

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2011.35.8.805

ISSN 1226-4881

알루미늄 플레이트-핀 열교환기의 분배기 형상비에 따른 분배특성에 관한 해석적 연구

이응찬* · 강 훈* · 허재혁* · 김용찬*† · 박재홍** · 조성열**
* 고려대학교 기계공학과, ** (주) 엘에치이 기술연구소

Numerical Study on the Distribution Characteristics of Aluminum Plate-Fin Heat Exchangers According to the Distributor Aspect Ratio

Eungchan Lee*, Hoon Kang*, Jaehyeok Heo*, Yongchan Kim*†, Jaehong Park** and Sungyoul Cho**

* Dept. of Mechanical Engineering, Korea Univ.,
** R&D Center, LHE Co., Ltd.

(Received December 27, 2010 ; Revised May 20, 2011 ; Accepted May 25, 2011)

Key Words: Aluminium Plate-Fin Heat Exchanger(알루미늄 플레이트-핀 열교환기), Distribution Characteristics(분배 특성), Aspect Ratio(형상비), Side-Entry Type Distributor(측면 입구 형태 분배기)

초록: 알루미늄 플레이트-핀 열교환기는 석유 및 가스 처리공정에서 널리 사용되고 있다. 알루미늄 플레이트-핀 열교환기의 성능은 각 유체의 헤더 및 분배기에서의 분배 성능에 의하여 크게 영향을 받는다. 본 연구에서는 CFD(Computational fluid dynamics)를 이용하여 알루미늄 플레이트-핀 열교환기의 측면 입구 형태의 분배기를 모델링하고, 입구 조건과 형상비의 변화에 따른 상대 및 절대 불균등 분배도를 고찰하여 최적 분배기 형상비를 제시하였다.

Abstract: Aluminum plate-fin heat exchangers (ALPHEs) are widely used in petroleum and gas-treated processes. The performance of the ALPHE is strongly dependent on the distribution characteristics of the header and the distributors of each fluid. In this paper, we define the aspect ratio in the side-entry type distributor and analyze the distribution characteristics using CFD-based numerical methods. The phenomena of velocity deviation and distribution with the aspect ratio and the inlet Reynolds number were analyzed by applying relative and absolute maldistribution parameters, and an optimum aspect ratio with the inlet Reynolds number was presented.

- 기호설명 -

Re : 레이놀즈 수
Ra : 형상비
SR : 상대 불균등분배도
S : 절대 불균등분배도
V : 속도 (m/s)
N : 출구 유로 갯수

하첨자

i : 출구 채널 번호

f : 핀(fin)
avg : 평균(average)

1. 서론

현재 전 세계적으로 석유 및 가스처리 플랜트에서 정제, 분리, 액화의 목적으로 다양한 형태의 열교환기들이 사용되고 있으며 소형화, 경량화 및 고성능화를 위해 다양한 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 중에 Fig. 1에 나타낸 알루미늄 플레이트-핀 열교환기(Aluminium plate-fin heat exchanger, ALPHE)는 단위 부피 당 유효 전열면적이 쉘-튜브 열교환기에 비해 5배나 더 크고 여러 종류의 유체가 동시에 열교환이 가능하다는

† Corresponding Author, yongckim@korea.ac.kr
© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

장점이 있어, 석유 및 가스처리 공정에서 널리 적용되고 있다.⁽¹⁾ 알루미늄 플레이트-핀 열교환기의 성능특성에 관한 연구는 열교환 및 헤더에서의 분배 특성을 수치적, 혹은 실험적으로 고찰한 내용이 주로 발표되고 있다. Feldman 등⁽²⁾은 냉매 R114를 이용하여 플레이트-핀 열교환기의 국소 비등 열전달 데이터를 실험적으로 제공하였다. 오프셋-스트립 핀(offset-strip fin)과 다공성 핀(perforated fin)의 두 가지 조건에서 비등열전달 계수와 기체의 건도를 측정하여 기존의 상관식과 실험적으로 구한 데이터를 비교하여 타당함을 확인하였다. Kim 등⁽³⁾은 다양한 재질과 다공률을 가진 다공성 핀(perforated fin)에서 열전달 및 압력강하 특성을 루버드 핀(louvered fin)과 비교하여 다공성 핀이 소형화된 플레이트-핀 열교환기에 더 적합함을 증명하였다. Reneaume 등⁽⁴⁾은 시뮬레이션 프로그램인 COLETH를 이용하여 플레이트-핀 열교환기의 최적 사이즈와 성능을 예측하였다. Kwak 등⁽⁵⁾은 상용 열교환기 설계 프로그램(Aspen Tech. Inc. 2003)을 이용하여 가스터빈 및 연료전지 하이브리드 발전 시스템에 사용되는 플레이트-핀 재생기를 설계하였다. Wen 등⁽⁶⁾은 플레이트-핀 열교환기의 헤더에서의 분배 성능을 상용 CFD 프로그램인 Fluent를 사용하여 수치적으로 해석하고 헤더 내에 다공성 격벽을 설치하여 분배 성능이 향상될 수 있음을 증명하였다. Jiao 등⁽⁷⁾은 기존의 헤더 형상을 변형하여 헤더에서의 분배 성능을 향상시킬 수 있음을 실험적으로 고찰하였고, Waswar 등⁽⁸⁾은 기존의 형상과는 다른 형태의 헤더를 적용하여 분배 성능의 향상이 가능함을 CFD해석을 통하여 고찰하였다.

플레이트-핀 열교환기의 열교환 성능특성에 대하여 활발한 연구가 진행 중이며, 헤더에서의 분배 성능특성은 열교환기에서의 중요한 성능 인자로서 다양한 연구가 진행 중이다. 그러나 플레이트-핀 열교환기는 헤더에서의 분배현상 뿐만 아니라 각 플레이트의 입구 분배기에서의 분배현상 또한 열교환기의 성능에 중요한 영향을 미치게 된다. 따라서 본 연구에서는 측면 입구 형태의 분배기(side-entry type distributor)에 대하여, 상용 CFD 프로그램인 ANSYS CFX 12.1을 사용하여 분배성능을 해석하였다. 분배기 형상비와 유동의 입구 레이놀즈 수에 따른 분배기 출구에서의 속도 편차 및 분배 특성을 무차원화 한 상대 불균

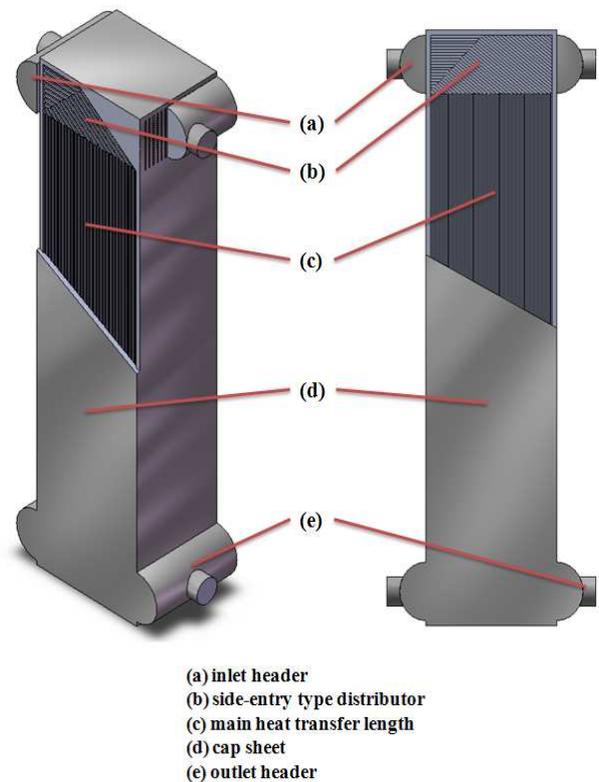


Fig. 1 Configuration of an aluminium plate-fin heat exchanger (ALPHE)

등 분배도(relative maldistribution parameter) 및 절대 불균등 분배도(absolute maldistribution parameter)로 나타내어 분배 성능특성을 예측하고 그에 따른 유동특성을 고찰하여, 플레이트-핀 열교환기의 측면 입구 형태 분배기에서의 분배 성능에 관한 기초 자료를 제공하고자 한다.

2. 해석모델 및 해석방법

2.1 해석모델

분배기 내의 유동영역 선정을 위하여 플레이트-핀 열교환기의 분배기 모델을 핀 부분을 제외한 내부 유동부분만 단순화한 얇은 표면 형상으로 적용하여 Fig. 2(a)에 나타내었다. 측면 입구 형태의 분배기는 유체의 열교환 방향과 입구 헤더에서 들어오는 유체의 방향이 직각일 경우 사용되는 분배기이다. 열교환기의 측면에 위치한 헤더에서 일차적으로 분배되어 각 플레이트로 들어온 유체는 분배기의 입구로 들어와 핀에 의해 형성된 채널(channel)에 의해 분배되어 주 열교환 부분(main heat transfer length)으로 흘러나가게 된다. 분배기 모델의 구조는 크게 입구, 핀에 의해 채

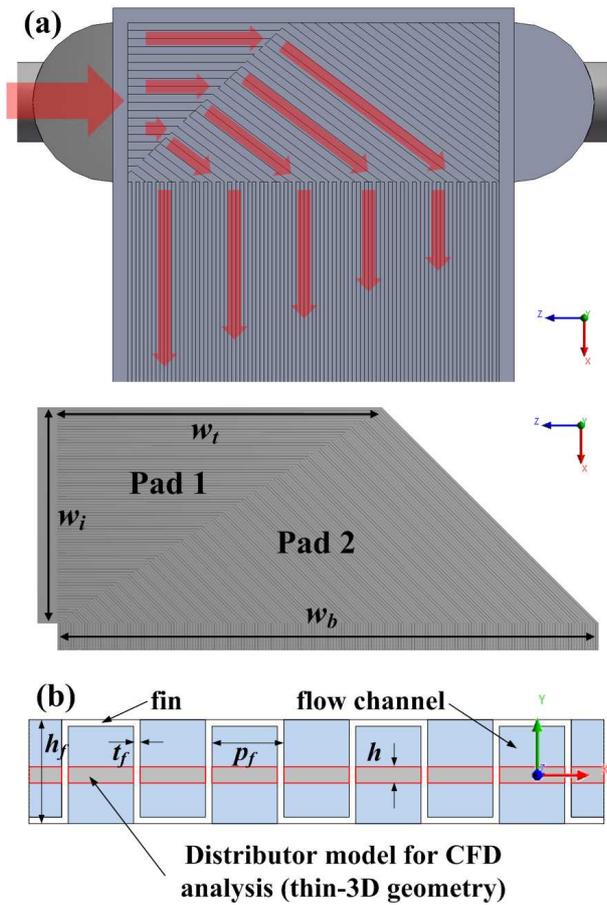


Fig. 2 Configurations of side-entry type distributor

널이 형성되는 패드(pad 1, 2)부분, 그리고 출구의 세부분으로 이루어져 있다. 분배기의 1번과 2번 패드 부분은 각각 동일한 핀 간격을 가지고 있기 때문에 서로 맞닿은 부분에서 핀과 핀이 서로 엇갈린 형태를 가지게 된다. 주 열교환 부분의 채널의 개수는 200개로 정의하고 입구에서 가까운 쪽의 채널을 1, 입구에서 가장 먼 쪽의 채널을 200으로 하여 번호를 지정하였다. 분배기 출구를 지나 주 열교환 부분의 50 mm 지점에서 각 채널에서의 면적 평균속도(area-average velocity)를 계산하였다. 분배기 모델의 치수는 Table 1에 나타내었다. 5 mm의 핀 피치와 0.3 mm의 핀 두께, 그리고 7.5 mm의 핀 높이를 가진 분배기 핀을 선정하여 Fig. 2(b)에 나타낸 것처럼 채널의 중간 부분을 모델링 하였다. 분배기 입구의 폭은 400 mm, 출구 및 주 열교환 부분의 폭은 1,000 mm로 하였다.

수치적 계산을 수행하기 위해 분배기 모델의 격자망(mesh system) 생성 작업을 하였다. ANSYS

Table 1 Specification of the distributor model

Type	Side-entry type
Pitch (p_f , mm)	5
Fins Thickness (t_f , mm)	0.3
Height (h_f , mm)	7.5
CFD model height (h , mm)	2
Inlet width (w_i , mm)	400
Bottom-side width (w_b , mm)	1000
Top-side width (w_t , mm)	0, 200, 400, 600, 800, 1000

Table 2 Conditions of the CFD analysis

Fluid type	Air at 25°C
Turbulence Model	Standard $k-\epsilon$
Turbulence Intensity	5 %
Geometry type	Thin, symmetrical 3-D geometry
Max. iteration	100,000
Convergence Residual type	RMS
Residual target	1.0×10^{-5}

Table 3 Range of design variables

Variable	Range
Inlet Re	100, 1,000, 2,000, 4,000, 10,000, 100,000
Aspect ratio ($R_a = w_t/w_b$)	0.0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0

Workbench 내의 CFX meshing 프로그램을 이용하여 3차원 형상작업을 마친 분배기 모델을 Automatic method로 사면체 구조(tetrahedral mesh)의 격자망이 생성되게 하였다. 분배기 모델에서 형성된 Cell의 개수는 형상비에 따라 최소 945,839 개에서 최대 1,350,444 개로 나타났다.

2.2 해석방법

알루미늄 플레이트-핀 열교환기의 측면 입구형태 분배기의 내부 유체의 유동에 관한 수치 계산을 위해 다음과 같은 가정을 하였다. 첫째, 분배기 모델은 얇은 평판 형태이다. 둘째, 유체의 유동은 3차원 정상상태이다. 셋째, 중력에 의한 영향은 무시한다. 넷째, 유입되는 유체의 속도분포는 입구의 수직방향으로 균일하다.

본 열교환기가 적용되는 가스처리 플랜트에서는 냉매로 질소가 사용된다. 그러나 본 해석에서는 물성치의 차이가 적고, 해석이 편리한 25℃의 공기를 작동유체로 사용하였다. 난류유동에서의 난류모델로는 Standard $k-\epsilon$ model을 적용하였다. Standard $k-\epsilon$ model은 넓은 범위의 레이놀즈수 영역에서 유동의 난류특성을 보다 정확하게 계산할 수 있다는 장점이 있다. 모델의 벽면은 미끄러짐이 없는 조건(no slip wall)을 주고 아래와 윗면은 대칭형(symmetry)으로 지정하였다. 수치계산의 수렴판정은 모든 격자점에서 잔차(residual)가 1.0×10^{-5} 이내에 들어오면 수렴한 것으로 간주하였다. 본 해석에 적용된 해석조건을 Table 2에 명시하였으며 설계변수는 Table 3에 나타내었다. 입구 레이놀즈 수 조건은 층류에서 100, 1,000, 2,000의 세 가지 경우와 난류에서 4,000, 10,000, 100,000의 세 가지 경우로, 총 여섯 가지 경우로 나누어 설정하였고, 분배기 형상비는 0.0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0의 여섯 가지 경우로 설정하였다.

3. 해석결과 및 고찰

분배특성을 알아보기 위해 두 가지 성능 파라미터인 상대 불균등 분배도(S_R) 및 절대 불균등 분배도(S)에 대한 고찰을 수행하였으며, 이 파라미터들은 식 (1)과 (2)에 각각 나타내었다.

$$S_R = \frac{V_i - V_{avg}}{V_{avg}} \quad (1)$$

$$S = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N \left(\frac{V_i - V_{avg}}{V_{avg}} \right)^2} \quad (2)$$

여기서 V_i 는 각 채널에서의 면적평균속도, V_{avg} 는 200개 채널의 면적평균속도이고, N은 분배기 출구의 채널의 개수, 즉 200을 의미한다.

분배기 형상비 및 입구 레이놀즈 수 조건에 따른 분배특성을 고찰하기 위하여 먼저 시뮬레이션 프로그램 상에서 면적평균속도(area-average velocity)를 구하여 상대 불균등분배도의 값을 계산하였다.

Fig. 3의 (a), (b), (c)는 각각 층류유동인 레이놀즈 수 100, 1,000, 2,000인 조건에서 분배기 출구

200개 채널에서의 상대 불균등분배도(S_R)의 분포를 나타낸다. 또한 Fig. 4의 (a), (b), (c)에 각각 난류유동인 레이놀즈 수 4,000, 10,000, 100,000인 조건에서 분배기 출구 채널에 따른 상대 불균등분배도의 분포를 분배기 형상비(aspect ratio, R_a)에 따라 나타내었다. 분배기 형상비는 식 (3)과 같이 분배기 아랫부분의 폭의 길이에 대한 분배기 윗부분 폭의 길이의 비로 정의하였다.

$$R_a = w_t / w_b \quad (3)$$

식 (1)에서 언급했듯이, 상대 불균등 분배도는 평균속도 대비 각 채널에서의 속도편차를 무차원화 시킨 파라미터이다. 곧, 상대 불균등 분배도의 값이 0에 가까울수록 평균속도에 가깝고 분배기 출구에서의 유량분배 편차가 적음을 의미한다. Fig. 3과 Fig. 4의 층류유동과 난류유동 조건에서의 상대 불균등 분배도의 분포를 비교해보면 층류유동에서 상대 불균등 분배도의 분포가 난류유동에서보다 더 넓은 범위에서 분포하는 것을 알 수 있다. 층류유동의 레이놀즈 수 영역에서 레이놀즈 수가 증가함에 따라 상대 불균등 분배도의 분포는 감소하는 것을 알 수 있다. 이와 다르게, 난류조건에서는 레이놀즈 수에 따른 상대 불균등 분배도의 분포가 거의 일정하게 나타났다. 따라서, 층류유동에서는 레이놀즈 수의 변화가 분배에 미치는 영향이 크고 난류유동 영역에서는 레이놀즈 수가 분배에 미치는 영향이 상대적으로 작다고 할 수 있다. 또한 모든 레이놀즈 수 영역과 분배기 형상비 조건에서 보았을 때 분배기 출구의 채널번호가 낮을수록 평균속도보다 빠른 속도를 가지는 것으로 나타났고 채널번호가 높을수록 평균보다 낮은 속도를 가지는 채널의 수가 지배적인 것으로 나타났다. 이는 분배기 채널의 번호가 커질수록 입구에서 출구까지의 분배기 채널의 길이가 길어지고 이에 상응하는 압력강하가 상대적으로 증가하기 때문인 것으로 판단된다. 분배기 형상비가 증가함에 따라 상대 불균등 분배도의 분포가 점차 불규칙적으로 분포하게 된다. 이는 분배기 입구에서 각 채널로 분배될 때 처음 속도의 편차가 생기게 되고, 형상비 0.0일 때를 제외한 나머지 형상비 조건에서 형상의 특성상 유동이 패드부분에서 굴절이 생기고 굴절부에서 각 채널 사이로 유동이 재분배되는 현상이

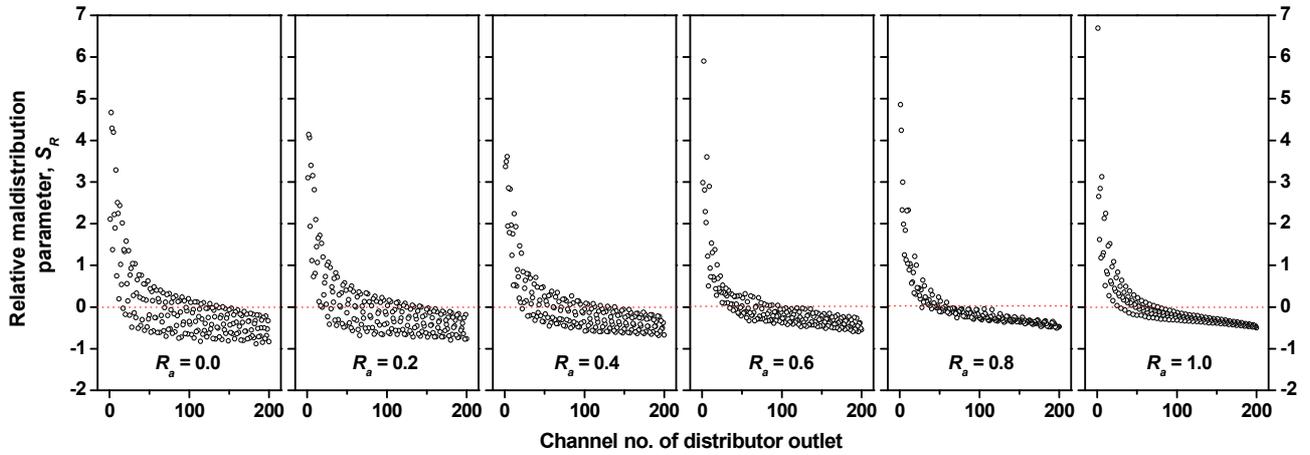


Fig. 3(a) Distribution of relative maldistribution parameter(S_R) with channel no. of distributor outlet under different aspect ratio(R_a) ($Re = 100$)

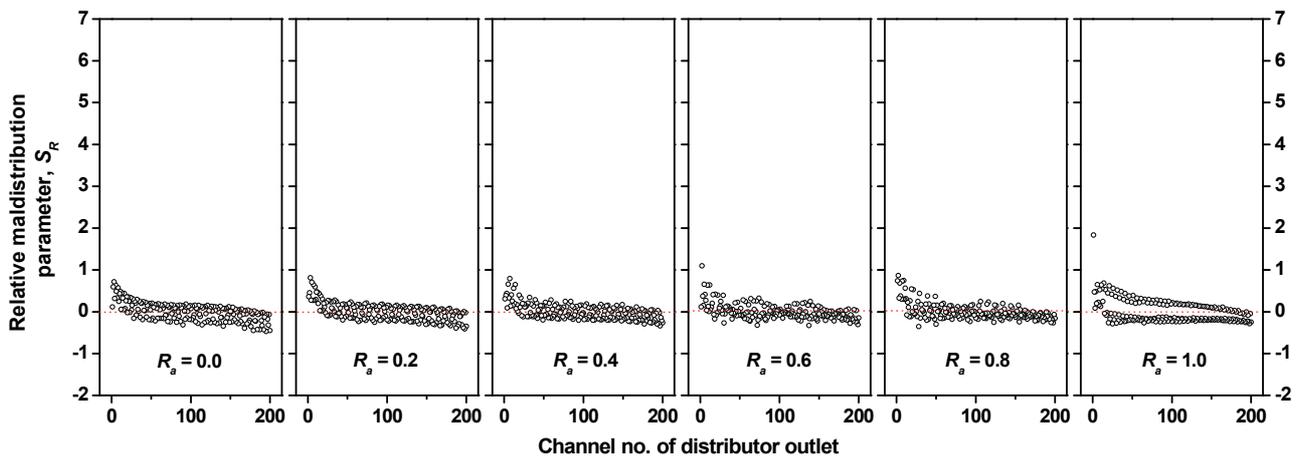


Fig. 3(b) Distribution of relative maldistribution parameter(S_R) with channel no. of distributor outlet under different aspect ratio(R_a) ($Re = 1,000$)

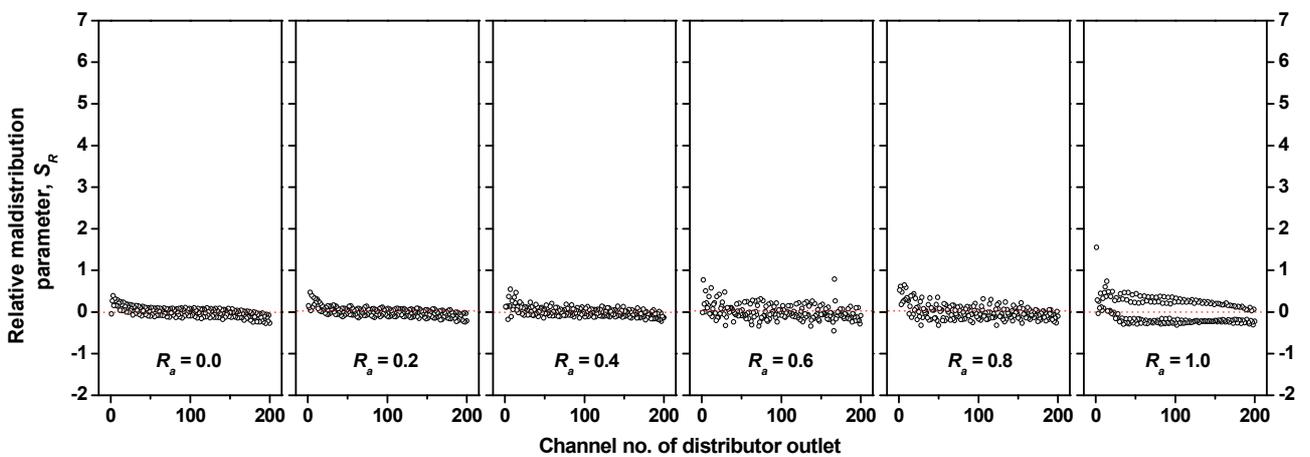


Fig. 3(c) Distribution of relative maldistribution parameter(S_R) with channel no. of distributor outlet under different aspect ratio(R_a) ($Re = 2,000$)

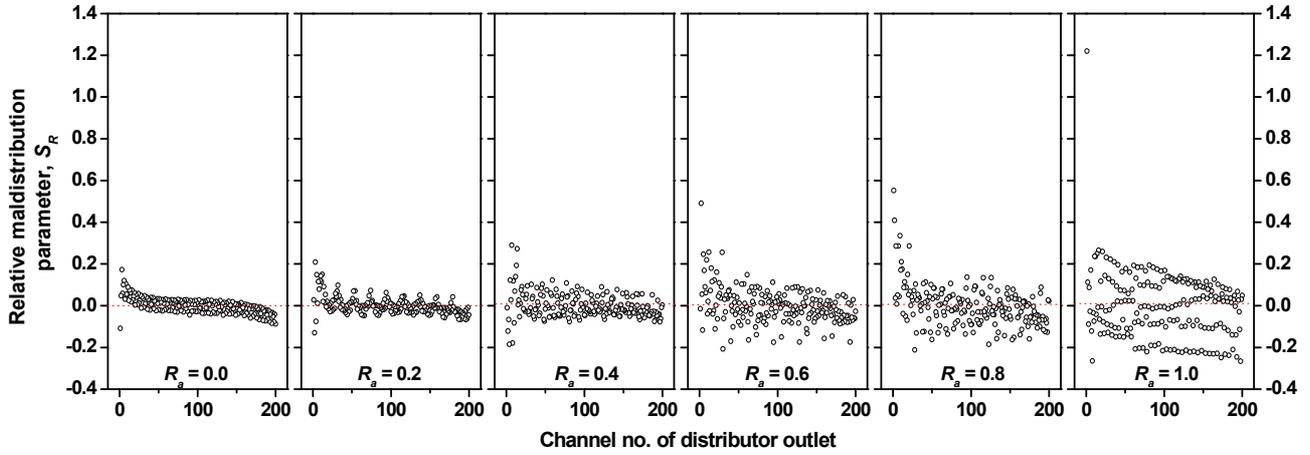


Fig. 4(a) Distribution of relative maldistribution parameter(S_R) with channel no. of distributor outlet under different aspect ratio(R_a) ($Re = 4,000$)

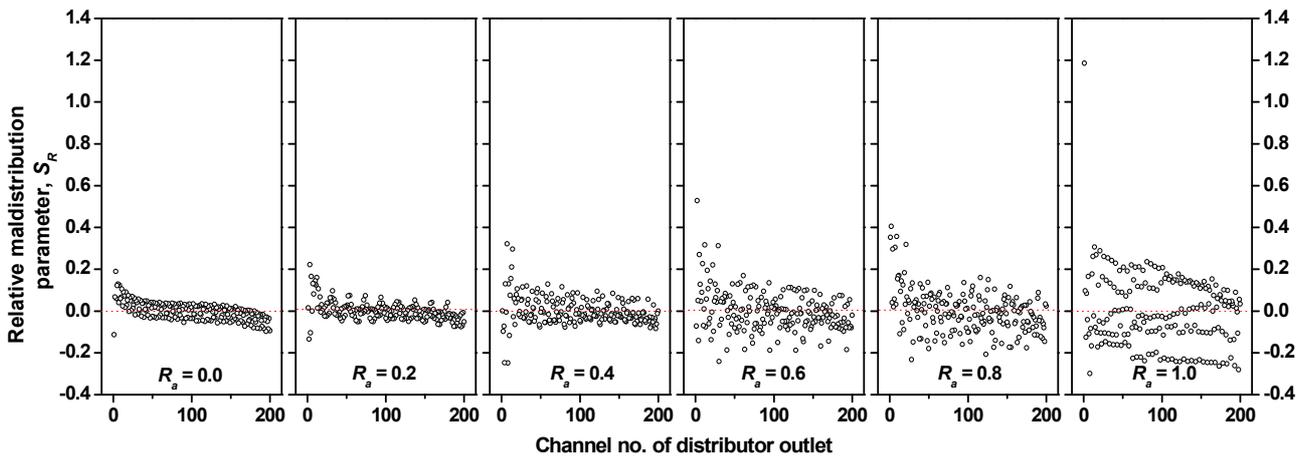


Fig. 4(b) Distribution of relative maldistribution parameter(S_R) with channel no. of distributor outlet under different aspect ratio(R_a) ($Re = 10,000$)

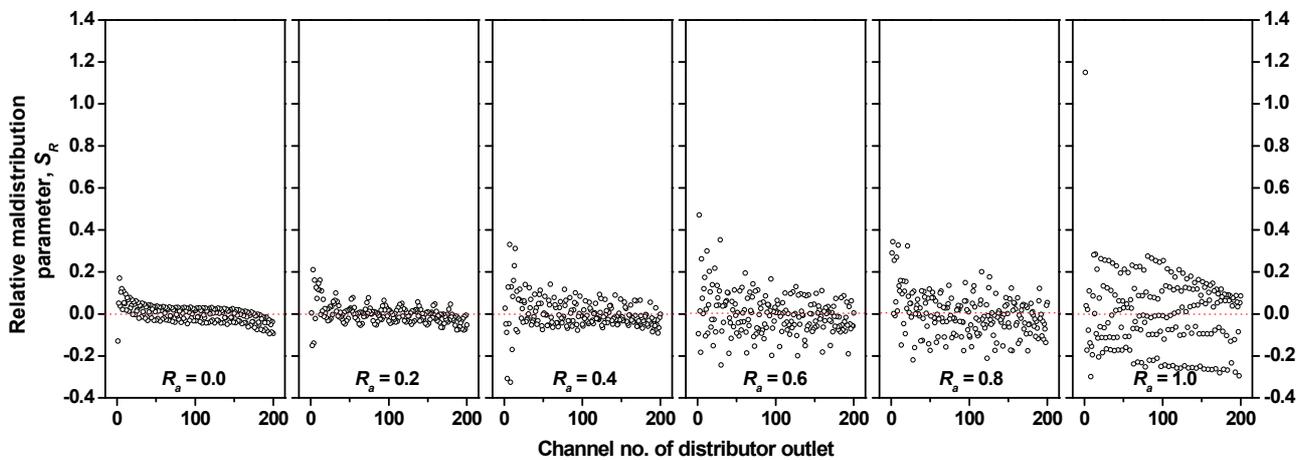


Fig. 4(c) Distribution of relative maldistribution parameter(S_R) with channel no. of distributor outlet under different aspect ratio(R_a) ($Re = 100,000$)

발생하여 형상비가 증가함에 따라 상대 불균등 분배도의 분포가 점차 불규칙적으로 나타나는 것으로 판단된다.

Fig. 3(b)와 Fig. 4(b)에서 변수의 주요 값과 절대 불균등 분배도(S)를 각각 Table 4와 5에 나타내었다. 상대 불균등 분배도의 최대값은 레이놀즈 수 1,000과 10,000인 조건에서 모두 낮은 번호의 채널, 즉 입구에 가까운 쪽인 것으로 나타났다. 그러나 상대 불균등 분배도의 최소값은 레이놀즈 수 1,000일 때는 형상비가 증가함에 따라 높은 번호의 채널, 즉 입구에서 먼 쪽의 채널에서부터 형성되다 형상비 0.8 이상에서는 입구쪽에 가까운 채널에서 형성되는 것을 알 수 있다. 이와는 다르게 레이놀즈 수 10,000일 때는 상대 불균등 분배도의 최소값은 최대값이 나타난 번호의 채널 근처의 채널에서 형성되었다. 난류유동 영역에서는 층류유동일 때보다 앞쪽 번호의 채널에서 유동의 분포가 상대적으로 불균등하게 나타난 것으로 보인다. 또한 상대 불균등 분배도의 최대값과 최소값과의 차와 절대 불균등 분배도의 값이 유사한 경향을 보이는 것으로 나타났다. 레이놀즈 수 1,000인 영역에서는 분배기 형상비 0.4에서 두 값이 모두 최소값을 가졌고, 레이놀즈

수 10,000인 영역에서는 두 값이 모두 형상비 0.0에서 최소값을 나타내었다. 레이놀즈 수 1,000과 10,000인 영역에서 모두 두 값이 1.0에서 최대값을 나타내었다. 그러나 상대 불균등 분배도의 최대값과 최소값의 차와 절대 불균등 분배도의 절대적인 수치는 레이놀즈 수 1,000일 때가 더 큰 값을 나타냈다. 이는 낮은 번호의 채널에서 나타나는 유동의 분포는 층류영역에서보다 난류영역에서 상대적으로 더 불균일하게 분포하지만 모든 출구 채널에서 보았을 때 절대적인 유동의 분포는 레이놀즈 수가 작은 영역일수록 불균등하게 분배된다고 할 수 있다.

Fig. 5는 형상비에 따른 분배기 출구에서의 출구 채널에 따른 평균속도를 분배기 형상비 0.0에서의 평균속도를 기준으로 하여 각 형상비에서 계산된 평균속도의 비로 나타낸 것이다. 형상비 0.0에서 0.6까지는 모든 레이놀즈 수 조건에서 평균속도의 비율이 일정하게 감소하는 경향을 나타내었으나, 형상비 0.6 이후에서 평균속도의 감소율이 둔화되는 경향이 나타났다. 형상비에 따른 출구 평균속도의 감소율이 레이놀즈 수가 변해도 이와 같이 유사한 추세를 가지는 것으로 보아 입구조건은 형상비가 증가함에 따라 분배기 출구 평균속도의 변화율에 미치는 영향이 미미하다고 판단되었다.

이러한 현상이 Fig. 6의 각 형상비에서 2차원 평면에 나타낸 속도 컨투어(contour)에 잘 나타나 있다. 속도 컨투어에 사용된 2차원 평면은 분배기 해석모델의 가운데 평면을 선택하였다. 컨투어의 색은 각 형상비에서 나타난 속도 분포에서

Table 4 Main values of maldistribution parameters of Fig. 3 (b) ($Re = 1,000$)

R_a	0.0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
Channel no. of max. S_R	3	3	7	2	2	1
Channel no. of min. S_R	195	198	197	137	28	25
Deviation of S_R	1.187	1.221	1.134	1.429	1.218	2.127
S	0.218	0.208	0.187	0.187	0.200	0.271

Table 5 Main values of maldistribution parameters of Fig. 4 (b) ($Re = 10,000$)

R_a	0.0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
Channel no. of max. S_R	3	3	7	2	2	1
Channel no. of min. S_R	1	2	8	30	28	8
Deviation of S_R	0.303	0.356	0.570	0.770	0.628	1.485
S	0.044	0.046	0.067	0.098	0.103	0.170

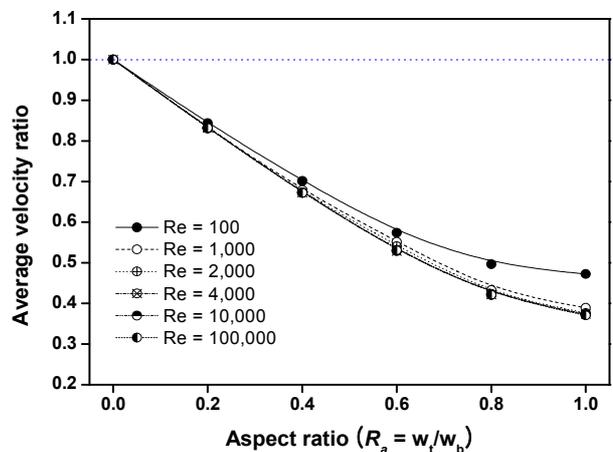


Fig. 5 Variation of average velocity ratio with aspect ratio(R_a) at the distributor outlet

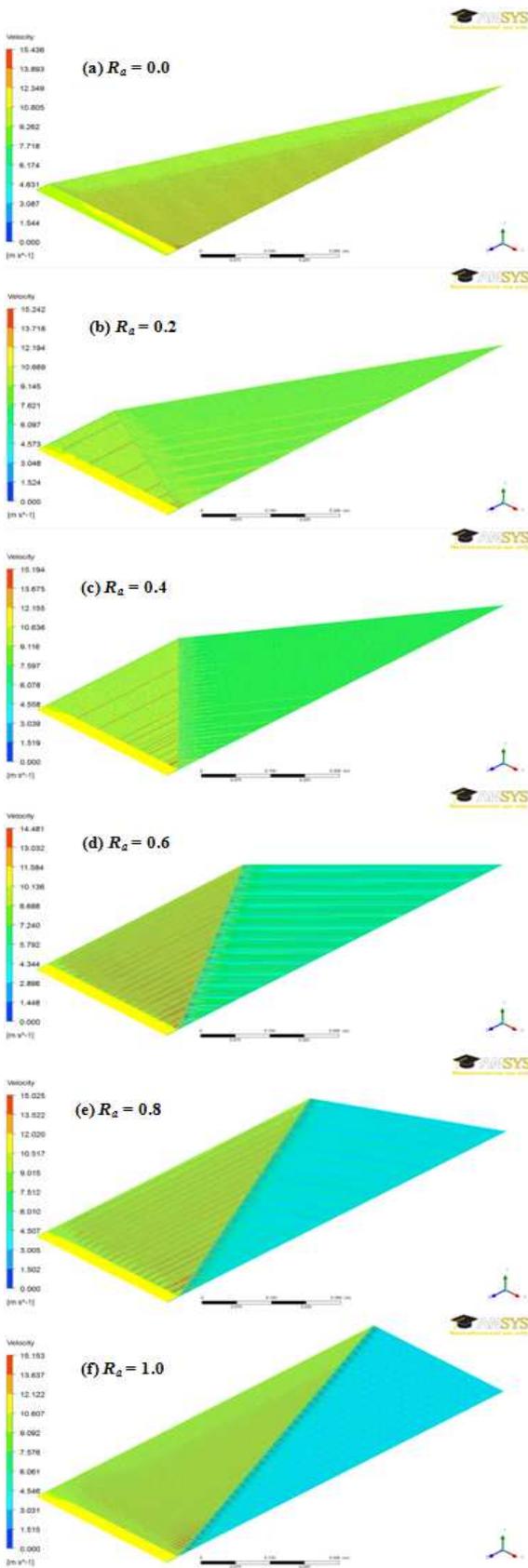


Fig. 6 Velocity contour of the distributor with aspect ratio(R_a) ($Re = 10,000$)

속도가 빠를수록 빨간색에 가까워지고 속도가 0에 가까울수록 파란색에 가까운 색을 나타내게 된다. 레이놀즈 수가 10,000인 조건에서 형상비에 따른 속도분포를 비교한 결과, 입구속도는 균일하게 분포하는 것에 반하여 형상비가 증가함에 따라 출구 쪽에서는 컨투어의 색이 중간속도인 연두색 계열에서 파란색에 가까워져 속도가 감소한다는 것을 알 수 있다. 입구에서 패드의 굴절 부분까지의 유동의 속도에 비해 굴절된 후 출구로 향하는 유동의 속도의 감소가 두드러지게 나타났다. 이는 일정한 레이놀즈 수 조건에서 분배기 형상비가 증가함에 따라 굴절부분의 유동 단면적이 증가하기 때문에 굴절된 후의 패드 부분 속도 분포가 감소하게 된 것으로 판단된다.

Fig. 7은 분배기 형상비에 따른 절대 불균등 분배도(S)를 나타낸 것이다. 식 (2)에서 언급했듯이, 절대 불균등 분배도는 각 채널에서의 상대 불균등 분배도(S_R)의 RMS(root mean square) 값을 의미한다. 따라서 절대 불균등 분배도 값이 작을수록 상대적으로 균일한 분배가 된다고 할 수 있다. 각 레이놀즈 수 조건에서 절대 불균등 분배도의 분포는 크게 낮은 레이놀즈 수의 층류유동과 레이놀즈 수 2,000 이상에서 나타나는 유동에 따라 그 특성이 달라지는 것을 확인할 수 있다. 레이놀즈 수 100인 조건에서는 형상비 0.0인 조건에서 절대 불균등 분배도의 값이 최대로 나타나났고 형상비 0.8에서 최소를 나타낸 후 형상비 1.0에서 소폭 증가하였다. 레이놀즈 수 1,000에서는 형상비 0.4에서 0.6인 경우에 가장 낮은 값을 나타내었으며 형상비 1.0에서 급격히 증가하여 최대값을 보였다. 같은 층류유동인 레이놀즈 수 2,000인 조건에서는 형상비 0.0에서 가장 작은 값을 나타내었고 이후 형상비 0.6 및 1.0에서 급격히 증가하는 경향을 나타내었다. 난류유동인 레이놀즈 수 4,000, 10,000, 그리고 100,000인 조건에서는 형상비가 0.0에서 최소값을 가지다가 이후 지속적으로 절대 불균등 분배도 값이 증가하여 형상비 1.0에서 최대값을 나타내었다. 레이놀즈 수 100일 경우를 제외한 다섯 가지 레이놀즈 수 조건에서 형상비 1.0에서 절대 불균등 분배도가 최대값을 나타내었으며 이는 형상비 1.0인 분배기 타입은 전반적인 레이놀즈 수 조건에서 분배 측면에 있어서 가장 좋지 않은 성능을 가진다는 것을 의미한다.

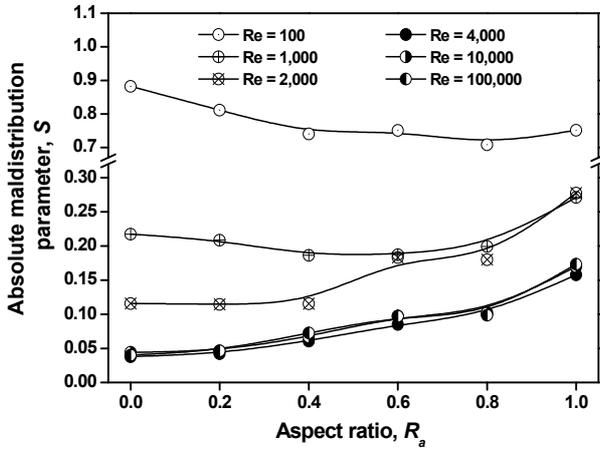


Fig. 7 Variation of absolute maldistribution parameter with aspect ratio(R_a)

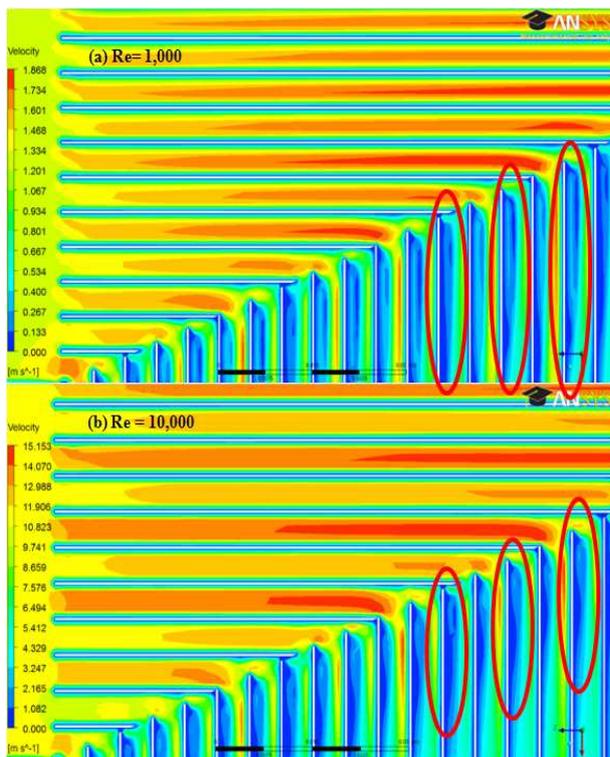


Fig. 8 Velocity contour of distributor with Re ($R_a = 1.0$)

높은 레이놀즈 수의 영역으로 갈수록 레이놀즈 수가 큰 유동일수록 유동의 분배가 고르게 분포된다고 판단된다. 층류유동일 경우 레이놀즈 수에 따라 유동의 분배가 영향을 많이 받는다는 것을 알 수 있다. 그러나 상대적으로 난류유동일 경우 레이놀즈 수가 증가해도 절대 불균등 분배도가 거의 일정한 값을 가지는 것으로 보아 난류 조건에서 분배는 레이놀즈 수에 의한 영향이 거

의 없다는 것을 알 수 있다. 절대 불균등 분배도의 값으로 판단한 분배성능이 우수한 분배기 형상비는 레이놀즈 수 2,000 미만의 층류유동일 때는 형상비 0.6에서 0.8 사이의 분배기가 적합한 것으로 나타났고, 레이놀즈 수 2,000 이상 난류유동에서는 형상비 0.0에서 0.2 사이의 분배기가 적합한 것으로 나타났다.

Fig. 8은 형상비 1.0에서 층류유동 영역인 레이놀즈 수 1,000인 경우와 난류유동 영역인 레이놀즈 수 10,000인 경우 굴절부를 지난 유체의 유동을 속도 컨투어로 나타낸 것이다. 분배기 패드의 굴절부에서 핀에 의해 형성된 채널이 서로 엇갈리면서 유동의 재분배 현상이 발생한다. 이 때 굴절된 후 재분배되는 채널의 단면적이 일정하지 않으므로 재분배 된 후 속도 편차가 발생하게 되는 것이다. 또한, 굴절된 후 각 채널에서 유동의 박리현상이 발생하게 된다. 레이놀즈 수 1,000인 조건에서 각 채널의 박리된 유동의 면적이 레이놀즈 수 10,000인 조건에서 생기는 면적보다 더 크게 나타났다.

4. 결론

본 연구에서는 측면 입구 형태 분배기에서의 형상비와 입구 레이놀즈 수의 변화에 따른 분배 특성을 상용 CFD 프로그램인 ANSYS CFX 12.1을 이용하여 해석 및 고찰하였다. 각 형상비와 입구 레이놀즈 수 조건이 분배 특성에 미치는 영향을 분석하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

(1) 분배기 출구에서의 상대 불균등 분배도(S_R)의 분포는 층류유동일 경우가 난류유동일 조건보다 상대적으로 넓은 범위에서 분포하였다. 또한 분배기 입구에 가까운 채널일수록 평균속도보다 빠른 속도 분포를 가지는 채널이 지배적인 것으로 나타났다.

(2) 분배기 형상비가 증가함에 따라 상대 불균등 분배도의 분포는 점차 불규칙적으로 변화하였으며 이는 패드 부분의 굴절부에서 핀과 핀의 엇갈림 현상으로 인한 유동의 재분배 및 굴절각에 의한 유동의 박리현상으로 인한 것으로 판단되었다.

(3) 분배기 형상비가 증가함에 따라 출구에서의 평균속도는 감소하는 경향을 보였으며 레이놀즈 수가 출구 평균속도의 감소율에 미치는 영향은 거의 없는 것으로 판단되었다. 이는 채널의 평균

길이 및 굴절부분의 유동 단면적이 증가하기 때문인 것으로 나타났다.

(4) 절대 불균등 분배도(S)는 레이놀즈 수의 영역에 따라 각각 다른 결과가 나타났다. 절대 불균등 분배도의 값으로 판단한 분배성능이 우수한 분배기 형상비는 레이놀즈 수 2,000 미만의 층류 유동일 때는 형상비 0.6에서 0.8 사이의 분배기가 적합한 것으로 나타났고 레이놀즈 수 2,000 이상의 난류유동에서는 형상비 0.0에서 0.2 사이의 분배기가 적합한 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 지식경제부 한국에너지기술평가원 2009년도 에너지 · 자원기술개발사업 (지식경제 기술혁신사업, 과제번호 2009T100101041)지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) ALPEMA, 2000, "The Standard of the Brazed Aluminium Plate-fin Heat Exchanger Manufacturer's Association," Second Edition.
- (2) Feldman, A., Marvilleb, C. and Lebouche, M., 2000, "Nucleate and Convective Boiling in Plate Fin Heat Exchangers," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, No. 18, pp. 3433~3442.
- (3) Kim, S. Y., Paek, J. W. and Kang, B. H., 2000, "Flow and Heat Transfer Correlations for Porous Fin in a Plate-fin Heat Exchanger," *Trans. of the ASME*, Vol. 122, No. 3, pp. 572~578.
- (4) Reneaume, J. M., Pingaud, H. and Niclout, N., 2000, "Optimization of Plate Fin Heat Exchangers: A Continuous Formulation," *Trans. IChemE*, Vol. 78, No. 6, pp. 849~859.
- (5) Kwak, J. S. and Yang, I. Y., 2006, "Development of a Plate-Fin Type Gas Turbine Recuperator," *J. Mechanical Science and Technology*, Vol. 20, No. 7, pp. 1068~1076.
- (6) Wen, J. and Li, Y., 2004, "Study of Flow Distribution and Its Improvement on the Header of Plate-fin Heat Exchanger," *Cryogenics*, Vol. 44, No. 11, pp. 823~831.
- (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) Wasewar, K. L., Harunani, S., Atluri, P. and Kumar, N., 2007, "CFD Simulation of Flow Distribution in the Header of Plate-Fin Heat Exchangers," *Chemical Engineering and Technology*, Vol. 30, No. 10, pp. 1340~1346.