

冷暖房 熱펌프시스템의 性能시물레이션

A performance simulation of heat pump system for heating and cooling

강호철** 김영복* 김성태* 민영봉*
 정회원 정회원 정회원

H.C. Kang Y.B Kim S.T. Kim Y.B. Min

1. 서론

증기압축식 열펌프시스템은 그림 1에 나타난 바와 같이 증발기에서의 흡열과 응축기의 방열을 냉난방에 이용할 수 있으며, 공기를 열원으로 할 때는 공기중 저밀도의 에너지를 고밀도의 에너지로 전환하여 이용할 수 있으며 지중온도의 연중변화가 적은 점을 이용하여 지열을 열원으로 할 때는 공기를 열원으로 할 경우에 필요한 제상 장치(defrost cycle)가 필요 없게 되고, 압축기 부하도 줄어들게 되어 열펌프 수명이 길어지게 되며 경제성을 확보할 수 있을 것으로 기대된다.

열펌프를 난방의 목적에 이용할 때 저온 열원의 온도가 높고 공급 열량이 클수록 열펌프의 성적 계수가 높아지고, 열펌프를 냉방이나 냉각의 목적에 이용할 때에는 냉방하고자 하는 공간이나 냉각시키하고자 하는 유체로부터 열을 퍼내어 주어야 하는데 이때에는 냉방공간으로부터 퍼낸 열을 흡수할 고온 열원측의 온도가 낮을수록 열펌프의 성능계수가 높아진다. 물론 이때 하나의 열펌프를 난방과 냉방의 목적에 이용할 때에는 열펌프 작동 유체인 냉매의 순환 방향을 바꾸어 주어야 한다.

본 연구에서는 자연에너지의 하나인 지열을 열원으로 하는 열펌프 시스템을 개발하기 위해 열펌프 시스템의 최적설계에 필요한 관련인자들의 영향을 분석하고 열펌프 시스템의 성능계수를 분석하였다.

2. 재료 및 방법

가. 시스템 모델링

그림 1에는 시물레이션을 위한 증기압축식 열펌프시스템의 구성요소들을 나타내고 있으며, 냉매흐름은 난방과정을 나타내고 있다. 열펌프의 압축기 능력은 7.5kW를 기준으로 하였다. 증발부는 지중매설 파이프를 통과하는 물이 토양과 열교환을 하여 다시 열교환기를 거쳐 증발기 내부의 냉매와 열교환을 하도록 되어 있고, 응축부는 송풍기에 의해 유입되는 공기를 가열하여 열교환을 하는 이중 구조로 되어 있다. R-12의 특성관계식과 성능관계식, 열교환관계식을 컴퓨터프로그램화하여 필요한 변수들간의 관계를 분석하였다

나. 성능관계식

(1) 전열계수

열펌프 시스템의 최적설계를 위한 열교환기의 열관류율을 결정하기 위해 미국냉동공조학회의 쉘튜브형 수냉각기의 열관류율표를 이용해 라그랑제보간법으로 총괄열전달계수를 구하는 2차 방정식을 만들어 대수평균온도차에 따른 총괄열전달계수를 구하였으며, 그 관계식은 다음과 같다.

*경상대학교 농과대학 농업공학부 농업기계공학전공, 경상대학교 부속 농어촌개발연구소

**경상대학교 대학원 농업기계공학과

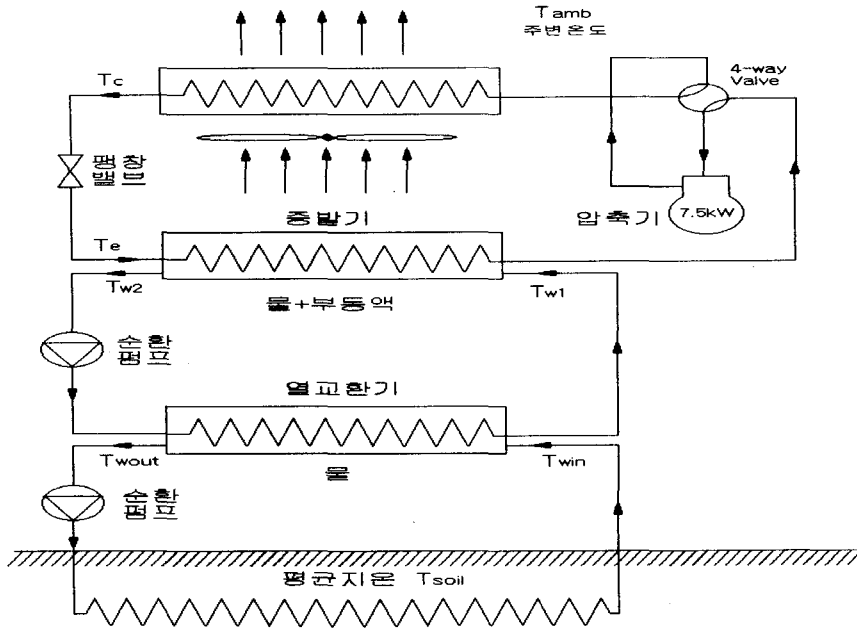


Fig 1. Heat pump system diagram for simulation.

$$U \cdot A = -6.67 + 149.5(\Delta tm) - 6.83(\Delta tm^2) \quad (1)$$

단, $U \cdot A$: 총괄열전달계수, $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, Δtm : 대수평균온도차, $^\circ\text{C}$

(2) 냉매 특성방정식

냉매 R-12의 p-h 선도에 나타난 특성곡선들을 Stoecker⁶⁾의 방정식으로 나타내면 다음과 같다.

- 포화압력 P(kPa) $\ln P = 14.861 - 2498.3/T$ (2)

단, T : 증발온도 혹은 응축온도(K)

- 포화액의 엔탈피 h_f (kJ/kg) $h_f = 200 + 0.925t + 0.00081t^2$ (3)

단, t : 증발온도($^\circ\text{C}$)

- 포화증기의 엔탈피 h_g (kJ/kg) $h_g = 351.5 + 0.4283t - 0.00071t^2$ (4)

단, t : 응축온도($^\circ\text{C}$)

- 압축기일 Δh (kJ/kg) $\Delta h = 158 \cdot \left(1 - \frac{14.861 - \ln P_2}{14.861 - \ln P_1}\right)$ (5)

단, P_2 : 압축기 출구압력(전압), kPa, P_1 : 압축기 유입압력(전압), kPa

- 증발효과 $g_0 = h_g - h_f$ (6)

단, g_0 : 증발효과 [kJ/kg], h_g : 냉매포화증기 엔탈피[kJ/kg], h_f : 냉매 포화액 엔탈피 [kJ/kg]

(3) 증발열량

증발기에서의 증발흡열량은 두가지 측면에서 구할 수가 있다. 하나는 외측열교환기 1의 작동유체(물

+부동액)의 최대 열교환량을 대수 평균온도차와 식(1)에서 구한 총괄 열전달계수를 이용하는 방법이고, 다른 하나는 압축기의 용량에 따른 냉매 순환량에 증발효과를 곱하여 열교환 가능량을 구하는 방법이다. (7)식에서 구한 열교환량을 방정식(8)에 대입하면 증발부의 열교환기의 크기를 결정할 수 있다.

$$Q_e = G \cdot (h_g - h_f) \quad (7)$$

$$Q_e = U \cdot A(t_{wa} - t_e) \quad (8)$$

단, Q_e : 증발기의 열교환량 (kJ/s), G : 냉매순환량 (kg/s)

t_{wa} : 열교환기의 입출구 평균수온 (°C), t_e : 증발온도(°C)

(4) 냉매 순환량

냉매순환량은 압축기의 투입에너지 용량을 압축기 전후의 냉매의 엔탈피의 차로써 나누므로써 구할 수 있으며, 혹은 증발기에서의 최대흡열량을 증발효과로 나누므로써 구할 수 있다. 냉매순환량은 압축기의 용량과 증발기의 크기 및 냉매의 열역학적인 성질 등 여러 가지 설계인자에 영향을 받으므로 실제 냉매 순환량은 실측이 필요하다.

$$G = Q_e / g_0, \quad G = P_{kw} / \Delta h \quad (9)$$

단, P_{kw} : 압축기 용량

(5) 응축열량

응축기에서의 방열량은 세가지측면에서 계산이 가능하다. 응축기에 설치된 송풍기의 용량에 따른 실제 방열량을 계산하는 방법과 냉매의 p-h선도상에서의 이론적인 응축열량을 계산하는 방법, 그리고, 수치해석을 통해 방열량을 계산하는 방법이 있다.

$$Q_c = G \times (h_g + \Delta h - h_f) \quad (10)$$

$$Q_c = \dot{m} \times c \times (t_{a2} - t_{a1}) \quad (11)$$

$$Q_c = F \times (t_c - t_{a1}) \quad (12)$$

단, Q_c : 응축열량

\dot{m} : 공기유량 [kg/s]

c : 공기비열 [kJ/kg · °C]

t_{a1} : 공기입구온도 [°C]

t_{a2} : 공기출구온도 [°C]

t_{amb} : 주위온도 [°C]

t_c : 평균냉매온도 [°C]

F : 단위온도차이당 능력 [kW/°C]

(6) 성능계수

열펌프의 이론적인 난방 성능계수는 정의에 의해 난방에너지를 압축기 투입에너지로 나눈 값으로서 다음과 같이 수식화 된다.

$$COP_h = Q_c / \Delta h \quad (13)$$

단, COP_h : 이론난방성능계수

그리고, 열펌프의 이론적인 냉방 성능계수는 다음과 같이 수식화 된다.

$$COP_c = h_g - h_f / \Delta h \quad (14)$$

단, COP_c : 이론냉방성능계수

다. 시뮬레이션 모드

성능시뮬레이션을 위한 열펌프시스템의 항목별 수준은 실제의 열펌프 운전조건을 참고로 하여 결정하였으며, 그 시뮬레이션 모우드는 표 1과 같다.

Table 1. Simulation mode of heat pump system.

항 목	시뮬레이션 모드	비 고
증발온도(°C), Te	-25~-10	1°C 간격
응축온도(°C), Tc	30, 35, 40, 45, 50	
송풍기풍속(m/s)	3, 4, 5	
열교환기의 입출구 수온차(°C)	5°C ~ -2	7°C 차
	7°C ~ 0	
	9°C ~ 2	

라. 컴퓨터 프로그램과 검증

시뮬레이션을 위하여 앞에서 정립한 관계식들을 GW-BASIC으로 프로그램을 작성하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에 사용된 컴퓨터 사양은 TRIGEM-80586(200MHz)으로 MS-DOS환경에서 실행되는 GW-BASIC을 이용하였고, 약 220문장의 컴퓨터 프로그램으로 완성되었다. 프로그램의 검증을 위하여 설계 기본조건을 R-12의 p-h선도에 적용한 경우 컴퓨터 프로그램에 의한 결과와 수작업으로 계산한 결과를 비교하므로써 프로그램에 이상이 없음을 확인하였다.

3. 결과 및 고찰

1. 열펌프의 냉·난방효과

그림 2는 이론 사이클에서 증발온도와 응축온도의 변화에 따른 증발기의 냉각효과와 응축기의 난방효과를 나타내고 있다. 시뮬레이션 온도범위에서 냉각효과는 약 90~120kJ/kg의 변화를 보이고 있는데 증발온도가 높고 응축온도가 낮을수록 냉각효과가 커진다. 이것은 증발기에서 냉매의 증발에 필요한 증발열량이 많아지는 것을 의미하며 외측열교환기 1에서의 열교환가능량을 예측할 수 있는 자료가 된다. 냉동 기준사이클에서의 응축온도는 약 35°C 정도이지만 여기서는 열펌프로 이용하므로 이보다 높

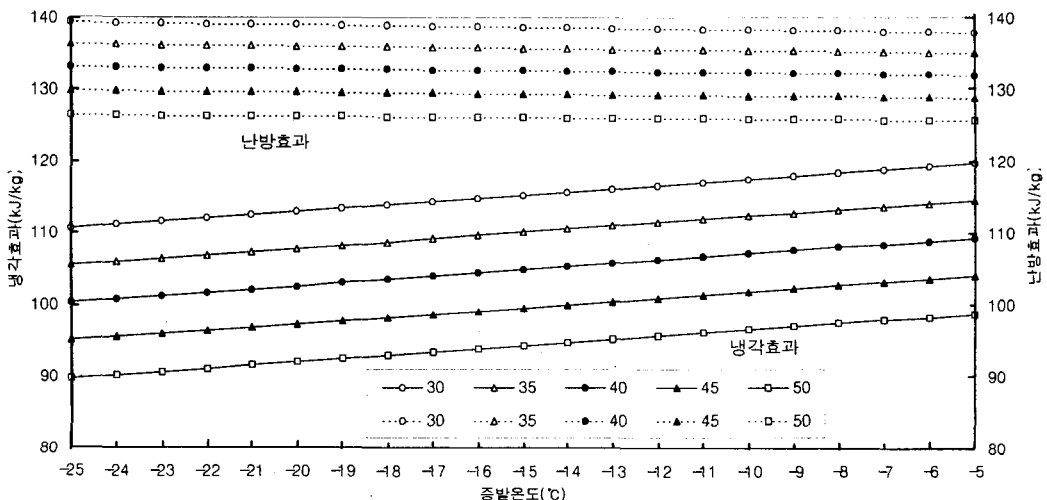


Fig 2. Refrigeration and heating capacity depending on evaporation and condensation temperature.

은 온도로 결정하여야 한다. 또한, 증발온도가 낮고 응축온도가 낮을수록 난방효과가 커지는 경향을 보이고 있는데 이것은 압축일의 영향을 받은 것으로 생각된다. 즉, 응축열량은 증발열량에 압축기일을 더한 값이므로 더 많은 압축일이 소요되는 것을 알 수 있다. 따라서, 증발온도와 응축온도를 결정하기 위해서는 압축일을 고려하여 증발온도와 응축온도의 균형점을 찾을 필요가 있음을 알 수 있다.

2. 열펌프의 성능계수

그림 3는 증발온도와 응축온도의 변화에 따른 열펌프의 난방성능계수와 압축일의 변화를 나타내고 있다. 열펌프의 응축온도와 증발온도를 결정하는데 있어 사용목적과 열원을 선택하는데 중요한 설계 변수로서 여기서는 지열을 열원으로 한 열펌프의 설계를 목적으로 하므로 지열과의 원활한 열교환을 위해서는 겨울철(난방기준) 지중 2m, 4m 위치의 평균 지온이 10~15°C 사이에 있으므로 증발온도는 약 -10°C 전후로, 응축온도는 40~50°C 범위로 결정하는 것이 좋을 것으로 판단된다. 이때 본 시뮬레이션에서의 조건에서는 냉동성능계수는 약 2.8~4.2 정도가 된다. 그림을 살펴보면 성능계수는 응축온도의 영향보다는 증발온도에 더 많은 영향을 받는다는 것을 알 수 있다. 응축기에서 방출되는 열량은 외부에서 증발기로 들어오는 열량과 압축기에서 소비되는 동력과 합하기 때문에 증발기가 정상적으로 작동해서 외부의 열을 도입(導入)하지 않으면 응축기에서 충분한 방열을 얻을 수 없다. 이와 같이 열펌프의 최적설계를 위해서는 각 부의 상호작용에 따른 냉매의 정상상태운전을 유도해야 한다.

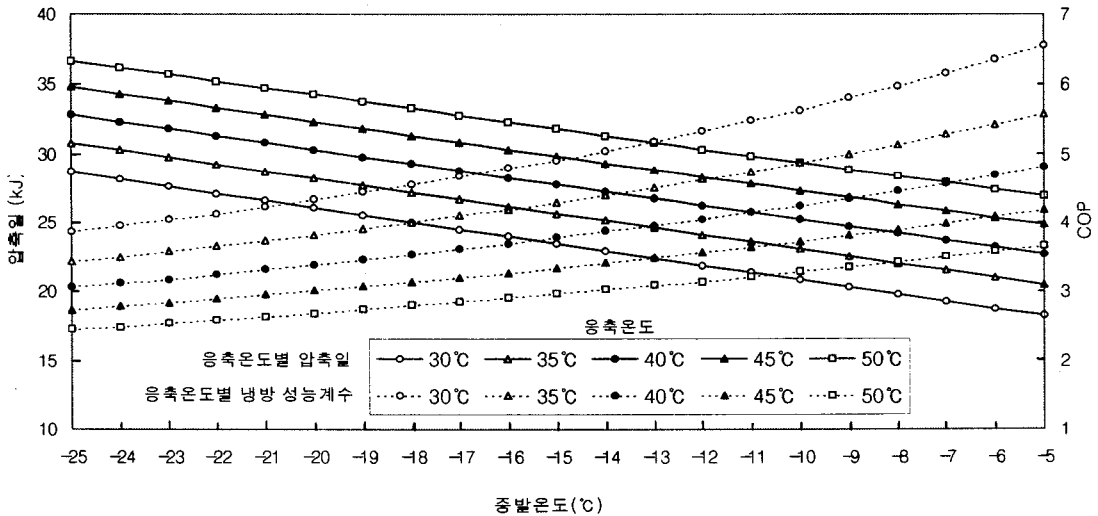


Fig 3. Variation of compression work and COPc depending on evaporation and condensation temperature.

3. 냉매유량의 변화

냉매유량은 증발기에서의 열교환능력을 기준으로 하여 증발온도와 응축온도에 따라 변화하였으며 증발온도가 높고 응축온도가 낮을수록 냉매유량이 많아지는 것을 알 수 있다. 증발기의 전열면적의 결정에 있어서는 냉매와 열교환기와 지중매설 파이프를 순환하는 물의 대수평균온도차에 따른 총괄열 전달계수를 구하여 그림 4(b)에 냉매의 증발에 필요한 증발기의 전열면적의 변화를 나타내었다. 증발기의 전열면적을 결정하기 위해서 증발온도를 결정하고 냉매유량이 결정된 상태에서 증발기의 크기를 크게 하는 것은 경제성문제가 뒤따른다. 증발온도가 높아지면서 -10°C 부근에서 기올기가 급격히 증가

하면서 소요면적이 증가하는 것을 알 수 있는데 따라서 증발온도를 너무 높게 결정하는 것은 증발기의 크기가 너무 커지므로 피해야 할 것이다.

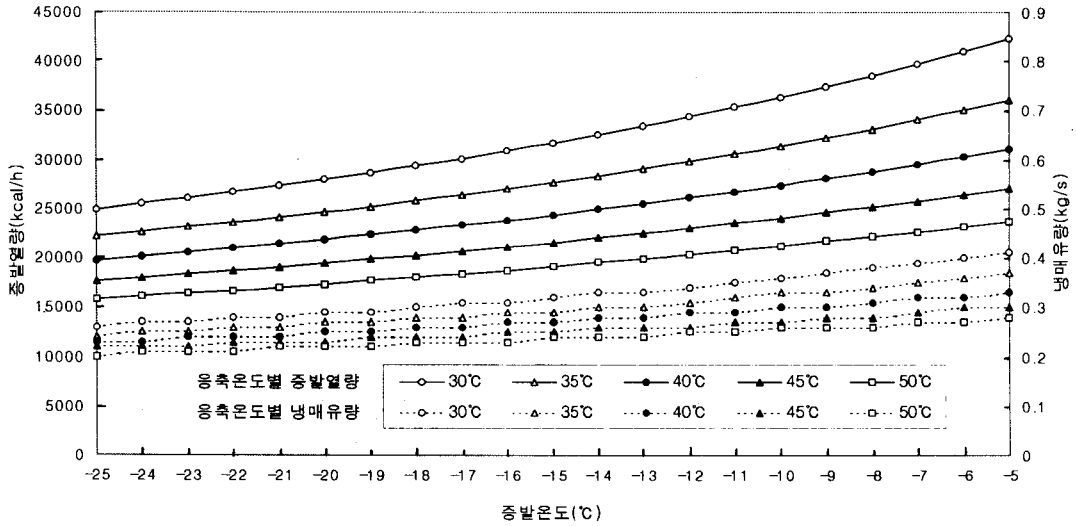


Fig 4(a). variation of evaporation heat and mass flow rate of refrigerant depending on evaporation and condensation temperature.

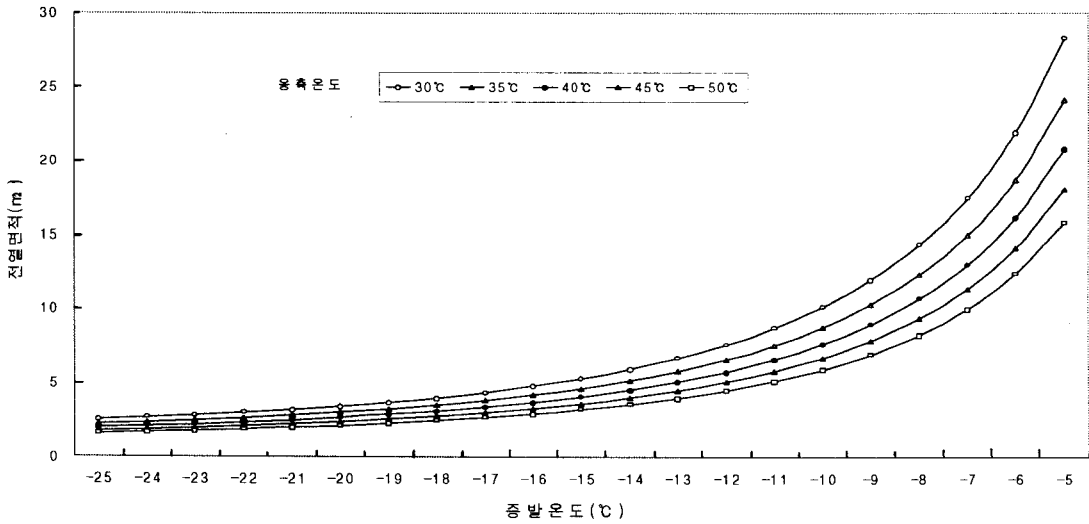


Fig 4(b). Variation of heat transfer area of evaporator depending on evaporation and condensation temperature.

4. 응축유닛

응축기는 압축기에서 압축되어 고온·고압으로 된 냉매증기를 액화시키는 장치로서 열펌프를 난방에 이용하기 위해서는 응축기의 온도가 일정수준이상 유지되어야 하며, 냉매의 응축잠열을 원활하게 열교환시켜 주어야 한다. 응축기의 크기와 송풍기의 용량을 결정하기 위해서는 응축열량이 어느 정도 인지를 계산하여야 한다. 그 계산은 방정식 (10)에 의해 수행하였으며, 그림 5에 증발온도 및 응축온도의 변화에 따른 응축열량의 변화를 나타내었다.

시뮬레이션 온도범위에서 26,000kcal/h~41,500kcal/h의 응축열량의 변화를 보이고 있는데 응축온도

가 낮고 증발온도가 높을수록 응축열량이 높아지는 경향을 보이고 있다. 이것은 냉매순환량의 증가에 따른 것으로 증발온도가 높고 응축온도가 낮아지면 압축기로 들어가는 냉매의 비체적이 증가하기 때문이다. 동일한 응축기 크기에서 응축기 입구 공기온도가 높아질수록 응축압력도 높아지고 있는데, 이는 응축기 입구 공기온도가 높을수록 냉매와 공기와의 온도차가 적어짐으로 응축능력이 저하되기 때문이다.

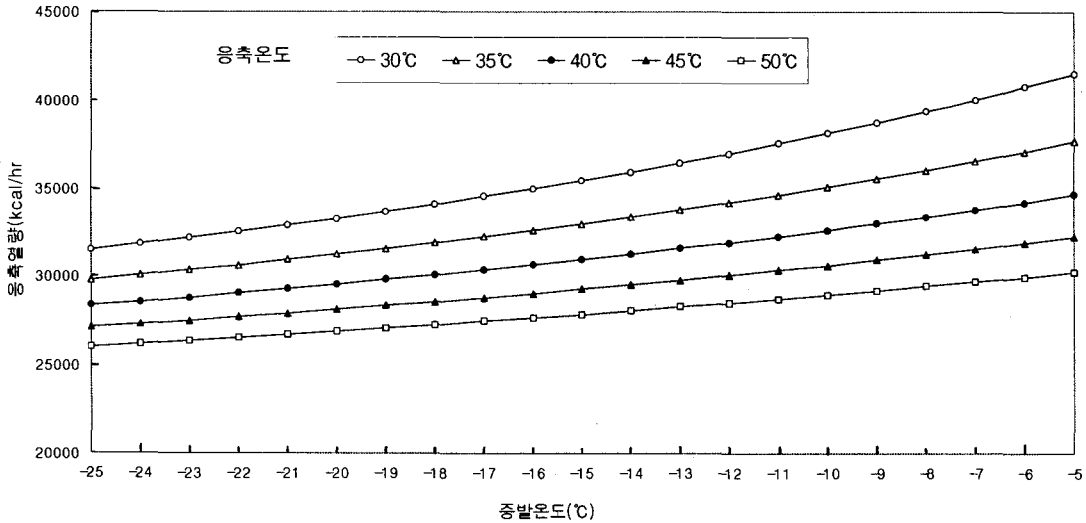


Fig 5. Variation of condensation heat depending on evaporation and condensation temperature.

5. 증발유닛

냉매의 유량은 열교환기에서 얻어지는 증발열량의 대소에 따라 팽창밸브에서 냉매 유량을 제어하게 되므로 이론분석에서는 열교환기에서 공급되는 열량은 냉매유량의 대소에 관계없이 전부 증발한다는 가정하에서 열교환면적을 계산할 수 있다. 그림 6에 열교환기의 유입수온의 변화에 따른 전열면적의 변화를 나타내고 있는데, 외측열교환기2 에서 열교환된 물·부동액 혼합 작동유체의 유입온도를 5°C,

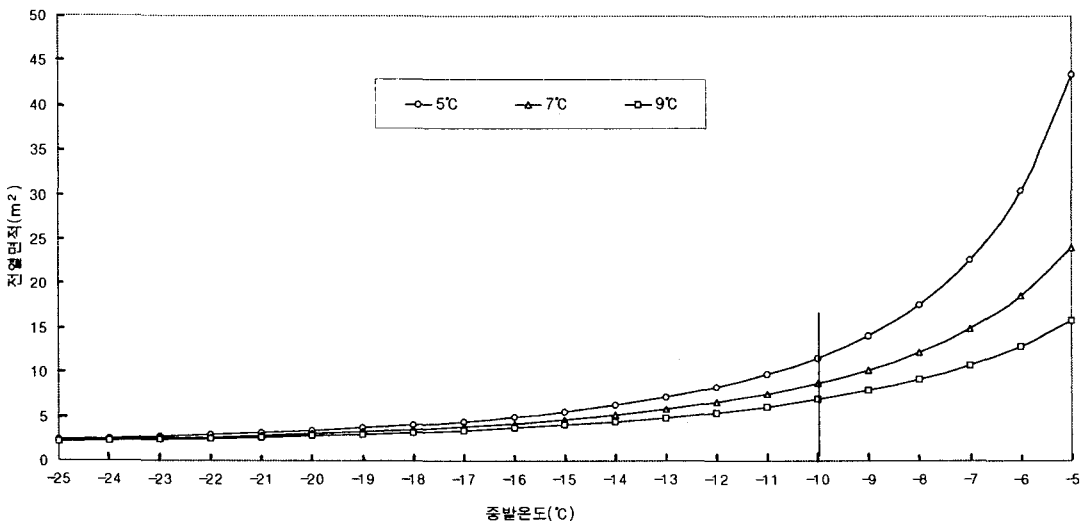


Fig 6. variation of heat transfer area of evaporator depending on inlet water temperature at 35°C of condensation temperature.

7℃, 9℃로 하고 출구온도를 유입온도보다 7℃ 높다고 할 때 응축온도 35℃에서 증발온도의 변화에 따른 증발기의 크기를 나타내었다. 그림을 살펴보면 응축기의 전열면적의 변화와 유사한 경향을 보이고 있는데 증발온도 -10℃에서 기울기가 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 증발온도 -15℃이하에서는 유입수온의 변화에 큰 영향을 받지 않지만 증발온도가 -5℃로 높아지면 유입수온 2℃차이에 전열면적은 거의 3배정도 증가하는 것을 볼 수 있으며 응축온도 35℃, 증발온도 -10℃~-20℃범위에서 3~7m²의 변화를 보이고 있다.

4. 요약 및 결론

본 연구에서는 자연에너지의 하나인 지열을 열원으로 하는 열펌프 시스템을 개발하기 위해 열펌프 시스템의 최적설계에 필요한 관련인들의 영향을 분석하고 열펌프 시스템의 성능계수를 분석하였다. 초기 입력조건은 압축기용량을 75 kW, 지중온도를 겨울철 지중 2 m, 4 m의 평균지온 10~15 ℃, 시설내부의 공기온도를 15 ℃로 하여 시뮬레이션을 수행하였으며, 난방시뮬레이션 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 열펌프의 성능계수는 시뮬레이션 조건하에서 2.4~6.6 사이에 있었으며, 증발기에서의 냉각효과는 냉매순환량에 크게 영향을 미치는 설계변수로서 시뮬레이션 적용 설계온도 범위 내에서 90~120 kJ/kg으로 나타났다.
2. 압축일은 성능계수의 결정에 큰 영향을 끼치며 증발온도가 높아짐에 따라 압축일도 따라서 커진다.
3. 냉매유량은 약 0.2~0.4 kg/s의 범위에서 변하고 있으며 증발온도가 높아지면서 냉매유량이 증가하는 경향을 보였다.
4. 증발온도 -10℃전후, 응축온도 40℃~50℃ 범위에서 냉매유량과 증발기의 전열면적의 크기는 각각 0.26~0.3kg/s와 6~7.5m²로 나타났다.
5. 응축기의 크기는 응축능력을 결정하는 중요한 설계변수로서 응축기 입구 공기온도가 높을수록 응축기 크기 변화가 열펌프 시스템 성능에 큰 영향을 미치며, 다양한 운전조건에서 주어진 난방능력에 맞는 적절한 응축기 크기의 선정이 필요하다.

5. 참고문헌

1. 김영복. 1998. 엔진구동 지열 열펌프의 성능분석(I) -부산·진주지방 지중온도 예측-. 한국농업기계학회지. 23(2):pp 135-146.
2. 김용찬, 민만기, 1987, 물 대 물 열펌프의 정상상태 성능 시뮬레이션, 고려대학교 공학논문집 제 28집, pp. 19-30.
3. 배순훈, 이상룡. 1976. 열펌프시스템의 최적설계. 공기조화·냉동공학 5(1)
4. Song, Hyun-Gap, Young-Sun, Ryou, Jong-kil, Park. 1996. Development of Heat Pump System for the Greenhouse Heating, Proceedings of ICAME, Volume III.
5. 古在豊樹, 林眞紀夫. 1986. 園藝環境工學における最近の課題[5], ヒートポンプ(2) システム構成の種類と特徴, 農業および園藝. 61, 779-787
6. W. F. Stoecker. 1980. "DESIGN OF THERMAL SYSTEMS" McGRAW-HILL Kogakusha. Ltd.