대한설비공학회 2006하계학술발표대회 논문집 pp. 1125~1130

06-S-179

공기 열원을 이용한 축열식 냉난방 시스템 연구

김 욱 중†, 이 공 훈, 서 정 균

한국기계연구원 에너지기계연구센터

A Study on the Energy Storage System Using Air Source Heat Pump for Heating and Cooling

Ook Joong Kim†, Kong Hoon Lee, Jeong Kyun Seo

ABSTRACT: An air source heat pump system producing the ice and water storage energy for cooling and heating of building has been proposed. Cycle design and simulation considering energy balance between heating and cooling capacity has been carried out. The roles of the capacity controlled compressor, refrigerant heating device and air preheating are investigated in detail. System control logic for meeting the predetermined heating capacity when the system is operated at cold climate condition is suggested. Some anticipated problems of the proposed system are also described.

Key words : Heat Pump(열펌프), Ice Storage(빙축열), Cycle simulation(사이클 시뮬레이션), EER(에너지 효율), COP(성능계수)

1. 서 론

기술적으로 이미 확립되어 있는 빙축열 냉방 시스템[1]의 유효성 증가를 위해 이를 난방 시스템으로 운전할 수 있는 시스템 즉 히트펌프 적용으로의 기술 변화는 매우 자연스러운 일로서 이와 같은 시스템에 대한 기술 개발과 적용은 매우 다양하게 나타나고 있다. 즉, 히트펌프의 열원으로서 폐수나 하천수, 지하수 등을 이용하여 콘도나 목욕탕의 냉난방과 급탕에 적용한 시스템이 국내에서도 많은 업체에 의해 개발이 이루어지고 있으며 최근에는 지열을 이용한 시스템이 각광을 받아 급속히 시장이 형성되고 있다.[2] 특히 지열을 이용한 냉난방기의 경우에는 한국전력공사의 인증을 받아 앞으로 적용이 크게 늘어날 것으로 예상되고 있다. 그러나 폐수나 지하수 및 지열과 같은 신재생에너지를 이용하는 시스템의 경우에는 열원과 사용처의 거리가 멀거나 비교적 넓은 부지를 요구하는 등 수요에 한계가 있다. 반면에 상(床)난방이 필요한 200-300평 이하의 중소형 건물에 쉽게 적용이 가능하고 소형화가 이루어질 경우 단독 주택 등에 적용이 용이한 공기 열원 히트펌프 적용 축냉/축열식 냉난방기의 경우, 아직 국내에서는 한국전력공사의 인증을 받아 공급하는 사례는 없다. 그 이유는 지하수나 지열 및 폐수 등의 신재생에너지를 이용하는 히트펌프의 경우, 열원의 온도가 연중으로 거의 일정하며 따라서 냉난방 전체 시스템의 총괄에너지 이용효율(부하 측에서 측정한 총 방열량(kcal) ÷ 축.방열 1사이클 동안의 총 전력소비량(kWh))이 기준치를 상회하는 것이 어렵지 않은 반면, 공기 열원의 경우 기준치의 초과 달성이 어렵기 때문이다.

또한 공기 열원 히트펌프의 최대 단점인 외기 온도의 저하에 따른 성능과 용량의 감소 문제는 해결이 필요한 과제이며 시스템 이용의 최대 걸림돌이 되고 있다. 따라서 우리나라 전통의 상(床)난방 방식의 중소형 건물이나 주택 등에 적

†Corresponding author
Tel.: +82-42-868-7326; fax: +82-42-868-7335
E-mail address: ojkim@kimm.re.kr

합한 냉난방 시스템으로서의 시장 확보를 위해서는 한국전력공사 인정기준[3]을 초과하는 성능의 확보가 반드시 필요하다. 이를 위해서는 핵심이 되는 히트펌프의 성능 향상 기술 개발이 요구되며 심야 전기를 활용함으로 그 이점을 최대한 이용하는 방법 및 기술 개발 또한 필요하다.

본 고에서는 이와 같은 추세에 부응하여 에너지관리공단의 지원으로 현재 수행되고 있는 "공기열원을 이용한 고온 축열식 컴팩트형 냉.난방 시스템 개발" 과제를 소개하고 목표 달성을 위해 수행한 사이클 설계와 시뮬레이션 결과에 대해 언급하고자 한다.

2. 개발 과제 현황 및 목표

본 연구에서 다루고 있는 개발 과제의 최종 목표는 Table 1에 보인 바와 같다. 표에 나타나 있는 바와 같이 개발 중인 축열식 냉난방 시스템은 얼음을 이용한 냉열저장과 고온수 온열저장 방식을 택하고 있으며 중형 이상의 시스템에 적용되고 있는 부분축열 운전을 목표로 하고 있다. 용량은 부분축열 방식에 적합하도록 시스템 전체 소비전력이 20 kW 초과되게 선정하였으며 빙축열 운전의 성능은 외기 온도가 30℃일 때의 값이다. 또한 저장되는 온수의 최대 온도는 60℃ 이상으로 설정하였으며 이 때의 성능은 외기온도 7℃일 때의 값이다.

한국전력공사의 기준에 따르면 심야전기를 사용하는 냉방시스템의 경우 축열율은 최소 40% 이상이어야 한다. 따라서 Table 1의 목표 용량을 근거로 축냉(열)량을 계산하면 약 40 kW (압축기 동력 15 kW x EER 혹은 COP 평균 2.75 = 41 kW) 수준임을 알 수 있다.

축냉의 경우 10시간동안 운전이 이루어지므로 총 축냉량은 약 1440 MJ이 되며 일부 현열을 포함한 얼음의 단위질량당 잠열을 340 kJ/kg으로 고려하여 계산하면 전체 얼음양은 약 4,200 kg이 된다. 따라서 외융형의 경우 40% - 60%에 이르는 빙충진율을 고려하면 약 10 ton의 축냉조가 필요하게 됨을 알 수 있다.

축열의 경우 역시 10시간 운전에서 생산되는 총 축열량은 1440 MJ로 동일하나 현열만으로 저장해야 하므로 온도차가 중요하며 이를 최대 20℃로 고려하면 약 20 ton (1440 MJ ÷ 20℃ ÷ 4.2 kJ/kg.℃ = 17,142 kg)의 축열조가 필요함을 알 수 있다.

3. 시스템 설계 및 사이클 시뮬레이션

본 연구에서는 Fig 1에 보인 바와 같이 축열과 축냉 용량을 맞추기 위해 10 ton 용량의 축열조 2개를 사용하고 축냉과 축열을 모두 브라인을 사용하는 간접 열교환 방식의 시스템을 설계하였다. 여기에 그림에 보인 바와 같이 외기 온도 저하에 따른 축열 운전 보상을 위해 보조 증발기를 채용하였으며 보조 증발을 위한 가열시스템을 별도로 추가하였다.

Table 1 Final objectives of the project

Capacity	20 HP (Based on the power consumption at 7℃ outdoor temperature)
Refrigerant	R22 or R134a
EER (Ice storage mode)	2.8*
COP (Hot water storage mode)	2.7*
Hot water temperature	Above 60℃
System operation	Peak shift operation (Part storage)

* Based on the operation condition described in Reference [3]

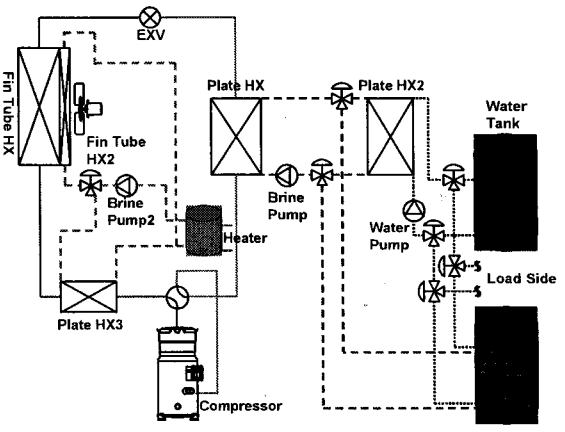

Fig. 1 Schematic of cooling and heating system

이 가열시스템에서 생산되는 온수(브라인)는 공랭식 실외기에 설치된 보조열교환기에 제상을 위해서도 공급할 수 있도록 설계하였다.

축냉 운전의 경우에는 통상의 공랭식 냉동기와 동일하게 압축기를 거친 고온 고압의 냉매를 휜-튜브형의 실외열교환기에서 응축하고 이를 팽창장치에서 단열 팽창시켜 저온 저압의 냉매가 증발기로 작동하는 판형열교환기에서 증발함으로써 축냉을 위한 브라인을 냉각하게 된다. 증발한 냉매는 압축기로 유입되어 축냉 사이클을 완료하게 된다. 증발기에서 냉각된 브라인은 냉각 코일이 설치되어 있는 축냉조로 유입되어 축냉조 내의 물을 외융형태로 얼음으로 변화시킨다.

축열 운전의 경우에는 사방 밸브에 의해 휜-튜브 열교환기와 판형 열교환기의 역할이 바뀌게 되며 먼저 응축기로 작용하는 판형 열교환기에서 고온 고압의 냉매가 응축하면서 브라인을 가열하게 된다. 휜-튜브 열교환기는 팽창 장치를 거친 저온 저압의 냉매를 공기를 열원으로 사용하여 증발시키게 되며 증발된 냉매는 압축기로 유입되어 축열 사이클을 완료하게 된다. 축열의 경우에는 물과 열교환을 위해 Fig. 1에 보인 바와 같이 1개의 판형 열교환기가 더 사용된 것으로 설계되었으나 2가지의 2차 유체 사용이 동시에 가능한 판형 열교환기의 경우에는 더 간단하게 시스템의 구성이 이루어질 수 있게 된다. 외기의 저하에 따라 착상 문제나 용량 저하의 문제가 발생할 경우에는 그림에 보인 바와 같이 제상용 공기 예열 열교환기 혹은 보조 증발기로 가열된 브라인을 보내게 된다.

3.1 시뮬레이션 방법 및 검증

본 연구에서 제안한 Fig. 1의 시스템에 대한 사이클 시뮬레이션은 FrigoSim[4] 프로그램을 이용하였다. FrigoSim 프로그램은 다양한 혼합냉매를 비롯하여 모두 34가지의 냉매 선택이 가능하고 제상용 공기 예열기 및 보조 증발기와 같은 부분품의 확장이 용이한 반면 압축기, 응축기 및 증발기 등에 대한 모델이 비교적 단순하고 제상에 관한 상세 모델을 포함시킬 수 없는 단점이 있다.

사이클 시뮬레이션에 관한 검증을 위하여 FrigoSim에서 기본적으로 요구하게 되는 압축기의 효율(등엔트로픽 효율 및 체적 효율), 열교환기의 UA 값, 공기 및 브라인의 2차 유체 유량 등의 조건을 20 HP의 압축기 성능데이터[5]를 이용하여 결정하였다.

Table 2는 R22 냉매를 사용하는 압축기(Bristol사, Model H2NG204DRE)의 공개된 성능과 FrigoSim을 이용한 계산 결과를 비교하여 나타낸 것이다. 열교환에 사용되는 2차 유체의 유량과 온도차 등으로 인해 정확한 작동 조건을 구현할 수 없었으나 냉각능력과 효율에서 10% 내의 차이를 보이는 설계 값을 표에 보인 바와 같이 구하였다. 표에 나타내지 않았으나 모터 효율은 90%로 가정하였으며 2차 유체의 유량과 UA 값은 표에 나타난 냉각능력과 효율을 얻기 위해 시행착오적으로 구한 값들이다. 정확한 성능 예측을 위해서는 압축비에 따른 압축기의 효율과 응축 및 증발 조건에 따른 UA값 등에 대한 데이터가 요구되나 냉난방 시스템의 기본 설계 과정인 본 연구에서는 표에 나타난 값을 이용하여 다양한 조건에 대한 시뮬레이션을 수행하였다.

Table 2 Comparison of performance data

Item	Catalog	Calculation
Capacity (kW)	62.2	65.2
Motor input (kW)	20.8	20.3
EER	3.0	3.2
Rating condition (℃)		
- Evaporating temp.	7.2	7.2
- condensing temp.	54.4	54.6
- Liquid temp.	46.1	46.3
- Return gas temp.	18.3	18.0
Subcooling	8.3	8.3
Superheat	11.1	11.1
Compressor efficiency (%)		
- Volumetric	-	80
- Isentropic	-	70
Mass flow rate (kg/s)		
- Brine (Evaporator)	-	1.25
- Air (Condenser)	-	7.0
UA (W/K)		
- Evaporation	-	12,600
- Condensation	-	9,000

3.2 축냉 및 냉방 운전 결과 검토

Fig. 2는 축냉 운전의 결과를 보인 것으로 앞에서 설명한 바와 같이 증발기에서 약 40 kW의 냉각 능력을 가질 때 압축기 등 주요 부분품에서의 압력과 온도 및 엔탈피 값이 나타나 있다. 핵심 기기인 압축기의 배제체적은 75 m^3/h를 가져야 하며 Table 1에 나타낸 효율로 운전될 경우 소비 동력은 12.6 kW로 나타났다. 제빙을 위한 브라인의 온도는 약 -10℃으로 냉각되며 1.25 kg/s의 유량으로 운전될 경우 제빙 후 0℃의 조건으로 증발기로 다시 유입되는 것으로 나타났다. 이 때 공랭식 응축기의 용량은 52.1 kW로 계산되었으며 7.0 kg/s (약 420 CMM)의 유량으로 운전될 경우 약 7.4℃의 온도 상승이 발생되는 것으로 나타났다.

모터 효율(90%)을 고려한 축냉 운전의 에너지 효율(EER)은 약 2.9 (=40.7 kW ÷ 14.0 kW)로서 Table 1의 목표치를 약간 상회하는 것을 알 수 있다. 그림에는 표시되어 있지 않으나 축냉 운전의 경우 증발온도와 응축온도는 각각 약 -10℃와 40℃로서 이와 동일한 운전 조건에서 앞에서 언급한 압축기의 성능 데이터[5]에는 냉각 능력 약 36 kW, 소요동력 13.6 kW, 질량유량 0.211 kg/s로 나타나 있어 위의 계산 결과와 비교적 잘 일치함을 알 수 있었다. 동일한 압축기를 사용하여 약 6.2℃의 냉수를 직접 보내어 냉방을 수행하고 12℃로 귀환하는 조건에서의 계산 결과는 Fig. 3과 같다.

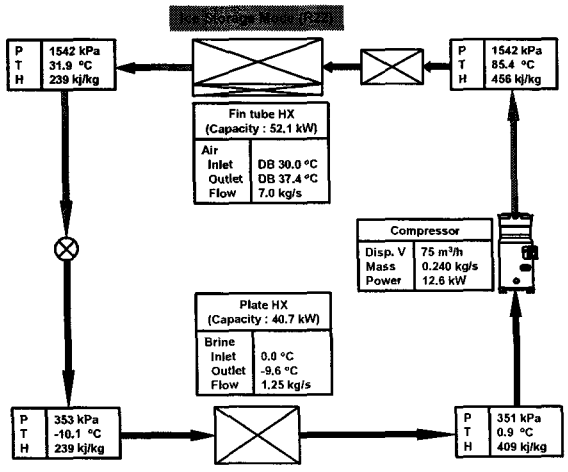

Fig. 2 Simulation result of ice storage mode

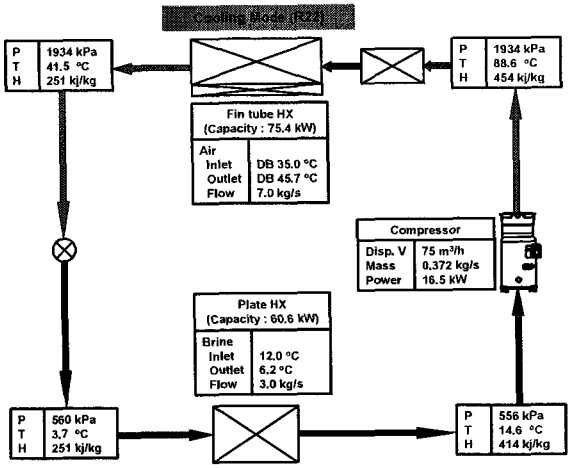

Fig. 3 Simulation result of cooling mode

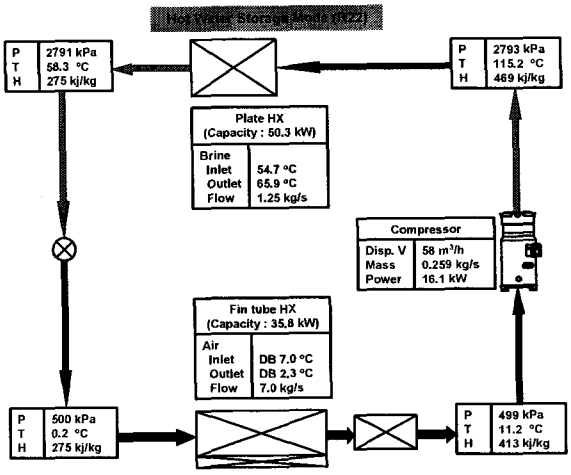

Fig. 4 Simulation result of hot water storage mode

그림에 보인 바와 같이 증발과 응축 조건(외기 35℃ 기준)이 바뀜에 따라 냉각 능력이 약 50% 정도 증가하였으며 온도 조건을 맞추기 위해서는 브라인의 유량을 약 140% 정도 증가시켜야 함을 알 수 있었다. 결과적으로 8시간의 냉방 운전을 고려할 때 위의 조건으로 생산되는 총 냉방용량은 1728 MJ (= 60 kW x 8 h x 3600 h/s)이므로 설계된 축열율은 약 45% (= 1440 MJ ÷ (1728 + 1440) MJ)수준임을 알 수 있다.

3.2 축열 운전 결과 검토

Fig. 4는 기준 조건인 외기온도 7℃일 때의 축열 운전 결과를 나타낸 것으로 일반적으로 난방

기간이 긴 우리나라의 특성을 고려하여 축냉에 비해 축열 용량을 약 10 kW 증가시켜 계산한 것이다. 축냉에 비해 증발과 응축의 운전 조건이 다름으로 인해 핵심기기인 압축기의 배제체적이 약 20 % 감소한 58 m^3/h로 운전이 이루어져야 함을 알 수 있다.

온수 제조를 위한 브라인의 온도는 약 66℃로 상승하며 1.25 kg/s의 유량으로 운전될 경우 가열 후 약 55℃의 조건으로 응축기로 다시 유입되는 것으로 나타났다. 이 때 공랭식 증발기의 용량은 35.8 kW로 계산되었으며 축냉의 경우와 동일한 유량으로 운전될 경우 약 4.7℃의 온도 강하가 발생하는 것으로 나타났다. 역시 모터 효율(90%)을 고려한 축열 운전의 성능계수(COP)는 약 2.8 (=50.3 kW ÷ 17.9 kW)로서 Table 1의 목표치를 약간 상회하는 것을 알 수 있다.

고온의 온수 생산을 위해 R22 냉매를 사용하게 되면 그림에 보인 바와 같이 토출압력과 온도가 일반적인 냉동 시스템의 경우에 비해 매우 상승하게 된다. Fig. 5는 이와 같은 고압과 고온 운전이 불가능한 경우에 사용 냉매를 R134a로 대체할 경우의 결과를 보인 것으로서 배제체적이 크게 증가한 R134a용 압축기를 사용하게 되면 R22에 비해 낮은 토출압력 및 온도 조건에서 동일한 용량과 성능을 얻을 수 있음을 볼 수 있다.

히트펌프 시스템을 이용하여 빙축열과 온수 축열을 추구할 경우 축냉 운전에 적합한 압축기의 용량을 선정하고 축열의 경우에는 압축기의 용량을 조건에 맞게 조절해야 함을 알 수 있다.

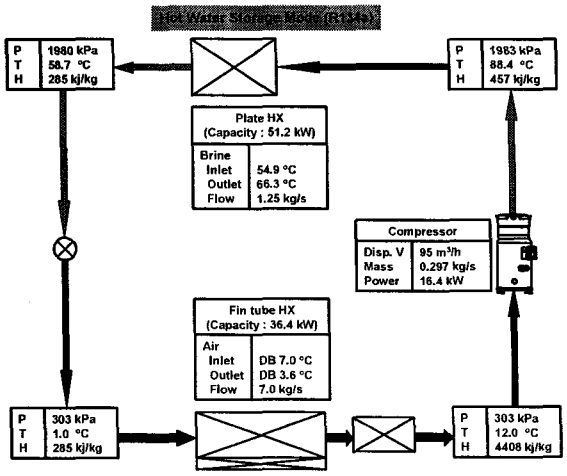

Fig. 5 Simulation result of hot water storage mode (R134a used)

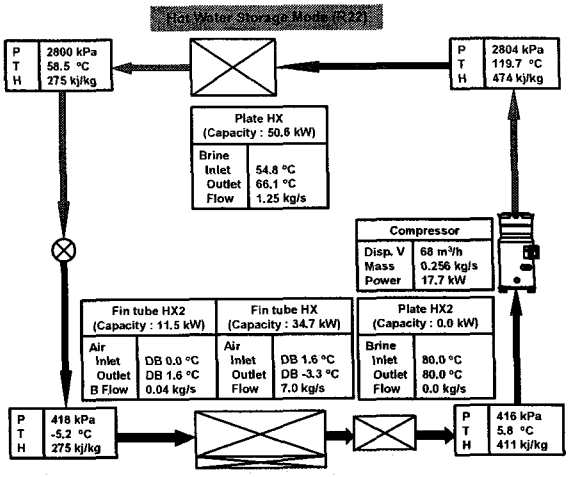

Fig. 6 Simulation result of hot water storage mode (Outdoor temp. is 0℃)

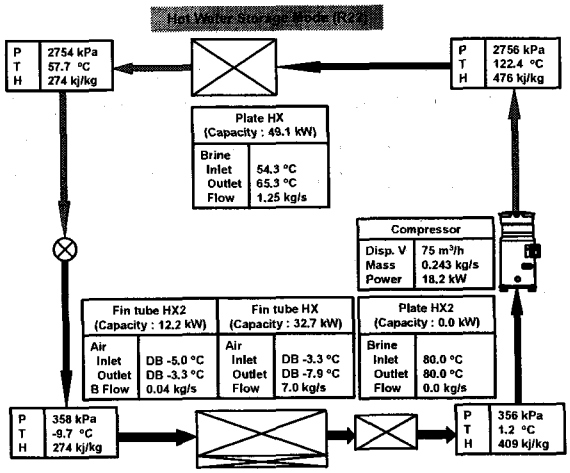

Fig. 7 Simulation result of hot water storage mode (Outdoor temp. is -5.0℃)

일반적으로 착상이 발생하게 되는 외기 온도 0℃의 경우에 대한 계산 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 이와 같은 경우에는 앞에서 언급한 바와 같이 별도로 추가된 가열시스템에서 생산된 온수를 공기 예열용 공랭식 열교환기로 보내어 제상 및 착상 지연이 이루어지게 한다. 그림에 나타난 바와 같이 축열 용량의 저하를 방지하기 위해 압축기의 용량 증가가 필요하며 동시에 11.5 kW의 보조 열원이 제상 및 착상지연에 활용되어 시스템의 전체 성능계수는 1.6 정도로 저하됨을 알 수 있다. 그러나 축열식 냉난방 시스템에서 축열 능력의 확보는 가장 중요한 과제로서 압축기 용량 조절과 심야전기를 활용한 제상 및 착상 지연

은 시스템의 신뢰성 확보를 위해 고려할 가치가 있다고 판단된다. 다만 적절한 제상 및 착상 지연이 이루어지기 위해서는 적정한 공급 온도와 분배를 위한 열교환기 설계 등에 대한 연구가 요구된다.

Fig. 7은 외기 온도가 -5℃ 일 때의 결과를 보인 것으로서 압축기의 용량을 최대(배제체적 75 m^3/h)로 증가시키고 제상 및 착상 지연을 위한 열량을 증가시켰음에도 불구하고 축열 용량이 50 kW에 미치지 못함을 볼 수 있다. 따라서 제안한 시스템은 외기 온도가 -5℃ 이상의 조건에서만 공기 열원으로 구동이 가능함을 알 수 있다.

Fig. 8은 외기 저온 조건인 -8.5℃일 때의 결과를 보인 것으로서 공랭식 열교환기의 작동을 정지시키고 별도로 설치된 보조 증발기를 활용한 경우이다. 그림에 나타나 있는 바와 같이 이 경우에는 COP가 1.0 이하로서 전기히터로 직접 가열하는 것과 동일하나 일일 운전 중에도 발생하는 온도 변화에 따른 공랭식 열교환기의 활용이 가능하고 축열조 내에 별도의 히터 설치는 시스템의 구성이 복잡해지므로 심야전기를 활용한 보조 증발기 활용 역시 신뢰성 확보를 위해 고려할 가치가 있다고 판단된다.

최종적으로 심야전기를 활용한 제상 및 착상 지연, 보조 증발기 작동 여부는 외기 조건에 따라 제어가 이루어져야 하며 동시에 압축기의 용량 가변과 브라인의 유량 조절이 필요함을 알 수 있다.

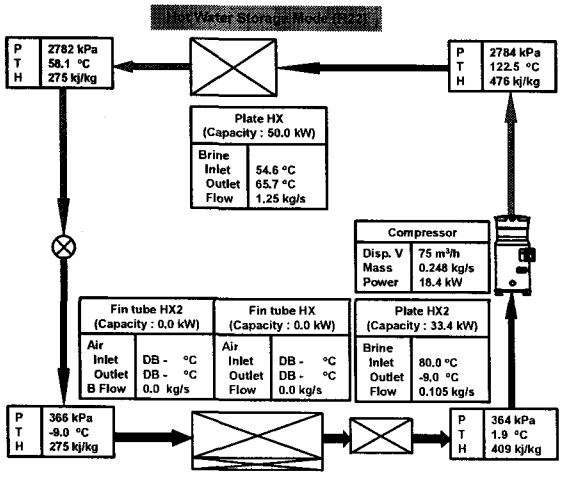

Fig. 8 Simulation result of hot water storage mode (Outdoor temp. is -8.5℃)

4. 결론

공기 열원을 이용한 냉난방 시스템의 기본 설계를 위하여 사이클 설계와 시뮬레이션을 수행한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 히트펌프 시스템을 이용하여 빙축열과 온수 축열을 추구할 경우 축냉 운전에 적합한 압축기의 용량을 선정하고 축열의 경우에는 압축기의 용량을 조건에 맞게 조절해야 함을 알 수 있었다. 또한 이와 같은 압축기의 용량 가변과 함께 2차 유체의 가변 운전도 필수적으로 요구되었다.

(2) 축열식 냉난방 시스템에서 축열 능력의 확보는 가장 중요한 과제로서 압축기 용량 조절과 심야전기를 활용한 제상 및 착상 지연은 시스템의 신뢰성 확보를 위해 고려할 가치가 있다고 판단되었다. 효과적인 제상 및 착상 지연이 이루어지기 위해서는 적정한 공급 온도와 분배를 위한 열교환기 설계 등에 대한 추가적인 연구가 필요하다.

(3) 심야전기를 활용한 제상 및 착상지연, 보조 증발기 작동 여부는 외기 조건에 따라 제어가 이루어져야 하며 동시에 압축기의 용량 가변과 브라인의 유량 조절이 반드시 필요함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단 R&D 본부의 지원으로 이루어진 것으로 관계자들에게 감사를 표하는 바입니다.

참고문헌

1. C. Dorgan, 2000, Cool Storage Technology Guide, EPRI Report No. TR-111874.
2. J. S. Kim, O. J. Kim and J. T. Park, 2003, Geothermal Heat Pump System, *J. of the KARSE*, Vol. 20, pp. 71-83.
3. KEPCO, 2006, Standards for Ice Storage Cooling System.
4. Thorbergsen, E., 2002, FrigoSim Instruction Manual.
5. http://www.bristolcompressors.com/