

수평 평활관에서 관직경 및 표면 과냉도가 R1234ze(E) 및 R1233zd(E) 막응축 열전달에 미치는 영향

Effects of Tube Diameter and Surface Sub-Cooling Temperature on R1234ze(E) and R1233zd(E) Film Condensation Heat Transfer Characteristics in Smooth Horizontal Laboratory Tubes

전동순(Dong-Soon Jeon), 고지운(Ji-Woon Ko), 김선창(Seon-Chang Kim)[†]

한국생산기술연구원 열유체시스템그룹

Thermal & Fluid System Group, Korea Institute of Industrial Technology, Chungnam, 31056, Korea

(Received January 13, 2017; revision received March 16, 2017; Accepted: March 20, 2017)

Abstract HFO refrigerants have recently come to be regarded as promising alternatives to R134a for use in turbo chillers. This study provides results from experiments evaluating the film condensation heat transfer characteristics of HFO refrigerants R1234ze(E) and R1233zd(E) on smooth horizontal laboratory tubes. The experiments were conducted at a saturation vapor temperature of 38.0°C with surface sub-cooling temperatures in the range of 3~15°C. We observe that the film condensation heat transfer coefficient decreases as surface sub-cooling temperatures increase. In the case of laboratory tubes with a diameter of 19.05 mm, the film condensation heat transfer coefficients of R1234ze(E) and R1233zd(E) were approximately 11% and 20% lower than those of R134a, respectively. Furthermore, our investigation of the effect of tube diameter on film condensation heat transfer coefficients, demonstrates an inverse relationship where the film condensation heat transfer coefficient increases as laboratory tube diameter decreases. We propose experimental correlations of Nusselt number for R1234ze(E) and R1233zd(E), which yield a ±20% error band.

Key words Film condensation heat transfer coefficient(막응축 열전달계수), Horizontal smooth tube(수평 평활관), R1234ze(E), R1233zd(E), Surface subcooling temperature(표면 과냉도), Tube diameter(관직경)

[†] Corresponding author, E-mail: kimsc@kitech.re.kr

기호설명

A : 열전달 면적 [m^2]
 c_p : 정압비열 [$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$]
 D : 직경 [m]
 g : 중력가속도 [m/s^2]
 dP : 압력강하 [Pa]
 dT : 표면 과냉도($T_{\text{sat}} - T_s$) [$^{\circ}\text{C}$]
 f : 마찰계수
 h : 열전달계수 [$\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$]
 i : 엔탈피 [kJ/kg]
 k : 열전도도 [$\text{kW/m} \cdot \text{K}$]
 L : 길이 [m]
 l : 특성길이 [m]

$LMTD$: 대수평균온도차 [K]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 Nu : Nusselt 수
 Pr : Prandtl 수
 Q : 열전달량 [kW]
 q'' : 열유속 [kW/m^2]
 r : 반경 [m]
 Re : Reynolds 수
 T : 온도 [$^{\circ}\text{C}$]
 U : 총괄 열전달계수 [$\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$]

그리스 문자

μ : 점성계수 [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]

ρ : 밀도 [kg/m^3]
 v : 유속 [m/s]
 Γ : 액막유량 [$\text{kg/m} \cdot \text{s}$]

하첨자

t : 관(tube)
 cw : 냉각수

f : 포화액
 g : 포화증기
 i : 관내측
 o : 관외측
 ref : 냉매
 s : 관표면
 sat : 포화상태
 Γ : 액막(film)

1. 서 론

최근 온실가스 배출 증가에 대한 우려가 높아짐에 따라 이를 해결하기 위해 전 세계적으로 새로운 규제 강화가 진행되고 있다. 이러한 동향에 따라 2016년 10월 15일 르완다 키갈리에서 개최된 몬트리올 의정서 제28차 당사국총회에서는 HFC계 냉매를 몬트리올 의정서 규제물질에 포함시키는 키갈리 개정의정서(Kigali Amendment)를 채택하였다. 키갈리 개정의정서에 의하면 선진국은 2019년부터 HFC계 냉매 소비량을 감축하여 2036년 까지 85%를 감축해야 하며, 개발도상국은 2024년에 소비량을 동결하여 2029년 까지 2020~2022년 사용량의 10%를 감축해야 한다. 따라서 우리나라를 포함한 전 세계적으로 HFC계 냉매를 대체하기 위한 연구 및 기술 개발이 시급한 실정이다.

현재 HFC계 냉매에 대한 대체 냉매로 주목받고 있는 냉매는 오존층파괴지수(ODP)가 0이고, 지구온난화지수(GWP)가 낮은 HFO(Hydro Fluoro Olefins)계 냉매이다. 따라서 전 세계적으로 HFO계 냉매에 관한 연구가 점차 증가하고 있으며, 최근 우리나라에서도 HFO계 냉매의 상용성 및 열전달 특성에 관한 연구가 시작되었다.

Ryuichi 등⁽¹⁾은 수평 평활관에서 HFC계 냉매인 R134a 및 R245fa와 HFO계 냉매인 R1234ze(E), R1234ze(Z) 및 R1233zd(E)의 풀비등 및 응축 열전달에 대한 비교 평가를 수행하였다. 이들은 자연대류 응축열전달의 경우 R1234ze(E)의 열전달계수가 R134a의 열전달계수 보다 다소 낮으며, R1233zd(E)는 R245fa와 비슷한 값을 보여주고 있는 것에 반해 R1234ze(Z)는 R245fa의 열전달계수 보다 다소 높게 나타났다고 보고하였다. Kim 등⁽²⁾은 관직경과 포화온도가 R446A 및 R1234ze(E)의 흐름비등 특성에 대한 연구를 수행하여 관직경이 작을수록 흐름비등 열전달 계수가 증가한다고 보고하였다. Shon 등⁽³⁾은 판형열교환기에서 R134a, R1233zd(E) 및 R1234ze(E)의 증발 및 응축특성에 대한 연구결과를 수행하였으며, R1234ze(E)의 증발 열전달계수는 R134a에 비하여 다소 낮은 값을 보이며, 포화온도가 증가함에 따라 R1233zd(E)의 응축 열전달계수는 감소한다고 보고하였다.

현재 터보 냉동기에 주로 사용되고 있는 냉매는 HFC 계열 냉매인 R134a이며, 이에 대한 대체 냉매 후보로는 HFO계 냉매인 R1234ze(E) 및 R1233zd(E)가 주목을 받고 있다. 따라서 본 연구에서는 HFO계 냉매를 적용하는 터보 냉동기용 응축기 개발의 일환으로 응축기용 수평 평활관의 직경 및 표면 과냉도의 변화에 따른 R1234ze(E) 및 R1233zd(E)의 막응축 열전달 특성에 관한 실험을 수행하였으며, 기존 냉매인 R134a와의 비교 실험도 수행하였다. 또한 본 실험에서 구한 막응축 열전달계수를 이용하여 R1234ze(E) 및 R1233zd(E) 각각의 경우에 대한 막응축 Nusselt 수에 대한 실험적 상관식을 도출하였다.

2. 실험장치 및 실험조건

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 막응축 특성 실험장치의 개략도이며, 실험장치는 냉매 순환회로 및 냉각수 순환회로로 구성되어 있다.

냉매 순환회로는 증발부(Evaporation section)와 응축부(Condensation section)로 구성되어 있으며, 증발부에는 냉매에 증발열원을 공급할 수 있는 4 kW급 전기히터(Electric heater)가 설치되어 있고 응축부에는 길이 1 m의

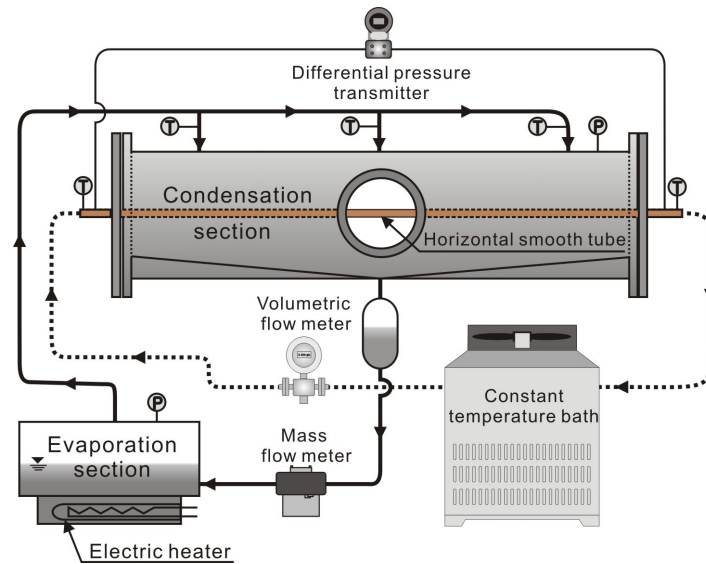


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup.

수평 평활관(Horizontal smooth tube)이 설치되어 있다. 응축부 하단에는 응축된 액상 냉매의 유량을 측정하기 위한 질량유량계(Mass flow meter)가 설치되어 있다. 냉각수 순환회로에는 수평 평활관 내부를 흐르는 냉각수의 입구온도를 일정하게 유지시키기 위한 항온수조(Constant temperature bath)가 설치되어 있으며 냉각수 유량 측정을 위한 체적유량계(Volumetric flow meter)와 수평 평활관 입·출구의 압력강하량 측정을 위한 차압계(Differential pressure transmitter)가 설치되어 있다.

증발부에서 전기히터에 의해 가열된 냉매는 포화증기가 되어 응축부로 유입된다. 응축부로 유입된 냉매증기는 수평 평활관 내부를 흐르는 냉각수와 열교환하여 응축된 후 중력에 의하여 응축부 하단에 위치한 증발부로 다시 유입된다.

2.2 실험 조건

본 실험에서는 터보 냉동기용 친환경 대체 냉매 후보로 주목받고 있는 R1234ze(E) 및 R1233zd(E)의 막응축 열전달 특성을 파악하기 위한 실험을 수행하였으며, 기존 냉매와의 비교를 위하여 R134a에 대한 실험도 함께 수행하였다. 응축기용 전열관으로는 수평 평활관을 사용하였으며, 평활관 직경의 변화에 따른 막응축 특성을 비교하기 위하여 직경이 각각 12.70, 15.87 및 19.05 mm인 3종의 평활관을 사용하였다. 냉매의 포화온도는 38℃로 일정하게 유지시켰으며, 표면 과냉도는 약 3~15℃의 범위에서 실험을 수행하였다. 상기 표면 과냉도를 맞추기 위하여 냉각수 입구온도는 20~32℃ 범위에서 조절하였으며, 냉각수 입·출구 온도 차가 1℃가 되도록 냉각수의 유량을 조절하였다. 이와 관련된 실험조건을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Experimental conditions

Parameters	Experimental conditions
Refrigerants	R134a, R1234ze(E), R1233zd(E)
Diameter of horizontal smooth tubes, D_o (mm)	12.70, 15.87, 19.05
Saturation temperature, T_{sat} (℃)	38
Surface subcooling temperature, dT (℃)	3~15
Cooling water inlet temperature, $T_{cw,i}$ (℃)	20~32

3. 실험 데이터 처리

본 실험결과에 대한 데이터 처리 시, 응축열량은 냉각수측 열량을 사용하였으며, 냉각수가 얻은 열량 Q_{cw} 는 관외측 총괄열전달계수 U_o , 관외측 열전달 면적 A_o 및 대수평균온도차 $LMTD$ 의 함수로 식(1)과 같이 표현할 수 있다.

$$Q_{cw} = \dot{m}_{cw} c_{p,cw} (T_{cw,o} - T_{cw,i}) = U_o A_o LMTD \quad (1)$$

한편, 수평 평활관의 관내측 대류열전달계수를 구하기 위하여 Dittus-Boelter 상관식 보다 상대적으로 오차가 작다고 알려진 식(2)의 Petukhov⁽⁴⁾ 상관식을 사용하여 Nusselt 수를 구한 후, 식(3)을 이용하여 관내측 대류열전달계수를 계산하였다.

$$Nu_{cw} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re_{cw} Pr_{cw}}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr_{cw}^{2/3} - 1)} \quad (2)$$

$$h_i = \frac{Nu_{cw} k_{cw}}{D_i} \quad (3)$$

여기서, 식(2)에 사용된 마찰계수 f 는 수평 평활관 내부의 마찰계수로 수평 평활관 입·출구에서 측정한 압력강하량 dP 를 이용하여 식(4)의 Darcy-Weisbach 관계식을 사용하여 계산하였다.

$$f = \frac{D_i}{L} \left(\frac{dP}{\rho v^2 / 2} \right) \quad (4)$$

식(1)에서 구한 관외측 총괄열전달계수 U_o 와 식(3)에서 구한 관내측 대류열전달계수 h_i 를 이용하면 식(5)를 이용하여 관외측에서의 막응축 열전달계수 h_o 를 구할 수 있다.

$$U_o A_o = \left(\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L k_t} + \frac{1}{h_o A_o} \right)^{-1} \quad (5)$$

한편, 본 연구에서는 실험으로부터 구한 막응축 열전달계수를 이용하여 막 Reynolds 수의 함수로 된 Nusselt 수에 관한 상관식을 제시하고자 하였다. 막 Reynolds 수는 식(6)으로 정의되며, 식(6)에서 Γ 는 수평 평활관 외측 표면을 흘러내리는 단위 길이당 액막유량으로 식(7)로부터 계산된다.

$$Re_\Gamma = \frac{4\Gamma}{\mu_f} \quad (6)$$

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_{ref}/2}{L} \quad (7)$$

수평 평활관 외측의 막응축 Nusselt 수는 식(8)과 같이 정의되며, 식(8)에서의 l 은 특성길이로 식(9)로 정의된다.

수평 평활관에서 관직경 및 표면 과냉도가 R1234ze(E) 및 R1233zd(E) 막응축 열전달에 미치는 영향

$$Nu_{ref} = \frac{h_o l}{k_{ref}} \quad (8)$$

$$l = \left[\frac{\mu_f^2}{\rho_f(\rho_f - \rho_g)g} \right]^{1/3} \quad (9)$$

본 연구에서 데이터 처리시에 사용된 냉매의 물성치는 상용 소프트웨어인 EES(Engineering Equation Solver) V10.121을 사용하였다.

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 2는 주 관심 대상인 응축부에서의 에너지 평형을 검증하고자 냉매측 및 냉각수측에서 측정된 온도 및 질량유량으로부터 계산된 응축열량을 비교한 그림으로 에너지 평형 오차가 약 $\pm 10\%$ 이내의 범위에서 실험이 수행되었음을 알 수 있다.

Fig. 3은 수평 평활관의 직경이 19.05 mm이고 포화온도가 38°C인 경우, 표면 과냉도의 증가에 따른 R134a, R1234ze(E) 및 R1233zd(E)의 막응축 열전달계수를 식(10)의 Nusselt 이론값⁽⁵⁾과 본 연구의 실험값을 비교하여 나타낸 그림이다.

$$h_o = 0.729 \left[\frac{g \rho_f (\rho_f - \rho_g) k_f^3 i'_{fg}}{D \mu_f dT} \right]^{1/4} \quad (10)$$

식(10)에서 i'_{fg} 는 Rohsenow⁽⁶⁾가 제안한 수정 증발잠열(Modified latent heat of evaporation)로 식(11)로 정의된다.

$$i'_{fg} = i_{fg} \left[1 + 0.68 \left(\frac{c_{pf} dT}{i_{fg}} \right) \right] \quad (11)$$

그림에서와 같이 표면 과냉도가 증가함에 따라 막응축 열전달계수의 이론 및 실험값은 모두 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 포화온도가 동일하여 냉매의 물성치가 일정한 조건에서, 막응축 열전달계수는

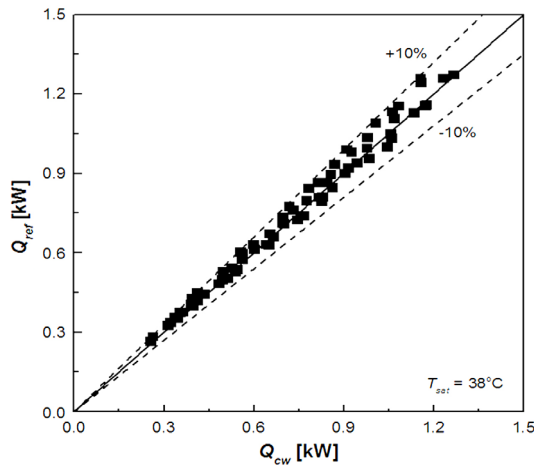


Fig. 2 Comparison of heat transfer rates between cooling water side and refrigerant side.

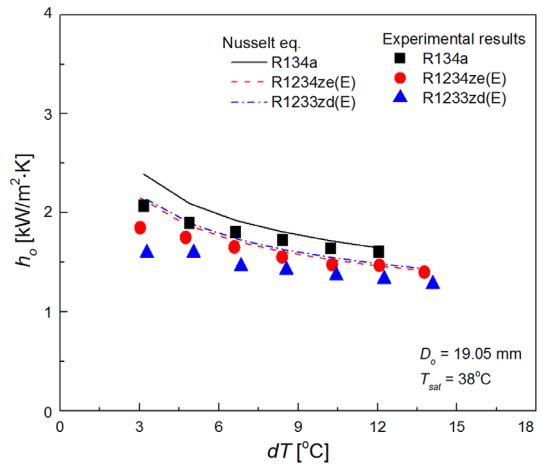


Fig. 3 Comparison of film condensation heat transfer coefficients between Nusselt's theoretical values and experimental results.

Table 2 Contribution of thermophysical properties on film condensation heat transfer coefficient(@ $T_{sat} = 38^\circ\text{C}$ and $dT = 9^\circ\text{C}$)

	R134a	R1234ze(E)	R1233zd(E)
$\rho(\rho_f - \rho_g)^{1/4}$	33.64	33.16(98.6%)	35.01(104.0%)
$k_f^{3/4}$	8.21e-04	7.69e-04(93.7%)	8.11e-04(98.8%)
$i'_{fg}^{1/4}$	3.60	3.55(98.6%)	3.70(102.8%)
$\mu_f^{1/4}$	8.82	8.62(97.8%)	7.53(85.4%)
h_o	1.76	1.56(89.0%)	1.59(90.2%)

$dT^{0.25}$ 에 비례하기 때문이다. Nusselt 이론값의 경우, 전체 실험 범위 내에서 R134a의 막응축 열전달계수가 가장 높게 나타났으며, R1234ze(E)와 R1233zd(E)는 모두 R134a에 비하여 약 10% 정도 낮은 값을 나타내었다. 이는 Table 2에 나타낸 바와 같이 식(10)의 Nusselt 이론값을 구성하는 각 항목의 기여도로 설명될 수 있다. Table 2에서 괄호안의 값은 R134a 대비 각 항목의 백분율이다.

수평 평활관의 직경이 19.05 mm이고 포화온도가 38°C 인 경우, 본 연구에서 구한 막응축 열전달계수의 실험값은 Nusselt의 이론값과 같이 표면 과냉도가 증가함에 따라 감소하는 경향은 동일하지만, Nusselt의 이론값은 표면 과냉도의 -0.25승에 비례하는 반면 R134a, R1234ze(E) 및 R1233zd(E)는 각각 약 -0.19, -0.20 및 -0.15승에 비례하는 것으로 나타났다. 또한 표면 과냉도가 약 $3\sim 15^\circ\text{C}$ 의 범위에서 R134a, R1234ze(E) 및 R1233zd(E)의 막응축 열전달계수는 각각 $1.61\sim 2.07$, $1.40\sim 1.85$ 및 $1.28\sim 1.60 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ 로 R134a의 막응축 열전달계수가 가장 높게 나타났으며, R1234ze(E) 및 R1233zd(E)의 막응축 열전달계수의 평균값은 R134a에 비하여 각각 약 11 및 20% 정도 낮은 값을 나타내었다. 한편, 본 실험조건에서 R134a, R1234ze(E) 및 R1233zd(E)의 막응축 열전달계수 실험값의 평균은 이론값의 평균에 비해 각각 약 6.16, 4.23 및 15.73% 정도 낮게 나타났다.

Fig. 4는 수평 평활관의 직경이 각각 12.70, 15.87 및 19.05 mm일 때, 표면 과냉도의 증가에 따른 R1234ze(E) 및 R1233zd(E)의 막응축 열전달계수 변화를 나타낸 그림이다. 앞서 언급한 바와 같이 표면 과냉도가 증가할수록 막응축 열전달계수는 감소하는 경향을 나타내었고, 수평 평활관의 직경이 작은 경우일수록 막응축 열전달계수는 높게 나타났다.

식(10)의 Nusselt의 이론식에 의하면 막응축 열전달계수는 관직경의 -0.25승에 비례하므로 수평 평활관의 직경이 19.05 mm에서 각각 15.87 및 12.70 mm로 감소하면 막응축 열전달계수는 각각 약 4.7% 및 10.7% 증가하여야 한다. 본 실험 결과, R1233zd(E)의 경우 수평 평활관의 직경이 19.05 mm에서 각각 15.87 및 12.70 mm로 감소함에 따라 막응축 열전달계수는 각각 약 5.6 및 10.6% 증가하여 Nusselt의 이론값과 유사한 증가율을 나타내었으나, R1234ze(E)의 경우에는 각각 20.6 및 30.6%로 큰 폭의 증가율을 나타내었다.

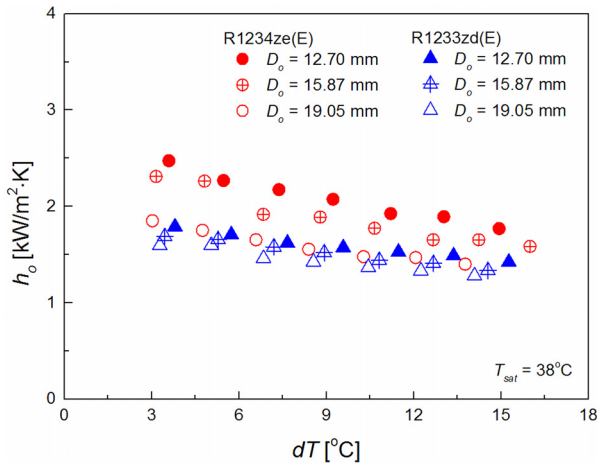


Fig. 4 Variation in film condensation heat transfer coefficients versus surface subcooling temperature.

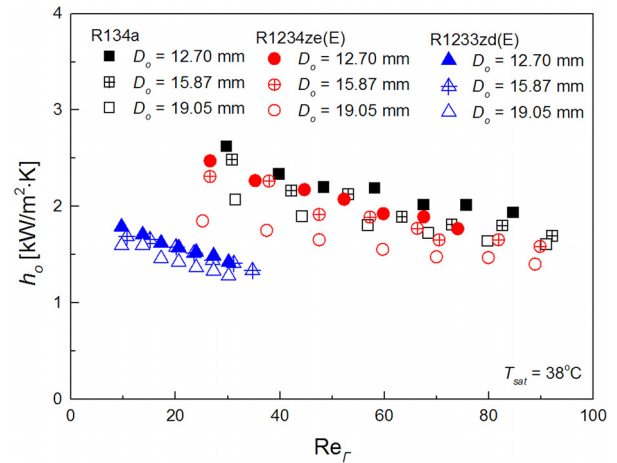


Fig. 5 Variation in film condensation heat transfer coefficients versus film Reynolds number.

Fig. 5는 본 연구의 모든 실험조건에서 구해진 막응축 열전달계수를 막 Reynolds 수의 변화에 대하여 나타낸 그림이다. 모든 실험 조건에서 막 Reynolds 수가 증가함에 따라 막응축 열전달계수는 감소하는 경향을 나타내었다. 막 Reynolds 수가 약 25~90의 범위에서 R134a 및 R1234ze(E)의 막응축 열전달계수는 각각 약 1.61~2.62 및 1.40~2.47 kW/m² · K의 값을 나타내었으며, R1233zd(E)의 경우에는 막 Reynolds 수가 약 9~40의 범위에서 약 1.28~1.79 kW/m² · K의 값을 나타내었다. 포화온도와 표면 과냉도가 동일한 조건에서 R1233zd(E)의 막 Reynolds 수의 범위가 다른 두 냉매의 범위에 비하여 작게 나타난 이유는 동일 실험 조건에서 R1233zd(E)의 점성계수가 다른 두 냉매에 비하여 약 2배 정도 큰 값을 가지고 있으며, 액막유량은 약 20% 정도 적기 때문이다.

Fig. 6의 (a)와 (b)는 각각 R1234ze(E)와 R1233zd(E)에 대한 막응축 열전달계수의 실험값을 식(8)에 대입하여 계산된 Nusselt 수와 막 Reynolds 수와의 관계를 나타낸 그림이다. 실험결과로부터 R1234ze(E) 및 R1233zd(E)에 대한 Nusselt 상관식을 각각 도출하였으며, 이들 상관식은 각각 식(12) 및 식(13)과 같다. R1234ze(E) 및 R1233zd(E)의 실험적 Nusselt 수들은 본 연구에서 제안한 상관식과 ±20% 정도의 오차범위 내에서 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

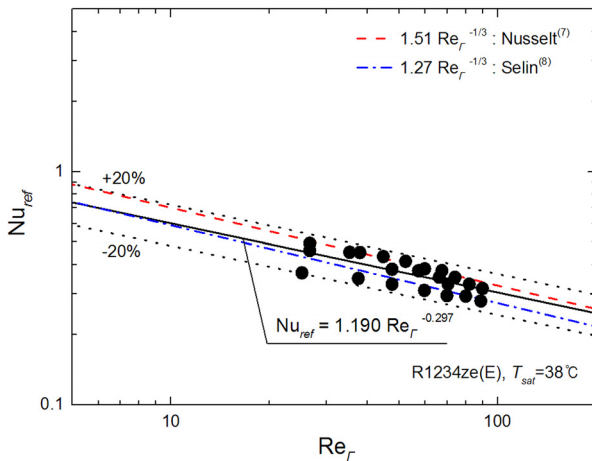
$$Nu_{ref} = 1.190 Re_{\Gamma}^{-0.297} (25 < Re_{\Gamma} < 90) \quad (12)$$

$$Nu_{ref} = 0.692 Re_{\Gamma}^{-0.199} (9 < Re_{\Gamma} < 40) \quad (13)$$

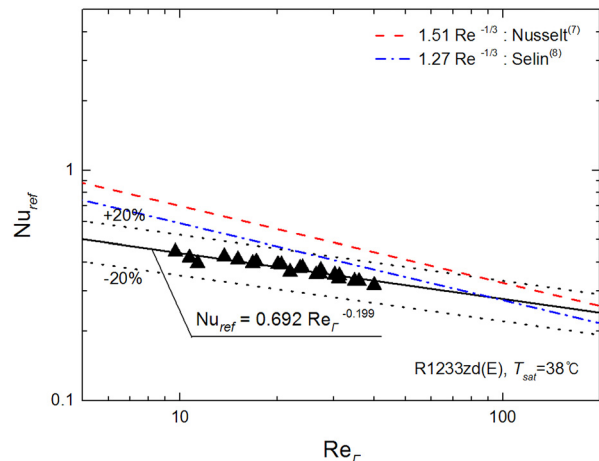
또한 본 연구에서 제안된 상관식에 대한 타당성 검증을 위하여 Nusselt⁽⁷⁾ 및 Selin⁽⁸⁾이 제안한 상관식과 비교하였는데, 일반적으로 수평관에서의 막응축 실험데이터는 Selin의 상관식과 더 잘 일치한다고 알려져 있다.⁽⁹⁾

Fig. 6(a)에 나타낸 R1234ze(E)의 경우, 막 Reynolds 수의 지수는 약 -0.3으로 Nusselt 및 Selin의 상관식의 지수인 -0.33과 유사한 값을 가지고 있으며, 계수는 1.19로 Nusselt 상관식 보다는 Selin 상관식의 계수인 1.27과 좀 더 비슷한 값을 가지고 있다. 그림에 나타난 바와 같이 막 Reynolds 수가 100 이하인 영역에서는 Selin의 상관식과 더 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 6(b)에 나타낸 R1233zd(E)의 경우, 막 Reynolds 수가 9~40의 범위에서 본 연구결과로 얻은 Nusselt 수는 Nusselt 및 Selin의 상관식에 비하여 낮은 값을 보이고 있으며, 도출된 상관식의 계수 및 지수도 R1234ze(E)의 값들에 비하여 잘 일치하지 않음을 알 수 있다.



(a) R1234ze(E)



(b) R1233zd(E)

Fig. 6 Nusselt number versus film Reynolds number.

4. 결 론

본 연구에서는 수평 평활관의 직경 및 표면 과냉도의 변화에 따른 R134a, R1234ze(E) 및 R1233zd(E)의 막응축 열전달 특성 비교 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 표면 과냉도가 증가함에 따라 수평 평활관에서의 막응축 열전달계수는 감소하는 경향을 나타내었으며, R134a, R1234ze(E) 및 R1233zd(E)의 막응축 열전달계수 실험값의 평균은 이론값의 평균에 비해 각각 약 6.16, 4.23 및 15.73% 정도 낮게 나타났다.
- (2) 수평 평활관의 직경이 19.05 mm에서 각각 15.87 및 12.70 mm로 감소함에 따라 R1233zd(E)의 막응축 열전달계수는 각각 약 5.6 및 10.6% 증가하였으며, R1234ze(E)의 경우에는 각각 약 20.6 및 30.6%로 큰 폭의 증가율을 나타내었다.
- (3) 막 Reynolds 수가 증가할수록 막응축 열전달계수는 감소하는 경향을 나타내었다. 막 Reynolds 수가 약 25~90의 범위에서 R134a 및 R1234ze(E)의 막응축 열전달계수는 각각 약 1.61~2.62 및 1.40~2.47 $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$ 의 값을 나타내었으며, R1233zd(E)의 경우에는 막 Reynolds 수가 약 9~40의 범위에서 약 1.28~1.79 $\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$ 의 값을 나타내었다.
- (4) R1234ze(E) 및 R1233zd(E) 각각에 대하여 막 Reynolds 수의 함수로 표현되는 Nusselt 수에 대한 실험적 상관식을 도출하였으며, 본 연구의 실험결과들은 이들 상관식과 $\pm 20\%$ 정도의 오차범위 내에서 잘 일치하였다. 또한 R1234ze(E)에 대한 상관식은 기존에 발표된 Nusselt 및 Selin의 상관식과도 잘 일치하였으나 R1233zd(E)의 경우에는 기존 상관식과 다소 차이가 있음을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 2016년도 산업통산자원부 제조기반 산업핵심기술개발사업 “Low GWP 냉매 대응 냉동시스템 핵심요소기술 개발”의 지원을 받아 수행한 과제입니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다(과제번호 : 10052926).

References

1. Ryuichi, N., Chieko, K., and Shigeru, K., 2015, Comparative assessment of condensation and pool boiling heat transfer on horizontal plain single tubes for R1234ze(E), R1234ze(Z) and R1233zd(E), Int. Journal of Refrigeration, Vol. 63, pp. 157-170.
2. Kim, M. S., Lee, Y. S., and Cho, K. N., 2016, Effect of tube diameter and saturation temperature on flow boiling characteristics of R-446A and R-1234ze(E), Proceedings of SAREK '16 Winter Annual Conference, pp. 43-46.
3. Shon, B. H., Kim, D. W., Jung, C. W., Lee, D. C., Kang, Y. T., and Kim, Y. C., 2016, Characteristics of evaporation and condensation for low GWP refrigerants in plate heat exchanger, Proceedings of SAREK '16 Winter Annual Conference, pp. 39-42.
4. Petukhov, B. S., Irvine, T. F., and Hartnett, J. P., 1970, Advances in Heat Transfer, Academic Press, New York.
5. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1996, Fundamentals of Heat and Mass Transfer 4th Edition, John Wiley & Sons, Inc.
6. Rohsenow, W. M., 1956, Heat transfer and temperature distribution in laminar film condensation, Trans. ASME, Vol. 78, pp. 1645-1648.
7. Collier, J. G., 1972, Convective Boiling and Condensation 2nd Edition, Mc-Graw-Hill.
8. Selin, G., 1961, Heat transfer by condensating pure vapors outside inclined tubes, Proceedings of Int. Heat Transfer Conference, Univ. of Colorado, Part II, pp. 279-289.
9. Carey, V. P., 1992, Liquid-vapor phase-change phenomena : An introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment, Hemisphere Pub. Co.