

技術報告

厚板作動ロール・ウォブラー部強度に関する考察*

近藤 正雄**・中村 秀夫**

Studies on Strength of Plate Mill Roll Wobbler

Masao KONDO and Hideo NAKAMURA

Synopsis:

Following the fast development of mill drives, working conditions of plate mill roll wobbler becomes more severe than ever before. This paper presented studies of strength of roll wobblers from stand point of fatigue strength. It was found the tensile strength of roll wobbler material should be at least 22 kg/cm² for the case of the 4.7m plate mill of Nagoya Works, Nippon Steel Corp.

(Received Oct. 7, 1970)

1. 結 言

従来厚板用作動ロールの強度を考える場合、ロールの胴部、ネック部の強度を問題にし、どちらかといえばウォブラー部の強度は無視される傾向が強かった。これは圧延トルクに比しこの部分の強度がきわめて高かつたからである。しかし、最近の厚板圧延機は、ロール胴長が4500mmを越え、しかもミル・原動機も3750kW×2程度であつたものが4500kW~5000kW×2と容量が増大し、トルクが非常に大きくなるため、ウォブラー部のねじり強度を考慮する必要が生じてきた。事実、これによるロール折損事故も発生している。

ここでは、新日本製鉄(株)名古屋製鉄所4700mm厚板圧延機の作動ロールに発生したウォブラー部のねじり破壊の状況とそれに対する考察を主体に記すことにする。最近の圧延機の大容量化によつて、このような事故

は厚板圧延機のみならず、他の圧延機の場合においても生ずる可能性があり、参考となる。

2. ロールの使用条件

調査の対象とした4700mm厚板圧延機の主要仕様をTable 1に、また作動ロール寸法をFig. 1に示す。国内の代表的な厚板圧延機の電動出力は2620kW×35~60rpmないし5000kW×50~100rpm最大トルクは328ないし492t-m程度であるので調査したロールの使用条件はもつともきびしい条件の範囲にあるものである。

まず、調査の対象としたロールの圧延時のデータについて要点を示す。コンピューター(Prodac 550)により、収集したデータからのトルク(ロール2本分)の実測分布を示すとおよそつぎのとおりである。

$$492t\text{-m} > T \geq 380t\text{-m} \quad 10\%$$

Table 1. Mill specifications.

Mill	4700m (185 in) 4Hi reversing plate mill
Roll	1020φ/1830φ×4700L
Main motor	DC 4500kW×40/100rpm×2
Screw down motor	DC 205/410/535×390/780/1020rpm for roll setting DC 250/500kW×195/390/780rpm for roll AGC
Max. opening	445mm
Slab	Thickness 80~300mm, width 1200~2000mm Length 1900~4000mm
Rolled product	Thickness 4.5~250mm, width max. 4500mm(sheared) As rolled length max. 45000mm
Equipped with	AGC, Back up roll bending, & computer control

* 昭和45年10月7日受付 ** 新日本製鉄(株)名古屋製鉄所

380t-m > T ≥ 350t-m	30%
350t-m > T ≥ 250t-m	40%
250t-m > T	20%

ここに T はロール 2 本分の圧延トルク (t-m) で、下式によつて計算される。

$$T = k_1 \frac{I_1(V_1 - I_1 R_1)}{S_1} + k_2 \frac{I_2(V_2 - I_2 R_2)}{S_2} \dots \dots (1)$$

そして、 k は効率、 I は原動機電流、 V は電圧、 R は電機子抵抗、 S は回転数、であり添字 1 は

上ロール、2 は下ロールを表わす。

圧延機の電流制限を定格の 225% に、また回路開閉器 (ACB) を定格の 225% で 1 mm, 275% で 0.1 sec に設定している。すなわちトルクとしてはロール 2 本分で 492 t-m (定格の 225%) を通常最大トルクとしているが、これからもわかるように使用条件はかなりきびしいものである。

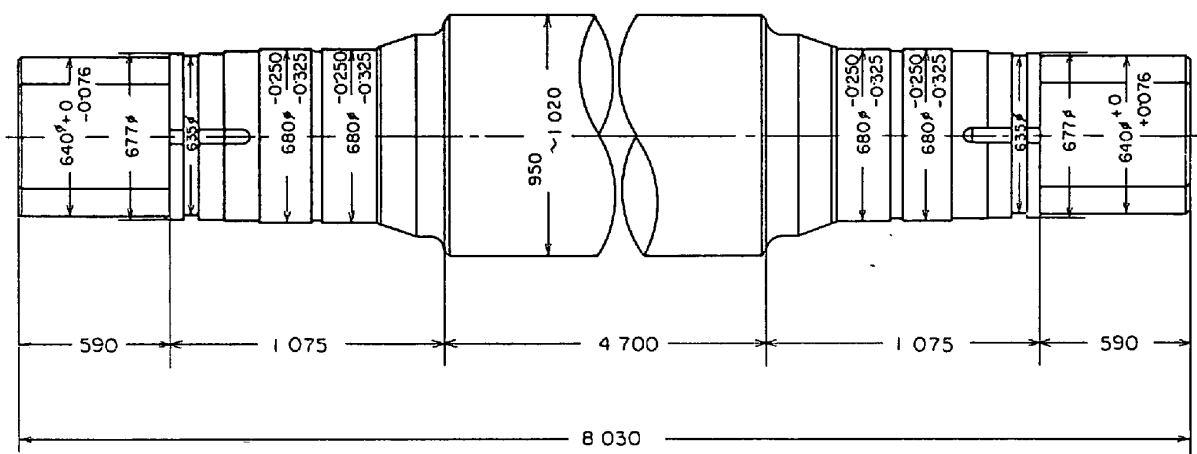
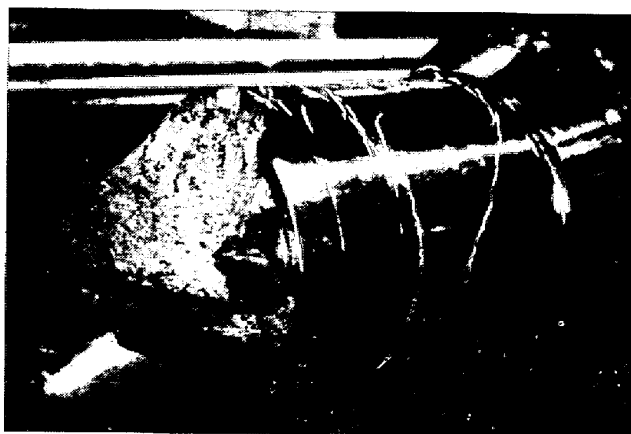


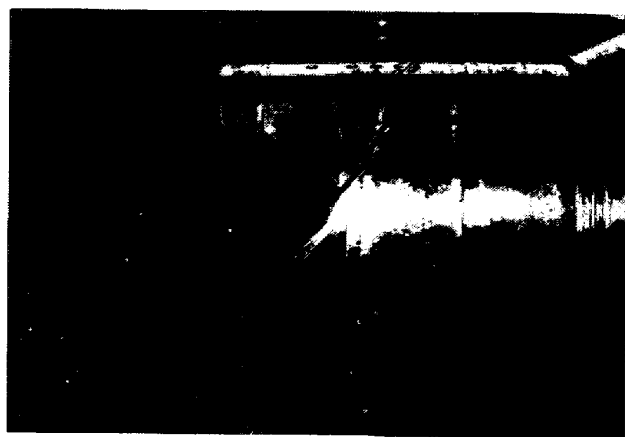
Fig. 1. Dimensions of the work roll.

Table 2. Rolls and rolling conditions.

Roll	A	B
Distinction between upper and lower roll	Lower	Upper
Total rolled slab tonnages	21 900 t	74 500 t
Roll diameter	1 007 mm	962 mm
Slab	160 × 1 600 × 3 360 (6 t 650)	200 × 1 600 × 3 720 (9 t 200)
Rolled product	SS41 12 × 1 550 × 39 900	SM50A 14 × 2 430 × 30 144
Rolled thickness	Entry 115 mm, Delivery 73 mm	Entry 90 mm, Delivery 15 mm
Roll Revolution	40 rpm	40 rpm
Predicted rolling torque	350t-m	380 t-m
Predicted roll separating force	3 200,t	3 700 t



Upper work roll : A



Lower work roll : B

Photo. 1. Broken parts of work rolls.

Table 3. Tensile test results.

Test piece	Roll : A	Roll : B
1	15.4 kg/mm ²	21.1
2	20.0	17.5
3	18.7	18.2
4	15.2	19.0
Mean	17.3	18.9

3. ロール折損時の状況

上ロールおよび下ロールをそれぞれ別の機会にウォブラー部をねじきつたが、そのときのロールおよび圧延状況を Table 2 に、ロール折損部を Photo. 1 に示す。そして折損箇所から採取した引張試験結果を Table 3 に示す。

これらからわかるように、圧延状況は作業標準にのっとり、とくに異常は認められない。また引張試験結果を見ると、Aは低目でかつばらつきが大きい、Bについてはごく通常のロールである。

4. ロール・ウォブラー部強度の検討

ウォブラー部の強度については、このミルの設計時にも強度上のネックになるのではないかと予想はしていたが、詳細な検討はほとんどしていなかった。ロール・メーカーにおいてもほぼ同様の状態であったと聞いている。しかし上記2件の実例から改めて検討をはじめたわけであるが、実体はきわめてきびしい条件にあることがわかった。

ロール・ウォブラー部に働くねじり応力について考察をすすめる。ウォブラー部は Fig. 2 に示すように小判型をしているので、応力の計算はむずかしいが、図の断面 AA に最大剪断応力が働くのは明らかである。したがってこの最大剪断応力を τ_A とし、内接楕円で近似した最大応力を τ_{A1} 、外接長方形で近似した最大応力を τ_{A2} とすれば、 τ_{A1} 、 τ_{A2} は断面 AA に働く。そして

$$\tau_{A2} < \tau_A < \tau_{A1}$$

であり、どちらかといえば τ_A は τ_{A2} に近い。そこで、

$$\tau_A = \frac{\tau_{A1} + \tau_{A2}}{2} \dots\dots\dots (2)$$

と近似すれば、 τ_A は若干大きめの安全側に見積られることになる(ただし、応力集中は考慮してない)。そして

$$\tau_{A1} = \frac{16T'}{\pi a^2 b}, \tau_{A2} = \frac{T'}{k a^2 b} \dots\dots\dots (3)$$

ここに、

T' はロール1本分のトルク (t-m) で、負荷の不均衡

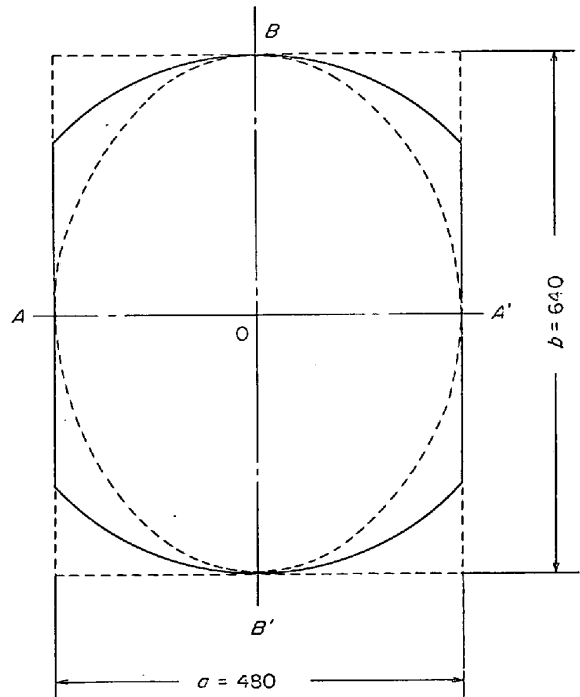


Fig. 2. Dimensions of the roll wobbler.

を考慮して $T' = 0.60T$ とし、 a は短軸の長さ、 b は長軸の長さ、 $R = 0.230$ である。

つぎにロールのウォブラー部の材料の強度を考える。この場合、材料のねじり疲労を考える必要があるが、これらの定量的な数値がないのでつぎの仮定をおく。すなわち、繰返し数 10^3 の時間強度でせん断強さは引張り強さ、 σ_B に等しく、 10^7 の場合はせん断疲労強度は $0.4 \sigma_B$ になるとし、そのばらつきの変動係数を 5% とする。これから、この材料の S-N 曲線を(機械学会、疲れ強さ設計資料を参照して)描くと Fig. 3 のようになる。

また Fig. 3 には前述の負荷分布からの累積頻度曲線もあわせ記してある。この計算は、ロールの寿命をスラブ 200 000 t の圧延に耐える必要があり、かつスラブの平均単重を 5 t、平均パス回数を 10 回とすると、破壊までの応力繰返し数は 4×10^5 となるので、これを規準としてなされたもので図に曲線 A で示してさらに応力集中および衝撃の影響を考慮して、1.5 倍して示したものを曲線 B で示す。

すなわち、ウォブラー部の強度を考える場合、 $\beta = 1.5$ の実線の累積頻度曲線と図中の S-N 曲線の関係を見ればよい。この実線は $\sigma_B = 18(3\sigma)$ の S-N 曲線と 3.17×10^3 付近で、 $\sigma_B = 20(3\sigma)$ のそれと 2×10^4 付近でまじわっており、時間強度、疲労強度のバラツキ 3σ 内で考える限り、引張強さ 20 kg/mm^2 の材料ではロール折損に結びつくことを示している。また、この実線の動きから判断すれば、ウォブラー部の引張り強さが 22 kg/mm^2

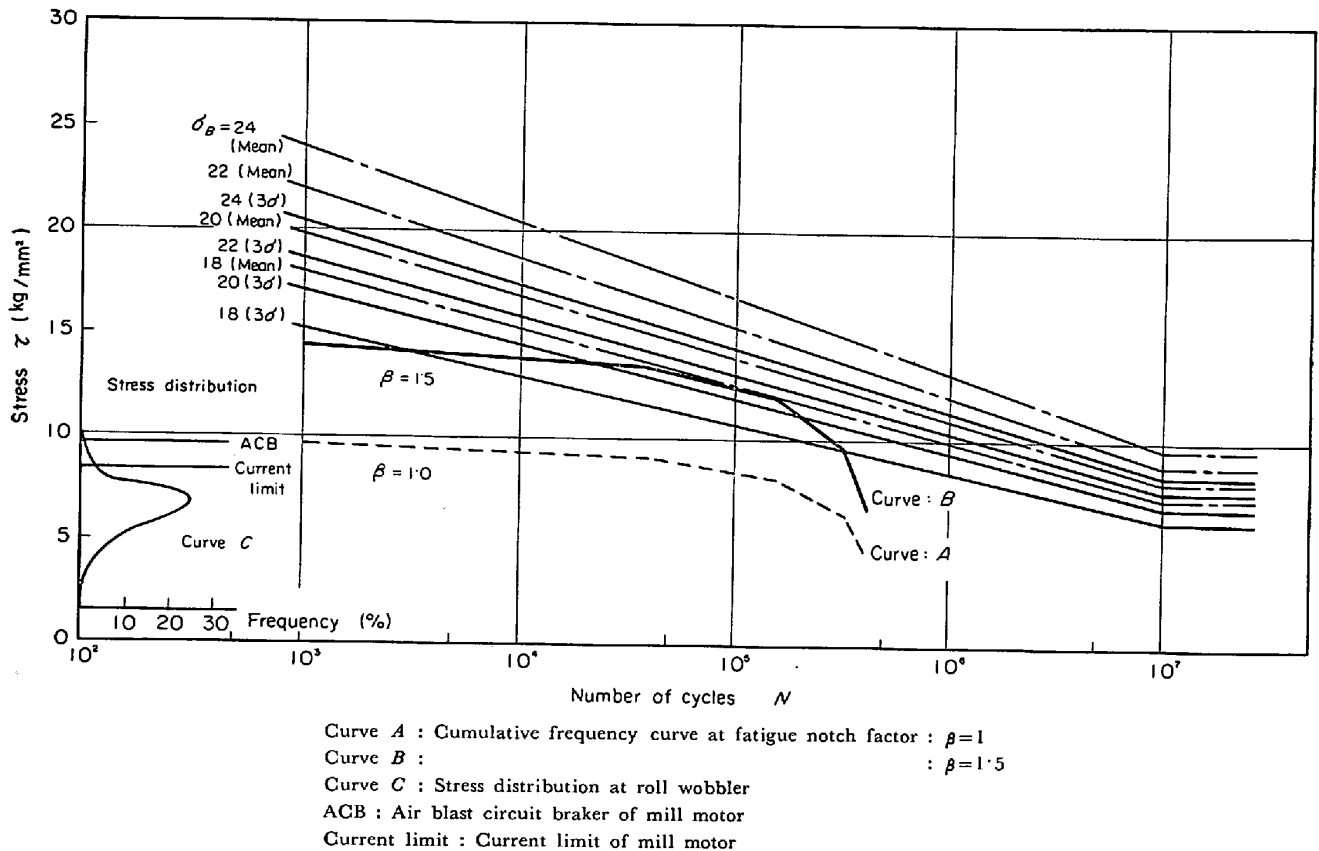


Fig. 3. S-N curves of roll wobbler material estimated from the ultimate strength σ_B .

以上あれば、折損のおそれはほぼないことがわかる。

以上の検討から見ると、A、B両作動ロールの折損理由はおのずから明らかとなるが、通常のロール・ウォブラー部の引張り強さは $20 \sim 22 \text{ kg/mm}^2$ であり、 22 sec/mm^2 以上を常に確保することは、現在の材質（強靱鋳鉄）、鑄造技術ではきわめて困難のようである。

すなわち、調査に供したロールの現在操業条件から見るとロール・ウォブラー部の強度はすでに限界に近いことを示している。事実、本事故以降、ロール・ウォブラー部をカラー・チェックによつて探傷したところ、どのロールにも多かれ少なかれ、クラックが検出されており、上記検討の正しさを示しているといえる。ただし、クラックの発生個所は、ウォブラー部のつけ根のフィレット部の関係で、Fig. 2のAよりも若干外側に移行しており、最大応力部は、つけ根の部では、図2のAではないことを示しているが、これについては別途詳細な検討を要する。

これらの結果から、応力集中を少しでも小さくするように、ロールの寸法を変更するとともに、ウォブラー部の材質のダクタイル鋳鉄への欠換の検討をすすめている。これらによつて一応の解決の目標はたつたが、つぎにロール・カップリング、スピンドルのフォーク部の強度についても、同様の検討を行なつていくが、現在のところでは、強度的に必ずしも満足できるものではなく、

さらに詳細な研究と、場合によれば大幅な仕様変更を必要となるかもしれない状態である。

5. 結 言

稼働実績によつて、今まで強度的にさほど検討されていなかった、作動ロール・ウォブラー部の強度検討を行なつた。その結果、ウォブラー部の引張り強さが 22 kg/mm^2 以上であれば、十分に安心して使用できるが、さもないと、折損の可能性をもつことが明らかになつた。

この対策としては、応力集中を減らすためのロール寸法の変更、あるいは材質変更が考えられるが、最終的にはロール・カップリング、スピンドル・フォーク部を含んだ全体としての強度がつり合うように設計上考える必要がある。いずれにせよ、最近のミルの大型化によつてロール各部の強度は、きわめてきわめてきびしい条件下で使用されていることを考えて、設計されなければならない。

なお、本文をまとめるにあたり、ロール・メーカの関東特殊製鋼、日本ロール、日立金属および淀川製鋼の関係各位のご援助ご協力に謝意を表する。

文 献

- 1) 機械学会: 金属材料, 疲れ強さ設計資料(その1) 昭 36. 5