

## 수평원관내 CO<sub>2</sub>의 증발열전달

경 남 수, 장 승 일, 최 선 목, 손 창 효, 오 후 규<sup>†</sup>

부경대학교 냉동공조공학과

### Evaporation Heat Transfer of Carbon Dioxide in a horizontal Round Tube

Nam-Soo Kyoung, Seung-Il Jang, Sun-Muk Choi, Chang-Hyo Son, Hoo-Kyu Oh<sup>†</sup>

Dept. of Refrigeration and A/C Eng, Graduate School, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

<sup>†</sup> Dept. of Refrigeration and A/C Eng, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

**ABSTRACT:** The evaporation heat transfer coefficient of CO<sub>2</sub> in a horizontal round 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 evaporator(test section). The test section was made of a horizontal stainless steel tube with the inner diameter of 7.75 mm, and length of 5 m. The experiments were conducted at mass flux of 200 to 500 kg/m<sup>2</sup>s, saturation temperature of -5°C to 5°C, and heat flux of 10 to 40 kW/m<sup>2</sup>. The test results showed the evaporation heat transfer of CO<sub>2</sub> has great effect on more nucleate boiling than convective boiling. The evaporation heat transfer coefficients of CO<sub>2</sub> are highly dependent on the vapor quality, heat flux and saturation temperature. In comparison with test results and existing correlations, correlations failed to predict the evaporation heat transfer coefficient of CO<sub>2</sub>, therefore, it is necessary to develop reliable and accurate predictions determining the evaporation heat transfer coefficient of CO<sub>2</sub> in a horizontal tube.

**Key words:** Carbon dioxide, Evaporation heat transfer, Heat exchanger, Natural refrigerant

#### 기 호 설 명

$d$  : diameter of tube [ m ]  
 $G$  : mass flux [ kg/m<sup>2</sup>s ]  
 $h$  : heat transfer coefficient [ kW/m<sup>2</sup>K ]  
 $Q$  : heat capacity [ kW ]  
 $q$  : heat flux [ kW/m<sup>2</sup> ]  
 $T$  : temperature [ °C ]

#### 하첨자

$cal$  : calculated value  
 $e$  : evaporation  
 $exp$  : experimental value  
 $i$  : inside  
 $in$  : inlet  
 $loc$  : local  
 $re$  : refrigerant  
 $sat$  : saturation  
 $w$  : wall

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel: +82-051-620-1501, fax: +82-051-620-1501

E-mail address: headam@pknu.ac.kr

## 1. 서론

지구환경에 대한 부해빙과 진화성이라는 측면에서 기존 프레온계열의 냉매는 그 한계에 직면하고 있다.<sup>(1)</sup> 이에 대한 대안으로 자연냉매인 CO<sub>2</sub>(이산화탄소)의 사용이 다시 제안되고 있다. 인체에 해를 미치지 않는 대기중TLV(Threshold limit value)가 작고, 지구 온난화에 미치는 영향이 매우 작으며, 가연성이 없다. 또, 냉동기유 및 기기 재료와 호환성이 좋고, 안정성이 뛰어나며, 독성이 없다. 더욱이 CO<sub>2</sub>는 기존 냉매들에 비해 단위 체적당 열량(VCR, Volumetric capacity for refrigeration)이 월등히 높고, 따라서 지구환경적 측면을 고려할 때, CO<sub>2</sub>는 대체냉매로 손색이 없다. Table 1<sup>(2-3)</sup>은 HCFC-22, HFC-134a, 암모니아(R-717), CO<sub>2</sub>(R-744)의 물성치와 특성을 비교한 것이다. CO<sub>2</sub>냉매는 Table 1에 나타낸 것처럼 타 냉매에 비해 임계온도(31.1℃)는 낮은 반면, 임계압력(7.38 MPa)은 대단히 높은 특징을 가지고 있으며, 이 외에 CO<sub>2</sub>냉매는 액상의 점성계수, 액상의 밀도가 기존냉매에 비해 상대적으로 낮다. 그리고 CO<sub>2</sub>의 포화압력은 타 냉매에 비해 약 4~12배 이상 높기 때문에 15 MPa까지 견딜 수 있는 열교환기 제작기술이 필요하다. 그러나, 작동압력이 높을수록 냉매밀도가 증가하므로, 기존 프레온계 냉매에 비해서 냉매의 체적유량이 1/3 정도로 감소한다. 따라서 열전달 성능의 향상에

Table. 1 Characteristics of some refrigerants

Refrigerant	HCFC R22	HFC R134a	NH <sub>3</sub> R717	CO <sub>2</sub> R744
Natural Substance?	No	No	Yes	Yes
ODP	0.05	0	0	0
GWP	1,600	1,200	0	1(0)
TLV [ppm]	1,000	1,000	25	2,500
Maximum charge [vol-%] per room volume [kg/m <sup>3</sup> ]	4.2	-	-	5.5 0.1
Flammable or explosive?	No	No	Yes	No
Toxic/irritation decomposition products?	Yes	Yes	No	No
Relative price (approximately)	1	3~5	0.2	0.1
Molar mass [kg/kmol]	86.48	102.03	17.03	44.01
temperature [℃]	96.2	101.2	132.3	31.1
pressure [MPa]	4.99	4.07	11.33	7.38
Normal boiling point [℃]	-40.8	-26.2	-33.3	-78.5

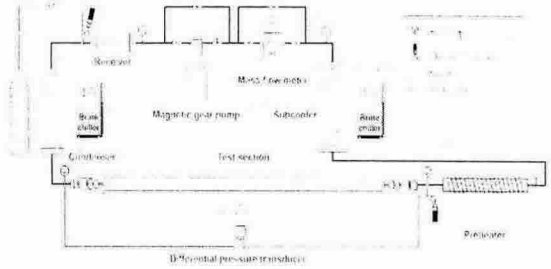


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

이점이 있고, 이로 인해서 냉동·공조 시스템의 구성품도 콤팩트화가 가능하다.<sup>(4)</sup>

따라서 본 논문에서는 CO<sub>2</sub> 냉동·공조 시스템의 핵심부품중 하나인 증발 열교환기의 기초설계 자료를 제시하고자 7.75 mm 관에서 CO<sub>2</sub>의 증발 열전달 특성을 분석하고 기존 상관식과의 비교·검토를 통해 적용가능성을 분석하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 실험장치

증발과 냉각 실험장치는 크게 마그네틱 기어 펌프, 질량 유량계, 예열기(pre-heater), 열전달 시험부(test section), 수액기, 보조 냉각기(sub-cooler), 항온조 등으로 구성되며, 냉매회로로 구성되는 냉매 순환 경로와 열원수 펌프로 구동되는 열원수 순환경로를 Fig. 1에 간략히 나타내었다. Fig. 2는 증발시험부의 상세도를 나타낸 것이다. 증발시험부는 내경 7.75 mm인 스테인레스 관(SUS316)을 사용하였다. 증발기의 길이는 5000 mm이며, 관외벽면 온도를 측정하기 위해서 증발기 입구에서부터 250 mm간격으로 T형 열전대(T-type thermocouple)를 설치하고, 증발기의

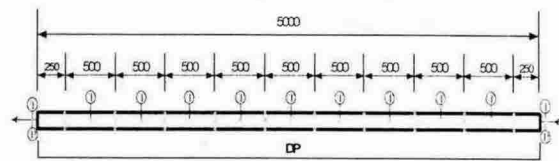


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus.

Table. 2 Experimental conditions

Refrigerant	R-744
ID of stainless steel tube(mm)	7.75
Mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)	200, 300, 400, 500
Saturation temperature (°C)	-5, 0, 5
Heat flux of test section(kW/m <sup>2</sup> )	10, 20, 30, 40

나머지 부분은 500 mm 간격으로 상부, 하부, 측부(좌우)의 4개 지점에 부착하여 증발관 외벽면의 온도를 측정하였다. 또한, 냉매온도는 시험부 입구에서 500 mm 간격으로 T형 열전대를 설치하여 측정하였다. 압력을 측정하기 위해 시험부 입구에서 500 mm 간격으로 압력 센서와 차압계를 설치하였다.

## 2.2 실험조건 및 실험방법

CO<sub>2</sub> 냉매는 마크네틱 기어펌프를 사용하여 과냉 상태로 순환된다. 기어펌프를 나온 냉매는 질량유량계에서 냉매 유량과 밀도가 측정된다. 예열기를 통해 진도가 조절된 냉매는 시험부로 유입되며 가변 전력 공급기에 의해 일정한 열량이 가해진다. 시험부에서 증발이 완료된 냉매는 응축교환기에서 응축된 후 수액기로 모이고, 냉매 펌프에 의해 재순환 된다. Table 2는 실험조건을 정리한 것이다.

## 2.3 데이터처리

CO<sub>2</sub> 증발열전달 계수는 다음 식과 같이 정의한다.

$$h = \frac{q_c}{T_{w,i} - T_{e,sat}}$$

여기서  $q_c$ 는 열유속,  $T_{w,i}$ 는 관내벽면 온도로서 측정된 관외벽면 온도로부터 1차원 열전도 방정식에 의해 계산되며  $T_{e,sat}$ 는 냉매의 포화온도이다. 각 구간에서 벽면 온도는 관의 상부와 양측부, 하부에서 측정된 온도의 평균값을 사용하였다. 본 연구에서 사용된 CO<sub>2</sub>의 물성치는 REFPROP (Ver. 6.02)를 사용하여 계산되었다.

## 3. 결과 및 논의

### 3.1 CO<sub>2</sub> 냉매의 증발 열전달 특성

수평관내 증발 현상은 액상과 기상의 상호작용에 의한 영향을 많이 받으며 해비등과 대류비등과 같은 복잡한 물리적 현상을 나타낸다. 액체 증기 계면 사이의 현상에서는 표면장력과 밀도비가 큰 영향을 미치게 되는데 표면장력의 경우 해비등과 유동특성 및 액막 분포 특성에 영향을 미치게 된다. 그리고 밀도차는  $g \cdot (\rho_l - \rho_g)$ 에 해당하는 부력을 유발하게 되며 낮은 밀도비로 인해 HFC계 냉매에 비해 보다 균질유동으로 고려할 수 있다.<sup>(6)</sup> 이러한 물성치의 영향으로 CO<sub>2</sub> 냉매의 증발 열전달 특성은 기존의 냉매와는 상당히 달라지게 된다.

#### 3.1.1 건도에 따른 변화

Fig. 3은 상부, 측부, 하부의 관내벽면에서 계산한 국소 증발 열전달 계수를 건도 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서처럼, 상부, 측부, 하부 모두 전반적으로 감소하는 경향을 보이고, 특히 상부에서의 열전달계수는 저건도 영역에서는 큰 값을 가지다가 증발이 진행되면서 가장 급격히 감소하는 경향을 보이고 있다. 그 이유는, 고건도 영역에서는 환상유동의 액막이 부분적으로 깨지고, 이때 기상의 냉매와 관벽이 직접 접촉하면서 관벽의 온도가 급상승하여 열전달계수를 감소시킨다.

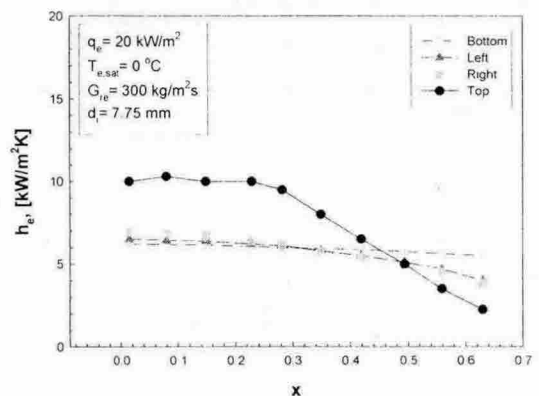


Fig. 3 Variation of circumferential heat transfer coefficient with respect to vapor quality.

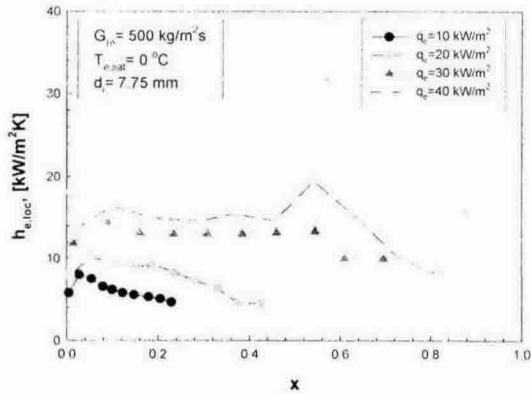


Fig. 4 Variation of heat transfer coefficients for different heat fluxes.

### 3.1.2 열유속의 영향

Fig. 4는 일정한 질량유속에서 열유속 변화에 따른 CO<sub>2</sub>의 국소 증발 열전달 계수를 길이변화에 대해서 나타낸 것이다. 그림에서와 같이, 열유속이 증가할수록 국소 증발 열전달 계수가 증가하고, 이러한 현상은 저긴도와 고긴도 영역에서 뚜렷하게 관찰된다. 이는 저긴도에만 발생하는 핵비등 현상이 고긴도에서도 나타난다는 것을 의미한다. 그 이유는 CO<sub>2</sub>의 액상에 대한 기상의 비체적이 프레온계 냉매보다 작고, 기상의 속도가 액상의 속도에 비해서 크지 않기 때문에 고긴도 영역에서도 증발 열전달 계수는 강제대류보다는 핵비등의 영향을 받는다라는 것을 의미한다.

### 3.1.3 질량유속의 영향

Fig. 5는 냉매의 질량유속 변화에 따른 열전달 계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 냉매의 질량유속이 증가하여도 국소 증발 열전달 계수는 거의 증가하지 않는다. 이것은 CO<sub>2</sub>는 액상과 기상의 밀도비가 작아서 강제 대류비등보다 핵비등의 영향을 많이 받고 핵비등은 질량유속의 증가에 큰 영향을 받지 않기 때문인 것으로 판단된다. 질량유속의 증가가 핵비등에 영향을 주지 못하는 이유는 질량유속이 높을수록 강제대류비등이 향상되고, 이로 인해 핵비등이 억제되기 때문이다. 따라서 이러한 상호작용에 의해서 CO<sub>2</sub>의 증발 열전달 계수는 질량유속에 의한 영향을 받지 않는 것으로 판단된다. 따라서,

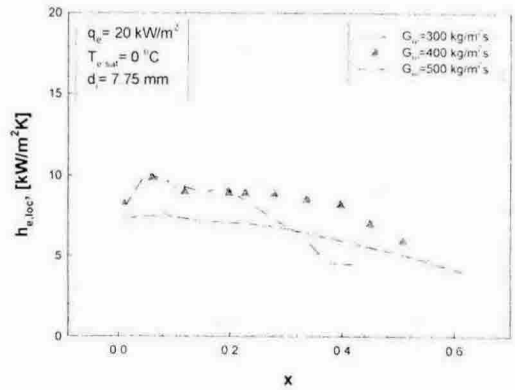


Fig. 5 Variation of heat transfer coefficients with respect to different mass fluxes.

질량유속은 핵비등 현상에 큰 영향을 주지 못하고, CO<sub>2</sub>의 열전달 계수에 미치는 질량유속의 영향은 적다. 모든 질량유속에 대해서 증가긴도가 증가할수록 증발 열전달 계수는 감소하고, 이러한 현상은 저질량 유속에서 뚜렷하게 나타난다.

### 3.1.4 포화온도의 영향

Fig. 6은 일정한 질량유속에서 냉매의 포화온도 변화에 따른 국소 증발 열전달 계수를 나타낸 것이다. 냉매의 포화온도가 증가할수록 열전달 계수는 증가한다. 핵비등 영역에서 관 벽면으로 무디기포의 이탈은 중요하다. 포화온도가 증가할수록

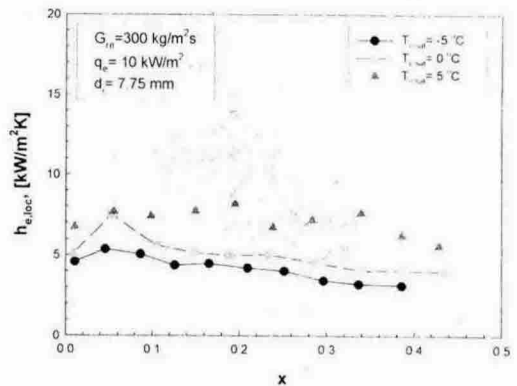


Fig. 6 Variation of heat transfer coefficients with different saturation temperature.

기상에 대한 액의 비체적 비가 감소하게 되며, 이로 인해 부력에 의한 기포 이탈이 향상되고 증발 열전달계수는 증가한다. Fig. 6에 나타낸 것처럼, 저진도 영역에서 포화온도의 증가는 핵비등의 활성화를 촉진시켜 증발 열전달계수가 증가된다.

### 3.2 증발 열전달 상관식 비교

증발 열교환기의 설계에 있어서 열전달 특성을 정확히 예측하기 위한 적절한 상관식의 제안은 매우 중요하다. 현재 까지 CO<sub>2</sub> 냉매의 증발 열전달 특성을 정확히 예측하고 있는 상관식은 제시되지 않고 있다. 다양한 종류의 작동유체와 조건에 대해 정확한 열전달 값을 예측하기 위한 노력으로 이상 유동 증발 열전달에 대한 연구가 많이 이루어지고 있으며 이러한 연구는 대부분 상관식 개발이나 실험을 통해 이루어지며 많은 연구결과가 발표되고 있다.

이러한 상관식 중에 대표적인 증발 열전달 예측 상관식으로는 Jung 등(1989)<sup>(6)</sup>, Gungor and Winterton(1987)<sup>(7)</sup>, Kandlikar(1990)<sup>(8)</sup> 등이 있다. 본 절에서는 이들 상관식과 증발 열전달 데이터를 비교·분석하고 적용가능성에 대해 고찰해 보았다. Fig. 7은 실험을 통해 얻어진 증발 열전달 결과를 기존의 상관식과 비교한 그래프이다. 그

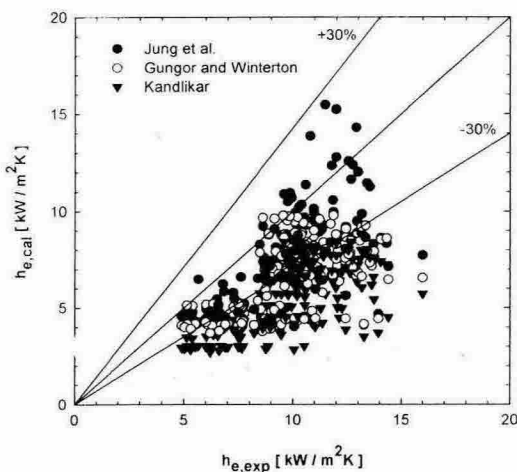


Fig. 7 Comparison between measured and calculated heat transfer coefficients.

Table. 3 The deviations between measured and calculated heat transfer coefficient

	Average Deviation (%)	Absolute average deviation (%)	RMS deviation (%)
Jung et al. (1989)	-22.4	25.1	28.5
Kandlikar (1990)	-46.1	46.1	46.9
Gungor and Winterton (1987)	-33.1	46.1	35.3
Average deviation (%)	$\left\{ \left[ \sum \frac{h_{e,cal} - h_{e,exp}}{h_{e,exp}} \right] / N \right\} \cdot 100$		
Absolute deviation (%)	$\left\{ \left[ \sum \frac{ h_{e,cal} - h_{e,exp} }{h_{e,exp}} \right] / N \right\} \cdot 100$		
RMS deviation (%)	$\left\{ \sqrt{\left[ \sum \left( \frac{h_{e,cal} - h_{e,exp}}{h_{e,exp}} \right)^2 \right] / N} \right\} \cdot 100$		

림에서와 같이 상관식으로 예측한 대부분의 값이 과소 예측된다는 것을 알 수 있다. 상관식들 중에서 실험을 통해 측정된 값과 가장 근접한 것은 Jung 등의 상관식으로 절대평균 오차가 25.1%였다. Table 3은 각각의 상관식에 의한 예측값과 실험에 의한 측정값사이의 오차를 나타낸 것이다.

### 4. 결론

7.75 mm 수평관내 CO<sub>2</sub> 냉매의 증발열전달 특성에 대해 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 열유속은 증가할수록 국소 증발 열전달 계수가 증가하고, 이러한 현상은 저진도와 고진도 영역에서 뚜렷하게 관찰된다.
- (2) 질량유속은 증발열전달 계수에 거의 영향을 미치지 않았다. 이는 질량유속이 높을수록 강제대류비등이 향상되고, 이로 인해 핵비등이 억제되기 때문이다.
- (3) 포화온도가 증가함에 따라 증발열전달 계수는 증가하였다. 이는 CO<sub>2</sub> 냉매의 낮은 표면장력과 기상에 대한 액의 비체적비가 감소하여 부력에 의한 영향이 활성화되기 때문으로 판단된다.

(4) 수평관내 CO<sub>2</sub>의 증발열전달에 대한 실험결과를 Jung 등, Gungor and Winterton, Kandlikar의 상관식과 비교한 결과 Jung 등의 상관식이 열대량관오차 25.1%로 상대적으로 좋은 일치율을 보였다.

### 후기

본 연구는 산업 자원부 지정 차세대 신기술 개발사업 중에 “환경친화적인 자연냉매인 CO<sub>2</sub>를 적용한 고효율 냉난방 시스템 개발” 과제의 일환으로 수행되었고, 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

1. The Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change, 1997.
2. Rieberer R. CO<sub>2</sub> as working fluid for heat pump. PhD Thesis, Institute of Thermal Engineering, Graz University, Austria; 1998.
3. Lorentzen G. The use of natural refrigerants : a complete solution to the CFC/HFC predicament. Int J Refrig 1995; 18(3):190-7.
4. Pettersen J. Flow vaporization of CO<sub>2</sub> in microchannel tubes. PhD Thesis, Norwegian University of Science and Technology, Norway; 2002.
5. Bredesen A, Hafner A, Pettersen J, Aflekt K. Heat transfer and Pressure drop for in-tube evaporation of CO<sub>2</sub>. International Conference on Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants, College Park, MD; 1997 p. 1-15.
6. Jung, D.S, McLinden, M., Randermacher, R., and Didion, D., 1989, "A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, No. 9, pp. 1751-1764.
7. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1987, Simplified General Correlation for Flow Saturated Boiling and Comparisons of Correlations with Data, Chem. Eng. Res,

Des., Vol. 65, pp. 148-156.

8. Kandlikar, S. G., 1990, "A general correlation for saturated two phase flow boiling horizontal and vertical tubes". Trans. ASME, Vol. 112, pp. 219-228.