

내경 1.77 mm의 다중관식 가스냉각기내 CO₂ 전열 성능에 대한 실험적 연구

손창효[†]

*부경대학교 기계공학부

Experimental Study on Heat Transfer Performance of CO₂ in a Multi-Tube Type Gas Cooler of Inner Diameter Tube of 1.77 mm

CHANGHYO SON[†]

*School of Mechanical Engineering, Pukyong National Univ. San 100, Yongdang-dong, Nam-gu,
Busan-Si, 608-739, Korea.

ABSTRACT

The heat capacity and pressure drop of CO₂ and coolant in a multi-tube type gas cooler were investigated experimentally. The main components of the refrigerant loop are a receiver, a CO₂ compressor, a mass flow meter, an evaporator and a multi-tube type gas cooler as a test section. The mass flowrate of CO₂ 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 capacity of CO₂ in the test section is increased with the increment in mass flowrate of coolant, the cooling pressure and mass flowrate of CO₂. The pressure drop of CO₂ is decreased with the decrease in mass flowrate of coolant and CO₂, but decreased with increase in cooling pressure of CO₂. The heat capacity of CO₂ per unit heat transfer area of gas cooler is greatly high. Therefore, in case of the application of CO₂ at the multi-tube type gas cooler, it is expected to carry out the high-efficiency, high-performance and compactness of gas cooler.

KEY WORDS : Multi-tube type gas cooler(다중관식 가스냉각기), Heat capacity(전열량), Pressure drop(압력강하), CO₂ gas cooler(CO₂ 가스냉각기)

Nomenclature

A : heat transfer area, m²
C_p : specific heat, kJ/kgK

d : tube diameter, m
M : mass flowrate, kg/s
P : pressure, Pa
Q : heat capacity, kW
T : temperature, °C
ΔP : pressure drop, Pa

[†]Corresponding author : sonch@pknu.ac.kr

Subscripts

- cw : coolant
- i : inner diameter
- in : inlet
- o : outer diameter
- re : gas cooler
- out : outlet

1. 서 론

프레온계 냉매가 오존층 파괴 및 온실효과의 원인 물질로 밝혀짐에 따라 현재 대부분의 열펌프에 사용되고 있는 냉매인 R-22를 대체하기 위해서 CO₂(R-744) 냉매에 대한 연구¹⁻³⁾가 활발히 진행되고 있다. 특히, 자연냉매인 CO₂는 열펌프에 주로 사용되고 있는 R-22에 비해 단위 체적당 냉동용량(VCR)이 대단히 높기 때문에 동일한 용량에 대해 R-22 대신 CO₂를 가스냉각기에 적용할 경우 열교환기의 체적을 줄일 수 있을 것이다. 이러한 측면에서 CO₂를 사용하는 가스냉각기를 다중관식 열교환기로 대체할 경우 컴팩트화뿐만 아니라, 고성능화와 고효율화도 이룰 수 있을 것이다.

그러므로 최근 각광받고 있는 CO₂를 적용한 열펌프 시스템의 고성능화를 위해서는 반드시 가스냉각기의 소형화와 고효율화가 필요하고, 이에 대한 실험 데이터의 축적이 요망된다. 하지만 지금까지 발표된 연구 중에 CO₂ 냉매를 다중관식 가스냉각기에 적용한 사례가 없을 뿐만 아니라 이에 대한 실험적 데이터도 전문한 상태이다. 따라서, 본 고에서는 CO₂를 작동유체로 사용하여 내경 1.77 mm의 다중관식 가스냉각기내 CO₂의 전열과 압력강하 특성을 실험적으로 파악하여 CO₂용 다중관식 가스냉각기의 설계에 대한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

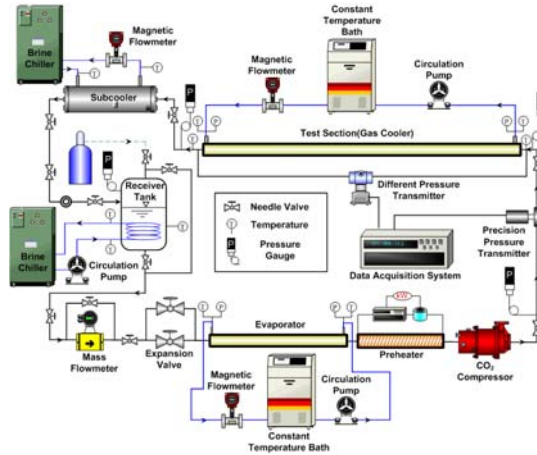


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

실험장치는 Fig. 1에서와 같이 물을 열원으로 하는 가장 기본적인 CO₂용 증기 압축식 열펌프 사이클을 구성하고 있으며, 크게 냉매가 순환되는 경로와 열원수 (2차유체)가 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 압축기, 가스냉각기, 보조응축기, 질량유량계, 팽창밸브, 증발기, 압축기의 순으로 순환된다. 2차유체는 열원수 공급 장치, 온도 조절기, 물 펌프, 수유량계, 시험 구간인 가스냉각기의 순으로 순환된다.

Fig. 2는 시험부인 다중관식 가스냉각기로서, 내관의 내경은 1.77 mm, 외경은 3.38 mm인 동관으로 제작되었다. 그리고 외관은 내경 31.62 mm, 외경 34.92 mm인 동관을 사용하였다. 가스냉각기는 입출구 분배기(헤더 1개당 50 mm)와 냉각수와 냉

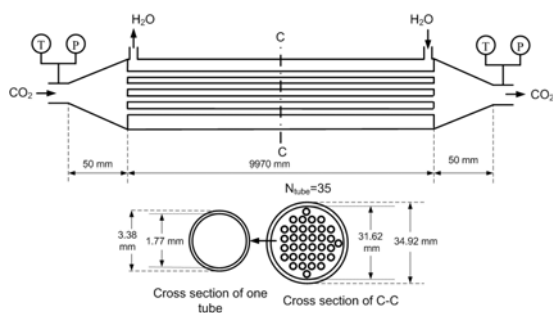


Fig. 2 Schematic diagram of multi-tube type gas cooler(test section)

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	R-744(CO ₂)
di(do), [mm]	1.77(3.38)
M _{re} , [kg/s]	0.06~0.075
M _{cw} , [kg/s]	0.06~0.075
Pre,in, [MPa]	8, 9, 10
T _{cw,in} , [°C]	17
T _{re,in} , [°C]	100

매관이 접하는 부분(9970 mm)으로 구성되며 전체 길이는 분배기를 포함하여 10070 mm이다. 가스냉각기내 냉매관의 개수는 총 35개이다.

가스냉각기의 전열과 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 & McClintock⁴⁾가 제안한 식으로 계산하여 Table 2에 나타내었다.

3. 냉각 전열과 압력강하

3.1 전열 특성

3.1.1 전열량

Table 2 Parameters and estimated uncertainties

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

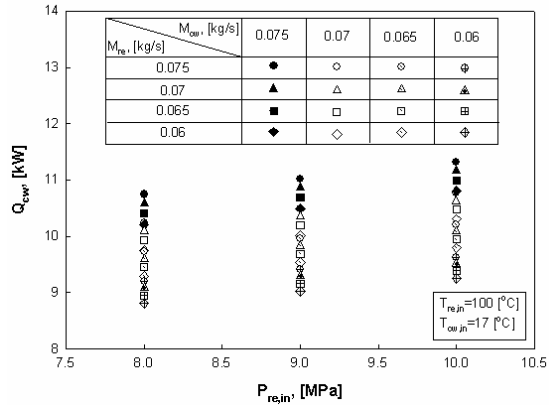


Fig. 3 Coolant heat capacity with respect to cooling pressure and mass flowrate of coolant and CO₂

Fig. 3은 Table 1의 실험조건에서 내경 4.57 mm의 다중관식 가스냉각기내 CO₂의 전열량(Q_{cw})을 가스냉각압력(P_{re,in}), 냉매 질량유량(M_{re}), 냉각수 질량유량(M_{cw}) 변화에 따라 비교한 것이다. Fig. 3에서 Q_{cw}는 냉각수 유량(M_{cw}), 비열(c_{p,cw}), 입출구 온도차(T_{cw,out}-T_{cw,in})로 계산한 냉각수측 전열량이다. CO₂의 가스냉각압력과 냉각수 유량이 일정한 경우 냉매 질량유량이 0.06에서 0.075 kg/s로 증가할수록 냉각수 입출구 온도차로 구한 전열량(Q_{cw})은 증가하는 것을 알 수 있다. 또한, 냉매와 냉각수 질량유량이 일정한 경우 CO₂ 가스의 냉각압력이 8에서 10 MPa로 증가할수록 전열량은 증가한다. 이는 가스냉각압력이 증가할수록 가스냉각기를 나오는 냉각수 출구온도가 증가하여 냉각수 온도차가 증가하기 때문이다. 그리고 CO₂ 냉매의 냉각압력과 질량유량이 일정한 경우 냉각수 유량이 증가할수록 전열량이 증가함을 알 수 있다.

따라서 냉매와 냉각수의 질량유량 변화에 따른 전열량은 동일한 냉각압력하에서는 냉각수 유량변화보다 냉매 유량변화에 더욱더 큰 영향을 받음을 알 수 있으므로, 냉매 질량유량을 변화시키는 것이 전열량을 높일 수 있다. 또 냉매 질량유량, 냉각수 질량유량, CO₂ 가스냉각압력을 높임으로서 전열량을 증가시킬 수 있다.

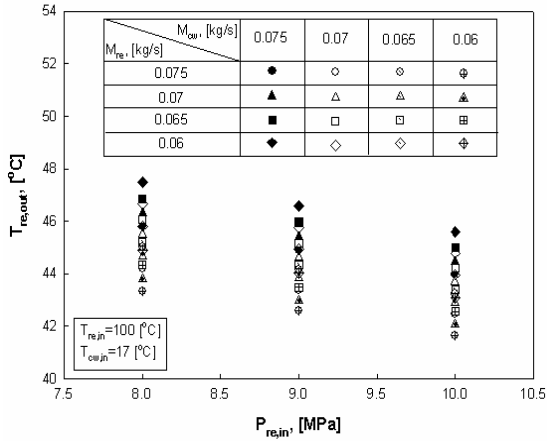


Fig. 4 Refrigerant outlet temperature with respect to cooling pressure and mass flowrate of coolant and CO₂

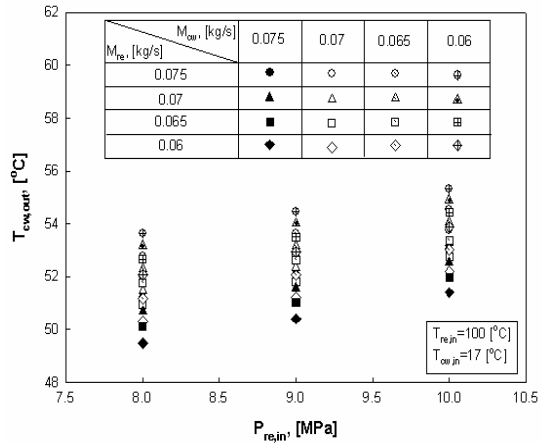


Fig. 5 Coolant outlet temperature with respect to cooling pressure and mass flowrate of coolant and CO₂

3.1.2 냉매 출구온도

Fig. 4는 다중관식 가스냉각기내 CO₂의 출구온도($T_{re,out}$)를 가스냉각압력($P_{re,in}$), 냉매 질량유량(M_{re}), 냉각수 질량유량(M_{cw}) 변화에 따라 나타낸 것이다. Fig. 4에서 알 수 있듯이, CO₂의 가스냉각압력과 냉각수 질량유량이 일정한 경우 냉매 질량유량이 증가할수록 전열량이 증가하여 CO₂ 냉매 출구온도는 감소하는 것을 알 수 있다. 또한, 냉매와 냉각수 질량유량이 일정한 경우 CO₂ 가스의 냉각압력이 낮아질수록 CO₂ 냉매 출구온도는 증가한다. 이는 가스냉각기내 CO₂ 냉매와 냉각수의 열교환량이 감소하기 때문이다. 냉각수 질량유량에 대해 살펴보면, 냉각수 유량이 증가할수록 전열량과 냉매 출구온도는 증가한다.

3.1.3 냉각수 출구온도

Fig. 5는 다중관식 가스냉각기내 냉각수의 출구온도($T_{cw,out}$)를 가스냉각압력($P_{re,in}$), 냉매 질량유량(M_{re}), 냉각수 질량유량(M_{cw}) 변화에 따라 나타낸 것이다. CO₂의 가스냉각압력과 냉각수 질량유량이 동일한 경우 냉매 질량유량이 증가할수록 냉각수 출구온도는 증가하는 것을 알 수 있다. 또한, 냉매와 냉각수 질량유량이 일정한 경우 CO₂ 가스의 냉각압력이 높아질수록 냉각수 출구온도는 증가한다.

다. 이는 가스냉각기내 CO₂ 냉매와 냉각수의 열교환량이 감소하기 때문이다. 따라서, 가스냉각기를 급탕용으로 사용할 경우 냉각수의 출구온도를 높여야 하고 이를 위해서는 가스냉각압력을 증가시킨 후 냉각수 질량유량을 감소시키는 것이 유리하리라 판단된다.

Fig. 6은 가스냉각기의 냉각압력($P_{re,in}$) 8~10 MPa, 냉매 입구온도($T_{re,in}$) 100°C, 냉매 질량유량(M_{re}) 0.06~0.075 kg/s의 실험조건에서 냉각수의

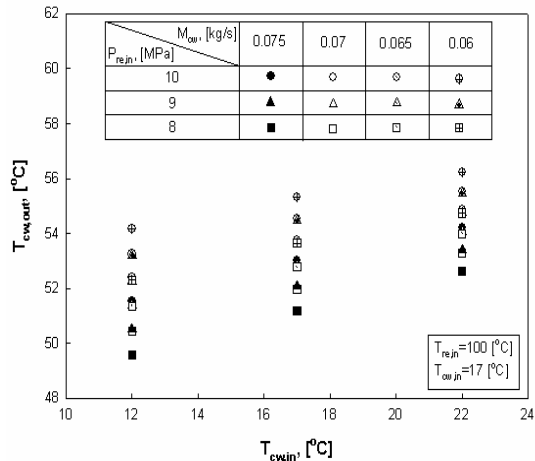


Fig. 6 Coolant outlet temperature with respect to inlet temperature and mass flowrate of coolant and CO₂

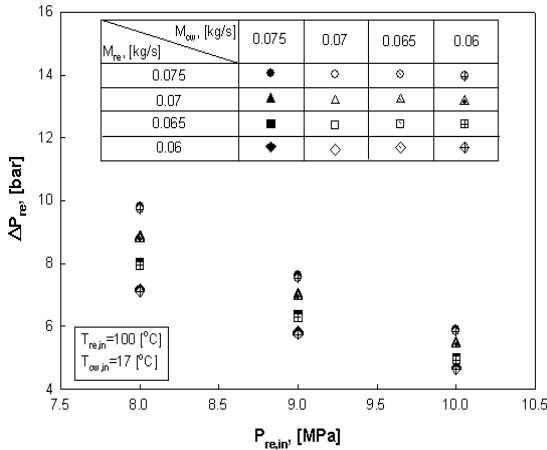


Fig. 7 Pressure drop of coolant with respect to cooling pressure and mass flowrate of coolant and CO₂

입구온도($T_{cw,in}$), 냉각수 유량(M_{cw}), CO₂ 냉매의 냉각압력($P_{re,in}$) 변화에 따른 냉각수 출구온도($T_{cw,out}$)를 나타낸 것이다. Fig. 6에서 알 수 있듯이, 동일한 냉각수 질량유량과 냉각압력인 경우 가스냉각기로 유입되는 냉각수의 입구온도가 12°C에서 22°C로 증가할수록 냉각수 출구온도는 증가한다. 또한, 냉각수 입구온도와 냉각압력이 동일한 조건에서 냉각수 유량이 0.075에서 0.06 kg/s로 감소할수록 냉각수 출구온도가 증가하는 것을 알 수 있다. 동일한 냉각수 입구온도와 유량조건에서 CO₂ 냉매의 냉각압력이 증가할수록 전열량이 증가하여 냉각수 출구온도는 증가한다. 따라서, 가스냉각기내 냉각수의 출구온도를 상승시키기 위해서는 냉각수 입구온도를 증가시키고 냉각수 유량을 감소시켜야 한다.

3.2 압력강하 특성

Fig. 7은 가스냉각기의 냉각압력($P_{re,in}$) 8~10 MPa, 냉매입구온도($T_{re,in}$) 100°C, 냉각수 입구온도($T_{cw,in}$) 17°C의 실험조건에서 냉각수의 질량유량(M_{cw})과 CO₂ 냉매 냉각압력($P_{re,in}$)과 유량 변화에 따른 냉매의 압력강하(ΔP_{re})를 나타낸 것이다. Fig. 7에서 알 수 있듯이, 동일한 냉각수와 냉매 유량조건에서 CO₂ 냉매의 냉각압력이 증가할수록

전체압력강하는 감소하는 경향을 보이고 있다.

CO₂ 냉매의 냉각압력과 냉각수 유량이 동일한 경우 냉매 질량유량이 증가할수록 전체압력강하는 증가하는 것으로 나타났다. 또한, CO₂ 냉매의 냉각압력과 냉매유량이 일정한 경우 냉매 압력강하는 냉각수 질량유량이 증가할수록 증가하는 경향을 보이지만 거의 차이가 없는 것으로 나타났다. 위의 결과로부터 CO₂ 냉매의 압력강하는 CO₂ 냉매의 냉각압력을 높이고 냉매와 냉각수의 질량유량을 감소시키는 것이 유리하다.

4. 결 론

본 연구에서는 CO₂를 작동유체로 사용하는 다중관식 가스냉각기에서 냉각 전열과 압력강하 특성을 규명하고자 하였다. 내경 1.77 mm의 동관으로 제작된 가스냉각기를 사용하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

CO₂용 다중관식 가스냉각기내 전열량은 동일 냉각압력하에서는 냉각수 유량변화보다 냉매 유량 변화에 더욱더 큰 영향을 받음을 알 수 있으므로, 냉매 질량유량을 변화시키는 것이 전열량을 높일 수 있다. 또 냉매 질량유량, 냉각수 질량유량, CO₂ 가스냉각압력을 높임으로서 전열량을 증가시킬 수 있다. 다중관식 가스냉각기를 급탕용으로 사용할 경우 냉각수의 출구온도를 높여야 하고 이를 위해서는 가스냉각압력을 증가시킨 후 냉각수 질량유량을 감소시키는 것이 유리하리라 판단된다. 또 가스냉각기내 냉각수의 출구온도를 상승시키기 위해서는 냉각수 입구온도를 증가시키고 냉각수 유량을 감소시켜야 한다. 다중관식 가스냉각기내 CO₂ 냉매의 압력강하는 냉각압력의 감소, 냉매와 냉각수의 질량유량 증가에 비례하여 증가함을 알 수 있다.

위의 결과로부터 알 수 있는 바와 같이 가스냉각기의 전열면적 당 CO₂ 냉매의 전열량은 높은 편이다. 따라서 열전달 측면에서 다중관식 가스냉각기에 CO₂를 적용할 경우 열교환기의 고효율화, 고성능화, 소형화가 가능하리라 판단된다.

참 고 문 헌

- 1) L. Yun, Y. C. Kim and M. S. Kim, "Two-phase flow patterns of CO₂ in a narrow rectangular channel", Int. Congress of Refrigeration, Washington D. C., 2003, pp. 1-7.
- 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, 1993, pp. 4-12.
- 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, 1999, pp. 499-510.
- 4) S. J. Kline and F. A. McClintock, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments", Mechanical Engineering, Vol. 75, No. 1, 1953, pp. 3-12.