Investigation of Design Criteria Considering Mixing Process
in the Thermally Layered Storage Tank

正 中原 崇文¹⁾ (愛知工大) ○学 加藤 孝²⁾ (愛知工大院)
正 谷口 博³⁾ (北学大) 正 工藤 一彦⁴⁾ (北大)

1) Takafumi NAKAHARA, Aichi Institute of Technology, Yakusa-cho1247, Toyota, Aichi
2) Takashi KATO, Aichi Institute of Technology, Yakusa-cho1247, Toyota, Aichi
3) Hiroshi TANIGUCHI, Hokkai Gakuen University, S26, W11-1-1, Chuo-ku, Sapporo, Hokkaido
4) Kazuhiko KUDO, Hokkaido University, N-13, W-8, Kita-ku, Sapporo, Hokkaido

Key Words : Energy Storage, Thermal Stratification, Thermal Storage Tank, Mixing Volume, Rectifying Plate

1. 緒言

蓄熱槽は実験や数値解析により系統的に研究されており、宮武ら¹⁾は水を用いた可視化実験による混合過程の観察、宮武ら²⁾は短絡流をなくすために邪魔板を取り付けた場合の蓄熱性能への影響の検討、尾添ら³⁾は数値解析により Re 数と Ri 数の相関性を明らかにしている。これらによれば、成層型蓄熱槽の流れ領域の構成を(1)完全成層領域 V_s 、(2)完全混合領域 V_m 、(3)死水領域 V_d という理論的に扱える3種類の領域から構成されるとすると、蓄熱槽の性能を高め、槽の小型化を図るためには、完全混合領域および死水領域を少なくすることが重要であるといえる。

従来の研究では、これらの領域と整流効果についてはあまり解明されておらず、本研究では槽入口に設置する整流板の有無、また整流板の種類による槽内の流れの違いについて検討した。本報告はこれまでの結果⁴⁾を踏まえ、槽内の流速分布の改善と密度成層状態での流れを検討することとした。

2. 実験結果および考察

2-1 槽内の流速分布および可視化

整流板の有無による槽内の流れの違いを検討するために流速分布の測定および可視化実験を行った。槽の構造は中心部から流入し、急拡大する単純2次元形状とした。整流板は槽代表寸法 D / 穴径 $d=24\sim120(-)$ 、開孔率 $\alpha=22.3\sim51.2(\%)$ 、枚数 $N=1,2,3$ (枚)とした。代表的な流速分布を Fig. 2 に、界面の可視化写真を Fig. 3 に示す。また、Fig. 4 に整流板消費動力に対する整流効果と整流板の抵抗係数 $Cd(-)$ の関係を示す。

Fig. 2 および Fig. 3 から、整流板のない場合、流れは幅方向に分布を有し、同時に幅方向に密度の分布も生じている。幅方向に密度分布が形成されると界面は不安定になり混合が進み、蓄熱槽の性能の低下を招くと考えられる。整流板を設置した場合、幅方向の速度分布はほとんどなく、幅方向の密度分布もほとんどない。これは蓄熱槽の性能を向上するために必要であり、槽入口への整流板の設置は有効といえる。

Fig. 4 から、 $Cd=10(-)$ 付近で整流板での損失に対する流速分布の偏りの改善割合が高い整流、すなわち少ない消費動力で高い整流が得られることがわかった。

(a) Without the Rectifying Plates (b) With the Rectifying Plates

Fig. 2 Velocity Profiles at $Re \approx 9.0 \times 10^3 (-)$ Fig. 3 Flow Visualization in the Density Interface at $Ri \approx 14.0 (-)$

Fig. 4 Ratio of Unifying of Flow to the Energy Loss

2-2 槽内の混合容積および死水領域

槽内に存在する混合容積および死水領域を調べるため、従来通りの形状での熱応答実験を行った。蓄熱槽に最も多く用いられている水を作動流体とした。密度差は水の温度差により与えた。

これまでの結果⁴⁵⁾から、槽内の混合状態は次のように定義されるリチャードソン数 Ri を用いてうまく整理できるとがわかった。

U : Mean of velocity
in the model tank [m/s]

$$Ri = \frac{4\rho}{\rho - U^2} \cdot \frac{g \cdot D}{U^2} \quad (1)$$

D : Diameter of the model tank [m]
 $\Delta\rho$: Difference of density [kg/m³]
 g : Acceleration of gravity [m/s²]

また、槽内の混合容積の割合を示す混合容積比率 ϕ および死水領域の割合を示す死水領域比率 DS は次のように定義している。蓄熱槽は ϕ および DS が小さいことが望ましい。

$$\phi = V_m/V_0 \times 100 = V_m/(V_s + V_m + V_d) \times 100 \quad [\%] \quad (2)$$

$$DS = V_d/V_0 \times 100 = V_d/(V_s + V_m + V_d) \times 100 \quad [\%] \quad (3)$$

さらにこれまでの結果⁴⁵⁾から、各整流板の Cd と ϕ についての最も小さい限界リチャードソン数 $Ri_{cr-\phi}$ の関係が両対数グラフにおいて直線で関係付けられることがわかり、これを定式化すると式(4)となる。

$$Ri_{cr-\phi} = 1.9Cd^{-2.4} \times 10^5 \quad (4)$$

また、最も小さい限界リチャードソン数 Ri_{cr-DS} は Cd によらずば一定で式(5)で表されることがわかった。

$$Ri_{cr-DS} = 12 \quad (5)$$

2-3 新しい蓄熱槽の設計方法の提案

整流板の抵抗係数の測定結果より、抵抗係数 Cd 、枚数 N 、開孔率 α 、槽代表寸法 D /穴径 d および間隔 L /穴径 d を関係付けたところ、 Cd/N は式(6)のように表すことができた。また、 L/d の影響は小さいため無視した。

$$Cd/N = 1.8e^{\left\{-8.2\alpha + 0.0017\left(\frac{D}{d}\right)\right\}} \times 10^2 \quad (6)$$

流量 G (kg/s)、媒体の密度 ρ (kg/m³)、密度比 $\beta \cdot \Delta T$ (-) および整流板の開孔率 $\alpha = nd^2/D^2$ が与えられれば ϕ が増大しない限界の蓄熱槽直径 $D_{cr-\phi}$ (m) は、 Ri の定義を変換することにより、

$$D_{cr-\phi} = \left(\frac{3.0 \times 10^6}{\beta \cdot \Delta T \cdot g \cdot \pi^2} \cdot \frac{G^2}{\rho^2} \right)^{0.20} \times \left[1.8N \cdot e^{\left\{-8.2\alpha + 0.0017\left(\frac{D}{d}\right)\right\}} \times 10^2 \right]^{-0.48} \quad (7)$$

として求めることができる。また、死水領域が増大しない限界の蓄熱槽直径 D_{cr-DS} (m) は、

$$D_{cr-DS} = \left(\frac{2.0 \times 10^2}{\beta \cdot \Delta T \cdot g \cdot \pi^2} \cdot \frac{G^2}{\rho^2} \right)^{0.20} \quad (8)$$

として求めることができる。

D_{cr} に関する式の中で、小括弧内は運転条件により決まる。一方、大括弧内は整流板の寸法により決まる。式(7)および式(8)の両者を満たす寸法にすれば蓄熱槽は最も効率の良い条件、すなわち成層領域を最大にすることができる。

2-4 本研究結果を用いた試算

以上、定義した式(7)および式(8)に対して具体的な数値を用いて計算した例を以下に示す。鑄造工場で実用されている場合⁹⁾、 $G=33.3$ (kg/s)、 $\rho=1000$ (kg/m³)、 $\beta=2.63 \times 10^{-4}$ (1/K)、 $\Delta T=7$ (K)のような水を蓄熱媒体としている。この条件下で開孔面積比率 α (%)変化させ、槽代表寸法 D /穴径 $d=200$ (-)、枚数 $N=2$ (枚)とした時の限界の必要最小蓄熱槽直径 D_{cr} (m) は Fig. 5 のように求めることができる。また、図中の▲点は実用させている場合⁹⁾に採用された蓄熱槽直径である。

本研究の結果である式(7)および式(8)を用いれば、運転条件および使用する整流板の寸法ごとに効果的な蓄熱槽の直径を決めることが可能となり、実用されて10%程度の ϕ とされている例でこの考え方が確かめられたといえる。

Fig. 5 Effect of α on D_{cr}

3. 結言

本研究で得られた結果をまとめると次のようになる。

- (1) 槽入口に整流板を用いることは、槽内への流れを均一にし、槽内の成層領域を増大させることがわかった。
- (2) 整流板の抵抗係数 $Cd=10$ (-)付近で整流板での損失に対する流速分布の偏りの改善割合が高い整流、すなわち少ない消費動力で高い整流が得られることがわかった。
- (3) Cd と限界リチャードソン数 Ri_{cr} の関係を定式化した。また、それを用いた効果的な蓄熱槽の設計方法の提案をした。

参考文献

- 1) 宮武修・永渕尚之・須賀信明・田中逸夫, 空気調和・衛生工学会論文集 No.32, (1986-10), 35-42
- 2) 宮武修・永渕尚之, 第24回伝熱シンポジウム講演論文集, (1987-5), 483-485
- 3) 尾添絃之・莫雲, 第29回伝熱シンポジウム講演論文集, (1992-5), 342-343
- 4) 中原崇文・加藤孝, 日本機械学会東海支部第50期総会・講演会論文集, (2001-3), 313-314
- 5) T.Nakahara・T.Kato・H.Taniguchi and K.Kudo, 3rd International Symposium on Advanced Energy Conversion Systems and Related Technologies -RAN2001, (2001-12), 786-791
- 6) 中原崇文・今飯田毅・藤原誠・谷口博・工藤一彦, 日本冷凍協会論文集 Vol.10, No.2, (1993), 75-82