

(135) 理論最大ストレッチ係数および
ロール回転数の求め方について

(ストレッチ・レデューサーの研究—I)

住友金属工業, 鋼管製造所

三瀬真作・高井岩男・○松木則夫

On Theoretically Attainable Max. Stretch Coefficient and Calculation of Roll r.p.m. in Stretch Reducing Mill.

(Study on stretch reducing Mill—I)

Shinsaku MISE, Iwao TAKAI and Norio MATUAI.

1. 結 言

近來小径管製造にストレッチ・レデューサーが一般に使われ, このためストレッチ・レデューサーの研究もいろいろな面から行なわれているが不十分な点がきわめて多い, このため実際の操業は経験的に知られたデータを唯一のより所としている。

本報はこれらの状況にかんがみ, とくにストレッチ・レデューサーの操業に必要な最大ストレッチ係数の求め方の一例を示し, 各スタンドでの達成可能な任意の大きさのストレッチ係数を与えて圧延するためのロール回転数の求め方について検討を加えたものである。

2. 最大ストレッチ係数の求め方

ストレッチ・レデューサーでの圧延はパイプの軸方向に大きい引張応力(ストレッチ)を加えて行なう。この場合パイプにかかる最大引張応力を知ることは操業技術上きわめて重要である。最大引張応力の限界はロール径, ロールとパイプの摩擦係数, 肉厚その他の影響を受けその分布は第1スタンドの入口側および最終スタンド出口側で引張応力は0でなければならない。

2.1 ロール接触弧内の応力解析

ロール接触弧内の応力解析は変形をより正確に知り, さらに最大ストレッチ係数を求めるために重要である。そこで無限個ロール, 真円キャリバー, 摩擦係数一定, 変形抵抗一定など板圧延の von Kármán の式を導く時に用いるのとはほぼ同等の仮定を用いる。

2.1.1 軸方向応力の微分方程式

塑性条件 (Tresca の式), 軸方向釣合式および径方向釣合式 (薄肉管の近似解) より軸方向応力にかんする微分方程式を求めるとつぎの式をうる。

$$dy/dx = \{2\nu_m / (1 - \nu_m) t_m\} \times \{(x - \mu\sqrt{R^2 - x^2}) / \sqrt{R^2 - x^2} + \mu x\} (Y - h) \dots (1)$$

ここに μ : 摩擦係数, R : ロール半径, h : パイプ径, K_f : 変形抵抗, Z : ストレッチ係数 $= 6e/K_f$, $6e$: 軸方向応力, ν_m : 平均肉厚外径比, t_m : 平均肉厚, $Y = hZ$, x : ロール接触弧内の出口点よりの距離

またロール接触弧の形状を放物線で近似すれば式(1)はつぎのごとく簡略化される。

$$dY/dx = \{2\nu_m / (1 - \nu_m) t_m\} \times \{(x - \mu R) / (R + \mu x)\} (Y - h) \dots (2)$$

2.2.2 軸方向応力の数値解例

上記微分方程式をキャリバー径 $h_1 = 88.5 \phi$, 母管径 $h_0 = 95.7 \phi$ (A-6)¹⁾, $\mu = 0.4$, $t_m = 5.20$, 理想ロール直径 $D_w = 330 \phi$ の場合について数値計算した結果を

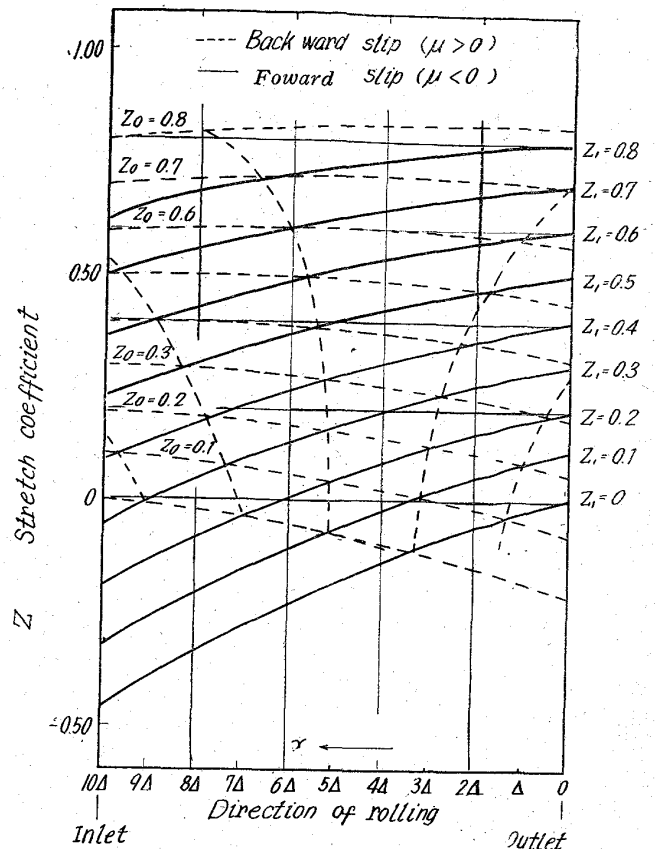


Fig. 1. Distribution of stretch-coefficient in arc of contact (A-6).

Fig. 1 に示す。

Fig. 1 よりロール接触弧内軸方向応力(ストレッチ係数)の傾向をみると, 1スタンドの場合ロール接触弧出入口で $Z=0$ より中立線では $Z=-0.12$ の圧縮応力が働く, 一般的な多連続スタンドを考えると, フルストレッチ (full stretch) の場合の第一スタンドとしてみると入口側 $Z_0=0$ であるので, 出口側では, $Z_1=0.33$ となる, また最終スタンドとしてみると, 出口側 $Z_1=0$ より入口側において $Z_0=0.17$ となる。このようにして Fig. 1 は A-6 ロールのすべてのストレッチ係数の変化状態を示すことができる。

以上は無有限個ロールを仮定して求めたものであるので, 有限個ロールへそのまま適用はできない。中立線 (no-slip line) の形状が全く異なるためであるが, 中立線が大部分のスタンドで接触弧内に存在しないフルストレッチの場合は両者一致するとみてよいであろう。

2.2 応力解析の多連続スタンドへの適用法

多連続スタンドについての応力解を得るためには, 式(1)または(1')を各スタンドごとに解いてゆけばよいが, このさい第1スタンドの入口側および最終スタンドの出口側で $Z=0$ でなければならない。最大ストレッチ係数を求める場合この条件を満すものだけが物理的意味を有する。

これには第1スタンドおよび最終スタンドより同時に式(1)または(1')を解いてゆく必要がある。すなわち第1スタンド入口側で $Z_0=0$ としてロール回転数比

(厳密には接触面積比 γ) を与えて出口 Z_1 側を求め、これを第 2 スタンド入口側のストレッチ係数 Z_0 として順次解いてゆく、最終スタンド側からも同様に求める。こうして圧延中パイプの受けるストレッチ係数の分布を求めうる。

フルストレッチとは最大引張限界をいう、これは中立線が大部分のスタンドで接触弧内になく、第 1~3(4) スタンドで最大限ブレーキをかけそれ以降のスタンドで最大限に引張ることにより得られる状態である。この際の最大ストレッチ係数の分布は摩擦係数を与えると、一定のロールシリーズに対して一義的に定り、肉厚変化はこの分布より求まる。

しかし一般の応力状態の場合、接触弧内に中立線が多数スタンドで存在するので、応力分布は肉厚変化と同時に求めねばならない。

2.3 最大ストレッチ係数の近似的求め方

式 (1) または (1') を全スタンドについて解いておくと、圧延寸法に応じて最大ストレッチ係数を求めることができる。しかし複雑なので簡易解法を求めよう。

フルストレッチの場合接触弧内摩擦力の方向は一様であるのでつぎのように接触弧内パイプの力の釣合を考える。

$$Q_0 + Pr = Q_1 + \mu Pw \dots\dots\dots (2)$$

ここに Pw : 圧延力, Q_0 : 後方張力, Q_1 : 前方張力, μ : 摩擦係数で $\mu > 0$ (Backward slip), $\mu < 0$ (Forward slip) である。 Pw , Pr については通常ストレッチ・レデューサーの圧延計算に用いる簡易式を使う。

$$Pw = 2\pi K_f t_m (1 - Z_m) \sqrt{R \Delta d} \dots\dots\dots (3)$$

$$Pr = 2\pi K_f t_m (1 - Z_m) 3(h_0^2 - h_1^2) / 4(h_0 + 2h_1) \dots\dots\dots (4)$$

ここに Z_m : 平均ストレッチ係数, K_f : 変形抵抗である。したがって最大ストレッチ係数を求める式は

$$\mu \sqrt{R} = \frac{(h_0 - t_0) Z_0 - (h_1 - t_1) Z_1}{2(1 - Z_m) \sqrt{h_0 - h_1}} + \frac{3}{4} \frac{h_0^2 - h_1^2}{(h_0 + 2h_1) \sqrt{h_0 - h_1}} \dots\dots\dots (5)$$

となる。式 (1') と (5) より求めた最大ストレッチ係数はきわめてよい一致を示す。

式 (5) を用いて母管 130φ × 5.13 を仕上外径 60.3φ に A ロールで圧延する場合の最大ストレッチ係数の分布を求めた結果を Fig. 2 に示す。 μ として 0.4, 0.5 の場合を示した、 μ が増大すると最大ストレッチ係数の分布が一様に増大する。第 1~3(4) スタンドのストレッチ係数の上昇は急激であり、ロールブレーキ効果の大きなることを示している。なお最終スタンドに近いスタンドでは肉厚外径比が大きくなり、薄肉管の径方向釣合式の誤差が大となりまた温度低下にともなつて弾性復元も無視できなくなるので、式 (3) の接触弧長など補正すべきであろう。

3. ロール回転数設定法の一考察

ロール回転数の求め方には Overspeed pattern 法²⁾

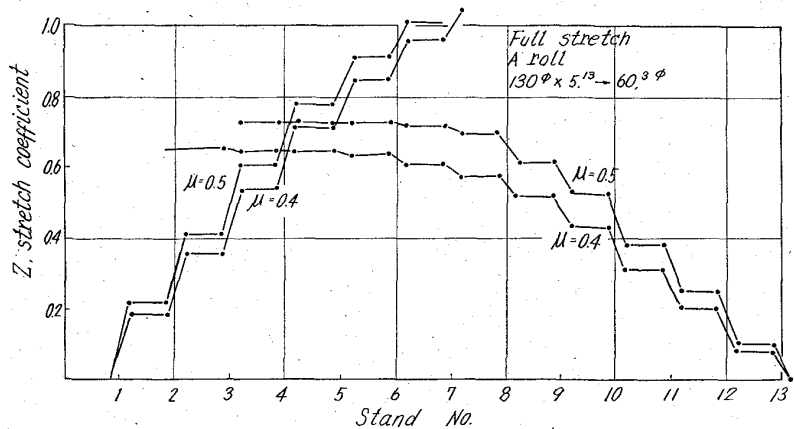


Fig. 2. Distribution of max. stretch coefficient in multi-stands by approximate method.

や有効径としてロール溝底径を用いる方法³⁾その他⁴⁾がある。ここではより理論的に取扱う。

3.1 釣合式の修正—接触面積比 γ の導入—

中立線が接触弧内にある場合には式 (2) を修正せねばならない。

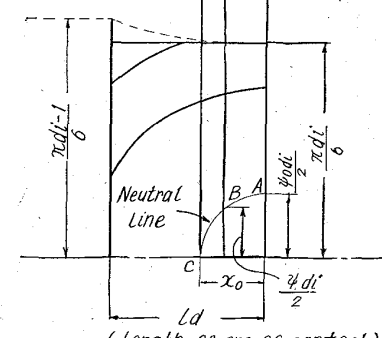
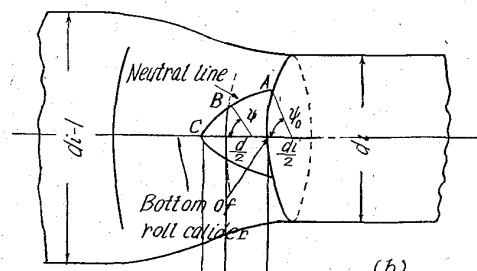
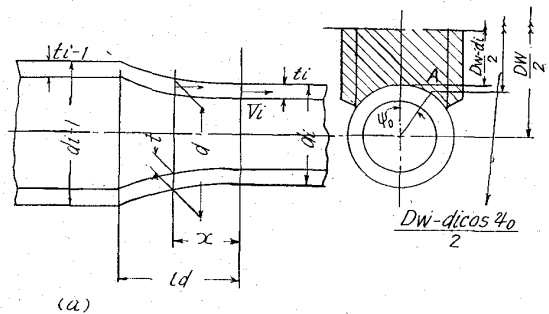


Fig. 3. Dimensions and illustrations of parameters in arc of contact.

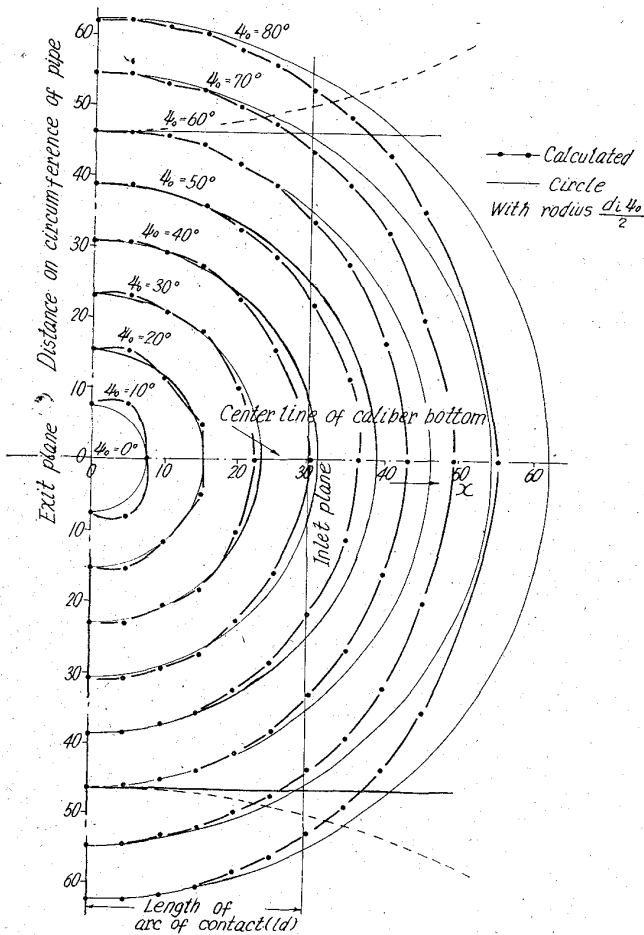


Fig. 4. The shape of neutral line on arc of contact in 3 roll reducing mill (round caliber).

$$Q_0 + Pr = Q_1 + \gamma \mu Pw \dots\dots\dots (2')$$

ここに γ : 接触面積比 $= (S_1 - S_2) / S_1$, S_1 : Backward slip 領域の面積, S_2 : Forward slip 領域の面積である。したがって式 (5) はつきのごとく修正される。

$$\gamma \mu \sqrt{R} = \frac{(h_0 - t_0) Z_0 - (h_1 - t_1) Z_1}{2(1 - Z_m) \sqrt{h_0 - h_1}} + \frac{3}{4} \frac{h_0^2 - h_1^2}{(h_0 + 2h_1) \sqrt{h_0 - h_1}} \dots\dots\dots (5')$$

これは有限個ロールの場合もロール摩擦力 $\gamma \mu Pw$ がパイプ軸断面に均一に働くことと仮定したものである。

3.2 中立線の形状

中立線の位置および形状を真円キャリバーを仮定して Fig. 3 に示すパラメータ ϕ_0 を用いて求めた結果を Fig. 4 に示す。これによるとロール接触面を平面に展開した場合、中立線は半径 $(\phi_0 di) / 2$ の円弧にかなり近いことが判る。したがって円で近似すれば接触面積比 γ を求めるのは容易である。なおロール溝底の中立線 (C点) の距離 x_0 は

$$x_0 / di = \sqrt{(1 - \cos \phi_0) (1 - \nu) / 2}$$

で求まる。ここに ν : 肉厚外径比 ti / di , di : パイプ外径である。これにより真円キャリバーロールの中立線の円からの偏りを求める。

以上求めた中立線の形状は肉厚が実用的範囲内で変つ

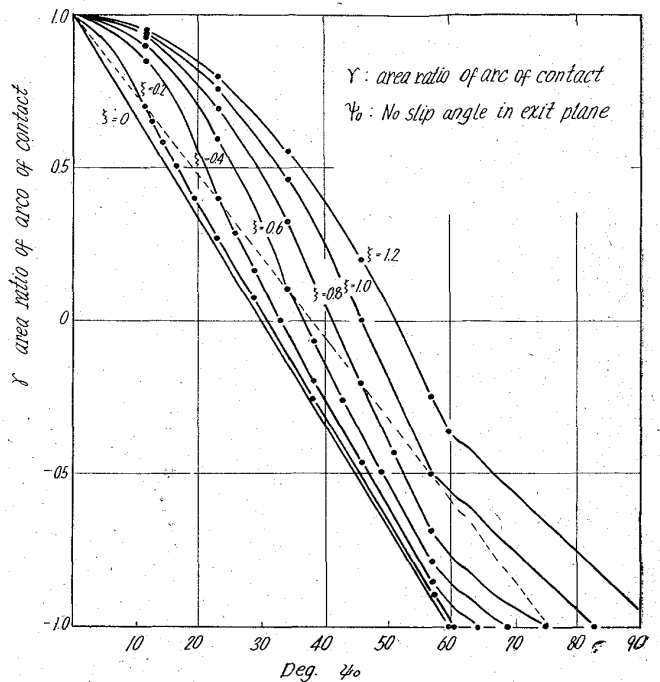


Fig. 5. Diagram of relation between γ and ϕ_0 (parameter ξ).

ても大きな変化はない。

3.3 ロール回転数の求め方

実際にロール回転数を求めるにはパラメータ ϕ_0 を用いる。中立線の ϕ_0 に応じて外径リダクションを与えるると接触面積比 γ が定る。これらの関係を無次元化しておくこと、どのキャリバーにも使用でき実用上きわめて有用である。そこで接触弧長 ld をキャリバー半径 $di/2$ で除したパラメータ ξ を用いる。

$$\xi = ld / (di/2)$$

中立線を円弧と仮定して γ , ξ , ϕ_0 の間の関係を図示すると Fig. 5 のごとくなる。したがって軸方向応力の近似解である式 (5') において、所定の肉厚を得るためのストレッチ係数を与えて $\gamma (-1 < \gamma < 1)$ を求め、Fig. 5 よりそれに応じた ϕ_0 を読みとればロール回転数比を容易に求めることができる。

なお Fig. 5 は中立線が円弧であることを仮定したが、実際の楕円キャリバーを考慮に入れて修正することは容易である。また有限個ロールに伴う径方向応力の軸方向および周方向不均一についても、実験的に Fig. 5 を修正すれば十分な精度を有するロール回転数比を求めるものである。

4. 結 言

ストレッチ・レデューサーにおけるロール回転数比と軸方向応力の関連づけは従来ほとんど顧みられなかつた。本報告はこれに若干の検討を加えたもので、有限個ロールにより所定寸法をうるためのロール回転数比の簡易な求め方を提示したものである。

文 献

- 1) 三瀬・高井・井上・松木・林: 鉄と鋼, 50 (1964) 12, p. 2050.
- 2) C, C. CRAWFORD; Iron & Steel Eng. (1961) 4, p. 77.

- 3) NEUMANN, HANCKE: Stahl u. Eisen (1955) 22, p. 1452.
- 5) R. RAIMONDI: Iron & Steel Eng., (1964) 5, p. 131.

(136) 圧延速度, 板巾の影響

(4 段冷間圧延機の剛性について—II)

東洋鋼鉄, 松下工場 ○久能一郎
御園生一長

Effect of Rolling Speed and Strip Width on the Mill Spring.

(On the mill spring in 4-high cold rolling mill—II)

Ichirō KUNŌ and Kazunaga MISONO.

1. 緒言

圧延機の剛性は圧延荷重以外に圧延速度, 板巾, ロールの温度分布などで変化する。前回, 生産用圧延機の静止した状態での剛性について報告したが, 本報では, 圧延速度, 板巾の圧延機の剛性におよぼす影響について報告する。

2. 測定圧延機

5 基連続 4 段冷間圧延機 (ロール寸法: 21"φ & 53"φ × 56")

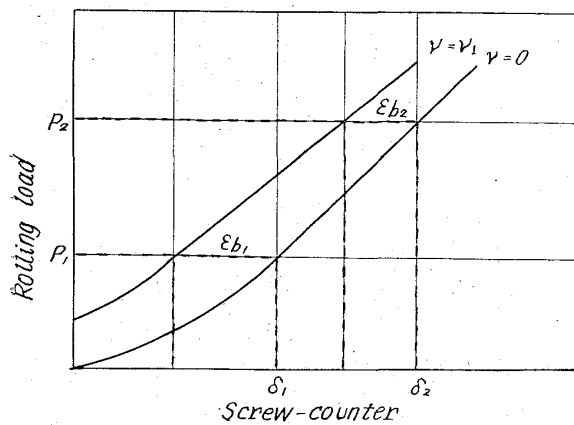
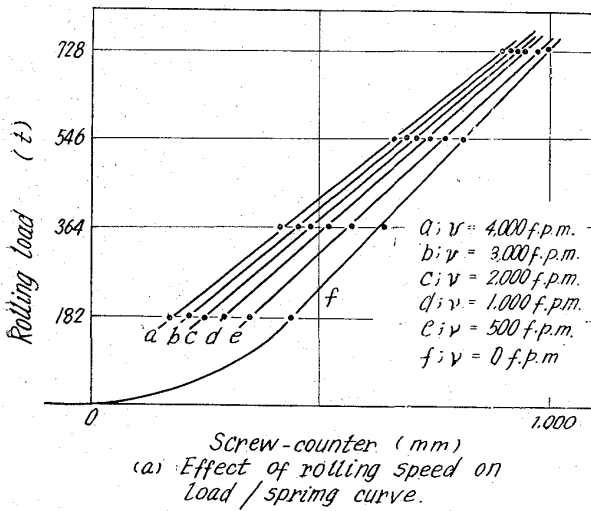


Fig. 1. load /spring curve.

3. 圧延速度の影響

圧延速度のみの影響をみるため, 板を噛み込まずにワークロール同志を接触させ, 荷重一定の状態での圧延速度を変化させた場合のスクリーアの移動量の測定結果を Fig. 1 a, に示す。圧延機の剛性として問題となるのは圧延荷重とスクリーア移動量の直線関係部分であるため Fig. 1 (b) より, $v=0$ でのミル定数を M_0 とすると,

$$M_0 = (P_2 - P_1) / (\delta_2 - \delta_1) \text{ であるから}$$

速度 v でのミル定数 $M(v)$ は

$$M(v) = (P_2 - P_1) / \{(\delta_2 - \epsilon b_2) - (\delta_1 - \epsilon b_1)\} \\ = M_0 / \left(1 + \frac{\epsilon b_1 - \epsilon b_2}{\delta_2 - \delta_1}\right)$$

で表わされ, 速度が増すにつれてミル定数は小さくなる。バックアップロール軸油膜厚み変化を Fig. 2 に示す測定治具で測定し, 測定値 (測定点までのたわみ量を補正) とスクリーア移動量の 1/2 との関係を示すと Fig. 3 のようになる。荷重の小さい所では両者は一致する

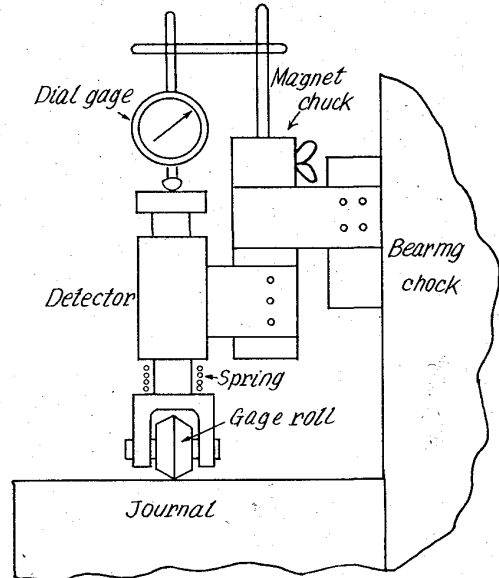


Fig. 2. Apparatus for the measurement of displacement.

