한국에너지공학회(2003년도)
추계 학술발표회 논문집 P121-126

초임계 영역내에서 수평관내 CO_2의 열전달과 압력강하 특성*

손창효***, 이동건***, 오후규***, 정시영**, 김영률*
***부경대학교 냉동공학과, **서강대학교 냉동공학과, *한국생산기술 연구원

The heat transfer and pressure drop characteristics of CO_2 during supercritical region in a horizontal tube*

Chang-Hyo Son***, Dong-Gun Lee***, Hoo-Kyu Oh***, Si-Young Jeong**, Young-Lyoul Kim*

1. 서 론

지구환경에 대한 문제가 대두되면서 지금까지 냉동·공조장치에 사용해온 CFCs와 HCFCs는 2020년까지 전면 사용이 금지되게 되었다. 이로 인해 수많은 연구자들은 종래의 냉동 사이클에 사용 가능한 새로운 냉매를 개발하거나 이미 오래전에 사용되었던 자연냉매들의 가능성에 대한 조사하게 되었다. 하지만, 새롭게 개발되는 냉매는 현재 몇몇의 플로르 카본 냉매가 직면하고 있는 것과 동일한 딜레마에 빠지게 된다. 즉, 지구환경에 대한 무해성과 절대적인 확실성을 가지고 이러한 냉매가 환경과 건강에 미치는 영향을 단기간에 걸쳐서 파악하는 것은 불가능하다. 그러나, 생물권에서 쉽게 찾을 수 있는 물질인 자연냉매를 사용하는 것은 지구환경에 대한 위험성을 고려하지 않아도 될 것이다.

자연냉매 중에서 이산화탄소는 주위환경에서 자연스럽게 구할 수 있고, 이미 냉매로서 오랜 역사에 걸쳐서 사용해 왔다. 1930년대 CFCs의 개발에 앞서 이산화탄소는 광범위하게 사용되었다. 최근 들어 이산화탄소는 냉매로서 자리를 내어주었던 플로르 카본의 대체냉매로서 고려되고 있다. 비록 이산화탄소가 모든 공기조화와 냉동장치에 우수한 냉매는 아니지만, 이산화탄소 공조장치가 현재의 기술과 비슷한 효율로서 운전되도록 하는 연구[1~5]가 진행되고 있다.

따라서, 본고에서는 CO_2 가스 냉각기 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 CO_2를 냉매로 사용하여 초임계 압력에서 가스 냉각기내의 열전달과 압력강하 특성에 대해서 보고하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

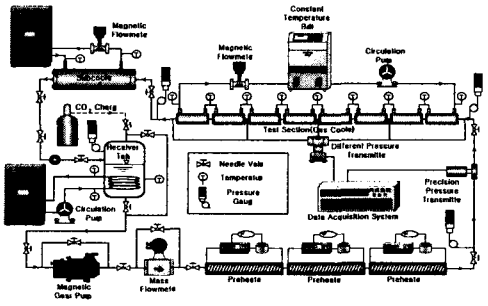

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

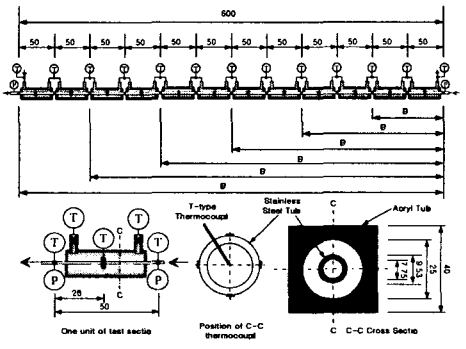

Fig. 2 Detail diagram of gas cooler.

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	R-744(CO_2)
Test section	Horizontal stainless tube
d_{in} [mm]	7.75
G_{ref} [kg/(m^2 · s)]	200, 300, 400
P_{in} [MPa]	7.5 ~ 10.0
$T_{cw,in}$ [℃]	15~20

Fig. 1은 실험장치의 개략도로서 냉매 순환루프와 냉각수 순환루프로 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. 2는 시험부의 상세도를 나타낸 것으로 내관으로 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이로 냉각수가 흐르는 이중관형 열교환기이다. 내관은 내경 7.75 [mm], 외경 9.53 [mm], 길이 500 [mm]인 12개의 수평 평활관이며, 외관은 내경 25 [mm], 외경 40 [mm]인 아크릴관으로 제작하였다. 그리고 시험부는 입구에서 500 [mm]씩 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. 실험결과 처리 방법

각각의 소시험부에서의 국소 열전달 계수는 식(1)로 계산할 수 있다.

$$h = \frac{q}{T_{ref} - T_{w,in}} \tag{1}$$

여기서 T_{ref}는 냉매온도, $T_{w,in}$는 관내벽면 온도이다. q는 냉각수의 온도와 유량으로부터 식(2)로 계산한 열유속이다.

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

위식에서 M_{cw}는 냉각수 유량, $c_{p,cw}$는 냉각수 비열, L은 소시험구간의 전열길이를 나타낸

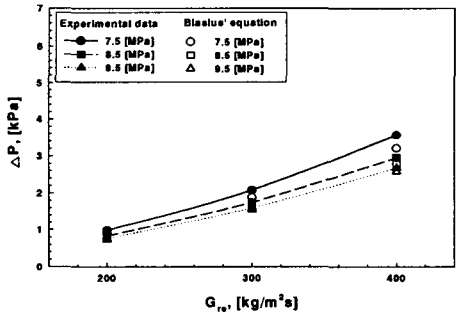

Fig. 3 Comparison of the measured pressure drop with those predicted by Blasius' equation.

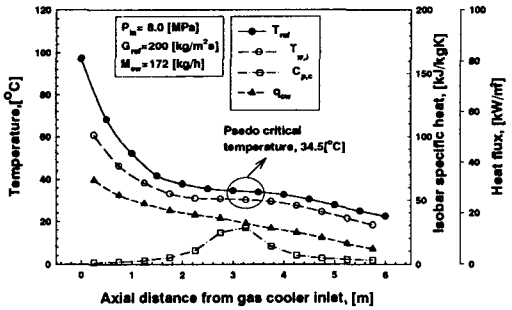

Fig. 4 Temperature profile of the test section during gas cooling process.

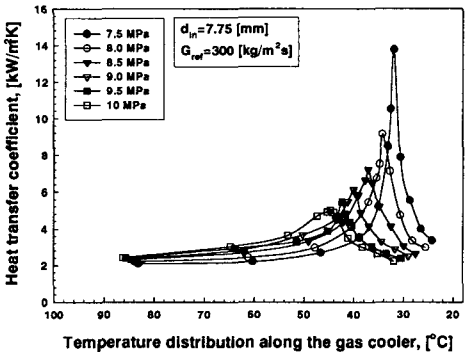

Fig. 5 Variation of heat transfer coefficient with respect to gas cooling pressure.

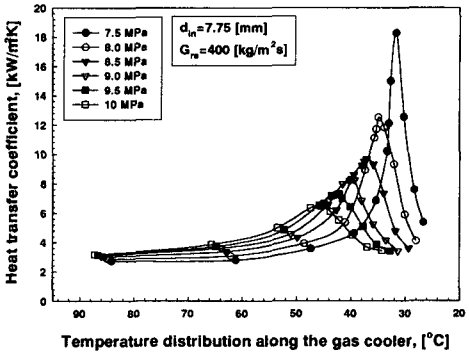

Fig. 6 Variation of heat transfer coefficient with respect to gas cooling pressure.

다. 국소 열전달 계수를 구하는 지점에서의 냉매 온도(T_{ref})는 소시험부 사이마다 측정한 냉매 온도를 이용하여 식(3)에서 구하였다.

$$T_{ref,n} = \frac{T_{ref,n-0.5} - T_{ref,n+0.5}}{2} \tag{3}$$

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

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

여기서 k_w는 관의 열전도도, q는 식(2)로 계산한 열유속이다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 압력강하 특성

가스 냉각기의 입구와 출구사이에서 측정한 CO_2의 압력강하는 전체 시험 구간내에서 1 [kPa/m]미만으로 계측될 정도로 작은 수치였다. Fig. 5는 가스 냉각기 입구압력이 7.5~10.0 [MPa]이고, 질량유속이 200~400 [kg/m^{2}s]인 범위에서 측정한 냉매의 압력강하를 질량유속 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 일정한 가스 냉각기 입구 압력하에서 CO_2의 질량유속이 증가할수록 압력강하는 증가하고, 일정한 질량유속에서 가스 냉각기 입구압력이 증가할수록 CO_2의 압력강하는 감소하는 경향으로 나타났다. 또한, 냉매의 질량유속이 증가할 경우, 가스 냉각기의 입구압력이 낮을수록 더 높은 비율로 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 시스템내의 압력이 증가할수록 냉매의 밀도가 증가하고, 이에 따라 식(1)에서 알 수 있는 것과 같이 밀도가 증가하면 압력강하도 증가하기 때문이다.

4.2 가스쿨러내 온도분포

Fig. 3은 가스 냉각기 입구압력이 8.0 [MPa]이고, 질량유속이 200 [kg/m^{2}s]인 범위에서 측정한 냉매온도, 관내벽 온도, 열유속, 비열을 관길이 방향으로 나타낸 것이다. CO_2가 가스 냉각기내에서 냉각되는 동안, 입구부분에서는 냉매온도와 관내벽 온도가 급격히 감소하다가 가스 냉각기 중간부분에서 거의 변화가 없고, 하류부분에서 다시 완만하게 감소한다. 관내벽

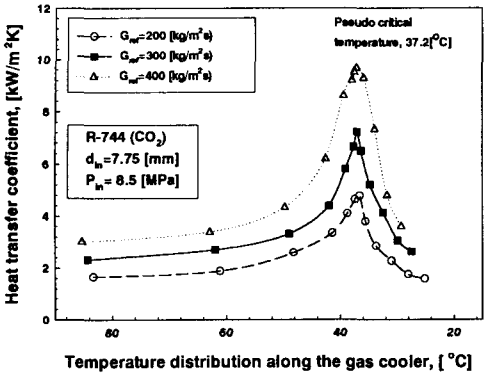

Fig. 7 Variation of heat transfer coefficient with respect to refrigerant mass fluxes for P_{in}=8.5 [MPa].

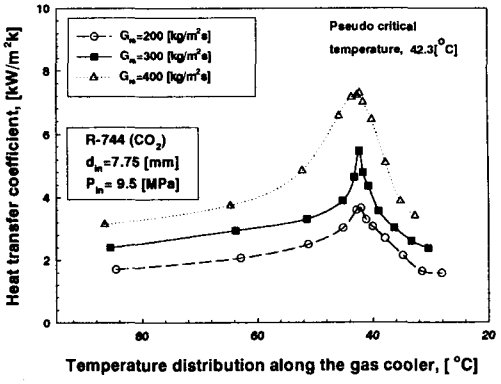

Fig. 8 Variation of heat transfer coefficient with respect to refrigerant mass fluxes for P_{in}=9.5 [MPa].

면 온도는 전체적으로 냉매온도보다 완만하게 감소한다. 그리고, CO_2가 가스 냉각기내에서 냉각이 진행되는 동안, 냉매온도와 관내벽면 온도와의 차이는 감소하다가 가임계 온도(pseudo critical temperature)를 지나면서 증가한다. 따라서, 이는 냉매온도가 감소할수록 열전달 효과가 증가하다가 감소함을 보여 주는 것이다. 냉각수 온도차로 구한 열유속은 가스 냉각기 입구부분에서 출구 방향으로 선형적으로 감소한다.

4.3 압력변화에 따른 열전달

Fig. 5~6은 동일한 질량유속 Gref=300~400 [kg/m^{2}s]에서 가스 냉각기의 입구압력을 변화시켜 가면서 측정한 평균 열전달 계수를 냉매온도 변화에 따라 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이, 가스 냉각기 입구압력이 감소할수록 열전달 계수는 증가하고, CO_2 냉매온도가 감소할수록 증가하다가 감소하는 경향을 나타낸다. CO_2의 온도가 높은 가스 냉각기 전반부에서는 압력의 변화에 따른 물성치 차이가 거의 없으므로 열전달 계수의 차이가 거의 나타나지 않는다. 가스가 냉각되어 임계온도 부근에 접근하면 압력 변화에 따른 물성치 차이로 인해서 열전달 계수의 차이가 크게 나타난다. 그리고, CO_2의 온도가 임계온도보다 낮은 가스 냉각기 후반부에서는 압력변화에 따른 물성치 차이가 작으므로 열전달 계수의 차이는 크지가 않다.

4.4 질량유속 변화에 따른 열전달

Fig. 7~8은 가스 냉각기 입구압력이 각각 8.5 [MPa]과 9.5 [MPa]이고, 질량유속이 200~400 [kg/m^{2}s]인 범위에서 온도변화에 따른 평균 열전달 계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 질량유속이 200 [kg/m^{2}s]에서 400 [kg/m^{2}s]으로 증가하면 열전달 계수도 증가하는 경향으로 나타났다. 이는 질량유속이 증가할수록 레이놀즈수가 증가하고, 열전달 효과가 상승하기 때문인 것으로 알려져 있다. 특히 비열이 최대값을 가지는 가임계 영역(pseudo critical region)에서 질량유속에 따른 열전달 상승효과(critical enhancement)가 가장 크게 나타났다. 이는 이 영역에서 질량유속 변화에 따른 열물성치의 변화가 가장 크기 때문이다.

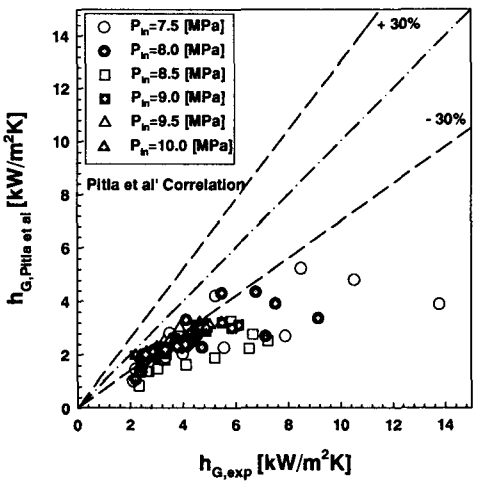

Fig. 9 Comparison of measured heat transfer coefficient with heat transfer correlations for G_{ref}=300 [kg/m^{2}s]

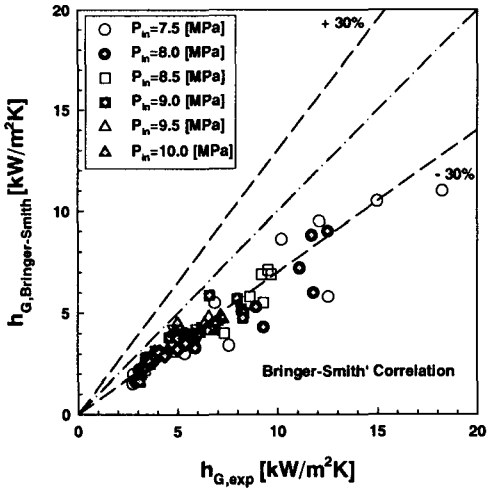

Fig. 10 Comparison of measured heat transfer coefficient with heat transfer correlations for G_{ref}=400 [kg/m^{2}s]

4.5 열전달 상관식과 비교

Fig. 9~10은 가스 냉각기 입구압력이 7.5 ~ 10.0 [MPa]이고, 질량유속이 200~400 [kg/m^{2}s]인 범위에서 측정한 열전달 계수와 Pitla et al 상관식[5], Bringer-Smith 상관식[6] 예측값을 비교한 것이다. 전반적으로 기존 상관식들의 예측값은 실험으로 계산한 값보다 낮게 나타났다. 특히 임계온도 부근에서는 열전달 계수와 상관식들 사이에 큰 차이를 보였다. 이는 임계점 부근에서의 비열, 밀도, 열전도도 등의 열물성치들이 크게 변하기 때문이다. 초임계 영역에서 제안된 상관식들 중에서 실험값과 가장 근접하게 나타난 것은 Bringer-Smith 상관식이다. 그러나, 지금까지 제안된 여러 상관식들은 일반적으로 임계점 부근에서의 열물성치들의 급격한 변화를 감안한 식들이 극히 드물다. 따라서, 초임계 영역에서의 열전달 특성을 충분히 고려한 새로운 상관식들이 제안되어야 할 것이다.

5. 결 론

내경 7.75 mm인 스테인레스관으로 이중관식 열교환기를 제작하여 초임계 영역내 CO_2의 열전달과 압력강하에 대해서 실험한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1)동일한 가스 냉각기 입구압력에서 평균 압력강하는 질량유속이 증가할수록 증가하였다. 가스 쿨러 입구압력이 낮을수록 높은 압력강하를 나타내었다. 측정한 압력강하와 종래의 상관식으로 예측한 압력강하를 비교해 본 결과, 실험한 압력강하가 Blasius 식으로 예측한 값과 좋은 일치를 보였다.

(2) CO_2의 온도가 높은 가스 냉각기 전반부에서는 압력의 변화에 따른 물성치 차이가 거의 없으므로 열전달 계수의 차이가 거의 나타나지 않는다. 가스가 냉각되어 임계온도 부근에 접근하면 압력 변화에 따른 물성치 차이로 인해서 열전달 계수의 차이가 크게 나타난다.

(3) 동일한 가스 냉각기 입구압력에서 평균 열전달 계수는 질량유속이 증가할수록 증가하였다. 특히, 가임계 영역에서 가장 두드러지는 증가를 보였다. 이는 가임계 영역에서 질량

유속의 증가에 따른 레이놀즈수 증가와 열물성치의 차이가 크게 나타나기 때문이다.

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

후 기

본 연구는 산업자원부 지정 차세대 신기술 개발사업 중에 '환경친화적인 자연냉매인 CO_2를 적용한 고효율 냉난방 시스템 개발' 과제의 일환으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Boewe DE, Yin JM, Park YC, Bullard CW, Hrnjak PS., 1999, 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.

2. Kruse H, Heidelck R, Suss J., 1999, The application of CO_2 as a refrigerant, Bulletin of the International Institute of Refrigeration, 99-1:2-21.

3. Pettersen J, Rieberer R, Munkejord ST., 2000, Heat transfer and pressure drop for flow of supercritical and subcritical CO_2 in microchannel tubes, SINTEF Energy Research.

4. Preessner M, Culter B, Singanamalla S, Hwang Y, Radermacher R, 2000, Comparison of automotive air conditioning systems operating with CO_2 and R-134a, In Proceedings of 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, West Lafayette, Indiana, 185~192.

5. Pitla, S. S., Groll, E. A., Ramadhyani, S., 2002, New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent superciritical CO_2, International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp. 887~895.

6. Bringer, R., P. and Smith, J. M., 1997, Heat transfer in the critical region, A.I.Ch.E. Journal, Vol. 3, No. 1, pp. 49~55.