

新方式コンビネーションレベラーを有する薄鋼板用シャーラインの開発

益居 健*・渡辺清治*²・長野博文*³・五十嵐靖和⁴

Development of a Shear Line Including a New Type of Combination Leveller with Tension Device

Takeshi MASUI, Kiyoharu WATANABE, Hirofumi NAGANO and Yasukazu IGARASHI

Synopsis :

Recently, the demand of customers for the flatness of cold strip becomes more and more strict. Therefore the effective shape correction device has been desired in a shear line for replacement of a conventional roller leveller.

Introducing tension leveller on the upstream of a shear line is probably a reliable answer, but its investment cost is large and extra space is necessary.

To solve this problem a new type of compact combination leveller was designed based on the theoretical analysis and experiments.

This consisted of non-drive stretch leveller, main leveller and double pinch rolls. Then it was introduced in a shear line. Using this combination leveller, the strip is elongated by repeated bending under superposed tension of pay off reel tension and idle leveller drawing force. Friction force of main leveller and pinch rolls causes this drawing force. The strip of satisfactory flatness almost the same as that by tension leveller can be obtained.

This new shear line was first constructed in 1986 and has been working successfully. Now the same type combination levellers are under designing and construction.

Key words : roller leveller ; shear line ; shape correction ; stretch bending ; flatness ; cold rolled product.

1. 緒 言

薄板の平坦度に対する要求はますます厳しくなっており、最終工程のシャーラインでの平坦矯正能の向上が望まれている。Fig. 1 に示す通常のシャーラインのローラーレベラーにかえて、平坦矯正に威力を発揮するテン

ションレベラー (Fig. 2) をライン入側に導入すればよいが、設備費が高むとともにライン長も長くなるので、安価な投資で平坦矯正能を大幅に向上することが期待されていた。

そこで非駆動の小径レベラーを引き抜くことにより塑性伸びが得られるという事実^{1)~3)}に着目し、強圧下レ

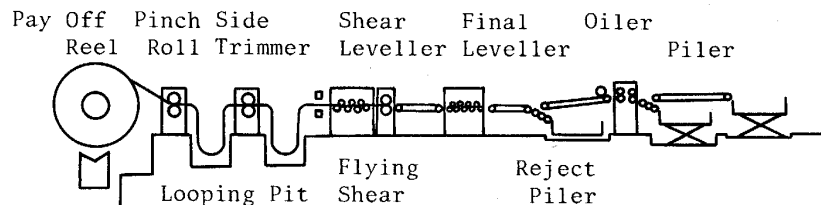


Fig. 1. Layout of a conventional shear line.

昭和 62 年 10 月本会講演大会にて発表 昭和 63 年 1 月 13 日受付 (Received Jan. 13, 1988)

- * 住友金属工業(株)鉄鋼技術研究所 工博 (Iron and Steel Research Laboratories, Sumitomo Metal Industries, Ltd., 1-3 Nishinagahondori Amagasaki 660)
- *² 住友金属工業(株)和歌山製鉄所 (Wakayama Steel Works, Sumitomo Metal Industries, Ltd.)
- *³ 住商鋼板加工(株)技術部 (Technical Department, Sumisho Steel Sheets Works Co., Ltd.)
- *⁴ 住倉工業(株)設計部 (Engineering Department, Sumikura Industrial Co., Ltd.)

ベリングが可能な大径駆動レベラーの上流に小径強圧下の非駆動伸長レベラーを、下流にはストリップを引き抜くためのダブルピンチロールを配した新方式レベラーを有するシャーラインを考案し、モデル実験、数値解析を経て実用化に成功した⁴⁾ので開発研究の概要を報告す

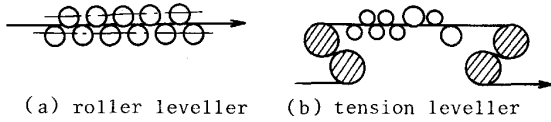


Fig. 2. Conventional leveller.

る。ライン構成は Fig. 3 のとおりであり、ペイオフフリールの張力に非駆動レベラーを引き抜くに要する力が加算され、小径ロールでの曲げ変形に張力が重畳しストリップに塑性伸びを付与して平坦矯正能が高まる原理である。平坦矯正されたストリップは主レベラーの曲率漸減曲げで残留応力低減とそり矯正がなされ、所定の長さに切断されコンベア上を搬送されてパイリングされる。薄物対象ラインではシャーによる変形は小さく、シャー後のレベラーは不要である。

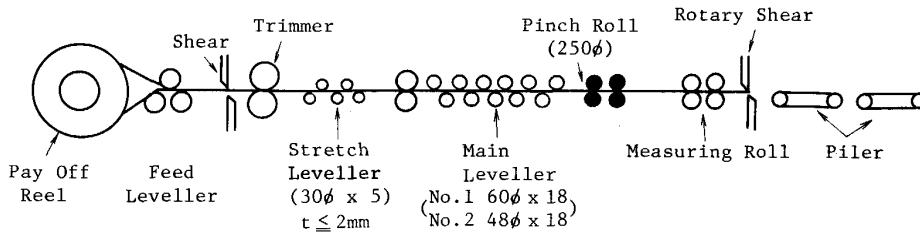
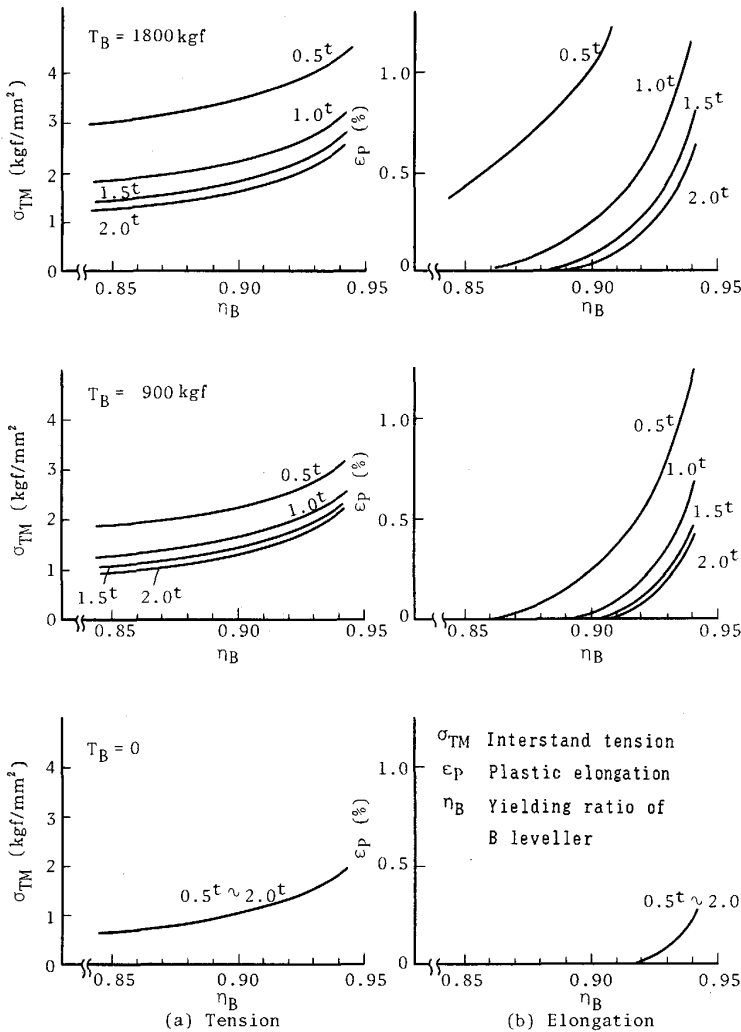


Fig. 3. Layout of a shear line with combination leveller and double pinch rolls.



A Leveller (φ48×18 P) + B Leveller (φ30×5 P)
Fig. 4. Calculating results on tension and elongation caused by idle leveller drawing.

2. 数値解析とモデル実験による基礎的研究

2.1 コンビネーションレベラーでの張力と伸びの計算

平坦矯正にはストリップに塑性伸び（通常 0.1~0.3%）を付与する必要があるのでまず数値解析にて可能性を検討した。コンビネーションレベラーでの張力と伸びの計算方法の詳細を Appendix に示す。本レベラーは駆動主レベラーの入側に小径非駆動レベラーを出側にダブルピンチロールを配した構成であり、Appendix Fig. A-1のごとくモデル化される。本解析手法にて $\phi 30 \times 5$ 本（ロールピッチ $P=62$ mm）の非駆動レベラーを $\phi 48 \times 18$ 本（ $P=52$ mm）の駆動レベラーとダブルピンチロールで引き抜く際の発生張力と伸びを計算した。対象材は $0.5 t \sim 2.0 t \times 1540 w$ （単軸降伏応力 $\sigma_e=23$ kgf/mm²）の冷延鋼板であり、パイオフィール張力は $T_B=0,900, 1800$ kgf の 3 水準で比較した。またダブルピンチロールの最大張力は、 $T_F=2000$ kgf と仮定した。非駆動レベラーは平行圧下で圧下量をかえるが、駆動レベラー圧下量は塑性変形率 $\eta_A=0.8$ 、出側圧下量 $H_{EXT}=t-1.0$ mm と固定した。計算結果を縦軸に引抜き応力 σ_{TM} （レベラー間張力）と塑性伸び ϵ_P を、横軸に非駆動レベラーの塑性変形率 η_B （圧下量をかえると η_B がかわる）をとって Fig. 4 に示す。ここに η は曲げ度合いを示す塑性変形率であり、曲げ半径 ρ 、板厚 t 、ヤング率 E 、2次元降伏応力 $\sigma_y (=1.15 \sigma_e)$ により $\eta=1-2 \cdot \rho \cdot \sigma_y / (E \cdot t)$ と表記される。ここで、曲げ半径に Appendix の①式を用いれば圧下量では $H=K_i \cdot K_{Ti} \cdot \sigma_y \cdot P^2 / \{8E \cdot t \cdot (1-\eta)\} - t$ と表される。主要結果は次のとおりである。

(1) $T_B=0$ でもレベラー圧下量が大きいと (η_B 大)、非駆動レベラー引抜き力が高まり、曲げ引張りで塑性伸びが発生する。これにパイオフィールの張力 T_B が加算されると σ_{TM} が高くなり塑性伸びが容易に得られる。この時一定の T_B に対しては薄物ほど単位張力が高くなるので高伸率が得られることになる。

(2) 本計算条件では $T_B=900$ kgf で $\eta_B=0.92$ 、 $T_B=1800$ kgf で $\eta_B=0.9$ 程度の圧下で、平坦矯正に必要な塑性伸び 0.1~0.3% が薄物から厚物まで得られる。

(3) また上記計算でピンチロール張力 T_F を下げてゆくとまず薄物でスリップが発生することが判明した。これは厚物では駆動レベラーの反力（レベラー分離力）が大きいため摩擦だけでストリップを引き抜くことが可能であるが、薄物ではレベラー反力が板厚の 2 乗に反比例して小さくなるのでピンチロール張力が不可欠となることを意味する。なお当然のことながらモーターパワーは厚物で決定される。

以上より駆動レベラーの入側に小径非駆動レベラーを、出側にダブルピンチロールを配設し、パイオフィールの張力を加算して引抜きレベリングを行えば塑性伸びが得られ平坦矯正能が高まることが判明した。

2.2 モデルレベラーでの引抜き実験

上記計算結果に基づきストリップの引抜きレベリングによる平坦矯正実験を行った。実験装置の主仕様を Table 1 に、装置全体を Photo. 1 に示す。駆動 A レベラーと非駆動 B レベラーのコンビネーションレベラーであり A レベラーは入側、出側の個別圧下設定は可能だが、B レベラーは平行圧下のみ可能である。軽圧下圧延にてあらかじめ作成した中伸び、耳波形状不良鋼板 ($0.5 t \times 300 w$, $\sigma_e=20$ kgf/mm²) に A レベラーのみの通常ローラーレベリングと、A+B レベラーの張力レベリングを施して矯正能を比較した。形状写真を Photo. 2 に示す。ローラーレベリングではロールクラウンを調整しても形状の改善代は小さいが、コンビネーションレベラーで引抜きレベリングを行えば張力により塑性伸びが発生し形状は大幅に改善される。この際中伸びは比較的容易に矯正できるが耳波はわずかに残存することが多く、この時 B レベラーにロールクラウン、あるいはロールテーパーを付与するとフラットとなし得ることも確認できた。B

Table 1. Specification of experimental apparatus.

Leveller	A leveller	B leveller
Item		
Work roll	40 ϕ \times 750 \times 11P	30 ϕ \times 520 \times 5P
Back-up roll	40 ϕ \times 250 \times 13P	60 ϕ \times 40 \times 21P
Tilting	Possible	Impossible
Motor power	A. C. 5.5kW	Non drive or torque motor 1.5 kg-m

Table 2. Main specifications of a new shear line.

Material	Hot, Cold, Galvanized	Coil weight	Max. 30(t)
Thickness	0.3~3.2(mm)	Line speed	Max. 100(m/min)
Width	500~1650(mm)	Sheet length	250~3100(mm)

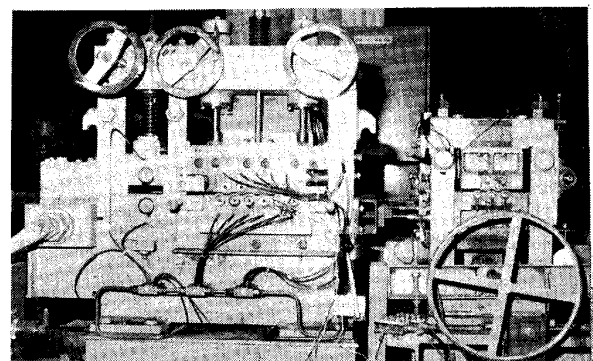
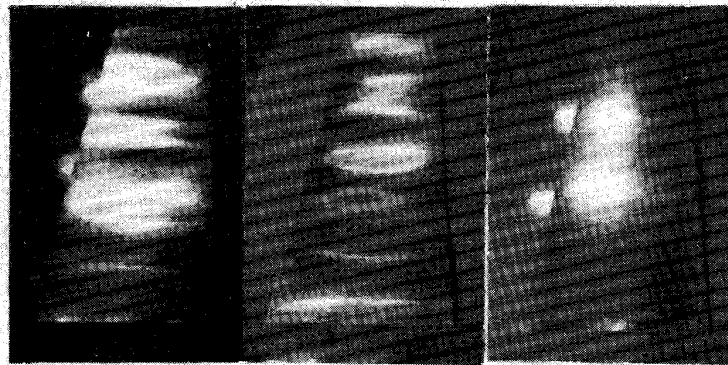
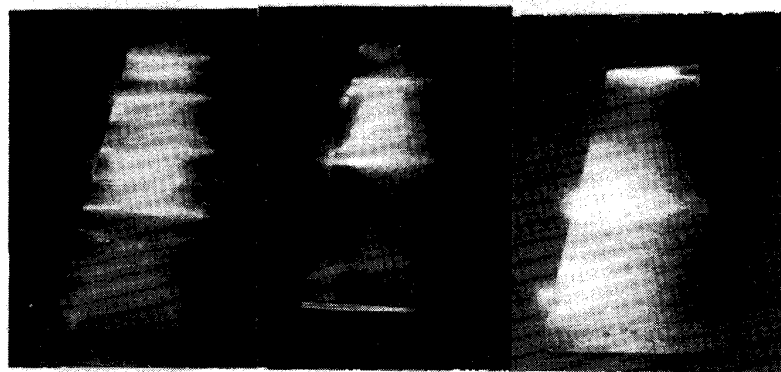


Photo. 1. Side view of the experimental apparatus.



before levelling A leveller A+B leveller
(Center Buckle) (Tension, $\epsilon_p=0.1\%$)



before levelling A leveller A+B leveller
(edge wave) (Tension, $\epsilon_p=0.1\%$)

0.5 t × 300 w, $\sigma_e = 20 \text{ kgf/mm}^2$, Carbon steel

Photo. 2. Effect of tension on shape correction.

Table 3. Main devices of a new shear line.

Pay off reel	Stretch leveller	Main leveller	Pinch roll
Coil weight 30 t I. D. 508 ϕ , 610 ϕ O. D. 800~2 200 ϕ	30 ϕ × 1 800 l × 5 P=62 mm 6H _i	60 ϕ × 1 800 l × 18 P=62 mm 48 ϕ × 1 800 l × 18 P=52 mm 6H _i	250 ϕ × 1 800 l × 4 Pinch force 9 800 kgf Max.
15 kW		110 kW	45 kW

レベラーは非駆動故ロール交換は容易である。なお本実験にバックテンション T_B とフロントテンション T_F を追加すれば張力が更に高まり容易に塑性伸びが得られ形状矯正能が向上することは前項の計算結果の示すところと同じである。

3. 実機の設計とテスト結果

3.1 実機の設計

上記検討結果に基づき Table 2 の主仕様を満たすシャーラインを設計した。ライン構成は Fig. 3 のとおりであり、主要装置の寸法、モーターパワー等を Table

3 に、新方式レベラーの全景を Photo. 3 に示す。ペイオフリールの最大張力は 900 kgf、ダブルピンチロールの引抜き力は摩擦係数 $\mu=0.1$ で 1 960 kgf、 $\mu=0.15$ で 2 940 kgf である。主レベラーは厚物用(板厚 1.6 mm 以上)と薄物用が 2 台配備されており、板厚に応じて短時間で交換可能な方式となっている。待機レベラーはオフラインで保守点検ができるので稼働率は高まる。伸長レベラーは非駆動故ロール交換が容易で任意のクラウンロールが適用できる。また主レベラーには通常のロールクラウン調整装置が装備されており、厚物矯正時のロール撓みを補償できるようになっている。なお出側のダブ

ルピンチロールは圧下による形状悪化防止のためウレタンライニングを施してある。昨今のユーザーニーズは平坦のみならず表面性状についても厳しさを増しており、レベラーマーク回避のため全レベラー6段構造を採用した。

通常のレベリング作業は次のとおりである。通板時は、伸長レベラーを開放しておき、コイルヘッドが主レベラーからピンチロールを通過した時点で油圧シリンダーで急速圧下し張力レベリングを行うが、2mm厚以上の厚物では伸長レベラーを開放して主レベラーのみで強力レベリングを行う。なおレベリング中の張力検出のために両レベラー間にデフレクターロールを設け、その反力から張力を換算し作業指針としている。

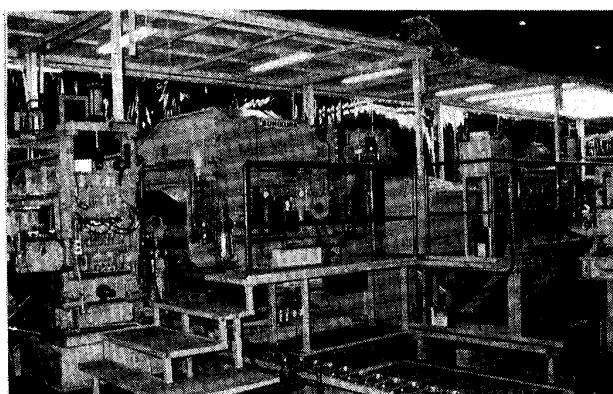


Photo. 3. Side view of a new combination leveller consists of stretch leveller, main leveller and double pinch rolls.

3.2 テスト結果

(1) 薄物の形状矯正

0.7 t × 1540 w ($\sigma_e = 22 \text{ kgf/mm}^2$) の冷延コイルにてペイオフリール張力を $T_B = 900 \text{ kgf}$ 一定とし、主レベラー圧下量 ($\eta_A = 0.85$)、ピンチロール圧下力 (7850 kgf) を固定して、伸長レベラー圧下量を変化させた場合の両レベラー間張力 σ_{TM} 、伸び ϵ_p 、急峻度 λ の変化を Fig. 5 に示す。ローラーレベリング (伸長レベラー開放) では形状不良の改善代は小さいが、伸長レベラー圧下につれて張力、伸びが増大しテンションレベラーに匹敵する平坦度が確保できる。Photo. 4 は矯正前後の形状写真の比較例であり本シャーラインではいわゆるデッドフラット鋼板の製造が可能である。なおリムド鋼のように

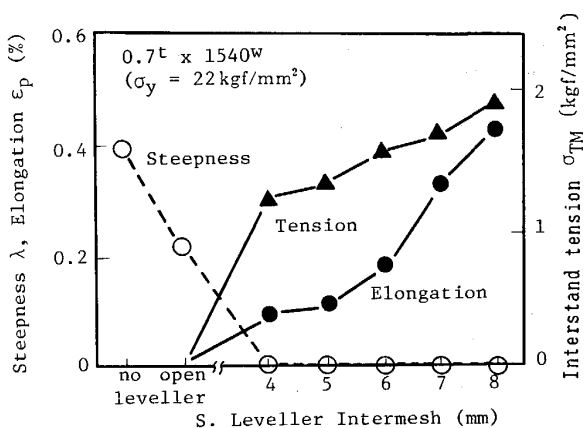
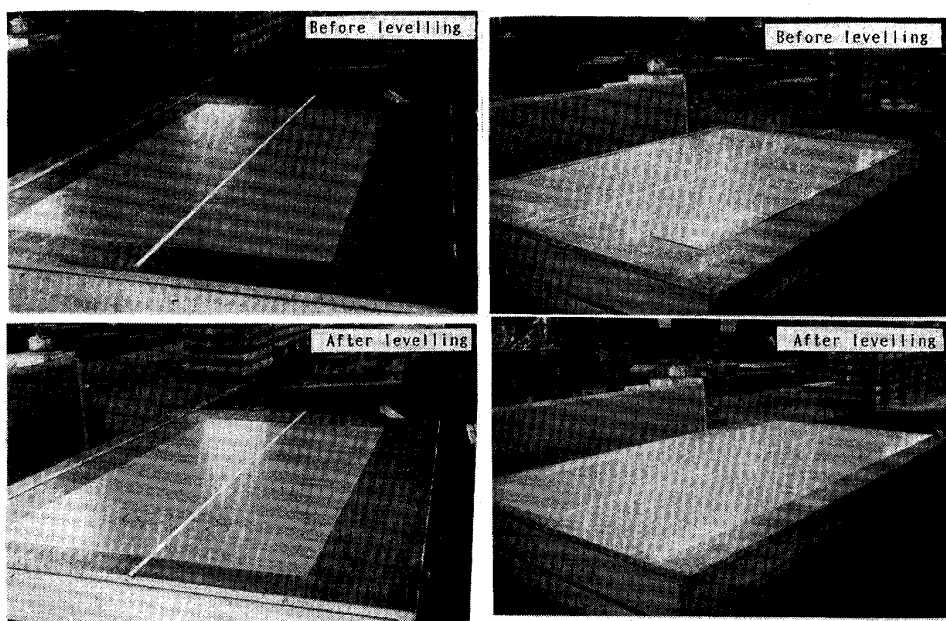


Fig. 5. Shape correction by stretch-bending with a new combination leveller.



0.78 t × 1223 w

1.2 t × 1526 w

Photo. 4. Shape correction of steel strip by using a new combination leveller.

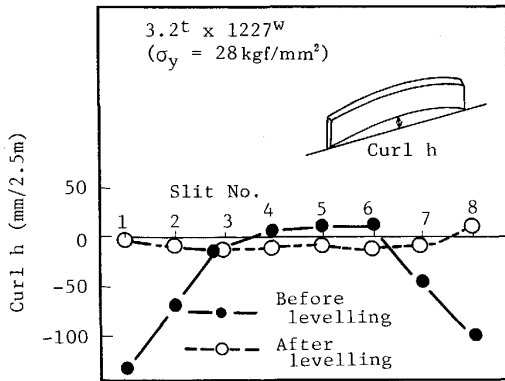


Fig. 6. Curl improvement after multi-slitting by repeated bending.

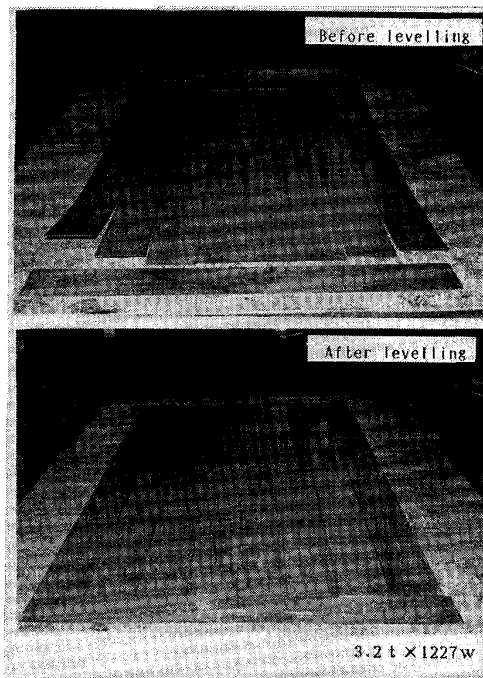


Photo. 5. Effect of heavy levelling on curl after slitting.

板幅端部の降伏応力が中央部に比して低いため耳波が発生する場合には板幅端部に径小部が当接するテーパロールを伸長レベラーの出側ロールに採用すればデッドフラットとなし得る。

(2) 厚物のそり矯正と残留応力の低減

厚物では比較的圧延形状が良好なので見掛けのそり不良矯正と成品加工時の残留応力開放によるそり発生抑止が重要である⁵⁾。3.2 t x 1227 w ($\sigma_e = 28 \text{ kgf/mm}^2$) の EGL 鋼板にて伸長レベラーは開放し主レベラーのみで強圧下レベリング ($\eta_A = 0.9$) を行つた材料を長さ 2.5 m の切板としてから 8 条の短冊に細断し、各短冊の長手方向そり量 h (Curl) を測定した結果を Fig. 6 と

Photo. 5 に示す。剛性の高い主レベラーでの強圧下レベリングにより残留応力が低減し切断加工後のそり発生が防止でき、配電盤等の平坦重要用途にも十分適用できる。

4. 結 言

薄板の厳しい平坦度要求に安価な設備で応えるべく、新方式レベラーを有するシャーラインの開発を行つた。主要結果は次のとおりである。

(1) 大径駆動主レベラーの入側に非駆動小径レベラーを、出側にはストリップ引抜き用のダブルピンチロールを配したコンビネーションレベラーを考案し、本レベラーでのストリップの張力と伸びに関する解析手法を開発した。

(2) 数値計算の結果非駆動レベラーの引抜き力にパイオフィールの張力を加算すれば比較的容易に平坦矯正に必要な 0.1~0.3% の塑性伸びが得られることが判明した。ストリップの引抜きは主レベラーの摩擦力が主体であるが、薄物ではピンチロールの引抜き力の加算が必要となる。

(3) 大径駆動レベラーと小径非駆動レベラーを配したモデルレベラーにてストリップの引抜きレベリング実験を行い、非駆動レベラーの引抜きに要する張力と小径レベラーの強力曲げでストリップに塑性伸びが発生しローラーレベラーに比し格段良好な平坦度が得られることを実証した。

(4) 上記数値計算結果とモデル実験結果に基づき実機シャーラインの設計・製作を行い平坦矯正効果をテストした。薄物では伸長レベラーの圧下につれ張力、伸びが増大しテンションレベラーに匹敵する平坦度が得られること、厚物では剛性の高い主レベラーの強力レベリングで残留応力が低減し切断加工後のそり発生が防止できることを確認した。

以上よりシャーラインに新方式レベラーを組み込めば安価な投資で厳しい平坦要求に対応できるようになった。

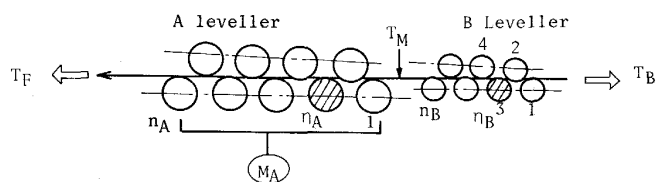


Fig. A-1. Analytical model of a combination leveller.

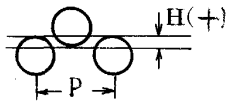
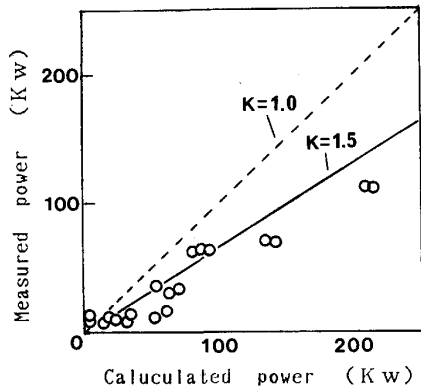


Fig. A-2. Leveller intermesh.



Leveller : $\phi 280 \times 7P$ ($P = 300$ mm, 150 kW)
 Material : 10 ~ 18 t \times 1300 ~ 1875 w Hot rolled coil

Fig. A-3. Comparison between measured power and calculated one.

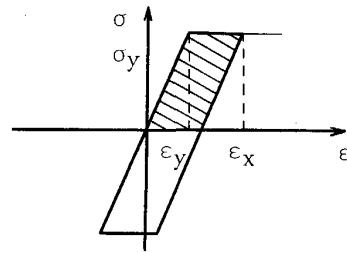


Fig. A-4. Plastic work by bending.

K_{Ti} : 張力補正係数で曲げ引張りの加工曲率半径実験式⁸⁾ $\rho = d/2 + t|215.6(1 + \sigma_T/2\sigma_y)^{-1} \cdot \theta^{-0.28} - 243.2|$ の張力項から $K_{Ti} = (1 + \bar{\sigma}_{Ti}/2\sigma_y)^{-1}$, ただし $\bar{\sigma}_{Ti} = (\sigma_{Ti-1} + \sigma_{Ti})/2$, θ : 巻付角, d : ロール径である. 入側圧下量を H_{ENT} ($i=1$) 出側圧下量を H_{EXT} ($i=n$) とすると i 番目のロールの圧下量は, $H_1 = H_2, H_{n-1} = H_n$ として

$$H_i = H_{ENT} - (H_{ENT} - H_{EXT}) \cdot (i-2) / (n-3) \dots\dots(2)$$

である. $i=3$ での η_3 (η_A, η_B) を与えると η の式から

$$H_3 = \sigma_y \cdot P^2 \cdot K_i \cdot K_{Ti} / \{8Et(1 - \eta_3)\} - t$$

と H_3 が求まる. 出側圧下量は板ぞり防止に適正な値を与えるので H_3 と H_{EXT} より②で $i=3$ として $H_{ENT} = \{(n-3)H_3 - H_{EXT}\} / (n-4)$ となる. H_{ENT}, H_{EXT} が決まれば②から H_i , ①から ρ_i が算出できる.

3.2 曲げモーメント

3.1 項で曲げ半径 ρ_i が求まると各ロールでの歪み分布, 応力分布が決まる. 応力分布を板厚方向に積分すると各ロールでの曲げモーメントが算出でき $\eta = 1 - 2 \cdot \rho \cdot \sigma_y / (E \cdot t)$ の関係を用いると

$$M_i = \frac{B \cdot t^2 \cdot \sigma_y \cdot 3 - (1 - \eta_i)^2}{6 \cdot 2} \text{ (Plastic),}$$

$$M_i = \frac{B \cdot E \cdot t^2}{12 \rho_i} \text{ (Elastic) } \dots\dots(3)$$

である. ここに B は板幅である.

3.3 レベラー反力

通常の曲げによる反力は $W_{Mi} = (M_{i+1} + 2M_i + M_{i-1}) / P$, 張力の垂直方向分力は $W_{Ti} = 2 \cdot \bar{\sigma}_{Ti} \cdot B \cdot t \cdot \sin \theta_i$ であるから両者を加算して

$$W_i = W_{Mi} + W_{Ti} \dots\dots(4)$$

となる. トータル反力は $W = \sum_{i=1}^n W_i$ である. ここに θ_i はロールの幾何配列より決まる巻付角である.

3.4 レベラーパワー

塑性曲げ仕事は Fig. A-4 を参照して $E'_{Pi} = 2 \int_{\frac{1}{2}(1-\eta_i)}^{\frac{1}{2}} B \cdot \sigma_y \cdot (\epsilon_x - \epsilon_y) \cdot d\epsilon = B \cdot \sigma_y \cdot t^2 \cdot \eta_i^2 / 4 \rho_i$ であるから曲げ, 曲げ戻しの仕事を等しいとすれば

$$E_{Pi} = 2E'_{Pi} = B \cdot \sigma_y \cdot t^2 \cdot \eta_i^2 / 2 \rho_i = B \cdot \sigma_y^2 \cdot t \cdot \eta_i^2 / E (1 - \eta_i)$$

Appendix コンビネーションレベラーでの張力と伸びの解析

1. 力学モデルの前提

力学モデルの前提として Fig. A-1 に示す大径ロールと小径ロールのコンビネーションレベラーを考え, レベラー間では張力 T_M が作用するとする. Aレベラーはモーター M_A で駆動されるが, Bレベラーは非駆動である.

2. 主な仮定

- (1) 曲げ半径は円弧式を補正した簡略式を用いる⁶⁾.
- (2) 張力はレベラー間で最大でAレベラー出側, Bレベラー入側に向かって直線的に減少しAレベラー出側で T_F , Bレベラー入側で T_B となる.
- (3) レベラー反力は通常の曲げによる反力に張力の垂直方向成分が加算される³⁾.

3. 解析内容

3.1 レベラー圧下設定と曲げ半径

Fig. A-1 の A, B レベラーおのおの3本目のロールでの塑性変形率 $\eta (= 1 - 2 \rho_i \sigma_y / (E \cdot t))$ が所定の値 η_A, η_B になるように圧下量 H をきめる (Fig. A-2). ここに E はヤング率, t は板厚, ρ_i は i 番目ロールの曲げ半径, σ_y は二次元降伏応力 ($= 1.15 \sigma_e$) である. さて曲げ半径を円弧で近似すると $\rho_i = P^2 / 32 h_i, h_i = (H_i + t) / 2$ であるので

$$\rho_i = K_i \cdot K_{Ti} \cdot P^2 / 32 h_i \dots\dots(1)$$

と補正する. ここに

K_i : 曲げ補正係数でレベリングパワーの実測値と計算値の比較から $K_i = 1.5$ とする (Fig. A-3).

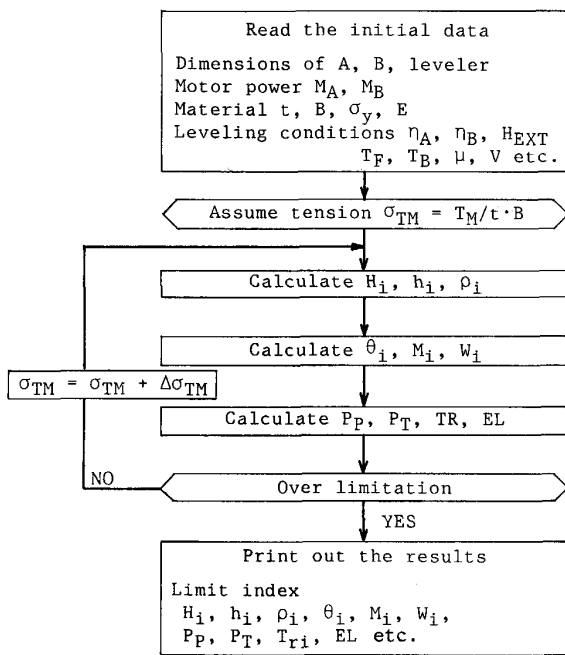


Fig. A-5. Flow chart for the estimation of tension and elongation by combination leveller.

従つて塑性曲げ仕事の動力は速度を Vm/min として $P_p = \sum_{i=1}^n E_{Pi} \times (V/60) \times (1/102) (kW)$, 張力仕事の動力は $P_T = (T_M - T_F) \times (V/60) \times (1/102) (kW)$ である。この P_p と P_T の和が必要レベラーパワーである。

3.5 レベリングの制限条件

機械強度は問題ないとしてレベラーパワーと板の滑りから制限条件を考える。Aレベラーの必要動力は $K_{WA} = P_{PA} + P_{TA}$ であるから、Aレベラーのモーターパワーを M_A とすれば

$$K_{WA} \leq M_A \dots\dots\dots \textcircled{5}$$

が一つの制限条件である。一方板とロールの摩擦係数を μ , レベラー反力を W_A とすればAレベラーでスリップ

を発生させないためには

$$\mu W_A \geq T_M - T_F \dots\dots\dots \textcircled{6}$$

上記⑤⑥が制限条件であり INDEX 1, 2 で表記する。Bレベラーは非駆動故 T_M はBレベラーでの塑性曲げ仕事と T_B の和に等しい。

3.6 板の塑性伸び

各ロールでの曲げ引張りによる塑性伸びは⁷⁾

$$\epsilon_{Pi} = (t / \rho_i \cdot \sigma_{Ti} / \sigma_y - \sigma_y / E),$$

$$\epsilon_{Pi} \leq 0 \text{ なら } \epsilon_{Pi} = 0 \dots\dots\dots \textcircled{7}$$

であるので A, Bレベラーでの伸びを加算すれば

$$\epsilon_p = \sum_{i=1}^{n_A} \epsilon_{PAi} + \sum_{i=1}^{n_B} \epsilon_{PBi} \dots\dots\dots \textcircled{8}$$

と塑性伸びが求まる。

3.7 計算手順

以上の考え方に基づく計算フローチャートを Fig. A-5 に示す。レベラー仕様、材料定数、レベリング条件を読み込みレベラー間張力を仮定して上記各種値を計算し⑤⑥の判定にかかるまで張力を徐々に高めてゆき、いずれかの制限にかかった時点で各種計算値と制限 INDEX を打ち出す。

文 献

- 1) 益居 健, 橋爪藤彦, 後藤久雄, 吉松幸敏, 牛尾邦彦: 昭 61 塑性加工春季講演会講演論文集 (1986), p. 311
- 2) 橋爪藤彦, 吉松幸敏, 益居 健, 後藤久夫, 牛尾邦彦: 昭 61 塑性加工春季講演会講演論文集 (1986), p. 315
- 3) 益居 健, 布川 剛, 平松照生: 塑性と加工, 28 (1987), p. 81
- 4) 益居 健, 長野博文, 小川大海: 鉄と鋼, 73 (1987), S1040
- 5) 美坂佳助, 益居 健: 鉄と鋼, 60 (1974), A 35
- 6) 日比野文雄: 29 回塑性加工連合講演会講演論文集 (1978), p. 230
- 7) 曾田長一郎: 塑性と加工, 10 (1969), p. 853
- 8) 美坂佳助, 益居 健: 塑性と加工, 17 (1976), p. 988