

평행류 열교환기 내부의 열유동 해석

오석진*, 정길완**, 이관수†

(2002년 11월 12일 접수, 2003년 3월 26일 심사완료)

Heat and Flow Analysis Inside a Parallel-Flow Heat Exchanger

Seok-Jin Oh, Kilyoan Chung and Kwan-Soo Lee

Key Words: Parallel-Flow Heat Exchanger(평행류 열교환기), Efficiency Index(효율지표)

Abstract

In the present study, the heat and flow characteristics of a parallel-flow heat exchanger are numerically analyzed by using three-dimensional turbulent modeling. Heat transfer rate and pressure drop are evaluated using the concept of the efficiency index by varying the locations, the shapes and angles of inlet/outlet, and the protrusion height of flat tube. It is found that negative angle of the inlet improves the heat transfer rate and pressure drop. Results show that the locations of the inlet and outlet should be toward the right side and the left side to the reference model, respectively, in order to enhance the heat transfer rate and pressure drop. Increasing the height of the lower header causes pressure drop to decrease and yields the good flow characteristics. The lower protrusion height of flat tube shows the improvement of the heat transfer rate and pressure drop. The heat transfer rate is greatly affected by the parameters of outlet side such as the location and angle of the outlet. However, the pressure drop is influenced by the parameters of inlet side such as the location and angle of inlet and the height of the header.

기호설명

C_{1-2}, C_p	난류 실험상수
D	지름
E	무차원 난류에너지 소산율, $D_m \varepsilon / u_{in}^3$
H_h	헤더높이 지표
H_l	무차원 하부헤더의 높이
H_u	무차원 상부헤더의 높이
H_t	무차원 관의 길이
k	난류 운동에너지, [m^2/s^3]
K	무차원 난류 운동에너지, k/u_{in}^2

L	무차원 헤더의 길이
L_f	무차원 흐름의 길이
L_t	무차원 관의 두께
\dot{m}	무차원 질량유량
n	유로번호
Nu	Nusselt 수, hD_w/k
P	무차원 압력, $p/\rho u_{in}^2$
Re	Reynolds 수, $u_{in} D_w / v$
S	입출구 형상지표
T	온도, [K]
U_i	무차원 속도, u_i / u_{in}
X_j	무차원 좌표, x_j / D_m
W	무차원 헤더의 너비
W_t	무차원 관의 너비
Y_p	납작관의 무차원 둘출높이

* 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : ksleehy@hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0426 FAX : (02)2295-9031

** 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

*** 회원, 한양대학교 기계기술연구소

그리스문자

ε	난류에너지 소산율, [m^2/s^3]
η	효율지표

θ	: 작동유체의 분사각도, [°]
θ	: 무차원 온도, $(T-T_{\text{air}})/(T_{\text{in}}-T_{\text{air}})$
v	: 충류 동점성계수, [m^2/s]
η	: 난류 동점성계수, [m^2/s]
ρ	: 밀도, [kg/m^3]

하침자

base	: 기준모델
i, j, k	: 텐서 인덱스
in	: 입구
out	: 출구
t	: 납작관

1. 서 론

차량용 공조기기는 설치장소의 협소함으로 인하여 소형화, 경량화, 고효율화가 절실히 요구되고 있다. 이러한 요구에 따라 최근에 각광을 받고 있는 평행류형 열교환기는 기존의 열교환기에 비하여 40% 이상의 효율 증가를 가져왔으며, 재질의 재활용성 또한 매우 뛰어나 환경친화적인 열교환기로 평가받고 있다.⁽¹⁾ 그러나 현재 평행류 열교환기에 대한 연구들이 활발하지 못하고, 기존의 연구들은 제한된 형상에 대한 실험이나 열교환기의 일부만을 해석하였기 때문에 형상변화에 따른 열유동 특성을 이해하는 데에는 상당한 어려움이 따른다.

평행류 열교환기는 내부 형상의 유사성에 의해서 분지문제로 접근할 수 있다. Nakamura 등⁽²⁾은 다중유로를 갖는 충전기 내부의 공기 유량의 분포에 대한 연구를 수행하였고, 유량의 분포가 균일하게 되면 열전달 능력이 향상된다는 사실에 기초하여 유량의 분포가 균일하게 되는 충전기의 내부 형상을 제안하였다. Choi 등⁽³⁾은 전자장비의 액체 냉각 모듈에서 유량분포에 대한 입구비의 영향을 수치적으로 조사하였다. 여러 개의 칩(chip)들은 다중유로를 구성하게 되며, 여기서 발생되는 냉매 유동분포가 균일하게 되면 냉각모듈에서 생기는 국소적인 열 발생(local hot spot)을 줄일 수 있다는 것을 보였다. 평행류형 열교환기에 관련된 연구들은 상당히 제한적이다. Trauger 와 Hughes⁽⁴⁾는 평행류 열교환기가 다른 형태의 열교환기와 비교하여 뛰어난 성능을 가지고 있음을 실험적으로 증명하였다. Chung 등⁽⁵⁾은 하나의

패스(pass)를 갖는 다단 평행류 열교환기에 대한 열유동 특성을 2차원으로 수치해석하고, 설계인자에 대한 최적화를 수행하였다. Lee와 Oh⁽⁶⁾는 열교환기 헤더 내의 열유동 특성을 규명하였고, Oh와 Lee⁽⁷⁾는 헤더 내의 열유동을 고려한 설계인자를 최적화 하였다. 그러나 기존 연구에서는 증발기 및 응축기에 사용되는 평행류 열교환기에 주로 관심을 가졌고, 히터코어에 대한 내용은 거의 전무한 실정이다.

다른 형태의 열교환기에 비하여 히터코어에 사용되는 평행류 열교환기는 상당히 고효율이지만 내부 압력강하에 대한 많은 개선책이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 압력강하에 많은 영향을 미칠 것으로 예상되는 헤더의 높이, 작동유체의 유입 및 유출 각도, 입구 및 출구의 위치 및 형상, 그리고 제작 공정상에서 생길 수 있는 납작관의 돌출 높이에 따른 열전달 및 압력강하 특성을 수치적으로 규명하고자 한다. 또한 전열성능과 압력강하 특성을 동시에 평가할 수 있는 효율지표 개념을 도입하여 형상변화에 따른 열교환기의 전열성능을 조사한다.

2. 이론해석

2.1 해석모델

본 연구에서 기준모델의 기하학적 형상 및 치수는 Fig. 1과 Table 1에 나타나 있다. 기준모델의 형상이나 치수는 현재 상용화된 히터코어를 대상으로 하였다. 1단(path 1)과 2단(path 2)은 대칭형상이며, 입구 및 출구 형상은 원형(지름, D)이다. 평행류 열교환기는 작동유체를 모으거나 분할하는 헤더, 작동유체의 유로가 되는 납작관(flat tube)으로 구성된 분지시스템이다.

작동유체는 해석모델의 입구로 유입되어 1단의 상부헤더를 통하여 각각의 납작관($L_t \times W_t$)으로 분할되어 하강하여 1단 하부헤더에서 모아진다. 이후 작동유체는 2단의 하부헤더로 이동되고 각각의 납작관으로 분배되어 2단 상부헤더로 상승하여 출구로 나가게 된다. 관외부에는 루버휠이 일정간격(L_r)으로 부착되어 공기와 열전달을 한다.

2.2 지배방정식 및 경계조건

해석모델 내의 열 및 유동 특성을 수치적으로 조사하기 위해 사용된 가정은 다음과 같다.

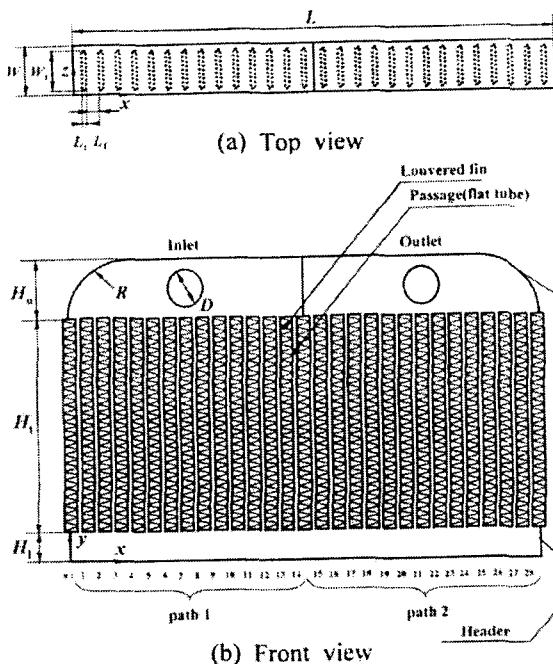


Fig. 1 Schematic of a parallel-flow heat exchanger

Table 1 Geometric parameters of a base model

D	L	L_t	L_1	R
1.00	10.79	0.28	0.11	1.72
W	W_t	H_u	H_t	H_l
1.60	1.33	1.72	13.07	0.86

- ① 3차원 정상상태, 비압축성 난류 유동이다.
 - ② 작동유체는 단상으로 물성치는 분자시스템 내부를 이동하는 동안 일정하다.
 - ③ 납작관은 단일 유로(내부격벽이 없음)로 구성되며 유로 내부의 표면은 매끈하다.
- 위의 가정을 적용하여 평행류 열교환기의 무차원 지배방정식을 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_i U_i}{\partial X_i} &= - \frac{\partial}{\partial X_i} \left(P + \frac{2}{3} K \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial X_i} \left\{ \left(-\frac{1}{Re} + \nu_i^* \right) \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_i} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \right\} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial K U_i}{\partial X_i} &= \\ \frac{\partial}{\partial X_i} \left\{ \left(\frac{1}{Re} + \frac{\nu_i^*}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial X_i} \right\} &+ \nu_i^* S - E \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E U_i}{\partial X_i} &= \frac{\partial}{\partial X_i} \left\{ \left(-\frac{1}{Re} + \frac{\nu_i^*}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial E}{\partial X_i} \right\} \\ &+ \frac{E}{K} \{ C_1 \nu_i^* S - C_2 E \} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{\partial \theta U_i}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial X_i} \left\{ \left(-\frac{1}{Pe} + \frac{\nu_i^*}{\sigma_\theta} \right) \frac{\partial \theta}{\partial X_i} \right\} \quad (5)$$

여기서,

$$\begin{aligned} S &= \left\{ \frac{\partial U_i}{\partial X_i} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right\} \frac{\partial U_i}{\partial X_i} \\ \nu_i^* &= C_\mu \frac{k^2}{D_{in} u_{in} \epsilon} \\ \sigma_k &= 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3, \quad \sigma_\theta = 0.9, \\ C_1 &= 1.44, \quad C_2 = 1.92, \quad C_\mu = 0.09 \end{aligned}$$

본 연구에서는 난류 유동 해석을 위해 표준 $k-\epsilon$ 모델을 벽함수⁽⁸⁾와 함께 사용하였다.

수치해석에 사용되는 경계조건은 Table 2에 요약하였다. 헤더부분은 공기와 직접적으로 열전달을 하지 않는 영역이므로 단열 경계조건을 부여하고, 벽면의 온도는 루버휀과 납작관 사이의 열평형 관계에 의해 다음과 같이 계산한다.

$$\theta_{wall} = \frac{\theta_{nb}}{Nu_{out} \Delta X + 1} \quad (6)$$

Nu_{out} 은 유로 외부 공기에서의 Nusselt 수이고, ΔX 는 벽면과 벽면 바로 안쪽 격자간의 거리이며, 온도 $\theta_{wall}, \theta_{nb}$ 는 각각 경계점과 바로 인접경계 격자점에서의 온도이다. 벽면에서 난류방정식에 대해 일반적으로 많이 쓰이고 있는 0구배 조건을, 출구에서는 유동 및 열이 충분히 발달되어 나간다고 판단하여 0구배조건을 사용하였다.

3. 수치해법 및 검증

지배 방정식을 이산화하기 위해 유한 차분법을 사용하였다. 지배방정식의 대류항은 1계 상류도식으로 계산되며 이 때 발생하는 수치확산(numerical diffusion)을 상쇄시키기 위해 2계 중앙 차분의 수정항을 더한다. 또한 경계면에서의 속도를 계산하기 위하여, 압력 수정 방정식에 압력 구배를 가중한 비선형 보간법⁽¹³⁾을 사용하여 비엇

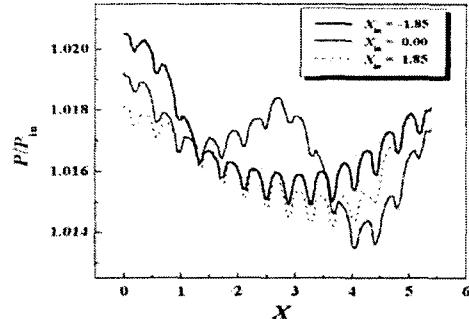
Table 2 Boundary conditions

Inlet	$W = W_{in}, K_{in} = 0.01,$ $E_{in} = 0.018, \theta_{in} = 1$
Solid wall	$U = V = W = 0, \frac{\partial K}{\partial n} = 0,$ $\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$ (adiabatic)
Outlet	$\int_{in} W dA = \int_{out} W dA, \frac{\partial K}{\partial n} = 0,$ $\frac{\partial E}{\partial n} = 0, \frac{\partial \theta}{\partial n} = 0$ (exit)

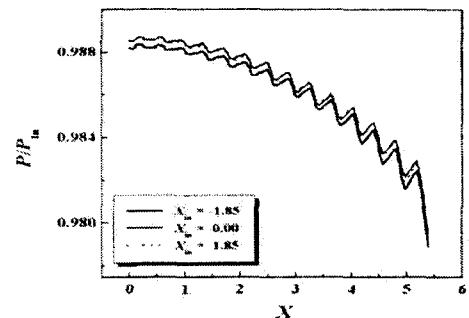
갈림격자계(non-staggered grid system)에서 안정성을 확보한다. 확산항과 생성항은 2계 중앙차분법이 사용되었다. 확산항들은 직교항과 비직교항으로 나눌 수 있으며 저장용량을 줄이기 위해 직교항은 암시적(implicit)으로 처리하고, 비직교항은 생성항으로 취급하여 현시적(explicit)으로 처리하였다. 속도와 압력의 상호 연관성을 고려하고 수치해의 발산을 피하기 위해 압력 기초 예측자 및 다중 수정자 방법^(5,7)을 사용하였다. 에너지 방정식의 경우에는 1계 상류 도식(upwind scheme)⁽⁸⁾이 사용되었다.

본 연구에서는 유로에서의 유량분배가 정확히 예측되어야 하므로, 격자의존성 조사를 통해 x, y, z 방향으로 각각 $284 \times 80 \times 25$ 의 격자를 사용하였다. 수치해의 수렴여부는 속도에 의해 계산된 각 유로 유량 오차들의 합이 10^{-3} 이하이고, 각 격자점에서 온도 오차들의 합이 10^{-5} 이하라는 조건에 의해 판정하였다.

연구결과의 검증을 위해 다음과 같은 정성적, 정량적인 비교를 수행하였다. Fig. 2는 입구의 위치 변화에 따른 열교환기 1단의 상하부 헤더에서의 압력변화를 도시한 것이다. X_{in} 의 값이 0인 경우는 입구의 위치가 중앙에 위치하는 기준모델을 의미하며, -1.85와 +1.85는 각각 입구의 위치를 좌측과 우측으로 이동한 모델을 의미한다. Fig. 2(a)에 나타낸 상부헤더의 압력변화는 입구에서 유입된 작동유체가 헤더와 충돌하여 정압이 상승되는 것을 보여준다. 각 유로의 입구위치에서는 압력이 급격히 감소하는 감쇄현상⁽¹⁰⁾이 나타나고, 유로의 수와 일치하게 14번의 감쇄현상이 관찰된다. 하부헤더의 압력은 입구의 위치에 따른 영향을 거의 받지 않으며, 작동유체는 하류로 갈수록 유속이 증가하면서 2단의 하부헤더로 유입된다.



(a) Upper header



(b) Lower header

Fig. 2 Pressure variation of path 1 in the both header

상하부 헤더의 압력분포는 기존의 분지 시스템에서의 압력강하 분포^(3, 9)와 정성적으로 일치한다. 본 연구에서 해석한 기준모델의 수치 해석결과의 정량적인 타당성을 입증하기 위해 동일한 모델을 A사에서 실험한 결과와 비교하였다. 평행류 열교환기의 전열량을 비교하였을 때, 수치해석을 통하여 얻어진 전열량은 5108.0 W로 실험결과인 5233.5 W에 대하여 2.4%의 오차를 보였다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 설계인자(작동유체의 유입 및 유출각도, 입출구 상하좌우 위치, 입출구 형상, 헤더의 높이, 납작판의 둘둘높이)의 변화에 따른 형상들에 대한 수치해석을 수행하였다. 열교환기의 경우 설치공간의 제한을 많이 받으므로 설계인자는 열교환기 전체 부피를 크게 변화시키지 않는 것으로 설정하였고, 각 형상들의 유로

Table 3 Result of parameter studies

Parameter	Range	$\Delta\theta_{\text{max}} / \Delta\theta_{\text{base}}$	$\Delta P_{\text{max}} / \Delta P_{\text{base}}$
θ_{in}	-30° ~ 30°	1.002 (-10°)	0.963 (-30°)
θ_{out}	-30° ~ 30°	1.054 (-20°)	0.995 (30°)
X_{in}	-1.85 ~ 2.19	1.000 (0.00)	0.969 (2.19)
X_{out}	-2.19 ~ 1.85	1.057 (-2.19)	0.999 (1.85)
Y_{in}	-0.36 ~ 0.36	1.001 (-0.36)	0.998 (-0.36)
Y_{out}	-0.36 ~ 0.36	1.001 (-0.36)	0.995 (0.36)
S_{in}	(A: ■ B: ● C: □)	1.001 (C)	0.987 (A)
S_{out}	(A: ■ B: ● C: □)	1.003 (C)	0.999 (A)
H_{b}	base, uh, lh, bh	1.000 (base)	0.941 (lh)
F_p	0.000 ~ 0.093	1.000 (0.00)	1.000 (base)

(passage) 번호와 단(path)의 번호는 Fig. 1에 나타나 있다. 열전달의 경우 그 값이 증가하면 열교환기의 성능도 좋아지므로 맹대특성을 나타내고, 압력강하의 경우 그 값이 증가할수록 열교환기 작동에 필요한 운전동력이 증가하게 되므로 성능에 악영향을 주는 망소특성을 갖는다. 따라서 본 연구에서는 다음과 같이 정의되는 효율지표(η)를 열교환기의 성능평가에 도입하였다.^[11,12]

$$\eta = \frac{\Delta\theta / \Delta\theta_{\text{base}}}{\Delta p / \Delta p_{\text{base}}} \quad (7)$$

본 연구에서 고려한 모든 설계인자의 범위, 열전달비의 최대값과 이 때의 설계인자값, 그리고 압력강하비의 최소값과 이 때의 설계인자값을 Table 3에 정리하여 나타내었다.

4.1 작동유체의 유입 및 유출 각도의 영향

Table 3에 나타낸 것과 같이 열전달은 작동유체의 입구 유입각도(θ_{in})가 -10° 일 때 최대값을 갖고, 압력강하는 유입각도가 -30° 일 때 최소값을 갖는다. 유입각도가 -10° 근방에서 각 유로로의 유량분배가 비교적 고르며, 열전달도 증가한다. 압력강하는 입구가 아래로 향한 유입각도가 음(-)인 경우 감소하는 경향을 나타내었다. 이는 작동유체의 유입각도와 유로 내의 유체유동 방향이 아래쪽으로 일치하여 헤더와 작동유체간의 충돌이 감소하고, 이로 인한 헤더 내 유동저항이

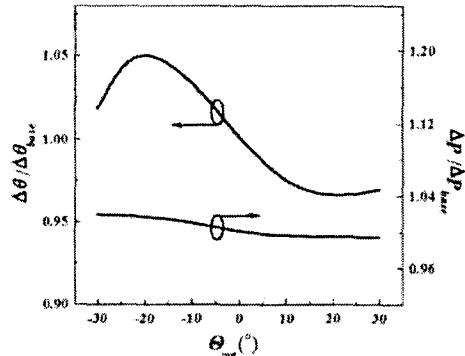


Fig. 3 Heat transfer rate and pressure drop with injection angle of outlet

감소하기 때문이다.

Fig. 3은 작동유체의 출구 유출각도(θ_{out})에 따른 열전달 및 압력강하를 나타낸다. 열교환기 2단에서 작동유체는 하부헤더에서 상부의 헤더 쪽으로 흐르게 되며, 유출각도가 이와 동일한 방향인 양(+)의 방향으로 설정이 되면 열교환기 전체의 압력강하가 감소한다. 그러나 작동유체의 진행방향에 반대방향인 음(-)의 방향의 유출각도를 갖게 되면 출구주변에서 유로저항이 증가하여 열교환기의 전체 압력강하가 증가하게 된다. 열전달적인 측면을 살펴보면, 유출각도가 -20° 근방으로 작동유체가 아래쪽으로 나가게 되어 있는 경우에 유량은 상당히 고르게 분포하면서 열전달도 증가한다.

4.2 입·출구 위치의 영향

Table 3에서 입구의 수평이동 길이(X_{in})의 경우, 기준모델의 입구가 1단의 x방향 중간 지점($X_{\text{in}}=0$)이며, 음(-)의 값은 입구가 좌측으로, 양(+)의 값은 입구가 우측으로 이동한 것을 의미한다. X_{in} 의 범위는 -2.19~1.85이며, 좌측 굴곡면의 형상 때문에 좌측의 경계값이 우측보다 작다. 열전달은 $X_{\text{in}}=0$ 에서 최상으로 나타났고, 압력강하는 입구가 우측으로 이동할수록 낮아진다. 입구가 좌측으로 이동할수록 대부분의 작동유체의 이동거리가 증가하면서 압력강하는 커진다.

Fig. 4는 출구의 수평이동에 따른 열전달 및 압력강하를 나타내고 있다. 입구의 위치를 좌우로 이동시킨 것과는 달리 압력강하에 큰 변화가 없었다. 열교환기 1단에서 이미 큰 압력강하가 발생되었기 때문에 2단에서 출구위치의 압력강하에

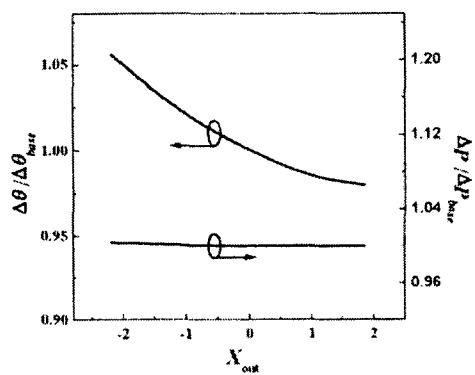


Fig. 4 Heat transfer rate and pressure drop with horizontal location of outlet

대한 영향은 상대적으로 적어지기 때문이다. 일반적으로 분할헤더의 하류에 유량이 집중⁽⁶⁾되나, 출구의 위치가 상류쪽에 위치하게 되면 하류쪽 유로의 유량 편중을 막게되어 열전달과 유량의 균일도가 향상된다. 따라서 열전달은 출구를 가장 좌측으로 이동시킨 X_{out} 값이 -2 근방에서 최대가 된다.

입구상하위치(I_{in})만 변화시켰을 경우(+는 기준 모델 입구위치에서 위쪽으로, -는 아래쪽으로 이동함을 의미함) Table 3에서 보듯이 열전달과 압력강화의 변화에 의한 차이가 없는 것으로 나타났다. 입구의 상하이동은 좌우이동에 비해 변화시킬 거리가 짧은 것이 이러한 결과를 나타내는 요인으로 생각된다. 출구상하위치(I_{out})를 변화시키면서 얻어진 결과도 마찬가지로 큰 변화가 없었다.

4.3 입·출구 형상에 의한 영향

입구형상(S_{in})은 기준모델을 포함하여 Table 3에서의 입구그림과 같이 3가지 형태가 조사되었으며, 각 입구형상에서 단면적과 유량은 동일하게 설정되었다. 입구형상 중 Type A는 상부헤더의 높이만큼 상하로 길쭉한 직사각형, Type B는 기준모델인 원형, Type C는 Type A를 90° 회전시킨 형상이다. 형상 변화시 그 영향은 매우 미비한 것으로 나타났다. 이는 양쪽의 헤더를 모두 해석에 고려함으로 인하여 이전의 연구⁽⁶⁾의 한 쪽 헤더만을 고려한 압력분포와는 다른 압력분포를 갖기 때문에 판단된다. 기준모델 상태에서 출구형상(S_{out})이 입구형상과 동일하게 3가지 경우에

영향조사가 이루어졌으나 입구형상과 마찬가지로 형상변화에 따른 큰 차이가 없었다.

4.4 헤더 높이에 의한 영향

기준모델과 같은 형상의 열교환기는 공기축 압력강화 저감과 열전달 성능 극대화를 위하여 개발되었기 때문에 열교환기 내부 압력강하는 비교적 큰 상태이다. 내부 압력강화에 영향을 줄 것으로 예상되는 상부 및 하부헤더 높이변화에 대한 열전달과 압력강화를 Fig. 5에 나타내었다. 상부헤더 높이증가(uh), 하부헤더 높이증가(lh), 상하부 헤더 높이 동시 증가(bh), 기준모델의 4가지 경우에 대해서 열전달과 압력강화를 조사하였다. 헤더의 높이 변화는 실제 열교환기가 차량에 들어갈 수 있는 부분 중 여유공간에 맞는 최대치(무차원 길이 0.33)를 고려했다. 우선 열전달은 헤더의 높이를 변화시킨 모든 경우에 감소하여 기준모델 상태가 최적으로 나타났고, 압력강하는 하부헤더만 증가시킨 경우인 lh에서 가장 작았다. 따라서 상부헤더 높이 증가는 압력강화에 부정적인 영향을 주고, 하부헤더 높이의 증가는 압력강화 개선에 효과적인 것으로 나타났다.

4.5 납작관 돌출에 의한 영향

Fig. 6은 납작관의 돌출높이에 따른 열전달 및 압력강화 변화를 보여준다. 납작관의 돌출높이가 증가함에 따라 열전달은 감소하고, 압력강하는 증가하는 것을 그림에서 확인할 수 있다. 납작관의 돌출에 의한 유동교란에 의해서 1단의 오른쪽 끝부분의 유로들로 유량이 편중되면서 열전달이 감소된다. 또한 이러한 유동교란은 작동유체의 순조로운 진행을 방해하여 압력강화를 증가시킨다. 즉, 납작관의 돌출은 압력강화와 열전달 성능을 저하시키기 때문에 압력강화와 열전달을 개선시키기 위해서는 가능한 납작관의 돌출 높이를 최소화하는 것이 바람직하다.

4.6 효율지표에 의한 분석

Table 4에는 열전달 및 압력강화에 상대적으로 큰 영향을 미치는 인자들이 효율지표 값과 함께 나타나있다. 설계 인자들 중 작동유체의 유입 및 유출각도, 입구 및 출구의 좌우이동, 헤더의 높이가 압력강화와 열전달에 많은 영향을 미치는 것

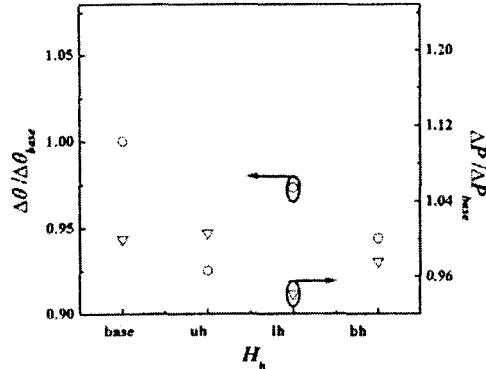


Fig. 5 Heat transfer rate and pressure drop with height of each header

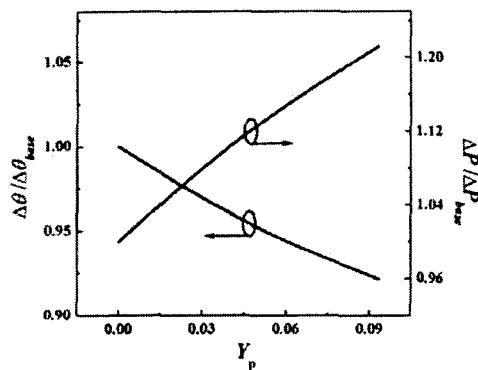


Fig. 6 Heat transfer rate and pressure drop with protrusion height of flat tube

으로 조사되었다. 각각의 경우에 대한 효율지표 비교를 통해 표에는 각 인자에서 가장 큰 효율을 나타내는 인자값과 이 경우 기준모델에 대한 열전달, 압력강하의 증가율이 함께 나타나 있다. 작동유체의 유입각도(θ_m)는 -30° 근방에서 큰 압력강하 저감효과를 가지면서 효율지표는 1.030로 최대값을 나타났다. 효율지표의 최대값은 열전달과 압력강하를 동시에 고려하기 때문에 Table 3의 결과와는 약간의 차이가 생기게 된다. 유출각도(θ_{out})는 -10° 근방에서, 입구의 위치는 $X_{in}=2.19$ 에서 효율지표는 각각 1.035과 1.023으로 최대가 되었다. 출구위치의 경우 가장 좌측으로 이동시킨 $X_{out}=-2.19$ 에서 가장 고른 유량분포와 함께 큰 열전달 증가를 나타내며 효율지표는 1.052로 조사된 각각의 경우 중 가장 높았다. 헤더높이 변화(H_h)에서는 하부헤더 높이증가 모델인 lh가 압력강하저감에 매우 효과적인 것으로 나타났

Table 4 Efficiency index of important design parameters

Parameter	Value	$\frac{\Delta\theta - \Delta\theta_{base}}{\Delta\theta_{base}}$	$\frac{\Delta P - \Delta P_{base}}{\Delta P_{base}}$	η
θ_m	-30°	-0.8%	-3.7%	1.030
θ_{out}	-10°	4.6%	1.1%	1.035
X_{in}	2.19	-0.9%	-3.1%	1.023
X_{out}	-2.19	5.7%	0.5%	1.052
H_h	lh	-2.7%	-5.9%	1.034

으며 이 때 효율지표는 1.034이다.

5. 결 론

본 연구에서는 평행류 열교환기의 주요 설계인자인 작동유체의 유입·유출 각도, 입·출구의 위치, 입·출구 형상, 헤더 높이, 그리고 납작판의 돌출높이의 변화에 따른 열·유동 특성을 수치적으로 조사하고, 효율지표 개념을 도입하여 전열성능 및 압력강하 특성을 조사하였다. 작동유체의 유입각도는 음(-)의 방향에서 열전달과 압력강하를 개선시키며, 작동유체의 유출각도는 열전달은 -20° 에서, 압력강하는 $+30^\circ$ 에서 각각 최대로 나타나 서로 상반된 특성을 나타냈다. 입구의 위치는 기준모델에 비하여 우측으로, 출구는 좌측으로 이동하는 것이 좋으며, 상하로의 위치변화는 열전달 및 압력강하에 미치는 영향이 미비하다. 입구 및 출구의 형상변화는 열·유동 특성에 큰 영향을 주지 못했다. 헤더의 높이변화에서는 하부헤더 높이 증가의 경우가 가장 좋은 압력강하 특성을 나타냈으며, 압력강하 저감에 매우 효과적이다. 납작판은 돌출 높이가 낮을수록 열전달과 압력강하 모두 개선된다. 열전달은 출구의 좌우위치(X_{out}), 작동유체의 유출각도(θ_{out})와 같은 출구측 변화에 영향을 많이 받고, 압력강하는 헤더의 높이(H_h), 작동유체의 유입각도(θ_m), 입구의 좌우위치(X_{in})와 같은 입구측 변화에 많은 영향을 받는다.

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) Trauger, P. E. and Hughes, G. G., 1993, "Construction and Performance Characteristics of the PFE™ Evaporator," SAE Technical Paper Series 930155, pp. 171~177.
- (5) Chung, K., Lee, K-S. and Kim, W-S., 2002, "Optimization of the Design Factors for Thermal Performance of a Parallel-Flow Heat Exchanger," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, No. 24, pp. 4773~4780.
- (6) Lee, K. S. and Oh, S. J., 2000, "Thermal and Flow Analysis Inside the Header of a Parallel flow Heat Exchanger," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 12, No. 9, pp. 802~809.
- (7) Oh, S. J. and Lee, K. S., 2001, "Optimal Shape of Header Part in a Parallel-Flow Heat Exchanger," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 13, No. 10, pp. 1017~1024.
- (8) Rokni, M. and Sundén B., 1999, "Turbulence Modeling Experience in Ducts with Forced Convection Flow," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 35, pp. 629~654.
- (9) Seyeddin, S. H., Hasan, M., and Mujumdar, A. S., 1995, "Turbulent Flow and Heat Transfer from Confined Multiple Impinging Slot Jets," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 27, pp. 35~51.
- (10) Yang, Y.-T. and Tsai, T.-Y., 1998, "Numerical Calculation of Turbulent Flow in a Planar Bifurcation with a Protruding Branching Duct," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 34, pp. 61~74.
- (11) Tsui, Y.-Y. and Leu, S.-W., 1999, "Heat Transfer Enhancement by a Multilobe Vortex Generator in Internally Finned Tubes," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 35, pp. 553~566.
- (12) Etemad, S. Gh. and Mujumdar, A. S., 1994, "The Effect of Area Ratio and Rounded Corners on the Laminar Forced Convection Heat Transfer of a Non Newtonian Fluid in the Entrance Region of a Rectangular Duct," *Int. Comm Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 283~296.
- (13) Aparecido, J. B. and Cotta, R. M., 1990, "Thermally Developing Laminar Flow Inside Rectangular Ducts," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, No. 2, pp. 341~347.