

## 반원형 구조의 냉각판 성능에 관한 해석적/수치해석적/실험적 비교<sup>§</sup>

조 기 현<sup>\*†</sup> · 김 무 환<sup>\*\*</sup>

\* (재)포항산업과학연구원 \*\* 포항공과대학교 기계공학과,

### Analytical, Numerical, and Experimental Comparison of the Performance of Semicircular Cooling Plates

Kee-Hyeon Cho <sup>\*†</sup> and Moo-Hwan Kim <sup>\*\*</sup>

\* Energy & Resources Research Dept., Research Institute of Industrial Science & Technology (RIST)

\*\* Dept. of Mechanical Engineering, Pohang University of Science and Technology (POSTECH)

(Received April 28, 2011; Revised September 26, 2011; Accepted September 27, 2011)

**Key Words** : Constructal Law(형상법칙), Cooling Plates(냉각판), Pressure Drop(압력강하), Flow Resistance(유동저항), Optimization(최적화), Self-Healing(자기치유)

**초록**: 해석적, 수치해석적, 실험적인 방법을 통하여 반원형상의 채널로 구성된 냉각판의 열수력학적인 특성을 고찰하였다. 본 연구에서는 레이놀즈 수 30-2000, 그에 따른 냉각판의 압력손실 30-10<sup>5</sup> Pa 의 구간에서 수행되었으며, 냉각채널 부피비 0.04, 시스템 크기 10 × 10, 20 × 20 및 50 × 50 각각에 대하여 최적화 및 최적화되지 않은 1, 2, 3 차 형상 6 개가 포함되었다. 해석적 방법으로 설계된 혈관구조 설계를 검증하기 위하여 3 차원 수치해석이 수행되었으며, 실험을 통하여 수치해석모델에 대한 타당성이 검증되었고, 전 범위에 걸쳐서 수치해석 및 실험결과가 비교적 잘 일치된 경향을 나타내었다. 또한, 최적화된 냉각판의 유동저항 및 열저항 모두 최적화되지 않은 냉각판에 비하여 뚜렷하게 작게 나타났으며, 제시된 수치해석 모델 역시 모두 냉각판의 성능예측에 유용한 도구임이 확인되었다.

**Abstract**: An analytical, numerical, and experimental comparison of the hydraulic and thermal performance of new vascular channels with semicircular cross sections was conducted. The following conditions were employed in the study: Reynolds number, 30–2000; cooling channels with a volume fraction of the cooling channels, 0.04; and pressure drop, 30–10<sup>5</sup> Pa. Three flow configurations were considered: first, second, and third constructal structures with diameters optimized for hydraulic operations. To validate the proposed vascular designs by an analytical approach, 3-D numerical analysis was performed. The numerical model was also validated by the experimental data, and the comparison results were in excellent agreement in all cases. The validation study against the experimental data showed that compared to traditional channels, the optimized structure of the cooling plates could significantly enhance heat transfer and decrease pumping power.

- 기호설명 -

$A$  : 면적 [m<sup>2</sup>]  
 $C$  : 상수 [m<sup>2</sup>/s]  
 $c_p$  : 비열 [J/kg·K]  
 $d$  : 요소길이 스케일 [m]  
 $D_h$  : 유로 수력직경 [m]  
 $D_1$  : 분배관 반원 직경 [m]  
 $D_2$  : 분지관 반원 직경 [m]

$k$  : 열전도 계수 [W/m·K]  
 $L_i$  : 분지 유로길이 [m]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]  
 $P_{in}$  : 입구 압력 [Pa]  
 $P_{out}$  : 출구 압력 [Pa]  
 $\Delta P$  : 압력강하 [Pa]  
 $q''$  : 열유속 [W/m<sup>2</sup>]  
 $S_v$  : 세밀도 수  
 $T_m$  : 질량평균 온도 [K]  
 $u$  : 셀 속도 [m/s]  
 $V$  : 냉각판 체적 [m<sup>3</sup>]

§ 이 논문은 2011년도 대한기계학회 열공학부문 춘계 학술대회(2011. 5. 12.-13., 롯데부여리조트) 발표논문임

† Corresponding Author, khcho@postech.ac.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

|     |              |
|-----|--------------|
| $W$ | : 냉각판 두께 [m] |
| $X$ | : 냉각판 폭 [m]  |
| $Y$ | : 냉각판 길이 [m] |

## 그리스문자

|        |   |
|--------|---|
| $\mu$  | : 점성계수 [ $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ] |
| $\nu$  | : 동점성계수 [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]             |
| $\rho$ | : 밀도 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]               |
| $\phi$ | : 유로 공극률                                      |
| $\psi$ | : 무차원 압력강하                                    |

## 아래첨자

|     |         |
|-----|---------|
| $i$ | : 유로 기호 |
| $h$ | : 수력    |
| $s$ | : 고체    |
| $f$ | : 유체    |

## 1. 서론

근래에 이르러, 온도가 성능 및 내구성에 지대한 영향을 미치기 때문에 전자기기 혹은 자동차 부품의 설계에 있어서 열관리가 중요한 문제로 대두되었다. 특히, 대부분의 공학기기가 소형화 및 고집적화됨에 따라 기존방식보다 고효율 냉각이 필요하다. 그러한 공학기기에서 대부분의 열은 공정의 비가역성으로 인하여 발생되며, 반드시 적정하게 관리되어야 한다. 이러한 시스템의 전형적인 예는 고분자연료전지(PEMFC)에서 찾아볼 수 있으며, 시스템 내부에서 냉각제어가 불완전할 경우 국부적인 고온점(hot spots) 발생으로 인하여 기계적인 손상 및 시스템 신뢰성에 악영향을 초래하기도 한다.<sup>(1)</sup>

상기된 문제점을 해결하기 위하여 고분자연료전지 스택내부에 냉각판을 설치함으로써 연료전지 스택내부의 최대온도를 낮추어 과열을 억제함과 동시에, 국부온도 변화를 가능한 한 균일하게 제어함으로써 성능향상 및 내구성 향상을 도모할 수 있다. 고분자 연료전지 냉각판의 성능향상에 대한 연구는 주로 평행형(parallel type) 혹은 서펜타인형(serpentine type)을 대상으로 수치해석적인 방법을 이용하여 수행되어 왔다. Chen 등<sup>(2)</sup>은 서펜타인 및 평행형에 대한 열유동해석을 수행함으로써 온도 균일도 및 최대온도를 기준으로 할 경우 서펜타인형이 평행형에 비하여 우수한 특성을 나타낸다고 보고하였다. 이와 유사하게, Choi 등<sup>(4)</sup>은 서펜타인 및 평행형, 각각에 대한 개조형 등에 대한 상호비교 연구를 수행한 바 있다.

그러나, 상기된 기존 연구들은 주로 형상의 성능 비교차원에서 시도되었으며, 기하학적 최적화방법으로 시도된 연구는 매우 부족한 실정이다. 현재까지의 기하학적 최적화에 대한 연구는 형상이론(constructal theory)<sup>(6)</sup> 및 프랙탈 알고리즘(fractal algorithm)을 이용한 연구로 구분이 된다.<sup>(6)</sup>

Daniels 등<sup>(7)</sup>은 디스크 형태의 내부에 프랙탈 구조로 채널을 형상화한 후, 기존의 평행채널 형태의 압력손실 보다 유리한 구조의 채널을 제시하였으며, Wechsato 등<sup>(8)</sup>은 비대칭형 트리 구조에 대한 규칙을 발견하였다. 또한, Raja 등<sup>(9)</sup>은 형상이론<sup>(6)</sup>에 근거한 다중블록 열교환기를 개발하기도 하였다.

현재까지 일정한 부피공간의 열 및 물질전달을 가장 효율적으로 유지하는 시스템은 자연계에서 관찰되는 트리구조를 갖는 유동형상인 것으로 파악되고 있으며, 이러한 이론을 배경으로 하는 형상이론(constructal theory)<sup>(6)</sup>의 개발을 시작으로 이를 공학에 적용하기 위한 연구가 활발하게 이루어지고 있다. Bejan 에 의해서 개발된 형상법칙(constructal law)<sup>(6)</sup>은 자연계에서 어떠한 시스템이 형상변화에 대한 자유도를 가지고 있다면, 유동시스템의 유로형태는 그 흐름저항이 가장 작고 유동이 가장 용이한 형태로 발전한다는 일종의 자연의 법칙을 제시한 것으로서, 형상법칙을 이용하면 한 지점(입구 혹은 출구)과 열 및 물질전달의 대상인 3 차원 공간상에서의 최상의 유동조건 확보가 가능하다.<sup>(10)</sup> 이와 유사한 예로서, Lee 등<sup>(11)</sup>은 균열이 발생하는 위치에 자기치유 물질을 원활히 공급하기 위한 유로형상 최적화 연구를 수행한 바 있으며, Cho 등<sup>(12)</sup>은 이에 근거하여 원형 단면 채널구조를 갖는 냉각판(cooling plates) 유로에 있어서 복잡성(complexity) 증가, 시스템 크기 증가에 따른 최적화된 압력강하 특성을 갖는 유로형상을 개발하였다. 그러나, 기존 연구<sup>(11)</sup>에서 도출된 형상구조는 해석적인 방법을 이용하여 주로 유동저항만이 최소화된 유로구조를 제시하고 있다. 또한, 기존의 연구들은 채널단면 형상이 원형 혹은 사각형을 주로 다루고 있는데 비하여 최근의 연료전지 냉각판은 분리판 내부에 채널형상을 유지해야 하는 이유로 반원 형태의 채널구조가 바람직하지만 이에 대한 정량적인 연구는 거의 없는 실정이다.<sup>(13)</sup>

따라서, 본 연구에서는 Fig. 1 과 같이  $10 \times 10$  요소(elements)의 크기를 갖는 반원형상의 냉각 채널 구조를 최적화한 후, 해석적, 수치해석 및 실험을 통하여 그 결과를 상호비교하고자 한다. 이외에, 시스템 크기  $20 \times 20$ ,  $50 \times 50$  요소의 1, 2, 3 차 형상에 대해서도 마찬가지로 방법을 적용한다.

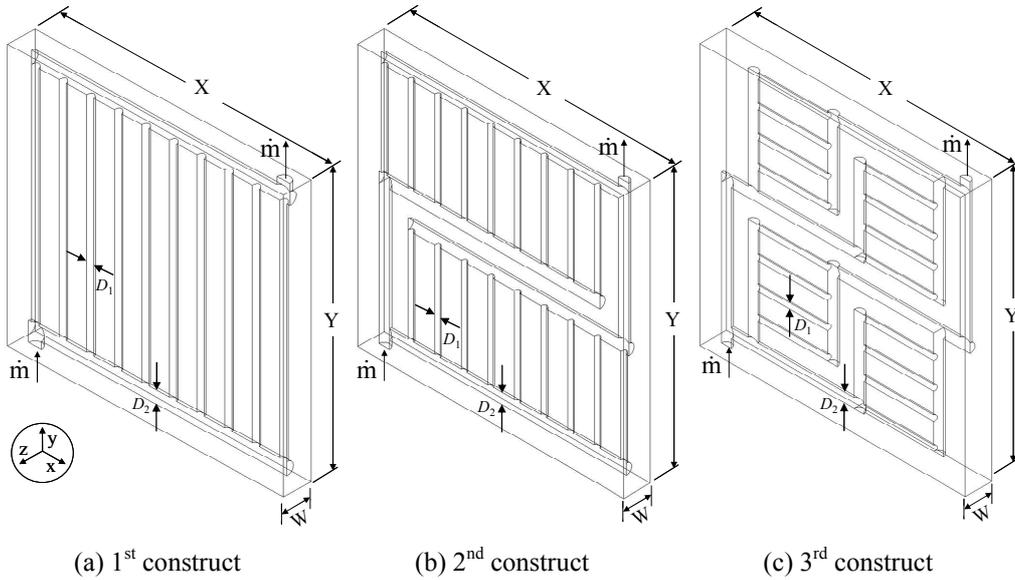


Fig. 1 Square flow domains with 10 × 10 elements

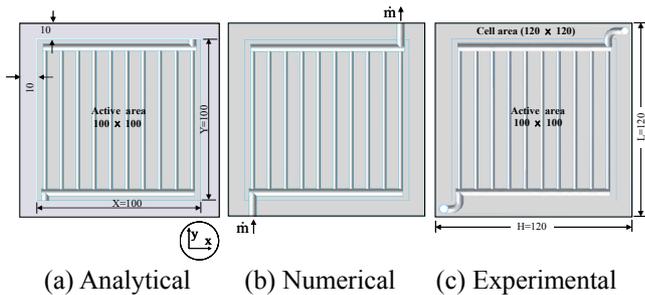


Fig. 2 Computational geometries and dimensions corresponding to the methods used in the present study. All dimensions are in mm

## 2. 해석모델

### 2.1 기하학적 형상

본 연구에서 고려된 5 kW 급 용량의 연료전지를 대상으로 단위전지 유효면적(active area)을 100 cm<sup>2</sup>으로 가정하고, 이에 따른 전열면적을 갖도록 냉각판을 설계하였다. 계산영역의 기하학적 크기는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 정방형  $L(X) \times L(Y)$ 이고 두께( $W$ )는 시스템 크기를 나타내는 10 × 10, 20 × 20, 50 × 50 요소에 대하여 Table 1에 제시된 바와 같이 각각 10, 5, 2 mm로 가정하였다. 여기서, 요소의 크기는 냉각판의 가로 혹은 세로 변의 정방형 격자의 수를 나타낸다.<sup>(11,12,14)</sup> 예를 들어, 10 × 10 요소는 100개, 50 × 50 요소는 2,500개의 격자를 갖는다. 요소크기별 형상의 복잡성을 나타내는 변수는 계산의 편의성을 위하여 비교적

단순한 1, 2, 3차 형상으로 한정하였다. 또한, Fig. 2와 같이 해석적 해의 경우에는 반응면적만을 고려하여 최적해를 구하지만, 유사한 조건부여를 위하여 수치적, 실험적 연구에서는 시편의 제작성을 고려하여 셀면적 144 cm<sup>2</sup>을 기준으로 2.2절에 제시된 바와 같이 입출구측에 대한 압력강하량을 보상한다.

### 2.2 해석적 모델 및 방법

Fig. 1에서 알 수 있는 바와 같이 요소체적  $V = XYW$ 이며, 목적함수는 냉각판 입출구측에 걸리는 압력강하량의 최소화이다. 구속조건으로는 모든 냉각판 모델에 대하여 전체 체적 대비 채널이 차지하는 공극률  $\phi$ 는 0.04, 각 형상별로 동일한 체적으로 설정하였다. 공극률  $\phi$ 는 냉각판의 구조적 안정성에 관련되며, Fig. 1과 같이 최적화된 채널구조의 경우 입구, 출구 및 헤더를 포함하는 채널의 직경은  $D_2$ , 그 외의 직선 형태를 갖는 분기 채널의 직경은  $D_1(D_2 > D_1)$ 의 크기를 갖는 채널구조로 도시되는 반면, 최적화 되지 않은 채널은  $D_2$ 과  $D_1$ 이 동일한 값을 갖게 되며, 최적화 과정은 설계변수  $D_1/D_2$ 의 엄밀해를 구하는 것이다.

각 채널에서의 유동이 Poiseuille 법칙을 따른다고 가정하면, 채널 요소길이  $L_i$ , 수력직경  $D_{h,i}$ , 유효면적을 통하여 냉각판에 흐르는 질량 유량  $\dot{m}_i$ 을 이용하여 각 채널 요소에 걸리는 압력강하량은 다음 식으로 표현이 가능하다.

$$\Delta P_i = C \frac{\dot{m}_i L_i}{D_{h,i}^4} \quad (1)$$

**Table 1** Geometric dimensions for the configurations

| System size | Complexity      | $d$ (mm) | $D_h$ (mm) | $D_{2h}$ (mm) | $D_{1h}$ (mm) | $Sv$ |
|-------------|-----------------|----------|------------|---------------|---------------|------|
| 10×10       | 1 <sup>st</sup> | 10       | 1.87       | 2.86          | 1.58          | 6.3  |
|             | 2 <sup>nd</sup> | 10       | 1.80       | 2.42          | 1.28          | 6.3  |
|             | 3 <sup>rd</sup> | 10       | 1.89       | 2.25          | 1.30          | 6.3  |
| 20×20       | 1 <sup>st</sup> | 5        | 9.53       | 1.83          | 0.81          | 7.9  |
|             | 2 <sup>nd</sup> | 5        | 9.33       | 1.57          | 0.66          | 7.9  |
|             | 3 <sup>rd</sup> | 5        | 9.55       | 1.42          | 0.65          | 7.9  |
| 50×50       | 1 <sup>st</sup> | 2        | 3.86       | 1.03          | 0.34          | 10.8 |
|             | 2 <sup>nd</sup> | 2        | 3.83       | 0.90          | 0.28          | 10.8 |
|             | 3 <sup>rd</sup> | 2        | 3.86       | 0.80          | 0.27          | 10.8 |

여기서,  $C$  는 상수이며 채널단면의 형상이 반원인 경우  $C=128\pi^5\nu/((\pi+2)^4(\pi^2-8))$  이며,  $i$  는 채널 위치를 나타낸다. 식 (1)을 이용하여 채널구조의 유동영역 전체에 걸리는 압력강하량( $\Delta P$ )을 구한 후, 계산영역내의 각 셀을 통과하는 질량유량의 연속 방정식, 채널간 압력강하 대칭식을 이용하여 선형 방정식의 해를 구한 후, 설계변수  $D_{1h}/D_{2h}$  에 대한 엄밀해를 최종적으로 구하였으며, 상세한 최적화 과정은 참고문헌<sup>(12)</sup>에 제시되었다. 최적화 결과를 정리하면 Table 1 과 같다. 여기서, 유로의 무차원 수인  $Sv$ (svlteness number, 세밀도 수)는 식 (2)와 같이 정의되며, 그 값이 10 을 초과하게 되면 관심 영역내의 압력손실은 Poiseuille 마찰손실에 의해 지배된다.<sup>(11,12,14)</sup>

$$Sv = \frac{(XY)^{1/2}}{V_c^{1/3}} = \frac{\text{external length scale}}{\text{internal length scale}} \quad (2)$$

한편, 식 (1)과 같은 압력강하는 해석적 모델의 유효면적에만 해당되지만, 실제로 모델의 검증을 위한 실험에서 사용될 시편은 입출구측의 온도 및 압력측정용 탭의 제작을 고려한 셀면적(cell area) 까지의 영역이 필요하므로 식 (3)과 같은 입출구측의 압력보상을 통하여 상호비교가 가능하다.

$$\Delta P_{\text{comp}} = C \frac{\dot{m}L_{\text{in}}}{D_{2h}^4} + C \frac{\dot{m}L_{\text{out}}}{D_{2h}^4} \quad (3)$$

여기서,  $L_{\text{in}}$  (0.01 m),  $L_{\text{out}}$  (0.01 m)는 각각 입출구측의 길이를 나타낸다. 실제로, 계산영역 전체에 걸쳐서 보상부분에 해당하는 오차는 계산결과, 약 3% 이하이다.

해석적 결과로부터 압력손실( $\Delta P$ ) 및 질량 유량 ( $\dot{m}$ ) 관계식은 다음 식과 같은 기존의 문헌결과<sup>(9)</sup>

를 이용하여 수치적, 실험적 결과와 비교한다.

$$\psi = \frac{\Delta P}{C\dot{m}}\phi^2 d^3 \quad (4)$$

여기서,  $\psi$  는 무차원 유동저항,  $d$  는 요소길이이고  $\phi$  는 채널의 체적비율이다. 단,  $C$  는 동점성계수가 포함된 상수이나 온도의존 특성을 포함한다.

### 2.3 수치해석 모델 및 방법

고분자전해질 연료전지 스택내의 전기화학반응에 의해서 생성된 열은 다수의 전해질-전극 접합(membrane electrode assembly, MEA) 사이에 반복적으로 설치되는 냉각판에 의해서 제거되지만, 계산의 편의를 위하여 한 개의 냉각판을 기준으로 주위형상 및 운전조건은 동일하다고 가정하였다. 그외에 계산에 도입된 가정은 기존의 문헌<sup>(14)</sup>에서 제시된 것과 동일하다. 상기된 가정조건하에서 수치적인 방법을 이용하여 냉각판의 열유동장을 예측하기 위하여 사용된 지배방정식은 다음과 같다.

- 연속방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

- 운동량방정식

$$\rho_f \left( \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left( \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_f \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_f \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_f \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right) \quad (6)$$

$$\rho_f \left( \frac{\partial(uv)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \left( \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_f \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_f \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_f \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right) \quad (7)$$

$$\rho_f \left( \frac{\partial(uw)}{\partial x} + \frac{\partial(vw)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \left( \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_f \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_f \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_f \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right) \quad (8)$$

- 에너지방정식(유체 및 고체영역)

$$\rho_f \left( \frac{\partial((c_p)_f u T)}{\partial x} + \frac{\partial((c_p)_f v T)}{\partial y} + \frac{\partial((c_p)_f w T)}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_f \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k_f \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k_f \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k_s \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k_s \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k_s \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (10)$$

- 냉각판 표면 열유속 조건

$$q'' = -k_s \frac{\partial T}{\partial z} \quad (11)$$

- 고액 경계면 연속조건

$$k_s \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_s = k_f \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_f \quad (12)$$

또한, 계산의 편의상 작동 전 범위에 걸쳐서 냉각수 유동조건이 단상이 유지되도록 냉각판 하면에  $10 \times 10, 20 \times 20, 50 \times 50$  요소에 대하여 각각 상이한 열유속  $q'' = 5000, 1500, 500 \text{ W/m}^2$ 을 부여하였으며, 자세한 경계조건은 Fig. 3에 나타내었다.

냉각판에 공급되는 냉각수는 순수(DI water)를 이용하였고 입구 유입온도는 291 K로 설정하였으며, 냉각판 재질 및 온도의존 열물성치 역시 이전 연구<sup>(13)</sup>에서 제시된 것과 동일한 값을 사용하였다. 상기된 경계조건 및 물성치를 이용한 냉각판의 성능해석을 수행하기 위하여 열유동해석용 상용 코드인 FLUENT<sup>(15)</sup>를 사용하였다. 해석에 사용된 지배방정식의 수치해를 구하는 과정에서는 SIMPLE 알고리즘을 이용하여 속도장과 압력장을 계산하였으며, 이산화방정식은 운동량 방정식, 에너지방정식 공히 2차 상류차분 스킴을 사용 하였다. 또한, 수치해의 계산오차를 최소화하기 위하여 연속, 운동량방정식의 잔차 수렴오차의 한계는  $1.0 \times 10^{-5}$ , 에너지방정식은  $10^{-11}$  이하로 정하였으며, 이에 부가적으로 열 및 물질수지 오차도 임측 기준 대비 0.2% 이내로 제한하였다.

계산에 사용된 격자는 육방계(hexagonal)이며 수치해 계산격자 수의 의존도를 검토하기 위하여 계산격자 수를 증가시키면서 질량유량 및 계산영역내의 최대온도 값의 차이가 약 2% 이내에 도달할

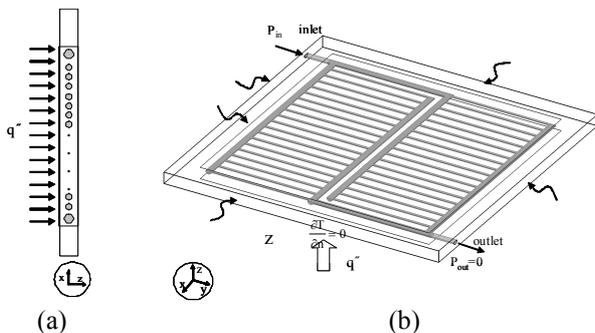


Fig. 3 Three-dimensional schematic of the computational domain of cooling plates for boundary conditions: (a) x-z view showing the cooling channel; (b) isometric view

때 요구되는 격자이상을 사용하였다.

### 3. 실험장치 및 조건

#### 3.1 실험장치

실험장치는 공압펌프를 구성하는 가압시스템, 냉각판 시편부, 데이터수집부의 세 부분으로 구성되어 있으며, Fig. 4와 같이 개략적인 구성도를 도시하였다. 본 실험에서는 각 시편 종류별로 유량 및 압력범위가 광범위하므로 일반펌프가 아닌 공압펌프를 사용하여 작동유체인 순수를 공급한다. 여기서, 가압가스로는 용존가스로 인한 기포발생을 가능한 한 최소화하기 위하여 고압의 헬륨(He) 가스를 사용하며, 레귤레이터에 의하여 공급압력을 제어하는 시스템으로 구성된다.

모든 전력, 온도, 압력 및 유량 등의 측정은 매 10 분 동안의 평균값을 사용하며, 질량유량은 0.01 g의 정밀도 및 실시간 저장기능을 갖는 전자저울(ED6202S-CW)을 이용하여 측정되며, 냉각판 시편 입출구측의 온도는 T-type, 시편 표면의 온도는 K-type의 열전대, 시편 양단의 압력손실은 측정 구간의  $\pm 0.25\%$  정밀도를 갖는 Setra 차압계 (Model 230)를 사용하였다.

#### 3.2 냉각판 시편제작

시편의 재질은 STS 304 재질이며, Fig. 5(a)와 같이 상판, 하판으로 분리하여 제작하였다. 가능하면 냉각판 체적내에서 열저항을 최소화하기 위하여 상, 하판을 확산접합(diffusion bonding)하였으며, Fig. 5(b)와 같이 압력 및 온도센서용 탭을 구성하였다.  $10 \times 10, 20 \times 20$  요소의 시편은 볼엔드밀을 이용하여 채널을 가공하였으며,  $50 \times 50$  요소의 채널은 화학적 에칭(chemical etching)기술을 통하여 제작하였으며, 상세한 가공 치수 정보는 Table 1에 정리

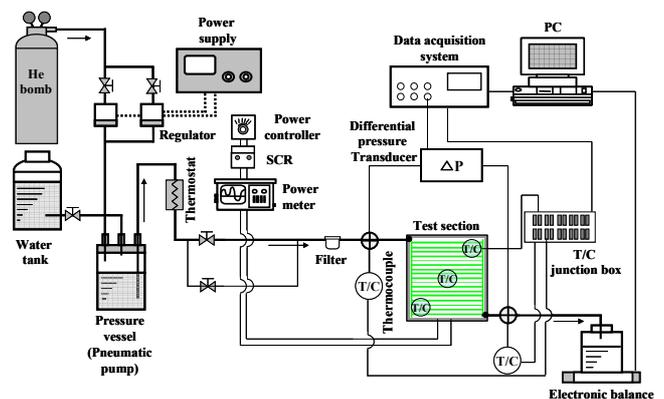


Fig. 4 Experimental apparatus

되어 있다. Fig. 5(c)와 같이 조립된 시편의 중앙부위에 크기 100×100 mm<sup>2</sup> 로 Cu-Ni 열선으로 구성되어 제작된 실리콘 리버히터를 부착하였다. 이러한 히터에 공급되는 전력은 전력측정기(Yokogawa WT110)를 사용하여 실시간적으로 측정되며, 요구되는 전력 인가 되도록 제어하였다.

3.3 실험조건 및 방법

작동유체의 용존가스를 제거하기 위해서 작동유체를 루프에 공급하기 전에 히터로 충분히 가열하여 비등을 시킴으로써 응축가스를 미리 제거하였다. 시편에 흐르는 유량은 채널모델 종류에 따라서 1 ~ 410 cm<sup>3</sup>/min 이며, 이러한 모든 조건에서 유동이 갖는 해당 레이놀즈수는 30 ~ 2000, 압력손실은 30 ~ 10<sup>5</sup> Pa 의 범위를 갖는다.

목표로 하는 유량조건에 도달되도록 체적유량을 약 10~30 cm<sup>3</sup>/min 정도로 증가시키면서 안정 되었다고 판단되면 히터로 공급되는 열량을 서서히 증가시킨다. 이때에 시편 입출구측 및 표면 온도 측정위치에서의 온도변화가 충분히 정상 상태에 도달할 때까지 실험을 지속시키면서 데이터를 수집한다. 입출구측 작동유체의 온도, 입출구측의 차압, 질량유량, 히터에 인가된 전력데이터 등은 데이터 수집장치(Agilent 34970A)를 통하여 PC 로 실시간적으로 저장된다.

3.4 실험오차 분석

측정오차는 교정오차(bias error) 및 정밀오차(pre-precision error)로 구성되며, 이에 근거한 전체 불확실성은 다음과 같은 표현이 가능하다.

$$U = \left[ e_{\text{bias}}^2 + e_{\text{precision}}^2 \right]^{1/2} \tag{13}$$

여기서,  $e_{\text{bias}}$  및  $e_{\text{precision}}$  는 각각 교정오차, 정밀오차에 의한 불확실성을 나타낸다.

본 연구의 실험에 사용된 채널의 모델종류에 따라 가공상의 차이로 인한 수력직경에 대한 오차는 채널종류에 따라 최소 1.9%에서 최대 4.5%이다. 계측센서의 오차에 있어서 압력강하량은 ±0.25%, 온도는 ±0.1 °C, 질량유량은 0.01 g 이다. 또한, 실험결과에 대한 불확실성 해석<sup>(16)</sup>을 통하여 레이놀즈수 ±3.8% ~ ±9.0%, 펌핑동력 0.25%이다.

4. 결과 및 고찰

4.1 수력학적 특성 비교

이전 연구<sup>(12)</sup>에서 개발된 냉각관의 전역 최적화 방법(global optimization methodology)을 이용하여 얻은 결과를 식 (4)의 형태로 표현하면  $\psi$  는 각 형상별로 유일한 값을 갖는다. 예를 들어, 10 × 10 요소를 갖는 1 차 형상을 최적화할 경우  $\psi = 3.895$  의 값을 가지며, 이는 원형단면을 갖는 채널의 경우보다 약 79.4% 큰 값을 나타낸다. 식 (4)에서 언급된 바와 같이 동점성계수를 다음식과 같은 질량 평균온도(mass-weighted average temperature)를 도입하여 압력손실과 질량유량과의 관계를 표현하는 것이 가능하다.

$$T_m = \frac{\sum_{j=1}^n T_j \rho_j |\vec{u}_j \cdot \vec{A}_j|}{\sum_{j=1}^n \rho_j |\vec{u}_j \cdot \vec{A}_j|} \tag{14}$$

여기서,  $T_j$ ,  $\rho_j$ ,  $\vec{u}_j$  및  $\vec{A}_j$  는 j 번째 셀에서의 각각 작동유체 온도, 작동유체 밀도, 속도벡터, 면적 벡터 등을 나타낸다.

Fig. 6 은 해석적, 수치적, 실험적으로 구한 압력강하량의 변화에 따른 질량유량의 변화를 나타낸 것이다. 즉, 2 절에서 언급된 바와 같이, 냉각관 입구에서의 온도가 291 K 이고, 10 × 10 및 50 × 50 요소에 대하여 냉각관 바닥면에서의 열 유속이 각각  $q''=5000$  및 500 W/m<sup>2</sup> 로 가해질 경우의 냉각관 입출구에 걸리는 압력강하량과 질량유량과의 관계를 상호 비교한 것이다. 10 × 10 및 50 × 50 요소, 최적화 및 비최적화 모든 경우에 대하여 압력강하량이 증가함에 따라서 전반적으로 질량유량은 증가하지만, 해석적 결과를 제외하고는 그 증가폭은 둔화됨을 알 수 있다. 특히, 최적화된 채널의 경우에 있어서는 수치해석 및 실험적으로 구한 결과는

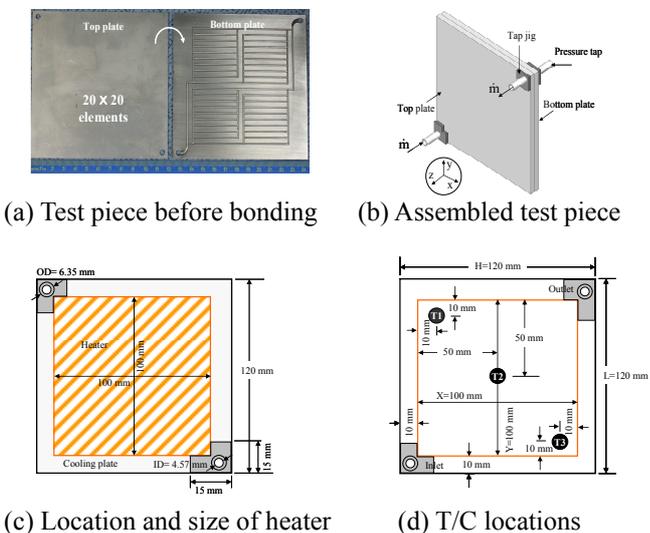
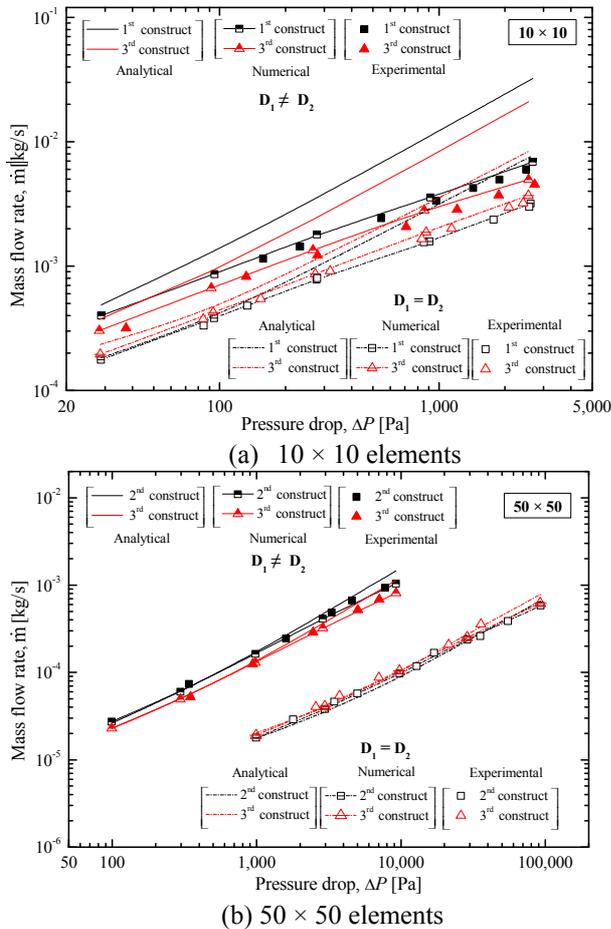
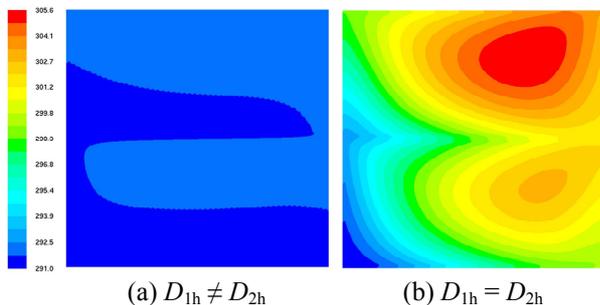


Fig. 5 Details of assembled test section



**Fig. 6** Comparison of the pressure drop vs. mass flow rate determined numerically (closed and open symbols for the optimized constructs and non-optimized constructs, respectively) and the analytical solution (solid and dash dotted lines for the optimized constructs and non-optimized constructs, respectively)



**Fig. 7** Temperature distributions at  $\Delta P \approx 10$  kPa for the second construct with  $50 \times 50$  elements

더욱 두드러진 경향을 보이고 있다. 이러한 이유는 최적화된 채널의 유동 컨덕턴스(flow conductance)가 최적화되지 않은 채널의 그것보다 크기 때문에 압력강하량이 증가할수록 채널에서의 부차손실(minor losses)이 급격히 증가함에 기인된다. 특히,  $10 \times 10$

요소의 경우 해석적으로 얻은 결과는 부차손실을 무시한 가정에 기인하여 압력강하량이 증가할수록 수치적, 실험적 결과와의 오차가 크게 증가되는 경향을 보였다. 이와는 달리,  $50 \times 50$  요소의 경우에는 전 구간에 걸쳐서 해석적, 수치적, 실험적 결과가 비교적 잘 일치됨을 확인할 수 있다. 또한, 수치해석 및 실험결과만을 비교한 경우에는 더욱 전 실험범위에 걸쳐서 잘 일치하는 경향을 보였다. 예를 들어,  $10 \times 10$  요소, 1차 형상구조의 경우 최적화된 채널 및 비최적화된 채널 공히 압력강하  $\Delta P \approx 1000$  Pa에서 약 17.1%의 오차를 나타내었으며, 이러한 오차의 원인은 주로 채널의 가공오차에 기인되는 것으로 판단된다.

본 연구에서와 같이 채널의 형상이 반원형인 경우에도 유동저항 특성은 채널의 형상이 원형인 기존의 연구결과<sup>(14)</sup>와 유사한 경향을 나타내었다. Fig. 6에서 알 수 있는 바와 같이,  $10 \times 10$  및  $50 \times 50$  요소 모두 최적화된 채널구조가 그렇지 않은 경우와 비교하여 유동저항 특성이 모두 우수 하였으며 특히,  $50 \times 50$  요소의 경우에는 그 차이가 크게 증가함을 알 수 있다. 예를 들어,  $10 \times 10$  요소 1차 형상의 경우  $\Delta P \approx 28.8$  Pa 근처에서 최적화 형상의 질량유량이 약 126.5% 증가함에 그쳤지만,  $50 \times 50$  요소 2차 형상의 경우  $\Delta P \approx 9700$  Pa 근처에서 최적화 형상의 질량 유량이 약 10 배에 가까운 증가를 보였다. 한편, 주목할 만한 점은 비최적화된 채널형상의 경우 전 범위에 걸쳐서 3차 형상이 가장 우수한 유동특성을 나타낸 점이다. 이는 복잡성의 증가가 유동저항 변동성의 중요한 인자임을 보여주는 것이다. 반면, 최적화된 채널구조의 경우,  $10 \times 10$  요소의 경우에는 1차 형상의 성능이 3차 형상보다 약간 우수한 경향을 나타낸 반면,  $50 \times 50$  요소의 경우에는 2차 형상의 유동특성이 더 우수한 경향을 보이는데, 이 역시 기존 연구결과<sup>(5,14)</sup>와 유사하다.

#### 4.2 열적 특성 비교

Fig. 7은 냉각판의 열적인 성능을 파악하기 위하여  $50 \times 50$  요소 중 2차 형상의 최적화된 채널 및 비최적화된 채널을 대상으로 냉각판의 상판표면 중 유효면적 부위에서의 표면온도 분포 결과를 도시한 것이다. 동일한 압력강하량, 동일한 온도범위 기준에서의 온도분포를 상호 비교한 등온선 분포로서, 유동 컨덕턴스 차이로 인하여 냉각판의 최대온도 차이가 크게 발생함을 알 수 있다. 특히, 비최적화된 채널의 경우 출구 방향에서의 고온점

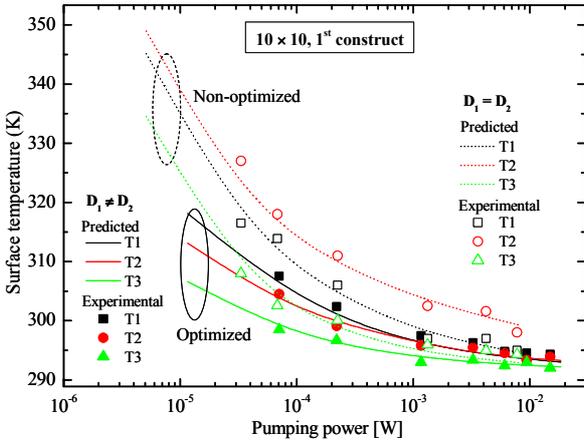


Fig. 8 Comparison between predicted and measured surface temperature of the cooling plates at thermocouple locations T1, T2, and T3 for the first construct with 10 × 10 elements

이 뚜렷하게 발달함을 알 수 있으며, 이는 시스템 크기가 증가할수록, 질량유량 혹은 레이놀즈수가 증가할수록 더욱 심화되는 경향을 보였다. 이러한 이유 역시 기존의 연구결과<sup>(14)</sup>에서 분석된 바와 같이 질량유량이 증가할수록 비최적화된 채널의 경우 유동방향으로의 채널간 질량유량 균일도가 급격히 저하 되는 현상에 기인된다.

Fig. 8 은 냉각수 펌핑동력을 증가시키에 따라 Fig. 5(d)에 도시된 냉각판 상부 표면 T1, T2, T3 위치에서의 온도변화를 도시한 그래프로서, 수치 해석 및 실험결과를 비교한 것이다. 예상된 바와 같이 펌핑동력이 증가할수록 최적화 및 비최적화 된 채널형상 공히 표면온도는 저하되고 있는 경향을 보였다. 또한, 최적화 및 비최적화 채널형상 모두 T3 위치에서의 온도가 가장 낮은 반면, T2 위치에서는 가장 높은 온도를 나타내었다. 이러한 현상 역시 이전에 기술된 바와 같이 질량유량 불균일성으로 인하여 유동 방향의 평행형 채널의 중심부에서 냉각능이 저하되는 현상에 기인되는 것으로 풀이된다. 또한, 유동 특성에 있어서 수치 해석 및 실험결과가 비교적 잘 일치된 결과를 나타냈듯이 관찰위치에서의 온도변화 역시 전 실험범위에 걸쳐서 잘 예측되는 것을 알 수 있다. 예를 들면, 10 × 10 요소 중 최적화된 1차 형상의 경우 주어진 펌핑동력 7.1 × 10<sup>-5</sup> W 에서 예측된 값과 실측된 값의 오차는 약 3% 내외였다.

### 5. 결론

본 연구에서는 형상법칙에 의해 최적화된 반원형상의 채널을 갖는 냉각판을 대상으로 해석적,

수치해석적으로 열수력적인 특성을 비교 분석하였으며, 냉각판 종류 및 크기별 성능을 실험적으로 검증한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 최적화된 형상이 최적화되지 않은 냉각판 형상에 비하여 우수한 유동 및 열저항 특성을 나타내었다. 최적화되지 않은 형상 중에서는 3차 형상이 가장 우수한 특성을 보였으며, 최적화된 형상 중에서는 열적인 측면 혹은 냉각판 고유의 성능을 고려할 경우 1, 2차 형상이 근소한 차이내에서 가장 우수한 성능을 나타냈다.

(2) 해석적, 수치해석적으로 유동특성을 비교한 결과, 시스템 크기가 클수록, 압력강하량이 작은 작은 범위에서 비교적 잘 일치되는 경향을 나타내었다.

(3) 수치해석결과를 실험적으로 검증한 결과 유동저항 및 온도분포 역시 비교적 잘 일치되는 결과를 나타내었다. 따라서, 본 연구에서 개발된 형상법칙을 이용한 최적화 방법을 통하여 신뢰도가 높은 방열기기 설계가 가능할 것으로 판단된다.

### 참고문헌

- (1) Baek, S.M., Yu, S.H., Nam, J.H. and Kim, C.J., 2011, "ANumerical Study on Uniform Cooling of Large-Scale PEMFCs with Different Coolant Flow Field Designs," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp.1427~1434.
- (2) Chen, Y. and Cheng, P., 2002, "Heat Transfer and Pressure Drop in a Fractal-Tree-Like Microchannel," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 2643~2648.
- (3) Jang, S.P. and Kim, S.J., 2005, "Fluid Flow and Thermal Characteristics of a Microchannel Heat Sink Subject to an Impinging Air Jet," *Transactions of the ASME*, Vol. 127, pp. 770~779.
- (4) Choi, J., Kim, Y., Lee, Y., Lee, K. and Kim, Y., 2008, "Numerical Analysis on the Performance of Cooling Plates in a PEFC," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 22, No.7, pp. 1417~1425.
- (5) Cho, K.H., Ahn, H.S. and Kim, M.H., 2011, "Optimizing the Configurations of Cooling Channels with Low Flow Resistance and Thermal Resistance," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 35, No. 1, pp. 9~15.
- (6) Bejan, A., 1997, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 2<sup>nd</sup> ed., Wiley, New York, pp. 704~814.
- (7) Daniels, B., Liburdy, J.A. and Pence, D.V., 2007, "Adiabatic Flow Boiling in Fractal-Like Microchannels," *Heat Transfer Engineering*, Vol. 28, pp. 817~825.
- (8) Wechsato, W. and Ordenez, J.C., 2006, "Kosaraju S.,

- Constructal Dendritic Geometry and the Existence of Asymmetric Bifurcation,” *Journal of Applied Physics*, Vol. 100, pp. 113514.
- (9) Raja, V.A.P., Basak, T, and Das S.K., 2008, “Thermal Performance of a Multi-Block Heat Exchanger Designed on the Basis of Bejan’s Constructal Theory,” *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 51, pp. 3582~3594.
- (10) Bejan, A., 2000, *Shape and Structure: from Engineering to Nature*, Cambridge University Press, Cambridge, UK, pp. 1~314.
- (11) Lee, J., Kim, S., Lorente, S. and Bejan, A., 2008, “Vascularization with Trees Matched Canopy to Canopy: Diagonal Channels with Multiple Sizes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 2029~2040.
- (12) Cho, K., Lee, J., Kim, M. and Bejan, A., 2009, “Vascular Design of Constructal Structures with Low Flow Resistance and Nonuniformity,” *International Journal. Thermal. Sciences*, Vol. 49, pp. 2309~2318.
- (13) Rosaguti N.R., Fletcher D.F. and Haynes B.S., 2006, “Laminar Flow and Heat Transfer in a Periodic Serpentine Channel with Semi-Circular Cross-Section,” *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49, pp. 2912~2923.
- (14) Cho, K.H., Lee, J., Ahn, H.S., Bejan, A. and Kim, M.H., 2010, “Fluid Flow and Heat Transfer in Vascularized Cooling Plates,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 3607~3614.
- (15) FLUENT, Version 6.3, 2007, *User’s Manual*, ANSYS Inc.
- (16) Holman, J.P., 1984, “Experimental Methods for Engineers,” *McGraw-Hill*, New York, pp. 50~57.