

미세유로를 갖는 납작관의 열·유동 해석

정길완* · 이관수** · 김우승**
(1998년 10월 29일 접수)

Thermal and Flow Analysis of the Flat Tube with Micro-Channels

Kilyoan Chung, Kwan-Soo Lee and Woo-Seung Kim

Key Words: Micro-Channel(미세유로), Module Average Nusselt Number(모듈평균 Nusselt 수), Membrane(미세유로), Optimizaton(최적화), ALM Method(Augmented Lagrangian Multiplier 법)

Abstract

In this study, the general thermal and flow characteristics of flat tube with micro-channels has been studied and the correlation of Nusselt number and friction factor is proposed. The optimal flat tube geometry is determined by optimal design process. It is assumed to be a three dimensional laminar flow in the analysis of thermal and flow characteristics. The periodic boundary condition is applied since the geometry of flat tube with micro-channels shows uniform cross-section in primary flow direction. Local Nusselt number is examined for thermal characteristics of each membrane, and module average Nusselt number and friction factor are calculated to determine the characteristics of the heat transfer and pressure drop in overall flat tube with micro-channels. The correlations between Nusselt number and friction factor are given by Reynolds number, aspect ratio of membranes, and the width of flat tube. ALM (Augmented Lagrangian Multiplier) method is applied to the correlations to determine an optimal shape of flat tube. It is shown that the optimal aspect ratio of flat tube is approximately 1.0, irrespective of the width of flat tube and Reynolds number.

기호설명			
A	: 전열면적, m^2	p	: 압력, kg/ms^2
$A_0 \sim A_4$: 식 (24)의 계수	Q	: 유량, kg/s
$B_0 \sim B_4$: 식 (25)의 계수	Q_0	: 입구유량, kg/s
c_p	: 정압비열, $kJ/kg^\circ C$	R	: 반경, mm
D_h	: 수력학적 지름, mm	Re	: Reynolds 수 ($Re = wD_h/\nu$)
f	: 마찰계수	Re_h	: Reynolds 수 ($Re_h = 2wh_m/\nu$)
G	: 질량유속, kg/m^2s	r_p	: 벌칙계수
g	: 구속조건	T	: 온도, $^\circ C$
h	: 높이, mm	t	: 두께, mm
h_{mod}	: 모듈의 대류열전달계수, $W/m^2^\circ C$	u, v, w	: x, y, z -방향 속도, m/s
k	: 열전도 계수, $W/m^\circ C$	W	: 유동방향으로의 길이
L	: 납작관의 폭, mm	x, y, z	: 직각 좌표계
Nu	: Nusselt 수	Z	: 출구의 좌표

그리스문자

α : 미세유로의 중형비,
 L_m/h_m 또는 L/h_m

* 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 한양대학교 기계공학부

- β : 전압력구배, $\text{kg/m}^2\text{s}^2$
- γ : 온도상승률, $^\circ\text{C/m}$
- λ : Lagrangian multiplier
- μ : 점성계수, kg/ms
- ρ : 밀도, kg/m^3
- ω : 상향이완계수
- 하첨자
- 0 : 종횡비 15인 사각덕트
- av : 평균(average)
- b : 체적평균(bulk)
- in : 입구
- local : 국소
- m : 미세유로(membrane)
- new : 개선된 값
- old : 개선되기 이전의 값
- out : 출구
- p : 주기적(periodic)
- ref : 기준(reference)
- t : 관(tube)
- w : 벽(wall)

1. 서론

현재 열교환기는 소형화, 고밀도화 되어 가는 추세에 따라서 원-관 열교환기에서 적층형 판 열교환기(laminated plate heat exchanger)나 평행류 열교환기(parallel flow heat exchanger)로 바뀌어 가고 있다. 이에 따라서 열교환기에 사용되는 관의 형상도 원관에서 납작관(flat tube)으로 바뀌어 가고 있다. 납작관의 경우 기계적인 확관에 의해 핀(fin)을 설치한 원관에 비하여 접촉열저항을 획기적으로 줄인 관으로 평행류 열교환기에 주로 사용된다. 이러한 납작관의 열전달 계수의 향상요인은 크게 두가지로 나눌 수 있다. 하나는 관에 부착된 핀에 의한 전열면적의 증가 및 관 형상에 따른 저속 후류 영역(low velocity wake region)과 형상에 의한 단면항력(profile drag)의 감소이고,⁽¹⁾ 다른 하나는 내부에 돌출물 또는 격벽을 설치하여 관 내부의 유동형태를 변화시키는 것이다. 즉, 격벽에 의해서 유로가 여러개로 나뉘어 지는 납작관에서는 유동이 환형유동(annular flow) 형태로 되어 관의 열전달이 향상되지만,⁽²⁾ 그렇지 않은 납작

관의 경우 내부유동이 성층화되어 관 내부의 면적이 충분히 열전달에 활용되지 못한다.

최근의 판내측 열전달 문제와 관련된 논문들은 일반적으로 단일 덕트 문제로 접근하거나, 미세관 내에서 일어나는 증발 또는 응축 문제로 제한되어 연구가 진행되어 왔다. 장세환 등⁽²⁾은 마이크로핀관에서 질량유속에 대한 증발 열전달 계수 및 압력손실에 대한 실험적 연구를 하였다. Farrell 등⁽³⁾은 돌출물이 존재하는 사각 덕트 내에서 물이 흐를 때, 열전달 및 마찰계수에 대한 실험적 연구를 하였다. Gao와 Hartnett⁽⁴⁾는 사각 덕트 내에서 Reiner-Rivlin non-Newtonian 유체가 층류, 정상상태일 때 생기는 종속유동(secondary flow)에 대한 수치적인 연구를 하였다. Webb와 Yang^(5,6)은 R-12 냉매를 작동유체로 하여 마이크로 핀이 존재하는 미세유로 판과 그렇지 않은 미세유로 판에 대하여 응축과 마찰계수에 관한 실험적인 연구를 하였다. 그러나 선행된 연구들은 실험적인 연구들이 대부분이고, 미세유로를 갖는 납작관의 경우 관의 수력학적 지름이 매우 작아서 가시화 실험이 거의 불가능하여 미세유로를 갖는 납작관 내부의 열·유동 특성을 밝히지 못하였다.

따라서 본 연구에서는 미세유로를 갖는 납작관에서의 유동 및 열전달을 수치적으로 해석하여 판내 열·유동의 일반적인 특성을 조사하고자 한다. 이 때, 핀과의 강제 대류 열전달과 격벽(web) 및 관의 전도도를 모두 고려하여 수치적인 모델링을 하였다. 그리고 납작관은 단면이 일정하기 때문에 완전발달된 영역에서는 열·유동이 주기적인 성격을 나타낼 것으로 예상되므로 주기적인 경계조건을 사용하였다. 주기적으로 수치해석한 결과를 이용하여 마찰계수와 Nusselt 수에 대한 관계식을 제안하고, 최종적으로 최적화를 수행하여 열적성능이 우수한 관의 형상을 제안하고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 수학적 모델

본 연구에서 고려한 납작관의 개략도는 Fig. 1(a)와 같으며, 세부적인 치수는 Table 1에 나타내

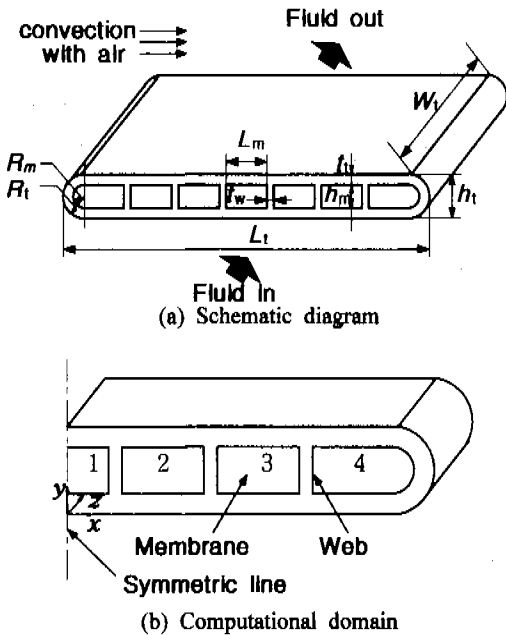


Fig. 1 Flat tube with micro-channels.

Table 1 Dimensions of the reference flat tube (7 membranes) (unit : mm).

L_l	L_m	h_t	h_m	t_l	t_w	R_l	R_m	W_l
15.0	1.70	1.75	1.00	0.375	0.300	0.875	0.525	10.0

었다. 미세유로를 갖는 납작관은 작동유체의 유로(membrane)와 관의 유로를 형성하게 되는 격벽(web)으로 이루어져 있다. 납작관의 유동방향으로의 길이는 관의 너비(L_l)나 높이(h_t)에 비하여 매우 길기 때문에 먼저 납작관을 전체적으로 해석하여 유동과 온도가 완전발달하는 거리를 수치적으로 조사한 후 납작관을 주기적인 경계조건으로 유동방향으로 적절한 길이만큼만 해석을 수행한다. 관 단면의 형상이 좌우 대칭적인 구조를 가지고 있기 때문에 Fig. 1(b)와 같이 실제 형상의 절반만 주기적인 경계조건을 이용하여 수치 해석한다.

2.2 지배 방정식

수치적 모델을 해석하기 위하여 사용된 가정은 다음과 같다.

- ① 유체는 비압축성, 정상상태, 층류 유동이다.
- ② 유체의 물성치는 관내에서 일정하다.

③ 중력 및 부력의 영향은 무시한다.

위와 같은 가정을 사용하여, 먼저 관을 전체적으로 해석하고 이 결과를 이용하여 열·유동적으로 완전발달하는 거리를 구한 후, 열 및 유동의 특성을 충분히 나타낼 수 있는 길이(W_l)만을 주기적으로 풀었다. 유로에서는 작동유체가 흐르고, 관의 내부에서는 전도에 의한 열전달, 그리고 관 외의 외부는 공기와의 강제 대류 열전달이 일어나게 된다. 따라서 본 연구에서 고려된 물리적인 현상에 대한 지배 방정식들은 다음과 같이 유체층과 고체층으로 나타나게 된다.

(유체영역)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \tag{2}$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \tag{3}$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \tag{4}$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \tag{5}$$

(고체영역)

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \tag{6}$$

압력과 온도의 주기적인 성질은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p(x, y, z) = -\beta z + p_p(x, y, z) \tag{7}$$

$$T(x, y, z) = \gamma z + T_p(x, y, z) \tag{8}$$

여기서 하첨자 p 는 주기적임을 의미하며, β 는 평균 축방향 압력강하이고, γ 는 평균 온도 상승률로 다음과 같이 정의된다.

$$\gamma = \frac{\Delta T}{W_l} \tag{9}$$

이 때 W_l 는 모듈의 길이이다. 식 (7)과 (8)을 이용하여 주기적인 압력과 온도에 대한 지배방정식

을 나타내면 다음과 같다.

(유체영역)

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (10)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p_p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (11)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\beta}{\rho} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p_p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (12)$$

$$u \frac{\partial T_p}{\partial x} + v \frac{\partial T_p}{\partial y} + w \frac{\partial T_p}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} \right) - \gamma w \quad (13)$$

(고체영역)

$$\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} = 0 \quad (14)$$

Patankar 등⁽⁷⁾이 사용한 주기적인 방법은 주어진 Reynolds 수를 유지하기 위하여 물성치를 변화시키는 방법을 사용하였다. 그러나 이러한 경우에는 유체의 대류와 고체의 전도가 동시에 고려되어지는 복합 열전달 문제에서 온도의 처리 문제가 매우 까다롭다. 따라서 본 연구에서는 비교적 온도의 처리가 간단한 Acharya 등⁽⁸⁾이 제안한 방법을 사용하였다. 이 방법은 주어진 Reynolds 수를 유지하기 위해서 유로내의 압력강하(β)의 개념을 사용하며, 이는 아래와 같이 반복회수에 따라 개선이 된다.

$$\beta_{new} = \beta_{old} \left(1 + \omega \left(\left(\frac{Q_0}{Q} \right)^2 - 1 \right) \right) \quad (15)$$

여기서 Q_0 는 처음 주어진 Reynolds 수에 대한 초기 유량이며 Q 는 각 반복마다 계산되는 유량이고, ω 는 상향이완계수이다. 그러나 β 의 새로운 값 (β_{new})과 이전 값(β_{old})의 부호가 변화하는 경우가 생기므로, 다음과 같이 식 (15)를 수정하여 사용한다.

$$\beta_{new} = \beta_{old} + \omega \left(\left(\frac{Q_0}{Q} \right)^2 - 1 \right) \quad (16)$$

2.3 경계조건

본 연구의 해석대상인 납작판은 좌우 대칭의 일정한 단면을 가지고 있고, 유동이 완전발달한 후에는 일정한 열·유동 특성을 지니기 때문에 일정한 길이(모듈, module)만을 해석하고, 사용된 경계조건은 Table 2에 나타내었다.

이 연구에서 마찰계수 f 와 모듈 평균 Nusselt 수는 다음과 같이 정의한다.

$$Nu = \frac{h_{mod} D_h}{k} \quad (17)$$

$$f = \frac{\beta D_h}{\rho v^2 / 2} \quad (18)$$

여기서 하첨자 mod는 모듈을 의미하며, 모듈 평균 열전달 계수 h_{mod} 는 다음 식에 의해서 계산된다.

$$h_{mod} = \frac{q_{mod}}{A \cdot LMTD} \quad (19)$$

이때 q 는 총열전달률이고, A 는 납작판의 전열면적, $LMTD$ 는 대수평균온도차로 다음과 같이 정의된다.

$$LMTD = \frac{(T_{b,w}(Z) - T_b(Z)) - (T_{b,w}(0) - T_b(0))}{\ln[(T_{b,w}(Z) - T_b(Z)) / (T_{b,w}(0) - T_b(0))]} \quad (20)$$

여기서 하첨자 w 는 벽을 의미하고, $T_b(Z)$ 는 유체의 출구 체적온도이고, $T_b(0)$ 는 유체의 입구 체적온도이다. 이 문제에서는 벽온도가 일정하게 유지되지 않고 전도에 의해서 온도가 변화하기 때문에 입구와 출구의 벽온도는 다음과 같이 구하였다.

$$T_{b,w} = \frac{\int T dA}{\int dA} \quad (21)$$

여기서 A 는 입구 또는 출구의 고체부분 면적을 의미한다.

Table 2 Summary of boundary conditions.

	u	v	w	P_p	T_p
(1) Inlet	u_{out}	v_{out}	w_{out}	$P_{p,out}$	$T_{p,out}$
(2) Outlet	u_{in}	v_{in}	w_{in}	$P_{p,in}$	$T_{p,in}$
(3) Outer wall	0	0	0	constant	convection with air
(4) Inner wall	0	0	0	constant	conduction

3. 수치 해법 및 검증

일반화된 좌표계에 대한 지배방정식은 유한차분법을 이용하여 이산화시켰다. 지배방정식의 대류항은 2계 중앙차분법과 적용감속항을 사용하여 이산화하였다. 확산항은 직교항과 비직교항으로 나눌 수 있는데 직교항은 암시적(implicit)으로 처리하고, 비직교항은 생성항에서 명시적(explicit)으로 사용하였다. 에너지 방정식의 경우 1계 상류도식이 사용되었다. 격자형성은 곡면부분과 사각부분을 각기 하나의 독립적인 영역으로 설정하여 편미분법을 이용하였고, 각 부분을 결합할 때는 각 영역의 경계가 유지되면서 내부 격자와의 부드러움(smoothness)을 유지하기 위하여 편미분법과 대수적인 방법을 혼용하였다. 사용된 격자계는 프로그래밍이 용이한 엇갈리지 않은 격자계이고, 이러한 격자계에서 수반되는 압력의 지그재그(zig-zag) 현상을 해결하기 위해서 압력 수정 방정식에 4계 압력완충항을 더하여 사용하였다.

개발된 프로그램의 검증은 두 경우에 대해 이루어졌다. 먼저 총류 덕트 형상과 경계조건에 대한 Nusselt 수와 $f \cdot Re/4$ 의 값을 비교하였다. 이 결과를 Table 3에 나타내었다. 이 때의 Reynolds 수는 수력학적 지름을 기준으로 한 것이다. Table 3의 결과는 기존의 결과⁽⁹⁾와 최대 0.05% 정도의 오


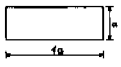


차를 가지는 것으로 나타났고, 이는 프로그램이 여러경계 조건에서의 총류유동 문제에 적용가능한 것을 보여준다. 또다른 경우에는 첫 번째 경우에 대해 검증된 프로그램으로 유로의 종횡비가 15인 사각 덕트(기준 납작판 전체의 종횡비와 동일)와 다른 종횡비의 사각 덕트에서 마찰계수 값을 서로 비교하였다. 비교된 사각덕트의 종횡비⁽⁹⁾는 8과 무한대(∞)이며, 이들의 $f \cdot Re/4$ 값은 각각 20.585와 24.000이다. 종횡비가 15인 사각 덕트의 $f \cdot Re/4$ 의 값은 21.727로 비교된 두 사각 덕트의 마찰계수 값의 사이에 위치한다. 이는 개발된 프로그램을 본 연구의 해석모델인 납작판에 적용하는 것에 대한 타당성을 보여준다.

4. 결과 및 고찰

본 논문에서 해석한 미세유로를 갖는 납작판의 형상은 Fig. 1(a)와 같다. 주기적인 해석을 수행하기 전에 하나의 납작판을 3차원적으로 수치해석하여 열·유동이 완전발달하는 거리물 계산하였다. 이 결과 납작판 내에서 유동이 완전발달되기까지의 거리는 납작판 전체 길이(550mm)의 약 1%정도이며, 나머지 99%는 열·유동이 완전발달된 영역으로 확인되었다. 이를 통해서 주기적인 해석이 납작판에 적용 가능함을 확인하였다.

먼저 벽면의 온도가 일정한 종횡비가 15인 하나의 사각 유로를 갖는 납작판에 대한 수치해석을 수행하였다. 질량유속이 $100\text{kg/m}^2\text{s}$ ($Re_n=152.7$) 일 때의 마찰계수(f_0)와 모듈 평균 Nusselt 수(Nu_0)는 각각 0.6072와 6.107이다. 종횡비가 매우 큰 판에서 하나의 사각유로를 갖는 경우, 유로 내의 입외단면에서 유선과 등온선은 좌우로 많이 늘어난 타원형의 형상을 갖게 되며, 모서리에서는 유동의 재순환이 발생하게 된다. 모서리에서 발생하는 재순환은 압력강하를 증가시키고, 열전달을 감소시키는 요인으로 작용한다. 질량유속이 $200\text{kg/m}^2\text{s}$ 이상이 되면 각 모서리에서의 재순환 유동의 강도가 증가하여 유선이 하나의 타원형의 형상이 아닌 여러개의 원형으로 나뉘어지는 현상을 보인다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 Fig. 1(a)의 납작판의 형상과 같이 모서리에서 재순환을 억제하기 위하여 모서리에서 원형(round) 처

Table 3 Comparisons of the present numerical results with previous results.⁽⁹⁾

Geometry	Nu_H	Nu_{H2}	Nu_{H3}	$f \cdot Re/4$
 Holman's	3.608	3.091	2.976	14.227
Numerical results	3.608	3.091	2.976	14.228
 Holman's	5.099	4.350	3.660	18.700
Numerical results	5.099	4.349	3.658	18.701
 Holman's	5.331	2.930	4.439	18.233
Numerical results	5.330	2.929	4.438	18.234
 Holman's	4.364	4.364	3.657	16.000
Numerical results	4.364	4.363	3.657	16.002

- H1 : constant heat flux in flow direction and constant wall temperature
- H2 : constant heat flux in flow and radial direction
- H3 : constant wall temperature

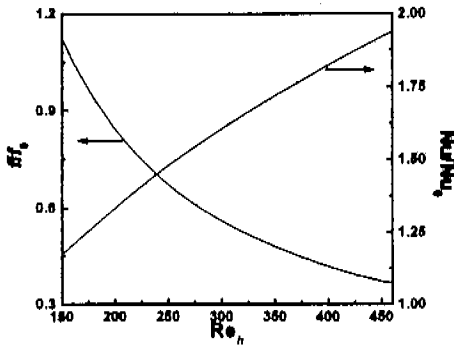


Fig. 2 Variation of friction factor ratio and module average Nusselt number ratio with Reynolds number for a reference flat tube(7 membranes).

리하고, 격벽을 설치한다. 이 연구에서는 실제 사용되고 있는 Table 1의 치수를 갖는 납작관(미세유로 7개)에 대한 수치해석을 수행하였다.

Fig. 2는 미세유로의 수가 7개인 납작관에서 Re_h 에 따른 마찰계수비(f/f_0)와 모듈 평균 Nusselt 수의 비(Nu/Nu_0)를 나타낸 것이다. 이 때의 Re_h 는 다음과 같이 정의되며, 질량유속은 $100 \sim 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 범위를 갖는다.

$$Re_h = \frac{G \cdot 2h_m}{\mu} \quad (22)$$

여기서 G 는 질량유속을 의미하며, h_m 은 미세유로의 높이이다. Re_h 가 152에서 458로 증가함에 따라 마찰계수의 비는 약 1.1~0.37로 감소하고, 모듈 평균 Nusselt 수의 비는 1.2~1.9배까지 증가한다. 마찰계수는 단일 덕트 유동의 경우와 동일하게 Reynolds 수에 반비례하는 경향을 보이며, Nusselt 수는 Reynolds 수의 증가와 함께 커지는 것으로 나타났다. 동일한 Reynolds 수에 대하여 모듈 평균 Nusselt 수의 비가 1.2~1.9배 정도 증가하는 것은 격벽의 설치에 의해 관내의 접수길이 증가하게 되고, 이에 따라 열전달이 증가하기 때문이다.

단면의 임의 위치에서의 유동방향에 대한 국소 Nusselt 수는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu_{local} = \frac{D_b}{T_w - T_b} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_w \quad (23)$$

여기서 하첨자 local, w , b 는 각각 국소, 벽면, 그리고 체적 평균을 의미한다.

각 미세유로별 전열 특성을 살펴보기 위하여 임의 단면에서 미세유로 1~4(Fig. 1(b)참조)의 각각의 하단 벽면(AOB)에서의 국소 Nusselt 수(Nu_{local})와 관 전체의 모듈 평균 Nusselt 수(Nu_{av})의 비율 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3에 나타난 미세유로 1~3의 국소 Nusselt 수의 분포는 유로의 중앙부에서의 국소 Nusselt 수가 최대치를 갖고 양끝의 모서리에서 최소값을 나타내는 것을 보여준다. 그러나 미세유로 4는 미세유로 1~3과는 다르게 하단벽면의 정중앙(O)이 아닌 B쪽으로 약간 치우친 곳에서 국소 Nusselt 수의 최대값을 보이고 있다. 이는 미세유로 4의 한쪽 끝을 원형처리함으로 인하여 단면에서의 무게중심이 B쪽으로 약간 치우치게 되고, 이에 따라 동온선 및 유선의 중심이 단면의 무게중심으로 이동하기 때문이다. 또한 원형처리된 방향으로의 동온선의 밀도 또한 감소하게 되어 미세유로에서의 열전달이 감소한다. 이러한 이유로 미세유로 4의 국소 Nusselt 수는 전체적으로 다른 유로에 비해 작은 값을 갖는다. 모든 미세유로의 양끝 모서리(A, B)에서의 열전달이 유로의 중앙(O)에 비하여 국소 Nusselt 수가 작으며, 중앙에 가까운 모서리(A)보다 관의 양끝에 가까운 모서리(B)의 국소 Nusselt 수가 작다. 또한 국소 Nusselt 수의 분포는 관의 양끝으로 갈수록 전체적으로 감소하는 것을 볼 수 있다. 각 미세유로의 모서리 A, B에서 국소 Nusselt 수가 작게 나타난 것은 이 부분에서 유동의 재순환이 나타남으로 인하여 열전달이 저하된 것이고, 납작관 중앙에 위치한 유로가 바깥쪽에 위치한 유로보다 전체적으로 국소 Nusselt 수가 높은 것은 유로사이의 격벽에서 전도 열전달이 존재함으로 인하여 인접한 미세유로들의 열전달에 의하여 영향을 받기 때문이다. 따라서 인접한 미세유로들의 영향을 무시하고 기존의 덕트에 관한 관계식들^(10~13)을 적용하여 미세유로를 갖는 납작관을 해석하는 경우 벽면의 경계조건에 따라서 Nusselt 수를 적어도 23%이상 과대 예측하게 된다. 이러한 과대예측에 의한 오차는 미세유로의 수가 증가할 수록 증가하게 된다. 따라서 기존의 단일 덕트 관계식을 미세유로를 갖는 납작관에 적용하는 것은 큰 오차를 유발하게 된다.

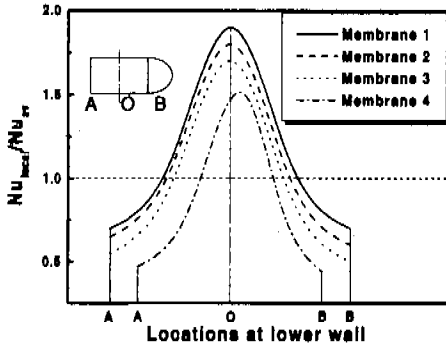


Fig. 3 Local Nusselt number of each membrane at the lower wall ($Re_h = 152.7$, $G = 100\text{kg/m}^2\text{s}$).

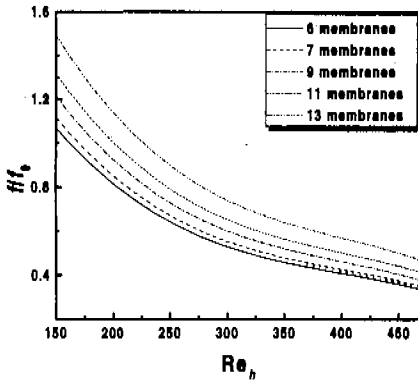


Fig. 4 Variation of friction factor ratio with Reynolds number for the flat tube.

일반적으로 사용되는 미세유로를 갖는 납작관의 경우, 미세유로의 종횡비는 약 0.8~1.6정도의 범위를 갖는다. 따라서 본 연구에서 고려한 관의 유로수는 종횡비의 범위가 0.74~2.0이고, 이에 따른 유로의 수는 $L_t = 15\text{mm}$ 인 경우 6~13개를 갖는다. Fig. 4는 미세유로의 수를 6~13까지 증가시키면서 마찰계수의 비율 조사한 결과이다. 그림을 살펴보면 마찰계수비는 Reynolds 수에 반비례하고 유로의 수에는 비례하는 경향을 나타낸다.

Fig. 5는 유로의 수를 6~13으로 변형시키면서 모듈 평균 Nusselt 수를 조사한 것이다. 모듈 평균 Nusselt 수의 비(Nu/Nu_0)와 경우 Reynolds 수와 미세유로의 수의 증가에 따라 약 2.17배까지 증가하였다. 이러한 결과는 미세유로 수의 증가에 의한 접수 길이 증가와 종횡비 감소에 의한 유체의 재순환 영역 감소에 기인한 것으로 판단된다.

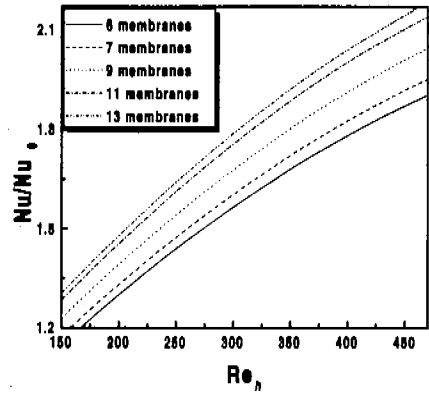


Fig. 5 Variation of module average Nusselt number ratio with Reynolds number for the flat tube.

Table 4 Module average Nusselt numbers and friction factors with aspect ratios at $G = 200\text{kg/m}^2\text{s}$.

Aspect ratio of membrane (Number of membrane)	Nu_{av}	f
2.000(6)	9.6430	0.3200
1.700(7)	9.8790	0.3343
1.390(8)	10.0768	0.3465
1.700(9)	10.3404	0.3631
1.000(10)	10.4995	0.3733
0.999(11)	10.8159	0.3940
0.825(12)	10.9923	0.4210
0.740(13)	11.0111	0.4470

Table 4에 $G = 200\text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때, 미세유로의 수에 따른 마찰계수와 Nusselt 수의 값을 나타내었다. 여기서 미세유로의 수가 증가하면 마찰계수와 Nusselt 수는 모두 증가하는 경향을 보이고 있다.

미세유로의 종횡비(α)와 Reynolds 수(Re_h)에 대한 모듈 평균 Nusselt 수와 마찰계수에 관한 관계식을 도출하기 위해서 납작관의 폭(L_t)을 10mm~20mm로 변화시키며 계산할 수 행하였다. 그 결과 수식에 나타난 것과 같이 동일한 α 와 Re_h 에 대해서 모듈 평균 Nusselt 수와 f 의 값은 $L_t/L_{t,ref}$ 의 제곱근에 비례하는 것으로 나타났다.

$$\frac{f}{f_0} = \left(\frac{L_t}{L_{t,ref}} \right)^{1/2} \times \left(A_0 + A_1\alpha + A_2\alpha^2 + \frac{A_3}{\alpha} + \frac{A_4}{\alpha^2} \right) \quad (24)$$

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \left(\frac{L_t}{L_{t,ref}} \right)^{1/2} \times \left[B_0 + B_1\alpha + B_2\alpha^2 + B_3\alpha^3 + B_4 \left(\frac{\alpha}{10} \right)^4 \right] \quad (25)$$

여기서 식의 계수 $A_0 \sim A_4$ 와 $B_0 \sim B_4$ 는 다음과 같으며, 나머지 계수들은 Table 5에 나타내었다.

$$\begin{aligned} A_0 &= a_{11} + a_{12} R + a_{13} R^2 + \frac{a_{14}}{R} \\ A_1 &= a_{21} + a_{22} R + a_{23} R^2 + \frac{a_{24}}{R} + \frac{a_{25}}{R^2} \\ A_2 &= a_{31}/10^3 + a_{32} R^2 + a_{33} R^{2.5} + a_{34} R^3 \\ A_3 &= a_{41} + a_{42} R + a_{43} R^2 + a_{44} R^3 \quad (26) \\ A_4 &= a_{51} + a_{52} R + a_{53} R^2 + \frac{a_{54}}{R} \end{aligned}$$

$$B_n = \sum_{k=1}^3 b_{nk} R^{k-1}, \quad n = 0, 1, 2, 3, 4$$

$$R = \frac{Re_h}{10^3}$$

위 관계식의 적용범위는 $150 \leq Re_h \leq 460$, $0.74 \leq \alpha \leq 2.00$, $10\text{mm} \leq L_t \leq 20\text{mm}$ 이고, 각 식들에 대한 결정계수(coefficients of determination)는 0.99이상이다.

5. 최적화

제안된 식 (24)와 (25)를 사용하여 각 질량유속에 따른 미세유로의 최적 중형비를 결정하고자 한다. 주어진 조건하에서 모듈 평균 Nusselt 수는 최대, 마찰계수는 최소로 하기 위해서 다음과 같은 최적화 문제를 정의하였다.

$$\text{Min: } F(Re_h, \alpha, L_t) = \frac{f/f_0}{(Nu/Nu_0)^{\ln Re_h}} \quad (27)$$

$$0.74 \leq \alpha \leq 2.00, 150 \leq Re_h \leq 460, 10 \leq L_t \leq 20 \quad (28)$$

식 (27)은 목적함수이고, 식 (28)은 구속조건이다. 다변수 문제의 최소값을 구하기 위해서 비구속 순차적 최소화 기법(SUMT, Sequential Unconstrained Minimization Techniques)중의 하나인 ALM(Augmented Lagrangian Multiplier)법을 사용하였고, 탐색방향의 결정에는 BFGS(Broyden-

Table 5 Coefficients of the equation (26).

a_{ik}	$k=1$	2	3	4	5
$i=1$	0.0176	-0.3721	0.5524	0.1346	
2	-0.9260	2.2120	-1.8890	0.1685	-0.1039
3	-2.3448	0.1064	-0.4224	0.2942	
4	0.3309	-2.0777	5.8281	-6.0077	
5	0.1029	-0.4648	0.6424	0.0236	
b_{ik}	$k=1$	2	3		
$i=1$	0.7914	5.4300	-3.3949		
2	-0.1725	-1.5998	0.9087		
3	0.0587	0.5911	-0.3391		
4	-0.0083	-0.0932	0.0534		
5	4.1399	49.7429	-0.0290		

Table 6 Optimal aspect ratios with mass flux.

$G(\text{kg/m}^2\text{s})$	optimal aspect ratio of micro-channels		
	$L_t=10\text{mm}$	15mm	20mm
100	1.2447	1.0464	1.0464
150	1.0451	1.0480	1.0480
200	1.0438	1.0350	1.0350
250	1.0347	1.0245	1.0245
300	1.0279	1.0173	1.0173

Fletcher-Goldfarb-Shanno)법을 사용하였다. 그리고 각 설계변수를 개선하기 위해서 황금분할법과 다항식 근사법을 혼용하는 Vanderplaates⁽¹⁴⁾의 방법을 사용하였다. ALM법을 적용하기 위한 최적적인 목적함수는 다음과 같다.

$$A(Re_h, \alpha, L_t, \lambda, r_p) = F(Re_h, \alpha, L_t) + \sum_{j=1}^2 [\lambda_j \psi_j + r_p \phi_j^2] \quad (29)$$

$$\psi_j = \max \left[g_j(Re_h, \alpha, L_t), -\frac{\lambda_j}{2r_p} \right]$$

여기서 λ 는 Lagrangian multiplier이고, g_j 는 구속조건들이다.

최적화 알고리즘을 적용하여 구한 질량유속별 최적의 중형비를 Table 6에 나타내었다. 주어진 질량유속의 범위내에서는 납작판의 폭에 관계없이 최적의 미세유로 중형비가 1.0근처에서 나타났다.

6. 결 론

미세유로를 갖는 납작판의 열·유동 해석 및 최

적화 과정을 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 미세유로별 열·유동 특성은 덕트의 열·유동 특성과 유사하나, 관 전체를 분리된 단일 덕트로 간주하여 기존의 덕트유동의 관계식을 사용하면 열전달을 과대예측하게 된다.

(2) 미세유로를 갖는 납작관에서의 마찰계수와 Nusselt 수에 관한 식들을 다음과 같이 제안하였다.

$$\frac{f}{f_0} = \left(\frac{L_t}{L_{t,ref}} \right)^{1/2} \times \left(A_0 + A_1\alpha + A_2\alpha^2 + \frac{A_3}{\alpha} + \frac{A_4}{\alpha^2} \right)$$

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \left(\frac{L_t}{L_{t,ref}} \right)^{1/2} \times \left[B_0 + B_1\alpha + B_2\alpha^2 + B_3\alpha^3 + B_4 \left(\frac{\alpha}{10} \right)^4 \right]$$

(3) 열전달과 압력강하를 모두 고려할 때, 납작관의 폭(L_t)에 관계없이 납작관의 미세유로의 최적 종횡비는 1.0근방으로 계산되었다.

후 기

본 연구는 STEPI의 1997년 대형기계설비 기술 개발사업과제 “밀집형 열교환기에서의 열전달 성능 향상 기술개발(과제번호 : LM-97-NG-01-02-A-02)”의 연구비에 의하여 수행되었으며, 동 기관의 관계제위에 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

- (1) Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Willey Interscience.
- (2) 장세관, 정시영, 홍영기, 배영돈, 1997, “미크로핀관에서의 중발 열전달과 압력손실 특성”, 공기조화·냉동공학회 하계 학술발표대회 논문집(II), pp. 530~535.
- (3) Farrell, P., Wert, K., and Webb, R. L., 1991, “Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulator Radiator Tubes,” *SAE Technical Paper Series* 910197, pp. 218~230.
- (4) Gao, S. X. and Hartnett, J. P., 1993, “Steady Flow of Non-Newtonian Fluids through Rectangular Ducts,” *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, pp. 197~210.
- (5) Yang, C. Y. and Webb, R. L., 1996, “Condensation of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins,” *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 791~800.
- (6) Yang, C. Y. and Webb, R. L., 1996, “Friction Pressure Drop of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins,” *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 801~809.
- (7) Patankar, S. V., Liu, C. H., and Sparrow, E. M., 1977, “Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area,” *Transactions of ASME*, Vol. 99, pp. 180~186.
- (8) Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T. A., and Baker, R. S., 1993, “Periodically Developed Flow and Heat Transfer in a Ribbed Duct,” *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 26, pp. 2069~2082.
- (9) Holmann, J. P., 1990, *Heat Transfer 7th Edition*, McGraw-Hill, Inc.
- (10) Schmidt, F. W., 1971, *Personal Communication*, Mech. Eng. Dep., Pennsylvania State University, University park.
- (11) Shah, R. K., 1975, “Laminar Flow Friction and Forced Convection Heat Transfer in Ducts of Arbitrary geometry,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 849~862.
- (12) Lyczkowski, R. W., Solbrig, C. W., and Gidaspow D., 1969, “Forced Convective Heat Transfer in Rectangular Ducts-General Case of Wall Resistances and Peripheral Conduction,” *Inst. Gas Technol.*, Tech. Inf. Center, File 3229, 3424 S. State Street. Chicago, Illinois.
- (13) Iqbal, M., Aggarwala, B. D., and Khatry, A. K., 1972, “On the Conjugated Problem of Laminar Combined Free and Forced Convection through Vertical Non-Circular Ducts,” *J. Heat Transfer*, Vol. 94, pp. 52~56.
- (14) Vanderplaates, G. N., 1993, *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design* (International Edition), McGRAW-HILL, Inc.