

〈 논문 〉

다패스 다분지 열교환기의 패스 수에 따른 성능 분석

김민수* · 이관수†

(2006년 1월 19일 접수, 2006년 6월 13일 심사완료)

Performance Analysis on a Multi-Pass Multi-Branch Heat Exchanger According to Pass Arrangement

Min-Soo Kim and Kwan-Soo Lee

Key Words : Multi-pass Multi-branch Heat Exchanger(다패스 다분지 열교환기), Pass Arrangement (패스 배열), Flow Mal-distribution(유량 불균일), Optimization(최적화)

Abstract

This paper numerically investigates the effects of pass arrangement on the flow distribution characteristics and the performance of a multi-pass multi-branch heat exchanger. Four cases of pass arrangement (2, 4, 6, 8 pass) are chosen to select a proper pass arrangement. A JF factor is used as an evaluation characteristic value to consider the heat transfer and the pressure drop. The present results indicate that 4-pass heat exchanger shows the best performance, and the design parameters in 4-pass heat exchanger are optimized. The design parameters are the locations of the inlet, outlet and separator, and are optimized using a response surface methodology. The JF factor of the optimum model is increased by about 9.3%, compared to that of the reference model (2-pass heat exchanger).

기호설명

C_{1-2}, C_{μ} : 난류 상수
 c_p : 정압 비열[J/kg · K]
 D : 입구 지름[mm]
 d : 채널 폭[mm]
 f : 마찰계수
 f_i : 중력에 의한 체적력
 G_k : 난류운동에너지 생성항
 j : j 지수
 JF : JF 지수
 k : 난류 운동에너지[m²/s²]
 k : 열전도계수[W/mK]
 \dot{m} : 질량유량[kg/s]
 N : 개수
 p : 압력[Pa]

S : 유량 균일도
 T : 온도[°C]
 u : 속도[m/s]
 w : 헤더 폭[mm]

그리스문자

ϵ : 난류 운동에너지소산율[m²/s³]
 μ : 점성계수[kg/m·s]
 ρ : 밀도[kg/m³]
 $\sigma_k, \sigma_{\epsilon}$: k 와 ϵ 에 대한 난류 Prandtl 수

하첨자

c : 채널
 f : 유체
 $ideal$: 이상적인 유량분배
 in : 입구
 out : 출구
 p : 패스
 s : 고체
 $single$: 단패스 열교환기
 $total$: 총 패스

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : ksleehy@hanyang.ac.kr

Tel : (02)2220-0426, FAX : (02)2295-9021

* 한양대학교 대학원 기계공학과

1. 서론

최근 냉동 공조기 시스템에서 열교환기 설계의 목표는 열교환기가 차지하는 공간을 최소화하는 동시에 에너지 효율을 극대화하는 것이다. 이러한 열교환기 설계 목표를 만족하기 위해서는 유로가 다수로 구성된 다분지 형태의 평행류 열교환기(parallel flow heat exchanger)를 필요로 하게 된다. 평행류 열교환기의 경우, 동일 열전달 성능에 대해 환-관 열교환기의 50%, 사형 열교환기의 60%의 체적만을 필요로 하기 때문에 소형화와 경량화의 목적에 가장 잘 부합된다.⁽¹⁾ 그러나 평행류 열교환기와 같은 다분지 열교환기에서 가장 큰 문제는 많은 분지로 인한 압력 분포의 불균일과 복잡한 유동특성으로 열교환기 내 유량 분배가 불균일해지는 것이다. 유량 분배의 불균일(maldistribution)은 열교환기 성능 저하의 가장 큰 원인이 되며 국부적인 과열 영역(hot spot)의 발생으로 인하여 열교환기 수명에도 큰 악영향을 미치게 된다. 따라서 다분지 열교환기에서 열교환기 내 유량 분배 특성을 파악하는 것은 매우 중요하다.

다분지 열교환기 내 유량 분배 특성에 대한 기존의 연구는 열교환기의 패스 수에 따라 단패스(single-pass)⁽²⁻¹⁰⁾와 다패스(multi-pass)⁽¹¹⁻¹³⁾로 크게 나눌 수 있다. 단패스 다분지 열교환기에 대한 연구들은 유량 분배에 영향을 미치는 많은 인자들(입구속도, 헤더 형상, 헤더와 채널의 면적비(area ratio), 채널 수, 입·출구 배열 등)에 대해 조사하였으며, 이에 따라 균일한 유량 분배를 얻을 수 있는 방법들(형상 최적화 및 보형물 삽입 등)에 대해 많이 제안하였다. 다패스 다분지 열교환기에 대한 연구들을 살펴보면, Nakamura and Yasuhara⁽¹¹⁾는 다중 유로를 갖는 충전기 내의 균일한 유량을 얻을 수 있도록 다패스 배열을 제안하였으나 각 혼합헤더마다 출구가 있기 때문에 엄밀하게 다패스라고 말하기 어렵다. Chung et al.⁽¹²⁾은 4 패스의 평행류 열교환기에서 패스의 배열, 입·출구 위치 및 채널 수에 따른 유량 분배 특성에 대해 조사하고 최적화를 하였다. Rao and Das⁽¹³⁾는 평판형 열교환기에서 성능에 대해 연구했지만 성능에 영향을 미치는 각 설계 인자에 대한 연구는 미흡하다. 이처럼 다패스 다분지 열교환기에 대한 연구들은 그 수가 매우 적으며, 또한 다패스 다분지 열교환기에서의 본질적인 문제인 패스 수의 변화에 따른 분배 특성 및 열교환기 성능에 대한 분석이 아직까지 이루어지지 않고 있다.

본 연구에서는 패스 수가 다른 4 가지 종류의 다패스 다분지 열교환기를 선정하고 패스 수의 변화에 따른 유량 분배 특성 및 열적 성능에 대해 평가하여 다패스 다분지 열교환기 설계 시 패스 수의 선정에 대한 기초 자료를 제시하고자 한다. 또한 최적의 패스 수를 선정하여 열교환기 성능에

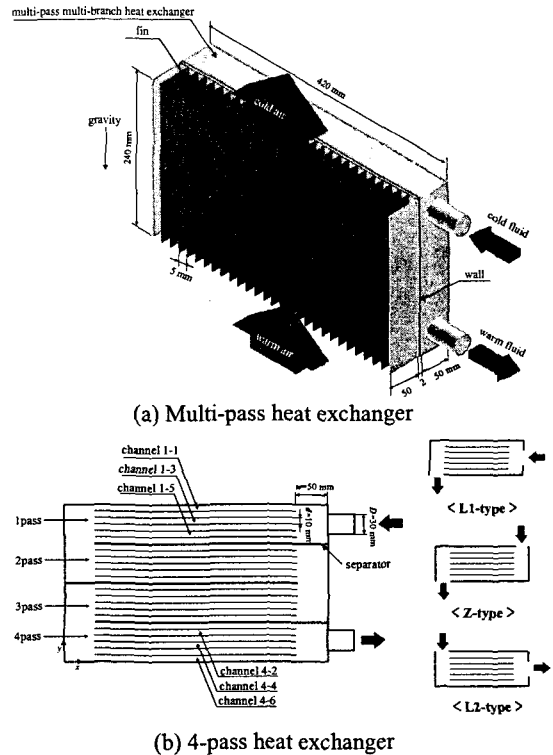


Fig. 1 Schematic diagram of a typical multi-pass multi-branch heat exchanger

영향을 주는 세부 인자들에 대한 영향도 조사 및 최적화를 수행함으로써 최적의 성능을 보이는 열교환기를 선정한다.

2. 이론

2.1 해석 대상

본 연구의 해석 대상이 되는 열교환기는 Fig. 1과 같이 외부의 환과 내부의 다패스 다분지 열교환기(multi-pass multi-branch heat exchanger)로 이루어져 있다. 환과 다패스 다분지 열교환기 사이에는 2mm의 벽(wall)이 있으며, 이 벽을 통해 열전달이 이루어진다. 외부 환은 길이 240mm, 높이 50mm, 두께가 0.5mm인 83개의 환(fin)으로 구성되며 입구에서 환과 평행하게 들어온 고온의 유체는 환을 통해 냉각되어 출구로 나가게 된다. 내부의 다패스 다분지 열교환기는 다수의 패스로 구성되며, 지름(D)이 30mm인 입구와 출구는 첫 번째 패스와 마지막 패스의 중앙에 위치한다. 각 패스의 크기는 동일하고 채널폭(d)이 10mm인 다수의 채널로 구성되며 채널벽의 두께는 0.5mm이다. 다패스 열교환기의 경우, 입구를 통해 들어온 저온의 유체는 분배헤더에서 각 채널로 분배되고 혼합 헤더에서 혼합되는 과정을 패스마다 반복하며 고온의 상태로 출구에서 유출된다. 패스의 채널명은

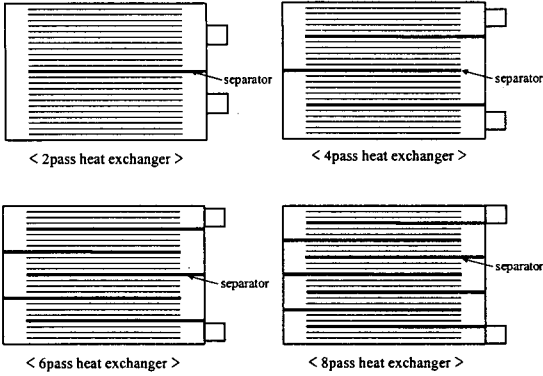


Fig. 2 Various multi-pass heat exchangers

channel 1-3 과 같이 명명하였는데 앞의 숫자는 패스 번호를, 뒤의 숫자는 채널 번호를 의미한다. 이때, 채널 번호는 각 패스의 상단부터 1에서 6으로 명명하였다. 열교환기의 각 패스를 살펴보면 첫 번째 패스는 L1-type 이며 마지막 패스는 L2-type 이고, 나머지 중간 패스들은 Z-type 이다. 이 때, 기존 열교환기인 2 패스 열교환기는 Z-type 이 없고 L1 과 L2-type 으로만 구성된다. 패스 변화에 따른 성능을 분석하기 위하여 외부의 환에 대한 설계 인자는 고정하고 다패스 열교환기의 격벽(separator)만을 바꾸어 Fig. 2 와 같이 4 개의 열교환기를 선정하였으며, 설치상의 제약으로 인하여 입구와 출구는 열교환기 우측에 부착된다. 각 열교환기에서 패스 별 채널의 수는 동일하며 입·출구는 헤더 정중앙에 위치한다. 격벽의 위치에 따라 더 많은 패스 선정도 가능하지만 채널 지름이 30mm 로 제한되어 있기 때문에 8 패스 열교환기 까지 한정한다.

2.2 지배 방정식

해석모델 내의 유동 특성을 수치적으로 조사하기 위하여 도입한 가정은 다음과 같다.

- 1) 열교환기 내 유체의 흐름은 3 차원 정상상태, 비압축성 난류 유동이다.
- 2) 작동 유체는 단상이며 열교환기 내부를 이동하는 동안 물성치는 일정하다.
- 3) 고체의 접합부에서의 접촉 열저항은 무시한다.

해석하고자 하는 열교환기 내 유동은 완전 발달한 난류 유동이므로 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였으며 지배방정식은 다음과 같다.

(1) 유체 영역(fluid region)

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

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] + \rho f_i \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 G_k \frac{\epsilon}{k} - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \tag{4}$$

$$\rho c_p \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j T) = k_{eff} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + (\tau_{ij})_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{5}$$

여기서,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{6}$$

$$G_k = 2\mu_t S_{ij} S_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{7}$$

$$C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3 \tag{8}$$

$$(\tau_{ij})_{eff} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}, k_{eff} = k_f + \frac{C_\mu \mu_t}{Pr}, \mu_{eff} = \mu + \frac{\mu_t}{0.9} \tag{9}$$

(2) 고체 영역(solid region)

환(fin), 채널벽, 벽(wall)의 재질은 알루미늄으로 고체내부에서의 전도방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} = 0 \tag{10}$$

2.3 경계 조건

제시한 모델을 수치 해석하기 위하여 적용한 경계 조건은 다음과 같다.

(1) 환 측 입구

$$\dot{m}_{in} = 0.02115 \text{ kg/s}, k_{in} = 0.01u_{in}^2, \epsilon_{in} = \frac{C_\mu k_{in}^{1.5}}{0.05D_{in}}, T_f = 5^\circ\text{C} \tag{11}$$

(2) 열교환기 측 입구

$$\dot{m}_{in} = 0.00296 \text{ kg/s}, k_{in} = 0.01u_{in}^2, \epsilon_{in} = \frac{C_\mu k_{in}^{1.5}}{0.05D_{in}}, T_f = -30^\circ\text{C} \tag{12}$$

(3) 출구

$$\text{출구} : \dot{m} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{in}, \frac{\partial k}{\partial n} = \frac{\partial \epsilon}{\partial n} = \frac{\partial p}{\partial n} = \frac{\partial T}{\partial n} = 0 \tag{13}$$

(4) 유체와 고체의 경계면

$$u_{wall} = v_{wall} = w_{wall} = 0 \tag{14}$$

$$T_f = T_s, k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} = k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \tag{15}$$

2.4 수치해석 방법

본 연구에서 압력과 속도를 결합하여 유동장을 풀기 위해 SIMPLE 알고리즘을 선택하였다.⁽¹⁴⁾ 지배 방정식의 대류항(convective term)과 에너지 방정식은 그 정확도를 높이기 위해 2 계 상류도식(2nd order upwind difference scheme)을 이용하여 이산화하였다. 격자 의존성을 알아보기 위해 다분지 열교환기 내 하나의 채널에 4, 5, 6, 7, 8 개로 격자를 달리하며 검사하였다. 이 때, 해의 정확성, 수렴성 및 계산 시간을 고려하여 하나의 유로에 6 개의 격자로 이루어진 총 336 x 144 x 24 개의 격자를 선택하였으며, 계산의 정확도를 높이기 위해 경계면 부근의 격자를 조밀하게 하였다. 반복 계

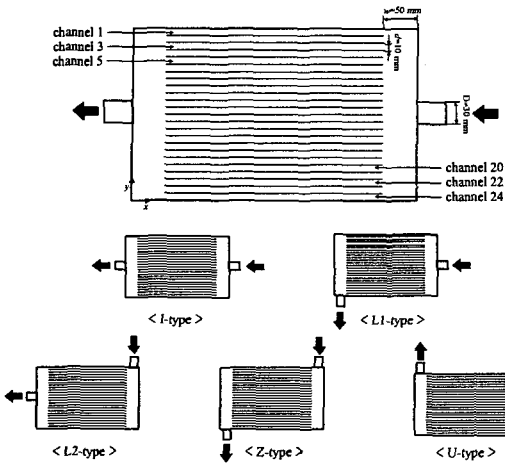


Fig. 3 Various types of the single-pass heat exchanger

산 시 종속 변수들의 수렴 정도는 종속 변수의 상대 오차의 최대값이 연속 방정식의 경우 10^{-4} 이하, 운동량 방정식, 난류 방정식 및 에너지 방정식의 경우 10^{-6} 이하일 때 수렴된 것으로 판정한다.

3. 결과 및 고찰

3.1 단패스 다분지 열교환기 성능 분석

Fig. 1(b)의 다패스 다분지 열교환기는 첫 번째 패스는 L1-, 마지막 패스는 L2-, 중간 패스는 Z-type 으로 이루어져 있다. 따라서 다패스 다분지 열교환기에 대한 연구에 들어가기에 앞서 단패스 다분지 열교환기의 유형별 특징에 대하여 조사하였다. Fig. 3 과 같은 5 가지 형태의 단패스 열교환기에 대하여 그 특성을 조사하였으며, 단패스 열교환기의 경우 I-type 을 기준 열교환기로 선정하였고 패스의 수를 제외한 열교환기 전체 크기, 채널 수와 채널 폭, 헤더 폭 등의 다른 요소는 다패스 열교환기와 동일하다. 각 열교환기의 유량 분배의 균일성을 판단하기 위해 각 채널에서의 유량을 분석 하였다. 이 때, 각 채널의 중앙 단면($x = 210 \text{ mm}$) 을 통과하는 유체의 유량을 측정하였는데 각 패스의 유량은 다음과 같이 유량비(flow rate ratio, FR) 로 나타내었다.

$$FR(\%) = \frac{\dot{m}_i}{\sum_{i=1}^{N_c} \dot{m}_i} \times 100 \quad (16)$$

여기서 분모는 열교환기 유량이고, 분자는 각 채널의 유량을 나타낸다. 즉, N_c 은 패스 당 채널의 수를 나타내므로 24 개의 채널로 구성된 단패스 열교환기의 경우 N_c 은 24 이며, 따라서 기준 열교환기에서 이상적인 유량비는 4.17%이다. 식 (16) 를 이용하여 구한 유량비는 Fig. 4 에 나타내었는데 Z-type 을 제외한 나머지 열교환기에서는 채널 중앙에 가장 많은 유량이 흐르고 있으며, 특히

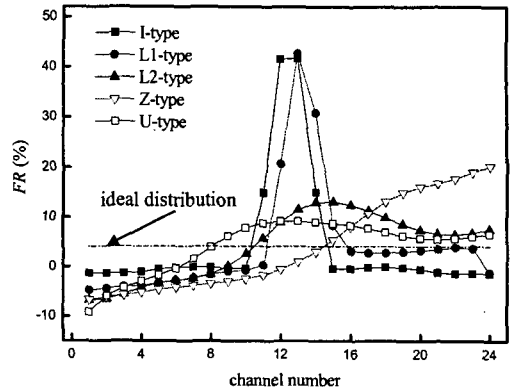


Fig. 4 Flow rate ratio for various types of the single-pass heat exchanger

Table 1 Performance for various types of the single-pass heat exchanger

	\dot{Q} (W)	Δp (Pa)	S_{single}	JF factor
I-type	40.16	7.22	2.91	1
L1-type	55.08	9.05	2.70	1.27
L2-type	65.67	8.65	1.58	1.54
Z-type	55.77	8.65	2.22	1.31
U-type	69.51	8.49	1.25	1.64

채널 방향과 유체 유입 방향이 일치하는 I-type 과 L1-type 의 경우 대부분의 유량이 중앙 채널에 크게 편중하여 흐르고 있다. L2-, Z-, U-type 의 경우 유체 유입구의 위치는 같고 출구의 위치가 중앙, 하단, 상단인데 출구가 상단으로 갈수록 즉, Z-type 에서 U-type 으로 갈수록 유량의 분포가 하단에서 상단으로 높아지고 유량 균일도가 좋아진다. 각 단패스 열교환기의 성능은 Table 1 에 나타내었다. 여기서 유량 분배 특성을 정량적으로 비교하기 위하여 다음과 같이 유량 균일도를 정의한다.

$$S_{single} = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{N_c} \left(\frac{\dot{m}_j - \dot{m}_{ideal}}{\dot{m}_{ideal}} \right)^2}{N_c}} \quad (17)$$

윗 식에서 하첨자 j 는 각 채널 번호를 나타내며, \dot{m}_{ideal} 은 각 패스에서 유량이 이상적으로 분배될 때의 유량이며, N_c 는 채널 개수를 나타낸다. 위의 유량 균일도는 표준편차의 개념을 사용하였으므로 유량균일도가 0 에 가까울수록 유량 분배가 균일하고, 그 값이 클수록 유량 분배가 불균일함을 의미한다. 또한 열교환기의 성능을 나타내는 지표로 JF factor 를 사용하였다.⁽¹⁵⁾ 이는 열전달량은 망대 특성(larger-the-better)을 갖고 압력강하량은 망소 특성(smaller-the-better)을 갖기 때문에 두 인자를 동시에 정의하는 지표가 필요하기 때문이다. Table 1 에 나타낸 것처럼 열교환기의 성능은 U-type 에서

Table 2 Performance for various multi-pass heat exchangers

	\dot{Q} (W)	Δp (Pa)	S_{total}	JF factor
1 pass (U-type)	69.51	8.49	1.25	0.81
2-pass	72.61	9.24	1.20	1
4-pass	77.75	12.62	0.74	1.06
6-pass	79.61	22.02	0.64	0.92
8-pass	80.09	49.53	0.78	0.73

제일 좋았고 기준 열교환기인 I-type 에서 가장 나빴다. 또한 유량균일도도 같은 순서를 이룬다. 결국, 이는 다분지 열교환기에서 성능의 차이가 유량의 분배에 따라 크게 좌우됨을 나타내며 다분지 열교환기에서 유량 균일도를 이용하여 성능을 평가할 수 있다. I-type 과 L1-type 은 유입구가 채널과 같은 방향이고 이에 따라 분배 헤더에서 유입구의 위치인 정중앙에서 압력이 높기 때문에 대부분의 유량이 중앙 부근에 흐르고 나머지 채널에는 흐르지 않는다. I-type 이나 L1-type 처럼 유체 유입구의 방향이 채널 방향과 같은 열교환기에서는 유체 유입구의 영향이 지배적이므로 성능 개선을 위해서는 유체 유입구의 위치나 크기, 형상 등을 변화시켜야 한다. Z-type 의 경우는 두 헤더에서의 압력 차이가 하단으로 갈수록 커지게 되어 하단부에 대부분의 유량이 흐르게 된다. 이에 비하여 L2-type 과 U-type 의 경우에는 혼합헤더에서의 압력 상승 구간이 더 길고 이에 따라 유량 편중이 하단부보다는 상단부로 이동하게 되고 유량의 균일도도 좋아지게 된다.

3.2 패스 수 변화에 따른 성능 비교

다패스 다분지 열교환기에서 패스 수 변화에 따른 성능을 비교하기 위하여 Fig. 2 와 같이 4 개의 다패스 열교환기를 선정하였다. 다패스 열교환기의 경우, 많은 패스로 인하여 식 (17)과 같이 유량 균일도를 정의할 수 없기 때문에 전체 열교환기의 유량 균일도를 대표하기 위해서 다음과 같이 유량 균일도를 정의한다.

$$S_{total} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N_p} \sum_{j=1}^{N_c} \left(\frac{\dot{m}_{i,j} - \dot{m}_{i,ideal}}{\dot{m}_{i,ideal}} \right)^2}{N_c}} \quad (18)$$

여기서 하첨자 i, j 는 각각 패스 번호와 채널 번호를 나타내며 N_p 는 패스의 개수, N_c 는 채널의 총 개수를 나타낸다. 위의 유량 균일도와 JF factor 를 이용한 열교환기의 성능은 Table2 에 나타내었다. 열교환기의 패스 수가 늘어날수록 열전달량과 압력강하량은 증가한다. JF factor 를 살펴보면 4 패스 열교환기에서 그 성능이 가장 우수한 것으로 나타났다. 2 패스 열교환기의 경우, 유량 균일도에서

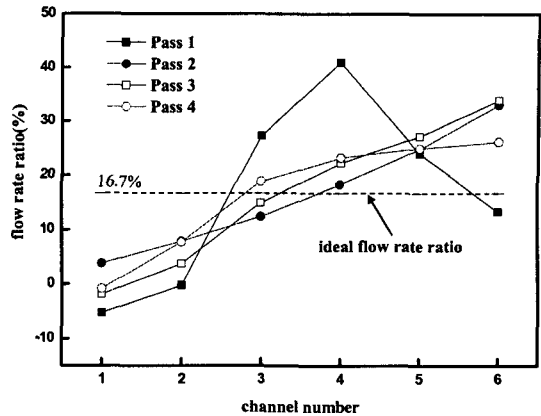


Fig. 5 Flow rate ratio in 4-pass heat exchanger

불량하였는데 이는 헤더 크기에 비해 입구 크기가 매우 작기 때문에 첫 번째 패스에서 유량 분배의 불균일을 유발하였다. 또한 4 패스 열교환기보다 패스 수가 많은 열교환기에서는 패스 수가 증가할수록 압력강하는 크게 상승하는데 비해 열전달량은 소폭 증가하였다. 결국 패스 수가 4 패스보다 적을 시에는 내부 유량 분배에서 불리하고, 패스 수가 많을 경우에는 얻을 수 있는 전열성능보다 동적 손실이 더 크기 때문에 성능이 나빠진다. 따라서 본 연구에서는 4 패스 열교환기에서의 열 및 유동 특성에 대해 알아보고 최적화를 수행한다.

3.3 4 패스 열교환기 내 열 및 유동 해석

4 패스 열교환기의 유량 분배의 균일성을 판단하기 위해 유량비를 Fig. 5 와 같이 나타내었으며, 4 패스 열교환기에서 이상적인 유량비는 16.7%이다. 첫 번째 패스의 경우는 대부분의 유체가 중앙 3 개의 채널(3, 4, 5 번)에 흐르고 있으며, 나머지 패스에서는 하단부 3 개의 채널(4, 5, 6 번)에 편중되어 흐른다. 또한 두 번째 패스를 제외한 나머지 패스의 상단부 채널에서는 유체의 역류가 발생한다. 4 패스 열교환기에서 위와 같은 유량 분배 특성을 보이는 원인을 분석하기 위하여 각 패스의 헤더에서 압력 분포를 알아보았다. 첫 번째 패스(L1-type)의 각 헤더 내에서의 압력 분포를 살펴보면 Fig. 6 과 같다. 분배 헤더의 경우, 중앙에 부착되어 있는 유체 유입구의 영향으로 헤더 중앙의 압력이 높다. 혼합 헤더에서도 중앙에서 압력이 높으며, 혼합헤더의 하단으로 갈수록 각 채널에서의 유체가 유입되어 상단보다 하단의 압력이 낮다 이러한 이유로 인하여 상단부 채널에서 유체가 역류하게 된다. 이런 역류 현상은 유체 유입구를 헤더 상단부로 이동시켜 상단부 채널에 유체를 흐르게 하여 해결할 수 있다. 결국 L1-type 의 경우 유체 유입 방향이 채널과 평행하기 때문에 유입구에 대한 영향이 크고, 패스 내 유량 분배에 지배적이다. 세 번째 패스(Z-type)의 각 헤더 내에서 압력

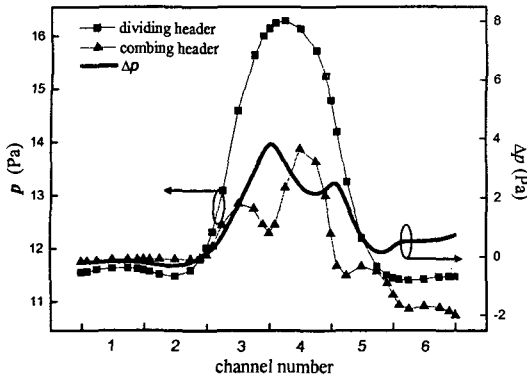


Fig. 6 Pressure distribution at both headers of pass 1

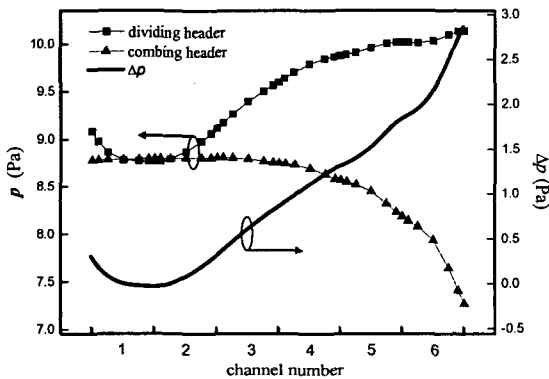


Fig. 7 Pressure distribution at both headers of pass 3

분포는 Fig. 7 과 같다. 분배 헤더의 1 번 채널에서는 유체가 쉽게 들어가지 못하고 채널 입구 부분에서 박리되어 역류하며 압력이 급격히 하강하나 이후의 채널에서는 유체가 채널로 유입 되면서 정압이 재취득되어 상승하게 된다. 혼합 헤더의 상단부 채널에서는 유량이 적기 때문에 압력의 변화가 거의 없으나 하단부로 갈수록 각 채널에서의 유체가 헤더로 유입되므로 압력이 감소하게 된다. 이에 따라 1 번 채널에서는 유체의 역류 현상이 발생하게 되고 그 이후의 채널에서는 하단부로 갈수록 유량이 증가한다. 결국, Z-type 의 경우에는 헤더 내 압력 분포의 영향으로 인하여 유량의 불균일이 발생하게 되므로 헤더 내 압력 분포의 영향을 줄임으로써 유량 분배의 균일성을 얻을 수 있다.

4. 설계 인자 영향도 분석

4 패스 열교환기에 대한 최적화를 수행하기 위하여 성능에 영향을 주는 각 설계 인자를 선정하였다. 열교환기의 첫 번째 패스(I-type)의 경우, 유입구의 영향이 크기 때문에 입구 위치를 변경하면서 인자 영향을 조사하였다. 중간패스(Z-type)의

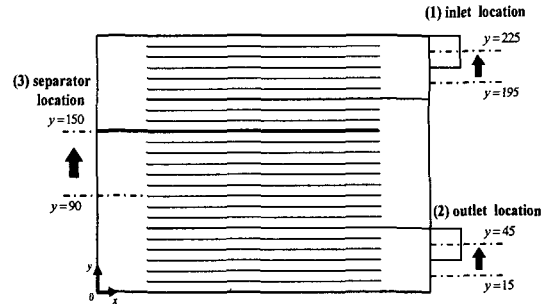


Fig. 8 Schematic diagram showing the range of the design parameters

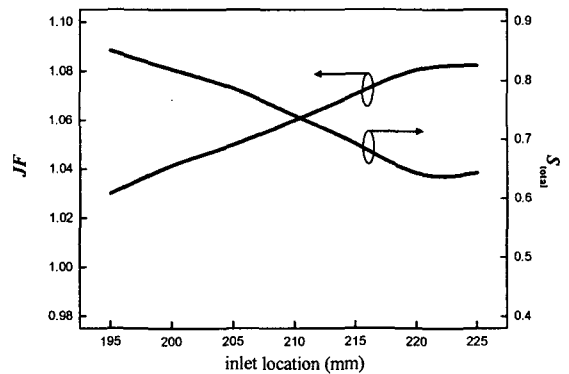


Fig. 9 Effect of the inlet location on the JF factor and the flow uniformity

경우, 헤더 내 압력 불균일이 유량 균일도 및 성능에 큰 영향을 주기 때문에 두 번째 패스와 세 번째 패스 사이의 격벽의 위치를 달리하며 성능을 파악하였다. 마지막 패스(L2-type)의 경우, U-type 화하기 위하여 출구의 위치를 상단으로 변경하였다. 4 패스 열교환기의 성능에 영향을 주는 각 인자는 첫 번째와 마지막 패스의 경우에는 입·출구 위치, 중간 패스의 경우는 격벽의 위치를 선정하였으며, 그 성능은 JF factor 를 이용하여 비교하였다. Fig. 8 은 각 설계 인자들의 설정 범위를 보여 준다. 입·출구 위치는 기하학적인 한계 범위 내에서 변화시켰으며, 중간 패스의 격벽은 $y = 90 \sim 150$ mm 범위에서 변화시켰다. 이는 이 범위 외에서는 중간 패스 내 압력 강하가 매우 커져서 의미가 없기 때문이다.

4.1 입구 위치

입구위치에 따른 유량 균일도 및 성능은 Fig. 9 에 나타내었다. JF factor 가 가장 큰 경우는 입구 위치가 최상단 부근($y = 220 \sim 225$ mm)에 위치할 때이고, 가장 작은 경우는 최하단일 때이며, 입구의 위치를 상단으로 변경하였을 경우, 유량 균일도의 향상으로 인하여 열전달량과 압력 강하에서 이득을 볼 수 있었으며, 최상단과 최하단의 JF factor

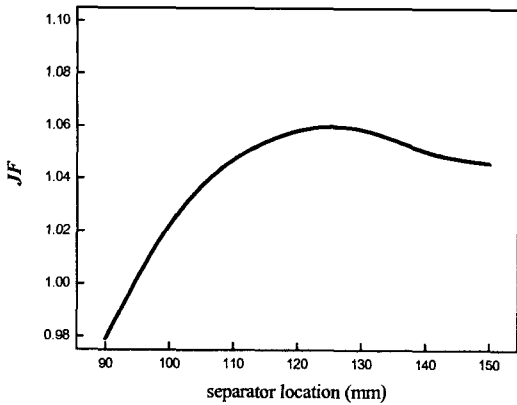


Fig. 10 Effect of the separator location on the *JF* factor

Table 3 Effects of the design parameters on *JF* factor

Content	Range (mm)	<i>JF</i> factor		Difference	Order
		Max	Min		
Inlet location	195 ~ 225	1.082	1.029	0.053	2
Outlet location	15 ~ 45	1.066	1.053	0.013	3
Separator location	90 ~ 150	1.061	0.988	0.073	1

의 차이는 0.053 이다. 입구가 헤더 중앙에 있을 때보다 상단에 있을 경우, 첫 번째 패스의 헤더 내 재순환 영역을 감소시켜서 역류 현상이 없어져 유량 균일도가 향상되었으며, 나머지 패스에서의 유량 균일도도 좋아졌다.

4.2 출구 위치

JF factor의 최대와 최소 값의 차이는 0.013 이므로 앞서 살펴본 입구 위치보다는 성능에 미치는 영향이 매우 작다. 이는 출구 위치의 변경으로 마지막 패스의 유량 균일도는 향상되나 이전 패스들에서의 유량 균일도에는 영향을 미치지 않기 때문에 열교환기의 전체적인 유량 균일도와 성능에 미치는 영향은 작았다.

4.3 격벽 위치

격벽의 위치에 따른 영향은 Fig 10 과 같이 나타났는데, 중간 패스의 중앙 바로 위($y=130\text{mm}$)에서 가장 좋은 성능을 보였으며 *JF* factor의 최대와 최소 값의 차이는 0.073 이다. 중앙을 중심으로 같은 거리에 있을 경우, 즉 150 mm 과 90 mm 를 비교하였을 경우 중앙에서 상단에 위치한 경우가 성능이 더 좋았다.

4.4 격벽 위치

각 설계 인자들이 성능에 미치는 민감도를 *JF* factor의 최대와 최소 값의 차이를 이용하여 Table 3 과 같이 선정하였다. 각 인자들의 성능에 미치

Table 4 Design of experiments

point	Natural units (mm)			Coded units			Response <i>JF</i>
	separator	inlet	outlet	x_1	x_2	x_3	
1	90	195	15	-1	-1	-1	0.966
2	150	195	15	1	-1	-1	0.970
3	90	225	15	-1	1	-1	0.965
4	150	225	15	1	1	-1	1.023
5	90	195	45	-1	-1	1	0.951
6	150	195	45	1	-1	1	0.960
7	90	225	45	-1	1	1	1.001
8	150	225	45	1	1	1	1.034
9	90	210	30	-1	0	0	0.988
10	150	210	30	1	0	0	1.017
11	120	195	30	0	-1	0	1.030
12	120	225	30	0	1	0	1.082
13	120	210	15	0	0	-1	1.066
14	120	210	45	0	0	1	1.053
15	120	210	30	0	0	0	1.060

는 영향은 격벽의 위치, 입구 위치, 출구 위치 순이다.

5. 최적화

반응 표면을 생성하기 위하여 중심합성계획법 (central composite design)을 이용하여 실험점들을 선택하였다. 반응 표면 근사 시 사용될 완전 2 차 모델 추정을 위해 다항식은 2 차식이 사용되었다. 3 가지의 설계 변수인 격벽, 입구, 출구의 위치에 따라 중심합성계획법을 이용한 2 차 모델 추정을 위하여 15 번의 실험점을 선택하였다. *JF* factor를 목적함수로 하여 생성된 반응 표면은 다음과 같다.

$$JF(x_1, x_2, x_3) = 1.0651 + 0.0133x_1 + 0.0228x_2 + 0.0009x_3 - 0.0638x_1^2 - 0.0103x_2^2 - 0.0068x_3^2 + 0.0098x_1x_2 - 0.0025x_1x_3 + 0.0090x_2x_3 \quad (19)$$

반응 표면식 (19)의 정확성을 검증하기 위해 분산 분석 (analysis of variance)을 수행하였으며, 결정계수 (R^2)는 0.988 이다. 따라서 반응 표면식은 신뢰구간 99%에서 설계 인자의 변화에 따라 *JF* factor 변동의 98.8%를 예측할 수 있었다. 위의 식을 이용하여 최적값을 계산하였으며, 그 결과 다음과 같은 값들을 얻었다.

$$x_1 = 0.1, x_2 = 1.0, x_3 = 0.7 \quad (20)$$

이는 격벽의 위치는 123mm, 입구 위치는 225mm, 출구 위치는 40mm 임을 의미하며, 이 때 *JF* factor는 1.093 으로 기존 열교환기인 2 패스 열교환기보다 9.3% 정도의 성능 향상을 얻을 수 있다.

6. 결론

다패스 다분지 열교환기에서의 모델링과 최적 설계에 대한 연구의 수행을 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) L1-type 패스에서는 헤더 내 유체의 유입 위치가, Z-type 패스에서는 헤더 내 압력 분포가 중요한 인자이다.

(2) 패스 수가 다른 4 종류의 다패스 다분지 열교환기의 성능을 비교하였을 경우, 4 패스 열교환기에서 가장 성능이 좋았다.

(3) 입구 위치는 하단보다 상단에 위치할 경우에 성능이 좋았으며, 입구 위치의 변경만으로도 성능을 크게 개선할 수 있었다.

(4) 출구 위치는 성능에 미치는 영향이 작았다.

(5) 격벽(separator)의 위치는 열교환기의 정중앙($y=120$ mm)에서 바로 위($y=130$ mm)에서 가장 좋은 성능을 보였다.

(6) 반응 표면법을 이용하여 최적화를 수행한 결과, 최적 열교환기의 성능은 기준 열교환기인 2 패스 열교환기보다 성능이 9.3% 개선되었다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 한양대학교 최적설계신기술연구센터(iDOT)의 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Marvillet, C., 1993, "Recent Developments in Heat Exchangers for Automotive Applications," *Recent Developments in Finned Tube Heat Exchangers Theoretical and Practical Aspects, DTI, Energy Technology, Denmark*, pp. 8~51.
- (2) Bajura, R. A. and Jones, E. H. JR., 1976, "Flow Distribution Manifolds," *Journal of Fluids engineering*, Vol. 98, December, pp. 654~666.
- (3) Datta, A. B. and Majumdar, A. K., 1980, "Flow Distribution in Parallel and Reverse Flow Manifolds," *The International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 2, No. 4, pp. 253~262.
- (4) 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," *International communications in heat and mass transfer*, Vol. 20, No. 2, pp. 221~234.
- (5) Lalot, S., Florent, P., Lang, S. K. and Bergles, A. E., 1999, "Flow Maldistribution in Heat Exchangers," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, No. 8, pp. 847~863.
- (6) Koh, J. H., Seo, H. K., Lee, C. G., Yoo, Y. S. and Lee, H. C., 2003, "Pressure and Flow Distribution in Internal Gas Manifolds of a Fuel-cell Stack," *Journal of Power Sources*, Vol. 115, No. 1, pp. 54~65.
- (7) Jiao, A., Zhang, R. and Jeong, S., 2003, "Experimental Investigation of Header Configuration on Flow Maldistribution in Plate-fin Heat Exchanger," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, No. 10, pp. 1235~1246.
- (8) Tonomura, O., Tanaka, S., Noda, M., Kano, M., Hasebe, S. and Hashimoto, I., 2004, "CFD-based Optimal Design of Manifold in Plate-fin Microdevices," *Chemical Engineering Journal*, Vol. 101, No. 1/3, pp. 397~402.
- (9) Lee, K. S. and Oh, S. J., 2004, "Optimal Shape of the Multi-passage Branching System in a Single-phase Parallel-flow Heat Exchanger," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, No. 1, pp. 82~88.
- (10) Jiao, A. and Baek, S., 2005, "Effects of Distributor Configuration on Flow Maldistribution in Plate-Fin Heat Exchangers," *Heat Transfer Engineering*, Vol. 26, No. 4, pp. 19~25.
- (11) Nakamura, Y., Jia, W. and Yasuhara, M., 1989, "Incompressible Flow Through Multiple Passages," *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 16, pp. 451~465.
- (12) Chung, K., Lee, K. S. and Kim, W. S., 2002, "Optimization of the Design Factors for Thermal Performance of a Parallel-flow Heat Exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, No. 24, pp. 4773~4780.
- (13) Rao, B. P. and Das, S. K., 2004, "Effects of Flow Distribution to the Channels on the Thermal Performance of the Multipass Plate Heat Exchangers," *Heat Transfer Engineering*, Vol. 25, No. 8, pp. 48~59.
- (14) Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," *Hemisphere*, Washington, D.C.
- (15) Yun, J. Y. and Lee, K. S., 2000, "Influence of Design Parameters on the Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of the Heat Exchanger with Slit Fins," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, No. 14, pp. 2529~2539.