

탄화수소계 냉매 R-290, R-600a의 수평관내 응축 열전달 특성에 관한 연구

Condensation heat transfer characteristics of hydrocarbon
refrigerants R-290 and R-600a inside horizontal tubes

박 승 준*, 박 기 원**, 노 건 상***,
정 제 천****, 오 후 규*****

S. J. Park, K. W. Park, G. S. Roh,
J. C. Jeong, H. K. Oh

Key Words: Condensation heat transfer(응축열전달), Smooth tube(평활관), Inner grooved tube(내면핀관), Natural refrigerant(자연냉매), R-290(프로판), R-600a(이소부탄)

ABSTRACT

An experimental study on the condensation heat transfer coefficients of R-22, R-290 and R-600a inside horizontal tube was performed. Heat transfer measurements were performed for smooth tube with inside diameter of 10.07 mm and outside diameter of 12.07 mm and inner grooved tube having 75 fins whose height is 0.25 mm. This study was performed for condensation temperatures were from 308 K to 323 K, and mass velocity of 51 kg/m²s - 250 kg/m²s. The test results showed that the local condensation heat transfer coefficients increased as the mass flux increased, and also the effect of mass flow rate on heat transfer coefficients of R-290 was less than R-22. In addition, heat transfer coefficient of R-22 increased to a larger extent than R-290 and R-600a as the mass flow rate increased. Average condensation heat transfer coefficients of natural refrigerants were superior to that of R-22. The present results had a good agreement with Cavallini-Zecchin's correlation for smooth and inner grooved tubes.

기 호 설 명

A : 전열면적 [m²]

c_p : 정압비열 [kJ/kg·K]

* 부경대학교 대학원 냉동공학과

** 여수대학교 냉동공학과

*** 동명대학 가스냉동과

**** (주)한서엔지니어링

***** 부경대학교 공과대학 냉동공조공학과

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

1. 서 론

냉동·공조장치의 작동유체로 사용되고 있는 CFC계 및 HCFC계 물질은 지구의 오존층을 파괴한다는 보고⁽¹⁾가 있고, HFC계 물질도 대기권에서 태양광선에 의해 분해되어 산과 독성물질을 형성하는 것으로 보고되고 있다.⁽²⁾ 따라서 이러한 물질들에 의한 지구환경파괴를 방지하기 위한 협약⁽³⁾이 1987년 몬트리올의정서 채택 이후에도 수차례에 걸쳐 이루어졌다. 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 냉장고의 경우 가연성에 의한 폭발의 위험은 거의 없는 것으로 밝혀지고,⁽⁴⁾ 장 등,⁽⁵⁾ Kwon⁽⁶⁾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, 응축전열특성의 규명도 그 중 하나이다.

본 연구에서는 기본적인 열펌프장치를 제작하였고, 작동유체로는 HCFC계 냉매인 R-22와 탄화수소계 냉매인 R-290(프로판, 순도 99.5%), R-600a(이소부탄, 순도 99.5%)를 사용하였다. 이

러한 장치와 냉매들을 사용하여 평활관과 내면핀관에 대한 응축열전달특성을 분석하였으며, 종래의 상관식들과도 비교하여 자연냉매를 사용하는 열교환기의 기초설계자료를 제공하고자 하였다.

2. 실험장치 및 데이터분석

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도를 나타내었으며, Fig. 2는 시험부 및 내면핀관의 상세도를 나타낸 것이다. 실험에 사용된 압축기는 R-22용 2기통 왕복동식이며, 흡입배관에는 전기히터를 설치하여 압축기로 흡입되는 냉매가스의 온도를 일정하게 유지하였다. 오일에 의한 영향을 배제하기 위해서 압축기 토출측에 유분리기를 설치하였다. 그리고 본 실험에 사용된 냉매는 모두 동일 냉동기유인 광유를 사용하였으므로 냉동기유의 차이에 따른 영향은 무시할 수 있었다. 응축기와 증발기는 내관으로 냉매가 흐르고, 내관과 외관 사이의 환상부로 열원수가 냉매와 반대방향으로 흐르는 동심 2중관형 열교환기이고, 내관은 평활관과 내면핀관의 2가지로 하였으며, 외관은 평활관이나 내면핀관 모두 내경 45 mm, 외경 50 mm인 PVC관으로 하였다. 평활관 열교환기의 내관 내경은 10.07 mm이고, 외경은 12.07 mm인 동관이며, 응축기 입구측에서 350 mm씩 등간격 소구간으로 8구간으로 구분하였다. 그리고 U-bend를 지난 출구측에서 미응축 증기를 응축시

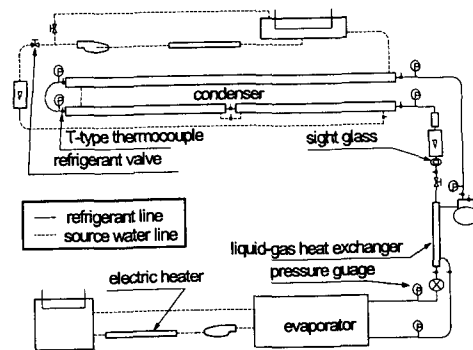


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

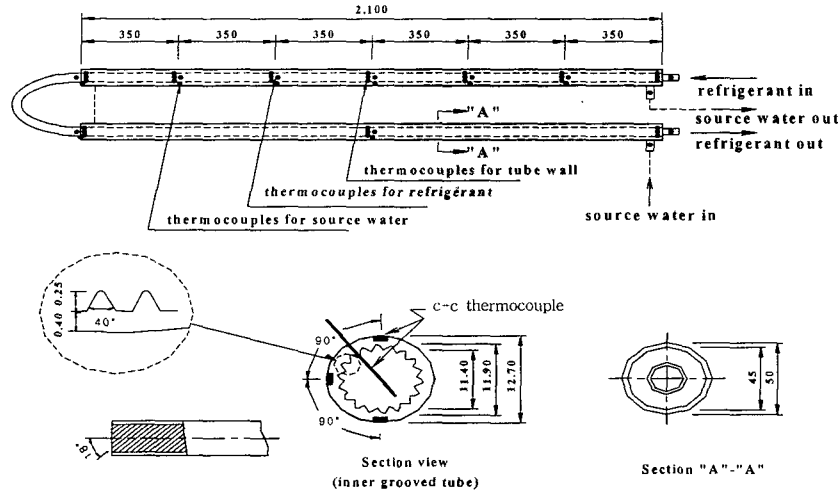


Fig. 2 Detail of test section(inner grooved tube).

키기 위해서 1,550 mm씩 두 구간으로 구분하였다. 내면핀관 열교환기의 내관의경은 12.7 mm, 상당관경은 11.90 mm, 핀높이 0.25 mm, 관저면 두께 0.4 mm, 핀수 75개, 나선각 18°, 핀정각 40°인 동관으로 관내측에 로핀을 가지고 있다. 그리고, 응축기 입구측에서 등간격으로 350 mm인 6개의 소구간과 U-bend를 지난 출구측에 1150 mm씩 2개의 구간으로 구분하였다. 또, 열교환기는 전체를 글래스울로 충분히 단열하여 외기와 열원수 사이에 열교환이 일어나지 않도록 하였기 때문에, 외기와 열교환은 무시하였다. 팽창기구는 모세관과 수동, 온도식 자동팽창밸브의 3가지를 사용하여 냉매유량과 증발온도를 적절히 조절하였다.

데이터의 측정점은 응축기에서 응축된 액량을 측정하기 위하여 출구측에 냉매유량계(OVAL 질량유량계, $\pm 0.03\%$)를 설치하였고, 응축기에서의 열원수유량을 측정하기 위하여 열원수유량계(ORIFICE FLOW-MATER, $\pm 0.5\%$)를 설치하였다. 또 냉매온도와 열원수온도를 측정하기 위한 T형 열전대($\pm 0.5\text{ }^\circ\text{C}$)는 관길이에 따라 등간격으로 구분된 소구간마다 관 중심부분에 설치하였다. 그리고 관벽온도를 측정하기 위한 T형 열전대는 관길이에 따라 등간격으로 구분된 소구간의 입·출구에, 평활관이나 내면핀관 모두 관의 상, 하, 측부 3점에 90° 간격으로 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⁽⁷⁾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 프로그램인 'REFPROP(version 5.0)⁽⁸⁾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 국소열전달계수 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] ($= \pi \cdot d_i \cdot Lz$)이며, T_r 과 T_{wi} 는 응축기에서의 냉매와 관벽 내표면온도[K]이다. 관벽 내표면온도는 정상상태에서의 1차원 전도방정식으로 계산하였다.

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

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

여기서, $x_{sub,in}$ 은 소구간 입구의 건도이고, d_i 는 관 내경[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,⁽⁹⁾ Cavallini-Zecchin,⁽¹⁰⁾ Shah⁽¹¹⁾ 등이 제안한 상관식들과 비교·검토하였다. 이 때, 내면편관에서의 상관식 결과는 평활관에서의 결과에 전열면적증가비를 곱하여 구하였다. 그 결과를 Fig. 3~5에 나타내었는데, 응축열전달계수는 증기가 응축하는 초기에는 일시 증가하거나 거의 일정하다가 건도가 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 언급한 종래의 세 가지 상관식들과 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있는 것과 같이 본 실험범위에서 낮은 질량유속일 때에는 Shah의 식이 가장 잘 일치함을 알 수 있었지만, 건도에 따른 열전달률은 평활관의 경우보다 내면편관의 경우가 세 가지 상관식들과 약간 큰 차이를 보였다. 그러나 높은 질량유속일 경우에는 Cavallini-Zecchin의 식이 가장 잘 일치하고 있었으며, 낮은 질량유속일 때에는 달리 평활관의 경우보다 내면편관인 경우가 어느 상관식과도 비교적 작은 차이를 보이고 있었다. 그리고 낮은 질량유속이나 높은 질량유속 전체적으로는 Cavallini-Zecchin의 상관식이 가장 잘 일치하였다.

Fig. 4는 R-290에 대한 실험결과를 위에서 언급한 종래의 세 가지 상관식들과 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있는 것과 같이 낮은 질량유속일 때에는 Cavallini-Zecchin의 식이 가장 잘 일치하고 있었으며, 평활관의 경우가 내면편관의 경우보다

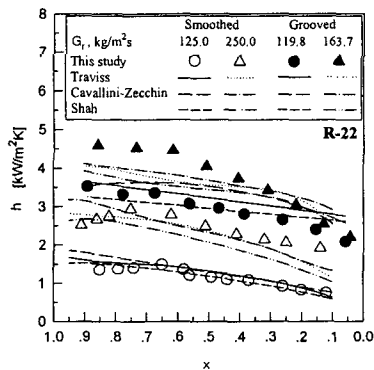


Fig. 3 Comparison of heat transfer coefficients with existing correlations for R-22.

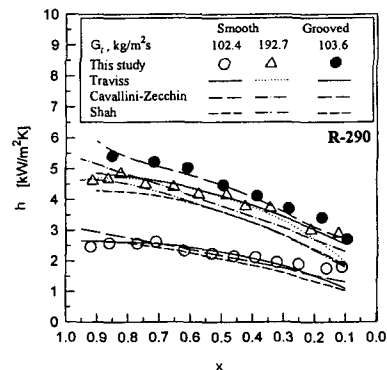


Fig. 4 Comparison of heat transfer coefficients with existing correlations for R-290.

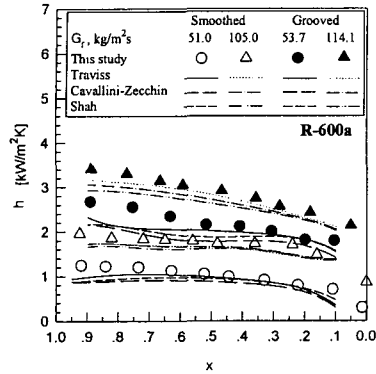


Fig. 5 Comparison of heat transfer coefficients with existing correlations for R-600a.

다 세 가지 상관식과 비교적 잘 일치하고 있었다. 그러나 실험조건상 내면편관의 경우 높은 질량유속에서의 데이터를 얻을 수 없었기 때문에 평활관인 경우의 결과만 보면, Cavallini-Zecchin의 식이 비교적 잘 일치하고 있다. 또 R-290의 국소 응축열전달계수가 평활관이나 내면편관 모두에서 R-22보다 높게 나타나고 있다.

Fig. 5는 R-600a에 대한 실험결과를 종래의 세 가지 상관식들과 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있는 것처럼 낮은 질량유속일 때에는 Traviss의 식이 가장 잘 일치하고 있지만, 평활관의 경우는 전체 건도영역에서 상관식들에 의한 결과가 실험 결과보다 낮게 나타나고 있으며, 상관식들과의 오차는 내면편관의 경우가 평활관의 경우보다 다소 낮게 나타나고 있었다. 또, 높은 질량유속일 때에는 Cavallini-Zecchin과 Traviss의 식이 비교적 잘 일치하고 있었으며, 평활관이나 내면편관의 어느 경우나 상관식과의 오차가 비슷하였다. 또, R-600a의 질량유속이 R-22에 비해 적음에도 불구하고 R-22보다 그다지 낮지 않은 열전달계수를 나타내고 있었다. Fig. 3~5의 실험결과를 바탕으로 R-22, R-290, R-600a의 세 가지 냉매에 의한 국소응축열전달계수의 변화는 각 냉매의 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. 6은 질량유속에 대한 평균응축열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 평균응축열전달계수는 질량유속에 비례하여 증가하는 일반적인 경향을 나타내었다. 그림에서처럼 평활관인 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 내면편관인 경우 R-290은 R-22에 비해 약 50% 정도, R-600a는 약 5% 정도 증가하였다. 또 냉매별로 평활관인 경우에 비해 내면편관인 경우의 증가 정도를 살펴보면, R-22와 R-290은 약 2배 가까이 증가되고 있으며, R-600a는 약 70% 정도 증가하고 있어 어느 냉매나 내면편관의 사용으로 열전달 증가효과가 크게 나타나고 있음을 알 수 있었다. 또, 평활관인 경우 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. 이러한 현상은 내면편관인 경우에도 마찬가지로, R-290은 질량유속의 증가비가 R-22보다 큼에도 열전달계수의 증가 정도는 오히려 R-22보다 적고, R-600a는 질량유속의 증가정도가 R-22보다 월등하게 큼에도 열전달계수의 증가 정도는 R-22보다 그다지 높지 못하였다. 따라

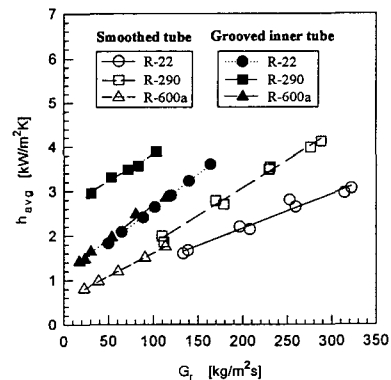


Fig. 6 Comparison of average heat transfer coefficients among the refrigerants mass velocity.

서 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 응축 열전달특성을 평활관과 전열촉진관에서 검토하여 보았다. 실험에 의한 응축열전달계수를 종래의 상관식들과 비교한 결과 평활관이나 내면핀관에 관계없이 대체적으로 $\pm 30\%$ 의 범위 내에서 일치 하였으나, 단상류 열전달모델을 적용한 Cavallini-Zecchin의 상관식이 본 실험결과와 가장 근접함을 알 수 있었다. 평균응축열전달계수에 있어서는 R-290과 R-600a 모두 R-22보다 증가하였고, 내면핀관은 평활관에 비해 매우 큰 열전달 증가를 보였다. 또, 질량유속이 증가할수록 국소응축 열전달계수가 증가하는 일반적인 경향을 나타내었으며, R-600a와 R-290은 R-22에 비해 상대적으로 질량유속의 영향이 적었다.

특히 R-290은 R-22와 비슷하거나 오히려 우수한 응축전열성능을 나타내었고, R-600a는 질량유속 등 운전상태에 제한을 받는 것으로 나타났지만, 전열성능은 R-22보다 우수할 것으로 추측할 수 있었다. 또, R-22의 대체냉매로서 생각할 때 R-290과 R-600a는 환경적으로도 안전한 냉매이기 때문에, 열역학적으로 볼 때 R-22를 대체할 수 있는 자연냉매라고 생각된다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 지원에 의한 포항공과대학 AFERC의 지원으로 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다

참고문헌

1. Kurylo, M. J., 1990, The chemistry of stratospheric ozone : its response to natural and anthropogenic influences, *Int. J. Ref.*, Vol. 13, pp. 62-72.
2. Ebner, T. and Halozan, H., 1994, Testing the available alternative-an examination of R-134a, R-152a and R-290, *IEA HPC Newsletter*, Vol. 12, No. 1, Sittard, The Netherlands.
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 열전달 특성, *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., Pukyung 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. Shah, M. M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. Heat & Mass Trans.*, Vol. 22, pp. 547-556.