

판형 열교환기의 열전달성능 손실 없이 유동방향 길이를 축소하는 방법

송 귀 은, 이 대 영[†]
한국과학기술연구원 열·유동제어 연구센터

A Method to Reduce Flow Depth of a Plate Heat Exchanger without a Loss of Heat Transfer Performance

Gwi-Eun Song, Dae-Young Lee[†]
Thermal-Flow Control Research Center, KIST, Seoul 136-791, Korea
(Received October 26, 2005; revision received December 26, 2005)

ABSTRACT: Optimal design of an air-to-liquid finned plate heat exchanger is considered theoretically in this study. Based on existing correlations for the pressure loss and the heat transfer in channel flows, the optimal configuration of the plate heat exchanger including the optimal plate pitch and the optimal fin pitch is obtained to maximize the heat transfer within the limit of the pressure drop for a given flow depth of the plate heat exchanger. It is found that the optimal fin pitch is about one ninth of the optimal plate pitch. In the optimal configuration, the flow and thermal condition in the channels is just at the boundary between the laminar developing and laminar fully developed states. It is also found when reducing the flow depth of plate heat exchangers for compactness, the heat transfer performance can be maintained exactly the same if the geometric parameters such as the plate thickness, plate pitch, fin thickness, and fin pitch are reduced proportional to the square root of the flow depth as long as the flow keeps laminar within the heat exchangers.

Key words: Plate heat exchanger(판형 열교환기), Optimum design(최적설계), Geometric similarity(기하학적 상사성)

기 호 설 명

a : 채널 폭 [m]
 b : 채널 높이 [m]
 c_p : 비열 [J/kg·K]
 D_h : 수력 직경 [m]
 f : 마찰계수

H : 열교환기 높이 [m]
 k : 공기의 열전도율 [W/m²K]
 k_{fin} : 핀의 열전도율 [W/m²K]
 L : 열교환기 길이 [m]
Nu : Nusselt 수
NTU : 전달단위수
 P_{fin} : 핀 간격 [m]
 P_{plate} : 판 간격 [m]
Pr : Prandtl 수
 Q : 열교환기의 총 열전달량 [W]
Re : Reynolds 수

[†] Corresponding author
Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5690
E-mail address: ldy@kist.re.kr

- t_{fin} : 핀 두께 [m]
- T_i : 공기 입구온도 [K]
- t_{plate} : 판 두께 [m]
- T_s : 열교환기 판의 온도 [K]
- U : 무차원 속도
- u : 속도 [m/s]
- W : 열교환기 너비 [m]

그리스 문자

- ϵ : 다공도
- η_f : 핀 유용도
- η_t : 표면 유용도
- μ : 유체의 점성계수 [Ns/m^2]
- ρ : 유체의 밀도 [kg/m^3]
- Ω : 채널 중횡비 종속변수

하첨자

- app : 입구-완전발달 근사
- dev : 입구 유동조건
- fd : 완전 발달조건
- l : 층류
- t : 난류

1. 서 론

판형 열교환기는 비교적 작은 체적에 비해 넓은 열전달 면적을 제공하며 유용도가 상대적으로 높아서 여러 응용 분야에서 선호되고 있는 형식 중 하나이다. 열교환기의 최적 설계를 위해서는 ϵ -NTU, LMTD 등을 이용한 다양한 방법들이 개발되어 왔다. 일반적인 열교환기의 설계는 주어진 형상에 대하여 성능을 해석하는 정격문제 (rating problem)와 열교환기 종류, 재료와 구조, 유동 방향 및 크기를 결정하는 크기 결정문제 (sizing problem)로 구분할 수 있다.⁽¹⁾ 최적 설계 관점에서 크기 결정문제의 가장 중요한 관심사는 제작비, 운전비, 중량 및 부피 등을 최소화시키면서 열전달량을 최대화하는 것이다. 그러나 유량, 압력손실, 팬 동력 등의 여러 제한조건 하에서 상기 조건들을 모두 충족시키는 완전한 수학적 설계는 사실상 불가능하다. 그러므로 설계하고자 하는 대상의 중요한 특징들을 충분히 표현하면서

도 해석 및 설계가 용이하도록 단순화된 제한조건과 목적함수를 결정하는 것이 필요하다.

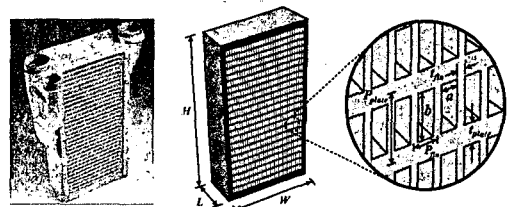
일반적으로 공기-액체 열교환기에서는 공기측 압력손실이나 소음 등의 문제로 공기측 최대 유속이 제한되며, 이에 따라 열교환기의 전면면적이 공기의 소요유량에 따라 거의 일정하게 정해여진다. 따라서 열교환기의 소형화를 위하여 열교환기의 전면면적을 축소하는 것에는 한계가 있으며, 열교환기의 공기측 유동방향 길이를 줄이는 것이 필요하다.

본 연구에서는 공기-액체 판형 열교환기의 최적 설계라는 관점에서 열교환기 공기측 유동방향 길이의 변화가 판 간격, 판 간격 등 열교환기 최적 구조에 미치는 영향에 대하여 분석하고자 한다. 이를 위하여, 열교환기 전면면적과 유동방향 길이가 주어진 경우에 대하여, 기존의 잘 정립되어 있는 핀이 삽입된 채널 내에서의 열전달 및 압력손실에 대한 상관식들을 이용하여, 압력손실 제한조건 하에서 열전달량을 최대화하는 최적의 핀 간격과 판 간격 등을 구한다. 또한 이러한 최적값들이 열교환기 길이의 변화에 따라 어떻게 변화하는지에 대하여 고찰한다.

2. 열교환기 모델 및 채널해석

2.1 열교환기 성능해석

본 연구의 대상이 된 열교환기를 Fig. 1(a)에 나타내었다. 이 열교환기는 공기-액체 판형 열교환기로 자동차 라디에이터, 에어컨 응축기와 증발기 등에 널리 적용되고 있다. 이 열교환기에서 액체는 납작한 튜브 내부로 유동하며, 튜브 사이의 핀(fin)이 삽입된 채널 내를 통과하는 공기와 열교환한다.



(a) Parallel flow HX (b) Simplified model

Fig. 1 Schematic diagram of a compact heat exchanger.

본 연구에서는 핀 최적 간격, 튜브 최적 간격 등 공기측 최적 구조에 초점을 집중하기 위하여, 액체측 열저항이 공기측 열저항보다 상당히 작은 것을 고려하여 납작 튜브를 균일한 온도로 유지되는 열전달판으로 단순화하였다. Fig. 1(a)에 나타낸 열교환기를 단순화한 해석모델을 Fig. 1(b)에 나타내었다. 열교환기는 $W \times H \times L$ 의 외형 크기를 가지며, 두께 t_{plate} 인 판이 간격 P_{plate} 로 적층되어 있고, 판 사이에는 두께 t_{fin} 인 핀이 간격 P_{fin} 로 삽입되어 있는 구조이다. 판의 온도는 위치에 관계없이 T_s 로 일정하며 모든 채널에 공기가 균일하게 분배된다고 가정하였다. 압력손실과 열교환기 전면면적($W \times H$)의 제한조건 하에서 최적화를 위한 목적함수를 열전달량으로 하였다.

입구와 출구에서의 압력손실은 핀 간격과 판 간격이 핀 두께와 판 두께에 비하여 상당히 크므로 무시할 수 있다고 가정하였다. 이 경우 유량은 채널 내 압력손실에 의해서 결정된다. 채널 내 평균유속과 압력손실과의 관계는 마찰계수의 상관식으로 나타내며, 레이놀즈 수와 마찰계수의 정의는 다음과 같다.

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (1)$$

$$f = \frac{\Delta p D_h / L}{2 \rho u^2} \quad (2)$$

위의 식에서 하나의 직사각형 채널에 대한 수력 직경은 다음과 같다.

$$D_h = \frac{4ab}{2(a+b)} \quad (3)$$

판의 온도가 일정한 경우 총 열전달량은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$Q = \rho c_p \varepsilon (HW) u (T_s - T_i) \times (1 - \exp(-NTU)) \quad (4)$$

위의 식에서 ε (porosity)는 열교환기 입구면적에 대한 자유유동면적의 비이며, NTU는 전달단위로 다음과 같이 정의된다.

$$\varepsilon = \frac{ab}{P_{plate} P_{fin}} \quad (5)$$

$$NTU = \frac{\eta_i h (4L)}{\rho c_p u D_h} \quad (6)$$

$$h = Nu \cdot \frac{k}{D_h} \quad (7)$$

전체 표면 유동도 η_i 는 다음과 같이 구할 수 있다.⁽⁴⁾

$$\eta_i = 1 - \frac{b}{(a+b)} (1 - \eta_f) \quad (8)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh \sqrt{\frac{Nu}{4} \frac{k}{k_{fin}} \frac{b}{a} \frac{(a+b)}{t_{fin}}}}{\sqrt{\frac{Nu}{4} \frac{k}{k_{fin}} \frac{b}{a} \frac{(a+b)}{t_{fin}}}} \quad (9)$$

2.2 유동과 열전달에 대한 상관관계식

각 채널 내의 유동이 층류이고 유동 및 열적으로 충분히 발달된 경우 마찰계수와 Nu는 채널의 종횡비(aspect ratio)에 따라 다음과 같이 결정된다.⁽²⁾

$$(fRe)_{i,fd} = 19.64\Omega + 4.7 \quad (10)$$

$$Nu_{i,fd} = 9.326\Omega - 1.047 \quad (11)$$

위의 식에서 Ω 는 종횡비의 함수이다.

$$\Omega = \frac{(a/b)^2 + 1}{(a/b + 1)^2} \quad (12)$$

층류 입구유동 영역에서 마찰계수와 Nu는 다음과 같다.⁽³⁾

$$(fRe)_{i,dev} = 3.2 \left(\frac{L/D_h}{Re} \right)^{-0.57} \quad (13)$$

$$Nu_{i,dev} = 2.22 \left(\frac{L/D_h}{RePr} \right)^{-0.33} \quad (14)$$

입구영역과 발달영역이 모두 존재하는 일반적 인 경우, 마찰계수와 Nu는 Usagi-Churchill형 근사⁽⁴⁾방법을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$(fRe)_{i,app} = \{ (fRe)_{i,fd}^2 + (fRe)_{i,dev}^2 \}^{1/2} \quad (15)$$

$$Nu_{i,app} = \{ (Nu)_{i,fd}^3 + (Nu)_{i,dev}^3 \}^{1/3} \quad (16)$$

식(1)에서 정의된 Re가 2300 이상에서는 난류 유동과 관련한 다음의 상관식이 적용된다.⁽²⁾

난류 완전발달 영역

$$f_{t,fd} = \begin{cases} 0.079 Re^{-0.25}, & 10^4 \leq Re \leq 4 \times 10^4 \\ 0.046 Re^{-0.20}, & 4 \times 10^4 \leq Re \leq 10^6 \end{cases} \quad (17)$$

$$Nu_{t,fd} = \frac{(Re - 1000) Pr f_{t,fd} / 2}{1.0 + 12.7 \sqrt{f_{t,fd}} / 2 (Pr^{2/3} - 1)} \quad (18)$$

$$2300 \leq Re \leq 5 \times 10^6, \quad 0.5 \leq Pr \leq 2000$$

난류 입구 영역⁽⁵⁻⁷⁾

$$\frac{f_{t,dev}}{f_{t,fd}} = 1 + \frac{1}{(L/D_h)^2} \quad (19)$$

$$\frac{Nu_{t,dev}}{Nu_{t,fd}} = 1 + \frac{1.4}{L/D_h} \quad (20)$$

레이놀즈 수 2300에서 10000 범위에서는 채널 내부에서 층류에서 난류로의 천이가 발생하는 영역으로 압력손실과 관련한 상관식을 찾기 어려우며, 본 연구에서는 근사적으로 식(17)을 외삽하여 적용하였다.

열교환기 채널의 형상인 핀 간격, 판 간격, 핀 두께, 판 두께 등과 압력손실 허용값이 주어지면, 먼저 압력손실 상관식을 이용하여 유속을 구할 수 있으며, 그 다음에 열전달 상관식을 이용하여 열전달계수를 구할 수 있다. 채널 내에서의 유속과 열전달계수를 식(4)~(9)에 대입하면 총 열전달량을 계산할 수 있다.

3. 최적 형상의 결정

핀 간격과 핀 간격 변화에 따라 총 열전달량의 변화를 계산한 결과를 Fig.2와 Fig.3에 나타내었다. 열교환기 재질은 알루미늄이며, 유입공기 온도차, 압력손실, 열교환기 크기 등의 계산조건을 Table 1에 정리하였다. Fig.2는 핀 간격과 핀 간격에 따른 열전달량의 변화를 3차원적으로 그린 결과이다. 핀 간격이 10 mm 이상이고, 핀 간격이 2 mm 정도일 때 열전달량이 최대가 되며, 핀 간격이 10 mm 이상이고, 판 간격이 3 mm 정도일 때에도 열전달량이 국소 최대값을 가지는 것을

볼 수 있다. 열전달량이 불연속적으로 급격히 변화하는 부분(Fig.2에 음영처리된 부분)은 유동이 층류에서 난류로 천이되는 영역으로 열전달 계산에 적용된 상관관계식 중 식(17)의 적용범위를 벗어나서 계산결과의 정확성을 신뢰할 수 없는 부분이다.

Fig.3(a)는 Fig.2를 등고선 형태로 다시 그린 것이다. 전체 계산영역은 크게 층류영역, 천이영역, 난류영역으로 나뉘어지며, 층류영역은 다시 완전발달영역과 입구영역으로 나누어져 있다. 열전달량이 최대가 되는 지점을 A로 표시하였는데, 이 구조는 판 간격이 넓고 핀이 촘촘하게 배치된 형태이다. 이때의 채널 내 유동 및 열전달은 층류 완전발달영역과 층류 입구영역의 경계⁽⁸⁾에 위치하는 것을 알 수 있다. Fig.3의 (b)와 (c)에는 공기유량과 핀 유용도의 등고선을 나타내었다.

Table 1 Calculation conditions

Thermal conductivity (fin)	k_{fin}	202 W/mK
Thermal conductivity (air)	k	0.027 W/mK
HX frontal dimension	$W \times H$	600 × 600 mm
HX depth	L	80 mm
Plate thickness	t_{plate}	1 mm
Fin thickness	t_{fin}	0.2 mm
Pressure drop	Δp	30 Pa
Temperature difference	ΔT	20 °C

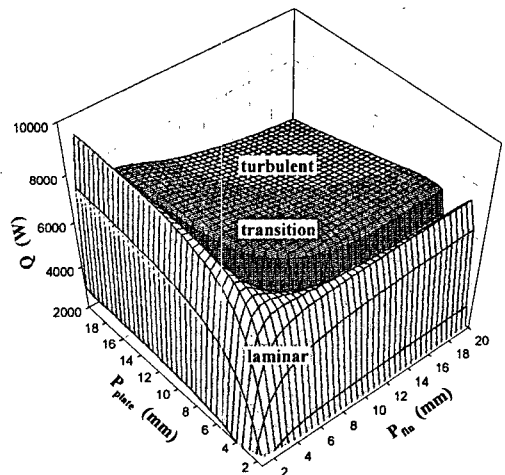
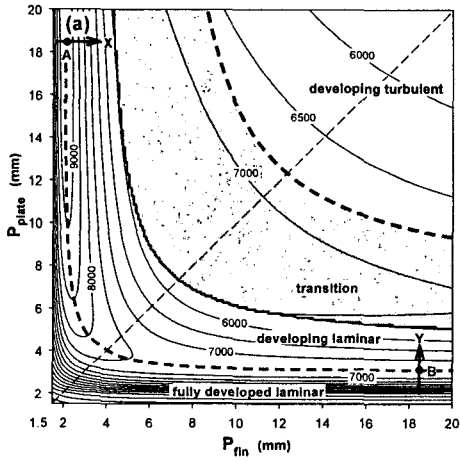
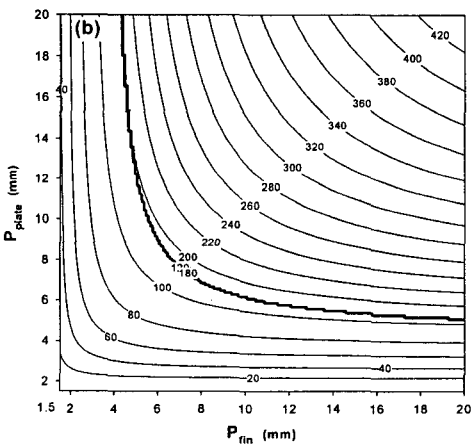


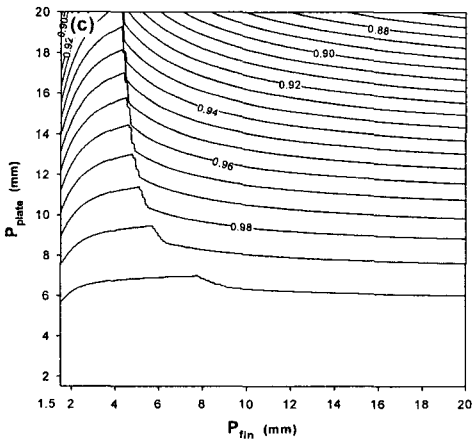
Fig. 2 3D plot of Q with respect to fin pitch and plate pitch.



(a) Heat transfer rate (W)



(b) Flow rate (CMM)



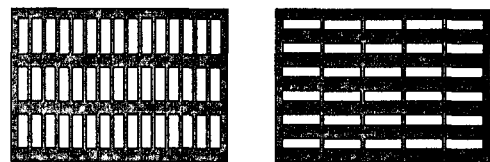
(c) Fin effectiveness

Fig. 3 Contour plots.

A점보다 핀 간격이 좁은 경우 ($P_{fin} < 2.1$ mm)에는 핀 간격이 증가하면 유동저항의 감소로 유량이 증가하여 열전달량이 증가한다. 한편 A점보다 핀 간격이 더 넓어지면 ($P_{fin} > 2.1$ mm) 유량이 증가하지만, 이 효과보다는 열전달 면적 감소에 의한 효과가 더욱 커서 열전달량이 감소하게 된다. 결국 열전달량이 최대가 되는 최적의 핀 간격이 존재한다. 이러한 설명은 핀 간격이 일정하고 판 간격을 증가시키는 경우인 B점을 기준으로 한 Y 방향 변화에 대해서도 똑같이 적용될 수 있으며, 이에 따라 열전달량이 최대가 되는 판 간격이 존재하게 된다.

A점과 B점에서의 열교환기의 형상을 개념적으로 나타낸 Fig. 4를 보면 각각의 채널이 하나는 세로로 긴 모습과 가로로 긴 모습으로 서로 기하학적 유사성을 가진다. 이는 Fig. 2가 판 간격과 핀 간격 평면의 대각선을 기준으로 거의 대칭인 모습을 보이는 이유이다. 그러나, Fig. 3(a)에서 알 수 있는 바와 같이, 세부적으로는 판 간격이 넓고 핀 간격이 좁은 경우가 그 반대의 경우보다 열전달량이 더 큰데, 이는 주로 유량의 차이에 기인한다. Fig. 4에 나타낸 두 경우에서 채널 내 유속은 동일하지만, 핀 두께가 판 두께보다 작으므로 A의 경우가 B의 경우보다 자유유동면적이 커서 공기유량이 상대적으로 크기 때문이다. 이에 따라 판 간격이 넓고 핀 간격이 좁은 경우에서 열전달량이 최대가 되는 최적구조를 얻을 수 있다.

열교환기 유동방향 길이의 변화가 열교환기 최적구조에 미치는 영향을 고찰하기 위하여, 열교환기 유동방향 길이를 이전 경우인 80 mm에 비하여 1/4로 축소한 경우에 대하여 동일한 계산을 수행하여 Fig. 5에 나타내었다. 전면면적, 압력손실, 온도차를 Table 1에 나타낸 조건과 동일하게 하고 열교환기 길이, 판 두께, 핀 두께만 달리하



(a) Point A

(b) Point B

Fig. 4 Schematic drawing of heat exchanger configurations with similar characteristics of heat and fluid flow.

Table 2. Two cases comparison.

		Case 1	Case 2
HX depth (mm)		80	20
Plate thickness (mm)		1.0	0.5
Fin thickness (mm)		0.2	0.1
Finned HX	Optimum fin pitch (mm)	2.10	1.05
	Optimum plate pitch (mm)	18.22	9.11
	Max. (Q_{max}) _{fin} (W)	9327	9327
Flat HX	Optimum plate pitch (mm)	3.10	1.55
	Max. (Q_{max}) _{flat} (W)	7346	7346

여 얻은 결과이다. 계산조건의 차이를 비교하여 Table 2에 정리하였다. 판 두께와 핀 두께를 case 1에 비하여 1/2로 줄였으며, Fig. 5의 판 간격과 핀 간격의 변화범위도 Fig. 3에 비교하여 1/2로 축소하였다.

Fig. 3(a)와 Fig. 5의 두 그림을 비교하여 보면 열교환기 길이와 축의 범위가 서로 다르지만 난류영역을 제외한 층류영역은 등고선 그림이 정확하게 일치하는 것을 확인할 수 있다. 이는 열교환기의 유동방향 길이를 1/4로 축소하는 경우에, 판 두께, 핀 두께, 판 간격, 핀 간격을 1/2로 축소하면, 유동형태가 층류인 경우에는, 동일한 열전달성능을 얻을 수 있음을 의미한다.

Fig. 3(a)와 Fig. 5에서 알 수 있는 바와 같이 열전달량이 최대가 되는 지점은 층류영역에 속하며, 열교환기 유동방향 길이가 짧아질수록 최적구조

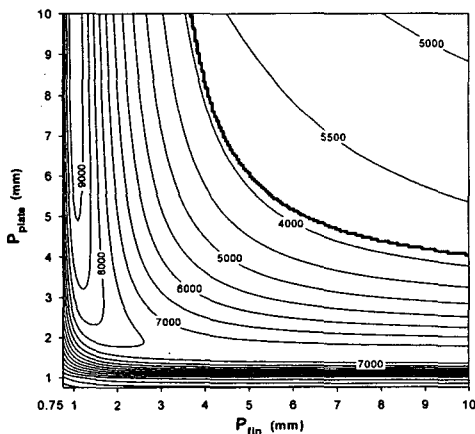


Fig. 5 Contour plot of Q with respect to fin pitch and plate pitch ($L=20$ mm).

에서의 레이놀즈 수가 감소하므로(최적구조의 채널 수력 직경이 감소하기 때문), 유동은 더욱더 안정적인 층류형태를 가지게 된다. 즉, 열교환기가 소형화될수록 유동형태가 완전한 층류가 되므로, 상기한 바와 같이 층류영역에서 열교환기 유동방향 길이변화에 대하여 열교환기 최적구조가 상관관계를 가진다는 점은 실용적인 측면에서 매우 중요한 발견이라 할 수 있다.

4. 열교환기 길이에 따른 상사성 분석

4.1 무차원 인자의 도출

이 절에서는 Fig. 3(a)와 Fig. 5의 열전달량에 대한 등고선이, 열교환기 유동방향 길이, 판과 핀 두께 등이 다름에도 불구하고, 층류영역에서 정확하게 일치하는 이유에 대하여 이론적으로 고찰한다.

우선 채널의 구조와 관계없도록 유속을 무차원화하기 위하여 다음과 같은 정의를 도입한다.

$$U \equiv \frac{u}{\sqrt{\Delta p / \rho}} \quad (21)$$

이 정의를 이용하여 마찰계수와 레이놀즈 수의 곱 및 NTU를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$fRe = \frac{1}{2} \frac{\Gamma}{U} \quad (22)$$

$$NTU = \frac{4\eta_r Nu}{Pr U \Gamma} \quad (23)$$

위에서 Γ 는 다음과 같이 정의되는 무차원수이다.

$$\Gamma \equiv \frac{(c \Delta p)^{1/2}}{\mu} \left(\frac{D_h^2}{L} \right) \quad (24)$$

완전 발달된 유동에서 채널 형상비가 동일한 경우 식(22)를 식(10)에 대입하여 무차원 유속에 대한 다음의 관계식을 유도할 수 있다.

$$U_{fd} \sim \Gamma \quad (25)$$

위 식은 채널 형상비가 동일한 경우, 채널의 크기에 관계없이 무차원 유속 U_{fd} 는 Γ 만에 의하여 결정됨을 의미한다. 한편 NTU는 식(25)를 식(23)

에 대입하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$NTU_{fd} \sim \frac{\eta_t Nu}{Pr} \Gamma^{-2} \quad (26)$$

채널 형상비(a/b)와 핀 두께에 대한 채널 둘레길이 비율($(a+b)/t_{fin}$)이 같은 경우, 식(9)와 (11)에 나타낸 바와 같이 표면 유속도와 Nu가 일정하므로 완전발달영역에서 NTU도 Γ 만에 의하여 결정된다.

입구 유동의 경우에 대한 유사한 식의 유도를 위하여 식(13)과 (14)를 식(21), (24)에 나타낸 U 와 Γ 의 정의를 이용하여 다음과 같이 재정리하여 나타낸다.

$$fRe = c_1 \left(\frac{L/D_h}{Re} \right)^{-n} = c_1 (U\Gamma)^n \quad (27)$$

$$Nu = c_2 \left(\frac{L/D_h}{RePr} \right)^{-m} = c_2 (Pr U\Gamma)^m \quad (28)$$

식(27)에 식(22)을 대입하여 입구영역에서의 무차원 속도를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$U_{dev} = \left(\frac{1}{2c_1} \right)^{\frac{1}{1+n}} \Gamma^{\frac{1-n}{1+n}} \sim \Gamma^{\frac{1-n}{1+n}} \quad (29)$$

식(28), (29)를 식(23)에 대입하여 입구영역에서의 NTU를 다음의 식으로 정리할 수 있다.

$$NTU_{dev} = 4c_2 \eta_t (2c_1)^{\frac{1-m}{1+n}} Pr^{m-1} \times \Gamma^{\frac{2(m-1)}{1+n}} \sim \Gamma^{-2\frac{1-m}{1+n}} \quad (30)$$

위의 식에서도 입구유동에 대한 마찰계수와 Nu의 상관식에 나타나는 계수나 지수에 무관하게 무차원 유속과 NTU는 Γ 만에 의하여 결정됨을 알 수 있다.

위에서 유동이 층류인 경우, 입구유동이거나 완전발달유동의 경우에 무차원 속도와 NTU는 무차원 인자 Γ 에 의하여 결정됨을 나타내었다. 입구영역과 완전발달영역이 모두 존재하는 일반적인 경우에 대해서도, 각각의 경우에 대한 결과를 식(15)와 식(16)의 Usagi-Churchill 근사식에 대입

하면 좀더 복잡한 형태이기는 하지만 마찬가지로 무차원 속도와 NTU가 Γ 로 표현됨을 알 수 있다. 따라서 유동이 층류인 경우에는 속도와 NTU가 모두 채널 수력 직경의 제곱과 열교환기 길이로 이루어진 무차원 인자 Γ 에 의하여 결정되게 된다.

4.2 형상에 관한 스케일 법칙

이전 절에서 채널 형상비와 핀 두께에 대한 채널 둘레 길이의 비율이 같은 경우, 채널 내 유속과 NTU가 모두 Γ 만에 의하여 결정됨을 보였다. 이러한 결과로부터 식(4)를 참조하면, 상기한 경우에 Γ 가 일정하면 열전달량도 일정하여짐을 알 수 있다. 이 결과를 요약하여 열전달량이 같아지는 경우를 수식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{P_{fin,1}}{P_{fin,2}} &= \frac{P_{plate,1}}{P_{plate,2}} = \frac{t_{fin,1}}{t_{fin,2}} = \frac{t_{plate,1}}{t_{plate,2}} \\ &= \left(\frac{L_1}{L_2} \right)^{1/2} \end{aligned} \quad (31)$$

상기한 수식은 열교환기의 소형화를 위하여 열교환기의 전면면적은 그대로 유지하면서 유동방향 길이를 축소하는 경우에, 열교환기 핀 간격, 판 간격, 핀 두께, 판 두께를 열교환기 유동방향 길이 비의 제곱근에 비례하여 감소시키면 동일한 열교환기 성능을 얻을 수 있음⁽⁹⁾을 의미한다.

식(31)로부터 유동방향 길이가 서로 다른 두 열교환기 성능을 등고선 형태로 나타낸 Fig. 3(a)와 Fig. 5 사이에서 발견되는 상관성을 이해할 수 있다. 즉, Table 2에 나타낸 바와 같이 이들 두 열교환기 길이의 비는 4이고 핀 두께와 판 두께의 비는 2이므로, 층류영역에서는 핀 간격의 비와 판 간격의 비가 항상 2가 되는 곳에서 동일한 열전달량을 얻을 수 있게 된 것이다.

이러한 상관관계가 존재하는 근본적인 이유는 층류조건에서의 열 및 운동량 전달의 특성 때문이며, 이를 Fig. 6에 개념적으로 도시하였다. 우선 완전발달영역에서의 속도분포 형태를 채널 수력 직경이 2배 차이 나는 경우를 비교하여 Fig. 6(a) 나타내었다. 평균 유속이 같은 경우를 비교하면, 수력 직경이 1/2인 경우 벽면에서의 속도 기울기가 2배, 즉 전단력이 2배가 되며, 유동 단면적당

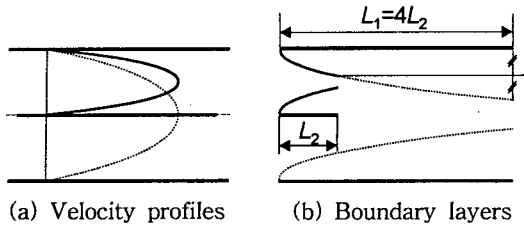


Fig. 6 Comparison of the fully developed velocity profiles and the boundary layers in developing regions.

둘레의 길이가 2배가 되어, 결국 채널 길이가 1/4이 되어야 압력손실이 같아지게 된다. 이러한 논리는 열전달의 경우에도 똑같이 적용되어, 수력 직경이 1/2인 경우 채널 길이가 1/4이 되어야 열전달량이 같아지게 되는 것이다.

한편 입구영역에서는 경계층 두께가 길이의 제곱근에 비례하여 증가하는 특성과 관련이 있다. Fig. 6(b)에 나타난 바와 같이, 유동방향 길이가 1/4이 되면 경계층 두께가 1/2이 되므로 수력 직경이 1/2이 되어야 전단력 및 열전달계수가 2배가 되고, 유동 단면적당 둘레의 길이가 2배가 되어 길이의 감소를 상쇄하고 동일한 압력손실과 열전달량을 가지게 된다.

5. 결 론

열교환기 전면면적과 유동방향 길이가 주어진 경우에 대하여 공기-액체 판형 열교환기의 최적 설계를 수행하였다. 압력손실 제한조건 하에서 핀이 삽입된 채널 내에서의 열전달 및 압력손실에 대한 상관식들을 이용하여 최대 열전달량을 얻을 수 있는 최적의 핀 간격과 판 간격을 구하였다. 이러한 방법으로 얻은 열교환기의 최적구조는 판 간격이 넓고 핀이 촘촘하게 배치된 형태이며, 이때의 채널 내 유동 및 열전달은 층류 완전발달영역과 층류 입구영역의 경계에 위치한다.

열교환기의 소형화를 위하여 유동방향 길이를 축소하는 경우, 판 두께, 판 간격, 핀 두께, 핀 간격을 유동방향 길이의 제곱근에 비례하여 축소하면 유동이 층류형태인 경우에는 축소하기 전의 열교환기와 동일한 열전달 성능을 유지할 수 있다. 이러한 상관관계가 존재하는 근본적인 이유는 층

류에서의 열 및 운동량 전달의 특성 때문이며 열교환기가 소형화될수록 유동이 안정적인 층류형태가 되므로 공기-액체 판형 열교환기뿐만 아니라 일반적인 밀집형 열교환기의 설계에도 유용하게 적용될 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

1. Sharh, R. K., 1981, Compact heat exchanger design procedures, Heat exchangers: thermal-hydraulic fundamentals and design, Hemisphere Publishing Corp., pp. 495-536.
2. Lee, D.-Y. and Vafai, K., 1999, Comparative analysis of jet impingement and microchannel cooling for high heat flux applications, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp. 1555-1568.
3. Teerstra, P., Culham, J.R. and Yovanovich, M.M., 1999, Analytical forced convection modeling of plate fin heat sinks, 16th IEEE SEMI-THERM Symposium, Paper No. 0-7803-5624-5.
4. Copeland, D. W., 2003, Fundamental performance limits of heatsinks, Journal of Electronic Packaging, Vol. 125, pp. 221-225.
5. Kays, W. M. and Crawford, M. E., 1993, Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, pp. 345-348.
6. Sparrow, E. M. and Molki, M., 1984, Turbulent heat transfer coefficients in a isothermal-walled tube for either a built-in or free inlet, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 5, pp. 669-675.
7. Ahmed, S. and Brundrett, E., 1971, Turbulent flow in non-circular ducts, Part 1, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 14, pp. 365-375.
8. Bejan, A. and Sciubba, E., 1992, The optimal spacing of parallel plates cooled by forced convection, Int. Journal of Heat and mass Transfer, Vol. 35, pp. 3259-3264.
9. Bjorn, P., 2001, Review: Heat transfer in microchannels, Microscale Thermo Physical Engineering, Vol. 5, pp. 155-175.