

배플수에 따른 원통다관형 열교환기 성능에 관한 실험적 연구

이육형[†] · 김순영* · 박명관**
(2001년 3월 15일 접수, 2001년 8월 31일 심사완료)

An Experimental Study of Shell and Tube Heat Exchanger Performance with Baffle Spacing

Yuk Hyung Lee, Soon Young Kim and Myeong Kwan Park

Key Words: Shell and Tube Heat Exchanger(원통다관형 열교환기), Pressure Drop(압력 손실)
Heat Transfer Coefficient (열전달계수), Baffle Spacing(배플 간격)

Abstract

The shell and tube heat exchangers were introduced to apply to a big capacity condenser and a high pressure feed water heater for power plant in the beginning of 1990s. Design and manufacturing technology for shell and tube heat exchangers have been developed until now. But it is very difficult to calculate the expected performance characteristics of the shell and tube heat exchanger, because there are many design parameters to be considered according to internal structure and the shell side heat transfer mechanism complicately related to the design parameters. Design parameters to be considered in the design stage of shell and tube 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 cutting ratio. The propose of study is an analysis TEMA(Tubular Exchanger Manufacturers Association) E shell and tube heat exchanger performance with changing a number of baffles(3, 5, 7, 9, 11) and tubes(16, 20) and determined optimal baffle spacing.

기호설명

W_t : 질량 유량(kg/hr)
 N_t : 관의 개수
 N_p : 관의 패스 수
 S_b : 배플 간격(m)
 d_i : 관의 내경(m)
 d_o : 관의 외경(m)
 D_s : 통의 내경(m)

L : 관의 길이(m)
 V_t : 속도(m/s)
 Re : 레이놀즈 수
 Pr : 프렌탈 수
 μ : 점성(kg/m · s)
 P_t : 피치 거리(m)
 k : 열전도도(kcal/m² · °C · hr)

하첨자

t : 관
 s : 통
 b : 배플
 w : 윈도우(window)
 c : 크로스(cross)

[†] 책임저자, 회원, 울산과학기술대학교 기계학부
E-mail : leeyh@mail.ulsan-c.ac.kr
TEL : (052)279-3256 FAX : (052)279-3137

* 부산대학교 대학원 지능기계공학과

** 회원, 부산대학교 기계공학과, 기계기술연구소

1. 서론

원통다관형 열교환기(Shell and Tube Heat Exchanger)는 제작이 간편하고, 저렴하고, 유지 보수가 간편하며, 다양한 크기의 제작이 가능하며, 260℃ 이상의 고온에서뿐만 아니라 30기압 이상의 고압용으로 내압성이 좋으므로 그 활용분야는 석유정제, 가스정제, 코크스정제, 제지 등 각종 플랜트에 사용되고 있으며, 응축기로서 냉동 사이클용에 사용된다. 그리고 오일 냉각용으로서 디젤엔진, 유압시스템, 변압기 등에 사용되고 현재 원통다관형 열교환기는 전체 산업용 열교환기의 60% 이상 차지하고 있다.^(1~4) 그러나 유체의 입·출구의 위치 및 형상, 헤드의 형식, 배플의 형상 및 간격 등 고려해야할 설계인자들이 다양하며 원통내 유동 및 열전달 현상이 복잡하기 때문에 설계시 고도의 지식과 경험이 요구된다. 열교환기의 열전달량을 높이는 방법은 열전달계수를 높게 하고 열전달 면적을 크게 하면 된다. 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.⁽⁵⁾ 기존의 연구는 열교환기의 열교환량을 증가시키기 위하여 여러 가지 배플 형태와 관의 종류 및 배치가 연구되어 왔다. 배플의 사용목적은 관군(Tube Bundle)을 지지하고 원통내의 유체의 흐름이 관군과 직교되게 하고 유속을 높여 열교환기 원통 내에서 난류 강도증가와 혼합이 잘되게 하여 열교환량을 증가시키기 위해서이다.⁽⁶⁾ 그러나 열교환량을 증가시키기 위하여 너무 많은 수의 배플을 설치하면 열교환 성능의 한계와 큰 압력강하가 발생하여 펌프의 소요동력과 생산비도 많이 소요되므로 경제적이지 못하다.^(7~11) 따라서, 본 연구에서는 관의 길이에 따른 최적의 배플 수를 결정하기 위하여 TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) E 형태의 열교환기를 실험하여 배플의 개수를 결정하고자 한다.

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.

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

유체의 속도를 구하면 레이놀즈 수를 구하고 이로부터 관측 열전달계수 h_i 는 레이놀즈 수에 따라 Sieder-Tate⁽⁴⁾ 방정식으로 관내의 대류 열전달계수를 구할 수 있다.

관측 레이놀즈 수가 2100보다 작은 층류일 때,

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

관측 레이놀즈 수가 2100보다 큰 난류일 때,

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

2.2 원통측 열전달계수

원통측 유체의 흐름은 흐름 속에 관군이 있어 통측의 유체의 레이놀즈 수를 구하려면 먼저 수력반경 d_e 를 구하여야 한다. Fig. 1에 삼각피치와 원통측의 유동 모양을 나타내었다.

삼각피치 배열일 경우는 다음과 같다.

$$d_e = \frac{1.1 \times (P_t)^2}{d_o} - d_o \tag{4}$$

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

크로스 유동의 유동 면적 A_c 와 속도 V_c 는 다음과 같다.

$$A_c = \frac{D_s \times (P_t - d_o) \times S_b}{P_t} \tag{5}$$

$$V_c = W_s \frac{1/\rho}{3600 \times A_c} \tag{6}$$

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

$$H_b = d_s \times \frac{BCP}{100} \tag{7}$$

윈도우 유동의 유동 면적 A_w 와 속도 V_w 는 다음과 같다.

$$A_w = C_t \times d_s^2 - N_b \times \frac{\pi}{4} d_o^2 \tag{8}$$

위 식에서,

$$C_t = \frac{\alpha - \sin \alpha}{8}, \quad \alpha = 2 \cos^{-1} (1 - \frac{2H_b}{d_s}) \tag{9}$$

$$V_w = n_a W_s \frac{1/\rho}{3600 \times A_w} \tag{10}$$

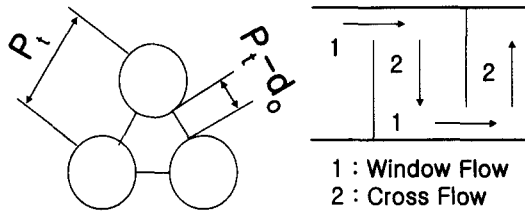


Fig. 1 Triangular pitch and model of shell flow

여기서, n_a 는 흐름의 비효율성과 실제 유동과의 차이에 의한 계수로서 0.7정도이고, W_s 는 통측유체의 지량유량이다.

원통측 유체의 대류 열전달계수 h_o 는 레이놀즈 수에 따라 Mcadams⁽⁴⁾ 방정식으로 관내의 대류 열전달계수를 구할 수 있다.

원통측 레이놀즈 수가 400보다 작은 층류일 때,

$$h_o = 0.565 Re_s^{0.486} Pr_s^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \frac{k}{d_e} \quad (11)$$

원통측 레이놀즈 수가 400~2000인 천이구역일 때,

$$h_o = 0.537 Re_s^{0.5} Pr_s^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \frac{k}{d_e} \quad (12)$$

원통측 레이놀즈 수가 2000 이상일 때,

$$h_o = 0.36 Re_s^{0.55} Pr_s^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \frac{k}{d_e} \quad (13)$$

2.3 총괄 열전달계수

원통다관형 열교환은 관을 통하여 열전달이 이루어진다. 정상상태 하에서 열량 Q 는 다음과 같다.

$$Q = UA \Delta T_m \quad (14)$$

여기서, ΔT_m 은 대수평균 온도차이다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + R_o + \frac{D_o \ln(D_o/D_i)}{2k} + R_i \left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (15)$$

여기서, R_o 는 관외벽 오염계수이고 R_i 는 관내벽 오염계수이다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

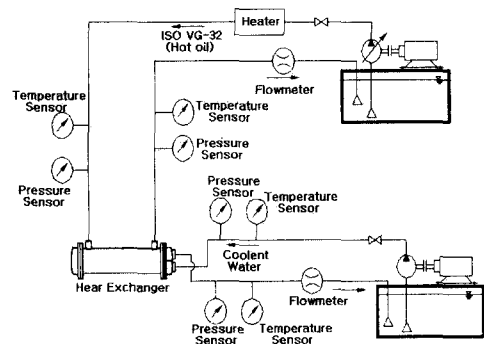


Fig. 2 Schematic diagram of experiment apparatus

본 실험에서 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 2와 같다. 유압 작동유(ISO VG 32)는 히터를 이용하여 가열하여 실험용 원통다관형 열교환기의 원통으로 들어가서 냉각된 후 오일 탱크로 순환되고, 물탱크의 냉각수는 펌프를 이용하여 실험용 열 교환기에 유입된 다음 물탱크로 되돌아온다. 유압 작동유의 경우 가변 유량형 유압펌프를 이용하여 유량을 조절하였고, 냉각수의 유량은 미터링 밸브(Metering Valve)를 이용하여 유량을 변화시켰고, 작동유의 온도는 히터를 통하여 조절하였다. 본 연구의 압력측정 실험에 사용된 압력 센서는 VALCOM사 제품을 사용하였다. 온도측정은 온도에 따른 출력전압이 선형인 LM35를 이용하였고, 유량 센서는 WEBTEC사의 제품을 사용하였고, 센서의 데이터 처리는 이용하여 신호를 획득하였다.

3.2 실험방법

실험 방법은 작동유 입구온도와 냉각수 출구온도의 차이를 40℃로 유지하여 교환열량 계산에 필요한 물성치를 센서를 통하여 획득하였다. 40℃를 유지하는 이유는 실험의 일관성을 기하기 위해서이다. 그리고 작동유의 유량을 15ℓ/min~33ℓ/min으로 변화시키고, 냉각수의 유량은 작동유 유량의 75%가 되게 한다. 실험에 사용된 열교환기의 배플간 간격은 플랜지에서 작동유 및 냉각수 노즐까지 각각 70mm로 하였고, 열교환기의 두 가지 타입길이(520mm, 420mm)에서 140mm 제외한 나머지 부분으로 나누어서 설치하였다.

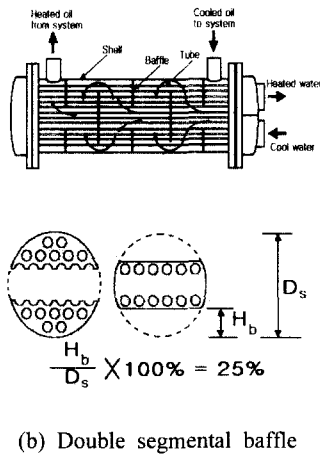
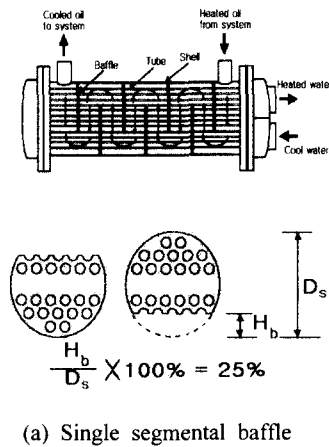


Fig. 3 A type of shell and tube heat exchanger

3.3 실험용 열교환기

3.3.1 단일구획 및 이중구획 원통다관형 열교환기

배플과 관의 개수를 조절할 수 있는 원통다관형 열교환기를 제작하여 배플 개수를 3개, 5개, 7개, 9개, 11개로 변화시키고, 관의 개수를 16개, 20개로 변화시켜 열교환량을 측정하였다. 배플의 형태는 단일구획 배플(Single Segmental Baffle)과 이중구획 배플(Double Segmental Baffle)이다. Fig. 3은 단일구획배플 열교환기와 이중구획배플 열교환기의 배플의 형태와 내부흐름을 나타내었다. Table 1은 두 종류의 실험용 열교환기의 설계사양이다.

Table 1 Design specification of shell and tube heat exchanger

| | | | | |
|------|------|---|-----------|--|
| 열교환기 | 형식 | Fixed Tubesheet Heat Exchanger | | |
| | 전열면적 | 0.30m ² , 0.24m ² | | |
| | 통 | 내경(D _i) | 79.1mm | |
| | | 패스수 | 1패스 | |
| | 관 | 외경(d _o) | 9.52mm | |
| | | 내경(d _i) | 8.2mm | |
| | | 길이(L) | 520mm | |
| | | 피치 | 14.25mm | |
| | | 패스수 | 2패스 | |
| | 노즐 | 개수 | 20개, 16개 | |
| 작동유 | | 3/4 inch | | |
| 배플 | 냉각수 | 1/2 inch | | |
| | 개수 | 3개~11개 | | |
| 작동유 | 개방률 | 25% | | |
| | 두께 | 2t | | |
| 작동유 | 작동유 | 유량 | 15ℓ~33ℓ/분 | |
| 냉각수 | 냉각수 | 유량 | 11ℓ~25ℓ/분 | |

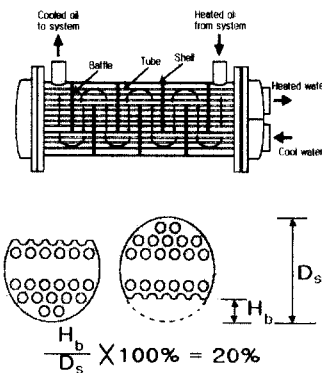


Fig. 4 Improved type of shell and tube heat exchanger

관의 배열은 삼각배열을 하였고, 관과 배플의 누설 틈은 0.5mm이고, 배플과 원통과의 누설 틈은 1mm이고, 관군과 원통의 간격은 4mm이다.

3.3.2 개선된 단일구획 원통다관형 열교환기

Fig. 4는 개선된 형태의 열교환기를 나타내었다. 원통의 내경은 동일하며, 관의 외경이 9.52mm이고 관의 개수가 20개인 관군을 관의 외경이 7mm이고 관의 개수가 44개인 관군을 장착하고 관의 길이는 520mm에서 420mm로 변화시켜 열교환기의 크기는 작으나, 성능 향상이 기대되는 단일구획 배플 열교환기를 설계하여 실험하였다.

Table 2 Improved design specification of shell and tube heat exchanger

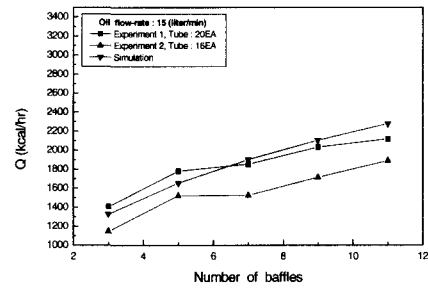
| | | Fixed Tubesheet Heat Exchanger | | |
|------|-----|--------------------------------|----------------|--|
| | | 전열면적 0.41 m ² | | |
| 열교환기 | 형식 | | | |
| | 통 | 내경(D _s) | 79.1mm | |
| | | 패스수 | 1패스 | |
| | 관 | 외경(d _o) | 7mm | |
| | | 내경(d _i) | 5.72mm | |
| | | 길이(L) | 420mm | |
| | | 피치 | 12mm | |
| | | 패스수 | 2패스 | |
| | | 개수 | 44개 | |
| | 노즐 | 작동유 | 3/4 inch | |
| | | 냉각수 | 1/2 inch | |
| | 배플 | 개방률 | 20% | |
| | | 두께 | 2t | |
| 작동유 | 작동유 | 유량 | 15 l ~ 33 l /분 | |
| 냉각수 | 냉각수 | 유량 | 11 l ~ 25 l /분 | |

배플의 개방률을 25%에서 20%로 줄이고, 배플 개수를 9개로 고정시킨 열교환기를 제작하여 실험하였다. Table 2는 개선된 형태의 열교환기의 설계사양이다. 그리고 관의 배열은 삼각배열을 하였고, 관과 배플의 누설 틈은 0.5mm이고, 배플과 원통과의 누설 틈은 1mm이고, 관군과 원통의 간격은 4mm로 모든 실험용 열교환기에서 동일하다.

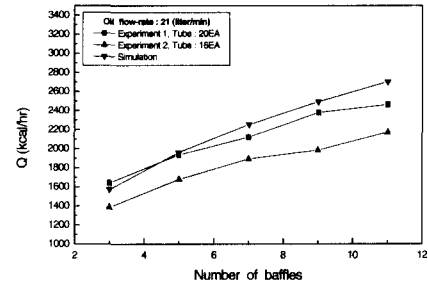
4. 결과 및 고찰

4.1 단일구획 배플 열교환기

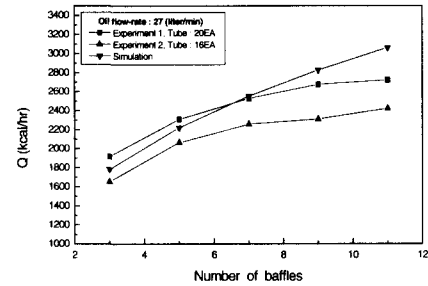
Fig. 5는 원통측 작동유 유량을 15~33 l /min으로 조절하고, 단일구획 배플의 수를 3~11개까지 변화시켜 실험에 의한 열교환기의 교환열량과 식(2)~(15)에 기초를 둔 시뮬레이션 값을 나타내었다. 실험결과를 고찰해보면 전열면적과 원통측의 작동유 유량이 동일하더라도 배플수가 증가할수록 열전달량은 증가한다. 배플수가 증가하면 통내의 유속증가로 유동이 난류가 되어 열의 확산이 잘 되고 압력 강하가 많이 발생하여 통측 열전달계수는 증가한다. 그러나 배플수가 계속 증가한다고 열전달량은 계속 증가하지 않는다. 배플이 다른 두 종류의 열교환기 실험 결과를 보면 배플 수가 9개일 때 와 11개일 때 열전달량은 거의 비슷하다.



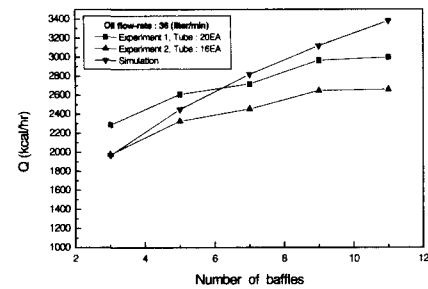
(a) Oil flow rate : 15 liter/min



(b) Oil flow rate : 21 liter/min



(c) Oil flow rate : 27 liter/min



(d) Oil flow rate : 33 liter/min

Fig. 5 Number of single segment vs. heat exchanger performance with oil flow rate in shell-side

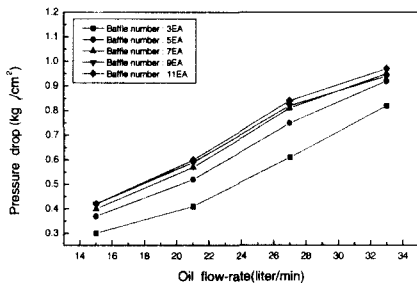


Fig. 6 Oil flow rate of shell-side vs. pressure drop with number of single segmental baffle

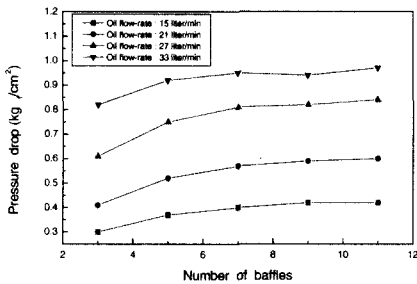
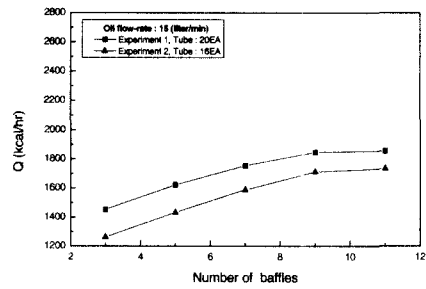
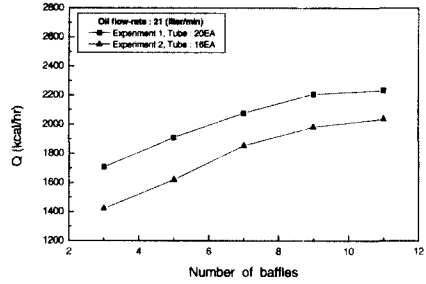


Fig. 7 Number of single segmental baffle vs. pressure drop of oil with flow rate of shell-side

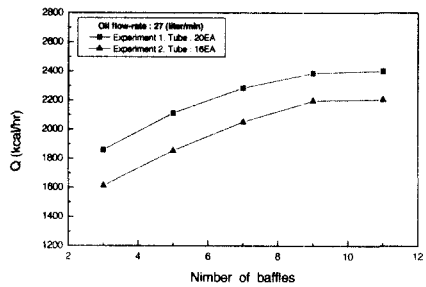
즉, 배플수가 한계 이상 되면 더 이상 열전달량도 증가하지 않는다. 그 이유는 과도한 배플 수는 정체구역의 증가와 관과 배플, 배플과 원통 사이의 누설증가 때문이다. 관의 개수는 16개일 때 보다 20개 일 때가 열전달량이 높다. 즉, 전열 면적을 크게 하면 열전달량이 증가하는데 동일한 관의 길이로 전열면적을 늘리려면 외경이 작은 관을 많이 장착하면 된다. 그리고 실험 값과 시뮬레이션 값은 비교적 일치하나, 배플의 수가 증가하면 시뮬레이션 값과 교환열량 값은 다소 오차가 발생한다. 이 이유는 배플수가 증가함에 따라 흐름이 복잡하여 관과 배플, 배플과 통사이의 누설이 발생하고, 온도에 따른 유체의 점성 및 물성치의 변화를 무시하였고, 통측 유체의 정체 영역을 고려하지 않았기 때문이다. Fig. 6은 단일구획 배플수에 따른 작동유 유량과 압력손실의 관계를 나타내었다. 원통측의 유압 작동유가 증가함에 따라 압력손실은 증가하나, 동일 유량에서 배플의 수가 증가하면 압력손실의 증가량은 현저히 줄어들어 배플수가 9개일 경우와 11개일 경우 압력손실은 거의 일치한다. Fig. 7은 작동유



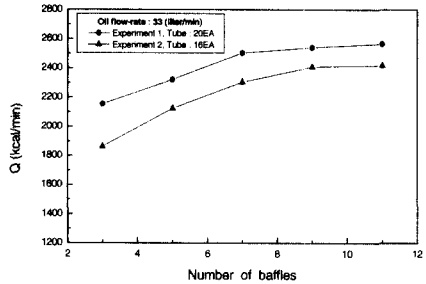
(a) Oil flow rate : 15 liter/min



(b) Oil flow rate : 21 liter/min



(c) Oil flow rate : 27 liter/min



(d) Oil flow rate : 33 liter/min

Fig. 8 Number of double segment vs. heat exchanger performance with oil flow rate in shell-side

유량에 따른 단일구획 배플수와 압력손실의 관계를 나타내었다. Fig. 6과 마찬가지로 단일구획 배

플 열교환기의 압력손실은 배플의 수가 증가할수록 압력손실은 많이 발생하나, 배플 증가에 따른 압력손실의 증가량은 줄어든다. 이 역시 배플수가 한계 이상 되면 더 이상 열전달량도 증가하지 않는다는 것을 증명한다.

4.2 이중구획 배플 열교환기

Fig. 8은 원통측 작동유 유량을 15~33ℓ/min으로 조절하고, 이중구획 배플의 수를 3~11개까지 변화시킬 때의 열교환기의 교환열량을 나타내었다. 실험결과를 고찰해보면 원통측 작동유 유량에 따른 열교환기의 교환열량과 배플 증가에 따른 교환열량의 변화는 4.1절의 단일구획 배플 열교환기의 실험결과와 동일한 경향을 나타낸다. 즉, 이중구획 배플 열교환기도 배플 수가 9개일 경우와 11개일 경우 교환열량은 거의 비슷하다. Fig. 9는 단일구획 배플수에 따른 작동유 유량과 압력손실의 관계를 나타내었다. 이중구획 배플 열교환기의 압력손실 특성은 단일구획 배플 열교환기의 압력손실 특성과 비슷한 경향을 띤다. 즉, 원통측의 유량에 따른 압력손실의 관계와 동일한 유량에서 배플 수의 증가에 따른 압력손실의 경향은 단일구획 배플 열교환기와 같은 경향을 가진다. Fig. 10은 작동유 유량에 따른 이중구획 배플수와 압력손실의 관계를 나타내었다. 단일구획 배플 열교환기처럼 배플 증가에 따른 압력손실의 증가량은 줄어든다. 이 역시 배플수가 한계 이상 되면 더 이상 열전달량도 증가하지 않는다는 것을 증명한다. 그러나 이중구획 배플 열교환기가 단일구획 배플 열교환기보다 교환열량이 작은 이유는 이중구획 배플 열교환기는 단일구획 배플 열교환기보다 압력손실과 배플설치에 따른 유동형태의 변화 때문으로 본다.

4.3 개선된 단일구획 배플 열교환기

본 연구에서의 단일구획 배플 열교환기와 이중구획 배플 열교환기의 실험 결과를 종합하여 보다 개선된 형태의 열교환기인 전열면적을 늘리고 원통의 지름과 관의 길이를 고려한 최적의 단일구획 배플 개수를 가진 열교환기를 제작하여 실험하였다. Fig. 11은 원통측 작동유 유량과 교환열량의 관계를 나타내었고, Fig. 12는 유량에 따른 원통측 압력강하를 나타내었다. 단일구획 배플 열교환기 실험결과와 비교하면 전열면적은 35% 증가했고, 교환열량은 77%가 증가하였다. 이

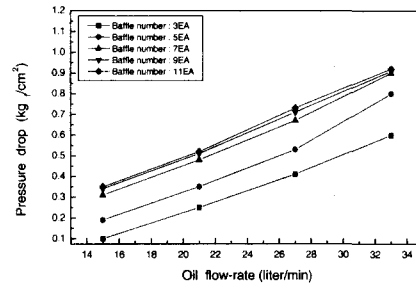


Fig. 9 Oil flow rate of shell-side vs. pressure drop with number of double segmental baffle

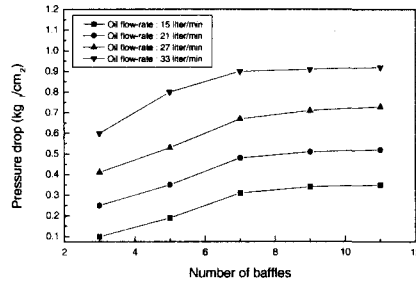


Fig. 10 Number of double segmental baffle vs. pressure drop of oil with flow rate of shell-side

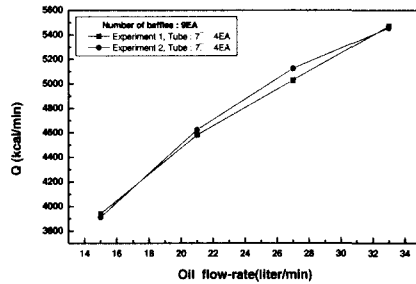


Fig. 11 Improved heat exchanger performance with oil flow rate in shell-side

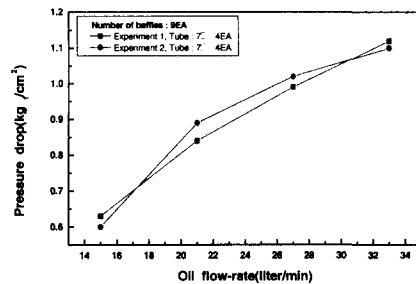


Fig. 12 Pressure drop of oil with flow rate of shell-side

이유는 전열면적의 증가와 함께 관의 피치 감소에 의한 원통측의 작동유 유속의 증가로 원통측의 열전달계수의 증가 및 총괄 열전달계수가 증가되었다. 그리고 기존의 단일구획 배플 열교환기의 경우 유량이 33ℓ/min이고 배플수가 11개일 때 압력강하는 0.95kg/cm²이고 개선된 형태의 단일구획 배플 열교환기의 압력강하는 1.12 kg/cm²로 압력강하 및 유체의 유동변화로 교환 열량이 증가함을 보여준다.

5. 결 론

본 연구에서는 단일구획 배플 열교환기와 이중구획 배플 열교환기를 설계 및 제작하여 실험하였고, 이 결과를 바탕으로 개선된 단일구획 배플 열교환기를 제작하여 실험한 결과 원통다관형 열교환기의 효율을 높이기 위한 방법을 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 배플의 수가 증가함에 따라 열전달량은 증가하나, 배플의 수가 9개 이상이 되면 열전달 증가는 둔화되므로, 본 연구 실험범위 내에서는 배플의 수가 열전달량에 미치는 영향은 한계가 있음을 알 수 있었다.

(2) 열교환기 설계시 열교환기의 원통의 지름과 관의 길이를 고려하여 최적의 배플 간격을 계산해야 됨을 알았고, 그 결과 최적의 배플 간격은 아래와 같다.

$$\frac{\text{원통의 내경}}{\text{원통길이}} = \frac{\text{원통의 내경}}{\text{배플 간격} \times \text{배플개수}} \approx 1.6 \sim 1.8$$

(3) 개선된 열교환기 성능 실험결과 지름이 작은 관을 장착한 열교환기는 기존의 열교환기 실험결과 보다 전열면적은 35%증가했고, 교환열량은 77%가 증가하였다.

참고문헌

(1) Vishwas V. Wadekar, 1996, "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.
 (2) Saunders, E. A. D., 1988, *Heat Exchangers Selection, Design and Construction*, Longman Scientific&Technical.
 (3) 민의동, 1996, "열교환기 이론과 설계(II)," 영풍문고, pp. 102~121 1996.
 (4) 이상천, 조영우, 남상철, 1997, "원통다관형 열교환기에서 배플인자가 열전달에 미치는 영향," 대한기계학회논문집 B권, 제21권 제1호, pp. 185~194.
 (5) Li, H. and, Kottke, V., 1999, "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.
 (6) Huadong Li, Volker Kottke, 1998, "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.
 (7) Shah, R. K., Pignotti, A., 1997, "Influence of a Finite Number of Baffles on Shell-and-Tube Heat Exchanger Performance," *Heat Transfer Engineering*, Vol. 18, No. 1, pp. 82~94.
 (8) Kral, D., Stehlik, P., Van Der Ploeg, H. J., Bashir I. Master, 1997, "Helical Baffles in Shell-and-Tube Heat Exchanger," *Heat Transfer Engineering*, Vol. 17, No.1, pp. 93~101.
 (9) M. Saffar-Avval and E. Damangir, 1995, "A General Correlation for Determining Optimum Baffle Spacing for All Types of Shell and Tube Exchangers," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 13, pp. 2501~2506.
 (10) 김순영, 이육형, 박명관, 2000, "원통다관형 열교환기의 가로막 개수에 관한 연구," 한국정밀공학회 춘계학술대회논문집(II), pp. 635~638.
 (11) 홍성희, 1994, "Shell & Tube Type 열교환기의 전산지원설계에 관한 연구," 한국해양대학교 석사논문.