

〈논 문〉

딴플형 돌출물이 부착된 판형 열교환기의 관내측 열유동 해석

이관수* · 정제원** · 백창인***

(1997년 8월 6일 접수)

The Thermal and Flow Analysis in the Channel of Plate Heat Exchanger with Dimples

Kwan-Soo Lee, Je-Won Jeong and Chang-In Baek

Key Words : Plate Heat Exchanger(판형 열교환기), Dimple(딴플), Grid Generation(격자 생성), Periodically Fully Developed(주기적으로 완전발달한)

Abstract

The present work analyzes the pressure drop and heat transfer characteristics of the plate heat exchanger with staggered dimples. The flow is assumed to be constant property, three dimensional and laminar. A thermal boundary condition is uniform wall temperature and it is assumed that the flow is periodically fully developed. Elliptic grid generation is used for proper modelling of the internal tube geometry with dimples. Computations have been carried out for a variety of geometric parameters, Reynolds number, and Prandtl number. The friction factor ratio and the ratio of a module average Nusselt number are presented for the cases considered in this study. It is found that the distance between dimples has a substantial effect on the pressure drop and heat transfer.

기 호 설 명

- A : 매끄러운 평행평판 채널의 전열면적, m^2
- B : 모듈에서의 단위길이당 압력강하, N/m^3
- D_1 : 대칭면에서의 딴플지름, m
- D_2 : 바닥면에서의 딴플지름, m
- D_n : 수력학적 지름, m
- f : 마찰계수
- G : 딴플 피치, m
- h : 모듈 평균 열전달계수, $W/m^2\text{C}$
- L : 딴플간 거리, m
- Nu : 모듈 평균 Nusselt 수
- P : 국소 압력, N/m^2
- Pr : Prandtl 수, ν/α

- Q : 모듈의 총열전달율, W
- Re : Reynolds 수, $\bar{v}D_n/\nu$
- T : 온도, $^{\circ}\text{C}$
- u, v, w : 속도 성분, m/s
- \bar{v} : 입구 평균 속도, m/s
- V : 딴플 체적, m^3
- x, y, z : 좌표계
- X : 계산영역의 폭, m
- Y : 계산영역의 길이, m
- Z : 계산영역의 높이, m

그리스문자

- β : 딴플각, deg.
- θ : 주기적으로 반복되는 무차원 온도
- ρ : 밀도, kg/m^3
- ϕ : 무차원 온도

*회원, 한양대학교 기계공학부

**한양대학교 대학원 기계공학과

***회원, 삼성 코닝(주)

- 하첨자
 0 : 매끄러운 평행평판
 b : 체적
 w : 벽

1. 서 론

상업용 공조기에서 사용되는 열교환기는 한정된 공간에서 사용되기 때문에 고밀도와 소형화를 추구하고 있다. 이러한 추세에 따라 고밀도 열교환기에서는 접촉 열저항을 줄이기 위해서 판형관(plate tube) 혹은 납작관을 사용하고, 공기측과 냉매측의 열전달 향상을 위해서 공기측에는 다양한 형상의 핀을 설치하고 관내측에는 다양한 형태의 돌출물을 설치하고 있다. 기존의 열교환기는 공기측 열저항이 전체 열저항의 대부분을 차지하고 있기 때문에, 현재까지 대부분의 연구는 공기측의 열전달 향상에 중점을 두고 수행되었다. 그러나 최근의 열교환기는 기존의 열교환기에 비해 관내측 열전달이 열교환기 성능에 미치는 영향이 크기 때문에 이에 대한 연구의 필요성이 증대되고 있다. 그러므로 여기서는 냉매측에 설치된 돌출물, 특히 딴플의 형상이 열전달 및 압력강하에 미치는 영향을 조사하고자 한다.

이러한 판형관 내부에는 많은 수의 돌출물들이 임의의 형상을 가지고 배열되어 있다. 그러므로 형상 전체를 모델링하여 수치해석하는 것은 많은 수의 격자가 필요하기 때문에 실제 계산에서는 거의 불가능하다. 그러나 유로의 길이가 폭과 높이에 비해서 충분히 길기 때문에 관의 대부분의 영역에서는 주기적으로 완전발달하게 된다. 따라서 본 연구에서는 이러한 특성을 이용하여 주기적으로 완전발달한 영역내에서 하나의 모듈만을 계산영역으로 설정하고, 관내측 돌출물의 형태와 배열이 열유동 특성에 미치는 영향을 조사하고자 한다.

지금까지 이러한 관내측 열유동 특성에 대한 수치적, 실험적 논문은 거의 없다. 대부분의 논문들은 보통 종횡비가 1인 평판채널 내부에 돌출물이 부착되었을 때 돌출물이 열전달과 유동에 미치는 영향에 대해서 연구하였다. Kelkar와 Patankar⁽¹⁾는 엇갈림 핀이 달린 평행 평판 채널에서 일정 벽온도를 가질 때 주기적으로 완전발달한 영역에서 엇갈림 핀의 다양한 형상이 유동 및 열전달에 어떤

한 영향을 주는지에 대해서 2차원 층류로 해석하였다. Choudhury와 Karki⁽²⁾는 2차원 층류에서 주기적 경계조건을 사용하여 일정한 벽온도가 주어졌을 때 딴플을 갖는 채널의 유동 및 열전달 특성을 조사하였다. Cohen과 Carey⁽³⁾는 엇갈림 리브가 달린 채널에서 리브의 형상이 열전달에 미치는 영향을 실험을 통하여 연구하였다. Ohara 등⁽⁴⁾은 평행 리브가 달린 납작관에서 리브의 높이와 간격이 열전달과 압력강하에 어떠한 영향을 주는지에 대해서 실험을 수행하였다. Han과 Zhang⁽⁵⁾은 평판채널에 부착된 평행 및 V형 불연속 리브가 열전달과 압력강하에 미치는 영향에 대해서 실험을 수행하였다.

이 연구에서는 주기적으로 완전발달한 영역에서 판형관내에 설치된 엇갈림 딴플의 형태가 압력강하 및 열전달 특성에 미치는 영향을 3차원 층류유동으로 해석하고자 한다.

2. 수학적 모델

2.1 지배방정식

규칙적으로 배열된 딴플을 갖는 열교환기의 관내측 열유동 특성을 조사하기 위해 이 연구에서 고려한 물리적 모형의 기하학적 형상은 Fig.1과 같다. 그림에서 보는 바와 같이 z축 방향으로의 중간지점에서 대칭이고, y축 방향으로는 동일 형상이 반복해서 나타난다. 이와 같은 형상은 유동방향으로 반복적인 패턴을 가지기 때문에 계산 영역을 Fig.2와 같이 한정할 수 있다. 여기서 중요한 형상에 대한 인자는 딴플간 거리(L), 딴플 피치(G), 딴플각(β)과 딴플 지름(D_1, D_2)이고, 기준 모델의 상세한 치수는 Table 1에 표시하였다.

본 모델의 해석을 위하여 도입한 가정은 다음과 같다.

- ① 3차원 정상상태이고 비압축성 층류유동이다.
- ② 물성치는 일정하게 유지된다.
- ③ 채널벽과 딴플은 일정한 온도로 유지되어 있다.
- ④ 계산영역은 주기적으로 완전발달한 영역이다.
- ⑤ 체력(body force)과 부력은 무시한다.

주기적으로 완전발달한 영역에서 압력 p 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁶⁾

$$p(x, y, z) = -By + P(x, y, z) \quad (1)$$

여기서 B 는 전압력구배를 나타내는 상수이며, 국

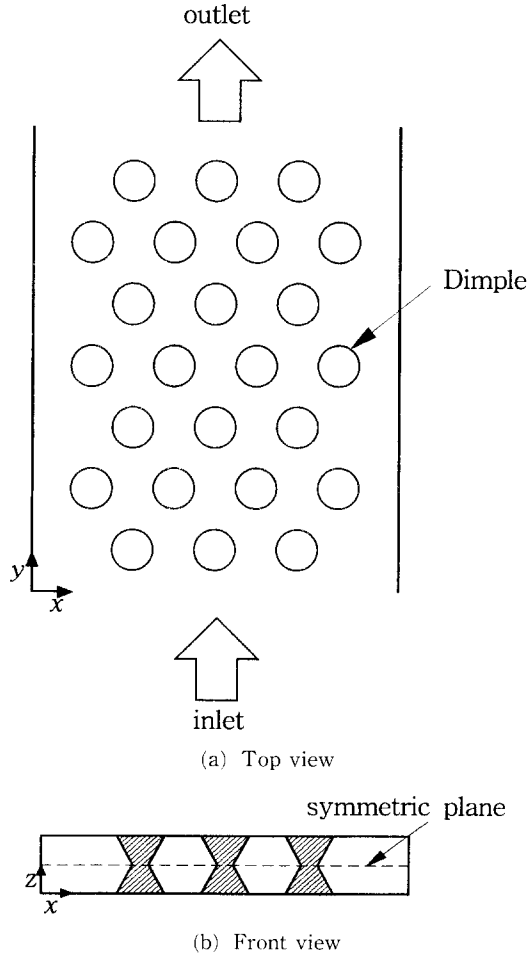


Fig. 1 The Present model.

소 압력 P 는 다음과 같이 주기적인 특성을 갖고 있다.

$$P(x, y, z) = P(x, y + Y, z) \quad (2)$$

위의 가정들과 압력 관계식에 기초한 지배방정식을 직각좌표계로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = B - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

Table 1 Geometric parameters for baseline model.

Geometric parameter	Dimension
X (width of the channel)	31.00mm
Y (length of the channel)	12.12mm
Z (height of the channel)	0.98mm
L (distance between dimples)	7.00mm
G (dimple pitch)	6.06mm
β (dimple angle)	39.2°
D_1 (dimple diameter at the symmetric plane)	1.40mm
D_2 (dimple diameter at the bottom)	3.80mm

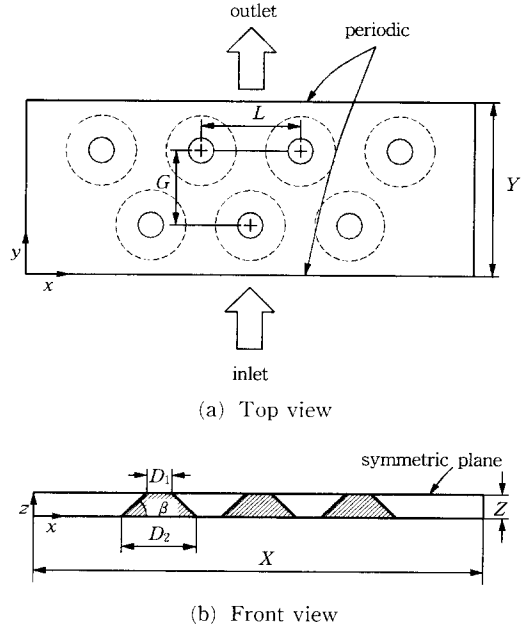


Fig. 2 Schematic diagram of the computational domain.

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (7)$$

경계조건이 균일 온도 혹은 균일 열유속일 경우 온도장은 주기적으로 완전발달하게 된다. 이 때 온도 T 가 아닌 다음과 같이 정의한 무차원 온도 θ 가 주기적이 된다.⁽²⁾

$$\theta(x, y, z) = \frac{T(x, y, z) - T_w}{T_b(y) - T_w} \quad (8)$$

여기서

$$T_b(y) = \frac{\int_0^x \int_0^z |v| T dz dx}{\int_0^x \int_0^z |v| dz dx} \quad (9)$$

그러나 θ 를 에너지 방정식의 변수로 사용하면, 매우 복잡한 고유치 문제가 된다. 이런 문제점을 해결하기 위해 다음과 같은 새로운 무차원 온도 ϕ 를 정의하였다.⁽⁷⁾

$$\phi(x, y, z) = \frac{T(x, y, z) - T_w}{T_b(0) - T_w} \quad (10)$$

여기서 T_w 는 벽온도를 나타내고, $T_b(y)$ 는 체적온도를 의미한다. 위의 무차원 온도 ϕ 를 사용하여 에너지 방정식을 정리하면 다음과 같이 된다.

$$u \frac{\partial \phi}{\partial x} + v \frac{\partial \phi}{\partial y} + w \frac{\partial \phi}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \right) \quad (11)$$

2.2 경계조건

주기적 경계 ($y=0, y=Y$)와 모든 벽면 및 딴플에 대한 경계조건은 다음과 같다.

모든 벽면과 딴플 표면

$$u = v = w = 0, \quad \phi = 0$$

대칭면 ($z=Z$)

$$\partial u / \partial z = 0, \quad \partial v / \partial z = 0, \quad w = 0, \quad \partial \phi / \partial z = 0$$

주기적 경계 ($y=0, y=Y$)

$$u(x, 0, z) = u(x, Y, z)$$

$$v(x, 0, z) = v(x, Y, z)$$

$$w(x, 0, z) = w(x, Y, z)$$

$$\phi(x, 0, z) = \phi(x, Y, z) / \phi_b(Y)$$

여기서 $\phi_b(y)$ 는 무차원 체적온도이고, 다음과 같이 정의된다.

$$\phi_b(y) = \frac{\int_0^x \int_0^z |v| \phi dz dx}{\int_0^x \int_0^z |v| dz dx} \quad (12)$$

경계조건은 입구속도와 무관하기 때문에 채널을 지나가는 유량을 직접적으로 구하지 못하고 계산시 전압력구배 B 를 알아야 한다. 이를 풀기 위해 직접 B 를 찾는 방법은 매우 많은 반복 계산이 필요하기 때문에 다음과 같은 방법을 사용하였다. 즉, B 에 어떤 임의의 값을 넣고 Reynolds 수가 일정하게 유지되도록 μ 를 변화시켜 속도장을 구하는 방식을 택하였다.

마찰계수는 일반적인 형식으로 정의하면 다음과 같이 된다.

$$f = \frac{BD_h}{\rho \bar{v}^2 / 2} \quad (13)$$

여기서

$$\bar{v} = \frac{\int_0^x \int_0^z v dz dx}{XZ} \quad (14)$$

$$D_h = 8XZ / 2(X + 2Z) \approx 4Z \quad (15)$$

딴플이 달린 채널의 총 열전달 성능은 다음의 모듈 평균 Nusselt 수로 평가할 수 있다.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (16)$$

여기서 모듈이란 계산영역을 의미하고, 이 때 모듈 평균 열전달계수 h 는 다음과 같이 정의한다.

$$h = \frac{Q}{A \cdot LMTD} \quad (17)$$

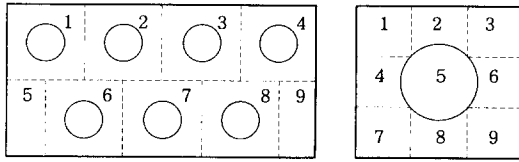
여기서 Q 는 모듈의 총열전달율이고, A 는 매끄러운 평행 평판채널의 전열면적을 나타낸다. 그리고 $LMTD$ 는 대수평균온도차로 다음과 같이 정의한다.

$$LMTD = \frac{(T_w - T_b(Y)) - (T_w - T_b(0))}{\ln[(T_w - T_b(Y)) / (T_w - T_b(0))]} \quad (18)$$

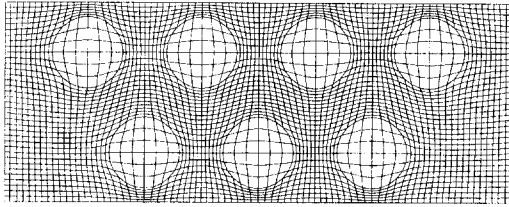
여기서 벽온도가 일정하게 유지되면서 채널을 통과하는 유체의 온도가 계속 증가하거나 감소하기 때문에 이를 대표하는 온도차로 대수평균 온도차를 사용한 것이다.

2.3 격자 생성

수치 계산은 편미분 방정식을 대수 방정식으로



(a) Division of the computational domain (b) Module

Fig. 3 Division of the computational domain for the grid generation.**Fig. 4** Generated grid system.

변환하고 해석 공간을 다수의 격자점으로 이산화하여 수행된다. 이 때 해석 영역이 비정규적인 형상을 갖고 있다면 격자계를 생성하기 위해 일반적으로 편미분 격자 생성법을 사용할 수 있다. 그러나 편미분 격자 생성법은 해석 영역의 내부에 임의의 형상이 있는 경우에 그 형상을 고려하여 줄 수 없는 단점을 안고 있다. 본 연구에서 해석하고자 하는 형상은 내부에 임의의 형상을 가지기 때문에 편미분 격자 생성 방법을 그대로 적용할 수 없다. 따라서 Fig. 3에서 나타낸 것과 같이 해석 영역을 9개의 영역으로 나누고 그 영역을 다시 9개의 소영역으로 분할하였다. 나뉜 구역은 각각의 영역에서 격자 생성을 한 후 이를 다시 합쳐서 하나의 격자계를 형성하였다. 그러나 합쳐지는 경계면에서는 격자가 부드럽게 이어지지 않고 불연속적인 격자점이 나타난다. 이러한 격자계의 불연속성은 유동 계산시 치명적인 오류를 불러올 수 있으므로 이를 없애기 위해서 불연속적인 격자점이 발생하는 경계면 부근을 하나의 영역으로 설정하여 격자 완만화 작업을 수행하여야 한다. 여기서 z 방향으로는 덤플의 지름만 변하기 때문에 덤플의 지름만 바꿔 생성시킨 격자계를 쌓아올려 연결시키는 방식으로 격자를 생성하였다. 이와 같은 기법으로 생성된 격자계의 단면은 Fig. 4와 같다.

2.4 지배 방정식의 이산화

3차원 유동장 및 온도장을 지배하는 기본 방정식

은 다음과 같이 일반화된 형태로 나타낼 수 있다.⁽⁸⁾

$$\left(\frac{1}{J}\right)\left(\frac{\partial \rho q}{\partial t}\right) = \frac{\partial}{\partial \xi_i} \left[-\rho U_i q + \Gamma_{eff} G_{ij} \left(\frac{\partial q}{\partial \xi_j} \right) \right] + S \quad (19)$$

여기서

$$J = \frac{\partial(\xi, \eta, \zeta)}{\partial(x, y, z)}$$

$$U_i = \frac{u_j}{J} \frac{\partial \xi_i}{\partial x_j}$$

$$G_{ij} = \frac{1}{J} \frac{\partial \xi_i}{\partial x_k} \frac{\partial \xi_j}{\partial x_k}$$

위의 방정식을 이산화하기 위해서 압력에 기초한 방법(pressure based method)을 적용하였고 정상상태 문제를 풀기 위해서 시간을 진행시켜 정상상태가 되도록 하는 방법을 사용하였다. 이 때 시간항의 이산화는 암시적(implicit) Euler법을 사용하였고 대류항의 경우는 2계 중앙차분과 적응 감속항(adaptive damping term)을 택하였다. 여기서 적응 감속항은 2계와 4계 중앙 차분에 기초를 두었다. 모든 확산 플럭스는 2계 중앙 차분법을 사용하여 이산화시켰다. 확산항들은 직교항과 비직교항으로 나눌 수 있는데 직교항은 암시적으로 처리하고 비직교항은 현시적(explicit)으로 처리하였다.⁽⁹⁾

3. 결과 및 고찰

본 연구에서 개발한 프로그램과 여기서 제시한 수치 방법을 검증하기 위해 Fig. 5와 같이 Choudhury와 Karki⁽²⁾의 해석 결과와 비교하였다. Fig. 5는 본 연구에서 사용한 프로그램을 이용하여 참고 문헌 (2)와 동일한 모델을 동일 해석조건하에서 풀 뒤, 마찰계수와 Nusselt 수를 Reynolds 수에 대해서 나타내어 비교한 것이다. 계산된 Reynolds 수 범위내에서 마찰계수와 Nusselt 수는 상대오차 4% 이내에서 두 결과가 서로 잘 일치하고 있다. 이는 본 연구에서 사용된 프로그램과 수치방법의 타당성을 입증하여 준다.

이 연구에서 중요한 관심사는 형상인자가 모듈 평균 Nusselt 수와 마찰계수에 미치는 영향이므로 본 연구에서는 덤플 피치, 덤플각, 덤플 부피와 덤플간 거리를 형상인자로 선정하였다. 해석 결과는 마찰계수의 비 $fRe/(fRe)_0$ 과 모듈 평균 Nusselt 수의 비 Nu/Nu_0 으로 나타내었다. 여기서 $(fRe)_0$ 과 Nu_0 은 등은 벽을 가지고 종횡비가 0인 매끄러운 평행판 채널에서의 마찰계수와 모듈 평균

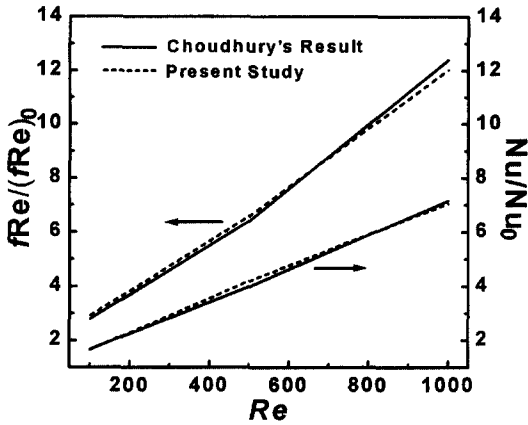


Fig. 5 Comparison of the friction factor and Nusselt number between present study and Choudhury's result.

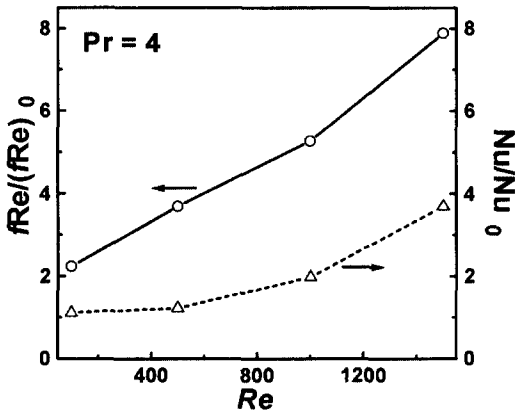
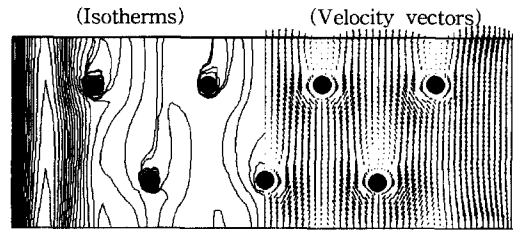


Fig. 6 Friction factor and Nusselt number vs. Reynolds number.

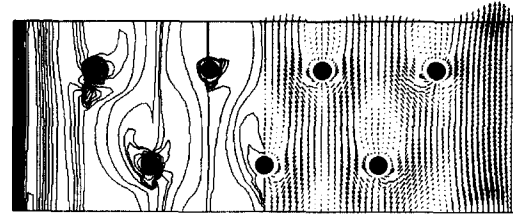
Nusselt 수로 이 값은 각각 96과 7.54이다.⁽¹⁾

3.1 Reynolds 수와 Prandtl 수의 영향

Fig. 6은 Pr=4일 때 마찰계수의 비와 모듈 평균 Nusselt 수의 비를 Reynolds 수에 대해서 나타낸 것이다. 마찰계수의 비와 모듈 평균 Nusselt 수의 비는 Reynolds 수가 커짐에 따라 증가한다. Reynolds 수가 100에서 1500으로 증가하면 열전달은 4배, 압력강하는 8배가 증가하는 것으로 나타났다. 이는 Reynolds 수가 증가함에 따라 딴플에 의한 유동왜곡 현상이 심화되고, 이로 인해 딴플에 의한 분산 효과가 증대되어 높은 압력강하와 열전달을 유발한 것으로 보여진다. 이는 기준 모델의 대칭면(z=Z)에서 유동장과 온도장을 나타낸 Fig.



(a) Re=100 (z=0.98mm)



(b) Re=1500 (z=0.98mm)

Fig. 7 Isotherms and velocity vectors of the channel with dimples(● : dimple).

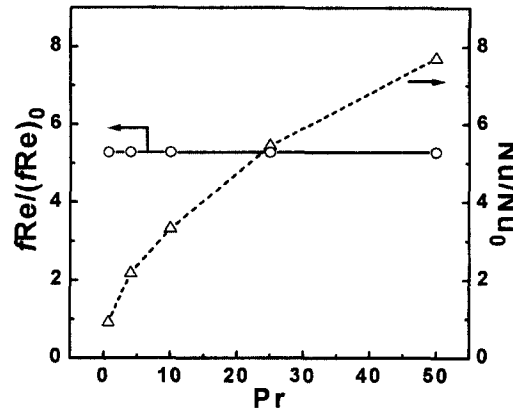


Fig. 8 Nusselt number vs. Prandtl number(Re=1000).

7(a), (b)에 잘 나타나 있다. 여기서 Re=100일 경우 유속이 상대적으로 작기 때문에 딴플에 의한 유동왜곡이 압력강하와 열전달에 거의 영향을 주지 않는다. 따라서 매끄러운 평행판 채널에 비해서 열전달의 향상은 거의 없고 압력강하도 그리 크지 않다. Reynolds 수가 증가함에 따라 딴플 후면에서 유동의 재순환이 발생하고 딴플 전면에서는 유동과의 충돌이 심화된다. 그리고 열전달은 직접적으로 유동의 충돌과 관련을 가지기 때문에 Re=1500일 경우 압력강하와 열전달의 비는 큰 폭으로 증가하고 있다.

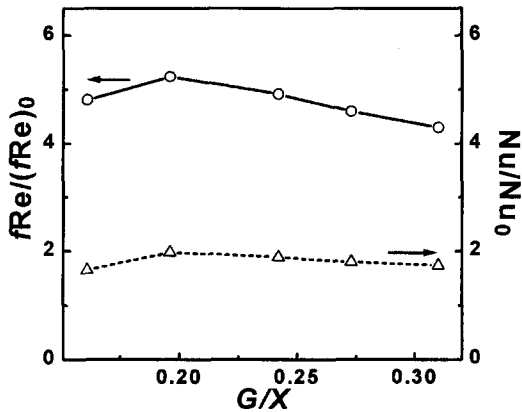


Fig. 9 Friction factor and Nusselt number vs. dimple pitch ($Re=1000$).

Fig. 8은 $Re=1000$ 일 때 Prandtl 수에 대한 마찰 계수와 모듈 평균 Nusselt 수의 비를 보여주고 있다. Prandtl 수가 커질수록 모듈 평균 Nusselt 수의 비는 증가하고 있다. 이는 Prandtl 수가 커지면 열적 확산 효과가 작아져 열경계층이 얇아지기 때문에 열전달은 증가한다. 그러나 압력강하는 Prandtl 수에 관계없이 모든 경우에서 동일한 값을 갖는다.

3.2. 뎀플 피치의 영향

뎀플 피치의 영향을 Fig. 9에 나타냈다. 그림에서 보는 바와 같이 뎀플 피치가 커짐에 따라 $G/X=0.2$ 근방까지는 압력강하와 열전달이 증가하지만 그 이후에는 감소하고 있다. 이는 앞 열과 뒷 열간의 거리가 너무 가까워지면 유량의 대부분이 채널 양쪽끝으로 흐르게 되고, 뎀플 사이로 흐르는 유량이 감소하기 때문이다. 그러나 뎀플간 거리(L)가 고정된 상태에서 뎀플 피치가 0.2까지 증가하게 되면 뎀플사이로 충분한 유량이 흐르게 되어 유동왜곡이 증대되고, 이에 따라 뎀플에 의한 분산 효과가 커져 압력강하와 열전달은 증가한다. 그러나 0.2이후에는 앞 열과 뒷 열간의 거리가 너무 멀어져서 유동 왜곡이 압력강하와 열전달에 큰 영향을 주지 않게 되어, 압력강하와 열전달은 감소하는 것으로 보인다.

3.3. 뎀플각의 영향

Fig. 10은 뎀플각의 영향을 표시한 것이다. 이때 뎀플이 채널내에서 동일 부피를 가지도록 하였

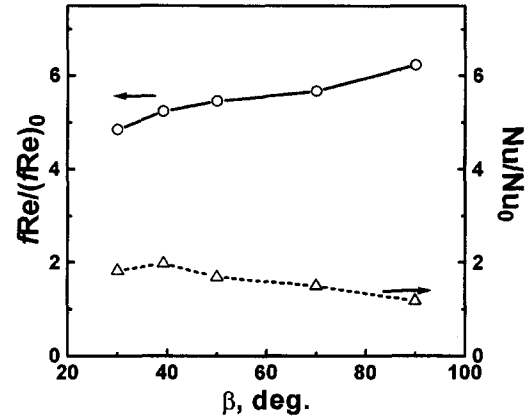


Fig. 10 Friction factor and Nusselt number vs. dimple angle ($Re=1000$).

다. 뎀플각이 커질수록 압력강하는 증가하지만, 열전달은 약 40° 까지는 증가하다가 그 이후에는 감소하고 있다. 뎀플각이 커지면 유동 단면적의 모양이 역삼각형에서 직사각형으로 변하기 때문에 유동 단면적의 감소와 같은 효과(blockage effect 증가)를 가져와 압력강하는 증가한다. 열전달은 뎀플을 통해 나가는 열유속에 지배적인 영향을 받기 때문에 뎀플각이 커지면 뎀플의 표면적은 작아지지만 대칭면 부근에서의 뎀플 지름이 커짐에 따라 유동 단면적이 커지는 것과 같은 효과가 증대된다. 따라서 뎀플을 통하여 나가는 열유속이 크게 증가하게 되어 채널내에서의 총 열전달이 향상된다. 그러나 뎀플각이 40° 보다 큰 경우에는 표면적의 감소에 의한 영향이 점차 증가하여 뎀플을 통하여 나가는 열유속은 작아지게 되므로 채널내 총 열전달은 감소하게 된다.

3.4. 뎀플 부피의 영향

Fig. 11은 뎀플 부피가 압력강하와 열전달에 미치는 영향을 도시한 것이다. 뎀플 부피가 커질수록 압력강하와 열전달은 증가하지만, 체적비 $0.3 \leq V/V_0 \leq 0.35$ 에서는 열전달의 비가 일정한 값을 갖는다. 뎀플의 부피가 커진다는 것은 유동 단면적의 감소를 의미하기 때문에 압력강하는 증가하게 된다. 열전달은 직접적으로 유동 충돌 효과와 연결되기 때문에 열전달도 증가하게 된다. 그러나 뎀플간 거리가 일정한 상태에서 뎀플의 부피가 커지면($0.3 \leq V/V_0 \leq 0.35$) 뎀플사이의 폭이 작아져서 뎀플사이로 흐르는 유량이 줄어들게 되므로 뎀플을 통하

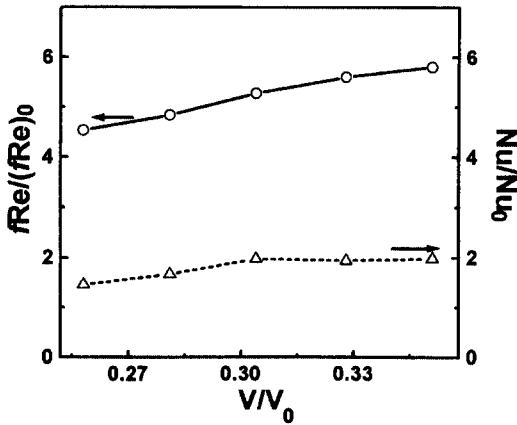


Fig. 11 Friction factor and Nusselt number vs. volume of dimple($Re=1000$).

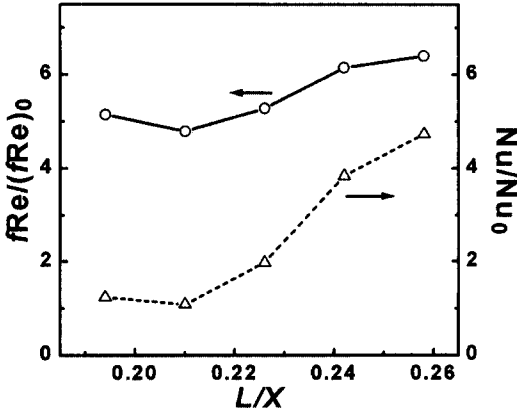


Fig. 12 Friction factor and Nusselt number vs. distance between dimples($Re=1000$).

여 나가는 열유속은 감소하게 된다. 따라서 $0.3 \leq V/V_0 \leq 0.35$ 에서 채널내 총 열전달은 일정하게 되는 것으로 여겨진다.

3.4 딴플간 거리의 영향

딴플간 거리의 영향은 Fig. 12에 표시하였다. $L/X \leq 0.21$ 인 경우 딴플간 거리가 커질수록 압력강하와 열전달은 약간 감소한다. 여기서 딴플간 거리가 너무 가까우면 딴플 사이의 유로가 막혀 유체가 거의 흐르지 않게 되어 대부분이 채널의 양쪽으로 흐르게 된다. 딴플간 거리가 다소 증가하면서 채널 양쪽 끝으로 흐르던 유체가 딴플 사이로 흐르게 된다. 이 때 유체가 딴플사이로 흐르면서 국소적으로 압력강하와 열전달은 감소한다. 그러나 딴플간 거

리가 가까워 딴플에 의한 유동 왜곡이 압력강하와 열전달의 향상에 거의 영향을 주지 않기 때문에 계산영역의 총 압력강하와 열전달은 감소하게 되는 것으로 보인다. 그러나 $L/X \geq 0.21$ 인 경우에는 딴플간 거리가 커질수록 압력강하와 열전달은 큰 폭으로 증가한다. 이는 딴플간 거리가 커지면 유동왜곡이 증대되고 재순환 영역이 확대되어 압력강하 및 열전달은 큰 폭으로 증가하게 되기 때문이다.

지금까지 딴플의 형상이 압력강하와 열전달에 어떠한 영향을 주는지에 대하여 조사하였다. 계산된 범위내에서 딴플피치, 딴플각과 딴플 부피에 의해서 압력강하는 4.3~6.2배, 열전달은 1~2배로 증가하는 것으로 나타난 반면에 딴플간 거리의 영향에 의해서 압력강하는 4.8~6.4배, 열전달은 1~4.7배로 향상되는 것으로 나타났다. 따라서 딴플간 거리가 다른 형상에 비해서 압력강하와 열전달에 가장 큰 영향을 주는 인자임을 알 수 있다.

4. 결 론

관형 열교환기의 관내 열전달 향상을 위하여 돌출물을 채널내에 부착하였을 경우의 관내 열유동에 대한 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- ① 딴플 피치가 약 $G/X=0.2$ 까지는 관내의 압력강하와 열전달은 증가하지만 그 이후에는 감소하게 된다.
- ② 딴플각이 증가할수록 압력강하는 점차 증가하지만 Nusselt 수는 약 40° 까지는 증가하다가 그 이후에는 감소하게 된다.
- ③ 딴플 부피가 커질수록 압력강하와 열전달은 증가하지만, 체적비 $0.3 \leq V/V_0 \leq 0.35$ 에서 열전달의 증가비가 일정한 값을 갖는다.
- ④ $L/X \leq 0.21$ 인 경우 딴플간 거리가 증가할수록 압력강하와 열전달은 약간 감소한다. 그러나 $L/X \geq 0.21$ 인 경우에는 딴플간 거리가 커질수록 압력강하와 열전달은 큰 폭으로 증가하게 되어 다른 형상에 비해서 열전달과 압력강하에 가장 큰 영향을 주는 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 1996년도 한국과학재단의 목적기초(특정) 연구과제(과제번호: 96-0200-10-01-3) 지원의

연구비에 의하여 수행되었으며, 이에 동재단의 관계제위께 감사의 뜻을 포함합니다.

참고문헌

- (1) Kelkar, K. M. and Patankar, S. V., 1987, "Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Parallel Plate Channel with Staggered Fins," *J. Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 25~30
- (2) Choudhury, D. and Karki, K. C., 1991, "Calculation of Fully Developed Flow and Heat Transfer in Streamwise-Periodic Dimpled Channels," *J. Thermophysics*, Vol. 5, No. 1, pp. 81~88
- (3) Cohen, M. and Carey, V. P., 1989, "A Comparison of the Flow Boiling Performance Characteristics of Partially-Heated Cross-Ribbed Channels with Different Rib Geometries," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 12, pp. 2459~2474
- (4) Ohara T., Yamamoto, T. and Fujita, H., 1991, "Evaporative Heat Transfer and Pressure Drop in a Rib-Roughened Flat Channel (Effects of Height and Spacing of Repeated Transverse Rib Roughness)," *ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings*, Vol. 4, pp. 399~406
- (5) Han, J. C. and Zhang, Y. M., 1991, "High Performance Heat Transfer Ducts with Parallel Broken and V-Shaped Broken Ribs," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 2, pp. 513~523
- (6) 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 the ASME*, Vol. 99, pp. 180~186
- (7) Bravo, R. H., Sanchez, A., Chen, C. J. and Smith T. F., 1992, "Convection and Radiation Heat Transfer Analysis in Three-Dimensional Arrays of Electronic Components," *InterSociety Conference on Thermal Phenomena*, pp. 149~154
- (8) Chen, Y. S., 1988, "3-D Stator-Rotor Interaction of the SSME," *AIAA/ASME/SAE/ASEE 24th Joint Propulsion Conference*, pp. 1~6
- (9) Wang, T. and Chen, Y., 1990, "A Unified Navier-Stokes Flowfield and Performance Analysis of Liquid Rocket Engines," *AIAA/ASME/SAE/ASEE 26th Joint Propulsion Conference*, pp. 1~7