

# ロールネック小判型断面軸の強度評価方法

井上 紀明\*・石川 貴章\*

Strength Evaluation Method for Roll Neck of Rolling Mills

Noriaki INOUE and Takaaki ISHIKAWA

**Synopsis :** There was no technical data on stress concentration of deform cross section such as a roll neck shaft, that has a plane on both sides. Accordingly, we had conventionally estimated maximum stress by using a stress concentration factor data of the inscribed shaft in a plane. However, there was a fear to overestimate stress concentration by this method. Therefore, we have done stress analysis of the roll neck by the three-dimensional F. E. M. (finite element method) and stress measurement by the strain gauges on the roll neck model.

In our research, we have developed an experimental equation for estimating a stress concentration factor. As a result, it was cleared up that the stress concentration factor, calculated by the conventional strength evaluation method, was excessive. And, it could be possible to design a rolling mill drives which have better strength balance.

**Key words :** stress concentration ; structural analysis ; fatigue ; allowable stress ; F. E. M. ; measurement ; machine element ; roll neck ; design engineering.

## 1. 緒言

圧延機用ワークロール(WR)のネック部の小判型断面軸(WR小判部)の強度評価方法に関して、適切な解析方法がない。この種の小判型断面軸(両側に局部平面を持つ丸軸)は、圧延機以外の産業機械用伝動軸にも使用されている。WR小判部立ち上がり円弧部の応力集中を求める場合に、WR小判部の形状をフィレットを持つ丸軸に近似して既存の文献<sup>1)2)</sup>を引用しており、応力集中を正確に評価できていない。圧延機駆動系の疲労破壊事故は、ミルスピンドルでは事故例があるが、WR小判部では事故例がない。このため、WR小判部の応力集中を過大に評価して、強度を過小評価するという設備設計を余儀なくされているのではないかという疑問が生じていた。このような設備設計は、経済的でないことは明白である。

そこで本論文では、WR小判部の強度評価の適正化のため、有限要素法(F. E. M.)解析による3次元応力解析と、F. E. M.解析の妥当性を検証する目的で試験体を用いて静振じり実験による応力測定を行った。この結果、従来のWR小判部の強度評価方法は発生応力を過大に評価していることを指摘できるとともに、WR小判部立ち上がり円弧部の応力集中を求める汎用的な実験式を誘導できたので報告する。また、熱間圧延機の改造設計において、WR小判部の強度が最弱部と評価され、設備改造設計が停滞していた案件に、本知見を適用することによってWR小判部の強度不足の心配が解消され、改造計画が進展したことも報告する。

## 2. 従来の強度評価方法の問題点

Fig. 1にWR小判部の形状を示す。この部位を強度評価するために、まず応力集中を考慮しない基準応力となる平面部の振じり応力を求める。この方法は、大久保の方法<sup>3)</sup>が広く用いられており、(1)式で求められる。

$$\tau_0 = K \cdot \frac{8B}{D^4} \cdot T \dots \dots \dots (1)$$

ここで $\tau_0$ ；基準応力、K；係数、B；平面厚さ、  
D；丸軸直径、T；軸トルク

次に応力集中を考慮した最大振じり応力 $\tau_{max.}$ は、平面部と丸軸部の境界となるWR小判部立ち上がり円弧部となり、応力集中率 $\alpha$ を乗じて(2)式で求められる。

$$\tau_{max.} = \alpha \cdot \tau_0 \dots \dots \dots (2)$$

しかし、この部位に関する応力集中の資料がないので、Fig. 2のようにフィレットを持つ丸軸に近似して、西田<sup>1)</sup>やPeterson<sup>2)</sup>の文献から応力集中率を求めている。このような従来の方法<sup>4)</sup>は、軸形状の近似が行われているため正確な強度評価ができず、実在形状の立ち上がり円弧部の応力集中

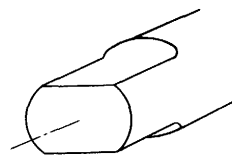


Fig. 1. Practical shape of roll neck.

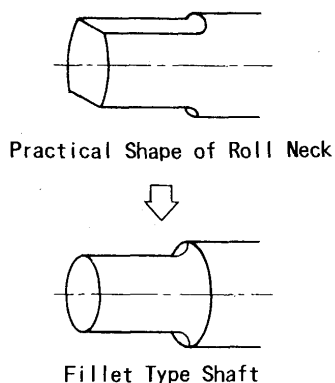


Fig. 2. Simplification of roll neck.

率の解明が必要である。なお、片側に局部的平面を持つ丸軸についての文献<sup>5)6)</sup>は、小判型断面軸に適用できない。

### 3. 解析方法

前章の理由から、F.E.M.解析と静振じり実験による応力測定により解析を行うことにした。解析にあたり、モデル形状を決定するために各圧延機のWR小判部の形状寸法を調べた。この結果、立ち上がり円弧の丸み半径の寸法は多様であるが、平面厚さBと丸軸直径Dの関係は、(3)式で代表されることがわかった。

$$B/D=0.75 \dots\dots\dots (3)$$

したがって、(3)式の関係のWR小判部について解析を行えば、解析結果を広く適用できると考えて、Fig.3に示す解析モデルを設定した。この解析モデルの大きさは、実体の1/2.6縮小モデルで静振じり試験機の能力を考慮して決定した。なお、立ち上がり円弧部の丸み半径は、 $\rho = 9, 17, 25$  mmの3水準とした。

#### 3・1 F.E.M.応力解析

Fig.4にF.E.M.応力解析の要素分割モデルを示す。F.E.M.応力解析における解析精度は要素分割の細かさに支配されるため、応力集中が発生する立ち上がり円弧部は特に細かい分割とした。モデルは対称性を考慮して1/2モデルで作成し、対称面は振じりにおける対称条件を入力して、底面

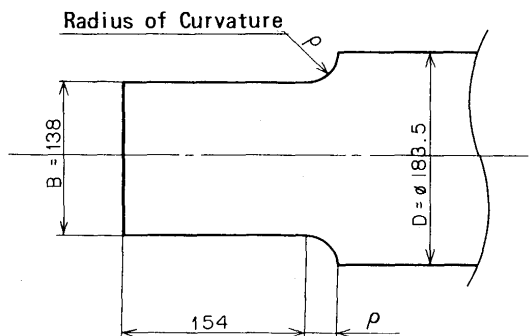


Fig. 3. Roll neck model for stress analysis.

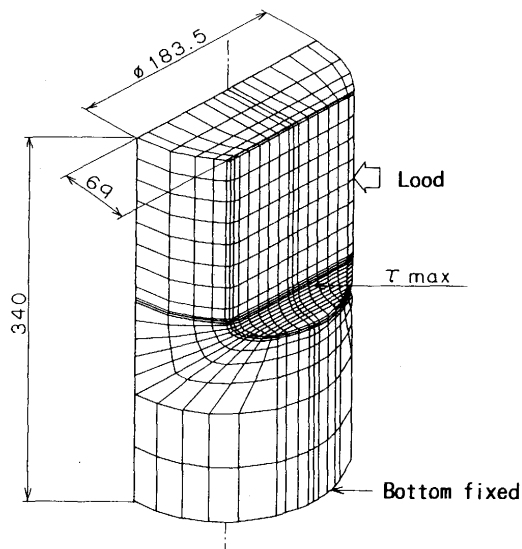


Fig. 4. Divided model for F.E.M.

は完全拘束とした。また、モデル表面に生じる応力を、一層正確に評価する目的でモデル表面に、厚みによる剛性増加を無視し得る程度の2次元の薄膜要素を張り付けた。

WR小判部のトルク伝達はロールカップリングとの組み合わせによる。したがって、WR小判部とロールカップリングのトルク伝達面である平面部の荷重分布を実際と一致させることは、正確な解析値を得るために不可欠である。荷重分布は、軸の平面部とロールカップリングの組み込みに必要な隙間が、最小であればFig.5-(a)に示す三角形の直線分布に近いと考えられる。しかし、実際は組み込みに必要な隙間が存在するので、荷重分布はFig.5-(b)に示す先端寄り分布と考えられる。そこで、静振じり実験のときに、富士写真フイルム(株)のプレスケールを用いて平面部の面圧測定を行い、実際の荷重分布を調査した。この結果、実際の荷重分布は推察通りの先端寄り分布であることが確認できた。しかし、F.E.M.応力解析における荷重条件は、三角形分布と先端寄り分布の2ケースとし両者を比較できるようにした。

次に、軸とロールカップリングの嵌め合い状態における、ロールカップリング端面から立ち上がり円弧までの距離の影響を調査するために、平面部の嵌め合いの深さをFig.6に示す2水準で解析を行った。

F.E.M.応力解析の結果を評価する前に、F.E.M.解析モデ

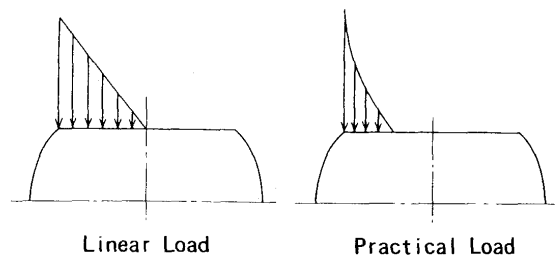


Fig. 5. Condition of load.

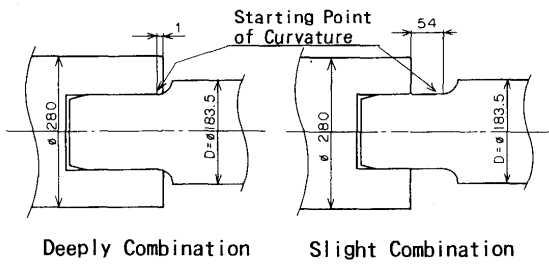


Fig. 6. Combination of roll neck and coupling.

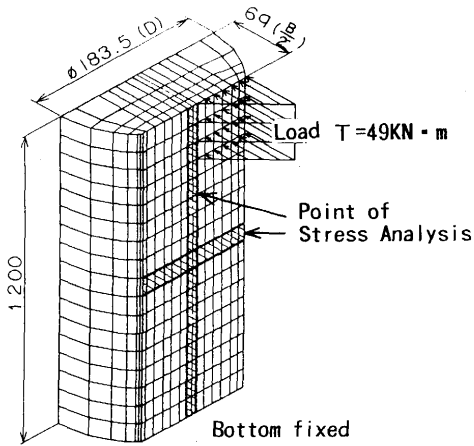


Fig. 7. Divided model for F.E.M. (Oval shaft).

Table 1. Maximum stress of oval shaft.

F. E. M.	68.6N/mm <sup>2</sup> (7.0kgf/mm <sup>2</sup> )
Okubo	69.6N/mm <sup>2</sup> (7.1kgf/mm <sup>2</sup> )

Load: 49.0×10<sup>3</sup>N·m (5,000kgf·m)

ルの要素分割、荷重条件、拘束条件の妥当性の検証のために、Fig. 7に示す立ち上がり円弧部のない小判断面軸のF.E.M.解析を行い、大久保の方法<sup>3)</sup>による計算値と比較した。この結果、Table 1に示すように、F.E.M.応力解析値と大久保の計算値はよく一致しており、今回のF.E.M.解析方法の妥当性を確認できた。

3・2 静振りり応力測定実験

WR小判部のF.E.M.応力解析値の妥当性を評価する目的で、Fig. 3に示した寸法の試験体を製作し、静振りり実験装

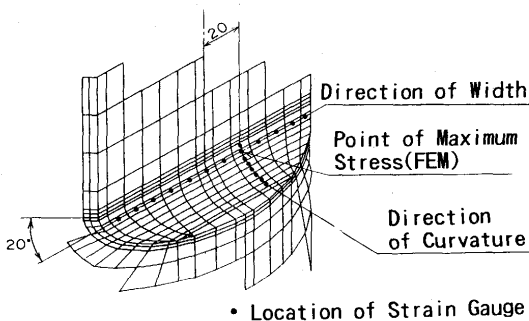


Fig. 8. Strain gauge location for stress measurement.

置で負荷を与えて各部の応力を測定した。応力測定は3軸ひずみゲージを用い、測定点はF.E.M.応力解析の結果を生かして応力の高い部位を選定し、Fig. 8に示す位置とした。負荷トルクは、T=9.8, 19.6, 29.4, 39.2, 49.0×10<sup>3</sup>N·mの5水準で行い、測定値の直線性を監視しながらデータ採取を行った。なお、応力値の評価はT=49.0×10<sup>3</sup>N·mのときの測定値で行った。

4. 解析結果と考察

4・1 最大応力発生位置

F.E.M.応力解析から得られた最大応力の発生位置をFig. 9に示す。最大応力は、立ち上がり円弧の起点から10~20°の位置である。幅方向については、軸とロールカップリングの嵌め合いが浅い場合と深い場合で、最大応力点が若干異なっているが、深い場合は荷重作用点の影響で荷重先端寄りの位置となり、浅い場合は純振りりに近づくので矩形断面の最大応力点<sup>7)</sup>と一致し中央になっている。また、荷重分布が三角形分布と先端寄り分布でも最大応力点が若干異なっているが、荷重作用点の影響と考えられる。しかし、いずれの場合も最大応力値は、4・2節で述べるように大きな差異はない。

次に、最大応力の発生位置における内部方向の応力分布をFig. 10に示す。応力は表面で最大となり、内部へいくにつれて応力値は減少している。このことから、表面応力に着目して、強度を評価してよいことが確認できた。

4・2 立ち上がり円弧部の応力分布

最大応力の発生位置に着目して、立ち上がり円弧部の円周方向と幅方向の応力分布をFig. 11に示す。荷重分布は先端

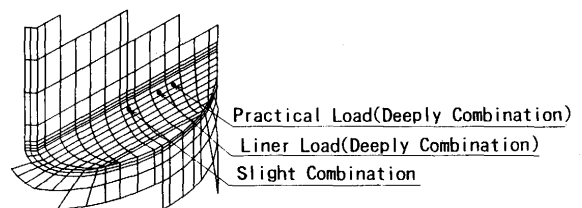


Fig. 9. Maximum shearing stress by F.E.M..

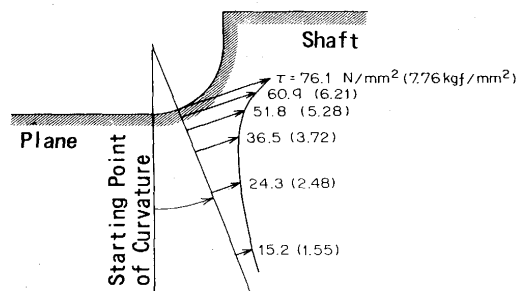


Fig. 10. Calculated shearing stress distribution of inner direction by F.E.M..

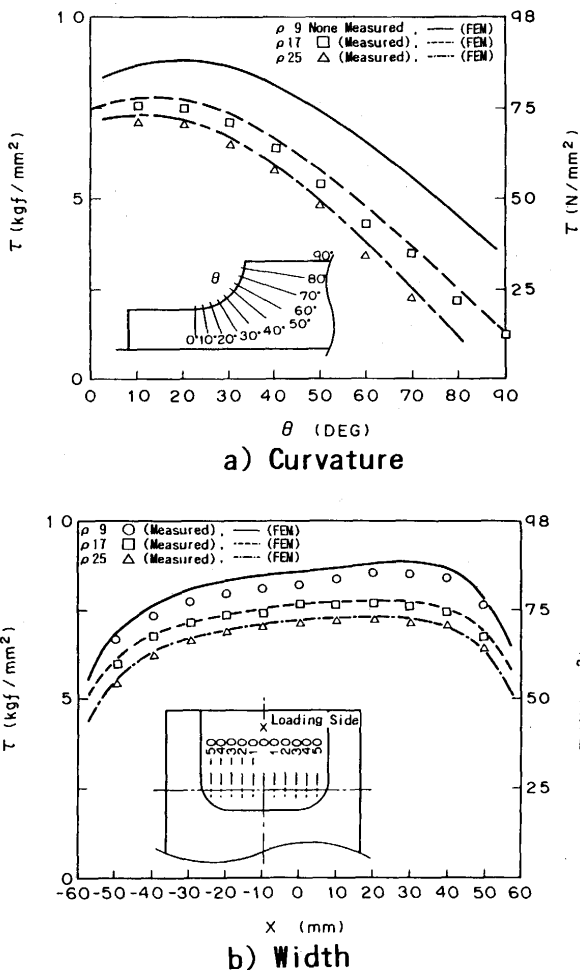


Fig. 11. Roll neck shearing stress measured and calculated by F.E.M. (Practical load, Deep combination).

寄りの条件で、深い嵌め合いの場合である。また、これらの図中に、静振り実験における測定応力値も併記した。なお、立ち上がり円弧の丸み半径  $\rho = 9\text{mm}$  のモデルの円周方向の分布は、ひずみゲージが重なるので測定していない。浅い嵌め合いの場合の最大応力値は、深い場合と同等であった。

次に、幅方向の応力分布について、三角形分布と先端寄り分布を比較して (丸み半径  $\rho = 17$  の場合) Fig. 12 に示す。この場合、応力分布の形態は若干異なるが、応力値は大差のないことがわかる。

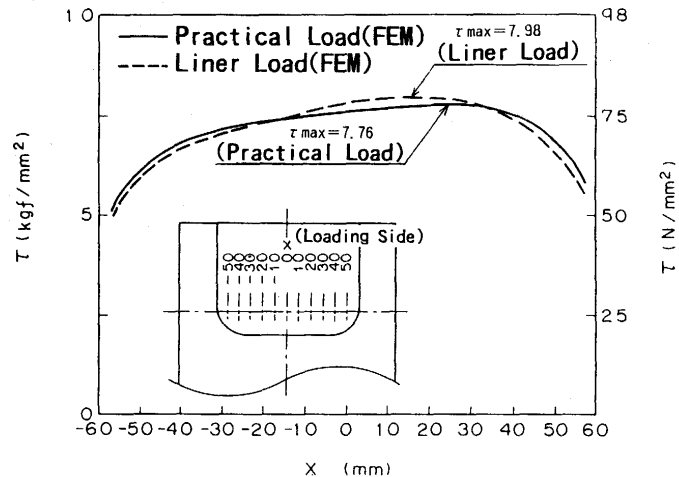


Fig. 12. Calculated shearing stress distribution of roll neck by F.E.M. (Deep combination).

#### 4.3 応力集中率

従来の計算方法、F.E.M. 応力解析値、静振り実験による測定値の最大応力を Table 2 に示す。F.E.M. 応力解析値と測定値はよく一致しており、最大応力を正しく評価できているが、従来法の最大応力値はやや高めである。すなわち、従来法は、最大応力値を過大に評価しているといえる。

次に、立ち上がり円弧部の応力集中率の比較を Fig. 13 に示す。応力集中率を求める場合の基準応力は、Table 1 の F.E.M. 応力解析値である  $68.6\text{N}/\text{mm}^2$  を用いた。この図からも、従来法は応力集中率を高めに評価しているのが明白で、従

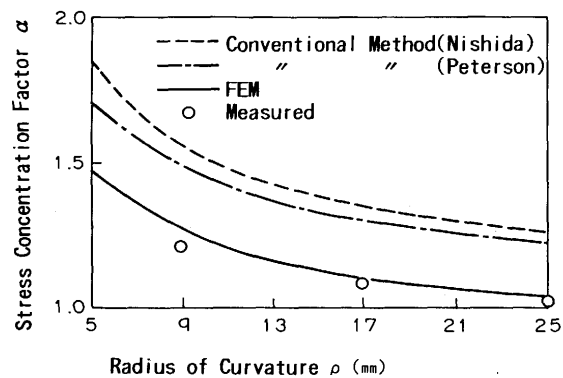


Fig. 13. Relation between radius of curvature and stress concentration factor.

Table 2. Comparison with maximum shearing stress.

$\text{N}/\text{mm}^2$  ( $\text{kgf}/\text{mm}^2$ )

Radius of Curvature $\rho$ (mm)	Stress Concentration Factor		Shearing Stress By Conventional Method		Shearing Stress by Improved Method	
	Nishida	Peterson	Nishida	Peterson	F.E.M.	Measured
5	1.85	1.71	128.5 (13.1)	118.7 (12.1)	101.0 (10.3)	—
9	1.55	1.50	107.9 (11.0)	104.9 (10.7)	87.6 (8.93)	83.8 (8.55)
13	1.42	1.38	99.0 (10.1)	96.1 (9.80)	80.3 (8.19)	—
17	1.35	1.31	95.3 (9.72)	91.2 (9.30)	76.1 (7.76)	75.8 (7.73)
25	1.25	1.22	87.1 (8.88)	84.9 (8.66)	71.8 (7.32)	71.0 (7.24)

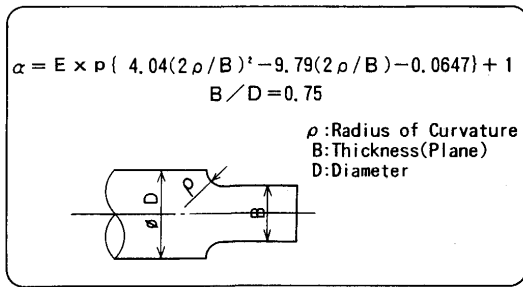


Fig. 14. Improved equation of stress concentration factor.

来法を用いるとWR小判部の強度を過小評価するのは明らかである。F.E.M.応力解析値による応力集中度と応力測定による応力集中度はよく一致しているが、F.E.M.による応力集中度の方がやや高めであり、F.E.M.による応力集中度を採用して強度評価するのが安全である。

この結果、WR小判部の立ち上がり円弧部の応力集中度は、F.E.M.による応力集中度を採用することに決定しFig. 14のように実験式を誘導した。

### 5. 実際の設計への適用

水島製鉄所の熱間圧延機のF<sub>1</sub>~F<sub>4</sub>ミルのWRシフト化改造において、本知見の適用を試みた。Table 3に最も負荷条件の厳しいF<sub>1</sub>ミル用WR小判部の改造計画時の強度検討結果を示す。この表は、圧延機メーカーとロールメーカーから提出された強度計算書を要約したものである。WRに作用する最大トルクは、T.A.F.(Torque Amplification Factor)<sup>8)~11)</sup>を考慮することと、実際の圧延時の最大トルクを測定した結果を踏まえて、電動機定格トルクの175%過負荷と設定した。

検討の対象となったWRをFig. 15に示す。

最大応力評価の最も厳しいTable 3のD社の例では、最大応力は317N/mm<sup>2</sup> (32.3kgf/mm<sup>2</sup>) と計算されて、WR材料の振り疲労限τ<sub>w</sub>=206.0N/mm<sup>2</sup>を大きく越えていて強度信頼性が問題になった。この計算値を尊重すれば、F<sub>1</sub>ミルでのWRの使用期間を制限して、その後は負荷条件の厳し

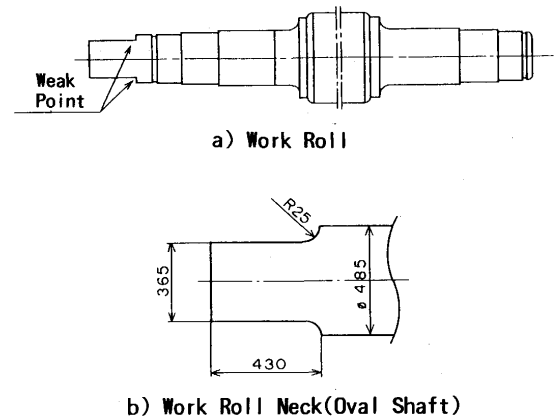


Fig. 15. Work roll neck(Oval neck).

くないF<sub>2</sub>~F<sub>4</sub>ミル専用としてローテーションしなければならない。しかし、実際にはロールの運用と経済性の面で実行は不可能であり、改造計画が停滞していた。

そこで、本論文の解析結果に基づき、立ち上がり円弧部の丸み半径ρが当初25mmで設計されていたので、Fig. 14の応力集中度計算式を用いて最大応力を評価すると264.6N/mm<sup>2</sup>となったが疲労限界を越えていた。このため、丸み半径を50mmに変更すれば、最大応力は227.5N/mm<sup>2</sup>となり実用的には十分な強度を有することを提案した。この結果、WRの設計を変更して、当初の強度不足の危惧が解消され、圧延機の改造計画を進めることが可能になった。

### 6. 結言

設備の計画・設計において、強度部材の発生応力を過大に評価して設計すれば、設計者は精神的に楽かもしれないが経済面では得策でない。本論文は、この背景において改めて限界設計に挑戦したものである。

圧延機の改造計画において、ロール駆動系のなかでWR小判部が最弱となっていたが、強度解析法が確立されていなかったWR小判部について、3次元F.E.M.と静振り応力測定実験から次の知見と結果が得られた。

(1) WR小判軸とロールカップリングの嵌め合い部の荷重

Table 3. Stress analysis of work roll neck.

(175% over load)

Maker	Stress of Oval Shaft τ <sub>o</sub> N/mm <sup>2</sup> (kgf/mm <sup>2</sup> )	Equation for τ <sub>o</sub>	Stress Concentration Factor : α Notch Factor : β	Evaluation for α	Maximum Shearing Stress τ <sub>max</sub> N/mm <sup>2</sup> (kgf/mm <sup>2</sup> )	Safety Factor of Fatigue
A	216 (22.0)	Okubo <sup>3)</sup>	α=1.37	An Average of Peterson and Maker Method	295 (30.1)	0.70
B	191 (19.5)	Approximate to Circumscribed Square	α=1.50	Peterson <sup>2)</sup>	287 (29.3)	0.72
C	204 (20.8)	Approximate to an Average of Circumscribed Square and Inscribed Oval	α=1.55 β=1.26	Nishida <sup>13)</sup>	257 (26.2)	0.80
D	216 (22.0)	Roark <sup>12)</sup>	α=1.54 β=1.47	Peterson <sup>2)</sup>	317 (32.3)	0.65

分布は、先端寄り分布である。

(2)立ち上がり円弧を持たない小判型断面軸の最大応力値は、大久保の方法とF. E. M.応力解析値がよく一致し、両者の妥当性が確認できた。

(3)WR小判部の最大応力の発生位置を明確にできた。

(4)荷重分布が先端寄り分布と三角形分布では、最大応力値に大きな差異はない。

(5)WR小判軸とロールカップリングの嵌め合いが浅い場合と深い場合は、最大応力発生位置が若干異なるが、最大応力値に大きな差異はない。

(6)フィレットを持つ丸軸に近似して応力集中率を求める従来法は、応力集中率を過大に評価する。

(7)F. E. M.応力解析値と静振り実験による測定応力は応力分布の形態、絶対値ともよく一致しており、本解析方法の妥当性を検証できた。

(8)WR小判部の立ち上がり円弧部(軸断面性能の変化部)の応力集中率を求める汎用式を誘導できた。

(9) $F_1 \sim F_4$ ミルのWRシフト化改造計画に際して、WR小判軸の強度不足が問題視されていたが、本技術を適用する

ことで強度不足の問題を解消でき改造計画を推進させるとともに、ロールローテーションの制約を解除してロール原単位の向上ができ、経済面でも貢献できた。

なお、WRシフト化改造設備は、1985年12月から稼動しているが、WR小判部の強度面のトラブルは発生していない。

## 文 献

- 1) 西田正孝：応力集中，森北出版，(1973)，p.646
- 2) R. E. Peterson：Stress Concentration Factors，(1974)，p.105 [John Wiley & Sons, Inc.,]
- 3) 強度設計データブック編集委員会，強度設計データブック，(1965)，p.615 [裳華房]
- 4) 日本鉄鋼協会：鉄鋼便覧III-(2)，(1980)，p.1330 [丸善]
- 5) 大久保肇，加賀谷忠治：機械の研究，24(1972) 5，p.683 [養賢堂]
- 6) 大久保肇，加賀谷忠治：機械の研究，25(1973) 3，p.421 [養賢堂]
- 7) 湯浅亀一：材料力学公式集，(1980)，p.137 [コロナ社]
- 8) 竹下光夫，板倉欣孝，石井 明：機論，46，(1980)，410，p.1235
- 9) 本城 恒，新谷定彦，豊田武司：石川島播磨技報，17，(1977)，6，p.588
- 10) Guy Monaco：Iron and Steel Engineer，54(1977)12，p.35
- 11) J. Smith：Iron and Steel Engineer，53(1976)11，p.37
- 12) R. J. Roark：Formulas for Stress and Strain，[McGraw-Hill Book Company, Inc.,] (1965)，p.199
- 13) 日本機械学会：疲労強度の設計資料(I)，(1961)，p.125