

## 휀-히트파이프로 구성된 채널에서 히트파이프의 엇갈림배열에 따른 유동 및 열전달 특성

김 성 훈<sup>†</sup>, 진 윤 근<sup>\*</sup>, 김 철 주<sup>\*\*</sup>

계명대학교 기계자동차공학부, <sup>\*</sup>두원중공업, <sup>\*\*</sup>성균관대학교 기계공학부

### Flow and Heat Transfer Characteristics due to Staggered Arrangement of Heat Pipes in Channels with Heat Pipes and Fins

Sung Hoon Kim<sup>†</sup>, Yun Gyeon Jin<sup>\*</sup>, Chul Joo Kim<sup>\*\*</sup>

*Department of Mechanical Engineering, Keimyung University, Daegu 704-701, Korea*

*<sup>\*</sup>Doowon Heavy Industrial Co., Sacheon 664-811, Korea*

*<sup>\*\*</sup>School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea*

*(Received June 24, 2002; revision received August 29, 2002)*

**ABSTRACT:** The characteristics of flow and heat transfer in the heat exchanger of heat pipes with fins have been studied numerically for cooling enhancement of electronic components of KTX (Korea Train eXpress). Numerical analysis and methodology have been conformed by comparing the experimental results for inlined array of heat pipes. The staggered arrangement of heat pipes has been proposed in order to achieve heat transfer enhancement. As results, the geometry change to the staggered array is conformed to increase the heat transfer of the system accompanied by an increase of pressure drop. The current results of friction factor and Colburn  $j$  factor are presented in terms of Reynolds number and staggered distance, and are expected to use for design and manufacture of such a system.

**Key words:** Heat pipe(히트파이프), Fin(휀), Staggered arrangement(엇갈림배열), Friction factor(마찰계수), Heat transfer enhancement(열전달증대)

#### 기 호 설 명

$A_t$  : 접수면적 [ $m^2$ ]

$A_p$  : 히트파이프 가열면적 [ $m^2$ ]

$D_h$  : 수력 직경 [m]

$f$  : 마찰계수, 식(8)

$h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

$H$  : 핀의 수직 방향의 피치 [m]

$j_H$  : Colburn  $j$  factor, 식(12)

Pr : Prandtl 수,  $\nu/\alpha$

Re : Reynolds 수, 식(7)

St : Stanton 수, 식(13)

$q_s''$  : 히트파이프 열유속 [ $W/m^2$ ]

#### 그리스 문자

$\eta$  : 벽에 수직 방향

$\delta$  : 엇갈림량 [m]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-53-580-5458; fax: +82-53-580-6285

E-mail address: shkim@kmu.ac.kr

상첨자

- : 평균값

하첨자

ch : 채널기준

s : 고체기준

f : 기체기준

w : 벽기준

∞ : 채널 유입기준

1. 서 론

고속전철의 운전을 제어하는 전력 반도체가 밀집된 부분은 고가의 첨단장비 집약부이다. 다이오드 및 IGCT 반도체 등의 전자장비에서 발생하는 손실열은 온도상승을 초래하며 소자의 발열한도를 유지하기 위하여 우수한 냉각효과의 특성을 갖는 열교환기를 필요로 한다. 최근 이러한 전력 반도체 시스템의 냉각에 이용되는 열교환기의 전열소자로서 히트파이프를 이용하는 사례가 증가하고 있다. Fig. 1에는 한국형 고속전철(KTX)의 전기 전력반도체의 냉각을 목적으로 사용되는 흰-히트파이프(fin-heat pipe)로 구성된 라디에이터 열교환기의 체계도를 나타내고 있다.

히트파이프는 관 내에서 증발과 응축이 되풀이되며 잠열을 이용하여 열을 수송하기 때문에 열전도성이 우수하고 경량으로서 여러 가지 장점을 지니고 있다.<sup>(1)</sup> 흰-히트파이프 열교환기의 작동원

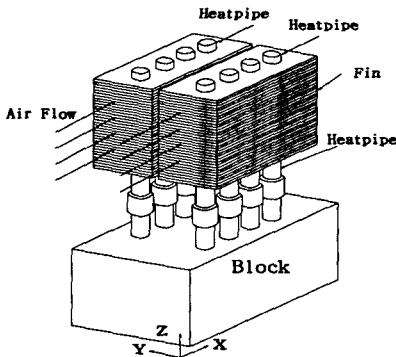


Fig. 1 Schematics of heat pipe heat exchanger.

리는 전기모터 전력반도체에서 발생한 고온의 열이 블록(block)의 내부에 설치되어 있는 히트파이프를 통하여 여러 개의 히트파이프로 전달된다. 히트파이프로 전달된 열은 히트파이프의 급속한 전열특성에 따라 전체에 걸쳐 열이 전도되고 히트파이프에서 발생한 열은 전열면적의 확대를 위해 설치된 흰으로 전달된다. 그리고 흰으로 전달된 열은 차가운 공기와의 대류열전달을 통하여 열교환기 전체를 냉각시키는 구조를 이루고 있다.<sup>(2-6)</sup>

본 연구에서는 한국형 고속전철의 전기모터 전력반도체의 냉각을 목적으로 개발중인 흰-히트파이프 열교환기의 전열특성에 관하여 수치해석적인 방법을 이용하여 흐름 방향을 기준으로 히트파이프의 배열구조를 정렬배열(inlined array) 구조와 엇갈림배열(staggered array) 구조의 변화에 따른 유동특성과 전열특성을 비교, 분석하고자 한다.

2. 이론해석

열교환기의 분류에 따르면 본 연구에 이용된 흰-히트파이프 열교환기는 직교류, 비혼합유동, 다통로, 관-흰 구조의 밀집형 열교환기로 분류된다. 흰의 목적은 전열면적을 증가시킴으로써 열전달효율을 증대시키는 것으로서 단위 부피당 열전달면적이 700 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> 이상을 가지는 열교환기를 밀집형 열교환기로 분류한다. 본 연구에 이용된 흰-히트파이프 열교환기는 2457.96 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>의 밀집도를 가지고 있어 밀집도가 상당히 큰 열교환기에 속한다. 이러한 열교환기의 내부를 흐르는 유동은 일반적으로 층류유동의 형태를 지니므로 본 연구의 흰의 내부를 흐르는 유동은 층류유동으로 제

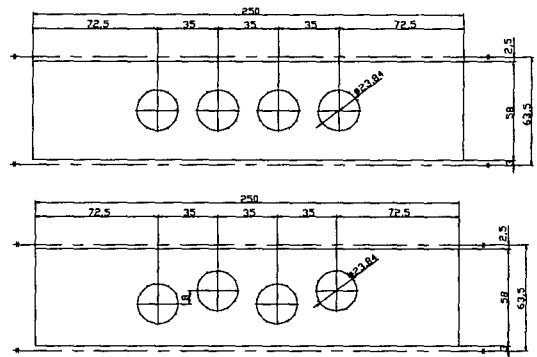


Fig. 2 Geometrical examples of inlined and staggered array.

한한다.<sup>(7-9)</sup>

Fig. 2에는 정렬배열 흰-히트파이프 열교환기와 엇갈림배열 흰-히트파이프 열교환기의 기하학적인 형상을 비교하였다. 흰의 전체길이 250 mm, 폭 58 mm, 높이 3 mm인 채널이 128개가 적층되어 전체 400 mm의 흰-히트파이프 열교환기를 이루고 있다. 중심부에 직경 23.84 mm의 히트파이프 4개가 35 mm의 중심간 거리를 유지하며 흐름 방향을 기준으로 일정하게 배열된 모델을 정렬배열 구조의 흰-히트파이프 열교환기로 칭하고, 흐름 방향에 직교하는 수평 방향으로 히트파이프의 중심간 거리를 2~20 mm까지 점차 엇갈림배열 구조의 변화한 모델을 엇갈림배열 흰-히트파이프 열교환기로 칭한다.

Fig. 3은 흰-히트파이프 열교환기의 단면형상과 관련 경계조건을 나타내고있다. 순간적인 열전도성이 뛰어난 히트파이프의 전열특성에 따라 히트파이프의 내벽에서는 일정한 열유속으로 히트파이프의 외벽으로 전달된다. 히트파이프의 외벽에는 0.8 mm 두께의 알루미늄으로 제작된 흰이 설치되어 있다. 흰은 상부와 하부의 열적 조건이 순차적으로 반복되는 분포를 가지므로 흰의 중심선을 따라 0.4 mm씩 절단하여 흰의 상부 및 하부면에는 주기적으로 반복하는 경계조건(periodic condition)을 적용하였다. 그리고 같은 크기의 흰이 계속 반복되는 배열을 고려하여 채널의 좌우측 단면은 대칭의 경계조건을 적용하였으며 열교환기의 기하학적인 형상을 단순화하여 128개의 순차적으로 반복되는 전체의 채널 중에서 하나의 채널을 선택하여 열교환기의 대표모델로 모델링을 완성하였다.

열교환기의 수치해석에서는 작동유체의 유동현상과 대류열전달 해석을 위한 유체영역과 흰-히

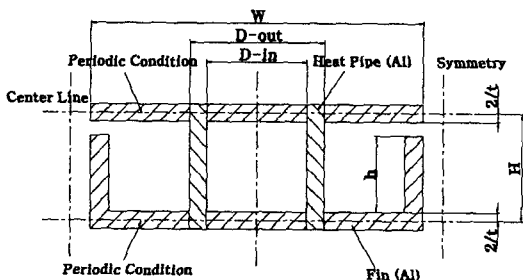


Fig. 3 Cross-sectional figure and related boundary conditions.

트파이프의 전도해석을 위한 고체영역으로 나누어져 있으며 대류열전달을 해석하기 위한 유체영역의 지배방정식은 다음과 같다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

운동량방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right\} \quad (2)$$

뉴턴유체, 정상유동, 비압축성 유동으로 가정하여 연속식과 운동량식을 나타내었으며, 여기서  $x_i$ 는  $x, y, z$ 의 3차원을 의미하며 유동의 진행 방향을  $x$  방향으로 선정하여 모델링을 하였다. 체적력을 무시한 운동량 방정식에서  $\rho$ 와  $\mu$ 는 각각 300 K 기준공기의 밀도와 점성계수를 나타내고 있다.

식(3)과 (4)는 각각 유체영역과 고체영역의 에너지방정식이며 유체의 대류열전달 해석을 위하여  $C_p$ 와  $k_f$ 는 공기의 정압비열과 열전도계수를 이용하였으며 히트파이프와 흰의 전도해석에는 대류항을 제외한 열전도식을 이용하였다.

에너지방정식(유체영역) :

$$\rho C_p \left\{ \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) \right\} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ k_f \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + S \quad (3)$$

열전도식(고체영역) :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ k_s \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + S = 0 \quad (4)$$

유동장과 고체가 접하는 경계면에서는 온도와 열유속이 같은 경계조건과 비활조건을 적용하여 식(5)의 고체에서 유체로의 열적 연속조건을 이용하였다. 그리고 하첨자  $s$ 와  $f$ 는 각각 고체와 유체를 나타낸다.

$$\left. k_s \frac{\partial T}{\partial \eta} \right]_s = \left. k_f \frac{\partial T}{\partial \eta} \right]_f, \quad T_s = T_f \quad (5)$$

한편 해석영역에서 Fig. 3과 같이 흰의 상하부 주기적으로 반복되는 경계조건으로는 식(6)과 같은 반복경계조건을 추가하였다.

$$k_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = k_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=H}, \quad T_{y=0} = T_{y=H} \quad (6)$$

유동의 특성과 전열특성의 중요한 변수인 Reynolds 수에 대하여 식(7)과 같이 정의하였다. 이때  $\bar{V}$ 는 평균 속도를 나타내며 수력 직경( $D_h$ )은 흰의 높이의 2배로 정의하였다.

$$Re = \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu}, \quad D_h = 2H \quad (7)$$

### 3. 수치해석

본 연구에서 수치해석은 Fluent 5.0을 이용하여 흰-히트파이프 열교환기의 유동 및 전열해석의 미분방정식의 계산을 수행하였다. 열교환기의 입구와 출구부분은 유선의 급격한 변화를 제한하기 위하여 입구에서는 전체 길이의 1/4배의 길이를 입구길이(inlet buffer length)로 고려하고 출구에서는 전체 길이의 2배를 출구길이(outlet buffer length)로 고려하고 노이만 조건을 적용하여 외부의 영향이 내부로의 영향을 배제하였다. 흰-히트파이프 열교환기의 기하학적인 형상을 완성하는 데는 약 150,000여개의 메쉬로 충분하지만 입구 길이와 출구길이를 고려한 메쉬는 약 320,000여개의 정렬격자 구조를 이용하여 전체의 수치해석 범위를 완성하였다.

해석방법으로는 저 Reynolds 수의 해석결과를 고 Reynolds 수의 계산시 초기값으로 가정하는

방법과 유동장을 먼저 해석하고 이의 결과를 온도장의 계산시 초기값으로 대입하여 계산하는 방법을 이용하여 수치해석의 소요시간을 단축하였다. 또한 계산결과의 정확성을 위하여 운동량방정식과 에너지방정식의 변수들이  $1 \times 10^{-4}$ 의 상대값을 만족하고 동시에 입구의 주어진 질량유량에 대한 입구와 출구의 질량유량차이의 비가  $1 \times 10^{-3}$ 을 만족할 때까지 반복계산을 수행하였다.

본 연구의 수치해석에서는 운동량방정식과 에너지방정식의 이산화는 first order upwind scheme을 이용하였고 속도-압력의 coupling은 SIMPLE 방법을 이용하였다. 대수방정식의 반복해를 얻는 과정에서 하향이완을 사용하여 비선형성과 복잡한 3차원 기하학적 조건에 대해 발산을 방지하였다. 압력에 관한 이완계수로 0.3을 이용하였으며 운동량에 관한 이완계수로 0.7을 이용하였다.

### 4. 결과 및 고찰

Fig. 4에는 입구에서의 속도가 3.0 m/s로 일정한 경우 정렬배열 흰-히트파이프 열교환기 중앙단면에서의 속도장 및 온도장의 수치해석결과를 나타내었다. 정렬배열 열교환기의 경우 첫번째 히트파이프의 전면부에서 자유유동의 공기가 히트파이프의 전면부에 직접 접촉하여 정체점을 형성하고 유동은 히트파이프의 측면을 따라 나누어져 하류로 흐르게 된다. 측면은 유로가 좁아짐에 따라 유체의 속도는 가속됨을 보여주고 있으나 히트파이프의 후면부는 유체의 정체영역을 보여주고 있다. 이러한 현상은 하류로 가면서 반복됨을 볼 수 있다. 그러나 엇갈림배열 열교환기의 경우 첫번째 히트파이프의 정체점에서 나누어진 유동의 일부는 다시 두번째 히트파이프의 전면부에 직접

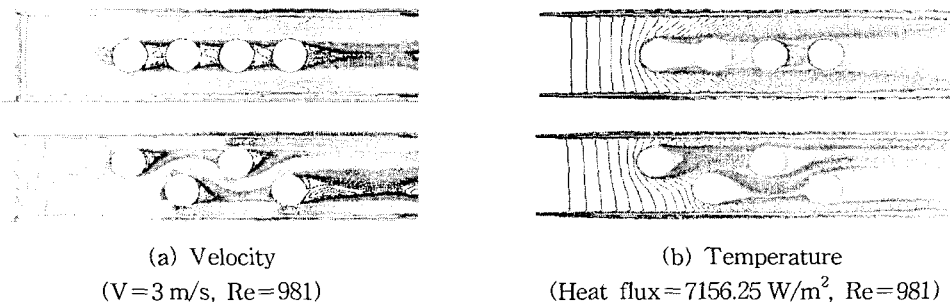


Fig. 4 Velocity and temperature distributions of channel with inline and staggered array.

접촉하여 정체점을 형성하게 된다. 따라서 하류에 위치한 히트파이프들의 전면부에서도 정체점이 발생하며 유동은 히트파이프를 중심으로 두 부분으로 나누어져 흐르는 유동의 형태를 반복하고 있다. 온도장의 해석결과에서는 히트파이프 내벽에서  $7156.25 \text{ W/m}^2$ 의 일정 열유속이 발생하는 경우에 대한 열교환기의 중앙 단면의 온도분포를 나타내었다. 정렬배열 열교환기의 경우 주유동의 대부분은 히트파이프의 측면을 따라 바이패스되어 히트파이프의 측면부는 낮은 온도분포를 나타내고 있으나 후면부는 고온의 정체부가 형성된다. 주류부와 직접 접촉한 부분에서만 열전달이 발생하며 정체영역에서는 열교환이 매우 좋지 않음을 알 수 있다. 결국 정체영역에서 발생한 고온의 열이 히트파이프의 온도상승을 초래하는 결과가 되고 있다. 그러나 엇갈림배열 열교환기의 경우 히트파이프 사이를 흐르는 유동에 의하여 후류부에 성장하던 정체영역을 파괴하여 정렬배열 열교환기에 비하여 낮은 온도분포를 나타내고 있다.

Fig. 5에는 열교환기의 입출구에서 압력강하의 정량적인 결과를 도시하였다. 정렬배열 열교환기의 시제품을 이용한 실험결과<sup>(3)</sup>와 수치해석의 결과를 비교하였으며 전체 약 5% 이내의 매우 작은 오차범위를 보이고 있어 실험과 수치해석의 결과는 정량적으로 거의 일치함을 나타낸다. 전체적으로 속도가 증가함에 따라 증가하는 분포를 나타내고 있으며 정렬배열 열교환기보다 엇갈림배열 열교환기의 압력강하가 증가하는 경향을 나타내고 있다. 정렬배열 열교환기의 경우 첫번째

히트파이프에서만 정체점이 발생하였으나 엇갈림배열 열교환기의 경우 하류에 위치한 두번째와 세번째 히트파이프에서도 정체점이 발생하여 전체적인 압력이 상승하게 되었다.

Fig. 6은 앞의 압력강하를 Reynolds 수의 증가와 엇갈림 정도의 증가에 따른 마찰계수의 변화로 나타낸 것이다. 마찰계수는 식(8)과 같이 정의하였다.

$$\Delta P = f \frac{L}{D_h} \frac{\rho V^2}{2} \quad (8)$$

일반적으로 마찰계수는 Reynolds 수가 증가함에 따라 감소하는 경향을 나타내고 있다. 그러나 엇갈림 정도가 증가하면 마찰계수는 거의 선형적으로 증가하는 분포를 나타내고 있다. 정렬배열 열교환기의 경우 Reynolds 수의 증가에 따른 마찰계수는 Reynolds 수의  $-0.5897$ 승에 비례하여 감소하는 분포를 나타내고 있으나, 20mm 엇갈림배열 열교환기 경우는 Reynolds 수의  $-0.4098$ 승에 비례하여 감소하는 분포를 나타내고 있어 두 극단적인 경우에 대한 감소구배는 많은 차이가 있다. 따라서 마찰계수의 감소구배에 관한 관계식을 알아보기 위하여 마찰계수에 관한 일반식을 Reynolds 수와의  $\delta/D_h$ 항으로 회귀분석을 통하여 다음의 관계식으로 나타내었다. 단, 여기서  $\delta$ 는 엇갈림 양이며 식(9)의 결과는 본 연구의 결과를  $\pm 5\%$ 내의 오차범위로 나타내고 있다.

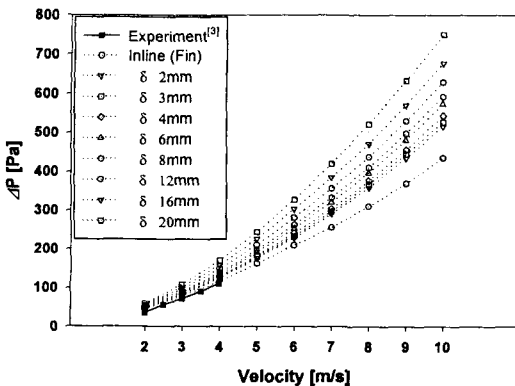


Fig. 5 Numerical results of pressure drop due to staggered distance and comparison with experimental result.

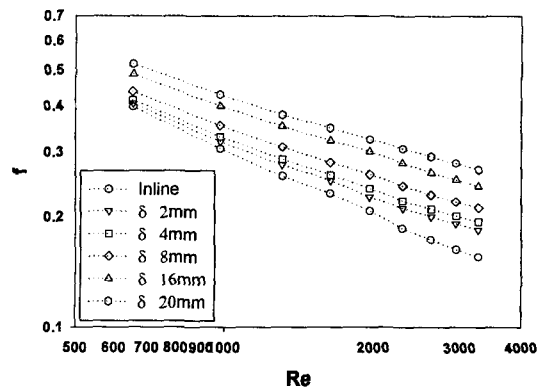


Fig. 6 Friction factor distribution due to Reynolds number and staggered distance.

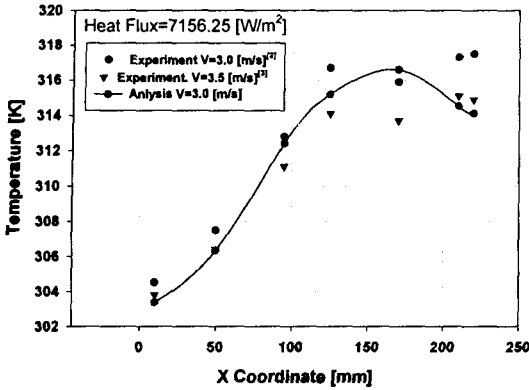


Fig. 7 Comparison of temperature distribution along the fin between experiment and analysis.

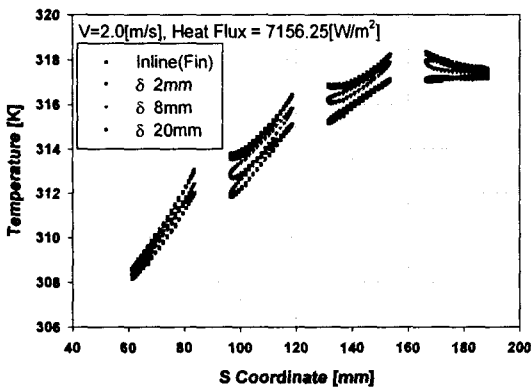
$$f = 8.743796 \text{Re}^{-0.4862} \left[ 1 - 0.02859 \frac{\delta}{D_k} \right] \quad (9)$$

Fig. 7에는 정렬배열 열교환기의 시제품을 이용하여 핀의 표면온도를 측정된 실험결과<sup>(3)</sup>와 수치해석의 결과를 비교하였다. 히트파이프의 측면에서 10 mm 떨어져서 흐름 방향으로 10, 50, 95, 125, 170, 210, 220 mm의 위치에서 열전대를 이용하여 측정된 온도이다. 전체적으로 열교환기의 온도는 상승하고 있으며 핀의 온도거동은 네번째 히트파이프의 후류부에서는 다소 차이를 보이나 정성적으로 매우 잘 일치한다.<sup>(3)</sup>

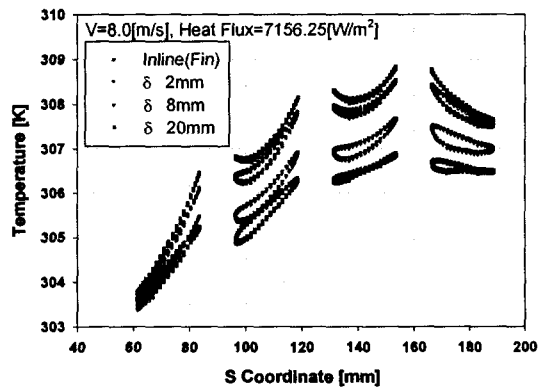
Fig. 8은 열유속이 7156.25 W/m<sup>2</sup>로 일정하고 입구의 속도가 각각 2.0, 8.0 m/s의 경우에 대하여 히트파이프의 국소온도분포를 도시하고있다. 히트

파이프의 원주 방향을 따라 S 좌표를 정의하고 히트파이프 벽면에서의 온도를 도시하였으며 S 좌표의 빈 공간은 히트파이프와 히트파이프 사이의 직선거리를 나타낸다. 전체적으로 파이프의 둘레를 따라 온도는 상승하는 분포를 나타내고 있으며 하류로 가면서 온도는 더욱더 상승하는 분포를 나타내고 있으나 마지막 히트파이프에서는 끝단효과에 의해 히트파이프의 전체적인 온도는 다소 낮아지는 분포를 나타내고 있다. 히트파이프의 입구속도가 증가되면 열교환기 전체의 온도는 감소현상을 보여주고 있다.

정렬배열 열교환기의 경우 첫번째 히트파이프의 전면부에서는 대체로 낮은 온도분포를 나타내고 측면으로 갈수록 온도는 급격하게 상승하여 후면부에서는 가장 높은 온도분포를 보이고 있다. 그러나 두번째 히트파이프 이후부터는 전면부의 온도가 오히려 높고 측면부의 온도가 감소하는 분포를 보이고 있으며 다시 후면부의 온도가 상승하는 분포를 나타내고 있다. 엇갈림배열 열교환기의 경우 첫번째 히트파이프의 좌우 측면은 거의 같은 온도분포를 보이고 있으나 두번째 히트파이프에서는 좌우측의 온도가 상이하게 나타나고 있다. 주유동과 직접 접촉하여 온도가 낮은 부분과 상부에서 전달된 열에 의하여 온도가 다소 높은 부분으로 나누어진다. 또한 첫번째 히트파이프의 후면부보다 두번째 히트파이프의 전면부의 온도가 더 낮게 나타난다. 이러한 온도분포는 두번째 히트파이프의 전면부까지도 주류부와 직접 접촉하기 때문에 첫번째 히트파이프의 후면부보다는 낮은 온도의 분포를 나타내고 있



(a) Inlet velocity V=2.0 m/s



(b) Inlet velocity V=8.0 m/s

Fig. 8 Local temperature distribution at heat pipe wall.

며 세번째와 네번째 히트파이프에서도 반복됨을 보여준다. 결국 엇갈림배열의 경우 정렬배열에 비하여 주유동과 접하는 면적을 증가시켜 전체적인 히트파이프의 벽온도가 정렬배열 열교환기에 비하여 낮은 분포를 보이고 있으며 이는 전열효과를 상승시키는 원인이 된다. 이러한 현상은 주유동의 일부가 히트파이프의 사이로 흐르면서 정렬배열 열교환기에서 성장하던 정체영역을 파괴시켜 대류 열전달을 더욱 촉진시키는 것이 가장 큰 원인이 된다.

전체 채널의 열전달 특성을 실험결과<sup>(3)</sup>와 비교하기 위하여 국소값을 적분하는 방법을 취하지 않고 실험에서 정의된 총합 대류열전달계수를 사용하였다.

$$\bar{h}_{ch} = \frac{\bar{q}_s A_p \times 4}{A_t (T_w - T_\infty)} \quad (10)$$

식(10)에서  $A_p$ 는 히트파이프의 내부에서 일정 열유속을 발생하는 면적을 나타내고 있으며 일정 간격으로 반복되는 전체의 흰 중에 본 연구의 수치해석에 이용한 채널당 높이를 기준으로 한다.  $A_t$ 는 하나의 채널에서 흰과 히트파이프가 유체와 접하는 전체면적을 나타내며  $T_w$ 는 히트파이프 평균 온도의 산술 평균값을 이용하였다.

총합 열전달계수의 실험결과<sup>(3)</sup>와 수치해석의 결과 비교에서는 정성적 및 정량적으로 매우 잘 일치하였으며, 실험결과에서는 출구온도( $T_{out}$ )가 주

어진 파라미터에 따라 변하는 값이므로 전체 채널의 대표성을 가지지 못한다. 따라서 본 연구에서는 채널 전체의 총합 대류열전달계수를 정의하는 방법으로 자유유동의 온도( $T_\infty$ )를 단순히 입구의 온도로 결정하였다. 이와 같이 전체 채널의 열특성을 Reynolds 수와 엇갈림 정도에 따른 파라미터의 영향을 분석하기 위하여 채널 대류열전달계수( $\bar{h}_{ch}$ )를 식(11)과 같이 정의하였다.

$$\bar{h}_{ch} = \frac{q''}{T_w - T_\infty} \quad (11)$$

Fig. 9는 식(11)로 정의한 총합 대류열전달계수를 Reynolds 수의 증가에 따라 나타내었다. 총합 대류열전달계수는 Reynolds 수가 증가함에 따라 증가하고 있으며 같은 Reynolds 수에서는 엇갈림배열 열교환기의 총합 대류열전달계수가 높게 나타남을 보여주고 있다. 또한 엇갈림 정도가 증가함에 따라 총합 대류열전달계수의 증가폭은 증가하므로 엇갈림배열 열교환기의 전열특성이 향상됨을 나타낸다. 열전달과 유동특성은 기하학적인 형태에 따라 결정되고 있으며 열전달 결과를 결정하는 중요한 파라미터로서 Colburn  $j$  Factor ( $j_H$ )를 식(12)와 같이 이용하였다.

$$j_H = StPr^{2/3} \quad (12)$$

Stanton 수를 식(13)과 같이 정의하였으며 비열

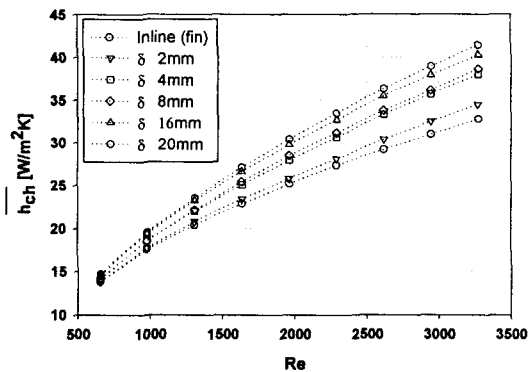


Fig. 9 Overall convective heat transfer coefficient distributions.

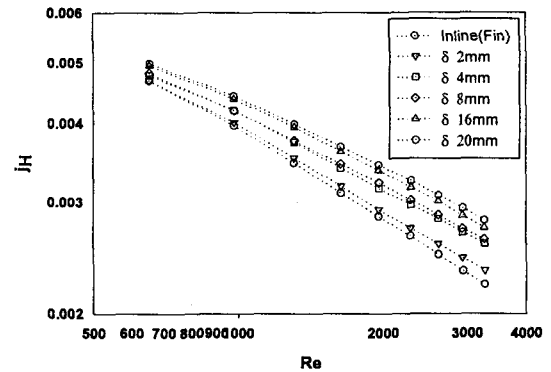


Fig. 10 Distributions of Colburn  $j$  Factor due to Reynolds number and staggered distance.

계수 ( $C_p$ )는 300 K 기준공기의 물성치를 이용하였다.

$$St = \frac{\overline{h_{ch}}}{\rho V C_p} \quad (13)$$

Fig. 10은 엇갈림 정도와 Reynolds 수에 따른 Colburn  $j$  Factor의 관계를 나타내고 있다. 엇갈림 정도가 증가하면 Colburn  $j$  Factor는 증가하는 분포를 나타내고 있으며 증가하는 분포는 거의 선형적이다. 정렬배열 열교환기의 경우 Reynolds 수가 증가하면 Colburn  $j$  Factor는 Reynolds 수의  $-0.4636$ 승에 비례하여 감소하고 20 mm 엇갈림배열 열교환기의 경우는 Reynolds 수의  $-0.3552$ 승에 비례하여 감소한다. 이러한 분포를 기준으로 Colburn  $j$  Factor에 관한 관계식을 회귀분석을 통해 Reynolds 수와 엇갈림 정도에 따른 관계식을 본 연구결과를  $\pm 5\%$  이내로 만족하는 식 (14)와 같은 결과를 얻을 수 있다.

$$j_H = 0.065058 Re^{-0.4085 \left[ 1 - 0.014098 \frac{\delta}{D_h} \right]} \quad (14)$$

Fig. 11에는 마찰계수와 Colburn  $j$  Factor에 관한 Carpet 선도를 제시하였다. 식(9)와 식(14)를 이용하여 마찰계수와 Colburn  $j$  Factor의 관계를 각각 Reynolds 수와  $\delta/D_h$ 의 함수로 표현하였다. Reynolds 수를 변화하거나 엇갈림 정도를 변화할 때 마찰계수와 Colburn  $j$  Factor의 관계를 알 수

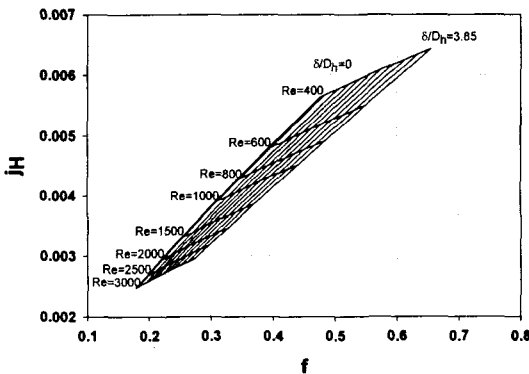


Fig. 11 Relation between friction factor and Colburn  $j$  Factor.

있다.  $dj_H/df$ 의 값은 식(15)로부터  $d\overline{h_{cp}}/dP$ 의 값으로 환산하면 보다 쉽게 채널 전체의 성능을 알 수 있다. 즉 Reynolds 수를 증가시키거나  $\delta/D_h$ 를 증가시킬 때 압력강하가 증가하며 더불어 채널의 총합 대류열전달계수도 증가하게 된다. 따라서 이 기울기값은 이들의 증가비로서 크면 클수록 작은 압력강하의 penalty로서 열전달을 높일 수 있음을 뜻한다.

$$\frac{d\overline{h_{cp}}}{dP} = \frac{2C_p D_h}{Pr^{2/3} L V} \frac{dj_H}{df} \quad (15)$$

위의 결과를 이용하면 원-히트파이프 열교환기의 배열조건과 운전조건에 관한 관계를 쉽게 얻을 수 있다. 열교환기의 전열특성을 Reynolds 수와 엇갈림 정도로부터 압력강하와 총합 대류열전달계수의 값을 예측할 수 있게 된다.

### 5. 결론

본 연구 논문에서는 한국형 고속전철의 전기모터 전력반도체의 냉각을 목적으로한 원-히트파이프 열교환기의 전열특성의 향상에 관하여 히트파이프의 배열구조를 흐름 방향을 기준으로 정렬배열 구조에서 엇갈림배열 구조로 변화시켰을 때 열교환기의 기하학적인 형상변화가 유동특성과 전열특성에 미치는 영향에 대하여 알아보는 것을 목적으로 하였다. 이에 따른 연구결과로 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 원-히트파이프 열교환기에서의 마찰계수는 Reynolds 수가 증가함에 따라 감소하는 경향을 나타내고 있으나 정렬배열 구조에서 엇갈림배열 구조로 변화하였을 경우 마찰계수는 증가하며 Reynolds 수에 따른 감소구배는 달라진다. 마찰계수는 Reynolds 수와 엇갈림 정도에 따라 다음의 관계식으로 표현된다.

$$f = 8.743796 Re^{-0.4862 \left[ 1 - 0.02859 \frac{\delta}{D_h} \right]}$$

(2) 정렬배열 열교환기의 전열특성에서는 히트파이프의 후류부에 역압력구배 영역의 성장으로 인한 제한된 전열특성에 비하여 히트파이프의 배열 구조를 엇갈림배열 구조로 변화하였을 경우



히트파이프 후류부의 역압력구배 영역과 재순환 영역을 파괴하여 열교환기의 전열특성을 향상시키는 결과를 초래한다. 열전달의 향상은 Reynolds 수가 클수록 엇갈림배열의 영향이 커지며 20 mm 엇갈림에서 최소 4.3%로부터 최대 21.5%까지 향상되었다.

(3) 열교환기의 성능을 결정하는 Colburn  $j$  Factor를 이용하여 Reynolds 수와 엇갈림 정도에 따른 Colburn  $j$  Factor의 관계식을 다음과 같이 표현된다.

$$j_H = 0.065058 \text{Re}^{-0.4085} \left[ 1 - 0.014098 \frac{\delta}{D_s} \right]$$

**참고문헌**

1. Lee, Y. S. and Jang, Y. S., 1990, A Study on the Characteristics of Heat Exchanger using Heat Pipe for various Working Condition, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 2, No. 3, pp. 155-165.
2. Kim, S. H. and Han, T. W., 2000, Study of Forced Convective Heat Transfer in Channels with Fins and Heatpipes, Bulletin of I.I.S., Keimyung University, Vol. 23-1, pp. 351-360.
3. Lee, S. Y., Hong, S. E., Kang, K. H., Kim, S. H. and Kim, C. J., 2000, 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, Energy Engineering Journal, Vol. 8, No. 2, pp. 19-26.
4. Kim, C. J., Kang, K. H., Kim, J. J. and Im, K. B., 1997, Heat Pipe as a Heat Sink for Semiconductor Cooling, Technical Report of HyunDai Heavy Industry.
5. Lee, Y. S. and Lee, K. W., 1995, Heat Pipe Heat Exchanger, Journal of KSME, Vol. 35, No. 9, pp. 805-815.
6. Jin, Y. G., 2001, Study of the Improvement of Performance of Convective Heat Transfer in Heatpipe Heat Exchanger with Fins, MS Thesis, Keimyung University, Daegu, Korea.
7. Smith, E. M., 1995, Thermal Design of Heat Exchangers, Wiley.
8. Rohsenow, M. W., Hartnett, J. P. and Ganic, E. N., 1985, Handbook of Heat Transfer Applications, 2nd ed., McGraw-Hill.
9. Saunders, E. A., 1988, Heat Exchangers Selection, Design and Construction, Longman.
10. Patankar, S. V., 1978, Numerical Fluid Flow and Heat Transfer, Taylor & Francis.