

단일캡슐 축방냉성능을 이용한 캡슐형 빙축열조 모델

이 경 호[†], 주 용 진, 최 병 윤, 김 상 준

한국전력공사 전력연구원

Model of Encapsulated Ice Storage Tanks Using Charge and Discharge Performance of Single Ice Capsule

Kyoung-Ho Lee[†], Yong-Jin Joo, Byoung-Youn Choi, Sang-Joon Kim

Korea Electric Power Research Institute(KEPRI), Korea Electric Power Corporation(KEPCO),
Taejon 305-380, Korea

(Received July 21, 1999; revision received December 8, 1999)

ABSTRACT: The present study describes a one-dimensional modeling of encapsulated ice storage tanks. The thermal transmittance of capsules in this model uses the results from the Arnold's experimental study.⁽²⁻³⁾ In this model, ice storage tank is partitioned by several control volumes for the analysis, each having same number of capsules. The model is validated by the comparison of the measured data from an ice storage tank installed at a building with the capacity of 1200 ton-hrs and the simulated results with the same inlet brine temperature conditions into the tank.

Key words: Thermal ice storage(빙축열), Model(모델), Charge(충냉), Discharge(방냉), Encapsulated ice storage tank(캡슐형 빙축열조)

기 호 설 명

A_c : 캡슐의 열전달 면적 [m^2]
 C_p : 물의 비열 [$kcal/kg\ ^\circ C$]
 C_{pb} : 브라인의 비열 [$kcal/kg\ ^\circ C$]
 h_{fg} : 물의 융해잠열 [$kcal/kg$]
 n : 임의의 검사체적내 캡슐의 개수
 M_{ice} : 캡슐내 얼음의 질량 [kg]
 N_{cw} : 빙축열조내 검사체적의 개수
 P : 빙충전율(Ice packing factor)
 R_c : 실험적으로 결정되는 캡슐의 열저항계수 [mK/W]

T_w : 캡슐내 물의 온도 [$^\circ C$]
 T_b : 임의의 검사체적 내 브라인 온도 [$^\circ C$]
 T_i : 임의의 검사체적 유입 브라인 온도 [$^\circ C$]
 T_o : 임의의 검사체적 유출 브라인 온도 [$^\circ C$]
 T_{fg} : 얼음의 융해온도 [$^\circ C$]
 T_{ice} : 캡슐내 얼음의 온도 [$^\circ C$]
 T_{in} : 빙축열조 유입 브라인 온도 [$^\circ C$]
 T_{out} : 빙축열조 유출 브라인 온도 [$^\circ C$]
 t_{ch} : 잠열과정 시작 시간 [Hours]
 U_c : 캡슐의 열전달계수 [W/m^2K]
 V_{cw} : 임의의 검사체적의 체적 [m^3]
 x : 무차원화시킨 빙축열조내 축열량

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-865-5983; fax: +82-42-865-5804

E-mail address: seagull@kepri.re.kr

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m^3]

상첨자

k : 임의의 시간단계

하첨자

b : 브라인(에틸렌 글리콜)
 i : 빙축열조 임의의 검사체적 입구
 ice : 얼음
 in : 빙축열조 입구
 la : 잠열
 o : 빙축열조 임의의 검사체적 출구
 out : 빙축열조 출구
 p : 빙축열조내 임의의 p 번째 검사체적
 tot : 총열량, 잠열량과 현열량의 합
 w : 물

1. 서론

빙축열시스템은 여름철 피크 전력수요의 심야 시간대로의 이전을 통한 부하 평준화를 위하여 이용되고 있으며, 비축열식 냉방시스템에 비하여 초기 투자비용이 많이 소요되므로 주요 구성요소의 용량 감소를 위한 최적화 연구가 필요하고, 운전에너지 비용절감을 위해서는 경제적 운전전략에 대한 연구가 필요하다. 이를 위해서는 시스템의 중요 구성요소 중의 하나인 빙축열조에 대한 성능 모델링에 대한 시뮬레이션이 실험적인 연구와 함께 병행되어야 한다. 빙축열조의 유형은 제빙현상에 따라서 정적제빙형과 동적제빙형으로 구분되어 진다. 정적제빙형에는 외용형 관외착빙형(External melted ice on coil), 내용형 관외착빙형(Internal melted ice on coil), 그리고 캡슐형(Encapsulated) 빙축열조로 나눌 수 있고, 동적제빙형에는 빙박리형(Ice harvesting)과 아이스 슬러리형으로 구분할 수 있다. 현재까지 관외착빙형에 대한 성능 모델은 많이 개발이 되어오고 있지만, 동적제빙형과 캡슐형 빙축열조에 대한 모델링 연구는 많이 발표되고 있지 않다. Arnold⁽¹⁾는 제작회사에서 제시한 캡슐의 열전달 계수를 이용하고, 빙축열조를 미시적 규모와 거시적 규모로 나누어 모델링을 하였으나, 이에 대한 검증이나 빙축열조에 대한 상세한 성능분석은

이루어지지 않았다. 이에 이어 Arnold⁽²⁾는 단일 캡슐에 대한 축방냉 실험을 통하여 축방냉 초기의 열전달계수는 말기의 열전달계수에 비하여 약 4배 가량 더 큰 것을 확인하였다. Arnold⁽³⁾는 또한 아이스 캡슐에 대하여 실험적인 연구를 수행하여 축냉 및 방냉과정에서의 열전달계수는 과정이 진행되는 동안 현격하게 변화하는 것을 확인하였고, 단일 캡슐의 성능은 동적상사(dynamic similarity)가 만족되고 과냉각에 대한 정보를 알고 있다면 빙축열조 성능을 예측하는데 적용이 가능하다고 제시하였다. 본 논문에서는 Arnold의 실험으로부터 얻은 캡슐의 열적 특성을 이용하여 캡슐형 빙축열조 내의 브라인이 균일하게 빙축열조내를 유동하는 것으로 가정하여 1차원적으로 조내의 상태가 변화하는 것으로서 단순화시켜 모델링을 하였으며, 이를 실제로 운전되고 있는 1200 ton-hrs급 빙축열조의 운전시험결과와 비교하여 그 유효성을 확인하였다.

2. 캡슐형 빙축열조 개요

2.1 빙축열조의 구조

현재 심야전력을 이용한 냉동공조용으로 사용되고 있는 캡슐형 빙축열조의 개략적인 형태와 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 빙축열조 내에는 저장된 브라인에 수많은 캡슐이 들어 있으며, 빙축열조 상단에 위치한 분배관을 통하여 브라인이 유입하여 하부로 유동한 후 출구로 나가는 구조로 되어있다. 심야시간대의 축냉과정에는 최저 -5°C 까지의 에틸렌글리콜 브라인액이 캡슐사이를 흐르면서 캡슐내부의 물을 얼음으로 상변화시키면서 냉열을 저장하고, 낮시간의 냉방시간대에는 $7^{\circ}\text{C} \sim 12^{\circ}\text{C}$ 범위의 브라인이 빙축열조로 유입되어 캡슐로부터 열을 빼앗기며 냉각되어 유출된다.

2.2 단일 캡슐의 사양

본 논문에서 고려한 캡슐에 대한 사양을 Table 1에 나타내었다. 캡슐은 외부표면의 덩플진(dimpled) 형태를 갖도록 하여 내부에 얼음 생성으로 인한 부피팽창을 고려함으로써 내부에 빈공간을 최소화할 수 있도록 되어있다.

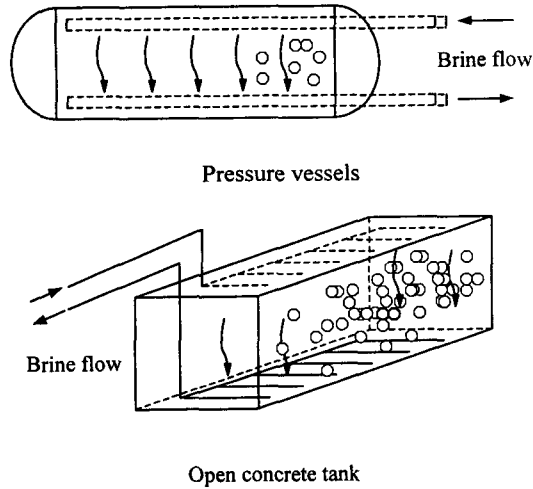


Fig. 1 Encapsulated ice storage tank.

3. 빙축열조 모델링

빙축열조의 모델링은 단일캡슐의 축냉 및 방냉 특성과 빙축열조 내부에 캡슐과 함께 저장되어 있는 브라인, 그리고 캡슐의 배치 등을 고려하여 수립하였다.

3.1 가정

빙축열조 모델을 단순화하기 위하여 빙축열조 내부에 캡슐들의 상대적인 위치이동은 무시할 수 있다고 가정하였으며, 캡슐사이를 흐르는 브라인의 유동은 분배관에 의하여 유동단면에 고르게 형성되어 유동방향으로만 상태가 변화하는 것으로 가정하였다. 즉 유동방향에 대하여 수직방향으로의 2 방향에 대한 빙축열조 내부의 브라인 온도 및 캡슐내부의 상태와 온도는 동일한 것으로 취급하여 1차원으로 단순화시켜 가정하였다. 이러한 개념을 Fig. 2에 나타내었다. 이것은 빙축열조 상단에서 브라인의 유동면적에 균일하게 분배되어 흘러내린다는 점을 고려한 가정이다. 모델의 계산에 있어서 빙축열조 내부는 여러 개의 검사체적(control volume)으로 나누어 계산하였으며, 각 검사체적 내의 캡슐 개수는 동일하도록 분할하였다. 또한 임의의 한 검사체적을 통하여 유출되는 브라인은 다음에 위치한 검사체적의 입

Table 1 Ice capsule's thermal performance characteristics and specification

Items	Units	Value	Remarks
Material 1	surface	HDPE	High density polyethylene
Material 2	inside	Water +Chemical	
Diameter	mm	103	
Weight	gr	510	plastic:40 gr
Volume	CC	526	frozen: 563 CC
Total heat	kcal/pc	40.63	latent: 37.45 kcal/pc
Required balls	pcs/ton-hr	75	latent: 81 pcs
Transfer area	m ² /ton-hr	2.2	
Volume to store	m ³ /ton-hr	0.068	14.65 ton-hr/m ³
Heat exchange	W/m ² °C	98	
Thickness	mm	1	max 1.3 min 0.7

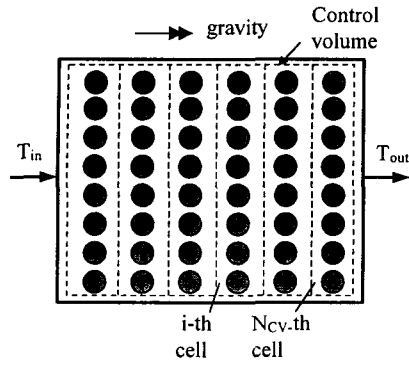
구유동과 동일한 것이 된다.

3.2 지배방정식

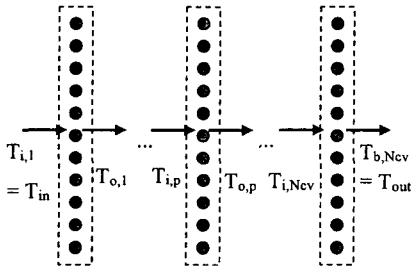
각 검사체적에 대하여 임의의 시간단계 k 에 대하여 적용할 지배방정식은 캡슐내의 물의 상태에 따라서 물의 냉각(방냉과정에서의 가열)이 이루어지는 현열과정, 물의 상태가 변하는 잠열과정, 그리고 얼음의 냉각(방냉과정에서의 가열)의 3가지 과정으로 나누어 세울 수 있다. 이 방정식은 축냉 및 방냉과정에 대하여 동일하게 적용하며, 단지 열전달계수 U_c 의 값이 다르게 적용된다. 본 모델에서는 이 열전달계수의 값을 Arnold의 실험 결과에 의한 값을 적용하였다.⁽²⁻³⁾

3.2.1 현열과정(물의 냉각 또는 가열)

물의 온도가 상변화점까지 내려가는 과정 또는 얼음에서 물로 상변화한 후의 온도가 올라가는



(a) One-dimensional model



(b) Concept of partitioned control volumes

Fig. 2 One-dimensional ice storage tank model.

과정에 대한 지배방정식과 초기조건은 식(1)부터 식(4)까지와 같다.

$$\rho_w V_{cv} C_p P \frac{dT_w}{dt} = U_c n A_c (T_i - T_w) \quad (1)$$

$$T_w(0) = T_b(0) \quad (2)$$

$$\dot{m}_b C_{pb} \frac{dT_b}{dt} = U_c A_c (T_w - T_o) + \dot{m}_b C_{pb} (T_i - T_o) \quad (3)$$

$$T_b(0) = T_{out}(0) \quad (4)$$

3.2.2 잠열과정(얼음과 물의 상변화)

물에서 얼음 또는 얼음에서 물로 변화하는 과정에 대한 지배방정식과 조건은 식(5), (6), &(9)과 같다.

$$\dot{m}_b C_{pb} \frac{dT_b}{dt} = U_c A_c (T_w - T_o) + \dot{m}_b C_{pb} (T_i - T_o) \quad (5)$$

$$h_{fg} \frac{dM_{ice}}{dt} = U_c A_c (T_w - T_o) = \dot{m}_b C_{pb} (T_i - T_o) \quad (6)$$

$$M_{ice}(t_{ch}) = 0 \quad (7)$$

3.2.3 현열과정(얼음의 냉각 또는 가열)

물이 얼음으로 상변화된 후에 온도가 내려가는 과정 또는 얼음의 상태에서 온도가 상승하는 과정에 대한 지배방정식은 다음의 식(8), 식(9)와 같다.

$$\rho_{ice} V_{cv} C_p P \frac{dT_{ice}}{dt} = U_c n A_c (T_i - T_{ice}) \quad (8)$$

$$\dot{m}_b C_{pb} \frac{dT_b}{dt} = U_c A_c (T_{ice} - T_o) + \dot{m}_b C_{pb} (T_i - T_o) \quad (9)$$

위의 방정식 (1),(3),(5),(6),(8),(9)식과 초기 및 경계조건 (2),(4),(7) 식을 이용하고, 각 방정식을 매우 짧은 시간간격 dt 에 대하여 임의의 시간단계 k 와 다음 단계 $k+1$ 에 있어서 다음과 같이 차분화하여 온도 해를 구한다.

현열과정에서 캡슐내부의 물의 온도와 주위 브라인의 온도를 구하는 식은 (1)식과 (3)식을 차분화하여 다음의 식 (10), (11)과 같다.

$$T_{w,p}^{k+1} = T_{w,p}^k / (1 + N_p^k) + \{N_p^k / (1 + N_p^k)\} T_{i,p}^{k+1} \quad (10)$$

여기에서 $N_p^k = (U_c A_c N_b \Delta t) / \{(\rho V_w / N_{cv}) / C_{pw}\}$ 이다.

$$T_{b,p}^{k+1} = \{1 / (1 + S_p^k + K_p^k)\} T_{b,p}^k + \{S_p^k / (1 + S_p^k + K_p^k)\} T_{w,p}^{k+1} + \{K_p^k / (1 + S_p^k + K_p^k)\} T_{in,p}^{k+1} \quad (11)$$

여기에서 $K_p^k = \dot{m}_b C_p \Delta t / \{\rho(1-P)V_{cv}\}$, $T_{b,p}^{k+1} = T_{o,p}^{k+1}$,

$S_p^k = U_c A_c N_b \Delta t / \rho(1-P)V_{cv}$ 이다.

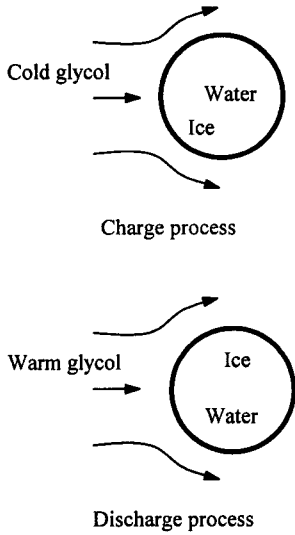


Fig. 3 Charge and discharge process in a capsule.⁽⁴⁾

잠열과정에서 캡슐 주위 브라인의 온도를 구하는 식은 다음과 같이 차분화한 식이 이용된다.

$$T_{b,p}^{k+1} = \{1/(1+S_p^k+K_p^k)\}T_{b,p}^k + \{S_p^k/(1+S_p^k+K_p^k)\}T_{u,p}^{k+1} + \{K_p^k/(1+S_p^k+K_p^k)\}T_{in,p}^{k+1} \quad (12)$$

캡슐내부의 온도는 축냉과정에서는 그다지 변화가 크지 않은 것으로 보아 일정하게 두었으며, 방냉과정에서는 Arnold의 실험치를 적용하였다. 이에 대한 설명은 식(13)을 참조할 수 있다. 결국, 빙축열조로부터의 출구 브라인 온도 T_{out}^{k+1} 는 $T_{b,New}^{k+1}$ 와 동일한 값으로 한다.

3.3 캡슐의 열전달계수

캡슐의 축냉 및 방냉과정에서의 브라인과의 열전달계수(Thermal transmittance coefficients) U_c 는 Arnold⁽²⁻³⁾의 실험결과를 이용하였다. Arnold의 캡슐 성능측정 실험에서는 단일캡슐에 대한 열량측정장치와 소형 빙축열조를 고안하여 축냉 및 방냉과정에 대한 단일캡슐의 내부온도변화와 열전달계수를 측정하였다. 단일캡슐 열량측정장

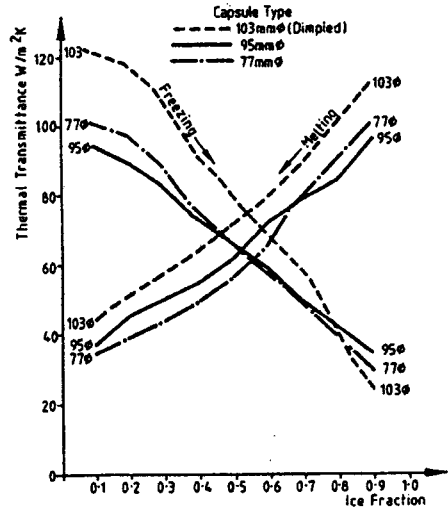


Fig. 4 Heat transfer coefficients U_c of one capsule in charge and discharge process.⁽²⁻³⁾

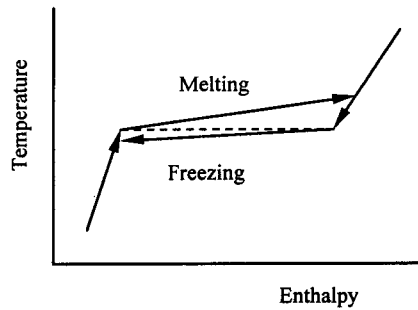


Fig. 5 Temperature variation of capsule content in phase change process.⁽²⁻³⁾

치는 4.5 리터의 플라스틱 용기로 되어있으며, 캡슐은 용기 내부에 고정되어 있도록 설치되었으며, 용기의부는 단열재로 둘러싸여져 있게 된다. 축냉시험은 캡슐주변에 $-12\text{ }^\circ\text{C}$ 로부터 $-20\text{ }^\circ\text{C}$ 범위의 에틸렌글리콜 용액을 채워두고, 대기온도까지 온도가 상승할 때까지 유지시켜 두며, 이에 따른 캡슐내 얼음의 양에 따른 온도 등을 측정하는 것이다. 방냉시험은 에틸렌글리콜 용액의 온도를 $15\text{ }^\circ\text{C}$ 이상으로 유지시킨 상태를 초기조건으로하

여 캡슐내 얼음을 녹여가며 온도를 측정하였고, 각 과정에 있어서 캡슐 내부에 상단과 하단에 걸쳐 6개의 위치에 대하여 측정하였다. 축냉 및 방냉과정 중에 캡슐내에 얼음이 생성되는 형상을 Fig. 3에 개략적으로 나타내었다. 그리고 축냉 및 방냉과정에서의 열전달계수의 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 또한 캡슐내의 물은 상변화시 일정한 온도를 유지하지 못하고 Fig. 5와 같이 일정한 기울기를 가지고 변화하게 된다. Arnold⁽³⁾는 다음과 같이 방냉 중에 캡슐내 온도변화식을 제시하였다.

$$T_w = R_c(1-x_p)(T_b - T_w) \quad (13)$$

여기에서 R_c 는 실험적으로 결정되는 값으로서 0.6을 사용하였다⁽²⁻³⁾. 축냉과정에서의 캡슐 내 온도는 변화율이 매우 작으므로 일정한 값으로 하였다. 또한 Arnold의 실험에 사용된 소형 빙축열조는 직경 0.66 m, 높이 1.5 m의 실린더형 탱크에 750개의 캡슐을 저장한 상태에서 에틸렌글리콜 브라인을 순환하면서 축방냉과정을 거치게 하였다. 이러한 실험과 단일캡슐 열량측정장치 실험을 통하여 캡슐내 얼음의 양과 주위 브라인의 온도가 열전달계수에 미치는 관계를 분석하였다. 실험결과, 축냉과정에서 열전달계수 값은 캡슐내 얼음의 양이 증가할수록 감소하는 경향을 나타내며, 방냉과정에서는 얼음의 양에 반비례하는 특성을 갖는다. 특히 방냉과정에서는 캡슐주위의 브라인온도에 따라서 또한 열전달계수의 값이 달라지게 되며, 5.6 °C에서 최소값을 갖게된다.⁽²⁻³⁾

4. 빙축열조 모델 검증을 위한 Case study

4.1 대상 빙축열시스템 개요

본 연구에서의 캡슐형 빙축열조에 대한 1차원적인 모델을 실제 빙축열조와의 성능과 비교함으로써 그 유효성을 검증하기 위하여 경기도 안성시의 N-컨츄리 클럽에 설치된 빙축열시스템의 빙축열조로부터의 유입 브라인 및 유출브라인의 온도와 브라인 유량을 계측하여 그 결과를 비교하였다. 사용한 유량계는 터빈 유량계(Insertion turbine flow meter)로서 ±1%의 정확도를 갖으며 최대 유속범위는 9 m/s이고, 브라인의 온도

측정은 SS-5040의 RTD센서를 이용하였다. 성능 시험은 8월 중의 성능데이터 중 완전히 방냉이 이루어진 상태 즉 빙축열조 내부 및 출구 브라인 온도가 충분히 상온이 유지된 상태에서 축냉이 시작하여 다음에 방냉이 이루어진 데이터를 선택하였으며, 이러한 데이터는 여러 날에 걸쳐서 반복성이 있음을 브라인의 전유량으로 운전되는 축냉과정에 한하여 확인할 수 있었다.

4.2 대상 빙축열조

빙축열조의 설계용량은 총 축열량 1200 ton-hrs이며, 전체 빙축열조 체적에 대한 캡슐내 얼음의 체적을 나타내는 빙충전율은 41 %이다. 빙축열조의 형상은 직육면체로서 가로와 세로가 동일한 2 m이며, 높이는 6.8 m이다. 빙축열조의 개략적인 형상은 Fig. 1의 개방형 콘크리트 빙축열조와 동일하며, 빙축열조로 유입하는 브라인은 빙축열조의 상단으로부터 분배관에 의하여 유동면적에 고르게 분배되어 아랫방향으로 흘러내리면서 캡슐과 열전달을 하게 된다.

4.3 냉동시스템 및 운전조건

냉동기는 스크류 압축식 냉동기로서 공칭용량 120 ton이며, 에틸렌글리콜 브라인의 총 설계용량은 180,000 m³/hr이다. 실제 빙축열조에 대한 성능측정시 초기 빙축열조내 브라인의 온도는 7.9 °C이며, 이 온도값을 계산시 초기 빙축열조 저장 온도로 입력하였다. 축냉시 브라인유량은 총 유량으로 운전하였으며, 방냉시의 유량은 총 유량의 약 15 % 정도로 빙축열조를 바이패스하여 흐르도록 운전되었고, 이것은 냉동기우선(Chiller priority)에 의한 운전제어에 기인한 것이다. 시간에 따른 빙축열조로의 유량분율을 Fig. 6에 나타내었다.

4.4 계산결과와 시험결과와의 비교분석

본 논문에서의 모델에 의한 계산결과와 실제 빙축열조로부터의 성능시험 결과와의 비교는 실제 빙축열조로 유입하는 브라인의 온도를 입력으로 하여 계산한 결과를 실제 데이터와 비교하는 방법으로 축냉 및 방냉 그리고 시스템 운전정지기

간을 포함하여 수행하였다. 축냉운전시간은 13시간, 운전정지 시간은 3시간, 그리고 방냉운전시간은 6시간이었다. 시스템에 사용된 에틸렌글리콜 브라인의 성분은 약 25 %의 에틸렌글리콜과 75 %의 물로 이루어져 있으며, 비열의 값은 0.92 kcal/kg °C, 밀도는 1,046 kg/m³ 을 취하였다.

실제운전으로부터 계측한 빙축열조로 통과하는 브라인 유량을 Fig. 6에 나타내었으며, 모델로부터 계산한 빙축열조 출구의 브라인 온도와 실제 빙축열조로부터 계측한 출구온도를 Fig. 7에 나타내었다. 빙축열조로 유입하는 브라인의 온도는 실제 계측한 온도값을 이용하여 모델에 입력

하였으며, 이로부터 모델에 의한 출력값을 빙축열조의 출구 브라인 온도로 하여 실제 측정된 빙축열조로부터의 출구 브라인 온도와 비교하여 그 차이도 함께 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 축냉초기 현열과정의 축냉이 이루어지는 동안과 방냉초기에 오차가 다소 발생하고 그 나머지 과정에는 오차가 매우 작게 나타나고 있다. 그것은 축냉과정과 방냉과정의 각각 초기상태에서 빙축열조내에 정지상태로 있는 브라인과 유입하는 브라인의 혼합효과가 시뮬레이션에서는 고려되어 있지 않기 때문으로 계산결과가 실제 시험결과보다 더욱 열전달 효과가 우수한 것으로 나타난 것

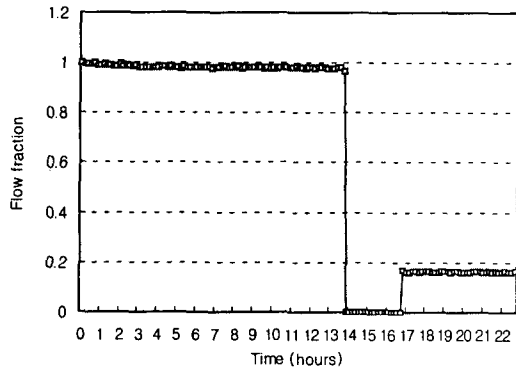


Fig. 6 Brine flow fraction into the tank in the system operation.

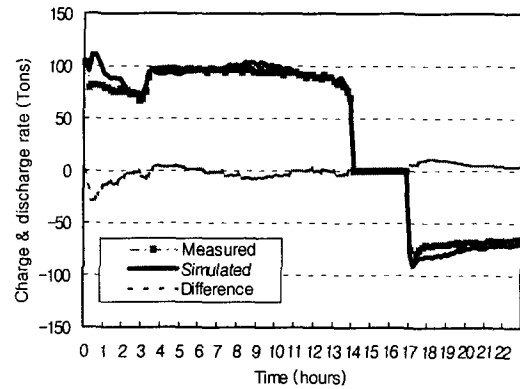


Fig. 8 Comparison of measured and simulated charge and discharge rate of the tank.

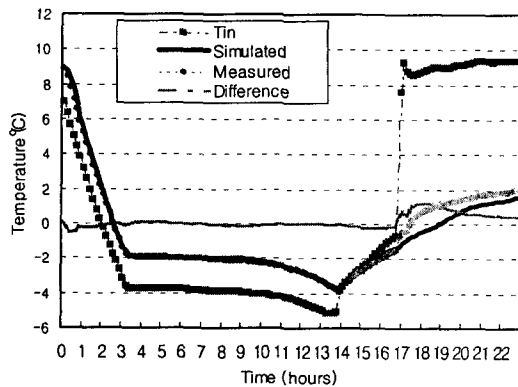


Fig. 7 Comparison of measured and simulated outlet brine temperature from the tank.

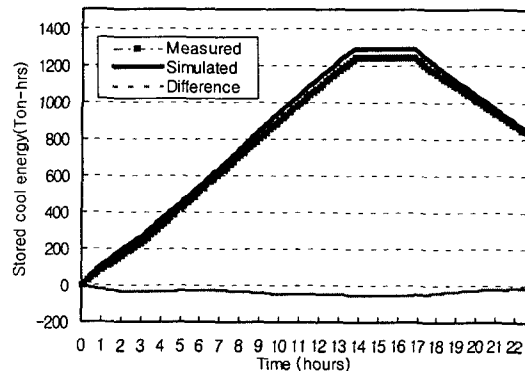


Fig. 9 Comparison of measured and simulated cool thermal energy storage in the tank.

으로 생각된다. 빙축열조로의 순간 축냉량과 빙축열조로부터의 순간 방냉량에 대한 계속결과와 계산결과를 Fig. 8에 나타내었고, 시간에 따른 빙축열조내의 축열량을 Fig. 9에 나타내었다. 방냉과정에서의 출구온도 계산에 다소 오차가 있었으나, 빙축열조로 흐르는 브라인 유량이 상대적으로 작기 때문에 방냉량의 예측은 큰 오차를 나타내지 않고 있으며, 축냉과정 말기에 축냉량을 실측치와 비교하면 계산한 결과가 약간 높게 예측되었다. 빙축열조의 초기 저장온도는 7.9 °C이므로, 빙축열조내 캡슐의 현열냉각과정이 약 3시간에 걸쳐서 이루어지는 것을 알 수가 있으며, 이 과정에서 Fig. 8에서 보듯이 축열률(charge rate, kcal/hr)이 초기에 가장 큰 값을 보이다가 점차 감소하는 경향을 갖는다. 그리고, 빙축열조 출구온도가 영하가 떨어지는 동안에는 캡슐 내에 잠열과정이 시작되는 것으로 추정할 수 있는데, 이 과정에서는 축열률이 거의 일정하게 유지되고 있다. 그러다가 축열과정 말기에 서서히 감소하는 경향을 갖게 되는데, 이것은 캡슐내에 얼음의 양이 증가하고, 이 얼음의 두께의 증가가 열전달에 대한 저항으로 작용하기 때문이다. 이것은 캡슐의 열전달계수가 얼음의 양이 증가함에 따라 감소하는 Arnold의 실험결과로부터 또한 유추할 수 있다. Fig. 9에는 빙축열조내의 저장 냉열량을 시간에 따라 나타낸 것으로 실제 빙축열조로부터 측정된 결과와 비교하여 큰 오차를 나타내지 않았으며, 이로부터 본 모델을 이용하여 빙축열시스템의 시뮬레이션이 가능할 것이다.

이상과 같이 실제 빙축열조와 동일한 기하학적 사양과 설계용량 그리고 동일한 상업용의 캡슐의 기하학적 및 열적사양을 파라메타로 한 계산결과 실제 빙축열조의 출구조건은 주어진 입구조건에 대하여 충분히 예측이 가능한 것으로 판단되며, 이로부터 단일캡슐의 캡슐내 얼음의 양과 열전달율에 대한 성능데이터만을 이용함으로써 전체 빙축열조의 축방냉성능 예측이 가능하였다. 향후 본 연구대상인 덩플형태의 캡슐이 아닌 새로운 형상의 캡슐이 개발이 되어 그러한 캡슐로 구성된 빙축열조의 성능을 예측하는데 있어서 그 단일 캡슐에 대하여 성능특성을 파악할 수 있다면, 본 논문에서 제시한 1차원적 해석기법을 이용하여 빙축열조 성능예측이 가능할 것으로 기대한다.

5. 결론

본 논문에서는 캡슐형 빙축열조에 대하여 브라인의 유동방향에 대해서만 빙축열조의 상태가 변화하는 것으로 가정한 1차원적인 빙축열조 모델링에 대하여 나타내었으며, 모델에 있어서 캡슐과 브라인간의 열전달계수의 값은 Arnold 실험결과⁽²⁻³⁾를 이용하였다. 빙축열조 내부는 여러 개의 검사체적으로 나누었으며, 각 검사체적에는 동일한 개수의 캡슐들이 들어있도록 하였다. 이러한 각 검사체적에 대하여 에너지평형 방정식을 적용하였으며, 짧은 시간간격에 대하여 차별화하였으며, 검사체적에 대해서는 순차적으로 풀은 온도해를 구하였다. 빙축열조 모델에 의한 성능예측결과를 검증하기 위하여 실제 상업용으로 설치된 1200 ton-hrs 용량의 빙축열조로부터 계속한 축냉 및 방냉과정의 성능을 계산결과와 비교하였다. 그 결과, 1차원으로 가정하고, 단일캡슐의 열전달계수를 이용한 본 모델로부터 빙축열조의 축방냉성능을 잘 예측할 수 있음을 확인하였다. 이러한 단순화한 모델을 개발함으로써 계산방법을 용이하게 하고, 계산시간 단축시킬 수 있으며, 캡슐형 빙축열조의 빙충전을 및 폭에 대한 높이비의 형상설계 그리고 빙축열조 모델을 병합한 빙축열 시스템 모델 그리고 시스템의 운전 시뮬레이션에 이용할 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

1. Arnold D., 1990, Dynamic simulation of encapsulated ice stores, part I - the model, ASHRAE Transactions, AT-90-13-5, pp. 1103-1110.
2. Arnold D., 1991, Heat transfer characteristics of ice capsules for encapsulated cool storage systems, Proceedings of the ASME/JSME Thermal Engineering Conf., Vol. 3, pp. 335-341.
3. Arnold D., 1991, Laboratory performance of an encapsulated ice store, ASHRAE Transactions IN-91-20-3, pp. 1170-1178.
4. Charles, E. D. and James S. E., 1993, Design guide for cool thermal storage, ASHRAE.