

냉각유로 형상변화에 따른 유동 및 열저항 최적화 연구

조기현^{**†} · 안호선^{*} · 김무환^{*}

* 포항공과대학교 기계공학과, ** (재)포항산업과학연구원

Optimizing the Configurations of Cooling Channels with Low Flow Resistance and Thermal Resistance

Kee-Hyeon Cho^{**†}, Ho-Seon Ahn^{*} and Moo-Hwan Kim^{*}

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

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

(Received February 5, 2010 ; Revised November 11, 2010 ; Accepted November 12, 2010)

Key Words : Constructal Law(형상법칙), Cooling Channel(냉각유로), Pressure Drop(압력강하), Thermal Resistance(열저항), Optimization(최적화)

초록: 본 연구에서는 3 차원 전산 열유동해석을 통하여 형상법칙에 근거하여 개발된 냉각관의 열수력학적인 특성을 분석하였다. 서펜타인 형상을 포함하여 최적화, 최적화되지 않은 1, 2 차 형상 총 5 개 형상을 대상으로 동일한 구속조건을 부여함으로써 유동저항, 열저항 및 분지유로에서의 유동균일도를 상호 비교함으로써 냉각관의 성능평가를 수행하였다. 그 결과, 최적화된 1, 2 차 형상 구조가 최적화되지 않은 경우와 비교하여 훨씬 적은 압력손실을 나타내었으며, 압력손실을 기준으로 최적화된 2 차 형상 구조가 가장 우수한 유동 구조를 나타내었다. 또한, 최적화된 1, 2 차 형상구조의 열저항 및 유동 분배성능도 기준에 사용되는 유로형상과 비교하여 모두 우수한 성능을 보였다.

Abstract: In this study, we investigated the hydrodynamic and thermal performance of constructal architectures on the basis of the mass flow rates for a given pressure drop, and we determined the thermal resistance and flow uniformity. The five flow configuration used in this study were the first construct with optimized hydraulic diameter, the second construct with optimized hydraulic diameter, the first construct with non-optimized hydraulic diameter, second construct with non-optimized hydraulic diameter, and a serpentine configuration. The results of our study suggest that the best fluid-flow structure is the second constructal structure with optimized constructal configurations. We also found that in the case of the optimized structure of cooling plates, the heat transfer was remarkably higher and the pumping power was significantly lower than those of traditional channels.

- 기호설명 -

A : 면적 (m²)
 C_p : 비열 [J/kg·K]
 d : 요소길이 스케일 [m]
 D_i : 유로 수력직경 [m]
 D₁ : 분배관 수력직경 [m]
 D₂ : 분지관 수력직경 [m]
 k : 열전도 계수 [W/m·k]
 L_i : 분지 유로길이 [m]
 L_t : 유로 전체 길이 [m]
 ṁ : 질량유량 [kg s⁻¹]

N : 유로번호
 p : 얇은 유로 (D_i) 간격 [m]
 P_{in} : 입구 압력 [Pa]
 P_{out} : 출구 압력 [Pa]
 q'' : 열유속 [W/m²]
 R : 열저항 [K/W]
 r : 유동분배 비
 S_v : 세밀도 수
 V : 냉각판 체적 [m³]
 V_c : 유동유로 체적 [m³]
 X : 냉각판 폭 [m]
 Y : 냉각판 길이 [m]
 W : 냉각판 두께 [m]
 ΔP : 압력강하 [Pa]

† Corresponding Author, khcho@postech.ac.kr

μ : 점성계수 [$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 ϕ : 유로 공극률

아래첨자

i : 유로 기호
s : 고체
f : 유체
min : 최소
max : 최대
opt : 최적화

1. 서론

근래에 이르러 에너지와 관련된 거의 모든 산업기기는 고기능화, 소형화, 경량화를 추구하면서 열관리 문제가 가장 중요한 문제로 부각되고 있다. 특히, 지난 20 여년 동안 초소형 시스템의 개발로 인하여 이러한 문제해결을 위한 새로운 냉각방법에 대한 많은 연구가 이루어졌다.

마이크로유로 히트싱크 개념을 1980 년 초에 처음으로 제시한 D. B. Tuckerman 등⁽¹⁾이 실험적인 접근 방법을 통하여 길이 스케일을 작게 함으로써 열전달 성능을 향상시킬 수 있다고 보고한 이후, 다양한 연구자들⁽²⁻⁴⁾에 의해서 이러한 현상이 확인된 바 있으며, 이미 열전달 분야에서 마이크로유로의 도입은 전자장비 냉각에 있어서는 매우 유효한 방법으로 응용되고 있다. 그러나, 유로가 작아짐에 따라 발생하는 압력손실 및 유로벽을 따른 불균일 온도분포 문제는 또 하나의 극복되어야 할 기술로서, 주로 해석적인 방법에 의한 히트싱크 핀 해석 혹은 수치적인 방법을 통하여 이러한 문제를 해결하기 위한 방법이 제시되어 왔다. 그러나, 기존의 방법을 이용하여 열전달 성능 향상 및 압력강하 두가지 문제를 동시에 해결할 수 있는 방법에는 한계가 있다.⁽⁵⁾

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)^(6,7)의 개발을 시작으로 이를 공학에 적용하기 위한 연구가 활발하게 이루어지고 있다.

A. Bejan 에 의해서 개발된 형상법칙(constructal law)⁽⁶⁾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.⁽⁷⁾ 이와 유사한 예로서, J. Lee 등⁽⁸⁾은 크랙이 발생하는 위치에 자기치유 물질을 원활히 공급하기 위한 유로형상 최적화 연구를 수행한 바 있으며, K. Cho 등⁽⁹⁾은 이에 근거하여 냉각판(cooling plates) 유로의 복잡성 증가, 시스템 크기 증가에 따른 최적화된 압력강하 특성을 갖는 유로형상을 개발하였다.

그러나, 기존 연구⁽⁹⁾에서 도출된 형상구조는 해석적인 방법을 이용하여 유동저항만이 최소화된 유로구조를 제시하며, 열저항까지 유사한 방법으로 최적화하는 것이 불가능하다.

따라서, 본 연구에서는 이러한 방법에 의해 기 제시된 20×20 요소체적(elements volume)의 크기를 갖는 1 차 형상(first construct) 및 2 차 형상(second construct) 구조를 고분자 전해질 연료전지(PEM fuel cell)의 냉각판에 적용함으로써 유동저항 및 열저항이 동시에 최소화된 유로구조를 제시하였다. 이를 위하여 3 차원 전산해석코드를 이용하여 냉각판의 열 및 유동성능을 분석하였다. 또한, 냉각판에 가장 많이 사용되는 기존의 평행유로(parallel channel) 및 서펜타인유로(serpentine channel)과의 비교분석을 통하여 제시된 유로형상의 우수성을 정량적으로 확인하였다.

2. 수치해석

2.1 기하학적 모델

본 연구에서 고려된 5 kW 급 용량의 연료전지를 대상으로 단위전지 반응면적을 100 cm^2 으로 가정하고, 이에 따른 전열면적을 갖도록 냉각판을 설계하였다. 계산영역의 기하학적 크기는 Fig. 1 에 나타낸 바와 같이 정방형 $L(X) \times L(Y)$ 이고 두께(W)는 모두 5 mm 로 가정하였다. 냉각판의 형상은 기존의 평행형 유로를 갖는 Fig. 1(a)의 1 차 형상, Fig. 1(b)의 2 차 형상, 기존의 서펜타인 형상구조를 대상으로 모델링 되었다.

형상법칙은 가장 작은 유로 체적을 이용하여 가장 많은 양의 열소산 성능을 구현할 수 있는 자연계 물리적인 현상에 근거한 보편적인 법칙이므로, 식 (1)과 같이 관심 대상영역이 차지하는 체적 대비 유로의 체적이 차지하는 비율을 정의하

여 비교대상의 구속조건으로 설정한다.

$$\phi = \frac{V_c}{V} = \frac{\text{total channel volume}}{\text{total volume}} \quad (1)$$

여기서, V 는 냉각관 전체 체적, V_c 는 유로공간 체적, 그리고 ϕ 는 공극률이다.

한편, 유로의 무차원수인 Sv (svelteness number, 세밀도 수)는 식 (2)와 같이 정의되며, 그 값이 10 을 초과하게 되면 관심영역내의 압력손실은 Poiseuille 마찰손실에 의해 지배된다.⁽¹⁰⁾

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

계산모델 전체의 기하학적 구속조건은 공극률 $\phi = 0.02$ 와 냉각유로의 체적 $V = 50,000 \text{ mm}^3$ 이며, 형상구조에 대한 상세한 기하학적 치수는 Table 1에 나타내었다.

2.2 계산방법 및 경계조건

고분자전해질 연료전지 스택내의 전기화학반응에 의해서 생성된 열은 다수의 전해질-전극 접합(membrane electrode assembly, MEA) 사이에 반복적

Table 1 Geometric dimensions for the configurations

Type	L_t (mm)	D (mm)	D_2 (mm)	D_1 (mm)
1 st	2,095	0.780	1.500	0.663
2 nd	2,185	0.764	1.282	0.537
Serpentine	1,317	0.871	-	-

으로 설치되는 냉각관에 의해서 제거되지만, 계산의 편의를 위하여 한 개의 냉각관을 기준으로 주위형상 및 운전조건은 동일하다고 가정하였다. 그외에 계산에 도입된 가정은 다음과 같다.

- 3차원 정상상태, 비압축성 유동, 모든 유로 영역에서 충분히 층류유동
- 유로내의 중력효과는 무시
- 열유속 입사면의 열손실은 무시
- 열역학적 모든 물성치는 등방성

상기된 가정조건하에서 수치적인 방법을 이용하여 냉각관의 열유동장을 예측하기 위하여 사용된 지배방정식은 다음과 같다.

- 연속방정식

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

- 운동량방정식

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

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

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

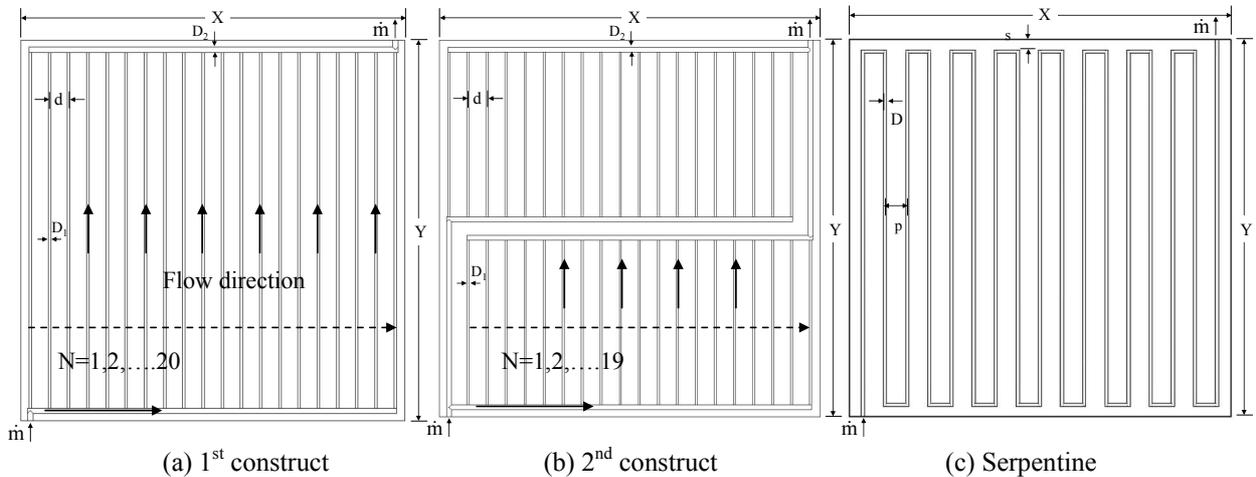


Fig. 1 Square flow domains with 20×20 elements

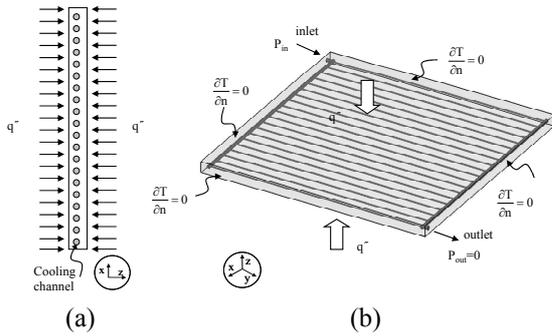


Fig. 2 Three-dimensional schematic of the computational domain of cooling plates for boundary conditions: (a) x-z view showing the cooling channel; (b) isometric view

- 에너지방정식(유체 및 고체영역)

$$(\rho c_p)_f \left(u \frac{\partial T_f}{\partial x} + v \frac{\partial T_f}{\partial y} + w \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = k_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} \right) \quad (7)$$

$$k_s \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (8)$$

- 냉각판 표면 열유속 조건

$$q'' = -k_s \frac{\partial T}{\partial z} \quad (9)$$

- 고액 경계면 연속조건

$$k_s \frac{\partial T}{\partial n} = k_f \frac{\partial T}{\partial n} \quad (10)$$

또한, 계산의 편의상 작동 전 범위에 걸쳐서 냉각수 유동조건이 단상이 유지되도록 냉각판 전후면에 일정한 열유속 $q'' = 155 \text{ W/m}^2$ 을 부여하였으며, 자세한 경계조건은 Fig. 2에 나타내었다.

냉각판에 공급되는 냉각수는 초순수(DI water)를 이용하였고 유입온도는 300 K로 설정하였으며, 냉각판 재질 및 온도의존 열물성치는 Table 2에 나타내었다.

상기된 경계조건 및 물성치를 이용하여 냉각판의 성능해석을 수행하기 위하여 열유동해석용 상용코드인 FLUENT⁽¹¹⁾를 사용하였다.

해석에 사용된 지배방정식의 수치해를 구하는 과정에서는 SIMPLE 알고리즘을 이용하여 속도장과 압력장을 계산하였으며, 이산화방정식은 운동량 방정식, 에너지방정식 공히 2 차 상류차분 스킴을 사용하였다. 또한, 수치해의 계산오차를 최소화하기 위하여 연속, 운동량방정식의 잔차

Table 2 Thermo-physical properties of DI water and AISI 304 (in SI units)

	Coolant, DI water	Plate, AISI 304
ρ (kg/m ³)	998.2	8,030.0
k (W/m·K)	- 0.829+0.0079 T - 1.04×10 ⁻⁵ T ²	11.702649+0.012955 T
C_p (J/kg·K)	5,348-7.42 T +1.17×10 ⁻² T ²	114.227517+1.877902 T -0.003234T ² +3.0×10 ⁻⁶ T ³ - 8× 10 ⁻¹⁰ T ⁴
μ (N·s/m ²)	0.0194 -1.065×10 ⁻⁴ T +1.489×10 ⁻⁷ T ²	-

수렴오차의 한계는 1.0×10⁻⁵, 에너지방정식은 10⁻¹¹ 이하로 정하였으며, 이에 부가적으로 열 및 물질수지 오차도 입측 기준 대비 0.2% 이내로 제한하였다.

계산에 사용된 격자는 tetra-hedral 이며 수치해 계산격자 수의 의존도를 검토하기 위하여 계산격자 수를 증가시키면서 질량유량 및 계산영역내의 최대온도 값의 차이가 약 2% 이내에 도달할 때 요구되는 격자이상을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

일반적으로 고분자 전해질 연료전지는 약 80℃ 전후에서 작동되므로 온도변화에 민감하고 온도상승 시 MEA 가 손상될 수 있으며 시스템 성능을 저하시키는 요인이 된다.⁽¹²⁾

또한, 스택의 효율적인 냉각능을 얻기 위해서는 냉각판을 통하여 최소한의 냉각수 유량의 유입이 필수적이거나, 냉각수 유로는 대개 1 mm 내외의 수력직경을 유지하므로 압력손실이 크게 되어 전체적인 시스템 효율저하를 유발한다.

따라서, 본 연구에서는 이러한 압력손실을 저감시키면서도 열저항을 감소시킬 수 있는 최적의 냉각판의 유로형상을 도출하고자 수치해석을 수행하였다.

형상법칙에 의해 개발된 2 개의 형상구조(1 차, 2 차 형상) 각각에 대해서 최적화된 수력직경(D₁ ≠ D₂)과 최적화되지 않은 수력직경(D)을 갖는 경우에 대한 열유동 해석을 수행하였다. 또한, 형상법칙을 이용한 결과와 기존에 가장 많이 사용되고 있는 서펜타인 형태의 냉각판의 유동저항 및 열저항 성능과도 비교분석 하였다.

Fig. 3 은 냉각판 입출 측 양단에 걸리는 압력 손실의 변화에 따라 냉각판 체적 내부를 흐르는 질량유량변화를 나타낸 그래프이다. 즉, 유동저항

Table 3 Comparison of pressure drop, mass flow rate, and the maximum temperature of the first, second construct with the optimized and non-optimized results

Type	Optimized			Non-optimized			$\left \frac{b-a}{b} \right $ (%)
	ΔP (Pa)	\dot{m} (kg/s) (a)	T_{max} (K)	ΔP (Pa)	\dot{m} (kg/s) (b)	T_{max} (K)	
1 st	69.4	6.048×10^{-5}	312.4	69.2	1.813×10^{-5}	340.9	233.6
	962.8	4.954×10^{-4}	301.7	961.2	1.318×10^{-4}	306.1	275.8
2 nd	68.8	6.158×10^{-5}	312.3	69.2	1.807×10^{-5}	341.3	240.7
	917.7	5.216×10^{-4}	301.7	961.2	1.277×10^{-4}	306.0	308.4
Serpentine	-	-	-	999.5	8.557×10^{-6}	343.4	-
	-	-	-	7992.7	3.558×10^{-5}	310.5	-

을 나타내는 압력손실 및 이와 역수의 관계에 있는 유동 컨덕턴스(flow conductance) 관계를 나타내며, 압력손실 증가에 따라 질량유량은 증가하는 현상을 보이고 있다.

또한, Fig. 3 에 나타난 바와 같이 기존에 많이 사용되고 있는 서펜타인형의 유로구조의 경우 입측을 통한 냉각수 유량 증가 시 가장 큰 압력손실이 요구되는 반면, 형상법칙을 이용하여 최적화된 수력직경을 갖는 유로구조의 경우 가장 작은 압력손실을 나타내었으며, 1 차보다 2 차 형상의 압력손실이 더 작은 결과를 나타내고 있다. 이러한 현상은 압력손실 즉, 펌핑동력이 증가할 수록 더욱 뚜렷한 차이를 나타내고 있다. 한 예로서, 입출 측 압력강하량 $\Delta P = 961.2$ Pa 기준 시, 최적화되지 않은 형상구조 대비 최적화된 2 차 형상구조의 질량유량은 약 308.4% 향상되는 성능을 나타내었다. 각 형상구조별 상세한 계산결과를 Table 3 에 요약 정리하였다.

Fig. 4 는 냉각관 입출 측 전체 압력강하 $\Delta P = 500$ Pa 조건을 부여한 경우 냉각관 중심 면에서의 온도분포를 비교한 그림으로서, 유로형상 구조별로 고온 점(hot spots)의 정도 및 형성위치에 있어서 명확한 차이를 보이고 있다.

일반적으로 최적화되지 않은 평행유로의 경우 Fig. 4(b)와 같이 역삼각형 구조의 고온 점이 나타나지만, Fig. 4(a)와 같이 최적화된 수력직경을 갖는 1 차 형상의 경우에는 좌우방향으로 비교적 균일한 등온분포를 나타내고 있어서 분명한 대조를 보이고 있다.

또한, Fig. 4(a)와 같이 최적화된 형상구조의 경우 최적화되지 않은 경우(Fig. 4(b))의 최대온도 306.1 K 보다 약 4.5 K 낮은 온도를 나타내는 것을 알 수 있다. 마찬가지로, Fig. 4(c)-(d)에서 알 수 있는 바와 같이 2 차 형상 유로구조 역시 유사한 경향을 나타낸다. 이러한 현상은 뒤에 설명이

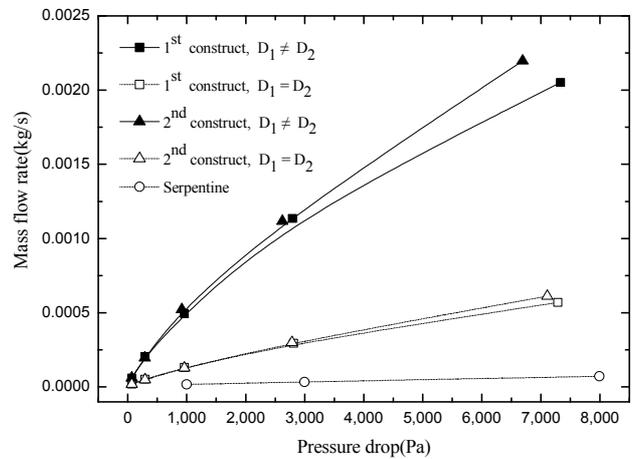


Fig. 3 Mass flow rate versus pressure drop

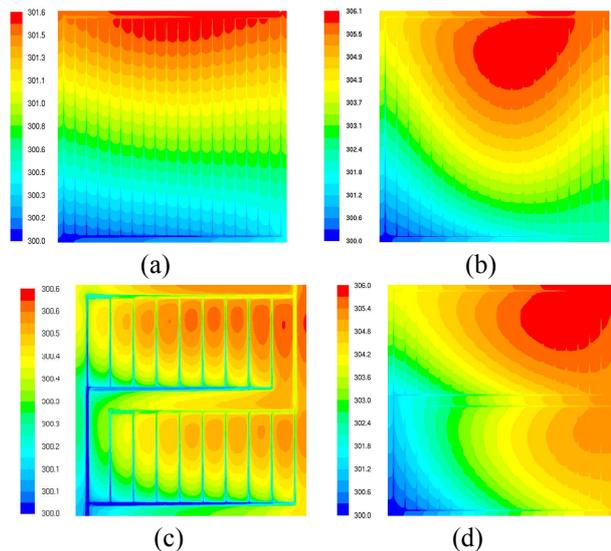


Fig. 4 Temperature distributions in the constructal based configurations at $\Delta P = 500$ Pa: (a) 1st construct, optimized; (b) 1st construct, non-optimized; (c) 2nd construct, optimized; (d) 2nd construct, non-optimized

될 Fig. 6 에서 알 수 있는 바와 같이 평행 유로의 중심부에서 질량유량이 급격히 감소하게 되어

나타나는 현상에 기인하며, 입출 측 양단에 인가되는 압력강하가 증가하게 되면 더욱 뚜렷한 현상을 보였다.

한편, 냉각관의 열적성능은 제한된 체적 내에서 고온 점의 값을 얼마만큼 저하시키느냐에 달려 있으므로 전 영역($V=XYW$)에서의 열저항을 다음 식과 같이 정의할 수 있다.

$$R = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2q''XY} \quad (11)$$

여기서, T_{\min} 은 냉각수의 입측 온도로서 300K 이며, T_{\max} 는 수치해석 결과 도출된 최대온도이다.

Fig. 5 는 냉각관 입출 측 냉각수의 압력강하에 의존되는 냉각관 열저항의 변화를 각 유로형상별로 도시한 것으로서, 최적화된 1, 2 차 형상이 가장 낮으면서도 그 값이 매우 유사한 열저항 분포를 나타내고 있는 반면, 서펜타인 유로형상은 가장 높은 값을 나타내고 있다. 한편, 최적화된 1, 2 차 형상구조의 경우에는 압력손실 $\Delta P=1,000$ Pa 근처에서 미소하게나마 열저항 성능이 역전되는 현상을 확인할 수 있었으며, 최적화되지 않은 1 차 형상의 경우에는 압력강하량이 증가할수록 부차손실에 의한 영향이 크게 증가하여 열적성능이 점차 감소하는 것을 알 수 있다.

이상과 같이 각 유로형상별 유동저항 및 열저항을 살펴보았는데, 일반적으로 냉각 및 가열을 목적으로 한 기기에 있어서 유동저항 못지않게 중요한 성능비교 기준은 유동균일도라고 할 수 있다. 이는 다분지관의 유동균일도와 밀접하게 관련되어 있어서 다음 식 (4)와 같이 각 분지관의 질량유량의 비 r 을 정의하여 비교하였다.

$$r = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{\text{avg}}} \quad (12)$$

여기서, \dot{m}_{avg} 는 Fig. 1 에서와 같이 얇은 유로 (D_1)을 통과하는 전체 질량유량의 평균값이며, i 는 각 유로의 위치, 그리고 \dot{m}_i 는 유로 i 에서의 질량유량을 각각 나타낸다.

유로의 번호는 Fig. 1 에 나타난 바와 같이 입측이 좌측 하단에 있고 출측이 우측 상단에 있다고 가정할 경우, 입구를 기준으로 좌측에서 우측으로 순서를 설정하였으며, 질량유량분포에 사용된 얇은 유로(D_1) 수는 예를 들어 1 차 형상 구조에서는 20, 2 차 형상구조에서는 19 개가 된다.

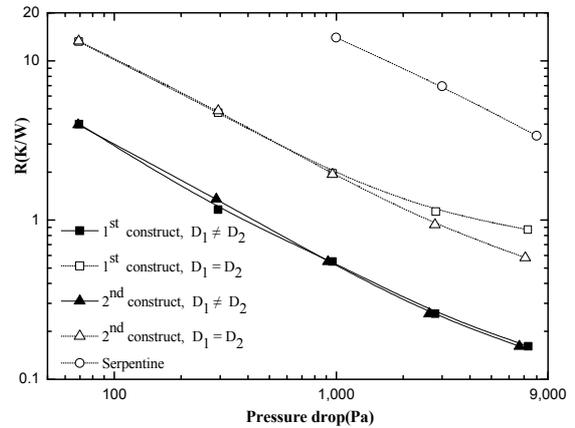


Fig. 5 Thermal resistance versus pressure drop

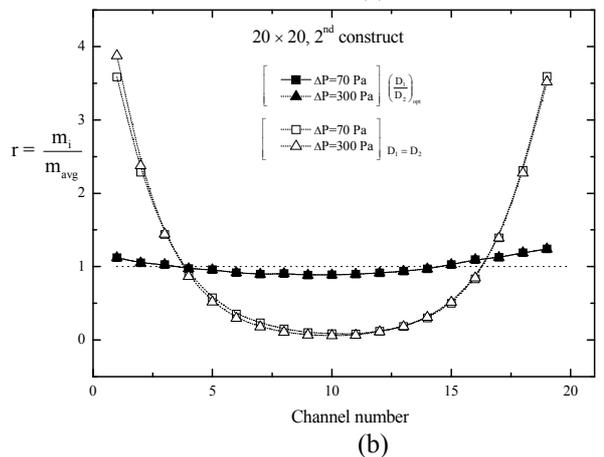
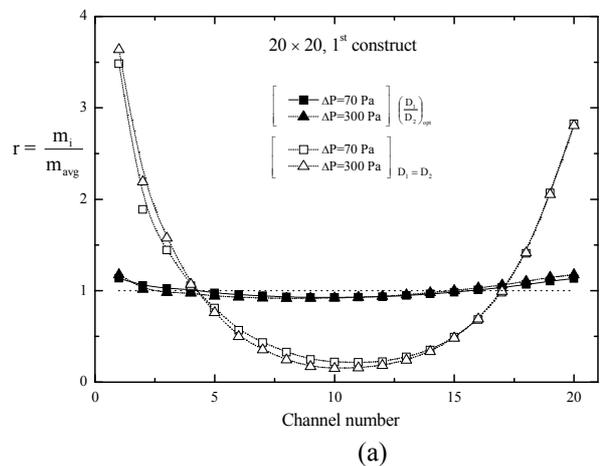


Fig. 6 Maldistribution in the mass flow rate versus channel number: (a) 1st construct; (b) 2nd construct

Fig. 6 은 1 차, 2 차 형상유로를 갖는 유로에서 입출측 압력강하량 $\Delta P=70, 300$ Pa 인 경우에 있어서 평균유량 대비 각 분기관 위치(얇은 유로, D_1 위치)에서의 질량유량 불균일 분포를 비교한 그래프로서, Fig. 6(a), (b)의 그림에서와 같이 공히 최적화된 수력직경을 갖는 경우의 유량분배

성능이 최적화되지 않는 경우보다 매우 우수한 성능을 보였다. 또한, ΔP 가 증가하면 식 (12)의 r 값이 1 에서 점차적으로 멀어지게 되어 유량분배 균일성이 전반적으로 저하되는 것으로 나타났다. 이러한 경향은 ΔP 가 매우 작은 경우에는 각 분기관을 통과하는 유속이 작아서 압력손실은 거의 마찰손실에 의해서 지배적인 영향을 받지만, ΔP 가 증가함에 따라 유로의 분기점 즉, 교차부(junctions) 혹은 굽힘부(bends) 등에서의 부차손실이 증가하는 현상에 기인된다. 일례로 압력강하량 $\Delta P = 30$ Pa 의 경우 부차손실 비율은 약 2%에 그친 반면, $\Delta P = 3000$ Pa 의 경우에는 약 35%까지 증가하는 것으로 나타났다. 특히, 최적화 되지 않은 유로를 갖는 형상구조에 있어서는 입출측의 분기관 근처에서 최대유량을 나타내지만, 중심부로 갈수록 역압력 구배가 발달되면서 유량이 적어지는 질량분포를 나타내었다. 이러한 현상은 앞에서 기술된 바와 같이 열저항을 증가시키는 문제와 고온 점의 존재를 더욱 분명하게 만드는 요인이 된다.

4. 결 론

본 연구에서는 3 차원 전산 열유동해석을 통하여 형상법칙에 근거하여 최적화된 트리구조와 최적화되지 않은 트리구조, 그리고 트리구조가 아닌 서펜타인 정방형 냉각관의 성능을 상호 비교분석하였으며, 그 결과 도출된 결론은 다음과 같다.

(1) 최적화된 1, 2 차 형상 구조가 최적화되지 않은 경우와 비교하여 훨씬 적은 압력손실을 나타내었으며, 압력손실을 기준으로 최적화된 2 차 형상 구조가 가장 우수한 유동 컨덕턴스를 나타내었다.

(2) 최적화된 1, 2 차 형상 구조의 경우, 냉각관 중심면 고온 점의 형태가 최적화되지 않은 경우와 비교하여 뚜렷하게 약화된 결과를 나타내었으며, 유동방향에 평행한 유로를 관찰할 경우, 비교적 균일한 형태의 등온선을 보였다. 이로 인하여 압력손실 기준 열저항 역시 전 영역에 걸쳐서 최적화된 1, 2 차 형상구조가 가장 양호한 결과를 보였다.

(3) 분기관에서의 질량유량 분배특성 또한 최적화된 수력직경을 갖는 경우 매우 양호한 유동분배 성능을 나타내었으며, 인가되는 압력손실이 증가할수록 분배성능은 저하되었다.

본 연구결과에서 도입된 트리구조는 형상법칙을

이용하여 유동저항만을 최적화한 경우에 해당되지만, 압력손실뿐만 아니라 열저항, 그리고 분기관에서의 분배특성 모두 양호한 결과를 확인할 수 있었다.

따라서, 본 연구결과를 활용하게 되면 시스템 냉각 및 효율향상에 기여할 수 있을 것으로 판단되며, 연료전지 냉각관 혹은 각종 소형 열교환기 설계를 위한 기초자료로 활용될 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) Tuckerman, D. B. and Pease, R. F., 1981, "High Performance Heat Sinking for VLSI," *IEEE Electronic Device Letters*, Vol. 2, No. 5, pp. 126~129.
- (2) Duncan, A. B. and Peterson, G. P., 1994, "Review of Microscale Heat Transfer," *Appl. Mech. Rev.*, Vol. 47, pp. 397~428.
- (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) Kim, D. K. and Kim, S. J., 2007, "Closed-Form Correlations for Thermal Optimization of Microchannels," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 5318~5322.
- (5) Pence, Deborah V., 2002, "Reduce Pumping Power and Wall Temperature in Microchannel Heat Sinks with Fractal-Like Branching Channel Networks," *Microscale Thermophysical Eng.*, Vol. 6, pp. 319~330.
- (6) Bejan, A., 1997, *Advanced Engineering Thermodynamics, 2nd ed.*, Wiley, New York, pp. 704~814.
- (7) Bejan, A., 2000, *Shape and Structure: from Engineering to Nature*, Cambridge University Press, Cambridge, UK, pp. 1~314.
- (8) Lee, J., Kim, S., Lorente, S. and Bejan, A., 2008, "Vascularization with Trees Matched Canopy to Canopy: Diagonal Channels with Multiple Sizes," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 2029~2040.
- (9) Cho, K., Lee, J., Kim, M. and Bejan, A., 2009, "Vascular Design of Constructal Structures with Low Flow Resistance and Nonuniformity," *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 49, pp. 2309~2318.
- (10) Lorente, S. and Bejan, A., 2005, "Sveltteness, Freedom Morph, and Constructal Multiscale Flow Structures," *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 44, pp. 1123~1130.
- (11) FLUENT, Version 6.3, *User's Manual*, ANSYS Inc.
- (12) Choi, J., Kim, Y., Lee, Y., Lee, K. and Kim, Y., 2008, "Numerical Analysis on the Performance of Cooling Plates in a PEFC," *J. Mech. Sci Tech.* Vol. 22, pp. 1417~142.