

수평관 내에서 이산화탄소 초임계 가스냉각 과정의 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험적 연구

최 이 철, 강 병 하*, 김 석 현*
국민대학교 대학원, *국민대학교 기계·자동차공학부

An Experimental Study on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics during Supercritical Process of Carbon Dioxide in a Horizontal Tube

Yi Cheol Choi, Byung Ha Kang*, Sukhyun Kim*

Graduate School, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

*School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received December 23, 2003; revision received February 6, 2004)

ABSTRACT: The heat transfer and pressure drop characteristics associated with the gas cooling of the supercritical carbon dioxide in a horizontal tube have been investigated experimentally. This problem is of particular interest in the design of a gas cooler of cooling systems using CO₂ refrigerant. The test section is consisted of 6 series of 455 mm in length, 4.15 mm ID copper tube, respectively. The effects of the inlet temperature, pressure and mass flow rate on the heat transfer and pressure drop of CO₂ in a horizontal tube is studied in detail. The heat transfer coefficient of CO₂ is varied by temperature, inlet pressure, and mass flow rate of CO₂. This has maximum value at near the pseudocritical temperature. The pressure drop is changed by inlet pressure and mass flow rate of CO₂. The results have been compared with those of previous work. The heat transfer correlation at the supercritical gas cooling process is also suggested.

Key words: Carbon dioxide(이산화탄소), Supercritical process(초임계과정), Gas cooling(가스냉각), Heat transfer(열전달), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

c_p : 정압비열 [kJ/kgK]
 D_i : 관의 내경 [m]
 D_o : 관의 외경 [m]
 G : 질량유속 [kg/m²s]

h : 열전달계수 [kW/m²K]
 i : 비엔탈피 [kJ/kg]
 k_{Cu} : 구리의 열전도계수 [kW/mK]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 q : 열유속 [kW/m²s]
 R_n : 관의 상대거칠기
 T : 온도 [°C]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-910-4681; fax: +82-2-910-4839

E-mail address: bhkang@kookmin.ac.kr

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

- b : 평균
 in : 입구측
 out : 출구측
 w : 냉매관 내측 벽면
 w, o : 냉매관 외측 벽면

1. 서 론

이산화탄소를 이용한 냉동시스템은 1890~1930년대에 해상용으로 널리 사용되었다. 그러나 배가 열대성 지역을 지날 때 대기온도의 증가로 냉동능력이 급격하게 감소하는 문제와 CFCs 냉매의 등장으로 사장되었다.⁽¹⁾ 그러나 CFCs의 오존층 파괴로 1987년 몬트리얼의정서에 의해 CFCs의 사용에 대한 규제에 이어 1999년의 교토의정서에 의한 지구온난화 물질에 대한 규제는 CFCs는 물론이고 CFCs의 대체물질인 HCFCs의 사용에도 제동을 걸게 되었으며, 환경론자들은 자연냉매를 사용할 것을 요구하고 있다.

이에 따라 최근에 냉동기, 공조기, 열펌프 등의 다양한 분야에서 자연적이고 친환경적인 적절한 대체냉매로 이산화탄소(R744, CO₂)가 각광을 받고 있다. 이산화탄소는 오존층 파괴지수(ODP)가 '0'이고, 지구온난화지수(GWP)가 '1'로 환경적인 장점을 갖는다.⁽²⁾ 이와 더불어 낮은 표면장력이나 낮은 액체점성과 같은 열물성적인 특성에서 매력적인 점을 갖지만 이산화탄소의 임계온도와 임계압력이 각각 304.21 K, 7.384 MPa으로 비교적 낮은 임계온도에서 높은 임계압력을 갖는 단점 때문에 이산화탄소를 이용한 시스템은 초월임계영역(transcritical region)에서 작동한다.⁽³⁾ 이는 냉매가 열을 방출하는 과정은 임계점보다 높은 초임계영역에서 이루어지고 열을 흡수하는 과정은 임계점보다 낮은 아임계영역에서 이루어지고 있다는 것을 말한다.

이산화탄소를 냉매로 사용하는 열역학적 사이클에 대한 분석에 관하여 많은 연구가 이루어졌으며,^(1,4) 이는 이론적인 성능의 효율해석과 시스템의 설계를 위해 필요한 정보들이다. 그러나 상대적으로 열방출과정에서의 국부 열전달과 압력강하 특성에 관한 연구는 드물다. 초임계 가스냉각과정의 열전달에 관한 기존의 연구로 Krasno-

shchekov et al.⁽⁵⁾에 의해 내경 2.22 mm인 수평관에서 초임계 가스냉각과정의 열전달 실험을 통해 상관식이 개발되었으며, Petrov and Popov,⁽⁶⁾ Fang et al.⁽⁷⁾은 이론적인 계산을 통해 상관식을 제안하였다. 또한 Olson,⁽⁸⁾ Groll et al.⁽⁹⁾은 각각 내경이 10.9 mm, 4.72 mm인 수평관에 대해 초임계 가스냉각과정의 열전달 특성연구를 수행하였다. 국내 연구로 Yoon⁽²⁾은 내경이 7.725 mm인 수평관에서 증발 및 가스냉각과정의 열전달 실험을 수행하여 상관식을 개발하였다.

그러나 기존 논문에서 제시된 열전달 상관식은 관의 내경, 실험조건 및 모델링조건이 서로 다르게 되면 측정된 열전달계수는 서로 상이하게 나타났다. 그러므로 가정용 냉방기에 적용할 내경이 4 mm인 관을 사용하며, 임계압력보다 낮은 압력에서도 운전할 수 있는 가스냉각기의 개발을 위해서 새로운 열전달 상관식의 개발이 요구된다.

따라서 본 연구는 내경이 4.15 mm인 수평관 내의 일부 아임계 및 초임계 영역에서 이산화탄소의 냉각과정 동안 열전달 및 압력강하 특성에 대해 실험을 통해 얻고 열전달 상관식을 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구의 실험장치는 고온·고압의 실험조건에서 운전하게 되며, 이에 따라 실험장치 각 부분은 이를 충분히 고려하여 설계하였다. 이산화탄소측 배관은 고압 피팅(fitting)으로 연결하였고, 질량유량계, 마그네틱 기어펌프(magnetic gear pump), 압력계 등의 구성요소 역시 작동범위를 고려하였다.

실험장치의 개략도는 Fig. 1에 나타내었다. 실험장치는 크게 세 부분으로 나누어져 있다. 이산화탄소 순환부, 초임계 이산화탄소의 가스냉각을 위한 냉각수 순환부, 이산화탄소의 과냉을 위한 R-22/에틸렌 글리콜 순환부로 구성되었다.

수액기에 과냉 압축액상태로 저장되어 있는 이산화탄소는 마그네틱 기어펌프에 의해서 순환을 하게 되며 마그네틱 기어펌프를 지나 가열부로 들어가게 된다. 가열부로 들어간 이산화탄소는 전열선에 의해 간접 가열이 된다. 이때 이산화탄소

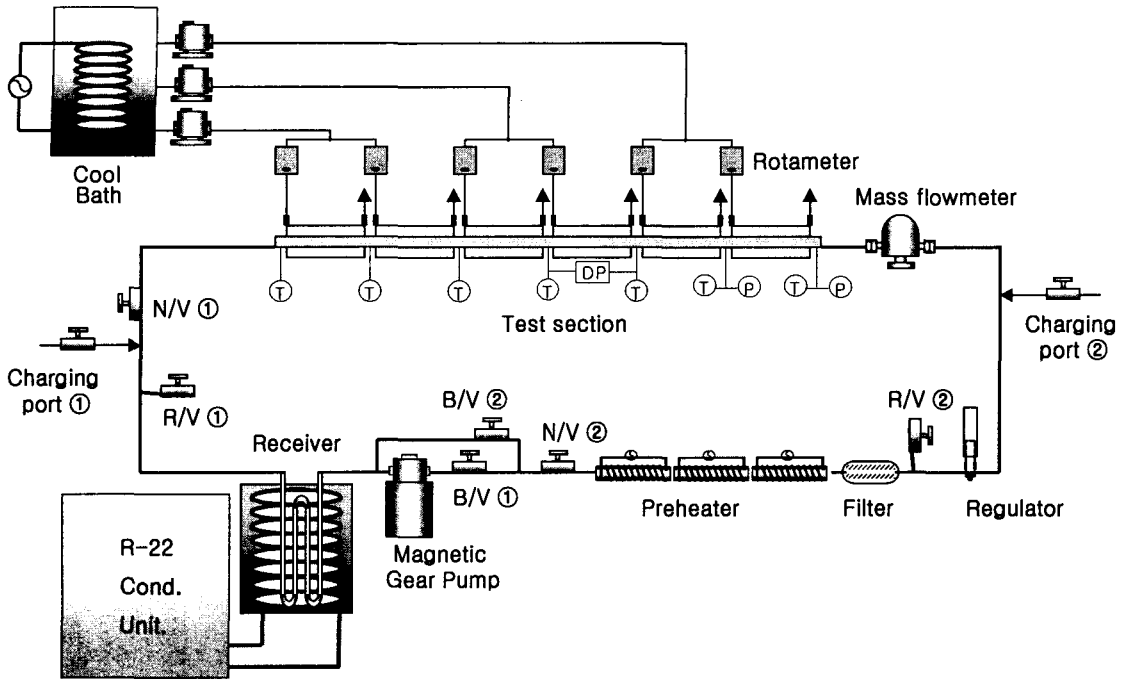


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

의 온도는 실험조건에 맞게 조절된다. 이산화탄소의 압력은 수액기에 충전된 이산화탄소의 질량과 수액기의 온도에 의해 결정된다. 또한 가열부를 나온 이산화탄소의 압력은 압력조절기(pressure regulator)에 의해 미세조절을 하고 시험부에 들어가기 전에 질량유량계에 의해서 질량유량을 측정하게 된다. 이때 질량유량은 마그네틱 기어펌프 출구측의 바이패스(bypass) 밸브에 의해서 미세조절된다. 시험부에 들어간 이산화탄소는 물과 대향류 열교환하여 냉각되고 수액기로 다시 들어가게 된다.

시험부는 모두 6개의 소시험부로 구성된다. 소시험부는 외경 28.58 mm, 두께 1.27 mm의 외측관(물관)과 외경 6.35 mm, 두께 1.1 mm의 내측관(이산화탄소관)의 이중관 형태이며 길이는 각각 455 mm이다. 각 소시험부 입·출구에서 이산화탄소의 온도는 K형 열전대로 측정하며, 이산화탄소관의 내측벽 온도를 계산하기 위해서 외측벽의 상·하·좌·우에 T형 열전대로 온도를 측정한다. 가스상태의 이산화탄소를 냉각하기 위해 순환하는 물의 온도는 물관의 입·출구에 T형 열전대를 설치하여 측정한다. 이산화탄소의 압력을 측정하기 위해서 첫번째와 두번째 소시험부의 입구에

각각 절대압력계를 설치하였다. 또한 차압을 측정하기 위해서 세번째 소시험부의 입·출구에 차압계를 설치하였다. 이산화탄소를 냉각시키는 물은 소시험부에 각각 들어가게 되며 로타미터(rotameter)에 의해 유량을 측정한다.

2.2 실험조건

이산화탄소의 시험부 입구측 온도, 압력, 질량유량을 변화시키면서 실험을 수행하였다. 본 연구에서 수행한 실험조건은 Table 1에 나타내었다. 이산화탄소의 입구온도는 80~110℃, 입구압력은 7~10 MPa, 질량유량은 0.325, 0.406, 0.487, 0.568 kg/min이다. 이때의 질량유속은 각각 400,

Table 1 Test conditions

Parameter	Value
Mass flow rate of CO ₂ (kg/min)	0.325, 0.406, 0.487, 0.568
Inlet pressure of CO ₂ (MPa)	7, 8, 9, 10
Inlet temperature of CO ₂ (°C)	80, 90, 100, 110
Mass flow rate of water (kg/min)	3
Inlet temperature of water (°C)	15

500, 600, 700 kg/m²s로 변화시켰다.

2.3 실험결과와 처리방법

각 소시험부에서 교환된 열량은 식(1)과 같이 구하여 각 소시험부 열평형과 전체 시험부에서의 열평형을 보았다. 각 소시험부의 열전달계수는 식(2)과 같이 열유속과 온도차에 의해 계산하였다.

$$Q = \dot{m}_{water} c_{p,water} (T_{out,water} - T_{in,water}) \quad (1)$$

$$= \dot{m}_{CO_2} (i_{out,CO_2} - i_{in,CO_2})$$

$$h = \frac{q}{T_b - T_w} \quad (2)$$

식(2)의 열유속은 물이 얻은 열량과 열전달면적에 의해 식(3)과 같이 계산하였다. 여기서 T_b 는 이산화탄소의 입·출구 산술평균온도이며 이산화탄소관 내벽면 온도 T_w 는 식(4)와 같이 1차원 열전도방정식에 의해 계산하였다.

$$q = \frac{\dot{m}_{water} c_{p,water} (T_{water,out} - T_{water,in})}{\pi D_i L} \quad (3)$$

$$T_w = T_{w,o} + q \frac{D_i}{2k_{Cu}} \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \quad (4)$$

3. 실험결과 및 고찰

제작한 가스냉각기는 모든 실험영역에서 각 소

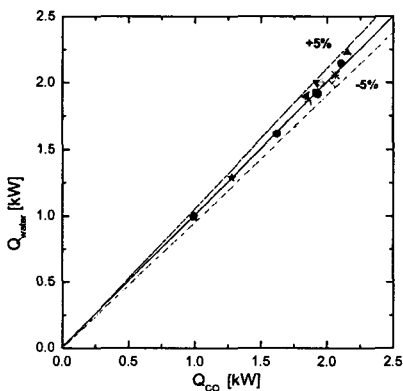


Fig. 2 Energy balance.

시험부별 열평형에서는 $\pm 20\%$ 의 오차를 보였다. 이는 이산화탄소측의 열물성값이 온도에 따라 크게 변화하기 때문에 열평형의 오차가 크게 나타나는 것으로 보인다. 그러나 전체 시험부에 걸친 열평형은 Fig. 2에서 보는 것과 같이 $\pm 5\%$ 내의 오차를 갖는 것을 보아 이산화탄소가 잃은 열량과 물이 얻은 열량이 열평형을 이루는 것을 알 수 있다.

질량유량, 입구압력이 일정할 때 입구온도에 대한 열전달 특성은 Fig. 3에 나타내었다. 그림에서 보는 것과 같이 입구온도에 대한 영향은 거의 없음을 알 수 있다. 초임계 가스냉각과정 동안 이산화탄소의 열전달계수는 온도가 감소하면서 점차 증가하여 임계점 근처에서 최대값을 갖고 감소하였다. 이러한 열전달계수의 온도에 따른 변화는 열물성값인 정압비열의 온도에 따른 변화와 비슷한 경향을 갖고 최대 열전달계수를 갖는 온도는 정압비열이 최대가 되는 유사임계온도(pseudocritical temperature)와 잘 일치하는 것으로 보아 초임계 이산화탄소 가스냉각과정의 열전달계수는 열물성값에 영향을 받는 것으로 판단된다.

질량유량, 입구온도가 일정할 때 입구압력에 대한 열전달 특성은 Fig. 4에 나타내었다. 모든 압력조건에서 초임계 가스냉각과정의 열전달계수는 온도가 감소함에 따라 점차 증가하여 임계점 근처에서 최대값을 갖고 다시 감소하였으며, 최대 열전달계수를 갖는 이산화탄소의 온도는 주어진 압력에서 이산화탄소의 정압비열이 최대가 되는 온도인 유사임계온도와 잘 일치하고 있었다. 또한 압력이 높을수록 주어진 압력에서의 최대 열

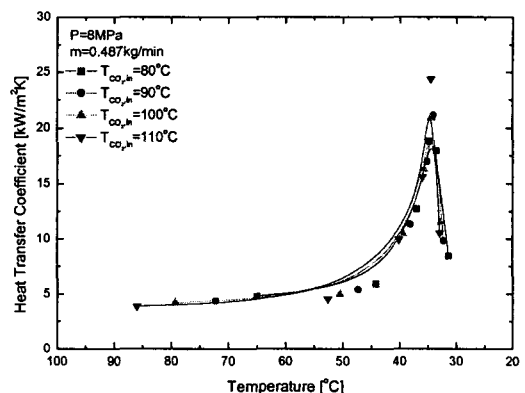


Fig. 3 Effect of inlet temperature at a fixed mass flow rate condition on HTC.

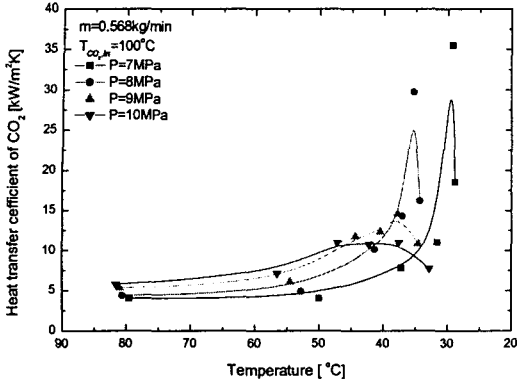


Fig. 4 Effect of operating temperature on HTC for various inlet pressures at a fixed mass flow rate of CO₂.

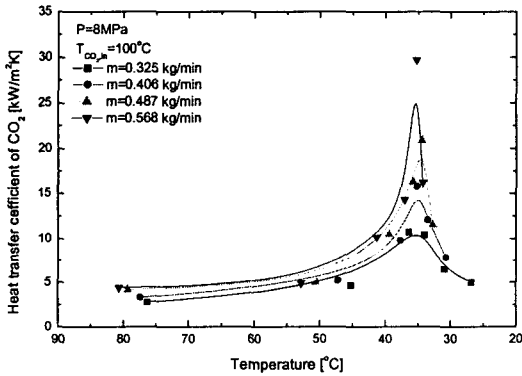


Fig. 5 Effect of operating temperature on HTC for various mass flow rates of CO₂ at a fixed pressure.

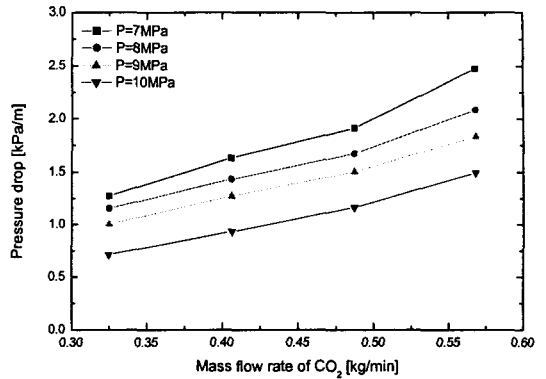


Fig. 6 Effect of inlet pressure conditions on pressure drop.

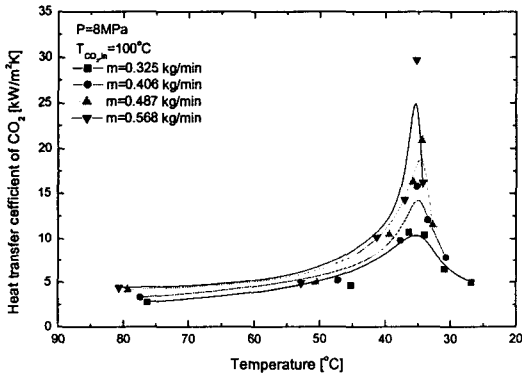


Fig. 7 Comparison of experimental data with Filonenko's f -factor correlation.

전달계수는 7 MPa를 기준으로 약 24~69% 감소하나, 평균 열전달계수는 약 15~35% 향상되었다.

입구온도, 입구압력이 일정할 때 질량유량에 대한 열전달 특성은 Fig. 5에 나타내었다. 질량유량의 증가는 그림에서 보는 것과 같이 열전달계수를 향상시켰다. 이는 유속의 증가로 Reynolds 수가 증가하는 일반적인 경향에 따르는 것이다. 또한, 유사임계온도 근처에서는 다른 온도영역보다 열전달계수의 향상 정도가 크게 나타났다.

초임계 가스냉각과정의 압력강하 특성은 Fig. 6에 질량유량과 입구압력에 따른 영향을 고려하여 나타내었다. 압력강하는 질량유량의 증가에 따라 증가하였다. 이는 유속의 증가에 따라 압력강하가 증가하는 일반적 경향에 따르는 것이다. 또한, 시험부의 입구압력이 증가하면 압력강하는 감소

하는 경향을 갖는다. 이는 압력강하는 식(5)와 같이 표현되며, 7MPa를 기준으로 입구압력이 8, 9, 10 MPa로 증가할 때 압력에 따른 밀도의 변화는 약 0.5~2배 정도 증가하여 압력강하에 크게 영향을 주는 것으로 보인다.

$$\Delta P = f \frac{G^2}{2\rho} \frac{L}{D_i} \quad (5)$$

압력강하에 대한 무차원수인 마찰인자(friction-factor)는 Fig. 7과 같이 Reynolds 수에 따라 나타내었다. 실험값에 대한 마찰인자는 매끄러운 관 내에서 난류유동에 관해 널리 사용되는 식(6)의 Filonenko 마찰인자 상관식⁽¹⁰⁾과 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다.

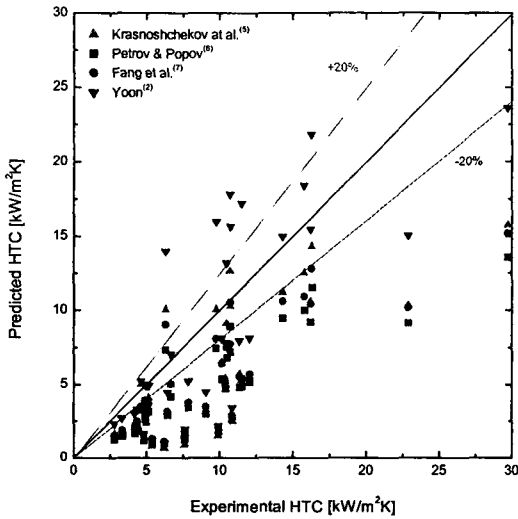


Fig. 8 Comparison between previous correlations and measured HTC.

$$f = (1.82 \log Re - 1.64)^{-2} \quad (6)$$

$$(1 \times 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^6)$$

본 실험에서 얻은 열전달 실험값은 기존의 상관식^(2,5-7)에 의해 얻어진 예측값과 비교하여 Fig. 8과 같이 나타내었다. 기존 상관식에 의한 예측값은 본 연구의 실험값보다 작게 열전달계수를 예측하고 있었다. 이는 사용한 관의 직경과 실험 영역이 다르기 때문이다. 본 연구에서는 기존 상관식 중 비교적 잘 예측하고 있는 Fang et al.의 상관식⁽⁷⁾을 수정하여 수평관 내 초임계 이산화탄소 가스냉각과정의 열전달에 관한 상관식을 다음의 식(7)과 같이 제안하였다. Fang et al.의 상관식은 Gnielinski 상관식을 바탕으로 하였으며 이산화탄소의 열전달계수는 열물성값의 영향을 받는 것을 고려하여 열물성값인 정압비열과 엔탈피를 상관식에 적용하였다.

$$Nu_w = 1.69 \frac{(f_w/8)(Re_w - 1000)Pr_w}{A + 12.7(f_w/8)^{1/2}(Pr_w^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

$$\times \left(1 - 0.001 \frac{q_w}{G}\right) \left(\frac{c_p}{c_{pw}}\right)^n$$

여기서, f_w 는 식(8)과 같이 벽온도를 기준으로 한 Churchill의 마찰인자 상관식⁽¹¹⁾에 의해 계산된다.

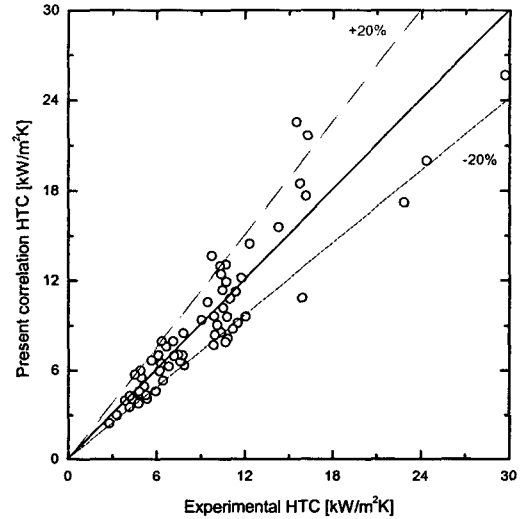


Fig. 9 Comparison between proposed correlation and measured HTC.

또한, A , $\overline{c_p}$, n 은 식(9), (10), (11)에 의해 주어진다.

$$f_w = 8 \left[\left(\frac{8}{Re_w} \right)^{12} + \left\{ \left(2.457 \ln \frac{1}{(7/Re_w)^{0.9} + 0.27R_{rt}} \right)^{16} + \left(\frac{37530}{Re_w} \right)^{16} \right\}^{-3/2} \right]^{1/12} \quad (8)$$

$$A = \begin{cases} 1 + 7 \times 10^{-8} Re_w & Re_w < 10^6 \\ 1.07 & Re_w \geq 10^6 \end{cases} \quad (9)$$

$$\overline{c_p} = \frac{i_b - i_w}{T_b - T_w} \quad (10)$$

$$n = 0.9 - 4 \times 10^{-4} (q_w / G) \quad (11)$$

상관식을 통한 예측값은 실험값과 비교하여 Fig. 9에 나타내었다. 식(7)에서 제안한 상관식은 실험조건에서 $\pm 20\%$ 내에서 열전달계수를 예측할 수 있었다. 또한 본 연구의 상관식을 통한 예측값과 실험값과의 오차 평균은 3.3%, 절대 평균 편차는 14.3%, RMS(root mean square) 편차는 17.1%로 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 초임계 가스냉각과정에서 이산화탄소의 수평관 내 열전달계수 및 압력강하량을 측정하였다.

(1) 이산화탄소의 열전달계수는 온도가 감소함에 따라 증가하다가 최대값을 갖고 감소하였다. 이때 최대값을 갖는 온도는 이산화탄소의 정압비열이 최대가 되는 유사임계온도와 잘 일치하고 있다.

(2) 이산화탄소의 열전달계수는 압력이 높을수록 평균 열전달계수는 7MPa를 기준으로 약 15~35% 향상되고, 주어진 압력의 최대값은 약 24~69% 감소한다.

(3) 이산화탄소의 열전달계수는 질량유량이 증가함에 따라서 모든 압력조건에서 열전달이 향상되었다.

(4) 압력강하량은 질량유량에 비례하여 증가하고 입구압력에 반비례하여 감소하였다. 또한 마찰인자는 Filonenko 마찰인자 상관식에 의해 잘 예측할 수 있었다.

(5) 열전달에 관한 기존의 상관식은 측정된 값보다 낮게 예측하고 있었다. 본 연구에서는 Fang의 상관식을 수정하여 $\pm 20\%$ 내에서 예측이 가능한 상관식을 제안하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부 차세대 신기술 개발사업 중 “환경친화적 자연냉매인 CO₂를 적용한 고효율 냉난방 시스템 개발” 과제의 일환으로 수행 하였습니다.

참고문헌

- Hwang, Y. and Radermacher, R., 1999, Experimental investigation of the CO₂ refrigeration cycle, ASHRAE Trans., Vol. 105, Part 1, Paper No. CH-99-22-2.
- Yoon, S.H., 2002, Studies on the characteristics of evaporation and supercritical gas cooling heat transfer of carbon dioxide, Ph. D. thesis, Seoul National University, Seoul, Korea.
- Yin, J.M., Bullard, C.W. and Hrnjak, P.S., 2000, Design strategies for R744 gas cooler, Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, July 25-28, USA, pp. 315-322.
- Hwang, Y. and Radermacher, R., 1998, Theoretical of carbon dioxide refrigeration cycle, Int. J. HVAC&R Research, Vol. 4, No. 3, pp. 245-263.
- Krasnoshchekov, E. A., Kuraeva, I. V. and Protopopov, V. S., 1970, Local heat transfer of carbon dioxide at supercritical pressure under cooling conditions, High Temperature Institute (Translated from Teplofizika Vysokikh Temperatur), Vol. 7, No. 5, pp. 856-862.
- Petrov, N.E. and Popov, V. N., 1985, Heat transfer and resistance of carbon dioxide being cooled in the supercritical region, Thermal Engineering, Vol. 32, No. 3, pp. 131-134.
- Fang, X., Bullard, C.W. and Hrnjak, P.S., 2001, Modeling and analysis of gas coolers, ASHRAE Trans., Vol. 107, Part 1, Paper No. 4411.
- Olsen, D. A., 2000, 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, USA, pp. 251-258.
- Pitla, S. S., Groll, E. A. and Ramadhyani, S., 2001, Convective heat transfer from in-tube cooling of turbulent supercritical carbon dioxide: Part 2-Experimental data and numerical predictions, Int. J. HVAC&R Research, Vol. 7, No. 4, pp. 367-382.
- Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., 1990, Introduction to Heat Transfer, 2nd ed., John Wiley & Sons, New York, pp. 455-460.
- Churchill, S.W., 1977, Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes, Chemical Engineering, No. 7, pp. 91-92.