

알루미늄 다채널 압출관 내 R-22 대류 비등에 관한 실험 연구

심용섭[†] · 민창근* · 이응렬* · 신태룡* · 김내현**

Experimental Investigation on Flow Boiling of R-22 in a Alumium Extruded Tube

Yong-Sup Sim[†], Chang-Keun Min*, Eung-Ryul Lee*,
Tae-Ryong Sin* and Nae-Hyun Kim**

Key Words: Extruded aluminum tube(압출 알루미늄관), Convective boiling(대류비등), R-22, Flat tube (평관관), Dry-out (액마름)

Abstract

Convective boiling heat transfer coefficients of R-22 were obtained in a flat extruded aluminum tube with $D_h=1.41\text{mm}$. The test range covered mass flux from 200 to 600 $\text{kg/m}^2\text{s}$, heat flux from 5 to 15 kW/m^2 and saturation temperature from 5°C to 15°C . The heat transfer coefficient curve shows a decreasing trend after a certain quality(critical quality). The critical quality decreases as the heat flux increases, and as the mass flux decreases. The early dryout at a high heat flux results in a unique 'cross-over' of the heat transfer coefficient curves. The heat transfer coefficient increases as the mass flux increases. At a low quality region, however, the effect of mass flux is not prominent. The heat transfer coefficient increases as the saturation temperature increases. The effect of saturation temperature, however, diminishes as the heat flux decreases. Both the Shah and the Kandlikar correlations underpredict the low mass flux and overpredict the high mass flux data.

기호설명

x 건도

D_h 수력 직경 [mm]
 D_i 관 내경 [mm]
 G 질량유속 [$\text{Kg/m}^2\text{s}$]
 h 열전달계수 [$\text{W/m}^2\text{K}$]
 q 열유속 [W/m^2]
 Re_{lo} 액체 Reynolds 수
 T 온도 [K]

1. 서 론

공조기의 증발기로 핀-관 열교환기가 널리 사용되고 있고 전열성능을 개선하기 위해 고성능 환, 소구경관 사용 등 많은 노력을 해왔다. 그러나 핀-관 열교환기는 핀과 관의 접촉저항, 원관 후방에서의 전열성능의 감소 등, 성능 향상에는 한계가 있다. 이러한 문제는 원관 대신 납작한 알루미늄 평판관을 사용하고, 알루미늄 루버 핀과 평판관을 브레이징하여 일체형으로 하면 개선될 수 있는데 이렇게 제작된 평판관 열교환기는

** 인천대학교 기계공학과

E-mail : knh0001@incheon.ac.kr

TEL : (032)770-8420 FAX : (032)770-8410

* 인천대학교 대학원 기계공학과

10년 이상 자동차 공조기의 응축기로 사용되어 왔으며, 가정용 공조기의 증발기로도 적극 검토되고 있다.

Fig. 1에 평판관의 단면이 나타나 있다. 평판관의 폭은 16~20mm이고, 두께는 1~3mm이다. 평판관의 형상은 내면이 매끄러운 평활 평판관과 미세 환이 가공된 미세 환 평판관이 있고, 수력직경은 1~2mm이다. 평판관내 응축에 관해서는 여러 연구(Katsuda, 1994; Yang과 Webb, 1996; Koyama 등, 2002; Kim 등, 2003)들이 보고된 반면, 대류 비등에 관해서는 최근들어 일부 결과만이 보고되었다. Yan과 Lin (1998)은 28개의 소구경($D_i = 2.0$ mm) 원관으로 구성된 수평 원관군에 대해 R-134a를 사용하여 열유속 $5\sim 15\text{kW/m}^2$, 질량유속 $50\sim 200\text{kg/m}^2\text{s}$, 포화온도 $15\sim 31^\circ\text{C}$ 범위에서 대류 비등 실험을 수행하였다. 열전달계수는 큰 직경관 ($D_i = 8.0\text{mm}$)의 데이터와 비교해 볼 때 30~80% 가량 높았다. 또한 열유속에 따라 열전달계수가 역전되는 현상을 발견하였는데, 낮은 건도 영역에서 열전달계수는 열유속이 증가할수록 증가하였으나 일정 건도 (임계건도) 이상에서는 열유속이 증가할수록 감소하였다. Yan과 Lin (1998)은 그 이유로 높은 건도에서 열유속이 높을 때 관 내벽에 부분적으로 dryout이 발생하기 때문이라고 설명하였다. 질량유속이 열전달계수에 미치는 영향은 크지 않았는데 높은 건도에서 열전달계수는 질량유속에 따라 다소 증가하였다. 그러나 낮은 건도에서는 질량유속 $200\text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 열전달계수가 질량유속 $100\text{kg/m}^2\text{s}$ 의 열전달계수보다 낮은 예상 밖의 결과를 얻었다. 포화온도의 영향 또한 복잡하게 나타났는데, 열전달계수는 낮은 열유속 ($q = 5\text{ kW/m}^2$)에서는 포화온도가 증가할수록 감소하였으나, 높은 열유속 ($q = 15\text{kW/m}^2$)에서는 포화온도가 증가할수록 증가하였다. 그들은 낮은 열유속에서는 대류의 영향이 지배적이고 따라서 낮은 포화온도에서 열전달계수가 큰 반면, 높은 열유속에서는 핵 비등의 영향이 지배적이고 따라서 높은 포화온도에서 열전달계수가 크게 나타난다고 설명하였다. Yan과 Lin (1998)은 그들의 실험자료를 토대로 평판관내 대류비등 열전달과 마찰 상관식을 발표하였고 이 상관식은 나중에 Yan과 Lin (2003)에 의해 수정되었다.

Zhao 등(2000)은 삼각형 내부 채널 형상의 평판관($D_h = 0.86\text{mm}$)을 사용하여 열유속 $3\sim 23\text{kW/m}^2$,



Fig. 1 Flat extruded aluminum tube ($D_h = 1.41\text{mm}$) tested in this study

질량유속 $100\sim 820\text{kg/m}^2\text{s}$, 포화온도 $0\sim 20^\circ\text{C}$ 에서 CO_2 대류 비등에 관한 연구 결과를 보고하였다. 열전달계수는 질량유속과 거의 무관하고, 열유속 또는 포화온도가 증가할수록 증가하였다. 그들은 이 경향에 의거, 핵비등을 평판관 내 CO_2 대류 비등의 지배적인 메카니즘이라고 결론지었다. Zhao 등(2001)은 기존 대류비등 상관식들이 Zhao 등(2000)의 CO_2 데이터를 적절히 예측하지 못함을 확인하였고 Liu와 Winterton (1991) 상관식에 Cornwell과 Kew (1993)가 제안한 confinement number를 도입하여 새로운 상관식을 제안하였다.

Pettersen(2003)은 원형 내부채널 형상의 평판관 ($D_h = 0.81\text{mm}$)을 사용하여, 질량유속 $190\sim 570\text{kg/m}^2$, 열유속 $10\sim 20\text{kW/m}^2$, 포화온도 $0\sim 25^\circ\text{C}$ 에서 CO_2 대류비등에 관한 실험 결과를 보고하였다. 일정건도 이상에서는 열전달계수가 급격하게 감소하였는데 이는 벽면에서 dryout이 발생하기 때문으로 설명되었다. 또한 dryout이 발생하는 임계건도는 열유속, 질량유속 그리고 포화온도가 증가할수록 감소하였다. 하지만 dryout이 발생하기 전의 열전달계수는 질량유속에 무관하고, 열유속에는 영향을 크게 받는 핵비등 지배 특성을 보여 주었다.

Agostini 등 (2003)은 $D_h = 0.77\text{mm}$ 과 $D_h = 2.01\text{mm}$ 인 두 평판관에 대해 열유속 $4.4\sim 14.6\text{kW/m}^2$ 에서 R-134a를 사용하여 대류비등 실험을 수행하였다. 실험결과 dryout의 영향이 크게 나타났는데, dryout이 발생하는 임계 건도는 관 직경이 작을수록 감소하였다. 열전달계수는 수력직경이 작은 평판관에서 더 높게 나타났다.

Kandlikar와 Steinke (2003)는 소구경 관에서 대류 비등 열전달계수를 예측하는 상관식을 제안하였다. 그들은 기존 Kandlikar 상관식 (1990)의 단상 열전달계수를 적절히 수정함으로써 소구경 관의 대류비등 열전달계수도 예측할 수 있었는데 액체 Reynolds 수 (Re_{lo}) 가 1,600미만에서는 층류 열전달계수를 사용하고 그 이상에서는 난류 열전

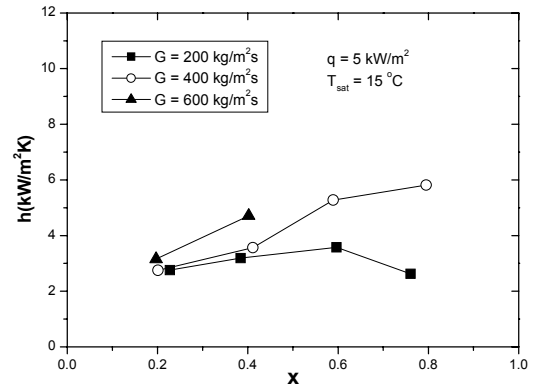
달계수를 사용할 것을 제안하였다.

위의 문헌조사는 평판관 내 대류 비등 현상이 복잡하고 아직 열유속, 질량유속 등의 영향에 대해 이견이 있음을 보여준다. 본 연구에서는 R-22를 사용하여 평판관 ($D_h = 1.41\text{mm}$) 내 대류 비등 실험을 수행하였다. Fig.1에 본 연구에서 사용된 평판관 단면 사진이 나타나 있다. 실험범위는 질량유속 $200\sim 600\text{kg/m}^2\text{s}$, 열유속 $5\sim 15\text{kW/m}^2$, 포화온도 $5\sim 15^\circ\text{C}$ 이다. 실험장치와 시험방법에 대해서는 Kim et al. (2003)의 논문에 상세히 기술되어 있다.

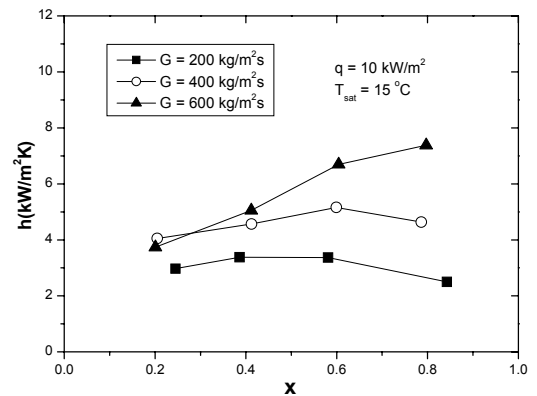
2. 실험결과 및 고찰

Fig. 2에 포화온도는 15°C 에서 질량유속의 영향을 나타내었다. Fig. 2 a)는 열유속 5kW/m^2 , b)는 10kW/m^2 , c)는 15kW/m^2 의 열전달계수를 보여준다. Fig. 2 a)에는 질량유속 $600\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서 고건도 데이터가 빠져 있는데 이 경우는 물층 열저항비가 너무 커서 데이터를 배제하였다. Fig. 2는 질량유속이 증가할수록 열전달계수가 증가함을 보여준다. 그러나 높은 질량유속($G \geq 400\text{kg/m}^2\text{s}$)의 낮은 건도 (0.4미만)에서는 질량유속의 영향이 미미하다. Fig. 2는 또한 열유속이 증가할수록 열전달계수 곡선의 기울기가 점점 감소함을 보여준다. Fig. 3에 열전달계수 곡선이 음의 기울기가 되기 시작하는 건도 (임계 건도)를 나타내었다. 임계 건도는 열유속이 증가할수록, 또는 질량유속이 감소할수록 감소하였다. 열유속이 높아질수록 또는 질량유속이 작아질수록 대류의 영향은 감소하게 되는데, 이러한 대류 효과 감소가 낮은 건도에서 dryout을 유발한다고 판단된다. 그러나 Pettersen(2003)은 CO_2 대류비등 실험에서 질량유속이 증가할수록 임계 건도가 낮아진다고 보고한 바 있는데 임계 건도 문제는 좀 더 많은 실험 데이터 축적이 필요하다고 판단된다.

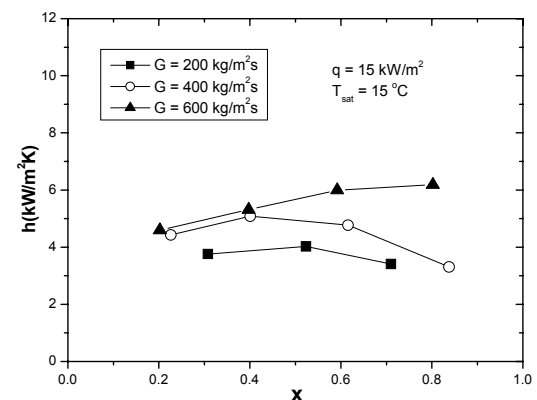
Fig. 4에는 열유속의 영향을 나타내었다. Fig. 4 a)는 질량유속 $200\text{kg/m}^2\text{s}$, b)는 $400\text{kg/m}^2\text{s}$, c)는 $600\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서 열유속의 영향을 보여준다. 열전달계수는 낮은 질량유속 ($G=200\text{kg/m}^2\text{s}$)과 높은 질량유속 ($G \geq 400\text{kg/m}^2\text{s}$)의 저건도 영역에서는 열유속이 증가할수록 증가하고 높은 질량유속의 고건도 영역에서는 열유속이 증가할수록 감소한다. 이러한 경향이 결국 열전달계수 곡선을 역전시키는 데, 질량유속 $400\text{kg/m}^2\text{s}$ 와 $600\text{kg/m}^2\text{s}$, 그리고 질량



a) $q = 5\text{ kW/m}^2$



b) $q = 10\text{ kW/m}^2$



c) $q = 15\text{ kW/m}^2$

Fig.4 Effect of mass flux on convective boiling heat transfer coefficients; a) $q = 5\text{ kW/m}^2$, b) $q = 10\text{ kW/m}^2$, c) $q = 15\text{ kW/m}^2$

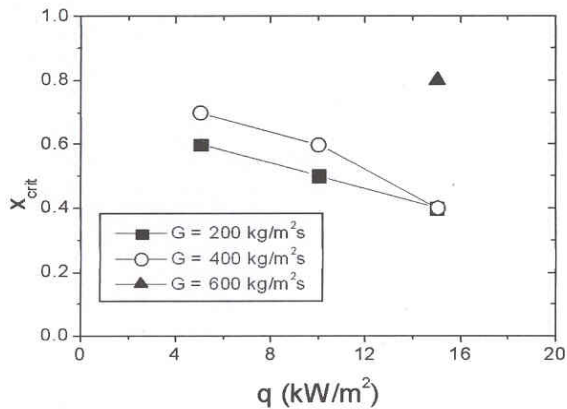
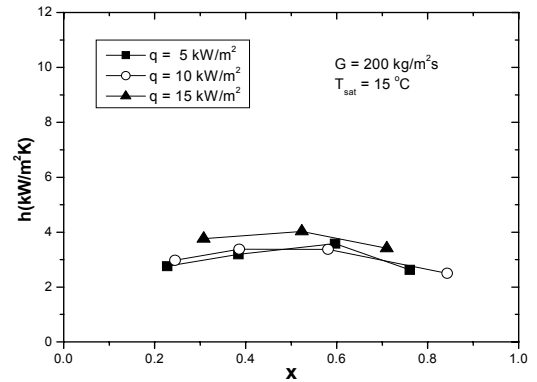


Fig. 5 Effect of mass flux and heat flux on the critical quality

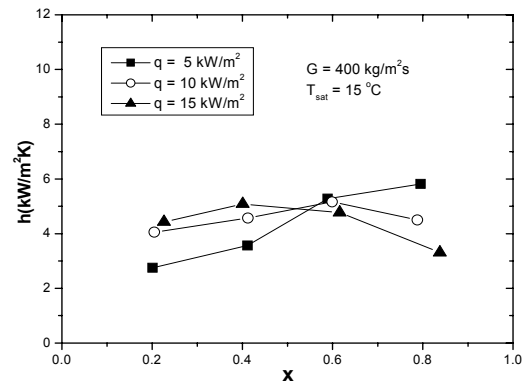
유속 200kg/m²s에서도 대략 건도 0.7 부근에서 열유속 5kW/m² 와 10kW/m² 곡선이 역전되는 것을 볼 수 있다. 열전달계수 역전현상은 Yan과 Lin (1998)도 보고한 바와 같이 높은 열유속에서 조기에 dryout이 발생하기 때문에 나타난다고 판단된다. Webb과 Paek (2003)은 다채널 관에서 냉매 분배가 불균일하고 따라서 조기에 dryout이 발생할 수 있다고 보고한 바 있다.

Fig. 5는 질량유속 400kg/m²s에서 포화온도의 영향을 보여준다. Fig. 5 a)는 열유속 5kW/m², b)는 열유속 15kW/m²에서의 열전달계수를 보여준다. 낮은 열유속 (q=5kW/m²)에서는 열전달계수가 포화온도에 무관하나 높은 열유속 (q=15kW/m²)에서는 고건도 영역을 제외하고 포화온도가 증가할수록 증가함을 알 수 있다. 포화온도에 따라 열전달계수가 증가하는 것은 대류비등에 비해 핵비등의 영향이 지배적이라는 것을 반증하는 것인데 Pettersen (2003)도 유사한 결과를 보고한 바 있다. 낮은 열유속 (q=5kW/m²)에서는 핵비등의 영향이 작고 따라서 포화온도의 영향도 미미하게 나타난다고 판단된다. Fig. 5는 고건도 영역에서는 포화온도에 상관없이 열전달계수가 거의 같음을 보여주는데 이는 이 영역에서 dryout이 발생했기 때문으로 판단된다. 또한 Fig. 5 b)로부터 포화온도가 증가할수록 Dryout이 발생하는 건도가 감소함을 알 수 있다.

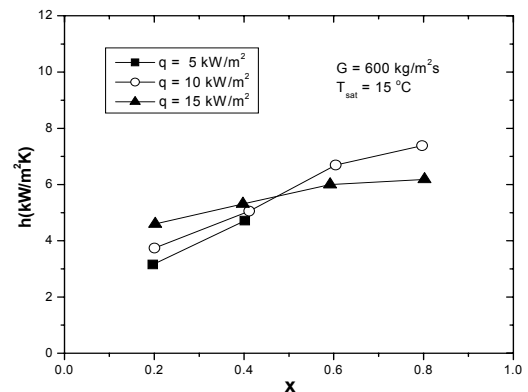
Fig. 8에 본 실험결과를 Shah (1979)와 Kandlikar (1990)의 상관식과 비교하였다. 이들 상관식은 단상 열전달계수를 기초로 2상 대류 비등 열전달계수를 구하게 되므로 단상 열전달계수의



a) G = 200 kg/m²

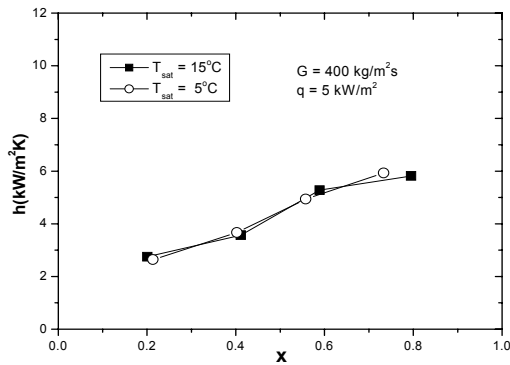


b) G = 400 kg/m²

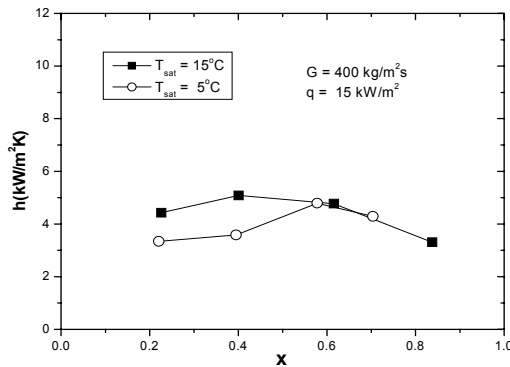


c) G = 600 kg/m²

Fig. 6 Effect of heat flux on convective boiling heat transfer coefficients; a) G =200kg/m²s, b) G =400kg/m²s, c) G =600kg/m²s



a) $q = 5 \text{ kW/m}^2$



b) $q = 15 \text{ kW/m}^2$

Fig. 7 Effect of saturation temperature on convective boiling heat transfer coefficients; a) $q = 5 \text{ kW/m}^2$, b) $q = 15 \text{ kW/m}^2$

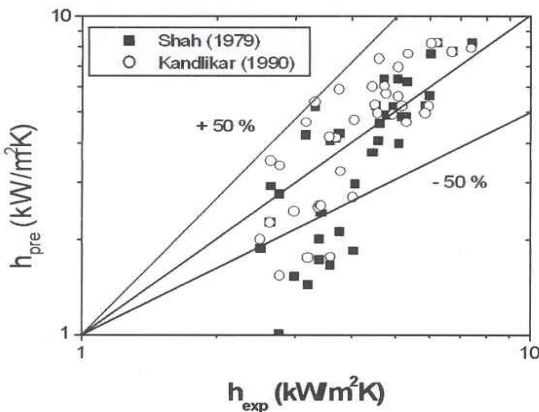


Fig. 8 Comparison of the present data with existing correlations based on large diameter tube data

평가가 매우 중요하다. 직경이 큰 원관의 경우 액체 Reynolds 수 (Re_{lo})는 일반적으로 난류 영역에 있게 되고, Dittus-Boelter (1930), 또는 Petukhov (1970)와 같은 난류 열전달 상관식으로부터 단상 열전달계수를 구한다. 그러나 소구경 원관에서는 액체 Reynolds 수가 층류 영역에 있게 되고 이때 난류 열전달 상관식의 사용은 적절치 않다. Kandlikar와 Steinke (2003)는 Kandlikar (1990) 상관식 사용시 액체 Reynolds 수가 1,600 미만일 때는 층류 유동 상관식을 사용할 것을 제안한 바 있다. 이번 실험 영역에서 액체 Reynolds 수는 1,700~4,800 이었는데 이 범위는 층류와 난류의 천이 영역으로 적절한 열전달 상관식이 존재하지 않는다. 본 연구에서는 우선 Gnielinski (1976) 상관식을 사용하여 단상 열전달계수를 구하고 이를 Shah (1979)와 Kandlikar (1990)의 상관식에 사용하였다. Fig. 8은 두 상관식이 낮은 질량유속 데이터 (작은 열전달계수)를 과소예측하고, 높은 질량유속 데이터 (큰 열전달계수)를 과대예측함을 보여준다. Shah 상관식은 -7.8%, Kandlikar 상관식은 9.0%의 평균오차로 실험자료를 예측하였다.

3. 결론

본 실험에서는 수력직경 1.41 mm인 알루미늄 평판관 내 R-22 대류 비등 열전달계수를 구하였다. 실험범위는 질량유속 $200\sim600 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 $5\sim15 \text{ kW/m}^2$, 포화온도 $5\sim15^\circ\text{C}$ 이다.

1) 열전달계수는 임계 건도를 기점으로 감소함을 보였다. 임계 건도는 열유속이 증가할수록 감소하고, 질량유속이 감소할수록 감소하였다. 이는 높은 열유속 또는 낮은 질량유속에서 대류의 영향이 작게 되고 따라서 조기에 dryout이 발생되기 때문에 나타나는 현상으로 판단된다.

2) 높은 열유속에서 낮은 건도에 발생하는 dryout이 열전달계수 곡선 역전현상을 유발한다.

3) 열전달계수는 질량유속이 증가할수록 증가하였다. 그러나 낮은 건도에서는 질량유속의 영향은 미미하였다.

4) 열전달계수는 포화온도가 증가할수록 증가하였다. 하지만 이런 경향은 열유속이 작아지면 감소하였다.

5) Shah와 Kandlikar 상관식은 본 실험자료를

낮은 질량유속에서는 과소예측을 하고 높은 질량 유속에서는 과대 예측을 하였다.

참고문헌

- (1) Agostini, B., Bontemp, A., Watel, B. and Thonon, B., 2003, Boiling Heat Transfer in Mini-Channels: Influence of the Hydraulic Diameter, International Congress of Refrigeration 2003, Washington D. C., ICR0070
- (2) Cornwell, K. and Kew, P. A., 1993, Boiling in Small Parallel Channels, in Energy Efficiency in Process Technology, ed., P. A. Pilvachi, New York, Elsevier, pp. 624-638
- (3) Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, Heat Transfer in Automobile Radiators of a Tubular Type, University of California Publication on Engineering, Vol. 2, pp. 433.
- (4) Gnielinski, V., 1976, New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, International Chemical Engineering, Vol. 16, pp. 359-368.
- (5) Kandlikar, S. G., 1990, A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes, J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 219-228.
- (6) Kandlikar, S. G. and Steinke, M. E., 2003, Predicting Heat Transfer During Flow Boiling in Minichannels and Microchannels, ASHRAE Transactions, Vol. 109, Pt. 1, CH-03-13-1.
- (7) Katsuta, M., 1994, The Effect of a Cross-Sectional Geometry on the Condensation Heat Transfer Inside Multi-Pass Tube, Proc. WTPF, POSTECH, Vol. 2, pp. 245-252.
- (8) Kim, N.-H., Cho, J.-P., Kim, J.-O. and Youn, B., 2003, Condensation Heat Transfer of R-22 and R-410A in Flat Aluminum Multi-Channel Tubes With or Without Microfins, Int. J. Refrigeration, Vol. 26, pp. 830-839.
- (9) Koyama, S., Kuwahara, K., Nakashita, K. and Yamamoto, K., 2002, An Experimental Study on Condensation of R134a in a Multi-Port Extruded Tube, Proceedings of 2002 International Refrigeration Conference at Purdue, R6-2.
- (10) Liu, Z. and Winterton, R. H. S., 1991, A General Correlation for Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli Based on a Nucleate Pool Boiling Equation, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp. 2759-2766.
- (11) Pettersen, J., 2003, Two-Phase Flow Pattern, Heat Transfer and Pressure Drop in Microchannel Vaporization of CO₂, ASHRAE Transactions, Vol. 109, Pt. 1, CH-03-8-1.
- (12) Petukhov, B. S., 1970, Heat Transfer in Turbulent Pipe Flow With Variable Physical Properties, in Advances in Heat Transfer, eds. T. F. Irvine and J. P. Hartnett, Academic Press, Vol. 6, pp. 504-564.
- (13) Webb, R. L. and Paek, J. W., 2003, Letter to the Editors; Discussions on Y.-Y. Yan and T.-F. Lin's Paper, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 46, pp. 1111-1113.
- (14) Yan, Y.-Y. and Lin, T.-F., 1998, Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Small Pipe, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, pp. 4183-4194.
- (15) Yan, Y.-Y. and Lin, T.-F., 2003, Letter to the Editors; Reply to Prof. R. L. Webb and J. W. Paek's Comments, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 46, pp. 1111-1113.
- (16) Yang, C. Y. and Webb, R. L., 1996, Condensation of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes With and Without Micro-Fins. Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 39, pp. 791-800.
- (17) Zhao, Y., Molki, M. and Ohadi, M. M., 2000, Heat Transfer and Pressure Drop of CO₂ Flow Boiling in Microchannels, Proceedings of the ASME Heat Transfer Division, HTD-Vol. 366-2, Vol. 2, pp. 243-249.
- (18) Zhao, Y., Molki, M. and Ohadi, M. M., 2001, Predicting Flow Boiling of CO₂ in Microchannels, Proceedings of 2001 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, HTD-Vol. 369-3, IMECE2001/HTD-24216, pp. 205-210.