해수열원 스크류 히트펌프의 연간 난방운전 성능 모사

백영진*, 김민성**, 장기창***, 이영수****, 김현주*****

*한국에너지기술연구원(twinjin@kier.re.kr), **한국에너지기술연구원(minsungk@kier.re.kr),
한국에너지기술연구원(kcchang@kier.re.kr), *한국에너지기술연구원(yslee@kier.re.kr),
*****한국해양연구원(hyeonju@kordi.re.kr)

A Simulation Study on the Annual Heating Performance of the Seawater-Source Screw Heat Pump

Baik, Young-Jin* Kim, Min-sung** Chang, Ki-Chang*** Lee, Young-Soo****,
Kim, Hyeon-Ju*****

*Korea Institute of Energy Research(twinjin@kier.re.kr), **Korea Institute of Energy
Research(minsungk@kier.re.kr), ***Korea Institute of Energy Research(kcchang@kier.re.kr),
****Korea Institute of Energy Research(yslee@kier.re.kr), *****Korea Ocean Research &
Development Institute(hjkim@moeri.re.kr)

Abstract

In this study, in order to utilize the seawater as a heat source at Gangneung city near the East Sea in Korea, an annual heating performance of a screw heat pump was simulated. For a simulation, the maximum heating capacity of heat pump was assumed at 3.5 MW. An ambient temperature at Gangneung city was calculated from the TMY2 weather data, while the seawater temperature was calculated from the regression equation based on the measurement by the National Fisheries Research and Development Institute of Korea. The heating load was assumed linearly dependent on the ambient temperature, while the maximum heating load was assumed to appear when the ambient temperature is below -2.4°C , which is the temperature of TAC 2.5% for heating at Gangneung city. A heat pump performance at full-load was calculated from the regression equation, which involves refrigerant's evaporating and condensing temperatures, based on a commercial screw compressor performance map. A heating supply temperature which determines refrigerant's condensing temperature was assumed linearly dependent on the heating load. A performance degradation due to the part-load operation of heat pump was also considered. Simulation results show that an annual heating coefficient of performance (COP_H) of a seawater-source screw heat pump is approximately 2.8 and that it is necessary to improve part-load performance to increase an annual performance of the heat pump.

Keywords : 히트펌프(Heat pump), 연간난방성능(Annual heating performance), 해수열원(Seawater-source)

기 호 설 명

C_D	: Degradation Coefficient
COP	: Coefficient of Performance
LF	: Load Factor
PLE	: Part Load Efficiency
PLR	: Part Load Ratio
T	: Temperature ($^{\circ}C$)

1. 서 론

에너지 및 환경 문제에 대처하기 위하여 우리 정부에서는 신에너지 및 재생에너지 개발·이용·보급 촉진법을 마련하여 정책적인 지원을 아끼지 않는 등 신에너지 및 재생에너지의 기술개발·이용·보급촉진과 관련 산업의 활성화를 위해 다각적인 노력을 경주하고 있다. 이와 관련하여, 최근에는 지열, 태양열, 해양온도차 등 저온성 재생에너지원이 부각되면서 이들을 이용하여 전기에너지를 얻거나, 냉난방 목적으로 사용하려는 시도가 꾸준히 이루어지고 있다.

이 중 해수 열에너지는 온도의 계절변동이 하천수에 비해 적고 동결온도가 약 $-2^{\circ}C$ 로서 하천수보다 낮으며, 냉·난방 시 대기와 $5\sim 10^{\circ}C$ 정도의 온도차를 가지고 있으므로 (여름에는 대기보다 $5\sim 10^{\circ}C$ 낮고 겨울에는 대기보다 $5\sim 8^{\circ}C$ 높음), 히트펌프의 열원으로서 아주 우수한 특성을 가지고 있다. 3면이 바다인 우리나라의 경우, 이용가능 해수 열에너지의 부존량은 유효해안선 1 km당 약 7,000 Gcal/month인데, 이는 해안선 1 km당 약 5,000여 세대의 아파트를 난방할 수 있는 막대한 열량에 해당한다.

이러한 장점 때문에, 북유럽의 스웨덴, 노르웨이 등에서는 1982년부터 해수 열원 기기를 지역난방용으로 이용하고 있다. 스웨덴의 경우 $1.5\sim 2^{\circ}C$ 의 해수를 이용, 1MW 이상급의 히트펌프 플랜트가 다수 운전되고 있으며,

노르웨이에서는 $4\sim 7^{\circ}C$ 의 해수를 열원으로 약 $15 km^2$ 에 달하는 지역의 난방에 해수열원 히트펌프를 사용하고 있다. 가까운 일본에서도 1993년부터 福岡의 Seaside Momochi지구를 비롯한 大阪 南港 Cosmo Area, 高松市 Sunport 高松地區 등에서 지역냉난방용으로 해수 열원을 이용하고 있다.

국내의 경우에도 몇몇 관련 연구 및 적용 사례가 보고되고 있다. 해수 열원 이용 시스템에 대한 설계사례¹⁾, 실험적 연구²⁾ 및 경제성 평가에 관한 연구³⁾ 결과 등이 보고되어 왔다. 최근에는 해양심층수를 이용한 공조 기술⁴⁾도 연구되고 있다. 그러나, 국내 기후조건에서의 해수 열원 이용 시스템에 대하여, 히트펌프의 부분부하 효율특성을 고려한 연간 난방운전 성능 관련 연구결과는 현재까지 보고된 바 없다.

이와 관련하여, 본 연구에서는 향후 개발할 중규모 이상의 해수 열원 난방 시스템 설계를 위한 기초 연구로서, 해수 열원을 이용한 스크류 히트펌프의 연간 난방운전 특성을 모사 및 고찰하였다.

2. 모델링 및 시뮬레이션

본 연구에서 고려하고 있는 해수열원 히트펌프 시스템의 개략도는 Fig. 1과 같다. 시스템은 크게 해수의 열을 히트펌프로 전달하기 위한 해수 열교환기, 그리고 압축기, 응축기, 팽창밸브 및 증발기로 구성되어 온수를 생산하는 히트펌프로 구성되어 있다.

시스템의 작동원리는 다음과 같다. 우선 열원이 되는 해수는 바다로부터 $T_{sea,inlet}$ 의 온도로 해수 열교환기로 유입된다. 유입된 해수는 해수열교환기와 히트펌프의 증발기 사이를 순환하는 브라인의 온도를 $T_{brine,low}$ 로부터 $T_{brine,high}$ 로 가열한 후 $T_{sea,exit}$ 의 온도로 다시 바다로 방출된다. 해수 열교환기에서 $T_{brine,high}$ 로 가열된 브라인은 히트펌프의 증

Fig. 1 Schematic diagram of the seawater-source heat pump system

발기 내에서 냉매를 증발시키면서 $T_{brine,low}$ 로 냉각된 다음, 다시 해수 열교환기로 유입되는 순환과정을 반복한다. 한편, 히트펌프의 증발기 내에서 브라인으로부터 열을 받아 증발된 냉매는 압축기를 통해 고온 고압 상태로 된 다음 응축기로 유입된다. 응축기로 유입된 냉매는 T_R 의 온도로 부하측으로부터 돌아온 리턴수를 T_S 의 온도로 가열시키면서 응축되고, 다음 팽창밸브를 지나 다시 증발기로 유입되는 순환과정을 반복한다. 응축기에서 가열되어 T_S 의 온도로 부하측으로 공급된 온수는 부하측에 난방열을 공급한 후 T_R 의 온도로 환수되며, 다시 응축기로 유입되는 순환과정을 반복한다.

이상과 같은 시스템에 대하여, 시뮬레이션을 위한 최대 부하용량은 3.5 MW로 하였으며, 외기온 데이터로서, 강릉 지방의 TMY2 (Typical Meteorological Year2) 자료를 이용하였다.

히트펌프의 열원이 되는 해수(표층수)의 온도는 해양수산 연구정보 포털(<http://portal.nfrdi.re.kr>)에서 제공한 주문진 지역의 2010년 연간 일별 실측 데이터 240개를 이용, 시간

Fig. 2 Measured seawater temperature and the result of curve fitting

(1~8760)의 함수로 곡선적합한 식(1)로부터 계산하였다. Fig. 2는 해수 온도의 실측값과 곡선적합 결과를 서로 비교하여 나타낸 것이며, 곡선적합 상관식의 $R^2=0.9287$ 이다.

$$T_{sea,inlet} = 13.5422 + 8.7710 \cdot \sin(2\pi \cdot time / 8696.6898 + 3.7663) \quad (1)$$

3.5 MW의 난방 최대부하는 강릉지역 겨울철 TAC 2.5% 온도인 $-2.4^{\circ}\text{C}^{(5)}$ 의 외기온 조건

에서 발생한다고 가정하였다. 또한, 난방부하는 30평대 지역난방 아파트의 회귀분석 데이터를 이용, 22.8℃ 이상의 외기온 조건에서 0(zero)가 된다고 가정하였으며, 외기온 -2.4℃~22.8℃ 조건에서는 식(2)와 같이 난방부하가 외기온에 선형적으로 의존한다고 가정하였다.⁶⁾

$$PLR = \max \left[0, \min \left(1, \frac{T_{amb} - T_{max}}{T_{min} - T_{max}} \right) \right] \quad (2)$$

여기서 T_{min} 및 T_{max} 는 각각 TAC 2.5%에서의 공기온도인 -2.4℃ 및 난방시작온도인 22.8℃를 의미하며, 연중 최대난방 부하에 대한 난방부하의 비로 정의되는 부분부하율(PLR; Part Load Ratio, 0~1)은 최대부하 발생온도인 -2.4℃에서 1, 상한선인 22.8℃에서 0이 됨을 알 수 있다.

히트펌프의 열원으로 사용되는 해수의 인입온도($T_{sea,inlet}$) 및 방출온도($T_{sea,exit}$)의 차 및 해수의 열을 히트펌프의 증발기로 전달하는 해수 열교환기 내 해수와 브라인 사이의 온도차는 각각 3℃로 가정하였는데, 이는 일본 후쿠오카 Seaside Momochi 지구 해수열 이용 열공급 플랜트의 동계 해수 온도차가 3.5℃, 일본 오사카 남향 Cosmosquare 지역의 해수열 이용 열공급 플랜트의 동계 해수 온도차 및 해수 열교환기 내 대수평균 온도차가 각각 2℃ 및 1.8℃, 그리고 스웨덴 스톡홀름의 로브스텐 해수열 이용 열공급 플랜트의 동계 해수 온도차가 2℃ 임을 참조하여 정한 값이다.

온열을 생산하는 히트펌프 유닛의 성능은 전부하 성능과 부분부하 성능으로 나타낼 수 있다. 우선 히트펌프 유닛의 전부하 성능계수(COP)은 상용 HFC-134a 스크류 압축기의 성능 데이터⁷⁾를 이용하여, ANSI/AHRI Standard 540⁸⁾에서 규정한 다항식의 형태로, 냉매의 증발온도($T_{evap,sat}, x$) 및 응축온

도($T_{cond,sat}, y$)의 함수로 식 (3)과 같이 나타내었다.

$$\begin{aligned} COP = & c_1 + c_2x + c_3y + c_4x^2 + c_5xy + c_6y^2 + c_7x^3 + c_8x^2y + c_9xy^2 + c_{10}y^3 \quad (3) \\ & c_1 = 10.9116, c_2 = 0.2812, \\ & c_3 = -0.2380, c_4 = 2.1793e-3, \\ & c_5 = -4.9157e-3, c_6 = 1.8615e-3, \\ & c_7 = 1.4997e-6, c_8 = -2.4266e-5, \\ & c_9 = 2.3262e-5, c_{10} = -5.5257e-6 \end{aligned}$$

히트펌프의 증발온도 및 응축온도는 일반적인 상용 공조용 열교환기 내 두 유체간의 최소 온도차가 5~10℃임을 감안하여 결정하였다. 히트펌프 증발기 내 냉매의 증발온도($T_{evap,sat}$)는 해수 열교환기와 증발기 사이를 순환하는 브라인의 해수 열교환기 입구 온도 $T_{brine,low}$ 보다 5℃ 낮게 형성된다고 가정하였다. 또한, 히트펌프 응축기 내 냉매의 응축온도($T_{cond,sat}$)는 온수 공급(생산)온도 T_s 보다 5℃ 높게 형성된다고 가정하였다. 이 때, 실제 지역난방 열공급 시스템의 외기보상제어 운전특성을 고려하여, 온수 공급(생산)온도 T_s 가 식 (4)와 같이 부분부하율(PLR; Part Load Ratio)에 따라 식 (4)와 같이 선형적으로 변화한다고 가정하였다.

$$\frac{T_s - T_{smin}}{T_{smax} - T_{smin}} = \frac{PLR - PLR_{min}}{PLR_{max} - PLR_{min}} \quad (4)$$

여기서 PLR_{min} , PLR_{max} , T_{smin} 및 T_{smax} 는 각각 최소 부분부하율(0), 최대 부분부하율(1), 최소 부분부하율에서의 온수 공급(생산)온도 및 최대 부분부하율에서의 온수 공급(생산)온도를 의미한다. 본 연구에서는 공동주택에 대한 일반적인 값으로서 T_{smin} 및 T_{smax} 을 각각 45℃ 및 60℃로 하였다.

예를 들어, 해수온도가 10℃이고, 외기온도가 -3℃일 때, 히트펌프 유닛의 전부하 성능은

Fig. 3 Heat pump COPH variations over the seawater temperature and heating supply temperature changes

Fig. 4 Relation between PLR and PLE

다음과 같이 계산할 수 있다. Fig. 1에서, 해수 온도 $T_{sea,inlet}$ 이 10°C이므로, 해수 방출 온도 $T_{sea,exit}$ 및 브라인의 해수 열교환기 입구 온도 $T_{brine,low}$ 는 각각 7°C 및 4°C가 된다. 따라서 히트펌프 증발기 내 냉매의 증발 온도 $T_{evap,sat}$ 은 -1°C가 된다. 한편, 외기 온도가 -3°C이므로, 식(2)에 따라 $PLR=1$, 즉, 전부하 운전 조건에 해당하고, 온수 공급(생산) 온도 T_s 는 식(4)에 의해 60°C가 되므로, 히트펌프 응축기 내 냉매의 응축 온도 $T_{cond,sat}$ 은 65°C

가 된다. 히트펌프의 증발 및 응축 온도로부터, COP는 식(5)에 의해 1.73이 되고, 최종적으로 난방 성능계수(COP_H)는 2.73으로 결정된다. 이와 같이, 히트펌프의 난방 성능계수(COP_H)는 해수 온도와 온수 공급(생산) 온도에 의해 결정되며, 이와 같은 관계를 Fig. 3에 나타내었다.

한편, 히트펌프 유닛의 부분부하 성능은 $0.25 \leq PLR < 1$ 조건과 $PLR < 0.25$ 조건에 따라 다르게 표현된다. 우선 $0.25 \leq PLR < 1$ 조건에서는 Stoecker의 부분부하 성능곡선⁹⁾에 따르는 것으로 가정하여, 식 (5)와 같은 부분부하율(PLR; Part Load Ratio)-부분부하효율(PLE; Part Load Efficiency) 관계식을 만족시킨다고 생각하였으며, 이 관계를 Fig. 4에 나타내었다.

$$PLE = -1.7601e - 3 + 3.5240 \cdot PLR - 4.4547 \cdot PLR^2 + 1.9348 \cdot PLR^3 \quad (5)$$

Fig. 4에 따르면, 부분부하율(PLR)이 감소할수록 부분부하효율(PLE)이 감소하는데, 부분부하율 60% 이상에서는 약 90% 이상의 양호한 부분부하효율(PLE)을 나타내나, 부분부하율 60% 이하에서는 효율 감소량이 크게 증가함을 알 수 있다. 부분부하 운전시 히트펌프의 COP는 식 (6)과 같이 전부하 COP에 부분부하효율(PLE)을 곱한 값으로 표현할 수 있다.

$$COP_{part\ load} = PLE \cdot COP \quad (6)$$

한편, 스크류 압축기를 적용한 시스템의 최소 운전 부하율은 일반적으로 25%이며, 이 이하의 부하율에서는 단속(on-off) 운전을 하게 된다. 즉, $PLR < 0.25$ 조건에서는 25%의 부하율 조건에서의 부분부하효율(PLE)과 식 (7)과 같이 정의된 단속(on-off) 운전에 의한 성능 저하 계수 C_D ¹⁰⁾를 고려하여 식 (8)과 같이 성능계수를 표현할 수 있다. 식 (7)에서 LF는 25%의 부하율로 운전(on)되는 시간과 정지(off) 시간의 합에 대한 운전(on) 시간의 비율을 의미한다.

Fig. 5 Annual PLR distribution of the Gangneung area

Fig. 7 Time variation of heat pump COP_H

Fig. 6 Time variation of PLR of the Gangneung area

Fig. 8 Time variation of PLE

$$C_D = (-0.13 \cdot LF) + 1.13 \quad (7)$$

$$COP_{PLR < 0.25} = PLE_{PLR = 0.25} / C_D \cdot COP \quad (8)$$

3. 결과 및 고찰

전술한 바와 같은 강릉 지역의 연간 부하율 (PLR) 분포 및 시간 변화에 따른 부하율 변화는 각각 Fig. 5 및 6과 같다. Fig. 6의 가로 축은 1월 1일 0시를 0으로 시작하여 1년, 즉, 8760 시간을 나타낸다. 90% 이상의 양호한 부분부하효율(PLE)을 갖는 60% 이상의 부분 부하율(PLR)로 운전되는 시간은 1년 8,760 시간 중 3,060 시간, 즉, 34.9%의 기간에 해당

되며, 나머지 65.1%의 기간 동안에는 60% 이하의 부하율로 운전된다. 즉, 연중 약 65%의 기간 동안에는 운전되지 않거나 또는 90% 이하의 낮은 부분부하효율(PLE) 상태로 운전된다는 의미이다. 한편, 연평균 부분부하율은 42.4%였다.

Fig. 7은 시간 변화에 따른 히트펌프 유닛의 연간 난방성능계수(COP_H) 변화이다. 운전 기간동안의 히트펌프 난방성능계수는 2.38~3.84의 범위에서 변화하며, 연평균 값은 2.79였다. 계절별 특징을 살펴보면, 동계에는 해수온도가 낮아 히트펌프의 증발온도가 낮고 부하가 크므로 히트펌프의 응축온도가 높아

Fig. 9 Heat pump annual COP_H variation over the change in performance degradation

성능계수가 낮다. 반면, 하계에는 해수온도가 높아 증발온도가 높고 작은 부하로 인해 응축온도가 낮으므로, 성능계수 향상 요인으로 작용한다. 그러나, Fig. 6과 8에 나타난 바와 같이, 하계에는 낮은 부하율(PLR)에 의해 부분부하효율(PLE)이 저하하므로, 높은 온도의 해수를 열원으로 이용함에도 불구하고 성능계수의 향상은 제한적이다. 관련하여, 운전기간 동안의 히트펌프 부분부하효율(PLE)은 55.8~100%의 범위에서 변화하며, 연평균 값은 81.5%였다. 이상과 같이, 연중 상당 부분의 운전기간 동안 부분부하 운전을 수행하게 되며, 낮은 부분부하효율은 연간 성능계수를 저하시킨다.

따라서, 연간 성능 향상을 위해서는 부분부하효율 향상이 필요하다. 이와 관련하여, 본 연구에서는 부분부하효율 향상에 의해 연간 난방성능계수가 얼마나 향상될 수 있는지를 살폈다. 부분부하효율이 향상된 경우를 모사하기 위하여, 식(5)를 이용하여 계산한 효율 감소량(1-PLE)을 100%로 하였을 때, 이를 50% 반영한 경우, 20% 반영한 경우 및 0% 반영한 경우(즉, 부분부하효율=1)를 고려하였다. Fig. 9는 부분부하운전에 의한 효율감소량 반영률 변화에 따른 연간 난방성능계수(COP_H) 변화를 나타낸 것이다. Fig. 9에 따르면, 부분부하효율 향상을 통하여 이론적으로

최대 약 6.5%의 연간 난방성능계수(COP_H) 향상을 기대할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 해수 열원을 이용한 스크류 히트펌프의 연간 난방운전 성능을 모사하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 난방부하 특성 분석결과, 연평균 부분부하율은 42.4%였다. 1년 8,760 시간 중 5,700 시간, 즉, 65.1%의 기간 동안에는 60% 이하의 부분부하율로 운전된다.
- (2) 운전기간동안의 히트펌프 난방성능계수는 2.38~3.84의 범위에서 변화하며, 연평균 값은 2.79였다. 하계의 높은 해수온도는 성능계수 향상 요인으로 작용한다. 그러나, 낮은 부하율(PLR)에 의해 부분부하효율(PLE)이 저하하므로, 높은 온도의 해수를 열원으로 이용함에도 불구하고 성능계수의 향상은 제한적이다. 관련하여 운전기간동안의 연평균 히트펌프 부분부하효율은 81.5%였다.
- (3) 그러므로, 연간 난방성능계수의 향상을 위해서는 부분부하효율 향상을 위한 전략이 필요하다. 본 연구의 시뮬레이션 조건하에서, 부분부하효율 향상을 통하여 얻을 수 있는 난방성능계수(COP_H) 향상의 이론 최대값은 약 6.5%였다.

후 기

본 연구는 국토해양부가 지원하는 “해양심층수의 에너지 이용기술 개발” 성과 중 일부이며, 지원에 감사드립니다.

References

1. Han, S. K., Chae, K. H. and Hwang, D. K., A design case study on sea and river water source heat pump, *Proceedings of*

- the SAREK Summer Annual Conference*, 1212-1217, (2011)
2. Kim, J. Y., Baik, Y. J., Ra, H. S. and Chang, K. C., Experimental Study on the Cooling and Heating Operation Characteristics of a Sea Water Source Heat Pump, *Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference*, 544-549, (2009)
 3. Park, J. Y. and Kim, S., Economical Evaluation for Cooling System using Seawater, *Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference*, 861-866, (2010)
 4. Park, J. T., Introduction and new trends in Unutilized energy, *Magazine of the SAREK* 40, 13-20, (2011)
 5. Kim, H. W. and Lee, J. J., Preparation The Standard Weather Data and TAC Map for Heating and Cooling Load Calculation in the 17-provinces of Korea, *Journal of Architectural Institute of Korea* 23, 197-204, (2007)
 6. Kim, S. M., Chung, K. S., Park, Y. C., Kim, Y. H. and Kim, S. H., A study of the actual analysis of using hot water heating in apartment housing with district heating system, *Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference*, 892-898, (2007)
 7. www.bitzer.de
 8. ANSI/AHRI Standard 540, Standard For Performance Rating Of Positive Displacement Refrigerant Compressors And Compressor Units, (2004)
 9. Stoecker, W. F., Industrial Refrigeration Handbook. McGraw-Hill, USA, (1998)
 10. AHRI, Standard for Performance Rating of Variable Refrigerant Flow (VRF) Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment, (2009)