

이산화탄소 냉방운전 시 냉매충전량 및 운전조건에 따라 내부열교환기가 성능에 미치는 영향

곽명석, 조홍현*[†]

조선대학교 기계공학과 대학원, *조선대학교 기계공학과

Effects on Performance of an Internal Heat Exchanger According to Charge Amount and Operating Condition in CO₂ Cooling Mode

Myoungseok Kwak, Honghyung Cho*[†]

Graduate school of Chosun Univ., Gwangju, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Chosun Univ., Gwangju, 501-759, Korea

Abstract

This is an experimental study on the performance characteristics of effective heat pump in the cooling mode using a single-stage compression CO₂ cycle with an IHX(internal heat exchanger). The performance of a single-stage compression with IHX was investigated according to charge amount and operating condition. Moreover, the performance characteristic of cooling operating was analyzed with the length of IHX. As a result, the optimum refrigerant charge amount was 2.2 kg. The optimal system COP for compressor frequency of 30, 40, 50, and 60 Hz was 3.493, 3.228, 2.978, and 2.659, respectively. Since the system with IHX can maintain large cooling capacity regardless of operating condition, the system performance doesn't reduce considerably under unfavorable condition. When the compressor frequency was 40 Hz, the COP for a system with IHX length of 3 m and 5 m was 3.361 and 3.51, respectively. By using the IHX into a CO₂ cooling system, the performance and reliability improves simultaneously.

Key words: Internal heat exchange(내부열교환기), Carbon dioxide(이산화탄소), COP(성능계수), Heat pump(열펌프)

기 호 설 명

1. 서 론

COP : 성능계수
Q_{evap} : 냉방용량 [kW]
W : 압축기 소비전력 [kW]

오늘날까지 주요 냉동사이클에 사용되어 왔던 CFC 및 HFC 계열의 냉매가 환경문제로 인하여 여러 가지 규제 및 국제협약에 의하여 제한이 되기 시작하였다. 따라서 환경에 미치는 영향이 적은 대체냉매에 대한 많은 연구가 활발히 진행 중에 있다. 그 중 이산화탄소에 대한 관심이 집중되고 있는데 이는 대기 중에 존재하고 GWP=1, ODP=0으로 환경 친화적이며 냉매로서 단위체적

[†] Corresponding author
Tel.: +82-62-230-7050, Fax: +82-62-230-7945
E-mail: hhcho@chosun.ac.kr
접수일 : 2012년 1월 11일
심사일 : 2012년 1월 12일
채택일 : 2012년 2월 3일

당 열용량이 커 시스템의 소형화에 유리한 특징을 가지고 있다. 따라서 선진국을 중심으로 주목받기 시작하였고 현재 이산화탄소 냉매는 열펌프, 에어컨, 자동차 등에 적용하려는 연구가 지속적으로 진행되고 있다. 이산화탄소 사이클은 기존의 냉동사이클과 다르게 초월임계 사이클을 형성한다. 따라서 다른 냉매들과 달리 가스쿨러에서는 초임계 상태에서 열을 방출하고 입출구 온도차에 의한 비가역성이 커 기존의 아임계 사이클에 비하여 성능변화가 크고 성능이 낮다. 이를 극복하기 위해 이산화탄소 냉방사이클에 내부열교환기를 장착하여 냉동용량을 확보하고 운전조건의 변화에도 일정 이상의 성능을 확보하기 위한 노력이 계속되고 있다.

이산화탄소 냉방시스템과 관련된 종래의 연구들을 살펴보면, Huff et al.^[1]은 단순한 2단압축 시스템의 해석적 모델을 개발하고 단단압축 시스템과 비교하여 성능향상에 관한 연구를 진행하였으며, Hwang et al.^[2,3]은 이산화탄소를 적용한 2단압축 시스템에서 내부열교환기를 장착한 실험적 연구를 수행하였다. 또한 Chen^[4]은 내부열교환기를 적용한 이산화탄소 시스템에서 가스쿨러에 관한 수식을 제안하였다. 국내에서는 Kim et. al.^[5]은 이산화탄소 시스템의 성능계수를 최대로 하는 최적의 냉매충전량이 존재함을 밝혀냈으며, Cho et al.^[6]은 2단압축 사이클의 최적인전에 관한 실험적 연구를 진행하였으며, 성능향상을 위해 내부열교환기, 인터쿨러 등을 사용하여 이산화탄소 시스템의 성능을 해석적으로 고찰하였고, 냉매충전량이 많으면 냉방용량의 상승보다는 압축기 소비전력이 크게 증가하여 시스템 성능이 감소한다고 보고하였다.

이전부터 이산화탄소 냉매를 사용한 단단압축 사이클의 성능에 대한 연구는 활발히 진행되어 왔다. 하지만 내부열교환기를 적용한 대부분의 사이클이 운전조건에 따른 시스템 최적화에 대한 정확한 방법을 제시 못한 채 진행되어 왔으며 아직까지도 이산화탄소 냉방사이클의 성능향상이 절실히 요구되고 있다. 또한, 여러 가지 운전조건 변화를 통하여 사이클의 성능변화를 확인하고 이에 성능변화와 운전특성을 파악할 수 있는 이산화탄소 사이클에 대한 연구는 지속적으로 필요하

편이다. 따라서 본 연구에서는 이산화탄소 사이클을 최적화시키기 위해 이산화탄소 냉방사이클을 설계하였으며 이를 이용하여 냉매의 충전량에 따른 성능을 고찰하고 최적의 냉매충전량과 성능계수를 확인하였다. 그리고 냉매충전량과 운전조건 변화에서 내부열교환기(IHX)의 적용이 사이클의 성능에 미치는 영향을 실험적으로 고찰하였다. 본 연구를 통하여 내부열교환기를 적용한 높은 성능과 신뢰성을 가지는 이산화탄소 시스템의 개발에 기초적인 데이터를 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 운전조건

2.1 실험장치 및 시스템 설계

본 연구에서 냉방시스템의 성능특성을 알아보기 위하여 단단압축 형태의 이산화탄소 냉방시스템을 설계하였으며 본 실험을 위한 시스템 구성도는 Fig. 1에 보여주고 있다. 실험장치는 압축기(compressor), 가스쿨러(gas cooler), 전자팽창장치(electronic expansion valve), 증발기(evaporator)로 구성되어 있으며 시스템 성능향상을 도모하기 위해 내부열교환기(internal heat exchanger)를 적용하고 내부열교환기의 유무와 길이에 따른 비교실험을 위해 바이패스 관을 별도로 설치하였다. 압축기는 3 RT급의 냉방용량을 가지는 로터리 압축기를 사용하였다. 압축기에서 토출된 초임계 고온고압의 냉매는 가스쿨러 입구로 유입되어 물과 열교환 후 팽창되고 증발기로 유입된다. 팽창된 저온저압의 냉매는 항온조에서 일정한 온도로 유입되는 물과 다시 열교환 후 압축기로 유입되는 순환적인 냉동 시스템을 이룬다. 내부열교환기는 가스쿨러 출구에서 나온 고압의 냉매와 증발기 출구에서 나온 저압의 냉매가 서로 열교환하고 각각 팽창장치와 압축기 입구로 유입된다. 본 연구에서 설계된 가스쿨러, 증발기, 그리고 내부열교환기는 Fig. 2와 같이 이중관 형태의 열교환기를 사용하였으며 열교환기의 성능을 높이기 위해 대향류로 설계하였다. 각각의 열교환기 사양은 Table 1에 나타내었다. 팽창장치는 Fugikoki사의 가변식 EEV(electronic expansion valve)를 사용하였으며 최대 250 step까지 조정할 수 있도록 설

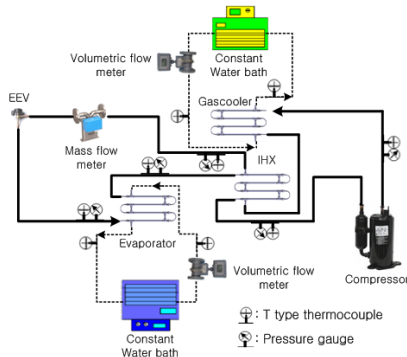


Fig. 1 Schematic diagram of a test setup.

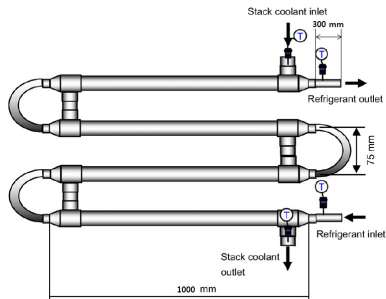


Fig. 2 Specification of a double tube type heat exchanger.

계하였다. 그리고 시스템의 각 요소별 전후로 T-type 열전대와 압력계를 설치하여 냉매의 온도와 압력을 측정하였으며, 체적유량계와 질량유량계를 설치하여 각각 물과 냉매의 유량을 측정하였다. 본 연구에서 측정된 온도, 압력, 압축기 소비전력 및 질량유량에 대한 정확도와 이를 통해 얻어진 시스템 성능계수의 불확실도를 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Specification of heat exchanger

		Gascooler	Evaporator	IHX
Inlet tube (mm)	d		12.7	
	t		0.89	
Outlet tube (mm)	d		19.05	
	t		1.07	
Length (mm)	L		500	300
				500

2.2 실험방법 및 조건

내부열교환기를 적용한 이산화탄소 시스템 성능특성을 평가하기 위해서는 시스템의 냉방용량과 성능계수를 구하는 것은 매우 중요하다. 이를 위하여 주요 요소부분의 냉매의 온도와 압력을 측정하고 EES^[6]를 이용하여 필요한 물성치를 구하였다. 냉방용량은 2차 유체인 물의 입·출구 온도와 물 유량계에서 측정된 유량을 이용하여 구하였다. 또한 압축기의 소비전력은 전력적산계를 이용하여 측정하였다. 본 연구에서 시스템 성능계수는 식(1)과 같이 증발기에서 구한 냉방용량을 압축기 소비전력으로 나누어 계산하였다.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} \quad (1)$$

이산화탄소 시스템은 냉매충전량에 따른 시스템 성능 변화가 매우 심함으로 최적의 냉매충전량을 구하는 것은 매우 중요하다. 따라서 본 연구에서는 압축기 주파수에 따른 시스템의 최적 냉매충전량을 구하기 위해 압축기 주파수를 30 Hz부터 60 Hz까지 10 Hz씩 증가시켰으며, 냉매충전량은 1.4 kg에서부터 0.2 kg씩 증가시키면서 실험을 수행하였다. 또한 내부열교환기 적용 및 내부열교환기 길이에 따른 시스템의 성능특성을 파악하기 위해 내부열교환기를 적용한 시스템의 내부열교환기의 길이를 각각 3 m, 5 m로 변화시켰다. 이때 냉매충전량 및 내부열교환기의 적용에 따른 시스템의 성능을 측정하기 위해 가스쿨러 및 증발기의 냉매 출구온도를 각각 35°C와 27°C로 고정하여 실험을 진행하였다. 또한 운전조건에 따른 시스템의 성능특성을 파악하기 위해 가스쿨러 및 증발기 출구온도를 각각 2.5°C씩 변화시켜가면서 성능실험을 수행하였다. 본 연구에서는 최적의 냉매충전량을 결정하고 운전조건에 따른 이산화탄소 시스템의 성능특성과 내부열교환기 적용에 따른 성능변화를 고찰하기 위해 설정된 실험조건은 Table 3에 나타내었다.

Table 2 Experiment uncertainties

Parameters	Uncertainties
Temperature(T-type)	±0.2°C
Pressure	±0.2% of full scale
Mass flow rate	±0.2% of reading
Power input	±0.1% of full scale
Cooling capacity	±3.2%

Table 3 Experiment conditions

Parameters	Conditions
Refrigerant charge (kg)	1.4, 1.6, 1.8, 2.0*, 2.2, 2.4
Compressor frequency (Hz)	30, 40*, 50, 60
Gascooler outlet temperature (°C)	30, 32.5, 35*, 37.5, 40
Evaporator outlet temperature (°C)	22, 24.5, 27*, 29.5, 32

(*)Basic condition

3. 결과 및 고찰

3.1 냉매충전량이 시스템 성능에 미치는 영향

Fig. 3은 각각의 압축기 회전수별 냉매충전량에 따른 냉방용량과 압축기 소비전력의 변화를 보여 주고 있다. 냉매충전량이 많아질수록 압축기 소비전력과 냉방용량은 점차 커지는 경향을 나타낸다. 압축기 주파수가 각각 30, 40, 50, 60 Hz 일 때 냉매를 1.4 kg에서 2.4 kg까지 충전함에 따라 압축기 소비전력은 각각 0.37, 0.48, 0.37, 0.49 kW 정도와 냉방용량은 1.55, 1.69, 1.44, 2.62 kW 정도 증가하는 것으로 나타났다. 이는 시스템에 충전되는 냉매의 양이 많아질수록 압축기에서 압축되는 냉매의 양이 증가하게 되고 시스템 내에 흐르는 질량유량이 증가하게 된다. 따라서 시스템 내의 냉매의 유량증가로 인해 압축기의 소비전력과 냉방용량은 동시에 증가하게 된다.

Fig. 4는 각각의 압축기 회전수별 냉매충전량 변화에 따른 시스템 성능계수의 변화를 보여주고 있다. 모든 압축기 회전수에서 충전량이 1.4 kg에서 2.2 kg까지는 시스템 성능계수는 향상되었지만 이후 2.4 kg에서 시스템 성능계수가 감소하는

것을 확인할 수 있다. 이는 냉매충전량이 1.4 kg에서 2.2 kg까지는 압축기 소비전력의 증가량 보다 냉방용량의 증가 정도가 더 크게 나타났지만 냉매충전량이 2.4 kg에서는 냉방용량의 증가정도 보다 압축기 소비전력의 증가정도가 더 크게 나타났기 때문이다. 압축기 회전수가 40 Hz일 때, 냉매충전량이 2.0 kg에서 2.2 kg으로 커짐에 따라 시스템의 냉방용량은 3.21% 증가하였고 압축기 소비전력은 4.01% 증가하였다. 하지만 냉매충전량이 2.2 kg 이후에서는 냉방용량은 1.21% 증가율을 보였지만 압축기 소비전력은 1.62%로 더 크게 증가하여 시스템 성능계수는 냉매충전량이 2.2 kg을 기점으로 증가하다가 감소하는 것으로 나타났다. 냉매충전량이 2.2 kg에서 2.4 kg으로 변화할 때, 각각의 압축기 회전수에 따라 약 3.45%~13.96%의 성능감소율을 보이는 것으로 확인되었다. 압축기 주파수별 최적의 성능계수는 각각 3.68, 3.23, 2.98, 2.66으로 확인되었다.

따라서 본 연구에서 제작한 이산화탄소 시스템의 압축기 주파수별 최적의 냉매충전량은 2.2 kg인 것으로 확인되었으며 압축기 주파수별 냉매충전량에 따른 최대 성능계수는 30 Hz에서 가장 큰 것으로 나타났지만 본 연구에서는 냉방용량과 압축기 소비전력에 따른 성능계수의 신뢰성 확보를 위해 압축기 주파수가 40 Hz일 때를 기준으로 성능변화 실험을 진행하였다. 기존의 Cho et al.^[8]의 연구에 의하면 압축기 주파수가 40 Hz일 때 최적의 냉매충전량을 기준으로 시스템에 냉매충전량을 20% 감소하였을 경우 성능계수의 감소율

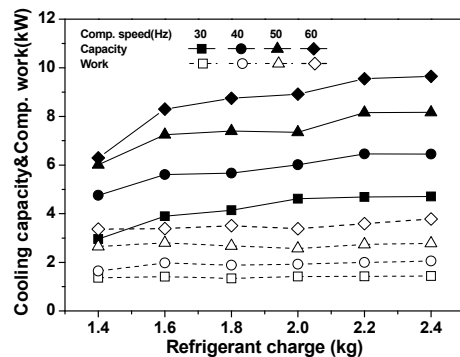


Fig. 3 Variations of cooling capacity and compressor work with refrigerant charge.

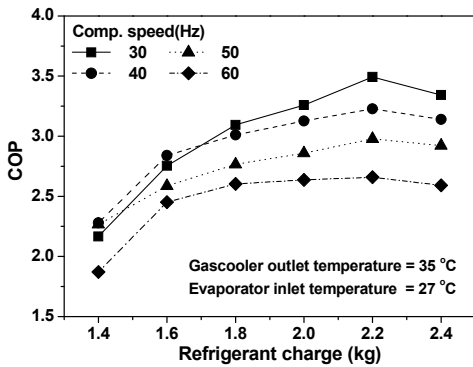


Fig. 4 Variation of COP with refrigerant charge.

이 약 4.6%로 나타났으며 본 연구에서는 약 7.4% 감소한 것으로 나타나 성능의 감소정도는 본 연구가 더 민감한 것으로 나타났다. 이는 작동조건의 차이에 기인한 것으로 판단된다.

3.2 냉매충전량에 따른 내부열교환기가 시스템 성능에 미치는 영향

Fig. 5는 내부열교환기를 적용한 시스템과 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템의 각 요소별 입·출구 상태량을 압력-엔탈피 선도에서 비교하여 보여주고 있다. 내부열교환기를 적용한 시스템이 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템에 비해 압축기 토출압력은 감소하고 증발압력은 상승하였다. 또한 내부열교환기 길이가 길어질수록 압축기 토출압력은 더 크게 감소하고 증발압력은 더 크게 상승하였다. 따라서 내부열교환기 적용 및 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 압축기에서의 압축비가 크게 감소하였다. 그리고 내부열교환기의 적용 및 내부열교환기의 길어짐에 따라 팽창장치 입구온도는 감소하여 증발기 입구의 건도가 작아져 냉방효과가 더 크게 나타남을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 냉매충전량에 따라 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템과 내부열교환기 길이가 3 m와 5 m인 시스템에 대한 냉방용량과 압축기 소비전력의 변화를 비교하여 보여주고 있다. 냉매충전량이 많아질수록 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템의 냉방용량은 내부열교환기 길이가 3 m, 5 m인 시스템에 비해 4.9%, 5.8% 더 적게 나타났

다. 이는 내부열교환기를 적용하면 가스쿨러 출구에서 나온 냉매와 증발기 출구에서 나온 냉매가 서로 열교환을 하기 때문에 충전량이 증가함에 따라 팽창장치 입구의 냉매의 온도가 감소하여 증발기 입구의 건도를 감소시키며 이에 냉방용량도 크게 증가한다. 압축기 소비전력은 내부열교환기 길이가 3 m, 5 m인 시스템보다 7.4%, 6.8% 높게 나타났다. 이는 내부열교환기를 적용한 시스템이 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템에 비해 압축기 입구의 온도 및 압력이 증가하여 냉매의 밀도가 감소하고 비가역성이 커지지만 압축비가 크게 감소하기 때문에 내부열교환기를 적용한 시스템의 압축기 소비전력이 더 작게 나타났다. 그리고 냉매충전량에 따라 내부열교환기 길이가 3 m인 시스템이 5 m 길이를 가지는 내부열교환기 시스템보다 평균 압축기 소비전력은 약 0.07 kW 더 높았으며 평균 냉방용량은 약 0.81 kW 더 낮게 나타났다.

Fig. 7은 냉매충전량에 따라 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템과 내부열교환기 길이가 각각 3 m와 5 m일 때 시스템 성능계수를 비교하였다. 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템의 최적 냉매충전량인 2.2 kg에서 내부열교환기 길이가 3 m, 5 m인 시스템 성능계수는 각각 3.228, 3.926, 4.508으로 나타났다. 그리고 냉매충전량이 증가할수록 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템은 내부열교환기를 적용한 시스템과 성능계수 차이가 점차 커지는 것을 확인할 수 있다. 또한 내부열교환기를 적용한 시스템은 2.4 kg까지 냉매충전량이

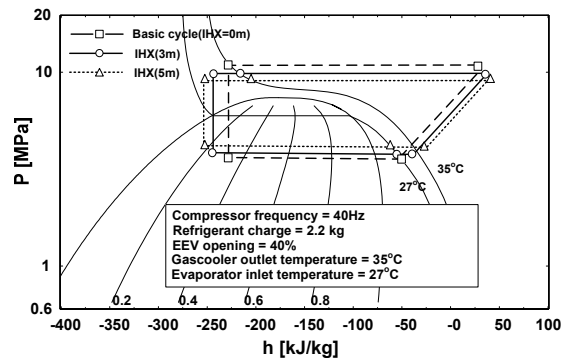


Fig. 5 Cycles variation on PH-diagram of the Basic, and IHX(3 m and 5 m) cycle.

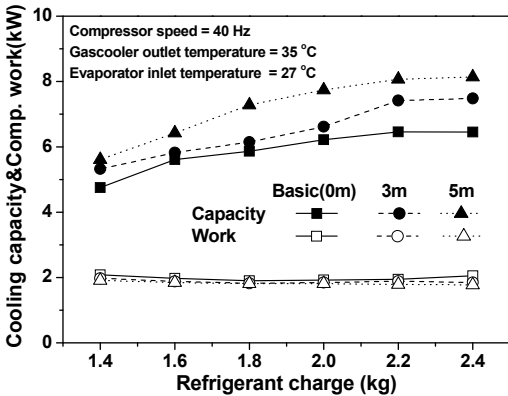


Fig. 6 Variations of cooling capacity and compressor work with refrigerant charge.

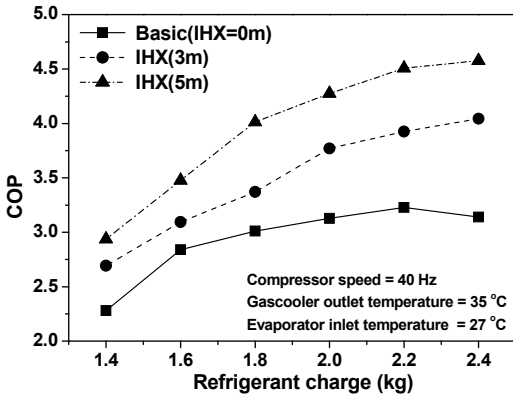


Fig. 7 Variation of COP with refrigerant charge.

증가함에도 불구하고 시스템 성능이 지속적으로 증가한 것으로 보아 내부열교환기를 적용하였을 때 시스템 내의 최적의 냉매충전량도 함께 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 내부열교환기 길이가 각각 3 m와 5 m인 시스템을 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템의 압축기 토출압력비, 증발압력비 그리고 냉매의 질량유량비를 냉매충전량에 따라 비교하여 보여주고 있다. 모든 시스템에서는 냉매충전량이 1.4 kg부터 2.4 kg까지 0.2 kg씩 증가할수록 압축기 토출압력과 증발압력이 증가하는 것으로 확인할 수 있었다. 이는 충전량이 늘어날수록 냉매유량이 증가하게 되어 시스템 내의 전체적인 압력이 함께 상승하기 때문이다. 또한 최적의 냉매충전량인 2.2 kg을 기점으로 토출압력비와 증발압력비는 내부열교환기를 적용하지 않은 사이클과 작

동압력의 차이가 점차 좁아지는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 이유로 내부열교환기를 적용한 시스템이 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템보다 압축기 토출압력과 증발압력은 충전량이 증가함에 따라 더욱 민감하게 반응하는 것을 알 수 있었다. 압축기 토출압력은 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템이 내부열교환기 길이가 3 m와 5 m인 시스템보다 평균 약 112 kPa과 270 kPa 높았으며 증발기 입구의 압력은 각각 168 kPa, 244 kPa 더 낮게 나타났다. 또한 질량유량비가 1.00 아래에 있는 것으로 보아 내부열교환기 길이가 길어짐에 따라 시스템 내에 흐르는 질량유량은 감소하는 것을 확인할 수 있었다.

3.3 작동조건 변화에 따른 내부열교환기가 시스템 성능에 미치는 영향

Fig. 9는 가스쿨러 출구온도에 따라 내부열교환기 적용 및 내부열교환기 길이에 따른 시스템 냉방용량 및 압축기 소비전력 그리고 성능계수의 변화를 보여주고 있다. 가스쿨러 출구온도가 30°C에서 40°C로 증가하였을 때 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템과 내부열교환기 길이가 3 m, 5 m를 가지는 시스템의 압축기 소비전력은 각각 34.2%, 23.7%, 26.8%로 증가하였지만 냉방용량은 각각 27.9%, 28.2%, 28.5%로 감소하는 것을 확인하였다. 이는 가스쿨러 출구온도가 증가할수록 시스템 작동 압력이 높아짐으로 압축기 소비전력은 증가하였으며, 증발압력 및 증발기 입구 건도가 커짐에 따라 증발기에서의 잠열에 의한 열전달이 감소하기 때문에 냉방용량은 감소하였다. 따라서 가스쿨러 출구온도가 증가함에 따라 압축기 소비전력은 증가하고 냉방용량은 감소하므로 시스템의 성능계수는 감소하는 것으로 나타났다. 그리고 가스쿨러 출구온도가 증가함에 따라 내부열교환기의 길이가 3 m와 5 m인 시스템이 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템에 비해 평균적으로 냉방용량은 약 0.77 kW, 1.27 kW 크게 나타났으며, 압축기 소비전력은 0.13 kW, 0.21 kW 작게 나타났다. 이는 내부열교환기를 적용함에 따라 팽창장치의 입구온도를 충분히 감소시킴으로 더 높은 냉방용량을 확보할 수 있었으며, 압축기 소비

전력은 내부열교환기를 적용한 시스템이 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템에 비해 압축기 입구의 온도가 더 높지만 압축비 감소의 영향이 더 크게 영향을 미침으로 압축기 소비전력은 내부열교환기를 적용한 시스템이 더 적게 나타났다. 따라서 가스쿨러 출구온도가 증가함에 따라 내부열교환기를 적용한 시스템이 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템의 성능계수 보다 감소정도가 적게 나타났으며, 내부열교환기 길이가 길수록 성능계수의 감소정도는 더 적게 나타났다.

Fig. 10은 증발기 출구온도에 따라 내부열교환기 적용 및 내부열교환기 길이에 따른 시스템 냉방용량 및 압축기 소비전력 그리고 성능계수의 변화를 보여주고 있다. 증발기 출구온도가 커짐에 따라 냉방용량은 증가하고 압축기 소비전력은 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 증발기 출구온도가 증가하면 증발기에서의 현열에 의한 열전달량이 증가하기 때문이며, 압축기 입구의 온도가 증가함에 따라 압축비가 감소함으로 소비전력은 감소하는 것으로 나타났다. 증발기 출구온도가 22°C에서 32°C로 커짐에 따라 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템과 내부열교환기 길이가 3 m, 5 m인 시스템의 냉방용량은 각각 15.4%, 6.6%, 7.06% 증가하였다. 따라서 냉방용량은 증발기 출구온도 변화에 따라 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템이 내부열교환기를 적용한 시스템에 비해 더욱더 민감한 것으로 나타났으며, 시스템

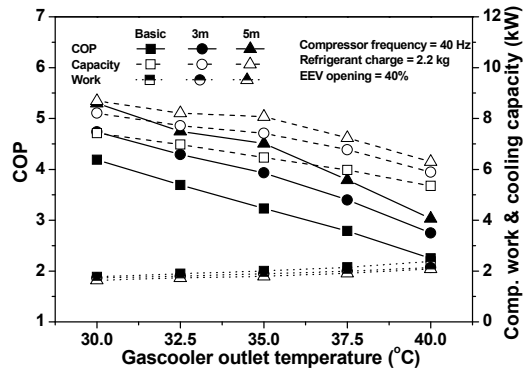


Fig. 9 Variations of compressor work, cooling capacity, and COP with gascooler outlet temperature.

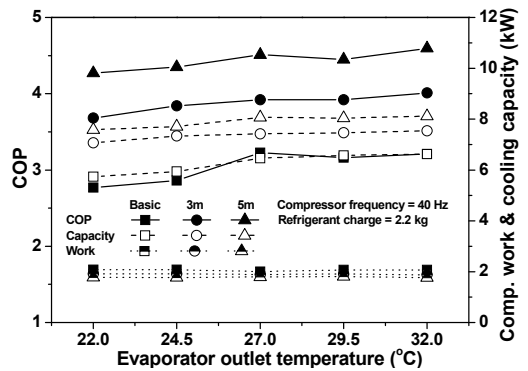


Fig. 10 Variation of compressor work, cooling capacity, and COP with evaporator outlet temperature.

성능계수는 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템과 내부열교환기 길이가 각각 3 m, 5 m일 때 약 46.2%, 42%, 42.8% 증가하는 것으로 나타났다.

4. 결론

본 연구에서는 이산화탄소 냉방시스템의 성능 특성을 고찰하기 위하여 최적의 충전량을 결정하고 냉매충전량 변화에 따른 내부열교환기가 시스템에 미치는 영향을 분석하였다. 또한 운전조건 변화에 따른 내부열교환기가 시스템에 미치는 영향도 고찰하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

- (1) 냉매충전량을 1.4 kg부터 2.4 kg 까지 증가시키면서 각 충전량별로 최적 EEV를 실험한 결과 모든 압축기 주파수는 2.2 kg에서

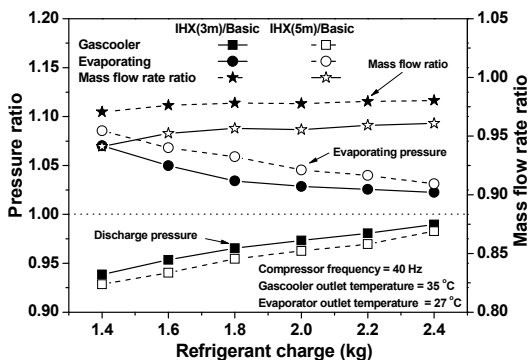


Fig. 8 Variations of gascooler and evaporator pressure ratio, and mass flow ratio with refrigerant charge.

최적의 냉매충전량을 나타내었으며, 압축기 소비전력과 냉방용량은 각각 0.37, 0.48, 0.37, 0.49 kW와 1.55, 1.69, 1.44, 2.62 kW 정도 증가하였다.

- (2) 내부열교환기의 길이가 3 m, 5 m인 시스템의 성능을 측정된 결과 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템보다 압축기 소비전력은 각각 7.4%, 6.8% 정도 감소하였으며 냉방용량은 각각 4.9%, 5.8% 정도 증가하는 것으로 나타났다.
- (3) 가스쿨러 출구의 온도가 상승할수록 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템은 내부열교환기 길이가 3 m, 5 m인 시스템보다 압축기 소비전력은 각각 0.13 kW, 0.21 kW, 냉방용량은 각각 0.77 kW, 1.27 kW 더 낮게 나타났다. 또한 증발기 출구의 온도가 증가할수록 내부열교환기 길이가 3 m와 5 m인 시스템의 압력비가 6.4%, 5.8% 감소하였고 냉방용량 역시 17.5%, 26.1% 감소하였다.

후 기

이 논문은 2010년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업(2010-00-04369)이며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. 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 at Guangzhou, pp. 143-149.
2. Hwang, Y. and Radermacher, R., 1999, Experimental investigation of the CO₂ refrigeration cycle, ASHRAE Transactions, Vol. 105, Pt. 1, pp. 1219-1227.
3. Hwang, Y. and Radermacher, R., 2002, Options for a two-stage transcritical carbon dioxide cycle, 5th IIR-Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference at Guangzhou, pp. 143-149.
4. Chen, Y. and Gu, J., 2005, The Optimum High Pressure for CO₂ Transcritical Refrigeration Systems with Internal Heat Exchanger, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 28, No. 9, pp. 1238-1249
5. Kim, M., Pettersen, J. and Bullard, C., 2004, Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 30, pp. 119-174.
6. Cho, H., Lee, h. and Kim, y., 2006, Experimental study on the cooling performance improvement of a two-stage compression CO₂ cycle, Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration, Vol. 18, No. 10, pp. 835-841.
7. EES: Engineering Equation Solver, 2006. fChart Software Inc.
8. Cho, H., Baek, C. and Kim, Y., 2008, Performance Characteristic of a CO₂ Cooling and Water Heating System with a Twin-rotary Compressor, Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration, Vol. 20. pp. 230-237.