가스인젝션을 적용한 이산화탄소 열펌프의 난방성능 향상에 관한 해석적 연구

정 종 호, 백 창 현, 허 재 혁*, 김 용 찬**

고려대학교 기계공학과 대학원, *고려대학교 기계공학과

Analytical Study on the Heating Performance Improvement of a CO₂ Heat Pump Using Vapor Injection

Jongho Jung, Changhyun Baek, Jaehyeok Heo*, Yongchan Kim**

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

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

(Received August 10, 2012; revision received September 25, 2012)

ABSTRACT: In this study, a simulation model for a CO₂ heat pump using vapor injection was developed and validated. It was used to predict the improvement of the heating performance of the CO₂ heat pump at various operating conditions. The simulation results showed consistent results with the measured data. The heating performances of the vapor injection and non-injection heat pumps were compared by varying the outdoor temperature and compressor frequency. The heating capacity of the vapor injection heat pump was 40% higher than that of the non-injection heat pump at the outdoor temperature of -8°C. The performance of the vapor injection heat pump was consistently higher than that of the non-injection heat pump even when the compressor frequency was reduced to 35 Hz at the outdoor temperature of -3°C.

Key words: CO₂ heat pump(이산화탄소 열펌프), Vapor injection(가스인젝션), Simulation(시뮬레이션)

기 호 설 명

$A_{t,m}$	: 최소 오리피스 면적 [m^3]
$cl-c5$	: 식(9)의 상수
D_m	: 최소 오리피스 직경 [m]
D_o	: 오리피스 직경 [m]
h	: 엔탈피 [kJ/kg]
L	: 유효 오리피스 직경 [m]
$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/s]
N	: 압축기 회전속도 [1/s]

P	: 압력 [kPa]
Q	: 난방용량 [W]
T	: 온도 [°C]
V	: 체적 [m^3]
W	: 소요동력 [W]

그리스 문자

η	: 효율
ρ	: 밀도 [kg/m^3]

하첨자

$comp$	: 압축기
--------	-------

† Corresponding author

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

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

<i>cylin1</i>	: 1단 실린더
<i>cylin2</i>	: 2단 실린더
<i>dis</i>	: 토출
<i>EEV1</i>	: 1단 전자팽창장치
<i>EEV2</i>	: 2단 전자팽창장치
<i>heating</i>	: 난방
<i>inj</i>	: 인젝션
<i>isen</i>	: 등엔트로피 과정
<i>r</i>	: 냉매
<i>s</i>	: 샤프트
<i>suc</i>	: 흡입

1. 서 론

환경문제로 인한 여러 가지 규제 및 국제 협약이 채택되는 가운데 환경 친화적인 냉매에 대한 관심이 고조되고 있다. 이산화탄소는 열역학적 물성이 뛰어나고 오존층파괴지수와 지구온난화지수가 낮아 친환경적 냉매이다(ODP = 0, GWP = 1). 따라서 이산화탄소를 적용한 공조장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 이산화탄소는 상대적으로 임계온도가 낮아($T_c = 30.98^\circ\text{C}$) 초월임계 사이클을 형성한다. 초월임계 이산화탄소 사이클의 방열과정인 가스 냉각과정에는 온도구배가 존재하고, 이 온도구배는 사이클의 고압측 압력이 증가함에 따라 증가하기 때문에 사이클의 성능에 미치는 영향이 크다. 그러므로 사이클의 최적 성능계수를 얻기 위해서 고압측 압력의 조절이 중요하다. 또한 외기조건의 변화에 따른 사이클의 성능 변화가 크게 나타난다. 사이클의 고압측 압력은 외기조건이 감소함에 따라 감소하며, 고압측 압력이 낮은 경우 가스쿨러 전후의 엔탈피차가 감소하여 성능 저하를 나타낸다. 또한, 이산화탄소 사이클은 상대적으로 팽창손실이 크기 때문에 냉방성능 저하가 발생한다. 따라서 이러한 문제점을 극복하고 성능을 향상시키기 위한 체계적인 연구가 필요하다.

이산화탄소 사이클의 성능계수를 높이기 위하여 여러 가지 방법이 강구되고 있는데 그 중에 하나가 2단 압축 사이클이다. Huff et al.⁽¹⁾은 간단한 2단 압축 사이클의 해석적 모델을 개발하고, 단일압축 시스템과 비교하여 성능향상 정도에 관한 연구를 진행하였다. Baek et al.⁽²⁾은 중간냉각기를 이용한 2단 압축 사이클에서 중간압의 변화에 따른 성능을 해석적으로 고찰하였다. Cavallini et al.⁽³⁾은 2단 압축-중간냉각 사이클에서 사이클의 효율 향상을 위해 실험적 그

리고 이론적으로 연구를 동시에 수행하였다. Agrawal et al.⁽⁴⁾은 2단 압축 사이클의 최적화를 위해 고압측 압력과 중간압력에 대해서 고찰하였다. 국내에서는 Ryu et al.⁽⁵⁾은 2단 압축-상분리 사이클의 해석적 모델을 개발하였고, 운전조건에 따른 성능을 고찰하였다. 그러나 2단 압축 사이클 중에서 가스인젝션 기술을 적용한 이산화탄소 열펌프에 대한 연구와 트윈로터리 압축기를 사용한 가스인젝션 열펌프에 대한 연구는 매우 부족한 편이다. 가스인젝션 사이클은 냉매를 기액 분리 시켜서 가스 냉매를 압축기 내 2단 실린더 입구에 주입한다. 가스인젝션 기술을 적용함으로써 냉매유량 증가와 고압측 압력의 증가에 의한 난방용량의 확보와 압축기 토출온도 제어에 따른 성능향상 및 압축기의 신뢰성 확보 등의 이점이 있다. 또한 트윈로터리 압축기는 하나의 압축기로 2단 압축이 가능하여 2개의 압축기를 사용하여 2단 압축 사이클을 구성하는 것보다 컴팩트하게 제작할 수 있어 실용화 측면에서 유리하다.

본 연구에서는 이산화탄소 열펌프의 난방성능 향상을 위해 트윈로터리 압축기를 이용한 가스인젝션 기술을 적용하였다. 가스인젝션 열펌프의 해석적 연구를 위해서 시뮬레이션 모델을 개발하였으며, 실험결과와 비교하여 시뮬레이션 모델의 타당성을 검증하였다. 그리고 시뮬레이션 모델을 이용하여 외기온도와 압축기 주파수 변화에 따른 난방성능 특성을 기존 시스템과 비교하여 고찰하였다.

2. 시뮬레이션 모델링

Fig. 1은 본 연구에서 적용한 가스인젝션 이산화탄소 열펌프 시스템의 개략도를 나타내고 있다. 가스인젝션 열펌프는 트윈로터리 압축기(twin rotary compressor), 2개의 핀-튜브 열교환기(가스쿨러, 증발기), 이중관식 열교환기, 3개의 전자팽창밸브(EEV, electronic expansion valve), 그리고 플래쉬 탱크(flash tank)로 구성되어 있다. 트윈로터리 압축기는 서로 다른 체적을 가지는 두 개의 실린더가 하나의 모터로 구동되며, 두 실린더의 체적비율에 따라 압축비, 압축기 성능이 달라진다. 첫 번째 EEV를 통과한 냉매는 플래쉬 탱크에서 기액 분리되어 포화액체는 두 번째 EEV를 통과하여 증발기로 들어간다. 포화기체는 세 번째 EEV를 통과하여 트윈로터리 압축기의 1단 실린더를 통과한 냉매와 섞여서 다시 압축기의 2단 실린더로 흡입된다. 이중관식 열교환기

Fig. 1 Schematic of a CO₂ vapor injection system.

에서는 가스쿨러 출구의 고온의 냉매와 증발기 출구의 저온의 냉매 사이에서 열교환을 한다.

Fig. 2는 본 연구에서 개발한 시뮬레이션 모델의 순서도를 보여주고 있다. 시뮬레이션 모델은 압축기와 팽창장치의 냉매유량 평형, 증발기 입구의 에너지 평형, 그리고 냉매충전량 평형을 기준으로 계산의 수렴조건을 순차적으로 만족하도록 프로그램을 구성하였다.

2.1 압축기 모델링

트윈 로터리 압축기의 모델링은 ORNL⁽⁶⁾의 loss and efficiency model에 기반을 두었다. 압축기 모델은 압축기 형상, 압축기 주파수 그리고 압축기 입구와 출구의 온도, 압력을 입력으로 계산을 수행하였다. 압축기의 각 실린더에서 압축체적과 에너지 평형을 통하여 식(1)~식(5)를 유도하고, 이를 이용하여 압축기의 질량유량과 소요동력을 계산하였다.

$$\dot{m}_{cylin1} = \eta_{vol1} N_{rps} V_{cylin1} \rho_{cylin1.in} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{cylin2} = \eta_{vol2} N_{rps} V_{cylin2} \rho_{cylin2.in} \quad (2)$$

$$W_r = \dot{m}_{cylin1} \left(\frac{h_{isen.cylin1.out} - h_{cylin1.in}}{\eta_{isen1}} \right) + \dot{m}_{tot} \left(\frac{h_{isen.cylin2.out} - h_{cylin2.in}}{\eta_{isen2}} \right) \quad (3)$$

$$W_s = \frac{W_r}{\eta_{mech}} \quad (4)$$

$$W_{comp} = \frac{W_s}{\eta_{mot}} \quad (5)$$

Fig. 2 Flow chart for the simulation model.

위 식에서 계산에 사용된 압축기의 효율들은 ORNL⁽⁶⁾에서 제시한 방법을 사용하였다.

2.2 열교환기 모델링

본 연구에서는 핀-튜브 열교환기를 가스쿨러와 증발기에 적용하여 열교환기 모델링을 수행하였다. 열교환기 모델링은 관순법(tube-by-tube method)을 적용하여 공기측과 냉매측 사이에 에너지 및 질량 보존 방정식을 풀어 각각의 상태량을 계산하였다. 공기측과 냉매측의 유동배열은 직교유동과 대향유동 이므로 해석에 ϵ -NTU법을 이용하여 열교환량을 계산하였다. 열교환량 계산과정에 사용된 공기측과 냉매측의 열전달계수와 압력강하는 각각 Table 1과 Table 2에 나타내었다.

Table 1 Correlations for the heat transfer coefficient

Type	Flow region	Correlation
Gas-cooler	Supercritical	Pitla et al. ⁽⁷⁾
	Sub- 2-phase	Thome et al. ⁽⁸⁾
	critical 1-phase	Dittus-Boelter ⁽⁹⁾
Evaporator	2-phase	Cheng et al. ⁽¹⁰⁾
	1-phase	Dittus-Boelter ⁽⁹⁾
Fin	Air-side	Wang and Chang ⁽¹¹⁾

Table 2 Correlations for the pressure drop

Type	Flow region	Correlation
Gas-cooler	Supercritical	Churchill et al. ⁽¹²⁾
	Sub- 2-phase	Friedel et al. ⁽¹³⁾
	critical 1-phase	Perukhov et al. ⁽¹⁴⁾
Evaporator	2-phase	Cheng et al. ⁽¹⁵⁾
	1-phase	Perukhov et al. ⁽¹⁴⁾
Fin	Air-side	Wang et al. ⁽¹⁶⁾

2.3 가스인젝션 모델링

시뮬레이션에서 압축기의 1단 실린더와 2단 실린더 사이의 중간압력과 2단 실린더 입구의 엔탈피를 결정하기 위하여 질량보존 방정식과 에너지 보존 방정식을 이용하였다. 가스인젝션 팽창장치를 통과한 후 압축기의 2단 실린더 입구로 들어가는 인젝션 유량은 플래쉬 탱크와 3개의 EEV의 에너지 평형에 의하여 결정되고, 식(6)을 이용하여 계산하였다. 시스템 전체 질량유량은 식(7)을 이용하여 계산하였으며, 식(8)을 이용해서 압축기의 2단 실린더 입구의 엔탈피를 계산하였다. 계산된 전체 질량유량과 압축기 2단 실린더를 통과하는 질량유량을 질량보존 방정식에 적용하여 중간압력을 계산하였다.

$$\dot{m}_{inj} = \dot{m}_{cylin1} \left(\frac{h_{eev2.in} - h_{eev1.out}}{h_{eev1.out} - h_{inj}} \right) \quad (6)$$

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{cylin1} + \dot{m}_{inj} \quad (7)$$

$$h_{cylin2.in} = \frac{h_{cylin1.out} \dot{m}_{cylin1.in} + h_{inj} \dot{m}_{inj}}{\dot{m}_{tot}} \quad (8)$$

2.4 팽창장치 모델링

본 연구에서 사용한 EEV의 모델링은 냉매유량을

Table 3 Experimental uncertainties

Parameters	Uncertainties
Temperature(T-type)	±0.2℃
Pressure	±0.2% of full scale
Mass flow rate	±0.2% of reading
Power input	±0.01% of full scale
Heating capacity	±3.71%
COP	±3.73%

예측할 수 있는 Hwang⁽¹⁷⁾이 제안한 경험적 상관식인 식(9)을 적용하였다. 팽창과정은 등엔트로피 과정으로 가정하고 계산하였다.

$$\left(\frac{\dot{m}}{A_{t,m} \sqrt{\rho \Delta P}} \right) = c_1 \left(\frac{L}{D_m} \right)^{c_2} \left(\frac{D_m}{D_o} \right)^{c_3} \left(\frac{P_{in}}{P_c} \right)^{c_4} \left(\frac{T_{in}}{T_c} \right)^{c_5} \quad (9)$$

$$c_1 = -1.17 \times 10^0 \quad c_2 = -3.99 \times 10^{-2}$$

$$c_3 = -7.27 \times 10^{-2} \quad c_4 = 3.86 \times 10^{-1}$$

$$c_5 = -4.55 \times 10^0$$

3. 시뮬레이션 모델 검증

본 연구에서 개발한 시뮬레이션 모델의 검증을 위해서 가스인젝션 시스템을 구성하여 실험을 실시하였다. 실험에 사용된 압축기는 가변속 트윈로터리 압축기이며 정격조건에서 난방용량은 2 RT급이다. 실내의 열교환기는 핀튜브 형태의 열교환기로 외경 7 mm, 두께 0.7 mm의 동관으로 제작하여 고압에 견딜 수 있도록 제작하였다. 팽창장치는 시스템의 용량에 적합한 EEV를 선정하여 사용하였다. 시스템의 각 주요 위치에는 T-type 열전대와 압력계, 질량유량계를 설치하여 시스템 성능분석을 위한 데이터를 얻을 수 있도록 하였다. 본 실험에서 시스템 각 부분의 물성치를 측정하기 위한 실험장치의 정확도와 이를 통하여 얻어진 난방능력 및 성능계수의 불확실도를 Table 3에 나타내었다.

이산화탄소 열펌프의 난방 시험조건은 ASHRAE Standard 116⁽¹⁸⁾에 근거하여 건구온도와 습구온도를 설정하였다. 본 연구에서 시뮬레이션 모델의 검증을 위하여 설정된 시험조건을 Table 4에 나타내었다. 외기조건과 압축기 회전수에 대해서 각각의 질량유량, 시스템 압력, 압축기 소요동력, 난방용량 그리고 성능계수를 측정하였다. 시뮬레이션도 동일한 조건으로 설정하여 수행하였다.

Table 4 Experimental conditions

Parameters	Conditions
Refrigerant charge amount(g)	6400
Compressor frequency(Hz)	35, 40, 45
Indoor temperature(db/wb, °C)	20/15
Outdoor temperature(db/wb, °C)	7/6, 2/1, -3/-4

Fig. 3 Deviations of the simulation results with outdoor temperature.

Fig. 4 Deviations of the simulation results with compressor frequency.

시뮬레이션 모델의 검증을 위하여 실험에서 측정한 성능계수 및 시스템 압력 등을 시뮬레이션결과와 비교하였다. Fig. 3은 외기온도에 따른 질량유량, 시스템 압력, 압축기 소요동력, 난방용량 및 성능계수의 비교를 나타내고 있다. 외기온도가 변화함에 따라 실험결과와 계산된 질량유량, 시스템 압력, 압축기 소요동력, 난방용량 및 성능계수가 비슷한 경향성을 가지면서 변화하는 것을 확인하였다. 설정된 각각의 외기온도에서 시뮬레이션과 실험결과와

Table 5 Simulation conditions

Parameters	Conditions
Refrigerant charge amount(g)	6400
Compressor frequency(Hz)	35 to 45
Indoor temperature(db/wb, °C)	20/15
Outdoor temperature(db, °C) and Relative humidity(%)	7 to -8 and 86

의 오차는 $\pm 10\%$ 이내로 나타났다. Fig. 4는 압축기 주파수에 따른 질량유량, 시스템 압력, 압축기 소요동력, 난방용량 및 성능계수의 비교를 나타내고 있다. 압축기 주파수 변화에서도 실험결과와 시뮬레이션의 질량유량, 시스템 압력, 압축기 소요동력, 난방용량 및 성능계수가 비슷한 경향성을 가지면서 변화하는 것을 확인하였다. 설정된 각각의 압축기 주파수에서 시뮬레이션과 실험결과와의 오차는 $\pm 10\%$ 이내로 나타났다. 실험결과와 시뮬레이션에서 전체 질량유량과 인젝션 질량유량은 각각 $0.031 \sim 0.047 \text{ kg/s}$ 와 $0.004 \sim 0.011 \text{ kg/s}$ 의 범위 안에서 나타났다.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

4.1 외기온도 변화에 따른 난방성능 특성

인젝션 이산화탄소 열펌프의 난방성능 특성을 고찰하기 위하여 외기온도를 변화시켜가며 시뮬레이션을 수행하였다. 본 연구에서 사용된 시뮬레이션의 운전조건은 Table 5에 나타내었다. Fig. 5는 외기온도 변화에 따른 질량유량과 토출압력의 변화를 인젝션 열펌프와 비인젝션(non-injection) 열펌프를 비교하여 나타내었다. 외기온도가 7°C 에서 -8°C 로 감소할 때 인젝션 열펌프의 전체 질량유량은 13% 감소하였고, 비인젝션 열펌프는 30% 감소하였다. 이는 인젝션 열펌프에서 외기온도가 감소할수록 플래시 탱크에 유입되는 냉매의 건도가 증가하여 기액 분리시 압축기 실린더 2단 입구로 인젝션되는 기상의 냉매량이 증가되기 때문이다. 따라서 외기온도의 감소에 따른 전체 질량유량의 감소분은 인젝션 열펌프의 경우에 낮게 나타났다. 또한, 외기온도가 7°C 에서 -8°C 로 감소할 때 인젝션 열펌프의 토출압력은 15% 감소하였고, 비인젝션 열펌프는 20% 감소하였다. 가스쿨러를 흐르는 냉매의 유량이 감소하게 되면 압축기의 토출압력도 감소한다. 따라서 저온 외기조건 -8°C 에서 인젝션 열펌프의 가스쿨러 압력은 임계압

Fig. 5 Variations of mass flow rate and discharge pressure with outdoor temperature.

Fig. 6 Variations of heating capacity and compressor work with outdoor temperature.

력보다 높은 반면에 비인젝션 열펌프는 임계압력보다 낮았다.

Fig. 6은 외기온도 변화에 따른 난방용량과 압축기 소요동력의 변화를 인젝션 열펌프와 비인젝션 열펌프를 비교하여 나타내었다. 외기온도가 7°C에서 -8°C로 감소할 때 인젝션 열펌프의 난방용량 감소는 27%로 비인젝션 열펌프의 감소치인 45%보다 낮게 나타났다. 이는 전체 질량유량과 토출압력이 감소분이 인젝션 열펌프에서 낮기 때문이다. 저온 외기조건에서 비인젝션 열펌프의 가스쿨러 압력이 임계압력보다 감소할 때 난방용량이 감소하는 경향은 더 크게 나타났다. 이는 이산화탄소의 초월임계 사이클이 아임계 사이클로 바뀌게 되면 가스쿨러에서 열교환량이 작아지기 때문이다. 따라서 저온 외기조건 -8°C에서 인젝션 열펌프의 질량유량은 비인젝션 열

Fig. 7 Variations of COP with outdoor temperature.

펌프보다 30% 증가하였고 토출압력은 임계압력보다 높고 10% 증가하였으며, 난방용량은 40% 증가하였다. 외기온도가 7°C에서 -8°C로 감소할 때 인젝션 열펌프의 압축기 소요동력은 22% 감소하였으며, 비인젝션 열펌프는 33% 감소하였다. 이는 압축기를 통과하는 질량유량의 감소분이 인젝션 열펌프에서 작기 때문이다.

Fig. 7은 외기온도 변화에 따른 COP의 변화를 인젝션 열펌프와 비인젝션 열펌프를 비교하여 나타내었다. 외기온도가 7°C에서 -8°C로 감소할 때 인젝션 열펌프의 성능계수는 7% 감소하였지만, 비인젝션 열펌프는 18% 감소하였다. 저온 외기조건 -8°C에서 가스인젝션 열펌프의 성능계수는 비인젝션 열펌프보다 13% 증가하였다. 인젝션 열펌프가 비인젝션 열펌프에 비해 외기온도의 변화에도 지속적으로 높은 성능계수를 나타냄을 확인할 수 있다.

4.2 압축기 주파수 변화에 따른 난방성능 특성

인젝션을 적용한 이산화탄소 열펌프의 난방성능 특성을 고찰하기 위하여 외기온도 7°C와 -3°C에서 압축기 주파수를 변화시켜가며 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 8은 압축기 주파수에 따른 질량유량의 변화를 인젝션 열펌프와 비인젝션 열펌프를 비교하여 나타내었다. 외기온도 7°C에서 압축기 주파수 35 Hz에서 전체 질량유량은 인젝션 열펌프가 비인젝션 열펌프보다 7% 증가하였고, 압축기 주파수 45 Hz에는 4% 증가하였다. 외기온도 -3°C에서는 압축기 주파수 35 Hz에서 전체 질량유량은 인젝션 열펌프가 비인젝션 열펌프보다 24% 증가하였으며, 압축기 주파

Fig. 8 Variations of mass flow rate with compressor frequency.

Fig. 10 Variations of heating capacity with compressor frequency.

Fig. 9 Variations of discharge pressure with compressor frequency.

수 45 Hz에는 23% 증가하였다. 압축기 주파수가 증가할수록 외기온도 7°C에서 인젝션 열펌프의 인젝션 유량이 감소하는 반면에 외기온도 -3°C에서 증가하였다. 이는 외기온도 -3°C에서 압축기 주파수가 증가하면 전체 질량유량이 증가하는 만큼 인젝션 유량도 증가하지만, 외기온도 7°C에서는 플래쉬 탱크로 유입되는 냉매의 건도 감소로 인해 압축기 실린더 2단 입구로 인젝션되는 기상의 냉매량이 감소하는 경향이 더 지배적이기 때문이다.

Fig. 9는 압축기 주파수에 따른 토출압력의 변화를 인젝션 열펌프와 비인젝션 열펌프를 비교하여 나타내었다. 외기온도 7°C에서 압축기 주파수가 35 Hz일 경우 토출압력은 인젝션 열펌프가 비인젝션 열펌프보다 3% 증가하였고, 압축기 주파수가 45 Hz일 경우 2% 증가하였다. 외기온도 -3°C에서 압축기 주파수가 35 Hz일 경우에 토출압력은 인젝션 열펌

프가 비인젝션 열펌프보다 10% 증가하였고, 압축기 주파수가 45 Hz일 경우에는 15% 증가하였다. 압축기 주파수가 증가하면 가스쿨러를 흐르는 냉매유량이 증가하여 압축기 토출압력이 상승한다. 특히, 외기온도 -3°C에서 압축기 주파수가 증가할수록 인젝션 유량이 증가하기 때문에 토출압력이 증가함을 확인할 수 있다. 또한 외기온도 -3°C에서 비인젝션 열펌프의 가스쿨러 압력은 압축기 주파수가 35 Hz에서 45 Hz로 증가하여도 임계압력 이하이나, 인젝션 열펌프는 압축기 2단 실린더 입구로 흡입되는 인젝션 유량으로 인하여 가스쿨러 압력이 초월임계 영역에서 작동하므로 더 높은 난방성능을 기대할 수 있다.

Fig. 10은 압축기 주파수에 따른 난방용량의 변화를 인젝션 열펌프와 비인젝션 열펌프를 비교하여 나타내었다. 외기온도 7°C에서 압축기 주파수가 35 Hz에서 45 Hz 변함에 따라 인젝션 사이클이 비인젝션 사이클에 비해 각각 4%, 8% 난방용량이 높게 나타났다. 외기온도 -3°C에서는 압축기 주파수가 35 Hz에서 45 Hz 변함에 따라 인젝션 사이클에서 비인젝션 사이클보다 각각 33%, 44% 난방용량이 높게 나타났다. 외기온도 7°C에서는 압축기가 주파수 증가할수록 인젝션 유량이 감소하여 전체 질량유량과 토출압력의 증가량이 작기 때문에 인젝션 기술 적용에 의한 난방성능 향상이 낮게 나타났다. 반면에 외기온도 -3°C에서는 압축기 주파수가 증가함에 따라 인젝션 유량이 증가하여 전체 질량유량과 가스쿨러 압력이 증가하였다. 또한 가스쿨러 압력의 증가로 인해 초월임계 사이클로 구동되어 가스쿨러 내 현열 열교환량이 증가하기 때문에 인젝션 기술 적용에 의한 난방성능 향상이 높게 나타났다.

Fig. 11 Variations of compressor work with compressor frequency.

Fig. 12 Variations of COP with compressor frequency.

Fig. 11은 압축기 주파수에 따른 압축기 소요동력의 변화를 인젝션 열펌프와 비인젝션 열펌프를 비교하여 나타내었다. 외기온도 7°C에서 압축기 주파수가 35 Hz와 45 Hz일 경우에 압축기 소요동력은 인젝션 열펌프가 비인젝션 열펌프보다 각각 6%, 4% 증가하였다. 외기온도 -3°C에서는 압축기 주파수가 35 Hz와 45 Hz일 경우에 압축기 소요동력이 인젝션 열펌프에서 비인젝션 열펌프보다 각각 20%, 24% 증가하였다. 외기온도 -3°C에서 압축기 주파수가 35 Hz에서 45 Hz로 증가할 때 인젝션 유량 증가에 의한 전체 질량유량의 증가로 압축기 소요동력의 증가량이 외기온도 7°C보다 높게 나타났다.

Fig. 12은 압축기 주파수에 따른 COP의 변화를 인젝션 열펌프와 비인젝션 열펌프를 비교하여 나타내었다. 외기온도 7°C에서 압축기 주파수가 35 Hz에서 45 Hz 변환에 따라 인젝션 사이클은 비인젝션 사이클

에 비해 COP는 각각 2%, 1% 증가하였다. 또한 외기온도 -3°C에서는 압축기 주파수가 35 Hz에서 45 Hz 변환에 따라 인젝션 사이클은 비인젝션 사이클에 비해 COP는 각각 17%, 7% 증가하였다. 또한, 외기온도 7°C에서 압축기 주파수가 35 Hz에서 45 Hz로 증가할 때 인젝션 열펌프와 비인젝션 열펌프의 성능계수는 감소하였다. 외기온도 -3°C 이하의 저온조건에서 이산화탄소 열펌프는 가스쿨러 압력이 임계압력보다 낮아져서 성능이 크게 저하되었다. 비인젝션 열펌프의 경우, 압축기 주파수를 35 Hz에서 45 Hz로 증가시키면 토출압력이 아임계 영역에서 초월임계 영역 이상으로 증가하면서 가스쿨러에서 단상 열교환과정으로 열교환량이 크게 증가하여 COP가 증가하는 현상을 나타내었다. 반면에 인젝션 열펌프의 경우, 압축기 주파수가 35 Hz에서 45 Hz로 증가할 때 COP의 감소는 작게 나타났다. 이는 저온 외기조건 -3°C에서 인젝션의 효과로 인한 질량유량의 증가와 초월임계 영역에서 냉매와 공기가 단상 열교환량이 증가하여 난방용량이 증가하기 때문이다. 따라서 압축기 주파수 변화를 변화시켜도 저온 외기조건 -3°C에서 외기온도 7°C보다 인젝션 기술을 적용에 의한 난방성능 향상이 높게 나타났다.

5. 결 론

본 연구에서는 이산화탄소를 냉매로 하고 가스인젝션 기술을 적용한 열펌프의 해석적 연구를 위해 시뮬레이션 모델을 개발하였고, 이를 실험결과와 비교하여 그 타당성을 검증하였다. 인젝션 열펌프의 난방성능 향상을 비인젝션 열펌프와 비교하여 해석적으로 고찰하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 실험을 통해 시뮬레이션 모델의 검증을 통하여 가스인젝션 이산화탄소 열펌프의 성능을 약 10%의 오차 내에서 예측할 수 있었다.

(2) 외기온도 -8°C에서 인젝션 열펌프는 비인젝션 열펌프에 비해 질량유량과 토출압력이 각각 30%, 10% 증가하였고, 난방용량은 40% 증가하였다.

(3) 외기온도가 7°C에서 -8°C까지 감소함에 따라 성능계수는 인젝션 열펌프에서 7% 감소하였고, 비인젝션 열펌프에서는 18% 감소하였다.

(4) 저온 외기온도인 -3°C에서 압축기 주파수가 변화해도 인젝션 열펌프에서 비인젝션에 비해 질량유량이 크고 가스쿨러에서의 압력이 임계압력보다 높아서 성능계수가 크게 증가하였다.

후 기

본 연구는 한국산업기술평가관리원(과제번호 : 10 035530)과 한국에너지기술평가원(과제번호 : 201240 10203250)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- Huff, H., Hwang, Y., and Radermacher, R., 2002, Options for a two-stage transcritical CO₂ cycle, 5th IIR-Gustav Lorentzen on Natural Working Fluids Conference 2002, Guangzhou, China.
- Baek, J., Groll, E., and Lawless, P., 2002, Effect of pressure ratios across compressors on the performance of the transcritical CO₂ cycle with two-stage compression and inter-cooling, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, Indiana, U.S.A.
- Cavallini, A., Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E. and Zilio, C., 2005, Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation : A theoretical and experimental analysis, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 28, No. 8, pp. 1274-1283.
- Agrawal, N., Bhattacharyya, S., and Sarkar, J., 2007, Optimization of two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycles, Int. Journal of Thermal Science, Vol. 46, No. 2, pp. 180-187.
- Ryu, C., Lee, H., Kim, Y., Cho, H., and Cho, S., 2006, Simulation study on the performance improvement of a CO₂ system applying a two-stage phase-separate cycle, Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration, Vol. 18, No. 8, pp. 613-687.
- Rice, C. and Fisher, S., 1983 A steady state computer design model for air to air heat pump, Department of Energy, division of building equipment, ORNL.
- Pitla, S. S., Groll, E. A., and Ramadhyani, S., 2002, New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 25, No. 7, pp. 887-895.
- Thome, J. R., Hajal, J. E., and Cavallini, A., 2003, Condensation in horizontal tubes, part 2 : new heat transfer model based on flow regimes, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, No. 18, pp. 3356-3387.
- Winterton, R. H. S., 1998, Where did the Dittus and Boelter equation come from?, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, No. 4, pp. 809-810.
- Cheng, L., Ribatski, G., Wojtan, L., and Thome, J. R., 2008, New prediction method for CO₂ evaporation inside tubes : Part II - An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, No. 1-2, pp. 125-135.
- Wang, C. C. and Chang, Y. J., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 40, No. 3, pp. 533-544.
- Churchill, S. W., 1977, Friction-Factor Equation Span all Fluid Flow Regimes, Chemical Engineering, Vol. 7, pp. 91-92.
- Friedel, L., 1979, Improved Friction Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two Phase Pipe Flow, European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra, Italy, p. E2.
- Petukhov, B. S., 1970, Advances in Heat Transfer, Vol. 6, Academic Press, New York.
- Cheng, L., Ribatski, G., Quiben, J. M., and Thome, J. R., 2008, New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes : Part I - A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, No. 1-2, pp. 111-124.
- Wang, C. C., Hsu, K. C., Lin, Y. T., and Chang, Y. J., 2000, A generalized friction correlation for louver fin geometry, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, No. 12, pp. 2237-2243.

17. Hwang, Y. and Kim, O., 2007, Experimental study on the CO₂ flow through electronic expansion valves, Proceedings of the SAREK, Korea, pp. 1237-1241.
18. ASHRAE Standard 116, 2010, Methods of Testing for Seasonal Efficiency of Unitary Air-conditioner and Heat Pumps, ASHRAE, Atlanta, GA, USA.