# フレッティング疲労強度向上に及ぼす 応力逃がし溝形状の影響と溝形状選定条件<sup>+</sup>

近 藤 良 之<sup>\*</sup> 久保田 祐 信<sup>\*</sup> 片 岡 俊 介<sup>\*\*</sup> 栄 中<sup>\*\*\*</sup>

# Effect of Stress Relief Groove Shape on Fretting Fatigue Strength and Index for the Selection of Groove Shape

by

Yoshiyuki Kondo\*, Masanobu Kubota\*, Shunsuke Kataoka\*\* and Chu Sakae\*\*\*

Stress relief groove has been used to improve the fretting fatigue strength of fitted part between mechanical components. However, the effect of groove has not been fully understood and there are not enough investigations to determine the optimal groove shape. In this study, the evaluation of fretting fatigue strength of specimens which have various shapes of stress relief groove was conducted by fretting fatigue tests and FEM analyses in order to find an index for the selection of groove shape. The groove shape was changed systematically with parameters of groove radius *R* and tangential angle  $\theta$ . In the fretting fatigue test, fatigue limit of grooved specimen had a peak with increase of  $\theta$ . The maximum improvement of fatigue at groove root. It was experimentally shown that fatigue limit had a good correlation with the parameter  $\theta d$ , where *d* is the groove depth. FEM analyses were done to understand the effect of stress relief groove. It was found that the fretting fatigue limit of grooved specimen could be evaluated using the peak axial stress near the contact edge. The estimation of fretting fatigue limit using a relationship between  $K_t/K_{t0}$  and  $\theta d$  gave a good correlation with the experimental results and it would be a useful method to select the optimal groove shape.

Key words : Fretting fatigue, Stress-relief groove, FEM analysis, Stress concentration

1 緒

言

機械・構造物の締結部における疲労強度はフレッティ ングにより顕著に低下する場合がある.そのためフレッ ティング疲労強度向上法については多くの研究がなされ てきた.<sup>1)</sup>その1つとして,接触端部に応力逃がし溝を設 ける方法があり<sup>2)~4)</sup>鉄道車軸ではこの溝によって,溝が ない場合の1.6倍程度までフレッティング疲労強度向上 がはかられている<sup>2)</sup>しかし,応力逃がし溝がフレッティ ング疲労強度向上に対して有効であることは知られてい るものの,様々な機械部品に適用しようとする際に,溝 の形状・寸法を選定するための資料は少ない.

本研究では比較的小さな寸法の応力逃がし溝を対象と し,その形状を系統的に変えたフレッティング疲労試験と 有限要素法による応力解析を行い,溝を有する試験片の破 壊条件を明らかにするとともに,その評価に基づいて機械 部品への応力逃がし溝の形状を選定する指標を提案した.

### 2 フレッティング疲労試験

# 2·1 実験方法

疲労試験片,接触片ともに機械構造用低合金鋼 SCM 440H 焼入れ焼戻し材を用いた.供試材の化学成分および機械的性質を Table 1 および 2 に示す.

Table 1 Chemical composition of SCM440H (mass%).

С	Si	Mn	Р	S	Cu	Ni	Cr	Mo
0.42	0.22	0.8	0.17	0.2	0.02	0.03	1.04	0.16

Table 2 Mechanical properties.

0.2% proof	Tensile	Elongation	Reduction	Hardness
strength	strength		of area	
911MPa	1025MPa	21%	58%	HV335

フレッティング疲労試験方法を Fig. 1 に示す. 2 個の 接触片を疲労試験片を挟むように押し付け,疲労試験片 に繰返し応力を加えると,疲労試験片と接触片の変形の 差によって接触部にフレッティングが発生する. 負荷形 式は両振りの面内曲げとした. 試験片と接触片間の公称 接触面圧は150MPa とした. 接触面圧を与える棒状バネ の剛性を低くすることにより,フレッティング摩耗の進 行による接触面圧の低下が少なくなるように配慮した. 接触状態と疲労試験片・接触片の寸法を Fig. 2 (a)に示 す. 応力逃がし溝は試験片の片面にのみ加工した. 溝が

- \*\* 学生会員 九州大学大学院工学府 〒819-0395 福岡市西区元岡, Graduate School, Kyushu Univ., Nishi-ku, Fukuoka, 819-0395
- \*\*\* 端坊 (元 九州大学大学院工学研究院)

<sup>†</sup> 原稿受理 平成 19 年 3 月 19 日 Received Mar. 19, 2007 © 2007 The Society of Materials Science, Japan

<sup>\*</sup> 正 会 員 九州大学大学院工学研究院知能機械システム部門 〒819-0395 福岡市西区元岡, Dept. of Intelligent Mach. and Systems, Kyushu Univ., Nishi-ku, Fukuoka, 819-0395



Fig. 1 Fretting fatigue test method.



(a) Shape and dimension (Dimensions are in mm)



(b) Definition of groove shape

Fig. 2 Details of fretting fatigue test specimen.

ない側の接触面間にはポリイミドフィルムを挟み,フレッ ティングを軽減させ,溝のある側のみで試験片の破断が 生じるように破壊位置を制御した.接触片長さは25mm で,溝ありの場合には接触片の接触端部を溝にオーバー ハングさせた.オーバーハング長さは1mmを標準とし て,溝幅が1mmよりも小さい場合は0.5mmとした.

接触面は相対すべり方向に,研削後400番エメリー紙 による研磨仕上げをした.また,応力逃がし溝は機械加 工後,溝の軸方向に400番エメリー紙による研磨仕上げ をした.試験環境は室温乾燥空気中である.試験片の破 断は,応力振幅が初期値に比べて10%低下した時点と定 義した.このときのき裂長さは約5mmである.フレッ ティング疲労限度は107回の非破断をもって定義した.

Fig. 2 (b)に溝形状を規定するパラメータを示す. 溝は 円弧形状として,溝半径 R と接触面に対する溝の接線の 角度  $\theta$ により形状を決定した. 溝深さ d は R と  $\theta$  を決め ると d = R (1-cos  $\theta$ )の関係により一義的に決まる. 実験 に用いた R は 0.75, 2, 3, 5mm,  $\theta$  は 20 ~ 90°である.

### 2・2 フレッティング疲労試験結果と考察

Table 3 に種々の溝形状に対するフレッティング疲労 限度の試験結果を示す. 溝なしの場合のフレッティング

Table 3 Improvement of fretting fatigue strength by stress-relief groove.

R	θ	d	σ <sub>w</sub>	Improvement	Crack
(mm)	(deg)	(mm)	(MPa)	$\sigma_{w}./\sigma_{w, \text{ non-groove}}$	Location*
Non-groove			153	1.00	Contact edge
0.75	50	0.27	162	1.06	Groove root
2	20	0.12	157	1.02	Contact surface
				1.03	0.10mm
	30	0.27	188	1.00	Contact surface
				1.23	0.15mm
	40	0.47	224	1.16	Contact surface
				1.46	0.20mm
	60	1.00	219	1.43	Groove root
	90	2.00	192	1.25	Groove root
3	20	0.18	164	1.07	Contact surface
				1.07	0.07mm
	32.4	0.47	218	1.40	Contact surface
				1.42	0.10mm
	40	0.70	236	1.54	Groove root
5	25	5 0.47	177	1.16	Contact surface
				1.16	0.11mm
	31.8	.8 0.75	240	1.57	Contact surface
				1.57	0.11mm

\*Distance from the contact edge to the crack location measured in the specimen tested at approximately 10MPa above the fretting fatigue limit of each groove shape.

疲労限度  $\sigma_{w,non-groove} = 153$ MPa に対して、この供試材の 平滑材の両振り曲げ疲労限度は  $\sigma_{w0} = 462$ MPa であるの で、フレッティングにより疲労限度は約 33% にまで低下 する.応力逃がし溝の導入により、いずれの R において も溝なしの場合に比べてフレッティング疲労限度が向上 した.溝の導入により得られたもっとも高い疲労限度は 240MPa であり、フレッティング疲労限度は溝なしの場 合に比べて 1.6 倍に向上した.この最高のフレッティン グ疲労限度は R = 5mm、 $\theta = 31.8^\circ$ の溝の場合に得られた ものである.

Fig. 3 に *S*–*N* 線図の一例として *R* = 2mm の場合を示 す.  $\theta = 0^{\circ}$  から 40° までの間は疲労限度は増加し,それ 以上の  $\theta$ では減少に転じた.すなわち,*R* = 2mm の場 合には  $\theta = 40^{\circ}$  付近に疲労強度のピークが存在した. $\theta$ の変化によって疲労強度が変化するとき,破断位置にも 変化がみられた.破断は,疲労強度が増加している間は 接触部で生じ,疲労強度が減少している間は溝底で生じ た.このような傾向は, $\theta$ の増加とともに接触端部の応 力状態が緩和されてフレッティング疲労強度が向上する が,同時に溝底の応力集中も高くなるために,ある限界 の $\theta$ を超えると溝底から破壊が生じるようになって疲労 強度向上が頭打ちとなるために生じる.破断位置が遷移 する $\theta$ 付近では,Fig.3の $\theta = 40^{\circ}$ のように,寿命レベ ルによって両方の破壊位置がみられた.すなわち,短寿 命領域では溝底で疲労破壊し,長寿命領域では接触部で



Fig. 3 S-N curves of grooved specimen of R = 2mm.

フレッティング疲労破壊が生じた.これは,段付きのは め合い軸<sup>2)</sup>や鉄道車軸<sup>4)</sup>でも報告されている現象である. フレッティング疲労により破断した場合の接触面内にお けるき裂発生位置もTable 3に示した.き裂の位置は溝 形状により変化し,き裂位置が接触面の内側に入るほど フレッティング疲労限度が高くなる傾向を示した.

それぞれの溝形状の疲労限度  $\sigma_w \varepsilon$ , Fig. 4 に溝深さ d に対して, Fig. 5 には接線角度  $\theta$ に対して示した. 破線 は実験点を結んだものである. Fig. 4 において, いずれ の R でも d を増加させると  $\sigma_w$  は増加した. 同じ d で比 較した場合, R が小さい方が高い  $\sigma_w \varepsilon$ 示した. Fig. 5 において,  $\theta$ の増加は  $\sigma_w$ の増加をもたらし, 同じ値の  $\theta$  に対しては R が大きい方が高い  $\sigma_w \varepsilon$ 示した.

Fig. 4 および5の実線は溝底の疲労限度の予測値を示 したものである.予測方法については後述する.溝底破 壊に対する予測疲労限度は, d あるいは θの増加ととも に低下し,増加傾向を示すフレッティング疲労限度の曲 線と交差する点が存在する.この点がそれぞれの R で応 力逃がし溝がフレッティング疲労限度向上に最大の効果 を発揮する点である.実験においては,この交点近傍の d あるいは θ で,試験片の破壊モードが接触部でのフレッ ティング疲労破壊から溝底での疲労破壊へと遷移した.

ここで, Fig. 4 および 5 において実線で示した溝底の 疲労強度予測について述べる.本研究範囲の切欠き半径 においては切欠き感度係数を1と仮定して,溝底の最大



Fig. 4 Effect of groove depth on fretting fatigue strength.

応力が平滑材疲労限度に一致する条件を与える公称応力 値を溝底破壊に対する疲労限度の推定値とすることとし た. 溝底の応力分布には接触片の影響があり, 影響の程 度は溝の寸法に依存する。 溝形状はθを一定にすれば溝 半径によらず相似形状となるので、接触片の影響が大き くない  $R \ge 2$ mm の条件に対しては,異なる R について も Fig. 5のように1本の曲線で表現でき、予測結果は △, □印で示 す実験結果ともほぼ一致した. 一方, R が 0.75mm と小さくなると接触片があることによって溝底 の応力分布が影響を受け、 $R \ge 2$ mmの場合とは異なる 予測線となる. Fig. 6 は R = 0.75mm の溝に接触片を押 付けることによって、溝部の応力分布がどのように変化 するかを FEM 解析で調べたものである. 接触片がある 場合は,接触片がない場合に比べて応力振幅が増加する とともに、平均応力が発生することが示されている、接 触片を押付けたときのこのような溝底の応力状態を考慮 して, Fig.7 に示す方法で R=0.75mm に対する溝底破壊 の疲労限度予測を行った. 図中の曲線群は種々の公称応 力値に対する溝表面における軸方向応力の軌跡であり、 実線で示す平滑材の修正 Goodman 線図と接する軌跡を 与える公称応力値を疲労限度の予測値とした。予測疲労 限度は 175MPa となり,予測結果は Fig. 4 および 5 にマ 印で示す実験結果とほぼ一致した.



Fig. 5 Effect of tangential angle on fretting fatigue strength.







Fig. 7 Estimation of fatigue strength of groove by using modified Goodman diagram (R = 0.75mm).

Fig. 5 においては, R=2, 3, 5mm の溝底の予測疲労 限度は1本の曲線で示された.これは、溝底の応力集中 がいずれの溝でもほぼ同じであるとともに、接触面圧に よる溝底の応力状態の変化が少なかったためである. R= 0.75mmの場合,溝が小さく溝底の応力状態に接触面圧 の影響が強く表れたため、他の R の溝と比較して低い疲 労強度となった。このことは応力逃がし溝として効果を 発揮するためにはある程度以上の大きさの溝が必要であ ることを示している.この点について検討するために、 Fig. 8に接触片を有する試験片の溝底の応力振幅に与え る溝寸法の影響を示した。縦軸は接触片がある場合の溝 底の応力集中係数と接触片がない場合の応力集中係数の 比であり、接触片により溝底の応力が増大する程度を示 すものである.いずれの溝半径に対しても溝深さdの小 さな領域では接触片により溝底の応力振幅が増加するが, その傾向は, Rが小さいほど顕著である. R = 0.75mm の場合,溝の最大寸法である d = 0.75mm の溝深さでも 溝底の応力振幅は接触片の影響で増加しており、このこ とが R = 0.75mm の溝によるフレッティング疲労強度の 向上がわずかであったことの理由である.応力逃がし溝 の効果に及ぼす試験片と溝の相対寸法の影響については, 今後の課題としたい.



Fig. 8 Effect of contact pressure on stress amplitude of groove root calculated by FEM.

3 応力逃がし溝によるフレッティング 疲労強度向上の統一的評価の試み

### 3・1 実験結果に基づくパラメータの検討

Fig. 4 および 5 の表示では、フレッティング疲労限度 は溝寸法により異なった曲線となったが、次にフレッティ ング疲労限度に及ぼす溝形状の影響を統一的に評価する ことを試みた. 種々の分析を行った結果, Fig. 9に示す ように、フレッティング疲労限度は溝形状を表すパラメー タの積である θd に対して直線的に増加することを見い だした、このパラメータの有効性を検証するために、西 岡らの段付はめ合い軸の結果<sup>2)</sup>に対して再整理を行って みた結果を Fig. 10 に示す.本研究と西岡らの試験片は寸 法が大きく異なる(試験片直径 D = 50mm, 溝半径 R = 5~24mm, θ = 23.5~45.5°)ので, θd を試験片のリガ メント寸法 D で除した θd/D を横軸にとり、溝なし、も しくは段なし形状のフレッティング疲労限度 σwnon-orrowe に 対するフレッティング疲労限度向上率を縦軸に示した. 図に示すように、本研究の結果と西岡らの結果はおおむ ね良く一致している。*θd*というパラメータの適用限界は、 Fig. 10 のように著しく寸法の異なる条件についてもほぼ 一本のデータバンドに収まることから、かなり広いこと が予測されるが、まだ精査していないので、本報の段階 では実験した範囲内に限ることとする. Fig. 9の回帰線



Fig. 9 Experimental evaluation of effect of stress relief groove on fretting fatigue limit by using parameter related groove shape  $\theta d$ .



Fig. 10 Re-evaluation and comparison of other researcher's data using  $\theta d/D$ .

の基礎データとした本研究の試験条件と破壊モードの関係を Fig. 11 に示す. 図中の●はフレッティング疲労モードに対する疲労限度であり、これらを包含する条件として、 $\theta \leq 35^{\circ}$ かつ  $R \leq 5$ mm を適用範囲とする.

## 3・2 応力逃がし溝効果の解析的検討

上述の θd は経験的に得たパラメータであるが,応力逃 がし溝による疲労強度向上を統一的に表現するパラメータ として有用と考えられる.本項では θd によりフレッティ ング疲労強度向上が統一的に表される理由について,次 項で FEM 解析により検討した.

3・2・1 FEM 応力解析法 応力逃がし溝の効果の支 配因子を見いだすために,有限要素法による応力解析を 行った.解析には汎用有限要素法プログラム ABAQUS 6.5-1を用いた.解析は二次元弾性および二次元弾塑性で 行った. Fig. 12 に解析モデルおよび境界条件を示す. モデルは対称性から1/2とし、4節点平面応力要素を用 いた. 試験片と接触片の間に摩擦を定義し, 摩擦係数は 0.7 とした. 摩擦挙動の定義は ABAQUS/Standard の Lagrange 摩擦を用いた. 溝を設けた側の接触片の公称 接触面圧が実験条件と同じ150MPaとなるように、接触 片背面に等分布荷重を与えた. 試験片に、公称応力がそ れぞれの溝形状のフレッティング疲労限度となるように 曲げモーメントを負荷した. 摩擦を含む解析の非線形性を 考慮し、解析結果が定常状態となるまで正負の曲げモー メントを繰返し負荷した. FEM 解析においてモデルに与 えた物性を Table 4 に示す.

3・2・2 接触部の応力状態に及ぼす接触端部形状の 影響 二次元弾性応力解析により求めた接触端部近傍の 試験片表面の応力分布について,溝なし,および溝あり の比較を Fig. 13 および 14 に示す. Fig. 13 の接触面圧



Fig. 11 Applicability range of estimation method.



Fig. 12 FEM model and boundary conditions.

分布をみると,試験片に引張側負荷を与えたとき,溝な しの場合には接触端部で低下がみられるが,溝ありの場 合には引張側負荷,圧縮側負荷ともに接触端部で高い面 圧の集中が保たれている.これに対応して Fig. 14 に示 す試験片軸方向応力 σ<sub>x</sub> は,溝なしの場合には引張応力 場となるが,溝ありの場合には引張側負荷においても依 然として強い圧縮応力場のままである.このことは,溝 がある場合には,接触端部にき裂が存在しても進展しう る応力状態が形成されず,破壊が生じないことを示唆し ており,実験的には試験片が破断した事実を正しく評価 していない.すなわち,理想的な幾何学的形状で接触解 析を行ったのでは,現実の試験片で実現されている状況 を反映していないと考えられる.

上記の解析結果と実験事実の乖離の原因を解明する検討を行った.Fig. 15 にフレッティング疲労試験を途中で終了して接触端部の接触面形状を測定し,繰返しの進行に伴う接触端部形状の変化を調べた結果を示す.それぞれの図は異なる試験片の測定結果である.実験では繰返しにともなって試験片の接触端部は丸みを帯び,接触

Table 4 Material properties applied to the FEM model.

Young's	Young's Poisson's		Hardening curve		
modulus	ratio	stress	σ	ε <sub>p</sub>	
20700-	0.3	011110	911MPa	0	
20/GPa		911MPa	1599.8MPa	0.463	



Fig. 13 Contact pressure distributions near contact edge.



Fig. 14 Distributions of the axial stress exerted on specimen surface near contact edge.

片の接触端部にはくぼみが形成されている.したがって, 実際には接触端部形状の変化が接触端部での強い面圧の 集中を解放して, 微小き裂の進展を可能とするような応 力場が形成されるものと考えられる.このような接触端 部形状の変化は,接触端部で局所的に生じる塑性変形や フレッティング摩耗により生じているものと考えられる. 従来の解析によるフレッティング疲労強度評価の研究に おいて,接触端部の面圧集中を避けるモデルとして,任 意に摩擦係数を変化させたり,<sup>9</sup>任意の接触面圧分布を与 えたり,<sup>9</sup>接触端部に非接触領域を定義したり<sup>77</sup>するもの があるが,本研究においては,繰返しの初期に発生する 接触端部の局所的な塑性変形を解析に取入れることを試み た.なお,フレッティング摩耗は接触端部形状変化に考慮 すべき重要な要因であるが,今後究明したい.

Fig. 12のFEM モデルに弾塑性特性と応力繰返しの負荷を与えて,接触端部に生じる塑性変形を求めた.3回の 負荷繰返しで接触端部の変形はほとんど進行しなくなった.そこで,フレッティング疲労限度評価としては,まず弾塑性解析を行って塑性変形を生じた接触端部形状を 求め,次にその形状を用いて弾性応力解析を行う方法を 試みた.

Fig. 16 にフレッティング疲労強度評価に用いた接触 端部形状の例を示す. Fig. 16 のモデルを用いて求めた 応力分布を Fig. 17 および 18 に示す. Fig. 17 に示す接 触面圧は接触端部での強い集中が緩和され, Fig. 18 に 示す軸方向応力分布は接触端部近傍の接触面内で引張応 力の集中がみられた. このような応力状態は繰返しとと もにフレッティング摩耗により変化するために, この解 析で完全にフレッティング疲労強度が評価できるわけで はないが, Fig. 18 に示した応力分布は応力逃がし溝に よって生じる応力場を表す一つの指標となると考えられ る. そこで,各々の溝あり試験片の疲労限度に対する軸 方向応力の最大値  $\sigma_{x,max}$ と溝形状を表すパラメータ  $\theta d$  の 関係を調べた結果を Fig. 19 に示す. いずれの  $\theta d$  に対し ても $\sigma_{x,max}$  はほぼ一定となる結果が得られた.







Fig. 16 Deformation of contact edge obtained by elasto-plastic FEM analysis.







Fig. 18 Distributions of axial stress considering plastic deformation of contact edge.

#### 3・3 フレッティング疲労限度の推定法

上記のことに基づいて、応力逃がし溝を有する試験片 のフレッティング疲労限度が $\sigma_{x,max}$ 一定の条件で与えら れるものと仮定して、公称応力の疲労限度を予測する方 法を以下で検討した.Fig. 19からはフレッティング疲労 限度の公称応力振幅値を直接読み取ることはできないの で、接触端部近傍の軸方向応力の厳しさを表す一種の応 力集中係数として $\sigma_{x,max}$ を公称曲げ応力 $\sigma_b$ で除した $K_t = \sigma_{x,max}/\sigma_b$ を導入した. $K_t \ge \theta d$ の関係をFig. 20に示す.  $\theta d$ が大きいほど接触端部近傍の最大軸方向応力が緩和さ れる傾向が示されている. $\sigma_{x,max}$ や $K_t$ は最大応力値に関 係する量であるので、これに基づいて応力振幅に関係す





る量である疲労限度を求めることは出来ないが、溝なし の場合の $K_t$ の値 $K_{t0}$ をFig. 20の曲線を外挿して $\theta d = 0$ に対応する値として求め、その値の応力逃がし溝を有す る試験片について、溝なしの場合のフレッティング疲労 限度を、評価したい溝形状の $K_t/K_{t0}$ で除することにより、 フレッティング疲労限度の公称応力振幅予測を行うこと ができる。Fig. 21 にフレッティング疲労限度の予測値と 試験結果の比較を示す。予測値を示す曲線は実験データ の傾向を良く表している。このことは応力逃がし溝を設 けることによるフレッティング疲労強度向上の原因とし ては、接触端部近傍の軸方向応力に対する応力集中低下 がその主因であることを示唆している。

#### 4 結 言

応力逃がし溝の効果を明らかにするために, 溝半径 *R* と溝の接線角度 θをパラメータにして溝形状を変えた試 験片を用いてフレッティング疲労試験を行った. さらに, それらの試験片について FEM 解析を行い, フレッティ ング疲労限度評価を行った. 得られた結果を以下に示す.

(1) フレッティング疲労限度は溝深さ d と接線角度 θ の増加にともない向上した.しかし, d や θの増加は溝 底の応力集中の増加をもたらすために,ある条件を超え て増加すると破壊形態が接触部のフレッティング疲労か ら溝底での疲労破壊へと遷移し,溝底の疲労強度は低下 した.よって,応力逃がし溝によるフレッティング疲労 強度向上には d と θに関連して最大の効果を発揮する点 が存在する.

(2) 応力逃がし溝がフレッティング疲労強度向上に有効に作用するためには、ある大きさが必要である. その理由は、小さい溝の場合、溝底の応力振幅は接触片の影響を受け、溝自体の形状から生じる応力集中以上に増加するためである.

(3) フレッティング疲労試験結果で求めたフレッティング疲労限度は,溝形状を表すパラメータ θd に対して ほぼ直線的に増加した. FEM による検討で, θd の増加 は接触端部近傍の軸方向応力の低下をもたらすことが明 らかとなった.

(4) 単純な弾性応力解析では,溝を有する試験片は破壊を生じない応力状態として評価された.しかし,実験的には試験片の破断が生じていることから,塑性変形やフレッティング摩耗による接触端部の形状変化が,疲労破壊が生じるような応力状態に変化させていると推察される.



Fig. 20 Stress reduction by the introduction of groove.



Fig. 21 Estimation of fretting fatigue limit by using  $K_t/K_{t0}$  and fatigue limit of non-groove specimen.

(5) 弾塑性 FEM 解析により求めた塑性変形した後の 接触端部形状を用いて弾性応力解析を行った.その結果, 応力逃がし溝を有する試験片のフレッティング疲労限度 は,接触端部近傍の最大軸方向応力が一定となる条件と 対応していることが分かった.

(6) 接触端部近傍の軸方向応力の厳しさを表すパラ メータとして導入した K<sub>t</sub>/K<sub>t0</sub> と θd の関係を用いて予測 したフレッティング疲労強度は実験結果と良く一致した. この予測方法は応力逃がし溝形状選定の一つの指針とし て使用できる.

#### 参考文献

- K. Hirakawa, "Case histories and prevention of fretting fatigue failure", Sumitomo-Kinzoku, Vol.46, No.4, pp.4-16 (1994).
- 2) M. Nishioka and H. Komatsu, "Researches on increasing the fatigue strength of press-fitted axle : 4th Report, geometry of end of press-fitting and  $\sigma_{w1}$ ", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.38, No.305, pp.27-35 (1972).
- P. G. Morton, P. J. Goodman and Z. M. Kawecki, "Fretting fatigue in keyed dovetail root fixings", Proceedings of Institution Mechanical Engineers, Vol.184, Part 3B, pp.66-74, (1969-1970).
- 4) K. Hirakawa and M. Kubota, "On the fatigue design method for high-speed railway axle", Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Vol.215, Part F, pp.73-82 (2001).
- T. Hattori, S. Kawai, N. Okamoto and T. Sonobe, "Torsional fatigue strength of shrink fitted shaft", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.47, No.415, pp.264-274 (1981).
- 6) M. Nakamura, T. Hattori, H. Sakata and T. Watanabe, "Fretting fatigue improvement by making a groove of knurling on contact surface", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.55, No.517, pp.1949-1955 (1989).
- 7) S. Kataoka, C. Sakae, M. Kubota and Y. Kondo, "Effect of stress relief groove shape on fretting fatigue strength", Key Engineering Materials, Vol.353-358, pp.856-859 (2007).