

저온 외기조건에서 케스케이드 급탕열펌프의 성능특성에 관한 해석적 연구

Numerical Study of the Performance Characteristics of a Cascade Heat Pump Water Heater at Low Ambient Temperatures

송재현(Jaehyun Song)¹, 정해원(Haewon Jung)¹, 박재우(JaeWoo Park)¹,
 강훈(Hoon Kang)², 김용찬(Yongchan Kim)^{2*}

¹고려대학교 기계공학과 대학원, ²고려대학교 기계공학과

¹Department of Mechanical Engineering, Graduate School Korea University, Seoul 136-713, Republic of Korea

²Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-713, Republic of Korea

(Received November 8, 2012; revision received February 9, 2013)

Abstract Heat pump systems have been widely adopted in buildings for cooling and heating, due to their higher energy efficiency. Recently, the demand for hot water supply from the heat pump system has been increasing. To increase the water supply temperature with higher system efficiency and reliability, a heat pump water heater adopting cascade cycle was investigated in this study. The cascade heat pump water heater consisted of a low-stage cycle using R410A, and a high-stage cycle using R134a. A simulation program for the cascade heat pump water heater was developed, and verified by comparison with experimental data. The performance of the cascade heat pump water heater was optimized, by varying the compressor rotating speeds of the low- and high-stage cycles. At low ambient temperatures, the performance of the cascade cycle was compared with that of the single-stage cycle. The system efficiency of the cascade cycle was higher than that of the single-stage cycle, showing a lower compression ratio and compressor discharge temperature.

Key words Heat pump(열펌프), Cascade(케스케이드), Water heater(급탕기), Performance(성능)

* Corresponding author, E-mail: yongckim@korea.ac.kr

기호설명

C_a : 보정계수
 COP : 성능계수
 CR : 압축비
 D : 오리피스 직경 [m]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 IHX : 중간열교환기
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]
 Q : 급탕용량 [W]
 s : 엔트로피 [kJ/kg-K]
 T : 온도 [°C]
 W : 소요동력[W]

그리스 문자

a : 압축기 맵데이터 계수

β : 압축기 맵데이터 계수
 π : 무차원 변수
 ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

act : 실측값
 c : 응축기
 d : 도출
 e : 증발기
 f : 액체
 HS : 고단축
 i : 중간 열교환기
 $isen$: 등엔트로피 과정
 LS : 저단축
 map : 맵 데이터
 o : 출구

s : 흡입
 t : 전체(고단축 및 저단축)
 w : 물

1. 서 론

최근 빌딩 등의 중대형 건물 또는 주거용 건물에서 냉난방과 더불어 온수를 제공하는 급탕 용수의 제조는 전체 에너지에서 큰 비중을 차지하고 있다. 또한 대부분의 주거용 급탕장치로는 설치와 작동이 편리한 전기 히터나 보일러를 사용하고 있다. 그러나 동절기 급탕 시 이러한 장치는 에너지 효율이 낮기 때문에 에너지 측면의 개선을 위한 대체기술로 급탕용 열펌프가 제시되어 왔다. 이러한 측면에서 상업용 열펌프는 에너지의 효율적 이용과 냉난방 및 급탕까지 동시에 해결할 수 있기 때문에 매우 효과적인 기기이다. 하지만 실내 난방에 비해 급탕은 비교적 높은 온도를 필요로 하기 때문에 급탕용 열펌프는 상대적으로 높은 응축온도를 얻어야 한다. 이를 위해서는 높은 압축비를 요구하는 단단사이클로 이루어진 열펌프 시스템을 이용하거나, 캐스케이드로 이루어진 열펌프 시스템을 이용해야 한다. 기존의 단단사이클 급탕열펌프는 저온 외기조건에서 높은 압축비를 요구하므로 낮은 효율성을 보인다. 따라서 저온 외기조건에서 이러한 문제를 해결하기 위해서는 캐스케이드를 적용한 급탕열펌프가 필요하며 이에 대한 체계적인 연구가 필요하다.

현재까지의 연구동향을 살펴보면, 단단사이클 급탕용 열펌프에 관한 연구는 혼합냉매나 자연냉매를 이용한 사이클에 관한 연구가 주를 이룬다. Guo et al.⁽¹⁾은 R22를 적용한 공기열원 급탕용 열펌프의 제어를 최적화하기 위해 실험장치 및 시뮬레이션 모델을 구성하였다. Yokoyama et al.⁽²⁾은 자연냉매인 CO₂를 이용한 공기열원 급탕용 열펌프의 일간 급탕수요에 따른 성능특성 변화에 관한 수치 해석적 연구를 수행하였다. 캐스케이드 열펌프에 관한 연구는 급탕시스템이 아닌 냉동시스템에 관한 연구가 주를 이룬다. Alberto et al.⁽³⁾은 CO₂/NH₃ 캐스케이드 냉동시스템에서 이론적인 방법으로 CO₂의 증발온도, NH₃의 응축온도, 중간 온도차에 관한 최적 중간온도 관계식을 도출하였다. Wang et al.⁽⁴⁾은 CO₂/NH₃ 캐스케이드 냉동시스템에서 NH₃ 단일 사이클과 CO₂/NH₃ 캐스케이드 사이클의 성능을 비교하고, 부하변화에 대한 캐스케이드 사이클의 성능을 분석하였다. 그러나 캐스케이드 냉동사이클에 대한 연구 및 단단사이클 급탕시스템에 대한 연구는 활발히 진행되고 있는 반면에, 캐스케이드 열펌프의 급탕시스템에 관한 연구는 미미한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 저온 외기조건에서 공조 및

바닥 난방이 가능한 60°C 이상의 고온수 제조가 가능하고 높은 성능과 신뢰성을 얻기 위해서 캐스케이드 급탕열펌프를 제안하고자 한다. R410A/R134a 캐스케이드 사이클을 적용한 급탕열펌프시스템의 성능해석 프로그램을 개발하였으며, 저단축 및 고단축 압축기의 용량비에 따른 성능 및 운전 특성을 고찰하였다. 또한, 단단시스템과의 성능비교를 통해, 캐스케이드 급탕열펌프의 성능 및 신뢰성 측면에서 장점을 분석하였다.

2. 사이클 시뮬레이션

2.1 시스템 시뮬레이션

본 연구에서 설계 및 제작한 캐스케이드 급탕열펌프 시스템의 구성도를 Fig. 1에 나타내었다. 작동유체로는 R410A와 R134a를 각각 저단축과 고단축 사이클에 적용하였다. 또한 열펌프 시스템의 용량변인이 가능한 인버터형 스크롤 압축기를 적용하였으며, 냉매유량의 제어를 위해 전자팽창밸브(EEV)를 사용하였다. 증발기는 핀튜브 방식의 열교환기를 적용하였으며, 중간 열교환기 및 응축기는 판형열교환기를 채택하였다. 본 시뮬레이션은 Visual basic 6.0을 사용하여 프로그램을 작성하였고, 냉매물성치는 REFPROP 7.0을 호출하여 메인 프로그램에서 계산하였다.

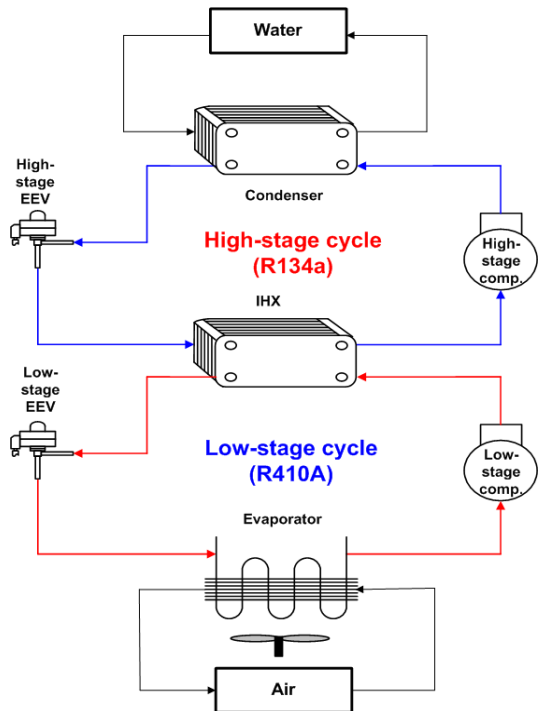


Fig. 1 Schematic of the cascade heat pump water heater.

본 연구에서는 운전변수에 따른 케이스케이드 급탕열 펌프의 성능특성을 시뮬레이션을 통해 고찰하였고, 시뮬레이션을 위한 프로그램의 흐름도를 Fig. 2에 나타내었다. 사이클 시뮬레이션 방법은 ORNL⁽⁵⁾ 방식을 응용하였으며, 처음에 저단측 및 고단측 포화응축온도와 증발온도 및 과열도를 가정하면서 시작한다. 우선 고단측 사이클부터 계산하는데, 고단측 압축기, 응축기, 팽창장치 순으로 해석한 후, 고단측 응축온도의 변화를 통한 반복계산으로 압축기와 팽창장치의 질량유량의 평형을 맞춘다. 질량유량 평형이 이루어지면 증발기를 해석한 후, 고단측 증발온도의 변화를 통한 반복계산으로 처음에 가정한 과열도와 증발기 출구의 과열도가 일치될 때까지 증발기 출구의 엔탈피 평형을 맞추게 된다. 고단측의 질량 및 엔탈피 평형이 만족되면, 저단측의 압축기, 응축기, 팽창장치 순으로 해석한 후, 저단측 응축온도의 변화를 통한 반복계산으로 압축기와 팽창장치의 질량유량 평형을 맞춘다. 질량유량 평형이 이루어지면 증발기를 해석한 후, 저단측 증발온

도의 변화를 통한 반복계산으로 처음에 가정한 과열도와 증발기 출구의 과열도의 엔탈피 평형을 맞추게 된다. 최종적으로 저단측 및 고단측의 평형이 모두 맞게 될 때까지 시뮬레이션이 반복 수행된다. 그리고 단단 사이클 급탕열펌프에 관한 시뮬레이션 방법은 기존의 ORNL⁽⁵⁾ 방식을 적용하였다.

2.2 압축기 시뮬레이션

압축기에 대한 시뮬레이션은 Fischer and Rice⁽⁵⁾가 제안한 압축기 성능곡선을 이용한 map-based 모델을 기본으로 하였으며, 질량유량과 소비동력의 관계식은 식(1)과 식(2)에 제시되어 있다.

$$\dot{m}_{map} = \beta_1 + \beta_2 T_e + \beta_3 T_c + \beta_4 T_c^2 + \beta_5 T_e T_c + \beta_6 T_c^2 + \beta_7 T_e^3 + \beta_8 T_c T_e^2 + \beta_9 T_e T_c^2 + \beta_{10} T_c^3 \quad (1)$$

$$W_{map} = \alpha_1 + \alpha_2 T_e + \alpha_3 T_c + \alpha_4 T_e^2 + \alpha_5 T_e T_c + \alpha_6 T_c^2 + \alpha_7 T_e^3 + \alpha_8 T_c T_e^2 + \alpha_9 T_e T_c^2 + \alpha_{10} T_c^3 \quad (2)$$

Table 1은 맵데이터로 사용된 각 계수들을 나타내었다. 식(1)과 식(2)는 특정한 과열도에 관한 모델이므로 과열도가 변하는 경우 보정식이 필요하며, 본 연구에서는 Dabiri and Rice⁽⁶⁾의 과열도 보정관계식인 식(3)과 (4)를 적용하였다.

$$\dot{m}_{act} = (0.75 \frac{v_{map}}{v_{act}} + 0.25) m_{map} \quad (3)$$

$$W_{act} = (\frac{m_{act}}{m_{map}}) (\frac{\Delta h_{isenact}}{\Delta h_{isenmap}}) \quad (4)$$

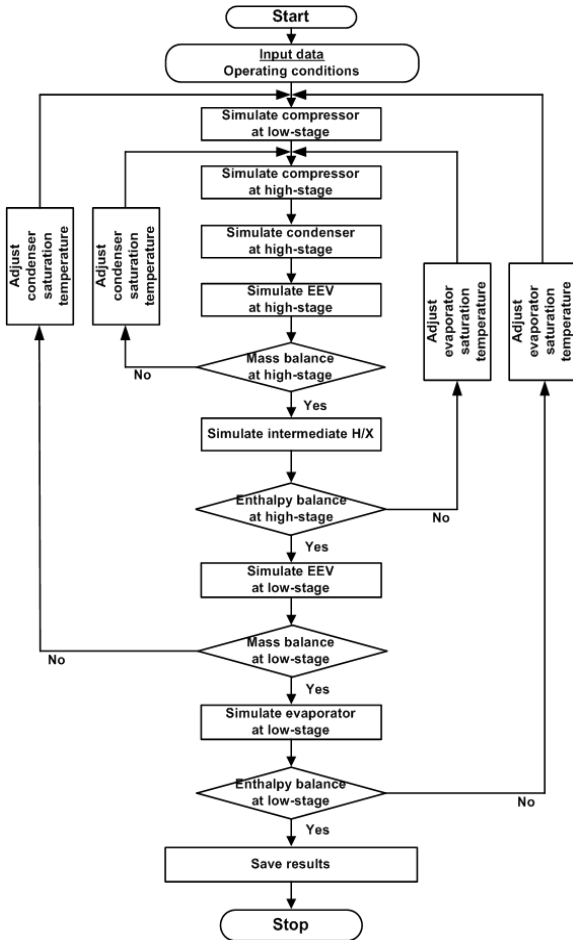


Fig. 2 Flow chart of the cycle simulation.

Table 1 Map data coefficient of compressors

	Compressor work		Mass flow rate		
	R134a	R410A	R134a	R410A	
α_1	33.08	0	β_1	116.60	0
α_2	-12.04	-39.73	β_2	2.16	0.0022
α_3	19.71	63.09	β_3	-0.21	0.0032
α_4	-0.10	-0.99	β_4	0.056	1.26×10^{-5}
α_5	0.27	0.96	β_5	0.015	-1.91×10^{-5}
α_6	-0.14	-0.71	β_6	-0.0039	-6.04×10^{-5}
α_7	-7.90×10^{-4}	-0.0071	β_7	3.99×10^{-4}	1.62×10^{-6}
α_8	6.06×10^{-4}	9.59×10^{-3}	β_8	-2.49×10^{-4}	3.74×10^{-7}
α_9	-1.63×10^{-4}	-2.46×10^{-4}	β_9	-7.21×10^{-5}	1.87×10^{-7}
α_{10}	1.94×10^{-4}	7.72×10^{-3}	β_{10}	2.81×10^{-6}	3.51×10^{-7}

2.3 열교환기 시뮬레이션

본 시뮬레이션에서 사용되는 판형 열교환기는 모두 대향류로 물 대 냉매의 열교환기와 냉매 대 냉매의 열교환기로 나뉜다. 열교환기는 n개의 구간으로 나눈 다음 각 구간의 성능을 에너지 보존법칙과 열전달식에 근거하여 독립적으로 해석하는 방법인 관순법을 사용하여 해석하였다.

급탕용 열교환기 및 fin&tube 증발기의 시뮬레이션 방법은 ε-NTU 방법을 이용하였다. 중간 판형 열교환기의 시뮬레이션 방법은 대수평균온도차(LMTD) 방법을 이용하였다. 각 열교환량 계산과정에 사용된 공기측, 물측 그리고 냉매측의 열전달계수 및 압력강하 상관식은 Table 2와 Table 3에 정리되어있다.

2.4 팽창장치 시뮬레이션

팽창장치의 시뮬레이션은 EEV의 냉매유량을 예측할 수 있는 Park et al.⁽¹³⁾의 연구결과를 활용하였다. 이 연구에서는 주어진 조건에서 EEV를 통과하는 냉매유량을 예측할 수 있는 경험적 상관식을 개발하였다. Table 4는 6개의 무차원 변수인 π를 정의하였다. 사용된 EEV는 고단축은 오리피스 직경 1.6 mm, 길이 3 mm이며, 저단축은 오리피스 직경 1.8 mm, 길이 2 mm를 사용하였다. 또한 EEV의 유량에 영향을 미치는 요소들에 대한 보정계수를 도입하였으며, 이에 관하여 식(5)와 식(6)을 적용하였다.

Table 2 Correlations for heat transfer coefficient

Refrigerant	Type	Correlation
R134a	Condenser	Yan et al. ⁽⁷⁾
	Evaporator	Yan et al. ⁽⁸⁾
R410A	Condenser	Kuo et al. ⁽⁹⁾
	Evaporator	Gungor and Winterton ⁽¹⁰⁾
Water	Condenser	Muley et al. ⁽¹¹⁾
Air	Evaporator	Wang et al. ⁽¹²⁾

Table 3 Correlations for pressure drop

Refrigerant	Type	Correlation
R134a	Condenser	Yan et al. ⁽⁷⁾
	Evaporator	Yan et al. ⁽⁸⁾
R410A	Condenser	Kuo et al. ⁽⁹⁾
	Evaporator	Gungor and Winterton ⁽¹⁰⁾
Water	Condenser	Muley et al. ⁽¹¹⁾
Air	Evaporator	Wang et al. ⁽¹²⁾

$$C_d = 0.08076 \times \pi_1^{0.0554} \pi_2^{-0.0102} \pi_3^{-0.0190} \pi_4^{0.2046} \pi_5^{0.0017} \pi_6^{0.6612} \quad (5)$$

$$\dot{m} = C_d \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \sqrt{2\rho_f(P_i - P_d)} \quad (6)$$

3. 시뮬레이션 모델 검증

본 연구에서 개발된 시뮬레이션 모델의 검증을 위해서 캐스케이드 급탕열펌프 시스템을 구성하여 실험을 실시하였다. 실험조건은 급수온도 및 유량, 외기 온도 그리고 실외 풍량을 일정하게 유지하였으며, Table 5에 각 실험조건을 나타내었다. 또한 주어진 물 유량 240 kg/h에서 공조 및 바닥 난방이 가능한 60°C 이상의 고온수를 만들기 위하여 급수온도 40°C 조건에서 목표용량을 5800 W로 선정하였다. 압축기 주파수 60 Hz에서 1 RT급 난방용량의 압축기를 각각 고단축과 저단축에 적용하였다. 또한 개발된 시뮬레이션 모델의 검증을 위하여 고단축 압축기 회전수는 60 Hz로 설정하였고, 저단축 압축기 회전수를 53 Hz부터 67 Hz까지 변화시켜 실험을 수행하였다. Fig. 3은 압축기 회전수에 따른 실험과 시뮬레이션 결과를 비교하여 시뮬레이션 오차를 나타내었고, 설정된 각각의 압축기 회전수에서 실험과 시뮬레이션과의 오차는 약 10% 범위 안으로 들어오는 것을 확인하였다.

Table 4 Dimensionless variables of phi-groups

Group	Parameter	Group	Parameter
π ₁	$\frac{P_c - P_{in}}{P_c}$	π ₄	$\frac{v_g}{v_f}$
π ₂	$\frac{\Delta T_{sc}}{P_c}$	π ₅	$\frac{\sigma}{DP_{in}}$
π ₃	$\frac{L}{D}$	π ₆	$\frac{D_c}{D}$

Table 5 Test conditions

Parameters	Baseline	Range		
Water inlet temperature(°C)	40	Const.		
Water flow rate(kg/h)	240	Const.		
Air temperature(°C)	-7	Const.		
Air flow rate(m ³ /min)	37.5	Const.		
Compressor frequency(Hz)	Single-stage	60	60~83	
	Two-stage	High	60	48~72
		Low	60	53~67

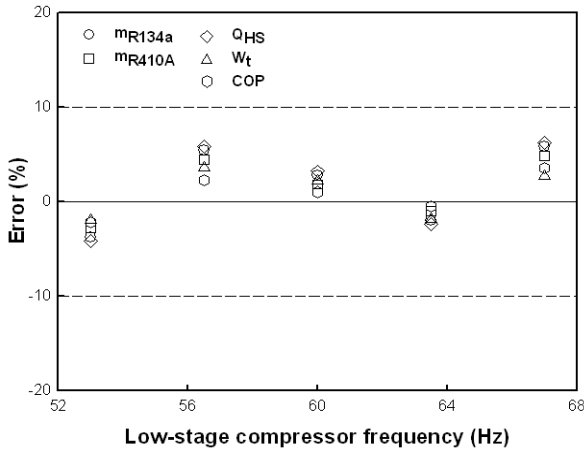


Fig. 3 Errors of simulation results with compressor frequency.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

4.1 압축기 회전수 변화에 따른 사이클 최적화

외기온도가 -7°C 인 저온 외기조건에서 케스케이드 급탕열펌프가 목표 급탕용량을 얻을 때, 저단축 및 고단축 압축기 회전수를 변화시켜가면서 케스케이드의 성능특성 변화를 분석하였다. 저단축 압축기 회전수는 53 Hz부터 67 Hz까지 변화시켰으며, 고단축 압축기 회전수는 48 Hz부터 72 Hz까지 변화시켰다.

Fig. 4는 저단축 및 고단축 압축기 회전수에 따른 압축기의 토출압력과 흡입압력의 변화를 나타내었다. 고단축 압축기 회전수가 일정한 조건에서 저단축 압축기 회전수가 증가함에 따라 저단축에서는 토출압력은 증

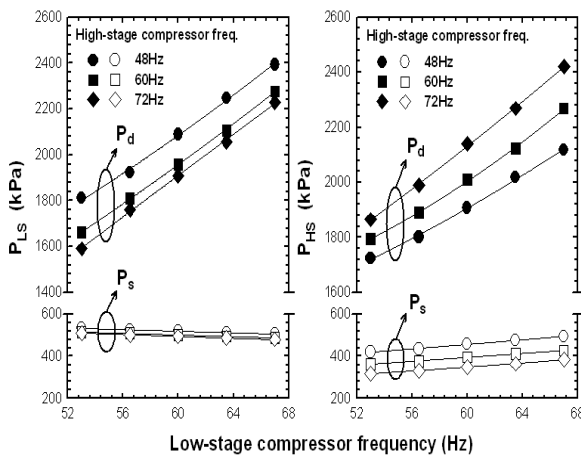


Fig. 4 Variations of discharge and suction pressures with compressor frequency.

가하고 흡입압력은 감소한다. 따라서 저단축 사이클의 취득 열량 증가로 인해 고단축에 전달하는 열전달량이 증가하여, 고단축에서는 흡입압력은 증가하고 이로 인해 토출압력도 증가한다. 저단축 압축기 회전수가 일정한 조건에서 고단축 압축기 회전수가 증가함에 따라 고단축에서는 토출압력은 증가하고 흡입압력은 감소한다. 따라서 고단축 사이클의 취득 열량 증가로 인해 저단축에 전달하는 열전달량이 증가하여, 저단축에서는 토출압력은 감소하고 이로 인해 흡입압력도 감소한다.

Fig. 5는 저단축 및 고단축 압축기 회전수에 따른 압축비와 압축기 소요동력을 나타내었다. 고단축 압축기 회전수가 일정한 조건에서 저단축 압축기 회전수가 증가함에 따라 저단축 압축비는 증가하는 경향을 보이며, 고단축 압축비도 증가하는 경향을 보인다. 저단축 압축기 회전수가 일정한 조건에서 고단축 압축기 회전수가 증가함에 따라 고단축 압축비는 증가하는 경향을 보이며, 저단축 압축비는 감소하는 경향을 보인다. 그리고 고단축 압축기 회전수가 일정한 조건에서 저단축 압축기 회전수가 증가함에 따라 저단축 압축비의 증가량보다, 저단축 압축기 회전수가 일정한 조건에서 고단축 압축기 회전수가 증가함에 따라 고단축 압축비의 증가량이 더 큼을 알 수 있다. 또한 저단축 및 고단축 압축기 회전수가 증가함에 따라 저단축 및 고단축 압축비가 증가하기 때문에 저단축 압축기 소요동력, 고단축 압축기 소요동력 그리고 압축기 총 소요동력도 증가한다. 따라서 동일한 외기조건에서 목표 급탕용량을 얻기 위해서는 고단축 압축기 회전수를 증가시키고 저단축 압축기 회전수를 감소시키는 것보다, 저단축 압축기 회전수를 증가시키고 고단축 압축기 회전수를 감소시키는 것이 압축기 소요동력이 더 적게 필요함을 알 수 있다.

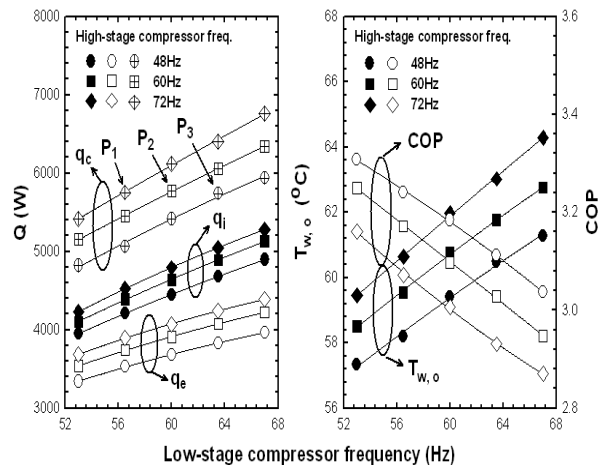


Fig. 5 Variations of capacity, water outlet temperature and COP with compressor frequency.

Fig. 6은 저단축 및 고단축 압축기 회전수에 따른 열교환량, 출수온도 그리고 COP를 나타내었다. 또한 목표 급탕용량인 5800 W를 만족하는 3가지 조건으로 P₁, P₂, P₃ 조건을 선정하였다. P₁ 조건은 저단축 압축기 회전수가 56.5 Hz, 고단축 압축기 회전수가 72 Hz일 때이고, P₂ 조건은 저단축 압축기 회전수 및 고단축 압축기 회전수가 모두 60 Hz일 때이고, P₃ 조건은 저단축 압축기 회전수가 63.5 Hz, 고단축 압축기 회전수가 48 Hz일 때이다. 저단축 및 고단축 압축기 회전수가 증가함에 따라 증발용량, 중간열교환기 용량 그리고 급탕용량 모두 증가하며, 급탕용량의 증가로 인해 출수온도는 증가한다. 또한 저단축 및 고단축 압축기 회전수가 증가함에 따라 급탕용량과 압축기 소요동력은 모두 증가하지만, 급탕용량의 증가량보다 압축기 소요동력의 증가량이 더 크기 때문에, COP는 감소한다. 그리고 저단축 및 고단축 압축기 회전수가 60 Hz인 P₂ 조건보다, 저단축 압축기 회전수를 감소시키고 고단축 압축기 회전수를 증가시킨 P₁ 조건이 상대적으로 더 많은 압축기 총 소요동력이 필요함을 알 수 있다. 따라서 COP 측면에서 P₁ 조건은 P₂ 조건에 비해 압축기 소요동력이 크기 때문에 COP가 낮음을 알 수 있다. 따라서 저단축 및 고단축 압축기 회전수가 60 Hz로 동일한 정격조건일 때보다 저단축 압축기 회전수를 감소시키고 고단축 압축기 회전수를 증가시키면, 압축기 소요동력이 더 크기 때문에 시스템 성능이 저하됨을 알 수 있다.

Fig. 7은 저단축 및 고단축 압축기 회전수에 따른 압축기 토출온도를 나타내었다. 고단축 압축기 회전수가 일정한 조건에서 저단축 압축기 회전수가 증가함에 따라 저단축 압축비 및 고단축 압축비는 증가하기 때문에 저단축 및 고단축 압축기 토출온도는 모두 증가하는 경향을 보인다. 하지만 저단축 압축기 회전수가 일

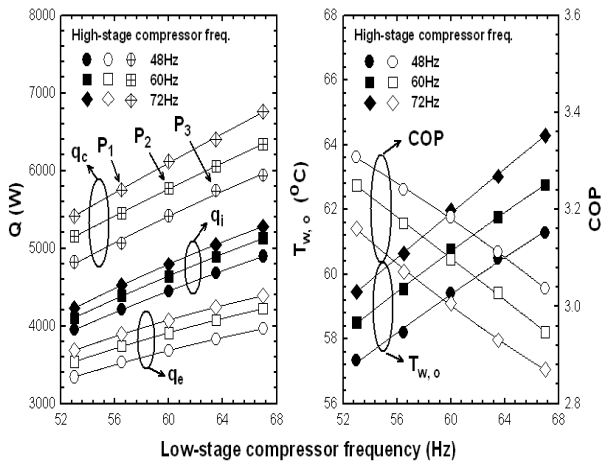


Fig. 6 Variations of capacity, water outlet temperature and COP with compressor frequency.

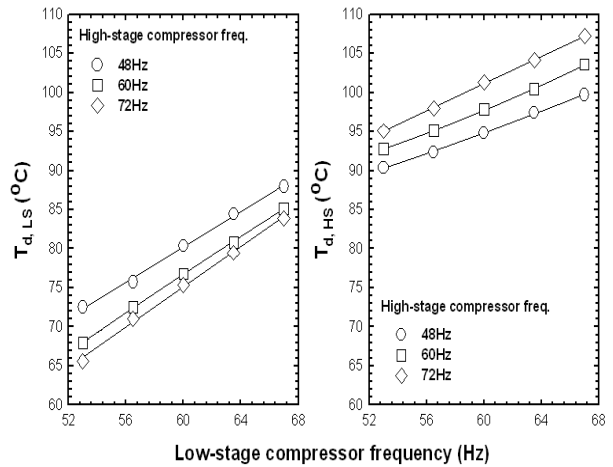


Fig. 7 Variations of compressor discharge temperature with compressor frequency.

정한 조건에서 고단축 압축기 회전수가 증가함에 따라 고단축 압축비는 증가하고 저단축 압축비는 감소하기 때문에 고단축 압축기 토출온도는 증가하는 경향을 보이지만 저단축 압축기 토출온도는 감소하는 경향을 보인다. 저단축 및 고단축 압축기 회전수가 60 Hz인 정격조건과 동일한 급탕용량을 얻기 위해서 저단축 압축기 회전수를 증가시키고 고단축 압축기 회전수를 감소시키면, 저단축 압축비는 증가하고 고단축 압축비는 감소한다. 이로 인해 저단축 압축기 토출압력은 증가하고 고단축 압축기 흡입압력 또한 증가하지만, 고단축 압축비의 감소로 인하여 고단축 압축기 토출압력은 거의 일정함을 알 수 있다. 따라서 압축기 신뢰성 측면에서 정격조건일 때와 비교하여 저단축 압축기 회전수를 증가시키고 고단축 압축기 회전수를 감소시키면 고단축 압축기 토출온도는 거의 변화가 없지만 저단축 압축기 토출온도는 높기 때문에, 압축기 신뢰성이 저하됨을 알 수 있다.

따라서 P₂ 조건은 P₁ 조건에 비해서는 시스템 성능이 향상되므로 COP 측면에서 장점을 보이고, P₃ 조건에 비해서는 고단축 압축기 토출온도는 비슷하지만 저단축 압축기 토출온도가 낮음으로써 압축기 신뢰성이 향상되므로 압축기 신뢰성 측면에서 장점을 보인다. 그러므로 목표 급탕용량인 5800 W를 얻을 수 있는 세 가지 조건에서 저단축 압축기와 고단축 압축기가 모두 동일한 회전수를 얻을 때 최적 급탕성능 및 신뢰성을 나타냄을 알 수 있다.

4.2 단단사이클 및 케스케이드 성능 특성 비교

외기온도가 -7°C인 저온 외기조건에서 단단사이클과 케스케이드 급탕열펌프가 동일한 급탕용량을 얻을

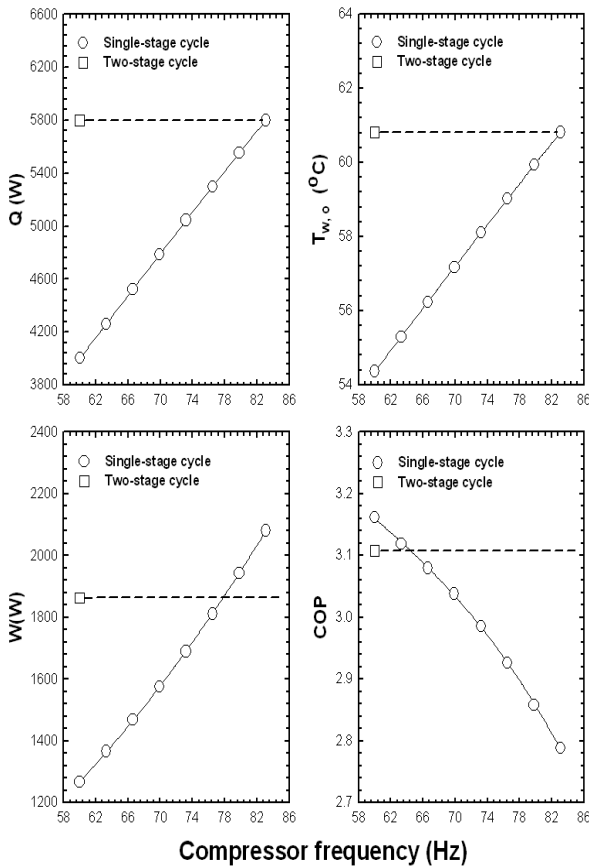


Fig. 8 Variations of capacity, water outlet temperature, work and COP of single-stage system with compressor frequency.

때, 단단사이클과 케스케이드의 성능특성을 분석하였다. 케스케이드 저단축 압축기 회전수와 고단축 압축기 회전수는 모두 60 Hz인 최적조건이고, 단단사이클 압축기 회전수는 60 Hz부터 83 Hz까지 변화시켜가면서 단단사이클과 케스케이드의 성능 및 운전특성을 비교하였다.

Fig. 8은 단단사이클 압축기 회전수에 따른 급탕용량, 출수온도, 압축기 소요동력 그리고 COP의 변화를 나타내었다. 단단사이클 압축기 회전수가 증가함에 따라 압축기 소요동력, 급탕용량 그리고 출수온도는 증가하지만, 압축기 소요동력의 증가량이 급탕용량의 증가량보다 더 크기 때문에 COP는 감소한다. 그리고 단단사이클이 케스케이드 최적조건과 동일한 급탕용량을 얻기 위해서는 압축기 회전수를 정격조건인 60 Hz보다 38% 상승시킨 83 Hz에서 운전되어야만 한다. 따라서 목표 급탕용량인 5800 W를 만족하는 단단사이클 압축기 회전수가 83 Hz일 때와 케스케이드 최적조건을 비교해 보았다. 두 사이클 모두 동일한 급탕용량을 얻기 때문에 출

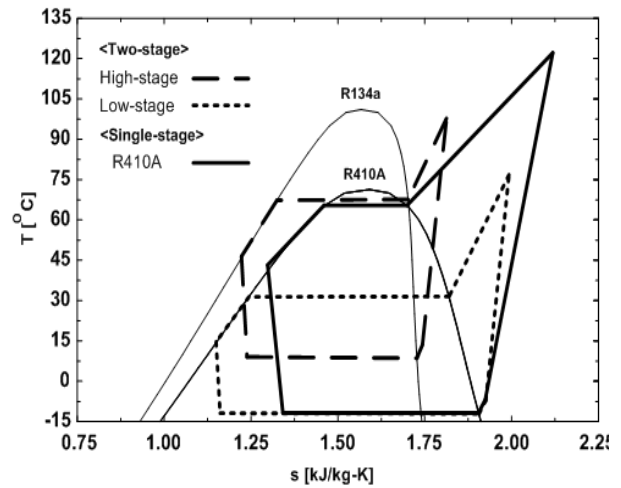


Fig. 9 Comparison of operating characteristics between single-stage and two-stage cycles.

수 온도는 같지만, 케스케이드 압축기 소요동력은 1863.3 W이고 단단사이클 압축기 소요동력은 2080.4 W이므로, 단단사이클이 케스케이드에 비해서 압축기 소요동력이 더 필요함을 알 수 있다. 따라서 케스케이드가 단단사이클에 비해서 압축기 소요동력이 적게 필요하므로 시스템 COP 측면에서 11.7%만큼 향상됨을 알 수 있다.

Fig. 9는 단단사이클과 케스케이드 급탕열펌프가 동일한 급탕용량인 5800 W를 얻을 때 각각의 냉매상태를 T-s선에 나타내었다. 동일한 급탕용량을 얻기 위해서는 단단사이클이 케스케이드에 비해서 높은 압축비가 필요함을 알 수 있다. 따라서 단단사이클에서는 높은 압축비로 인해 압축기 효율은 저하되고 압축기 토출온도는 높아지게 된다. 즉, 단단사이클 압축기 토출온도는 122.2°C, 케스케이드 고단축 압축기 토출온도는 97.8°C를 나타내며 단단사이클이 케스케이드에 비해 압축기 토출온도가 24.4°C만큼 더 높음을 알 수 있다. 따라서 단단사이클의 압축기 토출온도가 케스케이드의 압축기 토출온도 보다 높으므로 케스케이드가 단단사이클에 비해서 압축기 신뢰성 측면에서 장점을 가짐을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 저온 외기조건에서 케스케이드 급탕열펌프의 해석 모델을 개발하였고, 이를 실험결과와 비교하여 그 타당성을 검증하였다. 저단축 및 고단축 압축기 회전수를 변화시켜가면서 케스케이드의 저단축 및 고단축 최적 용량비를 제안하였으며, 단단사이클과 케스케이드의 성능특성을 비교하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 실험과 비교하여 시뮬레이션 모델의 검증이 하였으며, 캐스케이드 급탕열펌프 시스템을 최대 10% 이내의 오차 내에서 예측하였다.

(2) 압축기 회전수 변화에 따른 캐스케이드 최적화에서는, 동일한 급탕용량을 얻는 세 가지 조건을 선정하였다. 그 결과 정격조건에 비해서 저단축 압축기 회전수가 감소하고 고단축 압축기 회전수가 증가하면 COP가 저하되었으며, 저단축 압축기 회전수가 증가하고 고단축 압축기 회전수가 감소하면 압축기 신뢰성이 저하되었다. 따라서 캐스케이드의 저단축 및 고단축 압축기가 모두 동일한 용량비를 얻을 때, 최적조건임을 알 수 있었다.

(3) 단단사이클 및 캐스케이드 성능 특성 비교에서는, 단단사이클 압축기 회전수를 변화시켜가면서 동일한 급탕용량을 얻는 캐스케이드 최적조건과 비교하였다. 단단사이클이 캐스케이드와 동일한 급탕용량을 얻기 위해서는 높은 압축비로 인해 더 많은 소비동력과 높은 압축기 토출온도가 필요하며, 낮은 COP를 얻게 된다. 따라서 캐스케이드가 단단사이클 보다 시스템 성능과 압축기 신뢰성 측면에서 장점을 나타내었다.

후 기

본 연구는 2012년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 에너지기술개발 사업(No. 2010 T100200474)과 인력양성사업(No. 20124010203250)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.

참고문헌

1. Guo, J. J., Wu, J. Y., Wang, R. Z., and Li, S., 2011, Experimental research and operation optimization of an air-source heat pump water heater, *Applied Energy*, Vol. 88, pp. 4128-4138.
2. Yokoyama, R., Wakui, T., Kamakari, J., and Takemura, K., 2010, Performance analysis of a CO₂ heat pump water heating system under a daily change in a standardized demand, *Energy*, Vol. 35, pp. 718-728.
3. Alberto, D. J. and Jose, F., 2011, Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO₂ and NH₃ for freezing process applications, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 34, pp. 257-267.
4. Wang B., Wu H., Li J., and Xing Z., 2009, Experimental Investigation on the performance of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with twin-screw compressor, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 34, pp. 1358-1365.
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, *ASHRAE Trans.*, Vol. 87, pp. 771-782.
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. Journal 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. Kuo, W. S., Lie, Y. M., Hsieh, Y. Y., and Lin, T. F., 2005, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 5205-5220.
10. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, pp. 351-358.
11. Muley, A. and Manglik, R. M., 1999, Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 121, No. 1, pp. 110-117.
12. Wang, B., Wu, H., Li, J., and Xing, Z., 2009, Experimental Investigation on the performance of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with twin-screw compressor, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 34, pp. 1358-1365.
13. Park, C. S. and Kim, Y. C., 2004, Experiments and modeling on the performance of electronic expansion valves with R-22, *Proceeding of SAREK*, pp. 422-426.