creative commons
COMMONS DEED

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

dCollection

공학석사 학위논문

스네이크 패턴을 가진 대면적 판형 열교환기 전열성능에 관한 연구

Study on the Heat Transfer and Pressure Drop Performances of Large Capacity Plate Heat Exchanger with Snake Pattern

지도교수 윤 상 국

2010년 02월

한 국 해 양 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

양 명 국

本論文을 梁明國의 工學碩士 學位論文으로
認准함.

위원장 공학박사 김 동 혁 (인)

위 원 공학박사 황 광 일 (인)

위 원 공학박사 윤 상 국 (인)

2009년 12월

한 국 해 양 대 학 교 대 학 원

목 차

목 차 ····· i

사용 기호 ····· iii

그림 목차 ····· iv

표 목차 ····· vi

Abstract ····· ix

제 1 장 서 론 ····· **1**

1.1 연구의 배경 및 목적 ····· 1

1.2 판형 열교환기 ····· 2

1.3 판형 열교환기에 대한 선행연구 ····· 7

제 2 장 이론적 배경 ····· **16**

2.1 판형열교환기 전열량 및 압력강하 산정 ····· 16

2.2 CFD 해석 이론 ····· 19

제 3 장 전열판 CFD 해석 ····· **23**

3.1 수치해석 방법 ····· 23

3.2 수치해석 결과 ····· 28

제 4 장 실험장치 제작 및 성능실험 ····· **37**

4.1 실험장치 제작 ····· 37

4.2 성능 실험 방법 ····· 37

4.3 실험 결과 및 고찰 ····· 41

제 5 장 결 론 ····· **52**

참 고 문 헌 ····· 53

감사의 글

사 용 기 호

SYMBOLS

A	: heat transfer area of the plate	[m^2]
b	: channel spacing	[m]
D_h	: hydraulic diameter	[m]
f	: friction factor	
G	: mass flux	[$kg/m^2 \cdot s$]
h	: heat transfer coefficient	[$W/m^2 \cdot K$]
k	: thermal conductivity	[W/m·K]
L	: channel length from inlet port to exit port	[m]
$\dot{m}$	: mass flow rate	[kg/s]
p	: pressure	[MPa]
Q	: heat transfer rate	[W]
R	: heat transfer resistance of the wall	[K/W]
t	: thickness of plate	[m]
T	: temperature	[℃]
U	: overall heat transfer coefficient	[$W/m^2 \cdot K$]
u	: velocity	[m/s]
w	: channel width of the plate	[m]

GREEK SYMBOLS

Δp	: pressure drop	[Pa]
ΔT	: temperature difference	[℃]
μ	: viscosity	[Pa·s]
ρ	: density	[kg/m^3]

DIMENSIONLESS NUMBER

Nu : Nusselt number

Pr : Prandtl number

Re : Reynolds number

SUBSCRIPTS

ave : average

c, h : at cold side and hot side of the test section

exp : experiment

f : friction

i, o : at inlet and outlet of test section

m : average value between the inlet and outlet

w : water

wall : wall

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

그 림 목 차

Fig. 1.1 Principle and structure of plate heat exchanger

Fig. 1.2 Heat transfer plates and channel types

Fig. 1.3 Comparison temperature approach between plate heat exchanger and shell & tube type heat exchanger

Fig. 3.1 Photograph of heat transfer plates

Fig. 3.2 Schematic Modeling of plate heat exchanger

Fig. 3.3 CFD analysis of heat transfer of herringbone pattern

Fig. 3.4 CFD analysis of pressure drop of herringbone pattern

Fig. 3.5 CFD analysis of heat transfer of snake pattern

Fig. 3.6 CFD analysis of pressure drop of snake pattern

Fig. 3.7 CFD analysis data of j-factor

Fig. 3.8 CFD analysis data of f-factor

Fig. 4.1 Schematic diagram of experiment system

Fig. 4.2 Performance experiment system

Fig. 4.3 Experimental data of heat transfer coefficient

Fig. 4.4 Experimental data of overall heat transfer coefficient

Fig. 4.5 Photograph of the performance experiment

Fig. 4.6 Experimental data of j-factor

Fig. 4.7 Experimental data and CFD analysis of j-factor

Fig. 4.8 Experimental data of pressure drop

Fig. 4.9 Experimental data of f-factor

Fig. 4.10 Experimental data and CFD analysis of f-factor

표 목 차

Table 1.1 Comparison of Plate heat exchanger and Shell & tube heat exchanger

Table 1.2 Preview of study on the Plate Heat Exchanger

Table 1.3 Correlation of study on the Plate Heat Exchanger

Table 3.1 CFD analysis of heat transfer coefficient

Table 3.2 CFD analysis of pressure drop

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

Study on the Heat Transfer and Pressure Drop Performances of Large Capacity Plate Heat Exchanger with Snake Pattern

Myung-kook, Yang

Department of Refrigeration & Air-Conditioning Engineering

Graduate School of

Korea Maritime University

Abstract

In this study, the performance of plate heat exchanger with snake pattern that is expected to occur more turbulent than the conventional herringbone pattern was investigated.

Generally, there are three kinds of plate heat exchanger types, H, M, L. H type consists of heat transfer plate with 120° chevron angle, L type with 60° and M is a mixed type with H and L types.

First, computational fluid dynamics(CFD) analysis were used to predict the heat transfer and pressure drop characteristics of each plate heat exchanger with snake and herringbone patterns, and then experiments were carried out to find out performance data of H, L M-type. Finally, the performance of plate heat exchangers with snake pattern was compared with that of the conventional plate heat exchangers with herringbone pattern.

The heat transfer performance of snake pattern is about 10% higher than

that of herringbone pattern in the CFD analysis, but in the actual experiments, 15% higher. The pressure drop of snake pattern is about 5% higher than that of herringbone pattern in the CFD analysis, but in the actual experiments, 8% higher.

KOREA MARITIME UNIVERSITY
1945
한국해양대학교

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

최근 고유가 사태로 인하여 에너지 절감에 대한 요구가 높아지고 있으며, 또한 오늘날 산업경제에서 가장 크게 화두가 되고 있는 것이 에너지 정책이다. 에너지는 21세기의 국가 경쟁력과 기타 산업의 여파로 인하여 나라마다 각각의 방식으로 이를 대체할 방법과 효율성 측면에서 부단한 노력과 기술 개발이 이루어지고 있다.

에너지의 효율적인 이용을 위해서 다양한 방법들을 채택하고 있지만 가장 보편적으로 사용되는 방법은 버려지는 에너지 즉, 폐열 등을 재활용하는 것으로 이를 위해서는 반드시 열교환기가 필요하다. 많은 산업적 용도를 갖는 에너지 변환기기로서의 열교환기는 현재까지 성능 개선을 위한 지속적인 연구와 개발이 이루어지고 있으나 아직도 그 성능과 효율 개선의 여지가 많으며, 실질적으로도 많은 문제들을 가지고 있다. 세계적으로도 고성능의 열교환기를 개발하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있으며, 국내에서도 이에 대한 연구가 요구되고 있다. 각종 산업설비에서 사용되는 열교환기는 보다 고효율의 열교환기가 요구되고 있으며, 갈수록 심화되는 사용공간의 제한성으로 인해 단위부피당 전열면적을 극대화시킨 컴팩트 열교환기(compact heat exchanger)가 점점 많이 이용되고 있다. 액대액(water to water) 열교환기에 있어 가장 대표적인 컴팩트 열교환기인 판형 열교환기(plate heat exchanger)는 이미 오래 전부터 그 열교환 성능의 우수성으로 많은 화학 플랜트와 각종 설비에 적용되고 있다.

일반적인 판형 열교환기는 19세기말에 유제품 살균(milk pasteurization)을 위해 개발된 이래에 열교환기를 필요로 하는 거의 모든 산업분야에 걸쳐 광범위하게 응용되고 있다. 판형 열교환기는 고효율·고밀도 열교환기로 냉동·공조산업 및 낙농과 식품분야, 화학, 석유, 의약품 산업, 조선 등에 널리 사용되고 있으

며, 가격이 종래의 열교환기에 비해 저렴하고, 크기도 1/5 이하로 줄어들었으며, 열교환 효율도 높아 사용이 확대되고 있다. 일반적으로 판형 열교환기는 손쉽게 수리나 교체가 가능하도록 되어 있다.

최근 들어 전 세계적으로 판형 열교환기의 형태가 각종 설비들의 대형화로 인해 갈수록 대용량이 요구되고 있다. 이를 위해서는 판형 열교환기의 핵심인 대형 전열판의 설계 기술과 이를 이용한 제작 기술이 뒷받침 되어야 한다. 설계 기술의 경우 단지 전열판의 크기를 크게 한다고 해결되는 것이 아니다. 전열판의 경우 그 크기는 원소재 제작업체의 사양에 의해 정해지게 된다. 즉, 주어진 원소재 크기 안에서 원하는 용량을 달성해야만 한다.

본 연구에서는 일반적으로 사용되는 헤링본(herringbone) 패턴보다 더 많은 난류를 촉진시켜 전열 성능이 우수할 것으로 예측되는 스네이크(snake) 패턴의 성능을 파악하고자 하였다. 이를 위해 전열판의 형상을 모델링하여 세브론 각의 변화에 따른 열전달 및 압력강하 특성을 수치 해석적으로 분석하였으며, 전열판 중 High Θ 전열판만을 이용한 H-type, Low Θ 전열판만을 이용한 L-type 그리고 High Θ와 Low Θ 전열판의 조합인 M-type 등 모두 3가지 타입의 실험 장치를 제작하여 실제 테스트를 통해 열전달성능 및 압력강하 특성을 구하여 헤링본 패턴의 열교환기와 비교 분석하였다.

1.2 판형 열교환기

1.2.1 판형 열교환기의 구조

판형 열교환기의 구조는 비교적 단순한데 Fig. 1.1과 같이 여러 개의 전열판을 순서대로 배열하여 적층한 형상으로 각각의 전열판과 전열판 사이에는 유로가 형성되고, 이 유로를 통해 가열유체와 피가열유체가 서로 교대로 흐르면서 열교환 하게 된다. 전열판은 특정 형상을 넣은 금속 판재로서 전열면적을 증대시키고, 판의 강도를 증가시켜 압력차가 발생할 때 전열판의 간격을 유지시키

는 역할을 하도록 성형되어 있다.

판형 열교환기는 전열판의 주름형상으로 인해 아주 낮은 레이놀즈수에서도 난류를 형성시키고, 단위부피당 넓은 전열면적을 가지므로 두 유체의 열전달계수는 쉘-튜브형(Shell & Tube) 열교환기보다 2 ~ 4배 정도 크고, 구조상 바이패스(bypass)와 누수가 없는 장점을 지닌다.

일반적인 판형 열교환기에서 어떤 주어진 설계조건에 정확히 맞는 전열 길이(thermal length)를 얻도록 설계한다는 것은 거의 불가능하다. 그러므로 열교환기의 선정에 있어서는 어느 정도의 over-surfacing이 필요하게 된다. 이러한 문제를 최소화하기 위해서 Fig. 1.2(a)와 같이 high Θ(chevron angle = 120˚) 와 low Θ (chevron angle = 60˚) 의 두 종류의 전열특성을 가진 전열판이 개발되었으며, 두 종류의 판을 하나의 열교환기 내에서 조합하여 사용하고도 있다. 이 다른 두 종류의 판은 Fig. 1.2(b)와 같이 세 종류의 채널을 형성시킬 수 있는데 high Θ 채널, low Θ 채널 및 mixed Θ 채널 등이 있다.

전열판이 오늘과 같은 형상을 갖추게 된 것은 1950년대 후반 헤링본 형태(herringbone pattern)의 판이 도입되면서부터인데 판의 무늬 방향을 서로 엇갈리게 번갈아 배치함으로써 전열판의 강도를 대폭 향상시키고 판 전체에 걸쳐서 금속과 금속이 직접 접촉할 수 있도록 하여 비교적 얇은 두께로 사용압력의 한계를 10 MPa까지 증가시킬 수 있었으며, 열전달 성능도 크게 향상시켜 종래의 쉘-튜브형(Shell & Tube type) 열교환기보다 훨씬 더 높은 열전달 효율을 달성하도록 하였다. 전열판은 판의 성형모양에 돌기상판(embossed plate), 파형판(ribbed plate), 헤링본판(herringbone plate)으로 나누어진다.

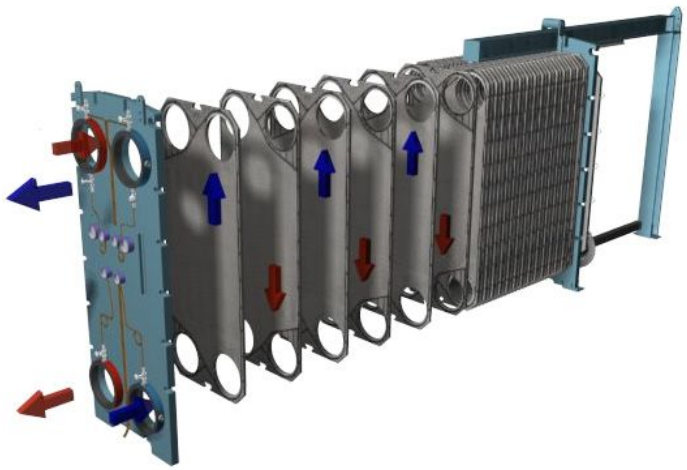
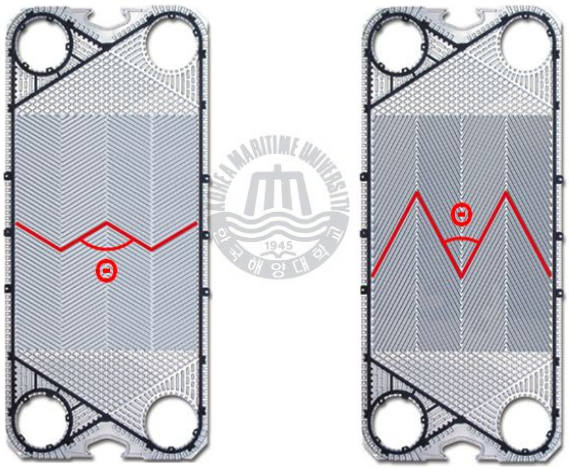
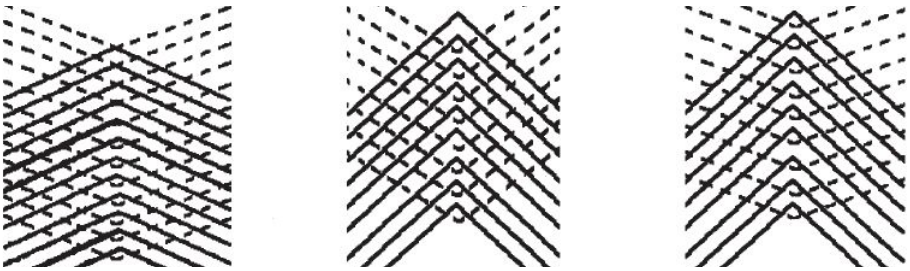


Fig. 1.1 Principle and structure of plate heat exchanger



(a) High Θ Plate Low Θ Plate



(b) high Θ channel low Θ channel mixed Θ channel

Fig. 1.2 Heat transfer plates and channel types

1.2.2 판형 열교환기의 특징

판형 열교환기는 동일 용량의 쉘-튜브형 열교환기(Shell & Tube type heat exchanger)에 비해 10 ~ 20%의 설치공간을 필요로 하며, 경량으로 시공이 간단하고 별도의 해체 공간이 필요가 없으며, 낮은 레이놀즈수(Re = 100)에서도 난류를 형성하여 쉘-튜브형 열교환기에서 요구되는 층류보다 열교환면에서 우수성을 가지고 있다. 판형 열교환기는 또한 높은 열효율로 인하여 적은 작동유체를 필요로 하며, 모든 구성품을 표준화함으로써 호환성이 좋고, 용량의 변화를 판의 증감을 통하여 간단히 이룰 수 있고, 1대의 열교환기로 서로 다른 유체를 이용할 수 있으며, 강한 난류로 부유물의 부착을 방지함으로써 스케일 방지효과를 얻으며 간단한 분해조립으로 청소가 용이하므로 오염에 대해 쉽게 대처할 수 있고, 외부로의 방열량이 적어 보온재의 사용이 필요없는 등의 장점을 지니고 있다.

1) 소형, 경량의 고효율 열교환기

판형 열교환기는 오늘날 시판되는 열교환기 중에서 구조가 가장 간단하고 소형 경량인데 그 이유는 다음과 같다.

① 판형 열교환기는 일반적으로 쉘-튜브 형식에 비해서 액체-액체 사이에서의 열전달계수가 3배 이상 높다.

② 쉘-튜브 형식에 비해서 열전달 면적이 1/3에서 1/5 정도면 충분하다.

③ 판형 열교환기의 전열판은 파형(wave)으로 가공되어 강도가 높은 구조로 되어 있어 쉘-튜브 형식보다 사용되는 재료의 양이 적다.

④ 부식에 잘 견디는 재질을 사용하므로 부식에 의한 전열판 두께의 여유를 감안하지 않아도 된다.

⑤ 쉘-튜브 형식의 경우 유지관리를 위해 튜브를 꺼낼 수 있는 서비스 공간이 필요하지만 판형 열교환기는 처음 설치된 공간 내에서 충분히 정비를 할 수 있다.

2) 간편한 유지관리

판형 열교환기는 전열판을 청소하거나 전열판이 손상을 입어서 교환할 경우

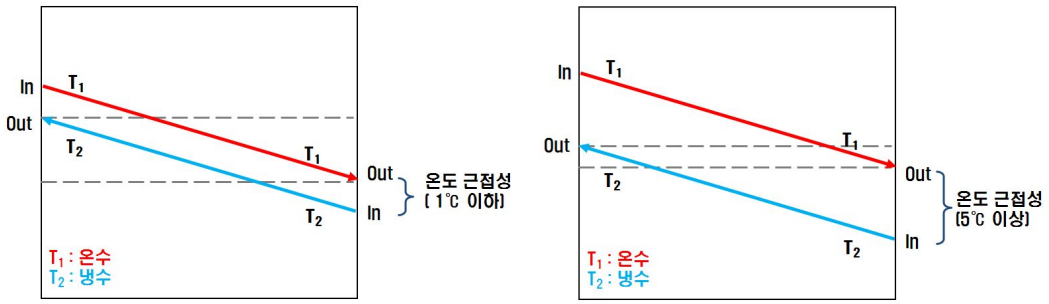
에도 장비의 분해 및 조립이 용이하다. 또한 용량 증가로 인한 전열판의 추가도 용이하다. 그러나 이런 것은 쉘-튜브 형식에서는 거의 불가능하다.

3) 온도 근접성의 우수

쉘-튜브 형식의 경우 액체-액체 열교환에 있어서 적절한 압력손실범위 이내에서는 최대 NTU의 값이 패스당 0.5 정도이지만 판형 열교환기의 경우에는 NTU값이 패스당 4배 정도로 크다. 이것은 판형 열교환기가 매우 근접한 온도조건에서도 충분한 열교환 능력을 발휘할 수 있는 것을 의미하며, 같은 열교환기 용량일 경우 유량을 매우 낮게 설계할 수 있으므로 펌프의 운전비용을 대폭 절감할 수 있다. 또한 판형 열교환기에서는 유체를 저온측 입구온도의 1℃ 이내로 내릴 수 있으며 반대로 고온측 출구온도의 1℃ 이내로 유체를 가열할 수도 있다. 그러므로 열회수(heat recovery) 효율을 90 ~ 95% 정도는 쉽게 얻을 수 있으므로 열회수 응용부분에서는 가장 효율적인 열교환기라 할 수 있다. Fig. 1.3에 판형 열교환기와 쉘-튜브형 열교환기의 온도 근접성을 비교하였다.

4) 낮은 오염도

판형 열교환기에서는 난류가 크고 유량분배가 일정하므로 채널(channel) 내부의 유동이 빠르고 전열판의 표면이 매끄럽기 때문에 오염이 매우 낮다. 전열판의 표면에 부착된 스케일에 의해 열전달을 방해하게 되는 정도를 오염계수(fouling



(a) Plate heat exchanger (b) Shell & tube type heat exchanger

Fig. 1.3 Comparison temperature approach between plate heat exchanger and shell & tube type heat exchanger

factor)라고 하는데 액체-액체 열교환기에서는 대략 0.00001 ~ 0.00005를 설계상 고려하게 된다. 일반적으로 쉘-튜브형 열교환기의 오염계수에 비해서 판형 열교환기는 1/7 ~ 1/10 정도이다. Table 1.1에 판형 열교환기와 쉘-튜브형 열교환기의 장단점을 비교하였다.

1.3 판형 열교환기에 대한 선행연구

판형 열교환기에 대한 연구 동향을 살펴보면 Bounopane 등[1]은 1964년 실험적으로 판형 열교환기에서의 흐름 특성과 압력손실에 대하여 관련식을 제시하였다. Jackson과 Troupe[2]는 1966년 ε-NTU 방법을 적용한 프로그램을 판형 열교환기에 적용해 본 결과 Bounopane의 실험결과와 잘 일치함을 보여줌으로써 결과적으로 판형 열교환기를 설계하거나 해석하는데 ε-NTU 방법이 모든 루프와 형상에 유용함을 주장하였다. Smith와 Troupe[3]는 1964년 판형 열교환기 내의 압력손실을 플라스틱 모델을 이용하여 실험하여 판의 간격은 압력손실에 많은 영향을 미치지 않고 대신 판과 리브(rib)의 형태가 압력손실에 영향을 미침을 알아내었다. Marriott[4]는 1971년 판형 열교환기의 적용에 대한 장단점을 분석하고 사용할 때의 최적조건을 제시하였다. Edwards 등[5]은 1974년 평균수력직경에 기초하여 판형 열교환기의 열전달 특성과 압력손실은 뉴튼 유체와 비뉴튼 유체로 구분하여 각각의 낮은 레이놀즈수 영역에서의 난류형성에 중요하다고 밝혔다. Cooper[6]는 1974년 판형 열교환기와 쉘-튜브형 열교환기의 성능 및 장단점을 비교하고 판형 열교환기에서의 열전달계수식과 마찰계수를 제시하였다. Raju와 Bansal[7]은 1982년 판형 열교환기에 대한 일반적인 이론식을 과거의 실험식으로부터 정리하여 판형 열교환기의 열전달 특성, 압력손실에 관한 일반식, 열전달식의 대수평균온도차(LMTD)의 수정계수 등에 대한 일반식을 제시하고, 쉘-튜브형 열교환기와의 비교에서 유량, 작동온도, 압력의 문제가 없는 범위라면 판형 열교환기가 매우 유용하다고 주장하였다. Edwards[8]는 1982년 판형 열

교환기의 저레이놀즈수 영역에서의 흐름에 대하여 발표하였는데 판형 열교환기의 압력손실과 열전달계수에 대하여 흐름 채널의 복잡한 형상을 특정 짓는데 평균 수력직경을 적용하였고, 결론적으로 열판의 기하학적인 형상이 압력손실과 열전달에 결정적인 영향을 미친다고 하였다. Focke 등[9]은 1985년 세브론(chevron)각에 따른 성능수치를 나타내는데 있어서 길이가 고정된 경우, 압력강하가 고정된 경우 등으로 세분화하여 각각의 경우에 대하여 무차원항으로 표시하였다. Focke[10]는 1986년 판형 열교환기의 홈(groove)의 형상과 배열에 따른 최적 조건을 결정하는 방법에 대해 Colburn j 인자, 마찰계수, 레이놀즈수의 항으로 나타내어 상기의 조합에 따라 최적의 표면형상을 찾아내어 단위면적당 총괄열전달계수를 높여 전체 전열면적을 감소시키는 법을 발표하였다. 특히 여러 각도의 세브론(chevron)각을 적용 시험하여 각각의 식을 레이놀즈수의 상사식과 관련된 관계식을 도출하고 최적조건을 찾는 방법을 예를 들어 설명하였다. 그러나 모듈라(modular) 판형 열교환기에서 고정된 판의 길이 즉, 크기의 제한은 설계의 유연성에 제한을 주고 열전달과 압력손실은 독립적으로 작용할 수 없음을 알았다. 최적조건을 결정하는 부분적인 해결책으로 다른 경사 각도를 가진 상호 호환성 있는 세브론 각이 있는 형태의 열교환기 판을 서로 잘 조합하면 해결할 수 있다고 제안하였다.

Kandlikar와 Shah[11-12]는 1989년 판형 열교환기의 유로에 있어서 배열의 방법과 흐름의 영향에 대하여 온도 효율(temperature effectiveness)을 용량률비 R1과 NTU의 항으로 표시하였다. 여기서 온도 효율은 Pignotti에 의해 제안되었던 기본적인 정의와 식을 사용하여 열교환기의 조합이 1에서 4 패스까지 적용하여 연구하였다. 또한 여기서 말단효과(end effect)의 영향에 대해서도 고려하면서 각각의 채널에서 유로의 숫자와 유량의 배분에 의해 수치해석을 하였다. 그러나 수치해석의 기본 가정에는 총괄열전달계수는 전체 열교환기를 걸쳐 일정하며 말단효과는 무시하고 온도와 유체의 속도분포는 일정하다는 가정이 포함되어 있어서 실제 성능시험과의 검증이 필요하다. 또한 수치해석의 결과로 전열판의 장수가 40장 이상일 경우는 말단효과는 큰 영향을 미치지 않음을 밝혔다.

Haseler 등[13]은 1992년 프레임 형태인 판형 열교환기에서 아크릴 판을 이용한 유체 흐름의 가시화와 함께 흐름의 분포를 확인하였다. 결과적으로 흐름의 불균일한 분포(±5%)가 전체 열교환기 성능에는 큰 영향을 미치지 않음을 알아내었다.

Bogaert와 Bölcs[14]는 1995년 용접형 판형 열교환기에 대하여 물과 미네랄 오일을 적용하여 층류와 난류흐름 영역에서의 유동특성을 확인하고, 가장 적절한 수력직경을 찾아내기 위한 실험을 하였다. 또한 열교환기의 특성을 Nusselt수와 마찰계수의 관계식으로 무차원화하여 특성 매개변수로 나타내었다. Stasiek 등[15]은 1996년 용접형 판형 열교환기의 한 전열판에 대해 열전달의 실험적, 수치적 연구를 하였는데 열전달과 압력강하에 관한 일반적인 실험결과를 제시하였으며, 유한체적법을 이용한 3차원 해석을 시도하였다. 또한 유한체적법 이외에 수치적인 접근방법도 제시하여 상호 비교하였다. Manglik과 Muley[16-18]은 판형 열교환기의 열적-수력학적 수행력, 제품 개발, 판형 열교환기의 설계 등에 대하여 발표하였으며, 또한 판형 열교환기에서 Nusselt수와 마찰계수와의 상관관계를 상세하게 나타내었다. Yan 등[19-20]은 용접형 판형 열교환기에 대하여 냉매 R-134a를 사용하여 증발 및 응축에 관한 열전달 실험과 압력강하 실험을 수행하여 그 결과를 열전달계수 상관식과 마찰계수 상관식으로 제시하였다. 또한 Lin 등[21]은 세브론각 60도의 판형 열교환기에서 냉매 R-410A를 사용하여 증발 실험을 수행하였으며 그 결과를 발표하였다.

1960년대 Watson은 전열판에서 속도분포를 보기 위하여 색이 있는 염료를 사용하여 얻은 자료를 보고하였다. 그러나 전열판의 주변에서 속도가 가장 빠르다고 하나 전형적인 것으로 볼 수는 없다. 그 외에도 방사선 동위원소를 입구에 넣어 잔류시간을 측정하기도 하였으나 좋은 결과를 얻지 못하였다. 공기의 Entrapment도 연구하였는데 유량이 작고 하향류일 때는 공기를 잡을 수 있었으나 상향류일 때는 잡을 수가 없었으며, 또 유량이 많을 때는 Air pocket은 생기지 않았다. Watson은 Air pocket이 전열면적을 감소시킬 뿐만 아니라 압력손실과 오염을 촉진시킨다고 주장하였다. 그러나 대부분 판형 열교환기는 충분히

많은 유량으로 작업되도록 설계하기 때문에 문제가 안되겠지만 유량이 작으면 Air pocket이 문제가 될 것이다.

상대적으로 판형 열교환기의 전열판 내 유체 유동분포와 유동형상에 관한 연구결과는 거의 전무한 실정인데, 이는 복잡한 전열판의 모델을 만들기 위해서는 상당한 고급기술을 필요로 하고 더불어 눈으로 관찰해야 하는 유동연구를 수행하는 것이 매우 어렵기 때문이다. 또한 전열판을 통과하는 유량이 등분포되는 것이 바람직하기 때문에 그러한 작업이 더욱 어려움이 있다. Table 1.2에 종래 연구를 간략히 정리하여 나타내었고, Table 1.3에 상관식을 정리하여 나타내었다.

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

Table 1.1 Comparison of Plate heat exchanger and Shell & tube heat exchanger

NO	구분	PLATE HEAT EXCHANGER	SHELL & TUBE HEAT EXCHANGER
1	재질	1) 유체의 종류에 관계없이 내식성, 내구성이 강한 재질을 사용하므로 응용범위가 넓음. - Stainless Steel, Titanium, Nickel, Nickel alloy 등 다양함	1) 공정 유체의 종류에 따른 튜브 재질 선택의 폭이 좁아짐. - SUS관, 강관 등의 경우에는 용접을 해야 하므로 제작비용이 높아짐.
		2) 냉간 압연제품이므로 모재변형이 없음.	2) 주요구조 부위를 용접하므로 모재 변형 가능성이 있음.
		3) 사용 온도와 압력의 제한이 있음. - Max. working temp. : -25 ~ +200 ℃ - Max. working press. : 25 kg/cm^2 - Max. test press. : 37.5 kg/cm^2	3) 사용온도와 압력의 제한이 거의 없음.
2	구조 및 설치	1) 전열판(plate)을 상부 carrying bar와 하부 guide bar 사이에 장착시키고, 앞 뒤 고정프레임과 이동프레임을 tie bolt로 체결 조립하므로 구조가 간단함.	1) 압력용기 구조의 쉘(Shell)과 튜브 번들(tube bundle), 튜브 시트(tube sheet), 헤드 커브(head cover), 배플 플레이트(baffle plate) 등으로 조립되므로 구조가 상대적으로 복잡함.
		2) 용량변화에 따라 열교환기 면적의 증감이 용이하며, 한 대의 열교환기로 다른 유체의 여러 공정을 한 곳에 수용할 수도 있음.	2) 용량변화에 따라 새로운 설계 및 제작설치가 필요하며, 유체의 종류나 공정의 용도에 따라 각각 전용 열교환기를 설치하여야 함.
		3) 소형·경량으로 동일용량의 쉘-튜브형 열교환기에 비해 컴팩트(compact) 함. - 크기 : About 1/3 - 중량 : About 1/6	3) 용량에 따라 튜브 번들과 쉘 직경의 크기를 조합하여 선택하므로 대형이며 중량이 큼.
		4) 동일 체적당 전열면적 / 보유수량 비교 - 열교환 면적 : 160 ~ 300 m^2/m^3 - 보유수량 : 0.5 ~ 3 *l*/m^2	4) 동일 체적당 전열면적 / 보유수량 비교 (Tube pitch ratio = 1.5 기준) - 열교환 면적 Tube O/D : 51 mm, 33 m^2/m^3 - 열교환 면적 Tube O/D : 13 mm, 132 m^2/m^3
		5) 유지보수를 위한 예비공간이 필요 없음.	5) 쉘(Shell) 길이만큼 튜브 제거 공간이 필요함.
		6) 가스켓(gasket) 및 전열판(plate) 교체 작업이 쉽고 간단함.	6) 튜브와 튜브시트의 접합을 기계식 확관 작업(Grooving expansion)에 의해 이루어지므로 A/S가 힘듬.
3	특 성	1) 강력한 난류 및 와류 효과로 부유물 침전으로 인한 스케일(scale) 생성방지 효과가 있어 초기 성능을 유지할 수 있음.	1) 열교환 효율을 높이기 위해 열교환기 전체에 대하여 데드존(dead zone)이 발생하지 않아야 하나, 쉘-튜브형 열교환기 내에는 열교환이 일어나지 않는 By-pass zone이 발생, 이에 열교환 효율이 떨어짐.

3	특 성	2) 패스(pass) 구성과 흐름패턴에 따라 압력강하를 조절할 수 있음.	2) 패스(pass) 구성과 흐름패턴이 제한되므로 압력강하 요구조건을 맞추기 어려움.
		3) 열교환 효율에서 단연 우수함. - 온도 근접성(Temp. Approach) : 1℃ - 총괄열전달계수(overall heat transfer coeff.) : 2,000 ~ 4,000kcal/m^2·h·℃(Water/Water)	3) 튜브측 열전달 효과에 영향을 많이 받기 때문에 일반적으로 열전달계수가 낮고, 입·출구 유체 온도차가 커야 함. - 온도 근접성(Temp. Approach) : 5℃ - 총괄열전달계수(overall heat transfer coeff.) : 600 ~ 1,200 kcal/m^2·h·℃(Water/Water)
		4) 설계조건에 따라 다양한 모델이 표준화 되어 있음.	4) 설계조건에 따라 복잡한 열전달 해석 및 구조설계가 수반되어야 함.
		5) 표준화된 부품사용으로 호환성이 높음.	5) 특정설계조건에 따른 제작이므로 부품의 호환성이 낮음.
		6) 전열판(plate)의 패턴(pattern)에 따라 열전달 및 압력손실의 특성이 달라지므로 이를 조합하여 최적설계가 가능함.	6) 일정한 튜브측 열전달율로 인해 쉘/튜브의 비율이 결정되므로 최적설계가 어려움.
		7) 외표면적이 작으므로 방열 손실이 거의 없어 별도의 보온공사가 필요 없음.	7) 쉘 부위의 외표면적이 크므로 방열손실을 고려해야 하며, 필요에 따라 별도의 보온 작업을 하여야 함.
4.	정비, 보수 및 가격	1) 기존 설치배관의 철거없이 반입, 설치 등의 작업이 가능함.	1) 기존 설치배관 철거 후에야 반입, 설치 등 작업이 가능함.
		2) 전열판의 양면을 청소할 수 있다.	2) 튜브 번들 및 튜브 내부 청소가 어려움.
		3) 기존, 신축건물에 대해서도 분해 이동이 가능하며, 현지에서 조립할 수도 있음.	3) 분해, 조립이 곤란하여 이동이나 현장설치 등이 어려움.
		4) 소형, 경량으로 제품가격, 반입 및 설치비용이 저가암.	4) 제품가격 및 반입 설치비용이 고가임.
		5) 전열판(plate)의 세척 및 분해조립이 간단함. (분해조립없이 Non-Acidic cleaning도 가능)	5) Soda, Acid-Based Chemical 및 압축공기를 사용한 청소(cleaning) 작업이 필요함.
		6) 낮은 오염특성으로 주기적인 세척이 필요 없으며, 열교환 성능이 현저히 저하되었을 경우에만 세척을 하면 됨.	6) 상대적으로 오염이 높으므로 주기적인 세척이 필요함.
		7) 가스켓(gasket)의 수명에 한계가 있음. (5 ~ 10년)	7) 부식이나 침식에 의해 Tube가 터진 경우에는 보수작업이 매우 어려움.

Table 1.2 Preview of study on the Plate Heat Exchanger

Investigator(s)	Working Fluid	Description
Bounopane et al.	Water / Water	흐름 특성과 압력손실에 대한 관련식 제시
Jackson & Troupe	Water / Water	판형 열교환기를 설계하거나 해석하는데 ε-*NTU* 방법이 모든 루프와 형상에 유용함을 주장
Smith & Troupe	Water / Water	판형 열교환기 내 압력손실에 영향을 미치는 인자 연구
Marriott	Water / Water	판형 열교환기의 적용에 대한 장단점을 분석하고 사용할 때의 최적조건을 제시
Cooper	Water / Water	판형 열교환기와 쉘-튜브형(shell-and-tube type) 열교환기의 성능 및 장단점을 비교하고 판형 열교환기에서의 열전달계수식과 마찰계수를 제시
Raju & Bansal		판형 열교환기에 대한 일반적인 이론식을 과거의 실험식으로 부터 정리하여 판형 열교환기의 열전달 특성, 압력손실에 관한 일반식, 열전달식의 대수평균 온도차(LMTD)의 수정계수 등에 대한 일반식을 제시
Edwards	Water / Water	열판의 기하학적인 형상이 압력손실과 열전달에 결정적인 영향을 미친다고 발표
Focke et al.	Water / Water	세브론각에 따른 성능수치 연구
Kandlikar & Shah		판형 열교환기의 유로에 있어서 배열의 방법과 흐름의 영향 연구, 말단효과(end effect)의 영향 연구
Manglik & Muley		Nusselt수와 마찰계수와의 상관관계를 상세하게 발표
Bogaert & Bölcs	Water / Mineral Oil	층류와 난류흐름 영역에서의 유동특성을 확인, 열교환기의 특성을 Nusselt수와 마찰계수의 관계식으로 무차원화
Yan et al.	R-134a	증발 및 응축에 관한 열전달 실험과 압력강하 실험을 수행하여 그 결과를 열전달계수 상관식과 마찰계수 상관식으로 제시
Lin & Hsieh	R-410A	세브론각 60도의 판형 열교환기에서 냉매 R-410A를 사용하여 증발실험을 수행

Table 1.3 Correlation of study on the Plate Heat Exchanger

Investigator(s)	Correlation	Condition
Bounopane et al.	$Nu = 0.2536\,Re^{0.65}\,\mathrm{Pr}^{0.4}$	
Marriott	$Nu = 0.374\,Re^{0.668}\,\mathrm{Pr}^{0.333}$	
Cooper	$f = \dfrac{2.5}{Re^{0.3}}$	Working fluid : water to water
Focke et al.	$f = \begin{cases} 1.2575 + 188.75/Re & 90 < Re < 150 \\ 6.7Re^{-0.209} & 400 < Re < 16,000 \end{cases}$ $Nu = \begin{cases} 1.89Re^{0.46}\mathrm{Pr}^{1/2} & 20 < Re < 150 \\ 0.57Re^{0.7}\mathrm{Pr}^{1/2} & 150 < Re < 150 \\ 1.12Re^{0.6}\mathrm{Pr}^{1/2} & 600 < Re < 16,000 \end{cases}$	Chevron angle β=60°
	$f = \begin{cases} 0.3025 + 91.75/Re & 150 < Re < 1800 \\ 1.46Re^{-0.177} & 1800 < Re < 30,000 \end{cases}$ $Nu = \begin{cases} 1.67Re^{0.44}\mathrm{Pr}^{1/2} & 45 < Re < 300 \\ 0.405Re^{0.7}\mathrm{Pr}^{1/2} & 300 < Re < 2000 \\ 1.12Re^{0.6}\mathrm{Pr}^{1/2} & 2000 < Re < 20,000 \end{cases}$	Chevron angle β=45°
Bogaert & Bölcs	$Nu = B_1 Re^{B_2}\mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}} e^{\left[\frac{6.4}{\mathrm{Pr}+30}\right]^{\frac{0.3}{(Re+6)^{0.125}}}} \left(\dfrac{\mu}{\mu_w}\right)$ $0 < Re < 20 \quad B_1 = 0.4621, \quad B_2 = 0.4621$ $Re = 20 \quad B_1 = 1.730, \quad B_2 = 0$ $20 < Re < 50 \quad B_1 = 0.0875, \quad B_2 = 1$ $Re = 50 \quad B_1 = 1.730, \quad B_2 = 0$ $50 < Re < 80 \quad B_1 = 0.4223, \quad B_2 = 0.6012$ $Re = 80 \quad B_1 = 595, \quad B_2 = 0$ $80 < Re \quad B_1 = 0.26347, \quad B_2 = 0.7152$	
Muley & Manglik	$Nu = 0.44\left(\dfrac{6\beta}{\pi}\right)^{0.38} Re^{0.5}\mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}}\left(\dfrac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ for $30 \le Re \le 400$	Chevron angle $\pi/6 \le \beta \le \pi/3$
	$Nu = \left[\begin{array}{r}(0.2668 - 0.0006967\times 180\beta/\pi) \\ +7.244\times 10^{-5}(180\beta/\pi)^2 \\ \left(20.7803 - 50.9372\phi + 41.1585\phi^2\right) \\ -10.1507\phi^3\end{array}\right] Re^{[0.728 + 0.0543\sin(4\beta + 3.7)]}\mathrm{Pr}^{1/3}\left(\dfrac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ for $Re \ge 1000$	Chevron angle $\pi/6 \le \beta \le \pi/3$

Yan & Lin	$Nu = 0.2121\,Re^{0.78}\,\mathrm{Pr}^{1/3}$	Single phase flow
	$Nu = \frac{h_r D_h}{k_l} = 4.118\,Re_{eq}^{0.4}\,\mathrm{Pr}_l^{1/3}$	Condensation R-134a
	$\left(\frac{h_r D_h}{k_l}\right)\mathrm{Pr}_l^{-1/3} Re^{0.5} Bo_{eq}^{-0.3} = 1.926\,Re_{eq}$ for $2000 < Re_{eq} < 10000$	Boiling R-134a

제 2 장 이론적 배경

2.1 판형열교환기 전열량 및 압력강하 산정

2.1.1 열전달 계수 산정

본 연구에서 사용된 판형 열교환기는 직접적인 판벽 온도의 측정이 불가능하였기 때문에 Farrell 등[22]이 제안한 수정된 Wilson plot 방법을 사용하여 전열판의 열전달계수를 구하였다. 각 유로의 형상이 동일하기 때문에 한 쪽 유로의 유량과 온도를 일정하게 유지하고 다른 쪽 유로의 유량을 바꿔가며 실험을 수행하였다. 수력학적 직경은 Shah와 Wanniarachchi가 제안한 식을 사용하였다.

$$D_h \cong \frac{2b}{\Phi} \qquad \text{for} \quad w \gg b \tag{1}$$

여기서, b는 판의 피치와 바닥까지의 높이, Ac는 유로의 단면적, P는 유로의 접수 길이로 정의된다. 따라서 레이놀즈수는 다음과 같이 정의된다.

$$Re = \frac{\rho D_h u}{\mu} = \frac{G D_h}{\mu} \tag{2}$$

여기서, ρ는 밀도 [kg/m^3], u는 평균유속 [m/s], μ는 점성계수 [Ns/m^2]이고, G는 단위 채널당의 질량유속을 나타내며 다음과 같이 정의된다.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} \tag{3}$$

여기서, ṁ은 유량계로부터 읽은 1, 2차 유체의 평균 질량유량 [kg/s]이다. 유량

으로부터 평균유속(bulk velocity)을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} \tag{4}$$

두 측 사이에서의 총괄열전달계수(overall heat transfer coefficient)는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$U = \frac{Q_{ave}}{A \cdot \Delta T_{LMTD}} \tag{5}$$

여기에서 A는 판의 실제 주름진 표면을 차지하고 있는 열전달 면적이다. 대수평균온도차(LMTD)는 두 개의 대향류 채널의 입·출구온도로부터 정의된다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \tag{6}$$

$$\Delta T_1 = T_{w,t,i} - T_{w,a,o} \tag{7}$$

$$\Delta T_2 = T_{w,t,o} - T_{w,a,i} \tag{8}$$

온수측과 냉수측의 동일한 열전달 면적의 관점에서 양 측면에서의 총괄열전달계수와 대류열전달계수 사이의 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_a A_a} + \frac{1}{h_t A_t} + R_w \tag{9}$$

hw,h와 hw,c를 구하기 위해 수정된 Wilson plot 방법을 사용하였다.

열교환기에서 총괄 열전달계수와 대류 열전달계수 사이의 관계는 식(9)과 같

으며 Nusselt 수에 대한 표현을 전개하기 위해 다음과 같은 형식이 요구된다.

$$Nu = C Re^{m} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.11} \tag{10}$$

열전달계수에 대해 풀기 위해 식 (10)과 식 (9)에 대입하면,

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A_a \left(\frac{k_f}{D_h} \right)_a \left[C Re_a^{m} Pr_a^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)_a^{0.11} \right]} + \frac{1}{A_t \left(\frac{k_f}{D_h} \right)_t \left[C Re_t^{m} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)_t^{0.11} \right]} + R_w \tag{11}$$

식 (11)에서 형상(D_h), 유량($\dot{m}$)과 유체온도(T)의 3가지 항만을 알고 있으며, 계수 C와 레이놀즈수의 지수 m은 알지 못한다. 수정된 Wilson plot 방법은 계수 C와 지수 m을 식(11)에 대입하여 반복계산하고 최소자승법을 이용하여 오차가 가장 작은 계수 C, 지수 m을 구하는 방법이다.

2.1.2 압력강하 산정

전체 압력강하로부터 마찰압력강하는 다음과 같은 식으로 정의된다.

$$\Delta p_f = \Delta p_{\exp} - \Delta p_{port} \tag{12}$$

포트에서의 압력강하는 평균 포트속도로부터 Shah와 Focke[23] 등이 제안한 경험적 관계식으로 계산되어진다.

$$\Delta p_{port} = 1.5\left(\rho \frac{u_{port}^2}{2}\right) \tag{13}$$

유동마찰에 의한 압력손실을 무차원수인 마찰계수 f로 나타내면 다음과 같다.

$$f = \frac{\Delta p_f}{\frac{4L}{D_h}\frac{1}{2}\rho u^2} \tag{14}$$

2.2 CFD 해석 이론

2.2.1 지배방정식

열유동 특성을 지배하는 보존 방정식인 연속방정식, Navier-Stokes 운동방정식 및 에너지 방정식을 텐서형태로 표현하면 다음과 같다.

연속 방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{15}$$

운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{16}$$

여기서, 응력텐서 τ_{ij}은 다음과 같다.

$$\tau_{ij} = \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{17}$$

에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(k\frac{\partial T}{\partial x_i}\right) \tag{18}$$

판형 열교환기에서는 유체의 레이놀즈수가 100 이상이 되면 난류로 취급한다. 난류모델 중 가장 단순하면서도 완전한 모델은 두 개의 수송방정식의 해가 난류 속도(turbulent velocity)와 난류 특성길이(length scale)로 결정되어지는 2차 방정식 모델이다. 표준 k-ε모델이 이런 형태의 난류모델로, 실제적인 공학 유동 문제에 널리 사용되고 있다. 표준 k-ε모델은 반경험적 모델(semi-empirical)로써, 방정식의 유도는 현상학적인 고찰과 경험론에 의존한다. 이에 본 연구의 해석

모델로 표준 k-ε모델을 선정하였으며, 표준 k-ε모델의 난류 운동에너지(k) 및 난류 소멸율(ε) 방정식은 다음과 같다.

<u>k-방정식</u>

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) \simeq \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k}\frac{\partial k}{\partial x_i}\right) + G_k - \rho\varepsilon \tag{19}$$

<u>ε-방정식</u>

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) \simeq \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}\right) + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{20}$$

여기서, σ_k 및 σ_ε은 각각 k 및 ε의 난류확산에 관한 프란틀수이다. G_k는 난류 운동에너지에 의한 생성항이다.

$$G_k = \mu_t\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{21}$$

열교환기에 있어서 가장 중요한 변수는 열전달 특성을 나타내는 열전달계수와 수력학적 특성을 나타내는 단위길이당 압력강하이다. 각각의 특성은 Nu수와 마찰계수 f에 의해 나타나진다.

$$Nu = \frac{hD_h}{k_l} = \frac{QD_h}{k_l A(T_m - T_{wall})} \tag{22}$$

열전달 성능에 대한 수치해석 결과를 j-factor로 나타내면 다음과 같다.

$$j_{NU} = \frac{Nu}{\mathrm{Pr}^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17}} \tag{23}$$

유동마찰에 의한 압력손실을 무차원수인 마찰계수 f로 나타내면 다음과 같다.

$$f = \frac{\Delta p_f}{\frac{4L}{D_h}\frac{1}{2}\rho u^2} \tag{24}$$

제 3 장 전열판 CFD 해석

3.1 수치해석 방법

본 장에서는 전열판 형상 중 최상의 전열성능을 낼 수 있을 것으로 예측되는 전열판의 주름형상과 세브론각(High Θ, Mixed Θ, Low Θ)의 변화에 따라 내부 유동 및 유동특성에 의한 열전달 효율, 압력강하 분포가 어떠한지를 수치해석적으로 계산하고 분석하고자 하였다.

3.1.1 수치해석 가정

본 연구에서 판형 열교환기의 수치해석을 위해 다음과 같은 가정을 하였다.

(1) 유체의 열역학적 물성치(밀도, 점성계수, 열전도도)는 상수로 가정한다.

(2) 오염이나 채널벽의 열전도도에 의하여 발생하는 열전도 저항은 무시한다.

(3) 유로에서의 유동 분산을 모든 채널에서 동일하게 이루어진다.

(4) 열교환기 주변의 열손실은 없다고 가정한다.

(5) 유동방향으로의 열전달은 없으며, 중력에 의한 영향은 무시한다.

3.1.2 경계조건

(1) 입구조건

본 연구에서는 물을 유체로 하여 완전발달된 난류유동이며, 상변화는 일어나지 않는 경우로 가정하였다. 유량은 입구에서 레이놀즈수에 따른 속도(m/s)의 함수로 유입되며, 유체 입구온도는 30℃로 하였다. 입구 난류운동에너지 및 난류소멸율은 난류 특성길이 및 난류강도를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$l = 0.07S,\ k = \frac{3}{2}(u_i I)^2,\ \varepsilon = C_{\mu}^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \tag{25}$$

여기서, l은 난류 특성길이, S는 전열판의 특성길이(= D_i), u_i는 유체의 유입속도를 의미한다. D_i는 입구측 면적을 $\pi D_i 2/4$와 같이 놓고, D_i를 구하여 대입하였다.

(2) 전열면의 경계조건

전열면에서의 유체유동조건은 점착조건(no slip condition) 및 Neumann형 경계조건을 적용하였다.

$$u = v = w = 0,\ \frac{\partial \Phi}{\partial n} = 0 \tag{26}$$

전열면은 SUS 304의 재질이며, 두께는 0.6 mm, 열교환이 일어나지 않는 면은 단열조건을 주었다. 실제 판형 열교환기의 전열면 온도는 균일하지 않다. 그러나 해석의 단순화를 위해 전열면의 온도를 균일온도 50℃로 하였다.

(3) 출구조건

열교환기의 입구 측으로부터 유입되는 유량은 출구 측으로 모두 유출되어 전체 해석영역을 통하여 질량보존법칙이 유지되도록 하였다.

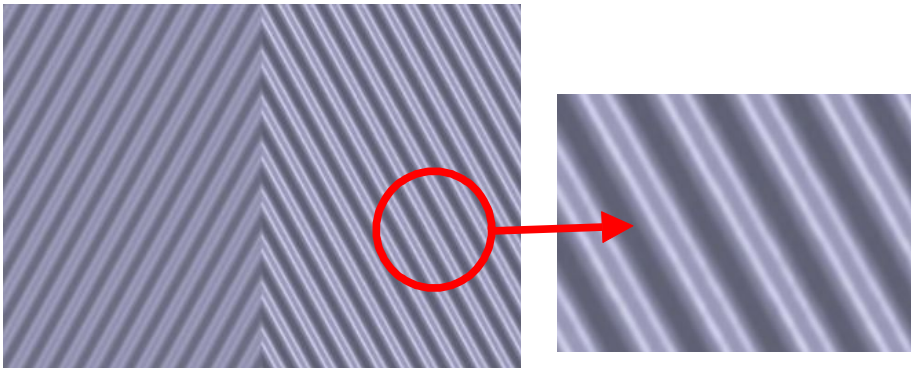
$$\frac{\partial T}{\partial n} = \frac{\partial p}{\partial n} = \frac{\partial u}{\partial n} = \frac{\partial k}{\partial n} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0 \tag{27}$$

여기서 n은 출구 경계면에 수직한 방향을 의미한다.

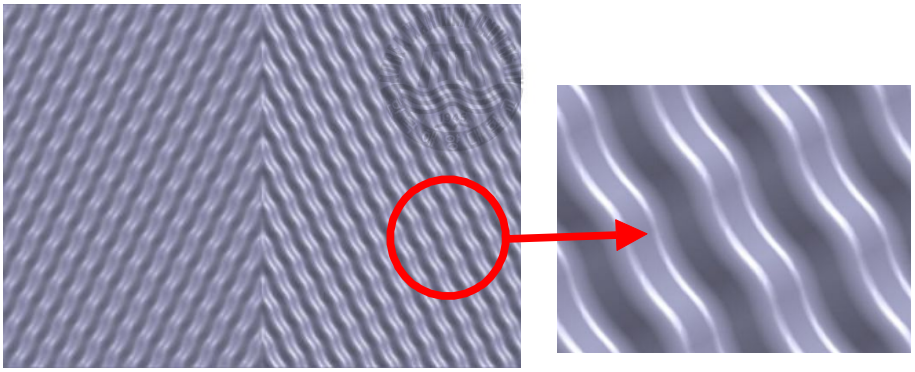
3.1.3 수치해석 방법

열 유동장에 대한 해석은 SIMPLE (Semi-lmplicit Method for Pressure- Linked Equations) 알고리즘을 사용하여 이산화 방정식의 해를 구하였고, 지금까지와 같이 설정된 설계를 계산하기 위하여 열·유체 해석용 상용코드인 FLUENT 6을 사용하였다.

Fig. 3.1은 수치해석에 사용된 각 전열판 형상을 나타내고 있다. Fig. 3.1(a)는 기존 헤링본 패턴의 전열판이고, Fig. 3.1(b)는 스네이크 패턴의 전열판이다. 수치해석은 하드웨어의 성능한계로 인해 전열판의 일부분만을 해석하여 그 경향을 파악하고자 하였으며, 해석모델은 Fig. 3.2에 나타내었다. 크기는 가로 500㎜ ×세로 210㎜이며 격자는 tetra mesh를 사용하여 약 340만 여개를 생성하였다. 수치해석 조건은 전술한 바와 같이 입구 물 온도 30℃, 벽면온도 50℃를 주었으며, 입구난류강도는 5%, 레이놀즈수 범위는 2500 ~ 4500으로 하였다. 수력직경(hydraulic diameter)은 Shah와 Wanniarachchi[27]가 제안한 식을 사용하였다.



(a) Herringbone pattern



(b) Snake pattern

Fig. 3.1 Photograph of heat transfer plates

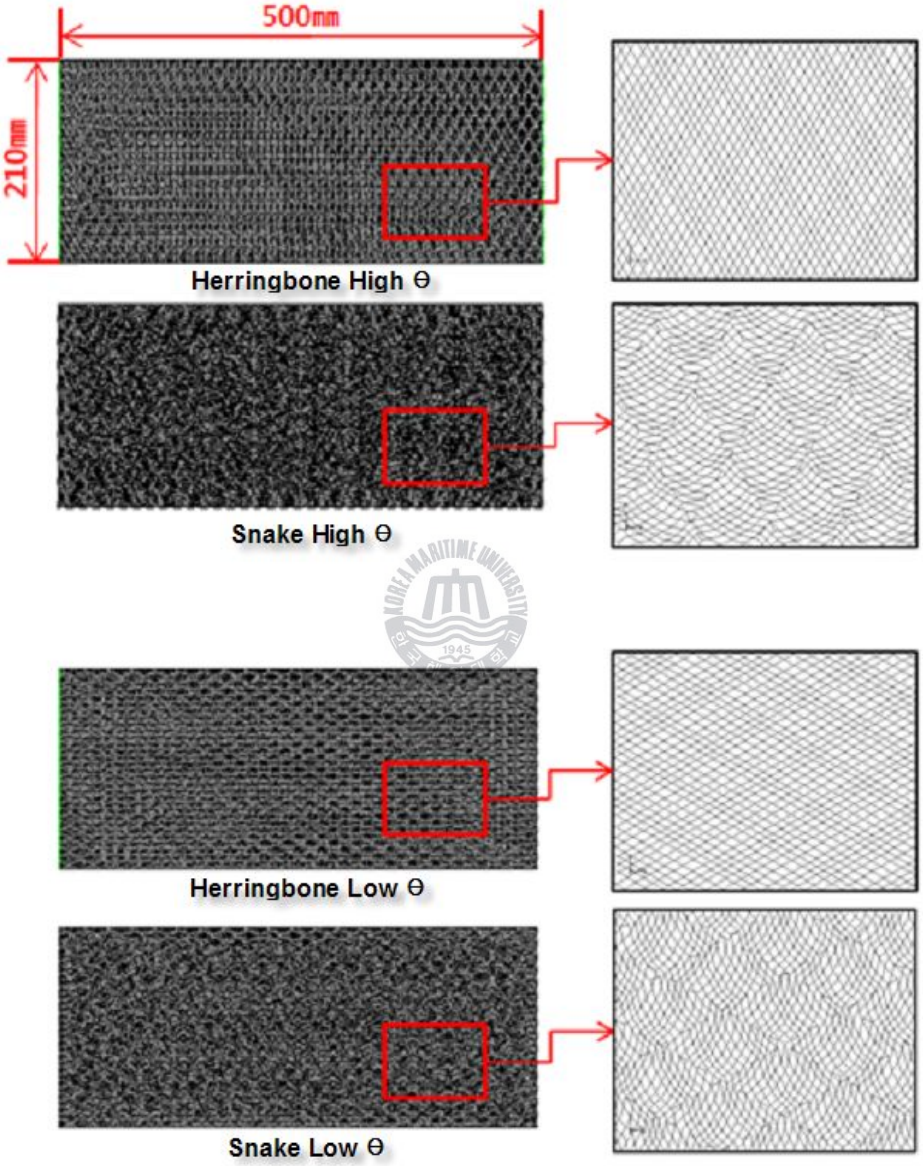


Fig. 3.2 Schematic Modeling of plate heat exchanger

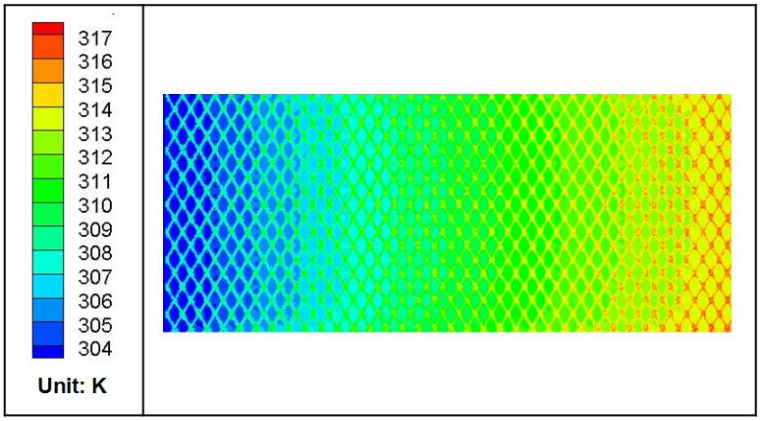
3.2 수치해석 결과

Fig. 3.3 ~ 3.6, Table 3.1 ~ 3.2는 각각의 패턴별 세브론 각에 따른 열전달과 압력강하 수치해석 결과를 나타내었다.

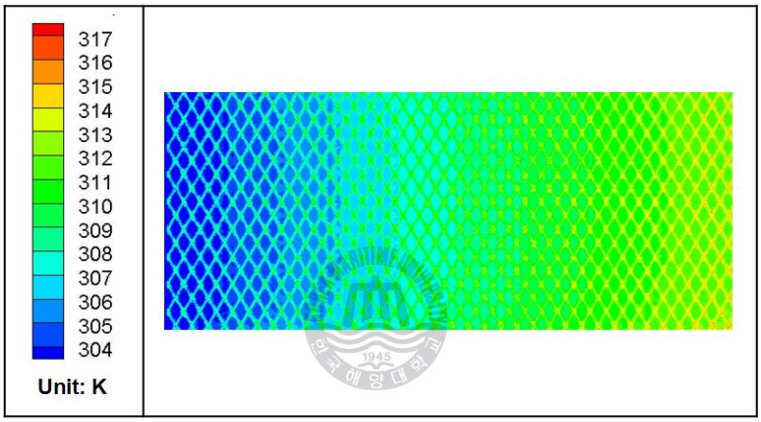
Fig. 3.7은 레이놀즈수와 세브론 각에 따른 j-factor의 변화를 나타내고 있다. j-factor는 레이놀즈수와 세브론 각이 증가함에 따라 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 세브론각이 증가할수록 전열판의 주름이 난류를 더욱 촉진시켜 열전달을 향상시켰기 때문이다. 그리고 스네이크 패턴의 경우 헤링본 패턴보다 전체 평균 약 10% 정도 j-factor가 높게 나타났다.

Fig. 3.8은 레이놀즈수와 세브론 각에 따른 f-factor의 변화를 나타내고 있다. 세브론 각이 증가할수록 f-factor도 증가하는데, 이는 전열판의 주름 형태가 세브론 각이 증가할수록 유동에 대한 저항이 커지는 방향으로 나타나 있기 때문이다. 일반적으로 세브론 각이 커지면 열전달은 향상되지만, 이와 함께 압력강하도 증가하는 경향을 나타낸다. 여기에서 Fig. 3.7의 열전달 특성과 비교해보면 세브론 각의 증가에 따른 f-factor의 증가율이 그에 따른 j-factor의 증가율보다 크다는 것을 알 수 있다.

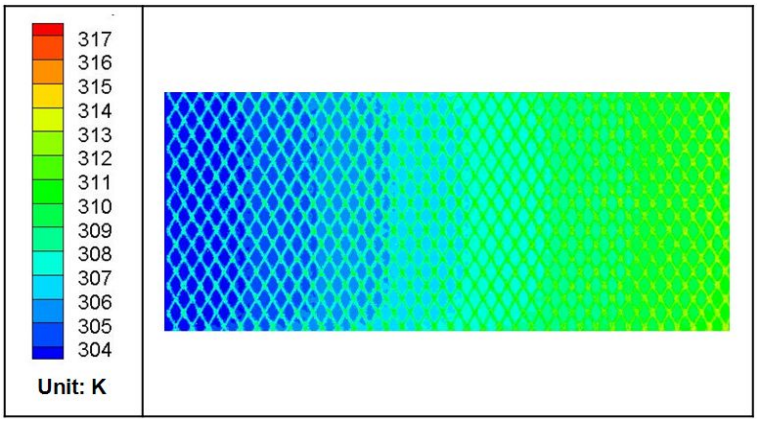
스네이크 패턴과 헤링본 패턴의 비교에서는 스네이크 패턴이 헤링본 패턴에 비해 약 5% 정도 f-factor가 높음을 알 수 있다. 이를 통해 스네이크 패턴이 헤링본 패턴에 비해 압력강하 증가분보다 열전달 증가분이 높음을 알 수 있다.



(a)Herringbone pattern, high Θ

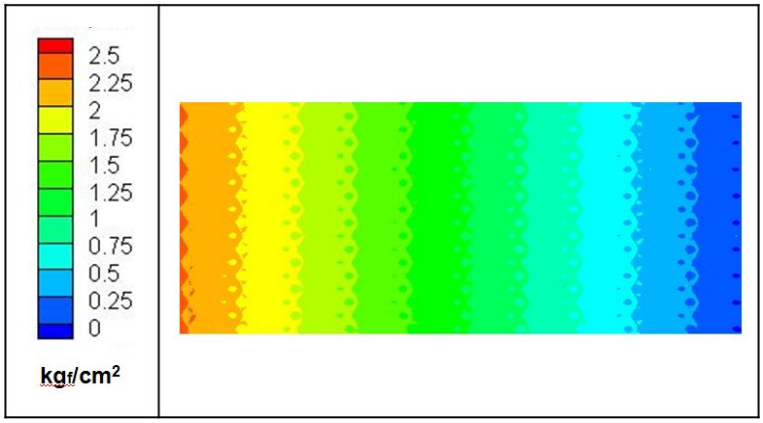


(b)Herringbone pattern, mixed Θ

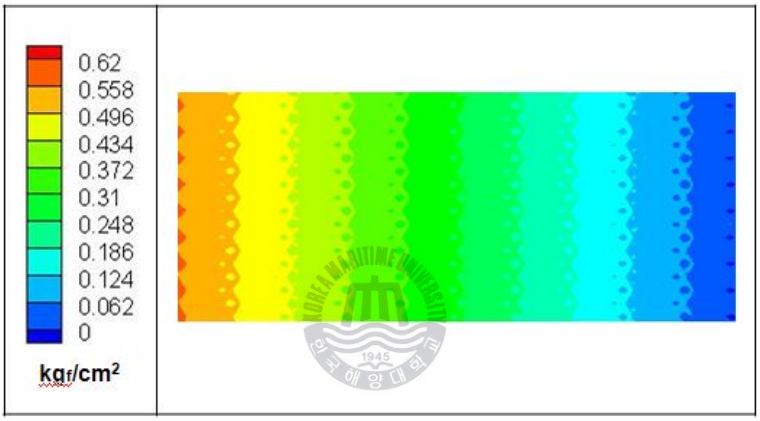


(c)Herringbone pattern, low Θ

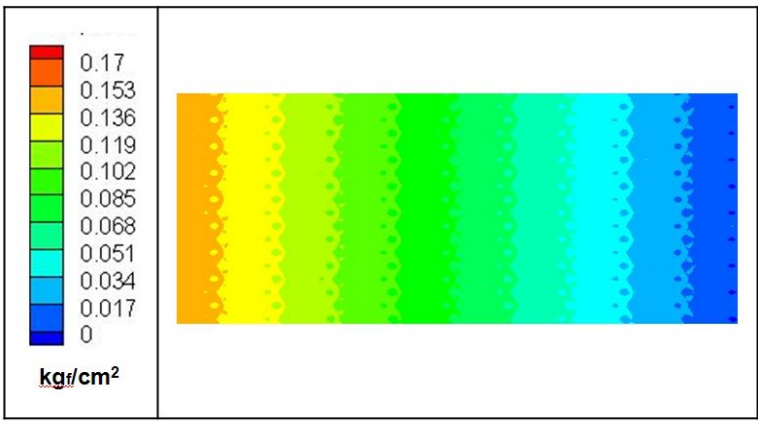
Fig. 3.3 CFD analysis of heat transfer of herringbone pattern



(a)Herringbone pattern, high Θ

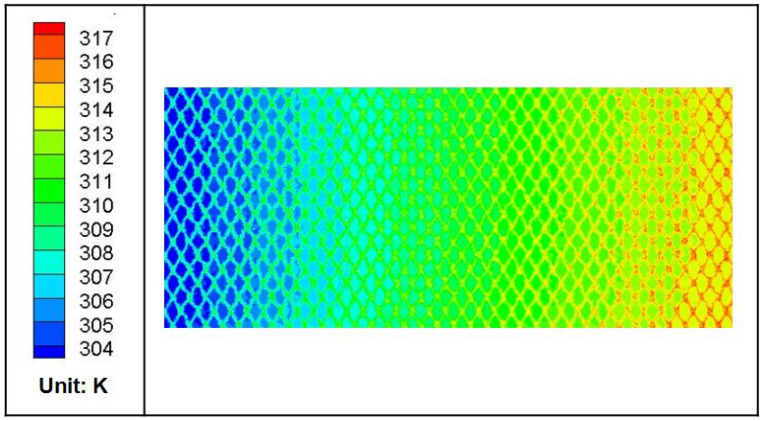


(b)Herringbone pattern, mixed Θ

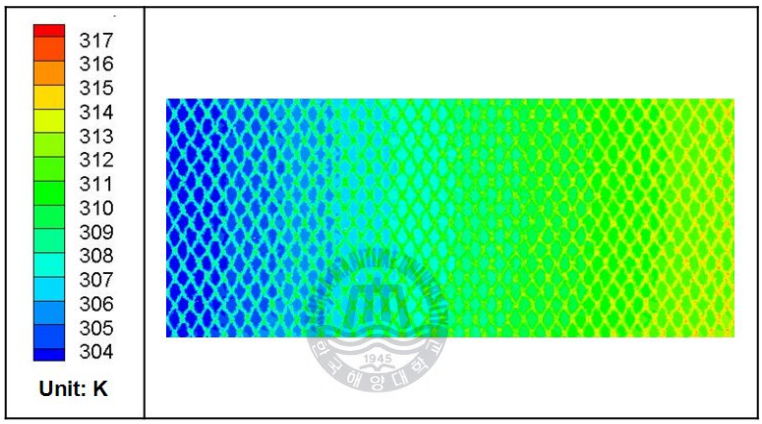


(c)Herringbone pattern, low Θ

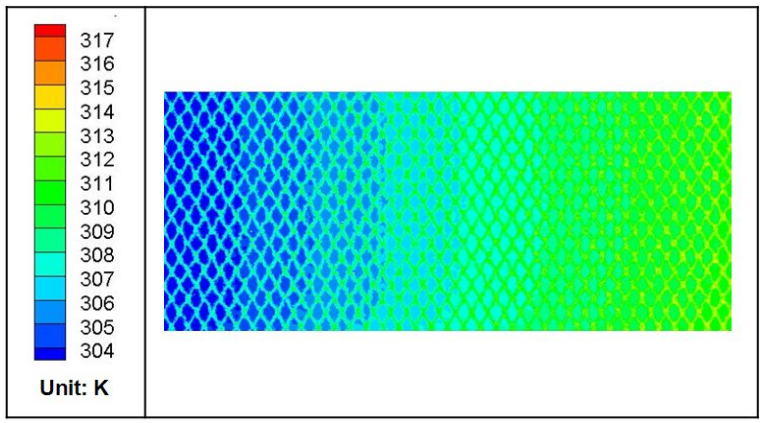
Fig. 3.4 CFD analysis of pressure drop of herringbone pattern



(a)Snake pattern, high Θ

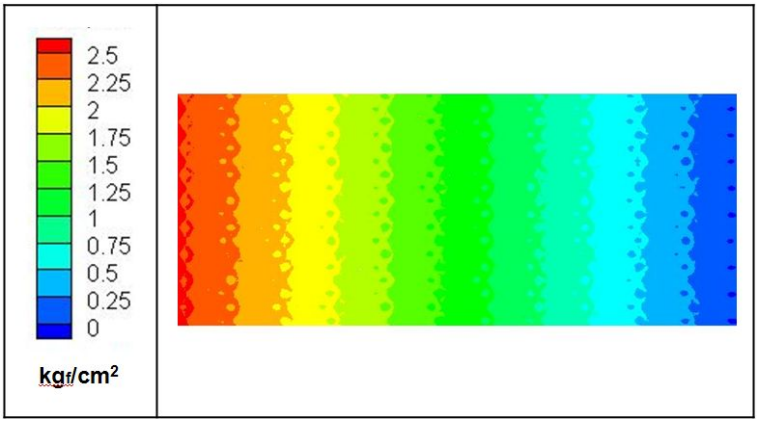


(b)Snake pattern, mixed Θ

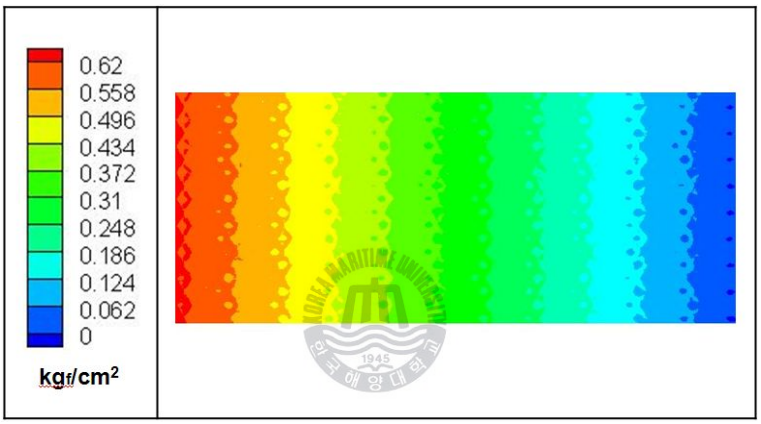


(c)Snake pattern, Low Θ

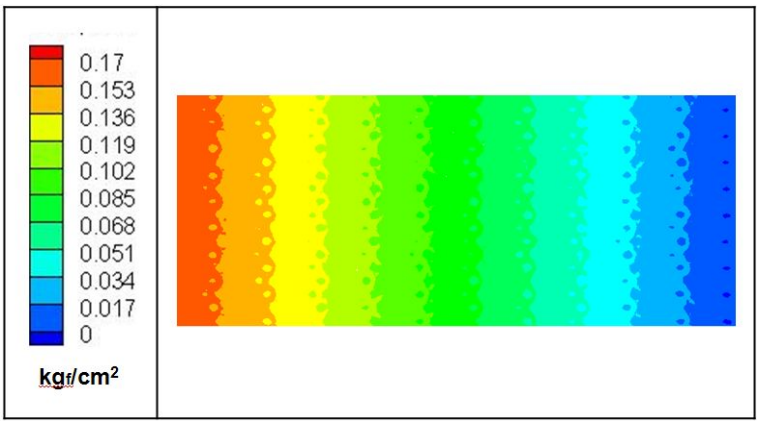
Fig. 3.5 CFD analysis of heat transfer of snake pattern



(a)Snake pattern, high Θ



(b)Snake pattern, mixed Θ



(c)Snake pattern, Low Θ

Fig. 3.6 CFD analysis of pressure drop of snake pattern

Table 3.1 CFD analysis of heat transfer coefficient

Unit : W/m^2K

Type		Reynolds number					
		2500	2900	3300	3700	4100	4500
Herring bone pattern	high Θ	8189	8840	9833	10419	11093	12337
	mixed Θ	7122	7490	8243	8524	8901	9890
	Low Θ	3904	4157	4750	4998	5332	6233
Snake pattern	high Θ	8988	9933	10837	11710	12548	13374
	mixed Θ	7777	8429	9034	9605	10144	11165
	Low Θ	4226	4730	5217	5687	6147	6592

Table 3.2 CFD analysis of pressure drop

Unit : kg_f/cm^2

Type		Reynolds number					
		2500	2900	3300	3700	4100	4500
Herring bone pattern	high Θ	0.69	0.87	1.07	1.26	1.43	1.55
	mixed Θ	0.27	0.35	0.46	0.55	0.63	0.69
	Low Θ	0.13	0.17	0.22	0.27	0.32	0.36
Snake pattern	high Θ	0.75	0.95	1.16	1.37	1.55	1.69
	mixed Θ	0.29	0.38	0.51	0.60	0.68	0.75
	Low Θ	0.14	0.19	0.24	0.29	0.35	0.39

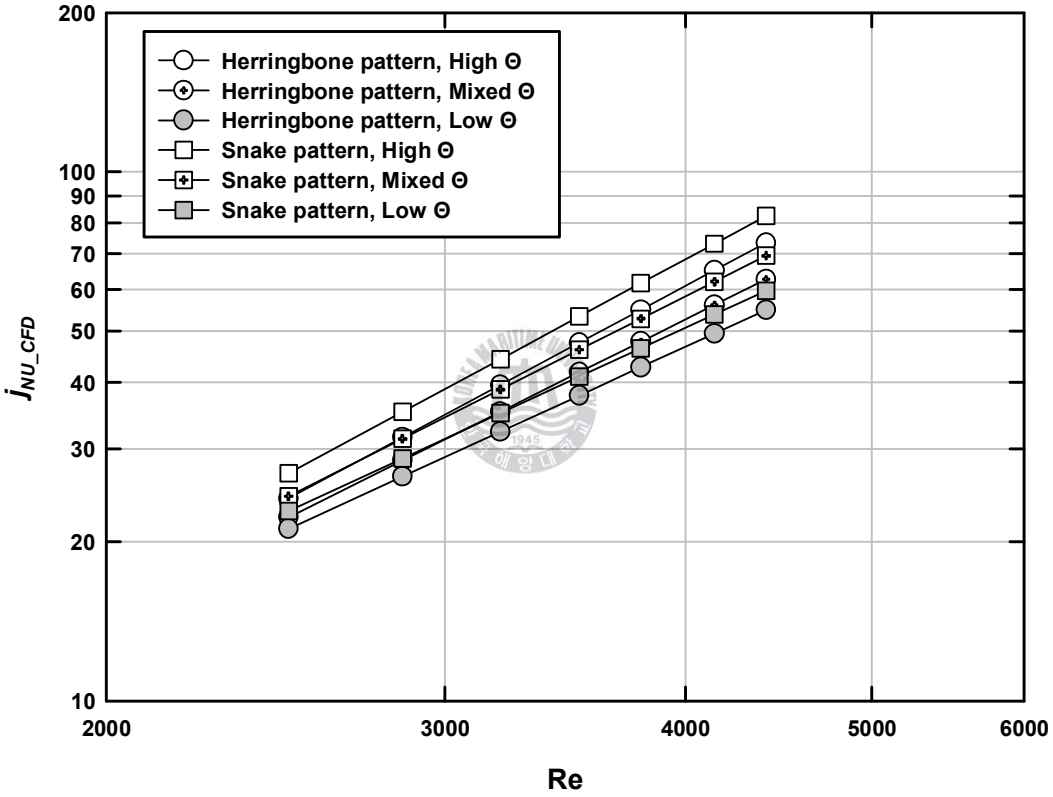


Fig. 3.7 CFD analysis data of j-factor

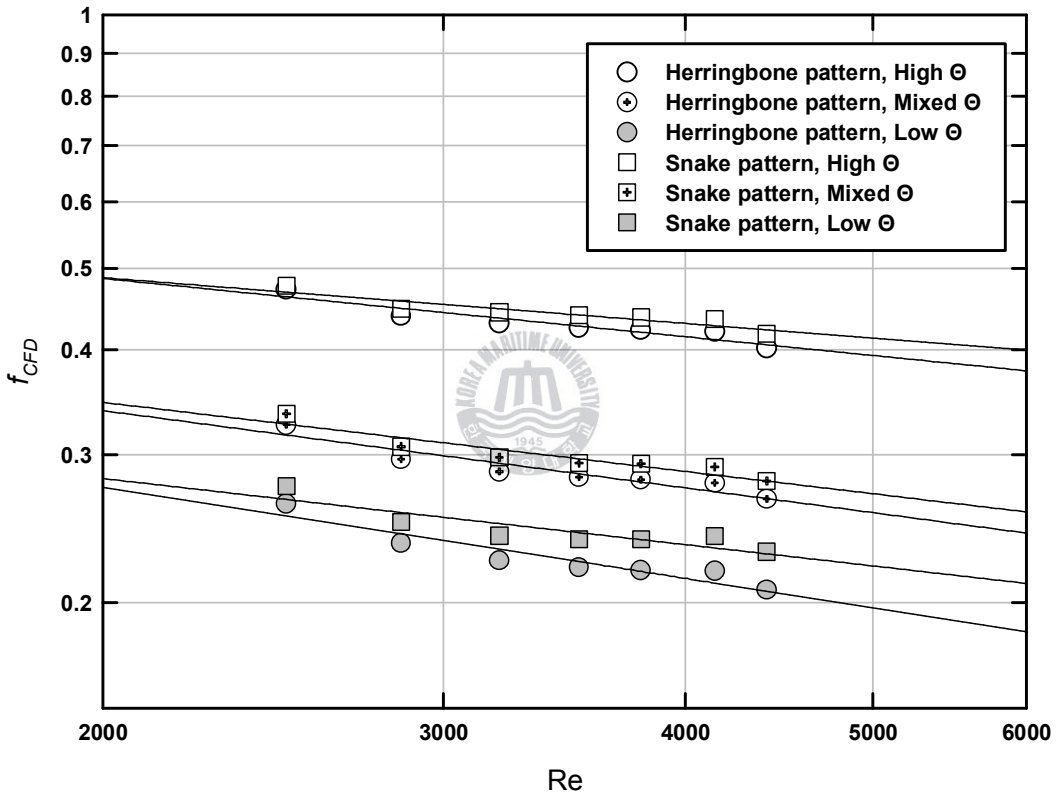


Fig. 3.8 CFD analysis data of f-factor

제 4 장 실험장치 제작 및 성능실험

4.1 실험장치 제작

스네이크 패턴 전열판을 사용하여 실험장치를 제작하였다. 본 연구에서 사용된 열교환기는 전열판이 21장 겹쳐져 모두 10개의 유로가 형성되며, 흐름은 대향류가 형성되게 하였다.

4.2 성능 실험 방법

Fig. 4.1과 4.2는 판형 열교환기의 성능 특성을 분석하기 위한 실험장치의 개략도 및 실제 성능평가 장치를 나타내고 있다.

실험장치는 물 펌프를 이용한 강제순환식 사이클이며, 온수가 순환되는 회로와 냉수가 순환되는 회로로 구성되어 있다. 열교환기에서의 평균 열유속은 채널의 입구와 출구사이에 설치된 보정된 T-type 온도센서에 의한 수 온도의 측정결과와 전자유량계를 이용한 수 유량 측정결과로 계산하였다. 또한 채널의 입구와 출구사이에 차압계를 설치하여 압력강하를 측정하였다. 각 센서의 데이터는 데이터 로그를 통해서 PC로 실시간으로 획득 및 처리하였다.

4.2.1 실험방법

성능 실험에서 대향류 채널사이의 열전달율은 온수와 냉수의 유량을 조절하여 변화시켰다. 실험장치에서 실험조건의 변화는 온도와 압력의 요동(fluctuation)을 야기한다. 유량조절밸브를 이용하여 유량을 조절한 다음, 각 열전대와 압력센서들로부터 10초 간격으로 1분 동안 데이터를 읽은 후 평균을 취한다. 1분 후에 다시 데이터를 읽어서 각 열전대의 평균온도차가 0.3℃ 이하, 압력의

변화가 5% 이내가 되면 안정상태라고 판단한다. 열전대의 온도차가 하나라도 0.3℃ 이상이거나 압력의 변화가 5%를 벗어나면 정상상태에 도달할 때까지 위의 과정을 반복한다. 일반적으로 정상상태에 도달하는데 걸리는 시간은 20 ~ 30분 정도가 소요되었다. 정상상태에 도달하면 약 5분 동안 3초 간격으로 데이터를 읽은 후 평균치를 취하여 데이터를 정리하였다. 본 연구에서는 온수의 온도를 40.0℃ (±0.3℃), 냉수의 온도를 33.0℃ (±0.3℃)로 하였으며, 열전달 성능시험과 압력강하 실험에서 레이놀즈수의 범위를 2,500 ~ 8,000으로 하였다.

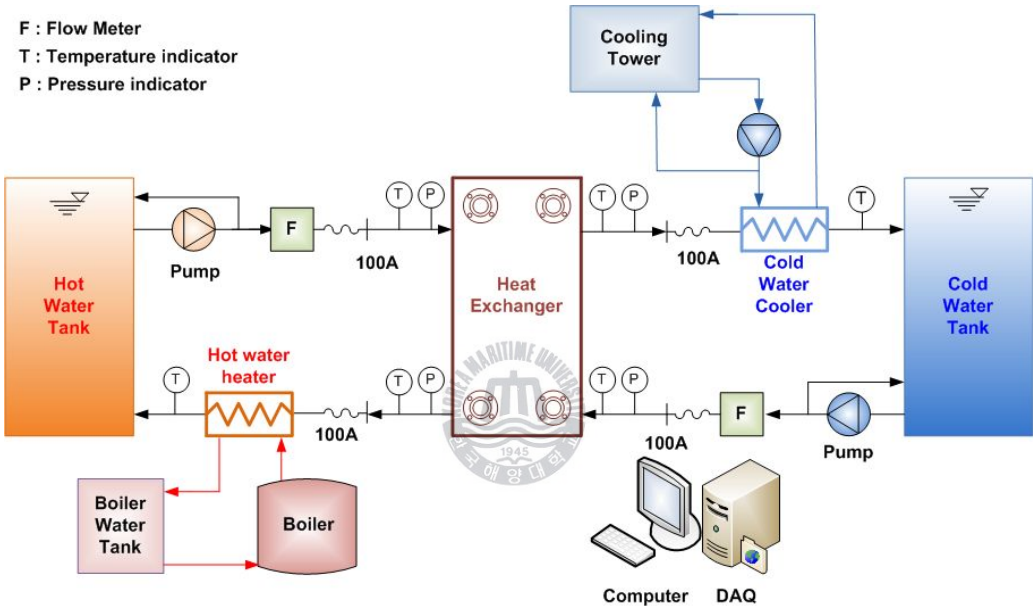


Fig. 4.1 Schematic diagram of experiment system

(a)Boiler

(b)Water pump

(b)Connection of heat exchanger

(d) Steam header

(e)Photograph of experiment

Fig. 4.2 Performance experiment system

4.3 실험 결과 및 고찰

4.3.1 열전달 실험 결과

스네이크 패턴 판형열교환기는 냉수측 레이놀즈수를 일반 판형 열교환기 설계조건인 5,500(내부유속 0.65 m/s) 정도에 고정시킨 상태에서 온수측 레이놀즈수를 3,000 ~ 8,000까지(내부유속 0.4 ~ 0.9 m/s) 변화시켜가며 실시하였다.

Fig. 4.3는 수정된 Wilson plot 방법을 적용하여 구한 스네이크 판형열교환기의 레이놀즈수와 세브론각(High > Mixed > Low)에 따른 대류열전달계수를 나타내고 있다. Fig. 4.3에서 알 수 있듯이 대류열전달계수는 세브론 각과 레이놀즈수가 증가할수록 커짐을 알 수 있다. 이는 세브론 각이 증가할수록 전열판의 주름이 난류를 더욱 촉진시켜 열전달을 향상시키기 때문이다. H-type을 기준으로 L-type은 H-type에 비해 평균 대류열전달계수가 약 47% 정도 감소하였고, M-type은 21% 감소하였다. M-type의 경우 H-type과 L-type의 조합이기 때문에 대류열전달계수가 H-type과 L-type의 중간값 정도가 나올 것으로 예상하였다. 물론 실험결과 레이놀즈수에 대한 평균 대류열전달계수는 예상한 대로 H-type과 L-type의 중간값 정도가 나왔지만 경향성에는 좀 흥미로운 현상이 나타났다. Fig. 4.3에서와 같이 M-type의 경우 낮은 레이놀즈수일 때는 전열성능에 지배적인 영향을 미치는 전열판이 High θ이었지만, 레이놀즈수 증가할수록 Low θ에 영향을 받는 것으로 나타났다.

Fig. 4.4는 총괄열전달계수(U, overall heat transfer coefficient)의 결과를 나타내고 있다. Fig. 4.3와 마찬가지로 High, Mixed, Low θ 모두, 세브론 각과 레이놀즈수가 증가할수록 총괄열전달계수도 증가하고 있음을 알 수 있다. 또한 그 경향성도 Fig. 4.3의 대류열전달계수와 유사하였다. 이는 총괄열전달계수의 함수가 각 유체의 대류열전달계수에 비례하기 때문이다. 즉, 유체의 대류열전달계수가 높을수록 전체 총괄열전달계수도 커지는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 4.3에서 알 수 있듯이 세브론 각별로 열전달계수는 H-type이 가장 높았고, 그 다음으로

M-type, L-type 순이었다. 이는 유체 유량 및 입구온도 등이 동일할 경우 총 괄열전달계수도 H-type, M-type, L-type 순으로 나타날 것이라는 것을 의미하며, Fig. 4.4에 잘 나타나 있다.

수치해석결과와 실제 실험결과와의 비교분석이 필요한 바, 동일 레이놀즈수에 따른 스네이크 패턴 전열판을 이용한 판형 열교환기와 헤링본 패턴의 판형 열교환기의 전열성능을 비교하였다.

Fig. 4.5은 헤링본 패턴 판형 열교환기의 실험장면을 나타내고 있으며 Fig. 4.6은 스네이크 패턴 판형 열교환기와 헤링본 패턴의 판형 열교환기의 열전달 성능을 나타내고 있다.

열전달 성능에 대한 결과를 j-factor로 나타내었다. 수치해석에서는 스네이크 패턴이 약 10% 정도 높게 나타났으며, 실제 성능실험에서는 세브론 각에 따라 다소 차이가 있었지만 전체 평균 15% 정도 높게 나타났다. Fig. 4.7은 스네이크 패턴 판형 열교환기의 수치해석 결과와 실험 결과를 비교한 것으로. 수치해석의 경우 전열판의 일부분만을 모델링하여 해석하였기 때문에 정성적인 경향은 실험값과 비슷하였으나, 실제 실험값과는 차이가 난 것으로 판단하였다.

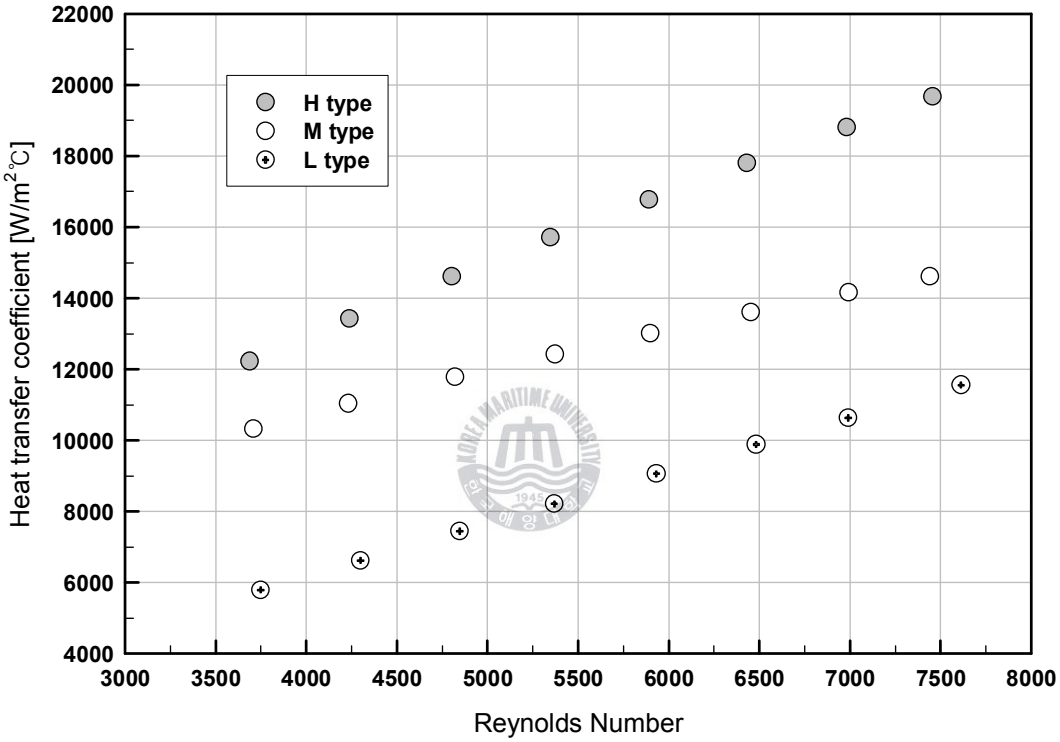


Fig. 4.3 Experimental data of heat transfer coefficient

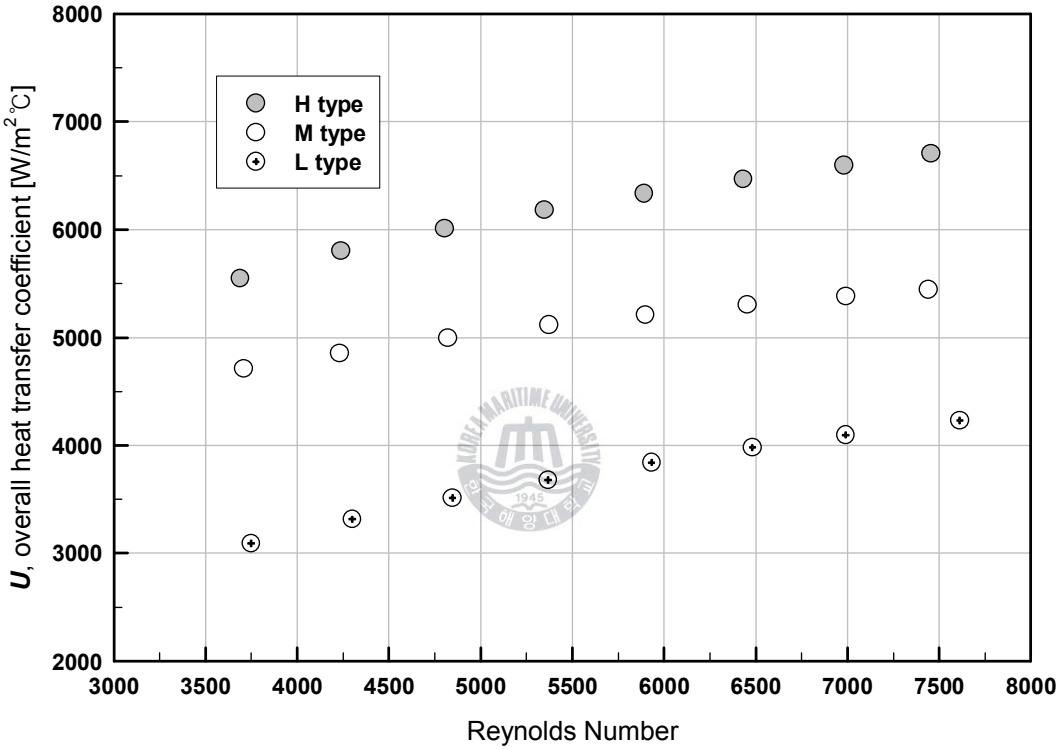


Fig. 4.4 Experimental data of overall heat transfer coefficient

Fig. 4.5 The performance experiment of herringbone pattern plate heat exchanger

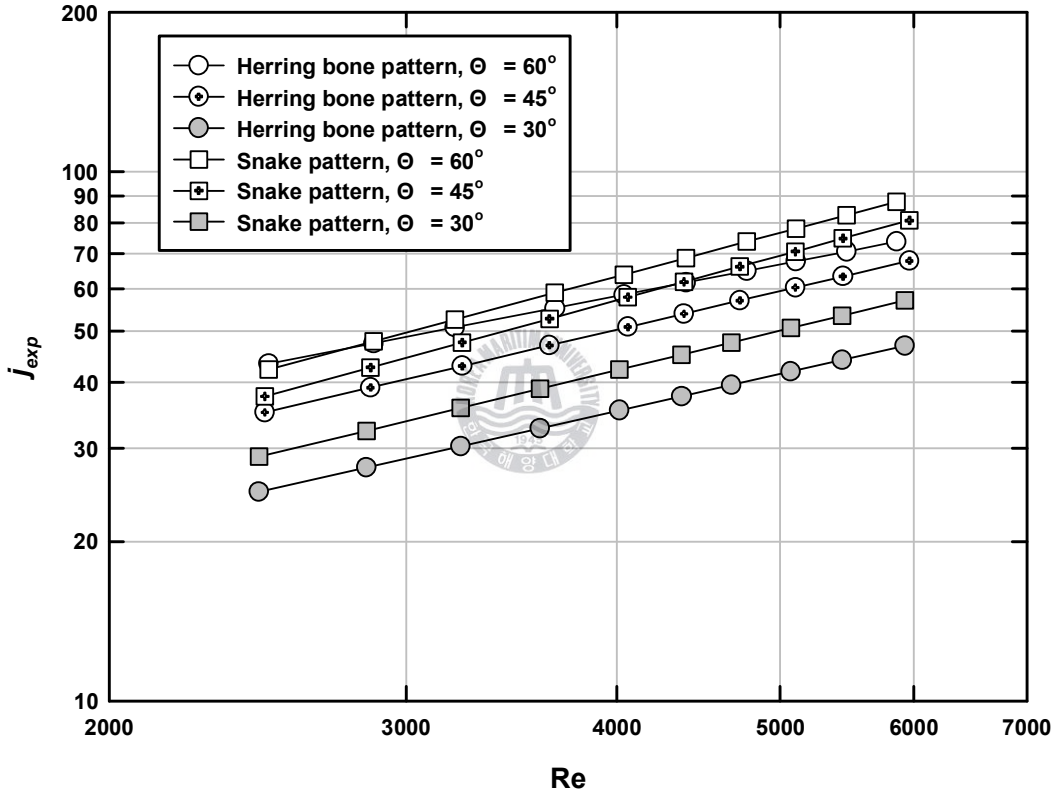


Fig. 4.6 Experimental data of j-factor

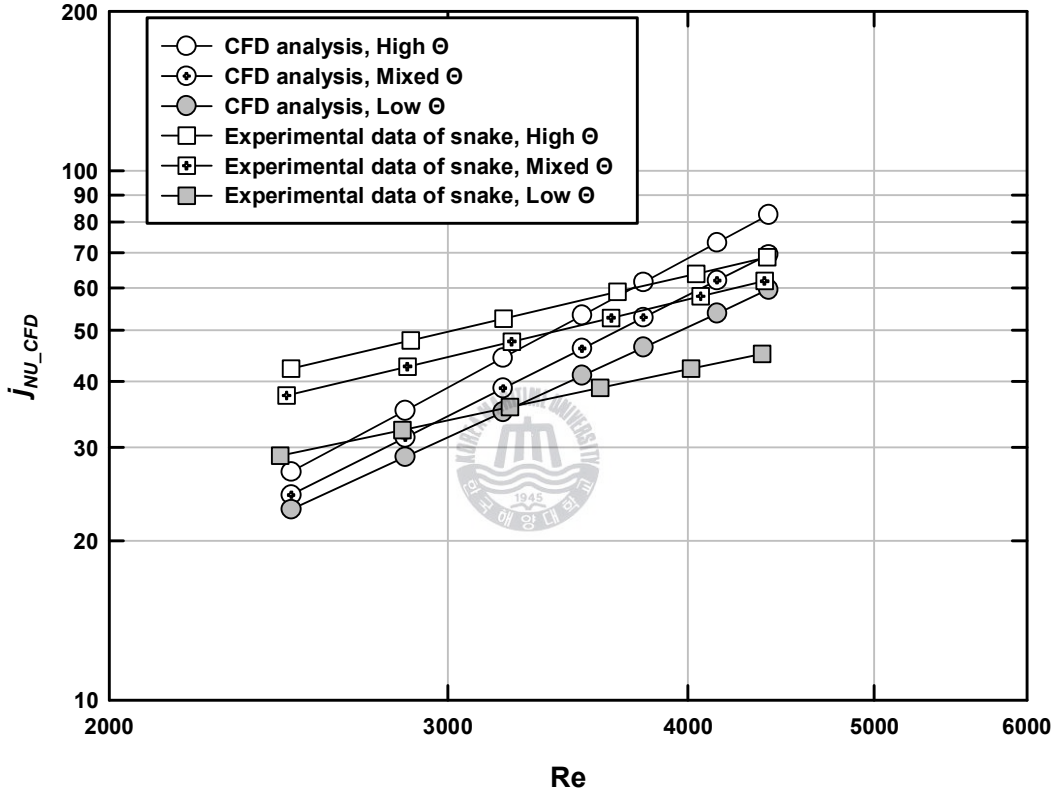


Fig. 4.7 Experimental data and CFD analysis of j-factor

4.3.2 압력강하 실험 결과

Fig. 4.8은 레이놀즈수에 따른 마찰압력강하를 나타내고 있다. 세브론 각이 증가할수록 마찰압력강하도 증가하였는데, 이는 전열판의 주름 형태가 세브론 각이 증가할수록 유동에 대한 저항이 커지는 방향으로 나타나 있기 때문이다. 일반적으로 세브론 각이 커지면 열전달은 향상되지만, 이와 함께 압력강하도 증가하는 경향을 나타낸다. H-type을 기준으로 L-type은 압력강하가 평균 72% 정도 낮았고, M-type은 약 48% 정도 낮았다. M-type의 압력강하의 경향성은 열전달계수와 달리 전체적으로 L-type의 영향을 많이 받는 것으로 나타났다.

압력강하의 경우 그 크기는 유속의 제곱에 비례한다. 그러나 Fig. 4.8의 형태는 그러하지 않다. 이는 전열판을 사이에 둔 유체사이에는 압력차가 발생하는데 이 압력차의 영향이 전열판이 대형(대면적)으로 갈수록 더 크게 작용하여 Fig. 4.8과와 같은 결과를 초래한 것으로 판단되었다.

수치해석결과와 실제 실험결과와의 비교분석을 위해서 동일 레이놀즈수에 따른 스네이크 패턴 전열판을 이용한 판형 열교환기와 헤링본 패턴의 판형 열교환기의 압력강하 결과를 비교하였다. Fig. 4.9는 압력강하 비교를 나타낸 것으로 스네이크 패턴이 헤링본 패턴의 열교환기보다 높게 나타났으며, 그 증가분은 수치해석 결과보다 다소 높은 약 8% 정도였다.

Fig. 4.10은 스네이크 패턴 판형 열교환기의 압력강하 특성을 수치해석 결과와 실험 결과를 비교한 것으로. 수치해석의 경우 전열판의 일부분만을 모델링하여 해석하였기 때문에 정성적인 경향은 실험값과 비슷하였으나, 실제 실험값과는 차이가 난 것으로 판단하였다.

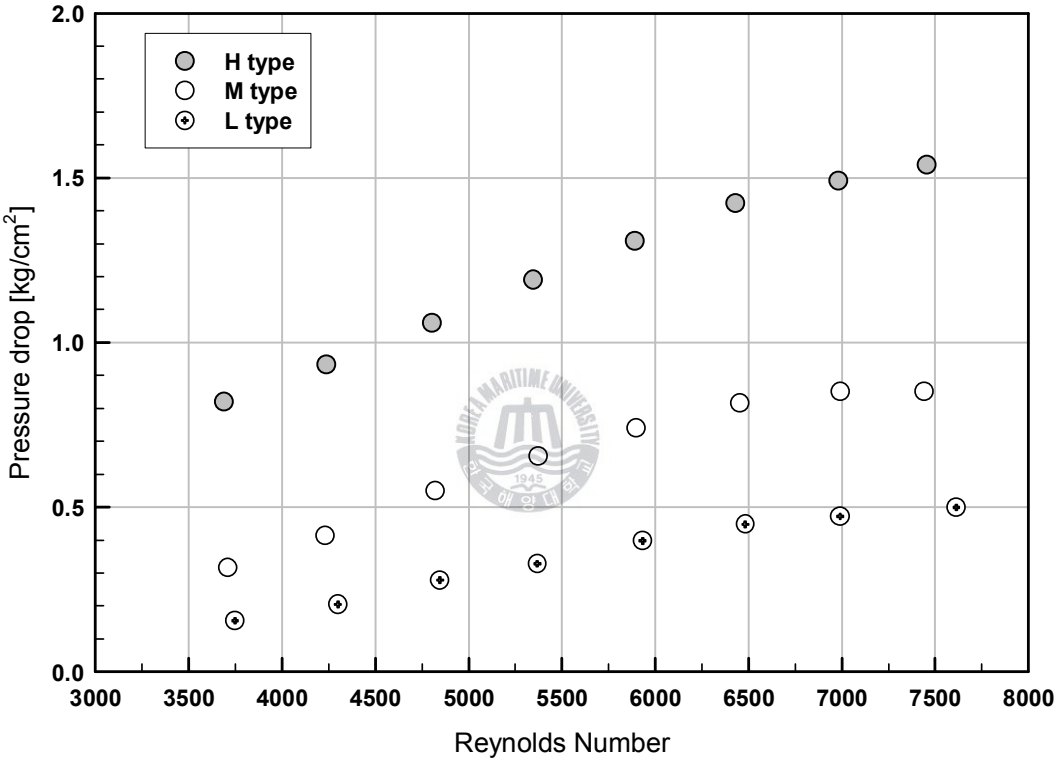


Fig. 4.8 Experimental data of pressure drop

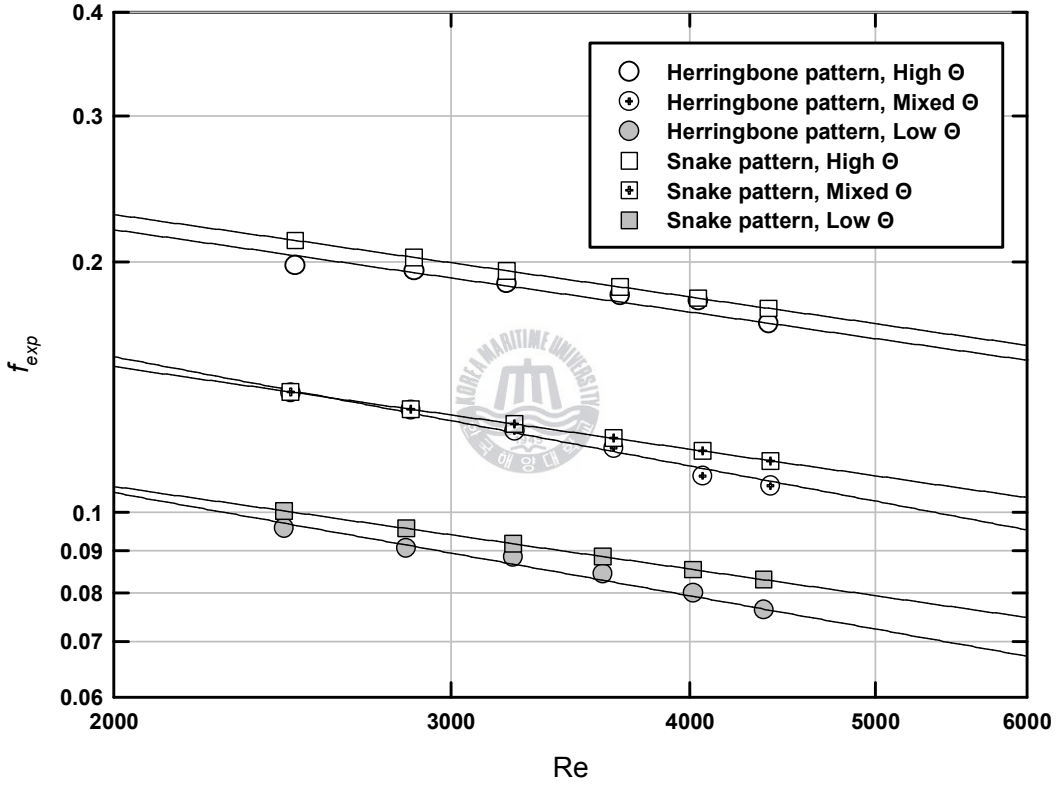


Fig. 4.9 Experimental data of f-factor

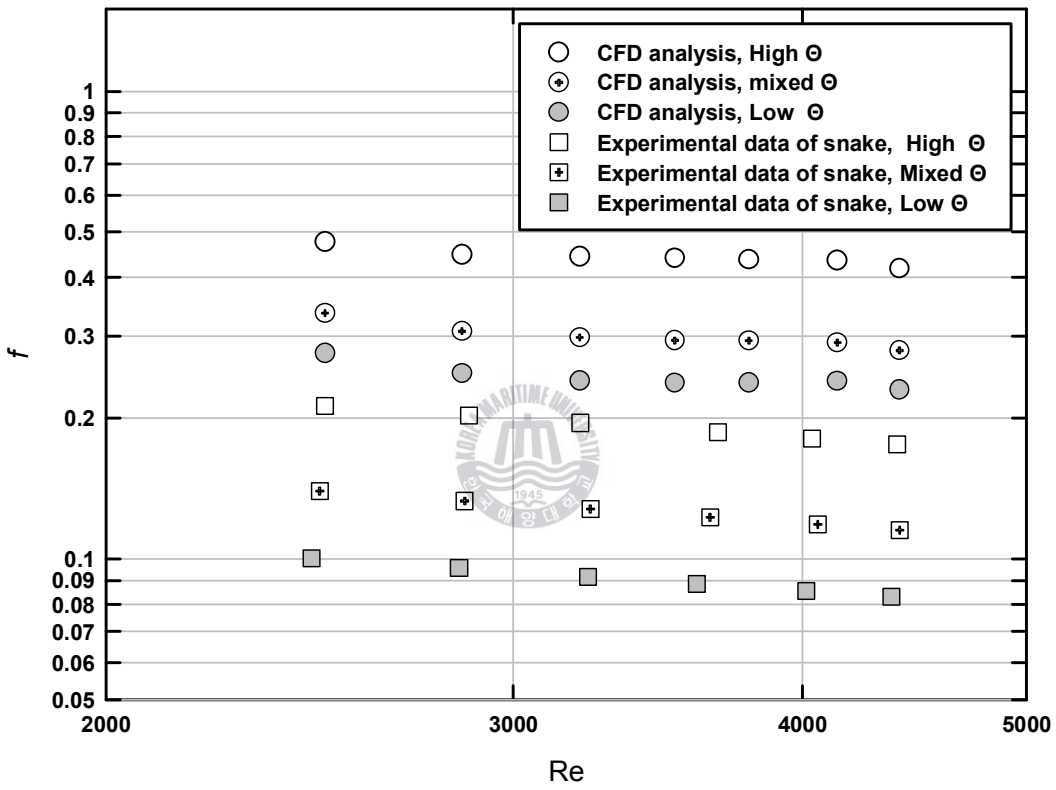


Fig. 4.10 Experimental data and CFD analysis of f-factor

제 5 장 결 론

주어진 소재 내에서 대용량화 되어가는 판형 열교환기의 사양을 맞추기 위해서는 새로운 전열판 패턴이 필요하게 되었다. 이에 헤링본(herring bone) 패턴보다 더 많은 난류를 촉진시켜 전열 성능이 우수할 것으로 예측되는 스네이크(snake) 패턴의 성능을 수치해석과 성능실험을 통하여 파악하고자 하였다.

스네이크 패턴의 전열판을 이용하여 H-type, M-type, L-type 등 3가지 타입의 실험장치를 제작하였으며, 기존의 헤링본 패턴의 판형 열교환기와 비교 실험을 한 결과 스네이크 패턴이 압력강하는 8% 정도 높았지만 전열성능은 약 15% 이상 증가하였다. 2500<Re<8000 범위내의 실험을 실시하여 전열특성을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 3가지 타입의 열전달 효율은 H > M > L-type순으로 나타났다. 모두 세브론각(High > Mixed > Low)과 레이놀즈수가 증가할수록 대류열전달계수 및 총괄열전달계수가 증가하였다.
2) M-type의 경우 2500<Re<5500 사이에서는 High Θ 전열판의 영향을 받지만, 5500<Re<8000 사이에서는 Low Θ 전열판의 영향을 받는 것으로 나타났다. 즉, 레이놀즈수에 따라 M-type에 영향을 미치는 전열판의 형상이 다름을 알 수 있었다.
3) 압력강하는 세브론 각과 레이놀즈수가 증가할수록 압력강하도 증가함을 알 수 있었다. 이는 세브론 각이 클수록 전열판의 주름 형태가 유동에 대한 저항이 커지는 방향으로 나타나 있기 때문이다. 일반적으로 세브론각이 커지면 열전달은 향상되지만, 이와 함께 압력강하도 증가하는 경향을 나타낸다.
4) 압력강하의 경우 그 크기는 유속의 제곱에 비례하지만 본 연구에서는 그러하지 않다. 이는 레이놀즈 수가 증가함에 따라 전열판을 사이에 둔 유체사이에는 작동 압력의 차이가 발생하는데 이 압력차의 영향이 전열판이 대형(대면적)으로 갈수록 더 크게 작용하였기 때문이다.

참 고 문 헌

(1) Bounopane, R. A., Troupe R. A. and Morgan J. C., 1963, "Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchanger", Chemical Engineering Progress, Vol. 59, No. 7, pp. 57~61.

(2) Jackson, B. W. and Troupe, R. A., 1966, "Plate Heat Exchanger Design by ε -NTU Method", Chemical Engineering Progress Symposium Series, No. 64, Vol. 623, pp. 185~190.

(3) Smith, V. C. and Troupe, R. A., 1965, "Pressure Drop Studies in a Plate Heat Exchanger", A.I.Ch.E. Journal, Vol. 11, No. 3, pp. 487~491.

(4) Marriott, J., 1971, "Where and How to Use Plate Heat Exchangers", Chemical Engineering, Vol. 78, No. 8, pp. 127~134.

(5) Edwards, M. F., 1974, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using Newtonian and Non Newtonian Liquids", The Chemical Engineer, Vol. 259, No. 1, pp. 286~288.

(6) Cooper, A., 1974, "Recover More Heat With Plate Heat Exchangers", The Chemical Engineer, Vol, 259, No. 1, pp. 280~285.

(7) Raju, K. S. N. and Bansal, J. C., 1982, "Design of Plate Heat Exchanger", pp. 913~914.

(8) Edwards, M. F., 1982, "Heat Transfer in Plate Heat Exchangers at Low Reynolds Numbers", pp. 933~947.

(9) Focke, W. W., Zachariades, J. and Oliver, I., 1985, "The Effect of the Corruga- tion Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 8, pp. 1469~1479.

(10) Focke, W. W., 1986, "Selecting Optimum Plate Heat Exchanger Surface Patterns", Journal of Heat Transfer February 1986, Vol. 108, pp. 153~160.

(11) Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, "Asymptotic Effectiveness-NTU Formulas for Multipass Plate Heat Exchangers", ASME Transactions, Vol. 111, pp. 314~321.

(12) Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, "Multipass Plate Heat Exchangers Effectiveness-NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements", ASME Transactions, Vol. 111, pp. 300~313.

(13) Haseler, L. E., Wadekar, V. V. and Clarke, R. H., 1992, "Flow Distribution Effects in a Plate and Frame Heat Exchanger" ICHEME Symposium, Series No. 129, pp. 361~365.

(14) Bogaert, R. and Böles, A., 1995, "Global Performance of a Prototype Brazed Plate Heat Exchanger in a Large Reynolds Number Range", Swiss Federal Institute of Technology, EPFL-LTT, Lausanne, Switzerland, Experimental Heat Transfer, Vol. 8, pp. 293~311.

(15) Stasiek, J., Collins, M. W., Clofalo, M. and Chew, P. E., 1996, "Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages-1 Experimental Results", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, No. 1, pp. 149~164.

(16) Manglik, R. M. and Muley, A., 1993, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Plate and Frame Heat Exchangers", A Literature Review, Report No. TFL-Int-1. Thermal-Fluids Laboratory, University of Cincinnati, Cincinnati, OH, Sept.

(17) Muley, A. and Manglik, R. M., 1995, "Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement in a PHE with β=60°Chevron Plates", Heat and Mass Transfer 95, Tata McGraw-Hill, New Delhi. pp. 737~744.

(18) Manglik, R. M., 1996, "Plate Heat Exchangers for Process Chevron Plates", Process Enhanced and Multiphase Heat Transfer, Manglik, R.M. and Kraus, A.D., ed., Begell House, New York, pp. 267~ 276.

(19) Yan, Y-Y. and Lin, T-F., 1999, "Evaporation Heat Transfer and Pressure drop

of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger", Transactions of the ASME, Vol. 121, pp. 118~127.

(20) Yan, Y-Y., Lio, H-C. and Lin, T-F., 1999, "Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger", Int. J. Heat and Mass Transfer 42, pp. 993~1006.

(21) Lin, T. F. and Hsieh, Y. Y., 2002, "Saturated Flow Boiling Heat Transfer and Pressure drop of Refrigerant R-410A in a Vertical Plate Heat Exchanger", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 1033~1044.

(22) Farrell, P., Wert, K. and Webb, R., 1991, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulent Radiator Tubes", SAE Technical Paper Series, No. 910197.

(23) Shah, R. K. and Focke, W. W., 1988, "Plate Heat Exchangers and Their Design Theory, in: Shah, R. K., Subbarao, E. C. and Mashelkar, R. A.(Eds.), Heat Transfer Equipment Design", Hemisphere, Washington, DC, pp. 227~254.

(24) 이명성, 허남건, 강병하, “판형 열교환기의 맥동유동에 의한 열전달 향상에 관한 수치해석 연구,” 한국전산유체공학회 2006년도 추계학술대회논문집, pp. 93-96, 2006.

(25) 김영수, 최준영, 서무교, 이기백, “판형열교환기 개발에 있어서 전산유체역학(CFD)의 응용,” 한국동력기계공학회 2000년도 춘계학술대회논문집, pp. 235-240, 2000.

(26)Kanaris, A.G., Mouza, A.A. and Paras, S.V., “Flow and Heat Transfer in Narrow Channels with Corrugated Walls a CFD Code Application,” Chemical Engineering Research and Design, Vol. 83, pp. 460-468, 2005.

(27) Shah, R. K. and Wanniarachchi, A. S., 1992, "Plate Heat Exchanger Design Theory in Industry Heat Exchanger, in: J. -M. Buchlin(Ed.), Lecture Series, No. 1991-04, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium.