研究論文

대향류 매니폴드 내의 튜브 라운드 적용에 따른 고온 고압 열교환기의 성능특성에 관한 수치적 연구

김상조* · 최병익** · 김귀순***† · 손창민**** · 하만영**** · 정지환**** · 고정상****

Numerical Analysis of the Effect of Rounded Tube at the Counter Flow Manifold on the Performance of a Heat Exchanger Used in High Temperature and High Pressure System

Sangjo Kim* · Byoung-ik Choi** · Kuisoon Kim***† · Changmin Son**** · Man Young Ha**** · Ji Hwan Jeong**** · Jeong Sang Go****

ABSTRACT

The present paper deals with numerical analysis to investigate the effect of rounded tube on the pressure drop and heat transfer in a compact tubular heat exchanger designed for high temperature and high pressure system. The pressure drop and heat transfer in the tubular heat exchanger greatly depend on the location of rounded tubes. The effect of locations of the rounded tubes was also analyzed. Three different locations which were tube inlet, tube outlet, and inlet&outlet were considered. In this paper, the tube with a rounded inlet&outlet showed the minimum pressure drop with decreased heat transfer while the tube with a rounded outlet showed better characteristics of pressure drop and heat transfer compared with the results of original model.

초 록

본 논문에서는 매니폴드 내의 튜브 라운드 적용에 따른 고온 고압 튜브형 열교환기에서의 압력강하와 열성능을 분석하기위해 전산해석을 수행하였다. 튜브형 열교환기에서의 압력강하와 열성능은 튜브 라운드의 위치에 많은 영향을 받는다. 튜브 라운드에 따른 연구는 튜브 입구, 튜브 출구, 그리고 튜브 양쪽 세 가지 위치에 따라 수행하였다. 본 연구에서, 튜브 양쪽에 라운드를 적용한 경우에는 가장 낮은 압력강하와 감소된 열전달을 보였지만 튜브 출구에 라운드를 적용한 경우에는 압력강하와 열전달 모두 기본형상에 비하여 좋은 특성을 보였다.

Key Words: Heat Exchanger(열교환기), Rounded Tube(라운드 튜브), Flow Maldistribution(유량 불균일), Pressure Drop(압력강하), Heat Transfer(열전달)

접수일 2011. 10. 31, 수정완료일 2011. 11. 29, 게재확정일 2011. 12. 5

* 학생회원, 부산대학교 대학원 항공우주공학과
** 정회원, 부산대학교 대학원 항공우주공학과
*** 종신회원, 부산대학교 항공우주공학과
**** 정회원, 부산대학교 기계공학부
† 교신저자, E-mail: kuskim@pusan.ac.kr

Nomenclature

c_p : specific heat (j/kg-k)
D : tube diameter (m)

h : hight of manifold (m)
k : thermal conductivity (W/m-K)
L : tube length (m)
$\dot{m}$: mass flow rate (kg/s)
Nr : total tube number
P : pressure (Pa)
r : radius of tube round (m)
Re : Reynolds number, $\rho v D/\mu$
S : pitch (m)
T : temperature (K)
v : flow velocity (m/s)
Q : heat transfer rate (w)

Greek
ρ : density (kg/m^3)
μ : viscosity (kg/m-s)
$\triangle P$: pressure drop between inlet and outlet, (Pa)

Subscripts
air : dry air
avg : average
l : longitudinal
t : transverse

1. 서 론

최근 친환경 항공기 엔진에 대한 연구가 늘면서 재생기(recuperator), 중간냉각기(intercooler), 냉각공기 냉각기(cooling air cooler)등 열교환기의 도입이 적극 검토되고 있다[1]. 항공기 엔진에 사용될 열교환기는 우선 가벼워야 하지만 고온 고압에 견딜 수 있어야 한다. 이에 따라 많은 경우 튜브형 열교환기가 주로 개발 대상이 되고 있는데, 이 경우 매니폴드 형태의 분배 헤더구조가 사용된다. 매니폴드를 이용한 다분지 열교환기(multi-branch heat exchanger)의 경우에는 압력 분포의 분균일과 복잡한 유동 특성에 의한 유동의 불균일(maldistribution)이 발생한다. 이러한 유량 분배의 불균일은 열전달량을 감소시키고 열교환기 내 압력강하를 크게 하여 열교환기의 성능을 저하시킨다. 그리고 국부적인 과열 영역(hot spot)의 발생으로 열교환기의 수명을 단축시킨다. 따라서 다분지 열교환기에서 매니폴드 내의 유량 분배 특성과 성능을 개선시키는 것은 항공기용 엔진의 성능을 향상시키기 위해 매우 중요하다.

Bassiouny와 Martin[2]은 매니폴드를 사용하는 열교환기 내의 유동 분배 및 성능에 영향을 주는 인자들을 분석하였다. Choi 등[3]은 평행류와 대향류 매니폴드의 입구와 출구의 면적 비에 따른 유량 분배 특성에 대해 고찰하였다. London 등[4]은 분배 매니폴드 헤더 형상을 유량 분배에 영향을 미치는 인자로 제시하였다. 위의 연구들은 열교환기의 유량 분배로 인한 열전달 성능에 초점을 맞추어 연구를 했지만, 매니폴드 내부에서 발생하는 복잡한 유동으로 인한 압력강하에 관해서는 연구가 이루어 지지 않았다. Tonomoura 등[5]은 매니폴드 헤더 내의 재순환 영역을 없앰으로서 압력강하를 줄이고 유동의 분배를 균일하게 하는 연구를 수행하였다. 매니폴드에서 압력강하를 일으키는 주요 요인 중에는 불필요하게 발생하는 재순환영역도 있지만 매니폴드에서 튜브로 유입되는 과정에서 발생하는 유동의 박리에 의한 영향도 존재한다. 튜브에서의 유동의 박리는 Barbin and Jones[6]가 제시한 바와 같이 튜브 입구에 라운드(round)를 적용하여 압력 손실을 줄일 수 있다. 이러한 연구들은 라운드 적용에 따른 특성 고찰에 제한되어 있고, 열교환기 전체의 압력강하와 유동 균일도 변화에 관한 연구는 이루어 지지 않았다.

따라서 본 연구에서는 수치적 방법을 통하여 고온고압 조건에서 사용되는 튜브형 열교환기 매니폴드 내의 튜브 라운드 적용에 따른 성능해석을 수행하였다. 그리고 라운드가 열교환기의 성능특성에 미치는 효과를 살펴보기 위해 튜브 입구, 튜브 출구, 튜브 양쪽 세 가지 위치에 적용하였다. 라운드 곡률비 r/D는 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 다섯 경우로 나누어 성능특성을 분석하였다.

2. 수치해석 기법 및 경계조건

본 연구에서의 해석대상이 되는 열교환기는

Fig. 1과 같이 매니폴드의 길이방향으로 20개의 튜브가 배치되어 있으며, 대향류 매니폴드를 통해 분지되는 형태로 되어있다. 라운드를 적용하는 위치는 Fig. 2와 같이 튜브 입구, 튜브 출구, 그리고 튜브 양쪽이다. 수직방향(z-축)으로의 튜브배열은 충분한 튜브가 있다 가정하고 양쪽 벽면에 대칭(symmetry) 조건을 주어 계산을 수행하였다. 계산에 사용된 모델의 형상과 관련된 치수는 Table 1에 나타내었다.

본 연구에서는 상용 전산유체 해석프로그램인 FLUENT를 사용하여 여러 가지 조건에 대한 열전달 및 유동 현상을 해석하였다. 계산조건은 매니폴드에서의 레이놀즈수 92,000, 입구온도 1,002K, 튜브 벽면 온도 326K이다. 입구에는 일정유량 조건, 후류에는 압력출구 조건을 주었다. 매니폴드 헤더는 단열경계 조건을, 전열관 면에는 등온조건을 부여하였다. 또한 기준속도는 매니폴드 입구에서의 속도를, 기준 길이는 매니폴드 입구 수력지름으로 정하고 레이놀즈수에 반영하였다.

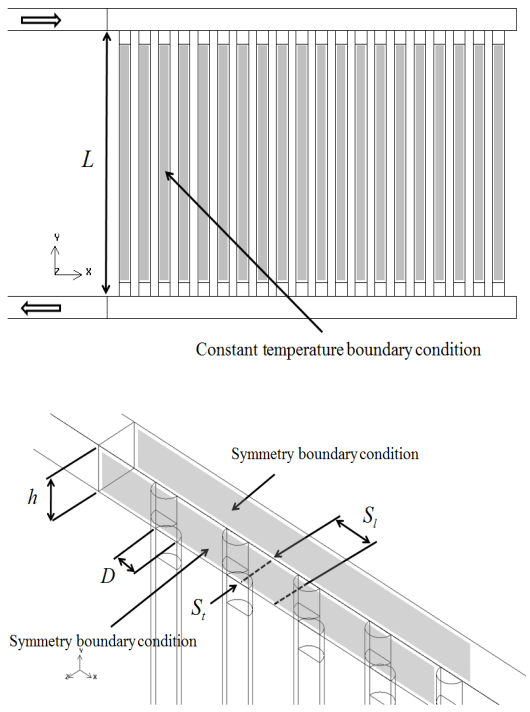
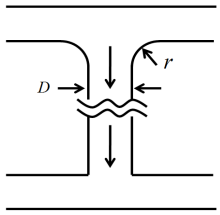
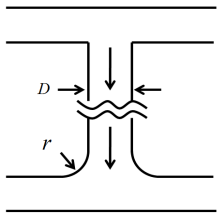


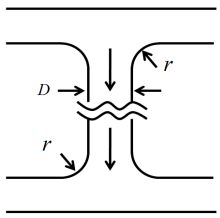
Fig. 1 Schematic of Heat Exchanger



(a) The tube with a rounded inlet



(b) The tube with a rounded outlet



(c) The tube with a rounded inlet&outlet

Fig. 2 Shapes of rounded tube

Table 1. Specification of the heat exchanger

Notation	Meaning	Value
L	tube length(m)	0.30
D	tube diameter(m)	0.0015
h	hight of manifold(m)	0.0025
S_t	transverse pitch(m)	0.0025
S_l	longitudinal pitch(m)	0.0025
Nr	number of tube rows	20

튜브 전체 벽면에 온도를 줄 경우, 튜브 면적이 튜브 라운드에 따라 변하게 되어 유체에 가해지는 열량이 각각의 경우에 따라 달라진다. 이 같은 영향을 없애기 위해 튜브의 입구부분과 출구부분에서 튜브지름만큼의 길이를 제외한 나머지 튜브 벽면에 온도 조건을 주었다.

항공기엔진에 사용되는 고온고압 열교환기의 경우 입구와 출구의 온도차이가 크다. 공기의 물성치는 온도에 영향을 많이 받기 때문에 그에 따른 고려가 되어야 한다. 공기의 물성치는 자료[7]을 이용하면 온도 범위 300K-1200K에서의 근사 값으로 다음과 같은 함수로 나타낼 수 있다. 온도에 따른 공기의 물성치는 상용 전산유체 해석프로그램에 반영을 하여 해석을 수행 하였다.

$$\rho_{air} = \frac{P}{RT} \quad (kg/m^3)$$

$$k_{air} = 9.89E^{-3} + 8.30E^{-6}T + 2.65E^{-7}T^2 - 4.59E^{-10}T^3 + 3.25E^{-13}T^4 - 8.29E^{-17}T^5 \quad (W/m.K)$$

$$c_{p,air} = 1072.5 - 4.96E^{-1}T + 1.05E^{-3}T^2 - 3.49E^{-7}T^3 - 3.27E^{-10}T^4 + 1.86E^{-13}T^5 \quad (J/kg.K)$$

$$\mu_{air} = -1.63E^{-6} + 9.11E^{-8}T - 1.06E^{-10}T^2 + 9.70E^{-14}T^3 - 4.55E^{-17}T^4 + 7.21E^{-21}T^5 \quad (kg/m.s)$$

본 연구에서 적용된 지배방정식은 3차원 Navier-Stokes 방정식이며, 공간차분화는 2차의 상류차분 도식 (second order upwind difference)을 사용하였다. 알고리즘은 SIMPLEC를 사용하였으며, 에너지 방정식의 오차는 1.0×10^{-6}, 기타 방정식의 오차는 1.0×10^{-5}가 되면 수렴한 것으로 판단하였다.

난류모델이 해석결과에 미치는 영향을 검토하기 위하여 Fig. 3과 같은 Bajura and Jones[8]이 수행한 매니폴드 분지 시험을 네 가지 난류모델, RNG $k-\varepsilon$; Realizable $k-\varepsilon$, Standard $k-\omega$, Spalart-Allmaras를 사용하여 전산해석을 수행하고 결과를 비교하였다. 실험모델은 PVC재료를 사용하여 제작되었으며, 작동유체는 공기를 사용하였다. 매니폴드에서의 레이놀즈수는 60,000 ~80,000이고, 각 튜브 내의 레이놀즈수는 8,000 ~10,000이다. 튜브의 개수는 10개이며, 튜브 중간에 설치되어 있는 오리피스의 지름은 3.18cm이다.

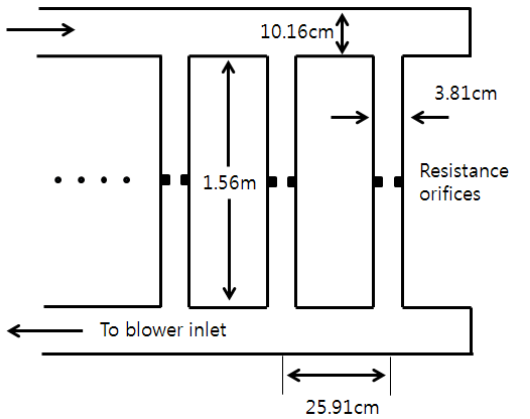
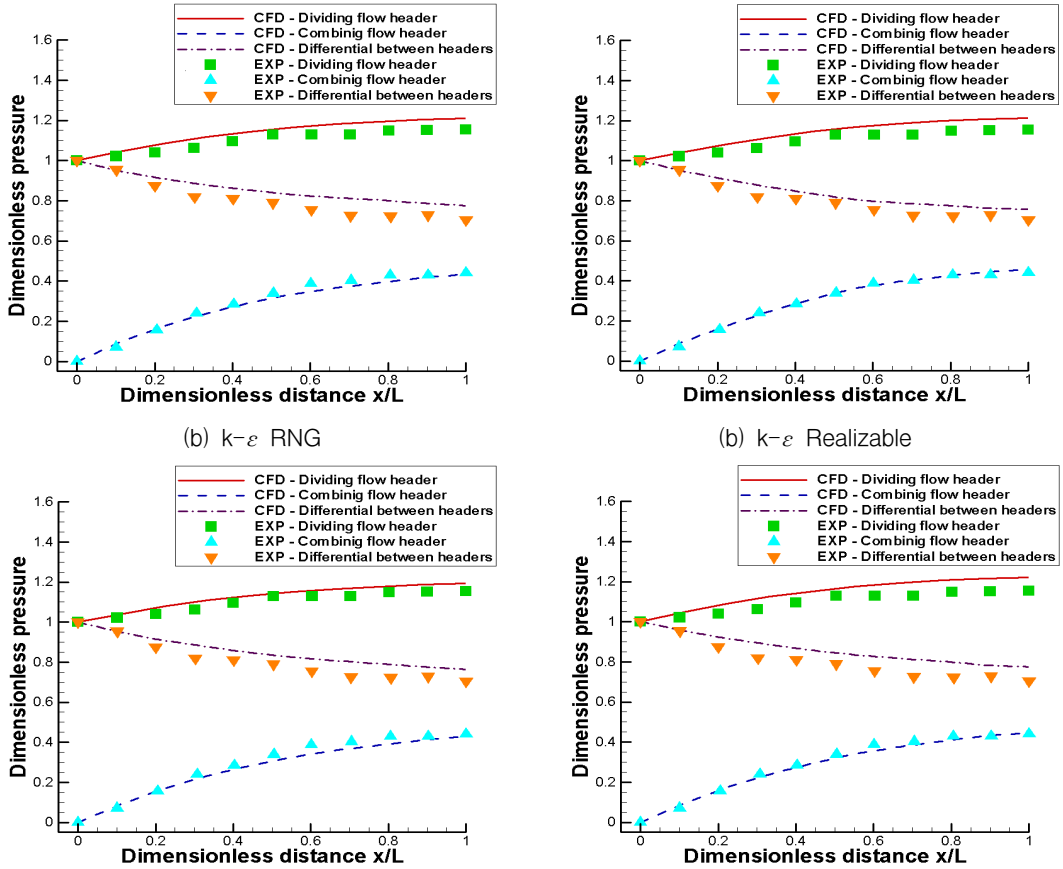


Fig. 3 Schematic of experimental apparatus

Figure 4에는 각 난류모델에 따른 전산해석과 실험값을 비교한 결과를 나타낸 것이다. 그래프의 가로축은 분배 매니폴드의 입구로부터 분지까지의 거리를 무차원화 하였고, 세로축은 각 튜브의 입-출구 압력을 분배 매니폴드 입구와 혼합 매니폴드 출구의 압력차를 기준압력으로 하여 무차원화 하였다. 전산해석과 실험 결과를 비교하였을 때, Realizable $k-\varepsilon$을 사용한 전산해석 결과 값이 평균오차 3.96%로 실험과 가장 근접한 결과를 제시하고 있다. 이러한 결과를 바탕으로 본 연구의 전산해석에는 난류모델로 Realizable $k-\varepsilon$을 사용하였다.

수치해의 정확도는 계산 영역 내의 분포된 격자 밀집도에 영향을 받는다[9]. 이에 따라 수치해석의 격자 의존도를 검토하였다. Fig. 5에는 기본 형상의 격자수에 따른 계산 결과를 나타내었다. 모든 경우의 첫 번째 격차 크기는 동일하게 형성 하였다. 결과적으로 압력강하와 열전달이 약 130만개 이상의 격자 밀집도에 대하여 수치해(열교환기의 압력강하와 열전달)는 격자 밀집도에 무관함을 알 수 있다. 132만개의 격자에서 y^+는 37의 값을 가진다. 이는 본 난류모델의 요구조건인 $30 \le y^+ \le 300$을 만족하는 값이다.



(b) k-ε RNG

(b) k-ε Realizable

(c) k-ω Standard

(d) Spalart-Allmaras

Fig. 4 Pressure profiles for manifolds with 3.18cm diameter orifices

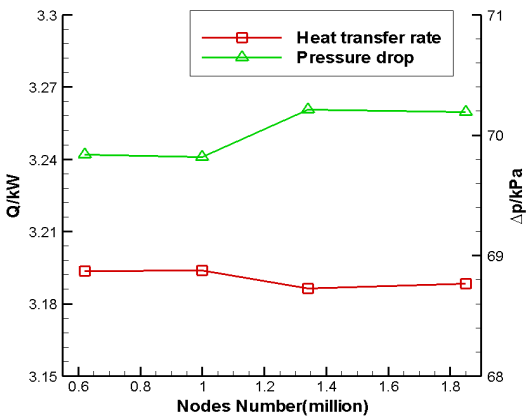


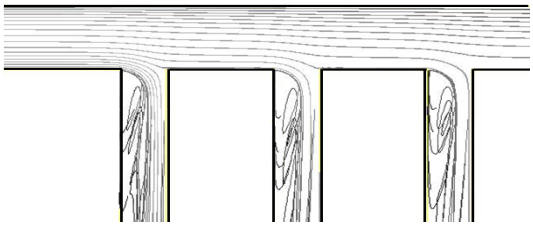
Fig. 5 Grid independence study

3. 결과 및 고찰

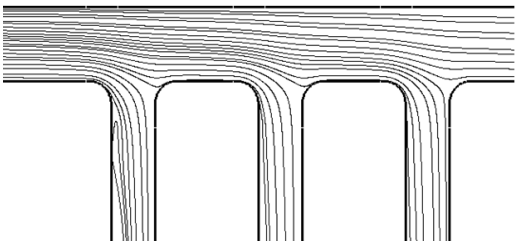
3.1 대향류 매니폴드 내의 튜브 라운드에 따른 유동특성 변화

Figure 6(a)에는 튜브에 라운드가 적용되지 않은 경우의 분배 매니폴드(dividing manifold) 내의 유선을 나타내었다. 튜브 입구에 라운드가 적용되지 않은 경우에는 튜브로 유동이 유입되면서 튜브 입구 왼쪽 편에 유동의 박리가 크게 발생하는 것을 알 수 있다.

Figure 6(b)에는 튜브 입구에 라운드 곡률 비 r/D가 0.5로 적용된 경우의 유선을 나타내었다. 튜브 입구에 라운드를 적용하는 경우에는 라운



(a) Original model



(b) r/D=0.5

Fig. 6 Streamlines around the dividing manifold

드가 적용되지 않은 경우에 비해서 튜브 입구 왼쪽 편에서 발생하는 유동 박리의 크기가 아주 작아지거나 거의 없어지는 것을 볼 수 있다.

Figure 7은 튜브 입구의 라운드 증가에 따른 매니폴드에서의 유량 분배 분포를 나타낸 것이다. 튜브 입구에 라운드를 적용하지 않는 경우에는 유량 분포가 매니폴드 입구 쪽에서 큰 값을 나타내고 입구 쪽에서 멀어질수록 줄어든다. 그리고 이 특성은 튜브 입구에 적용되는 라운드 곡률비가 증가할수록 더 심해진다.

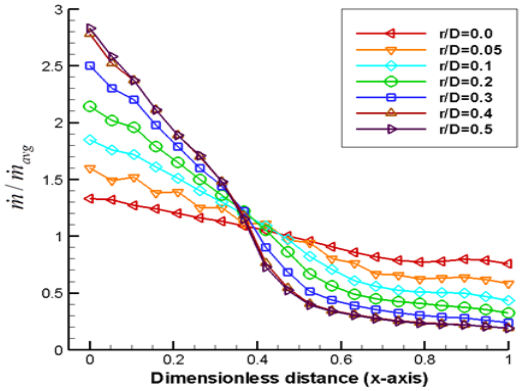


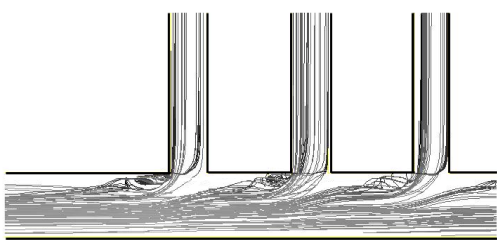
Fig. 7 Flow distribution (The tube with a rounded inlet)

이는 튜브 입구에서의 유동 박리가 줄어들면서 튜브로 유입되는 유체의 저항이 감소되고, 이로 인해 매니폴드 입구에 가까운 튜브로 더 많은 유동이 흘러 들어가기 때문으로 판단된다.

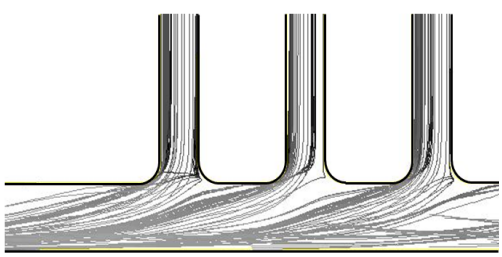
Figure 8(a)에는 튜브에 라운드가 적용되지 않은 경우의 혼합 매니폴드(combining manifold) 내의 유선을 나타내었다. 튜브 출구에 라운드가 적용되지 않은 경우, 튜브에서 혼합 매니폴드로 유동이 유입되면서 튜브 출구 왼쪽 편에서 유동의 박리가 크게 발생하는 것을 알 수 있다.

Figure 8(b)에는 튜브 출구에 라운드 곡률 비 r/D가 0.5로 적용된 경우의 유선을 나타내었다. 튜브 출구에 라운드를 적용하는 경우에는 라운드가 적용되지 않은 경우에 비해서 튜브 출구 왼쪽 편에서 발생하는 유동의 박리의 크기가 크게 줄어든 것을 볼 수 있다.

Figure 9는 튜브 출구의 라운드 증가에 따른 매니폴드에서의 유량 분배 분포를 나타낸 것이다. 유량 분포가 매니폴드 입구 쪽에서 큰 값을 나타내고 입구 쪽에서 멀어질수록 줄어드는 특성은 튜브 출구에 적용된 라운드가 증가할수록 줄어든다. 하지만, 라운드 곡률비가 0.5인 경우에



(a) Original model



(b) r/D=0.5

Fig. 8 Streamlines around the combining manifold

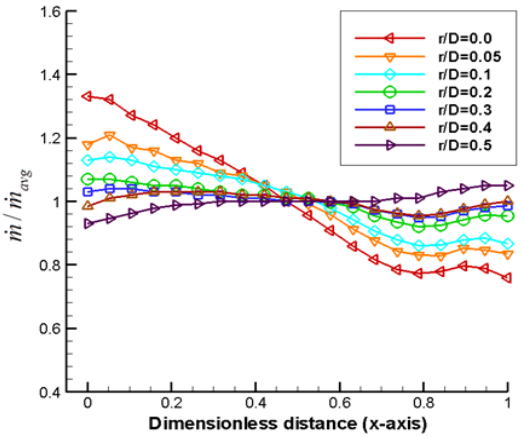


Fig. 9 Flow distribution (The tube with a rounded outlet)

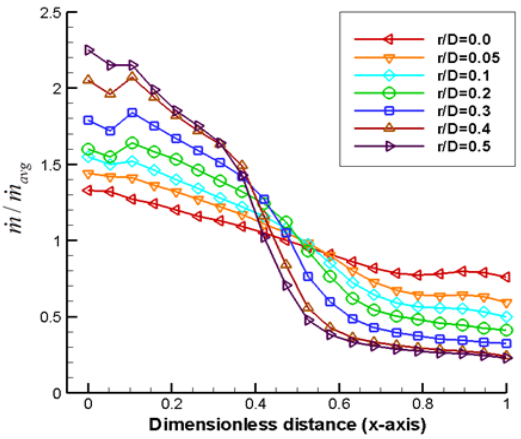


Fig. 10 Flow distribution (The tube with a rounded inlet&outlet)

는 유량 분포가 매니폴드 입구 쪽에서 작은 값을 가지고 출구 쪽으로 갈수록 증가하는 특성이 나타난다.

혼합 매니폴드 출구에서 가까운 튜브의 유동 박리는 출구 쪽에서 먼 튜브에서 흘러오는 유동을 방해하게 된다. 그로 인해 출구에서 먼 쪽 튜브의 유동이 원활히 흐르지 못하게 되어 유동의 불균일도가 증가한다. 튜브 출구에 라운드를 적용함으로써 균일도가 향상되는 이유는 튜브 출구에서 발생하던 유동박리가 감소하면서 매니폴드 내 대부분의 영역에서 유동이 원활하게 흐르게 되고, 이에 따라 유동이 상대적으로 적게 흐르던, 매니폴드 출구에서 먼 쪽의 튜브 내 유동이 증가하기 때문으로 판단된다.

Figure 10에는 튜브 양쪽의 라운드 증가에 따른 유동 분배 분포를 나타낸 것이다. 유량 분포가 입구 쪽에서 큰 값을 나타내고 입구 쪽에서 멀어질수록 줄어드는 특성은 튜브 양쪽에 적용된 라운드가 증가할수록 더 심해진다. 하지만 곡률비에 따른 유량 분포가 입구 쪽으로 집중되는 정도는 튜브 입구에만 라운드를 적용한 경우보다 적었다.

3.2 대향류 매니폴드 내의 튜브 라운드에 따른 압력강하 비교

Figure 11에는 대향류 매니폴드 내의 튜브 라운드 적용 위치와 반경에 따른 압력강하를 나타내었다. 튜브 입구에 라운드를 적용한 경우, r/D가 0.2까지 증가할 때까지는 기본 형상에 비해 압력강하가 줄어든다. 하지만 0.3~0.4영역에서는 점차 증가하다가 0.4이후부터는 거의 변화가 없는 경향을 보인다. 튜브 출구에 라운드를 적용한 경우의 압력강하는 r/D가 증가하면서 점차 줄어들지만 r/D가 0.3이후로는 거의 변화가 없다. 튜브 양쪽에 라운드를 적용한 경우의 압력강하는 r/D가 증가하면서 지속적으로 감소하지만, 감소하는 정도가 점차 줄어들어 r/D가 0.4부터는 변화가 거의 없다.

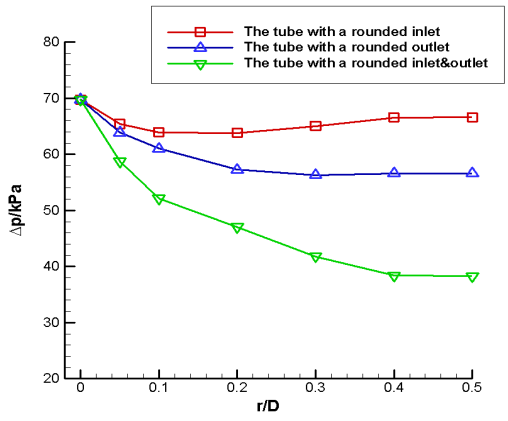


Fig. 11 Pressure drop vs. r/D

튜브 입구의 라운드 증가에 따라 압력강하가 줄어들다가 소폭 증가하는 이유는, 튜브 라운드 반경의 증가로 인한 유동 박리 감소효과는 점차 줄어들지만 매니폴드 유동의 불균일 심화로 인해 압력강하가 증가했기 때문으로 판단된다. 튜브 양쪽에 라운드를 적용할 경우에는 다른 매니폴드에 적용한 경우에 비해 압력강하가 낮은 값을 가진다. 이는 튜브 양쪽에 라운드를 적용함으로서 유동 박리에 의한 압력강하가 줄어들었기 때문으로 판단된다.

3.3 대향류 매니폴드 내의 튜브 라운드에 따른 열교환기 열전달 비교

열교환기의 열전달(Q)을 열교환기의 입구온도가 T_{in}이고 출구온도가 T_{out}인 경우 다음과 같이 정의하였다[10].

$$Q = \dot{m} c_{p,air} (T_{air,in} - T_{air,out})$$

Figure 12에는 대향류 매니폴드 내의 튜브 라운드 적용 위치와 반경에 따른 열교환기의 열전달을 도시하였다. 튜브 입구에 라운드를 적용하는 경우 라운드 반경이 증가하면서 열전달은 감소하지만, 감소하는 정도는 점차 줄어든다. 튜브 출구에 라운드를 적용하는 경우에는 반경이 커지면서 열전달이 소폭 증가한다. 튜브 양쪽에 라운드를 적용할 경우에는 튜브 입구에 라운드를 적용하는 것과 비슷한 경향을 보이지만 열전달은 더 큰 값을 가진다.

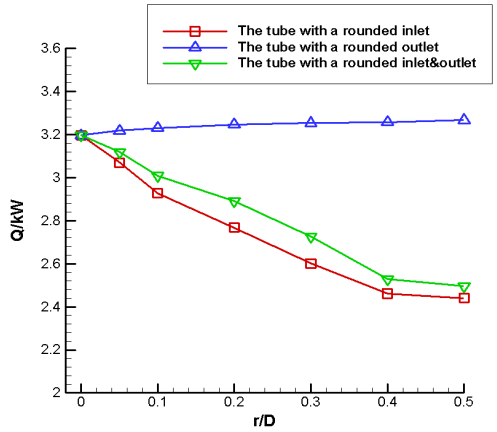


Fig. 12 Heat transfer rate vs. r/D

열교환기에서 평균 열전달은 내부의 작동유체가 고루 흐를 때 최대가 된다. 라운드 반경이 증가하면서 열교환기의 열전달이 증가하는 이유는 유량의 균일도가 증가했기 때문으로 판단된다.

4. 결 론

본 논문에서는 대향류 매니폴드 내의 튜브 라운드 적용 위치와 곡률반경에 따른 압력강하와 열전달 성능을 분석하기 위하여 전산 해석을 실시하였다.

매니폴드 내의 튜브에 라운드를 적용하지 않는 경우에는 유량 분포가 매니폴드 입구 쪽에서 큰 값을 나타내고 입구 쪽에서 멀어질수록 줄어든다. 그러고 이 특성은 튜브 입구의 라운드가 증가할수록 더 심해진다. 하지만, 튜브 출구의 라운드가 증가할수록 위의 특성은 줄어든다.

압력강하는 튜브 양쪽에 라운드를 적용할 경우, 최소가 된다. 튜브 출구에 라운드를 적용했을 경우와 튜브 입구에 라운드를 적용한 경우의 압력강하를 각각 비교했을 때는 튜브 입구에 라운드를 적용한 경우가 더 크다.

열교환기의 열전달은 유량의 균일도와 연관있으며, 튜브 입구의 라운드 반경을 증가시킬 경우에는 유량의 불균일도가 증가하여 열전달이 감소한다. 튜브 출구의 라운드 반경을 증가시킬 경우에는 열전달이 보다 향상된다. 튜브 양쪽에 라운드를 적용할 경우에는 열전달은 감소하지만 감소하는 정도는 튜브 입구에 라운드를 적용하는 경우와 비교해 작다.

후 기

이 논문은 2011년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 해외우수연구기관유치사업 연구임(No. K20703001798-11E0100-00310)

참 고 문 헌

1. S. Bock, W. Horn, J. Sieber, "Active core-A key technology for more environmentally friendly aero engines being investigated under the NEWAC program," 26th Congress of International Council of the Aeronautical Sciences, Paper ICAS, 2008
2. M. K. Bassiouny, H. Martin, "Flow distribution and Pressure drop in Plate Heat Exchangers-I," Chemical Engineering Science, Vol. 39, No. 4, 1984, pp.693-700
3. S. H. Choi, S. Shin, and Y. I. Cho, "The effect of area ratio on the flow distribution in liquid cooling module manifolds for electronic packaging," Heat Mass Transfer, Vol. 20, No. 2, 1993, pp.221-234
4. A. L. London, G. Klopeer, S. Wolf, "Oblique flow Headers for Heat Exchangers," ASME Journal of Engineering Power, Vol. 90, Ser. A, 1968, pp.271-286
5. O. Tonomura, S. Tanaka, M. Noda, M. Kano, S. Hasebe, I. Hashimiti, "CFD-based optimal design of manifold in plate-fin microdevices," Journal of Chemical Enginee -ring, Vol. 101, 2004, pp.397-402
6. A.R. Barbin, and J.B. Jones, "Turbulent Flow in the Inlet Region of a Smooth Pipe," Trans. ASME, Ser. D: Journal of Basic Engineering, 85, No. 1, 1963
7. R. K. Shah, D. P. Sekulic, Fundamentals of heat exchanger design, 2003
8. R. A. Bajura and JR. E. H. Jones, "Flow distribution Manifolds," Journal of Fluids engineering, Vol. 98, 1976, pp.654-666
9. J. C. Tannehill, D. A. Anderson and R. H. Pletcher, Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Taylor and Francis., 1997
10. T. Ma, M. Lin, M. Zeng, Y.P. Ji, Q.W. Wang, Numerical study of internally finned bayonet tubes in a high temperature bayonet heat exchanger with inner and outer fines, ASME Turbo expo 2101, GT2010-22360, 2010