原子力配管用材料に対する多軸疲労パラメータの適用性の検討*

高 橋 由 紀 夫^{*1}Study on Applicability of Multiaxial Fatigue Parameters to
Nuclear Piping MaterialsYukio TAKAHASHI^{*2}^{*2} Central Research Institute of Electric Power Industry,
2-11-1 Iwadokita, Komae-shi, Tokyo, 201-8511 Japan

Treatment of stress multiaxiality in the fatigue assessment is of practical importance for many components subjected to multiaxial cyclic loading during operation. Based on the results of multiaxial fatigue tests on hollow and solid bar specimens of SUS316NG and SGV410, accuracy of fatigue life prediction based on the conventional parameters as well as a two parameter approach proposed here was studied. The conventional parameters tended to provide conservative life prediction for the case of shear-dominated cases especially for 316NG while the new approach was able to give more realistic prediction.

Key Words: Fatigue, Multiaxial Fatigue, Austenitic Stainless Steel, Carbon Steel, Life Prediction

1. 緒 言

繰返し荷重を受ける多くの機械や構造物では疲労によるき裂発生や破損の可能性があることから、設計や健全性評価においてその評価が重要になることが多い。原子力プラントの重要機器においても疲労評価は設計基準や供用中検査基準の重要な部分を成している⁽¹⁾⁽²⁾。

材料の疲労特性を把握するための疲労試験はほとんど引張圧縮の単軸応力状態で実施されるが、一般に構造物にはさまざまな多軸応力状態が発生し、疲労評価においてもこれを適切に処理することが重要である。現在の原子力プラント機器や压力容器に対する構造設計基準では、多軸応力状態を等価な単軸引張圧縮特性に換算するために、塑性理論に基づいた最大せん断応力範囲や Mises の相当ひずみ範囲が用いられているが、多軸疲労試験の結果を基にこれまでほかにも種々のパラメータが提案されてきている^{(3)~(6)}。しかし、これらの検討は比較的狭い条件での試験に基づいて行わ

れた場合が多く、それらの妥当性が低サイクル疲労から高サイクル疲労に至るまでの十分幅広い範囲で明らかにされてきたとは言い難い。これらをかながみて、本研究では、原子力プラントに対する疲労評価法の有効性の確認と高度化に資するため、配管系に使用されている 2 種の構造材料を対象に実施された幅広い多軸疲労試験の結果を基に、多軸疲労寿命評価法に関する検討を行った。

2. 試験材料および試験方法

試験に用いられた材料はオーステナイト系ステンレス鋼 SUS316NG と炭素鋼 SGV410 の 2 種である。これらの化学成分を表 1 に示す。SUS316NG は耐応力腐食割れ対策で低炭素化、窒素添加された材料である。疲労試験は中空、中実の丸棒試験片に対してすべて室温で実施された。

試験条件と試験体数を表 2 に示す。さまざまな試験が含まれているが、試験片としては中空と中実の丸棒試験片が用いられ、後者は荷重制御のみであるが、前者の場合には荷重制御とひずみ制御の双方が含まれている。荷重としては、軸力のみ、ねじりモーメントのみ、これらの同位相または逆位相(円形経路)での重畳のほか、一定の軸力や曲げモーメントを負荷した状態

* 原稿受付 2007 年 10 月 3 日。

^{*1} 正員、フェロー、(財)電力中央研究所材料科学研究所
(〒201-8511 狹江市岩戸北 2-11-1)。

E-mail: yukio@criepi.denken.or.jp

でねじりモーメントの繰返しを与えるものも含まれている。各材料計 50 本程度ずつで、実測寿命は 500 サイクル程度から 10^7 サイクルでの未破断まで幅広い範囲をカバーしている。

3. 寿命評価法

3・1 評価法の概要 通常の疲労試験には直径 10 mm 程度の丸棒疲労試験片が使用されることが多く、ひずみ制御、荷重制御とも、延性材料では破損に至る前に数ミリ程度の巨視き裂が発生しているのが普通である。また、巨視き裂に至る前には、寿命の長い範囲にわたって微小き裂段階での進展があり、この過程も破壊力学である程度、適切に評価できることが知られている。しかし、結晶寸法またはそれ以下のき裂は、単軸引張圧縮状態でもせん断形の進展をすることが多いのに加え、微視組織の影響を大きく受けることから、それ以降のき裂と同様に取扱うことが困難である。したがって、その境界にはあいまいさが残るが、結晶粒サイズ程度の微小き裂の発生とそこから試験片破損時までの間の微小き裂の進展過程に分けて取扱うのが妥当と思われる。また、これらはそれぞれ異なる機構で生じ、またその全寿命に対する割合も負荷条件によって異なることが予想されるので、それぞれに対して別々のパラメータを用いることが有効であると考えら

れる。ここでは、すべり変形とモード I 形のき裂進展がそれぞれの主要メカニズムであり、前者がせん断ひずみエネルギー、後者が繰返し J 積分範囲によって支配されると考えることにより、それぞれに対して以下のパラメータを適用する(補遺参照)。

$$\Delta W_i = \Delta \sigma_{\text{Mises}} \Delta \epsilon_{\text{Mises}} \cdots \cdots (1)$$

$$\Delta W_g = \Delta \sigma_{\text{max}}^2 \Delta \epsilon_{\text{Mises}} / \Delta \sigma_{\text{Mises}} \cdots \cdots (2)$$

ここで、 $\Delta \sigma_{\text{Mises}}$ 、 $\Delta \epsilon_{\text{Mises}}$ 、 $\Delta \sigma_{\text{max}}$ はそれぞれ Mises の相当応力範囲、Mises の相当ひずみ範囲および最大主応力範囲であり、垂直応力範囲 $\Delta \sigma$ 、せん断応力範囲 $\Delta \tau$ 、垂直ひずみ範囲 $\Delta \epsilon$ およびせん断ひずみ範囲 $\Delta \gamma$ を用いて評価される。以下、本論文で新たに提案する方法を Mises 基準の 2 パラメータ法と呼ぶ。なお、SUS304 鋼に対する澤田ら⁽⁷⁾の報告にあるように、大きいせん断ひずみが繰返される場合には、最大せん断応力の方向に沿うモード II 形のき裂進展が続くこともあるが、本研究で対象とする 1% 以下の Mises の相当ひずみ範囲ではモード I 形でのき裂進展が支配的であることが多いため、モード I 形き裂進展を仮定することが妥当であると判断した。なお、純粋せん断条件では最大主応力と最大せん断応力は等しいため、モード II 形のき裂進展であっても J 積分範囲は同じ式で推定でき、モード I とモード II のき裂進展特性が同等であれば、モード II のき裂進展も同じ式で比較的良好に評価できる可能性がある。

一方、Mises 相当量の代わりに Tresca 相当量を用いると、以下の Tresca 基準の 2 パラメータ法が得られる。

$$\Delta W_i = \Delta \sigma_{\text{Tresca}} \Delta \epsilon_{\text{Tresca}} \cdots \cdots (3)$$

$$\Delta W_g = \Delta \sigma_{\text{max}}^2 \Delta \epsilon_{\text{Tresca}} / \Delta \sigma_{\text{Tresca}} \cdots \cdots (4)$$

ここで、 $\Delta \sigma_{\text{Tresca}}$ 、 $\Delta \epsilon_{\text{Tresca}}$ はそれぞれ Tresca の相当応力範囲、相当ひずみ範囲である。

さらにき裂発生寿命 N_i とき裂進展寿命 N_g がそれぞれのパラメータのべき乗で与えられることを仮定し、単軸引張圧縮条件では上記パラメータがともに $\Delta W = \Delta \sigma \Delta \epsilon$ となることを考慮すれば、単軸疲労データより比較的容易に定数を決定できる。具体的には以下の方法を用いた。

(i) $N_i \sim 0$ と考えられる高ひずみ範囲での試験データに対して寿命をひずみ範囲と応力範囲の積のべき乗で近似した。なお、べき乗の指数に対しては、若干任意性があるため、 J 積分範囲を用いた疲労き裂進展則の係数(1.6)の符号を変えた値をそのまま用いた(補遺参照)。

(ii) 実際の寿命より、(i) で得られた式から推定される N_g を引いたものを N_i とみなし、この値をひ

Table 1 Chemical composition of tested materials [mass%]

	C	Si	Mn	Cu	Ni	Cr	Mo	N
SUS316NG	0.012	0.43	1.41	0.32	11.53	17.53	2.19	0.10
SGV410	0.15	0.26	1.16	0.02	0.03	0.06	0.01	-

Table 2 Summary of test conditions

Specimen	D_o (mm)	D_i (mm)	Loading	Control	Number of tests	
					SUS 316NG	SGV 410
Solid	10.0	—	Axial	Load	9	8
Solid	10.0	—	Axial	Strain	4	4
Hollow	12.0	9.0	Axial	Strain	4	5
Hollow	12.0	9.0	Axial/Torsion	Strain	3	3
Hollow	12.0	9.0	Torsion	Strain	6	4
Hollow	12.0	9.0	Circular	Strain	5	4
Hollow	16.0	13.5	Torsion	Load	3	4
Hollow	16.0	13.5	Torsion with constant Tension	Load	5	5
Solid	13	—	Torsion with constant Tension	Load	12	5
Hollow	16.0	14.0	Torsion with constant Tension	Load	6	5
Total					57	47

D_o : Outer diameter of test section

D_i : Inner diameter of test section

ずみ範囲と応力範囲の積のべき乗で近似した。

3・2 応力、ひずみの推定 本手法を適用するに当たっては、応力、ひずみ状態を明らかにしておくことが必要である。平均直径 d 、管厚 t の薄肉円筒試験片においては、ねじりモーメント ΔT から、以下の式でせん断応力範囲が求められる。

$$\Delta\tau = \frac{2\Delta T}{\pi d^2 t} \quad (5)$$

荷重制御試験でひずみが測定されていない試験に対しては、ひずみ制御試験で得られた繰返し応力-ひずみ関係と Mises の関連流れ則を用いることによって、ひずみ範囲を推定した。なお、これに際して、材料の単軸繰返し応力範囲-ひずみ範囲関係が、ヤング率 E と塑性変形特性に関する定数 σ_y , K , n を用いて、次式で与えられることを仮定した。

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + \left(\frac{\Delta\sigma - 2\sigma_y}{K} \right)^n \quad (6)$$

これより塑性変形が Mises の相当応力に従うとして次式でせん断ひずみ範囲を計算した。

$$\Delta\gamma = \frac{\Delta\tau}{G} + \sqrt{3} \left(\frac{\sqrt{3}\Delta\tau - 2\sigma_y}{K} \right)^n \quad (7)$$

ここで、 G は横弾性係数 [$G = E/2(1+\nu)$, ν : ポアソン比] である。

一方、応力が一定とみなすことができないねじりモーメントを受ける中実試験片に対しては、以下に示す方法で簡易的に表面での応力、ひずみを推定した。

(i) 直径 d と荷重ねじりモーメント範囲 ΔT から、表面での弾性せん断応力範囲を次式で求める。

$$\Delta\tau_e = \frac{16\Delta T}{\pi d^3} \quad (8)$$

(ii) せん断ひずみ範囲を参照応力法の考え方に基

づく以下の式で推定する。

$$\Delta\gamma = \frac{E\Delta\varepsilon_{ref}}{\Delta\sigma_{ref}} \frac{\Delta\tau_e}{G} \quad (9)$$

ここで、 $\Delta\sigma_{ref}$ は参照応力範囲、 $\Delta\varepsilon_{ref}$ は参照ひずみ範囲で、降伏応力 σ_0 の完全塑性体に対する極限モーメント ($T_0 = \pi d^3 \sigma_0 / 12\sqrt{3}$) を参考にして、それぞれ以下の式で求める。

$$\Delta\sigma_{ref} = \frac{\Delta T}{T_0} \sigma_0 = \frac{3}{4}\sqrt{3}\Delta\tau_e \quad (10)$$

$$\Delta\varepsilon_{ref} = \frac{\Delta\sigma_{ref}}{E} + \left(\frac{\Delta\sigma_{ref} - 2\sigma_y}{K} \right)^n \quad (11)$$

(iii) 式(9)によって得られた $\Delta\gamma$ の値に対して、式(7)を Newton 法によって逆に解いて $\Delta\tau$ を求める。

なお、一定軸力や曲げモーメントが重畳された試験の評価においては、硬化挙動への影響を通してこれらが応力、ひずみ挙動や寿命に影響を及ぼすことが推測されるが、ここでは簡単のため、その影響は無視した。

4. 評価結果

4・1 SUS316NG 鋼に対する評価 SUS316NG

鋼の引張圧縮試験で得られた単軸疲労データの破損寿命を応力範囲とひずみ範囲の積に対してプロットし、前述の手順に従って近似した結果を図1に示す。これより、高ひずみ領域でこの配がき裂進展則の係数とよく一致し、試験データ全体にわたって、破損寿命 N_f が以下の式で良好に近似できることがわかる ($\Delta\sigma$ in MPa, $\Delta\varepsilon$ in mm/mm)。

$$N_f = N_i + N_g \quad (12)$$

$$N_i = 1.58 \times 10^6 (\Delta\sigma \Delta\varepsilon)^{-6.6} \quad (13)$$

$$N_g = 1.13 \times 10^5 (\Delta\sigma_{\max}^2 \Delta\varepsilon_{\max} / \Delta\sigma_{\text{Mises}})^{-1.6} \quad (14)$$

したがって、任意の条件下での寿命は次式で推定されるものと仮定した。

(Mises 基準の場合)

$$N_i = 1.58 \times 10^6 (\Delta\sigma_{\text{Mises}} \Delta\varepsilon_{\text{Mises}})^{-6.6} \quad (15)$$

$$N_g = 1.13 \times 10^5 (\Delta\sigma_{\max}^2 \Delta\varepsilon_{\text{Mises}} / \Delta\sigma_{\text{Mises}})^{-1.6} \quad (16)$$

(Tresca 基準の場合)

$$N_i = 1.58 \times 10^6 (\Delta\sigma_{\text{Tresca}} \Delta\varepsilon_{\text{Tresca}})^{-6.6} \quad (17)$$

$$N_g = 1.13 \times 10^5 (\Delta\sigma_{\max}^2 \Delta\varepsilon_{\text{Tresca}} / \Delta\sigma_{\text{Tresca}})^{-1.6} \quad (18)$$

繰返し応力-ひずみ関係(寿命中期のひずみ範囲と応力範囲の関係)を決定するために、ひずみ制御疲労試験データを Mises 相当量で整理したところ、非比例性が顕著な円形経路のものを除けば、狭いバンドで一致したため、比較的大きいひずみのデータをも含んだ中空試験片のデータを式(6)で近似したものを用いた

Fig.1 Regression of uniaxial fatigue test data SUS316NG

(図2中破線)．式(6)中の定数は以下のとおりである．

$$E=195\,000\text{ MPa}, \quad \sigma_y=137.5\text{ MPa}$$

$$K=1\,710\text{ MPa}, \quad n=2.82$$

まず、Mises ひずみ範囲を用いて引張圧縮試験でのひずみ範囲と寿命の関係から推定された寿命と実測寿命を比較した結果を図3に示す．純粋せん断条件またはそれに近いものはすべて最大50倍程度の顕著な寿命の過小評価が得られていることが確認できる．一方、非比例性が著しく高い円形ひずみ経路に対しては、逆に寿命の過大評価が見られる．

同様に Tresca ひずみ範囲を用いた場合の結果を図

Fig. 2 Cyclic stress-strain relation of SUS316NG

4に示す．Mises ひずみ範囲を用いた場合よりもさらに純粋せん断条件またはそれに近いものに対する保守的傾向が増大することがわかる．また、円形ひずみ経路に対しては、若干非保守的傾向が緩和されているが、全般的には Mises ひずみ範囲を用いた場合と大きな差は見られない．

Mises 基準の2パラメータ法によって寿命を推定した結果と実測寿命の比較を図5に示す．図5から、上記と同様に円形経路試験に対する過大評価傾向と一定引張応力/曲げ応力負荷試験に対する過小評価傾向が見られるものの、推定寿命と実測寿命の差は大幅に小さくなり、全般的に大幅な予測精度の改善が得られていることがわかる．特に比例負荷試験に対しては、本手法によってファクタ2以内の良好な精度で寿命が推定できていることが確認できる．なお、一定引張応力や曲げ応力重畳の荷重制御試験の場合には、非比例的負荷によるひずみ範囲の減少が、寿命が過小評価された原因と考えられる．

同様に Tresca 基準の2パラメータ法による結果を図6に示す．Mises 基準の場合に比べてやや保守性が増大している場合もあるが、Mises 基準2パラメータ法の結果と類似である．

4・2 SGV410 鋼に対する評価 SGV410 鋼の引張圧縮疲労試験で得られた単軸疲労データの破損寿命を応力範囲とひずみ範囲の積に対してプロットした結果を図7に示す．これより、SUS316NG の場合に比べてばらつきが大きく、一意的に決定しにくい、SUS316NG と同じ式で平均的に良好な近似ができる

Fig. 3 Comparison between experimental life and predicted life by Mises strain range for SUS316NG

ことが確認されるため、これを用いることとした。

繰返し応力-ひずみ関係(寿命中期のひずみ範囲と応力範囲の関係)については、SUS316NGの場合と同様、Mises 相当ひずみ範囲と Mises 相当応力範囲の関係をプロットしたところ、SUS316NG ほど顕著ではないが、円形経路試験は高くなる傾向を示し、同様に他の中空円筒試験結果を式(6)で近似したものを用いた(図8中破線)。式(6)中の定数は以下のとおりである。

$$E=205\,800\text{ MPa}, \quad \sigma_y=100\text{ MPa}$$

$$K=1\,520\text{ MPa}, \quad n=3.69$$

Mises ひずみ範囲を用いて寿命を推定した結果と実測寿命の比較を図9に示す。SUS316NGと同様、円形経路試験に対して過大予測、せん断繰返し形試験に対して過小予測する傾向が見られるが、SUS316NGの場合に比較すると、全般的に実測寿命と予測寿命の間の差は小さいことがわかる。

Tresca ひずみ範囲を用いて寿命を推定した結果と実測寿命の比較を図10に示す。Mises ひずみ範囲による推定結果とさほど大きく変わらないことがわかる。

Mises 基準、Tresca 基準の2パラメータ法によっ

Fig. 4 Comparison between experimental life and predicted life by Tresca strain range for SUS316NG

Fig. 5 Comparison between experimental life and predicted life by Mises-based two parameter approach for SUS316NG

Fig. 6 Comparison between experimental life and predicted life by Tresca-based two parameter approach for SUS316NG

Fig. 7 Regression of uniaxial fatigue data of SGV410

Fig. 8 Comparison of cyclic stress-strain relations of SGV410

Fig. 9 Comparison between experimental life and predicted life by Mises strain range for SGV410

て寿命を推定した結果と実測寿命の比較を図 11, 12 に示す。両者の間に大きな差はなく、ばらつきも少ないが、ねじりを含んだ多くの中空円筒試験や一定軸応力を重畳させた中空円筒試験では寿命を過大推定する傾向が生じている。

5. 考 察

以上より、ステンレス鋼の場合には最大主応力範囲を導入することによって、多軸疲労寿命評価の高精度化が可能となる見通しが得られた。ただし、本研究における試験はすべて主応力比(試験片表面に平行な主

応力のうち、小さいものを大きいもので割った値)が 0 以下の条件で実施されているため、主応力比が正の条件に対する適用性を検討することが必要である。図 13 に最大主応力範囲と Mises 相当応力範囲の比、 $\Delta\sigma_{\max}/\Delta\sigma_{\text{Mises}}$ の主応力比に対する依存性を示す。これより、主応力比が正の条件ではこの値は 1 よりも若干大きくなり、新しいクライテリオンに従えば寿命が単軸状態よりも短くなることも予測される。

図 14 は、各主応力比に対して、 $\Delta\sigma_{\text{Mises}}\Delta\epsilon_{\text{Mises}}$ を用いた疲労曲線を作成した結果を示す。疲労曲線は主応力比 0.5 のときに最短となるが、単軸条件に対する寿

Fig. 10 Comparison between experimental life and predicted life by Tresca strain range for SGV410

Fig. 11 Comparison between experimental life and predicted life by Mises-based two parameter approach for SGV410

Fig. 12 Comparison between experimental life and predicted life by Tresca-based two parameter approach for SGV410

Fig. 13 Relation between principal stress ratio and $\Delta\sigma_{\max}/\Delta\sigma_{\text{Mises}}$

Fig. 14 Comparison of fatigue curves at different principal stress ratio

命比は1/1.6程度であり、現在の設計基準で適用されている寿命に対する安全係数20を考慮すると、Mises相当ひずみ範囲によって評価することによって保守性を損ねる可能性は小さいものと判断される。なお、現行基準でより広く用いられている Tresca 基準の場合には正の主応力比の領域では最大主応力範囲と等しいため、問題にはならない。

なお、SUS316NG と SGV410 に対する評価結果に見られた差異の原因は不明であり、その解明のためにはさらなる検討が必要である。

6. 結 言

2種の原子力プラント配管材料に対する多軸疲労試

験の結果を基に、多軸疲労評価法に関する検討を行った。得られたおもな知見は以下のとおりである。

(1) 現行設計基準で使用されている Mises 相当ひずみ範囲や Tresca 相当ひずみ範囲は極めて非比例性が高い円形経路試験を除き、寿命を保守的に推定することが確認された。

(2) これらが顕著な保守性を与えることの多い SUS316NG に対しては、微小き裂発生寿命と微小き裂進展寿命の分離に基づいた2パラメータ法が代替法として有効であることが確認された。

(3) 2パラメータ法は SGV410 では若干非保守的になる傾向が見られたため、保守性確保の観点からは逆に若干保守的になるきらいがある Mises 相当ひず

み範囲基準のほうが望ましいと考えられる。

本研究は、東京電力(株)、北海道電力(株)、東北電力(株)、中部電力(株)、北陸電力(株)、関西電力(株)、中国電力(株)、四国電力(株)、九州電力(株)、日本原子力発電(株)、電源開発(株)からの委託研究として(社)日本溶接協会原子力研究委員会 MF-II 小委員会で行われたものの一部である。主査の矢川元基東洋大学教授はじめ、ご議論いただいた委員各位に感謝の意を表する。

補遺：き裂進展パラメータの導出

弾塑性状態での疲労き裂進展速度は以下のように繰返し J 積分範囲のべき乗によって支配されることが広く知られている⁽⁸⁾。

$$\frac{da}{dN} = a(\Delta J)^m \quad \dots\dots\dots (19)$$

ここで、 a と m は材料定数である。繰返し J 積分範囲は構造物の形状や負荷のほか、き裂形状・寸法の関数であるが、参照応力法⁽⁹⁾を用いれば、下記の式で簡易的に推定できる。

$$\Delta J = \frac{\Delta \varepsilon_{ref}}{\Delta \sigma_{ref}} \Delta K^2 \quad \dots\dots\dots (20)$$

ここで ΔK は応力拡大係数範囲であり、き裂寸法を表すパラメータ a とその関数である形状補正係数 $f(a)$ を用いて、次式で評価できる。

$$\Delta K = \Delta \sigma_{max} \sqrt{\pi a} f(a) \quad \dots\dots\dots (21)$$

一方、 $\Delta \sigma_{ref}$ は参照応力で、一様な応力中の微小き裂に対しては、

$$\Delta \sigma_{ref} \approx \Delta \sigma_{Mises} \quad \dots\dots\dots (22)$$

が成立する。これらを総合すると、

$$\Delta J = \frac{\Delta \varepsilon_{Mises}}{\Delta \sigma_{Mises}} [\Delta \sigma_{max} \sqrt{\pi a} f(a)]^2 \quad \dots\dots\dots (23)$$

が得られる。ここで、式(19)を考慮し、き裂が a_0 から a_f まで成長する期間を微小き裂進展寿命であると考えると、

$$N_g = \left[\frac{\int_{a_0}^{a_f} \frac{da}{\pi a [f(a)]^2}}{\frac{\Delta \varepsilon_{Mises}}{\Delta \sigma_{Mises}} (\Delta \sigma_{max})^2} \right]^m \quad \dots\dots\dots (24)$$

ここで、括弧内の分子が負荷条件によらないことから、

$$N_g = k \left[\frac{\Delta \varepsilon_{Mises}}{\Delta \sigma_{Mises}} (\Delta \sigma_{max})^2 \right]^{-m} \quad \dots\dots\dots (25)$$

が導かれる。括弧内が式(2)の ΔW_g の表現式である。Mises の降伏条件の代わりに Tresca の降伏条件を用いると、同様に式(4)が得られる。

文 献

- (1) American Society of Mechanical Engineers, *Boiler and Pressure Vessel Code*, Section III (2007).
- (2) American Society of Mechanical Engineers, *Boiler and Pressure Vessel Code*, Section XI (2007).
- (3) American Society of Mechanical Engineers, *Boiler and Pressure Vessel Code*, Section VIII, Division 2 (2007).
- (4) Brown, M. W. and Miller, K. J., *Fatigue of Engineering Materials and Structures*, Vol. 1 (1979), p. 217.
- (5) Kandil, F. A. et al., *Proceedings of International Conference on Mechanical Behaviour and Nuclear Application of Stainless Steel at Elevated Temperatures*, (1981-5), p. 203.
- (6) Itoh, T. et al., *Transactions of ASME, Journal of Engineering Materials Technology*, Vol. 116 (1994), p. 90.
- (7) Sawada, M. et al., *Journal of the Society of Materials Science, Japan*, Vol. 54 (2005), p. 615.
- (8) Takahashi, Y. et al., *Transactions of 17th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology*, (2007), paper No. G 11-7.
- (9) Ainsworth, R. A., *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 19 (1984), p. 633.