

빙축열조의 방냉과정에 대한 해석

Analysis on the Coldness Release Process of Ice Storage Tank

유 호 선*, 김 영 인**
H. S. Yoo, Y. I. Kim

ABSTRACT

This paper presents an analysis to predict thermal behaviors of water in ice storage tank during the coldness release process. To deal with complicated transient phenomena due to ice-water phase change and the density inversion, a theoretical model which consists of initial perfectly mixed, stratified and thermal diffusion state was introduced and a criterion on the growth of thermal boundary layer was developed. The analysis includes considerations on the type of ice-making heat exchanger, refrigerator on/off and tank arrangement. Also, discussions on the various parameters and operating conditions which have influence on the performance of the system were made. Finally, simulated results were shown, which agreed with experiments in trends reasonably.

기 호 설 명

〈영 문 자〉

C : 비열[kcal/kg °C]
 d_i, d_o : 축열조 입출구관경[m]
 Fr : 축열조입구 Froude 수
 G : 유량[m³/h]
 g : 중력가속도[m/s²]
 H_1, H_2 : 열관류율 × 전열면적[kcal/h °C]
 H_T : 축열조내 수위[m]
 h_f : 얼음의 용해잠열[kcal/kg]
 $I. P. F.$: 빙층전율(Ice Packing Factor)
 k_i, k_p, k_w : 얼음, 열교환기관, 물의 열전도율
 [kcal/mh °C]
 L_d, L_u : 이중나선형 열교환기의 하향방향및
 상향방향 관 길이[m]
 L_p : 열교환기 총길이[m]

L_s : 다단 코일형 열교환기의 1단의 관
 길이[m]
 N_1, N_2 : 무차원수, 식(8), (13)으로 정의됨.
 n : 축열조내 열교환기 갯수, 시간스텝
 Q_1 : 관외벽 또는 얼음과 물사이의 열
 전달량[kcal/h]
 Q_2 : 관내벽과 부동액사이의 열전달량
 [kcal/h]
 Q_L, Q_R : 공조부하, 냉동기 냉각열량[kcal/
 h]
 r, r_i, r_p : 관외부착 얼음반경, 관내 · 외측 반
 경[m]
 t : 시간[h]
 U : 축열조 수직방향 평균유속[m/h]
 v : 축열조 입구유속[m/s]
 V, V_T : 체적, 축열조의 총유효체적[m³]
 x : 좌표축, 축열조 상부에서 하부방향

* 경상대학교 기계공학과

** 한국과학기술원 기계공학부

〈그리스문자〉

- α_i, α_o : 관내·외의 열전달계수 [$\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h} \text{ } ^\circ\text{C}$]
 α_m : 완전혼합상태에서 관외 열전달계수 [$\text{kcal}/\text{m}^2 \text{h} \text{ } ^\circ\text{C}$]
 Γ : 축열조내 유효열확산계수 [m^2/h]
 $\theta, \theta_c, \theta_s$: 온도, 완전혼합임계온도, 얼음표면 온도 (0°C) [$^\circ\text{C}$]
 ρ, ρ_o : 밀도, 0°C 에서 물의 밀도

〈하첨자〉

- b : 부동액
 d : 하향관
 i : 얼음 또는 입구상태
 j, l : 검사체적
 m : 완전혼합상태
 o : 출구상태
 u : 상향관
 w : 물

1. 서 론

태양열, 폐열회수이용 등 에너지의 합리적인 이용과 관련하여 축열의 중요성이 강조되어 왔으며, 특히 최근에는 전력부하의 불균형을 개선하기 위한 방법의 하나로서 공기조화용 빙축열시스템에 관한 연구¹⁻⁶⁾가 활발히 진행되고 있다. 빙축열시스템의 적절한 설계 및 효율적인 운전을 위해서는 축열조의 특성해석이 선행되어야 하며 주로 실증시스템에 대한 실험적인 결과들이 발표⁶⁻⁸⁾되고 있다. 그러나 축열조의 성능에 영향을 미치는 제빙용 열교환기, 축열조용량 및 형태, 열원기기, 공조부하 및 설비형태 등 제반 조건을 고려하여 필요한 모든 경우에 대하여 실험을 수행하는 것은 비경제적이므로 이론적으로 근사하게 성능을 해석할 수 있는 방법이 필요하다. 난방부하대응시는 기존의 열수(또는 운수) 저장 축열조에 대한 해석과 본질적으로 동일하지만 난방부하대응의 경우는 축냉·방냉시에 축열

매질인 물의 상변화가 수반되고 4°C 부근에서 최대밀도가 되는 물의 특성때문에 별도의 해석이 필요하다.

냉방운전시, 축냉과정에 있어서는 제빙방법에 따라 다르지만 대표적인 관외착빙형 부동액순환식의 경우, 물의 순환 및 성층화가 없고 부동액의 유출입만 관계되므로 해석이 용이하다. 이에 비하여, 방냉과정에 있어서는 전술한 제빙방법에 대응하는 빙의표면 해빙방식의 경우, 부하측을 순환한 후 반환된 물이 축열조 내부를 통과하며 열교환기관에 부착된 얼음이 용해할 뿐 아니라 열원기기(이하 냉동기로 칭함)의 동시가동여부에 따라 부동액이 관내를 순환하는 등 축열조내의 열적거동이 복잡하게 된다. 이때 축열조의 특성은 시간 및 축열조 깊이에 따른 수온의 변화, 즉 물의 과도성층화 형태로 표시되며 운전비용면에서 냉동기의 냉각능력변화를 파악하는 것도 필요하다.

해석대상의 관점에서 공조용 빙축열시스템은 설치공간 및 적용대상에 따라 축열밀도가 큰 중소건물용 유니트식과 축열밀도는 작으나 난방부하대응능력이 우수한 대형건물용 시스템으로 대별된다. 전자는, 축열조의 총유효체적에 대한 최대얼음체적의 비인 빙충전율(Ice Packing Factor : I. P. F.)이 40% 정도로서, 잠열의 비중이 절대적이기 때문에 축·방냉과정 공히 잠열만을 고려한 해석으로 충분하지만, 후자의 경우는 난방부하비에 따라 빙충전율이 10~25% 정도로서 잠열뿐 아니라 현열을 고려한, 즉 축열조내 성층화를 포함하는 해석이 필요하다.

본 연구에서는 대형건물용 시스템을 대상으로 방냉과정에 있어서 축열조의 열적거동을 파악할 수 있는 해석모델을 정립하고 그 결과를 예시하고자 한다. 해석에 포함되는 범위는 이중나선형 및 다단코일형 열교환기, 방냉과정 중 냉동기 가동 및 미가동, 단조 및 직렬연결의 축열조배열 등이며 축열조 순환수량 및 입구수온, 열교환기입구 부동액온도 등 조건의 변화를 고려한다.

2. 방냉과정 해석

2.1 기본가정

해석대상이 되는 축열조의 개략도는 Fig. 1과 같으며, 여기서 중앙부의 간막이는 제거할 수 있는 것으로서 후술할 축열조배열과 연관된다. 축열조내의 열적거동을 현상 그대로 해석하는 것은 불가능하므로 발표된 실험적 관찰⁶⁻⁸⁾을 근거로 아래와 같은 가정을 도입하여 단순화하였다.

- 1) 축열조내의 열적거동은 수직방향 1차원적으로 변화한다.
- 2) 초기의 얼음은 축열조 전체에 균일하게 분포한다.
- 3) 얼음과 물사이의 체적변화는 무시한다.
- 4) 냉동기 동시운전시 냉각열량은, 열교환기에 얼음이 부착된 경우에는 얼음의 증감에만 관계한다.
- 5) 얼음의 온도는 균일하게 0℃, 즉 얼음의 열용량을 무시한다.
- 6) 축열조의 외벽은 완전단열되어 있다.

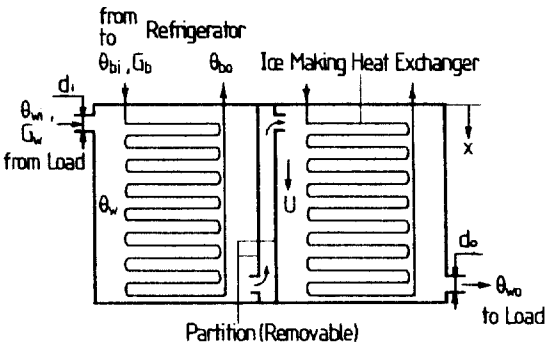


Fig.1 Schematic Diagram of Ice Storage Tank

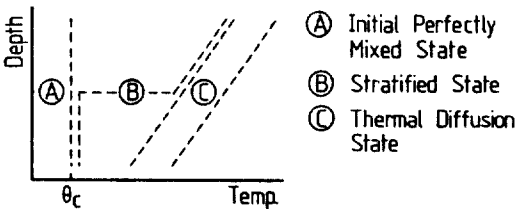


Fig.2 Concept of Thermal Behavior of Water in Ice Storage Tank

7) 축열조내 수온의 과도적 분포는 Fig. 2와 같이 얼음의 존재여부와 무관하게, 일정온도 θ_c 까지는 물의 밀도변화특성에 의해 초기 완전혼합상태, 이후 축열조 상부에 형성되기 시작한 열경계층이 하강하는 성층화상태, 열경계층이 축열조바닥에 도달한 이후 전체 수온이 상승하는 열확산상태로 구분하여 취급한다.

2.2 초기완전혼합상태

축열조 전체를 하나의 시스템으로 취급할 수 있으므로 수온 및 얼음의 시간에 따른 변화는 다음식으로 계산된다.

$$(\rho c)_w V_w \frac{d\theta_w}{dt} = (\rho c)_w G_w (\theta_{wi} - \theta_w) - Q_1 \quad (1)$$

$$h_f \rho_i \frac{dV_i}{dt} = Q_2 - Q_1 \quad \dots\dots\dots (2)$$

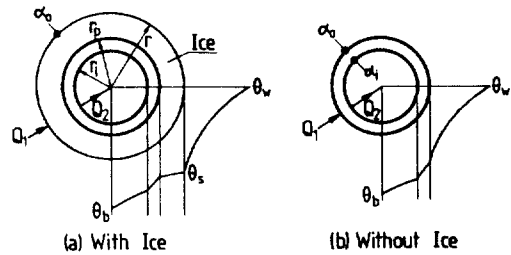


Fig.3 Model of Heat Transfer through Heat Exchanger

여기서, Q_1 은 얼음 또는 열교환기 외표면과 물사이의 열전달량, Q_2 는 열교환기 내표면과 부동액사이의 열전달량이다. Fig.3의 열전달모델에 따라 얼음이 부착된 경우에는

$$Q_1 = 2\pi r L_p \alpha_o (\theta_w - \theta_s) \cdot n \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$Q_2 = H_1 (\theta_s - \theta_b) \cdot n \quad \dots\dots\dots (4)$$

여기서,

$$H_1 = 2\pi L_p \left(\frac{1}{\alpha_i r_i} + \frac{1}{k_p} \ln \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{k_i} \ln \frac{r}{r_p} \right) \quad (5)$$

$$\bar{\theta}_b = \theta_s - (\theta_s - \theta_{bi}) [1 - \exp(-N_1)] / N_1 \quad (6)$$

$$\theta_{bo} = \theta_s - (\theta_s - \theta_{bi}) \exp(-N_1) \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$N_1 = H_1 / (\rho c)_b G_b \quad \dots\dots\dots (8)$$

이 된다. 얼음이 없는 경우, 즉 $V_i = 0$ 일 때는 $Q_1 = Q_2$ 이므로

$$Q_2 = H_2(\theta_w - \bar{\theta}_b) \cdot n \dots\dots\dots (9)$$

이며 여기서,

$$H_2 = 2\pi L_p / \left(\frac{1}{\alpha_i r_i} + \frac{1}{k_p} \ln \frac{r_p}{r_i} + \frac{1}{\alpha_o r_p} \right) \dots (10)$$

$$\bar{\theta}_b = \theta_w - (\theta_w - \theta_{bi}) [1 - \exp(-N_2)] / N_2 (11)$$

$$\theta_{bo} = \theta_w - (\theta_w - \theta_{bi}) \exp(-N_2) \dots\dots\dots (12)$$

$$N_2 = H_2 / (\rho c)_b G_b \dots\dots\dots (13)$$

이고 n 은 하나의 축열조내에 설치된 열교환기 수이다. 또한 식(7), (12)로 주어진 부동액 출구온도는 냉각열량 계산에 사용된다.

식(1), (2)의 초기조건은 방냉시작시의 수온, 즉 0°C 및 주어진 빙층전열에 의한 얼음의 체적이 된다.

2.3 성층화상태

상부의 열경계층과 하부의 완전혼합역으로 구분하여 취급하며, 열경계층의 이동조건은 다음절에서 기술한다. 하부의 완전혼합역은 초기완전혼합상태와 유사하게 해석할 수 있으므로 중복을 피하고, 열경계층에 대한 지배방정식은

$$\frac{\partial \theta_w}{\partial t} = -U \frac{\partial \theta_w}{\partial x} + \Gamma \frac{\partial^2 \theta_w}{\partial x^2} - \frac{Q_1}{(\rho c)_w V_w} \dots (14)$$

$$h_f \rho_i \frac{dV_i}{dt} = Q_2 - Q_1 \dots\dots\dots (15)$$

이다. 여기서 U 는 순환수량 G_w 에 의해 주어지는 x 방향 평균유속, Γ 는 유효열확산계수이다. 열량 Q_1, Q_2 는 x 의 함수일 뿐 아니라 열교환기 형태에 따라 상이하므로 별도로 취급하였다.

식(14), (15)에 대한 초기조건은 초기완전혼합상태 종료조건이 되며, θ_w 에 대한 경계조건은 $x=0$ 에서 입구수온 θ_{wi} , 하부의 완전혼합역과의 경계에서는 완전혼합온도가 된다.

열확산상태가 되면 축열조 전체가 식(14), (15)에 의해 지배된다. 이때 θ_w 에 대한 경계조건은 $x=0$ 에서는 θ_{wi} 지만 바닥에서는 $\frac{\partial \theta_w}{\partial x} = 0$ 을 적용하는 것이 타당하다. 출구수온 θ_{wo} 는 출구위치 및 크기에 의존하며 평균값을 취한다.

식(1), (2) 및 식(14), (15)는 해석적인 해가 존

재하지 않으므로 유한차분법에 의한 수치해석으로 해를 구하였다.

2.4 열경계층의 이동모델

성층화가 시작되어 열경계층이 하향이동 할 때 경계의 이동조건은, 상부에 형성된 열경계층을 통하여 유입되는 열량이 하부의 완전혼합역에 존재하는 얼음의 용해 또는 열교환기를 통한 냉각열량보다 큰 경우로 한다. 즉 부하측에서 유입되는 고온수에 의해 이미 형성된 경계층의 온도가 상승하고, 평균유동에 의한 대류 및 열확산에 의해 영역의 경계로 전달된 열중에서, 일부는 완전혼합역의 온도를 θ_c 로 유지시키고 나머지는 경계층에 인접한 완전혼합역의 일부에 새로운 경계층을 형성한다.

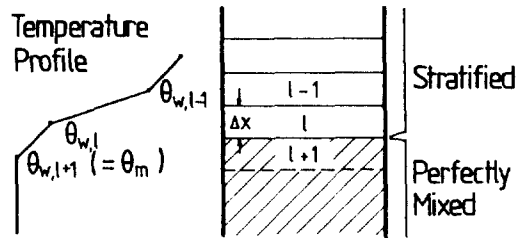


Fig.4 Growth of Thermal Boundary Layer

구체적으로, 완전혼합역을 하첨자 m 으로, 시간스텝을 상첨자 n 으로 표시할 때, Fig. 4에서 시간 Δt 동안 완전혼합역의 열량변화를 ΔQ^n 라 하면

$$\Delta Q^n = (\rho c)_w G_w^n (\theta_{w,l}^n - \theta_m^n) + k_w A \frac{\theta_{w,l}^n - \theta_m^n}{\Delta x} - Q_{lm}^n \dots\dots\dots (16)$$

이다. 만일 $\Delta Q \leq 0$ 이면 검사체적 ℓ 의 온도는

$$\frac{\theta_{w,l}^{n+1} - \theta_{w,l}^n}{\Delta t} = U \frac{\theta_{w,l-1}^n - \theta_{w,l}^n}{\Delta x} + \Gamma \frac{\theta_{w,l-1}^n - 2\theta_{w,l}^n + \theta_m^n}{\Delta x^2} + \frac{\Delta Q^n - Q_{lm}^n}{(\rho c)_w V_{w,l}} (17)$$

로 계산되며 경계는 이동하지 않고, 당연히 $\theta_m^{n+1} = \theta_m^n$ 이다. 그러나 $\Delta Q^n > 0$ 일 경우에는 열경계층은 검사체적 $\ell+1$ 로 확대되며 ℓ 의 온

도는 식(17)에서 $\Delta Q^n = 0$ 인 형태로, $\ell + 1$ 의 온도는 식(17)에서 ℓ 을 $\ell + 1$ 로 치환한 형태로 계산된다. 다만, $\ell + 1$ 의 온도계산시 ΔQ^n 은 $\ell + 1$ 이 제외된 완전혼합역에 대하여 산출된 값이다. 경계가 되는 검사체적이 축열조 바닥에 도달하면 열확산상태로 천이하게 된다.

이러한 열경계층 이동모델이 필요한 이유는, 초기완전혼합상태에서 열확산상태로 직접 천이하는 것으로 해석하면, 축열조 하부에서는 대류 및 확산에 의해 공급되는 열량보다 열음의 용해 또는 열교환기를 통한 냉각열량이 커져서 수온이 θ_c 이하로 되며, 이는 물의 밀도차에 의한 부력으로 θ_c 이하에서는 완전혼합상태가 되는 실제현상 및 기본가정에 위배되기 때문이다.

2.5 제빙용 열교환기

직관형, 머리핀형, 다단코일형, 이중나선형 등 다양한 형태의 제빙용 열교환기가 제안되고 있으며 각각 열전달특성이 다르므로 별도의 해석이 요구된다. 여기서는 대형건물용 시스템에 채용되는 대표적인 형태인 이중나선형 및 다단코일형을 대상으로 하였다. 열교환기 재질은 구리, 폴리에틸렌 등으로서 열전도율이 다를 뿐 해석상의 차이는 없다.

1) 이중나선형 열교환기

관이 수직방향으로 균일하게 분포되어 있다고 가정하며 Fig. 5의 각 검사체적에 포함된 열음 또는 열교환기를 통한 냉각열량을 상·하향관으로 구분하여 계산한다. 상·하향관을 각

각 하첨자 u, d 로 표시하면, 검사체적 j 에 대하여

$$Q_{i,j} = Q_{1,jd} + Q_{1,ju} \dots\dots\dots (18)$$

이다. 여기서 식(18)우변의 각항 및 Q_2 는 식(4)~(8), (9)~(13)과 같은 방법으로 계산한다. 예를 들어, 검사체적 j 에 대하여 열음이 부착된 경우를 고려하자. 검사체적에 포함된 상·하향관 길이는 다르며 각각을 L_u, L_d 라 할 때

$$Q_{1,jd} = 2\pi r_{jd} L_d \alpha_o(\theta_w, j - \theta_s) \cdot n \dots\dots (19)$$

$$Q_{1,ju} = 2\pi r_{ju} L_u \alpha_o(\theta_w, j - \theta_s) \cdot n \dots\dots (20)$$

이며 열음의 체적도 각각

$$h_f \rho_i \frac{dV_{i,jd}}{dt} = Q_{2,jd} - Q_{1,jd} \dots\dots (21)$$

$$h_f \rho_i \frac{dV_{i,ju}}{dt} = Q_{2,ju} - Q_{1,ju} \dots\dots (22)$$

와 같이 계산된다. 여기서

$$Q_{2,ju} = H_{1,jd}(\theta_s - \bar{\theta}_{b,jd}) \cdot n \dots\dots (23)$$

$$Q_{2,ju} = H_{1,ju}(\theta_s - \bar{\theta}_{b,ju}) \cdot n \dots\dots (24)$$

이며 $H_{1,jd}, H_{1,ju}$ 및 $\bar{\theta}_{b,jd}, \bar{\theta}_{b,ju}$ 등은 식(5)~(8)과 같은 방법으로 구한다. 다만 Fig. 5에 표시하였듯이 검사체적에 대한 부동액의 입·출구온도가 하향관에서는 $\theta_{bi,jd} = \theta_{bo,j-1d}$, 상향관에서는 $\theta_{bi,ju} = \theta_{bo,j+1u}$ 이므로 식(19), (20) 및 (23), (24)를 계산할 때 하향관-상향관 순으로 순차적인 과정을 따라야 한다.

열음이 없는 경우도 계산과정은 같다.

2) 다단코일형 열교환기

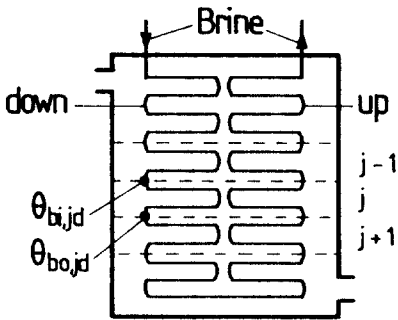


Fig.5 Schematic Diagram of Double Spiral Type Heat Exchanger

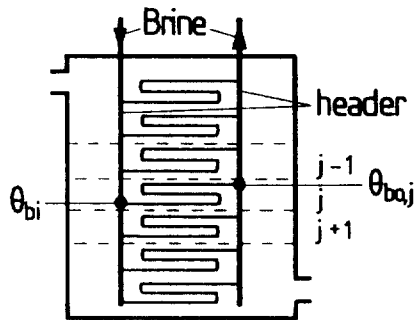


Fig.6 Schematic Diagram of Multi-Stage Coil Type Heat Exchanger

개략도(Fig. 6)에 표시하였듯이 코일 1 단이 포함된 깊이를 점사체적으로 취하는 것이 편리하다. 열교환기 관경에 비하여 헤더의 직경이 충분히 크기 때문에 단수에 무관하게 부동액 입구온도 θ_{bi} 는 같다고 취급한다. 1 단의 관길이를 L_s 라 하면,

$$Q_{1,j} = 2\pi r_j L_s \alpha_o (\theta_{w,j} - \theta_s) \cdot n \dots\dots\dots (25)$$

이 되며 나머지는 전술한 방법과 유사하게 계산될 수 있다. 다만, 각 단에 따라 부동액출구온도 $\theta_{bo,j}$ 는 상이하므로 헤더출구에서 부동액온도는 유량이 균등하게 분배되는 것으로 취급하여 $\theta_{bo,j}$ 의 산술평균을 취한다.

2.6 축열조의 배열

축열조 전체를 하나의 단위로 취급하는 즉, Fig.1에서 간막이를 제거할 경우와, 직렬연결된 2개조로 배열할 경우의 해석방법은 본질적으로 같다. 다만 직렬연결조에서는 Fig.1과 같이 축열조 순환수량 및 수온에 대하여, 제 1 조 출구조건이 제 2 조 입구조건이 되고 축열조 전체의 출구조건은 제 2 조 출구조건이 된다. 이때 부동액을 공급하는 냉동기는 축열조별로 각각 설치되므로 운전조건 및 성능은 서로 다르다.

3. 제 인자에 대한 검토

3.1 열전달계수

축열조의 특성과 연관된, 열교환기 관내의 부동액과 관내벽사이, 관외벽과 물사이, 관외 결빙 얼음표면과 물사이 등의 열전달계수는 부동액의 성질 및 유속, 접촉하는 물의 상태 등에 따라 변화하는 등 본질적으로 각 경우에 대한 실험에 의해 결정되어야 한다. 그러나, 조건변화에 따른 모든 경우를 해석에 고려할 수는 없을 뿐 아니라 해석을 위한 가정에 따른 불확실성을 감안할 때, 축열조의 근사적인 특성예측이 가능한 범위에서 대략적인 값을 사용하는 것이 합리적이다. 이러한 관점에서 본 연구에서는 부동액의 상태 또는 얼음부착여부와 무관하게 관내·외의 열전달계수 α_i, α_o 2

종류로 대별한다. 다만 관외의 경우, 외부조건에 차이를 고려하여 완전혼합상태가 성층화 및 확산상태는 구분함으로써 3 종류로 취급한다.

3.2 완전혼합입계온도

기본가정에서 기술하였듯이, 물은 최대밀도점이 4℃ 부근이므로 수온이 대략 0~4℃ 범위에서는 밀도반전에 따른 상향유동이 발생하여 축열조내부가 완전혼합상태로 된다고 취급한다. 이 상태가 유지되는 상한온도, 즉 완전혼합입계온도 θ_c 는 수량, 입구수온, 축열조형태 등 조건에 따라 정확히 4℃는 아니다. 본 연구에서는 4℃ 또는 축열조입구 Froude수의 함수로 표시되는 경험식⁹⁾

$$\theta_c = 0.75 \ln(Fr) + 1.51 \dots\dots\dots (26)$$

을 사용한다. 여기서 Fr 는

$$Fr = v / \sqrt{g d_i \Delta \rho / \rho_o} \dots\dots\dots (27)$$

로 정의되는 무차원수이며 v 는 축열조 입구 유속, g 는 중력가속도, d_i 는 입구관직경, $\Delta \rho$ 는 입출구온도차에 상당하는 밀도차, ρ_o 는 0℃에서 물의 밀도이다.

3.3 유효열확산계수

제빙용 열교환기가 없는 온수 또는 냉수축열조인 경우에 열확산계수는 물질의 열역학적 성질이므로 검토의 대상이 아니다. 그러나 빙축열조에서는 얼음 또는 열교환기에 의한 냉각효과 때문에 국소적으로 교란유동이 발생하여 평균유동에 따른 대류, 확산(순수전도) 이외의 열전달이 발생하며, 이것을 열확산항에 포함시켜 해석에 고려하기 위하여 식(14)의 Γ 와 같이 유효열확산계수를 사용한다. 열유효확산계수가 축열조내 온도분포에 미치는 영향을 정성적으로 고찰하고 전술한 축열조입구 Froude수의 함수형태로 표시한 연구¹⁰⁾가 있으나, 특정한 조건의 실험에만 의존하였으며 값의 분산이 비현실적으로 커서 일반적인 해석에 적용하기 곤란하다. 따라서 본 연구에서는 경험적으로 타당하다고 판단되는 0.001kcal/hm℃

를 사용하며⁹⁾ 이 값은 상온에서 물의 열확산 계수의 2배정도이다.

3. 4 축열조 순환수량 및 입구수온

축열조를 순환하는 수량 및 입구의 수온은 축열조의 특성에 직접적인 영향을 미치는 조건으로서 축열조와 연결되는 공조설비의 운전 방식 및 부하형태에 의존한다. 공조부하와 순환수량, 입출구수온의 관계

$$Q_L = (\rho c)_w G_w (\theta_{wi} - \theta_{wo}) \dots\dots\dots (28)$$

에서 Q_L, θ_{wo} 는 결정된 값이므로 G_w, θ_{wi} 가 결정되어야 한다. 이때 G_w 는 공조기 운전방식에 따라 정유량 또는 변유량이 되며 변유량의 경우에는 공조기 이용온도차 ($\theta_{wi} - \theta_{wo}$)가 일정하므로 계산이 가능하다.

3. 5 부동액 입구온도

방냉과정동안 냉동기를 가동하지 않는 경우에는 주어진 빙충전을까지 축냉하는 과정동안만 부동액이 순환되므로 해석과 무관하다. 그러나, 방냉과정동안 냉동기가 동시에 운전되는 경우에는 냉동기의 냉각열량과 부동액의 유량 및 온도의 관계

$$Q_R = (\rho c)_b G_b (\theta_{bo} - \theta_{bi}) \dots\dots\dots (29)$$

로부터 부동액 입구온도 θ_{bi} 를 결정한다. 여기서, 유량 G_b 는 부동액탱크를 사용할 경우 거의 일정하며 출구온도 θ_{bo} 는 계산에 의해 결정된 값이다. 외기조건 및 규격이 주어지면, 냉동기의 성능곡선은 냉각능력 Q_R 과 θ_{bi} 의 함수형태이므로 식(29)와 성능곡선으로부터 Q_R, θ_{bi} 는 동시에 결정된다. 이때 냉동기의 규격은 축열조용량, 부하 등을 고려하여 적절히 선택된 것이어야 한다.

4. 결과 및 고찰

지금까지 제시한 빙축열조의 냉냉과정에 대한 해석모델에서 제 조건 및 인자의 변화에 따라 가능한 모든 경우에 대하여 해석을 수행하는 것은 불가능하므로, Table 1에 열거한

Table 1 Simulated Cases in the Present Study

Case	Type of Ice Marking Heat Exchanger	Refrigerator	Tank Arrangement
1	Double Spiral	on	Single
2	Double Spiral	off	Single
3	Multi-Stage Coil	on	Single
4	Multi-Stage Coil	on	Serial-Connection

Table 2 Input Data for Case 1-4

Variable	Data	Variable	Data	Variable	Data
k_p	0.36	ρ_i	917	d_o	0.25
k_i	1.90	r_i	0.0115	G_b	11.4
h_f	80	r_p	0.0135	$\theta_{bi}(0)$	-7
Γ	0.001	θ_s	0	$\theta_{wi} - \theta_{wo}$	20
C_w	1.0	$\theta_w(0)$	0	α_i	150
C_b	0.884	V_T	22.8	α_o	100
ρ_w	1000	H_T	1.86	α_m	50
ρ_b	1050	d_i	0.125		

Variable Case	L_p	n	IPF	G_w	Q_L
1	1940	23	0.1	4.1	82000
2	1940	23	0.25	—	82000
3	672	2	0.2	4.9	98000
4	336*	1*	0.2	4.9	98000

* per each tank

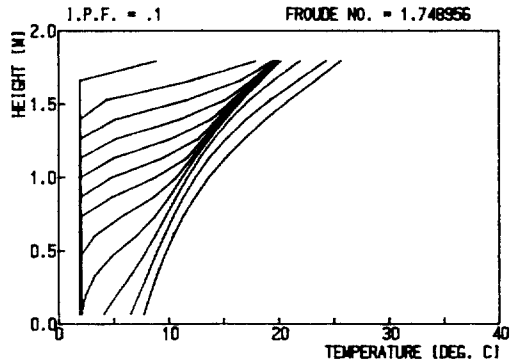
몇몇 경우에 대한 해석결과만을 고찰하기로 한다. 각 경우에 대한 입력자료는 결과비교의 편의 및 이용가능한 자료의 불충분으로 기 발표된 일련의 실험결과^{6~8)}로부터 인용 또는 추정된 것이며 추후 실증실험시의 참고를 위하여 Table 2에 게재하였다.

Table 1의 각 경우에 대응하는 해석결과를 Fig. 7~11에 도시하였다. 공조용 빙축열 시스템의 운전시간이 대략 하루 8시간이므로예냉 (pull-down) 등을 고려하여 12시간까지 계산하였다. Fig. 7~11에서 (a)는 시간에 따른 수온분포로서 시간간격은 방냉개시로부터 1시간이며, (b)는 입·출구수온 및 수심에 따른수

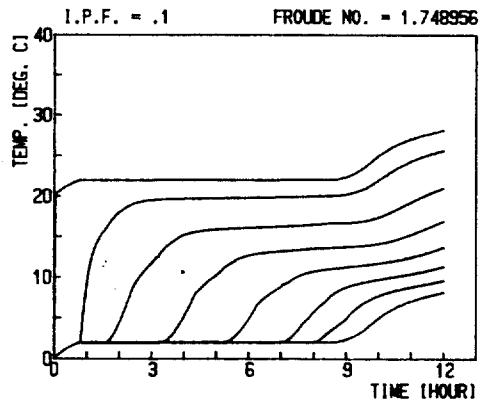
온의 과도변화로써 상단의 곡선이 입구수온, 하단의 곡선이 출구수온이며 그 사이의 곡선은 입·출구사이의 수직거리를 등간격으로 나눈 위치에서의 수온변화이다. 냉동기가 동시 가동되는 경우에 대해서는 (c)에 냉각능력의 변화를 표시하였으며, 2개조 직렬연결의 경우에는 각각의 냉각능력 및 합계를 표시하였다. 특히, Fig.9(b)의 추가적인 곡선은 3.4절에서 기술한 변유량의 경우로서 상한치가 13.7 m^3/h 로 제한된 축열조 순환수량의 변화를 나타내며 초기수량은 타 경우와 같이 4.1 m^3/h 이다.

해석결과와 타당성에 관해서는 해석모델의 정립목적이 근사적인 축열조의 특성예측에 있으며 또한 이에 대응하는 과정으로 해석을 수행하였으므로, 정량적이기 보다는 정성적인 관점에서 검토되어야 할 것이다. 즉, 해석과정에 도입된 가정 및 불확실한 입력자료를 감안할 때 특정한 경우에 대하여 현상과 해석결과가 일치하더라도 해석모델이 일반적으로 타당하다고 단정하는 것은 곤란하다. 다만, 이론해석과 실험결과와의 경향이 일치한다면 계산시에 좀더 실제에 가까운 자료를 사용함으로써 결과를 개선할 수 있을 것이다. 물론, 정량적인 예측을 위한 고차원 해석모델의 정립은 별개의 문제이며 계속 추구해야 할 과제이다. 전술한 해석결과(Fig.7~11)와 실험결과와의 직접적인 비교는, 실험자료의 불충분 및 기발표된 실험결과⁶⁻⁸⁾의 재현문제로 곤란하였으나, 수온분포 및 수온의 과도변화는 경향면에서 잘 일치할 뿐 아니라 정량적으로도 근사하였다. 이는, 계산시 사용한 입력자료를 실험으로부터 인용 또는 추정하였기 때문이기도 하지만, 본 연구에서 제시한 해석모델이 타당함을 간접적으로 보여주기도 한다.

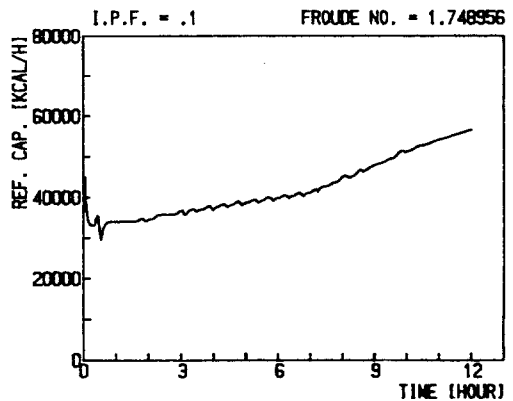
제비용 열교환기로서 이중나선형 또는 단단코일형을 선택하는 것은 열교환기의 제작, 축열조내의 설치, 부동액의 순환방법 등의 문제이지 축열성능의 개선을 위한 것은 아니므로 본 연구에서는 각각에 대한 해석방법을 제시하는 점으로 충분하다. 그러나 빙층전율, Fr 수 등 인자 및 열교환기 길이, 갯수 등 제원



(a) Temperature Distribution of Water



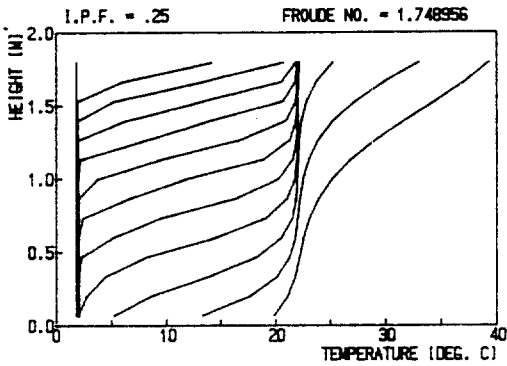
(b) Transient Response of Water Temperature



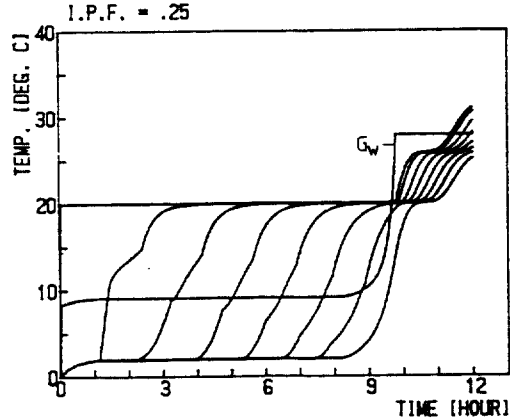
(c) Variation of Refrigeration Capacity

Fig. 7 Typical Simulated Results for Case 1 (Constant Water Flow Rate)

의 차이 때문에 간접적이기는 하지만, Fig. 7과 10을 비교할 때 수온의 성층화특성이 정성적으로 유사함을 확인할 수 있으며 이는 축열조의 성능예측시 열교환기형태에 따른 고려



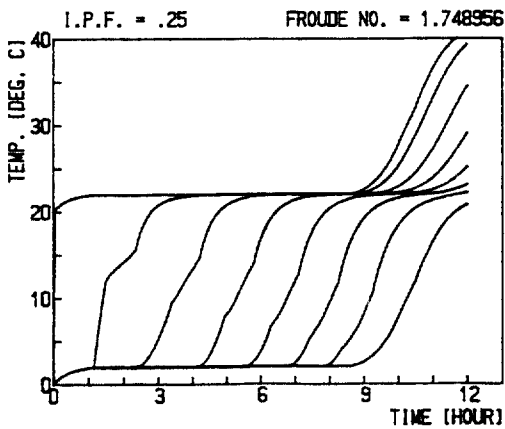
(a) Temperature Distribution of Water



(b) Transient Response of Water Temperature

Fig. 9 Typical Simulated Results for Case 2 (Variable Water Flow Rate)

영향을 고찰할 수 있다. 여기서, 공조부하가 동일하므로 냉동기 미가동의 경우(Fig. 8)에 빙중전율은 당연히 커야한다. 축열조 입구수

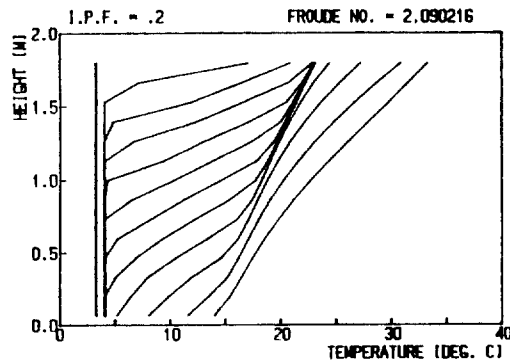


(b) Transient Response of Water Temperature

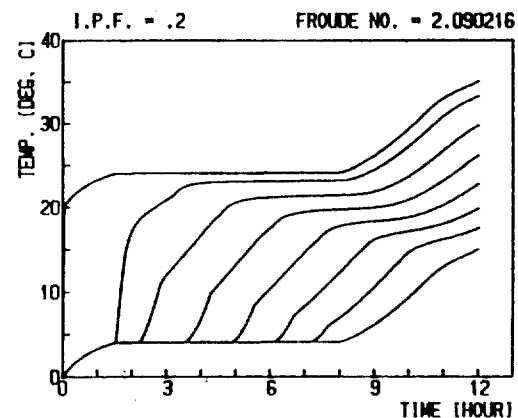
Fig. 8 Typical Simulated Results for Case2 (Constant Water Flow Rate)

를 배제할 수 있다는 사실로서 의미깊다.

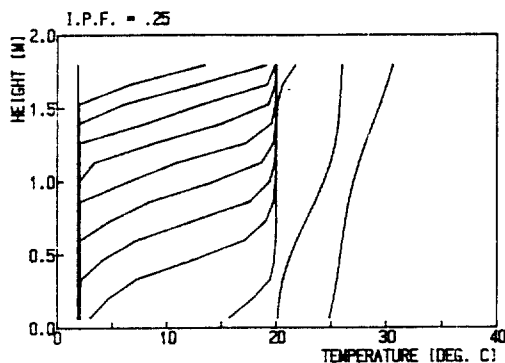
한편, Fig. 7 과 8을 비교함으로써 방냉시 냉동기의 동시가동여부가 축열특성에 미치는



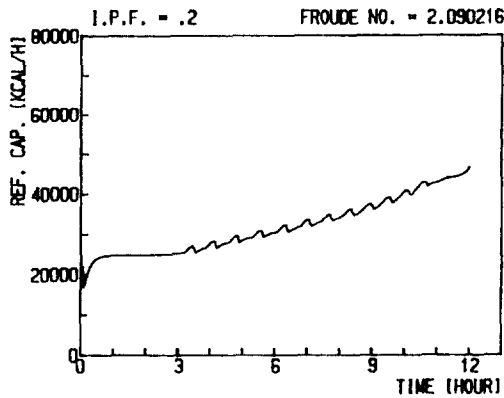
(a) Temperature Distribution of Water



(b) Transient Response of Water Temperature



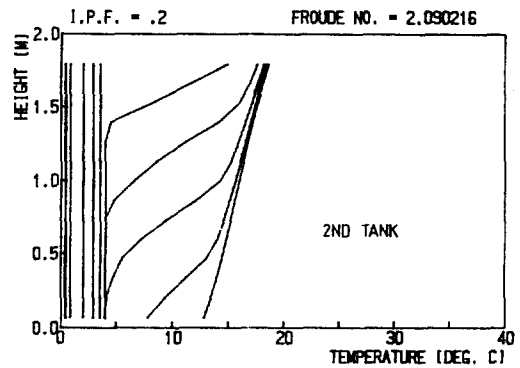
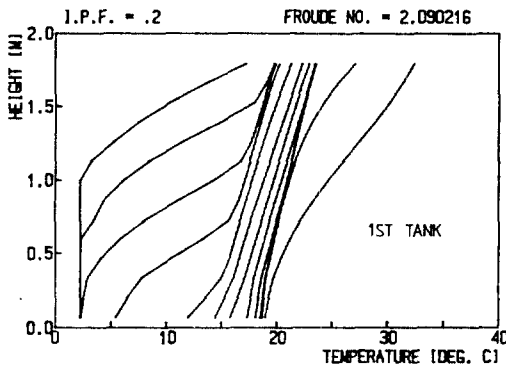
(a) Temperature Distribution of Water



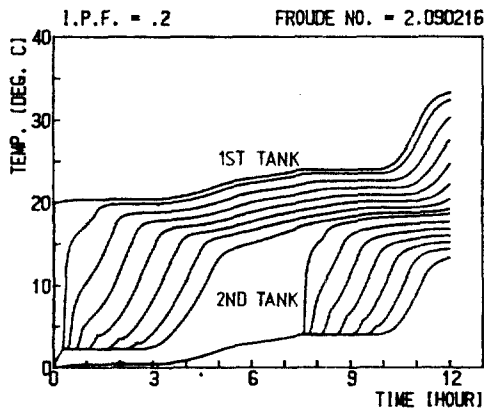
(c) Variation of Refrigeration Capacity

Fig. 10 Typical Simulated Results for Case 3 (Constant Water Flow Rate)

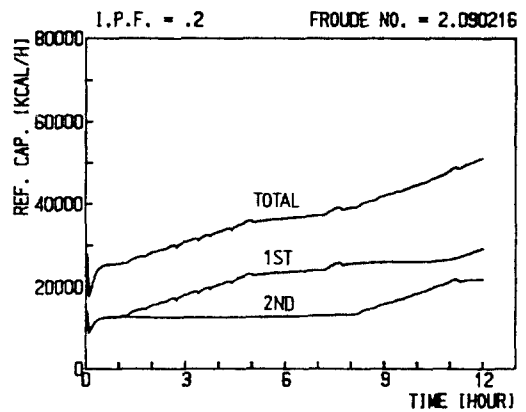
온이 방냉개시 9시간정도까지 거의 같음에 비하여 축열조내 성층화특성이 상이한 것은, 냉동기 가동시는 시간의 경과에 따라 축열조상부의 얼음이 완전해빙된 이후에도 열교환기를 통하여 계속 냉열이 공급되어 수직방향 온도구배가 존재하지만, 냉동기 미가동시는 축열조상부부터 차례로 해빙되면서 얼음의 잠열만이 공조부하를 감당하며 추가적인 열원이 없으므로 일단 완전해빙된 부분의 온도는 축열조 입구수온이 되기 때문이다. 축열조전체에 걸쳐 완전해빙된(약 9시간) 이후부터 냉동기 미가동시에 수온이 급격히 상승함은 같은 이유때문이다. 공조기 운전시간을 약 9시간이라 할 때 그경우 공히 축열조 출구수온은 일정한도이하로서 공조측 요구조건을 만족하지만, 특



(a) Temperature Distribution of Water



(b) Transient Response of Water Temperature



(c) Variation of Refrigeration Capacity

Fig. 11 Typical Simulated Results for Case 4 (Constant Water Flow Rate)

정 방식의 선택은 냉동기 용량 및 운전비용에 의존한다. 즉, 전자는 냉동기를 소용량으로 할 수 있으나 공조시간(주간)에 동시가동하므로 운전비용이 상승함에 비하여 후자는 빙충전율이 커야 하므로 대용량 냉동기가 요구되나 가동시간을 야간(심야)으로 할 수 있으므로 운전비용은 절감된다.

축열조 순환유량을 정유량 또는 변유량으로 선택하는 것은 공조설비의 운전제어와 연관되므로 축열조해석의 결과만으로 판단하기는 곤란하다. 여기서는 다만 3.4절에 기술하였듯이 해석방법에 있어서 본질적인 차이는 없으며, 특정한 경우에 대한 해석결과(Fig. 8과 9)를 비교할 때 축열조내의 성층화가 잘 이루어진다면 변유량의 경우에도 유량의 급격한 변화는 없는 사실을 고찰할 수 있을 뿐이다. 물론 Fig. 9(b)에서 약 9시간이후 유량이 급격히 증가하지만, Fig. 8(b)에서 같은 시간에 출구수온이 급격히 상승하는 점에서 판단할 수 있듯이, 취급한 축열조용량의 제한때문이지 실제 이와 같은 방식을 채용한다는 의미는 아니다. 즉, 필요한 공조시간내에 급격한 유량변화가 예측되면 빙충전율을 크게 하거나 축열조 용량을 증대하여 조정할 수 있을 것이다.

축열조의 배열변화는 성층화를 유도하여 유효축열량을 증대시키기 위한 목적이므로 직관적으로 직렬연결로 배열하는 것이 유리함을 판단할 수 있다. 그러나, 축열조의 제작, 순환수의 압력손실 등 실제적인 문제도 고려되어야 한다. 여기서는 축열조에 국한된 관점에서 고찰하기로 한다. Fig. 10(b)와 11(b)에서 축열조의 출구수온을 비교할 때 직렬연결조가 유리함은 자명하다. 이것은 직렬연결시 성층화의 발달에 의한 점도 있으나 Fig. 10(c)와 11(c)의 비교에서 알 수 있듯이 냉동기에 의한 냉열공급의 차이에도 기인함에 유의하여야 한다. 즉 직렬연결조의 경우 제 1조는 성층화상태에서 열확산상태로 급속히 천이되어 평균수온이 제 2조보다 높기 때문에 열교환기를 통과하는 부동액과의 온도차 및 이로 인한 냉열공급량이 증대하기 때문이다.

이상에서 제한적으로 취급한 사실 이외에도

제 조건 및 인자의 변화에 따라 다양한 경우에 대하여 축열특성을 해석, 고찰할 수 있지만 해석모델 및 방법이 제시되었으며 필요한 경우 추가적인 계산만으로 가능하므로 여기서는 논의에서 제외한다.

5. 결 론

공조열 빙축열시스템에서, 방냉과정동안 축열조내의 열적거동을 근사적으로 예측하기 위한 해석모델에 대하여 연구를 수행한 결과 다음과 같은 사항을 제시할 수 있었다.

1) 제비용 열교환기형태, 냉동기 동시운전 여부, 축열조의 배열변화 등을 취급할 수 있는 해석모델을 정립하였다.

2) 본 모델에 의한 해석결과는 빙충전율, Fr 수 등 지배인자의 변화에 따라 기 발표된 실험결과와 정성적으로 잘 일치하므로, 축열조의 예비설계단계에서 성능예측의 수단으로 유용하다.

3) 빙축열조의 방냉과정에서 과도열전달특성은, 제 인자 및 조건에 따라 크게 변화하므로, 공조측을 포함한 전체시스템에 대한 운전시뮬레이션의 중요한 일부가 된다.

후 기

본 연구는 과학기술처에서 시행한 특정연구개발사업, “공조용 빙축열시스템 개발”의 일부로서 관계제위께 감사드리는 바이다.

참 고 문 헌

1. Johnson, R.R. and Hilson, D.W., “Peak Shifting Potential of Ice-Making Thermal Energy Storage System for Residential Cooling,” Proc. 17th IECEC, 1982.
2. ASHRAE Technical Data Bulletin, Thermal Storage, ASHRAE, 1985.
3. Rawlings, L., “Strategies to Optimize Ice Storage,” ASHRAE Journal, May, 1985.

4. Stamm, R.H., "Thermal Storage Systems," Heating, Piping and Air Conditioning, Jan., 1985.
5. ヒートポンプによる冷暖房, No.24. 電力空調研究会, 1985.
6. 坪倉 久等, 大型建物を対象とした氷蓄熱方式の研究(その4 放冷過程の実測結果と有効蓄熱量), 空気調和・衛生工学会 学術論文集, 1984.
7. 宮前 認等, 大型建物を対象とした氷蓄熱方式の研究(その6 二次側システムを含めた放冷過程の実験結果), 空気調和・衛生工学会 学術論文集, 1985.
8. 酒井吉郎等, 大型建物を対象とした氷蓄熱方式の研究(その9 システムに組み込まれた状態での蓄熱槽の熱特性), 空気調和・衛生工学会 学術論文集, 1986.
9. 宮前 認等, 大型建物を対象とした氷蓄熱方式の研究(その10 放冷過程におけるモデルの検証と各種パラメータの推定), 空気調和・衛生工学会 学術論文集, 1986.
10. 柳原隆司等, 大型建物を対象とした氷蓄熱方式の研究(その5 放冷過程のモデリングと各種パラメータの推定), 空気調和・衛生工学会 学術論文集, 1984.