183. 炉内構造物実証試験部(HENDEL T₂)における 漏洩量の計測試験と解析

国富一彦*, 鈴木邦彦*,
稲垣嘉之*, 井岡郁夫*, 宮本喜晟*

(1987年 12月28日 受理)

(1988年 5月2日 再受理)

Experimental and Analytical Results of Sealing Performance of HENDEL T₂

By Kazuhiko KUNITOMI, Kunihiko SUZUKI,
Yoshiyuki INAGAKI, Ikuo IOKA and Yoshiaki MIYAMOTO

The In-core Structure Test Section (HENDEL T₂) is a full scale simulation of the core bottom structure of High-Temperature Engineering Test Reactor (HTTR) being planned by Japan Atomic Energy Research Institute. In the T₂ section, leakage flow between the permanent reflector blocks was measured to verify sealing performance.

Experimental results show that the leakage flow rate was approximately increased with the pressure difference to power of 0.7.

The leakage flow rate was evaluated by the comparison with the numerical analysis. The numerical results were in good agreement with the experimental results. In addition, influence of density and viscosity of helium gas was studied and an empirical leakage flow equation was devised.

KEYWORDS: HTTR, HENDEL, graphite structure, heat transfer, helium, seals, leakage flow, flow rates, measuring methods, performance, reflectors

I. 序 論

現在、日本原子力研究所(原研)が開発を進めている高温工学試験研究炉(以下、試験研究炉)は、高温ガス炉技術の基盤を確立し、高温照射などの高温先端技術の開発に利用することを目的としている⁽¹⁾。試験研究炉の構造断面図を Fig. 1 に示す。試験研究炉の炉心は、六角形状の燃料体および可動反射体を積み上げた構造であり、炉心の外周および炉心下部は、黒鉛製の固定反射体および可動反射体によって囲まれている。炉心の冷却材である 400℃ の He ガスは、出口二重管の環状流路より压力容器内へ流入し、压力容器および側部金属構造物を冷却しながら压力容器の上部まで上昇する。ここで流れは反転して燃料体内で 950℃ まで加熱された後、出口管中心流路を通過して压力容器外へ流出する。

しかし、このような計画された流れ以外に、プロッ

ク間の隙間等を流れる漏洩流れがある。代表的なものとして、次のような流れが考えられる。

- (1) 高温プレナム側部の固定反射体の隙間などから高温プレナム内に流れ込む漏洩流れ
- (2) 燃料ブロック内の冷却チャンネルと並行に燃料ブロック間の隙間を流れる軸方向の流れ
- (3) 燃料ブロック間の上下の隙間を流れるクロス流れ
- (4) 高温プレナムブロック間の隙間を流れる漏洩流れ

このうち、(1)の漏洩流れが発生すると、炉心を通過する冷却材 He ガスが減少して燃料温度が上昇する。漏洩量が許容量を超えると、燃料体の安全を確保するためには、炉心出口ガス温度を下げるか、冷却材流量を増加させるかの必要が生じ、炉心出口ガス温度 950℃ の達成は困難になる。このように、He ガス漏洩特性

* 日本原子力研究所 (Japan At. Energy Res. Inst.)

Fig. 1 Vertical cross section of HTTR

は炉心性能に大きな影響を与えるため、試験研究炉の設計、製作に先立って実規模の試験装置により、漏洩特性を把握しておかなくてはならない。

炉内構造物実証試験部(以下、 T_2 試験部)は、試験研究炉の炉床部を模擬した実寸大モデル試験装置であ

り、炉床部の漏洩特性、断熱特性、高温 He ガスの混合特性に関する諸試験を行なっている。

本報では、 T_2 試験部で実施した炉床部の漏洩流れに関する試験結果と解析結果との比較を示す。

II. 試験装置と試験方法

1. 試験装置

T_2 試験部の炉床部断面図と全体系統図を Fig. 2 に示す。 T_2 試験部の炉床部は、試験研究炉の 7 領域(領域とは隣接する 7 カラムの燃料ブロックまたは可動反射体ブロックの集合体)分の炉床部を模擬した実寸大の試験装置である⁽²⁾。炉床側部には、黒鉛製の固定反射体が円周方向に 12 個、上下方向に 4 段積み上げられており、炉心拘束機構を介してコアバレルから位置決めされている。これらの固定反射体で囲まれる内部領域には、炉床断熱層として 4 層の炭素ブロックとその上下に黒鉛ブロックが設置されており、炉床下部の金属構造物であるサポートプレート、ダイアグリッド等を設計温度の 500℃ 以下に保つための機能を有している。 T_2 試験部での He ガスの流れは試験研究炉と異なり、出口二重管の環状流路より压力容器内へ流入し、側部金属構造物を冷却しながら上昇する低温側 He ガス流路と、高温プレナムブロックより炉床部内に入り、出口管中心流路より外部に流れる高温側 He ガス流路との独立した 2 系統からなる。このような流路構成を採用することにより、低温側 He ガスと高温側 He ガスとの差圧をパラメータにして漏洩量を計測することができる。

Fig. 2 Flow sheet of T_2 test section

Fig. 3に、炉床部に設置された固定反射体のうち2体を示す。低温側 He ガスは、隣接した固定反射体の隙間流れ、角の面取り部の流れ、固定反射体そのものの透過流れ等により、高温側 He ガス流路内へ流れ込む。また、隣接する固定反射体の間には、キーおよびシール要素が挿入されている。キーは隣接するブロックの結合のために用いられ、シール要素は事故時等に固定反射体の隙間が通常より開いた場合に、漏洩流れの著しい増加を防止するために用いられる。

Fig. 3 Leak flow rate paths between permanent reflector block

2. 試験方法

T₂試験部は、He ガスの供給、回収、圧力制御等を行う He ガスループ(M+Aループ)⁽³⁾と結合している。高温側 He ガスは、加熱器 H₃ で最大 930℃ まで加熱されて圧力容器内へ入り、さらに圧力容器内の領域別ヒータにより試験条件に応じて最大 1,050℃ まで加熱され、炉床部を通過した後、冷却器 C₃ に戻る。一方、低温側 He ガスは、加熱器 H₂ で最大 400℃ に加熱された後、圧力容器内へ入り、炉心側部の金属構造物を冷却しながら上昇し、圧力容器上部に設置された高温入口二重管よりM+Aループに戻る。

漏洩量の計測試験は、M+Aループの流量および圧力の制御により行う。低温側および高温側 He ガス流路に所定の流量を流し、回収ライン(Return Line)により、高温側 He ガスの一部を低温側 He ガスに送り込む。これにより低温側 He ガスの圧力が上昇し、T₂

試験体内において、低温 He ガスが固定反射体の隙間等を通して高温側 He ガス流路内に漏洩する。この漏洩量と回収ラインの流量が等しければ、ループ全体の圧力バランスが保たれ、この回収ラインの流量が試験体における漏洩量となる。

回収ラインには、測定範囲の異なる2種類のオリフィス流量計が設置してあり回収流量の計測を行う。また、T₂試験体の固定反射体の内外面からは導圧管が引き出されており、圧力容器の外部に設置された差圧計により、高温側と低温側 He ガスの差圧(以下、高温プレナム内外差圧)を計測することができる。

Ⅲ. 試験結果

漏洩量の計測は、高温プレナム内外差圧、低温側および高温側 He ガスの温度と圧力をパラメータとして行なった。高温側の He ガス温度については、T₂試験部を構成する炉床7領域の入口 He ガス温度が均一の場合と均一でない場合の試験を行なった。

- (1) 高温側 He ガス入口温度が
各領域で同じ場合(均一温度)

Fig. 4に、漏洩量と高温プレナム内外差圧との関係を示す。高温側 He ガス温度、低温側 He ガス温度の温度条件にかかわらず、漏洩量は高温プレナム内外差圧の約 0.7 乗に比例して増加し、設計条件(高温側 He ガス温度 950℃、低温側 He ガス温度 400℃、高温プレナム内外差圧 14.7 kPa)において、約 130 g/s である。この値はT₂試験部の建設前に決定した許容値 600 g/s

Fig. 4 Relationship between leak flow rate and pressure difference

の約22%であった。また、漏洩量は低温側 He ガス温度上昇に応じて減少し、すなわち 30~400℃ に変化すると約20%減少する。しかし、高温側 He ガス温度の影響は少なく、400~950℃ に変化した場合でも、漏洩量の変化は約5%である。これらの結果より、漏洩量は主に低温側 He ガス温度の影響を受け、高温側 He ガスの影響は少ないことがわかった。また、高温側 He ガス温度の影響が少ないことから、固定反射体が高温運転時に熱変形し、固定反射体の隙間が開くようなことがないことがわかった。

(2) 高温側 He ガス入口温度が

各領域で異なる場合(不均一温度)

Fig. 5 に、漏洩量と高温プレナム差圧との関係を示す。均一発熱(全領域の入口 He ガス温度 950℃)、中心加熱(中心第1領域の He ガス温度 1,000℃、周辺第2~7領域 900℃)、周辺加熱(周辺第2,3領域の He ガス温度 1,000℃、その他の領域は 900℃)のいずれの場合においても、漏洩量に有意な差は見られなかった。したがって、(1)の結果と同様に、高温側 He ガス温度の影響は極めて少ないことがわかった。

Fig. 5 Relationship between leak flow rate and temperature of hot He gas

Ⅳ. 数値解析

1. 解析方法

漏洩量を解析により評価し、試験結果との比較を行った。解析では、実際の装置における流路の結合を流路網(フローネットワーク)で模擬し⁽⁴⁾、各流路の定常状態における圧力、流量、温度分布を計算した。各流路はノードと呼ばれる代表点とノード間を結合するブランチとにより構成される。解析においては、まず各

ノードに流量の連続式、各ブランチに運動方程式を適用して圧力、流量を求め、次に、各ノードにエネルギー方程式を適用して温度を求めた。計算は物性値の温度依存性を考慮しており、この圧力、流量、温度の計算を交互に繰り返すことにより、圧力、流量、温度の収束値を求めた。

各ノードに関する連続式を(1)式に、エネルギー式を(2)式に示す。

$$\sum W_i = 0 \quad (1)$$

$$\sum_i W_i T_i - T_n \sum_i W_i = 0 \quad (2)$$

また、ブランチに関する運動方程式は下記に示される。(3)式の第1項は摩擦損失、第2項は加速損失、第3項は形状損失を示す。

$$\Delta P = \frac{W_i^2}{2g\gamma A_i^2} \cdot \left\{ \lambda \frac{L_i}{d_i} + 2\gamma \left(\frac{1}{\gamma_{i1}} - \frac{1}{\gamma_{i2}} \right) + K_i \right\} \quad (3)$$

2. 解析モデル

T₂試験部では、円周方向に12体、上下方向に4段の合計48体の固定反射体が炉床部の周囲に配置されている。これらのうち、円周方向については、水平断面の形状の異なる固定反射体がおおの6体ずつ交互に組み合わさっている。また、固定反射体高さは、1段目および2段目が850mm、3段目が1,100mm、4段目が1,000mmになっている。解析対象は、円周方向については1/6セクション、上下方向については4段全部模擬するものとした。この中で考慮した流路は、固定反射体間の隙間、固定反射体間の面取り部流路、固定反射体の透過流路、その他下部構造物からの漏洩流路である。固定反射体の各辺は、輸送中および組立て中の破損防止のため、辺の先端から2.5mmの部分进行り取っている。そのため、固定反射体4体の角の部分には面取り部流路と呼ぶ流路ができる。(Fig. 3参照)

このように流路を組み合わせて、Fig. 6に示すようなフローネットワークを構成した。漏洩するHeガスは、②~⑩に示される固定反射体の隙間あるいは面取り部流路、①の固定反射体の透過流路および⑬~⑯の下部構造物からの漏洩流路に分割された後、高温プレナム内に流れ込む。

各流路はその形状と特性を考慮して決定した。固定反射体間の隙間は、可能な限り小さくするように製作、組立てが行われており、組立て時の寸法検査では、すべて0.04mm以下であることがわかっていて、したがって、等価直径を(4)式の通り定義し、等価な円管

Fig. 6 Flow net work of numerical analysis

流路とみなした⁽⁵⁾。

$$d = \frac{2ab}{a+b} \quad (4)$$

摩擦係数については、流れが層流であれば(5)式とし、乱流であればムーディー線図に従うものとした⁽⁶⁾。

$$\lambda = \frac{96}{Re} \quad (5)$$

面取り部からの漏洩流れは、固定反射体の隙間が大きければ無視できる。しかしながら、固定反射体間の隙間は0.04 mm 以下であり、設計時に予想していた値0.2 mm よりかなり小さいものであった。したがって、これらの面取り部からの漏洩流れを等価な円管流れとして考慮した。

固定反射体の隙間および面取り流路には、キーとシール要素が挿入されている。これらの流体抵抗については、T₂ 試験部の建設の前に行われた R & D の試験結果より決定した⁽⁷⁾。

固定反射体は黒鉛(PGX)であり、透過性を有する物質である。これらの透過流れについてはダルシー則に従うものとし、透過係数については実際の試験片を用いて行なった結果より決定した⁽⁸⁾。

V. 解析結果および検討

解析結果を実線、点線、1点鎖線で Fig. 4 に示し、試験結果との比較を行なった。解析結果と試験結果とは比較的良好一致している。また Fig. 7 に、全体の漏洩

量に対する各部の漏洩量の割合を示す。He ガス温度によらず、漏洩流れの約 70~80% は面取り部の流れであり、固定反射体間隙間の漏洩流れは約 3%、固定反射体の透過流れは 14~19% であることがわかった。

Fig. 7 Flow rate distribution of leak flow rate

Fig. 8 は、Fig. 4 に実線で示した 400°C、4.0 MPa における漏洩量と高温プレナム内外差圧との関係について、さらに各部の漏洩量と高温プレナム内外差圧との関係で示したものである。図中の△印は実測値を示し、実線は解析により求めた各部の漏洩量の合計であり、その他の線は各流路の漏洩量を示す。これらの結果、面取り部からの流れは乱流で、高温プレナム内外差圧の約 0.5 乗に比例して増加する。また、固定反射体間の隙間流れは層流であるため、高温プレナム内外差圧に比例して増加する。その他の部分からの流れも高温プレナム内外差圧に比例して増加するため、漏洩量全体では、高温プレナム内外差圧の約 0.7 乗に比例して増加することがわかった。

これらの結果から、面取り部面積を小さくすることにより、さらに漏洩量を減少させることができる。

2. He ガス物性値と漏洩量との関係

He ガス物性値のうち、流れへの影響の大きい粘性と密度の漏洩量への影響を調べるために、粘性は同じ

Fig. 8 Relationship between flow rate of each path and pressure difference

で密度の異なる条件(He ガス温度 400°C を一定とし、圧力を 4.0 と 2.0 MPa とする)と、密度は同じで粘性の異なる条件(He ガス温度 400°C、圧力 2.0 MPa および He ガス温度 60°C、圧力 1.0 MPa)とで漏洩量の計測試験を行なった。これらの条件における漏洩量と高温プレナム内外差圧との関係を Fig. 9 (a), (b) に示す。これ

(a) Viscosity

(b) Density

Fig. 9 (a), (b) Relationship between leak flow rate and pressure difference in case of same viscosity and density

らの結果から、漏洩量は密度と粘性双方の影響を受けていることがわかる。

次に、粘性と密度の異なる 2 条件における漏洩量 W_1 , W_2 の関係を調べた。漏洩量と高温プレナム内外差圧との関係は、乱流である面取り部の流れと、層流である下部構造物の流れ、固定反射体面間の流れ、固定反射体の透過流れとで表わすことができる。固定反射体の透過流れ以外については、漏洩量と高温プレナム内外差圧との関係は簡単に (6) 式で示すことができ、乱流と層流の違いにより異なる摩擦係数 λ を使用する。

$$\Delta P = \lambda \frac{l_t W_t^2}{d_t^2 g \gamma_t A_t^2} \quad (6)$$

$$\lambda = 0.316 Re^{-0.25} \quad (\text{乱流部分})$$

$$\lambda = \frac{96}{Re} \quad (\text{層流部分})$$

また、固定反射体の透過流れによる漏洩量と高温プレナム内外差圧との関係を (7) 式に示す。

$$\Delta P = \frac{\mu_t W_t}{\gamma_t A_t K_{at}} \quad (7)$$

粘性と密度が異なる 2 条件において、面取り部および固定反射体の隙間等の形状変化は無視できるぐらい小さい。したがって、高温プレナム内外差圧が等しい場合、乱流部分の漏洩量(面取り部からの漏洩量) W_{1r} と W_{2r} の関係は、(6) 式において ΔP および形状による因子(l , d , A)を等しいとして、(8) 式で示すことができる。

$$C_r = \left(\frac{W_{1r}}{W_{2r}} \right) = \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} \right)^{4/7} \left(\frac{\mu_2}{\mu_1} \right)^{1/7} \quad (8)$$

同様に、層流部分の漏洩量(固定反射体面間、下部構造物からの漏洩量)と、固定反射体からの透過による漏洩量の総和 W_{1L} および W_{2L} との関係は(9)式で示すことができる。

$$C_L = \left(\frac{W_{1L}}{W_{2L}} \right) = \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} \right) \left(\frac{\mu_2}{\mu_1} \right) \quad (9)$$

全漏洩量 W_2 に対する乱流部分の漏洩量 W_{2r} の割合を X で表わすと、全漏洩量 W_1 と W_2 の関係は(10)式で示すことができる。このうち、第1項は面取り部の乱流部分の漏洩量で、第2項は層流部分と固定反射体の透過流れを示す。

$$\begin{aligned} \frac{W_1}{W_2} &= \frac{W_{1r} + W_{1L}}{W_{2r} + W_{2L}} \\ &= \frac{C_r W_{2r} + C_L W_{2L}}{W_{2r} + W_{2L}} \\ &= C_r \cdot X + C_L (1 - X) \\ &= \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} \right)^{4/7} \left(\frac{\mu_2}{\mu_1} \right)^{1/7} X + \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} \right) \left(\frac{\mu_2}{\mu_1} \right) (1 - X) \end{aligned} \quad (10)$$

400℃, 2.0 MPa の場合の実測値と解析より求めた乱流部分と、層流部分および固定反射体の透過流れとの割合を基準に、密度の異なる条件である400℃, 4.0 MPa の場合の漏洩量を(10)式により推定した結果を Fig. 9 (a) に破線で示す。また、同様に粘性の異なる60℃, 1.0 MPa の場合の漏洩量を推定した結果を Fig. 9 (b) に実線で示す。これらの結果と実測値はよく一致している。このため、漏洩量と密度および粘性との関係は簡単に(10)式で表わすことができ、乱流部分については密度の4/7乗に比例し、粘性の1/7乗に反比例する。また、層流部分については、密度に比例し、粘性に反比例して増加することがわかった。

VI. 結 論

高温工学試験研究炉における低温 He ガス漏洩量は、原子炉出口ガス温度 950℃ の達成に大きな影響を与える。T₂ 試験部の試験結果では、低温 He ガス漏洩量は許容値を十分に下回っており、試験研究炉において、シール対策、炉内流量配分等の見直しを行う必要がないことがわかった。さらに、漏洩量の計測試験および解析より次のことがわかった。

- (1) 漏洩量は高温プレナム内外差圧の約 0.7 乗に比例して増加する。また、固定反射体の熱変形による漏洩量の増加はほとんどない。
- (2) He ガスの温度条件によらず、漏洩量の約 70～80% は固定反射体の面取り部の流れである。したがって、面取り部の面積を減らすことによりさらに漏洩量を少なくすることができる。
- (3) 漏洩量は、低温側 He ガスの密度と粘性の影響を受け、高温側 He ガスの影響はほとんど受けない。

〔記 号〕

A : 流路断面積	
a : 隙間長さ,	b : 隙間幅
C_r : 乱流部分の漏洩量の比	
C_L : 層流部分と固定反射体の透過流れの漏洩量の総和との比	
d : 流路等価直径,	g : 重力加速度
i : 流路の番号	
K : 出入口の圧力損失係数	
K_a : 透過率,	l : 長さ
ΔP : 圧力損失,	Re : レイノルズ数
T : He ガス温度,	W : 漏洩量
X : 全体の漏洩量に対する乱流部分の漏洩量の割合	
λ : 摩擦損失係数,	γ : He ガス密度
$\bar{\gamma}$: ブランチの He ガス密度の平均値	

終りに、本試験を行うに当りご指導を頂いた日本原子力研究所高温工学部長 安野武彦氏 および HENDEL 管理室長 下村寛昭氏、ならびに試験の実施に当りご助力を頂いた高温工学部 HENDEL 管理室の関係各位に謝意を表します。

— 参 考 文 献 —

- (1) 原研: 高温ガス炉研究開発の現状, (1986).
- (2) 国富一彦, 他: 原子力誌, 30(4), 333 (1988).
- (3) 田中利幸, 他: 同 上, 26(5), 410 (1984).
- (4) MALEK, G.T.: GA-9482, (1969).
- (5) KNUNDSSEN, J.G., KATZ, D.L.: "Fluid Dynamics and Heat Transfer", p.175~178 (1955), McGraw Hill.
- (6) BLEVINS, R.D.: "Applied Fluid Dynamics Handbook", p.38~54 (1984), van Nostrand Reinhold.
- (7) 鈴木邦彦, 他: JAERI-M 85-183, (1985).
- (8) 文沢元雄, 他: JAERI-M 84-234, (1984).