한국마린엔지니어링학회지 제34권 제1호, pp. 30~36, 2010. 1 (ISSN 1226-9549)
Journal of the Korean Society of Marine Engineering

CO_2 가스쿨러용 콤팩트열교환기 개발에 관한 연구(1)
-다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2의 열유량과 압력강하-

오후규[1] · 손창효†

(원고접수일 : 2009년 7월 29일, 원고수정일 : 2009년 9월 11일, 심사완료일 : 2009년 10월 12일)

Experimental Study on Compact type CO_2 Gas Cooler(1)
- Heat Flowrate and Pressure Drop in a Multi-Tube-In-Tube Helical Coil Type Gas Cooler -

Hoo-Kyu Oh[1] · Chang-Hyo Son†

요 약 : 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2의 열유량과 압력강하에 대해서 실험적으로 조사하였다. CO_2와 냉각수의 유량은 각각 0.06~0.075 kg/s이고, 가스냉각기의 냉각압력은 8~10 MPa이다. CO_2의 열유량은 냉각수 질량유량, CO_2의 질량유량과 냉각압력에 비례하여 증가한다. CO_2의 압력강하는 냉각수와 CO_2의 질량유량이 감소할수록 감소하지만, CO_2의 냉각압력이 증가할수록 감소한다. 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2의 열유량과 압력강하는 각각 이중관식 가스냉각기보다 상당히 높게 또는 낮게 나타났다. 따라서 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기에 CO_2를 적용하는 경우에는 가스냉각기의 고효율화, 고성능화, 컴팩트화가 가능할 것이다.

주제어 : 헬리컬 코일형 가스냉각기, CO_2 가스냉각기, 고성능 열교환기, 자연냉매, 헬리컬 코일형 가스냉각기내 압력강하

Abstract: The heat flowrate and pressure drop of CO_2 in a multi-tube-in-tube helical coil type gas cooler were investigated experimentally. The mass flowrate of CO_2 and coolant were varied from 0.06 to 0.075 [kg/s], respectively and the cooling pressure of gas cooler were from 8 to 10 [MPa]. The heat flowrate of CO_2 in the test section is increased with the increase in mass flowrate of coolant, the cooling pressure and mass flowrate of CO_2. The pressure drop of CO_2 is decreased with the decrease in mass flowrate of coolant and CO_2, but decreased with increase in cooling pressure of CO_2. The heat flowrate of CO_2 in the multi-tube-in-tube helical coil type gas cooler is greatly higher than that of CO_2 in the double pipe type gas cooler, while the pressure drop of CO_2 in the multi-tube-in-tube helical coil type gas cooler is greatly lower than that of CO_2 in the double pipe type gas cooler. Therefore, in case of the application of CO_2 at the multi-tube-in-tube helical coil type gas cooler, it is expected to carry out the high-efficiency, high-performance and compactness of gas cooler.

Key words: Helical coil type gas cooler, CO_2 gas cooler, High performance heat exchanger, Natural refrigerant, Pressure drop in a helical coil type gas cooler

† 교신저자(부경대학교 기계공학부 시간강사, E-mail:sonch@pknu.ac.kr, Tel:051-629-6175)
1 부경대학교 기계공학부

1. 서 론

프레온계 냉매가 오존층 파괴 및 온실효과의 원인 물질로 밝혀짐에 따라 현재 대부분의 열펌프에 사용되고 있는 R-22를 대체하기 위해 자연냉매인 CO_2(R-744)에 대한 연구[1~3]가 활발히 진행되고 있다. 특히, CO_2는 R-22에 비해 단위 체적당 냉동용량(VCR)이 대단히 높기 때문에 동일한 용량의 열펌프에 대해 R-22 대신 CO_2를 가스냉각기에 적용할 경우 열교환기의 체적을 줄일 수 있는 장점이 있다. 이러한 측면에서 일본과 유럽은 물론이고 우리나라에서도 CO_2를 사용하는 열펌프 개발이 중요시 되고 있다. 그러나 CO_2는 장점뿐만 아니라 단점도 많은 냉매이므로 CO_2 용 열펌프의 상품화를 위해서는 무엇보다 시스템의 고성능화와 고효율화 그리고 콤팩트화를 위한 기술개발은 필수적이라 할 것이다.

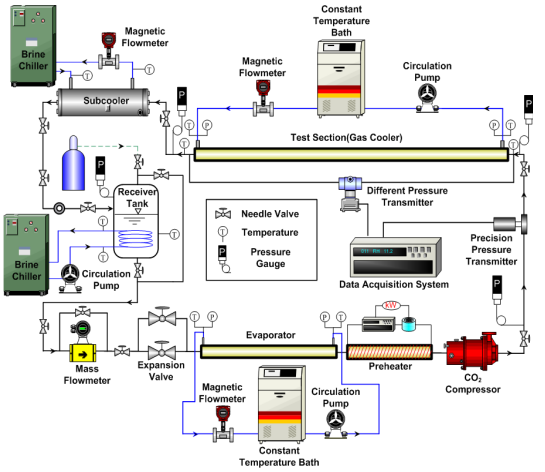

Figure 1: Schematics diagram of experimental apparatus

시스템의 고효율화에 영향을 미치는 요인은 여러 가지가 있겠으나 그 중에서도 가스냉각기는 CO_2 용 열펌프의 콤팩트화, 고성능화를 결정짓는 핵심적 요소기술 중의 하나이다. 가스 냉각기에 관한 연구[4~5]는 다소 있으나 대부분 평활관을 대상으로 한 기초연구이며 실용화를 위한 연구는 대단히 부족한 실정이다. 단지 가스냉각기의 고효율화를 위한 저자 등의 기초 연구가 있으며[6~7], 이에 의하면 가스냉각기를 다중관식 헬리컬 코일형 열교환기로 할 경우 컴팩트화 뿐만 아니라, 고성능화와 고효율화를 이룩할 수 있을 것으로 본다. 그러나 지금까지 CO_2 냉매를 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기에 적용한 사례가 없을 뿐만 아니라 이에 관련된 실험적 데이터도 대단히 부족하므로 보다 많고 다양한 연구가 절실히 요망되는 실정이다. 따라서 본고에서는 CO_2를 작동유체로 사용하는 고성능 콤팩트형 열펌프 시스템 개발의 필수 요소인 "CO_2 가스쿨러용 콤팩트 열교환기 개발에 관한 연구"의 일환으로 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2의 열유량과 압력강하 특성을 실험적으로 파악하고자 한 것이다.

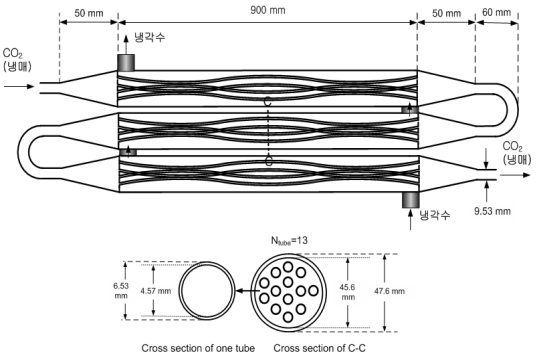

Figure 2: Schematics diagram of multi-tube-in-tube helical coil type gas cooler(test section)

2. 실험장치 및 방법

실험장치는 Figure 1에서와 같이 물을 열원으로 하는 가장 기본적인 CO_2용 증기 압축식 열펌프 사이클이며, 냉매가 순환되는 경로와 열원수 (2차유체)가 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 압축기, 가스냉각기, 보조응축기, 질량유량계, 팽창밸브, 증발기, 압축기의 순으로 순환된다. 열원수는 열원수 공급 장치, 온도 조절기, 물 펌프, 수유량계, 시험 구간인 가스냉각기의 순으로 순환된다. Figure 2는 시험부인 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기의 개략을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 시험부 내관의 내경은 4.57 mm, 외경은 6.53 mm인 동관이며, 외관은 내경 45.6 mm, 외경 47.6 mm인 동관을 사용하였다. 가스냉각기는 입출구 분배기(헤더 1개당 50 mm)와 냉각수와 냉

매관이 접하는 부분(27 000 mm)으로 구성되며 전체 길이는 분배기를 포함하여 27 300 mm이다. 가스냉각기내 냉매관의 개수는 총 13개이다. 가스냉각기의 열유량과 압력강하 특성을 파악하기 위하여 냉매와 냉각수의 온도 및 유량, 냉매 압력을 측정하였다. 냉매온도는 관의 상부에서 관경 3/4위치까지 열전대를 삽입하였다. 또한 압축기의 입출구에 설치된 압력계로 시스템의 저압 및 고압을 측정하였다. Table 1은 실험조건을 정리한 것이다. 내경 4.57 mm인 가스냉각기의 실험결과에 대한 불확실도 예측은 Kline & McClintock[8]가 제안한 식으로 계산하여 Table 2에 나타내었다.

Table 1: Experimental conditions

Refrigerant	R-744(CO_2)
$d_i(d_o)$, [mm]	4.57(6.53)
M_{re}, [kg/s]	0.06~0.075
M_{cw}, [kg/s]	0.06~0.075
$P_{re,in}$, [MPa]	8, 9, 10
$T_{cw,in}$, [℃]	17
$T_{re,in}$, [℃]	100

Table 2: Parameters and estimated uncertainties

Parameters	Uncertainty
A, [m^2]	± 0.7%
T, [℃]	± 0.1℃
P, [kPa]	± 0.3kPa
M, [kg/s]	± 2%
Q, [kW]	± 3%
△P, [kPa]	± 4kPa

3. 냉각 열전달과 압력강하

3.1 열전달특성

3.1.1 열유량

Figure 3은 Table 1의 실험조건에서 내경 4.57 mm의 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2의 열유량(Q_{cw})을 가스냉각압력($P_{re,in}$), 냉매 질량유량(M_{re}), 냉각수 질량유량(M_{cw})의 변화에 따라 비교한 것이다. Figure 3에서 Q_{cw}는 냉각수 유량(M_{cw}), 비열(c_p,c_w), 입출구 온도차($T_{cw,out}$-$T_{cw,in}$)로 계산한 냉각수측 열유량이다. CO_2의 가스냉각압력과 냉각수 유량이 일정한 경우 냉매 질량유량이 0.06에서 0.075 kg/s로 증가할수록 냉각수 입출구 온도차로 구한 열유량(Q_{cw})은 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 냉매질량유량이 증가할수록 레이놀즈수가 증가하여 열전달이 향상되고 이로 인해 냉매와 냉각수의 열교환이 활발해지기 때문이다. 또한, 냉매와 냉각수 질량유량이 일정한 경우 CO_2 가스의 냉각압력이 8에서 10 MPa로 증가할수록 열유량은 증가하였다. 이는 가스냉각압력이 증가할수록 가스냉각기를 나오는 냉각수 출구온도가 증가하여 냉각수 온도차가 증가하기 때문이다. 그리고 CO_2 냉매의 냉각압력과 질량유량이 일정한 경우 냉각수 유량이 증가할수록 열유량이 증가함을 알 수 있다. 이는 Figure 5에서 알 수 있듯이, 냉각수유량이 증가할수록 가스냉각기의 출구의 냉각수 온도가 증가하기 때문이다.

따라서 냉매와 냉각수의 질량유량 변화에 따른 열유량은 동일한 냉각 압력하에서는 냉매유량변화보다 냉각수 유량변화에 더욱더 큰 영향을 받음을 알 수 있으므로, 냉각수 질량유량을 변화시키는 것이 열유량을 높일 수 있음을 알 수 있다.

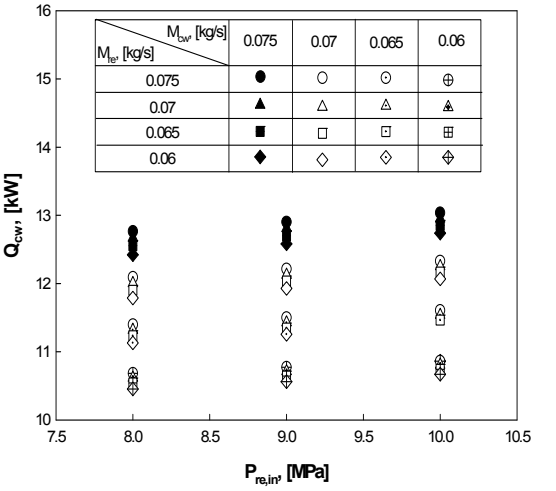

Figure 3: Coolant heat capacity with respect to cooling pressure of CO_2 under the condition of Tre,in=100℃ and Tcw,in=17℃

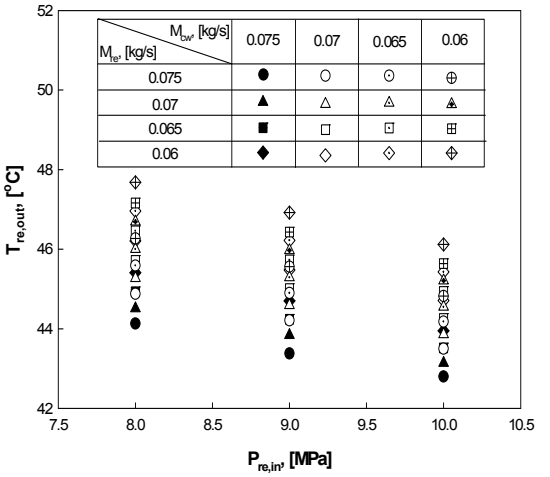

Figure 4: Refrigerant outlet temperature with respect to cooling pressure of CO_2 under the condition of Tre,in=100℃ and Tcw,in=17℃

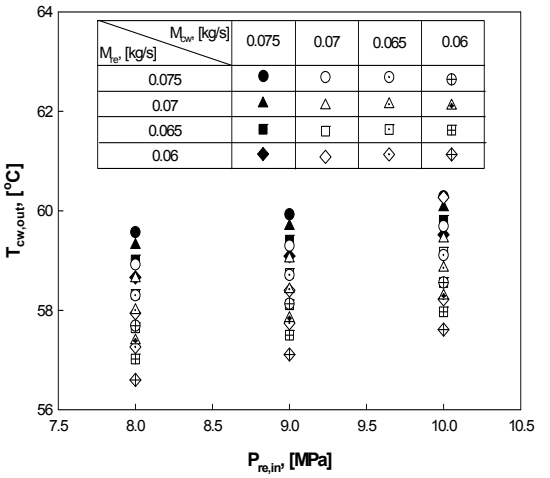

Figure 5: Coolant outlet temperature with respect to cooling pressure of CO_2 under the condition of Tre,in=100℃ and Tcw,in=17℃

3.1.2 냉매 출구온도

Figure 4는 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기 내 CO_2의 출구온도($T_{re,out}$)를 가스 냉각압력($P_{re,in}$), 냉매 질량유량(M_{re}), 냉각수 질량유량(M_{cw}) 변화에 따라 나타낸 것이다. Figure 4에서 알 수 있듯이, CO_2의 가스냉각압력과 냉각수 질량유량이 일정한 경우 냉매 질량유량이 증가할수록 열유량이 증가하여 CO_2 냉매 출구온도는 감소하는 것을 알 수 있다. 또한, 냉매와 냉각수 질량유량이 일정한 경우 CO_2 가스의 냉각압력이 낮아질수록 CO_2 냉매 출구온도는 증가한다. 그리고 냉각수 질량유량에 따른 변화를 살펴보면, 냉각수 유량이 증가할수록 열유량은 증가하고 냉매 출구온도는 감소함을 알 수 있었다.

3.1.3 냉각수 출구온도

Figure 5는 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기 내 냉각수의 출구온도($T_{cw,out}$)를 가스냉각압력($P_{re,in}$), 냉매 질량유량(M_{re}), 냉각수 질량유량(M_{cw}) 변화에 따라 나타낸 것이다. CO_2의 가스냉각압력과 냉각수 질량유량이 동일한 경우 냉매 질량유량이 증가할수록 냉각수 출구온도는 증가하는 것을 알 수 있다. 또한, 냉매와 냉각수 질량유량이 일정한 경우 CO_2 가스의 냉각압력이 높아질수록 냉각수 출구온도는 증가한다. 이는 가스냉각기내 CO_2 냉매와 냉각수의 열교환량이 감소하기 때문이다. 따라서 가스냉각기를 급탕용으로 사용할 경우 냉각수의 출구온도를 높여야 하고 이를 위해서는 가스 냉각압력을 증가시킨 후 냉각수 질량유량을 증가시키는 것이 유리하리라 판단된다.

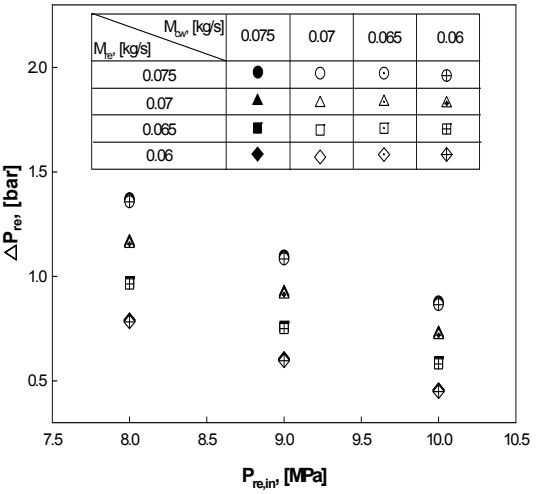

Figure 6: Pressure drop of CO_2 with respect to cooling pressure of CO_2 under the condition of Tre,in=100℃ and Tcw,in=17℃

3.2 압력강하 특성

3.2.1 냉매 압력강하

Figure 6은 가스냉각기의 냉각압력($P_{re,in}$) 8~10 MPa, 냉매입구온도($T_{re,in}$) 100℃, 냉각수 입구온도($T_{cw,in}$) 17℃의 실험조건에서 냉각수의 질량유량(M_{cw})과 CO_2 냉매 냉각압력($P_{re,in}$)과 유량 변화에 따른 냉매의 압력강하($\triangle P_{re}$)를 나타낸 것이다. Figure 6에서 알 수 있듯이, 동일한 냉각수와 냉매 유량조건에서 CO_2 냉매의 냉각압력이 증가할수록 전체압력강하는 감소하는 경향을 보이고 있다. CO_2 냉매의 냉각압력과 냉각수 유량이 동일한 경우 냉매 질량유량이 증가할수록 전체압력강하는 증가하는 것으로 나타났다. 또한, CO_2 냉매의 냉각압력과 냉매유량이 일정한 경우 냉매 압력강하는 냉각수 질량유량이 증가할수록 증가하는 경향을 보이지만 거의 차이가 없는 것으로 나타났다. 위의 결과로부터 CO_2 냉매의 압력강하 측면에서는 CO_2 냉매의 냉각압력을 높이고 냉매와 냉각수의 질량유량을 감소시키는 것이 유리함을 알 수 있다.

3.2.2 냉각수 압력강하

Figure 7은 가스냉각기의 냉각압력($P_{re,in}$) 8~10 MPa, 냉매입구온도($T_{re,in}$) 100℃, 냉각수 입구온도($T_{cw,in}$)17℃의 실험조건에서 냉각수의 질량유량(M_{cw}), 냉매의 질량유량(M_{re}), CO_2 냉매 냉각압력($P_{re,in}$)에 따른 냉각수의 압력강하($\triangle P_{cw}$)를 나타낸 것이다. Figure 7에서 알 수 있듯이, 동일한 냉각수 유량조건에서 CO_2 냉매의 유량이 증가할수록 냉각수의 전체압력강하는 거의 일정한 경향을 보이고 있다. 이는 냉매측 질량유량이 증가하더라도 냉각수의 압력강하에는 거의 영향을 주지 않음을 의미한다. 또한, CO_2 냉매의 냉각압력이 일정한 경우 냉각수 질량유량 변화에 따른 냉각수 압력강하는 냉매 질량유량이 증가할수록 증가하는 경향을 나타냈다. 그리고, 냉매의 냉각압력에 따른 냉각수 압력강하는 거의 영향이 없는 것으로 나타났다. 이는 냉매와 냉각수가 서로 열교환할 때 냉각수측 압력강하에는 거의 영향을 주지 않는 것을 의미한다.

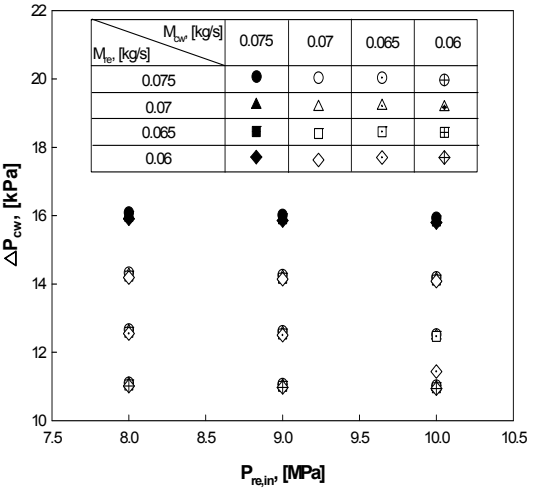

Figure 7: Pressure drop of coolant with respect to cooling pressure of CO_2 under the condition of Tre,in=100℃ and Tcw,in=17℃

3.3 열유속과 압력강하 비교

다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2 전열성능과 압력강하가 어떠한가를 파악하기 위해 이중관식 가스냉각기내의 CO_2 열유속과 압력강하와의 관계를 비교해보았다. 각각의 가스냉각기내 냉매와 냉각수의 실험조건은 Table 1의 조건 중에 가스냉각기의 냉각압력($P_{re,in}$) 8~10 MPa, 냉매입구온도($T_{re,in}$) 100℃, 냉각수 입구온도($T_{cw,in}$) 17℃, 가스냉각기내 냉매 냉각압력($P_{re,in}$) 10 MPa, 냉매와 냉각수의 질량유량(M_{re}와 M_{cw}) 0.075 kg/s로 동일하게 하였다.

Figure 8은 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기와 이중관식 가스냉각기의 열유속을 전술한 동일 실험조건에서 비교한 것이다. Figure 8에서 알 수 있듯이, 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2의 열유속은 이중관식에 비해 약 42.4% 정도로 높았다. 반면에 이중관 중관식의 압력강하 비교는 Figure 9에서 나타낸 것처럼 이중관식 가스냉각기내 CO_2의 압력 강하량은 다중관식에 비해 약 470% 정도 높았다. 이들 결과로부터 CO_2 용 콤팩트형 열펌프를 설계하고자 할 경우 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기를 적용할 경우 고성능이고 콤팩트하게 설계할 수 있음을 알 수 있다.

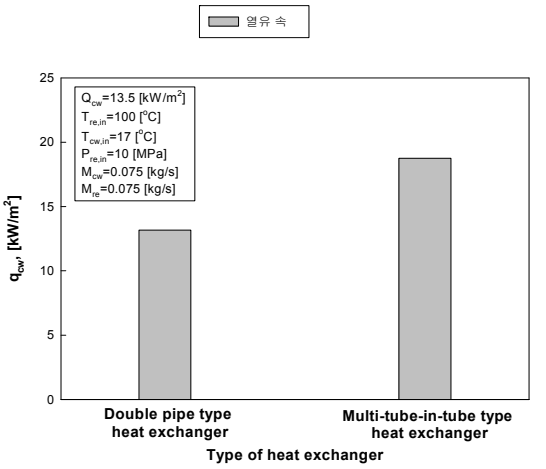

Figure 8: Comparison of heat flux of CO_2 in the multi-tube-in-tube type gas cooler to that of CO_2 in the double pipe type gas cooler

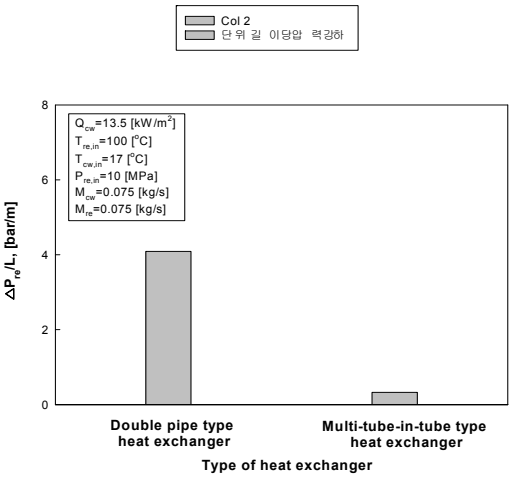

Figure 9: Comparison of pressure drop of CO_2 in the multi-tube-in-tube type gas cooler to that of CO_2 in the double pipe type gas cooler

4. 결 론

본 연구에서는 CO_2를 작동유체로 사용하는 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기에서 냉각 열유량과 압력강하 특성을 규명하고자 하였다. 이를 위해 내경 4.57 mm의 동관으로 제작된 가스냉각기를 사용하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

CO_2용 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 열유량은 동일 냉각압력하에서는 냉매 유량변화보다 냉각수유량변화에 더욱더 큰 영향을 받음을 알 수 있으므로, 냉각수 질량유량을 변화시키는 것이 냉각기의 열유량을 높일 수 있다. 또 냉매 질량유량, 냉각수 질량유량, CO_2 가스냉각압력을 높임으로서 열유량을 증가시킬 수 있다.

다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2 냉매의 압력강하는 냉각압력의 감소, 냉매와 냉각수의 질량유량 증가에 비례하여 증가함을 알 수 있다. 또한 냉각수 압력강하는 냉매 유량과 냉각압력 보다 냉매 유량 변화에 더 많은 영향을 받음을 알 수 있다. 그리고 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기내 CO_2 냉매의 열유속은 이중관식에 비해 높고, 단위길이당의 압력강하는 이중관식에 비해 낮았다. 따라서 열전달과 압력강하 측면에서 다중관식 헬리컬 코일형 가스냉각기에 CO_2를 적용할 경우 열교환기의 고효율화, 고성능화, 콤팩트화가 가능하리라 판단된다.

후 기

이 논문은 2008학년도 부경대학교 연구년 교수 지원사업에 의해 연구되었음.(PS-2008-032)

참고문헌

[1] L. Yun, Y. C. Kim and M. S. Kim, "Two- phase flow patterns of CO_2 in a narrow rectangular channel", Int. Congress of Refrigeration, Washington D. C., pp. 1-7, 2003.

[2] G. Lorentzen and J. Pettersen, "A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning", Int. J. of Refrigeration, vol. 16, no. 1, pp. 4-12, 1993.

[3] B. Yun, H. Y. Park, K. C. Yoo and Y. C. Kim, "Air-conditioner cycle simulation using tube-by-tube method", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, vol. 11, no. 4, pp. 499-510, 1999.

[4] Z. Yuan, M. Michael and D. Jafer, "Forced Convection Boiling Heat Transfer of CO_2 in Horizontal Tubes", Xth ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference, 1999.
[5] A. M. K. Bredesen, J. Aflekt, A. Pettersen, P. Hafner, G. Neksà, Skaugen, "Studies on CO_2 heat exchangers and heat transfer", IEA/IIR Workshop on CO_2 Technologies in Refrigeration, Heat Pump, and Air-Conditioning Systems, Trondheim, Norway, May 13-14, 1997.
[6] S. S. Pitla, D. M. Robinson, E. A. Groll, E. A. and S. Ramadhyani, "Heat Transfer from Supercritical Carbon Dioxide in Tube Flow": A Critical Review, HVAC&R research, vol. 4, no. 4, 281-301, 1998.
[7] D. A. Olson, "Heat transfer of supercritical carbon dioxide flowing in a cooled horizontal tube", Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, July 25-28, pp. 251-258, 2000.
[8] S. J. Kline and F. A. McClintock, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments", Mechanical Engineering, vol. 75, no. 1, pp. 3-12, 1953.

저 자 소 개

오후규(吳厚圭)

1975년 부산 수산대학교 식품공학과 졸업(공학사), 1983년 와세다 대학교 졸업(공학박사), 1987년 - 현재 부경대학교 냉동공조공학과(교수). 관심분야: 이산화탄소용 열교환기 및 시스템의 성능 특성

손창효

1991년 여수 수산대학교 냉동공조공학과 졸업(공학사), 2000년 부경대학교 냉동공조공학과 졸업(공학석사), 2004년 부경대학교 졸업(공학박사), 2007년 - 현재 부경대학교 선도사업단 연구교수. 관심분야: 이산화탄소용 가스냉각기내 전열특성과 압력강하