

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 19, No. 3, 1999

캡슐형 빙축열시스템에 대한 운전 시뮬레이션 및 에너지비용 분석

이경호, 주용진, 최병윤, 김상준

한국전력공사 전력연구원

Simulation and Energy Cost Calculation of Encapsulated Ice Storage System

K. H. Lee, Y. J. Joo, B. Y. Choi, S. J. Kim

Korea Electric Power Research Institute(KEPRI), Korea Electric Power Corporation(KEPCO)

ABSTRACT

Ice storage systems are used to shift the peak load in day time into night time in summer. This paper describes a system simulation of partial ice storage system composed of an encapsulated ice storage tank, a screw compressor chiller, a heat exchanger, and a brine pump. For the system simulation, a one-dimensional model of ice storage tank is developed and validated by comparison with the performance data from measurements of an ice storage tank installed at a building. The control strategies considered in this study are chiller priority and storage priority being used commercially. The system is simulated with design cooling load of 600 RT peak load in design day and with off-design day cooling load, and the electric energy costs of the two control strategies for the same system size are compared. As a result of calculation, the energy consumption in a week for storage priority is higher than that for chiller priority control. However due to lower cost of night electric charge rate, energy cost for storage priority control is lower than chiller priority.

기 호 설 명

- A : 열교환기의 전열면적 [m^2]
- A_c : 캡슐의 열전달 면적 [m^2]
- COP : 냉동기의 성적계수
- C_{pa} : 공기의 비열 [$kcal/kg^\circ C$]
- C_{pb} : 브라인의 비열 [$kcal/kg^\circ C$]
- C_w : 물의 비열 [$kcal/kg^\circ C$]
- h_{fg} : 물의 융해잠열 [$kcal/kg$]
- k : 임의의 시간 단계
- M_{ice} : 캡슐내 얼음의 질량 [kg]
- \dot{m} : 브라인의 전유량 [kg/hr]
- \dot{m}_{st} : 빙축열조로의 브라인 유량 [kg/hr]
- \dot{m}_w : 냉수측 유량 [kg/hr]
- N_{cv} : 빙축열조내 검사체적의 개수
- N : 하루 중 냉방시간 [hour]
- n : 임의의 검사체적내 캡슐의 개수
- P : 빙충전율(Ice packing factor)
- PLR : 냉동기의 부분부하율
- \dot{Q}_{ch} : 냉동기의 냉각용량 [ton, RT]
- Q_{cap} : 냉동기의 최대 냉각용량 [ton, RT]
- Q_{load} : 냉방부하 [ton, RT]
- Q_{st} : 빙축열조의 저장용량 [ton-hr, RT-hr]
- Q_i : 빙축열조로부터의 방냉 및 축냉률 [ton, RT]
- T_w : 캡슐내 물의 온도 [$^\circ C$]
- T_b : 임의의 검사체적 내 브라인 온도 [$^\circ C$]
- T_i : 임의의 검사체적으로 유입하는 브라인 온도 [$^\circ C$]
- T_{ice} : 캡슐내 얼음의 온도 [$^\circ C$]
- T_{in} : 빙축열조 유입 브라인 온도 [$^\circ C$]
- T_o : 임의의 검사체적으로부터 유출하는 브라인 온도 [$^\circ C$]
- T_{out} : 빙축열조 유출 브라인 온도 [$^\circ C$]
- t_{ch} : 잠열과정 시작 시간 [hours]
- U : 열교환기의 열전달계수 [W/m^2K]
- U_c : 캡슐의 열전달계수 [W/m^2K]

- U_{st} : 빙축열우선 운전방식에서 빙축열조로부터의 일정 방냉량 [ton,RT]
- u : 단위시간 축냉 및 방냉량 [ton, RT]
- u_1 : 전유량에 대한 빙축열조로의 브라인 유량 분율
- V_{cv} : 임의의 검사체적의 체적 [m^3]
- u_1 : 전유량에 대한 열교환기로의 브라인 유량 분율
- \dot{W}_e : 냉동기의 전력소비 [kW]
- x : 무차원화시킨 빙축열조내 축열량
- ρ_w : 물의 밀도 [kg/m^3]

1. 서 론

빙축열시스템의 주요 구성요소는 빙축열조와 냉동기를 들 수가 있다. 부분축열식 빙축열시스템의 경우, 전축열식 빙축열시스템이나 비축열식 냉동시스템과는 달리 냉열 공급원이 두가지 구성요소로 이루어져 있기 때문에 이들의 조합운전에 따라 운전방식이 달라질 수가 있다.

현재 상업적으로 가장 많이 이용되고 있는 운전방식은 냉동기를 냉방시간대에 최대 냉각용량으로서 운전하고, 나머지 냉방부하를 빙축열조로 담당하는 냉동기우선 운전 (Chiller priority)방식이다. 이와 함께 빙축열조의 저장분을 최대한으로 활용하기 위한 운전방식으로서 빙축열우선 운전 (Storage priority)방식이 있다. 이 방식에서는 빙축열조의 저장 냉열을 냉방시간대에 모두 방냉하는 것을 목적으로 하고 있다.

빙축열시스템의 운전제어에 대한 연구로는 Braun¹⁾에 의하여 냉동기우선과 빙축열우선, 그리고 최적운전제어에 의한 관외착빙형 빙축열시스템에 대한 에너지계산의 비교가 이루어진 바가 있다.

본 논문에서는 캡슐형 빙축열 시스템에 대하여 냉동기하류방식으로 시스템을 구성하고, 설계기준

일 냉방부하와 그 보다 작은 냉방부하에 대하여 1주일 운전을 하였을 때, 냉동기우선 운전과 빙축열우선 운전을 하였을 경우에 대한 운전특성 및 에너지비용을 분석하였다.

2. 운전제어 전략

2.1 냉동기우선 운전

냉동기우선 운전제어전략에 대한 개념을 Fig. 1에 나타내었다. 냉방시간 N 에 걸쳐서 냉동기는 가능한 최대 냉각용량 $Q_{cap}(k)$ 으로 운전하고, 나머지 냉방부하를 빙축열조로써 담당하는 것이다. 방냉기간 중 냉동기와 빙축열조의 부하는 다음과 같다.

$$\dot{Q}_{ch}(k) = Q_{cap}(k) \quad (1)$$

$$u(k) = Q_{cap}(k) - Q_{load}(k) \quad (2)$$

위 식에서 빙축열조로부터의 축냉 및 방냉량을 나타내는 $u(k)$ 는 축냉시 양의 값, 방냉시 음의 값을 갖는다.

2.2 빙축열 우선운전

빙축열우선 운전제어전략에 대한 개념을 Fig. 2에 나타내었다. 냉방기간 N 에 걸쳐서 빙축열조는 완전히 저장된 냉열량을 소모하기 위하여 일정한 방냉량으로서 방냉운전을 하게 되고, 그 나머지 부하를 냉동기가 담당하게 된다. 방냉기간 중 냉동기와 빙축열조의 부하는 다음과 같다.

$$u(k) = -Q_{st}/N = -U_{st} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{ch}(k) = Q_{load}(k) - U_{st} \quad (4)$$

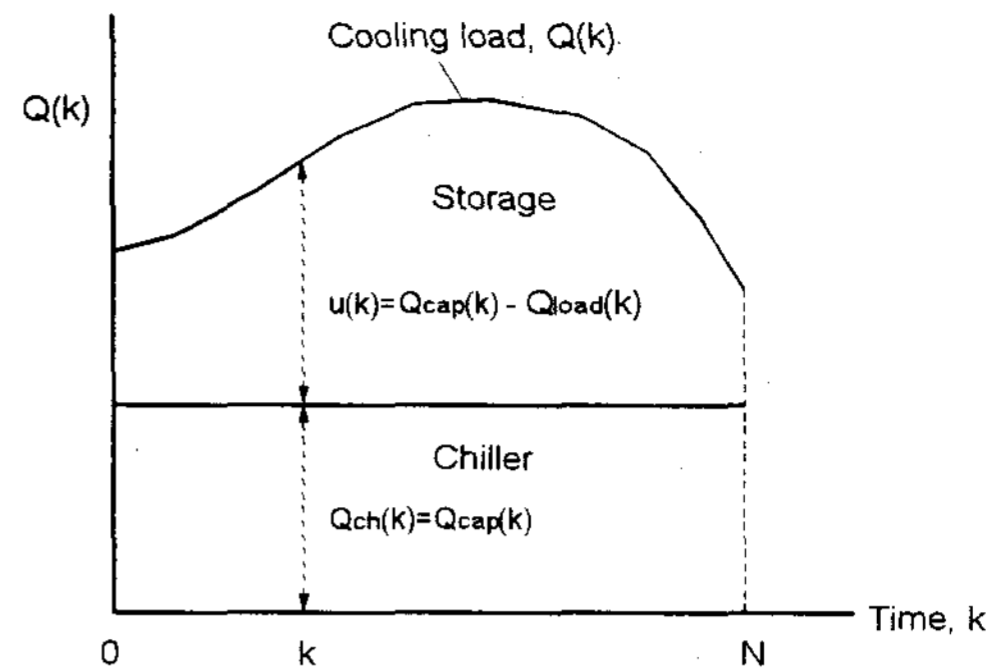


Fig. 1. Chiller priority control

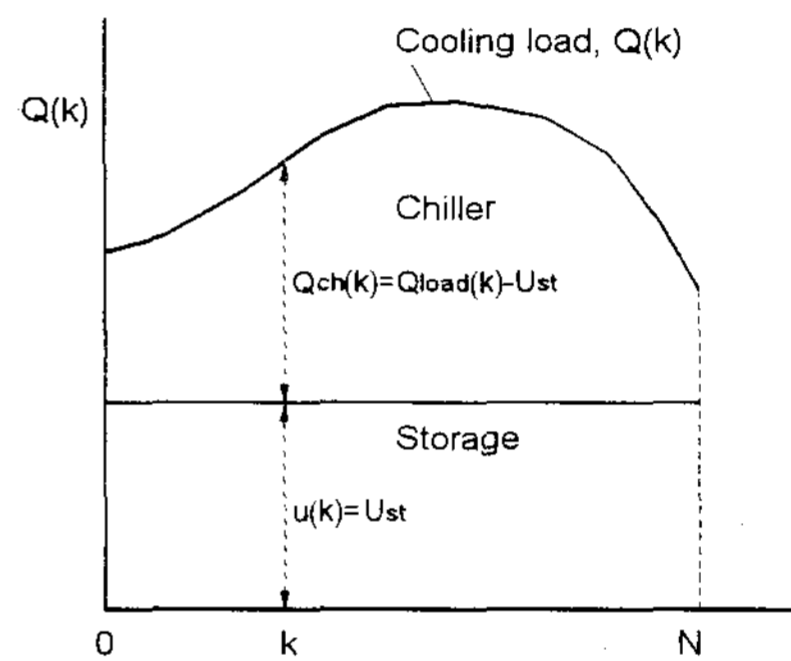


Fig. 2. Storage priority control

3. 시스템 모델

본 논문에서 대상으로 한 빙축열시스템은 캡슐형 빙축열조, 스크류 압축식 냉동기, 열교환기, 브라인 펌프, 냉수펌프 등으로 구성하였으며, 이에 대한 개략도를 Fig. 3에 나타내었다. 그림에 나타난 시스템은 냉동기 하류방식으로서 부하측 열교환기를 나온 브라인은 열교환기를 우회한 브라인과 혼합되어 빙축열조로 일부 유입되고, 일부는 우회하여 방냉량을 조절한다. 이들 유동은 다시 빙축열조 출구에서 혼합되어 냉동기로 들어가며 냉동기에 의하여 냉각되어 다시 열교환기로 흐르게 된다.

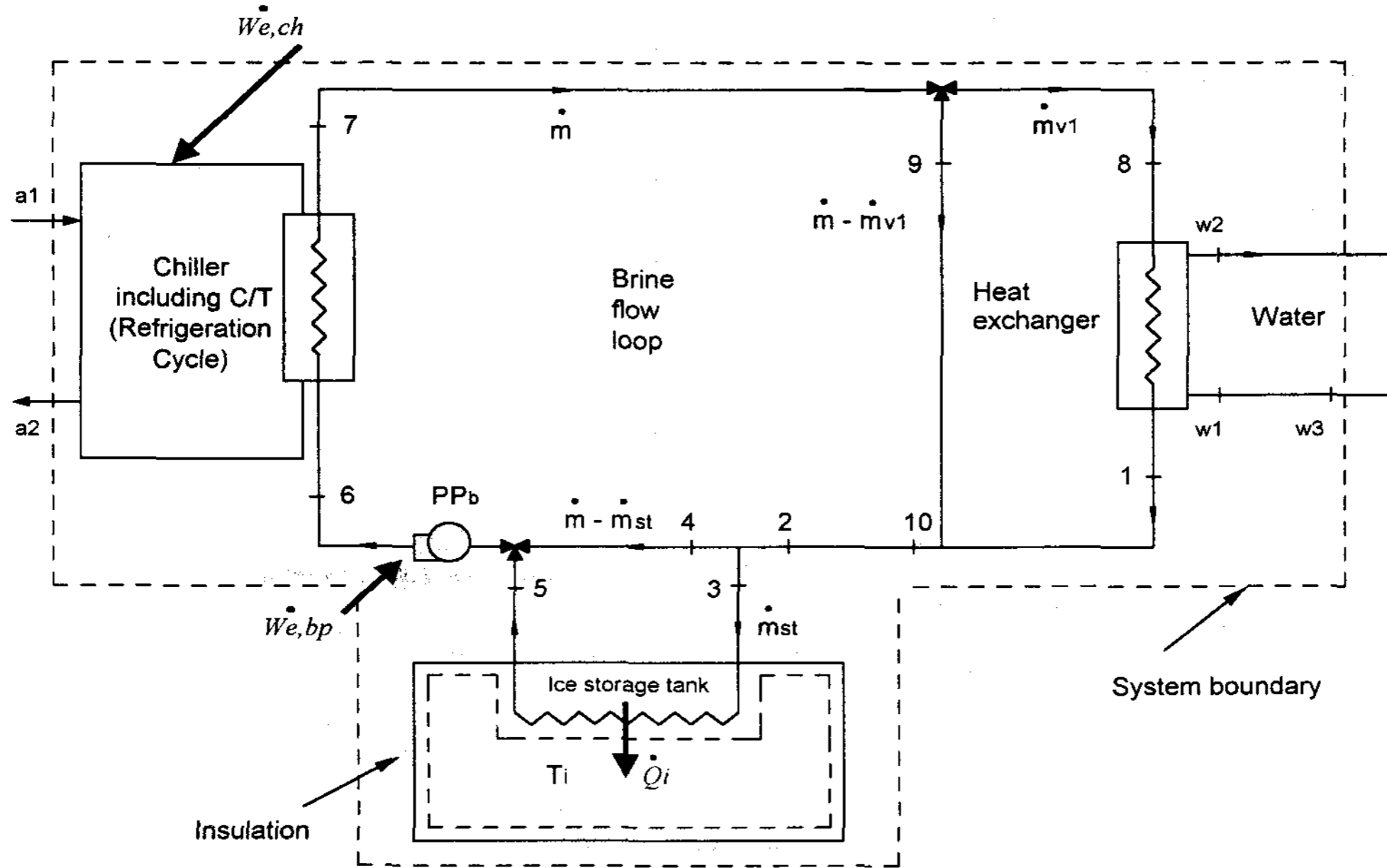


Fig. 3. Schematic of the ice storage system

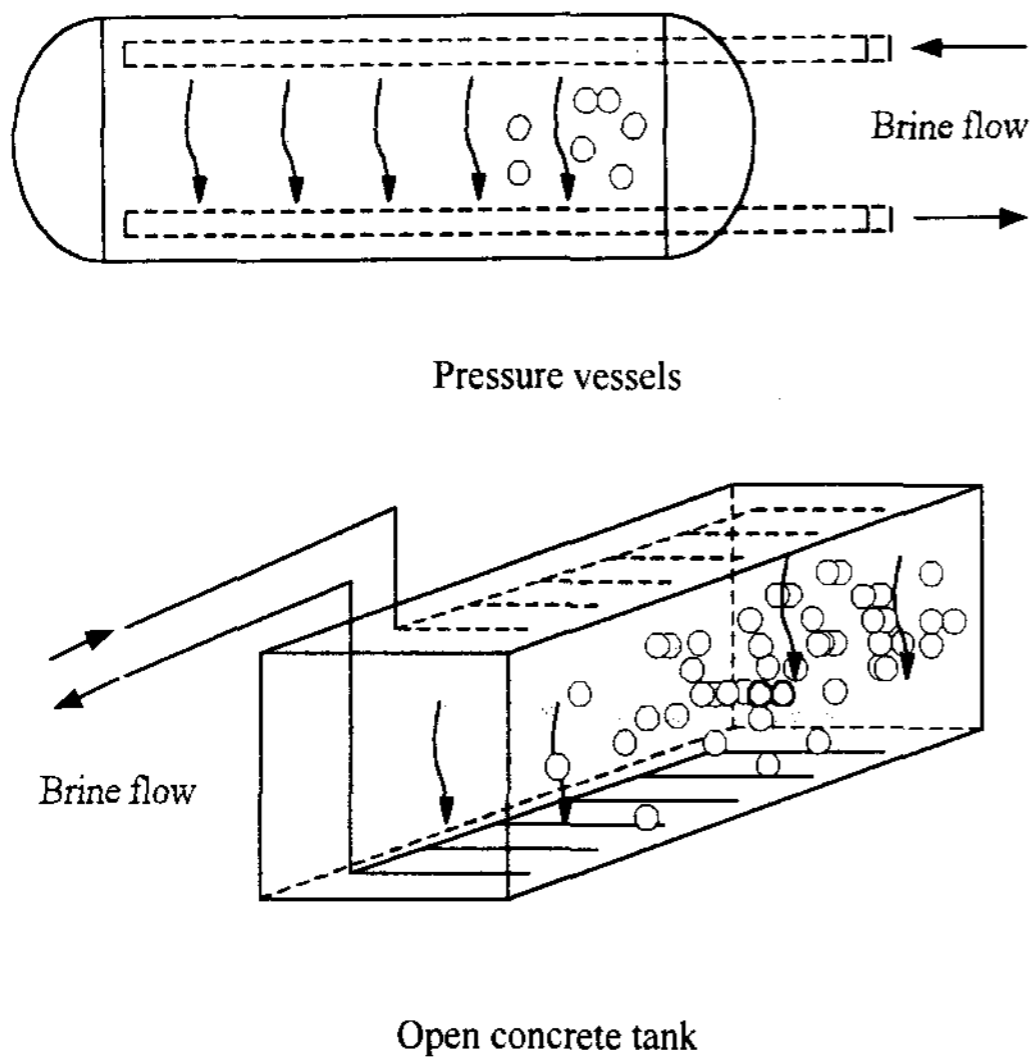


Fig. 4. Encapsulated ice storage tank

3.1 빙축열조

캡슐형 빙축열조의 기하학적인 형상과 축열조 내 브라인 유동경로를 개략적으로 Fig. 4에 나타내었다. 브라인은 빙축열조의 상단에서 분배관을 통하여 고르게 분배되어 아랫방향으로 흘러 내려

간다. 빙축열조 모델은 유동방향으로만 상태량이 변화하는 것으로 가정한 1차원화 모델을 수립하였다. 각 검사체적에 대하여 임의의 시간단계 k 에 대하여 적용할 지배방정식은 캡슐내의 상태에 따라서 다음의 3가지 과정으로 나누어 세울 수 있다. 이 방정식은 축냉 및 방냉과정에 대하여 동일하게 적용하였다.

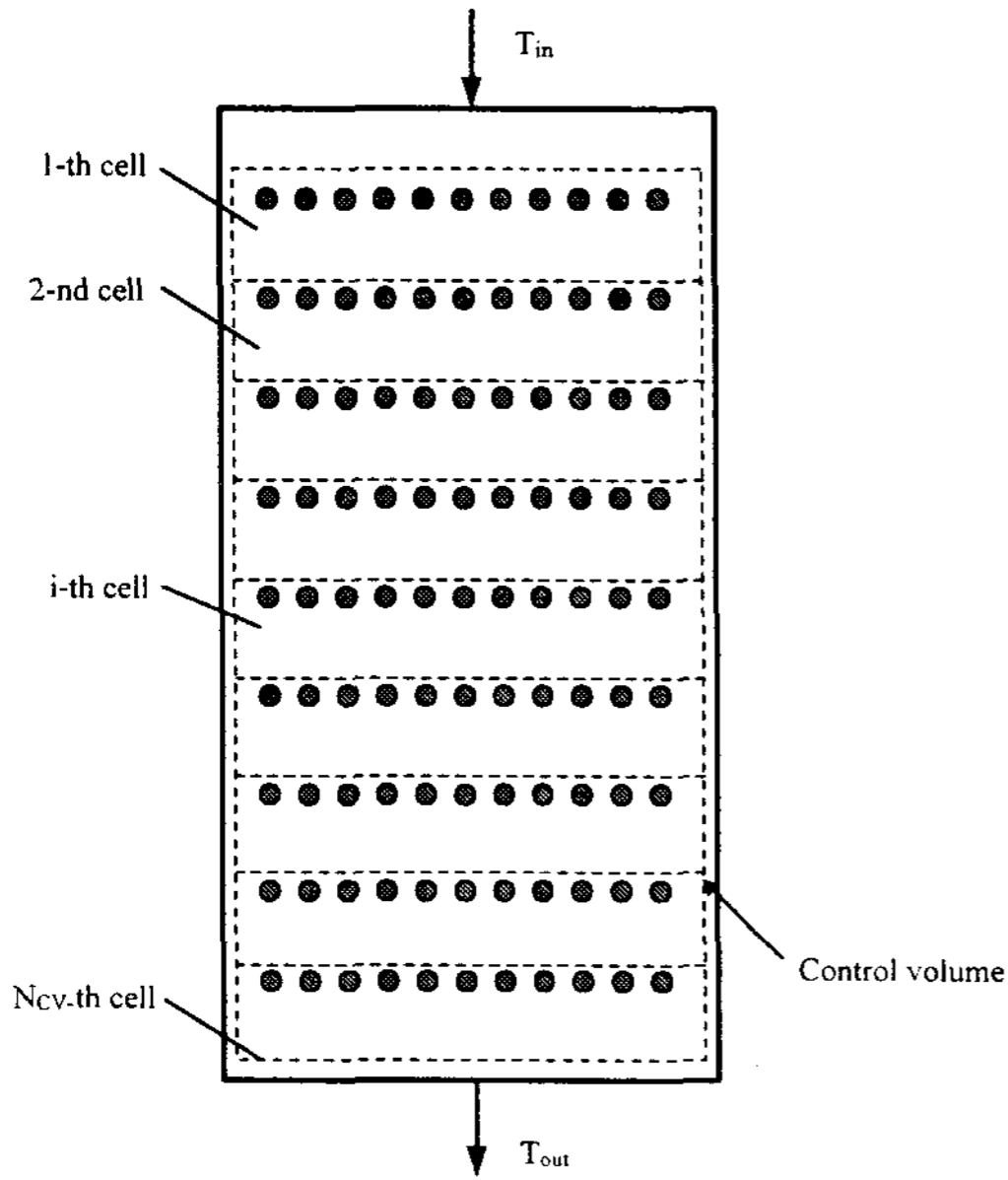
3.1.1 물의 현열전달 과정

$$\rho_w V_{cv} C_{pw} P \frac{dT_w}{dt} = U_c n A_c (T_i - T_w) \quad (5)$$

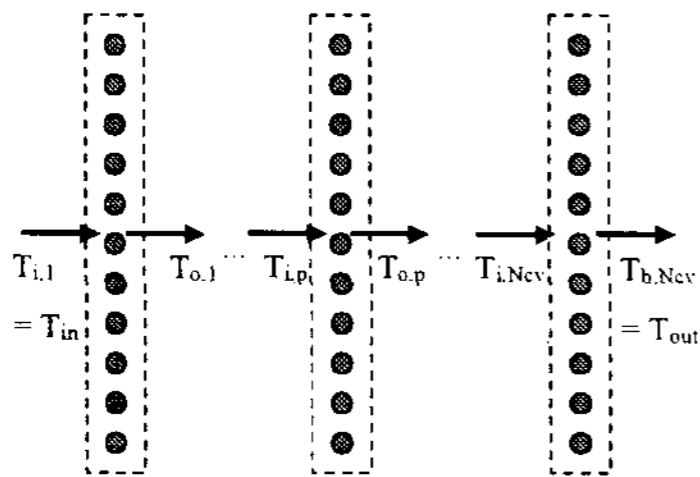
$$T_w(0) = T_b(0) \quad (6)$$

$$\dot{m}_b C_{pb} \frac{dT_b}{dt} = U_c A_c (T_w - T_o) + \dot{m}_b C_{pb} (T_i - T_o) \quad (7)$$

$$T_b(0) = T_{out}(0) \quad (8)$$



(a) Concept of the model



(b) Relation with control volumes

Fig. 5. One dimensional Ice storage tank model

3.1.2 얼음과 물의 상변화 과정

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

$$\begin{aligned} h_{fg} \frac{dM_{ice}}{dt} &= U_c A_c (T_w - T_o) \\ &= \dot{m}_b C_{pb} (T_i - T_o) \end{aligned} \quad (10)$$

$$M_{ice}(t_{ch}) = 0 \quad (11)$$

3.1.3 얼음의 현열전달 과정

$$\rho_w V_{cv} C_{pw} P \frac{dT_{ice}}{dt} = U_c n A_c (T_i - T_{ice}) \quad (12)$$

$$\dot{m}_b C_{pb} \frac{dT_b}{dt} = U_c A_c (T_{ice} - T_o) + \dot{m}_b C_{pb} (T_i - T_o) \quad (13)$$

캡슐의 열전달계수인 U_c 의 값은 Arnold 실험의 결과를 적용하였다.²⁾

위의 방정식과 경계조건을 이용하고, 각 방정식을 임의의 시간단계 k 와 다음 단계 $k+1$ 에 대하여 차분화하여 온도 해를 구하였다. 빙축열조를 흐르는 유량과 전유량의 비를 다음과 같이 u_1 으로 정의한다.

$$u_1 = \dot{m}_{st} / \dot{m} \quad (14)$$

3.1.4 모델의 검증

캡슐형 빙축열조에 대한 1차원적인 모델을 실제 빙축열조와의 성능과 비교하여 검증하기 위하여 경기도 안성시의 N-컨츄리 클럽에 설치된 빙축열시스템의 축열조로부터의 유입 브라인 및 유출브라인의 온도와 브라인 유량을 계측하여 그 결과를 비교하였다. 사용한 유량계는 터빈 유량계 (Insertion turbine flow meter)로서 $\pm 1\%$ 의 정확도를 갖으며 최대 유속범위는 9 m/s이고, 브라인의 온도 측정은 SS-5040의 RTD센서를 이용하였다. 빙축열조의 설계용량은 총 축열량 1200 RT-hrs이며, 냉동기는 스크류 냉동기로서 공칭 용량 120 RT이다. 실제 빙축열조에 대한 성능측정시 초기 빙축열조내 브라인의 온도는 7.9°C이며, 축냉시 브라인유량은 총 유량으로 운전하였고, 방냉시의 유량은 총 유량의 약 15% 정도로 빙축열조를 바이패스하여 흐르도록 운전되었으며, 수치계산과 실측결과에 의한 출구온도와 축냉량

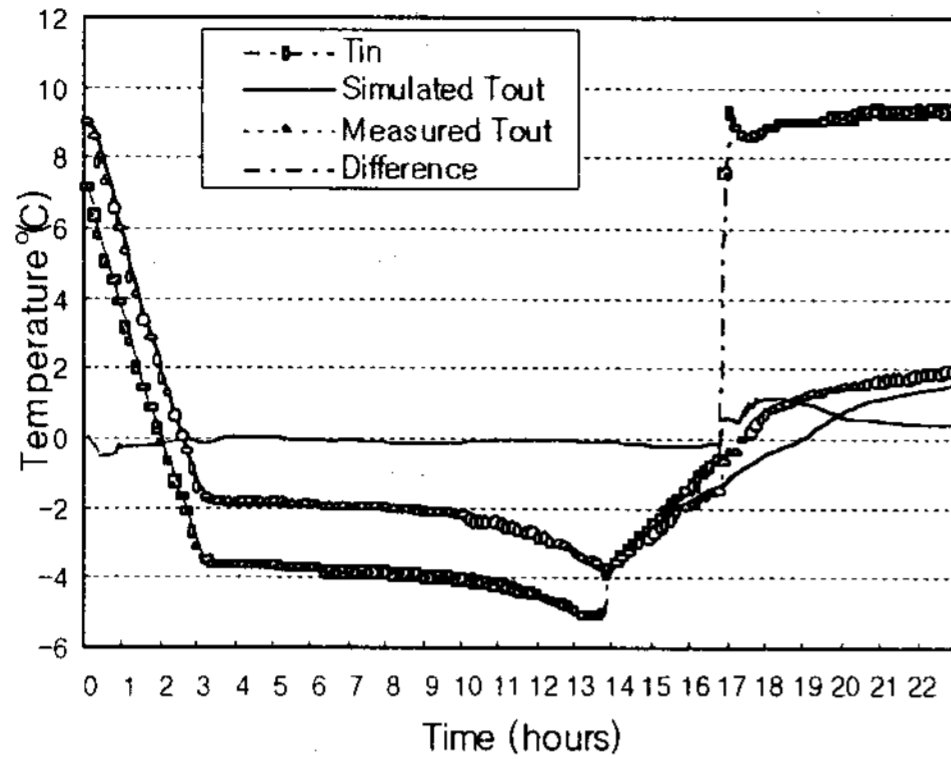


Fig. 6. Comparison of simulated and measured outlet brine temperature from the tank

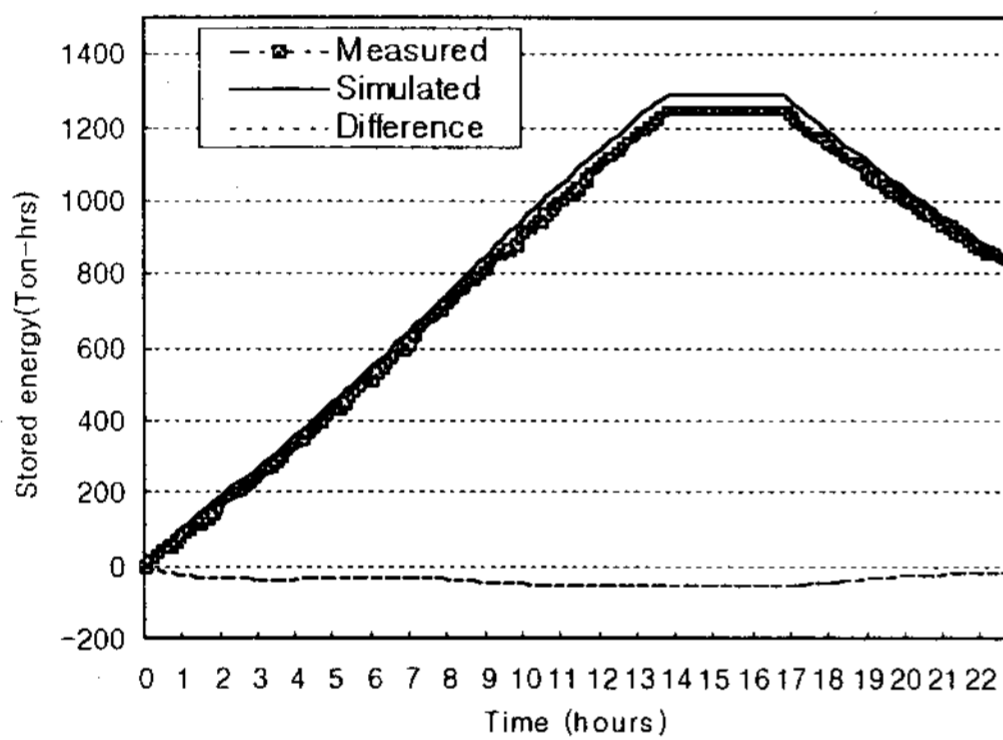


Fig. 7. Comparison of simulated and measured cool thermal energy storage in the tank

을 Fig. 6과 Fig. 7에 각각 비교하여 나타내었다. 축냉시간은 14시간, 운전정지 3시간, 방냉시간 6시간 운전에 대한 것이다.

3.2 냉동기

냉동기의 최대냉각용량은 주위온도의 함수로 가정하였으며, 성적계수는 냉동기 출구온도의 함수로서 7°C에서 4.0, -1°C에서 3.0으로 표현하였다. 냉동기의 소비전력은 다음의 식 (15)에 따라 계산한다.³⁾

$$\dot{W}_e = \frac{Q_{cap} f(PLR)}{COP} \quad (15)$$

여기에서 냉동기의 부분부하함수 $f(PLR)$ 은 부분부하율 PLR 의 3차함수로 표현하였다.³⁾ 냉동기에 대한 에너지 보존식은 식(16)과 같다.

$$- \dot{Q}_{ch} = \dot{m} C_{pb} (T_7 - T_6) \quad (16)$$

3.3 열교환기

열교환기에 에너지보존식을 적용하면 다음과 같다.

$$T_{w2} = 5^\circ\text{C} \quad (\text{set point}) \quad (17)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_w C_w (T_{w1} - T_{w2}) \quad (18)$$

$$T_{w1} = T_{w2} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_w C_w} \quad (19)$$

$$\dot{m}_{v1} C_{pb} (T_1 - T_8) = \dot{m}_w C_w (T_{w1} - T_{w2}) \quad (20)$$

$$v_1 \dot{m} C_{pb} (T_1 - T_8) = \dot{m}_w C_w (T_{w1} - T_{w2}) \quad (21)$$

위식에서 열교환기로 흐르는 유량분율은 다음과 같다.

$$v_1 = \dot{m}_{v1} / \dot{m} \quad (22)$$

열교환기는 LMTD법에 의하여 설계하였으며, 다음과 같다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (23)$$

$$\Delta T_1 = T_{w1} - T_1 \quad (24)$$

$$\Delta T_2 = T_{w2} - T_8 \quad (25)$$

설계운전조건에서 $\Delta T_1=2^\circ\text{C}$, $\Delta T_2=0.5^\circ\text{C}$ 으로 설정하였으며, $\text{LMTD}=1.5/\ln(4)$ 가 된다. 열교환기에서의 열전달율은 다음과 같다.

$$v_1 \dot{m} C_{pb} (T_1 - T_8) = UA \Delta T_{lm} \quad (26)$$

3.4 혼합과정

열교환기와 빙축열조에서의 혼합과정 각각에 대한 에너지 보존식은 다음이 된다.

$$\dot{m} C_{pb} T_6 = \dot{m}_{st} C_{pb} T_5 + (\dot{m} - \dot{m}_{st}) C_{pb} T_2 \quad (27)$$

$$\dot{m} C_{pb} T_2 = \dot{m}_{vl} C_{pb} T_1 + (\dot{m} - \dot{m}_{vl}) C_{pb} T_7 \quad (28)$$

3.5 전 시스템

브라인 루프에 대한 에너지보존식은 다음과 같다.

$$v_1 \dot{m} C_{pb} (T_1 - T_8) = u_1 \dot{m} C_{pb} (T_3 - T_5) + \dot{m} C_{pb} (T_6 - T_7) \quad (29)$$

그리고 물리적인 조건으로부터 다음이 성립한다.

$$T_2 = T_3 \quad (30)$$

$$T_8 = T_7 \quad (31)$$

$$T_5 = f(T_3, x, u_1) \quad (32)$$

전체시스템에 대한 에너지 보존은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_w C_{Pw} T_{w1} + \dot{m}_a C_P T_{a1} - \dot{Q}_i = \\ - \dot{W}_e + \dot{m}_w C_{Pw} T_{w2} + \dot{m}_a C_P T_{a2} \end{aligned} \quad (33)$$

정리하면, 냉각탑으로 유입되어 냉각수를 냉각시킨 공기의 냉각탑 출구온도는 다음의 식 (34)로부터 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} T_{a2} = T_{a1} - \frac{(\dot{Q}_i - \dot{W}_e)}{\dot{m}_a C_{pa}} \\ + \frac{\dot{m}_w C_{Pw}}{\dot{m}_a C_{pb}} (T_{w1} - T_{w2}) \end{aligned} \quad (34)$$

또한 식(35)와 같이 빙축열조로부터 방출되는 열량을 결정할 수 있다.

$$\dot{Q}_i = \dot{m} C_{pb} (T_3 - T_5) \quad (35)$$

4. 시스템 시뮬레이션 및 결과의 분석

4.1 냉방부하

냉방부하는 설계기준일에 대하여 최대 600 RT이며, 일일 총부하는 5100 RT-hr이고 부하율은 85%이다. 월요일부터 금요일까지의 냉방부하는 주기적 정상상태(periodic steady state)로 가정하여 동일한 것으로 하였으며, 토요일의 부하는 평일의 50%로 하였다. 일요일은 부하가 발생하지 않는 것으로 하였다. 또한 설계부하의 약 60% 정도의 부하가 발생하는 시기에 대하여도 고려하여 비교하였다.

4.2 시스템 용량

냉동기의 공칭용량은 350 RT, 빙축열조는 축열률 40%로 하여 2100 RT-hr로 설계하였으며, 빙축열조의 빙충전율(IPF, Ice packing factor)는 40%이다. 브라인 펌프와 냉수펌프의 설계유량은 각각 $358 \text{ m}^3/\text{hr}$, $362 \text{ m}^3/\text{hr}$ 으로써 계산되었다.

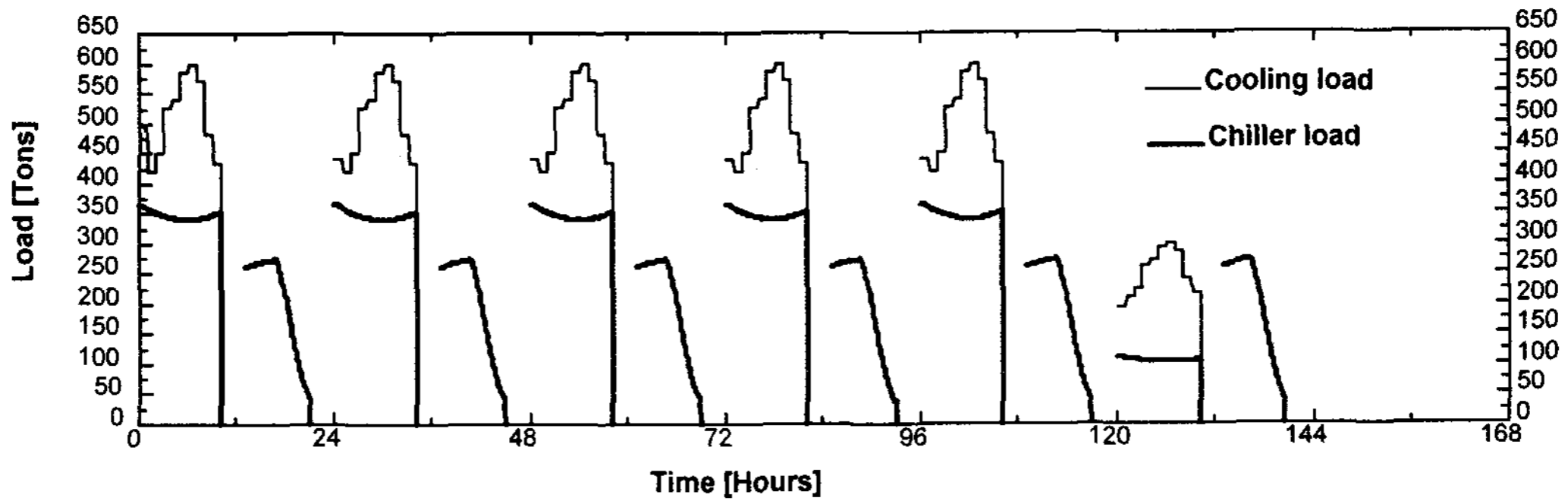


Fig. 8. Storage and chiller load in chiller priority control for design cooling load

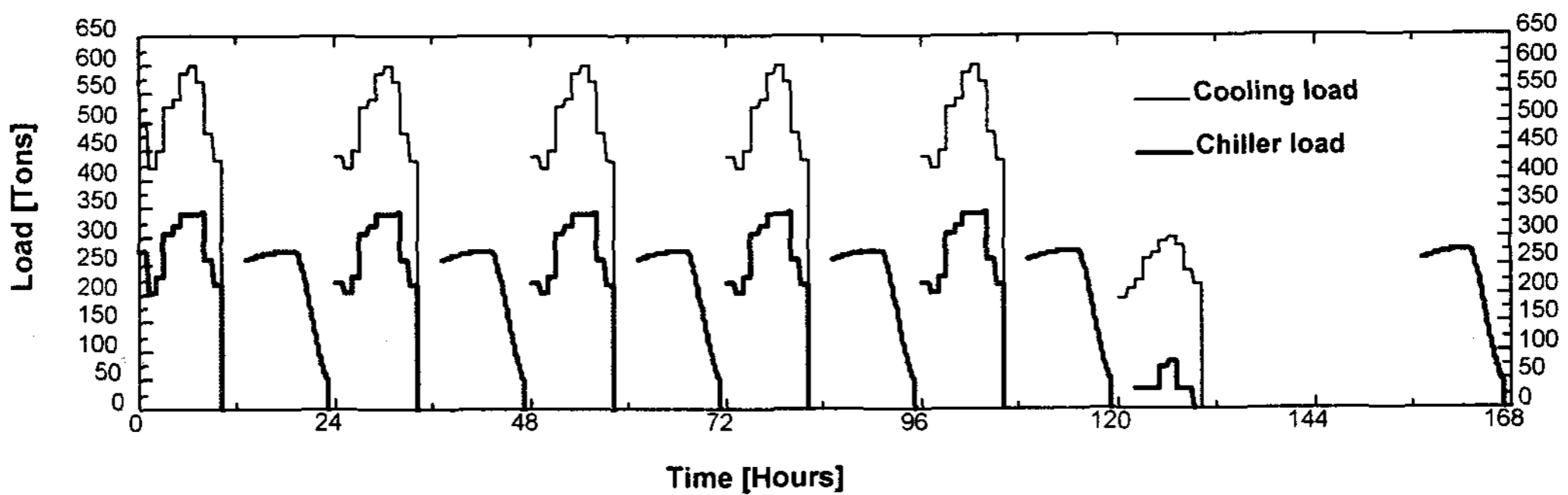


Fig. 9. Storage and chiller load in storage priority control for design cooling load

4.3 전기요금 체계

현재 40%이상의 축열률에 대한 축열식 냉난방 시스템에 적용되는 심야전력 요금은 오후 10시부터 다음날 오전 8시까지의 심야시간대에 26.2원/kWh, 그외의 시간대에는 76.8원/kWh의 요금이 적용된다.

4.4 계산결과의 분석

4.4.1 계산조건

계산에서의 운전기간은 168시간의 1주일이다. 하루 중 축냉운전시간은 심야시간대의 10시간이며, 냉방운전시간은 오전 9시부터 오후 7시까지의 10시간으로 하였다. 계산초기의 월요일 오전 9시에 빙축열조의 무차원화시킨 축열량 x 는 1.0으로서 축냉이 완료된 상태로 하였다. 토요일의 부하가 낮은 기간에서의 냉방운전시 냉동기용량보다

작은 부하가 될 경우에는 빙축열 단독운전으로 전환할 수 있도록 하였다. 또한 60%의 냉방부하시 냉동기우선 운전에서 냉방기간에 냉동기의 가동율을 60%로 감소시켜 빙축열의 이용율을 높일 수 있도록 계획하였다.

4.4.2 운전분석

설계 냉방부하에 대한 1주일 운전에 대하여 냉방부하 및 냉동기부하의 변화를 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 8은 냉동기우선 운전에 대한 것이며, Fig. 9는 빙축열 우선운전에 대한 것이다. 부하가 작게 발생하는 토요일에는 냉동기 우선운전의 경우, 냉동기를 최소한으로 운전하고 나머지를 빙축열조로 담당하도록 유연하게 운전하게 하였다. Fig. 10에는 빙축열조내의 축냉상태량을 두 운전방식에 대하여 나타내고 있다. 빙축열우선의

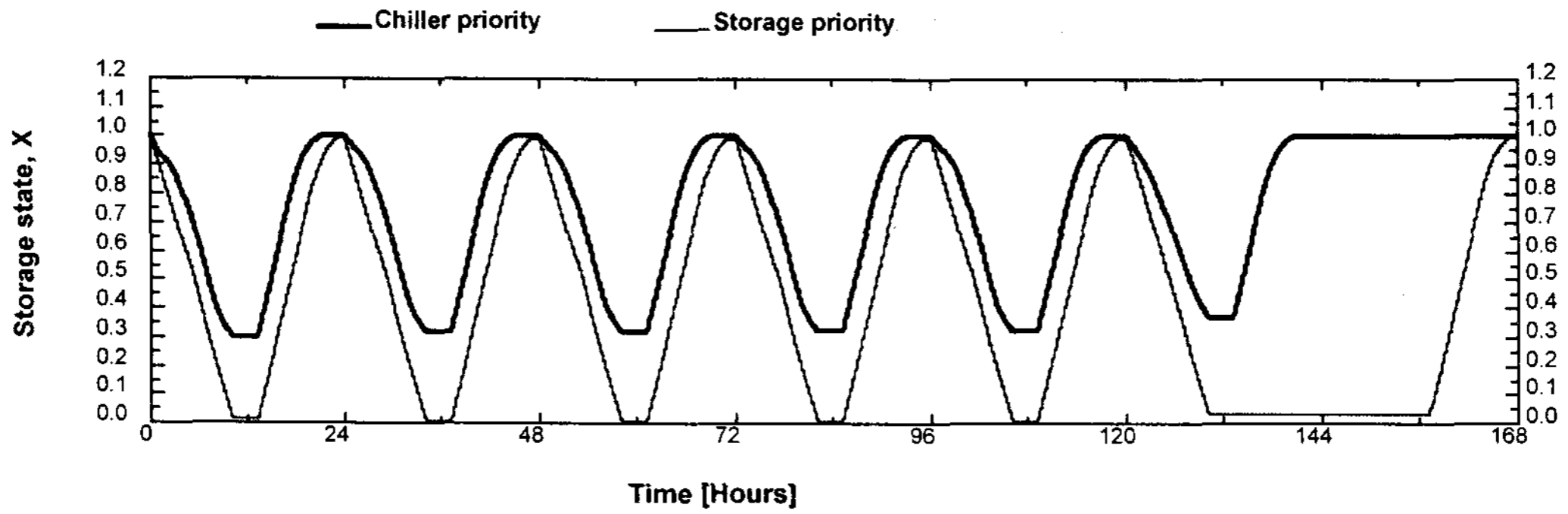


Fig. 10. Storage state in the tank for design cooling load

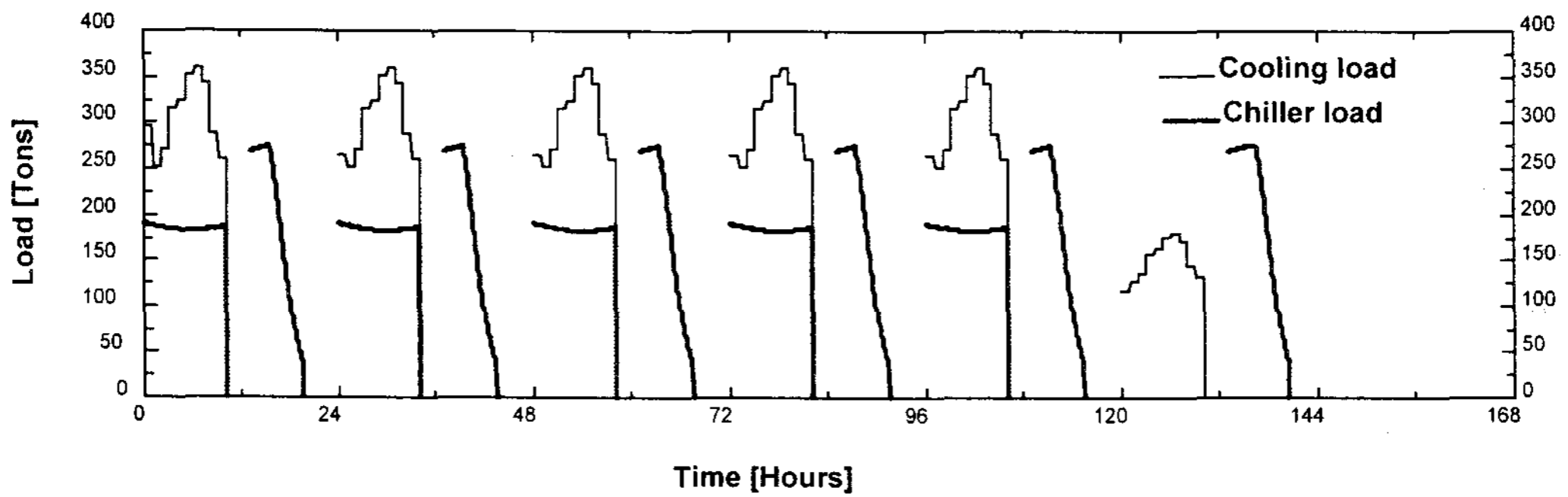


Fig. 11. Storage and chiller load in chiller priority control for down sized cooling load

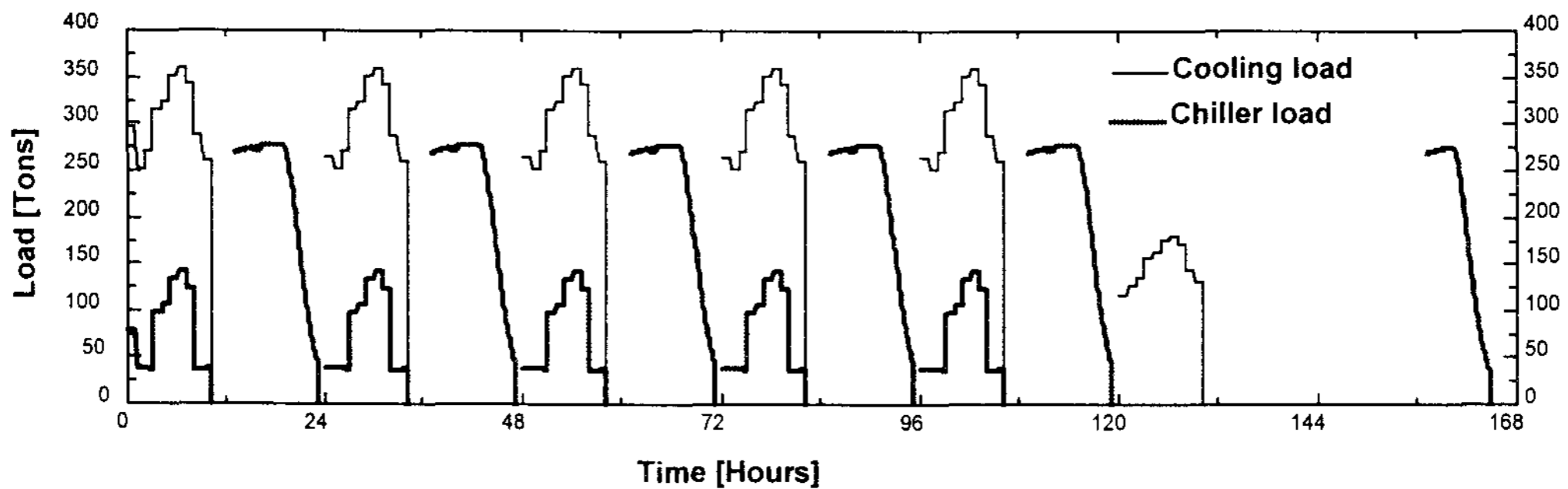


Fig. 12. Storage and chiller load in storage priority control for down sized cooling load

경우, 하루에 대하여 빙축열조에 저장한 열량을 모두 소모하게 되지만, 냉동기 우선의 경우에는 다 소모하지 못하고 30% 정도 남기게 된다. 하지만, 이로 인하여 축냉시 냉동기 가동시간이 짧아질 수 있다. 토요일 냉방운전을 종료한 후 축열

조에서의 열손실을 최소화시키기 위하여 축냉운전시간을 지연하도록 한 운전은 빙축열우선에 적용하였으며, 냉동기우선에서는 고려하지 않았다. 만약 축열조 손실이 고려된다면, 빙축열우선에서 나타낸 그림과 같이 축열운전 지연시간이 주말에

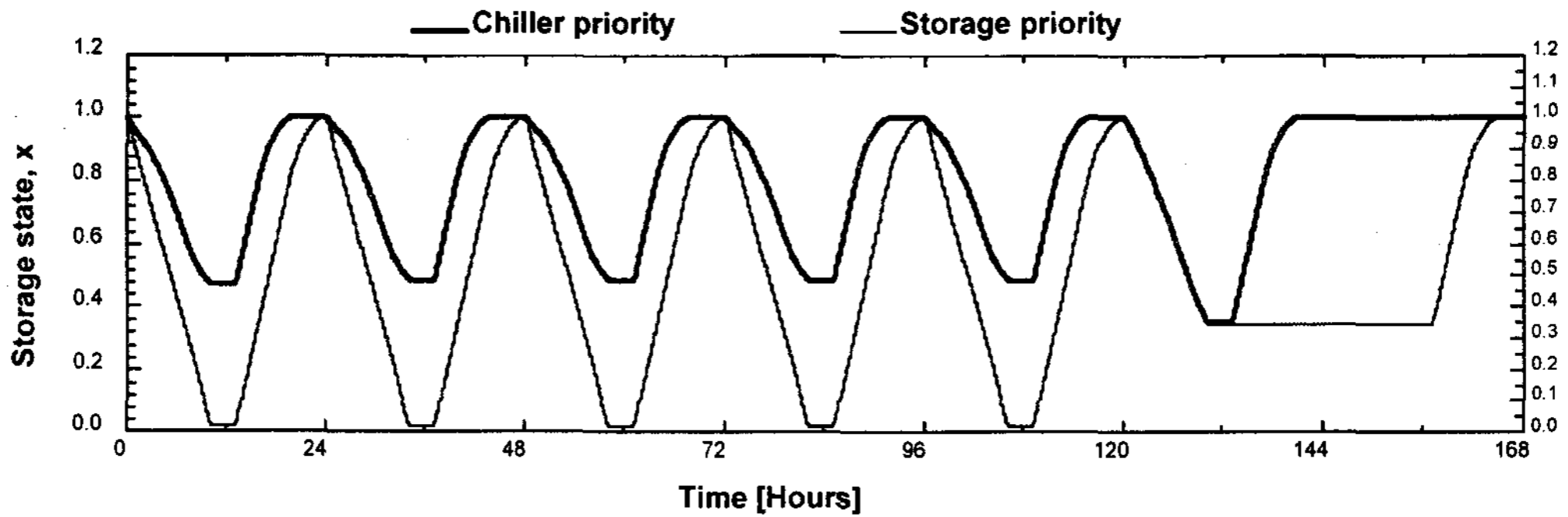


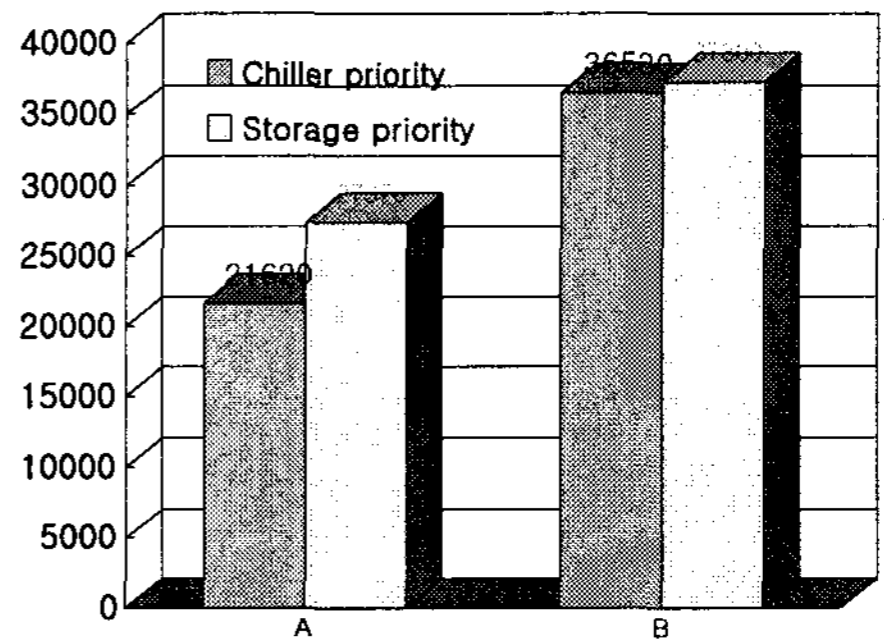
Fig. 13. Storage state in the tank for down sized cooling load

필요할 것이다.

한편, 냉방부하가 크지 않은 기간의 운전을 고려하기 위하여 설계 냉방부하의 60% 정도의 냉방부하 조건에 대하여 계산한 결과를 Fig. 11부터 Fig. 13에 각각 부하와 축냉상태량으로 나타내었다. 이러한 부하조건인 토요일에는 냉동기 우선 운전일지라도 토요일에는 빙축열조 단독으로 부하에 대응하여 운전하도록 계획하였다. 냉방부하와 냉동기부하의 변화를 Fig. 11와 Fig. 12에 나타내었고, 빙축열조내의 상태변화를 Fig. 13에 나타내었다. 설계 냉방부하일때에 비하여 냉동기 우선운전의 경우, 더욱 많은 축열잔량이 방냉 말기에 남아있게 됨을 알 수 있다.

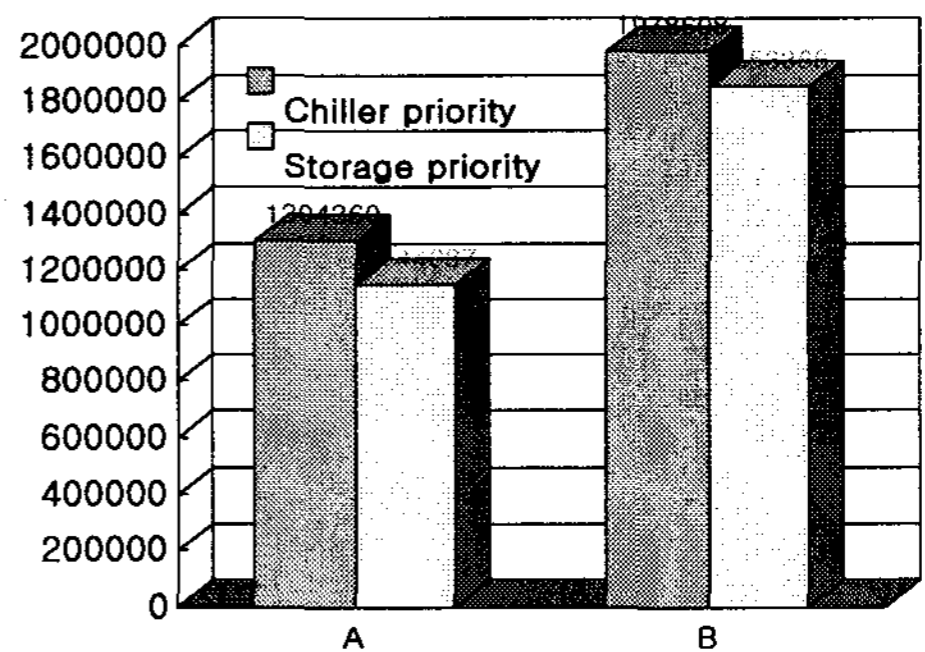
4.4.3 에너지 및 비용분석

설계 냉방부하와 60% 냉방부하의 두 경우에 대하여 1주일 운전에 대한 운전 에너지 소비된 전기 에너지와 에너지비용을 Fig. 14와 Fig. 15에 나타내었고, 계산된 전력소비량과 금액을 Table 1과 Table 2에 정리하여 나타내었다. 설계 냉방부하의 1주일 운전에서 총 전기에너지 소비는 빙축열우선 운전의 경우가 더욱 크게 나타났으나, 심야전력 이용도가 더 많은 이유로 에너지비용은 더 작게 나타났다. 60% 정도로 냉방부하가 낮은 1주일의 경우에도 운전에너지 사용량은 빙축열우선 운전의 경우가 더욱 많으나 에너지 비용은 더



A: Off design load condition, B: Design load condition

Fig. 14. Energy consumption with control strategies for one week(kWh/week)



A: Off design load condition, B: Design load condition

Fig. 15. Energy cost with control strategies for one week(won/week)

낮게 나타났다. 60% 부하의 경우 빙축열우선으로 운전한 경우의 에너지비용은 냉동기우선 운전의

Table 1. Energy consumption and cost for a week with design cooling loads

	kWh/week	won/week
Chiller priority	36,530	1,978,608
Storage priority	37,300	1,853,366

Table 2. Energy consumption and cost for a week with 60% down sized cooling loads

	kWh/week	won/week
Chiller priority	21,620	1,304,360
Storage priority	27,370	1,144,087

경우에 비하여 약 87% 정도 소비되는 것으로 계산되었으며, 설계 냉방부하에서는 94% 정도로 절감될 것으로 예상되어 냉방부하가 작은 기간에 더욱 빙축열우선 운전의 비용절감 효과가 큰 것을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 상용으로 많이 사용되고 있는 냉동기우선 운전 및 빙축열우선 운전의 두 가지 운전제어 방식을 고려한 1주일간의 운전시뮬레이션에 대한 계산을 수행하고 에너지 및 에너지비용을 검토하였다.

설계냉방부하의 1주일의 경우에 운전비용은 냉

동기우선의 경우보다 빙축열우선 운전의 경우가 비용 다소 작게 나타났으며, 60%정도로 냉방부하가 낮은 1주일 운전에는 있어서는 빙축열우선 운전에서의 운전비용 절감효과가 더욱 크게 나타났다. 즉, 냉방부하가 큰 기간에는 빙축열우선과 냉동기우선의 비용차이가 크지 않으나 부하가 작은 기간에는 운전자의 운전계획에 있어서 빙축열우선의 운전방식을 채택함이 바람직할 것이다.

냉동기우선 운전의 경우, 설계 냉방부하로 운전되었을 때에도 냉방말기에 빙축열조의 잔량이 30%이상으로 많이 남아 있어, 냉동기 과대설계로 볼 수가 있으므로, 적절히 냉동기의 용량을 감소시켜 설비의 축소를 기할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. James E. Braun, 1992, "A comparison of chiller-priority, storage-priority, and optimal control of an ice storage system", ASHRAE Trans., pp.893~902
2. D. Arnold, 1991, "Heat transfer characteristics of ice capsules for encapsulated cool storage systems", ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings, Vol. 3, pp.335~341
3. Henze G. P., 1995, "Evaluation of optimal control for ice storage systems", Ph D. Thesis, Univ. of Colorado
4. B. K. Park, D. W. Cho, & H. J. Shin, 1988, "Energy analysis for variable air volume systems", Transactions of SAREK