

四重圧延機の補強ロールの表面應力と硬度に就て

(日本鐵鋼協會第 25 回講演大會講演 昭. 16. 4)

淺 村 峻 三*

SURFACE STRESS AND HARDNESS OF BACKING-UP ROLLS IN THE FOUR-HIGH ROLLING MILL

Syunzo Asamura

SYNOPSIS:—Heretofore it has been discussed chiefly on the ground of experience, what degree of the surface hardness of the backing-up roll for the four-high mill would be suitable. Hence, some one suffices himself at the softer surface with about 45 of Shore hardness, another prefers the harder roll with about 80~85 of Shore hardness, leaving the user in distress for selecting the suitable hardness. The author studied this problem in the line of elastic-dynamics, investigated the distribution of stress in the material proximate to the roll surface, explained the phenomenon of surface spalling by fatigue-breakage of the roll material, and gave the theoretical reason for selecting the optimum surface hardness. Besides, the author made a calculation on the cold-strip mills in operation at the Yawata Iron Works and correlated the calculated value with the theoretical.

四重ロールの補強ロールは作業ロールの直径を出来るだけ小にして壓延壓力を減少し材料の壓延を樂にするを目的として居る。作業ロールの表面は直接材料に接する外材料のパスしない時間は比較的小さい直径を以て互に残留壓力を以て轉り合ふ事があるので、その表面應力なり磨耗なりは補強ロールの場合に比べて大きいので、その表面硬度は技術的に可能なる範囲硬いものが好いわけである。補強ロールの方は作業ロールを相接して轉じつゝ壓延壓力を安全に受留める役目を持つて居る以上これの表面硬度の決定に當つては次の諸條件を考慮する必要がある。即ち

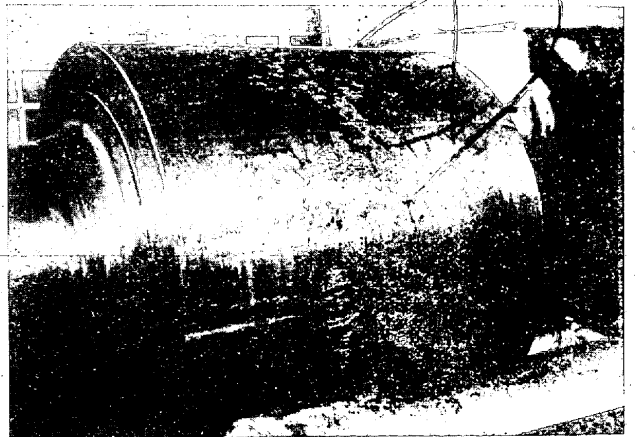
- 1) 壓延壓力によつて勿論凹んではならない。
- 2) 凹む程度でなくても表面應力のために材料が疲労破壊を起してはならない。
- 3) 硬きに過ぎて作業ロールの表面磨耗を催進してはならない。
- 4) 萬一過つて作業ロールと補強ロールとの間に材料の破片が噛込まれた場合作業ロールの表面を損傷せずむしろ補強ロールの方にめり込む位でありたい。
- 5) 直径の大なるロールの熱處理は困難を伴ふ等の點を適當に考慮して決定すべきである。今日まで各國の文獻に於ても將又ロールの製造者の云ふ所を比較考察しても何等確固たる根據ある説をなすものなく、多くは實用上の經驗から幾何の硬度がよいと云つて居るのに過ぎず¹⁾、従つてその主張に甚しい差異があり取捨に迷ふ事が多い。

扱硬度決定に當つて考慮すべき上の諸條件を要約すれ

* 日本製鐵株式会社八幡製鐵所工務部

¹⁾ Iron and Coal Trades Rev. 1936 Sept. 25. Stahl u. Eisen, 1939 Heft 44.

ば、補強ロールの表面硬度は壓延壓力によつてロールの表面に疲労現象の起らない程度に最小限度の硬度を與へて置けばよい事になる。蓋し補強ロールの回轉數は1年間には $3 \sim 25 \times 10^6$ に達するもので容易く疲労現象を起し得るのである事が判る。茲に注意すべき事はこの疲労現象はロール表面下ある一定の深さの所に甚しく起り、この部分より剝取れの現象が起るので丁度荷重過大なる齒車の齒の部分より起る Pitting なる現象と同一のもので第1圖に示



第 1 圖

す如き様相を呈するものである。Föppl²⁾はこの問題を弾性力學的に取扱つて明快な解決をし、又實驗によつてその所論を確めて居るので次にその大要を述べて本問題にこれを適用して必要な表面硬度並に深さを論ずる事にする。

2つの圓筒がその軸を平行にして、互に壓着されつゝ回轉する時この壓着部に起る壓力分布は Herz によつて明かにされて居る。これによると半径各 r_1, r_2 なる2つの圓

²⁾ Forsch. Ingenieur Wessen 1936 S. 206

筒がその generating line によつて接觸し、その 1cm 長さ毎に P kg なる壓力で押合ふとき、その壓着部分に於て 2a cm だけ壓着されその中央に於て最大の壓力密度 p₀ kg/cm を生じるものであつて之等は次式に示される。

$$\left. \begin{aligned} p_0 &= \sqrt{\frac{1}{\pi(1-1/m^2)} \cdot P \cdot \frac{1/r_1 + 1/r_2}{1/E_1 + 1/E_2}} \\ a &= 2\sqrt{\frac{1-1/m^2}{\pi} \cdot P \cdot \frac{1/E_1 + 1/E_2}{1/r_1 + 1/r_2}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots 1)$$

壓力の分布は 2a を直径とし p₀=a なる尺度で描けば圓になるやうに起る。今鋼製ロールの場合は E₁=E₂=E と置くことが出来る故 1) 式は

$$\left. \begin{aligned} p_0 &= \sqrt{\frac{1}{\pi(1-1/m^2)} \cdot P \cdot E/2 \cdot (1/r_1 + 1/r_2)} \\ a &= 2\sqrt{\frac{1-1/m^2}{\pi} \cdot 2P/E \cdot \frac{1}{1/r_1 + 1/r_2}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots 2)$$

上に於て m はポアソン比で普通 10/3 と置く。以上の Herz の理論より出發して Föppl は壓着部分の表面下の層に起る應力の分布を計算して居る。壓着部分に於ける座標軸を第 2 圖の如く取れば、y 軸に沿つては

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_x)_{y=0} &= -p_0 \frac{a}{\sqrt{a^2+z^2}} \cdot 2/m \cdot [1+z/a] \\ &\quad \cdot (\sqrt{1+z^2/a^2} - z/a) \\ (\sigma_y)_{y=0} &= 2p_0/a \cdot z - p_0/a \cdot \frac{a^2+2z^2}{\sqrt{a^2+z^2}} \\ (\sigma_z)_{y=0} &= -p_0 \frac{a}{\sqrt{a^2+z^2}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots 3)$$

之等は互に直角なる對稱軸に應づる物なる故之等は主應力 (principal stress) である。

Mohr の説によれば材質に働く應力としては最大剪斷力が重要なものであつてこれは x, y, z 軸に 45° の傾をなした面に沿つて起り、その大きさは

$$\left. \begin{aligned} \tau_1 &= 1/2 \cdot (\sigma_y - \sigma_z) \\ \tau_2 &= 1/2 \cdot (\sigma_x - \sigma_z) \\ \tau_3 &= 1/2 \cdot (\sigma_x - \sigma_y) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots 4)$$

之等に y 軸に於ける σ_x, σ_y, σ_z の値即ち 3) 式の (σ_x)_{y=0}, (σ_y)_{y=0}, (σ_z)_{y=0} を入れると τ₁ の値が最大となり、τ₂ が次に大きい値を取る。

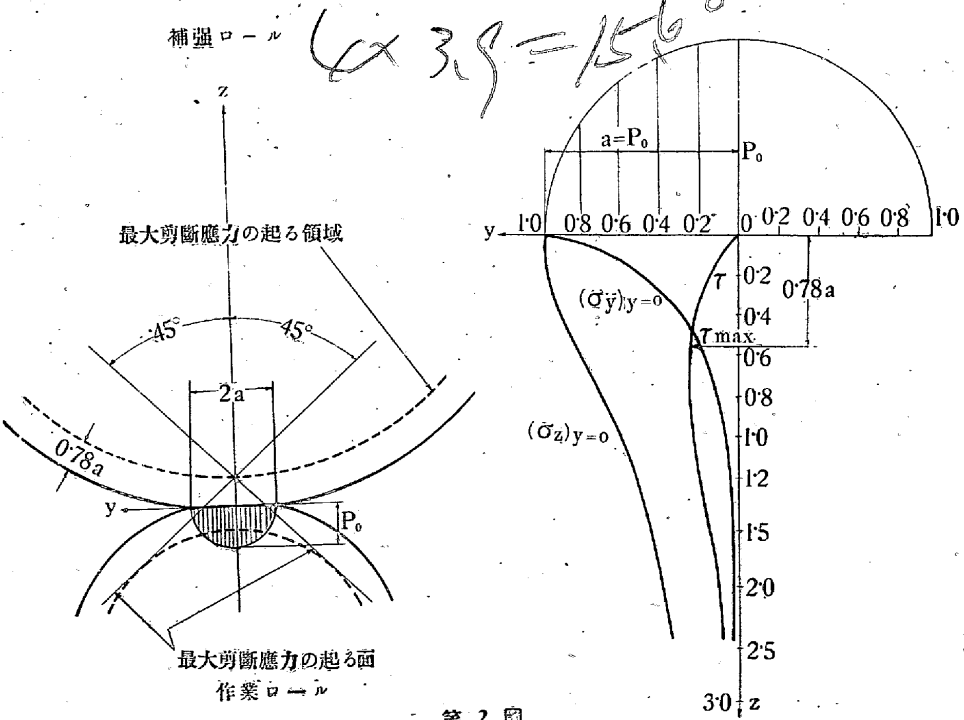
$$\left. \begin{aligned} \tau_1 &= \frac{p_0}{a} \cdot z - \frac{p_0}{a} \cdot \frac{z^2}{\sqrt{a^2+z^2}} \\ \tau_2 &= p_0 \left[\frac{m-2}{2m} \cdot \frac{a}{\sqrt{a^2+z^2}} \right. \\ &\quad \left. + \frac{z}{ma} \cdot \left(1 - \frac{z}{\sqrt{a^2+z^2}} \right) \right] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots 5)$$

かくの如く τ₁ 及び τ₂ は深さ z の函数であるが、双方共 z の或る値で最大となる。

$$\begin{aligned} (\tau_1)_{\max} &= 0.30 p_0; (z)_{\tau_1=\max} = 0.78a \\ (\tau_2)_{\max} &= 0.262 p_0; (z)_{\tau_2=\max} = 0.465a \end{aligned}$$

となる。即ち深さが 0.78a の所に於て最大な剪斷應力が起り、これが材質破壊の原因となる。茲に注意すべき事は τ_{max} が表面に起らず或る一定の深さの所に起る事である。

Föppl は尙實驗によつてこの計算の正確なる事を確めてゐる。(σ_y)_{y=0}, (σ_z)_{y=0}, τ₁ の變化を圖示すれば第 2 圖に示す如くなる。



第 2 圖

四重ロールの場合

四重ロールの場合に於ては比較的速度の小さい冷間ロールの場合に於ても一年間には τ_{max} は數百萬回以上繰返して起る所の片振り疲勞應力となる。この際に考ふべき事は、荷重 P が全胴長に互つて必ずしも一樣に分布せられない事である。これは

- 1) 工作の不正確による直径の不均一。
- 2) ロールの温度分布の不均一。

- 3) ロールの荷重による撓み。
- 4) 補強ロールと作業ロールとの平行ならざる事 (misalignment)

等が考へられる 4) の影響は甚大でこれは絶対に起らぬやうに注意せぬとロールを折る可能性もあるわけである。他の 1)~3) の因子は注意して作業さへすればロール間の壓着による中心の近寄りに比べて比較的僅かな影響しか與へないのである。misalignment に関しては逆轉式壓延機は連続に一方に壓延する連続壓延機よりも不利である。

實例に就ての計算

次に八幡製鐵所設置の冷間ストリップ壓延機に就て實測値を基として應力の計算を行ひ、所要硬度を見出すことにする。但同壓延機は目下尙試運轉中であつて決定的なデータではない。本壓延機は5スタンド串型壓延機で本計算例は鉄力用原板 1.8~2.0mm 厚、740mm 幅のものを 0.23mm に延す場合の値で壓延壓力は支臺に built in された歪計器で計つた値の最大なものを集めてある(第1表)。こ

第 1 表

スタンド番號	1	2	3	4	5
補強ロール φ mm	1,240	1,240	1,240	1,240	1,240
作業ロール φ mm	460	460	460	460	460
有效胴長 mm	930	930	930	930	930
パス後の板厚 mm	1.173	0.63	0.395	0.273	0.23
壓延速度 m/mn	28.6	53.8	88	129	179
壓延壓力 t	650	637	555	520	395
胴長 1cm 當り壓延壓力 kg	7,000	6,860	6,000	5,600	4,250
補強ロールの一年間の 回轉數	3.8×10^6	7.2×10^6	12×10^6	17.4×10^6	24×10^6

れによれば胴長 1cm 當り最大 7,000 kg の壓力が加はつて居る事になるが上記の理由よりして餘裕を見て 10,000 kg/

cm と取る。これは A. V. Russel 及び S. S. Smith³⁾ 氏の與へて居る値とよく一致する。第2式に

$$E = 2,100,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$P = 10,000 \text{ kg/cm}$$

$$R_1 = 62 \text{ cm}$$

$$R_2 = 23 \text{ cm}$$

と置けば

$$p_0 = 131 \text{ kg/cm}^2$$

$$2a = 0.9 \text{ cm}$$

となり (τ)_{max} の起る深さ (z) _{τ =max} は $0.78a = 0.35 \text{ cm}$

$$\text{又 } \tau_{\text{max}} = 0.3p_0 = 39.3 \text{ kg/cm}^2$$

即ち剝離は 0.35cm 位の所で一番起り易い事になる。又第3圖より τ の深さと共に變る傾向に明かな如く補強ロールの表面に近い部分のみを焼入を行はんとすれば、その深さは尠くとも 2~2.5a 即ちこの場合 7~9mm 位の深さは無ければならぬ事が判り、滲炭法や窒化法では到底駄目であり近來研究されて居る高周波電流による表面焼入に於てもこの點充分検討を要する次第である。

切片振剪斷疲勞限度が 39.3 kg/cm^2 なる如き材質は、熱處理した鋼を用ひるとすれば、引張強さ約 120 kg/cm^2 のものとなり、ショア硬度にて約 54 度位のものとなる。但これは深さ 0.35cm の深さの所に於ける必要なる硬度である。表面では従つてこれ以上必要な譯である。

結 言

以上は四重ロールの補強ロールの表面應力を Föppl の學說によつて説明し、一列として八幡の冷間ストリップ壓延機の場合の計算を行つて、所要硬度並に焼入層の深さを計算し壓延技術者の意見區々なる硬度決定の基礎的なる事項を明かにした。

³⁾ Iron and Coal Trades Rev. 1936 Sept. 25.