



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

2022년 2월

석사학위 논문

온도 및 유량변화에 따른
용액열교환기의 열전달 및 압력강하
특성 분석

조선대학교 대학원

기계공학과

용준혁

온도 및 유량변화에 따른
용액열교환기의 열전달 및 압력강하
특성 분석

Analysis of heat transfer and pressure drop
characteristics of solution heat exchanger according to
temperature and mass flow rate

2022년 02월 25일

조선대학교 대학원

기계공학과

용준혁

온도 및 유량변화에 따른
용액열교환기의 열전달 및 압력강하
특성 분석

지도교수 : 조 홍 현

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2021년 10월

조선대학교 대학원

기 계 공 학 과

용 준 혁

용준혁의 석사학위 논문을 인준함

위원장 조선대학교 교수 박정수

위원 조선대학교 교수 오동욱

위원 조선대학교 교수 조홍현



2021년 12월

조선대학교 대학원

Contents

Contents	i
Nomenclatures	v
List of Figures	vii
List of Tables	x
Abstract	xi
제 1 장 서론	1
제1절 연구 배경	1
제2절 흡수식 시스템 소개	5
제3절 용액열교환기 관련 기존 연구	8
제4절 연구 목적	12
제 2 장 용액열교환기 실험장치 및 조건	14
제1절 실험장치 및 냉각장치	14
제2절 용액열교환기 실험장치	16
1. 용액탱크	16
2. 농도 제어용 응축기	17
3. 온도측정 센서	18

4. 압력측정 센서	19
5. 질량유량계	20
6. 판형열교환기	21
7. 히터 컨트롤러	22
8. 압력제어 장치	23
9. 용액펌프	24
10. 유량제어용 인버터	25
11. 유량제어 밸브	26
12. 데이터 로거	27
13. 차압측정 센서	28
14. LiBr 수용액	29
제3절 용액열교환기 실험방법 및 조건	30
제 3 장 용액열교환기 성능 분석 방법	34
제1절 열전달 성능 분석	34
제2절 압력강하 분석	37
제3절 Wilson plot method	39
제4절 불확실도 분석	41
제5절 Energy balance	42
제6절 판형열교환기 성능 해석 알고리즘 분석	43

제 4 장 용액 대 물 열교환 성능 특성 분석	45
제1절 평균 열전달률 고찰	45
제2절 총괄열전달계수 고찰	47
제3절 Nu 수 고찰	49
제4절 농도 변화에 따른 Nu 수 예측 상관식	51
제 5 장 용액 대 용액 열교환 성능 특성 고찰	55
제1절 저온 용액열교환기 조건에서의 열교환 특성 고찰	55
1. Re 및 Pr 수 고찰	55
2. 평균 열전달률 고찰	58
3. Nu 수 고찰	60
4. 총괄열전달계수 및 대류열전달계수 고찰	62
5. 압력강하 고찰	65
제2절 고온 용액열교환기 조건에서의 열교환 특성 고찰	68
1. Re 및 Pr 고찰	68
2. 평균 열전달률 고찰	71
3. Nu 수 고찰	74
4. 총괄열전달계수 및 대류열전달계수 고찰	77
5. 압력강하 고찰	80
제3절 Nu 수 및 마찰계수 상관식 개발 및 비교	83

1. Nu 수 상관식 개발	83
2. 마찰계수 상관식 개발	86
3. 개발된 Nu 수 및 마찰계수 상관식 검증	89
제 6 장 결론	91

Nomenclatures

A	: Area (m^2)
b	: Corrugation depth (m)
D	: Diameter (m)
c_p	: Specific heat ($kJ/kg \cdot ^\circ C$)
dP	: Differential pressure (kPa)
f	: Friction factor
G	: Mass flux ($kg/m^2 \cdot s$)
h	: Convective heat transfer coefficient ($kW/m^2 \cdot ^\circ C$)
k	: Thermal conductivity ($kW/m \cdot ^\circ C$)
L	: Length (m)
m	: Mass flow rate (kg/h)
N	: Number
NTU	: Number of heat transfer unit
Nu	: Nusselt number
Pr	: Prandtl number
Q	: Heat transfer rate (kW)
Re	: Reynolds number
T	: Temperature ($^\circ C$)
t	: Thickness (m)
U	: Overall heat transfer coefficient ($kW/m^2 \cdot ^\circ C$)

Greeks

α	: Chevron angle (°)
ε	: Effectiveness
λ	: Corrugation pitch (m)
μ	: Viscosity (kg/m · s)
ρ	: Density (kg/m ³)
ϕ	: Enlargement factor
ψ	: Corrugation parameter

Subscripts

avg	: Average
c	: Cold side
ch	: Channal
cross	: Cross sectional
eff	: Effective
exp	: Experimental
f	: Frictional
h	: Hot side
hy	: Hydraulic
i	: Inlet
LMTD	: Logarithmic mean temperature difference
o	: Outlet
port	: Plate heat exchanger port
pred	: Predicted
tot	: Total
w	: Plate heat exchanger width
wall	: Plate heat exchanger wall

List of Figures

Fig. 1.1 CO ₂ emissions of the different driving factors from the year 2000 to 2019	2
Fig. 1.2 CO ₂ emission ratio according to driving factor in 2019	3
Fig. 1.3 Schematic diagram of double effect absorption cycle	6
Fig. 1.4 Image of double effect absorption chiller	6
Fig. 2.1 The schematic diagram of experimental setup	13
Fig. 2.2 Photograph of experimental setup	13
Fig. 2.3 Design drawing of solution tank	14
Fig. 2.4 Design drawing of shell and tube type condenser	15
Fig. 2.5 Image of temperature sensor	16
Fig. 2.6 Image of pressure transmitter	17
Fig. 2.7 Image of mass flow meter	18
Fig. 2.8 Image of plate heat exchanger	19
Fig. 2.9 Image of heating controller	20
Fig. 2.10 Image of the pressure maintaining device component	21
Fig. 2.11 Image of solution pump	22
Fig. 2.12 Image of pump inverter	23
Fig. 2.13 Image of needle valve	24
Fig. 2.14 Image of data acquisition system	25
Fig. 2.15 Schematic diagram of the test plate heat exchanger	27
Fig. 2.16 Schematic diagram of the half sectional test plate heat exchanger	29
Fig. 3.1 Energy balance of all experimental conditions	40
Fig. 3.2 Algorithm of plate heat exchanger performance assessment	42
Fig. 4.1 Heat transfer rate and heat transfer rate decrement ratio according to the mass flow rate of hot side	44
Fig. 4.2 Overall heat transfer coefficient and overall heat transfer coefficient decrement ratio according to the mass flow rate of hot side	46
Fig. 4.3 Experimental Nu according to mass flow rate of hot side	48
Fig. 4.4 Nu comparisons of this study based on LiBr /water to existing Nu correlations of water/water	50
Fig. 4.5 Deviation of predicted and experimental value of LiBr to water	52

Fig. 5.1 Reynolds number on hot side (Low temperature condition)	55
Fig. 5.2 Prandtl number on hot side (Low temperature condition)	55
Fig. 5.3 Average heat transfer rate and increment ratio according to mass flow rate (Low temperature condition)	57
Fig. 5.4 Average heat transfer rate according to inlet temperature of hot side (Low temperature condition)	57
Fig. 5.5 Nu number and increment ratio according to mass flow rate (Low temperature condition)	59
Fig. 5.6 Nu number according to inlet temperature of hot side (Low temperature condition)	59
Fig. 5.7 Overall heat transfer coefficient and convective heat transfer coefficient on hot side according to mass flow rate and inlet temperature (Low temperature condition)	62
Fig. 5.8 Pressure drop and increment ratio according to mass flow rate on hot side (Low temperature condition)	65
Fig. 5.9 Pressure drop according to inlet temperature on hot side (Low temperature condition)	65
Fig. 5.10 Reynolds number on hot side (High temperature condition)	68
Fig. 5.11 Prandtl number on hot side (High temperature condition)	68
Fig. 5.12 Average heat transfer rate and increment ratio according to mass flow rate (High temperature condition)	71
Fig. 5.13 Average heat transfer rate according to inlet temperature on hot side (High temperature condition)	71
Fig. 5.14 Nu number and increment ratio according to mass flow rate on hot side (High temperature condition)	74
Fig. 5.15 Nu number according to inlet temperature on hot side (High temperature condition)	74
Fig. 5.16 Overall heat transfer coefficient and convective heat transfer coefficient of hot side according to mass flow rate and inlet temperature (High temperature condition)	77
Fig. 5.17 Pressure drop on hot side and increment ratio according to mass flow rate (High temperature condition)	80
Fig. 5.18 Pressure drop according to inlet temperature on hot side (High temperature condition)	80

Fig. 5.19 Comparisons Nu of this study based on LiBr/LiBr to existing Nu correlations of previous studies (LiBr/LiBr or water/water) 83

Fig. 5.20 Friction factor of plate heat exchanger according to Re number on hot side 84

Fig. 5.21 Comparisons of friction factor of this study to existing Nu correlations of previous studies (LiBr/LiBr condition) 86

Fig. 5.22 Comparisons between the overall heat transfer coefficient calculated by Nu correlations and experimental overall heat transfer coefficient 87

Fig. 5.23 Comparisons between the pressure drop calculated by friction factor correlations and experimental pressure drop 88

List of Tables

Table 2.1 Specification of temperature sensor	16
Table 2.2 Specification of pressure transmitter	17
Table 2.3 Specification of mass flow meter	18
Table 2.4 Specification of plate heat exchanger	19
Table 2.5 Specification of solenoid valve	21
Table 2.6 Specification of vacuum pump	21
Table 2.7 Specification of solution pump	22
Table 2.8 Specification of pump inverter	23
Table 2.9 Specification of data acquisition system	25
Table 2.10 Specification of LiBr/H ₂ O	26
Table 2.11 Specification of differential pressure transducer	27
Table 2.12 Geometrical parameters of test plate heat exchanger	30
Table 2.13 Water/water conditions	30
Table 2.14 LiBr/water conditions	30
Table 2.15 LiBr/LiBr conditions(Low-temperature solution heat exchanger)	31
Table 2.16 LiBr/LiBr conditions(High-temperature solution heat exchanger)	31
Table 3.1 Maximum uncertainties of measuring device	39
Table 3.2 Uncertainties of measurements	39
Table 4.1 Previous correlations on Nu based on water/water	50
Table 4.2 Developed parameters of Nu correlation according to LiBr concentration in Eq. (3-21)	51
Table 5.1 Summary of Nu correlations from the previous studies	83
Table 5.2 Summary of friction factor correlations from the previous studies	86

Abstract

Analysis of heat transfer and pressure drop characteristics of solution heat exchanger according to temperature and mass flow rate

Junhyeok Yong

Advisor : Prof. Cho, Honghyun

Department of Mechanical Engineering,

Chosun University

Among the various cooling and heating systems, the absorption type system requires less power than the vapor compression type system because it operates under low temperature and low pressure conditions. In addition, it is eco-friendly by using an absorbent having no global warming potential and ozone depletion potential as the working fluid. However, the COP (coefficient of performance) based on the double-effect absorption system is relatively low (about 1.2~1.5). Thus, various studies are being conducted to improve the COP of the absorption type system in many countries. The solution heat exchanger for heat recovery is a main component of the absorption system, and it can improve its performance by reusing waste heat thrown away inside the system. Still, research on solution heat exchangers is not sufficient. Thus, this study analyzed the heat transfer characteristics and pressure drop of the solution in the plate heat exchanger.

While analyzing the average heat transfer rates of the high and low

temperature solution heat exchanger, the average heat transfer rate increased as the mass flow rate and inlet temperature on the high temperature side increased. In addition, the average heat transfer rate of the high temperature solution heat exchanger was higher than that of the low temperature solution heat exchanger. For this reason, it can be confirmed that the calculated average heat transfer rate of the high temperature solution heat exchanger was higher than that of the low temperature solution heat exchanger. This is due to the increase in specific heat with the increase in the temperature of the LiBr solution.

While analyzing the pressure drop of the low-temperature solution heat exchanger, the high-temperature side pressure drop was the lowest (0.325 kPa) at the high-temperature side inlet temperature and the mass flow rate of 100°C and 150 kg/h, respectively. Also, as the hot side mass flow rate increased and the hot side inlet temperature decreased, the pressure drop was increased. While analyzing the pressure drop of the high-temperature solution heat exchanger, it showed a similar trend to that of the low-temperature solution heat exchanger. However, it was confirmed that the pressure drop in the low-temperature solution heat exchanger was lower than that in the high-temperature solution heat exchanger. This is because the viscosity of the fluid increases with the decrease in temperature. Finally, the experimental results of the solution heat exchanger were applied to the Wilson plot method for developing Nu and the friction factor correlation, and the developed correlation in the existing plate heat exchanger experiment was compared with the correlation developed in this study.

제 1 장 서 론

제 1 절 연구 배경

전 세계적으로 기술 및 경제가 성장함에 따라 환경적 문제와 에너지 다소비의 심각성은 매년 대두되고 있다 [1]. 빠른 경제성장을 이룬 미국 기준 각 주를 대상으로 1997년부터 2016년까지 에너지 소비와 GDP 간의 상관관계를 조사하였다. 그 결과, 산업 설비의 지속적인 가동 및 경제성장으로 인한 1인당 GDP 증가는 에너지 다소비 및 환경오염을 야기하며 해당 문제에 대한 특단의 정책 및 통제가 필수적임을 언급했다 [2]. Fig. 1.1은 2000년부터 2017년까지 CO₂ 발생 및 억제하는 요소를 나타낸다 [3]. 이중 경제발전으로 인한 CO₂ 발생량은 11,172 Mt으로 가장 큰 비중을 차지하고 있으며 이는 경제발전이 CO₂ 발생에 직접적인 영향을 끼침을 근거한다. 이러한 CO₂는 온실가스 종류 중 가장 큰 비율을 차지하며 지표면에 장기적으로 체류하여 우주로 발산하는 적외선 복사열을 흡수 또는 반사한다 [4].

최근 온실가스 (methan, nitrous oxide and chlorofluorocarbons)로 인해 온실효과가 심각해지고 이는 지구 표면의 평균 온도상승, 해수면 상승, 폭염 및 가뭄과 같은 기상이변 현상이 동반한다. 더불어 여름철의 기온 상승으로 인해 가정집 및 대형 건축물에서 과도한 냉방이 이루어져 악순환이 계속되는 실정이다. Fig. 1.2는 국제에너지기구[IEA] 자료로써 2019년 기준 부문별 CO₂ 배출 비중을 보여준다. 전 부문 중 거주지에서 발생하는 간접 및 직접적인 CO₂ 배출 비중은 37%로 산업 및 운송 분야보다 높은 비중을 차지한다. 하지만 냉동 및 냉방 설비는 현대 인류에게 있어 산업 및 제조 분야와 더불어 쾌적한 생활환경 조성을 위한 필수 불가결한 요소임으로 온실가스 배출규제에 준수하고 최적의 성능을 위한 냉방 및 냉각기술에 대한 꾸준한 연구가 필요하다.

현재 냉동 및 냉방 설비에 사용되는 냉매는 프레온 가스 기반의 냉매인 R-12, R-22에서 벗어나 R717, R744 등의 자연 냉매와 Low GDP 대체 냉매인 R1234yf, R1234ze 사용이 장려되고 있다 [5]. 하지만 4세대 냉매인 R1234yf, R1234ze 등은

2~3세대 냉매에 비해 고가이며, 독성, 가연성, 사용압력 등의 제약성을 갖고 있다. 해당 냉매로 작동하는 증기 압축식 냉동기는 흡수식 냉동기보다 높은 COP를 갖으나 상당량의 CO₂ 배출로 인해 높은 지구온난화 지수 (GWP) 및 오존 감소 잠재지수 (ODP)를 갖는다 [6].

반면 흡수식 냉동기는 대표적으로 LiBr/H₂O 및 H₂O/NH₃와 같은 흡수제와 냉매로 작동되며 이는 독성이 없고 불연성이며 금속과 화학반응을 일으키지 않기 때문에 화학적으로 안정적이다 [7]. 또한 흡수식 냉동기는 증기 압축식 냉동기와 비교하여 저온 및 저압 조건에서 작동되기 때문에 압축기와 같은 기계적인 동력 (압축기)이 불필요하기에 에너지 절약 면에서 우수하기에 CO₂ 배출량 최소화를 기대할 수 있다 [8]. 하지만 흡수식 냉동기는 증기 압축식 냉동기와 비교하여 COP가 낮고 대용량 냉방에 적합하여 대형 건축물의 냉방 설비 및 공업적인 규모에 주로 사용된다 [9]. 그러므로 흡수식 냉동기의 성능향상을 위한 지속적인 연구가 필요하며 이를 위해서 흡수식 시스템을 구성하는 요소 부품 (흡수기, 재생기 및 용액열교환기)의 성능향상을 통해 전체 시스템의 COP 향상을 기대할 수 있다.

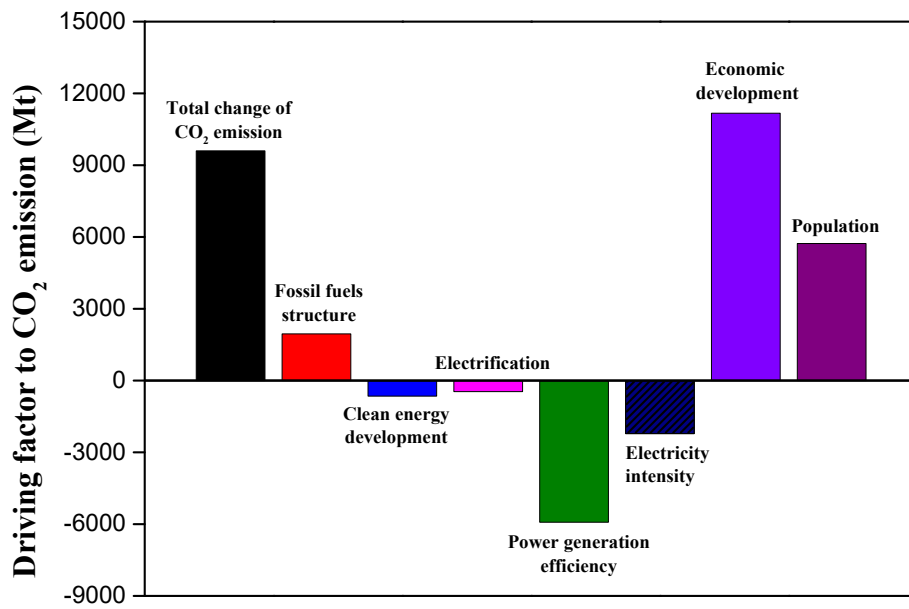


Fig. 1.1 CO₂ emissions of the different driving factors from the year 2000 to 2019 [3]

■ 부문별 이산화탄소 배출 비중(2019년)

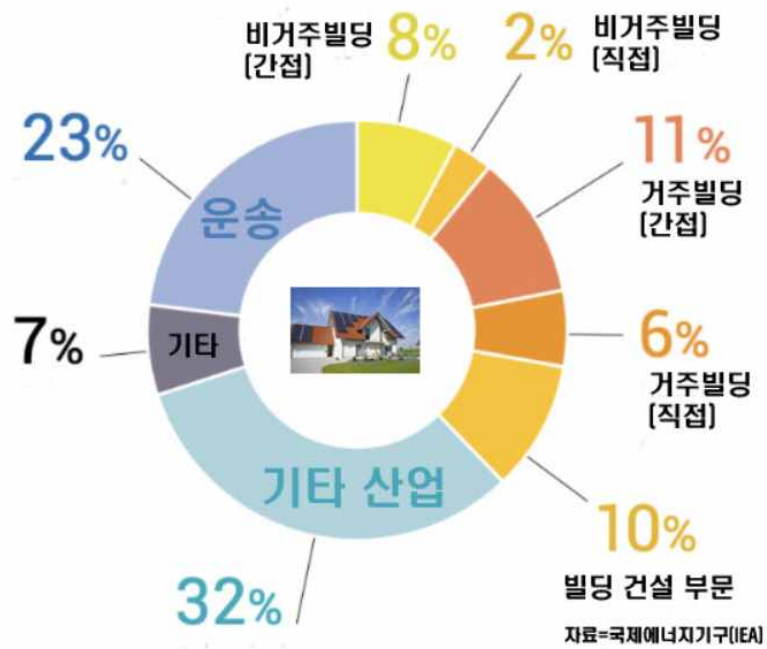


Fig. 1.2 CO₂ emission ratio according to driving factor in 2019 [10]

제 2 절 흡수식 시스템 소개

흡수식 냉동기는 기계적 동력 없이 흡수액의 온도 변화에 따라 냉매를 흡수·분리하여 응축 및 증발시키는 원리로 냉수 등을 만드는 장치로 다양한 열원 (도시가스, LPG, 폐열 및 배기가스) 및 폐열 활용이 가능하다. 이러한 흡수식 냉동기는 1929년 미국 Servel 사에서 LiCl/H₂O 방식으로 최초 개발되었고, 1950년 Carrier 사에서 LiBr/H₂O 방식 흡수식 냉동기를 개발하여 상업용 및 산업용 공조기기로 시판한 이래 York, McQuay, Trane, Hunham-Bush 등의 기기 개발에 참여하여 다양한 모델을 시장에 출시하였다 [11]. 그 이후 미국 내의 가스 생산량의 감소로 흡수식 냉동기의 생산량이 감소하였지만 일본의 경우 1958년 기차 회사에서 LiBr/H₂O 방식 패키지형 흡수식 냉동기를 개발하여 지역 냉난방 및 산업용으로 사용하였고, 1968년 Kawasaki 중공업에서 2중 효율 흡수식 냉동기를 개발하여 흡수식 기술의 주도권이 미국에서 일본으로 바뀌게 되었다. 그 이후에 Ebara, Sanyo, Hitachi, Yazaki 등에서 7.5~2,000RT에 이르는 다양한 기종을 생산하고 있다.

흡수식 냉동기가 최초 개발되었을 때 시스템의 작동 메커니즘은 1중 효율 방식이었으나 기술이 개발됨에 따라 COP가 1.0~1.3인 2중 효율 방식이 대중적으로 사용되었다 [12]. 보편적으로 흡수식 냉동기는 재생기 및 열교환기 개수에 따라 1중 및 2중 효율 흡수식 시스템으로 구분된다 [13]. 1중 효율 방식의 경우 흡수기에서 재생기로 이송되는 회용액이 재생기에서 흡수기로 환수되는 농용액과 열교환을 거친다. 하지만 한 번의 재생과정을 거쳐 응축기로 이송됨으로 높은 농도의 흡수액을 생성하기 어렵다.

Fig. 1.3은 2중 효율 흡수식 냉동기의 구성을 보여준다. 반면 2중 효율 방식의 경우 재생을 통해 발생한 냉매 증기를 통해 2차 재생과정을 거쳐 1중 효율보다 높은 농도의 흡수액 생성이 가능하다. 높은 농도의 흡수액 생성을 통해 더 많은 냉매 증기를 흡수할 수 있기 때문에 전체 성능 면에서 이점으로 작용한다. 또한 2개의 용액 열교환기를 통해 시스템 내에서 발생하는 폐열 활용이 가능하기 때문에 재생기의 가열부하를 줄일 수 있다. 종합적으로 1중 효율 흡수식 냉동기 대비 2중 효

용 흡수식 냉동기의 COP는 50% 증가하며 연료 소비량 및 폐기 열량은 65% 및 30% 정도 감소한다. Fig. 1.3와 Fig. 1.4는 2중 효율 흡수식 냉동기의 구성과 실물을 보여준다.

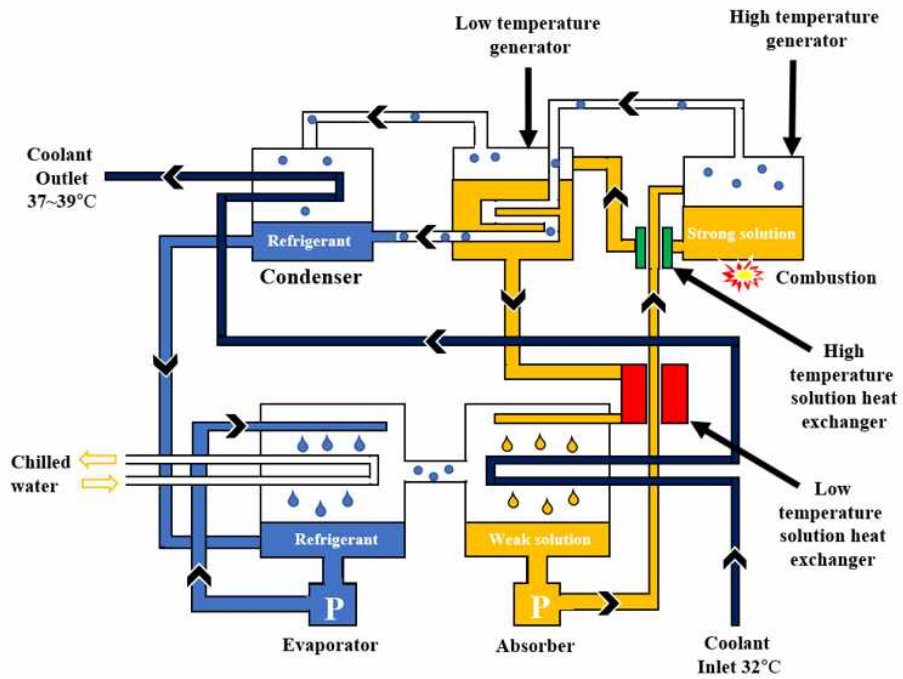


Fig. 1.3 Schematic diagram of double effect absorption cycle



Fig. 1.4 Image of double effect absorption chiller

제 3 절 용액열교환기 관련 기존 연구

흡수식 냉동기는 증기 압축식 냉동기와 비교하여 많은 구성요소를 포함되어 있어 냉동기의 크기가 크고 넓은 설치면적이 필요하다 [14]. 흡수식 냉동기를 구성하는 요소 부품 (흡수기, 재생기 및 용액열교환기 등)의 성능향상을 통해 설치면적의 최소화과 더불어 시스템 전체의 COP 향상을 기대할 수 있다. 우선, 흡수식 냉동기의 요소 부품 중 흡수기 성능향상을 위한 기존 문헌들에 대하여 제시하려 한다. 흡수기는 흡수식 냉동기를 구성하는 요소 중 가장 크며 시스템 전체 성능에 직접적인 영향을 미친다. Hosseinnia et al. [15]은 흡수기의 성능향상을 위한 CFD를 통한 수치적 연구를 진행하였다. 단일 흡수기에서 직경 4.4 mm의 자유 낙하 방울 내부의 증기 흡수정도를 분석하였다. 작동 압력이 1.32 kPa에서 2.8 kPa로 증가함에 따라 과냉각도가 13.8K 증가하며 흡수된 수증기의 양이 2.5배 증가함을 관찰했다. 해당 실험을 통해 흡수기 작동 압력은 작동 온도 및 농도에 따른 과냉각 양에 중요한 변수로 작용함을 도출했다. 또한, Asfand et al. [16]은 용액 유입속도에 따른 흡수율을 CFD를 통해 연구하였으며 유입속도가 0.00118 m/s에서 0.00472 m/s로 증가함에 따라 흡수율은 2.5배 증가함을 확인했다. 흡수기에서 생성되는 희용액은 흡수기와 직결되어 있는 재생기로 흘러 재생과정을 거친다. 다음으로 흡수식 냉동기의 구성요소 중 하나인 재생기에 관한 문헌을 조사해보면, Hu et al. [17]은 새로운 형태의 판형 강하막 재생기를 제시함으로써 해당 구조를 통해 균일한 용액 분포와 안정적인 유막 흐름을 보장할 수 있음을 밝혔다. 또한 Hu et al. [18]은 판형 재생기 내부에 수평 기둥의 호도에 따른 수력학적 분석을 CFD를 통해 분석하였다. 그 결과, 호도가 0° 인 평평한 판과 120° 인 형상에서는 유동 흐름의 중단 현상이 발생하지 않음을 가시적으로 확인하였다. 반면 호도가 180° 의 형상을 가진 판형 재생기의 경우 수평기둥 호의 피크 점에서 액체 저장 효과가 발생하였다.

본 연구에서 집중적으로 고찰하고자 하는 용액열교환기 관련 기존의 문헌들을 보면, 용액열교환기는 흡수기와 재생기 중단에 설치되어 있으며 버려지는 열을 재사용하기 위해 사용된다 [19]. 일반적으로 shell and tube 타입 열교환기가 사용되나 열교환기 체적 대비 열전달 성능이 우수한 판형열교환기 (열전달 면적이 Shell

and tube 대비 1/3~1/5 감소)의 적용이 꾸준히 시도되고 있다. 그 이유로 흡수식 시스템은 흡수액과 냉매 사이에서 흡수 및 분리 등의 물질교환과 열교환이 발생하기 때문에 흡수액과 냉매 혼합물의 관내 유속이 현저히 느리며 흡수액의 농도 증가에 따라 열확산 대비 모멘텀 확산이 미약하여 열교환기의 열전달 주요 메커니즘인 대류열전달이 약하다. 그러므로 대류열전달을 향상시키는 주름 패턴을 지닌 전열판이 다량 적층되어 제조되는 판형열교환기 적용이 각광받고 있다. 이러한 판형 열교환기는 낮은 Re 수에서도 난류를 유발함으로써 동일 조건에서 shell and tube 타입 열교환기 대비 우수한 열교환 성능을 갖는다 [20]. 또한 판형열교환기의 전열판 특성상 난류 발생이 용이함으로 파울링 효과를 최소화하는 장점을 갖는다 [21]. 현재까지 다양한 유체 및 유동조건에 따른 판형열교환기 특성 분석이 진행되었다. Kan 등 [22]은 물의 Re 및 Pr 수 범위가 500~2500 및 3.5~6.5인 구간에서 다양한 쉘브론 각도 ($30^\circ / 30^\circ$, $60^\circ / 60^\circ$ 및 $30^\circ / 60^\circ$)에 따른 열전달 특성을 분석하였으며 쉘브론 각도에 따른 Nu 수 상관식을 개발하였다. Attalla et al. [23]은 판형열교환기의 전열판에 Shot blasting 기술을 접목하여 다양한 거칠기를 구사하였으며 매끄러운 전열판과 거친 전열판의 유용도 및 pumping power를 비교하였다. 결과적으로 전열판의 상대조도가 2.6×10^{-4} 에서 9.8×10^{-4} 로 증가 시 평균 열전달률과 압력강하는 증가하였다. 매끄러운 표면 (relative roughness = 2.6×10^{-4}) 기준 SHR (specific heat rate)은 낮은 Re 수에서 개선효과가 부각되었으며 Re = 500에서 상대조도가 3.4×10^{-4} 에서 9.8×10^{-4} 로 증가함에 따라 6.9%에서 39.5%까지 향상되었다.

물에 따른 판형열교환기 연구뿐만 아니라 열전도도가 우수한 다양한 나노입자를 이용한 나노유체를 판형열교환기에 적용한 연구도 진행되었다. Huang et al. [24]은 Al_2O_3 나노유체와 하이브리드 나노유체 ($Al_2O_3 + MWCNT$)에 따른 판형열교환기 성능을 조사하였으며 해당 실험조건에 대한 Nu 수 상관식을 개발하였다. 또한 Kuma et al. [25]은 다양한 체적농도 및 유량의 CeO_2 나노유체 및 ZnO 나노유체를 판형 열교환기에 적용하여 대류열전달계수, 펌프 동력 및 에너지효율을 통합적으로 분석하였다. Brazegarian et al. [26]은 TiO_2 나노유체의 농도를 0.3, 0.8 및 1.5wt%로 제조하여 유량변화에 따른 열전달 향상 정도를 확인하였다. 결과적으로 유량 및 농도가 증가함에 따라 대류열전달계수 및 총괄열전달계수가 향상됨을 밝혔다. 이

와 같이 판형열교환기의 열전달성능 우수성은 위와 같은 다양한 작동유체 실험을 통해 입증되었다.

다음으로 열전달 성능이 우수한 판형열교환기를 흡수식 시스템에 적용한 기존문헌들에 대하여 살펴보면 Vega et al. [27]는 재생기, 응축기 및 용액열교환기를 판형열교환기로 대체하여 유체의 온도 조건에 따른 성능계수 (COP)를 확인하였다. 분석결과 흡수식 시스템 내 판형열교환기 적용을 통해 성능 개선 가능성이 있음을 입증하였다. Jeong et al. [28]은 용액열교환기의 운전조건에서 다양한 엠보싱 형상(쉐브론, 타원형 및 원형)에 따른 용접식 판형열교환기의 열교환 특성을 CFD를 통해 분석하였다. 그들은 동일한 기하학적 및 열조건 하에 타원형 엠보싱 현상이 쉐브론 및 원형 엠보싱 현상에 비해 높은 열전달 성능과 낮은 압력강하를 가짐을 보고하였다. 열교환기 채널 내부의 대류열전달계수 및 총괄열전달계수를 구하기 위해 무차원수인 Nu 수가 필요하다. 이러한 Nu 수는 열교환기의 형상 및 유체의 특성에 따라 상이함으로 실험을 통한 경험적 상관식이 필수적이다. Water/water에서 얻어진 기존 실험의 Nu 수 상관식을 통해 LiBr/LiBr 실험의 Nu 수 예측 가능 여부를 확인하기 위해 Song et al. [29]은 다양한 각도의 판형열교환기에 따른 Nu 수 분석을 진행하였다. 그들은 LiBr 수용액 기반 높은 쉐브론 각도 ($\alpha=78.5^\circ$)의 판형열교환기와 낮은 쉐브론 각도 ($\alpha=55.7^\circ$)에 대한 실험 데이터를 water/water 실험의 기존 상관식에 대입하여 비교하였으나 작동유체의 유동 및 열적 특성의 차이로 인해 LiBr/LiBr 실험의 Nu 수 예측은 어려움을 확인하였다. Kwon et al. [12]은 다양한 쉐브론 각도 ($60^\circ/60^\circ$, $120^\circ/120^\circ$ 및 $60^\circ/120^\circ$)에 따른 판형열교환기 실험을 진행하였으며 쉐브론 각도가 열전달 특성 및 압력강하에 미치는 영향을 조사하였다. 또한 실험에 의해 얻어진 데이터를 바탕으로 쉐브론 각도에 따른 Nu 수 및 마찰계수 상관식을 도출하였다. 그리고, Kim et al. [30]은 쉐브론 각도 (30° , 45° 및 63°)에 따른 판형열교환기의 열전달 특성 및 압력강하를 분석하였으며 쉐브론 각도가 증가함에 따라 열전달 성능이 증가함을 실험적으로 증명하였다. Song et al. [31]은 삼중효용 흡수식 냉동기의 회수용 용액열교환기 조건을 모사하였으며 해당 열교환기의 Nu 수 및 대류열전달계수를 Kwon et al. [12]과 Kim et al. [30]이 도출한 결과와 비교하였다.

이처럼 국내·외적으로 흡수식 시스템의 용액열교환기에 판형열교환기를 적용한 다양한 연구가 진행되었지만 작동조건 (입구 온도 및 유량 변화) 변화에 따른 상세한 비교를 진행한 연구는 미비한 실정이다. 특히, 용액 열교환기의 작동조건에 따라 흡수식 시스템 전체 성능에 영향을 미치기 때문에 다양한 작동조건을 모사하여 분석 및 비교가 요구된다. 또한, 판형열교환기 기초 연구를 통해 수행된 water/water 실험과 흡수식 시스템의 용액열교환기를 모사한 LiBr/LiBr 실험은 앞서 제시한 문헌들과 같이 다양하게 이루어졌다. 하지만, LiBr/water 조건에 대한 실험은 재생기 작동 조건 모사실험을 제외하고 이루어지지 않은 실정이다.

제 4 절 연구 목적

흡수식 냉동시스템은 압축식 냉동시스템과 비교하여 냉매를 고압 및 고온으로 만들어주기 위한 동력이 불필요하며 낮은 열원으로 작동이 가능하여 다양한 열원(도시가스, LPG, 폐열 및 배기가스) 적용이 가능하다. 하지만 흡수식 시스템은 기존의 압축식 냉동시스템에 비해 낮은 COP를 갖고 넓은 설치면적이 요구되는 단점을 갖고 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 흡수식 시스템의 구성요소(재생기, 흡수기, 증발기 및 용액열교환기)의 최적화 설계 및 성능향상을 위한 다양한 연구를 시도되고 있다. 각 요소부품의 성능향상을 통해 흡수식 시스템의 전체 COP 향상을 기대할 수 있으며 최적화 설계를 통해 시스템의 체적 및 설치면적 최소화를 연구의 최종목표로 설정할 수 있다. 또한, 흡수식 시스템의 흡수제(LiBr 수용액)는 산소 접촉과 고온 환경에서 부식성을 띄며 용액농도에 따른 결정화(crystallization)가 발생하여 모사실험이 어려운 관계로 실험적 연구 결과가 부족한 실정이다 [32, 33]. 본 연구에서는 흡수식 시스템 내 요소 부품인 용액열교환기를 열전달 성능이 우수한 판형열교환기로 대체하고 실제 작동환경을 모사하여 열교환기의 열전달 특성 및 압력강하를 분석하였다. 또한, 2중 효율 흡수식 냉동시스템 기준 저온 및 고온 용액열교환기의 작동환경은 상이하기에 두 실험조건에 따른 차이점을 분석하였으며 고온 측 유체의 유동 환경(고온 측 입구 온도 및 질량유량) 변화에 따른 결과를 조사하였다. 또한 용액열교환기의 실험결과를 바탕으로 Nu 수와 마찰계수를 계산하였으며 해당 결과를 통해 상관식을 도출하였다.

추가적으로 본 연구에서는 LiBr/water에 대한 열교환 특성을 분석하였다. 현재까지 고온 및 저온 측의 작동유체가 동일한 조건(LiBr/LiBr 및 water/water)에 따른 판형열교환기 실험은 다양하게 이루어졌으나 LiBr 수용액과 물에 따른 열전달 실험은 유하 액막식 재생기 관련 연구 [34-36] 외에 시도된 바가 없다. 유하 액막식 재생기는 LiBr 수용액(liquid)과 수증기(gas)에 따른 열교환으로 LiBr 수용액(liquid)과 물(liquid)에 따른 열교환 특성과 상이하기에 별도의 실험이 요구된다. 물은 LiBr 수용액에 비해 열전달 성능이 우수하므로 흡수식 시스템에서 흡수기 전단에 존재하는 액상 LiBr 수용액과의 추가적인 열교환을 통해 더 낮은 흡수액 온

도를 만들 수 있어 흡수기에서 흡수 성능을 향상을 기대할 수 있다. 이를 위하여 본 연구에서는 흡수식 시스템 내부의 추가 냉각을 위한 LiBr/water 조건에서 관형 열교환기의 열전달 특성 및 성능을 실험적으로 고찰하였다. 또한 water/water 실험 결과와 성능을 비교하였으며 질량유량 변화에 따른 LiBr/water 실험의 Nu 상관식을 도출하였다. 마지막으로 water/water 및 LiBr/water 실험 결과를 모두 포함한 농도에 따른 범용형 Nu 예측 상관식을 도출하였다.

제 2 장 용액열교환기 실험장치 및 조건

제 1 절 실험장치 및 냉각장치

본 연구에서 구성 및 제작된 실험장치의 총괄적인 개략도는 Fig. 2.1과 같다. 고온 및 고농도의 LiBr 수용액과 저온 및 저농도의 LiBr 수용액을 저장하기 위해 고온 및 배압에 강한 스테인리스 원통형 탱크를 구축하였다. 또한 저장 탱크에 7.5 kW 히터 2개를 각각 삽입하여 제어 시스템을 통해 용액의 농도 및 온도를 제어하였다. 저온 및 고온 측의 LiBr 수용액은 용액펌프와 질량유량계를 통과하여 test PHE에서 열교환을 이룬다. 가열된 저온 측 용액과 냉각된 고온 측 용액은 recovery PHE에서 열교환이 다시 이루어지고 각 용액탱크로 회수된다. 고온 측 용액은 용액 탱크로 회수되어 추가적인 열부하를 통한 가열이 용이하지만 저온 측 용액의 경우 충분한 냉각이 이루어지지 않기에 추가적인 냉각장치를 구비하였다. recovery PHE를 통과한 저온 측 용액은 3 RT 항온조와 연결된 cooling PHE에서 냉각과정을 거친다. cooling PHE에서 과냉각을 거친 저온 측 용액은 저온탱크의 히터에 의해 온도가 제어된다. 고온 용액열교환기 실험조건에서 고온 측 용액의 온도는 150℃로 많은 양의 냉각부하가 요구된다. 충분한 냉각이 이루어지지 않은 저온 측 용액은 포화온도를 넘어서 증발하기에 5 RT 항온조를 추가로 구비하여 부족한 냉각부하를 충족시켰다. 5 RT 항온조는 소형 냉각탑과 연결하여 냉각과정에 발생한 열은 공기 중으로 방열하였다. 또한 열교환기, 밸브, 용액탱크, 배관 및 냉각수 배관에서 발생하는 열손실을 최소화하기 위해 단열 성능이 우수한 글래스울 (glass wool)로 단열하였다. Fig. 2.2는 제작된 실험 장치의 사진을 보여준다.

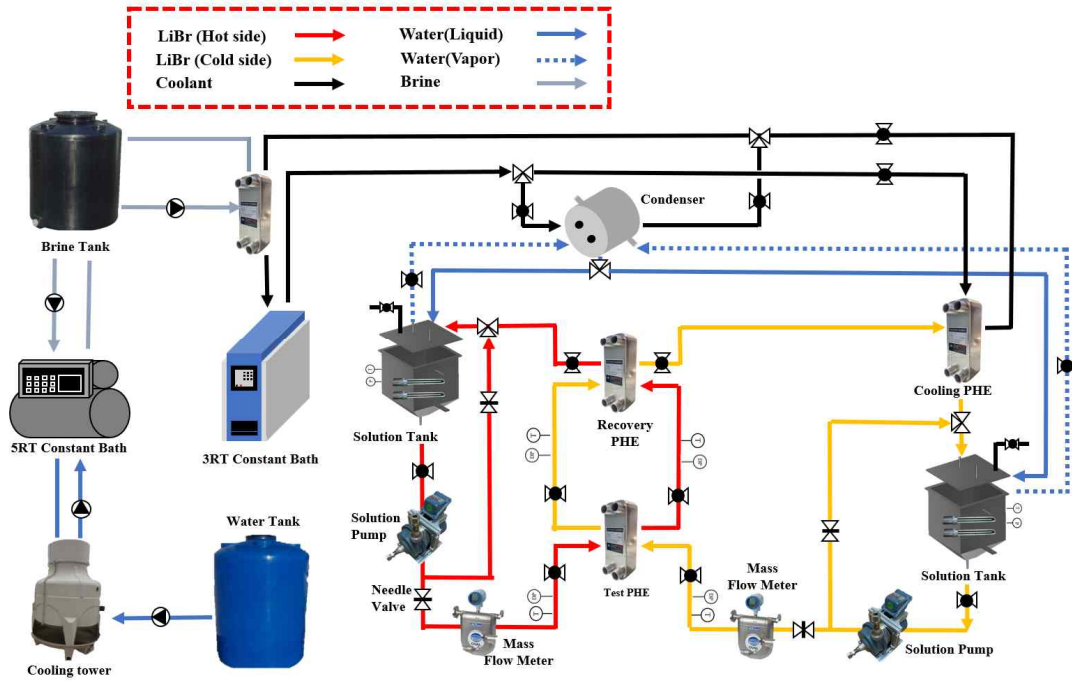


Fig. 2.1 The schematic diagram of experimental setup

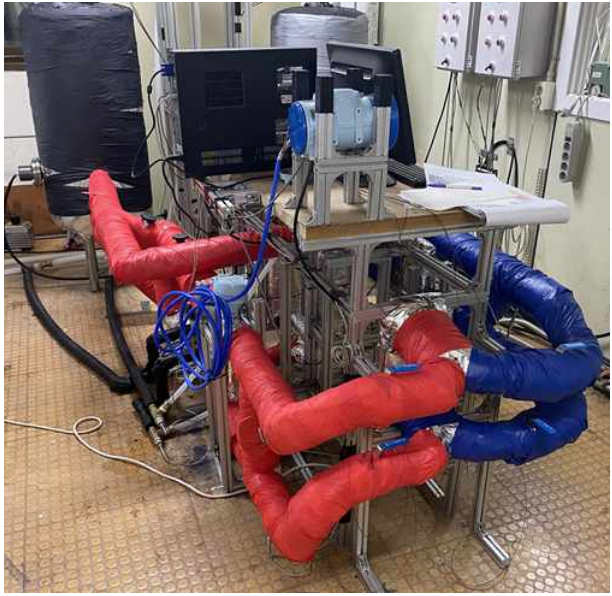


Fig. 2.2 Photograph of experimental setup

제 2 절 용액열교환기 실험장치

1. 용액탱크

Fig. 2.3은 용액을 저장하는 탱크의 설계도를 보여준다. 용액의 충분한 저장을 위해 원통의 지름 및 높이는 0.5 그리고 1 m로 제작하였다. 또한 1 kPa 이하와 같은 낮은 진공 환경에서 발생하는 배압을 견디기 위해 원통형으로 설계되었다. 또한 용액탱크의 누설을 최소화하기 위해 결합부가 없게 용접하였으며 배관과 연결되는 포트는 flange 및 union 체결이 가능하게 제작하였다. 각 용액 탱크에 용량이 7.5 kW인 flange Type 물용 히터가 삽입되어 있으며 히터가 공기 중으로 노출되는 것을 방지하기 위해 탱크의 하단부에 설치하였다.

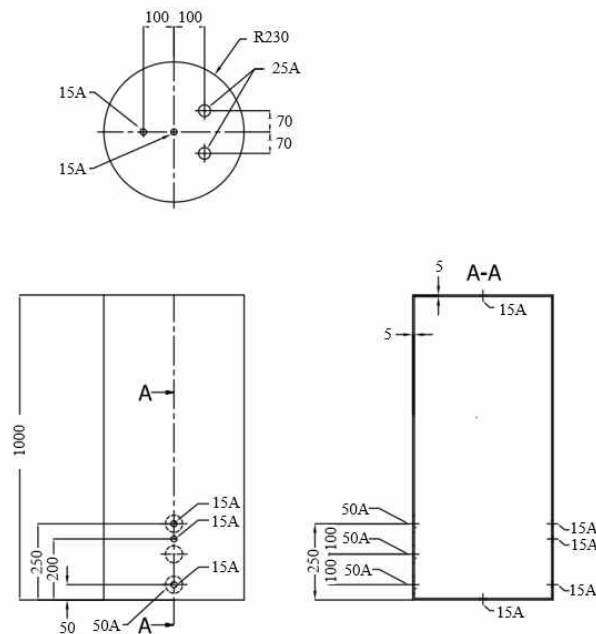


Fig. 2.3 Design drawing of solution tank

2. 농도 제어용 응축기

LiBr 수용액이 저압 조건인 용액 탱크에서 가열되면서 수분은 증발하게 된다. 이러한 농도 변화를 방지하기 위해 용액 탱크 상부와 연결된 횡형 shell and tube type 응축기를 설치하여 증발한 수증기를 일시적으로 저장하였다. 저장된 LiBr 증기는 관경 25.4 mm인 증기 전용 스테인리스 튜브를 거쳐 응축기로 들어가며 3 RT 항온조로부터 공급받은 냉각수와 열교환을 통해 응축과정을 거친다. 응축이 이루어진 응축수는 관직경이 12.9 mm인 스테인리스 튜브를 통해 탱크로 회수된다. Fig. 2.4는 농도제어용 응축기의 설계도면을 보여준다.

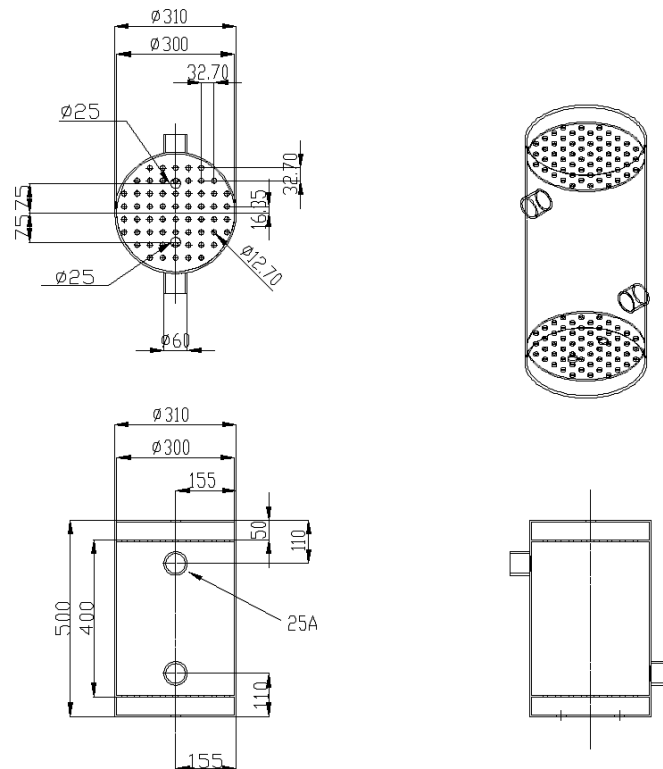


Fig. 2.4 Design drawing of shell and tube type condense

3. 온도측정 센서

판형열교환기의 입구 및 출구의 온도를 측정하기 위해 접촉식 온도 센서인 저항온도 검출기 (RTD, resistance temperature detectors)를 설치하였다. RTD 온도 센서는 절연체의 테두리에 백금, 니켈, 구리와 같은 금속선을 감은 형태로, 도체나 반도체의 전기저항이 온도에 따라 변하는 원리를 이용하여 온도를 측정한다. 측정 가능 온도범위는 -200°C ~ 600°C 이며 정확도가 높은 편이다. Fig. 2.5과 Table 2.1은 RTD PT100의 사진과 제원을 보여준다.



Fig. 2.5 Image of temperature sensor

Table 2.1 Specification of temperature sensor

Item	Specification
Measurement range	-200°C ~ 600°C
Diameter	5 mm

4. 압력측정 센서

용액 탱크 내부의 증기압을 측정하기 위해 탱크의 상단부에 Setra사 730 Model 와 DE Druck사의 UNIK 5000과 같은 진공용 압력계를 설치하였다. 20kPa 미만과 같이 저압 조건에서 작동되는 저온 용액열교환기 조건의 증기압은 DE Druck사의 UNIK 5000을 사용하여 압력을 측정하였다. 반면 고온 용액열교환기 작동환경은 가열로 인해 대기압과 유사한 압력 조건에서 작동된다. 해당 실험의 경우 133 kPa까지 측정이 가능한 Setra사 730 Model를 통해 측정하였다. DE Druck사의 UNIK 5000의 최대 측정압력은 20 kPa이며 측정오차는 $\pm 0.2\%$ 미만이다. 또한 Setra사 730 Model의 최대 측정압력은 1,000 Torr (133.3 kPa)이며 측정오차는 $\pm 0.5\%$ 미만이다. Fig. 2.6는 센서의 사진을 보여주며 Table 2.2는 상세 사양을 보여준다.



Fig. 2.6 Image of pressure transmitter

Table 2.2 Specification of pressure transmitter

Item	Specification (UNIK 5000)	Specification (730 Model)
Pressure range	0~20 kPa	0~133.3 kPa
Accuracy	$\pm 0.2\%$	$\pm 0.5\%$
Excitation	4~10 VDC	9~20 VDC
Output	0~5 VDC	0~5 VDC
Time constant	< 10ms	<20 ms

5. 질량유량계

저온 및 고온 측 탱크로부터 흐르는 용액의 정확한 질량유량을 측정하기 위해 Oval 사의 coriolis식 ALTI_{mass} Type U를 설치하였다. 저온 측 및 고온 측에 순회하는 용액의 농도는 상이하다. 용액의 농도를 예측하기 위해 해당 장치를 구비하여 용액의 온도에 따른 밀도를 측정함으로써 용액의 농도를 예측하였다. 용액의 질량유량이 0~1200 kg/h 내에서 측정이 되며 측정 오차율은 $\pm 0.1\%$ 이다. Fig. 2.7은 coriolis식 질량유량계의 사진을 보여주며 Table 2.3은 유량계의 상세 사양을 보여준다.



Fig. 2.7 Image of mass flow meter

Table 2.3 Specification of mass flow meter

Item	Specification
Temperature range	-200~200°C
Flow range	0~1200 kg/h
Accuracy (Flow rate)	$\pm 0.1\%$
Accuracy (Density)	± 0.003 g/mL

6 판형열교환기

본 연구에서는 2가지 종류의 브레이징 타입 판열교환기를 사용했다. 용액간의 열교환 특성을 분석하기 위해 Fig. 2.8에서 (a) DIC-285를 test PHE로 사용했다. test PHE에서 충분한 열교환을 거친 후 Recovery PHE를 위한 판형열교환기는 (b) DIC-503으로 test PHE보다 큰 제품으로 사용하였다. cooling PHE 또한 recovery PHE와 동일한 모델을 사용하였다. Fig. 2.8은 판형열교환기의 사진을 보여주며 Table 2.4에 판형열교환기의 크기를 제시하였다.



(a) DIC-285



(b) DIC-503

Fig. 2.8 Image of plate heat exchanger

Table 2.4 Specification of plate heat exchanger

Item	DIC-285 Series	DIC-503 Series
Plate width (mm)	105	123
Plate length (mm)	285	503
Number of plates	20	20

7. 히터 컨트롤러

고온 용액열교환기 작동조건을 모사하기 위해서 고온 측 용액 탱크의 온도는 150℃ 보다 높게 유지되어야 하지만 주변 온도와의 온도차이로 인해 열 손실이 크게 발생한다. 그러므로 Fig. 29와 같은 heating controller를 구비하였다. 각 용액 탱크에 가열용량이 7.5 kW인 flange Type 물용 히터가 2개씩 설치되어있다. 또한 용액 탱크의 하단부에 RTD PT100 온도 센서가 삽입되어 있다. 해당 온도센서는 용액 탱크의 온도변화를 인식하고 신호를 control box로 보내 자동적으로 ON-OFF 제어가 가능하도록 설계하였다.



Fig. 2.9 Image of heating controller

8. 압력제어 장치

장치 내 진공도를 유지하기 위해 압력 센서와 연결된 Pressure maintaining device를 통해 압력을 유지하였다. 탱크의 압력이 증가할 경우 (c) Timer가 10초로 설정되고 (a) Vacuum pump가 작동하여 진공펌프 유로에 있는 잔류 공기를 제거한다. 10초 경과 시 (b) Solenoid valve가 열리면서 내부의 압력을 낮춰준다. 해당 전자식 밸브는 상시 닫힘 형이며 pilot Type 밸브이다. Fig. 2.10은 구성 부품들의 사진을 보여주며 Table 2.5와 Table 2.6은 전자식 밸브와 진공펌프의 상세 제원을 나타낸다.



Fig. 2.10 Image of the pressure maintaining device component

Table 2.5 Specification of solenoid valve

Item	Specification
Model	HPS 2130
Max. Pressure	0.7 MPa
Max. Temperature	180°C

Table 2.6 Specification of vacuum pump

Item	Specification
Model	VP-245-220V
Capacity	4.5 CFM
Compression method	2 stage
Motor	0.5 hp

9. 용액 펌프

용액 탱크에 저장된 용액을 송출하기 위해 (주)천인 에이엠피 사의 Canned Motor Pump (L005M-2CH-22S)를 설치하였다. 해당 펌프는 화학, 섬유, 철강 및 원자력 분야와 같은 악조건에서도 작동이 가능하여 실제 흡수식 냉·온수기에서도 사용된다. 용액 펌프의 소요동력은 0.55 kW이며 양정은 5 m이다. 또한 유량 가변 범위는 5~20 LPM이다. Fig. 2.11과 Table 2.7은 용액 펌프의 사진과 제원을 보여준다.



Fig. 2.11 Image of solution pump

Table 2.7 Specification of solution pump

Item	Specification
Capacity	0.55 kW
Voltage	220 V
Pole	2P
Frequency	60 Hz
Flow range	5~20 L/min

10. 유량제어용 인버터

저온 및 고온 측 용액 펌프를 Fig. 2.12와 같은 펌프제어용 인버터와 연동하였다. 유량의 정밀한 제어를 위해 60 Hz로 분할하여 유량을 조절하였다. 소수점 2번째 자리까지 제어가 가능하기 때문에 미세한 유량 조절이 가능하다. 또한 펌프작동에 의한 진동으로 발생하는 인버터 오작동을 방지하기 위해 회전식이 아닌 버튼식 조절기로 설치하였다. Table 2.8은 펌프제어용 인버터의 사양을 보여준다.



Fig. 2.12 Image of pump inverter

Table 2.8 Specification of pump inverter

Item	Specification
Model	SV220iG5A-4
Max. applicable	0.4~22 kW
Motor output	50/60 Hz
Input	3-Phase 380~400 V
Output	3-Phase 0.1~400 Hz

11. 유량제어 밸브

유체가 관내에 흐를 때 급격한 밸브의 닫힘으로 인해 유체의 운동에너지는 압력 에너지로 변화된다. 고압 상태의 유체는 압력 차로 인해 탱크의 상류층으로 이동하고 되돌아온다. 이러한 현상을 수격현상 (water hammering)이라 하며 진공상태로 유지되는 관에 전달되는 진동 및 충격을 경감시키기 위해 보호 설비가 필요하다 [37]. 그러므로 저온 및 고온 측 용액펌프 입상 관으로부터 0.2 m 떨어진 구간에 수격현상 방지를 위한 니들 밸브 (NVP1, lok type needle valve 1/2 inch)를 설치하였다. 또한, 해당 밸브를 통해 추가적인 유량제어를 하였으며 Bypass 된 유체는 저온 및 고온 탱크로 회수된다. Fig. 2.13은 니들 밸브의 실물을 보여준다.



Fig. 2.13 Image of needle valve

12. 데이터 로거

테스트용 관형열교환기 및 용액 탱크의 주요한 실험환경 조건을 측정을 위해 압력계, 열전대를 설치하여 Yokogawa 사의 MX 100을 통해 데이터를 수집하였다. 데이터수집 장치는 주요한 데이터를 수집 후 Ethernet 통신을 통해 PC에 수집한 데이터를 전송하며, 수집된 데이터는 Yokogawa 사에서 제공된 MX100 standard 프로그램을 통해 모니터링을 할 수 있다. Fig. 2.14와 Table 2.9는 데이터 수집 장치의 사진과 제원을 보여준다.



Fig. 2.14 Image of data acquisition system

Table 2.9 Specification of data acquisition system

Item		Specification
Model		MX100 (Yokogawa Inc.)
Measurement interval		100 ms (Least)
Supplying Voltage		100~200 VAC
Accuracy	Thermocouple	$\pm 0.05\%$ of rdg.
	DC voltage	$\pm 0.05\%$ of rdg.

13. 차압 측정 센서

판형열교환기의 고온 측 압력강하를 측정하기 위해 열교환기의 입구 및 출구 측에 차압 센서 (differential pressure transducer, Model 230)를 설치하였다. 차압 센서의 사진은 Fig. 2.15에 제시하였다. 또한, 차압 센서의 연결부는 NPT 1/4 나사이며 상세 사양은 Table 2.10 과 같다. 차압 센서의 측정 범위는 0~5 PSI이며 정확도는 $\pm 0.25\%$ 이다.



Fig. 2.15 Image of differential pressure transducer

Table 2.10 Specification of differential pressure transducer

Item	Specification
Model	Model 230
Output	4~20 mA
Pressure range	0~5 PSI
Accuracy	$\pm 0.25\%$

14. LiBr 수용액

LiBr 수용액은 알칼리금속 (Li+)와 할로젠족 (Br-)의 화합물로 외부 공기의 유입이 있을 경우, 금속에 대한 부식성이 매우 강하다. 그러므로, LiBr 수용액이 저장되고 흐르는 탱크와 유로를 진공상태로 조성했으며 기밀 테스트는 필수적으로 요구된다. 또한 LiBr 수용액은 일정 농도 이상에서 온도가 낮을 경우 결정화 (crystallization)가 발생하므로 용액의 밀도를 측정하여 농도를 예측하고 결정화를 방지했다. LiBr 수용액의 밀도는 탱크 내 압력 및 온도 데이터를 통해 계산하였다. 다양한 농도 및 온도 조건에 따른 LiBr 수용액의 물성치 연구 결과들 [38-40]과 실험에 적용한 물성 데이터와 비교하여 일치성을 판단했다. Table 2.11은 LiBr 수용액의 화학적 구성을 보여준다.

Table 2.11 Specification of LiBr solution

Item	UNIT	Specification
LiBr	wt%	55 ± 1
Inhibitor	ppm	130~170
LiOH	N	0.06~0.09
Calcium (Ca)	wt%	Max. 0.01
Magnesium (Mg)	wt%	Max. 0.001
Sulfate (SO ₄)	wt%	Max. 0.02
Chloride (Cl)	wt%	Max. 0.1
Ammonia (NH ₃)	ppm	Max. 0.3

제 3 절 용액열교환기 실험방법 및 조건

Table 2.14는 LiBr/water 실험에 대한 조건을 보여준다. 고온 측은 LiBr 수용액이 흐르며 저온 측에는 물이 흐른다. 저온 측의 물의 입구 온도 및 질량유량은 40°C 및 300 kg/h로 고정하였으며 고온 측 용액의 농도 및 질량유량을 변화하여 실험을 진행하였다. 고온 측 투입온도는 80°C로 유지하였으며 농도 변화는 56wt%~62wt%, 질량유량은 200~700 kg/h로 변화시켰다. Table 2.13은 water/water 실험에 대한 실험조건을 보여준다. 고온 및 저온 측의 실험조건은 LiBr/water 실험과 동일하며 해당 결과를 기반으로 LiBr/water 실험의 Nu 수를 예측하는 예측 상관식을 도출하였다.

저온 및 고온 용액열교환기 (LiBr/LiBr)를 모사하기 위해 용액의 온도 및 농도를 실제 작동조건과 동일하게 설정하였다. 또한 다양한 작동조건에 따른 분석을 위해 고온 측의 입구 온도와 질량유량을 조절하여 변화에 따른 결과를 비교하였다. 저온 용액열교환기 조건의 경우, 저온 측 LiBr 수용액의 농도는 55wt%로 유지하였으며 질량유량과 입구온도는 350 kg/h 및 40°C로 고정하였다. 반면, 고온 측 LiBr 수용액의 농도는 62wt%로 유지하였으며 유량변화에 따른 분석을 위해 고온 측 유량을 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가시켰다. 또한, 고온 측 입구 온도의 변화에 따른 경향성을 확인하기 위해 입구 온도를 60°C, 80°C 그리고 100°C로 변화를 주어 실험을 진행하였다. Table 2.15는 저온 용액열교환기의 실험조건을 보여준다. 고온 용액열교환기의 실험조건은 Table 2.16에 제시하였다. 고온 용액열교환기 조건에서 저온 측 용액은 실제조건과 동일하게 55wt%로 설정하였다. 저온 측 유체의 입구온도 및 질량유량은 80°C 및 350 kg/h로 유지하였다. 고온 용액열교환기 실험조건 또한 고온 측의 입구온도 및 유량변화를 주었다. 고온 측 입구 온도는 100°C에서 140°C까지 변화를 주었으며 질량유량은 저온 용액열교환기 실험조건과 동일하게 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가시켜 측정하였다. Test PHE 실험에 있어 정상 유동상태에서 측정하였으며 한 실험당 15분 동안 데이터를 수집하였다. Fig. 2.16은 실험에 사용된 열교환기의 형상을 보여주며 Table 2.12를 통해 Test PHE의 기하학적 형상 정보를 확인할 수 있다.

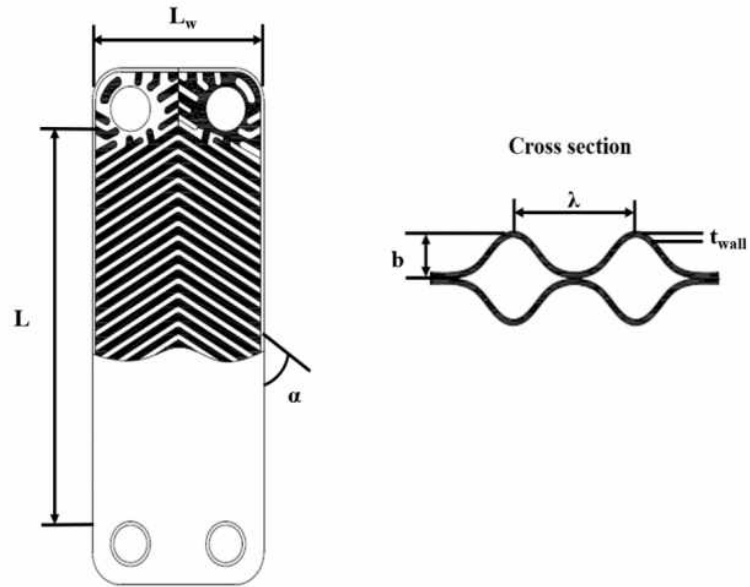


Fig. 2.16 Schematic diagram of the half sectional test plate heat exchanger

Table 2.12 Geometrical parameters of test plate heat exchanger

Parameters	Dimension
Plate width, L_w	0.108 m
Plate length, L	0.203 m
Plate thickness, t_{wall}	0.0005 m
Corrugation depth, b	0.002 m
Corrugation pitch, λ	0.007 m
Chevron angle, α	60°
Number of plates, N	20
Number of channels, N_{ch}	9
Port diameter, D_{port}	0.025 m

Table 2.13 Water/water test conditions

Item	Cold side	Hot side
Inlet temperature, $^\circ\text{C}$	40	80
Mass flow rate, kg/h	300	200~700
Reynolds number	250.4~289.7	210.9~832.1

Table 2.14 LiBr/water test conditions

Item	Cold side	Hot side
LiBr concentration, wt%	-	56, 58, 60, 62
Inlet temperature, $^\circ\text{C}$	40	80
Mass flow rate, kg/h	300	200~700
Reynolds number	238~275.6	22.5~140.6

Table 2.15 LiBr/LiBr test conditions for low-temperature solution heat exchanger

Item	Cold Side	Hot Side
LiBr concentration, wt%	55	62
Inlet temperature, °C	40	60, 80, 100
Mass flow rate, kg/h	350	150, 300, 450, 600, 750
Reynolds number	53.6~132.7	14.7~132.7

Table 2.16 LiBr/LiBr test conditions for a high-temperature solution heat exchanger

Item	Cold Side	Hot Side
LiBr concentration, wt%	55	58
Inlet temperature, °C	80	100, 120, 140
Mass flow rate, kg/h	350	150, 300, 450, 600, 750
Reynolds number	97.4~124	34.7~257.2

제 3 장 용액열교환기 성능 분석 방법

제 1 절 열전달 성능 분석

판형열교환기의 열전달률은 저온 및 고온 측의 온도차를 통해 계산하였다. 고온 측의 열전달률은 식 (3-1)을 통해 계산하였으며 저온 측 열전달률은 식 (3-2)를 통해 계산하였다. 열전달률 계산에 있어 비열 (c_p)은 열교환기의 입구와 출구의 평균온도에 따른 비열로 계산하였다. 식 (3-2)는 저온 및 고온 측의 평균 열전달률을 계산하는 수식이다 [41,42].

$$Q_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (3-1)$$

$$Q_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3-2)$$

$$Q_{avg} = \frac{Q_h + Q_c}{2} \quad (3-3)$$

판형열교환기의 정확한 수력직경을 구하기 위해 아래와 같은 수식을 사용하였다. 식 (3-1)을 통해 corrugaion parameter (ψ)를 계산하였다 [43]. 계산된 corrugaion parameter를 식 (3-5)에 대입하여 enlargement factor (ϕ)를 계산할 수 있다. 식 (3-5)를 통해 계산된 enlargement factor를 식(3-6)에 대입하여 판형열교환기의 요철을 고려한 수력직경 (D_{hy})을 계산할 수 있다. 여기서, b 는 주름의 높이이며 λ 는 주름의 피치이다.

$$\psi = \frac{\pi b}{\lambda} \quad (3-4)$$

$$\phi \approx \left(1 + \sqrt{1 + \psi^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{\psi^2}{2}} \right) \quad (3-5)$$

$$D_{hy} = \frac{2b}{\phi} \quad (3-6)$$

전열판 1개에 따른 유효 전열면적은 식 (3-7)을 통해 계산할 수 있다. 열교환기의 총괄열 전달계수를 계산하기 위해 유효 전열면적 (A_{eff})을 고려한 총 전열면적 (A_{tot})을 계산해야 하며 식 (3-8)은 총 전열면적에 대한 수식을 나타내고 있다. 여기서 L 은 전열판의 높이이며 L_w 는 전열판의 넓이이며 N_{tot} 는 전열판의 총 개수이다 [44].

$$A_{eff} = \phi \times L \times L_w \quad (3-7)$$

$$A_{tot} = (N_{tot} - 2)A_{eff} \quad (3-8)$$

판형열교환기의 평균 열전달률 (Q_{avg}), 총 전열면적 (A_{tot}) 그리고 대수평균온도차 (ΔT_{LMTD})를 통해서 총괄열전달계수를 계산할 수 있으며 식 (3-9)과 같다 [45]. 대수평균 온도차는 식 (3-10)과 같이 저온 및 고온 측 유체의 입·출구 온도로 계산되었다 [46]. 저온 및 고온 측의 대류열전달계수 (h), 전열판 두께 (t_{wall}) 그리고 전열판의 열전도도 (k_{wall})를 통해 총괄열전달계수를 계산할 수 있으며 식 (3-11)과 같다.

$$U = \frac{Q_{avg}}{A_{tot} \Delta T_{LMTD}} \quad (3-9)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (3-10)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{t_{wall}}{k_{wall}} + \frac{1}{h_c}} \quad (3-11)$$

판형열교환기의 패스 수 (N_{pass})와 전열판의 총 개수 (N_{tot})를 통해 채널 수 (N_{ch})를 계산하였다. 채널 수 계산을 위한 수식은 식 (3-12)와 같다. Nu 수 상관식 도출을 위해 Re 및 Pr 수와 같은 무차원수를 식 (3-14)를 통해 구하였으며 채널의 질량유속 (G_{ch})은 식 (3-13)을 통해 계산하였다 [47-53]. 무차원수 산출에 있어 요구되는 유체의 물성치는 채널의 입구와 출구의 평균온도로 계산하였다. 여기서 μ 는 유체의 점도, k 는 유체의 열전도도를 나타낸다.

$$N_{ch} = \frac{N_{tot} - 1}{2N_{pass}} \quad (3-12)$$

$$G_{ch} = \frac{\dot{m}}{N_{ch} b L_w} \quad (3-13)$$

$$Re = \frac{G_{ch} D_h}{\mu} \quad Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3-14)$$

제 2 절 압력강하 분석

동력비의 절감이나 설비의 사용 여건에 따라 시스템을 효율적으로 사용할 수 있기에 열교환기 설계에 있어 중요한 설계 인자이다. 판형 열교환기의 유로 구성이 multipass일 경우 압력손실이 급격히 증가하게 되므로 Pass 수를 줄이는 것이 바람직하다. 판형열교환기의 압력손실은 채널에서 전열판 표면과 유체의 마찰에 의해 발생되며, 채널에서의 유속이 증가할수록 커진다. 판형열교환기에서 총 압력강하 (dP_{tot})는 채널 내부의 압력손실에 따른 차압 (dP_f)과 입·출구 포트에서의 압력강하 (dP_{port})의 합이다.

$$dP_{tot} = dP_f + dP_{port} \quad (3-15)$$

입구 및 출구 포트에서의 압력강하 계산을 위해 식 (3-16)과 같이 포트의 질량유속 값이 요구된다. 여기서 A_{port} 는 입·출구 포트의 면적이며 D_{port} 는 포트의 직경이다. 또한, \dot{m} 은 용액의 질량유량이며 ρ 는 용액의 밀도를 의미한다 [54, 55].

$$G_{port} = \frac{\dot{m}}{A_{port}} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{port}^2} \quad (3-16)$$

$$dP_{port} = 1.5N_{pass} \frac{G_{port}^2}{2\rho} \quad (3-17)$$

채널의 마찰계수는 식 (3-18)을 통해 계산할 수 있으며 A_{cross} 는 판형열교환기에 유체가 투입되는 면적으로 주름 높이 (b)와 전열판 넓이 (L_w)의 곱으로 계산된다 [56].

$$f = \frac{dP_f}{\left(\frac{A_{tot}}{A_{cross}}\right) \left(\frac{G_{ch}^2}{2\rho}\right)} \quad (3-18)$$

Re 수 변화에 따른 채널의 마찰계수를 분석하여 식 (3-19)과 같은 구조로 상관식을 도출하였다. 실험 결과에 의한 마찰계수와 용액의 Re 수를 대입하여 상수 (C, K, n)를 계산하였다 [57-59].

$$f = C + \frac{K}{Re^n} \quad (3-19)$$

제 3 절 Wilson plot method

일반적으로 단상 유동에서 Nu 수는 식 (3-20)에 의해 정의되며, 경험적 상사에 의해 일반적으로 식 (3-21)과 같이 표현된다. 본 연구에서 Nu 상관식은 wilson plot method를 이용하여 계산하였으며 식 (3-21)에 사용된 상수 C_3 는 1/3으로 고정하였다 [60-64].

$$Nu = \frac{hD_{hy}}{k} \quad (3-20)$$

$$Nu = C_1 Re^{C_2} Pr^{C_3} \quad (3-21)$$

상수 C_1 를 계산하기 위해 식 (3-20)과 식 (3-21)을 조합하고 식 (3-11)에 대입하여 (X_1 , Y_1)에 대한 1차 방정식인 식 (3-24)를 계산하였다. 여기서, p 값을 가정하고 식 (3-24)과 같은 1차 항의 m 과 상수항의 n 이 유사한 값을 갖는 기울기를 찾기 위해 회귀분석 (regression analysis)을 하였다.

$$Y_1 = \left(\frac{1}{U} - \frac{t_{wall}}{k_{wall}} \right) \left(\frac{k_c}{D_h} Re_c^p Pr_c^{1/3} \right) \quad (3-22)$$

$$X_1 = \frac{\left(\frac{k_c}{D_h} Re_c^p Pr_c^{1/3} \right)}{\left(\frac{k_h}{D_h} Re_h^p Pr_h^{1/3} \right)} \quad (3-23)$$

$$Y_1 = mX_1 + n \quad (3-24)$$

$$m = \frac{1}{C_h} \quad n = \frac{1}{C_c} \quad (3-25)$$

$$C_1 = C_h = C_c \quad (3-26)$$

대수적 수정 (algebraic modification)을 하여 상수 C_2 를 계산하였다 [64]. 식 (3-11), 식 (3-20) 그리고 식 (3-21)을 조합하여 식 (3-27)과 같은 y_2 를 계산할 수 있다. y_2 에 로그함수를 적용하여 식 (3-28)이 도출되며 앞서 가정한 p 값과 계산된 C_c 을 대입하여 (X_2 , Y_2)에 따른 plotting을 하였다. Plotting 된 함수에서 1차 항의 상수값을 통해 식 (3-30)과 같은 C_2 값을 계산하였다.

$$y_2 = \left(\frac{1}{U} - \frac{t_{wall}}{k_{wall}} - \frac{1}{h_h} \right) \left(\frac{k_c}{D_h} \text{Pr}_c^{1/3} \right) = \frac{1}{C_c Re_c^p} \quad (3-27)$$

$$\ln y_2 = -\ln C_c - p \ln(Re_c) \quad (3-28)$$

$$X_2 = \ln(Re_c) \quad Y_2 = \ln y_2 \quad (3-29)$$

$$C_2 = -p \quad (3-30)$$

제 4 절 불확실도 분석

Table 3.1은 실험에 사용된 측정 장비들의 상세 사양을 보여준다. 본 연구에서는 측정 장비를 활용하여 실험에서 얻어진 열전도도, 대류열전달계수 및 Nu 수의 불확실도를 계산하였다. 동일한 실험조건에서 실험을 최소 3회 이상 진행하였으며 이들의 평균값을 활용하여 데이터를 확인하였다. 이러한 값들의 불확실도에 대한 일반식은 식 (3-31)와 같이 나타낼 수 있으며 본 연구에서 얻어진 열전달률, 대류열전달계수 및 Nu 수의 불확실도를 Table 3.2에 제시하였다 [65].

$$u_{\text{exp}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta X}{X}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Y}{Y}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Z}{Z}\right)^2} \quad (3-31)$$

Table 3.1 Maximum uncertainties of measuring device

Measurements	Model	Range	Accuracy
Temperature	RTD PT100	-200℃ ~600℃	±0.5℃
Mass flow rate	ALT mass type U	0~1200 kg/h	±0.2%
Pressure	UNIK 5000	0~20 kPa	±0.2%
Density	ALT mass type U	0.32~2 g/mL	±0.003 g/mL

Table 3.2 Uncertainties of measurements

Measurements	Uncertainty
Heat transfer rate	±2.41%
Heat transfer coefficient	±1.76%
Nusselt number	±3.37%

제 5 절 Energy balance

실험장치의 열손실 최소화를 위해 전 배관 및 용액 탱크부에 단열, 보온 및 흡음성이 뛰어난 글래스울 (glass-wool 50T)로 3중 단열하였다. 저온 측과 고온 측의 energy balance 분석을 위해 LiBr/LiBr, LiBr/water 그리고 water/water 조건의 실험 결과에 따른 열전달률을 식 (3-1) 및 식 (3-2)를 통해 계산하였다. 저온 및 고온 측 열전달률 계산에 있어 판형열교환기 입구와 출구의 평균온도에 따른 유체의 비열을 사용하였다. Fig. 3.1은 실험 결과에 따른 저온 및 고온 측의 열전달률을 보여준다. 결과적으로 모든 실험 케이스의 energy balance는 $\pm 10\%$ 이내임을 확인하였다.

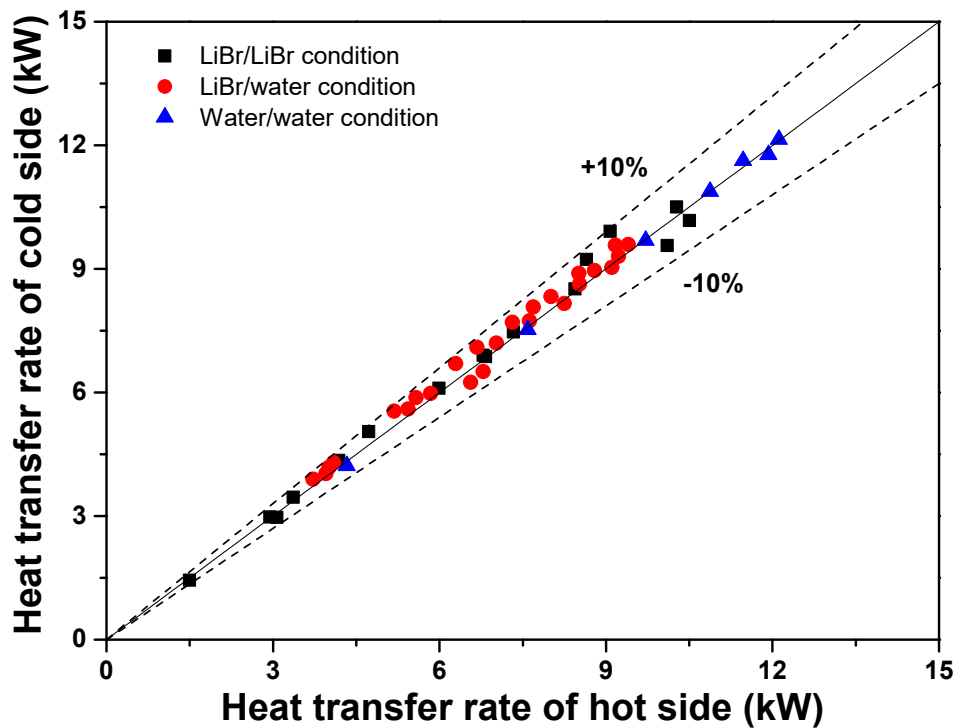


Fig. 3.1 Energy balance of all experimental conditions

제 6 절 판형열교환기 성능 검증 알고리즘 분석

Fig. 3.2는 Nu 수 상관식 검증을 위한 성능 예측 모델의 알고리즘을 보여준다. wilson plot method를 통해 개발된 Nu 수 상관식과 마찰계수 상관식을 EES (engineering equation Solver) 성능 예측 모델에 탑재하여 총괄열전달계수 (U) 및 압력강하 (dP_f)를 비교함으로써 상관식을 검증하였다. 입력 parameter로 판형열교환기의 형상 정보 (전열판 넓이, 전열판 높이, 주름 피치 및 주름 높이), 용액의 농도, 체적유량 및 고·저온 측의 입구온도를 설정 하였으며 고·저온 측의 출구 온도를 가정하였다. 가정온도를 통해 평균온도를 계산하고 유용도 (ϵ)와 전달단위수 (NTU)를 계산함으로써 계산된 고온 측 입구 온도를 도출하였다. 해당 결과를 초기 입구 온도와 비교하여 오차값이 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 이 될 때까지 회기분석 (regression analysis)을 하였다. 오차범위가 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 내로 수렴할 경우 해당 결과를 통해 총괄열전달계수 (U_{pred})를 계산하고 실험적으로 계산된 총괄열전달계수 (U)의 오차율을 확인했다. 또한, 개발된 마찰계수 상관식을 성능 예측 모델에 적용하여 계산된 압력강하 ($dP_{f,\text{pred}}$)와 실험적으로 계산된 압력강하 (dP_f)를 비교하였다.

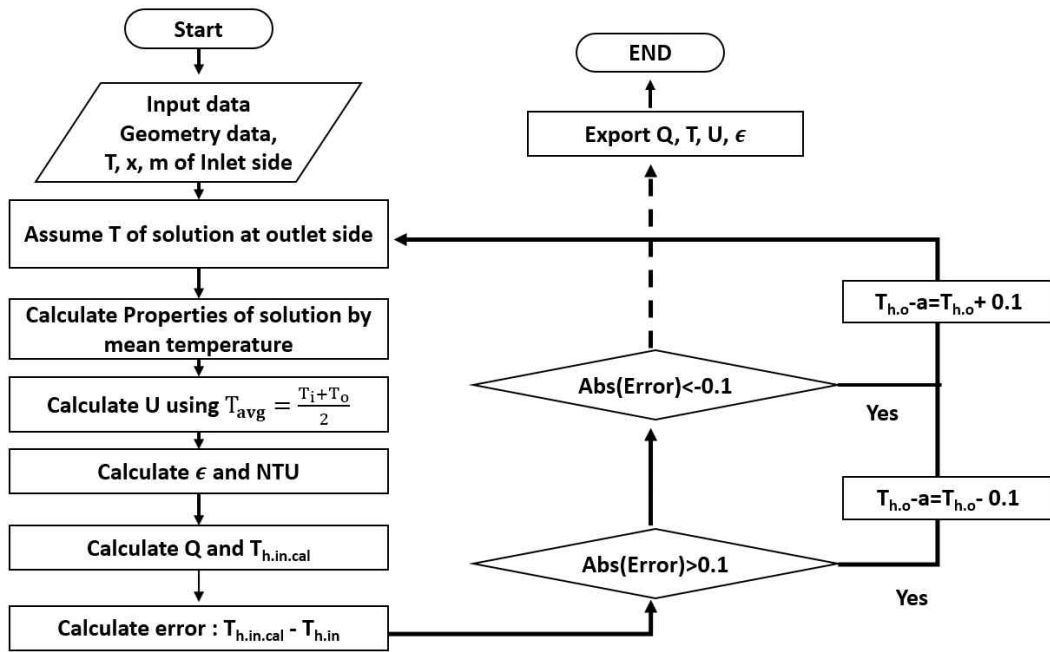


Fig. 3.2 Algorithm of plate heat exchanger performance assessment

제 4 장 용액 대 물 열교환 성능 특성 고찰

제 1 절 평균 열전달률 고찰

Fig. 4.1은 고온 측 LiBr 유량 변화에 따른 열교환량과 water/water 대비 LiBr/water의 열교환량 감소율을 보여준다. 고온 측 유체가 물인 경우 질량유량이 200 kg/h 에서 700 kg/h까지 증가함에 따라 열전달량은 7.56 에서 12.13 kW로 증가하였다. 반면 고온 측 유체가 LiBr 용액인 경우, 상대적으로 열교환량은 감소하였다. 또한 LiBr에서 농도가 증가할수록 열교환량은 감소하였으며, LiBr 농도가 62%일 때 열교환량은 가장 작게 나타났다. 질량유량이 200 kg/h 일 때 LiBr의 농도가 56%에서 62%로 증가함에 따라 열교환량은 4.19 kW 에서 3.8 kW로 감소하였고, 이는 물에 비해 44.5%~49.6% 정도 감소한 것으로 나타났다. 반면 질량유량이 700 kg/h 일 때, LiBr 농도가 56%에서 62%로 증가함에 따라 열교환량은 9.49 에서 8.88 kW까지 감소하였으며, 이는 물에 비해 21.7%~26.8% 정도 감소함을 보였다. 작동유체의 질량유량의 증가는 관형열교환기 내 유체의 속도와 난류의 강도를 증가시켜 열교환 시 열확산에 의한 열전달보다 유체의 운동 모멘텀에 의한 열전달의 의존성이 증가하게 되고 이에 물과 LiBr의 열교환량의 차는 감소하게 된다.

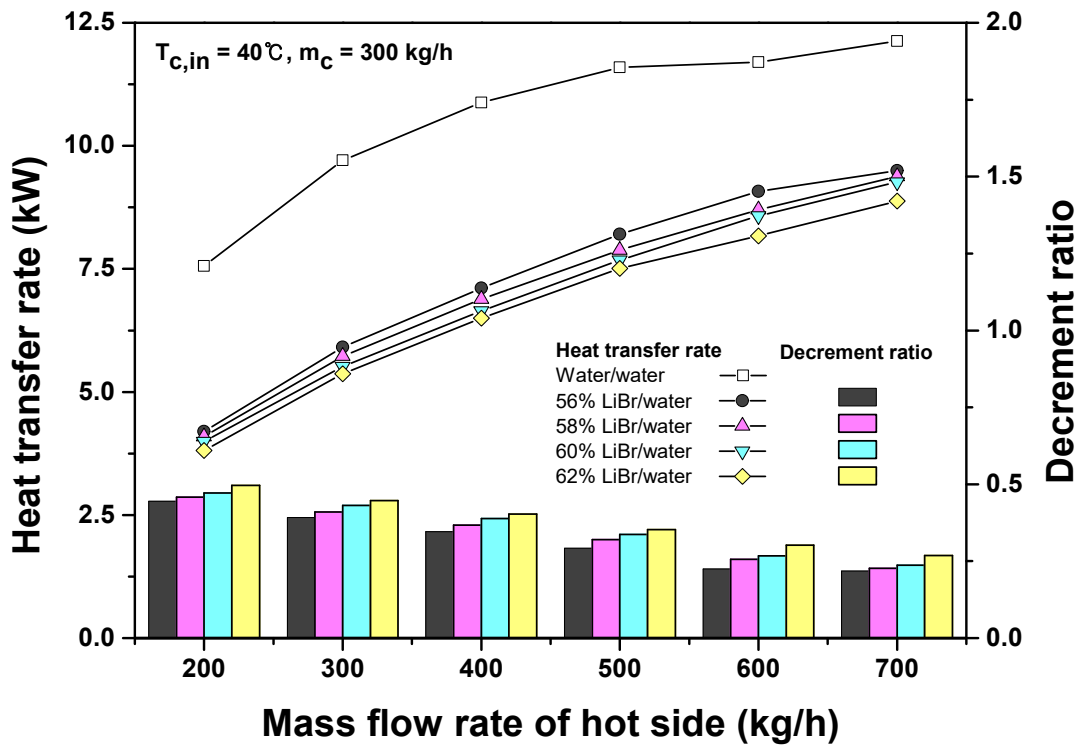


Fig. 4.1 Heat transfer rate and heat transfer rate decrement ratio according to the mass flow rate of hot side

제 2 절 총괄열전달계수 고찰

Fig. 4.2는 water/water 와 LiB/water 실험에서 고온 측 질량유량 변화에 따른 총괄열전달 계수와 water/water 대비 LiB/water 실험의 총괄열전달계수 감소율을 보여주고 있다. 고온 측 작동유체가 물일 때 질량유량이 200 kg/h에서 700 kg/h로 증가함에 따라 판형열교환기의 총괄열전달계수는 1.38에서 2.03 kW/m²°C로 증가하였다. 고온 측 작동유체로 56% LiBr 를 사용하였을 때 질량유량이 200 kg/h에서 700 kg/h로 증가함에 따라 총괄열전달계수는 0.76에서 1.43 kW/m²°C로 증가하였지만 water/water 대비 약 29.7%~44.6% 감소하였다. 또한, 가장 높은 농도인 62% LiBr을 사용하는 경우 질량유량이 200 에서 700 kg/h로 증가함에 따라 총괄열전달계수는 0.637에서 1.177 kW/m²°C로 증가하였고 이는 water/water 대비 42.1%~53.7% 감소함을 보였다. 실험 결과, LiBr의 농도가 증가할수록 총괄열전달계수를 감소하는 것을 확인하였다. 판형열교환기에서 LiBr의 농도 증가는 작동유체의 점도의 증가로 인해 Re 수를 감소시키기 때문에 감소된 Re 수로 인해 대류열전달이 감소되고 열확산이 어렵기 때문에 물에 비해 LiBr의 총괄열전달계수는 감소하게 된다.

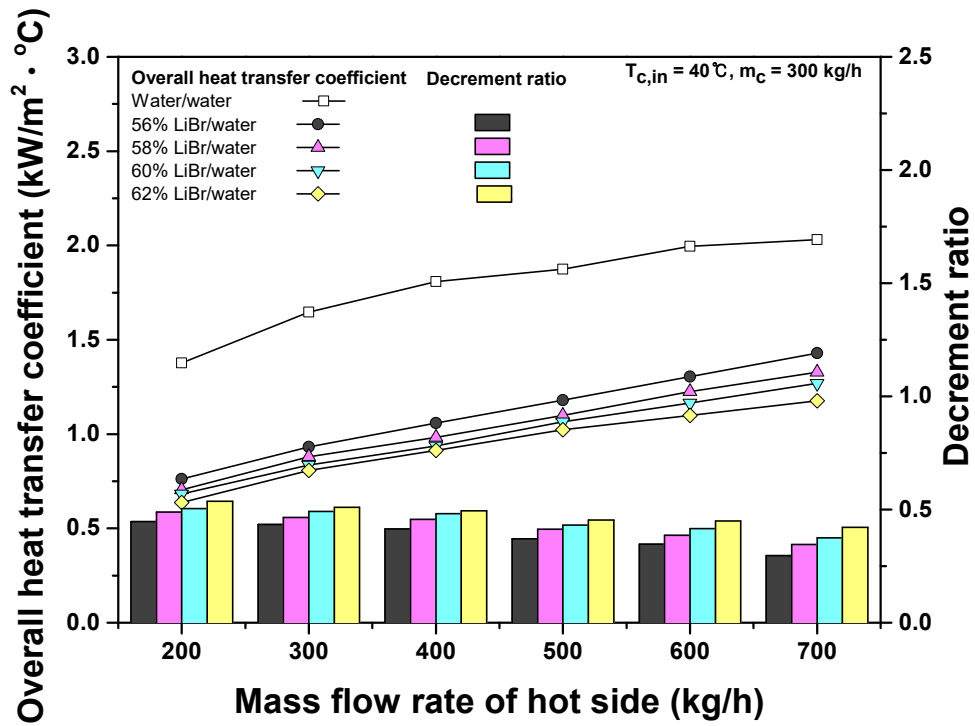


Fig. 4.2 Overall heat transfer coefficient and overall heat transfer coefficient decrement ratio according to the mass flow rate of hot side

제 3 절 Nu 수 고찰

Fig. 4.3는 고온 측의 질량유량 변화에 따른 LiBr/water와 water/water의 Nu 수를 보여준다. water/water 실험의 Nu 수는 질량유량이 200 kg/h에서 700 kg/h로 증가함에 따라 13.91에서 33.39로 증가하였다. 반면, LiBr/water 열교환에서 가장 높은 농도인 62% LiBr는 질량유량이 200 kg/h에서 700 kg/h로 증가함에 따라 Nu 수는 6.51에서 15.1까지 증가하였다. LiBr/water 열교환에서 LiBr의 농도의 증가는 Nu 수를 감소시키며 이는 동일 유량에서 water/water의 Nu 수 대비 46%-60% 낮은 수치를 보였다. 또한, 최저 농도인 56% LiBr와 최고 농도인 62% LiBr를 비교하였을 때 질량유량이 증가함에 따라 두 유체의 농도 차에 의한 Nu 수의 차이는 점점 증가하는 경향을 보였다. 이는 동일한 전열관 형상에도 불구하고, 농도에 따른 열물성의 변화는 난류나 확산에 의한 대류열전달 성능을 다르게 만들기 때문이다.

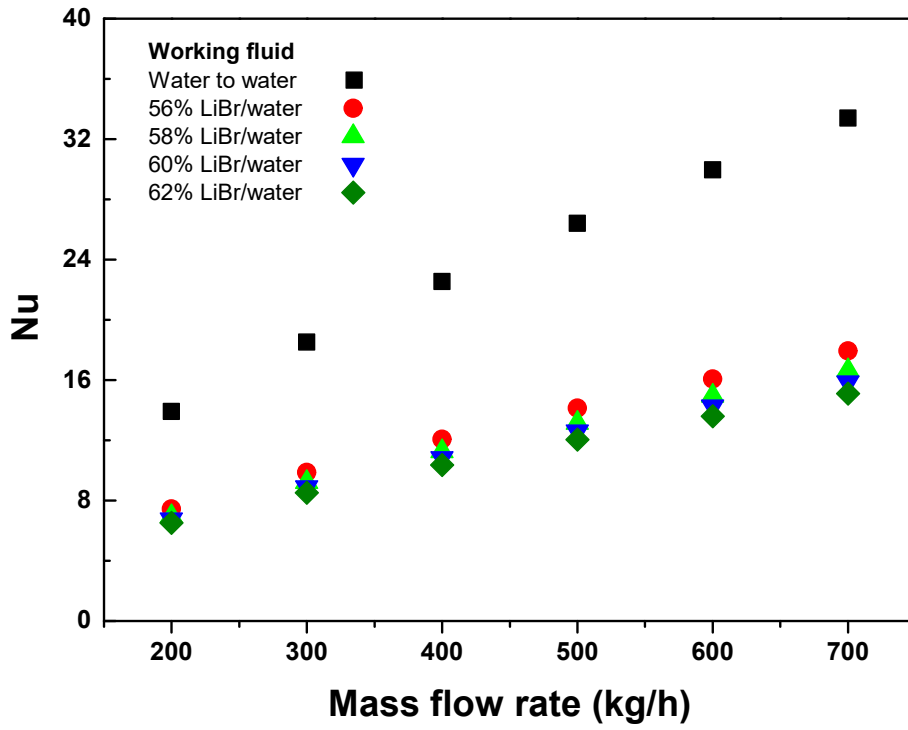


Fig. 4.3 Experimental Nu according to mass flow rate of hot side

제 4 절 농도 변화에 따른 Nu 수 예측 상관식

판형열교환기의 Nu 수는 전열관의 형상, 유동조건 및 유체의 특성에 따라 상이하며 기존 연구를 통해 개발된 다양한 Nu 상관식들이 존재한다. 본 연구는 기존의 LiBr/LiBr 및 water/water 실험에서 개발된 Nu 상관식을 활용하여 LiBr/water 실험와의 비교를 통하여 기존의 실험식들의 적합성을 판단하였다. Fig. 4.4는 실험에서 얻은 LiBr/water의 Nu 수와 기존의 water/water 실험에 도출한 Nu 수를 비교하여 보여주고 있다. 또한, 본 연구에서 실험 결과의 적합성에 사용된 기존의 상관식은 Table 4.1에 제시되었다. Roetzel et al. [66]가 개발한 Nu 상관식에 본 연구의 LiBr/water 실험값을 대입했을 경우 Nu 수는 8.97에서 24.79 사이로 나타났다. 이는 본 연구의 LiBr/water 기반 Nu 수인 6.51~17.93과 비교하여 크게 증가된 값을 보이는 것을 확인할 수 있다. Roetzel et al. [66]의 연구에 사용된 판형열교환기는 전열관 길이 176.5 mm, 폭 71 mm, 전열관 두께 0.5 mm, 웨브론 높이 2 mm로 본 연구에 사용된 열교환기와 형상이 유사하지만 본 연구에서 웨브론 각도는 60°이며, Roetzel et al. [66]의 연구에 사용된 판형열교환의 웨브론 각도는 20°로 상이하다.

일반적으로 실험을 통한 Nu 수의 일반식에서 상수 C_1 는 전열관 형상에 의해 결정된다. 그러므로 전열관의 형상이 다른 Roetzel et al. [67]과 본 연구의 상수 C_1 는 각각 0.371과 0.28~0.324로 다소 큰 차이를 보였다. 또한 기존의 연구들 [66-69]에서 제시한 Nu 상관식에 LiBr/water 실험값을 대입한 결과 본 연구의 Nu 수보다 모두 높게 예측함을 확인할 수 있다. 특히, Donowski and Kandlikar [67]가 제시한 식이 가장 크게 예측하였으며 Focke et al. [44]이 가장 작은 오차를 보임을 확인할 수 있다. Nu 수의 일반식에서 상수 C_2 와 C_3 의 경우 열교환 매체의 흐름 특성과 열물성을 반영하기 때문에 각 상수 값의 상이함은 각각의 실험조건의 차이에 기인한다. 즉, 기존 연구와 본 연구의 Nu 수의 오차는 열교환 유체의 종류, 실험 조건이 다름에 기인한다. 따라서, water/water 실험을 통해 개발된 기존 문헌의 상관식을 통해 LiBr/water의 Nu 수를 예측하였을 때 10%를 초과하는 오차율을 보임으로 이를 바로 적용하기에 한계가 있음을 확인하였다.

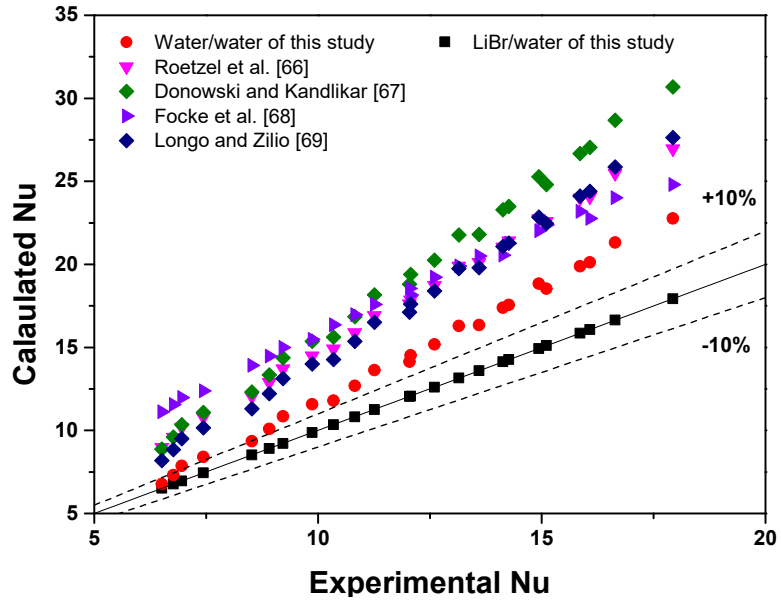


Fig. 4.4 Nu comparison of this study based on LiBr/water to existing Nu correlations of water/water

Table 4.1 Previous correlations on Nu based on water/water

Author	C_1	C_2	C_3	Coment
Roetzel et al. [66]	0.317	0.703	1/3	$400 < Pr < 2000$ ($\alpha = 20^\circ$)
Donowski and Kandlikar [67]	0.287	0.78	1/3	$10 < Re < 100$ ($\alpha = 60^\circ$)
Focke et al. [68]	0.77	0.54	1/3	-
Longo and zilio [69]	0.277	0.766	0.333	$200 < Re < 1200$ ($\alpha = 65^\circ$)

Table 4.2는 LiBr/water 열교환에서 LiBr의 농도에 따라 개발된 Nu 상관식의 주요 파라미터인 C_1 , C_2 를 보여주고 있다. 고온 측 LiBr의 농도가 56%에서 62%로 증가함에 따라 파라미터 C_1 는 0.28 에서 0.324로 증가했지만 파라미터 C_2 는 0.677 에서 0.644로 감소하였다. 일반적으로 작동유체의 질량유량과 LiBr의 농도는 Nu 수를 결정하는 Re 수와 Pr와 깊은 연관성을 갖는다. 물에 비해 LiBr는 열확산성이 작기 때문에 관형열교환기 내 대류열전달은 유체의 모멘텀에 의한 영향성이 증가한다. 관형열교환기 형상에 의한 영향성이 커짐으로 관형열교환기의 형상과 직접적으로 연관된 parameter C_1 이 증가하게 된다. 또한, LiBr의 농도가 증가될 때, 질량유량 증가에 따른 Re 수 증가 정도는 작아지는데 이는 LiBr의 농도 증가로 인해 점도가 증가하며 따라서 parameter C_2 는 감소되게 된다. 본 연구에서 LiBr 농도 변화에 따른 parameter C_1 와 C_2 는 Nu 수 결정에 있어 깊은 연관성을 가진다. 본 연구에서 water/water 데이터를 기반으로 개발된 LiBr 농도별 LiBr/water의 Nu 수의 예측 상관식은 식 (4-1)과 같다. 개발된 상관식은 water/water 기준 $221.1 < Re < 872.2$ 및 $2.46 < Pr < 2.79$ 에서 적용이 가능하다.

$$Nu_{pred} = (x(1.067x - 0.1516) + 0.229)Re_w^{(0.69 - x(0.9x - 0.484))}Pr_w^{1/3} \quad (4-1)$$

Table 4.2 Developed parameters of Nu correlation according to LiBr concentration

LiBr concentration, wt%	C_1	C_2	C_3
56	0.28	0.677	1/3
58	0.282	0.671	1/3
60	0.3	0.654	1/3
62	0.324	0.644	1/3

Fig. 4.5는 LiBr/water의 실험 결과 대비 개발된 Nu 예측 상관식의 오차를 보여준다. 예
 측된 Nu 수와 실험에서 얻은 Nu 수를 비교한 결과 고온 측 질량유량이 700 kg/h에서 60%
 LiBr/water의 오차율은 0.36%로 높은 일치도를 보였으며 유량이 200 kg/h에서 58%
 LiBr/water의 오차율은 2.15%로 최대 오차율을 보였다. 또한, Nu 수에 대한 오차는 58%
 LiBr/water일 때, 전 유량 구간에서 가장 작았으며 62% LiBr/water의 경우 비교적 높은 오
 차율을 보이는 것으로 나타났다.

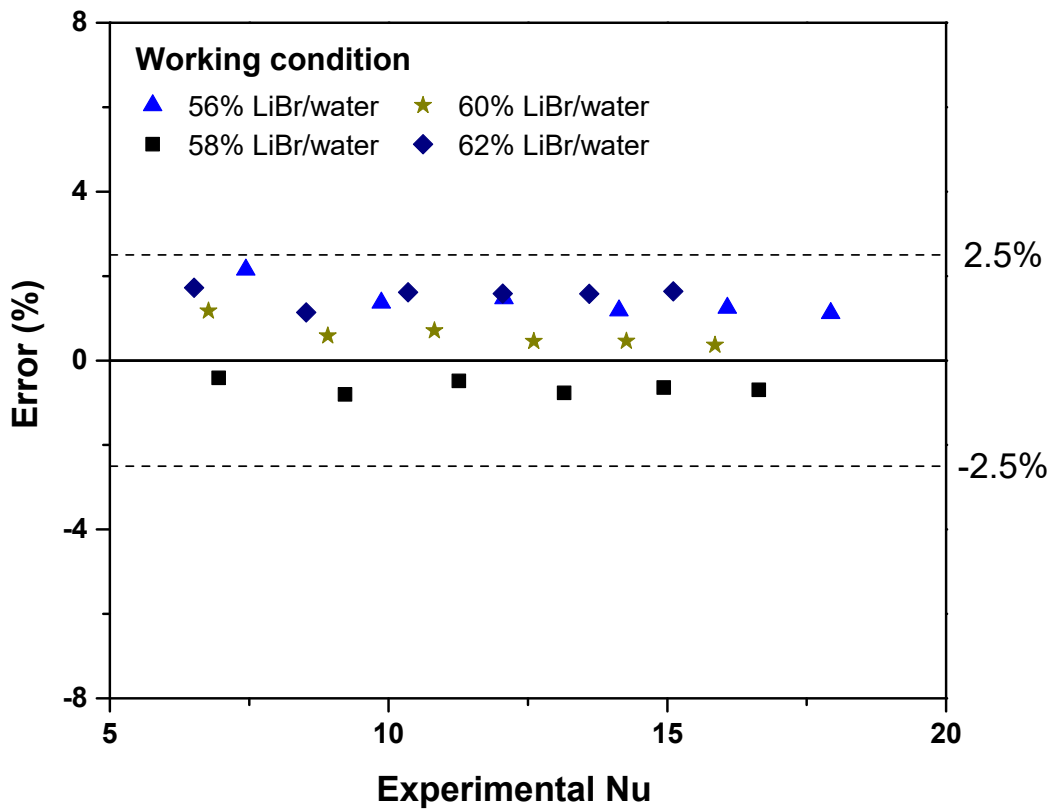


Fig. 4.5 Deviation of predicted and experimental value of LiBr to water

제 5 장 용액 대 용액 열교환기 성능 특성 고찰

제 1 절 저온 용액열교환기 조건에서의 열교환 특성 고찰

1. Re 및 Pr 수 고찰

Re 수는 유체역학 분야에서 동적 상사성 (dynamic similarity)을 판별할 수 있는 여러 무차원수 중 하나이며 Fig. 5.1은 저온 용액열교환기 조건에서 고온 측 입구온도 및 질량유량 변화에 따른 Re 수를 분석한 결과를 보여주고 있다. 관성력과 점성의 비를 나타내는 Re 수는 유체의 점성계수 (μ , dynamic viscosity)의 절대적인 영향을 받는다. 액체 (liquid)와 기체 (gas)의 온도변화에 따른 점성계수의 거동은 상이하며 기체 (gas)의 경우 온도상승 시 분자간 운동이 활발하게 이루어지기 때문에 점성계수가 상승한다. 반면 본 연구의 LiBr 용액과 같은 액체 (liquid)의 경우 온도상승 시 분자 결합력 약화로 점성계수는 감소한다 [39]. 고온 측 유체의 입구 온도가 100°C일 때, 질량유량이 증가함에 따라 Re 수는 21.6에서 75.1 및 132.8로 증가함을 확인하였다. 이러한 Re 수는 식 (3-13)에 의해 계산되는 채널의 질량유속 (G_{ch} , mass flux)과 비례관계를 갖기에 동일 입구 온도 조건에서 질량유량이 증가함에 따라 Re 수도 증가함을 확인할 수 있다. 고온 측 유체의 질량유량이 150 kg/h일 경우, 고온 측 입구 온도가 60, 80 및 100°C로 증가함에 따라 Re 수는 14.7, 17.9 및 21.6으로 약간 증가하였으며 이는 앞 온도변화에 따른 유체의 점성계수 변화로 설명할 수 있다. 고온 측 유체의 질량유량이 150 kg/h일 경우 입구 온도 변화에 따른 Re 수의 큰 차이는 없었으나 고온 측 유체의 질량유량이 750 kg/h일 경우 고온 측 입구 온도가 증가함에 따라 80.8, 104.1 및 132.8로 비교적 큰 변화량을 보였다. 결과적으로 해당 실험조건에서의 고온 측 입구 온도의 변화보다 LiBr 용액의 질량유량 변화가 Re 수 변화에 더 큰 영향을 미침을 확인하였다.

Fig. 5.2는 저온 용액열교환기 조건에서 고온 측 입구 온도 및 질량유량 변화에 따른 Pr 수를 나타낸다. Pr 수는 분자의 운동 확산과 열 확산의 비율로써 액체의 경우 온도변화에 따라 변하지만, 기체에서는 일정한 값을 유지하는 특성을 갖는다. 이러한 Pr 수는 유체의

점성 (μ , dynamic viscosity)과 정압 비열 (c_p , specific heat)과 비례하며 유체의 열전도도 (k , thermal conductivity)와 반비례한다. 고온 측 질량유량이 150 kg/h일 때, 고온 측 입구 온도가 100°C에서 60°C로 증가함에 따라 14.5, 17.7 및 21.6으로 증가하였다. 이는 온도가 증가함에 따라 LiBr 용액의 열전도도는 증가하고 점도는 감소하기 때문이다 [70]. 또한 LiBr 용액의 비열도 온도가 높아짐에 따라 증가하지만, 증가량이 매우 작기 때문에 점도 및 열전도도의 영향성에 대비 비열의 영향성은 작다는 것을 실험적으로 고찰하였다 [40]. 고온 측 입구가 60°C일 때, 고온 측 질량유량이 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 Pr 수는 21.6에서 19.7로 감소하였다. 이는 고온 측 질량유량의 증가에 따른 열교환기의 입구와 출구의 온도차는 감소하고 입구와 출구의 평균온도 또한 감소하기 때문이다. 750 kg/h에서 입·출구 평균온도의 증가로 인해 동일 입구 온도 대비 Pr 수는 고온 측 질량유량이 150 kg/h인 조건보다 감소하였다.

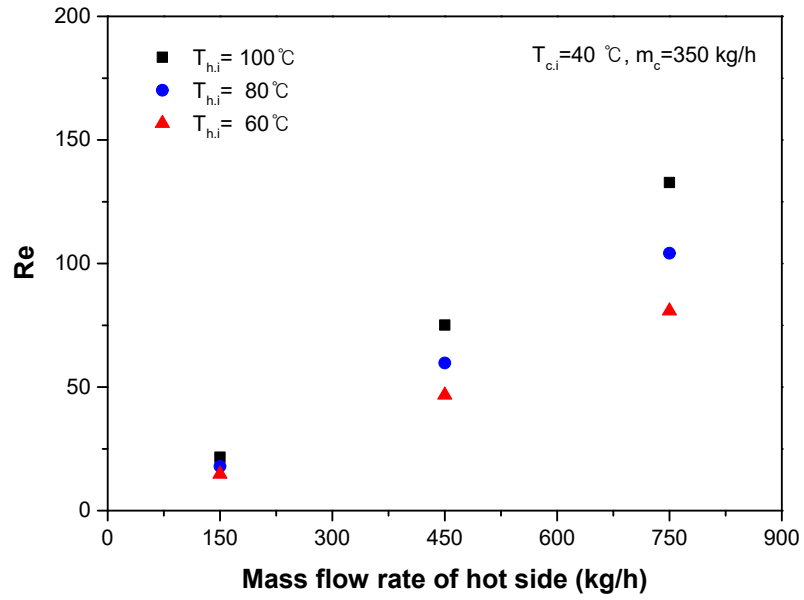


Fig. 5.1 Reynolds number according to hot side (low temperature condition)

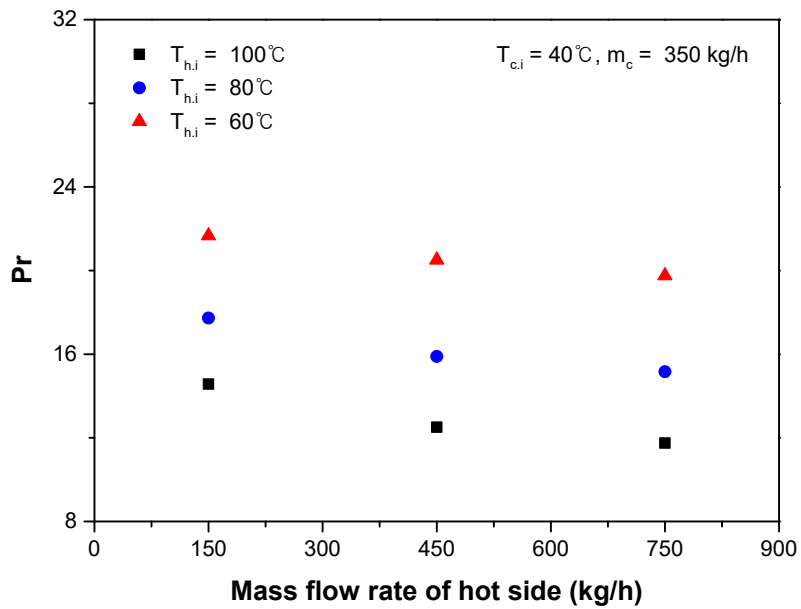


Fig. 5.2 Prandtl number according to hot side (low temperature condition)

2. 평균 열전달률 고찰

본 연구에서 분석한 열전달률 (Q , heat transfer rate)은 검사 체적을 통과하는 순 열전달률이며 고온 측 입구온도 및 질량유량 변화에 따른 변화를 분석하였다. Fig. 5.3은 저온 용액열교환기 조건에서 고온 측 질량유량의 변화에 따른 평균 열전달률과 고온 측 질량유량 150 kg/h 대비 평균 열전달률 향상 정도를 보여준다. 여기서, 저온 측 유체는 40°C인 55wt% LiBr 용액으로 질량유량은 350 kg/h로 유지되었으며 고온 측 입구온도가 100°C로 고정되었다. 고온 측 유체의 질량유량이 150 kg/h일 때, 평균 열전달률은 4.26 kW로 가장 낮은 열전달률을 나타냈으며 질량유량이 300, 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 열전달률은 6.84, 8.47, 9.83 및 10.34 kW로 증가하였다. 또한, 고온 측 질량유량이 150 kg/h인 조건 대비 300 kg/h의 평균 열전달률의 향상률은 60.3%로 대폭 증가하였다. 하지만 질량유량이 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 증가율은 98.5%, 130.3% 및 142.2%로 상승하였으나 증가 폭은 점진적으로 감소하였다.

Fig. 5.4는 저온 용액열교환기 조건에서 고온 측 입구 온도의 변화에 따른 평균 열전달률을 나타내고 있다. 고온 측 질량유량이 150 kg/h로 가장 낮은 경우 고온 측 입구온도가 60°C에서 100°C로 증가함에 따라 평균 열전달률은 1.34 kW에서 2.97 kW로 2.17배 증가함을 확인하였다. 고온 측 입구 온도가 60°C와 100°C인 조건에서 평균 열전달률을 비교 결과, 고온 측 질량유량은 동일하지만 고온 측과 저온 측의 온도 차이가 커짐으로 평균 열전달률의 차이가 발생하였다. 이는 고온 측 입구 온도가 높아짐에 따라 판형열교환기의 입·출구 온도의 평균값은 상승하기에 유체의 비열이 증가하기 때문이다. 고온 측 질량유량이 750 kg/h로 가장 높을 경우, 고온 측 입구 온도가 60°C에서 100°C로 증가함에 따라 평균 열전달률은 2.97 kW에서 10.34 kW로 2.47배 증가함을 확인하였다. 모든 입구 온도 조건 (60°C, 80°C 및 100°C)에서 고온 측 질량유량 변화에 따른 평균 열전달률 분석 결과, 고온 측 질량유량이 150 kg/h에서 300, 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 121.4%, 128.1°C 및 142.2% 향상되었다. 실험 결과, 저온 측 유체의 작동조건 (입구 온도 및 질량유량)이 고정되었을 경우 판형열교환기의 평균 열전달률은 고온 측 입구 온도와 질량유량이 증가함에 따라 함께 증가함을 확인하였다.

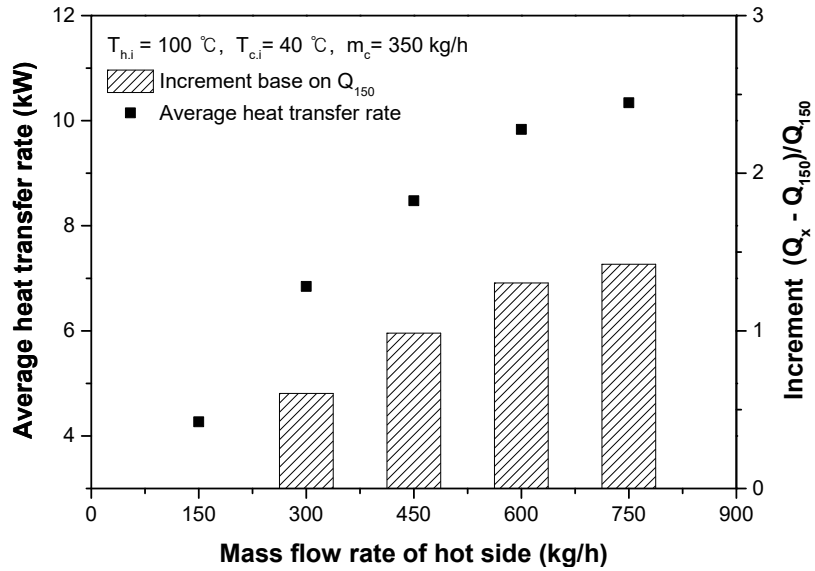


Fig. 5.3 Average heat transfer rate and increment according to mass flow rate (low temperature condition)

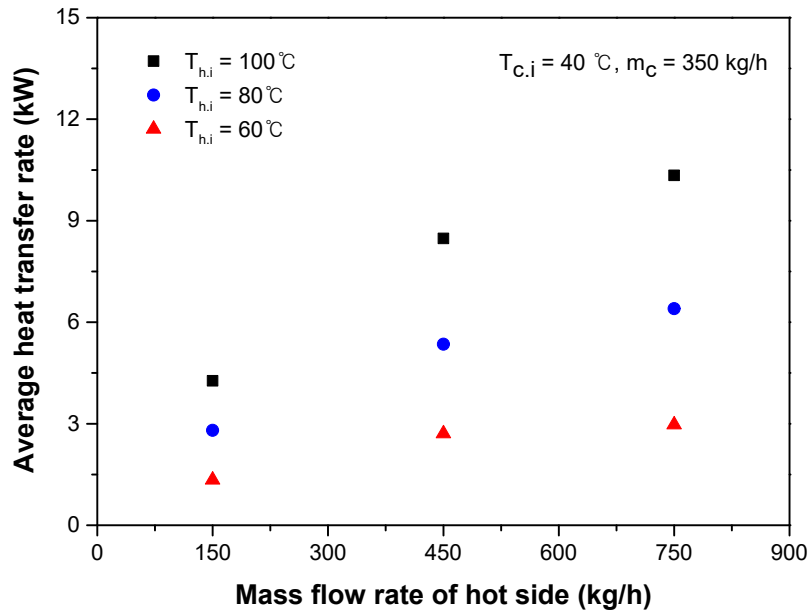


Fig. 5.4 Average heat transfer rate according to inlet temperature of hot side (low temperature condition)

3. Nu 수 고찰

Nu 수는 열전달이 확산 (diffusion)에 의해 이루어지는 전도열전달과 확산뿐만 아니라 이류 (advection)에 의해서도 이루어지는 대류열전달의 비율을 나타내는 무차원수이다. 본 연구에서는 실험적으로 측정된 판형열교환기 입·출구 온도를 기반으로 Nu 수 상관식을 도출하였으며 wilson plot method를 통해 계산되었다. 식 (3-21)의 실험적 상수 (C_1 , C_2)를 계산하였으며 저온 용액열교환기 조건에서의 고온 측 Re 및 Pr 수를 대입하여 Nu 수를 계산하였다. Fig. 5.5는 저온 용액열교환기 조건에서 고온 측 질량유량 변화에 따른 고온 측 Nu 수 변화 경향성을 나타낸다. 저온 측 입구 온도 및 질량유량이 40°C 및 350 kg/h으로 고정되었으며 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 100°C 및 150 kg/h일 때, 고온 측의 Nu 수는 5.61로 가장 낮았다. 반면 고온 측 질량유량이 300, 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 9.6, 13.4, 16.8 및 20.1로 증가함을 확인하였다. 고온 측 질량유량이 300 kg/h인 경우 150 kg/h 대비 72% 향상되었고 고온 측 질량유량이 300 kg/h 이상으로 증가함에 따라 고온 측 Nu 수는 150 kg/h 대비 139.2, 199.3 및 257.7% 향상되었다.

Fig. 5.6은 고온 측 LiBr 용액의 입구 온도변화에 따른 고온 측 Nu 수 변화를 보여준다. 고온 측 질량유량이 150 kg/h로 가장 낮을 경우, 고온 측 입구 온도가 60°C, 80°C 및 100°C로 증가함에 따라 고온 측 유체의 Nu 수는 4.83, 5.21 그리고 5.61로 증가하였다. 또한, 고온 측 질량유량이 750 kg/h로 가장 높을 경우, 고온 측 입구 온도가 60°C, 80°C 및 100°C로 증가함에 따라 고온 측 유체의 Nu 수는 16.53, 18.27 그리고 20.1로 증가하였다. 해당 분석을 통해 고온 측 입구 온도의 증가는 Nu 수 증가와 연관성이 있음을 실험을 통해 발견하였다. 앞서 분석한 바와 같이 고온 측 유체의 입구 온도 증가는 Re 수의 증가 및 Pr 수의 감소와 직결됨으로 입구 온도 변화에 따른 Nu 수 변화에 있어 Re 수의 증가 영향성이 Pr 수의 감소 영향성보다 크게 작용함을 확인할 수 있다. 추가적으로, 모든 입구 온도조건 (60°C, 80°C 및 100°C)에 있어 고온 측 질량유량이 150 kg/h에서 450 kg/h로 증가함에 따라 고온 측 Nu 수는 평균 135.2% 증가하였으며 고온 측 질량유량이 450 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 평균 48.7% 증가하였다.

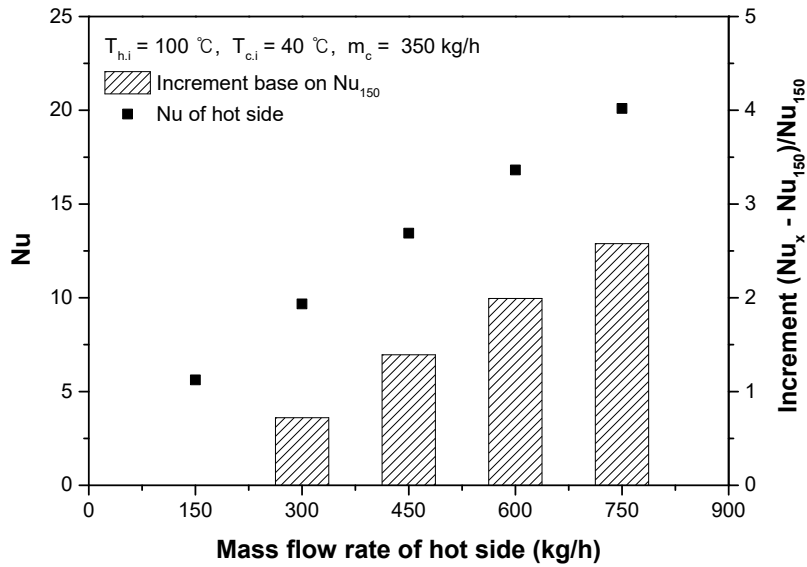


Fig. 5.5 Nu number and increment ratio according to mass flow rate (low temperature condition)

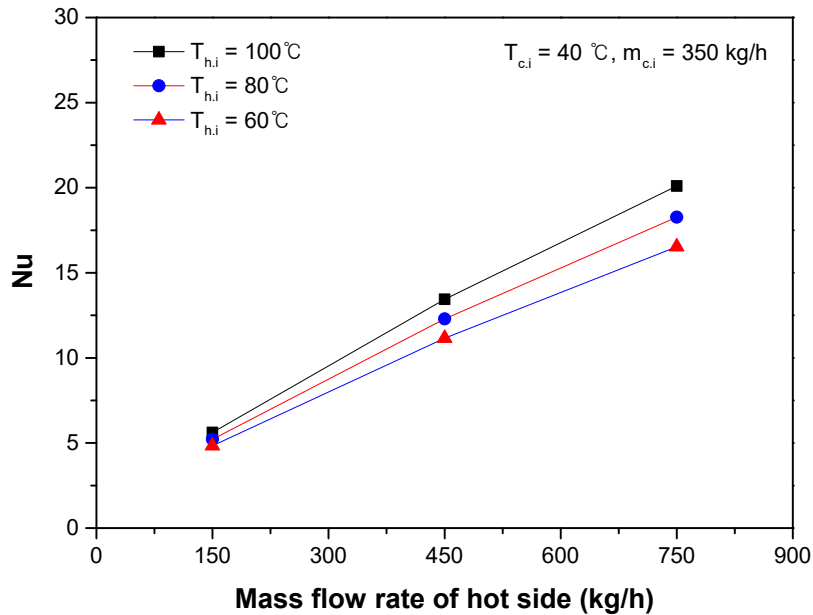


Fig. 5.6 Nu number according to inlet temperature of hot side (low temperature condition)

4. 총괄열전달계수 및 대류열전달계수 고찰

대류열전달계수 (h , convective heat transfer coefficient)는 대류 현상에 의해 고체 표면에서 유체에 열을 전달하는 크기를 나타내는 계수로써 뉴턴의 냉각법칙 (Newton's law of cooling)에서 특정 온도와 주변 온도의 차로써 계산할 수 있다. 판형열교환기는 유체가 흐르는 수력직경 (D_{hy} , hydraulic diameter)이 좁고 여러 층의 전열관이 적층된 구조로써 채널 내부의 정확한 온도를 측정하기 어렵다. 그러므로 식 (3-20)과 같이 개발된 Nu 수 상관식과 유체의 열전도도 (k , thermal conductivity)를 통해 저온 및 고온 측의 대류열전달계수를 계산하였다. Fig. 5.7은 저온 용액열교환기 조건에서 고온 측 입구 온도 및 질량유량 변화에 따른 고온 측 대류열전달계수와 총괄열전달계수를 보여준다. 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 60°C 및 150 kg/h 일 때, 고온 측 용액의 대류열전달계수는 $0.603\text{ kW/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ 로 가장 낮았다. 고온 측 입구 온도가 60°C 에서 80°C 및 100°C 로 증가함에 따라 고온 측 유체의 대류열전달계수는 0.662 및 $0.725\text{ kW/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ 로 증가하였으며 입구 온도가 60°C 인 조건 대비 80°C 와 100°C 의 대류열전달계수는 9.79% 및 20.17% 향상되었다. 또한, 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 60°C 및 750 kg/h 일 때, 고온 측 대류열전달계수는 $2.079\text{ kW/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ 이며 입구 온도가 80°C 및 100°C 로 증가함에 따라 2.349 및 $2.64\text{ kW/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ 로 향상되었다. 고온 측 질량유량이 가장 높은 750 kg/h 인 조건에서 입구 온도 60°C 인 조건 대비 80 및 100°C 의 대류열전달계수는 12.98% 및 26.94% 향상되었다. 다음은 고온 측 질량유량 변화에 따른 고온 측 대류열전달계수를 고찰해보면 모든 입구 온도 (60°C , 80°C 및 100°C) 조건에서 고온 측 질량유량이 150 kg/h 에서 450 kg/h 로 증가함에 따라 평균 137.29% 향상되었으며 150 kg/h 에서 750 kg/h 로 증가함에 따라 평균 254.54% 로 확인되었다. 결과적으로 고온 측 입구 온도 및 질량유량의 증가는 고온 측 대류열전달계수를 증가시키며 작동조건에 따른 변화 경향성은 대류열전달계수와 비례하는 Nu 수 경향성과 유사하다는 결과를 도출하였다.

총괄열전달계수 (U , overall heat transfer coefficient)는 고체 벽을 사이로 두고 온도가 다른 두 유체의 열전달에 있어 오염계수 (fouling factor)를 포함한 모든 전열 저항을 고려한 총괄적인 열전달계수를 의미한다. 해당 실험에서는 식 (3-11)과 같이 저온 및 고온 측의 대류열전달계수, 전열관의 두께 및 전열관의 열전도도를 통해 계산하였다. 고온 측 대류열전달계수는 총괄열전달계수의 매개변수임으로 고온 측 입구 온도 및 질량유량 변화에 따른

변화 경향성이 유사했다. 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 60℃ 및 150 kg/h인 조건에서 총괄열전달계수는 0.419 kW/m²·℃이며 고온 측 입구 온도가 80℃ 및 100℃로 증가함에 따라 0.451 및 0.484 kW/m²·℃로 증가하였다. 이때 고온 측 입구 온도 60℃ 조건 대비 80℃ 및 100℃의 총괄열전달계수 향상율은 7.53% 및 15.57%이다. 또한, 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 60℃ 및 750 kg/h일 때, 총괄열전달계수는 0.846 kW/m²·℃로 입구 온도가 80℃ 및 100℃로 증가함에 따라 0.921 및 1.004 kW/m²·℃로 증가하였다. 이때 입구 온도 60℃ 조건 대비 80℃ 및 100℃의 총괄열전달계수는 8.9% 및 18.63% 향상되었다. 다음은 고온 측 질량유량 변화에 따른 총괄열전달계수 변화 분석결과이다. 고온 측 입구 온도가 60℃, 80℃ 및 100℃일 경우, 고온 측 질량유량이 150 kg/h에서 450 kg/h로 증가함에 따라 평균 69.6% 증가하였으며 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 평균 104.4% 증가하였다.

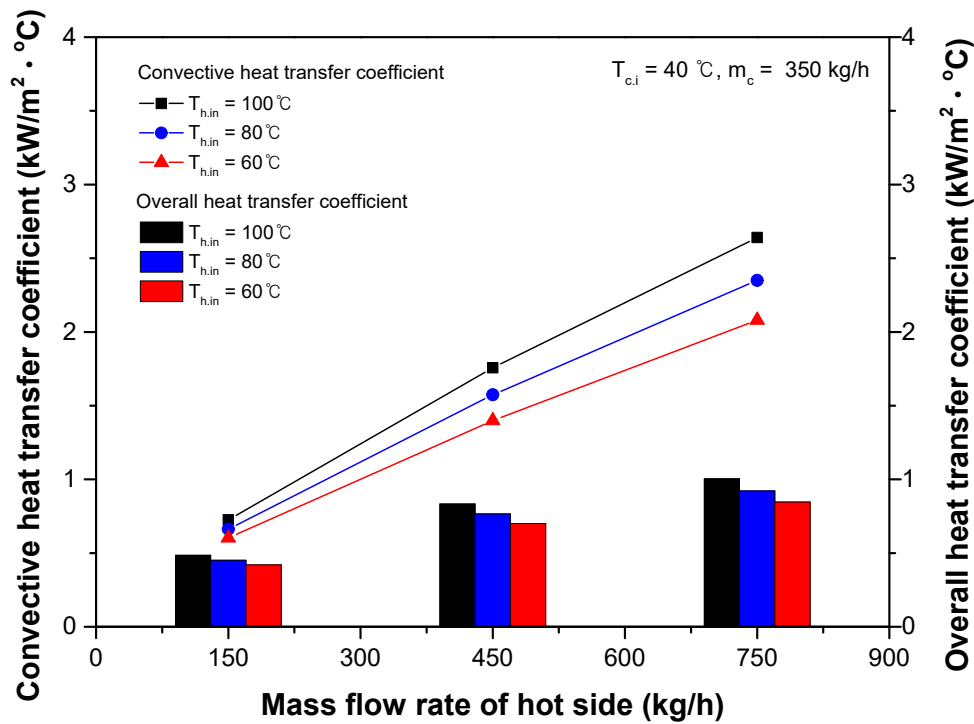


Fig. 5.7 Overall heat transfer coefficient and convective heat transfer coefficient on hot side according to mass flow rate and inlet temperature (low temperature condition)

5. 압력강하 고찰

열교환기 전열관에 형성된 돌기부에 의해 유체의 난류와 와류현상이 발생되며 이를 통해 이상적인 열교환 및 스케일 생성 억제가 가능하다 [71]. 하지만 난류 생성이 쉽고 좁은 수력직경 (hydraulic diameter)으로 인해 유체의 압력손실이 타 열교환기에 비해 크기 때문에 압력손실을 고려한 설계는 매우 중요하다. 판형열교환기에서 발생하는 유동에 의한 압력손실은 벽면 마찰로 인해 발생하는 압력손실과 포트에서 축소 및 확대로 발생하는 압력손실로 나뉘며 본 연구에서는 채널에서 발생하는 압력강하 정도를 실험적으로 고찰하였다. Fig. 5.8는 저온 용액열교환기 조건에서 고온 측 입구 온도가 100°C로 고정되고 고온 측 질량유량 변화에 따른 압력강하와 증가율을 보여준다. 고온 측 질량유량이 150 kg/h로 가장 낮을 경우 고온 측의 압력강하는 0.325 kPa로 가장 낮게 나타났다. 하지만 고온 측의 질량유량이 300, 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 1.26, 2.41, 4.36 및 6.67 kPa로 증가함을 확인하였다. 고온 측 질량유량이 150 kg/h인 조건 대비 압력강하 향상률을 분석한 결과, 고온 측 질량유량이 300, 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 2.88%, 6.4%, 12.4% 및 19.5% 향상되었다. 이는 질량유량이 증가함에 따라 채널 내의 질량유속이 증가되고 이러한 질량유속은 채널 압력강하 일반식의 매개변수로 압력 강하량과 비례하기 때문이다.

Fig. 5.9는 저온 용액열교환기 조건에서 고온 측 입구 온도 변화에 따른 고온 측의 압력강하 변화를 보여준다. 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 60°C 및 150 kg/h인 경우 고온 측의 압력강하는 0.345 kPa로 나타났으며 고온 측 입구 온도가 80°C 및 100°C로 증가함에 따라 0.332 및 0.325 kPa로 감소함을 확인하였다. 고온 측 입구 온도가 60°C에서 80°C로 증가하였을 때 고온 측 압력강하의 감소율은 3.76%이며 입구 온도가 80°C에서 100°C로 증가함에 따라 2.11%의 감소율을 보였다. 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 60°C 및 750 kg/h의 채널 내 압력강하는 고온 측 압력강하는 6.78 kPa로 질량유량이 150 kg/h인 조건 대비 18.6 배 증가하였다. 또한, 고온 측 입구 온도가 60°C에서 80°C로 증가하였을 때 고온 측 압력강하의 감소율은 1.2%이며 입구 온도가 80°C에서 100°C로 증가함에 따라 0.37%의 감소율을 보였다. 추가적으로, 고온 측 질량유량의 변화 (150, 450 및 750 kg/h)에 따른 고온 측 압력강하의 변화를 분석한 결과, 질량유량 변화에 따라 크게 변함을 확인하였다. 또한, 동일한

고온 측 질량유량 조건에서 고온 측 입구 온도가 증가하면서 유체의 점성계수는 감소하기 때문에 압력강하는 작게 나타났다.

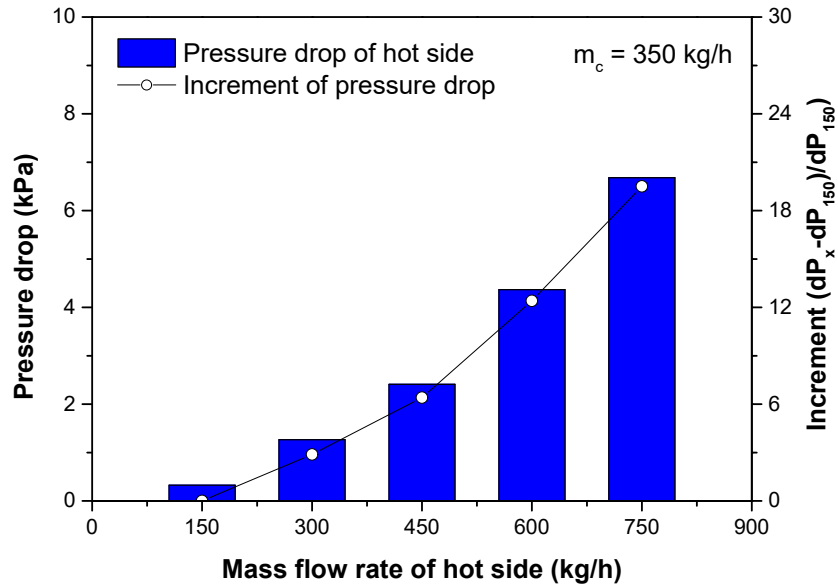


Fig. 5.8 Pressure drop and increment ratio according to mass flow rate of hot side (low temperature condition)

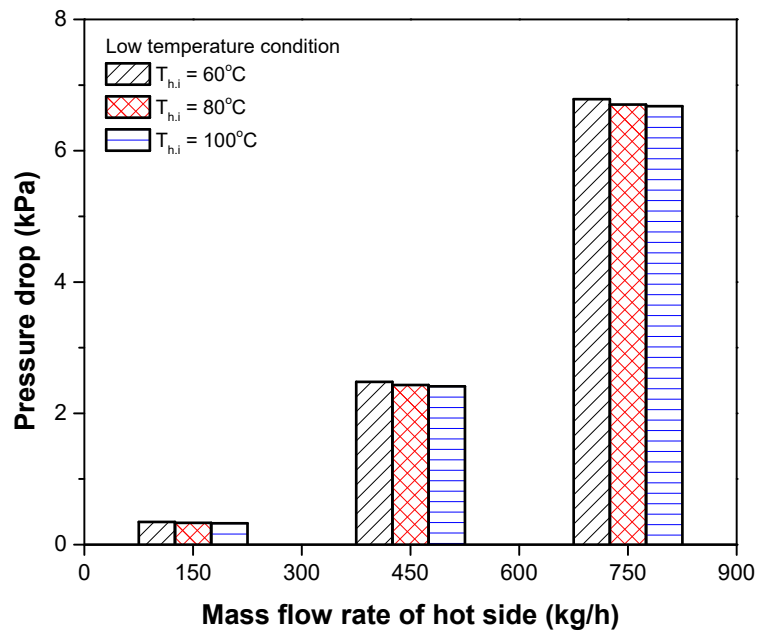


Fig. 5.9 Pressure drop according to inlet temperature of hot side (low temperature condition)

제 2 절 고온 용액열교환기 조건에서 열전달 특성 고찰

1. Re 및 Pr 수 고찰

Fig. 5.10은 고온 용액열교환기 조건에서 고온 측 입구 온도 및 질량유량 변화에 따른 Re 수 변화를 보여준다. 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 100°C 및 150 kg/h일 경우 고온 측 Re 수는 34.7로 가장 낮았다. 고온 측 입구 온도가 100°C에서 120°C 및 140°C로 증가함에 따라 Re 수는 39.2 및 43.9로 미세하게 증가하였다. 또한 고온 측 질량유량이 750 kg/h일 경우 입구 온도 100°C, 120°C 및 140°C에서의 Re 수는 183.2, 219.4 및 257.2로 비교적 크게 변화하였다. 이는 고온 측 입구 온도의 증가로 인해 작동유체의 점성계수가 낮아짐으로 고온 측 Re 수가 증가하기 때문이다. 고온 측 질량유량 변화에 따른 Re 수 변화를 분석한 결과, 모든 입구 온도 조건에서 고온 측 질량유량이 150 kg/h에서 450 kg/h로 증가함에 따라 평균 224.5% 증가함을 확인하였으며 450 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 평균 71.7% 증가함을 확인하였다. 저온 용액열교환기 조건 및 고온 용액열교환기 조건에서의 고온 측 Re 수 비교 결과, 저온 용액열교환기 조건에서 고온 측 Re 수는 14.77~132.7이지만 고온 용액열교환기 조건에서의 고온 측 Re 수는 34.7~257.2로 비교적 높은 것을 확인할 수 있다. 이는 고온 용액열교환기 조건의 전체적인 실험 온도가 저온 용액열교환기 조건의 온도 조건보다 높아 유체의 물성조건에 기인하기 때문이다.

Fig. 5.11은 고온 용액열교환기 조건에서 입구 온도 및 질량유량 변화에 따른 Pr 수 변화를 보여준다. 고온 측 질량유량이 150 kg/h일 때, 고온 측 입구온도가 140°C에서 100°C로 감소함에 따라 Pr 수는 7.08, 7.97 및 9.06으로 증가하였다. 또한, 고온 측 입구가 100°C일 때, 고온 측 질량유량이 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 Pr 수는 9.06, 8.69 및 8.56으로 감소한다. 이는 고온 측 질량유량의 증가에 따른 열교환기의 입구와 출구의 온도차는 감소하고 입구와 출구의 평균온도 또한 감소하기 때문이다. 저온 용액열교환기 조건 및 고온 용액열교환기 조건에서의 고온 측 Pr 수 비교 결과, 저온 용액열교환기 조건에서 고온 측 Pr 수는 11.7~21.6 이며 고온 용액열교환기 조건에서의 고온 측 Pr 수는 34.7~257.2으로 저온 용액열교환기 조건의 Pr 수가 고온 용액열교환기 조건보다 비교적 높은 것으로 확인

되었다. 이는 저온 용액열교환기 실험의 고온 측 온도는 $60^{\circ}\text{C}\sim 100^{\circ}\text{C}$ 로 형성되어 있지만 고온 용액열교환기의 실험 온도 조건은 $100^{\circ}\text{C}\sim 140^{\circ}\text{C}$ 로 더 높기 때문이다. 작동유체의 Pr 수와 반비례관계인 LiBr 수용액의 열전도도는 온도가 증가함에 따라 증가하고 비례관계인 점성계수는 감소하기에 고온 용액열교환기의 고온 측 Pr 수가 평균적으로 낮게 나타났다.

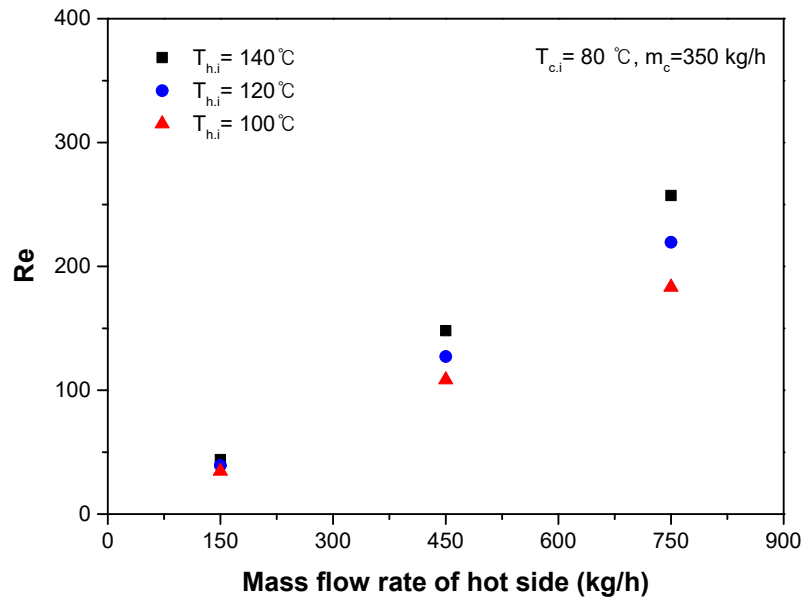


Fig. 5.10 Renolds number according to mass flow rate of hot side (high temperature condition)

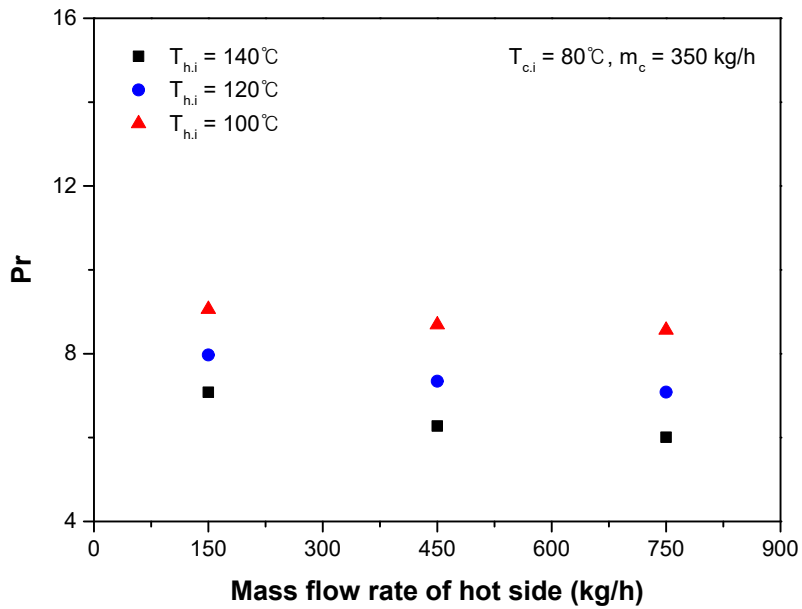


Fig. 5.11 Prandtl number according to mass flow rate of hot side (high temperature condition)

2. 평균 열전달률 고찰

Fig. 5.12은 고온 측 입구온도가 140°C로 고정되고 고온 측 질량유량의 변화에 따른 평균 열전달률과 고온 측 질량유량 150 kg/h 대비 평균 열전달률 향상정도를 보여준다. 여기서, 저온 측 유체는 80°C인 55wt% LiBr 용액으로 질량유량은 350 kg/h로 유지하였다. 고온 측 유체의 질량유량이 가장 낮은 150 kg/h인 경우, 평균 열전달률은 4.88 kW로 가장 낮은 열전달률을 나타냈으며 질량유량이 300, 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 7.39, 8.94, 9.49 및 10.38 kW로 증가함을 확인할 수 있다. 또한 고온 측 질량유량이 150 kg/h인 조건 대비 300 kg/h의 평균 열전달률의 향상률은 51.4%로 대폭 증가하였다. 하지만 질량유량이 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 증가율은 82.9%, 94.3% 및 112.5% 상승하였으나 증가 폭은 점진적으로 감소하였다.

Fig. 5.13는 고온 측 입구 온도의 변화에 따른 평균 열전달률을 보여주고 있다. 고온 측 질량유량이 가장 낮은 150 kg/h의 경우, 고온 측 입구 온도가 100°C에서 140°C로 증가함에 따라 평균 열전달률은 1.46 kW에서 4.88 kW로 2.32배 증가함을 확인하였다. 이는 동일한 질량유량 조건에서 저온 및 고온 측의 온도 차이가 커져 평균 열전달률의 차이가 발생하기 때문이다. 또한, 고온 측 입구 온도 향상으로 판형열교환기의 입·출구 온도의 평균값이 상승하여 유체의 비열이 향상되는 것도 기인한다. 고온 측 질량유량이 750 kg/h로 가장 높은 경우, 고온 측 입구 온도가 100°C에서 140°C로 증가함에 따라 평균 열전달률은 3.41 kW에서 10.38 kW로 2.04배 증가하였다. 또한, 모든 고온 측 입구 온도 (100°C, 120°C 및 140°C) 조건에서 고온 측 질량유량이 150 kg/h에서 300, 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 112.5%, 126.8% 및 132% 향상되었다. 종합적으로 저온 측 유체의 작동조건 (입구온도 및 질량유량)이 고정되었을 경우 판형열교환기의 평균 열전달률은 고온 측 입구 온도와 질량유량이 증가함에 따라 함께 증가함을 해당 실험을 통해 확인하였다.

저온 용액열교환기 조건 및 고온 용액열교환기 조건에서의 평균 열전달률 비교 결과, 고온 용액열교환기 조건에서 평균 열전달률이 저온 용액열교환기 조건에서의 평균 열전달률보다 높게 나타났다. 저온 및 고온 용액열교환기 실험 중 저온 및 고온 측의 온도차 (60°C)가 가장 큰 조건을 비교하였을 때, 고온 측 입구 온도가 100°C인 저온 용액열교환기의 평균 열전달률은 4.26~10.34 kW로 집계되었으며 고온 측 입구 온도가 140°C인 고온 용액열

교환기의 평균 열전달률은 4.88~10.38 kW로 더 높음을 확인하였다. 이는 저온 용액열교환기 및 고온 용액열교환기의 질량유량 및 온도차는 동일했지만 작동유체의 농도 및 온도에 따라 상이하게 변하는 비열에 의한 영향성으로 평균 열전달률의 차이가 발생하기 때문이다. 고온 용액열교환기 조건에서 고온 측에 흐르는 LiBr 수용액은 58wt%의 농도로 이루어졌으며 입구 온도는 100%, 120% 및 140°C로 설정되어 있다. 반면 저온 용액열교환기 조건에서 고온 측을 흐르는 LiBr 수용액은 62wt%임과 동시에 60°C, 80°C 및 100°C로 고온 용액열교환기의 작동 온도와 비교하여 낮음을 확인할 수 있다. LiBr 수용액의 온도가 증가함에 따라 비열도 증가하기 때문에 계산된 고온 용액열교환기의 평균 열전달률은 저온 용액열교환기의 평균 열전달률보다 높음을 확인할 수 있다.

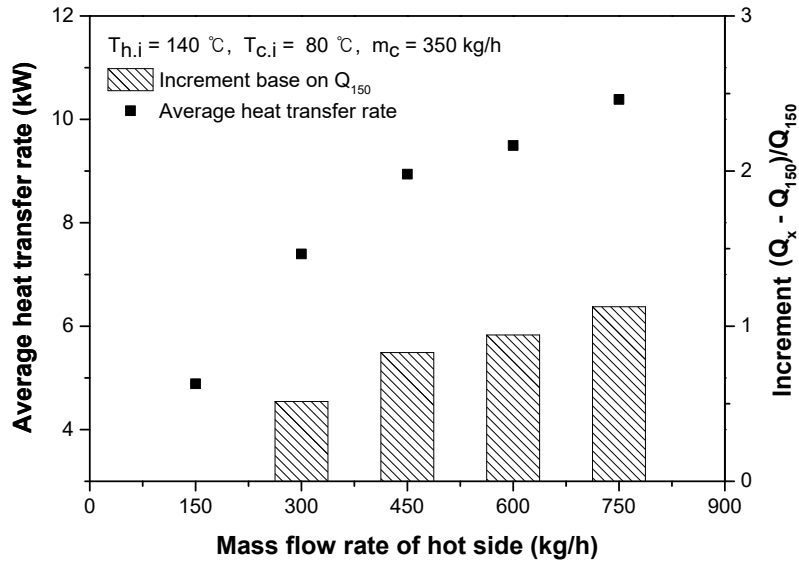


Fig. 5.12 Average heat transfer rate and increment ratio according to mass flow rate of hot side (high temperature condition)

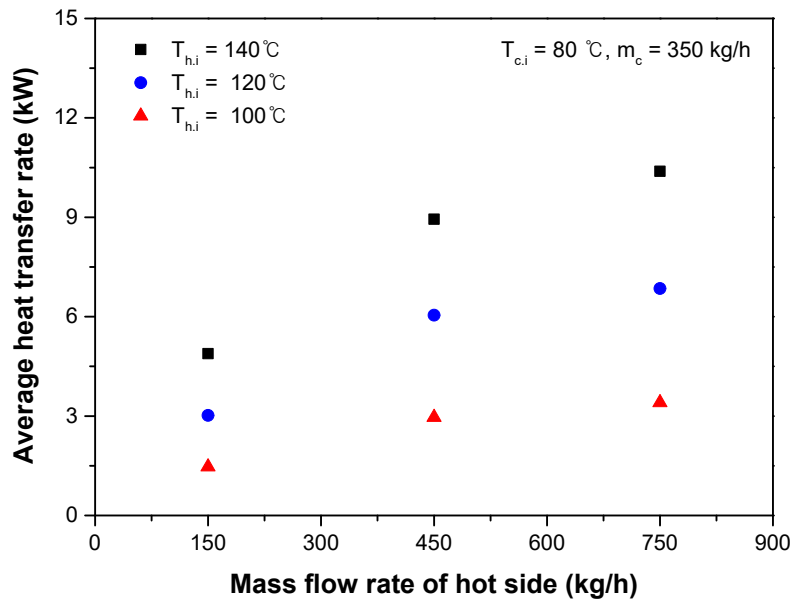


Fig. 5.13 Average heat transfer according to inlet temperature of hot side (high temperature condition)

3. Nu 수 고찰

Fig. 5.14는 고온 용액열교환기 조건에서 고온 측 질량유량 변화에 따른 고온 측 Nu 수 변화를 보여주고 있다. 저온 측 입구 온도 및 질량유량이 80°C 및 350 kg/h으로 고정하였고 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 140°C 및 150 kg/h일 때, 고온 측 LiBr 용액의 Nu 수는 7.2로 가장 낮게 나타났다. 반면, 고온 측 질량유량이 300, 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 11.9, 16.1, 16.7 및 23.2로 증가하였다. 고온 측 질량유량이 300 kg/h인 경우 150 kg/h 대비 65.4% 향상되었고 고온 측 질량유량이 300 kg/h 이상으로 증가함에 따라 고온 측 Nu 수는 질량유량이 150 kg/h인 조건 대비 각각 122.9%, 174.1% 및 222.2% 향상되었다. 이를 통하여 고온 측 용액의 질량유량이 증가함에 따라 고온 측 용액의 Nu 수도 증가한다는 결과를 얻을 수 있다.

Fig. 5.15은 고온 측 LiBr 용액의 입구 온도변화에 따른 고온 측 Nu 수 변화를 보여준다. 고온 측 질량유량이 가장 낮은 150 kg/h인 조건에서 고온 측 입구 온도가 60°C, 80°C 및 100°C로 증가함에 따라 고온 측 유체의 Nu 수는 각각 6.29, 6.75 그리고 7.21로 증가하였다. 또한, 고온 측 질량유량이 가장 높은 750 kg/h인 조건에서 고온 측 입구 온도가 60°C, 80°C 및 100°C로 증가함에 따라 고온 측 유체의 Nu 수는 19.59, 21.43 그리고 23.2로 증가하였다. 즉, 고온 측 입구 온도의 증가는 Nu 수 증가와 직접적인 연관성이 있음을 발견하였다. 또한, 모든 입구 온도 조건 (60°C, 80°C 및 100°C)에서 고온 측 질량유량이 150 kg/h에서 450 kg/h로 증가함에 따라 고온 측 Nu 수는 평균 119.6% 증가하였으며 고온 측 질량유량이 450 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 평균 44.3% 증가함을 확인할 수 있다.

저온 용액열교환기 및 고온 용액열교환기의 고온 측 Nu 수를 비교한 결과, 고온 용액열교환기의 고온 측 Nu 수는 6.29~23.23으로 저온 용액열교환기 조건에서의 Nu 수 (4.83~20.1) 과 비교하여 상대적으로 높게 나타났다. 전도열전달 및 대류열전달의 비율을 나타내는 무차원수인 Nu 수는 식 (3-21)과 같이 작동유체의 Re 및 Pr 수와 같은 무차원수에 의해 그 값이 결정된다. 저온 용액열교환기 조건에서 실험에 의해 계산된 고온 측 Re 수는 14.78~32.79로 나타났으며 고온 용액열교환기 조건에서 계산된 고온 측 Re 수는 34.74~257.22로 나타났다. 결과적으로 고온 용액열교환기 조건에서의 Re 수는 저온 용액열교환기의 조건에서 보다 대략 3배가량 높게 나타났으며 질량유량이 증가할수록 두 조건의

Re 수 차이는 증가하였다. 저온 용액열교환기 및 고온 용액열교환기 조건의 고온 측 Pr 수를 비교한 결과, 고온 용액열교환기 조건에서 고온 측 Pr 수는 6.01~9.06이며 저온 용액열교환기 조건에서 고온 측 Pr 수는 11.75~21.67로 저온 용액열교환기 조건이 대략 2배 정도 높음을 확인할 수 있다. 이를 통하여 저온 용액열교환기 조건 대비 고온 용액열교환기 조건의 Pr 수 감소 정도보다 고온 용액열교환기의 Re 수 증가 정도가 큼으로 결과적으로 고온 용액열교환기의 Nu 수가 상대적으로 높게 나타남을 확인할 수 있다.

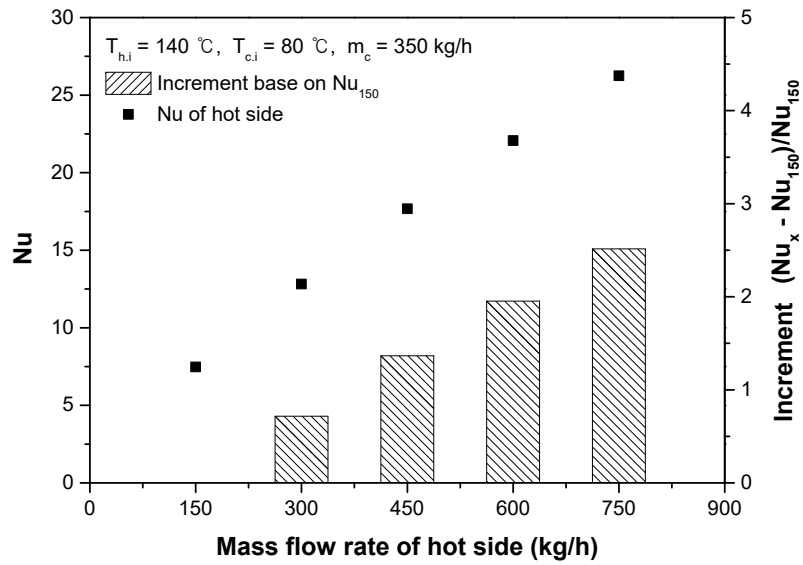


Fig. 5.14 Nu number and increment ratio according to mass flow rate of hot side (high temperature condition)

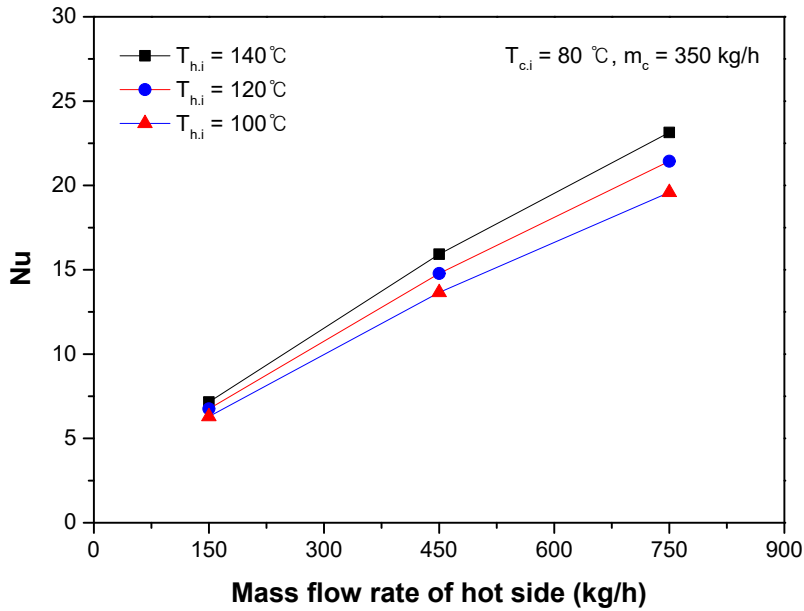


Fig. 5.15 Nu number according to inlet temperature of hot side (high temperature condition)

4. 총괄열전달계수 및 대류열전달계수 고찰

Fig. 5.16는 고온 용액열교환기 조건에서 고온 측 입구 온도 및 질량유량 변화에 따른 고온 측 대류열전달계수와 총괄열전달계수의 변화를 보여준다. 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 100°C 및 150 kg/h일 경우, 고온 측 용액의 대류열전달계수는 $0.857 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{°C}$ 로 가장 낮게 나타났다. 하지만, 고온 측 입구 온도가 120°C 및 140°C로 증가함에 따라 고온 측 유체의 대류열전달계수는 각각 0.93 및 $0.99 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{°C}$ 로 증가하였으며 100°C 조건 대비 120°C 및 140°C의 대류열전달계수는 각각 8.45% 및 15.5% 향상되었다. 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 100°C 및 750 kg/h일 경우, 고온 측 대류열전달계수는 $2.681 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{°C}$ 이며 입구 온도가 120°C 및 140°C로 증가함에 따라 각각 2.981 와 $3.263 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{°C}$ 로 향상되었다. 고온 측 질량유량이 750 kg/h인 조건에서 입구 온도 100°C인 조건 대비 120°C 및 140°C의 대류열전달계수는 각각 11.18% 및 21.68% 향상되었다. 고온 측 질량유량 변화에 따른 고온 측 대류열전달계수의 변화를 살펴보면, 모든 입구 온도 (100°C, 120°C 및 140°C) 조건에서 고온 측 질량유량이 150 kg/h에서 450 kg/h로 증가함에 따라 평균 121.44% 향상되었으며 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 평균 221.06%로 증가함을 확인되었다. 결과적으로 고온 측 입구온도 및 질량유량의 증가는 고온 측 대류열전달계수를 증가시키며 작동조건에 따른 대류열전달계수의 변화는 Nu 수 변화의 경향성과 유사함을 확인할 수 있다.

본 연구에서 총괄열전달계수는 식 (3-11)과 같이 저온 및 고온 측의 대류열전달계수, 전열관의 두께 및 전열관의 열전도도를 통해 계산하였다. 고온 측 대류열전달계수는 총괄열전달계수의 매개변수임으로 고온 측 입구 온도 및 질량유량 변화에 따른 변화 경향성이 유사했다. 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 100°C 및 150 kg/h인 조건에서 총괄열전달계수는 $0.569 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{°C}$ 이며 입구 온도가 120°C와 140°C로 증가함에 따라 총괄열전달계수는 각각 0.603 및 $0.636 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{°C}$ 로 증가하였다. 이때 입구 온도 100°C인 조건 대비 120 및 140°C의 총괄열전달계수 향상율은 각각 6.06% 및 11.75%로 나타났다. 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 100°C 및 750 kg/h일 때, 총괄열전달계수는 $1.049 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{°C}$ 로 입구 온도가 120°C 및 140°C로 증가함에 따라 1.121 및 $1.187 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{°C}$ 로 증가하였다. 이때 입구 온도 100°C 조건 대비 120 및 140°C의 총괄열전달계수는 6.8 및 13.15% 향상되었다. 또한, 고온

측 입구 온도가 100℃, 120℃ 및 140℃일 경우, 고온 측 질량유량이 150 kg/h에서 450 kg/h로 증가함에 따라 대류열전달계수는 평균 57.3% 증가하였으며 150 kg/h에서 750 kg/h로 증가함에 따라 평균 84.5% 증가하였다.

저온 용액열교환기 및 고온 용액열교환기 조건에서 고온 측 대류열전달계수를 비교한 결과, 고온 용액열교환기의 고온 측 대류열전달계수가 저온 용액열교환기보다 높게 나타났다. 저온 및 고온 용액열교환기 조건에서 고온 측과 저온 측의 온도차가 20℃인 조건 (고온 용액열교환기 입구온도 100℃ 및 저온 용액열교환기 60℃)에서 고온 용액열교환기의 대류열전달계수는 저온 용액열교환기 조건에서 대류열전달계수보다 평균 29.15% 높았다. 또한, 온도차가 40℃ 및 60℃인 조건 (고온 용액열교환기 입구 온도 120℃ 및 저온 용액열교환기 80℃, 고온 용액열교환기 입구온도 140℃ 및 저온 용액열교환기 100℃)에서 고온 측 용액열교환기의 대류열전달계수는 저온 용액열교환기의 대류열전달계수보다 평균 32.46% 및 34.8% 높았다. 결론적으로, 저온 용액열교환기 및 고온 용액열교환기의 총괄열전달계수를 비교하였을 때, 고온 측 대류열전달계수와 유사하게 나타났으며 고온 용액열교환기 조건의 총괄열전달계수가 저온 용액열교환기 조건보다 큼을 확인하였다.

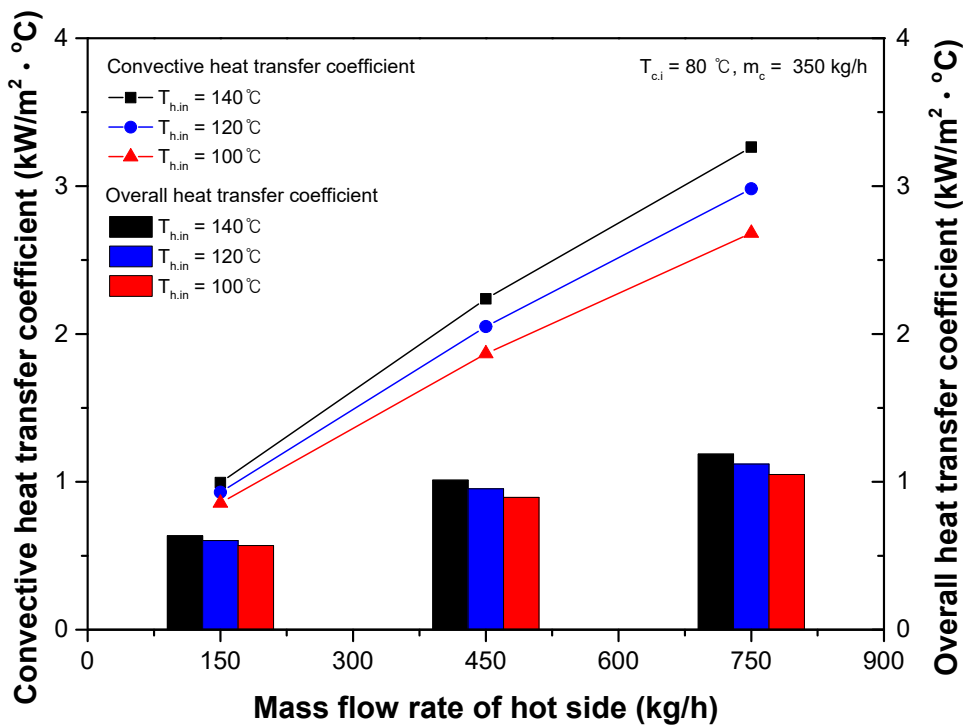


Fig. 5.16 Overall heat transfer coefficient and convective heat transfer coefficient of hot side according to mass flow rate and inlet temperature of hot side (high temperature condition)

5. 압력강하 고찰

Fig. 5.17는 고온 용액열교환기 조건에서 고온 측 입구 온도가 140°C로 고정되고 고온 측 질량유량 변화에 따른 압력강하와 증가율을 보여준다. 질량유량이 150 kg/h일 경우 고온 측의 압력강하는 0.319 kPa로 가장 낮게 나타났다. 하지만 고온 측의 질량유량이 300, 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 압력강하는 1.25, 2.24, 4.34 및 6.54 kPa로 증가함을 확인하였다. 고온 측 질량유량 150 kg/h 대비 압력강하 향상율을 분석한 결과, 질량유량이 300, 450, 600 및 750 kg/h에서 각각 2.91%, 6.03%, 12.6% 및 19.4% 향상되었다. 이는 고온측 질량유량이 증가함에 따라 채널 내의 질량유속이 증가되고 이러한 질량유속은 채널 압력강하 일반식의 매개변수로 압력 강하량과 직접적인 비례관계이기 때문이다.

Fig. 5.18은 고온 용액열교환기 조건에서 고온 측 입구 온도 변화에 따른 고온 측의 압력강하 변화를 보여준다. 고온 측 입구온도 및 질량유량이 100°C 및 150 kg/h인 경우 고온 측의 압력강하는 0.327 kPa로 나타났으며 고온 측 입구 온도가 120°C 와 140°C로 증가함에 따라 0.324 및 0.319 kPa로 감소함을 확인하였다. 고온 측 질량유량 변화에 따른 고온 측 압력강하 분석결과, 고온 측 입구온도 및 질량유량이 100°C 및 750 kg/h의 조건의 고온 측 압력강하는 6.69 kPa로 질량유량이 150 kg/h인 조건 대비 19.43배 증가하였다. 또한, 고온 측 입구 온도가 100°C에서 120°C로 증가하였을 때 고온 측 압력강하의 감소율은 2.1%이며 입구 온도가 120°C에서 140°C로 증가함에 따라 0.08%의 감소율을 보였다. 추가적으로, 고온 측 질량유량의 변화 (150, 450 및 750 kg/h)에 따른 고온 측 압력강하의 변화를 분석한 결과, 질량유량 변화에 따라 크게 변화함을 확인하였다. 또한, 동일한 고온 측 질량유량 조건에서 고온 측 입구 온도가 증가하면서 유체의 점성계수는 감소하기 때문에 상대적으로 압력강하는 작게 나타났다.

저온 및 고온 용액열교환기 실험조건에 따른 압력강하를 비교한 결과, 모든 유량조건 (150, 300, 450, 600 및 750 kg/h)에서 저온 용액열교환기의 압력강하가 고온 용액열교환기의 압력강하보다 미세하게 높게 나타났다. 저온 용액열교환기 조건에서 최저 압력강하는 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 100°C 및 150 kg/h인 조건에서 0.325 kPa로 나타났다. 반면 고온 용액열교환기 조건에서 최저 압력강하는 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 140°C 및 150 kg/h인 조건에서 0.319 kPa로 저온 용액열교환기의 최저 압력강하 결과보다 1.98%

낮게 나타났다. 저온 용액열교환기 조건에서 최고 압력강하는 100°C 및 750 kg/h인 조건에서 6.78 kPa로 나타났으며 고온 용액열교환기의 최고 압력강하는 140°C 및 750 kg/h인 조건에서 6.69 kPa로 나타났다. 이를 통해 저온 용액열교환기의 최고 압력강하가 고온 용액열교환기의 최고 압력강하보다 1.39배 큼을 확인할 수 있다. 결론적으로, 저온 및 고온 용액열교환기 모두 고온 측 입구 온도가 감소하고 고온 측 질량유량이 증가할수록 고온 측 압력강하는 감소함을 확인하였으며 저온 용액열교환기 실험에 따른 압력강하가 고온 용액열교환기 조건의 압력강하보다 통상적으로 낮다는 것을 실험을 통해 확인할 수 있다. 저온 용액열교환기의 고온부 용액의 온도 및 농도는 60°C~100°C 및 62wt%로 고온 용액열교환기 조건 (100°C~140°C 및 58wt%)보다 용액의 점성이 크기 때문에 마찰에 의한 압력강하가 크게 발생한다는 것을 확인할 수 있다.

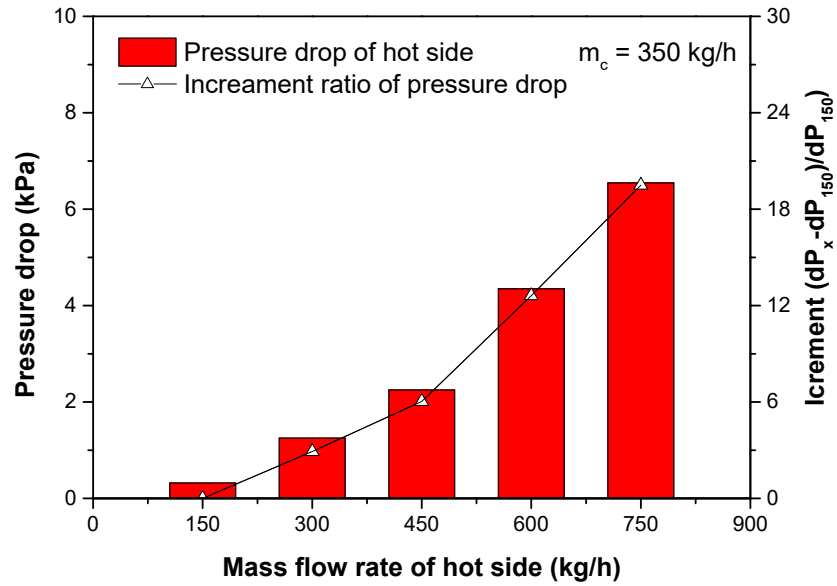


Fig. 5.17 Pressure drop on hot side and increment ratio according to mass flow rate of hot side (high temperature condition)

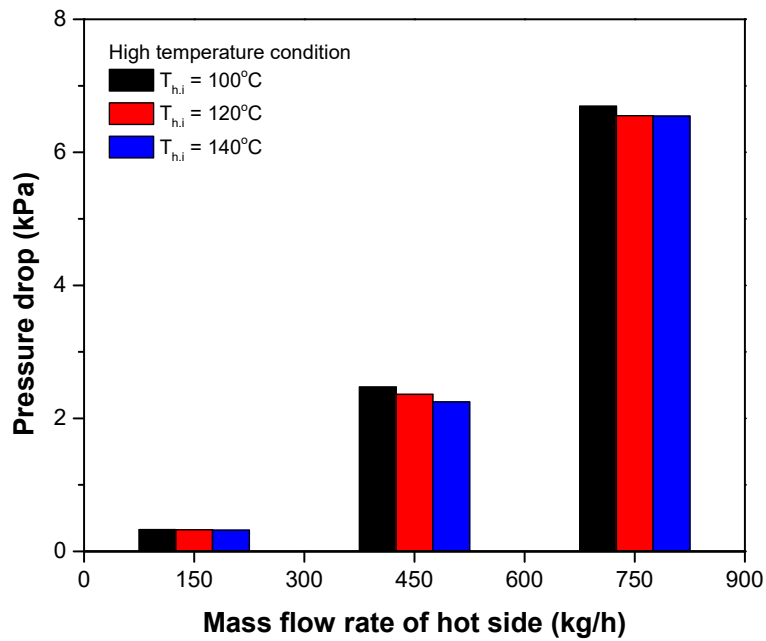


Fig. 5.18 Pressure drop according to inlet temperature of hot side (high temperature condition)

제 3 절 Nu 수 및 마찰계수 상관식 개발 및 비교

1. Nu 수 상관식 개발

용액열교환기 실험결과를 식 (3-22) 및 식 (3-23)에 대입하고 식 (3-21)의 C_2 값을 가정하여 (X_1, Y_1) 에 대한 1차 방정식을 만들었다. 또한, (X_1, Y_1) 로 plotting된 1차 방정식을 통해 C_1 을 계산하였고 대수적 수정 (algebraic modification)을 통해 C_2 를 계산하였다. 실험결과에 따른 Nu 수 상관식은 식 (6-1)과 같으며 개발된 Nu 수 상관식은 $14.77 < Re < 257.21$ 및 $6.01 < Pr < 21.66$ 인 구간에서 적용이 가능하다.

$$Nu = 0.273Re^{0.693}Pr^{1/3} \quad (6-1)$$

Fig. 5.19는 본 연구를 통해 개발된 Nu 수 상관식과 기존문헌에서 제시한 Nu 수 상관식을 비교한 결과를 보여준다. Kwon et al. [12], Kim et al. [30] 그리고 Song et al. [31]은 LiBr/LiBr 열교환에 대한 기존문헌이며 Roetzel et al. [66], Donowski and Kandlikar [67], Focke et al. [68] 그리고 Longo and zilio [69]는 water/water에 대한 문헌들로 이들의 결과와 비교 분석을 진행하였다. 또한, Table 5.1를 통해 기존문헌의 Nu 수 상관을 구성하는 상수 (C_1 , C_2 , 및 C_3)와 판형열교환기 전열관의 웨브론 각도 (α)를 확인할 수 있다. 본 연구를 포함한 기존문헌 (LiBr/LiBr 및 water/water)의 상수 C_3 는 대부분 0.3, 0.333 및 1/3로 적용됨을 확인할 수 있으며 판형열교환기의 형상 및 작동유체의 특성에 따라 상이한 상수 C_1 과 C_2 에 따른 분석을 집중적으로 실시하였다. 본 연구의 Nu 수 경향성과 water/water 실험의 Nu 수 경향성을 분석한 결과, 모든 water/water 실험의 Nu 수는 개발된 상관식과 비교하여 20% 이상의 오차율을 보였다. 비교된 water/water 및 LiBr/LiBr 조건에서 판형열교환기의 웨브론 각도는 대부분 60° 으로 열교환기 형상에 의해 결정되는 상수 C_1 은 0.25~0.35으로 분포되었다. 하지만 작동유체 물성치의 차이에 의해 결정되는 상수 C_2 는 water/water 및 LiBr/LiBr 조건에 따라 다소 상이하였다. 본 연구를 비롯한 Kwon et al. [12], Kim et al. [30] 그리고 Song et al. [31]의 상수 C_2 는 0.403, 0.676 및 0.54으로 대부분 0.7 미만이지만

Roetzel et al. [66]을 비롯한 water/water 실험의 상수 C_2 은 0.7 이상임으로 water/water 조건의 Nu 수 경향선 기울기가 비교적 가파른 것을 확인할 수 있다.

본 연구에서 개발된 Nu 수 경향성과 LiBr/LiBr 관련 기존문헌과 비교를 진행해보면 Water/water 기준실험과 다르게 LiBr/LiBr 기준실험의 Nu 수 경향성은 본 연구의 Nu 수 경향성과 유사하였으며 웨브론 각도가 크게 상이한 Kim et al. [30]의 결과를 제외/하고 오차율 20% 이내로 나타났다. Kwon et al. [12]이 사용한 판형열교환기의 웨브론 각도는 60° 로 본 연구에서 사용한 웨브론 각도와 동일하지만 전열판의 사이즈, 전열판의 두께 (t_w) 및 주름의 피치 (λ)와 같은 세부적인 형상이 해당 연구의 판형열교환기 형상과 다르기 때문에 일부 Nu 수는 오차율 20%보다 큼을 확인할 수 있다. Song et al. [31]의 Nu 수 경향성과 본 연구의 Nu 수 경향성을 비교한 결과, 두 연구에서 사용한 판형열교환기의 주름 높이 (b) 및 주름의 피치 (λ)가 0.002 및 0.007 m로 동일하였으며 전열판 웨브론 각도에 따른 차이가 존재하였다. 또한, Song et al. [31]의 연구에서 웨브론 각도가 55.7° 인 판형열교환기의 Nu 수는 본 연구의 결과보다 낮게 나타났으며 오차율 18% 이내에 포함되었다. 반면, Song et al. [31]의 웨브론 각도가 78.5° 인 판형열교환기의 Nu 수는 본 연구의 Nu 수 결과보다 크게 나타났으며 높은 Re 수 구간에서는 20% 이상의 오차율을 나타냈다. 결과적으로 LiBr/LiBr 조건의 기존문헌은 웨브론 각도에 따라 Nu 수 경향성이 상이하였으며 각도의 차이가 크지 않을 경우 본 연구의 Nu 수 대비 20% 이내의 오차율을 보였다. 하지만 Kim et al. [30]는 LiBr/LiBr 조건에서 실험을 진행하였지만 웨브론 각도가 비교적 작은 관계로 본 연구의 결과와 비교하여 50% 정도의 큰 오차율을 보였다. 결과적으로 기존의 water/water 실험의 경우 판형열교환기의 웨브론 각도 ($\alpha = 60^\circ$)가 본 연구의 판형열교환기 웨브론각도 ($\alpha = 60^\circ$)와 유사하였으나 작동유체 물성치의 특성에 의해 Nu 수 기울기 경향성이 달랐으며 75% 정도의 큰 오차율을 보임을 확인하였다. 해당 결과를 통해 작동유체의 물성적 특성에 따른 영향성이 판형열교환기의 웨브론 각도 변화에 따른 영향성보다 Nu 수 변화에 지배적임을 확인하였다.

Table 5.1 Summary of Nu correlations from the previous studies

Author	Fluid	C ₁	C ₂	C ₃	Coment
This study	LiBr/LiBr	0.273	0.693	1/3	$\alpha = 60^\circ$
Kwon et al. [12]	LiBr/LiBr	1.078	0.403	0.333	$\alpha = 60^\circ$
Kim et al. [30]	LiBr/LiBr	0.35	0.54	0.3	$\alpha = 30^\circ$
Kim et al. [30]	LiBr/LiBr	0.138	0.757	0.3	$\alpha = 45^\circ$
Song et al. [31]	LiBr/LiBr	0.2446	0.676	0.319	$\alpha = 55.7^\circ$
Song et al. [31]	LiBr/LiBr	0.2597	0.677	0.413	$\alpha = 78.5^\circ$
Roetzel et al. [66]	Water/water	0.317	0.703	1/3	$\alpha = 20^\circ$
Donowski and Kandlikar [67]	Water/water	0.287	0.78	1/3	$\alpha = 60^\circ$
Focke et al. [68]	Water/water	0.77	0.54	1/3	-
Longo and zilio [69]	Water/water	0.277	0.766	0.333	$\alpha = 65^\circ$

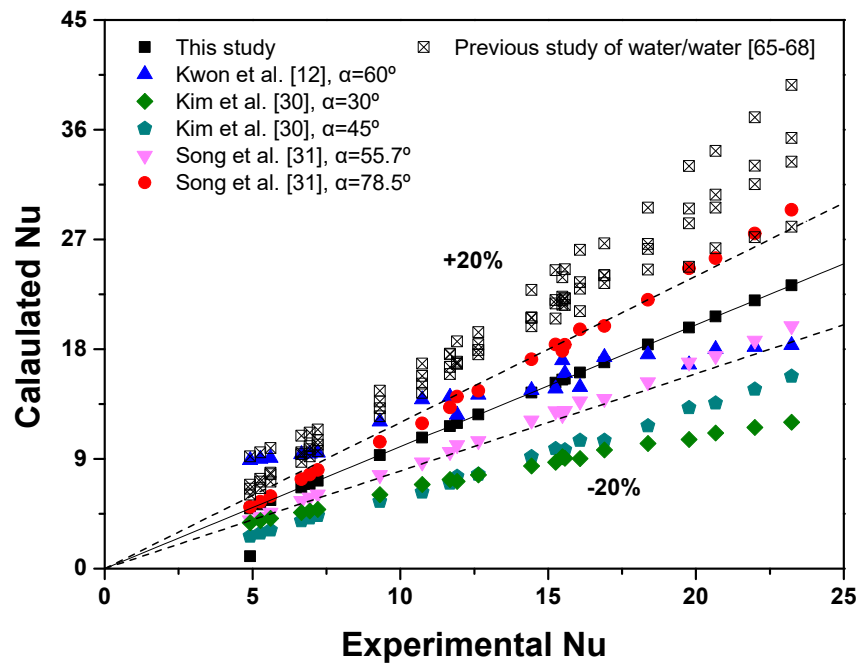


Fig. 5.19 Comparisons Nu of this study based on LiBr/LiBr to existing Nu correlations of previous studies (LiBr/LiBr or water/water)

2. 마찰계수 상관식 개발

저온 및 고온 용액열교환기 실험조건에 따른 채널 내 고온 측 압력강하를 측정 하였으며 Re 수와 채널의 압력강하를 plotting 하여 경향성을 고찰하였다. Fig. 5.20 은 고온 측 Re 수 변화에 따른 마찰계수의 변화를 보여준다. 측정된 압력강하에 따른 마찰계수 상관식은 식 (6-2)와 같으며 해당 상관식은 $14.77 < Re < 257.21$ 및 $6.01 < Pr < 21.66$ 인 조건에서 적용이 가능하다.

$$f = 1.601Re^{-0.123} \quad (6-2)$$

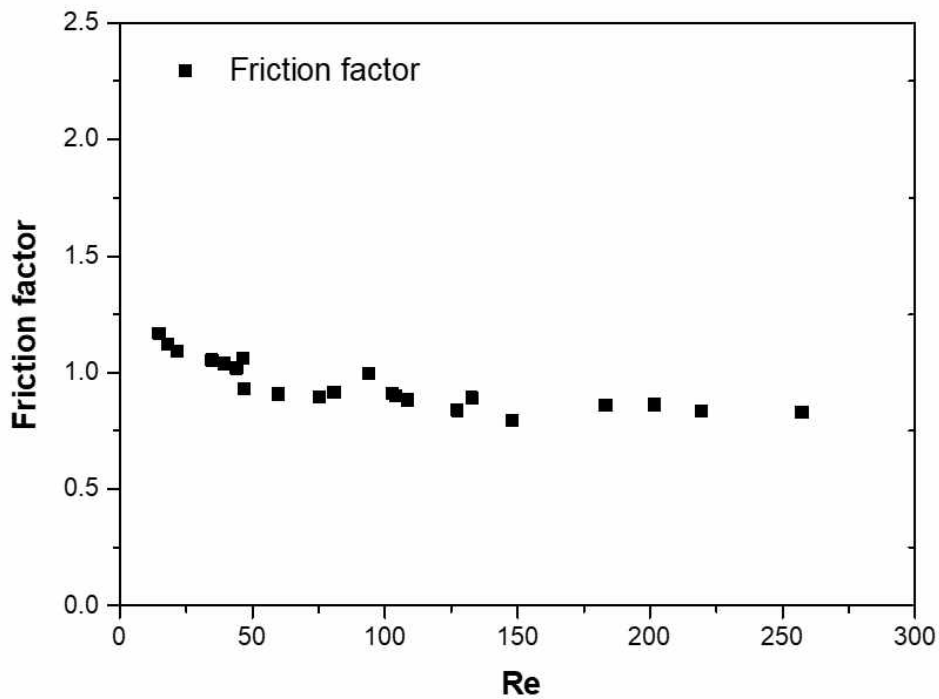


Fig. 5.20 Friction factor of plate heat exchanger according to Re number of hot side

Table 5.2는 LiBr/LiBr 실험을 수행한 기존 문헌들의 마찰계수 상관식을 비교하여 보여준다. 또한, Fig. 5.20은 Re 수 변화에 따른 본 연구의 마찰계수와 기존연구의 마찰계수를 비교하였다. 본 연구를 통해 개발된 마찰계수는 Kim et al. [30]을 제외한 기존문헌들과 비교하여 상대적으로 낮은 값을 나타냈다. 채널의 마찰계수는 판형열교환기 채널의 압력강하와 비례하며 이러한 압력강하는 열교환기의 유효길이와 쉘브론 각도에 의해 결정된다. Kim et al. [30] 실험의 경우, 전열판의 길이는 길지만 쉘브론 각도가 30° 로 비교적 낮은 각도로 난류생성이 용이하지 않기에 마찰계수는 비교적 낮게 나타났다. 반면, Song et al. [31]은 가장 높은 마찰계수를 나타냈으며 이는 78.5° 와 같은 높은 각도와 긴 유효길이가 기인하기 때문이다. Kwon et al. [12]이 사용한 판형열교환기는 Song et al. [31]과 본 연구에서 사용한 판형열교환기보다 많은 전열판 수로 구성되어 있기 때문에 전열판의 유효길이가 상대적으로 길다. 또한, Kwon et al. [12]와 본 연구에서 사용한 판형열교환기의 쉘브론 각도가 60° 로 동일하지만 유효길이의 차이로 인해 Kwon et al. [12]의 마찰계수가 더 큰 경향을 보였다.

Table 5.2 Summary of friction factor correlations from the previous studies

$$f = C + \frac{K}{Re^n}$$

Author	Fluid	C	K	n	Coment
This study	LiBr/LiBr	-	1.731	0.14	L=0.203 m, $\alpha = 60^\circ$
Kwon et al. [12]	LiBr/LiBr	-	85.627	0.782	L=0.289 m, $\alpha = 60^\circ$
Kim et al. [30]	LiBr/LiBr	-	5.43	0.15	L=0.618 m, $\alpha = 30^\circ$
Song et al. [31]	LiBr/LiBr	3.124	461.6	1.112	L=0.466 m, $\alpha = 78.5^\circ$

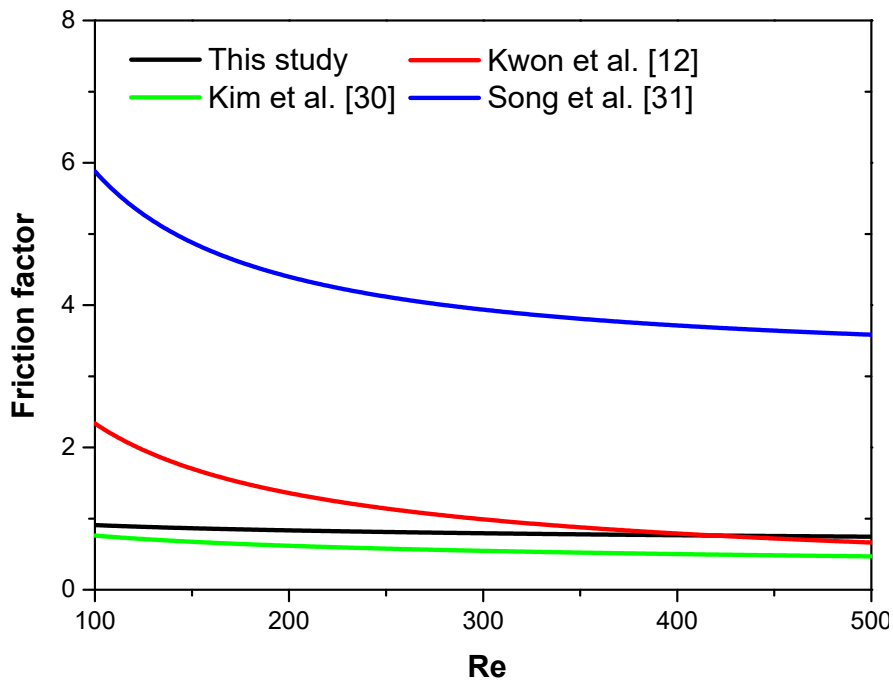


Fig. 5.21 Comparisons friction factor of this study to existing Nu correlations of previous studies (LiBr/LiBr condition)

3. 개발된 Nu 수 및 마찰계수 상관식의 검증

제 3장의 6절에서 개발된 Nu 수 및 마찰계수 상관식을 적용하여 총괄열전달계수와 압력강하 예측값을 계산하였다. 또한, 실제 실험을 통해 얻어진 관형열교환기의 출구 온도를 활용해 실험적 총괄열전달계수를 계산하였으며 개발된 예측 모델을 통해 계산된 총괄열전달계수의 예측값과 이를 비교하였다. Fig. 5.21은 총괄열전달계수 예측값과 실험을 통해 얻어진 총괄열전달계수의 차이를 보여준다. 비교 결과, 개발된 상관식과 실험결과의 차이는 최대 15%의 불일치도를 나타냄을 확인하였다. 또한, Fig. 5.22는 마찰계수 상관식을 통해 계산된 압력강하 예측값과 실험을 통해 측정된 압력강하의 비교를 보여주고 있다. 예측값과 실험값을 비교한 결과, 오차율은 10% 이내임을 확인하였다. 이를 통해서 본 연구에서 개발된 Nu 수와 마찰계수 예측식은 실험값을 잘 예측하는 것으로 나타났다.

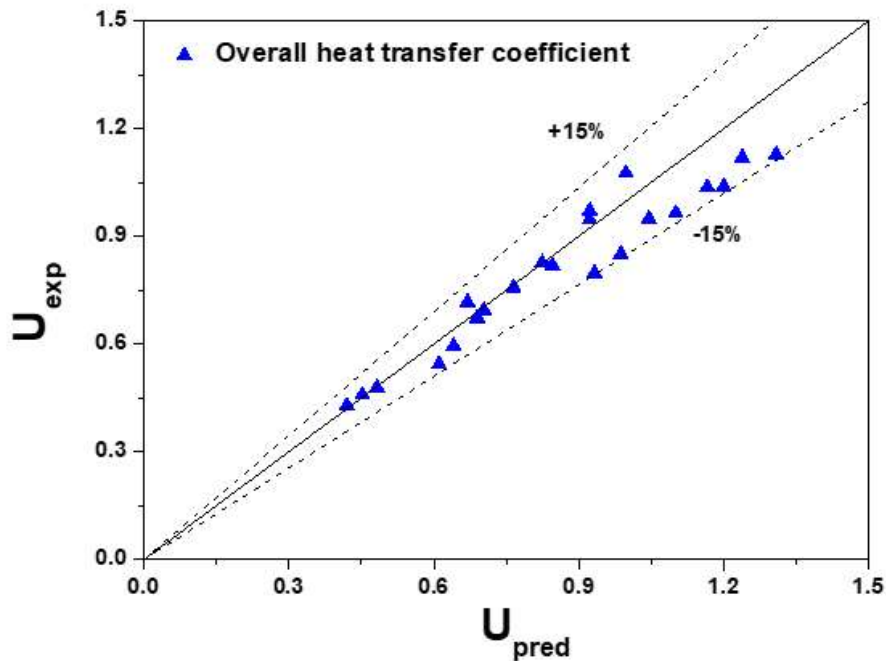


Fig. 5.22 Comparisons between the calculated overall heat transfer coefficient by Nu correlation and experimental result

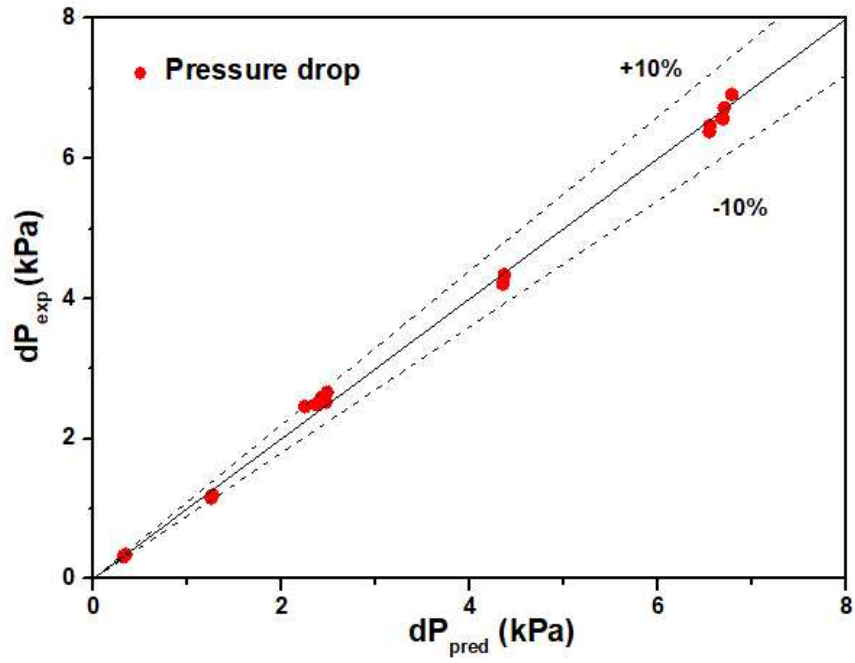


Fig. 5.23 Comparisons between the calculated pressure drop by friction factor correlation and experimental result

제 6 장 결론

본 연구는 판형열교환기에서 LiBr/water 실험에 따른 LiBr/water 열교환 특성을 분석하였으며, water/water 실험결과를 바탕으로 LiBr/water의 Nu 수 예측 상관식을 도출하였다. LiBr/water 열교환 특성 분석 결과, water/water 열교환에 비해 LiBr/water의 열교환은 열교환량과 총괄열전달계수는 감소하였고, LiBr 농도가 증가함에 따라 열교환량과 총괄열전달계수는 감소하였다. 고온 측 질량유량이 200 kg/h 에서 700 kg/h로 증가함에 따라 물의 열교환량은 7.56 에서 12.13 kW 증가한 반면 62wt% LiBr는 3.8에서 8.88 kW로 감소하였고 이는 물을 사용하는 경우에 비해 최대 26.8%로 작은 값을 보였다. 또한 고온 측 질량유량이 200 kg/h 에서 700 kg/h로 증가함에 따라 물의 총괄열전달계수는 1.38 에서 2.03 kW/m²°C로 증가하였으며 62wt% LiBr의 총괄열전달계수는 0.637 에서 1.177 kW/m²°C 증가하여, 물 대비 42.1~53.7% 감소함을 확인하였다. LiBr 농도에 따른 Nu 수 변화를 고찰하였을 때, 동일한 유량조건에서 56wt% LiBr/water 실험 대비 58wt%, 60wt%, 및 62wt% LiBr/water 조건에서 Nu 수 감소율은 평균 7.19, 12.12 그리고 17.32%로 농도가 증가함에 따라 점점 증가하였다. 이는 LiBr 농도 변화에 따른 LiBr의 물성변화가 작동유체의 모멘텀 및 열확산에 의한 열전달에 영향을 주기 때문이다. 또한, water/water 열전달 실험 결과를 기반으로 LiBr/water의 Nu 수 예측상관식을 개발했으며 이는 식 (4-1)과 같다. 본 연구에서 개발된 Nu 예측식을 실험 결과를 통해 얻은 Nu 수와 비교한 결과, 모든 조건에서 ±2.5% 이내에 오차율을 가짐을 확인하였다.

또한, 2중 효율 흡수식 시스템에 사용되는 저온 및 고온 용액열교환기 작동조건을 모사하여 다양한 운전조건 (고온 측 입구 온도 및 고온 측 질량유량 변화)에 따른 열전달 특성을 분석하였다. 저온 용액열교환기 조건의 평균 열전달률을 분석한 결과, 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 100°C 및 150 kg/h인 조건에서 평균 열전달률은 4.26 kW로 가장 낮았으며 질량유량이 300, 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 각각 6.84, 8.47, 9.83 및 10.34 kW로 증가하였다. 또한, 고온 측 입구 온도와 질량유량이 증가할수록 평균 열전달률은 증가하는 경향을 보였다. 고온 용액열

교환기 조건에서 평균 열전달률 변화에 대한 경향성 또한 저온 용액열교환기 조건
 에서와 유사하게 나타났다. 하지만 고온 용액열교환기 조건에서의 평균 열전달률
 이 전체적으로 높게 나타났다. 이는 저온 및 고온 용액열교환기 조건에서 열전달
 매체의 온도 차이는 60°C로 동일하지만 고온 측 온도 증가에 따른 LiBr 수용액의
 비열이 증가하기 때문이다. 실험을 통해 얻은 온도 결과를 wilson plot method에
 적용하여 식 (6-1)과 같은 Nu 수 상관식을 도출하였다. 저온 용액열교환기의 고온
 측 Nu 수 분석 결과, 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 100°C 및 150 kg/h인 조건
 에서 고온 측 Nu 수는 5.61로 가장 낮았으며 고온 측 질량유량이 300, 450, 600 및
 750 kg/h로 증가함에 따라 9.6, 13.4, 16.8 및 20.1로 증가하였다. 저온 및 고온 용
 액열교환기 조건 모두 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 증가함에 따라 고온 측
 Nu 수도 비례적으로 증가하였다. 또한, 고온 용액열교환기 조건에서 도출된 고온
 측 Nu 수가 저온 용액열교환기 조건보다 높음을 실험을 통해 확인하였다. 이를 통
 해서 저온 용액열교환기 조건 대비 고온 용액열교환기 조건의 Pr 수 감소 정도보
 다 고온 용액열교환기의 Re 수 증가 정도가 큼으로 결과적으로 고온 용액열교환
 기의 Nu 수가 높게 나옴을 확인할 수 있다.

또한, 기존연구에서 제시된 water/water 및 LiBr/LiBr 실험의 Nu 수 경험식과 본
 연구에서 도출한 Nu 수 상관식을 비교하였다. 비교 결과, 작동유체의 물성적 특성
 에 따른 영향성이 판형열교환기의 쉘브론 각도 변화에 따른 영향성보다 Nu 수 변
 화에 지배적임을 확인할 수 있었다. 본 연구에서 사용된 판형열교환기 채널의 유
 동 마찰을 고찰하기 위해 고온 측의 압력강하를 분석하였다. 저온 용액열교환기의
 채널내 압력강하를 분석한 결과, 고온 측 입구 온도 및 질량유량이 100°C 및 150
 kg/h인 조건에서 고온 측 압력강하는 0.325 kPa로 가장 낮게 나타났으며 고온 측
 의 질량유량이 300, 450, 600 및 750 kg/h로 증가함에 따라 1.26, 2.41, 4.36 및 6.67
 kPa로 증가하였다. 동일한 질량유량의 경우, 입구 온도가 100°C에서 60°C로 감소
 함에 따라 압력강하는 증가하였다. 이는 유체의 온도 감소로 인해 점성이 커지기
 때문이다. 저온 및 고온 용액열교환기 모두 고온 측 입구 온도가 감소하고 고온
 측 질량유량이 증가할수록 고온 측 압력강하는 감소하는 경향성을 나타냈다. 또한,
 저온 용액열교환기 실험에 따른 압력강하가 고온 용액열교환기 조건의 압력강하보
 다 낮다는 것을 실험을 통해 확인하였다. 저온 용액열교환기 조건에서 고온부 용

액의 온도는 60°C~100°C로 유지되었으며 용액의 온도는 62wt%로 고온 용액열교환기 조건의 용액보다 점성이 크기 때문에 마찰에 의한 압력강하가 크게 발생한다는 결과를 얻을 수 있다. 저온 및 고온 용액열교환기의 압력강하를 측정 결과를 토대로 식 (6-2)와 같은 마찰계수 상관식을 도출하였으며 기존문헌에서 제시한 마찰계수 상관식과 비교하였다. 비교 결과, 기존문헌에서 사용하였던 열교환기의 채널 수 및 유효길이가 본 연구에서 사용한 판형열교환기보다 크기 때문에 채널 내 더 많은 압력강하가 발생하고 압력강하와 비례하는 마찰계수 또한 높게 나타났다. 최종적으로 개발된 Nu 수 상관식과 마찰계수 상관식을 성능 예측 모델에 적용하여 총괄열전달계수 (U) 및 압력강하 (dP_f)를 비교함으로써 상관식을 검증하였으며 검증 결과, 총괄열전달계수 및 압력강하의 불일치도는 ±15%와 ±10%로 작은 오차를 보였다.

본 연구는 흡수식 시스템의 구성 요소인 용액열교환기의 열교환 특성을 실험적으로 고찰하였다. 열교환기 체적 대비 열교환 성능이 우수한 판형열교환기를 흡수식 시스템에 적용하여 흡수식 시스템 전체 COP 성능향상을 기대할 수 있으며 판형열교환기 적용에 대한 많은 연구가 진행될 경우 흡수식 시스템의 크기를 줄일 수 있는 다운사이징(downsizing) 효과를 기대할 수 있다. 또한, 고온 측 용액의 온도 변화 및 질량유량 변화에 따른 열교환 및 압력강하 특성을 분석하였는데 본 연구를 통해 다양한 작동 환경에 따른 열전달 성능을 예측할 수 있는 식을 개발하였으며 용액열교환기 설계를 위한 기초 연구로 사용되길 기대한다.

References

[1]

Choonge Ik, C., Ji Hyun, K., (2006), An international comparative study on the relationship between economic growth environmental pollution: testing the existence of EKC in CO. *Journal of Korea Planning Association*, 41(1), 153-166

[2]

Salari, M., Javid, R.J., Noghanibehambari, H., (2021), The nexus between CO₂ emissions, energy consumption, and economic growth in the U.S. *Econ. Anal. Policy*, 69, 182 - 194, doi:10.1016/j.eap.2020.12.007.

[3]

Ma, Z.; Zhang, S., Hou, F., Tan, X., Zhang, F., Yang, F., Guo, F., (2020), Exploring the driving factors and their mitigation potential in global energy-related CO₂ emission. *Glob. Energy Interconnect*, 3, 413 - 422, doi:10.1016/j.gloei.2020.11.001.

[4]

Houghton, J., (2005), *Global warming*. IOP Publishing Ltd, 68, 1343, doi:10.1088/0034-4885/68/6/R02

[5]

Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Molés, F et al., (2016), A review of refrigerant R1234ze(E) recent investigations. *Applied Thermal Engineering*, 95, 211-222, doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.055

[6]

Jaruwongwittaya, T., Chen, G., (2010), A review: Renewable energy with absorption chillers in Thailand. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 14, 1437 - 1444, doi:10.1016/j.rser.2010.01.016.

[7]

Holmberg, P., Berntsson, T., (1990), Alternative workingfluids in heat transformers. *ASHRAE Trans*, 1990;96:1582 - 9.

[8]

Salehi, S., Yari, M., Mahmoudi, S.M.S., Garousi Farshi, L., (2019), Investigation of crystallization risk in different types of absorption LiBr/H₂O heat transformers. *Thermal Science and Engineering Progress*, 10, 48-58, doi.org/10.1016/j.tsep.2019.01.013

[9]

Magnus, T., Thore, B., (1999), The compression/absorption cycle - influence of some major parameters on COP and a comparison with the compression cycle. *International Journal of Refrigeration*, Volum 22, 91 - 106, doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00047-4

[10]

이근영, (2020), “건물에서 배출하는 이산화탄소, 전체의 38% 차지...사상 최고”, *한겨레 신문*, 16 December

[11]

Srikhirin, P., Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S., (2001), A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 5, 343 - 372, doi.org/10.1016/S1364-0321(01)00003-X

[12]

Kwon, O.K., Cha, D.A., Yun, J.H., Kim, H.S., (2009), Performance evaluation of plate heat exchanger with chevron angle variations. *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B* 2009, 33, 520 - 526, doi:10.3795/KSME-B.2009.33.7.520.

[13]

Kaushik, S., Arora, A., (2009), Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water - lithium bromide absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1247-1258, doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.01.017

[14]

Rasoul, N., Xiaolin, W., Ahmed Kadhim, H., Aghil, Iranmanesh., (2020), Absorption cooling systems - Review of various techniques for energy performance enhancement. *Alexandria Engineering Journal*, 59, 707-738, doi.org/10.1016/j.aej.2020.01.036

[15]

Hosseinnia. S.M., Naghashzadegan. M., Kouhikamali. R., (2016), CFD simulation of adiabatic water vapor absorption in large drops of water-LiBr solution. *Appl. Therm. Eng.* 102, 17 - 29.

[16]

Asfand, F., Stiriba, Y., Bourouis, M., (2015), CFD simulation to investigate heat and mass transfer processes in a membrane-based absorber for water-LiBr absorption cooling systems. *Energy*, 91, 517 - 530, doi:10.1016/j.energy.2015.08.018.

[17]

Hu, T., Xie, X., Jiang, Y., (2017), Design and Experimental Study of a Plate-type Falling-film Generator for a LiBr Absorption Heat Pump. *Int. J. Refrig.*, 74, 302 - 310, doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.09.024.

[18]

Hu, T., Xie, X., Jiang, Y., Numerical research on flow characteristics in a plate type falling film heat exchanger for a LiBr-H₂O absorption heat pump. *Procedia Engineering*, Volume 205, 485 - 491, doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.399

[19]

De, R., Ganguly A., (2020), Performance comparison of solar-driven single and double-effect LiBr-water vapor absorption system based cold storage. *Thermal Science and Engineering Progress*, 17, 100488, doi.org/10.1016/J.TSEP.2020.100488

[20]

Edreis, E., Petrov, A., (2020), Types of heat exchangers in industry, their advantages and disadvantages, and the study of their parameters. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 963.

[21]

Abou, T.M., Kabeel, A., Mahgoub, M., (2017), Corrugated plate heat exchanger review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 70, 852 - 860, doi:10.1016/j.rser.2016.11.266.

[22]

Khan, T.S., Khan, M.S., Chyu, M.C., Ayub, Z.H., (2010), Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. *Appl. Therm. Eng.*, 30, 1058 - 1065, doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.01.021.

[23]

Attalla, M., Maghrabie, H.M., (2020), Investigation of effectiveness and pumping power of plate heat exchanger with rough surface. *Chem. Eng. Sci.*, 211, 115277, doi:10.1016/j.ces.2019.115277.

[24]

Huang, D., Wu, Z., Sunden, B., (2015), Pressure drop and convective heat transfer of Al_2O_3 /water and MWCNT/water nanofluids in a chevron plate heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 89, 620 - 626, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.082.

[25]

Kumar, V., Tiwari, A.K., Ghosh, S.K., (2017), Characterization and performance of nanofluids in plate heat exchanger. *Mater. Today Proc.*, 4, 4070 - 4078, doi:10.1016/j.matpr.2017.02.310.

[26]

Barzegarian, R., Moraveji, M.K., (2016), Aloueyan, A. Experimental investigation on heat transfer characteristics and pressure drop of BPHE (brazed plate heat exchanger) using TiO_2 - water nanoflu. *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 74, 11 - 18

[27]

De Vega, M., Almendros-Ibañez, J.A., Ruiz, G., (2006), Performance of a LiBr-water absorption chiller operating with plate heat exchangers. *Energy Convers. Manag.*, 47, 3393 - 3407, doi:10.1016/j.enconman.2006.01.005.

[28]

Jeong, J.Y., Hong, H. ki, Kim, S.K., Kang, Y.T., (2009), Impact of plate design on the performance of welded type plate heat exchangers for sorption cycles. *Int. J. Refrig.*, 32, 705 - 711, doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.01.028.

[29]

Song, J.Y., Lee, J.W., Kang, Y.T., (2019), Comparisons of Nu correlations for $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ solution in plate heat exchanger for triple effect absorption chiller application. *Energy*, 172, 852 - 860, doi:10.1016/j.energy.2019.02.013.

[30]

Kim, H.J., Kim, J.H., Jeong, S.S., Kang, Y.T., (2005), Heat transfer and pressure drop characteristics of plate heat exchanger for absorption application. *Proceedings SAREK Conf.*, 347 - 352.

[31]

Song, J.Y., Park, J.H., Kang, Y.T., (2021), Heat transfer and frictional pressure drop characteristics of H₂O/LiBr solution in plate heat exchangers for triple-effect absorption application. Appl. Therm. Eng., Volume 189., doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116730.

[32]

Syed Intsham-ul-Haq, G., Mojahid Sidahmed Mohammed Salih, A., (2015), Solution Crystallization Detection for double-effect LiBr-H₂O steam absorption chiller. International Conference on Applied Energy, 75, 1522-1528, doi:10.1016/j.egypro.2015.07.304

[33]

Jiangzhou. S., Wang. R.Z., (2001)Experimental research on characteristics of corrosion-resisting nickel alloy tube used in triple-effect LiBr/H₂O absorption chiller. Applied Thermal Engineering, 21, 1161-1173, doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00106-X

[34]

Ulcerations, P.F., (2006), Heat exchanger development for compact water/LiBr absorption systems 200 DRAFT Proceedings of IMECE2006. 6 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition November 5-10, Chicago, Illinois, USA, 2006; pp. 1 - 7.

[35]

Jeong, S., Garimella, S., (2002), Falling-film and droplet mode heat and mass transfer in a horizontal tube LiBr/water absorber. *Int. J. Heat Mass Transf*, 45, 1445 - 1458, doi:10.1016/S0017-9310(01)00262-9.

[36]

Killion, J.D., Garimella, S., A, (2003), review of experimental investigations of absorption of water vapor in liquid films falling over horizontal tubes. *HVAC R Res*, 9, 111 - 136, doi:10.1080/10789669.2003.10391060.

[37]

Kandil, M., Kandil, A., El-Sayed, M., (2021), Analytical and CFD analysis investigation of fluid-structure interaction during water hammer for straight pipe line. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Volume 194, 104528, doi.org/10.1016/j.ijpvp.2021.104528

[38]

Stankus, S. V., Khairulin, R.A., Gruzdev, V.A., & Verba, O.I. (2007). The density of aqueous solutions of lithium bromide at high temperatures and concentrations. *High Temp*, 45, 429 - 431, doi:10.1134/S0018151X07030212.

[39]

Wimby, J.M., Berntsson, T.S. (1994). Viscosity and Density of Aqueous Solutions of LiBr, LiCl, ZnBr₂, CaCl₂, and LiNO₃. 1. Single Salt Solutions, 39, 68 - 72, doi:10.1021/je00013a019.

[40]

Yuan, Z., Herold, K.E. (2005). Specific heat measurements on aqueous lithium bromide. HVAC R Res, 11, 361 - 375, doi:10.1080/10789669.2005.10391143.

[41]

Alireza, J., Ali, S., Chi-Chuan, W., (2021) Experimental and Numerical Investigation of Brazed Plate Heat Exchangers - A New Approach. Applied Thermal Engineering, 117694, doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117694

[42]

Simon, J. R., Bandhauer, T. M. (2021), An Experimentally Validated Evaporative Phase Change Heat Transfer Model for Low Mass Flux Applications using R 134a in Plate Heat Exchangers. International Journal of Refrigeration. doi:10.1016/j.ijrefrig.2021.08.003

[43]

Kumar, B., Soni, A., Singh. S.N., (2018), Effect of geometrical parameters on the performance of chevron type plate heat exchanger. Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 91, 126-133, doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.09.023

[44]

Alireza, Z., Zuliang, Y., Armin, H., Trond, A., Geir, S., (2021), Heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂ in brazed plate heat exchangers of the tripartite gas cooler. International Journal of Heat and Mass Transfer, 178, 121641, doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121641

[45]

Anitha, S., Thomas, T., Parthiban, V., Pichumani, M., (2019), What dominates heat transfer performance of hybrid nanofluid in single pass shell and tube heat exchanger?. *Advanced Powder Technology*, Volume 30, 3107 - 3117, doi.org/10.1016/j.appt.2019.09.018

[46]

Jassim, E. I., & Ahmed, F. (2021). Assessment of nanofluid on the performance and energy-environment interaction of Plate-Type-Heat exchanger. *Thermal Science and Engineering Progress*, 25, 100988. doi:10.1016/j.tsep.2021.100988

[47]

Arun Kumar, T., Pradyumna, G., Jahar, S., (2013), Heat transfer and pressure drop characteristics of CeO₂/water nanofluid in plate heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, Volume 57, 24 - 32, doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.03.047

[48]

Sung Jin, K., Seok Pil, J., (2002), Effects of the Darcy number, the Prandtl number, and the Reynolds number on local thermal non-equilibrium. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 3885-3896, doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00109-6

[49]

Zhipeng, D., Boshu, H., (2014), Extended Reynolds analogy for slip and transition flow heat transfer in microchannels and nanochannels. International Communications in Heat and Mass Transfer, 56, 25-30, doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.04.022

[50]

Lushchik, V.G., Makarova, M.S., (2016), Numerical investigation of the effect of the prandtl number on the temperature recovery and the reynolds analogy factors in the boundary layer on a plate. Heat and mass transfer and physical gas dynamics, 54, 377-382, doi.org/10.1134/S0018151X16030111

[51]

Vigdorovic, I.I., Leont'ev A.I., (2010), The restoration coefficient and reynolds analogy in a boundary layer with injection and suction over the entire prandtl Number Range. ISSN, 46, 565-578, doi.org/10.1134/S0015462811040077

[52]

Ying Hui, Y., Xu, Zhu., Bo Fu., Wang., Yu Lu, L., Quan, Z., (2020), Experimental investigation of turbulent Rayleigh-Bénard convection of water in a cylindrical cell: The Prandtl number effects for $Pr > 1$. Phys. Fluids, 32, 015101, doi.org/10.1063/1.5136325

[53]

Wang, K., Wu, P., Tang, Z., Liu, L., Zhao, J., & Lin, R. (2020). Flow patterns and pressure drop in the shell-and-plate heat exchangers. *International Journal of Multiphase Flow*, 129, 103323. doi:10.1016/j.ijmultiphaseflow

[54]

Kim, K.S., Song, Y.H., Choi, D.Y., Kim, K.S., Choi, S.H., (2010), A Study on the Overall Heat Transfer Coefficient and the Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger. *The Korean Society of Mechanical Engineers*, 2435 - 2439

[55]

Lee, D., Song, K. S., Yun, S., & Kim, Y. (2020), Experimental evaluation of single- and two-phase pressure drops through inlet and outlet ports in a plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, 120009. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer

[56]

Naresh, K., Uglanov Dmitry, A., Blagin Evgeniy, V., Gorshkalev Alexey, A., (2021), Heat transfer factor j and friction factor f correlations for offset strip fin and wavy fin of compact plate-fin heat-exchangers. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 101552, doi.org/10.1016/j.csite.2021.101552

[57]

Fang, X., Xu, Y., Zhou, Z., (2011), New correlations of single-phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single-phase friction factor correlations. Nuclear Engineering and Design, Volume 241, 897 - 902, doi.org/10.1016/j.nucengdes.2010.12.019

[58]

Assefa, K.M., Kaushal, D.R., (2015), A comparative study of friction factor correlations for high concentrate slurry flow in smooth pipes. J. Hydrol. Hydromech, Volume 63, 13 - 20, doi.org/10.1515/johh-2015-0008

[59]

Joseph, D.D., Yang, B.H., (2010), Friction factor correlations for laminar, transition and turbulent flow in smooth pipes. Physica D: Nonlinear Phenomena, Volume 239, 1318 - 1328, doi.org/10.1016/j.physd.2009.09.026

[60]

Fernandez Seara, J., Uhia, F.J, Sieres, J., Campo, A., (2007), A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices. Applied Thermal Engineering, Volume 27, 2745 - 2757, doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.04.004

[61]

Fernandez Seara, J., Uhia, F.J, Sieres, J., Campo, A., (2005), Experimental apparatus for measuring heat transfer coefficients by the Wilson plot method. European Journal of Physics, Volume 26, 1 - 11, doi.org/10.1088/0143-0807/26/3/N01

[62]

Al zahrani, S., Islam, M.S., Saha, S.C., (2019), A thermo-hydraulic characteristic s investigation in corrugated plate heat exchanger. Energy Procedia, Volume 160, 597 - 605, doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.211

[63]

Opatřil, J., Havlík, J., Bartoš, O., Dlouhý, T., (2016), AN EXPERIMENTAL ASS ESSMENT OF THE PLATE HEAT EXCHANGER CHARACTERISTICS BY WILSON PLOT METHOD. Acta Polytechnica, Volume 56, No. 5, doi.org/10.14311/AP.2016.56.0367

[64]

Hashmi, A., Tahir, F., Hameed, U., (2012), Empirical nusselt number correlation for single phase flow through a plate heat exchanger. Heat & Mass Transfer a nd Biology,

[65]

heng, D., Wang, J., Chen, Z., Baleta, J., Sundén, B., (2020), Performance analysi s of a plate heat exchanger using various nanofluids. Int. J. Heat Mass Transf, 158, 119993, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119993

[66]

Roetzel, W., Das, S.K., Luo, X., (1994), Measurement of the heat transfer coeffi cient in plate heat exchangers using a temperature oscillation technique. Int. J. Heat Mass Transf., 37, 325 - 331, doi:10.1016/0017-9310(94)90033-7.

[67]

V.D. Donowski., S.G. Kandlikar., Correlating evaporation heat transfer coefficient of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, Paper 154, Alaska, 2000.

[68]

Focke, W.W., Zachariades, J., Olivier, I., (1985), The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 28, 1469 - 1479, doi:10.1016/0017-9310(85)90249-2.

[69]

Longo, G.A., Zilio, C., (2013), Condensation of the low GWP refrigerant HFC1234yf inside a brazed plate heat exchanger. *Int. J. Refrig.*, 36, 612 - 621, doi:10.1016/j.ijrefrig.2012.12.018.

[70]

Ralph, M., DiGuilio and Aryn S. Teja, (1992), Thermal conductivity of aqueous salt solutions at high temperatures and high concentrations. *Ind. Eng. Chem. Res.*, 31, 4, 1081 - 1085, doi.org/10.1021/ie00004a016

[71]

Seo, M.K, Park, J.H., Kim, Y.S., (2001), A Study on Heat Transfer and Pressure drop Characteristics in Plate Heat Exchange. *Journal of the Korean Society of Marine Engineers*, 25, 581-587