, Vol.124 (2004), pp.135-139。
- (6) H.Soyama, *Transactions of the ASME, Journal of Engineering Materials and Technology*, Vol.126 (2004), pp.123-128。
- (7) H.Soyama and K.Saito, *Proceedings of the 7th Pacific Rim International Conference on Water Jetting Technology*, (2003), pp.429-436。
- (8) H.Kumano and H.Soyama, *Electrochemical and Solid-State Letters*, Vol.7, Iss.4 (2004), pp.G51-G52。
- (9) 關正憲・祖山均・大上祐司・吉田彰, 機構論, No.06-6 (2006), pp.213-216。
- (10) The Society of Materials Science, Japan, *Standard Method for X-Ray Stress Measurement*, (1982), p.4, The Society of Materials Science。
- (11) M.Seki, A.Yoshida, Y.Ohue, et al., *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, Vol.1, No.4 (2007), pp.518-529。
- (12) 祖山均, 機構論, No.05-9 (2005), pp.361-362。
- (13) 吉田彰・大上祐司・關正憲・他3名, 機論, Vol.68, No.668, C (2002), pp.1265-1272。
- (14) K.L.Johnson, *Contact Mechanics*, (1987), p.84, Cambridge University Press。
- (15) D.Dowson, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol.182, Part.3A (1967-1968), pp.151-167。
- (16) P.H.Dawson, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol.180, Part.3B (1965-1966), pp.95-100。
- (17) 關正憲・吉田彰・大上祐司, 機講論, No.04-08 (2004), pp.59-62。