調質鋼ローラのピッチングに関する研究*
(すべり率変化式ローラ試験機による続報)吉田 彰^{*1}, 藤井 正 浩^{*1}
大上 祐 司^{*1}, 小幡 文 雄^{*2}Pitting of a Thermally Refined Steel Roller
(Further Investigations by Specific Sliding Varying-Type Contact Roller Tests)Akira YOSHIDA, Masahiro FUJII,
Yuji OHUE and Fumio OBATA

Thermally refined steel rollers were fatigue-tested under varying specific sliding conditions using a newly developed specific sliding varying-type contact roller testing machine to which an eccentric gear mechanism was applied. The test results were discussed in relation to factors such as specific sliding and frictional torque changes. The surface durability of the roller under a varying specific sliding condition was lower than that under a constant specific sliding condition. The surface durability under a condition where specific sliding was negative on a non-uniform velocity roller was lower than that under a condition of negative specific sliding on a uniform velocity roller. The pitting easily occurred in the negative specific sliding region under high tangential force and at the deceleration process of the rotating roller.

Key Words: Gear, Specific Sliding Varying-Type Roller Test, Surface Durability, Pitting, Frictional Torque

1. 結 言

歯車のピッチングに関する基礎研究を行う場合、一般に簡便なローラ試験が行われるが、従来のローラ試験において両ローラの回転は等速でローラ接触面上のすべり率は一定である。一方、歯車の歯面接触状態においてみられるように、接触応力下で使用される機械要素の接触表面上において、すべり率が変化する場合が多々存在する。そこで前報⁽¹⁾において、ローラ試験機に双子偏心歯車機構を適用し、一方のローラを等速回転、他方のローラを不等速回転させて、ローラ1回転中にすべり率が連続的に変化するすべり率変化式接触ローラ試験機を試作し、その諸特性を明らかにした。また、前報⁽²⁾においては、本試験機にて、等速回転するローラ1の回転速度 n_1 に対する不等速回転するローラ2の回転速度 n_2 の比 n_2/n_1 を 2/3, 1/1, 3/2 とし、ローラの直径比 $d_2/d_1=1$ と一定にした場合についての調質鋼ローラのピッチングを検討した。

本報においては、すべり率変化式接触ローラ試験機にて n_2/n_1 および d_2/d_1 を変化させ、計5種類のすべ

り率変動条件下ですべり率やトルク変動などの諸特性を明らかにするとともに、調質鋼ローラのピッチング強さ、表面損傷に関する実験結果を考察した。

2. 実 験 方 法

本実験に使用した試験ローラの形状・寸法を図1に示す。試験ローラの素材はS45Cで、丸棒素材はほぼ図1の寸法に機械加工後、1173 K×1 h 油冷、833 K×1 h 空冷の調質処理が行われ、研削加工にて図1に示す所定の形状・寸法にされた。ローラ円周表面のローラ軸方向に測定された表面粗さは1~2 μm R_{max} であった。試験ローラの表面硬さは H_v343 であった。すべり・転がり疲れ試験は幅5 mmと10 mmのローラの組合せで、直径48 mmのローラ(SC48)と直径72 mmのローラ(SC72)を組合せて行われた。

図2はすべり率変化式接触ローラ試験機の概略を示す。電動機より試験機側プーリに900 rpmの回転が伝えられ、下ローラ1には変速歯車列 $G_1 \sim G_4$ を介して所定の等速回転が与えられる。上ローラ2には双子偏心歯車対 G_{e1} , G_{e2} を介して回転速度900 rpmの不等速回転が伝えられる。ローラ間の摩擦トルクは、ローラ1と同軸のトーションバーにひずみゲージをはり、スリップリングを介して、動ひずみ計、シグナルプロ

* 原稿受付 平成2年5月30日。

^{*1} 正員、岡山大工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1)。^{*2} 正員、鳥取大工学部 (〒680 鳥取市湖山町南4-101)。

セッサ, XYレコーダにより測定された。ここで, ひずみの変動波形は, 100 Hz のフィルタを通して高周波成分を除去し, 100 回加算されたものがレコーダに記録された。本試験機には振動感受スイッチが取り付けられており, 試験ローラのピッチング面積率が約 3% に達したとき自動停止するように調整された。また本実験においては幅 5 mm のローラを低速側に取付けた。使用した潤滑油は前報⁽¹⁾⁽²⁾と同じ EP ギヤ油 (粘度: 310.8 K で 199.2 mm²/s, 371.9 K で 17.03 mm²/s) で, 油温を 313±4 K に制御してローラかみ込み側より 1500 ml/min の割合で圧力給油された。

3. 各実験条件における諸特性

3.1 すべり率 本試験機において, 歯車 G₁, G₂ の歯数 z₁, z₂ は等しく 36 であり, 下ローラ 1, 上ローラ 2 の周速度をそれぞれ V₁, V₂ とすると次式が成立する。

$$V_1 = r_1(z_3/z_4)\dot{\theta}_1 \quad (1)$$

$$V_2 = r_2\{\dot{\theta}_1 - 2(d\psi/dt)\} \\ = \frac{(a/2e)^2 - 1}{(a/2e)^2 + (a/e)\cos\theta_1 + 1} r_2 \dot{\theta}_1 \quad (2)$$

ここで, r₁, r₂ はローラ 1, ローラ 2 の半径, a は偏心歯車 G_{e1}, G_{e2} の中心距離, e は偏心量, z₃, z₄ は歯車 G₃, G₄ の歯数, θ₁ は G_{e1} 軸の回転角, ψ は G_{e2} 軸の G_{e1} 軸に対する回転の遅れ角である。

本試験機において, a=105.06 mm, e=10.506 mm であるので, ローラの周速比 V₂/V₁ およびローラ 1, ローラ 2 のすべり率 σ_{s1}, σ_{s2} は次式で与えられる。

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{12}{13+5\cos\theta_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{r_2}{r_1} \quad (3)$$

$$\sigma_{s1} = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \\ = 1 - \frac{12}{13+5\cos\theta_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{r_2}{r_1} \quad (4)$$

$$\sigma_{s2} = \frac{V_2 - V_1}{V_2} \\ = 1 - \frac{13+5\cos\theta_1}{12} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{r_1}{r_2} \quad (5)$$

式(3)~(5)より, 歯車 G₃, G₄ の歯数 z₃, z₄, またローラ 1, 2 の直径 d₁=2r₁, d₂=2r₂ を適当に選べばすべり率 σ_{s1}, σ_{s2} を変えることができる。

本実験において, ローラ 2 の回転速度 n₂ はすべての条件で 900 rpm であり, 歯数 z₃, z₄ を変えることによりローラ 1 の回転速度 n₁ を変えた。ここで実施された実験条件は次の 5 条件である。

(a) z₃=z₄=36, d₁=72 mm, d₂=48 mm すなわち n₂/n₁=1/1, d₂/d₁=48/72

(b) z₃=z₄=36, d₁=48 mm, d₂=72 mm すなわち n₂/n₁=1/1, d₂/d₁=72/48

(c) z₃=42, z₄=28, d₁=48 mm, d₂=72 mm すなわち n₂/n₁=2/3, d₂/d₁=72/48

(d) z₃=28, z₄=42, d₁=72 mm, d₂=48 mm すなわち n₂/n₁=3/2, d₂/d₁=48/72

(e) z₃=42, z₄=28, d₁=72 mm, d₂=48 mm すなわち n₂/n₁=2/3, d₂/d₁=48/72

各実験条件における周速比, すべり率の変化を図 3 に示す。ここで θ₁, θ₂ は偏心歯車 G_{e1}, G_{e2} の回転角, θ_{R1}, θ_{R2} はローラ 1, 2 の回転角を示す。一般にピッチングはすべり率が負の場合に発生するので図 3 においてはすべり率が負となる場合のみについて示した。

(a) は n₂/n₁=1/1, d₂/d₁=48/72 の場合で, σ_{s2} はローラが 1 回転する間に -125%~0% の範囲で連続的

図 1 試験ローラの形状・寸法

図 2 すべり率変化式接触ローラ試験機

に1周期分変化する。 σ_{s1} は全範囲で正の値をとる。(b)は $n_2/n_1=1/1$, $d_2/d_1=72/48$ の場合で, σ_{s1} はローラが1回転する間に0%~-125%の範囲で連続的に1周期分変化する。 σ_{s2} は全範囲で正の値をとる。(c)は $n_2/n_1=2/3$, $d_2/d_1=72/48$ の場合で,(c)-1,(c)-2にそれぞれローラ2,1についての結果を示す。 σ_{s2} はローラ2が1回転する間に-50%~+33%の範囲で連続的に1周期分変化する。 σ_{s1} はこの場合ローラ1が3回転する間にローラ2は不等速で2回転するので,ローラ1が 3π rad回転するごとに+33%~-50%の範囲で連続的に1周期分変化する。したがって,図3(c)-2に示すように,ローラ1の円周上の任意の定点では一般に三つの異なったすべり率を有している。(d)は $n_2/n_1=3/2$, $d_2/d_1=48/72$ の場合で, σ_{s2} の変化は図3(c)-1の場合と同じである。 σ_{s1} はこの場合ローラ1が2回転する間にローラ2は不等速で3回転するので,ローラ1が $4\pi/3$ rad回転するごとに+33%~-50%の範囲で連続的に1周期分変化す

る。したがって,図3(d)に示すように,ローラ1の円周上の任意の定点では一般に二つの異なったすべり率を有している。(e)は $n_2/n_1=2/3$, $d_2/d_1=48/72$ の場合で, σ_{s2} はローラ2が1回転する間に-237.5%~-50%の範囲で連続的に1周期分変化する。 σ_{s1} は全範囲で正の値をとる。

3・2 ローラ表面温度と理論最小油膜厚さ 理論最小油膜厚さ h_{min} の計算に先立ち,それぞれの実験条件に対してローラ表面平均温度を測定した。ローラ表面温度の測定は上下ローラの接触位置より 90° 遅れたローラ表面に熱電対を接触させて行われた。図4はこのようなして測定されたローラ表面平均温度と負荷ヘルツ応力 p_{max} の関係を各条件に対して示している。なお,図4のローラ表面平均温度は下ローラ1の表面温度の平均である。いずれの場合も負荷ヘルツ応力が増大するほどローラ表面平均温度も上昇している。すべり率変動範囲が同じ条件(a)と(b)および条件(c)と(d)のローラ表面平均温度はほぼ同じである。すべり

図3 偏心歯車回転角変化に伴うローラ周速比とすべり率の変化

率変動範囲が最大の条件(e)においてローラ表面平均温度は最大で、すべり率変動範囲が最小の条件(c), (d)でローラ表面平均温度は最小となっている。

図4に示したローラ表面平均温度が試験ローラ間の油温に等しいと仮定して、各条件下における理論最小油膜厚さ⁽³⁾を求めた。理論最小油膜厚さは、各条件とも周速比 V_2/V_1 が極大となるところで極大となり、 V_2/V_1 が極小となるところで極小となった。また D 値⁽⁴⁾は、逆に V_2/V_1 が極大、極小となるところで極小、極大となったが、本実験範囲において、すべての条件で D 値は1以上となり、ローラ表面の微小突起部は金属接触していると考えられる。

3.3 摩擦トルク 600, 900, 1200 MPa の負荷ヘルツ応力状態でのローラ2の1回転中の回転角変化に伴うローラ摩擦トルクの変動を実験的に求めたが、各負荷ヘルツ応力下における結果は定性的に同じであったので、 $p_{\max}=1200$ MPa の場合の結果のみを図5に示す。なお、図5の摩擦トルクは各負荷ヘルツ応力状態で測定したもののから無負荷状態で測定したトルクを差し引いたものである。

条件(a) $n_2/n_1=1/1$, $d_2/d_1=48/72$ の場合、トルクは θ_{R2} , θ_2 が $260^\circ \sim 270^\circ$ すなわち σ_{s2} が $-30\% \sim -40\%$ において最大となっている。条件(b) $n_2/n_1=1/1$, $d_2/d_1=72/48$ の場合、トルクの符号は条件(a)の場合と逆になっているが、定性的傾向は条件(a)の場合と同様である。条件(c) $n_2/n_1=2/3$, $d_2/d_1=72/48$ の場合、 σ_{s2} の符号が逆転する回転角位置でトルクの方が逆転している。そして、 θ_{R2} , θ_2 が約 310° すなわち σ_{s2} が約 -25% において正側のトルクが最大となり、 θ_{R2} , θ_2 が約 130° すなわち σ_{s2} が約 25% において負側

のトルクの絶対値が最大となっている。条件(d) $n_2/n_1=3/2$, $d_2/d_1=48/72$ の場合、条件(c)の場合と定性的傾向はほぼ同様で、トルクの方が逆転する回転角位置や正側のトルクが最大となる回転角位置もほぼ等しい。しかし、負側のトルクの絶対値が最大となるのは θ_{R2} , θ_2 が約 270° すなわち σ_{s2} が約 10% となる位置であり、トルクの絶対値も条件(c)の場合より大きくなっている。これは、理論最小油膜厚さが条件(c)の場合より条件(d)の場合のほうが小さく、 D 値が大きくなるので摩擦係数が大きくなるためと考えられる。条件(e) $n_2/n_1=2/3$, $d_2/d_1=48/72$ の場合、トルクは θ_{R2} , θ_2 が約 270° すなわち σ_{s2} が約 -80% において最大となっており、ローラ2の回転角変化に伴うトルク変動の定性的傾向は条件(a)の場合と同様である。

4. 転がり疲れ試験結果および考察

4.1 面圧強さ 各すべり率変動条件下で行われた転がり疲労試験の結果得られたヘルツ応力 $p_{\max}$ と破壊繰返し数 N との関係を図6に示す。ここで、試験ローラにピッチング面積率(両ローラの総接触面積に対する生じたピットの総面積の百分率)約3%のピットが生じて試験機が自動停止した繰返し数を寿命 N とした。図6中の太い実線は、本実験に用いたのと同じS45C製の直径60mmの調質ローラを用い、本実験に用いたのと同様のEPギヤ油を潤滑油として、高速ローラ回転速度1800rpm、低速ローラ回転速度1432rpm、すなわち高速ローラすべり率+20.5%、低速ローラすべり率-25.7%の一定のすべり率条件下で行われた結果⁽⁵⁾⁽⁶⁾を示している。

すべり率一定条件下で行われた前報の結果⁽⁵⁾⁽⁶⁾に比

図4 ローラ表面温度

図5 摩擦トルク

較して、すべり率変動条件下で行われた本実験結果においては、いずれの条件においても、転がり疲れ寿命は低下している。条件(a)の場合の寿命が最小となっている。これは、図5に示すように、摩擦トルクの絶対値が最大となっていることが影響していると考えられる。条件(a)と同じすべり率変動範囲(0%~125%)を示す条件(b)の場合の寿命は条件(a)の場合より大きくなっている。すなわち、条件(a)と(b)ではすべり率変動範囲は同じであるが、不等速回転ローラ2のすべり率が負となる条件(a)の場合のほうが等速回転ローラ1のすべり率が負となる条件(b)の場合より寿命が小さくなる傾向がある。この傾向は前報⁽²⁾においてすべり率変動範囲が0%~125%の場合の結果と一致している。すべり率変動範囲が+33%~50%の条件(c)と条件(d)の場合の寿命はほぼ同じであり、本実験中最大となっている。これはすべり率変動範囲が最小であることとローラ表面温度上昇が最小であることなどが影響していると考えられる。すべり率変動範囲が最大の条件(e)の場合の寿命は最小とならず、条件(b)の場合とほぼ等しくなっている。これは、条件(e)の場合、ローラ表面温度上昇が最大となってい

るにもかかわらず、摩擦トルクの絶対値は最大とならず、条件(a)の場合より小さいことなどが影響していると考えられる。なお、 10^7 寿命に対するヘルツ応力を面圧強さとする、面圧強さは、条件(a), (b), (c), (d), (e)に対して、それぞれ、500 MPa 未満、約 600, 925, 900, 650 MPa である。

4.2 表面損傷 本実験において生じた表面損傷はすべてピッチングであり、各実験条件におけるピットの最大深さは 230~590 μm の範囲内にあった。両ローラ1, 2のすべり率変動範囲が+33%~50%と等しい条件(c), (d)においては、概して、不等速回転ローラ2のほうにピットが多く発生する傾向があった。条件(a), (b), (e)においてはすべり率が負となるローラのみ、すなわち、それぞれローラ2、ローラ1、ローラ2のみにピッチングが生じ、すべり率が正となるローラにはピッチングが生じなかった。

図7は転がり疲れ試験後のローラの全周展開写真の一例を条件(c)の場合について示している。この場合、図7(a), (b)に示すように、ローラ2, 1の両ローラともにピッチングが生じている。この傾向は条件(c)のほかのほとんどの場合も同様であった。また条件(d)においても両ローラともにピッチングが生じる傾向があった。なお、図7(a)において、 θ_2 は偏心歯車

図6 $D_{\max}$ - N 曲線

(a)

(b)

図7 試験後のローラ全周展開写真

図8 すべり率とピット発生領域

図9 すべり率とピット発生領域

G_{e2} の回転角加速度であるが、本実験においてはローラ2の回転角加速度 $\ddot{\theta}_{R2}$ と等しい。

各試験条件で転がり疲れ試験されたローラの円周表面上のどの部位にピッチングが発生したかを調べたが、条件(a)、(b)においてはピッチングの発生は比較的局所的であったので、図8、9のようにすべり率とピット発生領域との関係に整理した。他の条件の場合は、ローラ全周を12、10あるいは8区間に分け、各区間ごとのピッチング面積率を測定し、図10、11、12のようにすべり率とピッチング面積率との関係に整理した。なお、図10～12におけるピッチング面積率は片側のローラの表面積に対して求められたもので、相手ローラの表面積は考慮されていない。

条件(a)においてはローラ2のみにピッチングが生じ、図8に示すように、ヘルツ応力に関係なく、 $\ddot{\theta}_2 < 0$ すなわち図3、4では $\pi < \theta_{R2}$ 、 $\theta_2 < 2\pi$ の範囲で $\sigma_{s2} = -25 \sim -100\%$ の領域内でピットが発生している。条件(b)においてはピッチングはローラ1のみに生じ、図

9に示すように、 $\sigma_{s1} = -80 \sim -20\%$ の領域内でピットが発生している。条件(c)においては、図10に示すように、ピッチングは両ローラ1、2に生じ、ローラ2においては、図10(a)に示すように、 $\sigma_{s2} = -20 \sim -50\%$ の領域に多くのピットが発生し、その傾向は

(a)

(b)

図10 すべり率とピッチング面積率

(a)

(b)

図11 すべり率とピッチング面積率

図12 すべり率とピッチング面積率

(a)

(b)

図 13 すべり率と表面粗さ

$\dot{\theta}_2 < 0$ の範囲において著しい。図 10(a)において、すべり率が正の領域にもわずかではあるがピット発生が認められるが、これは、図 10(b)に示すように、ローラ 1 にもピットが発生することが原因してローラ 2 のすべり率が正の領域にも小さなく離が生じたものと考えられる。なお、図 10(b)において $p_{\max} = 1200$ MPa のデータはプロットしていないが、この場合はすべてのすべり率区間でピッチング面積率はほとんど零であった。条件(d)の結果は図 11 に示すとおりで、その傾向は条件(c)の結果とほぼ一致している。しかし、この場合図 11(b)に示すように $p_{\max} = 925$ MPa 以外のヘルツ応力においてはローラ 1 の各すべり率区分のピッチング面積率はほとんど零であったのでプロットしていない。この傾向は、図 3 に示すように、条件(d)のローラ 1 の円周上の任意の定点がすべり率が負の接触を受ける機会が条件(c)の場合より少ないことが原因していると考えられる。条件(e)においてはロ

ーラ 2 のみにピッチングが生じ、図 12 に示すように、 $\dot{\theta}_2 < 0$ の範囲で $\sigma_{s2} = -70 \sim -200\%$ の領域に多くのピットが発生している。これら図 8～図 12 の結果と図 3, 5 の結果を対応させると、ピッチング発生頻度の高い部位において摩擦トルクの絶対値が極大あるいは最大となっており、ピッチングはすべり率が負の領域で接線力が大なるほど発生しやすく、また $\dot{\theta}_2 < 0$ すなわち減速過程のほうがその傾向が著しいといえる。さらに、前報⁽²⁾と同様にピットの深さと直径の測定、解析を行ったが、概して、ピッチング発生頻度の高いすべり率区間においてこれらは大なる傾向を示した。

図 13 は各条件で転がり疲れ試験されたローラ表面のローラ軸方向に測定された表面粗さ $R_{\max}$ をすべり率区間ごとにプロットして整理したものの一例を条件(c)について示している。図 13(a)はローラ 2 の場合で、 $\dot{\theta}_2$ の正負にかかわらず、 $R_{\max}$ は $\sigma_{s2} = 0\%$ の位置で最大となり、 σ_{s2} の絶対値が大なるほど $R_{\max}$ は小さくなる傾向を示している。図 13(b)はローラ 1 の場合で、この場合図 3 に示すようにローラ 1 表面の各定位置ではローラの回転に伴って 3 種類の異なったすべり率となり、常に σ_{s1} が 0% となる位置がないので平滑化の程度は、二、三の点を除くと、ローラ表面のいずれの位置においてもほぼ同様であった。条件(d)の場合の傾向も図 13 と定性的には一致していた。また、条件(a), (b), (e)も $R_{\max}$ は $\dot{\theta}_2$ の正負にかかわらず、すべり率 0% の位置で最大で、すべり率の絶対値が大なるほど小さくなる傾向を示した。

5. 結 言

双子偏心歯車機構を適用したすべり率変化式接触ローラ試験機を用いて、種々のすべり率変動条件下で調質鋼ローラが転がり疲れ試験され、それぞれの条件下における面圧強さおよび表面損傷が明らかにされた。これらの実験結果はすべり率や摩擦トルク変動などの諸特性との関連において検討された。主な結果を要約すると次のとおりである。

すべり率変動条件下におけるローラの面圧強さはすべり率一定条件下の場合より低下する。また不等速回転ローラのすべり率が負となる条件の場合のほうが、等速回転ローラのすべり率が負となる条件の場合より面圧強さは低下する。これらの傾向は主に摩擦トルクに起因する。本実験において生じた表面損傷はすべてピッチングで、ピッチングはすべり率が負の領域で接線力が大なるほど発生しやすく、また回転ローラの減速過程においてその傾向が著しい。

文 献

- (1) 吉田・藤田, 機論, 53-491, C (1987), 1526.
(2) 吉田・藤田, 機論, 54-502, C (1988), 1320.
(3) Dowson, D., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 182-3 A (1967/68), 151.
(4) Dawson, P. H., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 180-3 B (1965/66), 95.
(5) 藤田・吉田, 機論, 19-448, C (1983), 2170.
(6) 吉田・ほか2名, 機論, 52-477, C (1986), 1618.
-