

수평미세관내 R-290의 비등열전달 특성

최 광 일, A. S. Pamitran, 오 종 택*†
 전남대학교대학원 냉동공학과, 전남대학교 냉동공학과 *

Boiling Heat Transfer Characteristics of R-290 in Horizontal Minichannel

Kwang-Il Choi, A. S. Pamitran, Jong-Taek Oh*†

Graduate School, Chonnam National University, Yeosu, Chonnam 550-749, Korea

**Department of Refrigeration Eng., Chonnam National University, Yeosu, Chonnam 550-749, Korea
 (Received)*

ABSTRACT: The present paper deals with an experimental study of boiling heat transfer characteristics of R-290, and is focused on pressure gradient and heat transfer coefficient of the refrigerant flow inside horizontal smooth minichannel with inner diameter of 3.0 mm and length of 2 000 mm. The direct heating method applied for supplying heat to the refrigerant where the test tube was uniformly heated by electric current which was applied to the tube wall. The experiments were conducted with R-290 with purity of 99.99% at saturation temperature of 0 to 10°C. The range of mass flux is 50 ~ 250 kg/m²s and heat flux is 5 ~ 20 kW/m². The heat transfer coefficients of R-290 increases with increasing mass flux and saturation temperature, wherein the effect of mass flux is higher than that of the saturation temperature, whereas the heat flux has a low effect on increasing heat transfer coefficient. The significant effect of mass flux on heat transfer coefficient is shown at high quality. The effect of heat flux on heat transfer coefficient at low quality shows a domination of nucleate boiling contribution. The heat transfer coefficient of the experimental result was compared with six existing heat transfer coefficient correlation. Zang et al.'s correlation(2004) gave the best prediction of heat transfer coefficient.

Key words: Micro-channel(미세관), Saturation temperature(포화온도), Mass flux(질량유속), Heat flux(열유속), heat transfer coefficient(열전달계수)

기 호 설 명		
D : 관경	[m]	G : 질량유속 [kg/m ² ·s]
		h : 열전달계수 [kW/m ² ·K]
		i : 엔탈피 [kJ/kg]
		k : 관의 열전도계수 [W/m·K]
		Q : 열량 [kW]
		L : 관길이 [m]
		q : 열유속 [kW/m ²]
		T : 온도 [K]

†Corresponding author

Tel.: +82-61-659-3273; fax: +82-61-659-3003

E-mail address: ohjt@yosu.ac.kr

x : 건조

하첨자

w_i : 관내벽
 w_o : 관외벽
 sat : 포화
 i : 내경
 o : 외경

1. 서론

자연냉매인 탄화수소계열의 냉매는 오존층 파괴와 지구온난화에 거의 영향을 주지 않으면서 잠열량이 크고 증기밀도 및 액점성이 현저히 낮아 전열성능이 우수하기 때문에 시스템의 고성능화 및 소형화가 가능하다. 최근 유럽에서는 HC 계열의 냉매를 이용한 고효율 장치 개발에 주력하고 있고, 특히 많은 열펌프 장비의 작동유체가 HC 계열 냉매로 신속하게 전환되고 있는 실정이다. Wen et al.⁽¹⁾은 R-290, R-600 및 R-290/600 혼합 냉매에 대한 열전달 실험에서 R134a 보다 우수한 열전달 특성을 밝혔으며, 이를 이용한 새로운 상관식을 제시하였다. Jung et al.⁽²⁾은 R-290, R-600a, R-600을 냉매로 다양한 열전달 축진관에서의 핵비등 열전달에 대해 연구하였다. Cho et al.⁽³⁾은 5 mm 평활관 내 R-32/290 혼합냉매의 성분비에 따른 증발열전달 특성에 대해 연구하였다. 이와 같은 기존의 연구는 대부분 관내경 5 mm 이상의 시험관내 열전달에 관한 것으로써 3 mm 이하의 미세관내 열전달 특성에 관한 연구는 미흡한 실정이다. 특히, R290을 비롯한 탄화수소계 냉매의 미세관내 비등열전달에 미치는 관경의 영향에 대한 연구는 대단히 부족하다.

본 연구에서는 관내경 3.0 mm인 수평미세관을 시험부인 증발기로 이용하여 R290의 다양한 실험조건에 따라 압력강하 및 비등열전달계수를 측정하여 기존의 열전달 상관식과 비교한 실험결과와 일부를 발표하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1

과 같다. 실험장치는 응축기, 과냉각기, 냉매펌프, 예열 및 예냉기, 그리고 시험부인 증발기로 구성하였다. 냉매 순환을 간단히 설명하면 펌프에서 나온 냉매는 질량유량계에서 유량이 측정된 후 예열기를 지나 시험구간인 증발기로 순환된다. 증발기에서 증발한 냉매증기는 응축기에서 응축된 후 과냉각기에서 과냉각도가 조절되어 수액기로 유입되며 냉매펌프에 의해 실험장치로 재순환된다. 증발기인 시험부는 stainless steel tube 로써 내경 3.0 mm, 시험부 길이가 2 000 mm인 수평평활관으로 구성하였다. 관벽의 국소 및 평균 온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를 길이방향 100 mm 간격으로 19곳의 상, 하, 중앙부에 90° 방향으로 3군데 부착하였다. 또한 시험부 입·출구와 예열기 입·출구의 냉매온도를 측정하기 위하여 열전대를 관내에 삽입하였으며, 증발기의 입출구에 정밀 브루돈관식 압력계를 설치하여 압력을 측정하였다. 또한 증발기내의 냉매 유동양상을 관찰하기 위하여 시험부 입구 및 출구에 각각 길이 100 mm인 sight glass를 설치하였다.

시험부에 공급되는 열량은 40 kVA인 transformer로 하였으며, 온도, 압력, 유량 등 모든 측정값은 다채널 기록계로 전송된 후 컴퓨터에 저장하였고, 시스템 전체가 2시간 이상 정상 상태가 된 것을 확인한 후 각종 데이터를 측정하였다. 실험조건은 Table. 1과 같다.

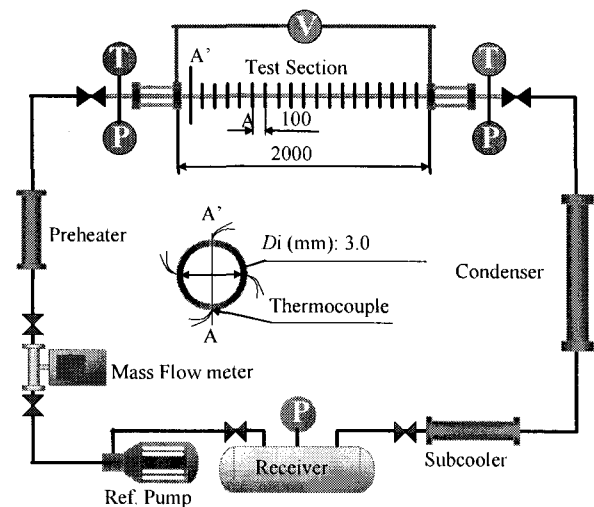


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

Table. 1 Range of experimental conditions.

Refrigerants	R-290
Test section	Horizontal stainless steel smooth tube
Inner tube diameter[mm]	3.0
Saturation temperature[°C]	0, 5, 10
Tube length[mm]	2 000
Mass flux[kg/m ² s]	50, 100, 150, 200, 250
Heat flux[kW/m ²]	5, 10, 15, 20
Quality	0-1.0

3. 실험데이터의 정리

본 실험에서의 국소 비등열전달계수는 식 (1)과 같이 구하였다.

$$h = \frac{q}{T_{wi} - T_{sat}} \quad (1)$$

열유속 q 는 다음의 식 (2)로 계산하였다.

$$q = \frac{Q}{\pi \cdot d_i \cdot L} \quad (2)$$

시험부 관내벽면 온도는 측정된 관외벽면 온도를 정상상태에 대한 1차원 열전도방정식으로 계산하며 식 (3)과 같다.

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{Q}{2\pi kL} \ln \frac{d_o}{d_i} \quad (3)$$

그리고 건도는 시험부내 냉매의 에너지평형으로부터 식 (4)와 같이 계산하였다.

$$x = \frac{i - i_l}{i_{fg}} \quad (4)$$

포화온도인 T_{sat} 는 측정된 시험부 압력으로 계산하였으며, 냉매의 물성치는 REFPROP (Version 7.0)을 이용하여 계산하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 압력강하

Fig. 2는 관내경 3.0 mm에서 R-290의 시험부 입구온도가 10°C일 때 열유속 5 kW/m²에서 20 kW/m²으로 변화시키면서 질량유속 50 kg/m²s에서 250 kg/m²s로 증가시킨 시험부 입구 및 출구에서 측정된 증발기 단위 길이당 압력강하를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 열유속의 증가와 더불어 질량유속이 증가함에 따라 압력강하도 증가하고 있다. 고질량유속일 때가 저질량유속일 때보다 열유속증가에 따른 압력강하가 더 증가하고 있음을 알 수 있다. 이것은 일정한 질량유속에서 열유속이 증가할수록 냉매액이 냉매 증기로 상변화를 하면서 건도의 증가와 더불어 기액 이상류의 마찰압력 강하가 더 증가하기 때문이라고 사료된다.

4.2 비등열전달계수에 미치는 포화온도의 영향

R-290 냉매의 포화온도 변화에 따른 비등열전달계수를 Fig. 3에 나타내었다. 질량유속 100 kg/m²s, 열유속 15 kW/m²으로 일정하게 유지하고 포화온도 0~10°C까지 변화시켰을 때 건도변화에 따른 열전달계수를 나타낸 것이다. 열전달계수는 포화온도가 증가할수록 건도 증가에 따라 드라이아웃이 일어나는 건도 0.8까지는 미세하지만 전반적으로 증가하였으며, 포화온도 5°C 증가할 때

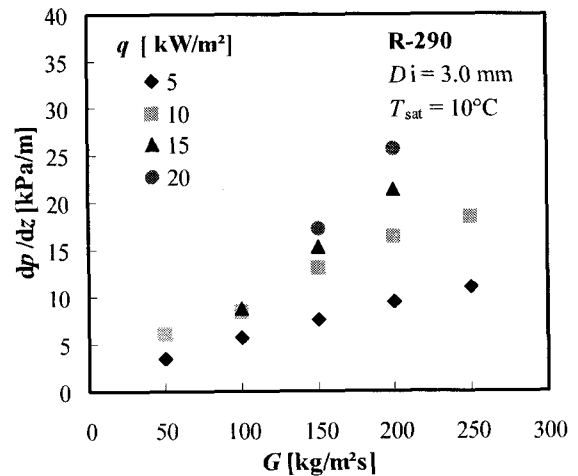


Fig. 2 Variation pressure gradient with respect to heat flux and mass flux.

마다 평균열전달계수는 약 9%씩 증가하였다.

일정한 질량유속에서 포화온도가 증가함에 따라 냉매액의 밀도가 감소하고 냉매속도가 증가하여 체적유량이 증가되므로 열전달계수가 증가하는 것으로 사료된다.

4.3 비등열전달계수에 미치는 질량유속의 영향

Fig. 4는 포화온도 10°C, 열유속 10 kW/m²일 때 질량유속의 변화가 열전달계수에 미치는 영향을 알아보기 위해 건도 변화에 따른 열전달계수

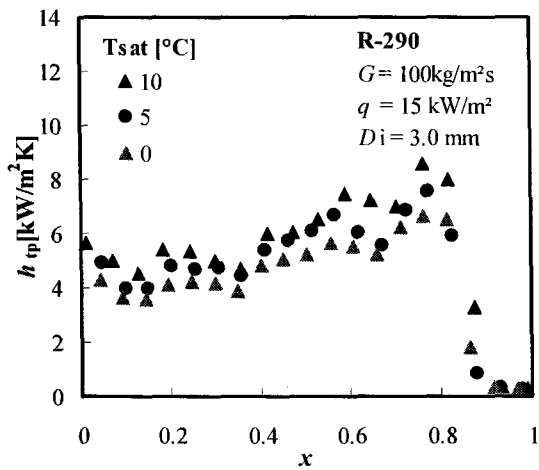


Fig. 3 Variation of heat transfer coefficient with respect to evaporation temperature.

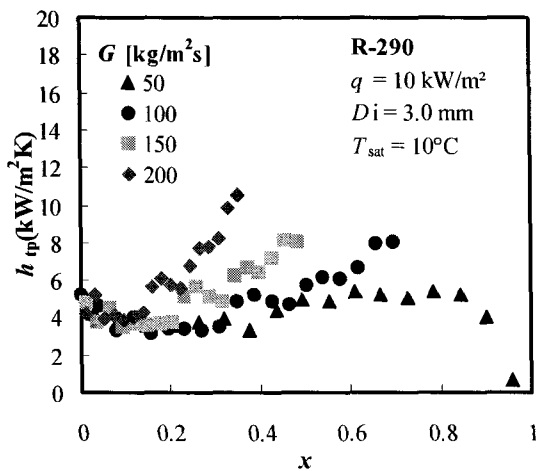


Fig. 4 Variation of heat transfer coefficient with respect to mass flux.

를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 건도 0.15까지 열전달계수가 약간 감소한 후 건도 증가에 따라 전반적으로 열전달계수도 증가하였다. 저건도영역에서 열전달계수는 일정하게 감소하면서 질량유속 증가에 따른 차이를 보이지 않았다. 따라서 저건도 영역에서는 핵비등의 영향을 받지 않고 슬러유속의 유동양식이 형성되었기 때문이라고 사료된다.

그리고 질량유속 50 kg/m²s일 때는 건도 증가에 따른 열전달계수의 증가는 거의 나타나지 않지만, 질량유속 100 kg/m²s이상일 때는 질량유속이 증가할수록 건도 증가에 따른 열전달계수의 증가가 뚜렷하게 나타났으며, 또한 질량유속이 증가 할수록 전체 평균열전달계수도 증가하였다. 이것은 질량유속이 증가하면 시험부 관내 냉매 레이놀즈수 (Re)의 증가와 증기속도의 증가에 따라 환상유동이 더욱더 발달하기 때문이라고 생각 된다.

4.4 비등열전달계수에 미치는 열유속의 영향

Fig. 5는 R-290의 포화온도 10°C, 질량유속 150 kg/m²s로 일정하게 유지하고 열유속을 10 ~ 15 kW/m²까지 증가시켰을 때 건도 증가에 따른 열전달계수 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 열전달계수는 전체적으로 건도가 증가할수록 증가하였으며, 저건도 영역이 고건도 영역에서 보다 열유속 영향이 뚜렷이 나타남을 알

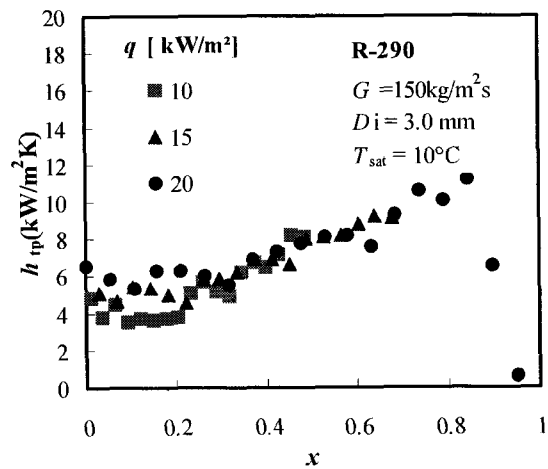


Fig. 5 Variation of heat transfer coefficient with respect to heat flux.

수 있다. 건도 0.25까지는 열유속이 증가할수록 20~30% 증가 하였고, 0.25 이후 고건도 영역에서는 열유속이 증가 하여도 차이가 나타나지 않을 수 있다. 이것은 저건도 영역에서 열유속의 영향에 의한 핵비등이 열전달계수에 지배적인 영향을 미치지만 고건도 영역에서는 핵비등이 억제 되고 강제대류 증발이 열전달계수를 지배하기 때문이다.

4.5 증발열전달 상관식과의 비교

Fig. 6은 본 실험결과를 기존의 냉매에 대한 증발열전달 상관식들과 비교하여 이들 상관식을 R-290 냉매에 적용할 수 있는 가능성을 살펴보기 위해 건도변화에 따른 열전달계수의 비를 나타낸 것이다. 기존의 상관식인 Chen⁽⁴⁾, Shah⁽⁵⁾, Gungor-Winterton⁽⁶⁾, Wattelet et al⁽⁷⁾, Kandliker⁽⁸⁾, Zhang et al⁽⁹⁾. 등과 비교한 결과 실험결과 값보다 30%이상 과소평가하는 경향을 보였다. 그 중에서 Zhang et al.의 상관식이 절대평균오차 27.81%, 제곱평균오차 32.53%의 근접으로 일치하였다. 그러므로 기존 상관식들은 기존 냉매와 열물성의 차이가 비교적 큰 R-290 냉매에 적용하기에는 오차범위가 너무 크기 때문에 미세관에서의 R-290냉매의 물성을 고려한 새로운 상관식의 개발이 필요하다고 생각된다. 각 상관식에 대한 오차를 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Deviations between measured and calculated heat transfer coefficients

Correlations	$\delta_{avg}(\%)$	$\delta_{abs}(\%)$	$\delta_{rms}(\%)$
Chen(1966)	-50.68	51.18	55.88
Shah(1982)	-49.83	49.83	52.17
Gungor-Winterton (1987)	-34.97	34.97	37.71
Wattelet et al.(1994)	-32.36	32.67	34.98
Kandliker(2003)	-50.58	50.58	54.06
Zhang et al.(2004)	-21.76	27.81	32.53

5. 결론

수평미세관 내경 3.0 mm, 관길이 2 000 mm인

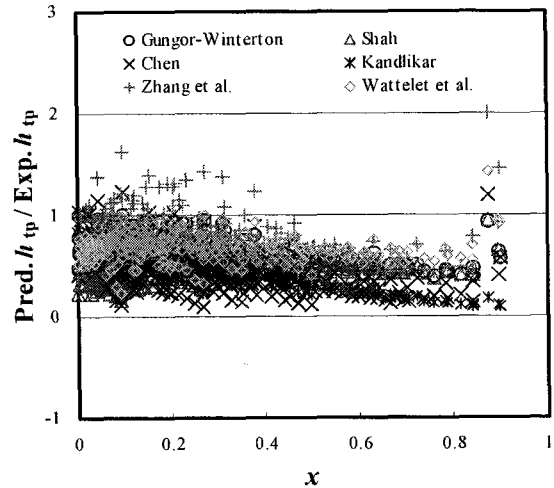


Fig. 6 Comparison of measured heat transfer coefficients with the several correlations

stainless steel tube를 이용한 R-290에 대해 비등열전달 실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 질량속도가 증가함에 따라 R-290의 압력강하가 증가하였으며, 고질량유속일 때가 저질량유속일 때보다 열유속증가에 따른 압력강하가 더 증가하였다.
2. 동일 열유속 및 질량유속에서 R-290냉매의 포화온도가 증가할수록 열전달계수도 증가하였다.
3. 질량유속의 증가가 포화온도 및 열유속의 증가보다 열전달계수에 더 큰 영향을 미쳤으며, 질량유속이 증가할수록 저건도영역보다는 고건도 영역에서 그것이 더 뚜렷하게 나타났다.
4. 비등열전달계수에 미치는 열유속의 영향은 고건도 영역보다 저건도 영역에서 핵비등의 영향으로 더 지배적이었다.
5. 실험결과를 기존의 상관식들과 비교한 결과 30%이상의 오차를 나타내었다. 따라서 R-290 냉매의 물성을 고려한 새로운 상관식의 개발이 필요하다.

참고문헌

1. Wen, M. Y., and Ho, C. Y., 2005, Evaporation heat transfer and pressure drop characteristics of R-290(propane), R-600(butane), and mixture of R-290/R-600 in the three-lines serpentine

- small-tube bank, Applied Thermal Engineering, Article in press.
2. Jung, D. S., Lee, H. S., Bae, D. S., and Ha, J. C., 2005, Nucleat boiling heat transfer coefficients of flammable refrigerants on various enhanced tubes, *Int. J. refrigeration*, Vol. 28, pp. 451-455.
 3. Cho, J. M., Kim, J. H., Yoon, S. H., and Kim, M. S., 2005, Experimental studies on the evaporative heat transfer of R32/290 mixtures in a horizontal smooth tube, Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Proceedings of the SAREK 2005 Winter Annual Conference Volume, 05-W-042, pp. 268-273
 4. Chen J. C., 1966, A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development, Vol. 5, pp. 322-329.
 5. Shah, M. M., 1982, Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study, *ASHRAE Trans*, Vol. 88, pp. 185-196.
 6. Gungor, K. E. and Winterton, H. S., 1987, Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data, *ChemEng Res*, Vol. 65, pp. 148-156.
 7. Wattelet, J. P., Chato, J. C., Souza, A. L., and Christoffersen, B. R., 1994, Evaporative Characteristics of R-12, R-134a, and a Mixture at Low Mass Fluxes, *ASHRAE Trans*, Vol. 94-2-1, pp. 603-615.
 8. Kandlikar, S. G. and Steinke, M. E., 2003, Predicting Heat Transfer During Flow Boiling in Minichannels and Microchannels, *ASHRAE Trans*, CH-03-13-1, pp. 667-676.
 9. Zhang, W., Hibiki, T., and Mishima, K., 2004, Correlation for Flow Boiling Heat Transfer in Mini-channels, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 5749-5763.