圧延荷重により同定された上下ロールの偏芯量を用いるロール偏芯制御

今 成 宏 幸*・越 沼 一 佳**

Roll Eccentricity Control Using Identified Eccentricity of Top/Bottom Rolls by Roll Force

Hiroyuki IMANARI* and Kazuyoshi KOSHINUMA**

Roll eccentricity is a periodic disturbance caused by a structure of back up rolls in rolling mills, and it affects product thickness accuracy. It cannot be measured directly by sensors, so it should be identified by measured thickness or measured roll force. When there is a large difference of diameters between top and bottom back up roll, the performance of roll eccentricity control using feedback signals of roll force or thickness has not been so good. Also it has been difficult for the control to be applied from the most head end because it is necessary to identify the roll eccentricity during rolling. A new roll eccentricity control has been developed to improve these disadvantages and to get better performance. The method identifies top and bottom roll eccentricity respectively from one signal of roll force and it can start the control from head end. In this paper the new control method is introduced and actual application results to a hot strip mill are shown.

Key Words: roll eccentricity, back up roll, hot strip mill, repetitive control, thickness control

1. はじめに

鉄・非鉄製品を製造する圧延機は、回転する上下の圧延用ロールの間に材料を通し、薄く延ばすことにより、短時間で大量に所望の厚さの製品を生産することができる。圧延機1スタンドあたりのロールの構成は、たとえば熱間圧延機の場合、材料と直に接するワークロール(Work Roll, 以下WR)、WRの幅方向のたわみを抑えるためのバックアップロール(Back Up Roll, 以下BUR)の上下2本ずつの構成が多い。

圧延荷重は、10000~30000 kN にもなるため、ロールの回転方向に非対称性が存在する場合、ロールの回転軸の中心位置が圧延荷重方向、すなわち鉛直方向に変化する。これによって、上下WRの間隙(以下ロールギャップ)がロール回転周期により変化し、圧延材の圧延荷重および板厚の変動となって現われる。このロール回転軸の周期的な変化をロール偏芯と呼んでおり、製品板厚精度を劣化させる1つの要因である。上記非対称性はBURに存在することが多い。

従来から、ロール偏芯を抑制するために、設備・機械側の改善およびロール偏芯制御^{1)~8)}(Roll Eccentricity Control, 以下REC)が行なわれている。ロール偏芯によるロール

ギャップの変化をセンサで直接測定することは困難であることから、つぎに示す制御が一般に行なわれている。

(a) 圧延していないときに上下WRを接触させて(これをキスロールという)、ロール偏芯の影響を含む荷重を検出し、周波数分析を行ない、ロール偏芯周波数を同定し、圧延時にロール偏芯を打ち消すようにロールギャップを制御する^{1),2),6)}、

(b) 圧延スタンドの下流側に近接する板厚計測定値に現われる周期的変動を抽出し、その変動を打ち消すようにロールギャップを制御する^{3),7)}、

(c) 圧延スタンドの圧延荷重測定値に現われる周期的変動を抽出し、その変動を打ち消すようロールギャップを制御する。

(a)のうち、文献1)の方法では、上下BUR径差が大きい場合でも、上下のロール偏芯周波数を分離して同定することが可能だが、径差が小さいと同定が困難になり、径差を故意につけなければならず、現場でのロール管理などに課題が生じていた。

(b)は、下流側に板厚計が設置されていなければならない。また板厚計測定値をBUR上の位置と対応させる必要があるが、誤差が増加しやすい。(c)は、上記(a)、(b)の課題を解決できるが、上下BUR径差が大きい場合に十分な制御性能が得られない。また、(a)は圧延前の同定結果を利用して、材料の最先端部から制御を開始できるが、(b)、(c)は圧延開始後、板厚測定値または圧延荷重測定値を用いてロール偏芯周波数を同定するため、操作量の出力開始は、少なくともBUR一回転の時間、待たなければならない。

他のロール偏芯の同定方法として、逐次推定法⁹⁾、外乱オ

* 東芝三菱電機産業システム株式会社(TMEIC) 東京都港区三田 3-13-16

** 東芝プラントシステム株式会社 府中市東芝町 1

* Toshiba Mitsubishi-Electric Industrial Systems Corporation, 3-13-16 Mita, Minato-ku, Tokyo

** Toshiba Plant System Corporation, 1 Toshiba-cho, Fuchu (Received December 8, 2009)
(Revised August 23, 2010)

ブザーバ⁶⁾などが提案され、制御方法も、異なるロール偏心周期の発生源の抑制のため、多周期繰返し制御^{7),8)}が提案されている。しかしながら、いずれの方法においても、十分な制御精度を得るためには、十分な知識をもった調整者が、多くのパラメータを調整する必要がある、と考えられる。

また、最近まで、ロール偏心の低減のために機械構造が改善されてきたが、圧延設備の建設が進んでいる中進国などでは、コストダウンの必要性から、旧式の機械を使用することが多く、ロール偏心が顕著に現われる場合も少なくない。

そこで、設備やセンサによる制約が少なく、ロール管理などの保守や制御調整が容易で、より良い制御性能を得るためのロール偏心制御の開発が必要であった。

本論文では、新しく開発したロール偏心制御方法を述べ、シミュレーションによる性能確認結果、および、実機に適用した結果を紹介し、有効性を検証する。

2. 制御対象

2.1 熱間薄板圧延機

RECを適用できる対象として、厚板圧延、冷間圧延などの板材の圧延機がある。ここでは、バッチ圧延を行ない、圧延速度も比較的大きな熱間薄板圧延機を制御対象とした。

熱間薄板圧延機では、加熱炉で1200°C前後に加熱された直方体状の鋼片である、厚さ250 mm前後のスラブを粗圧延機で数回圧延し、厚さ約40 mmの粗バーとする。5~7スタンドで構成される仕上圧延機で、粗バーを板厚1.2~12 mmまで圧延し、巻取機で巻き取って、コイル状の製品とする。

Fig. 1に熱間薄板圧延機の中の仕上圧延機の構成例を示す。仕上圧延機は板厚精度を決める重要なプロセスであり、自動板厚制御(Automatic Gauge Control, 以下AGC)を行なう。板厚計測定値を用いたフィードバック制御であるモニタAGC, 各スタンドで測定される圧延荷重を用いてスタンド出側の板厚を予測し、その予測板厚をフィードバックするゲージメータAGC(以下, GM-AGC)などの機能が備わっている。

後段スタンドでは、板厚が薄くて硬く、ロールの回転も高速であり、ロール偏心周期が短くなり、板厚精度に対する影響も大きくなる。また、後段では高精度に板厚を制御する必要があり、高応答の油圧圧下装置が備えられている。このた

Fig. 1 Finisher and control functions in Hot Strip Mill

め、RECは後段スタンドに適用されることが多い。

後段スタンドのBURの回転周期は、直径1.2 m, ロール周速20 m/sの場合、約0.19 sとなり、BUR周長を60分割して制御する場合、約3 msの制御周期が必要になる。一方で、GM-AGCで低減しようとする外乱の周期はこれより長く、制御周期は20~50 msが一般的である。

2.2 ロール偏心

ロール偏心の原因には、BUR機構や研磨後のロールの真円度がある⁴⁾。Fig. 2に4重圧延機におけるBURとWRの構成例を示す。WRは電動機で駆動され、BURに挟まれることで、上下位置が固定される。BURは圧延機ハウジング内側に上下に移動するBURチョックをもち、チョックを圧下装置で押し下げて、WRを介して圧延材からの反力を支えている。BUR回転のために、チョックと、ロールネックを支えるためのスリーブとの間に油を注入して、油膜を形成する、いわゆるオイルベアリングが一般に使われている。BURのロールネックとスリーブとが回転方向に固定されるように、ロールネックを加工して、キーが取り付けられる。

Fig. 3にロール偏心発生メカニズムの概要を示す。圧延中にキーがある部分で圧延荷重を受ける場合、この部分が変形し、BUR軸が上下方向に変動し、ロールギャップが変化する。ただし、ロール偏心はBURチョック内で起こるため、チョック外側に取り付けられるロールギャップセンサでは、ロール偏心量を直接検知することができない。

Fig. 2 Configuration of work rolls and back up rolls

Fig. 3 Generation mechanism of roll eccentricity

したがって、ロール偏芯による外乱はBUR回転周期に依存し、BUR一回転ごとに発生する基本波の振幅が大きいが、機械構造により、高次調波を無視できない場合もある。

3. ロール偏芯制御

3.1 繰返し制御

周期性の外乱に対して、繰返し制御⁹⁾が有効であることが知られている。BUR回転速度を一定であると仮定すると、ロール偏芯によるロールギャップの変動は、一定の周期となり、Fig. 4に示すような繰返し補償器をもつAGC系を導き出すことができる。図中の記号の意味は、 y_{ref} : 板厚目標値、 y : 板厚実績値、 y_1 : 圧延荷重、 u_1 : AGC操作量、 u_2 : REC操作量、 P_{L1} : ロールギャップから圧延荷重までの伝達関数、 P_{L2} : 圧延荷重から板厚までの伝達関数、 C_1 : AGC制御器、 C_2 : 圧延荷重からロール偏芯による荷重を取り出すためのフィルタ、 C_3 : 荷重からロールギャップへ変換する制御器、 L : むだ時間[s]、破線内は繰返し補償器、である。

一般に、熱間圧延機の圧延速度は、材料の温度を一定に保つように制御される。Fig. 1に示した仕上圧延機の入側では、材料の先端から尾端にかけての温度降下が顕著で、それを補償するために、材料の先端における速度の2倍以上に加速される場合がある。また張力制御により、各スタンドの速度も時々刻々変化する。このように圧延機では、BUR回転速度を一定とみなすことができず、むだ時間 L も変化する。

一方、RECはデジタル系で実現するのが一般的であり、Fig. 4に示す繰返し補償器は、離散時間では、Fig. 5に示すように N 個の積分制御器が並列に配置されたものとみなすことができる⁹⁾。Fig. 6に示すようにBUR周外に N 個のセグメントを仮想的に配置し、BURのindicatorがセグメン

ト位置 $j(j=1\sim N)$ の近傍になるときに、BUR回転位置が j であると規定する。Fig. 4の積分制御器 j の入出力および演算を、BUR回転位置が j にあるときに行なうこととする。これにより、BUR速度が変化しても、良好に追従できる。ただし、低減しようとする外乱の周期に対して、十分な分解能をもつように N を選ぶ必要がある。

さらに、 N 個の積分制御器には、ロール偏芯による荷重変動分を適切に入力する必要がある。圧延荷重 y_1 の信号の模式図をFig. 7に示すが、圧延荷重信号には、材料の塑性変形などに要する荷重と、ロール偏芯による周期的な荷重とが重畳されている。フィルタ C_2 で、BUR一回転分の圧延荷重の平均値からの偏差を取り出し、ロール偏芯荷重とする。

3.2 制御系

BUR回転位置を決めるため、BUR回転角を下式により求める。WR回転角は、電動機軸のセンサから求められる。

$$\theta_B = \frac{D_W}{D_B} \theta_W \quad (1)$$

ここで、 θ_B : BUR回転角[rad]、 θ_W : WR回転角[rad]、 D_B : BUR直径[mm]、 D_W : WR直径[mm]。

Fig. 8にRECブロック図を示す。図中(A)、(B)と(C)、(D)の3つの部分は、それぞれFig. 4のフィルタ C_2 、Fig. 5の形で実現された繰返し補償器、制御ゲイン C_3 に対応する。基準位置をFig. 6における“1”の位置とし、BUR回転位置 j における圧延荷重 P_j を採取する。(A)において、BUR回転位置が“1”にあるときに、直前の一回転分の圧延荷重 $P_1\sim P_N$ とそれらの平均値の差を算出し、位置 j に対応した(B)の加算器に加算する。BUR回転位置が j にあるとき、(C)のスイッチ SW_j がonし、荷重積算値 ΔP_A を取り出す。

Fig. 4 AGC and REC with repetitive control

Fig. 5 Equivalent controller to repetitive compensator

Fig. 6 Segment on BUR

Fig. 7 Roll force with roll eccentricity

圧延荷重変化分 ΔP とロールギャップ変更分 ΔS の間にあるつぎの関係を用いて、 ΔP_A を ΔS に変換する。

Fig. 8 Block diagram of REC with a set of adders

Fig. 9 REC system

$$\Delta P = \frac{-MQ}{M+Q} \Delta S \quad (2)$$

ここで、 M ：圧延荷重によるミル伸びを表わす定数(ミル定数)[kN/mm]、 Q ：圧延荷重による材料の厚み変化を表わす定数(塑性係数)[kN/mm]、 S は閉方向で負とする。

Fig. 9にRECシステムを示す。圧延機に設置されたLoad cellで圧延荷重を検出し、ロールを駆動する主電動機の回転角をPulse generatorで検出し、(1)式でBUR回転角を計算し、制御タイミングを計る。WRとBURの間にスリップが生じることがあり、BUR回転角のゼロ点補正のために近接スイッチを設置することがある。しかしながら、Fig. 8の(B)の加算器に忘却係数を入れ、古い情報を早く捨てることで、スリップが生じたとしても、回復の早い制御が可能である。

3.3 シミュレーションによる確認

Fig. 8の制御系に、周期性外乱をもつ荷重を入力して制御性能をシミュレーションで確認した。BUR直径1263 mm(上下同一)、BUR分割数 $N=60$ 、ロール周速6.0 m/s一定としたときのシミュレーション結果をFig. 10に示す。BUR一回転時は、加算器にデータを取り込むため、操作量を出力できないが、二回転以後は良好に制御されている。

4. 制御性能の改善

4.1 上下バックアップロールの径差の考慮

Fig. 8の制御系は、上下BUR径がほぼ同一の場合に良好だが、ロール管理上、常にBUR径が同一であるとは限らない。ロール摩耗量は上下等しくなく、研磨量が異なるため、ペアのBUR直径は十数%異なることがある。Fig. 10に比べて、上BUR径を1172 mm(下BUR径比0.928)として、時間を2倍としたシミュレーション例をFig. 11に示す。上下径差により、いわゆるビート(うなり)が生じ、REC適用後の圧延荷重はFig. 10よりも精度が悪くなっている。

Fig. 10 Simulation result : same diameter of top/bottom BUR

Fig. 11 Simulation result : different diameter of top/bottom BUR

そこで、Fig. 12に示すように、上下別のロール偏芯荷重を格納する2つの加算器群を設けたRECを検討する。上下の加算器群はそれぞれのBURの回転に合わせて、Fig. 8と同様に操作量を計算する。上下WRは1つの電動機で駆動されるため、上下の径を同一にすることが必要で、径差は0.5 mm以内に管理される。したがって、上下BURの直径を用いて、(1)式から、上下BURそれぞれの回転角が求められる。

一方、圧延材の上下ロールで受ける圧延荷重は同一のため、上下に分離して検出することはできない。2つの加算器に上下のロール偏芯荷重を分離し同定するために、実測荷重 P を P_T と P_B に分け、上下の加算器群に配分する。これにより、一方の加算器の中から、他方のBURによるロール偏芯荷重成分をほぼ打ち消すことができる。この理由を以下に示す。

上下BURの回転周波数を ω_T, ω_B [rad/s]、回転周期を T_T, T_B [s] とすると、それぞれ次式で表わされる。

$$T_T = \frac{2\pi}{\omega_T}, \quad T_B = \frac{2\pi}{\omega_B} \quad (3)$$

また、 r を以下の式で表わされる比率とする。

$$r = \frac{T_T}{T_B} = \frac{D_T}{D_B} \quad (4)$$

ここでは、 $D_T < D_B$ すなわち $r < 1$ と仮定する。上下BURのロール偏芯量、すなわちBUR軸の上下移動量をそれぞれ y_T, y_B [mm] とし、位相差を θ_2 とし、簡単のため振幅を1とすると、次式のように書ける。

$$\begin{cases} y_T = \sin \omega_T t \\ y_B = \sin(\omega_B t + \theta_2) \end{cases} \quad (5)$$

以下、軸心移動距離で考えるが、これが圧延荷重変動に直結するため、圧延荷重変動に置き換えることもできる。(5)式の関係をFig. 13に示す。上下BURを N 分割し、回転角が上BURのある位置 j ($j=0 \sim N-1$) に達する時刻を T_0 とする。

$$T_0 = \frac{2\pi j}{\omega_T N} \quad (6)$$

上BUR用加算器に積算される値は、上BURの位置 j における上BURの軸心移動量の積算値 $Y_T(j)$ と、同じく上BURの位置 j における下BURの軸心移動量の積算値 $Y_B(j)$ の和である。 $Y_T(j)$ は、 T_0 を初期値として周期 T_T の積算値である。

$$Y_T(j) = \sin \omega_T T_0 + \sin \omega_T (T_0 + T_T) + \sin \omega_T (T_0 + 2T_T) + \Lambda \quad (7)$$

Fig. 12 Block diagram of REC with 2 sets of adders

同様に、 $Y_B(j)$ も T_0 を初期値として周期 T_T の積算値である。

$$Y_B(j) = \sin(\omega_B T_0 + \theta_2) + \sin\{\omega_B (T_0 + T_T) + \theta_2\} + \sin\{\omega_B (T_0 + 2T_T) + \theta_2\} + \Lambda \quad (8)$$

$\alpha = \omega_B T_0 + \theta_2$ とおいて、 $\omega_B T_B = 2\pi$ より、

$$\begin{aligned} Y_B(j) &= \sin \alpha + \sin(\alpha + \omega_B T_T) + \sin(\alpha + 2\omega_B T_T) + \Lambda \\ &= \sin \alpha + \sin(\alpha + \omega_B r T_B) + \sin(\alpha + 2\omega_B r T_B) + \Lambda \\ &= \sin \alpha + \sin(\alpha + 2\pi r) + \sin(\alpha + 4\pi r) + \Lambda \\ &\quad + \sin\{\alpha + 2(n-1)\pi r\} + \Lambda \\ &= \sin \alpha + \sin\{\alpha - 2\pi(1-r)\} \\ &\quad + \sin\{\alpha - 4\pi(1-r)\} + \Lambda \\ &\quad + \sin\{\alpha + 2(n-1)\pi(1-r)\} + \Lambda \end{aligned} \quad (9)$$

ここで、

$$n = 1/(1-r) \quad (10)$$

となる整数 n を決められると仮定すると、

$$\begin{aligned} Y_B(j) &= \sin \alpha + \sin\left(\alpha - 2\pi \frac{1}{n}\right) + \sin\left(\alpha - 2\pi \frac{2}{n}\right) + \Lambda \\ &\quad + \sin\left(\alpha - 2\pi \frac{i-1}{n}\right) + \Lambda + \sin\left(\alpha - 2\pi \frac{n-1}{n}\right) + \Lambda \end{aligned} \quad (11)$$

円の全角 2π [rad] を $-1/n$ 倍し、 α に加算した角度の $\sin$ の積算値は0である。すなわち n 個の $\sin$ 値が積算されるごとに、下BURの軸心移動量の積算値 $Y_B(j)$ はゼロとなる。

ここで、(10)式において、上下BUR径の比により、必ずしも $1/(1-r)$ は整数とならないが、 $1/(1-r)$ が整数に近い値となる場合に、その整数個の $\sin$ 値が積算されるごとに、 $Y_B(j)$ はゼロに近い値となる。

さらに、 y_1, y_2 の重畳であるビート Y を考える。

$$Y = \sin \omega_T t + \sin \omega_B t = 2 \sin \frac{\omega_T + \omega_B}{2} t \cdot \cos \frac{\omega_T - \omega_B}{2} t \quad (12)$$

$\omega_T > \omega_B$ の場合、長周期の周波数 $(\omega_T - \omega_B)/2$ は、 $T_B = T_T / r$ より、

$$\begin{aligned} \frac{\omega_T - \omega_B}{2} &= 2\pi \left(\frac{1}{T_T} - \frac{1}{T_B} \right) = 2\pi \frac{T_B - T_T}{T_T T_B} \\ &= 2\pi \frac{1-r}{T_T} = \frac{2\pi}{n T_T} \end{aligned} \quad (13)$$

となる。すなわち(10)式における n は、ビートの長周期 $n \cdot T_T$ を与え、 $n \cdot T_T$ ごとに $Y_B(j)$ がゼロになる。

(7)式より、上BURの軸心移動量積算値 $Y_T(j)$ は、ロール偏芯制御なしの場合、単調増加であり、BURが回転するごとに、下BURの軸心移動量積算値 $Y_B(j)$ の $Y_T(j)$ に対する比重は低下するため、Fig. 12の上BUR用加算器には、

Fig. 13 Relation of top/bottom BUR eccentricity

上 BUR のロール偏芯成分が主に積算される。同様に、下 BUR 用加算器には、下 BUR のロール偏芯成分が主に積算される。したがって、BUR が十分回転した後の、上下の加算器の値を用いれば、上下 BUR の偏芯量が得られることになる。

ここで、実測荷重 P を P_T と P_B に配分する方法は、最初に REC を適用するときは、 P を等しく P_T と P_B に配分、たとえば $P_T = P_B = P/2$ に配分すればよい。上下 BUR の機械特性の違いなどにより、ロール偏芯発生源に大きな差がある場合は、次回以後、前回制御で同定された上下 BUR のロール偏芯の振幅比で、 P_T と P_B に配分することが考えられる。後述する実機適用時には、常に $P_T = P_B = P/2$ としたが、全く問題はなかった。

Fig. 12 に示した REC (以下、新 REC) を用いて、Fig. 11 に示した条件でシミュレーションした結果を Fig. 14 に示す。Fig. 10 よりロール偏芯による圧延荷重変動の抑制に時間はかかっているが、Fig. 11 より良好な結果が得られている。なお、Fig. 14 内の線種の意味は Fig. 11 と同様である。

また、上下 BUR 径差が十分小さい場合は、Fig. 8 に示した制御系と同様となり、良好な制御結果が得られる。

4.2 先端精度の向上

Fig. 8 または Fig. 12 に示した REC は、基本的にフィードバック制御系であり、少なくとも最初の BUR 一回転の間は圧延荷重を採取して、ロール偏芯成分を抽出するため、操作量を出力できず、ロール偏芯を抑制することができない。

しかしながら、前節に記したように、一定時間が経過した後、Fig. 12 に示す 2 つの加算器群に上下 BUR のロール偏芯成分が同定されるので、REC の事前情報として、前材の制御で同定した上下の加算器群の値を利用することができる。

当該材の圧延開始直後は前材で同定された加算器の値を保持するための記録領域と、当該材の加算器を分けた。先端部分では、記録領域に保持した前材の加算器の値を用い、その

一方で当該材先端での圧延荷重を採取、加算器に積算し、一定時間内で記憶領域の値から、当該材の加算器の値にスムーズに移行させることとした。

5. 実機適用結果

新 REC の効果を確認するために、Fig. 1 に示す圧延機の後最終圧延スタンド F 6 に適用した。上下 BUR 直径は、それぞれ 1176.3, 1262.2 mm (上:下=0.932) である。まず、キスロール状態にして検出される荷重と上下 BUR の回転のずれを Fig. 15 に示す。上下径差により、ビートが発生し、基本波だけでなく、高次調波も発生していることがわかる。FFT 解析をすると、3 次調波までは振幅が基本波の 1/2 程度ある (FFT 結果を示すことは省略する)。

この BUR を使用した圧延に対して、新 REC を適用した結果を Fig. 16 と Fig. 17 に示す。実機適用時は Fig. 12 に示す Total gain K_T を調整した。 K_T を鋼種と板厚で区分されたテーブルに格納し、制御時に取り出す仕組みとしている。

データプロットにおいて、REC の制御開始を横軸 0.5 秒に合わせている。1 本の材料の圧延が一般には 60~80 秒であるので、Fig. 16 に示す部分は、先端から全長の 1/3 程度の位置の表示である。また Fig. 17 は先端からの表示である。

Fig. 16 において、新 REC によるロールギャップ補正量と、参考として、第 1 章に示した (a) の方式による既設ロール偏芯制御によるロールギャップ補正量を示す。既設ロール偏芯制御は、キスロール時に同定した偏芯量をパターン化して出力する方式であるため、実際には操作量として出力されなくても、重ねて表示することが可能である。新 REC を適用した F 6 のロール周速は 10.7 m/s、F 6 出側目標板厚は 2.5 mm である。新 REC 適用後は、ノイズと思われる急峻な変化を除き、ほぼ ± 100 kN の範囲に制御されていることがわかる。

Fig. 17 に、4.2 節で示した先端部分の改善結果の適用例を示す。F 6 のロール周速は 6.4 m/s、F 6 出側目標板厚は 4.5 mm である。時刻 0.5 秒において、F 6 に材料が噛み込まれ、直後に REC が開始されている。Fig. 10 および Fig. 14 のシミュレーション例では、先端の BUR 一回転分は制

Fig. 14 Simulation result: different diameter of top/bottom BUR

Fig. 15 Force and BUR rotation at kiss roll

Fig. 16 Actual result of REC (1)

Fig. 17 Actual result of REC (2)

御できていないが、前材の情報を用いることで、先端から良好な制御が可能となっている。

なお Fig. 16 と Fig. 17 は横軸目盛りが異なるが、10 個程度の波が入るように横軸を選んだものである。

新 REC では、FFT 解析などによる確認を行ないながら、ロール偏心の基本波成分から 2 次・3 次調波成分までの低減について、既設 REC の性能と同程度かそれ以上になるように Fig. 12 に示す Total gain K_T を調整した。この結果、新 REC によるロールギャップ変更量の peak-to-peak の値は、Fig. 16 と Fig. 17 に示すように既設 REC より小さくなることが確認できた。これはこの 2 つの場合のみならず、他の場合でも同様であった。

このことは、既設のパターン制御では取りきれない外乱を、新 REC によってより効果的に抑制できることを示している。

また新 REC の調整要素は、Fig. 12 中のゲイン K_T のみであり、調整が容易であった。

6. まとめ

圧延機におけるロール偏心制御において、繰返し制御をベースとする制御方法を適用し、上下 BUR 径差がありビートが発生する場合に対応できる仕組みをもつ新しい REC を開発し、良好な制御結果が得られることを示した。

この方式はフィードバック制御であるため、圧延荷重に乗る周期的な外乱が、BUR のロール偏心以外、たとえば WR の非対称性による周期性外乱や、上流側の圧延スタンドで低減しきれずに板厚に乗っている周期性外乱も低減することができる。

また、材料長さが十分な場合は、圧延中にロール偏心成分の高精度の同定が可能であり、同定結果を次材の制御に利用することができる。厚板圧延などの初期圧延段階では、BUR の回転が 1 回にも満たない場合があるが、最終的には材料長さが大きく、この方式を利用できる。

今後、本方式の適用拡大を図る所存である。

参考文献

- 1) 安部, 峯浦, 土橋, 小玉, 甲斐: 圧延機のロール偏心検出装置および検出方法: 特許 1596084 号
- 2) 大井, 近藤, 和智: ロールバランスシリンダによるロール偏心制御装置の開発, ISIJ, S-336 (1987)
- 3) T. Tezuka, T. Yamashita, T. Sato, Y. Abiko, T. Kanai and M. Sawada: Application of a New Automatic Gauge Control System for the Tandem Cold Mill, IEEE Trans. on IA, 38-2, 553/558 (2002)
- 4) V. Ginzburg: High-Quality Steel Rolling, Chapter 11, 249/350, Marcel Dekker Inc. (1993)
- 5) 北村, 高橋, 能勢, 小西, 菊地: 逐次推定法による圧延のロール偏心制御, システム制御情報学会論文集, 2-9, 287/300 (1989)
- 6) 星野, 阿部, 木村, 木村: オブザーバを用いたロールバランス力による圧延機のロール偏心制御, 計測自動制御学会論文集, 31-8, 1114/1121 (1995)
- 7) S. S. Garimella and K. Srinivasan: Application of repetitive control to eccentricity compensation rolling, Journal of Dynamical Systems Measurements and Control, Transactions of the ASME, 118, 657/664 (1996)
- 8) D. H. Owens, L. M. Li and S. P. Banks: Multi-periodic repetitive control system: a Lyapunov stability analysis for MIMO systems, International Journal of Control, 77-5, 504/515 (2004)
- 9) 中野, 井上, 山本, 原: 繰返し制御, コロナ社 (1989)

[著者紹介]

今 成 宏 幸 (正会員)

1984 年北海道大学大学院電気工学専攻修了。同年(株)東芝に入社、2003 年から東芝三菱電機産業システム(株)に在籍。主として鉄鋼、一般産業分野の制御システムの研究開発に従事。技術士(電気・電子部門)、日本鉄鋼協会、電気学会、Association of Iron and Steel Technology(米国)の会員。

越 沼 一 佳

1986 年東京職業訓練短期大学校(現、職業能力開発総合大学校)電気科専攻修了。同年東芝エンジニアリング(株)に入社、2004 年から東芝プラントシステム(株)に在籍。主として鉄鋼・一般産業分野のフィールドエンジニアリング業務に従事。