

공학석사 학위 논문

*HYBRID* 열교환기 설계와 열전달 및  
압력강하 특성에 대한 수치적 연구

*Thermal Design and Numerical Prediction of Heat Transfer for  
Hybrid Heat Exchanger*

지도교수           정형호

2008 年 2月

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

박종진

本 論文을 朴鍾珍의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

위원장 공학박사 황 광 일



위 원 공학박사 도 덕 희



위 원 공학박사 정 형 호



2008 년 2월

한국해양대학교 대학원

# 목 차

Abstract

사용기호

표목차

그림목차

## 제 1 장 서 론

- 1.1 연구 배경 ..... 1
- 1.2 연구 목적 ..... 4

## 제 2 장 하이브리드 열교환기

- 2.1 하이브리드 열교환기의 구성요소 ..... 5
- 2.2 전열판 형상 ..... 6

## 제 3 장 하이브리드 열교환기 설계

- 3.1  $\varepsilon - NTU$  법 ..... 10
- 3.2 직교류열교환기 설계 기본식 ..... 13
- 3.3 직교류열교환기의 레이팅과 사이징 ..... 15
- 3.4 총괄열전달계수 ..... 17
- 3.5 프로그램의 구성과 기능 ..... 18

## 제 4 장 수치해석

4.1 지배 방정식 .....	23
4.2 이산화방정식 .....	26
4.3 격자계 .....	28
4.4 Hybrid 판형내 유동 .....	32
4.5 Hybrid 열전달 특성 .....	33

제 5장 결론 .....	43
---------------	----

참고문헌 .....	44
------------	----

# *Thermal Design and Numerical Prediction of Heat Transfer for Hybrid Heat Exchanger*

*Jong-Jin, Park*

*Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering  
Graduate School, Korea Maritime University*

## *Abstract*

The aim of the present study to develop the design program of a hybrid heat exchanger using the  $\varepsilon - NTU$  method. The design program is developed for the design to use easily with the help of GUI, menu program and dialog boxes.

The concept of hybrid heat exchanger is to adopt the merits of both shell and tube heat exchanger and plate heat exchanger. The plate of hybrid heat exchanger is pressed in the shape of elliptical dimples.

The correlations of heat transfer and pressure drop for elliptical dimples are not published. In the present study, the characteristics of the heat transfer and the fluid flow over the dimpled plate are predicted by using the Fluent 6.2. A grid system is got by ICEM-CFD using output file parasolid of 3D modelling of Unigraphics.

## 사용기호

$A$	총 열전달 면적
$b$	판사이의 간격
$C_{\min}$	최소 열용량
$C_{\max}$	최대 열용량
$C$	최소 열용량/최대 열용량
$c_p$	정압비열
$D$	직경
$L$	길이
$N$	단수
$\dot{m}$	질량 유량
$Q$	열 전달률
$W$	너비
$T$	온도
$U$	총괄 열전달 계수
$NTU$	Number of Transfer Unit
$Re$	Reynolds Number
$Nu$	Nusselt Number
$Pr$	Prandtl Number

## 하첨자

$c$	저온유체
$h$	고온유체
$i$	입구
$m$	평균
max	최대
min	최소
$out$	출구

## 그리스

$\alpha$	대류열전달계수
$\varepsilon$	유효도
$\mu$	점도
$\rho$	밀도

## 표 목 차

Table 4.1 Constant that is used in turbulence flow model

Table 4.2 Property of water

Table 4.3 Boundary conditions

## 그림 목 차

Fig 2.1 Pair plate of Thermal Plate

Fig 2.2 Pack plate of Thermal Plate

Fig 2.3 Core and Flow direction

Fig 2.4 Hybrid Heat Exchanger Assembly

Fig 2.5 Long Plate of Hybrid Heat Exchanger

Fig 2.6 Short Plate of Hybrid Heat Exchanger

Fig 3.1 Hybrid Heat Exchanger Program

Fig 3.2 Personal information input window

Fig 3.3 Select Rating and Sizing Radio Box

Fig 3.4 Detailed data input window

Fig 3.5 Hot fluid data input window

Fig 3.6 Cold fluid data input window

Fig 3.7 Rating and sizing output window

Fig.4.1 Coordinate in finite volume method and home about physical  $\Phi$  quantity relationship distribution

Fig 4.2 Modeling of the computational domain by UNIGRAPHICS

Fig 4.3 Generated mesh by IDEM CFD

Fig 4.4 Velocity Vectors over upperwall

Fig 4.5 Velocity Vectors over Downwall

Fig 4.6 Velocity Vectors at Symmetry

Fig 4.7 Contours of Wall Shear Stress on the upper wall

Fig 4.8 Contours of Static Temperature at Symmetry

Fig. 4.9 Friction with Reynolds number

Fig. 4.10 Nusselt number with Reynolds number

Fig. 4.11 Qualitative comparison of local heat transfer coefficient

# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구배경

최근 컴퓨터의 급속한 발달은 과거 이론적으로 접근하기 어려웠던 여러 가지 유체유동의 해석을 가능하게 만들었다. 특히 복잡한 유동장의 경우 많은 비용과 실험의 난해함으로 인하여 수치 해석적인 연구가 활발히 진행되는 추세이다. 최근에는 열교환기 내의 유동장 및 열전달 효과의 해석에 있어서도 이러한 수치 해석적인 접근이 에너지 절감 및 비용 절감의 측면에서 많이 시도되고 있다.

열교환기는 둘 또는 그 이상의 서로 다른 온도의 유체들 사이에 열전달을 일으키는 장치로써 거의 모든 산업 분야에 걸쳐 광범위하게 사용되고 있다. 열교환기는 그 사용 목적에 따라 수많은 종류와 형태를 가지며 대부분 설치 공간, 전열 면적, 열교환량 등의 제한 조건을 가지므로 그 제한 조건 내에서 열전달 효과를 향상시키기 위하여 다양한 기술이 적용되어지고 있다. 그러나 기하학적인 형상이나 유동장 특성을 바꿔줌으로써 열전달율을 향상시키려는 시도는 항력의 증가를 수반해 압력 손실이 커지므로 전체적인 에너지 효율 상승에는 큰 영향을 주지 못했다. 이러한 이유로 열전달율의 상승시키면서 압력 손실을 저감할 수 있는 기술이 필요하게 되었다. 열교환기는 보통 유동배열과 구조의 형식에 따라 분류된다. 열교환기의 종류로는 두 유체가 직접적으로 혼합되어지는 직접 접촉 열교환기(Direct Contact Heat Exchanger), 두 유체가 평판에 의해 분리되어 있는 판형 열교환기(Plate Heat Exchanger), 두 유체가 원형 관에 의해 분리되어 있는 다관 원통형 열교환기(Shell-and-Tube Heat Exchanger)로 분류할 수 있다. 열교환기의 설계방법으로는  $\epsilon$ -NTU, LMTD, P-NTU,  $\psi$ -NTU 방법 등이 있다. 판형 열교환기에서는  $\epsilon$ -NTU 법이 많이 이용된다.

하이브리드 열교환기는 다관 원통형 열교환기에 비해 열전달 성능, 유지 보

수 측면과 설치공간 측면에서 효과적이고 월등한 성능을 발휘한다. 제조 원가 측면에서 구조적인 특수성으로 인해 30 ~ 40%이상의 절감효과를 얻을 수 있다. 하이브리드 열교환기의 또 하나의 장점은 판형열교환기처럼 열용량이 변하게 되면 열판을 추가시켜 제작이 가능하므로, 열 변화에 대한 적응성이 우수하다. 국내·외 관련기술현황으로는 세계적으로 판형 열교환기 기술을 선점하고 있는 스웨덴의 Alfa Laval사, 덴마크 APV사 등에서 하이브리드 열교환기 기술의 대외적인 기술유출을 제한하고 있다. 국내에서는 몇몇 업체들에서 담수설비의 해수가열기, 복수기 및 발전설비의 냉각수 열교환기 등의 분야에 대한 경험과 제작기술이 부족한 실정이다. 하이브리드 열교환기는 담수플랜트용 복수기, 급수가열기, 해수가열기 등에 사용되어진다. 국내·외 원자력 및 화력발전소의 대형 열교환기에도 사용되고 있으며 정유설비에도 사용되어지고 있다.

열교환기 설계에서 가장 중요한 요소는 열전달 계수와 압력손실이다. 열전달 계수와 압력손실은 서로 간에 밀접하게 영향을 미친다. 열전달 계수를 증가시킬 목적으로 2차 유동을 생성하게 되면 압력 손실은 커진다. 열교환기에서 대류 열전달을 촉진시키기 관의 내부나 외부에 돌출부를 만들거나 홈을 판다든지 하는 방법으로 효율을 증가시키고 있다. 하이브리드 열교환기의 표면은 딴플로 되어있으며, 딴플구조에 의해 열전달이 향상한다. 딴플은 표면에 배치시켜 그 표면에서 와류를 발생시킴으로써 압력 손실을 줄이고 난류 열전달을 촉진한다. 이때 딴플표면에서는 볼텍스 제트가 생성된다. 이렇게 발생한 와류가 충분히 성장하면서 경계층과 자유유동 사이에서의 운동량 전달이나 열교환을 크게 해준다. 이러한 연구는 러시아에서 널리 연구되었으며 특별한 압력 손실 없이 열 및 물질 전달 과정을 증가시킴으로써 에너지 효율을 1.2배 정도 상승시키고 이체나 액체가 지나가는 표면에서의 마찰 저항을 20%정도 감소시키는 효과를 가져왔다.<sup>1)</sup> 최근 들어 국내에서도 많은 연구자들에 의하여 이러한 딴플을 사용한 연구가 발표되고 있다. 이관수<sup>2)</sup> 등은 판형 열교환기에서 딴플형 돌출물을 부착시켜 형상 및 배열의 변화가 압력강하 및 열전달특성에 미치는 영향을 3차원 층류유동으로 해석하였고, 최서원<sup>3)</sup> 등은 딴플의 깊이, 속도 등의 변화에 따른 열

전달 특성을 2차원 층류유동으로 해석한 바가 있다. 유성원<sup>4)</sup>등은 와류발생에 의한 전자칩의 냉각효율 상승에 대해 연구하였다.

본 연구의 대상이 되는 하이브리드 열교환기의 댐플형상은 타원형이다. 타원형 댐플에 대한 기존의 연구는 거의 이루어져 있지 않다. 원형 댐플에 대한 연구는 많이 이루어져 있다. Mahmood 와 Ligrani<sup>5)</sup>는 원형댐플의 깊이와 댐플 지름의 비( $d/D$ )와 댐플의 지름과 댐플과 댐플사이의 거리 비 ( $D/S$ )를 0.2 와 0.874로 고정시키고, 채널 높이 와 댐플 지름의 비 ( $H/D = 0.2, 0.25, 0.5, 1.0$ )를 변화시켜가며 열전달 성능을 비교하였다. 그들은  $H/D$ 가 감소할수록 열전달 계수는 증가한다고 보고하였다. Burgess 와 Ligrani<sup>6)</sup>는  $H/D = 1.0, D/S = 0.874$ 로 고정시키고,  $d/D$ 를 0.1, 0.2, 0.3 으로 변화시켜가며 원형댐플 깊이에 의한 열전달 성능을 비교하여,  $d/D$ 가 증가할수록 열전달 계수는 증가한다고 보고하였다. 아울러, Ligrani 등<sup>7)</sup>은 난류강도(0.03 ~ 0.11)가 열전달 성능과 마찰계수에 미치는 영향을 분석하였다. 열전달 성능과 마찰계수에 미치는 영향을 분석하였다. 열전달 성능은 난류강도에 영향을 받지 않으나 마찰계수는 난류강도에 따라 비례적으로 증가한다고 보고하였다.

수치해석적인 연구로 Patick과 Tafti<sup>8)</sup>가 DNS(Direct Numerical Simulation)를 사용하여 엇갈리게 배열된 원형댐플이 부착된 유동 장을 해석하였으며, Isaev와 Leont'ev<sup>9)</sup>는 RANS(Reynolds-Average Navier-Stokes Equations) 해석을 사용하여 원형댐플 표면에 생기는 와류의 구조를 규명하였다. 그러나 이러한 수치 해석적 연구는 원형댐플이 부착된 열전달 면에의 유동구조를 해석하였을 뿐, 원형댐플의 형상과 배열이 열전달 성능 및 압력강하에 미치는 영향을 평가하지 못하였다. 또한 실험적 연구의 경우에도 각각의 기하학적 변수가 열전달 성능 및 압력강하에 미치는 영향을 평가하였을 뿐, 모든 설계변수의 영향을 고려하여 설계변수의 최적 값을 유도하지 못하였다.

## 1.2 연구 목적

본 연구의 목적은 판형열교환기와 다관원통형 열교환기의 장점을 혼합시킨 하이브리드 열교환기의 설계 프로그램을  $\varepsilon - NTU$  방법으로 개발하는 것이다. 설계프로그램은 Visual Fortran으로 GUI( Graphics User Interface )와 메뉴 그리고 대화상자를 이용하여 설계자가 편리하게 사용할 수 있도록 하였다.

기존에 타원형 덩플을 가지고 있는 하이브리드 열교환기의 열전달과 압력강하를 예측할 수 있는 경험식이 없다. 본 연구에서는 상용 열/유동 S/W 인 Fluent로 열전달과 압력강하를 예측한다. 하이브리드 열교환기의 유동현상을 분석하여 열교환기 개발에 활용하도록 한다.

## 제 2 장 하이브리드 열교환기

### 2.1 하이브리드 열교환기의 구성

하이브리드 열교환기의 구성은 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 첫 번째로 판형열교환기의 응용부분인 열판부분과 두 번째로 셸 앤 튜브열교환기의 응용부분인 용기를 들 수 있다. 판형 열교환기의 열판은 Long plate와 Short Plate를 맞대어 결합한 것이다. 이것을 Pair plate 라고 한다. 이 Pair plate를 여러 장을 붙여서 만든 것을 Pack plate 이라고 한다. Fig 2.2는 3D CAD중에 하나인 Unigraphics NX4를 이용하여 Pack plate를 모델링한 것이다. 모델링 과정 중 덤플의 깊이와 열판을 두께 등 여러 가지 요소 등을 가변적으로 바꿀 수 있도록 Unigraphics NX4 프로그램 내에서 제공하는 스케치모드를 이용하여 모델링을 실시하였다. 이때 열판의 코어와 유동방향은 Fig 2.3에 나타나 있다. Fig 2.3에서 보는 바와 같이 Tube side쪽에서는 고온의 유체가 일정한 속도로 유체가 유동을 한다. Shell side는 Tube side의 고온유체에 흐르는 유체의 열전달을 향상시키기 위해 난류 유동형태로 유체가 흐른다. 두 유체는 직교하게 흐르는 형태가 되어 있다.

Unigraphics NX4에서 열판과 용기를 모델링하였다. Fig 2.4는 열판을 셸 앤 튜브 열교환기의 응용부분인 용기에 삽입한 그림이며 셸 측은 1 pass이며 튜브 측은 5 pass로 되어 있다.

## 2.2 전열판 형상

판형 열교환기의 열판은 Long plate와 Short Plate로 나눌 수 있다. Fig 2.5는 Long plate이다. Long plate는 타원형의 덩플은 가로 8개, 세로 11개 총 88개로 이루어져 있다. Fig 2.6은 Short Plate이다. Short Plate는 타원형의 덩플은 가로 9개, 세로 11개로 총99개로 이루어져있다. 덩플수가 다른 이유는 Long plate와 Short Plate를 맞대어 접합했을 경우 Fig.2.3의 그림과 같이 shell side와 같이 형상이 만들어져 shell side에 유체가 유동할 경우 난류유동이 생성되어 열전달량이 극대화되기 때문이다.

Long plate와 Short Plate는 Unigraphics NX4 로 모델링한 것이다. Long plate와 Short plate의 앞에서 서술한 바와 같이 열판형상은 열전달을 촉진시키기 위해서 타원형 덩플로 열판을 제작하였다. 이때 타원형의 덩플의 깊이는 3.15mm로 설계하였다.

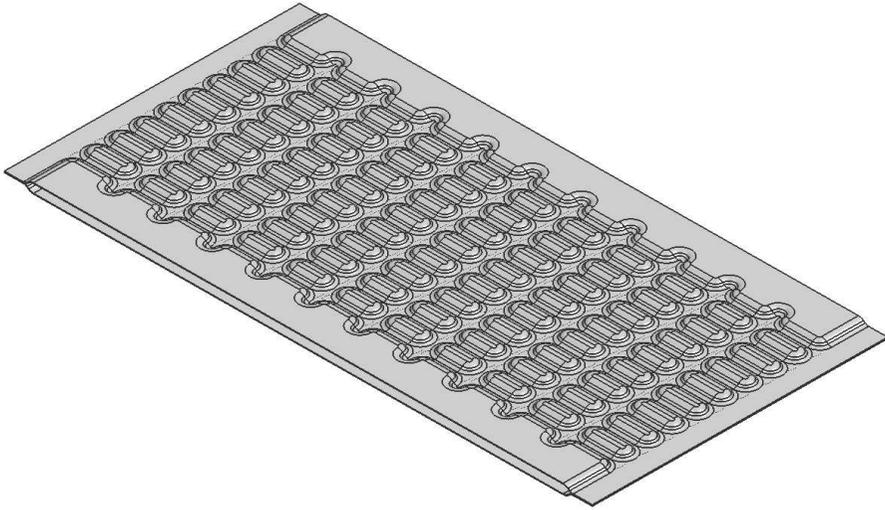


Fig 2.1 Pair plate of Thermal Plate

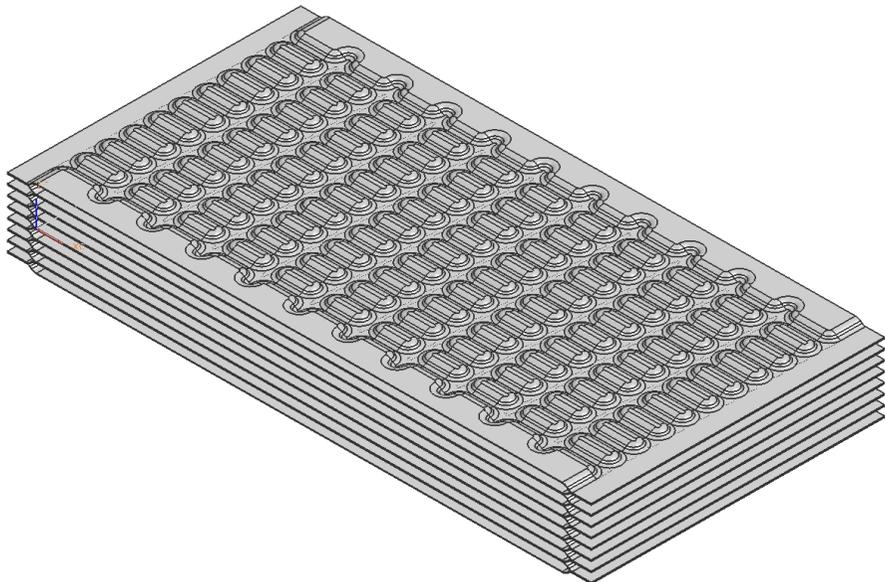


Fig 2.2 Pack plate of Thermal Plate

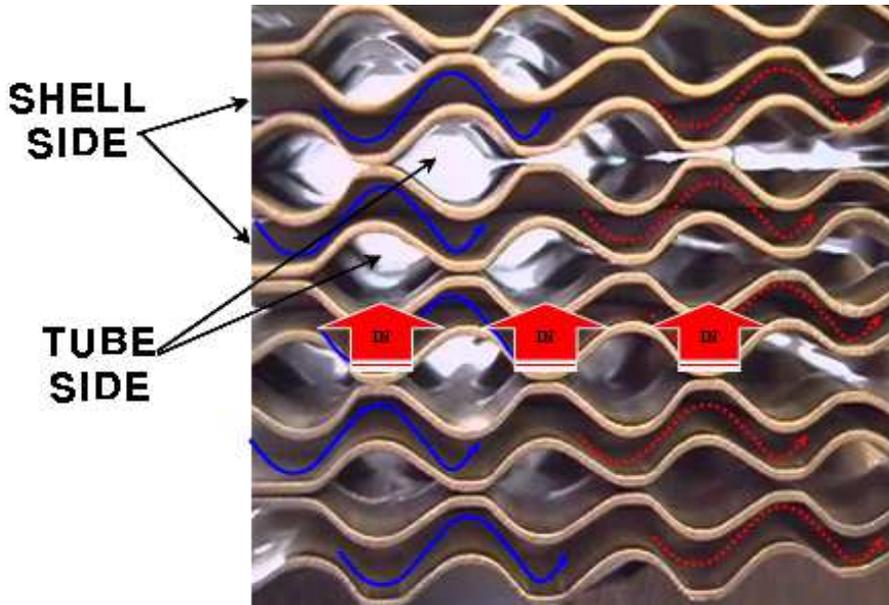


Fig 2.3 Core and Flow direction

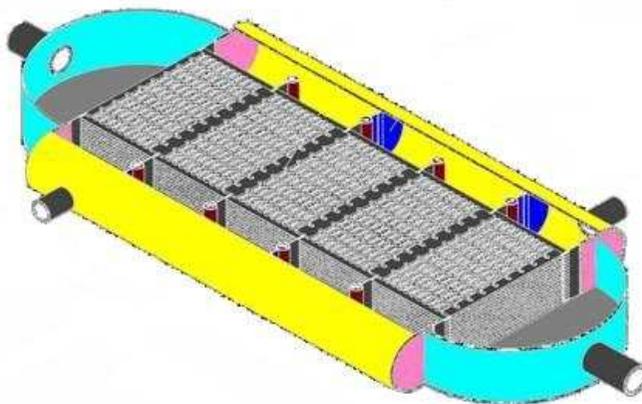


Fig 2.4 Hybrid Heat Exchanger Assembly

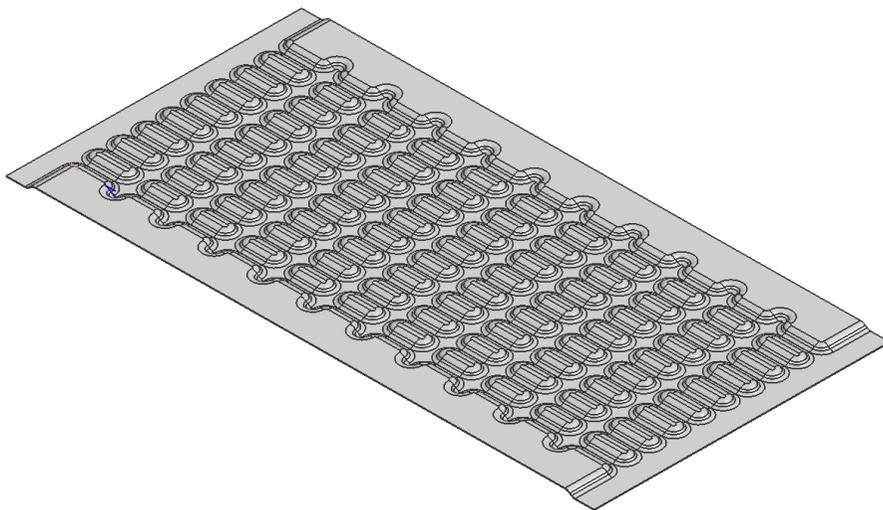


Fig. 2.5 Long Plate of Hybrid Heat Exchanger

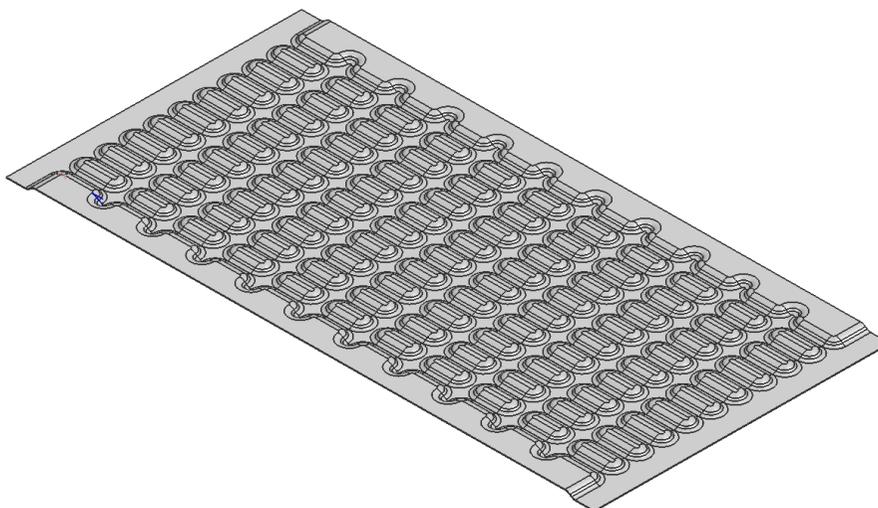


Fig. 2.6 Short Plate of Hybrid Heat Exchanger

## 제 3 장 Hybrid 열교환기 설계

### 3.1 $\varepsilon - NTU$ 법

열교환기를 설계하거나 또는 성능을 예측하기 위해서는 총 열전달량을 입구 및 출구의 유체온도, 총괄 열전달계수, 그리고 열전달을 위한 총열전달 면적의 양과 관련시키는 것이 필수적이다. 총 에너지 평형을 고온 유체와 저온 유체에 적용시킴으로서 식(2.1)과 (2.2)를 얻을 수 있다.

$$Q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.1)$$

$$Q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.2)$$

위 식에서 유체가 상변화를 일으키지 않으며, 비열이 일정하게 유지된다고 가정한다.

여기서,  $\Delta T \equiv T_h - T_c$  로 정의하면,  $\Delta T$ 는 열교환기의 위치에 따라 변화하므로, 식(2.3)과 같은 형식으로 열전달률을 표시된다.

$$Q = UA \Delta T_m \quad (2.3)$$

이때  $\Delta T_m$  은 열교환기 전 부분에 대한 평균 온도차이다.

본 연구에서는 관형 열교환기와 유사한 형태인 하이브리드 열교환기의 성능 예측 프로그램 개발에는  $\varepsilon$ -NTU 방법을 이용하였다.  $\varepsilon$ -NTU 방법에 의하여 열교환기를 해석하기 위해서는 반드시 세 가지 무차원 파라메타에 대해서 고려해

야한다.

첫째로, 열교환기의 유용도(Effectiveness)  $\varepsilon$ 는 실제 열전달률의 최대 가능한 열전달률에 대한 정의되는 무차원 수는 식(2.4)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (2.4)$$

식 (2.1), (2.2), (2.13)에 의해 유용도에 관한 식(2.5)를 얻을 수 있다.

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.5)$$

또는

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.6)$$

따라서  $\varepsilon$ ,  $T_{h,i}$  그리고  $T_{c,i}$  를 알고 있을 때, 실제 열전달률은 유용도와 함께 식(2.7)로 쉽게 결정할 수 있다.

$$Q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.7)$$

그 다음으로 고려되는 파라미터는 열용량비  $C$  이다. 열용량 비는 고온 유체와 저온 유체가 가지는 열용량비로서, 식(2.8)과 같이 표현되며,

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.8)$$

여기서,  $C_c$  와  $C_h$  중 큰 것을  $C_{\max}$ , 작은 것을  $C_{\min}$  이라고 한다.

마지막으로, 전달 단위수(Number of Transfer Unit; NTU)는 총괄 열전달 계수와 총 전열 면적을 곱한 값의  $C_{\min}$  에 대한 비로써 정의되며, 온도변화에 따른 전달능력의 정도를 의미한다. 전달 단위수는 식(2.9)와 같다.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{UA}{(\dot{m}C_p)_{\min}} \quad (2.9)$$

총 열전달 면적  $A$ 가 차원을 가지는 기하학적인 열교환기의 크기는 나타낸다면,  $NTU$ 는 열교환기의 크기에 대한 무차원수이다.

### 3.2 직교류열교환기 설계 기본식

본 연구에서는 Hybrid 열교환기의 기본적인 성능예측을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

- 1) 유동방향으로의 열전달은 없다.
- 2) 오염이나 채널 벽의 열전도도에 의하여 발생하는 전열저항은 무시한다.
- 3) 열교환기는 정상상태 조건하에서 운전된다.
- 4) 열교환기 주변으로의 열손실은 없다.

직교류 열교환기 설계에 사용한 이론적인 방법은 제 3장 1절을 토대로 세부적인 이론식을 정리하였다.

우선 투영 면적은 식(2.10)과 같다.

$$A = N a = N \times L \times W \quad (2.10)$$

열판에서의 무차원 대류 열전달계수는

$$N u = 0.4 Re^{0.64} (Pr)^{0.4} \quad (2.11)$$

$$N u = \frac{\alpha D_e}{\lambda} \quad (2.12)$$

$$f = \frac{\Delta P}{4L/D(\rho u^2/2)} \quad (2.13)$$

$$Re = \frac{uD_e\rho}{\eta} \quad (2.14)$$

Reynolds 값을 구하기 위해 필요한 등가직경은 식(2.15)와 같다.

$$D_e = 2b \quad (2.15)$$

### 3.3 직교류열교환기의 레이팅과 사이징

설계 프로그램 첫 시작은 레이팅과 사이징을 우선 정하는 것부터 시작된다. 레이팅(Rating)은 열판의 수, 고온측 유체의 정보와 저온측 유체의 정보가 주어졌을 경우 그 때의 열교환기의  $\varepsilon$ ,  $NTU$ , 저온측 출구온도  $T_{c,o}$  를 구할 수 있다. 열교환기 내에 흐르는 유체(물/물)중 온수유량이 많은 경우  $C_{\min}$  은 식(2.16)과 같다.

$$C_{\min} = C_c = (\dot{m} c_p)_c \quad (2.16)$$

이때의 유용도  $\varepsilon$  는 아래의 식(2.17)과 같다.

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{NTU}{C} \left[ \exp(-C NTU^{0.78}) - 1 \right] \right\} \quad (2.17)$$

여기서  $C$  는 식(2.18)과 같다.

$$C = \frac{C_c}{C_h} \quad (2.18)$$

$NTU_{\min}$  은 식(2.19)로 정의된다.

$$NTU_{\min} = NTU_c = \frac{UA}{C_c} \quad (2.19)$$

이와는 반대로 냉수유량이 많을 경우에  $C_{\min}$  는 식(2.20)과 같이 된다.

$$C_{\min} = C_h = (\dot{m} c_p)_h \quad (2.20)$$

유용도  $\varepsilon$  는 식 (2.17)과 동일하나 그러나  $C$  와  $NTU_{\min}$  은 식(2.21)과 식 (2.22)와 같이 나타낼 수 있다.

$$C = \frac{C_h}{C_c} \quad (2.21)$$

$$NTU_{\min} = NTU_h = \frac{UA}{C_h} \quad (2.22)$$

그리고 사이징(sizing)은 저온유체와 고온유체의 정보가 주어졌을 경우 열판의 면적 그리고 필요한 열판수를 구할 수 있다. 레이팅(Rating)사용된 기본적인 이론식을 적용할 수 있지만 유용도  $\varepsilon$  는 식(2.23)으로 계산한다.

$$NTU = - \frac{\ln [C \ln(1 - \varepsilon) + 1]}{C} \quad (2.23)$$

### 3.4 총괄열전달계수

위의 이론식을 바탕으로 총괄 열전달 계수를 구하기 위해 고온유체 대류열전달 계수와 저온유체의 대류열전달계수를 구하기 위해 Nusselt수는 식(2.24)를 이용하여 구하였다.

$$Nu = 0.4(Pr)^{0.4} Re^{0.64} \quad (2.24)$$

식(2.24)을 바탕으로 고온유체, 저온유체의 대류열전달계수는 식(2.25)와 (2.26)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\alpha_h = \frac{\lambda N_h}{D_e} \quad (2.25)$$

$$\alpha_c = \frac{\alpha_h}{2^{0.64}} \quad (2.26)$$

위의 식을 바탕으로 총괄열전달계수  $U$ 는 식(2.27)와 같이 나타 낼 수 있다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\alpha_c}} \quad (2.27)$$

### 3.5 프로그램의 구성과 기능

시스템의 구현에 있어서 요구되는 기능은 사용자와의 인터페이스를 하기 위한 대화상자의 구현기능과 입력된 사용자의 요구사항에 따라 단계별로 계산을 수행하는 기능, 그리고 필요에 따라 기존의 정보를 이용할 수 있도록 사전에 구축된 데이터베이스에서의 자료호출기능, 계산된 값을 출력하는 기능이 포함되었다.

Fig. 3.1은 하이브리드 열교환기 설계프로그램의 전체를 나타내는 것이다. 위의 설명과 같이 단계별로 계산을 수행할 수 있도록 프로그래밍을 실시하였다. Fig 3.2 사용자의 개인정보를 입력할 수 있는 창이다. Fig 3.3 열판 데이터를 입력하는 창으로서 레디오 박스로 된 Rating, Sizing은 열 설계, 열교환기설계를 선택하는 창이다. Fig 3.4 은 열판의 폭, 길이, 열판간격, 열 판수, Shell층의 Pass수를 입력하는 창이다. 위의 창의 값이 입력이 완료되면 다음으로 Fig 3.5는 고온유체의 정보를 입력하는 창이다. 고온유체의 종류, 위치, 입구온도, 압력, 유량을 입력하는 창이며, 콤보박스로 되어 있는 단위들을 선택하게 되면 자동으로 그 단위에 맞는 값으로 환산되어 나타난다. 강제대류 고온유체 데이터 입력창의 오른쪽에 있는 See property는 설계 프로그램에 포함되어 있는 데이터베이스를 이용하여 고온유체 입구온도에서의 물 성치(밀도, 열전도도, 비열, 점성계수)가 유체종류, 입구온도, 압력에 의해 자동으로 계산되어 표시되어지는 창이다. Fig 3.6 는 저온유체의 정보를 입력하는 창이다. 저온유체의 종류, 입구온도, 유량을 입력하고, 콤보박스로 되어 있는 단위를 선택하게 되면 자동으로 데이터 값들이 변하게 된다. 강제대류 저온 유체 데이터 입력창의 오른쪽 아래에 있는 See property는 설계 프로그램에 포함되어 있는 데이터베이스를 이용하여 저온유체 입구온도에서의 물성치(밀도, 열전도도, 비열, 점성계수)가 유체종류, 입구온도, 압력에 따라 자동으로 계산되어 표시되는 창이다. 계산에서의 실행을 실시하면, 계산결과는 Fig 3.7 과 Fig 3.8과 같이 열판데이터에서 정해진 Rating과 Sizing에 따라 그 계산 결과가 표시된다.



Fig 3.1 Hybrid Heat Exchanger Program

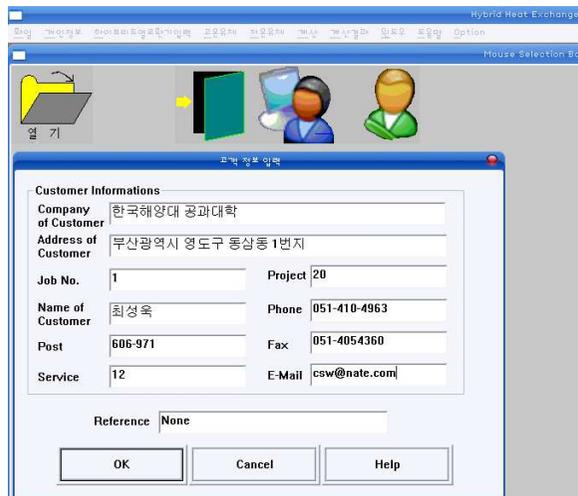


Fig 3.2 Personal information input window

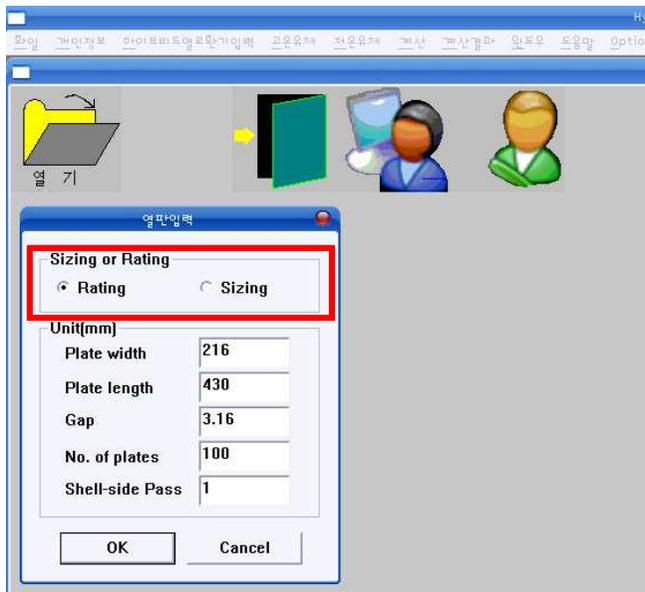


Fig 3.3 Select Rating and Sizing Radio Box

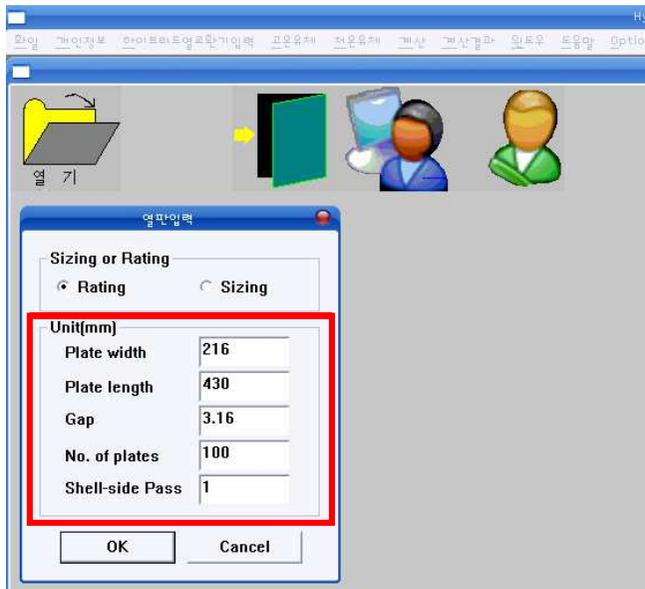


Fig 3.4 Detailed data input window

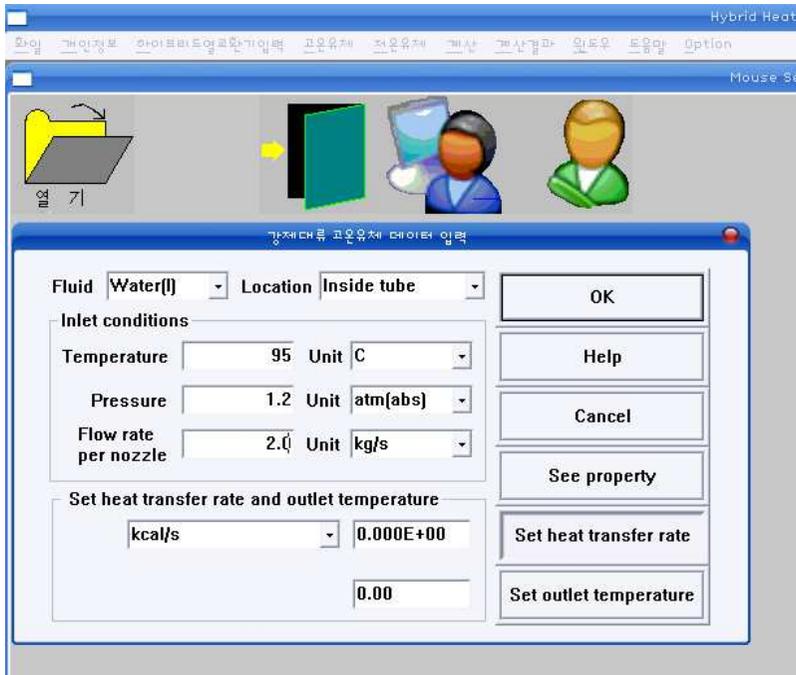


Fig 3.5 Hot fluid data input window

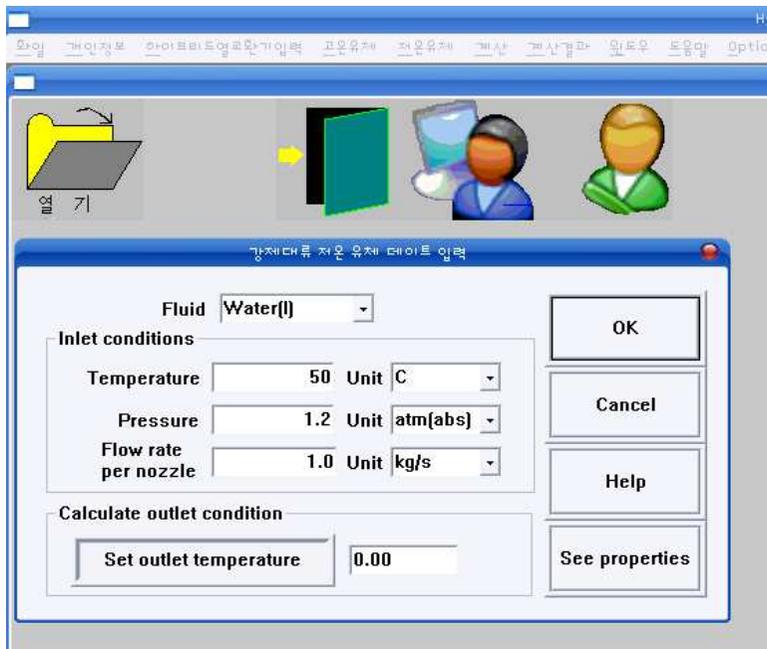


Fig 3.6 Cold fluid data input window

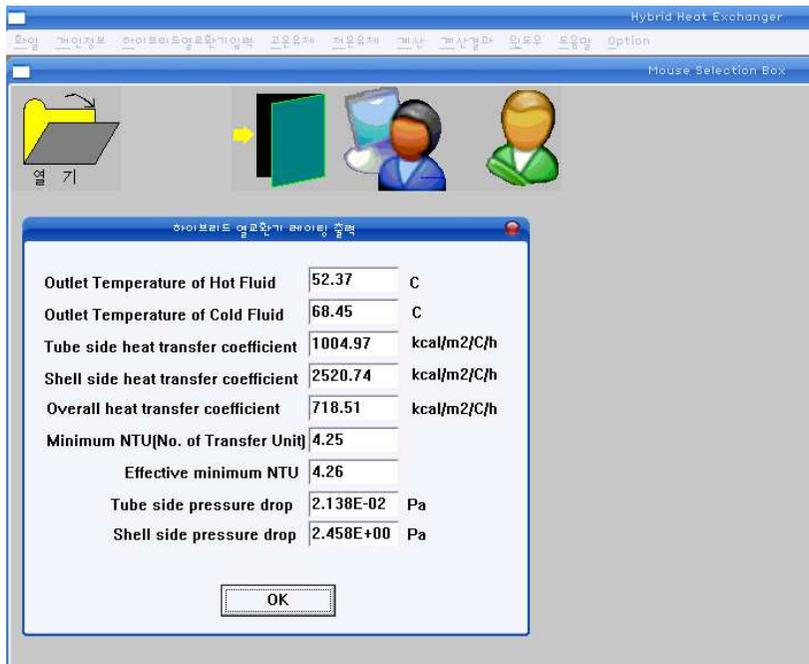


Fig 3.7 Rating and sizing output window

## 제 4 장 수치해석

### 4.1 지배방정식

하이브리드 열교환기의 열관 사이에서 흐르는 유체는 물이며 비압축성이다. 유동은 정상상태 난류유동이다. 본 연구에서는 비압축성 정상상태 난류유동을 상용 열/유체 해석코드인 Fluent 6.2를 사용하였다.

비압축성유체에서의 연속방정식은 식(4.1)과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = S_m \quad (4.1)$$

3차원유동에서 i방향으로의 운동량 보존식을 텐서로 표시하면 식(4.2)과 같다. 식(4.2)에서 응력텐서,  $\tau_{ij}$ 는 식 (4.3)으로 표시된다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (4.2)$$

$$\tau_{ij} = \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (4.3)$$

에너지 방정식은 식(4.4)과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + p)) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_{j'} h_{j'} J_{j'} + (u_j \tau_{ij})_{eff} \right) + S_h \end{aligned} \quad (4.4)$$

본 연구에서는 표준 k-ε 모델을 사용하였다. 난류운동에너지, k와 난류소산률, ε 식은 식(4.5)과 식(4.6)과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b + \rho \epsilon - Y_M = 0 \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} = 0 \quad (4.6)$$

난류 점성계수  $\mu_t$ 는 난류운동에너지, k와 난류소산률  $\epsilon$ 으로 표시되며, 식 (4.7)과 같다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4.7)$$

그리고 유효점성계수,

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_{eff} \quad (4.8)$$

난류모델에서 사용된 상수는 표 4.1과 같다.

Table 4.1 Constant that is used in turbulence flow model

$C_{1\varepsilon}$	1.44
$C_{2\varepsilon}$	1.92
$C_{\mu}$	0.09
$\sigma_k$	1.0
$\sigma_{\varepsilon}$	1.3

표준 k- $\varepsilon$ 모델에서 유효열전도도,

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (4.9)$$

이다.

## 4.2 이산화 방정식(Discretization scheme)

Navier-Stokes 방정식과 같은 미분방정식을 이산화하는 방법으로 크게 유한차분법(finite difference method), 유한체적법(finite volume method), 유한요소법(finite element method)의 3종류로 들 수 있다.

FLUENT에서는 유한체적법으로 운동량 및 질량보존법칙을 만족시키기 위해 용이하도록 적분하여 기초방정식을 이산화하는 방법을 이용한다. 구체적으로는 고려하고 있는 격자점을 중심으로 한 미소영역 내에서 방정식을 적분하고, 그 경계값을 인접격자점을 이용하여 요구되는 정확도로 주어 적분식을 이산화하는 것이다.

Fig.4.1와 같이 1차원으로 흐르고 있는 유동을 고려해보자. P점을 중심으로 하는 제어체적을 적분하기 위해서는  $w$ 과  $e$ 의 값이 계산되어야 한다. 다시 말하면, P점을 중심으로 하는 제어체적과 E점을 중심으로 하는 제어체적이 접하는 접촉면  $e$ , 그리고 P점을 중심으로 하는 제어체적과 W점을 중심으로 하는 제어체적이 접하는 접촉면  $w$ 가 제어체적 중심점인 W, P, E에 저장되어 있는 값의 함수로 표현되게 하는 이산화기법을 필요로 한다.

FLUENT에서 사용하는 이산화기법은 1차 상류차분도식(first order upwind scheme), 2차 상류차분도식(second order upwind scheme), QUICK scheme, 멱승도식(Power law scheme), 중심차분도식(Central-Differencing scheme)이 있다. 유동 특성에 따라 난류모델을 선택하듯이 차분식도 마찬가지로 유동특성과 난류모델에 따라 적당한 차분식을 선택하여 한다. 본 연구의 CFD 해석에서는 난류에너지 방정식은 1차 상류차분도식으로 해석하였다.

1차 상류차분도식의 특징은 Fig 4.1에서 제어체적의 접촉면  $e$ 의 물리량  $\phi_e$ 는 유동흐름의 상류측 값을 그대로 이용하는 것이다. 즉, 유체가 W에서 E로 흐르면 식(4.10)과 같이 되고, 반대로 유체가 E에서 W방향으로 흐르면 식 (4.11)와 같이 간주하여 해석하는 것이다.

$$\Phi_e = \Phi_W, \Phi_w = \Phi_P \quad (4.10)$$

$$\Phi_e = \Phi_E, \Phi_w = \Phi_P \quad (4.11)$$

본 해석에서 사용한 SIMPLE 알고리즘은 압력장을 가정하고 속도를 구한다. 그리고 질량보존이 만족될 때까지 압력장은 수정계수에 의해 계속 반복하여 계산되고 속도성분도 마찬가지로 반복되는 계산으로 개선된 속도장을 얻는다. 속도장과 압력장이 결정되면 유체의 물성값, 생성항 등에 영향을 미친다면, 그에 대한 이산화방정식 계산하게 되고, 다시 압력과 속도장에 대한 해석이 반복하여 수렴해를 얻는다.

### 4.3 격자계

제 2장에서 UNIGRAPHICS NX4로 열관을 모델링한 다음 모델링한 형상에서 내부유동에 대한 부분을 Parasolid 파일로 변환한다. 이것은 격자를 생성시키기 위하여 범용 S/W ICEM-CFD와 UNIGRAPHICS NX4상호간의 호환 가능한 파일의 형식을 일치시켜주는 작업이다. UNIGRAPHICS NX4로 열관 모델링한 것 중 수치해석의 간소화를 위해 덤플이 연속적으로 배열된 채널 중에서 한 주기만을 계산영역으로 하여 해석하였다. 또한 측면에서는 대칭조건을 사용하여 수치해석의 대상을 간소화 하였다. Fig 4.2 UNIGRAPHICS NX4에서 격자생성을 하기 위한 영역을 나타낸 것이다. 이것을 격자 생성 프로그램인 ICEM-CFD를 이용하여 격자를 생성 시켰다. 연구에 사용된 격자는 정렬 격자계이고, 경계면 측의 정확한 해석을 위해 경계면 측의 격자수를 내부보다 조밀하게 격자를 생성하여 수치해석의 정확성을 높이기 위함이다. 본 해석에 사용된 총격자계의 격자수는 약 39만node이고 총 Element는 130만개이다.

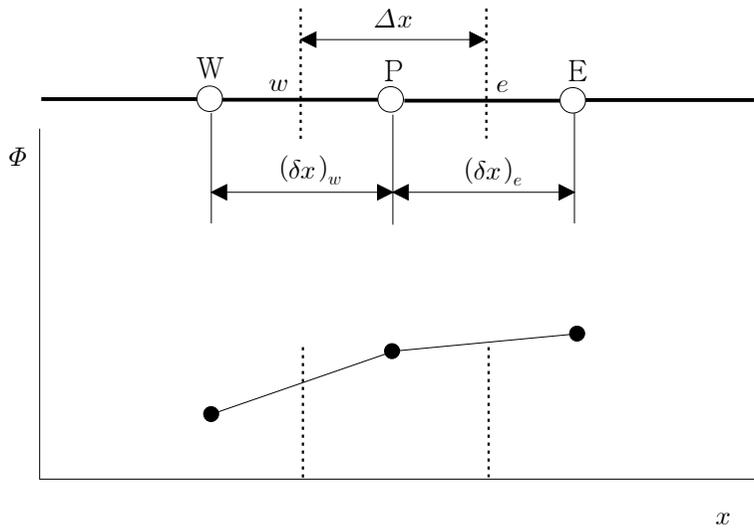


Fig. 4.1 Coordinate in finite volume method and home about physical  $\Phi$  quantity relationship distribution

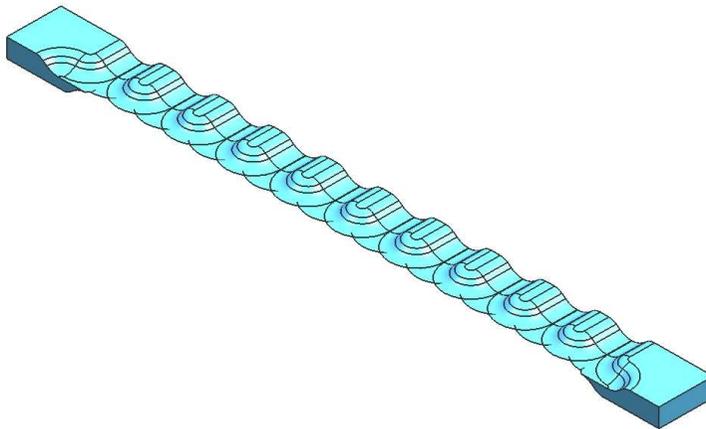


Fig 4.2 Modeling of the computational domain by UNIGRAPHICS

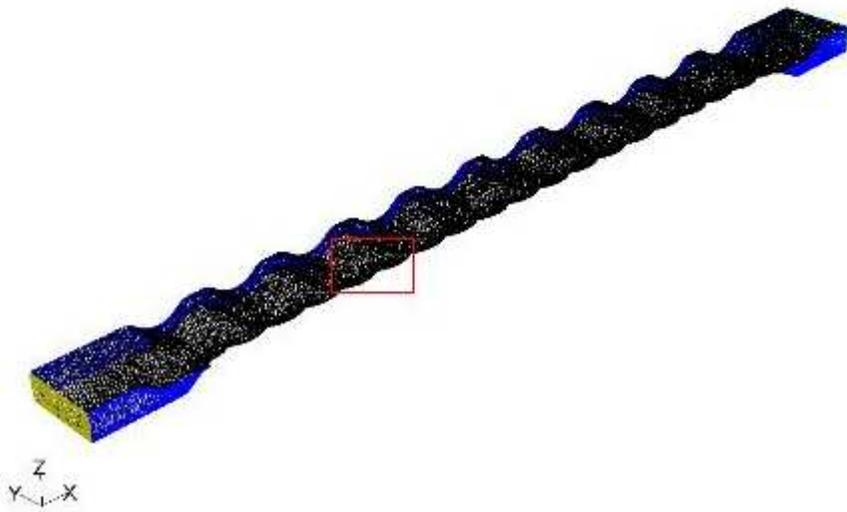
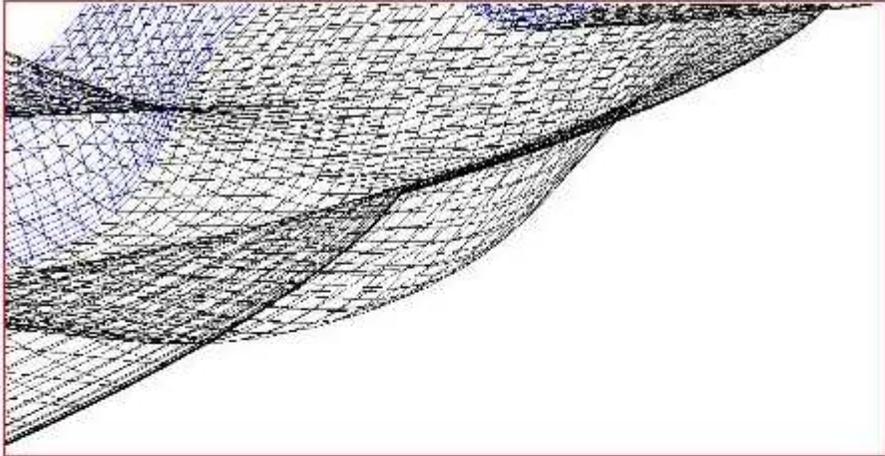


Fig 4.3 Generated mesh by ICEM CFD

#### 4.4 Hybrid 관형내 유동

본 연구에서 사용된 작동유체는 물이며, 물성치는 일정한 것으로 가정하였다. 계산에서 사용된 물의 물성치는 Table 4.2에 나타내었다. 계산 영역은 입구와 출구, 대칭면 그리고 벽으로 이루어져 있다. 벽 법칙을 각 경계면에 적용한 경계조건을 정리하여 Table 4.3에 나타내었다.

Table 4.2 Property of water

Density	Specific Heat	Thermal Conductivity	Viscosity
998.2 $kg/m^3$	4182 $J/kg \cdot K$	0.6 $W/m \cdot K$	0.001003 $kg/m \cdot s$

Table 4.3 Boundary conditions

	Momentum eq	Energy eq	Turbulence quantities( $k \epsilon$ )
Inlet plane	0.2 ~ 1.2 $m/s$	300 °C	Default
Outlet plane	Fully developed condition	Fully developed condition	Fully developed condition
Symmetry plane	Symmetry condition	Symmetry	Symmetry
wall	Non slip condition	350 °C	Wall function

타원형 댐플형상으로 된 열판의 볼록한 면들이 접하여 열판의 간격이 유지되고 조립시 구조적으로 안정화 된다. 볼록한 부분 위로 유체가 흐르게 되면 유동은 가속되고, 오목한 부분 위로 흐르게 되면 유체는 감소되고 압력구배에 따라 역류가 발생하게 된다. 특히 댐플이 연속적으로 배치된 하이브리드 열판 내

유동에서는 유로가 확대 축소되는 현상이 주기적으로 반복된다. 유로가 확대 될 때에도 주유동 단면에서는 2차유동이 발생된다. 이러한 열판내부유동에서 발생하는 열류는 유체속에 포함된 불순물의 침전으로 스케일이 생기게 된다. 그러므로 열판위의 유동을 예측하는 것은 열판 덩플 형상과 배치들에 설계에 중요한 일이 된다.

Fig 4.4과 Fig 4.5는 타원형 덩플로된 열판 위의 유동을 나타낸 것이다. 윗면과 아랫면의 서로 접하는 부분에서는 유로와 확대 축소가 되풀이 되고 있으며, 유로가 확대되는 부분에서는 강한 볼텍스가 형성되고 있음을 보여주고 있다. 이 강한 볼텍스는 유체가 혼합되도록 한다. 향후 덩플형상과 배치할 때에는 이 부분의 유동을 파악하여 유속이 느린곳에 이물질이 침전되지 않도록 충분한 속도가 되도록 하여야 한다.

Fig 4.6은 대칭면에서의 유동을 표시한 것이다. 유체가 블록한 부분을 지나갈 때에는 유체가 가속되고 있으며 오목한 부분을 지날 때에는 유체가 감속되고 있다 이러한 유체의 가속과 감속이 주기적으로 되풀이 되고 있다. 벽면 가까이 유동을 살펴보아도 박리점을 찾을 수 없었다.

Fig 4.7는 윗면의 전단응력을 나타낸 것이다. 유동이 가속되는 블록한 면에서는 벽에서의 전단응력이 크며, 오목한 면에서는 전단응력이 적은것을 알 수 있다. 또한 전단응력이 증가 감소는 주기적으로 반복되고 있다. 하류로 갈수록 전단응력은 감소되어 있음을 보여주고 있다.

## 4.5 Hybrid 열전달 특성

열전달의 특성은 유체유동의 특성과 유사하다. 마찰이 많은 오목한 면에서는 열전달이 잘 일어나며, 유체가 블록한 부분을 지날 때에는 속도가 감소되어 마찰이 줄어들어 열전달이 잘되지 않는다. 특히 유동이 역류가 일어나는 부분에서는 유동의 정체현상으로 열전달이 잘되지 않는다. Fig 4.8는 대칭면에서의 온도 분포를 나타낸 것이다 유동과 유사하게 블록한 곳에서는 유동이 가속되고 온도 경계층이 얇아지고 유체가 오목한 부분을 지날 때에는 온도 경계층이 두꺼워지는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 주기적으로 일어나고 있으며 하류로 유체가 진행할수록 온도경계층은 두꺼워지고 있음을 알 수 있었다. 또 유동의 정체에 의한 열점(Hot spot)은 현 계산에서 발견되지 않았다.

Fig 4.9은 계산에 의한 마찰인자를 Cooper와 Usher<sup>6)</sup>의 실험결과를 비교한 것이다. 마찰인자,  $f$ 는 식 (5.1)과 같이 정의 된다.

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D_H} \cdot \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (5.1)$$

Fig 5.6은 계산에 의한 마찰인자를 Cooper와 Usher의 판형에서 실험결과와 Patrick<sup>7)</sup>의 덤플표면에서의 계산결과를 비교하였다. 하이브리드 열교환기 열판 내의 유동특성은 덤플표면에서의 유동특성과는 다른 특성을 보여주고 있으며, 오히려 판형 열교환기 내의 유동특성과 유사함을 알 수 있었다. Cooper와 Usher의 실험결과는 특정 열판 형상에 대한 것이며, 실제 적용할 때에는 3 ~ 10배의 여유치를 두고 있다. 본 계산에서는 마찰인자가 Cooper와 Usher의 실험 결과 보다 약 2배 이상의 값을 보여주고 있다. 실용적인 측면에서는 충분히 허용할 수 있는 범위내 인 것을 알 수 있다.

Fig 4.10은 평균넛셀수를 비교한 것이다. Cooper와 Usher의 결과는 특정 열

판에서의 실험값이며 본 연구의 계산결과 값이 Cooper와 Usher값보다 약 반정도 예측되고 있다. Cooper와 Usher의 열판은 세브론 각이 있는 열판이어서 열판 내에서 흐를 때 유체유동이 회전을 되풀이 하며 혼합효과에 의해 하이브리드 열판의 넛셀값보다 크게 나타나는 것으로 사려 된다.

Fig 4.11은 덤플 표면에서의 국소대류열전달계수의 값과 본연구의 하이브리드 열판에서의 값을 정성적으로 비교한 것이다. 오목한 덤플 표면에서는 표면과 덤플 경계에서 생기는 강한 2차유동에 의해 대류 열전달이 향상 된다. 하이브리드는 오목한 면과 볼록한 면이 주기적으로 반복되고 이에 따라 유동이 가속과 감속이 되풀이되는 현상과 측면의 반형 형상에 의해 강한 볼텍스이 생기고 이 볼텍스이 유체를 혼합시키는 현상이 대류열전달 계수를 상승시키는 것을 알 수 있었다.

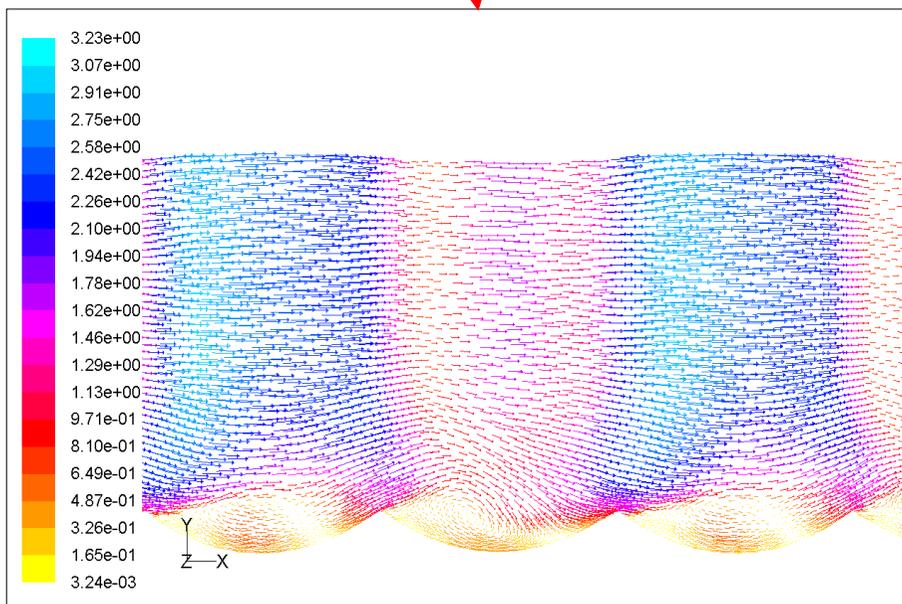
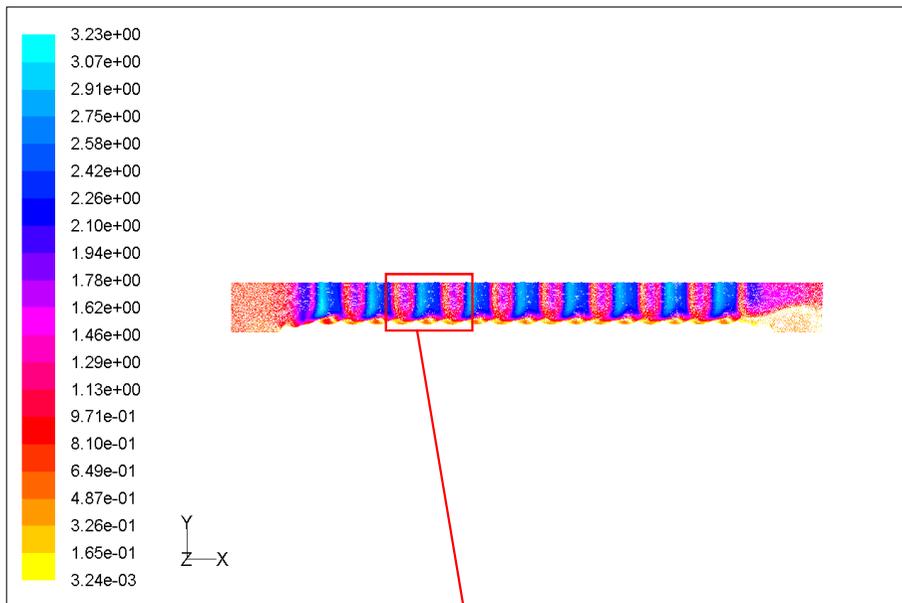


Fig 4.4 Velocity Vectors over upperwall

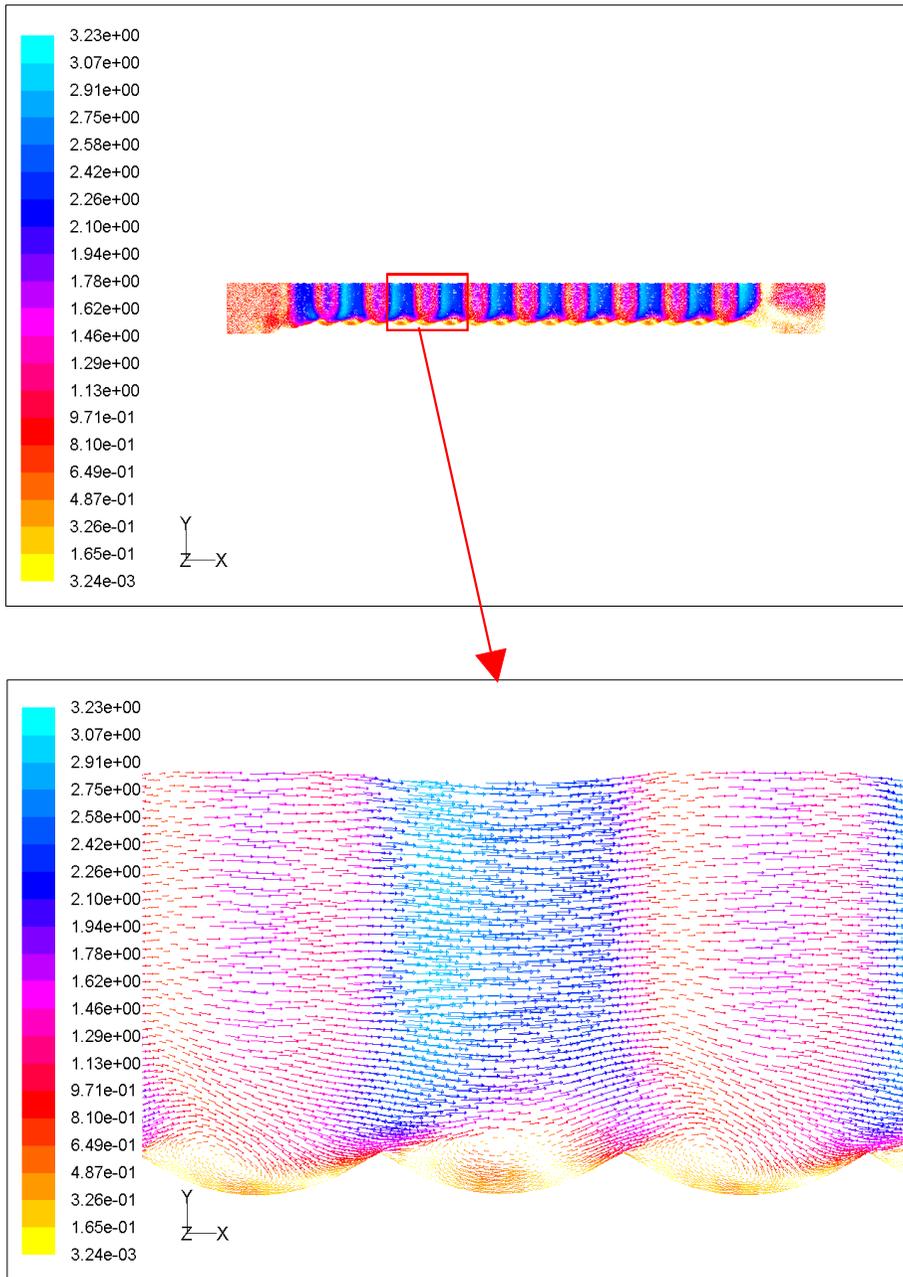


Fig 4.5 Velocity Vectors over Downwall

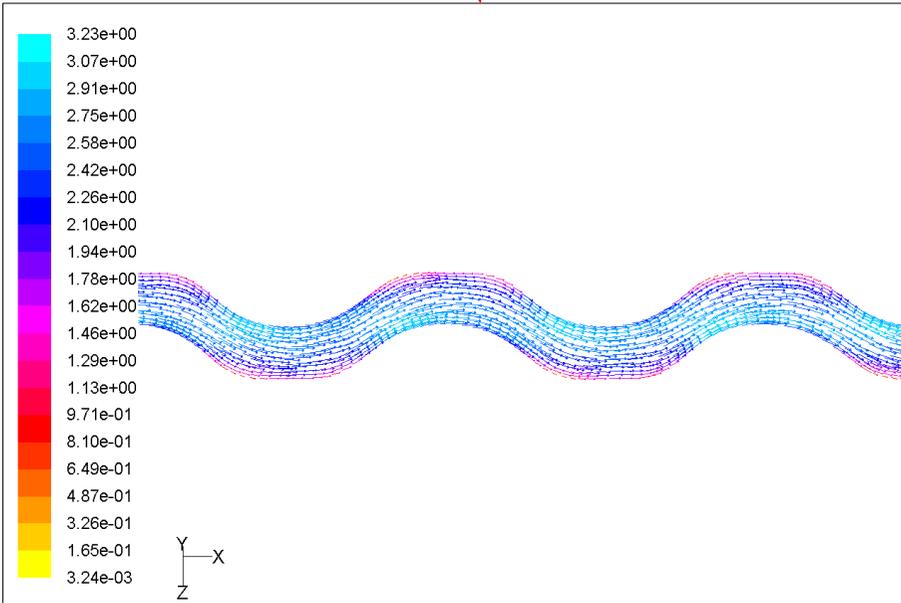
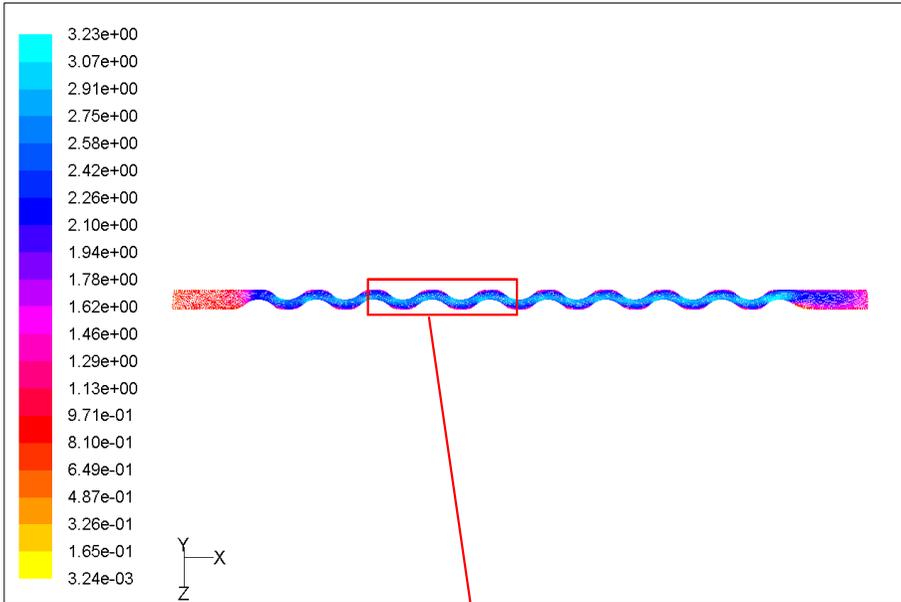


Fig 4.6 Velocity Vectors at Symmetry

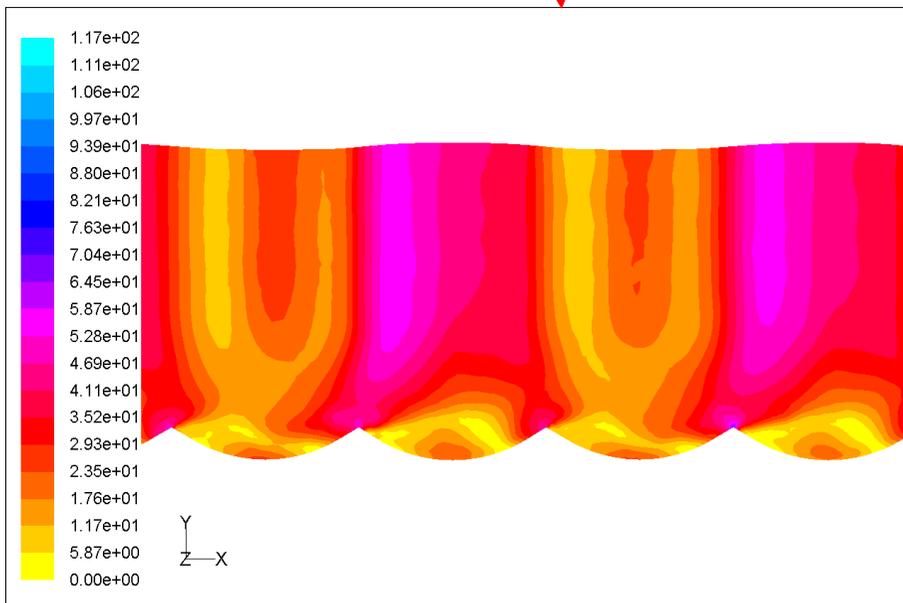
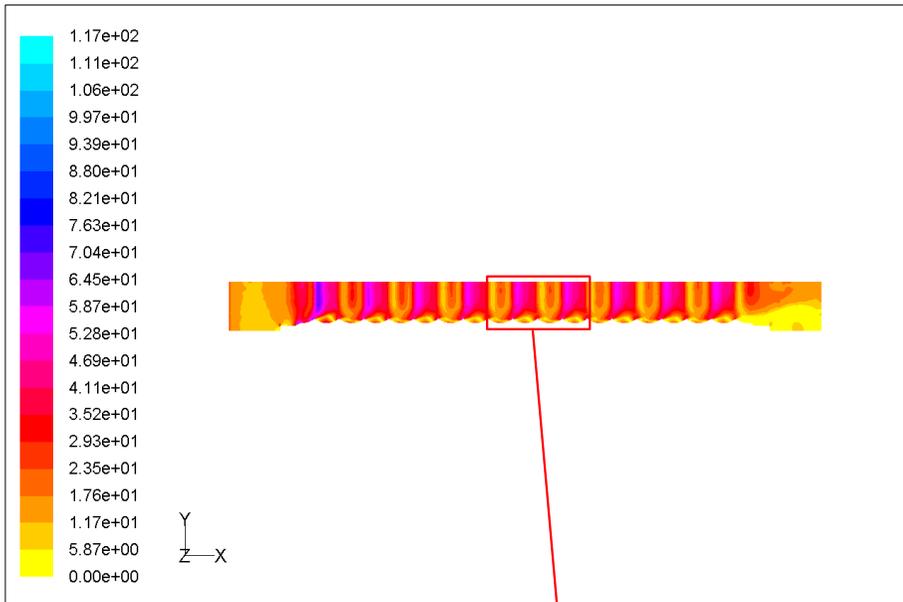


Fig 4.7 Contours of Wall Shear Stress on the upper wall

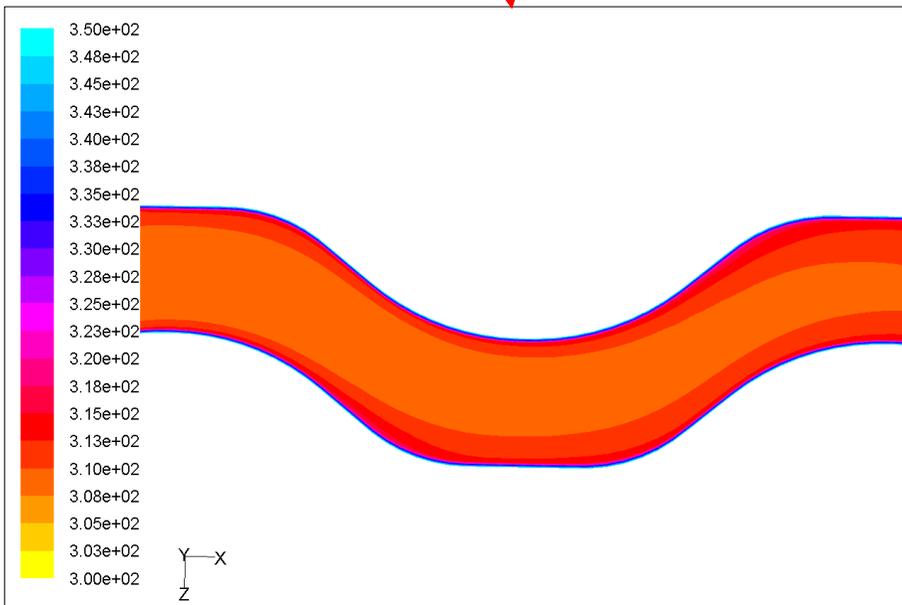
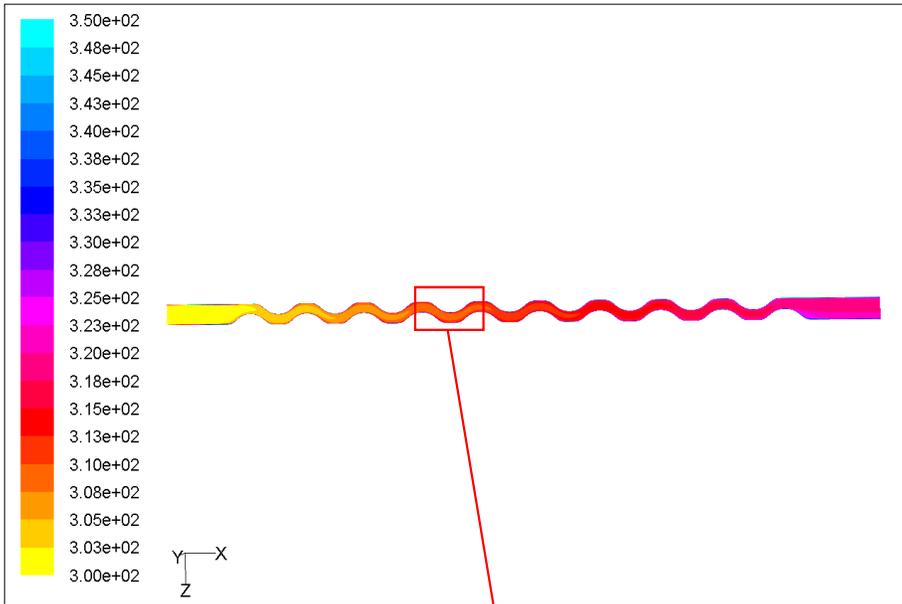


Fig 4.8 Contours of Static Temperature at Symmetry

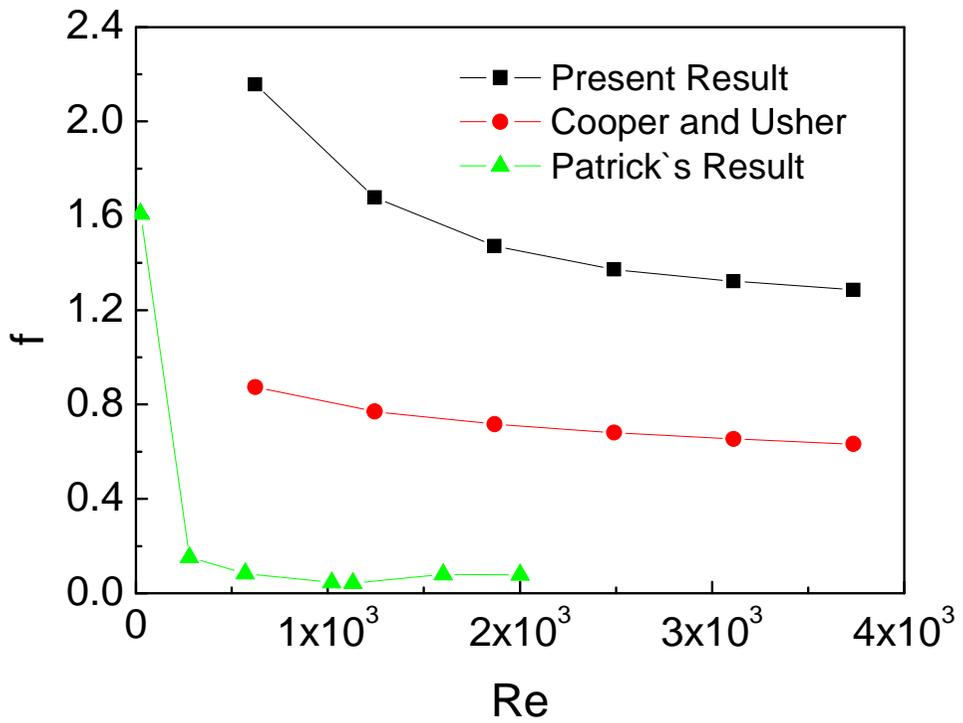


Fig. 4.9 Friction with Reynolds number

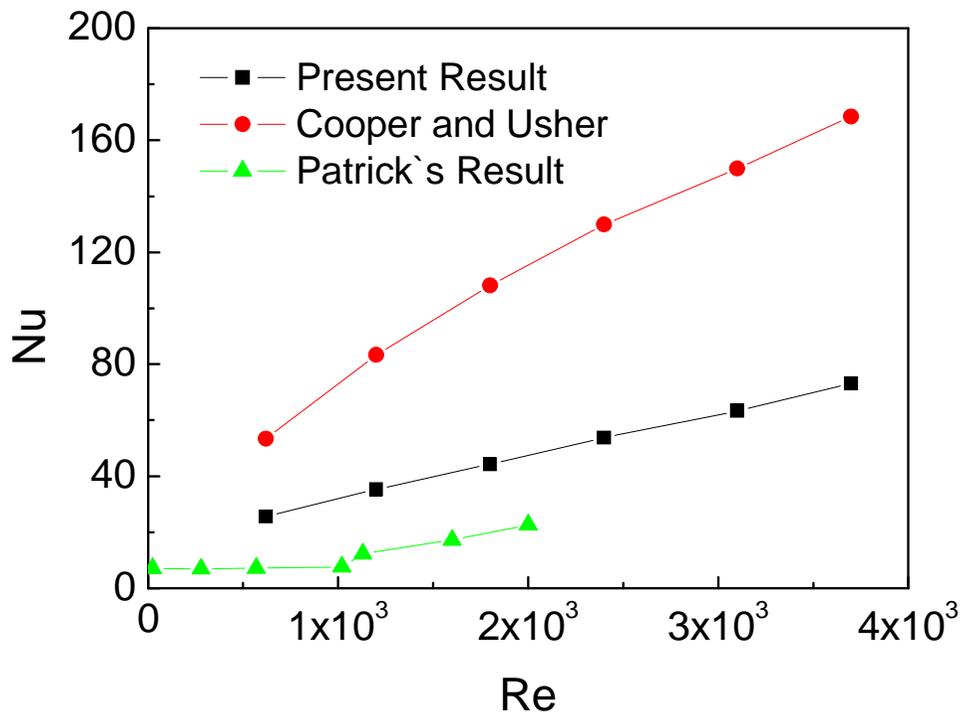
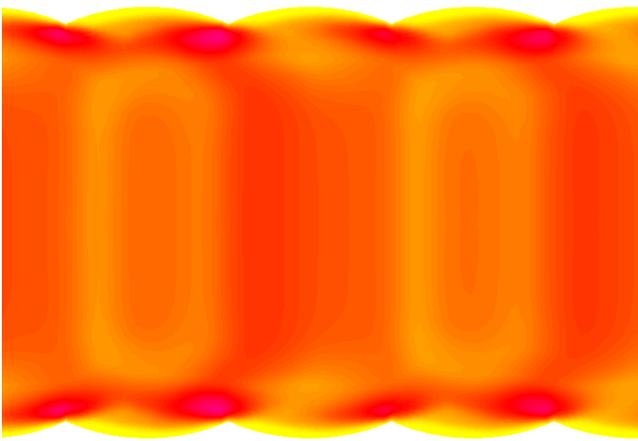
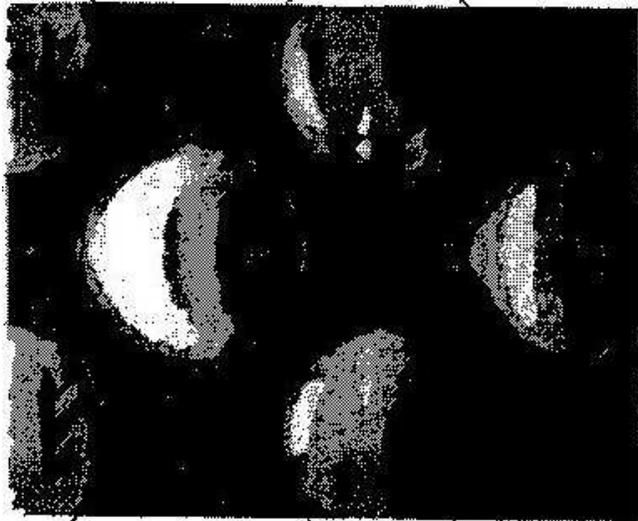


Fig. 4.10 Nusselt number with Reynolds number



→ FLOW DIRECTION

Fig. 4.11 Qualitative comparison of local heat transfer coefficient

## 제 5장 결 론

관형열교환기와 다관원통형 열교환기의 장점을 혼합시킨 하이브리드 열교환기의 설계 프로그램을  $\varepsilon - NTU$  방법으로 개발 하였다. GUI(Graphic User Interface)와 Menu기능, 다이어로그 박스등을 이용하여 설계자가 쉽게 사용할 수 있도록 하였다. 하이브리드 열교환기 설계에 핵심적인 열전달과 압력강하에 대한 상관관계식은 아직 보고된것이 없다. 본 연구는 상용 열/유동 S/W 인 Fluent 6.2로 열관내 열전달과 압력강하를 예측하고 기존에 발표된 관형열교환기에서의 상관관계식, 덤플표면에서의 열전달과 압력강하 상관관계식을 비교 검토한 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

- (1) 비주얼 포트란으로 개발한 설계프로그램은 사용자 위주로 개발되어 사용하기 쉽고 설계에 사용할 수 있다.
- (2) 원형 덤플의 박리점은 덤플중앙부에 형성되어 유동에 영향을 미치지만 타원형 덤플형상은 박리점이 나타나지 않아 원형 덤플보다 유동특성이 우수하다는 것을 알 수 있었다. 또 유동특성이 일반적인 원형덤플의 유동특성 보단 관형 열교환기의 유동특성과 유사함을 알 수 있었다.
- (3) 원형덤플보다 타원형덤플이 압력특성은 크게 나타났지만, 열전달계수는 타원형덤플이 높게 나타나는 것을 알 수 있다.

하이브리드 열관 내에서 압력강하와 열전달 상관관계식을 구하기 위하여 실험 장치를 구성 중에 있으며, 실험과 계산결과를 비교할 예정이다.

## 참고문헌

- 1) S. T. 벨라예프, “반구형 오목한 구멍의 주위를 물이 흐를 때 소용돌이 구조의 발생”, 소련방 과학아카데미 보고서, 291권 No. 6, 1986
- 2) 이관수, 정제원, 백창인, “딴플형 돌출물이 부착된 관형 열교환기의 관내측 열유동 해석”, 대한기계학회논문집(B), 제 21권 제 1호, pp. 49-56, 1997
- 3) 최서원, 백영호, 강호철, 김두연, “딴플이 존재하는 2차원 수로유동의 계산”, 대한기계학회논문집(B), 제 21권 제1호, pp. 49-56, 1997
- 4) 유성연, 주병수, 박종학, 이상윤, “와류발생기를 사용한 전자침의 냉각 촉진에 관한 연구”, 대한기계학회논문집(B), 제 21권 제8호, pp. 973-982, 1997
- 5) Mahmood, G. I, and Ligrani, P.M., 2002 "Heat Transfer in a Dimpled Channel: Combined Influences of Aspect Ratio, Temperature Ratio, Reynolds Number, and Flow Structure," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, No. 10, pp 2011 ~ 2020.
- 6) Burgess, N. K. and Ligrani, P.M., 2004 "Effects of Dimple Depth on Nusselt Numbers and Friction Factors for Internal Cooling Channel," ASME Paper No. GT 2004 ~ 5432.
- 7) Ligrani, P.M., Burgess, N. K. and Won, S.Y., 2004, "Nusselt Number and Flow Structure and above a Shallow Dimpled Surface Within a channel Including Effects of Inlet Turbulence Intensity Level," Proceeding of ASME Turbo Expo 2004, Vienna Austria, ASME Paper No. GT2004 ~ 54231.

- 8) Patrick, W. V. and Tafti, D. K., 2004, "Computations of Flow Structure and Heat Transfer in a Dimpled Channel at Low to Moderate Reynolds Number," Proceeding of HT-FED04 2004 ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference, USA, ASME Paper No. HT-FED04 ~ 56171.
- 9) Isaev, S. A. and Leont'ev, A. I., 2003, "Numerical Simulation of Vortex Enhancement of Heat Transfer Under Conditions of Turbulent Flow Past a Spherical Dimpled on the Wall of a Narrow Channel," High Temperature, Vol, 41, No.5, pp. 665 ~ 679
- 10) Wilfred Vinod Patrick., 2005, "Computations of Flow Structures and Heat Transfer in a Dimpled Channel at Low to Moderate Reynolds Number"
- 11) Cooper, A and Usher, J. D (1983), Plate heat exchangers, in Heat Exchanger-Design Handbook, Hemisphere Publishing, New York, Chap 3.7
- 12) Rodi, W., and Sriwatsa, S. K., "A Locally Elliptic Calculation Procedure for Three-Dimensional Flows and Its Application to a Jet in a Cross-Flow", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, No. 23, pp. 67-83, 1980
- 13) Demuren, A, O., "Numerical Calculations of Steady Three-Dimensional Turbulent Jet in Cross Flow", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, No. 37, pp. 309-328, 1983
- 14) Choudhury, D. and Karki, K. C., "Calculation of fully Developed Flow and Heat Transfer in Staggered-Periodic Dimpled Channels", J.Thermophysics, Vol.5, No. 1, pp. 81-88, 1991

- 15) Fluent Inc, "FLUENT User's Guide", 2003. 2
  
- 16) P.M.Ligrani, J. L. Harrison, G. I. Mahmood, and M. L. Hill, Flow Structure due to Dimple Deprssions on a Channel Surface, *phys. Fluids*, vol. 13, no. 11, pp. 3442-3451, 2001
  
- 17) Claus, R .W., and Vanka, S. P., "Multigrid Calculation of a Jet in Corssflow", *J. of Propulsion And Power*, Vol. 8, No.2, pp. 425-431, 1992

## 감사의 글

새로운 세계를 동경하며 부푼 꿈을 안고 학교에 발을 내딛은 것이 벌써 여러 해 전 일이 되었습니다. 학부를 마치며 못내 아쉬워 대학원에 진학한지도 벌써 2년 전 일이 되어버렸습니다. 그렇게 지나버린 소중한 시간들을 이 논문 한 권에 담아내며 많은 분들을 떠 올립니다. 앞으로 계속 나아갈 수 있도록 힘이 되어 주신 분들께 작으나마 감사의 인사를 전하려 합니다.

항상 부족한 저를 물심양면으로 지도해 주시고 공학도로서의 자세와 세상을 살아가는 방법을 가르쳐주신 정형호교수님께 진심으로 감사드립니다. 그리고 많은 가르침을 주시고 바쁘신 중에도 끝까지 관심을 가지고 논문을 심사해주신 황광일교수님과 도덕희교수님께도 감사드립니다. 학부시절부터 대학원까지 기초지식을 쌓게 도와주신 방광현교수님, 윤상국교수님, 유삼상교수님, 정제현교수님에게도 깊은 감사를 드립니다.

같이 실험실 생활을 하며 공부도하고 때로는 마음을 같이하여 일상의 스트레스를 함께 풀던 성욱 선배, 그리고 다른 실험실이지만 함께 해온 경규, 옥근, 현권, 기열, 진석 선배와 동훈, 영환 명국 소연후배에게 고마운 마음을 전합니다. 생활을 같이 하며 동고동락 해온 실험실 후배 기표, 재홍, 태일, 동근, 지은에게도 고마운 마음을 전합니다. 대학원 동기인 상우, 지선, 정택, 상재, 정형, 재익이게도 고맙다는 말을 전합니다. 아울러 먼저 졸업해 사회 나가서도 많은 힘이 되어준 경도형, 제진형, 상구형, 종엽, 원호, 형수, 상한, 원귀, 미경, 유민, 재민, 현호에게도 고맙다는 말을 전합니다. 그리고 지면에 다 실지 못한 여러 선·후배, 친구들에게도 빠짐없이 감사를 전하고 싶습니다.

언제나 저를 믿고 도와준 형님, 당신의 배부름보다 당신의 따뜻함보다 당신의 행복보다 당신의 미래보다 자식을 먼저 생각하시며 밤·낮으로 항상 잘되라고 빌어주신 사랑하는 아버지, 어머니께 이 논문을 바칩니다.