製鉄機械ホットレベラのワークロールに発生する多角形摩耗*

末岡 淳 男^{*1}, 松崎 健一郎^{*1}, 劉 孝 宏^{*2}

Polygonal Wear of Work Rolls in a Hot Leveler of Steel Making Machine

Atsuo SUEOKA^{*3}, Kenichiro MATSUZAKI and Takahiro RYU^{*3} Kyushu University, Dept. of Intelligent Machinery and Systems,
6-10-1 Hakozaki, Higashi-ku, Fukuoka, Fukuoka, 812-8581 Japan

This paper deals with the polygonal deformation phenomena of rolls in a reversible hot plate leveler of the steel making machine experimentally and analytically. The plates leveled by rolls with polygonal deformation become so called defective products because the profile of deformed roll is transferred to the surface of plate. From the measurements of deformed rolls, two kinds of polygonal wear were found. Then, from the vibration measurement of a hot leveler in actual operation, natural frequencies of the hot leveler were determined and the process of the polygonization of rolls was observed. Finally, the authors analyzed a simple model theoretically, regarding the polygonal deformation phenomena as unstable vibration of the hot leveler system caused by time retardation accompanied by wear on the surfaces of rolls. A good agreement between experimental and theoretical results was also confirmed.

Key Words: Self-Excited Vibration, Vibration of Rotating Body, Unstable Vibration, Wear, Pattern Formation, Friction, Steel Making Machine, Hot Leveler

1. 緒 言

産業界では、接触回転系の稼働にともなって徐々に規則的なパターンがロールやロールに接触している系に形成されて、それがまた激しい振動を誘発したり、製品に転写されて欠陥製品となる現象が多く見受けられる。たとえば、鉄道車両とレール⁽¹⁾、繊維機械のワインダ系の糸玉を介したドライブロールとポピンホルダ⁽²⁾、一対の抄紙機ゴム巻きロール⁽³⁾、自動車タイヤと道路⁽⁴⁾などの系には特定のパターンが形成される。著者らはこれらの現象をパターン形成現象と呼び、その発生メカニズムの解明と対策の研究を行ってきた。

製鉄機械においても、テンションレベラのチャタマーク⁽⁵⁾、熱間・冷間圧延時のチャタリング⁽⁶⁾⁽⁷⁾などが製品の精度要求の高まりとともに製品管理上重大な問題となっている。

また、製鉄機械の厚板熱間圧延工程では、プレート

の形状不良を矯正するホットレベラのワークロールが図1に見られるように多角形に摩耗し、それがプレートに転写されて製品不良を引き起こす。そのため、肌荒れによる通常のロール交換周期よりも短い3～4ヶ月でロールを交換せねばならない。本報では、この問題を対象として、その多角形摩耗現象の発生メカニズムを実験的および解析的に解明する。

ホットレベラロールの多角形摩耗は、前報⁽²⁾⁻⁽⁴⁾と異なり、摩擦自励振動が生じる可能性のある系でありながら金属ロール表面の摩耗を伴うゆっくりとしたパターン形成の発生メカニズムを解明することが要求され、解析に当たっては、ロールの摩耗形態と振動モードの

Fig.1 Roll with polygonal deformation

* 原稿受付 2000年3月14日.

^{*1} 正員, 九州大学大学院工学研究院 (〒812-8581 福岡市東区箱崎 6-10-1).^{*2} 正員, 大分大学工学部 (〒870-1192 大分市旦野原 700).
E-mail: sueoka@mech.kyushu-u.ac.jp

Fig.2 Outline of a hot leveler

関係に留意した解析モデルの構築が不可欠である。

まず、廃棄されたロールの形状測定と二度にわたるホットレベラ実機の多角形摩耗成長過程における振動測定を行い、それを通して、この現象を解明すべき簡単な解析モデルを構築した。そして、ロールの多角形摩耗をロールとプレートとの間に定常滑りを伴う時間遅れ系として解析し、実機の現象との比較を行った。その結果、両者の良い一致を得たので、報告する。

2. ワークロールの多角形摩耗

ホットレベラ（以後、レベラと呼ぶ）は厚板熱間圧延機の後面に設置され、熱間圧延されたプレートに発生する様々な形状不良を熱間矯正する設備である。本報で取扱うレベラの構造の概略を図2に示す。レベラの上フレームには4本の、下フレームには5本のワークロール（以後、単にロールと呼ぶ）が等間隔に取り付けられている。下フレームとロールとからなる下ユニットは地中に固定されている。一方、上フレームとロールとからなる上ユニットは4個の大きなねじによって支持されている。

ロールの表面は硬化肉盛(13CrSUS系)され、直径は新品で230mm、多角形摩耗のため再研磨を数回繰り返して220mmまで使用する。ロールは長さ3m、両端で軸受支持され、1.27rpsの定速でACモータ、歯車、自在継手を介してプレートをライン方向に送る。

各ロールの軸方向には405mm間隔で長さ300mm、直径240mm、SUS系肉盛材のバックアップロールが千鳥型にロール当たり7個装着され、ロールの曲げ変形やライン方向移動を抑制している。3個が上流側、4個が下流側に傾いて取り付けられている。

上下ロールの番号を上流から#1、#2、…と呼ぶことにする。レベラは可逆式であり、プレートは奇数回レベラ内を通過する。その都度ユニット間の隙間はねじによってプレートの入側を狭く、出側を広く制御される。プレートは曲がりながら上斜めからレベラに入るため、上下ロール間の距離が最も狭いのは上ロールでは正流れの場合、#2ロール、逆流の場合、#3ロールの位置となる。しかし、接触力が大きく、その機会が最も多いのは上下#2ロールである。

ロールの多角形摩耗現象の概要を以下に述べる。

(1)上ロールの多角形摩耗の発生が顕著であり、上#2ロールの多角形摩耗が最も激しい。

(2)図1に見られるように、多角形摩耗のパターンはロール軸方向全体にわたりほぼ平行に現れる。一方、円周方向にはロールは多角形に摩耗しており、目視では、光っている部分とそうでない部分が交互にはっきりと識別できる。規模は異なるがすべての上ロールにこのようなパターンが確認される。

(3)多角形摩耗はロール軸方向の中でも、通過するプレートのエッジ部分が激しく鮮明に現れる。また、パターンはバックアップロールのある部分とない部分に関わらず存在し、バックアップロールのあたる部分は接触圧が高いため光沢がある。バックアップロール接触部と非接触部のロール胴径には顕著な差はない。

したがって、ロールの多角形摩耗はロールとプレートとの間のすべり接触によるものであるが、ロールの曲げ変形によって生じたものではないことがわかる。

(4)円周方向のパターンの代表ピッチを λ とすると、目視では $\lambda/2$ の小さなピッチのパターンが軸方向に混在することがある。しかし、詳細にロール表面の凹凸を測定すると(3章参照)、凹凸のピッチは目視で確認される大きい方のピッチ λ に一致する。

3. ロールの形状測定

多角形に摩耗し廃棄されたA社製ロールの形状を測定した。以下に形状測定結果を要約する。

(1)ユニット中央側の上#2ロールのドライブサイドロール端から320mm、640mmのところの表面凹凸形状測定結果を図3に示す。図にはロールの円周角(Angle)と表面凹凸変位(Displacement; 正が凸)、角形数(Polygonal number)のスペクトルおよび摩耗プロフィールが示されている。ロールを回転数1rpmの旋盤に取り付け、レーザー変位計で円周方向のロール形状を計測した。ピッチがおおよそ14mm、角形数に換算して49角形のパターンがはっきりと見られる。その凹凸量は0.08mmp-pにまで達している。ここに、角形数と

(a) Position 320mm apart from roll edge on drive side

(b) Position 640mm apart from roll edge on drive side

Fig.3 Pattern formation per revolution of #2 upper roll and spectrum of polygonal number

はそのパターンがロール円周方向全域にわたって形成されたとしたときの角形数で定義している。

(2) 上記角形数のパターンの他に円周方向に 180° ずれた 2 箇所に比較的大きく摩耗し、しかもピッチの大きなパターンの部分が混在している。このピッチは一定しないがおよそ 19mm、角形数に換算してほぼ 36 ~ 38 角形である。

上#2 ロールには 2 種類の角形数のパターンが同時に形成されていることが判明した。

(3) 上#4 ロールの同様な測定結果を図 4 に示す。旋盤を使用せず、ロールの軸を回転ロールに乗せて測定した。ロールの軸と回転ロールとの接触表面が滑らかではなかったため、ゆったりとした大きな形状変動が生じ、ロール 1 回転毎の周期性を持たない結果となっている。しかし、ピッチがほぼ 19mm、角形数に換算して 37 角形のパターンが円周方向のほぼ全域にはっきりと見られる。

このように、上#2 ロールと上#4 ロールとでパターン形態とパターンのピッチが異なることがわかる。

(4) ロール回転数を 1.27rps (7.98rad/s)、ロール径を廃棄前の 220mm、実機で発生した多角形摩耗の角形数を既知とすれば、以下のようなパターンがある。

パターン 1 : 角形数 = 37

ピッチ = 18.7mm, 関与する振動数 = 46.99Hz

(a) Position 250mm apart from roll edge on work side

(b) Position 1000mm apart from roll edge on work side
Fig.4 Pattern formation per revolution of #4 upper roll and spectrum of polygonal number

パターン 2 : 角形数 = 49

ピッチ = 14.1mm, 関与する振動数 = 62.23Hz

ここに、関与する振動数 = 角形数 × ロール回転数。

このようなパターン形成問題ではロールとプレートとが接触しているときのレベラ系の固有振動数を知ることが非常に重要である。以下に、この固有振動数を実機の振動測定から推定し、「関与する振動数」との関係进行を明らかにする。

4. パターン成長過程の振動測定

B 社製ロール (A 社製と金属組織はほぼ同じ) を新規に設置してから 2 ヶ月および 5 ヶ月後のレベラの振動測定を実施した。これらの測定結果を以下に述べる。

レベラの振動測定を行った際の加速度計の設置箇所とその方向を図 5 に示す。

(1) プレートを噛んでいない状態でのレベラの暗振動の振動数成分に 39.5Hz と 60Hz がある。これらはレベラ周辺の稼働機械からの振動伝達、ハムの可能性が強い。したがって、この振動数のスペクトルは除外して考える。なぜならば、パターン形成を考察するときには、ロールとプレートとが接触した状態での振動が重

Fig.5 Measurement positions of a hot leveler

Table 1 Frequency components after 2 months

Thickness	Dominant frequency components Hz
25 mm	13.5 ①④, 31.5, 47.5 ⑤⑧, 50.5, 108 ⑤
32 mm	13.5 ①⑦, 23 ⑪, 30, 70, 149, 154, 171, 191 ⑤⑧ 63 ③⑤⑧, 102.5 ⑨⑪
40 mm	13.5 ①④, 63 ⑨⑩⑪, 73 ⑤, 139.5 ②
45 mm	46 ⑩⑪, 51.5 ③, 62.5 ③, near 140 ②⑤⑨⑩⑪

(a) Acceleration response at ⑤ for thickness 25mm

(b) Acceleration response at ⑧ for thickness 25mm

(c) Acceleration response at ⑤ for thickness 32mm

(d) Acceleration response at ⑧ for thickness 32mm

Fig.6 Frequency analysis after 2 months

要であるからである。

(2) 2ヶ月後の振動測定では、まだパターンが成長していなかった。プレートが通過するときの上下ユニットの振動はプレートの板厚によってまちまちで、ロールの多角形摩耗に起因した振動数と振動モードの特定はできなかった。現場での熟練者の目視および触指による観察でもパターンがあるとは言えない状態であった。A社製のロールなら2ヶ月後にはパターン形成の兆候が現れるが、今回はB社製のロールであったため、通常とは若干の相違が見られた。

2ヶ月後の振動測定結果には、板厚に対して表1の

Table 2 Frequency components after 5 months

Thickness	Dominant frequency components Hz
11 mm	63 ①②③⑤⑧
35.5 mm	58, 63, 66 ①②③④⑤⑧

(a) Acceleration response at ⑤ for thickness 11mm

(b) Acceleration response at ⑧ for thickness 11mm

(c) Acceleration response at ⑤ for thickness 35.5mm

(d) Acceleration response at ⑧ for thickness 35.5mm

Fig.7 Frequency analysis after 5 months

ような振動数成分(○内の数字は対応する振動数成分が顕著な測定箇所を示す)が含まれていた。表にはパターン形成が比較的顕著になった5ヶ月後の振動数成分63Hzに一致するものも存在している(表中の下線部)。図6に周波数分析結果の例を示す。板厚25mm、振動数47.5Hzの振動は⑤と⑧とが逆位相で比較的大きな振動であった。

(3) 5ヶ月後の振動測定結果を表2に示す。多角形摩耗が進んでいるため、振動数63Hzの振動が選択的に発生している。この振動は⑤と⑧とが同位相である。その他の振動数はあまり発生していない。図7に周波数分析結果の例を示す。

このように、5ヶ月後には63Hzの振動による49角

形の多角形摩耗が形成されていた。この時点でレベラ通過終了後の製品厚板を調べた結果、15mm 弱のピッチのパターンがプレートに転写されていた。ロール径を新品の 230mm とすると、ピッチは 14.75mm となる。これは上述のパターン 2 に相当すると考えられる。

また、上述の「関連する振動数」はレベラ系の固有振動数に近い。これがパターン形成現象の特徴の一つである^{(2)~(4)}。ロールの形状測定および振動測定結果から、レベラ系の固有振動数を 1 次=47.5Hz および 2 次=63Hz と推定できよう。また、今回振動測定されたロールには、固有振動数 63Hz に起因した 1 種類の多角形摩耗(49 角形)のみの発生が確認された。

(4) 上ユニットを少なくとも 2 自由度系として考えなければならない。位相関係から考えて、1 次の固有振動数に対応した振動モードは上ユニットが主に回転運動するモードであり、2 次のそれは主に上下方向に並進運動するモードである。したがって、A 社製廃棄ロールの形状測定では、上 #2 ロールには 2 次成分が顕著で、上 #4 ロールには 1 次成分のみを含むことから、各次数の振動モードとロール位置、ロールの摩耗形状とは深い対応関係がある(後述; 6 章参照)。

(5) 振動測定に並行してロール新規稼働から 2 ヶ月後、3 ヶ月後および 5 ヶ月後のロールの摩耗状況などを現場で検証した。その結果、3 ヶ月後には多角形摩耗の兆候が上 #1, #2 ロールに出始めていた。5 ヶ月後には上ロール 4 本すべてに多角形摩耗の跡が確認された。多角形摩耗が激しい順に上 #2, #1, #3 および #4 ロールである。ロール多角形摩耗のパターンの円周方向ピッチはおよそ 15mm である。下ロールには多角形摩耗は生じていなかった。その他の多角形摩耗の傾向は第 2 章で述べたとおりである。

5. 理論解析

レベラの上ロールに発生する多角形摩耗現象を対象とし、それを解析するための解析モデルを提案する。

5.1 解析モデル 実機の上ユニット振動測定結果から、多角形摩耗がロール軸方向にほぼ平行で、図 5 の上下方向の振動に関係していること、およびロールのパターンがロール軸方向に平行であることがわかった。そこで、図 8 のような上ユニットの上下方向の振動のみを考慮した解析モデルを対象とする。

上ユニットを上側の 2 つの支持ばねで支持された質量 M 、重心 G 回りの慣性モーメント J の剛体と考える。入側と出側の支持ばねの位置を上ユニット重心 G からそれぞれ上流側に a_L 、下流側に a_T 離れた位置とし、ばね定数および減衰係数をそれぞれ k_L, k_T および c_L, c_T

Fig.8 Analytical model and contact model of roll

とする。また、上ユニットの重心の $\bar{y}$ 方向変位を Y 、 $\bar{x}\bar{y}$ 平面内の重心回りの回転角を θ とする。

ロール配置は重心に関して左右対称で、ロール回転軸中心は重心から l だけ下方に位置する。半径 r のロールは角速度 ω で回転し、それぞれ $\bar{x}$ の正方向に一定速度 v で流れるプレートと接触している。隣接するロールの軸間距離はすべて等しく a とし、 $i (=1, \dots, 4)$ 番めのロールとプレートとの接触ばね定数を k_i 、減衰係数を c_i とする。

定常状態においては、一般にロールの周速がプレートのライン速度よりもわずかに速く ($r\omega - v > 0$)、ロールとプレートとの接触部には定常的な滑りが存在する。接触部に働く $\bar{x}$ (接線) 方向の力はクーロン摩擦力またはクリープ力どちらかで取り扱うことができる。本報では、クーロン摩擦力を考慮する。この場合、上ユニットの回転運動のために、摩擦力の向きが変化しないほど微小な振動の範囲を解析の対象とする。

5.2 運動方程式 ここでは、 $\bar{x}$ 方向の並進運動は考慮しない。ローラープレート間の滑りの向きが変化しないような微小振動を考えると、運動方程式は、

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{Y} + \sum_i (c_i \dot{Y}_i + k_i Y_i) \\ + c_L \dot{Y}_L + k_L Y_L + c_T \dot{Y}_T + k_T Y_T = 0 \\ J\ddot{\theta} + \sum_i [a_i - \mu_i(l+r)](c_i \dot{Y}_i + k_i Y_i) \\ - a_L(c_L \dot{Y}_L + k_L Y_L) + a_T(c_T \dot{Y}_T + k_T Y_T) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

となる。ここに、 $\sum_i$ は $i=1$ から 4 までの総和を表し、

$$Y_i = Y + a_i \theta, Y_L = Y - a_L \theta, Y_T = Y + a_T \theta \quad \dots (2)$$

また、 Y_i は i 番めロールとプレートとの接触点の $\bar{y}$ 方向変位、 Y_L および Y_T はそれぞれ上ユニットの入側および出側支持点の $\bar{y}$ 方向変位を表す。ただし、すべての変位は静的平衡状態において 0 とする。なお、 a_i は重心から見た接触点の $\bar{x}$ 座標、 μ_i は摩擦係数である。

式(2)を用いて式(1)を変形すると、

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{Y} + c_{11}\dot{Y} + c_{12}\dot{\theta} + k_{11}Y + k_{12}\theta = 0 \\ J\ddot{\theta} + c_{21}\dot{Y} + c_{22}\dot{\theta} + k_{21}Y + k_{22}\theta = 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots (3)$$

となる。ここに、

$$\left. \begin{aligned} k_{11} &= \sum_i k_i + k_L + k_T \\ k_{12} &= \sum_i k_i a_i - k_L a_L + k_T a_T \\ k_{21} &= \sum_i [k_i a_i - \mu_i k_i (l+r)] - k_L a_L + k_T a_T \\ k_{22} &= \sum_i [k_i a_i^2 - \mu_i k_i a_i (l+r)] + k_L a_L^2 + k_T a_T^2 \end{aligned} \right\} \cdots (4)$$

また、 c_{mn} ($m, n = 1, 2$) は k_{mn} における k_i を c_i に、 k_L, k_T を c_L, c_T にそれぞれ置き換えたものである。

この系はクーロン摩擦により不安定化する可能性がある。その原因は剛性行列、減衰行列の非対称性 ($k_{12} \neq k_{21}$, $c_{12} \neq c_{21}$) にある。しかし、摩擦自励振動が発生すると非常に激しい振動となるため、摩擦自励振動が原因でロールの多角形摩耗が 3～4 ヶ月にわたって徐々に成長するとは考えにくい。このように、異常振動を生じない正常な機械に時間をかけて非常にゆっくりと成長するのがパターン形成現象の特徴である。ここでは、式(3)を自励振動が生じない安定系とした上で、摩耗を伴って緩やかに成長するパターン形成現象の発生メカニズムを解明する。

レベラの場合には、ロールの周速がプレートのライン速度よりもわずかに速い。対象レベラの定常すべり率は 0.5% である。この定常すべりのために、ロールは常に摩耗することになる。すなわち、レベラが振動を生じることなく、また、ロールとプレートとの間の接触力も変動しないような定常すべりの場合には、ロールは単調に摩耗するであろう。この摩耗過程を「正常摩耗」と呼ぶことにすれば、ロールの多角形摩耗は正常摩耗が不安定化し、不安定振動の発生にともなって形成されたパターンと考えることができる。

ロールの摩耗を考慮するために、摩耗量を考慮した接触点変位 Z_i を導入する。 Z_i は次のように表される。

$$Z_i(t) = Y_i(t) + U_i(t-T), \quad i = 1, \dots, 4 \quad \cdots (5)$$

ここで、 U_i はロールの総摩耗量⁽⁴⁾、 T はロール回転の 1 周期 $2\pi/\omega$ である。上式は 1 周期前までの総摩耗量がフィードバックされて接触部で強制変位として作用することを示している。

今、ロールの周速がプレートのライン速度よりも常にわずかに速い場合を想定しているため、定常摩耗時にはロールとプレートとの間に常に一方向の滑りを伴う。その場合、摩擦力が大きいほどロールの摩耗量は大きい。そこで本報では、ロール表面に生じる瞬間摩耗量⁽⁴⁾は接触部に働く垂直抗力の大きさに比例すると仮定する。このとき、ロールの瞬間摩耗量 $W_i(t)$ は、

$$\begin{aligned} W_i(t) &= v_i [\bar{N}_i - c_i \dot{Z}_i(t) - k_i Z_i(t)] \\ &= \bar{W}_i - v_i [c_i \dot{Z}_i(t) + k_i Z_i(t)] \end{aligned} \quad \cdots (6)$$

のように表される。ここで、 $\bar{W}_i = v_i \bar{N}_i$ は瞬間摩耗量の一定成分、 $\bar{N}_i$ は平衡状態での接触面にかかる垂直抗力、

v_i は垂直抗力と瞬間摩耗量の関係を表す比例定数で摩耗剛性の逆数である。また、瞬間摩耗量 $W_i(t)$ を用いてロールの総摩耗量 $U_i(t)$ を次のように表す。

$$U_i(t) = U_i(t-T) + W_i(t) \quad \cdots (7)$$

式(1)の Y_i を Z_i に変更したものと式(2)、(6)および(7)から、摩耗を考慮した運動方程式は次式となる。

$$\begin{aligned} M\ddot{Y}(t) + c_{11}\dot{Y}(t) + c_{12}\dot{\Theta}(t) + k_{11}Y(t) + k_{12}\Theta(t) \\ + \sum_i [c_i \dot{U}_i(t-T) + k_i U_i(t-T)] = 0 \end{aligned} \quad \cdots (8)$$

$$\begin{aligned} J\ddot{\Theta}(t) + c_{21}\dot{Y}(t) + c_{22}\dot{\Theta}(t) + k_{21}Y(t) + k_{22}\Theta(t) \\ + \sum_i [a_i - \mu_i(l+r)] [c_i \dot{U}_i(t-T) + k_i U_i(t-T)] = 0 \end{aligned} \quad \cdots (9)$$

$$\begin{aligned} U_i(t) &= U_i(t-T) + \bar{W}_i - v_i [c_i \dot{Y}(t) + k_i Y(t)] \\ &\quad - v_i a_i [c_i \dot{\Theta}(t) + k_i \Theta(t)] \\ &\quad - v_i [c_i \dot{U}_i(t-T) + k_i U_i(t-T)] \end{aligned} \quad \cdots (10)$$

上式の安定性を判別するために、次のように状態変数を正常摩耗解と変動量(変分)に分離して表す。

$$Y = Y_0 + y, \quad \Theta = \Theta_0 + \theta, \quad U_i = U_i^0 + u_i \quad \cdots (11)$$

ここに、上、下添字 0 付きの変数は正常摩耗解を表し、その解に対応した記号の小文字は変分である。

式(11)を式(8)、(9)および(10)に代入し、 $\tau = \omega t$ の変数変換を施すと、次のような変分方程式を得る。

$$\begin{aligned} M\omega^2 y''(\tau) + c_{11}\omega y'(\tau) + c_{12}\omega \theta'(\tau) + k_{11}y(\tau) + k_{12}\theta(\tau) \\ + \sum_i [c_i \omega u_i'(\tau - 2\pi) + k_i u_i(\tau - 2\pi)] = 0 \quad \cdots (12) \\ J\omega^2 \theta''(\tau) + c_{21}\omega y'(\tau) + c_{22}\omega \theta'(\tau) + k_{21}y(\tau) + k_{22}\theta(\tau) \\ + \sum_i [a_i - \mu_i(l+r)] [c_i \omega u_i'(\tau - 2\pi) + k_i u_i(\tau - 2\pi)] = 0 \end{aligned} \quad \cdots (13)$$

$$\begin{aligned} u_i(\tau) &= u_i(\tau - 2\pi) - v_i [c_i \omega y'(\tau) + k_i y(\tau)] \\ &\quad - v_i a_i [c_i \omega \theta'(\tau) + k_i \theta(\tau)] \\ &\quad - v_i [c_i \omega u_i'(\tau - 2\pi) + k_i u_i(\tau - 2\pi)] \end{aligned} \quad \cdots (14)$$

ただし、“'” は τ に関する微分を表す。初期値を 0 とし上式をラプラス変換すると次式を得る。

$$\begin{aligned} (M\omega^2 s^2 + c_{11}\omega s + k_{11})\bar{Y}(s) + (c_{12}\omega s + k_{12})\bar{\Theta}(s) \\ + \sum_i (c_i \omega s + k_i) e^{-2\pi s} \bar{U}_i(s) = 0 \end{aligned} \quad \cdots (15)$$

$$\begin{aligned} (c_{21}\omega s + k_{21})\bar{Y}(s) + (J\omega^2 s^2 + c_{22}\omega s + k_{22})\bar{\Theta}(s) \\ + \sum_i [a_i - \mu_i(l+r)] (c_i \omega s + k_i) e^{-2\pi s} \bar{U}_i(s) = 0 \end{aligned} \quad \cdots (16)$$

$$\begin{aligned} v_i (c_i \omega s + k_i) \bar{Y}(s) + v_i a_i (c_i \omega s + k_i) \bar{\Theta}(s) \\ + [1 - \{1 - v_i (c_i \omega s + k_i)\} e^{-2\pi s}] \bar{U}_i(s) = 0 \end{aligned} \quad \cdots (17)$$

ここに、 $\bar{Y}(s)$ 、 $\bar{\Theta}(s)$ および $\bar{U}_i(s)$ はそれぞれ $y(\tau)$ 、 $\theta(\tau)$ および $u_i(\tau)$ のラプラス変換、 s はラプラス変換変数である。式(15)–(17)をまとめると次のような形式となる。

$$A(s)x = 0 \quad \cdots (18)$$

ただし、 $x = [\bar{Y}(s), \bar{\Theta}(s), \bar{U}_1(s), \bar{U}_2(s), \bar{U}_3(s), \bar{U}_4(s)]^T$ 。

式(18)から、特性方程式は次式となる。

$$\det[A(s)] = 0 \quad \cdots (19)$$

特性方程式の根(特性根) s を求めることにより、安定判別を行うことができる。特性根の内、1 つでも

実部が正の根が存在すれば系の正常摩耗過程は不安定、すなわち、多角形摩耗が発生する。一方、すべての特性根の実部が負であれば、系は安定、すなわち、多角形摩耗は発生しない。式(19)の不安定特性根の虚部を N とする。変数変換 $\tau = \omega t$ を施しているの、特性根の虚部を時間 t で表すと $N\omega$ となり、発生する振動数は回転角速度の N 倍となる。したがって、 N は多角形摩耗の角形数に相当する。もしも、 N が整数であれば、ロールは正多角形に偏摩耗することを意味する。

6. 計算結果と考察

表3に数値計算で用いたパラメータの値を示す。ロールとプレート間の各接触ばね定数の比をロールとプレート間の接触力の配分比率から $k_1:k_2:k_3:k_4 = 1:1.22:0.77:0.55$ と置き、入側と出側の支持ばね定数が等しい ($k_L = k_T$) と仮定して、固有振動数を1次が $\omega_1/2\pi = 47.5\text{Hz}$ 、2次が $\omega_2/2\pi = 63\text{Hz}$ となるように接触ばね定数と支持ばね定数を同定した。ここに、 ω_1, ω_2 はそれぞれレベラ系上ユニットの1次、2次固有円振動数である。1次は回転運動が支配的なモード、2次は上下の並進運動が支配的なモードとなる。摩擦係数 μ_i には熱間圧延の代表値を用いた。 v_i の値は多角形摩耗の最大成長速度がレベラ実稼働70時間で約100倍になるように設定した値であるが、この値を変化させると、特性根の実部の大きさは変化するものの、不安定領域の広さにはほとんど変化がないことがわかった。

表3のパラメータ値に対する固有値解析の結果を図9および図10に示す。図9には横軸にロール回転角速度 ω 、縦軸に特性根 $s = \sigma + jN$ (ここに、 $j = \sqrt{-1}$) の虚部 N をとり、特性根の実部が正の不安定領域のみ実太線で示している。よって、実太線の範囲では対応する角形数 N の多角形摩耗が成長することになる。図中の実細線は ω_1/ω および ω_2/ω の曲線を表す。図9から以下のことがわかる。

- (1) ロールの多角形摩耗は正多角形状を呈する。
- (2) 設定された任意のロール回転角速度に対して1次モードによる不安定領域と2次モードによる不安定領域が存在する。しかも、各次数のモードに対しても異なった角形数の多角形摩耗が生じ得る。たとえば、ロール回転角速度 7.98rad/s (1.27rps) のときは、1次モードに起因する37角形、2次モードに起因する49, 48, 47, 46, ..., 42角形の多角形摩耗の発生が可能である。
- (3) ロール回転角速度が高くなるに従って、発生する多角形の角形数は小さくなる。
- (4) 1次モードに起因する多角形摩耗よりも2次モードに起因する多角形摩耗の方が発生領域が広い。

Table 3 Standard parameters

M	J	a_L, a_T	a
46 073 kg	23 000 kgm ²	0.610 m	0.250 m
l	r	k_L, k_T	c_L, c_T
0.620 m	0.115 m	2.564 GN/m	0.1 MNs/m
k_1	k_2	k_3	k_4
586.1 MN/m	717.8 MN/m	454.0 MN/m	321.0 MN/m
c_i	μ_i	v_i	$i = 1, 2, 3, 4$
0.0 Ns/m	0.2	0.2×10^{-14} m/N

Fig.9 Relationship between rotating circular velocity of roll and polygonal number

Fig.10 Relationship between real part of characteristic root and rotating circular velocity of roll

- (5) 不安定領域はそれぞれオーバーラップする形で、どのようなロール回転角速度でも不安定領域が存在するので、ロール回転角速度を変更しても不安定領域を回避することは不可能である。

一方、図10はロール回転角速度 7.98rad/s 付近のロール回転角速度 ω と特性根の実部 σ の関係を示している。点線は1次モードを、実線は2次モードを示し、曲線に添えられた数字は対応する角形数 N である。図中の $\sigma > 0$ の領域が不安定領域であり、対応した角形数の多角形摩耗が成長する領域である。図10から以下の

ことがわかる。

(1) 図9の不安定領域が図10の各角形数 N に対する $\sigma > 0$ の領域に対応する。

(2) 不安定特性根の実部 σ が大きいほど多角形摩耗は生じやすい。ロールの摩耗による時間遅れ効果($e^{-2\tau s}$)が原因で生じる不安定振動はその成長が極めてゆっくりしており、実機で生じる多角形摩耗現象と対応している。通常の自励振動では、不安定特性根の実部はおよそ $50 \sim 1000$ 程度である。一方、レベラの多角形摩耗では、その実部はおよそ 10^{-6} 程度と非常に小さく、数ヶ月もかかって徐々に多角形化が成長するのである。決して設計が悪くて生じるトラブルではないやっかいな現象である。

1次と2次モードに起因する両不安定領域について以下のことが言える。不安定特性根の実部 σ が不安定領域の右端部では大きく急に変化しているが、左端部ではすそ野が広く分布している。すなわち、図9の各不安定領域で、右端からわずかに入ったところで σ が最大となり、左端には σ が小さい領域が広く分布している。不安定特性根の実部 σ が大きな値ほど多角形化の成長が速く、かつ多角形摩耗が発生しやすい。したがって、図9の曲線 ω_1/ω , ω_2/ω に近い不安定領域ほど多角形摩耗を生じやすい。

(3) 2次モードに起因する不安定領域の σ が1次のそれに比べて非常に大きい。すなわち、2次モードの多角形摩耗の成長が速く、パターンは主に2次モードによって形成される結果となった。たとえば、ロール回転角速度が 7.98 rad/s のときは、2次モードの $N=49$ 角形が最も発生しやすい。次いで、2次モードの48, 47角形、1次モードの37角形の順である。事実、レベラの振動測定では2次モードに起因した49角形のみが発生を確認し、廃棄ロールの測定結果では、それに加え、1次モードに起因する37角形も確認している。このように、実機で発生した多角形摩耗の角形数はすべて解析結果に含まれる。1次モードに起因した多角形摩耗は、解析が一方向の連続的な運転を仮定しているのに対して、実機では両方向かつ断続的な運転が行われ、プレートの噛み込み時に1次の振動モードを誘発するような衝撃が加えられることなどが原因で発生しやすくなったと推察される。

(4) 2次モードに起因した不安定特性根に対する複素モードを計算した結果、ロールの多角形化の進行速度は#2ロールが最も速く、ついで#1, #3, #4ロールの順であった。これは2次モードが主に並進モードであること、ロールとプレートとの間の接触ばね定数がこの順に大きく、接触力の大きさがそのまま摩耗速さ

の順になることから理解できる。一方、1次モードの多角形摩耗の成長は#1, #4, #2, #3ロールの順に速い。

7. 結 言

ホットレベラのワークロールに定常的に発生する多角形摩耗を実験的および解析的に解明した。得られた結果は以下のようにまとめられる。

(1) 多角形に摩耗した廃棄ロールの形状測定から、ロールおよび円周方向位置によっても角形数が異なることがわかった。上#4廃棄ロールには回転運動を主とする 47.5 Hz の1次モードに関連した37角形、上#2廃棄ロールには並進運動を主とする 63 Hz の2次モードに関連した49角形が主に生じたことを確認した。

(2) 稼働時のホットレベラの振動測定から、ロールの多角形摩耗が成長するにつれて、特定の振動数成分が選択的に現れ、測定時にはホットレベラ系の2次の固有振動数のみの発生を確認した。このことは、上ロールすべてに2次モードに関連した49角形のパターンが成長していたことを意味する。

(3) 上ユニットを剛体とし、面内2自由度系が4本のロールを介してプレートと接触振動する解析モデルを用い、摩耗を伴う時間遅れ効果を考慮してロールの多角形摩耗を解析した。その結果、実機で発生した現象と解析結果との良い一致を確認した。

(4) たとえロールの設定回転角速度やホットレベラの固有振動数を変更したとしてもロールの多角形摩耗を本質的に防止することはできない。

多角形摩耗の防止・遅延対策については、その実験結果とともに後報の予定である。

文 献

- (1) 須田義大・佐野成壽, 多自由度振動系における転がり接触表面上のコルゲーション生成実験, 機論, **57**-533, C(1991), 65-68.
- (2) 末岡淳男・劉 孝宏・吉川雅司・近藤孝広・津田吉広, 繊維機械のワインダ系におけるパターン形成, 機論, **60**-575, C(1994), 2285-2292.
- (3) 末岡淳男・劉 孝宏・安田昭博・近藤孝広・片山圭一, 抄紙機ゴム巻きロールのパターン形成現象とその防止対策の検討, 機論, **61**-591, C(1995), 4160-4167.
- (4) 末岡淳男・劉 孝宏・近藤孝広・富樫 実・藤本俊郎, 自動車タイヤの多角形摩耗現象, 機論, **62**-600, C(1996), 3145-3152.
- (5) 井上紀明, テンションレベラにおけるチャタマークの解明と対策, プラントエンジニア, **1**(1984), 61-68.
- (6) Keller, N.L. and Lesonick, M.S., Vibration Analysis of Stand F2 of Wheeling-Pittsburgh's 80-in. Hot Strip Mill, Iron and Steel Engineer, **67**(1990), 17-22.
- (7) Hardwick, B.R., Identification and Solution of Chatter Vibration on Roll Grinding Machines, Iron and Steel Engineer, **71**(1994), 41-46.