高温ガス炉の崩壊熱除去用水冷形冷却パネルシステムの 設計・評価手法に関する研究*

高 田 昌 二^{*1}, 鈴 木 邦 彦^{*2}
稲 垣 嘉 之^{*1}, 数 土 幸 夫^{*1}

Design and Evaluation Methods of a Water Cooling Panel System for Decay Heat Removal from a High-Temperature Gas-Cooled Reactor

Shoji TAKADA, Kunihiko SUZUKI,
Yoshiyuki INAGAKI and Yukio SUDO

An experiment was performed to simulate a water cooling panel system for decay heat removal from a high-temperature gas-cooled reactor (HTGR) in order to investigate the performance of decay heat removal and the temperature distribution of components of the system. The test apparatus was composed of a pressure vessel 1 m in diameter and 3 m in height, containing heaters with the maximum heating rate of 100 kW which simulated residual heat of the core and cooling panels surrounding the pressure vessel. The analytical code THANPACTST2 was applied to analyze the experimental data to investigate the validity of the analytical method and model proposed. Under the conditions of helium gas at the pressure of 0.73 MPa and temperature of 210°C in the pressure vessel, temperatures of the pressure vessel were well estimated within the errors of -29 to +37°C compared with the experimental data. The analyses indicated that the heat transferred to the cooling panel was 11.4% less than the experimental value and the heat transferred by thermal radiation was 74.4% of total heat input. It was also found that the lower head of the pressure vessel was effectively cooled by the natural convection through the flow channels at the upper and lower edges of skirt-type supports of the pressure vessel.

Key Words: Nuclear Reactor, Heat Conduction, Natural Convection, Thermal Radiation, HTGR, Water Cooling Panel System

1. 緒 言

高出力密度化を達成しつつ、固有の安全性を高めた高温ガス炉 (HTGR) の開発には、崩壊熱除去のために高性能な受動的冷却システムの開発が必要不可欠である。受動的冷却システムは、事故時に炉心から放出する崩壊熱を、動的機器を用いずに熱伝導、放射伝熱および自然対流で除去し、炉心燃料および一次系圧力バウンダリーを構成する原子炉圧力容器 (以下、圧力容器と略す) の温度を制限値以下に保持し、放射性核分裂生成物の放出を防止する。高温ガス炉用受動的冷却システムの一つである水冷形冷却パネルシステム⁽¹⁾⁽²⁾は、圧力容器をある距離においてパネル状に取り囲むように配置した水冷管に冷却水を強制的に流して圧力容器を間接的に冷却し崩壊熱を除去する。この冷却パネルシステムの設計にあたっては事故時に過熱したガスの自然対流により圧力容器等の重要な構造物にそれ

らの健全性を損なうホットスポットの発生が予想されるため、最適の受動的冷却システムの設計・評価手法を構築し、過熱したガスの自然対流の影響を受ける構造物の温度分布を適切に評価することが重要である。

HTGR 用水冷形冷却パネルシステムの除熱特性と構造物の温度分布を評価するために、炉心の崩壊熱を模擬する 100 kW のヒータを内蔵する高さ 3 m の圧力容器と圧力容器を囲むよう配置した水冷形冷却パネルを有する実験装置により実験を行った。また、HTGR 用受動的冷却システムの設計・評価を行うため、新たに放射伝熱計算機能を付加して、放射伝熱、熱伝導および自然対流熱伝達を考慮し、流れと各構造物の温度分布を同時に解く数値解析コード THANPACST 2⁽³⁾を開発した。THANPACST 2 は自然対流の流れを考慮しない従来の HTGR 設計・評価コード⁽⁴⁾と比較して、過熱したガスの自然対流による構造物温度や除熱特性への影響が評価できる。

そこで、本研究は、冷却パネルの全除熱量における自然対流と放射伝熱の寄与が個別に極力評価できるよう二つの温度条件を採用し、かつ、圧力容器内が真空の場合とヘリウムガスを充てんした場合の 2 ケースに

* 原稿受付 1995 年 8 月 18 日。

^{*1} 正員、日本原子力研究所 (〒319 11 茨城県那珂郡東海村白方白根 2-4)。

^{*2} 日本原子力研究所。

おける冷却パネルシステムについて実験を行い、構造物の熱伝導、放射および自然対流を同時に考慮し各構造物の温度分布と流れを解くことができる解析コード THANPACST 2 の数値解析手法およびモデルの検証解析を行うとともに、冷却パネルシステムの除熱特性を検討したものである。なお、本解析では、压力容器の健全性の判断基準となる 450°C より低い約 210°C という比較的低温ではあるが、冷却パネル全除熱量に占める放射伝熱除熱量が 70~75% 程度と比較的大きく、また、このような状況でも炉室内での自然対流除熱量の割合が比較的大きくなる条件で検討を行った。

記 号

- ($\vec{}$): ベクトル
 C_p : 定圧比熱 $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$
 C : 構造物の比熱 $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$
 d : 直径 m
 Gr_d : 代表長さ d に基づくグラスホフ数
 $= d^3 g \beta (T_h - T_b) / \nu^2$
 Gr_R : 代表長さ R に基づくグラスホフ数
 $= R^3 g \beta (T_h - T_c) / \nu^2$
 Gr_r : 代表長さ r に基づくグラスホフ数
 $= r^3 g \beta (T_h - T_c) / \nu^2$
 g : 重力の加速度 m/s^2
 H : アスペクト比 $= L / (r_o - r_i)$
 K : 同軸二重円筒外筒と内筒の半径比 $= r_o / r_i$
 k : 熱伝導率 W/K
 L : 同軸二重円筒高さ m
 Nu : ヌッセルト数
 P : 圧力 Pa
 Pr : プラントル数
 q_s : 流体セルが構造体セルからもらう熱 W
 q_{rad} : 放射により周囲に伝えられる伝熱量 W
 q_p : 発熱量 W
 R : 同軸二重円筒外筒と内筒の半径差 $= r_o - r_i$
 m
 Ra : レーレー数 $= Gr \cdot Pr$
 Res : 圧力損失項 m/s^2
 r : 半径 m
 r_o : 同軸二重円筒外筒半径 m
 r_i : 同軸二重円筒内筒半径 m
 u : 流体の速度 m/s
 T : 流体の温度 $^{\circ}\text{C}$
 T_s : 構造物温度 $^{\circ}\text{C}$
 T_{ref} : 流体の基準温度 $^{\circ}\text{C}$
 [本研究では、 $= (T_h - T_c) / 2$]

- T_h : 加熱面温度 $^{\circ}\text{C}$
 T_c : 冷却面温度 $^{\circ}\text{C}$
 T_b : 流体のバルク温度 $^{\circ}\text{C}$
 β : 流体の熱膨張率 K^{-1}
 ϵ_c : 模擬炉心の放射率
 ϵ_P : 压力容器外表面および冷却パネル表面の放射率
 ν : 動粘性係数 m^2/s
 ρ : 密度 kg/m^3
 添 字
 d, R, r : 代表長さ

2. 実 験

2.1 実験装置 HTGR 用水冷形冷却パネルシステムを模擬した実験装置のフローシートおよび概略図をおのおの図 1 および図 2 に示す。実験装置は 100 kW の電気ヒータを内蔵する压力容器、容器を取り囲む冷却パネルと外部断熱部、ヘリウムガス供給装置および真空排気系からなる。压力容器は肉厚 12 mm、直径 1 m、内高 3 m のステンレス鋼製で、容器上鏡は、胴とフランジにより接合している。压力容器の 4 本の H 形鋼製の脚の間には、スカート形サポートの形状を模擬するために円筒状の板を取付けている。スカートの円筒板は压力容器と密着しているが、H 形鋼製脚と压力容器との間のすきま ($50 \times 100 \text{ mm}$) とスカートと地面とのすきまが空気流路となる。

冷却パネルは、压力容器の側部、上部、下部に独立に設置する。冷却パネルを構成する冷却管への給水は 6 系統とし、冷却水の最大流量を $10 \text{ m}^3/\text{h}$ とした。冷却管の外径と冷却管中心間距離は、おのおの 31.8 mm と 60 mm とした。上部、側部、下部冷却パネル、

Fig. 1 Flowsheet of experimental apparatus

Fig. 2 Outline of experimental apparatus

それぞれの冷却管の本数は、25、88、12本である。冷却管の両端は、リング状ヘッダに接続する。圧力容器外表面と冷却パネル表面には、放射率を一定に保持するために黒色の耐熱塗料を塗布している。冷却管の外側は、外乱を与えないようにするため、内径2 m、高さ4 m、肉厚0.1 mのカウール製断熱層で全体を覆っている。

試験パラメータを広くとるため、圧力容器の中にヘリウムガスを約1.1 MPaまで充てんし、充てんガスの充てん密度の影響を調べることができるようにしている。真空ポンプにより圧力容器内の真空度は最低1.3 Paまで到達することができる。圧力容器内にはヒータを設け、炉心の崩壊熱を模擬する。模擬炉心の直径は0.6 m、高さ2 mで、最大出力および最高温度は、おおよそ100 kW、600°Cである。模擬炉心は6分割しており、ニクロムコイルヒータを円筒状アルミナブロックに巻き付けた構造であり、ブロックの内側には断熱材を充てんしている。模擬炉心は、支持台により支持されており、支持台は8本の脚と環状の板により構成する。

2・2 計測 圧力容器、模擬炉心、冷却管および断熱層の表面温度はK形熱電対で計測した。圧力容器外表面および断熱層内面における熱電対取付位置を図3に示す。圧力容器表面における熱電対は、直径1.0 mmの熱電対が145本、直径0.5 mmの熱電対が10本であり、90°ごとの4方向に配置している。模擬炉

Table 1 Experimental conditions

Item \ Condition	Vacuum	Helium gas filled
Pressure inside the pressure vessel	1.3 Pa	0.73 MPa
Max. temperature of the pressure vessel	149 °C	210 °C
Heat input	13.14 kW	28.79 kW

Fig. 3 Thermocouple positions on the cooling panels, outer surface of the pressure vessel and insulation surface

心、冷却管および断熱層表面の熱電対の取付数は、おおよそ22、12および17本である。模擬炉心側部(No. 2~5)制御用熱電対は、模擬炉心のニクロムコイルに直接取付けることができないので、模擬炉心下端の支持台と模擬炉心上端に設けた環状板との間に垂直に立てたステンレス製支持棒に、また、上下端模擬炉心(No. 1, 6)制御用熱電対は、上下端の環状板に水平に渡した棒に取付けている。

冷却パネル出入口における冷却水の温度は测温抵抗体により計測し、冷却パネル各系統の冷却水流量は電磁流量計により計測した。冷却水の冷却パネル出入口温度および冷却水流量により冷却水のエンタルピー変化を求め、冷却パネル除熱量とした。模擬炉心の発熱量は、電力計測用トランスデューサにより計測し、冷却水による除熱量と比較した。

2・3 実験方法 HTGR 事故時の機器の健全性を評価するうえで、過熱したガスの自然対流により構造物に生じるホットスポットを適切に評価することが重要である。そのため、実験では圧力容器内で過熱したヘリウムガスの自然対流による圧力容器等の構造物温度への影響を評価するために、模擬炉心制御用熱電対温度を300°C均一に制御しつつ、圧力容器内にヘリウムガスを充てんしたケースとヘリウムガスを充てんせずに真空としたケースで各コンポーネント表面温度、

模擬炉心発熱量および冷却パネル除熱量の実験データを取得し比較した。それぞれの実験条件を表1にまとめる。

3. 解析方法

3・1 数値解析コード-THANPACST2- 数値解析コード-THANPACST2-で用いる基礎式は以下に示す連続の式、運動の式および流体と構造材に関するエネルギーの式から成る。

〈連続の式〉

$$\nabla \vec{u} = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

〈運動の式〉

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \nabla P - \overline{Res} + \nu \nabla^2 \vec{u} - (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} - \vec{g} \beta (T - T_{ref}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

〈エネルギーの式〉

(1) 流体

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{\rho C_p} (k \nabla^2 T + q_s) - (\vec{u} \cdot \nabla) T \quad \dots\dots\dots (3)$$

(2) 構造材

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{1}{\rho C} (k \nabla^2 T_s - q_s + q_{rad} + q_p) \quad \dots\dots\dots (4)$$

式(2)右辺第5項の温度変化に伴う浮力の効果はブジネ近似を用いる。基礎方程式はコントロールボリューム法により差分化し、時間項に対して前進差分、対流項には一次精度の風上差分、拡散項には中心差分を適用した。流動計算では、運動量の差分式により陽に流速を計算しその流速が連続の式を満足するように圧力および流速を同時に補正する圧力補正法を適用する。式(3)、(4)の q_s を求める際に用いる構造物・流体間の局所ヌッセルト数は、各形状に関する自然対流熱伝達の相関式から得られる平均ヌッセルト数から代表長さとして温度の実験値を考慮して求める。式(2)、(3)における流体の密度 ρ 、粘性係数 ν 、熱伝導率 k およびプラントル数 Pr の熱物性値は温度および圧力から定めた。式(4)における構造物の熱伝導率 k は一定値を用いた。構造物の表面温度は、構造物表面における放射伝熱、熱伝導および対流伝熱による熱収支を考慮して求めた。 q_{rad} 中の形態係数は幾何学的考察から求めた⁽⁵⁾。

数値解析では、加熱面である模擬炉心および圧力容器と冷却面である冷却パネル表面における熱収支の誤差が1%以下になるまで収束計算を行った。数値解析で代表的な1条件に対して使用したCPU時間は、スーパーコンピュータFACOM-VP2600で52min20s程度であった。

Fig. 4 Differential scheme for numerical analysis

3・2 解析体系 解析モデルのメッシュ図を図4に示す。数値解析モデルは円柱座標系を適用し、23×39のスタガー格子で離散化し、模擬炉心、冷却パネルおよびスカート形サポートにより支持した圧力容器の形状および配置を考慮する。模擬スカート形サポートのH鋼製支持脚と圧力容器との間のすきまおよびスカート形サポートと地面との間のすきまは空気の流路となる。数値解析モデルでは空気の流路を模擬するためにスカート形サポートの上下端に、構造物と流体の特性を有するポラスボディセルを付加し、空気流路が閉じている場合と比較した。放射伝熱は、圧力容器表面と模擬炉心、冷却パネルおよびスカート形サポート表面との間、また、スカート形サポート表面と冷却パネル表面との間で考慮した。

模擬炉心、冷却パネルおよび圧力容器の支持用脚の構造が三次元的な構造となっており、数値解析コードが軸対称である制限から、解析モデルでは模擬炉心、冷却パネルを均一面と仮定し、また、圧力容器の支持用脚における空気流路を軸対称流路として仮定して計算を実施した。また、冷却パネルとしての吸熱面としては冷却管とその外側の断熱層がある。全模擬炉心発熱量の一部が断熱層を通して外部へ放出され熱損失となるものの、解析では小さいものと考え無視し、冷却パネルの外側を断熱とした。また、断熱層から冷却パネルの冷却管への反射を考慮せず、全模擬炉心の発熱量が冷却管に吸収されると仮定した。

3.3 使用した熱伝達率相関式 圧力容器胴部外面・側部冷却パネル表面間(図2中領域①)および模擬炉心側部・圧力容器胴部内面間の平均熱伝達率(領域②)は半径比とアスペクト比の適用範囲が実験装置とあう Thomas と de Vahl Davis の同軸円筒内筒加熱、外筒冷却の場合の平均ヌッセルト数の相関式⁽⁶⁾,

$$Nu_R = 0.286 \cdot Ra_R^{0.258} \cdot Pr^{0.006} \cdot H^{-0.236} \cdot K^{0.442} \quad (Ra_R < 2 \times 10^5, 1 < K < 10, 1 < H < 33, 0.5 < Pr < 10^4) \quad (5)$$

から外挿して求める。代表長さは加熱円筒と冷却円筒との半径の差である。

模擬炉心頂部(領域③)、上部冷却パネル(領域④)、圧力容器上鏡部外面(領域⑤)のように上向き加熱面および下向き冷却面は、Fishenden と Saunders により実験から求められた平均ヌッセルト数の相関式⁽⁷⁾,

$$Nu_d = 0.54 \cdot (Ra_d)^{1/4} \quad (10^5 < Ra_d < 2 \times 10^7) \\ Nu_d = 0.14 \cdot (Ra_d)^{1/3} \quad (2 \times 10^7 < Ra_d < 3 \times 10^{10}) \quad (6)$$

Table 2 Nusselt numbers on components used in analysis

Region Number in Fig. 2	Rayleigh number	Mean Nusselt number	Equation number
①	4.35×10^8	38.0	(5)
②	5.65×10^6	11.4	(5)
③	9.43×10^7	63.7	(6)
④	2.12×10^{10}	387	(6)
⑤	2.66×10^9	193	(6)
⑥	8.92×10^7	19.2	(7)
⑦	9.43×10^7	26.6	(8)
⑧	4.37×10^8	39.0	(8)
⑨	2.66×10^9	61.3	(8)

から求める。代表長さは加熱面と冷却面の直径である。

圧力容器上鏡内面(領域⑥)については、適用範囲が実験装置とあうことから、椎名によって実験で求められた平均ヌッセルト数の相関式⁽⁸⁾,

$$Nu_r = 0.1974 \cdot (Ra_r)^{0.25} \quad (10^6 < Ra_r < 10^9) \\ Nu_r = 0.312 \cdot (Ra_r)^{0.33} \quad (10^9 < Ra_r < 5.5 \times 10^{10}) \quad (7)$$

から求める。代表長さは圧力容器上鏡の半径である。模擬炉心底部(領域⑦)、圧力容器下鏡内面(領域⑧)、下部冷却パネル(領域⑨)のように下向き加熱面および上向き冷却面については、Fishenden-Saunders により実験から求められた平均ヌッセルト数の相関式⁽⁷⁾,

$$Nu_d = 0.27 \cdot (Ra_d)^{1/4} \quad (8)$$

から求める。代表長さは加熱面と冷却面の直径である。

半だ円球の下向き加熱面である圧力容器下鏡外面(領域⑩)の平均ヌッセルト数としては、先行して行った圧力容器真空条件での予備解析で最適であると考えられた値として 330 を用いた。代表長さは圧力容器下鏡の直径である。各領域に設定した平均ヌッセルト数、レーレー数と自然対流熱伝達率の相関式との対応を表2にまとめる。

3.4 放射率 黒色耐熱塗料を塗布している冷却パネル、圧力容器外面およびスカート形サポートの放射率は推奨値がなかったので他の塗料の値を参考として適切な値であると考えられた 0.95 を用い、一方、塗料を塗布していない圧力容器内面の放射率としてはステンレス鋼の値である 0.79⁽⁹⁾ を用いた。放射計算で

(a) Model (b) Heat flux distribution on the simulated core (c) Experimental and analytical results of temperature distribution on the surfaces of components (Boundary condition)

Fig. 5 Experimental and analytical results of temperature on the surfaces of components and heat flux distribution on the simulated core under the condition of vacuum in the pressure vessel

は、構造物一つのメッシュに対して最高で30個のメッシュを対応させた。圧力容器内真空条件では、最適な模擬炉心表面の放射率を求めるため、模擬炉心表面熱流束と冷却パネル表面温度の実験値を境界条件とし、模擬炉心表面放射率をパラメータとして模擬炉心および圧力容器温度を求め実験結果と比較した。また、ヘリウムガス条件では、真空条件と同じ模擬炉心表面熱流束と冷却パネル表面温度の境界条件のもとで圧力

容器温度を求め実験結果と比較するとともにヘリウムガスの自然対流による影響を調べた。さらに、数値解析で仮定した圧力容器外表面の放射率の妥当性を評価するために、圧力容器および冷却パネル表面温度の実験値を境界条件として冷却パネルの除熱量を求め実験値と比較した。

4. 実験および数値解析結果

4.1 圧力容器内真空条件 図5に圧力容器内を真空とした場合の冷却パネル、圧力容器および模擬炉心の表面温度の実験結果と解析結果を示す。図5から圧力容器外表面温度の実験値は、高さ2.8mのフランジ部および高さ0.8~0.9mの支持脚・圧力容器胴部の接続部から下鏡部にかけて低く、上・下鏡部頂部近傍で表面温度が高く、圧力容器胴部で表面温度は一定である。冷却パネル表面温度はほぼ一定値をとり約25°Cで冷却水温度に近い温度となる。

模擬炉心表面の熱流束および冷却パネル表面温度を境界条件として求めた圧力容器表面温度の数値解析結果は、支持脚・圧力容器の接続部で高くなるものの実験結果に対して最高+38, -17°Cの差異の範囲で一致し、模擬炉心表面の放射率 ϵ_c が0.4から0.7の範囲で ϵ_c に依存しなかった。模擬炉心表面温度の数値解析結果は、 ϵ_c の減少とともに増加し、 $\epsilon_c=0.7$ で300°C程度となり実験結果を比較的良好に表した。本試験で得られた ϵ_c は、ニクロムコイルの文献値0.7⁽⁹⁾とよく一致しており、妥当な値と考えられる。模擬炉

Fig. 6 Analytical results under the condition of vacuum in the pressure vessel

Fig. 7 Experimental and analytical results of temperature on the surfaces of components and heat flux distribution on the simulated core under the condition of helium gas in the pressure vessel

心のセグメント No.5 での表面温度と脚・压力容器胴接続部で数値解析結果が高くなるのは、数値解析モデルが軸対称であるので複雑な構造を有する脚・胴部接続部の放熱面積が 1.5 m^2 となり、実際と比較して 44% 程度小さく設定されているためであると考えられる。

数値解析から得られた压力容器外の空気等の等温線図および速度ベクトル図を図 6 に示す。压力容器下鏡で加熱した空気は、スカート形サポートの上下端に構成される空気流路を抜け压力容器胴部に沿って加熱しつつ上昇する。上昇した空気の流れはフランジ部で乱されるが、上鏡部に沿って上昇し上部および側部冷却パネルにより冷却され下降する。全体的に見ると大きな一つの循環流を形成しており、上昇流は最大 0.9 m/s 、下降する最大の流速は 0.5 m/s 程度である。

4.2 压力容器内ヘリウムガス条件 図 7 で压力容器表面温度の実験値は、フランジ部および脚・压力容器胴部の接続部から下鏡部にかけて低く、上・下鏡部頂部近傍で高くなり、压力容器胴部ではほぼ一定値をとる。上鏡部頂部で最高温度 210°C となり、压力容器内で対流が抑制されほぼ平坦な温度分布をとる真空条件と比べ約 60°C 高く、压力容器内のヘリウムガスの自然対流が上鏡部頂部を過熱しているようすがわかる。冷却パネル表面温度はほぼ一定値をとり約 23°C で冷却水温度に近い温度となる。実験条件は真空条件の場合と同じであるが図 7(b) に見るように、模擬炉心の熱流束は模擬炉心のセグメント No.6 で最も高く、ほぼ均一の熱流束分布を有する真空条件とは異なる。

冷却パネル温度および模擬炉心表面熱流束の実験値を境界条件として、 $\varepsilon_c=0.7$ を用いた压力容器表面温度の数値解析結果は、実験値に対して $+37, -29^\circ\text{C}$ の範囲で比較的良好に評価している。模擬炉心表面における全発熱量に対する放射伝熱量の比率は 60% であった。

数値解析で得られた压力容器内外のガスの等温線図および速度ベクトル図を図 8 に示す。压力容器下鏡で加熱された空気は、支持脚・胴部接続部にある流路を抜け压力容器胴部に沿って上昇する。压力容器下鏡近傍での空気の温度こう配は極端に急になり、空気温度が 50°C 程度に保持される。空気の流路が除熱特性に与える影響を調べるために、脚・胴部接続部およびスカートと地面との間のすきまにより構成される空気の流路を考慮した場合と閉じた場合のスカート形サポート周りの等温線図および速度ベクトル図の比較を図 9 に示す。空気の流路を閉じた場合、压力容器下鏡とス

(a) Temperature contour (b) Velocity vector

Fig. 8 Analytical results under the condition of helium gas in the pressure vessel

(a-1) Temperature contour (a-2) Velocity vector

(a) With air channels in the support

(b-1) Temperature contour (b-2) Velocity vector

(b) Without air channels in the support

Fig. 9 Comparisons of air flow patterns around the lower head of the pressure vessel between the case with air channels and the one without air channels in the support

カート形サポートで囲まれる領域の空気温度は 70°C 以上でなだらかに成層化し空気の大きな流れはなくなる。空気流路を閉じたときの压力容器温度は、空気流路を考慮した数値解析結果と比較して、压力容器の胴部近傍では変わらないものの下鏡表面で 55°C 程度高

くなる。空気流路を閉じたときの压力容器下鏡からの除熱量は、空気流路を考慮した数値解析結果よりも7%減少した。压力容器下鏡での全除熱量に対する自然対流除熱量の割合は、空気流路を考慮した場合としない場合で、おのおの49%と17%となる。以上の結果から、スカート形サポート部の空気流路を通る空気の自然対流が、压力容器下鏡の表面温度および除熱量に対して大きく影響し、压力容器下鏡部を有効に冷却することがわかる。

図8の等温線図から、模擬炉心表面近傍で加熱されたヘリウムガスが上昇して、実験で最も温度が高くなる压力容器上鏡部頂部を過熱しているようすを適切に評価している。しかし、压力容器上鏡内部の中心部でのヘリウムガス温度は実験値に比べ70°C低かった。ヘリウムガスの温度は急激に低くなる。上鏡頂部近傍速度ベクトル図から、模擬炉心で加熱されたヘリウムガスの上昇流は、数値解析モデルでメッシュが階段状になる压力容器上鏡で乱され上鏡頂部に向かわずに下降する。また、压力容器上鏡頂部の表面積は実機に比べて1.2倍ほど大きい。このことから、压力容器上鏡の温度およびその付近のヘリウムガス温度が下がるのは、高温ヘリウムガスの流れが、数値解析モデルで面積が大きく設定され、かつ、メッシュ階段状になる压力容器上鏡の影響を受けたためであると考えられる。

4.3 压力容器外表面の放射率に関する検討 压力容器表面の温度分布および冷却パネル表面の温度分布の実験値を境界条件として、压力容器の外表面の放射率 ε_p を0.95とした冷却パネルの全除熱量の数値解析結果は压力容器内真空の条件で12.8 kWで、模擬炉心出力の実験値に対して2.82%少なかった。0.73 MPaの条件では、 ε_p を0.95とした冷却パネルの全除熱量の数値解析結果は25.5 kWで、模擬炉心出力の実験値に対して11.4%少なかった。压力容器内真空条件とヘリウムガス条件における模擬炉心発熱量に対する冷却パネル受熱量の実験値には、おのおの計14.6、13.4%の計測器の計測誤差および断熱層からの熱損失による誤差がある。冷却パネル全除熱量の数値解析結果は実験値の誤差範囲内であり、 ε_p を0.95とすることは妥当と考えられる。

次に、压力容器外表面および冷却パネル表面の放射率を変化させ全除熱量に対する放射伝熱量の割合を求めた結果、 ε_p を0.95としたとき、压力容器内真空条件および0.73 MPa条件での放射伝熱量は、おのおの全除熱量の71.0、74.4%であることがわかった。

5. 結 言

高温ガス炉の事故時の機器の健全性を評価するうえでホットスポットの発生の有無の評価が重要であり、その評価の信頼性を検証するため、崩壊熱除去用水冷形冷却パネルシステムを模擬した実験装置により、各構造物表面の温度分布とシステムの除熱特性を調べた。実験では、压力容器内が真空である条件と、ヘリウムガスを充てんし0.73 MPaの条件の2ケースの実験を行った。解析では、放射伝熱、熱伝導および自然対流熱伝達を同時に取扱うことができる伝熱流動数値解析コードTHANPACST2を用いて評価し、実験結果と比較検討した。得られた主要な知見は以下のとおりである。

(1) 压力容器内の自然対流が抑制される真空条件では、压力容器上鏡部頂部の温度分布の実験値はヘリウムガスを充てんした場合に比較して温度が低くなる。一方、压力容器内にヘリウムガスを充てんした場合、模擬炉心により加熱されたヘリウムガスが上昇して压力容器の上鏡頂部近傍を過熱し、压力容器上鏡近傍の温度が高くなる。事故時の機器の健全性を評価するうえでホットスポットの評価が重要であるが、その評価の信頼性に関し、数値解析は、压力容器内のヘリウムガスが上昇して压力容器頂部を過熱しているようすを適切に評価できることがわかった。

(2) 今回の実験範囲で、压力容器温度の数値解析結果は最高+38、-29°Cの差異で、また、冷却パネル除熱量の数値解析結果は最高-11.4%の差異で実験値を適切に評価することがわかった。

(3) 模擬スカート形サポートの上下端に設けた空気流路を流れる空気の自然対流は、压力容器下鏡部の表面温度および除熱量に対して大きく影響し、压力容器下鏡部を有効に冷却することがわかった。一方、本解析コードは、この状況を適切に評価することがわかった。

最後に、本試験の実現に多大なご援助いただいた日本原子力研究所高温工学部部長の宮本喜晟氏、数値解析コードの開発にあたりご協力をいただいた(株)新型が技術開発の渡辺収氏、(株)コンピュータソフト開発の和田穂積氏および末森真知子氏に感謝する。

文 献

- (1) Frewer, H., ほか2名, *Nucl. Sci. Eng.*, **90** (1985), 411-418.
- (2) “1988年度版高温工学試験研究の現状”, (1988), 21.
- (3) Takada, S., ほか3名, *ICONE* 3, **2** (1995), 1087-1092.
- (4) 国富一彦・ほか4名, *JAERI M* 89-001 (1989).

- (5) 甲藤好郎, 伝熱概論, (1989), 376, 養賢堂.
 - (6) Keyhani, M., ほか 2 名, *Trans. ASME*, **105** (1983), 454-459.
 - (7) Fishenden, M. and Saunders, O. A., *Introduction to*
Heat Transfer, (1950), 180, Clarendon Press.
 - (8) 椎名保顕・藤村薫, 機論, **55-518, B** (1989), 3129-3135.
 - (9) 甲藤好郎, 伝熱概論, (1989), 341, 養賢堂.
-