

평행류 열교환기의 헤더내 열유동 해석

이 관 수[†], 오 석 진^{*}

한양대학교 기계공학부, *한양대학교 대학원

Thermal and Flow Analysis inside the Header of a Parallel Flow Heat Exchanger

Kwan-Soo Lee[†], Seok-Jin Oh^{*}

School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-070, Korea

^{*}Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-070, Korea

(Received May 8, 2000; revision received July 4, 2000)

ABSTRACT: This study numerically analyzes the thermal and flow characteristics inside the header in PFHE(parallel-flow heat exchanger) by employing a three-dimensional turbulence modeling. The following quantities are examined by varying the injection angle of the working fluid, the location of entrance and the shape of entrance: flow nonuniformity, heat transfer rate, and flow distribution in each passage. The result shows that the degree of significance among the parameters affecting the header part is in the order of the injection angle, the shape of entrance, and the location of entrance. The result also indicates that heat transfer rates compared to the reference model are increased by about 152% for the angle of injection of -20° , by about 127% for the shape of entrance with right and left long rectangular form, and by about 108% for the location of entrance located at the lowest position.

Key words: Parallel-flow heat exchanger header(평행류 열교환기 헤더), Flow nonuniformity (유량의 불균일도)

기 호 설 명

$C_1 \sim C_3, C_\mu$: 표준 $k-\epsilon$ 모델 상수

D : 기준 길이 [mm]

D_h : 수력 지름 [mm]

h : 대류 열전달 계수 [W/m^2K]

H : 스텝의 높이(무차원수)

H : 무차원 헤더의 높이

H_t : 무차원 관의 높이

J : Jacobian

k : 열전도 계수 [W/mK]

k : 난류 운동 에너지

L : 무차원 헤더의 길이

L_f : 무차원 환의 길이

L_t : 무차원 관의 길이

\dot{m} : 무차원 질량유량

P : 무차원 압력, $p/\rho U_{in}^2$

P_{No} : 유로번호(1~10)

P_r : 난류에너지생성률

Q : 무차원 열전달량

\hat{q} : 무차원 지배 방정식 변수

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-2290-0426; fax: +82-2-2295-9021

E-mail address: ksleehy@email.hanyang.ac.kr

- Re : Reynolds 수, U_3D/ν
- S_q : \hat{q} 에 따른 생성항
- T : 온도 [K]
- U : 체적반변속도 [m/s]
- \bar{u} : 무차원 x 방향 속도, $\bar{u} = U_1/U_{in}$
- \bar{v} : 무차원 y 방향 속도, $\bar{v} = U_2/U_{in}$
- \bar{w} : 무차원 z 방향 속도, $\bar{w} = U_3/U_{in}$
- W : 무차원 헤더의 너비
- W_t : 무차원 관의 너비
- x, y, z : 직각 좌표계
- y_c : 무차원된 중심에서 떨어진 거리

그리스 문자

- ΔP : 입출구 무차원 압력차
- ΔX : 벽면과 벽면 바로 안쪽간의 거리
- ϵ : 난류소산에너지
- Θ : 작동유체의 유입각도
- θ : 무차원 온도, $(T - T_\infty)/(T_{in} - T_\infty)$
- μ : 점성계수 [kg/ms]
- ρ : 밀도 [kg/m³]
- σ : 모델상수
- Φ : 지름

하첨자

- fd : 완전발달된
- i, j, k : 텐서 인덱스
- ideal : 이상적인 경우
- in : 입구
- out : 출구
- p : 유로
- t : 관
- t : 난류
- time : 시간에 대한 미분
- x, y, z : 방향에 대한 미분

1. 서 론

자동차에서 사용되는 열교환기는 승객에게 최

대한 공간을 제공하면서 에너지 효율을 극대화하기 위하여 고밀도화가 요구된다. 종래에 사용되던 환-관형 열교환기는 사형, 적층형을 거쳐서 평행류 열교환기(parallel flow heat exchanger)로 발전되었다. 그 중에서 평행류 열교환기는 동일 체적에서 환-관형의 180%, 사형의 140% 정도⁽¹⁾의 효율을 갖는 고밀도 열교환기이다. 평행류 열교환기에서 쓰여지는 납작관의 경우 기계적인 확관에 의해 환(fin)을 설치한 원관에 비하여 접촉열저항을 획기적으로 줄일 수 있다. 납작관은 접촉열저항을 완전히 배제할 수 있는 장점이 있다. 공기측의 압력손실도 30% 이상 감소하므로 열교환기로 인한 시스템의 소음을 쉽게 해결할 수 있다. 평행류 열교환기는 여러 장점을 가지고 있음에도 문헌상에서 나타난 연구는 거의 전무한 상태이다.

평행류 열교환기 내부의 형상을 고려하면, 열교환기의 내부는 많은 유로를 가지는 다중유로의 문제로 모델링이 가능하고, 다중유로 문제에서 열 및 유동 특성을 결정하는 가장 핵심 인자인 유로에서의 유량분배문제로 귀결된다. 바로 이 유량분배를 가능케 하고 조절할 수 있는 가장 중요한 부분이 헤더부(header part)인 것이다.

유량분배문제와 관련된 논문으로 Nakamura et al.⁽²⁾은 변압기내에서의 공기 유동을 다중 영역법을 사용하여 각각의 유로의 유량이 가장 균일한 형상을 제안하였다. Choi et al.⁽³⁾은 전자장비의 냉각에서 냉각 튜의 입구 영역의 크기 및 기관간격에 따른 유량 분포의 균일화에 대하여 설명하였다. 평행류 열교환기의 특성에 대해 설명한 논문으로 Sugihara and Lukas⁽⁴⁾는 자동차용 평행류 열교환기의 구조 및 재질에 대해서 기본적인 설명을 하고, 실험을 통해 전열 성능을 조사 및 평가하였다. Trauger and Hughes⁽⁵⁾는 평행류 열교환기가 다른 형태의 열교환기와 비교하여 뛰어난 성능을 가지고 있음을 실험적으로 증명하였다. 또한 Lee et al.⁽⁶⁾은 평행류 열교환기를 2차원적으로 모델링하여 제인자들이 열 및 유동에 미치는 영향을 밝혔다.

본 연구에서는 평행류 열교환기의 헤더(header)를 실제와 유사하게 해석하기 위해 3차원 난류모델링을 하고, 제인자들이 열 및 유동 특성에 미치는 영향을 조사하였다.

2. 이론해석

2.1 수학적 모델링

본 연구에서 해석모델의 기하학적 형상은 Fig. 1과 같고, 그 치수는 Table 1에 나타내었다. 해석모델은 작동유체를 분할하게 하는 헤더, 작동유체의 유로가 되는 납작관(flat tube)과 관 사이의 환으로 구성된다.

작동유체는 해석모델의 입구(ϕ_{in})로 유입되어 헤더를 통하여 각각의 납작한 관($L_t \times W_t$)으로 분할되어 흐른다. 이 때 관의부에는 루버핀(louvered fin)이 L_f 의 간격만큼 부착되어 공기와 열전달을 한다.

기하학적 형상에서 납작관이 열 및 유체역학적으로 충분히 발달된 길이(H_t)를 구하기 위해 다음 식⁽⁷⁾을 이용해서 완전발달된 거리를 구했다.

$$\left(\frac{x_{fd,T}}{D_h}\right) \approx 0.05 \text{Re}_{D_h} \text{Pr} \quad (1)$$

2.2 지배방정식 및 경계조건

해석모델내의 열 및 유동 특성을 수치적으로

Table 1 The dimensionless geometry conditions

ϕ_{in}	L	H	W	
1.0	12.368	1.4	2.4	
L_{fl}	L_t	L_{f2}	H_t	W_t
1.134	0.2	0.9	7.644	2.0

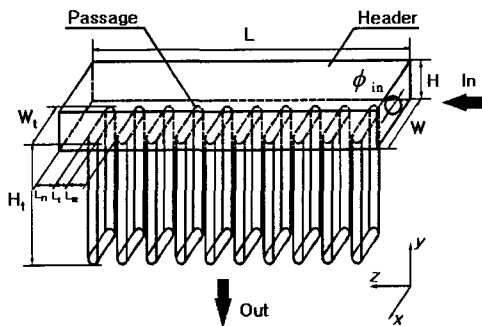


Fig. 1 Schematic diagram of PFHE header (reference model).

조사하기 위하여 도입한 가정은 다음과 같다.

(1) 3차원 정상상태, 비압축성 난류 유동이다.

(2) 작동유체의 물성치는 헤더부를 흐르는 동안 일정하게 유지된다.

(3) 납작관은 단일 유로로 구성되며 관 내부의 표면은 매끈하다.

위와 같은 가정하에 일반 좌표계를 이용한 문제의 지배 방정식을 텐서 형태로 표시하였다. 난류 해석을 위해 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다.

$$\frac{\partial(\rho U_i \hat{q})}{\partial \xi_i} = \frac{\partial}{\partial \xi_i} \left\{ \mu_{eff} G_{ij} \left(\frac{\partial \hat{q}}{\partial \xi_i} \right) \right\} + S_q \quad (2)$$

$$J = \partial(\xi, \eta, \zeta) / \partial(x, y, z) \quad (3)$$

$$U_i = (u_i / J) (\partial \xi_i / \partial x_j) \quad (4)$$

$$G_{ij} = (\partial \xi_i / \partial x_k) (\partial \xi_j / \partial x_k) / J \quad (5)$$

$$\mu_{eff} = (\mu + \mu_t) / \sigma_q \quad (6)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon \quad (7)$$

식 (2)~(7)에 나타난 지배 방정식의 일반적인 형태에서 연속, 운동량, 에너지 및 난류 운동 에너지 방정식에 대한 \hat{q} 와 생성항은 Table 2에 있다. 식 (6)과 (7)의 난류 모델링 상수인 σ_q 와 C_μ 는 Steffen⁽⁸⁾의 값들을 참조하여 이용하였다. Table 2의 생성항에서 V 와 P_r 은 다음과 같다.

$$V^2 = u^2 + v^2 + w^2 \quad (8)$$

Table 2 \hat{q} and S_q used in eq. (2)

Equations	\hat{q}	JS_q
Conservation	1	0
U-momentum	u	$-\rho_x + \nabla[\mu_{eff}(u)_x] - (2/3)(\mu_{eff} \nabla u)_x$
V-momentum	v	$-\rho_y + \nabla[\mu_{eff}(u)_y] - (2/3)(\mu_{eff} \nabla u)_y$
W-momentum	w	$-\rho_z + \nabla[\mu_{eff}(u)_z] - (2/3)(\mu_{eff} \nabla u)_z$
Energy	H	$\rho_{ime} + \nabla[(\sigma_T - 1)\mu_{eff} \nabla(V^2/2)] - (\mu_{eff}/3) \nabla(u_j \nabla u)$
	k	$\rho(P_r - \epsilon)$
	ϵ	$\rho(\epsilon/k)[(C_1 + C_3 P_r / \epsilon) P_r - C_2 \epsilon]$

$$P_r = \frac{\mu_t}{\rho} \left\{ 2(u_x^2 + v_y^2 + w_z^2) + (v_x + u_y)^2 + (w_y + v_z)^2 + (u_z + w_x)^2 - \frac{2}{3}(u_x + v_y + w_z)^2 \right\} \quad (9)$$

이와 같이 표현된 일반 좌표계 방정식들을 무차원해서 무차원변수 \bar{u} , \bar{v} , \bar{w} , θ 등을 이용 다음과 같은 경계조건이 사용되었다. 헤더입구에서는 작동유체가 일정한 유속($Re=14500$)을 가지고 유입된다. 헤더 내부와 유로의 벽면에서는 점착조건(no-slip condition)을 썼고, 출구에서는 0구배조건을 사용하였다. 입구에서의 작동유체의 온도는 일정($\theta=0$)하고, 출구의 단면에서는 0구배조건을 이용하였다. 헤더부분은 공기와 직접적으로 열전달을 하지 않는 영역이므로 단열처리를 하였다. 루버핀이 장착된 관과 관 사이에서는 팬(fan)에 의하여 송출된 공기와 강제대류 열전달이 일어나게 된다. 송출된 공기 온도는 일정하다고 가정한다. 이 때의 경계조건식은 다음과 같이 표시된다.

$$\theta_1 = \frac{\frac{hD}{k} \Delta X + \theta_2}{\frac{hD}{k} \Delta X + 1} = \frac{Nu_{out} \Delta X + \theta_2}{Nu_{out} \Delta X + 1} \quad (10)$$

Nu_{out} 은 유로 외부에서의 Nusselt 수이다. θ_1 은 경계점에서 θ_2 는 바로 인접경계 격자점에서의 무차원 온도이다. 수치계산시 기준모델에서 사용된 작동유체의 $Pr=4.1$ 이다.

3. 수치해법 및 검증

3.1 수치해법

본 연구에서는 지배 방정식 (2)와 보조식 (3)~(9)는 유한차분법을 이용하여 이산화시켰다. 지배 방정식의 대류항은 2계 중앙차분법과 적응감속항을 사용하여 이산화하였다. 확산항은 직교항과 비직교항으로 나눌 수 있는데 직교항은 암시적(implicit)으로 처리하였고, 비직교항은 생성항에서 명시적(explicit)으로 사용하였다. 에너지 방정식의 경우 1계 상류 도식이 사용되었다. 격자계

는 프로그래밍이 용이한 엇갈리지 않은 격자계(non-staggered grid system)를 사용하고, 이 때 발생하는 압력 지그재그(zig-zag) 현상을 해결하기 위해 압력 수정 방정식에 다음 식과 같은 4계 압력완충항(4th-order pressure damping term)을 더했다.

$$\begin{aligned} & \text{4th-order pressure damping term} \\ & = 0.01 \Delta s \nabla^4 p \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 Δs 는 국소 격자크기에 비례하는 상수이고, 속도와 압력의 상호 연관성을 고려하기 위해 예측자 및 다중 수정자법(predictor/multi-corrector method)을 사용하였다.

본 연구에서는 유로에서의 유량분배가 정확히 예측되어야 하므로, 유로내의 z 방향 격자수를 각각 6, 11, 16개를 주어 유량을 조사하였다. 이 때 유로에 11개의 격자를 준 경우가 적절하였다. 수치해의 수렴여부판정은 속도와 온도의 변화가 10^{-5} 이하이면 수렴이 되었다고 판단하고 수렴된 해를 얻기 위하여 약 5,000번 정도의 반복계산이 요구되었다.

3.2 검증

본 해석프로그램의 타당성을 검증하기 위해서 Choi et al.⁽³⁾의 다중유로에 대한 수치적 연구의 유량 분포 해석 결과와 비교하였다. Fig. 2는 본 연구에 사용된 프로그램을 이용하여 참고문헌(3)과 동일한 모델을 동일 해석조건하에서 풀 뒤, 각 유로에서 무차원 유량 분포를 백분율로 나타

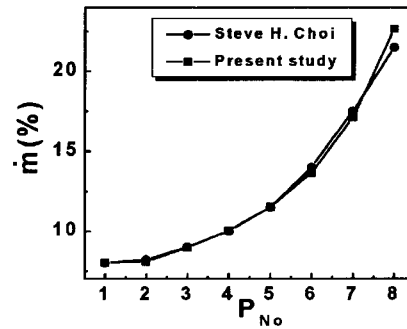


Fig. 2 Comparison of the flow rate to results of reference (3).

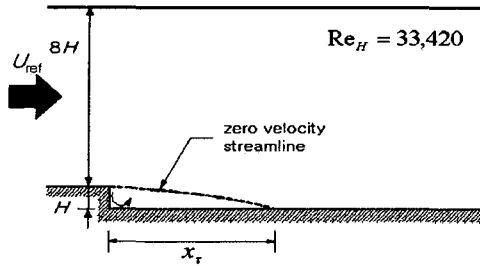


Fig. 3 Tunnel configuration for the backward facing step flow.⁽⁹⁾

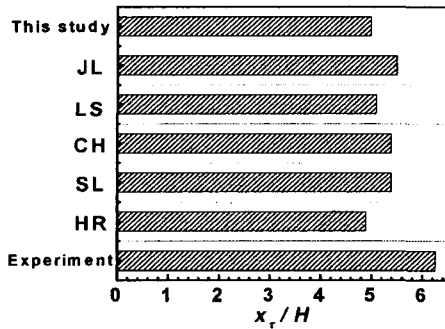


Fig. 4 Comparison of the reattachment length between numerical⁽⁸⁾ and experimental analysis.⁽⁹⁾

내어 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 참고문헌(3)의 결과와 평균 1.3% 이내의 오차를 갖는다. 이는 본 연구에 사용된 프로그램의 타당성을 입증하여 준다. 그리고 본 연구의 해석모델의 경우, 입구에서의 유동이 난류영역이므로 쓰여진 난류모델에 대한 검증으로 후향계단에서의 재부착지점을 조사하였다. 검증시 사용된 후향계단의 형상조건 및 입구조건은 Fig. 3에, 재부착점에 대한 비교는 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4에 나타낸 결과는 이전의 수치해석과 약간의 오차를 가지고 있으나, 표준 $k-\epsilon$ 모델이 재부착지점을 20% 정도 작게 예측한다⁽¹⁰⁾는 관점에서 사용된 프로그램의 난류유동방정식이 잘 맞다는 것을 확인할 수 있다.

4. 결과 및 고찰

열교환기에서 열전달은 내부의 작동유체가 고루 잘 흐를 때 가장 최대가 된다.⁽²⁻³⁾ 열교환기

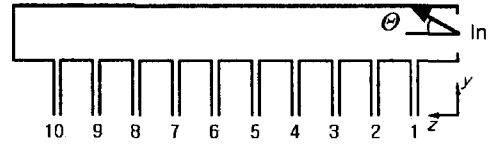


Fig. 5 Schematic diagram of the $y-z$ domain.

성능에 지배적인 영향을 미치는 유량의 균일 정도를 알아보기 위해 표준편차의 개념을 이용해 각 유로의 유량과 이상적으로 균등하게 분포되는 유량의 함수로 다음과 같이 유량의 불균일도(σ)를 정의한다.

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N_p} \sum_{n=1}^{N_p} (m_{p,n} - m_{p,ideal})^2} \quad (12)$$

여기서 N_p 는 유로의 수, 하첨자 n 과 $ideal$ 은 각각 유로 번호와 이상적인 경우를 뜻한다. 기준모델(Fig. 1)에서 해석모델의 유로에 결과 분석시 편리함을 위해 입구측에서부터 차례로 번호를 매겼을 때 유로의 번호는 Fig. 5에서와 같다.

4.1 유입각도에 의한 영향

Fig. 6에 유입각도에 대한 유량의 불균일도와 열전달 관계를 도시하였다. 열전달은 각각의 유로 입구에서 작동유체의 무차원 온도와 유로 출구에서의 작동유체의 무차원 온도의 차에 각 유로의 유동 단면적과 작동유체의 속도를 곱한 무차원값들의 합(10개의 유로)으로 정의하였다. 작동유체의 유입각도가 양(+)의 방향에서는 각도의 증가에 따라 유량의 불균일도는 커지고 열전달은 점차 감소하다가 10° 근방에서 약간씩 반전한다. 유입각도가 음(-)의 방향에서 각도가 커지면 유량의 균일도는 급격히 좋아지고 이에 따라 열전달도 현저히 증가한다. 그러나 -20° 근방을 기점으로 유입각도가 커지면서 유량의 균일도와 열전달은 각각 반전된다. 이렇듯 유량의 불균일도가 작은 값을 가지는 경우에 열전달은 커진다. 유입각도가 -20° 로 되었을 때 유량의 균일도는 가장 좋고 열전달이 가장 큼을 확인할 수 있다. 유입각도가 -20° 와 기준모델을 비교하여 볼 때 유량의 불균일도는 0.26배로 감소하면서, 열전달은 152%로 증가한다. 이런 결과가 나온 현상을

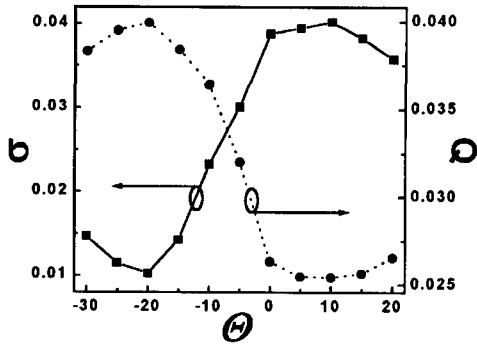


Fig. 6 Flow nonuniformity and heat transfer vs. injection angle.

물리적으로 알아보기 위해 각 유로별로 유량의 변화를 조사하였다.

여러 유입각도들의 각 유로 유량분포를 Fig. 7에 나타내었다. 유량은 각 유로에서의 속도와 각 유로에서의 유동 단면적을 곱한 값들의 합으로 정의된다. 모든 경우 유로번호 10번에서의 유량이 다른 유로들에서보다 상대적으로 큰 것으로 조사되었다. 이는 작동유체가 헤더의 끝부분에 부딪혀서 그 압력으로 인해 마지막 유로의 입구 쪽에서 압력이 높아져 다른 유로에 비해 유량이 많아졌기 때문이다. 여러 유입각도에서 각 유로의 유량에 대해 분석을 해 보면 다음과 같다. 유입각도 20° 근방에서 유량분포는 기준모델에 비하여 유로번호 6번 이후의 유로들에서 유량이 감소하였고 나머지 유로(유로번호 1~6)들에서는 상대적으로 증가하였다. 이는 작동유체가 헤더의 바로 위쪽 벽면과 부딪히고 고루 퍼지기 때문이다. 유입각도 10° 근방으로 유입되는 경우 위쪽 벽의 중앙 부분에서 충돌이 일어나므로 유로번호 5번 이후의 유로들에서의 유량이 오히려 기준모델보다 많아지고 이는 상대적으로 앞쪽 유로에서의 유량감소로 이어져 유량의 불균일도는 커지게 된다. 유입각도 -10° 근방의 경우엔 작동유체가 유로번호 4번 근처에 직접적으로 들어가게 되고, 이러한 사실은 Fig. 7에서 유량이 갑자기 증가하는 결과로도 잘 확인할 수 있다. 유입각도가 -20° 근방인 경우엔 유로번호 1, 2번의 유량이 확연히 증가하고, 그 나머지 유로들에서 유량이 상대적으로 줄어서 다른 경우에서 보다 유량의 균일도가 좋아졌다. -30° 근방에서는 유로번호 1번에서 유량이 다른 모든 유로에서보다 가장 커졌다. 이

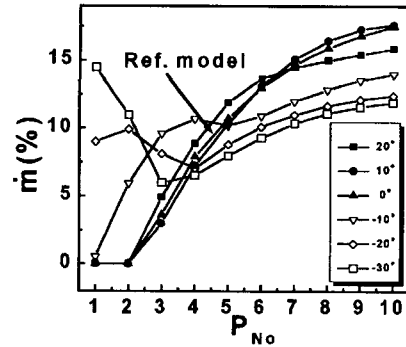


Fig. 7 The effect of injection angle on the flow rate.

는 뒤쪽 유로들의 상대적인 유량감소를 유발시켜 유량의 균일도가 반전되는 원인이 된다.

4.2 입구위치에 의한 영향

Fig. 8에 유량의 불균일도와 열전달의 관계가 입구의 위치에 따라 나타나 있다. 입구의 위치는 기준모델로부터 최대 움직일 수 있는 위치인 위로 0.2, 아래로 0.2만큼 0.1의 간격을 가지고 이동시켰다. 입구를 좌우로 이동시키는 것은 유량의 균일도 향상을 고려할 때 헤더의 좌측과 우측 부분이 대칭이므로 고려되지 않았다. 그림에서 볼 수 있듯이 입구의 위치를 위쪽으로 이동할수록 유량의 불균일도는 커지면서 열전달은 작아진다. 반대로 입구를 아래쪽으로 위치할수록 유량의 불균일도는 작아지면서 열전달은 커진다. 입구의 위치를 위로 하였을 경우 작동유체의 유입각도가 양(+)일 때와 경향이 유사하다. 입구를 위로 0.2만큼 이동시켰을 때 작동유체가 가장 위쪽으로 들어가므로 작동유체가 유입되자마자 기준모델보다 직접 유로로 들어가지 않고 더 멀리 이동할 수 있으므로 유로번호 5번 이후의 유량이 기준모델보다 커지고 앞쪽 유로들에서는 유량이 상대적으로 작아지게 된다. 입구를 아래쪽으로 이동시켰을 경우 작동유체의 유입각도를 음(-)으로 하였을 때와 유사한 경향을 보인다. 입구를 아래로 0.2에 위치하였을 경우에 유로번호 6번 이후의 유량이 기준모델보다 작아지고 앞쪽 유로들은 유량이 상대적으로 증가한다. 이러한 결과는 앞의 경우에서와 반대로 작동유체가 유로들과 가까이 들어가므로 앞쪽 유로들의 유량이 증가하게 되기

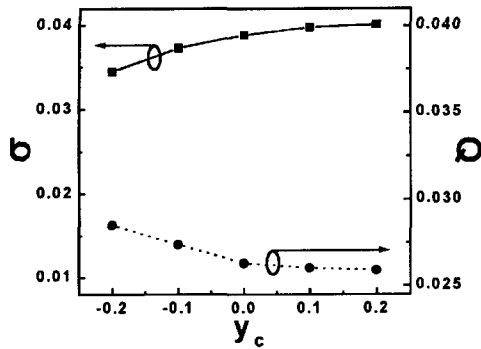


Fig. 8 Flow nonuniformity and heat transfer vs. position of entrance.

때문이다. 입구를 아래로 0.2만큼 위치시켜 기준 모델과 비교해 볼 때 유량의 불균일도는 0.89배로 감소하였고, 열전달은 108%로 증가하였다.

4.3 입구모양에 의한 영향

Fig. 9에 입구모양에 대한 유량의 불균일도와 열전달 관계를 도시하였다. 입구모양은 기준모델을 포함하여 3가지 형태로 조사되었다. 각 입구모양에서 단면적과 유량은 동일한 것으로 가정되었다. 입구모양 중 Type A는 헤더의 높이만큼 상하로 긴 직사각형 모양이고, Type B는 기준모델, Type C는 Type A를 90° 회전시킨 모양이다. Type A, C는 모두 기준모델에서 보다 유량의 불균일도는 작아지나 Type C에서 최소가 된다. 그림에서 보듯이 유량의 불균일도가 작을수록 열전달은 증가하는 현상이 역시 잘 나타나 있다. Type C에서 작동유체가 유입될 때 Type A, B에 비해서 작동유체가 헤더의 벽면과의 마찰이 최소화되기 때문에 헤더의 끝부분(z방향)에 강하게 부딪히게 된다. 부딪힌 후 반발력에 의해 뒤쪽 유로에 들어가는 작동유체가 반대쪽으로 밀리면서 뒤쪽 유로에 유량이 집중되는 유량의 불균일도 문제가 다소 완화되는 현상이 나타난다. 입구의 형태를 Type C로 하여서 기준모델과 비교하여 볼 때 유량의 불균일도는 0.80배로 감소하였고, 열전달은 127%로 증가하였다.

4.4 Reynolds 수의 영향

Reynolds 수가 기준모델에서 유량의 불균일도에

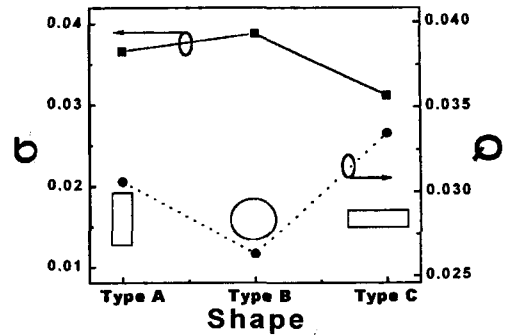


Fig. 9 Flow nonuniformity and heat transfer vs. entrance shape.

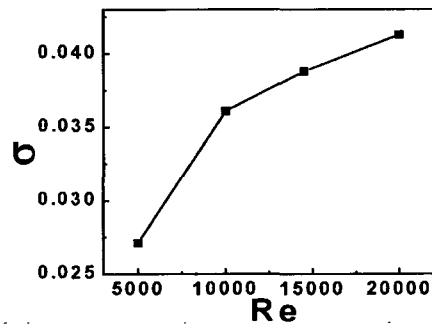


Fig. 10 The effect of Reynolds number on the flow nonuniformity.

미치는 영향을 알아보기 위해 Reynolds 수를 5000에서 20000으로 변화시켰을 때 유량의 불균일도 변화를 조사해서 Fig. 10에 나타내었다. Reynolds 수가 증가할수록 유량의 불균일도는 커지는 현상을 나타내었다. 작동유체의 유입유속이 증가할수록 뒤쪽 유로에 유량이 증가되면서 상대적으로 앞쪽 유로에서는 유량이 감소되어서 유량의 불균일도는 커지게 된다.

5. 결 론

본 연구에서는 평행류 열교환기의 헤더내 열 및 유동 특성을 3차원 난류모델링을 도입하여 수치적으로 해석하였다. 그 결과 헤더부에서 영향을 미치는 인자의 크기순서는 유입각도, 입구모양, 입구위치순으로 나타났다. 특히 유입각도가 지배적인 영향을 미치는 인자로 조사되었다. 열전달은 유입각도가 -20° 일 때, 입구모양이 좌우

로 긴 직사각형 일 때, 입구가 가장 아래쪽에 위치할 때 기준모델과 비교하여 각각 152%, 127%, 108%까지 증가하였다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였으며, 동 재단의 관계제위께 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

1. Marvillet, C., 1993, Recent Developments in Heat Exchangers for Automotive Applications, Recent Developments in Finned Tube Heat Exchangers Theoretical and Practical Aspects, pp. 8-51.
2. Nakamura, Y., Jia, W. and Yasuhara, M., 1989, Incompressible flow through multiple passages, Numerical Heat Transfer, Vol. 16, pp. 451-465.
3. Choi, S. H., Shin, S. and Cho, Y. I., 1993, The effect of area ratio on the flow distribution in liquid cooling module manifolds for electronic packaging, Int. Comm Heat Mass Transfer, Vol. 20, pp. 221-234.
4. Sugihara, A. and Lukas, H. G., 1990, Performance of parallel flow condensers in vehicular applications, SAE Technical Paper Series 900597, pp. 1-16.
5. Trauger, P. E. and Hughes, G. G., 1993, Construction and performance characteristics of the PFETM evaporator, SAE Technical Paper Series 930155, pp. 171-177.
6. Lee, K. S., Chung, J. Y. and Yoo, J. H., 1998, Thermal and flow analysis for the optimization of a parallel flow heat exchanger, Korean Journal of KSME(B), Vol. 22, No. 2, pp. 229-239.
7. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1996, Introduction to Heat Transfer, 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc.
8. Steffen, C. J., 1993, A critical comparison of several low reynolds number $k-\epsilon$ turbulent flows, Computational Methods in Applied Mechanics and Engineering 3, pp. 269-289.
9. Driver, D. M. and Seegmiller, H. L., 1985, Features of a reattaching turbulent shear layer in divergent channel flow, AIAA Journal, Vol. 23, No. 1, pp. 163-171.
10. Wilcox, D. C., 1993, Turbulent Modelling for CFD, DCW Industries, Inc.