

自然対流の熱解析による 水棺を用いた原子炉冷却に必要な冷却水の投入量の推定

東北大学 流体科学研究所 圓山・小宮研究室

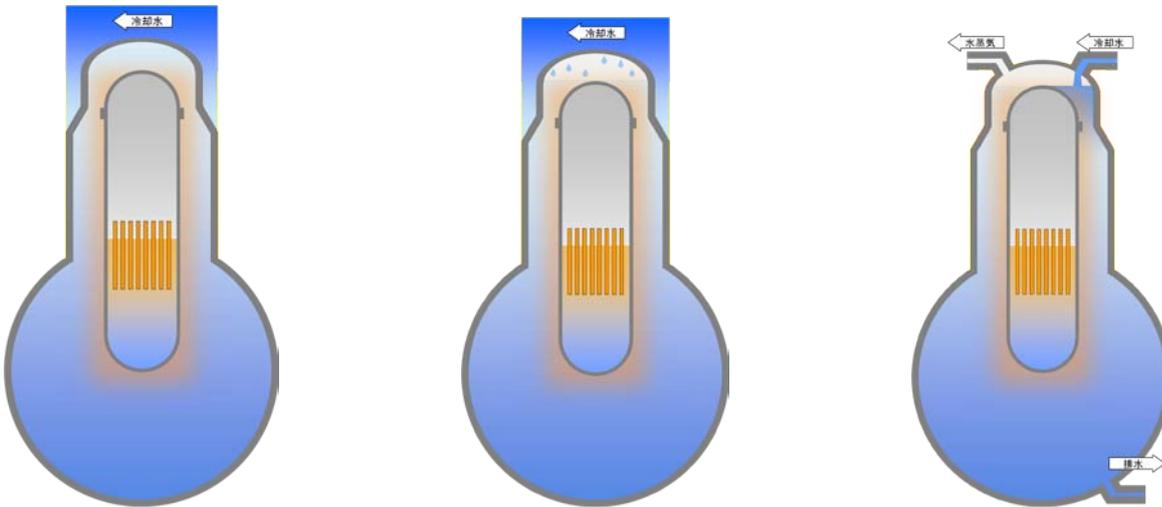
2011/04/28 作成

概要

当グループでは、これまで原子炉の発熱量の予測(HTC Rep. 1.4)、水が半分ある場合の燃料棒温度推定(HTCRep.2.2)、完全ドライアウト時燃料棒温度推定(HTCRep.7.1)等、を行ってきた。原子炉の冷却に関して、現在進められている压力容器と格納容器の間に水を注入する水棺を行う場合の熱輸送現象について、自然対流熱伝達及び凝縮熱伝達を考慮して、近似的な検討を行った。本レポートでは、压力容器と格納容器の間を完全に水で満たし、格納容器の上部に一定の流量で水を流し続けるパターン A(図 1 (a))と、压力容器上端の高さまで格納容器内に水を溜め、格納容器の上部に一定の流量で水を流し続けるパターン B(図 1 (b))について考えて検討を行った。また図 1 (c)に示す様に、格納容器内に対して直接に注水及び排水を行うパターン C についても検討を行った。

本報では压力容器表面を 100 °C 以下に保つ事を仮定し、その時の格納容器内の必要水温及び、供給される水の温度を 30 °C とした場合の水の必要循環水量を概算した。その結果を表 1 にまとめる。

本レポートは、これまでのレポートと同様に諸々の大胆な仮定に基づいた簡易な計算であることに十分注意されたい。また、HTCRep. 10. 2-b に示すように、本計算のモデルに含まれない多くの懸念事項があることも重要である。さらに、**パターン C は格納容器の水を循環冷却することが前提である。水を入ただけでは爆発する可能性がある。**



(a) パターン A: 格納容器を水で充填 (b) パターン B: 压力容器上端まで貯水 (c) パターン C: 格納容器に注水・排水

図 1 水の自然対流による原子炉冷却の概要

表 1 压力容器表面が 100 °C に保たれた場合における格納容器内の必要水温及び必要投入量

	32 日後発熱量 (HTC Rep 1.4) MW	パターン A		パターン B		パターン C	
		必要水温 °C	必要循環量 L/s (ton/day)	必要水温 °C	必要循環量 L/s (ton/day)	必要水温 °C	必要循環量 L/s (ton/day)
一号機	2.146	46.2	31.7 (2736)	73.4	11.9 (1032)	91.7	8.3 (719)
二号機	3.759	15.1	不可能	61.1	28.9 (2495)	88.5	15.4 (1328)

計算方法

原子炉内部は図 2 の概略図に示す様に、燃料を収容した圧力容器と格納容器により構成される。本レポートでは燃料からの発熱量として、HTC Rep. 1.4 にて求められた、地震から 32 日後における崩壊熱量を考慮する。格納容器内への水の注入及び、格納容器上部に水を流すことによって、原子炉の冷却を行う場合を考える。

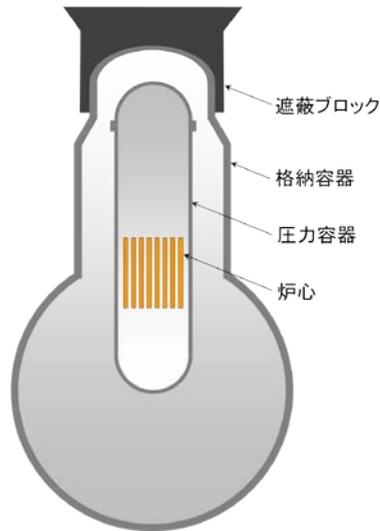


図 2 原子炉の概略図

この時、パターン A では主に図 3 (a)に示す様に、以下の熱移動が考えられる。

1. 燃料の崩壊熱から圧力容器への熱伝達.
2. 圧力容器の側壁表面から格納容器内の水への自然対流熱伝達.
3. 格納容器内の水から格納容器の内側壁への自然対流熱伝達.
4. 格納容器の外壁から外部への熱伝達.
5. 格納容器内の水から格納容器の上面への自然対流熱伝達
6. 格納容器の上面から上部の冷却水への強制対流熱伝達.

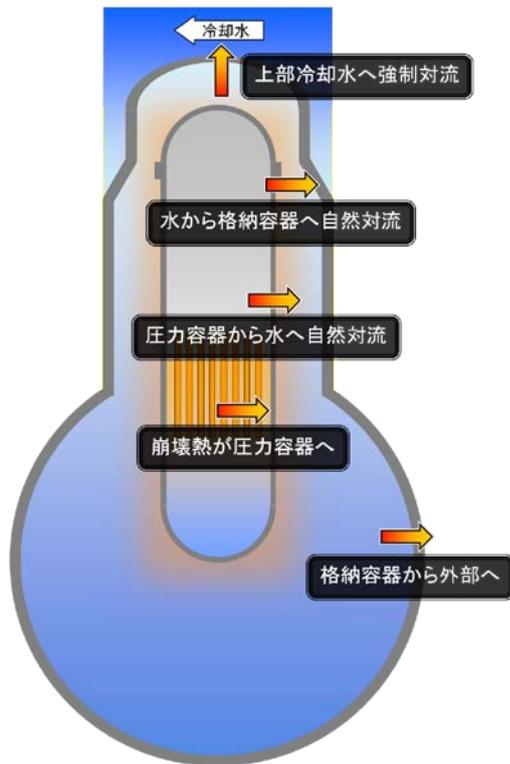
これらの熱移動について、圧力容器の表面温度を一様の高温を考慮することで 1 を近似し、格納容器の側壁から外部への熱移動に関わる 3 及び 4 を無視することで格納容器の側面を断熱条件として考える。従って 2, 5, 6 の熱移動を考慮することで格納容器の上面から外部への熱移動のみを考える。また、境界層以外の格納容器内の水温は一定として考える。この仮定は非常に大胆な簡略化である。圧力容器表面は 100 °C に保たれることを仮定している。

パターン A では冷却水の蒸発・凝縮を考慮しない。

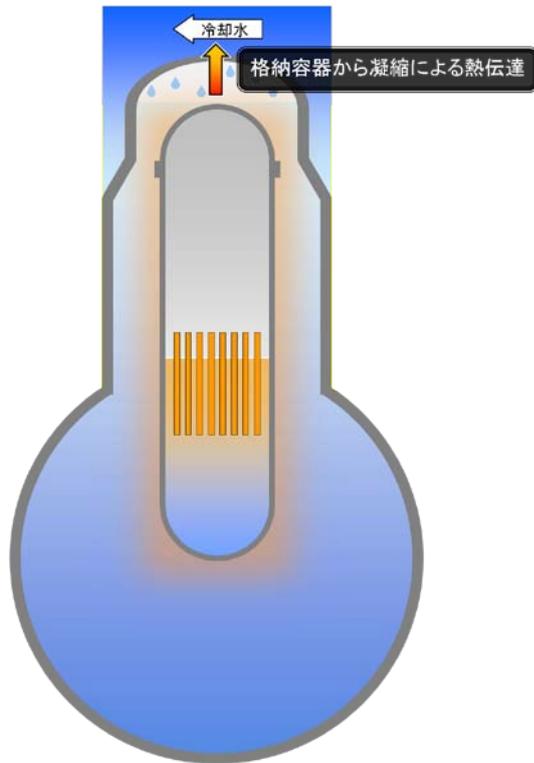
パターン B では図 3 (b)に示す様に、圧力容器の上端の高さまで水が注入されており、圧力容器表面で蒸発した水は水蒸気となって格納容器の内壁上側に接触する。格納容器の内壁上側は格納容器の上部を流れる水によって冷却されているため、接触した水蒸気は外部に熱を受け渡すことで凝縮し、水となって格納容器内の水と再び混ざり合う。従ってパターン B では 2, 6 及び、水蒸気から格納容器上面への凝縮熱伝達を考える。

パターン C では、格納容器上部に冷却水を流さず、また格納容器内に注水・排水を行うため、2 のみを

考慮する．また，蒸発による内圧の上昇を防ぐための水蒸気の逃げ道が確保されるが，ここではパターン A と同様に，蒸発・凝縮を考慮しないで計算を行った．



(a) パターン A



(b) パターン B

図 3 原子炉から外部への熱移動の概念図

以上に示したパターン A, B, C それぞれについて、以下の仮定に基づいてごく簡単な熱計算を行った。

<熱現象に関する仮定>

- 圧力容器の側面における熱移動及び、格納容器の上面を通じた熱移動だけを勘案し、圧力容器の上面及び下面、格納容器の側面及び下部は断熱とし、熱移動を考慮しない。
- 全体を通して自然対流と凝縮熱伝達のみを考慮し、部材の熱伝導を考慮しない。
- 圧力容器は、格納容器内に注入した水の自然対流熱伝達によって冷却される。
- パターン A では、格納容器上面は格納容器内に満たされた水の自然対流により温められる。
- パターン B では、格納容器上面は水蒸気の凝縮熱伝達により温められる。
- 冷却水の供給において、実際には流れによって強制対流を生じているが、自然対流として考えて計算する。

<発熱に関する仮定>

- 各部の温度を、時間に対して変化しない定常な状態にあると仮定する。
- 全体の発熱量は、HTC Rep. 1.4 で求められた全燃料棒の 32 日後の崩壊熱量(1号機で 2.146 MW, 2号機で 3.759 MW)を考慮する。
- 圧力容器の表面温度を一様と仮定し、燃料の発熱を模擬する。

<構造上の仮定>

- 圧力容器及び、格納容器を簡略化のために円筒形状と仮定する。
- 圧力容器側面における水の自然対流は、垂直平板の自然対流として計算を行う。
- 格納容器上面における水の自然対流は水平平板の下向き冷却として計算を行う。
- 格納容器上部における冷却水の自然対流は水平平板の上向き加熱(水平平板の下向き冷却と同じ式を用いる)として計算を行う。
- 計算に用いたパターン A, B, C のモデル図を、それぞれ図 4 (a), 図 4 (b)に示す。

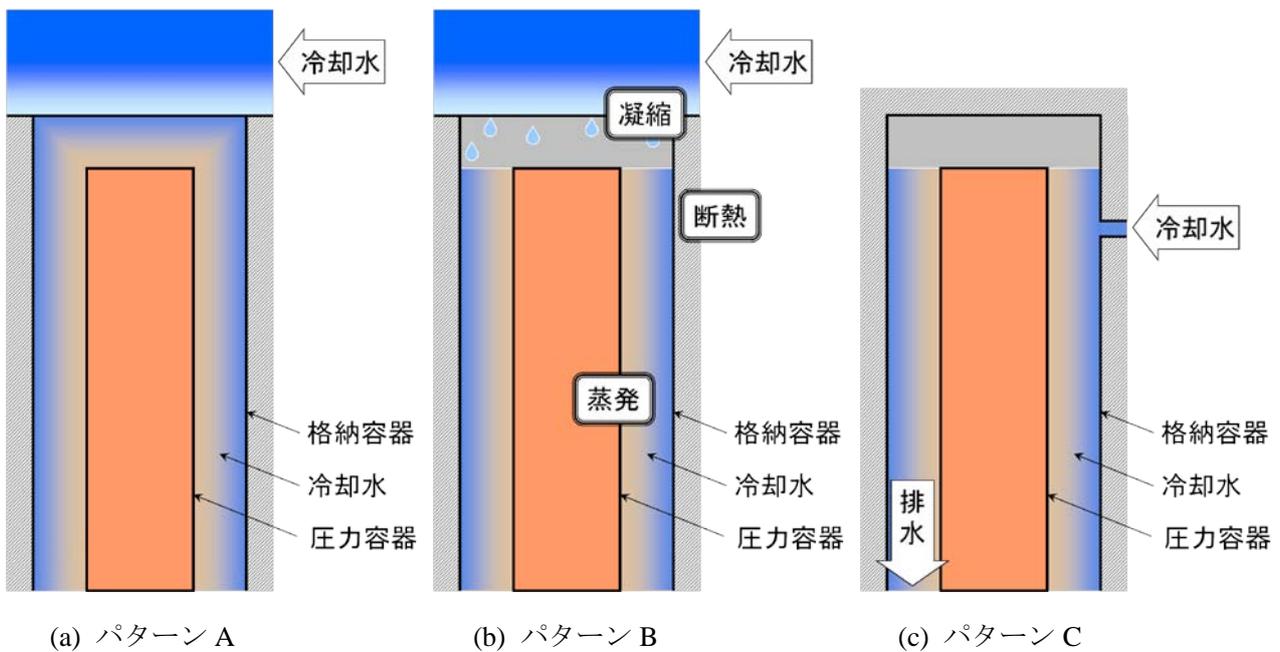


図 4 計算モデル

計算結果

圧力容器の表面が 100 °C に保たれて原子炉冷却が安定に進行する時、以上に示した仮定に基づいて、自然対流と凝縮熱伝達を考慮することで、格納容器上部に流す冷却水の必要な投入量の推定を行った。境界条件として、圧力容器表面温度は 100 °C、格納容器上部の冷却水の入り口温度は 30 °C と考え、1 号機及び 2 号機について計算を行った。

<1 号機 (32 日後崩壊熱量: 2.146 MW)>

(a) パターン A

パターン A では、圧力容器から格納容器内の水への自然対流熱伝達、格納容器内の水から格納容器上面への自然対流熱伝達、格納容器上面から格納容器上部の冷却水への自然対流を考慮した。これより、圧力容器表面の温度が 100 °C に保たれる時、格納容器上部の冷却水の温度は 46.2 °C 以下である必要がある。従って、冷却水の入り口温度を 30 °C、出口温度を 46.2 °C、発熱量を 2.146 MW として考えると、冷却水は約 31.7 L/s (2736 ton/day) 以上の水循環量が必要であることが計算によって求められる。

(b) パターン B

パターン B では、圧力容器から格納容器内の水への自然対流熱伝達、水蒸気から格納容器上面への凝縮熱伝達、格納容器上面から格納容器上部の冷却水への自然対流を考慮した。これより、圧力容器表面の温度が 100 °C に保たれる時、格納容器上部の冷却水の温度は 73.4 °C 以下である必要がある。従って、冷却水の入り口温度を 30 °C、出口温度を 73.0 °C、発熱量を 2.146 MW として考えると、冷却水は約 11.9 L/s (1032 ton/day) 以上の水循環量が必要であることが計算によって求められる。

(c) パターン C

パターン C では、圧力容器から格納容器内の水への自然対流熱伝達のみを考慮した。これより、圧力容器表面の温度が 100 °C に保たれる時、格納容器内部の冷却水の温度は 91.7 °C 以下である必要がある。従って、冷却水の入り口温度を 30 °C、出口温度を 91.7 °C、発熱量を 2.146 MW として考えると、冷却水は約 8.3 L/s (719 ton/day) 以上の水循環量が必要であることが計算によって求められる。

<2 号機 (32 日後崩壊熱量: 3.759 MW)>

(a) パターン A

1 号機と同様に考えると、圧力容器表面の温度が 100 °C に保たれる時、格納容器上部の冷却水の温度は 15.1 °C 以下である必要がある。従って、冷却水の入り口温度を 30 °C と考えた場合、出口温度は 15.1 °C を越え、本レポートの計算結果では圧力容器表面を 100 °C 以下に保つことが出来ないことが予想される。

(b) パターン B

1 号機と同様に考えると、圧力容器表面の温度が 100 °C に保たれる時、格納容器上部の冷却水の温度は 61.1 °C 以下である必要がある。従って、冷却水の入り口温度を 30 °C、出口温度を 61.1 °C、発熱量を 3.759 MW として考えると、冷却水は約 28.9 L/s (2495 ton/day) 以上の水循環量が必要であることが計算によって求められる。

(c) パターン C

1 号機と同様に考えると、圧力容器表面の温度が 100 °C に保たれる時、格納容器内部の冷却水の温度は 88.5 °C 以下である必要がある。従って、冷却水の入り口温度を 30 °C、出口温度を 88.5 °C、発熱量を 3.759 MW として考えると、冷却水は約 15.4 L/s (1328 ton/day) 以上の水循環量が必要であることが計算によって求められる。

以上の結果について、32 日後の発熱量と、各パターンにおける格納容器内の必要水温及び、供給する水の温度を 30 °C とした時に必要な水の投入量を表 1 にまとめる。これらの結果から、圧力容器に触れる水を直接に注水及び排水する、パターン C が効率の面で最も有効な方法であると言える。しかし、2 号機で 1400 トン/日の水流量を確保する必要がある。またパターン A, B は、効率の面ではパターン C に劣る一方、継続的な注水・排水は格納容器の外側で行われることから、敷設・整備作業時における放射線被曝量を低く抑えられる可能性がある。

但し、本レポートにおいて行われた計算は、構造の簡略化、伝熱式の適用外範囲への適用、熱伝導の影響の無視、格納容器側壁からの熱移動の無視、温度成層の無視など、大胆な仮定を含んでいることに十分に注意されたい。なお、全てのパターンにおいて、崩壊熱を外部熱交換器で冷却し循環させることが前提である。**格納容器を水で満たしただけでは、初期は温度が低下するが、やがてその水が沸騰して原子炉が爆発する。**本冷却法は、格納容器の水を何らかの方法で定常的に冷却することが必須であることに注意されたい。

表 1 圧力容器表面が 100 °C に保たれた場合における格納容器内の必要水温及び必要投入量

	32 日後発熱量 (HTC Rep 1.4) MW	パターン A		パターン B		パターン C	
		必要出口温度 °C	必要循環量 L/s (ton/day)	必要出口温度 °C	必要循環量 L/s (ton/day)	必要出口温度 °C	必要循環量 L/s (ton/day)
一号機	2.146	46.2	31.7 (2736)	73.4	11.9 (1032)	91.7	8.3 (719)
二号機	3.759	15.1	-	61.1	28.9 (2495)	88.5	15.4 (1328)

次頁より、詳細な計算方法について説明する。

<仮定>

1. 圧力容器表面を 100 °C と仮定
2. 圧力容器は単独垂直平板からの乱流自然対流熱伝達を仮定
3. 格納容器内に水を充填及び圧力容器高さに水を充填
4. 圧力容器，格納容器を円筒と仮定
5. 下向き冷却面及び上向き加熱面の自然対流

計算方法

(a) パターン A

最初に，圧力容器表面の温度を 100 °C，格納容器内の水温を 50 °C と仮定したときの，圧力容器表面からの対流における平均熱伝達率を求める．平均熱伝達率 \bar{h}_1 は次式で表される．

$$\bar{h}_1 = \frac{\overline{Nu}_L \cdot k}{L}$$

ここで， \overline{Nu}_L は平均ヌセルト数， k は熱伝導率，代表長さ L は圧力容器の高さ $L = 20\text{m}$ とする．対象とする対流を垂直平板からの自然対流として扱い，平均ヌセルト数を参考文献[1](P 91, 3・7・3, 式(3.202a))に示されている，次の Churchill-Chu の経験式により求める．

$$\overline{Nu}_L = \left(0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left\{ 1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right\}^{8/27}} \right)^2$$

ここで， Ra_L はレイリー数， Pr はプラントル数である．レイリー数は参考文献[1](P 88, 3・7・1, 式(3.182), 式(3.183))次式で表される．

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_w - T_e) L^3}{\nu^2} Pr$$

ここで， g は重力加速度， β は体膨張係数， T_w は高温部の温度， T_e は低温部の温度， ν は動粘係数であり，物性値はすべて膜温度 $(T_w - T_e)/2$ に基づく値を用いた．上式を用いると，レイリー数は一号機で 1.87×10^{16} ，二号機で 2.49×10^{16} となる．これより，平均ヌセルト数は，一号機で 32712，二号機で 35968 となる．従って，圧力容器表面からの自然対流における平均熱伝達率 \bar{h}_1 は，一号機で 1091 W/(m²K)，二号機で 1090 W/(m²K) と推定される．上記の実験式は，広いレイリー数に対応するが，本ケースの非常に大きなレイリー数には対応していない．**実験式の外挿をしており，熱伝達率は大きく異なっている場合があるので注意する．**

次に，格納容器上部の水温を 20 °C，円筒部直径を 10 m，格納容器内の水温を 50 °C と仮定する．ここでは格納容器上部を下向き冷却面と考え，次式で表される参考文献[1](P 92, 3・7・4(a), 式(3.203))の相関式を用いて熱伝達率を求めた．

$$h_2 = 0.15k \left\{ \frac{g\beta(T_w - T_e)}{\alpha\nu} \right\}^{1/3}$$

ここで、 α は熱拡散率である。なお、物性値はすべて膜温度 $(T_w - T_e)/2$ に基づく値を用いた。格納容器上部の下向き冷却における熱伝達率 h_2 は一号機で $1094 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ 、二号機で $1094 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ となる。但し、上記熱伝達率の推定式は、レイリー数の適用範囲 $(10^7 < Ra < 10^{12})$ を大きく外れた外挿値であることに注意する。

ここで、簡単のために各伝熱要素を等価な熱抵抗 $([1](P 29, 2 \cdot 2 \cdot 1(b)))$ で置き換えることとする。つまり、压力容器と格納容器上部の総括熱抵抗 R_t は次式で表される。

$$R_t = \frac{1}{A_1 h_1} + \frac{1}{A_2 h_2}$$

ここで、 A は伝熱面積であり、 A_1 は压力容器の側面積(一号機: 302 m^2 、二号機: 380 m^2)、 A_2 は格納容器の上面の面積(一号機: 79 m^2 、二号機: 95 m^2)とした。なお、压力容器の压力容器側面の自然対流と格納容器上部の下向き冷却の自然対流の総括熱抵抗は、一号機で $1.47 \times 10^{-5} \text{ K/W}$ 、二号機で $1.20 \times 10^{-5} \text{ K/W}$ となる。発熱量はそれぞれ 2.146 MW 、 3.759 MW であるので、压力容器表面温度が $100 \text{ }^\circ\text{C}$ の時、格納容器表面の温度は、一号機で $68.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 、二号機で $54.8 \text{ }^\circ\text{C}$ と求められる。

次に、格納容器内の水温を 20°C 、容器上部を上向き加熱平板と仮定すると、熱伝達率 h_3 は下向き冷却と同様の式で求められる。

$$h_3 = 0.15k \left\{ \frac{g\beta(T_w - T_e)}{\alpha\nu} \right\}^{1/3}$$

これより、格納容器上部の上向き加熱における熱伝達率は、一号機で $1226 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ 、二号機で $998 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ となる。なお、物性値はすべて膜温度 $(T_w - T_e)/2$ に基づく値を用いた。但し、上記熱伝達率の推定式は、レイリー数の適用範囲 $(10^7 < Ra < 10^{12})$ を大きく外れた外挿値であることに注意する。従って、压力容器と格納容器全体の総括熱抵抗 R_t は次式を用いて表される。

$$R_t = \frac{1}{A_1 h_1} + \frac{1}{A_2 h_2} + \frac{1}{A_3 h_3}$$

ここで、 A は伝熱面積であり、 A_1 は压力容器の側面積(一号機: 302 m^2 、二号機: 380 m^2)、 A_2 及び A_3 は格納容器の上面の面積(一号機: 79 m^2 、二号機: 95 m^2)とした。総括熱抵抗は、一号機で $2.51 \times 10^{-5} \text{ K/W}$ 、二号機で $2.26 \times 10^{-5} \text{ K/W}$ となる。よって、压力容器表面温度が $100 \text{ }^\circ\text{C}$ の時の格納容器上部の冷却水温度は、一号機で $46.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 、二号機で 15.1°C と求められる。

格納容器内の水が十分多ければ、水の温度は一定と考えられるが、実際は温度が上昇する。それを一定に保つためには水を循環させる必要がある。例えば、入口温度が $30 \text{ }^\circ\text{C}$ の冷却水が、この温度まで上昇し、排水されることを考えると、冷却水の投入量 x は次式で求められる。

$$x = \frac{Q}{c_p \times (T_{out} - T_{in})}$$

ここで、 Q は発熱量、 c_p は水の比熱、 T_{out} は冷却水の入口温度、 T_{in} は冷却水の出口温度である。よって、圧力容器内の燃料から発生する熱量が、32 日後の崩壊熱量とすると、圧力容器表面を $100\text{ }^\circ\text{C}$ 以下に保つためには、一号機では、 $30\text{ }^\circ\text{C}$ の冷却水を 31.7 L/s (2736 ton/day) 以上の流量で供給する必要があることが推定される。また二号機では、 $15.1\text{ }^\circ\text{C}$ 以下の温度の冷却水を必要とすることから、入口温度 $30\text{ }^\circ\text{C}$ の冷却水の投入では圧力容器表面温度を $100\text{ }^\circ\text{C}$ 以下に保てないことが推定される。上記の場合は、圧力容器の水は循環しているので強制対流とも考えられるが、今回、水は準静的に静止している仮定を導入している。

(b) パターン B

最初に、圧力容器表面の温度を $100\text{ }^\circ\text{C}$ 、格納容器の水温を $80\text{ }^\circ\text{C}$ と仮定したときの、圧力容器表面からの対流における平均熱伝達率を求める。平均熱伝達率 \bar{h}_1 は次式で表される。

$$\bar{h}_1 = \frac{\overline{Nu}_L \cdot k}{L}$$

ここで、 \overline{Nu}_L は平均ヌセルト数、 k は熱伝導率、代表長さ L は圧力容器の高さ $L = 20\text{ m}$ とする。対象とする対流を垂直平板からの自然対流として扱い、平均ヌセルト数を参考文献[1](P 91, 3・7・3, 式(3.202a))に示されている、次の Churchill-Chu の経験式により求める。

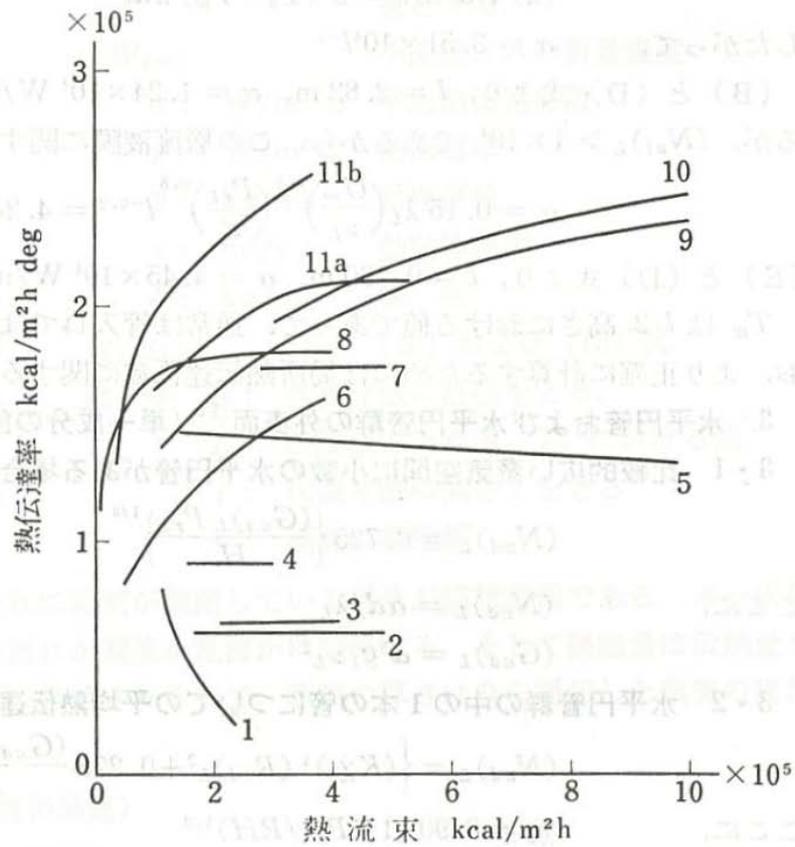
$$\overline{Nu}_L = \left(0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left\{ 1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right\}^{8/27}} \right)^2$$

ここで、 Ra_L はレイリー数、 Pr はプラントル数である。レイリー数は参考文献[1](P 88, 3・7・1, 式(3.182), 式(3.183))次式で表される。

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_w - T_e) L^3}{\nu^2}$$

上式を用いると、レイリー数は一号機で 1.61×10^{16} 、二号機で 2.14×10^{16} となる。これより、平均ヌセルト数は、一号機で 30510、二号機で 33547 となる。従って、圧力容器表面からの自然対流における平均熱伝達率 \bar{h}_1 は、一号機で $1030\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ 、二号機で $1014\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ と推定される。なお、物性値はすべて膜温度 $(T_w - T_e)/2$ に基づく値を用いた。

次に、格納容器内部での凝縮を考慮する。圧力容器の発熱により蒸発した水分は、格納容器の上面に達し、格納容器上部に投入される水により冷却され凝縮される。この時の熱伝達率を、1 気圧の水蒸気が垂直平面上で滴状凝縮する場合の測定結果(第 1 図)により見積もる(参考文献[2] (P 68, 滴状凝縮熱伝達))。格納容器上面における熱流束は、一号機で $27324\text{ W}/\text{m}^2$ 、二号機で $39555\text{ W}/\text{m}^2$ であり、第 1 図から熱伝達率 h_2 を一号機、二号機それぞれ $174.45\text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ 、 $174.45\text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ と見積った。この値は、パターン A に比べると非常に大きいことが分かる。ただし、格納容器上部には非凝縮気体が存在しない場合を想定している。



- 測定者
- | | |
|-----------------------------------|-----------------------------------|
| 1. Welch-Westwater ⁽²⁾ | 8. Graham ⁽⁹⁾ |
| 2. Fitzpatrick ら ⁽³⁾ | 9. Citakoglu-Rose ⁽¹⁰⁾ |
| 3. Nagle ら ⁽⁴⁾ | 10. LeFevre-Rose ⁽¹¹⁾ |
| 4. 岐美 ⁽⁵⁾ | 11 a. Tanner ら ⁽¹²⁾ |
| 5. Hampson ⁽⁶⁾ | (dioctadecyl disulphide) |
| 6. Wenzel ⁽⁷⁾ | 11 b. Tanner ら ⁽¹²⁾ |
| 7. 棚沢・落合 ⁽⁸⁾ | (montan wax) |

第1図 熱伝達率の測定結果

参考文献[2](P 68, 滴状凝縮熱伝達)

次に、格納容器内の水温を 20 °C, 容器上部を上向き加熱平板と仮定し、次式で表される参考文献[1](P 92, 3・7・4(a), 式(3.203))の相関式を用いて熱伝達率 h_3 を求めた。

$$h_3 = 0.15k \left\{ \frac{g\beta(T_w - T_e)}{\alpha\nu} \right\}^{1/3}$$

これより、格納容器上部の上向き加熱における熱伝達率 h_3 は、一号機で 1370 W/(m²K), 二号機で 1370 W/(m²K)となる。なお、物性値はすべて膜温度 $(T_w - T_e)/2$ に基づく値を用いた。但し、上記熱伝達率の推定式は、レイリー数の適用範囲($10^7 < Ra < 10^{12}$)を大きく外れた外挿値であることに注意する。

これより、压力容器と格納容器全体の総括熱抵抗は次式で表される。

$$R_t = \frac{1}{A_1 h_1} + \frac{1}{A_2 h_2} + \frac{1}{A_3 h_3}$$

ここで、 A は伝熱面積であり、 A_1 は圧力容器の側面積(一号機: 302 m², 二号機: 380 m²), A_2 及び A_3 は格納容器の上面の面積(一号機: 79 m², 二号機: 95 m²)とした。総括熱抵抗は、一号機では 1.26×10^{-5} K/W, 二号機では 1.03×10^{-5} K/W となる。よって、圧力容器表面温度が 100 °C の時の格納容器上部の水温は、一号機で 73.0 °C, 二号機で 61.1 °C と求められる。

パターン A と同様に、入口温度が 30 °C の冷却水が、この温度まで上昇し、排水されることを考えると、冷却水の投入量 x は次式で求められる。

$$x = \frac{Q}{c_p \times (T_{out} - T_{in})}$$

ここで、 Q は発熱量、 c_p は水の比熱、 T_{out} は冷却水の入口温度、 T_{in} は冷却水の出口温度である。よって、圧力容器内の燃料から発生する熱量が、32 日後の崩壊熱量とすると、圧力容器表面を 100 °C 以下に保つためには、一号機では、30 °C の冷却水を 11.3 L/s (1032 ton/day) 以上の流量で供給する必要があることが推定される。また二号機では、30 °C の冷却水を 28.9 L/s (2495 ton/day) 以上の流量で供給する必要があることが推定される。

(c) パターン C

最初に、圧力容器表面の温度を 100 °C, 格納容器内の水温を 50 °C と仮定したときの、圧力容器表面からの対流における平均熱伝達率を求める。平均熱伝達率 \bar{h}_1 は次式で表される。

$$\bar{h}_1 = \frac{\overline{Nu}_L \cdot k}{L}$$

ここで、 \overline{Nu}_L は平均ヌセルト数、 k は熱伝導率、代表長さ L は圧力容器の高さ $L = 20$ m とする。対象とする対流を垂直平板からの自然対流として扱い、平均ヌセルト数を参考文献[1](P 91, 3・7・3, 式(3.202a)) に示されている、次の Churchill-Chu の経験式により求める。

$$\overline{Nu}_L = \left[0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left\{ 1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right\}^{8/27}} \right]^2$$

ここで、 Ra_L はレイリー数、 Pr はプラントル数である。レイリー数は次式で表される。

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_w - T_e) L^3}{\nu^2}$$

上式を用いると、レイリー数は一号機で 9.88×10^{15} , 二号機で 1.31×10^{16} となる。これより、平均ヌセルト数は、一号機で 25791, 二号機で 28356 となる。従って、平均熱伝達率 \bar{h}_1 は、一号機で 860 W/(m²K), 二号機で 860 W/(m²K) と推定される。なお、物性値はすべて膜温度 $(T_w - T_e)/2$ に基づく値を用いた。なお、上記熱伝達率の推定式は、適用範囲を大きく外れた外挿値であることに注意する。

この場合、一様温度と仮定した格納容器内の水と壁面との熱抵抗を考える。つまり、圧力容器の総括

熱抵抗は次式で表される。

$$R_t = \frac{1}{A_1 h_1}$$

ここで、 A は伝熱面積であり、 A_1 は圧力容器の側面積(一号機: 302 m², 二号機: 380 m²)とした。総括熱抵抗は、一号機で 3.85×10^{-6} K/W, 二号機で 3.06×10^{-6} K/W となる。発熱量はそれぞれ 2.146 MW, 3.759 MW であるので、圧力容器表面温度が 100 °C の時の格納容器内の冷却水温度は、一号機で 91.7 °C, 二号機で 88.5 °C と求められる。

格納容器内の水温を上記の温度に一定に保つために必要な循環水量を考える。入口温度が 30 °C の冷却水が、この温度まで上昇し、排水されることを考えると、冷却水の投入量 x は次式で求められる。

$$x = \frac{Q}{c_p \times (T_{out} - T_{in})}$$

ここで、 Q は発熱量、 c_p は水の比熱、 T_{out} は冷却水の入口温度、 T_{in} は冷却水の出口温度である。よって、圧力容器内の燃料から発生する熱量が、32 日後の崩壊熱量とすると、圧力容器表面を 100 °C 以下に保つためには、一号機では、30 °C の冷却水を 8.3 L/s (719 ton/day) 以上の流量で供給する必要があることが推定される。また二号機では、30 °C の冷却水を 15.4 L/s (1328 ton/day) 以上の流量で供給する必要があることが推定される。

本計算では、格納容器の水温は十分攪拌されて一様であると仮定した。実際の格納容器では水循環による強制対流や温度成層形成による上部水温上昇など、複雑な現象が起きると推定される。本解析は、単純な系での第 1 次的な近似計算であることを注意する。また、この冷却方法を達成するには日量 1400 トンの水循環が必要であることが分かる。さらに、HTCRep.10.2-b に示したように、ケース C では幾つかの懸念材料があるので、それらも十分検証される必要がある。

参考文献

- [1] 日本機械学会, “JSME テキストシリーズ 伝熱工学”
- [2] 日本機械学会, “伝熱工学資料 第 3 版”