（論文）

# 原子力発電所湿分分離加熱器再熱部の性能予測手法

## Numerical Analysis Method for Reheater Performance of Moisture Separator Reheater for Nuclear Power Plants

織田　剛[*1]（工博）
Dr. Tsuyoshi ODA

藤沢匡介[*2]
Kyosuke FUJISAWA

赤松博史[*3]
Hiroshi AKAMATSU

Nuclear power generation uses saturated steam of 6MPa and 275℃ level due to the restrictions imposed by the materials used in the nuclear reactor, and its efficiency, approximately 33-35%, is not high compared with fossil fuel power generation. Therefore, thermal engineers working on nuclear power generation have the important responsibility toward society of achieving the highest efficiency under the given restrictions. The use of a moisture separator reheater (MSR) is one of the measures we can take to achieve higher efficiency. Because the bottom of the MSR tube bundle making contact with the cycle steam at its lowest temperature is subcooled and inadequate drainage of the condensate inside the tubes causes cyclic flooding and temperature oscillations in some cases, it is necessary to have a minimum flow rate of excess heating steam slightly beyond the demand of/what is required for the heat transfer, and the consequent subcooling must be kept below a certain level. This report describes the numerical analysis method developed for the design of heat transfer performance and evaluation of the tube bundle integrity of MSRs.

**まえがき**＝火力発電と原子力発電は，熱の発生源がボイラか原子炉かという相違はあるが，両者共に蒸気タービンサイクルを備えている点で共通している。しかし，石炭火力発電が25MPa，600℃クラスの超臨界水を主蒸気として効率40％を超え，複合サイクル化されたLNG火力発電が排熱回収ボイラで13MPa，550℃クラスの過熱蒸気を製造して蒸気タービンサイクルで効率38％（ガスタービンと合わせた複合サイクルで50％超）程度を達成しているのに対して，原子力発電では原子炉側の材料条件から6 MPa，275℃クラスの飽和蒸気が使用されて，効率は33～35％程度になっている。したがって，原子力発電に携わる熱技術者にとって，与えられた飽和蒸気条件と復水器条件の下で最大の効率を達成することが，社会に対する使命になっている。

**図1**に原子力発電でのタービンサイクルの概要を示す。主蒸気は高圧タービンと低圧タービンを通過して，最終的に復水器圧力5 kPa程度まで断熱膨張を行うが，飽和蒸気が使用されていることから，途中で湿分の分離を行わず、さらに主蒸気の再熱も行わない場合には，低圧タービン出口での湿り度は24～30％にもなって動翼のエロージョン問題は深刻になり，タービンの機械効率も大きく悪化する。

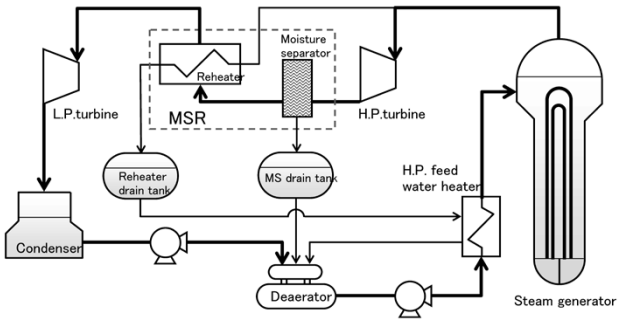


**図1**　原子力発電タービンサイクルの概要
**Fig. 1**　Schematic drawings of turbine cycle used in nuclear power generation

そこで原子力発電の効率改善では，高圧タービンと低圧タービンの間で主蒸気に含まれる12％程度の湿分を約98％の高効率で分離する湿分分離器と湿分分離後の飽和主蒸気を70～80℃の過熱蒸気へと再熱を行う再熱器を同一の圧力容器内に収めた，湿分分離加熱器（Moisture Separator Reheater，略称MSR）が非常に重要な機器になっている。湿分分離を行うことで低圧タービン出口での湿り度は12～18％に改善し，さらに再熱を行うことで10～12％にまで改善される。

再熱を行うための熱源には，原子力発電では高圧タービンをバイパスした蒸気発生器出口からのバイパス蒸気および高圧タービンからの抽出蒸気が利用される（以下，再熱器を含む熱交換器での高温側蒸気を加熱蒸気という）。再熱器を出た加熱蒸気は高圧給水加熱器でも加熱蒸気として再生サイクルに活用される。しかし，再熱サイクルと再生サイクルの両方を活用しているが，**図2**の*T-s*線図（温度－エントロピー線図）に示すように，再熱後の主蒸気（以下，再熱器での低温側蒸気を主蒸気ではなくサイクル蒸気という）温度は蒸気発生器の飽和温度を上回ることは決してないので，再熱サイクルでの熱

[*1] 鉄鋼事業部門　技術開発センター　プロセス技術開発部　[*2] エンジニアリング事業部門　原子力・CWD本部　営業部　[*3] 機械事業部門　産業機械事業部　機器本部　機器工場

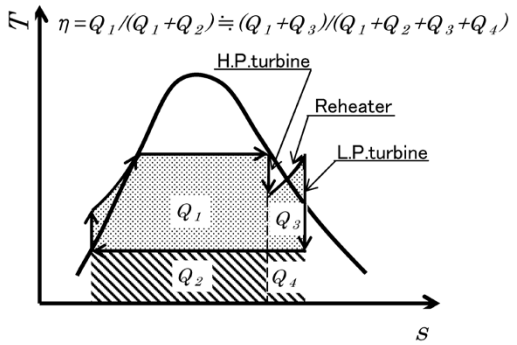


**図2** 再熱器を備えた原子力発電タービンサイクルの*T-s*線図
**Fig. 2** *T-s* diagram of turbine cycle used in nuclear power generation equipped with reheatrer

効率は向上しない。加熱蒸気は熱媒として機能するだけで，タービンで仕事をしていないので，再生サイクルでの熱効率も向上しない。それでも湿分分離加熱器が非常に重要になっているのは，前述のエロージョン問題への解決策を提供できることに加えて，タービン内部の湿分が減少することでタービンの機械効率が向上するからであり，例えばサイクルの全体効率が33％から35％へ改善するように，一般的に２％程度の効率改善が見込まれる。

当社機械事業部門は，Thermal Engineering International Inc.（以下，TEi社という）が設計する湿分分離加熱器の製造・販売を行っており，2005年に四国電力株式会社伊方発電所１号機と２号機に湿分分離加熱器を納入した。2006年から2008年にかけて，高サイクルの流体加振力が加わって溶接部割れの不具合が４件発生し，都度の対策を実施して2008年以降の不具合は発生しなくなったが，長期的な健全性に万全を図る観点から2010年と2011年にそれぞれ２号機と１号機の湿分分離加熱器について全ての取り替えを行った。２号機は2010年から東日本大震災後の2011年定期点検まで運転を行って，溶接部割れなどの問題もなく運転を終了した。本稿で報告する湿分分離加熱器の性能予測技術は，2010年の湿分分離加熱器取り替えに向けて発電出力の向上と伝熱管群であるチューブバンドルの健全性確認を目指して，当社技術開発本部機械研究所が開発した。

湿分分離加熱器については，これまでもいくつかの技術報告がなされている。中神ら[1]は湿分分離加熱器の構造，性能，設計，材質，運転制御などについて広範囲な紹介を行っており，日本語で書かれた優れた紹介記事になっている。山口ら[2]は沸騰水型原子力発電所として初めて湿分分離加熱器を導入した浜岡４号機での設計検討と試運転実績について述べている。また，ほぼ同時期に山口ら[3]は湿分分離加熱器の伝熱性能と熱流動解析を実施している。澤田ら[4]はTEi社が採用しているダブルポケット型シェブロンベーンの湿分分離性能について報告している。こうした報告の中でも，湿分分離加熱器に関して設計から試運転方法まで，そして問題対策から性能改善法に関する議論まで多くの情報を網羅している点で，EPRI（米国電力中央研究所）が発行した文献[5]は圧倒的な情報量を持っている。

本稿では，湿分分離加熱器のチューブバンドル健全性評価と伝熱性能設計を目的として開発した数値解析技術について報告する。加熱蒸気が管内を流れるチューブバンドルはその飽和温度よりも70～80℃程度低いサイクル蒸気（管外蒸気）に触れるため，最も低温のサイクル蒸気に触れるチューブバンドル下部では管内が局所的にサブクール（過冷却）になり，管内凝縮水の排出と滞留が交互に起こる管の脈動が発生することがある。湿分分離加熱器の設計では，加熱蒸気として熱交換に必要な蒸気量よりもわずかに多い蒸気（以下，余剰蒸気という）を供給することでサブクール度を一定値以下に抑えておく必要がある。余剰蒸気を多くすればサブクール度は低下して管脈動の心配はなくなるが，蒸気サイクルの効率は低下する。したがって，チューブバンドル健全性と伝熱性能設計は表裏一体の問題になっている。

## １．湿分分離加熱器の概要

### 1.1　湿分分離加熱器の役割

**図３**に原子力発電蒸気サイクルでの高圧タービンと低圧タービンでの*h*－*s*線図（エンタルピー－エントロピー線図）を示す。サイクル蒸気は蒸気発生器出口＝高圧タービン入口の状態①からスタートして高圧タービン出口②へ至り，湿分分離器も再熱器もない場合にはそのまま低圧タービンを通過して③の状態で復水器に流入する。この時の湿り度は24～30％に及ぶ。高圧タービンと低圧タービンの間に湿分分離器を設けることで，低圧タービン入口の状態を等圧線に沿って飽和蒸気線（湿り度０％）との交点④へ移動させることができる。この結果，低圧タービン出口での状態は⑤になって，湿り度は12～18％に改善する。さらに，湿分分離後に蒸気発生器からのバイパス蒸気を加熱蒸気とした再熱器に通すことで，低圧タービン入口の状態を等圧線に沿って①を通る等温線に近い状態⑥へ移動させることができる。この結果，低圧タービン出口での状態は⑦になって，湿り度は10～12％にまで改善する。このように，低圧タービンでの湿り度を低下させることが湿分分離加熱器の役割である。

### 1.2　湿分分離加熱器の構造

**図４**に伊方発電所１号機および２号機に納めた湿分分離加熱器の概略図を示す。高圧タービンを出て低温になったサイクル蒸気は図４側面図の右側より流入して一旦は容器の底部に回った後，容器の長手方向に均一分散し，かつ図４正面図の左右に分かれて湿分分離パネルで

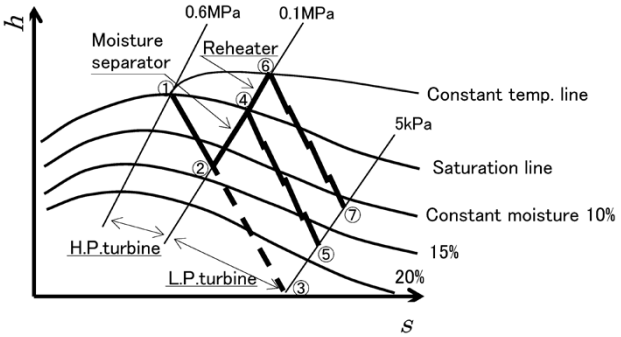


**図３**　原子力発電蒸気サイクルでの高圧タービンと低圧タービンでの*h*－*s*線図
**Fig. 3** *h*－*s* diagram for high pressure turbine and low pressure turbine used in steam cycle of nuclear power generation

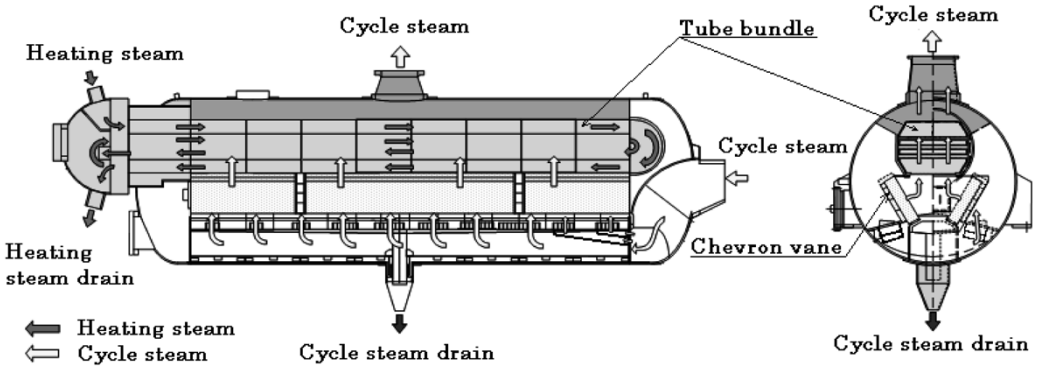


図 4 伊方発電所 1 号機および 2 号機に納めた湿分分離加熱器
**Fig. 4** Moisture Separator Reheater (MSR) installed in Ikata power station Unit No. 1 and Unit No. 2

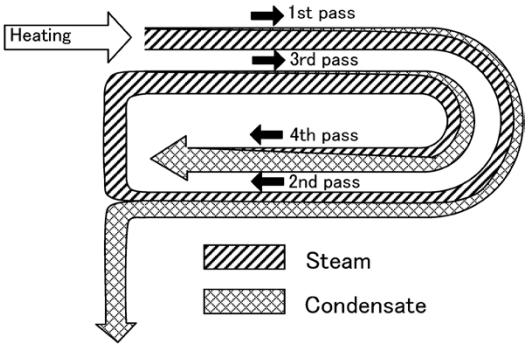


図 5 管内加熱蒸気の流れと凝縮水の排出を描いた概略図
**Fig. 5** Schematic sketch of heating steam flow and drainage of condensate in tubes

あるダブルポケット型シェブロンベーンへ流入する。ここで約98％の湿分がサイクル蒸気から取り除かれ，これらの湿分はドレン水として底部から排出される。湿分分離パネルを通過したサイクル蒸気はチューブバンドルの管外側へ流入して過熱され，上部ノズルより低圧タービンへ送り出される。

他方，図 4 側面図の左上より流入する加熱蒸気はチューブバンドルの管内側へ流入して，**図 5** に示すように上から 1 パス，3 パス，4 パス，2 パスの順に並んだ各パスを，1 パス→2 パス→3 パス→4 パスの順に流れる。2 パスから 3 パスの間では加熱蒸気のドレンが左下より排出され，比重の大きい湿分が到達しにくい高位置にある 3 パス入口へは蒸気が流入する。管内で発生したドレンは管の下り勾配と流れ方向が一致するので滑らかに排出される[6)]。そのおかげで管内の圧力損失も少ない。

ここで，再熱器の性能評価に使用される指標*TTD*（Terminal Temperature Difference）を紹介する。

$$TTD = T_{hs} - T_{CSO} \quad \cdots\cdots (1)$$

ここで，$T_{hs}$：加熱蒸気温度，$T_{CSO}$：再熱部（チューブバンドル）出口サイクル蒸気温度。*TTD*が小さいほど，その熱交換器は高い熱交換性能を持つと考えられる。

## 2. 湿分分離加熱器再熱部の性能予測手法

### 2.1 記号

本稿で使用する記号を以下に示す。

$A_{cp}$：管群セルの流れ方向と直交する断面積
$A_{tp}$：管群セルに含まれる全伝熱管の流路断面積合計
$a_{ht}$：管群セル単位体積当たりの伝熱面積
$f$：抵抗係数
$h$：蒸気エンタルピー
$i$：パス番号
$k$：伝熱管の熱通過率
$L_x$：各パスの伝熱管長
$L_y$：管群セル幅
$\dot{m}$：質量流量（流れ方向により符号変化）
$p$：圧力
$T$：温度
$T' = (T - T_{csi})/(T_{hs} - T_{csi})$：無次元温度
$\vec{v} = (u, v, w)$：流速ベクトルと各方向成分
$x$：胴体長手方向座標
$y$：胴体幅方向座標
$z$：鉛直上方向座標
$\delta$：管列ピッチ
$\lambda_{eff}$：乱流を考慮した有効熱伝導率
$\rho$：蒸気密度（理想気体の状態方程式から求める）
$\hat{\tau}$：粘性応力テンソル

添え字を以下に示す。

$cs$：サイクル蒸気
$csi$：湿分分離加熱器入口でのサイクル蒸気
$cso$：湿分分離加熱器出口でのサイクル蒸気
$hs$：加熱蒸気
max：管列間隙最狭部

### 2.2 一次元モデルと三次元モデルの概要

本節では，再熱部（チューブバンドル）の性能予測を行うための計算モデルについて説明する。なお，U字伝熱管の円弧部は省略されており，管内加熱蒸気は，例えば 1 パスを流出すると状態変化なしで 2 パスに流入し，管外サイクル蒸気は実際に存在している仕切り板のため円弧部領域に流入し得ない（再熱部のバイパスはない）。

**図 6** に示す一次元モデルでは，上から 1 パス，3 パ

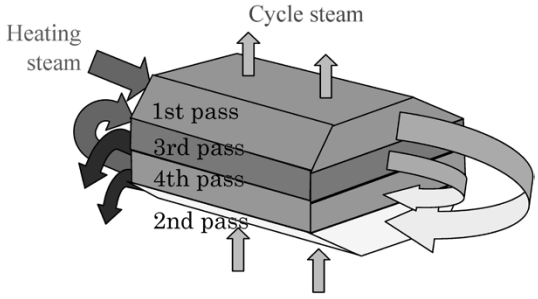


図 6 再熱部の一次元計算モデル
**Fig. 6** One dimensional calculation model of reheater

ス，４パス，２パスの各伝熱管群が納められた管群セルが合計４つあり，管群セルごとに決められた本数の伝熱管が均一に分散して存在している。伝熱管は流れ方向（胴体長手方向）に要素分割されており，流れ方向の状態変化は考慮されているが，流れ方向と直交する断面内では同一管群セルに含まれる全伝熱管内蒸気の状態は等しいと仮定されている。管外を流れるサイクル蒸気は下から上へ４つの管群セルを順に移動する。ここでの管群セルは各々が１つの容器として扱われている。以上の仮定から，管内の加熱蒸気エンタルピーは$h_{hs}(i, x)$，管外のサイクル蒸気エンタルピーは$h_{cs}(i)$と定義される。この一次元モデルでは，加熱蒸気の一次元管内エネルギー方程式とサイクル蒸気の一次元エネルギー方程式の２方程式のみが解かれる。

他方，再熱部外形形状を示す三次元モデル（**図７**）では**図８**に示すように管群セルがさらに小さな微小セルへと三次元に分割されており，このセルが加熱蒸気とサイクル蒸気の両方に共通する検査体積になっている。したがって，管内の加熱蒸気エンタルピーは$h_{hs}(x, y, z)$，管外のサイクル蒸気エンタルピーも$h_{cs}(x, y, z)$で表されて，同じ位置に定義されている。この三次元モデルでは，加熱蒸気の一次元エネルギー方程式を一次元モデルと同様に解くが，サイクル蒸気に対してはエネルギー方程式に加えて連続の式と三次元の運動量保存式を解く。

エンジニアリングの世界で市販ツールが幅広く活用されている昨今の趨（すう）勢を反映させて，開発者以外の多くの技術者が設計に活用できるように，一次元モデルはMicrosoft Excelをベースに VBAで作成されており，三次元モデルはANSYS Fluentをベースに UDF（User Defined Function）で作成されている。

### 2.3　支配方程式

#### 2.3.1　管内加熱蒸気の支配方程式

管内を流れる加熱蒸気の一次元エネルギー方程式を式（２）に示す。

$$\frac{\dot{m}_{hs}}{A_{cp}}\frac{\partial h_{hs}}{\partial x}=\frac{A_{tp}}{A_{cp}}\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda_{eff}\frac{\partial T_{hs}}{\partial x}\right)-ka_{ht}(T_{hs}-T_{cs}) \quad \cdots\cdots \quad (2)$$

#### 2.3.2　管外サイクル蒸気の支配方程式

一次元モデルで使用される管外サイクル蒸気のチューブバンドル部での圧力損失式を式（３）に，一次元エネルギー方程式を式（４）に示す。

$$\frac{dp_{cs}}{dz}=-\frac{4f}{\delta_z}\frac{1}{2}\rho_{cs}w_{\max}\left|w_{\max}\right| \quad \cdots\cdots \quad (3)$$

$$\frac{\dot{m}_{cs}}{L_y}\frac{dh_{cs}}{dz}=\int_0^{L_x}ka_{ht}(T_{hs}-T_{cs})\,dx \quad \cdots\cdots \quad (4)$$

他方，三次元モデルでは管外サイクル蒸気の連続の式（５），運動量保存式（６），エネルギー方程式（７）を解く。

$$\nabla\cdot(\rho_{cs}\vec{v}_{cs})=0 \quad \cdots\cdots \quad (5)$$

$$\nabla\cdot(\rho_{cs}\vec{v}_{cs}\vec{v}_{cs})=-\nabla p_{cs}+\nabla\cdot(\hat{\tau})+\vec{S} \quad \cdots\cdots \quad (6)$$

$$\nabla\cdot(\rho_{cs}\vec{v}_{cs}h_{cs})=\nabla\cdot(\lambda_{eff}\nabla T_{cs})+ka_{ht}(T_{hs}-T_{cs}) \quad \cdots\cdots \quad (7)$$

ここで，$\vec{S}$は外部体積力であり，各成分は式（８）で与えられる。

$$S_j=-\frac{4f}{\delta_j}\frac{1}{2}\rho_{cs}v_{\max,j}\left|v_{\max,j}\right| \quad \cdots\cdots \quad (8)$$

### 2.4　管内蒸気と管外蒸気の熱伝達率と圧力損失

管内蒸気の熱伝達率と圧力損失には水と空気の二相流を対象にしたBaker線図[7]を基にパラメータを無次元化する改良を加えた流動様式分類を用いた。

管外蒸気の熱伝達率と圧力損失にはT. J. Rabasらによる方法[8]を用いた[9]。

## ３．湿分分離加熱器の性能予測結果と計測値との比較

### 3.1　一次元モデル計算

一次元モデルによって計算した加熱蒸気のクオリティと各パスでの熱通過率をそれぞれ**図９**と**図10**に示す。一次元モデル計算の結果は各パス流れ方向に垂直な断面での平均値であるため，局所的なサブクールを調査することはできず，*TTD*の定性的な傾向が得られるのみである。この条件での*TTD*を実際の伊方発電所２号機で比較した結果を，後ほど三次元計算で予測した*TTD*と共に示す。

### 3.2　三次元計算モデル

三次元計算に先だって，**図11**に示すように１/３縮尺の相似形模型を使用してシェブロンベーン出口面での風速分布を計測した。その結果として得られた風速分布を実機条件に換算して，**図12**に示す三次元計算でのサイクル蒸気の流速条件として与えた。

**図13**に加熱蒸気のクオリティ分布を，**図14**にサイクル蒸気の無次元温度分布を示す。**図15**にはU字伝熱管出入口端面での無次元温度分布を示している。ここでは，４パスの底部においてサブクールが見られる。

実機U字伝熱管出口端での温度計測（サブクール度の計測）は余剰蒸気量の推算と調節および凝縮水脈動の関係を知る上で有効だとEPRIの文献[5]では言及されており，さらに実際の実施方法がTEi社の文献[10]で報告されている。図15に記したID番号とシンボルは，この方法

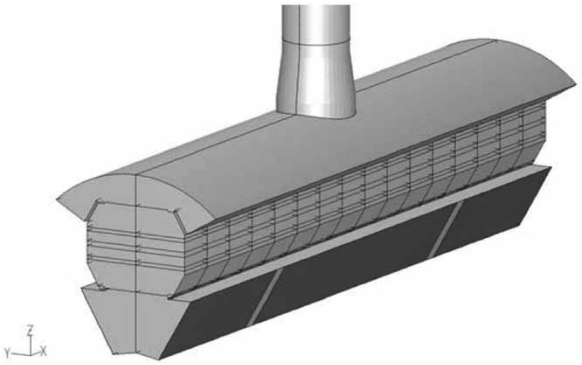

**図７**　再熱部外形形状を示す三次元計算モデル
**Fig. 7**　Three dimensional calculation model showing reheater shape

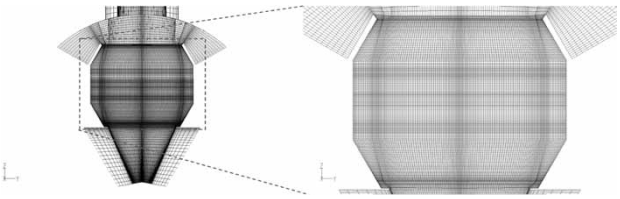

**図８**　再熱部管群セルの格子分割
**Fig. 8**　Reheater tube bank cell divided into tiny cells

に従って計測した伝熱管出口端の位置と番号である。各位置について実機で計測した無次元温度を，三次元モデル計算での無次元温度と比較した結果を**図16**に示す。ここでは，実機での想定流量を100％として三次元モデル計算での加熱蒸気とサイクル蒸気の流量条件をそれぞれ変更しながら比較している。図16を見ると，実機では２パス下部から見て計測点２列目のサブクール度が１列目（２パス最下列）よりも全般的に大きくなっているが，三次元モデル計算では下部から上部に向かってサブクール度が低下する（温度は上昇する）傾向を示している。これは，管ごとの加熱蒸気流量のばらつきを表現できていないからだと推測される。また，実機では２パス計測点３列目でサブクールが見られ，４パス計測点１列目（４パス最下列）ではサブクールが見られないが，三次元モデル計算ではどちらの列にもサブクールは見られず，さらに加熱蒸気流量を97％に低下させても，サイクル蒸気を103％に増加させても，２パス計測点３列目よりも４パス計測点１列目で先にサブクールが発生する傾

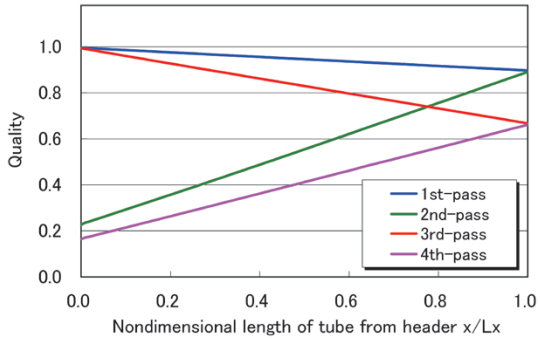


**図９**　１次元モデル計算による各パスでの蒸気クオリティ

**Fig. 9**　Quality of heating steam in each pass calculated by 1D model

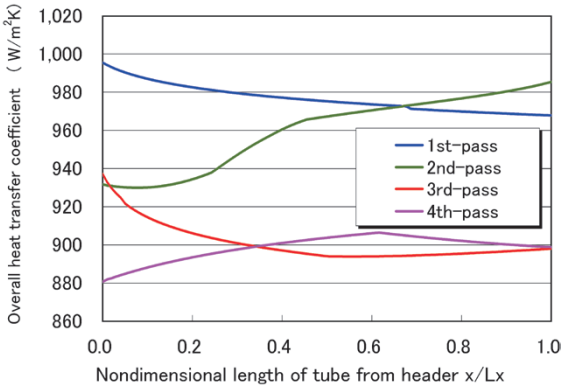


**図10**　１次元モデル計算による各パスでの熱通過率

**Fig.10**　Overall heat transfer coefficient in each pass calculated by 1D model

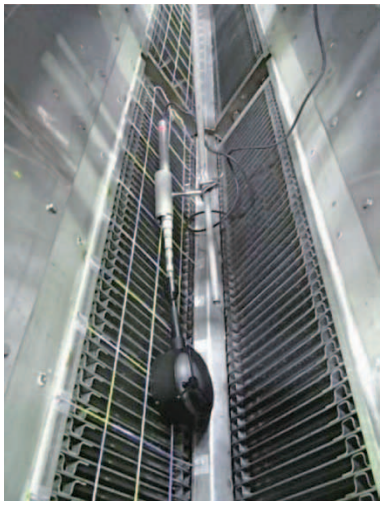

**図11**　１/３縮尺相似形模型でのシェブロンベーン出口面風速分布の計測

**Fig.11**　Mesurement of Velocity distribution over Chevron vane exit surface using １/３ scale model

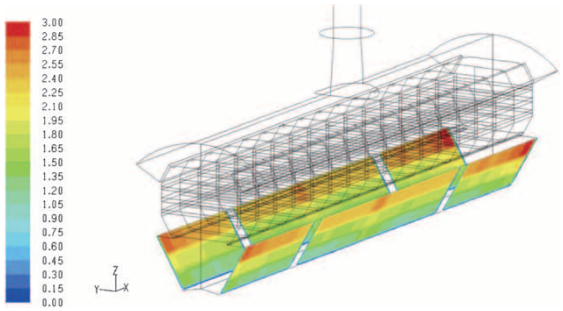

**図12**　１/３縮尺相似形模型を使用して計測したシェブロンベーン出口面での風速分布

**Fig.12**　Velocity distribution over Chevron vane exit surface measured with １/３ scale model

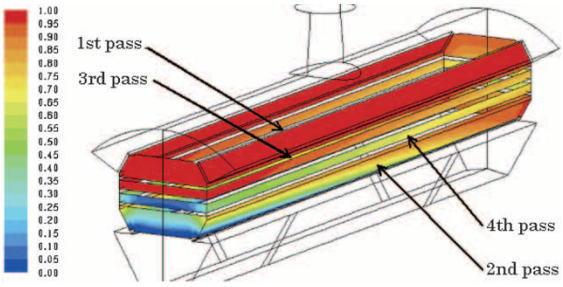


**図13**　３次元モデル計算による各パスでの蒸気クオリティ

**Fig.13**　Quality distribution in each pass calculated by ３D model

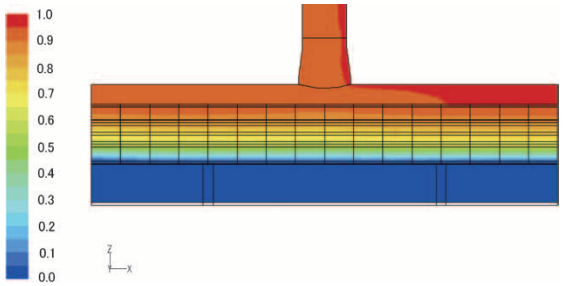

**図14**　中央断面でのサイクル蒸気無次元温度分布（左右の向きは図４と同じ）

**Fig.14**　Dimensionless temperature of cycle steam in a center cross section (right-left direction is the same in Fig. 4)

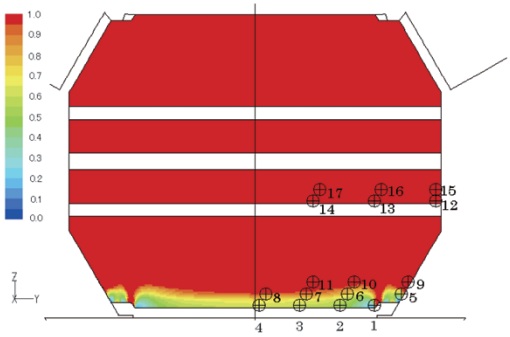

**図15**　U字伝熱管出入口端面での無次元温度分布（シンボルと数字は温度計測点）

**Fig.15**　Dimensionless temperature over cross-sectional area at inlet and exit end of U heat exchanger tubes (Simbols and numbers denote temperature measuring points)

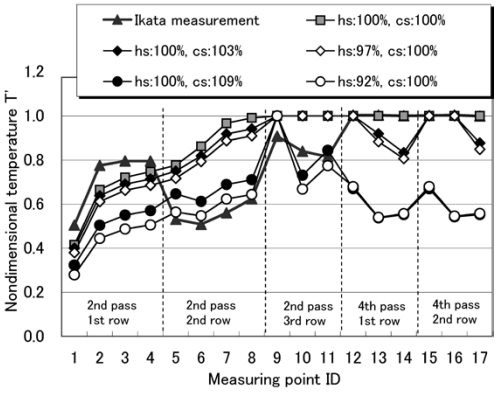


**図16**　実機で計測された無次元温度を三次元モデル計算での無次元温度と比較した結果

**Fig.16** Dimensionless temperatures at each position in Ikata MSR compared with those by 3D model calculation

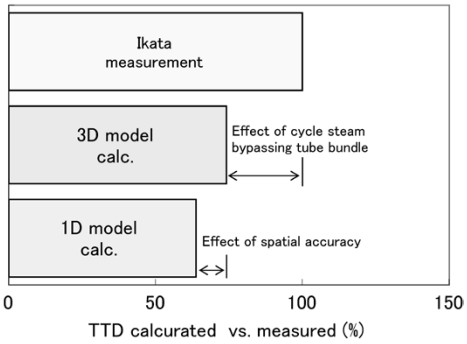


**図17**　実機で計測された*TTD*と、一次元モデルおよび三次元モデルのそれぞれで計算された*TTD*の比較

**Fig.17** Calculated *TTD*s by 1D model and 3D model compared with *TTD* measured in Ikata MSR

向を示している。したがって，2.4節で述べた管内外の熱伝達率を求める方法を用いて計算した，図10に典型値が示されている熱通過率は実際よりもいくらか過小評価されていると推測される。最大サブクール度では三次元モデル計算結果の方が安全側の値を示している。

**図17**には，実機で計測した*TTD*と，一次元モデルおよび三次元モデルのそれぞれで計算した*TTD*の比較を示している。一次元モデルでの*TTD*は実機計測値の64%，三次元モデルでは実機計測値の74%になっている。前述のように過小評価されたと推測される熱通過率での計算結果なので，より大きな熱通過率での*TTD*はより小さな値になっていたはずである。したがって，*TTD*予測の観点からも一次元モデルは三次元モデルの代替にはならない。ここでの*TTD*の実機計測値と計算結果との相違は再熱部（チューブバンドル）をバイパスするサイクル蒸気の存在に起因していると推測される。それゆえに，三次元モデル計算はバイパスするサイクル蒸気量を推算するためにも使用されている。

**むすび**＝本稿では原子力発電所湿分分離加熱器再熱部の性能予測手法について報告した。この性能予測手法を用いて，実機湿分分離加熱器のU字伝熱管出口端温度と*TTD*を計測結果と比較した結果，下記のことが分かった。

（1）三次元モデルを用いた本性能予測手法では，実機にも見られるチューブバンドル下部のサブクールが定性的に表現されており，最大サブクール度では計算結果の方が安全側の値を示していることから，U字伝熱管出口端でのサブクール度計測による最終実機調節は必要だが，設計時の健全性評価には十分に適用できる目処を得た。

（2）U字伝熱管出口端サブクール度の比較結果から，本稿で紹介した既存の管内外熱伝達係数計算手法を用いて求めた熱通過率は，実際の熱通過率よりも過小評価されていると推測される。

（3）*TTD*に関する実機計測結果と，一次元モデルおよび三次元モデルそれぞれの計算結果との比較から，各パスを均一に扱う一次元モデルはサイクル蒸気温度予測の観点からも計算精度が悪く，三次元モデルの代替にはならない。

（4）*TTD*に関する実機計測結果と三次元モデル計算結果との比較から，過小評価された熱通過率でも三次元モデル計算による*TTD*は実機計測値の74%でしかない。したがって，少なくとも両者の差である26%は再熱部をバイパスしたサイクル蒸気の寄与だと推測できる。

末筆ながら，本稿を執筆するにあたって四国電力株式会社から多大なご協力をいただいたことに厚く御礼を申し上げたい。

**参　考　文　献**

（1）中神靖雄ほか. 原子力発電タービン用湿分分離加（再）熱器の設計と運転. 火力原子力発電. 1983, Vol.34, No.2, p.185-198.
（2）山口真人ほか. 浜岡4号機湿分分離加熱器の設計と試運転実績. 火力原子力発電. 1994, Vol.45, No.9, p.986-995.
（3）山口真人ほか. 原子力タービン用湿分分離加熱器の熱流動と動特性. 日本機械学会通常総会講演会講演論文集. 1994, Vol.71, p.803-805.
（4）澤田義明ほか. 1,100MW湿分分離器の効率改善. 火力原子力発電. 2009, Vol.60, No.4, p.384-388.
（5）EPRI. Moisture Separator Reheater Source Book, Product ID : TR-106345. Published : 25-Nov-1997
（6）Scott T. Deahna et al. "In-Situ Reconstruction of the MSRs at the Beaver Valley Nuclear Power Station". PWR-Vol.18, Steam Turbine-Generator Developments for the Power Generation Industry, Editor : William G. Steltz, Book No. G00688, The American Society of Mechanical Engineers, 1992.
（7）Baker, O. Simultaneous Flow of Oil and Gas, Oil and Gas Journal. 1954, 53, p.185-195.
（8）T. J. Rabas et al. The Effect of Fin Density on the Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Low-Finned tube Banks. Chem. Eng. Commun., 1981, 10（1）, 127-147.
（9）Abraham L. et al. Some Data for Crossflow Pressure drop in Tube Banks That Contain 3/4 Inch (0.0191m) Integral Low-finned Tubes with 27 Fins per Inch (1063 Fins/m). The 6th International Symposium on Transport Pehnomena in Thermal Engineering, May9-13, 1993.
（10）A.L. Yarden et al. "Excess Steam Flow Optimization in Operating MSRs". paper presented at the Nuclear Plant Performance Improvement Seminar, Charleston, S.C., Aug. 3-4, 1994.