

## キャスク貯蔵施設の除熱性能評価 —スタック方式施設の除熱試験—

竹田浩文<sup>1</sup> 古賀智成<sup>1</sup> 巨真澄<sup>1</sup> 坂本和昭<sup>2</sup>

使用済燃料を貯蔵するためのキャスク貯蔵施設に関しては、高い天井の中央に排気口を設けたキャスク貯蔵施設が使用されてきた。近年、新たにコストの低減と工期の短縮のため、施設の天井高さを低くし、側壁の吸気口と反対側に排気スタックを設けたキャスク貯蔵施設が提案されている。この方式では、冷却空気が吸気口から導入され、貯蔵部を横切った後、スタックから排気されることから、キャスクに対して直交流成分が強くなると予想される。よって、浮力上昇流が支配的な従来方式の施設と流れのパターンが異なることから、新たに除熱評価を行った。本研究では、実規模施設の1/5縮尺模型試験を用いた試験を行い、適用相似則を確認するとともに、施設の基本形状(天井高さおよびスタック高さ)が熱流動現象に及ぼす影響を評価し、以下の結果を得た。

- 1) 天井高さは、キャスクの除熱特性には大きく影響しないが、天井温度への影響が大きい。
- 2) スタック高さは、キャスクの除熱特性に大きく影響する。除熱計算上で整合するスタック高さを検討した。
- 3) キャスク近傍には、自然対流による垂直流に加え、貯蔵部内を横切る水平流が存在する。この影響により、キャスクの熱伝達率は、垂直平板自然対流熱伝達率よりも大きい値となった。

**Keywords:**キャスク貯蔵施設, 相似則, 除熱試験

The conventional cask storage facility has a high ceiling. In order to shorten the construction period and reduce the cost, a new type of cask storage facility is proposed. Its ceiling height is made low and the stack is set up on the opposite side of the air inlet through the storage area, giving what we call a "stack-type facility". The flow pattern in the storage area of this facility is then different from that of the conventional facility and the heat removal performance of a stack-type facility has been studied. Simulation experiment by using a 1/5 reduced scale model was performed, and thermal-hydraulic phenomena of the facility were investigated. Following results were obtained by this study:

- 1) The ceiling height hardly influences the heat removal characteristic of the casks. On the other hand, the ceiling temperature is so much influenced by the ceiling height.
- 2) The stack height directly influences the heat removal of the casks. The stack height by which heat generation of casks could be safely removed was estimated.
- 3) There are two kinds of flows in the storage area of the facility, one is a upward flow induced by buoyancy force on the cask surface, and the other is a horizontal flow induced by the stack effect. These flows contribute to the cooling of casks.

**Keywords:** cask storage facility, similarity law, heat removal test

### 1 緒言

使用済燃料を貯蔵するためのキャスク貯蔵施設に関しては、高い天井の中央に排気口を設けたキャスク貯蔵施設(以降、「従来方式施設」という)[1]が使用されてきたが、新たにコストの低減と工期の短縮のため、施設の天井を低くし、側壁の吸気口と反対側に排気スタックを設けたキャスク貯蔵施設(以降、「スタック方式施設」という)が提案されている。スタック方式施設内において、冷却空気は、キャスクからの発熱で生じるドラフト力によって吸気口から導入され、貯蔵部を横切った後、スタックから排気される。このため、従来方式施設に比べて直交流成分が強くなると予想される。スタック方式施設では、浮力上昇流が支配的な従来方式施設と流れのパターンが異なることから、新たに除熱性能を評価した。

本研究では、実規模施設の1/5縮尺模型試験を行い、適用相似則を確認するとともに、スタック方式施設の基本形状(天井高さおよびスタック高さ)の除熱性能に対する影響

を明らかにした。

### 2 試験装置

試験装置は、実規模施設の一部を取り出し、その貯蔵部と吸排気部を1/5スケールで模擬したものである。模擬キャスクは、4行×6列の計24基を800mmピッチの正方形配列で装置内に配置した。また、天井高さが貯蔵部内の熱流動特性に及ぼす影響を評価するため、天井は上下に可動可能となっている。さらに、スタックにつながるファンの流量を制御することにより、スタック高さの影響を評価した。スタック端部は、開閉式とし、開状態で、自然通風試験も可能である。

本装置の鳥瞰図をFig.1に、貯蔵部の立面図と平面図をFig.2に示す。模擬キャスクはFig.3に示すように外径500mm×高さ1,100mmで、発熱量は0~2kW/体である。側面からの発熱は等熱流束となるように、円筒内面のラバーヒータで加熱している。

### 3 適用相似則

スタック方式施設内の自然対流現象は、連続の式(質量保存則)、運動の式(ナビエ-ストークスの式:運動量保存則)、およびエネルギーの式(エネルギー保存則)によっ

Evaluation of heat removal characteristic of cask storage facility -Heat removal test for stack-type facility- by Hirofumi Takeda (takeda@criepi.denken.or.jp), Tomonari Koga, Masumi Wataru, Kazuaki Sakamoto

1 (財)電力中央研究所 流体科学部 Fluid Science Department, Central Research Institute of Electric Power Industry(CRIEPI)

〒270-1194 千葉県我孫子市我孫子 1646

2 住友金属鉱山株式会社 原子力・エネルギー部 Energy & Nuclear Power Department, Sumitomo Metal Mining Co.,LTD.

〒319-1101 茨城県那珂郡東海村石神外宿 2600

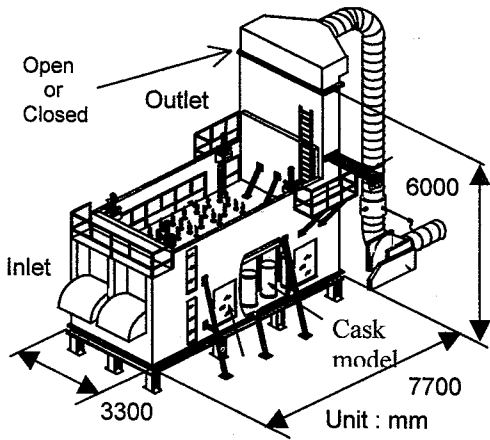


Fig.1 Experimental apparatus

て記述される。Figure.4 に示した直交座標系において、基礎方程式は以下の様になる。

基礎方程式

1) 連続式

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

2) 運動方程式

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + \beta g(T - \bar{T}) \delta_{i3} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

2) エネルギー方程式

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + \frac{q}{\rho c} \quad (3)$$

無次元時間、無次元長さ、無次元流速、無次元温度および無次元圧力は以下のように表すことができる。

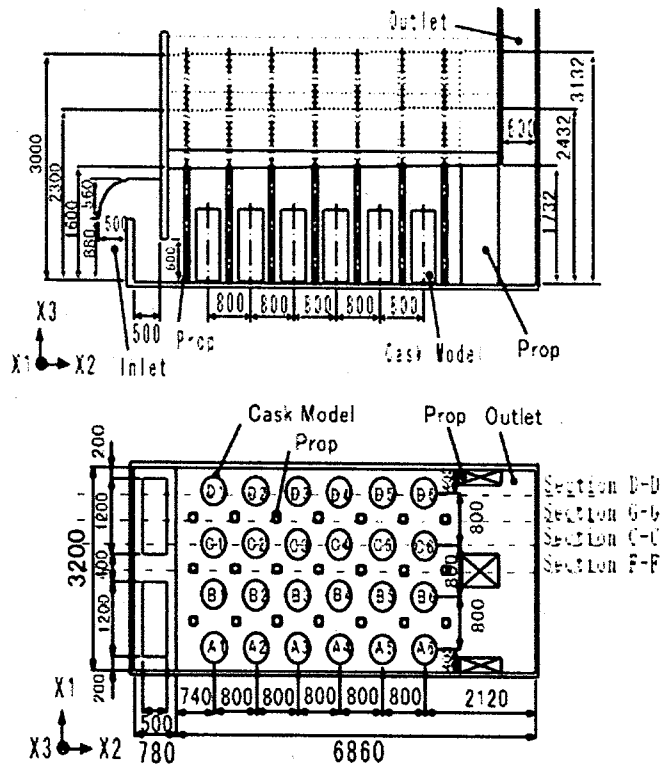


Fig.2 Vertical and horizontal view of the experimental apparatus

$$t^* = \frac{Ut}{L}, \quad x^* = \frac{x_i}{L}, \quad u_i^* = \frac{u_i}{U}$$

$$T^* = \frac{T - \bar{T}}{\Delta T}, \quad p^* = \frac{p}{\Delta p_0}$$

上記無次元量を用いて基礎方程式を無次元化すると、次のようになる。

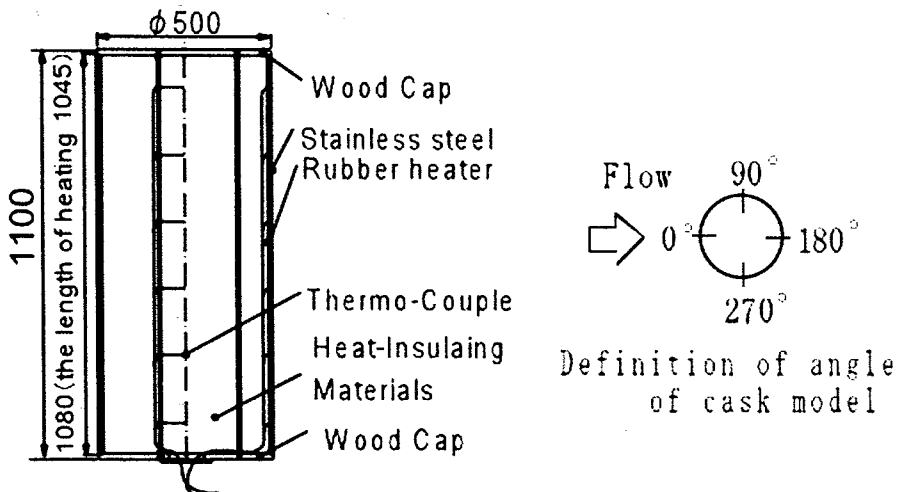


Fig.3 Cask model

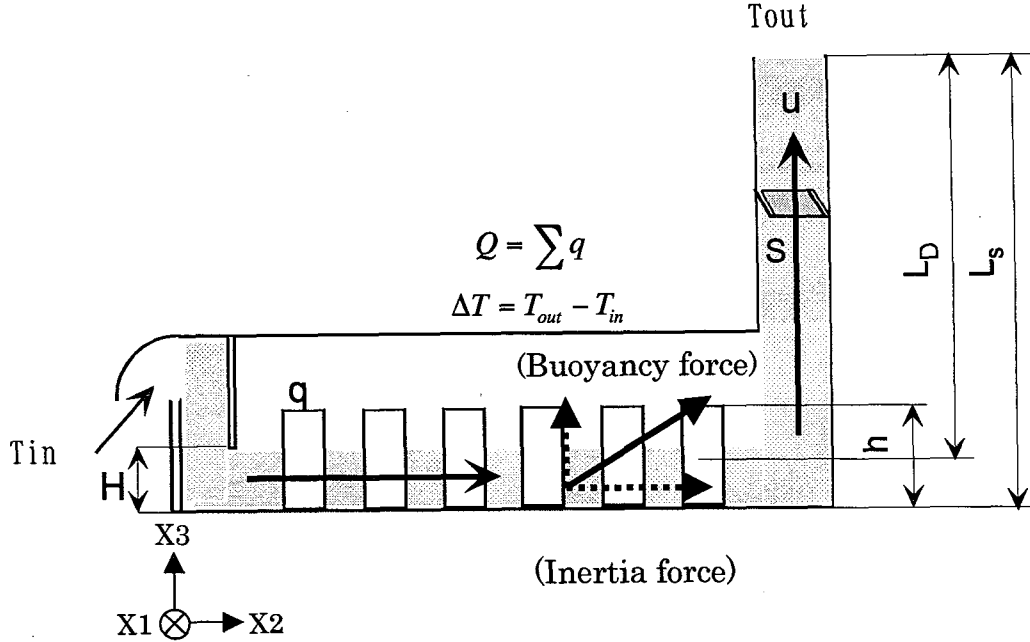


Fig. 4 Geometry and coordinate system

無次元基礎方程式

1) 無次元連続式

$$\frac{\partial u_i^*}{\partial x_i^*} = 0 \quad (1')$$

2) 無次元運動方程式

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_i^*}{\partial t^*} + u_j^* \frac{\partial u_i^*}{\partial x_j^*} \\ = \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 u_i^*}{\partial x_j^{*2}} + RiT^* \delta_{i3} - Eu \frac{\partial p^*}{\partial x_i^*} \end{aligned} \quad (2')$$

3) 無次元エネルギー方程式

$$\frac{\partial T^*}{\partial t^*} + u_j^* \frac{\partial T^*}{\partial x_j^*} = \frac{1}{Pe} \frac{\partial^2 T^*}{\partial x_j^{*2}} + q^* \quad (3')$$

実規模施設の熱流動現象を模型試験で完全に模擬するには、上記の無次元基礎方程式中の  $Re$  数、 $Ri$  数、 $Eu$  数、 $Pe$  数および無次元発熱分布  $q^*$  を実規模施設と模型試験で一致させる必要がある。

今回行ったような縮尺模型を使った自然対流試験では、 $Ri$  数、 $Eu$  数および無次元発熱分布  $q^*$  を実規模施設と一致させることは、比較的容易であるが、 $Re$  数と  $Pe$  数については、一致させることが難しい。

しかしながら、 $Re$  数および  $Pe$  数が十分大きな乱流状態においては、(2')および(3')の拡散項が他の項よりも小さくなるため、 $Re$  数および  $Pe$  数の熱流動現象への依存性が小さくなる。

よって、本試験では、試験装置内の流れが乱流状態となる条件下で、 $Ri$  数、 $Eu$  数および無次元発熱分布  $q^*$  を実規模施設と一致させた試験を行った。

また、このような乱流状態における貯蔵部内の熱流動現象は、キャスク発熱による浮力と吸気口から排気口までの圧力損失がバランスする自然対流現象に支配されていると考えられる。したがって、定常状態では次の関係式が成り立つことになる。

$$\beta g \Delta T L_D = \frac{1}{2} \xi U^2 \quad (4)$$

(4)式の両辺を  $U^2$  で割ると

$$\frac{\beta g \Delta T L_D}{U^2} = \frac{1}{2} \xi \quad (4')$$

となり、(4')式の左辺は  $Ri$  数、右辺は  $Eu$  数を表す。すなわち、実規模施設の圧力損失係数を模擬した試験をすることにより、 $Eu$  数(圧力損失係数/2)と  $Ri$  数の両方を一致させた試験を行うことができることになる。

次に、施設内の全キャスクから発生した熱が冷却空気により運ばれるとすると施設内のヒートバランスは以下で表される。

$$Q = \rho c U \Delta T S \quad (5)$$

(4)式と(5)式より、吸排気温度差  $\Delta T$  およびスタック部での流速  $U$  を求めると、次のようになる。

$$\Delta T = \left( \frac{\xi Q^2}{2 \beta g L_D \rho^2 c^2 S^2} \right)^{1/3} = \left( \frac{\xi}{2 \beta g \rho^2 c^2 k^2} \right)^{1/3} \times L_D^{-5/3} \times Q^{2/3} \quad (6)$$

$$U = \left( \frac{2 \beta g L_D Q}{\xi \rho c S} \right)^{1/3} = \left( \frac{2 \beta g}{\xi \rho c k} \right)^{1/3} \times L_D^{-1/3} \times Q^{1/3} \quad (7)$$

ただし、 $S = k L_D^2$  ( $k$  は係数)とおいた。

よって、 $\Delta T$  および  $U$  は、それぞれ長さ  $L_D$  および発熱量  $Q$  の関数となる。

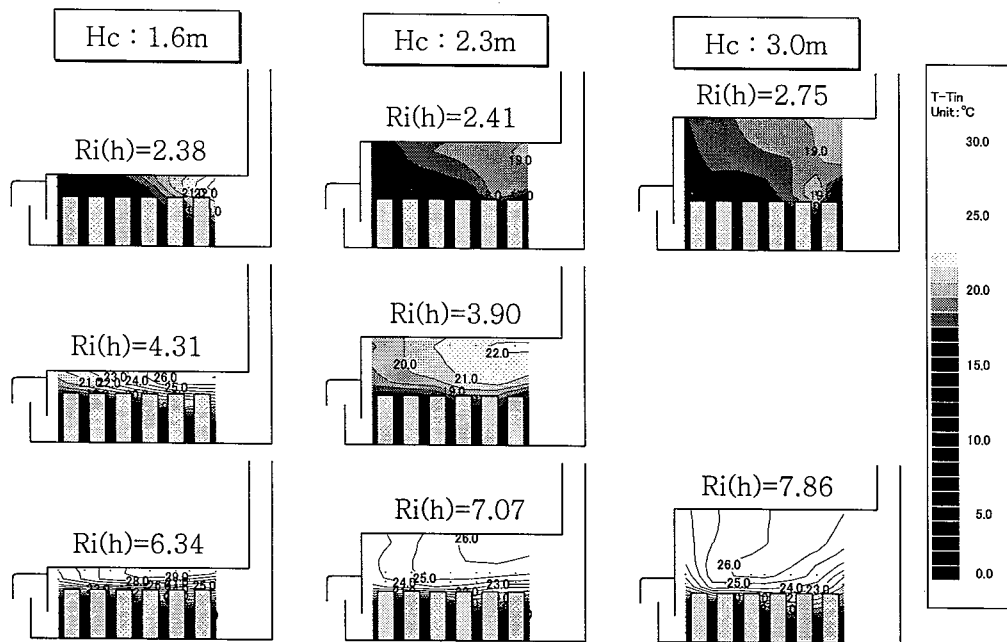


Fig. 5 Temperature distributions (Section D-D)

本試験では、実規模施設と同一流体である空気を用いた試験であることから、物性値の違いは無く、(6)式および(7)式から実規模施設と試験模型の間の $\Delta T$ と $U$ の関係それぞれ(8)式および(9)式のように表すことができる。

$$(\Delta T_p / \Delta T_m) = (L_p / L_m)^{-5/3} \times (Q_p / Q_m)^{2/3} \quad (8)$$

$$(U_p / U_m) = (L_p / L_m)^{-1/3} \times (Q_p / Q_m)^{1/3} \quad (9)$$

したがって、(8)式と(9)式を用いることにより、試験結果から実規模施設の温度および流速を算出することが可能である。

しかしながら、このような簡便な式が使用できるのは、あくまでも乱流状態に限定される。また、自然対流支配での圧力損失係数は、強制対流支配のものとは異なることから注意が必要である。よって、可視化試験などから流動状況を十分把握した上で、圧力損失係数を推定しなければならない。流れが乱流状態であることの確認および圧力損失係数の検討については、文献[2]を参照されたい。

なお、今回行った試験では、天井高さをパラメータとした試験だけではなく、ドラフト力に大きく影響を及ぼすスタック長さ( $L_s$ )もパラメータとした試験を行ったため、すべての試験結果を比較できるように、貯蔵部内で長さが変化しないキャスク長( $h$ )を代表長さとした $Ri$ 数として、 $Ri(h)$ を用いた整理を行った。ここで、(4')式での $Ri(L_D)$ 数と $Ri(h)$ の関係は、次のようになる。

$$Ri(h) = Ri(L_D) \times \frac{h}{L_D} \quad \left( = Eu \times \frac{h}{L_D} \right) \quad (10)$$

すなわち、スタック高さを変化させても、施設全体の圧損係数( $\xi$ ) (もしくは、 $Eu$ 数)が大きく変化しないことから、

$Ri(L_D)$ も大きく変化しないことになる。たとえば、発熱量が同じでスタック高さ( $L_D$ )を高くすると、(4')式の吸排気温度差 $\Delta T$ は小さくなるが、分母にある流速 $U$ が大きくなるため、結果として、 $Ri(L_D)$ は大きく変化しない。したがって、スタック高さをパラメータとした試験を行う際は、(10)式で表される $Ri(h)$ を用いた整理が有効と考えた。

#### 4 試験

##### 4.1 天井高さの影響

まず、最初に貯蔵部の天井高さが貯蔵部内熱流動現象に及ぼす影響を調べた。なお、天井高さと共に熱流動現象に大きく影響を及ぼす $Ri$ 数もパラメータとした。 $Ri$ 数は、自然通風試験ならびにファン流量を変化させた強制対流試験により変化させた。

Figure5 に貯蔵部内温度分布を示す。天井高さを変えると、とくに天井付近の温度が大きく変化する。一方、 $Ri$ 数を変えると貯蔵部内全体の温度分布が変化する傾向がある。天井高さの低い1.6m(キャスク高さの約1.5倍)の場合は、 $Ri(h) \geq 4.31$ において、天井の広範囲の部分が高温となることがわかる。また、どの天井高さにおいても $Ri$ 数が大きくなると、天井部の高温部分が下流側から中央部に移る傾向がある。これは、直交流成分が弱くなったためと考えられる。

Figure6 は、可視化試験により得られた貯蔵部内の代表的な流況である。吸気口から流入する低温の速い流れは、キャスクの間を床這いに下流側に進む。また、上流側から

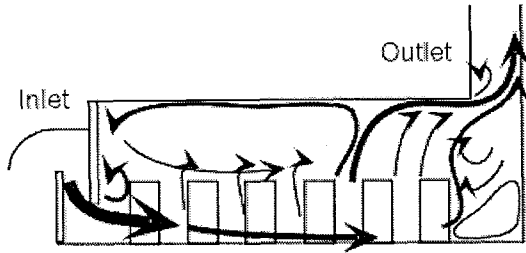


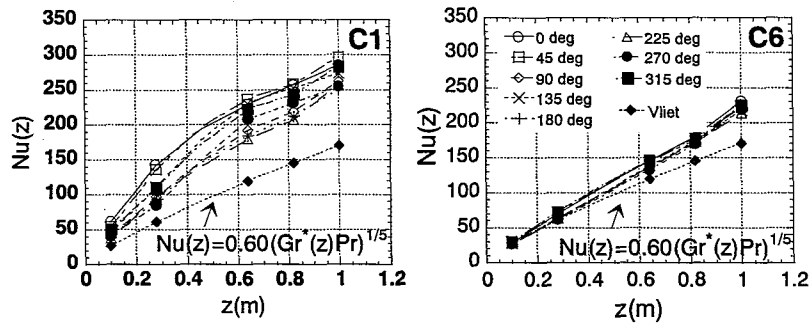
Fig. 6 Air flow pattern ( $H_c=2.3\text{m}$ ,  $Ri(h)=7.07$ )

四列目のキャスク付近から顕著な上昇流が起こり、斜め方向に天井に衝突した後、二つに分かれる。主流は、スタックに吸い込まれるが、他方は、天井に沿って吸気口の方向に戻っていく。また、上流側から五列目以後のキャスクから上昇した流れ(プリューム)は、直接スタックに向かう。

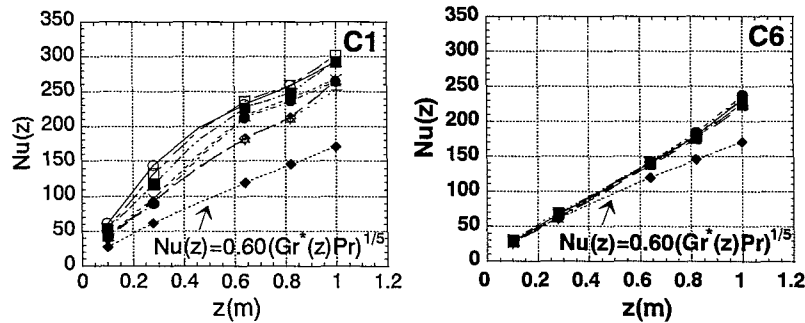
Figure7 は、天井高さを変えたときのキャスク熱伝達率

の分布を比較したものである。図中には、垂直平板自然対流熱伝達 [3]の値ものせている。ここでは、 $Ri$  数は概略一致している。この比較より、 $Ri$  数が一致する条件では、天井高さはキャスクの熱伝達率にほとんど影響をおよぼさないことがわかる。また、最上流キャスク(C1)では、キャスクの周方向に  $Nu$  数の分布が見られ、上流側  $0^\circ\text{C}$  付近の除熱が最も良好であるが、最終列のキャスク(C6)では、周方向の  $Nu$  数の分布は、ほとんど見られなかった。しかしながら、 $Nu$  数の最も小さくなる最終列キャスクにおいても、 $Nu$  数は図中に示す垂直平板自然対流熱伝達の値よりも大きくなった。垂直平板自然対流熱伝達の値よりも熱伝達が良くなったのは、水平流の影響によるものと考えられる。

$H_c=1.6\text{m}, Ri(h)=6.34$



$H_c=2.3\text{m}, Ri(h)=7.07$



$H_c=3.0\text{m}, Ri(h)=7.86$

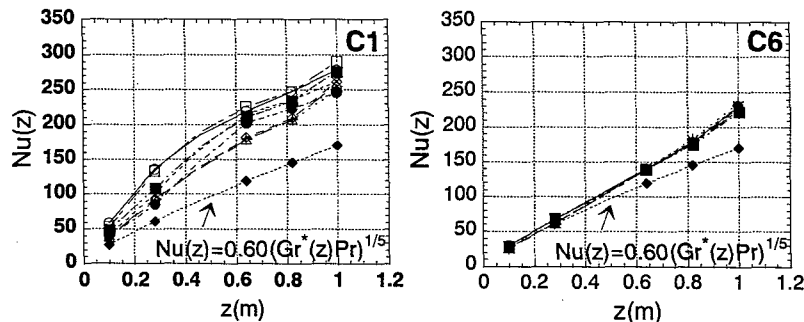


Fig. 7 Heat transfer rate (each ceiling height case)

4.2 スタック高さの影響

先に行った試験で、貯蔵部の天井高さは、天井付近の温度が高温とまらない 2.3m(キャスク高さの約2倍程度)に固定し、次にスタック高さの貯蔵部内の熱流動現象に及ぼす影響を調べた。

スタック高さは、ドラフト力に大きく影響することから、まず、スタック高さとそのスタック高さで除熱可能な発熱量の関係を浮力と圧力損失のバランスから計算した。ここでは、以下の二式で求められる風量、 $W_1$ と $W_2$ のバランス点を繰り返し計算により求めることにより、施設内を流れる空気流量を得た。

$$W_1 = \frac{Q}{c(T_{out} - T_{in})} \quad (11)$$

$$W_2 = \sqrt{\frac{L_D (\rho_{in} - \rho_{out}) g}{\sum \frac{\xi_k}{2 A_k^2 \rho_k}}} \quad (12)$$

なお、施設内の各部の圧損係数( $\xi_k$ )については、強制対流場での管路の流体抵抗[4][5]を入力した上で、ファンを使わない自然通風試験を行うことにより、圧力損失係数の見直しを行っている。

実規模施設条件として、吸気温度 29.1℃、排気温度 45.0℃を与えた際のスタック高さとそのスタック高さで除熱可能な発熱量の関係を示したものが、Fig.8 である。この計算によりスタック高さが 13m以上であれば、設計発熱量である 20kW(キャスク 1 体当たり)の除熱が可能であることが求められた。

次に、この計算法を用いて、設計発熱量である 20kW(キャスク 1 体当たり)および吸気温度 29.1℃とした条件でスタック高さをパラメータとして排気温度( $T_{out}$ )と流速( $U$ )を計算し、そこから  $Ri(h)$ 数とスタック高さの関係を求めたものが Fig.9 である。この結果に基づいて、スタック高さを変える代わりに  $Ri(h)$ 数をパラメータとして、スタック高さが貯蔵部内熱流動現象に与える影響を調べる試験を行った。

Table1 に示すように実規模施設でスタック高さが 20m に相当する試験ケース(CASE2:  $Ri(h)=5.60$ )をリファレンスケースとして、それよりもスタックの低いケース(CASE3:  $Ri(h)=10.7$ )およびスタックの高いケース(CASE1:  $Ri(h)=2.78$ )の試験を行い、相互に比較した。

この試験で得られた貯蔵部内温度分布および流速分布

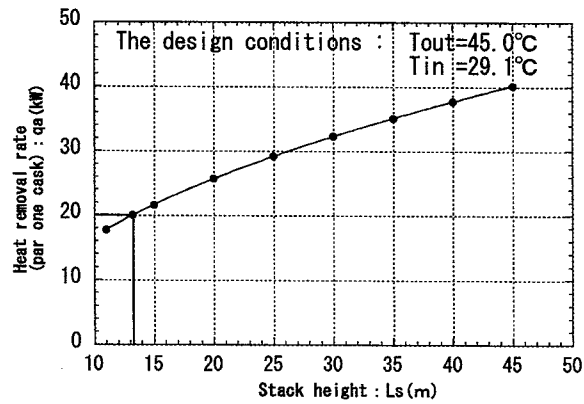


Fig.8 Relation between  $L_s$  and  $q_a$

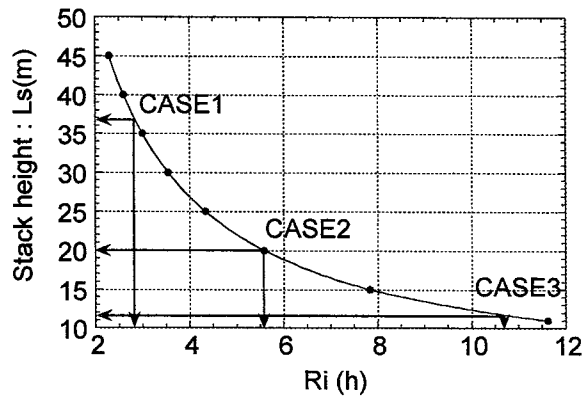


Fig.9 Relation between  $Ri(h)$  and  $L_s$

を Fig.10 に示す。当然のことながら、 $Ri$  数が大きい程、貯蔵部内の温度は高温となる。また、 $Ri$  数が小さい場合(CASE1)には、吸気口から斜めに上昇した後スタックに向かう流れがみられる。一方、 $Ri$  数が大きくなると、高温領域は、貯蔵部中央の天井付近に発生しており、キャスク上部全般が淀んでいるように見える(CASE2 および CASE3)。

Figure11 は、 $Ri$  数のキャスク熱伝達率への影響を示したものである。最上流キャスク(C1)の熱伝達率を比較すると  $Ri$  数が小さいほど、熱伝達率が良くなっている。しかしながら、 $Ri$  数が最終列キャスク(C6)の熱伝達率に及ぼす影響は小さい。

Figure12 は、試験で得られた局所  $Nu$  数を垂直平板自然対流熱伝達[3]の値と比較したものである。本試験での  $Ra^*$  範囲は、 $10^8 < Ra^* < 10^{13}$  であり、実規模キャスクの  $Ra^*$  範

Table1 Test condition

	Hc(m)	$Q_E$ (kW)	Q(kW)	Flow rate (kg/min)	U(m/s)	$\Delta T$ (°C)	Ri(h)	Heat balance ( $(Q_E - Q)/Q * 100$ (%))	$T_{in}$ (°C)
CASE1	2.3	20.68	24.07	65.5	0.500	18.4	2.78	-14.3	13.8
CASE2	2.3	20.05	24.17	50.2	0.395	23.8	5.60	-17.1	22.9
CASE3	2.3	19.04	24.13	39.5	0.314	28.8	10.7	-21.0	20.9

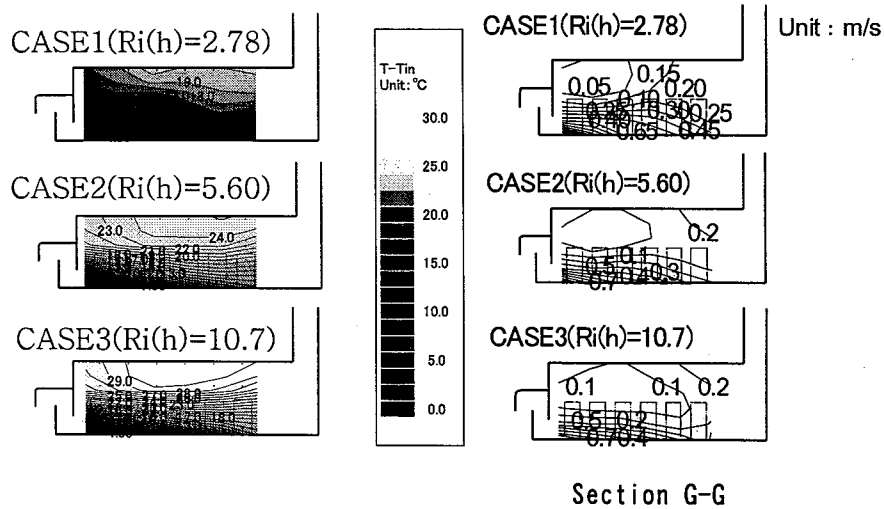


Fig. 10 Temperature and velocity distributions (CASE1, CASE2, CASE3)

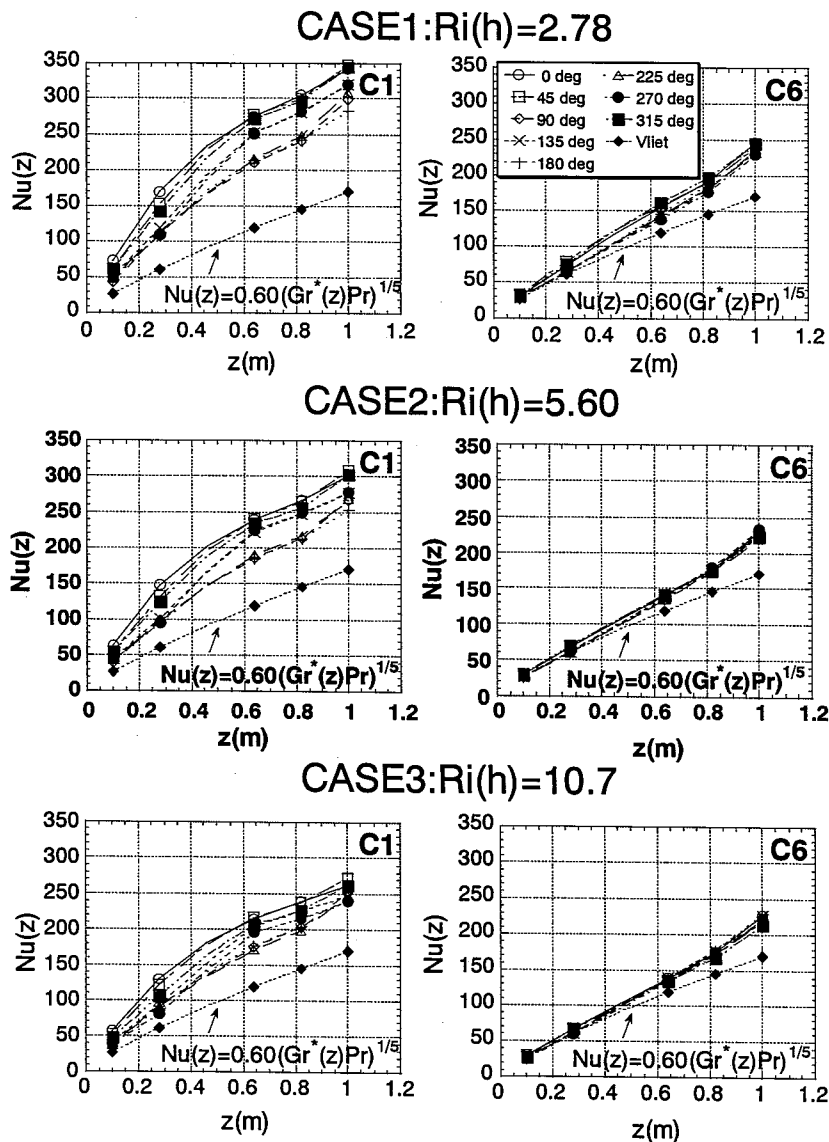


Fig. 11 Heat transfer rate (CASE1, CASE2, CASE3)

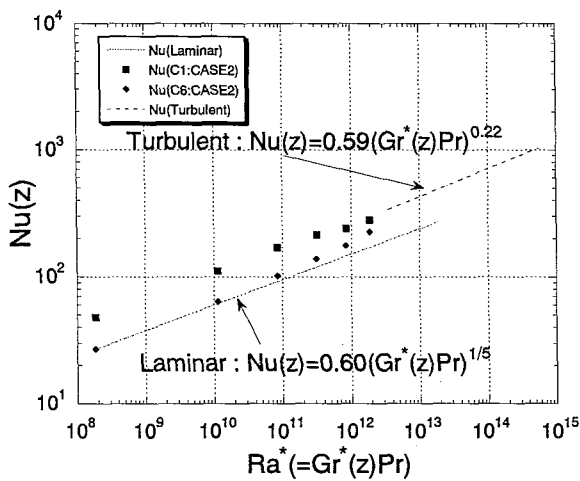


Fig. 12 Relation between  $Ra^*$  and  $Nu(z)$

囲に及ばないため、直接、実規模キャスクの  $Nu$  数について議論できないが、試験で得られた熱伝達は何れも垂直平板自然対流熱伝達の伝熱相関式(層流)  $Nu=0.60 Ra^{*1/5}$  で算出される値よりも高い値となった。これは、いずれも水平流がキャスク表面の温度境界層を乱し、熱伝達率を押し上げたものと考えられ、実規模キャスクにおいても同様の効果が予想される。

5 実規模施設の現象予測

実規模施設でスタック高さ 20m に相当する試験ケースである CASE2 の試験結果に 3 章で示した(8)式と(9)式を適用し、実規模施設での貯蔵部内の温度分布および流速分布を予測したものが Fig.13 である。

実規模施設での吸気温度 29.1℃、キャスク発熱量(1 体当たり) 20kW とした場合、排気温度は、42.6℃と予測される。天井温度は、スタック出口温度より若干高い領域もみられるが、電気計装品に対する一つの目安温度である 50℃を十分下回っている。なお、スタックでの平均流速は、0.668m/s と予測される。

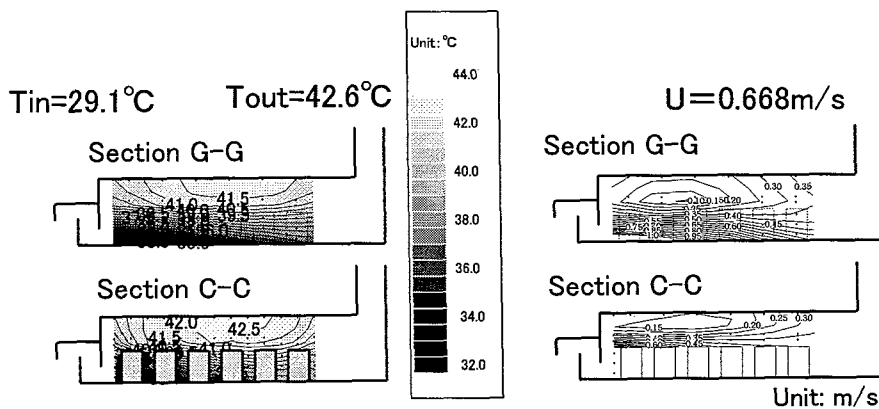


Fig. 13 Temperature and velocity distributions in an actual facility

6 結論

実規模施設の 1/5 縮尺模型試験を行い、貯蔵部内の熱流動現象を評価し、実規模施設の基本形状(天井高さおよびスタック高さ)の検討を行った。実規模施設と熱流動上相似下での試験を実施した結果、以下のことが明らかとなった。

- 1) 天井高さをキャスク高さの約 1.5 倍(1.6m)から約 3 倍(3.0m)まで変えた試験を行い、天井高さが貯蔵部内の熱流動現象におよぼす影響を調べた。その結果、天井高さは、キャスクの除熱特性に、ほとんど影響を及ぼさないことがわかった。しかしながら、天井温度は天井高さに影響を受けることから、天井のコンクリート温度等を評価して、天井高さを決める必要があると考えられる。
- 2) スタック高さと  $Ri$  数の関係を求め、スタック高さを  $Ri$  数に置き換えて、パラメータ試験を行った。貯蔵部内の熱流動現象は、スタック高さに大きく依存することがわかった。また、除熱計算上整合するスタック高さを検討した。
- 3) キャスク表面近傍では、浮力による上昇流の他に吸気口から流入する水平方向の吹きつけ流が付加されている。この結果、キャスクの熱伝達率は、垂直平板自然対流熱伝達の値よりも大きくなることがわかった。

謝辞

本研究は、東京電力(株)の依頼研究として実施したものである。



## 記号の説明

$A_k$ : 施設内の各場所での流路面積  
 $c$ : 比熱(kJ/kg/K)  
 $Eu$ : オイラー数(-):  $\Delta p / \rho U^2 = \xi / 2$   
 $g$ : 重力加速度(m/s<sup>2</sup>)  
 $Gr^*(z)$ : 修正グラスホフ数(-):  $\beta g q z^4 / \lambda \nu^2$   
 $H$ : 貯蔵部内の吸気口高さ(m)  
 $h$ : キャスク高さ(m)  
 $h'$ : 熱伝達率(W/m<sup>2</sup>/K)  
 $L$ : 代表長さ(m)  
 $L_D$ : ドラフト力に寄与する高さ(m):  $L_S - h/2$   
 $L_S$ : スタック高さ(m)  
 $Nu(z)$ : ヌッセルト数(-):  $h' z / \lambda$   
 $p$ : 圧力 (Pa)  
 $p^*$ : 無次元圧力 (-)  
 $Pe$ : ペクレ数(-):  $\nu / \alpha$   
 $Pr$ : プラントル数(-):  $UL / \alpha$   
 $Q$ : 発熱量(貯蔵部内全体)(kW/m<sup>3</sup>)  
 $Q_E$ : エンタルピー上昇量(貯蔵部内全体)(kW/m<sup>3</sup>)  
 $q$ : 発熱量(模擬キャスク/1体)(kW/m<sup>3</sup>)  
 $q^*$ : 無次元発熱量(-):  $qL / \rho c U \Delta T$   
 $Ra^*$ : 修正リーリー数(-):  $Gr^* Pr$   
 $Re$ : レイノルズ数(-):  $UL / \nu$   
 $Ri(L_D)$ : リチャードソン数(-):  $\beta g \Delta T L_D / U^2$   
 $Ri(h)$ : リチャードソン数(-):  $\beta g \Delta T h / U^2$   
 $S$ : スタック断面積(m<sup>2</sup>)  
 $T$ : 温度(°C)  
 $\bar{T}$ : 平均温度(°C)  
 $T_{in}$ : 吸気口温度(°C)  
 $T_{out}$ : 排気口温度(°C)  
 $t$ : 時間(s)  
 $t^*$ : 無次元時間(-)  
 $U$ : 代表流速(スタック断面での平均流速)(m/s)  
 $u$ : 流速(m/s)  
 $u^*$ : 流速(m/s)  
 $x$ : 距離(m)  
 $x^*$ : 距離(-)  
 $Z$ : 模擬キャスク高さ方向距離(m)

## ギリシャ文字

$\alpha$ : 熱拡散率(m<sup>2</sup>/s)  
 $\beta$ : 体膨張率(1/K)  
 $\delta_{ij}$ : クロネッカーデルタ( $i=j \rightarrow \delta_{ij}=1, i \neq j \rightarrow \delta_{ij}=0$ )

$\Delta p_0$ : 代表圧力差(Pa)

$\Delta T$ : 温度差(°C) :  $T_{out} - T_{in}$

$\lambda$ : 熱伝導率(kW/m<sup>2</sup>/K)

$\xi$ : 圧力損失係数(-)

$\nu$ : 動粘性係数(m<sup>2</sup>/s)

$\rho$ : 密度(kg/m<sup>3</sup>)

## 添え字

$ij$ : 座標方向( $i,j=1,2,3$ )

$k$ : 施設内の各場所

$m$ : 模型

$p$ : 実規模施設

## 参考文献

- [1] 坂本和昭 他: 使用済燃料用金属キャスク貯蔵施設の除熱特性試験. 日本原子力学会誌 **40**, 966-977 (1998).
- [2] 竹田浩文 他: キャスク貯蔵施設の除熱性能の実証—スタック方式施設の除熱特性試験—. 電中研研究報告 U99505 (2000).
- [3] Vliet, G.C., Liu, C.K.: An experimental study of turbulent natural convection boundary layers. *J. Heat Transfer* **91**, 517-531 (1969).
- [4] Erwin Fried and I.E. Idelchik: Flow Resistance: A design guide for engineers, Hemisphere Publishing Co. (1989).
- [5] 日本機械学会編: 管路・ダクトの流路抵抗, 昭和 54 年 1 月 (1979).