



관군 배열 형태에 따른 셸-앤-관 응축기의 설계

임태우 · 최용석†

한국해양대학교(교수) · *한국조선해양기자재연구원(선임연구원)

Design of Shell and Tube Condenser According to Tube layout Patterns

Tae-Woo LIM · Yong-Seok CHOI*

Korea Maritime and Ocean University(professor) · *Korea Marine Equipment Research Institute(senior researcher)

Abstract

This paper carried out the thermal design of shell and tube condenser in ORC(Organic Rankine Cycle) using toluene as the working fluid. Heat exchanger design typically includes the determination of heat transfer surface area, number of tubes and tube length etc. In order to obtain the heat transfer surface area, shell and tube side heat transfer coefficients must be given to calculate the overall heat transfer coefficient. The simulation results show that the heat transfer coefficient for tube layout of 90° is higher than that of the other cases. In addition, it is found that the pressure drop and surface area for tube layout of 90° are lower than the other cases.

Key words : Condenser, Heat exchanger, ORC, Shell and tube, Tube layout

I. 서론

오늘날 우리 주변의 산업 현장에서 부산물로 생성되는 폐열에너지의 상당량이 대기로 방출되고 있다. 일부 연구(Viswanathan et al., 2006; Pellegrino et al., 2004)에서는 에너지 투입 대비 상당량(약 20 ~ 50%)이 폐열로 손실된다고 추정하고 있다.

과거 열에너지로부터 발전을 위해 가장 많이 사용되어 온 시스템으로 스팀 동력 사이클인 랭킨 사이클을 들 수 있다. 그러나 이러한 종류의 열역학 사이클은 저온 열원(340℃ 이하(BCS Inc., 2008))에서는 수익성이 떨어지는 것으로 알려져 있다. BCS Inc.(2008)에 따르면, 산업용 열 손실의 약 60%는 230℃ 보다 낮은 온도에서 일어나며, 316℃ 보다 낮은 온도에서는 거의 90%에 이르는

것으로 보고하고 있다. 지난 수십 년 동안 ORC(Organic Rankine Cycle) 기술은 저온 열원으로부터 전력 생산을 위해 자주 사용되어 왔다. ORC시스템은 기화 온도가 낮은 작동 유체가 사용되기 때문에 유용한 전력을 생산하는데 있어 저온 열원(태양 에너지, 지열 에너지 및 산업 및 내연 기관의 폐열)은 커다란 잠재력을 가지고 있는 것으로 알려져 있다.

ORC의 효율을 결정하는 중요한 요소 중에 하나가 ORC에 사용되고 있는 열교환기라 할 수 있다. ORC 시스템에서 열교환기의 비용은 전체 비용 중에서 높은 비율을 차지하고 있어 정확한 열교환기 성능 예측은 중요하다고 할 수 있다.

Hettiarachchi 등(Hettiarachchi et al. 2007)은 사이클에 대한 열교환기의 영향을 연구하였다. 그들은 전체 열교환기 표면과 사이클에 의해 생성

† Corresponding author : 051-400-5086, choiys@komeri.re.kr

된 순수 전력의 비율을 최소화하여, 열교환기의 구성을 결정하였다.

셀 앤 관 열교환기의 관 내부를 흐르는 유체의 열전달 및 압력 손실에 대한 계산은 문헌으로부터 비교적 쉽게 관련 자료를 얻을 수 있어 어렵지 않게 계산할 수 있다. 반면, 셀 측의 복잡한 유동 조건과 관련된 열전달율 및 압력 손실은 간단하게 계산되지 않는다.

일반적으로, 셀 측 압력 강하 및 열전달 계수는 Kern(1950)의 방법에 의해 간단하게 계산될 수 있다. 그러나 이 방법은 배플 컷이 25%인 경우로 제한되어 있으며, 배플과 셀 그리고 관과 배플 사이의 누설에 대해서 적절히 고려하고 있지 않다. 셀 측 레이놀즈 수가 2000 미만인 층류 영역에서는 Kern 방법을 적용할 수 없다. Kern 식은 매우 정확하지는 않지만 셀 측 열전달 계수와 압력 강하를 간단하면서 신속하게 계산할 수 있는 장점을 가지고 있다.

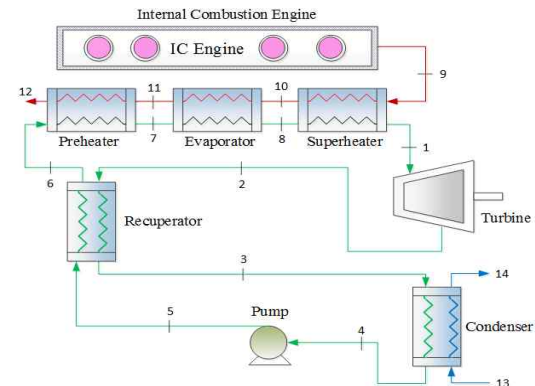
셀 측 유체의 열전달 계수를 증가시키기 위해 배플이 설치되는데, 이는 또한 튜브 진동을 줄이는 역할을 할 뿐만 아니라 관에 구조적 강성을 제공하며 부식을 방지하고 데에도 도움이 된다.

셀 앤 관 열교환기의 설계는 주어진 열원의 조건과 일련의 설계 제한 조건을 충족시켜야 할 많은 설계 변수가 있으므로 매우 지루한 과정이 반복된다. 설계 과정은 열교환기의 기본적인 기하학적 구성을 결정하고 고온 및 저온 매체에 허용되는 압력 강하를 할당하는 것으로부터 시작된다. 그 후, 만족스러운 열전달 표면을 확보하는데 도움이 되는 신뢰성 있는 열전달계수를 선정하는 것이 제일 중요한 과정이 될 것이다.

본 연구에서는 선박용 엔진으로부터 배기 폐열을 회수할 목적으로 구성된 ORC 시스템 내 열교환기 중 응축기의 최적설계를 위해 관군 배열에 따른 열전달 및 압력 강하 특성을 조사하여 열전달 표면적을 구하고자 한다.

II. Heat exchanger model and simulation

[Fig. 1]은 배기가스의 폐열을 회수하기 위해 선박용 디젤 엔진과 연결된 ORC 시스템의 개략도를 나타낸다(Lim & Lee, 2017). 배기 폐열을 회수하기 위해 사용된 작동 유체는 Toluene이며, 모든 물성치는 REFPROP 9.1로부터 얻어졌다. 본 연구에서는 [Fig. 1]에 나타난 여러 열교환기 중 응축기의 최적 설계를 위해 Matlab 프로그램을 사용하여 시뮬레이션을 수행하였으며, 열교환기 설계를 위한 초기 값들이 <Table 1>에 주어졌다. 열교환기 설계를 위해 초기 결정되어야 하는 주요 변수들이 있다.



[Fig. 1] Schematic Diagram of ORC System

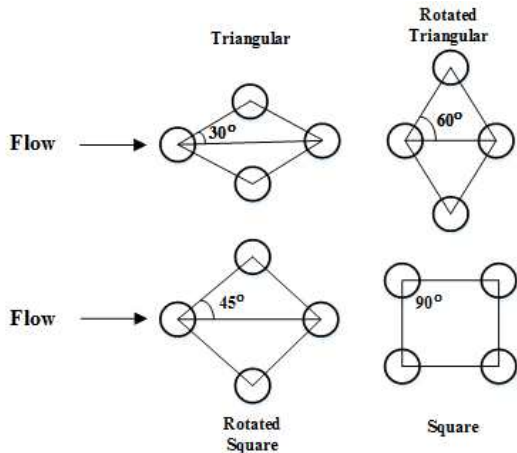
<Table 1> Main Parameters for Heat Exchanger Design

Parameter	Value
Heat of condensation	11.1 [MW]
Number of shell passes	1
Number of tube passes	2
Baffle cut	25%
Tube outer diameter	0.0254 [m]
Tube material	admiralty (70% Cu, 30% Ni)
Condensing temp.	45 [°C]
Cooling water initial temp.	25 [°C]

<Table 2> Values of K_1 and n_1 Coefficients for $P_t = 1.25d_o$

No. of passes	Triangle tube pitch		Square tube pitch	
	K_1	n_1	K_1	n_1
1	0.319	2.142	0.215	2.207
2	0.249	2.207	0.156	2.291
4	0.175	2.285	0.158	2.263
6	0.0743	2.499	0.0402	2.617
8	0.0365	2.675	0.0331	2.643

즉 열교환기 배열(exchanger layout), 관 통로 수, 그리고 관 외경 등이다. 셸 앤 관 열교환기의 경우 세 가지 주요 배열이 주로 사용되는데, 즉 삼각형(triangular), 사각형(square), 그리고 회전 사각형(rotated square)이며, [Fig. 2]와 같다. 본 연구에서 관 피치는 관 외경의 1.25배로 일정하다고 다음 식과 같이 가정한다.



[Fig. 2] Tube Layout Patterns

$$P_t = 1.25d_o \dots\dots\dots (1)$$

관군 외경은 다음 식에 의해 정의 된다.

$$D_{otl} = d_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \dots\dots\dots (2)$$

여기서 $N_t = \frac{A}{\pi d_o L}$ 이고, K_1 과 n_1 은 <Table 2>에 나타나 있다.

셸 직경은 다음과 같이 정의 된다.

$$D_s = \frac{D_{otl}}{0.95} + \delta_{sb} \dots\dots\dots (3)$$

여기서 δ_{sb} 는 셸과 배플의 간극을 나타낸다.

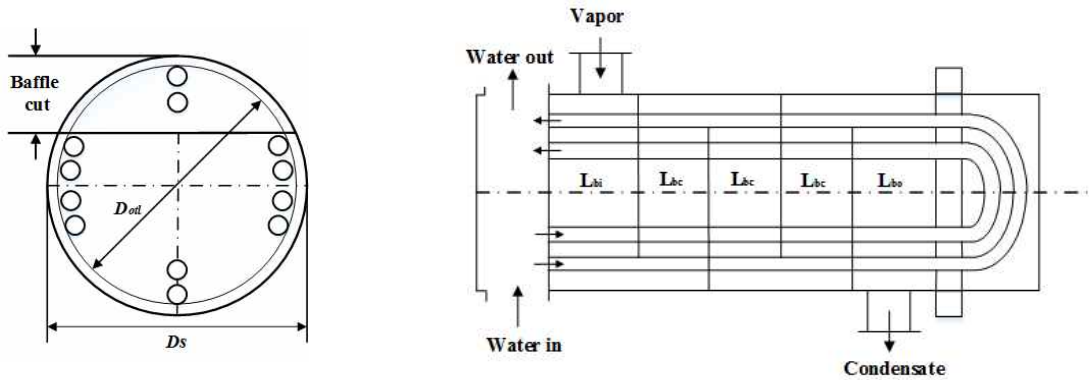
일반적으로 열교환기의 설계는 시행착오의 반복 접근법을 사용하여 이루어지며, 본 연구에서 셸 앤 관 열교환기를 사용하여 설계를 진행하였으며, [Fig. 3]은 셸 앤 관 열교환기의 개략도를 나타낸다. 열교환기의 크기를 결정하기 위해서는 세 가지 주요 변수인 총합열전달계수(U), 관측 압력 강하(ΔP_t) 및 셸측 압력강하 (ΔP_s)가 결정되어야 한다.

관 외경에 기초한 총합열전달계수 U 는 다음과 같이 주어진다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{of} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + R_{if} \cdot \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i}} \dots\dots (4)$$

여기서 h_o 와 h_i 는 셸측 및 관측 열전달계수이며, R_{of} 와 R_{if} 는 파울링계수(fouling coefficients)이고, k_w 는 관 벽면 열전도율을 나타낸다.

총합열전달계수는 처음에는 주어지지 않으며, 초기값으로 가정한다. 문헌으로부터 얻을 수 있는 열전달계수 h_o 와 h_i 를 대입하여 초기값으로 설정한 총합열전달계수와 일치할 때 까지 반복 계산한다. 또한 파울링계수도 문헌으로부터 여러 유체에 대하여 얻을 수 있다. 특히, 열교환기는



[Fig. 3] Schematic of a Shell and Tube Heat Exchanger

다음과 같이 주어지는 방정식을 만족하여야 한다.

$$A = \frac{Q}{UF\Delta T_{lm}} \dots\dots\dots (5)$$

여기서 A 는 열전달 표면적(heat transfer surface area)을 나타내고, Q 는 열 부하(heat load), ΔT_{lm} 은 로그평균온도차(log-mean temperature

difference), 그리고 F 는 수정계수(correction factor)를 나타낸다. 즉, F 는 다중통로(multiple pass) 열교환기에서의 유효 온도차의 감소를 반영하고 있으며, ΔT_{lm} 과 F 는 각각 다음과 같다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \dots\dots\dots (6)$$

$$F = \frac{\sqrt{(R^2+1)} \ln\left(\frac{1-S}{1-RS}\right)}{(R-1) \ln\left[\frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right]} \dots\dots\dots (7)$$

여기서 $R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}$ 이고, $S = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$ 이다.

열 부하는 고온유체와 저온유체 중의 하나에 에너지 평형을 적용함으로써 얻을 수 있으며, 다

음식과 같다.

$$Q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \dots\dots\dots (8)$$

본 연구에서 모든 경우 냉각수의 유속을 1.5m/s로 제한하였다.

1. Shell-side heat transfer coefficient

Nusselt 해석으로부터 N 개의 수평관의 수직배열에 대하여 평균 대류 열전달계수는 다음과 같이 정의된다(Incropera and Dewitt, 2002).

$$h_{D,N} = h_D N^{1/4} \dots\dots\dots (9)$$

여기서 $h_D = 0.729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l(T_{sat} - T_w)D} \right]^{1/4}$ 이다.

Kern은 관으로부터 관으로 응축액이 방울져 떨어진다는 것을 실험적 관측을 통해 다음 식을 제안하였다(Kern, 1958).

$$h_{D,N} = h_D N^{1/6} \dots\dots\dots (10)$$

Eissenberg(1972)는 엇갈림(staggered) 관군을 사용하여 응축액의 침수(inundation)의 영향을 실험적으로 조사하였다. 그는 침수 효과를 예측하는 측면 배수(side-drainage) 모델을 가정하여 다음과 같은 식을 제안하였다.

$$h_{D,N} = h_D (0.60 + 0.42N^{-1/4}) \dots\dots\dots (11)$$

2. Tube-side heat transfer coefficient

Gnielinski(1976)는 Reynolds수가 2300과 104사이의 전이 영역(transition region)에 적용할 수 있는 평균 Nusselts수를 다음과 같이 제안하였다.

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \dots\dots\dots (12)$$

여기서 $f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2}$, $Re = \frac{\rho u d_i}{\mu}$,

그리고 $Pr = \frac{c_p \mu}{k}$ 이다.

관내 유체의 속도는 다음 식을 사용하여 계산할 수 있다.

$$u = \frac{n_p \dot{m}}{N_t \pi (d_i^2/4) \rho} \dots\dots\dots (13)$$

여기서 n_p 는 관 통로 수(the number of tube passes)이며, N_t 는 총 관수(total number of tubes)이다.

3. Shell-side pressure drop

셸 측의 압력 강하는 다음 식에 의해 계산된다(Kern, 1950).

$$\Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e \Phi_s} \dots\dots\dots (14)$$

여기서 N_b 는 배플 수(the number of baffles)이고, D_e 는 셸 측의 등가직경(equivalent diameter)을 나타내며, 사각 및 삼각형 피치에 대해 다음과 같이 계산된다.

$$D_e = \frac{4(P_t^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o} \text{ for square pitch} \dots\dots\dots (15)$$

$$D_e = \frac{4 \left[\frac{P_t^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right]}{\pi d_o/2} \text{ for triangular pitch} \dots\dots\dots (16)$$

또한 $\Phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$ 는 셸 측 유체에 대한 점성 보정계수(viscosity correction factor)를 나타낸다.

마지막으로 마찰계수(friction factor)는 다음 식으로부터 계산된다.

$$f_s = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s) \dots\dots\dots (17)$$

4. Tube-side pressure drop

관내 압력 강하는 다음 식에 의해 계산된다(Kern, 1950).

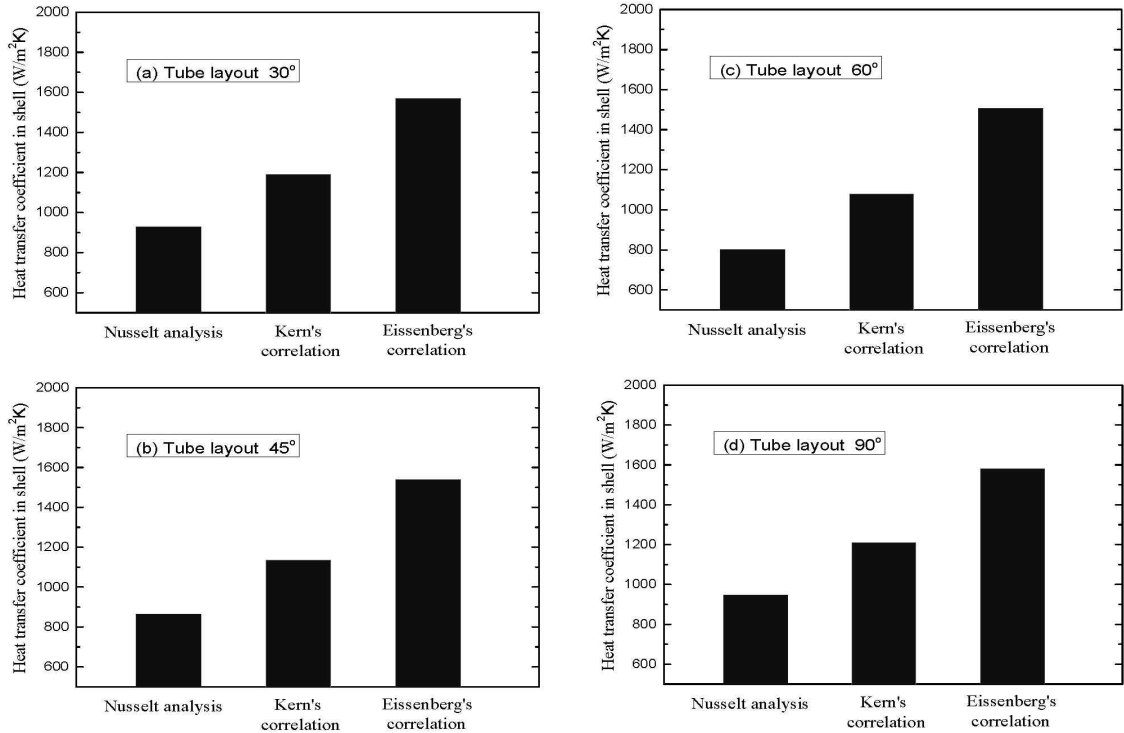
$$\Delta P_t = \left(4f_t \frac{L n_p}{d_i} + 4n_p \right) \frac{\rho u^2}{2} \dots\dots\dots (18)$$

여기서 $f_t = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2}$ 이며, n_p 는 관 통로 수(the number of tube passes)를 나타낸다.

III. 결과 및 고찰

[Fig. 4]는 관군 배열이 30°, 45°, 60° 그리고 90°일 때 여러 상관식들에 의한 셸 측 열전달계수의 변화를 나타내고 있다.

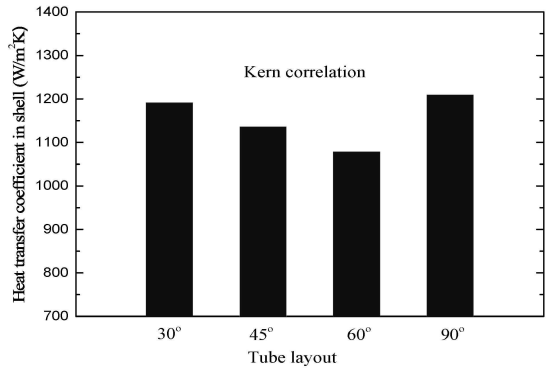
Nusselt 해석은 매끈한 관들 사이에 연속적인 막을 가정한 것으로 열전달계수가 가장 낮은 이유는 연속적으로 놓여 있는 관에서의 평균막 두께가 증가하여 큰 열저항으로 작용하기 때문이다. Kern의 상관식은 관으로부터 관으로 응축액이 방울져 떨어진다고 가정한 것으로 연속적으로 놓여 있는 관에서의 막 두께는 감소되고 열 저항이 감소하여 열전달이 증가하는 것으로 생각된다. Eissenberg(1972)는 엇갈림(staggered) 관군으로부터 응축액 침수(inundation)의 영향에 관한 수많은 실험적 연구를 수행하였다. 그러나 측정된 데이터들은 정확성이 많이 떨어지는 것으로 나타났다.



[Fig. 4] Variation of Heat Transfer Coefficient in Shell with Tube Layout

결과적으로 오늘날 다양한 작동 조건에서 응축 성능에 관한 응축액 침수의 영향을 정확히 예측할 수 있는 이론적 모델을 찾기란 쉽지 않다. 열교환기 설계를 목적으로 할 경우 Butterworth (1977)는 여러 상관식들 중에서 Kern의 상관식을 추천하고 있다.

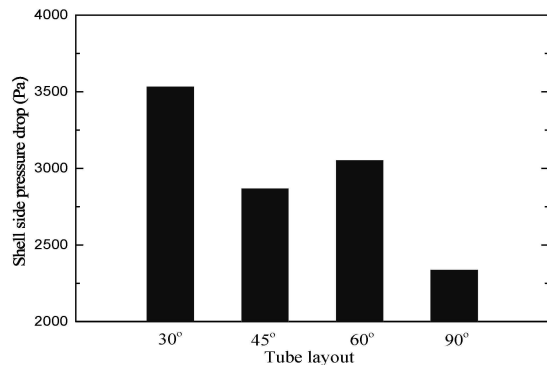
[Fig. 5]는 관군 배열에 따른 Kern의 상관식으로부터 계산된 셸 측 열전달계수의 변화를 나타내고 있다. 관군 배열이 90°일 때 열전달계수가 가장 높게 나타났으며, 60° 일 때 열전달계수가 가장 낮게 나타났다. 열전달계수의 변화만으로 관군 배열이 90°일 때가 가장 우수하다고 하기는 어려우며, 반드시 셸 측의 압력 강하도 같이 언급이 되어야 한다. [Fig. 6]은 관군 배열에 따른 셸 측의 압력 강하의 변화를 나타내고 있다. 관군 배열이 90°일 때 압력 강하가 가장 낮게 나타났으나, 열전달과는 달리 관군 배열이 30°일



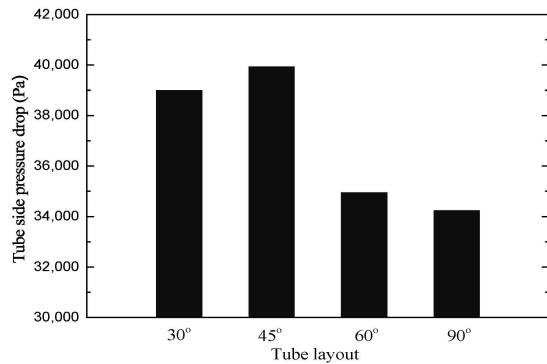
[Fig. 5] Variation of Heat Transfer Coefficient in Shell with Tube Layout

때 압력 강하가 가장 높게 나타났다. Walraven et al.(2014)은 여러 관군 배열에 관한 연구를 수행하였으며, 그들의 연구 결과에 의하면 관군 배열이 30°일 때는 단상 열교환기용으로 그리고 관군 배열이 60°일 때는 2상 열교환기용으로 사용할

것을 추천하고 있다. 그러나 Walraven의 결과와 달리 본 연구에서는 관군 배열이 90°일 때 열전달 성능이 우수하고 압력 강하가 가장 낮은 것으로 나타났다.



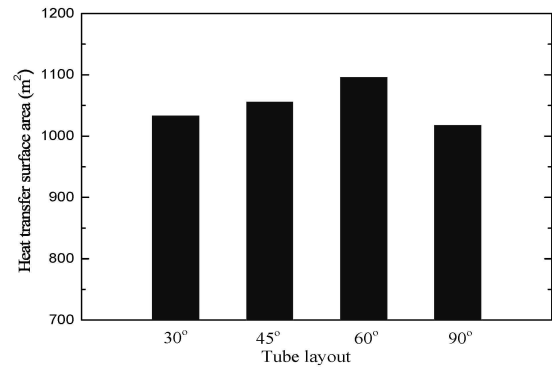
[Fig. 6] Variation of Pressure Drop in Shell with Tube Layout



[Fig. 7] Variation of Pressure Drop in Tube with Tube Layout

[Fig. 7]은 관군 배열에 따른 관 내 압력 강하의 변화를 나타내고 있다. 관 내 압력 강하도 역시 관군 배열이 90°일 때 압력 강하가 가장 낮게 나타났으며, 관군 배열이 45°일 때 압력 강하가 가장 높게 나타났다. [Fig. 8]은 관군 배열에 따른 총 열전달 표면적의 변화를 나타내고 있다. 관군 배열이 90°일 때 가장 작은 열전달 표면적을 가지며, 관군 배열이 60°일 때 가장 많은 열전달 표면적을 가지는 것으로 나타났다. 본 연구에서 얻

어진 열전달과 압력 강하의 결과로부터 관군 배열이 90°일 때가 최적의 열교환기로 판단된다.



[Fig. 8] Variation of Heat Transfer Surface area with Tube Layout

IV. 결론

본 연구에서는 선박용 디젤 엔진으로부터 배기 가스의 폐열을 회수하기 위해 구성된 ORC 시스템 중 응축기의 최적설계를 위해 관군 배열 다른 열전달 및 압력 강하 특성을 조사하여 다음과 결론을 얻었다.

1. 셸 앤 관 열교환기의 셸 측 열전달계수는 Eissenberg 상관식이 가장 높게 나타났으며, 그 다음 순으로 Kern의 상관식이 그리고 Nusselt 해석이 가장 낮은 열전달계수를 나타내었다.

2. Kern 상관식으로부터 계산된 관군 배열에 따른 열전달계수는 관군 배열이 90°일 때 가장 높은 열전달계수가 얻어졌다.

3. 관군 배열에 따른 셸 측의 압력 강하는 관군 배열이 90°일 때 가장 낮게 나타났으며, 열전달 표면적 역시 관군 배열이 90°일 때 가장 작은 열전달 표면적을 나타내었다. 이러한 결과로부터 본 연구에서는 관군 배열이 90°일 경우 최적의 셸 앤 튜브 열교환기로 응축기에 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

References

- BCS Inc.(2008). Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry.
- Butterworth D(1977). Developments in the Design of Shell and Tube Condensers, ASME Winter Annual Meeting, Atlanta, ASME Preprint 77-WA/HT-24.
- Eissenberg DM(1972). An Investigation of the Variables Affecting Steam Condensation on the Outside of a Horizontal Tube Bundle, Ph.D. Thesis, University of Tennessee, Knoxville.
- Gnielinski V(1976). New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, *Int. Chem. Eng.* 16(2), 359~368.
- Hettiarachchi HDM, Golubovic M, Worek WM and Ikegami Y(2007). Optimum Design Criteria for an Organic Rankine Cycle using Low-temperature Geothermal Heat Sources, *Energy* 32(9), 1698~1706.
- Incropera FP and Dewitt DP(2002). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th ed. New York, John Wiley & Sons.
- Kern DQ(1950). *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York.
- Kern DQ(1958). Mathematical Development of Loading in Horizontal Condensers, *AICHE Journal* 4(2), 157~160.
- Lim TW and Lee CK(2017). Theoretical Analysis of ORC(organic Rankine cycle) System to Recover Waste Heat of Marine Engine, *Journal of Fisheries and Marine Sciences Education* 29(5), 1522~1530.
- Pellegrino JL, Margolis N, Justiniano M, Miller M and Thedki A(2004). Energy Use, Loss and Opportunities Analysis: U.S. Manufacturing & Mining, p. 17.
- Viswanathan VV, Davies RW and Holbery JD(2006). Opportunity Analysis for Recovering Energy from Industrial Waste Heat and Emissions, Pacific Northwest National Laboratory.
- Walraven D, Laenen B and D'haeseleer W(2014). Optimum Configuration of Shell-and-tube Heat Exchangers for the Use in Low-temperature Organic Rankine Cycles, *Energy Conversion and Management* 83, 177~187.

-
- Received : 18 July, 2018
 - Revised : 11 August, 2018
 - Accepted : 16 August, 2018