

원통다관형 열교환기의 가로막 개수에 관한 연구

김순영(부산대 대학원), 이육형(부산대 대학원), 박명관(부산대 기계공학부)

A study of number of baffle on shell and tube heat exchanger

Soon Young Kim(Graduate School, Pusan Univ.), Yuk Hyung Lee(Graduate School, Pusan Univ.),
Myeong Kwan Park(Mech. Eng. Dept., Pusan Univ.)

ABSTRACT

The propose of study analyze a TEMA(Tubular Exchanger Manufacturers Association) E shell and tube heat exchanger performance with 3, 5, 7, 9, 11 baffles and 16, 20 tubes. In this investigate measured a variation of the heat exchanger cooling capacity change within each number of baffle and tube number and determined optimal number of baffle. designs for industry applications are optimized using the analysis of test results.

Key Words : shell and tube heat exchanger (원통다관형 열교환기), optimal number of baffle (최적의 가로막 수), heat coefficient (열전달계수), baffle spacing (가로막 간격)

1. 서론

유압시스템의 가동 시 작동유는 유압펌프, 각종 유압제어 밸브 및 배관에서 저항에 의해 열이 발생한다. 이로 인해 작동유의 온도가 상승하고 유압시스템의 성능 및 안정도에 나쁜 영향을 줄 수 있다. 따라서 작동유를 적정온도로 유지하기 위하여 원통다관형 열교환기를 사용하여 작동유를 냉각시킨다.

열교환기의 열전달을 높이는 방법은 열전달계수를 높게 하고 열전달 면적을 크게 하면 된다⁽¹⁾. 열전달계수를 높게 하기 위해서는 난류강도를 증가시켜 혼합이 잘되게 하고, 열전달 면적을 크게 하기 위해서는 큰 열교환기를 사용하면 되나 많은 비용이 소요되므로 단위 열교환 체적당 높은 열밀도를 갖는 열교환기를 개발할 필요가 있다⁽²⁾.

원통다관형 열교환기는 구조가 간단하고 다양한 온도와 압력 범위에서 사용할 수 있기 때문에 여러 분야에서 사용된다⁽³⁾. 이 열교환기의 열교환량을 증가시키기 위하여 여러 가지 가로막(baffle) 형태와 관의 종류 및 배치가 연구되어 왔다. 가로막의 사용목적은 관군(tube bundle)을 지지하고 원통

내의 유체의 흐름이 관군과 직교가 되게 하고 유속을 높여 열교환기 원통내에서 난류 강도증가와 혼합이 잘되게 하여 열교환량을 증가시키기 위해서이다.⁽³⁾ 그러나 열교환량을 증가시키기 위하여 너무 많은 수의 가로막을 설치하면 열교환 성능의 한계와 큰 압력강하가 발생하고 생산비도 많이 소요되므로 경제적이지 못하다⁽⁴⁾. 그러므로 이 연구에서는 관(tube) 길이에 따른 최적의 가로막 수를 결정하기 위하여 TEMA(Tubular Exchanger Manufacturers Association) E 형태의 열교환기를 실험하여 가로막의 개수를 결정하고자 한다.

Nomenclature

- W_t : mass flow rate(kg/hr)
- N_t : number of tube
- N_p : number of tube pass
- S_b : distance of baffle(m)
- d_i : inside diameter of tube(m)
- d_o : outside diameter of tube(m)
- D_s : inside diameter of shell(m)
- L : tube length(m)

V_i : velocity(m/s)

Re : Reynolds number

Pr : Prandtl number

μ : viscosity(kg/m · s)

P_i : distance of pitch(m)

k : thermal conductivity(kcal/m² · °C · hr)

Subscripts

t : tube

s : shell

w : window flow

2. 이론적 해석

2.1 관측 열전달계수

관의 개수가 N_i 이고, 관패스(Tube pass)의 수가 N_p 인 원통다관형 열교환기의 관측 유체의 속도는 아래 식과 같이 된다.

$$V_i = W_i \frac{1/\rho}{3600(\pi/4) d_i^2 (N_i/N_p)} \quad (1)$$

유체의 속도를 구하면 레이놀즈 수를 구하고 이로부터 관측 열전달계수(h_i)는 레이놀즈 수에 따라 Sieder-Tate⁽⁵⁾ 방정식으로 관내의 대류 열전달계수를 구할 수 있다.

레이놀즈 수가 2100보다 작은 층류일 때

$$h_i = 1.86 (Re_i Pr_i \frac{d_i}{L})^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \frac{k}{d_i} \quad (2)$$

레이놀즈 수가 2100보다 작은 난류일 때

$$h_i = 0.023 Re_i^{0.8} Pr_i^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \frac{k}{d_i} \quad (3)$$

2.2 통측 열전달계수

통측 유체의 흐름은 흐름 속에 관군이 있어 통측의 유체의 레이놀즈 수를 구하려면 먼저 수력반경(d_c)을 구하여야 한다. Fig. 1에 사각피치와 삼각피치를 나타내었고, Fig. 2에 통측의 유동 모양을 나타내었다.

사각피치 배열일 경우는 다음과 같다.

$$d_c = \frac{4 \times (P_i^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o} \quad (4)$$

삼각피치 배열일 경우는 다음과 같다.

$$d_c = \frac{1.1 \times (P_i)^2}{d_o} - d_o \quad (5)$$

통측 유체의 흐름은 관군과 수직인 크로스 유동(Cross Flow)과 관군과 평행한 윈도우 유동(Window Flow)으로 나타낼 수 있다.

크로스 유동의 유동 면적(A_c)과 속도(V_c)는 다음과 같다.

$$A_c = \frac{D_o \times (P_i - d_o) \times S_p}{P_i} \quad (6)$$

$$V_c = W_s \frac{1/\rho}{3600 \times A_c} \quad (7)$$

방해판 절단율(Baffle Cut Percentage)을 BCP라 하면, 잘라진 방해판 높이(H_b)는 다음과 같다.

$$H_b = d_s \times \frac{BCD}{100} \quad (8)$$

윈도우 유동의 유동 면적(A_w)과 속도(V_w)는 다음과 같다.

$$A_w = C_w \times d_s^2 - N_b \times \frac{\pi}{4} d_o^2 \quad (9)$$

위식에서,

$$C_i = \frac{\alpha - \sin \alpha}{8}, \quad \alpha = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 H_b}{d_s}\right) \quad (10)$$

$$V_w = n_w W_s \frac{1/\rho}{3600 \times A_w} \quad (11)$$

위식에서, n_w 는 흐름의 비효율성과 실제 유동과의 차이에 의한 계수로서 0.7정도이다.

통측 유체의 대류 열전달계수(h_o)는 레이놀즈 수에 따라 Mcadams의 방정식으로 관내의 대류 열전달계수를 구할 수 있다

레이놀즈 수가 400보다 작은 층류일 때,

$$h_o = 0.565 Re_o^{0.486} Pr_o^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \frac{k}{d_c} \quad (12)$$

레이놀즈 수가 400~2000인 천이구역일 때,

$$h_o = 0.537 Re_o^{0.5} Pr_o^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \frac{k}{d_c} \quad (13)$$

레이놀즈 수가 2000 이상일 때

$$h_o = 0.36 Re_o^{0.55} Pr_o^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \frac{k}{d_c} \quad (14)$$

2.3 총괄 열전달계수

원통다관형 열교환은 관을 통하여 열전달이 이루어진다. 정상상태 하에서 열량(Q)은 다음과 같다.

$$Q = UA \Delta T_m \quad (15)$$

여기서, ΔT_m 은 대수평균 온도차이다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + R_o + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + R_i \left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (16)$$

여기서, R_s 는 관외벽 오염계수이고 R_i 는 관내벽 오염계수이다.

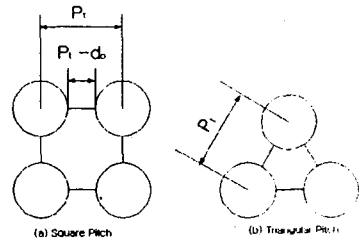


Fig. 1 Square and Triangular pitch

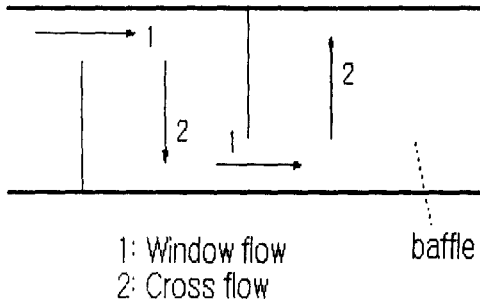


Fig. 2 Model of Shell flow

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험 방법

Fig. 3은 실험 장치 개략도이고, Fig. 4는 실험 장치 사진이다. 와 같이 실험 장치를 제작하여 가로막과 관의 개수를 조절할 수 있는 원통다관형 열교환기를 제작하여 가로막의 개수(3, 5, 7, 9, 11)와 관의 개수(16, 20)에 따라 열교환량을 정하였다. 가로막의 형태는 단일부분의 가로막(single-segmental baffle)이다. Fig. 5는 가로막의 형태를 나타내었다. 실험 방법은 작동유 입구온도와 냉각수 출구온도의 차이를 40℃로 유지하여 온도와 압력 센서의 신호를 받아 컴퓨터로 작동유의 입출구 온도와 압력, 냉각수의 입출구 온도와 압력을 받았다. 40℃를 유지하는 이유는 실험의 일관성을 기하기 위해서이다.

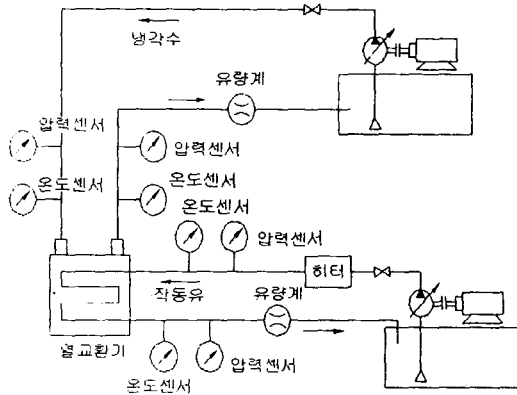


Fig. 3 Schematic diagram for the testing of the heat exchanger

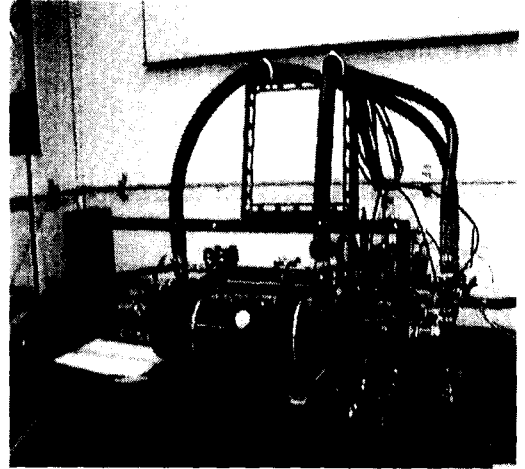
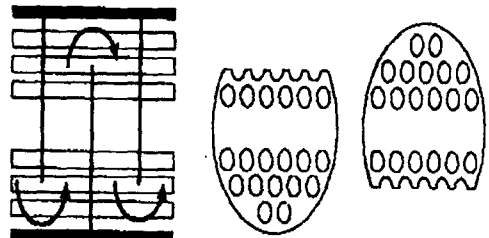


Fig. 4 Photo of experiment device



single segmental baffle

fig. 5 Type of baffle

3.2 실험 결과 및 고찰

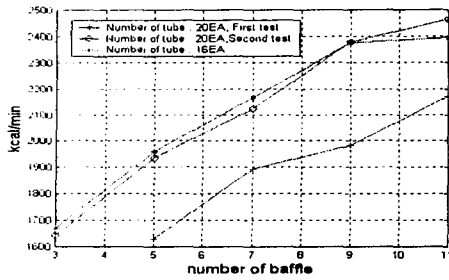
정상상태에서 작동유의 유량과 가로막, 관의 개수를 조절하여 실험한 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 동일한 전열면적에서 가로막 수가 증가함에 따라 열전달량이 증가함을 볼 수 있다. 이 이유는 통(shell)내의 유동이 가로막 수가 증가함에 따라 유동의 난류강도 증가와 레이놀즈 수를 증가시켜 난류강도와 혼합되게 하여 열전달량이 증가한다. 관개수가 줄면 전열면적이 줄어들어 동일한 조건에서 열전달량이 적음을 알 수 있다. Fig. 5에서 보면 가로막 수가 3개에서 9개까지는 가로막 수가 증가함에 따라 열전달량이 증가하나, 11개에서는 열전달량의 증가함이 현저하게 줄어든다. 이 이유는 가로막이 9개인 경우와 11개인 경우의 통측의 유동이 개선되지 않았기 때문이다. 그러므로 이 열교환기는 가로막을 9개에서 11개의 가로막을 설치하여야 된다고 생각하며, 그 이상의 가로막 설치하는 재료비 증가와 인건비 증가로 이어진다.

4. 결론

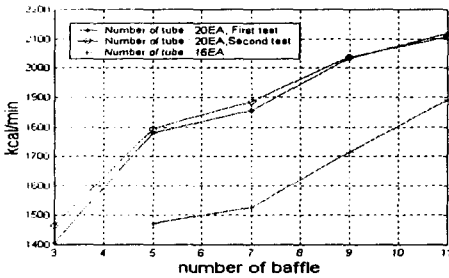
가로막의 수가 증가함에 따라 열전달량은 증가하나, 가로막의 수가 열전달량에 미치는 영향은 한계가 있음을 알 수 있다. 그러므로 열교환기 설계시 이 점을 고려하여 열교환기의 통의 지름과 관의 길이를 고려하여 최적의 가로막 개수를 계산하여 제작해야 할 것이다. 그리고 열교환기로 열전달량을 증가시키기 위하여 전열면적을 늘리면 된다. 전열 면적을 늘리는 방법은 가능한 많은 수의 관을 장착하면 되나, 동일한 열교환기 크기에서 전열면적을 늘리는 방법은 지름이 작은 관을 많이 장착하면 된다.

참고문헌

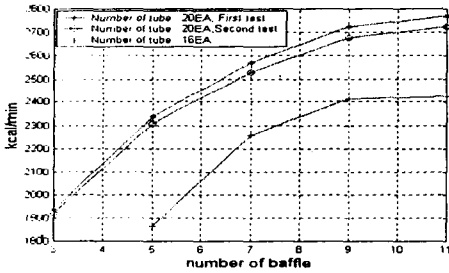
1. Vishwas V. Wadekar, "Improving industrial heat transfer - compact and not-so-compact heat exchanger," 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference pp.103-114, 1996,
2. H. Li, V. Kottke., "Analysis of local heat and mass transfer in the shell-and-tube with disc-and-doughnut baffles," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 3509-3521, 1999.
3. Huadong Li, Volker Kottke, "Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement," International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, no. 10, pp. 1303-1311, 1998.
4. R. K. Shah, A.Pignotti, "Influence of a finite number of baffles on shell-and-tube heat exchanger performance," heat transfer engineering Vol. 18. no.1, pp. 82-94, 1997.
5. 민의동, "열교환기 이론과 설계(II)", 영풍문고. pp. 84-158, 1996.



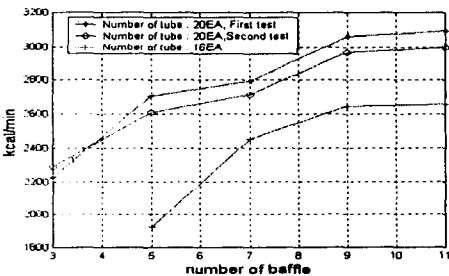
(a) Oil flow rate=15 liter/min



(b) Oil flow rate=21 liter/min



(c) Oil flow rate=27 liter/min



(d) Oil flow rate=33 liter/min

Fig. 6 Variations of heat exchanger cooling capacity with baffle number and oil flow rate