

초임계 영역에서 수평관내 CO₂의 열전달과 압력강하

손창효† · 이동건* · 오후규** · 김영률***

(원고접수일 : 2003년 8월18일, 심사완료일 : 2003년 11월10일)

The heat transfer and pressure drop characteristics of CO₂ during supercritical region in a horizontal tube

Chang-Hyo Son† · Dong-Gun Lee* · Hoo-Kyu Oh** · Young-Lyoul Kim***

Abstract : The heat transfer coefficients during gas cooling process of carbon dioxide in a horizontal tube were investigated. The experiments are conducted without oil in the refrigerant loop. The main components of the refrigerant loop are a receiver, a variable-speed pump, a mass flow meter, a pre-heater, and a gas cooler(test section). The water loop consists of a variable-speed pump, an isothermal tank, and a flow meter. The gas cooler is a counterflow heat exchanger by cooled water flowing in the annulus. The CO₂ flows in the horizontal stainless steel tube, which is 9.53 mm in O.D. and 7.75 mm in I.D. The gas cooler is 6 (m) in length, which is divided into 12 subsections, respectively. The experimental conditions considered in the study are following range of variables : refrigerant temperature is between 20 and 100 °C, mass fluxes ranged from 200 to 400 kg/(m² · s), average pressure varied from 7.5 to 10.0 MPa.

The main results were summarized as follows : The friction factors of CO₂ in the gas cooler show a relatively good agreement with those predicted by Blasius' correlation. The local heat transfer coefficient in the gas cooler has compared with most of correlations, which are the famous ones for forced convection heat transfer of turbulent flow. The results show that the local heat transfer coefficient of gas cooler agrees well with the correlation by Bringer-Smith except that at the region near pseudo critical temperature, while that at the near pseudo critical temperature is higher than the correlation.

Key words : Carbon dioxide(이산화탄소), Gas cooler(가스 냉각기), Supercritical region(초임계 영역), Heat transfer coefficient(열전달 계수), Pressure drop(압력강하)

† 책임저자(부경대학교 대학원 냉동공조공학과), E-mail : sonch@mail1.pknu.ac.kr, T : 051)621-6802

* 부경대학교 냉동공학과 대학원

** 부경대학교 냉동공조공학과

*** 한국 생산 기술연구원 청정생산기술본부 신에너지 환경팀

기호설명

A	: 전열면적	[m ²]
A	: 전열면적	[m ²]
c _p	: 정압비열	[kJ/(kg · K)]
d	: 관경	[m]
G	: 질량유속	[kg/(m ² · s)]
h	: 열전달 계수	[kW/(m ² · K)]
κ	: 열전도도	[kW/(m · K)]
L	: 시험구간 길이	[m]
M	: 냉매유량	[kg/h]
P	: 압력	[MPa]
q	: 열유속	[kW/m ²]
T	: 온도	[°C]
u	: 유속	[m/s]
μ	: 점성계수	[Pa · s]
δ	: 점성저층 두께	[m]

하첨자

b	: 대표값
cw	: 냉각수
exp	: 실험값
gc	: 가스쿨러
in	: 내측, 입구
cp	: 임계온도
out	: 외측, 출구
re	: 냉매
w	: 관벽

무차원수

Nu	: 누셀트수	[h · d / κ]
Pr	: 프란트수	[c _p · μ / κ]
Re	: 레이놀즈수	[G · d / μ]

1. 서 론

지금까지 증기압축식 냉동기의 냉매로서 사용되어 온 CFCs는 오존층 파괴계수(ODP)가 크기 때

문에 1995년에 전폐되었다. 또한 오존층 파괴계수가 적은 HFCs 냉매에 관해서도 1996년부터 규제가 개시되고, 2020년에는 전폐된다. 그 후 염소를 포함하지 않고 오존층을 파괴하지 않는 HFCs 냉매가 대체냉매로서 개발되었지만, HFCs에 대해서도 지구온난화 계수(GWP)가 높고, 1997년 12월에 있었던 지구온난화 방지 동경 회의에 있어서 규제대상으로 지정되었다. 따라서, 프레온계 냉매가 오존층 파괴 및 지구온난화관점으로 부터 사용규제를 받고 있기 때문에 자연냉매에 대한 관심이 집중되고, 이에 대한 연구가 활성화되고 있다.

자연냉매에는 암모니아, 탄화수소계(프로판, 부탄 등), 이산화탄소(CO₂), 물, 공기 등이 있다. 이러한 자연냉매 중에서 CO₂는 오존파괴계수가 0이고, 또한 독성, 가연성, 부식성이 없고, 열적으로 안정하고, 불활성이라는 이점이 있다. 그러나, 비록 이산화탄소가 냉동·공조장치에서 프레온계 냉매에 비해서 우수한 냉매는 아니지만, 이산화탄소용 냉동·공조장치가 기존의 냉매와 비슷한 효율로서 운전되도록 하는 연구^(1~4)가 진행되고 있다.

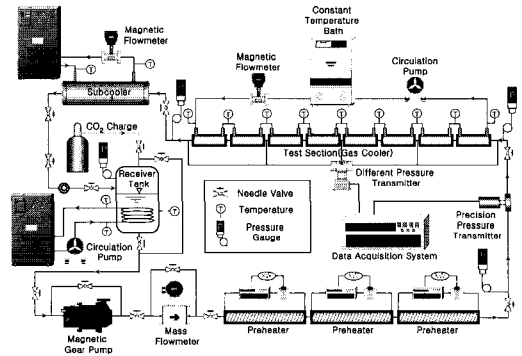


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

따라서, 본 논문에서는 CO₂용 냉동·공조 시스템에서 가장 중요한 요소 기기인 가스 냉각기의 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 CO₂를 냉매로 사용하여 초임계 압력에서 가스 냉각기내의 열전달과 압력강하 특성에 대해서 고찰하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 실험장치의 개략도로서 냉매 순환루프와 냉각수 순환루프로 구성되어 있다. 실험장치에서 냉매는 마그네틱 기어펌프로 구동되고, 냉각수는 볼펌프로 구동되는 강제 순환루프이다. 냉매는 마그네틱 기어펌프, 질량유량계, 예열기, 절대압 측정기, 가스 냉각기(시험구간), 서브 쿨러, 수액기 순으로 유동하며, 냉각수는 냉각수 펌프, 냉각수 유량계, 가스 냉각기, 냉각수용 항온조 순으로 흐르게 하였다.

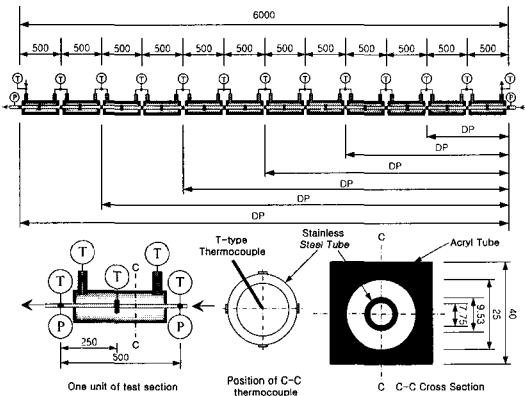


Fig. 2 Detail diagram of gas cooler

Fig. 2는 가스 냉각기의 상세도를 나타낸 것으로 내관으로 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이로 냉각수가 흐르는 이중관식 대향류 열교환기이다. 내관은 내경 7.75 mm, 외경 9.53 mm, 길이 6000 mm인 수평 평활관이며, 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 실험장치가 정상상태에 도달하였을 때 측정하였으며, 차압은 관내부에 압력탭을 설치하여 시스템내의 압력변동이 최소화되는 상태에 이르렀을 때 차압계를 이용하여 측정하였다. Table 1에 본 연구의 실험조건을 나타내었다.

3. 실험자료 정리

각각의 소시험부에서 국소 열전달 계수는 Newton의 냉각법칙에 의해서 식(1)로 계산할 수 있다.

$$h = \frac{q}{T_{re} - T_{w,in}} \quad (1)$$

여기서 T_{re} 는 냉매온도, $T_{w,in}$ 는 관내벽면 온도이다. q 는 냉각수의 온도와 유량으로부터 식(2)로 계산한 열유속(kW/m^2)이다.

$$q = \frac{M_{cw} \cdot c_{p,cw} \cdot (T_{cw,out} - T_{cw,in})}{\pi d_{in} L} \quad (2)$$

위 식에서 M_{cw} 는 냉각수 유량(kg/h), $c_{p,cw}$ 는 냉각수 비열(kJ/kgK), L 은 소시험구간의 전열길이를 나타낸다. 국소 열전달 계수를 구하는 지점에서의 냉매 온도(T_{re})는 소시험부 사이마다 측정된 냉매 온도를 이용하여 식(3)에서 구하였다.

$$T_{re,n} = \frac{T_{re,n+1} - T_{re,n-1}}{2} \quad (3)$$

내벽면 온도($T_{w,in}$)는 상부, 하부, 측부의 4곳에서 측정된 외벽면 온도($T_{w,out}$)를 산술 평균한 후, 원통에 사용되는 일차원 전도 방정식을 이용하여 식(4)로 계산하였다.

$$T_{w,in} = T_{w,out} + \frac{d_{in} \cdot q}{2k_w} \ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right) \quad (4)$$

여기서 k_w 는 관의 열전도도, q 는 식(2)로 계산한 열유속이다.

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	R-744(CO ₂)
Test section	Horizontal stainless tube
d_{in} [mm]	7.75
G_{re} [$kg/(m^2 \cdot s)$]	200, 300, 400
P_{in} [MPa]	7.5 ~ 10.0
$T_{ew,in}$ [°C]	15

4. 실험결과 및 고찰

4.1 압력강하 특성

가스 냉각기의 입구와 출구사이에서 측정된 CO₂의 전체 압력강하는 전체 시험 구간내에서 1 kPa/m미만으로 예측될 정도로 작은 수치였다. Fig. 3은 가스 냉각기 입구압력이 7.5~9.5 MPa이고, 질량유속이 200~400 kg/m²s인 범위에서 측정된 냉매의 압력강하를 질량유속 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 일정한 가스 냉각기 입구 압력하에서 CO₂의 질량유속이 증가할수록 압력강하는 증가하고, 일정한 질량유속에서 가스 냉각기 입구압력이 증가할수록 CO₂의 압력강하는 감소하는 경향으로 나타났다. 또한, 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 밀도가 증가하면 압력강하도 감소하기 때문이다.

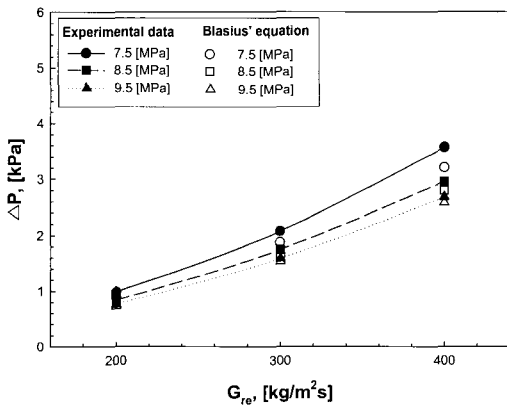


Fig. 3 Comparison of the measured pressure drop with that predicted by Blasius' equation.

완전히 발달된 난류 액단상에 가장 많이 적용되는 Blasius 상관식($f=0.316Re^{-0.25}$)으로 계산한 압력강하와 실험으로 측정된 압력강하를 비교하였다. 그 결과, Blasius 식으로 계산한 값과의 평균 이탈정도는 -4.3%로 나타났다.

4.2 가스 냉각기 내 온도분포

Fig. 4는 가스 냉각기 입구압력이 8.0 MPa이고, 질량유속이 200 kg/m²s인 범위에서 측정된 냉매온도, 관내벽 온도, 비열을 가스 냉각기의 길이 방향으로 나타낸 것이다.

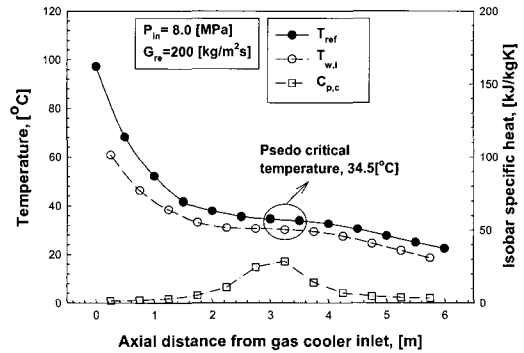


Fig. 4 Temperature profile of the test section during gas cooling process.

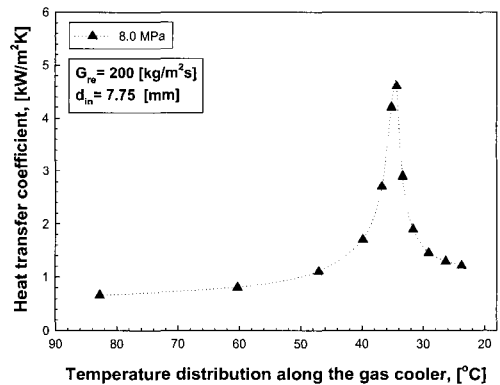


Fig. 5 Variation of heat transfer coefficient with respect to temperature distribution along the gas cooler.

CO₂가 가스 냉각기 내에서 냉각되는 동안, 입구부분에서는 냉매온도와 관내벽 온도가 급격히 감소하다가 가스 냉각기 중간부분에서 거의 변화가 없고, 하류부분에서 다시 완만하게 감소한다. 관내벽면 온도는 전체적으로 냉매온도보다 완만하게 감소한다. 그리고, CO₂가 가스 냉각기 내에서 냉각이 진행되는 동안, 냉매온도와 관내벽면 온도와의 차이는 감소하다가 유사임계 온도(pseudo

critical temperature)를 지나면서 증가한다. 따라서, 이는 냉매온도가 감소할수록 열전달 효과가 증가하다가 감소함을 보여 주는 것이다.

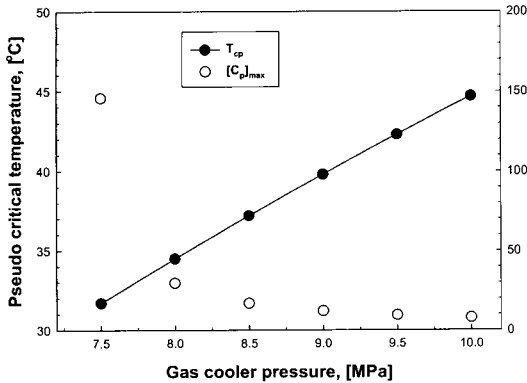


Fig. 6 Variation of pseudo critical temperature with pressure and corresponding maximum values of specific heat for CO₂ in the critical region.

4.3 가스 냉각기 내 열전달 계수

Fig. 5는 실험으로 측정된 국소 열전달 계수를 가스 냉각기의 냉매온도 변화에 대해서 나타낸 것이다. 가스 냉각기의 입구영역($T_{re} > 50^{\circ}C$)에서는 온도변화에 따른 물성치 차이가 작으므로 열전달 계수의 차이가 거의 나타나지 않는다. 그러나 가스 냉각기 중반부 즉, 유사임계온도 부근($T_{re}/T_{cp}=1$)에서는 온도변화에 따른 물성치 차이가 급격히 변하므로 국소 열전달 계수는 크게 증가한다. 그리고, 가스 냉각기 후반부($T_{re} < 20^{\circ}C$) 즉, 유사임계온도보다 낮은 온도영역에서는 액단상 영역으로 CO₂의 온도변화에 따른 물성치 변화가 작으므로 열전달 계수는 완만하게 감소한다.

따라서, 위의 설명을 요약하면 다음과 같다. CO₂냉매가 유사 임계점을 통과할 때, CO₂냉매의 물성치들이 급격히 상승한다. 특히, 열역학적 물성치인 비열은 Fig. 5와 같은 경향으로 변화한다. 이는 비열이 가스 냉각기 내 열전달 계수에 직접적으로 영향을 미친다는 것이다. Fig. 6에 나타낸 것처럼, 몇몇 연구자^(1~4)들은 일정한 압력하에서 비열이 최대가 되는 온도를 유사 임계 온도

(pseudo critical temperature)라고 한다. 이때 CO₂온도가 유사임계 온도에 접근하게 되면, 비열값이 급격히 상승하다가 감소한다. 따라서, CO₂냉매가 유사임계 온도에 접근하면 열전달 계수는 급격히 증가하고, 가압계 온도에서 최대값을 가지게 된다.

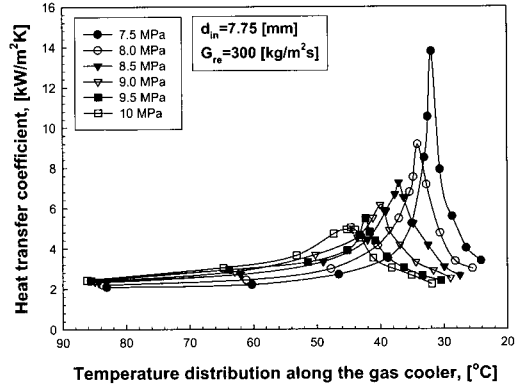


Fig. 7 Variation of heat transfer coefficient with respect to gas cooling pressure for $G_{re}=300$ kg/m²s.

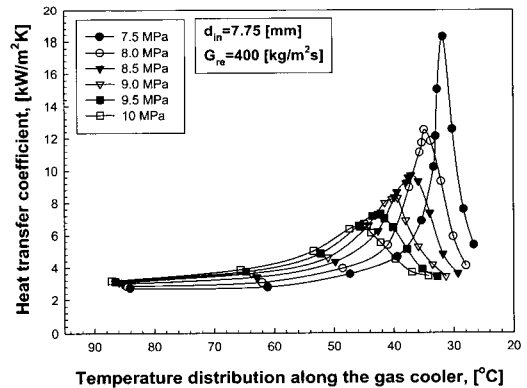


Fig. 8 Variation of heat transfer coefficient with respect to gas cooling pressure for $G_{re}=400$ kg/m²s.

4.4 압력변화에 따른 열전달 특성

Fig. 7과 8은 동일한 질량유속($G_{re}=300$ 과 400 kg/m²s)에서 가스 냉각기의 입구압력을 변화시켜 가면서 측정된 평균 열전달 계수를 냉매온도 변화에 따라 나타낸 것이다.

CO₂의 온도가 높은 가스 냉각기 전반부에서는 압력의 변화에 따른 물성치 차이가 거의 없으므로 열전달 계수의 차이가 거의 나타나지 않는다. 가스가 냉각되어 비열이 최대가 되는 유사임계 온도 부근에 접근하면 압력 변화에 따른 물성치 차이로 인해서 열전달 계수의 차이가 크게 나타난다. 그리고, CO₂의 온도가 유사임계온도보다 낮은 가스 냉각기 후반부($T_{re}/T_{cp} < 1$)에서는 압력변화에 따른 물성치 차이가 커지므로 열전달 계수는 급격히 감소한다. 유사임계 온도에서 압력변화에 따른 최대 열전달 계수는 압력이 감소할수록 증가하는 경향으로 나타났다. 이는 Fig. 6에 나타난 것처럼, 가스 냉각기 입구압력이 7.5 MPa일 때, 유사임계 온도가 31.7 °C이고, 비열이 147 kJ/kgK로 가장 높게 나타나고, 가스 냉각기 입구압력이 10.0 MPa일 때, 유사임계 온도가 44.7 °C이고, 비열은 7.9 kJ/kgK로 가장 낮기 때문이다.

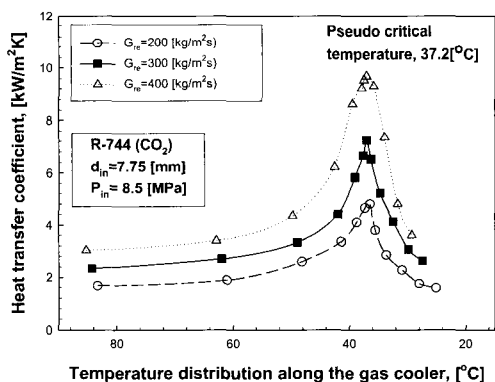


Fig. 9 Variation of heat transfer coefficient with respect to refrigerant mass fluxes for $P_{in}=8.5$ MPa.

4.5 질량유속 변화에 따른 열전달 계수

Fig. 9와 10은 가스 냉각기 입구압력이 8.5와 9.5 MPa이고, 질량유속이 200~400 kg/m²s인 경우, 평균 열전달 계수를 냉매온도 변화에 따라 나타낸 것이다. 일정한 압력하에서 질량유속이 증가할수록 열전달 계수는 증가하였고, 이러한 증가는 유사임계 온도부근에서 현저하게 나타났다. 또한 Fig. 9, 10에서 알 수 있듯이, 질량유속이 변

하더라도 실험으로 구한 CO₂의 열전달 계수는 각각 유사임계 온도인 37.2 °C와 42.3 °C에서 최대 값을 동일하게 가지고, 유사임계 온도이상 ($T_{re}/T_{cp} > 1$)에서는 열전달 계수가 증가하며, 유사임계 온도이하($T_{re}/T_{cp} < 1$)에서는 다시 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이는 식(6)에서 설명한 것처럼, 유사임계 이상에서는 점성저층의 두께 감소보다 액막내 열전도도의 증가가 크기 때문에 열전달 계수는 증가하며, 유사임계 이하로 갈수록

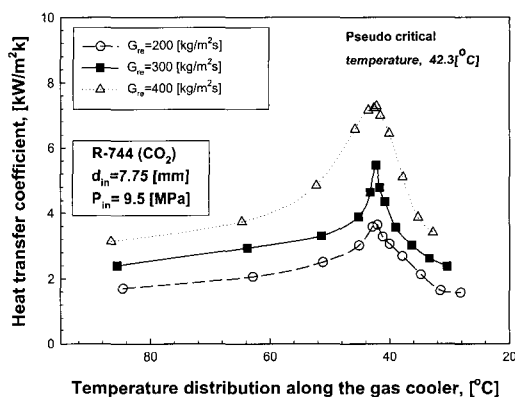


Fig. 10 Variation of heat transfer coefficient with respect to refrigerant mass fluxes for $P_{in}=9.5$ MPa.

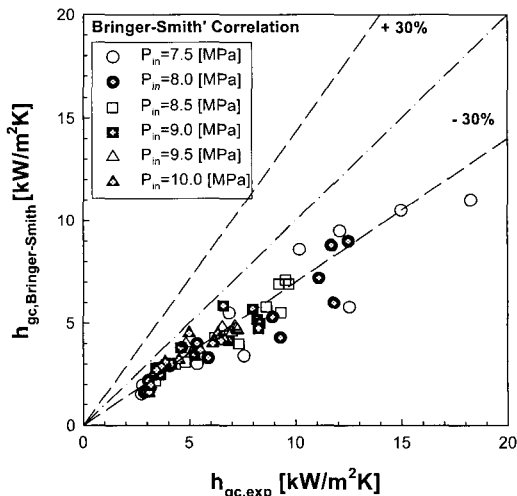


Fig. 11 Comparison of measured heat transfer coefficient with heat transfer correlation by Bringer-Smith for $G_{re}=400$ kg/m²s.

액막내 열전도도의 감소가 지배적이기 때문에 열전달 계수는 감소하는 것으로 판단된다. 즉, Mori 등⁽⁶⁾은 관축 방향으로 CO₂ 온도가 일정하다고 가정하고, CO₂는 관중심에서 완전히 발달된 난류로 유동하기 때문에 CO₂의 냉각과정 중의 열전달은 점성저층 내 열전달과 밀접한 관계가 있다고 하였다. 관내 냉매의 유동을 관내벽면 근처의 점성저층(viscous sub-layer)과 코어 중심에서의 난류층(turbulent layer)으로 나눌 때, 열유속은 액막내의 전도에 의한 열전달과 기액 경계면과 코어 사이의 대류에 의한 열전달로 구분하고, 열평형식은 다음과 같다.

$$q = \kappa \cdot \frac{T_b - T_{w,in}}{\delta} = h \cdot (T_b - T_{w,in}) \quad (5)$$

여기서, κ 는 액막의 열전도도이고, δ 는 점성저층의 두께, T_b 는 관축 방향으로의 냉매의 대표 온도. 위의 수식을 다시 정리하여 나타내면 식(6)과 같다.

$$h = \frac{\kappa}{\delta} \quad (6)$$

4.6 열전달 상관식과 비교

냉각기 입구압력이 7.5 ~ 10.0 MPa이고, 질량유속이 200~400 kg/m²s인 범위에서 측정된 열전달 계수와, Gnielinski 상관식⁽⁶⁾, Petukhov et al. 상관식⁽⁷⁾, Pitla et al. 상관식⁽⁸⁾, Krasnoshchekov et al. 상관식⁽⁹⁾, Baskov et al. 상관식⁽¹⁰⁾, Petro-Popov 상관식⁽¹¹⁾, Bringer-Smith의 상관식⁽¹²⁾ 예측값들과 비교하였다. Fig 11은 초임계 영역에서 제안된 상관식들 중에서 실험식과 가장 근접한 Bringer-Smith 상관식을 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 실험값과의 평균 이탈정도(absolute mean deviation)는 29 %로 나타났다. 이는 본 연구의 실험조건과 유사한 Gao와 Honda⁽¹³⁾의 연구결과와 일치하는 것이다.

초임계 영역내 CO₂ 냉매의 물성치 변화는 열전달과 유동특성에 영향을 미치고, 이러한 특성을 설명할 수 있는 대표적 상관식을 제안하는 것은

대단히 어렵다. 또한, 지금까지 제안된 여러 상관식들은 일반적으로 유사임계점 부근에서 열물성치들의 급격한 변화를 고려한 식들은 아니다. 따라서, 초임계 영역에서의 열전달 특성을 충분히 고려한 새로운 상관식들이 제안되어야 할 것이다.

5. 결 론

내경 7.75 mm인 이중관식 열교환기를 제작하여 초임계 영역내 CO₂의 열전달과 압력강하에 대해서 실험결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 초임계 영역내 CO₂의 전체압력강하는 가스 냉각기의 입구압력이 감소할수록 증가하고, 마찰인자는 완전히 발달된 층류와 난류 액단상에 적용하는 Blasius 상관식과 잘 일치함을 보였다.

(2) CO₂가 가스 냉각기 내에서 냉각되는 동안, 상류부분에서는 냉매온도와 관내벽면 온도가 급격히 감소하다가 하류부분에서는 완만하게 감소한다.

(3) CO₂의 온도가 높은 가스 냉각기 전반부에서는 압력의 변화에 따른 물성치 차이가 거의 없으므로 열전달 계수의 차이가 거의 나타나지 않는다. 가스가 냉각되어 유사임계온도 부근에 접근하면 압력 변화에 따른 물성치 차이로 인해서 열전달 계수의 차이가 크게 나타난다.

(4) 가스가 냉각됨에 따라 열전달 계수가 증가하다가 임계점을 지나면서 감소하는 경향으로 나타났다. 전반적으로 기존 상관식들의 예측값은 실험으로 계산한 값보다 낮게 나타났다. Bringer-Smith 상관식으로 예측한 값과 실험값이 가장 좋은 일치를 보였다.

본 연구는 산업자원부 지정 차세대 신기술 개발사업 중에 환경친화적인 자연냉매인 CO₂를 적용한 고효율 냉난방 시스템 개발' 과제의 일환으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

[1] Boewe DE, Yin JM, Park YC, Bullard

- CW, Hrnjak PS., The role of suction line heat exchanger in transcritical R-744 mobile A/C systems, SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, Pager No. 1999-01-0583, 1999
- [2] Kruse H, Heidelck R, Suss J., The application of CO₂ as a refrigerant, Bulletin of the International Institute of Refrigeration, 99-1:2-21, 1999
- [3] Pettersen J, Rieberer R, Munkejord ST., Heat transfer and pressure drop for flow of supercritical and subcritical CO₂ in microchannel tubes, SINTEF Energy Research, 2000
- [4] Preessner M, Culter B, Singanamalla S, Hwang Y, Radermacher R, Comparison of automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R-134a, In Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, West Lafayette, Indiana, 18 5~192, 2000
- [5] Koji Mori, Junji Onishi, Hirokazu Shimaoka, Shigeyasu Nakanishi and Hideo Kimoto, Cooling heat transfer characteristics of CO₂ Oil mixture at supercritical pressure conditions, Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, December 4, Kobe, Japan, pp. 81~86, 2002
- [6] Gnielinski, V., New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng. Vol. 16, pp. 359~368, 1976
- [7] Petukhov, B. S., E. A. Krasnoshchekov, and V. S. Protopopov., An Investigation of Heat Transfer to Fluids Flowing in Pipes under Supercritical Conditions, ASME International Developments in Heat Transfer Part. 3, 569~578, 1961
- [8] Pitla, S. S., Groll, E. A., Ramadhyani, S., New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp. 887~895, 2002
- [9] Krasonshchekov, E. A., I. V. Kuraeva, and V. S. Protopopov., Local Heat transfer of Carbon Dioxide at Supercritical Pressure Under Cooling Conditions, Teplofizika Vysokikh Temperatur, 7(5), 922~930, 1970
- [10] Baskov, V. L., I. V. Kuraeva, and V. S. Protopopov., Heat Transfer with the Turbulent Flow of a Liquid at Supercritical Pressure in Tubes under Cooling Conditions., Teplofizika Vysokikh Temperatur 15(1): 96~102, 1977
- [11] Petrov, N. E. and V. N. Popov., Heat Transfer and Resistance of Carbon Being Cooled in the Supercritical Region, Thermal Engineering., 32(3), 131~134, 1985
- [12] Bringer, R., P. and Smith, J. M., Heat transfer in the critical region, A.I.Ch.E. Journal, Vol. 3, No. 1, pp. 49~55, 1997
- [13] Lei Gao and Tomohiro Honda, Experimental on heat transfer characteristics of heat exchanger for CO₂ heat pump system, Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, December 4, Kobe, Japan, pp. 75~80, 2002

저 자 소 개



손창효 (孫昌孝)

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



이동건 (李東建)

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



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



김영률 (金永律)

1957년 1월생, 1979년 서울대학교 기계공학과 학사 졸업, 1981년 동대학교 대학원 석사 졸업, 1997년 한국과학기술원 박사 졸업, 1990년~현재 한국생산기술연구원 청정생산 기술본부 현재 한국생산기술연구원 열에너지 시스템팀 재직, 이상유동 및 열교환기 등의 열에너지 요소부품 고효율화