オブザーバを用いた可逆冷間圧延機の張力制御[†]

上 田 一 郎*・近 藤 勝 也**・大 井 俊 哉*

Strip Tension Control for a Reversing Cold Mill Using Observer Method

Ichiro UEDA*, Katsuya KONDO** and Toshiya OOI*

Requirements for the high accuracy in thickness of cold rolled strip are becoming ever more stringent and automatic gauge control systems (AGC) with high performance are also required for reversing cold mills. Moreover, reversing cold mills are turning to produce thin strip under high rolling speed in recent years. Therefore, it is necessary to design AGC systems also in terms of the dynamics in strip thickness change.

In this paper, the dynamics in strip tension response with conventional reel motor current control were examined by computer simulation. The simulation result indicates that the strip tension response to the reel motor current change is delayed especially under the conditions of high rolling speed and thin strip thickness. Therefore, the improvement of strip tension response based on the measurement of the actual strip tension is indispensable for high performance AGC systems. However, it is not practical to directly measure the actual strip tension because the maintenance of measurement accuracy is difficult under the rolling environment.

In order to solve the above problem, a new technique for estimating the actual strip tension using observer method was investigated. Based on the estimation of strip tension, a new type of strip tension control system (Active Tension Control) has been developed. In the Active Tension Control, the reel motor current reference from AGC is corrected by the accelerating or decelerating current so that the estimated value of strip tension corresponds to the strip tension reference. This system has been incorporated into the AGC system for No.2 reversing cold mill at Wakayama Steel Works and operates effectively to provide high accuracy in thickness.

Key Words: reversing cold mill, automatic gauge control, strip tension control, observer

1. ま え が き

最も高品質の圧延製品の一つである冷延鋼板の板厚精度要求は益々厳しくなり、可逆冷間圧延機においても高性能の自動板厚制御 (AGC) が要求されている。

可逆冷間圧延機は材料を圧下する 1 台の圧延機と、材料に張力を付与するために圧延機の左右に配した 2 台のテンションリールとから構成される。通常、AGC の操作量には圧延機のロール圧下位置とリール駆動モータ電流

を介した張力が用いられ、各々の操作量の制御装置が設けられている。

このような可逆冷間圧延機の AGC に関する今までの研究では、まず操作量としてロール圧下位置を単独で用いた AGC が検討された。文献として、入側厚み計の信号を用いたフィードフォワード制御に関する報告¹⁾、ステンレス鋼などの特殊鋼を圧延する 20 段ロールセンジミアミルにおける圧下位置制御の応答改善に関する報告²⁾ などがある。つぎに著者の 1 人は可逆冷間圧延機の板厚と張力が相互干渉系を構成していることに着目し、シミュレーションモデルを用いて板厚制御の特性を解析した³⁾。その結果、ロール圧下位置あるいはリールモータ電流のいずれか一方の操作量を単独で用いた AGC では張力変動が避けられないことを解明し、これを抑制するために非干渉制御を応用して両操作量を同時に使用する AGC システムを実用化した⁴⁾。

† 第 33 回システム制御情報学会研究発表講演会で発表 (1989・5)

* 住友金属工業(株) 尼崎市扶桑町 1-8

** 住友金属工業(株) 茨城県鹿島郡鹿島町大字光 3

Sumitomo Metal Industries, Ltd., Amagasaki

** Sumitomo Metal Industries, Ltd., Kashima-gun, Ibaraki

(Received July 12, 1991)

(Revised January 16, 1992)

一方先の研究^{6,7)}において、板厚制御におけるロール出入口板厚の応答は、ロール圧下位置制御よりもリールモータ電流制御の応答によって支配されることが報告されている。しかし、最近の可逆冷間圧延機は従来より更に薄い板厚の材料（薄物）をより高速で圧延するようになり⁸⁾、通常のリールモータ電流制御では圧延が不安定になりやすく、板厚変動が大きくなることが問題となっている^{9,10)}。このため、圧延における張力発生過程を含めた張力制御システム全体の動特性を検討することが必要になってきた。

そこで、本論文では先ずシミュレーションモデルによってリールモータによる張力制御の動特性を検討し、薄物・高速圧延になると AGC のための張力制御の動特性低下が無視できなくなることが明らかにした。つぎに、この動特性低下を補償するためにオブザーバの手法を応用した新しい張力制御方式（アクティブ張力制御）を設計してシミュレーションで効果を確認した後、住友金属工業（株）と歌山製鉄所冷延工場の第 2 可逆冷間圧延機の AGC に適用した⁹⁾。その結果、薄物・高速圧延における AGC の応答が向上して満足すべき板厚精度が得られたのでその詳細を報告する。

2. 可逆冷間圧延機の動特性

2.1 可逆冷間圧延機

自動板厚制御装置を備えた可逆冷間圧延機の概要を Fig. 1 に示す。材料を圧下する圧延機の上・下ワークロール間隙すなわちロール圧下位置はロール圧下位置制御系によって制御される。左右のテンションリールはコイル状の材料の巻戻しと圧延後の巻取りを行うと共に、圧延中の材料に張力を付与する。この張力はリール駆動モータの電流制御系もしくはトルク制御系によって制御され

る。板厚制御装置は圧延機前後の厚み計で計測された板厚偏差に基づいてフィードフォワードおよびフィードバック制御が行われ、その板厚制御信号がロール圧下位置制御系もしくはリールモータ電流制御系に出力される。

2.2 シミュレーションモデル

先の文献⁹⁾と同様に、ロール圧下位置制御系あるいはリールモータ電流制御系にステップ入力を与えた時の板厚と張力の動的挙動を検討する。Table 1 に圧延機の仕様を示し、以下に計算方法を述べる。

(1) 圧延計算式

圧延機の出側板厚はつぎの式を連立させて計算する。

$$h = S + \frac{P}{M} \quad (1)$$

$$P = f(h, H, k, \sigma_b, \sigma_f, R) \quad (2)$$

ただし、 h ：出口板厚、 S ：ロール圧下位置（無負荷時のロール間隙）、 P ：圧延荷重、 M ：圧延機のミル剛性係数、 H ：入口板厚、 k ：ストリップの変形抵抗、 σ_b ：入側張力応力、 σ_f ：出側張力応力、 R ：ワークロール半径である。

すなわち、入口板厚、ロール圧下位置および入・出側張力を与えて、出口板厚と圧延荷重を計算する。同時に、ワークロール周速に対する出側および入側材料の速度比である先進率および後進率とワークロールにかかる圧延トルクを計算する。これらの計算には Bland & Ford の圧延理論式を用いた。

Table 1 Simulation model

Rolling condition	Size : 2.3→0.5×1100 mm (in three passes) Work roll dia. : 380φ Rolling speed : 900 mpm
Response time	Current control : 50 ms Roll position control : 50 ms

Fig. 1 Schematic diagram of a reversing cold mill with automatic gauge control

(2) 入・出側張力計算式

入側張力は入側リールから巻戻されるストリップの速度と圧延機へのストリップ進入速度（入側ストリップ速度）との差に基づいて次式で計算される。

$$\frac{d\sigma_b}{dt} = \frac{E}{L}(V_{in} - V_{RL}) \quad (3)$$

$$V_{in} = (1-b)V_{WR} \quad (4)$$

ただし、 E ：ヤング率、 V_{in} ：入側ストリップ速度、 V_{RL} ：入側リール周速、 L ：入側リール～スタンド間距離、 b ：後進率、 V_{WR} ：ワークロール周速である。

なお、出側張力は出側リールの周速と出側ストリップ速度との差に基づいて入側張力と同様の式で計算される。

(3) 圧下位置制御系

本論文で検討の対象とした圧延機は油圧圧下式圧延機であるが、そのロール圧下位置制御系を二次遅れ系で近似し、圧下位置の応答が Table 1 に示した実機特性と合

うように二次遅れ系のパラメータを決定した。

(4) リールモータ電流制御系

リールモータ電流制御系は Fig. 2 に示すブロック図で表わされ、電機子を中心としたモータの電気力/機械力変換部分とそれを駆動する電源部分、および電流のフィードバック制御とから構成される。シミュレーションでは、電流の応答がサイリスタ電源と低慣性モータを使用した実機の特性と合うようにブロック図のパラメータを決定した。

2.3 シミュレーション結果

上記シミュレーションモデルを用いて、実機と同じ圧延材料の条件および圧延速度での圧延動特性を調べた。

(1) リールモータ電流基準変更時の動特性

リールモータ電流基準をステップ状に変更したときのシミュレーション結果を Fig. 3 に示す。図の(a)と(b)とは圧延条件が異なり、図中に記したように(a)に比べて(b)は薄物・高速圧延である。図よりリールモータ

Fig. 2 Block diagram of reel motor current control

(a) 1st pass (2.3 → 1.34 mm, 300 mpm)

(b) 3rd pass (0.76 → 0.5 mm, 900 mpm)

Fig. 3 Step response of exit thickness change with respect to motor current change

Fig. 4 Step response of exit thickness change with respect to roll position change

電流は圧延条件によらず常に高速に応答するが、電流変化によりモータが加減速されて入側リール周速が変更されて張力が変化するプロセスに動特性があるために、入側張力の応答は電流の応答よりも遅れることがわかる。特に、同図(b)の薄物・高速圧延の条件では応答遅れが大きい。また出口板厚の応答は入側張力の応答に支配され、入側張力と同様の応答時間となる。

(2) 圧下位置基準変更時の動特性

圧下位置基準をステップ状に変更した時のシミュレーション結果を Fig. 4 に示す。圧下位置を変更した直後の出口板厚変化によって後進率に変化し、入側張力がこの出口板厚変化をもとに戻す方向に変化する。このとき、

リールモータ電流制御によりモータが加減速されて入側リール周速が変更されることにより入側張力が一定値に制御される。したがって、圧下位置変更時でも、出口板厚の応答は入側張力の応答に支配され、リールモータ電流変更時と同様に同図(b)の薄物・高速圧延の条件では特に応答が大きく遅れることがわかる。

2.4 入側張力の応答特性解析

上記シミュレーション結果において、前述の文献3)の結果に比べて新たにわかったことは、出口板厚の応答を支配する入側張力の動特性が圧延条件によって変化し、特に薄物・高速圧延での動特性が大幅に低下して無視できなくなることである。したがって、入側張力の応答特

Fig. 5 Mechanism of strip tension change with reel motor current control

性を十分調べておくことが AGC システムの設計をする上で重要である。リールモータ電流制御を介した入側張力発生機構のブロック線図を Fig. 5 に示す。(3), (4) 式で決まる機械的な張力発生過程の時定数は数ミリ秒程度と十分小さいため、これを無視すると図から、リールモータ電流 $\Delta I_M(s)$ に対する入側張力 $\Delta \tau_s(s)$ の応答を表す伝達関数 $G(s)$ はつぎのように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} G(s) &= \frac{\Delta \tau_s(s)}{\Delta I_M(s)} = \frac{K}{1 + 2\zeta(s/\omega_n) + (s/\omega_n)^2} \\ \zeta &= C \cdot \frac{n V_{WR} \partial b / \partial \sigma_b}{R} \sqrt{\frac{J}{HB}}, \\ \omega_n &= 2C \cdot \frac{R}{n} \sqrt{\frac{HB}{J}} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ただし、 K ：電流/張力換算係数、 V_{WR} ：圧延ロール周速、 H ：入口板厚、 B ：板幅、 R ：コイル半径、 J ：モータ軸換算の全慣性モーメント、 $\partial b / \partial \sigma_b$ ：入側張力応力が後進率変化に及ぼす影響係数、 $1/n$ ：減速比、 C ：定数である。(5) 式より、入口板厚 H が小さく圧延ロール周速 V_{WR} が大きくなるほど、減衰率 ζ とは大きく固有周波数 ω_n は小さくなる。すなわち、リールモータ電流に対する入側張力の応答は薄物・高速圧延になるほど遅れが大きくなることを示しており、前記シミュレーション結果が(5) 式によって説明される。このように、従来のリールモータ電流制御では、圧延条件によって入側張力の応答遅れが大きくなる場合があり、この遅れを補償することが高性能の板厚制御を実現するために必要である。次章においてこの張力制御の応答を改善するために検討した内容を説明する。

3. オブザーバによる張力の推定

張力制御の応答を改善するために実張力を直接測定してフィードバック制御する方法が考えられる。ところが、張力計では検出ロールの偏心に起因するノイズがフィルターで減衰させることが一般的に行われており、これによる応答遅れが避けられない。このため、張力制御の高速応答を狙う場合には張力計を使用することができなくなり、他の測定可能な信号から実張力を推定することが必要となる。推定の手法としては、オブザーバやカルマンフィルターの適用が考えられるが、リール駆動モータのように測定信号に含まれるノイズの確率的な性質が未知の場合には、オブザーバを選択することが適切である。そこで、著者らは張力をリール駆動系に加わる外乱信号として扱い、オブザーバの手法を用いてリール駆動モータの測定信号から実張力を推定し、積極的に制御する方法を検討した。

3.1 リール駆動系の定式化

圧延機入側のストリップにかかる実張力を推定すると

J: total inertia connected with motor axis
n: reduction ratio of gear
 α : partial derivative of strip tension with respect to reel circumferential speed
 β : partial derivative of strip tension with respect to roll position

Fig. 6 Block diagram of reel motor driving system

いう観点からオブザーバの構成に必要な入側リール駆動系のブロック線図を Fig. 6 に示す。入側張力変動 $\Delta \tau_s$ はリール周速の変化によって発生する張力変動分 $\Delta \tau_R$ と圧下位置の変化によって発生する張力変動分 $\Delta \tau_D$ の合成として表わされる。図では(5) 式を導出したときと同じように(3), (4) 式で決まる機械的な張力発生過程の時定数を無視しているが、板厚や速度の圧延条件は影響係数 α と β に反映されている。張力変動分 $\Delta \tau_D$ はリール駆動系に加わる外乱信号であるが、通常の圧延条件では緩やかな変化となるため、次式の外乱モデルで近似しても実用上問題ない。

$$\frac{d}{dt} \Delta \tau_D(t) = 0 \quad (6)$$

Fig. 6 のブロック線図と(6) 式の外乱モデルを合わせた入側リール駆動系の拡大系の状態方程式は次式で記述できる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Delta \omega_M \\ \Delta \tau_D \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{R^2 \alpha}{n^2 J} & \frac{R}{n J} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \omega_M \\ \Delta \tau_D \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} -\frac{1}{J} \\ 0 \end{bmatrix} \Delta T_M \\ \Delta \tau_s &= \Delta \tau_D - \frac{R \alpha}{n} \Delta \omega_M \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ただし、 ΔT_M ：入側リールモータ電流(トルク)、 $\Delta \omega_M$ ：入側リールモータ回転数、 $\Delta \tau_s$ ：入側張力である。

3.2 オブザーバの構成

(7) 式の状態量のうち、モータ回転数 $\Delta \omega_M$ は測定で

きるため、残りの張力変動外乱 $\Delta\tau_D$ のみを推定すればよい。したがって、いわゆる最小次元オブザーバを構成することができ、入側張力 $\Delta\tau_s$ はモータ電流(トルク) ΔT_M およびモータ回転数 $\Delta\omega_M$ を入力信号として次式で推定できる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta\hat{\tau}_s(t) &= Z(t) + \frac{n}{R} K(\lambda, \alpha) \Delta\omega_M(t) \\ \frac{dZ(t)}{dt} &= -\lambda Z(t) + \frac{\lambda n}{R} \{ \Delta T_M(t) \\ &\quad - K(\lambda, \alpha) \Delta\omega_M(t) \} \\ K(\lambda, \alpha) &= \lambda J - \frac{R^2 \alpha}{n^2} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ただし、 $\Delta\tau_s$: 入側張力の推定値、 $-\lambda$: オブザーバの極、 Z : オブザーバの状態変数である。

(8) 式のオブザーバのゲイン $K(\lambda, \alpha)$ において、右辺第 2 項の α は圧延条件で決まる影響係数であるが、オブザーバの実用化という観点からは $K(\lambda, \alpha)$ が圧延条件に左右されないことが望ましい。通常の圧延条件における α の範囲を評価した結果を Fig. 7 に示すが、 $K(\lambda, \alpha)$ の右辺第 2 項(B)の大きさは第 1 項(A)に比べて 5% 以下と十分小さいため、第 2 項を省略してもオブザーバの精度は十分保たれることがわかる。これにより、入側張力 $\Delta\tau_s$ は Fig. 8 に示すパラメータ数の少ないオブザーバで推定できることになり、実圧延機への適用の点で十分実用的であると考えられる。

Fig. 7 Evaluation of rolling parameters in observer

一方、入側張力の真値は理論的に次式で表わされる。

$$\Delta\tau_s(t) = \frac{n}{R} \left\{ \Delta T_M(t) + J \cdot \frac{d}{dt} \Delta\omega_M(t) \right\} \quad (9)$$

(9) 式と Fig. 8 のブロック線図を比較すると、(9) 式のモータ回転数に関する微分演算は Fig. 8 では疑似微分演算に置き換えられており、入側張力の真値と推定値との間には次式の関係が成り立つことがわかる。

$$\Delta\hat{\tau}_s(s) = \frac{1}{1 + Ts} \cdot \Delta\tau_s(s) \quad (10)$$

ただし、 T : オブザーバの時定数 ($T = 1/\lambda$) である。

(10) 式より時定数 T を小さくするほどオブザーバの推定速度が速くなるが、逆に Fig. 8 の疑似微分演算によりモータ回転数に含まれる計測ノイズが拡大されることになる。したがって、オブザーバの時定数 T はこの相反する二つの要求を考慮して実機の制御条件に応じた値を選定することが必要である。

4. アクティブ張力制御

4.1 制御系の構成

先に述べた張力制御は、リール駆動モータトルクのみを制御する従来の方法に加え、材料にかかる張力をオブザーバで推定して積極的に制御することからアクティブ張力制御と呼ぶ。

Fig. 9 にアクティブ張力制御系のブロック線図を示す。リールモータ電流制御のみを行う従来の制御では、板厚制御のための電流修正信号がそのまま電流制御系に入力される。これに対してアクティブ張力制御では、電流修正信号とオブザーバによる推定値とが比較されてその偏差に制御ゲイン K_r をかけた補償電流 ΔT_c が上記電流修正信号に追加されているのが特徴である。

Fig. 9 中の制御ゲイン K_r は実際の圧延条件の下で張力制御系が安定になるように決定される。Fig. 9 の張力制御系の特性方程式は (5) 式の ω_n を含む次式で与えられる。

$$\frac{T}{\omega_n^2} s^3 + \left(\frac{1}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta T}{\omega_n} \right) s^2 + \left(\frac{2\zeta}{\omega_n} + T \right) s + K_r + 1 = 0 \quad (11)$$

したがって、制御ゲイン K_r に関する安定条件は (11) 式に Hurwitz の安定判別法を適用することにより、次式で

Fig. 8 Minimal order observer

Fig. 9 Active Tension Control

与えられる。

$$K_r < 2\zeta \left(\omega_n T + \frac{1}{\omega_n T} \right) + 4\zeta^2 \quad (12)$$

4.2 シミュレーションによる効果確認

入側リールモータ電流基準をステップ状に変更したときのアクティブ張力制御のシミュレーション計算例を従来の制御と比較して Fig. 10 に示す。なお、(10)式におけるオブザーバの時定数 T は実機に適用する際の実用的な面から 20 msec を使い、制御ゲイン K_r は(12)式の安定条件の範囲内で 0.8 として計算した。従来の制御 (Fig. 10-(a)) に比べて、アクティブ張力制御 (Fig. 10-(b)) では入側張力の応答速度が大幅に改善されて、出口板厚変化の応答が高速になっていることがわかる。これをリールモータ電流の動きからみると、過渡期のモータ加減速電流分がアクティブ張力制御の出力で補正されて小さくなっているため、張力の応答が速くなると説明できる。また、種々の実機圧延条件を想定したシミュレーション計算により、アクティブ張力制御のゲイン K_r の値と制御効果の関係を調べた結果を Fig. 11 に示す。図中の P

値は時間の次元をもつパラメータであり、(5)式の張力応答の特性パラメータ ζ, ω_n を用いた次式で定義している。

$$P = \frac{2\zeta}{\omega_n} = \frac{n^2 V_{wk} J \partial b / \partial \sigma_b}{R^2 H B} \quad (13)$$

Fig. 11 より、従来のリールモータ電流制御では圧延条件で決まる P 値が大きくなると張力応答の時定数も大きくなってしまいますが、アクティブ張力制御ではゲイン K_r を P 値に応じて設定することにより、圧延条件とは無関係に張力応答の時定数を十分小さい値に維持できることがわかる。

4.3 実圧延への適用結果

今までに説明したアクティブ張力制御を和歌山製鉄所第2可逆冷間圧延機⁹⁾のAGCに適用した。本圧延機は板厚制御の操作要素として、油圧压下装置とサイリスタ

Fig. 11 Adjustment of control gain K_r to rolling condition

Fig. 10 Effect of Active Tension Control
(0.5 mm thick, 1100 mm wide strip, rolling speed 900 ppm)

Fig. 12 Example of actual rolling data with AGC (0.5 mm thick, 1100 mm wide strip)

電源の低慣性モータから構成されるリール駆動モータを使用している。AGC は非干渉制御を応用した既報⁴⁾の板厚制御システムに Fig. 9 の張力制御システムを追加した構成とした。また、オブザーバにおけるパラメータ J と R は入側リールのコイル径をラップカウンターで検出することにより、常に実圧延中の値と一致するようにした。Fig. 12 に実圧延データの一例を示すが、AGC の応答が向上して高レベルの板厚精度が達成されていることがわかる。また、圧延が進むにつれて補償電流 ΔT_c の変動が徐々に大きくなっているが、これは入側コイルの巻細りによる張力応答の低下に対してアクティブ張力制御が適切に機能しているためと説明できる。

4.4 実データに基づく従来制御方式との比較

著者らは以前、今回の検討の対象とした和歌山製鉄所第2可逆冷間圧延機とほぼ同じ仕様の圧延機において、アクティブ張力制御以外は今回と同じ構成にした AGC システムについて報告している^{4), 6)}。特に、文献 6) において薄物・高速の圧延条件では圧延が不安定になることを述べている。

文献 6) の圧延機においてアクティブ張力制御のない AGC で圧延した結果を Fig. 13 に示すが、入口板厚に比べて出口板厚の変動が大きくなっていることがわかる。これは、張力制御の動特性低下により AGC のゲインを上げることが出来ないためで、これ以上ゲインを上げると AGC のハンティングが見られた。なお、このようにアクティブ張力制御のない従来の AGC では十分な板厚精度が達成されないことが本論文の研究のきっかけとなった。

5. あとがき

シミュレーションモデルを作成して可逆冷間圧延機の圧延動特性を解析し、高性能の板厚制御を実現するためには圧下位置制御系よりも張力制御系の応答速度を改善することが重要であることを明らかにした。この結果に基づいて、オブザーバの手法を用いたアクティブ張力制

Fig. 13 Example of rolling data with conventional reel motor current control (0.14 mm thick, 780 mm wide strip)

御系を構成して和歌山製鉄所の第2可逆冷間圧延機に適用し、実圧延において板厚精度向上に効果があることを確認した。

参考文献

- 1) 武田, 中安, 上野: 冷間圧延機におけるハイブリッド自動板厚制御装置, 計測と制御, 11-10, 877/884 (1972)
- 2) 川口, 片山, 柏葉: 冷間圧延機の最適制御, 計測自動制御学会論文集, 17-2, 182/189 (1981)
- 3) K. Kondo, et al.: A New Automatic Gauge Control System for a Reversing Cold Mill, Trans. of ISIJ, 28-6, 507/513 (1988)
- 4) 近藤, 美坂: 可逆圧延機板厚制御の動特性解析と非干渉制御, 計測と制御, 28-5, 445/452 (1989)
- 5) 伴, ほか: 冷延新設備の特徴と操業, R & D 神戸製鋼技報, 36-3, 21/29 (1986)
- 6) 岡本, 近藤, 上田, ほか: 薄物圧延用 4 Hi レバースミル AGC の開発, 鉄と鋼, 72-12, 455/(1986)
- 7) 桑野: シングルスタンド冷間圧延機の新形式板厚制御システム, 第 29 回 SICE 学術講演会予稿集, 305/306 (1990)
- 8) 上田, 近藤, 大井, 谷口: オブザーバを用いた冷間可逆圧延機のアクティブ張力制御, 第 33 回システム制御情報学会研究発表講演会講演論文集, 145/146 (1989)
- 9) 安居, ほか: 和歌山冷延 No. 2 レバースミルの概要, 住友金属, 41-4, 511/518 (1989)

[著者紹介]

上田 一郎 (正会員)

1985 年, 京都大学大学院工学研究科修士課程 (数理工学専攻) 修了。同年住友金属工業 (株) に入社。鉄鋼圧延プロセスの自動制御に関する研究と開発に従事, 現在に至る。

近藤 勝也 (正会員)

1970 年, 大阪大学大学院工学研究科修士課程 (電気工学専攻) 修了。同年住友金属工業 (株) に入社。鉄鋼圧延プロセスの自動制御に関する研究と開発に従事。現在同社システム研究開発部次長。日本塑性加工学会, 日本鉄鋼協会などの会員。