

## 평판 Fin-tube 배열을 갖는 히트파이프 히트싱크의 라디에이터를 통과하는 공기 유동에 대한 대류 열전달 및 압력 강하 연구

이수영\* · 홍성은\* · 강환국\*\* · 김성훈\*\*\* · 김철주\*\*\*\*

\*성균관대 대학원, \*\*대홍기업, \*\*\*계명대학교 기계공학부, \*\*\*\*성균관대학교 기계공학부

### Study on the Convective Heat Transfer and Pressure Drop for the Air flow Through a Plate Fin Tube Radiator of a Heat Pipe Heat Sink

Soo Young Lee\*, Sung Eun Hong\*, Hwan Kook Kang\*\*,  
Sung Hoon Kim\*\*\* and Chul Ju Kim\*\*\*\*

\*SKKU, Graduate School, \*\*Dae Hong Co., \*\*\*KMU, School of Mechanical Engineering,  
\*\*\*\*SKKU, School of Mechanical Engineering

#### 요 약

히트파이프 히트싱크의 라디에이터를 통과하는 공기 유동에 대한 대류 열전달 및 유동 압력 강하를 구하기 위한 연구를 수행하였다. 이 라디에이터는 평판 핀-관 구조이며, 평판핀에 4개의 히트파이프가 유동 방향으로 정격 배열 되어 있다. 입구 공기 속도 2.5~4 m/s에 대해 열전달 성능실험과 수치해석을 수행하였다. 각 히트파이프의 단위 길이당 열속이 583.3 W/m, 입구 공기 속도가 3 m/s일때 총합 대류 열전달계수값은 약 32 W/m<sup>2</sup>K, 압력 강하는 8 mmAq이었다. 전체속도범위에서 실험결과와 수치 해석 결과 사이에는 약 5%의 미만의 일치를 보였다.

**Abstract**—A study on the convective heat transfer and pressure drop was conducted for the air flow through the radiator core of a heat pipe heat sink. The radiator has a plate fin-tube configuration and 4 heat pipes were aligned in the flow direction. For a frontal velocity of air at 2.5~4 m/s and a given heat transfer rate per unit length of heat pipe 583.3 W/m, experiment and numerical analysis were performed for heat transfer performance. The heat transfer coefficient of 32 W/m<sup>2</sup>K and the pressure drop of 8 mmAq were obtained for the air flow of 3 m/s. The experimental and numerical results were in good agreement within 5% for all the range of air velocity.

#### 1. 서 론

히트파이프는 매우 낮은 온도차에서 비교적 먼 거리까지 다량의 열을 수송하는데 매우 효과적인 열전달 장치이며, 구조가 단순하고 가벼워서 오늘 날 적용범위가 매우 넓다<sup>[1]</sup>. 특히 지난 10년여 동안에는 트랜지스터(transistor), 사이리스터(thyristor), 증폭기(amplifier), 고밀도 반도체의 실장 등, 전자 반도체의 냉각을 위한 히트파이프의 이용기술에 관하여 많은 연구가 발표되었다<sup>[2]</sup>. Fig. 1은 한국형 고속전철의 전력반도체 냉각을 위해 개발중인 히트파이프 냉각장치의 시제품의 사진으로, 이러한 개념의 히트싱크 냉각장치는 이미 일본, 프랑스, 독

일 등에서 고속철도차량의 전력반도체 냉각에 적용하고 있다<sup>[3,4]</sup>. 이 장치의 구성과 크기를 개략적으로 Fig. 2에 나타내었다<sup>[3,4]</sup>. 4개의 히트파이프의 증발부는 알루미늄 재질의 블록에 마련된 구멍 속에 삽입되어 있고, 이들 접촉면은 납으로 용접되어있다. 알루미늄 블록의 표면에 전력 반도체를 부착하고, 이 블록에 전달된 열을 히트파이프의 응축부에서 핀을 통하여 공기로 방출한다.

히트파이프의 단열부에 설치된 세라믹관은 히트파이프 상하단을 전기적으로 절연시키기 위한 수단이다. Table 1에 히트싱크를 구성하는 핀과 히트파이프의 제원을 간략하게 제시하였다. 이 연구의 목적은 히트싱크의 라디에이터를 통과하는 공기유동에 대한 대류 열전달 및 유

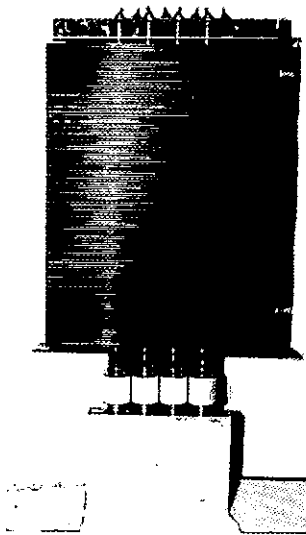


Fig. 1. A heat pipe heat sink for cooling of thyristors.

동 저항에 대한 해를 얻는데 있다. 라디에이터는 일종의 평판 환관 열교환기이다. 본 연구에서는 실제 라디에이터와 동일한 기하학적 형상을 갖도록 평판 환관 열교환기 모델을 제작하고, 여기에 실험적 방법과 수치해법을 적용하여 대류열전달 계수와 압력강하를 구하였고, 그 결과를 비교하였다. 앞으로 이 수치해석모델을 발전시킴으로써 환형형상, 재료, 관 배열 등 다양한 인자들의 영향을 고려하는 최적의 라디에이터 형상 개발을 수행 할 수

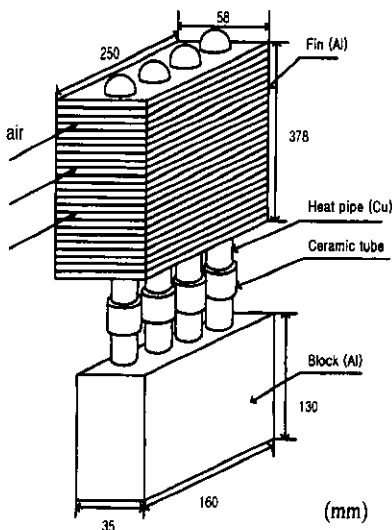


Fig. 2. Schematic view of a heat pipe heat sink system shown in Fig. 1.

Table. 1 Parameters of a heat pipe heat sink.

Heat pipe	Fin
Envelope	Plate spacing : 2.2 mm
$\Phi_{in} = 21.23$ mm	Fins/m = 338.6 (fins/m)
$\Phi_{out} = 20.63$ mm	Fin thickness $t = 0.8$ mm
evaporator $L_e = 130$ mm	Fin area/total area $\beta = 0.97$
condenser $L_c = 378$ mm	
adiabatic $L_a = 90$ mm	
Working fluid PFC( $C_6F_{14}$ )	Number of fins $n = 128$

있을 것으로 생각한다.

## 2. 히트싱크와 열전달 해석

한국형 고속 전철에는 전력변환장치로써 VVVF 인버터 시스템(Variable Voltage Variable Frequency Inverter system)을 적용하고 있다. 이 시스템은 Fig. 3과 같이 IGCT(ABD.Co.) 싸이리스트(thyristor)등 4개의 전력 반도체와 이들을 냉각하기 위한 7개의 히트싱크를 조합하여 1개의 스택(stack)을 구성한다. 각 전력반도체는 직경 60 mm 두께 27 mm의 환형으로 최대 약 1800 W의 열을 발생하며, 정상작동 조건에서 90°C 미만으로 유지해야 한다. 이것을 열교환기의 환관 배열 관점에서 보면 1개의 덕트 내에 28개의 히트파이프관이 7행 4열로 정격 배열되어있고, 각 행마다 4개의 히트파이프관이 유동방향으로 평판 환에 의해 서로 연결되어 있다. 이 옷하는 두 열의 환 측벽사이의 틈새는 환 길이 방향으로 일정하며, 그러나 틈새의 크기는 위치에 따라 3~5mm로 다소 차이가 있다. 그러나 우리는 각 열의 틈새가 균일하다고 가정하고 한 열의 라디에이터를 대상으로 연구를 수행하였고, 틈새의 크기가 열전달 및 유동저항에 미치는 영향을 검토하였다.

Fig. 4는 개략적으로 실험장치를 나타낸 것으로써, 4각 덕트(185×150×540 mm), 덕트 후단에 공기유동을 얻

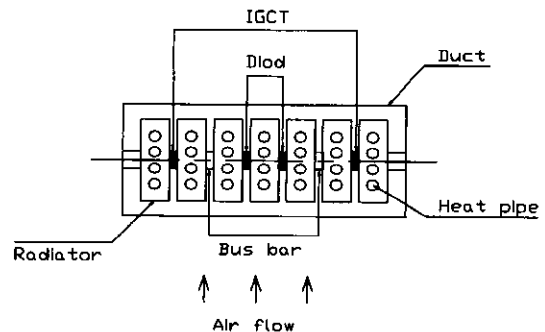


Fig. 3 Top view of a stack of VVVF system consisting of 7 radiators and 4 power semi conductors.

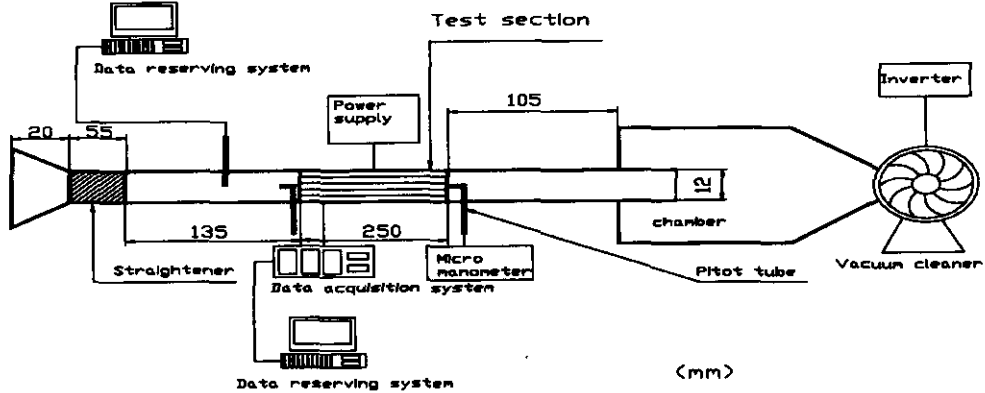


Fig. 4 Apparatus to measure the overall heat transfer coefficient and pressure drop for air flow through the fin-tube core.

기 위해 설치한 진공청소기(CS-1000D) 및 환-튜브 배열의 라디에이터 실험모델이 설치된 측정부로 구성되어 있다. 4각 덕트는 아크릴 재질로 제작하였다. 덕트 내의 입구 유속은 열선풍속계(IFA-300 TSI)를 이용하여 재측하였다. 그리고 환-관 배열의 전후 압력강하는 피토히터로 측정하였다. Fig. 5는 측정부의 단면을 나타낸 것으

로써 덕트와 라디에이터의 형상을 자세하게 보여 주고 있다. 덕트의 양쪽 측면벽은 좌우로 이동이 가능하고, 따라서 이러한 방법으로 덕트와 환 좌우측면사이의 간극  $\delta$ 의 크기를 조정할 수 있다. 환은 알루미늄 재질의 평판으로, 좌우 양단 끝에는 길이를 따라 높이 2 mm의 날개가 수직으로 세워져있다. 환의 양 날개끝단과 그 위에 설치된 환과 이루는 간극은 약 0.01~0.02 mm로 거의 접촉을 이루고 있다. 실험용 라디에이터에 사용한 환은 히트싱크 시제품에 사용된 것과 동일하다. 그러나 4개의 히트파이프는 동일한 외경의 구리 원통으로 대체하였고, 이들 각 원통의 중심부에는 원주 형상(외경 15 mm)의 전기히터를 설치하였다. 히터에 의해 발생하는 열은 원통벽으로 균일하게 전달되어 환을 통해 공기로 방출된다고 가정하였다. 실험장치에서 히터로부터 상,하벽을 통해 일어나는 열손실을 억제할수 있도록 히터와 대칭되는 상·하판의 외벽에는 각각 직경 20 mm의 얇은 원판형상 보조히터를 제작하여 부착하였고, 그리고 덕트 외벽을 단열 시켰다. 정상상태에서 덕트벽의 내외 표면 온도차가 최대 2°C를 넘지 않도록 하였다. Fig. 6은 환의 상세도이며, 환의 온도 분포를 측정하기 위해 설치

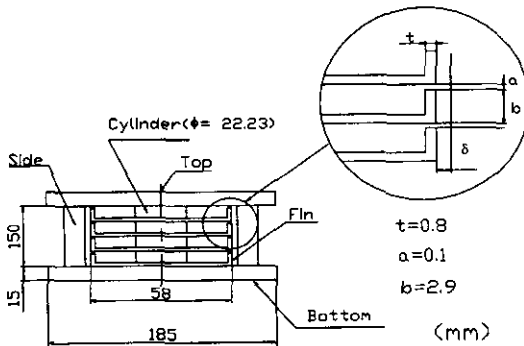


Fig. 5. Cutting view of the test section and fin geometry.

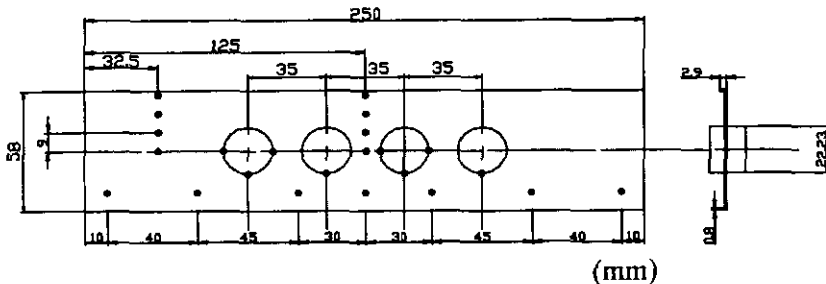


Fig. 6. Positions of thermocouples to measure fin surface temperature.

**Table 2. Experimental conditions.**

Frontal air velocity, $V_{fr}$	2~4 m/s
Heat supply, Q (heat flux, $q''$ )	20~32 W (5113.9~8182.25 W/m <sup>2</sup> )
Gap between fin side and duct wall, $\delta$	0~6 mm

한 열전대의 위치를 보여주고 있다. 실험용 라디에이터의 상판으로부터 두 번째 환의 뒷면에 열전대를 설치하였다. 열전대는 T-type( $\Phi=0.12$  mm)을 사용하였다.

Table 2는 실험에서 고려된 열유동 인자와 그 크기를 나타내고 있다. 1개 전력반도체의 최대 예상 열부하는 1800 W이고, 이 경우 실험 모델에 작용하는 상당 열부하는 약 28 W이다. 이상으로 열부하는 실험장치의 4개 원통관 히터에 균일하게 분배하였다. 그리고 고속 전철의 설계조건으로 냉각기에 적용하는 예상 공기속도는 3 m/s이며, 실험에서는 2.5~4 m/s를 실험 범위로 선택하였다.

실험은 다음과 같이 진행되었다. 먼저 일정 열부하와, 일정 공기속도를 적용하고, 시스템이 열적으로 정상상태에 도달되면 환 표면의 온도분포, 측정부의 입구공기온도와 속도, 라디에이터 입,출구의 정압 차이를 측정하였다. 대류 열전달계수는 아래와 같이 계산하였다. 환, 관에 대한 에너지 균형식과 환 이론으로부터 아래의 식을 얻을 수 있다. 한 개의 환에 대하여, 전체 열전달율을  $Q_{total}$ , 그리고 환과 원형관 표면을 통한 열전달율을 각각  $Q_{fin}$ ,  $Q_{unfinned}$ 이라 하면,

$$Q_{total} = Q_{fin} + Q_{unfinned} = \eta A_f h \theta_b + (A_c - A_f) h \theta_b \quad (1)$$

의 관계가 된다.

여기서,

$A_f$ 는 전 열전달 면적

$A_c$ 는 환 표면을 통한 열전달 면적

$\theta_b = T_b - T_{air}$ 는 환 뿌리(fin base)와 주위공기의 평균 온도차이며

$\eta$ 는 환 효율이다.

이 식을 정리하면

$$Q_{total} = [\eta\beta + (1-\beta)]A_c h \theta_b = \eta' A_c h \theta_b \quad (2)$$

여기서  $\eta'$ 은

$\eta' = \eta\beta + 1 - \beta$ 는 면적을 고려한 환 효율(area-weighted fin efficiency)이고, 환의 면적비  $\beta$ 는  $\frac{A_f}{A_c}$ 이다.

단순한 구조의 평판환-관에 대해서는  $A_f$ 를 해석적으로 구할 수 있으나<sup>18)</sup>, Fig. 6의 경우에서와 같이 각 환에 대한 환의 면적이 불균일 할 때에는  $\eta$ 를 해석적으로 구하는 것이 용이하지 아니하다. 이러한 점을 고려

하여 식(2)로부터 아래와 같이 환과 관 표면에 대한 종합 대류열전달계수  $U$ 를 정의하였다.

$$Q_{total} = UA_c \theta_b \quad (3)$$

식(2), (3)에서  $U = \eta, h$ 이다.

식(3)의 관계를 실험결과에 적용하기 위하여 우리는 먼저 온도측정결과로부터 4개의 각 원통관에 대한  $\theta_{bi}$  값을 각각 구하고, 이 값의 산술평균값  $\bar{\theta}_b$ 을 식(3)에 사용하였다.

즉,

$$Q_{total} = UA_c \bar{\theta}_b \quad (4)$$

$$\bar{\theta}_b = \frac{1}{4} \left( \sum_{i=1}^4 \theta_{bi} \right) \quad (5)$$

이다. 여기서,

$\theta_{bi} = (T_{bi} - T_{air,i})$ 으로써,

$T_{air,i}$ 는  $i$ 번째 환에서 공기의 체적 평균온도이며, 이 값은 공기가 라디에이터를 통과하는 동안에 환의 길이당 균일하게 열을 받는다고 가정해서 식(6)과 같이 구한 체적평균온도를 사용하였다.

즉,

$$T_{air,i} = T_{air,0} + \frac{1}{m c_p} \int_0^l q' dx \quad (6)$$

여기서  $q'$ 는 한 개의 환에 대하여 단위 길이당 열부하이고,  $T_{air,0}$ 는 입구에서 공기온도이다.

### 3. 수치 열전달 해석

일반적으로 환-관 배열 라디에이터에서 열전달과 압력손실은 환과 관의 형상재질, 배열, 덕트벽과 라디에이터 사이의 틈새, 공기속도 및 온도 등의 여러 가지 인자들에 의해 결정된다. 궁극적으로 우리는 이러한 모든 인자들의 영향을 고려하여 최적의 설계인자를 결정해야 하지만 여기서는 실험모델의 형상과 재질, 그리고 실험의 열유동 조건을 대상으로 수치유동해법을 통한 열전달, 압력강하문제를 해석하고, 해석 결과를 실험결과와 비교함으로써 해석모델의 유효성을 검토하였다.

#### 3-1. 모델의 선정

Fig. 7은 측정부 환-관을 통과하는 유동통로에서 임의 두 환 사이에 놓여있는 유동통로와 유동단면과 상,하벽면의 경계조건을 보여주고 있다. 이 유동통로에서 환의 길이 방향 중앙선을 경계로 좌우 유동이 대칭성을 갖는다고 가정하고, 전체 유동통로의 좌측 1/2 영역에 대해

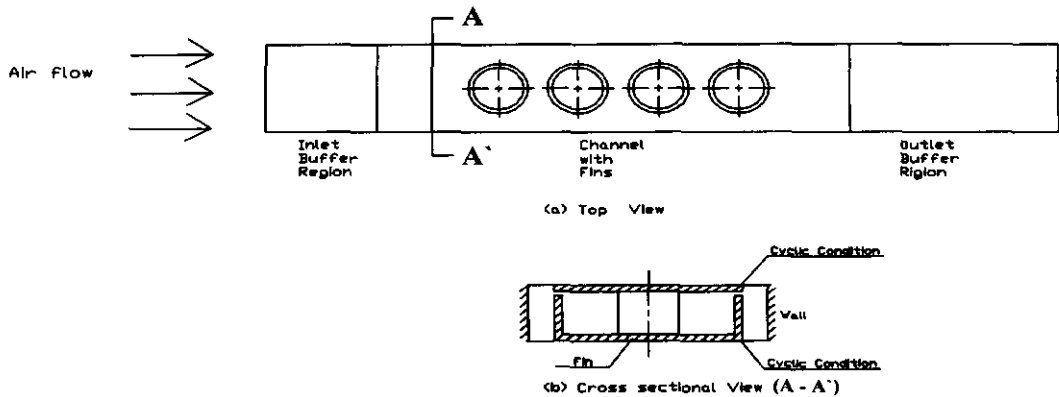


Fig. 7 Region for numerical analysis.

서만 해석을 수행하였다. 계산영역은 4개 원통관과 상·하의 평판 형으로 구성되는 공간과 그 전 후에 각각 노이만(Neumann)조건을 만족시키기 위해 설정한 완충영역으로 구성되어 있다. 입구 및 출구 완충영역에서는 단열유동으로 가정하였다. 라디에이터의 성능에 관련된 모든 물성치들은 위의 상하류의 조건을 고려한 계산으로부터 구하였다.

3-2. 지배방정식 및 경계조건

일반적으로 평판 환관 열교환기에서 두 환사이의 유동 통로는 폭에 비해 높이가 매우 작기 때문에 거의 무한 평판 사이의 경우와 유사한 특성을 갖는다. Fig. 5의 경우 라디에이터 입구에서 유동통로의 수력직경은  $D_h = 0.004 \text{ m}$ 으로 매우 작고, 그리고 공기유속 2~4 m/s일 때  $Re$  수는 600~1200이며, 따라서 이 문제에서 유동을 층류로 가정하였다.

유동장 및 환에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{7}$$

운동량 방정식 :

$$\rho \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \tag{8}$$

에너지 방정식 :

$$\rho c_p \frac{\partial (u_i T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ k \left( \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] \tag{9}$$

환의 열전도 방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ k_s \left( \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] = 0 \tag{10}$$

계산영역에 대한 경계조건은 아래와 같이 설정하였다. 입구에서는 일정 유속과 온도값을 부여하였고, 각각의 크기는 실험의 경우와 같은 값을 사용하였다. 출구에서는 유동 및 온도장에 노이만 조건을 부가하였다. 환 사이의 유동통로에서는 길이방향으로 중앙대칭면을 따라 대칭경계조건을 적용하였고, 그리고 모든 고체 표면에는 비활 조건을 적용하였다. 유동단면의 상·하 두 평판 환에 대해서는 각 평판의 두께의 가운데 면을 각각 유동 채널의 상·하 면으로 정하였고, 환의 경계면 표면온도는 두 환에서 반복된다고 가정하여 이를 표면에 주기경계조건을 적용하였다. 각 히트파이프 내부의 표면에서는 균일한 열속 조건을 적용하였고, 그 크기는 각 히트파이프관에서 서로 동일하다고 가정하였다. 상기 경계조건을 수식화 하면 식(11)~(16)과 같다. 단 히트파이프와 환 사이의 열접촉 저항은 무시하였다.

입구 :  $u = u_{in}$   
 $v = w = 0$  (11)

출구 :  $\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0$  (12)

히트파이프의 내면 :  $q'' = q_{in}$  (13)

고체면 :  $u = v = w = 0$  (14)

대칭 경계면 :  $\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0$  (15)

주기 경계조건 :  $T(x, y, 0) = T(x, y, h + t)$

$z = 0, z = h + t : \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=h+t}$  (16)

3-3. 수치해석의 방법

본 연구에서는 범용 열-유체역학 해석 코드인 FLUENT

5를 사용하여 수행하였으며, 주기경계조건을 부여하는데 용이하도록 코드의 특성 중 정렬 격자구조를 사용하였고, 대류항의 처리방법은 UPWIND 방법을 사용하였다. 운동량 식에서 속도-압력 coupling은 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) 방법을 택하였다. 반복계산시 수렴조건으로 각 종속변수의 상대 값을  $1 \times 10^{-3}$ 으로 택하였으며, 컴퓨터는 SUN사의 ULTRA-SPARC STATION을 사용하였다. 사용된 계산 시간은 최저유속인 2 m/sec일 때 약 120분 정도 소요되었다. 이 보다 큰 유속의 경우에는 바로 전 단계 유속의 해석 결과를 초기 값으로 설정하였고, 약 100분간의 계산시간이 소요되었다. 유동장을 먼저 해석하고, 이 결과를 이용하여 온도장을 해석하였다. 유동통로의 상하단을 이루는 흰 벽에서 주기경계조건과 고체내 확산 현상을 해석하는 데에는 평균 약 3시간이 소요되었다.

해석영역에서 격자의 전체수는 193,254개 이었고, 격자의 찌그러짐 정도(skewness)는 0.2 이하이기 때문에 결과의 정확성을 기대할 수 있다고 생각한다. 운동량 식을 해석하는데 사용된 하향이완계수(under relaxation factor)는 u, v, w 운동량에 대해 각각 0.5를 사용하였고, 압력 교정계수 0.3을 사용하였다.

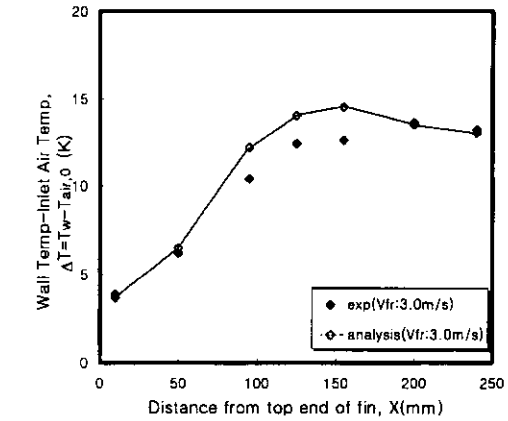
일반적으로 흰관 배열 라디에이터에서 열전달과 압력손실은 흰관과 관의 재질, 배열, 덕트벽과 라디에이터 사이의 틈새, 공기속도 및 온도 등의 여러 가지 인자들에 의해 결정된다.

궁극적으로 우리는 이러한 모든 인자들의 영향을 고려하여 최적의 흰관의 형상에 대한설계인자를 결정해야 한다. 그러나 여기에서는 실험모델과 동일한 조건의 수치 해석 모델을 설정하고, 수치유동해법을 통한 열전달, 압력강하 문제를 해석하였고, 그리고 해석 결과를 실험 결과와 비교함으로써 해석모델의 유효성을 검토하였다<sup>19)</sup>.

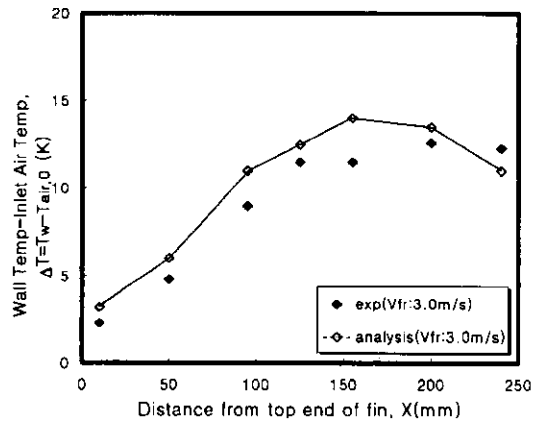
#### 4. 결과 및 고찰

##### 4-1. 온도분포

흰의 유동 방향 온도 분포를 흰 온도와 공기의 통로 입구온도와의 차이 값으로 표시한 결과를 Fig. 8에 도시하였다. 흰 표면온도분포는 하단구간을 제외하고 전 구간에 걸쳐 유동방향으로 증가를 나타내었고, 흰의 중앙부에서는 상대적으로 한 개의 관에 대한 흰의 상당 표면적이 작기 때문에 온도가 보다 높게 나타나고 있다. 흰과 덕트 측벽 사이에 공기유동이 있는 경우 ( $\delta = 3 \text{ mm}$ )에는 그렇지 않는 경우( $\delta = 0 \text{ mm}$ )에 비해 입구영역에서만 약  $2^\circ\text{C}$ 정도 낮게 나타났고 나머지 구간에서는 큰 차이가 나타나지 않았다. 그 이유는  $\delta = 3 \text{ mm}$  경우에는  $\delta = 0 \text{ mm}$ 에 비하여 흰의 날개외벽을 통하여 대류 열전



(a)  $\delta = 0 \text{ mm}$



(b)  $\delta = 3 \text{ mm}$

Fig. 8. Longitudinal temperature rise of fin surface over inlet air ( $Q = 28 \text{ W}$ ,  $T_{\text{air},0} = 20^\circ\text{C}$ ).

달 효과가 발생하지만, 그러나 입구유동속도가 일정할 때 흰의 평판사이를 통과하는 유량은  $\delta = 0 \text{ mm}$ 의 경우가  $\delta = 3 \text{ mm}$ 의 경우보다 더 커서 흰 전체 표면에서의 대류 효과에는 큰 영향이 없는 것으로 보인다. 한편 수치해석 결과는 흰의 입구와 출구 구간에서는 실험결과와 온도분포가  $2\sim 3^\circ\text{C}$  범위에서 잘 일치하고 있으나, 흰의 중앙에서 수치해석 결과가 실험결과에 비하여 약  $2\sim 3^\circ\text{C}$  더 높게 나타났다. 한편 유동에 수치방향과 원통관 들레를 따라 측정된 흰 표면의 온도분포결과를 나타낸 것이 Fig. 9(a), (b)이다. 일반적으로 흰관 열교환기에서 관 뒤에 생성되는 와류의 영향으로 흰 측면에 비하여 흰 중앙부에서 열전달율은 크게 감소하며, 이러한 결과가 Fig. 9(a)에서 볼 수 있다. 흰 중심선으로부터 멀어질수록 흰 표면 온도가 감소하여 열전달이 보다 크게 발생하는 것을 알 수 있다. 그리고 그 경향은 흰 입구로부터의 거리 (X)가 멀수록 더 크게 나타났다. 또한 흰 뿌리의 원주

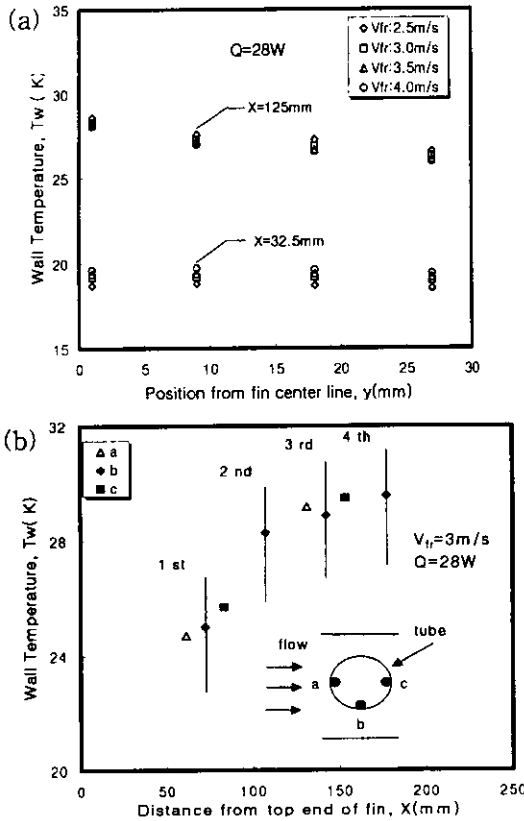


Fig. 9. Fin surface temperature distributions (a) in the transversal direction to air flow, and (b) in the circumferential direction at each fin base.

방향 온도분포에서도 외류의 영향으로 관의 전,후면(a,c 점) 보다 측면(b점)의 온도가 낮게 나타났고, 그 차이는 2°C 미만이었다.

4.2. 대류 열전달 계수 및 유동압력 강하

Fig. 8, 9의 온도측정결과와 수치해석결과를 이용하여 식(4)~(6)으로부터 구한 총합 대류 열전달 계수U를 공기입구속도  $V_{in}$ 에 대해 도시한 것이 Fig. 10, 11이다. 입구 속도  $V_{in}=2.5\sim 4\text{ m/s}$ 에서 실험적으로 구한 U의 값은 30~35 W/m<sup>2</sup>K 이었고, 유속증가에 따라 거의 선형적 증가를 나타내었다. 수치해석 결과는 실험결과와 전구간에서 잘 일치하고 있다. 그러나 유속이 증가함에 따라 수치해석결과가 실험 결과에 비해 보다 큰 값을 예측하는 경향이 발생하였다. Fig. 11은 총합 대류열전달 계수 U에 미치는  $\delta$ 의 영향을 검토한 실험 결과이다.  $\delta$ 의 증가에 따라 핀 측면 날개에서의 대류효과에 의해 U가 증가하여  $\delta = 1.5\text{ mm}$ 에서 최대 열전달 계수를 나타내었다. 그러나  $\delta$ 가 그 이상의 값에 대해서는 U가 빠르게 감소

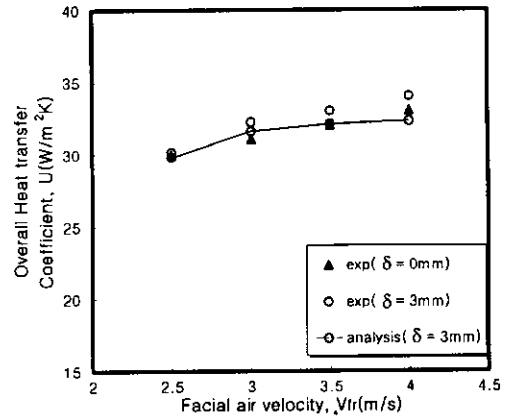


Fig. 10. Overall convective heat transfer coefficient v.s. facial air velocity ( $Q=28\text{ W}$ ).

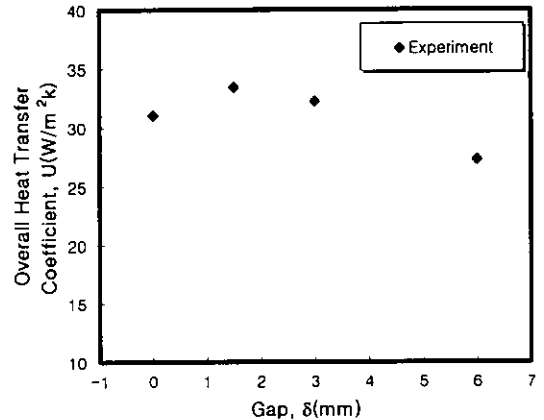


Fig. 11 Overall convective heat transfer coefficient v.s. gap ( $Q=28\text{ W}$ ,  $V_{in}=3\text{ m/s}$ ).

하는 결과를 얻었다.  $\delta = 0$ 에 비하여  $\delta = 6\text{ mm}$ 의 경우의 U 값이 4~5% 작게 나타났다.

이러한 현상은 동일한 입구 유동속도에서도  $\delta$ 가 크면 핀 중심부를 통한 유동보다 상대적으로 유동저항이 작은 핀 측면과 덕트벽 사이의 틈새로 흐르는 유동량이 증가하여, 핀 중심부에서의 대류효과가 감소하기 때문이다. 이러한 현상은 수치해석을 통하여 유동장 해석 결과에서 볼 수가 있었다<sup>9)</sup>. Fig. 12는 핀관을 통과하는 유동의 압력강하를 나타낸 것이다. 유동 압력 강하  $\Delta p$ 는 예상대로 유동 속도의 증가에 따라 증가하는 것이 확인되었다. 특히  $\Delta p$ 는 핀의 측면벽 사이의 틈새  $\delta$ 의 증가에 따라 크게 감소하는 것이 확인되었다. Fig. 11, Fig. 12의 결과를 비교 검토하면,  $\delta = 3\sim 5\text{ mm}$ 의 경우  $\delta = 0$ 인 경우에 비하여 열전달율에서는 약간의 감소(5%)가 발생하지만, 유동저항은 크게 감소(30~40%)한 것을 알 수

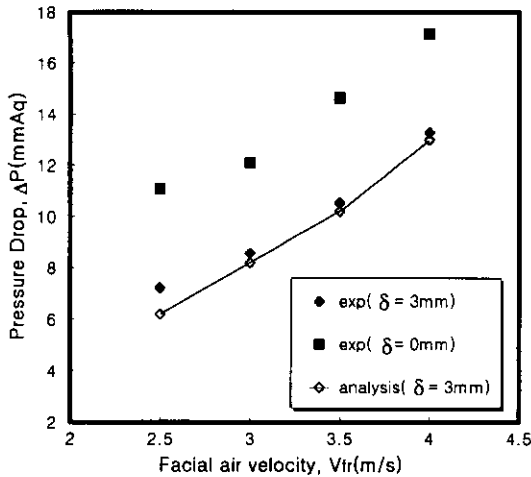


Fig. 12. Pressure drop of air flow through the fin-tube core.

있다. 따라서 실제 문제에서 송풍기 유동일의 이득을 얻기 위해  $\delta$ 와  $V_{fr}$ 의 적절한 선택이 필요한 것으로 보인다.  $\delta$ 의 크기를 3~5 mm 범위에서 적절히 선택함으로써 열전달에서의 손실과 유동마찰에서의 이익을 조화시킬 필요가 있다.

### 5. 결 론

평판 환-관 구조의 라디에이터를 통과하는 공기유동에 대한 열전달 및 유동압력손실에 대한 연구결과를 정리하면 다음과 같다. 실제 냉각기에서 적용하는 입구 공기 속도 3 m/s, 히트파이프의 단위길이당 열부하 583.3 W/m, 틈새  $\delta = 3$  mm에서

i) 실험적으로 구한 총합대류 열전달계수 값은 32 W/m<sup>2</sup>K이었다. 그리고 공기 유동 압력강 하는 8 mmAq이었다.

ii) 이웃하는 두 열의 환 측면 틈새  $\delta$ 는 대류 열전달 유동 압력강하에 영향을 미치는 것이 확인되었다.  $\delta = 0$ 의 경우에 비하여 대류 열전달계수는  $\delta = 3$  mm에서 약 5%감소를 나타내었고, 그리고 유동 저항은 30~40% 정도의 큰 감소를 나타내었다. 따라서  $\delta$ 를 적절히 선택함으로써 비슷한 열전달 성능에서도 송풍기의 유동일을 크게 감소시킬 수 있을 것으로 보인다.

iii) 수치해석 결과와 실험 결과는 전체 실험범위에서 약 5% 이내로 잘 일치하였으며, 다만 열전달계수의 경우 유속의 증가에 따라 수치해석 결과가 실험치 보다 다소 크게 예측하는 경향이 나타났다.

### 후 기

본 논문은 현대중공업 위탁으로 G7과제 연구비에 의하여 연구되었기에 이에 감사드립니다.

### 사용기호

- A : surface area, m<sup>2</sup>
- A<sub>t</sub> : total heat transfer area, m<sup>2</sup>
- A<sub>f</sub> : frontal area, m<sup>2</sup>
- c<sub>p</sub> : specific heat, J/kg·K
- D<sub>h</sub> : hydraulic diameter, m
- h : heat transfer coefficient, W/m<sup>2</sup>·K
- m : mass flow rate, kg/s
- P : pressure, Pa
- q' : heat transfer rate per unit fin length, W/m
- Q : heat transfer rate, W
- t : thickness of fin, mm
- T : temperature, °C
- U : overall convective heat transfer coefficient, W/m<sup>2</sup>·K
- V : velocity, m/s
- x, y : coordinates, m
- u, v, w : velocity component, m/s
- $\delta$  : gap between fin sides, mm
- $\eta$  : fin efficiency
- $\eta'$  : area-weighted fin efficiency
- $\theta_b$  : local difference in temperature between fin base and air flow (T<sub>b</sub>-T<sub>air</sub>), K
- $\theta$  : average of temperature difference, K
- Re : Reynolds number,  $Re = \frac{V_{fr} D_h}{\nu}$

### 하첨자

- b : fin base
- t : total
- o : entrance

### 참고문헌

1. Chi, S.W.: "Heat pipe Theory and Practice", McGraw-Hill (1976).
2. Faghri, A.: "Heat pipe Science and Technology", Taylor & Francis (1976).
3. 김철주, 강환국, 김재진, 임광빈: "반도체 냉각용 히트"



- 파이프식 냉각기 관련기술” 현대중공업 주전력 변환 장치 개발 위탁 연구 보고서(1997).
4. 김철주, 강환국, 이진성, 김재진: “Heat pipe식 Heat sink 설계 및 제조 기술 개발” 현대중공업 주전력 변환장치 개발 위탁 연구 보고서(1998).
  5. Romestant, C., Alexandre, A., and Bonhomme, C.: “Power Diode Cooling by Heat Pipe Module” 11th Int. Heat Pipe Conf., Tokyo, Japan, Session A8-1, pp. 49-54 (1999).
  6. Sauciac, I., Mochizuki, M., Mashiko, K., Saito, Y., Nguyen, T., and Lev, J.: “The Design and Testing of an Improved Wick Structure to be Used in Heat Pipe” 11th Int. Heat Pipe Conf., Tokyo, Japan, Session A8-3, pp. 61-65 (1999).
  7. Katoh, T., Akachi, H., and Amako, K.: “New Heat Conductor for Avionics Cooling” 11th Int. Heat Pipe Conf., Tokyo, Japan, Session A8-4, pp. 66-71(1999).
  8. Kays, W.M., and London, A.L.: “Compact Heat Exchange 3rd Edition”, McGraw-Hill, New York (1984).
  9. 김철주, 강환국, 이진성, 이용수, 이수영: “Heat Pipe 냉각기의 설계 및 성능 평가 기술확립”, 현대중공업 주전력 변환장치 개발 위탁 연구 보고서(1999).
  10. Murase, T., Sasaki, C., Matsumoto, K., Kimura, Y., Kotani, M., and Sotani, J.: “Power Semiconductor Device Cooling System Using Electrically Insulated Heat Pipe for Electric Rolling Stock” Furukawa Review No. 12 (1993).
  11. Murase, T., Endo, S., and Koizumi, T.: “Heat Pipe Cooling System for Thyristors” 5th Int, Heat Pipe Conf., Tsukuba, Japan, May 14-18 (1984).