

흡수식 냉동기 재생기용 고성능 전열관의 풀비등 성능

심용섭¹, 김내현^{*}

¹인천대학교 기계시스템공학부

Pool Boiling Performance of Enhanced Tubes for the Generator of an Absorption Chiller

Yong-Sub Sim¹, Nae-Hyun Kim^{*}

¹Division of Mechanical Engineering, Incheon National University

요약 흡수식 냉동기의 고효율화와 소형화를 위해서는 고성능 전열관의 연구가 필수적이다. 하지만 재생기용 전열관에 대한 연구는 많이 미흡한 실정이다. 본 연구에서는 만액식 재생기용 전열관의 성능을 파악하기 위한 기초연구로, 형상이 다른 7종의 전열관에 대해 풀비등 실험을 수행하고 비등열전달계수를 도출하였다. 실험은 압력 7.38~101.3 kPa, 열유속 20~40 kW/m²의 범위에서 수행되었다. 실험결과 모든 전열관에서 압력이 증가하고 열유속이 증가할수록 비등열전달계수 값은 증가하였다. 대기압 조건에서는 notched fin 관과 low fin 관이 높은 비등열전달계수를 나타내었고(열전달계수가 가장 낮은 19.0 mm O.D. 평활관의 225% 와 202%), 압력이 낮아질수록 low fin 관이 다른 전열관에 비해 현저히 높은 비등열전달계수를 나타내었다 (12.34와 7.38 kPa에서 19.0 mm O.D. 평활관의 290%와 288%).

Abstract For performance improvement and compactness, usage of enhanced tube is inevitable. However, studies on enhanced tubes for generator is very limited. In this study, pool boiling tests were conducted for 7 heat transfer tubes. Test range covered pressure 7.38~101.3 kPa and heat flux 20~40 kW/m². Results show that boiling heat transfer coefficient increases as pressure or heat flux increases. Under atmospheric condition, high heat transfer coefficients were obtained for notched fin and low fin tubes(225% and 202% of the 19.0 mm smooth tube, which yielded the lowest heat transfer coefficient). As pressure decreased, high heat transfer coefficients were obtained for a low fin tube(290% and 288% of the 19.0 mm smooth tube at 12.34 and 7.38 kPa).

Key Words : Absorption chiller, Pool boiling, Heat transfer coefficient

1. 서론

산업의 발전과 삶의 수준의 향상에 따라 보다 쾌적한 생활공간을 추구하기 위한 냉방에너지의 수요가 해마다 급격히 증가하고 있다. 건물의 냉방에는 압축식 냉동기가 많이 사용되고 있지만 전력수급 불균형 문제와 오존층 파괴와 같은 지구환경문제를 유발한다. 이를 해결하기 위한 방안으로 흡수식 냉동기에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

현재 보급되고 있는 흡수식 냉동기는 주로 냉매로 물이, 흡수제로 리튬브로마이드 수용액이 사용되고 있다. 이 흡수식 냉동기는 재생기, 증발기, 흡수기 및 응축기 등의 열교환기들로 구성되며, 각각 기능에 적합한 형상의 전열관을 사용한다. 이 가운데 응축기와 증발기는 냉매로 물이 사용되지만 흡수기와 재생기는 리튬브로마이드 수용액이 사용된다.

흡수식 냉동기의 고효율화와 소형화를 위해서는 고성능 전열관의 연구가 필수적이다[1-6]. 하지만 주로 흡수

^{*}Corresponding Author :Nae-Hyun Kim (Incheon Univ.)

Tel: +82-32-835-8420 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received October 21, 2014

Revised (1st December 02, 2014, 2nd January 13, 2015)

Accepted March 12, 2015

Published March 31, 2015

기용 전열관의 고성능화에 관한 연구가 대부분이고 재생기용 전열관에 대한 연구는 많이 미흡한 실정이다[7-10]. 흡수식 냉동기의 주요 부품인 재생기는 전열관군으로 구성되는데 리튬브로마이드 수용액이 공급되는 형태에 따라 만액식과 유액막식 형태로 구분할 수 있다. 유액막식은 냉매가 관외측에서 액막형태로 흐르면서 열 및 물질전달을 수행하는데 전열성능이 높고 냉매충전량이 소량인 반면 관 외측에 균일한 액막이 형성되지 않는 어려움이 있다[9]. 만액식은 전열관 전체를 냉매에 잠기게 하여 풀비등 형태로 열 및 물질전달을 수행한다. 유액막식에 비하여 냉매충전량이 다량 소요되는 반면 재생기를 안정적으로 운전할 수 있는 장점이 있다.

만액식 재생기용 전열관에 관한 연구로는 Varma et al.[7]이 순수 물과 LiBr 수용액을 사용하여 압력 4~9.93 kPa, 열유속 15~108 kW/m²의 조건에서 수평원관의 풀비등 실험을 수행하였다. 그들은 LiBr 수용액에서의 비등열전달계수는 순수 물에서의 값보다 작으며, LiBr 수용액의 농도가 높아질수록 비등열전달계수는 작아진다고 보고하였다. Yoon et al.[8]도 순수 물과 LiBr 수용액을 사용하여 압력 9.3~40 kPa, 열유속 7~80 kW/m² 수평원관 풀비등 실험을 통해 재생기의 비등특성과 계면활성제의 영향을 파악하였다.

상기 문헌조사 결과 만액식 재생기의 경우 평활원관에 대해서만 연구가 이루어졌을 뿐 고성능 성형가공관에 대해서는 연구가 전무함을 알 수 있다. 본 연구에서는 흡수식 냉동기에 사용되는 2종류의 평활원관과 5종류의 성형가공관에 대하여 만액식 풀비등 실험을 수행하고 이로부터 최적의 전열관을 도출하였다. 실제 재생기에는 리튬브로마이드 수용액이 순환하나 본 실험은 우선 순수 물을 사용하여 수행하였다. 순수 물을 사용하더라도 전열관 성능에 대해 상대비교는 가능할 것으로 판단된다. 실험은 포화압력을 변화시키며(101.3 kPa, 12.34 kPa, 7.38 kPa) 수행하였는데 101.3 kPa의 포화온도는 100℃, 12.34 kPa의 포화온도는 50℃, 7.38 kPa의 포화온도는 40℃이다.

2. 실험장치 및 방법

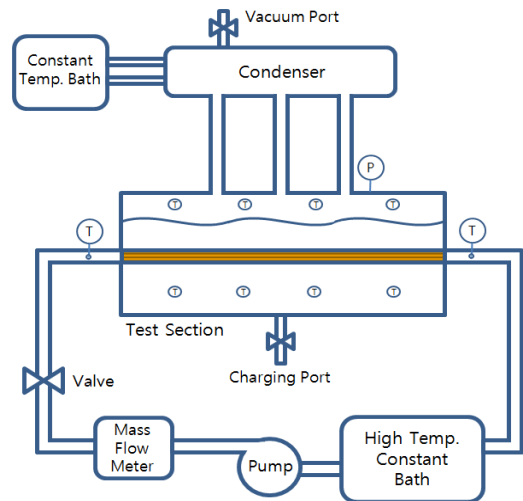
2.1 전열관

Table 1은 본 실험에서 사용되어진 7종류의 재생기용

전열관의 형상과 제원을 나타내었다. 외경이 16mm인 전열관 5종(bare, corrugated, floral, notched fin, nf)과 외경 19mm의 전열관 2종(bare, low fin)이다. 전열관의 전체 길이는 1,200mm이며 전열관 양단의 비가공부 길이는 각각 100mm로, 전열관의 전열길이는 1,000mm이다.

[Table 1] Dimensions of test tubes

Type	Photo	Dimensions
Bare (16mm)		O.D : 16.0 mm I.D : 15.0 mm
Corrugated (16mm)		O.D : 16.0 mm, I.D : 14.8 mm Groove pitch : 14.0 mm Groove depth : 0.4 mm
Floral (16mm)		Hydraulic diameter : 11.7 mm Number of start : 12 ea Tube thickness : 0.6 mm Floral angle : 30°
Notched Fin (16mm)		O.D : 16.0 mm, I.D : 14.5 mm Fin height : 0.37 mm Fins per inch : 27 ea/inch
NF (16mm)		Hydraulic diameter : 11.7 mm Number of start : 12 ea Tube thickness : 0.6 mm Fin height : 0.37 mm Fins per inch : 27 ea/inch
Bare (19mm)		O.D : 19.0 mm I.D : 18.0 mm
Low Fin (19mm)		O.D : 19.0 mm I.D : 14.46 mm Fin height : 1.45 mm Fins per inch : 26 ea/inch



[Fig. 1] Schematic view of experimental apparatus

2.2 실험장치

Fig. 1에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 실험장치는 크게 시험부와 관내측 물순환 시스템으로 구성된다. 시험부는 내경 200mm, 길이 1,000mm, 두께 15mm의 SUS 재질의 원통으로 제작하였고, 시험부 중심에 전열관을 플랜지와 O-ring으로 체결하였다.

전열관 내부에는 일정 유량의 고온수가 흐르게 되는데, 이를 위한 관내측 물순환 시스템은 고온 항온수조, 순환 펌프, 질량유량계(Micro Motion), 유량조절 밸브로 구성된다. 고온 항온수조에는 히터, 전력조정기, 디지털 온도 조절계와 온도센서가 장착되어 고온 항온수조 내의 압력을 약 5 bar($T_{sat}=150^{\circ}\text{C}$)로 유지하여 액상의 고온수가 일정하게 흐를 수 있도록 제작하였다. 전열관 내부를 흐르는 고온수에 의해 시험부 외측에서 발생하는 증기는 시험부 상단에 위치한 응축기로 유입되어 응축된 후 다시 시험부로 유입된다. 응축기에는 항온수조가 연결되어 포화온도를 조절하였다.

시험부 내의 액체온도와 기체온도를 측정하기 위해 시험부 상부와 하부에 열전대를 200mm 간격으로 각각 4개씩 부착하였다. 시험부 상부에는 압력계를 장착하여 압력을 측정하였고, 전열관의 비등현상을 가시화할 수 있도록 시험부 중앙에 sight glass를 설치하였다. 전열관 입출구에는 각 3개씩 열전대를 설치하여 물의 입출구 온도를 측정하였다. 실험장치는 외부로의 열손실을 최소화하기 위하여 약 30mm 두께의 단열재로 단열하였으며 온도, 압력 및 유량 등의 모든 데이터는 데이터 취득장치를 통해 컴퓨터에 저장된다.

실험은 Table 2에 나타나 있듯이 세 종류의 압력(7.38, 12.34, 101.3 kPa)과 세 종류의 열유속(20, 30, 40 kW/m^2)에서 수행되었다. 압력은 시험부 상부의 응축기에 공급되는 냉각수의 온도로서 조절하였고, 열유속은 전열관 내로 공급되는 고온수의 온도를 변화시켜 조절하였다.

실험장치는 대기압 미만 압력에서 구동하기 때문에 기밀을 확인하기 위해 압축공기와 진공펌프를 이용하여 고압 상태(8기압)와 저압 상태(진공)에서 누설여부를 확인하였다. 48시간 동안 시험부 내의 압력변화를 체크하여 시간당 0.1 kPa 이내로 시험부의 기밀을 유지하였다. 실험장치의 기밀을 확인한 후 진공상태에서 주입부를 통하여 시험부 내로 전열관 상부 40mm까지 순수 물을 충전시킨 후 최대 열유속 조건에서 약 2시간 정도 시운전하면서 용액내의 잔존가스를 제거하였다. 시험 조건을 변

화시킨 후 정상상태까지는 대략 30분 정도가 소요되었고, 정상상태에서 약 2분 동안 데이터를 취득하였다.

[Table 2] Experimental conditions

Test Solution	Pure water
Pressure	7.38, 12.34, 101.3 [kPa]
Heat Flux	20, 30, 40 [kW/m^2]

2.2 실험장치

시험부 중앙에 설치된 전열관 내부를 흐르는 고온수의 유량과 입출구 온도 데이터로부터 아래의 식으로 전열관의 열량을 계산한다.

$$Q = m_w C_{p_w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (1)$$

전열관의 총괄열전달계수 UA 관계식은 아래와 같다.

$$Q = UA \Delta T_{lm} \quad (2)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{w,in} - T_{w,out}}{\ln \frac{T_{w,in} - T_{liquid}}{T_{w,out} - T_{liquid}}} \quad (3)$$

$$\frac{1}{h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{k A_m} \quad (4)$$

전열관의 비등열전달계수(h_o)는 Wilson Plot 법[11]을 사용하여 식 (4)로부터 구하였다. Wilson Plot 법은 벽면 온도를 측정하지 않고 관외측 열전달계수를 구하는 방법으로, 전열관 외측 조건을 일정하게 유지시킨 상태에서 전열관 내측의 조건을 변화시키면서 총괄열전달계수를 측정하면 외측 비등열전달계수의 값이 도출된다. Wilson Plot 법을 이용한 실험의 신뢰도에 있어 중요한 것은 외측 조건을 일정하게 유지하는 것이다. 만약식 재생기 전열관의 외측은 풀비등 조건이며 이때의 비등성능은 포화온도와 열유속이 결정한다. 따라서 관외측의 포화온도와 열유속을 일정하게 유지하며 실험을 수행하여야 하는데 열유속을 일정하게 유지하기 위해서는 전열관 입구온도를 변화시키고, 포화온도를 일정하게 유지하기 위해서는

시험부 상부에 위치한 응축기로 유입되는 항온수조의 온도를 변화시켜 관외측 조건이 일정하게 유지되도록 하였다. 참고로 식 (4)에서 전열축진관의 관내외측 전열면적 A_i 와 A_o 는 축진형상 가공전 원관의 내면적과 외면적을 사용하였다. 계측장비의 오차는 질량유량계 $\pm 0.1\%$, 열전대 $\pm 0.1\%$, 압력계 $\pm 0.15\%$ 이다. 실험 데이터에 대한 불확실성 해석[12]을 수행한 결과 열유속은 1.8~4.6%, 비등열전달계수는 5.6~17.6%의 오차값을 가진다.

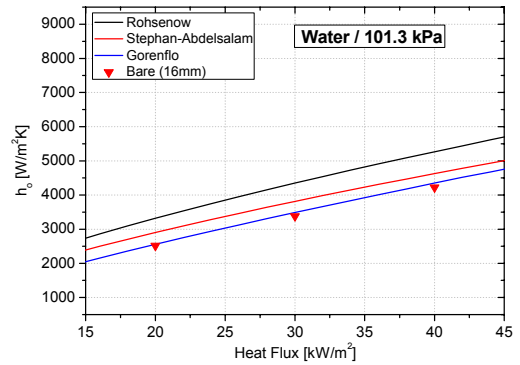
3. 실험결과 및 고찰

3.1 평활관(외경 16mm)관의 대기압 실험

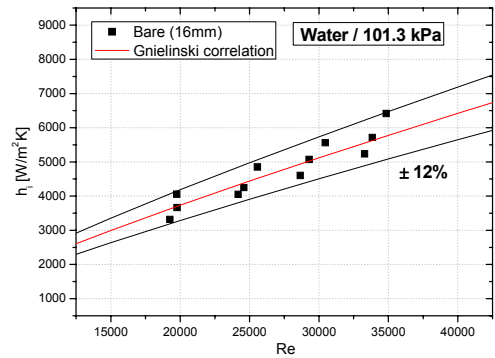
실험결과와 신뢰도를 확인하기 위하여 평활관에서 순수 물의 풀비등 성능을 잘 예측하는 것으로 알려진 Rohsenow[13], Stephan-Abdelsalam[14] 및 Gorenflo[15]의 상관식들과 대기압에서 평활관의 비등열전달계수를 Fig. 2에 나타내었다. 이 그림은 Gorenflo의 상관식이 실험결과를 적절히 예측하는 것을 보여주고 있다. Wilson Plot 법을 이용하여 얻어진 UA 값에서 상기 관외측 비등열전달계수 값을 빼면 관내측 열전달계수를 도출할 수 있다. Fig. 3에 평활관의 관내측 열전달계수와 Gnielinski 상관식[15]을 비교하였는데, Gnielinski 상관식이 적절히 예측함을 알 수 있다. 이로부터 Wilson Plot 법이 본 논문의 자료처리에 적절하게 사용되고 있음을 재차로 확인할 수 있다.

3.2 풀비등 실험결과

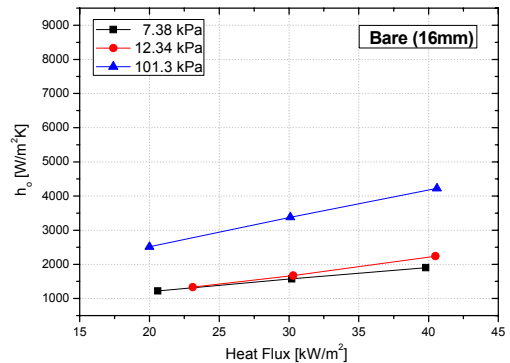
Fig. 4 ~ Fig. 10에 7종의 전열관의 실험결과를 각각 나타내었다. 이 그림들은 모든 전열관에 있어서 압력이 12.34 kPa로 줄어들수록 열전달계수가 현저히 줄어들음을 보인다. 압력이 7.38 kPa이 되면 열전달계수는 좀 더 줄어든다. 이는 Lee et al.[10]의 실험결과와도 일치하는데 압력이 낮아질수록 포화온도가 낮아지고 표면장력은 증가하게 된다. 이로 인해 전열관으로부터의 기포이탈 크기는 커지고 기포발생 위치의 수는 현저히 감소하여 비등열전달계수는 감소하는 것으로 판단된다. Fig. 4에는 16 mm O.D. 평활관의 열전달계수를 나타내었다. 12.34 kPa, 7.38 kPa 에서의 평균 열전달계수는 101.3 kPa 에서의 평균 열전달계수 대비 51.8%, 46.5%로 낮게 나타났다.



[Fig. 2] Heat transfer coefficient(h_o) of bare(16mm) tube compared with correlations



[Fig. 3] Heat transfer coefficient(h_i) of bare(16mm) tube compared with Gnielinski correlation



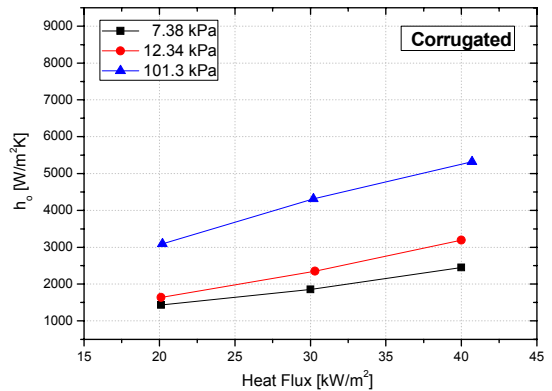
[Fig. 4] Effect of the pressure on heat transfer coefficient(h_o) for bare(16mm) tube

Fig. 5에는 corrugated 관의 열전달계수를 나타내었다. 12.34 kPa, 7.38 kPa 에서의 평균 열전달계수는 101.3 kPa 에서의 평균 열전달계수 대비 56.4%, 45.1%로 낮게 나타났다. Fig. 6에는 floral 관의 열전달계수를 나타내었다.

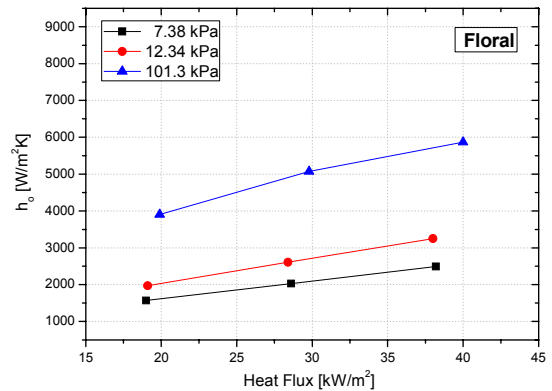
12.34 kPa, 7.38 kPa 에서의 평균 열전달계수는 101.3 kPa 에서의 평균 열전달계수 대비 52.7%, 41.0%로 낮게 나타났다. Fig. 7에는 notched fin관의 열전달계수를 나타내었다. 12.34 kPa, 7.38 kPa 에서의 평균 열전달계수는 101.3 kPa 에서의 평균 열전달계수 대비 32.1%, 26.1%로 낮게 나타났다. Fig. 8에는 notched floral관의 열전달계수를 나타내었다. 12.34 kPa, 7.38 kPa 에서의 평균 열전달계수는 101.3 kPa 에서의 평균 열전달계수 대비 42.7%, 36.2%로 낮게 나타났다. Fig. 9에는 19 mm O.D. 평활관의 열전달계수를 나타내었다. 12.34 kPa, 7.38 kPa 에서의 평균 열전달계수는 101.3 kPa 에서의 평균 열전달계수 대비 52.0%, 43.9%로 낮게 나타났다. Fig. 10에는 low fin관의 열전달계수를 나타내었다. 12.34 kPa, 7.38 kPa 에서의 평균 열전달계수는 101.3 kPa 에서의 평균 열전달계수 대비 74.5%, 62.5%로 낮게 나타났다. 상기 논의로부터 압력에 따른 감소율은 low fin관이 가장 크고 notched fin관이 가장 작음을 알 수 있다.

Fig. 11은 대기압에서 7종 전열관에 대한 풀비등 실험 결과를 나타내었다. 열유속이 증가함에 따라 모든 전열관의 비등열전달계수는 증가하였으며, notched fin 관이 순수 물의 대기압 조건에서 가장 높은 비등열전달계수를 보였으며, 다음으로 low fin 관이 높은 비등열전달계수를 보였다. 열전달 계수가 가장 작은 19 mm O.D. 평활관 대비 열전달계수는 notched fin관이 225%, low fin 관이 202%, floral관이 169%, notched floral 관이 159%, corrugated관이 145%, 16 mm O.D.관이 115%로 높게 나타났다.

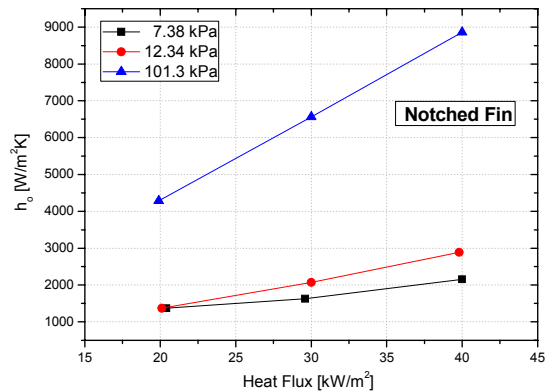
Fig. 12와 Fig. 13에 압력 12.34 kPa과 7.38 kPa에서 열 유속 변화에 따른 비등열전달계수를 나타내었다. 대기압 조건에서의 풀비등 실험결과와는 달리 압력 7.38 kPa과 12.34 kPa에서는 low fin 관이 다른 전열관에 비해 월등히 높은 비등열전달계수를 나타내었고, 다음으로 floral 관, corrugated 관이 높은 비등열전달계수를 보였다. Low fin 관의 경우 핀과 핀 사이가 핀으로 막혀 있어 유체가 서로 소통할 수 없는 구조로 되어 있다. 따라서 핀 사이에서 생성된 기포는 열체널의 기포와 섞이지 않고 독립적으로 이탈하는 경향이 있다. 이로 인하여 기포의 크기가 상대적으로 작고 발생빈도는 높아지게 되어 낮은 압력에서도 높은 열전달계수를 유지하는 것으로 판단된다.



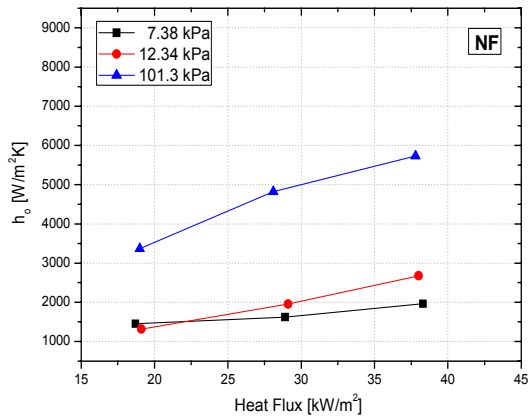
[Fig. 5] Effect of the pressure on heat transfer coefficient(h_o) for corrugated tube



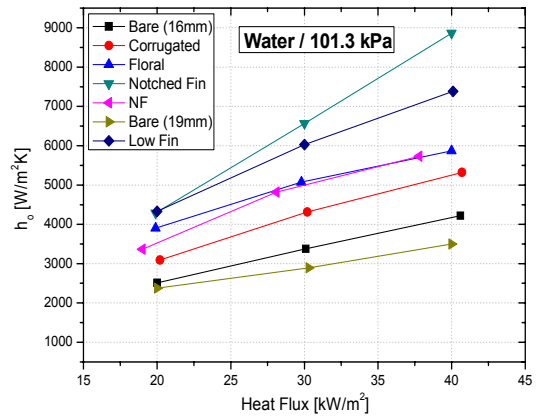
[Fig. 6] Effect of the pressure on heat transfer coefficient(h_o) for floral tube



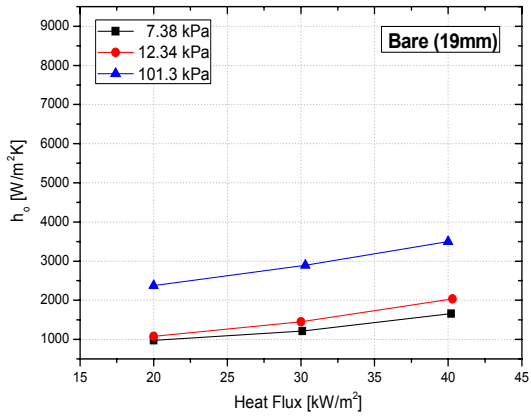
[Fig. 7] Effect of the pressure on heat transfer coefficient(h_o) for notched fin tube



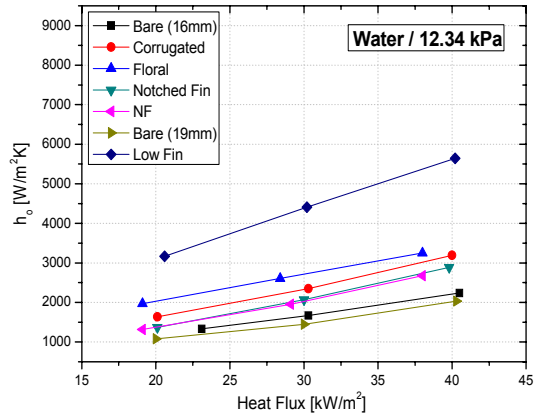
[Fig. 8] Effect of the pressure on heat transfer coefficient(h_o) for nf tube



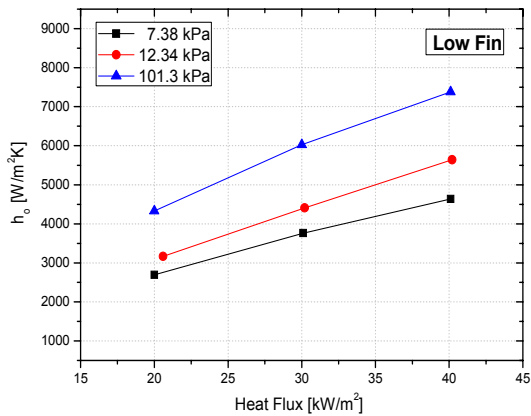
[Fig. 11] Comparison of heat transfer coefficients(h_o)
Variation of h_o with heat flux at 101.3 kPa



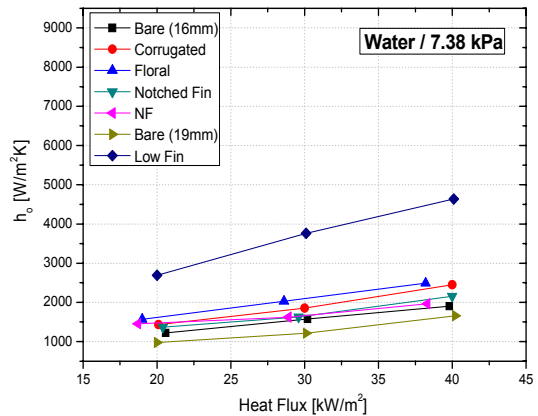
[Fig. 9] Effect of the pressure on heat transfer coefficient(h_o) for bare(19mm) tube



[Fig. 12] Comparison of heat transfer coefficients(h_o)
Variation of h_o with heat flux at 12.34 kPa



[Fig. 10] Effect of the pressure on heat transfer coefficient(h_o) for low fin tube



[Fig. 13] Comparison of heat transfer coefficients(h_o)
Variation of h_o with heat flux at 7.38 kPa

압력 12.34 kPa에서 열전달 계수가 가장 작은 19 mm O.D. 평활관 대비 열전달계수는 low fin관이 290%, floral관이 172%, corrugated관이 157%, notched fin관이 139%, notched floral관이 130%, 16 mm O.D.관이 115%로 높게 나타났다. 압력 7.38 kPa에서 열전달 계수가 가장 작은 19 mm O.D. 평활관 대비 열전달계수는 low fin관이 288%, floral관이 158%, corrugated관이 249%, notched fin관이 134%, notched floral관이 131%, 16 mm O.D.관이 122%로 높게 나타났다.

4. 결론

본 연구에서는 만액식 재생기용 전열관의 성능을 파악하기 위한 기초연구로, 형상이 다른 7종의 전열관에 대해 풀비등 실험을 수행하고 비등열전달계수를 도출하였다. 실험은 압력 7.38~101.3 kPa, 열유속 20~40 kW/m²의 범위에서 수행되었으며, 주된 결론은 다음과 같다.

- 1) 압력이 증가하고 열유속이 증가할수록 비등열전달 계수 증가함을 보였다.
- 2) 대기압 조건에서는 notched fin 관과 low fin 관이 가장 좋은 비등열전달계수 값(열전달계수가 가장 낮은 19.0 mm O.D. 평활관의 225% and 202%)을 보였다.
- 3) 압력이 낮은 12.34와 7.38 kPa에서는 low fin 관이 다른 전열관에 비해 월등히 높은 비등열전달계수 값(열전달계수가 가장 낮은 19.0 mm O.D. 평활관의 290%와 288%)를 보였다.

References

[1] Yoon, J. I., Oh, H. K., and Kashiwagi, T., "Characteristics of heat and mass transfer for a falling film type absorber with insert spring tubes", *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 19, No. 6, pp. 1501-1509, 1995

[2] Kawamata, O., Otani, T., Ishitulia, N., and Aliyanchi, T., "Development of high performance heat transfer tubes for absorber of absorption refrigerator", *Hitachi Corporation*, Vol. 8, pp. 57-62, 1985

[3] Furukawa, M., Sasaki, N., Kaneko, T., and Nosetani, T., "Enhanced heat transfer tubes for absorber of absorption

chiller/heater", *Trans. of the JAR*, Vol. 10, No. 2, pp. 219-226, 1993

[4] Yoon, J. I., Kwon, O. K., and Moon, C. G., "Experimental investigation of heat and mass transfer on absorber with several enhanced tubes", *KSME International Journal*, Vol. 13, No. 9, pp. 640-646, 1999

[5] Lee, K. T., Lee, H. S., Moon, C. G., Kang, K. C., and Yoon, J. I., "Experimental Study on Performance Characteristics of Absorber with Variations of Tube Diameters", *Journal of the Korea society for power system engineering*, pp. 328-333, 2004

[6] Kwon, O. K., Cha, D. A., Yun, J. H., and Kim, H. S., "A Study on The Heat Transfer Performance of Evaporator Heat Transfer Tube for Absorption Chiller", *Korean journal of air-conditioning and refrigeration engineering*, Vol. 21, No. 4, pp. 215-221, 2009

[7] Varma, H. K., Mehrotra, R. K., and Agrawal, K. N., "Heat transfer during pool boiling of libr-water solutions at subatmospheric pressures", *International Communications in Heat Mass Transfer*, Vol. 21, No. 4, pp. 539-548, 1994
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0735-1933\(94\)90053-1](http://dx.doi.org/10.1016/0735-1933(94)90053-1)

[8] Yoon, J. I., Lee, Y. H., and Oh, H. K., "Experimental Study of Surfactant Effect on Generator Pool Boiling Heat Transfer", *Transactions of the KSME*, pp. 143-146, 1994

[9] Lee, J. H., Kim, B. L., Lee, K. P., and Park, C. W., "A study on performance characteristics of heating tubes used in the falling film generator of a hot water driven absorption chiller", *Transactions of the KSME*, Vol. 2013, No. 12, pp. 873-876, 2013

[10] Lee, C. C., Chuah, Y. K., Lu, D. C., and Chao, H. Y., "Experimental investigation of pool boiling of lithium bromide solution on a vertical tube under subatmospheric pressures", *International Communications in Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 309-320, 1991
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0735-1933\(91\)90018-Y](http://dx.doi.org/10.1016/0735-1933(91)90018-Y)

[11] Wilson, E. E., "A basis of rational design of heat-transfer apparatus", *Trans. ASME*, Vol. 37, pp. 47-70, 1915

[12] Kline, S. J. and McClintock, F. A., "The description of uncertainties in single sample experiments", *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3-9, 1953

[13] Rohsenow, W. M., "A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids", *Trans. ASME*, Vol. 74, pp. 969-975, 1952

[14] Stephan, K., and Abdelsalam, M., "Heat transfer correlations for natural convection boiling", *Int. J. Heat*

Mass Transfer, Vol. 23, pp. 73-87, 1980

DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(80\)90140-4](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(80)90140-4)

- [15] Gorenflo, D., "Pool boiling" in VDI Heat Atlas(English Version), VDI-Verlag Dusseldorf, Germany, 1993
- [16] Gnielinski, V., "New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow", International Journal of Chemical Engineering, Vol. 1, pp. 359-368, 1976

심 용 섭(Yong-Sub Sim)

[정회원]



- 2014년 2월 : 인천대학교 (공학 박사)
- 2014년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기술혁신센터

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 내용

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 내용