

하천수 열원 이용 2단압축 열펌프의 최적성능 및 효용 운전범위에 관한 시뮬레이션 연구

정 태 훈, 박 차 식**, 김 용 찬**†

고려대학교 기계공학과 대학원, **호서대학교 자동차공학과, *고려대학교 기계공학과

Simulation on the Optimal Performance and Effective Operating Range of a 2-Stage Compression Heat Pump Using River Water

Taehun Jung, Chasik Park**, Yongchan Kim**†

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

***Department of Automotive Engineering, Hoseo University, Asan 336-795, Korea*

**Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

(Received January 8, 2008; revision received February 14, 2008)

ABSTRACT: The objectives of this study are to predict actual system performance and effective operating range of the 2-stage compression heat pump system using river water. An electronic expansion valve was applied to the simulation to analyze the effects of operating conditions on the system performance. The developed program was verified by comparing the predictions with the measured data. The results from the present model showed a good agreement with the measured data. In addition, the heat pump simulation was conducted by increasing condenser reservoir inlet temperature to investigate the benefits of the 2-stage compression over the 1-stage compression in the heating mode. The performance of the 2-stage compression cycle was better than that of the 1-stage compression when the inlet temperature of the condenser reservoir was higher than 40 °C.

Key words: River water(하천수), 2-stage compression heat pump(2단압축 열펌프), Electronic expansion valve(EEV, 전자팽창장치), Simulation(시뮬레이션)

기 호 설 명

C_d : 전자팽창밸브 냉매유량 보정계수
 D : 오리피스 직경 [mm]
 D_e : 오리피스 유효직경 [mm]
 L : 오리피스 길이 [mm]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P_{cr} : 임계압력 [kPa]
 P_d : 출구압력 [kPa]

P_s : 포화압력 [kPa]
 P_i : 입구압력 [kPa]
 T_c : 포화 응축온도 [°C]
 T_{cr} : 임계온도 [°C]
 T_e : 포화 증발온도 [°C]
 ΔT_{sc} : 과냉도 [°C]
 W : 압축기 소요동력 [kW]

그리스 문자

v : 동점성 [m^2/s]
 π : 무차원 변수

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

ρ : 밀도 [kg/m³]
 σ : 표면장력 [N/m]

하첨자

f : 포화액체
 g : 포화기체
 map : map data

1. 서 론

급변하는 세계정세에 능동적으로 대처하고 산업화의 확산으로 야기된 자원 고갈 및 기후변화 등과 같은 심각한 환경변화에 대응하기 위해서는 1차 에너지의 사용을 최대한 줄이면서 환경친화적인 산업구조의 형태를 갖는 에너지이용기술을 개발하고 도입해야 한다. 이를 위하여 대도시 지역이나 공업단지에서 발생되고 있는 다양한 유형의 미활용에너지를 회수하여 재활용하는 것은 에너지절약뿐만 아니라 환경개선의 측면에서 그 유용 가치가 매우 높다고 할 수 있다. 미활용에너지는 공기열원에 비하여 운전조건 측면에서 냉난방기간 동안에 5℃ 미만의 안정적인 온도변화 특성⁽¹⁾을 나타내어 효율측면에서 매우 유리하다.

미활용에너지를 이용한 열펌프에 대한 연구는 크게 열원의 변화에 따른 열펌프의 성능변화를 측정하는 부분과 열펌프 시스템 자체의 특성을 고찰하는 분야로 나뉘며, 시뮬레이션과 실험을 포함한 다양한 연구들이 진행되고 있다.

Lian et al.⁽²⁾과 Chen et al.⁽³⁾은 각 지역의 다양한 미활용에너지를 이용하는 열펌프시스템을 구성하여 그 성능을 평가하였으며, 미활용에너지를 이용한 열펌프가 에너지절약과 환경보존 측면에서 큰 장점이 있다는 결과를 보고하였다.

Zubair et al.⁽⁴⁾은 포화응축온도가 높은 난방운전의 경우에 2단압축 운전이 1단압축보다 효율면에서 높은 이득이 있는 것으로 보고하였고, 사이클의 성능에 큰 영향을 미치는 인자들에 대해서 열역학적으로 고찰하였다.

본 연구에서는 기존의 연구와는 다르게 하천수를 열원으로 하는 2단압축 열펌프 시스템의 최적 성능을 예측하는 해석모델을 개발하였으며, 이를 적용하여 열원의 온도조건에 따른 사이클의 최적 운전점 및 2단압축 난방운전이 이득을 갖는 운전 범위에 대하여 고찰하였다.

2. 열펌프 사이클 모델링

열펌프의 운전특성을 살펴보면, 하절기에는 응축기와 증발기의 포화온도 차이가 크지 않고, 압축기의 토출온도가 비교적 높지 않기 때문에 1단 압축을 하여도 냉방성능에 문제가 없다. 하지만, 동절기의 경우에는 응축기와 증발기의 포화온도 차이가 매우 크기 때문에 1단압축을 할 경우 압축기의 토출온도가 매우 높아지고, 소요동력 또한 크게 증가하여 급격한 난방성능의 저하를 가져올 수 있다. 따라서 본 연구에서는 냉방은 1단 압축으로, 난방은 2단압축으로 작동하는 R-134a 용 열펌프시스템을 Fig. 1과 같이 구성하여 모델링하였다.

냉방의 경우에는 저단 압축기만을 이용하여 1지점을 통과한 냉매가 압축기에서 토출되어 4지점의 과열상태가 되고, 응축기에서 열교환을 마친 냉매는 8지점에서 9지점으로 팽창되어 증발기를 통과하도록 설계하였다.

난방의 경우에는 1지점의 냉매가 저단 압축기를 통과하여 2지점으로 토출되고 플래시탱크에서 열교환을 하여 3지점에서 포화증기 상태로 고단 압축기에 들어간다. 고단 압축기에서 토출된 냉매는 4지점에서 응축기로 들어가게 되고 이 때 열교환을 통해 난방열을 공급한다. 응축기를 통과한 5지점에서 유로는 두 경로로 나뉘지게 되는데, 일부의 냉매는 고단 EEV에서 팽창되어 6지점으로 가고, 일부는 응축기를 통과하자마자 중간열교환기(IHX, intermediate heat exchanger)로 유입된다. 중간열교환기에서는 팽창되지 않은 냉매(5지점)와

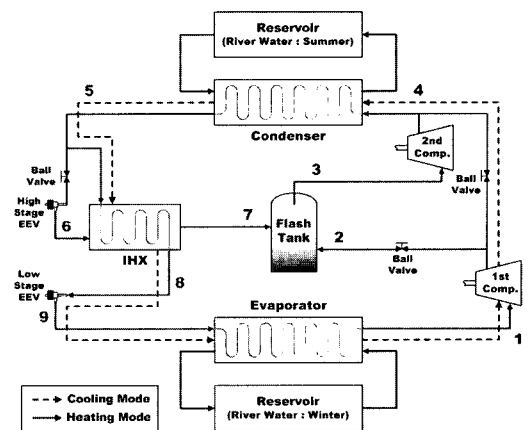


Fig. 1 Schematic diagram of the heat pump.

중간압력이 형성되는 지점으로 팽창된 냉매(6지점)가 서로 열교환을 하여 각각 8지점과 7지점이 되는데, 7지점을 통과한 냉매는 플래시탱크로 유입되어 저단 압축기 토출 냉매와 열교환을 하여 고단 압축기로 유입되고, 8지점을 통과한 냉매는 저단 EEV에서 팽창되어 증발기로 유입된다. 증발기에서 하천수와 열교환을 마친 냉매는 다시 1상태가 되어 저단 압축기로 흡입된다.

2.1 시뮬레이션 개요

본 시뮬레이션은 Visual basic 5.0을 사용하여 프로그램을 작성하였고, 냉매물성치는 REFPROP 7.0을 호출하여 메인 프로그램에서 계산하였다.

본 연구에서는 부하 변동 및 운전변수 변화에 따른 2단압축 열펌프의 최적 냉·난방 성능을 시뮬레이션을 통해 고찰하였고, 시뮬레이션을 위한 냉·난방 프로그램의 흐름도를 Fig. 2과 Fig. 3에 각각 나타내었다.

본 시뮬레이션 프로그램은 기존의 열펌프 시뮬레이션과는 다르게 냉방의 경우 EEV의 개도 변화를 통해 질량평형을 맞추고, 포화증발온도의 변화를 통해 엔탈피평형을 맞추어 사이클의 평형

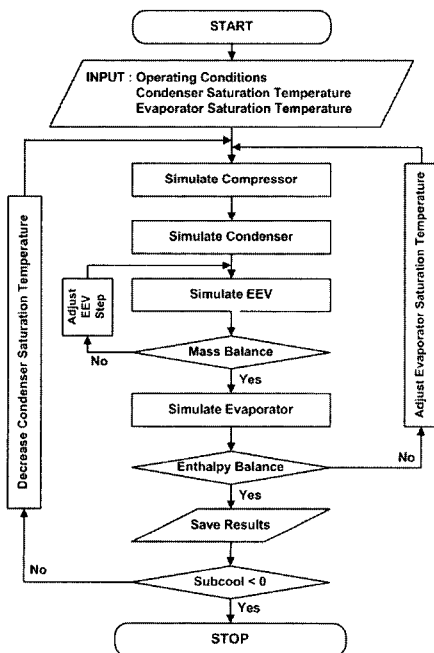


Fig. 2 Flow chart of the cooling simulation.

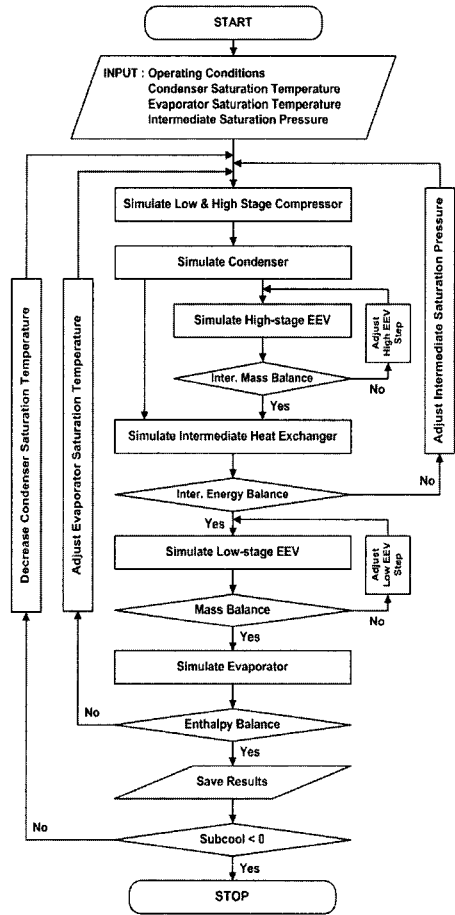


Fig. 3 Flow chart of the heating simulation.

점을 찾는다. 난방의 경우는 두 전자팽창밸브의 개도로 질량평형을 맞추고, 중간압력과 포화증발압력을 변화시켜서 엔탈피평형을 맞추게 된다. 이때 냉방과 난방 모두에서 포화 응축온도는 고정되게 되는데, 포화응축온도는 사용자가 설정한 온도에서 시작하여 사이클이 수렴할 때마다 조금씩 낮춰지게 된다. 최종적으로 응축기의 과냉도가 '0'이 될 때까지 시뮬레이션이 반복 수행되게 되며 시뮬레이션이 종료되면, 저장된 데이터를 바탕으로 주어진 외부 부하조건에서 최적의 성능계수를 보이는 운전조건을 찾을 수 있다.

2.2 압축기 모델링

본 시뮬레이션의 압축기 모델링은 압축기 제조 회사에서 제공하는 압축기 성능자료를 바탕으로

Fischer and Rice⁽⁵⁾가 제안한 map-based 모델 (식(1)과 식(2))을 사용하였다. 과열도에 대한 보정은 Dabiri and Rice⁽⁶⁾의 과열도 보정관계식을 적용하였다.

$$\dot{m}_{map} = a_1 T_e^2 + a_2 T_e + a_3 T_c^2 + a_4 T_c + a_5 T_e T_c + a_6 \quad (1)$$

$$W_{map} = b_1 T_e^2 + b_2 T_e + b_3 T_c^2 + b_4 T_c + b_5 T_e T_c + b_6 \quad (2)$$

2.3 열교환기 모델링

본 시뮬레이션에서 응축기와 증발기로 쓰이는 열교환기는 Yan et al.^(7,8)이 제안한 단상과 이상영역 상관식을 이용하여 모델링하였다. 판형 열교환기를 n개의 구간으로 나눈 다음 한 구간에서 열교환 관계식을 풀어 출구값을 구하는데 냉매의 출구온도와 물의 출구온도를 동시에 알 수 없으므로 전체 열전달 관계를 고려하여 하나의 구간에서 열교환량을 가정한 후에 대수평균온도차(LMTD) 방법을 이용하였다. 계산된 열교환량과 처음 가정한 열교환량이 오차범위 이내로 일치할 때까지 계산을 반복하여 출구값을 구하였고, 이 구간의 출구값이 다음 구간의 입력값이 되므로 이 과정을 반복하여 열교환기를 통과하는 최종 출구값을 구하였다. 한편, 하천수를 열원으로 사용하는 열교환기는 일정기간 사용하면 판 표면에 스케일이 형성되어 열전달 손실이 발생하는데 본 연구에서는 이에 대한 영향을 고려하지 않았다.

2.4 팽창장치 모델링

팽창장치의 모델링은 EEV의 냉매유량을 예측할 수 있는 Park et al.⁽⁹⁾이 제안한 식(3), 식(4)와 같은 무차원 형태의 경험적 유량상관식을 사용하였다. Table 1은 식(4)의 각 무차원항의 변수를 나타낸다.

$$\dot{m} = \frac{C_d A \sqrt{2\rho_f(P_i - P_s)}}{3600} \quad (3)$$

$$C_d = 0.0934\pi_1^{0.0697}\pi_2^{-0.0286}\pi_3^{-0.019}\pi_4^{0.213}\pi_5^{0.010}\pi_6^{0.655} \quad (4)$$

Table 1 Dimensionless Pi-groups

Group	Parameter	Group	Parameter
π_1	$\frac{P_i - P_d}{P_{cr}}$	π_4	$\frac{v_g}{v_f}$
π_2	$\frac{\Delta T_{sc}}{T_{cr}}$	π_5	$\frac{\sigma}{DP_i}$
π_3	$\frac{L}{D}$	π_6	$\frac{D_c}{D}$

3. 해석결과 및 고찰

본 연구에서는 하절기와 동절기에 각각 1단과 2단압축으로 운전되는 열펌프를 모델링하여 시뮬레이션을 수행하였다. 본 시뮬레이션 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 2단압축 열펌프시스템을 구성하여 성능을 추정하였고, 개발된 프로그램을 활용하여 하천수 온도변화에 따른 최적 냉난방 성능 및 2단압축 열펌프의 효율 운전범위에 대하여 고찰하였다.

3.1 시뮬레이션 프로그램의 검증

본 시뮬레이션 프로그램의 검증을 위해서 3RT급 2단압축 열펌프 시스템을 Fig. 1과 같이 구성하여 실험을 수행하였고, Table 2에는 본 연구에 적용한 주요 실험장치의 제원을 나타내었다. 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교한 결과, 냉방과 난방 시스템 모두에서 오차율이 약 10% 이내인 것으로 나타났다. Fig. 4는 응축기 열원측 입구온도 변화에 따른 시스템의 냉·난방 성능을 실험값과 비교한 것이며, 이를 통해 응축기 열원측 입구온도 변화에 따라 예측 COP와 실험값의 경향이 일치함을 알 수 있다. 모든 조건에서 예측값이 실험값보다 큰 것으로 나타났으며, 이는 압축기 흡

Table 2 Specifications of experimental setup

Items		Specifications
Compressor	High-stage	Copeland ZR47K3E 2 RT
	Low-stage	Copeland ZF18K4E 3 RT
EEV	High-stage	Saginomiya DKV18 10 kW
	Low-stage	Fujikoki BD24SH 15 kW
Heat exchanger	Condenser	Alfalaval Plate 16 kW
	Evaporator	Alfalaval Plate 12 kW

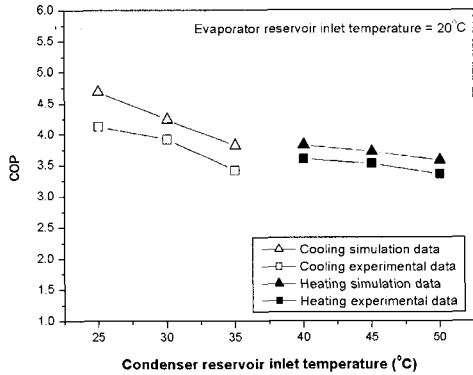


Fig. 4 Comparison of the simulation data with the experimental data.

입손실과 배관손실 등으로 인하여 실제 운전조건에서 측정된 압축기 소요동력이 시뮬레이션에 의해 계산된 값보다 더 크게 나타났기 때문이다.

3.2 하천수 온도변화에 따른 냉방성능 변화

냉방사이클의 경우에는 하천수를 응축기의 열원으로 사용하기 때문에 증발기 열원측 입구온도는 10 °C로 고정시키고, 응축기 열원측 입구온도를 변화시키며 시뮬레이션을 수행하였다. 응축기 열원의 각 온도조건에서 사이클의 효율이 최대가 되는 운전점을 찾아서 고찰한 결과, Fig. 5의 P-h선도와 같이 사이클의 과냉도가 최소가 되는 지점이 선정되었으며, 결과적으로 사이클의 포화응축압력과 증발압력의 차이가 가장 작은 지점에서 최대 효율을 얻을 수 있었다.

Table 3은 하천수 온도변화에 따른 냉방사이클의 성능변화를 나타낸 것인데, 하천수의 온도가

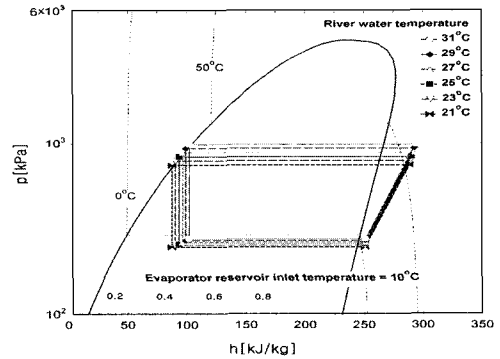


Fig. 5 P-h diagram of the cooling cycle with river water temperature.

증가할수록 압축비가 커져서 소요동력이 증가하는 경향을 확인할 수 있다. 또한, Fig. 5에서와 같이 포화응축온도와 함께, 포화증발온도 또한 다소 증가하는 경향을 나타내므로 압축기로 흡입되는 냉매의 비체적이 감소하여 질량유량은 소량 증가하는 것을 알 수 있다. 이 때, 질량유량의 변화를 맞춰주는 EEV 개도는 사이클이 최대 효율을 나타내는 운전조건에서 압축기와 EEV가 질량평형을 이루도록 하는 개도를 의미하는데, EEV는 양단에 걸리는 압력차가 커질수록 질량유량이 증가하기 때문에 하천수의 온도가 증가할수록 자연스럽게 질량유량이 증가하게 된다. 하지만, 압축기에서 도출하는 질량유량의 증가량이 크지 않기 때문에 결과적으로 EEV 개도는 오히려 감소하는 경향을 나타낸다.

한편, 하천수의 온도가 증가할수록 냉방용량은 다소 감소하는 것을 확인할 수 있는데, 이는 하천수의 온도가 증가할 때, 질량유량에는 큰 변화

Table 3 Optimum conditions in the cooling cycle with river water temperature

River water temperature [°C]	EEV opening [%]	Mass flow rate [kg/s]	Cooling capacity [kW]	Power input [kW]	Optimum COP
21	61.9	0.0717	11.77	2.68	4.39
23	59.8	0.0722	11.66	2.76	4.22
25	57.1	0.0729	11.60	2.86	4.09
27	55.5	0.0732	11.46	2.94	3.93
29	54.4	0.0736	11.21	3.01	3.72
31	52.7	0.0740	11.05	3.10	3.56

가 없지만, 냉매측 2상영역의 감소로 열교환량이 줄어들었기 때문이다. 따라서 하천수의 온도가 증가할수록 압축기의 소요동력은 증가하고, 냉방용량은 감소하기 때문에 전체적인 냉방 COP는 감소하는 경향을 나타낸다.

3.3 하천수 온도변화에 따른 난방성능 변화

난방사이클의 경우는 하천수를 증발기의 열원으로 사용하기 때문에 응축기 열원측 입구온도는 10°C로 고정시키고, 증발기 열원측 입구온도를 변화시키며 시뮬레이션 작업을 수행하였다. 증발기 열원의 각 온도조건에서 사이클의 효율이 최대가 되는 운전점을 찾아 고찰한 결과 Fig. 6과 같은 P-h 선도를 그릴 수 있었으며, 과냉도가 가장 작은 지점에서 최대 효율을 갖는 냉방사이클과는 달리 소요동력과 난방용량의 비에 따라서 최적 운전점이 결정되었다.

Table 4는 하천수 온도변화에 따른 난방사이클의 성능변화를 나타낸 것인데, 하천수의 온도가 증가할수록 Fig. 6과 같이 포화응축온도와 증발온도 및 중간압력이 모두 상승하는 경향을 보이기 때문에, 각 압축기로 흡입되는 냉매의 비체적이 작아져서 저단과 고단으로 흡입되는 질량유량은 증가하게 된다.

난방운전의 경우에는 이러한 질량유량의 변화를 맞추기 위하여 고단과 저단에 두 개의 EEV가 사용되었는데, 저단 EEV는 저단 압축기와의 질량평형을 맞춰주고, 고단 EEV는 중간압력이 형성되는 지점으로 팽창되는 질량유량을 결정하여 저단과 고단 압축기 사이의 질량평형을 맞춰주도록 설정되었다. 고단과 저단 EEV 모두 하천수의 온도가 증가할수록 개도가 증가하였는데, 여기서

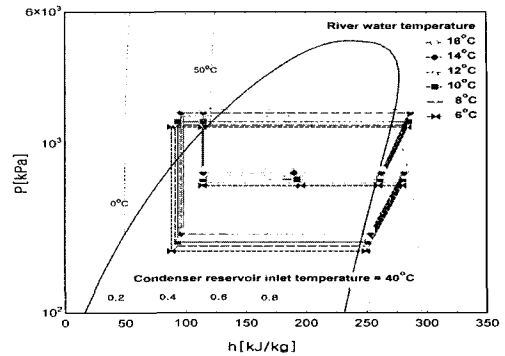


Fig. 6 P-h diagram of the heating cycle with river water temperature.

저단 EEV의 개도가 증가하는 것은 전체적인 사이클의 질량유량이 증가하였기 때문이며, 고단 EEV 개도가 증가하는 것은 고단측의 질량유량이 저단보다 많이 증가하였다는 것을 의미한다.

압축기로 흡입되는 질량유량이 늘어남에 따라 고단과 저단 압축기 소요동력의 합으로 나타나는 전체 소요동력은 자연스럽게 증가하며, 난방용량의 경우도 응축기를 통과하는 고단측 질량유량의 증가와 함께 증가하는 경향을 보인다.

한편, 하천수의 온도가 증가할수록 소요동력과 난방용량이 모두 증가하였지만, 난방용량의 증가분이 소요동력보다 크기 때문에 전체적인 난방 COP는 증가하는 경향을 나타내었다.

3.4 2단압축 열펌프의 효율 운전범위 분석

일반적으로 포화응축압력과 증발압력의 차이가 크지 않은 난방운전의 경우에는 압축기 1대로도 충분한 난방효과를 얻을 수 있지만, 포화응축압

Table 4 Optimum conditions in the heating mode with river water temperature

River water temperature [°C]	Low-stage EEV opening [%]	High-stage EEV opening [%]	High-stage mass flow rate [kg/s]	Heating capacity [kW]	Total power input [kW]	Optimum COP
6	34.6	16	0.0930	15.6	4.35	3.64
8	37.3	16.4	0.0970	16.0	4.52	3.68
10	40.2	16.8	0.1009	16.9	4.67	3.70
12	42.5	16.8	0.1057	18.0	4.86	3.74
14	45.2	17	0.1101	18.5	5.02	3.75
16	47.0	17.2	0.1158	19.3	5.25	3.81

력이 매우 높아지는 난방운전의 경우에 1대의 압축기만을 사용하면 압축비가 커지고, 난방용량이 감소하는 등의 영향으로 원하는 난방효과를 얻기 힘들다. 따라서 본 연구에서는 1대의 압축기와 2대의 압축기로 작동되는 열펌프사이클을 각각 1단압축과 2단압축으로 명명하였고, 난방운전의 경우에 대하여 1단압축 보다 2단압축의 효율성이 커지는 운전범위에 대하여 고찰하였다.

Fig. 7은 응축기 열원측 입구온도가 증가할 때, 1단압축과 2단압축의 소요동력을 비교한 것이다. 2단압축의 경우는 압축기 2대를 사용하기 때문에 모든 영역에서 1단압축보다 소요동력이 큰 것을 확인할 수 있으며, 열원온도에 따른 소요동력의 증가율은 1단압축의 경우가 2단압축보다 큰 것을

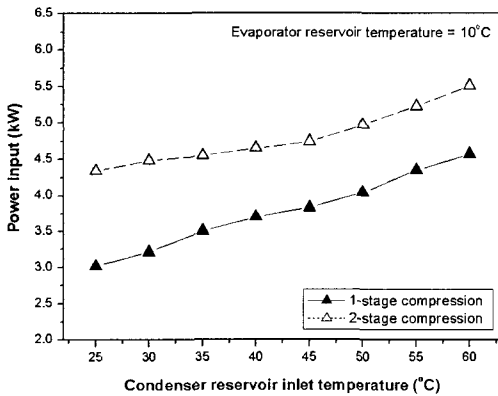


Fig. 7 Comparison between the 1-stage and 2-stage power inputs.

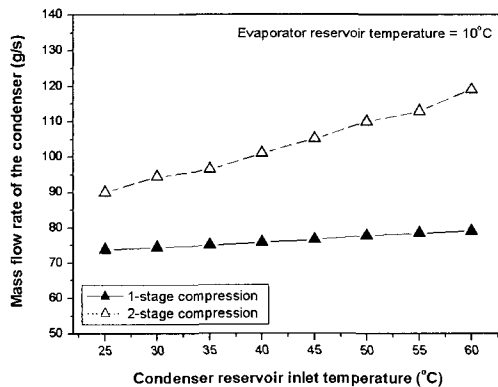


Fig. 8 Comparison between the 1-stage and 2-stage mass flow rates of the condenser.

알 수 있다. 이것은 1단압축의 경우, 열원온도가 증가함에 따라 압축비가 크게 증가한 것에 반하여, 2단압축은 상대적으로 2대의 압축기가 중간압력을 기준으로 적절히 소요동력을 분산하였기 때문이다.

Fig. 8은 응축기 열원측 입구온도의 증가에 따른 질량유량의 변화를 나타낸 것인데, 여기서의 질량유량은 응축기로 유입되어 난방에 사용되는 질량유량을 의미한다. 1단압축의 경우 열원온도의 증가에 따라 포화증발압력이 다소 증가하여 질량유량이 증가할 수 있었지만, 포화응축압력의 증가로 인해 압축비가 매우 커져서 유량 상승률이 둔한 것을 확인할 수 있다. 이에 반해, 2단압축의 경우, 응축기 열원측 입구온도가 증가함에 따라 중간압력이 상승하여 고단 압축기로 흡입되는 질량유량이 계속 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 열원의 온도가 올라갈수록 1단압축과의 차이가 벌어지는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 응축기 열원측 입구온도가 증가할 때, 1단압축과 2단압축 모두에서 난방용량이 감소하는 것을 알 수 있다. 두 경우 모두에서 열원온도의 증가에 따라 질량유량이 증가하였지만, 포화응축압력이 올라갈수록 냉매측 2상영역이 좁아지기 때문에 난방용량은 감소하게 된다. 이 때, 2단압축의 경우가 모든 영역에서 난방용량이 1단압축보다 큰 것을 확인할 수 있으며, 난방용량의 감소율도 1단압축보다 작은 것을 확인할 수 있다. 이것은 Fig. 8과 같이 2단압축의 질량유량 증가율이 1단압축보다 크기 때문이며, 1단압축은 이

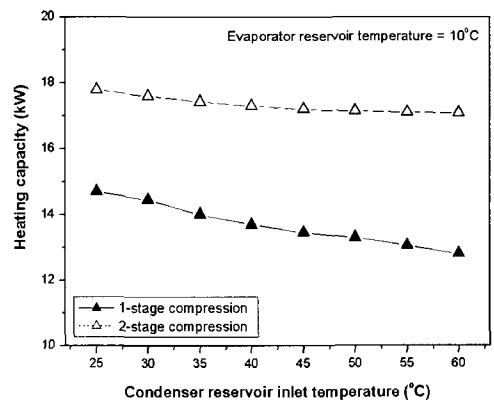


Fig. 9 Comparison between the 1-stage and 2-stage heating capacities.

로 인해 열원의 온도가 증가할수록 난방용량이 부족해질 것으로 예상된다.

Fig. 10은 1단과 2단압축의 난방 COP를 비교한 것인데, 두 경우 모두 응축기 열원측 입구온도가 커질수록 COP가 감소하는 것을 확인할 수 있으며, 약 40℃를 기준으로 2단압축 열펌프의 효율이 1단압축 열펌프보다 커지는 것을 알 수 있다. 40℃ 이하에서 2단압축을 사용할 경우에는 1단압축보다 소요동력이 매우 크기 때문에 효율성이 감소되지만, 40℃ 이상의 온도에서는 소요동력이 증가하는 것보다 난방용량에서 얻는 이득이 더 커지게 된다.

Fig. 11에는 1단압축 열펌프의 COP에 대한 2단압축 열펌프 COP의 비를 나타내었다. 해석결과, 40℃ 이상의 영역에서 2단압축 열펌프를 사용하

면 1단압축 열펌프에 비하여 효율이 높아짐과 동시에 더 많은 난방용량을 사용할 수 있고, 응축기 열원측 입구온도가 60℃까지 높아지면, 1단압축 열펌프에 비하여 약 10% 이상의 COP 증가효과를 얻을 수 있는 것으로 나타났다.

한편, 공급 가능한 온수의 온도는 응축기 열원측의 유량에 따라서 달라지는데, 본 연구에서는 모든 경우에 대하여 공급온수의 온도가 입구온도보다 약 10℃ 정도 높아지도록 설정하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 사이클의 최적 COP를 찾아주는 로직을 적용하여 하천수 온도변화에 따른 냉·난방 사이클의 최적 COP와 운전조건을 예측하였고, 난방운전시 2단압축 열펌프가 1단압축 열펌프보다 효율성이 높아지는 운전범위를 검토하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 냉방사이클은 하천수 온도의 증가에 따라 소요동력은 커지고, 냉방용량과 냉방 COP는 감소하였다. 최적 운전점은 사이클의 과냉도가 최소가 되는 지점이 선정되었으며, 결과적으로 사이클의 포화응축압력과 증발압력의 차이가 가장 작은 지점에서 최대 효율을 얻을 수 있었다.

(2) 난방사이클은 하천수 온도의 증가에 따라 소요동력과 난방용량이 모두 증가하지만, 난방용량의 증가분이 소요동력보다 크기 때문에 난방 COP는 증가하였다. 최적운전점은 과냉도가 가장 작은 지점에서 최대 효율을 갖는 냉방사이클과는 달리 소요동력과 난방용량의 비에 따라 다르게 결정되었다.

(3) 난방운전에서 절대적인 소요동력은 2단압축이 1단압축 사이클 보다 항상 크지만, 소요동력의 증가율은 1단압축이 2단압축 사이클 보다 더 큰 것으로 나타났다. 난방용량 역시 2단압축이 1단압축 사이클보다 모든 영역에서 크게 나타났으며, 난방용량의 감소율도 2단압축이 1단압축사이클 보다 작은 것으로 확인되었다. 따라서 응축기 열원측 입구온도가 40℃ 보다 낮은 영역에서는 1단압축 사이클의 효율이 높게 나타났고, 40℃ 이상의 영역에서는 소요동력에 대한 난방용량의 비가 역전되어 2단압축 사이클의 효율이 높아져서, 60℃ 부근에서는 2단압축이 1단압축 사이클에 비하여 약 10% 이상의 COP 증가효과를 얻을 수 있는 것으로 해석되었다.

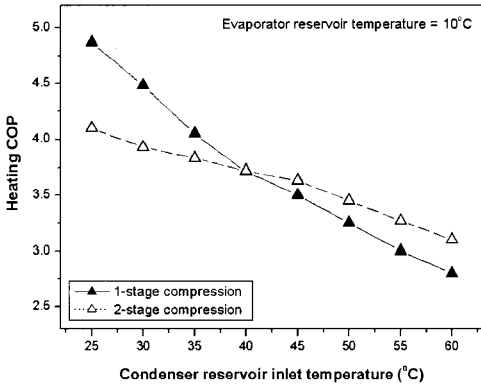


Fig. 10 Comparison between the 1-stage and 2-stage COPs.

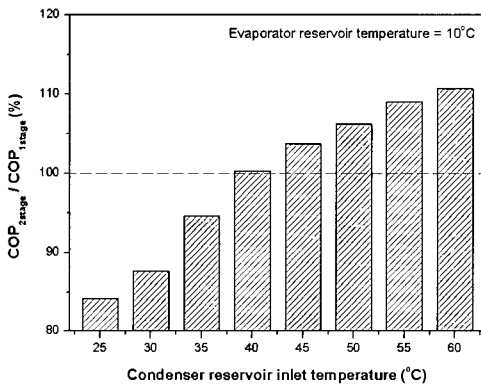


Fig. 11 Variation of COP ratio according to condenser reservoir inlet temperature.

후 기

본 연구는 과학기술부의 21세기 프론티어 연구 개발 사업인 이산화탄소 저감 및 처리기술 개발 사업단의 지원(BB2-101-3-0-1)에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Shin, H. S. and Lee, S. K., 2000, District heating and cooling system using the municipal waste water as heat source, Proceedings of the SAREK, Summer annual conference, pp.1383-1389.
2. Lian, Z., Park, S. and Qi, H., 2005, Analysis on energy consumption of water-loop heat pump system in China, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 73-85.
3. Chen, C., Sun, F., Feng, L. and Liu, M., 2005, Underground water-source loop heat-pump air-conditioning system applied in a residential building in Beijing, Applied Energy, Vol. 82, pp. 331-344.
4. Zubair, S. M. and Khan, J., 1998, Design and rating of a two-stage vapor compression refrigeration system, Energy, Vol. 23, pp. 867-878.
5. Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1980, The Oak Ridge heat pump models ; I. A steady state computer design model for air-to-air heat pumps, ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Lab.
6. Dabiri, P. M. and Rice, C. K., 1981, A compressor simulation method with corrections for the level of suction gas superheat, ASH RAE Trans., Vol. 87.
7. Yan, Y. Y., Lio, H. C. and Lin, T. F., 1999, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 993-1006.
8. Yan, Y. Y. and Lin, T. F., 1999, Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, ASME Trans., Vol. 121, pp. 118-127.
9. Park, C. S., 2007, Performance characteristics of a two stage compression heat pump system using river water, Ph. D thesis, Korea Univ., Korea.