

냉방부하 변동을 고려한 빙축열시스템의 경제적 운전방식

정 성 훈*, 이 대 영**, 강 병 하*, 김 우 승**

Control strategy for economic operation of an ice-storage system considering cooling load variation

S. H. Jung, D. Y. Lee, B. H. Kang, W. S. Kim

(Received June 28, 1999; revision received October 18, 1999)

ABSTRACT

A comparative analysis was performed on the operation cost at partial loads between ice storage systems with the two conventional control strategies, i.e., storage priority and chiller priority. The storage priority control is shown to be more economic for small cooling loads, while the chiller priority control is superior when the cooling load is as large as the design value. Based on this finding, a new control strategy is devised for an ice-storage system to minimize the operation cost at any cooling load. The new control strategy is found to be comparable to the chiller priority for large cooling loads, while it is more economic for small loads compared to the conventional control strategies. The practicality of the new control strategy is also confirmed through a performance test applying the new control strategy to an existing ice-storage system.

Key words: Ice-storage system(빙축열시스템), Cooling load variation(냉방부하 변동), Operation strategy(운전방식), Operation cost(운전경비)

기 호 설 명

COP : 냉동기의 성능계수
 COP_r : 냉동기의 주간운전시 성능계수
 COP_s : 냉동기의 야간 축열운전시 성능계수
 c_l : 기준 냉방출력에 대한 냉방부하의 비
 c_r : 냉동기의 운전율
 e_r : 냉동기 운전을 변화에 따른 냉동기 성능계수의 변화

e_s : 냉동기 주간 전부하운전시 성능계수에 대한 야간 축열운전시 성능계수의 비
 Q : 열전달량 [kW]
 Q₀ : 설계기준일의 냉방부하 평균값 [kW]
 Q_l : 냉방부하 [kW]
 Q_r : 냉동기 냉열출력 [kW]
 Q_{ref} : 빙축열시스템 기준 냉방출력 [kW]
 Q_s : 축열조 방냉률 [kW]
 Q_{s,ref} : 축열조 기준 방냉률 [kW]
 q_l : 무차원 냉방부하, q_l = Q_l/Q₀
 q_{l,avg} : 무차원 냉방부하의 일일 평균값
 q_r : 무차원 냉동기 냉열출력, q_r = Q_r/Q₀
 q_s : 무차원 축열조 방냉률, q_s = Q_s/Q₀

* 정회원, 한국과학기술연구원 열유동제어연구센터
 ** 정회원, 한국과학기술연구원 열유동제어연구센터
 (E-mail address: ldy@kist.re.kr)
 ** 정회원, 한양대학교

- r_E : 주간 전력요율에 대한 야간 전력요율의 비
- s_r : 빙축열시스템 기준 냉방출력에 대한 냉동기 용량의 비
- W : 냉동기의 사용전력 [kW]
- W_i : 냉동기가 전부하로 운전되면서 단독으로 필요 냉방을 공급할 때의 소비전력 [kW]
- W_r : 주간 냉동기 소비전력 [kW]
- W_s : 축열시 냉동기 소비전력 [kW]

그리스 문자

- \emptyset : 식(2)로 정의되는 비용계수

하첨자

- ful : 전부하
- opt : 냉동기 최적 운전율

1. 서론

빙축열시스템은 심야시간에 냉동기를 가동하여, 얼음의 형태로 냉열을 저장하였다가 주간 냉방에 활용하는 냉방시스템으로, 주간 냉동기의 사용을 전력부하가 적은 심야시간으로 이전함으로써, 국가적으로는 전력수급의 안정화에 기여하고, 건물주로서는 냉방설비 운전비용 감소의 경제적 이득을 얻을 수 있다.

빙축열시스템은 축열조의 냉열저장량만으로 주간 냉방을 공급하는 전부하 축열방식과 냉동기와 축열조가 냉방부하를 분담하는 부분부하 축열방식으로 구분할 수 있는데, 국내에 보급되고 있는 빙축열시스템은 전부하 축열방식에 비해 축열조와 냉동기 용량을 줄여, 설치비용을 절감할 수 있는 부분부하 축열방식이 대부분이다.⁽¹⁾

한편 부분부하 축열방식은 냉방운전시 냉동기와 축열조의 제어방식에 따라 기저부하를 냉동기가 담당하고 변동부하를 축열조의 방냉을 이용하여 처리하는 냉동기우선 방식과, 그 반대인 축열조우선 방식으로 구분할 수 있다.⁽¹⁾ 두 가지 운전방식은 상이한 운전특성을 가지고 있어, 장단점 비교에 많은 연구가 이루어져 왔다.

Kintner-Meyer 등⁽²⁾, Carey 등⁽³⁾과 Lee 등⁽⁴⁾은 각각 전력요금체계, 냉방부하 변동 패턴, 운전방

식에 따라 빙축열시스템의 주요 구성요소인 냉동기와 축열조의 설계용량이 달라짐을 보였으며, 빙축열시스템의 최적설계에 대하여 논의하였다. Spethmann⁽⁵⁾은 빙축열시스템 운전방식 간의 경제성 비교에 있어서, 전력요금체계가 가장 큰 영향을 주는 요인임을 밝혔으며, 전력요금체계에 따라 가장 경제적인 운전방식이 달라짐을 보였

다. 이들의 연구는 모두 빙축열시스템이 설계기준 냉방부하 즉 최대부하로 운전되는 경우에 대한 것으로, 빙축열시스템의 설계 및 운전에서 핵심이 되는 요인들을 밝힘으로써 빙축열시스템 운전특성의 이해에 기여한 바가 크다. 그러나 빙축열시스템은 항상 설계기준인 최대 냉방부하 상태로 운전되는 것은 아니며, 설계기준보다 적은 부하에서 운전되는 경우가 많아서, 냉방기간 동안 냉방부하가 최대부하에 근접하는 날은 오히려 며칠밖에 되지 않는다. 따라서 최대 부하일의 운전특성만으로 빙축열시스템 운전방식간의 경제성을 비교하는 것은 냉방운전 기간동안 냉방부하의 변동이 거의 없는 특별한 경우에만 실용적인 의미를 가지며, 일반적으로는 냉방부하가 설계기준에 비하여 작아졌을 경우의 운전특성을 고려하여야 한다.

Braun⁽⁶⁾과 Simmonds⁽⁷⁾는 기존의 여러가지 운전방식을 적용한 빙축열시스템에서 냉방부하가 최대부하보다 작아지는 경우를 시뮬레이션하고, 연중 운전경비가 운전방식에 따라 달라짐을 보였

다. Kawashima 등⁽⁸⁾과 Henze 등⁽⁹⁾은 냉방부하 예측기법을 도입하여 빙축열시스템의 운전방식을 최적화할 수 있는 가능성에 대하여 논의하였다. 그러나 예측에 의존하는 운전방식은 예측의 정확도가 충분하지 않을 때에는 적절한 냉방을 공급하지 못하는 경우가 발생할 수도 있으므로, 실용화되기에는 많은 어려움이 있을 것으로 예상된다.

본 연구에서는 예측기법에 의존하지 않고, 기존의 축열조우선 방식과 냉동기우선 방식의 장점을 취합하고, 단점을 보완한 새로운 운전방식을 제안한다. 변동하는 냉방부하에 대하여 빙축열시스템의 운전비용이 최소가 되는 운전방식을 도출하기 위한 이론적인 접근 방법을 제시하며, 이로부터 냉동기의 최적 운전율이 존재함을 보인다. 또한 본 연구에서 도출된 새로운 운전방식을 기

존의 빙축열시스템에 적용하여 시험함으로써, 새로운 운전방식의 현장 적용 가능성을 검토한다.

2. 빙축열시스템의 경제적 운전방식

2.1 냉방부하 감소에 따른 운전특성

기존의 운전방식을 적용하여 설계, 운영되는 빙축열시스템의 냉방부하 감소시 운전특성을 파악하기 위하여, 냉방부하가 설계부하에 대하여 100~50%인 경우의 운전상황을 시뮬레이션하였다. 빙축열시스템의 냉방운전은 8시에서 18시까지 10시간 동안, 축열운전은 현재 적용되는 심야전력 요금시간대인 당일 22시에서 익일 8시까지 10시간으로 하였으며, 98년 현재 한국전력의 심야전력요금체계⁽⁴⁾를 적용하여 운전비를 구하였다. 설계 기준 냉방부하는, Lee 등⁽⁴⁾이 적용한 것과 동일하게, 일일 최대 냉방부하에 대한 평균 냉방부하의 비가 0.8이며, 오후 3시에 최대부하가 발생하고, 재실 개시시간인 오전 9시의 1시간 전부터 예냉운전하는 경우를 가정하였다. 냉방부하 감소시 부하의 일일 변동패턴은 최대부하의 경우와 동일하며 부하의 평균값만이 감소하는 경우를 고려하였다. 부하감소에 따른 운전특성 비교에 초점을 맞추어, 설계기준일의 축열조 부하분담률을 40%로 고정하였으며, 각각 1대의 냉동기와 축열조로 구성되는 빙축열시스템을 고려하였다. 각 운전방식에 따른 냉동기와 축열조 최소용량의 산정, 시뮬레이션 방법 등은 Lee 등⁽⁴⁾의 연구결과를 활용하였다.

기존의 축열조우선 방식과 냉동기우선 방식을

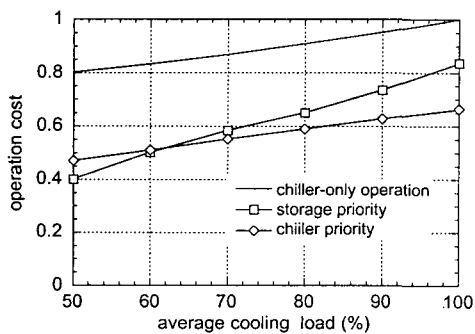


Fig. 1 Variation of the operation cost with respect to the average cooling load.

적용한 빙축열시스템의 냉방부하 감소에 따른 운전비용의 감소를 Fig. 1에 나타내었다. 운전비용은 심야전력요금과 주간전력요금의 합만으로 계산하였으며, 기본요금은 냉동기의 정격 소비전력에 의하여 결정되어 냉방부하의 감소와 관계없이 일정하므로 운전비용 계산에서 제외하였다. 운전비용은 설계기준부하에 대하여 냉동기 단독운전인 경우의 소요 비용으로 표준화하였다. 냉동기 상류 방식과 냉동기하류 방식간의 차이는 최대부하조건뿐만이 아니라 부하감소시에도 축열조우선 방식과 냉동기우선 방식 사이의 차이에 비하여 매우 작았으며, 그림에는 나타나지 않았다. 참고로 Fig. 1에 나타난 것은 축열조우선+냉동기하류 방식과 냉동기우선+냉동기상류 방식이다.

Fig. 1에서 보는 바와 같이 설계기준부하에 대한 운전비용은 축열조우선 방식인 경우가 냉동기우선 방식인 경우에 비하여 많지만, 부하가 감소함에 따라 축열조우선 방식인 경우의 운전비용이 크게 감소하여, 평균부하가 설계기준에 대하여 60%이하가 되면, 냉동기우선 방식보다 운전비용이 적어지는 것을 알 수 있다. 축열조우선 방식은 냉동기우선 방식에 비하여 냉동기의 필요용량이 크고, 설계기준부하일 때에도 냉동기가 부분부하로 운전되어 운전비용이 상대적으로 크지만,⁽⁴⁾ 부하가 감소함에 따라 축열조의 이용률은 거의 일정하고, 냉동기의 운전율이 감소하므로 운전비용이 크게 감소한다. 반면 냉동기우선 방식은 냉동기의 필요용량이 축열조우선 방식보다 작으며, 설계기준부하일에 냉동기가 전부하로 운전되어 운전효율이 높으므로, 설계기준부하에 대한 운전비용은 적지만,⁽⁴⁾ 부하가 감소함에 따라 축열조의 이용률이 감소하고, 냉동기의 운전율은 거의 일정하므로 운전비용의 감소가 적다.

2.2 빙축열시스템의 최적 운전방식

각 운전방식의 냉방부하 감소시 운전특성 비교로부터, 냉방운전 기간 중의 평균 냉방부하가 설계부하에 대하여 60%이상일 경우에는 냉동기우선 방식이 경제적이지만, 그 이하가 될 경우에는 축열조우선 방식이 더욱 경제적인임을 알 수 있다. 이러한 특성을 고려할 때, 빙축열시스템을 냉동기우선 방식으로 설계한 후, 냉방부하가 감소함에 따라 축열조우선 방식으로 전환하여 운전할

경우 운전비용이 가장 낮아질 것을 예상할 수 있다. 이러한 방식을 적용하여 빙축열시스템을 운전하려면, 일일 냉방부하의 변화를 미리 예측하여 냉방운전 개시 초기에 빙축열시스템의 운전방식을 결정하는 것이 필요하다. 실제로 하루 중의 냉방부하를 미리 예측할 수 있다면, 가장 적합한 운전방식을 적용하여 운전경비를 최소로 하는 것이 가능하며, 이러한 관점에서 몇몇 연구자들이 냉방부하를 예측하여 빙축열시스템의 운전을 최적화하기 위한 연구를 수행하고 있다.^(8,9)

냉방부하 예측에는 지난 수년간의 기상 관측자료나 지난 며칠간의 기상변화 경향을 이용하여 냉방운전 당일의 부하를 예측하는 통계적인 방법이 사용되고 있다. 이러한 방법에 의한 예측결과는 확률적인 의미를 가지므로, 장기간 부하변화의 평균적인 경향을 예측하는 데에는 효과가 있으나, 하루 중의 냉방부하 변화를 정확하게 예측하기에는 상당한 어려움이 따른다.^(8,9) 더욱이 부정확한 예측결과를 바탕으로 빙축열시스템을 운전할 경우, 충분한 냉방을 공급하지 못하는 상황이 발생할 수도 있으므로, 예측을 기반으로 하는 운전방식은 실용화되기에 여러 가지 어려운 점이 있다. 한 예로 냉방부하가 작을 것으로 예상하여, 냉방운전 개시 후 축열조우선 방식으로 운전하면서 냉동기 운전을 억제하고 축열조의 냉열을 우선적으로 사용하였는데, 실제 냉방부하가 예측결과보다 커지게 되면, 잔여 축열량이 부족하여 축열조 방열이 감소하고 냉동기를 전부하로 운전하여도 냉방부하를 충족시키지 못하는 결과가 발생할 수 있다.

따라서 운전방식을 결정하는 데 있어 앞서 언급한 바와 같이 예측결과를 기준으로 할 수는 없으며, 순간순간의 냉방부하 크기로부터 빙축열시스템을 냉동기우선 방식으로 운전할 것인지, 아니면 축열조우선 방식으로 운전할 것인지를 결정하도록 하여야 한다. 이는 결국 운전방식을 전환하는 기준이 되는 냉방부하의 순시값을 결정하는 문제가 된다.

한편 냉동기우선 방식과 축열조우선 방식의 근본적인 차이점은 냉방부하가 감소하였을 때, 냉동기와 축열조 중 어느 것의 냉열출력을 조절하여 시스템의 총 냉열출력을 냉방부하와 같도록 하는가에 있으므로, 운전방식의 전환 문제는 궁극적으로 냉방부하 감소시 냉동기와 축열조의 부

하분담률을 최적의 상태로 재조정하는 문제로 귀착된다. 즉 냉방부하가 아주 작아서 축열조만으로 냉방부하를 감당할 수 있을 경우에는 냉동기를 정지시키고 축열조단독 운전하는 것이 가장 경제적이란 것은 자명하지만, 축열조나 냉동기 단독으로 냉방을 공급할 수 없을 경우에 어떠한 비율로 부하를 분담하는 것이 가장 경제적인가 하는 문제이다. 냉동기우선 방식은 부하가 감소하였을 때 축열조의 이용률이 감소하게 되며, 축열조우선 방식에서는 냉동기의 운전율이 낮아져 냉동기의 운전효율이 감소하게 된다. 따라서 냉방부하의 크기에 따라 축열조의 축열량을 충분히 이용하면서, 냉동기의 운전효율도 적절하게 유지하여 총체적인 운전비용을 최소로 할 수 있는 최적의 부하분담 방식이 존재함을 예상할 수 있다.

2.3 냉동기의 최적 부분부하 운전율

빙축열시스템의 운전비를 최소로 하는 최적의 부하분담 방식을 도출하기 위하여 다음과 같은 비용계수 ϕ 를 정의하였다.

$$\phi = \frac{\text{cooling cost in storage system}}{\text{cooling cost in chiller-only system}} \quad (1)$$

비용계수 ϕ 는 빙축열시스템과 부분부하에서도 운전효율의 감소가 없는 이상적인 냉동기단독시스템 간 운전비용의 비를 나타내며, 냉방부하가 변화함에 따라 매순간 변동한다. 따라서 총운전비용을 줄이기 위해서는 매순간 비용계수가 최소가 되도록 하여야 한다.

축열조의 야간 축열운전비용을 주간 방냉시에 지불하는 개념으로 생각하면, 빙축열시스템의 순간 운전비는 축열조의 순간 방열량을 야간에 축열하기 위한 축열운전비와 주간 냉동기 운전비 및 브라인 순환동력 비용의 합이 된다. 그러나 브라인 순환동력은 냉동기의 소비동력에 비하여 매우 작을 뿐만 아니라(전체 전력소비의 10%정도), 냉방부하 변화에 관계없이 거의 일정하므로, 냉방부하 변화에 따른 운전비 변화의 고찰이라는 관점에서 브라인 순환동력 비용을 운전비에서 제외하였다. 한편 주간 전력요율에 대한 야간 전력요율의 비 r_E , 축열시 냉동기 소비전력 W_s , 주간 냉동기운전 소비전력 W_w , 냉동기가 전부하로

운전되면서 단독으로 필요 냉방을 공급할 때의 소비전력 W_i 을 도입하면 식(1)을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Phi = \frac{r_E W_s + W_r}{W_i} \quad (2)$$

한편 다음의 관계식

$$\text{COP} = Q/W \quad (3)$$

$$Q_i = Q_s + Q_r \quad (4)$$

을 이용하면 식(2)는 다음과 같이 변환할 수 있다.

$$\Phi = r_E \frac{\text{COP}_{r,ful}}{\text{COP}_s} + \frac{Q_r}{Q_i} \left(\frac{\text{COP}_{r,ful}}{\text{COP}_r} - r_E \frac{\text{COP}_{r,ful}}{\text{COP}_s} \right) \quad (5)$$

위에서 COP_s , COP_r , $\text{COP}_{r,ful}$ 은 각각 냉동기의 축열운전시, 주간운전시, 주간 전부하운전시의 성능계수를 나타낸다.

식(5)에서 우변 첫째 항은 축열조단독 운전일 경우의 비용계수를 의미한다. 일반적인 경우 $\text{COP}_s/\text{COP}_r > r_E$ 이므로, 주간에 냉동기를 운전할 경우, 즉 $Q_r > 0$ 인 경우에는 축열조단독 운전에 비하여 비용계수가 증가하는 것을 알 수 있다. 빙축열시스템 기준 냉방출력에 대한 냉동기 용량의 비 s_r , 기준 냉방출력에 대한 냉방부하의 비 c_b , 냉동기의 운전율 c_r , 냉동기의 주간 전부하 운전시 성능계수에 대한 주간운전시 실제 성능계수의 비 e_r , 냉동기의 주간 전부하운전시 성능계수에 대한 야간 축열운전시 성능계수의 비 e_s 를

$$\begin{aligned} s_r &= Q_{r,ful}/Q_{ref} \\ c_i &= Q_i/Q_{ref}, \quad c_r = Q_r/Q_{r,ful} \\ e_r &= \text{COP}_r/\text{COP}_{r,ful} \\ e_s &= \text{COP}_s/\text{COP}_{r,ful} \end{aligned} \quad (6)$$

와 같이 정의하여 식(5)에 대입하면, 축열조단독 운전에 대한 비용계수의 증가량 $\Delta\Phi$ 를 다음과 같이 정리하여 나타낼 수 있다.

$$\Delta\Phi = \frac{s_r}{c_i} c_r \left(\frac{1}{e_r} - \frac{r_E}{e_s} \right) \quad (7)$$

식(6)에서 기준 냉방출력 Q_{ref} 는

$$Q_{ref} = Q_{r,ful} + Q_{s,ref} \quad (8)$$

와 같이 정의된다. $Q_{s,ref}$ 는 축열조의 기준 방냉률로서, 축열조의 용량과 열전달 특성에 따라 결정되며, 2.5절과 4장에서 상세히 설명한다.

식(6)에서 s_r 은 냉동기와 축열조의 용량 등에 의하여 결정되는 상수이며, e_s 는 주간의 총 방냉량에 따라 약간 달라지기는 하지만, 주로 냉동기와 축열조의 상대적인 크기에 의하여 결정되며,⁽¹⁰⁾ e_r 은 냉동기의 운전율 c_r 에 의하여 결정된다.⁽¹⁰⁾ 따라서 비용계수는 냉동기의 운전율 c_r 과 냉방부하율 c_i 의 함수가 되는데, 냉방부하율은 운전방법과는 관계없이 외기조건에 의하여 결정되므로, 결국 비용계수는 냉동기 운전율만의 함수가 된다. 따라서 냉동기와 축열조를 동시에 운전하여 냉방을 공급할 때 운전비용이 최소가 되는 냉동기의 운전율은 식(7)의 c_r 에 대한 미분값을 0으로 하는 값으로 다음식을 만족시키는 값이 된다.

$$c_r \frac{d}{d c_r} \frac{e_r}{c_r} + \frac{r_E}{e_s} e_r^2 - e_r = 0 \quad (9)$$

냉동기의 부분부하 운전에 따른 성능계수의 감소를 의미하는 e_r 과 축열운전시의 성능계수 감소를 나타내는 e_s 는 냉동기의 고유한 성능특성 이므로, 냉동기의 최적 운전율은 냉동기의 성능특성과 심야전력요율비 r_E 만에 의하여 결정됨을 알 수 있다. 냉동기의 최적 운전율이 존재하는 이유는, 설계값보다 작은 부하에 대한 냉방을 공급하기 위하여 냉동기의 운전율을 감소시키면 축열조의 이용률을 증가시킬 수 있어 운전비용이

감소하지만, 냉동기의 운전율이 어느 한도 이하가 되면, 축열조를 이용함으로써 얻을 수 있는 경제적 이득의 증가가 냉동기의 운전효율 감소로 인한 전력비용 상승으로 상쇄되고, 더욱 운전율을 감소시키면 오히려 총 비용이 증가하기 때문이다.

1998년 현재의 심야전력요금비($r_E=0.35$)를 적용하고, Lee 등⁽¹⁰⁾의 연구에 나타난 냉동기를 예로 들 경우, 냉동기의 최적 운전율은 75%이다.

2.4 새로운 운전제어 방식

식(9)는 냉방부하의 크기에 관계없이 일정한 냉동기 부분부하 운전율에서 비용계수가 최소가 되는 것을 나타내지만, 실제로 냉방부하가 아주 작아서 축열조만으로 냉방을 공급할 수 있을 경우에는 냉동기를 완전히 정지하는 것이 훨씬 경제적이다. 그럼에도 불구하고 식(7)에 나타난 비용계수가 냉방부하의 크기에 관계없이 항상 일정한 냉동기 부분부하 운전율에서 최소값을 가지게 되는 것은 식(7)이 기본적으로 냉동기와 축열조를 동시에 운전하는 경우를 전제로 하기 때문이다. 즉 식(7)은 냉방부하가 감소하여 시스템의 냉열출력을 감소시킬 때, 냉동기와 축열조의 열출력을 어떠한 비율로 감소시킬 것인가 하는 문제에 대한 것으로, 냉동기와 축열조의 동시 운전을 전제로 하고 있으므로, 식(7)에서 구한 비용계수가 타당성을 가지는 냉방부하의 범위가 존재한다. 이 범위를 결정하는 조건들을 정리하면 다음과 같다.

i) storage-only operation limit

$$Q_i > Q_{s,ref} \rightarrow c_l > 1 - s_r \quad (10)$$

ii) chiller-only operation limit

$$Q_i > Q_r \rightarrow c_l > s_r, c_r \quad (11)$$

iii) cooling operation limit

$$Q_i < Q_r + Q_{s,ref} \rightarrow c_l < s_r(c_r - 1) + 1 \quad (12)$$

첫째 조건은 냉방부하가 축열조의 기준 방냉률보다 커야 한다는 것이며, 둘째 조건은 냉방부하가 냉동기의 냉열출력보다 커야 한다는 것으로,

냉방부하가 첫째나 둘째 조건에 해당하지 않는 경우에는 축열조 또는 냉동기의 단독운전이 가능하므로 식(7)의 적용이 불가능하다. 한편 셋째 조건은 냉방부하가 냉동기출력과 축열조의 기준 방냉률의 합보다 작아야 한다는 것으로, 냉동기의 냉열출력이 이 조건에서 결정되는 값보다 작아지면 냉방을 공급할 수 없게 된다.

설계기준일의 축열조 부하분담률이 40%인 빙축열시스템에서 냉방부하와 냉동기의 운전율이 변화할 때, 비용계수 증가량의 변화와 식(10)~(12)의 조건을 Fig. 2에 나타내었다. 이 그림에는 식(7)의 적용범위를 고려하여 각 냉방부하율에 따라 비용계수가 최소가 되는 냉동기 운전율도 함께 표시하였다. 냉방부하가 빙축열시스템의 기준 냉방출력보다 조금 작을 경우에는 냉동기를 최적 운전율로 운전할 경우 냉방부하를 만족시킬 수 없으므로, 냉동기를, 냉방부하를 만족하는 범위에서, 최저 운전율로 운전하는 것이 가장 비용계수를 작게 할 수 있다. 이 때 냉동기의 운전율은 식(12)로부터 결정되며, 축열조의 방냉률은 일정하게 유지된다. 냉방부하가 더욱 작아져 냉동기를 최적 운전율로 운전하여도 될 경우에는 냉동기를 최적 운전율로 운전하면서 축열

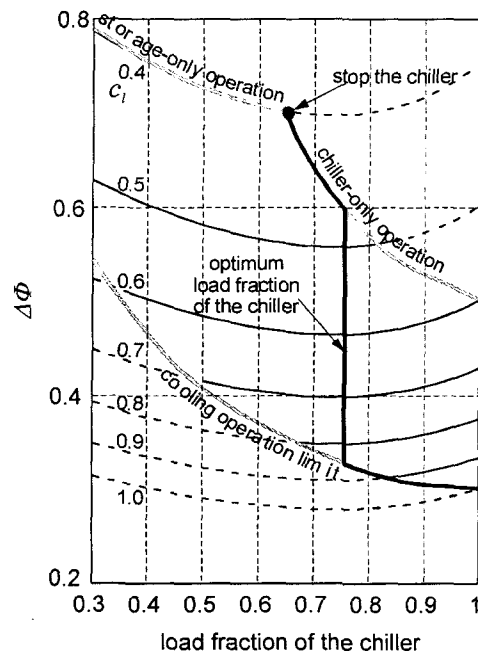


Fig. 2 Variation of the cost coefficient.

조의 방냉률을 감소시키는 것이 가장 경제적이다. 냉방부하가 더욱 작아져 냉동기가 최적 운전율로 운전될 때의 냉열출력보다 작아질 경우에는 축열조의 방냉을 완전히 중지하고, 냉동기만으로 냉방부하를 담당하도록 하며, 냉방부하가 더욱 작아져 축열조만으로 냉방이 가능할 정도가 되면, 냉동기의 운전을 정지시키고 축열조만으로 냉방을 공급하는 것이 가장 경제적인 방법이 된다.

앞서 언급한 최적 운전방법을 정리하여 Fig. 3에 도시하였는데, 그림에 나타난 바와 같이 운전방식은 냉방부하의 크기에 따라 5가지 부분으로 나뉘어진다.

(1) 구간 I - $Q_l < Q_{s,ref}$

냉방부하가 축열조 기준 방냉률보다 작은 경우로 축열조단독 운전에 의해 냉방을 공급한다.

(2) 구간 II - $Q_{s,ref} < Q_l < Q_{r,opt}$

축열조단독 운전에 의해서는 냉방부하를 만족시킬 수 없는 구간이다. 이 구간에서 축열조의 이용률을 증가시키기 위해 냉동기의 운전율을 감소시키면, 냉동기 운전효율 감소에 의한 비용 상승이 축열조 이용에 의한 이득보다 크므로, 축열조의 방냉을 중지시키고 냉동기만으로 냉방을 공급한다.

(3) 구간 III - $Q_{r,opt} < Q_l < Q_{s,ref} + Q_{r,opt}$

냉동기를 최적의 운전율로 운전하고, 부족분을 축열조가 담당한다. 이 구간에서 냉동기의 운전율을 증가시키면, 축열조 이용률이 감소하여 운전비용이 상승하며, 축열조 이용률을 증가시키기

위해 냉동기 운전율을 감소시키면 냉동기 운전효율 감소에 의한 비용증가가 축열조 이용률 증가에 의한 이득보다 커지게 된다.

(4) 구간IV - $Q_{s,ref} + Q_{r,opt} < Q_l < Q_{s,ref} + Q_{r,ful}$

축열조는 기준 방냉률을 유지하고 냉동기는 냉방부하를 만족시키기 위해 최적 운전율 이상으로 운전되는 구간으로 축열조우선 방식과 동일한 운전방식이 적용되는 구간이다.

(5) 구간 V - $Q_l > Q_{s,ref} + Q_{r,ful}$

냉동기는 전부하상태로 운전되고 축열조의 방냉률을 제어하여 냉방부하를 만족시키는 구간으로, 이 구간에서 축열조의 방냉률은 기준값보다 커지게 된다. 이 구간의 운전방법은 냉동기우선 방식과 동일하다.

한편 위에서 정리한 운전방식은 $Q_{r,opt} > Q_{s,ref}$ 인 경우에 해당하며, 냉동기에 대한 축열조의 상대적인 용량이 커서 $Q_{r,opt} < Q_{s,ref}$ 인 경우에는 구간 II 는 없어지고, 나머지 4가지 구간만이 존재하게 된다. 이 때 구간 III 의 범위는 $Q_{s,ref} < Q_l < Q_{s,ref} + Q_{r,opt}$ 이 된다.

2.5 축열조 기준 방냉률

변동하는 냉방부하에 대해서 시스템의 운전효율을 최대하기 위해서는 냉동기의 운전효율을 높여야 할뿐만 아니라 축열조의 이용률도 높게 유지하여야 한다. 2.4절에서 알 수 있는 바와 같이 축열조의 기준 방냉률은 냉방부하의 크기에 따른 냉동기의 운전율 및 축열조 이용률의 결정에 중요한 역할을 한다. 축열조의 기준 방냉률을 크게 하면 식(10)의 조건에서 축열조 단독으로 냉방을 공급하는 경우가 많아져 축열조의 이용률을 증가시킬 수 있으나, 너무 크게 하면 냉방운전 종료 이전에 축열조의 축열량을 모두 소모하게 될 가능성이 있다. 또한 축열조의 방냉률은 축열조의 열전달 성능과 잔여 축열량에 의하여 최대값에 제한이 있으므로⁽⁴⁾ 임의로 크게 할 수도 없다. 본 연구에서는 안정적인 운전을 보장할 수 있도록 축열조의 기준 방냉률을 평균 방냉요구율과 최대 방냉가능률의 최소값으로 결정하였다. 평균 방냉요구율은 축열조의 잔여 축열량을 냉방운전 잔여시간동안 모두 방냉하기 위해 요구

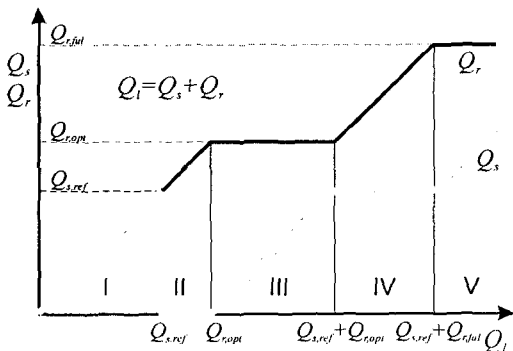


Fig. 3 New control strategy for economic operation of an ice-storage system.

되는 방냉률이며, 최대 방냉가능률은 축열조의 열전달성능에 따라 결정되는 순간 최대 방냉률이다. 평균 방냉요구율과 최대 방냉가능률은 모두 축열조 잔여 축열량과 관련이 있으므로, 축열조의 기준 방냉률은 방냉이 진행됨에 따라 지속적으로 변화한다.

3. 새로운 운전방식의 운전특성

새로운 운전방식을 적용한 시스템의 설계기준 부하에 대한 운전특성 및 냉방부하가 감소하였을 경우의 운전특성을 고찰하였으며, 기존의 운전방식과 비교하였다. 냉동기상류 방식을 적용하고 설계기준부하에 대한 축열조 부하분담률이 40%인 경우에 대하여 최적 운전방식을 적용한 시스템의 최소용량을 Lee 등⁽⁴⁾의 연구결과를 이용하여 구하였으며, 2.1절에 서술한 것과 같은 방법으로 냉방부하 감소시의 운전비용을 구하였다.

3.1 설계기준부하에 대한 운전특성

설계기준부하에 대한 냉동기와 축열조의 냉열 출력 변화를 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4에는 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교하여 나타내었으며, 제어구간의 변화도 함께 나타내었다. 실험에 적용된 빙축열시스템은 공칭용량 92.4 kW의 스크류 압축식 냉동기와 공칭축열량 1584 MJ의 관외빙착형 축열조로 구성되었으며, Lee 등⁽⁴⁾의 연구에 기술된 것과 동일하다. 축열조에 설치된 수위 센서를 이용 축열조의 잔여 축열량을 계산하고 축열조의 열전달 성능을 고려하여 축열조의

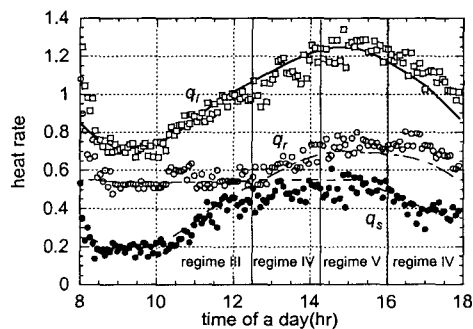


Fig. 4 Comparison between the experiment and the simulation.

기준 방냉률을 결정한 다음, 냉방부하에 따라 냉동기와 축열조의 부하분담률을 Fig. 3으로부터 결정하였다. 냉동기가 Fig. 3으로부터 결정된 운전율로 운전되도록 냉동기의 냉수 출구온도의 설정값을 조절하였으며, 냉방부하측으로의 냉수 공급온도가 7°C가 되도록 축열조로의 냉수 공급유량을 제어하였다.

Fig. 4로부터 시뮬레이션 결과가 실험결과와 잘 일치하는 것을 알 수 있으며, 더욱이 2.4절에 기술한 제어방법이 실제 빙축열시스템에 적용되어 운전될 수 있음을 확인할 수 있다. 설계기준 부하일에는 구간 III, IV, V에서 제어가 이루어지는 것을 알 수 있으며, 냉동기우선 방식과 비교할 때, 냉동기가 냉방시간동안 지속적으로 전부하 운전되지는 않으므로 동일한 부하분담률을 만족하기 위해서는 냉동기의 필요용량이 냉동기우선 방식보다 커져야 함을 알 수 있다. Lee 등⁽⁴⁾의 연구결과와 비교할 때, 새로운 운전방식은 냉동기우선 방식에 비하여 냉동기의 용량이 12% 증가하여야 하며, 축열조의 필요용량은 거의 차이가 없다.

3.2 부하감소에 따른 운전비 비교

냉방부하가 설계기준에 대하여 100%, 80%, 60%일 때의 냉방부하와 냉동기 냉열출력의 시간 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 냉방부하가 설계기준의 80%일 때는 빙축열시스템의 운전이 구간 III에서 지속되는 것을 알 수 있으며, 냉방부하가 더욱 감소하면 냉동기가 정지되고 축열조단독으로 운전되는 구간이 생겨남을 볼 수 있다.

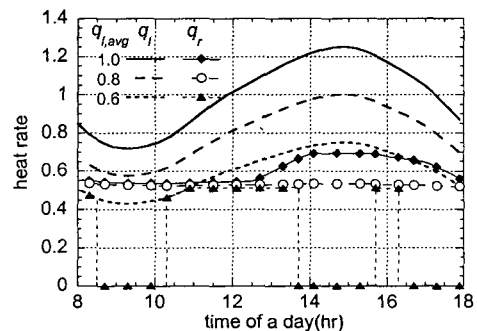


Fig. 5 Part load operation with the new control strategy.

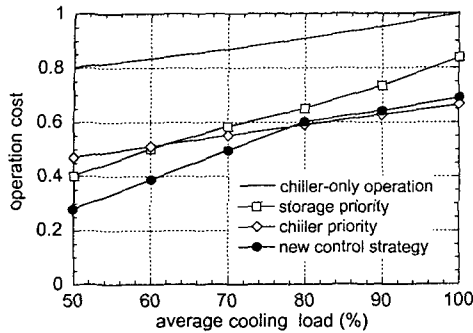


Fig. 6 Comparison of the operation cost at part load condition.

Fig. 6에는 냉방부하가 감소하였을 때의 운전비 변화를 기존의 제어방식과 비교하여 나타내었다. 냉방부하가 클 때에는 새로운 운전방식에 의한 운전비가 냉동기우선 방식보다 약간 크지만, 냉방부하가 설계기준의 80%이하가 되면 기존의 방식보다 운전비용이 크게 감소하는 것을 알 수 있다. 냉방부하가 클 때, 새로운 운전방식이 냉동기우선 방식보다 운전비용이 큰 것은, 3.1절에서 설명한 바와 같이, 냉동기의 필요용량이 냉동기우선 방식보다 크고, 설계기준부하에서도 냉동기가 부분부하로 운전되는 경우가 있기 때문이다. 그러나 냉방부하가 감소함에 따라 냉동기우선 방식에 대한 운전비용의 차이가 점차 감소하며, 축열조만으로 냉방을 공급하는 구간이 생김에 따라 운전비용은 급격히 감소한다.

일반적으로 건물의 냉방부하는 냉방기간 중 큰 폭으로 변동하며, 설계 최대부하에 근접하는 경우가 상대적으로 매우 적다는 것을 감안할 때, 본 연구에서 제안하는 새로운 운전방식이 냉방기간 중 총 운전경비의 관점에서 매우 경제성을 예상할 수 있다.

4. 축열조 기준 방냉률의 결정

Fig. 3에 나타낸 바와 같이 축열조의 기준 방냉률이 제어구간의 결정에 매우 중요한 역할을 하는 것을 알 수 있다. 본 연구에서는 2.5절에 설명한 바와 같이, 기준 방냉률을 축열조의 평균 방냉요구율과 최대 방냉가능률의 최소값으로 결정하였는데, 축열조의 방냉률은 냉방부하 변동에 의하여 거의 항상 기준 방냉률과 같거나 또는 작

아지므로, 이 경우 축열조의 방냉률은 항상 평균 방냉요구율보다 작으며, 따라서 냉방운전 종료시 항상 축열량이 남게 된다. 따라서 축열조의 기준 방냉률을 평균 방냉요구율보다 크게 하는 것이 유리한데, 너무 크면 냉방운전 종료 이전에 축열량을 전부 소모하게 될 가능성이 있으므로, 냉방부하 변동 패턴에 대한 엄밀한 분석을 통하여 이 값을 적절히 선정하는 것이 필요하다.

한편 Fig. 3에서 구간 I과 II의 경계가 되는 기준 방냉률은 전술한 바와 같이 축열량을 최대한 이용하는 것과 관련이 있으나, 구간 III, IV, V의 범위 결정에 필요한 축열조 기준 방냉률은 구간 I과 구간 II의 경계를 결정하는 기준 방냉률과 같을 필요는 없으며, 이와는 다른 기준, 즉 냉동기와 축열조의 필요 용량 결정과 관련하여 결정하는 것이 유리하다.

구간 III, IV, V의 범위를 결정하는 축열조 기준 방냉률을 크게 할 경우, Fig. 3에서 구간 III, IV, V의 경계가 전체적으로 오른쪽으로 이동하며, 이는 설계기준일에서의 빙축열시스템 운전이 주로 구간 IV, 즉 축열조우선 방식으로 운전될 가능성이 커짐을 의미한다. 한편 축열조의 기준 방냉률이 작아지면 구간 III, IV, V의 경계가 왼쪽으로 이동하여, 설계기준일 때, 시스템 운전이 주로 구간 V, 즉 냉동기우선 방식으로 운전되게 된다. Lee 등⁽⁴⁾이 밝힌 바와 같이 운전방법에 따라 냉동기와 축열조의 필요 용량이 크게 달라지므로, 이 축열조 기준 방냉률은 설계기준부하를 만족시키기 위한 냉동기와 축열조의 필요 용량을 결정하는 데에 결정적인 역할을 하게 된다.

Lee 등⁽⁴⁾이 밝힌 바와 같이 냉동기우선 방식이 축열조우선 방식에 비하여 냉동기의 소요 용량이 작고 설계기준부하에 대한 운전비용도 작으므로, 설계기준일에서 빙축열시스템의 운전이 항상 구간 V에 올 수 있도록 축열조 기준 방냉률을 결정하는 것이 유리하다. 이렇게 할 경우 냉방부하가 클 때에도 새로운 운전방식에 의하여 설계된 빙축열시스템의 운전비용이 기존의 냉동기우선 방식보다 커지지 않으므로, 결국 모든 냉방부하의 범위에서 새로운 운전방식이 가장 경제적인 운전방식이 될 것을 예상할 수 있다. 한편 이를 위해서는 구간 I, II의 경계를 결정짓는 기준 방냉률과 마찬가지로 냉방부하의 주간 변동 패턴에 대한 면밀한 검토가 선행되어야 한다.

5. 결론

기존의 운전방식을 적용하여 설계, 운전되는 빙축열시스템의 냉방부하 감소시 운전특성을 검토하였다. 냉동기우선 방식은 설계기준부하에 대한 운전비용은 적지만, 부하가 감소함에 따라 축열조의 이용률이 감소하고, 냉동기의 운전율은 거의 일정하므로 운전비용의 감소가 적다. 반면 축열조우선 방식은 설계기준부하에 대한 운전비용은 크지만, 부하가 감소함에 따라 축열조의 이용률은 거의 일정하고 냉동기의 운전율이 감소하므로 운전비용이 크게 감소하여, 냉방부하가 작을 때에는 냉동기우선 방식보다 경제적이다.

한편 축열조우선 방식에서는 부하 감소에 따라 냉동기의 운전효율이 감소하므로, 냉동기의 운전율이 어느 한도 이하가 되면, 축열조를 이용하여 얻을 수 있는 경제적 이득의 증가가 냉동기 운전효율 감소로 인한 전력비용 상승으로 상쇄되므로, 냉동기 운전율에 최적값이 존재한다.

본 연구에서는 이론적인 접근을 통하여 변동하는 냉방부하에 대한 운전비용이 최소가 되는 냉동기의 최적 운전율을 구하였으며, 이를 도입한 새로운 운전방식을 제안하였다. 새로운 운전방식을 적용한 빙축열시스템은 냉동기의 소요 용량이 냉동기우선 방식에 비하여 상대적으로 크기 때문에 냉방부하가 최대부하에 가까울 때에는 운전비용이 냉동기우선 방식에 비하여 조금 많이 들지만, 냉방부하가 감소함에 따라 운전비용이 급격히 감소하여 기존의 운전방식에 비교하여 가장 경제적인 운전방식이 된다.

새로운 운전방식을 적용한 빙축열시스템의 냉동기 소요 용량이 냉동기우선 방식보다 큰 것은 본 연구에서 축열조 기준 방냉률의 결정에 매우 엄격한 조건을 적용하였기 때문이며, 냉방부하의 주간 변동 패턴에 대한 면밀한 검토를 통하여 냉동기의 소요 용량이 작아지도록 하면, 모든 부하 범위에서 운전비용이 최소가 될 것으로 예상되며, 이에 대한 추가적인 연구가 기대된다.

REFERENCE

1. Jung, C. S., 1993, Ice storage system, *Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 22, No. 2, pp. 101-108.
2. Kintner-Meyer, M. and Emery, A. F., 1995, Cost optimal analysis and load shifting potentials of cold storage equipment, *ASHRAE Trans.*, Vol. 101, part 2, pp. 539-548.
3. Carey, C. W., Mitchell, J. W., and Beckman, W. A., 1995, The control of ice-storage systems, *ASHRAE Trans.*, Vol. 101, part 1, pp. 1345-1352.
4. Lee, D.-Y., Jung, S.-H., and Kang, B. H., 1999, Comparative analysis of the minimum capacity of an ice-on-coil thermal storage system for various operation strategies, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 11, No. 3, pp. 401-413.
5. Spethmann, D. H., 1993, Application considerations in optimal control of cool storage, *ASHRAE Trans.*, pp. 1009-1015.
6. Braun, J. E., 1992, A comparison of chiller-priority, storage-priority, and optimal control of an ice-storage system, *ASHRAE Trans.*, Vol. 98, part 1, pp. 893-902.
7. Simmonds, P., 1994, A comparison of energy consumption for storage priority and chiller priority for ice-based thermal storage systems, *ASHRAE Trans.*, Vol. 100, part 1, pp. 1746-1753.
8. Kawashima, M., Dorgan, C. E., and Mitchell, J. W., 1996, Optimizing system control with load prediction by neural networks for an ice-storage system, *ASHRAE Trans.*, Vol. 102, part 1, pp. 1169-1178.
9. Henze, G. P., Dodier, R. H., and Krarti, M., 1997, Development of a predictive optimal controller for thermal energy storage systems, *International Journal of HVAC&R Research*, Vol. 3, No. 3, pp. 233-264.
10. Lee, D.-Y., Kang, B. H., and Kim, M. S., 1999, Prediction of practically chargeable cold energy in an ice storage system, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 11, No. 1, pp. 133-146.