

2011 年 2 月

碩士學位論文

CFD를 이용한 덕트 형상변화에 따른
관형열교환기 성능 해석

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

表 鍾 儼

CFD를 이용한 덕트 형상변화에 따른 판형열교환기 성능 해석

Performance Analysis of the Plate Heat Exchanger with
Duct Shape Using CFD

2011 年 2 月 25 日

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

表 鍾 儂

CFD를 이용한 덕트 형상변화에 따른 판형열교환기 성능 해석

指導教授：曹 弘 鉉

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2010 年 10 月

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

表 鍾 儼

表 鍾 儼의 碩士學位論文을 認准함

委員長 朝鮮大學校 教授 洪明錫



委員 朝鮮大學校 教授 鄭洛奎



委員 朝鮮大學校 教授 曹弘鉉



2010 年 11 月

朝鮮大學校 大學院

Contents

Contents	i
List of Figures	iii
List of Tables	vi
Nomenclature	vii
ABSTRACT	x
제 1 장 서론	1
제 1 절 연구배경	1
제 2 절 기존 연구의 동향	5
제 3 절 본 연구의 목적	9
제 2 장 수치해석 해석	1
제 1 절 수치해석방법	1
1. 지배방정식	1
2. 알고리즘	B
3. 수치해석 가정	B
4. 수치해석 절차	B
제 2 절 난류모델의 종류	4
1. k-ϵ Model	16
2. The Shear Stress Transport Model (SST)	17
3. The BSL Reynolds Stress Model(BSLRS)	18
4. The SSG Reynolds Stress Model(SSGRS)	19

제 3 절 수치해석 모델 및 경계조건	12
제 4 절 데이터 처리	2
제 3 장 수치해석 결과 및 고찰	03
제 1 절 최소 검사체적에 대한 고찰	03
제 2 절 최적 난류모델에 대한 고찰	63
제 3 절 사인형태 열교환기	11
1. 덕트각도에 따른 성능특성 고찰	14
2. 기존의 수식과 비교 및 검증	51
제 4 절 덕트형상에 따른 성능특성 분석	65
제 4 장 실험 결과 및 고찰	25
1. 실험장치 구성 및 실험조건	25
2. 실험결과 및 고찰	4
제 5 장 결 론	6
Reference	70

List of Figures

Fig. 1.1	Classification of heat exchanger.	3
Fig. 1.2	Heat exchanger design methodology.	4
Fig. 1.3	The structure of plate heat exchanger.	5
Fig. 1.4	Turbulence generation of plate heat exchanger.	5
Fig. 2.1	Flow chart of SIMPLEC algorithm.	15
Fig. 2.2	Process diagram of CFX.	15
Fig. 2.3	(a) Schematic representation of a chevron plate (b) Corrugation dimensions.	21
Fig. 2.4	Double sinuous duct in Plate heat exchanger.	24
Fig. 2.5	Geometry of sine type plate heat exchanger.	24
Fig. 3.1	Friction factor of the plate heat exchanger with duct number.	33
Fig. 3.2	Error of friction factor in the plate heat exchanger with the duct number.	33
Fig. 3.3	Velocity vector of fluid with duct number.	34
Fig. 3.4	Pressure of fluid with duct number.	34
Fig. 3.5	Velocity of fluid with duct number.	35
Fig. 3.6	Friction factor of turbulent models with duct angle at Reynolds number of 6000.	38
Fig. 3.7	Friction factor of turbulent models with Reynolds number at duct angle of 35°.	38
Fig. 3.8	Velocity vector of fluid with turbulent models at middle.	39
Fig. 3.9	Velocity vector of fluid with turbulent models at wall.	39

Fig. 3.10	Velocity vector of fluid with turbulent models at outlet.	40
Fig. 3.11	Pressure with turbulent models.	40
Fig. 3.12	Friction factor of varied duct angle with Reynolds number.	43
Fig. 3.13	Colburn j factor of varied duct angle with Reynolds number.	43
Fig. 3.14	Nusselt number of varied duct angle with Reynolds number.	44
Fig. 3.15	Pressure variations with Reynolds number. ($\beta=55^\circ$)	44
Fig. 3.16	Friction factor and friction factor error between correlations and numerical simulation at duct angle of 35°	48
Fig. 3.17	Friction factor and friction factor error between correlations and numerical simulation at duct angle of 45°	48
Fig. 3.18	Friction factor and friction factor error between correlations and numerical simulation at duct angle of 55°	49
Fig. 3.19	Friction factor and friction factor error between correlations and numerical simulation at duct angle of 65°	49
Fig. 3.20	Friction factor and friction factor error between correlations and numerical simulation at Reynolds number of 3000.	50
Fig. 3.21	Friction factor and friction factor error between correlations and numerical simulation at Reynolds number of 6000.	50
Fig. 3.22	Nusselt number and nusselt number error between correlations and numerical simulation at duct angle of 35°	53
Fig. 3.23	Nusselt number and nusselt number error between correlations and numerical simulation at duct angle of 45°	53
Fig. 3.24	Nusselt number and nusselt number error between correlations and numerical simulation at duct angle of 55°	54
Fig. 3.25	Nusselt number and nusselt number error between correlations and numerical simulation at duct angle of 65°	54

	umerical simulation at duct angle of 65°.	54
Fig. 3.26	Nusselt number and nusselt number error between correlations and n umerical simulation at Reynolds of 3000.	55
Fig. 3.27	Nusselt number and nusselt number error between correlations and n umerical simulation at Reynolds of 6000.	55
Fig. 3.28	Friction factor with various duct types at duct angle of 45°.	59
Fig. 3.29	Friction factor with various duct types at duct angle of 55°.	59
Fig. 3.30	Friction factor with various duct types at duct angle of 65°.	60
Fig. 3.31	Nusselt number with various duct types at duct angle of 45°.	60
Fig. 3.32	Nusselt number with various duct types at duct angle of 55°.	61
Fig. 3.33	Nusselt number with various duct types at duct angle of 65°.	61
Fig. 4.1	Schematic of Experimental setup.	63
Fig. 4.2	Plate heat exchanger using experiment.	63
Fig. 4.3	Capacity, pressure drops of hot and cold fluid with plate number.	66
Fig. 4.4	Capacity, pressure drops of hot and cold fluid with ratio of mass flow rate.	66
Fig. 4.5	Outlet temperature of hot and cold fluid with ratio of mass flow rate.	67

List of Tables

Table 2.1 Specification of plate heat exchanger for simulation	24
Table 2.2 Hydraulic diameter with duct shapes	25
Table 2.3 Simulation conditions for simulation	25
Table 2.4 Specifications of a plate heat exchanger for simulation compare experiment	26
Table 2.5 Operation conditions for simulation compare experiment	26
Table 2.6 Correlations for simulation of plate heat exchanger	29

Nomenclature

a	: Corrugated height (m)
b	: Corrugation depth (m)
c	: Height of the trapezoidal duct (m)
C_p	: Specific heat (J/kgK)
d	: Width of the top wall of the trapezoidal duct (m)
D_h	: Hydraulic diameter (m)
e	: Maximum width of the trapezoidal duct (m)
f	: Fanning friction factor (dimensionless)
f_i	: Body force (N)
F_1, F_2	: Blending function
h	: Heat transfer coefficient (W/m^2K)
j	: Colburn j factor (dimensionless)
k	: Thermal conductivity (W/mK)
L	: Duct length (m)
m	: Constant
n	: Duct number
Nu	: Nusselt number
p	: Pressure (Pa)
P_c	: Duct corrugated length (m)
Pr	: Prandtl number
q	: Heat flux (W/m^2K)
Re	: Reynolds number

St	: Stanton number
u,v,w	: Component of velocity
V	: Velocity (m/s)
X	: Corrugation parameter
x,y,z	: Tensor notation

Greeks

β	: Duct angle ($^{\circ}$)
γ	: Aspect ratio
δ	: Turbulent prandtl factor
δ_{ij}	: Kronecker delta
Θ	: Trapezoidal angle ($^{\circ}$)
κ	: Karma constant
λ	: Corrugated pitch (m)
μ	: Viscosity (kg/ms)
ρ	: Density (kg/m ³)
μ_t	: Turbulent viscosity (kg/ms)
σ	: Prandtl constant
τ_{ij}	: Viscosity shear stress (kPa/m ²)
Δp	: Pressure drop (kPa)
Λ	: Wavelength (m)
Φ	: Area enlargement factor

Subscripts

i : Component of x direction

j : Component of y direction

eff : Effectiveness

gen : Generator

ABSTRACT

Performance Analysis of the Plate Heat Exchanger with Duct Shape Using CFD

Pyo, Jong-hyun

Advisor: Prof. Cho, Hong-hyun, Ph. D.

Department of Mechanical Engineering,

Graduate School of Chosun University

The use of plate heat exchangers have considerably increased in the past two decades. It has been used in chemical process, power industries, and standard heat transfer equipment in a board range of heating and cooling applications. The main advantages of plate heat exchangers are low volume/surface ratio, flexibility, and high thermal effectiveness. In spite of development of plate heat exchangers, there is still a lack of generalized solutions available in open literature for calculation of heat transfer and pressure drop. Besides, most of the studies mainly focused on the heat transfer and pressure drop of plate heat exchangers and how a corrugation angle and duct of plate affected the flow and analysed characteristics. The thermal-hydraulic performance of a plate heat

exchanger was strongly influenced by the geometry of the plate corrugation and by the exchanger configuration. In order to improve the turbulent generation inside, the channels angle between the flow direction and the corrugation orientation should be increased. However, the turbulent in a space can increase the convection heat transfer coefficient but it also increases the pressure drop. Consequently, the optimum design has been required in the plate heat exchangers to maintain the high performance for wide operating conditions. Moreover, the analytical model must properly consider the effect of the plate heat exchanger configuration and design with consideration of flow pattern.

The objective of this work is to investigate the performance characteristics of plate heat exchanger in the heating and cooling applications. To achieve the objective of this study, the performances of plate heat exchanger were analyzed by using simulation study with the operating condition and verified by using experiment study. In this study, the commonly used plate heat exchanger model was developed firstly, and the performance variation and system characteristics were investigated by using developed model. The performance of plate heat exchanger were analyzed and optimized with the variation of Re number, duct angle, control volume, turbulent model, duct type and so on.

As a result, the minimum control volume was found that duct number was above 10. The friction factor of the k- ϵ turbulent model was most similar with that of the Martin's model. Besides, BSLRS and SSGRS turbulent model with Reynolds stresses doesn't seem to be suitable for the optimal turbulent model for simulation of plate heat exchanger. The friction factor of plate heat exchanger increased with a rise of duct angle and decreased with an increase of Re number. In addition to, the sine-duct shows the smallest friction factor, but

the trapezoidal duct represents the highest one due to non-uniform distribution and high turbulent generation. Therefore, the duct angle, Reynolds number and duct shape should be considered simultaneously in order to design a high performance plate heat exchanger. Through this study, the basic performance data of plate heat exchanger can be achieved and proposed to the manufacture company in order to develop a high-efficiency the plate heat exchanger.

제 1 장 서 론

제 1 절 연구배경

열교환기는 유체-유체, 유체-고체 표면, 유체-고체 미립자 사이에서 유한온도차와 열 접촉을 통해 열에너지, 즉 엔탈피를 전달하는 장치로서 라디에이터(Radiator), 응축기(Condenser), 증발기(Evaporator), 공기에열기(Air preheater), 냉각탑(Cooling tower)에 이용되어 정제, 에너지, 제조, 운송, 냉동, 열회수, 극저온 등 여러 분야에서 활용되어 지고 있다.

Fig. 1.1에서 볼 수 있듯이, 열교환기는 유체의 접촉유무, 유체의 수, 형상(construction), 열교환면적의 조밀성, 유동배열, 열전달 메커니즘에 따라 열교환기를 분류할 수 있으며 판형열교환기는 열교환기의 분류에서 형상에 따른 열교환기의 종류 중 하나로서 가스켓형 판형열교환기(Gasketed plate heat exchanger), 용접형 판형열교환기(Welded plate heat exchanger), 브레이징형 판형열교환기(Brazed plate heat exchanger)로 나누어진다.

판형열교환기는 초기에 높은 가스압력으로 인한 접합부의 누설, 냉매 중 냉동유로 인한 열교환기 부식, 접합부에 대한 접합기술 부재로 의한 제작원가 상승과 같은 단점을 가지고 있어 단지 의료제품과 낙농제품의 저온살균 등에만 한정하여 사용되었다. 그러나 최근에 금형, 용접 등과 같은 산업기술의 발달로 인하여 높은 압력에 견딜 수 있는 열교환기를 만들어 주로 냉동용 증발기, 냉동용 응축기에 널리 사용하고 있으며 이외에도 Economizer, Oil cooler, Inter cooler, Heat Recovery 등과 같은 곳에 광범위하게 사용되어 지고 있는 실정이다.

Fig. 1.2는 판형열교환기에서 생성되는 난류의 모습을 보여주고 있다. 판형열교환기는 기본적으로 판과 판을 겹쳐 놓고 그 사이에 냉매를 유동시키는 형태로 구성된다. 이때 판과 판 사이에 일정한 형태를 가지도록 설계되는데 이 형태에 따라 덤

플(Dimple)형과 쉐브론(Chevron)형으로 구분되며 낮은 레이놀즈수에서도 난류를 발생시키는데 이로 인하여 유동이 판 전체에 균등하게 분포된다. 그렇기 때문에 일정 부분에서 유동이 정체되는 현상이 나타나기 힘들며 형성된 난류로 인하여 판과 판 사이에 생성된 오염물질이 흘러나가 다른 열교환기에 비해 오염도가 적고 다른 열교환기들에 비해 높은 총괄열전달 계수를 가지므로 단순히 판을 몇 개 더 추가하는 것으로 열전달량을 늘릴 수가 있다. 또한, 소형이며 설치가 용이하고 보수 및 청소가 쉽다는 장점을 지니고 있다.

판형열교환기의 설계에 있어서, 판형열교환기는 많은 실험에 의하여 제시된 실험식을 이용하여 설계를 하는 것이 보편화 되어있으며 일반적으로 많이 사용되고 있는 판형열교환기들은 국소적인 범위의 실험식이 주어져 새로운 형상 및 크기에 관해서 설계를 할 경우에 기존의 실험식을 이용하여 모형 및 시뮬레이션을 진행한 후 많은 시행착오를 거쳐 최적의 사양을 결정을 해야 하므로 많은 시간이 소요된다. 또한 이러한 시뮬레이션을 진행할 때에 주로 국부적인 부분만 시뮬레이션하기 때문에 미소적인 부분을 고려하지 못하는 설계를 주로 다루고 있었다. 이를 극복하기 위하여 최근에는 실험을 통한 실험식 기반의 설계를 탈피하여 수치해석(CFD)을 통해 선행적인 설계를 먼저 실시하여 시간과 비용을 줄이고 보다 정확하고 믿을만한 데이터를 가지고 실험을 대신하고 있다.

본 연구에서는 수치해석을 통하여 최소 검사체적, 최적 난류모델, 사인형상의 판형열교환기의 성능, 덕트형태에 따른 성능특성을 고찰하였으며 실제 사용하고 있는 판형열교환기에 대한 기초설계에 도움을 주는 자료를 획득하고 이러한 자료를 통해 실제 냉동공조기에서 사용하는 판형 열교환기에 대해 수치해석을 진행하였다. 또한, 수치해석으로 얻어진 결과 값과 실험을 통해 얻어진 데이터와 비교를 통하여 해석된 결과를 검증하였으며 이에 판형열교환기에 제작에 필요한 기본적인 자료를 제공하고자 연구를 진행하였다.

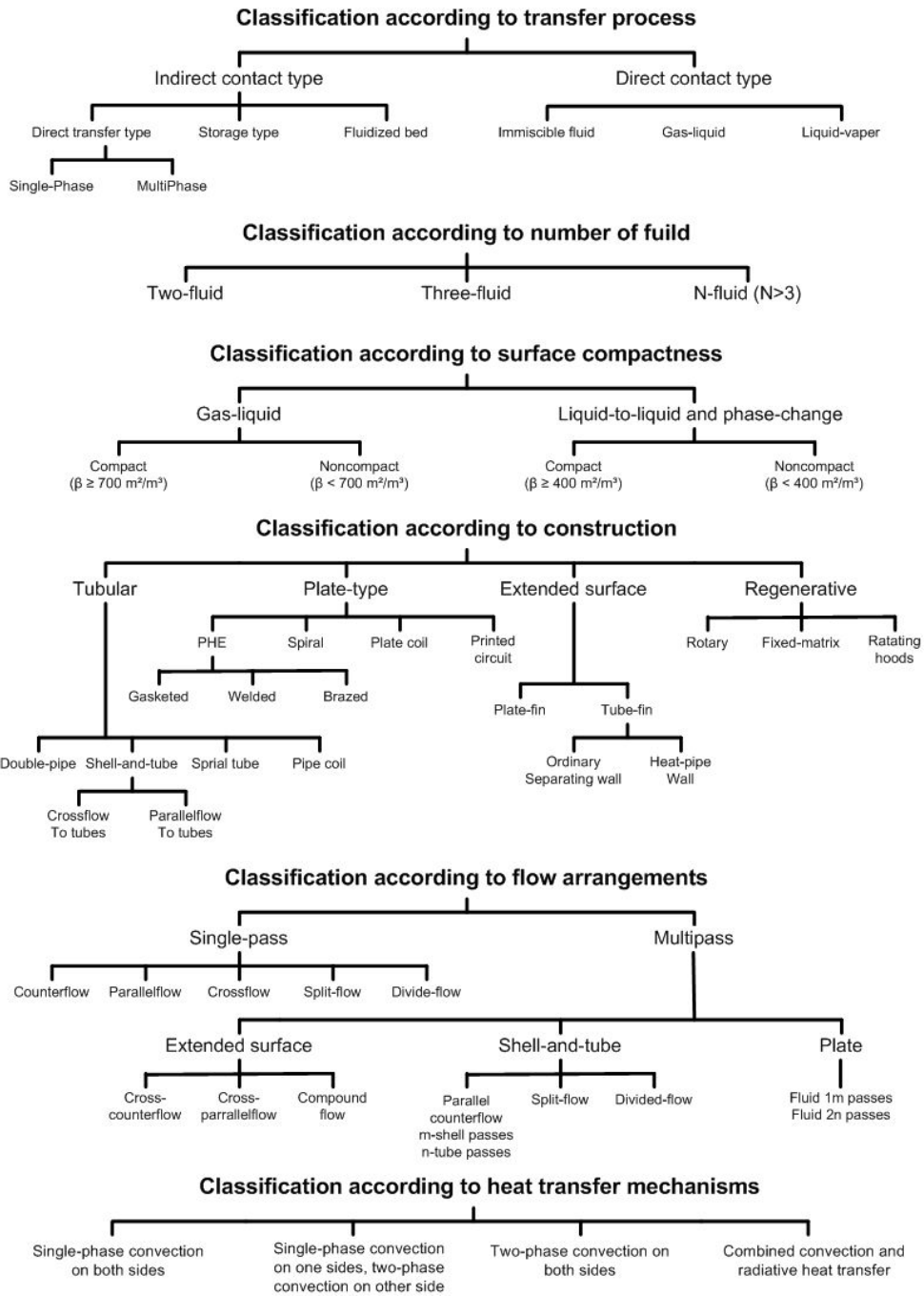


Fig. 1.1 Classification of heat exchanger.

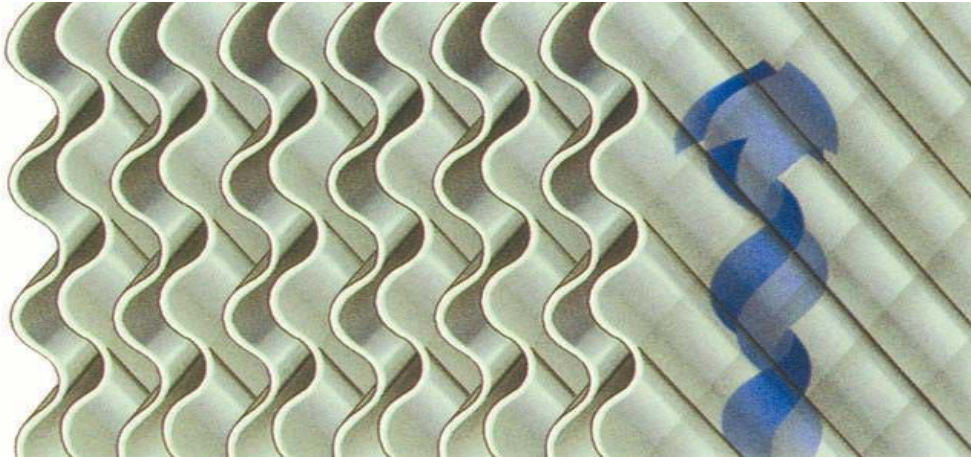


Fig. 1.2 Turbulence generation of plate heat exchanger.

제 2 절 기존 연구의 동향

관형열교환기에 대한 기존의 연구동향을 살펴보면, Han et al.(2010)은 웨브론 물결모양을 가진 관형열교환기의 온도, 압력, 유동분포에 대해 이론적으로 연구하였으며 CFD시뮬레이션으로 얻어진 결과를 수정하여 실험을 수행하였는데, 입구포트와 출구포트에서 온도구배는 매우 적게 나타났으며 유체가 난류화가 됨에 따라 열전달은 증가하는 것을 확인하였다. 또한, 유체의 압력은 유체흐름방향에 따라 점차적으로 감소하며 변화는 균일하게 변화됨을 보여 주었으며 두 유체가 포트의 측면으로 흐를 때 불규칙한 분포를 가진 유동이 나타나는데 이는 관형열교환기에서 가장 중요한 요소이면서 성능에 커다란 영향을 미치는 것을 보여 주었다. 그리고 웨브론 물결모양을 가진 관형열교환기는 많은 접점(Contact point)을 가지는데 유체가 접점을 통해 흐를 때 유체의 속도와 방향은 급격하게 변화되는 것을 확인할 수 있었다.

Shiomi et al.(2004)은 웨브론 타입의 평판으로 형성된 채널에서의 단상 액체유동과 2상 액체-기체에 대한 유동패턴과 압력강하에 대한 특성을 알아보기 위해서 가로 162 mm, 세로 435 mm, 웨브론 깊이 3.5 mm, 그리고 피치가 9 mm인 평판에 대해서 실험을 수행하였다. 실험은 판과 판이 만나는 웨브론 각도가 30°-30°, 30°-60°, 60°-60°인 세 가지 조건에서 실험을 진행하였는데 압력강하는 레이놀즈수에 대한 함수로서 표현될 수 있었으며 단상 액체유동일 때 웨브론 각이 커질수록 압력강하가 증가함을 알 수 있었다. 또한, 2상 액체-기체 유동일 때는 수평면에서 성층류(stratified flow)와 분산류(dispersed flow)의 형태를 확인하였으며 수직면에서는 분산류(dispersed flow)로 유동이 흐르는 것을 확인할 수 있었다. 2상유동에서 유동이 층류-층류일 경우에 압력강하는 Lockhart - Martinelli correlation에 일치하여 계산됨을 보였으며 수평면일 때 윗 평판의 웨브론 각은 압력강하와 유동패턴에 큰 영향을 미치는 것으로 확인 되었다.

Khan et al.(2010)은 작동유체가 물-물인 상업용 판형열교환기를 가지고 레이놀즈 수 범위가 500~2500, 프란들수가 3.5~6.5범위에서 웨브론 각이 대칭인 30°-30°, 60°-60°, 혼합인 30°-60°의 각도를 가진 판형열교환기에 대해 실험을 수행하였다. 그 결과, 누셀트수는 레이놀즈수와 웨브론 각도가 증가할수록 증가하는 것을 보여 주었으며 실험데이터를 기반으로 레이놀즈수, 프란들수, 점성계수에 관련된 수식을 제안하였다.

ko(2007)은 더블-사인(double-sine duct)과 반-사인(half-sine)덕트에서의 엔트로피 생성과 발달된 층류강제대류에 대한 수치 해석적 연구를 진행하였다. 레이놀즈수 범위는 86~2000, 덕트 종횡비(Δ/a)은 2, 4, 8, 그리고 열 유속은 0.0405, 0.0811, 0.1622에서 연구를 진행하였는데, 더블-사인과 반-사인덕트에서 축류속도, 온도, 누셀수 그리고 국부적인 엔트로피 생성의 분포를 포함하여 흐름 특징을 비교를 하였다. 최소 엔트로피 발생 원리를 기반으로 전체 유동도메인(Domain)의 전체적 엔트로피 생성에 대한 평가를 통하여 더블-사인과 반-사인덕트사이에서의 최적 인자는 덕트 종횡비, 외부 열 유속과 레이놀즈수인 것을 확인하였다. 또한, 더블-사인덕트의 누셀트수는 반-사인덕트보다 높은 값을 가지며 덕트에서의 엔트로피 생성율(S_{gen})은 덕트 중심에서 가장 작은 반면, 덕트 우측 하부 모서리에서 엔트로피 생성율(S_{gen})이 집중되는데 이는 이 영역에서의 속도와 온도 구배가 다른 영역보다 높기 때문이라고 보고하였다. 반-사인 덕트의 엔트로피 생성율(S_{gen})은 더블-사인덕트보다 크며 일반적으로 최소 엔트로피 생성율(S_{gen})는 열 플럭스(q)가 증가함에 따라 증가되며 형상비(Δ/a)가 2일 경우 가장 적은 값을 가진 것을 확인하였으며 층류에서의 사인덕트를 설계할 때, 최소한의 비가역성과 최적의 엑서지(Exergy)을 활용하기 위한 방법이 필요할 것이라는 결론을 제시하였다.

Metwally et al.(2004)은 사인곡선으로 주름진 판형채널에 대해서 층류유동($10 < Re < 1000$), 비압축성, 단상, 강제대류인 점성유체에 대해서 수치 해석적으로 연구를 진행하였는데 판형의 주름진 표면에서 액체가 통과 할 때 항상 가로축으로 와류가

생성되며 채널중흥비와 레이놀즈수가 증가함에 따라 와류가 재순환하는 것이 늘어난다는 것을 보여 주었다. 또한, 얇은 경계층, 스월(Swirl)의 생성과 성장, 분열은 모멘트뿐만 아니라 열의 수송을 촉진시키며 스월 흐름지역은 형상비, 레이놀즈수, 프란들수에 의존하고 프란들수가 150일 때, 열전달율은 평평한 평행판 채널보다 34배까지 높았지만 마찰계수는 18배나 높은 것을 확인 할 수 있었다. 그리고 최적의 성능(j/f)을 유지하는 형상비는 $0.3 < r < 0.6$ 이며 스월(swirl)이 일어나지 않은 지역에서는 주름진 판형의 확장된 표면에 의해서 열성능이 높지만 효과는 미미하는 것을 밝혔다.

Warnakulasuriya et al.(2008)은 3중 효율 냉동사이클에서 고온측 용액보조냉각기로 사용하는 판형열교환기의 열전달과 압력강하의 특성을 알아보기 위해 실험을 수행하였으며 천이영역에서 난류유동 발생은 레이놀즈수가 10~400일 때 발생하며 이때 열교환기 크기가 감소하고 낮은 오염계수를 가지며 높은 열전달계수를 얻을 수 있다고 보고하였다. 또한, 저염도 용매에서 유량이 낮을 때 총괄 열전달계수의 차이는 확연히 나타나는 것을 알 수 있었다. 용매의 점도는 온도의 변화에 따라 현저하게 변화하므로 총괄열전도율 또한 작동온도가 증가할수록 증가하는 경향을 나타냈으므로 점도를 가진 염용액의 열교환기를 사용할 때, 가장 큰 영향을 미치는 판의 기하학적 최적화와 주름 각을 고려한 최적의 열교환기를 설계하여야 한다고 밝혔다.

Durmus et al.(2009)은 수동방식(Passive method)으로 판형열교환기에서 열전달을 증가시키기 위해 직사각형 핀을 판(plate)에 부착시켰으며 실험을 통하여 누셀 수, 열 교환 효율, 압력 강하 그리고 액서지 손실에 대하여 연구하였다. 열교환기의 효율은 유체의 접촉면증가로 인해 증가함을 보였으며, 유체에 열전달이 증가함에 따라 압력 강하와 질량유량이 증가한다고 보고하였다. 또한, 3가지 종류(Flat, Asteriks, Corrugated)의 열교환기를 비교한 결과, 웨브론 타입 열교환기가 다른 종류의 열교환기보다 열전달 성능이 높고 압력강하도 증가하는 것을 확인하였으며 압력강

하가 크면 열교환기 제작비가 높아지기 때문에 열전달과 압력강하 사이의 열역학적 최적화를 통해 열교환기를 만들어져야 한다고 밝혔다.

Fernandes et al.(2007)은 판 사이에 5개의 접점(Contact point)을 가진 단일 셀에 대해 연구를 진행하였으며 수치해석은 판형열교환기의 유로에 대한 기하학적 변화, 완전히 발달된 층류유동, 수력성능을 예측하기 위해 연구를 진행하였다. 비틀림 계수와 형상 인자 상관식으로부터 얻어진 계수 K 는 채널 종횡비가 증가하고 웨브론 각도가 감소할수록 증가하였으며 판형열교환기의 형상 인자는 웨브론 각도가 감소할수록 증가되며 채널 종횡비에는 큰 영향을 미치지 않은 것을 확인하였다. 이로 인하여 형상 인자는 레이놀즈수에 따른 압력강하를 결정하기 위해 유용하게 사용할 것이라 밝혔다.

이상과 같은 기존의 연구에서 알 수 있듯이 이전의 판형열교환기에 대한 연구는 열교환기의 형상 및 운전조건 등에 제한되어 있으며 실제 냉동 공조기기에서 적용되는 판형열교환기에 대한 유체내의 유동분포, 유동형상 및 수치해석과 실험데이터 비교분석에 대한 구체적인 연구는 매우 부족한 현실이다.

제 3 절 본 연구의 목적

본 연구의 주된 목적은 수치 해석적으로 판형열교환기의 최적 검사체적을 파악하고 가장 적합한 난류모델이 무엇인가를 알아보는 것이며 사인형태의 덕트를 가진 판형열교환기의 성능 및 덕트형상에 따른 유동의 특성을 파악하는 것이다. 마지막으로 실험과 동일한 판형열교환기의 형상을 수치해석하여 실험데이터와 비교분석하여 해석결과를 검증하였다. 세부적인 목적은 아래와 같다.

- 사인형태 판형열교환기의 최적 검사체적을 알아보기 위해 가로방향의 덕트 개수를 변화시켜 가면서 마찰계수를 계산하여 일정한 마찰계수가 나오는 검사개수를 찾아 해석에서 요구되는 최소 검사체적을 선정한다.
- 판형열교환기의 가장 적합한 난류모델을 알아보기 위해 4가지 난류 모델(k- ϵ , SST, BLSRS, SSGRS)에 대해서 수치해석 한 후 마찰계수와 기존의 이론식과 비교 분석하여 최적의 난류모델을 선정한다.
- 사인형태 판형열교환기 성능을 알아보기 위해 덕트각도를 35°~65°로 변화시켜가면서 마찰계수와 j-인자 그리고 누셀트수를 계산하여 기존의 연구 결과와 비교분석한다.
- 덕트형상에 따른 유동의 특성을 알아보기 위해 덕트형상을 사인, 사다리꼴, 반원형태로 변화시켜 수치해석을 진행하여 형상에 따른 유동의 특성을 해석한다.
- 해석 결과를 검증하기 위하여 전열판의 크기와 형상을 실험에 사용한 전열판의 규격의 1/2배로 모델링하여 수치해석을 진행하며 실험결과와 성능을 비교 및 고찰한다.

본 연구의 결과로 냉동공조시스템에 적용 가능한 고압용 판형열교환기를 설계함

에 있어서 기초적인 데이터를 제공하고 최소 검사체적, 최적 난류모델, 그리고 다양한 덕트형태에 따른 판형열교환기의 최적화와 실험데이터와 비교분석을 통하여 실제 사용한 판형열교환기에 설계에 중요한 지침서를 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

제 2 장 수치해석 해석

제 1 절 수치해석방법

본 연구에서는 유체역학 상업코드인 Ansys-cfx을 사용하여 판형열교환기(Plate heat exchanger)에 대해 해석적 연구를 진행하였다. 판형열교환기(Plate heat exchanger)의 시뮬레이션은 유동형태와 열전달 성능을 알아보기 위해 진행하였으며 시뮬레이션 결과를 압력장이나 속도벡터로 시각적으로 구현하고자 하였다. 유동장과 압력장의 알고리즘은 연속방정식과 모멘트방정식을 포함하고 있는 SIMPLEC(Semi-Implicit method for pressure-linked equations consistence)알고리즘을 사용하여 연구를 진행하였으며 판형열교환기(Plate heat exchanger)의 압력과 마찰계수, 그리고 j-인자를 계산하기 위해 엔탈피-에너지방정식을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 열전달 계산은 속도와 압력 같은 유동의 변수에 따라 차분법을 사용하여 연속적으로 진행하였다.

1. 지배방정식

뉴턴점성유체(Newtonian viscous fluid) 흐름에서 물리적 법칙의 기초적인 지배방정식은 질량 보존방정식과 모멘트 보존방정식이다. 텐서표기법을 편리하게 하기 위해 x, y, z 을 x_1, x_2, x_3 으로 표기하며 속도의 구성요소인 u, v, w 을 u_1, u_2, u_3 으로 표기한다. 질량 보존방정식은 검사체적 안에서 질량이 시간에 따라 변하는 비율은 동등하므로 검사체적에서 총 질량흐름이 일정하다는 법칙이다. 이 방정식을 단위체 적당 질량으로서 표현한다면, 다음과 같은 연속방정식으로 표현된다.

$$\text{연속방정식} : \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0$$

여기서, t 은 시간, ρ 는 유체의 밀도를 나타낸다.

연속방정식에서 첫째 항은 시간에 따른 밀도의 변화를 나타낸다. 둘째 항은 대류(Convection)항으로서 총 질량흐름이 검사체적의 경계조건으로 흐르는 것을 의미한다. 만약, 유체의 밀도가 일정하다면 연속방정식은 아래의 식으로 단순하게 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

모멘텀방정식은 뉴턴(Newton)의 2법칙으로부터 유도되며, 유체 모멘트의 시간당 변화량은 요소의 힘들 합과 일정하다는 법칙이다. 모멘텀방정식을 직교(cartesian)좌표계로 표현한다면 아래와 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\text{모멘텀방정식 : } \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_k} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i$$

여기서, p 은 정압, τ_{ij} 은 점성전단응력, f_i 은 체적력을 나타낸다.

점성전단응력은 속도구배와 관련되며, 아래와 같은 식으로 전단응력을 나타낼 수 있다.

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u}{\partial x} \right)$$

여기서, δ_{ij} 은 Kronecker delta을 나타낸다.

열전달 과정은 엔탈피 방정식으로 불리는 에너지 보존방정식을 사용한다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_s) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h_s) - \frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{\partial q_j}{\partial x_j} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_{ji}}$$

여기서, q 은 j 방향의 열 플럭스이며, h 은 정적 엔탈피(static enthalpy)이다.

2. 알고리즘

유동과 열전달에 대한 CFX의 계산절차 방법은 SIMPLE에서 유도된 SIMPLEC 알고리즘의 유한체적법을 통해 진행된다. 유한체적법(FVM)은 운동량 및 질량보존법칙을 만족시키기 용이하도록 미소영역 내에서 체적을 적분하여, 속도 구성요소인 u , v , w 그리고 압력인 p 에 대한 적분식을 이산화하는 알고리즘이다. 이러한 방법은 적분 후 이산화하기 때문에 미소영역에서의 보존법칙을 확실하게 만족시킬 수 있는 장점을 가지고 있다.

SIMPLEC 알고리즘은 연속방정식을 기본으로 압력방정식을 공식화하기 위해 적용하는 알고리즘이다. 이 알고리즘의 절차를 Fig. 2.1에 요약하여 나타내었다.

3. 수치해석 가정

본 연구에서는 판형열교환기의 내부유체, 해석모델의 형상, 열유동 조건을 고려하여 최적의 결과 값을 도출하고자 판형열교환기를 다음과 같은 가정을 통해 해석을 진행하였다.

- (1) 유체의 열역학적 물성치(밀도, 점성계수, 열전도도)는 온도에 대해 일정하다.
- (2) 오염이나 채널벽의 열전도도에 의하여 발생하는 열전도저항은 무시한다.
- (3) 모든 유로에서의 유동분산은 모든 채널에서 동일하다.
- (4) 열교환기 주변의 열손실은 없다고 가정한다.
- (5) 완전한 대향류이다.
- (6) 중력에 의한 영향은 무시한다.

4. 수치해석 절차

CFX software는 5가지 해석절차로 구성되어 있다. Geometry에서는 수치해석을 하고자 하는 형상을 모델링하며, Mesh 단계에서는 Geometry에서 모델링한 형상에

대해 grid을 생성하고 Setup 단계에서는 초기조건과 경계조건 등 해석을 수행하기 위한 조건들을 설정하며 Solution 단계에서는 Setup 단계에서 설정된 조건을 가지고 수치적으로 해석을 진행하며, 마지막으로 Result 단계는 해석 후 결과값을 바탕으로 온도장, 압력장 같은 3차원 결과를 시각적 보여주거나 CCL을 통해 미리 계산 되도록 만든 계산식을 통해 계산된 결과 값이 도출된다. 이 부분에 대한 일반적인 진행과정은 Fig. 2.2에 보여주고 있다.

일반적으로 Geometry에서는 CATIA 프로그램과 호환되어 전체 디자인형상을 조정하거나 생성할 수 있으며 이러한 작업 후에 Mesh작업을 통해 Grid을 생성한다. 그 후 Setup에서 사용하고자 하는 모듈과 기본적인 물리량을 입력을 하고 수치해석에 필요한 다른 조건들을 입력한다. 이러한 작업을 통해 Solution단계에서는 수치적으로 해석이 가능하도록 설정하며 CFD의 전처리 과정인 Result에서 유동장과 압력장, 그리고 온도장, 시각화, 자료획득 등 많은 다른 기능을 수행한다.

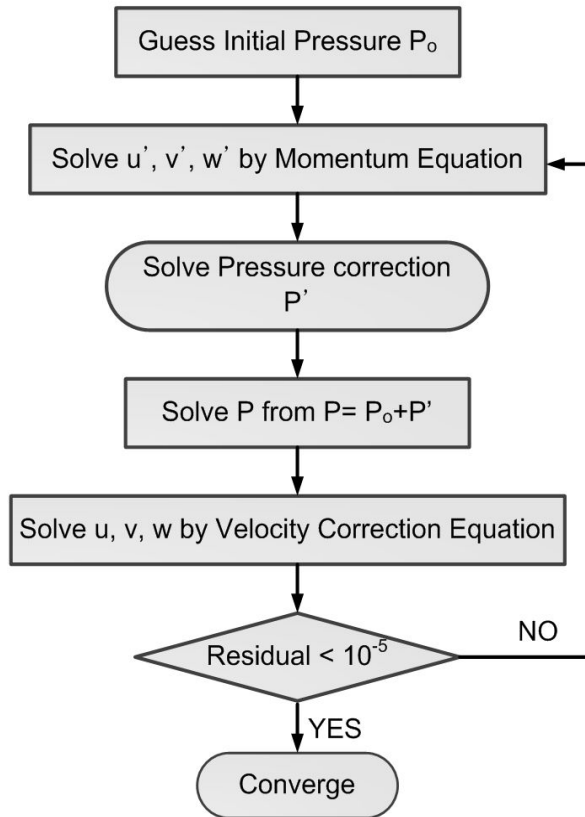


Fig. 2.1 Flow chart of SIMPLEC algorithm.

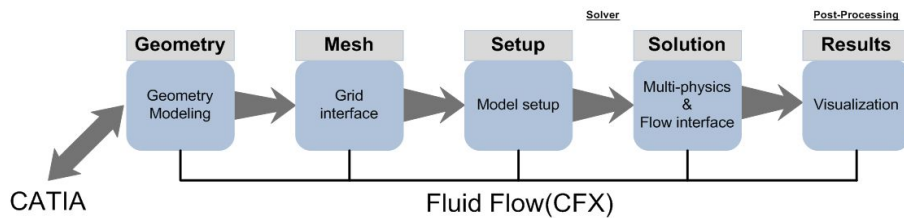


Fig. 2.2 Process diagram of CFX.

제 1 절 난류모델의 종류

CFX에서는 k-ε, SST, BLSRS, 그리고 SSGRS으로 4개의 난류모델을 기본적으로 제공하고 있으며 각각의 특성은 다음과 같다.

1. k-ε Model

이 모델은 상대적으로 유체흐름을 단순화하여 수렴 값을 쉽게 얻을 수 있으며 계산과정이 안정화 되도록 하는 모델이다. k-ε모델에서 k는 난류운동에너지를 의미하며 속도섭동의 변수로서 정의되며 차원은 $L^2T^{-2}(m^2/s^2)$ 을 가지는 상수 값이다. 그리고 ε는 난류 소용돌이 소산(Turbulence eddy dissipation, 속도섭동소산의 비)을 나타내며 차원은 $L^2T^{-3}(m^2/s^3)$ 을 가지는 상수 값이다. 이 모델은 연속방정식과 모멘트방정식을 포함하고 있는 모델이다.

$$\text{연속방정식 : } \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0$$

$$\text{모멘트방정식 : } \frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}[\mu_{eff}(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i})] + S_M$$

여기서, $p' = p + \frac{2}{3}\rho k + \frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial U_k}{\partial x_k}$ 이며, S_M 은 체적력의 합이며, μ_{eff} 는 난류를 고려한 유효 점성도이다.

k-ε모델은 와동 점성(Eddy viscosity)을 기준으로 한 모델이기에 유효점성도는 $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ 이라는 것을 만족시킨다. 여기서 μ_t 은 난류점성을 의미한다. 또한, k-ε모델에서 난류점성은 난류운동에너지와 에너지 소산에 관련이 있다고 가정한다.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k}{\epsilon}$$

여기서, C_μ 은 0.09이다.

k 와 ϵ 의 값은 난류 운동에너지와 난류 소산율에 대한 미분수송방정식(Differential transport equations)으로부터 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \epsilon + P_{kb}$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_{\epsilon 1} P_{\epsilon b})$$

여기서, $C_{\epsilon 1} = 1.44$, $C_{\epsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\epsilon = 1.3$ 이다.

P_{kb} 와 $P_{\epsilon b}$ 는 부력의 영향을 나타내며, P_k 는 점성력에 의하여 난류가 생성된다.

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right)$$

비압축성유체에서 $\frac{\partial U_k}{\partial x_k}$ 는 매우 작기 때문에 무시될 수 있으나, 압축성유체에서 높은 속도발산(Velocity divergence)을 가지기 때문에 무시할 수 없다.

2. The Shear Stress Transport Model (SST)

SST모델은 난류전단응력을 고려하여 만든 모델로 역압력 구배가 작용하는 유동 박리의 양과 개시에 대해 매우 정확히 예측하는 모델이다. 이 모델에서 와점성(Eddy-viscosity)공식은 아래와 같다.

$$v_t = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1, w, SF_2)} \quad (\text{여기서 } v_t = \mu_t / \rho)$$

F_2 는 F_1 와 유사한 블렌딩 함수(Blending function)이며 이는 벽경계층으로부터 제

한된다. 기본 가정은 자유전단흐름에서 정확하지 않다는 것이며, 변형률의 값은 변하지 않다는 함수이다. 브랜딩 함수(Blending Functions)는 가장 가까운 표면 그리고 흐름 변량에 거리를 기반으로 한다.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4)$$

$$\arg_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{B'wy}, \frac{500\mu}{y^2w}\right), \frac{4\rho k}{CD_{kw}\sigma_{w2}y^2}\right)$$

y는 가장 가까운 벽으로부터의 거리이며, μ 는 동점성계수이다.

$$CD_{kw} = \max\left(2\rho \frac{1}{\sigma_{w2}w} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial w}{\partial x_j}, 1.0 \times 10^{-10}\right)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta'wy}, \frac{500\mu}{y^2w}\right)$$

3. The BSL Reynolds Stress Model(BSLRS)

이 모델은 레이놀즈응력텐서와 소산율의 모든 요소에 대한 수송방정식(Transport equations)을 기반으로 하는 모델이다. 이 모델은 와점성(Eddy viscosity)가설을 사용하지 않고 유체의 레이놀즈 수송방정식으로 푸는 모델이다. 레이놀즈-응력모델 수송방정식은 각각의 응력요소로서 푸는 방법이다. 대수(Algebraic)레이놀즈-응력모델은 레이놀즈응력을 대수적으로 푸는 모델이며, 미분(Differential)레이놀즈-응력모델은 각각의 레이놀즈 응력 구성요소를 개별적으로 미분수송방정식을 이용하여 푸는 모델이다. 이 모델은 복잡한 흐름(Complex flow)에서 정확하게 예측한다.

평균속도에 대한 레이놀즈 평균 모멘트방정식:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) - \frac{\partial}{\partial x_j}[\mu(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i})] = -\frac{\partial p''}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{U_i U_j}) + S_{Mi}$$

여기서, p'' 은 수정된 압력, S_{Mi} 은 체적력의 합 그리고 $\overline{\rho u_i u_j}$ 은 레이놀즈가 변동에 기여하는 벡터이다.

와점성모델과 달리 수정된 압력은 난류화에 기여하지 않으며 정적 압력에만 관련이 있다:

$$p'' = p = \frac{2}{3} \mu \frac{\partial U_k}{\partial x_k}$$

미분응력모델에서, $\overline{\rho u_i u_j}$ 은 수송방정식을 만족하며, 각각의 수송방정식은 $\overline{\rho u_i u_j}$ 의 6가지 레이놀즈응력요소 각각을 계산한다. 미분방정식-레이놀즈응력 수송방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \overline{\rho u_i u_j}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \overline{\rho u_i u_j}) - \frac{\partial}{\partial x_k} [(\delta_{kl} \mu + \rho C_s \frac{k}{\epsilon} \overline{u_k u_l}) \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial t}] = P_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho \epsilon + \Phi_{ij} + P_{ij,b}$$

여기서, P_{ij} 와 $P_{ij,b}$ 은 레이놀즈응력의 전단 및 부력 난류 생성 항이며, Φ 는 압력-변형텐서(pressure-strain tensor)이며, C 는 상수이다.

4. The SSG Reynolds Stress Model(SSGRS)

이 모델은 레이놀즈 응력텐서와 소산율의 모든 구성요소에 대한 수송방정식의 공식을 기본으로 한다. 와점성(eddy viscosity)은 사용하지 않으며, 유체에서 레이놀즈 응력의 수송방정식으로 계산되어지는 모델이다. 또한 난류 프란틀계수 σ^* 와 σ 뿐만 아니라 ω 방정식의 계수 α , β 는 두 가지 형태에 따라 값이 틀려진다. 이 모델은 ω -기본 모델 상수에 일치하며 ϵ -기본 모델상수는 ω -공식화로 변형되어지는 모델이다.

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \partial(U_k\rho\omega) =$$

$$(a_3\frac{\omega}{k}P_k + P_{wb} - \beta_3\rho\omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_k}((\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}})\frac{\partial\omega}{\partial x_k}) + (1 - F_1)2\rho\frac{1}{\sigma_2\omega}\frac{\partial k}{\partial x_k}\frac{\partial\omega}{\partial x_k})$$

계수의 조합은 ω -방정식에 확산 항을 곱하여 사용되어진 F에 의해 선형보간법으로 결정되어진다.

$$\Phi_3 = F \cdot \Phi_1 + (1-F) \Phi_2$$

$$F = \tanh(\arg^4)$$

$$\arg = \min[\max(\frac{\sqrt{k}}{\beta'wy}, \frac{500v}{y^2w}), \frac{4\rho\kappa}{CD_{\kappa\omega\rho_{k-z}y^2}}]$$

$$CD_{kw} = \max(2\rho\frac{1}{\sigma_{k-z}w}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial w}{\partial x_j}, 1.0 \times 10^{-10})$$

제 2 절 수치해석 모델 및 경계조건

판형열교환기는 전열판의 규격, 형상, 개수 및 유동배열을 적절히 선택함으로써 요구되는 열교환량을 만족시키는 설계가 가능한 열교환기이다. 그 중 판형열교환기의 전열판은 기존의 열교환기 변수(Parameter)와 달리 다른 이론적인 접근방법으로 변수를 정의한다. Fig. 2.3(a)는 현재 판형열교환기에서 일반적으로 많이 사용하고 있는 쉐브론(chevron)타입의 전열판을 보여주고 있다. 여기서 β 는 덕트각도를 의미하며 일반적으로 덕트각도는 $0^\circ \sim 65^\circ$ 사이이다. Fig. 2.3(b)는 전열판의 단면형상과 주름형상을 보여주고 있다. 여기서 a 는 주름의 높이를 나타내며 λ 는 굴곡과 굴곡 사이의 길이인 피치를 나타낸다. 또한, 덕트각도가 0° 인 경우에는 전열판이 서로 맞닿아 유동이 흐르지만 덕트각도가 90° 인 경우에는 전열판이 서로 떨어져 유동이 흐르는 특징을 가지고 있다.

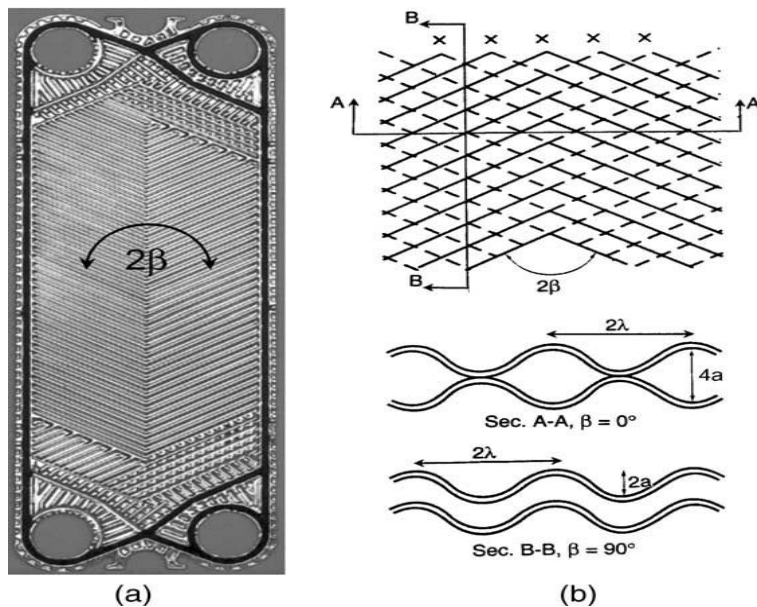


Fig. 2.3 (a) Schematic of a chevron plate

(b) Corrugation dimensions.

본 연구에서는 CFD를 이용하여 판형열교환기 성능을 고찰하기 위해 수치해석을 진행하였다. 우선, 최소 검사체적을 결정하기 위하여 Table 2.1에 나타난 수치 중 수력직경을 2.63mm, 주름피치는 3.1 mm, 그리고 주름높이는 3.1 mm로 설정하고 수치해석을 진행하였으며 Fig. 2.4와 같이 사인덕트의 가로방향으로 덕트수를 증가시켜 연구를 진행하였다. 이 연구를 통해 얻어진 최소 검사체적으로 최적의 난류모델을 결정하기 위해 4가지 종류의 난류모델과 판형열교환기 실험식에서 얻어진 Martin 식을 비교분석하여 해석적 연구를 진행하였다. 또한, 사인형태 판형열교환기에 대한 수치해석을 진행하기 위하여 Table 2.1에 나타난 치수를 대입하여 수치해석을 진행하였다. 또한, Fig. 2.5에는 수치해석을 진행한 사인형태의 판형열교환기의 모습을 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 정확한 수치해석 결과 값을 얻고자 곡률부분의 Grid를 조밀하게 생성하여 수치해석을 진행하였다. 또한, 덕트형상에 따른 영향을 알아보기 위하여 크기는 사인형태의 판형열교환기와 동일하게 하고 덕트형상을 사인형, 사다리꼴, 그리고 반원형태로 바꾸어 수력직경을 Table 2.2의 식으로부터 동일하게 한 후 연구를 진행하였다. 이 때 설정된 수치해석 조건은 Table 2.3에 나타내었다.

마지막으로 실험을 통해 나온 결과와 수치해석을 통해 나온 결과와 분석하기 위하여 수치해석을 위해 모델링한 열교환기의 크기는 실제 실험에서 사용한 크기의 1/2배 축소하여 수치해석을 진행하였으며 전열판의 가로길이는 140 mm, 세로길이는 1,180 mm, 주름피치는 10 mm, 주름높이는 1.2 mm, 웨브론각도는 45°을 가진 판형열교환기에 대해 전열판을 모델링하였다. 전열판의 수력직경(D_h)은 Fernandes가 제시한 식을 사용하여 구하였다. 이때 작동유체를 물로 설정하였으며 완전 발달된 난류유동으로 수치해석을 진행하였고 상변화는 일어나지 않은 것으로 가정하였다. 입구측 경계조건으로 고온측 질량유량은 0.06 kg/s을 기준으로 0.036, 0.048, 0.084 kg/s, 저온측 질량유량은 0.58 kg/s을 기준으로 0.0348, 0.0464, 0.0812 kg/s으로 변화시켜 수치해석을 진행하였으며 저온 유체입구온도는 12°C, 고온 유체입구온도

는 36°C로 설정하였다. 난류운동에너지 및 난류소멸율은 5%로 설정하여 수치해석을 수행하였다. 또한, 전열면의 경계조건으로 벽면은 No slip으로 설정하였으며 전열면 재질은 stainless steel, 두께는 0.8 mm로 설정하고 수치해석을 수행하였다. 수치해석에 적용한 전열판의 주요변수와 수치해석 조건을 Table 2.4와 Table 2.5에 제시하였다.

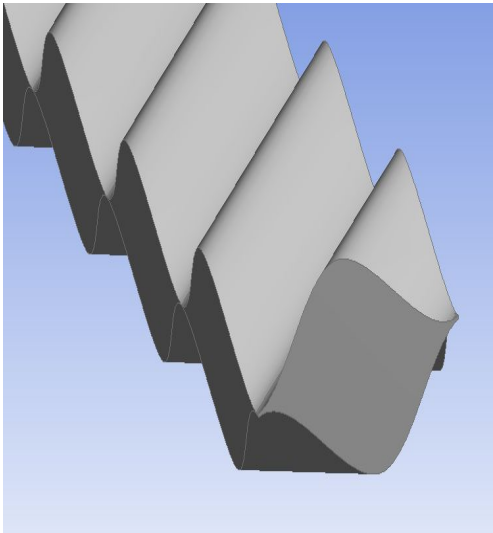


Fig. 2.4 Double sinuous duct in plate heat exchanger.

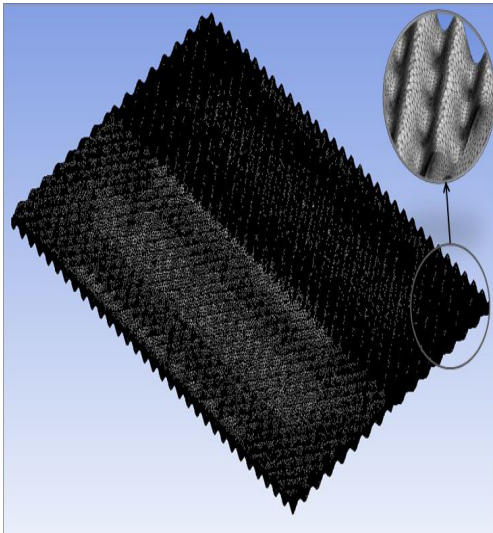


Fig. 2.5 Geometry of sine type plate heat exchanger.

Table 2.1 Specification of plate heat exchanger for simulation

Parameter	Value
Plate length(mm)	200
Plate width(mm)	140
Hydraulic diameter(mm)	2.63
Corrugation depth(mm)	3.1
Corrugation pitch(mm)	3.1

Table 2.2 Hydraulic diameter with duct shapes

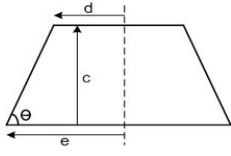
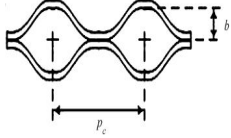
Shape	Hydraulic diameter
 <p>Trapezoid</p>	$D_h = \frac{2c[2 - (r/\tan\theta)]}{2 - [(r/\sin\theta)/(\cos\theta - 1)]}, r = \frac{c}{2e}$
 <p>Sine</p>	$D_h = \frac{2b}{\Phi}, \gamma = \frac{2b}{P_c \cos \beta}$ $\Phi = \frac{1}{6} \left(1 + \left[1 + \left(\frac{\pi}{2 \cos(\beta)} \right)^2 \gamma^2 \right]^{0.5} + 4 \left[1 + \left(\frac{\pi}{2 \sqrt{2} \cos(\beta)} \right)^2 \gamma^2 \right]^{0.5} \right)$

Table 2.3 Simulation conditions for simulation

Parameters	Value
Reynolds number	1000, 2000, 3000, 6000, 9000, 12000, 15000
Duct angle(°)	35, 45, 55, 65, 75
Duct channel number	1 ~ 14
Turbulent models	K-ε, SST, BSLRsm, SSGRsm
Duct type	Trapezoid, Half-circle, Sine

Table 2.4 Specifications of a plate heat exchanger for simulation compare to experiment

Parameters	Value
Plate length(mm)	1180
Plate width(mm)	140
Corrugation depth(mm)	1.2
Corrugation pitch(mm)	10
Hydraulic diameter(mm)	2.39
Heat transfer Area(m ²)	0.337
Chevron angle(°)	45

Table 2.5 Operation conditions for simulation compare to experiment

Parameters		Value
Inlet	Hot mass flow rate(kg/s)	0.036, 0.048, 0.06, 0.084
	Cold mass flow rate(kg/s)	0.0348, 0.0464, 0.058, 0.0812
	Hot flow temperature(°C)	36
	Cold flow temperature(°C)	12
	Turbulence intensity	I = 0.05(%)
Wall	Fluid flow	No slip

제 3 절 데이터 처리

최소 검사체적과 최적의 난류모델, 그리고 형상에 따른 판형열교환기의 성능특성을 알아보고자 성능특성에 영향을 미치는 마찰계수, j-인자, 그리고 Nusselt 수를 아래의 식으로 구하여 수치해석을 통하여 나온 데이터를 처리하였다.

$$j = StPr^{2/3} = \frac{h}{\rho C_p U_{avg}} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{2/3}$$

$$f = \frac{\Delta p D_h}{2L\rho V^2}$$

$$Nu = \frac{hL}{k}$$

Table 2.6는 기존의 연구에서 저자들이 제시한 마찰계수와 Nusselt 수의 관계식을 보여주고 있다. 기존의 연구에서 제시한 관계식과 수치해석을 통해 나온 결과값과 비교하였다.

또한, 실험과 수치해석을 통해 얻어진 데이터를 처리하기 위하여 총괄열전달계수와 ϵ -NTU법을 아래와 같이 사용하였다. 판형 열교환기에서의 총괄열전달계수(UA)는 다음과 같이 정의된다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A} \left(\frac{1}{h_c} + r_f + \frac{t}{K_w} + r_w + \frac{1}{h_h} \right)$$

여기서, A는 전열면적, h_c 은 저온측 열전달계수, r_f 은 오염계수, t은 재료의 두께, K_w 은 재료의 열전도율, h_h 은 고온측 열전달계수를 나타낸다.

NTU(Number of Transfer Unit)와 R factor는 아래와 같이 정의된다.

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}C_p}, \quad R = \frac{(\dot{m}C_p)_{\min}}{(\dot{m}C_p)_{\max}}$$

위 식을 통해 유용도(Effectiveness)는 아래와 같이 정의된다.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{1 - \exp[-NTU(1-R)]}{1 - R \exp[-NTU(1-R)]} = \frac{(\dot{m}C_p)_h \Delta T_h}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{(\dot{m}C_p)_c \Delta T_c}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

Table 2.6 Correlations for simulation of plate heat exchanger

Reference	Correlations	Comment
Martin	$f = \frac{\Delta p D_h}{2L\rho V^2}$ $D_h = \frac{4b}{\Phi}, \quad X = \frac{2\pi b}{P_c}$ $\Phi = \frac{1}{6}(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + X^2/2})$ $Nu = 0.205 Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{1/6} (f Re \sin 2\beta)^{0.374}$	$0 < \beta < 80$
Wanniarachchi	$f = (f_1^3 + f_2^3)^{1/3}$ $f_1 = 1774(\beta)^{-1.023}(\Phi)^2 Re^{-1}$ $f_2 = 46.6(\beta)^{-1.08}(\Phi)^{1+p} Re^{-p}$ $p = 0.00423(\beta) + 0.0000223(\beta)^2$ $Nu = (Nu_1^3 + Nu_2^3)^{1/3} Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.17}$ $Nu_1 = 3.65(\beta)^{-0.455}(\Phi)^{0.661} Re^{0.329}$ $Nu_2 = 12.6(\beta)^{-1.142}(\Phi)^{1-m} Re^m$ $m = 0.646 + 0.0011(\beta)$	$1 < Re < 10000$ $20 \leq \beta \leq 62$ $\beta \geq 62 = 62$
Muley and Manglik	$f = [2.917 - 0.1277(90 - \beta) + 2.016 \times 10^{-3}(90 - \beta)]$ $\times [5.474 - 19.02\Phi + 18.93(\Phi)^2 - 5.341(\Phi)^3]$ $\times Re^{0.2 + 0.0577\sin \pi(90 - \beta)/45 + 2.1 }$ $Nu = [0.2668 - 0.006967(90 - \beta) + 7.224 \times 10^{-6}(90 - \beta)^2]$ $\times [20.78 - 50.94\Phi + 41.16(\Phi)^2 - 10.51(\Phi)^3]$ $\times Re^{0.728 + 0.0543\sin \pi(90 - \beta)/45 + 3.7 } Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$	$30 \leq \beta \leq 60$ $1 \leq \Phi \leq 1.5$ $Re > 1000$

제 3 장 수치해석 결과 및 고찰

제 1 절 최소 검사체적에 대한 고찰

본 연구에서 최소 검사체적을 확인하기 위하여 사인덕트를 가지는 판형열교환기 각도를 35° , 55° , 그리고 65° 에서 가로방향의 덕트수를 1~14개로 변화시켜 수치해석을 수행하였으며 이때 설정한 오차범위 안으로 마찰계수가 나타나는 덕트수를 본 연구의 최소 검사체적이라 하였다.

Fig. 3.1은 덕트각도에 대한 덕트수 변화에 따른 마찰계수를 보여주고 있다. 레이놀즈수가 3000일 경우, 덕트각도가 55° 일 때를 제외하고 마찰계수는 덕트수가 증가할수록 감소하는 경향을 보였으며 처음에는 마찰계수 값이 불안정하게 변화되지만 덕트수가 증가할수록 마찰계수는 안정화되어 일정한 마찰계수가 나오는 것으로 확인되었다. 덕트각도가 35° 의 경우에는 덕트수가 6개부터 마찰계수가 0.1189로 일정하게 나타나는 것을 확인할 수 있었으며 55° 인 경우에는 덕트수가 5개일 때까지 마찰계수는 0.34123에서 0.2823으로 감소하나 덕트수가 5개부터 9개까지 불규칙하게 변화되는데 이는 55° 인 경우 덕트수가 5개부터 9개일 때 벽면간의 거리가 다른 각도에 비해 멀어지는 거리의 변화가 불규칙해져 이로 인한 마찰의 영향 또한 불규칙하게 나타났던 것으로 사료된다. 덕트각도가 65° 의 경우에는 덕트수가 6개 이상인 경우 마찰계수가 0.354로 일정하게 나타나 변화가 없는 것으로 확인되었다. 이는 덕트수가 점차 증가함에 따라 벽면간의 거리가 멀어지고 그로 인하여 벽면에서 발생하는 마찰의 영향은 점차 감소하기에 덕트수 증가에 따른 영향이 거의 없던 것으로 나타났다. 또한 레이놀즈수가 6000일 경우, 모든 각도에서의 마찰계수의 값은 덕트수가 증가할수록 감소하는 경향을 보였으며 덕트수가 6개일 때 덕트각도가 35° 인 경우 마찰계수는 0.1116, 55° 인 경우 0.2693, 그리고 65° 인 경우 0.3231로 안정화되는 것을 확인할 수 있었다. 그러나 덕트각도가 65° 일 때는 다른 각도와 다르게

덕트수가 4일 때부터 덕트수가 6일 때 까지 마찰계수는 0.3851에서 0.3231로 큰 차이를 보이는데 기존의 연구자들에 의하면 덕트각도가 60°이상일 경우에서 판형열교환기 기본 셀의 유동길이가 변하게 되는데 덕트수가 4부터 6까지 셀의 유동길이 변화가 커 이에 의하여 나타나는 현상으로 사료된다.

Fig. 3.2는 최소의 검사체적을 결정하기 위해 덕트수 변화에 따른 마찰계수 오차를 보여주고 있다. 여기서 수치해석을 통해 계산된 결과의 오차는 아래의 수식⁽¹⁾을 사용하여 계산하였으며 이 오차는 덕트변화에 따른 마찰계수 오차를 보여주고 있다. 이 오차를 통해 오차가 1% 범위 안에 들어오는 경우를 최소의 검사체적으로 결정하고 최소검사체적을 결정하였다.

$$e = \frac{f_n - f_{n-1}}{f_n} \times 100 \quad (1)$$

레이놀즈수가 3000일 경우, 그래프에서 보는 것과 마찬가지로 덕트각도가 35°에서는 덕트수가 적을 경우에 오차는 최대 7.8%로 변동이 크지만 덕트수가 3부터는 크게 감소하여 덕트수가 6개부터 오차의 범위 1%안으로 일정하게 나타났다. 이는 덕트수가 6개일 경우 35°일 때 최소검사체적이라는 것을 의미하며 덕트각도가 55°의 경우 덕트수가 2개부터 5개까지 오차의 범위는 11.7%에서 -1.4%까지 감소하나 5개부터 8개까지 오차는 -1.5%~1.2%로 불규칙하게 변동되고 덕트수가 10개인 경우에 오차의 범위가 1%로 수렴되는 것을 확인되었다. 따라서 55°일 때는 덕트수가 10개일 경우 최소 검사체적임을 알 수 있었다. 덕트각도가 65°에서는 덕트수가 증가함에 따라 불규칙하게 변동하지만 덕트수가 5개인 경우부터 오차가 1%안에 들어 최소검사체적이 5개라는 것을 확인할 수 있었다. 또한 레이놀즈수가 6000일 경우, 덕트각도가 55°일 때를 제외하고 레이놀즈수가 3000일 때와 유사한 경향을 보이며 최소검사체적 또한 동일한 것으로 확인되었다. 덕트각도가 55°일 때 채널수가 5에

서 6사이의 오차범위는 15.7%에서 2.8%로 오차 변화폭이 커짐을 알 수 있는데 이는 이전에 설명하였듯이 벽면간의 거리가 다른 채널수에 비해 멀어져 일정거리의 변화가 감소하고 이로 인해 마찰의 영향 또한 증가하여 나타난 결과로 사료된다.

Fig. 3.3는 덕트수의 변화에 따른 유체의 속도벡터를 보여주고 있다. 덕트수가 증가함에 따라 벽면간의 거리가 멀어지고 그로 인하여 벽면에서 발생하는 마찰의 영향은 점차 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 이에 Fig. 3.1에서 볼 수 있듯이 덕트수 증가에 따라 마찰계수가 감소되어 덕트수 증가에 따른 자유난류 생성에 의한 마찰은 마찰계수가 수렴하기에는 거의 영향을 미치지 못하였던 것으로 사료된다.

Fig. 3.4는 덕트수의 변화에 따른 압력의 변화를 보여주고 있다. 모든 난류모델에서 입구에서 출구방향으로 압력강하가 발생하며 채널수가 적을 경우에는 벽면에서 압력강하가 적게 나타나며 채널수가 증가함에 따라 벽면의 압력강하는 거의 발생하지 않은 것을 확인 할 수 있다. 또한 채널수가 증가할수록 입구부근과 출구부근의 압력강하도 상대적으로 적어지는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 3.5는 덕트수의 변화에 따른 유체의 속도의 변화를 보여주고 있다. 덕트수 증가에 관계없이 벽면부근에서 속도의 변화가 나타나는 것을 확인할 수 있었으며 상판과 하판이 교차하는 지점의 점점에서 주로 속도의 변화가 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 또한 속도의 변화는 채널수가 증가할수록 더욱 커지는 것을 알 수 있었는데 이는 벽면의 영향이 채널수가 증가할수록 작아지기 때문이다.

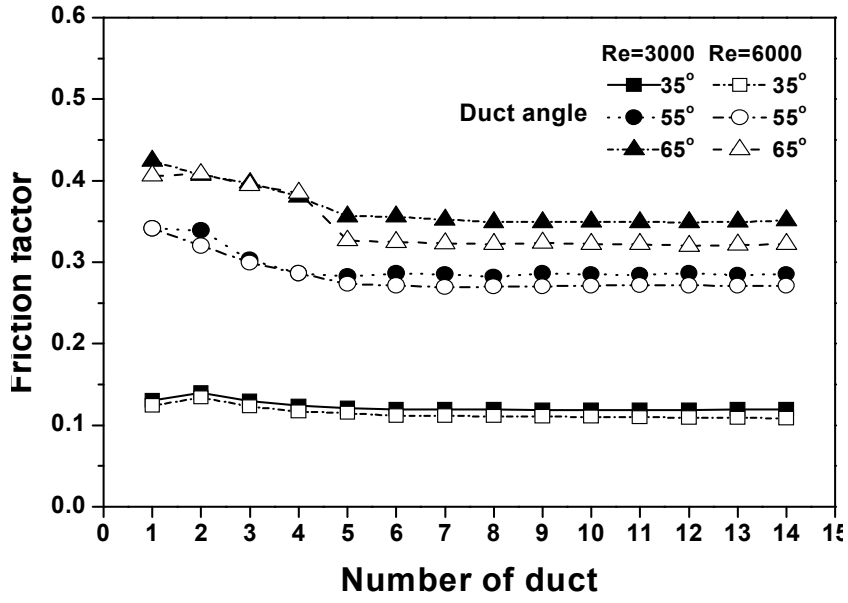


Fig. 3.1 Friction factor of the plate heat exchanger with duct number.

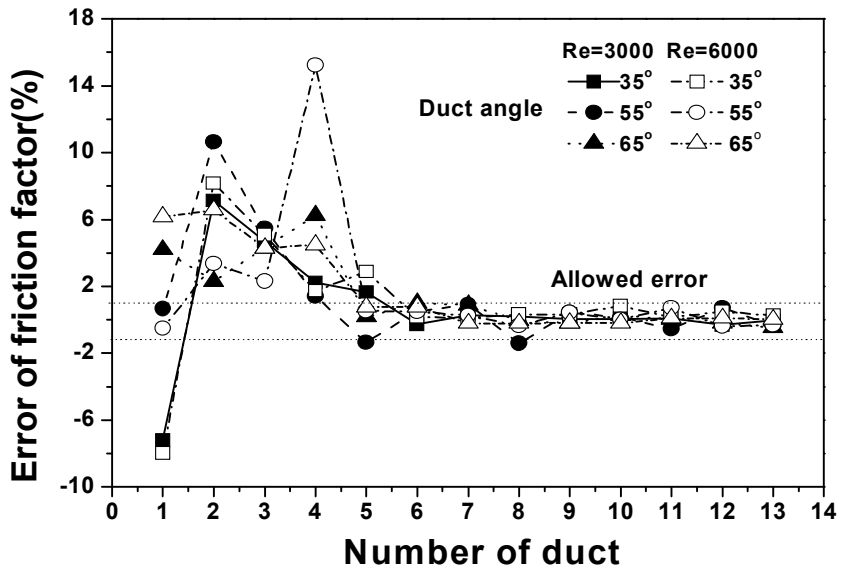


Fig. 3.2 Error of friction factor in the plate heat exchanger with the duct number.

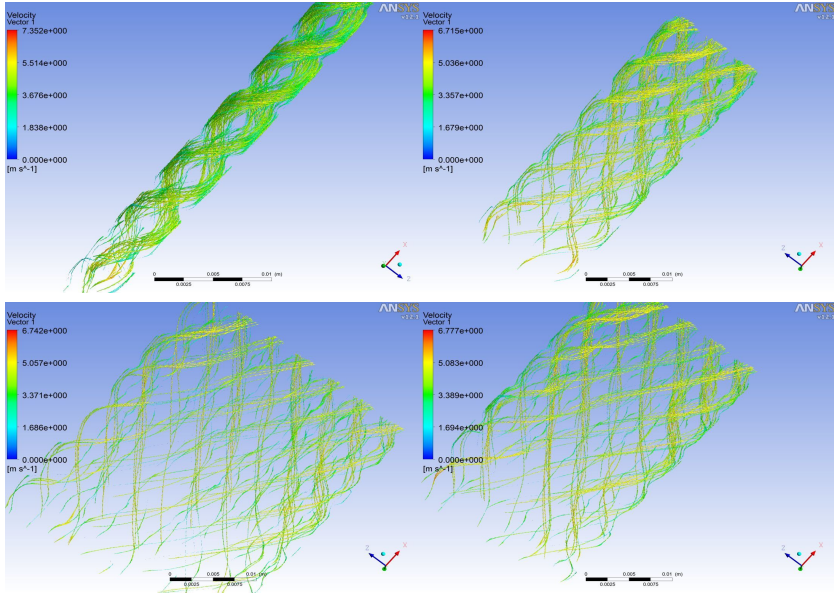


Fig. 3.3 Velocity vector of fluid with duct number.

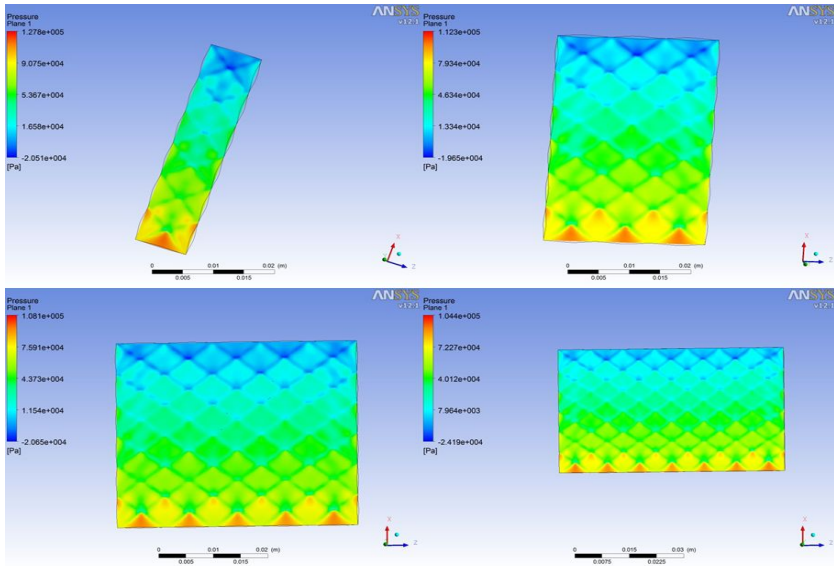


Fig. 3.4 Pressure of fluid with duct number.

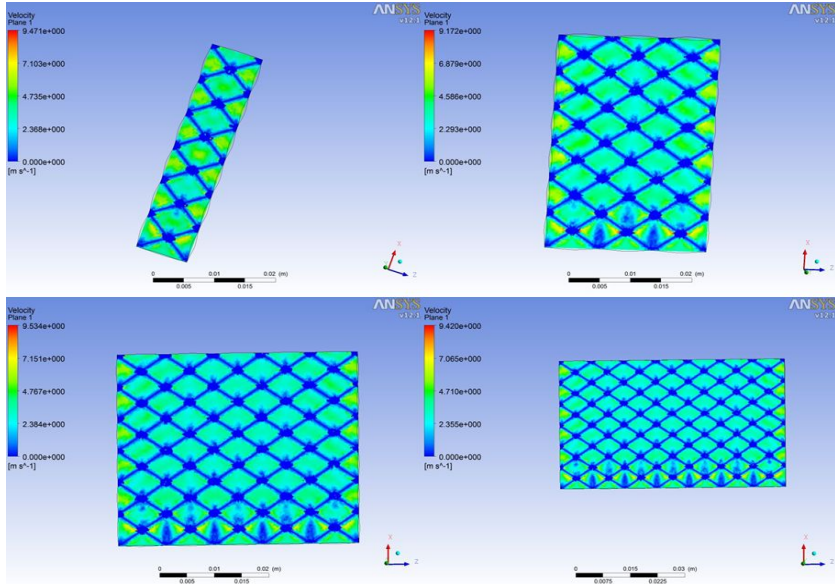


Fig. 3.5 Velocity of fluid with duct number.

제 2 절 최적 난류모델에 대한 고찰

사인형태 판형열교환기 내부에 생성되는 난류유동의 형태를 가장 비슷하게 묘사한 난류 모델을 선택하기 위하여 4가지 난류모델을 사용하여 수치해석을 수행하였으며 이를 실제 판형열교환기의 실험에서 얻어진 식과 비교 고찰하였다. 판형열교환기 덕트의 각도는 $35^{\circ} \sim 65^{\circ}$, 레이놀즈수는 3000~9000의 범위에서 해석을 수행하였다.

Fig. 3.6은 레이놀즈수가 6000일 때, 덕트각도에 따른 난류모델별 마찰계수와 Martin의 식을 이용하여 얻어진 마찰계수를 비교하여 보여주고 있다. 수치해석을 수행한 4가지 모델의 경우 덕트각도가 45° 일 때까지 Martin의 식과 유사한 결과를 보이지만 55° 이후에는 상대적으로 큰 차이를 나타내는 것을 확인 할 수 있다. 기존의 연구에 의하면 판형열교환기 내부에서 발생하는 유동형태는 덕트각도가 60° 에서 판형열교환기 기본 셀의 유동길이가 변하게 되어 마찰계수의 큰 영향을 미치는데 Martin의 식은 이점이 고려되지 않아 마찰계수가 증가하는 영향이 다른 4가지 모델에 비하여 상대적으로 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3.7은 판형 열교환기 덕트의 각도를 55° 로 고정된 상태에서 레이놀즈수에 따른 난류모델들의 마찰계수와 Martin의 식으로 얻어진 마찰계수를 비교하여 보여주고 있다. 여기서 Martin의 식과 4가지의 난류 모델을 비교한 결과 k- ϵ 난류모델이 Martin의 식과 유사한 경향성을 보이는 것을 확인 할 수 있었다. 그러나 Martin식으로 계산된 마찰계수 값과 비교하였을 때 차이가 크기 때문에 정확한 해석을 위한 새로운 모델 설정이 요구된다. 따라서 사인형태 판형열교환기의 난류모델을 선정함에 있어 k- ϵ 모델의 장점을 가지는 새로운 난류모델이 제시되어야 함을 알 수 있었다. 또한 레이놀드응력을 가지는 BSLRS와 SSGRS 모델은 경향성이나 마찰계수가 Martin의 식과 다른 결과를 가짐으로서 사인형태 판형열교환기의 최적의 난류모델을 선정하기에는 적합하지 않음을 확인할 수 있다.

Figs. 3.8~3.10은 덕트각도가 55° 이고 레이놀즈수가 6000일 때 난류모델에 따른 유체유동을 덕트위치에 따라 비교하여 보여주고 있다. 열교환기 중앙부근에서의 유동은 난류모델에 따라 유사한 경향을 나타내지만 벽면부근에서 $k-\epsilon$ 난류모델은 유동이 벽면에 충돌한 후 난류가 생성되며 SST 난류모델은 유동이 벽면에 충돌하기 전에 난류가 생성되어 충돌 후에도 일정거리동안 난류유동을 유지하는 현상을 보여준다. 또한 BSLRS와 SSGRS 모델도 $k-\epsilon$ 난류모델처럼 벽면에서 충돌 후 난류가 생성되나 $k-\epsilon$ 난류모델과 달리 오래 유지되지 못하고 난류 생성 직후 소멸하는 모습을 보여준다. 출구영역에서는 $k-\epsilon$ 과 SST 난류모델은 출구에 도달하기 전에 유체의 유동이 덕트의 중앙 지점으로 모이는 모습을 볼 수 있었으며 BSLRS와 SSGRS 모델은 출구에서 혹은 출구 이후에서 유동이 덕트 가운데로 집중되는 모습을 확인할 수 있다. 따라서 각각의 난류모델들에서 자유난류의 발생은 유사한 경향성을 보이지만, 벽면난류의 발생에서 난류모델간의 차이가 발생하여 출구부분 유동에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

Fig. 3.11은 사인형태 판형열교환기의 난류모델에 대한 압력의 변화를 보여주고 있다. 모든 난류모델에서 입구에서 출구방향으로 압력강하가 발생하며 벽면에서 압력강하가 적게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 또한 압력강하는 SST 난류모델이 가장 높게 나타났으며 SSGRS 모델이 가장 작은 압력강하를 보이는 것을 확인할 수 있다.

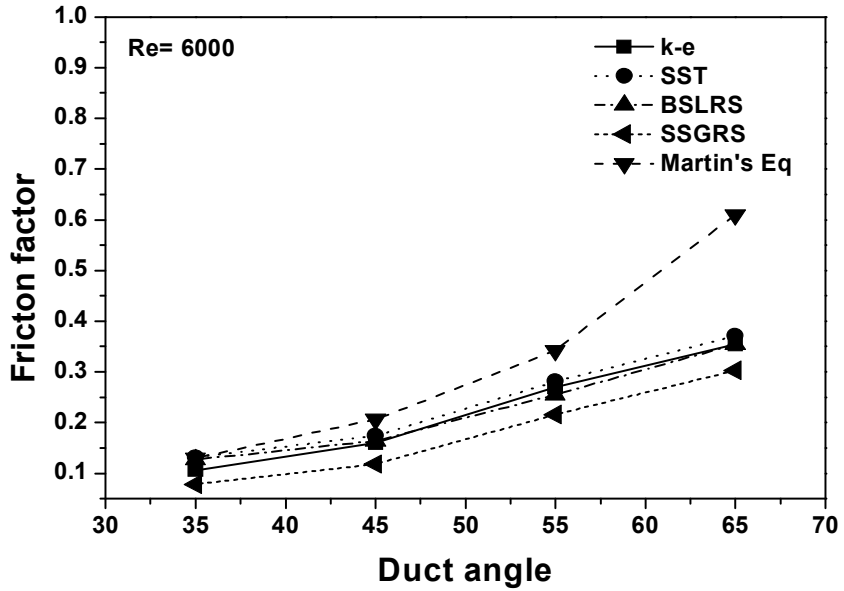


Fig. 3.6 Friction factor of turbulent models with duct angle at Reynolds number of 6000.

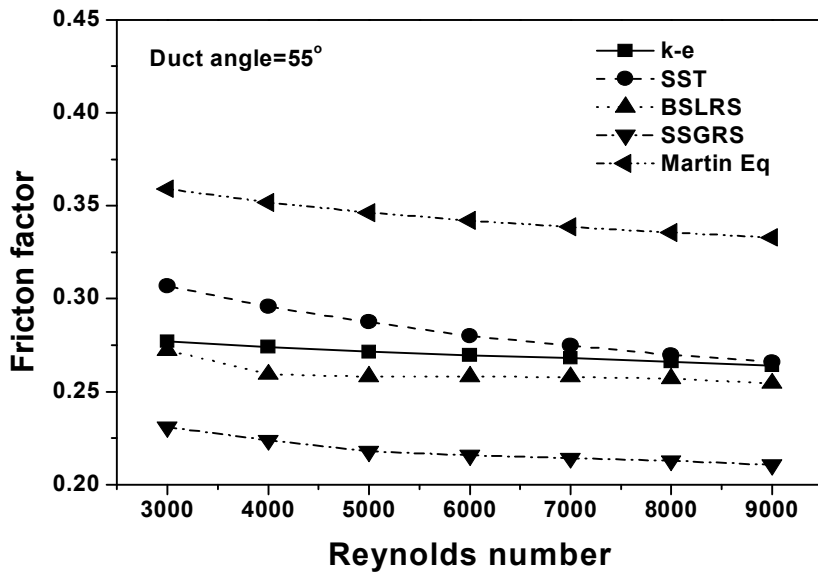


Fig. 3.7 Friction factor of turbulent models with Reynolds number at duct angle of 55°.

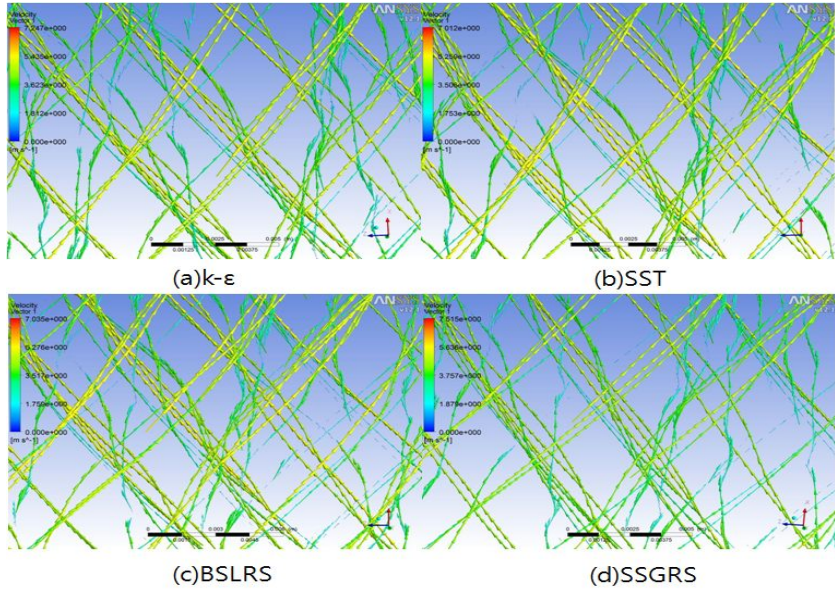


Fig. 3.8 Velocity vector of fluid with turbulent models at middle.

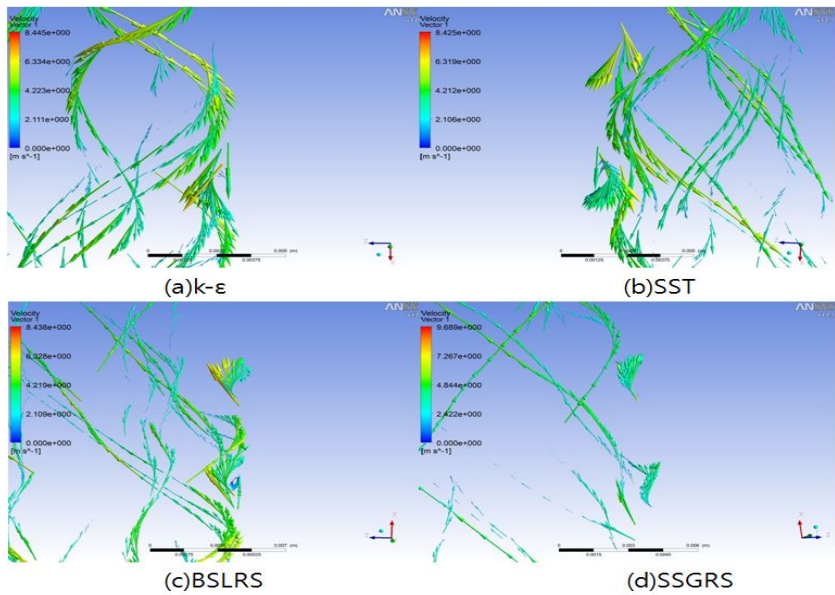


Fig. 3.9 Velocity vector of fluid with turbulent models at wall.

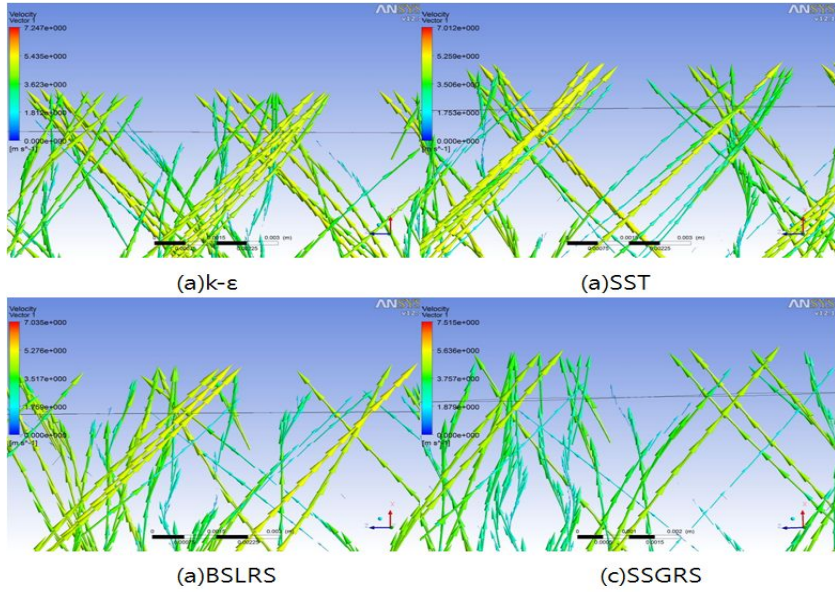


Fig. 3.10 Velocity vector of fluid with turbulent models at outlet.

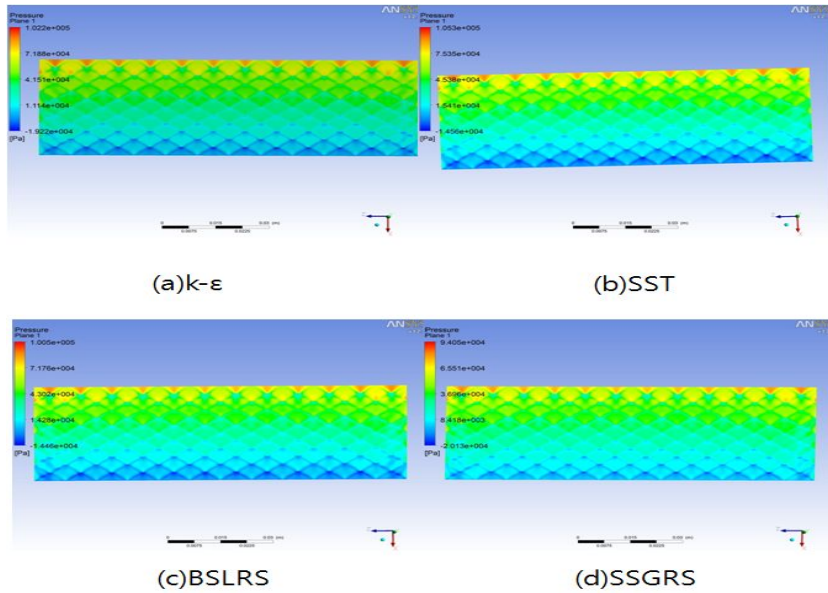


Fig. 3.11 Variation of pressure with turbulent models.

제 3 절 사인형태 열교환기

1. 덕트각도에 따른 성능특성 고찰

덕트가 사인 형태인 판형열교환기에서 유동에 대한 마찰계수와 j -인자 및 압력분포 그리고 누셀트수(Nusselt number)를 알아보기 위하여 레이놀즈수와 덕트각도를 변화시켜 가면서 수치해석을 수행하였다. Fig. 3.12는 레이놀즈수변화에 따른 다양한 덕트각도에서의 마찰계수의 값을 비교하여 보여주고 있다. 그림에서 볼수 있듯이 75°인 경우 다른 각도에 비해 마찰계수의 값이 높게 나오는데 그 이유는 다른 각도에 비해 전 유로에서 유체가 균일하게 분포하지 못하고 강한 와류가 생성되어 압력강하가 증가하였기 때문에 마찰계수 값이 다른 각도에 비하여 높게 나타나는 것으로 확인되었다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 마찰계수는 선형적으로 감소하는 경향을 가지며, 55°인 경우에 마찰계수의 최대와 최소 마찰계수 차이는 0.01437로 다른 각도에 비하여 가장 작은 차이를 나타냈는데 이는 다른 각도에 비해 유동이 균일하게 분포하여 유동저항이 적고 이에 상대적으로 적은 차이를 가지는 것으로 확인되었다. 또한, 층류영역에서 35°와 45°의 마찰계수 값의 차이는 최대 0.017로 거의 유사하게 나오는데 이는 유동의 속도가 작아 유동경계층에서 난류화가 제대로 형성되지 못하여 나타난 것으로 사료된다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 마찰계수는 일정한 차이를 나타내는데 이는 레이놀즈수가 증가함에 따라 각 관에서의 속도가 증가하여 와류가 생기고 유동이 복잡해져 난류화가 촉진되며 이에 속도장이 일정해지고 유동이 안정화되기 때문으로 판단된다.

Fig. 3.13는 레이놀즈수변화에 따른 덕트각도에 대한 j -인자의 값을 보여주고 있다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 j -인자는 감소하는 경향을 가지며 35°인 경우를 제외하고 거의 유사하게 나오는 것으로 확인되었다. 또한, 35°일 때 다른 각도와 경향이 다르게 나타나는 이유는 유로 입구로부터 유입된 유체가 유동 영역에 진입하게

될 때 잠시 정체됨으로 인하여 유동영역 내에서 유체의 분배가 고르지 않아 다른 각도에 비해 큰 차이를 보이는 것으로 나타났다. 그리고 덕트각도가 55°와 65°일 때 j-인자 차이는 최대 0.00022로 상대적으로 가장 적은 차이를 나타내는데 이는 상판과 하판의 유로의 유동방향으로 교차하여 흐르는 속도벡터가 다른 각도에 비해 차이가 나지 않고 거의 일정하게 나타나 j-인자의 차이가 가장 적게 나오는 것으로 확인되었다.

Fig. 3.14는 다양한 덕트각도에서 레이놀즈수변화에 따른 누셀트수 값의 변화를 보여주고 있다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 누셀트수는 선형적으로 증가하는 경향을 보이며 각도에 따른 누셀트수의 차이 또한 증가하는 것으로 확인되었다. 레이놀즈수가 작은 층류영역일 때는 누셀트수가 거의 유사하게 나오는 경향을 보이는데 이는 유동 영역에서 와류가 잘 생성하지 못하고 일정한 유동을 가져 열전달 성능의 차이가 적어 나타나는 것으로 사료된다. 또한 55°와 65°일 때 누셀트수의 차이는 가장 적게 나타났다.

Fig. 3.15는 덕트각도가 55°일 때 레이놀즈수에 따른 압력분포를 보여주고 있다. 레이놀즈수가 2000일 때까지 입구부분에서는 압력강하가 생기는데 이는 낮은 속도로 인한 결과로 유동이 완전히 분배되지 않아 압력강하가 생기는 것으로 보이며 레이놀즈수가 클수록 출구부분에서의 압력강하는 감소하는 것을 알 수 있었다. 또한, 모든 레이놀즈수에서의 압력분포는 유사한 경향을 보이며 덕트가 모이는 가운데 부분에서 압력강하가 다른 부분보다 압력강하가 적은 것을 확인할 수 있었다.

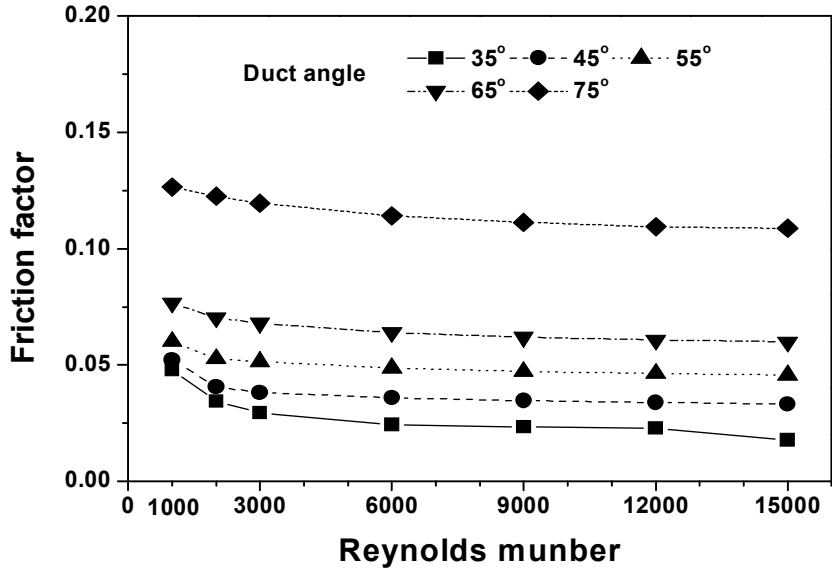


Fig. 3.12 Friction factor of varied duct angle with Reynolds number.

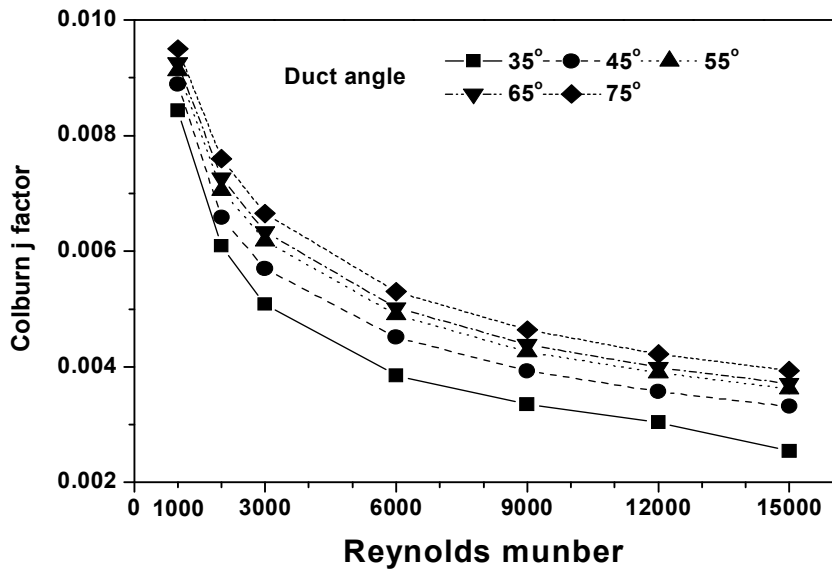


Fig. 3.13 Colburn j factor of varied duct angle with Reynolds number.

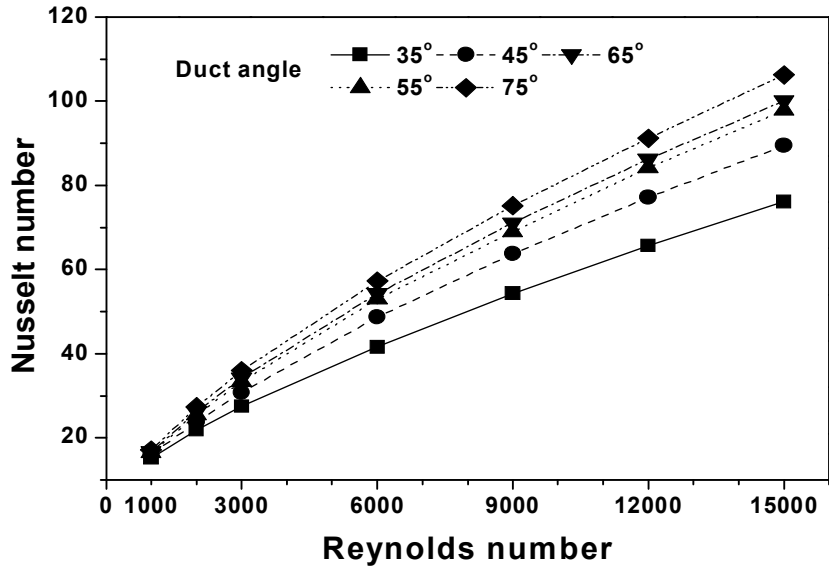


Fig. 3.14 Nusselt number of varied duct angle with Reynolds number.

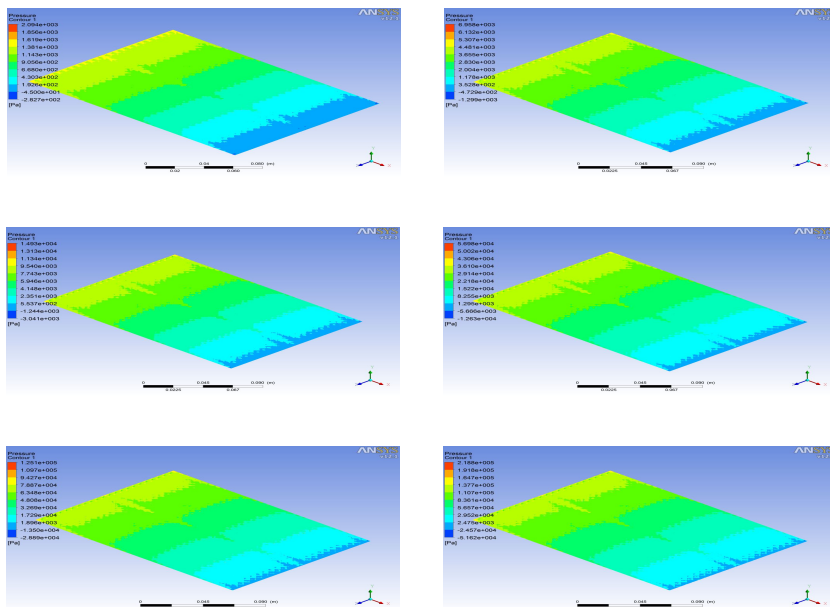


Fig. 3.15 Pressure variations with Reynolds number. ($\beta=55^\circ$)

2. 기존의 수식과 비교 및 검증

덕트 형태가 사인형태인 판형열교환기에서 수치해석 결과 값으로 얻어진 마찰계수와 누셀트수를 기존의 판형열교환기에 적용되는 수식과 비교 검증하기 위하여 덕트각도와 레이놀즈수를 변화시켜 가면서 해석을 수행하였다.

Figs. 3.16~3.20은 덕트각도에 따른 마찰계수를 다른 수식과 비교한 결과와 오차를 보여주고 있다. 그래프에서 보듯이, 모든 수식과 본 수치해석을 통해 나온 결과 값을 비교하였을 때 층류 영역에서는 레이놀즈수가 증가함에 따라 마찰계수의 변화폭이 큰 것을 알 수 있으며 난류영역에서는 마찰계수의 폭이 적어지는 것을 확인할 수 있다. Fig. 3.16는 덕트각도가 35°일 경우 마찰계수를 다른 수식과 비교한 결과 값과 오차를 보여주고 있다. 수치해석을 통해 얻어진 결과는 다른 수식과의 마찰계수 차이는 0.006~0.03로 높은 차이를 나타냈는데 이는 사인형태의 판형열교환기는 유로입구부터 유입된 유체가 유동 영역에 진입하게 될 때 잠시 정체됨으로 인하여 유동영역 내에서 분배가 고르지 않기 때문이다. 이때 Martin 수식과의 오차는 최소 31.2%, 최대 36.97%을 나타냈으며 Wannaiarachchi 수식과의 오차는 최소 48.03%, 최대 68.68%을 나타냈으며, Muley 수식과의 오차는 최소 51.44%, 최대 64.42%을 나타냈다. 오차가 크기 때문에 덕트각도가 35°일 경우에 새로운 수식을 적용하여 사인형태 판형열교환기에 대한 이론식을 확립해야 한다고 판단된다.

Fig. 3.17는 덕트각도가 45°일 경우 해석을 통해 얻어진 마찰계수를 다른 수식과 비교한 결과 값과 오차를 보여주고 있다. 수치해석을 통해 얻어진 결과는 Muley 수식을 제외하고 다른 수식을 통해 얻은 마찰계수가 거의 유사한 경향을 보이고 있다. Muley의 관계식은 고점도 유체의 유동을 중점으로 수식을 확립하였기 때문에 고점도 유체가 아닌 물이 작동유체가 되는 경우 다른 관계식보다 높은 레이놀즈수를 가지는 유동이 형성되며 그로 인하여 전체적으로 더욱 복잡하고 활발한 난류가 발생하기 때문에 마찰계수 또한 높게 나타나 사인형태의 판형열교환기보다

최대 3.86배 높은 마찰계수를 나타냈다. 이때 Martin 수식과의 오차는 최소 12.85%, 최대 14.59%로 나타냈으며 Wannaiarachchi 수식과의 오차는 최소 8.91%, 최대 43.7%를 나타냈다. 또한 층류범위에서는 Wannaiarachchi 수식의 결과 값과 오차는 거의 유사하게 나타났으며 난류 범위에서는 Martin 수식의 최대오차는 13.11%로 매우 유사하게 나타남을 확인하였다.

Fig. 3.18는 덕트각도가 55°일 경우 마찰계수를 다른 수식과 비교한 결과 값을 보여주고 있다. 본 덕트각도의 해석결과는 45°와 비슷한 경향을 보이며 층류범위에서는 기존의 수식보다 마찰계수의 값은 적게 나타났다. 그리고 난류범위에서는 Martin 수식과 Wannaiarachchi 수식 사이에서 존재하는 것을 알 수 있으며 Wannaiarachchi 수식의 결과 값과 거의 유사하게 나타났다. 이때 Martin 수식과의 오차는 최소 22.05%, 최대 24.01%로 나타냈으며 Wannaiarachchi 수식과의 오차는 최소 6.71%, 최대 51.58%를 보였다. 또한 난류범위에서의 최대오차는 11.62%로 거의 유사한 결과 값을 얻을 수 있었으며 Muley의 결과 값은 수치 해석한 결과 값보다 최대 4.43배 높게 나타났다.

Fig. 3.19는 덕트각도가 65°일 경우 마찰계수를 다른 수식과 비교한 결과 값을 보여주고 있다. 수치해석을 통해 얻어진 결과는 다른 수식에 비하여 적은 마찰계수를 보이는데 이는 다른 수식들은 각도가 커짐에 따라 압력강하의 값이 증가하여 마찰계수가 증가하는 폭이 커지는데 수식 해석을 통해 나오는 값 들은 기존의 수식보다 압력강하 폭이 적어 마찰계수 값이 적게 나오는 것으로 사료된다. 이때 Martin의 값은 최소 1.81배에서 최대 1.85배, Wannaiarachchi 수식 값은 최소 2.2배에서 최대 2.76배, 그리고 Muley 수식 값은 최소 3.23배에서 최대 4.25배 높게 나타났다. 이러한 결과를 고려하였을 때 65°이상의 각도를 가지는 사인형태의 관형열교환기에 대한 새로운 수식 확립이 필요하며 관형열교환기에 대한 수식은 45°와 55° 범위 사이에서 신뢰성이 높으며 비교가 이루어져야 됨을 확인하였다.

Figs. 3.20~3.21는 레이놀즈수가 3000과 6000일 때 덕트각도에 따른 마찰계수를

다른 수식과 비교한 결과 값과 오차를 보여주고 있다. 두 그래프 모두 Muley 수식을 제외하고 각도가 증가함에 따라 마찰계수는 증가하는 경향을 보였으며 레이놀즈수가 3000인 경우에는 덕트각도가 45° 일 때 오차범위는 15.4%로 가장 비슷한 결과 값이 나타나는 것으로 확인되었으며 레이놀즈수가 6000인 경우에는 덕트각도가 55° 일 때 오차범위는 17.4%로 가장 비슷한 결과 값을 가지는 것을 확인할 수 있었다. 또한 Muley식을 살펴보면 55° 이후에 감소하는 경향을 보이는데 이는 앞에서 설명하였듯이 덕트각도가 이 수식의 적용범위를 넘어서 큰 오차를 보이는 것으로 사료된다. 또한 Martin식에서 덕트각도가 65° 부터 마찰계수 급격히 증가하는 것을 볼 수 있는데 이는 기존의 연구를 고려하였을 때 기본 셀의 유동길이 변화에 강한 와류를 생성하여 압력강하가 크게 나타나는 현상을 고려해야 하나 이러한 특징이 수식에 고려되지 않았기 때문이라 사료된다. 따라서 덕트각도가 65° 이상의 판형 열교환기의 설계에 있어 이러한 점을 고려하여 설계되어야 함을 알 수 있었다.

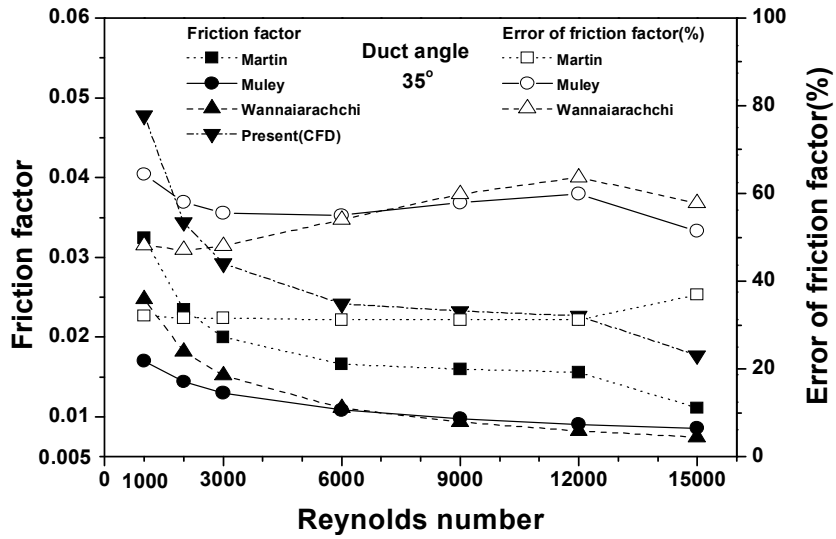


Fig. 3.16 Friction factor and friction factor error between correlations and numerical simulation at duct angle of 35°.

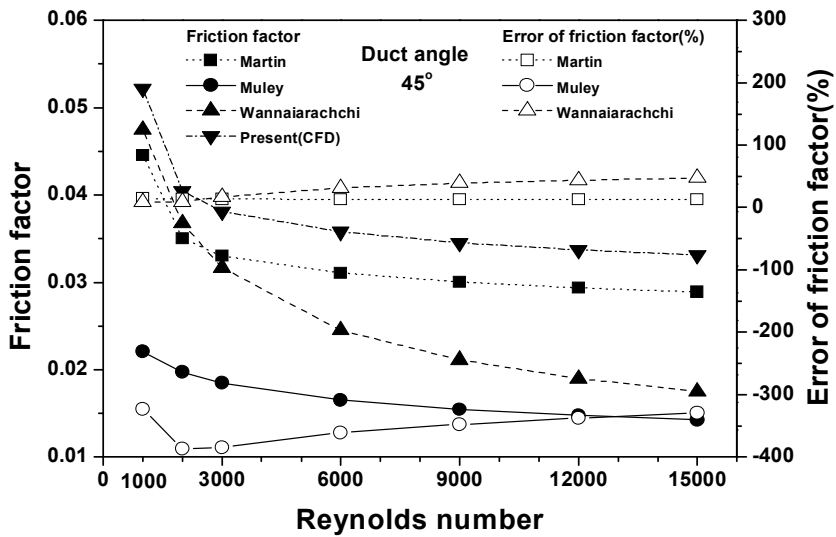


Fig. 3.17 Friction factor and friction factor error between correlations and numerical simulation at duct angle of 45°.

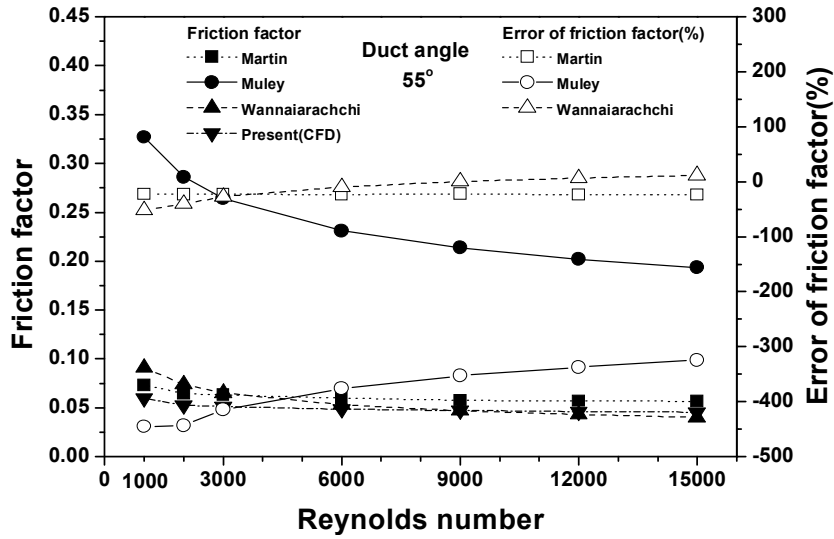


Fig. 3.18 Friction factor and friction factor error between correlations and numerical simulation at duct angle of 55°.

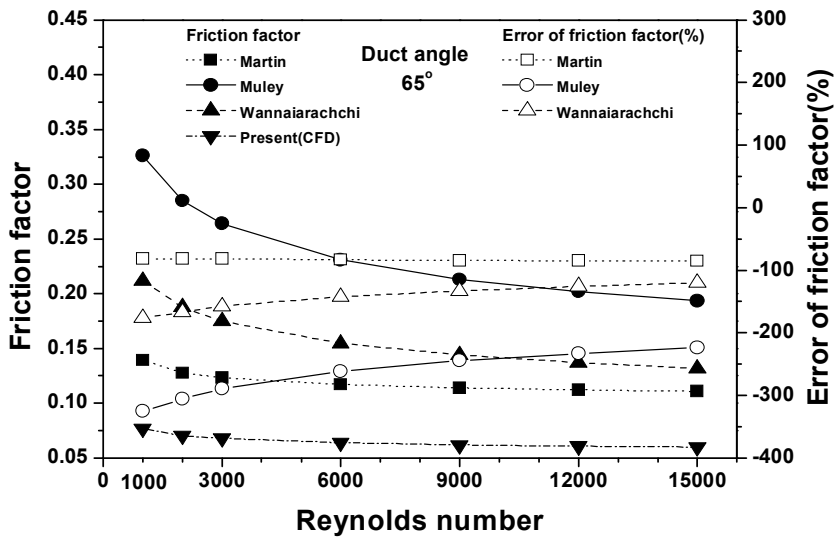


Fig. 3.19 Friction factor and friction factor error between correlations and numerical simulation at duct angle of 65°.

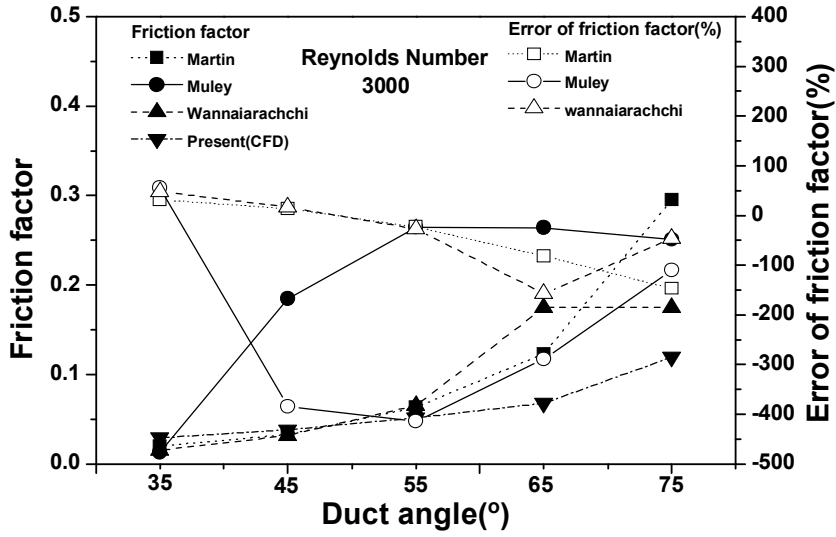


Fig. 3.20 Friction factor and friction factor error from correlations and numerical simulation at Reynolds number of 3000.

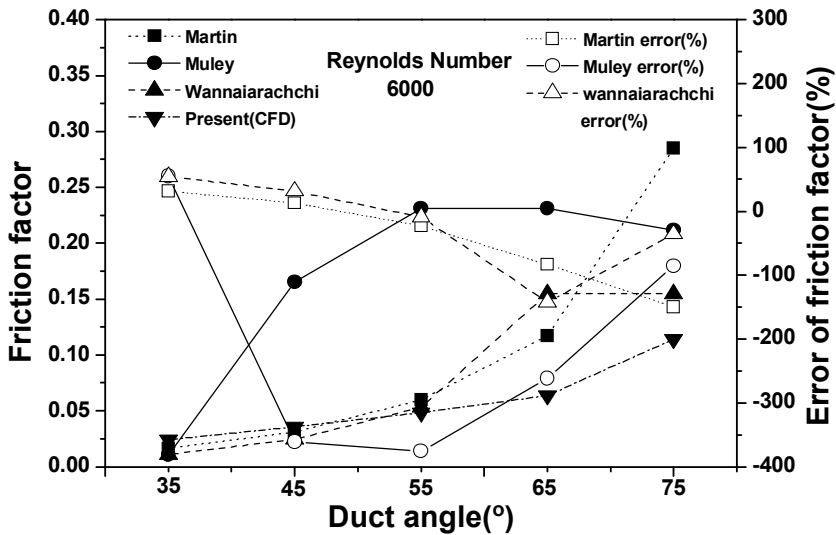


Fig. 3.21 Friction factor and friction factor error from correlations and numerical simulation at Reynolds number of 6000.

Figs. 3.22~3.25는 본 연구에서 얻어진 덕트각도에 따른 누셀트수를 다른 수식과 비교한 결과 값과 오차를 보여주고 있다. 모든 수식과 수치해석을 통해 나온 결과 값 모두 레이놀즈수가 증가함에 따라 누셀트수도 증가하는 경향을 가짐을 확인 할 수 있다. Fig. 3.22는 덕트각도가 35°일 경우 누셀트수를 다른 수식과 비교한 결과 값과 오차를 보여주고 있다. 수치해석을 통해 얻어진 결과는 다른 수식과 비교한 결과 값보다 높은 경향을 나타내는데 이는 다른 수식에 비해 접수길이가 크게 작용하여 열전달계수가 증가함에 따라 다른 수식에 비해 높게 나타나는 것으로 판단 된다. 또한 수치해석의 누셀트수가 증가하는 경향은 Martin 수식과 비슷하게 나타나는데 그 이유는 다른 수식들은 덕트형상을 원형에 가깝게 가정하여 수식을 정의 하였으나 Martin의 경우 삼중점을 가지는 사인형태로 수식을 가정하여 나타냈기 때문이라 사료된다. 비교결과 Martin 수식과의 오차는 최소 10.2%, 최대 12.59%을 나타냈으며 Wannaiarachchi 수식의 오차는 최소 34.27%, 최대 52.03%을 나타냈으며 Muley 수식의 오차는 최소 25.17%, 최대 56.53%을 나타냈다.

Fig. 3.23는 덕트각도가 45°일 경우 누셀트수를 다른 수식과 비교한 결과 값과 오차를 보여주고 있다. 35°와 마찬가지로 수치해석을 통해 얻어진 결과는 다른 수식과 비교한 결과 값보다 높게 나타나는 경향을 보이며 Martin 수식과 거의 유사한 경향을 보였다. Martin 수식과의 오차는 최소 4.66%, 최대 5.33%을 나타나 모든 범위에서 유사한 경향을 보였으며 Wannaiarachchi 수식의 오차는 최소 14.99%, 최대 39.27%로 레이놀즈수가 증가할수록 오차의 범위는 증가하는 것으로 나타났다. 또한 Muley 수식의 오차는 최소 29.14%, 최대 51.98%로 레이놀즈수가 증가할수록 오차의 범위는 감소하는 것으로 확인할 수 있었다.

Fig. 3.24는 덕트각도가 55°일 경우 해석을 통해 나온 누셀트수를 다른 수식과 비교한 결과 값과 오차를 보여주고 있다. 층류영역에서는 Martin와 Muley의 값과 최대오차 7.54%로 거의 유사한 경향을 보여 이 각도일 때 이 수식들은 사인형태의 열교환기와 비교·분석할 수 있음을 확인할 수 있었으며 본 연구에서 나온 결과와 Ma

rtin 수식과의 오차는 최소 4.76%, 최대 7.71%을 나타냈다. 그리고 Wannaiarachchi 수식의 오차는 최소 1.25%, 최대 23.3%로 레이놀즈수가 증가할수록 오차의 범위는 증가하는 것으로 나타났으며 Muley 수식의 오차는 최소 1.22%, 최대 8.87%로 전 범위에서 가장 비슷한 경향을 보이는 것으로 확인할 수 있다.

Fig. 3.25는 덕트각도가 65도일 경우 누셀트수를 다른 수식과 비교한 결과 값과 오차를 보여주고 있다. 난류영역일 때 수치해석을 통해 얻어진 결과는 Wannaiarachchi 수식을 제외한 다른 수식에 비해 적게 나오는데 이는 덕트각도 증가에 따른 입구측 접수길이의 변화가 적어 열전달계수 또한 증가되지 못하기 때문이다. 덕트각도가 65°일 때 누셀트수는 비슷한 경향으로 증가하며 본 연구와 Martin 수식과의 오차는 최소 34.98%, 최대 35.84%을 나타냈으며 Wannaiarachchi 수식과의 오차는 최소 2.49%, 최대 16.01%로 층류 범위일 때 거의 비슷한 경향을 보였다. 또한, 레이놀즈수가 증가할수록 오차의 범위는 증가하는 것으로 나타났으며 Muley 수식의 오차는 최소 9.89%, 최대 23.64%로 나타냈다.

Figs. 3.26~3.27는 레이놀즈수가 3000과 6000일 때 덕트각도에 따른 누셀트수를 다른 수식과 비교한 결과 값과 오차를 보여주고 있다. 두 그래프 모두 Muley 수식을 제외하고 각도가 증가함에 따라 마찰계수는 증가하는 경향을 보였으며 레이놀즈수가 3000, 덕트각도가 45°일 때 오차범위는 15.4%로 가장 비슷한 결과 값이 나타나는 것으로 확인되었다. 반면 레이놀즈수가 6000, 덕트각도가 55°일 때 오차범위는 17.4%로 가장 비슷한 결과 값이 나오는 것을 확인할 수 있었다. Muley식을 살펴보면 55°이후에 감소하는 경향을 보이는데 이는 덕트각도가 이 수식의 범위를 넘어서 나타나는 현상으로 사료된다. 또한 Martin식에서 덕트각도가 65°부터 급격히 증가하는데 이 또한 덕트각도에 따른 마찰계수의 영향으로 판단된다.

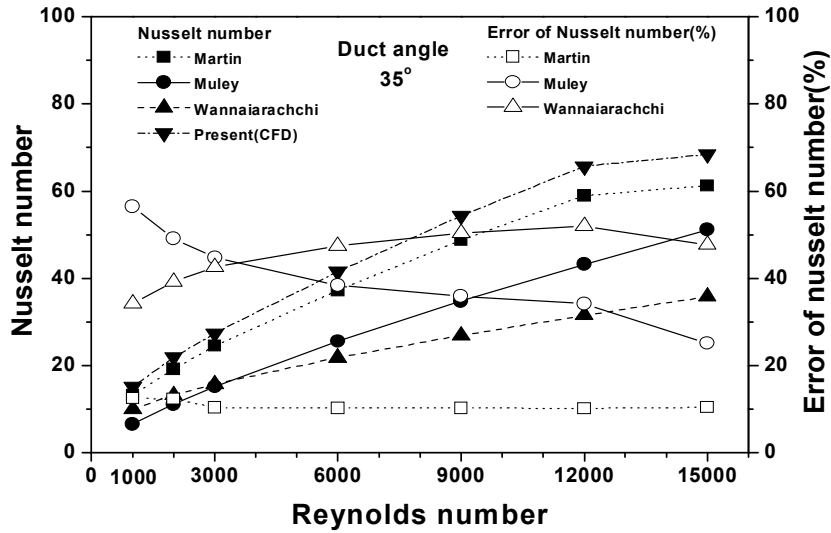


Fig. 3.22 Nusselt number and nusselt number error between correlations and numerical simulation at duct angle of 35°.

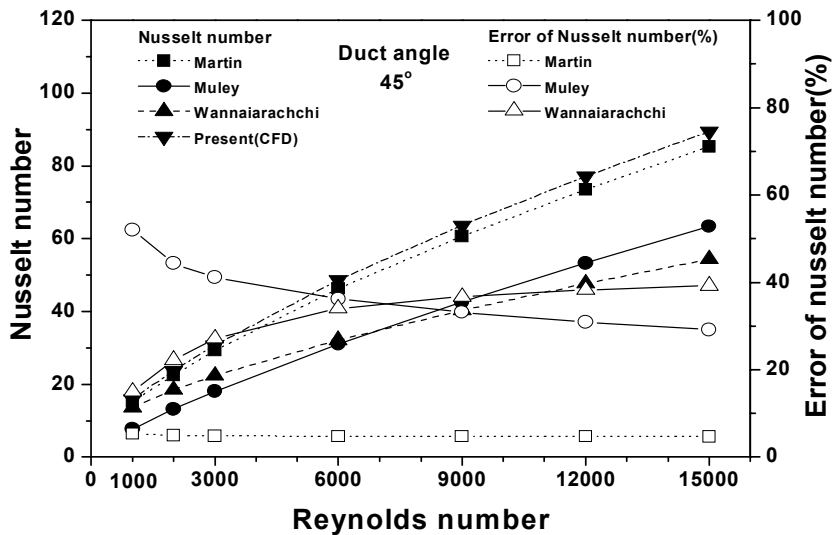


Fig. 3.23 Nusselt number and nusselt number error between correlations and numerical simulation at duct angle of 45°.

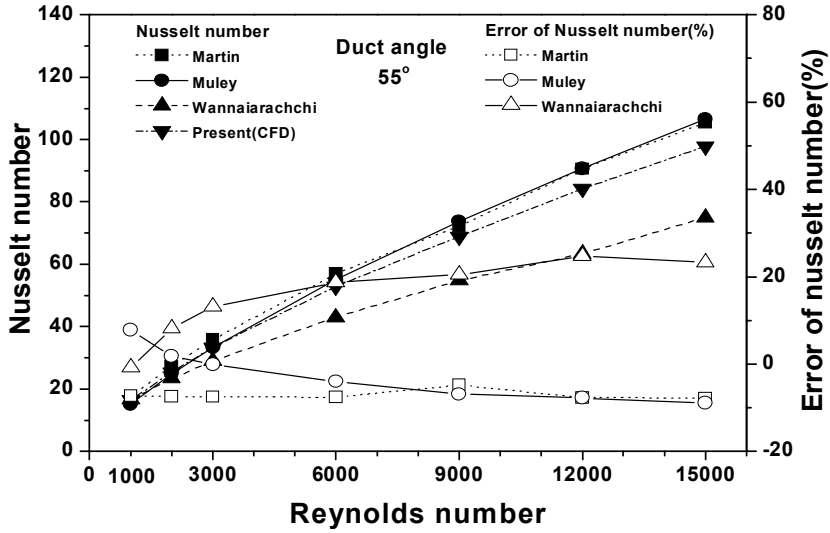


Fig. 3.24 Nusselt number and nusselt number error between correlations and numerical simulation at duct angle of 55°.

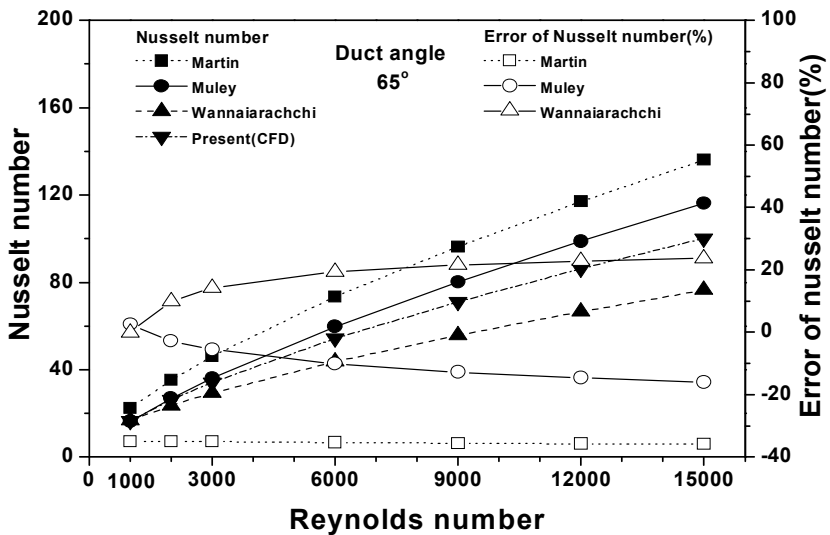


Fig. 3.25 Nusselt number and nusselt number error between correlations and numerical simulation at duct angle of 65°.

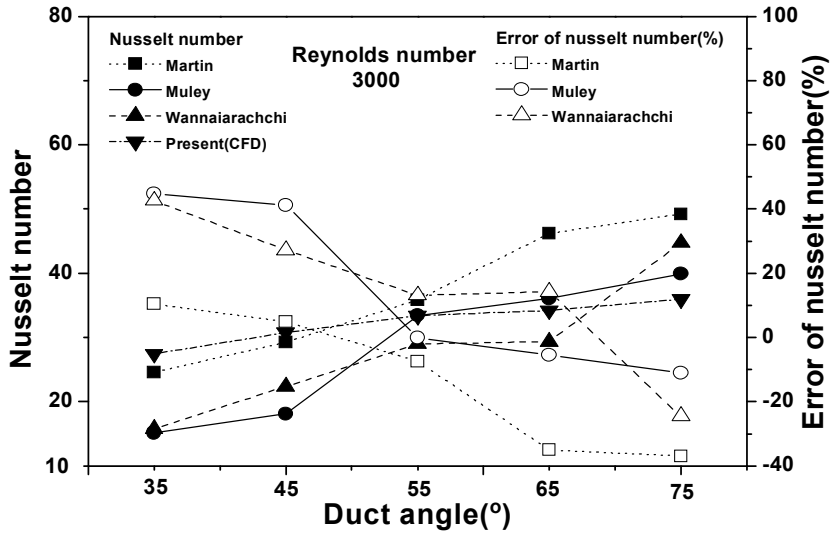


Fig. 3.26 Nusselt number and nusselt number error between correlations and numerical simulation at Reynolds number of 3000.

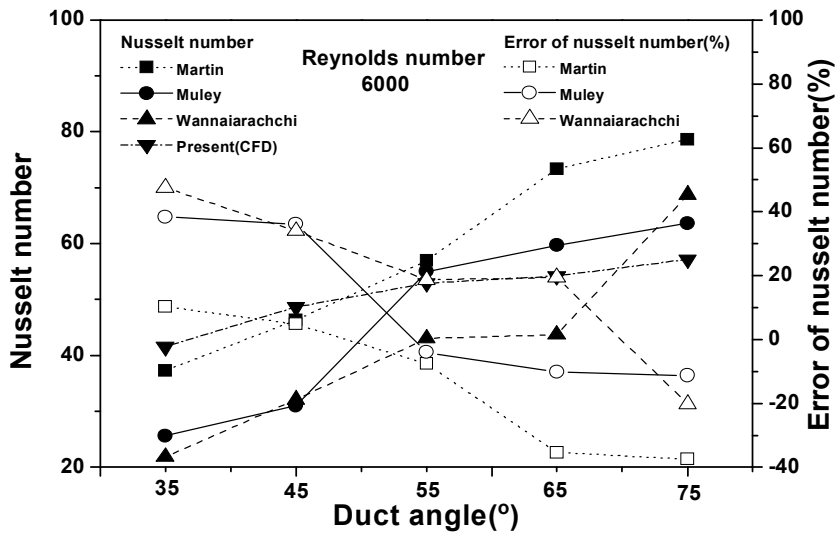


Fig. 3.27 Nusselt number and nusselt number error between correlations and numerical simulation at Reynolds number of 6000.

제 4 절 덕트형상에 따른 성능특성 분석

관형열교환기의 덕트형상 변화에 따른 성능특성을 알아보기 위해 제 3절에서 수행한 모델의 크기와 동일한 수력직경을 가지는 반원, 사다리꼴, 사인형태의 덕트형상에 대하여 해석적 연구를 진행하였다. 동일한 수력직경을 가지는 반원, 사다리꼴, 사인형태의 관형열교환기에서 덕트각도를 45° ~ 65° , 레이놀즈수를 1000~15000까지 변화시키면서 수치해석을 수행하였다.

Fig. 3.28은 덕트각도가 45° 일 때 다양한 덕트형상에 대하여 레이놀즈 변화에 대한 마찰계수를 보여주고 있다. 사다리꼴 형상의 마찰계수는 0.0636~0.043, 반원 형상의 마찰계수는 0.057~0.039, 그리고 사인형상의 마찰계수는 0.052~0.033으로 레이놀즈가 증가할수록 감소함을 확인할 수 있다. 세 가지 다른 형태의 덕트에서 사다리꼴형상의 마찰계수가 다른 형상에 비하여 높은 마찰계수의 값을 가짐을 확인할 수 있다. 이는 반원형상과 사인형상의 덕트보다 모퉁이 부분이 날카로운 형상을 가지게 되어 이로 인하여 이 부분에서 유동의 정체와 와류가 심해지고 유동마찰이 증가하여 상대적으로 마찰계수가 높게 나오는 것으로 확인되었다.

Fig. 3.29는 덕트각도가 55° 일 때 다양한 덕트형상에서의 레이놀즈 변화에 대한 마찰계수를 보여주고 있다. 레이놀즈가 층류(1000~3000)일 경우 사다리꼴형상의 마찰계수는 0.094에서 0.079로 나타나 반원형상의 마찰계수인 0.084에서 0.078보다 높게 형성되지만 레이놀즈수가 난류($Re > 6000$)인 지점부터 반원형상의 마찰계수는 0.076~0.07로 사다리꼴형상의 마찰계수인 0.075~0.063보다 높게 형성되는 것을 확인할 수 있다. 이는 덕트각도가 55° 일 때 45° 보다 상판덕트와 하판덕트가 만나는 부분의 간격이 커져 유동이 흐르는 길이가 증가하는데 반원형상은 사다리꼴 형상보다 이 길이가 증가하여 그 만큼 벽면에서의 마찰이 심해지게 된다. 즉, 층류경우에는 와류가 잘 생성되지 않아 이러한 영향을 미치지 못하지만 난류의 경우 와류가 잘 생성됨에 따라 이러한 현상이 나타나 반원의 마찰계수가 사다리꼴에 비하여 증가함

을 알 수 있다. 또한 사인형상의 마찰계수는 0.059~0.046으로 나타나 반원형상과 사다리꼴 형상보다 적은 마찰계수 값을 보이는데 이는 사인형상인 경우 와류가 잘 생성되지 않아 레이놀즈 전 범위에서 와류의 생성에 의한 영향은 상대적으로 작아 마찰계수가 낮게 나타남을 확인할 수 있다.

Fig. 3.30은 덕트각도가 65°일 때 다양한 덕트형상에서의 레이놀즈 변화에 대한 마찰계수를 보여주고 있다. 반원형상의 마찰계수는 0.106~0.092로 다른 형상에 비하여 높은 마찰계수의 값을 가짐을 확인되었는데 이는 사다리꼴형상과 사인형상의 덕트보다 상판덕트와 하판덕트가 만나는 부분의 간격이 증가되어 유동이 흐르는 길이가 다른 형상보다 길어지기 때문이다. 즉 길이가 늘어난 만큼 압력강하도 높아져 이러한 현상을 나타낸 것으로 사료된다.

Fig. 3.31는 덕트각도가 45°일 때 다양한 덕트형상에서의 레이놀즈 변화에 대한 누셀트수를 보여주고 있다. 사다리꼴형상의 누셀트수는 22.15~145.12, 반원형상의 누셀트수는 21.27~140.88, 그리고 사인형상의 누셀트수는 20.56~131.55으로 레이놀즈가 증가할수록 누셀트수는 증가하는 경향을 가지며 사다리꼴 형상이 다른 형상보다 누셀트수의 값이 큰 것을 확인하였다. 그 이유는 사다리꼴 형상의 접수길이가 다른 형상보다 크기 때문에 열전달계수 또한 큰 값을 나타내 다른 형상보다 높은 누셀트수를 가지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3.32는 덕트각도가 55°일 때 다양한 덕트형상에서의 레이놀즈 변화에 대한 누셀트수를 보여주고 있다. 사다리꼴형상의 누셀트수는 26.32~171.06, 반원형상의 누셀트수는 25.12~177.91, 그리고 사인형상의 누셀트수는 22.07~151.03으로 레이놀즈가 증가할수록 누셀트수는 증가하는 경향을 가지며 층류일 경우 사다리꼴형상이 높지만 난류일 경우 반원형상의 누셀트수가 커짐을 확인 할 수 있었다. 이는 층류인 경우에는 누셀트값의 영향은 형상에 대한 접수길이 영향이 상대적으로 큰 것으로 판단되며 난류일 경우에는 유동이 흐르는 길이 영향이 크기 때문으로 판단된다.

Fig. 3.33는 덕트각도가 65°일 때 다양한 덕트형상에서의 레이놀즈 변화에 대한

누셀트수를 보여주고 있다. 사다리꼴형상의 누셀트수는 27.02~181.30 반원형상의 누셀트수는 27.22~195.75, 그리고 사인형상의 누셀트수는 24.09~166.57로 나타나 반원형상의 누셀트수가 다른 형상에 비하여 높은 누셀수를 가짐을 확인되었는데 이는 사다리꼴형상과 사인형상의 덕트보다 상판덕트와 하판덕트가 만나는 부분이 떨어져 유동이 흐르는 길이가 다른 형상보다 길어져서 길이가 늘어나 열전달면적 또한 커짐에 따라 열전달계수가 증가하여 누셀트수가 상대적으로 높은 것으로 확인되었다.

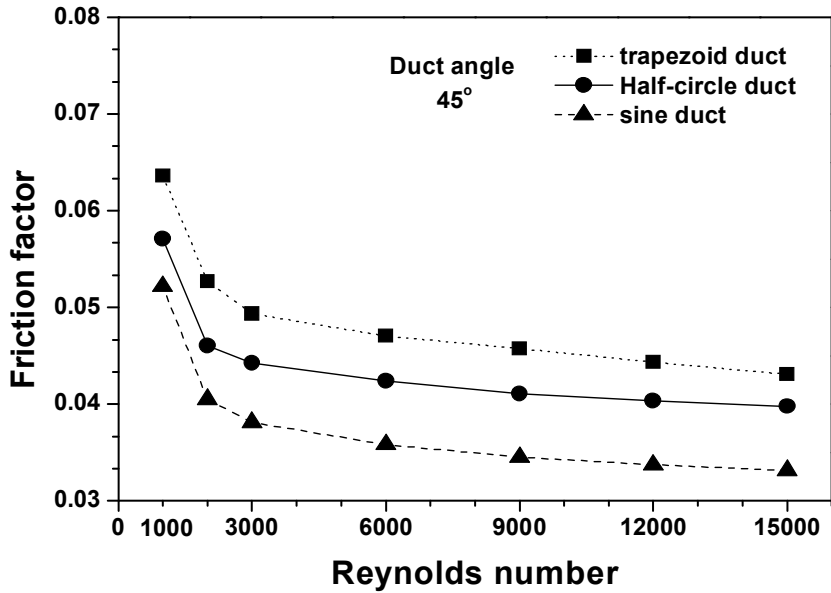


Fig. 3.28 Friction factor with various duct types at duct angle of 45°.

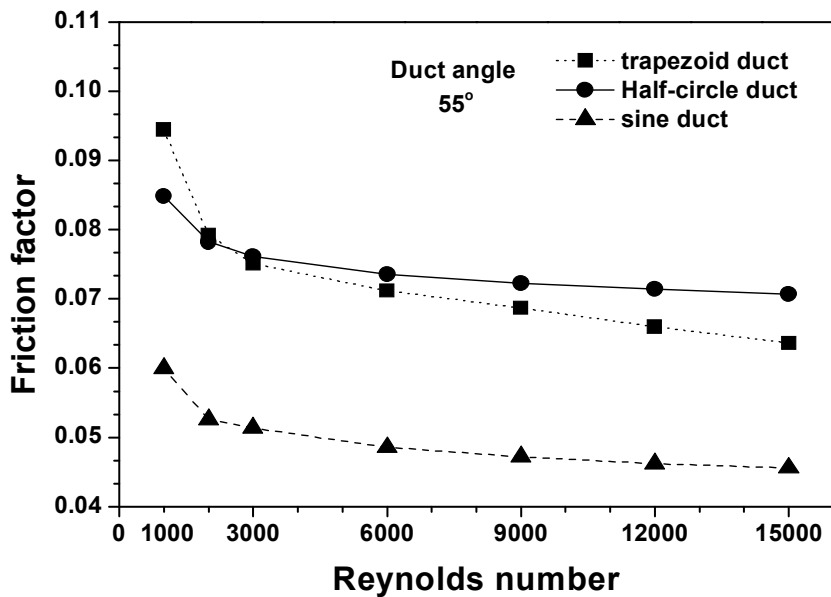


Fig. 3.29 Friction factor with various duct types at duct angle of 55°.

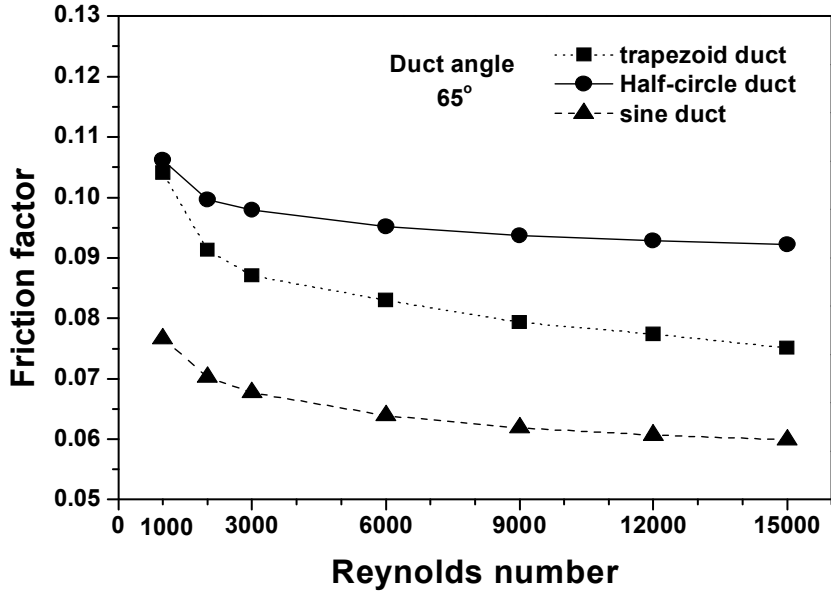


Fig. 3.30 Friction factor with various duct types at duct angle of 65°.

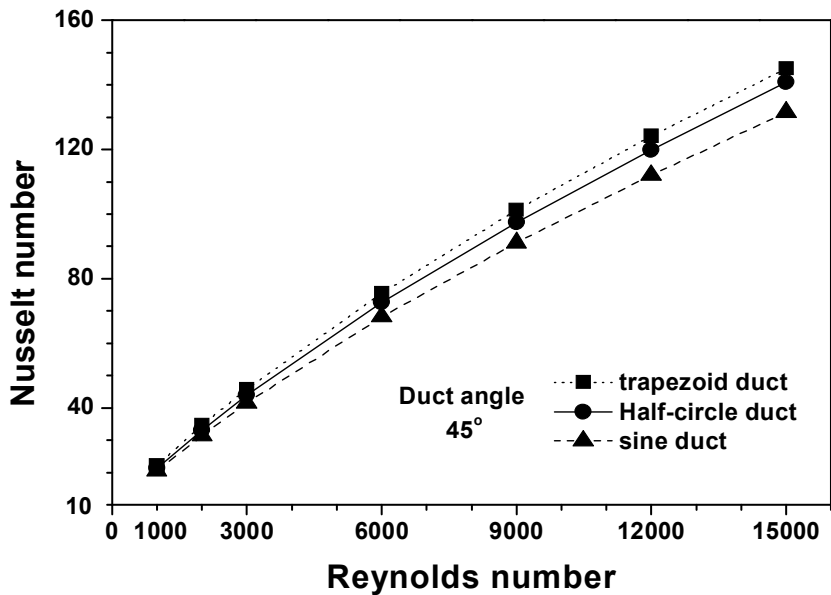


Fig. 3.31 Nusselt number with various duct types at duct angle of 45°.

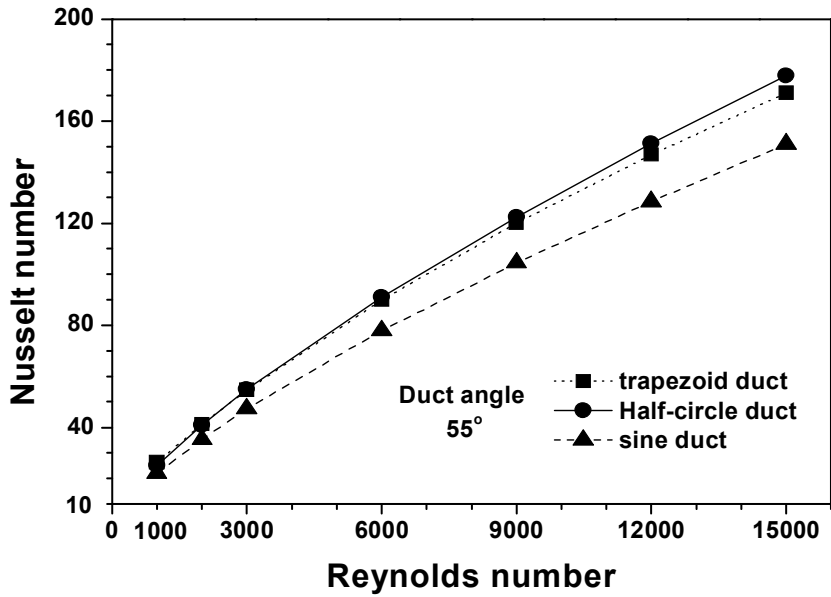


Fig. 3.32 Nusselt number with various duct types at duct angle of 55°.

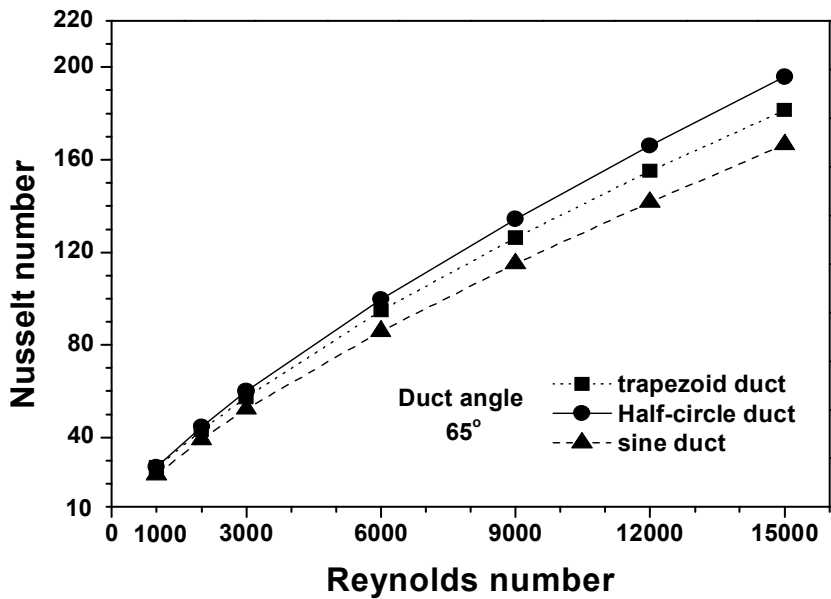


Fig. 3.33 Nusselt number with various duct types at duct angle of 65°.

제 4 장 수치해석과 실험결과의 비교 및 고찰

1. 실험장치 구성 및 실험조건

수치해석의 결과와 실험을 통해 얻어진 결과를 비교 고찰하여 판형열교환기의 성능에 대하여 검증하고자 실험과 수치해석 결과를 비교분석하였다. 판형 열교환기의 실험장치는 크게 증발시스템, 응축시스템, 추기시스템, 측정시스템의 조합으로 구성되어 있으며 본 연구에서 제작된 실험장치의 개략도를 Fig. 4.1에 나타내었다. 증발시스템은 냉매를 증발시키는 시스템으로 증발기, 냉매순환펌프, 냉수공급장치, 냉수 가열을 위한 열교환기 및 hot tank으로 시스템이 구성되어 있다. 응축시스템에서는 증발기에서 증발된 증기를 다시 응축시켜 증발기로 보내는 시스템으로 응축기, 냉각수 공급장치, 냉각수 냉각을 위한 열교환기 및 빙축열 시스템으로 구성되어 있다. 진공시스템은 실험장치 내부를 진공상태로 유지하기 위한 장치로 퍼지 유닛과 진공펌프로 구성되어 있다. 마지막으로 측정시스템은 냉수, 냉각수 유량을 측정하기 위한 유량계, 냉수, 냉각수의 증발기 입출구 온도를 측정하기 위한 RTD, 증발기와 응축기 내부의 압력을 측정하기 위한 압력계로 실험장치를 구성하였다.

Fig. 4.2은 실험에 사용한 판형 열교환기를 보여주고 있다. 전열판의 가로길이 140 mm, 세로길이 1,180 mm, 주름 피치는 10 mm, 주름 높이는 1.2 mm, 웨브론 각도는 30°로 결정하고 실험을 진행하였다. 이러한 형상을 가진 판형열교환기를 가지고 판수에 따른 열용량을 구하고자 전열판 한 장의 고온측 입구 질량유량을 0.06kg/s, 저온측 입구 질량유량 0.058 kg/s로 고정 시킨 후 전열판 수를 60, 90, 130, 200으로 변화시켜 실험을 수행하였으며 질량유량에 따른 열용량과 압력강하, 그리고 판형열교환기의 입구와 출구 온도를 확인하기 위하여 고온측 질량유량 0.06kg/s, 저온측 질량유량 0.058kg/s를 기준으로 60%, 80%, 그리고 140%로 변화시켜 검증 실험을 수행하였다.

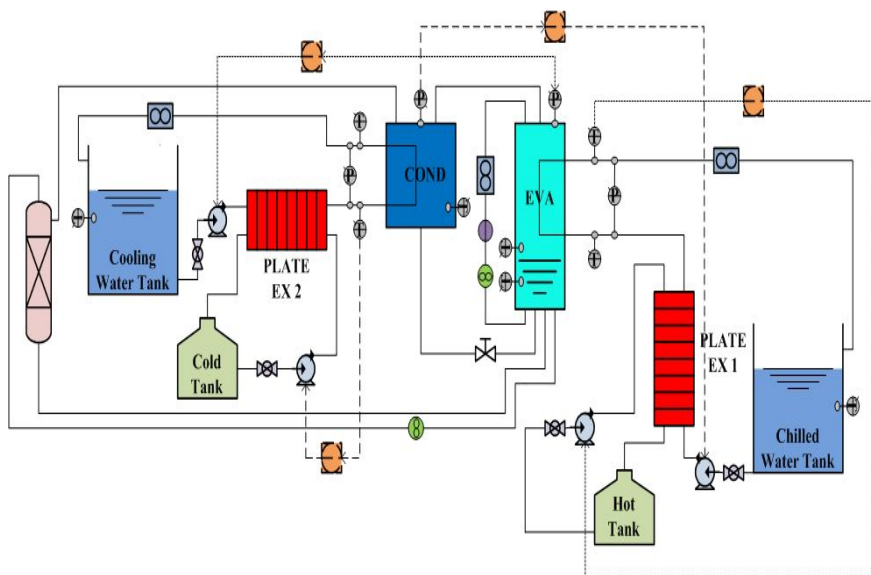


Fig. 4.1 Schematic of experimental setup.

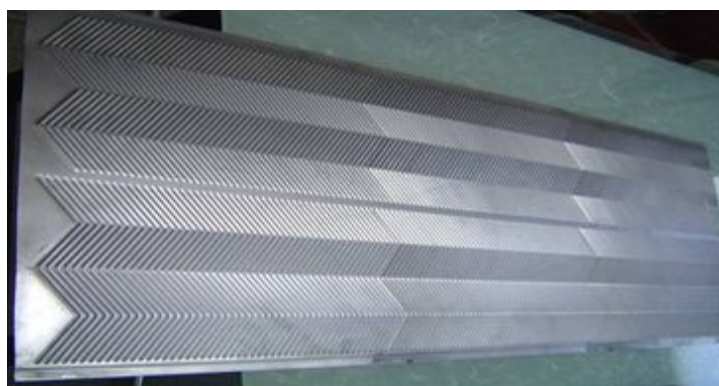


Fig. 4.2 Plate heat exchanger using experiment.

2. 수치해석과 실험결과 비교 및 고찰

Fig. 4.3는 열교환기 판수에 따른 열용량과 고온측, 저온측 압력강하를 보여주고 있다. 판수에 따른 열용량의 경우 60판에서 90판 사이의 열용량은 145.16 kW에서 229.67 kW로 급격하게 증가하는 모습을 보이거나 판의 수가 90이상인 경우 일정하게 증가하는 경향을 보이는 것으로 알 수 있었다. 또한, 판수에 따른 고온측 압력강하는 60판에서 130판까지 13.77 kPa에서 13.21 kPa로 비교적 일정하게 감소하나 130판에서 200판까지 13.21 kPa에서 11.88 kPa로 급격하게 감소되는 것을 확인되었다. 이는 130판에서 200판까지 판의 증가에 따른 질량유동의 감소로 판형열교환기의 내의 압력이 감소되기 때문이다. 저온측 압력강하는 60판에서 130판까지 14.92 kPa에서 11.82 kPa로 고온측 압력강하보다 감소하는 폭이 커지는데 이는 질량유량의 감소하는 변화폭이 고온측보다 커짐에 따라 각 입구에서 밀도와 레이놀즈수가 감소하였기 때문이다. 또한, 130판 이후 저온측 압력강하는 11.82 kPa에서 13.07 kPa로 증가하는데 이는 실험상 판이 겹치는 부분이 일정하게 분포되지 못하여 질량유량이 증가하였기 때문이다.

Fig. 4.4는 질량유량에 따른 열용량과 고온측, 저온측 압력강하를 보여주고 있다. 실험의 경우, 질량유량이 60%에서 140%로 증가함에 따라 열용량은 71.25 kW에서 157.78 kW으로 일정하게 증가함을 확인할 수 있었으며 질량유량 증가에 따른 고온측 압력강하는 12.43 kPa에서 51.72 kPa로 증가되며 저온측 압력강하는 9.93 kPa에서 35.5 kPa로 증가되는 것을 확인할 수 있다. 질량유량이 증가함에 따라 고온측과 저온측 압력강하의 차이는 증가하는 것을 확인할 수 있었는데 이는 질량유량이 증가함에 따라 판 사이에서 질량유량의 분배가 고르지 못하고 흐르는 유로의 마찰이 증가하였기 때문이다. 수치해석의 경우, 질량유량이 증가함에 따라 열용량은 일정하게 증가하는 경향을 보이지만 실험과 비교하였을 때 열용량이 적게 나온 이유는 저온측과 고온측 출구온도가 실험의 출구온도보다 적게 나타나 이로 인하여 열용

량이 적게 나온 것으로 사료된다. 또한 압력강하의 경우 실험과 비교하였을 때 압력강하가 크게 차이가 나는데 이는 수치해석 시 중력에 대한 압력강하를 고려하지 않아 나타난 결과로 확인되었다.

Fig. 4.5는 질량유량에 따른 고온측 출구온도와 저온측 출구온도의 변화를 보여주고 있다. 실험의 경우, 고온측 출구온도는 31.45°C에서 32.7°C로 열교환기 온도의 변화폭은 적은 것으로 확인되었으며 저온측 출구의 온도는 16.28°C에서 17.12°C로 출구온도의 변화폭은 적은 것으로 확인되었다. 이는 질량유량의 차이와 입구온도에 따른 비열비의 차이 때문으로 판단된다. 수치해석과 실험결과를 비교해 보면 수치해석의 고온측과 저온측 출구온도의 차이는 실험결과의 출구온도의 차이보다 적게 나타나는데 이는 실험에 사용한 열교환기 절반 크기로 설계하여 수치해석 연구를 진행하였기 때문에 실험에 사용한 열교환기보다 열교환 할 수 있는 내부의 유동이 적게 나타나 출구온도차이가 적게 나타나는 것으로 판단된다.

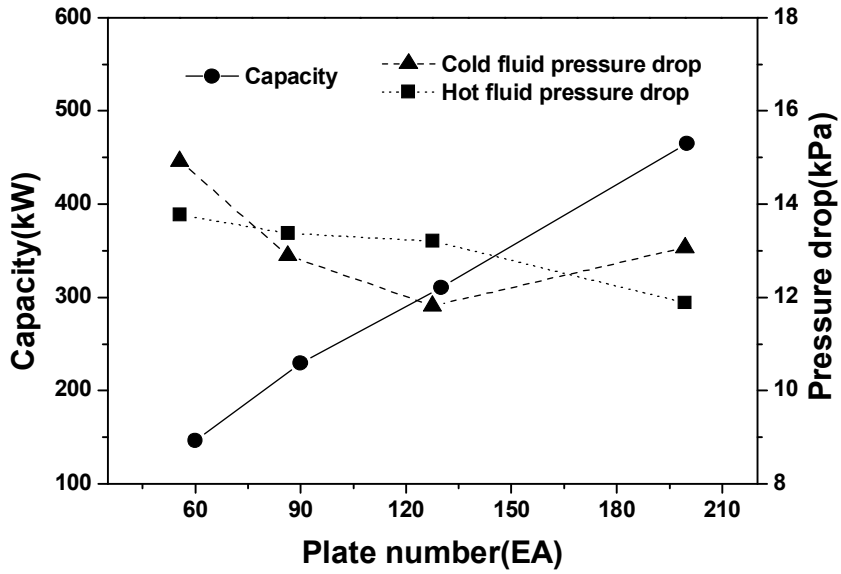


Fig. 4.3 Capacity, pressure drops of hot and cold fluid with plate number.

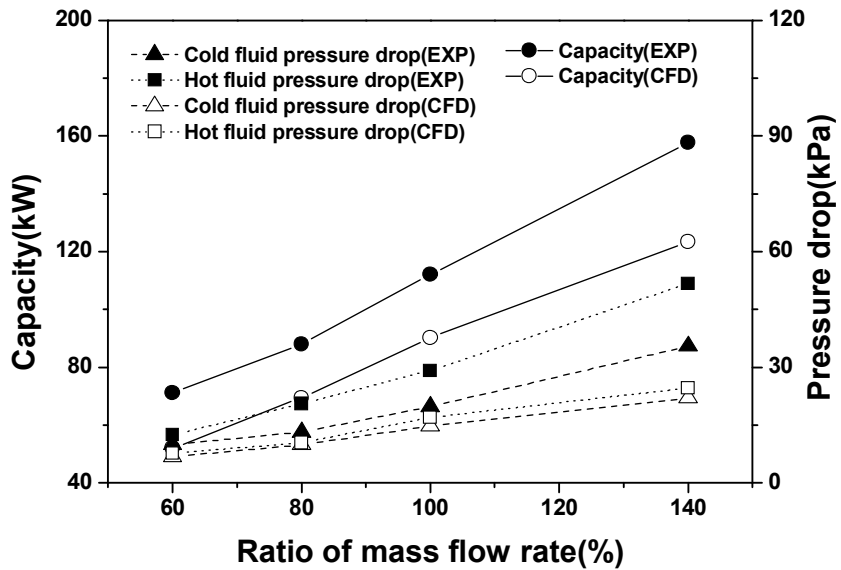


Fig. 4.4 Capacity, pressure drops of hot and cold fluid with ratio of mass flow rate.

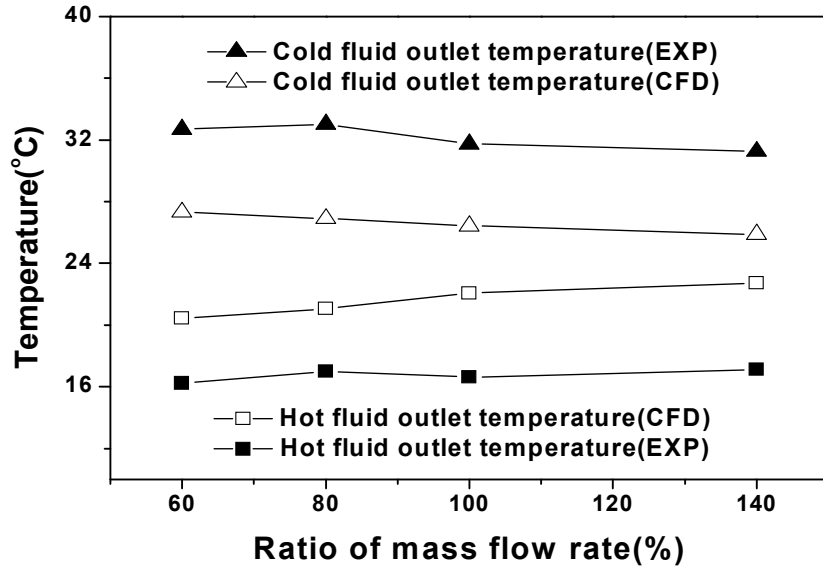


Fig. 4.5 Outlet temperature of hot and cold fluid with ratio of mass flow rate.

제 5 장 결 론

본 연구에서는 사인형태 판형열교환기의 성능특성을 해석적으로 파악하기 위하여 레이놀즈수와 덕트각도 변화에 따른 최소 검사체적 및 최적의 난류모델, 그리고 덕트형상에 따른 마찰계수의 변화를 비교·분석하였으며 실제냉동기에 사용하는 판형열교환기의 실험결과와 비교를 통하여 해석 결과를 검증하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 판형열교환기 해석을 위한 최소 검사체적을 결정하기 위해 덕트수를 1~14개로 증가시켜 연구를 수행한 결과, 덕트수가 증가할수록 마찰계수는 안정화되며 일정한 마찰계수를 얻어 최소 오차범위가 1%에 들어오는 최소 검사체적은 레이놀즈수가 3000일 경우 덕트각도 35°와 65°에서는 6개, 55°일 때는 10개인 것을 확인할 수 있었다. 또한 레이놀즈수가 6000일 경우 최소 검사체적은 모든 각도에서 6개인 것으로 나타나 수치해석을 위하여 필요한 최소의 검사체적은 적어도 10개 이상의 덕트수에 대하여 수치해석을 수행해야 함을 알 수 있었다.

(2) 판형열교환기 내부에 발생하는 최적의 난류모델을 선정하기 위하여 4가지 난류모델과 Martin식의 마찰계수를 비교한 결과 SST 난류모델이 가장 유사한 결과를 보였으며, $k-\epsilon$ 난류모델은 마찰계수가 Martin식과 유사한 경향성을 가짐을 확인할 수 있었다. 또한 판형열교환기 내부에서 발생하는 난류 유동은 와점성을 변수로 하는 $k-\epsilon$ 과 SST 난류모델이 유사한 유동양식을 가지며 레이놀드응력을 변수로 하는 SSGRS와 BSLRS 모델이 유사한 유동양식을 가지는 것을 알 수 있었다. 이에 판형열교환기 최적 난류모델을 결정하기 위해서는 $K-\epsilon$ 모델과 SST 모델을 바탕으로 한 새로운 난류모델이 제시되어야 함을 알 수 있었다.

(3) 사인형태 판형열교환기 성능특성 연구를 위해 덕트각도와 레이놀즈수를 변화시켜 연구를 수행한 결과, 덕트각도에 따른 마찰계수의 값은 덕트각도가 증가함에 따라 증가하는 결과를 보였으며 레이놀즈수가 증가할수록 감소하였다. j -인자 또한

같은 결과를 보였으며, 누셀트수는 덕트각도가 증가하고 레이놀즈수가 증가할수록 증가하는 결과를 보였다. 또한 기존의 수식과 비교한 결과 덕트각도가 45°와 55°일 때 Muley수식을 제외하고 마찰계수는 비슷한 결과 값이 나왔으며 누셀트수는 55°일 때 가장 비슷한 결과 값이 나오는 것을 확인할 수 있었다.

(4) 덕트형상에 따른 성능에 대한 특성을 고찰하기 위하여 덕트형상을 반원, 사다리꼴, 사인형태로 변화시켜 수치해석 한 결과 덕트각도가 45°인 경우 사다리꼴 형상에서 마찰계수와 누셀트수가 큰 값을 나타냈으며 덕트각도가 55°인 경우 층류에서는 사다리꼴 형상이 반원형상보다 마찰계수와 누셀트수가 가장 큰 값을 가지며, 난류일 경우 반원형상의 마찰계수와 누셀트수가 가장 큰 값을 가지는 것을 확인되었다. 또한 덕트각도가 65°인 경우 사다리꼴 형상에서 마찰계수와 누셀트수가 큰 값을 나타냈는데 이는 다른 형상에 비해 매끄럽지 못하여 마찰계수가 크게 나타났으며 접수길이가 다른 형상에 비해 커서 열전달계수 값 또한 증가하여 누셀트수 또한 크게 나타나는 것으로 확인되었다.

(5) 판형열교환기의 판의 증가와 질량유량의 변화에 따른 특성을 확인한 결과 판수가 증가함에 따라 열용량 또한 일정하게 증가하기 때문에 이를 반영하여 용량에 맞는 열교환기를 선정해야 함을 확인할 수 있었으며 질량유량이 증가함에 따라 열용량과 압력강하 모두 증가하기 때문에 열교환기를 선정할 때 압력강하와 질량유량을 고려하여 열교환기를 선정해야 함을 확인할 수 있었다.

본 연구를 통해서 사인형태 판형열교환기의 최적설계를 위해서는 덕트수, 난류모델선정, 덕트각도, 그리고 덕트형상을 동시에 고려하여 최적의 열교환기를 설계하는 것이 중요하며 실제 열교환기를 사용함에 있어서 열용량에 맞는 최적의 열교환기 판수와 질량유량을 고려하여 열교환기를 사용해야 함을 확인할 수 있었다.

REFERENCE

Shah, R. K., Sekulic, D. P., 2003, "Fundamentals of Heat exchanger design", John Wiley & Sons.

Ko, T. H., 2007, "A numerical study on developing laminar forced convection and entropy generation in half- and double-sine ducts", International Journal of Thermal Sciences, Vol. 46, pp. 1275-1284.

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", Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1058-1065.

Muley, A., Manglik, R. M., 1999, "Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger", Journal of Heat Transfer, Vol. 121, PP. 110 - 117.

Chisholm, D., Wanniarachchi, A. S., 1992, "Maldistribution in single-pass mixed channel plate heat exchangers", Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries, vol. 201, pp. 95 - 99.

Shiomi, Y., Nakanishi, S., Uehara, T., 2004, "Characteristics of two-phase flow in a channel formed by chevron type plates", Experimental Thermal and Fluid Sc

ience, Vol. 28, pp. 231 - 235.

Han, X. H., Cui, L. Q., Chen, S. J., Chen, G. M., Wang, Q., 2010, "A numerical and experimental study of chevron, corrugated-plate heat exchangers", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 37, pp. 1008 - 1014

Metwally, H. M., Manglik, R. M., 2004, "Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, pp. 2283 - 2292.

Warnakulasuriya, F. S. K., Worek, W. M., 2008, "Heat transfer and pressure drop properties of high viscous solutions in plate heat exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, pp. 52 - 67.

Durmus, A., Benli, H., Kurtbas, I., Gul, H., 2009, "Investigation of heat transfer and pressure drop in plate heat exchangers having different surface profiles", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 52, pp. 1451 - 1457.

Freund, S., Kabelac, S., 2010, "Investigation of local heat transfer coefficients in plate heat exchangers with temperature oscillation IR thermography and CFD", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 53, pp. 3764 - 3781.

Fernandes, C. S., Ricardo, P. D., Nóbrega, J. M., Maia, J. M., 2007, "Laminar flow in chevron-type plate heat exchangers: CFD analysis of tortuosity, shape factor and friction factor", Chemical Engineering and Processing, Vol. 46, pp. 825 - 8

33.

Martin, H. 1996, "A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers", *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 35, pp. 301-310.

Geyer, P. E., Fletcher, D. F., Haynes, B. S., 2007, "Laminar flow and heat transfer in a periodic trapezoidal channel with semi-circular cross-section", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 3471 - 3480.

Kanaris, A. G., Mouza, A. A., Paras, S. V., 2009, "Optimal design of a plate heat exchanger with undulated surfaces", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, pp. 1184 - 1195.

Dovic, D., Palm, B., Svaic, S., 2009, "Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 4553 - 4563.

Kim, T. Y., Kim, N. J., Lee, J. Y., Kim, C. B., 2001, "Numerical analysis of heat transfer characteristics in corrugated plate type heat exchanger channel", *Proceedings of the SAREK*, Vol. 13, No. 7, pp. 588-594.

Kim, K. R., Kim, I. G., Yim, C. S., 2002, "Numerical analysis on heat transfer characteristics and pressure drop in plate heat exchanger", *Journal of the Korean Solar Energy Society*, Vol. 22, No. 2, pp. 19-22.

감사의 글

이 논문이 완성되기까지 항상 격려와 배려를 아끼지 않으시고 누구보다 부족한 저에게 남보다 많이 사랑해주시고 관심으로 돌보아 주신 조홍현 지도교수님께 감사드립니다. 첫 제자로서 2년 동안 저를 돌보아 주셔서 감사합니다. 더욱 발전된 모습을 보이도록 앞으로 열심히 하겠습니다. 또한, 미리 결혼 축하드립니다. 그리고 논문 심사해준 홍명석 교수님, 정낙규 교수님 감사합니다.

대학생활 동안 동거동락한 모든 후배들에게 감사의 말을 전하고 싶습니다. 2년 동안 부사수 노릇하느라 수고한 원석이 졸업할 때까지 방장역할과 연구 열심히 하고 항상 자기 일보다는 실험실 일하느라 바쁜 치욱이 열심히 연구해서 좋은 곳으로 취직하고 경진이는 올해 안으로 여자친구 사귀어서 오랫동안 만났으면 하며 은성이는 빨리 무릎 완쾌되어 조만간 족구하면 좋겠다. 너희들 모두 석사 1년 남았는데 열심히 연구하고 하고자 하는 일들 모두 잘 되었으면 한다. 그리고 이번에 들어오는 오싸 상훈, 꿈이 명석, 하이애나 변이, 가장 말썽 많이 피는 재현이 모두 이루고자 하는 목표를 꼭 이루었으면 한다.

마지막으로 2년 동안 고생하신 부모님께 감사드립니다. 항상 사랑으로 못난 아들 보살펴 주셔서 감사하며 물신양면으로 도와준 형에게도 감사의 글 전합니다.

2010年 12月

신재생 에너지 실험실

표 중 현

저작물 이용 허락서

학 과	기계공학과	학 번	20097278	과 정	석사
성 명	한글: 표 종 현 한문: 表 鍾 儼 영문: Pyo jong-hyun				
주 소	광주광역시 서구 치평동 호반아파트 101동 1401호				
연락처	E-MAIL : golgos@nate.com				
논문제목	한글 : CFD를 이용한 덕트 형상변화에 따른 판형열교환기 성능 해석 영어 : Performance Analysis of the Plate Heat Exchanger with Duct Shape Using CFD				

본인이 저작한 위의 저작물에 대하여 다음과 같은 조건아래 조선대학교가 저작물을 이용할 수 있도록 허락하고 동의합니다.

- 다 음 -

1. 저작물의 DB구축 및 인터넷을 포함한 정보통신망에의 공개를 위한 저작물의 복제, 기억장치에의 저장, 전송 등을 허락함
2. 위의 목적을 위하여 필요한 범위 내에서의 편집·형식상의 변경을 허락함. 다만, 저작물의 내용변경은 금지함.
3. 배포·전송된 저작물의 영리적 목적을 위한 복제, 저장, 전송 등은 금지함.
4. 저작물에 대한 이용기간은 5년으로 하고, 기간종료 3개월 이내에 별도의 의사 표시가 없을 경우에는 저작물의 이용기간을 계속 연장함.
5. 해당 저작물의 저작권을 타인에게 양도하거나 또는 출판을 허락을 하였을 경우에는 1개월 이내에 대학에 이를 통보함.
6. 조선대학교는 저작물의 이용허락 이후 해당 저작물로 인하여 발생하는 타인에 의한 권리 침해에 대하여 일체의 법적 책임을 지지 않음
7. 소속대학의 협정기관에 저작물의 제공 및 인터넷 등 정보통신망을 이용한 저작물의 전송·출력을 허락함.

동의여부 : 동의(O) 반대()

2011 년 2 월

저작자: 표 종 현



조선대학교 총장 귀하