フレットング疲労強度に及ぼすパッドの接近効果*

永 田 晃 則**, 柏 谷 英 夫***
松 田 健****, 太 田 訓 義****

Effect of the Gap between Contact Pads on Fretting Fatigue Strength

Kohsoku NAGATA, Hideo KASHIWAYA,
Takeshi MATSUDA, and Kuniyoshi OHTA

The fretting fatigue strength of NiCrMoV generator rotor steel was examined under a contact pressure of 200 MPa, a relative slip amplitude of 5 to 6 μm and a stress ratio of 0.05. The fretting fatigue limit tested by a conventional method was 40 MPa; however, the limit reduced to less than 10 MPa by decreasing the gap (C) between the edges of two contact pads to 0.25 mm. It was found that the fretting fatigue strengths are drastically reduced by decreasing the gap between the edges of the two contact pads. The fatigue cracks initiated under conditions where $C=0.25$ mm and the stress amplitudes was less than 20 MPa were arrested from 1.5 to 2.3 mm in depth. The crack growth properties and the non-propagating phenomena of the cracks in the fretting fatigue were successfully explained by fracture mechanics concepts.

Key Words: Fatigue, Fretting Fatigue, Rotor Steel, Contact Pad, Fatigue Crack Propagation, Non-Propagating Crack, Fracture Mechanics

1. 緒 言

回転機械の構成要素間で微小な相対すべりを伴う接合部は数多く、フレットング疲労(F.F)によるその接合部の強度低下は強度設計上の難題の一つともいえる。例えばタービン発電機においては、古くからタービン翼付根部やディスクとシャフトのはめあい部がその対象とされてきたが、最近、新たに発電機ロータティースとくさび間のF.Fが問題になり⁽¹⁾、ティース側に数mm深さの停留き裂が確認されたという報告がなされている⁽²⁾。これらディスクやくさび構造の特徴は極めて小さな曲げ応力(15 MPa以下)を受け、フレットング部が互いに接近している点である。

F.F強度に及ぼす諸因子の影響については1個のパッド(Single pad)を用いた試験によるき裂の発生⁽³⁾⁻⁽⁶⁾と伝ば⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾に関する研究が大半である。田中ら⁽¹⁰⁾は最近弾塑性破壊力学的手法を用いてF.Fき裂発生寿命の推定を試みている。

接近したはめあい部の強度低下⁽¹¹⁾に見られるように、前述の発電機ロータティースとくさび間のF.F強度はSingle padの結果よりも著しく低くなることが予想される。しかしながら、F.F強度に及ぼすパッド端部の接近効果を扱った研究は少なく⁽¹¹⁾⁽¹²⁾、このような条件下におけるF.Fき裂の発生と伝ばに関する定量的な検討が望まれる。

そこで本研究では、F.Fき裂発生と伝ばに及ぼすパッド端部の接近効果を明らかにするため、2個のパッド(Double pads)⁽¹³⁾を用いたF.F試験装置を考案し、パッド間のすきまをパラメータとしたF.F試験を行った。また摩擦力と接触面圧を考慮した応力拡大係数を用いてF.Fき裂伝ばとき裂の停留挙動について検討を加えた。

2. 試験装置および方法

F.F試験方式を模式的に示したのが図1である。図1(a)、(b)は従来から一般に用いられている試験方式であり、(b)の方式ではき裂はA、Bパッドの外側端部に発生し、2個のパッドを接近してもパッド端部応力の重畳効果は少ない。タービン発電機ロータくさび端部の接近効果を明らかにするために考案したのが図1(c)に示すダブルパッド方式である。試験片が伸

* 昭和61年7月18日 東海支部豊橋地方講演会において講演、原稿受付 昭和60年9月26日。

** 正員、(株)東芝重電技術研究所 (〒230 横浜市鶴見区末広町2-4)。

*** (株)東芝重電技術研究所。

**** 正員、(株)東芝重電技術研究所 (〒230 横浜市鶴見区末広町2-4)。

図2に試験片とパッドの形状を、図3にF.F試験装置図を示す。パッドは試験片に一体に結合した治具にボルト締結した。パッドの押付け面圧荷重は板状ばねを介してボルトにより加えた。その面圧荷重とパッドに働く摩擦力は板状ばねとパッド取付治具にはり付けたひずみゲージの出力により計測した。試験片とパッド端部間の相対すべり量は図1に示すA, Bパッド間の相対変位量として連続計測した。ただしシングルパッドの場合は、片側のパッドの面圧荷重を零にし、 $C=0$ の状態 で計測した。またダブルパッドの場合は、 $C \leq l$ であるから長さ C 部の試験片変位は無視した。この相対すべり量は負荷応力レベルに応じて図3に示

	C	S ₁	M _N	P	S	N ₁	C ₇	M ₉	V
Specimen	0.24	0.10	0.32	0.007	0.005	3.71	1.60	0.27	0.12
Pad	0.56	0.21	0.75	0.01	0.01	—	—	—	—

	0.2% proof stress MPa	Tensile stress MPa	Elongation %	Reduction of area %	Hardness Hv(10kg)
Specimen	790	895	25.3	71.3	269
Pad	634 (*)	811	19.5	39.6	265

(*) Yield stress

(*) Yield stress

図 1 フレッチィング疲労試験方式の模式図

図 2 試験片とパッドの形状

なお、 $\phi 10$ mm の平滑材と CT 試験片を用いて、供試材の荷重制御疲労特性とき裂進展速度を求めた。

3. 実験結果および考察

3・1 供試材の通常疲労特性 供試材の 5×10^3 回以上の時間強度 ($R=0.05$) は式(1)で表され, 2×10^6

図 3 試験装置

図 4 試験状況

回における疲労限度は 350 MPa であった⁽¹⁴⁾。

$$\sigma_a = 653 N_f^{-0.047} \dots\dots\dots (1)$$

ここで σ_a は繰返し応力振幅である。また荷重漸減法によって求めた供試材の $\Delta K_{th}(R=0.05)$ は 8~9 MPa $\cdot\sqrt{m}$ で、同じ鋼種を用いた Stewart⁽¹⁵⁾の結果と同じであった。

3.2 フレットング疲労特性 パッド端部に発生したき裂長さと繰返し数の関係を示したのが図5である。き裂は試験片軸に対してわずかに傾いているため垂直方向へ投影した長さとした。図5(a)はパッド端部間のすきま C が無限大 (シングルパッド) と 4 mm のときの進展曲線を示す。試験片への荷重応力 σ_a が同じとき、き裂は試験片軸に対して対称なパッド端部にはほぼ同じ時期に発生し、実線と点線で示すように類似した進展曲線を示している。図5(b)はパッド端部がほとんど接するほど接近させた場合 ($C=0.25$) の進展曲線である。荷重応力が 20 MPa 以下になるとき裂が 0.1 mm 以上に成長する繰返し数は $10^5 \sim 10^6$ 回内にばらつき、その進展曲線にも一定の傾向が見られなくなるが、き裂は 1.5~2.3 mm 成長して停留し

た。しかし荷重応力が 40 MPa のときは、 $C=4$ mm のときよりも少ない繰返し数で 0.1 mm 以上のき裂長さに達し、停留する傾向は進展曲線から認められない。

図6は図5より進展速度を求めた結果である。図6において、 $C=0.25$ mm の場合、荷重応力が 40 MPa 以下のときはすべて減速挙動を示し、 $C=4$ mm の場合にわずかながら $a=1.5$ mm まで加速⁽⁹⁾されその後減速挙動を示している。

図7はき裂長さが 0.1 mm に達したときの繰返し数とき裂が停留したときの繰返し数を併せて示した $S-N$ 曲線である。また図8はパッド端部間のすきまと疲労限度との関係を示したものである。 2×10^7 回において試験片側面にき裂が達しなくとも、パッド端部のフレットング部には微小な表面き裂が認められた。ここでの疲労限度とは試験片側面に達したき裂が 0.1 mm 以上までに成長しないという意味である。図8より明らかなようにパッド端部に集中するフレットング損傷部が接近すると疲労限度は著しく低下する。パッド端部間のすきまが零になると荷重応力レベ

(a) $C = \infty, 4$ mm

(b) $C = 0.25$ mm

図5 き裂進展曲線

図6 き裂進展速度 (da/dN -a)

図7 $S-N$ 曲線とき裂の停留

ルが極めて小さくとも F. F き裂は発生し、数 mm まで成長して停留するということが明らかになった。またシングルパッドによる F. F 限度 40 MPa は、通常の疲労限度 350 MPa の 1/8.8 であった。

3・3 摩擦力と相対すべり 破壊力学的手法を用いて F. F き裂の発生と伝ばを評価するには、試験片とパッド端部間の相対すべり振幅に依存する摩擦力を知る必要がある⁽⁸⁾。試験片、パッド共に処女面の状態から約 10^5 回繰返し、摩擦力が安定したときの摩擦力と相対すべり振幅 S_a との関係を接触面圧 50, 100, 200 MPa について図 9 に示す。 S_a が小さいときは接触面の一部は弾性的に固着するため⁽¹⁶⁾、パッド端部に微視的すべりが集中し、図 10 に見られるようなフレット疲労損傷の集中が生じたと考えられる。 S_a が大きくなるにつれ接触面は巨視的なすべりを生じるため摩擦係数が高くなり⁽¹⁶⁾、本実験結果では接触面圧が 50~200 MPa の範囲内での摩擦係数は 0.69~0.75 となった。

3・4 接触面の損傷とき裂形態 図 10 に $C = 0.25$ mm で 10^7 回繰返した後の試験片とパッド表面の損傷状態を示す。凝着摩耗による酸化摩耗粉の生成

はパッド両端部に集中し、パッド中央部には相対すべり量の極めて小さな固着領域が認められる。図 10(a)において、右側パッドの損傷幅が左右で異なっているが、これは内側パッド端部下に主き裂が発生し成長するに伴って主き裂パッド端部の接触面圧の集中率が低下し⁽¹⁷⁾、フレット疲労損傷幅が拡大したためと思われる。

図 11 は試験片板厚中央部の縦断面におけるき裂の発生と進展形態の代表例である。図 11(a)は図 10の試験片と同一であり、パッド位置は左右一致している。図 11(a)の左側フレット部には 0.1 mm 以下の停留き裂が数個認められるが、右側パッド端下では主き裂以外の小さなき裂は認められず、フレット疲労損傷の初期段階において発生したき裂がそのまま主き裂に成長したものと考えられる。しかし図 11(b)

図 8 パッド端部間のすきと疲労限度の関係

図 9 相対すべり振幅と接線力の関係

図 10 試験片とパッドの損傷状態

(a) $C = 0.25$ mm, $\sigma_a = 20$ MPa

(b) $C = 0.25$ mm, $\sigma_a = 15$ MPa

図 11 縦断面のき裂観察例

ではそれぞれのパッド端下に2個の比較的大きなき裂が認められる。右側パッド端下の長い方のき裂は約0.5 mm 成長していたが、左側パッド端下の主き裂とは合体していなかった。

疲労初期のフレットング損傷はパッド先端部に集中して累積し、その部分に初期き裂が発生する⁽⁴⁾。これが図11(b)に示す短いほうのき裂Aに相当すると思われる。更に繰返し数が増すことにより、損傷部の摩滅と、そのき裂の成長に伴いパッド先端部の接触面圧の集中率の低下が起こることにより、フレットング領域、すなわち相対すべりが生じている領域とそうでない固着領域との境界はパッドの内側に移動する。この境界において接触面圧の集中と摩擦力の集中が最も厳しくなるため⁽³⁾、第2のき裂〔図11(b)のB〕がこの境界に発生し、摩擦力の集中が著しいため初期のき裂〔図11(b)のA〕よりも早く進展し主き裂になるものと思われる。

3・5 き裂発生に及ぼすパッドの接近効果 F. F き裂は、接触面圧と相対すべりによりパッド端部に集中する接触応力とその端部に加えられる繰返し負荷応力との重畳によって発生するものと考えられている⁽³⁾。この接触応力の強さは、相対すべり、接触面圧、摩擦係数、材質、更には試験片とパッドの形状などに左右され、フレットング面の損傷状態と密接に関連しているものと思われる⁽¹⁸⁾。このため局所的な接触応力状態を知ることは難しく、接触面圧分布あるいは摩擦係数の分布を仮定した解析がこれまでになされている⁽⁵⁾⁽⁸⁾⁽¹⁰⁾。

図12は弾性接触論⁽¹⁹⁾によりパッド間のすきまと接触面圧分布の関係を求めた結果である。パッド間すきまが小さくなるほどパッド間内側の面圧集中率は小さくなり、2個のパッドが一体化したときの分布に近づく、パッド端部の局所的なすべりが生じやすくなることが分かる。

図12 弾性接触論による面圧分布

ダブルパッドの場合には、片方のパッドの摩擦力によって生じる試験片表面の軸方向応力の影響範囲内には他方のパッド端部が位置するため、負荷応力が実質上高くなり、シングルパッドのときよりもF. F限度が著しく低くなると考えられる。そこでこの摩擦力の影響範囲を二つの接触面圧分布について調べたのが図13である。試験片を半無限板と仮定し、端部に点荷重が作用するときの応力解⁽²⁰⁾を用いて、試験片の軸方向表面応力 σ_x を求めた。図13において、一様パッド荷重とはパッド全域が一様面圧、ダブルパッド荷重とはパッド間のすきまが x_{mm} のときの面圧のことである。摩擦係数は図9より相対すべり振幅5~6 μm に対する0.45を用いた。図13よりパッド間すきまを小さくすることにより接触応力は著しく高くなり、繰返し負荷応力が零に近い状態でもF. Fき裂の発生し得ることが理解できる。またすきまが10 mm 以上になるとパッド間の接近効果はいずれの面圧分布に対しても軽減されることが分かる。

3・6 き裂伝ば F. F き裂伝ばを支配する応力成分は、(1)繰返し負荷応力、(2)相対すべりと摩擦力に伴う繰返し接線力および(3)静的応力として作用する接触面圧である。き裂長さが短く第1段階き裂⁽¹⁰⁾に相当する場合には、上記の(1)~(3)に加え、フレットング面の表面状態や破面間の摩耗がき裂伝ばに微妙に影響するであろうが、その段階を確実に脱していると思われる0.1 mm 以上のき裂伝ばでは上記の(1)~(3)のみを考慮すればよいであろうと考える。

さて、半無限板の端部き裂と仮定すればこれら三つの応力成分を考慮した K_I は次式で与えられる⁽⁸⁾。

$$K_I = 1.12\sigma\sqrt{\pi a} + K_f + K_p \quad (2)$$

ここで右辺の第1項は負荷応力 σ 、 K_f は摩擦力、 K_p は接触面圧に基づく K_I である。 K_f と K_p はRookeら⁽²¹⁾が示した基本解を用いて算出した。応力拡大係数の変動範囲 ΔK_I は、

$$\Delta K_I = K_{I\max} - K_{I\min} \quad (3)$$

図13 摩擦力によるパッド端近傍の応力集中

図 14 $a-\Delta K_I$ の関係

として求めたが、 $K_{I \min} < 0$ のときは $K_{I \min} = 0$ とした。これは Rooke らの基本解が $K_I < 0$ では有効でなくなるからである。また K_I の算出では、摩擦力は $S_a = 5 \sim 6 \mu\text{m}$ のときの摩擦係数 0.45 と接触面圧の積より求めた。ダブルパッドに対する ΔK_I は片側のパッド端下のみき裂が存在するものとし、接触面圧が一様と仮定した場合（一様パッド荷重）と、比較のためにパッド間のすきまを考慮した場合（ダブルパッド荷重）についても計算した。パッド間すきま C が零の場合は、き裂に対する左右パッドの力学条件は対称になるため、 ΔK_{II} 値は零に等しいが、 C が大きくなると ΔK_{II} 値も大きくなるが、本研究ではき裂伝ばに及ぼす ΔK_I の影響が明確でないことから ΔK_I 値のみを用いてき裂伝ばを評価した。またき裂面間の摩擦、摩滅などは考慮しなかった。

図 14 はパッド間すきま C 、接触面圧分布、負荷応力を変えたときの ΔK_I 値とき裂長さ a の関係を示す。 $C/\sigma_a = 0.25/20$ において、2 種類の接触面圧分布に対する $a-\Delta K_I$ 曲線はほぼ同じ傾向を示し、き裂長さが 2~3 mm のところで $8 \sim 9 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$ の ΔK_{th} 以下になる。これより負荷応力が 20 MPa 以下の場合には 2~3 mm で停留し得ることが分かる。実際の停留長さは 1.5~2.3 mm とばらついているが、これはパッド端部の摩擦状態が必ずしも正しく評価されていないためこのような差異が生じたものと思われる。一方 $C/\sigma_a = 4/30, \infty/60$ の場合は、 $C = 0.25 \text{ mm}$ のときのような顕著な ΔK_I の減少傾向は見られなく、0.1 mm 以上に成長したき裂は停留し得ないことが理解でき、実験事実とも合致している。

図 15 は $C = 0.25 \text{ mm}$ と ∞ の F. F き裂進展速度と ΔK_I の関係を示す。ばらつきこそ見られるが全体として通常のき裂進展速度曲線の傾向に一致しており、

図 15 き裂進展速度 ($da/dN-\Delta K_I$)

0.1 mm 以上の F. F き裂伝ば挙動は本方法を用いておおむね評価可能であると思われる。

4. 結 論

Ni-Cr-Mo-V 鋼の試験片と炭素鋼パッドを用いてフレットング疲労試験を行い、き裂発生と伝ばに及ぼすパッド端部の接近効果について検討を加えた。得られたおもな結論は以下のとおりである。

(1) 接触面圧 200 MPa、相対すべり振幅 5~6 μm 、 R 比 0.05 の条件下におけるシングルパッドのフレットング疲労限度は 40 MPa であり、通常の疲労限度の 1/8.8 であった。

(2) 上記と同じ条件下でパッド端部間のすきま $C = 0.25 \text{ mm}$ (ダブルパッド) とすることにより、その疲労限度は 10 MPa 以下に低下した。これは試験片とパッド間の摩擦力によって生じる応力集中領域内に他方のパッド端部が位置し、負荷応力との重畳が生じるからである。これよりパッド端部の接近がフレットング疲労強度に及ぼす効果は極めて顕著であることが明らかになった。

(3) また $C = 0.25 \text{ mm}$ 、負荷応力 20 MPa 以下の場合き裂は 1.5~2.3 mm 深さ進展し、停留したが、 $C = 4$ とシングルパッド試験ではこのように長いき裂での停留挙動は観察されなかった。

(4) 接触面圧と摩擦力を考慮した ΔK_I と通常のき裂進展速度曲線を用いて(3)項のき裂停留挙動とフレットング疲労き裂伝ば特性が説明し得ることを示した。

文 献

- (1) King, R. N. and Lindly, T. C., *Proc. ICF*, 5 (1975), 631.
- (2) 賽庭・北島, 火力原子力発電, 36-10 (昭60), 1078.
- (3) 西岡・平川, 機論, 34-266 (昭43), 1635.
- (4) Waterhouse, R. B. and Taylor, D. E., *Wear*, 17 (1971), 139.
- (5) 服部・ほか3名, 機論, 47-415, (昭56), 264.
- (6) 大藪・ほか3名, 機論, No. 810-13 (昭56-10), 237.
- (7) Endo, K. and Goto, H., *Wear*, 38 (1976), 311.
- (8) Edwards, P. R. (Waterhouse, R. B.編), *Fretting Fatigue*, (1981), 67, Applied Science Publ.
- (9) 佐藤・ほか2名, 材料, 33-371 (昭59), 1065.
- (10) 田中・ほか2名, 機論, 51-464, A (昭60), 1200.
- (11) Coyle, M. A., ほか2名, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 178-6 (1963-64), 147.
- (12) Lindblom, Y. and Burman, G., *High Temp. Alloys Gas Turbines*, (1982), 673.
- (13) 永田・ほか4名, 第929回講演会前刷, (昭59-11), 455.
- (14) 永田・ほか3名, 第15回疲労シンポジウム前刷, (昭56), 73.
- (15) Stewart, A. T., *Eng. Fract. Mech.*, 13 (1980), 463.
- (16) 遠藤・ほか2名, 機論, 39-326 (昭48), 2915.
- (17) 服部・ほか3名, 機論, No. 830-10 (昭58-10), 177.
- (18) Bill, R. C., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, 105-4 (1983), 230.
- (19) L. A. Galin, (佐藤訳), 弾性接触論, (昭49), 65, 現代工学社.
- (20) Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., *Theory of Elasticity*, 3rd edition (1970), 97, McGraw-Hill.
- (21) Rooke, D. P. and Jones, D. A., *J. Strain Anal.* 14-1 (1979), 1.

討 論

〔質問〕 武 藤 睦 治〔長岡技術科学大学〕

(1) 図13がよく理解できない, わかりやすく説明していただきたい。また, σ_x は表面の値であるが, 深さ方向の分布はどのような。例えば, 0.1 mm 内部における応力は表面の何分の一程度か。

(2) 式(2)で接触面圧による K_p を考慮されているが, き裂伝ばを支配する変動範囲 ΔK_I を与える式(3)の段階ではキャンセルされてしまい特にとりあげる意味がないように思うが, いかがか。

〔回答〕 (1) 図13は半無限板の片端面上に1個のパッドを押し付け, 強制的に相対すべりさせ, パッド端部から x 点位置の表面応力 σ_x を求めた結果である。このときの面圧分布は図12のような分布と一様分布を仮定した。接触部の点荷重に対する応力解〔文献(20)あるいは文献(21)中の式(9)〕をパッドの接触範囲内で数値積分することによって求めた。また, 深さ方向の σ_x の分布は, 図13に示すパッド端部からの距離 x と表面からの深さ y の関数〔文献(21)中の式(8)〕となる。一例として一様面圧分布で, 表面から0.1, 0.5 mm 深さの σ_x 分布を付図1に示した。

(2) 接触面圧による K_p は常に負側の K 値となるため, 式(2)の $K_{\max}$ 値を低くし, 平均レベルを下げることになる。したがって, 式(3)においても K_p がキャンセルされることはないと考え。ご質問の真意は R 比の効果を無視したことにあると思われる。本研究における負荷応力は $R=0.05$ であるが, 摩擦力和接触面圧を考慮した式(2)では $R<0$ となる。しかしフレッティング疲労き裂伝ばに及ぼす R 比の効果は, 接触面圧による破面間の干涉, 傾斜き裂やき裂端部近

傍に集中荷重が作用することなどにより非常に複雑であり, 通常のき裂伝ば試験における R 比効果とは異なるものと考えられるため, 本研究では $K_{\max}$ 値を用いて整理した。

〔質問〕 服 部 敏 雄

〔(株)日立製作所機械研究所〕

(1) 図12により, パッド端の面圧集中はシングルパッドのほうが高く, したがって摩擦力によるパッド端近傍の応力集中も, シングルパッドのほうが高くなると思うが, 図13のダブルパッドの場合と比較してどのような計算結果があればお教え願いたい。また, このパッド端近傍の接線応力の集中からダ

付図1 摩擦力によるパッド端近傍の表面と深さ方向の応力集中

ブルパッドとシングルパッドのフレット疲労強度の差異が論じられるかお教え願いたい。

(2) 実際の製品の接触端部の相対すべり量 S_a は、繰返し応力 σ_a に関係し、本実験のように、低い繰返し応力 $\sigma_a=10$ MPa で相対すべり量 $S_a=5\sim6\mu\text{m}$ となる例は少ないと思われるが、実際の製品のように相対すべり量 S_a が小さい場合のフレット疲労限度はどのようなことになるかご教示願いたい。

〔回答〕 (1) 図 12 に示したシングルパッド ($C=\infty$) の接触面圧に対するパッド端近傍の応力分布を算出し、図 13 の結果と併せて付図 1 に示した。パッド端部における著しい摩擦力の集中によりパッド端部から約 5 mm 以内では、他の面圧分布よりも接触応力が高くなることがわかる。また、パッド端部が十分接近した場合は、シングルパッドの面圧分布は解析上起こり得ないが、仮にシングルパッドの面圧集中がパッド端に生じたとするならば、そのフレット疲労限度は、ダブルパッドの面圧のときよりも低くなることが予想される。

(2) 相対すべり量を変えた試験を行っていないため正しい返答はできないが、たとえ相対すべり量が小さい場合であっても、停留き裂の発生と伝ば限界に対するフレット疲労限度は、接触面圧、摩擦係数、材料の組合せ、さらには外力状態などに支配されるものとする。

〔質問〕 佐々木 道雄 [(株)日立製作所日立工場]

(1) 試験において接触面の公称面圧は 200 MPa、パッド端部の相対すべり振幅は $5\sim6\mu\text{m}$ の一定としているが変動応力が小さくなれば当然、相対すべり量も小さくなるのに相対すべり量を常に $5\mu\text{m}$ とおくのは妥当性に欠けると考える。

本論文でタービン発電機ロータくさび部を対象としているが質問者らの算定では 1 kg/mm^2 で相対すべり $1\mu\text{m}$ 以下であるがこれを $5\mu\text{m}$ という相対すべりを使用している理由をご教示願いたい。

(2) 図 13 はダブルパッドとユニフォームパッド

の場合の応力集中を比較しているが問題のダブルパッドとシングルパッドの比較がなく、この結果からではダブルパッドのほうが厳しくなるとは結論付けられないと考える。King らの論文でも双方の影響はないと論じている。質問者らの実験でも大差不いことを確認しているが、本論文でダブルパッドがフレット疲労強度を著しく低下させる理由を明確に説明していただきたい。

〔回答〕 (1) ご指摘のように可変相対すべり試験による評価を必要とする場合もあるが、タービン発電機の場合にはロータティースとくさび端部間の相対すべり振幅は、約 $5\sim6\mu\text{m}$ であるから、この相対すべり量に対する疲労限度とき裂伝ば挙動を明らかにすることによって実機のフレット疲労現象は、ほぼ完全に説明できる。したがって負荷応力レベルに応じて相対すべり量を変えた試験を行うことの必要性は、今のところないと著者らは考えている。

またフレット疲労試験条件についてはご質問の内容と本研究では大幅に異なるが、著者らの条件は実機構造の三次元的効果を考慮し、弾性接触問題として解析した結果である。フレット疲労損傷が最も累積されやすい運転状態を対象としている。

(2) 図 13 はパッド端部近傍の応力集中を求めた結果であり、シングルパッドの場合は、 $\sigma_x \approx 0$, $x \approx \infty$ に相当する。服部氏への回答(1)を参照していただきたい。

また文献(1)の King らの研究ではダブルパッドの試験方法とその結果の記述が不十分であるが、著者らが予想するところでは、ダブルブリッジを対にした試験方法に問題があり、ダブルパッドの効果が再現されていないために本研究あるいは Coyle ら⁽¹¹⁾のような顕著な有意差が生じなかったものと思われる。ダブルパッド試験の疲労強度が極めて著しく低下する理由は、本文中で述べたようにパッド端部の応力集中とき裂の K 値およびその伝ば解析結果より十分明確に説明できていると考える。