

정수장 내 원수열원 및 공기열원 히트펌프의 냉난방 운전 특성

Cooling and Heating Operation Characteristics of Raw-water Source Heat Pump and Air Source Heat Pump in Water Treatment Facility

오선희(Sun-Hee Oh)¹, 윤 린(Rin Yun)^{1†}, 조 용(Yong Cho)²

한밭대학교 기계공학과, ²한국수자원공사 K-water 연구원

¹Department of Mechanical Engineering, Hanbat University, Daejeon 305-719, Republic of Korea

²K-water institute, Korea Water Resources Corporation, Daejeon 305-730, Republic of Korea

(Received December 20, 2012; revision received April 24, 2013)

Abstract The dynamic characteristics of both raw-water source and air source heat pump utilized in water treatment facilities were investigated by using TRNSYS simulator. The modeling of the raw water source heat pump was verified by the measured data at the Cheongju water treatment facility, and the modeling at the air source heat pump was verified by the data from the Siheung water treatment facility. The average heating and cooling COPs from the raw-water source heat pump were higher than those of the air source heat pump by 19% and 18%, respectively. The power consumptions of the air source heat pump for the cooling and the heating were higher than those of the raw water source heat pump by 28% and 26%, respectively.

Key words Water source heat pump(수열원 히트펌프), Water treatment facility(정수장), Air source heat pump(공기 열원 히트펌프), Raw-water(원수), TRNSYS simulation(트랜시스 시뮬레이션)

† Corresponding author, E-mail: yunrin@hanbat.ac.kr

기호설명

COP_{unit} : 유닛 성능계수 [-]
 Q : 냉·난방능력 [kW]
 W_{hp} : 히트펌프 소비전력 [kW]

1. 서 론

최근 에너지와 환경에 대한 관심이 높아짐에 따라 미활용 에너지를 개발하고, 이를 이용하는 연구가 활발히 진행되고 있다. 정수장 내 수열원도 미활용 에너지 중의 하나로서, 정수장 내 원수온도는 지열과 마찬가지로 동절기에는 외기온도에 비해 높고, 하절기에는 외기온도에 비하여 낮다. 이를 정수장 내 건물 냉·난방의 열원으로 활용하려는 노력이 최근 진행되고 있고, 현재 실증시험을 위해 청주 및 성남 정수장에 원수열원 히트펌프가 설치되어 운전되고 있다.

지금까지 수열원을 활용하는 히트펌프는 크게 네 가지로 분류할 수 있는데 각각 하수열원, 지하수열원, 하천수-해수열원, 그리고 원수열원 히트펌프이다. 하수

열원은 도심에서 사용되고 버려지는 에너지의 35%에 해당하며, 하수의 특성상 겨울에는 따뜻하고, 여름에는 차갑기 때문에 사계절을 통해 안정된 부존량을 다량 보유하고 있다. Park et al.⁽¹⁾은 하수열원을 이용한 시스템의 운전특성을 예측할 수 있는 해석 시뮬레이터를 개발하여 실험과 비교한 결과 동절기 COP는 3~4, 하절기 COP는 4~6의 범위에서 작동하며 경제성을 가지는 것을 확인하였다. Lee⁽²⁾는 하수열원으로 운전되는 100 RT (352 kW)급 스크류 2단 압축 히트펌프를 실증사이트에 설치 및 현장 운전을 수행하여 냉방기간 COP는 약 4.0~5.0, 2단 난방 COP는 약 3.5(50℃ 생산 시)~2.6(70℃ 생산 시)을 나타냈다. Lindstrom⁽³⁾은 하수열원을 활용하여 스크류 압축기를 갖춘 히트펌프를 설치하였고, 지역난방에 이용하였다. 지하수열원에 대한 연구로는 Nam and Ooka⁽⁴⁾가 공기열원에 비해 하절기 및 동절기 각각 2~7%, 4~18%까지 향상될 수 있는 이중 열원인 지하수와 공기를 사용하는 하이브리드 히트펌프 시스템을 개발하였고, Chen et al.⁽⁵⁾은 베이징의 고층 아파트 건물에 설치한 지하수열원 히트펌프 시스템을

조사하고, 2년간 분석함으로써 작동 방법 및 시스템에 대한 제어 알고리즘을 개발하였다. 하천수는 대부분의 도시를 관통하고 있어 수요·공급에 적합하며 해수열원 또한 자연에너지로서 계절에 따라 온도 변동이 작고, 응고점이 낮아 저온까지 열이용이 가능하다. Baik et al.⁽⁶⁾은 R717 압축기의 용량 변경을 통하여 해수열원을 이용한 히트펌프시스템의 성능 해석을 수행하였다. Kim et al.⁽⁷⁾은 지상 5층, 면적이 890 m²인 건물에 적용되는 해수열원 캐스케이드 히트펌프시스템과 시스템의 현장운전 특성을 연구하였다. Shu et al.⁽⁸⁾은 에너지를 절감할 수 있는 시스템과 기존의 지역난방 시스템인 보일러의 비교를 통해 해수 조건과 지역난방의 지리적 범위가 시스템의 에너지 효율을 결정하는 중요한 요소임을 알아냈다. Oh et al.⁽⁹⁾은 원수열원 히트펌프의 동적 특성을 파악하기 위해 TRNSYS 프로그램을 활용해 시간별 연별 성능과 분석하였다. COP는 냉난방일 때 각각 평균 6.2, 평균 2.8로 산정되었으며, 모델링과 동일한 경향을 보이는 실험 결과를 얻었다.

현재까지 설치된 원수열원 히트펌프의 경우, 정수장 및 원수열원의 특성을 크게 반영하고 있지 않기 때문에 원수열원 히트펌프의 운전성능을 보다 향상시킬 수 있는 여지가 많다. 또한, 원수열원 히트펌프의 경우, 기존 공기열원 히트펌프와 성능비교가 이루어지지 않아 공기열원 대비 운전 성능의 우수성이 아직 검증되지 않았다. 따라서 본 연구에서는 정수장 내 원수열원 히트펌프의 동적 특성을 TRNSYS 프로그램을 사용하여 모델링하고, 동일용량의 공기열원 히트펌프의 성능을 비교하였다. 본 연구를 통해 정수처리장 내 원수열원 히트펌프의 적용·확대 및 개선방향을 마련하고자 한다.

2. 열원별 히트펌프 모델링 방법

2.1 원수열원 히트펌프 모델링

원수열원 히트펌프의 모델링은 실증실험을 위해 Fig. 1과 같이 청주정수장에 설치된 원수열원 히트펌프시스템과⁽⁹⁾ 동일하게 수행하였다. 즉, 정수장으로 유입되는 원수열원을 열교환기를 통해 히트펌프의 실외기로 전달하고 공조된 공기를 정수장 운영센터에 공급하는 구조이다. 본 시스템의 모델링을 위해 TRNSYS를 활용하였고, 그 구성은 Fig. 2와 같다. 본 모델링에 사용된 원수유량 및 온도차 데이터(Type 9c)는 청주정수장의 실측 자료를 사용하였다. 정수장의 원수는 열교환기(Type 652)에서 히트펌프와 직접 열교환하는 순환수와 열교환 한 후 배출된다. 순환수(Type 9c-2)는 펌프

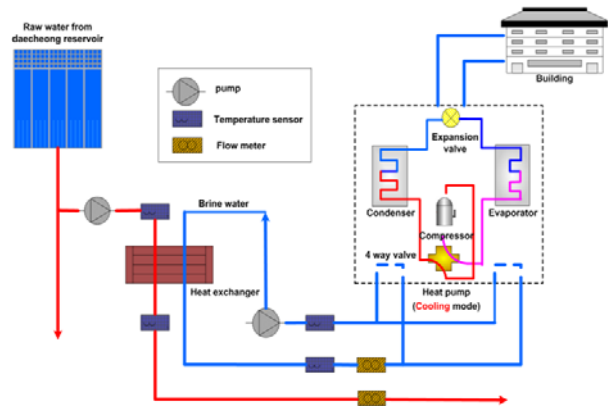


Fig. 1 Schematic of raw-water source heat pump system in water treatment facility.

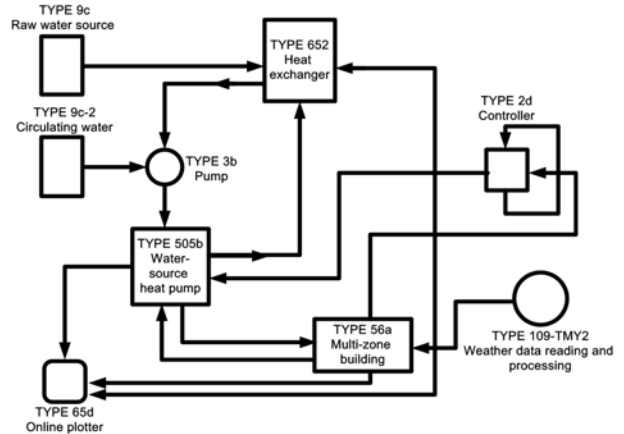


Fig. 2 TRNSYS modeling of raw-water source heat pump system.

Table 1 Detail specifications of 15RT(53 kW) raw-water source heat pump system

Cooling capacity	58 kW
Heating capacity	65.2 kW
Compressor	Digital/fixed scroll compressor (3 units)
Refrigerant	R410A
Heat exchanger type	Brazed plate heat exchanger
Water flow rate	0.003167 m ³ /s

를 통하여 수열원 히트펌프(Type 505b)로 유입된다. 히트펌프는 실제 정수장에 설치되어 있는 사양의 냉·난방 능력표를 사용하여 모델링하였다. 본 히트펌프의 상세 규격은 Table 1과 같다. 히트펌프에서 공조된 공기는 대상건물(Type 56a)로 공급되며, 히트펌프의 출구 공

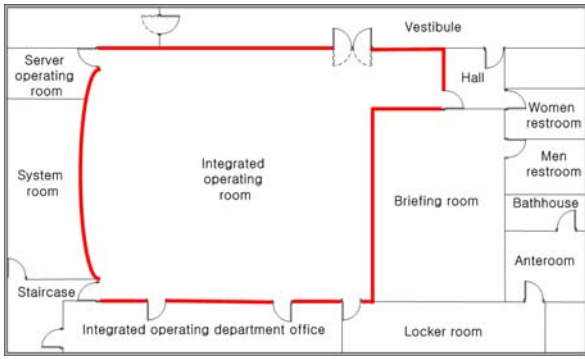


Fig. 3 Conditioned room in Cheong-ju water treatment facility by raw-water source heat pump.

Table 2 Detail specifications of air source heat pump system in Siheung water treatment facility

	Capacity	Power consumption
Cooling	8,600 W	3.0 kW
Heating	11,000 W	3.6 kW

기온도, 습도, 그리고 공기유량 등이 입력 자료로 사용된다. 히트펌프의 온도제어를 위해 제어기(Type 2d)가 사용되었고, 기상데이터는 2010년 3월부터 2011년 2월까지의 청주 기상데이터를 가공하여 입력하였다. Fig. 3은 수열원 히트펌프의 공조공간인 청주정수장 내 통합운영실을 나타낸다. 본 대상건물의 모델링을 위해 TRNSYS 내 건물 모델링 프로그램인 TRNBuild를 사용하였다. 본 건물은 공조공간인 통합운영실과 비공조공간인 3개의 방으로 구성된 4개의 Zone으로 모사되었고, 벽체와 유리창의 물성값은 설계 도면을 토대로 입력하였다. 통합운영실은 히트펌프에서 유입되는 공조된 공기로 온도 조절이 되고, 비 공조공간은 TRNBuild 자체 냉난방을 설정함으로써 실내온도가 항상 23~26℃의 일정한 온도로 유지되도록 하였다. 공조공간의 환기량은 설치 히트펌프 성능데이터에 명시되어 있는 공기의 유량 값을 적용하였다.

2.2 공기열원 히트펌프 모델링

정수장 내 원수열원 히트펌프와 공기열원 히트펌프의 성능 비교를 위해 동일한 건물을 대상으로 수열원과 동일한 냉·난방 능력을 갖는 공기열원 히트펌프를 모델링하였다. 수열원 히트펌프의 모델링과 동일한 조건으로 TRNSYS를 사용하여 모델링하였고, 공기를 열원으로 사용하기 때문에 원수펌프 및 순환수펌프는 사용되지 않았다. 공기열원 히트펌프의 성능데이터는 히트펌프 제작사에서 제공하는 냉·난방 능력표를 토대

로 작성하였다. 본 공기열원 히트펌프시스템의 모델링 검증에 대해 시흥정수장 내 통합운영실에 설치되어 있는 공기열원 히트펌프의 운전결과를 활용하였다. 시흥정수장에는 공기열원 히트펌프 2대가 설치되어 있으며 사양은 Table 2와 같다. 시흥정수장의 실측데이터에 따른 전력량은 시간당 누적 전력량을 일별 평균 전력량으로 계산하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 원수열원 및 공기열원 히트펌프 모델링 검증

본 원수열원 및 공기열원 히트펌프시스템의 모델링 검증에 대해 청주 및 시흥정수장에 설치된 히트펌프의 실증 실험결과와 유닛 COP 및 소비전력을 월별로 비교하였다. 유닛 COP의 정의는 식(1)과 같다.

$$COP_{unit} = \frac{Q}{W_{hp}} \tag{1}$$

Fig. 4는 수열원 히트펌프의 유닛 COP와 본 모델링을 통해 산출한 COP의 비교를 나타낸다. 모델링과 실증 값과의 COP 오차는 실증 유닛 COP 기준 약 8%로 모델링 결과가 실험결과를 비교적 정확하게 예측함을 볼 수 있다. 기존 수열원 유닛 COP의 실증결과를 볼 때, 평균 5.65(하절기), 평균 2.62(동절기)를 나타낸다. Fig. 5는 기존 수열원 히트펌프의 실증 소비전력과 모델링 소비전력을 나타낸다. 모델링과 실증값과의 소비전력 오차는 실증 유닛 소비전력 기준 약 16%로 나타

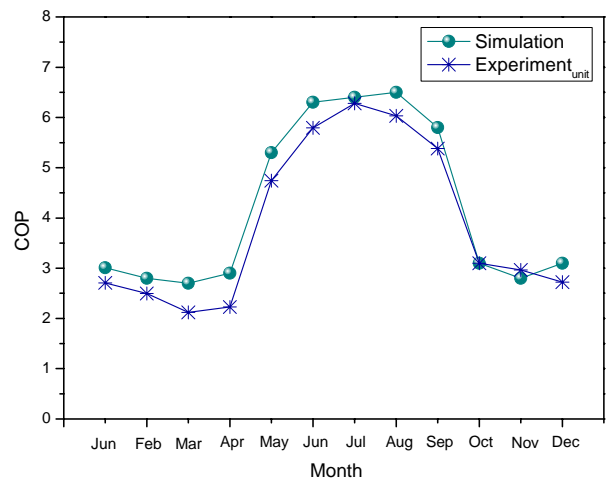


Fig. 4 Comparison of unit COP between TRNSYS modeling and experimental data for raw water source heat pump.

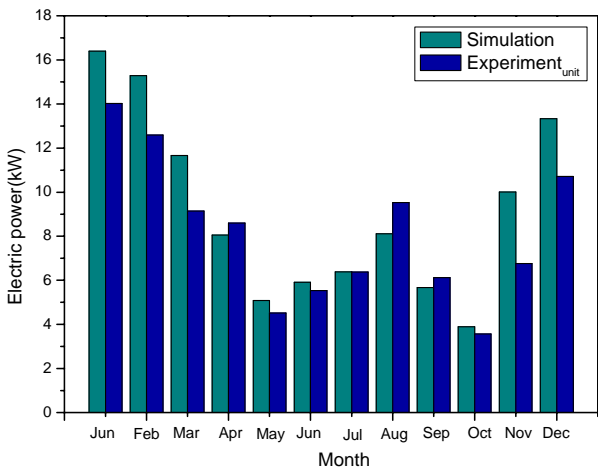


Fig. 5 Comparison of electric power between TRNSYS modeling and experimental data for raw water source heat pump.

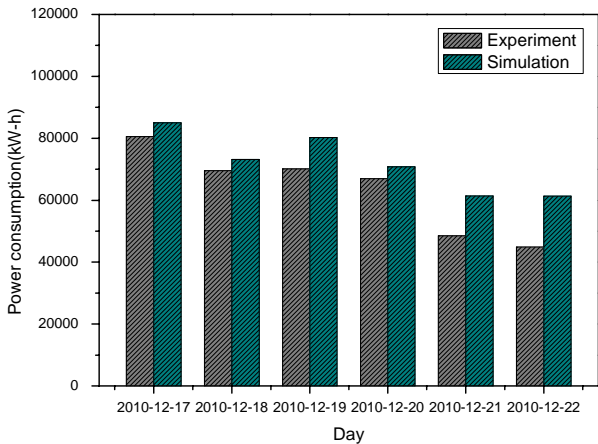


Fig. 6 Comparison of power consumption between TRNSYS modeling and experimental data for air source heat pump from Dec. 17 to Dec. 22.

났다. 기존 수열원 히트펌프 유닛의 소비전력은 평균 6 kW(하절기), 평균 9 kW(동절기)를 나타냈다. 공기열원 히트펌프가 설치되어 있는 시흥정수장의 경우, 대상건물은 청주정수장에 비해 1/2정도 작은 면적이다. 건물 내부의 인원과 기기 및 장비들이 많지 않기 때문에 청주정수장의 건물부하에 비하여 비교적 낮은 부하를 나타냈다. 이를 바탕으로 시흥정수장의 공기열원 히트펌프를 모델링하였고, 실제 정수장 내 설치된 히트펌프의 실측데이터와 결과값을 비교하였다. Fig. 6은 12월 17일부터 12월 22일까지의 약 일주일간 전력량을 비교한 것으로 전력량의 경향은 비슷하나 모델링 결과값과 실측데이터의 소비전력량은 시뮬레이션 기준 11%

의 오차를 나타냈다. 이는 실제 시흥정수장에 설치되어 있는 히트펌프를 외기조건에 따라 2대 모두를 가동하거나 1대만을 수동으로 가동하였기 때문에 전력량에 있어서 차이가 나는 것으로 판단된다. 12월 전체의 소비전력량 비교에 있어 실측값과 모델링 결과값은 10.3%의 오차를 나타냈다.

실험에 기반을 둔 히트펌프 성능 성적서의 적용과 실제 건물을 모사한 부하산정에도 불구하고 이들의 실제오차는 배제할 수 없어, 두 요소가 COP와 소비전력의 오차에 미치는 영향을 Table 3과 같이 민감도분석을 통해 고찰하였다. TRNSYS의 입력조건으로 히트펌프의 성능을 $\pm 5\%$ 변동을 주었을 때 +5% 조건에서 기존 모델링 대비 COP의 오차와 소비전력량에서 모두 오차가 감소하였다. 한편 부하조건에 있어서 건물의 벽체를 감소시켜 건물 부하를 8% 증가시켰을 때 실제 실험결과를 보다 정확하게 예측하고 있다. 실제 정수장 내 히트펌프의 운전은 두 요소가 복합적으로 작용했을 것으로 판단되고, 본 TRNSYS 시뮬레이션의 입력조건으로서 가장 정확성을 요구하는 변수임을 확인할 수 있다.

3.2 원수열원 및 공기열원 히트펌프의 성능 비교

각 시스템모델링의 검증을 바탕으로 정수장 내 원수열원 히트펌프와 공기열원 히트펌프의 성능비교는 동일한 냉·난방부하 조건에서 냉방기간(5~9월)과 난방기간(10~4월)동안 실내온도는 23~26°C로 유지되는 조건에서 수행하였다. Fig. 7과 Fig. 8은 각각 원수열원과 공기열원 히트펌프의 COP와 소비전력을 비교하여 나타낸 것이다. 원수열원 히트펌프의 모델링 결과, 냉방과 난방일 때의 COP는 평균 6.06(하절기)과 평균 2.92(동절기)이며, 소비전력은 평균 6.2 kW(하절기), 평균 약 11.23 kW(동절기)이다. 공기열원 COP는 냉방과

Table 3 Sensitivity analyses for COP and electric power of raw-water source heat pump with variation of heat pump performance and building load

Parameters	Variation	Deviation of COP	Deviation of electric power
Performance variation of heat pump	-5%	13%	21%
	0%	8%	16%
	+5%	4%	12%
Load variation of building	+8%	4%	14%
	0%	8%	16%
	-14%	15%	17%

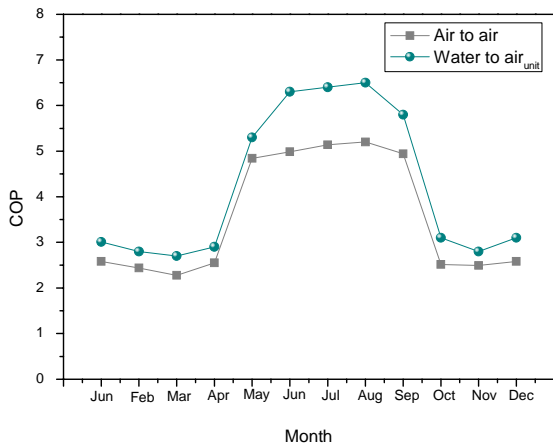


Fig. 7 Comparison of COP between raw-water source heat pump and air source heat pump.

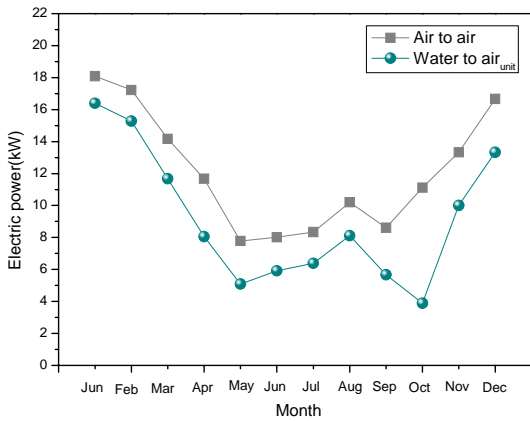


Fig. 8 Comparison of electric power between raw-water source heat pump and air source heat pump.

난방일 때 평균 5.1(하절기), 평균 약 2.47(동절기)로 나타났으며, 소비전력은 평균 14.61 kW(하절기), 평균 8.97 kW(동절기)로 나타났다. 소비전력은 1월과 2월에 가장 높고, 간절기에 해당하는 4월과 10월에 가장 낮은 수치를 보였다. 즉, 원수열원 히트펌프의 COP는 공기열원 히트펌프의 COP보다 공기열원 COP 기준 평균 19%(하절기), 평균 18%(동절기)로 높게 나타났고, 공기열원 히트펌프 소비전력은 원수열원 유닛 소비전력보다 공기열원 기준 평균 31%(하절기)와 평균 23%(동절기) 더 높게 나타났다. Fig. 9는 원수열원 히트펌프 유닛 소비전력량과 공기열원 히트펌프의 소비전력량을 나타내며, 공기열원 히트펌프 전력량이 수열원 히트펌프 유닛의 소비전력량보다 공기열원 히트펌프 소비전력량 기준 평균 28%(하절기)와 평균 26%(동절기)로 수열원에 비하여 공기열원의 전력량이 더 높게 나

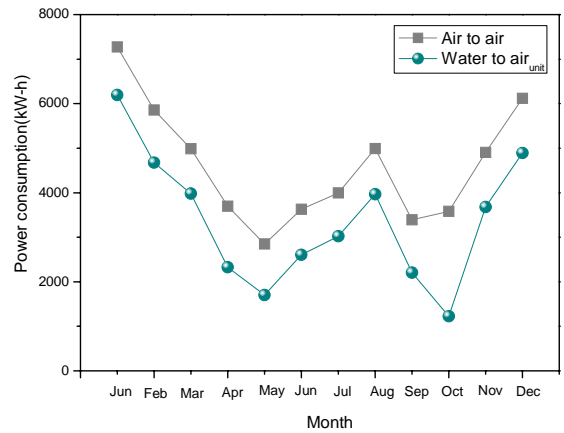


Fig. 9 Comparison of power consumption between raw-water source heat pump and air source heat pump.

타났다. 전력소비에 있어 1월과 12월에 가장 높은 소비전력과 소비전력량을 필요로 한다.

공기열원의 경우 히트펌프의 작동횟수가 원수열원에 비해 빈번하게 일어났고, 실내온도 조절에 있어 설정온도 기준 온도편차가 원수열원의 그것에 비해 크게 나타났다. 특히, 난방운전의 경우 그 편차가 더욱 크게 나타나는데, 이는 동일한 공조공간의 온도조절을 위해 압축기 소비동력이 더 크게 나타나는 원인이 되고 있다. 히트펌프 운전에 영향을 미치는 열원조건에 있어 공기열원의 경우, 하루 중 시간에 따른 온도변화가 원수열원에 비해 그 변화폭이 크기 때문에 실내 공조공간의 온도조절에 있어 더 큰 소비동력 소비로 나타난 것으로 판단된다. 한편, 소비전력량의 경우 소비전력과 작동시간의 곱으로 계산하기 때문에 이와 같은 빈번한 공기열원 히트펌프의 운전은 소비전력량을 크게 증가시켰다.

원수열원 히트펌프의 경우, 원수의 수온 및 유량, 부분부하, 공조공간의 온도, 실내기 유입공기량에 따라 압축기 소비동력 및 냉·난방 용량이 크게 달라지기 때문에 향후 원수열원 히트펌프의 초기 선정 시 모델링을 통해 그 특성을 살펴보는 것이 반드시 필요할 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 TRNSYS 모델링을 통해 정수장 내 원수를 이용한 원수열원 히트펌프와 공기열원 히트펌프 시스템을 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 원수열원 히트펌프 유닛 COP와 공기열원 COP를 비교할 때, 수열원이 공기열원보다 공기열원 기준 평균 19%(하절기), 평균 18%(동절기)로 높게 나타났다.

- (2) 공기열원 히트펌프의 소비전력량은 원수열원 유닛 전력량보다 공기열원 전력량 기준 평균 28%(하절기)와 평균 26%(동절기) 더 높게 나타났다.

후 기

본 연구는 국토교통부 물관리연구사업의 연구비 지원(과제번호 : 10기술혁신 C01)에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

1. Park, I. H., Chang, K. C., Lee, Y. S., Yoon, H. K., and Baik, Y. J., 2008, Numerical simulation of ground heat and water transfer for groundwater heat pump system based on real-scale experiment, *Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 20, pp. 280-286.
2. Lee, Y. S., 2008, Empirical Study of the dae-gu metropolitan city west wastewater treatment plant area heat supply system using sewage heat source, *Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 37, pp. 33-38.
3. Lindstrom, H. O., 1985, Experiences with a 3.3 MWheat pump using sewage water as heat source, *Heat recovery systems*, Vol. 5, pp. 33-38.
4. Nam, Y. and Ooka, R., 2010, Numerical simulation of ground heat and water transfer for ground water heat pump system based on real-scale experiment, *Energy and Building*, Vol. 42, pp. 69-75.
5. Chen, C., Sun, F., Feng, L., and Liu, M., 2005, Underground water-source heat-pump air-conditioning system applied in a residential building in Beijing, *Applied Energy*, Vol. 82, pp. 331-344.
6. Baik, Y. J., Chang, K. C., Park, S. R., Ra, H. S., and Kim, J. Y., 2006, Performance Analysis of a Sea Water Heat Source Heat Pump, *Proceedings of the KSME 2006 Spring Annual Conference*, pp. 2342-2347.
7. Kim, J. T., Baik, Y. J., Chang, K. C., Park, S. R., Ra, H. S., and Lee, J. H., 2007, An Experimental Study on the Performance of a Sea Water Heat Source Cascade Heat Pump, *Proceedings of the KSME 2007 Spring Annual Conference*, pp. 1081-1085.
8. Shu, H., Duanmu, L., Li, X., and Zhu, Y., 2010, Energy-saving judgment of electric-driven seawater source heat pump district heating system, *Energy and buildings*, Vol. 42, pp. 889-895.
9. Oh, S. H., Yun, R., Cho, Y., 2011, Analysis of the Cooling and Heating Operation Characteristics for the Raw-Water Source Heat Pump and the Air Source Heat Pump in Water Treatment Facility, *Proceedings of the SAREK 2011 Autumn Annual Conference*, pp. 1575-1579.