

수평관내 CO₂의 초임계 영역내 열전달에 관한 연구

오후규* · 이동건† · 손창효**

(원고접수일 : 2005년 3월 7일, 심사완료일 : 2005년 6월 10일)

The heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in a horizontal tube

Hoo-Kyu Oh* · Dong-Geon Lee† · Chang-Hyo Son**

Abstract : The cooling heat transfer coefficient of CO₂(R-744) in a horizontal tube was investigated experimentally. The experiments were conducted without oil in a closed refrigerant loop which was driven by a magnetic gear pump. The main components of the refrigerant loop are a receiver, a variable-speed pump, a mass flow meter, a pre-heater and gas cooler(test section). The test section consists of a smooth, horizontal stainless steel tube of 7.75 mm inner diameter. The experiments were conducted at mass flux of 200 to 400 kg/m²s and the inlet cooling pressure of 7.5 MPa to 10.0 MPa. The variation of heat transfer coefficient tends to decrease as cooling pressure of CO₂ increases. The heat transfer coefficient with respect to mass flux increases as mass flux increases. The pressure drop of CO₂ in the gas cooler shows a relatively good agreement with that predicted by Blasius's correlation. The local heat transfer coefficient of CO₂ agrees well with the correlation by Bringer-Smith.

Key words : R-744(이산화탄소), Gas cooler(가스 냉각기), Heat pump(히트펌프), Heat transfer coefficient of CO₂(이산화탄소의 열전달 계수)

기호	설명	기호	설명
d	: 관경, [m]	q	: 열유속, [kW/m ²]
G	: 질량유속, [kg/(m ² ·s)]	T	: 온도, [K]
h	: 열전달 계수, [kW/(m ² ·K)]	dz	: 시험부 길이, [m]
k	: 열전도도, [kW/(m·K)]		
ΔP	: 압력, [Pa]	exp	: 실험값
Q	: 전열량, [kW]	gc	: 가스냉각기

하첨자

† 책임저자(부경대학교 냉동공학과 대학원), E-mail : trenc@korea.com, Tel : 051)831-6994

* 부경대학교 냉동공학과

** 부경대학교 냉동공학과 대학원

i : 입구, 내경
 loc : 국소값
 out : 출구
 pc : 입계점
 re : 냉매
 sub : 소시험부
 w : 관벽

1. 서 론

CFC계 및 HCFC계 냉매가 오존층 파괴 및 온실효과의 원인 물질로 밝혀진 이후, 이를 대체할 수 있는 물질을 개발하기 위한 연구들이 다각적으로 이루어져 왔다. 최근 들어 지구환경에 영향이 적은 자연냉매에 관심이 높아지고 있고, 이와 같은 상황에서 CO₂(R-744)는 자연냉매이고, 환경친화적이며, 주위환경에서 쉽게 구할 수 있기 때문에 새로운 대체냉매로 주목을 받기 시작했다. 그러나 CO₂를 냉동·공조 장치에 적용할 경우, 시스템 압력이 상당히 높아지기 때문에 압축기와 열교환기(증발기와 응축기)를 재설계할 필요가 있다. 특히 CO₂를 작동유체로 사용하는 냉동·공조 시스템에서 가스냉각기는 중요한 구성요소이므로 냉각과정 중의 열전달 특성을 파악하는 것은 필수적이다. 수평관내 CO₂의 냉각 열전달에 있어서 작동매체의 비체적, 비열, 밀도, 점성계수 등의 물성치가 크게 변화하므로 기존의 프레온계 냉매의 열전달 특성과는 상당히 다른 결과를 보고^{[1]-[3]}하고 있다. 현재 CO₂의 냉각과정 중에 발생하는 전열기구에 대한 규명은 CO₂의 복잡한 유동형태와

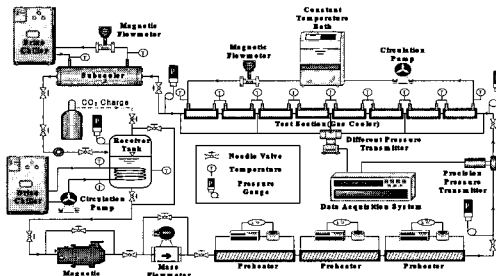


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

물성치로 인해 아직 정확한 이론이 확립되어 있지 않은 실정일뿐만 아니라 CO₂ 냉매의 냉각전열특성에 대한 연구는 대단히 부족한 상태이다.

따라서, 본 논문에서는 CO₂를 작동유체로 사용하여 내경 7.75 mm 관에서 냉각과정 중의 열전달 특성을 분석하고, 기존 상관식과도 비교·검토함으로써 CO₂용 가스 냉각기의 기초설계 자료를 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 실험장치의 개략도이다. 그림에서와 같이 실험장치는 냉매 순환루프와 냉각수 순환루프 구성되어 있다. 냉매는 수액기에서 액상으로 충전된 후 구동원인 냉매펌프에 의해 전자식 질량유량계로 들어간다. 질량유량계에서 유량이 측정된 냉매액은 전기 히터에 의해 가열되는 증발기로 흡입되어 온도와 압력이 초임계 상태로 된다. 증발기를 나온 냉매증기는 시험부인 가스 냉각기로 유입되도록 구성되어 있다. 또한, 초임계 상태인 냉매를 냉각시키기 위한 냉각수는 냉각수 유량계에서 일정유량으로 조절되어 내관과 외관사이의 환상공간으로 냉매의 흐름과 반대방향으로 흐르게 하였다.

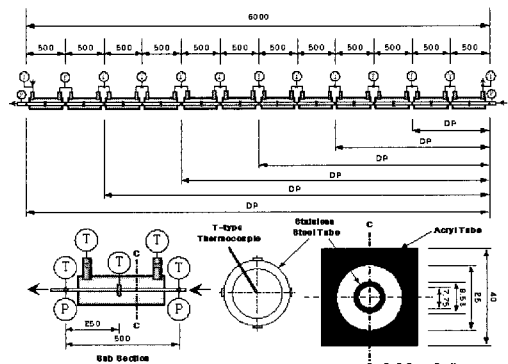


Fig. 2 Detail diagram of gas cooler

Fig. 2는 시험부의 상세도를 나타낸 것으로 내관으로 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이로 냉각수

가 흐르는 이중관형 열교환기이다. 내관은 내경 7.75 mm, 외경 9.53 mm, 길이 500 mm인 12개의 수평 평활관으로 구성되어 있으며, 외관은 내경 25 mm, 외경 40 mm인 아크릴관으로 제작하였다. 그리고 시험부는 입구에서 500 mm씩 동일간격으로 12개 구간으로 나누었으며, 각 구간에는 냉매, 관벽, 냉각수 온도 및 차압을 각각 측정할 수 있도록 하였다. 온도와 압력은 흐름이 정상 상태에 도달하였을 때 측정하였으며, 차압은 관내부에 압력탭을 설치하여 시스템내의 압력변동이 최소화되는 상태에 이르렀을 때 차압계를 이용하여 측정하였다. Table 1에 본 연구의 실험조건을 나타내었다.

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	R-744(CO ₂)
Test section	Horizontal stainless tube
Inner diameter tube, mm	7.75
Mass flux, kg/(m ² · s)	200, 300, 400
Inlet pressure, MPa	7.5 ~ 10.0
Coolant Temperature, °C	15 ~ 20

2.2 데이터 처리 방법

가스 냉각기의 국소 열전달 계수는 식(1)로 계산하였다.

$$h_{gc,loc} = \frac{q_{gc,sub}}{(T_{gc} - T_{gc,w,i})} \quad (1)$$

여기서, $h_{gc,loc}$ 은 가스 냉각기의 소구간 국소 열전달 계수를 나타내며, T_{gc} 는 가스 냉각기의 냉매 온도이고, $T_{gc,w,i}$ 는 식(3)으로 계산한 가스 냉각기의 관벽 내표면 온도이다. 가스 냉각기의 열유속 $q_{gc,sub}$ 는 식(2)로부터 계산하였다.

$$q_{gc,sub} = \frac{Q_{gc,sub}}{\pi \cdot d_i \cdot dz} \quad (2)$$

식(2)에서, $Q_{gc,sub}$ 는 열평형식으로 계산되는 전열

량, d_i 는 평균 관내경이고, dz 는 소구간의 길이를 나타낸다.

$$T_{gc,w,i} = T_{gc,w,out} + \frac{d_i}{2k_w} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) q_{gc,sub} \quad (3)$$

여기서, $T_{gc,w,out}$ 은 상부, 하부, 측부의 4곳에서 측정된 외벽면 온도를 산술 평균한 후, 증공원통에 사용되는 일차원 전도 방정식을 이용하여 계산하였다. k_w 는 관의 열전도도, $q_{gc,sub}$ 는 식(2)로 계산한 열유속이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 국소 열전달

3.1.1 냉각압력의 영향

Fig. 3은 CO₂ 냉각 압력변화에 따른 열전달계수를 가스 냉각기 내의 냉매 온도 변화에 대해서 비교한 것이다. 그림에서와 같이, 질량유속이 동일한 경우, 가스 냉각기의 입구영역에서 냉매 온도 변화에 따른 비열값이 작으므로 열전달계수의 차이가 크지 않다. 그러나 가스 냉각기의 중반부 즉, 유사임계 온도부근에서는 냉매 온도변화에 따른 비열값의 차이가 급격히 변하므로 국소 열전달계수는 크게 증가하다가 감소한다. 그리고, 액단상 영역인 가스 냉각기의 후반부에서 CO₂의 온도변화에 따른 비열값 차이가 상당히 작으므로 열전달계수의 차이는 작다. 가스 냉각기의 입구와 출구 부분에서는 유사임계 온도부근과는 정반대로 가스 냉각기의 입구압력이 증가할수록 CO₂의 국소 열전달계수는 증가하는 경향으로 나타났다. Fig. 3에서 알 수 있듯이, 동일한 냉매 질량유속에서 가스 냉각기의 입구압력이 낮은 7.5 MPa인 경우, 열전달계수의 최대값은 가스 냉각기의 후반부에서 발생하고, 가스 냉각기의 입구압력이 높은 10.0 MPa인 경우, 열전달계수의 최대값은 가스 냉각기의 중반부에서 발생했다. 이는 가스 냉각기 입구압력이 낮을수록 유사임계 온도가 낮으므로, 가스 냉각기의 후반부에서 CO₂ 냉매 온도가 유사임계 온도에 도달하기 때문이다. 가스 냉각기의 입

구압력이 높은 경우, 유사임계 온도가 높기 때문에, CO₂ 냉매온도가 유사임계온도에 빨리 도달하게 된다. 그리고, 냉매 질량유속이 동일한 경우, 가스 냉각기의 압력변화에 따른 열전달계수는 압력이 7.5 MPa일 때 가장 높고, 압력이 10.0 MPa일 때 가장 낮게 나타났다. 이는 가스 냉각기 입구압력이 7.5 MPa일 때, 유사임계 온도가 304.85 K이고, 최대 비열값이 147 kJ/kgK로 가장 높기 때문이다. 가스 냉각기 입구압력이 10.0 MPa일 때, 유사임계 온도가 317.85 K이고, 최대 비열값은 7.902 kJ/kgK로 가장 낮기 때문이다.

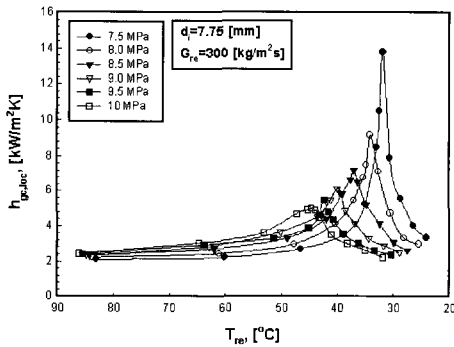
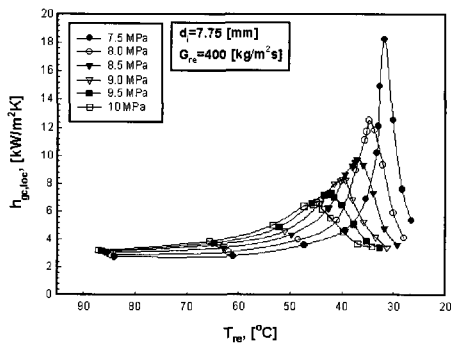
(a) $P_1=8.5$ MPa(b) $P_1=9.5$ MPa

Fig. 4 Heat transfer coefficient versus bulk temperature distribution along the gas cooler for different mass fluxes.

3.1.2 질량유속의 영향

Fig. 4는 일정한 가스 냉각기의 입구압력에서

냉매 질량유속 변화에 따른 국소 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이, 일정한 압력하에서 질량유속이 증가할수록 CO₂의 국소 열전달계수는 증가하였다. 이는 질량유속이 증가할수록 CO₂의 Reynolds 수가 증가되므로 열전달이 향상되기 때문이다. 일정한 가스 압력하에서 질량유속에 따른 열전달계수의 증가는 각각의 압력에 따른 유사임계 온도 지점에서 현저하게 나타났다. 질량유속 변화에 따른 열전달계수는 냉매의 임계 온도(T_{pc})에서 모두 최대값을 가짐을 알 수 있다. 이는 일정한 냉각압력 하에서 질량유속이 변화되더라도 임계 온도에서 비열이 최대값이 되기 때문이다.

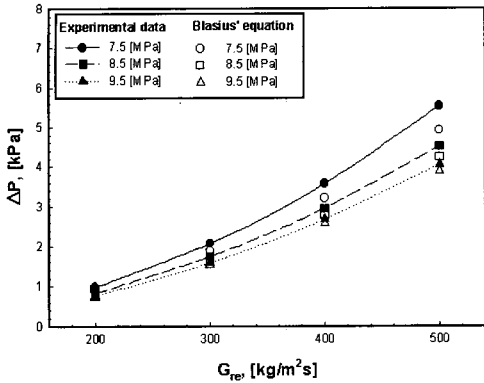
3.2 압력강하 상관식과 비교

Fig. 5는 가스냉각기 입구압력이 7.5~10.0 MPa이고, 질량유속이 200~500 kg/m²s인 범위에서 측정된 냉매의 압력강하를 질량유속 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 일정한 가스냉각기 입구압력에서는 CO₂의 질량유속이 증가할수록 압력강하는 증가하고, 일정한 질량유속에서는 가스 냉각기 입구압력이 증가할수록 CO₂의 압력강하는 감소하는 경향으로 나타났다. 또한, 압력강하는 냉매의 질량유속이 증가할 경우, 가스 냉각기의 입구압력이 낮을수록 더 높은 비율로 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 시스템 내의 압력이 증가할수록 냉매의 밀도가 증가하고, 이에 따라 밀도와 비례하여 압력강하는 증가하기 때문이다.

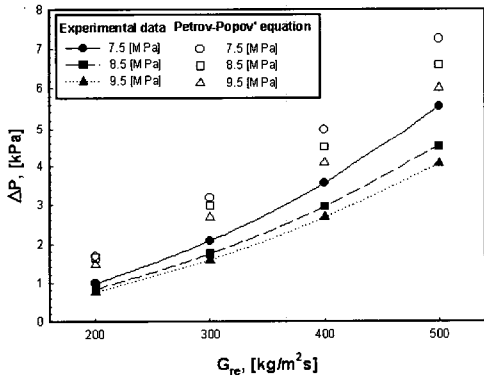
Fig. 5 (a)는 실험으로 측정된 압력강하와 Blasius⁽⁴⁾ 상관식으로 계산한 압력강하를 질량유속 변화에 따라 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있는 것처럼, 실험으로 측정된 압력강하가 Blasius 상관식보다 높게 나타났고, 대부분의 데이터들은 10 %이내에서 잘 예측되었으며, 절대 평균오차는 4.6 %정도로 나타났다. Fig. 5 (b)는 측정된 압력강하와 Petrov와 Popov⁽⁵⁾의 상관식으로 예측한 압력강하를 냉매의 질량유속에 대해서 비교한 것이다. 그림에서와 같이, Petrov와 Popov의 상관식으로 예측한 압력 강하값이 실험으로 측정된 압력강하보다 높게 나타났다. 그리고, 측정된 압력

강하와 Petrov와 Popov의 상관식으로 예측한 압력강하를 비교한 결과, 평균오차는 -64%이고, 절대 평균오차는 64 %정도였다.

가 증가하다가 임계점을 지나면서 감소하는 경향으로 나타났고, 전반적으로 기존 상관식들의 예측값은 실험으로 계산한 값보다 낮게 나타났다. 특히 임계온도 부근에서는 열전달 계수와 기존 상관식들 사이에 큰 차이를 보였다. 이는 임계점 이외의 다른 구역보다 CO₂의 비열, 밀도, 열전도도 등의 열물성치들이 크게 변하기 때문이다. 초임계 영역에서 제안된 상관식들중에서 실험값과 가장



(a) Blasius's correlation

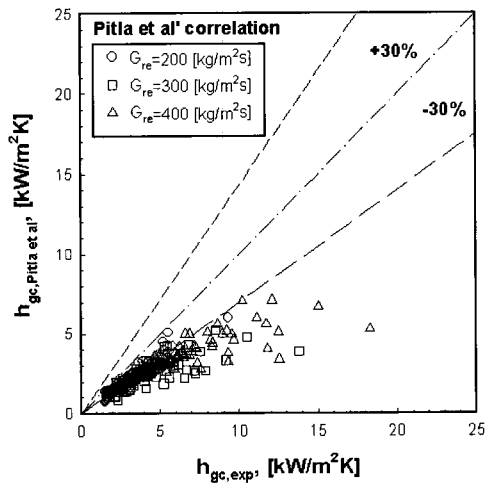


(b) Petrov-Popov's correlation

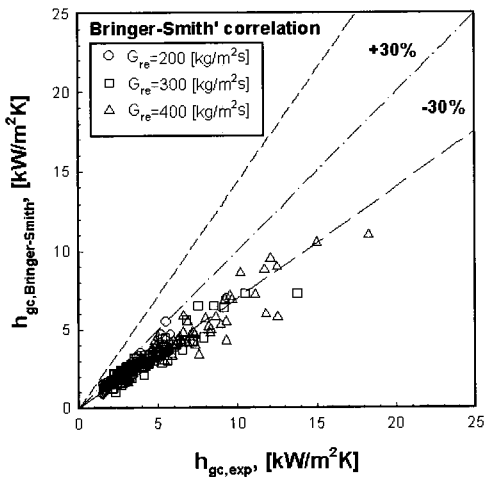
Fig. 5 Comparison of the measured pressure drop data with those predicted by Blasius and Petrov-Popov's correlation.

3.3 증래의 냉각 열전달 상관식과 비교

Fig. 6은 가스 냉각기 입구압력이 7.5 ~ 10.0 MPa이고, 질량유속이 200~400 kg/m²s인 범위에서 측정된 열전달 계수와 CO₂ 초임계 영역에 적용할 수 있는 예측식으로 알려진 Gnielinski 상관식⁽⁶⁾, Pitla et al 상관식⁽⁷⁾, Bringer-Smith 상관식⁽⁸⁾으로 예측한 값을 비교하였다. 그림에서와 같이 가스가 냉각됨에 따라 열전달 계수



(a) Pitla et al's correlation



(b) Bringer-Smith's correlation

Fig. 6 Comparison between the calculated and measured heat transfer coefficient of supercritical CO₂.

근접하게 나타난 것은 Bringer-Smith 상관식이 다. Bringer-Smith 상관식과의 평균오차와 절대 평균오차는 29%였다. 이상으로 고찰한 바와 같이, CO₂의 열전달 계수는 임계점 부근에서 비열, 밀도, 열전도도 등의 열물성값이 크게 변함으로 인해서 이에 따른 열전달 계수도 크게 변함을 알 수 있다. 그러나, 지금까지 제안된 여러 상관식들은 일반적으로 임계점 부근에서의 열물성치들의 급격한 변화를 감안한 식들이 거의 없는 실정이다. 따라서, 이 분야에 대한 보다 많은 데이터 축적은 물론 초임계 영역에서의 열전달 특성을 충분히 고려한 새로운 상관식들이 제안되어야 할 것이다.

4. 결 론

CO₂를 이용한 냉동·공조 시스템용 열교환기의 최적 설계를 위해서 CO₂ 냉매의 냉각과정 중에 열전달 특성에 대해서 실험한 결과, 다음과 같이 정리하였다.

(1) 냉매 질량유속이 동일한 경우, 가스 냉각기의 압력변화에 따른 열전달계수는 압력이 7.5 MPa일 때 가장 높고, 압력이 10.0 MPa일 때 가장 낮게 나타났다. 그리고, 일정한 압력하에서 질량유속이 증가할수록 CO₂의 극소 열전달계수는 증가하였다.

(2) 수평관내 CO₂의 냉각 압력강하에 대한 실험으로 획득한 결과를 종래의 타 상관식과 비교한 결과, Blasius의 상관식과 가장 좋은 일치를 보였고, 실험으로 구한 CO₂의 냉각 열전달 계수를 종래의 타 상관식과 비교한 결과, Bringer-Smith의 상관식과 가장 좋은 일치를 보였다.

후 기

본 논문은 2002년도 부경대학교 발전 기금 재단의 지원에 의해서 연구되었으며, 이 논문은 2005년 두뇌한국21사업에 의하여 일부 지원되었습니다. 이에 관계자 여러분에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Yoon, S. H., "Studies on the characteristics of evaporation and supercritical gas cooling heat transfer of carbon dioxide, Seoul National University, School of Mechanical and Aerospace Engineering", Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy, 2002.
- [2] Yun, L., Kim, Y. C., and Kim, M. S., "Two-phase flow patterns of CO₂ in a narrow rectangular channel", International Congress of Refrigeration Washington D. C., pp. 1~7, 2003.
- [3] Yun, B., Park, H. Y., Yoo, K. C. and Kim, Y. C., "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] Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., University of California, Berkeley, Publications on Engineering, Vol. 2, p. 443, 1930.
- [5] Petrov, N. E. and V. N. Popov., "Heat Transfer and Resistance of Carbon Being Cooled in the Supercritical Region", Thermal Engineering, 32(3), pp. 131~134, 1985.
- [6] Gnielinski, V., "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", International of Chem. Engineering, 16 : pp. 359~368, 1976.
- [7] Pitla, S. S., Robinson, D. M., Groll, E. A. and Ramadhyani, S., "Heat Transfer from Supercritical Carbon Dioxide in Tube Flow: A Critical Review", 1998, HVAC&R research, Vol. 4, No. 4, pp. 281~301, 1998.
- [8] Bringer, R. P. and Smith, J. M., AIChE. Journal, Vol. 3, No. 1, pp. 49~55, 1957.

저 자 소 개



오후규 (吳厚圭)

1948년 12월생, 1975년 부산 수산대학교 식품공학과 졸업(학사), 1977년 동대학교 냉동공학과 석사 졸업, 1983년 와세다 대학교 졸업(박사), 부경대학교 기계공학부 교수, 각종 냉동장치의 설비설계 및 고성능 열교환기 개발 등에 관심



이동건 (李東建)

1961년 7월생, 1987년 부산 수산대학교 냉동공학과 졸업, 2001년 부경대학교 냉동공학과, 부경대학교 기계공학부 대학원, 각종 냉동참고 설비설계 및 자연냉매 시스템 개발



손창효 (孫昌孝)

1972년 9월생, 1991년 여수수산대학교 졸업(학사), 1998년 부경대학교 냉동공학과 석사 졸업, 2000년 2월 부경대학교 냉동공학과 졸업(석사), 부경대학교 기계공학부 대학원, CO₂를 이용한 냉동 시스템 개발에 관심