

# Shell & Tube 열교환기 Shell 측 열전달 및 유동에 대한 수치해석

이 상 혁,<sup>1</sup> 이 명 성,<sup>1</sup> 허 남 건<sup>\*2</sup>

## NUMERICAL ANALYSIS ON THE HEAT TRANSFER AND FLOW IN THE SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER

Sang Hyuk Lee,<sup>1</sup> Myungsung Lee<sup>1</sup> and Nahmkeon Hur<sup>\*2</sup>

*A numerical simulation on the heat transfer and flow field was carried out to improve the performance of the shell and tube heat exchanger. The steady incompressible 3-D Navier-Stokes solution is obtained with the actual operational condition and geometry of the heat exchanger. Based on this study, it is noted that the present geometry of the heat exchanger causes poor heat transfer since the air inside shell does not flow through the tube bundle, but around it. The enhancement of the heat transfer can be achieved by the variation of the design factor like the sealing strip located on the top/bottom and middle of the baffle, but it causes the increasement of the pressure drop. In this paper, the effects of the location and size of the sealing strips and flow rate through the heat exchanger on the heat transfer and pressure drop are studied.*

**Key Words** : 원통다관형 열교환기(Shell & Tube Heat Exchanger), 전산유체역학(CFD), 설계인자(Design Parameter), 작동조건(Operational Condition), 형상변수(Shape Variables)

### 1. 서 론

열교환기는 고체 벽으로 분리된 서로 다른 온도의 두 유체 사이 열교환 장치로써, 난방, 공기조화, 동력발생, 폐열회수 및 화학 반응 등에서 사용된다. 열교환기 종류로는 원통다관형 열교환기 이중관식 열교환기, 평판형 열교환기 등이 있다. 이 중에서 원통다관형 열교환기(Shell and Tube Heat Exchanger)는 가격이 저렴하고 유지 보수가 간편하며 다양한 크기의 제작이 가능하다. 또한 260℃ 이상의 고온이나 30기압 이상의 고압용으로 적용범위가 매우 넓고 신뢰성과 효율성이 좋다. 이로 인해 원통다관형 열교환기는 활용분야가 넓으며 전체 산업용 열교환기의 60% 이상을 차지하고 있다.

따라서 원통다관형 열교환기를 설계하는데 있어 많은 연구가 진행되어 왔으나 주로 실험을 통한 방법이 수행되어 왔다. 그러나 실험을 통한 방법으로는 유체의 입출구 위치 및 형상,

Head의 형식, 가로막(Baffle)의 형상 및 간격 등 고려해야 할 설계 인자들이 다양하고 원통(Shell) 내 유동 및 열전달 현상이 복잡하기 때문에 그 특성을 파악하는데 한계가 있었다. 이러한 어려움을 해결하기 위한 다른 방법으로 원통다관형 열교환기의 이론적 해석 방법이 연구되어 왔다. 이론적 해석 방법[1]은 전열량과 압력 손실로부터 열교환기의 성능을 평가하는 것으로 종류로는 관의 외측 흐름에 관한 해석에 따라 크게 세 종류로 나눌 수 있다. Kern 방법[2]에서는 관과 가로막, 원통과 가로막 등의 누설류와 관군(Tube Bundle)과 원통 사이의 우회류를 고려하지 않고 열전달 상관식을 이용하였고 Bell-Delaware 방법[3]에서는 누설류와 우회류를 실험을 통한 보정인자를 사용하였으며, Stream Analysis 방법[4]은 누설류와 우회류에 대한 유동 저항 회로를 활용하여 열교환기의 성능을 평가하였다. 하지만 상관식을 통한 열교환기의 해석은 유동 및 열전달 현상에 있어서 경험적인 상관식을 사용하기 때문에 성능을 평가하는데 있어 일반적인 현상 규명에 있어서 한계를 가지고 있다.

최근 전산유체역학의 발전으로 복잡한 유동 현상에 대한 수치 해석을 수행하고 설계를 개선하는 사례들이 늘고 있다

접수일: 2007년 3월 26일, 심사완료일: 2007년 9월 7일.

1 서강대학교 기계공학과 대학원

2 종신회원, 서강대학교 기계공학과

\* Corresponding author, E-mail: nhur@sogang.ac.kr

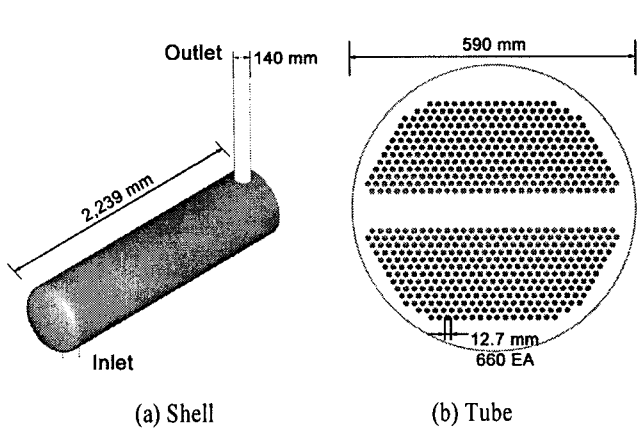


Fig. 1 Geometry of the shell and tube heat exchanger

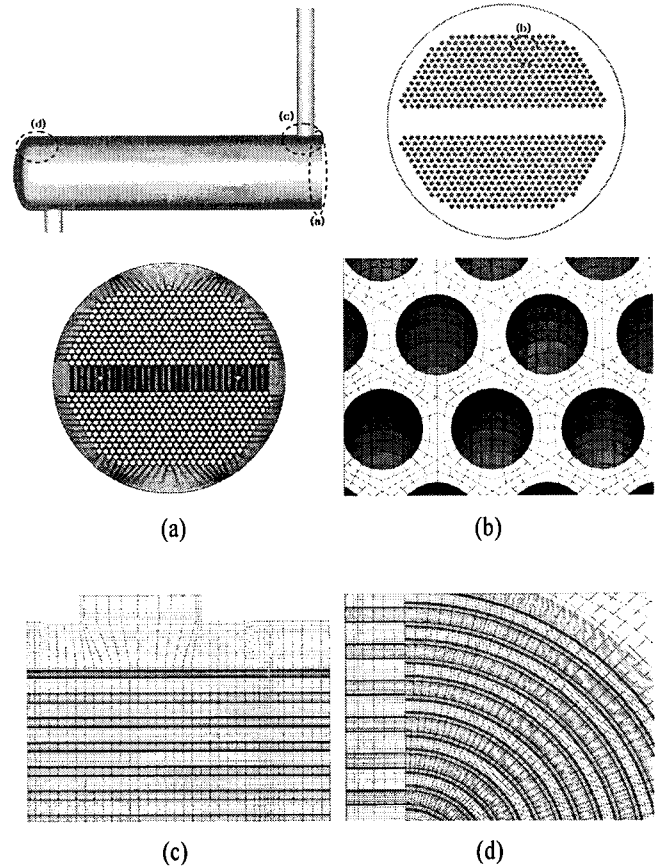


Fig. 2 Computational mesh of the shell and tube heat exchanger

Karlsson과 Vamling[5]은 원통다관형 열교환기의 2-D 해석을 통하여 열교환기 내부 유동 현상과 열전달 효과를 수치해석하였고, Philpott와 Deans[6]는 냉매의 응축으로 인한 열전달 계수의 영향을 규명하였으며, Mohr와 Gelbe[7]는 수치해석을 통하여 열교환기 설계인자와 성능과의 상관식을 도출하였다.

본 연구에서는 CFD를 통해 본 논문에서 제시하는 원통다관형 열교환기의 설계 모델에 대한 내부 유동 현상 및 열전달 특성을 파악하였다. 이로부터 열전달을 향상시키기 위한 설계인자로서 Sealing Strip의 설치 위치 및 크기와 작동조건으로 유량의 변화가 열전달 및 압력강하에 미치는 영향에 대해 분석하였다.

## 2. 열전달 및 유동에 대한 수치해석

### 2.1 해석 격자 및 경계 조건

원통다관형 열교환기의 성능을 평가하기 위하여 Fig. 1과 같은 형상의 열교환기를 수치해석 하였다. 이 열교환기는 큰 원통 안에 여러개의 작은 관으로 구성되어 있는데 원통 부분 길이가 2,239mm이고 내경이 590mm이며, 외경이 12.7mm인 660개의 관으로 구성되어 있다. 또한 열교환기의 원통 부분 입구 및 출구 직경은 140mm이다. 이를 수치해석하기 위하여 Fig. 2와 같은 계산 격자를 생성하였다. 이 때, 열교환기 원통 내 유체는 진행방향으로 좌우가 대칭인 유동 특성을 갖기 때문에 대칭 경계조건을 사용함으로써 절반의 형상에 대해 1,450만개의 유체 격자로 구성하였다.

본 연구에서 사용된 원통 다관형 열교환기는 관 내부에 흐르는 냉매(R-22)가 원통 내부의 뜨거운 유체(Air)와 열전달을 하여 냉매의 잠열로 인하여 원통 내부 유체를 냉각시킨다. 이 때, 열교환기 내부의 유동 및 열전달에 대한 특성을 알아보기 위하여 원통의 입구에는 40℃ 온도의 Air가 5,400 Nm<sup>3</sup>/hr의 유량을 갖는 것으로 설정하였다. 냉매로 사용되는 R-22의 경

우, 5 기압 정도의 압력 조건하에서 0℃에서 상변화를 일으킨다. 냉매가 상변화가 일어나는 조건에서 열교환이 일어나면 잠열을 이용할 수 있기 때문에 본 연구에서 사용된 열교환기의 경우 냉매의 온도는 거의 0℃를 유지하며 작동하므로 관의 바깥면을 0℃의 벽 경계조건으로 설정함으로써 냉매로부터의 열전달을 표현하였다. 또한 대칭인 유동 특성을 갖는 절반의 형상에 대해 대칭 경계조건을 사용하였다.

원통다관형 열교환기에 대한 수치해석을 하는데 있어 실제 관 내부 유체와 원통 내부 유체 사이에 열저항이 존재하며 좀 더 정확한 결과를 얻기 위해서는 이를 고려해야 한다. 이 때 열저항으로는 관에서 관 주변의 유체로 열이 전달됨에 있어서 관의 벽면에서 고체의 전도에 의한 열저항과 원통 부분 유체의 관 주변에서의 응축에 의한 열저항이 있다. 벽면에서 고체의 전도에 의한 열저항은

$$R_{cond} = L/k \tag{1}$$

로 표현하였다. 이 때,  $L$ 은 관의 두께이고  $k$ 는 관의 재료인 C7060의 열전도도이다. 또한, 관 주위의 원통 부분 유체의 응축을 고려[5]하기 위하여

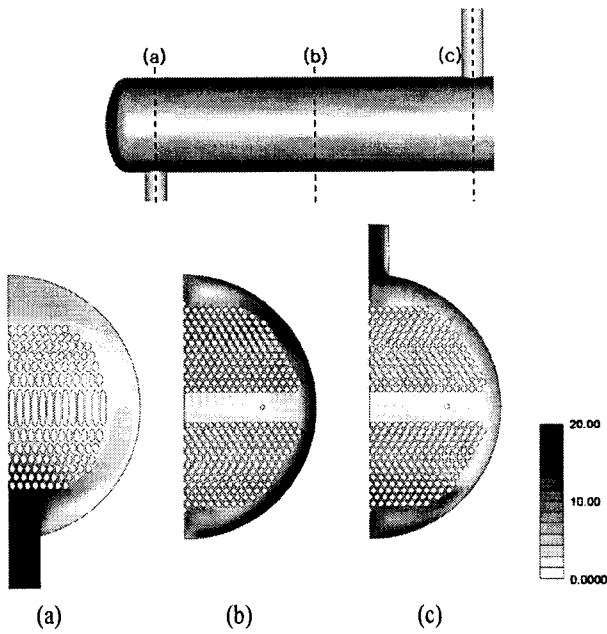


Fig. 3 Velocity magnitude inside the shell

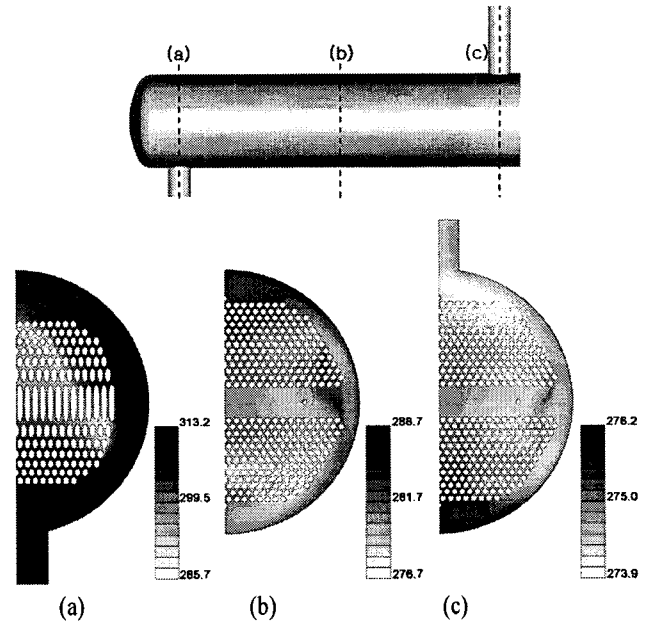


Fig. 4 Temperature distribution inside the shell

$$h = 0.689 \left( \frac{\lambda^3 \rho^2 g h_{fg}}{\mu (T_f - T_w) d} \right)^{1/4} \quad (2)$$

$$R_{conv} = 1/h \quad (3)$$

와 같이 막음측에 대한 열전달계수를 구하여 이를 이용하여 열저항을 구하였다. 이 때,  $\lambda$ 는 포화 상태의 물(유체)의 열전도도를,  $\rho$ 는 밀도,  $h_{fg}$  증발 잠열,  $\mu$ 는 점도,  $d$ 는 관의 직경,  $T_f$ 는 Film 경계면에서의 온도(Air의 포화상태 온도),  $T_w$ 는 관의 벽면 온도를 나타낸다. 이와 같은 전도와 응축에 의한 열저항을 고려하여 관 부분에 해당하는 일정 온도를 갖는 벽 경계조건으로 처리하였다.

이 때 원통다관형 열교환기의 내부 유동 및 열전달에 대하여 상용 프로그램인 STAR-CD[8]를 사용하여 정상상태 비압축성 난류유동을 해석하였으며, 지배방정식은 기본적인 연속 방정식과 Navier-Stokes 방정식을 사용하였고, 난류 모델은  $k-\epsilon$  모델, 해석 알고리즘은 SIMPLE 법을 적용하였다.

## 2.2 해석 결과

원통다관형 열교환기의 성능을 판단하기 위해서는 우선 열교환기 내부 유동해석 및 이에 대한 적절한 가시화가 필요하다. 원통 내부 유동은 관군에 수직하게 형성되어 있는 10개의 가로막으로 인해 열전달이 일어나는 관군 주변에서의 유동은 관군에 수직한 방향으로 발생되게 되며 이에 따라 Fig. 3과 같은 관군에 수직한 면의 유동장은 열교환기의 열전달에 직

접적인 영향을 미치는 영역이라 할 수 있다. 관군에 수직한 단면 유동장인 Fig. 3을 보면, 관의 배치 형상이 유동장에 영향을 미치는 것을 볼 수 있다. 이 때, 열교환기의 성능을 높이기 위해서는 저온의 관 주변으로 유동장이 형성되어야 저온의 관과 공기 사이의 열교환이 활발히 이루어진다. 그러나 이 결과를 보면, 관 주변으로의 유동장은 거의 형성되지 않고 관군의 바깥쪽으로 유동이 형성되어 흘러간다. 이로 인해 관 주변의 공기는 정체되어 있고 입구로부터 들어온 공기는 관군 바깥쪽의 통로를 통해 출구로 빠져 나가기 때문에 관군 주변에서의 효과적인 열전달을 얻지 못하는 결과를 초래한다.

관 주변에서의 열전달로부터 최종적으로 얻을 수 있는 결과인 출구에서의 온도는 열교환기의 성능을 좌우할 수 있는 변수로써 이를 구하기 위해서 열유동 해석을 수행하였다. Fig. 4는 원통 내의 관군에 수직한 면의 온도 분포를 보여주고 있다. 이를 보면, 관군 안에서 열전달이 활발히 일어나는 것을 확인할 수 있다. 또한 원통다관형 열교환기의 원통 내의 전체적인 온도 분포를 보여주는 Fig. 5을 보면, 입구 부분에서 출구 부분으로 갈수록 점점 온도가 낮아지는 것을 볼 수 있으며 가로막 사이의 온도 분포를 보면 관군 주변에서의 온도는 낮으나 관군 주변으로 관군보다 높은 온도의 유체가 존재한다. 이 때 가로막 사이에서 유동이 열전달에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다. 이와 같은 열유동 해석의 결과로 출구에서 온도는 1.15°C의 결과를 얻었다. 관 내에 흐르고 있는 유체에 위해서 원통 부분의 유체인 공기의 열을 많이 빼앗아가나 열교환기의 내부 유동 결과와 같이 관군을 통해 지나가는 유동장보다 관군 주변으로의 유동장이 대부분 형성되기

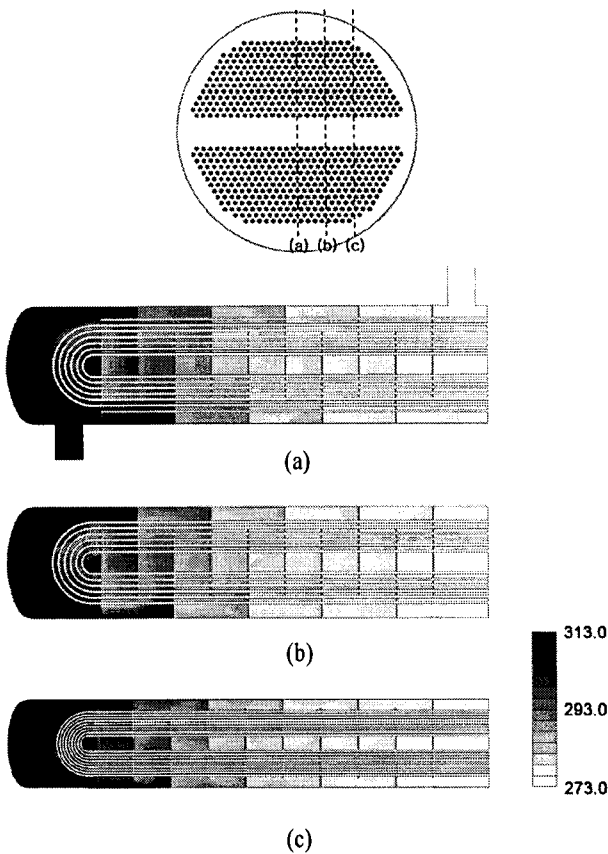


Fig. 5 Temperature distribution inside the shell

때문에 충분한 열교환은 이루어지지 않는다. 따라서, 관군을 통해 흐르는 유동장을 더욱 활발하게 한다면 더 많은 열전달 효과를 얻을 수 있을 것이다. 또한 열교환기 내부에서 관과 관 주변의 유체와의 정확한 열전달 현상을 해석하기 위해서는 관과 주변 유체에서의 열저항 및 관 주변에서의 응축에 의한 영향과 같은 현상에 대한 연구가 진행되어야 한다.

### 3. 설계인자 및 작동조건에 따른 영향

본 장에서는 열교환기의 성능을 향상시키기 위해 기존 형상과 설계 인자 중 원통 내부에서 관 주변 유동을 활발히 하기 위한 Sealing Strip의 설치 유무와 설치 위치 및 크기에 따른 열전달 및 압력강하에 대해 비교해 보았다. 또한 열교환기의 작동조건으로써 유량의 변화에 따른 열교환기 내부 특성에 대해 알아보았다.

#### 3.1 해석 격자 및 경계 조건

열교환기 성능 향상을 위한 Sealing Strip 설치에 따른 유동을 비교하기 위하여 Fig. 6과 같은 형상을 모델링하여 수치해

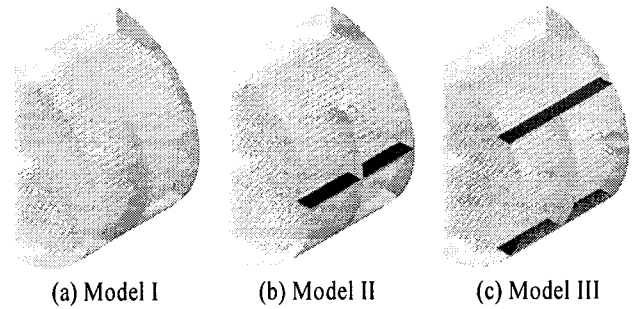


Fig. 6 Various geometries by the location of the sealing strips

석을 수행하였다. 해석 격자는 가로막을 경계로 주기적인 유동 특성을 갖는 부분에 대해 구성하였으며 주기 경계조건을 사용하여 초기의 온도가 313.15 K을 가지며 0.965 kg/s의 유량을 가질 경우에 대해 해석하였으며 전체 열교환기에 대한 해석과 같이 관에 해당하는 부분은 273.15 K을 갖는 벽 경계조건을 적용하였고 대칭 경계조건을 사용함으로써 절반의 형상에 대해 유동 및 열해석을 수행하였다.

#### 3.2 Sealing Strip 설치에 따른 영향

원통 열교환기 내부에 Sealing Strip이 설치됨에 따라 유동 및 열전달에 미치는 영향을 알아보았다. Sealing Strip의 설치 유무 및 설치 위치에 따른 특성을 확인하기 위해서 Fig. 6과 같이 3개의 Model을 구성하였다. 우선, Model I은 기존 설계와 같이 Sealing Strip이 설치되어 있지 않은 경우의 원통다관형 열교환기의 형상이다. Model II와 III은 Sealing Strip이 설치되어 있는 형상으로 열교환기의 가로막 사이를 지나가는 유동장이 관군의 바깥으로 형성되는 것을 방지하기 위하여 Fig. 6과 같이 가로막의 상하단 및 중심 부분에 설치하였다. 여기서 사용한 Sealing Strip의 넓이는 47mm × 4mm로 Model II에서는 중심 부분에 1개가 설치되어 있으며 Model III에서는 상하단부에 각각 1개씩 설치되어 있다.

Model I, II & III의 속도 분포를 나타낸 Fig. 7을 통해 Sealing Strip 설치에 따른 유동장 변화를 볼 수 있다. Model I의 경우 관군 바깥으로 유동이 모두 형성된다. 그러나 Model II와 III의 경우 관군 바깥으로 유동이 흐르는 것을 Sealing Strip이 방해하기 때문에 Model I 보다 관군 바깥으로 흘러가는 양이 줄어들고 관 주변으로 유동장이 형성된다. 이 때 형성된 관 주변의 평균 속도 크기를 알아보면, Model III > Model II > Model I의 순으로 나타난다.

이와 같은 관 주변 유동장의 발달은 Sealing Strip의 설치 위치에 따른 온도 분포를 보여주는 Fig. 8과 같은 결과를 가져온다. 관 주변의 유동이 발달할수록 열전달이 더 활발히 이루어지며 이로 인해 Model II와 III의 경우 Model I보다 유동

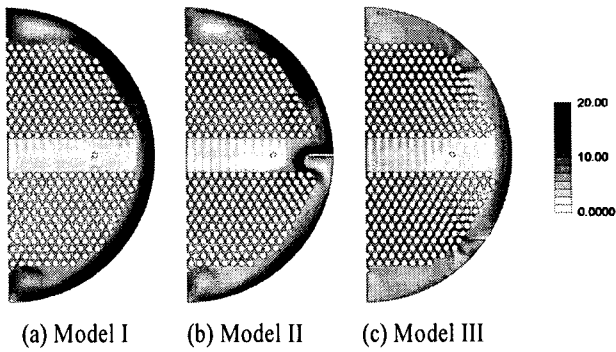


Fig. 7 Velocity magnitude with various locations of sealing strips

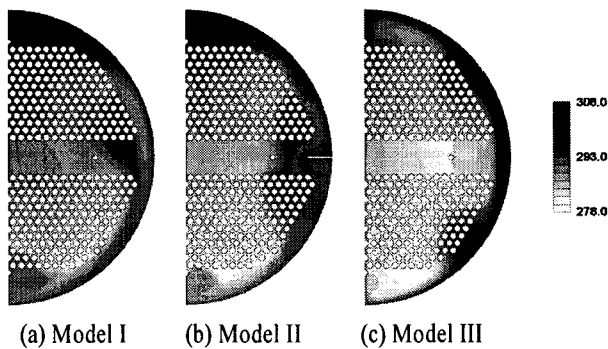


Fig. 8 Temperature Distribution with various locations of the design factor

이 흐름에 따라 원통 내부 유체의 온도가 더 낮아진다.

그러나 이러한 Sealing Strip의 설치에 따라 관 주변 유동이 활발해지며 이로 인해 열전달도 향상되지만 관군 바깥으로 형성되는 유동을 관군 안으로 유동을 일으킴에 있어 더 큰 압력강하가 발생하게 된다. 이는 열교환기를 작동할 때 기존의 형상보다 더 큰 작동 압력을 요구한다. Table 1은 Sealing Strip의 설치에 따른 입출구의 압력강하, 출구에서의 온도와 관 주변에서의 열전달계수를 나타내고 있다. 이는 Fig. 7과 8에서와 같이 관 주변에서의 유동이 발달함에 따라 낮은 출구 온도와 관 벽에서 높은 열전달계수를 갖는 것을 볼 수 있다. 그러나 이와 같은 열전달의 향상은 더 큰 압력강하를 요구하

Table 1 Variation of the performance by the sealing strips

	Model I	Model II	Model III
Pressure Drop (kPa)	5.92	8.46	17.62
Exit Temperature (K)	289.5	286.2	284.3
Heat Transfer Coeff. (W/m <sup>2</sup> K)	239.6	281.6	331.8

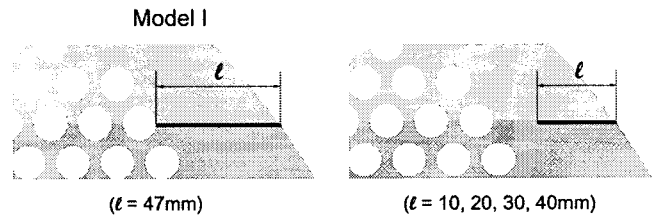
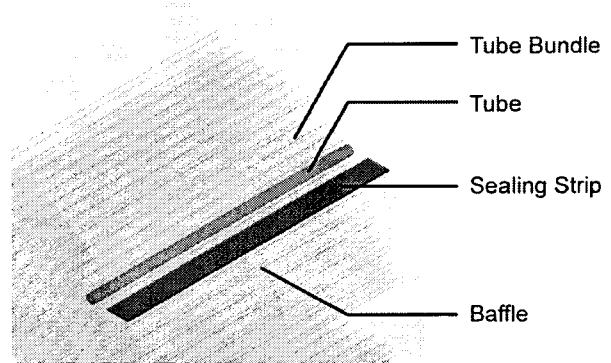


Fig. 9 Geometries for obtaining the effects of the size of the sealing strips

게 된다. 이와 같이 가로막의 상하단부에 Sealing Strip이 설치되어 있는 경우가 Sealing Strip이 없는 경우보다 열전달계수가 1.4배 정도 증가하나 3배 정도의 압력을 요구하는 것을 볼 수 있다.

### 3.3 Sealing Strip 크기에 따른 영향

Sealing Strip의 설치에 있어서 설치 위치도 내부 유동 및 열전달을 변화시킬 수 있는 요인이지만 Sealing Strip의 크기 역시 열교환기의 성능에 영향을 미치는 요인이다. 따라서, 앞에서 가장 열전달 측면에서 높은 성능을 보였지만 높은 압력강하를 요구한 가로막의 상하단부에 Sealing Strip이 설치되어 있는 Model III을 기준으로 Sealing Strip 크기를 변화시켜 가며 열교환기 내부 유동 특성에 대해 분석하였다. Sealing Strip의 크기의 변화는 Fig. 9와 같이 기존 47 mm의 길이를 갖는 Sealing Strip을 10 ~ 40 mm로 바꾸어가며 Sealing Strip의 크기에 따른 열전달 성능 및 압력강하에 대해 수치해석을 수행하였다.

Fig. 10은 Sealing Strip의 크기에 따른 입출구 사이 압력강하 및 출구에서 온도를 보여주고 있다. 이를 보면, 기존의 가로막 상하단부에 설치되어 있는 길이가 47mm인 Sealing Strip인 경우에는 관군 바깥으로 흐르는 유량을 모두 관군 안으로 흐르게 하기 때문에 제일 낮은 출구의 온도를 갖으나 압력강하에 있어서 큰 값을 요구한다. 또한 큰 압력강하를 낮추기 위하여 크기가 작은 Sealing Strip을 설치하였더니 출구에서의 온도는 다소 높아졌지만 압력강하 값은 줄어든다. 이 때, 압

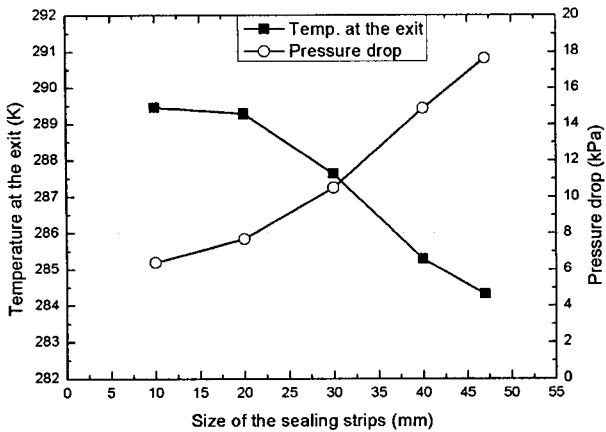


Fig. 10 Variation of the exit temperature and pressure drop with various size of the sealing strips

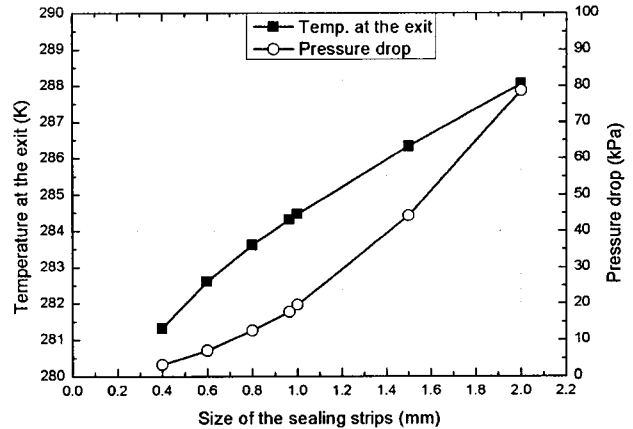


Fig. 12 Variation of the exit temperature and pressure drop with various flow rate

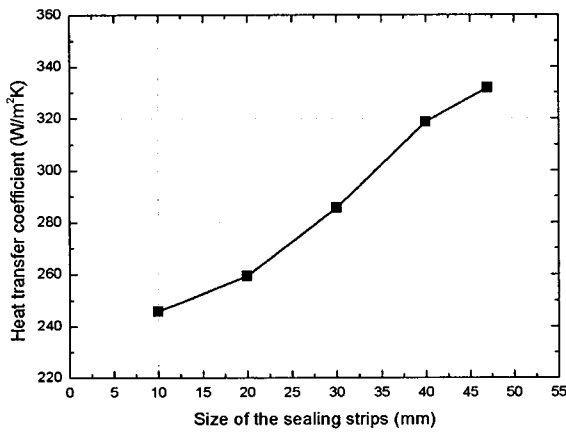


Fig. 11 Variation of the heat transfer coefficient on the tube wall with various size of the sealing strips

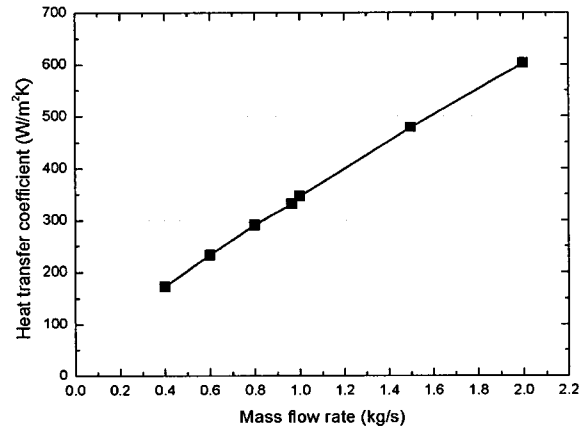


Fig. 13 Variation of the heat transfer coefficient on the tube wall with various flow rate

력강하 값은 Sealing Strip의 크기가 커짐에 따라 더 큰 폭으로 높아짐을 볼 수 있었으며 출구 온도 역시 크기가 커짐에 따라 더 크게 낮아지는 경향을 보인다.

Sealing Strip의 크기에 따른 열전달의 경향성을 얻기 위해서 Fig. 11은 Sealing Strip 크기 변화에 따른 관 벽에서의 열전달계수의 변화를 보여주고 있다. 이는 Sealing Strip의 크기가 커짐에 따라 열전달계수가 높아짐을 보여주고 있으며 전체적으로 압력강하의 그래프와 같은 경향성을 갖는다. 이는 열전달 효율을 증가시키기 위한 Sealing Strip의 설치는 높은 열전달을 가져오지만 얻을 수 있는 열전달 효과만큼 압력강하를 요구한다. 따라서, Sealing Strip의 설치에 있어 크기에 대한 열전달 효율과 압력강하를 최적화 시킬 수 있는 설계가 이루어져야 한다.

### 3.4 유량 변화에 따른 영향

원통다관형 열교환기의 작동에 있어 사용되는 목적에 맞는

유량이 결정되며 열교환기의 설계에 있어 필요한 유량에 맞는 열교환기의 형상이 결정될 것이다. 이와 같이 설계된 형상에 유량의 변화는 열전달 성능과 압력강하에 영향을 미치게 되므로 이러한 영향에 대해 수치해석을 수행하였다.

본 논문에서 사용된 열교환기의 작동 유량은 0.965 kg/s이었으며 유량의 변화에 따른 열교환기의 특성 변화를 해석하기 위해서 작동 유량을 0.4 ~ 2.0 kg/s으로 변화시켜 이 때의 열전달 및 압력강하의 변화를 알아보았다. Fig. 12는 유량의 변화에 따른 출구에서의 온도 및 입출구 사이의 압력강하 값을 보여주고 있다. 유량의 증가는 열교환기를 통해 나오는 더 많은 유량을 얻을 수 있지만 출구에서의 온도가 증가하며 또한 더 많은 압력강하 값을 요구한다. 또한 적은 유량이 통과할 경우 더 낮은 온도를 얻을 수 있지만 원하고자 하는 유량을 맞추기 위해서는 열교환기를 더 많이 설치해야 하기 때문에 적당한 유량을 적용해야 한다.

Fig. 13은 유량의 증가에 따른 열전달계수의 변화를 나타

내고 있다. 유량이 증가함에 따라 열전달계수는 선형적으로 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 유량이 증가할수록 열전달 성능의 증가보다는 압력강하가 더 크게 증가함을 나타낸다. 열전달 성능의 증가보다 압력강하의 증가가 큰 유량의 증가는 상대적으로 적은 유량이 적용될 때보다 좋지 않다. 따라서, 원통다관형 열교환기의 설계시 열전달량과 압력강하를 고려하여 원하고자 하는 유량에 맞는 형상을 설계해야 한다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 냉각장치로 사용되는 원통다관형 열교환기에 대해서 수치해석을 수행하였다. 열교환기의 성능을 알아보기 위하여 유동 및 열전달에 대한 연구를 진행하였다. 원통 내의 온도 분포를 통해서 원통 다관형 열교환기 내의 전체적인 열전달 현상을 파악할 수 있었다. 또한, 열교환기의 원통 부분 유동장에서 관군이 중심 부분에 집중되어 있어 관군 바깥으로 유동이 우회하는 것을 확인할 수 있었으며 이는 열전달 성능의 저하를 초래하였다. 따라서 열전달을 향상시키기 위해서 원통 내부의 관 주변 유동을 활발히 할 수 있는 설계 조건으로 Sealing Strip의 설치에 대해 고려하였다. Sealing Strip의 설치 위치 및 크기가 열전달과 압력강하와 같은 열교환기의 성능에 영향을 미치는 것을 파악할 수 있었다. 또한 열교환기의 작동조건 중에 유량에 따른 열교환기 내부의 열전달 및 압력강하 특성 변화를 확인할 수 있었다.

#### 참고문헌

- [1] 1994, G.F. Hewitt, G.L. Shires, T.R. Bott, "Process Heat Transfer," *Begell House*, pp.271-292.
- [2] 2007, J. Barman and A.K. Ghoshal, "Performance Analysis of Finned Tube and Unbaffled Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Int. J. of Thermal Sciences*, In Press.
- [3] 2007, S.-G. Medardo, M.P.-O. Jose, J.C.-M. Agustin and J.-G. Arturo, "Feasible Design Space for Shell-and-Tube Heat Exchangers Using the Bell-Delaware Method," *Ind. Eng. Chem. Res.*, Vol.47, pp.143-155.
- [4] 1998, C. Leong, K.C. Toh and Y.C. Leong, "Shell and Tube Heat Exchanger Design Software for Educational Applications," *Int. J. Engng Ed.*, Vol.14, No.3, pp.217-224.
- [5] 2005, T. Karlsson, L. Vamling, "Flow fields in shell-and-tube condensers: comparison of a pure refrigerant and a binary mixture," *Int. J. of Refrigeration*, Vol.28, pp.706-713.
- [6] 2004, C. Philpott, J. Deans, "The enhancement of steam condensation heat transfer in a horizontal shell and tube condenser by addition of ammonia," *Int. J. of Heat and Mass Transfer* Vol.57, pp.3683-3693.
- [7] 2000, U. Mohr, H. Gelbe, "Velocity distribution and vibration excitation in tube bundle heat exchangers," *Int. J. Therm. Sci.*, Vol.39, pp.414-421.
- [8] 2004, Star-CD Manual, Ver. 3.24, *Computational Dynamics Ltd.*