
高強度ミルスピンドルの開発と強度評価

Development of a High Strength Mill Spindle and Consideration of Strength Evaluation Method for the Spindle

井上 紀明(Noriaki Inoue) 中野 貞則(Sadanori Nakano) 河内 登(Noboru Kawauchi) 浜田 一明(Kazuaki Hamada) 内藤 肅(Tadashi Naito)

要旨：

圧延機ロール駆動用のスリッパメタル型ユニバーサルスピンドルは、近年の高圧下圧延による圧延トルクの増大のため、スピンドルわにぐちの割損事故が多発している。割れはわにぐちのあり溝の応力集中部から発生する。わにぐちとロールカップリングの応力解析から強度向上を検討した結果、わにぐちの応力集中の解明ができ、応力集中を回避できる新形状を考案した。この新形状わにぐちとロールカップリングについて、応力塗料およびひずみゲージによる応力測定を行った結果、新形状は旧形状の 2 倍の強度であることが確認でき、これらの最大応力を求める実験式を誘導するとともに、強度バランスシートを考案した。

Synopsis：

No conspicuous progress has been made in spindles for rolling mill drives, and rolling torque loaded to the spindles has been greatly increased in recent years on account of very severe operating conditions. As a result, a lot of spindle yokes have cracked at the slipper metal groove and the trouble has caused serious damage to production. In our research, the stress analysis of the spindle head and roll coupling was made, and stress concentration of the spindle yoke became clear, and through the analysis, a new type spindle which could reduce stress concentration was designed. It was confirmed that by the brittle lacquer coating test and stress measurement the new type spindle had double strength than that of the original. An experimental equation for estimating maximum stress loaded to the spindle was conducted and a diagram which showed the strength balance of spindle yoke and roll coupling was made out.

(c)JFE Steel Corporation, 2003

本文は次のページから閲覧できます。

井上 紀明^{*2} 中野 貞則^{*3} 河内 登^{*4} 浜田 一明^{*5} 内藤 肅^{*6}

Development of a High Strength Mill Spindle and Consideration of Strength Evaluation Method for the Spindle

Noriaki Inoue, Sadanori Nakano, Noboru Kawauchi, Kazuaki Hamada, Tadashi Naito

要旨

圧延機ロール駆動用のスリッパメタル型ユニバーサルスピンドルは、近年の高圧下圧延による圧延トルクの増大のため、スピンドルわにぐちの割損事故が多発している。割れはわにぐちのあり溝の応力集中部から発生する。わにぐちとロールカップリングの応力解析から強度向上を検討した結果、わにぐちの応力集中の解明ができ、応力集中を回避できる新形状を考案した。この新形状わにぐちとロールカップリングについて、応力塗料およびひずみゲージによる応力測定を行った結果、新形状は旧形状の2倍の強度であることが確認でき、これらの最大応力を求める実験式を誘導するとともに、強度バランスシートを考案した。

Synopsis:

No conspicuous progress has been made in spindles for rolling mill drives, and rolling torque loaded to the spindles has been greatly increased in recent years on account of very severe operating conditions. As a result, a lot of spindle yokes have cracked at the slipper metal groove and the trouble has caused serious damage to production.

In our research, the stress analysis of the spindle head and roll coupling was made, and stress concentration of the spindle yoke became clear, and through the analysis, a new type spindle which could reduce stress concentration was designed. It was confirmed that by the brittle lacquer coating test and stress measurement the new type spindle had double strength than that of the original. An experimental equation for estimating maximum stress loaded to the spindle was conducted and a diagram which showed the strength balance of spindle yoke and roll coupling was made out.

1 緒 言

スリッパメタル型のミルスピンドル (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いまま今日に至っている。しかし、最近では熱間圧延機などで、加熱炉省エネルギーのための低温圧延、圧延材の機械的性質制御のための低温圧延あるいは高圧下圧延が行われており、圧延トルク増大の傾向が見られる。また、圧延材がワークロールにかみ込んだ瞬間のピークトルクの増大も著しく、トルク増幅係数¹⁾ (TAF) が、ここ数年で激増しているのが特徴である (Fig. 1 参照)。

このため、圧延機ロール駆動系の強度不足に起因する事故が増加している。SJ の割損事故は、復旧に長時間を要し修復費用のみならず、生産機会の損失となり、その損害は非常に大きい。

ここでは、圧延トルクの増大による SJ の割損事故の、最近の多発傾向を問題視して、今まで本質的な改善が行われなかった SJ について、応力解析を中心として SJ の強度向上策と強度評価方法を検討した。従来の SJ の問題点、強度特性評価検討、新形状 SJ の考案、強度特性評価実験、SJ のわにぐちとロールカップリングの最大応力の実験式の誘導、SJ わにぐちとロールカップリングの強度バランスシートなどを述べ、新形状 SJ の強度上の優位性と強度評価について紹介する。

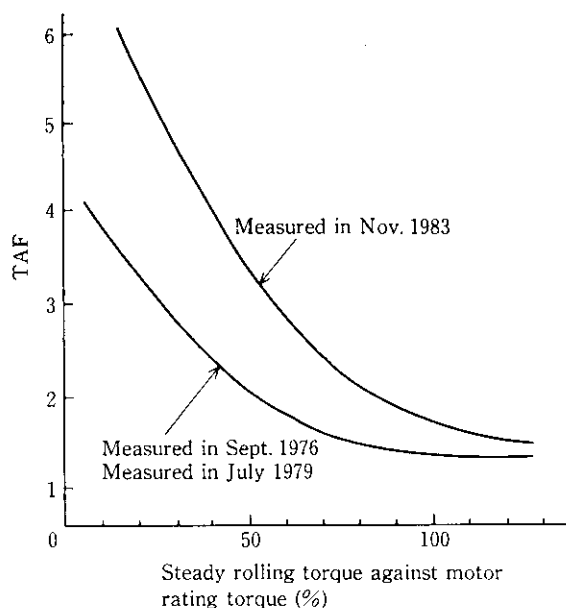


Fig. 1 Increase of torque amplification factor (TAF) at hot strip finishing mill

*1 昭和59年10月18日原稿受付

*2 水島製鉄所設備部設備技術室主査 (掛長)

*3 水島製鉄所設備部設備技術室

*4 水島製鉄所設備部設備技術室

*5 水島製鉄所設備部設計室主査 (掛長)

*6 水島製鉄所設備部設備技術室主査 (課長)

2 SJ 割損品の特徴と検討方針

割損した SJ の破面を観察すると Fig. 2 に示すように、わにぐちの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、割損しないまでも、使用中の SJ を染色浸透探傷あるいは磁粉探傷試験を行えば、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。

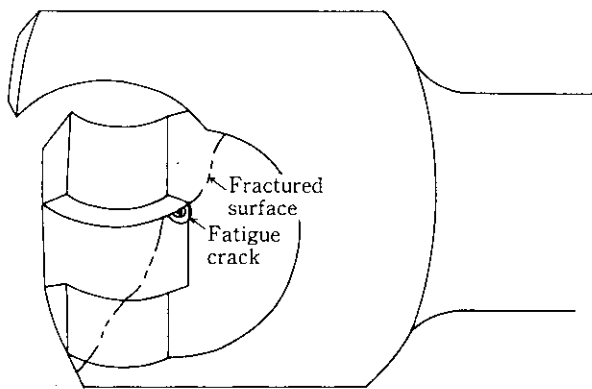


Fig. 2 Example of fractured SJ

一方、ロールカップリングは一度も割損したことがなくクラックも認められない、という事実が挙げられる。これより、SJ のわにぐちとロールカップリングの両者の実際の強度バランスはとれていないと考えられる。

以上のことから、次の事項が推測される。

- (1) SJ わにぐちのあり溝の応力と応力集中が未解明で、予想以上の高い応力である。
- (2) 従来のわにぐちの強度計算方法²⁾は、あり溝の応力集中が考慮されておらず、SJ の強度を実際の強度よりも過大に評価している疑いがある。
- (3) ロールカップリングの強度計算方法が確立しておらず、実際の強度よりも過小評価しており、結果的に高強度のロールカッ

プリングを、実機に提供している疑いがある。

したがって、次の検討を行い SJ の強度信頼性を向上させて、設備技術面から高トルク圧延のニーズに対処しなければならない。

- (1) わにぐちのあり溝の応力集中と原因の解明を行い、応力集中のない SJ の開発。
- (2) わにぐちとロールカップリングの強度計算方法を確立し、強度評価の精度を高めること。
- (3) わにぐちとロールカップリングの強度バランスを図り、駆動系全体の強度を上げること。
- (4) (3) のために、わにぐちとロールカップリングの強度関係が容易に求められる強度バランスシートの考案。

上の検討にあたり、材料力学、有限要素法、応力塗料実験、応力測定実験などを駆使して定量評価を試み、信頼性の高い結論を導くことが必要である。また、すべての SJ の共通の課題としてとらえ、各々の寸法諸元を外径で除した無次元化表現とし、汎用性のある知見を導くことも必要である。

3 わにぐちの強度

3.1 有限要素法による応力解析

2 章で述べたように、あり溝コーナーの応力集中の高いことが予想されるので、応力測定実験に用いる実験品形状 (Fig. 3 参照) について有限要素法 (FEM) による応力解析を行った。あり溝コーナーの応力集中の緩和策として、丸み半径を大きくすることが有効であるから、Fig. 3 の A 部拡大の破線で示すように既存の SJ の改善案が考えられる。FEM 解析を行ったのは、Fig. 3 (a), (b) の折衷案とも言える (c) で、丸み半径は 3, 5, 7 mm とした。

FEM 解析における荷重条件となるスリッパメタルの面圧分布はプレスケールを用いて測定した結果³⁾を使い、実際の荷重条件に近づけて解析精度を高めた。FEM 解析は、まず Fig. 4 のように全体モデルで解析し、次にあり溝部のみをさらに細かく要素分割したズームインモデルで解析して、解析精度を高めた。あり溝コーナーの丸み半径と最大応力および応力集中率の解析結果を、Fig. 5 に示す。

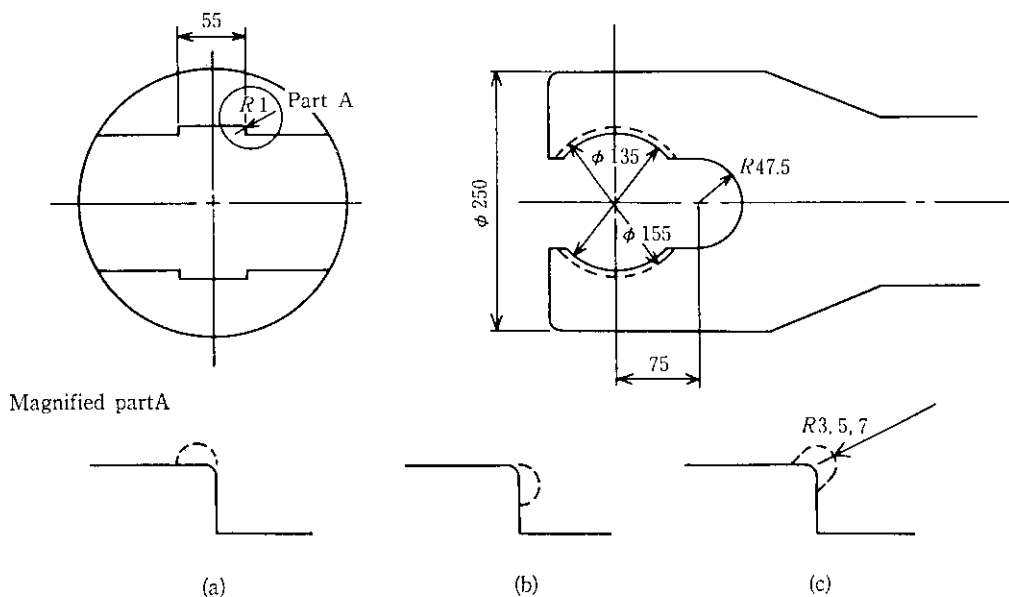


Fig. 3 Spindle head model for stress analysis using FEM and improvement ideas for the corner of slipper metal groove

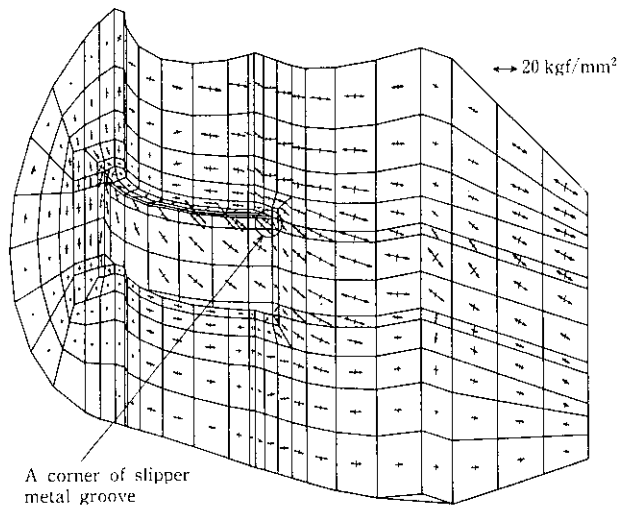


Fig. 4 Divided model for FEM and principal stress distribution of spindle head

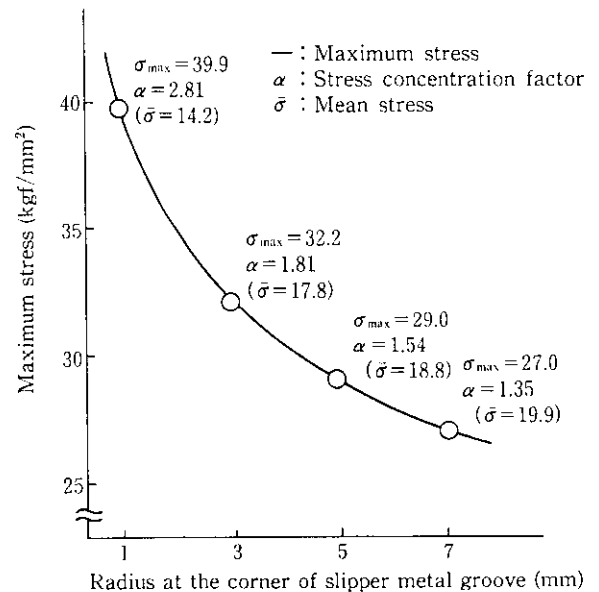


Fig. 5 Relation between radius at the corner of slipper metal groove and maximum stress

Fig. 5 から、丸み半径を大きくすれば最大応力と応力集中度が低下することがわかる。丸み半径を 7mm よりも大きくすれば、さらに最大応力と応力集中度は低下するが、Fig. 5 に付記したように平均応力は増加していることに注意しなければならない。

以上から、下記の知見が得られた。

- (1) あり溝コーナーの応力集中度 α は、

$$\text{丸み半径/外径} = 1/250 = 0.004$$

の場合で、 $\alpha = 2.8$ である。なお、実機における丸み半径/外径は、0.0022~0.0061 の範囲であるから、0.004 はほぼ一般的寸法を代表していると言える。

- (2) あり溝コーナーの丸み半径を、

$$\text{丸み半径/外径} = 7/250 = 0.028$$

まで大きくすれば、最大応力は 39.9 kgf/mm² から 27.0 kgf/mm² に低下し、約 1.5 倍の強度向上が望める。

- (3) 従来 SJ の強度計算方法は、あり溝の応力集中が考慮されていなかったが、FEM 解析の結果は、あり溝コーナーが応力集中の影響を受けて最大応力になるので、今後は応力集中を考慮すべきである。

3.2 新形状 SJ の考案

旧形状 SJ のあり溝コーナーの丸み半径を大きくすれば、若干の強度向上は望めるが、応力集中を回避できておらず十分ではない。ここで応力集中を回避して、十分な強度を有するわにぐちの形状を実現させるために、応力集中の発生理由を明らかにする必要がある。

応力集中の発生理由は Fig. 6 (a) に示したように、フィレットの外側に荷重が作用するため、フィレットに応力集中が生じ危険

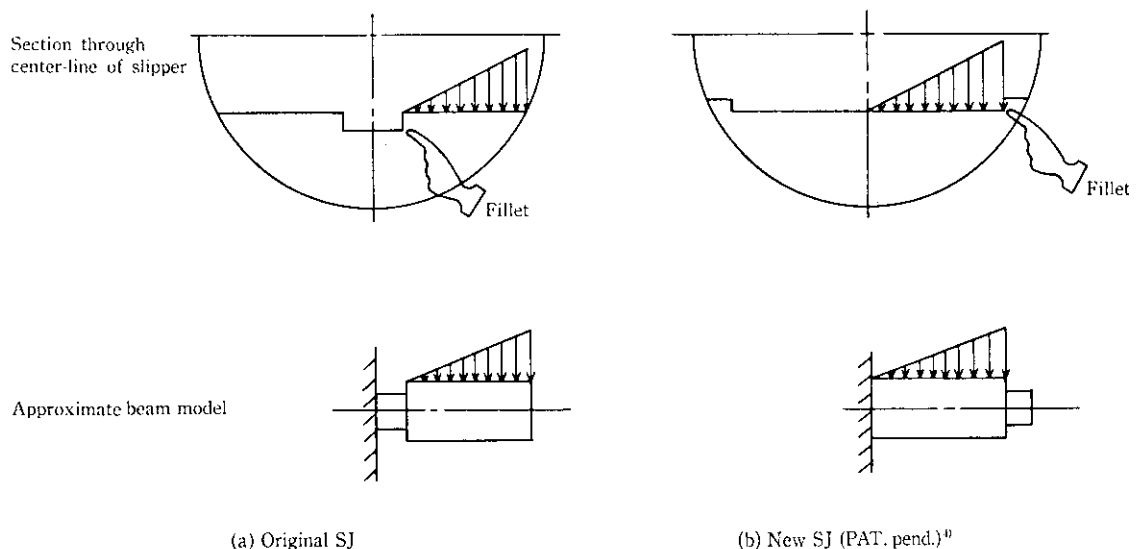


Fig. 6 Approximate beam model in the section of SJ through center-line of slipper

断面になる。さらに弓形断面のねじりで考えた場合、弓形の弦の中心が最大ねじり応力の発生位置であるが²⁾、この最大ねじり応力発生位置にあり溝があるため、弓形断面の断面性能が減少し、強度を低下させている。なお、Fig. 4 からわかるように、あり溝コーナー近傍では主応力はフィレットに対して斜行しているため、応力集中を生じている。このように旧形状 SJ は形状の特性により、強度低下の本質的な問題を避けることができない。

上に述べた本質的な問題を避けられるように、形状を工夫した新形状 SJ を Fig. 6 (b) に示す。新形状 SJ は Fig. 6 (b) からわかるように、フィレットの外側に荷重が作用しないので応力集中の影響が出ない。またフィレットを外径側に移して、最大ねじり応力発生位置から遠ざけている。さらにフィレットと主応力が平行であるから、応力集中発生心配もない。このように新形状 SJ は、旧形状 SJ の問題点を完全に排除できており、大幅な強度向上を指向したものである。

4 ロールカップリングの強度

Fig. 7 に示すロールカップリングの強度計算は、小判形断面のねじりで求める大久保の方法³⁾がある。しかし、この方法は $B/D = 0.5 \sim 0.875$ のデータで、実際のロールカップリングは $B/D = 0.28 \sim$

0.34 であり適用できない。このため、小判断面に相当する矩形断面に近似する矩形断面法^{6,7)}がある。この矩形断面法によれば、実際の寸法範囲では、(1) 式でねじり応力 τ が求められる。

$$\tau = \frac{1}{0.271} \times \frac{T}{D_1 B^2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 T : 負荷トルク (kgf・mm)

D_1 : 外径 D を等価矩形長辺に換算した寸法 (mm)

B : ロールカップリングのフォーク厚さ (mm)

しかし、フォークの付け根はフィレットがあり応力集中の影響を受ける。この応力集中率を求める計算方法としては、フィレットを持った丸軸についての方法⁸⁾や片側に局部平面を持つ丸軸についての方法⁹⁾があるが、いずれも近似的なものでしかなく、それぞれの方法から求めた応力集中率には大きな差がある。また、フォークのピン穴周りについては、応力を求める手段がない。さらにわにぐちとの組合せ条件を考慮した場合の解析方法がない。

このため、Fig. 8 に示した形状について FEM 解析を行った。フォーク付け根の応力は、フォーク厚さ B 、フォーク付け根の丸み半径 F 、荷重作用点距離 L に支配されると考えられるので、これらの影響を調査した。この結果を、Fig. 9, Fig. 10, Fig. 11, に示す。Fig. 9, Fig. 10, Fig. 11 から、フォーク厚さ B 、フォーク付け根の丸み半径 F 、荷重作用点距離 L による影響が大きいこと、さらにカップリングの応力レベルはわにぐちに比べて低いことが確認できた。

5 応力測定実験

わにぐちとロールカップリングの最大応力を精度良く求める方法は、FEM 解析以外にかなりの労力を要する。このため、これまでの検討結果を検証し、最大応力を求める簡便な実験式を誘導することを目的として、実験用 SJ でひずみゲージによる応力測定を行った。

5.1 実験用 SJ の寸法と負荷トルク

水島製鉄所で使われているすべての SJ の寸法を調べ、わにぐち径 D_s 、フォーク厚さ B 、あり溝コーナーの丸み半径 r 、フォーク付け根の丸み半径 F 、荷重作用点距離 L の影響を把握できるように

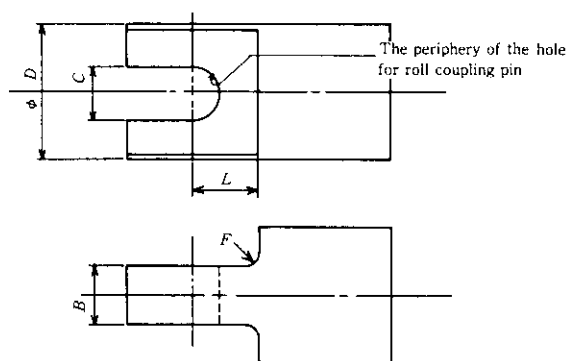
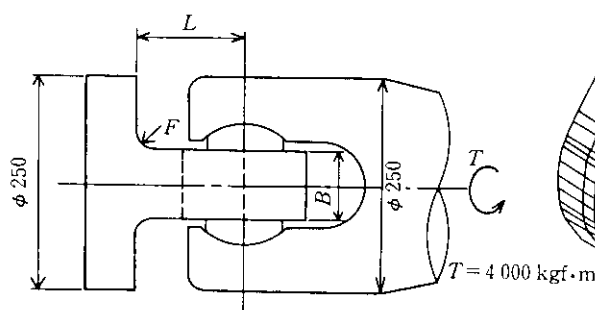
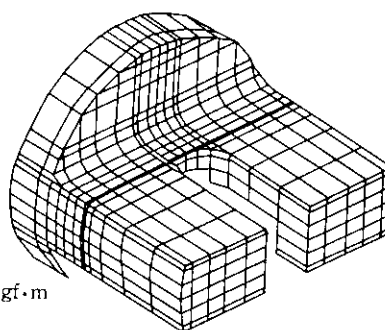


Fig. 7 Roll coupling



(a) Combination of spindle head and roll coupling



(b) Finite element model

Fig. 8 Roll coupling model

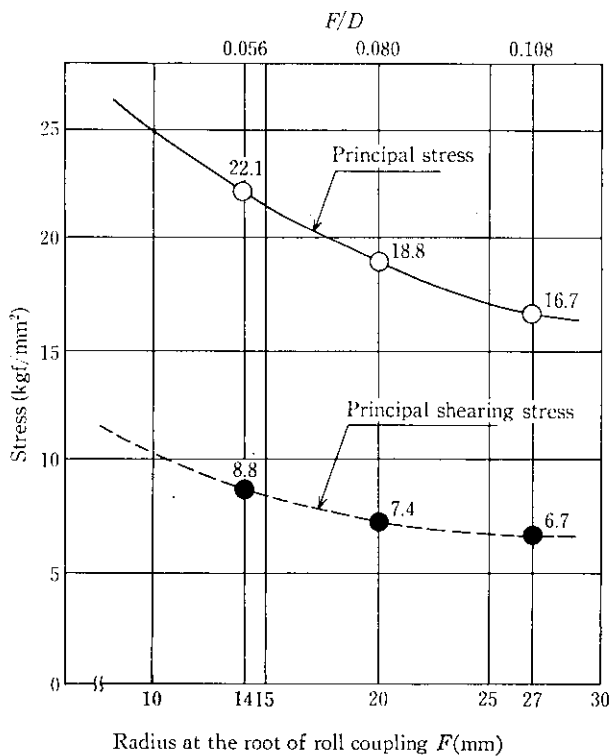


Fig. 9 Relation between radius at the root of roll coupling and stress ($B=77.5$ mm, $L=65$ mm)

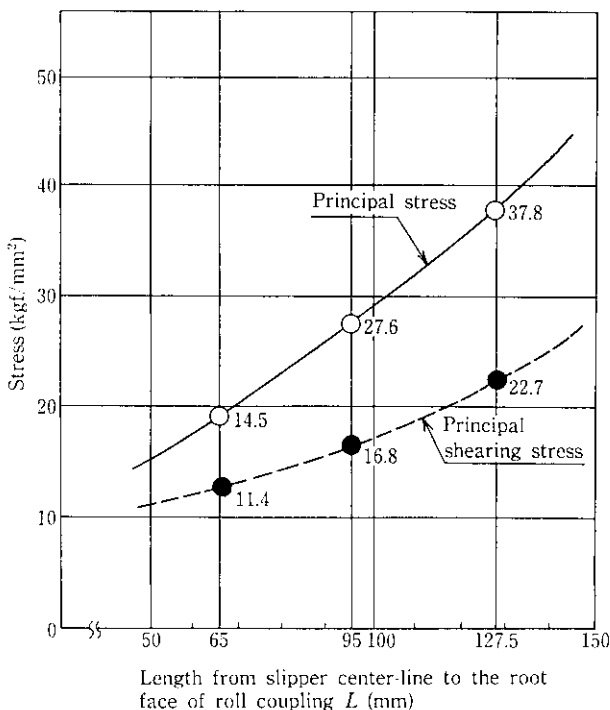


Fig. 11 Relation between length from slipper center-line to the root face of roll coupling and stress ($B=70$ mm, $F=20$ mm)

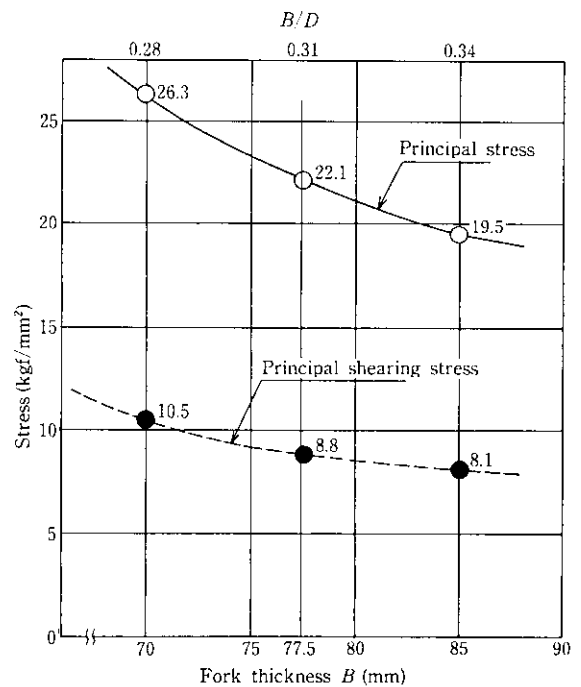


Fig. 10 Relation between fork thickness and stress ($F=14$ mm, $L=65$ mm)

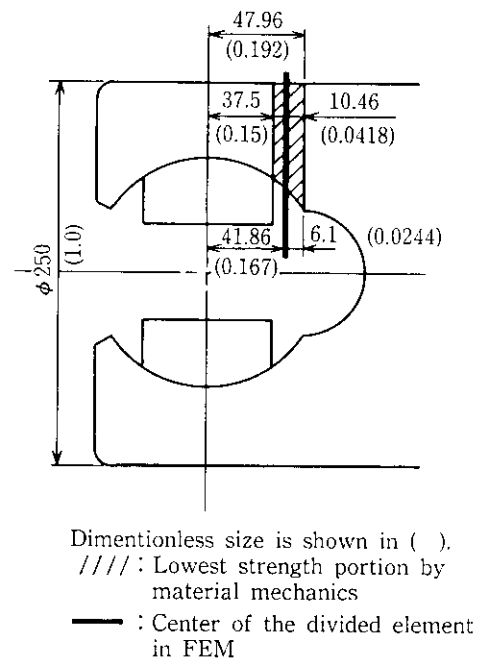


Fig. 12 Objective section in experiment

各部の応力を測定し、測定値の直線性を検証して、応力と強度の評価は $4 \text{ tf} \cdot \text{m}$ を基準にした。

5.2 応力測定箇所

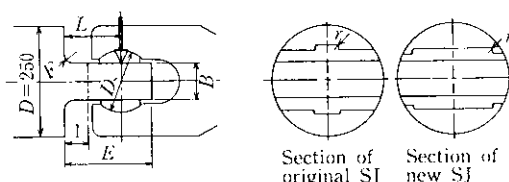
応力測定箇所は、材料力学的検討と FEM 解析の検討結果に基づいて選定した (Fig. 12 参照)。しかし、SJ は複雑な形状をしてい

に、実験寸法と組合せを検討し、Table 1 に示すように決定した。なお、実験用 SJ は、外径 250 mm にした。

負荷トルクは実験品の寸法を考慮して、2, 4, 6 $\text{tf} \cdot \text{m}$ の 3 水準で

Table 1 SJ size for experiment and combination of experimental condition

Experiment No.	SJ size						Length from slipper center-line to the root face of roll coupling					
	Spindle yoke			Roll-coupling			Case 1		Case 2		Case 3	
	Type	D_s	r	B	E	F	L	l	L	l	L	l
1	Original SJ	135	1	70	20	160	95	40	127.5	40		
2	"	135	5, 7	70	14	145	85	60	107.5	60		
3	"	135	1	85	30	150	95	70	112.5	70	127.5	70
4	"	135	5, 7	77.5	27	125	85	45	87.5	45	102.5	45
5	New SJ	110	3.4	70	20	135	95	40	97.5	40		
6	"	122.5	3.4	77.5	21	110	85	45	72.5	45		



るので、最大応力を見逃すかも知れない。このため応力塗料¹⁰⁾を用い、SJの応力分布と主応力方向を確認し、応力特性を把握した結果も踏まえて選定した (Fig. 13 参照)。

5.3 応力塗料実験の結果

(1) 旧形状わにぐち

Photo 1 (a) に示すようにわん曲部に多数のき裂模様が発生し、あり溝コーナーを起点にしているようである。また、あり溝コーナーの丸み半径を大きくして、応力集中を軽減した場合でも、Photo 1 (b) に示すように同様のき裂発生状況である。

(2) 新形状わにぐち

Photo 2 に示す発生状況であるが、旧形状に比べてき裂密度が低くあり溝コーナーを起点にしておらず、応力が分散しているこ

とがわかる。新形状は旧形状に比べて、定性的であるが、応力集中が無く低応力で、あり溝コーナーが危険断面にならず高強度であると言える。

(3) ロールカップリング

Photo 3 に示すように、フォーク付け根とピン穴周りに、き裂模様が発生しており応力の高いことがわかる。なお、Photo 3 の下の写真の右半分は引張応力で、左半分は圧縮応力で発生したき裂模様で、直交している。

5.4 応力測定の結果

測定結果の一例を旧形状 SJ について Fig. 14 に、新形状 SJ について Fig. 15, ロールカップリングについて Fig. 16, Fig. 17 に示す。

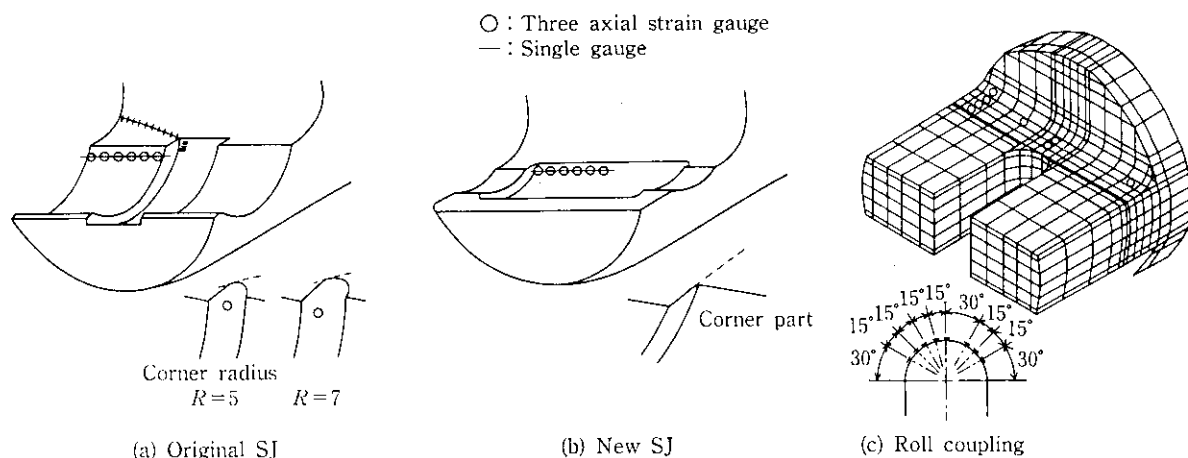


Fig. 13 Strain gauge location for stress measurement

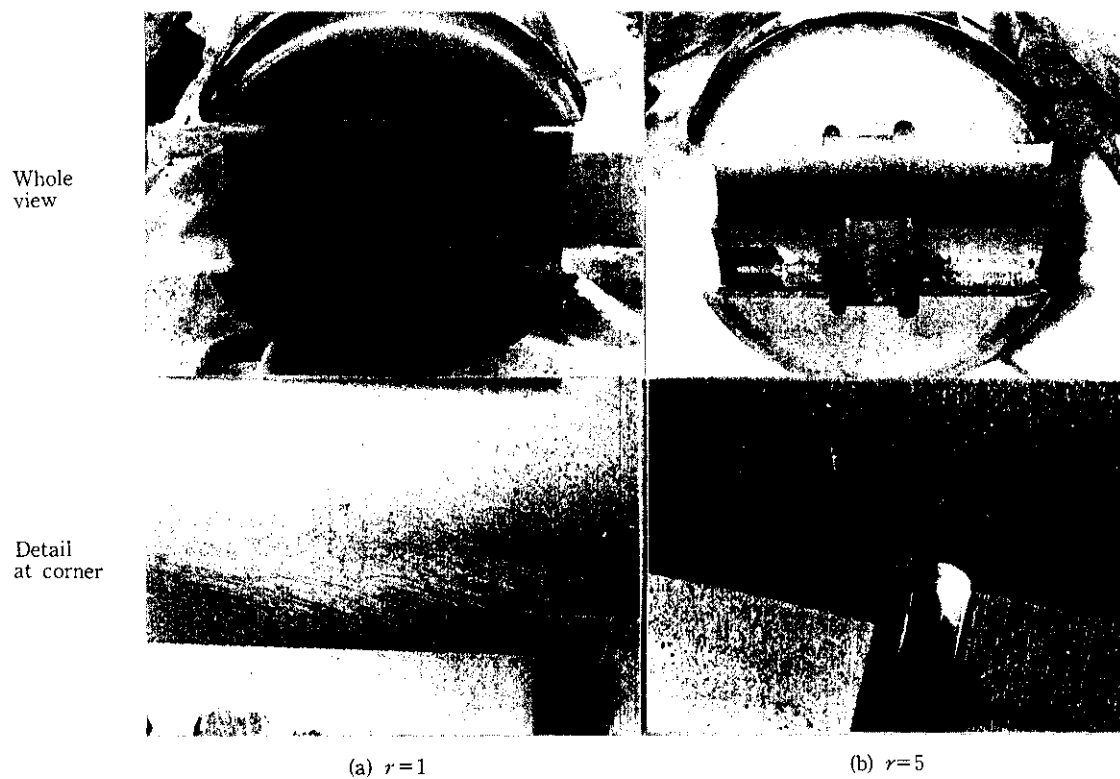


Photo 1 Brittle lacquer coating test at the concave and corner of slipper metal groove of original SJ

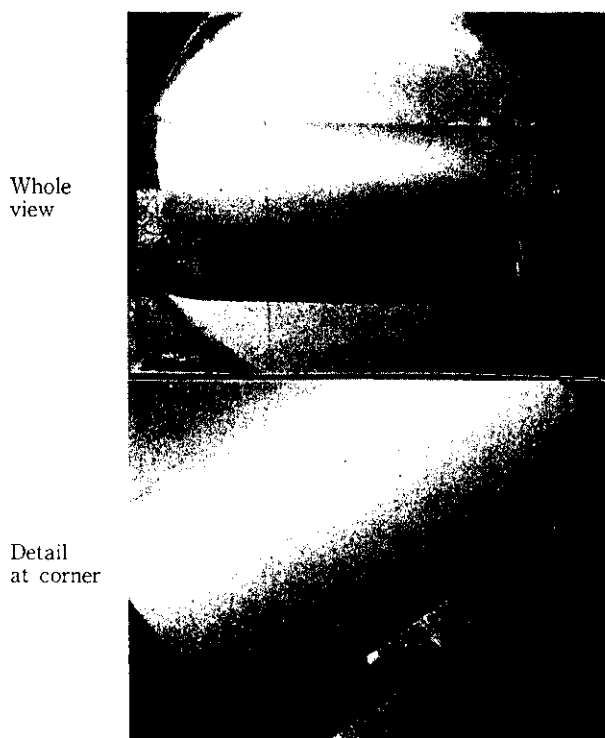


Photo 2 Brittle lacquer coating test results at the concave and corner of slipper metal groove of New SJ ($r=3,4$)

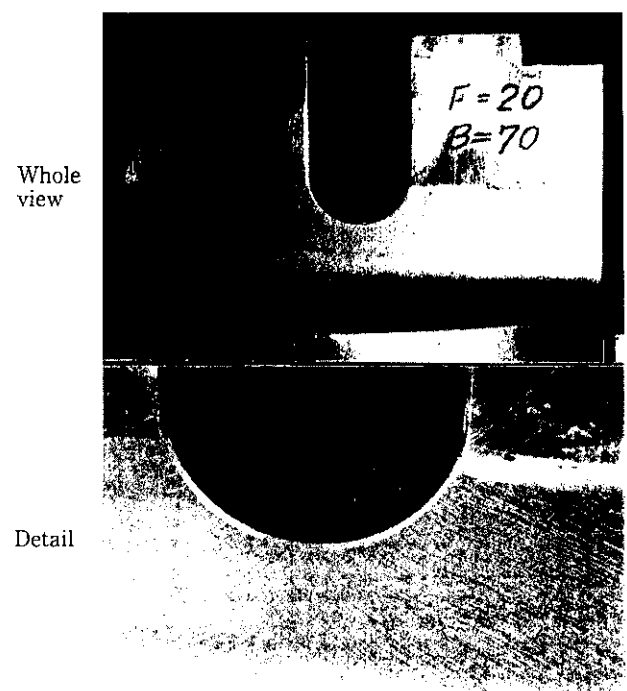


Photo 3 Brittle lacquer coating test result at the root of fork and the periphery of the hole for roll coupling pin

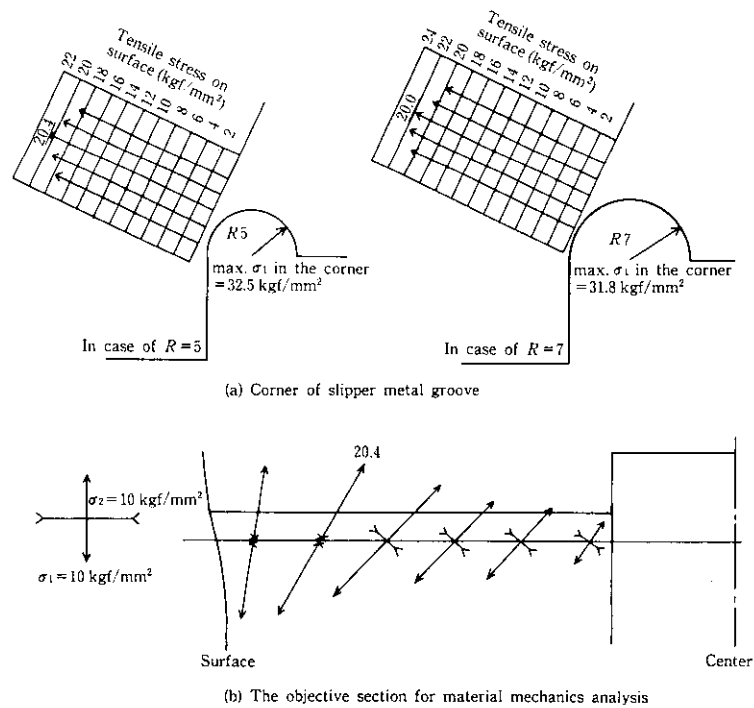
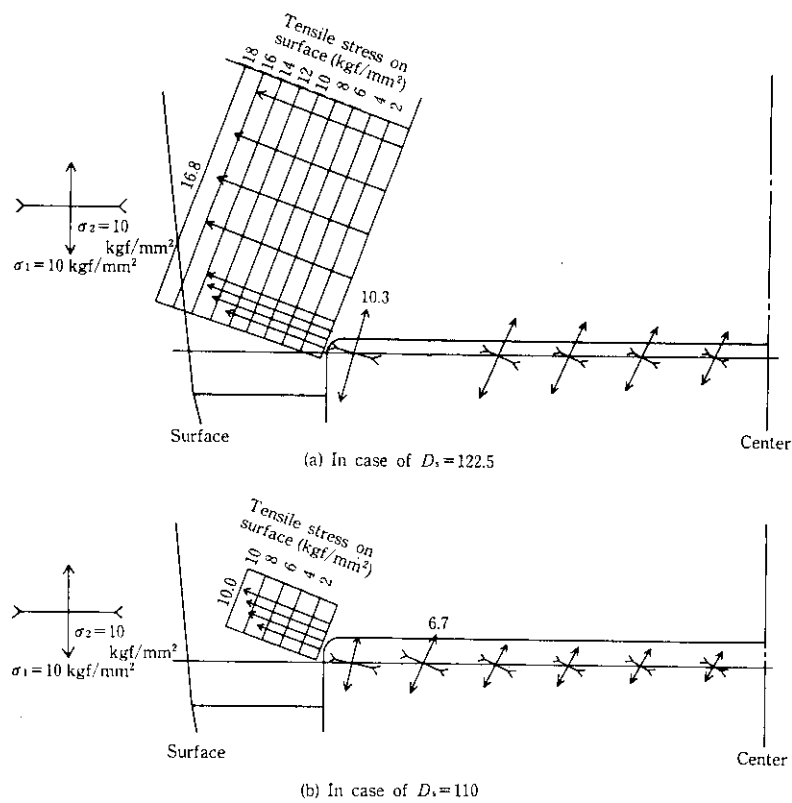
Fig. 14 Measured stress of original SJ ($D_s=135$)

Fig. 15 Measured stress of new SJ at the objective section for material mechanics analysis and the corner of slipper metal groove

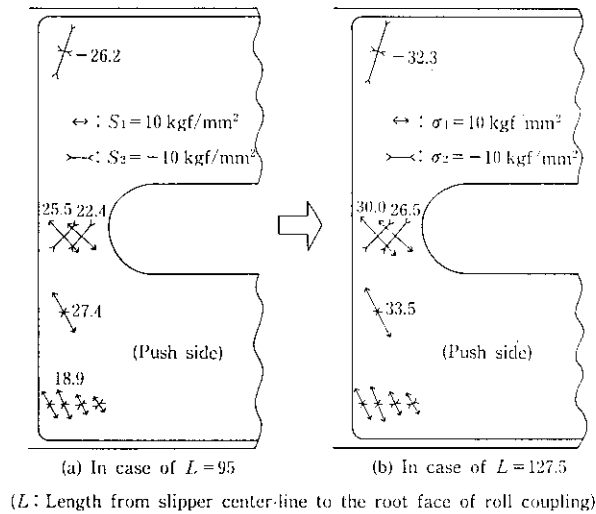


Fig. 16 Measured stress of Roll coupling ($B=70$, $F=20$, $E=160$, $l=40$)

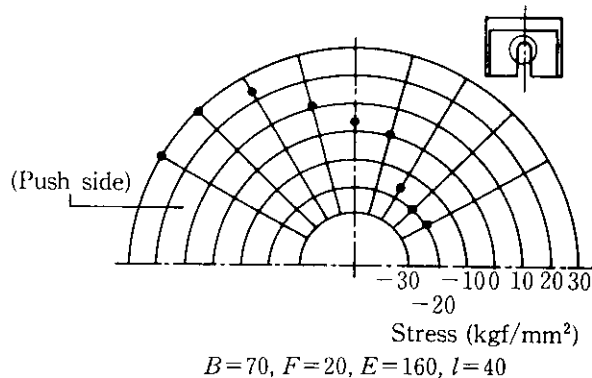


Fig. 17 Measured stress at the periphery of the hole for roll coupling pin

これらの応力測定結果から、次のことがわかる。

(1) わにくちのあり溝コーナーの応力

あり溝コーナーの応力は、旧形状が約 20 kgf/mm^2 (Fig. 14 (a) 参照), 新形状が約 14 kgf/mm^2 (Fig. 15 (a) 参照) で新形状の方が応力が低い。なお、従来疲労クラックの発生が見られたあり溝コーナー内では、旧形状で丸み半径を大きくして応力集中を軽減した場合でも約 32 kgf/mm^2 (Fig. 14 (a) 参照) の非常に高い応力で、FEM 解析と同様の結果である。

(2) 材料力学検討対象断面の応力

旧形状は中心近辺の応力は低いが、外径近辺の応力が非常に高くなっている (Fig. 14 参照)。一方、新形状は中心近辺の応力より外径近辺の応力が若干高いが、旧形状ほどは顕著でない (Fig. 15 参照)。外径近辺の応力は、[新形状 $\ll$ 旧形状] で、新形状は外径近辺の応力低下の効果が高い。

(3) ロールカップリングの応力

Fig. 16 (a) と Fig. 17 からわかるように最大応力が発生するのは、フォーク付け根近傍とピン穴周りで、両者の応力はほぼ等しい。Fig. 16 の (a) と (b) の比較から、荷重作用点距離 L が増えるとフォーク付け根の応力が増加しているのがわかる。

6 考 察

6.1 わにくちの応力分布と最大応力

(1) 材料力学計算応力と測定応力の比較

Fig. 12 において太実線で示す材料力学検討対象断面における、渡辺の方法による計算応力²⁾と測定応力の比較を Fig. 18 に示す。これより、新形状は

材料力学応力 $>$ 測定応力

であり、材料力学で評価すれば実際の応力より高く評価して、強度を過小評価してしまうことになる。一方、旧形状は

材料力学応力 $<$ 測定応力

であり、実際の応力より低く評価しており、強度を過大評価していたと言える。

(2) 新形状と旧形状の応力分布特性

最大応力が発生し疲労クラックが生じるあり溝コーナーではないが、材料力学検討対象断面について述べる。Fig. 18 からわかるように、新形状は応力分布の勾配が緩やかで、局部応力が無い。一方、旧形状は応力分布の勾配が大きく、局部応力が発生しており最大測定応力は新形状よりも大きく、新形状の方が高強度である。

(3) 新形状と旧形状のわにくちの最大応力を求める実験式

新形状と旧形状のそれぞれについて、あり溝コーナー近傍の最大応力の測定結果を、材料力学による計算応力²⁾と比較して、最大応力を求める実験式として、(2) 式、(3) 式を誘導した。ここでは、旧形状におけるあり溝コーナーの最大応力は、3.1 節の(1)で述べたように、丸み半径/外径 $= 1/250$ が旧形状の代表的寸法なので、この場合の応力値とした。なお、旧形状において、丸み半径を変えた場合の実験水準が少ないので、実験式の要因からは除外した。

$$\text{新形状 SJ: } \sigma_{\max(\text{SJ})} = 45.4 \times D_s'^{2.29} \times \frac{T}{D^3} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\text{旧形状 SJ: } \sigma_{\max(\text{SJ})} = 90.8 \times D_s'^{2.29} \times \frac{T}{D^3} \quad \dots\dots\dots (3)$$

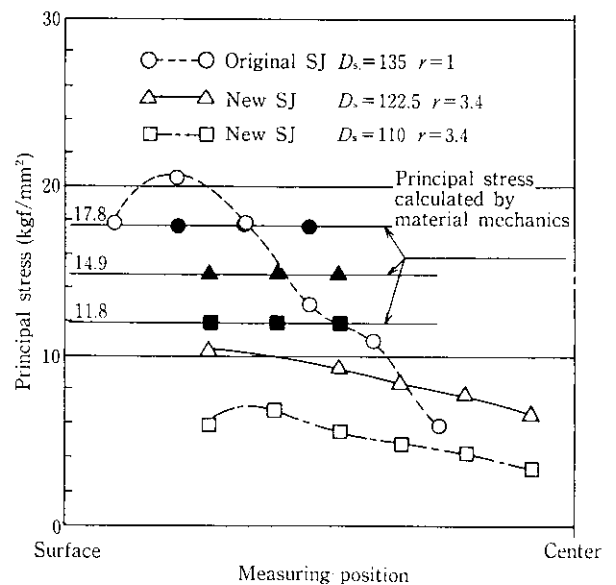


Fig. 18 Measured stress at the objective section for material mechanics analysis

ここで, $\sigma_{\max(SJ)}$: わにぐちの最大主応力 (kgf/mm²)

D'_s : わにぐち径の無次元化寸法 ($=D_s/D$)

T : 負荷トルク (kgf・mm)

D : SJ 外径 (mm)

D_s : わにぐち径 (mm)

なお, 実験式 (2), (3) 式による計算値の測定値に対する誤差は, $-1.5 \sim +2.7\%$ である。

6.2 ロールカップリングの応力分布と最大応力

(1) ロールカップリングのピン穴形状

フォーク付け根近傍とピン穴周りの最大応力はほぼ等しいので, ピン穴の形状について注意を要する。つまり, フォークのピン穴の形状については, Fig. 19 (b) タイプより Fig. 19 (a) タイプの方が良いと考える。

(2) ロールカップリングの FEM 応力と測定応力の比較

FEM 応力と測定応力を比較した一例を, Fig. 20 に示す。これより, 応力分布はかなり一致しており, 最大応力によく一致しているのがわかる。したがって, 実験データを解析して実験式を誘導しておけば, 汎用式として活用でき, その都度 FEM 解析を行わなくてもよいであろう。

(3) ロールカップリングの最大応力を求める実験式

Fig. 16, Fig. 17 は測定結果の一例で Table 1 の実験番号 1 の場合であるが, 実験番号 2~6 の応力測定結果も解析して, (4) 式に示す実験式を誘導した。

$$\begin{aligned}\sigma_{\max(\text{cplg.})} &= K \times \frac{(L' - 0.75F)^{0.5}}{B^{1.5} \times l^{0.84}} \times \frac{T}{D^3} \\ &= K \times \frac{(L - 0.75F)^{0.5}}{B^{1.5} \times l^{0.84}} \times \frac{T}{D^{1.16}} \quad \dots\dots\dots (4)\end{aligned}$$

ここで, $\sigma_{\max(\text{cplg.})}$: ロールカップリングの最大主応力 (kgf/mm²)

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

L, F, B, l, D : Table 1 の付図に示す寸法で単位は (mm),
' 付記号は無次元化寸法

T : 作用トルク (kgf・mm)

なお, 実験式 (4) 式による計算値の測定値に対する誤差は, $\pm 8.4\%$ である。また, 水島製鉄所厚板ミル用ロールカップリングの, 定格トルクにおける FEM 解析応力は 47.8 kgf/mm^2 で,

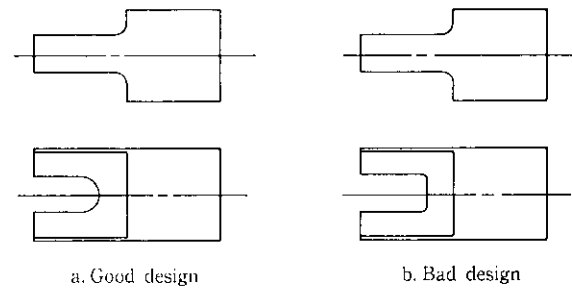


Fig. 19 Comparison of roll coupling design

(4) 式による計算値は 44.6 kgf/mm^2 であったから前記の誤差内に入っていることが確認できた。

6.3 わにぐちとロールカップリングの強度バランス

(2) 式, (3) 式, (4) 式の実験式を用いて実機圧延機の強度バランスを求めた結果の一例を Fig. 21 に示す。旧形状の場合は

わにぐち応力 ≧ ロールカップリング応力

で, わにぐちは割損するがロールカップリングは割損せずという現象とよく一致している。この対策として新形状を適用した場合は, わにぐち応力の方がロールカップリング応力よりも低くなり, わにぐちの方が高強度を実現できた。

7 結 言

SJ わにぐち割損の最近の多発傾向を問題視して, 強度向上を目的として, わにぐちとロールカップリングの応力解析および強度バランスの検討を行った。この結果, 下記の知見と成果を得た。

- (1) 旧形状 SJ の丸み半径の改善により, あり溝コーナーの応力は低下し, 若干の強度向上は可能である。
- (2) 新形状 SJ はあり溝のフィレットの外側に荷重が作用しないようにして, 応力集中の発生を回避したので, 旧形状 SJ の 2 倍の強度を有している。最大応力を求める実験式を誘導した ((2) 式, (3) 式参照)。
- (3) ロールカップリングの応力は, これまでは純ねじり応力しか

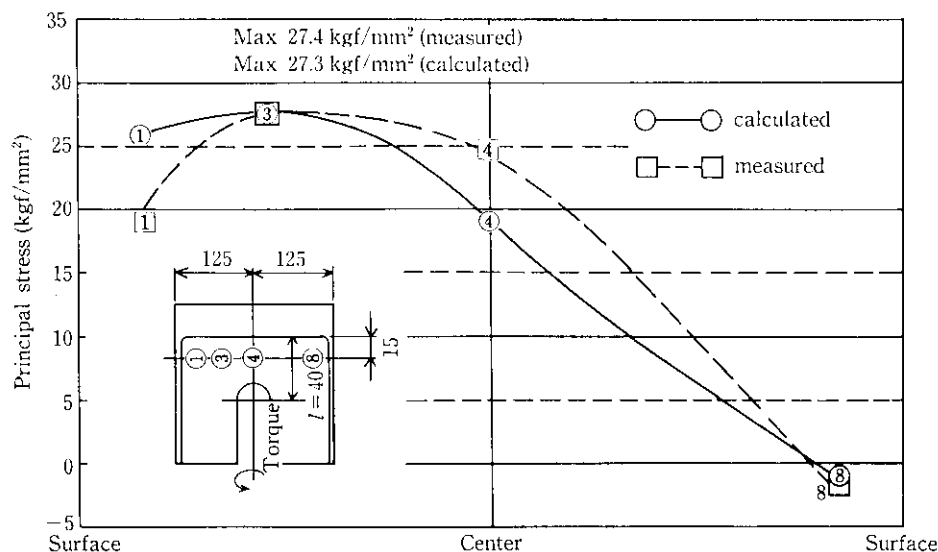


Fig. 20 Roll coupling stress measured, and calculated by FEM ($B=70, F=20, E=160, L=95, l=40$)

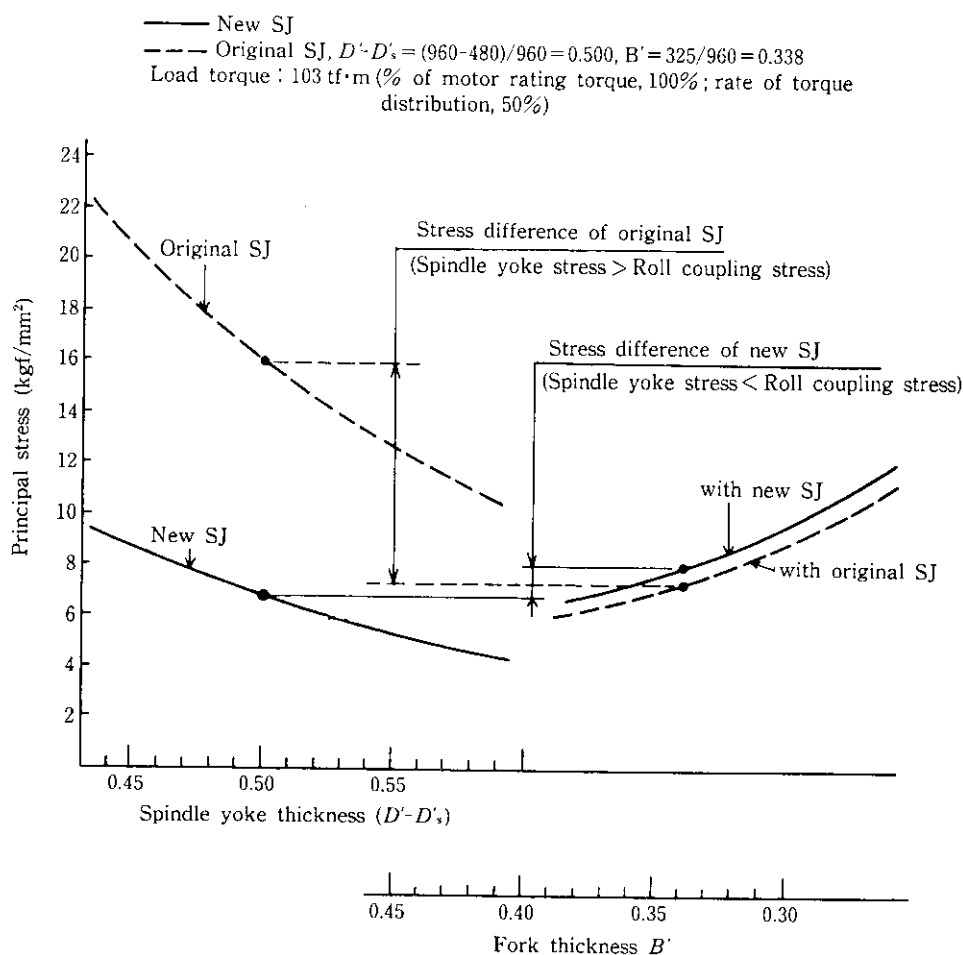


Fig. 21 Strength balancing sheet for hot strip rougher mill (R3 stand)

求められなかったが、ロールカップリングの形状寸法要因を加味した最大応力の実験式を誘導した ((4) 式参照)。

(4) わにぐちとロールカップリングの強度バランスシートの提案を行った。

これらの技術を駆使すれば、大幅な駆動系の強度向上となり、SJの割損事故を回避でき、生産機会損失の防止効果だけではなく、さらに製造能力の拡大が可能で、生産性の向上に大きな効果が期待できる。

参考文献

- 1) 井上慶之助: 「圧延設備における衝撃・熱問題について」, 第57, 58回西山記念技術講座, (1979), 255~257, [日本鉄鋼協会]
- 2) 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, [日本機械学会]
- 3) 井上紀明, 田中史雄, 片山秀夫, 伊藤通浩, 近藤博忠, 飯島一昭: 「ユニバーサルジョイントの伝達効率について」, '82設備管理全国大会テキスト, (1982), B2-10, [日本プラントメンテナンス協会]
- 4) 川崎製鉄(株): 「スリッパメタル型自在カップリング」, 特願昭 59-30044
- 5) 強度設計データブック, (1977), 615, [裳華房]
- 6) 機械工学便覧(第6版), (1977), 4-90, [日本機械学会]
- 7) 湯浅亀一: 材料力学公式集, (1980), 137~140, [コロナ社]
- 8) 西田正孝: 「応力集中」, (1973), 646~647, [森北出版]
- 9) 大久保肇: 機械の研究, 25 (1973) 3, 421~424
- 10) 菅野 昭: 配管技術, 22 (1980) 8, 131~133