

# 熱疲労荷重に対する簡易弾塑性補正 ( $K_e$ 係数) に関する一考察 \*1

## A study on simplified elastic-plastic correction ( $K_e$ factor) for thermal loading

釜谷 昌幸 (Masayuki Kamaya) \*2 朝田 誠治 (Seiji Asada) \*3

**要約** 機器設計において簡易弾塑性補正係数  $K_e$  は、疲労評価に必要な弾塑性ひずみを弾性解析から推定するために用いられる。 $K_e$  係数は種々の規格で用いられているが、その値はそれぞれの規格の考え方に基づいて設定されている。近年、米国機械学会 (ASME) の設計規格では、熱荷重に対して  $K_e$  の値を小さくするよう変更した。これは、変位制御荷重下での弾塑性ひずみは限定的であるという仮定に基づいている。本稿では、JSME 規格に変位制御荷重相当の  $K_e$  係数を導入する議論を進めるための基本的な考察をまとめた。まず、変位制御荷重相当の  $K_e$  係数の考え方を整理するとともに、各規格の  $K_e$  係数を比較した。そして、直管モデルを対象に、熱荷重に対する  $K_e$  係数を計算した。その結果、ASME の熱荷重用の  $K_e$  係数は、軸方向に拘束を加えた場合や変動周期が短い場合にのみ有効であることが示された。そして、これらの状況を踏まえて熱荷重に対する  $K_e$  係数を新たに提案した。最後に、熱荷重下での  $K_e$  の特徴をまとめるとともに、日本機械学会の設計・建設規格の  $K_e$  係数のあり方についての考察を示した。

**キーワード** 熱応力、疲労、簡易弾塑性補正、構造設計

**Abstract** The simplified elastic-plastic correction factor  $K_e$  is quoted in fatigue damage assessments for component design to predict elastic-plastic strain from elastic strain without performing elastic-plastic analyses. The  $K_e$  factor has been widely used in various design codes, although its value has been determined according to individual policy to achieve conservative assessments. Recently, the American Society of Mechanical Engineers (ASME) modified the  $K_e$  factor for thermal loading. By assuming elastic-plastic strain could not become large for thermal loading, a reduced  $K_e$  value was applied when the stress was caused by thermal expansion loading. This paper discusses the applicability of  $K_e$  for thermal loading to the design code by the Japan Society of Mechanical Engineers (JSME). First, the  $K_e$  factor for thermal loading and its background are reviewed, and then,  $K_e$  values from several codes are compared. Second, finite element analyses (FEA) for a straight pipe subjected to a fluid temperature transient are conducted to obtain values for comparison of the  $K_e$  factor prescribed in the ASME and JSME codes. The  $K_e$  values obtained by FEA become larger than those of the revised  $K_e$  of the ASME. It is shown that  $K_e$  value depends on the boundary condition. The  $K_e$  factor of ASME is valid only when the axial displacement is fully constrained or frequency of the fluid temperature fluctuation is fast enough. Third, based on detailed investigations, conservative  $K_e$  value for thermal loading is proposed. Finally, the characteristics of the change in the elastic-plastic strain for thermal loading are summarized and discussion is made about how the  $K_e$  factor is prescribed in the JSME design code.

**Keywords** thermal stress, fatigue, simplified elastic-plastic correction, component design

## 1. 緒言

ステンレス鋼や炭素鋼、または低合金鋼などの疲労寿命は、応力振幅よりもひずみ範囲との相関が大きい。そして、原子力発電プラントの機器設計に用いられる設計疲労曲線も、ひずみ範囲と疲労寿命の相関関係を前提に策定されている<sup>(1-4)</sup>。一方、一般的な機器設計においては、弾性解析により疲労損傷の駆動力が算出される。したがって、

降伏強度を超えた荷重が発生する場合は、算出される弾性ひずみに対し塑性ひずみの影響を加味する必要がある。日本機械学会発電用原子力設備規格設計・建設規格 (以後、JSME規格)<sup>(5)</sup> では弾性解析により得られたひずみと係数  $K_e$  の積をとることで実際に発生する弾塑性状態でのひずみを保守的に推定している。 $K_e$  は簡易弾塑性補正係数、または  $K_e$  係数と呼ばれ、弾性解析によるひずみと弾塑性解析によるひずみの比に相当する。本稿では、規格で規定され

\*1 日本機械学会論文集, Vol.87, No.901 (2021) (DOI: 10.1299/transjsme.21-00239) より転載

\*2 (株) 原子力安全システム研究所 技術システム研究所

\*3 三菱重工業 (株)

る $K_e$ 係数を $K_e'$ と表記し、解析から得られる比 $K_e$ と区別して表す。JSME規格では、種々の条件に対する $K_e$ を算出し、それらを保守的に包絡するように $K_e'$ を決定している<sup>(6)</sup>。

$K_e$ 係数を用いた設計手順は米国機械学会 (ASME) の原子力機器の設計規格 (以後、ASME規格)<sup>(7)</sup> の考え方を導入している。ただし、これまでの検討経緯から、JSMEとASME規格では異なる $K_e$ 係数が規定されている。近年、ASMEは、内圧などによる機械的な疲労荷重と熱変形に起因する疲労荷重 (熱荷重) を分離し、それぞれに異なる $K_e$ 係数を適用するCode Case N-904 (以後、N-904) を発行した<sup>(8)</sup>。そこでは、熱荷重による表面方向のひずみ変動が、塑性ひずみの有無や荷重の大きさにかかわらず、熱変形量にのみ依存する変位制御荷重であると仮定している<sup>(9)</sup>。そして、塑性ひずみ発生によるポアソン比変化の影響のみを $K_e$ 係数に考慮している。フランスの原子力機器の設計規格 (RCC-M)<sup>(10)</sup> でも、比較的早い時期から、熱荷重に対して変位制御荷重相当の $K_e$ 係数を適用してきた。また、非原子力機器に対しても、ASMEの圧力容器設計規格 (以後、Sec. VIII)<sup>(11)</sup> や欧州の圧力容器設計規格 (以後、EN規格)<sup>(12)</sup> において、変位制御荷重相当の $K_e$ 係数が導入されている。一方、JSME規格では、機械荷重と熱荷重の区別なく同じ $K_e$ 係数が適用される。ただし、JSMEの $K_e$ 係数の策定に際しては、熱荷重を想定した計算も実施されているので、間接的には変位制御荷重を想定していることになる。しかし、次章で説明するように、熱荷重のみが作用する場合の $K_e$ 係数を比較すると、JSME規格の $K_e$ 係数はN-904やRCC-Mのそれより大きくなっている。

上記のように、国外の主要な設計規格では、熱荷重に対して変位制御荷重相当の $K_e$ 係数を適用している。規格間の整合性を考えた場合には、JSME規格も変位制御荷重相当の $K_e$ 係数を導入すべきとの考え方もある。本稿では、JSME規格に変位制御荷重相当の $K_e$ 係数を導入する議論を進めるための基本的な考察をまとめた。まず、2章において変位制御荷重相当の $K_e$ 係数の考え方を要約するとともに、各規格の $K_e$ 係数を比較した。そして、3章では直管モデルを対象に、JSME規格の $K_e$ 係数策定時の解析を再現するとともに、変位制御荷重相当の $K_e$ 係数との比較を行った。4章では、直管モデルにおける $K_e$ 係数が変位制御荷重相当の $K_e$ 係数と異なる要因について、単純な2次元平板モデルに対する解析により考察した。さらに、 $K_e$ 係数に及ぼす温度変動パターンの影響を5章で考察した。それらの結果をもとに、6章において、変位制御荷重相当の $K_e$ 係数の導入の是非を含めた $K_e$ 係数策定のあり方についてまとめた。

## 2. 熱荷重に対する $K_e$ 係数

### 2.1 熱荷重による相当ひずみの変化

上記で述べている「ひずみ」は設計評価では「相当ひずみ」のことであり、 $K_e$ も相当ひずみに対する弾性と弾塑性解析の比として与えられる<sup>(6,13,14)</sup>。変位制御である熱荷重による相当ひずみの変化は以下のように算出される<sup>(15)</sup>。

線膨張係数  $\alpha$  の材料に  $\Delta T$  の温度変化が生じた場合に発生する表面方向の熱ひずみの変動幅  $\Delta \varepsilon_s$  は次式で表される。

$$\Delta \varepsilon_s = \Delta \varepsilon_1 = \Delta \varepsilon_2 = \alpha \Delta T \quad (1)$$

添え字の 1 と 2 は表面の 2 方向を示しており、等 2 軸のひずみが発生することを想定し、表面方向 (S 方向) で代表している。弾性変形を考えた場合、等 2 軸ひずみにおける、表面方向の応力範囲  $\Delta \sigma_s$  は、ヤング率  $E$  と弾性のポアソン比  $\nu_e$  を用いて次式で算出できる。

$$\Delta \sigma_s = \frac{E \alpha \Delta T}{1 - \nu_e} \quad (2)$$

また、深さ方向のひずみ範囲  $\Delta \varepsilon_D$  は、

$$\Delta \varepsilon_D = \frac{-2\nu_e \Delta \sigma_s}{E} = \frac{-2\nu_e}{1 - \nu_e} \alpha \Delta T \quad (3)$$

となる。これらのひずみを用いてミーゼスの相当ひずみ範囲  $\Delta \varepsilon_{eq}$  は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \Delta \varepsilon_{eq(e)} &= \frac{\sqrt{(\Delta \varepsilon_1 - \Delta \varepsilon_2)^2 + (\Delta \varepsilon_2 - \Delta \varepsilon_D)^2 + (\Delta \varepsilon_D - \Delta \varepsilon_1)^2}}{\sqrt{2}(1 + \nu_e)} \\ &= \frac{\Delta \varepsilon_s}{1 - \nu_e} \end{aligned} \quad (4)$$

$\Delta \varepsilon_{eq}$  の添え字“(e)”は「弾性計算による」を意味する。完全な変位制御下では、塑性変形が発生しても、表面方向のひずみ範囲  $\Delta \varepsilon_s$  は変化しない。しかし、 $\Delta \varepsilon_D$  はポアソン比の変化に伴って増加する。弾塑性状態における等価ポアソン比を  $\nu^*$  とすると、弾塑性計算による相当ひずみ範囲  $\Delta \varepsilon_{eq(ep)}$  は次式で表すことができる。

$$\Delta \varepsilon_{eq(ep)} = \frac{\Delta \varepsilon_s}{1 - \nu^*} \quad (5)$$

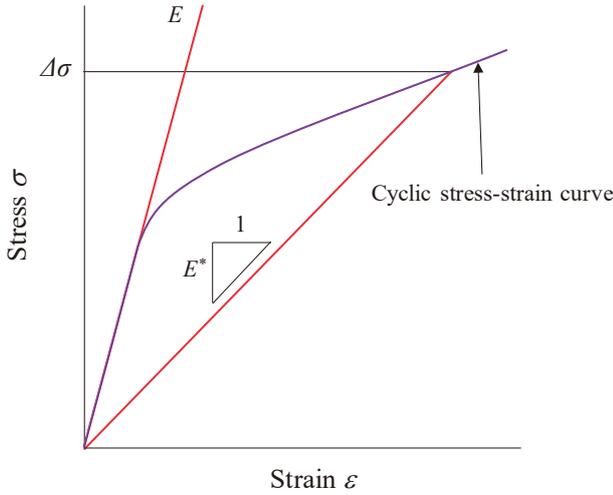


Fig. 1 A schematic drawing for defining equivalent secant modulus  $E^*$  for elastic-plastic condition.

添え字“(ep)”は「弾塑性計算による」を意味する。そして、変位制御荷重相当の  $K_e$  係数（以下、 $K_v$ と表記する）は次式で算出される。

$$K_v = \frac{\Delta \varepsilon_{eq(ep)}}{\Delta \varepsilon_{eq(e)}} = \frac{1 - \nu_e}{1 - \nu^*} \quad (6)$$

ちなみに、トレスカの相当応力を用いても式 (6) が導かれる。等価ポアソン比  $\nu^*$  は、弾性ポアソン比の一般的な数値 0.3 と塑性のポアソン比である 0.5 の間の値となり、 $K_v$  は最大でも 1.4 を超えることはない。 $\nu^*$  の算出方法として、Moulin and Roche<sup>(16)</sup> は以下の手順を示している。塑性変形では体積が変化せず、弾性変形においてのみ体積変化  $\Delta V/V$  が発生する。弾塑性状態では、図 1 に示す等価ヤング率  $E^*$  を用いることで、次式により体積変化を求めることができる。

$$\begin{aligned} \frac{\Delta V}{V} &= \Delta \varepsilon_1 + \Delta \varepsilon_2 + \Delta \varepsilon_3 \\ &= \frac{1 - \nu_e}{E} (\Delta \sigma_1 + \Delta \sigma_2 + \Delta \sigma_3) \\ &= \frac{1 - \nu^*}{E^*} (\Delta \sigma_1 + \Delta \sigma_2 + \Delta \sigma_3) \end{aligned} \quad (7)$$

この式を整理することで、塑性のポアソン比  $\nu_p$  を用いた次式が導かれる<sup>(16)</sup>。

$$\nu^* = \nu_p - \frac{E^*}{E} (\nu_p - \nu_e) = 0.5 - 0.2 \frac{E^*}{E} \quad (8)$$

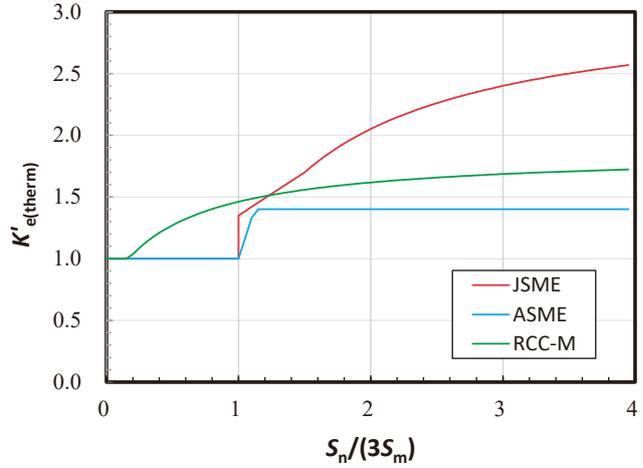


Fig. 2 Comparison of  $K_e$  factors for a thermal loading prescribed in JSME, ASME and French (RCC-M) design codes for nuclear power plant components. JSME code assumes  $S_p/S_n = 2$ .

Sec. VIII と EN 規格では、 $E^*/E$  を降伏強度  $S_y$  と応力振幅  $S_a$  の比 ( $S_y/S_a$ ) で置き換えた式 (8) で  $\nu^*$  を予測している。弾完全塑性モデルでは  $E^*/E = S_y/S_a$  が成立する<sup>(15)</sup>。

$K_e$  係数について検討した複数の文献<sup>(9,15,17,18)</sup> では、式 (4) における係数項  $1/(\sqrt{2}(1 + \nu_e))$  を、ポアソン比 0.5 相当の  $\sqrt{2}/3$  とした式をミーゼスの相当ひずみと定義している。その場合、 $(1 + \nu_e)$  項がキャンセルされないため、 $K_v$  は

$$K_v = \left( \frac{1 - \nu_e}{1 + \nu_e} \right) \left( \frac{1 + \nu^*}{1 - \nu^*} \right) \quad (9)$$

となる。式 (6) における  $K_v$  の最大は 1.4 であったが、式 (9) では 1.615 となる。これらの文献では、式 (6) をトレスカ基準、式 (9) をミーゼス基準による  $K_v$  と呼称している。そして、RCC-M の  $K_e$  は式 (9) をもとに策定されている<sup>(15)</sup>。しかし、単軸荷重において相当ひずみが軸方向ひずみと一致する場合、ミーゼス相当ひずみは式 (4) で表される。また、以下で実施する（ミーゼス基準の）計算でも、式 (4) により相当ひずみの変化を矛盾なく再現することができた。本稿では、式 (4) によるひずみ範囲をミーゼスの相当ひずみ範囲として定義した。

## 2.2 各規格の $K_e$ 係数の比較

JSME 規格、N-904、および RCC-M に規定されている  $K_e$  係数を比較する。いずれの規格も、平均応力に相

Table 1 Constants used for thermal stress analyses.

Density × Specific heat:	$3.85 \times 10^6$ [J/m <sup>3</sup> K]
Heat conduction coefficient:	15.86 [W/mK]
Heat transfer coefficient	25 [kW/m <sup>2</sup> K]
Young's modulus: $E$	174 [GPa]
Poisson's ratio: $\nu$	0.3
Heat expansion coefficient: $\alpha$	$1.64 \times 10^{-5}$ [1/K]

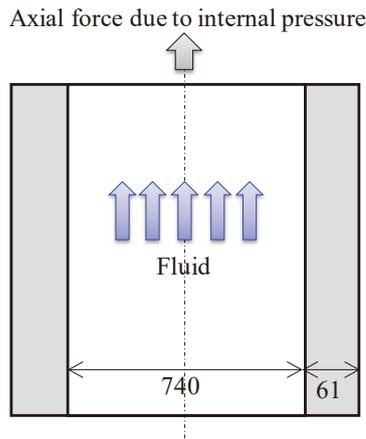


Fig. 3 Geometry of pipe subjected to fluid temperature fluctuation (unit :mm).

当する膜成分と曲げ成分の和の変動範囲である  $S_n$  の関数として  $K_e$  係数が規定されている。塑性変形は降伏強度 ( $1.5S_m$  に相当) を超えると発生することから,  $S_n$  が  $3S_m$  を超えると  $K_e'$  が  $K_e' > 1$  となる。熱荷重に対応する  $K_e'$  ( $K_{e(therm)}$ ' と表記) を規定している N-904 と RCC-M では,  $K_e'$  は次式で与えられている。

$$K_e' = K_{e(therm)}' \frac{S_{n(therm)}}{S_n} + K_{e(mech)}' \frac{S_n - S_{n(therm)}}{S_n} \quad (10)$$

ここで,  $K_{e(mech)}$ ' は機械荷重 (熱荷重以外の荷重) に対する  $K_e$  係数で,  $K_{e(therm)}$ ' よりも大きな値が規定されている。  $S_n$  に対する熱荷重寄与分  $S_{n(therm)}$  に対してのみ  $K_{e(therm)}$ ' を適用する。 N-904 では, 熱荷重による曲げ成分のみを  $S_{n(therm)}$  に考慮しており, 熱による膜荷重に対しては  $K_{e(mech)}$ ' を適用する規定となっている。これは, 保守側の考慮によるとの説明がある<sup>9)</sup>。 RCC-M でも同様に, 板厚方向の温度勾配により発生する荷重のみを熱荷重として分類し, 熱膨張による荷重は含めないとの記述があり, 実質的には N-904 と同じ取り扱いになる。ま

た, RCC-M では式 (10) において,  $S_n$  ではなく, ピーク応力強さ  $S_p$  を用いている。

各規格のステンレス鋼に対する  $K_{e(therm)}$ ' を図 2 に比較した。 JSME 規格では機械荷重と熱荷重の区別はない。 N-904 では,  $S_n$  に依らず ( $\nu^*$  に依らず),  $K_e$  の最大値である  $K_{e(therm)}$ ' = 1.4 を適用している。ただし,  $S_n/(3S_m) = 1$  に到達した時点で  $K_e'$  が不連続に 1 から 1.4 に増加することを避けるため,  $S_n$  に対して連続的に増加する  $K_{e(mech)}$ ' と 1.4 の小さい方の値を用いるように規定している<sup>9)</sup>。

RCC-M でステンレス鋼に対する  $K_{e(therm)}$ ' として次式が規定されている。

$$K_{e(therm)}' = \text{Max} \left[ 1.0, 1.86 \left( 1 - \frac{1}{1.66 + \frac{S_n}{S_m}} \right) \right] \quad (11)$$

図 2 に示すように式 (11) は,  $S_n/(3S_m)$  が 1 より小さい段階で  $K_{e(therm)}$ ' > 1 となっている。これは, 材料表面で発生する塑性ひずみが,  $S_n$  ではなくピーク成分を含めた全ひずみ範囲に依存することを考慮している。 N-904 よりも RCC-M の  $K_{e(therm)}$ ' が大きくなっているのは, 先に述べたように, RCC-M は式 (9) をベースに策定されていることによる。

JSME 規格と比較すると,  $S_n/(3S_m)$  が 1 に近いところでは顕著な差はないが,  $S_n$  が大きくなると, 明らかに JSME 規格の  $K_e'$  が大きい。 JSME 規格の  $K_e'$  を策定する際には実施した解析では熱荷重のみでなく一次荷重も考慮している<sup>6)</sup>。

### 3. JSMEの $K_e$ 係数の再現

#### 3.1 解析モデルおよび $K_e$ の算出方法

JSME 規格の  $K_e$  係数は, 原子力発電プラントの代表的な部位を模擬したモデルを用いた系統的な解析を行い, これらの結果を保守側に包絡するように策定されている<sup>6)</sup>。流体温度変動に起因する熱荷重を想定しているが, 内圧などの一次荷重も付与している。本稿では, これらの解析の中で最も単純な, 直管におけるステップ状の流体温度変動を対象に再現解析を行った。図 3 に解析対象の直管モデルを示す。内面の流体温度を, 図 4 のように時間  $t_e$  をかけて線形に変化させた。流体温度のパターンとして, 1 回の過渡のみを模擬する単独負荷パターンと, 周期  $t_e$  で繰り返しの変動を負荷する繰返し負荷パターンの 2 通りのパターンを適用

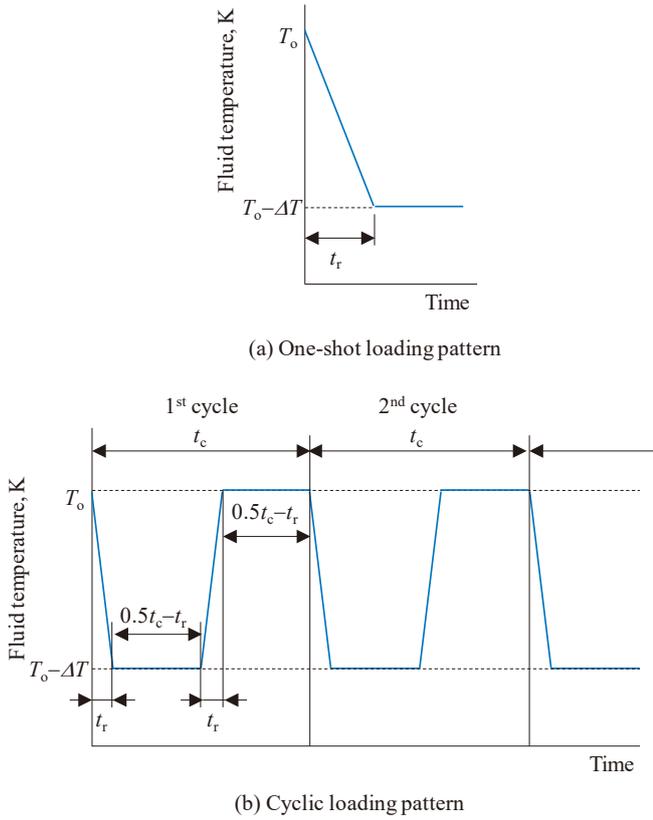


Fig. 4 Assumed fluid temperature fluctuation patterns.

した. 解析に用いた有限要素モデルを図5に示す. 4節点の軸対象モデル (AbaqusにおけるCAX4要素) を用いて2次元の有限要素メッシュを作成した. 内表面に接する要素の積分点での応力とひずみの出力を表面での値として用いた. 熱疲労では表面近傍での応力とひずみの勾配が大きくなることから, なるべく表面に近い値を用いることが望ましい. そこで, 表面の要素の寸法を変化させて, 要素分割の影響も調べた. 板厚方向の要素寸法は1 mmを基本とした. 表面要素の寸法が1 mm以上となる場合は, 表面要素寸法と同じか近い値にした. いずれの場合も軸方向の要素寸法は2 mmとした.

解析にはAbaqus 2020を用いた. 最初に伝熱解析を行い各節点での温度の時間変化を算出した. そして, 得られた温度情報を用いて弾性解析または弾塑性解析により応力とひずみを算出した. 伝熱解析および応力・ひずみ解析にはステンレス鋼を想定した表1の定数を用いた. 立ち上がり時間 $t_r$ は5 sとした. ちなみに,  $t_r$ を1 sから5 sまで変化させたが以下算出される $K_e$ には変化が見られなかった. 弾塑性解析を実施する際の

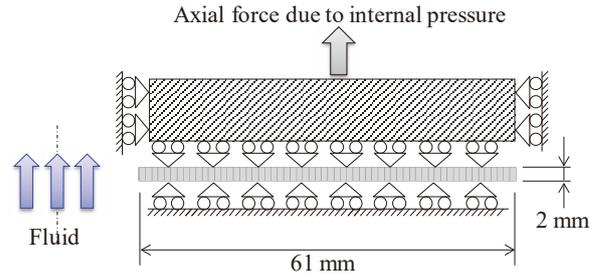


Fig. 5 Finite element mesh division and boundary conditions.

応力・ひずみ曲線としては, 先の解析<sup>(6)</sup>にならぬ降伏強度 $1.5S_m$  ( $S_m = 114$  MPa)の弾完全塑性モデルを仮定した. 繰り返しの伴う硬化則は移動硬化則を適用した. 内圧を想定する場合は, 内圧による軸方向荷重も模擬し, 内圧の負荷を完了したのち, 温度変動を模擬した. 解析結果を用いて,  $K_e$ を次式で算出した.

$$K_e = \frac{\Delta \varepsilon_{\text{eq(ep)}}}{\Delta \varepsilon_{\text{eq(e)}}} \quad (12)$$

相当ひずみの変動範囲 $\Delta \varepsilon_{\text{eq}}$ は次式にしたがって算出した.

$$\Delta \varepsilon_{\text{eq}} = \frac{\Delta \sigma_{\text{eq}}}{E} + \Delta \varepsilon_p \quad (13)$$

ミーゼスの相当応力範囲 $\Delta \sigma_{\text{eq}}$ は次式で算出した.

$$\Delta \sigma_{\text{eq}} = \frac{\sqrt{(\Delta \sigma_1 - \Delta \sigma_2)^2 + (\Delta \sigma_2 - \Delta \sigma_D)^2 + (\Delta \sigma_D - \Delta \sigma_1)^2}}{\sqrt{2}} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \Delta \sigma_1 &= \Delta \sigma_1^{(i)} - \Delta \sigma_1^{(j)} \\ \Delta \sigma_2 &= \Delta \sigma_2^{(i)} - \Delta \sigma_2^{(j)} \\ \Delta \sigma_D &= \Delta \sigma_D^{(i)} - \Delta \sigma_D^{(j)} \end{aligned} \quad (15)$$

添え字の $i$ と $j$ は解析中の時間断面を示す. まず時間全体にわたって相当応力が最大となる時間 $j$ を同定した. そして,  $j$ を固定しながら $\Delta \varepsilon_{\text{eq}}$ が最大ピークとなる時間 $i$ を見出した. 相当塑性ひずみ $\Delta \varepsilon_p$ もミーゼス相当応力範囲算出時と同じ時間 $i$ と $j$ を用いて, 式(4)に従い算出した. 弾性解析では $\Delta \varepsilon_p$ は零となる. 流体温度変動後 ( $t = t_r$ 到達後) にピークを示した後に定常状態になる単独負荷パターンでは, ピーク時を $j$ , 初期状態を $i$ とすることで $\Delta \varepsilon_p$ と $\Delta \sigma_{\text{eq}}$ を算出した.

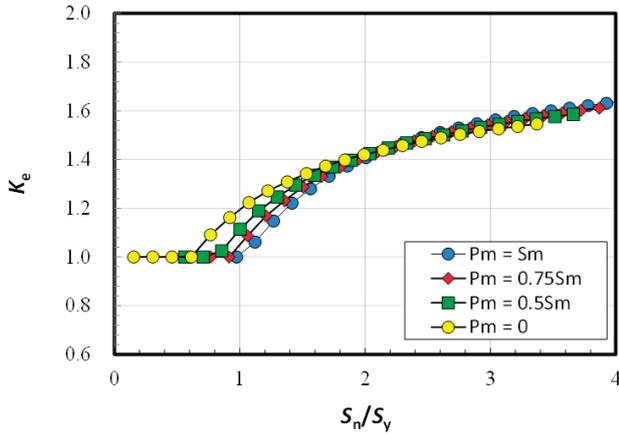


Fig. 6 Change in  $K_e$  with  $S_n/S_y$  ( $L_s = 4$  mm). The obtained results agreed well with that obtained in previous study<sup>(6)</sup>.

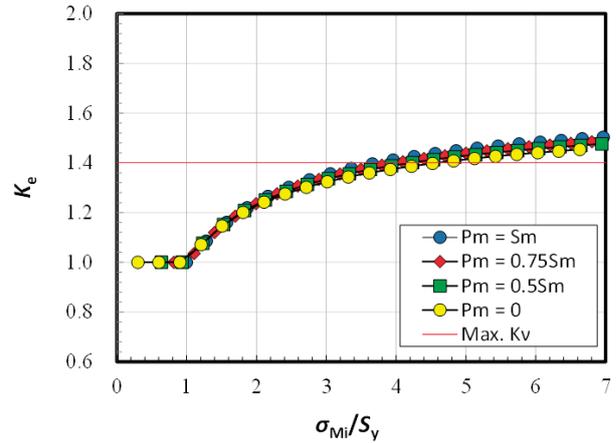


Fig. 8 Change in  $K_e$  with  $\sigma_{Mi}/S_y$  obtained for fine mesh size  $L_s = 0.1$  mm. The effect of inner pressure was normalized well by quoting not  $S_n$  but  $\sigma_{Mi}$ .

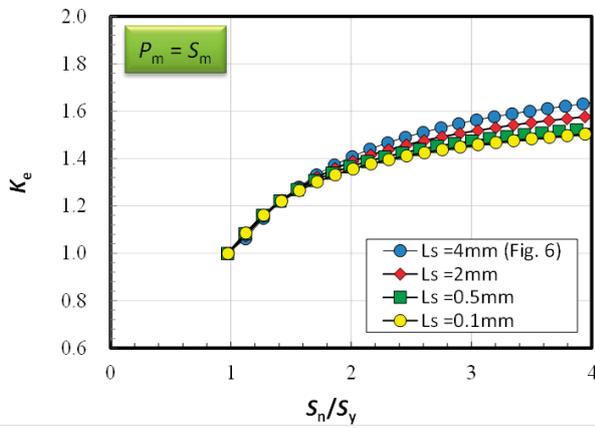


Fig. 7 Change in  $K_e$  with  $S_n/S_y$  for various mesh sizes  $L_s$  for fixed internal pressure of  $P_m = S_m$ . Finer mesh size  $L_s$  resulted in smaller  $K_e$ .  $L_s = 0.1$  mm was adopted in following analyses.

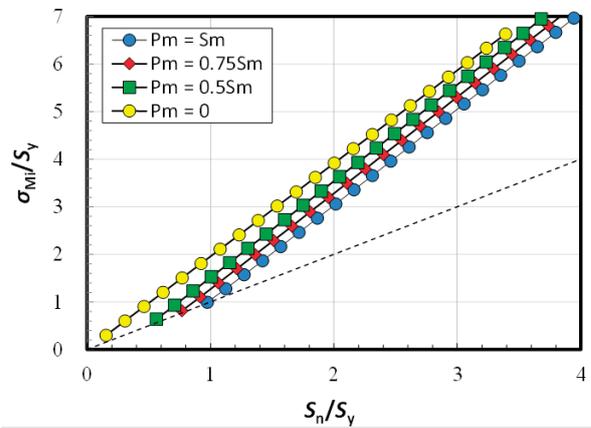


Fig. 9 Comparison of  $S_n$  and  $\sigma_{Mi}$  for various internal pressures.  $\sigma_{Mi}$  was larger than  $S_n$ .

## 3.2 解析結果

### (1) $K_e$ と $S_n$ の関係

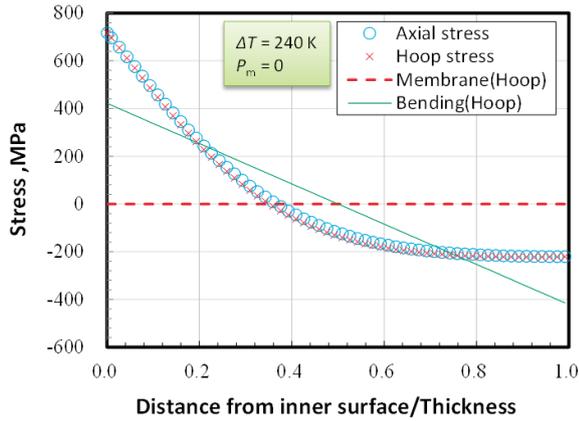
流体温度変化として単独負荷パターンを適用した場合の解析から導かれる  $K_e$  を図 6 に示す。流体温度変動を  $\Delta T = 15 \sim 330$  K の範囲で変化させながら、 $K_e$  を算出した。単独負荷の場合、算出される  $S_n$  は範囲ではなく振幅に相当するため、横軸の正規化には  $3S_m$  ( $2S_y$  相当) ではなく、 $1.5S_m$  ( $S_y$ ) を用いている。 $K_e$  は  $S_n = S_y$  近傍で増加し始め、以後  $S_n$  に対して単調に増加した。 $S_m$  に相当する内圧  $P_m$  を付与した場合の  $K_e$  の立ち上がりはおおよそ  $S_n = S_y$  であったが、内圧が小さくなると、 $S_y$  より小さい  $S_n$  で  $K_e$  が増加し始めた。これら内圧の影響を含めた  $K_e$  と  $S_n$  の関係は朝田ら<sup>(6)</sup>の結果を概ね再現できている。

図 7 に表面の要素の寸法  $L_s$  を変化させた場合の  $K_e$  を示す。 $L_s$  が小さくなるほど  $K_e$  は小さくなった。 $S_n/S_y = 3.9$  の値で比較すると  $L_s = 4$  mm 時は  $K_e = 1.64$  であったのに対し、 $L_s = 0.1$  mm とすることで  $K_e = 1.50$  まで低下している。応力/ひずみ勾配の顕著な熱過渡解析では表面の要素寸法は注意深く設定する必要がある。本稿の以後の解析では  $L_s = 0.1$  mm を適用した。

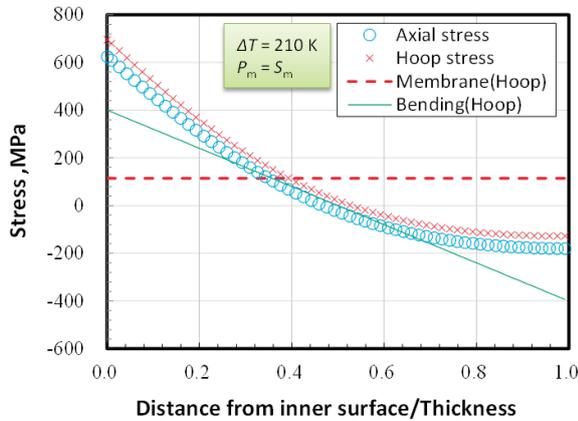
変位制御荷重の想定に従えば、熱荷重に起因する  $K_e$  は  $K_v$  の最大値である 1.4 を超えないが、本解析では  $K_e$  が 1.4 を上回る場合もあった。

### (2) $S_n$ とピーク応力

$L_s = 0.1$  mm を適用した場合に得られる  $K_e$  を図 8 に示す。 $S_n$  に代り弾性解析によって得られる内表面のミーゼス相



(a)  $\Delta T = 240 \text{ K}, P_m = 0$



(b)  $\Delta T = 210 \text{ K}, P_m = S_m$

Fig. 10 Snapshots of stress profile in the depth direction when  $S_n$  showed the peak. The membrane and bending components are superposed.

当応力  $\sigma_{Mi}$  を横軸に用いている。  $\sigma_{Mi}$  を用いることで  $K_e$  に対する内圧の依存性が小さくなった。そして、内圧によらず、  $\sigma_{Mi} = S_y$  から  $K_e$  が増加し始めた。図 9 に示すように、  $\sigma_{Mi}$  は  $S_n$  よりも大きく、内圧が零の場合、  $\sigma_{Mi}$  は  $S_n$  のほぼ 2 倍となった。図 10(a) に  $\Delta T = 240 \text{ K}, P_m = 0$  の条件において  $S_n$  が最大時となった時点での板厚方向の応力分布を示す。軸方向と周方向の応力はほぼ同じで、等 2 軸応力状態であることが確認できる。ちなみに、半径方向の応力は最大で 18 MPa であった。周方向応力分布から同定された膜成分は零であり、軸方向の膜成分も 10.8 MPa であった。曲げ成分はおおよそ 400 MPa であり、表面における膜成分と曲げ成分の和である  $S_n$  (トレスカ基準) は 422 MPa となった。一方、ピーク成分を含む表面の応力はそれよりも大きく、  $\sigma_{Mi}$  は  $S_n$  のおおよそ 1.7 倍であった。図 10(b) は  $P_m = S_m$  の内圧を付与した場合の結果を示す。表面での  $\sigma_{Mi}$  が図 10(a) とほぼ同じになるように  $\Delta T$  を 210 K に設定した。内圧を付与することで、膜成分応力が 114 MPa となり、  $S_n$

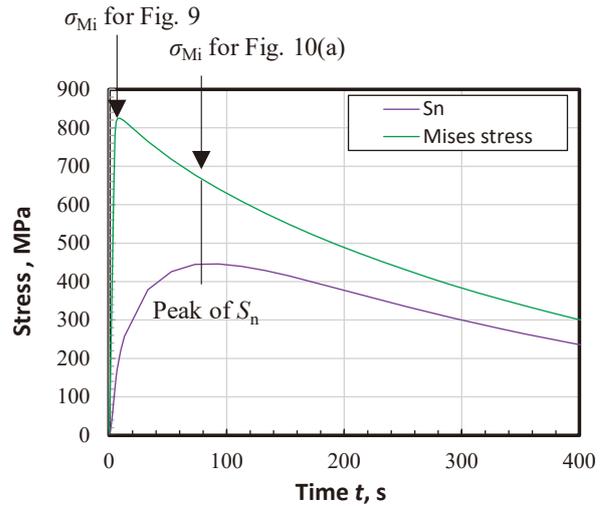
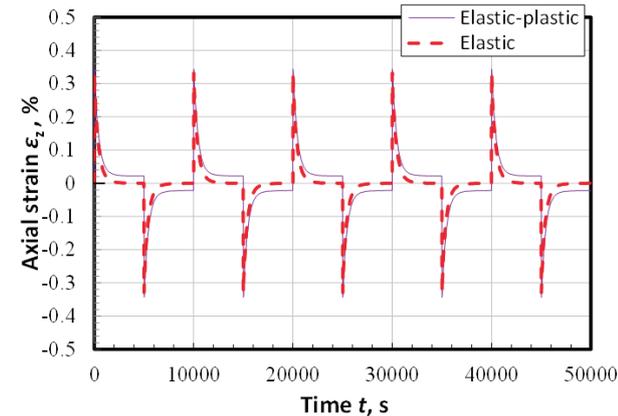


Fig. 11 Time series change of von Mises equivalent stress and  $S_n$  at the surface ( $\Delta T = 240 \text{ K}, P_m = 0$ ).

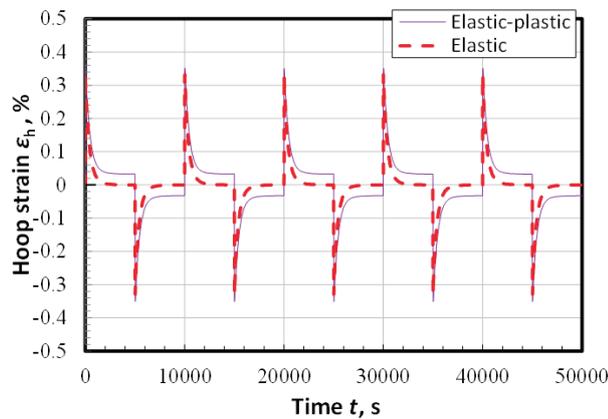
も 519 MPa に増加した。塑性ひずみは  $\sigma_{Mi} = S_y$  となった時点で発生する。そして、内圧を付与することで  $S_n$  と  $\sigma_{Mi}$  の差が小さくなった。そのため、  $K_e$  が立ち上がる  $S_n$  は内圧を付与した方が、付与しない場合よりも大きくなった。

図 9 では、  $P_m = 0$  の熱応力のみの場合、  $\sigma_{Mi}$  は  $S_n$  のほぼ 2 倍となったが、図 10 では  $\sigma_{Mi}$  は  $S_n$  の 1.7 倍であった。この差は図 11 の  $\sigma_{Mi}$  と  $S_n$  の時系列変化によって説明できる。流体温度は  $t_r$  経過後にピークに到達する。表面の局所的な応力である  $\sigma_{Mi}$  は  $t_r$  到達直後にピークを示すのに対し、断面の応力分布から曲げ荷重を算出する  $S_n$  では、ある程度時間が経過し、熱が板厚内部に浸透した後にピークを示す。図 9 の  $\sigma_{Mi}$  は図 11 における最大値を用いている。一方、図 10 では  $S_n$  が最大を示した時間での  $\sigma_{Mi}$  と比較したことから図 9 の  $\sigma_{Mi}$  より小さくなった。

疲労損傷の多くは、構造不連続部などの応力が集中する弱点部位で発生する。応力集中を考慮した表面での応力範囲はピーク応力強さ  $S_p$  で表される。そして、図 10 と同様に、応力集中部においても  $S_p$  は  $S_n$  より大きくなる。弾性解析で算出される応力集中係数は、弾塑性解析で算出されるひずみ集中係数よりも大きくなることから、  $S_p \times K_e / E$  として算出される表面のひずみ範囲は、実際のひずみ範囲を保守的に予測することになる。  $K_e$  係数自体が保守側に設定されていることを踏まえて、過度な保守性を排除するため、  $K_e$  係数を  $S_p$  ではなく  $S_n$  の関数として規定している<sup>9)</sup>。そして、図 2 に示すように、JSME 規格と N-904 は、  $S_n$  が  $S_y$  (規定では  $3S_m$ ) より小さい場合は  $K_e = 1$  としている。しかし、熱荷重では、応力集中のない場合でも、表面近傍での応力/ひずみ勾配が大きくなり、表面でのひず



(a) Axial strain



(b) Hoop strain

Fig. 12 Change in strains obtained by elastic and elastic-plastic analyses obtained for cyclic loading pattern ( $\Delta T = 240$  K,  $P_m = 0$ ,  $t_c = 10,000$  s).

み範囲は  $S_p \times K_e / E$  に相当する。そのため、図 6 に示したように、 $S_n$  が  $0.5S_y$  になった時点で  $K_e$  が 1 より大きくなった。したがって、熱荷重を対象にする場合は、図 8 に示すように、 $K_e$  係数を  $S_n$  ではなく、ピーク応力（本稿で定義する  $\sigma_{Mi}$ ）に対して規定することが望ましい。ここで、 $S_n$  の定義として、解析中の  $S_n$  のピーク値をとる場合と、 $\sigma_{Mi}$  が最大となった時間の  $S_n$  とする場合の 2 通りが考えられることにも留意する必要がある。本稿では前者の定義を用いている。

本稿の以後の解析では、ミーゼス相当応力による構造物表面のピーク応力を用いて議論を進めることとする。ちなみに、 $P_m = 0$  時に対しては、 $\sigma_{Mi} = 1.96S_n$  で近似できた。

### (3) 時系列変化

繰り返し負荷パターンを付与した場合の弾性解析および弾塑性解析によるひずみの時間変化を図 12 に示す。こ

で、繰り返しの周期  $t_c$  は温度変動が十分収束するように、十分長い  $t_c = 10,000$  s を適用した。内圧は付与せず、 $\Delta T$  は 240 K とした。この条件で得られる  $\sigma_{Mi}/S_y$  と  $K_e$  の最大値はそれぞれ 4.82 と 1.41 であった。軸ひずみ、周ひずみとも時間に対する変化は同等で、繰り返しもともなうピーク値の変化は見られなかった。流体温度が  $T_0$  から  $T_0 - \Delta T$  に低下を開始すると同時にひずみの増加が始まる。そして  $T_0 - \Delta T$  に到達後、弾性ではおおよそ 4 秒で、弾塑性の場合は 8 秒後にひずみは最大値を示した。その後、流体温度が  $T_0 - \Delta T$  で保持されている間にひずみは徐々に減少し、定常状態に落ち着いた。弾性解析では最終的にひずみは零に収束したが、弾塑性解析では引張のひずみが残留した。そして、温度が  $T_0 - \Delta T$  から  $T_0$  に増加する際には、ひずみが圧縮側に増加し、ピークを示した。 $T_0$  で保持される間に圧縮ひずみは小さくなったが、弾塑性解析では圧縮のひずみが残留した。弾塑性解析において定常時に引張または圧縮の残留ひずみが生じる要因を、図 13(a)を用いて説明する。

図 13(b)については後程説明する。図の上側が管内面に相当し、流体に接する部分となる。流体温度変動の影響を受けやすい内表面近傍の境界層（図の上部）と、内表面から離れた位置にあり、流体温度変動の影響を受けにくいバルク層（図の下部）に分けて変形状態の変化を模式的に示している。境界層においては、流体温度の変動によって比較的短時間で熱収縮が発生する。そして、等温の状態が保持されると、下側のバルク層まで流体温度が浸透し、管全体が均一な温度分布になる。境界層においては、過渡的な温度変動の際に、引張および圧縮のひずみが生じることになる。弾塑性解析では、最大ひずみ時に発生した塑性ひずみの影響により、定常状態でも塑性ひずみが残留する。

$K_v$  を算出する際の変位制御荷重の前提に従えば、 $\Delta T$  の温度変動によって生じる表面方向のひずみ変動は、弾性解析、弾塑性解析によらず  $\Delta T \times \alpha$  相当となる。そして、塑性ひずみ発生によるポアソン比の変化により板厚方向のひずみが増加し、 $K_v$  に相当する相当ひずみ変化が生じることになる。一方、解析においては、図 13 の②のタイミングにおいて発生した最大ひずみは、熱ひずみ ( $\Delta T \times \alpha$ ) よりも弾性の圧縮ひずみ（図中の  $\epsilon_{R(e)}$ ）分だけ小さくなる。弾性ひずみは応力/ヤング率に相当する。弾塑性解析の応力は  $S_y$  が最大なのに対して、弾性解析では  $\Delta T$  に依存して制限なく増加する。したがって、図 13 に示すように、バルク層の弾性変形  $\epsilon_R$  を引き起こす力は弾性解析の方が大きくなる。表面で観察されるひずみは  $\Delta T \times \alpha - \epsilon_R$  に相当するため、弾塑性解析の最大ひずみが、弾性解析のそれより大きくなった。圧縮のひずみが生じる時間④においては、逆に、弾性の引張ひずみにより、弾性解析のひずみ振幅が

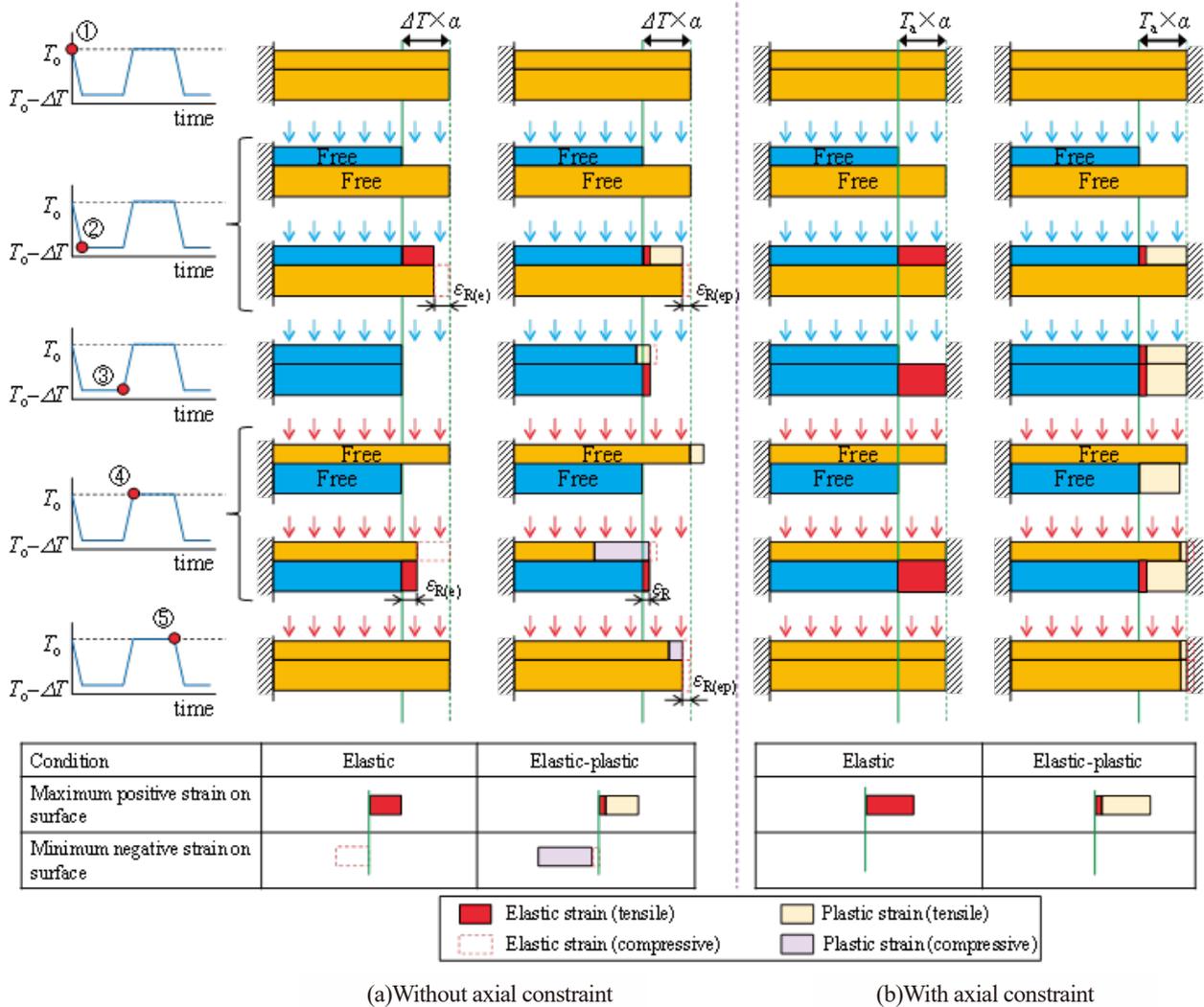


Fig. 13 A schematic drawing representing elastic and elastic-plastic behavior that occurred by thermal deformation. The elastic-plastic condition exhibited larger strain range when axial constraint is not considered, while it is completely the same with that obtained by elastic condition when the axial constraint is considered.

小さくなる。以上のように、軸方向および周方向のひずみ範囲は弾塑性解析の方が大きくなり、 $K_e$ は  $K_v$ の最大値である 1.4 よりも大きくなり得た。

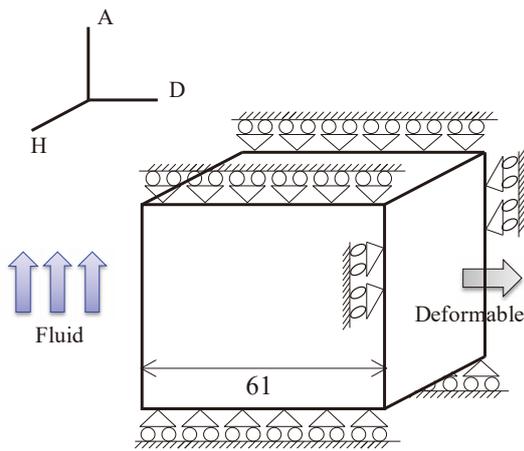
#### 4. 平板に対する2次元解析（変形拘束の $K_e$ に及ぼす影響）

##### 4.1 解析モデル

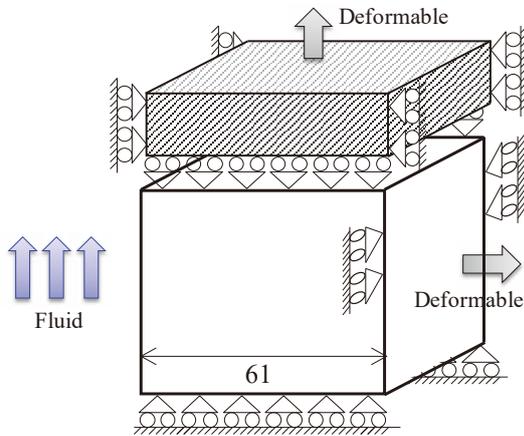
熱荷重に対する  $K_e$ の基本的な傾向を理解するため、より単純な2次元平板を用いた解析を実施した。平板の板厚は先の管と同じく 61 mm とし、有限要素メッシュも図 5 と同じものを用いた。ただし、要素は軸対象モデルではなく、平面ひずみ要素 (Abaqus における CPE4 要素) を使用

し、図 14 の境界条件を適用した。本解析では、平面ひずみ要素を用いているので、図の H 方向 (管の周方向に相当) の変形は拘束されることになる。一方、D 方向 (管の深さ方向に相当) には、直管と同様に拘束は作用しない。そして、A 方向 (管の軸方向に相当) は、自由に变形できる場合 (図 5 の条件と同じ) (図 14(b)) と、変形を拘束した場合 (図 14(a)) の 2 種類の条件を適用した。

解析では、HA 面が流体と接する面となり、先の管の解析と同じく、流体温度変動に伴う温度と応力/ひずみの変化を解析した。流体温度は  $t_c=10,000$  s、 $t_r=5$  s の繰り返しの変動パターンに従い、 $\Delta T=240$  K の温度変動が生じると仮定した。伝熱特性と強度特性は、管の解析と同じ表 1 の値を用いた。



(a) With axial constraint



(b) Without axial constraint

Fig. 14 Geometry of plate subjected to fluid

## 4.2 解析結果

### (1) 時系列変化

A 方向の変形を拘束した状態で、繰り返しの流体変動パターンを付与した場合のひずみの時間変化を図 15 に示す。A 方向と H 方向のひずみは一致した。さらに、弾性解析と弾塑性解析もひずみにも差が見られなかった。ただし、弾塑性解析においては、 $T_0 - \Delta T$  で保持している間は 0.32%、 $T_0$  で保持している間は 0.07% の塑性ひずみが発生していた。解析中の変形状態を図 13(b) に模式的に示した。A 方向 (図 13 の水平方向) の変位は固定しているために、熱によって変形した  $\Delta T \times \alpha$  に対応するひずみが発生することになる。ひずみの大きさは弾性解析、弾塑性解析とも  $\Delta T \times \alpha$  に等しくなる。弾性解析では、温度を  $T_0$  に保持する

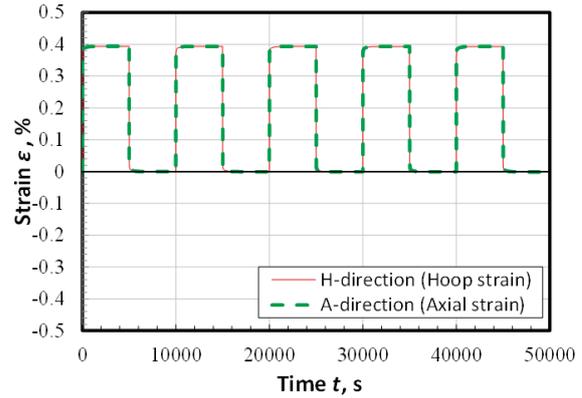


Fig. 15 Change in strains obtained by elastic-plastic analysis for plate with axial constraint ( $\Delta T = 240$  K,  $t_c = 10,000$  s). The result obtained by elastic analysis was the same as that obtained by elastic-plastic analysis.

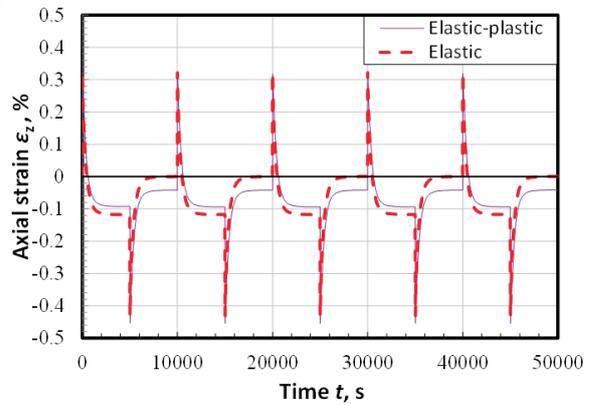


Fig. 16 Change in strains obtained by elastic and elastic-plastic analyses for plate without axial constraint ( $\Delta T = 240$  K,  $t_c = 10,000$  s). The results for the hoop direction were the same as those obtained with axial constraint.

ことによって、ひずみも応力も零となったが、弾塑性解析では、塑性ひずみが発生し、その影響により圧縮の残留応力が生じていた。発生するひずみが弾性と弾塑性で全く一致するという事は、 $K_e$  が  $K_0$  と等しいことを意味する。したがって、表面方向 (A 方向と H 方向) の変形を拘束することで、N-904 や RCC-M で仮定している変位制御荷重に相当する変形が模擬できる。つまり、表面方向のひずみは弾性と弾塑性解析で全く一致し、 $K_e$  は等価ポアソン比の変化に相当する  $K_0$  に等しくなる。

A 方向の変形を拘束しない場合の解析結果を図 16 に示す。変形を拘束している H 方向のひずみは、完全拘束した図 15 と全く一致した (図は省略する)。変形拘束がない場合、A 方向 (軸方向) のひずみは、管の解析と同様に、定常な流体温度が継続すると、ひずみが低下する傾向を示した。

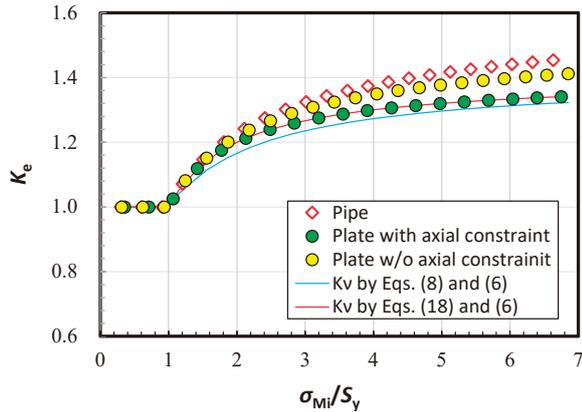


Fig. 17 Change in  $K_e$  with  $\sigma_M/\sigma_y$  obtained by the results for one-shot loading pattern.

(2) 変形拘束の $K_e$ に及ぼす影響

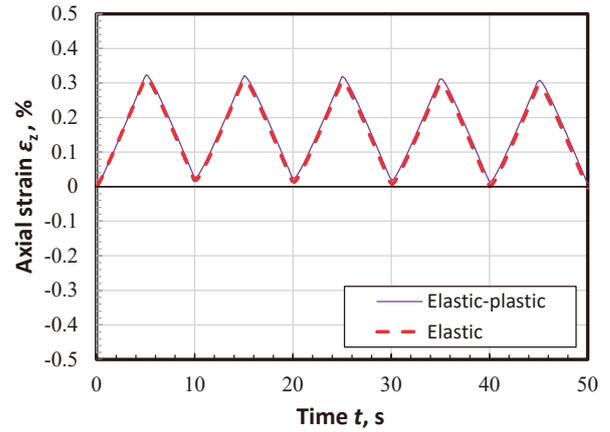
単独負荷パターンを適用して  $\Delta T$  を変化させながら  $K_e$  を算出した結果を図 17 に示す. 図には, 先の管の解析結果 (図 8 の  $P_m=0$  の結果) も示している. 管は周方向, 軸方向とも拘束がなく, 軸方向拘束なしの平板では周方向 (H 方向) にのみ拘束があると考えることができる. そして, 拘束が大きくなるほど,  $K_e$  は低下し,  $K_v$  に近づくことがわかる. 拘束を付与した場合の弾性解析と弾塑性解析のひずみ範囲が全く一致したことから, 本質的には  $K_e$  は  $K_v$  に一致する. ちなみに,  $\Delta T$  を極端に大きくした場合でも,  $K_e$  が  $K_v$  の最大値である 1.4 を超えることはなかった. 式 (6) と式 (8) で予測される  $K_e$  は, 拘束を付与した場合の  $K_e$  と概ね一致しているが, とくに応力が小さい場合には, 非保守側の予測となる場合があった.

以上のことから, 管の解析では, 周方向, 軸方向とも, 変形拘束のない状態を模擬していると考えることができる. そして, 変形拘束のない状態では, たとえ熱荷重に起因する変形であっても  $K_e$  が  $K_v$  より大きくなる可能性がある. 逆に, 管において軸方向に変形拘束を付与すると  $K_e$  は相対的に小さくなる. 軸方向の拘束は膜成分の荷重を引き起こすが, N-904 や RCC-M では, 膜成分の熱荷重は機械荷重に分類し, 変位制御荷重相当の  $K_e$  係数を適用しない規定となっている.

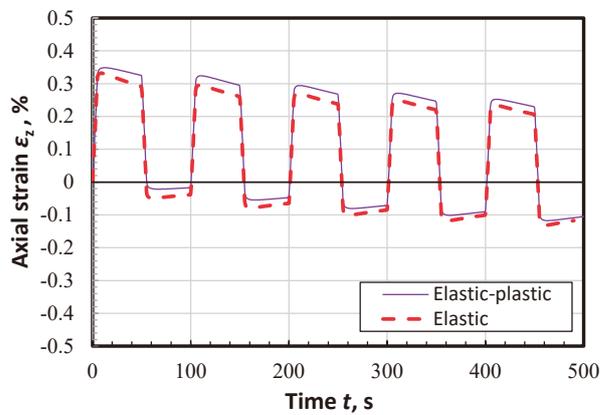
5. 短周期の繰返し温度変動を想定した解析

5.1 解析方法

管内面の流体温度変動にともない発生する熱荷重に対しては,  $K_v$  による補正が非保守側の評価となることが示さ



(a)  $t_c = 10$  s,  $t_r = 5$  s



(b)  $t_c = 100$  s,  $t_r = 5$  s

Fig. 18 Change in strains obtained by elastic and elastic-plastic analyses obtained for cyclic loading pattern ( $\Delta T = 240$  K,  $P_m = 0$ ). Relatively short period  $t_c$  caused similar transient to that obtained with axial constraint.

れた. 一方, 過去の検討では  $K_v$  を適用することの妥当性の検証はいくつかのサンプル計算で示されている<sup>(9,17,18,19)</sup>. また配管合流部での温度ゆらぎに起因する熱疲労荷重においても, 弾性と弾塑性解析によるひずみ範囲に差がないことが確認されている<sup>(20)</sup>.

本稿におけるこれまでの解析では, 単独負荷パターン, または  $t_c$  が十分長い繰返し負荷パターンを適用した. 一方, 過去のサンプル計算では比較的短い周期の繰返しの熱荷重が想定されている. また, 配管合流部での温度ゆらぎによる熱荷重では,  $t_c$  は 1 秒以下の周期で変動する<sup>(21)</sup>. そこで,  $t_c$  を相対的に短くした繰返し負荷パターンに対する解析を実施した. 図 5 の管モデルを用いて, 図 4(b) に示す繰返しの温度変動を付与する. そして, 3 章と同様の材料物性, 強度特性を用いて解析を実施した. 内圧は付与しなかった.

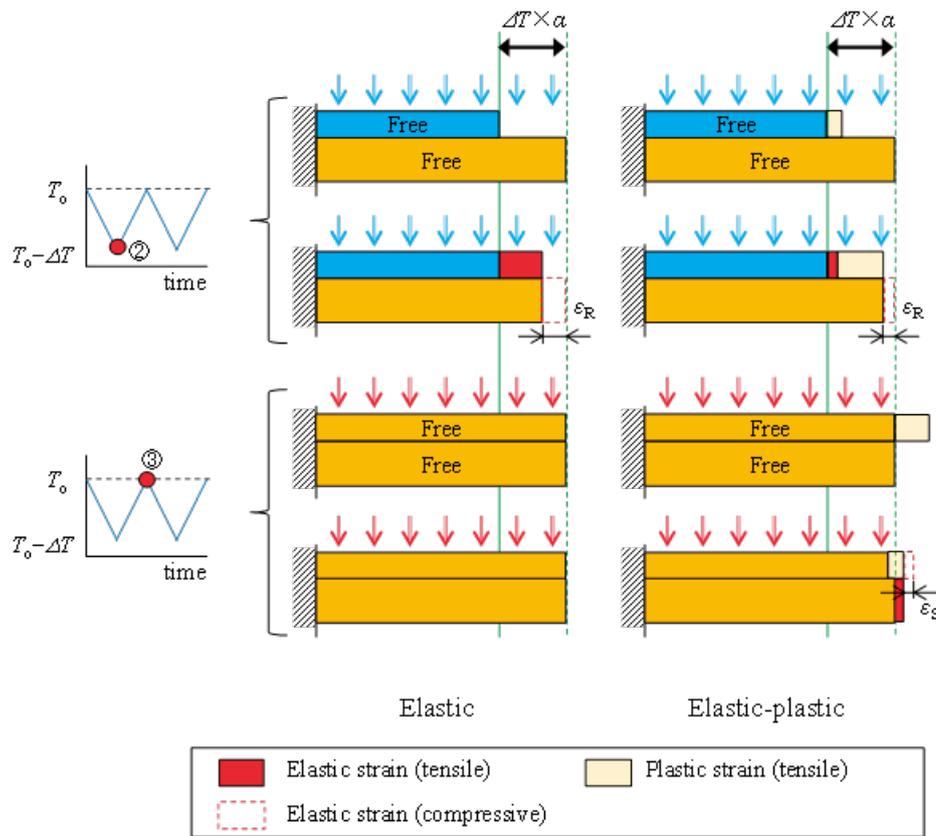


Fig. 19 A schematic drawing representing elastic follow-up behavior that occurred by deformation (without axial constraint,  $t_c = 10$  s). Relatively fast triangle cyclic temperature fluctuations caused relatively small elastic-plastic strain ranges.

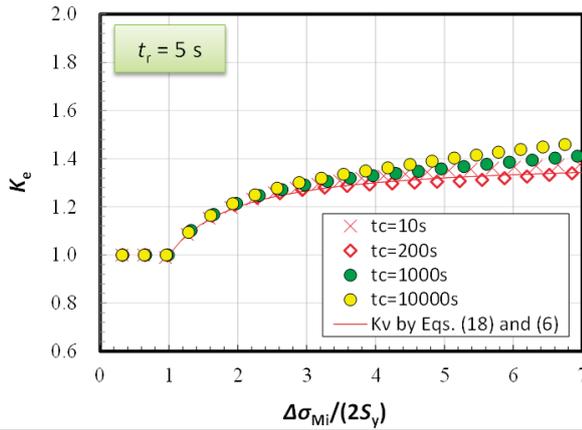
## 5.2 解析結果

### (1) ひずみの時系列変化

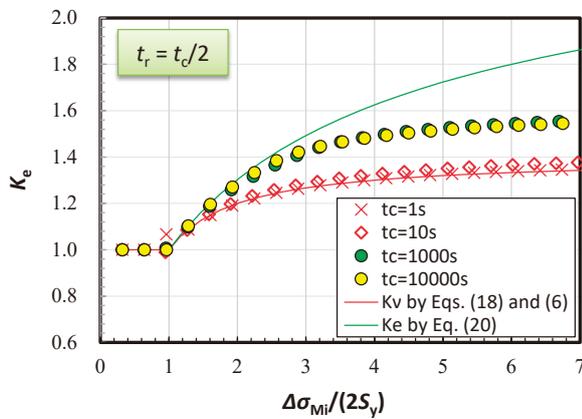
周期  $t_c$  を 10 s または 100 s とした場合の軸方向ひずみの時系列変化を図 18 に示す。周方向のひずみの変化は軸方向とほぼ同じであったので図は省略する。周期の長い図 12 の結果と比較すると、サイクル中のひずみの平均は引張側となった。とくに、 $t_c = 10$  s の場合のひずみは、圧縮側のひずみは見られなかった。この特徴は、図 15 に示した軸方向の変位を拘束した場合と同じであった。ただし、繰り返しとともに変動の平均値が低下している。 $t_c = 10$  s の場合もわずかであるが、繰り返しとともに平均値は低下し、おおよそ 150 回の繰り返しで平均値は零となった。一方、 $t_c = 100$  s ではおおよそ 20 回程度の繰り返しで平均値が零に収束した。周期の短い温度変動では、表面近傍のみ  $T_0$  と  $T_0 - \Delta T$  の範囲で変化し、その振幅の平均値は  $T_0 - 0.5\Delta T$  近傍となる。しかし、時間が経過すると表面での低い温度が浸透し、表面から離れた位置でも平均温度が  $T_0 - 0.5\Delta T$

に近づくようになる。そのため、繰り返しとともに平均値が零に収束した。

ひずみの最大値は、弾塑性解析の方が大きくなった。図では確認が困難であるが、 $t_c = 10$  s の場合も弾塑性解析の方が弾性解析よりも 1% 程度ひずみが大きかった。一方、最小のピーク時は、弾性解析の方が下側になっている。これらのひずみの変化の傾向を図 19 で説明する。管内面に接する境界層においては、温度変動により熱変形を繰り返すが、下側のバルク層の温度変化は小さい。そして、流体温度の低下した②のタイミングにおいては、変形拘束のない平板 (図 13(a)) と同様の变形が生じる。つまり、降伏強度を超える大きな応力が生じる弾性解析では、弾性ひずみによる全体の収縮量 (図中の  $\epsilon_R$ ) が大きくなる。その結果、応力が降伏強度を超えない弾塑性解析に比べて最大ひずみが小さくなる。一方、弾塑性解析では、圧縮側において圧縮の残留ひずみ (図中の  $\epsilon_S$ ) が生じる。これにより、圧縮の弾性ひずみが生じるため、弾塑性解析では圧縮側のひずみ振幅が小さくなる。ひずみ範囲としては、引張側と圧縮側のプラスとマイナス分が相殺され、弾性と弾塑性解析の差は相対的に小さくなった。ただし、 $\epsilon_R$  と  $\epsilon_S$  の大きさ



(a)  $t_r = 5\text{ s}$  (trapezoidal wave form)



(b)  $t_r = t_c/2$  (triangle wave form)

Fig. 20 Change in  $K_e$  with  $\sigma_{Mi}/S_y$  obtained by cyclic loading pattern for various temperature fluctuation conditions.

は必ずしも一致しないので、弾性と弾塑性解析でひずみ範囲が一致するとは限らない。つまり、 $K_e$  が  $K_v$  に等しくなるとは限らない。

変動周期が短い場合は、境界層はごく表層に限られる。そのため、 $\varepsilon_R$  や  $\varepsilon_S$  を引き起こす駆動力は相対的に小さくなり、 $t_c = 10\text{ s}$  においては、弾塑性解析によるひずみは弾性解析とほぼ等しくなった。

(2)  $K_e$  の変化

図 19 における時間②の最大ピーク時を時間  $j$ 、時間③の最小のピーク時を時間  $i$  として、繰返し負荷に対する  $\Delta\varepsilon_{eq}$  を式 (13) により算出した。 $K_e$  は繰返し毎に算出されるが、最初の数回はわずかではあるが  $K_e$  が変化した。そして、おおよそ 10 回の繰返しでほぼ一定になった。 $t_c =$

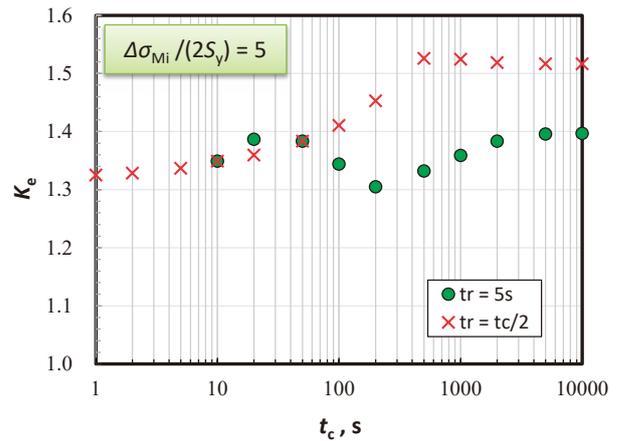


Fig. 21 Change in  $K_e$  with temperature fluctuation period  $t_c$ . The temperature fluctuation range was determined so that  $\Delta\sigma_{Mi}/(2S_y)$  to be 5.

10,000 s で計算した場合は、1 回目からほぼ収束した  $K_e$  が得られ、その値は単独負荷パターンから算出した  $K_e$  (図 8 の結果) と同じであった。 $t_c$  を十分長くすることで、温度が変動する直前の状態は管の温度が均一な状態になることから、単独負荷と同じ状態が繰り返される。単独負荷パターンを用いて算出される JSME 規格の  $K_e$  係数は、十分長い  $t_c$  を適用した場合の  $K_e$  を想定していると考えることができる。ちなみに、ひずみの平均値の変化と  $K_e$  には明確な相関は見られなかった。

種々の  $t_c$  に対して、温度変動幅を変化させながら  $K_e$  を計算した結果を図 20 に示す。繰返しに対する  $K_e$  の変化が十分飽和した 10 サイクル目の結果 ( $t_c = 10,000\text{ s}$  は 2 サイクル目の結果) を示している。温度変動時間  $t_r$  はこれまでの 5s に加え、 $t_c/2$  とした場合、つまり温度を三角波で模擬した場合の結果も示した。 $K_e$  の大きさは、 $t_c$  に依存して変化している。とくに、 $t_r = t_c/2$  とした場合は、 $t_c$  が大きくなると  $K_e$  が増加し、 $t_c = 1,000\text{ s}$  になると、 $K_e$  が 1.55 を超える場合もあった。逆に、 $t_c$  が小さくなるほど  $K_e$  は低下した。そして  $t_c = 1\text{ s}$  では  $K_v$  相当となっていた。

$\sigma_{Mi}/S_y = 5$  における  $K_e$  と  $t_c$  の関係を図 21 に示す。 $t_r = t_c/2$  の場合、 $K_e$  は  $t_c$  に対してほぼ単調増加し、 $t_c = 500\text{ s}$  以上ではおおよそ 1.52 で飽和した。一方、 $t_r = 5\text{ s}$  の場合の  $K_e$  は  $t_c = 200\text{ s}$  のときに最小になるなど、 $t_c$  に対して複雑に変化した。図 21 に示した条件 ( $\sigma_{Mi}/S_y = 5$ ) において表面の応力が最大値に到達した時点の弾性解析による応力分布を図 22 に示す。応力変動の平均値が零に収束するのに十分な繰返し数を付与した後の応力分布を示している。図 10 と同様に、応力は表面で最大となり、内部にいくほど小さくなっている。ただし、応力の勾配は解析条件に依存して変化している。図 21 において、大きな  $K_e$  となった ( $t_c, t_r =$

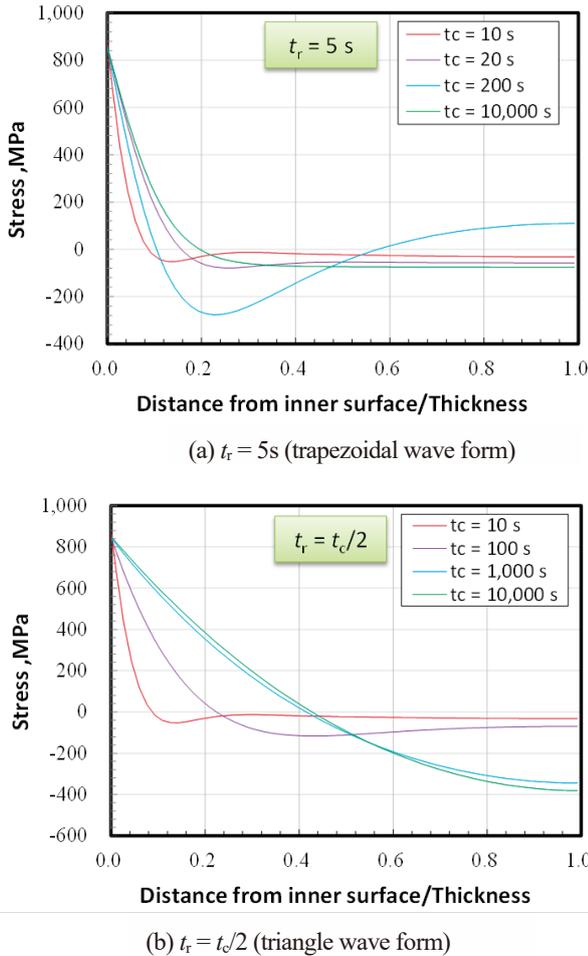


Fig. 22 Stress profile in the depth direction at the time at which the equivalent stress showed the peak at the surface. The temperature fluctuation range  $\Delta T$  was set so that the stress at the surface was almost equivalent to  $\Delta\sigma_{Mi}/(2S_y) = 5$ . The number of cycles was set to large enough to get saturated mean stress.

(10,000 s,  $t_d/2$ )や(1,000 s,  $t_d/2$ )の条件では、応力勾配は相対的に小さく、表面近傍の平均的な応力が大きくなった。一方、 $K_e$ が相対的に小さかった( $t_c, t_r$ ) = (200 s, 5 s)では、表面近傍での勾配が大きく、さらに板厚の0.2倍程度の深さで比較的大きな圧縮の応力が見られた。図19で説明したように、時間②におけるひずみ  $\epsilon_R$ 、時間③におけるひずみ  $\epsilon_S$  を引き起こす駆動力は境界層の変形で、境界層が厚くなるほどその大きさは増加する。逆に、表面近傍の応力勾配が大きく、平均的な応力が小さいほど境界層が薄くなる。そのため、応力勾配が大きくなる条件ほど、弾塑性解析によるひずみが弾性解析の結果に近くなり、 $K_e$ が小さくなった。つまり、 $K_e$ は $K_v$ に一致するようになる。図21からは、 $t_c$ がおおよそ10秒程度以下の $K_e$ は $K_v$ にほぼ一致した。

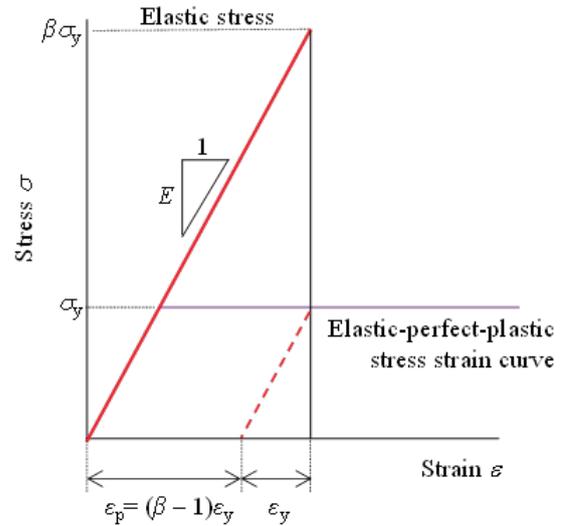


Fig. 23 A schematic drawing explaining how to determine the elastic and plastic strains from an elastic-perfect-plastic stress-strain curve.

## 6. 考察

### 6.1 $K_v$ の予測式

$t_c$ が十分小さい繰り返しの熱荷重に対しては、 $K_e$ 係数として最大1.4となる $K_v$ が適用できることがわかった。しかし、図17に示すように、Sec. VIIIやEN規格等で用いられている式(8)による $K_v$ は実際の $K_e$ を非保守側に予測する可能性がある。そこで、弾完全塑性モデルを想定した場合の $\sigma_{Mi}/S_y$ と $K_v$ の関係を以下のとおり算出した。

図23に示すように、表面において降伏強度 $\sigma_y$ の $\beta$ 倍の弾性応力が作用している状態を想定する。この $\beta$ は、これまで指標としてきた $\sigma_{Mi}/\sigma_y$ に相当する。完全拘束状態において発生する表面方向の弾塑性のひずみは、弾性ひずみ $\epsilon_y$ と弾塑性ひずみ $\epsilon_p$ の和となり、 $\epsilon_p = (\beta - 1)\epsilon_y$ と表すことができる。そして、深さ方向のひずみ $\epsilon_D$ は、次式で与えられる

$$\epsilon_D = \frac{-2\nu_e}{1-\nu_e}\epsilon_y + \frac{-2\nu_p}{1-\nu_p}(\beta-1)\epsilon_y \quad (16)$$

式(4)から弾塑性状態の相当ひずみ $\Delta\epsilon_{eq(ep)}$ は次式で表すことができる。

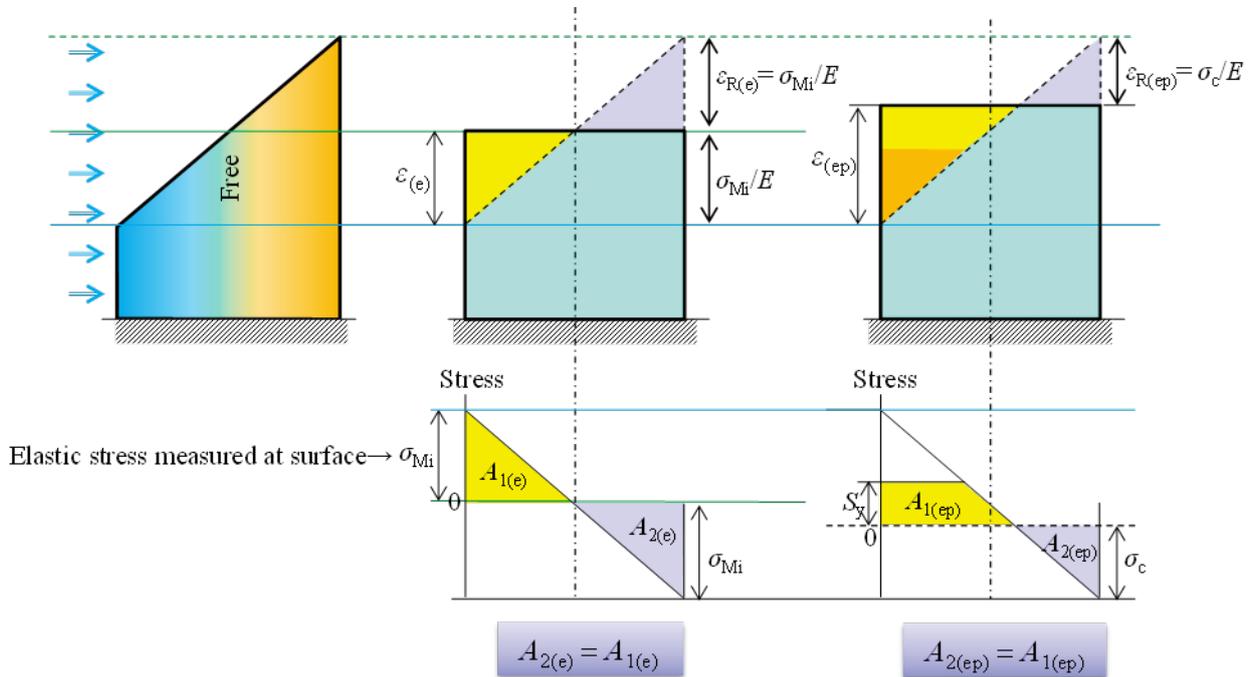


Fig. 24 A schematic drawing showing strain caused by thermal transient, which corresponds to step ② in Fig. 13(a). The thermal expansion near the surface brings about compressive elastic deformation  $\epsilon_{R(e)}$  and  $\epsilon_{R(ep)}$ . Larger driving force for elastic deformation is obtained by elastic analysis than that by elastic-plastic analysis.

$$\Delta\epsilon_{eq(e)} = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\nu^*)} \sqrt{2(\beta\epsilon_y - \epsilon_D)^2} = \frac{\beta\epsilon_y}{1-\nu^*} \quad (17)$$

上式を等価ポアソン比  $\nu^*$  に対して整理することで次式を得た。

$$\nu^* = \frac{0.7\beta - 0.4}{1.4\beta - 0.4} = \frac{0.7\left(\frac{\sigma_{Mi}}{\sigma_y}\right) - 0.4}{1.4\left(\frac{\sigma_{Mi}}{\sigma_y}\right) - 0.4} \quad (18)$$

式 (18) による  $\nu^*$  を用いて式 (6) により予測した  $K_v$  を図 17 に示す。予測された  $K_v$  は軸方向の変位を拘束した平板の  $K_e$  と一致した。そして、図 20(b) に示すように、 $(t_c, t_r) = (1 \text{ s}, t/2)$  の  $K_e$  を精度よく予測している。つまり、速い周期で変動する熱荷重の  $K_e$  は式 (18) により予測できる。

図 23 では弾完全塑性モデルを仮定しているが、現実的な応力・ひずみ曲線に対しては、式 (18) による  $\nu^*$  の予測は保守的な  $K_v$  をもたらす。

## 6.2 $K_e(\text{therm})$ の最大値

拘束がない管を対象に  $K_e$  を算出すると熱荷重下においても 1.4 を上回る場合があった。  $K_e$  の大きさは、深さ方向の応力分布に依存するが、応力の分布形状と大きさは付与する解析条件によって複雑に変化する<sup>(22,23)</sup>。したがって、本稿の解析条件以外の条件では、さらに大きな  $K_e$  が算出される可能性も否定できない。保守的な評価のためには  $K_e$  の上限を把握しておくことが望ましい。

拘束がない場合の  $K_e$  が  $K_v$  よりも大きくなる原因は図 13(a) で説明した。そして、図 22 において、応力勾配が小さくなるほど  $K_e$  が大きくなることを示した。とくに、  $K_e$  が大きくなった  $(t_c, t_r) = (10,000 \text{ s}, t/2)$  や  $(1,000 \text{ s}, t/2)$  の条件での応力勾配は、表面から板厚の半分程度までは線形の温度分布となった。朝田ら<sup>(6)</sup> の検討でも、板厚方向に線形の応力 (温度) 分布の場合に  $K_e$  が最大になることが示されている。そこで、板厚方向の線形

の応力分布となった場合の  $K_e$  の算出を試みる。図 13(a)の時間②における状態を図 24 に示す。線形の温度分布により表面では表面から深さ方向に線形の変位が生じるが、配管形状を保つため図の上面はフラットになる。その際、変形拘束により引張および圧縮のひずみが生じることになる。図 13(a)で説明したように、軸方向に拘束のない場合は、圧縮ひずみ  $\varepsilon_{R(e)}$  と  $\varepsilon_{R(ep)}$  の大きさが異なるため、熱荷重下の  $K_e$  は  $K_v$  の最大値である 1.4 よりも大きくなった。図 24 において、弾性計算で発生する表面の応力を  $\sigma_{Mi}$  とすると、 $\varepsilon_{R(e)}$  は  $\sigma_{Mi}/E$  となる。一方、弾塑性状態において  $\sigma_{Mi}$  が  $S_y$  を上回ると引張側の降伏した部分の応力は  $S_y$  で頭打ちとなる。そして、軸方向（図の上下方向）の応力のバランスから図 24 に示した面積  $A_{1(ep)}$  と  $A_{2(ep)}$  は等しくなるため、応力が零となる中立点が移動する。その結果、弾塑性状態の圧縮応力  $\sigma_c$  は  $\sigma_{Mi}$  より小さくなり  $\varepsilon_{R(ep)}$  が  $\varepsilon_{R(e)}$  よりも小さくなる（ $\varepsilon_{ep}$  が  $\varepsilon_e$  よりも大きくなる）。実際には、 $\sigma_c$  が  $S_y$  を超える場合も想定される。しかし、平均応力が存在する場合など、圧縮側が降伏しない場合もある。 $K_e$  の算出においては塑性ひずみを想定しない方が（ $\varepsilon_{R(ep)}$  を小さいく想定した方が）保守側なので、ここでは圧縮側は弾性状態を維持すると考える。

図 24 の関係より、 $\sigma_c$  は次式で求まる。

$$\sigma_c = -S_y + 2\sqrt{\sigma_{Mi}S_y} \quad (19)$$

したがって、 $K_e$  は次式で表すことができる。

$$\begin{aligned} K_e &= \frac{\varepsilon_{(ep)}}{\varepsilon_{(e)}} K_v \\ &= \frac{2\sigma_{Mi} - \sigma_c}{\sigma_{Mi}} K_v \\ &= \left( 2 + \frac{S_y}{\sigma_{Mi}} - 2\sqrt{\frac{S_y}{\sigma_{Mi}}} \right) K_v \end{aligned} \quad (20)$$

図 20(b)には式 (20) を重ねて示した。 $K_v$  の算出には式 (18) と式 (6) を用いた。式 (20) が解析結果を保守的に予測していることが確認できる。式 (20) による  $K_e$  は  $\sigma_{Mi}$  とともに大きくなっているが、その最大値は 2.8 (=2×1.4) を超えることはない。また、軽水炉の場合  $\Delta T$  は高々 300 K 程度であるとすると、式 (2) から算出される  $\Delta\sigma_{Mi}$  は 1223 MPa となる。ステンレス鋼を想定した  $\Delta\sigma_{Mi}/(2S_y)$  は 3.58 であるので、式 (20) から  $\Delta T = 300$  K に対する  $K_e$  はおよそ 1.574 となる。つまり、実評価において  $K_e$  は 1.6 を超えることはない想定される。式 (10) により熱荷重と機械荷重を分離すること

で、熱荷重に対しては合理化した  $K_e$  係数を策定できる可能性がある。

### 6.3 熱荷重に対する $K_e$ 係数のあり方について

これまでの検討結果を踏まえると、熱荷重に対する  $K_e$  係数を議論するにあたり留意すべき事項として、以下の点が挙げられる。

- 変位制御荷重の想定は、管に置き換えると軸方向の変位も拘束した状態に相当する。そして、軸方向の拘束がない管の  $K_e$  は  $K_v = 1.4$  より大きくなる可能性がある。ただし、軽水炉のステンレス鋼を対象とした  $K_e$  は 1.6 を超えないと想定される。
- 流体温度が短周期（周期 10 秒以下）で変動する熱荷重に対する  $K_e$  は、軸方向の拘束がない場合でも  $K_v$  に近くなる。そして、その値は、式 (18) と式 (6) により精度よく予測できる。
- JSME の  $K_e$  係数の算出方法は、周期が十分大きな場合の熱荷重に相当する。
- 熱荷重では、表面近傍の温度勾配によって  $S_p$  ( $\sigma_{Mi}$ ) と  $S_n$  に大きな差異が生じる場合がある。そして、これらの値が最大ピークを示す時間も同じでない。

これらの点を踏まえると、熱荷重に対する JSME 規格の  $K_e$  係数の現状と今後の検討の方向性として、以下のとおり考えることができる。

周期の短い場合に対しては  $K_v$  が適用できることが示された。しかし、機器設計で想定される疲労荷重は、プラントの起動停止など周期の長い熱荷重であることから、例えば熱荷重を想定する場合でも、 $K_v$  を用いることは非保守側の評価になる可能性がある。したがって、N-904 や RCC-M など他の規格にならい  $K_v$  を導入することは必ずしも妥当ではない。ただし、熱荷重と機械荷重を分離することで、熱荷重に対しては合理化した  $K_e$  係数を策定できる可能性がある。その際は、熱荷重に対する  $K_e$  の最大が 1.6 を超えないことや、有限要素解析における表面近傍のひずみの算出精度を向上させる（ $L_s$  を小さくする）ことに留意することで合理的な  $K_e$  係数を策定できる。また、熱荷重に対する  $K_e$  係数は  $S_n$  の関数ではなく、 $S_p$  ( $\sigma_{Mi}$ ) の関数として規定することが望ましく、式 (20) もその候補となり得る。一方、温度ゆらぎに起因する高サイクル熱疲労など変動周期が短い熱荷重に対しては、 $K_v$  を用いることができる。そ

の場合、等価ポアソン比  $\nu^*$  の算出には式 (8) ではなく、式 (18) を用いた方がよい。

さらに、これまで N-904 や RCC-M において議論されてきた以下の点については留意する必要がある。

- ・ ミーゼス相当ひずみは式 (4) で定義され、熱荷重下ではトレスカとミーゼスの相当ひずみは一致する。したがって、式 (9) による  $K_v$  の算出は正しくない。
- ・ 熱荷重に対する  $K_v$  の変化は式 (18) によって精度よく予測できる。一方、Sec. VIII や EN 規格などにおいて用いられてきた式 (8) は非保守側の予測となる可能性がある。
- ・ 熱荷重による膜荷重成分は、図 14 の軸方向 (A 方向) の変形拘束や、平板の平面ひずみ拘束によって発生する。そして、拘束によって生じる荷重は完全な変位制御となり、 $K_v$  による弾塑性補正が有効となる。N-904 と RCC-M では、熱荷重による膜成分を機械荷重と見なしているが、膜成分にこそ  $K_v$  を適用することが理にかなっている。

## 7. 結言

本稿では、単純な直管や平板の解析や考察を通し、変位制御荷重相当の  $K_e$  係数 ( $K_v$ ) の JSME 規格への導入の可否を議論するための考察をまとめた。まず、 $K_v$  の基本的な考え方を示すとともに、各規格の熱荷重に対する  $K_e$  係数を比較した。そして、有限要素解析で  $K_e$  係数を算出するとともに、 $K_v$  との差異や、その差異の生じる要因について調べた。とくに、変形拘束や温度変動周期の  $K_e$  係数に及ぼす影響について考察した。その結果、他の規格で適用されている変位制御荷重相当の  $K_e$  係数をそのまま導入することは、非保守側の評価をもたらす可能性を指摘した。そして、熱荷重に対する JSME 規格の  $K_e$  係数のあり方について考察をまとめた。

## 引用文献

- (1) ASME, Criteria of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Design by Analysis in Sections III and VIII, Division 2 (1969).
- (2) Jaske, C. E. and O'Donnell, W. J., Fatigue design criteria for pressure vessel alloys, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.99 (1977), pp.584-592.
- (3) Chopra, O. and Stevens, G. L., Effect of LWR coolant environments on the fatigue life of reactor materials, NUREG/CR-6909 Rev. 1, NRC, USA (2017).
- (4) Asada, S., Zhang, S., Takanashi, M. and Nomura, Y., Study on incorporation of new design fatigue curves and a new environmental fatigue correction factor for PWR environment into the JSME environmental fatigue evaluation method, Proceedings of the ASME 2020 Pressure Vessels and Piping Conference (PVP2020) (2020), Paper No. PVP2020-21078.
- (5) 日本機械学会, 発電用原子力設備規格設計・建設規格, JSME S NC1-2020 (2020).
- (6) 朝田誠治, 中村隆夫, 機械学会設計・建設規格における簡易弾塑性解析手法, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.75, No.749 (2009), pp.110-117.
- (7) ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Section III Rules for Construction of Nuclear Facility Components (2019).
- (8) ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Section III, Code Case N-904, Alternative Simplified Elastic-Plastic Analysis in Section III, 2019 Edition, Supplement 6 (2019).
- (9) Ranganath, S. and Palm, N. A., Alternative approaches for ASME code simplified elastic-plastic analysis, Proceedings of the ASME 2017 Pressure Vessels and Piping Conference (PVP2017) (2017), Paper No. PVP2017-66240.
- (10) AFCEN, Design and construction rules for mechanical components of PWR nuclear islands RCC-M (2018).
- (11) ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Rules for Construction of Pressure Vessels, Div. 2 Alternative Rules (2019).
- (12) BSI, Unfired pressure vessels part 3, BS EN 13445-3:2014+A8:2019 (2019).
- (13) 日本機械学会, 発電用原子力設備規格設計・建設規格 事例規格弾塑性有限要素解析を用いたクラス 1 容器に対する強度評価の代替規定, JSME S NC-CC-005 (2008).
- (14) 日本機械学会, 発電用原子力設備規格設計・建設規格 事例規格弾塑性解析に基づく耐震 S クラス配管の耐震設計に関する代替規定, JSME S NC-CC-008 (2019).
- (15) Grandemange, J. M., Heliot, J., Vagner, J., Morel, A. and Faïdy, C., Improvements on fatigue analysis methods for the design of nuclear components subjected to the French

RCC-M code, WRC-361 (1991), Welding Research Council.

- (16) Moulin, D. and Roche, R. L., Correction of the Poisson effect in the elastic analysis of low-cycle fatigue, *International Journal of Pressure Vessel and Piping*, Vol.19 (1985), pp.213-233.
- (17) Emslie, J., Watson, C. and Wright, K., ASME III fatigue assessment plasticity correction factors for austenitic stainless steel, *Proceedings of the ASME 2014 Pressure Vessels and Piping Conference (PVP2014)* (2014), Paper No. PVP2014-28633.
- (18) Lang, H., Rudolph, J. and Ziegler, R., Performance study of  $K_e$  factors in simplified elastic plastic fatigue analyses with emphasis on thermal cyclic loading, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol.88 (2011), pp.330-347.
- (19) Gurdal, R. and Su, S. X., A comparative study of  $K_e$  factor in design by analysis for fatigue evaluation, *Proceedings of the ASME 2008 Pressure Vessels and Piping Conference (PVP2008)* (2008), Paper No. PVP2008-61222.
- (20) Kamaya, M. and Miyoshi, K., Thermal fatigue damage assessment at mixing tees (elastic-plastic deformation effect on stress and strain fluctuations), *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 318 (2017), pp.202-212.
- (21) Kamaya, M. and Nakamura, A., Thermal stress analysis for fatigue damage evaluation at a mixing tee, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 241 (2011), 2674-2687.
- (22) 釜谷昌幸, 亀裂成長予測による低サイクル疲労の損傷評価 (繰り返し熱応力下での疲労寿命), *日本機械学会論文集 A 編*, Vol.79, No.806 (2013), pp.1530-1543.
- (23) Kamaya, M., Assessment of thermal fatigue damage caused by local fluid temperature fluctuation (part I: characteristics of constraint and stress caused by thermal striation and stratification), *Nuclear Engineering and Design*, Vol.268 (2014), pp.121-138.