

分析および評価技術の高度化に関する研究

電力供給関連開閉器用碍子の強度特性の安定化および信頼性向上に関する研究

材料環境部

円城寺隆志 川上雄士 臼井一郎

生産技術部

田中徹

(株)戸上電機製作所 技術本部

武富利勝 岩村好廣 林田文博

電力供給関連開閉器に使用されている碍子の信頼性を向上させるため、碍子の内圧破壊荷重試験を行い、その際、碍子にかかる歪みを測定した。併せて、CAE解析によって碍子内圧破壊試験をシミュレートした。碍子両端の拘束条件としてX軸Y軸を固定すると、CAE解析により得られた歪み値は実測値と良く一致し、20MPaの内圧時で外径円周方向の歪み値は330 μ であった。また、二次元平面応力状態の関係式を用いた理論計算値とCAE解析値が良く一致していることから、形状が複雑でない場合には、碍子にかかる歪みの解析は十分可能であると考えられた。

1. はじめに

電力用開閉器は自家用高圧受電設備から電力会社配電線への波及事故を防止するために設置し、事故点を迅速かつ確実に選択、遮断する機能を有している。そのため、開閉器に使用している碍子は高い信頼性と耐久性が求められており、碍子製造業者はJIS C 3801「がいし試験方法」に規定されている試験を抜き取りで行い、健全性を確認している。しかしながら、最近の電力業界を取りまく環境の厳しさ、特に無停電電力供給の流れは、電力用碍子に対する更なる信頼性の向上を求めている。

碍子は、一般に陶石、長石、粘土といった天然原料に一部アルミナを混合し、成形、焼成されて製造されている。焼成後、表面にガラス質の釉薬がコーティングされ、素材製品となる。このため碍子素材の強度にばらつきが大きく、更なる高い製品信頼性を保証するためには、碍子素材から各種加工・組み立てにかかる製造の全工程や、製品検査のあり方を含めた総合的見直しが必要である。

本研究では、碍子の強度信頼性向上方策の一つと

して、碍子設計のための基礎データ取得を目的に、碍子素材に内圧破壊荷重試験を実施し、その際に碍子に発生する歪みと破壊挙動の関係についてCAE解析を加えながら検討した。

2. 実験方法

2.1 試験片

実験に供した試験片は電力供給関連開閉器用の実物碍子（(株)戸上電機製作所製 G553b）である。この碍子の基本的物性値を表1に示す。なお、表1に示した物性値はCAE解析時の材料定数として用いた。

2.2 内圧破壊荷重試験

図1に使用した内圧破壊荷重試験機の概要を示す¹⁾。試験方法はJIS C 3801-3「がいし試験方法 - 第3部：がい管」に準じて行った。試験片の両端を、内圧力で変形しない強さの金属板でふたをし、この金属板をボルトで固定した。試験片と金属板との間はゴム製Oリングを用い水密構造としている。試験品の内部に水を満たした後、ハンドポンプにより水圧荷重を加え、碍子が破壊するまで加圧した。圧力計およ

表1 碍子の材料物性値

ヤング率 [N/mm ²]	ポアソン比 [-]	線膨張係数 [$\times 10^{-6}/K$]	熱伝導率 [W/mm \cdot K]	比熱 [J/kg \cdot K]	密度 [kg/mm ³]
68,600	0.4	6.2	1.163×10^{-3}	879	2.35×10^{-6}

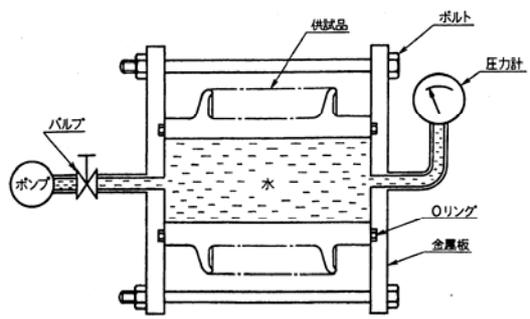


図1 内圧破壊荷重試験機の概要¹⁾

び試験片の表面に貼付した箔歪みゲージを用いて、加圧中の圧力と碍子にかかる歪みを測定した。

2.3 CAE による応力分布解析

内圧破壊荷重試験をシミュレートするため、図2に示すような解析モデルを設定し、CAEによる応力分布解析(平成10年度ものづくり試作開発支援センター事業補助物品)を行った。解析モデルは1/2軸対称モデルとし、X軸を対称軸に設定した。

3. 結果および考察

形状はX軸回りの対称条件として設定し、碍子両端の拘束をX軸方向のみで行った場合とX軸Y軸の両方向で行った場合の解析結果をそれぞれ図3、図4に示す。ここで作用させる内圧は20MPaとした。碍子両端をX軸方向に拘束した場合は外径円周方向の歪みが189 μ でありX軸Y軸方向に拘束した場合は330 μ であった。拘束条件の違いにより、解析結果の歪みが大きく異なった。これは図3では碍子全体が均一に半径方向へ変形しているのに対し、図4では碍子両端を拘束される事で碍子中央部を最大として曲線的(太鼓状)に変形していることが理由

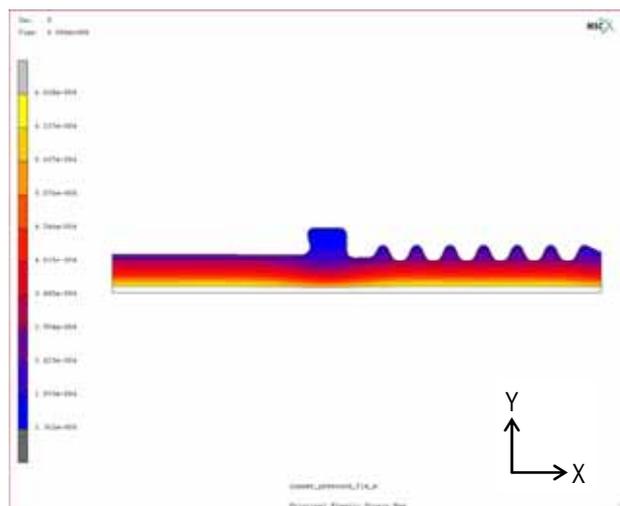


図3 内圧荷重試験のCAE解析結果
(碍子両端をX軸方向に拘束)

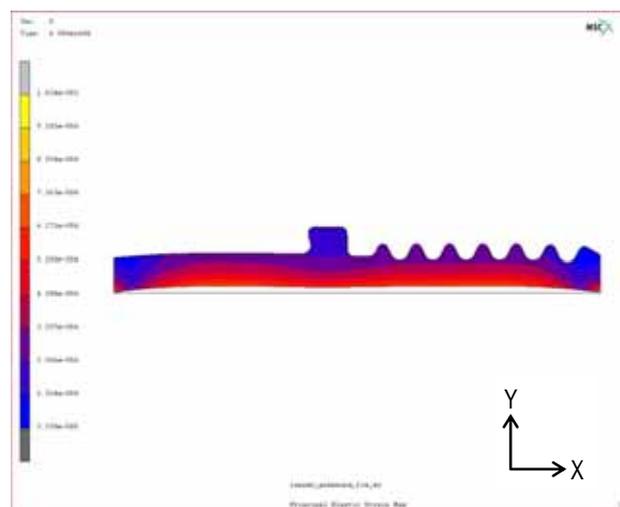


図4 内圧荷重試験のCAE解析結果
(碍子両端をX軸Y軸方向に拘束)

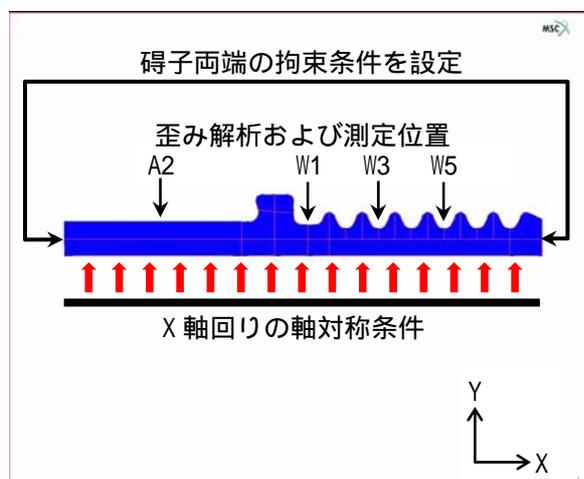


図2 CAEによる解析モデルと解析条件

である。実際の内圧破壊荷重試験機では碍子の両端にOリングを介して金属板が設置されており、碍子両端はX軸Y軸両方向に拘束される状態に近いと考えられる。従って、これ以降の検討では、内圧破壊荷重試験により測定された歪みはX軸Y軸両方が拘束された条件と比較することとする。

内圧を0~16MPaまで変化させたときの内圧破壊荷重試験での実測歪の変化とCAE解析結果を図5、6、7に示す。それぞれの解析および測定位置は図2に示すW1、W3、W5である。結果の絶対値には差が認められるが、実験値と解析値の傾向はほぼ同じである。ここで、実験値においてW1、W3では内部圧力が0MPaの状態でも周方向の歪みが測定されている。これは

碍子を試験機に設置固定した際に碍子が圧縮されることによって、碍子両端部より中央部が歪んだためと考えられる。

なお、実測値と解析値に差が存在した理由としては、碍子表面に存在する釉薬の効果が考えられる。碍子には釉薬が施されており、釉薬は碍子素地表面の欠陥を埋める効果がある。しかしながら釉薬自体の強度は碍子素地の強度より弱い。碍子に外力が加わった場合に釉薬層自体が破壊の起点となるのを防止するため、釉薬の熱膨張率を碍子素地の熱膨張率より低値に選び、碍子の焼成冷却過程における素地と釉薬の収縮差を利用して釉薬中に予め圧縮の残留応力を内在させていることが知られている。CAE解析では釉薬層の厚さが極めて薄いため、この釉薬層は無視して解析したが、実験では釉薬の施された碍子を用いているために、実験値と解析値の誤差が生じたと考えられる。

内圧 P_1 をうける厚肉円筒の応力は次式で表すことができる。

$$\sigma_r = \frac{R_1^2 P_1}{(R_2^2 - R_1^2)} \left(1 - \frac{R_2^2}{r^2} \right) \quad \Lambda \quad (1)$$

$$\sigma_\theta = \frac{R_1^2 P_1}{(R_2^2 - R_1^2)} \left(1 + \frac{R_2^2}{r^2} \right) \quad \Lambda \quad (2)$$

ここで、 σ_r は半径方向応力、 σ_θ は円周方向応力、 R_1 は碍子の内径半径、 R_2 は碍子の外径半径、 r は碍子の任意の半径位置である。

式(1)、(2)と平面応力状態の応力と歪みの関係(極座標)から ε_θ を算出すると次式で表される。

$$\varepsilon_\theta = \frac{(\sigma_\theta - \nu\sigma_r)}{E} \quad \Lambda \quad (3)$$

式(3)において E は材料の縦弾性係数、 ν はポアソン比である。これらの関係式から、内圧 P_1 を変数として算出したときの碍子外径のA2部($r=R_2$)における円周方向の歪み結果を図8に示す。図8においてCAEによる解析結果データが式(1)、(2)、(3)の関係式から算出した値と若干異なっているのは、解析したモデルは二次元軸対称モデルであったのに対し、これらの関係式は二次元平面応力状態の関係式

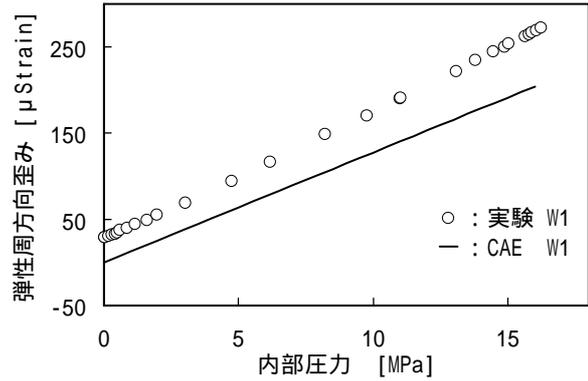


図5 W1における内圧破壊荷重試験とCAE解析

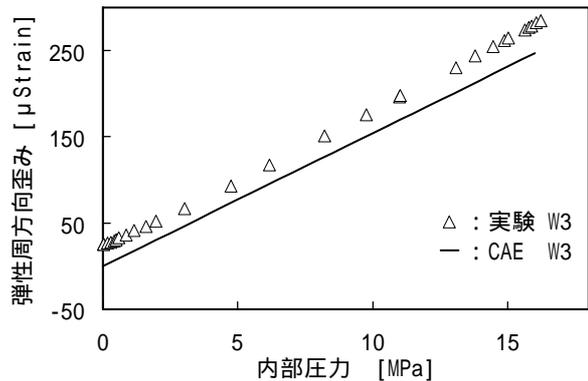


図6 W3における内圧破壊荷重試験とCAE解析

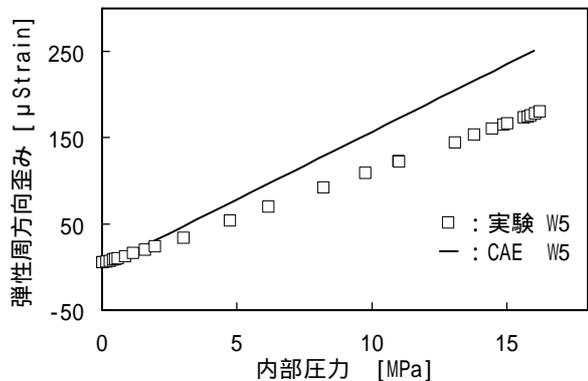


図7 W5における内圧破壊荷重試験とCAE解析

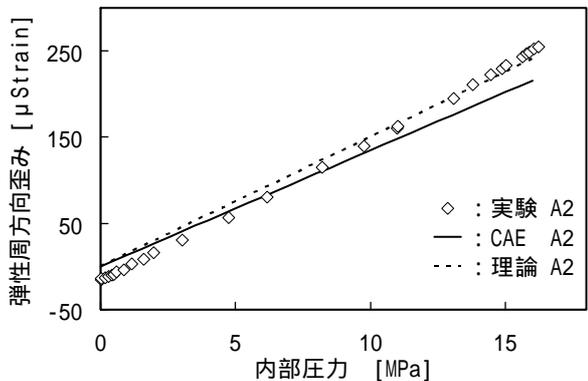


図8 A2における内圧破壊荷重試験とCAE解析および理論計算値

であったためと考えられる。両者の傾向はよく一致しており、これらの関係式は碍子に内圧が作用する場合の応力（歪み）レベルを検査するにあたって非常に有効であると考えられる。

碍子に16MPaの内圧が作用した場合、CAE解析による碍子内の円周方向歪み分布と式(1),(2),(3)から算出したA2における歪みを合わせて図9に示す。碍子の厚さが増すとともに弾性方向の歪みは減少した。また、A2はW1,3,5のような波状部での結果ではなく直管部分の結果であるために理論計算値とCAE解析値が良く一致している。形状が複雑でない場合に二次元平面応力状態の関係式から碍子歪みの値を算出することは可能であると考えられる。

4. おわりに

碍子は使用電圧に応じた絶縁性能と、使用方法に応じた機械的性能を兼ね備えなければならない。そのため、碍子は最適な設計を行って電力機器の安全を図る必要がある。今回は電力供給関連開閉器用碍子の内圧破壊荷重試験で発生する歪みの直接測定結果とCAE解析から得られる応力分布結果を比較することによって、CAE解析の有効性について検討した結果、以下のことが判明した。

(1) 碍子の内圧破壊荷重試験のCAE解析における碍子両端の拘束はX軸Y軸の両方向で行うと実測値と良く一致する。

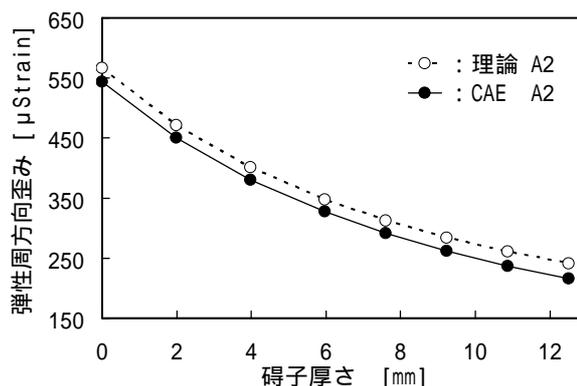


図9 16MPaの内圧が作用した場合におけるA2断面における円周方向の歪み分布

(2) 碍子の内圧荷重が20MPaにおける外径円周方向の歪み値は330μである。

(3) 碍子の内圧荷重試験において二次元軸対称モデルを利用したCAE解析結果は実測値と良い一致を見た。

(4) 二次元平面応力状態の関係式を用いて理論計算した値は、二次元軸対称モデルを利用したCAE解析値と良く一致した。

参考文献

- 1) JIS C 3801-3「がいし試験方法 - 第3部：がい管」 財団法人日本規格協会発行