

## 열교환기용 고정형 튜브시트의 설계프로그램 개발

공제석<sup>1</sup> · 이경진<sup>1</sup> · 한정영<sup>1</sup> · 조종래<sup>2</sup> · 배원병<sup>#</sup>

### Development of Design-Program of Fixed Type Tube-Sheet for Heat Exchanger

J. S. Kong, K. J. Lee, J. Y. Han, J. R. Cho, W. B. Bae

(Received October 14, 2005)

#### Abstract

Design programs of tube-sheet for heat exchanger based on the related engineering society codes have been widely used. But it is not easy for beginners to use the design programs. So we need to develop an easy program for design of tube-sheet for heat exchanger. This paper describes a developed design-program of tube-sheet for heat exchanger. The developed program was coded on boiler theory and pressure vessel codes, provided by TEMA(Tubular Exchanger Manufactures Association) and ASME(American Society of Mechanical Engineers). Visual Basic, which is convenient for beginners to deal with, was used in the programming. Also a finite element analysis of tube-sheet for heat exchanger was carried to verify this developed program by using a commercial software, ANSYS. In the finite element analysis, tube and tube-sheet of heat exchanger were substituted by solid plate having equivalent properties for convenience of calculation. The thickness of tube-sheet obtained by the developed design-program was in good agreement with that of tube-sheet by FEA.

**Key Words** : Heat Exchanger, Fixed Type, Tube-sheet Thickness

#### 1. 서론

열교환기는 두 유체간의 열에너지를 교환시켜 유체를 가열 또는 냉각시키는 장치로서 발전소, 정유공장, 화학공장, 지역난방시스템 등의 산업 전반에 걸쳐 널리 사용되고 있다[1].

열교환기의 종류에는 튜브와 튜브시트의 연결 방식에 따라 튜브의 양쪽 끝이 고정되어 있는 고정형과 한 쪽 끝이 자유롭게 움직일 수 있는 유동형과 한 쪽 끝이 U 자 모양의 곡관으로 되어 있는 U-튜브형으로 구분된다. 이들 중 간단하고 경제적인 고정형 튜브시트가 가장 많이 사용되고 있다[2].

튜브시트의 설계에 주로 사용되어온 프로그램은 TEMA(Tubular Exchanger Manufactures Association)코드를 기초로 설계 프로그램이 개발되어 미국과 영국에서 이용되고 있다[3]. 최근에는 TEMA 코드보다 다양한 설계인자를 고려하는 ASME(American Society of Mechanical Engineers)코드를 기초로 개발된 ASME UHX 의 사용이 점차 확대되고 있는 실정이다. 국내에서는 일부 산업체에서 TEMA 코드를 기초로 ASME 코드를 부분적으로 적용한 설계 프로그램을 사용하고 있다. 그러나 이들 프로그램은 FORTRAN 으로 개발되어 비숙련된 설계자가 사용하기에 어려움이 많다. 따라서 설계자가 보다 쉽게 접근이 가능한 설계 프로그램의 개발이 시급하다.

1. 부산대학교 대학원 정밀기계공학과  
2. 한국해양대학교 기계정보공학부  
# 교신저자: 부산대학교 기계공학부, wbbae@pusan.ac.kr

본 연구에서는 튜브시트 설계를 위하여 TEMA 코드와 ASME 코드를 비교 분석하고, Visual Basic 6.0 을 이용하여 설계자동화 프로그램을 개발하였다. 또한 이 프로그램의 유용성을 검증하기 위해 유한요소해석을 수행하였다.

## 2. 튜브시트의 두께 설계

### 2.1 TEMA 코드와 ASME 코드에 의한 두께 설계

TEMA 코드에서는 튜브시트의 두께를 설계할 때 튜브시트의 굽힘과 전단을 고려하고 있다[4]. 그러나 ASME 코드는 튜브시트의 굽힘과 전단, 그리고 튜브의 강도 등을 고려함에 따라 TEMA 보다 역학적으로 더 합리적인 설계를 하고 있다[5].

### 2.2 튜브시트 두께 설계 프로그램의 개발

열교환기의 튜브시트 설계를 위해 TEMA 코드와 ASME 코드의 복잡한 설계 과정을 거쳐 계산한다는 것은 매우 번거롭고 오류의 위험도 크다. 이러한 단점을 개선하여 보다 쉽게 설계가 가능한 사용자 환경의 튜브시트 설계 자동화 프로그램을 개발하였다.

이 프로그램은 TEMA코드와 ASME코드를 기초로 각각 개발되었다[6~7]. 그리고 개발한 프로그램의 이해를 돕기 위해 각 프로그램의 순서도를 Fig. 1에 나타내었다. 여기서 TEMA 코드보다 ASME 코드가 더 많은 설계 평가 조건을 가짐을 알 수 있다.

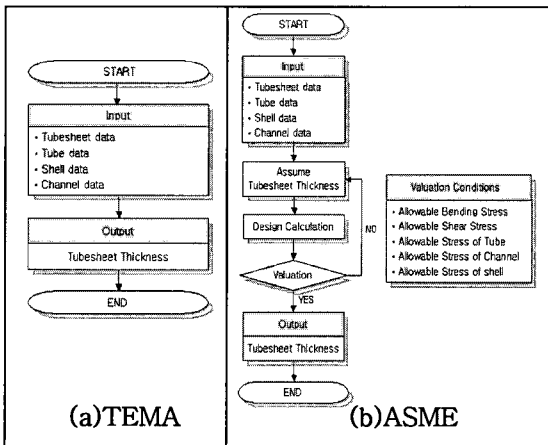


Fig. 1 Comparison of flowchart between TEMA and ASME codes

### 2.3 TEMA 와 ASME 코드의 비교

튜브시트 설계에 있어서 TEMA 와 ASME 코드의 가장 큰 차이점은 강성비의 고려 여부이다.

ASME 코드에서는 강성비  $X_a$  가 고려되어 TEMA 코드보다 물리적으로 더 합리적인 설계 결과를 보인다. 1984 년에 Alan Soler 에 의해 다음과 같은 강성비  $X_a$  가 튜브시트 설계에 큰 영향을 미치는 것으로 분석되었다.

$$X_a = \frac{\text{튜브다발의 축방향 강성}}{\text{튜브시트의 굽힘강성}} \quad (1)$$

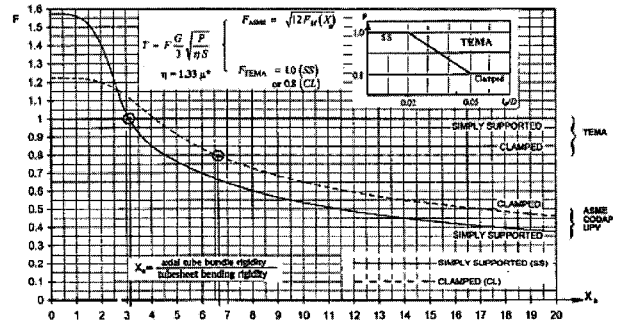


Fig. 2 Comparison of tubesheet constant, F, between TEMA and ASME codes

Fig. 2 는 TEMA 코드의 상수 F 와 ASME 코드의 상수 F 를 강성비  $X_a$  의 함수로 비교한 것이다. 일반적으로 사용되고 있는 열교환기의  $X_a$  는 2~8 이며,  $X_a < 3$  인 경우는 TEMA 코드에서 구한 튜브시트 두께가 ASME 코드에 비해 얇게 설계된 것이고,  $X_a > 3$  인 경우는 TEMA 코드에서 구한 튜브시트 두께가 두껍게 설계되었다고 할 수 있다.

## 3. 등가 모델링

일반적으로 수많은 튜브들은 등가 모델링 기법을 적용하여 설계되고 있다[2, 9].

### 3.1 튜브시트

튜브시트에서의 튜브 구멍의 배열(layout)은 튜브시트 중심을 기준으로 원형으로 배열하고, 설계 및 해석에서 이 부분의 물성치는 아래 식(2)와 (3)으로부터 등가의 탄성계수  $E^*$  와 등가의 프야송비  $\nu^*$  로 대체하여 적용한다.

$$\frac{E^*}{E_s} = C_0 + C_1\eta + C_2\eta^2 + C_3\eta^3 + C_4\eta^4 \quad (2)$$

$$\nu^* = D_0 + D_1\eta + D_2\eta^2 + D_3\eta^3 + D_4\eta^4 \quad (3)$$

식(2)과 (3)에서 계수  $C_0 \sim C_4$  와  $D_0 \sim D_4$  는 Table 1 과 Table 2 에 나타내었다.

**Table 1 Polynomial coefficients for  $E^*$**

h/p	$C_0$	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$
0.10	0.0353	1.2502	-0.0491	0.3604	-0.6100
0.25	0.0135	0.9910	1.0080	-1.0498	0.0184
0.50	0.0054	0.5279	3.0461	-4.3657	1.9435
2.00	-0.0029	0.2126	3.9906	-6.1730	3.4307

**Table 2 Polynomial coefficients for  $\nu^*$**

h/p	$D_0$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_4$
0.10	-0.0958	0.6209	-0.8683	2.1099	-1.6831
0.15	0.8897	-9.0855	36.1435	-59.5425	35.8223
0.25	0.7439	-4.4989	12.5779	-14.7039	5.7822
0.50	0.9100	-4.8901	12.4325	-12.7039	4.4298
1.00	0.9923	-4.8759	12.3572	-13.7214	5.7629
2.00	0.9966	-4.1978	9.0478	-7.9955	2.2398

여기서,  $E_s$  는 튜브시트의 탄성계수이며, 리가먼트 효율  $\eta$  는 다음 식(4)과 같이 정의된다.

$$\eta = \frac{p - d_0}{p} \quad (4)$$

여기서,  $p$  와  $d_0$  는 각각 튜브피치와 튜브의 외경을 나타낸다.

### 3.2 튜브

튜브의 총 강성계수  $K_t$  는 식(5)와 같이 계산된다.

$$K_t|_{tube\ bundle} = \frac{N_t}{L} \times \frac{\pi}{4} \times (d_o^2 - d_i^2) \times E_t \quad (5)$$

여기서,  $N_t$  는 튜브의 총 개수를 나타내며,  $L, E_t, d_i$  및  $d_o$  는 각각 튜브의 길이, 튜브의 탄성계수, 튜브의 외경과 내경을 나타낸다.

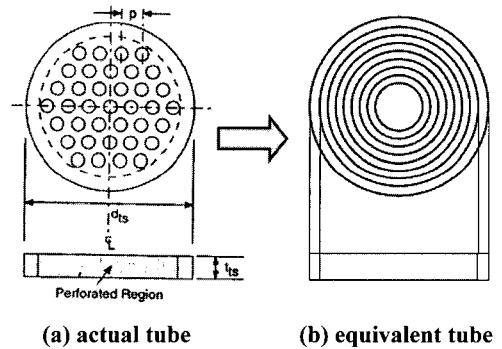
튜브는 전체 튜브와 같은 강성계수를 갖는 동심의 원형기둥으로 대체하여 해석에 적용하였다. 동심의 원형기둥으로 대체된 등가 튜브의 총 강성계수는 식(6)과 같이 계산된다.

$$K_t|_{hexagonal} = \frac{\sum_i S_i}{L} \times E_t \quad (6)$$

여기서,  $S$  는 등가 튜브의 단면적을 나타내며 각 등가 튜브의 단면적은 다음과 같다.

$$S_i = G_i \times t_h \quad (7)$$

여기서,  $G_i$  와  $t_h$  는 각각 등가 튜브의 평균 둘레와 두께를 나타낸다. 등가 튜브 평균 둘레의 합을 계산하기 위해서는 우선 몇 개의 등가 튜브를 해석에 적용할 것인지를 결정해야 한다. 등가 튜브들 간의 간격은 등간격이며, 각 튜브의 두께가 일정하므로 평균 둘레의 길이는 안쪽 튜브부터 일정 비율로 증가하게 된다. Fig. 3 에 실제 튜브 모양과 등가 튜브의 모양을 나타내었다.



**Fig. 3 Configurations of actual and equivalent tubes**

식(5)와 (6)을 함께 놓으면 등가 튜브의 두께  $t_h$  는 아래와 같이 구할 수 있다.

$$t_h = \frac{N_t \times \frac{\pi}{4} \times (d_o^2 - d_i^2)}{\sum G_i} \quad (8)$$

### 3.3 작용압력의 보정

튜브 구멍이 있는 튜브시트 대신 등가 튜브시트를 적용함으로써 압력이 작용하는 면적이 넓어지게 된다. 따라서 압력이 작용하는 면적의 증가만큼 압력의 크기를 수정해 주어야 하며, 튜브측 압력과 헬릭 압력의 수정계수  $f$  는 각각 다음과 같다.

$$f_t = 1 - N_t \left( \frac{\pi(d_i^2/4)}{A_p} \right) \quad (9)$$

$$f_{sh} = 1 - N_t \left( \frac{\pi(d_o^2/4)}{A_p} \right) \quad (10)$$

여기서,  $f_t$  와  $f_{sh}$  는 튜브측과 셸측 압력의 수정계수이며,  $A_p$  는 등가 평면으로 대체된 부분의 면적을 나타낸다.

한편, 셸측 압력이 작용하는 튜브시트는 육각기둥 형태의 등가 튜브가 설치됨에 따라 압력이 작용하는 면적이 감소되므로 다음과 같은 압력 보정계수  $C_f$  를 고려한다.

$$C_f = 1 + \frac{\sum G_i \times t_h}{A_p} \quad (11)$$

따라서, 튜브 측 등가 압력  $P_{teff}$  과 셸측 등가 압력  $P_{seff}$  은 각각 다음과 같다.

$$P_{teff} = f_t \times P_t \quad (12)$$

$$P_{seff} = f_{sh} \times P_{sh} \times C_f \quad (13)$$

등가압력에 대한 모식도를 Fig. 4에 나타내었다.

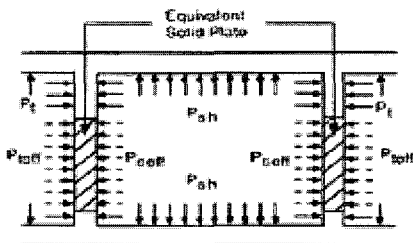


Fig. 4 Distribution of equivalent pressures

#### 4. 유한요소 해석

##### 4.1 일반 제원

유한요소해석을 위해 상용 프로그램인 ANSYS 를 사용하였으며 고정형 열교환기의 설계 규격, 설계 압력 및 입구 온도, 재료 물성치 등을 Table 3-5 에 각각 나타내었다.

##### 4.2 등가모델링

등가 모델링 기법에 따라 계산된 입력 값을 Table 6 에 나타내었다.

Table 3 Specification of tube and tubesheet

Tube Sheet	Diameter (mm)	1768	
	Pitch (mm)	22.225	
	Thickness (mm)	185	190
Tube	Length (mm)	4400	
	Total Number (EA)	2578	
	Inner Diameter (mm)	13.385	
	Thickness (mm)	1.245	

Table 4 Design pressure and inlet temperature of tubesheet

	Shell side	Tube side
Pressure (MPa)	0.10	7.20
Inlet Temperature (°C)	49.02	15

Table 5 Material properties for tube and tubesheet

	Material	Young's Modulus (GPa)	Poisson's Ratio	Allowable Intensity (MPa)
Tubesheet	SA516-70	195	0.3	160.65
Tube	SB338-2	106	0.32	82

Table 6 Input data calculated by equivalent modeling

$\eta$	0.2857
$E^* / E_{ts}$	0.26
$\nu^*$	0.36
$K_t  _{tube\ bundle\ t}$	33.526
$t_h$	6.046
$f_t$	0.768
$f_{sh}$	0.674
$C_f$	1.942
$P_{teff}$	5.532 [MPa]
$P_{seff}$	0.134 [MPa]

##### 4.3 하중 및 경계조건

유한요소해석을 위해 요소는 PLANE42를 사용하였으며 유한요소모델을 Fig. 5에 나타내었다. 경계조건은 축대칭 경계조건을 사용하였다. 튜브시트에서 튜브 구멍이 뚫린 부분과 그렇지 않은 부분으로 나누어 구멍이 뚫린 부분은 등가압력을 적용하였다. 적용된 하중은 Table 7에 나타내었다.

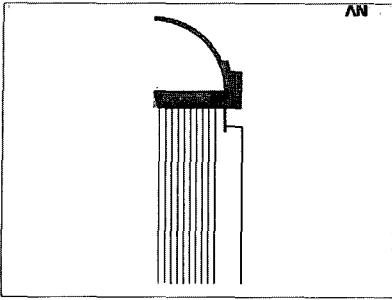


Fig. 5 Finite Element Modeling for Analysis

Table 7 Pressure used for FEA

$P_i$	7.2 [MPa]
$P_{ieff}$	5.532 [MPa]
$P_{seff}$	0.134 [MPa]

#### 4.4 등가응력 계산

등가모델링을 이용한 유한요소해석 결과는 리가먼트에 따른 국부응력을 고려하지 않고 있기 때문에, 튜브시트 단면에서 나온 응력을 다음과 같이 보정하여 이 두 값 중에서 큰 값을 막응력 강도(membrane stress intensity)로 간주한다. 막응력 강도의 허용치  $S_a$  는 재질에 따라 ASME 보일러 및 압력용기 코드, Part D 에 있다[8].

$$S_1 = \frac{P}{h} \sqrt{\sigma_r^2 + 4\tau_{r\theta}^2} \quad (14)$$

$$S_1 = 0.5 \frac{P}{h} (\sqrt{\sigma_r^2 + 4\tau_{r\theta}^2} + \bar{\sigma}_r) + p_i \quad (15)$$

여기서,  $h$ : 튜브 사이의 최소 폭

$p_i$ : 튜브 피치

$\bar{\sigma}_r$ : 등가 평판의 평균응력

응력강도는 다음 두 값 중에서 큰 값이다[6].

$$S_r = K \frac{P}{h} (\sigma_r)_{eq} \quad (16)$$

$$S_\theta = K \frac{P}{h} (\sigma_\theta)_{eq} \quad (17)$$

### 5. 결과 및 고찰

#### 5.1 설계 프로그램에 의한 결과

튜브시트 설계 프로그램은 TEMA 코드와 ASME

Table 8 Input data for programming

	Ex 1	Ex 2
Allowable stress for tube-sheet (N/cm <sup>2</sup> )	12204	13792
Outside shell diameter (mm)	895.35	1632
Shell thickness (mm)	20	13
Modulus of elasticity for Shell (GPa)	172	202
Outside diameter of tubes (mm)	25.4	15.875
Tube wall thickness (mm)	2.1082	1.245
Tube length between Tube-sheet (mm)	4137	4400
Modulus of elasticity for tube (GPa)	169	106
Allowable stress for tube (N/cm <sup>2</sup> )	10314	8223
Shell side design pressure (bar)	10.344	1.03
Tube side design pressure (bar)	27.58	72.01

Table 9 Tube-sheet thickness calculated by conventional codes

		TEMA	ASME
Tubesheet thickness	Ex. 1	77	54
	Ex. 2	180	193

코드에 따라 각각 개발하였다. 설계 프로그램의 타당성을 확보하기 위해 Table 8에 따라 튜브시트 설계 프로그램에 두 가지 예제를 사용하였다. 예제 1은 TEMA 코드의 설계 예제를 적용하였으며 예제 2는 산업체 현장에서 실제로 사용되는 설계 제원을 적용하였다. 그리고 그 설계 결과값을 Table 9에 나타내었다.

예제 1의 경우 TEMA 코드와 ASME 코드에 의해 구해진 튜브시트의 두께는 각각 77mm 와 54mm 이며, 예제 2 에서는 각각 180mm 와 193mm 이다. 예제 1의 경우 ASME 코드에 의한 두께가 TEMA 코드에 의한 두께보다 작다. 그 이유는 ASME 코드가 강성비( $X_a=5.0$ )의 영향을 고려하여 TEMA 코드보다 작게 설계되었기 때문이다. 그리고 예제 2의 경우는 강성비( $X_a=2.7$ )의 영향으로 ASME 코드에 의한 튜브시트 두께 값이 TEMA 코드에 의한 값보다 크게 설계되었기 때문이다.

#### 5.2 유한요소해석의 결과

튜브시트 설계 프로그램의 신뢰성을 확인하기 위해 예제 2 를 적용하여 유한요소해석을 수행하였다. 유한요소해석을 통해 허용응력을 만족하는 최소한의 튜브시트 두께를 구하기 위해 튜브시트의 두께를 190mm 와 185mm 로 선정하여 수행하



- Power Pipings and Vessels, pp. 41~46.
- [7] M. Lengsfeld, K. L. Bardia, D. G. La Bounty, 1999, Fixed Tube-sheet Thickness Design with Finite Element Analysis, Proceeding of ASME Pressure Vessel and Piping Conference at Boston, PVP Vol.385, Computer Technology, pp. 307~320.
- [8] ASME, ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section II Part D, 1998.