

© 1990 ISIJ

論 文

大型バックアップロールの軸キー溝の  
応力解析と形状の検討

宮 沢 賢 二\*

Stress Analysis and Shape Study of Keyways in Journals of Large  
Sized Backup Rolls

Kenji MIYAZAWA

## Synopsis:

Though a keyway in the journal of a large sized backup roll is an area where stress is usually concentrated, there are a few studies on strength of keyways.

In this paper the stress analysis in the corner of keyway bottom and the improvement of keyway shape for stress reduction were studied by the two-dimensional photoelastic method.

The main results obtained are as follows:

1) A repeated tensile and compressive stress work in the corner of keyway bottom. However, no stress enough to break the keyway occurs under the usual rolling load. When the high circumferential impact load is inflicted repeatedly, there is a probability of keyway breakage.

2) To improve the strength of the corner of keyway bottom, it is effective to apply a larger curvature radius to the corner. And from scope of this study it became clear that the corner radius of 15 mm min brought a satisfactory result.

**Key words:** stress analysis; shape study; keyway; photoelastic method.

## 1. 緒 言

バックアップロールの軸に要求される性能は一般的には耐折損性であり、対象位置は軸付根である。しかし軸にはキー溝が存在し、これも応力集中箇所であるにもかかわらず強度的にはあまり検討されていないようである。

バックアップロールのキー溝の破壊事故例は見当たらないが、シャフト類では多くみられる<sup>1)2)</sup>。従ってバックアップロールのキー溝も、潜在的には危険な箇所である。

実際、著者はバックアップロールのキー溝の破壊事故を経験している。そこで、本研究では2次元光弾性法を用いて、大型バックアップロールの軸キー溝に作用する応力の解析、及びそれを低減するための形状の検討などを行ったので以下に報告する。

## 2. 供試モデルと実験方法

## 2.1 軸と軸受の構造

大型バックアップロールの軸受は油膜軸受が多く<sup>3)</sup>、

著者が遭遇したキー溝の破壊例も油膜軸受用の軸であった。

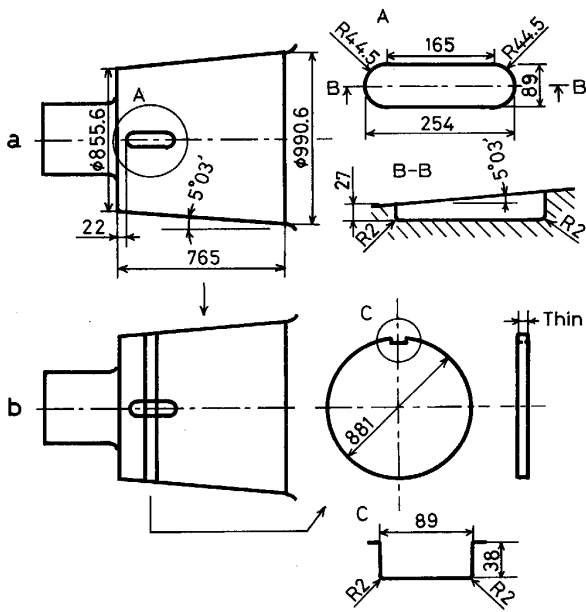
油膜軸受に軸をはめる場合の構成は、軸、スリーブ、ブッシングの順に重なり、これらが剛性の大きいベアリングショック内に収納される<sup>4)5)</sup>。油膜はスリーブとブッシング間で形成され、軸のキー溝にはキーが厚さの半分程度が固定的に埋め込まれ、残り半分はスリーブ内面側のキー溝に入る。従って、ロールの圧延使用時には軸の回転はキーを介してスリーブに伝えられ、逆に油膜軸受の摩擦抵抗が反作用としてキーに作用し、キー溝に円周方向の負荷を与える。その他に圧延荷重(圧縮荷重)が、常時ベアリングショック外部より鉛直方向に作用することは当然である。

## 2.2 供試モデル

モデル化対象の油膜軸受用軸の寸法と供試モデルを Fig. 1~4 に示す。Fig. 1 は鉄鋼熱間圧延タンデムミル用バックアップロールのキー溝を含む軸とモデル化部分の関係を示す。この部分はキー溝長さの中心を通り、長さ方向に直角な2次元円板としたが、その理由は以下のようである。圧縮荷重が作用する場合には、その方向は

平成元年10月20日受付 (Received Oct. 20, 1989)

\* 関東特殊製鋼(株)研究開発部 (Research and Development Department, Kanto Special Steel Works, Ltd., 1-3-1 Tsujidokandai Fujisawa 251)



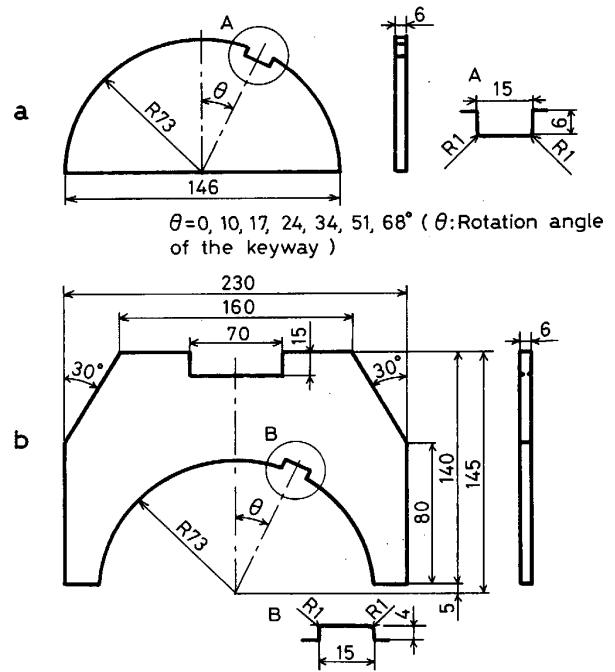
a : Journal and keyway  
b : Model part (disk part) and its dimension

Fig. 1. Dimension of actual backup roll journal, keyway and model part.

鉛直一方向であり、軸の回転によってキー溝は荷重直下に位置する瞬間のみ負荷を受ける。その際、キー溝は軸受の構造上その平行部 (165 mm 長さ部分) のみにスリーブとの接触による分布荷重を受ける。その分布荷重は軸方向に一様とみられること、その方向と分布面 (軸面) はほぼ垂直 (軸面の傾斜角は約 5°) であり、キー溝底面とは垂直であること、平行部長さはキー溝深さに比較し十分長いこと (長さ 165 mm/平均溝深さ 38 mm = 4.34) などにより、平行部長さの中心部を通り長さ方向に直角な面では平面ひずみ状態<sup>6)</sup>と考えられる。次に円周方向の負荷が作用する場合、キー溝はキーを介して平行部側面とその両端半円周部側面 (1/4 円周) に負荷を受けるが、後者の曲率半径は平行部溝底コーナーのその約 22 倍 (44.5/2 = 22.25) もあり、半円周部の強度は十分大きいと言える。従って、注目箇所は半円周部から離れた平行部側面であり、この面への円周方向の負荷の分布も平行部長さの方向に一様とみられ、この方向に直角な面では平面ひずみ状態と考えられる。

以上よりキー溝平行部に平面ひずみ状態の平板を考えると、キー溝内の最大集中応力は平板内に含まれる。そこで、本実験では上記平板に着目し、これを 2 次元モデル化して実験を進めた。

Fig. 2 は圧縮荷重が作用する場合の、キー溝の応力解析用モデルを示す。Fig. 2a は Fig. 1b のモデル化部分円板の 1/6 寸法の半円板軸モデルである。半円板とした理由は、弾性体表面の一部に作用する外力をこれと

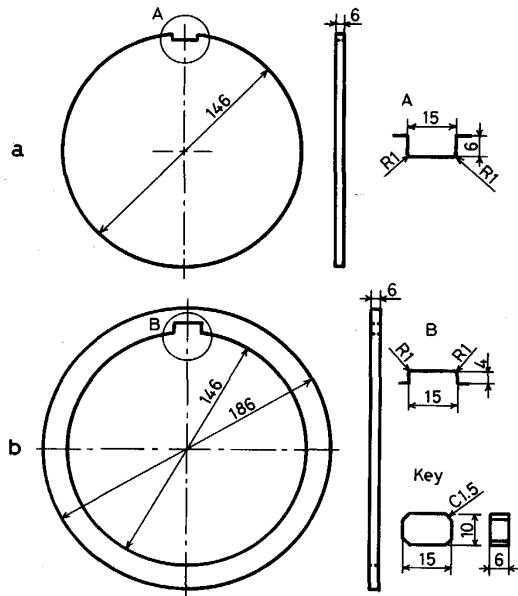


a : Two-dimensional model of the journal  
b : Two-dimensional model of Morgoil bearing and the bearing chock

Fig. 2. Dimension and shape of the two-dimensional model of journal, Morgoil bearing and bearing chock for compressive loading test (1/6).

等価の静的外力でおきかえても、その作用位置から十分遠い箇所での応力は、ほとんど変化しないといった SAINT-VENANT の原理<sup>7)</sup>を適用したものである。なお、実体ではキー溝位置は軸の回転により移動するので、これを想定してキー溝回転角  $\theta$  を 0~90° の範囲で 7 とおりの角度を選定し、各  $\theta$  に対しモデル 1 枚を準備した。また、Fig. 2b は軸モデルに圧縮荷重を加えるための 2 次元モデルである。次に円周方向の負荷用供試モデルを Fig. 3 に示す。Fig. 3a が軸モデルで上記同様実体の 1/6 縮尺としているが、キー溝底コーナーの曲率半径 1 mm はその縮尺になっていない (実体の R6 mm に相当)。Fig. 3b はスリーブモデルである。なお、キーモデルはキー溝に無理なくきちんと入るものを用意した。最後に、キー溝底コーナー形状の応力集中に与える影響を詳しく調査するため、縮尺率が 1/2 のモデルを作成し、負荷実験を行った。モデル形状を Fig. 4 に示す。

形状の決定にあたっては SAINT-VENANT の原理、及び 2, 3 の予備試験を参考とした。また、モデルはコーナー部半径を 1~10 mm の範囲で 5 段階に変えた。以上の各供試モデルは光弾性用合成樹脂の平行板 (市販品 DAP<sup>8)</sup>、光弾性感度  $\alpha = 0.75 \text{ mm/kgf}$ 、厚さ  $t = 6.0 \text{ mm}$  により製作した。



a : Two-dimensional journal model  
b : Two-dimensional sleeve model

Fig. 3. Dimension and shape of the two-dimensional model of journal and sleeve for circumferential loading test (1/6).

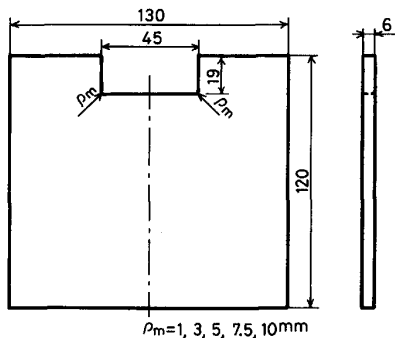
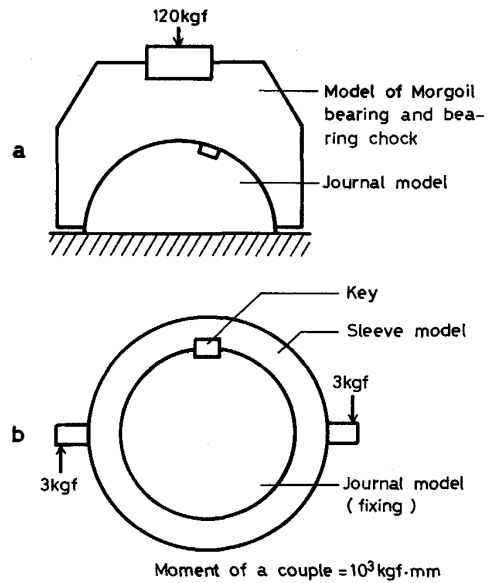


Fig. 4. Two-dimensional model for testing the corner shape of a keyway.

### 2.3 負荷法

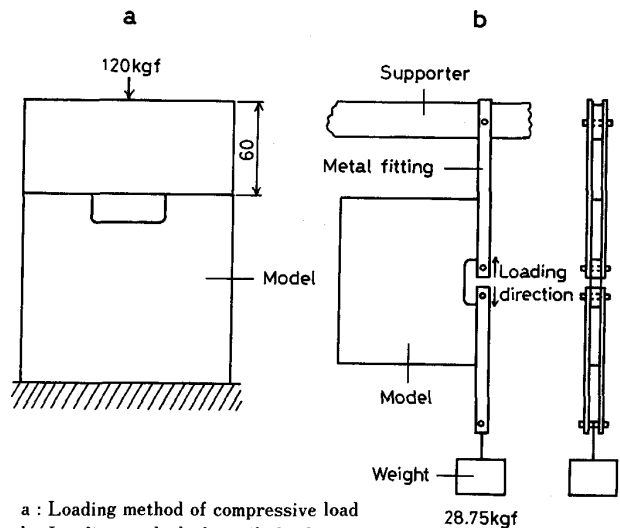
Fig. 5 にモデルへの負荷法を示す。Fig. 5a は圧縮荷重の負荷法で、モデルは水平台上に重ね、くずれの防止に工夫を凝らして最上部より荷重 120 kgf を加えた。この操作は  $\theta$  の異なるモデル 7 枚に実施した。Fig. 5b は円周方向の負荷法を示すが、軸、スリーブ及びキーの各モデルを組み合わせ、水平台上に垂直向きに軸モデルを固定した。スリーブモデルに  $10^3 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$  の偶力を与えた。

キー溝底コーナー形状検討用モデルへの負荷法を Fig. 6 に示す。Fig. 6a は圧縮荷重を想定した場合で、キー溝回転角  $\theta = 0^\circ$  のものを代表的に実験し、Fig. 6b は円周方向の負荷を想定した場合で、キー溝を広げる向きに引張荷重を加えた。



a : Loading method of compressive load  
b : Loading method of circumferential load

Fig. 5. Loading method of compressive and circumferential load on the two-dimensional journal model.



a : Loading method of compressive load  
b : Loading method of tensile load

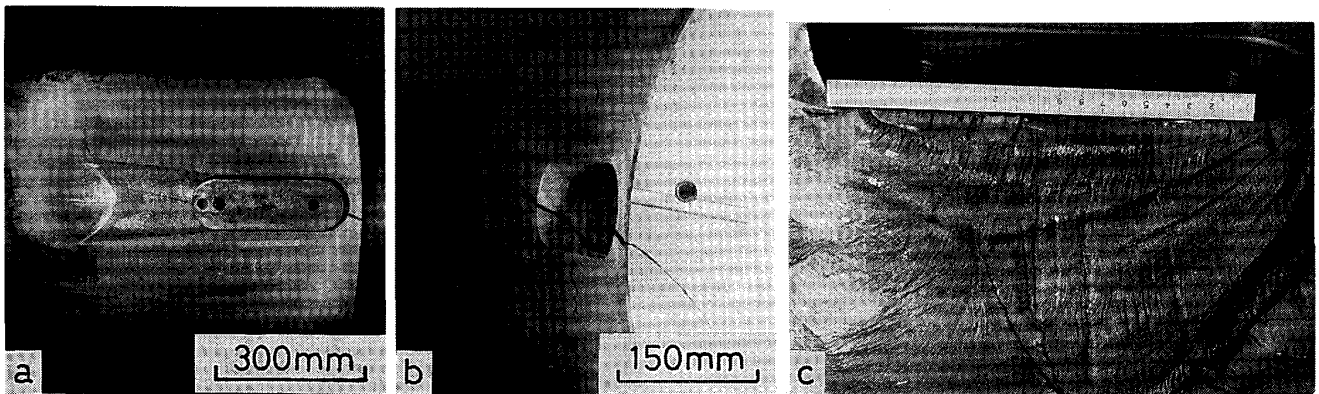
Fig. 6. Loading method of compressive and tensile load on the two-dimensional model for testing the corner shape of a keyway.

なお、キー溝を含む軸の 2 次元モデルへの負荷法は以上のとおりであるが、実験はこれら負荷したモデルを光弾性実験装置 (理研計器製 PA-420 型) により観察し、等色線を得た。

## 3. 実験結果と考察

### 3.1 バックアップロールのキー溝部の破壊例

大型バックアップロール (平均軸径 893 mm, 軸長 669 mm) の軸キー溝 (幅 101 mm, 長さ 320 mm, 平均



a : Upper view of the cracked keyway b : Side view of the cracked keyway c : Fatigue fracture surface in regions near keyway  
 Photo. 1. An example of the fracture accident of the keyway part of a large sized backup roll (Corner radius of keyway bottom :  $\rho_p = 2$  mm).

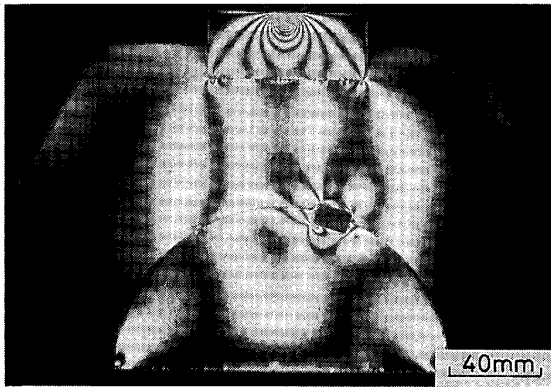


Photo. 2. Isochromatic fringes in the two-dimensional journal model under compressive load ( $\theta = 34^\circ$ ).

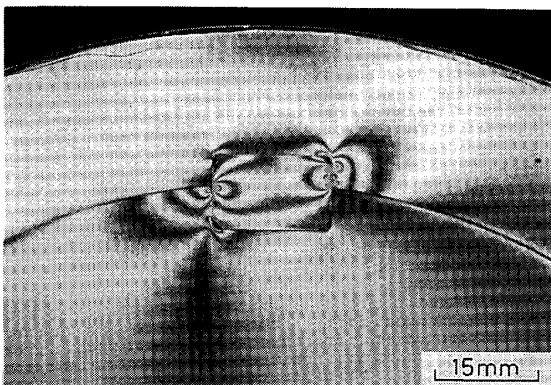


Photo. 3. Isochromatic fringes in the keyway part of the two-dimensional journal model under circumferential load.

深さ 57 mm) の破壊例を Photo. 1 に示す。Photo. 1a, b は破壊部外観, Photo. 1c は破面である。Photo. 1c によると破壊開始位置はキー溝平行部溝底コーナーであ

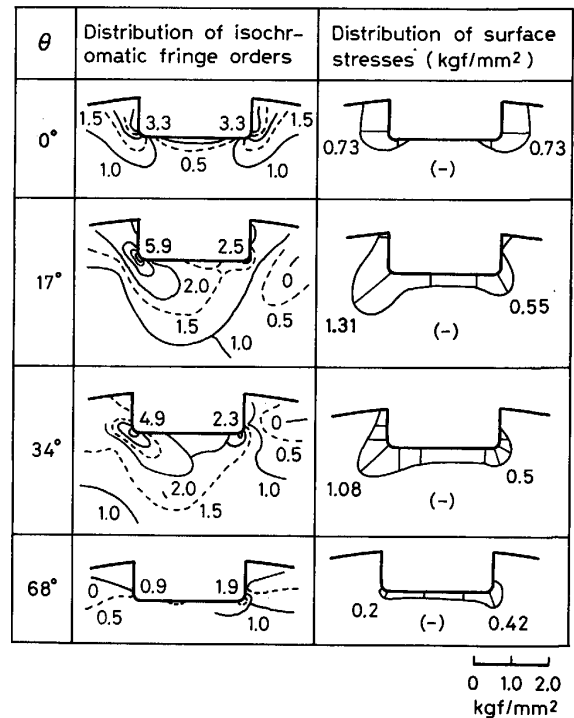


Fig. 7. Distribution of isochromatic fringe orders and surface stresses in the keyway part ( $\rho_m = 1$  mm) of the two-dimensional journal model under 120 kgf compressive load.

ることが明白であり、また、そこに生じたき裂は Photo. 1a, b に見るように、キー溝長さ両端半円周部に進展し、軸表面までに達したことがわかる。この例からキー溝に作用する円周方向の負荷は、設計時に推定された応力より大きいことが想像される。

### 3.2 キー溝付軸モデルに作用する応力

Photo. 2, 3 に等色線の例を示すが、当然キー溝底コーナーに応力集中現象がみられる。次に圧縮荷重を加えた場合の、キー溝における等色線縞次数と、表面応力分布

を Fig. 7 に示す. 7 とおりの  $\theta$  について実験したが, 図には  $\theta = 0, 17, 34, 68^\circ$  の結果を示す. なお, 応力は等色線縞次数と応力の関係式<sup>9)</sup>

$$\alpha t (\sigma_1 - \sigma_2) = N \dots \dots \dots (1)$$

より求めた. ここで,  $\alpha$  はモデル材料の光弾性感度 (mm/kgf),  $t$  はモデルの厚さ (mm),  $\sigma_1, \sigma_2$  は主応力 (kgf/mm<sup>2</sup>),  $N$  は縞次数である. 図より圧縮荷重を加えた場合, キー溝内にも圧縮応力が作用し, その大きさは  $\theta$  とともに変化するが, 負荷の作用位置側の溝底コーナー (キー溝左側コーナー) の集中応力に着目すると,  $\theta = 0 \sim 90^\circ$  の範囲では  $\theta$  とともに増大し,  $\theta = 17^\circ$  で最大応力を生じる. しかしそれ以上では 0 に接近する. なお,  $\theta = 68^\circ$  の場合, 負荷の作用位置側と反対コーナー

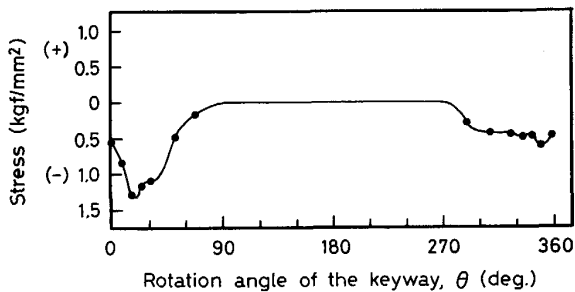


Fig. 8. Relation between the rotation angle of a keyway and stress on the corner ( $\rho_m = 1$  mm) of a keyway under 120 kgf compressive load (Position of the maximum compressive stress :  $\theta = 17^\circ$ ).

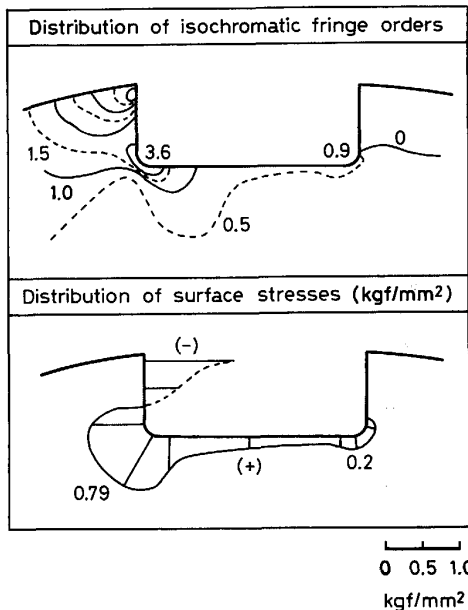


Fig. 9. Distribution of isochromatic fringe orders and surface stresses in the keyway bottom ( $\rho_m = 1$  mm) under circumferential load (Moment of a couple :  $10^3$  kgf·mm).

の応力が大きい, これはキー溝がモデルの支持台に接近したため, その反力の影響を受けたものである. 次に軸 1 回転におけるキー溝底の応力の変化について検討した.

実体ロールの軸では  $\theta$  が  $90^\circ$  以上になると, キー溝は圧縮荷重の作用軸面に反対の荷重フリー側に位置する. この場合の  $\theta$  の範囲は  $90 \sim 270^\circ$  で, 応力値は 0 と考えられる.  $\theta$  が  $270^\circ$  以上では  $0 \sim 90^\circ$  の実験結果が適用できる. 従って, 軸 1 回転におけるキー溝底コーナーの応力変化は, Fig. 7 及び上記の検討結果より Fig. 8 のように表示できる. この場合の対象位置は  $\theta = 17^\circ$  におけるキー溝底コーナーでの最大応力 (軸 1 回転において最大) の位置とした. 次に円周方向の負荷を加えた場合の, キー溝における等色線縞次数分布と応力分布を Fig. 9 に示す. この場合には, キー溝底コーナーでは引張り, 直接負荷を受けるキー溝側面で圧縮, の応力分布となる.

すなわち, キー溝は押し広げられる向きに力を受ける. また, 円周方向の負荷はキー溝の回転位置に無関係と考えられるので, キー溝内の応力分布も軸 1 回転中に変化しないとみることができる. 従って, キー溝底コーナー

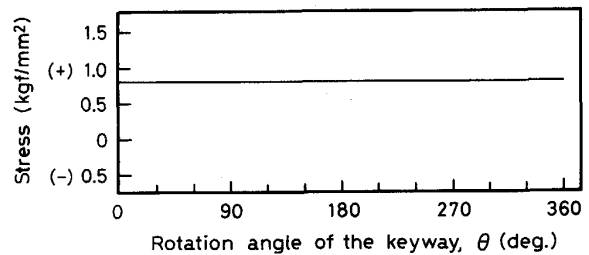


Fig. 10. Relation between the rotation angle of a keyway and the maximum tensile stress in the corner ( $\rho_m = 1$  mm) of a keyway under circumferential load (Moment of a couple :  $10^3$  kgf·mm).

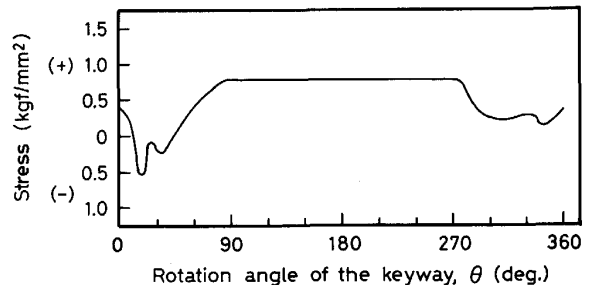


Fig. 11. Relation between the rotation angle of a keyway and surface stress in the corner ( $\rho_m = 1$  mm) of a keyway under simultaneous loading of compressive and circumferential load (Position of maximum tensile stress under circumferential load only).

の最大応力と  $\theta$  の関係は、Fig. 9 より Fig. 10 のように表示される。以上の結果では圧縮荷重及び円周方向の負荷が単独に作用した場合であるが、実体ロールでは両者が同時に作用するので、キー溝の応力分布は Fig. 7 と 9 の結果を合成したものが確からしい結果となる。Fig. 11 に合成結果を示す。図より応力値は  $\theta = 0 \sim 90^\circ$  及び  $270 \sim 360^\circ$  の範囲では、圧縮荷重の影響で圧縮応力側に谷間を生じ、 $\theta = 90 \sim 270^\circ$  では圧縮荷重フリーの領域となり、円周方向の負荷のみとなるため引張応力が最大となる。

なお、実験ではキーのはめ込みの影響を考慮してないが、通常キーは締代を 0 とし、軽くたたいてキー溝にはめ、ボルト締めで固定する。従って、キーのはめ込みによるキー溝内発生応力は理論的には 0 である。以上のように実体ロールの軸キー溝底コーナーには繰返し引張圧縮応力が作用し、この応力による破壊が考えられるが、その可能性については 3.4 節で述べる。

### 3.3 キー溝底コーナー形状と応力集中

キー溝底コーナー半径のキー溝底作用応力に与える影響を調査するため、Fig. 4 に示すモデルを用い実験した。

コーナー部半径  $\rho_m$  が異なる 5 種のモデルを用い、キー溝底表面の応力分布を求めた。圧縮負荷時に発生する最大圧縮応力値を Fig. 12 に、引張負荷時の最大応力

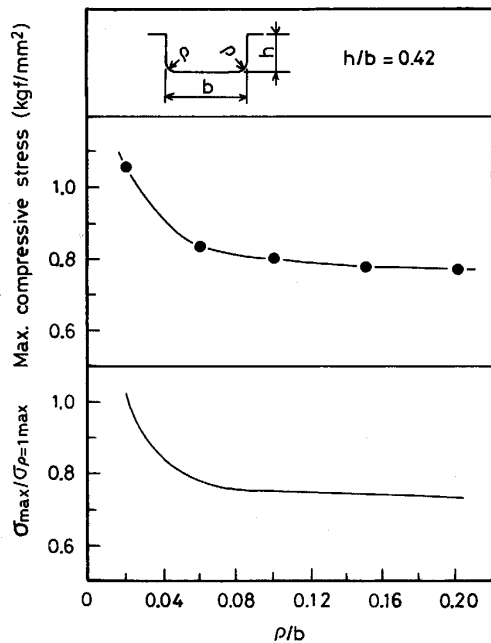


Fig. 12. Relation between ratio ( $\rho/b$ ) of corner radius to breadth of a keyway, maximum compressive stress ratio ( $\sigma_{max}/\sigma_{\rho=1max}$ ) and maximum compressive stress in a keyway of a model under compressive load.

値を Fig. 13 に示す。図中、上部にはモデル実験より得られた最大応力を、下部には最大応力比 ( $\rho_m = 1 \text{ mm}$  の最大応力値で除した値) を、 $\rho/b$  との関係で表示した。 $b$  は溝幅を示す。Fig. 12 より圧縮荷重が作用する場合には、応力比は  $\rho/b \geq 0.11$  でほぼ一定の最小値となる。また、Fig. 13 によれば引張荷重（実体では円周方向の負荷）が作用する場合には、 $\rho/b \geq 0.17$  で応力比は一定最小値となる。

実体バックアップロールの軸キー溝底コーナーの応力集中を最小とするためには、 $\rho/b = 0.17$  より曲率半径は少なくとも  $15 \text{ mm}$  とすればよいことになる。

### 3.4 キー溝底コーナーの破壊条件の検討

実体ロールの軸キー溝底コーナー ( $\rho_p = 2 \text{ mm}$ ) における応力を算出し、破壊条件について検討する。キー溝底コーナーに作用する繰返し応力は、Fig. 11 に示すように単純な正弦波ではないが、ここでは定常的繰返しを前提とするので、正弦波と同様に扱い、まず繰返し応力の最大値と最小値を求める。この場合、計算対象位置は最大応力集中位置であるが、円周方向の負荷あるいは圧縮荷重により、その位置は異なる。しかし、 $\rho_p$  は  $2 \text{ mm}$  と小さいので、両者は一致するとして計算する。そこで繰返し応力の算出法であるが、まず圧延荷重が作用した

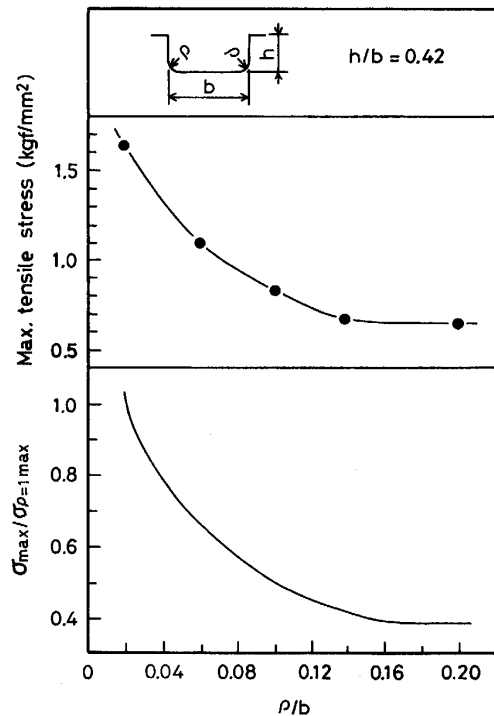


Fig. 13. Relation between ratio ( $\rho/b$ ) of corner radius to breadth of a keyway, maximum tensile stress ratio ( $\sigma_{max}/\sigma_{\rho=1max}$ ) and maximum tensile stress in a keyway of a model under tensile load.

場合に生じる圧縮応力は次の計算式により求める<sup>10)</sup>。

$$\sigma_p = \sigma_m (W_p / t_p \cdot l_p) / (W_m / t_m \cdot l_m) \dots\dots\dots (2)$$

ここで  $\sigma_p$  は実体における応力、 $\sigma_m$  はモデルにおける応力、 $W_p$  は実体に加えられた荷重、 $W_m$  はモデルに加えた荷重、 $t_p$  は実体の軸受部長さ (荷重を受ける部分の長さ)、 $l_p$  は実体の軸径、 $t_m$  はモデルの厚さ、 $l_m$  はモデルの直径である。(2)式において圧延荷重を  $P$  とすると、 $P$  はロールの左右軸受部に作用するから  $W_p = P/2$  として

$W_p / t_p = P/2 \times 1/765$ ,  $W_m / t_m = 120/6$ ,  $l_m / l_p = 1/6$  となる。また、モデル実験結果 Fig. 7 より、モデルコーナー半径が 1 mm の時最大圧縮応力  $\sigma_m$  は 1.31 kgf/mm<sup>2</sup> である。

この値は実体との縮尺を考慮すれば、実体コーナー半径  $\rho_p = 6$  mm に相当する応力である。そこで、目的とする  $\rho_p = 2$  mm に相当する応力を求めるため、Fig. 12 より  $\sigma_{\rho=6 \max} / \sigma_{\rho=2 \max}$  を求めると、0.78 ( $\rho/b = 0.067$  に対応する  $\sigma_{\max} / \sigma_{\rho=1 \max}$ ) である。以上の関係により、実体ロールのキー溝底コーナー  $\rho_p = 2$  mm での最大圧縮応力  $\sigma_{\rho=2 \max}$  は次式で表せる。

$$\sigma_{\rho=2 \max} = 9.1 \times 10^{-6} P \dots\dots\dots (3)$$

次に、円周方向の荷重が作用する場合の、キー溝底コーナーにおける最大引張応力の計算法について述べる。

油膜軸受は滑り軸受の一種とみなせるので<sup>11)</sup>、これに対しても、滑り摩擦における下記摩擦力の一般式を適用する<sup>12)</sup>。

$$F = \mu \cdot W \dots\dots\dots (4)$$

ここで  $F$  は摩擦力、 $\mu$  は摩擦係数、 $W$  は物体に作用する荷重である。実体ロールの油膜軸受では、軸受に対して圧延荷重が作用するので、 $W$  は  $P/2$  となる。従って、油膜軸受における摩擦力、すなわち円周方向の荷重  $F$  は

$$F = \mu \cdot P/2 \dots\dots\dots (5)$$

となる。次に、実体及びモデルにおいて円周方向の荷重を  $F_p$ ,  $F_m$ 、これらの作用点の軸心からの距離を  $R_p$ ,  $R_m$  とし、 $F_p$ ,  $F_m$  の軸心に対する回転モーメントを  $M_p$ ,  $M_m$  とすれば

$$M_p = F_p \cdot R_p, \quad M_m = F_m \cdot R_m$$

となるが、ここで  $R_m / R_p = l_m / l_p$  である。従って、円周方向の荷重が作用する場合の、実体及びモデルにおける応力  $\sigma_p$ ,  $\sigma_m$  の関係式は、先の(2)式において  $W_p$ ,  $W_m$  を  $F_p$ ,  $F_m$  で置きかえ、また、上記の関係を適用することにより、次のように表せる。

$$\sigma_p = (M_p / t_p) / (M_m / t_m) \cdot (l_m / l_p)^2 \sigma_m \dots\dots\dots (6)$$

(6)式において、実体ロールのキー溝長さを  $K_p$  とす

れば

$$M_p / t_p = F_p \cdot R_p / K_p, \quad M_m / t_m = 10^3 / 6$$

及び Fig. 9 より、 $\sigma_m = 0.79$  kgf/mm<sup>2</sup> である。なお、(6)式より求める  $\sigma_p$  は  $\sigma_{\rho=6 \max}$  であるから、 $\sigma_{\rho=2 \max}$  は Fig. 13 より  $1/0.65 \times \sigma_{\rho=6 \max}$  となる。従って

$$\sigma_{\rho=2 \max} = 179.4 \times 10^{-6} \mu P \dots\dots\dots (7)$$

以上の検討結果より、求める繰返し応力の最大値及び最小値は

$$\sigma_{\max} = 179.4 \times 10^{-6} \mu P \dots\dots\dots (8)$$

$$\sigma_{\min} = (179.4\mu - 9.1) 10^{-6} P \dots\dots\dots (9)$$

となる。 $\mu$  は油膜軸受の場合、0.0012~0.003 程度である<sup>3)</sup>。

また、 $P$  の正確な情報はないが、本実験で対象とした実体ロールの使用スタンドでは、しばしば  $3 \times 10^6$  kgf 以上になると言われる。さらに上限の荷重としては、一般的に  $3.5 \times 10^6$  kgf が限界と考えられる。そこで(8)、(9)式より  $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_{\min}$  を求めたが、その場合の  $\mu$  は通常の 0.001~0.003、及び極端に大きい 0.010~0.020 とした場合、また  $P$  も  $3.5 \times 10^6$  kgf を超え  $4.0 \sim 6.0 \times 10^6$  kgf の場合などの計算をした。結果を Fig. 14 に示す。図中 A~E の各直線は、 $\mu$  を 0.001~0.020 の範囲で 5 とおりに変えた場合の計算結果で、応力振幅  $\sigma_a$  と平均応力の関係で示した。この場合、 $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2$ 、平均応力  $= (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2$  である。さらに、実体ロール軸材の引張圧縮疲れ限度線 (実線、 $\phi 8$  mm 試験片による) と、これをもとに実体ロールのキー溝底コーナーのように加工条件の悪い場合 ( $\nabla$ , 加工粗さ  $H_{\max} = 20 \times 10^{-3}$  mm)、すなわち表面係数  $m = 0.82$ <sup>13)</sup> として

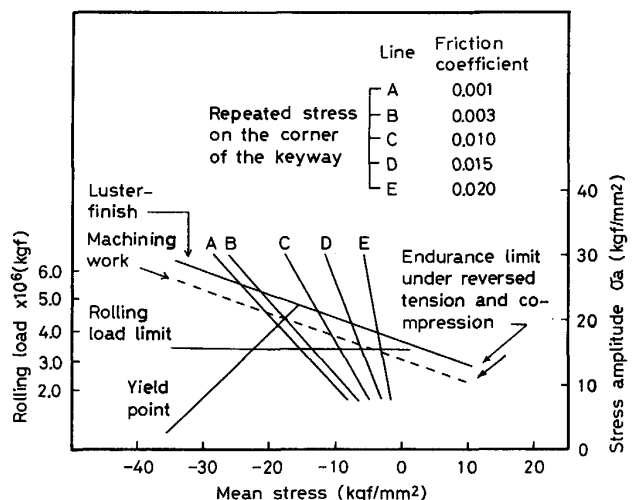


Fig. 14. Relation between the repeated stress on the corner of a keyway of an actual backup roll journal and endurance limit under reversed tension and compression of its steel.

求めた疲れ限度線（破線）も示した。Fig. 14 より  $\mu$  が通常の 0.001~0.003(A, B) の場合、圧延荷重  $P$  が  $3.5 \times 10^6$  kgf の限界荷重以下では繰返し応力の振幅  $\sigma_a$  は切削加工の疲れ限度線よりはるか下にある。

しかし  $\sigma_a$  がその疲れ限度線をこえるのは、 $4.5 \times 10^6$  kgf 以上の高い  $P$  とならなければ不可能である。一方、 $\mu$  が 0.010~0.020(C, D, E) と通常の値の 10 倍程度に大きい場合には、同一  $P$  に対し  $\sigma_a$  は危険な位置に近づく。さらに、 $P$  も限界荷重以上に高い場合には、 $\sigma_a$  は切削加工の疲れ限度線をこえる。なお、計算ではスリーブと軸がキーにより固定一体化され、円周方向の負荷が直接キー溝平行面に作用するとして検討したが、実際にはスリーブ、軸間に摩擦力が存在し、円周方向の負荷への抵抗となる。従って、真の繰返し応力は本報の検討結果よりかなり小さくなる。

以上により、バックアップロールの定常的な使用状態では、常識をこえる大きな  $\mu$  や  $P$  を仮定しない限り、繰返し応力によるキー溝の破壊は考えにくい。

従って、破壊が起きるとすれば、非定常状態での繰返し応力によるのであろう。この場合、応力の繰返しは規則的とはならないはずであるが、仮に Fig. 14 より推定した場合、平均応力が引張側に移動する負荷条件が最も危険であろう。この種の負荷として衝撃的な円周方向の負荷が考えられる。高压延荷重、高压延速度の 4 段式タンデムミルなどでは、圧延トラブル時のロール回転の急減速、停止などあり得ることで、このような場合、衝撃的な円周方向の負荷を生じることは容易に想像できる。

一方 Fig. 13 によれば、衝撃的な円周方向の負荷により生じるキー溝底コーナーの引張応力が大きい場合、 $\rho_p$  を 15 mm 以上 ( $\rho/b \geq 0.17$ ) とする形状改善法は効果が大きいと言える。

#### 4. 結 論

大型バックアップロールの軸キー溝の強度について検討するため、2次元光弾性法によるモデル実験を行った。その結果をまとめると以下ようになる。

(1) キー溝の平行部溝底コーナーには、繰返し引張圧縮応力が作用し、強度的に危険な箇所であるが、定常的な圧延状態での破壊の可能性は極めて小さい。

(2) キー溝底コーナーでの破壊は、非定常的に生じる衝撃的な円周方向の負荷が大きくかつ繰返される場合、発生可能性がある。

(3) キー溝底コーナーの形状的強化法としては、溝底コーナーの曲率半径を大きくすることであるが、本実験条件の範囲では、その大きさは 15 mm ( $\rho/b = 0.17$ ) とすれば十分であることがわかった。

#### 文 献

- 1) Metals Handbook, 9 (1974), p. 382 [ASM]
- 2) Metals Handbook, 10 (1975), p. 107 [ASM]
- 3) たとえば、桑原康長: 鉄鋼の冷間圧延 (1964), p. 43 [誠文堂新光社]
- 4) 侍留 誠, 野口英臣, 浜田圭一, 西出輝幸, 直井孝之: 特許公報, 昭 58-52723
- 5) 西出輝幸, 直井孝之, 侍留 誠, 浜田圭一, 野口英臣: 特許公報, 昭 59-33442
- 6) S. TIMOSHENKO and J. N. GOODIER: THEORY OF ELASTICITY (1951), p. 11 [KÔGAKUSHA COMPANY, LTD]
- 7) S. TIMOSHENKO and J. N. GOODIER: THEORY OF ELASTICITY (1951), p. 33 [KÔGAKUSHA COMPANY, LTD]
- 8) 辻 二郎, 西田正孝, 河田幸三: 光弾性実験法 (1975), p. 104 [日刊工業新聞社]
- 9) 辻 二郎, 西田正孝, 河田幸三: 光弾性実験法 (1975), p. 103 [日刊工業新聞社]
- 10) 辻 二郎, 西田正孝, 河田幸三: 光弾性実験法 (1975), p. 154 [日刊工業新聞社]
- 11) 岡本純三, 角田和雄: 転がり軸受 (1981), p. 1 [幸書房]
- 12) 岡本純三, 角田和雄: 転がり軸受 (1981), p. 3 [幸書房]
- 13) 金属材料疲れ強さの設計資料 II (1965), p. 6 [日本機械学会]