

〈논 문〉

2열 절개형 핀-관 열교환기의 공기측 유동 및 열전달 특성

배진효* · 이재헌**

(1997년 6월 20일 접수)

Air-side Flow and Heat Transfer for a Two-Row Lanced Finned Tube Heat Exchanger

Jin-Hyo Bae and Jae-Heon Lee

Key Words : Finned Tube Heat Exchanger (핀-관 열교환기), Dimensionless Local Heat Flux (무차원 국소 열유속), Regional Contribution for Heat Transfer (영역별 열전달 기여도), Lanced Fin (절개형 핀)

Abstract

A numerical study has been performed to obtain the air-side flow and heat transfer characteristics for a two-row lanced finned tube heat exchanger with 7mm tube outer diameter. The increases of dimensionless local heat flux at the leading edge of slit and bottom surface of the fin were noticed. The temperature of air at downstream of the 2nd row of the lanced fin becomes more uniform than that of the plain fin because the mixing of energy increases by the slit and the side-slit. As the inlet velocity increases, the contribution of the 1st row to heat transfer decreases and that of 2nd row increases

기호설명	
A	: 총 열전달 면적
A _c	: 최소 자유유동 면적
A _{fr}	: 열교환기 전면적
D	: 관의 직경
D _n	: 수력 직경
F _p	: 핀 피치
F _t	: 핀 두께
h _m	: 공기측 평균 열전달 계수
k	: 열전도 계수
m	: 유입공기 유량
N	: 관의 열수
p	: 압력
R	: 이산화 방정식의 나머지
Re _{Dn}	: 수력직경 기준 Reynolds수
R _q	: 무차원 국소 열유속
S _h	: 슬릿 높이
S _t	: 유동 수직방향 관 간격
S _z	: 유동 방향 관 간격
T	: 온도
u	: x방향 공기속도
v	: y방향 공기속도
V	: 격자의 체적
w	: z방향 공기속도
w _{in}	: 유입공기속도
w _{max}	: 최소 자유유동면적을 통과하는 공기 속도
x	: x방향 좌표값
y	: y방향 좌표값
z	: z방향 좌표값
T _{out}	: 출구 공기 온도
T _{in}	: 입구 공기 온도
t	: 시간

*회원, 한양대학교 대학원

**회원, 한양대학교 공과대학

- ΔT_{AM} : 산술 평균 온도차
 x_f : 핀 표면
 $R_{q,z}$: 평균 국소 열유속
 q_{reg} : 각 영역에서의 열전달량
 q_t : 총 열전달량

그리스문자

- ϕ : 종속변수
 η_{it} : 핀 혹은 튜브에서의 열전달 기여도
 η_f : 영역별 열전달 기여도
 μ : 공기 점성계수
 ρ : 공기 밀도

하첨자

- p : 고려중인 제어체적
 nb : 이웃한 제어체적

1. 서론

핀-관 열교환기는 산업계에서 주로 공기 열교환기로 칭하고 있는 전통적인 열교환기로서 대부분 공기와 액체 열매체간의 열교환을 목적으로 사용되고 있다. 열교환기의 전체 열저항은 공기측 열저항, 냉매측 열저항 그리고 접촉 열저항으로 크게 분류되며 이 중에서 공기측 열저항이 70% 이상을 차지하므로 공기측 열전달성을 향상시키는 것이 중요한 열교환기 제작기술력으로 평가되고 있다. 공기측 열전달성을 보다 향상시키기 위하여서는 일반적으로 확장표면 핀을 튜브 외부에 부착시킨다. 이러한 핀은 기하학적 형상에 따라 Fig. 1에

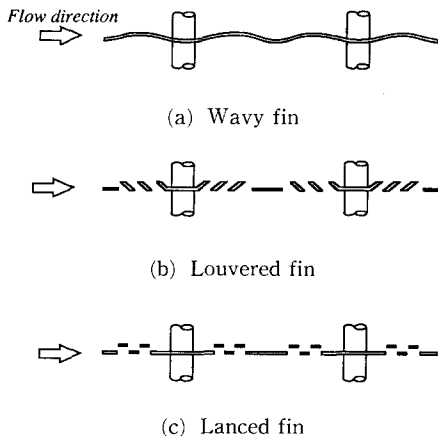


Fig. 1 Various shapes of fins.

나타낸 바와 같이 파형 핀(wavy fin), 루버드 핀(louvered fin) 그리고 절개형 핀(lanced fin)의 형태로 크게 분류될 수 있다. 파형 핀과 루버드 핀은 난류를 촉진시키고, 공기측 유동경로를 길게 함으로서 핀 사이를 지나는 기체와 열교환기 표면과의 열교환량을 증대시키기 위한 목적으로 사용된다. 절개형 핀은 핀 표면에 단속적인 표면(interrupted surface)을 제공하여 열전달성을 향상시키기 위한 목적으로 사용된다.

평판 핀(plain fin)의 경우에는 핀의 선단으로부터 열경계층이 성장하기 시작하여 유동방향으로 진행함에 따라 열경계층의 두께가 점차 두꺼워지므로 국소 열전달계수는 감소한다. 여기에 흐름방향으로 여러개의 슬릿(slot)을 설치하면 각 슬릿의 선단에서 높은 국소 열전달계수가 얻어지며, 결과적으로 평균 열전달계수가 증가된다. 이러한 절개형 핀은 슬릿의 형태에 따라 열전달성능에서 많은 차이를 보이므로 절개형 핀의 형상에 대한 실험 및 이론적 연구가 요구되고 있다.

새로운 형태의 핀이 부착되는 열교환기를 개발하기 위해서는 많은 수의 실험모델(prototype)에 대한 실험적 연구가 요구되며 여기에 투입되는 경제적, 시간적 노고는 상당하다. 근래에는 컴퓨터와 수치해석기법의 발달에 힘입어 새로운 형태의 열교환기를 개발하고자 할 때, 종래에 사용하던 실험적인 방법과 병행하여 CFD(Computational Fluid Dynamics)기법을 도입하고 있다. 수치해석기법은 실험실험에 소요되는 시간을 감소시켜 열교환기 개발의 효율성을 향상시키고, 구상중인 열교환기의 성능을 실험을 통하지 않고서도 이론적으로 분석하고 예측할 수 있게 한다. 열교환기의 성능을 예측하기 위하여 수치해석기법을 적용한 이전의 연구는 아래와 같다.

Matsushima 등⁽¹⁾은 3차원 경계밀착좌표계(three dimensional body fitted coordinate)를 사용하여, 튜브지름 9.25 mm, 튜브 종간격 25 mm, 핀 두께 0.115 mm, 핀 간격 2 mm인 오목띠형 핀(convex strip fin)의 열적성능을 이론적으로 계산하였다. 이때 열교환기 입구에는 25 °C의 공기가 1.5 m/s로 유입되는 것으로 간주하였으며, 튜브의 온도는 50 °C 등온상태로 설정하였다. 수치계산으로부터 얻어진 공기측 대류 열전달계수는 70 W/(m²K)였으며, 실험에 의해 얻어진 공기측 대류 열전달계수는 76 W/(m²K)로서 수치계산결과와 실험결과가

좋은 일치를 보였다. Marchal⁽²⁾은 상용 유한해석 코드인 PHOENICS를 사용하여 열교환기의 성능을 예측하였다. 이론계산에 사용된 열교환기는 튜브 외경 10.3 mm, 튜브 종간격 21.65 mm, 튜브 횡간격 25 mm, 핀 두께 0.1 mm 그리고 핀 피치 1.8~2.1 mm의 형태를 갖는다. 열교환기 입구로 유입되는 공기 속도는 1.0~2.5 m/s이며, 이때 공기의 온도는 27 °C로 간주하였다. 그는 수치해의 타당성을 입증하기 위하여 계산결과를 Beecher⁽³⁾가 얻은 실험결과와 비교하였으며 매우 좋은 결과를 얻었다.

절개형 핀이 공조기용 열교환기에 이미 상용화되어 사용되고 있음에도 불구하고 핀 주위의 공기측 유동 및 열전달 특성에 관한 국소 열전달 기구의 규명에 관한 연구는 찾아보기 힘들다. 이러한 절개형 핀에서의 국소 열전달 기구의 규명은 새로운 형태를 갖는 절개형 핀의 개발을 위하여 필요하다. 따라서 본 연구에서는 분리형 에어컨의 증발기에 사용되고 있는 튜브 직경 7 mm인 열교환기에 부착되는 절개형 핀 주위에서의 공기측 유동 및 열전달 특성을 수치해석기법을 도입하여 상세히 고찰함으로써, 2열 절개형 핀-관 열교환기의 열전달 기구를 이론적으로 규명하고자 하였다. 본 수치해석 방법의 타당성을 입증하기 위하여서는 2열 평판 핀-관 열교환기에 대하여 공기측 유동 및 열전달 특성을 수치적으로 해석하고, 그 결과를 기존 실험 및 수치해석 결과와 비교하였다.

2. 모델의 선정

본 연구에서 선정한 튜브직경 7 mm인 2열 절개형 알루미늄 핀-동관 열교환기의 개략적인 형상과 핀 표면의 상세를 Fig. 2에 도시하였다. 열교환기에서 주위 공기는 그림의 좌측에서 유입되어 열교환기와 열교환을 수행한 후 우측으로 유출되는 유동형태를 갖는다. 열교환기에는 주유동방향으로 2열의 튜브가 서로 엇갈린 배열(staggered array)을 이루며, 핀으로는 비교적 단순한 형태의 절개형 핀이 설치되어 있다. 핀 표면에는 모두 12개의 슬릿(slit)이 주유동방향으로 0.96 mm간격으로 설치되며, 이러한 슬릿에 의해 핀 바닥면(fin bottom surface)은 13개의 단속적인 면으로 분할된다. 본 연구에서 고려한 2열 절개형 핀-관 열교환기의 주요형상으로서 튜브직경, D , 튜브 횡간격, S_t , 튜브

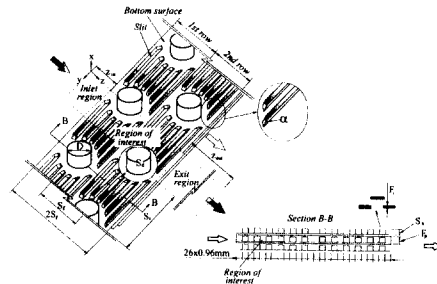


Fig. 2 Geometry of a two row lanced finned tube heat exchanger in the present study.

브 종간격, S_t , 튜브 중심에서 슬릿까지의 거리, S_d 및 핀 두께, F_t 는 각각 7 mm, 12.5 mm, 5 mm 및 0.1 mm로 선정되었다. 또한 슬릿 높이, S_n , 슬릿 측면각, α 및 핀피치, F_p 는 각각 1 mm, 90° 및 1.5 mm로 선택되었다.

열교환기를 구성하는 핀들은 Fig. 2의 x방향과 y방향으로 연속적으로 배치되어 있으므로, 이론계산을 위하여 y-z영역으로는 그림의 점선으로 표시되고, x방향으로는 그림의 단면 B-B의 확대도에 나타난 바와같이 하나의 핀 피치영역이 대표적인 관심영역(region of interest)으로 선정되었다. 수치계산영역(computation region)으로서는 그림에 나타난 바와같이 상기 관심영역에 z방향으로 튜브직경 1배 길이의 유입구간(inlet region), z_{in} 과 튜브직경 10배 길이의 유출구간(exit region), z_{out} 을 추가로 포함시켜 이론해석의 편이를 도모하였다.

3. 지배 방정식 및 경계조건

3.1 지배 방정식

고밀도 핀-관 열교환기(compact fin-tube heat exchanger)의 공기측 유동특성은 열교환기의 기하학적 형태와 유입 공기속도의 세기에 따라 층류유동과 난류유동으로 구분되며, 공기측 유동특성을 대표하는 Reynolds수는 식 (1)과 같이 정의된다. 일반적으로 아래식으로 정의되는 Reynolds수, Re_{Dh} 가 2300이하이면 열교환기의 공기측 유동특성은 층류로 간주할 수 있다.⁽⁴⁾

$$Re_{Dh} = \frac{\rho \cdot w_{max} \cdot D_h}{\mu} \quad (1)$$

여기서 ρ 와 μ 는 공기밀도와 점성계수를 나타낸다. 또한 D_h 는 수력직경을 의미하며 아래와 같이 나타

난다.

$$D_h = 4S_t \cdot N \cdot A_c / A \quad (2)$$

$$A = [2(S_t \cdot S_t - \pi D^2 / 4) + \pi D \cdot F_p] \cdot N \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} A_c &= \text{Min}(A_1, A_2) \\ A_1 &= (S_t - D) \cdot (F_p - F_t) \\ A_2 &= 2 \cdot (\sqrt{S_t^2 / 4 + S_t^2} - D) \cdot (F_p - F_t) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

여기서 A 및 N은 각각 열교환기의 총 열전달면적 및 열수를 의미하며, A_c 는 최소 자유유동면적 (minimum free flow area)으로서 식 (4)에 나타낸 A_1 과 A_2 중 작은 면적을 의미한다. w_{\max} 는 최소 자유유동면적을 통과하는 공기의 속도이며, 열교환기 전면속도, w_{in} 과는 아래의 관계를 갖는다.

$$w_{\max} = \frac{A_{fr} \cdot w_{in}}{A_c} \quad (5)$$

$$A_{fr} = S_t \cdot F_p \quad (6)$$

여기서 A_{fr} 은 열교환기 전면면적이다.

본 연구에서는 열교환기 유입 공기속도를 분리형 에어컨용 증발기에 일반적으로 적용되는 범위인 1.0 m/s~2.0 m/s를 선택하였으며, 이 속도범위에서 수력직경을 특성길이로 선택한 Reynolds수는 약 200~400이다. 그러므로 본 연구에서 계산모델로 선정된 2열 절개형 핀-관 열교환기의 공기측 유동장은 층류로 간주할 수 있으며, 계산영역에서의 유동장 및 온도장을 기술하는 지배방정식은 아래와 같이 연속방정식, 운동량 방정식 그리고 에너지 방정식으로 나타낼 수 있다.

연속 방정식 :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

운동량 방정식 :

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ & \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ & \frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ & \quad + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (8)$$

에너지 방정식 :

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho C_p u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho C_p v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho C_p w T)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

3.2 지배방정식의 변환 및 경계조건

Fig. 2에 나타낸 핀-관 열교환기의 공기측 유동 및 열전달 현상을 해석하기 위하여 일반곡선좌표계 (generalized curvilinear coordinate system)에 기초한 경계밀착좌표계 (body fitted coordinate system)를 사용하였으며, 속도성분으로는 격자선을 따르는 공변성분 (covariant component)을 사용하였다.

속도경계조건으로는 Fig. 2에 나타낸 관심영역에서 y방향 시작단면 ($y=0$)과 끝단면 ($y=S_t/2$)에 대해 대칭 경계조건 (symmetric boundary condition)을 부여하였으며, x방향으로는 슬릿이 연속적으로 배치되어 있으므로 x방향의 최하단면 ($x=0$)과 최상단면 ($x=F_p$)에 주기적인 경계조건 (periodic boundary condition)을 부여하였다. $z=0$ 인 유입구에는 입구단면에 수직한 속도성분인 w 속도만이 존재하며, 이때 유입속도, w_{in} 은 앞에서 언급한 바와같이 에어컨용 증발기에서 일반적으로 사용되는 범위인 1.0 m/s~2.0 m/s로 선정하였다. 유출구 ($z=z_{in}+2S_t+z_{out}$)에서는 압력 경계조건을 사용하였으며 압력값으로는 대기압을 부여하였다.

에너지 방정식의 경계조건으로서, 열교환기로 유입되는 공기 온도 T_{in} 은 25 °C로 간주하였으며, 튜브 온도, T_w 는 50 °C 등온으로 간주하였다. 또한 핀 표면에서는 점착조건 (no slip condition)을 부여하였다. y방향과 x방향 양단에서는 유동에서의 경계조건과 마찬가지로 각각 대칭조건과 주기적인 경계조건을 부여하였다. 상기 경계조건들을 수식화하면 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} w &= w_{in} \\ u &= v = 0 \\ T_{in} &= 25 [^{\circ}\text{C}] \end{aligned} \right\}; \text{ at inlet } (z=0) \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} u &= v = w = 0 \\ T_w &= 50 [^{\circ}\text{C}] \end{aligned} \right\}; \text{ at tube surfaces} \quad (11)$$

$$u = v = w = 0; \text{ at fin surfaces} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} u(0, y, z) &= u(F_p, y, z) \\ v(0, y, z) &= v(F_p, y, z) \\ w(0, y, z) &= w(F_p, y, z) \\ p(0, y, z) &= p(F_p, y, z) \\ T(0, y, z) &= T(F_p, y, z) \end{aligned} \right\}; \text{ at } x=0 \text{ and } x=F_p \quad (13)$$

$$\left. \begin{aligned} p &= 0 [Pa] \\ u = v = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \end{aligned} \right\}; \text{ at outlet} \quad (14)$$

($z = z_{in} + 2S_\ell + z_{out}$)

4. 수치해석 방법

본 연구에서는 열교환기의 공기측 유동장 및 열전달 현상을 해석하기 위하여 상용 CFD코드인 PHOENICS를 사용하였다. PHOENICS에서는 압력장을 얻기 위해서는 SIMPLEST (SIMPLE-Shortened) 방법을 사용한다. 이 방법은 이산화 방정식 (discretization equation)의 대류항을 계수항으로 처리하지 않고 생성항으로 처리하여, 수렴을 가속시키고 격자간격의 감소에 따르는 수렴성의 저하를 막아주는 장점을 가지고 있다.⁽⁵⁾ 또한 대류항의 차별화 기법으로는 하이브리드 도식 (hybrid scheme)을 사용하였다.

계산영역 내부에 제어체적을 형성하기 위하여 튜브주위에서는 편미분 방정식을 풀이하였으며, 그외의 영역에서는 대수적인 방법을 이용하였다. Fig. 3(a)에는 계산영역 내부에 형성된 제어체적분포를 열교환기 영역을 중심으로 나타내었으며, 계산의 편이상 도입된 유입구간과 유출구간의 일부분도 함께 도시하였다. 제어체적의 형성에 사용된 격자수는 x , y 및 z 방향으로 $14 \times 51 \times 135$ 개이다. 제어체적의 형성에 핀 표면과 튜브의 배치에 많은 노고가 소요되었으며 이들이 계산영역 내부에 배치되어 있는 상황을 Fig. 3(b)에 나타내었다.

수치계산에서는 일반변수 ϕ 에 관한 보존방정식을 계산영역에 대해 적분하여 선형 대수방정식으로 변환하였으며, 반복계산을 통해 해를 구하였다. 반복계산시 종속변수들의 수렴정도를 점검하기 위하여 아래식으로 정의된 잉여치 (Residual), R 이 조사되었으며,⁽⁶⁾ 속도의 경우에 이 값이 10^{-5} 이하에 도달하면 수렴된 것으로 간주하였다.

$$R = \sum_{all \ domain} | \sum a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p | \quad (15)$$

여기서 하첨자 p 및 nb 는 각각 계산이 수행되는 격자점과 인접 격자점을 뜻하며, a 항은 이산화 방정식의 계수를 나타낸다. 본 수치계산에서는 속도장 및 온도장이 위에서 언급한 수렴조건을 만족하기 위하여 약 2000회의 반복계산이 필요하였으며, IBM PC Pentium Pro (RAM 128Mbyte)에서 약 5시간의 계산시간이 필요하였다.

반복계산시 해의 수렴성을 향상시키기 위하여 모든 종속변수에 대하여 하향이완을 도입하였다. 온도와 압력에 대해서는 선형 이완 (linear relaxation) 방법을 적용하여 이완 계수로서 각각 0.15와 0.2를 사용하였으며, 속도성분들에 대해서는 식 (16)과 같이 정의되는 오류시간간격이완 (false time step relaxation) 방법을 적용하였다.⁽⁷⁾

$$a_p \phi_p = \sum a_{nb} \phi_{nb} + b + \frac{\rho \Delta V}{\Delta t} (\phi_p - \phi_p^*) \quad (16)$$

윗 식에서 ΔV 는 각 격자의 체적이며, ϕ_p^* 는 전단계의 반복계산에서 얻어진 종속변수의 값이다. Δt 는 오류시간간격계수 (false time step relaxation factor)를 나타내며, 압력을 제외한 나머지 종속변수들에 대해서 이 값을 5×10^{-3} 으로 부여하였다.

5. 결과 및 고찰

5.1 타당성검토

본 연구의 타당성을 검증하기 위하여 강희찬 등⁽⁸⁾이 실험모델로 선정한 2열 평판 핀-관 열교환기에 대하여 우선적으로 수치해석을 수행하였고 그 결과를 이들의 결과와 비교하였다. 강희찬 등⁽⁸⁾이 실험모델로 선정한 2열 평판 핀-관 열교환기의 주요치수는 Table 1에 나타낸 바와 같다. 추가적으로 열교환기로 유입되는 공기의 속도는 0.7 m/s, 1.0 m/s, 1.5 m/s 및 2.0 m/s의 네 가지 경우로서 $140 < Re_{Dh} < 400$ 의 범위를 가지며, 유입공기 및 튜브의 온도는 각각 25 °C와 50 °C이다.

Fig. 4에는 본 수치계산으로 부터 구해진 유입공기 유속에 대한 열교환기 전후의 압력강하량, Δp 를 도시하였다. 본 연구에서 구해진 압력강하량 분포는 강희찬 등⁽⁸⁾의 결과와 정성적인 경향은 유사하지만 정량적인 측면에서는 각 유속마다 약간의 차이를 보이고 있다.

일반적으로 공기측 열전달 계수의 계산에는 대수 평균온도차를 사용하지만 공기의 유속이 낮을 경우

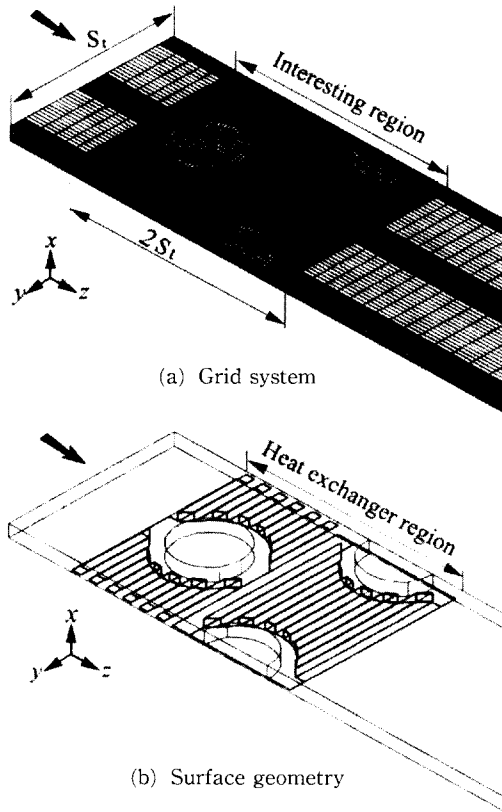


Fig. 3 Grid system and surface geometry for 2 row lanced finned tube heat exchanger.

에는 물리적으로 타당하지 않은 값을 나타낼 수 있으므로⁽³⁾ 본 연구에서는 AMTD(Arithmetic Mean Temperature Difference) 방법을 사용하였다. 공기측 평균 대류 열전달계수는 AMTD 방법을 사용하여 아래식으로부터 얻을 수 있다.

$$h_m = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in}) / (A\Delta T_{AM}) \quad (17)$$

여기서 \dot{m} , c_p 및 T_{out} 은 각각 열교환기 전면에서의 유입공기의 질량유량, 유입공기의 비열 및 유출공기 온도를 나타낸다. ΔT_{AM} 은 튜브온도와 공기온도와의 산술평균 온도차이로서 아래와 같이 정의된다.

$$\Delta T_{AM} = T_w - T_a \quad (18)$$

$$T_a = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (19)$$

일반적으로 공기측 열전달 계수의 정의에서는 대수평균온도차를 사용하지만 본 연구에서와 같이 공기의 유속이 낮아서 공기 출구온도가 관표면온도에

Table 1 Details of a two row plain finned tube heat exchanger⁽⁸⁾.

Parameter	Dimension
Tube outside diameter (D)	7mm
Longitudinal tube spacing (S_L)	12.7mm
Transverse tube spacing (S_t)	21mm
Fin pitch (F_p)	1.27mm
Fin Thickness (F_t)	0.1mm

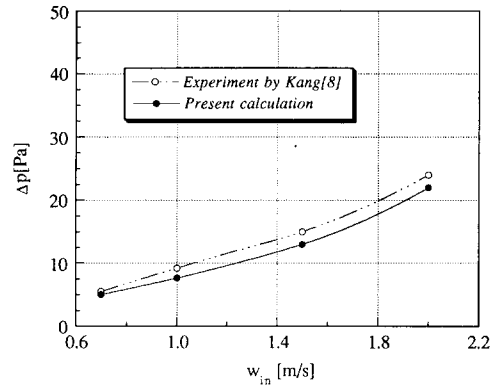


Fig. 4 Comparison of pressure drop versus the inlet velocity for a plain finned tube heat exchanger.

접근되는 경우에는 그 사용에 제한을 보일 수 있다.⁽³⁾ 따라서 본 연구에서는 AMTD로부터 공기측 평균 열전달계수를 계산하였다.

2열 평판 핀-관 열교환기에 대하여 본 연구에서 구해진 공기측 평균 열전달계수, h_m 을 유입공기의 유속에 대하여 Fig.5에 도시하였으며 강희찬등의 결과도 그림에 함께 나타내었다. 공기측 평균 열전달계수 h_m 은 본 연구에서 유입 공기속도 0.7 m/s ~ 2.0 m/s에서 약 40~70 W/(m²K) 정도로 나타났다. 이 결과는 강희찬등⁽⁸⁾의 실험결과와 비교적 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 압력강하량 및 평균 열전달계수값에 대한 위의 비교를 종합하면, 본 연구에서의 결과치가 강희찬등⁽⁸⁾의 실험결과와 비교적 잘 일치하는 것을 알 수 있으며, 이로 부터 본 연구방법의 타당성은 충분하다고 판단하였다.

5.2 2열 절개형 핀-관 열교환기에서의 유동 및 열전달 특성

열교환기로 유입되는 공기유속에 따른 2열 절개형 핀-관 열교환기에서의 유동 및 열전달 성능을

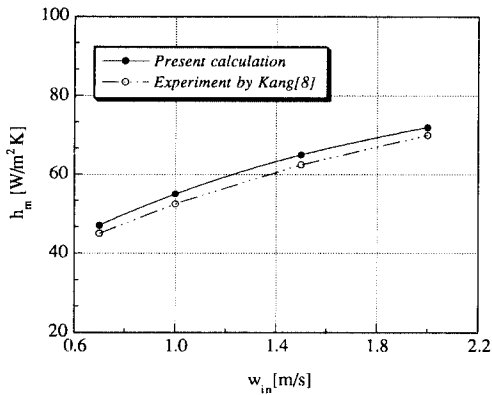


Fig. 5 Comparison of heat transfer coefficient versus the inlet velocity for a plain finned tube heat exchanger.

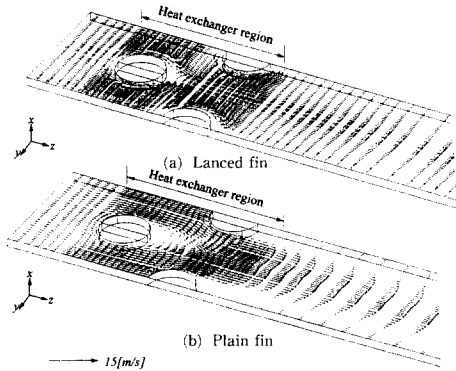


Fig. 6 Distributions of velocity vectors for a lanced fin and plane fin at inlet velocity of 1.5m/s.

고찰하기 위하여 유입공기의 유속, w_{in} 을 1 m/s, 1.5 m/s 그리고 2 m/s의 세가지로 설정하였으며, 유입 공기온도 및 튜브온도는 각각 25 °C와 50 °C로 설정하였다. 이후에 논의되는 속도분포, 압력분포 및 온도분포는 대표적인 경우로서 유입공기 유속이 1.5 m/s일 경우에 대하여 논의하기로 한다.

5.2.1 유동 특성

유입 공기유속 1.5 m/s에서 계산결과로서 얻어진 속도벡터분포를 핀과 핀 사이의 단면($x=0$ or $x=F_p$)에 대하여 Fig.6에 도시하였다. 속도벡터의 특성을 비교하여 논의하기 위하여 핀의 형상을 제외하고 모든 기하학적형상이 절개형 핀과 동일한 2열 평판 핀-관 열교환기에 대하여 계산결과로서 얻어진 속도벡터분포를 그림에 함께 도시하였다. 두 그림에서 주유동은 그림의 좌측에서 유입되어 제1

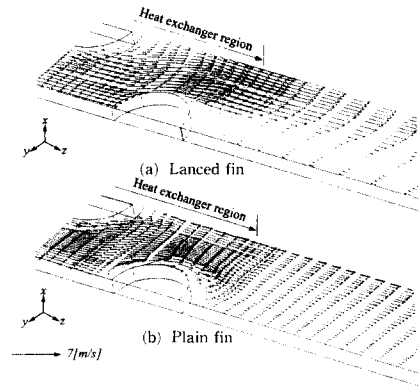


Fig. 7 Enlarged view of velocity vectors around second row for a lanced fin and plane fin at inlet velocity of 1.5m/s.

열 및 제2열을 통과한 후, 우측으로 유출되는 형태를 갖는다. 유입구와 제1열 튜브 상류영역에서의 주유동은 두 핀에서 비슷하게 나타나지만, 그 이후의 영역에서는 절개형 핀의 경우, 핀에 설치된 슬릿의 영향으로 평판 핀에 비하여 상대적으로 복잡한 유동양상을 보인다.

제2열 튜브 주위와 하류영역에서의 유동특성을 보다 자세히 관찰하기 위하여 Fig.7에는 Fig.6에 나타난 속도벡터분포에서 제2열 튜브 주위와 하류영역에서의 속도벡터를 확대하여 나타내었다. Fig.7(a)에 나타난 절개형 핀의 경우에는 제2열 튜브 후방에까지 비교적 큰 유속이 유지됨을 볼 수 있다. Fig.7(b)의 평판 핀의 경우에는 제2열 튜브에서의 유동박리가 절개형 핀에 비하여 비교적 상류에서 발생하므로 제2열 튜브 후방의 재순환 영역이 하류방향으로 상당히 먼 지점까지 나타나고 있다. 절개형 핀과 평판 핀의 속도벡터분포 비교로 부터 절개형 핀에서는 핀 표면에 가공된 슬릿 및 슬릿 측면이 튜브 후방에서 발생하는 박리위치를 좀 더 하류로 이동시키는 효과를 갖는 것을 알 수 있다. 이에 따라 절개형 핀에서는 튜브 주위에서 공기로의 열전달량이 평판 핀에 비하여 증대될 것으로 예측할 수 있다. 또한 절개형 핀의 하류영역에서 주유동이 평판 핀에 비하여 더욱 잘 발달되어 있음을 볼 수 있으며, 이는 절개형 핀에 가공된 슬릿 및 슬릿 측면에 의한 에너지의 혼합효과가 증대되기 때문이다.

열교환기 전후의 압력강하특성은 열교환기의 팬 소비동력과 연관되므로 이를 살펴보는 것은 중요하

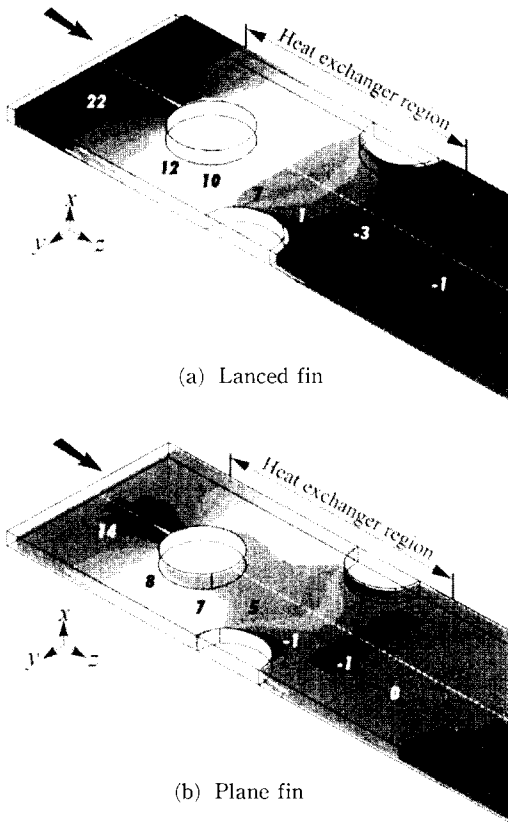


Fig. 8 Distributions of pressure contours for a lanced fin and plane fin at inlet velocity of 1.5m/s.

다. Fig. 8(a)에는 열교환기로 유입되는 공기 유속이 1.5 m/s일 경우의 압력분포를 보여준다. 압력 분포의 논의를 위하여 핀의 형상을 제외하고 모든 기하학적형상이 절개형 핀과 동일한 2열 평판 핀-관 열교환기에서의 압력분포를 Fig. 8(b)에 함께 도시하였다. 그림에 표현된 단면은 속도벡터를 도시한 단면과 동일한 단면이다. 압력 최고치는 절개형 핀과 평판 핀 모두에서 열교환기 유입구에서 나타나며, 하류로 이동할수록 압력이 감소하는 경향을 나타낸다. 이러한 경향은 균일 단면적을 갖는 덕트 유동특성과 유사하다. 절개형 핀의 경우에는 유입구와 유출구의 압력차이가 개략적으로 22 Pa 정도 나타나는 것으로 미루어, 본 연구에서 선정된 2열 열교환기가 유입공기 유속 1.5 m/s에서는 약 22 Pa의 압력 강하를 유발시키는 것을 알 수 있다. 평판 핀의 경우에는 절개형 핀에 비하여 슬릿 및 슬릿측면과 같은 압력강하를 일으킬 요소가 비

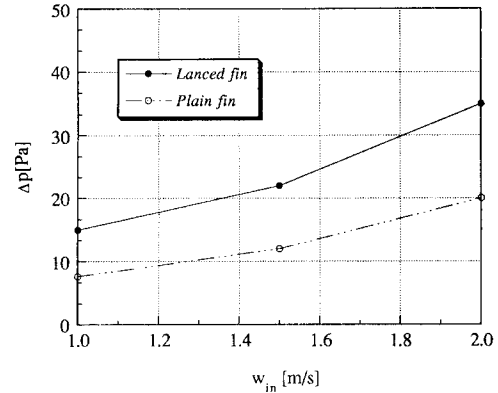


Fig. 9 Comparison of pressure drop versus the inlet velocity for a plain fin and lanced fin.

교적 적으므로 동일한 유속에서 13 Pa 정도의 압력 강하량을 나타낸다. 따라서 절개형 핀-관 열교환기에 배치된 슬릿은 유입 공기유속 1.5 m/s에서 평판 핀에 비하여 약 8 Pa의 추가적인 압력강하를 유발시키는 것을 알 수 있다. 또한 절개형 핀의 제 2열 튜브 근처에서 국부적으로 압력이 감소하는 영역을 관찰할 수 있으며, 속도벡터를 나타낸 Fig. 7에서 살펴본 바와같이 이 영역에서는 역압력 구배에 의하여 유동박리가 발생한다.

Fig. 9에는 절개형 핀과 평판 핀에서의 열교환기 전후 압력강하값을 유입공기 유속에 대하여 도시하였다. 유입공기 유속이 증가할 수록 두가지핀에서의 압력강하값은 증가하며 절개형 핀에서의 압력강하값이 슬릿의 영향으로 평판 핀에 비하여 상대적으로 높게 나타남을 알 수 있다.

5.2.2 열전달 특성

본절에서는 절개형 핀-관 열교환기에서의 공기측 국소 온도분포 및 핀 표면에서 공기로의 열유속으로부터 공기측 열전달 기구를 고찰하고자 한다.

2열 절개형 핀-관 열교환기에서 열교환기로 유입되는 공기 유속이 1.5 m/s일 경우 계산결과로서 얻어진 공기측 온도분포를 Fig. 10(a)에 나타내었으며, 비교를 위하여 평판 핀-관 열교환기에서 얻어진 온도분포를 Fig. 10(b)에 함께 도시하였다. 온도분포를 도시한 단면은 속도분포 및 압력분포를 도시한 단면과 동일한 단면이다. 그림으로부터 유입구에서 25 °C로 유입되는 공기는 핀 및 튜브와 열교환을 수행한 후 절개형 핀의 경우 약 45 °C로,

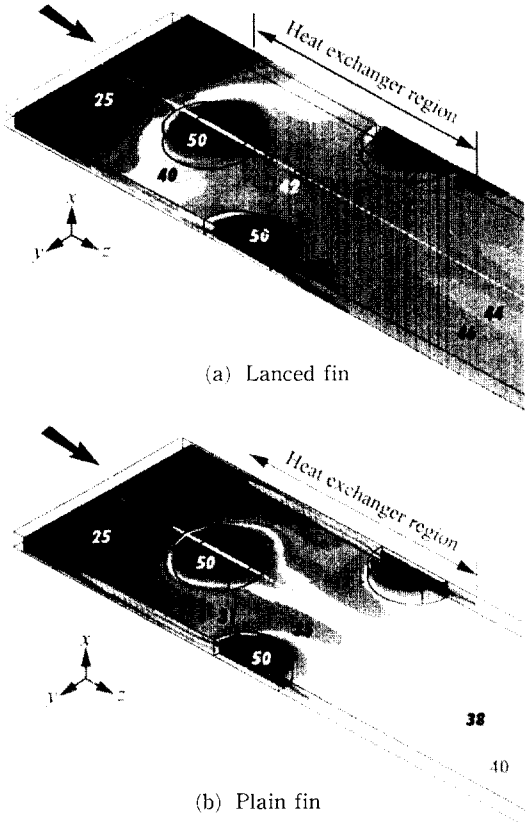


Fig. 10 Distributions of temperature contours for a lanced fin and plain fin at inlet velocity of 1.5 m/s.

그리고 평판 핀의 경우 약 40 °C로 유출되는 것을 볼 수 있다. 절개형 핀의 경우 각 슬릿 및 핀의 선단에서 열경계층이 파괴되어 국소적으로 열전달 성능이 상승하기 때문에 동일한 하류영역 위치에서 절개형 핀 상부에서의 공기온도가 평판 핀에 비하여 더 높게 나타난다. 식 (17)을 참고하면 평균 열전달계수, h_m 은 동일 유입공기 유속에서 유출 공기온도가 튜브 표면온도에 가까워 질수록 더 크게 산정됨을 알 수 있다. 따라서 제2열 튜브 하류영역에서 공기온도범위가 38~40 °C인 평판 핀에 비하여 44~46 °C의 온도범위를 갖는 절개형 핀의 경우에 더욱 높은 공기측 평균 대류 열전달계수를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 또한 제2열 하류영역을 관찰하면 평판 핀에서의 등온선은 하류로 길게 나타나는 반면 절개형 핀에서의 온도분포는 평판 핀에 비하여 더 균일한 것을 볼 수 있으며, 이것은 절개

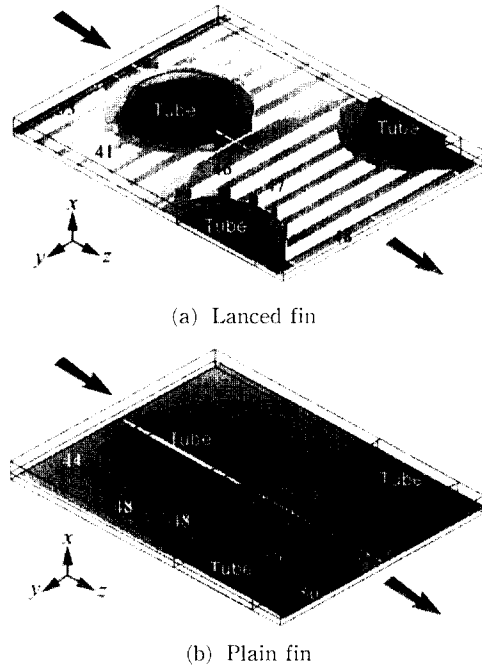


Fig. 11 Temperature distributions of fin surface for a lanced fin and plain fin.

형 핀의 경우 슬릿 및 슬릿 측면에 의하여 에너지의 혼합효과가 증대되기 때문이다.

핀 표면에서의 열유속은 핀 표면의 온도와 핀 표면에 인접한 공기의 온도차이에 의하여 결정되므로 핀 표면의 온도분포를 살펴보는 것은 중요하다. 이를 위하여 Fig. 11(a)에는 유입공기 유속, 1.5 m/s인 경우에 2열 절개형 핀-관 열교환기의 핀 표면에서의 온도분포를 나타내었으며, 비교를 위하여 평판 핀-관 열교환기의 핀 표면에서의 온도분포를 Fig. 11(b)에 함께 나타내었다. 절개형 핀에서의 핀 표면의 온도분포를 나타낸 Fig. 11(a)에서 제1열 핀에서의 온도는 제2열 핀에 비하여 상당히 낮은 것을 볼 수 있다. 이것은 핀 표면에 설치된 슬릿이 핀 표면에 성장하는 열 경계층을 파괴시키므로 제1열에서 핀 표면에서 공기로의 열전달량이 증대되기 때문이다. 또한 주유동방향의 하류로 갈수록 핀 표면의 온도가 튜브의 온도에 근접하는 것을 알 수 있으며, 이것은 유입공기의 온도가 상류의 핀 표면을 통과하면서 이미 상승하였기 때문이다. 평판 핀에서의 온도분포를 나타낸 Fig. 11(b)에서 보면 제1열 및 제2열에서의 핀 표면의 온도가 절개형 핀에 비하여 상당히 높게 나타나며, 이것은 평

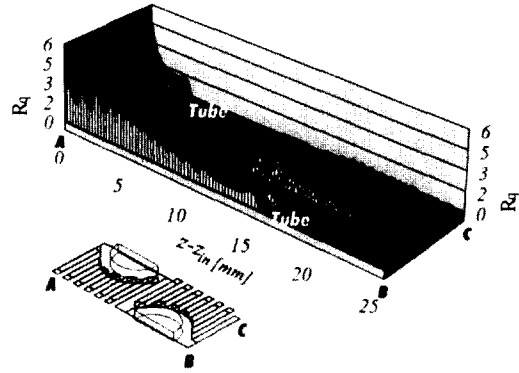
판 핀에서 공기로의 열전달량이 절개형 핀에 비하여 작은 것을 의미한다.

절개형 핀과 평판 핀의 경우에 열교환기의 핀 표면에서 공기로의 열유속을 정량적으로 고찰하기 위하여 아래식과 같이 무차원 국소 열유속(dimensional local heat flux), R_q 를 정의하였다.

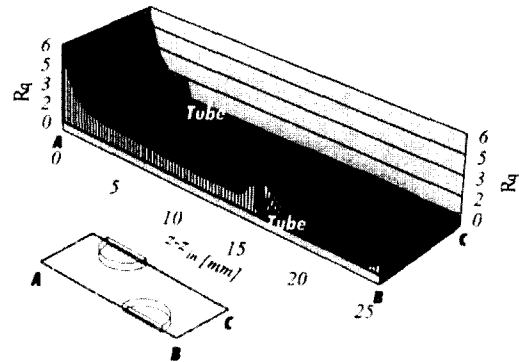
$$R_q = \frac{q''_{x=x_f}}{\bar{q}''_b} = \frac{-k \frac{dT}{dx} \Big|_{x=x_f}}{\left[\int -k \frac{dT}{dx} \Big|_{x=x_f} dA \right] / \int dA \Big|_{\text{at plane fin}}} \quad (20)$$

여기서 x_f 는 핀 표면을 나타낸다. 또한 A는 평판 핀의 총 열전달면적을 의미하며, 따라서 \bar{q}''_b 는 평판 핀-관 열교환기에서 얻어진 평균 열유속을 나타낸다. 본 연구에서 고려한 평판 핀-관 열교환기의 경우 유입공기 유속 1.5 m/s의 경우에 \bar{q}''_b 는 1055 [W/m²]으로 나타났다. 식 (20)에서 핀 표면에서의 국소 열유속을 평판 핀-관 열교환기에서 얻어진 평균 열유속으로 무차원화한 것은 절개형 핀에서의 국소 열유속을 평판 핀에서의 국소 열유속과 정량적으로 비교하기 위함이며, R_q 가 1이라는 것은 평판 핀-관 열교환기에서의 평균 열유속과 동일한 국소 열유속이 있음을 의미한다.

Fig. 12(a)에는 2열 절개형 핀-관 열교환기에서의 무차원 국소 열유속 분포를 도시하였으며 비교를 위하여 핀의 형상을 제외하고 모든 기하학적 형상이 동일한 2열 평판 핀-관 열교환기에서 얻어진 무차원 국소 열유속 분포를 Fig. 12(b)에 함께 도시하였다. 무차원 국소 열유속 분포를 나타낸 그림의 하단부에는 이해를 돕기 위하여 열교환기의 외형을 나타내었다. 하단부 그림에서 A, B 및 C점은 상단부 그림의 A, B 및 C점과 동일한 위치를 나타낸다. 2열 절개형 핀-관 열교환기에서의 무차원 국소 열유속 분포를 나타내는 Fig. 12(a)를 살펴보면 주유동 방향(z방향)으로 무차원 국소 열유속의 급격한 증가를 살펴 볼 수 있다. 이것은 핀 표면에 모두 12개의 슬릿을 가공함에 따라 핀 바닥면이 13개의 단속적인 면으로 분할된 관계로, 주유동이 이러한 단속적인 면의 선단을 만나면서 열경계층이 파괴되어 국부적으로 국소 열유속이 상승하기 때문이다. 반면 평판 핀의 경우에는 유동방향으로 열경계층이 지속적으로 발달함에 따라 주유동 방향인 z방향으로 무차원 국소 열유속이 2차함수적으로 감소함을 볼 수 있다. 최대 무차원 국소 열유



(a) Lanced fin



(b) Plain fin

Fig. 12 Distributions of local normalized heat flux for a lanced fin and plain fin at $w_{in}=1.5\text{m/s}$.

속은 두가지 핀에서 모두 핀의 z방향 시작위치에서 얻어지고 있다.

핀 표면에서 주유동방향(z방향)을 따르는 국소 열유속의 평균적인 거동을 살펴보기 위하여 아래와 같이 평균 무차원 열유속, $R_{q,z}$ 를 정의하였다.

$$R_{q,z} = \int R_q dy / \int dy \quad (21)$$

Fig. 13에는 유입 공기유속이 1.5 m/s인 경우, 절개형 핀과 평판 핀에서 구하여진 평균 무차원 열유속, $R_{q,z}$ 를 도시하였다. 평판 핀에서의 평균 무차원 열유속은 핀의 z방향 시작위치($z=z_{in}$)에서 최고치를 보이며 주유동 방향으로 진행하면서 2차함수적으로 감소하는 경향을 보인다. 절개형 핀의 경우 12개의 슬릿선단과 13개의 핀 바닥면 선단에서 국부적으로 평균 무차원 열유속이 상승하는 구역을 살펴볼 수 있다. 이것은 전술한 바와 같이 각 슬릿 및 핀의 선단에서 열경계층이 파괴되어 국소

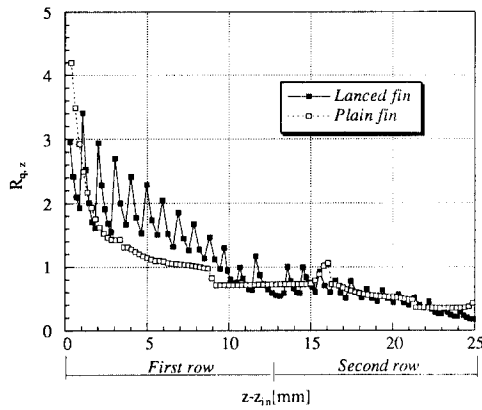


Fig. 13 Distributions of dimensionless heat flux along z direction for a lanced fin and plance fin at $w_{in}=1.5\text{m/s}$

Table 2 Contributions, η_t of fin and tube for total heat heat transfer.

W_m	Item	Lanced fin			Plane fine		
		Fin	Tube	Total	Fin	Tube	Total
1.0m/s	q_{tot} [W]	0.3134	0.0890	0.4024	0.3121	0.0328	0.3449
	η_t [%]	77.9	22.1	100	90.5	9.5	100
1.5m/s	q_{tot} [W]	0.4367	0.1255	0.5622	0.4014	0.0448	0.4462
	η_t [%]	77.7	22.3	100	90	10	100
2.0m/s	q_{tot} [W]	0.5412	0.1522	0.6964	0.4748	0.0529	0.5277
	η_t [%]	77.7	22.3	100	90	10	100

적으로 열전달성능이 상승하기 때문에 나타나는 현상이다. 또한 핀의 z방향 시작위치에서 절개형 핀에서의 평균 무차원 열유속이 평판 핀에 비하여 작은 것을 볼 수 있다. 이것은 두 경우 모두 경계층의 선단에 해당되나, 절개형 핀의 경우에는 핀 표면이 슬릿에 의하여 z방향으로 분리되므로 튜브에서 해당 핀으로 전도되는 열량이 감소하기 때문이다. 핀의 제1열과 제2열에서의 z방향 평균 무차원 열유속을 비교하면 평판 핀과 절개형 핀 모두에서 제2열 주위의 평균 무차원 열유속이 상당히 작게 나타난다. 이것은 주유동이 열교환기를 통과함에 따라 공기온도가 튜브온도에 근접하게 되며 따라서 제1열에서는 열전달이 왕성하고 제2열에서는 열전달이 상대적으로 감소하기 때문이다.

열교환기에서 공기로의 열전달은 크게 튜브에서 공기로의 열전달과 핀에서 공기로의 열전달로 나뉘

어진다. 이 두가지 열전달 현상에 대한 보다 상세한 고찰을 위하여 아래식으로 정의되는 핀 혹은 튜브에서의 열전달 기여도, η_t 를 Table 2에 나타내었다.

$$\eta_{ft} = q_{part} / q_{tot} \times 100 [\%] \quad (22)$$

여기서 q_{tot} 및 q_{part} 는 각각 열교환기 표면에서 공기로의 총 열전달량 및 핀에서 공기로의 열전달량 혹은 튜브에서 공기로의 열전달량을 나타낸다. 따라서 η_t 는 총 열전달량에 대한 핀 혹은 튜브에서의 열전달 기여도를 나타낸다고 할 수 있다. Table 2에서 Fin, Tube 및 Total은 각각 핀에서 공기로의 열전달, 튜브에서 공기로의 열전달 그리고 이 두가지의 합을 나타낸다.

Table 2를 살펴보면 절개형 핀과 평판 핀 모두에서 유입공기 유속이 증가할 수록 핀에서 공기로의 열전달량과 튜브에서 공기로의 열전달량이 증가하며, 이에 따라 총 열전달량도 증가함을 볼 수 있다. 절개형 핀에서 핀 및 튜브의 열전달량은 세가지 유속 모두에서 평판 핀에 비하여 크게 나타나며, 유속이 증가할 수록 절개형 핀과 평판 핀에서의 열전달량의 차이는 증가한다. 절개형 핀에서 총 열전달량에 대한 튜브에서 공기로의 열전달량 및 총 열전달에 대한 핀 표면에서 공기로의 열전달량은 각각 78% 및 22% 정도로서 유속에 무관함을 알 수 있으며, 평판 핀의 경우에도 이값이 90% 및 10% 정도로서 역시 유속에 무관함을 알 수 있다. 평판 핀에서는 세가지 유속 모두에서 핀 표면으로부터 공기로의 열전달량이 전체 열전달량의 10% 정도이나, 절개형 핀의 경우에는 20% 정도로서 평판 핀에 비하여 2배 가까이 크게 나타남을 볼 수 있다. 이것은 튜브주위에서의 속도벡터를 나타낸 Fig. 7에서 살펴본 바와같이 절개형 핀에서는 튜브 표면에서 유동박리위치가 튜브 하류로 좀 더 멀리 위치함에 따라 튜브 주위에서의 열전달이 평판 핀에 비하여 증대되기 때문으로 생각된다.

핀 표면 각 영역의 열전달 기여도를 고찰하기 위해 아래와 같이 정의되는 영역별 열전달 기여도 (regional contribution for heat transfer), η_r 를 Table 3에 나타내었다.

$$\eta_r = q_{reg} / q_t \times 100 [\%] \quad (23)$$

여기서 q_t 는 핀표면에서 공기측으로 전달되는 총 열전달량을 나타내며 q_{reg} 는 Table 3의 하부에 도

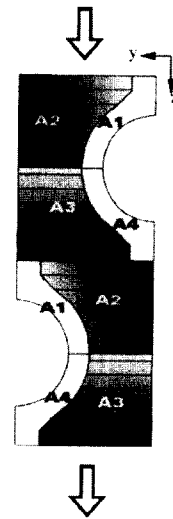
시한 그림의 8개 각 소영역에서 열전달량을 나타낸다. 따라서 영역별 열전달 기여도, η_i 는 핀의 각 소영역이 총 열전달에 미치는 기여도를 나타낸다고 할 수 있다. 그림에서 8개 각 소영역은 제1열과 제2열, 슬릿 영역과 튜브 영역 그리고 튜브 전방과 튜브 후방을 기준으로 구분되었으며, 여기서 슬릿 영역과 튜브 영역은 슬릿측면에 의하여 분할되는 것으로 하였다. 본 연구의 핀에서 A1, A4, B1 및 B4영역 각각의 면적은 23 mm^2 이며, A2, A3, B2 및 B3영역 각각의 면적은 76 mm^2 이다.

Table 3에서 윗면(top surface)과 아랫면(bottom surface)은 각각 +x방향의 핀 표면과 -x방향의 핀 표면을 지칭한다. 제1열의 열전달 기여도를 나타내는 A1~A4부분을 살펴보면 모든 유속범위에서 제1열 튜브 전방의 슬릿영역인 A2부분에서 열전달 기여도가 최대로 나타나며, 제1열 튜브 후방의 튜브영역인 A4부분의 열전달 기여도가 가장 작은 것을 알 수 있다. 제2열에서의 열전달 기여도를 나타내는 B1~B4부분에서도 역시 제1열과 유사한 경향을 살펴볼 수 있다. 핀 윗면과 핀 아랫면에서의 열전달 기여도를 비교하면, A1과 A3부분에서는 핀 아랫면보다 핀 윗면에서 핀 열전달 기여도

가 조금 크게 나타나며, A2와 A4부분에서는 반대의 현상이 나타나는 것을 알 수 있다. 튜브와 슬릿 측면사이에 위치하는 튜브영역에 속하는 A1, A4, B1 및 B4부분의 열전달 기여도는 슬릿영역에 속하는 A2, A3, B2 및 B3부분에 비하여 작게 나타난다. 유입공기 유속이 증가할 수록 제1열 상류영역 A2부분과 하류영역 A3부분의 열전달 기여도의 차이는 감소하는 것으로 나타났다. 유입공기 유속이 증가할 수록 제1열 핀의 열전달 기여도는 감소하지만, 제2열 핀의 열전달 기여도는 증가하고 있다. 이것은 유입공기 유속이 증가할 수록 제1열에서 충분히 열전달을 수행하지 못한 공기가 제2열에서 나머지 열교환을 수행하기 때문이다. 유입공기 유속 1 m/s 에서 제1열 핀의 열전달 기여도는 제2열 핀에 비하여 약 4.75배 크게 나타나며 제1열 핀은 전체 열전달에서 약 83%의 기여를 하는 것으로 나타났다. 이러한 결과는 강희찬등⁽¹¹⁾의 연구결과와도 일치한다. 유입공기 유속이 1 m/s , 1.5 m/s 그리고 2 m/s 로 증가함에 따라 제1열 핀의 열전달 기여도는 약 83%, 76% 및 72%로 감소하는 것으로 나타났으며, 제2열 핀의 열전달 기여도는 약 17%, 24% 및 28%로 증가하는 것으로 나타났다. 이와같

Table 3 Regional contributions, η_i to total heat transfer along inlet velocity. The A1~A4 and B1~B4 correspond to fin surface region. (See below figure)

W_{in}	Item	Unit[%]							
		First row				Second row			
		A1	A2	A3	A4	B1	B2	B3	B4
1.0 m/s	Top surface	4.08	25.15	11.22	0.87	1.32	5.32	2.23	0.27
	Bottom surface	3.53	26.36	10.47	0.93	0.94	4.87	2.23	0.26
	Sub total	7.61	51.51	21.70	1.80	2.31	10.10	4.45	0.52
	Total	82.62%				17.38%			
1.5 m/s	Top surface	3.70	21.31	11.93	1.06	1.79	6.70	3.53	0.50
	Bottom surface	3.11	22.39	11.38	1.11	1.32	6.21	3.53	0.43
	Sub total	6.81	43.70	23.31	2.17	3.11	12.92	7.06	0.92
	Total	75.99%				24.11%			
2.0 m/s	Top surface	3.50	18.96	12.07	1.17	2.04	7.54	4.44	0.70
	Bottom surface	2.91	20.02	11.77	1.22	1.62	7.00	4.45	0.57
	Sub total	6.41	38.98	23.84	2.40	3.66	14.55	8.89	1.27
	Total	71.63%				28.37%			



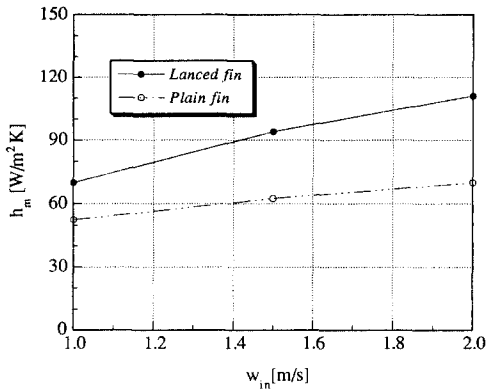


Fig. 14 Comparison of heat transfer coefficient versus the inlet velocity for a plain fin and lanced fin.

이 제2열 핀의 열전달 기여도가 20%~25% 정도이므로 열교환기의 설계시에 열수를 증가시켜서 전체 열전달량을 증가시키는 방법보다는 집중적으로 제1열의 열전달 특성을 향상시킬 수 있는 방안의 검토가 바람직하다고 볼 수 있다. 이러한 열교환기 설계방법으로부터 1열 튜브 열교환기로서 2열 튜브 열교환기의 성능을 갖는 1열 절개형 핀-관 열교환기의 개발이 가능하리라 사료된다.

평판 핀과 절개형 핀에서의 열전달성능을 고찰하기 위하여 Fig. 14에는 산술평균온도차에 의하여 구하여진 절개형 핀과 평판 핀에서의 공기측 평균 열전달계수를 유입공기 유속에 대하여 도시하였다. 세가지 유입공기 유속에서 공기측 평균 열전달계수 값이 절개형 핀의 경우 평판 핀에 비하여 크게 나타나며 이것은 전술한 공기측 국소 온도분포로부터 예견할 수 있는 결과이다. 세가지 유속에서 최대 공기측 평균 열전달계수 값은 유입공기 유속이 1.5 m/s에서는 약 50% 정도 증가하는 것으로 나타났다. 이것은 전술한 공기측 국소 온도분포로부터 예견할 수 있는 결과이다. 여기서 보면 절개형 핀에 대한 공기측 열전달계수 값은 유입공기 유속 1~2 m/s의 범위에서 70~110[W/m²K]이다. 본 연구에서 고려한 절개형 핀과 형상이 유사한 절개형 핀에 대한 강희찬등⁽⁸⁾의 실험적 연구에서 공기측 열전달계수 값은 65~110[W/m²K] 보고된 것으로 볼 때 상기 공기측 열전달계수 값의 예측 결과는 신빙성이 있는 것으로 판단된다.

6. 결 론

본 연구에서는 산업계에서 공조기용 열교환기로 많이 사용되고 있는 튜브직경, 7mm인 열교환기에 부착되는 2열 절개형 핀-관 열교환기 주위에서의 공기측 유동 및 열전달 특성을 수치해석기법을 도입하여 상세히 고찰함으로써, 절개형 핀 주위에서의 열전달 기구를 이론적으로 규명하였다. 이로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 절개형 핀에서는 핀 표면에 가공된 슬릿 및 슬릿 측면이 튜브 후방에서 발생하는 재순환영역의 크기를 억제한다.

(2) 절개형 핀에서는 핀 표면에 가공된 슬릿 및 슬릿 측면이 튜브 후방에서 발생하는 박리위치를 평판 핀에 비하여 좀더 하류로 이동시킨다.

(3) 절개형 핀에서는 슬릿 및 슬릿 측면에 의하여 에너지의 혼합효과가 증대되므로, 제2열 하류영역에서 공기측 온도분포가 평판 핀에 비하여 더 균일하게 나타난다.

(4) 절개형 핀의 경우 핀 표면이 슬릿에 의하여 분리되어 튜브에서 핀으로 전도되는 열량이 감소하기 때문에, 핀의 주 유동방향 시작위치에서 z방향 평균 무차원 열유속이 평판 핀에 비하여 작게 나타난다.

(5) 유입공기 유속이 증가할 수록 제1열에서 충분히 열전달을 수행하지 못한 공기가 제2열에서 나머지 열교환을 수행하므로, 유입공기 유속이 1 m/s, 1.5 m/s 그리고 2 m/s로 증가함에 따라 제1열 핀의 열전달 기여도는 약 83%, 76% 및 72%로 감소하며, 제2열 핀의 열전달 기여도는 약 17%, 24% 및 28%로 증가한다.

후 기

이 연구의 일부는 한국 과학재단 지정 터보·동력 기계 연구센터의 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Matsushima, H., Hatada, T., Endo, T. and Senshu T., 1991, "Three-Dimensional Simulation of Forced Convection and Heat Transfer in Heat

- Exchangers with Convex Strip Fins by The Finite Element Method," *Proceedings of the ASME National Heat Transfer Conference* Minneapolis., 91-HT-18.
- (2) Marchal, D., 1992, "Exchange Thermique et Perte de Charge sur L'air Dans les Batteries a Ailettes Continues a Un ou Deux Rangs de Tubes," *CETIAT Internal Report NTV 92082*, Villeurbanne.
- (3) Beecher, D. T. and Fagan, T. J. 1987, "Effects of Fin Pattern on the Air side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers," *ASHRAE Trans.*, Vol. 93, Part 2, pp. 1961~1984.
- (4) Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill.
- (5) Bradshaw, P., Cebeci, T. and Whitelaw, J. H., 1981, "Engineering Calculation Methods for Turbulent Flow," *Academic Press*.
- (6) Ludwig, J. C., Qin, H. Q., and Spalding, D. B., 1989, "The PHOENICS Reference Manual," *TR/200*, CHAM.
- (7) Spalding, D. B., 1993, "PHOENICS TRAINING COURSE NOTES CHAM," *TR/300*, CHAM.
- (8) 강희찬, 김무환, 윤점열, 김현영, 1995, "공조기용 열교환기의 공기측 유동 및 열전달 특성을 고찰하기 위한 확대 모형 실험," *공기조화·냉동 공학회 동계 학술발표 논문집*, pp. 42~47.
- (9) 강희찬, 김무환, 윤점열, 1996, "공조기용 평판-스트립 힌의 유동 및 열전달 특성," *열 및 유체공학 부문 학술대회 논문집*, pp. 89~95.