대한설비공학회 2009 하계학술발표대회 논문집 pp. 1090 ~ 1095

09-S-192

CO_2용 마이크로채널 가스쿨러의 운전조건 변화에 따른 성능특성에 관한 해석적 연구

신 은 성, 배 경 진, 김 병 철*, 조 홍 현*†

조선대학교 기계공학과 대학원, *조선대학교 기계공학과

Simulation Study on the Performance Characteristics of CO_2 microchannel gascooler with Operation Conditions

Eunsung Shin, Kyungjin Bae, Byeongcheol Kim*, Honghyun Cho*†

ABSTRACT: The purpose of this study is to determine the performance characteristics for the micro-channel gascooler with various operating conditions. The performance of four kind of HX models were analyzed and optimized with the variation of refrigerant inlet temperature, air velocity, outdoor temperature. As a result, Model B showed the maximum capacity and high performance could be maintained for wide operating conditions. Beside, the micro-channel heat exchanger could be appled to CO_2 system appropriately because of a small pressure drop and high heat transfer rate.

Key words: Micro-channel heat exchanger(마이크로 채널 열교환기), Gascooler(가스쿨러), Louver fin(루버핀), Pressure drop(압력강하), Heat transfer coefficient(열전달계수)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
C_p : 정압비열 [kJ/kgK]
D : 관의 직경 [mm]
G : 질량유속 [kg/m^2s]
h : 열전달계수 [W/m^2K]
L : 열교환기 길이 [m]
$\dot{m}$: 질량유량 [kg/s]
Re : 냉매측 Reynolds 수, $\frac{UL}{\nu}$
T : 온도 [℃]
Q : 열전달량 [kW]
U : 열관유율 [W/m^2K]

그리스 문자

η : 핀 효율
η_o : 표면효율
ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

f : 핀
i : 입구
o : 출구
wall : 관의 벽

† Corresponding author
Tel.: +82-62-230-7050; Fax: +82-62-230-7055
E-mail address: hhcho@chosun.ac.kr

1. 서 론

지금까지 냉동 및 공조시스템의 작동유체로 널리 사용되었던 HCFCs, HFCs 계열의 냉매는 지구온난화 및 오존층 파괴 등의 환경오염을 유발시켜 국제적인 협약을 통하여 규제하고 있다. 이에 전세계적으로 가장 궁극적인 해결책인 자연냉매를 이용한 시스템에 대하여 활발히 진행되고 있다. 자연냉매로는 탄화수소, 이산화탄소, 암모니아, 물 및 공기 등이 있는데 현재 많이 사용되고 있는 암모니아는 가연성과 독성이 있으며 탄화수소는 가연성이 큰 문제점으로 지적되고 있다. 이에 반해 이산화탄소는 비가연성의 환경친화적인 냉매로 다른 냉매에 비해 열역학적 물성치가 뛰어나고 독성이 없으며 작은 체적열용량을 가짐으로 시스템 소형화에 유리하다. 그러나 기존의 냉매를 이용한 시스템에 비해 낮은 성능을 보이며 작동압력이 기존 시스템보다 월등이 높다는 단점이 있다. 따라서 이산화탄소를 이용한 냉난방 시스템을 개발하기 위해서는 각각의 구성요소들이 이산화탄소의 특성에 맞게 재설계되어야 한다. 그 중에서도 열교환기는 전체 시스템의 성능 및 효율을 결정하는데 중요한 역할을 함으로 이산화탄소의 특성에 맞는 열교환기로 최적화 되어야 한다.

이산화탄소를 이용한 가스쿨러에 관해 기존의 연구를 살펴보면 Chang and Kim[(1)]은 이산화탄소 히트펌프 시스템의 가스쿨러로 핀-튜브 열교환기를 사용할 경우 설계변수의 변화에 따른 성능 해석을 통하여 최적설계를 위한 자료를 제공하였다. 그리고 Yin et al.[(2)]등은 가스쿨러에서 열역학적 과정을 분석하여 가스쿨러 성능에서 열물성 특성 변화의 영향에 대한 모델을 개발하였다.

이전의 연구에서 열교환기의 최적화에 대한 구체적인 모델링이 아직까지 완벽하지 않으며 특히 냉매분배에 대한 성능변화의 비교에 관한 연구는 드물다. 따라서 본 연구에서는 EES 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 이산화탄소를 작동유체로한 마이크로채널 가스쿨러를 냉매분배 및 운전조건 변화에 따른 성능해석을 수행하였다. 본 연구를 통하여 마이크로채널을 이용한 가스쿨러 개발에 필요한 기본적인 성능데이터를 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

2. 모델링 및 운전조건

본 연구에서 개발된 가스쿨러는 루버핀을 적용한 마이크로채널 열교환기로 Fig. 1과 Fig. 2에 나타내었으며 사용된 마이크로채널의 단면을 Fig. 3에 보여주고 있다. Fig. 1은 냉매의 방향이 왼쪽에서 오른쪽으로 한쪽방향으로만 유동하는 열교환기이며 Fig. 2의 열교환기는 총 20개의 관에서 5개씩 나누고 냉매의 유동의 방향을 반대로 흐를 수 있게 설계하였다. Table 1은 본 연구에서 설계된 이산화탄소를 냉매로 한 열교환기의 사양을 나타내고 있다.

마이크로채널 가스쿨러의 성능특성을 알아보기

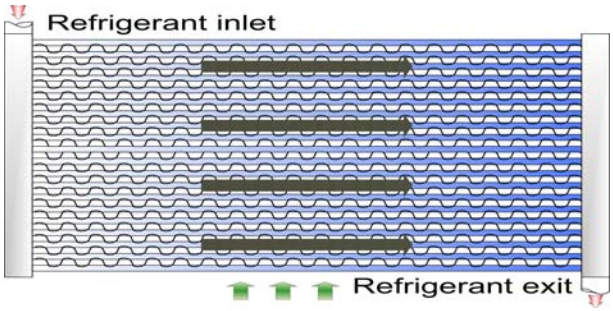

Fig. 1 Schematic diagram of heat exchange for one side flow direction.

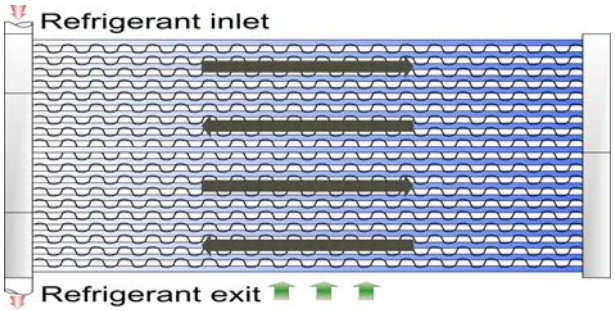

Fig. 2 Schematic diagram of heat exchange for both sides flow direction.

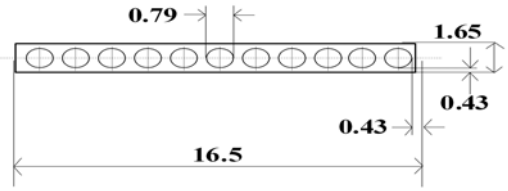

Fig. 3 Cross sectional view of a microchannel tube.

위해 열교환기 배열에 따른 성능 시뮬레이션을 수행하였다. 우선 Fig. 1의 열교환기를 병렬로 4개로 연결한 것은 Model A, Fig. 2의 열교환기를 병렬로 4개 연결한 것을 Model B, Fig. 1의 열교환기를 2개는 병렬로 연결하여 적층시킨 것을 Model C, Fig. 2의 열교환기를 2개는 병렬로 연결하여 적층시킨 것을 Model D로 설정하고 각각의 운전조건에 따른 성능분석을 수행하였다.

Table 2에 나타낸 바와 같이 실외 건구온도는 30~37.5℃까지 2.5℃씩 변화시켰으며 습구온도는 상대습도 40%를 맞추어 설정하였다. 열교환기 표면에서 공기의 풍속은 0.5~2.5까지 0.5 m/s로 변화시켰으며 이산화탄소의 입구온도를 90~110℃까지 5℃씩 변화시켜가면서 시뮬레이션을 수행하였다. 열교환기 해석을 위해여 비교적 간단하면서 정확한 값을 얻을 수 있으며, 공랭식 열교환기의 해석에 널리 적용되는 관순법[3]을 적용하였다. 마이크로채널 관 내부에는 냉매가 흐르며 외부로는 관과 수직 방향으로 공기가 흐르는 열교환기에서 ε-NTU를 이용하여 해석을 수행하였으며 해석에 사용된 열전달식은 다음과 같다.

$$Q = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \tag{1}$$

UA 값은 열교환기에 대한 유용도 관계식에서 두 유체 비혼합식으로 구할 수 있다. 총 열저항은 관내측과 관벽, 공기측의 열저항의 합으로 다음 식을 이용하여 같이 구한다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(1.08w/D)}{2\pi k_{wall} L} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \tag{2}$$

관내측 열전달 계수는 초임계상태에서 비교적 높은 정확도를 나타내는 Gnielinski[4] 식을 사용하였으며 마찰계수는 Churchill correlation[5] 식을 사용하였다. 또한 핀효율을 고려한 표면효율은 식(3)과 같이 나타낼 수 있으며,

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1-\eta) \tag{3}$$

냉매의 압력강하는 식(4)와 같이 표현된다.

Table 1 Specifications of heat exchangers

	Item	Specification
Tube	Port diameter(mm)	0.79
	Port number	11
	Tube thickness(mm)	1.65
	Tube pitch(mm)	10.54
	Tube depth(mm)	16.5
	Tube length(mm)	610.5
Fin	Fin pitch(mm)	1.65
	Fin height(mm)	8.89
	Fin depth(mm)	16.5
	Fin thickness(mm)	0.1
	Louver pitch(mm)	1.8
	Louver height(mm)	7.16
	Louver angle	23

Table 2 Test condition

	Inlet conditions	Value
Air	Dry Temp(℃)	30/32.5/35/37.5
	Web Temp(℃)	20.1/22/24/25.9
	Frontal velocity(m/s)	0.5~2.5
CO_2	Temperature(℃)	90~110
	Pressure(kPa)	10000
	Mass flow rate(g/s)	67.5

$$\triangle P = \frac{f \times G^2 \times L}{2 \times \rho \times D} \tag{4}$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 냉매의 입구온도에 따른 성능특성 비교

Fig. 4는 냉매의 출구온도와 열교환기 용량을 냉매의 입구온도 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 일반적으로 냉매의 입구온도가 증가할수록 출구온도도 같이 증가하는 경향을 가진다. 열교

환기 형태가 일정하고 입구의 냉매온도가 상승하는 경우 냉매출구 온도도 동시에 비례하여 상승하게 된다. 이러한 경향은 모델 A, B, C, D 모두에 대하여 비슷한 모습을 보여주고 있다. 그러나 Fig. 4와 같이 냉매의 출구온도가 다르게 나온 이유는 열교환기 배열과 유동방향의 차이 때문이다. 모델 A와 B를 비교하였을 때 열교환기 형태는 같으나 냉매의 유동방향과 분배, 열교환 길이의 차이로 B의 냉매온도가 A보다 더 낮게 형성되며 이에 더 큰 열교환기 용량을 나타낸다. 모델 B는 A의 질량유량보다 4배가 많으나 냉매의 유동방향에 차이에 의해 관의 길이가 4배로 길어지므로 냉매의 출구온도가 감소한다. 이와 유사하게 모델 C와 D도 열교환기의 형태는 같으나 냉매의 유동방향과 분배차이에 의하여 관의 길이는 C보다 D가 길어지므로 냉매출구온도는 D가 C보다 낮은 값을 보인다. 본 연구에서 냉매의 입구온도를 변화시켰을 때 냉매의 출구온도가 가장 낮은 열교환기는 모델 B로 나타났다. 또한 냉매의 입구온도가 증가할수록 4가지 열교환기 모델의 모두의 용량도 점차 증가하는 경향을 보이는데 이는 냉매의 온도가 증가할수록 공기측과의 온도차가 커지게 되어 열교환 효과가 상승하고 이에 열교환기 용량이 증가하기 때문이다. 본 연구에서 제안된 4가지 열교환기를 비교하였을 때 열교환기 용량은 B, A, D, C 순으로 크게 나타났다.

Fig. 5는 냉매측의 압력강하를 냉매의 입구온도 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 냉매의 입구온도가 일정하게 증가하였을 때 압력강하는 일정하게 나타났으며 한쪽방향으로 냉매가 유동하는 열교환기인 경우 관의 길이가 짧아 압력강하가 매우 작게 나타났다. 반면에 모델 B, D의 열교환기 경우 압력강하가 상대적으로 크게 일어났으며 특히 모델 D의 경우 다른 모델에 비해 큰 질량유속을 가지는데 모델 B에 비하여 약 3.7배 이상 증가하는 것을 확인할 수 있다.

3.2 공기의 풍속에 따른 성능특성비교

공기의 풍속변화에 따른 냉매 출구온도와 열교환기 용량의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 공기의 풍속이 증가할수록 냉매의 출구온도가 떨어지고 열교환기 열교환량이 향상되는 것을 확인할 수 있다. 풍속의 증가는 공기의 풍량 증가로 이어져 냉매와의 열교환을 증가시키고 이에 냉매의 출구온도를 감소시킨다. 모델 B가 공기의 풍속에 따라 가장 낮은 냉매의 출구온도를 보였고 열교환기의 용량은 풍속과 비례하여 증가하는 경향을 보였다. 설계된 모델에서 큰 열교환기 용량은 모델 B, A, D, C 순으로 나타났으며 모델 C에 비하여 모델 B는 약 53% 향상된 값은 보인다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 공기의 속도가 증가할수록 모델 C와 D, 모델 A와 B의 차이가 증가하는데 이는 냉매의 열교환을 위한 길이가 상대적으로 충분히 길어졌기 때문이다.

Fig. 7은 압력강하의 변화를 공기의 풍속에 따라 비교하여 보여주고 있다. 모델 A, B, C는 질량유량의 영향이 작게 작용하여 상대적으로 변화폭이 적었으나 모델 D의 경우 동일한 질량유량이 흐르지만 열교환기에서 질량유속이 크게 증가하여 압력강하가 상대적으로 크게 나타났다. Fig. 5의 냉매입구온도가 증가했을 때는 압력강하가 일정하였지만 Fig. 7과 같이 공기의 풍속이 증가하였을 때는 압력강하가 줄어드는 것을 확인할 수 있는데 이는 공기의 풍량이 증가하면 열교환이 활발하게 이루어져 냉매의 출구온도가 감소하고 이에 냉매의 밀도나 점성의 증가로 압력강하가 줄어드는 것으로 판단된다.

3.3 실외온도에 따른 성능특성 비교

Fig. 8은 실외온도 변화에 따른 냉매출구온도와 열교환기 용량을 비교하여 보여주고 있다. 실외온도가 증가할수록 냉매출구온도는 증가하고 이에 열교환기 용량은 감소하는 것을 확인할 수 있다. 실외온도가 증가하면 냉매와의 온도차이가 줄어들고 이에 냉매의 출구온도도 상승하여 열교환기 용량도 줄어들게 된다. 실외온도 변화에 따른 모델들의 냉매출구온도와 용량을 비교하면 모델 B의 출구온도가 35°C일 때 모델 C에 비하여 2.5°C이상 감소하고 열교환기 용량은 4.5 kW이상 증가하는 것으로 확인되었다.

실외온도 변화에 따른 압력강하 변화를 Fig. 9에 비교하여 나타내었다. 실외온도가 증가할수록 압력강하도 증가하는 경향을 보이는데 이는 실외온도가 증가하면 열교환기 성능이 저하되어 냉매

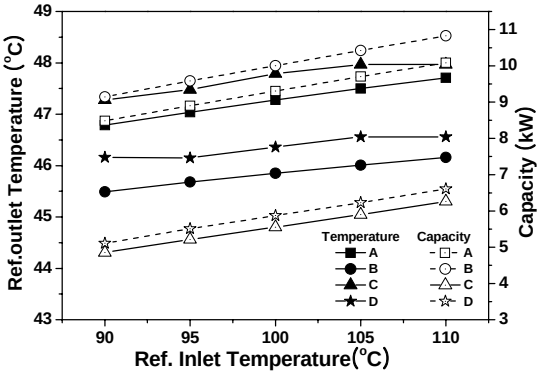

Fig. 4 Comparison of Ref. outlet temperature and capacity with the Ref. inlet temperature.

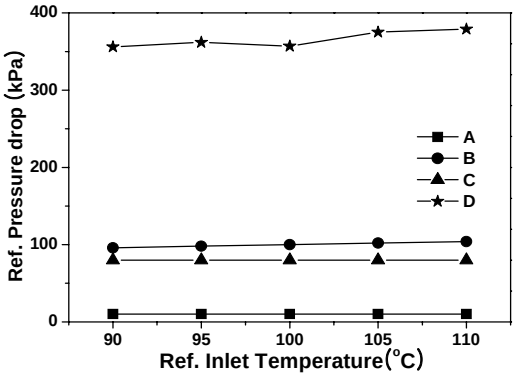

Fig. 5 Comparison of Ref. pressure drop with the Ref. inlet temperature.

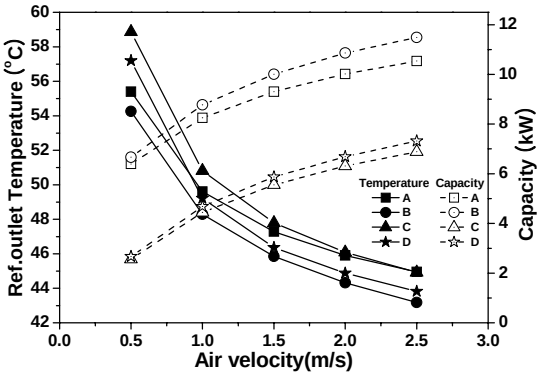

Fig. 6 Comparison of Ref. outlet temperature and capacity with the air velocity.

의 출구온도가 증가하고 이에 냉매 점성의 감소로 단위 길이당 압력강하가 증가하는 것에 기인한 것으로 사료된다.

4. 결론

본 연구에서는 여러 가지 형태의 이산화탄소 가스쿨러에서 운전조건에 따른 성능특성을 해석적으로 고찰하였다. 이를 위하여 각각의 열교환기 모델에 대하여 냉매의 입구온도, 공기의 풍속, 실외온도 변화에 따라 냉매출구온도, 열교환기 용량, 압력강하를 해석하여 비교하였으며 이를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 여러 가지 운전조건들을 적용하였을 때 출구의 냉매온도가 크게 감소하고 열교환 용량이 크게 나타난 모델 B가 가장 효과적인 열교환기로 선정되었다.

(2) 냉매입구온도에 따른 시스템 성능의 변화는 냉매의 입구온도가 증가할수록 냉매출구온도와 열교환기 용량은 증가하는 경향을 보이는 반면 압력강하는 일정하게 나타났다.

(3) 공기의 풍속에 따른 시스템 성능의 변화는 공기의 풍속이 증가할수록 냉매출구온도는 평균 약 10°C 감소하고 열교환기 용량은 약 4.5 kW 증가하였으며 모델 B와 비교하였을 때 모델 D의 압력강하는 평균 약 27% 감소하는 것으로 나타났다.

(4) 실외온도에 따른 시스템 성능의 변화는 실외온도가 증가할수록 냉매출구온도는 평균 약 3.4°C 증가하고 열교환기 용량은 평균 약 1.3 kW 감소하였으며 모델 B와 비교하였을 때 모델 D의 압력강하는 평균 약 27% 증가하는 것을 확인하였다..

후 기

본 논문은 2008년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 학술진흥재단의 지원(KRF-2008-313-D00112)을 받아 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

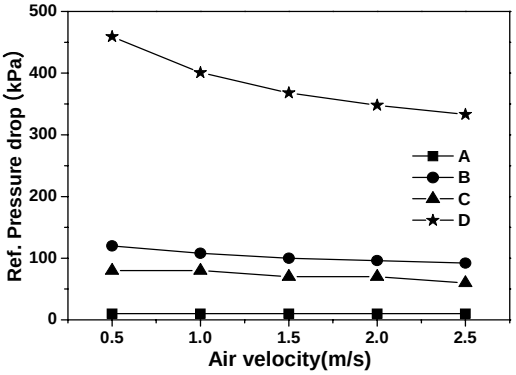

Fig. 7 Comparison of Ref. pressure drop with the air velocity.

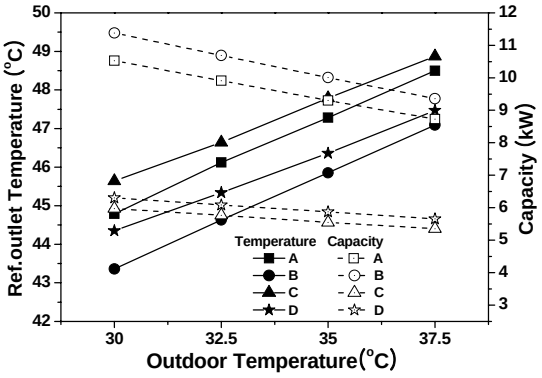

Fig. 8 Comparison of Ref.outlet temperature and capacity with the outdoor temperature.

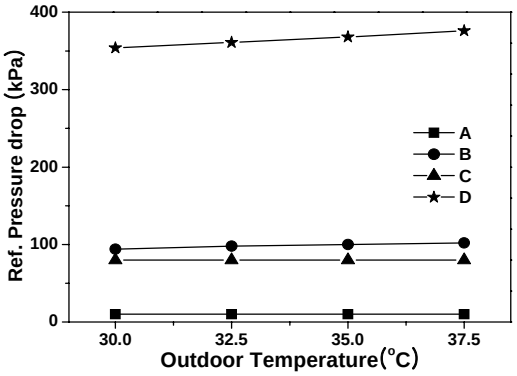

Fig. 9 Comparison of Ref. pressure drop with the outdoor temperature.

참고문헌

1. Chang, Y. S., Kim, M. S., 2006, Performance Analysis with Change in Design Parameters of CO2 Heat Pump Gas Cooler, Proceedings of the SAREK, pp. 639-644.
2. Yin, J. M., Bullard, C. W., Hrnjak, P. S., 2001, R-744 gas cooler model development and validation, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 24, No. 7, pp. 692-701.
3. Domanski, P. A., 1989, EVSIM-An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air, NISTIR-89-4133, NIST, Washington, DC.
4. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.
5. Churchill, S. W., 1977, Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes, Chemical Engineering, No. 7, pp. 91-92.
6. Schmidt, T. E., 1945-46, La Production Calorifique des Surface Munies D'ailettes, Annexe Du Bulletin De L'Institut International Du Froid, Annexe G-5.