熱伝達係数が変化する場合の熱過渡応力の近似評価法*

古橋 一郎^{*1}, 笠原 直人^{*2}, 柴本 宏^{*2}

Approximate Evaluation Method of Thermal Transient Stress under Variable Heat Transfer Coefficient

Ichiro FURUHASHI^{*3}, Naoto KASAHARA and Hiroshi SHIBAMOTO^{*3} Japan Nuclear Cycle Development Institute,
4002 Narita-cho, Higashi-Ibaraki-gun, O-arai-machi, Ibaraki, 311-1393 Japan

The new approximate evaluation method was proposed for thermal transient stress under variable heat transfer coefficient. The proposed method uses Green functions and convolution integral. The proposed method was applied to the calculations of thermal transient stresses of a skirt-structure and a tube-sheet structure of IHX (intermediate heat exchanger) in commercialized fast reactor. It was verified that the proposed method gave good estimations for thermal transient stresses of those structures

Key Words: Thermal Transient Stress, Variable Heat Transfer Coefficient, Approximate Evaluation, Green Function, Convolution Integral, Screening, FBR, IHX, Skirt Structure, Tube-sheet Structure

1. 緒 言

ナトリウム冷却型実用高速炉では、信頼性を確保しつつ、経済性を向上させるためコンパクトな原子炉構造、短縮した主配管、主循環ポンプ組込型の中間熱交換器 (IHx)、ループ数削減が検討されている。これらの設計合理化に伴い、冷却材の総量が減少し、出力変動に伴う温度変化が大きくなり、熱過渡荷重が激しくなる傾向にある。このため、多種類の熱過渡事象がある場合に設計上厳しい事象を選定する、また、ある熱過渡事象に対し熱応力が激しい部位を抽出するスクリーニング法^①が望まれている。

流体と熱伝達にある構造物において、材料特性が定数で熱伝達係数が部分表面毎に定数である場合、熱伝導の支配方程式および境界条件は定係数の線形偏微分方程式となる。このような線形系では「重ね合わせの原理」が成立し Green 関数が存在する。Green 関数が既知ならば、任意の流体温度変化による熱過渡応力を畳み込み積分 (Green 関数法) により計算できる。多数の熱過渡事象を効率良く評価でき、スクリーニング評価あるいはオンライン熱応力評価などに応用できる利点がある^②。

高速炉の設計で想定される熱過渡事象には、低確率の事故事象など、定格運転から大きく逸脱する事象も含

まれる。構造設計では、冷却材の温度と流量が同時に急変するような事象も評価する必要がある。流量が変化すると熱伝達係数が変化し、境界条件は係数が変化する偏微分方程式となる。以後これを係数変化熱応力と記す。係数変化熱応力の理論的な解析例として、熱伝達係数が半径方向に変化する軸対称円板構造の解析^{③④}、あるいは熱伝達係数が時間変化する平板構造の解析^⑤などがある。

本報告では、理論解析の適用が難しい現実構造物において、FEM 数値解析による変形数熱応力問題の近似評価法について論じる。従来の係数変化熱応力の評価は、熱伝達係数変化を考慮した FEM 解析 (以後は係数変化 FEM 解析と記す)、あるいは最大流量時の上限熱伝達係数を維持する線形近似モデルによる FEM 解析 (以後は上限係数 FEM 解析と記す) によった場合が多い。係数変化 FEM 解析は解析コストが大きいという欠点がある。また結果が予測できないので、熱過渡条件等が変更された時の予測および感度評価に適さない。上限係数 FEM 解析は熱応力を過大評価する場合が多いという欠点があり、設計合理化が期待できない。本報告ではこのような係数変化熱応力に対し、数種類の Green 関数を用いて畳み込み積分を応用した工学的な近似計算手法を提案し、その有効性を検証する。また提案手法の熱過渡応力スクリーニング法への応用、熱過渡応力のパラメータ感度評価あるいはオンライン高速評価などへの応用について検討する。

2. 計 算 手 法

* 原稿受付 2005 年 8 月 25 日。

^{*1} 正員、(株)CRC ソリューションズ (〒136-8581 東京都江東区南砂 2-7-5) [核燃料サイクル開発機構 (派遣) (〒311-1393 茨城県東茨城郡大洗町成田町 4002)]。^{*2} 正員、核燃料サイクル開発機構大洗工学センター。
E-mail: furuhashi.ichiro@jaea.go.jp

2.1 Green 関数法 構造の材料特性を定数とし、初期状態は全体が一様温度 T_0 で熱応力 0 とする。部分表面 S_i で流体 i と熱伝達状態にあり、熱伝達係数を定数 h_i とし、流体温度を $F_i(t)$ とする ($i=1, N$)。流体 k の温度のみステップ変化 [$F_k = T_0 + 1 (t > 0)$] し、他の流体 j の温度は T_0 を維持した場合 [$F_j = T_0 (j \neq k)$] の、構造の任意位置 P の熱応力は流体 k のステップ温度変化に対する Green 関数であり、これを $G_k(P, h_1, h_2, \dots, t)$ と表わす。

流体 k の温度が $F_k(t)$ と時間変化し、他の流体 j の温度は基準温度 T_0 を維持した場合とする。初期状態は時間 $t=0$ まで $F_k(0)$ が維持された定常熱応力状態とする。熱応力は次式の畳み込み積分⁶⁾で与えられる。

$$S_k(P, t) = \{F_k(0) - T_0\} G_k(P, h_1, h_2, \dots, \infty) + \int_0^t F_k'(\tau) G_k(P, h_1, h_2, \dots, t - \tau) d\tau \quad (1)$$

右辺第 1 項が初期定常熱応力を表わしている。各流体温度がそれぞれ時間変化した場合の熱応力 $S(P, t)$ は、各流体の温度変化による熱応力を(1)式で計算し、それらを全流体について加算する。

$$S(P, t) = \sum_{k=1}^N S_k(P, t) \quad (2)$$

ここで N は流体の総数である。なお流体 i との熱伝達係数を単一の定数 h_i としたが、複数の部分表面 S_j ごとに異なる定数 h_{ij} であってもよい。3.2 節ではこのような場合を取り扱う。

2.2 熱伝達係数が変化する場合の熱過渡応力の近似計算法 熱伝達係数が時間変化する場合、熱過渡応力の応答関数は流体温度が変化する時刻 τ に依存した関数となり、畳み込み積分 [(1)式の右辺第 2 項] が適用できない。このような係数変化熱応力に対し、畳み込み積分を応用した近似計算法を提案する。

流体 i との熱伝達係数を $h_i(t)$ と表す ($i=1, N$)。流体 k の温度のみ $F_k(t)$ と変化し、他の流体 j の温度は $F_j(t) = T_0$ を維持する場合の熱応力を考える ($j \neq k$)。初期状態は時間 $t=0$ まで $h_k(0)$ および $F_k(0)$ が維持された定常熱応力状態とする。初期定常熱応力は(1)式の右辺第 1 項の h_k を $h_k(0)$ に置き換えたものとなる。(1)式の右辺第 2 項の積分の中は、微小時間区間 $[\tau, \tau + d\tau]$ の流体温度変化 $F_k(\tau) d\tau$ により時間 t に生じる熱応力を表わす。これを時間区間 $[\tau, t]$ の平均熱伝達係数に対する Green 関数で近似すると、 $S_k(P, t)$ の近似式として次式が得られる。

$$S_k(P, t) = \{F_k(0) - T_0\} G_k\{P, h_1(0), h_2(0), \dots, \infty\} + \int_0^t F_k'(\tau) G_k\{P, \overline{h_1(\tau, t)}, \overline{h_2(\tau, t)}, \dots, t - \tau\} d\tau \quad (3)$$

ここで上線付き $\overline{h_k(\tau, t)}$ は時間区間の平均熱伝達係数を表す。ある時間 t_E に熱伝達係数が $h_k(t_E)$ に、流体温度

が T_0 になったとする。以後この状態を維持する場合を考える。 $t \rightarrow \infty$ で一様基準温度 T_0 、熱応力 0 となるが、近似式(3)は次式に漸近する。

$$S_k(P, t = \infty) = \{F_k(0) - T_0\} G_k\{P, h_1(0), h_2(0), \dots, \infty\} + \{T_0 - F_k(0)\} G_k\{P, h_1(t_E), h_2(t_E), \dots, \infty\} \quad (4)$$

定常値 $G_k(P, h_1, h_2, \dots, \infty)$ が熱伝達係数 h_k に依存しない構造では(4)式 $= 0$ となり、近似式(3)は $t \rightarrow \infty$ で正解に漸近する。一方、定常値が熱伝達係数に依存する構造では(4)式 $\neq 0$ となり、近似式(3)は $t \rightarrow \infty$ で一定の誤差を与える。これを補正するため、初期定常熱応力項⁸⁾ (熱伝達係数変化に応じて) 変化する時定数を τ_p として、 $S_k(P, t)$ を次式により近似する。

$$S_k(P, t) = \{F_k(0) - T_0\} \{G_k\{P, h_1(0), h_2(0), \dots, \infty\} \exp(-t/\tau_p) + G_k\{P, \overline{h_1(0, t)}, \overline{h_2(0, t)}, \dots, \infty\} \{1 - \exp(-t/\tau_p)\}\} + \int_0^t F_k'(\tau) G_k\{P, \overline{h_1(\tau, t)}, \overline{h_2(\tau, t)}, \dots, t - \tau\} d\tau \quad (5)$$

各流体の温度がそれぞれ同時に時間変化する場合の構造の熱応力 $S(P, t)$ は、各流体の温度変化による熱応力を(5)式で近似計算し、それらを(2)式により加算する。

2.3 工学的な近似計算法 近似式(5)では任意の熱伝達係数に対する Green 関数が使用される。これを効率よく近似計算するには熱伝達係数の変動範囲内の何点かの値に対して、Green 関数を予め求めておき、それらを h_k に関して線形補間するのが実用的である。例えば $h_k(t)$ の最大値 h_{kmax} 、中間値 h_{kmed} および最小値 h_{kmin} に対して Green 関数を求めておき、それらを h_k に対して線形補間する。また近似式(5)の右辺の積分は、時間を有限区間に分割して積算するのが実用的である。例えば時間 t 、流体 k の温度 $F_k(t)$ および熱伝達係数 $h_k(t)$ が時系列データ点 $(t_j, F_{kj}, h_{kj}) (j=1, n)$ による多直線で与えられた場合、積分を次式で近似計算する。

$$\int_0^t F_k'(\tau) G_k\{P, \overline{h_1(\tau, t)}, \overline{h_2(\tau, t)}, \dots, t - \tau\} d\tau = \sum_{j=1}^{n-1} (F_{k,j+1} - F_{k,j}) G_k\{P, h_1(t_j, t_m), \overline{h_2(t_j, t_m)}, \dots, t - \frac{t_j + t_{j+1}}{2}\} \quad (6)$$

(for $t_m \leq t$)

ここで時間幅 $(t_{j+1} - t_j)$ は限界値を超えると誤差が大きくなる。限界値は構造の熱応力特性に依存し、Green 関数から定めることができる。時間幅が限界値を超える場合は分割して計算するのがよい。

3. 適用性の検討

3.1 解析モデル

3.1.1 全体構造 図 1 に実用高速炉の IHX の全体構造を示す。材料は高温強度と熱応力特性に優れた 12Cr 系鋼である。内筒に主循環ポンプが組み込まれ、内筒と外

筒のアニュラス部が熱交換器で、外筒はスカート構造で支持される。アニュラス部は上から、一次系 Na 入口プレナムおよび上部管板、管束部伝熱領域および二次系 Na 出口アニュラス、下部管板および一次系 Na 出口プレナム、二次系 Na 入口アニュラスとなっている。本報では熱過渡応力が厳しい IHX のスカート構造と上部管板構造を対象として提案手法を用いた評価を行った。

Fig. 1 Structures of IHX

3.1.2 スカート構造 図 2 にスカート構造の解析モデルを示す。外筒内面は二次系出口側 Na と熱伝達状態にある。二次系 Na 温度を $F_2(t)$ とし、熱伝達係数を $h_{2a}(t)$ とする。スカート下部の外面は雰囲気と熱伝達状態にある。雰囲気温度を $T_0=50^\circ\text{C}$ とし、熱伝達係数を $h_0=45\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ とした。 T_0 を熱応力 0 の基準温度とし、本部位を単一流体の温度および熱伝達係数が変化する構造としてモデル化した。

3.1.3 管板構造 図 3 に管板構造の解析モデルを示す。上部プレナムの内筒外面、外筒内面、管板上面および管板支持スカート上面は一次系入口側 Na と熱伝達状態にある。一次系 Na 温度を $F_1(t)$ とし、熱伝達係数を $h_{1a}(t)$ とする。管板を貫通する伝熱管内面も一次系 Na と熱伝達にあり、熱伝達係数を $h_{1a}(t)$ とする。管束部伝熱領域の内筒外面および管板下面は二次系出口側 Na と熱伝達状態にある。二次系 Na 温度を $F_2(t)$ とし、熱伝達係数を $h_{2a}(t)$ とする。管板支持スカート下面および外筒内面も二次系 Na と熱伝達状態にあり、熱伝達係数を $h_{2a}(t)$ とする。

$F_2(t)$ および $h_{2a}(t)$ はスカート構造と共通である。他の表面は断熱とする。雰囲気温度と熱伝達がないので、熱応力 0 の基準温度 T_0 は任意でよい。本部位を 2 流体の温度および熱伝達係数が変化する構造としてモデル化した。2 流体について、それぞれ 2 つの部分表面毎に、合計 4 種類の熱伝達係数を与えた。

Fig. 2 Analysis model of skirt structure

Fig. 3 Analysis model of tube-sheet structure

3.1.4 材料特性その他 材料特性は温度変動範囲のほぼ中間 450℃における 12Cr 系鋼の値を用いた。密度 $\rho = 7780 \text{ kg/m}^3$, 比熱 $C = 657 \text{ J/kgK}$, 熱伝導率 $\lambda = 29 \text{ W/mK}$, ヤング率 $E = 1.85 \times 10^5 \text{ MPa}$, ポアソン比 $\nu = 0.298$, 線膨張係数 $\alpha = 1.3 \times 10^{-5} / ^\circ\text{C}$

解析コードは FINAS - v13.0⁹ を使用し, 軸対称 4 節点要素を用いた。管板の穴あき領域は, 熱伝導解析においては, 隙間 0 の環状スリットにより伝熱管内面からの半径方向の熱伝達を模擬した。等価熱伝導材料特性および等価熱伝達係数を使用し, 温度拡散が実構造と一致するように設定した。熱応力解析においては, 実績のある ASME-A8000⁹ の等価材料特性 (E^* , ν^*) を使用した。

Fig. 4 Fluid temperatures during reactor manual trip

Fig. 5 Heat transfer coefficients during reactor manual trip

Fig. 6 Fluid temperatures during primary pump stick

Fig. 7 Heat transfer coefficients during primary pump stick

3.1.5 熱過渡事象 FBR 構造設計で想定される代表的な熱過渡事象として原子炉の手動トリップ事象と主循環ポンプの軸固着事象を取り扱うことにする。手動トリップ事象による一次系 Na 温度および二次系 Na 温度の時間変化を図 4 に, 多直線近似した熱伝達係数の時間変化を図 5 に示す。軸固着事象による Na 温度の時間変化を図 6 に, 多直線近似した熱伝達係数の時間変化を図 7 に示す。

3.2 スカート構造の解析

3.2.1 Green 関数および熱応力特性 初期一様温度を T_0 とし, 図 5 および図 7 の h_{2b} の多直線データ 3 点 [初期上限値 h_{max} , 中間値 h_{med} および最終下限値 h_{min}] に対して, 二次系 Na 温度のステップ変化 $F_2 = T_0 + 100^\circ\text{C}$ ($t > 0$) による熱応力を FEM 解析により計算した。解析結果は Green 関数 ($/100^\circ\text{C}$) であり $G(P, h_{2b}, t)$ と表す ($j = \max, \text{med}, \min$)。応力評価断面は, 熱応力が大きなスカート付け根部から, 図 8 のように選定した。断面上の各点の応力成分 ($\sigma_r, \sigma_\theta, \sigma_z, \tau_{rz}$) を座標変換 ($\sigma_n, \sigma_L, \sigma_H, \tau_n$) した。n は厚さ方向であり, 図 8 の評価断面を表す矢印方向である。矢印の起点側を内面と, 先端側を外面とした。L は評価断面に垂直な方向であり, H は円周 θ 方向である。主要な応力成分 σ_L および σ_H の板厚内分布に対して, 平均値および一次モーメントが等しい等価直線応力分布を算出した。平均値を膜応力とした。等価直線応力分布の内面値が⁸ (膜応力 + 曲げ応力) となるように曲げ応力を定めた。

Fig. 8 Stress evaluation cross section of skirt-structure

断面 L_2 の $G(L_2, h_{max}, t)$ を図 9 に示す。上図は σ_L の内面値, 外面値および曲げ応力値を表す。下図は σ_H の内面値, 外面値, 膜応力値および曲げ応力値を表す。断面 L_2 では約 20 秒で極値となる短期熱応力と約 500 秒で極値となる中期熱応力が現れ, 定常熱応力に収束する。

h_{ref} および h_{min} に対する図は省略したが、短期熱応力は熱伝達係数に大きく依存し、中期および定常熱応力は熱伝達係数にほとんど依存しない。

断面 L_6 の $G(L_6, h_{max}, t)$ を図 10 に示す。熱伝達表面がない断面では短期熱応力は小さい。容器胴内面側から温度変化が進行し、胴側（断面 L_6 、板厚 40mm）で板厚方向温度分布が生じ（曲げ+ピーク型の）短期熱応力が表れる。厚肉部（図 8 の破線断面、最大板厚 112mm）は温度追従が遅れ、胴側と板厚平均温度差が生じ、半径方向熱膨張差による（円周方向膜応力+軸方向曲げ型の）中期熱応力が生じる。スカート下部が低温雰囲気と熱伝達にあるので、厚肉部が高温定常値に達した後、断面 L_6 下方に大きな軸方向温度分布が形成される。軸方向温度分布が定常に達して定常熱応力となる。

Fig.9 Green function on L2 of skirt-structure

Fig.10 Green function on L3 of skirt-structure

Fig.11 Stresses at inner surface of L2 by reactor manual trip

Fig.12 Stresses at inner surface of L3 by reactor manual trip

Fig.13 Stresses at inner surface of L2 by primary pump stick

3.2.2 検証解析 1 原子炉の手動トリップ事象について、図 4 の二次系 Na 温度変化 $F_2(t)$ および Fig.5 の熱伝達係数の変化 $h_2(t)$ を模擬した係数変化 FEM 解析を行った。断面 L_6 、 L_6 の内表面の Mises の等価応力を図 11、図 12 に S.Ref として示した。上限熱伝達係数 h_{max} を維持した場合の計算結果（(1)式において $G(P, h_{max}, t)$ を使用した計算、上限係数 FEM 解析と同じ結果となる）を S.hmax として同図に示した。提案の近似計算法による計算結果〔(5)式において 3 点の Green 関数を線形補間して計算〕を S.hvar として同図に示した。提案手法は係数変化 FEM 解析を良好に模擬している。また上限係数 FEM 解析は安全側の過大評価となった。

Fig.14 Stresses at inner surface of L3 by primary pump stick

3.2.3 検証解析 2 主循環ポンプの軸固着事象について図 6 の二次系 Na 温度変化 $F_2(t)$ および図 7 の熱伝達係数の変化 $h_{2k}(t)$ を模擬した係数変化 FEM 解析を行った。断面 L_6 、 L_6 の内表面の Mises の等価応力を図 13、図 14 に S.Ref として示した。上限熱伝達係数 h_{2max} が維持されるとした上限係数 FEM 解析の結果を S.hmax として同図に示した。提案の近似計算法による結果を S.hvar として同図に示した。検証解析 1 と同様に提案手法は係数変化 FEM 解析を良好に模擬しており、上限係数 FEM 解析は安全側の過大評価となった。

Fig.15 Stress evaluation cross-section of tube-sheet structure

3.3 管板構造の解析

3.3.1 Green 関数および熱応力特性 初期一様温度を T_0 とし、図 5 および図 7 の h_{1a} と h_{1b} の多直線データ 3 点〔上限値 h_{1max} 、中間値 h_{1med} および下限値 h_{1min} 〕および h_{2a} と h_{2b} の多直線データ 3 点〔上限値 h_{2max} 、中間値 h_{2med} および下限値 h_{2min} 〕の組み合わせ (9 ケース) に対して、一次系 Na 温度のステップ変化 $F_1 = T_0 + 100^\circ\text{C}$ ($t > 0$) による熱応力を FEM 解析により計算した。解析結果は一次系 Na 温度のステップ変化に対する Green 関数であり $G_1(P, h_{1j}, h_{2k}, t)$ と表わす ($j, k = \text{max, med, min}$)。同様に二次系 Na 温度のステップ変化 $F_2 = T_0 + 100^\circ\text{C}$ ($t > 0$) による熱応力を FEM 解析により計算した。解析結果は二次系 Na 温度のステップ変化に対する Green 関数であり $G_2(P, h_{1j}, h_{2k}, t)$ と表す ($j, k = \text{max, med, min}$)。応力評価

断面は熱応力が大きくなる部位から図 15 のように選定した。断面 L_4 の外面 (プレナム側) における断面に垂直な応力成分 σ_L を図 16 の上段および下段に示す。断面 L_6 の外面 (管束部伝熱領域側) における σ_L をそれぞれ図 17 の上段および下段に示す。

一次系 Na に接する L_4 では G_1 による一次側内筒の板厚方向温度分布による (曲げ+ピーク型の) 短期熱応力が大きい。二次系 Na に接する L_6 では G_2 による二次側内筒の板厚方向温度分布による (曲げ+ピーク型の) 短期熱応力が大きい。

Fig.16 Green function on L1 of tube-sheet structure

Fig.17 Green function on L2 of tube-sheet structure

断面 L_4 および断面 L_2 における (円周方向膜応力+軸方向曲げ応力型) の定常熱応力は, 管板との平均温度差および管板の上下温度差が支配要因となり, G_1 と G_2 とは符号が反対で大きさが等しい。

断面 L_2 は一次系に接しないが, 伝熱管内面からの熱伝達で管板穴あき領域の平均温度が短期に応答するので G_1 では短期熱応力がかかなり大きい。 G_1 および G_2 とも短期熱応力は h_1 および h_2 の増加で大きくなる。中期および定常熱応力では様相が異なり, 断面 L_4 では h_1 の増加が反対面側の F_2 変化による管板の温度変化を減少させ, G_2 を小さくする効果がみられ, 同様に断面 L_2 では h_2 の増加が G_1 を小さくする効果がみられる。これらを「熱応力緩和効果」と記すことにする。

断面 L_3 の内面 (上面, 上部プレナム側) の G_1 および G_2 で表わした σ_L をそれぞれ図 18 の上段および下段に示す。上面(in)が一次系 Na に接し下面(out)が二次系 Na に接する L_3 ではピーク成分を除いて, 短期および定常熱応力とも G_1 と G_2 とで符号が反対で大きさがほぼ等しい。

Fig.18 Green function on L3 of tube-sheet structure

3.3.2 検証解析1 原子炉の手動トリップ事象について図 4 の Na 温度の変化および図 5 の熱伝達係数の変化を模擬した係数変化 FEM 解析を行った。断面 L_4 , L_2 の外面の Mises の等価応力を図 19, 図 20 に示す。係数変化 FEM 解析結果は SRef として示した。上限熱伝達係数 h_{1max} および h_{2max} を維持する上限係数 FEM 解析 [(1) 式および(2)式, (1)式は $G_1(h_{max})$ および $G_2(h_{max})$ を使用) を Shmax として同図に示した。提案の近似計算法による計算結果 [(5)式および(2)式, (5)式は 3×3 点の Green 関数を線形補間) を Shvar として同図に示した。(1)式および(5)式の積分時間幅の上限値は Green 関数の短期極値

時間以下とし, 全断面で 10sec とした。(5)式の初期定常熱応力項の時定数は Green 関数が短期熱応力から中期熱応力に移行する時間とし, 断面 L_4, L_2, L_3 に対し $\tau = 200, 30, 30$ sec とした。提案手法は係数変化 FEM 解析を良好に模擬している。また上限係数 FEM 解析は断面 L_4 では安全側となったが, 断面 L_2 および L_3 の 100sec 以降は非安全側となった。手動トリップ事象では F_1 変化が F_2 変化より少し大きく, 前述の「熱応力緩和効果」が断面 L_2 および L_3 で僅かに優勢に現れたものと考えられる。上限係数 FEM 解析が複数流体系の場合には応力を過小評価する場合があることを示している。

Fig.19 Stresses at outer surface of L1 by reactor manual trip

Fig.20 Stresses at outer surface of L2 by reactor manual trip

3.3.3 検証解析2 主循環ポンプの軸固着事象について図 6 の Na 温度の変化および図 7 の熱伝達係数の変化を模擬した係数変化 FEM 解析を行った。断面 L_4 , L_2 の外面の Mises の等価応力を図 21, 図 22 に示す。係数変化 FEM 解析を SRef として示した。上限熱伝達係数 h_{1max} および h_{2max} を維持する上限係数 FEM 解析を Shmax として同図に示した。提案手法による計算結果を Shvar として同図に示した。提案手法は係数変化 FEM 解析を良好に模擬している。上限係数 FEM 解析は検証解析 1 とは逆に, 断面 L_4 で非安全側となり, L_2 および L_3 で安全側となった。軸固着事象では F_2 変化が F_1 変化より大きく, 前述の「熱応力緩和効果」が断面 L_4 で優勢に現れたと考えられる。

Fig.21 Stresses at outer surface of L1 by primary pump stick

Fig.22 Stresses at outer surface of L2 by primary pump stick

3.4 提案手法の応用可能性

3.4.1 熱過渡応力スクリーニング 設計で想定する熱過渡荷重は種類が多く、評価部位も複数である。全てに対して係数変化 FEM 解析を行うのは、計算コストおよび設計期間の面で現実的でない。対象となる熱過渡荷重および評価部位を減じるため、本手法を用いてスクリーニングが行える。ある部位について、複数の熱過渡に対する発生応力を求め、最も厳しい熱過渡を決定するスクリーニングに利用可能である。また複数の位置について、ある熱過渡に対し最も厳しい部位を決定するスクリーニングとしても利用可能である。その際、対象構造の数時点の Green 関数を求め、これを線形補間すると迅速な計算が可能となる。これにより計算コストおよび設計期間の短縮が期待できる。

3.4.2 熱過渡応力オンライン評価 運転中の原子力発電プラントでは主要な位置で冷却材流量、温度などの運転データが常時計測されている。設計時に Green 関数を作成してデータベース化し、これを参照することにより、主要な部位の熱過渡応力をオンライン評価することができる。運転補修計画あるいは疲労破壊防止などに役立てることが期待できる。

3.4.3 熱過渡応力シミュレーション プラント動特性計算コードあるいは運転データと提案手法を併用することにより、原子力プラントの運転条件変更、異常時の停止手順あるいは計画的出力変更など、様々な事象に対応して、主要部位の熱過渡応力および疲労損傷を迅速に評価

する。これにより、運転条件あるいは異常事象に対しどのように対処するのが良いかをシミュレーションできる。安全を維持しつつ運転効率を上げる最適運転条件の追求などが可能となると思われる。

4. 結 言

全体を通じ、得られた結論は以下の通りである。

- ①定係数の線形熱応力における Green 関数法を、熱伝達係数が変化する熱応力問題に適用するための近似評価法を提案した。
- ②高速炉の IHX のスカート構造と管板構造の熱過渡応力を提案手法により計算し、係数変化 FEM 解析および上限係数 FEM 解析と比較した。上限係数 FEM 解析は、スカート構造のような単一流体系では過大評価となる場合が多く、管板構造のような複数流体系では過小評価となる場合があることを確認した。提案手法は、単一流体系と複数流体系の双方に対し、係数変化 FEM 解析をよく近似できることを確認した。
- ③提案手法は熱過渡応力スクリーニング、熱過渡応力のオンライン評価あるいはシミュレーションなどに活用でき、プラントコスト低減への寄与が期待できる。

本研究はサイクル機構における研究として、また、一部は経済産業省受託研究の一環として実施した。

文 献

- (1) Furuhashi, I. et al, Development of thermal stress screening method (Application of Green function method), JNC TN9400 2004-013, Jan, 2004
- (2) Mukhopadhyay, N. K. et al, On line fatigue monitoring methodology for power plant components, IJPVP 60(1994), pp.297-306.
- (3) Sugano, Y., Analytical Solutions of Transient Temperature and Thermal Stress in a Circular Plate with Arbitrary Variation of Heat-Transfer Coefficient, Transactions of the Japan Mechanical Engineers, Series A, Vol.67, No.655(2001), pp.542-548.
- (4) Lee, H-L. et al, Transient Thermoelastic Analysis of an Annular Fin with Coupling Effect and Variable Heat Transfer Coefficient, J Thermal Stresses, Vol.25, No.12(2002), pp.1105-1120.
- (5) Furuhashi, I. and Kasahara, N., Development of thermal stress evaluation method (Application to variable heat transfer problems), PNC PN9400 93-198, 1993.
- (6) Carslaw, H. S. and Jaeger, J. C., Conduction of heat in solids, second edition. Clarendon Press, Oxford, 1959
- (7) FINAS User's Manual version 13.0, PNC ZN9520 95-014, 1995
- (8) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, 1995, Section III, Division I, ASME, New York