

Shell & Tube Type 열교환기의 전산지원설계에 관한 연구

홍성희* · 윤석훈** · 김종현***

A Study on the Computer Aided Design of Shell & Tube Type Heat Exchanger

S. H. Hong · S. H. Yoon · J. H. Kim

< 目 次 >	
Abstract	
I. 서 론	IV. 실 험
II. 기본구조와 실설계	V. 전산지원설계
III. 열설계이론	VI. 결 론
	참고문헌

Abstract

Up to now, the shell and tube type heat exchanger are applied as a typical heat exchanger in power plant and refinery system. It is very difficult to calculate the expected performance characteristics of the shell and tube type heat exchanger, because there are many design parameters to be considered according to internal structure and the shell side heat transfer mechanism complicatedly related to the design parameters.

Design parameters to be considered in the design stage of the shell and tube type heat exchanger are shell and tube side fluids, flow rate, inlet and outlet temperature, physical properties, type of heat exchanger, outer diameter, thickness, length of tube, tube arrangement, tube pitch, permissive pressure loss on both sides, type of baffle plate, baffle plate cutting ratio, clearance between baffle plate outer diameter and shell inner diameter, clearance between baffle plate holes and tube outer diameter.

The basic purpose of this study is to develop a computer aided design program reflecting the characteristics of parameters. Finally, overall heat transfer coefficient and pressure drop calcu-

* (주) 동화정기
** 한국해양대학교 해사대학
*** (사) 한국선급

lated by the developed computer program were reviewed as per experimental data and in addition to that, relation between overall heat transfer coefficient and fouling resistances & film coefficients of shell and tube sides was simulated.

I. 서 론

열교환기는 태양에너지, 풍력에너지, 지열에너지 등의 자연에너지의 이용 뿐만 아니라, 정유공장, 화학공장, 식품공장, 화력 및 원자력발전소, 열병합발전소, 지역난방 시스템등의 에너지와 관련된 모든 공장에서 대단히 중요한 시설요소로서 취급되고 있으며 전체 시설비의 막대한 부분을 차지하고 있다.

열이동의 형태는 액체와 액체, 기체와 기체, 혹은 기체와 액체 상호간의 열교환에 의하여 가열되거나 냉각됨으로써 단순히 현열(Sensible heat)의 수수만이 행하여져서 온도의 상승 또는 하강이 생기는 경우와 증발, 응축이라는 상변화(Phase change)를 동반하는 경우가 있다.

한편 열교환을 하기 위한 장치인 열교환기도 열전달현상에 따라 그 특성이 달라지며 종류도 매우 다양하다.

이와 같이 다양한 열교환기 중에서도 긴 기간 동안 거의 같은 형태로써 지속적으로 사용되어지고 있는 가장 보편적인 열교환기는 각-관(Shell & Tube Type) 열교환기라고 할 수 있다.

각-관 열교환기는 1900년 초기부터 발전소의 대용량 콘덴서(Condenser)와 비교적 고압에서 사용되는 열교환기인 급수가열기(Feed Water Heater)로 사용되기 시작했다.¹⁾ 이후로 이와 같은 용도 뿐만 아니라 여러 분야의 에너지 관련 산업에 다양하게 사용되고 있으며 설계와 제작 방법에 관한 연구도 계속되어져 왔다.^{2)~10)}

본 연구에서는 각-관 열교환기의 성능에 영향을 미치는 인자를 중점적으로 분석한 후, 이를 기초로 한 전산지원설계 프로그램을 연구개발하여 실험결과치와 비교 분석함으로써, 중요한 설계오차 발생요인을 구명하고 이것을 토대로 하여 실설계에서 설계오차를 최소화 할 수 있도록 하는데 연구의 목적이 있다.

II. 기본구조와 실설계

액체 또는 기체의 단상류(Single phase flow) 대류열전달의 경우, 외부의 동력을 이용하여 열성능을 향상시키려고 하는 능동적인 방법과 외부의 동력을 이용하지 않고 전열면의 형상이나 유체의 흐름에 변화를 주어 열전달을 향상시키려고 하는 수동적인 방법이 응용되고 있다.

열교환기를 결정짓는 인자들을 정리하면 각 및 관측의 유체의 종류, 유량, 입출구온도와 그 물성치, 열교환기의 형태, 관의 외경, 두께 및 길이, 배열방식 및 배열피치, 각 및 관측의 패스(pass)수, 각 및 관측의 허용압력손실, 방해판의 형태, 개방을 및 간격, 각의 내경 및 관의 수, 각 부품의 두께 등이다. 이 중 각 및 관측의 유체의 종류, 유량, 입출구온도와 그 물성치, 방해판의 형태, 관의 배열방식 및 관의 길이는 설계 이전에 주어지는 조건이다. 또한 관의 두께를 비롯한 각 부품의 두께 등도 응력계산상 그 값이 고정되어

있는 것이므로 변화시킬 수가 없는 값이다.

방해판의 간격은 요구 전열량에 의해 결정된다. 즉, 주어진 각 직경 및 전열관의 배열 상태하에서 방해판을 증가시키면 전열량도 증가하므로 일정한 전열량을 갖고자 할 때 그에 적합한 방해판수가 결정되므로 독립변수가 아니다.

이 외에 각측의 허용압력 손실치를 실제의 각 압력손실치와 등호가 되도록 한다면 관의 수 및 내경 사이에 어떤 관계식을 주어 어떤 하나는 종속 변수로 취급할 수 있을 것이다. 그러나 이렇게 하면 구속조건인 전열량, 각측 압력손실 및 관측 압력손실의 셋으로 늘어나므로 해의 수가 대단히 줄어들거나 부재할지도 모른다. 따라서 각측의 압력손실만은 허용치에 대해 부등호로 연결하여 사용하는 것이 좋으며, 이 때에 관측 허용압력손실치는 관경 및 관수에 대해 그 범위(Interval)를 정해 주는 역할을 하게 된다.

또한 전열량에 관한 구속조건은 위의 전체변수에 관한 하나의 관계식을 주게 되어 하나의 변수를 소거하게 된다. 이 소거되는 변수는 앞서 언급하였듯이 관수 즉, 전열면적이다. 따라서 전열량 및 압력손실 계산 중 나타나는 변수, 즉 관경, 피치, 호 및 관측의 패스수, 각측 및 관측의 허용압력손실량, 방해판의 개방율, 간격, 각직경 및 관수 중에서 기하학적인 관계로부터 소거되는 독립변수인 관수와 등호로 처리된 전열량에 관한 구속조건으로부터 방해판의 간격이 독립변수로부터 소거된다. 한편 양측의 허용압력손실치는 단순히 관경 및 관수의 변화구간을 제한할 뿐이므로 이로 인해 소거되는 변수는 없다. 따라서 남게 되는, 독립변수는 관경, 피치, 각측 및 관측의 패스수, 방해판의 개방율 및 각 직경의 여섯개로 줄어들게 된다. 이와 같은 독립변수들에 대하여 주어지는 해는 허용압력손실치 범위에 대해 모두 점검해 보아야 함은 물론이다.

따라서, 위의 결과를 종합하면 독립변수들로서 관경, 배열 피치, 방해판의 개방율, 각측 및 관측 패스수, 각 직경, 병렬배열의 수를 유도해낼 수 있으며, 이러한 독립변수들이 실제 설계 계산시에 반영되어 구체화될 수 있는 전체시스템을 구성하여야 한다.

Ⅲ. 열설계이론

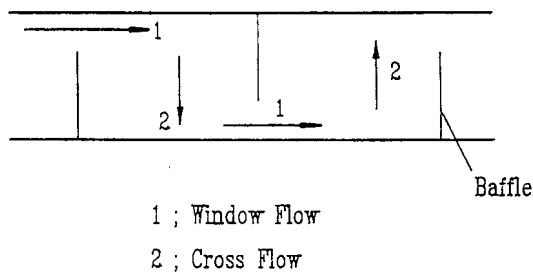
유체의 속도가 구해지면 이로부터 레이놀즈(Reynolds)수를 구할 수 있으며, 대류열전달계수 h_i 는 레이놀즈수에 따라 Sieder & Tate의 실험식¹⁰⁾인 아래식으로부터 구할 수 있다.

레이놀즈수가 2100보다 작은 층류의 경우는,

$$h_i = 1.86 \left(\text{Re}_i \text{Pr}_i \frac{d_i}{L} \right)^{1/3} \phi_p \frac{k}{d_i} \quad (1)$$

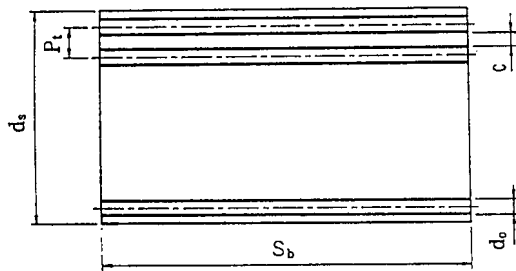
레이놀즈수가 2100보다 큰 난류의 경우는,

$$h_i = 0.027 \text{Re}_i^{0.8} \text{Pr}_i^{1/3} \phi_p \frac{k}{d_i} \quad (2)$$

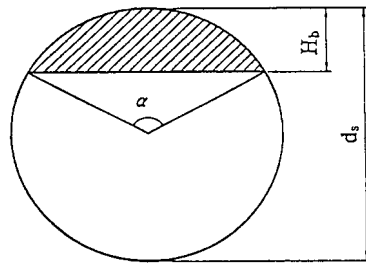


1 ; Window Flow
2 ; Cross Flow

Fig. 1 Model of Flow



(a) Cross Flow Area



(b) Window Flow Area

Fig. 2 Flow Area

각측 유체의 실제흐름은 방해판의 수와 형상에 따라 흐름이 변화하기 때문에 이의 속도를 정확히 구하기는 상당히 어렵다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 각측 유체의 흐름을 방해판에 수직인 흐름인 크로스흐름(Cross Flow)과 방해판에 수평인 흐름인 윈도우흐름(Window Flow)으로 구분하여 해석하였다.

먼저 크로스흐름의 흐름면적 A_c 는 Fig. 2의 (a)에서 보는 바와 같이 아래식과 같이 표현된다.

$$A_c = d_s \times S_b - d_o \times S_b \times n$$

$$= \frac{d_s \times S_b \times C}{P_t} \quad (3)$$

따라서 단위시간당 각측 유체의 중량을 W_s (kg/h)라 하면, 크로스흐름에서의 각측 유체의 속도 V_c 는 아래식과 같이 된다.

$$V_c = \frac{W_s \times 1/\rho}{3600 \times A_c} \quad (4)$$

윈도우흐름에서는 Fig. 2의 (b)에서 보는 바와 같이 방해판의 내경과 각(Shell)의 내경이 동일하고 방해판 절단율(Baffle cut percent)을 BCP%라 하면, 잘려진 방해판의 높이 H_b 는 아래식과 같이 된다.

$$H_b = d_s \times \frac{BCP}{100} \quad (5)$$

그리고 Fig. 2의 (b)의 빗금친 부분의 면적을 $C_t \times d_s^2$ 이라 하고, N_{tb} 를 빗금친 부분을 통과하는 관의 수라 하면 윈도우흐름의 면적 A_w 는 아래식과 같이 된다.

$$A_w = C_t \times d_s^2 - N_{tb} \times \frac{\pi}{4} d_o^2 \quad (6)$$

위 식에서,

$$C_t = \frac{\alpha - \sin \alpha}{8}, \quad \alpha = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2H_b}{d_s} \right)$$

따라서 원도우호름에서의 각측 유체의 속도 V_w 는 아래식과 같이 된다.

$$V_w = n_a \frac{W_s \times 1/\rho}{3600 \times A_w} \quad (7)$$

관측 유체와 마찬가지로 대류열전달계수 h_o 는 레이놀즈수에 따라 McAdams¹⁰⁾의 실험식인 아래식으로 부터 구할 수 있다.

레이놀즈수가 1보다 크고 440보다 작은 층류의 경우는,

$$h_o = 0.565 Re_s^{0.486} Pr_s^{1/3} \frac{k}{d_e} \phi_p \quad (8)$$

레이놀즈수가 440보다 크고 2,000보다 작은 천이구역의 경우는,

$$h_o = 0.537 Re_s^{0.5} Pr_s^{1/3} \frac{k}{d_e} \phi_p \quad (9)$$

레이놀즈수가 2,000보다 큰 난류의 경우는,

$$h_o = 0.36 Re_s^{0.55} Pr_s^{1/3} \frac{k}{d_e} \phi_p \quad (10)$$

각 - 관 열교환기에서의 열전달은 Fig. 3과 같은 원관을 통하여 이루어지며, 그림에서 보는 바와 같은 관의 내외측에 열교환기의 사용시간에 비례하여 오염물질이 부착하게 되어 열저항을 증가 시키게 된다. 따라서 정상상태하에서의 단위길이당 전열면 A_r 을 통과하는 열량 Q 는 아래식과 같이 된다.

$$Q = U_o A_r \Delta T_o \quad (11)$$

이를 열관류율 U_o 에 대하여 정리하면 아래와 같이 된다.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{fo} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2k} + R_{fi} \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i}} \quad (12)$$

위식의 우변 분모중 제1항과 제5항은 대류에 의한 열저항이고, 제2항과 제4항은 오염(Fouling)에 의한 열저항이며, 제3항은 관 자체의 전도에 의한 열저항으로 관 재질의 열전도도와 관의 외경 및 두께를 알면 구할 수 있다.

열교환기의 각측 유체와 관측 유체의 온도는 흐름에 따라 즉, 전열면의 길이에 따라 양유체의 온도차가 변화하며 전열면을 따라 같은 방향으로 흐를 때를 병류(Cocurrent Flow)라 하고, 반대 방향으로 흐를 때를 향류(Counter Flow)라 한다.

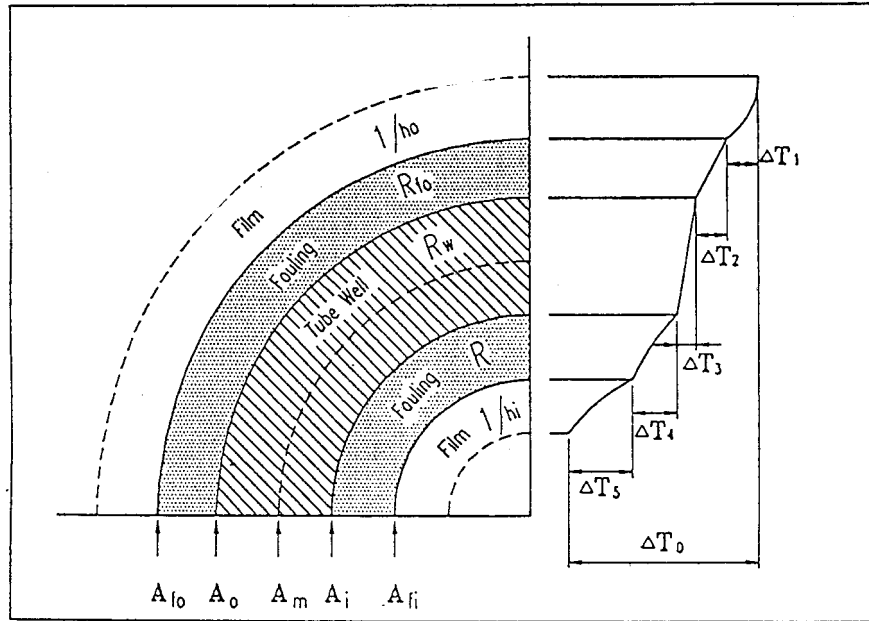


Fig. 3 Heat Transfer through the Circular Tubes

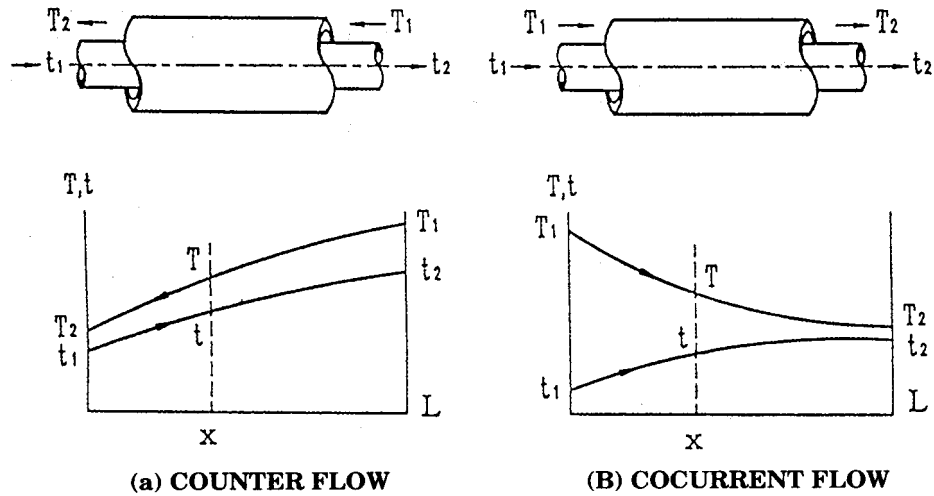


Fig. 4 Fluid Flow of Double Tube Type Heat Exchanger

Fig. 4와 같은 이중관 열교환기의 향류에서, 각측 유체의 입구온도를 T_1 , 각측 유체의 출구온도를 T_2 , 관측 유체의 입구온도를 t_1 , 관측 유체의 출구온도를 t_2 라 하고 양유체의 대수평균온도차(Logarithmic Mean Temperature Difference) 즉, LMTD를 구하면 아래와 같다.

$$\Delta t_{LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (13)$$

LMTD계산식은 향류나 병류만 존재하는 1 패스일 때의 계산식이므로 2 패스 이상의 열교환기에 있어서는 병류와 향류가 같이 존재하므로 LMTD계산식을 2 패스 이상의 열교환기에 이용하는 것은 다소 어려운 점이 있다. 따라서 LMTD에 대하여 유효 또는 진의 평균온도차(Effective or True Mean Temperature Difference) Δt 를 구하기 위하여 새로운 계산수법이 필요하게 된다. 그러므로 본 연구에서는 이를 보정하기 위하여 1-2 형 열교환기에 대하여 Nagel, Bowman 및 Mueller이 제안한 식¹¹⁾과 결과식이 동일한 Underwood에 의하여 유도된 방법에 의하여 온도차계수(Temperature Difference Factor), 즉 F_t 또는 LMTD 보정계수(LMTD Correction Factor)를 다음과 같이 구하였다.

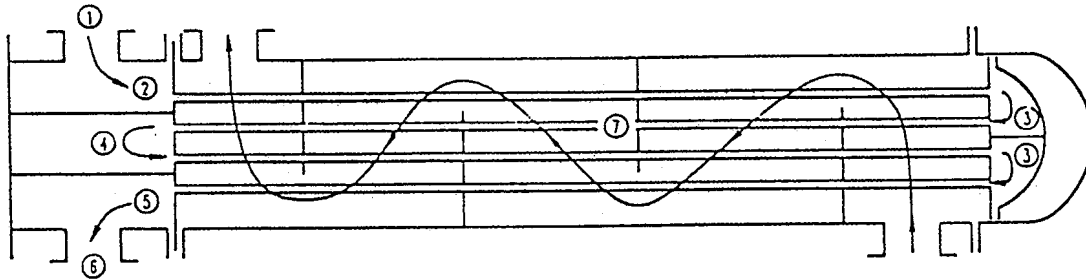
$$F_t = \frac{\Delta t_{ture}}{t_{LMTD}} = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \frac{1-S}{1-RS}}{(R-1) \ln \frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}} \quad (14)$$

1-2 형 열교환기의 F_t 와 1-8 형 열교환기의 F_t 값의 차이는 극단의 경우에서도 2% 이하이며 일반적인 경우 이보다 작다. 따라서 하나의 각패스(One Shell Pass) 이면서 짝수의 관 패스 수를 갖는 열교환기의 F_t 는 1-2 형 열교환기의 F_t 값을 채용하여도 무방하며, 또한 이론과는 별도로 실제상에 있어서 F_t 값이 0.75이하의 경우는 1-2 형 열교환기의 사용은 좋지 않다. 그러므로 이러한 경우는 향류만에 의한 열교환기가 바람직하다.

Fig. 5는 열교환기에 있어서 관측의 각 부분에서의 압력손실을 나타낸 그림이며, 이를 살펴보면 관측의 압력손실은 관로마찰에 의한 압력손실과 노즐에서의 압력손실, 흐름의 팽창과 수축 및 회전에 의한 압력손실 등으로 나누어 생각할 수 있다. 그리고 각측 유체의 압력손실도 관측 유체의 압력손실과 마찬가지로 크로스흐름 및 윈도우흐름에서의 마찰에 의한 압력손실과 열교환기의 입출구에서의 흐름의 변화에 의한 압력손실로 나누어 계산할 수 있다.

그리고 현재까지 전열면상에 발생하는 오염의 생성기구에 대한 충분한 구명이 되어 있지 않기 때문에 성능상의 문제가 야기된 후에 관계자에 의한 운전 결과의 분석, 원인의 구명, 대책의 입안, 오염의 제거 등 일련의 대응이 사후처리방식으로 되고 있는 실정이다.

따라서 이러한 오염 문제에 대한 본질적인 해결 방법이 모색되어야 하며, 오염의 발생원인, 조성, 형태, 오염의 생성 기구에 대한 체계적인 분석이 필요하다.



- ① The inlet nozzle loss(stream expansion)
- ② Contraction loss at the entry into the first tube pass
- ③ Expansion, turnaround and contraction in the floating head (if applicable) or turnaround only in U - tube bundles
- ④ Expansion, turnaround and contraction in the channel (if applicable, i.e., for(NTP)> 2)
- ⑤ Expansion from the last tube pass into the chanel
- ⑥ The exit nozzle loss
- ⑦ The frletional loss in the tubes proper

Fig. 5 Schematic Representation of Pressure Drop

IV. 실험

Fig. 6은 본 실험의 실험장치도이다. 이 그림에서 보는 바와 같이 윤활유는 보일러 증기를 이용하여 실선에서 사용하는 소정의 온도로 가열된 다음 실험용 각 - 관 열교환기에 유입된다. 그리고 관측의 냉각수는 냉각수 펌프에 의하여 일정한 유량과 온도로 조절되어 실험용 열교환기에 유입된 다음 탱크로 되 돌아온다.

유량조절은 윤활유의 경우, 윤활유 펌프에 바이패스로 설치된 니들밸브(Needle Valve)를 이용하였고, 냉각수의 경우 냉각수 펌프 출구측의 정지밸브를 사용하였다. 냉각수의 온도조절은 냉각기의 입구측 온도를 감지하여 3방향 공기작동식 온도조절기로 조절하였고, 윤활유의 온도는 냉각기 입구측에서 온도를 감지하여 증기량으로 조절하였다.

열교환기의 입출구측 온도는 수은온도계 및 저항온도계를 사용하였고, 압력손실은 마노메타식 차압계를 사용하여 측정하였다.

본 실험에서는 윤활유 냉각기를 청정상태와 오염상태로 나누어 실험하였다. 청정상태의 실험에서는 윤활유의 입구온도를 40°C, 냉각수 입구온도를 25°C로 설정하였으며, 윤활유량 범위는 50~150m³/h, 평균유속은 0.21~0.64m/sec이었으며, 냉각수량 범위는 60~160m³/h, 평균유속은 0.68~ 0.81m/sec이었다.

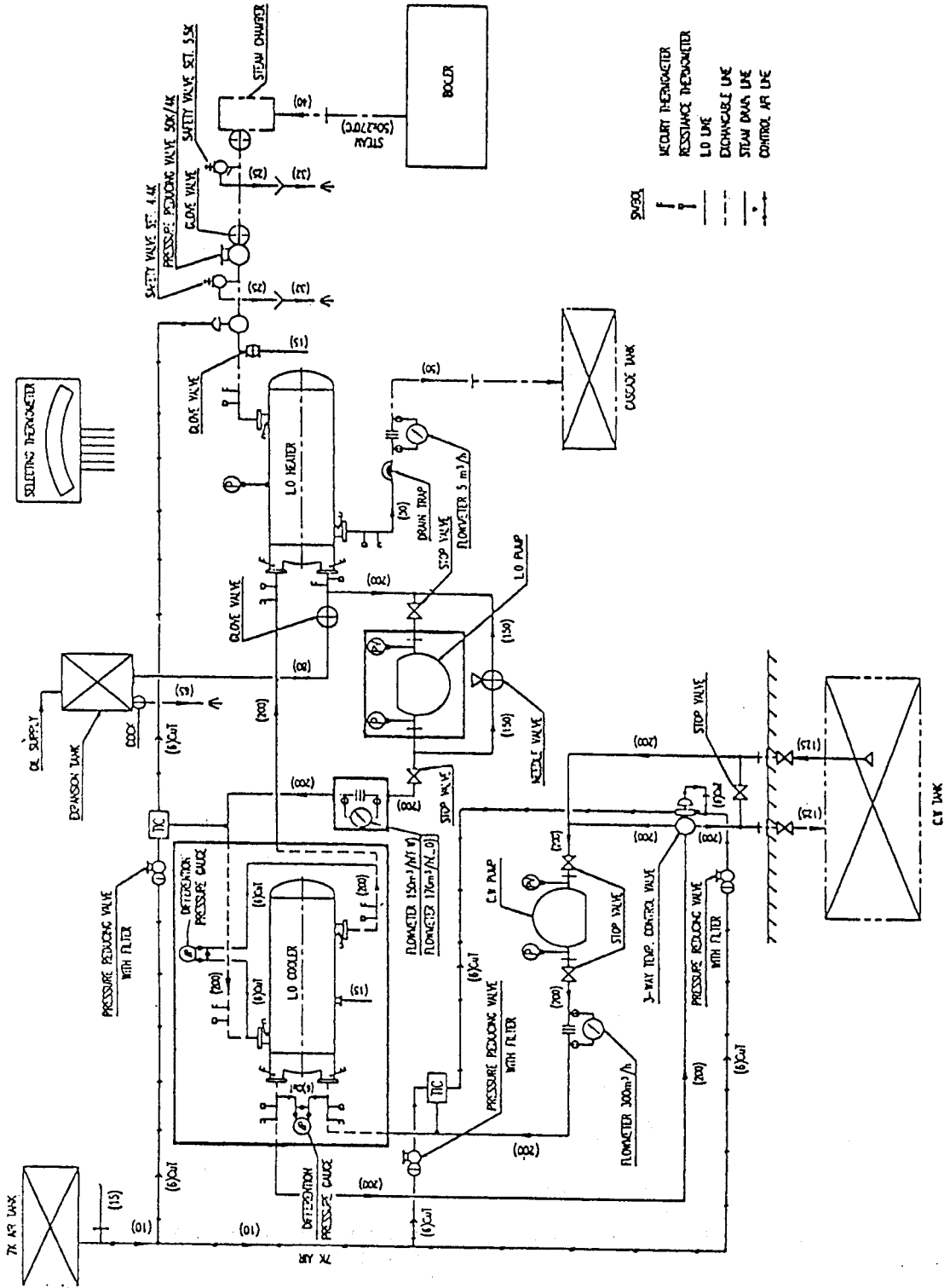


Fig. 6 Experimental Apparatus for Performance Test of Marine L.O. Cooler

오염상태하에서의 실험은 실선에서 1년간 탑재하여 사용한 열교환기를 그대로 사용하여 청정상태의 실험과 같은 조건하에서 행하였다.

실험결과는 청정상태와 오염상태로 나누어 분석하였으며, 분석과정에서 전열량은 가능한 한 오차를 줄이기 위하여 입출구 온도차가 큰 유탄유측을 기준으로 하였다. 그리고 유탄유량을 32~121m³/h의 범위에서 변화시켰을 때의 냉각수량의 증가에 따른 열관류율의 변화를 청정상태와 오염상태로 구분하여 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다. 여기서 보는 바와 같이 냉각수량의 변화에 대하여 열관류율은 유탄유량이나 관의 오손상태에 관계없이 비교적 일정하고 완만한 기울기를 보이고 있는 반면, 유탄유량의 변화에 대해서는 열관류율의 변화가 매우 민감함을 알 수 있다. 냉각 수량이 60m³/h에서 80m³/h로 33%정도 증가하는 경우에는 열관류율은 2~3%증가에 그친 반면, 유탄유량이 56m³/h에서 79m³/h로 41%정도 증가하는 경우에는 냉각수량에 관계없이 거의 30% 증가하고 있다는 것을 알 수 있다. 다시 말하면 유탄유 냉각기의 경우 열관류율은 냉각수량보다는 유탄유량에 거의 지배되고 있다는 것을 확인하였다.

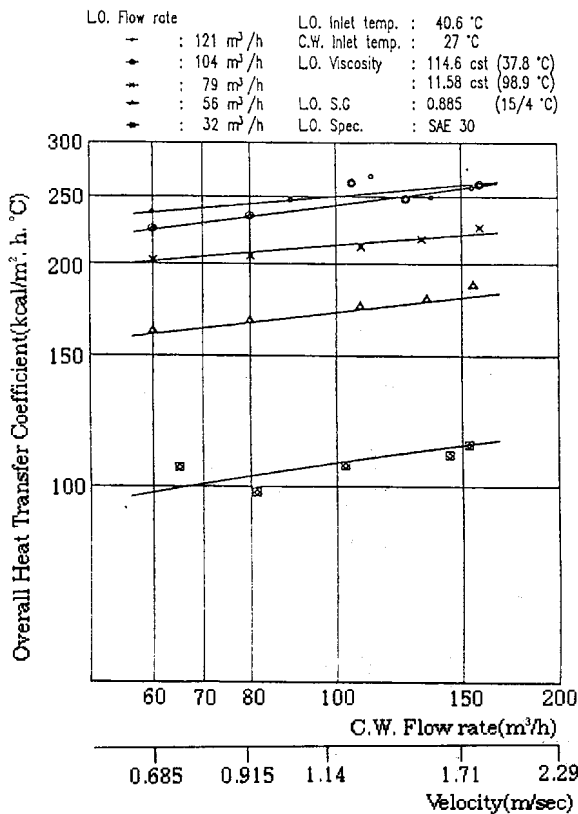


Fig. 7 Overall Heat Transfer Coefficient of L.O.Cooler (Clean)

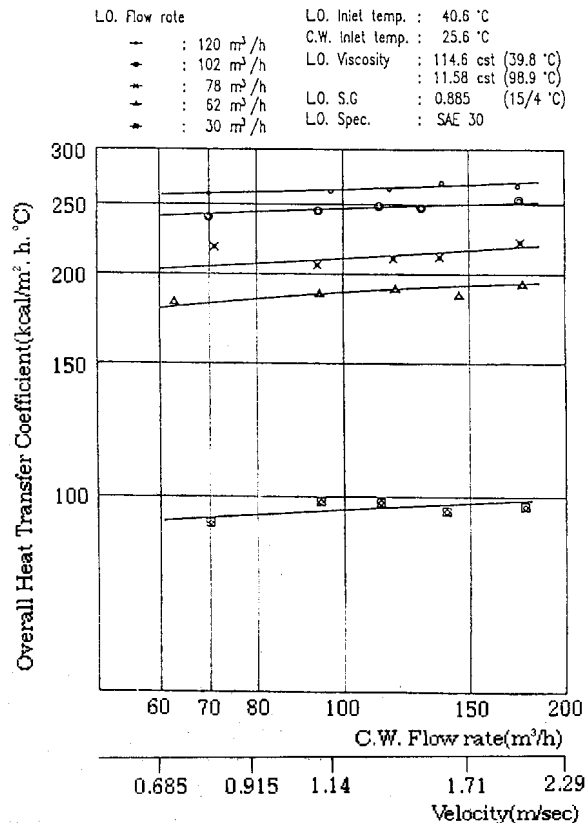


Fig. 8 Overall Heat Transfer Coefficient of L.O.Cooler (Fouled)

V. 전산지원설계

선박용 각 - 관 열교환기의 열설계를 위한 흐름도를 Fig. 9에 나타낸다.

본 연구에서는 실제 (주)동화정기에서 설계한 데이터와 본 연구에서 개발한 전산지원설계 프로그램에서 출력한 데이터를 비교 검토 하였다. (주)동화정기에서 설계 제작한 열교환기의 경우 15%의 여유율(Margin)을 갖도록 설계하여 사용중에 있으며, 전산지원설계 프로그램에서도 Table 1의 설계 데이터를 기초로 하여 같은 조건에서 비교하기 위하여 동일한 여유율을 갖도록 열교환기를 설계하였다.

열교환기의 크기 결정에 중요한 요소로 작용하는 관의 사양에서, 길이는 동일하게 하고 관의 직경은 (주)동화정기에서는 외경 16mm, 내경 14mm. 전산지원설계에서는 외경 17mm, 내경 16mm로 설정하였으며 이외에 방해판의 간격, 관측의 흐름의 패스, 관 피치비(Tube pitch ratio), 방해판 절단율은 동일한 조건으로 하여 설계하였다. 이에 대한 전산결과와 실제와의 비교를 Table 2에 나타내었으며, (주)동화정기에서 제작한 열교환기의 외경기준 전

Table 1 L. O. Cooler Design Condition

A) Design Condition			
No.	Items	Shell Side	Tube Side
1	Fluid	L.O.(SAE 30)	S.W.
2	Flow Rate(m ³ /h)	85	110
3	Inlet Temp.(°C)	51.3	32
4	Outlet Temp.(°C)	45	34.1
B) Fabrication Data			
1	Tube Length	2326 mm	
2	Tube I.D.	14 mm	
3	Tube O.D.	16 mm	
4	No. of Baffle	7	
5	No. of Pass	4	
6	Tube Arrangement	60°	
7	Baffle Plate Cutting	25%	

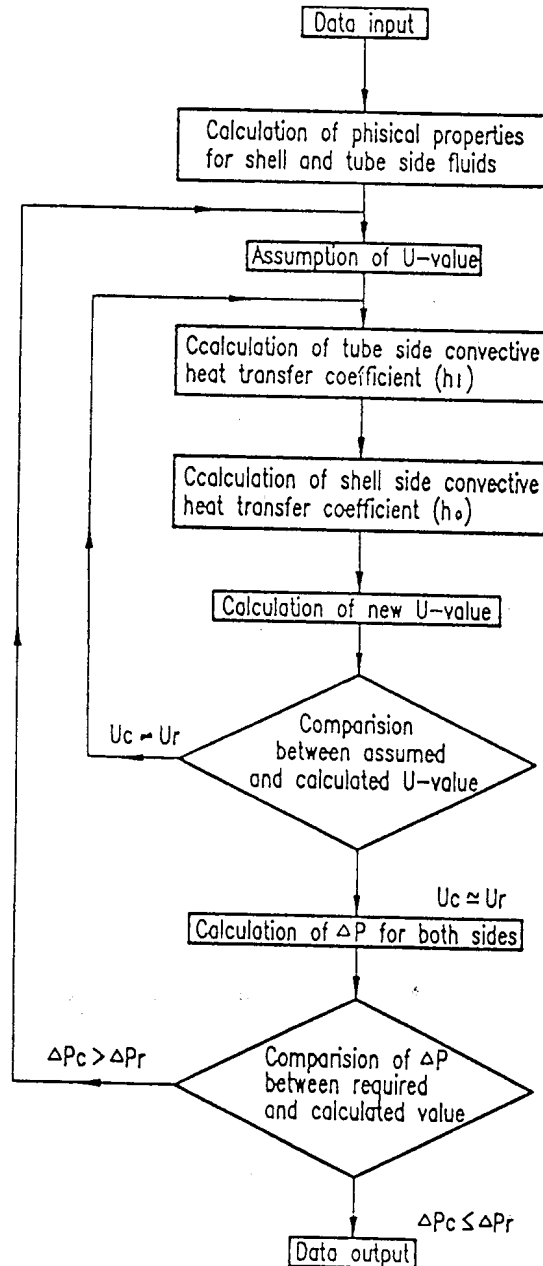


Fig. 9 Flow Chart

열면적은 65m², 전산지원설계의 경우 68.5m²로써 3.5m²차이를 보이고 있으나 안전율을 고려해 볼 때 비교적 잘 일치하는 것으로 보인다.

Table 2 Design Data Review between Actual Reference Data and Results Simulated by Computer

Item	Results by Dong Hwa	Computer simulated
Number of baffle	7 ea	7 ea
Tube inside dia.	14 mm	16 mm
Tube outside dia.	16 mm	17 mm
Tube pass	4	4
Tube number	558 ea	552 ea
Tube arrangement	60°	60°
Tube pitch	21 mm	22.8 mm
Tube bundle dia.	590 mm	584.3 mm
Shell inlet dia.	600 mm	597 mm
Tube side nozzle dia.	150 mm	150 mm
Shell side nozzle dia.	150 mm	150 mm
Tube side velocity	1.43 m/sec	1.11 m/sec
Shell side velocity	0.57 m/sec	0.53 m/sec
Tube side pressure drop	0.37 kg/cm ²	0.12 kg/cm ²
Shell side pressure drop	0.47 kg/cm ²	0.30 kg/cm ²
Tube length	2326 mm	2326 mm

관내 대류열전달계수 h_i 및 관외측의 대류열전달계수 h_o 의 변화에 대한 열관류율의 변화를 Fig. 10, Fig. 11에 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 관내의 열전달계수의 증가에 대하여 열관류율은 미소한 증가를 보이고 있으며 이에 따른 관의 숫자도 미소한 감소를 보이고 있다. 그러나 유효유층 대류열전달계수 h_o 의 변화에 대해서는 매우 민감하게 변화하고 있음을 알 수 있다.

프로그램을 이용하여 실험데이터와 같은 조건으로 계산한 결과를 Fig. 12에, 실험결과와 비교한 결과를 Fig. 13에 각각 나타낸다. 이들 그림으로부터 실험결과와 전산지원설계 결과가 횡축에 대해서 완전한 기울기의 직선군으로 되어있고, 기울기의 정도도 실험결과와 전산결과가 비슷함을 알 수 있다. 이것은 냉각수의 유량변화가 열관류율에 미치는 영향은 매우 미미하고 그 정도도 실험결과와 전산지

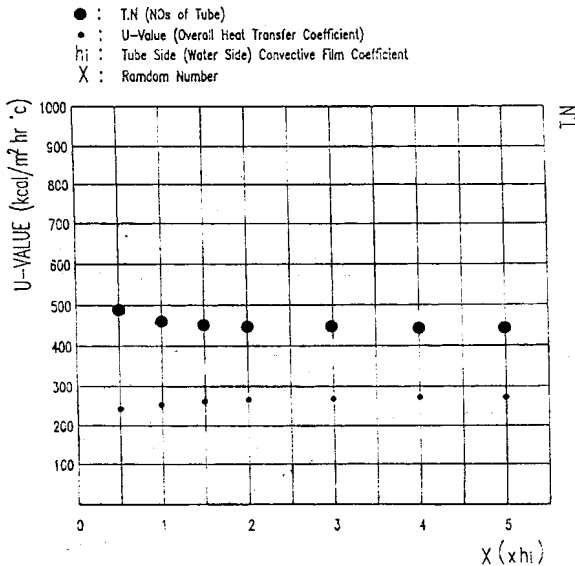


Fig. 10 Overall Heat Transfer Coefficient Characteristic Curve to Tube Side Film Coefficient

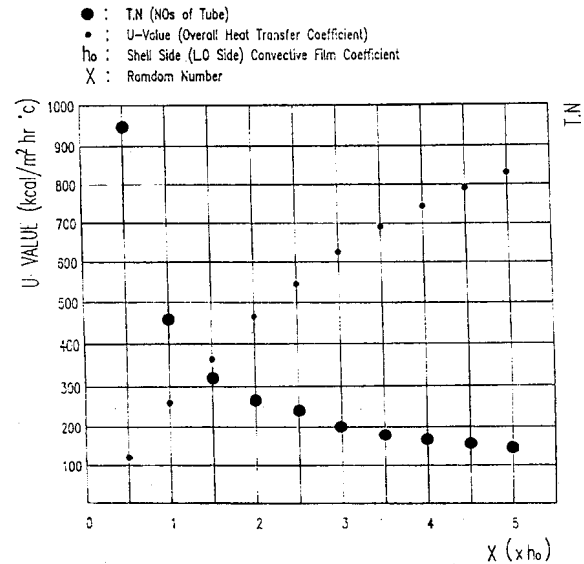


Fig. 11 Overall Heat Transfer Coefficient Characteristic Curve to Shell Side Film Coefficient

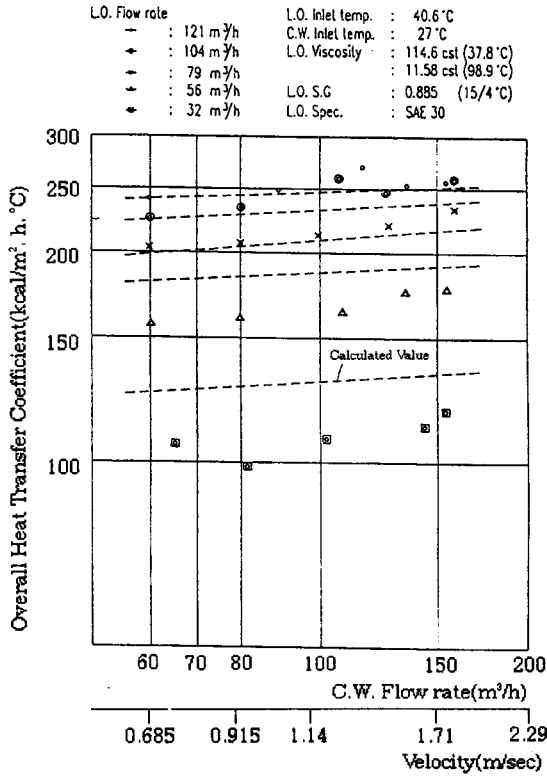


Fig. 12 Calculated Overall Heat Transfer Coefficient of L.O.Cooler

원설계가 매우 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다. 실험결과와 전산지원설계에서 유회유량의 변화에 따른 열관류율의 변화를 살펴보면, 유회유량이 79m³/h 이상의 영역에서는 비교적 실험결과와 전산지원설계 결과가 전 냉각수량 범위에서 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 그러나 매우 낮은 유속영역(0.14m/sec)에서는 전산지원설계 결과가 실험결과보다 20~30%정도 큰 값을 보이고 있는데 이는 관내의 냉각수의 흐름상태가 변하기 때문이라고 판단되며, 따라서 금후 저속영역에 대한 실험결과와 보완이 필요하다고 판단된다. 유회유량이 점차 증가함에 따라 실험결과에 대한 전산결과의 U값이 작아지는 추세를 보이는 현상도 좀 더 깊은 영역에서의 실험이 필요하다.

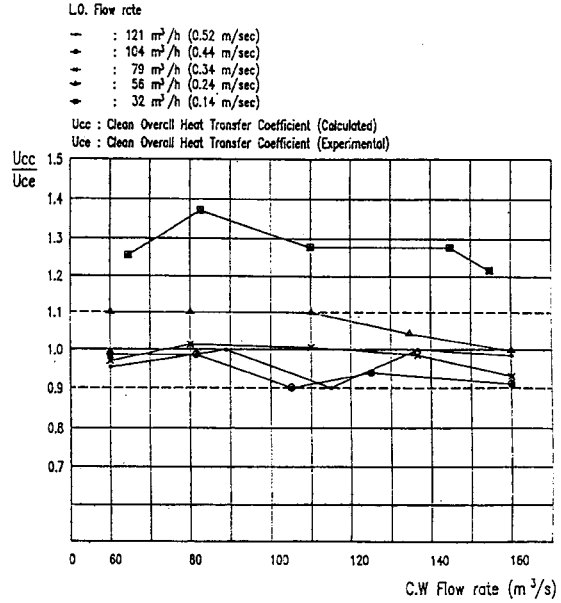


Fig. 13 Overall Heat Transfer Coefficient Comparison between Calculated and Experimental Results

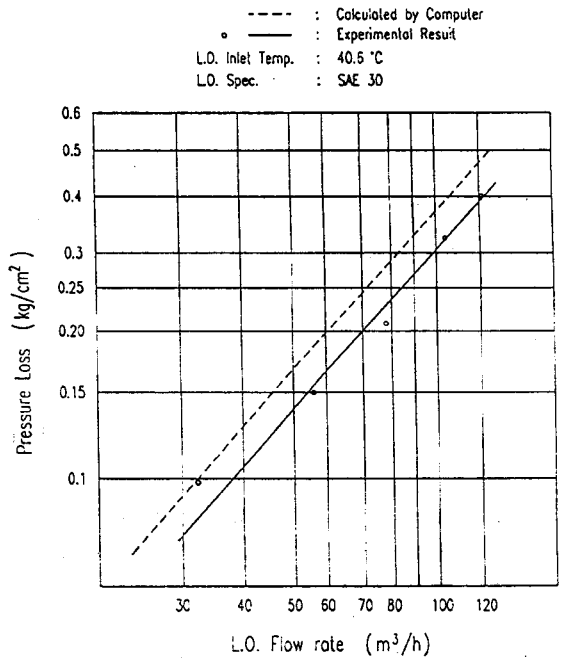


Fig. 14 Shell Side Pressure Loss of L.O.Cooler(Clean)

전체적으로는 각측유속이 실제 설계영역인 0.3~0.6m/sec의 유속범위에서는 $\pm 10\%$ 편차범위내에 분포되어 있는 바, 실제 설계시는 다소의 추가 여유율을 고려하면 본 연구결과로 개발된 전산지원설계 프로그램을 실설계에 활용하는데는 큰 문제가 없을 것으로 판단된다.

운활유측의 압력손실은 Fig. 14에 나타난 바와 같이 전 흐름 영역에서 비교적 잘 일치하고 있으나 유량이 증가함에 따라 편차가 커지므로 높은 유속 범위의 경우 전산지원설계 프로그램의 마찰계수값을 조정할 필요가 있다.

Ⅵ. 결 론

본 연구에서는 실제로 제작되고 있는 각 -관 열교환기의 성능에 영향을 미치는 인자를 중점적으로 분석한 후 이를 기초로 한 전산지원 설계 프로그램을 개발하였으며, 이를 실제 실험결과와 비교 분석하여 본 연구에서 개발한 프로그램의 타당성을 검토하였다.

본 연구에서 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 운활유냉각기의 경우, 열관류율이 냉각수량의 변화보다 운활유량의 변화에 보다 민감하게 변화한다.
- 2) 운활유냉각기에서, 청정상태의 경우가 오손상태의 경우 보다 열효율이 떨어지는데 이 이유는 오손이 진행됨에 따라 관과 방해판 사이의 간극 및 방해판과 각 내경과의 사이의 간극이 오손으로 인하여 좁아져 무효흐름 즉 비효율적인 흐름이 청정상태보다 오히려 개선되는데 그 이유가 있다고 판단된다.
- 3) 운활유 및 냉각수 유량이 각각 85, 110m³/h이고 입출구온도가 51.3/45° C, 냉각수 32/34° C인 사양에 대하여 실선에서 사용되고 있는 열교환기의 외경기준 전열면적이 65m²이며, 본 연구에서 개발한 프로그램에 의한 전산지원설계의 경우 68.5m²로서, 약 5.4%에 해당하는 3.5m²의 차이를 보이고 있으나 각 - 관 열교환기의 설계적인 특성을 고려해 볼 때 비교적 잘 일치하는 것으로 생각된다.
- 4) 운활유냉각기의 경우 냉각수측 대류열전달을 h_i 보다 운활유측 대류열전달을 h_o 에 의하여 열관류율의 크기가 크게 좌우된다.
- 5) 운활유냉각기의 경우 냉각수측이나 운활유측의 오손은 열관류율에 크게 영향을 주지 않는 것으로 생각된다.

참고문헌

- 1) Hemisphere Pub., "Heat Transfer Design Handbook", Vol. 3, pp. 13~75(1983)
- 2) Warren M. Rohsenow, James P. Hartnett, Ejup.N. Ganic, "Hand Book of Heat Transfer Application", Mcgraw Hill Co., pp. 3 - 1~3 - 80(1985)
- 3) 일본기계학회편, "전열공학자료"(1975)
- 4) N. Afgan and E. U. Schlunder, "Heat Exchanger Design and Theory Source Book", Vol. 3, Hemisphere Publishing Co. pp. 13~75, pp. 239~271(1974)
- 5) P. J. Marto and R. H. Nunn, "Power Condenser Heat Transfer Technology", Mcgraw Hill Co., pp. 375~483(1980)
- 6) W. M. Kays, A. L. London, "Compact Heat Exchanger", Mcgraw Hill Co.(1964)

- 7) M. Necatiozis, "Heat Transfer - A Basic Approach", Mcgraw Hill Co.(1985)
- 8) 일본성에너지센터, "고성능 열교환기 Data Book"(1979)
- 9) Sadik, Kakac, Biolers, "Evaporators and Condensers", John Wiley & Sons. Inc., pp. 107~175(1991)
- 10) 민의동, "열교환기이론과 설계", 도서출판 창원, pp. 308~400(1991)
- 11) 池澤嘉重, "熱交換器の計算と設計", 産業圖書, pp. 99~109(1975)

