

플라스틱병을 이용한 빙축시스템의 열역학적 성능에 관한 연구

A Study on the Thermodynamic Performance of Plastic Bottle Ice Storage System

이 세 균*, 김 호 연**, 이 영 덕***
S. K. Lee, H. Y. Kim, Y. D. Lee

Key words : Exergetic efficiency(엑서지효율), Irreversibility(비가역손실), Ice storage system(빙축시스템), Ice capsule(얼음캡슐), Plastic bottle(플라스틱병)

Abstract

This paper presents an analysis on the thermodynamic performance of ice storage system. The primary interest in this work is the exergetic efficiency of the system. The ice storage system considered here is the capsule type system with the waste plastic bottle being used as a capsule.

To examine the characteristics of irreversibility production and exergetic efficiency in detail the ice storage system to be analyzed has been separated from the refrigerator in this analysis. The analysis is based on the lumped model with 3 uniform temperatures. The results indicate that 3 dimensionless parameters can describe the exergetic efficiency of the system, from which the characteristics of irreversibilities and the ranges of these parameters to ensure the reasonable performance of the system can be found. Experiments also have been performed to demonstrate the feasibility of such a system.

This analysis only shows the performance of ice storage side, with the refrigeration side excluded. However, the results can be interpreted as a total performance if the refrigerator coupled with the ice storage system operates reversibly.

기 호 설 명

B_1, B_2 : 병의 형태
 C : 비열 [J/gK]
 COP : 성능계수

D : 병의 직경 [m]
 E : 에너지 [J]
 $h_{s,e}$: 물의 용해잠열 [J/g]
 IPF : 빙층진율
 k_{ice} : 얼음의 열전도율 [W/m K]
 L : 병내 물의 높이 [m]
 m : 질량 [g]
 N : 개수

* 충북대학교 기계공학과
** 충북대학교 대학원
*** 대영실비

- NMC : 무차원 열용량을
- NQE : 무차원 냉동부하
- Q : 열전달율 [W 또는 kW]
- q : 기준 에너지 제거율 [W/m^2]
- R : 전열저항 [K/W]
- r_i : 병의 액체부분 반경 [m]
- r_o : 병의 반경 [m]
- T : 온도 [$^{\circ}C$ 또는 K]
- t : 시간 [sec]
- V : 체적 [m^3]
- W_{comp} : 압축일 [W 또는 kW]

그리스 문자

- ρ : 밀도 [g/m^3]
- Φ : 엑서지 효율

하 철 자

- B : 병
- c : 냉각제
- ce : 증발기냉각제
- cs : 빙축조냉각제
- cw : 냉각수
- e : 증발기
- I : 얼음
- o : 초기 또는 사상태
- R : 냉동기
- s : 빙축
- w : 물

1. 서 론

심야에 발생하는 저렴한 가격의 잉여전력을 이용하여 제빙을 하였다가 이를 주간에 건물냉방 또는 기타 냉열용도에 이용하는 것은 전기에너지의 효과적인 이용방안의 하나이며 하절기의 냉방전력에 의한 최대부하 전력관리에도 큰 도움이 된다. 그러나 이 시스템은 공조용 냉열체조를 위하여 그보다 상당히 낮은 온도의 얼음을 생산하게 됨으로 단위냉열 제조당 냉동기의 소요동력이 증가한다. 빙축시스템은

냉동기와 연결되어 가동되므로 이 시스템의 성능을 흔히 냉동기의 성능계수로 나타내는 수가 많으나 이 경우 성능계수는 냉동기의 영향을 더 많이 받게 되어 빙축시스템 자체의 열역학적 성능이 충분히 파악되기에 다소 부적당하다.

축열시스템 해석에는 에너지의 양에 관심을 갖는 제1법칙 해석이 주로 이루어져 왔으나 Bejan⁽¹⁾이 처음으로 엑서지 개념을 현열축열 시스템 해석에 도입하여 그 유용성을 보여준 이래 이 개념은 축열 시스템 해석에서 활발히 적용되어 왔다^{(2),(3)}. 이후 엑서지 개념은 잠열축열 시스템에 확대 적용되어^{(4),(5)} 잠열축열에서 발생하는 비가역손실(irreversibilities)의 감소 및 최적 엑서지 효율의 평가에 관한 해석이 수행되었다.

빙축열시스템은 냉동기와 함께 가동되는 시스템이지만 이 시스템 자체의 성능을 상세히 검토하기 위하여서는 냉동기로부터 분리하여 해석 할 필요가 있다. 본 연구에서는 빙축조와 냉각제로 구성된 빙축시스템을 냉동기로부터 분리하여 해석하고자 하며, 열역학 제2법칙에 의한 엑서지 해석은 이와같은 부분시스템의 성능해석을 가능케 한다⁽⁶⁾.

본 연구에서 대상으로 선정한 시스템은 캡슐형 빙축시스템이며 캡슐재료로는 우리주위에서 흔히 볼 수 있는 플라스틱병을 택하였다. 플라스틱병은 구하기 쉽고 내부의 결빙상태를 조사하기 비교적 용이하며 또한 빙축캡슐로 사용할 수 있는지 그 가능성의 검토도 겸하여 선정하였으며, 플라스틱병에 단순히 음용수를 담아 효과적 빙축이 가능하다면 저렴한 가격의 시스템 구성과 더불어 폐자원에 의한 잉여전력의 재생이란 관점에서도 의미가 있다 하겠다.

본 연구에서는 플라스틱병을 빙축캡슐로 사용하는 시스템을 구성하고 균일온도 모델(lumped model)을 적용하여 열해석을 하며, 그 결과를 가지고 엑서지효율(exergetic efficiency)을 계산하여 시스템의 성능을 평가하였다. 해석결과는 엑서지효율이 3개의 무차원 변수들에 의하여 결정됨을 보여 주며, 이 변수들에 따른 비가역손실의 특성과 성능의 변화가 제시되었다. 또한 이 모델과 유사한 실험장치를 구성하여 가동함으로써 이 시스템 구성의 타당성과 문제점들을 검토하였다.

2. 빙축 모델

Fig.1에서는 본 연구에서 대상으로 하는 빙축시스템의 개략도를 보여준다. 여기서는 빙축부분을 냉동기로부터 분리하여 나타내었으며, 빙축부분은 온도 T_w 의 물이 들어있는 플라스틱병과 그 주위를 순환하는 온도 T_c 의 냉각제, 그리고 냉동시스템의 증발기내에 있는 온도 T_e 의 냉각제로 이루어진다. 여기서 냉동시스템의 증발기는 일정량의 냉각제가 들어있는 용기 내부에 위치하여 냉각제는 잘 교반되어 균일온도를 유지한다. 증발기와 빙축조 사이는 일정유량 M_c , 비열 C_c 의 냉각제가 순환하면서 증발기에서 생산되는 냉열을 빙축조로 전달한다. 증발기, 압축기, 응축기 등으로 구성되는 냉동시스템에 관해서는 본 개략도에 자세히 나타내지 않았고 다만 증발기에서 발생하는 냉동부하 Q_e , 압축기에서의 일 W_{comp} 가 응축기를 통하여 온도 T_0 의 사상태 (dead state)로 운반되는 과정을 개념적으로만 나타내었다.

빙축모델에 관한 가정은 다음과 같다.

- (1) 빙축시스템은 Fig.1에서 보이는 세개의 균일온도, T_w , T_c , T_e 로 이루어진다.
- (2) 증발기와 빙축조를 순환하는 냉각제의 압력 강하에 따른 비가역손실은 무시한다.
- (3) 병내부의 물과 주위의 냉각제 사이의 열전달을 $Q_w = N_b(T_w - T_c)/R_b$ 로 표현될 수 있으며 여기서 N_b 와 R_b 는 각각 병의 개수와 전열저항을 나타낸다.

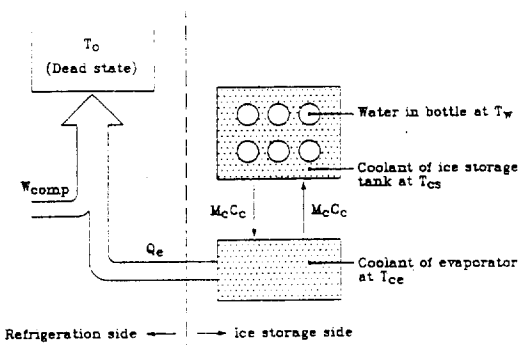


Fig.1 Lumped ice storage model coupled with refrigeration system

(4) 병내부의 물은 일정온도 $T_w (=0^\circ\text{C})$ 에서 결빙이 시작되며 내부의 물이 완전히 결빙될때까지 이 온도를 유지한다.

(5) 냉각제 순환을 M_c 및 냉각제의 비열 C_c 는 일정하다.

(6) 냉동부하 Q_e 는 시스템 가동중 일정하다.

(7) 빙축시스템은 잘 단열되어 외부와의 열교환은 무시할 수 있다.

빙축과정은 병내부의 물이 0°C 의 액체상태이고 T_w 와 T_c 도 같은 0°C 일 때를 초기조건으로하여 시작되며 병내부의 물이 완전히 결빙되기 이전에 끝마친다. 결빙중 얼음의 부분적 과냉이 발생되지만 이 과냉에 관련된 에너지양은 상변화에 소요된 에너지양에 비하여 매우 적고 따라서 가정 (4)에서는 이 부분을 무시하였으며, 이 가정으로 인하여 시스템의 열해석은 매우 단순화 될 수 있다.

시스템의 열역학적 성능은 열역학적 이상과정, 즉 가역과정의 접근도를 나타내는 엑서지효율 (exergetic efficiency) Φ 로서 가장 잘 표현되며 Fig.1의 빙축부분 효율을 Φ_w , 냉동부분을 Φ_r 로 나타내면 전체 시스템의 엑서지효율 Φ 는 $\Phi = \Phi_r \Phi_w$ 로 표시되나 본 연구에서는 빙축부분의 성능인 Φ_w 의 평가에 관심을 갖는다.

본 모델에서는 시간 $t=0$ 에서 시스템의 온도가 T_e 로부터 시작되나 시간이 경과되면서 $T_e < T_c < T_w$ 의 온도변화가 나타나며 이 차이는 시스템의 가동 종료시점에 가장 커진다. 여기서 발생하는 비가역손실은 유한온도차를 통한 열전달에 기인되는 것으로서, 가동중 발생하는 손실과 가동종료후에 발생하는 손실의 두가지로 구별해 볼 수 있다. 가동중 발생하는 비가역손실은 빙축조내에서 병내부와 주위 냉각제 사이의 열전달에 의한 손실과 온도가 서로 다른 증발기와 빙축조의 냉각제 혼합에 따른 손실이 있다. 빙축조내에서 발생하는 손실은 병의 전열저항 R_b 와 열전달율 Q_w 에 의하여, 증발기와 빙축조 사이의 혼합에 의한 손실은 M_c 와 Q_e 에 의하여 주로 이루어진다. 빙축 종료시점에서 빙축시스템 내에는 서로 다른 세 온도가 발생되므로 각각의 온도에 따라 분리한다면 보다 높은 엑서지값을 얻을 수 있을 것이다. 그러나 이러한 분리에 의한 냉열의 이용은 실제로 어려우며 저장기간, 또는 사

용중에 서로 다른 온도사이에 혼합과 열전달에 따른 비가역이 발생한다고 보는것이 타당하고 이것이 가동 종료후에 발생하는 손실로서 그 양은 크지않으나 효율계산에서 고려하는 것이 합리적이다. 본 연구에서는 빙축과정만을 해석의 대상으로 하였고 냉열의 이용과정까지를 포함하지는 않았지만 위에서 언급한 가동종료후에 발생하는 손실은 빙축과정에서 오는 손실로 보는것이 타당하다. 이러한 손실들을 다 고려하기 위하여 빙축종료후에 다음과 같은 과정을 가정한다. 즉 증발기와 빙축조내의 저온의 냉각제가 전체온도가 0°C로 균일하게 될때까지 병내부와 충분한 열적 접촉을 가져 결빙량을 증가시키며 이 과정을 거쳐 얻어진 전체 얼음량의 엑서지 값을 빙축과정의 출력으로 본다. 따라서 빙축과정의 엑서지효율 Φ_s 를 다음과 같이 표현한다.

$$\Phi_s = \frac{\left(\frac{T_o}{T_{uc}} - 1\right) \int_0^{t_s} Q_c dt}{\int_0^{t_s} Q_c \left(\frac{T_o}{T_{ic}} - 1\right) dt} \quad (1)$$

윗식에서 t_s 는 빙축과정에 소요된 시간이며 $\int_0^{t_s} Q_c dt$ 는 이 시간 사이에 생산된 총 냉열량이고 T_o 는 사상태 (dead state) 온도이다. 따라서 $Q_c(T_o/T_{ic}-1)$ 은 냉열 Q_c 의 엑서지이고⁽⁷⁾이 식의 분자는 이 냉열에 의하여 생성된 얼음의 엑서지가 된다. 여기서 Q_c 가 일정한 경우 식 (1)은 다음과 같이 된다.

$$\Phi_s = \frac{\left(\frac{T_o}{T_{uc}} - 1\right)t_s}{\int_0^{t_s} \left(\frac{T_o}{T_{ic}} - 1\right) dt} \quad (2)$$

여기서 T_{uc} 는 물의 결빙온도인 273.15K(=0°C)를 의미하며, 사상태 온도인 $T_o=300.15K$ 를 적용한다. 수냉식 냉동기에 사용되는 냉각수의 온도가 하절기에 대략 이 값(300.15K)이 되므로 사상태 온도로 적당하다고 볼 수 있다.

식 (2)에서 증발기내의 냉각제 온도인 T_{ic} 는 시스템 가동과 함께 변하는 값으로 이 값을 구하기 위해서는 병내부의 물, 빙축조 내부의 냉각제, 증발기내의 냉각제에 관하여 검사체적을 취하고 에너

지 보존개념을 적용하여 다음의 식들을 세운다.

$$Q_w = \rho_w C V_{ic} \frac{dT_{ic}}{dt} + M_w C_i (T_{ic} - T_o) \quad (3)$$

$$-Q_c = \rho_w C_i V_{ic} \frac{dT_{ic}}{dt} + M_w C_i (T_{ic} - T_o) \quad (4)$$

$$Q_w = N_B \frac{T_w - T_{ic}}{R_B} \quad (5)$$

여기서 Q_w 는 병내부의 물로부터 주위 냉각제로의 열전달율이며 V_{ic} , V_{ic} 는 각각 빙축조와 증발기 탱크내에 있는 냉각제의 체적이고 ρ_w , C 는 각각 냉각제의 밀도와 비열이다. 식 (3)에서 병자체의 열용량은 무시하였다.

병 하나당 물 함유량을 m_w 전체물의 체적을 V_w 라 하면 병의 수 $N_B = \rho_w V_w / m_w$ 가 되므로 식 (5)는 다음과 같이도 표현된다.

$$Q_w = \rho_w V_w \frac{T_w - T_{ic}}{m_w R_B} \quad (6)$$

물이 갖는 총 에너지를 E_w 라 할때 윗식을 다음과 같이 쓸수도 있다.

$$Q_w = - \frac{dE_w}{dt} \quad (7)$$

식 (5), (6)에서 보면 물과 냉각제 사이의 열교환은 병의 전열저항 R_B 에 의하여 결정되므로 식 (1)~(7)을 풀기 위해서는 R_B 를 먼저 알아야 한다. 병내부의 물이 주위의 냉각제에 의하여 결빙될 때의 열전달은 전도, 대류, 부분적인 과냉, 기타 병의 형상 등에도 영향을 받게되어 R_B 를 이론적으로 구하기는 쉽지 않다. 본 연구에서는 이 값을 구하기 위하여 다음과 같은 실험을 수행하였다.

3. 플라스틱병의 전열저항 실험

본 실험에서는 우리 주위에서 흔히 보이는 두가지 형태의 플라스틱병을 대상으로 하여 각각을 B-1, B-2형으로 표기하며 각 병의 치수 및 물의 함유량은 다음과 같다.

B-1형 : $D=0.07m, L=0.156m, m_B=600g$

B-2형 : $D=0.088m, L=0.23m, m_B=1,400g$

각 병의 치수에 관한 기호 D, L 은 Fig.2에 표시되어 있다. Fig.3에서는 본 실험에 사용된 장치의 개략도를 보이고 있다. 냉동기로부터 제조된 저온의 냉각제가 그림과 같이 흐르면서 병내부의 물을 결빙시킨다. 장치내부의 냉각제 온도를 균일하게 유지하기 위하여 그림에서와 같이 별도의 냉각제 순환펌프를 설치하여 냉각제가 잘 혼합되도록 한다. 병내부와 외부 그리고 냉각제 입, 출구 온도를 K-type 열전대로 측정한다.

병 내부에서 성장된 얼음의 양을 측정하기 위한 가장 확실한 방법은 다소의 부정확성은 있지만 실험도중 병을 꺼내어 물을 분리하여 그 양을 측정하는 방법이다. 측정시 열전달에 의한 부정확성을 줄이기 위하여 병을 일정시간 간격으로 순차적으로 꺼내어 측정한다. 실험은 단열용기에 B-1형은 7개, B-2형은 4개를 넣고 하였으며 측정시 외부와의 열전달을 줄이기 위하여 외부온도가 $8^{\circ}C$ 정도의 저온시에 수행하였다. 본 실험의 결과를 이용하

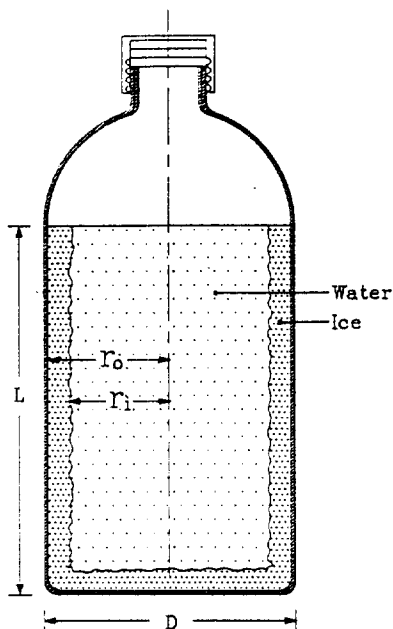


Fig.2 Bottle configuration

여 다음의 가정하에 R_B 를 계산한다.

(1) 병내부의 온도는 균일하다.

(2) $0^{\circ}C$ 에서 결빙이 시작되며 내부의 물이 완전 결빙될때까지 이 온도를 유지한다.

위의 가정은 결빙시 병 내부의 과냉과 온도 불균일을 무시한 것으로서 따라서 여기서 계산된 R_B 는 이러한 가정위에 적용되는 값이 된다.

병 내, 외부의 온도차를 ΔT , 열전달율을 Q_B 라 하면 저항 R_B 는 다음과 같이 정의 된다.

$$Q_B = \frac{\Delta T}{R_B} \tag{8}$$

가정에 의하면 제거된 열량은 얼음량의 증가에만 사용되므로 생성된 얼음의 질량을 m_i , 얼음의 용해 잠열을 h_{si} 이라 하면

$$R_B = \frac{\Delta T}{h_{si} \frac{dm_i}{dt}} \tag{9}$$

또 Δt 사이의 평균저항값인 $R_{B,av}$ 는

$$R_{B,av} = \frac{\int_t^{t+\Delta t} \Delta T dt}{h_{si} \Delta m_i} \tag{10}$$

여기서 Δm_i 는 Δt 사이에 생성된 얼음질량이 된다. Δt 를 작게하면 $R_{B,av}$ 를 R_B 로 근사화 할 수 있으며 여기서는 Δt 를 10분 간격으로 하였다.

병 내부의 얼음의 질량과 초기 물의 질량과의 비를 빙충전율 IPF(ice packing factor)라 하면

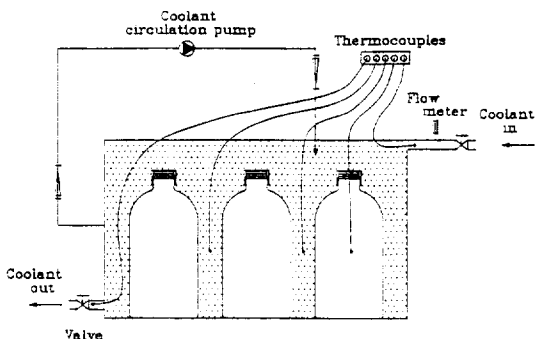


Fig.3 A sketch of experimental apparatus for bottle thermal resistance

Fig.2에서 병 바닥의 결빙량을 무시하고 병을 원통형으로 가정할 때 질량보존의 개념으로부터 IPF를 Fig.2의 r_o 와 r_i 에 관하여 다음과 같이 근사적으로 나타낼 수 있다. 단 여기서 물과 얼음의 밀도를 각각 ρ_w , ρ_i 라 하면

$$IPF = 1 - \frac{1}{(1 - \frac{\rho_i}{\rho_w}) + \frac{\rho_i}{\rho_w} (\frac{r_o}{r_i})^2} \quad (11)$$

또 $\rho_i/\rho_w = 0.92$ 로 취하면

$$\frac{r_o}{r_i} = \sqrt{\frac{1.087}{1 - IPF} - 0.087} \quad (12)$$

Fig.4와 Fig.5는 각각 B-1형과 B-2형의 병에 관하여 실험한 측정치를 식 (10)에 의하여 계산한 결과로서 R_{B} 값을 IPF에 관하여 나타내었다. 실험은 냉각제 유량을 2 lpm, 4 lpm, 6 lpm으로 변화시켜가며 수행하였으나 유량변화에 따른 R_{B} 값의 차이는 별로 보이지 않는다. 즉 용기내부가 균일온도로 잘 혼합된 조건(well mixed condition)하에 있을 때에는 R_{B} 값은 유량변화에 별 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 여기서 저항값은 IPF에 따라 급격히 증가하는 양상을 보이고 있으며, 이 변화의 경향은 성장된 얼음의 두께를 원통의 두께로 보았을 때 원통의 두께에 따른 반경방향의 1차원 전도저항의 변화와 유사함을 보여준다.

그림의 점선은 원통벽에 관한 전도저항의 표현을 빌려 나타낸 다음식에 의하여 표시된 선으로서 실험결과와 비교적 잘 일치한다.

$$R_B = \frac{\ell n(r_o/r_i)}{2\pi k_{ice} L} + R_o \quad (13)$$

여기서 k_{ice} 는 얼음의 열전도율로 1.9W/m K를 취하고 L은 Fig.2에 표시된 길이이며 r_o/r_i 와 IPF의 관계는 식 (12)와 같다. 따라서 식 (13)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$R_B = \frac{\ell n \sqrt{\frac{1.087}{1 - IPF} - 0.087}}{2\pi k_{ice} L} + R_o \quad (14)$$

R_o 는 원통벽의 전도저항 표현과 실험결과를 맞추기 위하여 설정된 값으로 B-1형의 병에서는 0.05K/W, B-2형에서는 0.06K/W로 하였다. IPF값의 0~0.1 사이는 상변화에 따른 열전도율의 증가, 액체상태에서의 과냉 등 저항값에 영향을 주는 요소들이 매우 복잡한 영역이나 본 실험정도로는 이 부분의 열 해석을 정확히 하기가 쉽지않고 그 범위 또한 크지 않아 식 (14)가 그대로 적용되는 것으로 가정하였다.

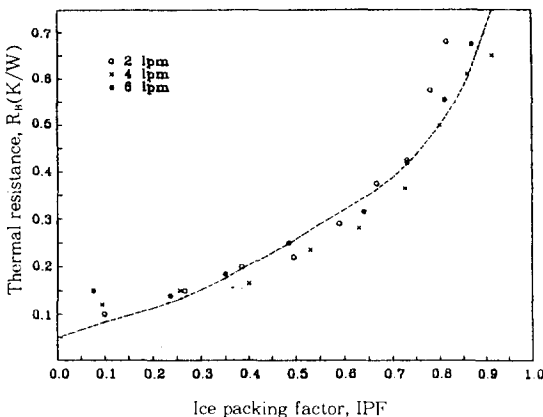


Fig.4 Thermal resistance of type B-1 bottle

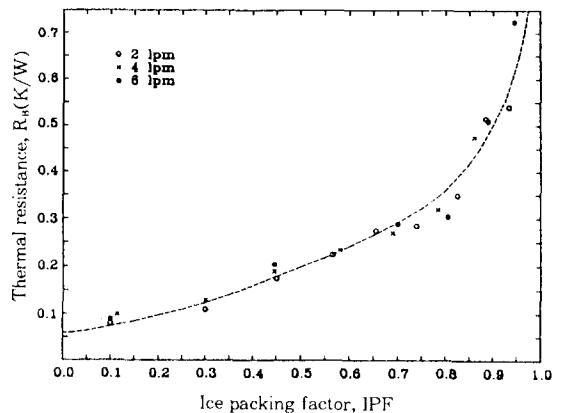


Fig.5 Thermal resistance of type B-2 bottle

4. 해석 방법

식 (2)로 표현되는 빙축시스템의 효율을 구하기 위해서는 T_{in} 를 구해야 하며 이 값은 식 (3)~(7)을 풀어서 얻을 수 있다. 식 (14)는 이 풀이과정에 필요한 R_B 의 값을 제공하며, 이 값은 결빙성장과 함께 계속 증가하므로 시스템의 열거동은 계속 비정상 상태하에 있게 된다.

식 (3)~(7)을 풀기 위해서는 3개의 체적, V_u, V_{uo}, V_{ic} 의 값을 지정하여야 하며 여기서는 $V_u : V_{uo} : V_{ic} = 1 : 1 : 0.5$ 의 비율로 정하여 풀었고 다음에 이 비가 변화할때의 결과의 변화를 민감도해석으로부터 검토하였다. 냉각제는 에틸렌 글리콜 50% 수용액으로 하였으며 $\rho_c = 1.08 \times 10^6 \text{g/m}^3$, $C_p = 3.3 \text{J/g K}$ 의 값을 적용한다. 이 외에 냉동부하 Q_c 와 냉각제 순환율 M_c 가 주어져야 하며 이 값들은 빙축과정중 발생하는 비가역손실과 밀접히 관계되어 있다. 본 연구에서는 이들과 관계되는 무차원 변수 NQE와 NMC를 다음과 같이 정의하였다.

$$NQE = \frac{Q_c}{V_u q} \quad (15)$$

$$NMC = \frac{M_c C_p T_c}{Q_c} \quad (16)$$

식 (15)에서 q 는 0°C 의 물 1m^3 를 심야 8시간 동안에 같은 온도의 얼음으로 결빙시키는데 소요되는 에너지제거율로서 $11,630\text{W/m}^3$ 에 해당되며 이를 기준 에너지제거율이라 부르기로 한다. 따라서 NQE는 냉동부하 Q_c 를 무차원화시킨 무차원 냉동부하(dimensionless refrigerating load)가 되며 빙축조 내부의 물과 냉각제 사이의 온도차와 이에 따른 비가역손실을 유발하는 변수이다. NMC는 빙축조와 증발기 사이를 순환하는 냉각제의 열용량을 $M_c C_p$ 를 식 (16)에 의하여 무차원화시킨 변수로 무차원 열용량율(dimensionless heat capacity rate)이라 부르기로 하며 냉각제 순환에 의한 에너지 전달과 냉동기에 의한 에너지 제거율 사이의 비를 나타내는 이 값이 작으면 빙축조와 증발기 사이의 온도차가 커지게 되므로 비가역손실이 증가한다.

초기온도조건인 $T_{uo} (= 273.15\text{K})$ 와 주어진 NQE,

NMC에 의하여 식 (3)~(7)을 풀 수 있으며 식 (2)에서 요구하는 T_{in} 의 값을 시간의 함수로 나타낼 수 있다. 즉 $\Phi_s = \Phi_s(NQE, NMC, t_s)$ 로 나타낼 수 있으며 빙축시스템 가동시간 t_s 에 따라 빙축전율을 IPF가 결정되므로 결국 $\Phi_s = \Phi_s(NQE, NMC, IPF)$ 로 표현될 수 있다.

식 (3)~(7)의 해법에는 예측-수정법(predictor-corrector method)을 이용하였고 예측에는 2계예측치(2nd order predictor), 수정에는 사다리꼴 수정치(trapezoidal corrector)를 사용하였다. 식 (7)에서 E_u 가 결정되면 빙축전율을 IPF는 다음 식으로 구한다.

$$IPF = \frac{E_{uo} - E_u}{h_{s,t} \rho_u V_u} \quad (17)$$

여기서 E_{uo} 는 물의 초기 에너지이다. 새로운 IPF에 의하여 새로운 R_B 의 값이 식 (14)로부터 계산되면 이 값은 다음 시간간격 Δt 에서 이용된다. 대부분의 구간에서 $\Delta t = 60\text{sec}$ 로 하여 충분한 수렴해를 얻을 수 있었다. 단 무차원 냉동부하 NQE와 순환냉각제의 무차원 열용량율 NMC의 값이 높아 결빙율의 증가가 급해지는 영역(약 $NQE > 3$, $NMC > 200$ 의 영역)에서는 Δt 를 줄일 필요가 있으며 여기서는 $\Delta t = 6\text{sec}$ 를 사용하였다. 또 예측-수정법에서 필요한 초기예측치(starting predictor)를 구하는 과정에서도 6sec의 시간간격을 사용하였다.

5. 열역학적 성능

여기서는 $V_u : V_{uo} : V_{ic} = 1 : 1 : 0.5$ 의 비에 관하여 계산된 결과를 가지고 논한다. 엑서지효율 Φ_s 는 가역과정일때 최대값인 1이 되며 비가역손실에 의하여 1보다 작아진다.

Figs.6~8은 B-1과 B-2의 병을 이용한 빙축과정에서 IPF에 따른 엑서지효율의 변화를 몇가지 선택된 값의 무차원 냉동부하 NQE와 순환냉각제의 무차원 열용량율 NMC에 관하여 보이고 있다. 가동 초기에는 전체시스템의 온도가 균일하므로 온도차에 의한 비가역손실이 없고 따라서 Φ_s 는 1로부터 출발하며 IPF가 증가하면 이에 따라 전열저항이 증가하므로 시스템의 성능은 계속 감소해 나

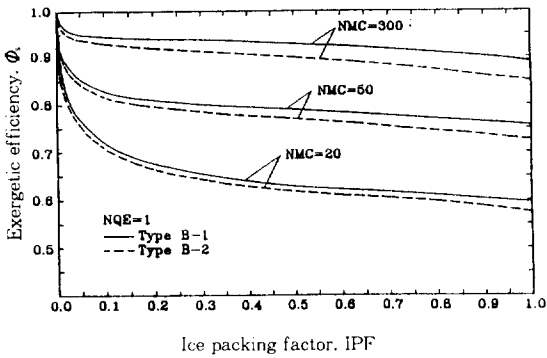


Fig. 6 Exergetic efficiency as a function of IPF for B-1 and B-2 bottle, with NQE(dimensionless refrigerating load)=1 and NMC(dimensionless heat capacity rate) as a parameter

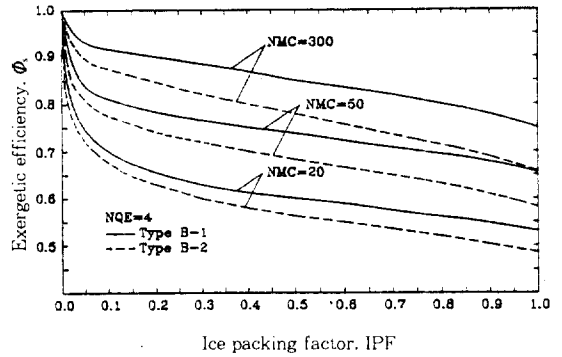


Fig. 8 Exergetic efficiency as a function of IPF for B-1 and B-2 bottle, with NQE(dimensionless refrigerating load)=4 and NMC(dimensionless heat capacity rate) as a parameter

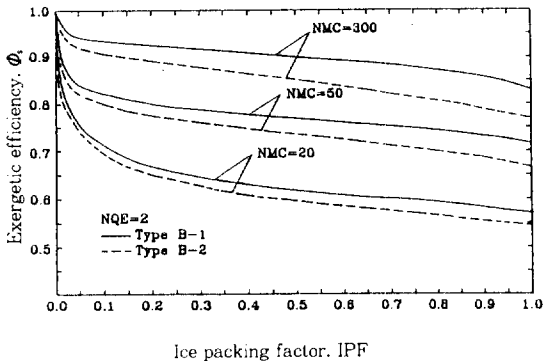


Fig. 7 Exergetic efficiency as a function of IPF for B-1 and B-2 bottle, with NQE(dimensionless refrigerating load)=2 and NMC(dimensionless heat capacity rate) as a parameter

간다. 단, 이그림들의 성능은 순간성능이 아닌 빙축기간중의 평균성능이므로 R_B 의 변화와 같이 민감하게 변화하지는 않는다. 본 연구에서 선택한 두 가지 형태의 병, B-1과 B-2에 의한 성능의 차이는 크지는 않으나 다소 나타나고 있으며 큰병(B-2)이 다소 낮음을 알 수 있다. 즉 큰병의 경우 식 (6)의 분모인 $m_B R_B$ 가 커서 큰 온도차를 유발하기

때문이다. 여기서 잘 관찰해 보면 NQE=1에서의 B-2의 성능과 NQE=2에서의 B-1의 성능이 대단히 유사하며, NQE=2에서의 B-2의 성능은 NQE=4에서의 B-1의 성능과 상당히 근접되어 있음을 알 수 있다. 이것은 $m_B R_B$ 의 증가에 따른 온도차이가 Q_c 가 두배가 되었을 때 발생하는 온도차이와 비슷함을 의미한다. 따라서 B-2에 의한 성능은 따로 나타나지 않아도 B-1의 성능에서 같은 조건하에서 NQE의 값을 두배로 함으로써 알 수 있다.

IPF에 따른 성능의 단조로운 감소는 가동초기에 가장 효율적임을 의미하나 타당한 빙축량의 유지를 위해서는 IPF가 어느 이상의 값을 가져야 한다. IPF가 1에 접근하는 경우에는 Figs. 4, 5에서와 같이 결빙에 의한 저항이 급격히 성장하므로 빙축 종료시의 IPF는 이러한 효과를 고려한 적당한 값에서 타협됨이 바람직하다. 여기서는 IPF=0.7로 고정하고 이 조건하에서 NQE와 NMC를 변화시켜 성능을 검토하였다. 본 연구의 빙축모델에서 발생하는 비가역손실은 유한 온도차를 수반한 전열에서 오는 손실이며 이러한 온도차이는 결빙에 의한 전열저항 이외의 냉동부하와 빙축용량의 비로 결정되는 무차원 냉동부하 NQE와 순환냉각제의 열용량율과 냉동부하의 비로 주어지는 무차원 열용량율 NMC로 결정되므로 이 두 변수들은 시스템의 성능

을 결정하는 주요 요소가 되며 Figs.9~10에서는 이들의 영향을 검토하였다. Fig.9에서는 IPF=0.7 하에서 NQE에 따른 Φ 의 변화를 보인다. NQE=1의 의미는 냉각제의 열용량을 무시한다면 주어진 0°C의 물을 심야 8시간 동안에 0°C의 얼음으로 결빙시키는 냉동부하를 의미하며 따라서 NQE가 증가하면 냉동부하가 증가되어 냉동시간은 단축된다. 그림에서 보면 NQE의 값이 증가함에 따라 성능의 감소가 뚜렷이 나타난다. 이것은 냉동기의 용량이 주어진 빙축시스템에 비하여 너무 크면 좋은 성능을 기대할 수 없으며 적절한 냉동기의 선택이 중요함을 의미한다. 본 연구의 빙축시스템에서는 빙축조 내부에서 발생하는 손실과 빙축조와 증발기 사이의 순환에 따른 손실이 있음을 위에서 지적하였다. 이 그림에서 NMC=300의 경우는 충분히 높은 순환율로 인하여 빙축조와 증발기 사이의 온도차가 매우 적으므로 $1-\Phi$ 는 주로 빙축조 내부의 손실로 이해될 수 있다. 따라서 NMC가 100, 50, 20으로 감소함에 따라 추가로 발생하는 $1-\Phi$ 는 주로 순환에 따른 손실로 보면 될 것이다. 이 순환에 따른 손실을 보다 잘 이해하기 위하여 Fig.10

에서는 IPF=0.7하에 NMC에 따른 Φ 의 변화를 나타내었다. 그림에서 보면 이 순환에 따른 손실은 NMC의 값이 적을때 크게 나타나며, 대략 NMC < 20영역에서는 비가역손실이 클 뿐 아니라 NMC의 값에 따른 성능의 변화도 매우 크다. 대략 NMC > 100의 영역에서는 Φ 의 값이 전반적으로 상당히 안정된 것으로 나타난다. 이 결과로 볼때 빙축조와 증발기의 냉각제 온도차는 순환냉각제의 무차원 열용량을 NMC에 따라 민감하게 변화하며 NMC가 적을수록 급히 증가하는 것을 알 수 있다. 그림에서는 NMC가 증가할수록 성능은 향상되는 것으로 나타나고 있으나 실제로 NMC가 너무 커지면 본 해석에서는 적은것으로 가정하여 무시하였던 펌프일의 중요성이 대두될 것이다. Fig.9와 Fig.10은 B-1형의 병에 관한 성능이지만 B-2형에 관해서도 이용될 수 있으며 이 경우는 NQE의 값을 두배로 하여 성능을 찾을 수 있다.

Figs.6~10은 $V_w : V_c : V_e = 1 : 1 : 0.5$ 의 경우에 계산된 결과이며 이 비율이 달라지면 결과 또한 달라질 것이 예상된다. Table 1은 이 비율에 관하여 민감도 해석(sensitivity analysis)을 한 결과로

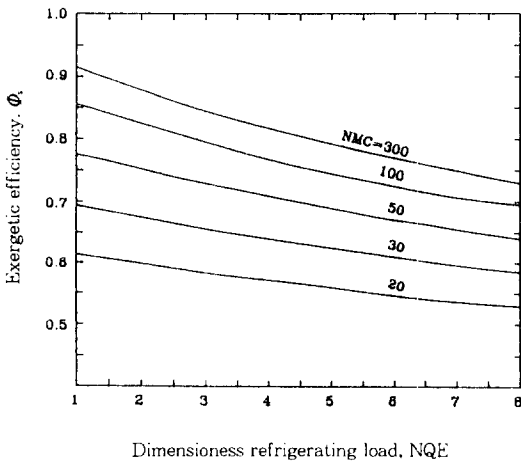


Fig.9 Exergetic efficiency as a function of NQE(dimensionless refrigerating load) with NMC(dimensionless heat capacity rate) as a parameter(B-1 type, IPF=0.7case)

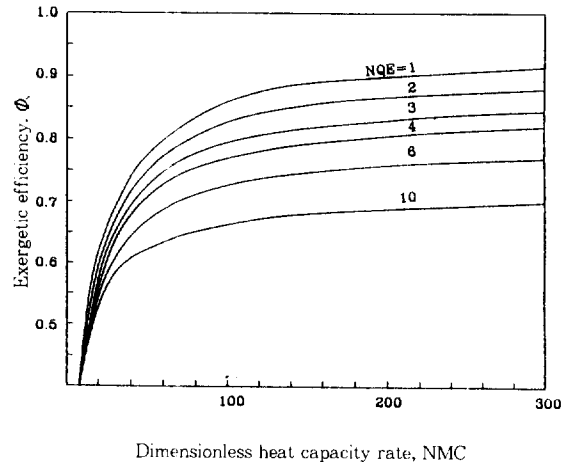


Fig.10 Exergetic efficiency as a function of NMC(dimensionless heat capacity rate) with NQE(dimensionless refrigerating load) as a parameter(B-1 type, IPF=0.7case)

서 이 비를 기본비율(base case)로 하여 이 값을 변화시켜가며 Φ_s 를 계산하였다. Table에서 보는 바와 같이 여러가지 다른 비율에서도 기본비율의 성능에서 크게 이탈하지 않음을 알 수 있다. 단, NQE가 크고 NMC가 작은 경우 다소 변화를 보이 나 여기서도 NMC>100에서는 그 변화가 대단히 작다. 따라서 Figs.6~10의 결과는 특별한 체적비율에서만 적용되는 것이 아닌 일반적인 결과라고 생각 할 수 있다.

6. 실험

본 연구에서는 Fig.1에서 제시된 모델과 유사한 실험장치를 구성하여 가동하므로써 본 모델설정의 타당성, 기타 플라스틱병을 빙축캡슐로 사용할 경우에 발생하는 실제적인 문제점 등을 찾고자 하였다.

Fig.11은 본 실험을 위한 장치의 개략도이다. 단 열된 300ℓ 빙축조내에 B-1형의 병 117개가 장 입되고 주위에는 에틸렌 글리콜 50% 수용액의 냉 각제로 채운다. 냉각제의 순환은 그림에서와 같이 빙축조 상부에서 분사되고 하부에 다수의 유입구를 가진 관을 통하여 유출된다. 증발기와 빙축조는 다 같이 압력식이 아닌 자유표면을 가진 구조이며, 냉 각제는 같은 유량을 유지하는 2개의 펌프로서 순 환된다. 증발기 탱크에는 별도의 냉각제 순환펌프 가 설치되어 있어 균일온도의 유지는 비교적 잘 이

루어지며, 빙축조는 그림과 같은 분사, 배출을 통 하여 균일온도가 유지되도록 노력하였다.

본 실험에 사용된 냉동기는 수냉식으로 그 냉동 용량 Q_R 은 냉각수 온도 T_{cw} 와 증발기의 냉각제 온 도 T_e 로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_R = [0.0009(T_{cw} - 279.15) + 0.042] (T_{cw} - 273.15) + 0.0004(T_{cw} - 273.15)^2 - 0.0298(T_{cw} - 273.15) + 2.2 \quad (18)$$

위의 표현은 이 냉동기에 관한 많은 실험으로부터 얻어진 식이며 여기서 Q_R 은 kW, T_{cw} 와 T_e 는 각각 K 단위이다. Q_R 은 식 (4)의 냉동부하 Q_e 에 해당 하는 것이지만 실제 냉동기 작동중 이 값은 일정하

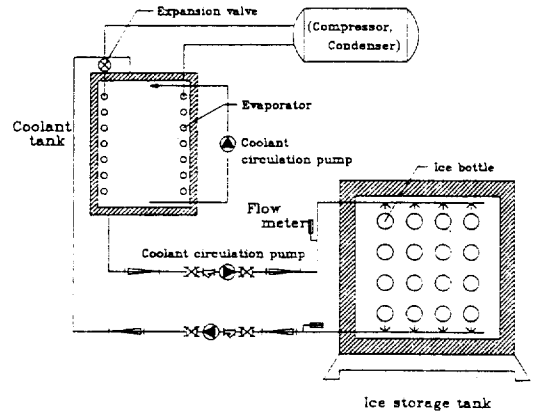


Fig.11 Schematic of experimental system

Table 1 Sensitivity analysis on the exergetic efficiency variation of ice storage system

Volume ratio ($V_w : V_{cs} : V_{cw}$)	Ratio of Φ_s to Φ_s base case								
	NQE=1			NQE=3			NQE=5		
	NMC			NMC			NMC		
	20	100	300	20	100	300	20	100	300
1 : 1 : 0.5 (base case)	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1 : 1 : 0.3	0.98	1	1	0.98	0.99	1	0.97	0.99	0.99
1 : 1 : 1	1.04	1	1	1.05	1.01	1.01	1.05	1.02	1.01
1 : 1 : 2	1.07	1.01	1	1.12	1.03	1.02	1.13	1.04	1.03
1 : 2 : 0.5	1	1	1	1	1	1.01	1.01	1.03	1.03
1 : 3 : 0.5	1	1	1	1	1.01	1.02	1.01	1.03	1.03

지 않고 식 (18)과 같이 변화한다. 실험에서 V_w , V_{cs} , V_{ic} 를 각각 0.07m^3 , 0.1m^3 , 0.068m^3 로 하고 T_{ic} 가 -10°C 가 된 후에 냉각제 순환펌프를 가동하여 빙축조 가동을 시작하였고, 냉각제 순환율은 3 lpm 으로 하였다. 또한 식 (3)~(7)을 통한 해석모델과 식 (14)의 저항값으로부터 T_w , T_{cs} , T_{ic} 를 계산하고 실험시 측정값들과 비교하여 Fig.12에 나타내었다. 실험에서 T_{ic} 는 냉동장치에 부착된 계기로 읽을 수 있고 T_w 와 T_{cs} 는 각각 병내부와 주위의 4개소에 K-type 열전대를 설치하여 측정하고 평균값을 취하였으며 본 실험 수행시 T_{ic} 는 294.15K 였다. 이 그림을 통한 비교로부터 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

병내부의 물이 액체상태일때의 저항값으로 식 (14)의 결빙시 저항에 관한 표현에 $\text{IPF}=0$ 을 대입하여 사용하였으나 이 구간의 온도분포(Fig.12의 200min. 이하에서의 T_w 와 T_{cs})가 실험치와 다소 상이한 것으로 보아 이 적용은 적당치 않은 것으로 보인다. 또한 해석모델에서는 과냉이 없는 것으로 가정하였으나 실제 상당한 과냉이 발생되고 있으며 이 불안정한 과냉상태가 깨어지고 결빙이 시작될때 내부의 온도가 승온됨을 이 그림은 보여준다. 즉 과냉에 소요된 냉열이 순간적으로 결빙시의 잠열로 바뀔때 에너지 보존의 관점에서 승온이 일어남을 이해할 수 있다. 실험결과로는 승온이 0°C 를 약간 상회하는 것처럼 보이나 측정오차 등을 감안할때 대략 0°C 근처로 승온된다고 볼 수 있다.

Fig.12에 의하면 계산값과 실험값이 비교적 잘 일치한다고 볼 수 있으며 이러한 결과는 해석모델에서 병의 전열저항값으로 사용한 식 (14)의 표현이 비교적 적절하였음을 의미한다. 즉 식 (14)는 원통벽의 전도저항식을 실험결과에 의하여 조정한 표현이나 이 식을 얻기위하여 수행한 실험과 조건이 다른 경우에도 이 식은 비교적 폭넓게 적용될 수 있음을 알 수 있다. 다만 Fig.12의 T_w 와 T_{cs} 의 차이에 관하여 계산값과 실험값을 비교하여 보면 실험값의 차이가 다소 크고 이것은 식 (14)로 표현되는 저항보다 실제저항이 더 크다는 것을 의미한다. 식 (14)는 수직하게 놓인 병주위의 냉각제가 균일온도로 잘 혼합된 상태에서 도출된 표현이며, 본 실험에서는 많은 병들이 무질서하게 놓여져

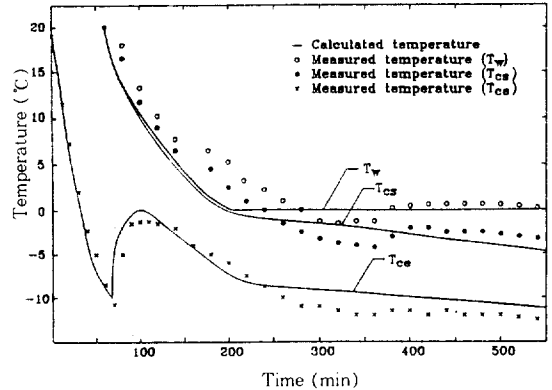


Fig.12 Comparison of measured and calculated temperatures

있고 빙축조내에는 어느정도의 온도 불균일이 존재하므로 저항값은 다소 차이가 날 수 있다.

그렇지만 본 연구에서 제시한 해석모델은 실제상황에 접근하는 근사로서의 역할을 할 수 있다고 본 실험을 통하여 결론 내릴 수 있으며 따라서 식 (3)~(7)의 해석모델과 식 (14)의 저항값으로부터 계산된 온도분포와 열역학적 성능 역시 타당성 있는 결과로 볼 수 있다.

본 실험을 반복하면서 병의 뚜껑부분의 공기 유출로 인한 병 형태의 변형과 일부 병에 냉각제 유입이 있음을 알 수 있었으며 따라서 뚜껑의 밀착도를 강화시키는 방안이 강구되어야 할 것이다. 또한 빙축 종료시 IPF가 1에 가까우면 병의 파손이 많아지는 현상도 관찰되어 이와 같은 관점에서도 위에서 제시한 $\text{IPF}=0.7$ 은 병의 파손을 줄이는 적절한 값으로 사료된다.

7. 결 론

본 연구에서는 빙축시스템의 열역학적 성능과약에 주 관심을 가졌으며 그 해석방법으로 시스템을 냉동기와 분리하여 해석하고 열역학 제2법칙에 의한 성능, 즉 엑서지효율을 성능의 기준으로 하였다. 또한 빙축의 형태는 플라스틱병을 캡슐로 이용하는 시스템으로 구성하였으며 병내부물의 결빙시 전열저항은 실험으로 결정하였다.

해석결과 빙축과정에서의 성능은 결빙량, 냉동부하 및 냉각제 순환율에 따라 변하며 본 연구에서는 이 각각에 대응되는 무차원변수로 도출된 IPF, NQE, NMC의 함수로서 성능을 나타내었다. 이 변수들의 엑서지효율에 미치는 영향은 단순증가 또는 감소와 같은 비교적 단조로운 변화로 나타나고 있으며 따라서 성능의 최적점을 제시하지 않는다. 그러나 연구의 결과는 이들의 변화에 따른 열역학적 성능의 변화특성을 알려주며 이러한 특성의 이해는 시스템의 합리적 운전에 필요한 정보를 제공한다. 빙충전을 IPF가 1에 접근함에 따라 냉열저장량은 증가하나 시스템의 열역학적 성능은 급격히 감소하며 따라서 합리적인 IPF의 값은 이러한 두가지 관점의 타협에 의하여 결정되는 것이 타당하다. 이러한 관점에서 IPF=0.6~0.8 정도가 타당한 값으로 사료되며 본 연구에서는 IPF=0.7로 값을 주고 이 조건하에 NQE와 NMC를 변화시켜가며 이에 따른 시스템의 성능변화를 검토하였다.

무차원 냉동부하 NQE와 순환냉각제의 무차원 열용량을 NMC는 각각 병내부의 물과 주위 냉각제, 빙축조 냉각제와 증발기 냉각제 사이의 온도차를 발생시켜 이에 따른 비가역손실을 유발하는 요인으로 작용하는 변수이다. NQE의 증가는 빙축시간의 단축을 의미하며 이에 따른 성능의 감소는 주어진 빙축시스템과 연결되는 냉동기의 용량이 너무 클 경우에 발생하는 불이익을 나타낸다. 따라서 빙축시스템과 냉동기는 용량면에서 잘 조화되어야 하며 제빙속도는 가능한 적은 것이 유리하다. 냉각제 순환율은 시스템의 적절한 성능유지를 위하여 매우 중요한 요소로 작용하는 것으로 나타났다. 즉 NMC의 값이 대략 100이상에서는 성능의 변화가 비교적 적게 나타나고 이 이하에서는 NMC의 감소에 따른 성능의 감소가 커지며 NMC가 약 20이하에서는 급격한 감소를 보이고 있다. 따라서 NMC의 값이 대략 100 이상이 되도록 냉각제 순환율을 조절하는 것이 바람직하다.

본 연구에서는 플라스틱병을 이용한 빙축시스템을 구성하여 실제로 가동하는 실험을 수행함으로써 본 연구에서 제시한 해석모델의 타당성을 검토하였다. 또한 본 연구의 해석방법은 이와 유사한 다른 빙축시스템에서도 결빙시의 전열저항을 알면 적용

이 가능하다.

빙축시스템은 냉동기와 결합하여 가동되는 것이므로 냉동기의 엑서지효율을 Φ_k 이라 하면 냉동기를 포함한 전체성능 $\Phi = \Phi_k \Phi_c$ 로 표시된다. 즉 본 연구의 결과는 $\Phi_k=1$ 인 가역냉동기와 결합하였을 때의 전체성능으로도 볼 수 있으며 따라서 효율적 빙축을 위해서는 빙축시스템과 함께 냉동기의 성능향상에도 관심을 기울여야 할 것이다.

후 기

본 연구는 1994년도 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비 지원에 의하여 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Bejan, A., 1978, "Two Thermodynamical Optima in the Design of Sensible Heat Units for Energy Storage", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 100, pp. 708~712.
2. Krane, R. J., 1987, "A Second Law Analysis of the Optimum Design and Operation of Thermal Energy Storage Systems", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 30, pp. 43~57.
3. Taylor, M. J., Krane, R. J., and Parsons, J. R., 1991, "A Second Law Analysis of Sensible Heat Thermal Energy Storage Systems with a Distributed Storage Element, Part I and II", *ASME Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 113, pp. 20~32.
4. De Lucia, M., and Bejan, A., 1990, "Thermodynamics of Energy Storage by Melting Due to Conduction or Natural Convection", *ASME Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 112, pp. 110~116.
5. Aceves-Saborio, S., Nakamura, and Reistad, G. M., 1994, "Optimum Efficiencies and Phase Change Temperatures in Latent Heat Storage Systems", *ASME Journal of Energy*

- Resources Technology, Vol. 116, pp. 79~86.
6. Petit, P. J., and Gaggioli, R. A., 1978, "Second Law Procedures for Evaluating Processes", Thermodynamics: Second Law Analysis, ACS Symposium Series 122, pp. 15~37.
 7. Moran, M. J., and Shapiro, H. N., 1993, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons.