低圧タービンロータ翼溝部の腐食疲労き裂伝ば余寿命評価*

森田 聡^{*1}, 香川 裕之^{*1}, 久保 司郎^{*2}Evaluation of Corrosion Fatigue Crack Propagation Behavior
at Low Pressure Steam Turbine Rotor GroovesAkira MORITA^{*3}, Hiroyuki KAGAWA and Shiro KUBO^{*3} The Kansai Electric Power Co., Inc., Technical Research Center,
3-11-20 Nakoji, Amagasaki-shi, Hyogo, 661-0974 Japan

The objective of this study is to develop a method for evaluating corrosion fatigue crack propagation behavior at Christmas-tree-type low pressure (LP) steam turbine rotor groove. The rotor groove examined in this study has three hooks. Centrifugal force of the blade is supported through these hooks. Each corner of the hook can be a candidate for crack initiation site, therefore, the condition where cracks initiate and propagate simultaneously at several grooves must be considered. A procedure is presented to assess the crack propagation behavior under such a condition. It is shown that the crack propagation behavior is strongly affected by gap size between the rotor groove and the inserted blade root. The gap is introduced unavoidably within a manufacturing tolerance. Finally a simple method is proposed for evaluating residual life of the rotor groove after crack initiation is proposed.

Key Words: Finite Element Method, Stress Intensity Factor, Crack Propagation, Fracture Mechanics, Wet Vapor, Contact, Life Consumption Rate

1. 緒言

低圧タービンロータでは比較的蒸気温度が低いため、高圧ロータのようにクリープ損傷を心配する必要はないが、最終段近傍では湿り蒸気となり腐食環境が厳しくなる場合がある。また、最終段近傍の動翼寸法は大きく遠心力も大きくなるため、動翼を装着するロータ翼溝部では、プラントの起動停止に伴って繰り返し引張-圧縮ひずみを生じる場合がある。したがって、低圧ロータ翼溝部では、これらの重畳による腐食疲労が、最も発生しやすい損傷メカニズムとして懸念される。高速回転体であるタービンロータでは信頼度の高い健全性確保が必要であり、腐食疲労損傷の進行やき裂発生を評価・検知するためのさまざまな手段を講じることとはもちろんのこと、き裂が発生した後のき裂伝ば余

寿命を評価しておくことも重要である。

本研究では、低圧ロータクリスマスツリー型翼溝部の腐食疲労き裂の発生・伝ば挙動を評価することを目的として、有限要素法と破壊力学に基づく一連の検討を実施した。クリスマスツリー型翼溝部は遠心力を複数の箇所 で分担して支える構造をしており、複数のき裂が発生する可能性があるため、これらのき裂間の相互作用を考慮に入れた解析が必要になる。また、各部での荷重分担率が、動翼をロータ翼溝に装着したときの荷重伝達面での隙間寸法（製造時に所定の加工公差以内の微小な任意寸法の隙間が生じる）に影響されるため、この隙間寸法がき裂伝ば挙動に影響を及ぼす可能性も考慮する必要がある。

そこで、最初いき裂の個数やき裂長さの組み合わせ、および荷重伝達面での隙間寸法が種々に異なる100ケースあまりの有限要素法解析を実施し、各ケース毎に起動停止に伴うひずみ範囲（き裂がない場合）と応力拡大係数（き裂がある場合）をそれぞれ算出した。次いで、き裂長さの組み合わせと隙間寸法をパラメータとしたひずみ範囲と応力拡大係数の近似式を作成し、この近似式を用いて、隙間寸法が種々に異なる場合のき裂発生・伝ば解析を行った。最後にき裂伝ば挙動に

* 原稿受付 2001 年 9 月 26 日。

^{*1} 正員、関西電力(株)総合技術研究所(☎ 661-0974 尼崎市若王寺 3-11-20)。^{*2} 正員、大阪大学大学院工学研究科(☎ 565-0871 吹田市山田丘 2-1)。

E-mail: K461674@kepco.co.jp

及ぼす隙間寸法の影響を検討し、き裂伝ば余寿命推定方法を考案した。

2. 有限要素法解析

2・1 解析方法

2・1・1 翼溝部の形状 本研究の対象とした翼溝部の断面形状を図1に示す。紙面はロータ軸方向に垂直であり、図1の形状の翼溝がロータ周方向に連続分布している。また実際の翼溝は、図1の断面形状を保ちながら紙面垂直方向に円弧状に湾曲した三次元構造である。翼溝に装着された動翼の遠心力は図1中に第1歯～第3歯で示す3箇所の荷重伝達面で分担して支持される。

ロータと動翼を製造する際には、第1歯～第3歯の荷重伝達面をすべて動翼側の面と完全に接触させることは加工精度上不可能で、どこかで必ず微小な隙間が生じる。実際には、第1歯の荷重伝達面が動翼側の面と常に接触し、第2歯と第3歯の荷重伝達面には所定の加工公差以内の隙間を生じるように製造される。以後、第2歯と第3歯の荷重伝達面の隙間寸法を g_2, g_3 と呼ぶこととする。

Fig.1 Cross section of the rotor groove analyzed in this study.

Fig.2 Boundary condition for the model.

2・1・2 モデル化 図1の破線部分をモデル化し翼溝部の解析を行った。図1はロータ全周の一部であり、したがって破線で囲む領域はわずかに上広がり台形になっているが、その影響は小さいと考え、長方形でモデル化した。境界条件を図2に示す。動翼側上面に、遠心力に相当する等分布荷重を与えた。実機のロータでは、遠心力のほかに振動応力や曲げ荷重も発生するが、これらの成分は解析モデルに含めなかった。また、2・1・1項に示したように、実機の翼溝は三次元構造であるが、本研究では二次元モデルを用いて解析を行った⁽¹⁾。これらの簡略化が解析結果に及ぼす影響については後述する。

本モデルでは4節点アイソパラメトリック平面ひずみ要素を用いた。このモデルの節点数は約2800で要素数は約2700である。また、ロータ翼溝と動翼との接触面には接触要素を用いた。0.3, 0.5, 0.7の3通りの摩擦係数で予備解析したところ、ひずみ範囲や応力拡大係数の値にほとんど違いがなかったので以降の解析では摩擦係数を0.5とした⁽²⁾。第2歯と第3歯の荷重伝達面の隙間は、接触要素の接触判定距離を適宜設定することによって表現した。

2・1・3 き裂進展方向の検討 第1歯～第3歯のコーナ部にき裂がある場合の解析モデルの例を図2に示す。各部におけるき裂の進展方向は K_I と K_{II} の比率から推定することもできる⁽³⁾が、本研究では、実翼溝モデルを用いて別途行った腐食疲労き裂発生・伝ば試験結果⁽⁴⁾をふまえて、第1歯、第2歯でのき裂進展角度は水平より45度、第3歯での角度は11.25度とした。

2・1・4 解析条件 第1歯、第2歯、第3歯でのき裂の有無およびこれらの歯におけるき裂長さ a_1, a_2, a_3 を種々に組み合わせ、さらに、第2歯、第3歯における g_2, g_3 をもパラメータとして変化させ、約100ケースの解析を行った。解析を行ったき裂長さの範囲は、第1歯で0.5～3.8mm、第2歯で0.5～4.3mm、第3歯で0.5～4.9mmとした。また g_2, g_3 はいずれも、0～35 μ mの範囲内で変化させた。

2・1・5 弾塑性解析 解析には市販の汎用プログラムであるMARC.MSCを用いた⁽⁵⁾。

解析にあたっては実機の起動停止を模擬し、遠心力荷重を負荷した後完全に除荷するまでの過程を弾塑性解析した。き裂がない場合には第1歯～第3歯コーナ部のひずみ範囲 $\Delta\epsilon$ を、またき裂がある場合には遠心力負荷時の J 積分値をそれぞれ求めた。 J 値は、MARC.MSCのオプションを用いて、仮想き裂進展法⁽⁶⁾により求めた。巨視的な荷重-変位関係がほとんど線形であり、かつ、き裂先端の降伏域もごく狭い領域に限られ

ていることから、求めた J 値を応力拡大係数 K に換算した。

2・2 解析方法

2・2・1 応力拡大係数 第1歯～第3歯のうち1箇所だけにき裂がある場合の応力拡大係数とき裂長さの関係を図3に示す。ここで、第1歯～第3歯の応力拡大係数をそれぞれ、 K_1, K_2, K_3 とする。図中◆は K_1 と a_1 、■は K_2 と a_2 、また、▲は K_3 と a_3 の関係をプロットしたものであり、いずれも $g_2 = g_3 = 0 \mu\text{m}$ での解析結果を表している。第1歯と第2歯では、 K はき裂長さに関係なくほぼ一定値を示した。き裂長さが長くなるにしたがって第1歯あるいは第2歯の剛性が低下し、荷重分担が低減されたためと考えられる。一方、第3歯では、き裂が長くなって剛性が低下しても荷重分担がほとんど変わらないため、き裂が長くなるにしたがって K_3 も次第に増加する傾向を示した。

Fig.3 Correlation between analyzed stress intensity factor and crack length.

Fig.4 Correlation between δK_1 and $a_2 + a_3$.

Fig.5 Correlation between δK_1 and $2g_2 + g_3$.

き裂が複数の歯にあるときの応力拡大係数の解析結果の一例として、第1歯の応力拡大係数に及ぼす第2歯と第3歯のき裂の影響を図4に示す。図の縦軸は、同一の a_1 に対する第1歯のみにき裂がある場合からの応力拡大係数の変化 δK_1 (同一の a_1 に対して) を、また横軸には第2歯と第3歯のき裂長さの和 $a_2 + a_3$ をそれぞれ示しており、図の通り δK_1 が $a_2 + a_3$ にほぼ比例することがわかる。また、 δK_2 と $a_1 + a_3$ の間にも比例関係が認められた。

第2歯と第3歯の隙間が応力拡大係数に及ぼす影響の一例を図5に示す。図の縦軸は $g_2 = g_3 = 0 \mu\text{m}$ の場合からの K_1 の変化 δK_1 (同一のき裂条件に対して)、横軸は $2g_2 + g_3$ であり、図中の○は第2歯のみに隙間がある場合、□は第3歯のみに隙間がある場合、また、△は第2歯と第3歯の両方に隙間がある場合の解析結果をそれぞれ表している。図には第1歯のみにき裂がある場合のほか、第2歯や第3歯にもき裂がある場合の結果も併せて示しているが、いずれの場合にも δK_1 と $2g_2 + g_3$ の間にはほぼ線形関係が成り立つことがわかる。

2・2・2 近似式の作成 次節においてき裂発生・伝ば解析を実施するための準備として第1歯～第3歯でのひずみ範囲 $\Delta \varepsilon_1 \sim \Delta \varepsilon_3$ と応力拡大係数 $K_1 \sim K_3$ の近似式を作成した。図6にひずみ範囲の近似式と、この近似式による推定結果 $\Delta \varepsilon_{est}$ と FEM 解析結果 $\Delta \varepsilon_{FEM}$ との関係を示す。ここで、 $a_1 \sim a_3$ の単位は (mm)、 g_2, g_3 の単位は (μm)、また、 $\Delta \varepsilon$ の単位は μstrain である。図中◆は $\Delta \varepsilon_1$ 、■は $\Delta \varepsilon_2$ 、また▲は $\Delta \varepsilon_3$ のプロットをそれぞれ示しているがいずれの近似式も良好な精度を有していることがわかる。

応力拡大係数の近似式と、この近似式による推定結果 K_{est} と FEM 解析結果 K_{FEM} との関係を図7に示す。

Fig.6 Correlation between $\Delta \varepsilon_{est}$ and $\Delta \varepsilon_{FEM}$. Fig.7 Correlation between K_{est} and K_{FEM} .

図中◆は K_1 , ■は K_2 , また▲は K_3 のプロットをそれぞれ示している。いずれの近似式も良好な精度を有していることがわかる。ただし、 K_3 においては一部補正を行っている。

3. き裂発生・伝ば解析

3・1 解析方法

3・1・1 き裂発生および伝ばデータ き裂発生解析のための材料データとしては、 μstrain 単位のひずみ範囲を $\Delta\varepsilon$ 、0.5mm深さのき裂発生寿命を N_i (回)として、 $\log(N_i) = -2.567\log(\Delta\varepsilon) + 12.61$ を用いた。この式は、ロータ材を用いて別途実施した大気中の疲労試験⁽⁴⁾におけるき裂発生寿命(き裂深さ0.5mm)を、実機ロータの腐食環境中での損傷状況を勘案して、1/30に短寿命化にしたものである。文献(4)ではロー

タ腐食環境下(高温水中)での疲労試験も実施しているが、実機の腐食環境を十分に模擬することは困難であり、取得した腐食疲労データに基づく損傷解析結果が実機ロータでの傾向と必ずしも一致しなかったため、上述の式を用いた。

き裂伝ば解析のための材料データとしては、き裂伝ば速度を $da/dN(\text{mm/cycle})$ 、応力拡大係数範囲を $\Delta K(\text{MPa}\sqrt{\text{m}})$ として、 $da/dN = 3.24 \times 10^{-9} (\Delta K)^{3.21}$ を用いた。この式は、ロータ材を用いて別途実施した大気中の疲労き裂伝ば試験結果⁽⁴⁾のき裂伝ば速度を、き裂発生寿命における1/30の短寿命化にならって30倍に加速したものである。文献(4)では腐食疲労き裂伝ば試験も実施されており、き裂伝ば速度の腐食による加速度合いが同一環境下でのき裂発生寿命の短寿命化の度合いより緩やかである結果が得られている。またこれと同様の傾向が、近藤らによっても報告されている⁽⁷⁾⁽¹⁰⁾。したがって、本研究において実機環境でのき裂伝ば速度を大気中の30倍に加速したことは、実機ロータでのき裂伝ば速度を過大評価、すなわちき裂伝ば寿命を過小評価しているものと考えられる。

3・1・2 破断の定義 翼溝の破断は最終的には第3歯のき裂が進展して生じることが、実機翼溝を用いた試験によって明らかにされている⁽⁴⁾。そこで本解析においても、第3歯のき裂長さが6mmに達した時点破断と定義した。これは第3歯での断面平均応力が引張強さをこえる長さに対応する。なお、第3歯のき裂長さが6mmに達する前に第1歯、第2歯のき裂が貫通した場合($a_1 = 4.8\text{mm}$, $a_2 = 7.8\text{mm}$)にはその時点破断とした。

3・2 解析結果と検討

第2歯と第3歯の隙間が $g_2 = g_3 = 0\mu\text{m}$ のときのき裂発生伝ば解析結果を図8に、また、 $g_2 = g_3 = 25\mu\text{m}$ のときの結果を図9にそれぞれ示す。なお、き裂伝ば解析にあたっては、初期き裂長さを0.5mmと仮定し、遠心力負荷時の応力拡大係数を応力拡大係数範囲 ΔK とみなした。き裂が発生する順番やき裂発生寿命等、き裂の挙動が g_2 と g_3 の値に大きく影響されることがわかる。そこで、 $0 < g_2, g_3 < 30\mu\text{m}$ の範囲内で g_2 と g_3 を $5\mu\text{m}$ ピッチで変化させ、合計36通りの (g_2, g_3) の組み合わせに対してき裂発生伝ば解析を行い、き裂伝ば挙動に及ぼす (g_2, g_3) の影響の把握を試みた。結果を図10に示す。 g_2 が小さい場合には第2歯より、逆に、 g_3 が小さい場合には第3歯より最初にき裂が発生すること、 g_2, g_3 ともに $10\mu\text{m}$ よりも大きいときは第1歯より最初にき裂が発生することがわかる。同様に $g_2 - g_3$ 座標上でき裂発生寿命の分布を示した結果を図11に示す。図10

においてき裂発生位置が重なる点, すなわち $g_2 = 7\mu\text{m}$, $g_3 = 12\mu\text{m}$ の近傍では第1歯～第3歯で均等に損傷が蓄積されると考えられるが, 図11よりこの点近傍でき裂発生寿命が全体からみて長寿命な領域であることがわかる. 最初にき裂が発生した後翼溝破断に至るまでのき裂伝ば寿命の分布を図12に示す. 図より g_2 が小さく g_3 が大きいときにき裂伝ば寿命が長くなることがわかる.

Fig.8 Estimated crack propagation behavior ($g_2 = g_3 = 0\mu\text{m}$).

Fig.9 Estimated crack propagation behavior ($g_2 = g_3 = 25\mu\text{m}$).

Fig.10 Effect of (g_2, g_3) value on crack initiation site.

Fig.11 Effect of (g_2, g_3) value on crack initiation life.

Fig.12 Effect of (g_2, g_3) value on crack propagation life.

4. 実機ロータのき裂伝ば寿命評価

4・1 寿命消費率による評価 第3章で示したように, 第2歯と第3歯の間隙(g_2, g_3)がわかれば翼溝のき裂発生・伝ば解析を高精度に実施できる手法が開発された. しかしながら実機においては, 特別な場合を除いて翼溝の間隙は不明であり, 現実には g_2 , g_3 の値に関係なく簡便にき裂伝ば余寿命を評価できる手法が必要である.

前節で示した(g_2, g_3)を変化させた36通りのき裂解析結果を用い, 第1歯き裂発生時の寿命消費率(第1歯き裂発生寿命/破断寿命)を算出し, その度数分布を寿命消費率0.05ピッチで棒グラフにした結果を図13(a)に示す. 第2歯き裂発生時および第3歯き裂発生時の寿命消費率も, 同様に図13(b), (c)にそれぞれ示す. 図より, 第3歯き裂発生時の寿命消費率が, (g_2, g_3)の値に関わりなく, 0.45～0.5程度の非常に狭い範囲に

集中していることがわかる。最終的な翼溝破断はほとんどの場合第3歯で生じており、したがって、破断寿命は第3歯でのき裂発生寿命 N_{s1} と伝ば寿命 N_{sp} の和で表される。 g_2 が大きく g_3 が小さい場合には第3歯での荷重分担が大きく、 N_{s1} が短い N_{sp} も短寿命になる。一方、 g_2 が小さく g_3 が大きい場合には第3歯での荷重分担が小さく、 N_{s1} が長い N_{sp} も長寿命になる。その結果 g_2 や g_3 に関わりなく第3歯き裂発生時の寿命消費率 $=N_{s1}/(N_{s1}+N_{sp})$ はほぼ同等の値になったと考えられる。これに対し第1歯や第2歯のき裂発生寿命に及ぼす (g_2, g_3) の影響は、 $N_{s1}+N_{sp}$ に対する影響と逆になる場合があり、このため第1歯や第2歯でのき裂発生時の寿命消費率は (g_2, g_3) によって大きくばらついたものと考えられる。

Fig.13 Frequency distribution of life consumption rate for crack initiation.

Fig.14 Evaluated crack propagation behavior in 3rd hook.

前述の36通りの解析結果をすべて用い、第3歯でのき裂長さと寿命消費率(繰返し数/破断寿命)の関係をプロットした結果を図14に示す。寿命消費率で整理すると、第3歯のき裂伝ば挙動が (g_2, g_3) に関わりなく狭いバンドで示されることがわかる。図13(c)や図14を用いることにより、 (g_2, g_3) がわかっていない実機ロータにおいても、第3歯でのき裂状況を検査することにより、検査時点での翼溝の寿命消費率をある程度推定することができる。例えば、第3歯にき裂が検出されなければ、その時点での寿命消費率は0.45～0.5以下であり、したがって、それまでの運転実績と同等以上の余寿命が残されていると推測することができる。

このような寿命消費率による評価はそれまでの運転実績に対してき裂伝ば余寿命を相対評価する手法であり、伝ば寿命の絶対値を直接推定する手法に比べ、腐食環境等の評価結果にばらつきを与える因子の影響を比較的小さく抑えることができる利点を有している。また、これらのばらつき因子がき裂発生寿命と伝ば寿命のどちらに強く影響するかどうかの検証を行うことができる。

4・2 評価手法の安全性の検証 2・1・2項で示したように、ロータ翼溝のモデル化にあたっては、三次元構造の翼溝を二次元でモデル化したり、振動応力や曲げ荷重を考慮に入っていないといった簡略化を行っている。実機の翼溝は三次元構造であるため、長手方向に応力分布を有しているが、解析ではこのうちの最大応力を二次元的に負荷している。実翼溝での想定されるき裂進展が三次元き裂進展であるのに対し、解析では二次元貫通き裂進展を仮定しており、したがって解析ではき裂伝ば寿命を実際より短めに評価していることになる。したがって、二次元モデルによる解析は

安全側の評価を与えると考えられる。振動応力や曲げ応力については、遠心力に比較してその影響が相対的に小さいと考え、本研究では考慮にいれていないが、この点については今後の課題として残された。

実機におけるき裂伝ば挙動には腐食環境が大きな影響を及ぼすため、き裂伝ば余寿命を評価する際に大きなばらつきをもたらす要因となる場合が多い。しかしながら、3・1・1項で示したように、本解析ではき裂発生寿命に及ぼす腐食環境の影響を実機の損傷状況に一致するよう調整し、かつ、伝ば寿命に及ぼす腐食環境の影響を実際より過大評価しており、したがって、腐食環境の点においても安全側の評価となっている。

5. 結言

低圧タービークリスマスツリー型翼溝部の腐食疲労き裂伝ば余寿命評価を目的として、有限要素法と破壊力学に基づいた一連の研究を実施した。得られた結論は以下の通りである。

(1) 約 100 ケースの有限要素法解析を実施し、第 1 歯～第 3 歯コーナ部のひずみ範囲 $\Delta \epsilon$ とき裂先端の応力拡大係数範囲 ΔK の近似式を作成し、既存のき裂発生・伝ばデータを用い、き裂伝ば挙動を簡便に解析できる手法を開発した。

(2) 実機ロータ翼溝の余寿命を第 3 歯のき裂長さをを用いて簡便に定量評価できる方法を提案するとともにこの手法が安全側の評価を与えることを明らかにした。

文 献

- (1) 金子康智, 藤田勝久, 間瀬正隆, 鈴木浩, 三笠武則, 機論 57-536, A(1991), 1011.
- (2) 間瀬正隆, 金子康智, 小林徹, 藤田勝久, 角家義樹, 池田誠吾, 機論 57-541, A(1991), 2209.
- (3) 大路清嗣, 辻昌弘, 久保司郎, 小野嘉雄, 八幡篤, 梅井健司, 機論 59-562, A(1993), 1429.
- (4) 関西電力㈱, 社内データ, 1998.
- (5) 日本 MSC ㈱, 有限要素法解析プログラム MSC.MARC 取扱説明書, 1999.
- (6) D.M.Parks, *Int. J. of Fracture*, 10-4(1974), 487.
- (7) 近藤良之, 杉田雄二, 機論 65-629, A(1999), 174.
- (8) 近藤良之, 菩提優, 杉田雄二, 機論 65-635, A(1999), 1559.
- (9) 近藤良之, 菩提優, 杉田雄二, 機論 65-635, A(1999), 1567.
- (10) Kondo Y., Bodai M., Takei M., Sugita Y., Inagaki H., *ASTM STP*, 1298 (1997), 120.