

Wilson Plot을 이용한 맨액식 증발기의 열전달계수 측정

윤 필 현[†], 강 용 태^{*}, 정 진 희^{**}

LG전자(주) DA연구소, ^{*}경희대학교 기계공학과, ^{**}LG전선(주) 기계연구소

Measurement of Heat Transfer Coefficient in a Flooded Evaporator through Wilson Plot Method

Pil-Hyun Yoon[†], Yong-Tae Kang^{*}, Jinhee Jeong^{**}

Digital Appliance Research Lab., LG Electronics Inc., Seoul 153-802, Korea

^{*}Mechanical Engineering Department, Kyunghee University, Kyunggi 449-701, Korea

^{**}Machinery Research Lab., LG Cable Ltd., Kyunggi 431-080, Korea

(Received October 9, 2003; revision received June 8, 2004)

ABSTRACT: Heat transfer coefficients of enhanced tubes in a flooded evaporator are measured through Wilson Plot method. And the correlations are proposed to design a flooded evaporators. Overall heat transfer coefficients are composed of the heat transfer coefficients both inside and outside tubes. Usually the experiments have been conducted separately. But there have been many difficulties like setting up the equipments and measuring the wall temperature. Wilson Plot method makes it possible to measure the separated transfer coefficients at the same equipment through experimental skills. So the cost and time can be reduced. And the results are reliable enough to use for design.

Heat transfer coefficients inside the tube were able to be correlated uniquely in spite of various outside conditions. Boiling heat transfer of R134a is more dependent on the saturation temperature and much higher than that of R123.

Key words: Wilson Plot(윌슨플롯), Heat transfer(열전달), R134a, R123, Flooded evaporator(맨액식 증발기), Enhanced tube(전열촉진관)

기 호 설 명

A : 표면적 [m^2]

$B(e^+)$: 운동량전달 거칠기 함수(momentum transfer roughness function)

d : 직경 [m]

e : 릿지 높이 [m]

e^+ : 거칠기 Reynolds 수

f : Darcy 마찰계수

g : 중력가속도 [m/s^2]

$g(e^+, Pr)$: 열전달 거칠기 함수(heat transfer roughness function)

$\bar{g}(e^+)$: $g(e^+, Pr) Pr^m$

h_i : 관 내측 열전달계수 [W/m^2K]

h_o : 관 외측 열전달계수 [W/m^2K]

L : 관 길이 [m]

Nu : Nusselt 수

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-818-2415; fax: +82-2-856-0313

E-mail address: phyoon@lge.com

ΔP	: 압력손실 [Pa]
Pr	: Prandtl 수
q''	: 단위면적당 열전달량 [W/m^2]
R_{cond}	: 전도 열저항
Re	: Reynolds 수
St	: Stanton 수
T_b	: 혼합 평균 온도 [K]
T_{wi}	: 관 내측 온도 [K]
T_{wo}	: 관 외측 온도 [K]
ΔT_{LM}	: 대수 평균 온도차 [K]
U	: 총합 열전달계수 [W/m^2K]
u	: 관 내측 유속 [m/s]
\bar{u}	: 관 내측 평균 유속 [m/s]
u^*	: 전단속도 [m/s]
u^+	: 무차원 전단속도, u/u^*

그리스 문자

ρ	: 밀도 [kg/m^3]
ν	: 동점성계수 [m^2/s]

하첨자

cw	: 냉수
cw, i	: 냉수 입구
cw, o	: 냉수 출구
ref	: 냉매

1. 서 론

산업용 혹은 대형 건물공조용 터보냉동기의 구성요소 중의 하나인 증발기는 냉수의 강제대류와 냉매의 비등잠열에 의하여 내·외측 열전달이 이루어지는 쉘-튜브형 만액식 증발기가 주로 사용된다. 만액식 증발기는 전열관 내부로 냉수가 지나가고 전열관 외부에는 냉매가 유동되며 많은 양의 액냉매를 항상 증발기 내에 보유하고 있으므로 부하변동이 심한 장소와 많은 부하를 필요로 하는 장소에 적합하다. 증발기의 핵심요소인 전열관으로 과거에는 평관이 주로 사용되었으나 최근 비등성능이 우수한 성형가공관을 많이 사용

하고 있다. 성형가공한 전열관, 즉 열전달 촉진관은 외측의 비등성능이 우수할 뿐 아니라 내측의 강제대류 효과가 탁월하여 높은 열전달 성능을 갖는다. 주어진 전열관 형상에 대하여 내측 강제대류는 주로 냉수의 유속에 의하여 결정되며 외측의 비등 열전달계수는 풀비등 현상으로 단위면적당의 열량이 중요한 요소로 작용한다. 이러한 전열관의 내측 및 외측 열전달계수 측정은 효과적인 증발기 설계를 위하여 매우 중요하다.

대개 만액식 증발기의 전열촉진관에 대한 열전달 성능실험은 내측과 외측으로 구분해서 진행되는 것이 일반적이다. 그러나 실험장치의 구성이 각각 이루어져야 하므로 비용이 많이 드는 문제점이 있으며 관내측 열전달 실험의 경우 열전달 표면에 균일한 열유속을 입력하기가 어려울 뿐더러 냉수로 열용량이 큰 물을 이용하므로 입출구의 온도차이를 크게 하기 어려워서 그 정확도가 적어진다. 전열관 외측 실험도 따로 분리해서 수행하려면 내측에서 열량입력이 가능하도록 특수한 관을 별도로 만들어 주어야 하는 번거로움이 있다. 본 실험에서와 같이 Wilson Plot 기법을 이용하면, 내측 및 외측 열전달 실험에 대하여 별도의 장치 제작 없이 단지 같은 실험장치에서 몇 가지 실험적 기교에 의하여 각각의 열전달계수 측정이 가능하다. 특히 기존의 비등실험에서처럼 일정한 벽 온도조건이 아니라 실제 냉동기에서와 같이 내측으로 냉수가 지나가고 외측에서 냉매에 의한 비등이 일어나서 냉수 출구로 갈수록 벽면 온도가 감소하는 실제 조건의 실험이 가능하다. 단관에 대한 압력손실 실험만 별도로 수행된다면 실제 조건에 맞는 내측 및 외측에 대한 열전달 실험식의 구성이 가능하다.

Wilson Plot 방법은 총합 열전달계수를 측정하여 내·외측 열전달계수를 분리 추정해 내는 방법으로 Wilson이 제안한 이래 여러 형태로 발전 및 실제 적용되고 있다.^(1,2)

본 연구에서는 작동유체로 현재 대형 터보냉동기의 주 냉매인 R134a와 R123을 사용하였으며, 만액식 증발기의 설계를 위하여 매우 중요한 내·외측 열전달계수를 측정하였다. 이 과정에서 만액식 증발기에 대하여 Wilson Plot 기법의 적절한 적용방법을 제시하였고 그 결과로 설계자료로서 실효성 있는 비교적 좋은 결과를 얻을 수 있었다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

비등현상에 대한 과거의 실험적 연구에서는 대부분이 전기적 열원을 사용하여 비등표면전체에 균일한 열유속이 공급되는 장치를 설계하여 사용했다. 그러나 본 실험에서는 실제 냉동기 조건과 동일하게 냉수가 열원으로 이용되어 전열관 외측의 냉매로 열전달이 이루어져서, 전열관 전체표면에서 냉수 하류로 갈수록 온도가 낮아지고 열유속 및 열전달계수가 불균일하게 나타난다. 이러한 실험장치 구성도를 Fig. 1에 나타내었다.

비등시험부인 증발기는 헬-튜브형 만액식으로 전열관 내부로 냉수가 흐르고 외측에서 냉매 R123 또는 R134a의 풀비등이 일어난다. 비등용기는 동관과 플랜지를 사용하여 기밀에 주의하며 실험 전 열관 교체에 용이하도록 밀폐형으로 제작되었으며 전열관의 비등 성능확인 및 냉매의 수위를 관찰하기 위하여 고압용 유리로 된 관측창을 설치하였다.

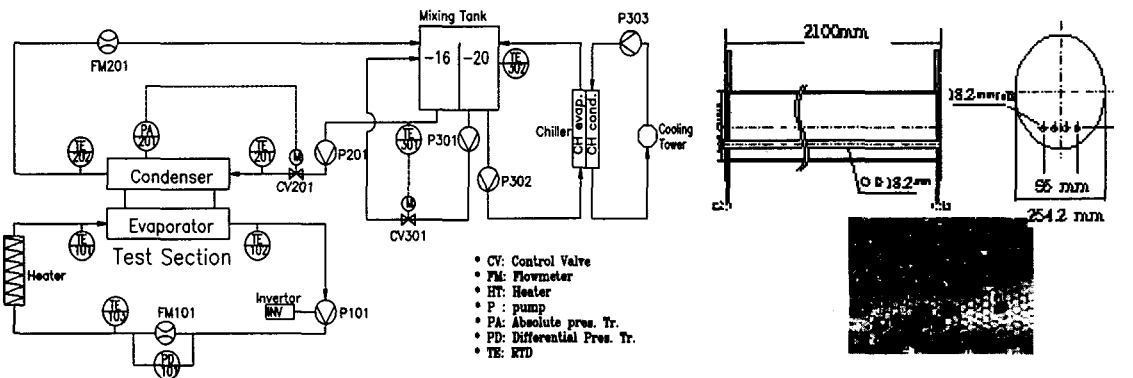
증발기 내에는 길이 2,100 mm, 외경 18.2 mm인 4개의 전열관들을 수평으로 배치하였다. 시험부에서 증발한 냉매증기는 상부에 위치한 응축기에서 응축된 후 중력에 의하여 시험부 하부로 되돌아오게 된다. 응축기 또한 헬-튜브형 열교환기로 관 내측에는 항온수조로부터 공급되는 냉각수가 흐르고 관 외측의 냉매증기를 응축시킨다. 응축기 내 냉각수의 작동 온도조건이 대개 영하 이하의 온도이므로 냉각수는 -20°C 이하에서도 얼지 않도록 에틸렌글리콜 46%를 혼합하고, 냉수는 냉

매의 온도조건에 따라 냉수가 얼지 않도록 에틸렌글리콜과 물의 혼합비율을 조절하여 사용하였다. 냉수의 유량은 펌프에 인버터를 장착하여 회전수로 조절하고, 직경 80 mm의 냉수 배관에 노즐목 직경비가 0.3인 노즐과 차압계를 설치하여 노즐에서 측정된 차압을 변환하여 유량을 계산하였다. 압력계로 측정되는 비등시험부의 압력신호는 냉각수 라인에 설치된 유량제어밸브로 보내짐으로써 냉각수의 유량조절과 응축기에서의 열교환을 통해 증발기 내의 압력이 $\pm 0.2\%$ 이내에서 항상 일정하도록 조절된다. 30 RT급 왕복동 냉동기에 연결되어 항온수조로 사용한 2,000 L 용량의 혼합탱크는 내부를 둘로 나누었고 중간에 유량제어밸브를 뒀으로써 응축기로 들어가는 냉각수가 항상 일정한 온도를 유지할 수 있도록 하였다.

또한 열전달량을 계산하는 데 있어서 가장 중요한 인자는 증발기 및 응축기에서의 순환수의 입출구 온도차로서 대개 2°C 이내고 미세한 열손실 및 오차도 비등 열전달계수에 큰 영향을 미치므로 정확한 측정을 위해 정확도 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 의 RTD를 정밀온도계를 사용하여 바이어스 오차가 0에 가깝도록 보정하여 측정 범위에서 냉수 입출구 온도계의 차이가 $\pm 0.001^{\circ}\text{C}$ 이내가 되도록 한 후 각 열교환기의 입출구 온도를 직접 측정하였다.

냉수의 증발기입구 온도 조절 및 일정한 열유속의 공급은 증발기 입구에 장착된 열선히터와 이와 연결된 제어판에서 조절된다. 압력 및 온도 등 모든 데이터는 수집/처리장치(HP 34970A)를 통해 출력신호를 환산하여 퍼스널 컴퓨터에 저장된다.

실험에 사용된 전열관의 외측 형상은 Fig. 1(b)



(a) Schematic diagram

(b) Test section and a photograph of boiling

Fig. 1 Experimental apparatus and test section.

Table 1 Geometric details of test tube

Inner		Outer (Turbo-B type)	
dia. (mm)	rib angle	dia. (mm)	crest/inch
14.95	45°	18.2	40

의 사진과 같고 Turbo-B형으로 제작되었으며 전 열관의 제원을 Table 1에 나타내었다.

2.2 실험결과 처리방법

비등시험부의 냉수에서 냉매로의 열전달률과 총합 열전달계수, 대수 평균 온도차는 다음과 같은 식으로 계산한다.

$$\dot{Q} = \dot{m} C_{p,cw} (T_{cw,i} - T_{cw,o}) = UA \Delta T_{LM} \quad (1)$$

여기서,

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{cw,i} - T_{ref}) - (T_{cw,o} - T_{ref})}{\ln\left(\frac{T_{cw,i} - T_{ref}}{T_{cw,o} - T_{ref}}\right)} \quad (2)$$

$$q'' = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (3)$$

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T_{LM}} \quad (4)$$

3. 이론 및 실험결과

3.1 내측 압력손실

단관 내측 유량을 변화시켜 가며 압력손실 실험을 수행한다. 본 실험장치의 냉수 순환라인에서 증발기와는 별도로 압력손실 실험을 위한 단관 배관라인을 설계 제작하고 단관은 길이 3m로 입출구에서 압력을 측정할 수 있도록 가공하여 설치하였다. 인버터와 연결된 펌프의 유량을 점차 올려 가며 그때의 유량 및 차압을 측정한다. 측정된 차압을 통하여 Darcy-Weisbach 관계식⁽³⁾으로 마찰계수를 구하는 식은 다음과 같다.

$$f = \frac{d}{L} \cdot \left(\frac{\Delta P}{\rho u^2 / 2} \right) \quad (5)$$

파이프 유동에서 관내의 형상에 대한 상사(sim-

ilarity)를 고려한 마찰계수 f 값을 실험으로 유추하기 위한 roughness Reynolds number는 다음과 같이 정의된다.

$$e^+ = \frac{eu^+}{\nu} = \frac{e}{d} \text{Re} \sqrt{\frac{f}{8}} \quad (6)$$

벽법칙(law of the wall)에 의한 속도 분포는 다음과 같다.

$$\frac{u}{u^*} = 2.5 \ln \frac{y}{e} + B(e^+) \quad (7)$$

마찰계수는 유동면적에서 속도분포를 적분하여 평균 속도로 표현이 가능하며 Nikuradse는 식(8)과 같이 마찰상사법칙이라는 실험적 근사식을 제시하였다.⁽⁴⁾ 이 식은 다른 내측 형상조건에 대하여 $B(e^+)$ 식만 각각 실험적으로 구할 수 있다면 어떤 형상에서도 적용이 가능하다.

$$\frac{\bar{u}}{u^*} = \sqrt{\frac{8}{f}} = -2.5 \ln \frac{2e}{d} - 3.75 + B(e^+) \quad (8)$$

단관 내측의 압력손실 실험을 통하여 식(5)의 마찰계수(f)를 측정하면 Fig. 2와 같다. 결과값은 무디차트와 10% 이내에서 잘 맞았다. 측정된 마찰계수를 이용하여 $B(e^+)$ 에 대한 근사식을 고려하면 다음의 식(9)와 같이 나타낼 수 있다. 또한 본 형상에 대하여만 적용할 수 있는 마찰계수와 Re의 실험식을 구성하면 식(10)과 같이 나타낼 수 있다.

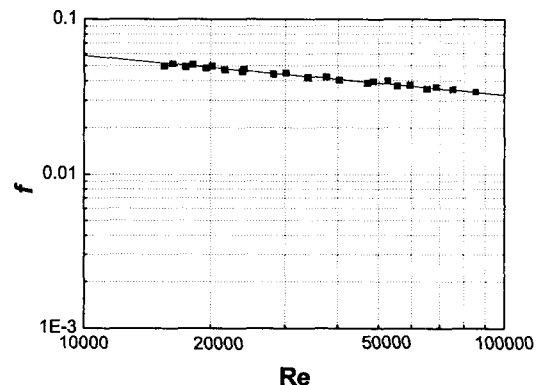


Fig. 2 Friction factor inside tube.

$$B(e^+) = 14.9 - 2.3 \ln \left(1 + \frac{450}{e^+} \right) \quad (9)$$

$$(30 < e^+ < 200)$$

$$f = 0.6027 \text{Re}^{-0.2539} \quad (15000 < \text{Re} < 90000) \quad (10)$$

근사식(9)와 앞서 언급한 식(6) 및 식(8)를 이용하면 이와 비슷한 형상에 대하여 다양한 표면 조도 및 다양한 유속조건에서 마찰계수의 예측이 가능하다.

3.2 내측 열전달계수

Wilson Plot 방법으로 관 외측 조건을 일정하게 유지한 상태에서 내측 조건을 다양하게 변화시키며 총합 열전달계수를 측정하면 외측 열전달계수 추정이 가능하다. 또한 각각의 총합 열전달계수에서 외측 열전달계수를 빼면 다양한 내측 유속 조건에 대한 내측 열전달계수 측정이 가능하다.

이 실험의 신뢰도에 있어 매우 중요한 것은 외측 조건을 일정하게 유지하는 것이다. 만약식 증발기의 외측은 풀비등 조건이며 그때의 비등 정도 즉 외측 열전달성능의 결정에 있어 냉매 포화압력과 주어지는 입력열량이 매우 중요한 요소로 작용하게 된다. 냉매의 포화압력 유지는 냉각수 유량을 제어함으로써 0.5% 이내로 제어가 가능하다. 그러나 히터에서 냉수에 입력되는 열량을 일정하게 유지한다고 해도 냉수의 유속이 증가함에 따라 펌프에서 입력되는 열량이 함께 증가한다. 따라서 펌프를 통하여 냉수에서 입력되는 열량만큼을 차감하기 위하여 예비실험을 통하여 펌프 입력 열량을 측정하였고 본 실험에서 그에 상당하는 열량을 히터에서 적게 주도록 세밀하게 조절하였다. 따라서 냉수에 입력되는 히터와 펌프 입력 열량이 합이 항상 일정하도록 하였다.

관 내측은 강제대류열전달로 뉴턴의 냉각법칙(Newton's law of cooling)이 그대로 적용되어 열유속은 온도차($T_b - T_{wi}$)에 정비례한다. 그러나 관 외측 풀비등 열전달은 그 열유속이 온도차에 정비례하지 않고 $(T_{wo} - T_{ref})^n$ 에 비례하게 되므로 뉴턴의 냉각법칙을 그대로 적용하기가 어렵다. 하지만 외측 비등 열전달계수 또한 내측 강제대류열전달 및 관 벽의 전도와 비슷한 형태로 정의하는 것이 편리하므로 외측 열전달계수가

온도차 또는 열유속의 함수로 가정하여 다음의 식(12)와 같이 간단하게 표현이 가능하다.

$$\frac{1}{UA_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} + R_{cond} \quad (11)$$

$$h_o = \frac{q''}{T_{wo} - T_{ref}} \quad (12)$$

$$\text{Nu} = \frac{h_i d_i}{k_i} = C_i \text{Re}^n \text{Pr}^{0.3} \quad (13)$$

$$Y = aX + b \quad (14)$$

$$Y = \frac{1}{UA_o}, \quad X = \frac{1}{\text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3}} \quad (15)$$

$$a = \frac{1}{C_i' A_i}, \quad b = \frac{1}{h_o A_o} + R_{cond} \quad (16)$$

식(11)의 열저항식에서 내측 열전달계수를 매우 크게 하여 내측 열저항의 무시가 가능하다고 가정했을 때의 총합 열전달계수와 열전도항에서 외측 열전달계수를 구할 수 있다.

일반적으로 원형관에서의 관 내측 열전달계수는 Dittus-Boelter의 냉각 과정으로 식(13)에서 $\text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3}$ 에 비례한다. 본 실험에 이용된 전열관은 내측이 열전달 촉진을 위하여 가공된 상태이므로 식(13)에 완벽하게 부합된다고 할 수 없다. 그러나 내측 텃지의 높이가 직경에 비하여 상당히 작으므로(이 경우 3% 이내) 일단 매끄러운 관에 해당하는 Dittus-Boelter 관계식을 계수(C_i)를 결정하지 않은 상태에서 반복법의 초기값으로 Re의 지수를 0.8로 사용한다. 이를 통하여 계산된 내측 열전달계수의 결과를 이용하여 이 형상에 맞는 내측 열전달 근사식을 다시 구성하고 여기서 새로운 계수와 지수를 결정하는 과정을 반복하여 이 형상에 가장 적합한 근사식의 수렴값을 얻고자 한다.

Re가 충분히 크다고 가정한다면 식(11)에서 내측 열저항은 무시가 가능하다. 외측 열전달계수(h_o)는 포화압력(또는 온도)이 일정한 상태에서 주로 단위면적당의 열량에 의하여 결정되므로 실험에서 냉수의 유속을 높더라도 입력열량을 잘 조절하여 같은 조건으로 맞추어 줄 수 있다면 외측 열전달계수를 결정할 수 있다.

초기 Wilson Plot 그래프를 구성하면 Fig. 3과

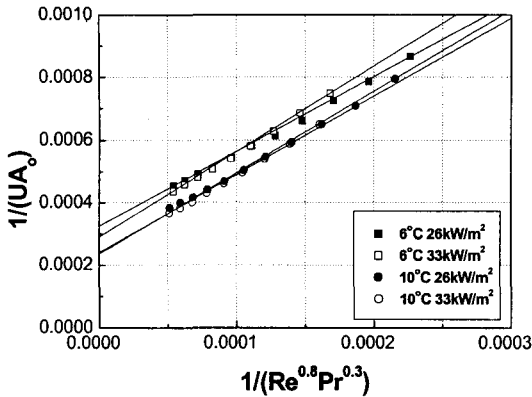


Fig. 3 Wilson Plot for various conditions.

같다. 냉매온도를 6°C, 10°C 두 가지로 구분하였고 각각에 대하여 외측 조건을 결정하는 입력 열량을 26kW/m²와 33kW/m²로 실험을 수행하였다. Fig. 3에서 보듯이 직선의 형태로 잘 나타났으며 이 그래프에서 각각의 y절편에 해당하는 값에서 전도저항 및 외측 전열면적이 상수이므로 그때의 외측 열전달계수를 계산해 낼 수 있다.

이 Wilson Plot 그래프에서 각 직선의 기울기는 식(16)에서 보듯이 상수로 같아야 한다. 그러나 그 기울기가 약간씩 차이를 보이는 것을 확인할 수 있다. 만약 실험값의 측정상의 오차가 적고 앞서 가정한 식(13)의 Re와 Pr의 지수들이 각각 0.8, 0.3으로 정확했다면 네 직선의 기울기는 같게 나타났을 것이다.

Fig. 3에서 y절편에 해당하는 값이 외측 열전달계수이므로 실험값인 U 와 식(11)을 이용하여 내측 열전달계수를 계산할 수 있다. 이를 무차원 Nu로 표현하면 Fig. 4의 형태가 되고 여기서 식

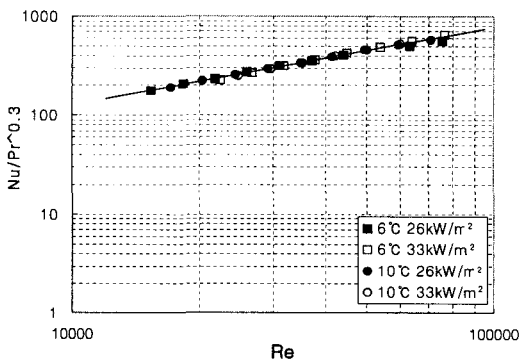


Fig. 4 Nusselt numbers inside tube.

Table 2 Iteration method for correlation

Iteration level	C_i	$ \Delta C_i $	n	$ \Delta n $
Initial guess			0.8	
1	0.1133		0.7642	3.58e-2
2	0.0914	2.19e-2	0.7849	2.07e-2
3	0.0898	1.51e-3	0.7865	1.61e-3
4	0.0897	1.20e-4	0.7866	1.29e-4
5	0.0897	1.11e-5	0.7867	1.22e-5
:				
100	0.0896	1.54e-6	0.7869	1.87e-6
:				
1000	0.0888	4.27e-7	0.7878	5.15e-7
:				
10000	0.0885	8.15e-13	0.7882	9.98e-13

(13)의 계수(C_i)와 새로운 지수(n)를 다시 결정할 수 있다. 이 식을 이용하여 Fig. 3을 다시 그리고 새로운 외측 열전달계수 및 내측 열전달계수를 구할 수 있으며, 식(13)에서 새로운 계수(C_i)와 지수(n)로 내측 열전달식을 구성한다. 이러한 반복법으로 계수(C_i)와 지수(n)가 일정 오차 이내에서 수렴값이 결정되도록 하는 반복법의 과정을 Table 2에 나타내었다. 일련의 과정을 10,000회 반복한 결과 전후값의 차이가 10^{-12} 이내에 수렴값을 얻을 수 있었으며 그 결과는 식(17) 및 Fig. 4와 같다.

서로 다른 4가지의 외측 조건에 대하여 내측 열전달계수 근사식은 식(17)과 같이 Re의 지수가 0.8이 아닌 그보다 약간 작은 0.7882로 이 전열관의 내측 형상에 더욱 적합한 하나의 근사식으로 표현이 가능했다. 초기의 가정($n=0.8$)에서 약 1.5% 작은 수렴값으로 그 차이가 매우 작으므로 초기 가정에 큰 무리가 없음을 증명한다. 반복법을 통하여 얻어진 내측 열전달계수의 최종 수렴값에 대하여 식(13)의 초기 가정($n=0.8$)에 맞추어 다시 근사식을 구해 보면 식(18)과 같이 그 계수값이 0.0782로 나타났다. 이는 Dittus-Boelter 식의 계수인 0.023과 비교하여 약 3.4배 큰 값으로 매끄러운 관에 비하여 열전달계수가 그만큼 크다고 판단할 수 있다. 두 근사식 식(17)과 식(18) 사이의 오차는 약 1.02%로 설계를 위한 총합 열전달계수 예측에 두 식 중에서 어느 쪽을 사용하여도 무방하다.

$$Nu = 0.0885 Re^{0.7882} Pr^{0.3} \quad (17)$$

(15000 < Re < 80000)

$$Nu = 0.0782 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (18)$$

(15000 < Re < 80000)

내측 열전달계수를 무차원 St로도 표현이 가능하며, 이것은 거친관에서 Dipprey and Sabersky⁽⁵⁾에 의해 개발된 식을 사용하여 식(20)와 같이 모델링이 가능하다.

$$St = \frac{h_i}{\rho C_p u} \quad (19)$$

$$g(e^+, Pr) = \bar{g}(e^+) Pr^m \quad (20)$$

$$= \frac{f/(8St) - 1}{\sqrt{f/8}} + B(e^+)$$

식(19)와 앞서 완성된 $B(e^+)$ 의 실험식을 이용하면 Fig. 5와 같이 $\bar{g}(e^+)$ 값으로 표현이 가능하며 이 값들에 대한 근사식을 Webb이 제시한 방법⁽⁶⁾으로 구성하면 식(21)과 같다. Pr의 지수도 0.57을 사용하였다.

$$\bar{g}(e^+) = 5.5783(e^+)^{0.1152} \quad (30 < e^+ < 150) \quad (21)$$

$B(e^+)$ 와 $g(e^+)$ 에 대한 실험식이 식(21)과 같이 구성되었다면 이것을 이용하여 원하는 설계조건에서 내측 열전달계수를 결정하는 것이 가능하다. 또한 관 내측 릿지 높이를 변화시켰을 때 수반되는 열전달 능력의 변동도 예측이 가능하다.

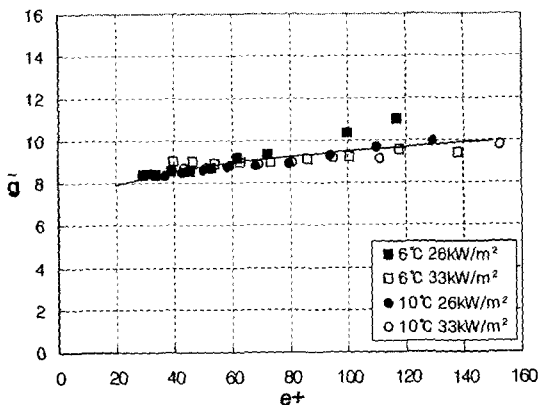


Fig. 5 Experimental correlation inside tube.

3.3 외측 비등 열전달계수

위에서 내측 열전달계수를 구하기 위하여 압력 손실에 대한 실험식 식(9) 또는 식(10)과 열전달 실험식 식(17) 또는 식(21)이 구성이 되었다면 외측 열전달계수에 대한 실험식을 구성하기 위한 과정은 다음과 같다.

냉매의 포화온도를 원하는 설정값으로 유지하도록 비등 시험부의 시스템 압력을 설정하고 증발기 입구의 냉수에 단계적으로 입력 열량을 증가시킨다. 설정된 냉매의 포화온도는 PID 제어를 통하여 냉각수측의 밸브로 유량을 조절하여 그 변화량이 ±0.003 bar 이내가 되도록 한다. 이 경우 냉수의 유속은 항상 일정하게 유지한다. 냉수의 입출구 온도와 냉매의 온도가 측정되므로 총합 열전달계수를 계산할 수 있다. 앞에서 구한 내측 열전달계수에 대한 실험식을 이용하여 식(11)의 총합 열전달계수에서 내측 대류열전달계수와 전도에 의한 열저항을 감안한다면 어렵지 않게 외측 열전달계수를 구할 수 있으며 냉수의 입력 열량에 따른 외측 열전달계수의 실험식을 주어진 형상 및 포화 압력에서 열량만의 함수로 간단히 구성할 수 있다.⁽⁷⁾

현재 산업용 및 건물공조용 대형 터보냉동기에서 주로 사용하고 있는 냉매인 R123과 R134a에 대하여 관 외측 풀비등 열전달계수의 실험값 및 근사식을 Fig. 6과 Fig. 7에서 나타내었다.

각 그래프가 나타내는 값의 타당성 및 본 형상 조건에서 외측 열전달 성능의 평가를 위하여 비슷한 형상에 대하여 실험을 수행한 Webb and Pais⁽⁷⁾ 및 Kim and Kim⁽⁸⁾ 등과 그 값을 비교하였다. 본 형상의 전열관은 실제 터보냉동기의 설계에서 많이 쓰이는 범위에서 R123 냉매에 대하여는 대동소이한 값을 가졌으며 R134a 냉매에 대하여는 비교 대상에 비하여 다소 좋은 성능이 나타남을 확인할 수 있었다.

Fig. 6에서와 같이 R123 냉매에서 풀비등 열전달계수는 냉매의 포화온도에 그리 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 반면 Fig. 7의 R134a 냉매의 경우는 온도에 따라 상당히 큰 차이를 보였으며 실험을 수행한 -5°C 이상의 온도에서 열전달계수는 모두 R123에 비하여 큰 값으로 나타났다. 특히 설계에 주로 많이 사용되는 $T_{ref}=6°C$ 및 $q''=10,000\sim 30,000\text{ W/m}^2$ 에 대하여 R134a의 풀비등

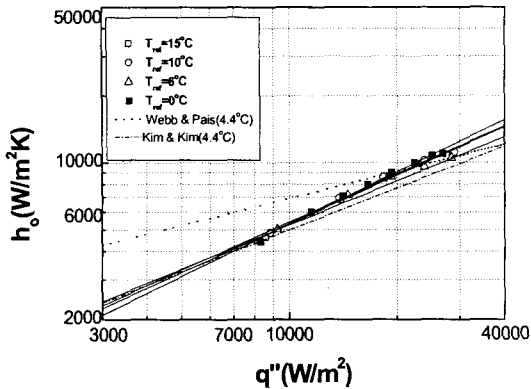


Fig. 6 Boiling heat transfer coefficients for R123.

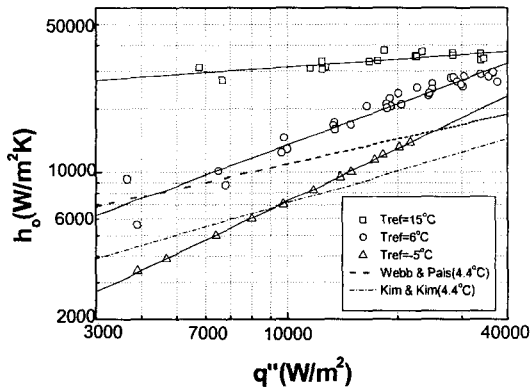


Fig. 7 Boiling heat transfer coefficients for R134a.

열전달계수는 본 형상의 전열관의 경우 약 2.3~2.5배 정도 R123에 비하여 높았다. 이는 실험에 사용된 전열관이 냉매 R123보다는 R134a에 더 적합하도록 설계되었음을 보여준다.

냉매온도 6°C 및 15°C에서 단위면적당의 열량(q'')이 35,000 W/m² 이상에서 열전달계수값이 점차 작아지는 경향을 보였다. 이는 열전달계수가

Table 3 Boiling heat transfer coefficient correlation, $h_o = C(q'')^m$

Refrigerant	Temperature (°C)	C	m
R123		7.6236	0.7123
R134a	15	5049.1	0.1925
	6	36.511	0.6429
	-5	1.8622	0.8905

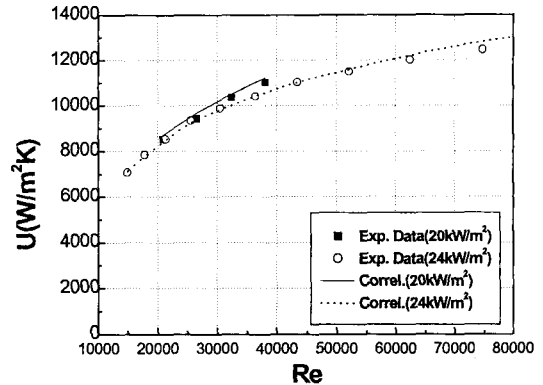


Fig. 8 Comparison between experimental data and correlation ($T_{ref}=6^\circ\text{C}$).

최대가 되는 log-log 비등곡선의 변곡점이 이 범위에서 존재하는 것으로 추정된다. 따라서 단위면적당 열량이 35,000 W/m² 이상이 되도록 증발기를 설계하는 것은 비효율적임을 나타내며 설계상 주의를 요한다. 외측 비등 열전달근사식을 단위면적당 열량에 대하여 Table 3과 같이 정리할 수 있다.

Fig. 8은 실험식의 실효성을 검증하기 위하여 근사식을 구성할 때 사용한 값과는 다른 열량조건 및 내측 유량조건을 이용하여 실험값과 근사식을 통한 값을 비교하고자 하였다. 단위면적당 열량이 20 kW/m²과 24 kW/m²에 대하여 그림에서와 같이 근사식에 의한 값들이 실험값과 그리크지 않은 오차범위에서 일치하는 것을 볼 수 있다. 다만 Re가 70,000 이상에서 약간 차이를 보이고 있지만 현재 터보냉동기의 만액식 증발기의 설계는 대개 Re가 10,000~40,000, 그리고 단위면적당의 열량(q'')이 10,000~30,000 W/m²에서 이루어지므로 본 실험식을 설계의 기본자료로 이용하는 데 어려움이 없을 것으로 생각된다.

4. 결론

(1) 만액식 증발기에서 Wilson Plot 방법을 통하여 총합 열전달계수를 측정하여 내측 및 외측 열전달계수로 분리가 가능하다. 관온은 외측 풀비등 조건을 항상 동등하도록 맞추어 주는 데 있으며 내측 실험식의 선 구성과 외측 조건변화에 대한 추가 시험과정을 거쳐 외측 실험식의 구성도 가능하다.

(2) Wilson Plot방법을 통한 내측 열전달계수 측정은 다양한 외측 조건에 영향 받지 않고 Re 와 Pr의 관계식으로 정리 가능했으며 설계의 기본자료로 쓰기에 충분한 실효성을 갖는다. 본 형상의 전열관에 대하여 내측 열전달계수는 매끄러운 관의 약 3.4배에 해당하는 값을 나타냈다.

(3) 본 형상의 전열관에 대하여 외측 풀비등 열전달성능은 $T_{ref}=6^{\circ}\text{C}$, $q''=10,000\sim 30,000\text{ W/m}^2$ 에서 2.3~2.5배 정도 R134a가 R123에 비하여 훨씬 큰 값으로 나타났다.

(4) 본 형상의 전열관에 대하여 R123 냉매의 비등 열전달계수는 포화압력(또는 온도)의 변화에 그리 크게 영향을 받지 않는데 반하여 R134a 냉매는 포화온도가 낮아지면 비등 열전달계수 또한 급격히 작아지므로 설계시 주의를 요한다.

(5) 냉매 R134a의 경우 상온 포화온도 조건에서 외측 열전달계수의 최대값이 $q''=35,000\text{ W/m}^2$ 부근에서 나타났다.

참고문헌

1. Wilson, E. E., 1915, A basis for rational design of heat transfer apparatus, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., Vol. 37, pp. 47-70.
2. Kumar, R., Varma, H. K., Agrawal, K. N. and Mohanty, B., 2001, A comprehensive study of modified Wilson Plot technique to determine the heat transfer coefficient during condensation of steam and R-134a over single horizontal plain and finned tubes, Heat Transfer Engineering, Vol. 22, No. 2, pp. 3-12.
3. White, F. M., 1979, Fluid Mechanics, McGraw-Hill, p. 322.
4. Nikuradse, J., 1933, Laws of Flow in Rough Pipes, VDI Forschungsheft, p. 361.
5. Dipprey, D. F. and Sabersky, R. H., 1963, Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl number, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 6, pp. 329-353.
6. Webb, R., 1992, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley & Sons Inc., New York, pp. 241-242, 262.
7. Webb, R. and Pais, C., 1992, Nucleate pool boiling data for five refrigerants on plain, integral-fin and enhanced tube geometries, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35, No. 8, pp. 1893-1904.
8. Kim, T. H. and Kim, N. H., 1999, Pool boiling performance of enhanced tubes at a flooded evaporator of turbo chiller, Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 11, No. 6, pp. 808-814.