

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2009.33.7.520

쉐브론 각도변화에 따른 판형 고온 용액열교환기의 성능평가

권오경[†] · 차동안^{*} · 윤재호^{*} · 김효상^{**}

(2008년 12월 31일 접수, 2009년 6월 8일 수정, 2009년 6월 8일 심사완료)

Performance Evaluation of Plate Heat Exchanger with Chevron Angle Variations

Oh-kyung Kwon, Dong-an Cha, Jae-ho Yun and Hyo-sang Kim

Key Words: Chevron Angle(쉐브론각), Effectiveness(유효도), Heat Transfer(열전달), Plate Heat Exchanger(판형열교환기), Pressure Drop(압력강하)

Abstract

The objectives of this paper are to measure the heat transfer and pressure drop of the plate heat exchangers for absorption system applications. Three types of plate heat exchangers with different chevron angles are tested in the present experiment. Heat transfer and pressure drop performance of plate heat exchangers are measured in various operating conditions, and compared each other. The results show that the heat transfer rate of high theta (120°) and mixed theta plate heat exchanger increases about 118% and 98% at the solution flow rate 350 kg/h compared to that of low theta (60°), respectively. The effectiveness of high theta was evaluated about 0.53 ~ 0.85 in this experimental range. The experimental correlations of the Nu and f were developed with error bands of ±7% and ±12%.

기호설명

| | | |
|------------|---------|-------------------|
| A_s | : 열전달면적 | [m ²] |
| C | : 열용량 | [W/°C] |
| C_p | : 비열 | [J/kg · °C] |
| D_h | : 수력직경 | [mm] |
| f | : f 인자 | |
| j | : j 인자 | |
| \dot{m} | : 질량유량 | [kg/h] |
| Nu | : 누셀트수 | |
| ΔP | : 압력강하 | [kPa] |
| Q | : 열전달률 | [kW] |
| Re | : 레이놀즈수 | |
| T | : 온도 | [°C] |
| ΔT | : 온도차 | [°C] |

| | | |
|------------|-----------|--------------------------|
| U | : 총괄열전달계수 | [kW/m ² · °C] |
| ϵ | : 유효도 | |

1. 서 론

흡수식 냉온수기는 개발 이래 지속적인 발전을 거듭하면서 최근에는 고효율 이중효용 흡수식 냉동기 및 냉온수기(COP 1.2~1.3)를 개발하여 판매하고 있으며, 일본에서는 삼중효용 흡수식 냉온수기(COP 1.6)를 개발하고 있다.⁽¹⁾

이러한 흡수식 냉온수기의 고효율화를 달성하기 위해서는 크게 내부 열회수 효율 향상, 현열 부하 저감, 연소 배가스 열회수 등을 들 수 있다. 이 중에서도 용액열교환기는 용액간의 열교환을 통하여 재생기에서의 가열량을 줄여주고 흡수기에서의 냉각열량을 줄여주는 핵심 요소부품으로써 기존의 셸 앤 튜브(Shell and tube) 비해 판형 열교환기를 적용하면 냉온수기의 COP를 약 12% 정도 향상시키는 것으로 보고되고 있다.⁽²⁾

[†] 책임저자, 회원, 한국생산기술연구원 에너지설비기술지원센터
E-mail : kwonok @ kitech.re.kr

TEL : (041)589-8528 FAX : (041)589-8330

^{*} 회원, 한국생산기술연구원 에너지설비기술지원센터

^{**} 회원, 삼중테크(주)

현재 흡수식 냉온수기에서 사용되고 있는 용액 열교환기의 종류로는 셸 앤 튜브 열교환기, 판형 열교환기 등이 사용되고 있으며 국내의 경우 중, 대형 흡수식 냉온수기에서 셸 앤 튜브 열교환기를 주로 채택하고 있으나 기술 선진국에서는 소형에도 판형열교환기를 채택한 흡수식 냉온수기 제품이 증가하고 있다.

일반적으로 판형열교환기는 내부의 쉘브론 각도가 열전달 및 차압특성에 미치는 영향이 매우 큰 것으로 보고되고 있다.

Muley 등⁽³⁾은 $2 \leq Re \leq 400$, $130 \leq Pr \leq 290$ 의 실험 조건에서 점성이 큰 식물성 오일을 작동유체로 사용하여 30°, 30°/60°, 60° 3종류의 쉘브론 각도에 따른 열전달 및 차압상관식을 실험을 통하여 도출하였다. Jain 등⁽⁴⁾은 쉘브론 타입 소형 판형열교환기 내부의 온도, 속도분포 등을 수치해석을 통하여 구하였으며 이를 기존의 실험결과 및 상관식 등과 비교하였다. 또한 Vega 등⁽⁵⁾은 용액열교환기, 재생기, 응축기에 판형열교환기를 적용하는 흡수식 사이클을 구성하고 이를 통하여 흡수식 냉온수기의 성능향상이 가능함을 시뮬레이션을 통하여 확인하였다.

국내에서는 김 등⁽⁶⁾이 쉘브론 각도 30°, 45°, 63°를 갖는 판형열교환기를 용액열교환기에 적용하여 실험상관식을 도출하였으며, 쉘브론 각도가 증가함에 따라 열전달 성능과 마찰계수가 증가한다고 보고하였다. 또한 이 등⁽⁷⁾은 판형 용액열교환기를 3RT급에 적용하여 상관식과 적정 전열관수를 검토하였다. 정 등⁽⁸⁾은 쉘브론 엠보싱, 타원형 엠보싱, 원형 엠보싱의 새로운 판형열교환기의 형상을 제안하였으며 수치해석을 통하여 각각의 성능을 비교하였다.

본 연구에서는 10RT급 흡수식 냉온수기에 적용가능한 판형열교환기를 선정하기 위하여 쉘브론 각도 60°(Low theta), 120°(High theta) 및 60°와 120°를 혼합한(Mixed theta) 3종류를 고온 용액열교환기에 적용하여 쉘브론 각도에 따라 열전달과 압력강하에 미치는 영향을 정량적으로 평가하고 UA값 결정, Nu, f에 대한 상관식을 유도하는데 그 목적이 있다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 용액 열교환기

Table 1은 본 연구에서 사용된 판형열교환기의 사양을 나타낸 것이다. 판형열교환기는 실험조건

Table 1 Specifications of solution heat exchanger

| Chevron angle(β) | High theta (120°×120°) | Low theta (60°×60°) | Mixed theta (60°×120°) |
|--|------------------------------|---------------------|------------------------|
| Plate size | 289(L) × 119(W) × 48.8(H) mm | | |
| Plate material | Sus 316 | | |
| Sealing material | Copper | | |
| Number of plates | 24 | | |
| Plate thickness(t) | 0.3 mm | | |
| Wavelength of surface corrugation(λ) | 6.0 mm | | |
| Corrugation depth(b) | 2.0 mm | | |
| Heat transfer area | 0.616 m ² | | |

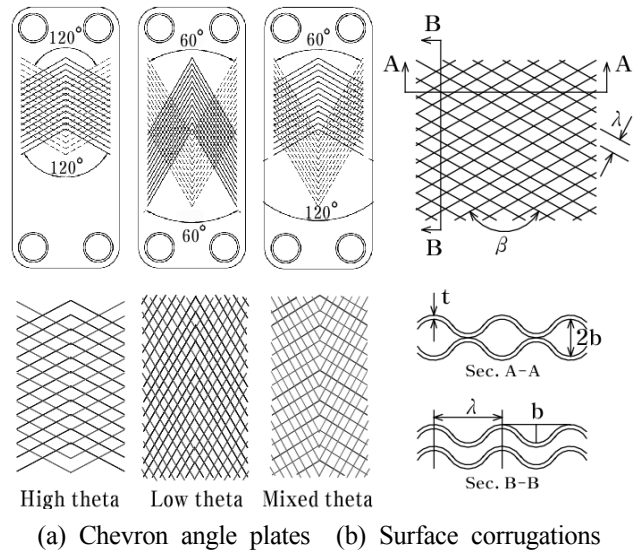


Fig. 1 Solution plate heat exchanger

과 LiBr의 열물성을 토대로 Swep사에서 제조되는 모델을 사용하였으며, 쉘브론 각도 60°를 Low theta, 120°를 High theta 그리고 60°와 120°를 번갈아가며 적층한 것을 Mixed theta로 구분하여 실험하였다.

Table 1과 Fig. 1은 실험에 사용된 판형열교환기의 상세 사양을 나타낸 것으로서 열교환기의 크기는 289(L)×119(W)×48.8(H)mm로 동일하고 한 판의 두께는 0.3mm, 주름의 깊이는 2.0mm이며 고온부와 저온부 각각 12장, 총 24장으로 이루어져 있으며, 유체의 흐름 조건은 대향류(Counter flow)를 이루도록 하였다.

2.2 실험장치

Fig. 2는 본 연구에서 사용된 고온 용액열교환기의 실험장치도를 나타낸 것이다. 실험 장치는 LiBr 농도 62.5%, 온도 135 ~ 165℃인 고온 순환부와 LiBr 농도 58.5%, 온도 70℃인 저온 순환부와 용액이 열교환하는 시험부로 구성된다.

일정한 농도와 온도를 유지할 수 있도록 각각 15 kW의 히터를 용액탱크 내에 설치하고 가열된 냉매증기의 응축을 위하여 향온조(Samsung ENC, SJ-15A)를 설치하였다. 시스템 및 시험부의 열손실을 막기 위해 실험장치 전 구간에 걸쳐 단열처리를 하였으며 용액의 농도를 정밀하게 측정하기 위하여 굴절률계(Atago, R-5000)를 사용하여, 샘플링 밸브, 가열탱크, 취출구 순으로 설치하여 온도 및 농도를 측정하였다. 굴절률계의 측정범위는 0.00 ~ 95.00%, 정밀도는 0.01%이다.

열교환기 입출구의 용액유량과 온도를 측정하기 위해 질량유량계(Toshiba, LF430DL) 및 열전대(Omega, T-type)를 설치하였다. 또한 입출구의 차압을 측정하기 위해 고온부와 저온부에 각각 차압계(Rosemount, 3051S)를 설치하였다. 각 계측장치는 보정(Calibration)을 수행한 후 유량, 온도 및 차압 등을 데이터 레코더(Yokogawa, MV200)를 이용하여 정상상태에서 모든 결과를 0.5초 간격으로 저장하였다.

계측장비의 오차로써 유량은 ±0.1%, 온도 ±0.15%, 압력은 ±0.1%이다. 실험 데이터에 대한 불확실성⁽⁵⁾ 해석을 통해서 열전달률 ±0.76%, 총괄 열전달계수 ±1.07%, f 인자(f factor) ±0.22%의 값을 가진다.

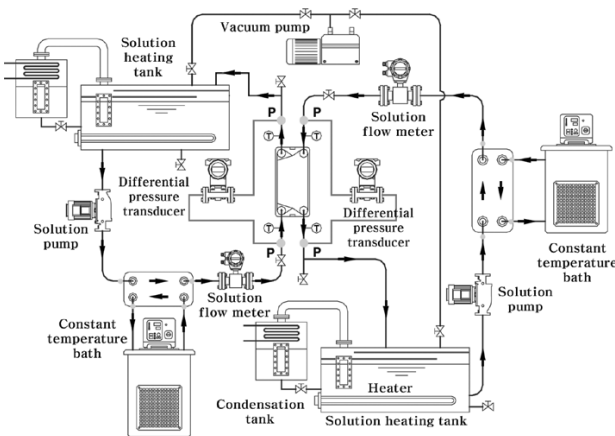


Fig. 2 Solution HEX Schematic diagram of the experimental apparatus

2.3 실험방법

실험에 사용된 고온부와 저온부의 작동유체는 LiBr 수용액을 사용하였으며,⁽⁹⁾ 고온부와 저온부의 작동유체는 용액탱크에서 히터를 가열하여 LiBr 수용액의 샘플링을 통하여 실험농도를 유지시켰다. 시험부 입구 측에는 보조 열교환기를 설치하였으며 향온조를 통하여 입구 온도를 일정하게 유지시켰다. 저온부는 70℃로 일정하게 고정시켜 놓고 고온부는 135℃에서 165℃까지 10℃간격으로 변화시켰으며, 고온부와 저온부의 용액유량은 용액펌프(Youlim, ST2RF-030)를 통하여 변화시켰다.

실험은 ARI(Air-conditioning & Refrigeration Institute)의 성능 검사 규격⁽¹⁰⁾에 따라 해당 실험조건으로 실험장치를 가동하는 동안 첫째, 열교환기의 입구 및 출구의 각 온도값이 평균값으로부터 0.3℃ 이상 변하지 않고 둘째, 고온부와 저온부의 유량이 평균값에서 ±2% 이상 변하지 않으며 셋째, 고온부와 저온부의 입, 출구온도로 계산한 열량이 평균값과 ±5% 이하의 차이를 보이면 정상상태로 판단하였으며 이 상태를 5분 이상 유지시킨 후에 데이터를 컴퓨터에 저장하였다. 저장하는 데이터는 용액열교환기 고온부 및 저온부의 입, 출구 온도, 유량, 차압이다.

3종류의 용액열교환기를 동일한 방법으로 실험하였으며, Table 2는 실험에 사용된 실험조건이다.

2.4 결과처리

고온부와 저온부의 열전달율은 식 (1)과 (2)를 이용하여 구하였다.

$$Q_h = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (1)$$

$$Q_c = \dot{m}_c C_{p,h} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2)$$

여기서, 첨자 h와 c는 고온부와 저온부를 i와 o

Table 2 Solution HEX experiment condition

| | Hot side | | | | Cold side |
|---------------------------|----------|-----|-----|-----|-----------|
| | 135 | 145 | 155 | 165 | |
| Inlet Temp. (°C) | 135 | 145 | 155 | 165 | 70 |
| Inlet concentration (wt%) | 62.5 | | | | 58.5 |
| Flow rate (kg/h) | 150 | 250 | 350 | 550 | 380 |

는 입구와 출구를 나타낸다.

총괄열전달계수는 대수평균온도차(LMTD)와 평균 열전달률(Q_m)을 이용하여 식 (5)와 같이 구하였다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3)$$

여기서, $\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$, $\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$ 이다.

$$Q_m = \frac{Q_h + Q_c}{2} \quad (4)$$

$$U = \frac{Q_m}{A_s \Delta T_{LMTD}} \quad (5)$$

판형열교환기의 경우 고온측과 저온측이 계속적인 대칭인 형태로 이루어져 있으므로 고온측의 전열면적과 저온측의 전열면적은 같다고 할 수 있다. 따라서

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} \quad (6)$$

이다. 이 때 열교환기의 열전달 성능을 나타내는 누셀트수 Nu 는 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

판형열교환기에서 총압력강하는 채널내부의 압력손실에 따른 차압과 입출구 포트에서의 압력강하의 합이다.⁽³⁾

온도에 따른 점성계수를 무시한다면 입출구 포트의 압력손실은 식 (9)와 같다. 따라서 마찰계수 f 는 식 (10)과 같이 표현할 수가 있다.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (7)$$

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{channel} + \Delta P_{port} \quad (8)$$

$$\Delta P_{port} = 1.5 \left(\frac{\rho u_{port}^2}{2} \right) \quad (9)$$

$$f = \frac{\rho D_h \Delta P_{channel}}{2LN(\dot{m}/A_c)^2} \quad (10)$$

여기서, k 는 LiBr 수용액의 열전도율($W/m \cdot ^\circ C$), ρ 는 밀도(kg/m^3), u 는 유속(m/s)이다. 또한 L 은 전열관의 길이(mm), N 은 채널의 패스수, A_c 는 채널의 단면적(m^2)이다.

고온부와 저온부 작동유체의 열전달 유용도 (Effectiveness)는 식 (11)과 같이 구하였다.

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (11)$$

$$C_h = \dot{m}_h C_{p,h}, \quad C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \quad (12)$$

여기서, C_{min} 은 C_h 와 C_c 중에서 작은 쪽의 열용량으로 정의한다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 LiBr 수용액의 질량유량에 따른 고온 용액열교환기의 열전달률을 나타낸 것이다. 고온부 작동유체의 온도는 $155^\circ C$, 저온부 작동유체의 온도는 $70^\circ C$ 로 일정한 조건에서 동일한 질량유량으로 평균 열전달률을 비교하였다.

쉐브론 각도가 커질수록 열전달 성능이 좋아짐을 알 수 있으며, 질량유량이 증가할수록 그 차이가 더 커짐을 알 수 있다. 질량유량 350 kg/h 에서 Low theta에 비해 High theta는 118%, Mixed theta는 98% 열전달률이 큰폭으로 증가하였다. 이것은 쉐브론 각도가 커질수록, 유속이 빠를수록

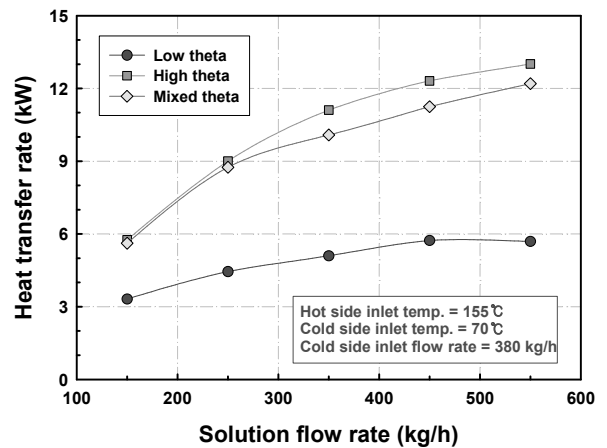


Fig. 3 Variation of heat transfer rate with the solution flow rate

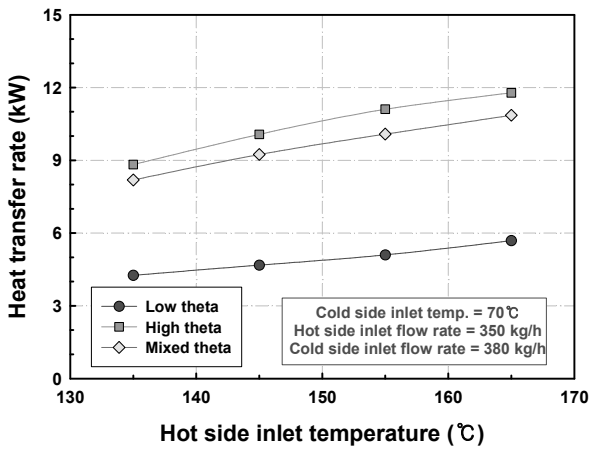


Fig. 4 Variation of heat transfer rate with the hot side inlet temperature

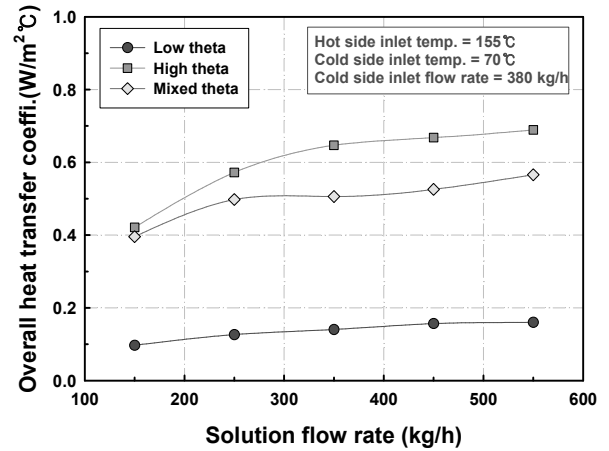


Fig. 6 Variation of overall heat transfer coefficient with the solution flow rate

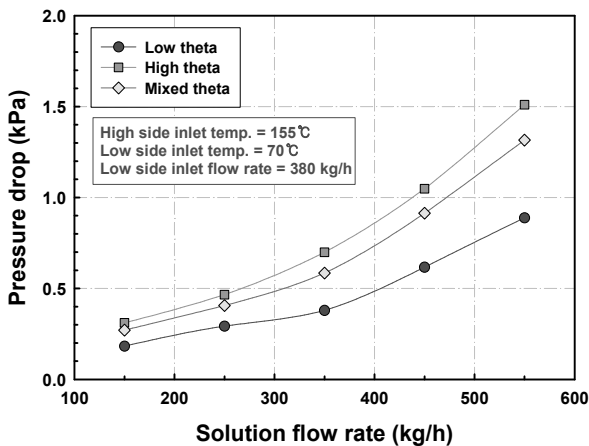


Fig. 5 Variation of pressure drop with the solution flow rate

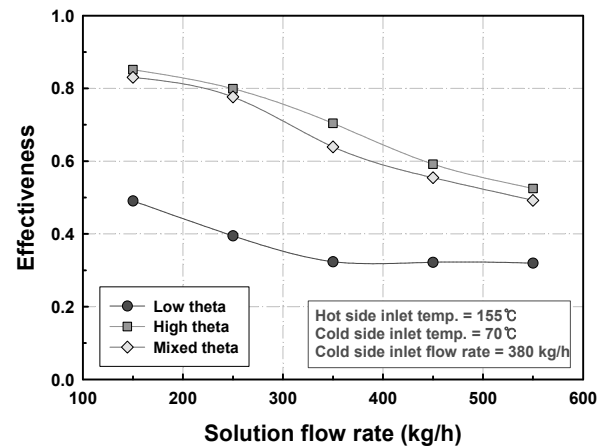


Fig. 7 Variation of effectiveness with the solution flow rate

고온부와 저온부 내부의 유체 교란효과가 우수하여 열전달 성능이 증가하는 것으로 판단된다.

Fig. 4는 고온측 작동유체의 온도변화에 따른 고온 용액열교환기의 열전달률을 나타낸 것이다. 고온측 작동유체의 온도는 135°C에서 165°C까지 10°C씩 변화시켰으며 저온측 작동유체의 온도는 70°C로 일정한 조건에서 동일한 질량유량으로 평균 열전달률을 비교하였다.

고온측과 저온측의 온도차가 커질수록 모든 각도에서 열전달률은 증가하는 경향을 보였으며, High theta가 가장 높은 열전달률을 보였다.

Fig. 5는 질량유량에 따른 고온 용액열교환기의 압력강하를 나타낸 것이다. LiBr 수용액의 질량유량이 증가함에 따라 압력강하는 증가하는 경향을

나타내었다. Fig. 3의 열전달률의 경향과는 반대로 High theta의 압력강하가 가장 크고, Low theta가 가장 낮게 나타났다. 이것은 열교환기의 기하학적인 특성에 따라 열전달 성능이 증가하면 압력강하가 증가하는 영향으로 판단된다.

Fig. 6은 LiBr 수용액의 질량유량에 따른 용액 열교환기의 총괄열전달계수를 나타낸 것이다. 질량유량이 증가함에 따라 총괄열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 쉘브론 각도에 따른 총괄열전달계수는 질량유량 350 kg/h에서 High theta는 0.65 kW/m²로 가장 높게 나타났고, Mixed theta는 0.51 kW/m²로, Low theta는 0.14 kW/m²의 순으로 나타났다. 10RT급 흡수식 냉온수기에 High theta를 적용한다고 하였을 때, 업체에서 요구하

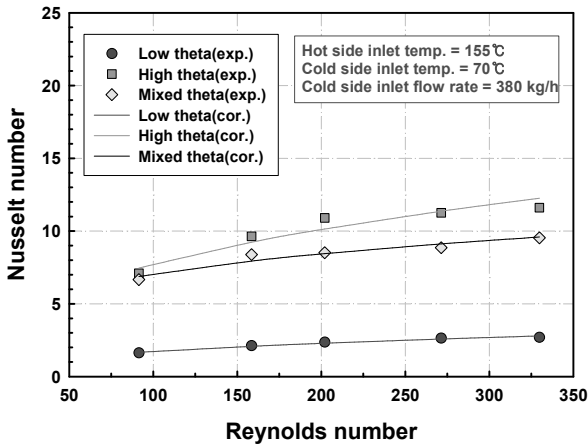


Fig. 8 Variation of Nusselt number with the Reynolds number

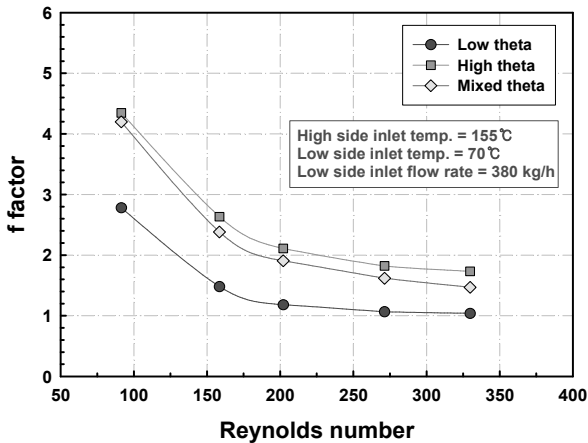


Fig. 9 Variation of f factor with the Reynolds number

는 UA값은 0.47 kW/°C로서 현 실험에서는 UA값 0.40 kW/°C가 얻어지므로 17.5%정도의 열전달면적이 증가되어야 할것으로 판단된다.

Fig. 7은 고온 용액열교환기의 성능을 나타내는 유용도를 나타낸 것이다. LiBr 수용액의 질량유량이 증가함에 따라 유용도는 감소하는 경향을 보였다. 쉐브론 각도에 따른 유용도는 질량유량 150 kg/h에서 High theta 0.85, Mixed theta 0.83, Low theta 0.49순으로 나타났다.

Fig. 8은 레이놀즈수 증가에 따른 누셀트수의 변화를 나타낸 것이다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 누셀트수는 증가하는 경향을 보이며, High theta가 가장 높고, Low theta가 가장 낮은 경향을 나타내었다.

현 실험에서 얻어진 실험결과를 토대로 쉐브론

각도에 따라 $83 < Re < 306$ 범위에서 오차범위 최대 $\pm 7\%$ 이내를 만족하는 Nu의 실험적 상관식을 식 (13) ~ (15)로 나타내었다.

$$Nu = 1.078Re^{0.403}Pr^{0.333} \text{ (Low theta)} \quad (13)$$

$$Nu = 5.194Re^{0.387}Pr^{0.333} \text{ (High theta)} \quad (14)$$

$$Nu = 8.537Re^{0.259}Pr^{0.333} \text{ (Mixed theta)} \quad (15)$$

Fig. 9는 레이놀즈수 증가에 따른 마찰계수인 f 인자를 나타낸 것이다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 f 인자는 감소하는 경향을 보이며, 쉐브론 각도가 120°인 High theta가 가장 높은 값을 나타내었다. 이것은 High theta가 Fig. 5에서 압력강하가 가장 크므로 이에 따라 마찰계수인 f 인자에도 영향을 미치는 것으로 판단된다.

현 실험에서 얻어진 실험결과를 토대로 쉐브론 각도에 따라 $83 < Re < 306$ 범위에서 오차범위 $\pm 12\%$ 이내를 만족하는 f의 실험적 상관식을 식 (16) ~ (18)로 나타내었다.

$$f = 85.627/Re^{0.782} \text{ (Low theta)} \quad (16)$$

$$f = 113.296/Re^{0.735} \text{ (High theta)} \quad (17)$$

$$f = 164.022/Re^{0.825} \text{ (Mixed theta)} \quad (18)$$

4. 결 론

3가지 종류의 쉐브론 각도를 가지는 판형 용액 열교환기의 성능을 실험적으로 평가한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 용액의 질량유량이 증가함에 따라 실험대상 3종류의 열교환기에서 열전달률과 압력강하가 증가하였으며, High theta가 열전달률과 압력강하가 가장 높게 나타났다.

(2) 쉐브론 각도에 따른 총괄열전달계수는 질량유량 350 kg/h에서 High theta는 0.65 kW/m²°C로 가장 높게 나타났고, Mixed theta는 0.51 kW/m²°C, Low theta는 0.14 kW/m²°C의 순으로 나타났다. 10RT급 흡수식 냉온수기에 High theta를 적용한다고 하였을 때, 업체에서 요구하는 UA값은 0.47 kW/°C로서 현 실험에서는 UA값 0.40 kW/°C가 얻

어지므로 17.5%정도의 열전달면적이 증가되어야 할것으로 판단된다.

(3) 판형 용액열교환기의 성능을 나타내는 유용도는 질량유량이 증가함에 따라 감소하는 경향을 보였다. 웨브론 각도에 따른 유용도는 질량유량 150 kg/h에서 가장 크게 나타났으며, 이때 High theta 0.85, Mixed theta 0.83, Low theta 0.49순으로 나타났다.

(4) 레이놀즈수가 증가함에 따라 누셀트수는 증가하고 f 인자는 감소하는 경향을 나타내었다. 웨브론 각도가 120°인 High theta가 가장 높은 값을 나타내었다. 현 실험에서 얻어진 실험결과를 토대로 웨브론 각도에 따라 $83 < Re < 306$ 범위에서 Nu , f 에 대한 실험적 상관식을 도출하였으며 오차범위는 각각 최대 $\pm 7\%$, $\pm 12\%$ 이내이다.

후 기

본 연구는 지식경제부 신재생 에너지기술개발사업(과제번호 : 07-FN-2-0013)에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Park C. W., 2004, "Research and Development of High Efficiency of Double Effect Absorption Chiller Heater," *The Magazine of the SAREK*, Vol. 33, No. 3, pp. 24~28.
- (2) Moon, I. S., 2004, "High Efficiency of Absorption Chiller Heater," *The Magazine of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, Vol. 33, No. 3, pp. 29~32.
- (3) Muley, A., Manglik, R. M., and Metwally, H.

M., 1999, "Enhanced Heat Transfer Characteristics of Viscous Liquid Flows in a Chevron Plate Heat Exchanger," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 1011~1017.

- (4) Jain, S., Joshi, A., and Bansal P. K., 2007, "A New Approach to Numerical Simulation of Small Sized Plate Heat Exchangers with Chevron Plates," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 129, pp. 291~297.
- (5) Vega, M., Almendros, J. A., and Ruiz, G., 2006, "Performance of a LiBr-water Absorption Chiller Operating with Plate Heat Exchangers," *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, pp. 3393~3407.
- (6) Kim, H. J., Kim, J. H., Kim, S. S., Jeong, J. H., and Kang, Y. T., 2005, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Plate Heat Exchangers for Absorption Application," *Proceedings of the SAREK Winter Annual Conference*, pp. 347~352.
- (7) Lee, Y. W., Choi, B. K., Chae, J. M., Choi, J. H., Kwon, Y. B., and Han, J. Y., 2002, "A Study on the Application of Plate Heat Exchanger to a Solution Heat Exchanger of the 3RT class LiBr Absorption Machine," *Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference*, pp. 1023~1029.
- (8) Jeong, J. Y., Nam, S. C., and Kang, Y. T., 2008, "A Numerical Analysis on the Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Welding Type Plate Heat Exchangers," *Transactions of the KSME*, Vol. 32, No. 9, pp. 676~682.
- (9) McNeely, L., 1979, "Thermodynamic Properties of Aqueous Solutions of Lithium Bromide," *ASHRAE Transactions*, Vol. 85, Pt. 1, pp. 413~434.
- (10) ARI STANDARD 400-2001 with Addendum 2, 2005, Liquid to Liquid Heat Exchangers.