
熱間圧延機械設備の強度信頼性向上

Improvement in Reliability of Mechanical Strength of Hot Strip Mill Equipment

井上 紀明(Noriaki Inoue) 池田 晴行(Haruyuki Ikeda) 中野 貞則(Sadanori Nakano) 石川 貴章(Takaaki Ishikawa)

要旨：

熱間圧延工場は、低温圧延、高圧下圧延などにより圧延負荷が増大し、機械設備の使用条件はますます苛酷になってきている。これに対応すべく、機械設備について総合的な強度解析と負荷実測をもとに強度診断を行った結果、強度不足の部位が判明した。各々の強度特性評価から根本的な改善策を検討し実施した。その主な内容は、圧延機駆動系のミルスピンドル、歯車装置およびロールネックの形状改善による強度向上、ならびに圧下系のミルハウジングの形状改善による強度向上である。これらの設備改善の結果、機械故障を大幅に低減させることができ、安定操業に大きく貢献することができた。

Synopsis：

Recently equipment in the hot strip mill entered into a serious condition because of an increase in rolling load caused by low temperature rolling and high draft rolling. The strength of the equipment was diagnosed by an overall strength analysis and measuring of actual load. Then weak points were pointed out and the equipment was improved according to the evaluation of the characteristic analysis of strength, for example, (1) improvement of mill spindle, (2) improvement of gear drive device, and (3) improvement of the shape of roll neck and mill housing. As a result of these improvements, the serious breakdown of equipment has been eliminated and the working ratio of the hot strip mill has been maintained at a higher level than previously.

(c)JFE Steel Corporation, 2003

本文は次のページから閲覧できます。

Improvement in Reliability of Mechanical Strength of Hot Strip Mill Equipment



井上 紀明
Noriaki Inoue
水島製鉄所 設備部設備技術室 主査(課長補)



池田 晴行
Haruyuki Ikeda
水島製鉄所 設備部設備技術室



中野 貞則
Sadanori Nakano
水島製鉄所 設備部設備技術室



石川 貴章
Takaaki Ishikawa
水島製鉄所 設備部設備技術室

要旨

熱間圧延工場は、低温圧延、高圧下圧延などにより圧延負荷が増大し、機械設備の使用条件はますます過酷になってきている。これに対応すべく、機械設備について総合的な強度解析と負荷実測をもとに強度診断を行った結果、強度不足の部位が判明し、各々の強度特性評価から根本的な改善策を検討し実施した。その主な内容は、圧延機駆動系のミルスピンドル、歯車装置およびロールネックの形状改善による強度向上、ならびに圧下系のミルハウジングの形状改善による強度向上である。これらの設備改善の結果、機械故障を大幅に低減させることができ、安定操業に大きく貢献することができた。

Synopsis:

Recently equipment in the hot strip mill entered into a serious condition because of an increase in rolling load caused by low temperature rolling and high draft rolling. The strength of the equipment was diagnosed by an overall strength analysis and measuring of actual load. Then weak points were pointed out and the equipment was improved according to the evaluation of the characteristic analysis of strength, for example, (1) improvement of mill spindle, (2) improvement of gear drive device, and (3) improvement of the shape of roll neck and mill housing. As a result of these improvements, the serious breakdown of equipment has been eliminated and the working ratio of the hot strip mill has been maintained at a higher level than previously.

1 緒 言

当社の水島製鉄所熱間圧延工場は、昭和45年1月に稼働したが、昭和48年の石油ショックを契機に種々のコストダウンと成品鋼種の拡大が試みられてきた。これらは、加熱炉省エネルギーと圧延材の材質制御のための低温圧延、および高圧下圧延に代表される。このため、圧延負荷増大の傾向が見られ、機械設備の強度不足に起因する設備損傷が増加してきた。

設備損傷は復旧に長時間を要し、修復費用ばかりでなく生産機会の損失となり、その損害は非常に大きい。とくに最近、熱間圧延工場と連続鋳造工場の生産プロセスの同期化、連続化が進み、従来にも増して熱間圧延工場の稼働率の向上が望まれている。

ここでは、熱間圧延機械設備に関し強度解析結果に基づく改善策の実施により、強度信頼性が向上し、生産ニーズに対応できる機械設備を実現してきた実施例を紹介する。

2 熱間圧延技術の進歩と設備技術面での対応

当熱間圧延工場では、昭和54年頃から省エネルギーと材質制御のための低温圧延、製品精度向上のための6重式ミル化、スケジュールフリー圧延のためのワークロールシフトミル化など、品質、歩留り、コストダウンの面から操業と設備の改善が行われたが、増大する負荷に対して機械強度が満足していない面が多々あった。最近、圧延負荷をオンラインで測定する技術や機械強度を有限要素法(FEM)で解析する技術が進歩してきており、実操業に即した既設機械設備の強度改善が可能になってきた。

今回、熱間圧延機械設備の総合的な強度検討を行い、種々の改善を実施し強度信頼性を向上させた。

3 ミル駆動系の強度向上

ミル駆動系の強度バランスの一例をFig. 1に示す。ミル駆動系においては、主減速機歯車、ピニオンスタンド歯車、スピンドルの安全率が他の部位に比べ低くなっている。

* 昭和61年9月22日原稿受付

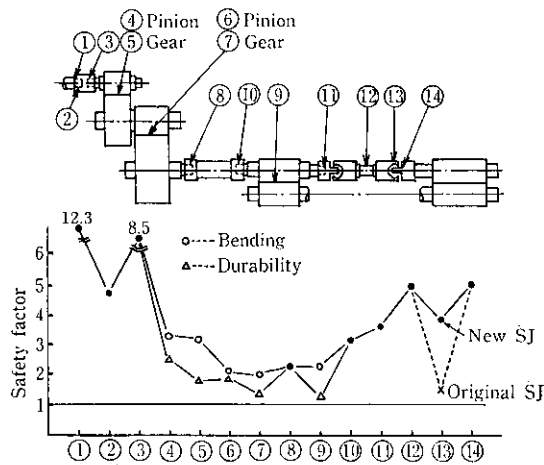


Fig. 1 Safety factor of driving section (R2 stand)

3.1 ミルスピンドルの強度向上

3.1.1 ミルスピンドルの現状

ミルスピンドルはこれまで主として、スリップメタル型ジョイント (SJ) とクロスピンユニバーサル型ジョイント (UJ) が使用され、負荷の増大にともないミルスピンドルの割損事故が多発するようになったが、SJは我国に圧延機が導入されてから目立った技術進歩がなく、また、圧延機用大形UJは歴史が浅く改善の余地が残っていた。

3.1.2 高強度SJの開発¹⁾

割損したSJの破面を観察すると Fig. 2 に示すようにわにぐちあり溝コーナーに疲労破面が見られる。この疲労破面はSJ外径1000 mmのもので半径10 mm未満の小さなものである。また、割損していなくても欠陥探傷を行えば、Fig. 2と同じコーナー部にクラックが見られることが多い。このクラックは応力集中に起因しており、応力集中の少ない新形状SJ²⁾ (Fig. 3) をFEMによる応力解析や材料力学的検討³⁾により考案した。

新形状SJの強度評価に当り、FEM解析、応力塗料実験⁴⁾などを

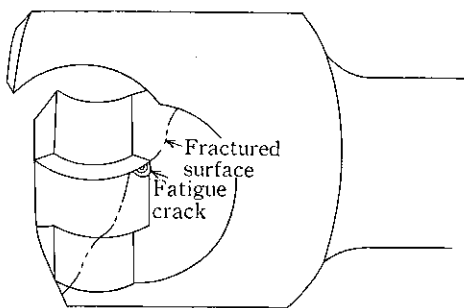


Fig. 2 Example of fractured SJ

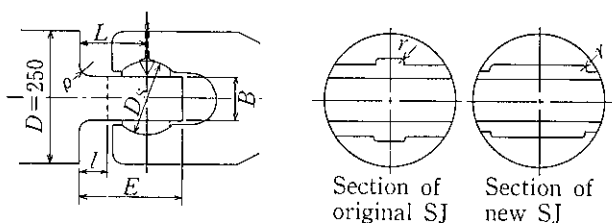


Fig. 3 SJ size for experiment and combination of experimental condition

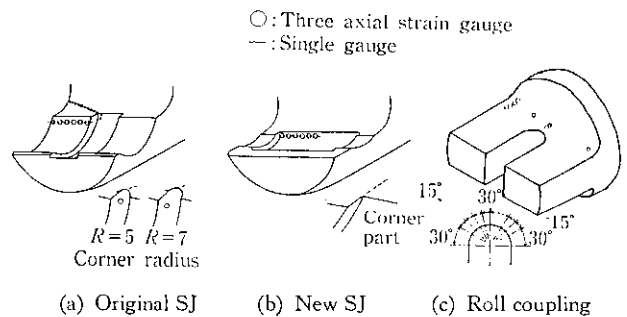


Fig. 4 Strain gauge location for stress measurement of SJ

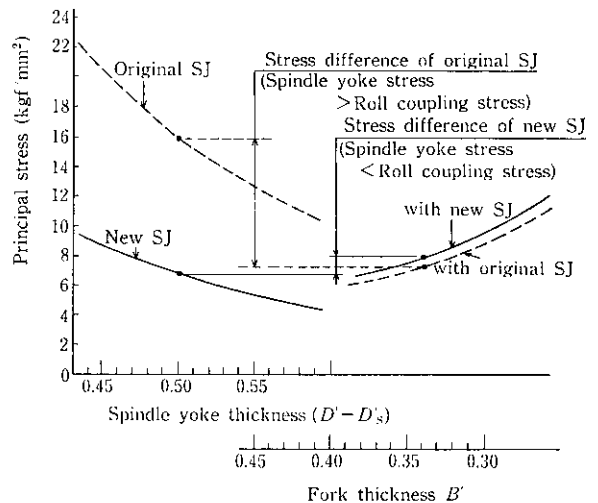


Fig. 5 Strength balancing sheet for hot strip rougher mill (R3 stand)

行い Fig. 4 に示すように応力測定位置を決定し、実験用SJにより強度特性の検証実験を行い、わにぐちおよびロールカップリングの最大応力を求める実験式を誘導した。

〈わにぐちの最大応力を求める式〉

$$\text{新形状 SJ: } \sigma_{\max(SJ)} = 340 \times D_s'^{2.29} \times \frac{T}{D^3} \quad (1)$$

$$\text{旧形状 SJ: } \sigma_{\max(SJ)} = 680 \times D_s'^{2.29} \times \frac{T}{D^3} \quad (2)$$

〈ロールカップリングの最大応力を求める式〉

$$\sigma_{\max(Cplg)} = K \times \frac{(L' - 0.75\rho')^{0.5}}{B'^{1.5} \times l'^{0.84}} \times \frac{T}{D^3} \quad (3)$$

ここで、

$\sigma_{\max}$: 最大主応力 (kgf/mm²)

D_s' : わにぐち径の無次元化寸法 ($D_s' = D_s/D$)

D : SJ 外径 (mm)

T : 負荷トルク (kgf·m)

K : 係数 (相手が新形状の場合は 6.81, 旧形状の場合は 6.27)

L', ρ', B', l' : Fig. 3 に示す寸法を D で除した無次元数

(1)~(3)の実験式に示されるように新形状SJは、旧形状SJの2倍の強度を有していることが確認できた。また、これらの式を用いて求めた実機のSJの強度バランスの一例を Fig. 5 に示す。

Fig. 5 より、新形状の方が旧形状に比べわにぐちとロールカップリング間のバランスがとれていることがわかる。

3.1.3 高信頼性UJの開発

従来のUJはクロスが割損することがあり、クロスについて強度計算式の精度向上、形状改善による強度向上、防食による腐食環境

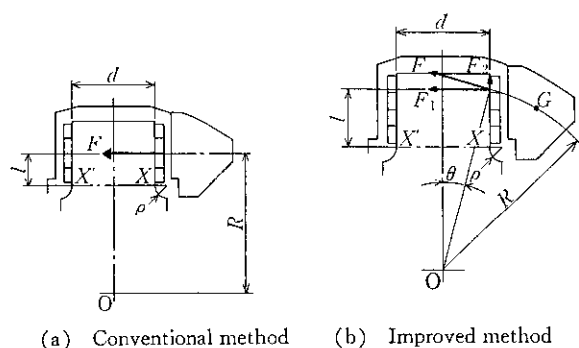


Fig. 6 Force balance of trunnion for UJ

下での疲労強度低下の防止が必要であり、さらにワークロールシフトミル用 UJ のスプライン部の強度向上などスピンドルに対して、より一層の強度信頼性向上が必要であった。

(1) クロスの計算式の見直し

従来はクロスの負荷状態を Fig. 6 (a) と考えクロスの応力計算を行ってきたが、測定応力は計算応力の 1.7 倍で大きな疑問があった。そこで Fig. 6 (b) の負荷状態で計算式を誘導した結果、測定応力との誤差は +3.3~3.8% に向上した。以下にその計算式を示す。

〈従来の計算式〉

$$\sigma_b = \frac{l \times \alpha_1}{z} \times \frac{T}{2R} \quad \dots\dots\dots (4)$$

〈新しい計算式〉

$$\sigma_t = \left[\frac{(2l \cos \theta + d \sin \theta) \times \alpha_1}{2Z} + \frac{\alpha_2 \sin \theta}{A} \right] \times \frac{T}{2R} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、

- T: 負荷トルク (kgf・mm)
- Z: X-X' 断面の断面係数 (mm³)
- α_1 : X-X' 断面の曲げ形状係数
- α_2 : X-X' 断面の引張形状係数
- A: X-X' 断面の断面積 (mm²)
- l: X-X' 断面のモーメントアーム (mm)
- R: 荷重作用半径 (mm)

(2) クロスの形状改善

従来のクロスは Fig. 7 (a) に示すように小さな丸み半径を持つフィレット部があり、応力集中が大きくクロスの強度を低下させていた。この改善策として Fig. 7 (b) に示すようにフィレットの丸み半径を大きくした結果、応力集中が軽減され、F₁ ミル UJ では 175% 過負荷時の疲労安全率が 0.97 から 1.2 に向上し必要強度を満足でき割損事故を防止できた。

(3) クロスの防食方法の改善

UJ 使用中にクロスが腐食し疲労強度の低下が原因で割損事故

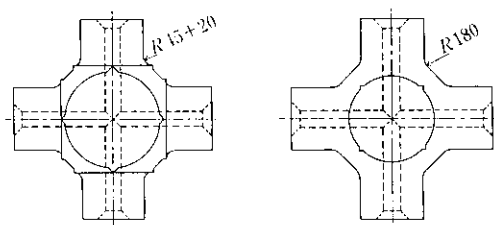


Fig. 7 Comparison of trunnion shape for UJ

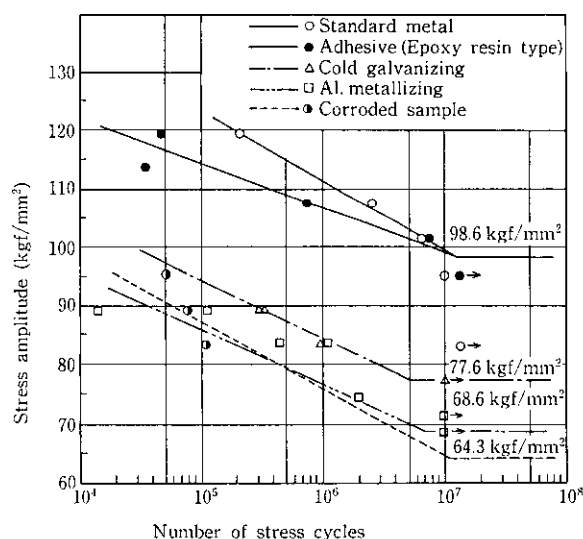


Fig. 8 Results of the rotating bending fatigue test on the specimens with various corrosion protections

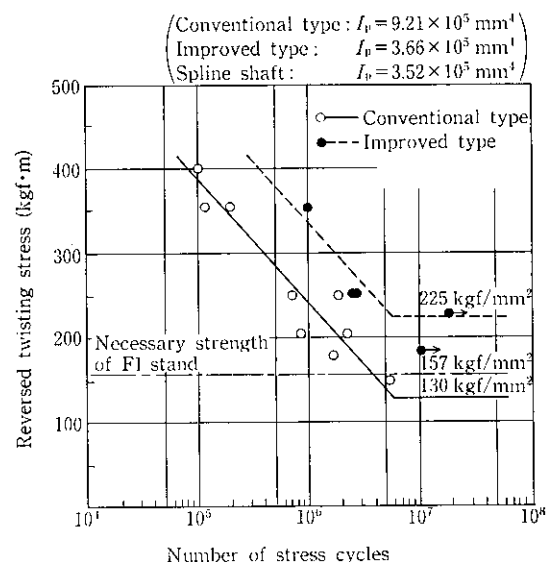


Fig. 9 Reversed twisting fatigue test results of spline shaft for UJ

が発生した。クロスは特殊浸炭鋼の高強度材であるため、防食方法を間違えば疲労強度が低下するので慎重な選択が必要である。このため、Fig. 8 に示すように種々の防食方法で疲労試験を行いエポキシ樹脂系接着剤を採用した。Fig. 8 より、防食処理をしなければ疲労強度は 65% に低下するが、エポキシ樹脂系接着剤を塗布すれば疲労強度は低下しないことがわかる。

(4) スプライン軸の強度向上

ワークロールシフトミル用の UJ は軸部に伸縮機構を要求される。伸縮部はスプラインで構成されているため、一体型 UJ と比べると強度低下となり必要強度を満足できなくなることもある。このためスプライン軸とスプラインスリーブのねじり剛性比に着目し、スリーブを柔構造にしてスプライン軸の軸方向分布荷重を分散させた結果、Fig. 9 に示すように従来型に比べ 1.7 倍に強度が向上し必要強度を満足した。

3.2 歯車の強度改善

操業負荷の増大にともない歯車の損傷が顕在化してきた。歯車の強度評価はAGMA規格による評価が主流であるが、当熱間圧延機械の歯車はヘルツの式とルイスの式で評価されているものもあるため、駆動系各部の歯車をAGMAの式で強度評価をし直し、すでに歯面損傷が生じているものは強度改善を行った。

3.2.1 R1ミル駆動主減速機の歯車強度向上

主減速機歯車の歯底に発見されたクラックは進展性で、長さ130mm、深さ30mmにも達していた。

熱間圧延工場の粗ミル用歯車の面圧強度は、AGMAのサービスファクター(S_f)が2.0以上必要とされている。しかし、既設歯車は S_f が1.4で強度不足のため、歯面にピッチングが発生し歯底にもクラックを発生させたものである。

進展性のクラックは取替え時期が遅れると歯欠損となり、操業に多大な損害を与えることになるので残存寿命を予測することが非常に重要である。このため、ASME-Code Sec. XI⁹⁾に準じて破壊力学により残存寿命を評価した。

Fig. 10に評価結果を示すが、残存寿命は約1000日であったので早急に歯車の改造を行った。Table 1に歯車仕様を示す。

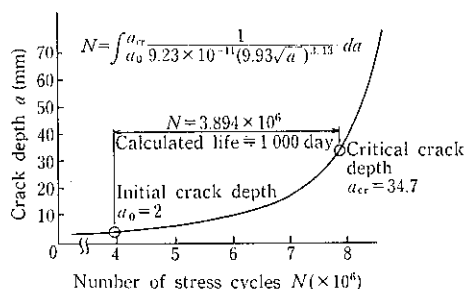


Fig. 10 Calculated life under fracture mechanics (R1 mill gear)

Table 1 Specifications of main drive reducing gear (R1 stand)

Item	Original type		Improved type	
	Pinion	Gear	Pinion	Gear
Material	SCM440Mod	SCCrM3	SNC815	SNCM439
Heat treatment	QT	QT	Carburizing	QT
Hardness (Hs)	Hs 43±2	Hs 36±3	Hs 70~75	Hs 45±2
Module	DP 3/4		32	
AGMA S_f (Durability)	1.9	1.4	3.8	2.1
AGMA S_f (Bending)	2.3	2.1	3.6	2.8

3.2.2 R3ミルピニオンスタンドの歯車強度向上

ピニオンスタンド歯車の歯面にスポーリングが発生したので、従来のインボリュート歯形の歯車と円弧歯形のシンマーク歯車を比較して改善案を検討した。

Table 2に歯車仕様の比較を示す。インボリュート歯車に比べ高強度で、コスト的にも安価なシンマーク歯車が有利であるが、モジュールが32を超える大形歯車に適用した例はなく、十分な歯切精度、および歯当りが得られるかどうかが問題となる。このため、ミスアライメントを与えた歯当り実験と加工精度保証の検討などを行いシンマーク歯車を採用した。この結果、面圧強度、曲げ強度と

Table 2 Specifications of original gear and improved gear (R3 stand)

Item	Original gear	Improved gear (I)	Improved gear (II)
Tooth profile	Involute	Involute	Symmarc
Module	DP 1/2	40	66
Number of teeth	24	28	18
P.C.D.	1 219.2 mm	1 219.2 mm	1 245.6 mm
Normal pressure angle	20°	20°	32°
Face width	1 900 mm	1 900 mm	1 900 mm
Material	SCM440	SNC815	SNCM439
Heat treatment	QT	Carburizing	QT
Hardness (Hs)	Hs 43±2	Hs 70~75	Hs 41~46
Safety factor (Durability)	1.3	2.88	3.35
Safety factor (Bending)	2.8	3.85	7.32
Ratio of initial cost		1	0.7

も既設に対し約2.5倍に向上した。

3.3 ワークロールネック小判部の強度解析

最近の圧延機はワークロールを小径にする傾向があり、ワークロールネック部の強度が問題となる。ワークロールのネック部は小判型断面で、丸軸から小判型へ変化する部位の強度評価技術が無いため、従来は丸軸フィレットに置き換え応力集中の文献⁹⁾により強度を求めていた(Fig. 11)。この方法では正確な強度評価ができないため、FEMと実験用ロールネックの応力測定で応力解析を行った。この結果をFig. 12に、また、得られた応力集中係数 α の実験式を(6)式に示す。

$$\alpha = 1 + \exp \left[4.04 \times \left(\frac{2\rho}{B} \right)^2 - 9.79 \times \left(\frac{2\rho}{B} \right) - 0.0647 \right] \quad \cdots (6)$$

ここで、 $B/D=0.75$ である。

Fig. 12からわかるように従来方法は応力集中係数を高く求めず

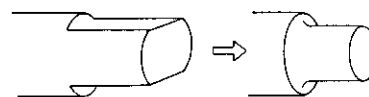


Fig. 11 Simplification of roll neck shape

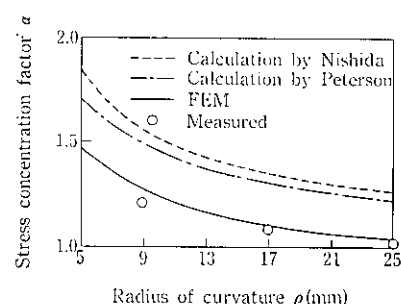
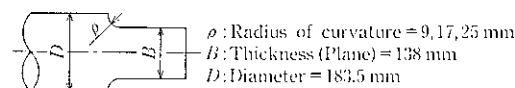


Fig. 12 Relation between stress concentration factor and radius of curvature for roll neck

ぎていたことになる。今後は小判型断面軸の基準応力⁷⁾に(6)式の応力集中係数を乗じて最大応力を求めることにより正確な強度設計が可能となった。

4 ミル圧下系の強度向上

4.1 ミルハウジングの強度向上

従来、ミルハウジングの強度評価は経験に頼ることが多く、ハウジングの細部に至る評価に欠ける面があったが、最近ではFEM解析により高精度の評価が可能となった。この結果、従来は問題視されなかった部位が問題になってきた。一般にミルハウジングは超大型構造物で更新には多大な費用を要するので、部分的な改造でミルハウジングの強度を向上させることが必要である。

4.1.1 圧下ナット格納部の強度向上

圧下ナット格納部のコーナーの丸み半径は小さく、FEM解析の結果、Fig. 13に示すように圧延荷重が3000tで $R=6\text{mm}$ の時の応力は 35.7kgf/mm^2 で材料の疲労強度を超えていることが判明した。このため、実機を点検した結果クラックが発見されたのでFEM解析結果に基づき $R=30\text{mm}$ に加工した。加工後の応力測定値は解析値とよく一致し、発生応力を材料の疲労限度内に抑えることができた。

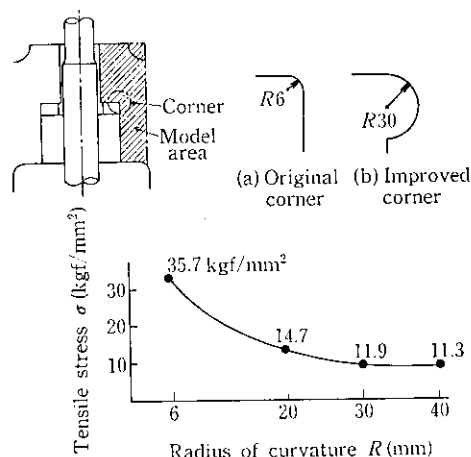


Fig. 13 Relation between tensile stress and radius of curvature for mill housing

4.1.2 ハウジングライナー取付座の強度向上

公称圧延荷重能力2500tのハウジングにおいて、操業ニーズにより3000tの圧延荷重が必要になった。このため、FEM解析により能力向上策を検討し、実施後検証のため応力測定を行った。Table 3に示すようにライナー取付座(D, F, G部)は高い応力で安全率が1.0以下となっている。なお、ハウジング材SC46の疲労限度⁸⁾をTable 4に示す。

この対策として、Fig. 14に示すようにライナー取付座の丸み半径を大きくし、応力集中を軽減し強度向上を図った。 $R=30$ にすることにより発生応力を腐食条件下の疲労限度以下に下げることができ、ライナー取付座の疲労安全率が1.0以上に向上できた。

5 負荷監視と寿命予測

現圧延条件下における強度不足の部位については設備改善を行っ

Table 3 Calculated stress and safety factor (R2 housing)

Symbol	Calculated stress (FEM) (kgf/mm ²)	S.F.	Calculated point
A	12.74	1.05	
B	3.59	2.57	
C	8.13	1.12	
D	16.98	0.78	
E	7.51	1.38	
F	16.98	0.61	
G	13.33	0.80	
H	4.16	2.44	

Table 4 Allowable tensile fatigue limit of SC46 (kgf/mm²)

Surface	In air	In clean water
Black	12.69	10.15
Machine cut	13.30	10.64

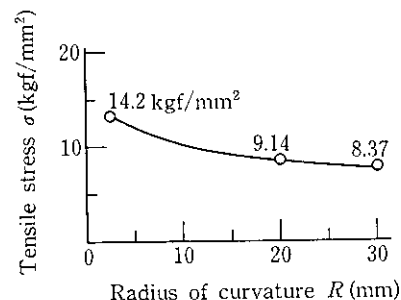


Fig. 14 Relation between tensile stress and radius of curvature (Point G at Table 3)

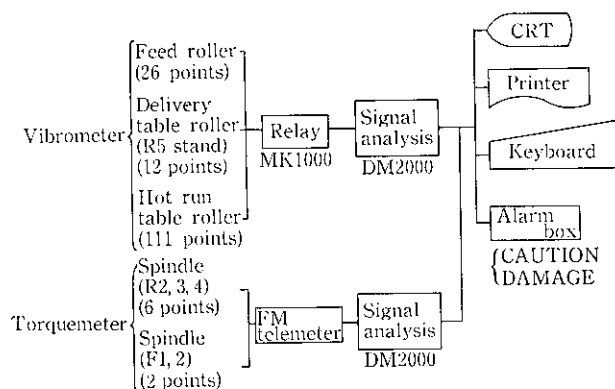


Fig. 15 Machine monitoring system in hot strip mill plant

た。しかし、今後の成品系列拡大にともなう試験圧延時の負荷監視と圧下パススケジュールの検討、あるいは実負荷歴を把握して設備要素の残存寿命を求め、設備要素が劣化する以前に取り替える予防保全を行うためには、常時オンラインでの負荷監視が必要である。さらに、機械設備に数多く使われているころがり軸受損傷による設備停止を防止するには軸受振動値を常時オンラインで傾向管理しておく必要がある。

以上の目的のため、熱間圧延工場にFig. 15に示す設備監視システムを昭和61年6月に稼働させた。この監視システムのデータ処理

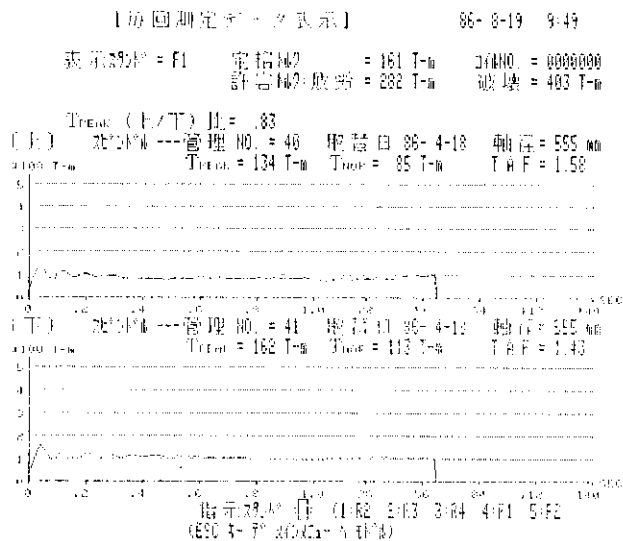


Fig. 16 Example of spindle torque chart

プログラムは種々あるが、本論文に關係の深い圧延トルクデータについての出力例を Fig. 16 に示す。

6 結 言

熱間圧延工場は、低温圧延、高圧下圧延などにより圧延負荷が増大し、機械設備の使用条件はますます過酷になってきた。このため、機械設備の損傷による生産ライン停止の防止を目的として、圧延機だけでなく主要設備について総合的な強度検討と本質的な改善を実施してきた。

この結果、改善実施前は設備損傷により保全費用のみならず生産工程の攪乱と生産機会の損失という大きな損害を生じていたが、改善実施後は設備の損傷が大幅に低減し、安定操業が維持できるようになった。

参 考 文 献

- 1) 井上紀明, 中野貞則, 河内 登, 浜田一明, 内藤 肅: 「高強度ミルスビンドルの開発と強度評価」, 川崎製鉄技報, 16 (1984) 3, 221~231
- 2) 川崎製鉄(株): 「スリップメタル型自在カップリング」, 特願昭 59-80044
- 3) 渡辺敏夫: 「ユニバーサルカップリングの強度計算」, 日本機械学会論文前刷集 No. 140 (1965), 37~56
- 4) 菅野 昭: 「配管技術」, 22 (1980) 8, 131~138
- 5) 川原正言: 「破壊力学をとり入れた設計の実際」, 第46回講習会 (1978), 31~46, [日本機械学会]
- 6) 西田正孝: 「応力集中」, (1973), 646, [森北出版]
- 7) 大久保 肇: 「強度設計データブック」, (1977), 615, [掌華房]
- 8) 日本機械学会: 「疲労強度の設計資料 I」, (1982), 42