

© 1992 ISIJ

論 文

無駆動垂直ロールを有する連続ビレット
圧延機における圧延特性の解析

鹿 野 裕*

Analysis of Rolling Characteristics in a Continuous Billet Mill with
Drive-free Vertical Rolls

Hiroshi SHIKANO

Synopsis:

In order to put a new type of continuous billet mill with an arrangement of H-V stands where the vertical roll stands are drive-free to practical use, it is necessary to establish the method to estimate various rolling loads for mill design.

In this paper, the variations in rolling force at driven horizontal roll stands and non-driven vertical roll stands, rolling torque at driven roll stands and inter-stand tension or compression during hot rolling experiments through 5 stands continuous billet mill were measured. Furthermore, the rolling load at each roll stand, the rolling torque at the driven roll stand and the inter-stand compression on the process where materials are pushed into the non-driven vertical roll stand from the adjacent driven horizontal roll stand were measured, analyzed theoretically and compared with experimental results.

Calculated results of the rolling load at each roll stand, the rolling torque at the driven roll stand and the inter-stand compression generated between the driven horizontal roll stand and the non-driven vertical roll stand almost agreed with the experimental results. And the rolling loads can be estimated with practical accuracy.

Key words: continuous billet mill; drive-free; inter-stand tension; rolling load; rolling torque; width spread; torque arm coefficient; Orowan's theory.

1. 緒 言

安価でコンパクトな棒鋼・分塊圧延用の圧延機を開発することを目的として、従来の H-V 配列の連続圧延機における垂直ロールを無駆動とした新しい圧延機を開発し、本圧延機における諸圧延特性について前報¹⁾で報告した。すなわち、水平圧延機と垂直圧延機を交互に 5 スタンド配置した連続圧延機を用いてビレットの熱間圧延を行い、無駆動の垂直ロールへの押し込み圧延時の材料のスリップや座屈発生限界、さらには連続圧延におけるスタンド間張力や圧縮力の変動特性とこれによる寸法変動への影響等を明らかにした。この新しい圧延機の実用化においては、前報で得られた諸圧延特性を詳細に解析し、圧延機設計の指針となる圧延負荷の算定方法を構築する必要がある。

そこで本報においては、前報の 5 スタンド連続圧延機

による圧延実験で得られた圧延データをもとに、駆動・無駆動両スタンドの圧延荷重、駆動スタンドの圧延トルク、スタンド間張力等の解析を行った。さらに本圧延機において特に負荷の作用すると考えられる、駆動水平スタンドから無駆動垂直スタンドへの圧延材の押し込み圧延の理論解析を行った。そして本圧延過程におけるスタンド間圧縮力、各スタンド圧延荷重、さらには駆動スタンドの所要トルクの推定を行い、上記解析手法の妥当性を検討した。その結果、本推定方法の有用性が明らかとなったので報告する。

2. 連続圧延機と圧延実験の概要

連続圧延機の正面概観図を Fig. 1 に示す。本圧延機は 5 スタンドからなる連続圧延機であり、1H, 3H, 5H スタンドの水平ロールは駆動されているが、2V, 4V スタンドの垂直ロールについては無駆動である。

平成 4 年 2 月 7 日受付 平成 4 年 9 月 4 日受理 (Received on Feb. 7, 1992; Accepted on Sep. 4, 1992)

* 住友金属工業(株)鉄鋼技術研究所 (Iron & Steel Research Laboratory, Sumitomo Metal Industries, Ltd., 1-8 Fuso-cho Amagasaki 660)

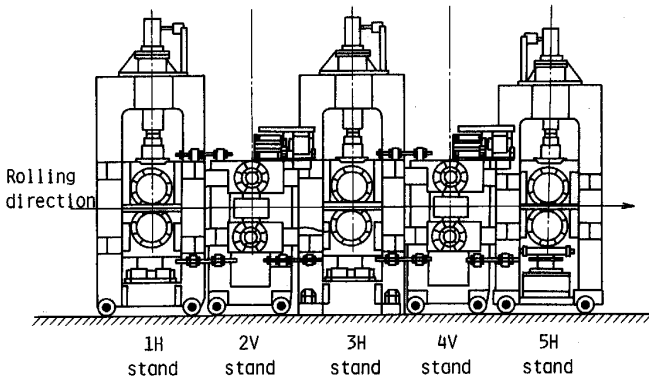


Fig. 1. Schematic view of 5 stands continuous billet mill.

Table 1. Pass schedule for 5 stands continuous billet mill.

Material	Billet		
	Mill	1H-stand	
		2V-stand	
		3H-stand	
		4V-stand	
		5H-stand	

unit : mm

このうち、3H スタンドを除く他のスタンドは全てレールの上に車輪を介して配置されており、圧延中の各スタンド間張力あるいは圧縮力はスタンド間を連結するバーに組み込んだロードセルでもって測定可能である。また、各スタンドの圧延荷重及び駆動スタンドに作用する圧延トルクの測定が可能である。

圧延材としては、115 mm 角を始めとして7種類の断

面形状の炭素鋼 (0.2%C) ビレットを用い、1250°C で2時間加熱後圧延に供した。Table 1 に5スタンド連続圧延機を用いたビレットの熱間圧延実験の圧延パススケジュールの1例を示す。

3. 5 スタンド連続圧延特性の解析

3.1 圧延荷重変動の解析

前報では各スタンドの圧延荷重変動に対して次のような現象が見られることを報告した。すなわち、

(1) 駆動水平ロールの圧延荷重については、後続する無駆動垂直ロールに材料がかみこむ度に荷重レベルは上昇する。また前置する無駆動ロールから材料が抜ける度に荷重レベルは上昇する。逆に前置する駆動ロールから材料が抜ける度に荷重レベルは下降する。

(2) 無駆動垂直ロールの圧延荷重については、後続する駆動ロールに材料がかみこむ度に荷重レベルは下降する。また前置する駆動ロールから材料が抜ける度に荷重レベルは下降する。

つまり、圧延ロールの駆動・無駆動に関わらず、圧延荷重は当該スタンドの前方及び後方張力あるいは圧縮力の影響を受けて変動し、前方または後方に引張り力が作用すると圧延荷重は減少し、逆に圧縮力が作用すれば増加することになる。

孔型圧延における圧延荷重の解析は既に多くの研究者によってなされている^{2)~3)}。ここでは前後方張力の影響を考慮した以下の圧延荷重推定方法⁴⁾によって、5スタンド連続圧延中の各スタンドにおける圧延荷重の算定を行い、実測値との比較検討を行った。

いま P_m を平均圧延圧力、 σ_Y を単軸圧縮による材料の降伏応力とすると、

$$\frac{P_m}{\sigma_Y} = 1 - \frac{\sigma_f + \sigma_b}{2\sigma_Y} + \frac{1}{4} \frac{2R_{mn}}{\sqrt{1 + \tan^2 \alpha}}$$

$$\begin{aligned} & \sqrt{2R_{mn} \left(h_1 - \tan \beta \frac{B_{0m}}{2} \right)} \\ & \times \left[\tan^{-1} \frac{l_{mn}}{\sqrt{2R_{mn} \left(h_1 - \tan \beta \frac{B_{0m}}{2} \right)}} \right. \\ & \quad + \tan^{-1} \frac{l_{mn}/4}{\sqrt{2R_{mn} \left(h_1 - \tan \beta \frac{B_{0m}}{2} \right)}} \\ & \quad \left. - \tan^{-1} \frac{3l_{mn}/4}{\sqrt{2R_{mn} \left(h_1 - \tan \beta \frac{B_{0m}}{2} \right)}} \right] \end{aligned} \quad (1)$$

ここで σ_f , σ_b はそれぞれ前方及び後方張力 (引張り力を正, 圧縮力を負とする), $2B_{0m}$ は圧延前の材料形状と圧延後の孔型形状の交点で与えられる幅方向の長さ, R_{mn} は $2B_{0m}$ を与えた場合のロールの平均半径, $2h_1$ は圧延後の材料の最大高さを表す。

また, l_{mn} は次式で表される接触弧長である。

$$l_{mn} = \sqrt{2 R_{mn} (h_{0m} - h_{1mn})}$$

ここで, $2h_{0m}$ は $2B_{0m}$ を与えた場合の圧延前の材料の平均高さ, $2h_{1mn}$ は $2B_{0m}$ を与えた場合の圧延後の材料の平均高さを表す。これらの記号の詳細については, 文献 4) を参照されたい。

さらにすべり角 α (ロール間隙内における材料の流れ方向が圧延方向に対してなす角度) は次式で定義されるものである。

$$\tan \alpha = \frac{\epsilon_y}{\epsilon_z} \cdot \frac{1}{1 - \epsilon_z/\epsilon_y}$$

ここで, $\epsilon_y = (B_1 - B_{0m})/B_{0m}$, $\epsilon_z = (h_{0m} - h_{1mn})/h_{0m}$ であり, $2B_1$ は圧延後の材料とロールとの接触幅を表す。

β は直線状孔型の水平軸に対する角度であるが, 今回使用したロールはボックス孔型及びフラットロールであるため $\tan \beta = 0$ となり, (1)式は次のように簡略化される。

$$\begin{aligned} \frac{P_m}{\sigma_Y} = 1 - \frac{\sigma_f + \sigma_b}{2\sigma_Y} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \alpha}} \cdot \frac{R_{mn}}{\sqrt{2 R_{mn} h_1}} \\ \times \left(\tan^{-1} \frac{l_{mn}}{\sqrt{2 R_{mn} h_1}} + \tan^{-1} \frac{l_{mn}/4}{\sqrt{2 R_{mn} h_1}} \right. \\ \left. - \tan^{-1} \frac{3 l_{mn}/4}{\sqrt{2 R_{mn} h_1}} \right) \dots \dots \dots (2) \end{aligned}$$

(2)式を用いて圧延荷重 P は次式で計算できる。

$$P = P_m / \sigma_Y \times \sigma_Y \times (B_{0m} + B_1) \times l_{mn} \dots \dots \dots (3)$$

ここで, (3)式の σ_Y としては美坂・吉本の平均変形抵抗値⁵⁾を用い, このときの材料温度は各スタンドの圧延温度 (材料表面温度) の平均値とし, H1 から H5 スタンド順にそれぞれ 1100°C, 1075°C, 1050°C, 1000°C, 950°C の一定値とした。ここで, 変形抵抗値の算出に用いた材料温度としては, 厳密には材料内部の温度の断面内平均温度を採るべきであるが, 一般に材料表面温度は内部温度に比し低めであり, 従って表面温度を採用した方が圧延荷重は高めとなり圧延機設計のための負荷算定においては安全側の値を与える。よってこの場合表面温度を採用した。また $2h_{0m}$, $2h_{1mn}$, $2B_{0m}$, $2B_1$ については圧延途中止め材の熱間実測値を採用し, σ_f , σ_b については 5 スタンド連続圧延実験中に測定したスタンド間引張り力或いは圧縮力を応力に換算したものをを用いた。

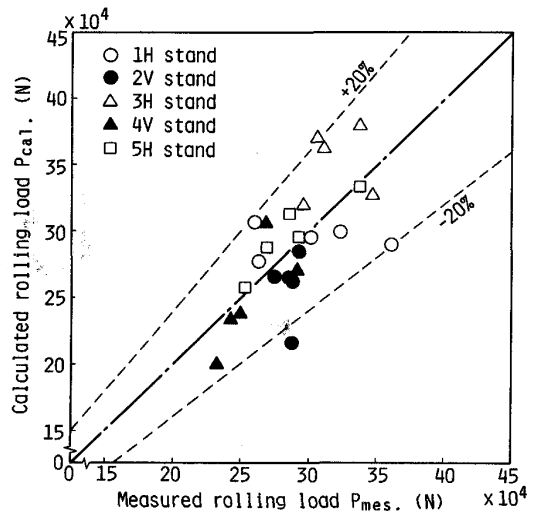


Fig. 2. Relationship between calculated rolling load and measured rolling load during tandem rolling through 5 stands.

連続圧延中の材料の他のスタンドへの噛み込み, および他のスタンドからの戻りを含み連続圧延の各段階における平均圧延荷重を各スタンドについて実測圧延荷重チャートから算出し, 上記(3)式による計算荷重との比較を行った結果を Fig. 2 に示す。圧延中の材料温度の低下の影響を無視し, 変形抵抗を各スタンドについて一定としたにも関わらず, 計算荷重は実測荷重の概略 20% の誤差範囲内に収まっており, 両者はおおよそ良い一致を見ている。

3.2 圧延トルク変動の解析

孔型圧延における圧延トルクの評価式は, 多くの研究者によって提唱されている⁶⁾⁷⁾。斎藤は孔型圧延において投影接触面に凹凸がつくような場合のトルクアームを正しく評価する方法として次式を提案した⁸⁾。

ここでトルクアーム係数を ψ とすると,

$$\psi = 0.3 + \frac{0.18}{m} + \frac{0.2}{3m + 1} \quad (0.5 < m < 1 \text{ の場合}) \dots \dots \dots (4)$$

ここに, $m = l_{dm}/h_{1m}$, $l_{dm} = \sqrt{R_m (h_{0m} - h_{1m})}$ であり, R_m は孔型溝底平均ロール半径, h_{0m} , h_{1m} は各ロール入口, 出口のストック平均厚である。

このとき圧延トルク M は次式で与えられる。

$$M = 2 \cdot P \cdot l_{dm} \cdot \psi \dots \dots \dots (5)$$

ここで P は圧延荷重である。

前報の連続圧延実験で得られた駆動水平ロールの圧延荷重および圧延トルクの実測値を用い, (5)式の関係を用いてトルクアーム係数 ψ を逆算し, スタンド間張力の差 $(\sigma_b - \sigma_f)/k_{fm}$ (k_{fm} は平均変形抵抗) に対して整理したのが Fig. 3 である。この場合の k_{fm} は, 連続圧延

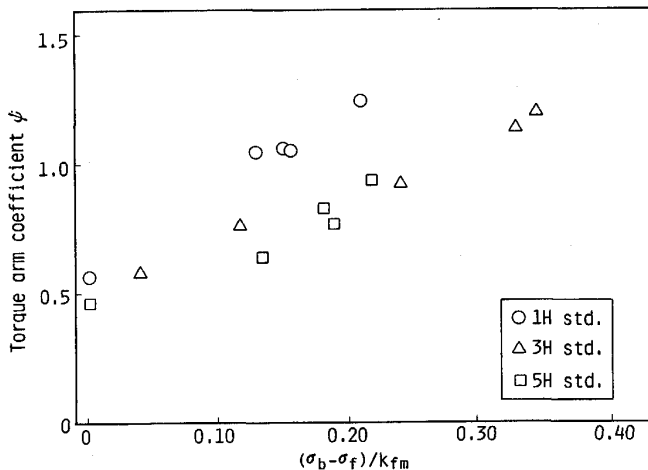


Fig. 3. Relationship between torque arm coefficient ψ and $(\sigma_b - \sigma_f)/k_{fm}$.

中の各スタンドの材料表面温度の平均値をもとに、美坂・吉本の平均変形抵抗式⁵⁾を用いて求めた。

Fig. 3 から、トルクアーム係数 ψ とスタンド間張力差 $(\sigma_b - \sigma_f)/k_{fm}$ の間には線形の関係が認められる。そこでトルクアーム係数 ψ はスタンド間張力 σ_f, σ_b の一次式で表されると仮定し、さらに(4)式の関係 considering 考慮し、実測値をもとに最小 2 乗法を用いてトルクアーム係数とスタンド間張力との関係を次のように定式化した。

$$\psi = \left(0.3 + \frac{0.18}{m} + \frac{0.2}{3m+1} \right) \cdot \left(0.86 - 5.35 \frac{\sigma_f}{k_{fm}} + 3.15 \frac{\sigma_b}{k_{fm}} \right) \dots\dots\dots (6)$$

3.3 圧延材料幅変動の解析

熱間圧延の幅拡がり式として Wusatowski により提案されている次式を用いて、5 スタンド連続圧延実験で観察された圧延材の幅変動特性を解析することにする。

各スタンドにおける圧延中の材料のロール出口幅と入口幅の比を β^* とすると、 β^* は次式で定義される⁹⁾。

$$\beta^* = (h_{0m}/h_{1m})^{-W_m} \dots\dots\dots (7)$$

$$W_m = 10^{-1.269(B_{0m}/h_{0m})(h_{0m}/D_{Wm})^{0.556}} \dots\dots\dots (8)$$

但し、 $D_{Wm} = D_P - h_{1m}$ (D_P はロールピッチ径) であり、その他の記号は既述の通りである。

そこで、圧延途中止め材を測定して得られた h_{0m}, h_{1m} および B_{0m} の各値を用いて β^* を算出し、実測幅拡がり β (= 出口材料幅/入口材料幅) との比を求めてスタンド間張力との関係を整理したのが Fig. 4 である。Fig. 4 の横軸には、各スタンドにおける前方張力 σ_f と後方張力 σ_b の和を平均変形抵抗 k_{fm} で除して無次元化した値をとった。

同図から判るように、駆動水平ロール、無駆動垂直ロー

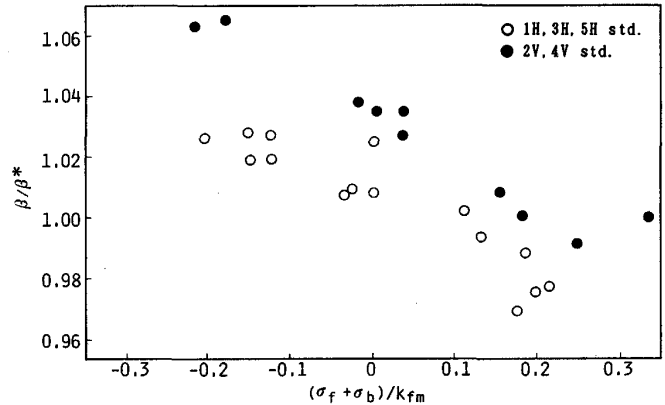


Fig. 4. Relationship between β/β^* and $(\sigma_f + \sigma_b)/k_{fm}$.

ルのいずれについても β/β^* と $(\sigma_f + \sigma_b)/k_{fm}$ との間に線形の関係が見られる。そこで β/β^* とスタンド間張力 σ_f, σ_b の一次式で表されると仮定し、両者の関係を最小 2 乗法により次のように定式化した。

$$\beta/\beta^* = 1.017 - 0.087 \frac{\sigma_f}{k_{fm}} - 0.229 \frac{\sigma_b}{k_{fm}} \dots\dots\dots (9)$$

(9)式は幅拡がりには前方張力よりも後方張力の方が大きく影響を及ぼすことを示しており、このことは多くの実験事実と一致する¹⁰⁾。

4. 無駆動垂直ロールにおける押し込み圧延の解析

4.1 押し込み圧延の理論解析

ここでは、2次元板圧延問題に対する厳密解として良く知られた Orowan の理論¹¹⁾を用いて、駆動水平ロールで圧延された材料を無駆動垂直ロールに押し込む場合の圧延問題の解析を試みる。

Fig. 5 に示すように、半径 R の 2 個のロール間でビレットの圧延を行う場合を考える。この場合、任意の曲線 A および A' 間に挟まれた部分(斜線部)に作用する力の均衡を考えると、次の関係が成立する。

$$\frac{df}{d\phi} = 2 \cdot R \cdot P_r \cdot (\sin \phi \pm \mu \cos \phi) \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 P_r は材料要素の上下面に加えられるロール面に垂直な方向の圧延圧力であり、 R はロール半径、 μ はロールと材料間の摩擦係数である。なお、複合の+はロール出口側、-は入口側である。

(10)式の単位幅当たりの水平力 $f(\phi)$ と $P_r(\phi)$ の間には、次の関係が成立する。

$$f(\phi) = h [P_r \left\{ 1 \pm \mu \left(\frac{1}{\phi} - \frac{1}{\tan \phi} \right) \right\} - S \cdot \omega] \dots (11)$$

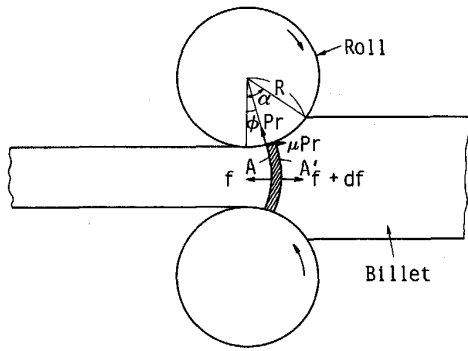


Fig. 5. Rolling analysis by Orowan's theory.

ここで、 h は水平力 f の作用面 A の材料厚、 S は 2 次元降伏応力 (平面歪条件下の降伏応力で、既述の σ_Y の $2/\sqrt{3}$ 倍に相当)、 ω は次の (12) 式で与えられる関数である。

$$\omega(\lambda, \phi) = \frac{1}{\sin \phi} \int_0^\phi \sqrt{1 - \lambda^2 \left(\frac{\theta}{\phi}\right)^2} \cos \theta \cdot d\theta \dots\dots\dots(12)$$

ここで、 $\lambda (= \mu P_r / (S/2))$ は材料とロール間に作用する摩擦による剪断応力の、剪断降伏応力に対する比に相当し、 $\lambda < 1$ の時には滑り摩擦、 $\lambda \geq 1$ の時には固着摩擦状態である。

上記(12)式の ω において、 ϕ の影響は相対的に小さいことが知られており、 ω を λ だけの関数と考えて次式のように簡略化して表す¹²⁾。

$$\omega(\lambda) = \frac{1}{2} \left(\frac{\sin^{-1} \lambda}{\lambda} + \sqrt{1 - \lambda^2} \right) \dots\dots\dots(13)$$

以上の関係から、前記(10)、(11)式を連立させて、微分方程式を解くと圧延圧力分布と水平力分布が求まる。すなわち、圧延機のロール入口点、出口点の水平力 (スタンド間張力あるいは圧縮力) を境界条件として与えることにより、上記連立方程式から水平力 $f(\phi)$ と圧延圧力 $P_r(\phi)$ の分布が数値積分により求められる。

すると、駆動ロールによる圧延の場合には、次式により圧延トルク T が計算できる (但し、この場合滑り摩擦条件下)。

$$T = 2 R^2 \mu \left(\int_{\phi_n}^\alpha P_r^- \cdot B \cdot d\phi - \int_0^{\phi_n} P_r^+ \cdot B \cdot d\phi \right) \dots\dots(14)$$

ここに、 α は材料とロールの接触角、 ϕ_n は中立点、 B はロールバイト内の材料幅、 P_r^- 、 P_r^+ は各々中立点入側、中立点出側の圧延圧力である。

さらに、圧延荷重 (ロール分離力) P は次式で計算できる (但し、この場合滑り摩擦条件下)。

$$P = R \left\{ \int_{\phi_n}^\alpha P_r^- \cdot B \cdot (\cos \phi + \mu \sin \phi) d\phi + \int_0^{\phi_n} P_r^+ \cdot B \cdot (\cos \phi - \mu \sin \phi) d\phi \right\} \dots\dots\dots(15)$$

さて、無駆動垂直ロールに材料を駆動水平ロールから押し込む場合の無駆動ロールにおける圧延状態を解析する方法について以下に述べる。無駆動ロールにおける材料の圧延は、ロール入口点に作用する圧縮力 (押し込み力) で行われることから、まずこの圧縮力を仮定する。無駆動ロール出口点の水平力は既知 (1H-2V スタンドでの押し込み圧延の場合は 2V ロール出口点の水平力 = 0) であるので、これで境界条件としての無駆動垂直ロール入口点、出口点の水平力が求められる。すなわち、垂直ロール入口点での圧延材の単位幅当たりの水平力 = 押し込み応力 \times 入口材料厚であり、出口点での単位幅当たりの水平力 = 0 となる。そこで(10)、(11)式の連立方程式を数値積分で解き、中立点入側の水平力 f^+ = 中立点出側の水平力 f^- となる中立点 ϕ_n を求める。次に(14)式で無駆動垂直ロールについて圧延トルクを計算する。無駆動ロールにおいては、圧延に際して外部からのトルクは作用しないから、この圧延トルクは 0 となるはずである。そこで、(14)式の計算結果が 0 となるまで前述の無駆動ロールの入口点の圧縮力を修正しつつ繰り返し計算を行う。これにより、最終的に無駆動垂直ロールバイト内の中立点 ϕ_n が求まる。

中立点 ϕ_n が決定すると同時に、無駆動垂直ロール入口点の圧縮力が求まり、これにより無駆動ロールバイト内の水平力分布 $f(\phi)$ 、圧延圧力分布 $P_r(\phi)$ が求まる。さらに、(15)式により無駆動垂直ロールの圧延荷重が計算できる。

次に駆動水平ロールについては、ロール出口点の水平力を前記無駆動垂直ロール入口点の圧縮力に等しいと仮定する。しかるのち、(10)、(11)式の連立解法により、駆動水平ロールバイト内の水平力分布と圧延圧力分布を求め、(14)、(15)式により各々圧延トルクと圧延荷重を求める。

以上の計算手順を Fig. 6 にフローチャートの形でまとめた。ここで、圧延条件として必要な 2 次元降伏応力についてはロールバイト内で一定値として既述の平均変形抵抗 k_{fm} を $2/\sqrt{3}$ 倍したものをを用いる。また、1H、2V スタンドのロール出側材料幅は(9)式の幅拡がり式を用いて計算する。さらに駆動水平ロール、無駆動垂直ロールともロールバイト内の材料幅 B は、ロールバイト入口から出口にかけて直線状に変化すると仮定して、以下の式で求める。

$$B = B_0 + (B_1 - B_0) \times \phi / \alpha \dots\dots\dots(16)$$

ここに B_0 、 B_1 は各々ロール入口材料幅、出口材料幅であり、 ϕ はロールバイト内の任意の地点のロール入口面から見た角度、 α はロールと材料の接触角である。

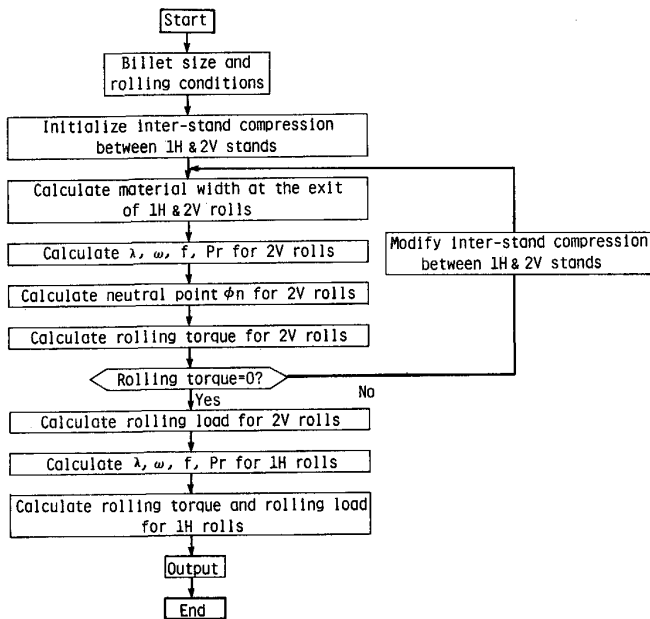


Fig. 6. Flow chart for the computation.

4.2 押し込み圧延の解析結果

96 mm 角の素材 (0.2% 炭素鋼) を駆動水平ロール (1H ロール) で圧延後無駆動垂直ロール (2V ロール) に押し込み圧延を行う問題¹⁾に対して上述の解析手法を適用し、スタンド間の材料に作用する圧縮力、各スタンドの圧延荷重、及び駆動水平スタンドの圧延所要トルクの推定を行った。解析に必要な圧延材の各スタンドにおける平均変形抵抗値、及び摩擦係数は以下の要領で設定した。

まず平均変形抵抗については、圧延実験中の材料表面平均温度の実測値 (1H スタンド: 1100°C, 2V スタンド: 1075°C) をもとに、美坂・吉本の変形抵抗式から求めた。なお、平均変形抵抗値算出の際の材料温度として表面温度を採用した理由は 3.1 節で述べた通りである。

次に各スタンドのロールと材料間の摩擦係数について言及する。Fig. 7 には、圧延途中止め実験で得られた押し込み圧延時の無駆動垂直ロールと材料の接触角と、押し込み力 (2V ロール後方圧縮応力を平均変形抵抗で無次元化した値) の関係を整理した結果を示す。本図の縦軸には、ロール接触角 θ から $\mu = \tan \theta$ の関係を用いて換算した摩擦係数 μ を併記している。Fig. 7 の関係から、2V ロールについては摩擦係数 μ は 0.5 に設定した。一方、1H ロール表面には押し込み圧延時のスリップ防止のためのナーリング加工を施しており、ほぼ前面固着摩擦状態と考えられたため摩擦係数 μ は 0.6 とした。

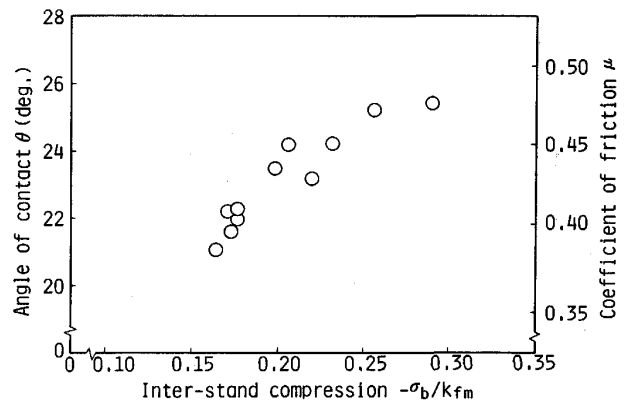


Fig. 7. Relationship between angle of contact and inter-stand compression.

駆動水平ロール出側厚 (無駆動垂直ロールに対しては入側材料幅) をパラメータにとり、押し込み圧延中の 1H-2V 間の材料に発生する圧縮応力とこのときの無駆動垂直ロールにおける材料の圧下率の関係を Fig. 8 に示す。図中のプロット点が実験値であり、曲線が計算値である。1H ロール出側材料厚が比較的小さい 76 mm と 72 mm の場合に計算値は実測値に比べてやや高めであるが、両者は概ね良い一致を見ている。

次に、無駆動垂直ロールにおける材料圧下率を変化させた場合の駆動水平ロール及び無駆動垂直ロール各々の圧延荷重を計算した結果を Fig. 9 に示す。図中のプロット点が実測値であり、曲線が計算値である。この場合についても、パラメータとしての 1H ロール出側材料厚は 4 種類に設定した。1H ロール出側材料厚が比較的小さい 76 mm と 72 mm の場合に 1H ロールの計算圧延荷重が実測値に比べ全般に高めとなるが、2V ロールの圧延荷重については計算値と実測値は概ね良い一致を示している。

Fig. 10 に 1H ロールの圧延荷重の実測値と計算値の関係を示し、Fig. 11 には 2V ロールの圧延荷重の実測値と計算値の関係を示す。両図には、前述の解析手法で求めた 1H-2V スタンド間の圧縮力をもとに柳本の提唱する (2), (3) 式を用いて計算した各スタンドの圧延荷重を比較のために併記してある。なお、本計算において必要な 1H ロール出側材料幅 (2V ロール入側材料厚) ならびに 2V ロール出側材料幅は前述の解析で得られた各々の値を用いた。また、その他の計算条件については前記解析で用いたのと同様とした。

今回提案した押し込み圧延の解析手法を用いて計算した圧延荷重は実測圧延荷重の概ね $\pm 10\%$ の誤差範囲内にある。また、柳本によって提案された荷重予測式で計算したものと比較しても同等か、より良い荷重推定方法

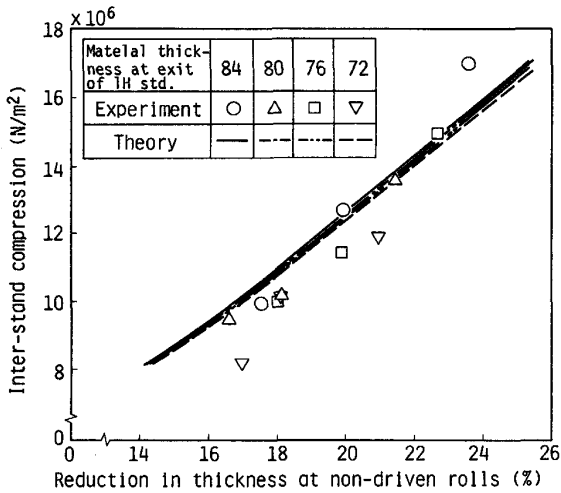


Fig. 8. Relationship between inter-stand compression and reduction in thickness at non-driven rolls.

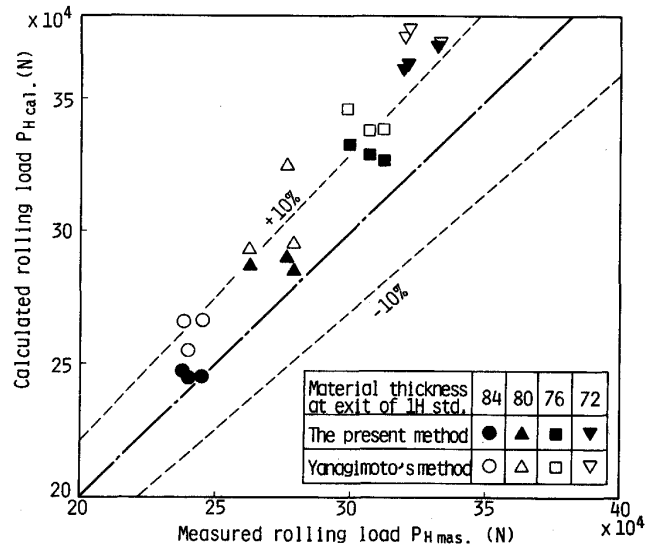


Fig. 10. Relationship between calculated rolling load and measured rolling load at 1H std.

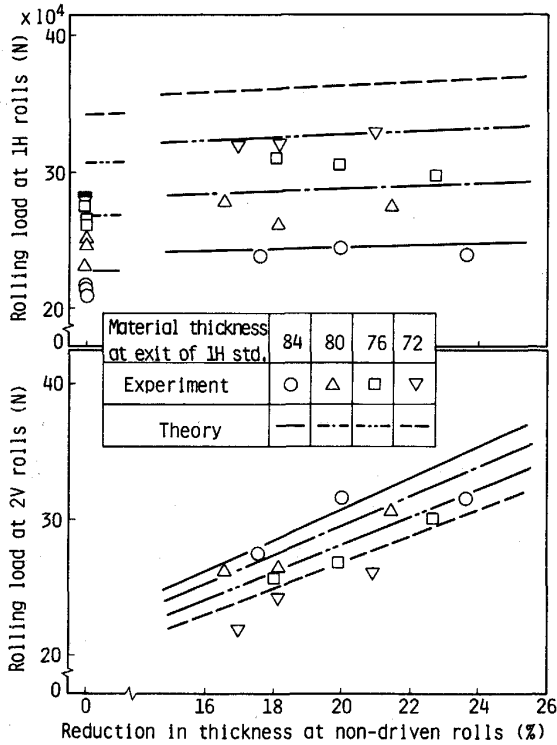


Fig. 9. Relationship between rolling load and reduction in thickness at non-driven rolls.

であると言える。

さらに、今回提案した押し込み圧延の解析手法を用いて、駆動水平スタンド (1H) の所要トルクの算定を行った結果を Fig. 12 に示す。4 種類の 1H ロール出側材料厚の各々につき、無駆動垂直ロールにおける材料の圧下率を変化させたときの 1H ロールの所要トルクを (14) 式で計算した結果を図中に細線で示している。同図には、実測の圧延トルクを 1H ロール出側材料厚別に

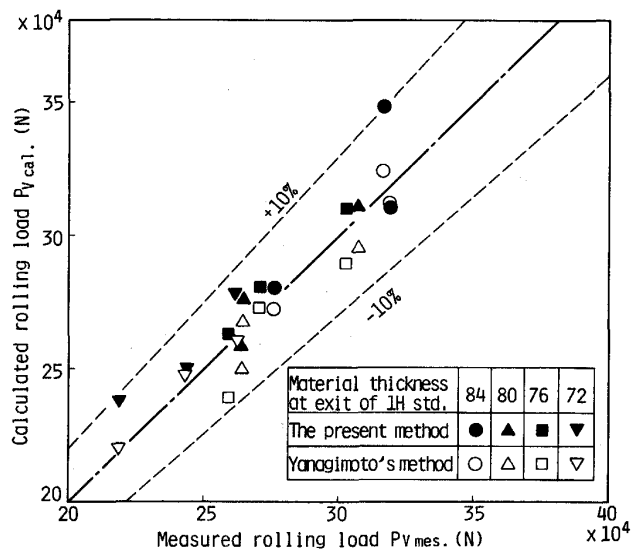


Fig. 11. Relationship between calculated rolling load and measured rolling load at 2V std.

プロットしている。無駆動垂直ロールにおける材料圧下率=0、すなわち駆動水平スタンド単独圧延時の所要トルクの計算値は実測値に近い値を与えているが、押し込み圧延時の計算圧延トルクは実測値を大きく下回っている。これは、前方圧縮力の有無が駆動水平ロールのロールバイト内の圧延圧力分布に大きな影響を及ぼすことを示唆するものである。

そこで、駆動水平スタンドの所要トルクを正しく評価する方法として、(5)式で定義した圧延所要トルクの推定法を検討した。すなわち、この場合の圧延荷重 P として (15) 式で算定し、トルクアーム係数 ψ については、1H ロールの前方圧縮応力の計算値から (6) 式を用いて

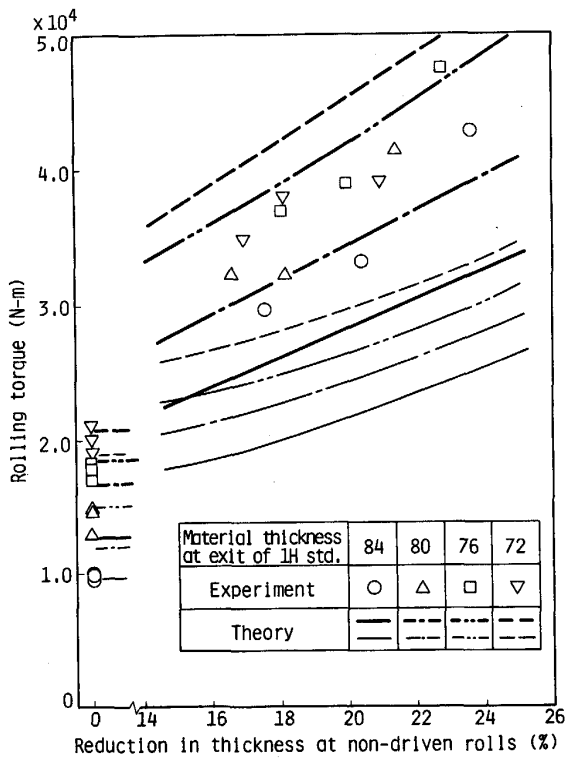


Fig. 12. Relationship between rolling torque and reduction in thickness at non-driven rolls.

計算し、各種圧延条件について所要トルクを計算する。結果を Fig. 12 に太線で示す。この場合の計算トルクは前述の計算値（細線）に比べて全般に高めに成り、押し込み圧延における駆動水平スタンドの圧延所要トルクの実測値により近い値を与えている。

ただし、1H ロールの出側材料厚の比較的大きい場合に、押し込み圧延中の圧延トルクの計算値に比べて実測値は高めである。これは、ロール出側材料厚が大きいほど、すなわち 1H ロールにおける圧下が軽くなるほど 1H ロールにおけるピーニング効果が顕著になり、よってロール入側での圧延圧力の立ち上がりが急峻となり、トルクアームが計算値よりも増大するためと考えられる。一方、1H ロールの出側材料厚が小さい場合の計算トルクが実測トルクに比べて高いのは、Fig. 10 に示すように、1H ロール出側材料厚が比較的小さい場合の 1H ロールの計算圧延荷重が実測圧延荷重に比べて高めに移行することが影響していると思われる。

5. 結 言

駆動水平ロールと無駆動垂直ロールを交互に配置した 5 スタンド連続ビレット圧延機を用いた熱間鋼の連続圧

延特性の解析、および駆動水平ロールによる無駆動垂直ロールへの熱間鋼の押し込み圧延の理論解析を行った。その結果以下の結論が得られた。

1) 5 スタンド連続圧延において各スタンドに見られた圧延荷重変動は、前後方張力の影響を考慮した柳本の提案した孔型圧延の荷重推定式でほぼ説明が可能であり、およそ $\pm 20\%$ の誤差範囲で荷重推定が可能である。

2) 5 スタンド連続圧延において駆動水平ロールに見られた圧延トルク変動を解析し、前後方張力の影響を考慮したトルクアーム評価式を得た。

3) 5 スタンド連続圧延において各スタンドに見られた材料幅変動を解析し、前後方張力の影響を考慮した幅拡がりの評価式を得た。

4) 1H-2V 配置の 2 スタンドからなる連続圧延機における押し込み圧延時に発生するスタンド間圧縮力の推定値は実測値と概略良い一致を見た。

5) 押し込み圧延時の各スタンドの圧延荷重の推定を行った結果、駆動水平スタンド及び無駆動垂直スタンドのいずれについても、実測圧延荷重の $\pm 10\%$ の誤差範囲内の良好な推定が可能となった。

6) 押し込み圧延の解析手法を用いて推定した駆動水平ロールの圧延荷重と今回提案したトルクアーム評価式を用いて推定した圧延所要トルクと実測の圧延所要トルクとは概略良い一致を示した。

文 献

- 1) H. Shikano, Y. Kusaba and C. Hayashi: ISIJ Int., **31** (1991), p. 614
- 2) 齋藤好弘: 塑性と加工, **11** (1970), p. 736
- 3) 中島浩衛, 渡辺和夫: 第 19 回塑性加工連合講演会講演論文集 (1968), p. 201
- 4) 柳本左門, 青木 至: 日本機械学会論文集, **33** (1967), p. 826
- 5) 美坂佳助, 吉本友吉: 塑性と加工, **8** (1967), p. 414
- 6) 中島浩衛, 渡辺和夫: 塑性と加工, **13** (1972), p. 751
- 7) O. Pawelski and E. Neuschütz: Stahl u. Eisen, **86** (1966), p. 1375
- 8) 齋藤好弘: 日本鋼管技報, **59** (1973), p. 1
- 9) Z. Wusatowski: Fundamentals of Rolling (1969), p. 144 [Pergamon Press]
- 10) 例えば, 柳本左門: 第 25 回塑性加工連合講演論文集 (1974), p. 337
- 11) E. Orowan: Proc. Inst. Mech. Eng., **150** (1943), p. 140
- 12) 松本紘美: 板圧延の理論と実際 (日本鉄鋼協会共同研究会圧延理論部会編) (1984), p. 25