

HCFC-22 냉매사용 차량냉동시스템의 증발 열전달에 관한 실험

An Experiment on Evaporating Heat Transfer of HCFC-22 for Transport Refrigeration System

오 명 도*, 김 선 창*
M. D. Oh, S. C. Kim

Key words : Transport Refrigeration System(차량냉동시스템), Two-phase Flow(2상유동), Evaporating Heat Transfer Coefficient(증발열전달계수)

Abstract

An experimental study has been performed to identify the evaporation characteristics of HCFC-22 for transport refrigeration system. Heat transfer coefficients were measured in a horizontal, smooth evaporating tube with an inner diameter of 10.7mm and a length of 2.8m. The refrigerant was heated electrically by surface-wrapped heaters and uniform power is applied along the tube. The entire tube was divided into 7 sections. Surface temperatures of tube and refrigerant temperature in each test section were measured. Pressure drops in each section and the inlet pressure were also measured. The mass flowrate of the refrigerant was controlled and measured. A single tube evaporation test was conducted for different ranges of mass flux of refrigerant, heat flux of evaporator and condensing temperature of transport refrigeration system. The evaporation heat transfer coefficients of HCFC-22 were compared with predictions from the well known Chen's correlations. Averaged heat transfer coefficients in this experiment range from 2kW/m²/°C to 3kW/m²/°C. Most of the experimental results differ from the predicted ones by less than ±30%.

기 호 설 명

<p>A : 증발관 단면적[m²] c_p : 정압비열[J/kg/°C] d_i : 증발관 내직경[m] G : 냉매질량유속[kg/m²/s] h_c : 대류열전달계수[W/m²/°C] h_{NB} : 핵비등열전달계수[W/m²/°C] h_{TP} : 강제비등열전달계수[W/m²/°C] i : 엔탈피[J/kg] i_k : 증발잠열[J/kg]</p>	<p>k : 열전도계수[W/m/°C] L : 증발관 길이[m] Pr : Prandtl수 ΔP_{sat} : 과열압력차[N/m²] \dot{q} : 증발관 열유속[W/m²] Q_{ev} : 증발관 전체열부하[W] ΔQ : 증발관 요소열부하[W] Re : Reynolds수 r_i : 증발관 내반경[m] r_o : 증발관 외반경[m] T_c : 응축온도[°C] $T_{c, mean}$: 냉매 평균온도[°C]</p>
--	--

* 생산기술연구원 기계·소재개발센터

- T_{wi} : 증발관 내벽온도[°C]
- T_{wo} : 증발관 외벽온도[°C]
- ΔT_{sat} : 과열온도[°C]
- v : 비체적[m³/kg]
- x : 건도[quality]
- σ : 표면장력[N/m]
- μ : 점성계수[Ns/m²]

하 첨 자

- f : 포화액상태
- g : 포화기상태
- n : 증발관 요소번호

1. 서 론

세계적으로 CFC 문제가 심각해짐에 따라 국내에서도 차량용 냉동시스템에서 기존에 사용하던 CFC냉매인 R-502를 비CFC냉매가 개발될 때까지 HCFC-22로 대체하게 됨에 따라 R-502로 설계된 기존시스템을 새로운 냉매에 맞게 최적설계를 수행하게 되었다. 최근에 대체냉매와 관련된 연구는 많은 연구자에 의해 진행되고 있으며 그중에서도 냉방, 냉동시스템의 신냉매로 개발된 HFC-134a는 기존의 CFC-12를 대체하기 위한 가능성 있는 비CFC계 냉매로 증발기 분야에서도 많은 연구가 수행되어 문헌에 발표되고 있다.^{1)~4)} 차량용 냉동시스템을 생산하고 있는 외국의 Thermoking사나 Carrier사에서는 이미 R-502에서 HCFC-22로 대체된 시스템을 개발하여 세계시장을 장악하고 있으나 국내 관련기업에서는 시스템과 냉매특성에 관한 기초데이터없이 설계변경만을 가져와 많은 기술적 문제를 야기하고 있다. 따라서 -20°C 이하의 작동온도를 갖는 차량용 냉동시스템의 성능을 향상시키고 안정화시키기 위해서는 HCFC-22를 사용하여 냉동시스템의 핵심부분인 증발기에서의 전열특성에 대한 기초연구가 시급히 요구되고 있는 실정이다. 냉방시스템에 사용되는 HCFC-22를 포함하는 혼합냉매의 경우는 국내에서도 연구사례⁵⁾가 있으나 지금까지 이러한 낮은 온도범위에서의 냉동시스템에는 R-502를 주로 사용하여 왔기 때문에 HCFC-22에 대한 연구결과는 국내 뿐아니라 외국

에서도 구하기가 쉽지않다.^{6, 7)}

차량용 냉동시스템은 차량운전 중에 작동됨으로 인하여 기존의 정지형 냉동시스템과는 여러 점에서 다른 특징을 가지게 된다. 시스템이 동적인 조건에 노출되므로 시스템 연결부위에서의 냉매유출로 인한 충전냉매의 변화가 예상되며 또한 냉동기 구동을 위한 엔진의 rpm 변동에 따른 특성변화, 또한 냉동시스템의 응축조건이 기후에 따라 변하게 되므로 증발기부하도 변화가 예상된다. 따라서 이러한 변화들이 시스템의 초기설계에 반영되어 효율적인 설계가 이루어져야 한다.

본 연구에서는 차량용 냉동시스템 증발기에서의 HCFC-22 증발특성을 분석하기 위하여 증발기부하, 냉매유량, 응축기온도 변화 등을 변수로 고려한 실험을 수행하여 증발기 설계에 활용할 수 있는 증발관 국소열전달계수에 관한 실험데이터를 구축하고자 노력하였다. 실험결과는 이론적 예측치와 비교하여 타당성을 분석하였다.

2. 실험장치 및 측정

2.1 실험 장치

차량용 냉동시스템 증발기 전열특성 실험장치는 Fig.1과 같이 구성되고 제작되었다. 실험장치는 주요 구성품으로 전기모터구동 압축기, 실험용 증발기, 응축기, 냉매저장기(accumulator), 수액기(receiver) 등으로 구성되었다. 작동냉매를 가압하는 압축기는 회전수를 조절할 수 있게 인버터가 부착된 전기모터를 사용하여 구동시켰다. 실험용 증발관은 내경 10.7mm, 길이 2.8m의 수평관으로 재질은 구리이다. 실험용 증발관은 온도, 압력 등의 측정을 위해서 7부분으로 나누어서 데이터를 샘플링하였다. 증발기 부하를 모사하기 위하여 증발관 외벽에 전기 가열선을 감아서 관 주위에 일정한 가열량이 부가될 수 있도록 하였고 가열량은 전압조절기로 제어하였다. 증발관에 관외벽온도, 관내냉매온도, 관내냉매압력 등을 측정할 수 있는 센서를 부착한 후에 전체 증발관을 단열처리 하였다. 팽창밸브는 열팽창 밸브대신 수동으로 조절할 수 있는 니들형 밸브를 사용하여 팽창후의 하류조건에 따른 팽창특성 변화를 최소화시켜 질량유속이 일정하게 유지되도록 하였다.

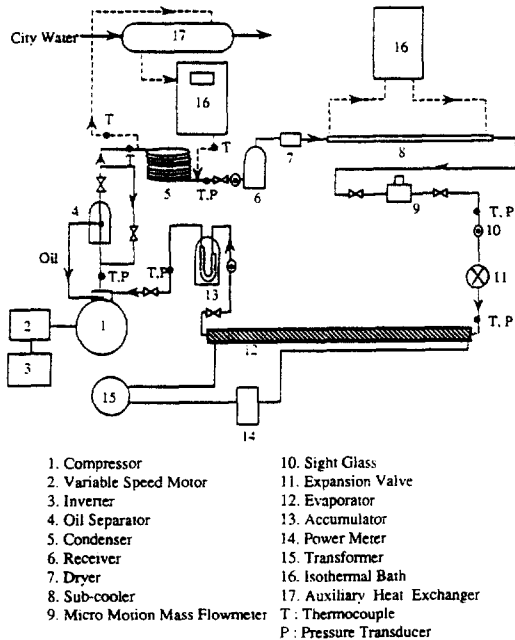


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

응축기로는 수냉형 이중관 열교환기를 사용하였고 응축기용 냉각수는 일정온도를 맞출 수 있는 항온조를 사용하여 순환시켰다. 또한 응축기로부터 순환되는 냉각수 출구온도가 상당히 높기 때문에 항온조의 냉각용량을 감소시키기 위해 냉각순환수를 수도물을 사용한 보조열교환기로 1차냉각시킨 후에 항온조로 보내도록 하였다. 냉동시스템에서는 팽창밸브 전에 과냉각기(subcooler)를 장착하여 냉매가 완전한 액체상태로 팽창밸브를 통과하게 하였다.

2.2 측 정

증발관 전열특성 실험에 사용된 증발기는 Fig.2와 같이 7부분으로 나누어서 제작하였다. 증발관 상부, 측면, 하부 표면의 온도를 측정하기 위하여 관표면에 끼워진 일정두께의 테프론 디스크에 90도 각도로 4곳에 구멍을 내어 관표면까지 T형 열전대를 4개씩 심어서 고정하였고, 증발관내의 냉매온도를 측정하기 위해서 관벽에 탭을 내어서 특수 제작된 열전대를 설치하였다. 증발기 입구압력은 절대압력을 측정할 수 있는 압력계로 측정하였고 증발관 각 부분에서의 압력은 차압계(마노미터)를 사용하

여 측정하였다. 팽창밸브 전후와 압축기 전후, 압축기 전후의 온도와 압력들이 Fig.1과 같이 측정되었고 증발기 통과 냉매유량은 micro motion mass flowmeter를 사용하여 측정하였다. 이 유량계는 측정유체의 온도, 압력, 점도, 밀도와는 원칙적으로 무관하게 유체의 질량유량을 측정할수 있는 장비로 알려져 있다. 증발관에 전기적으로 가열되는 열량은 전력계로 측정하였다. 실험이 수행되는 동안의 모든 측정데이터는 데이터 처리기로 입력되어 처리되었다. 측정은 시스템이 정상상태에 도달한 후 온도, 압력, 유량은 변동폭을 생각하여 매 1분마다의 산술평균값을 입력하여 증발관에서의 열전달계수를 구하는 데에 사용하였다. 본 실험에서 제일 중요한 변수인 냉매온도를 측정하기 위하여 사용한 T형 열전대의 실험범위에서의 계측오차는 ±0.5%이었으며 열전대가 삽입된 온도프로브 제작과 관련하여 계측오차가 더 커질 것으로 예측된다. 또한 본 실험의 오차를 산정하기 위해서 측정온도의 표준편차를 구하였는데 냉매온도 측정시 전체실험을 다 검토하지는 않았지만 대체로 1.41 정도의 값을 갖는 것으로 나타났다.

3. 실험데이터 처리

3.1 증발관의 실험적 열전달계수

증발관에서의 국소열전달계수를 결정하기 위해서 단위시간당, 단위면적당 국소열전달량인 열유속 \dot{q} 와 증발관의 내벽온도 T_m 를 알아야 한다. 국소열전달계수는 다음과 같이 정의된다.

$$h = \frac{\dot{q}}{T_m - T_r} \tag{1}$$

여기서 T_r 은 증발관내의 냉매온도이다.

열유속 \dot{q} 는 실험에서 얻어지는 전기적 가열량으로부터 계산된다.

$$\dot{q} = \frac{Q_{em}}{\pi d_i L} \tag{2}$$

여기서 Q_{em} 은 전력계로 측정되는 전체 증발관에 가해지는 전기적 가열량이다.

증발관 내벽면온도는 실험에서 측정되는 증발관 외벽면 온도에서 계산된다. 증발관 외벽온도는 4 곳의 측정값의 평균치이다.

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{Q_{ev} \ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi kL} \quad (3)$$

$$T_{wo} = \frac{T_T + T_B + T_L + T_R}{4} \quad (4)$$

여기서 T, B, L, R 은 증발관 상부, 하부, 좌측, 우측을 의미한다.

3.2 증발관의 이론적 열전달계수

증발관 내부를 통과하는 HCFC-22 냉매는 비등이 일어나는 2상유동 상태이므로 측정된 실험결과를 비교하기 위하여 Chen의 관계식⁸⁾을 사용하여 이론적 열전달계수를 구하였다. 2상유동 열전달을 핵비등과 강제비등의 두 형태로 이루어지는 것으로 가정한 Chen의 관계식은 다음과 같이 표현된다.

$$h_{TP} = h_c + h_{NB} \quad (5)$$

여기서, h_{TP} 는 2상유동 열전달계수를 의미한다. 또한 h_c 는 대류에 의한 열전달계수를 의미하고, h_{NB} 는 핵비등에 의한 열전달계수를 의미한다. 본 해석에서 Forster와 Zuber의 핵비등열전달계수 h_{NB} 를 다음과 같이 사용하였고

$$h_{NB} = 0.00122 \frac{k_f^{0.79} \cdot C_{pf}^{0.45} \cdot v_c^{0.24}}{\sigma^{0.5} \cdot \mu_f^{0.29} \cdot i_{fg}^{0.24} \cdot v_f^{0.49}} \cdot (AT_{sat})^{0.24} \cdot (\Delta P_{sat})^{0.75} \cdot S \quad (6)$$

2상유동 대류열전달계수 h_c 는 Dittus-Boelter 형태의 식을 사용하였다.

$$h_c = 0.023 \frac{k_L}{d_i} \cdot Re_f^{0.8} \cdot Pr_f^{0.4} \cdot F \quad (7)$$

이 표현에서 S 는 경계층내에서의 과열변화를 고려한 suppression factor이고 F 는 Re_{TP} 와 Re_f 의 비로 정의되는 Reynolds number factor를 나타낸다.

Chen의 관계식에서 F 와 S 는 그래프로 표현되고 있지만 본 해석에서는 다음과 같은 curved fitted equation을 사용하였다.

$$F = 1 + 1.8 \left(\frac{1}{X_H} \right)^{0.82} \quad (8)$$

$$S = 0.9622 - 0.5822 \tan^{-1} \left(\frac{Re_{TP}}{6.18 \times 10^4} \right) \quad (9)$$

여기서 X_H 는 Martinelli parameter로 다음과 같이 정의되고

$$X_H = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (10)$$

Re_{TP} 는 다음과 같이 정의된다.

$$Re_{TP} = Re_f \cdot F^{1.25} \quad (11)$$

국소열전달계수를 구하기 위해서는 Fig.2에 나타난 것과 같이 각 요소점(1-8)에서의 냉매상태를 알아야 한다. 팽창밸브 전의 냉매의 온도와 압력을 알기때문에 팽창밸브 후의 상태는 팽창밸브를 throttling 과정이 일어나는 Joule-Thomson 밸브로 가정하여 구하였다.

$$i_1 = i_{in} \quad (12)$$

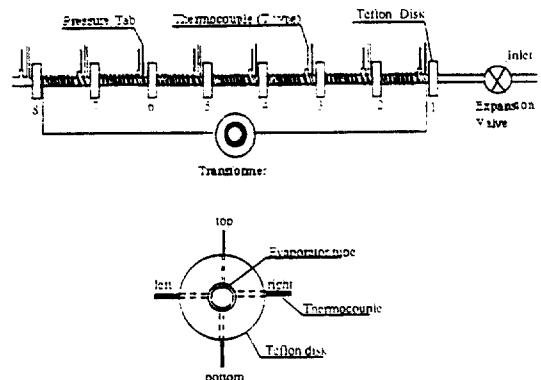


Fig.2 Detailed diagram of evaporator test sections-

여기서 i_n 는 엔탈피를 나타낸다. 증발관 단위구간에서의 가열량은 일정하고 균일하므로 각 요소점에서의 엔탈피는 냉매의 질량유속을 알면 다음과 같이 구할 수 있다.

$$i_n = i_{n-1} + \frac{4Q}{GA} \quad (n=2\sim 8) \quad (13)$$

여기서

$$4Q = \frac{Q_{ev}}{\text{Section No.}} \quad (14)$$

따라서 각 요소점에서의 냉매증기의 건도(quality)는 다음과 같다.

$$x_n = \frac{i_n - i_f}{i_g} \quad (n=2\sim 8) \quad (15)$$

HCFC-22 냉매에 대한 모든 열역학적 물성치와 물리적 물성치는 ASHRAE Technical Committee 3.1에서 제정한 ASHRAE Thermodynamic Properties of Refrigerants(1986)과 ASHRAE Thermophysical Properties of Refrigerants(1976)를 사용하였다.

4. 결과 및 토의

4.1 질량유속의 영향

증발관의 질량유속이 국소열전달계수에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 열유속을 14.7kW/m^2 로 일정하게 고정시키고 질량유속을 변화시켜서 실험한 결과를 Fig.3에 도시하였다. 실험에서 질량유속의 변화는 인버터에 의한 전기구동 모터의 회전수로 조절하였다. 이러한 질량유속의 변화는 실제 차량 냉동시스템의 운전시 구동엔진 rpm 변화와 냉매 누설로 인한 냉매질량의 변화를 반영하고 있다. 전체적으로 국소열전달계수는 증발관 길이방향으로 증가하다가 증발관 후단부에서 급격히 감소하는 변화를 보이고 있다. 이것에 대한 자세한 논의는 다음절에서 언급하기로 한다. 또한 일정 열유속인 실험조건에서 질량유속이 증가함에 따라 열전달계수가 증가하는 것으로 판단된다. 이것은 질량유속이

작을 때는 비등효과가 2상유동 영역에서의 열전달을 주도하며, 질량유속이 커짐에 따라 비등효과보다는 2상 강제대류에 의한 열전달이 더욱 커지기 때문에 생각된다. 그러나 질량유속이 작을 때는 그 양이 증가함에 따라 열전달계수가 증가하나 질량유속이 어느 정도이상으로 커지면 질량유속증가에 따른 열전달계수의 상대적 증가가 둔화되는 것을 볼 수 있다.

Fig.4는 질량유속 83.6kg/s/m^2 과 열유속 14.7kW/m^2 조건에서의 증발관 길이방향으로의 증발관 벽면온도와 냉매온도를 나타낸 것이다. 증발관 요소번호 1~6까지는 2상유동영역에 해당하며, 이 영역에서의 냉매온도는 $-32^\circ\text{C} \sim -30^\circ\text{C}$ 사이로 거의 일정

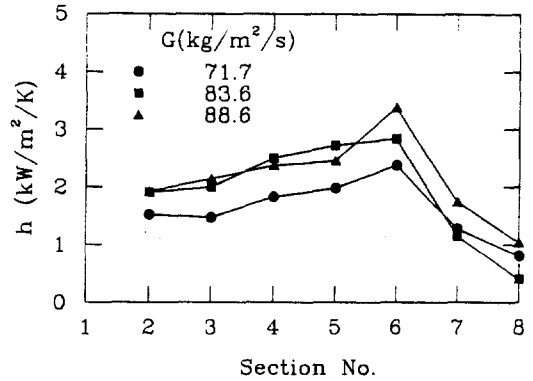


Fig.3 Local heat transfer coefficient due to the variation of mass flux(at $T_{r,mean} = -31.0^\circ\text{C}$, $T_c = 31.5^\circ\text{C}$ and $\dot{q} = 14.7\text{kW/m}^2$)

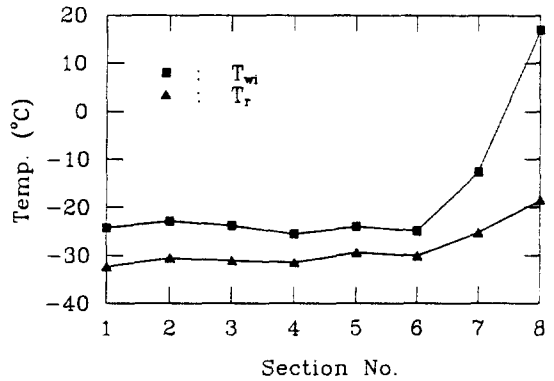


Fig.4 Local wall and refrigerant temperatures along the evaporator test section(at $T_r = -31.9^\circ\text{C}$, $\dot{q} = 14.7\text{kW/m}^2$ and $G = 83.6\text{kg/s/m}^2$)

하지만 벽면과의 온도차는 길이방향으로 감소함을 알 수 있다. 그러나 증발관 후단부인 요소번호 6~8에서는 냉매가 과열되기 시작하여 급격히 벽면온도가 상승하기 시작하고 냉매온도도 증가한다. 따라서 증발관 벽면온도와 냉매온도의 차는 과열도가 높아질 수록 커짐을 알 수 있다. 따라서 증발관 벽면온도와 냉매온도의 차는 과열도가 높아질 수록 커짐을 알 수 있다. 따라서 국소열전달계수의 정의인 식(1)에서 알 수 있듯이 열유속이 일정할 때 측정된 증발관 벽면온도와 냉매온도의 차에 따라 실험적 국소열전달계수가 결정되므로, Fig.3과 같이 증발관 길이방향으로 벽면과 냉매의 온도차가 감소하는 2상유동영역에서는 국소열전달계수가 증가하고, 온도차가 증가하는 과열영역에서는 급격히 감소하게 된다.

Fig.5는 열유속이 일정할 때 질량유속이 변함에 따른 증발관내에서의 증발관 입구와 각 요소부분과의 압력차를 보여주고 있다. 압력차는 증발관 길이방향으로 거의 직선적으로 증가하고 있고 본 실험조건에서 증발관 전체에서의 압력차는 10kPa 이하임을 나타내고 있다. 또한 homogeneous model을 이용하여 이론적으로 구한 압력강하량은 약 3.3kPa로 실험치 보다는 매우 낮은 값을 나타내었다. 증발관 입구압력은 조건에 따라 차이가 있지만 대략 0.14~0.18MPa 정도임을 고려할 때 증발관에서 일어나는 압력감소는 그리 크지 않음을 알 수 있다.

4.2 열유속의 영향

질량유속이 83.6kg/s/m²로 일정한 조건하에서 열유속이 변화함에 따라 국소열전달계수가 변화하는 것을 살펴보면 다음과 같다. Fig.6에 나타낸 바와 같이 열유속은 1.0kW, 1.4kW, 1.8kW의 3단계로 증발관 외벽에 감겨진 가열선의 전압을 조절하여 변화시켰다. 열유속의 변화는 실제 냉동시스템의 설계에 있어 냉동부하 변동에 따른 증발기의 성능변화를 반영하기 위한 것이다. 열유속에 의한 증발관 길이방향으로의 열전달계수의 변화는 대체적으로 질량유속의 경우와 유사하며, 증발관에 가해지는 열유속이 증가하면 열전달계수가 증가함을 보여주고 있다. 열유속이나 질량유속에 의한 증발 열전달계수의 영향은 2상유동 열전달의 무차원수인 비등수(boiling number), Bo를 도입하여 설명하면 다음과 같다.

$$Bo = \frac{\dot{q}}{G i_{fg}} \tag{16}$$

여기서 i_{fg} 는 증발 잠열량을 의미한다. 이 무차원수는 증발관 벽면에 평행하게 흐르는 전체 질량유속(G)에 대한 증발관 가열면에서 발생하는 냉매증기의 질량유속(\dot{q}/i_{fg})의 비에 해당한다고 할 수 있다. 증발관의 열유속이 증가하면 질량유속이 일정할 때 비등수가 증가한다. 이것은 가열면으로부터 많은

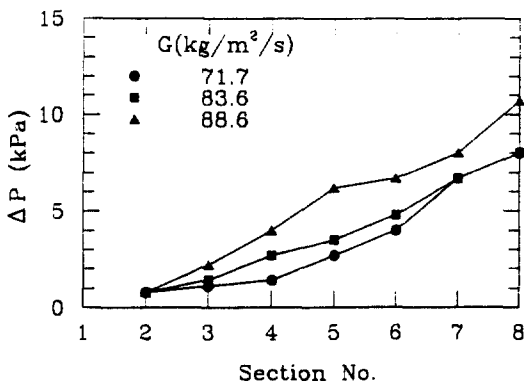


Fig.5 Pressure drop along the evaporator test section due to the variations of mass flux(at $T_{r, min} = -31.9^{\circ}C$, $T_c = 31.5^{\circ}C$ and $\dot{q} = 14.7kW/m^2$)

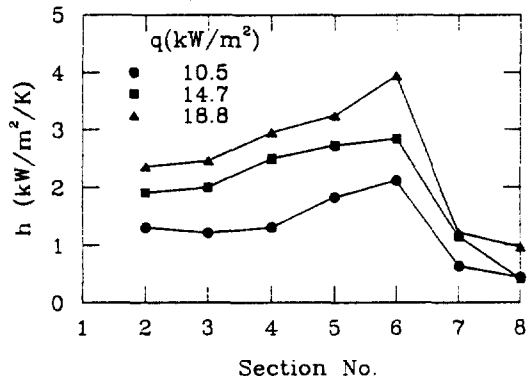


Fig.6 Local heat transfer coefficient due to the variations of heat flux(at $T_{r, min} = -32.5^{\circ}C$, $T_c = 31.7^{\circ}C$ and $G = 83.6kg/s/m^2$)

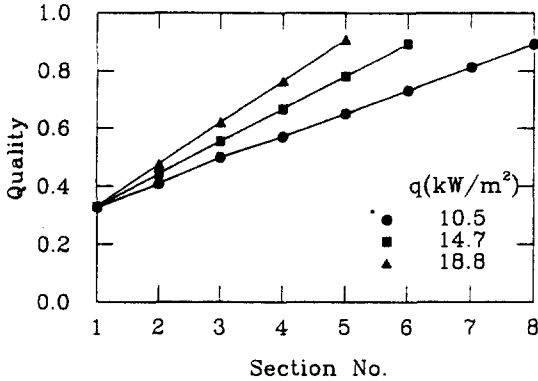


Fig. 7 Quality along the evaporator test section due to the variations of heat flux (at $T_{r,mean} = -32.2$ °C, $T_c = 31.9$ °C and $G = 83.6$ kg/s/m²)

양의 열이 냉매증기의 발생으로 인하여 제거되고 있음을 의미하고 따라서 증발관 가열면의 열전달 계수가 2상유동 영역이 끝날 때까지는 증가하게 된다.

Fig. 7은 Fig. 6과 동일조건에서의 증발관 열유속 변화에 따른 관길이방향으로의 건도(quality)의 변화를 보여주고 있다. 증발관의 건도변화는 열유속이 일정할때 관길이방향으로 과열상태에 이르기 전까지 거의 직선적으로 변화하고, 열유속이 증가함에 따라서는 냉매증기의 발생량도 커져서 건도의 증가기울기가 커지고 과열영역의 시작이 빨라지고 있다.

4.3 응축온도의 영향

앞서 언급한 바와 같이 차량 냉동시스템의 운전환경은 기후나 장소에 따라서 변화가 크게 되고 따라서 냉동시스템의 응축온도도 변하게 되어 이에 따른 증발기의 열전달 특성을 살펴보는 것이 필요하다. Fig. 8은 냉동시스템의 응축온도 변화에 따른 증발관 길이방향으로의 열전달계수의 변화를 보여주고 있다. 실제 시스템의 경우는 응축온도가 변화하면 시스템의 각 요소에서의 작동조건이 변할 것이지만, 본 실험에서는 열유속 $\dot{q} = 10.5$ kW/m²과 질량유속 $G = 83.6$ kg/s/m²을 고정시킨 상태에서 응축온도를 32.1°C에서 42.3°C로 변화시켰다. 응축온도에 따른 증발관에서의 국소열전달계수의 변화는 별로 차이가 나지 않고 있다. 이러한 결과는 각각의

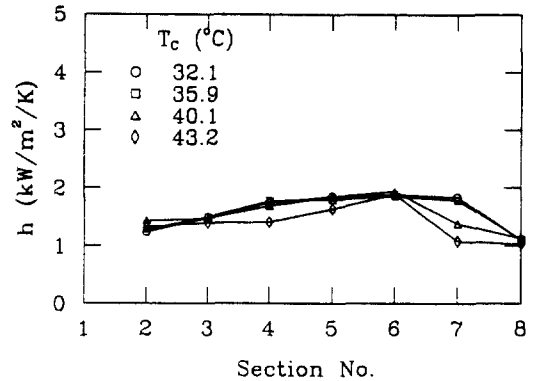


Fig. 8 Local heat transfer coefficient due to the variations of condensing temperature (at $\dot{q} = 10.5$ kW/m² and $G = 83.6$ kg/s/m²)

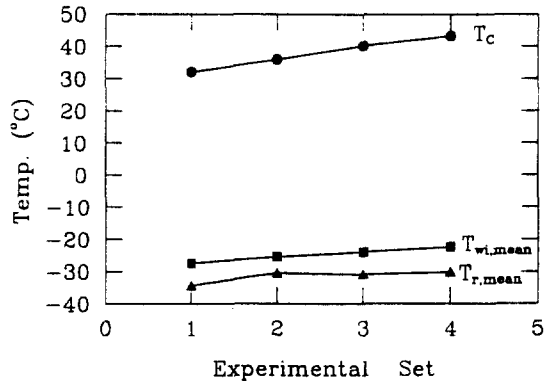


Fig. 9 Temperatures of the tube wall and the refrigerant due to the variations of condensing temperature (at $\dot{q} = 14.7$ kW/m² and $G = 83.6$ kg/s/m²)

응축온도의 변화에 따른 증발관의 벽면온도 및 냉매온도의 변화를 보여주고 있는 Fig. 9를 살펴보면 설명이 가능하다. 실험결과를 살펴보면 실험에서 설정한 응축기의 평균온도 증가율에 비해 결과적으로 대응되는 증발관 벽면과 냉매의 평균온도의 증가율이 상대적으로 크지 않고, 또한 열전달계수에 영향을 미치는 증발관 벽면과 냉매의 온도차도 변화가 미소하므로, 응축온도 변화에 따른 증발관 열전달 특성의 변화가 크게 차이가 없다. 이러한 결과는 차량냉동시스템의 응축온도가 주위여건에 따라 변하여도, 냉매의 질량유속만 일정하게 유지시켜 줄 수 있다면 증발특성의 변화를 최소화 할

수 있다는 것을 보여준다고 할 수 있다.

4.4 이론적 예측치와의 비교

실험에서 구한 증발관의 국소열전달계수의 타당성을 검토하기 위해서 기존의 이론적 관련식으로부터 계산된 예측치와의 비교를 시도하였다. 비교에 사용된 이론적 관계식은 앞서 설명한 바와 같이 잘 알려져 있는 Chen의 관계식을 사용하였다. Fig.10

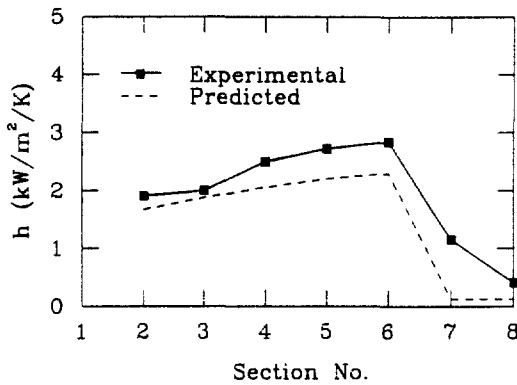


Fig.10 Comparison of experimental and predicted local heat transfer coefficients along the evaporator test section(at $T_{r, mean} = -32.2^{\circ}\text{C}$, $T_c = 31.9^{\circ}\text{C}$, $\dot{q} = 14.7\text{kW/m}^2$ and $G = 83.6\text{kg/s/m}^2$)

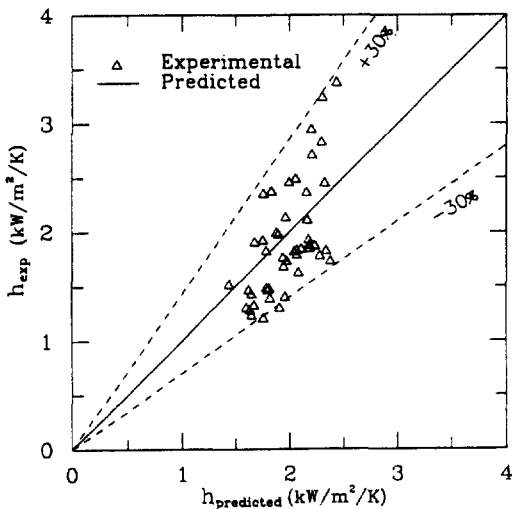


Fig.11 Comparison between experimental and predicted heat transfer coefficients for HCFC-22

에 나타난 바와 같이 일정조건하에서 실험으로 구한 열전달계수가 증발관 전구간에 걸쳐 이론적으로 구한 값보다 약간 큰 값을 보여주고 있다. 그러나 증발관 길이 방향으로의 변화 거동은 서로 정성적으로 비슷한 경향을 보여주고 있다. 이러한 비교를 통하여 실험에서 얻어진 결과가 공학적으로 타당성이 있는 것으로 판단된다.

Fig.11은 본 실험을 통하여 얻어진 각 경우의 열전달계수들과 이론적 관계식으로부터 계산된 열전달계수들과의 상관성을 모든 실험 경우에 대해 비교 분석한 결과이다. 대부분의 실험결과들이 이론적 예측치와 $\pm 30\%$ 이내의 오차를 갖고 있는 것으로 나타났다. 이러한 오차는 비교를 위해 사용된 이론적 관계식에 따라 다소 차이가 있겠지만 이와 유사한 실험들의 경우인 $\pm 20\% \sim \pm 50\%$ 와 비교하면 공학적으로 수용할 만한 오차범위내에 있다고 할 수 있다. 또한 본 연구에서 실험적으로 구한 열전달계수는 $2\text{kW/m}^2/^{\circ}\text{C} \sim 3\text{kW/m}^2/^{\circ}\text{C}$ 의 평균값을 가지고 있다.

5. 결 론

차량용 냉동시스템의 증발관에서의 HCFC-22 사용에 따른 증발특성을 실험적으로 분석하고 이론적 예측치와 비교연구하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 증발관의 2상유동영역에서는 국소열전달계수가 관길이방향으로 증가하다가 과열영역에서는 급격히 감소하였다. 본 실험에서 얻어진 차량냉동시스템 증발관내의 평균열전달계수는 $2\text{kW/m}^2/^{\circ}\text{C} \sim 3\text{kW/m}^2/^{\circ}\text{C}$ 의 값을 갖는 것으로 나타났다.
- 2) 냉매의 질량유속이 증가함에 따라 국소열전달계수는 증가하지만 질량유속이 어느 정도에 이르면 그 증가도가 둔화되었다.
- 3) 증발관의 열유속이 증가함에 따라 국소열전달계수가 관길이방향으로는 질량유속변화의 경우와 비슷하며, 그 크기는 대략 비례적으로 증가하고 열유속이 커지면 다소 둔화되었다.
- 4) 차량냉동시스템에서 열유속, 질량유속이 일정할 때는 응축온도변화에 따른 증발관의 평균열전달계수의 변화가 미소하여 증발특성에 큰 영향을 미치지 않았다.

5) 본 실험에서 얻어진 HCFC-22의 증발열전달 계수를 Chen의 이론적 예측치와 비교할 때 정성적으로 유사하였고 정량적으로는 전체 실험범위에서 $\pm 30\%$ 이내의 오차범위를 갖는 것으로 나타났다.

참 고 문 헌

1. Wattelet, J.P., Chato, J.C., Saizjaborado, J.M. and Panek, J.S., 1991, "An experimental comparison of evaporation characteristics of HFC-134a and CFC-12", Proc. of the XVIIIth Int. Congress of Refrig., Montreal, Canada, August 10-17, pp.449-453.
2. Eckels, S.J. and Pate, M.B., 1991, "An experimental comparison of evaporation and condensation heat transfer coefficients for HFC-134a and CFC-12", Int. J. Refrig., Vol.14, March, pp.70-77.
3. Hambræus, K., 1991, "Heat transfer coefficients during two-phase flow boiling of HFC-134a", Int. J. Refrig., Vol.14, March, pp.357-362.
4. Niederkruger, M., Steiner, D. and Schlünder, E.-U., 1992, "Horizontal flow boiling experiments of saturated pure components and mixtures of R 846-R12 at high pressures", Int. J. Refrig., Vol.15, No.1, pp.48-58.
5. 김동섭, 신지영, 노승탁, 1992, "혼합냉매를 사용한 열펌프시스템의 성능과 열전달 특성", 공기조화·냉동공학 논문집, 제4권, 제4호, pp.360-369.
6. Shiflett, M.B. and Yokozeki, A., 1993, "Near-azeotropic refrigerants as alternatives for R-502", ASHRAE Journal, February, pp.24-28.
7. Trepp, C., Savoie, P. and Kraus, W.E., 1992, "Investigation of the performance of a compression refrigerating unit with halogen refrigerant mixtures R22/R142b, R22/R114 and R22/R12", Int. J. Refrig., Vol.15, No.2, pp.101-111.
8. Collier, J.G., 1981, Convective Boiling and Condensation, 2nd edition, McGraw-Hill, New York, pp. 214-218.