

오블롱 셸 플레이트 열교환기에서의 R-134a, R-407C, R-410A의 증발 압력강하에 관한 실험적 연구

박 재 홍[†], 김 영 수^{*}

부경대학교 냉동공조공학과, *부경대학교 기계공학부

Study on Evaporation Pressure Drop of R-134a, R-407C, and R-410A in the Oblong Shell and Plate Heat Exchanger

Jae-Hong Park[†], Young-Soo Kim^{*}

Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong University, Busan 608-739, Korea

**College of Engineering, School of Mechanical Engineering, Pukyong University, Busan 608-739, Korea*

(Received May 15, 2004; revision received July 22, 2004)

ABSTRACT: This study reports pressure drops during evaporation for R-134a, R-407C (a mixture of 23 wt% R-32, 25 wt% R-125, and 52 wt% R-134A) and R-410A (a mixture of 50 wt% R-32 and 50 wt% R-125) in the oblong shell and plate heat exchanger. The effects of the mass fluxes, heat fluxes, refrigerant saturation temperatures and vapor quality of refrigerants on the measured data were explored in detail. The present data showed that pressure drops of all refrigerants increase with the vapor quality. At a higher mass flux, pressure drops are higher for the entire range of the vapor quality. A rise in the heat flux doesn't show significant effects on the pressure drops. Finally, at a higher saturation temperature the pressure drops are found to be lower. The pressure drops for R-407C were approximately 20% lower than those of R-134a. R-410A had 33% lower pressure drops than R-134a. Correlation is also provided for the measured pressure drops in terms of the friction factor.

Key words: Oblong shell and plate heat exchanger(오블롱 셸 플레이트 열교환기), Evaporation(증발), Pressure drop(압력강하), Vapor quality(건도)

기 호 설 명

D_h : 수력직경 [m]
 f : 마찰인자
 g : 중력가속도 [m/s^2]
 G : 질량유속 [kg/m^2s]

L : 입구포트에서 출구포트까지의 길이 [m]
 Re : 레이놀즈 수
 u : 속도 [m/s]
 x : 건도

그 리 스 문 자

Δp : 압력강하 [Pa]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 μ : 점성계수 [Ns/m^2]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-620-1503; fax: +82-51-623-8495

E-mail address: parksonforever@hanmail.net

ν : 비체적 [m^3/kg]

하첨자

f, l : 액체

g, v : 기체

tp : 이상류(two-phase)

1. 서 론

본 연구는 “오블롱 셸 플레이트 열교환기에서의 R-134a, R-407C, R-410A의 증발 열전달에 관한 실험적 연구”에 이은 증발 압력강하에 관한 것이다. 냉동·공조 시스템의 에너지 효율을 높이기 위한 열교환기의 효율을 높여야 하며, 이를 위한 것 중 증발기로 사용되는 열교환기의 증발 압력강하를 측정하는 것은 매우 중요하다. 특히 지금까지 널리 사용되어 온 HCFC 계열 냉매인 R-22가 오존층 파괴 및 지구 온난화 등의 환경문제로 규제대상이 되고 있는 현 시점에서 R-22를 대체할 수 있는 냉매들의 성능을 측정하는 것은 더욱 중요하다.

현재까지 대체냉매의 압력강하에 관한 연구는 주로 원형관이나 마이크로 핀관 등에 한정되어 왔다. 종래의 연구로 Torikoshi and Ebisu⁽¹⁾는 내경 8.7 mm 평활관에서 R-134a의 압력강하가 R-22보다 약 63% 정도 높게 나왔다고 보고하였다. Wijaya and Spatz⁽²⁾는 1995년 길이 3.66 m, 외경 9.52 mm 평활관에서 R-22와 R-410A에 대한 압력강하를 비교하였다. 실험은 질량유속 160~414 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$, 냉매 포화온도 46.1°C, 51.7°C의 범위에서 실시되었으며, R-410A의 압력강하가 R-22보다 약 25~45% 정도 낮게 나왔다고 발표하였다. 이러한 현상에 대해서는 R-410A의 냉매증기 밀도가 R-22에 비해 크기 때문에 더 낮은 압력강하를 유발한다고 하였다. 이와 유사한 연구가 Ebisu and Torikoshi⁽³⁾에 의해서 수행되었다. 그들은 R-410A의 압력강하가 R-22보다 약 30% 정도 낮게 나왔다고 보고하였다.

관형 열교환기에서 대체냉매에 관한 연구로는 Yan et al.^(4,5)이 용접형 관형 열교환기에 대하여 냉매 R-134a를 사용하여 응축 및 증발에 관한 열전달 실험과 압력강하 실험을 수행하여 그 결과를 열전달계수 상관식과 마찰계수 상관식으로

제시하였고, Lin and Hsieh⁽⁶⁾는 chevron각 60도의 관형 열교환기에서 냉매 R-410A를 사용하여 증발실험을 수행하여 그 결과를 발표하였다.

본 연구는 오블롱 셸 플레이트 열교환기의 증발 열전달 연구에 이은 후속 연구로서 열전달 연구에서와 동일한 실험장치와 실험방법을 적용하여 데이터를 취득하였다. 이에 본 논문의 실험장치 기술부분에서는 실험장치와 방법 등은 제외하고, 본 연구를 수행하기 위해 사용된 시험부에 관해서만 간단히 언급할 것이다. 실험장치 및 열교환기 구조에 관심이 있는 독자는 “오블롱 셸 플레이트 열교환기에서의 R-134a, R-407C, R-410A의 증발 열전달에 관한 실험적 연구”를 참조하기 바란다.

2. 실험

본 연구에 사용된 시험부(오블롱 셸 플레이트 열교환기) 전열판의 형상, 치수 및 재원은 Fig. 1과 Table 1에 각각 나타나 있다. 시험부는 전열판이 4장으로 외부의 치수나 형태는 모두 같고, 시험부 내에서 서로 반대 방향으로 주름이 교차되도록 되어 있다. 순환형식은 대향류 흐름이 되도록 구성하였다. 본 연구에서는 증발온도를 0~10°C, 질량유속을 40~80 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$, 그리고 평균 열

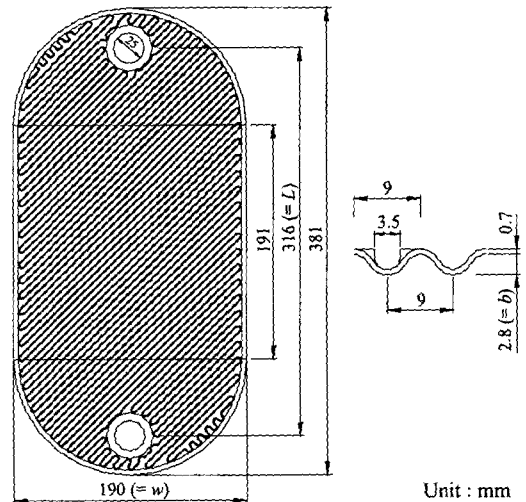


Fig. 1 Schematic diagram of heat transfer plate of oblong shell and plate heat exchanger.

Table 1 Configurations of oblong shell and plate heat exchanger

Plate material	SUS 304
Shell material	Steel
Plate length [m]	0.381
Port diameter [m]	0.025
Plate thickness [m]	0.0007
Working pressure [MPa]	Max. 10
Working temperature [°C]	-196~400
Surface per plate [m ²]	0.073
Chevron angle [°]	45

유속을 4~8kW/m²로 변화시켜 가며 실험을 수행하였다.

3. 데이터 처리

데이터 처리에서는 수력학적 직경과 건도계산 방법 등은 제외하고(증발 열전달 참조), 본 연구를 수행하기 위해 필요한 사항만 언급할 것이다.

시험부를 지나는 냉매의 압력강하 Δp 는 다음과 같이 계산하였다.

$$\Delta p_{exp} = \Delta p_f + \Delta p_a + \Delta p_g + \Delta p_{port} \quad (1)$$

여기서, Δp_{exp} 는 측정된 전체 압력강하, Δp_f 는 마찰에 의한 압력강하, Δp_a 는 가속에 의한 압력강하, Δp_g 는 증력에 의한 압력강하, 그리고 Δp_{port} 는 입·출구 포트에서의 압력강하이다.

가속 및 증력에 의한 압력강하는 다음의 식에 의해 계산되었다.

$$\Delta p_a = \left[\frac{G^2 x^2}{\alpha \rho_v} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_l} \right] \quad (2)$$

$$\Delta p_g = [(1-\alpha) \rho_l + \alpha \rho_v] gL \quad (3)$$

여기서 α 는 기공률(void fraction)으로써 Zivi⁽⁷⁾가 제안한 식을 사용하였다.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \left(\frac{1-x}{x} \right)} \quad (4)$$

입·출구의 포트에서의 압력강하는 Shah and Focke⁽⁸⁾에 의해 경험적으로 제안되었다. 이것은 입구에서의 유동확대에 대한 수두의 대략 1.5배이다.

$$\Delta p_{port} \approx 1.5 \left(\frac{u_m^2}{2v_m} \right) \quad (5)$$

여기서 u_m 은 평균 유속이며, v_m 은 증기와 액이 균일하게 혼합되었을 때 기-액 혼합의 비체적으로 다음과 같이 각각 주어진다.

$$u_m = Gv_m \quad (6)$$

$$v_m = [x_m v_g + (1-x_m) v_l] = (v_l + x_m v_{fg}) \quad (7)$$

이와 같이 계산하면 가속에 의한 압력강하, 증력에 의한 압력강하, 그리고 시험부 입·출구 포트에서의 압력강하 등은 매우 작으며, 실제 마찰 압력강하는 측정된 전체 압력강하의 95~99%를 차지한다. 상기의 식들로부터 마찰계수는 다음과 같이 계산된다.

$$f_{fp} \equiv - \frac{\Delta p_f D_h}{2G^2 v_m L} \quad (8)$$

4. 실험결과 및 고찰

4.1 증발 압력강하

본 연구에서는 오블롱 셸 플레이트 열교환기에 대한 냉매 R-134a, R-407C, R-410A의 증발 압력강하 특성에 대하여 증발 열전달 실험에서와 마찬가지로 질량유속, 열유속, 그리고 냉매 포화 온도의 영향을 냉매 건도에 따라 도시하였다. 실험조건은 증발 열전달 실험조건과 동일한 질량유속 40~80 kg/m²s, 열유속 4~8kW/m², 그리고 냉매 포화온도 0~10°C로 하였다.

Fig. 2는 열유속 6kW/m², 냉매 포화온도 10°C의 조건에서 냉매의 질량유속이 변화할 때 냉매 건도에 따른 증발 압력강하의 변화를 나타내고 있다. 그림에서와 같이 질량유속과 냉매 건도가 증가할수록 압력강하도 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 고건도 영역에서는 증기의 속도가 빠

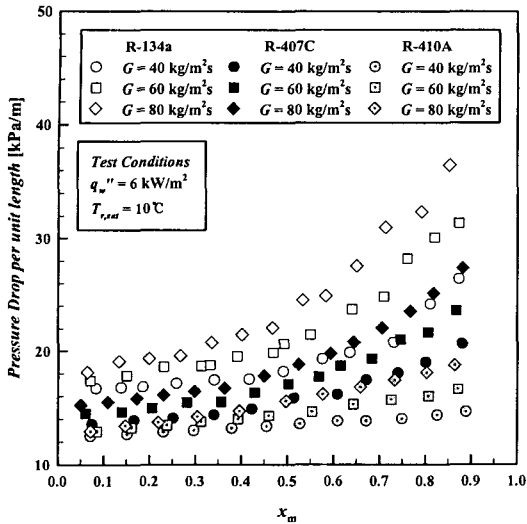


Fig. 2 Variations of evaporation pressure drop with mean vapor quality for various mass fluxes at $q_w'' = 6 \text{ kW/m}^2$ and $T_{r,sat} = 10^\circ\text{C}$.

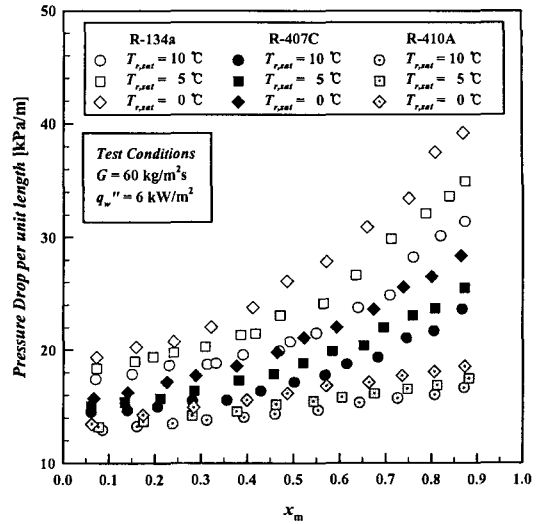


Fig. 4 Variations of evaporation pressure drop with mean vapor quality for various saturation temperatures at $G = 60 \text{ kg/m}^2\text{s}$ and $q_w'' = 6 \text{ kW/m}^2$.

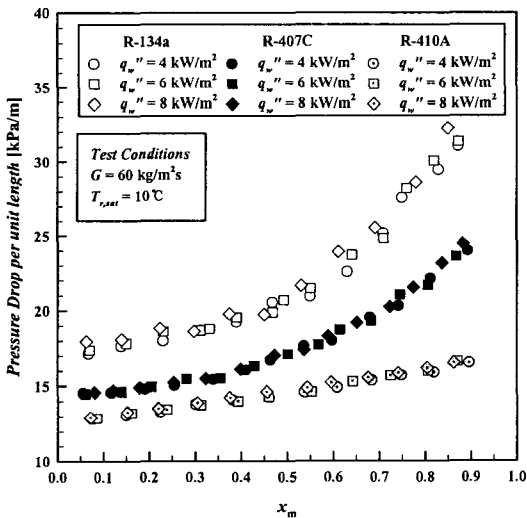


Fig. 3 Variations of evaporation pressure drop with mean vapor quality for various heat fluxes at $G = 60 \text{ kg/m}^2\text{s}$ and $T_{r,sat} = 10^\circ\text{C}$.

의 속도변화에 의한 마찰항이 가장 큰 값을 차지하는 요인이라는 점을 감안할 때, R-134a가 R-410a에 비해 압력강하가 큰 것은 액체의 점성계수가 크고 기체의 밀도가 작기 때문이다. 또한 R-134a에 대한 포화액체와 포화기체의 점성의 차이가 R-410a에 비해 크므로 증발이 진행될수록 R-134a의 압력강하의 기울기도 점차로 커지게 된다. R-134a는 R-410a보다 압력강하도 클뿐 아니라 질량유속에 따른 상대적인 증가폭도 큼을 알 수 있다.

Fig. 3은 질량유속 $60 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 냉매 포화온도 10°C 의 조건에서 열유속이 변화할 때 냉매 건도에 따른 압력강하의 변화를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 냉매 모두 건도가 증가할수록 압력강하도 증가하고 있다. 그러나 모든 냉매에 대하여 열유속 변화는 압력강하에 거의 영향을 미치지 못하는 것으로 나타났다.

Fig. 4는 질량유속 $60 \text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 6 kW/m^2 일 때, 냉매 건도에 따른 냉매 포화온도의 영향을 나타내고 있다. 냉매 모두 유사한 경향을 가지며 포화온도 및 건도가 감소할수록 압력강하는 감소하였다. 이는 냉매 포화온도가 증가할수록 액체의 점성계수와 증기의 비체적이 작아져 증기의 속도가 감소하기 때문이다.

르기 때문에 이에 따라 압력강하도 증가하는 것이다. 한편 R-134a의 경우는 R-410a보다 질량유속에 의한 영향이 더욱 크게 나타나고 있는데, 이는 이상유동에서 압력강하가 기체상과 액체상

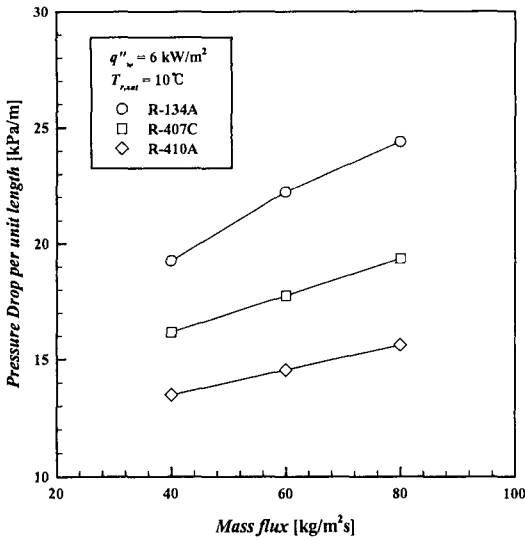


Fig. 5 Variations of evaporation pressure drop with mass flux at $q_w''=6\text{ kW/m}^2$ and $T_{r,sat}=10^\circ\text{C}$.

Fig. 5는 열유속을 6 kW/m^2 , 냉매 포화온도를 10°C 로 하여 냉매들의 질량유속에 따른 평균 압력강하를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 질량유속이 증가할수록 압력강하는 선형적으로 증가하였으며, 압력강하량은 R-407C와 R-410A가 R-134a보다 각각 20%, 33% 정도 낮게 나타났다.

4.2 종래 증발 압력강하 상관식과의 비교

종래의 증발 압력강하를 예측하기 위해 제안된 상관식들 중 Chisholm⁽⁹⁾의 상관식과 본 연구에서 사용한 열교환기와 유사한 형태인 판형 열교환기로 실험한 Yan et al.⁽⁴⁾ Lin et al.⁽⁶⁾의 상관식을 본 실험결과와 비교·검토하였다.

대부분의 경우 이상 유동의 마찰 압력강하는 Lockhart-Martinelli 단상류 압력강하에 이상류 마찰손실 파라메타(Φ^2)를 곱하여 결정한다.

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_l \cdot \Phi_{lo}^2 \quad (9)$$

$$= \frac{2f_{lo}G^2v_l}{D_h} \cdot \Phi_{lo}^2$$

Chisholm은 이상류 마찰손실 파라메타 Φ_{lo}^2 에

대하여 다음과 같은 상관식을 제안하였다.

$$\Phi_{lo}^2 = 1 + (Y^2 - 1) [Bx^{(2-n)/2}(1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n}] \quad (10)$$

여기에서 지수 n 은 마찰인자 f 와 레이놀즈수와 의 관계에서 구할 수 있으며, Blasius의 식을 사용할 경우 n 은 0.25가 된다. 또한 Chisholm 계수 Y 와 B 는 다음과 같이 정의된다.

$$Y = \left[\frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_{ga}}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_l} \right]^{0.5} \quad (11)$$

$$B = \frac{55}{G^{0.5}} \quad (0 < Y < 9.5)$$

$$= \frac{520}{YG^{0.5}} \quad (9.5 < Y < 28) \quad (12)$$

$$= \frac{15,000}{Y^2G^{0.5}} \quad (28 < Y)$$

Yan 등은 판형 열교환기에서 냉매 R-134a를 사용하여 증발시 이상류 마찰 압력강하를 균질모델에 기초하여 다음과 같은 상관식을 제안하였다.

$$f_{fp} \text{Re}^{0.5} = 6.947 \times 10^5 \text{Re}_{eq}^{-1.109} \quad \text{Re}_{eq} < 6000 \quad (13)$$

$$f_{fp} \text{Re}^{0.5} = 31.21 \text{Re}_{eq}^{0.04557} \quad \text{Re}_{eq} \geq 6000$$

여기서 f_{fp} 는 마찰인자, Re_{eq} 는 상당 레이놀즈수이다.

$$f_{fp} = \frac{\Delta p_f D_h}{2G^2 v_m L} \quad (14)$$

$$\text{Re}_{eq} = \frac{G_{eq} D_h}{\mu_l} \quad (15)$$

G_{eq} 는 상당 질량유속으로서 Akers et al.⁽¹⁰⁾이 제안한 아래의 식과 같다.

$$G_{eq} = G \left[1 - x_m + x_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \right] \quad (16)$$

Lin 등은 chevron각이 60도이며 sine 형태의

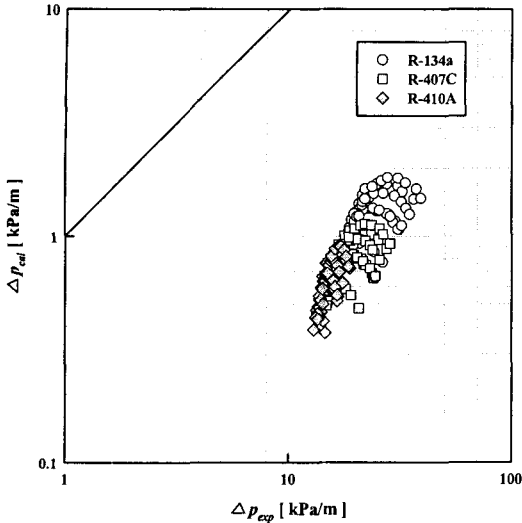


Fig. 6 Comparison between experimental Δp_{exp} and calculated Δp_{cal} using Chisholm's correlation.⁽⁹⁾

전열판으로 구성된 수직 판형 열교환기에서 냉매 R-410A를 사용하여 증발압력강하 실험을 수행하였다. Yan 등과 마찬가지로 이상류 마찰 압력강하를 균질모델에 기초하여 다음과 같은 상관식을 제안하였다.

$$f_{tp} = 61000 Re_{eq}^{-1.25} \quad (17)$$

위에서 제안된 상관식들 중 Chisholm의 상관식과 본 연구의 실험결과를 Fig. 6에 비교하였다. 그림에서 보는 바와 같이 큰 차이를 나타내고 있는데 이는 기존의 대구경관에 관한 식을 아무런 수정 없이 적용했기 때문이다. Fig. 7은 본 연구에서의 열교환기와 유사한 형태인 판형 열교환기에서 제안된 Yan 등의 상관식과 실험결과를 비교한 것이다. Yan 등의 상관식은 전체적으로 실험결과를 과소 예측하고 있다. 냉매별로 살펴보면 Yan 등이 사용한 작동유체와 같은 R-134a의 경우는 실험결과를 평균 20% 이내로 잘 예측하였지만, R-407C의 경우는 약 80% 정도, 그리고 R-410A의 경우는 실험결과와 약 125% 정도의 오차를 보였다.

Fig. 8 또한 판형 열교환기에서 Lin 등이 제안한 상관식과 실험결과를 비교한 것이다. 그림에서 보듯이 Yan 등의 상관식과 마찬가지로 실험

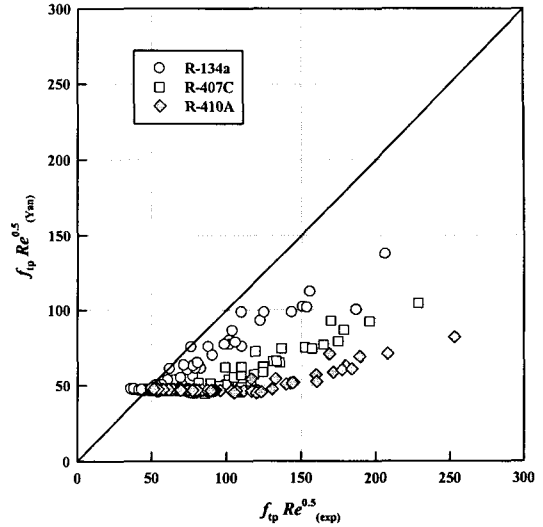


Fig. 7 Comparison between experimental data and Yan et al.'s correlation.⁽⁴⁾

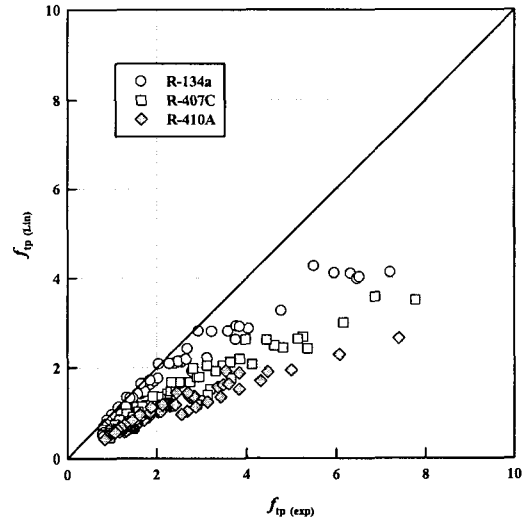


Fig. 8 Comparison between experimental data and Lin et al.'s correlation.⁽⁶⁾

결과를 과소 예측하고 있다. 냉매별로 오차를 살펴보면 R-134a의 경우 실험결과와 약 35% 정도의 오차를 보였고, R-407C의 경우는 약 80%, 그리고 Lin 등이 사용한 작동유체와 같은 R-410A의 경우는 약 115% 정도의 오차를 보였다. 이처럼 판형 열교환기에서 제안된 Yan과 Lin 등의 상관식도 원형관에서 제안된 상관식보다는 오차가 작지만 그대로 적용하기는 다소 무리가 있다.

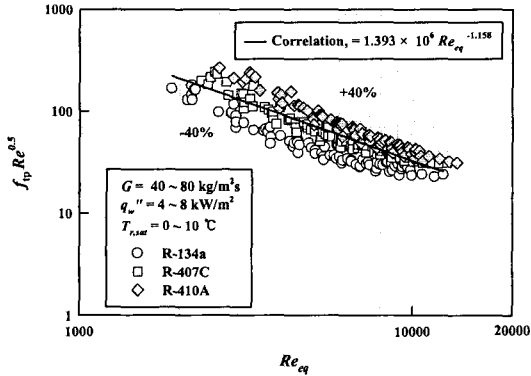


Fig. 9 Comparison of the proposed correlation for friction factor with the present data.

따라서 본 연구에서는 Yan 등이 제안한 상관식을 기본 형태로 하고, 본 실험에서 사용된 냉매 R-134a, R-407C, 그리고 R-410A를 모두 포함하는 상관식을 제안하였다.

$$f_{fp} Re^{0.5} = 1.393 \times 10^6 Re_{eq}^{-1.158} \quad (18)$$

for $1700 < Re_{eq} < 13500$

Fig. 9는 본 실험결과와 새로 제안한 증발 압력강하 상관식을 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 제안된 상관식은 실험결과와 최대 오차가 40% 이내로 일치하고 있다.

5. 결 론

순수냉매 R-22의 대체냉매로 알려진 비공비 혼합냉매 R-407C와 유사공비 혼합냉매 R-410A, 그리고 저압냉매 R-134a를 사용하여 “오블롱 셸 플레이트 열교환기에서의 R-134a, R-407C, R-410A의 증발 열전달에 관한 실험적 연구”에 이은 대체냉매들의 증발 압력강하를 실험적으로 연구하였으며, 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모든 냉매의 증발 압력강하는 냉매건도, 질량유속이 증가함에 따라 증가하였으나, 열유속은 압력강하에 큰 영향을 미치지 못하였다. 그리고 냉매 포화온도는 감소할수록 증발 압력강하는 증가하였다.

(2) 냉매별 압력강하는 질량유속이 증가함에 따라 선형적으로 증가하였으며, 압력강하량은 R-410A

와 R-407C가 R-134a보다 각각 33%, 20% 정도 낮게 나타났다.

(3) 타 연구자들의 연구결과와 비교·분석하였으며, 이를 통해 종래의 원형관에서 제안된 상관식과는 상당한 오차가 있음을 알았다. 또한 오블롱 셸 플레이트 열교환기와 유사한 판형 열교환기의 상관식도 원형관에서 제안된 상관식보다 오차는 작았지만 그대로 적용하기에는 다소 무리가 있었다. 따라서 종래의 증발 압력강하 상관식을 본 연구에 적용하는 것은 곤란하거나 혹은 신중한 주의가 필요하다.

(4) Yan 등의 상관식을 기본 형태로 하고, 본 실험에서 사용된 냉매들을 포함하며, 최대 40%의 오차를 가지는 증발 압력강하 상관식을 제안하였다.

후 기

본 연구는 부경대학교 RRC 친환경 첨단 에너지연구센터의 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Torikoshi, K. and Ebisu, T., 1993, Heat transfer and pressure drop characteristics of R-134a, R-32, and a mixture of R-32/R-134a inside a horizontal tube, ASHRAE Transactions 99, pp. 90-96.
2. Wijaya, H. and Spatz, M.W., 1995, Two-phase flow transfer and pressure drop characteristics of R-22 and R-32/R-125, ASHRAE Trans. 101(1), pp. 1020-1027.
3. Ebisu, T. and Torikoshi, K., 1998, Heat transfer characteristics and correlations for R-410A flowing inside a horizontal smooth tube, ASHRAE Trans. 121, pp. 556-561.
4. Yan, Y. Y. and Lin, T. F., 1999, Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, Transactions of the ASME, Vol. 121, pp. 118-127.
5. Yan, Y. Y., Lio, H. C. and Lin, T. F., 1999, Condensation heat transfer and pressure

- drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 42, pp.993-1006.
6. Lin, T.F. and Hsieh, Y.Y., 2002, Saturated flow Boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp.1033-1044.
 7. Zivi, S.M., 1964, Estimation of steady state void fraction by means of the principle of minimum entropy production, *Trans. Am. Soc. Mech. Eng., Ser. C. J. Heat Transfer* 86, pp.247-252.
 8. Shah, R.K. and Focke, W.W., 1988, Plate heat exchangers and their design theory, in: Shah, R.K., Subbarao, E.C. and Mashelkar, R.A.(Eds.), *Heat Transfer Equipment Design*, Hemisphere, Washington, D.C., pp. 227-254.
 9. Chisholm, D., 1973, Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels, *Int. J. Heat and Mass Transfer* 16, pp.347-358.
 10. Akers, W.W., Dean, H.A. and Crosser, O.K., 1959, Condensing heat transfer within horizontal tubes, *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 55, pp.171-176.