

## 판형 열교환기의 탈설계 성능해석 및 실험

한 동 원, 신 지 영<sup>\*†</sup>, 손 영 석<sup>\*</sup>, 송 치 성<sup>\*\*</sup>

동의대학교 대학원, <sup>\*</sup>동의대학교 기계공학부, <sup>\*\*</sup>한국기계연구원

### Off-Design Performance of a Plate Heat Exchanger : Analysis and Experiment

Dong-Won Han, Jee-Young Shin<sup>\*†</sup>, Young-Seok Son<sup>\*</sup>, Chi-Sung Song<sup>\*\*</sup>

Graduate School, Dong-Eui Univeristy, Busan 614-714, Korea

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Dong-Eui University, Busan 614-714, Korea

<sup>\*\*</sup>Korea Institute of Machinery and Materials, Daejeon 500-700, Korea

(Received October 24, 2003; revision received June 17, 2004)

**ABSTRACT:** Design and off-design program is set up to analyze the performance of a plate heat exchanger. The program is verified by comparing the results with the experiment. The comparison shows that the predicted overall heat transfer coefficients are in good agreement with the measurements. Also the off-design performance according to the variations of inlet water temperature, flow rate, and the number of plates is analyzed to study the performance characteristic of a plate heat exchanger.

**Key words:** Plate heat exchanger(판형 열교환기), Off-design performance(탈설계 성능), Heat transfer(열전달), Pressure drop(압력강하)

#### 기 호 설 명

#### 그리스 문자

$A$  : 전열면적 [ $m^2$ ]  
 $D_e$  : 수력직경 [m]  
 $h$  : 열전달계수 [ $kW/m^2K$ ]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/hr]  
 Nu : Nusselt 수  
 $p$  : 압력 [kPa]  
 Pr : Prandtl 수  
 $\dot{Q}$  : 열전달률 [W]  
 Re : Reynolds 수  
 $T$  : 온도 [K]  
 $U$  : 총합열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

$\beta$  : 쉘브론 각(Chevron angle) [degree]  
 $\Delta p$  : 압력강하 [kPa]  
 $\mu$  : 점성 [ $N \cdot s/m^2$ ]

#### 하첨자

$b$  : 혼합 평균  
 $c$  : 저온측  
 $cal$  : 계산  
 $com$  : 열체  
 $h$  : 고온측  
 $i$  : 입구  
 $o$  : 출구  
 $w$  : 벽면

† Corresponding author

Tel.: +82-51-890-1650; fax: +82-51-890-2232

E-mail address: jyshin@deu.ac.kr

## 1. 서 론

판형 열교환기(plate heat exchanger)는 1930년대에 처음 개발된 이후 설계기술의 발달에 따라 웨브론 각도(Chevron angle)를 최적상태로 변화시킴으로써 압력손실을 낮추고 열전달계수를 극대화하는 등 다양한 형태의 판형 열교환기가 개발되고 있다. 이러한 발전에 힘입어 판형 열교환기는 화학, 식품공정을 비롯한 다양한 산업 분야에서 사용이 급속히 증대되어, 고효율 열교환기의 대표적인 형식으로 자리잡고 있다.<sup>(1)</sup>

Buonopane<sup>(2)</sup>은 단상유동에서의 대수평균온도차(LMTD) 해석방법을 이용하여 판형 열교환기의 설계방법을 제시하였고, Cooper<sup>(3)</sup>는 판형 열교환기와 관류형 열교환기의 성능과 장단점을 비교하고 열전달계수와 마찰계수에 관한 식을 제시하였다. Kandlikar and Shah<sup>(4)</sup>는 판형 열교환기의 유로 개수, 배열방법, 흐름의 영향에 대해 고찰하였다. 최근에는 Martin<sup>(5)</sup>이 웨브론 타입의 판형 열교환기 성능을 예측하기 위해 이론적으로 접근하였으며, 마찰계수, 각도, Reynolds 수로 표현한 열전달계수상관식을 제시하였다. Kim et al.<sup>(6)</sup>은 수치해석을 통해 판형 열교환기 특유의 내부유동으로 인한 열전달 특성에 대하여 고찰하였다.

이처럼 현재 세계적으로 판형 열교환기의 폭넓은 이용과 관련 연구에도 불구하고, 국내에서는 외국의 설계자료에 의존하여 판형 열교환기를 제작하여 왔고 국내 독자적인 설계기술 확립 및 전산화 작업이 체계적으로 이루어지지 않고 있다.

또한, 제품의 성능평가에 기본이 되는 탈설계점 성능해석도 확립되어 있지 않다.

본 연구에서는 기존에 발표된 판형 열교환기 이론 및 설계기술을 확립하고, 성능예측과정을 전산화하였다. 또한 실제 성능실험자료와 비교하여 타당성을 검증하였으며, 작동조건변화에 따른 탈설계점 성능을 예측, 분석하였다.

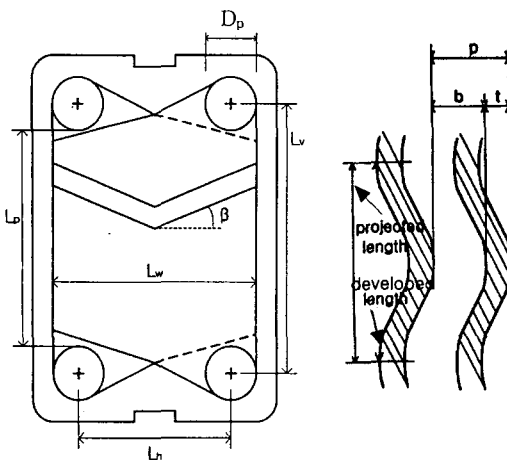
## 2. 기초 이론

판형 열교환기는 전열판의 규격, 형상, 개수 및 유동배열을 적절히 선택함으로써 요구되는 열교환량을 만족시키는 설계가 가능하다.

Fig. 1에 나타낸 바와 같이 난류를 쉽게 발생하고 유체의 속도를 증가시켜서 열교환이 잘되게 하는 웨브론형 판형 열교환기의 시장점유율이 급격하게 확대되고 있는 추세이다. 본 연구에서는 작동유체가 액체-액체인 판형 열교환기를 대상으로 이미 알려진 이론과 열전달 및 압력강하에 대한 상관식을 연계하여 설계 및 탈설계성능을 예측하고자 한다.

### 2.1 총합 열전달계수

판형 열교환기는 판과 판 사이의 한쪽 채널에는 고온의 유체가 흐르고 다른 한쪽 채널에는 저온의 유체가 흘러, 판을 통해서 열전달이 일어나는 형태이다. 이러한 시스템에 대하여 고온의 유체가 방출하는 열량( $\dot{Q}_h$ )과 저온의 유체에 공급



Port diameter (m) :  $D_p=0.021$

Vertical port distance

(flow length in one pass) (m) :  $L_v=0.25$

Chevron angle (degree) :  $\beta=30$

Plate pitch (m) :  $P=0.0025$

Plate thickness (m) :  $t=0.001$

Horizontal port distance (m) :  $L_h=0.092$

Fig. 1 The plate of a Chevron-type heat exchanger.

Table 1 Constants for single-phase heat transfer and pressure loss calculation in gasket-plate heat exchangers

Chevron angle (degree)	Heat transfer			Pressure loss		
	Reynolds number	$C_h$	$n$	Reynolds number	$K_p$	$m$
≤30	≤10	0.718	0.349	<10	50	1
	>10	0.348	0.663	10~100	19.40	0.589
				>100	2.990	0.183
45	<10	0.718	0.349	<15	47	1
	10~100	0.400	0.598	15~300	18.29	0.652
	>100	0.300	0.663	>300	1.441	0.206
50	<20	0.630	0.333	<20	34	1
	20~300	0.291	0.591	20~300	11.25	0.631
	>300	0.130	0.732	>300	0.772	0.161
60	<20	0.562	0.326	<40	24	1
	20~400	0.306	0.529	40~400	3.24	0.457
	>400	0.108	0.703	>400	0.760	0.215
≥65	<20	0.562	0.326	<50	24	1
	20~500	0.331	0.503	50~500	2.80	0.451
	>500	0.087		>500	0.639	0.213

되는 열량( $\dot{Q}_c$ )이 같아야 한다.

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c = UA\Delta T_{lm} \quad (1)$$

Kumar<sup>(7)</sup>가 제시한 실험식을 이용하여 Nusselt 수를 아래와 같이 구할 수 있으며, 이 값을 이용하여 총합 열전달계수를 구한다.

$$Nu = C_h(Re)^n(Pr)^{1/3}\left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.17} \quad (2)$$

Prandtl 수와 점성비( $\mu_b/\mu_w$ )는 온도에 따라 주어지는 물성치이며, 고온측 유체와 저온측 유체의 채널 내 Reynolds 수는 채널의 수력직경을 사용하여 다음과 같이 정의한다.

$$Re = \frac{\dot{m}D_e}{\mu A_{ch}N_{cp}} \quad (3)$$

여기서  $A_{ch}$ 는 채널 내 면적,  $N_{cp}$ 는 패스당 채널 수를 뜻한다.

채널 하나의 수력직경은  $b \ll L_w$ 인 경우

$$D_e = \frac{4 \times \text{channel flow area}}{\text{wetted perimeter}} = \frac{4A_{ch}}{P_w} \quad (4)$$

$$= \frac{4bL_w}{2(b+L_w\Phi)} \approx \frac{2b}{\Phi}$$

이라고 할 수 있다. 여기에서,  $\Phi$ 는 표면확장인자(surface enlargement factor)이다. 식(2)에서  $C_h$ 와  $n$ 은 Table 1에서 보는 것과 같이 Reynolds 수와 웨브론 각에 의해 결정되는 상수이다.<sup>(8)</sup>

## 2.2 압력강하

전체 압력강하( $\Delta p_t$ )는 마찰에 의한 채널 압력강하( $\Delta p_c$ )와 포트 압력강하( $\Delta p_p$ )의 합으로 표현할 수 있다.

마찰에 의한 채널 압력강하는 마찰인자를 포함하는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\Delta p_c = 4f \frac{L_{eff}N_p}{D_e} \frac{G_c^2}{2\rho} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{-0.17} \quad (5)$$

여기서  $L_{eff}$ 는 주름형상의 확장인자에 의해 계산되어지는 입구부터 출구까지의 유효길이를 말한다. 또한 마찰인자는

$$f = \frac{K_p}{Re^m} \quad (6)$$

이며,  $K_p$ 와  $m$  역시 Reynolds 수와 웨브론 각에 의해 결정되는 상수이며, Table 1에 각 조건에 따른 값들을 정리하였다.<sup>(8)</sup>

포트 압력강하는 다음과 같다.

$$\Delta p_p = 1.4 N_p \frac{G_p^2}{2\rho} \quad (7)$$

여기서, 포트 내의 질량유속은

$$G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi D_p^2}{4}} \quad (8)$$

이고,  $\dot{m}$ 은 포트 내의 전체 유량,  $D_p$ 는 포트의 지름이다.

### 3. 실험

실험에 사용된 장치에 대한 개략도는 Fig. 2와 같다. 판형 열교환기를 통과하는 동안의 압력강하 특성과 열전달 특성을 정량화하고 제시된 실험식과의 비교를 위해 기존에 제품화되어 있는 판형 열교환기를 선정하였다. 실험장치는 판형 열교환기에 공급되는 고온측의 물온도를 일정하게 유지하기 위한 고온수 탱크와 보일러, 저온측에 물을 공급하기 위한 저온수 탱크, 펌프로 구성되어 있다. 계측장치로부터 측정된 각종 데이터는 자료 획득장치(Yokogawa, DS600-00-1F)로 전달되어 컴퓨터와 GBIB 통신을 통해 연결된다.

실험방법은 다음과 같다. 보일러를 열원으로 이용하여 고온 유체의 입구측 물 온도를 조절한다. 유량은 실험에서 설정한 값으로 유지한 상태에서 고온과 저온수를 열교환기를 통해 통과시킨다. 이때 고·저온측의 입·출구온도와 유량을 실제 조수기의 작동범위와 유사한 온도 및 유량범위

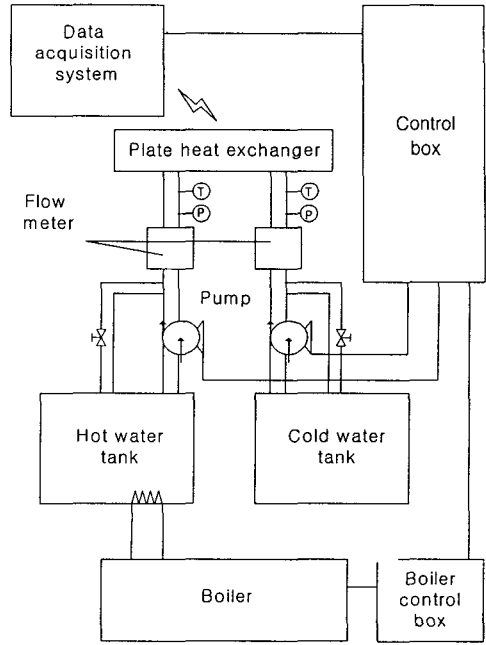


Fig. 2 Schematic of the experimental apparatus.

Table 2 Working conditions of the experiment

	Hot water side	Cold water side
Flow rate (kg/hr)	1800~4200	1800~4200
Inlet pressure (kg/cm <sup>2</sup> )	0.2~2	
Outlet pressure (kg/cm <sup>2</sup> )	0~0.4	
Inlet temperature (°C)	50~90	23~45
Outlet temperature (°C)	40~75	30~60

내에서 각각의 조건을 바꿔가며 측정한다. Table 2에 실험에서 변화시킨 작동조건의 범위를 나타내었다.

### 4. 설계점/탈설계점 해석

#### 4.1 설계점 해석

판형 열교환기의 설계순서는 다음과 같다.

- (1) 고·저온측 입·출구온도, 고·저온측 유량 및 판형 열교환기의 형상에 따른 치수들을 입력한다.
- (2) 판형 열교환기를 통해 교환되어야 할 열량

$\dot{Q}_d$ 를 구한다.

(3) 판형 열교환기의 판의 개수를 가정하고 설계이론에 의해 총합 열전달계수  $U_{cal}$ 를 계산하고 판형 열교환기 내의 압력강하를 계산한다.

(4) 계산된 총합 열전달계수를 이용하여  $\dot{Q}_{cal}$ 를 구한다.

(5)  $\dot{Q}_d$ 와  $\dot{Q}_{cal}$ 를 비교하여 값이 같지 않으면 판의 개수를 수정하여 (2)~(4)를 반복한다.

(6) 판형 열교환기의 판 개수 및 면적을 결정한다.

#### 4.2 탈설계점 해석

탈설계점 해석은 설계조건과는 다른 상태에서 작동이 이루어지고 있을 때, 기기의 성능을 예측하기 위한 방법이다.

일반적으로 현장에 적용된 판형 열교환기는 설계조건 하에서만 작동하지는 않기 때문에, 사용자는 다른 작동조건에서 열교환기의 성능을 파악하여 기기를 효율적으로 운전하여야 한다. 이런 측면에서 탈설계점 해석도 설계점 해석 못지 않게 중요한 부분이라 할 수 있다.

탈설계점 해석의 순서는 다음과 같다.

(1) 고·저온측 입구온도, 고·저온측 유량, 판형 열교환기 면적, 판형 열교환기의 형상에 따른 자료를 입력한다.

(2) 고·저온측 출구온도를 가정하고 각각의 주어진 입구온도와와 평균값을 이용하여 물성치를 구한다.

(3) 총합 열전달계수를 구하고 압력강하를 계산한다.

(4) 유용도와 NTU를 계산한다.

(5) 열전달률을 구하고 이를 이용하여 출구온도값을 구한다.

(6) 구해진 각각의 출구온도로 (2)~(5)의 과정을 가정한 온도와 계산된 온도가 같아질 때까지 반복 계산한다.

### 5. 결과 및 고찰

#### 5.1 검 증

Table 3에 실험장치로 제작한 판형 열교환기에

Table 3 Design data (base case)

Item (Unit)	Case I		Case II	
	Hot	Cold	Hot	Cold
Flow rate (kg/hr)	3,000	3,000	1,500	1,500
Inlet temp. (°C)	80	20	80	20
Outlet temp. (°C)	60	40	50	50
Heat load (kcal/hr)	60,000		45,000	
Number of plates (ea)	21		21	
Area (m <sup>2</sup> )	0.179		0.179	
$U_{clean}$ (kcal/m <sup>2</sup> hrK)	8,380		8,380	

대한 설계자료를 나타내었다. 실험은 고온측 저장 수조의 온도를 설정값까지 올린 다음에 뜨거운 물이 저온측 물과 판형 열교환기를 통해 열교환이 되도록 하였다. 실험중 고·저온측 입·출구온도, 고·저온측 입·출구압력 및 고·저온측 유량을 계측하였다.

업체에서는 이미 설계조건으로 주어진 유량, 비열, 입·출구 온도차를 이용하여 교환되는 열량을 구하고 설계조건 전열면적과 대수평균 온도차를 이용해 총합 열전달계수를 구하는 방식으로 판형 열교환기의 성능평가를 수행하고 있다.

이 방식의 문제점은 실제 현장에서는 설계조건으로 주어진 고·저온측 입구온도와와는 다른 상태에서 운전하는 경우가 많으며, 또한 출구온도 역시 정확하게 알 수 없다는 것이다. 이에 따라 계산에 필요한 비열과 온도차 등도 달라지고 판형 열교환기의 성능 역시 달라진다.

즉, 제품은 실제 실험을 통해 그에 대한 실험식을 얻고 이를 이용하여 판형 열교환기의 성능평가를 하는 것이 좋다. 그러나, 전열판의 각 부분의 국소열전달계수를 계측하기가 힘들기 때문에 기존의 연구자들이 제시한 상관식을 이용하여 이를 설계에 적용할 수 있는지 검토하였다.

Table 4에서는 업체에서 설계자가 설정한 전열

Table 4 Comparison of the design data

Item (Unit)	Case I		Case II	
	Hot	Cold	Hot	Cold
Flow rate (kg/hr)	3,000	3,000	1,500	1,500
Inlet temp. (°C)	80	20	80	20
Outlet temp. (°C)	60	40	50	50
$P_{n,com} / P_{n,cal}$	21 / 19.58		21 / 22.24	

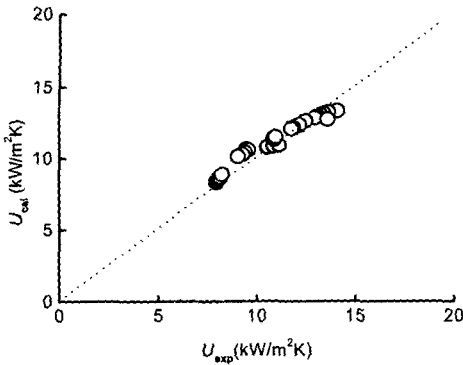


Fig. 3 Comparison of the overall heat transfer coefficients during off-design operation.

면적과 실험식을 이용한 설계점 해석을 통해 구해진 전열면적을 비교하기 위해 판의 개수를 비교하였다. 전열면적의 오차가 크지 않다는 것을 알 수 있으며, 이를 통해 설계점 성능해석 프로그램의 타당성을 검증할 수 있다.

Fig. 3에는 실제 실험에서 재측하여 고·저온측 입·출구온도를 알고 있는 상태에서 업체에서 사용하는 방법으로 계산되어진 총합 열전달계수 ( $U_{exp}$ )와 고·저온측 출구온도를 반복계산에 의해 찾아내는 탈설계 해석결과 ( $U_{cal}$ )를 비교하였다. 실험

에 사용된 판형 열교환기는 처음 사용하는 열교환기이며, 수질 또한 양호하여 오염인자(fouling factor)는 고려하지 않았다. 실험오차를 감안한다면 탈설계 성능해석이 판형 열교환기의 성능을 매우 잘 예측하고 있는 것으로 판단된다.

### 5.2 작동조건에 따른 판형 열교환기의 성능변화

실제 현장에서 변화하는 주변조건에서 사용자에게 판형 열교환기의 성능에 대한 정보를 제공해야 하기 때문에, 작동조건 변화에 따른 판형 열교환기의 성능예측은 매우 중요하다.

본 절에서는 탈설계점 성능해석 및 검증결과를 바탕으로 몇 가지 작동조건이 변화할 때 판형 열교환기의 성능변화를 살펴보고자 한다. 비교의 기준이 되는 조건은 Table 3의 Case I이다.

#### 5.2.1 입구온도가 성능에 미치는 영향

Table 3의 Case I을 설계조건으로 저온측 입구온도, 고·저온측 유량, 판의 개수 등 모든 조건이 일정한 상태에서 고온측 입구온도를 변화할 경우 판형 열교환기의 성능변화를 Fig. 4의 (a)에 나타내었다.

고온측 입구온도가 증가하면 총합 열전달계수도

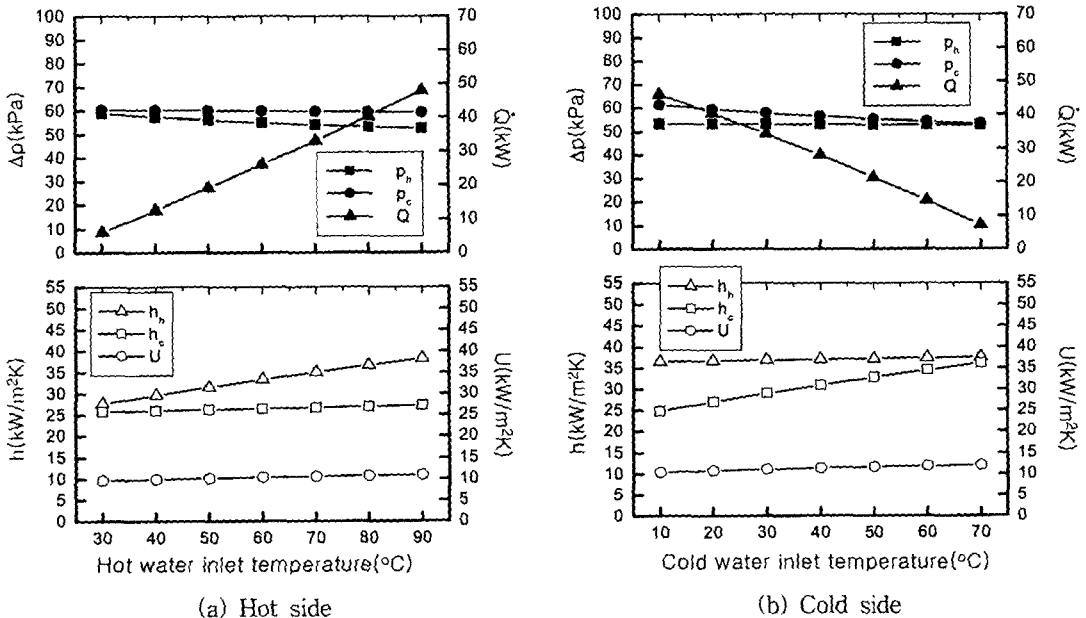


Fig. 4 Variation of the overall heat transfer coefficient and pressure drop with inlet water temperature.

낮은 증가폭으로 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 온도의 증가에 의해 점도가 감소하여 Reynolds 수는 증가하고 반면에 Prandtl 수는 감소하지만, 식(2)에서 볼 수 있듯이 Reynolds 수와 Prandtl 수를 이용하여 Nusselt 수를 계산함에 있어 Reynolds 수의 영향이 더 우세하여 국소열전달계수 역시 증가하는 것으로 판단된다. 고온측 국소열전달계수는 높은 증가폭을 보이지만 총합 열전달계수는 크게 증가하지 않고 완만한 증가폭을 보인다. 이는 판의 두께 1mm, 열전도율 17.5 W/m·K 인 SUS 재질의 판을 사용하고 있기 때문에, 대류열저항에 비해 판의 전도열저항이 비교적 커서 전체 열저항에 영향을 미치지 않기 때문이다. 따라서 단지 입구온도의 변화만으로는 판형 열교환기 전체 성능변화에 큰 영향을 주지 못하는 것으로 판단된다.

온도증가에 의한 물성치 변화로 Reynolds 수가 다소 증가하고 이로 인해 마찰계수가 감소하지만, 유량이 일정한 상태이므로 압력강하에 큰 영향을 미치는 유속은 거의 일정하다. 따라서, 고온측만이 물성치 변화에 의해 압력강하가 약간 감소하는 것을 Fig. 4(a)를 통해 확인할 수 있다.

또한, 저온측 입구온도만을 변화 할 경우 판형 열교환기의 성능변화를 Fig. 4(b)에 나타내었다. 고

온측 입구온도는 고정된 상태에서 저온측 입구온도를 상승시키면 대수평균 온도차가 감소하고 따라서 교환되는 열량 또한 감소하는 것을 확인 할 수 있었으며, 앞에서 보았던 고온측 입구온도 변화의 경우와 유사한 결과를 볼 수 있었다.

고·저온측 입구온도 변화에 따른 총합 열전달계수와 압력강하의 변화를 볼 때, 본 연구에서 사용하고 있는 판형 열교환기는 유체의 온도변화에 대해 성능변화가 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

5.2.2 유량이 성능에 미치는 영향

고온측 유량을 변화할 경우 판형 열교환기의 성능변화를 Fig. 5(a)에 나타내었다. 유량의 증가는 교환되는 열량의 증가를 가져오지만 증가폭이 감소하는 것은 유량의 증가가 입·출구 온도차의 감소를 가져오기 때문이다. 판의 열전도 저항이 크기 때문에 전체 총합 열전달계수가 많이 증가하지는 않는다.

유량의 증가는 높은 압력강하를 수반한다. 이것은 유량의 증가로 인해 각 채널과 포트로 유입되는 유량이 증가하여 유속을 증가시키므로 채널과 포트에 압력강하를 많이 일으킨다.

저온측 유량을 변화할 경우 판형 열교환기의

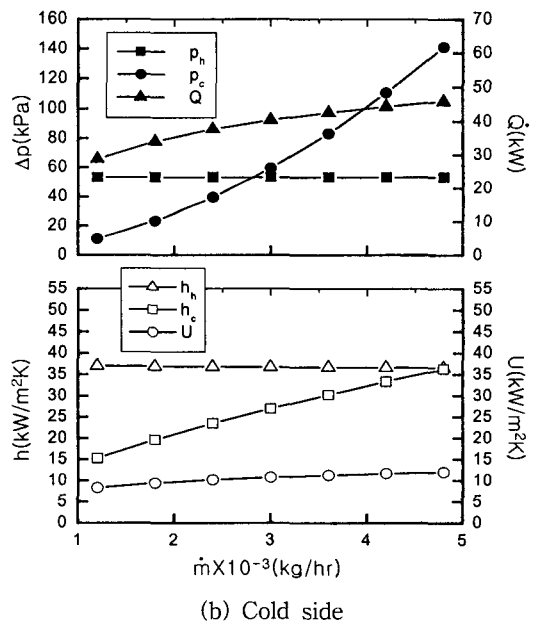
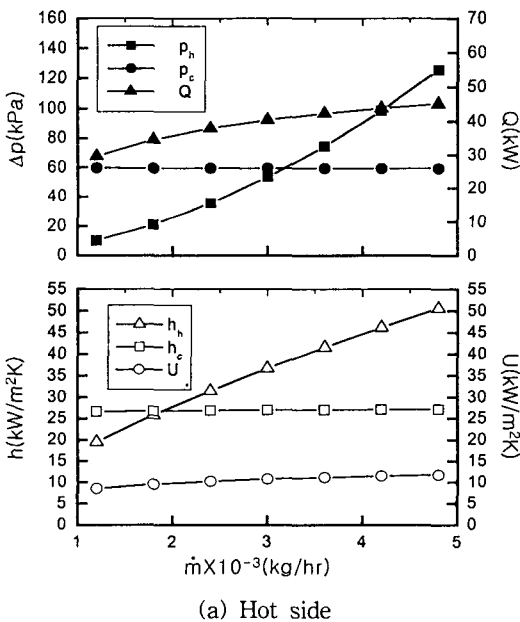


Fig. 5 Variation of the overall heat transfer coefficient and pressure drop with water flow rate.

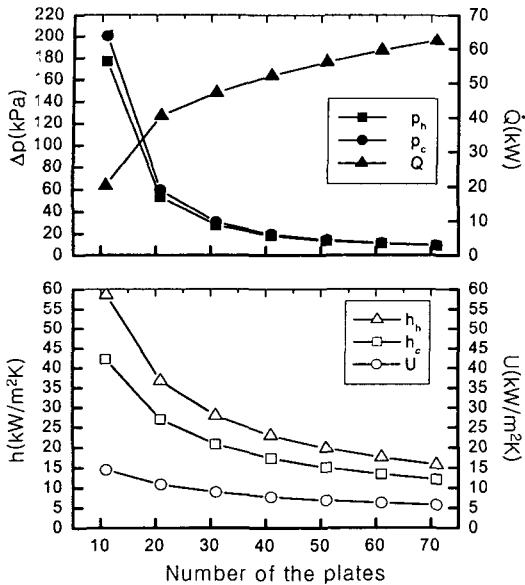


Fig. 6 Variation of the overall heat transfer coefficient and pressure drop with the number of plates.

성능변화를 Fig. 5의 (b)에 나타내었다. 저온측 유량의 변화에 대한 판형 열교환기의 성능변화는 고온측 유량의 변화에 대한 경우와 유사하다.

유량의 변화에 대해 가장 중요하게 다루어야 할 것은 압력강하이다. 압력강하는 열교환기 전체를 구동하는 펌프의 선정에 중요한 인자이므로 펌프 성능선정을 위해 반드시 탈설계점 해석이 수행되어야 할 것이다.

### 5.2.3 판의 개수가 성능에 미치는 영향

판의 개수를 변화시킬 경우 판형 열교환기의 성능변화를 Fig. 6에 나타내었다. 판의 개수 증가는 전열면적의 증가를 의미하며 전열판을 통해 교환되는 열량의 높은 증가폭을 볼 수 있다. 판의 개수 증가는 채널 수의 증가를 의미한다. 일정하게 유입되는 유량에 대해 채널 수가 증가하면 채널 당 유입되는 유량은 감소하므로 유속은 감소한다. 따라서, 압력강하와 국소열전달계수, 그리고 총합 열전달계수의 급속한 감소를 Fig. 6를 통해 확인할 수 있다.

판의 개수 선정은 판형 열교환기의 전열량뿐만 아니라 제작의 경제성 문제와 직결되므로 필수적으로 고려해야 할 사항 중 하나라고 할 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 기존의 판형 열교환기에 대한 이론과 상관식을 이용하여 판형 열교환기의 설계 과정을 전산화하였다. 또한, 탈설계점 성능을 평가할 수 있는 프로그램을 개발하였으며, 판형 열교환기의 열전달 성능실험을 통해 그 타당성을 검증하였다.

탈설계점 해석을 통해 유체 입구온도, 유량 등 주변조건과 판의 개수변화에 따른 성능변화를 본 연구에서 사용한 판형 열교환기에 대하여 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 설정한 입구온도 범위에서 총합 열전달계수나 압력강하는 큰 폭으로 변화하지 않았다.
- (2) 유량이 증가하면 열교환량은 증가하지만, 그 증가폭에 비해 높은 압력강하를 수반하였다.
- (3) 판의 개수를 늘리면 열교환량이 증가하고 압력강하량이 감소하지만 변화의 폭 또한 점차 감소하였다.

이와 같이, 판형 열교환기의 탈설계 성능은 실제 작동조건에 대하여 모두 다르게 나타날 것이므로, 열교환기 설계단계에서 대상 열교환기의 광범위한 작동조건에서의 탈설계 성능을 해석할 수 있는 방법뿐 아니라 이를 검증할 수 있는 방법의 확립이 필요하다.

## 후 기

이 논문은 과학기술부의 2003년도 원자력 연구기반확충사업 기초연구분야(M20362000001-03B0500-02310)에 의하여 지원되었음.

## 참고문헌

1. Kakac, S. and Liu, H., 1998, Heat Exchangers; Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Press, Washington, D. C.
2. Buonopane, R. A., Troupe, R. A. and Morgan, J. C., 1963, Heat transfer design method for plate heat exchangers, Chem. Eng. Prog., Vol. 59, No. 7, pp. 57-61.
3. Cooper, A. and Usher, J. D., 1983, Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere Publishing Co., Vol. 3, No. 37, pp. 120-135.



4. Kandlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, Multi-pass plate heat exchangers effectiveness-NTU results and guidelines for selecting pass arrangements, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 300-313.
5. Martin, H., 1996, A theoretical approach to plate heat exchangers, *Chemical Engineering Predict the Performance of Chevron-type and Processing*, Vol. 35, No. 4, pp. 301-310.
6. Kim, T. Y., Lee, J. Y., Kim, N. J. and Kim, J. B., 2001, Numerical analysis of heat transfer characteristics in corrugated plate type heat exchanger channel, *Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering (in Korean)*, Vol. 13, No. 7, pp. 588-594.
7. Kumar, H., 1984, The plate heat exchanger: Construction and design, *Proceedings of the 1st U.K. Nat. Conf. Heat Transfer*, pp. 1275-1282.
8. Raju, K. S. N. and Jagdish, C. B., 1988, *Plate Heat Exchangers and Their Performance in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Hemisphere, Washington, D. C.