



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



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

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

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

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

[Disclaimer](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

ME-GI 엔진 고압 압축기용 인터쿨러의 열전달 특성에 관한 연구

2017 년 2 월

부 경 대 학 교 대 학 원

기 계 설 계 공 학 과

강 신 지

공 학 석 사 학 위 논 문

ME-GI 엔진 고압 압축기용 인터쿨러의 열전달 특성에 관한 연구

지 도 교 수 이 연 원

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2017 년 2 월

부 경 대 학 교 대 학 원

기 계 설 계 공 학 과

강 신 지

강신지의 공학석사 학위논문을 인준함.

2017 년 2 월 24 일

주 심 공학박사 이 일 영 (인)

위 원 공학박사 김 경 준 (인)

위 원 공학박사 이 연 원 (인)

목 차

Abstract	1
제 1 장 서 론	3
1.1 연구 배경	3
1.2 연구 목적	6
제 2 장 수치 해석	7
2.1 지배 방정식	7
2.2 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델 방정식	9
2.3 수치 해석 모델	11
2.4 격자 생성	15
2.5 수치 해석 방법 및 경계 조건	16
제 3 장 ME-GI 엔진 고압 압축기용 인터쿨러의 열전달 특성 해석	18
3.1 인터쿨러의 열전달 특성 해석	18
3.2 서비스 홀의 영향	20
3.3 해수 온도에 따른 전열 성능	22
3.4 전열 성능에 대한 배플 높이의 영향	28
3.5 전열 성능에 대한 배플 간격 및 개수의 영향	33
3.6 전열 성능에 대한 배플 배치의 영향	36

3.7 전열 성능에 대한 배플 종류의 영향	40
제 4 장 결 론	42
참고문헌	44
연구실적	48



그림 및 표 목차

Figure 1-1. Fuel supply system of ME-GI engine	5
Figure 2-1. Shape of an intercooler	11
Figure 2-2. Structure of header and tube arrangement	12
Figure 2-3. Analysis model of the intercooler	13
Figure 2-4. Flow direction in header	13
Figure 2-5. Mesh independency check	15
Figure 2-6. Computational domain	16
Figure 3-1. Tube outlet temperature distribution	19
Figure 3-2. Analysis model with or without hole in the pass partition plate	20
Figure 3-3. Temperature and pressure distribution of the pass partition plate	21
Figure 3-4. Sea water temperature distribution in the world	22
Figure 3-5. Inoperable conditions of the intercooler	25
Figure 3-6. Heat transfer rate with sea water temperature change	26
Figure 3-7. Mass flow rate with sea water temperature change	27
Figure 3-8. Shape of baffles	28
Figure 3-9. Heat transfer rate with baffle height change	29
Figure 3-10. Comparison of velocity distribution for CASE 4-1 & 4-5	30
Figure 3-11. Comparison of velocity distribution for CASE 4-2 & 4-3	31
Figure 3-12. Heat transfer rate with baffle distance change	34

Figure 3-13. Comparison of heat transfer rate over all cases	37
Figure 3-14. Comparison of velocity distribution CASE 6-4 & CASE 6-5 & CASE 6-7	39
Figure 3-15. Heat transfer rate with baffle type	41
Table. 1-1 Abatement ratio of pollutant contrast with diesel engine having equivalent output	4
Table. 2-1 Permissible range of pressure drop in a shell-tube heat exchanger	14
Table. 2-2 Boundary conditions	17
Table. 3-1 Design values for intercooler	18
Table. 3-2 Average temperature of outlet with or without hole	21
Table. 3-3 Boundary conditions based on sea water temperature change	23
Table. 3-4 Tube outlet temperature with sea water temperature change	24
Table. 3-5 Ratio of heat transfer rate increase with sea water temperature decrease	26
Table. 3-6 Ratio of mass flow rate decrease with sea water temperature decrease	27
Table. 3-7 Baffle heights according to baffle cutting variation	29
Table. 3-8 Outlet temperature of tube side and pressure drop with baffle height change	30
Table. 3-9 Baffle distance according to baffle number	33
Table. 3-10 Outlet temperature of tube side and pressure drop	

with baffle distance	35
Table. 3-11 Computational model according to baffle placement	36
Table. 3-12 Outlet temperature of tube side and pressure drop with baffle placement	38
Table. 3-13 Types of the baffles	40
Table. 3-14 Outlet temperature of tube side and pressure drop with baffle type	41



STUDY ON HEAT TRANSFER OF AN INTERCOOLER FOR ME-GI ENGINE

Shin Ji, Kang

*Department of Mechanical Design Engineering,
The Graduate School, Pukyong National University*

Abstract

Due to the strengthening of the regulations of International Maritime Organization (IMO), the importance of safety, security and environmental performance of the shipping industry has emerged. Hence research on eco-friendly engines is increasing. Marine Engine – Gas Injection (ME-GI) engine has been in the spotlight recently as the next-generation engine that has high energy efficiency using both bunker C oil and Liquefied Natural Gas (LNG) as fuels.

Shell and tube heat exchanger is used as an intercooler in the fuel supply system for ME-GI engines. There has been many studies on heat exchangers, but understanding their characteristics has been difficult, due to variety of design factors and complexity of flow and heat transfer in shells. In recent years, design improvement cases were increased by analyzing complex flows using Computational Fluid Dynamics (CFD).

In this study, the design and analysis results of the intercooler were compared and verified to improve the heat transfer performance in it. From this, suitable operating conditions of cooling water and heat transfer characteristics for cooling water inlet temperature and flow rate change were found out. Various geometrical factors, such as baffle height, baffle number, baffle placement and baffle types are considered in this study. An ideal optimal shape was proposed by considering the heat transfer characteristics such as heat transfer rate, outlet temperature of tube and pressure drop.

The results shows the following:

- (1). When the baffle height was changed - out of the five height factors, namely 198mm, 216mm, 235mm, 252mm and 270mm - the baffle height with 216mm was found to have the best cooling performance.
- (2). When the baffle number was changed – out of the six cases, namely 8, 10, 12, 14, 16 and 20 – the highest number of baffles (20) was found to have higher heat transfer performance.
- (3). For the baffle placements case, mixed baffle placements were found to be appropriate for cooling. In comparison to the cases of down to up and up to down placements, the up or down placements does not effect the cooling performance.
- (4). Out of the three types of baffles used in this study, namely, single-segment, double-segment and ring-donut types, the ring-donut type was found to have the best cooling performance of the heat exchanger.

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

IMO(International Maritime Organization ; 국제해사기구)는 배출 가스 통제 구역을 설정하여 HFO(Heavy Fuel Oil)보다 황 함유량이 적은 청정 연료를 사용하도록 규제하고 있으며, 선박에서 배출되는 질소산화물은 75%, 온실 가스 배출량은 2005년 기준으로 2020년 까지 20%, 2050년 까지 50% 감축을 요구하는 등 국제적인 환경 규제를 강화하고 있다.^[1] 이와 더불어 불안정한 국제 유가 등의 원인으로 가스 연료의 경제성이 부각되어 가스 연료 엔진의 상용화 속도가 빨라지는 추세이다.^[2-3] LNG(Liquefied Natural Gas ; 액화천연가스) 연료 엔진을 선박에 적용하면 황산화물, CO₂, 미세 먼지의 저감이 가능하며,^[4] 또한 셰일 가스의 상용화로 인해 천연 가스의 안정된 공급이 가능해졌다.^[5] 그로 인해 전 세계 선박 엔진 설계자들은 가스, 미세 입자 배출 저감과 동시에 엔진 성능 및 신뢰성 향상을 위한 기술 개발에 힘쓰고 있으며, 이중 연료(Dual-fuel) 엔진과 가스 엔진에 대한 연구가 증가하는 추세이다.^[6]

이런 배경 속에서 차세대 엔진으로 각광 받고 있는 ME-GI(Marine Engine - Gas Injection) 엔진은 Dual-Fuel 엔진으로, 현재는 주로 LNG 선박에 많이 사용되고 있다. 질소 산화물, 황산화물, 이산화탄소 배출량을 저감하기 위하여 개발된 엔진으로 가스와 오일을 연료로 사용할 수 있다. **Table 1-1**에 동급 출력 디젤 엔진 대비 오염 물질 저감 비율이 나타나있다. 가스 연료로써 LNG 운반선의 LNG 화물 뿐 만 아니라 자연적으로 기화된 가스인 BOG(Boil Off Gas)도 연료로 사용할 수 있기 때문에 연료

소모율이 감소되고 운항 비용이 절감되어 연료 효율이 높아 경제성이 좋다.^[7]

Table 1-1. Abatement ratio of pollutant contrast to diesel engine having equivalent output

NO _x	SO _x	CO ₂
80 %	95%	23%

ME-GI 엔진의 연료 공급은 3가지 방법으로 가능하다. 첫 번째는 HFO 등을 통한 Oil연료를 공급하는 방법이며, 두 번째는 LNG 화물을 고압 펌프와 Vaporizer를 통해 Gas연료로 공급하는 것이며, 세 번째는 BOG를 고압 압축기를 통해 압축하여 고압 상태의 Gas연료로 공급하는 방법이다 (**Figure 1-1**). 세 번째의 연료 공급 시스템에서, 고압 압축을 하기 위해 다단 압축 과정을 거치게 되는데, 이 때 구조적으로 안정적이며 효율적으로 압축을 하기 위해 압축기 사이에 냉각기를 사용하며, 이 냉각기를 인터쿨러(Intercooler)라고 한다.^[8] 고압 압축을 통한 연료 공급 시스템에서는 이 인터쿨러의 냉각 성능에 따라 시스템의 성능이 결정 되는 것으로 봐도 무방하다. 그렇기 때문에 인터쿨러는 ME-GI 엔진의 고압 압축기 방식 연료 공급 장치의 핵심 기술이며, 인터쿨러의 성능을 증대시키기 위한 방안을 모색할 필요가 있다.

본 연구에서 인터쿨러로 사용된 셸-튜브(Shell-Tube) 형식 열교환기는 폭 넓은 범위의 열전달 범위를 얻을 수 있어 가장 보편적으로 사용되고 있다.^[9] 전체 산업용 열교환기의 60% 이상을 차지하고 있어 많은 연구가 진행되어 왔으나, 고려해야 할 설계 인자들이 다양하고 셸 내 유동 및 열전달 현상이 복잡하여 그 특성을 파악하는데 한계가 있었다. 하지만

The diagram illustrates the fuel supply system for a ME-GI engine. It features a main fuel line that branches into two paths: one for GAS and one for OIL (labeled HFO). The GAS path passes through a MEGI (Mechanical Engine Governor) unit before entering the engine. The OIL path also passes through a MEGI unit. A high-pressure (HP) pump draws fuel from a common line and feeds it into an HP Vaporizer, which then supplies the GAS and OIL lines. A feedback loop is shown with a pump and a sensor unit.

Fig. 1-1 Fuel supply system of ME-GI engine

1.2 연구 목적

본 연구에서는 ME-GI 엔진의 고압압축기를 통한 Gas연료 공급 시스템의 주요한 구성 요소인 인터쿨러를 수치 해석 하여, 여러 가지 변수에 따른 열전달 성능을 작동 유체의 출구 온도 변화 및 전열량, 압력 강하를 통하여 평가하고, 이를 통해 변수에 따른 냉각 성능의 변화를 밝혀내어 비교해봄으로써, 인터쿨러의 열전달 성능을 증대시키는 형상을 결정 하는 것이 본 연구의 목적이다.

인터쿨러의 열전달 성능을 비교하기 위하여 고려한 변수들은 쉘 측 유동에 영향을 미치는 배플의 높이, 배플 간격 및 개수, 배플 배치, 배플 종류 및 냉각을 위해 쉘 측 입구로 공급 되는 냉각수의 온도 및 유량이며, 이를 비교하여 최적의 열전달 성능을 가지는 형상을 결정하였다.

제 2 장 수치 해석

2.1 지배 방정식

열교환기 내부 유동에 관한 수치 해석의 지배 방정식은 물리학의 보존 법칙을 수학적 식으로 표현한 것이다. 지배 방정식의 기본이 되는 물리 법칙들은 다음과 같다.

- 유체의 질량은 보존된다.
- 운동량의 변화율은 유체 입자에 가해지는 힘들의 합과 같다.
- 에너지의 변화율은 유체 입자에 가해진 열률과 일률의 합과 같다.

각 물리 법칙을 고려한 유체의 지배 방정식은 다음과 같다.

연속 방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

운동량 방정식

x 방향 운동량 방정식:

$$\rho \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{zx})}{\partial z} \quad (2.2a)$$

y 방향 운동량 방정식:

$$\rho \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = \frac{\partial(\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{zy})}{\partial z} \quad (2.2b)$$

z 방향 운동량 방정식:

$$\rho \left[u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = \frac{\partial(\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} \quad (2.2c)$$

에너지 방정식

$$\begin{aligned} \nabla(\rho h U) = \nabla(K \text{grad } T) &+ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} \\ &+ \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} \\ &+ \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \end{aligned} \quad (2.3)$$

여기서 ρ 는 유체의 밀도, u, v, w 는 x, y, z 방향의 속도 성분이며, p 는 압력, h 는 엔탈피, U 는 내부에너지, K 는 열전도계수, T 는 온도, τ 는 전단력을 나타낸다.^[17]

2.2 표준 $k-\epsilon$ 난류모델 방정식

본 논문에서는 열교환기 내부를 흐르는 유동에 관한 난류 모델로 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델을 채택하였다. $k-\epsilon$ 모델은 가장 일반적인 난류 모델 중 하나로, 난류 에너지의 대류와 확산의 효과를 나타내기 위한 2개의 수송 방정식을 포함하고 있는 two-equation model이다. 이 모델은 난류 운동 에너지 k 에 관한 방정식에서 특성 속도를, 난류 운동에너지 소산율 ϵ 에 관한 방정식에서 특성 길이를 구하여 난류 점성계수 μ_t 을 계산하는 모델이며, 유체가 비압축성인 경우, k 와 ϵ 은 다음의 수송방정식에 의해 결정된다.

k 방정식

$$\nabla(\rho k U) = \nabla \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad} k \right] + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \epsilon \quad (2.4)$$

ϵ 방정식

$$\nabla(\rho \epsilon U) = \nabla \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \text{grad} \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2.5)$$

여기서, E_{ij} 는 평균 변형률이며, $C_\mu, C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, \sigma_k, \sigma_\epsilon$ 는 상수이다.

난류 점성계수 μ_t 는 물성치가 아니라 난류 운동의 양상이나 이력에 따라 변하는 값으로, 실험이나 고찰로부터 난류 운동의 특성 길이와 특성 속도에 의해 결정되며 다음과 같이 표현된다.

$$\zeta = k^{1/2} \quad (2.6)$$

$$\ell = \frac{k^{3/2}}{\epsilon} \quad (2.7)$$

$$\mu_t = C\rho\zeta\ell = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.8)$$

계산에 사용된 모델 상수는 각각 다음과 같이 정의하였다.

$$C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3, C_{\epsilon_1} = 1.44, C_{\epsilon_2} = 1.92 \quad [18]$$



2.3 수치 해석 모델

2.3.1 열교환기 특성

본 논문에서 사용한 인터쿨러의 실제 형상을 **Figure 2-1**에 나타내었다. 셸-튜브 열교환기는 원통형의 셸 안에 밀폐된 튜브 번들로 구성되어 있다. 한 유체는 튜브 내부로 흐르고, 또 다른 유체는 셸 내부에서, 튜브와 셸 사이의 공간으로 흐른다.^[19] 이때 배플(Baffle)은 셸 측의 유체를 셸과 튜브 사이의 공간에 강제로 좌우 혹은 상하로 흐르도록 유동을 분배하여 유체와 튜브 간의 접촉 시간을 증가시키고, 난류를 발생시킨다. 난류가 발생하게 되면, 유동이 평행하게 흐를 때 보다 더 좋은 열전달 특성을 보인다.^[20] 또한 튜브 번들을 지지하여 진동을 방지하는 역할도 한다.^[21] 튜브는 U자형 튜브가 위쪽 34개, 아래쪽에 31개로 총 65개의 튜브가 60° 각도로 엇갈린 배열(Staggered)을 하고 있으며, 튜브의 직경은 13mm이다. 헤더(Header)는 고압용 특수 구조이다(**Figure 2-2**).



Fig. 2-1 Shape of an intercooler

(출처 : (주)Mytec)



Fig. 2-2 Structure of header and tube arrangement

(출처 : (주)Mytec)

2.3.2 수치 해석 모델

수치 해석 기본 모델을 **Figure 2-3**에 나타내었으며, 해석 모델의 전체 길이는 2000mm, 지름은 360mm로 실제 크기 그대로 해석을 수행하였다. 튜브 측의 유체는 U자형 튜브 관을 두 번 돌아 나가는 형태로, **Figure 2-4**에 헤더에서의 유동 방향을 표시하였다. 1번에서 유입되어 위쪽 튜브를 한번 돌아 2번으로 나오며, 2번과 3번은 연결되어 있는 구조이기 때문에 자연스럽게 3번으로 다시 유출되어 아래쪽 튜브를 돌아 4번으로 나와 출구로 빠져나가게 된다.

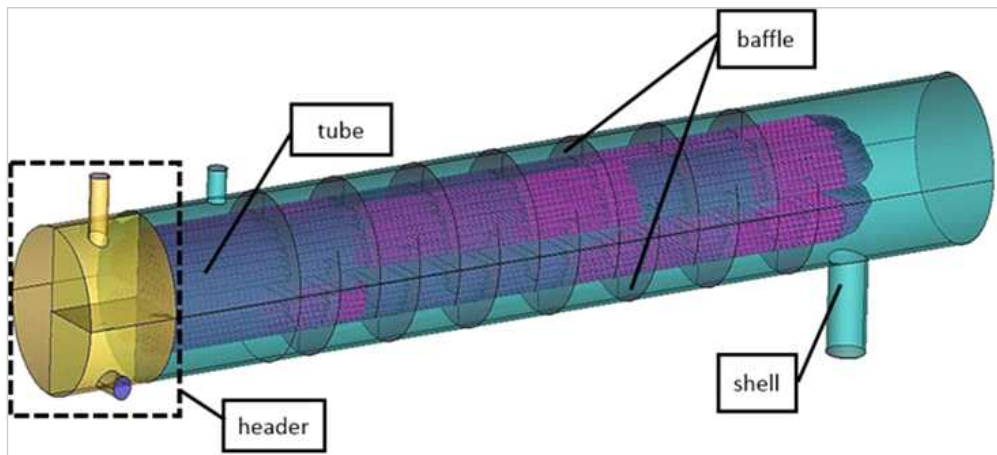


Fig. 2-3 Analysis model of the intercooler

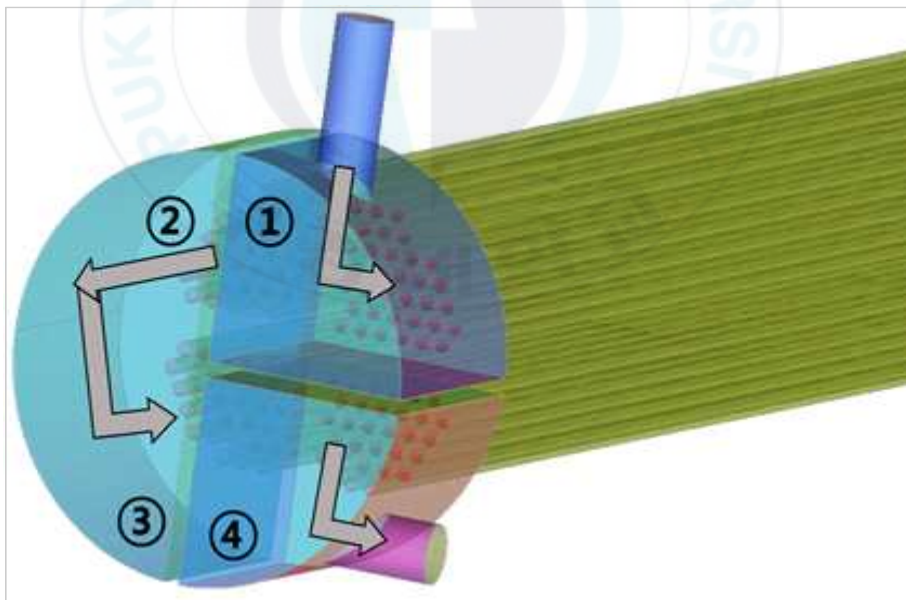


Fig. 2-4 Flow direction in header

2.3.3 열교환기의 압력 강하

열교환기 내부 유동 저항에 의한 압력 강하는 경제성을 나타내는 중요한 지표이다. 만약 압력 강하가 크면, 압력 강하로 인해 소비되는 에너지를 보상하기 위해 더 큰 출력의 동력 장비가 필요하게 된다.

일반적으로 셸-튜브 열교환기에서 셸의 압력 강하와 튜브의 압력 강하는 분리하여 계산하여야 한다. 셸 마찰 계수가 튜브 마찰 계수에 비해 크기 때문에, 셸의 압력 강하가 튜브의 압력 강하보다 크게 나타난다.

만약 저항이 크고, 압력 강하가 허용 범위를 초과하면 설계를 수정하여 열교환기를 경제적으로 설계하도록 해야 한다. 셸-튜브 열교환기의 압력 강하의 허용 범위는 **Table 2-1**과 같다.^[22]

Table 2-1. Permissible range of pressure drop in a shell-tube heat exchanger

Heat Exchanger Pressure [Pa]	Allowable Range [Pa]
$P < 10^5$	$\Delta P = 0.1P$
$P = 10^5$	$\Delta P = 0.5P$
$P > 10^5$	$\Delta P < 5 \times 10^4$

2.4 격자 생성

격자 생성시 사용한 프로그램은 ICEM CFD를 사용하였으며, 쉘 파트와 튜브 파트로 나누어 격자를 생성하였다. 대부분 Tetra 격자를 사용하였으며, 튜브 벽면에는 열전달 및 유체 유동의 정교한 해석을 위해 Prism 격자를 사용하였다.

격자 수에 따른 해석의 오류를 막고 정확한 결과를 얻기 위해 격자 독립성 검사를 실시하였다. 검사 결과를 **Figure 2-5**에 나타내었으며, 검사 결과를 바탕으로 형상에 따라 조금씩 차이는 있지만, 750 ~ 780만 노드를 가지는 격자로 생성하였다.

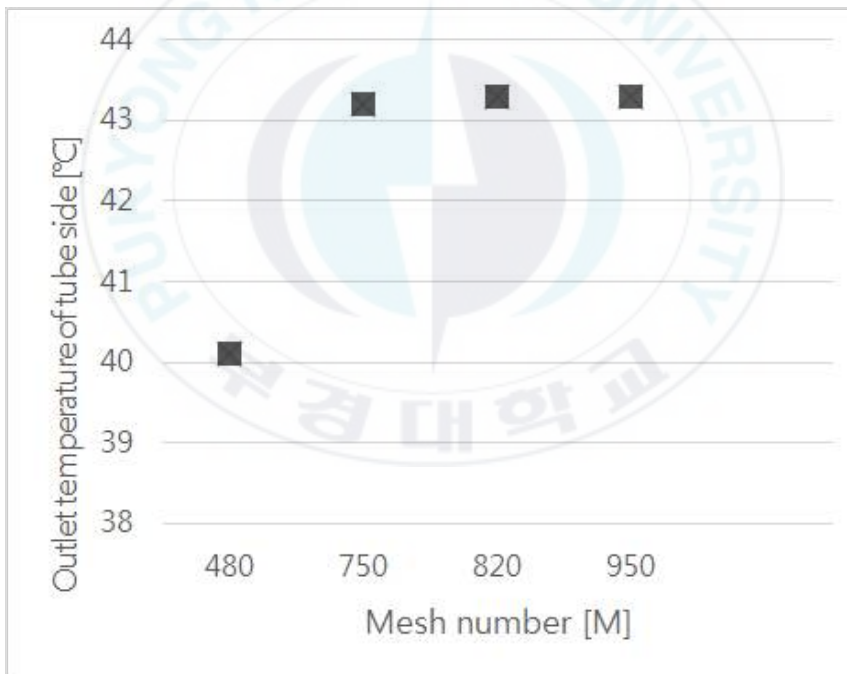


Fig. 2-5 Mesh independency check

2.5 수치 해석 방법 및 경계 조건

셸-튜브 형 인터쿨러의 전열 성능을 평가하기 위한 수치 해석에는 상용 해석 프로그램인 ANSYS CFX 16.2를 사용하였다. 난류 모델은 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델을 사용하였고, **Figure 2-6**에 해석에 사용된 도메인을 나타내었으며, **Table 2-2**에 경계 조건 정보를 나타내었다. 모든 조건에서 입구 조건은 유량 조건, 출구 조건은 압력 조건을 사용하였으며, 이는 1차원 설계 값을 바탕으로 설정하였다. 셸 측과 튜브 측이 맞닿는 부분은 인터페이스의 열전달 처리 모델 중 ‘Thin Material’ 모델을 사용하여, 실제 튜브의 재질인 Aluminium과 두께 3mm를 구현하였다.^[23]

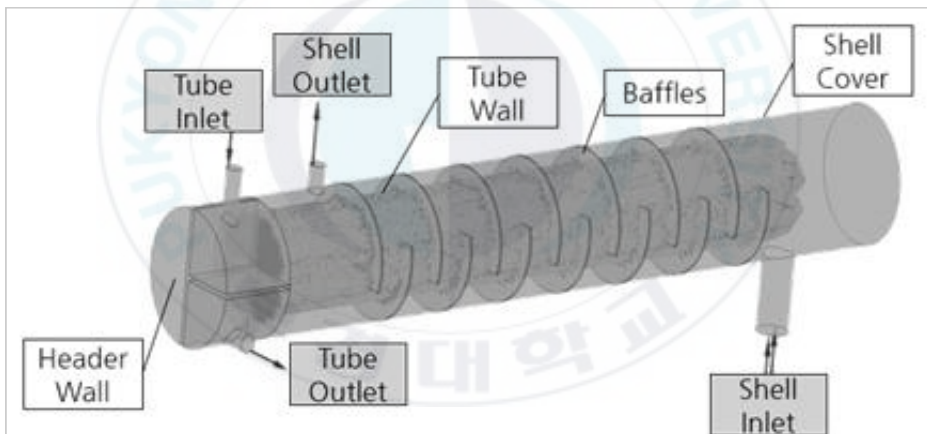


Fig. 2-6 Computational domain

Table. 2-2 Boundary conditions

Shell Domain	Fluid	Water
	Inlet Temperature [°C]	36
	Inlet Mass Flow [kg/s]	11.45
Tube Domain	Fluid	CH ₄ ideal gas
	Inlet Temperature [°C]	126
	Inlet Mass Flow [kg/s]	1.35
Header Wall, Shell Cover, Baffles	Adiabatic	
Tube Wall	Interface	

제 3 장 ME-GI 엔진 고압 압축기용 인터쿨러의 열전달 특성 해석

3.1 인터쿨러의 열전달 특성 해석

먼저 설계 값의 타당성을 판단하기 위해, 1차원 설계 값과 수치 해석 값을 비교해보았다. 1차원 설계 값은 최악의 해수 온도 조건을 기준으로 계산한 값이며, **Table 3-1**에 해석에 사용된 1차원 설계 값을 나타내었다. 이때 고려해야할 사안은, 튜브 측 작동 유체의 온도를 43℃ 까지 냉각시키는 것이 이 인터쿨러의 목적이므로, 이 온도를 만족하는지, 압력 강하가 허용 범위 내에 있는지를 판단하여 설계 값의 타당성을 검토해야한다.

Table. 3-1 Design values for intercooler

	Shell	Tube
Working Fluid	Water	Gas
Mass Flow [kg/h]	41231	4864
Inlet Temperature [℃]	36	126
Outlet Temperature [℃]	42	43
Pressure [bar]	4	256

설계 값을 바탕으로 수치 해석을 수행한 결과, 튜브 측 작동 유체의 평균 출구 온도가 43.2℃로 나왔으며, 이는 오차범위가 약 0.5% 정도이므로 설계 값과 수치 해석 값이 거의 동일하게 나왔다고 할 수 있다. 셸 측의 압력 강하 역시 0.35bar로 허용 범위 내에 있으므로 이 설계는 타당성을 가지는 것으로 판단된다. **Figure 3-1**에 튜브 측 출구면의 평균 온도 분포를 나타내었다.

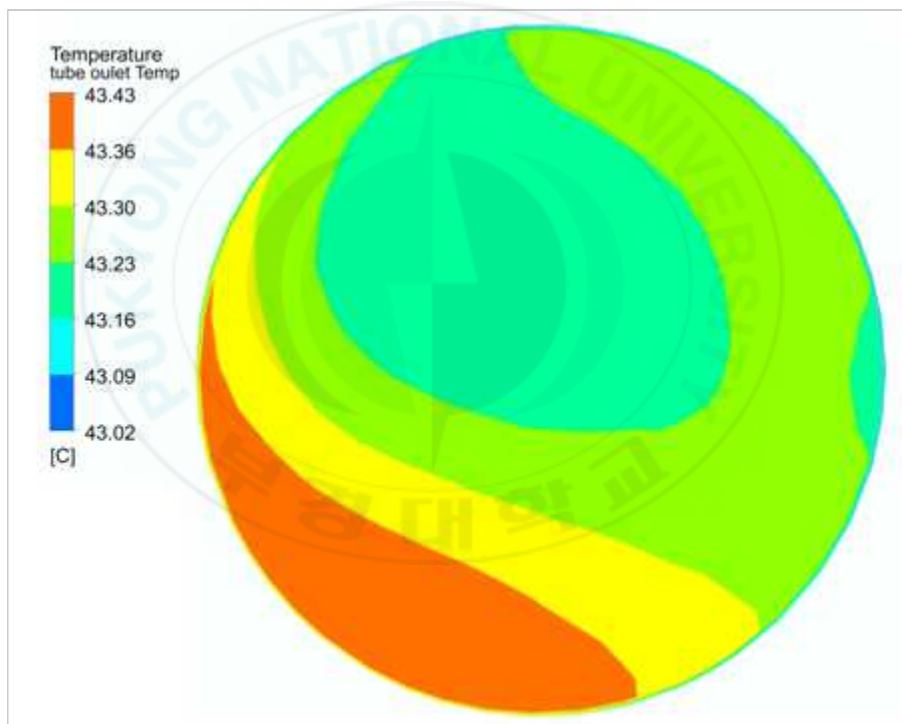


Fig. 3-1 Tube outlet temperature distribution

3.2 서비스 홀의 영향

전열 성능에 대한 최적의 형상을 찾기 위한 수치 해석을 진행하기에 앞서, 실제 인터쿨러 형상에서 튜브 측 헤더 내에 유동을 분배하는 Pass Partition Plate에 있는 작은 서비스 홀에 대하여 먼저 평가해보았다. 홀의 크기는 직경 6mm 정도, 길이는 11mm 이며, **Figure 3-2**에 홀의 위치를 나타내었다. 이 서비스 홀은 인터쿨러의 유지 및 보수가 필요한 경우에 정비 후 재가동시 입출구의 압력 균형을 이루어 기기에 무리가 가지 않도록 하는 목적을 가지고 있다. 해석 시간 단축과 해석의 편리를 위하여, 홀을 통하여 흐르는 유량을 확인하여, 해석 모델에서 홀을 생략할 수 있는지를 평가하였다.

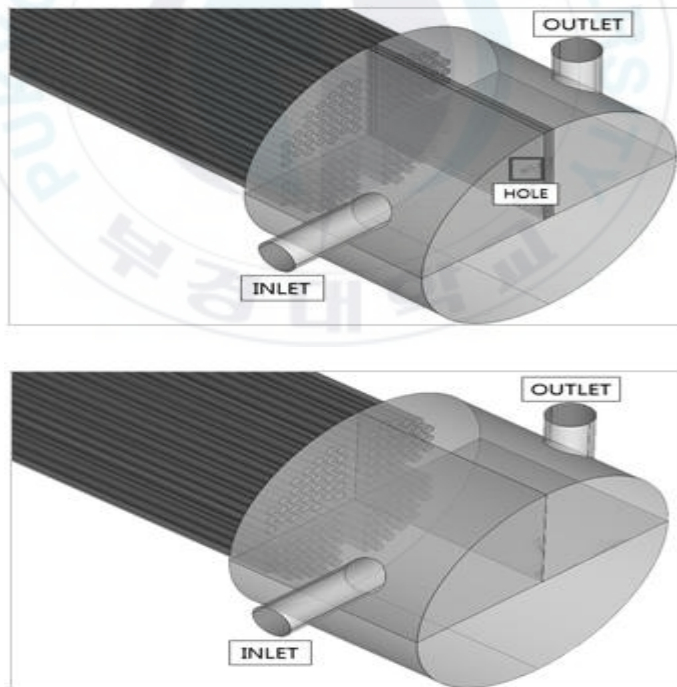


Fig. 3-2 Analysis model with or without hole in the pass partition plate

열 해석 결과는 **Table 3-2**와 같으며, 유동 해석의 결과, 홀을 통하여 흐르는 유량은 약 0.02kg/s로 입구 유량 1.35kg/s에 약 1.5% 정도만 통과하는 것으로 나타났다. 압력 강하는 0.068bar로 매우 적다. **Figure 3-3**에 Pass Partition Plate Hole 유 모델의 온도 및 압력 분포를 나타내었다. 고온의 입구 가스의 미량이 홀을 통해 이동하여 출구 온도에 영향을 준 것으로 판단되지만, 온도 차가 매우 미약하고, 유량도 매우 소량이기 때문에, 이에 따라 해석 모델에서 이 홀은 생략 가능한 것으로 판단하고, 생략하였다.

Table. 3-2 Average temperature of outlet with or without hole

With Hole [℃]	Without Hole [℃]
36.19	35.77
Difference : 0.42 (1.1%)	

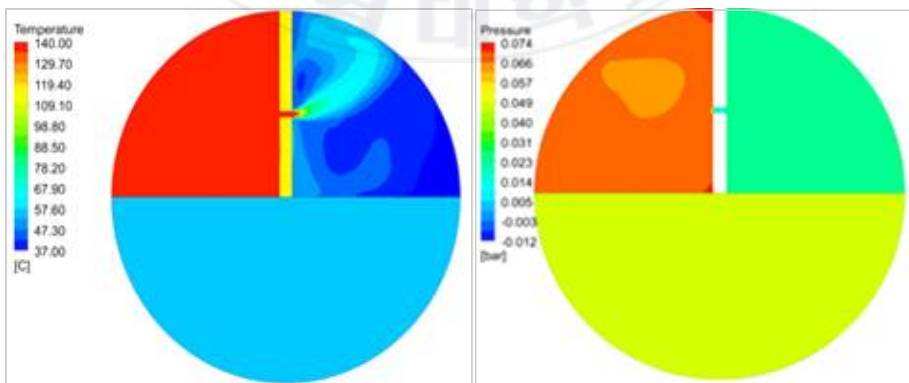


Fig. 3-3 Temperature and pressure distribution of the pass partition plate

3.3 해수 온도에 따른 전열 성능

본 논문에서 사용된 인터쿨러는 선박용 엔진에 들어가는 인터쿨러이므로, 셀 측으로 들어가는 작동 유체인 냉각수는 주로 해수를 사용하게 된다. 따라서 선박이 이동하면서 해수의 온도가 변하게 되면 인터쿨러의 가동 조건도 변하게 된다. 따라서 해수 온도에 따라 변화된 경계 조건을 적용하여 수치 해석을 수행하였으며, 경계 조건 적용에 참고가 된 세계의 해수 온도 분포는 **Figure 3-4**에 나타내었으며, 적용한 경계 조건은 **Table 3-3**에 나타내었다.

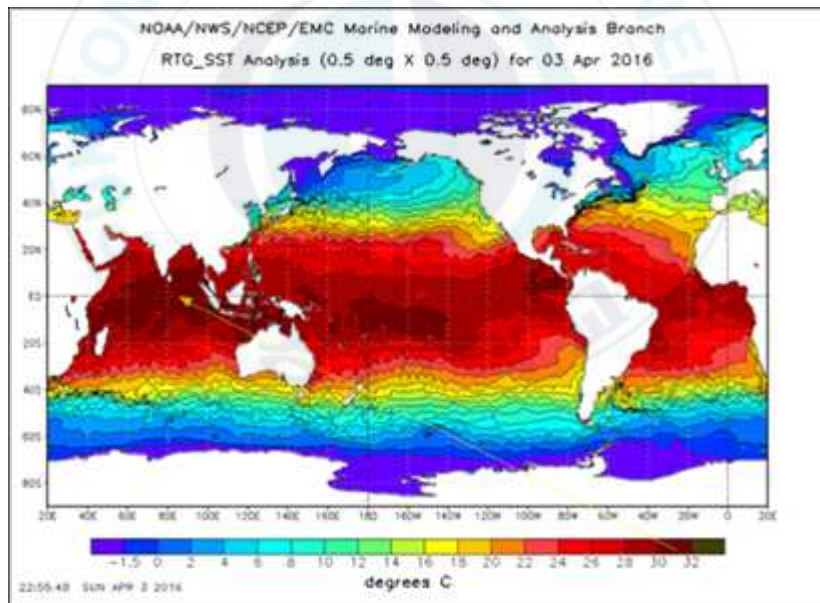


Fig. 3-4 Sea water temperature distribution in the world (accessed - April 2016)

(출처 : 미국 국립 기후 자료 센터)

Table 3-3. Boundary conditions based on sea water temperature change

Shell Inlet Temperature [℃]	Shell Inlet Mass Flow [kg/s]
36	11.45
34	11.45
	10.45
	9.45
	8.45
32	11.45
	10.45
	9.45
	8.45
	7.45
	6.45
30	11.45
	10.45
	9.45
	8.45
	7.45
	6.45
	5.45

이때 중요한 사안은, 이 연료 공급 시스템 내에서 튜브 측 작동 유체인 LNG의 온도는 항상 43℃ 이하가 되어야 함으로, 인터쿨러를 거쳐 나오는 LNG의 출구 온도가 43℃ 이하가 되어야한다. 따라서 이 조건을 만족 하는 가동 조건을 찾기 위해 해석을 수행하였으며, 해석 결과는 **Table 3-4**에 나타내었다.

Table. 3-4 Tube outlet temperature with sea water temperature change

Shell Inlet Temperature [℃]	Shell Inlet Mass Flow [kg/s]	Tube Outlet Temperature [℃]
36	11.45	43.2
34	11.45	40.8
	10.45	41.7
	9.45	42.1
	8.45	44.1
32	11.45	37.9
	10.45	39.8
	9.45	41.0
	8.45	42.2
	7.45	42.5
	6.45	43.3
30	11.45	37.1
	10.45	37.8
	9.45	39.5
	8.45	40.4
	7.45	41.7
	6.45	41.8
	5.45	43.0

해석 결과에 따라 정리한 인터쿨러의 가동 허용 조건을 **Figure 3-5**에 나타내었다. 해석 결과에서 튜브 출구 온도가 43℃를 초과 하게 되는 냉각수의 유입 온도 조건과 유입 유량 조건에서는 열교환기를 작동시켜서는 안 된다.

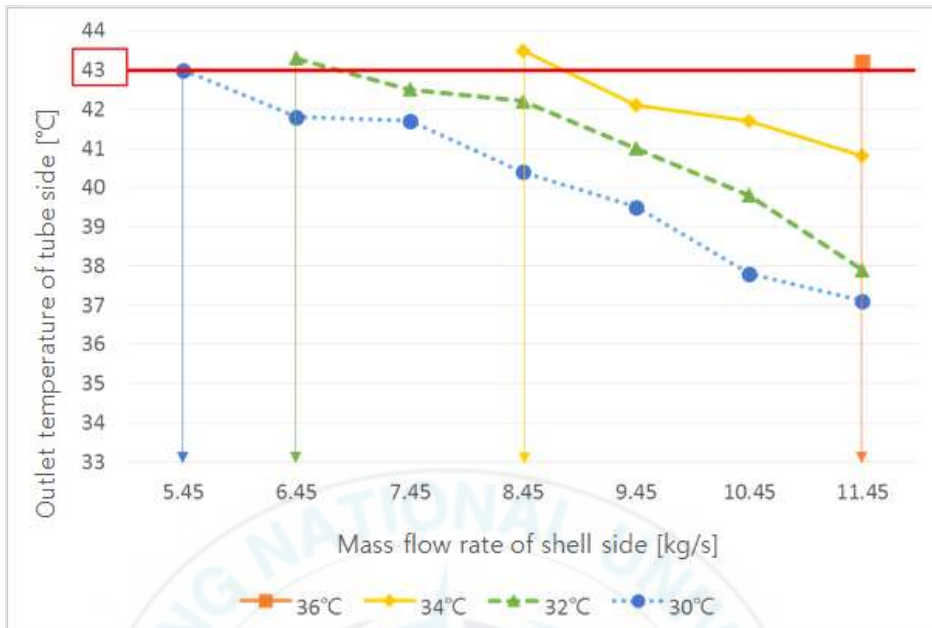


Fig. 3-5 Inoperable conditions of the intercooler

해수 온도 감소에 따른 전열량의 증가 결과는 **Figure 3-6**에 나타내었으며, **Table 3-5**에 해수 온도 감소에 따른 전열량의 증가 비율을 나타내었다. 또한 전열량이 같을 때, 해수 온도 감소에 따른 유량 감소 결과를 **Figure 3-7**에 나타내었으며, 감소 비율은 **Table 3-6**에 나타내었다. 같은 전열량을 가지려고 할 때 냉각수의 온도가 낮아질수록 필요 유량이 감소하게 되므로 이는 곧 펌프의 필요 동력의 감소로 이어질 수 있다. 해석 결과 냉각수의 온도가 15%만 감소해도 유량은 50%이상 감소시킬 수 있는 것으로 나타났다.

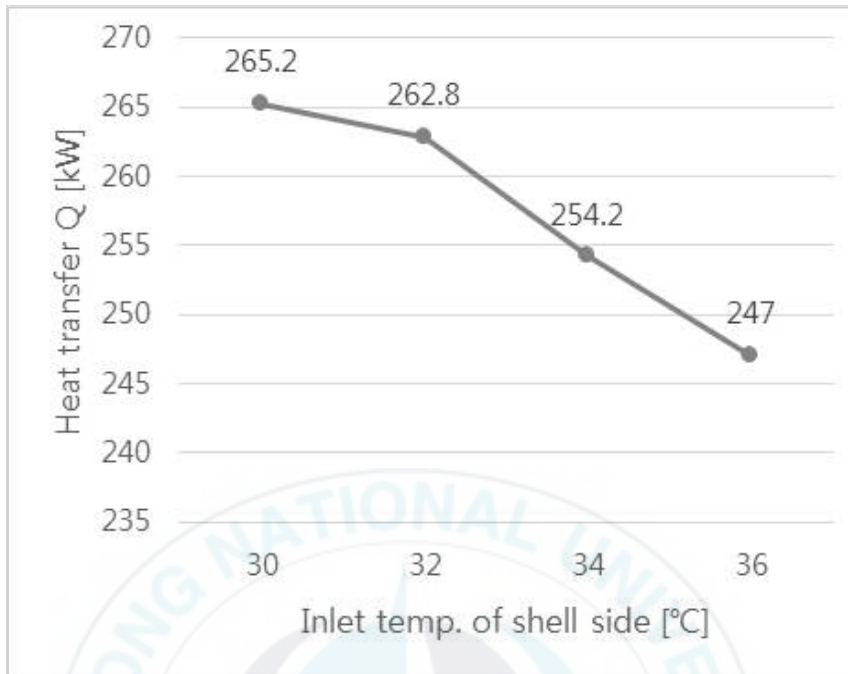


Fig. 3-6 Heat transfer rate with sea water temperature change

Table. 3-5 Ratio of heat transfer rate increase with sea water temperature decrease

Decrease Ratio of Temperature of Cooling Water [%]	Increase Ratio of Heat Transfer Rate [%]
15	7.4
10	6.4
5	2.9

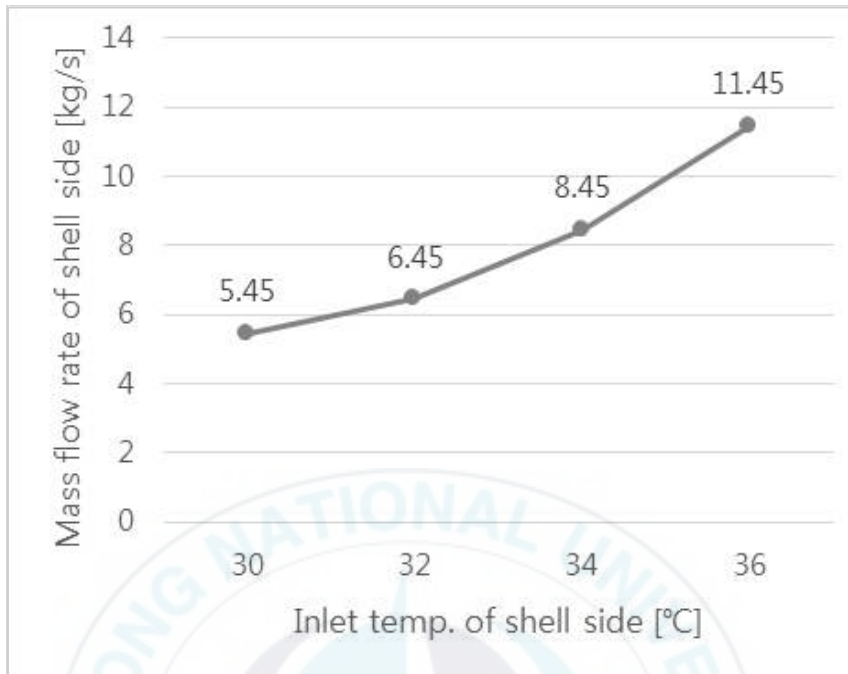


Fig. 3-7 Mass flow rate with sea water temperature change

Table. 3-6 Ratio of mass flow rate decrease with sea water temperature decrease

Decrease Ratio of Temperature of Cooling Water [%]	Decrease Ratio of Mass Flow Rate of Shell Side [%]
15	52
10	44
5	26

3.4 전열 성능에 대한 배플 높이의 영향

배플 높이에 따른 전열 성능을 평가하기 위해 배플의 컷을 변화시켜 해석하였다. 배플 컷에 대한 변수는 각각 198mm, 216mm, 235mm, 252mm, 270mm로 **Figure 3-8**에 배플의 형상을 나타내었으며, **Table 3-7**에 배플 높이 변화에 따른 변수를 자세히 나타내었다.

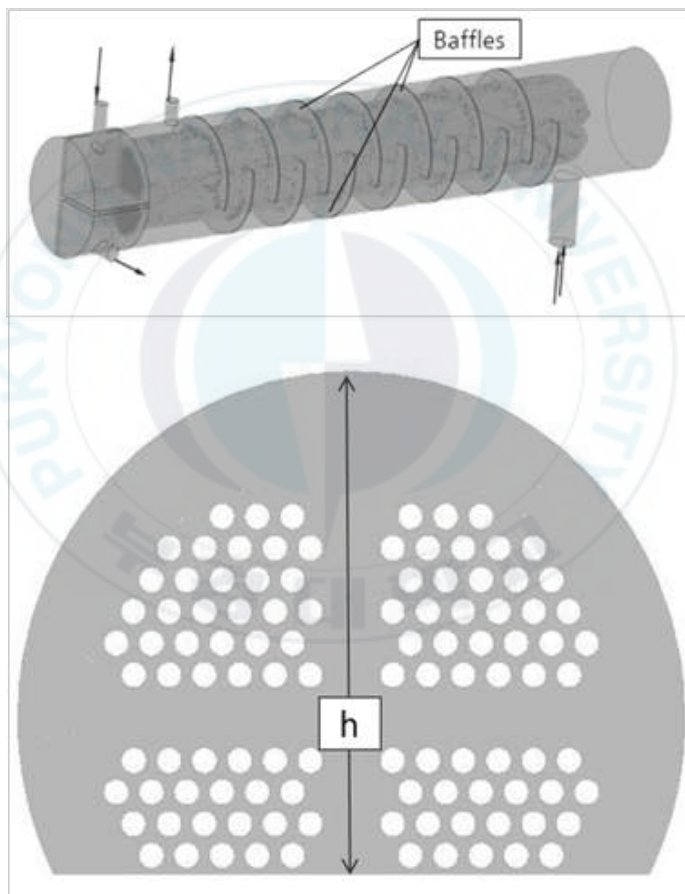


Fig. 3-8 Shape of baffle

Table. 3-7 Baffle heights according to baffle cutting variation

CASE	Height of Baffles [mm]	Baffle Cutting [%]
4-1	198	45
4-2	216	40
4-3	235	35
4-4	252	30
4-5	270	25

$$\text{※배플 컷} = (\text{셸 직경} - \text{배플 높이} / \text{셸 직경}) * 100 [\%]$$

Figure 3-9에 각 형상별 전열량, Table 3-8에 배플 컷에 따른 튜브 측 출구면의 평균 온도와 셸 측 압력 강하 값을 나타내었다.

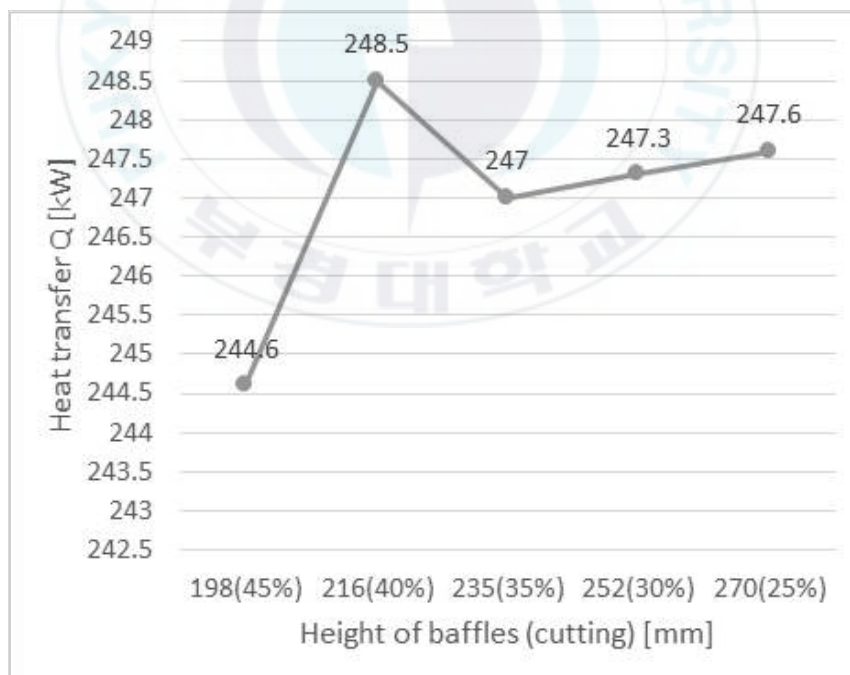


Fig. 3-9 Heat transfer rate with baffle height change

Table. 3-8 Outlet temperature of tube side and pressure drop with baffle height change

CASE	Height of Baffles (cutting) [mm]	Outlet Temperature of Tube Side [°C]	Pressure Drop [bar]
4-1	198 (45%)	44.0	0.36
4-2	216 (40%)	42.7	0.36
4-3	235 (35%)	43.2	0.35
4-4	252 (30%)	43.1	0.37
4-5	270 (25%)	43.0	0.40

해석 결과, 배플의 높이가 높아질수록 전열성능이 증가하는 경향을 보인다. 또한 배플 높이 216mm인 CASE 4-2에서 특별히 높은 열전달 성능을 보이는 것으로 나타났다.

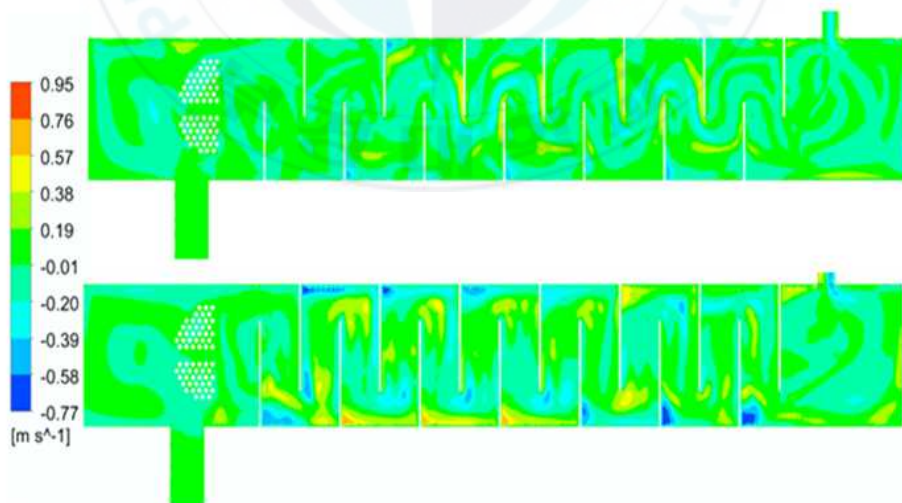


Fig. 3-10 Comparison of velocity distribution for CASE 4-1 (up) & 4-5 (down)

Figure 3-10에 배플 높이가 가장 낮은 CASE 4-1과 제일 높은 4-5의 속도 분포를 나타내었다. 이를 보면 CASE 4-5에서 유체의 속도가 훨씬 빠른 것을 알 수 있으며, 이는 배플의 높이가 높을수록 유체의 통과 단면적이 작아지면서 유체의 속도를 증가시키고, 또 배플을 통과할 시 박리에 의해서도 속도가 증가하는 것으로 보인다. 이로부터 배플의 크기는 유체의 속도를 변화시켜 열 전달량에 영향을 준다는 것을 알 수 있다. 하지만 CASE 4-1에 비해 4-5에서 유동의 재순환 영역이 넓게 발생하므로, 어느 특정 높이 이상이 되면, 오히려 열전달이 감소할 것으로 예상된다.



Fig. 3-11 Comparison of velocity distribution for CASE 4-2 (up) & 4-3 (down)

Figure 3-11은 CASE 4-2와 4-3의 속도 분포 비교 결과이다. 특히 배플 컷이 40%인 216mm 높이 배플을 가진 CASE 4-2가 제일 높은 전열량을 나타내었다. 열 전달량이 증가하다가 감소하는 두 CASE의 속도 분포를 살펴보면 속도의 차이는 조금 있으나, 배플 높이가 216mm 일 때, 유동의 순환이 튜브 근처에서 이루어지기 때문에 재순환 영역이 튜브 근처에서 생성되지 않는 것에 비해, 배플 높이가 235mm가 되면 튜브 근처에서 재순환 영역이 발생한다. 이로 인해 CASE 4-2가 4-3에 비해 열전달 성능이 좋은 것으로 판단된다. 이런 현상은 튜브 및 배플 주위에서 유체의 박리 현상, 체류시간, 튜브와의 접촉 면적 및 속도 크기에 의해 나타나는 매우 복잡한 현상으로 사료되며, K. N. Oh 등^[24]의 연구에서도 이러한 경향이 보임을 알 수 있다.

따라서 배플 높이가 높아질수록 열전달 성능이 증가하며, 셸 내부에서의 속도 뿐만 아니라 튜브 근처에서의 유체 흐름의 특성도 열전달에 영향을 준다는 것을 알고, 본 논문에서 사용된 열교환기에서는 배플 컷 40%인 배플 높이 216mm인 CASE 4-2가 최적의 전열 성능을 가지는 형상으로 판단된다.

3.5 전열 성능에 대한 배플 간격 및 개수의 영향

배플 간격 및 개수 변화에 따른 전열 성능을 평가하고 최적의 간격을 찾기 위해 배플의 간격을 조정하여 개수를 변화시켰다. 배플의 간격 및 개수를 각각 204mm (8개), 175mm (10개), 146mm (12개), 117mm (14개), 102mm (16개), 94mm (18개), 88mm (20개)로 설정하였으며, 형상은 **Table 3-9**에 나타내었다.

Table 3-9. Baffle distance according to baffle number

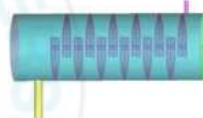
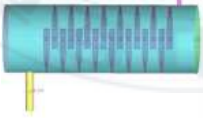
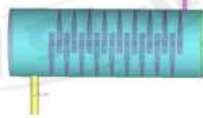
CASE		5-1		5-2		5-3	
Distance [mm]	Baffle Number	204	8	175	10	146	12
							
5-4		5-5		5-6		5-7	
117	14	102	16	94	18	88	20
							

Figure 3-12는 형상별 전열량을 나타내며, **Table 3-10**은 배플 간격 및 개수에 따른 튜브 측 출구면의 평균 온도와 셸 측의 압력 강하를 나타낸다. 해석 결과, 배플 사이의 간격이 좁고, 개수가 많아질수록 열전달이 증가하는 경향을 보인다. 이는 배플 수가 증가하면 셸 내의 유체의 잔류 시간이 길어짐으로써 열 전달량이 증가하는 것으로 보인다. 하지만 압력 강하 역시 증가하게 된다. 따라서 출구 온도를 기준으로 평가하였을 때,

배플 간격 88mm이고 배플 개수가 20개인 CASE 5-7이 가장 낮은 출구 온도를 보였지만, **Table 2-1**에 의해 계산한 열교환기의 압력 강하 허용 범위가 0.5bar 미만이므로, CASE 5-7의 압력 강하는 허용 범위를 벗어나게 되므로 최적 형상으로 볼 수 없다. 따라서 그 다음으로 낮은 출구 온도를 가지는 배플 간격 95mm이고 배플 개수가 18개인 CASE 5-6이 최적 형상으로 판단된다.

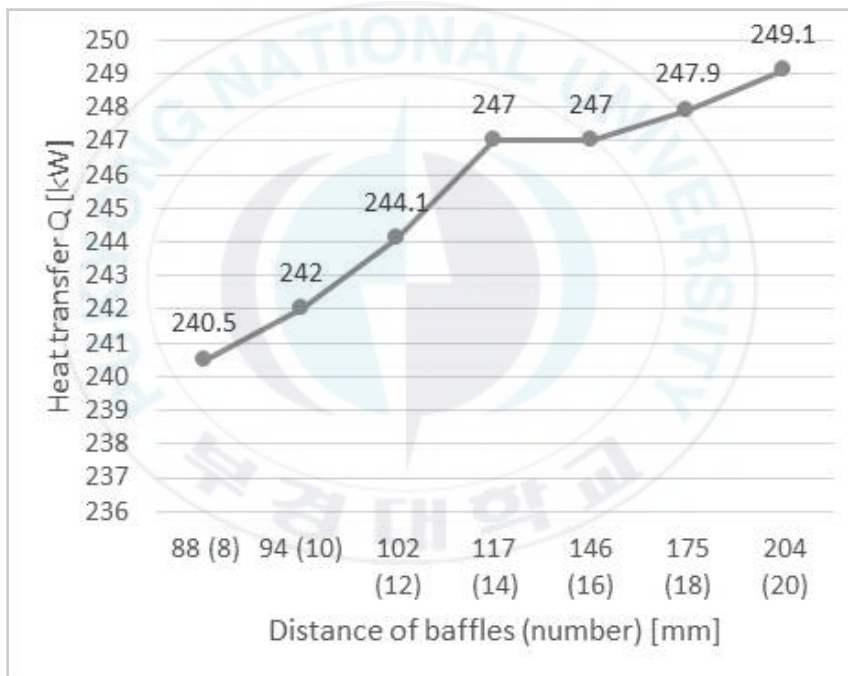


Fig. 3-12 Heat transfer rate with baffle distance change

Table. 3-10 Outlet temperature of tube side and pressure drop with baffle distance

CASE	Distance (Number) [mm]	Outlet Temperature of Tube Side [°C]	Pressure Drop [bar]
5-1	204 (8)	45.4	0.30
5-2	175 (10)	44.9	0.30
5-3	146 (12)	44.2	0.32
5-4	117 (14)	43.2	0.35
5-5	102 (16)	43.2	0.41
5-6	94 (18)	42.9	0.45
5-7	88 (20)	42.5	0.50

3.6 전열 성능에 대한 배플 배치의 영향

배플 배치에 따른 전열 성능을 평가하기 위해 각각 가로형, 세로형 배플을 상, 하, 좌, 우에 다르게 배치하였으며, 자세한 형상은 Table 3-11에 나타내었다.

Table. 3-11 Computational model according to baffle placement

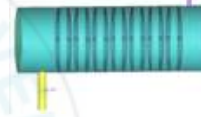
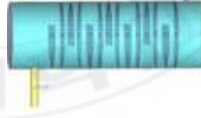
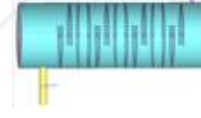
CASE	6-1	6-2	6-3
Placement	Horizontal down to up	Horizontal up to down	Vertical left to right
			
6-4	6-5	6-6	6-7
Vertical right to left	Mixed down and left to up and right	Mixed down and right to up and left	Mixed down to up and left to right
			

Figure 3-13에 각 형상별 전열량, Table 3-12에 배플 배치에 따른 튜브 측 출구면의 평균 온도와 압력 강하 값을 나타내었다.

해석 결과, 가로형 혹은 세로형만 배치한 형상에 비해 가로형과 세로형을 혼합하여 배치한 형상이 더 열전달 성능이 좋으며, 혼합 모델 중에는 배플을 회전하여 배치하는 것 보다는 상하좌우로 배치하는 것이 더 열전달 측면에서 효율적인 것으로 나타났다. 또한, 세로형 배플을 먼저 배치한

CASE 6-3, 6-4보다 가로형 배플을 먼저 설치한 나머지 CASE가 더 좋은 열전달 성능을 보였다. 같은 형태의 배플을 배치만 바꾼 CASE 6-1과 6-2, CASE 6-3과 6-4, CASE 6-5와 6-6을 각각 비교한 결과, 같은 배플 형태에서 상하좌우 배치에 대한 영향은 미미한 것으로 나타났다.

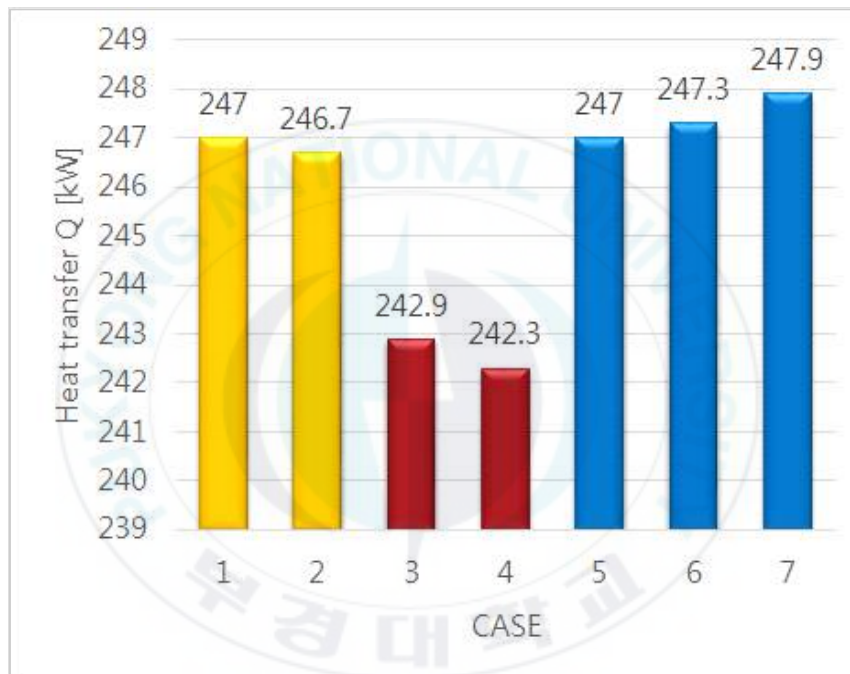


Fig. 3-13 Comparison of heat transfer rate over all cases

Table. 3-12 Outlet temperature of tube side and pressure drop with baffle placement

CASE	Placement	Outlet Temperature of Tube Side [°C]	Pressure Drop [bar]
6-1	Horizontal down to up	43.2	0.35
6-2	Horizontal up to down	43.3	0.38
6-3	Vertical left to right	44.6	0.39
6-4	Vertical right to left	44.8	0.39
6-5	Mixed down to left and up to right	43.2	0.34
6-6	Mixed down to right and up to left	43.1	0.34
6-7	Mixed down to up and left to right	42.9	0.36

Figure 3-14에 최악의 전열 모델인 CASE 6-4와 혼합형 배플을 회전하여 배치한 CASE 6-5, 최적의 전열 모델인 CASE 6-7의 속도 분포를 나타내었다. 속도 분포에 따른 전열 성능을 평가해보면, 가로형 혹은 세로형 배플만 설치하는 것 보다 혼합하여 설치하는 것의 열전달 특성이 좋은 이유는 단독 형상 배플 보다는 혼합 형상 배플이 더 와류를 잘 발생시키기 때문으로 보이며, 혼합형을 회전하여 배치한 것 보다 엇갈리게 배치한

모델이 좋은 이유는 회전하는 구간에서 재순환 영역이 넓게 발생되어 주 유동의 흐름을 막아 속도를 감소시키기 때문으로 판단된다. 세로형 배플 보다 가로형 배플을 먼저 설치하는 것이 열전달 성능이 좋은 이유는, 본 열교환기의 쉘 측 유동은 가로로 흘러가는데 세로형 배플을 설치하면 유동의 흐름을 막아 정체 영역이 많아지기 때문으로 판단된다. 따라서 이 열교환기에서는 가로형과 세로형을 혼합하여 상하좌우로 엇갈리게 배치한 CASE 6-7이 최적의 전열 성능을 가지는 것으로 판단된다.

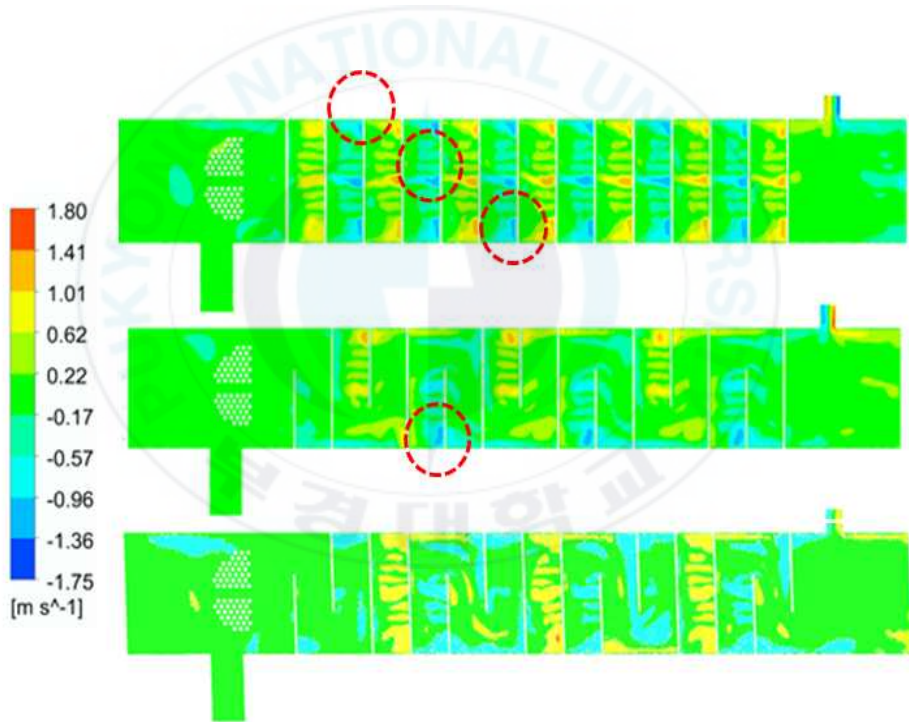


Fig. 3-14 Comparison of velocity distribution

(up) CASE 6-4 (middle) CASE 6-5 (down) CASE 6-7

3.7 전열 성능에 대한 배플 종류의 영향

배플 종류에 따른 전열 성능을 평가하기 위해 싱글 세그먼트형 (Single-Segment), 더블 세그먼트형(Double-Segment), 링-도넛형 (Ring-Donut) 배플을 설치하여 해석을 수행하였다. 형상은 **Table 3-13**에 나타내었다.

Table. 3-13 Types of baffles

7-1	7-2	7-3
Single-Segment	Double-Segment	Ring-Donut
		

Figure 3-15에 형상별 전열량을 나타내었으며, **Table 3-14**에 튜브 측 출구면의 평균 온도 및 셸 측압력 강하 값을 나타내었다.

해석 결과, 링-도넛형 배플 형상을 가진 CASE 7-3이 가장 낮은 출구 온도를 보였다. 이는 유동이 모든 방향에서 튜브를 감싸며 흘러가기 때문에 튜브와의 접촉 면적이 가장 넓기 때문으로 판단된다. 따라서 본 열교환기에서는 링-도넛형 배플이 열전달 측면에서 가장 효율적인 것으로 판단된다.

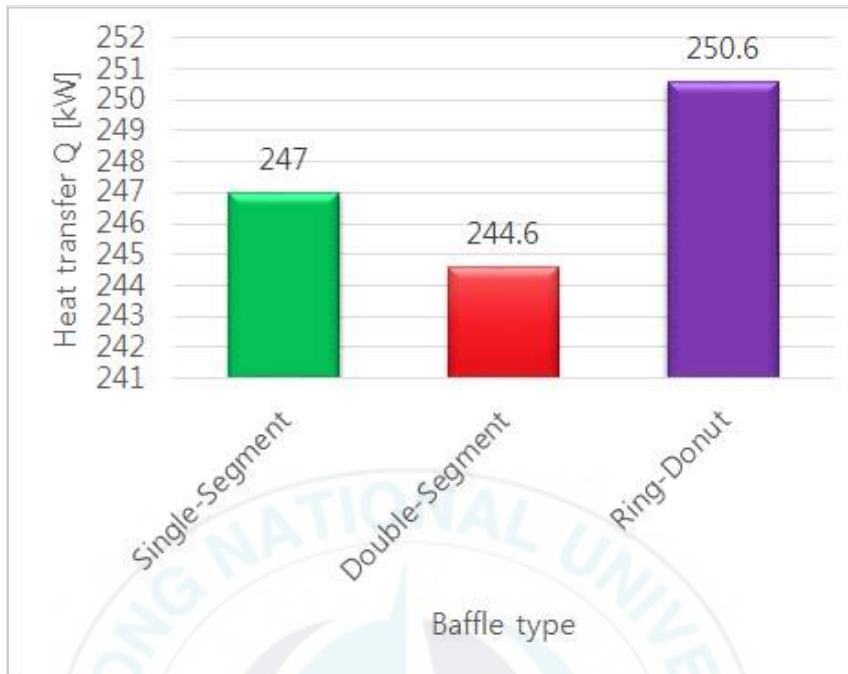


Fig. 3-15 Heat transfer rate with baffle type

Table. 3-14 Outlet temperature of tube side and pressure drop with baffle type

CASE	Baffle Type	Outlet Temperature of Tube Side [°C]	Pressure Drop [bar]
7-1	Single-Segment	43.2	0.35
7-2	Double-Segment	44.0	0.34
7-3	Ring-Donut	42.0	0.31

제 4 장 결 론

ME-GI 엔진 고압 압축기용 인터쿨러의 전열 특성을 파악하기 위해 수치 해석을 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 1차원 설계 값을 바탕으로 수치 해석을 진행한 결과, 설계 값과 수치 해석 값이 거의 일치하였으며, 압력 강하 값도 허용 범위 이내에 있어 1차원 설계 값이 타당성을 가짐을 확인하였다.
2. 서비스 홀에 대한 평가를 통해, 홀을 통하여 흐르는 유량은 매우 소량이며 출구 온도 및 압력 강하에 많은 영향을 끼치지 않는 것으로 판단된다.
3. 해수 온도 변화에 따른 인터쿨러의 전열 성능을 평가한 결과, 인터쿨러 가동 불가 조건을 발견하였다. 해수 온도가 낮아질 때 전열량의 증가율을 평가하였으며, 동일 전열량에서는 해수 온도가 낮아질 때의 유량 감소 비율을 평가해 본 결과, 냉각수의 온도가 15% 낮아지면 필요 유량은 52% 감소 되었다.
4. 전열 성능에 대한 배플 높이에 대한 해석을 통해, 배플 높이가 높아지면 열전달 성능이 증가하는 경향을 보이며, 특정 높이에서 특별히 높은 열전달 성능을 보이는 것을 발견하여 최적의 형상을 결정하였다.
5. 전열 성능에 대한 배플 간격 및 개수에 대한 해석을 통해, 배플 간격이 좁아지고 개수가 많아질수록 열전달 성능이 증가하지만, 압력 강하도 같이 증가하는 것을 발견하여, 압력 강하 허용 범위 내에서 최적의 형상을 결정하였다.

6. 전열 성능에 대한 배플 배치에 대한 해석을 통해, 가로형 혹은 세로형 배플만 배치하는 것 보다는 혼합하여 배치하는 것이 더 열전달 측면에서 효율적이며, 혼합형을 배치 할때는 회전하여 배치하는 것 보다는 엇갈리게 배치하는 것이 더 열전달 성능이 좋다. 또한 세로형 배플을 먼저 배치하는 것 보다 가로형 배플을 먼저 배치하는 것이 전열 성능이 좋으며, 같은 형태의 배플에서는 상하배치, 좌우배치에 대한 영향은 미미한 것으로 나타났다.
7. 전열 성능에 대한 배플 종류의 영향에 대한 해석을 통해, 링-도넛형 배플이 이 열교환기에서는 최적의 열전달 성능을 가졌다.



참 고 문 헌

- [1] IMO(International Maritime Organization) “Air pollution rules to enter into force in 2005”, IMO briefing, 2004.
- [2] Y. G. Kim “우리나라 에너지 사용 현황 및 청정연료 보급 활성화 방안”, 2000.
- [3] Y. G. Kim “천연가스 보급 잠재력 평가”, 2000.
- [4] D. C. Lee “선박용 액화 천연가스 기화기의 열전달 및 기화 특성에 관한 연구”, 2014.
- [5] 한국가스공사 홈페이지, “<http://www.kogas.or.kr>”
- [6] K. D. Kim “LNG 추진 선박 및 LNG 병커링 국내외 동향”, 기술동향 I 보고서, 가스안전 pp. 8~16, 2012.
- [7] J. C. Lee, D. K. Choi, Y. S. Moon, S. K. Jeong, J. H. Jeong and N. S. Kim “선박용 엔진의 하이브리드 연료공급 시스템 및 방법”, WO2014065617A1, 2014.
- [8] Claus Borgnakke, Richard E. Sonntag “FUNDAMENTALS OF THERMODYNAMICS”, pp. 455~458, 2009.

- [9] S. K. Kim “열교환기 설계와 열적 계산법”, 2005.
- [10] T. W. Lim, D. H. Cho “Study on heat transfer characteristic of shell and tube heat exchanger with plate fin”, The Korea Academia-Industrial Cooperation Society, Vol. 10, No. 1, pp. 46~51, 2009.
- [11] H. Tatsumoto, Y. Shirai, K. Hata, T. Kato, M. Futakawa and M. Shiotsu “Forced convection heat transfer of subcooled liquid nitrogen in a vertical tube”, Journal of Physics: Conference Series, 234-032057
- [12] J. H. Lee, B. H. Cho and J. B. Yoon “Numerical study of heat flow characteristics in shell and tube heat exchanger performance”, 대한설비공학회 하계 학술발표대회 논문집, pp. 1309~1314, 2002.
- [13] Y. H. Shin “Disc-Doughnut 배플을 가진 LNG 선박용 열 교환기의 유동 및 열전달에 관한 연구”, 2012.
- [14] B. J. Kim, D. E. Kim. Y. S. Park and J. H. Kim “CFD를 이용한 고온용 Shell-and-Tube형 열교환기 특성 연구”, 대한기계학회 춘추학술대회 논문집, pp. 2780~2781, 2012.

- [15] C. F. Qian, H. Y. Gao and H. Y. Sun “Shell-side fluid flow and heat transfer in curved baffle heat exchanger”, Chemical Engineering China, Vol.65, No. 5, 2011.
- [16] Q. W. Wang, Q. Y. Chen, G. D. chen and M. Zeng “Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 52, No. 5, pp. 1214~1222, 2009.
- [17] I. G. Currie “Fundamental Mechanics of Fluid”, pp. 12~23, 2003.
- [18] H. K. Versteeg, W. Malalasekera “An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method”, pp. 83~92, 1995.
- [19] “Heat Exchanger Design Hand Book”, Part. 1~6, 1998.
- [20] G. C. Yeo “열교환기 설계 이론”, 에너지 관리 진단 기술 교육, 2001.
- [21] 한국지역난방공사 “열교환기 및 압력용기 검사 실무 핸드북”, 지역난방 열 생산시설 기자재, 2000.
- [22] Z. M. Shi, Z. Z. Wang “Principle and Design of Heat Exchanger”, pp. 69~72, 2009.

- [23] “ANSYS CFX Introduction Version 15.0 lectures”, 2014.
- [24] K. N Oh, Y. D. Jun and K. B. Lee “ Research of heat transfer characteristics with baffle parameters in shell and tube heat exchanger”, SAREK, Vol. 22, No. 9, pp. 599-604, 2010.



연구실적

- [1] 논문명 : 슬로싱 충격하중 저감을 위한 에어포켓 생성에 관한 연구 /
저자 : 강신지, 김현중, Nanjundan Parthasarathy, 왕운해, 최윤희,
이연원 / 저널명 : 대한기계학회 창립 70주년 기념 학술대회 논문집 /
일시 : 2015.11
- [2] 논문명 : EFFECTS OF AIR POCKET GENERATION FOR
REDUCTION OF SLOSHING IMPACT LOAD / 저자 : 강신지,
김현중, Mohan Kumar Dey, 최윤희, 이연원 / 저널명 : Proceedings
of 2015 International Symposium on Advanced Mechanical and
Power Engineering / 일시 : 2015.11
- [3] 논문명 : 에어포켓을 통한 슬로싱 충격하중 저감에 관한 연구 / 저자
: 강신지, 김현중, 왕운해, 최윤희, 이연원 / 저널명 : 2015년도
한국가시화정보학회 추계학술대회 논문집 /일시 : 2015.12
- [4] 논문명 : CFD를 활용한 ME-GI 엔진용 Intercooler 성능 평가 / 저자
: 강신지, 김태우, 박말용, 최윤희, 이연원 / 저널명 : 제9회
한국유체공학학술대회 논문집 / 일시 : 2016.8
- [5] 논문명 : A STUDY ON THE HEAT TRANSFER OF AN
INTERCOOLER FOR ME-GI ENGINE USING CFD ANALYSIS /
저자 : 강신지, 최윤희, 이연원 / 저널명 : Proceedings of 2016
International Symposium on Advanced Mechanical and Power
Engineering / 일시 : 2016.10
- [6] 논문명 : ME-GI 엔진용 Intercooler의 열전달 연구 / 저자 : 강신지,
박말용, 최윤희, 이연원 / 저널명 : 대한기계학회 추계학술대회 논문집
/ 일시 : 2016.12