

수평평활관내 탄화수소계 냉매의 응축전열 특성에 관한 연구

· 이 용 언*, 박 승 준**, 정 진 호***, 장 승 환****, 오 후 규*****

Condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants inside horizontal tubes

Y. E. Lee, S. J. Park, J. H. Jeong, S. H. Jang, H. K. Oh

Key Words: Condensation heat transfer(응축열전달), R-290 (프로판), R-600a (이소부탄)

ABSTRACT

This study investigated the condensation heat transfer coefficients of R-22, R-290 and R-600a inside horizontal tube. Heat transfer measurements were performed for smooth tube with outside diameter of 12.7 mm. Condensation temperatures and mass velocity were ranged from 308 K to 323 K and 51 kg/m²s to 250 kg/m²s, respectively. The test results showed that the local condensation heat transfer coefficients increased as the mass flux increased, and also the effects of mass velocity on heat transfer coefficients of R-290 and R-600a were less than R-22. Average condensation heat transfer coefficients of natural refrigerants were superior to that of R-22. The present results had a good agreement with Haraguchi's correlation.

기 호 설 명

A : 전열면적 [m²]
 c_p : 정압비열 [kJ/kg·K]
 d : 직경 [m]
 G : 질량유속 [kg/m²·s]
 h : 열전달계수 [kW/m²·K]
 i : 엔탈피 [kJ/kg]
 i_{fg} : 잠열 [kJ/kg]
 m : 질량유량 [kg/s]
 Q : 전열량 [kW]
 T : 온도 [K]

x : 건도
 z : 관길이 [m]
 Δ : 차이

아래첨자

avg : 평균
 cal : 계산
 exp : 실험
 i : 내부
 in : 입구
 L : 국소
 out : 출구
 r : 냉매
 s : 냉각수
 sub : 소구간
 wi : 관내벽

* 부경대학교 대학원 냉동공학과
 ** 부경대학교 대학원 냉동공학과
 *** LG전자 냉장고 사업부
 **** (주)Century 기술연구소 공냉개발팀
 ***** 부경대학교 기계공학부

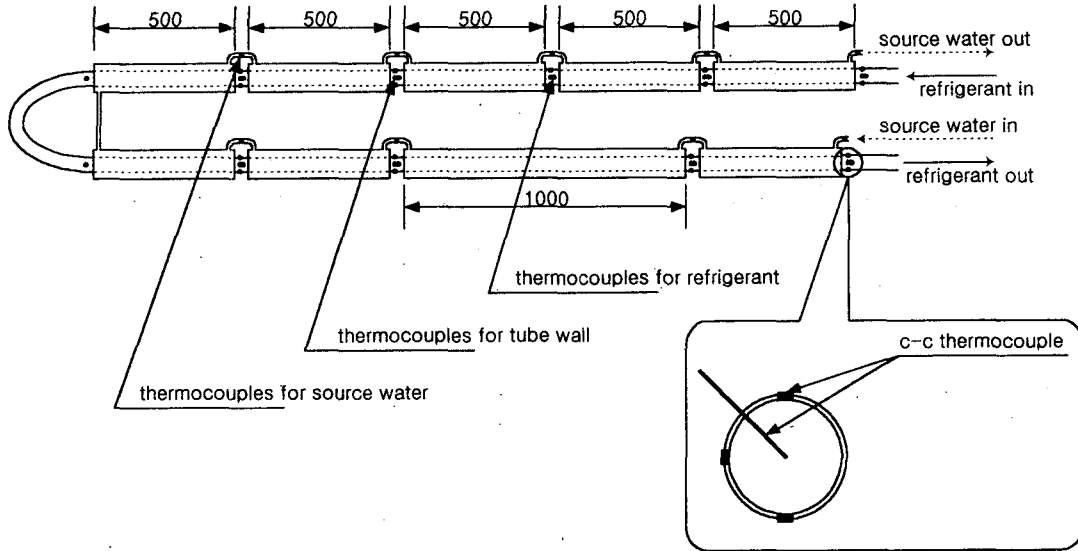


Fig. 2 Detail of test section

프로그램인 REFROP(version 5.0)⁽⁷⁾를 이용하였다.

응축기에서의 열교환량 Q 는 식(1)을 이용하여 계산하였다.

$$Q_{exp} = m_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

위 식에서 m_s 는 열원수의 순환량[kg/h]이며, T_{in} 과 T_{out} 는 열원수의 입구와 출구온도[K]를 나타낸 것이며, c_{ps} 는 열원수의 비열[kJ/kg · K]을 나타낸다.

또 응축과정에서 관의 반경방향으로의 국소 열전달계수 h_L [kW/m² · K]은 아래의 식(2)로 계산할 수 있다.

$$h_L = \frac{Q_{sub}}{A_{sub} \cdot (T_r - T_{wi})} \quad (2)$$

여기서, Q_{sub} 는 응축기 소구간에서의 교환열량[kW]를 나타내고, A_{sub} 는 소구간의 전열면적[m²](= $\pi \cdot d_i \cdot \Delta z$)이며, T_r 과 T_{wi} 는 응축기에서의 냉매와 관벽 내표면온도[K]이다. 관벽 내표면온도는 정상상태에서의 1차원 전도방정식으로 계산하였다.

응축기 소구간의 출구냉매진도 $x_{sub,out}$ 는 식(3)을 이용하여 계산하였다.

$$x_{sub,out} = x_{in} - \frac{q \cdot \pi \cdot d_i \cdot \Delta z}{m_r \cdot i_{fg}} \quad (3)$$

여기서, $x_{sub,in}$ 은 소구간 입구의 진도이고, d_i 는 관내경[m]이며, m_r 는 냉매유량[kg/h], i_{fg} 는 응축잠열[kJ/kg], q 는 응축기에서의 열유속을 나타낸 것이다.

응축기에서의 평균열전달계수 h_{avg} [kW/m² · K]는 각 소구간에서의 국소열전달계수 h_L 을 평균하여 구하였다.

3. 응축열전달 특성

3.1 국소응축열전달 상관식과의 비교

국소응축열전달계수에 관한 종래의 상관식은 여러 가지가 있으나, 본 실험과의 비교에 가장 타당하다고 생각되는 Traviss 등,⁽⁸⁾ Cavallini-Zecchin,⁽⁹⁾ Haraguchi⁽¹⁰⁾ 등이 제안한 상관식들과 비교·검토하였다. Fig. 3~5에 R-22, R-290, R-600a 세 냉매에 대한 실험결과를 나타내었다. 응축열전달계수는 증기가 응축하는 초기에는 일시 증가하거나 거의 일정하다가 진도가 감소함에 따라 점차적으로 감소하였다. 이런 경향은 액막의 두께가 증가하면서 열저항이 증가할 뿐만 아니라 증기에서 액체로 변화하면서 증기의 유속이 상대적으로 감소하기 때문이라 생각한다.

Fig. 3은 R-22에 대한 실험결과를 위에서

1. 서 론

냉동·공조장치의 작동유체로 사용되고 있는 CFC 및 HCFC계 물질이 대기에 누출될 경우 오존층을 파괴하고 지구온난화에 영향을 미치는 환경오염물질로 판명되어 이들 물질의 생산 및 사용에 대한 규제가 가속화되고 있고⁽¹⁾ 이에 대체냉매로 사용되는 HFC계 물질도 대기권에서 태양광선에 의해 분해되어 산과 독성물질을 형성하는 것으로 보고되고 있다.⁽²⁾ 이러한 관점에서 오존층파괴지수나 온난화지수가 낮은 자연냉매를 사용하는 시스템에 관한 연구가 많이 진행되고 있고, 프로판, 부탄 등의 탄화수소계 냉매가 가장 적극적으로 검토되고 있지만, 가연성의 문제가 있다. 그러나 가정용 냉장기의 경우 가연성에 의한 폭발의 위험은 거의 없는 것으로 밝혀지고,⁽³⁾ 장 등,⁽⁴⁾ Kwon⁽⁵⁾의 시뮬레이션이나 평활관에서의 실험을 통해 R-22의 대체 가능성이 밝혀지기도 하였다. 그러나 이러한 자연냉매를 실제의 냉동·공조장치에 적용하기 위해서는 아직 규명하여야 할 점이 많이 남아 있는데, 응축열특성의 규명도 그 중 하나이다.

본 연구에서는 기본적인 열펌프장치를 제작하여 HCFC계 냉매 R-22와 탄화수소계 냉매인 R-290, R-600a를 작동유체로 평활관에서의 관경 변화에 따른 응축열전달특성을 분석하였으며, 종래의 상관식들과 비교하여 자연냉매를 사용하는 열교환기의 기초설계자료를 제공하고자 하였다.

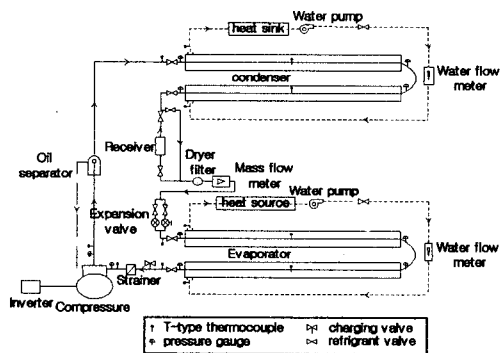


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

2. 실험장치 및 데이터분석

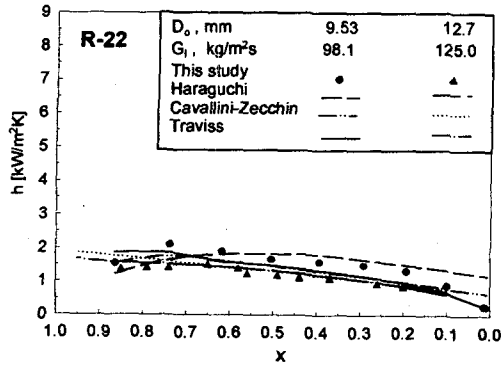
2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이며, Fig. 2는 시험부의 상세도를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이, 실험 장치는 압축기, 시험부(응축기), 수액기, 팽창밸브, 증발기로 구성되는 증기 압축식 열펌프 장치이다. 실험에 사용된 압축기는 R-22용 2기통 왕복동식이며, 흡입배관에는 전기히터를 설치하여 압축기로 흡입되는 냉매가스의 온도를 일정하게 유지하였다. 응축기와 증발기는 2중관형 열교환기로서 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관의 환상공간으로 열원수가 냉매의 흐름과 반대방향으로 흐르는 대향류형 열교환기이며 열원수는 항온조에서 일정한 유량과 온도로 조절되어 열교환기로 유입된다. 시험부(응축기)의 냉매가 흐르는 내관은 외경이 12.7 mm와 9.53 mm인 수평 평활 동관이다. 시험부(응축기)는 입구에서 500 mm 등간격으로 5개 U-bend를 지난 출구측에 500 mm씩 3개와 1000 mm 1개의 소구간으로 구분하였다. 각 소구간에는 표준 온도계로 보정된 T형 열전대($\pm 0.5^\circ\text{C}$)를 사용하여 냉매와 내관 외벽면 상·측·하부 온도를 측정할 수 있도록 했다. 열전대에서 측정된 데이터는 데이터 로그(Yokogawa 사)의 단자에 연결되어 PC에서 처리하도록 하였다. 그리고 응축기에서 응축된 액량을 측정하기 위하여 출구측에 냉매유량계(OVAL 질량유량계, $\pm 0.3\%$)를 설치하였고 응축기에서의 열원수유량을 측정하기 위하여 열원수유량계(ORIFICE FLOW-METER, $\pm 0.5\%$)를 설치하였다.

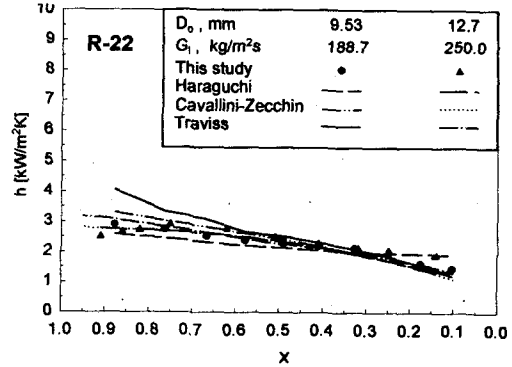
주요 실험조건에서 응축온도는 308~323 K이다. 그리고 냉매유량은 R-22에서는 20~80 kg/h이고, R-290은 10~65 kg/h이며, R-600a는 10~45 kg/h이다. 그리고 Kline & McClintock의 방법⁽⁶⁾에 의해서 본 실험에서 얻은 열전달계수에 대한 오차를 해석한 결과, 최대 $\pm 15.3\%$ 정도가 되었다.

2.2 데이터분석

작동유체인 R-22와 R-290, R-600a의 열물성값 계산은 Nist에서 개발한 냉매물성계산

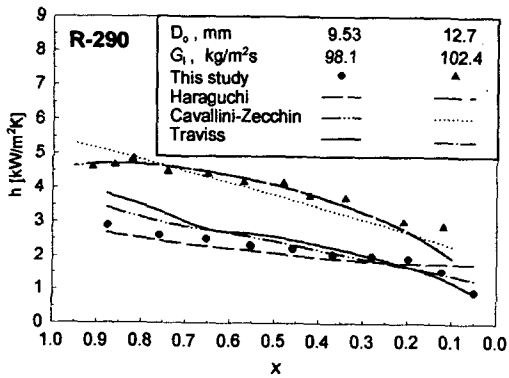


(a) Low mass velocity

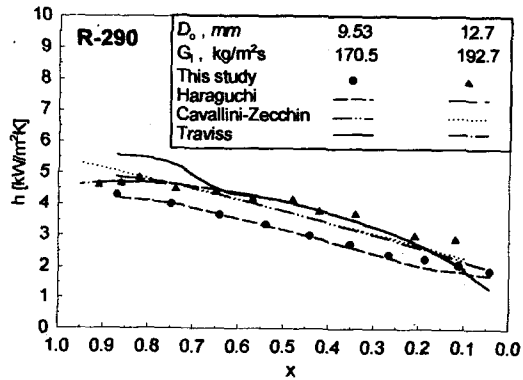


(b) High mass velocity

Fig. 3 Comparison of heat transfer coefficients with existing correlations for R-22



(a) Low mass velocity



(b) High mass velocity

Fig. 4 Comparison of heat transfer coefficients with existing correlations for R-290

언급한 종래의 세 가지 상관식들과 비교한 것이다. R-22의 경우 환경변화에 따른 열전달계수의 차이가 미미한 것으로 나타났다. 모든 질량유속에서 Haraguchi의 식이 가장 잘 일치하였으며, 건도가 낮아질수록 Cavallini-Zecchin의 식과 잘 일치함을 보였다.

Fig. 4는 R-290에 대한 실험결과를 위에서 언급한 종래의 세 가지 상관식들과 비교한 것이다. 그림에서 보는바와 같이 고질량유속의 경우 환경변화에 따른 열전달계수의 차이가 거의 없었지만, 저질량유속의 경우 환경변화에 따른 열전달계수가 12.7 mm의 경우 9.53 mm보다 약 30%정도 높게 나타났다. 12.7 mm의 경우에는 질량유속에 관계없이 Cavallini-Zecchin식이 좋은 일치를 보였다. 그리고 9.53

mm의 경우에는 고질량유속에서는 Haraguchi식이 저질량유속에서는 대체적으로 Haraguchi식, Cavallini-Zecchin식이 모두 좋은 일치를 보였는데 저건도 영역에서는 Cavallini-Zecchin식이 좋은 일치를 보였다.

Fig. 5은 R-600a에 대한 실험결과를 종래의 세 가지 상관식들과 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있는 것처럼 모든 질량유속에서 환경변화에 따른 열전달계수가 12.7 mm의 열전달계수가 9.53 mm보다 약 50%정도 높게 나타났다. R-600a의 경우 모든 질량유속에서 Haraguchi식과 Cavallini-Zecchin식이 좋은 일치를 보였다. Fig. 3~5의 실험결과를 바탕으로 R-22, R-290, R-600a의 세 가지 냉매에 의한 국소응축열전달계수의 변화는 각 냉매의

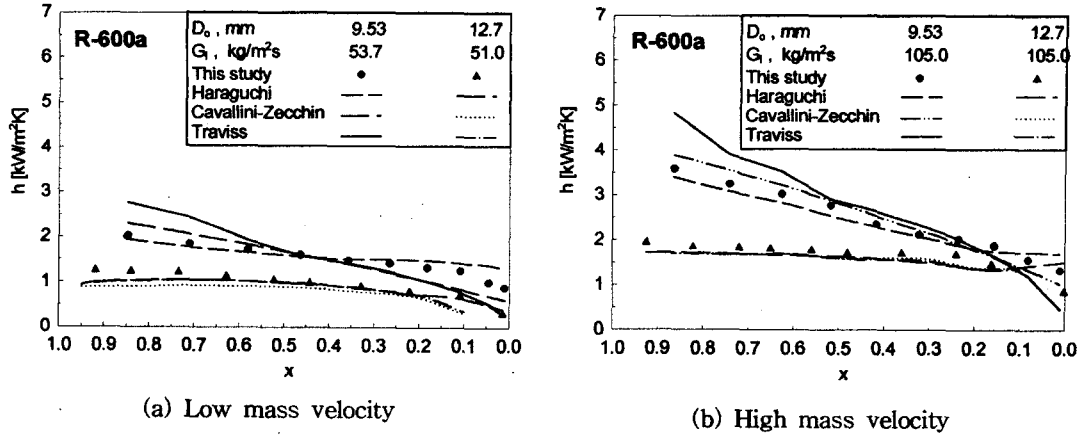


Fig. 5 Comparison of heat transfer coefficients with existing correlations for R-600a

물성치 차이에 따른 것으로 판단할 수 있고, 각각의 상관식이 환상류 구간에 의존하기 때문에 실험결과와 다소의 오차를 동반하는 것으로 생각할 수 있다.

3.2 평균응축열전달

Fig. 6는 질량유속에 대한 평균응축열전달 계수를 나타낸 것이다. 그림에서 평균응축열전

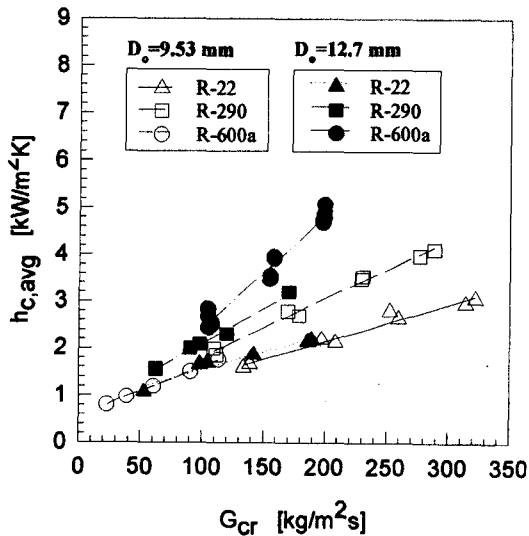


Fig. 6 Comparison of average heat transfer coefficients among the refrigerants mass velocity.

달계수는 질량유속에 비례하여 증가하는 일괄적인 경향을 나타내었다. 그림에서처럼 12.7 mm관의 경우, R-290의 평균응축열전달계수가 R-22에 비해 약 40% 증가하였다. 그러나 R-600a인 경우는 질량유속이 지나치게 낮아 직접적인 비교는 곤란하였지만, 질량유속을 R-22와 유사하게 운전할 수 있다면, R-22보다 약 20% 정도는 증가될 것으로 추측할 수 있었다. 그리고 9.53 mm관의 경우 R-290은 R-22에 비해 약 24% 정도, R-600a는 약 44% 정도 증가하였다. 또 냉매별로 환경변화에 따른 평균열전달계수변화를 살펴보면, R-22는 약 5%, R-290은 약 11% 정도 증가하고 있으며, R-600a는 약 40%정도 증가하고 있어 탄화수소계 냉매의 경우에는 환경이 작아질수록 평균열전달계수의 향상정도가 R-22보다 더 높게 나타나는 것을 알 수 있었다. 또, R-22는 질량유속이 약 2.4배 증가할 때 열전달계수는 약 1.9배 증가하였으나, R-290과 R-600a는 질량유속의 증가 정도에 비해 열전달계수의 증가 정도가 R-22보다 그다지 크지 않았다.

따라서 R-290, R-600a의 응축열전달계수는 R-22에 비해 질량유속의 영향을 적게 받는 것으로 판단할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 R-22와 그 대체냉매 후보라고 할 수 있는 자연냉매인 R-290과 R-600a의 응축열전달특성을 관경 12.7 mm와 9.53 mm

관에서 검토하여 보았다. 실험에 의한 응축열 전달계수를 종래의 상관식들과 비교한 결과 모든 환경에서 대체적으로 $\pm 30\%$ 의 범위 내에서 일치하였으나, 단상류 열전달모델을 적용한 Cavallini-Zecchin의 상관식과 Haraguchi의 상관식이 본 실험결과와 가장 근접함을 알 수 있었다. 대체적으로 고건도 영역에서는 Haraguchi의 상관식이 저건도 영역에서는 Cavallini-Zecchin의 상관식이 좋은 일치를 보였다. 평균응축열전달계수에 있어서는 R-290과 R-600a 모두 R-22보다 증가하였다. 그리고 환경변화에 따른 평균열전달계수는 R-22는 거의 변화가 없었지만, R-290과 R-600a는 환경변화에 다소 큰 열전달 증가를 보였다. 또, 질량유속이 증가할수록 국소응축열전달계수가 증가하는 일반적인 경향을 나타내었으며, R-600a와 R-290은 R-22에 비해 상대적으로 질량유속의 영향이 적었다.

특히 R-290과 R-600a는 R-22와 비슷하거나 오히려 우수한 응축전열성능을 나타내었고, 또, R-22의 대체냉매로서 생각할 때 R-290과 R-600a는 환경적으로도 안전한 냉매이기 때문에, 열역학적으로 볼 때 R-22를 대체할 수 있는 자연냉매라고 생각된다.

그리고 앞으로 열교환기 환경은 9.53 mm뿐만 아니라 0.79 mm에도 적용시킬 예정이며, 냉매로는 R-290, R600a 뿐만 아니라 R-22의 대체냉매로 추천되는 HFC계 혼합냉매인 R-404A, R-507C 및 R-134a에 대해서도 실험할 계획이다. 마지막으로 일반가정용 냉장고에서의 이들 대체냉매의 적용여부도 검토할 계획이다.

참고문헌

1. Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes : chlorine atom catalyzed destruction of ozone, *Nature*, Vol. 249, pp. 810-814.
2. Kurylo, M. J., 1990, The chemistry of stratospheric ozone : its response to natural and anthropogenic influences, *Int. J. Ref.*, Vol. 13, pp. 62-72.
3. UNEP, 1992, Report of the fourth meeting of the parties to the montreal protocol on that deplete the ozone layer, *OzL. - Pro.* 4/15.
4. James, R. W. and Missenden, J. F., 1992, The use of propane in domestic refrigerators, *Int. J. Ref.*, Vol. 15, No. 2, pp. 95-100.
5. 장영수, 김민수, 노승탁, 1997, 탄화수소냉매를 이용한 냉방시스템의 성능실험과 열전달특성, *대한기계학회논문집*, 제21권, 제5호, pp. 713~723.
6. Kwon, O. B., 1997, Performance characteristics of water sources heat pump using HCFC22 alternative refrigerants, Thesis for Ph.D., Pukyong University
7. S. J. Kline and F. A. McClintock, 1953, The description of uncertainties in single experiments, *Mechanical Eng.*, Vol. 75, pp. 8~9.
8. M. Huber, J. Gallagher, M. McLinden, and G. Morrison, 1995, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures version 5.00., NIST Standard Reference Database Gaithersburg, MD 20899 : National Institute of Standards and Technology.
9. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1972. Forced convection condensation inside tubes : a heat transfer equation for condenser design, *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, pp. 157~165.
10. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, *Pro. 6th Int. Heat Trans. Conf.*, Tokyo, Vol. 3, pp. 309~313.
11. Haraguchi, E., Koyama, H. and Fujii, H., 1994, "Condensation of refrigerant HCFC-22, HFC-134a and HCFC-123 in a horizontal smooth tube", *Trans. JSME*, Vol. 60, No. 574, pp. 2117 ~ 2116.