

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2015.39.3.271>

ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)

직교류 핀-튜브형 열교환기에서 팬 위치변화에 따른 열전달 성능변화 연구

김 원 형* · 박 태 선**

* 경북대학교 기계공학부

Numerical Study on Heat Transfer Performance of Crossflow Fin-tube Heat Exchanger Depending on Different Fan Positions

Won Hyung Kim* and Tae Seon Park**

* School of Mechanical Engineering, Kyungpook Nat'l Univ.

(Received November 13, 2014 ; Revised December 29, 2014 ; Accepted January 5, 2015)

Key Words: Fin-Tube Heat Exchanger(핀튜브형 열교환기), Crossflow(직교류), Convective Heat Transfer(대류열전달), Fan Position(팬위치)

초록: 직교류 핀-튜브 열교환기의 대류열전달에 대해 수치해석 연구가 수행되었다. 팬 위치에 따른 열전달 성능변화를 조사하기 위하여 분사와 흡입형태로서 몇 가지 팬 위치가 선택되었다. 열교환기의 튜브는 엇갈림 배열이며, 튜브의 온도와 유입공기의 온도는 각각 50°C와 30°C이다. 해석결과로부터 3차원 유동구조가 검토되었으며, 팬의 다양한 설치 위치에 따른 대류 열전달계수와 열교환기 입출구 사이의 평균 온도차에 대한 분석을 통해 열교환기 성능을 논의되었다.

Abstract: The convective heat transfer of a crossflow fin-tube heat exchanger was studied numerically. In order to investigate the dependence of the heat transfer performance on the fan position, several cases with different blowing and suction types were selected for the fan position. A staggered tube arrangement was used for the heat exchanger, and the temperatures of the tube wall and air were 50°C and 30°C, respectively. The three-dimensional flow structures were examined based on the results. In addition, the convective heat transfer coefficient and mean temperature difference between the inlet and outlet of the heat exchanger were analyzed for the various fan positions, and the heat transfer performance was investigated

- 기호설명 -

C_p : 정압비열 [$J/kg-K$]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 Pr : 프란틀수
 Q : 공기로의 전달 열량 [W]
 St : stanton 수
 T_i : 입구단면의 평균온도 [K]
 T_A : 단면 A의 평균온도 [K]
 Δt_m : 단면 A에서 상승온도 ($T_A - T_i$) [K]

T_f : 핀의 평균온도 [K]
 V_m : 단면 A의 평균 유속 [m/s]
 X_{fan} : 팬의 x축 좌표위치
 ν : 동점성계수 [m^2/s]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

1. 서론

냉각이 필요한 다양한 시스템에서 열전달의 형태는 열원의 열밀도(Heat Density)에 의존한다. 열밀도가 낮은 경우 열원의 형상에 의한 자연대류 냉각방식을 사용하여도 충분하지만 열밀도가 큰 경우 팬에 의한 강제대류 방식과 필요에 따라 전

† Corresponding Author, tsparkjp@knu.ac.kr

열면적을 증가시킨 핀의 형태나 와류동구조가 발생하도록 하는 생각방식이 일반적이다.

본 논문에서 연구대상으로 삼고 있는 핀-튜브 열 교환기는 열교환성을 향상시키기 위해 튜브에 평판형태의 핀이 부착된 형상으로서 현재까지 다양한 연구가 진행되어 왔다. Zukauskas and Ulinskas⁽¹⁾는 직교류에 놓여있는 튜브주위의 열전달에 대하여 유동저항과 열전달계수에 대하여 다양한 상관성을 제시하였고, Yoo 등^(2,3)은 나프탈렌 승화법을 통해 다수의 튜브가 직렬로 배열된 경우와 엇갈려서 배열된 경우에 대해 튜브의 간격과 레이놀즈수($Re = Vd/\nu$, V 는 입구속도, d 는 튜브직경)가 벽면열전달 계수($Nu = hd/\kappa$, h 는 대류열전달계수, κ 는 열전도계수)에 미치는 영향을 살펴보았다. 튜브의 간격비(S_L/d)가 1.5와 2인 경우 Re 가 증가함에 따라 전체적인 Nu 값이 증가하고 튜브열이 3열 이상인 곳에서는 배열특성이 사라져서 직렬배열과 엇갈림배열에 관계없는 열전달계수 분포가 나타남을 보여주었다.

한편, Moh 등⁽⁴⁾은 $Re=1000\sim 15000$ 인 조건에서 3열 배열의 열교환기 모델에 대한 수치해석을 수행하였다. 얻어진 결과를 통해 Colburn j 계수($j = St \cdot Pr^{2/3}$)에 대한 상관식을 제시하였다. 또한 Giordano 등⁽⁵⁾은 원봉과 환상핀이 만나는 부분에서 존재하는 말굽와류가 열전달에 커다란 영향을 주는 것을 보여주었고, Park and Kim⁽⁶⁾과 Sung 등⁽⁷⁾은 환상핀이 부착된 원봉에서 핀간격에 따라 유동구조의 3차원적인 특성이 크게 변하고 대류열전달계수의 변화에 커다란 영향을 줄을 보여주었다. 이러한 결과로부터 본 연구의 핀-튜브형 열교환기도 팬에 의한 유동변화와 핀에 의한 3차원적인 유동변화가 열전달과 밀접한 관련이 있을 것으로 예상된다.

이상과 같이 살펴본 대부분의 선행연구들은 입구에 유동이 주어졌을 때 핀의 간격, 튜브의 배열, 튜브간격, 레이놀즈수 등 조건변화에 따른 열전달 특성의 변화를 살펴보고 있다. 그렇지만 열교환기의 입구에 팬을 설치하여 유동을 발생시키는 형태 또한 실제 열교환기의 일반적인 형태이다. 그러나 이러한 조건에 대한 해석은 팬에 대한 수치해석 모델도입에 대한 어려움으로 인해 많은 연구가 진행되어 있지 않은 실정이다. 따라서 본 연구에서는 열교환기가 설치된 덕트 내에 유동을 발생시키는 팬이 있는 조건에서 열전달

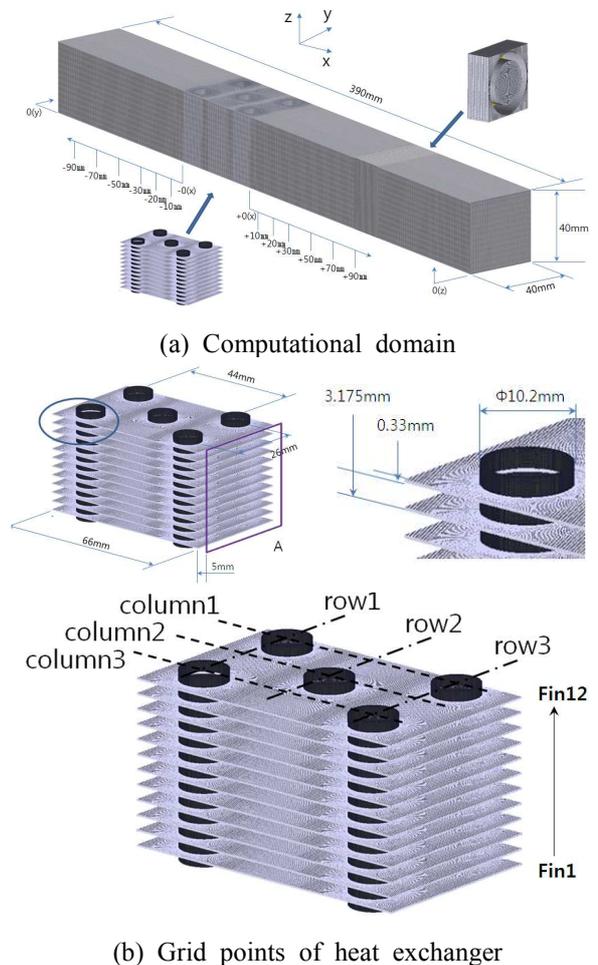
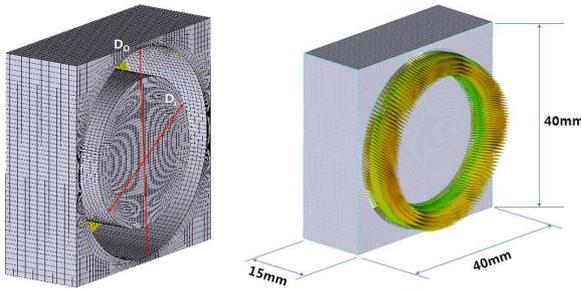


Fig. 1 Computational domain and grid system

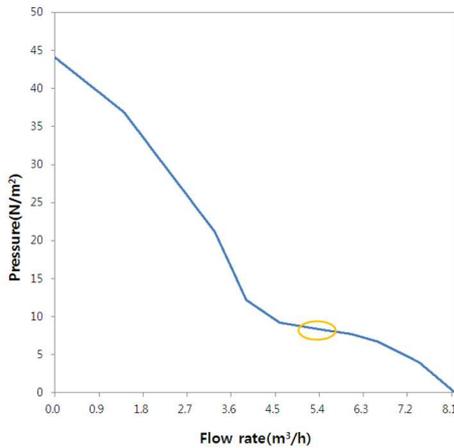
특성의 변화를 수치해석으로 살펴보고자 한다. 팬에 대한 정교한 수치해석은 그 자체만으로 매우 어려운 CFD과제중의 하나이다. 본 연구에서는 팬은 팬의 기하학적 특징을 유지하면서 유동발생이 주된 목적으로 작동조건의 유량을 특성곡선으로 얻어내어 속도조건을 부여한다. 덕트내에 유동을 발생시키는 장치로서 팬을 적용하고 팬의 위치를 열교환기 전/후면으로 변화시켜가면서 유동구조의 변화와 열교환기 성능의 특성변화를 고찰하고자 한다.

2. 해석방법

정상상태, 비압축성 난류유동에 대해 상용코드인 Ansys⁽⁸⁾를 이용하여 해석을 수행하였다. 관련된 지배방정식은 상용코드 설명서에서 확인이 가능하기 때문에 생략하기로 한다. 난류모형은 다양한 유동에 대해 좋은 예측결과를 얻을 수 있는 realizable $k-\epsilon$ 모델을 선택하였다. 압력과 속도의



(a) Numerical model and velocity vectors

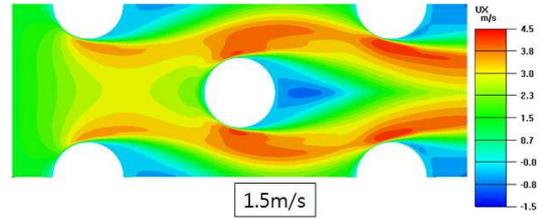


(b) Flow rates of fan at different pressures

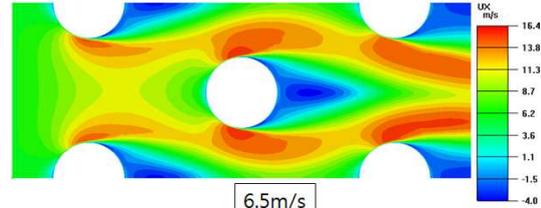
Fig. 2 Fan model and characteristic curve

연계는 SIMPLE 알고리즘, 대류항차분법은 2차 정확도의 상류차분법이 선택되었고 비정렬격자에 유한체적법이 적용되었다.

Fig. 1과 같이 40mm×40mm의 덕트가 총 길이 390mm이며 내부에 열 교환기가 설치되어 있는 조건이다. 내부에 설치된 팬은 Fig. 2와 같이 기하학적 형상에 의한 영향을 확인하기 위해 하우징($D_i = 0.027mm$)이 고체영역으로 모델링되었다. 1W 소비동력의 팬을 대상으로 작동부에 수치해석 모델을 적용하여 Fig. 2의 (b) 압력/유량 선도의 특성에 따라 작동하도록 설정되었다. 그림에서 $l = D_o - D_i = 0.011mm$ 이고 타원형 부분은 팬의 위치(X_{fan}) 변화에 따른 평균유속 $V_m = 2.62 \sim 2.73m/s$ ($Re = 1750 \sim 1820$)가 얻어질 때 작동압력을 나타낸다. 예비해석에서 0.11m/s의 차이는 거의 동일한 유동구조를 나타내었다. 작동압력조건에서 얻어지는 유량이 팬의 환형유로에 부여되고 열교환기 상류 쪽 덕트의 앞부분은 이 조건에 의해 수동적으로 팬으로 유입되는 유동이 발생하게 된다.

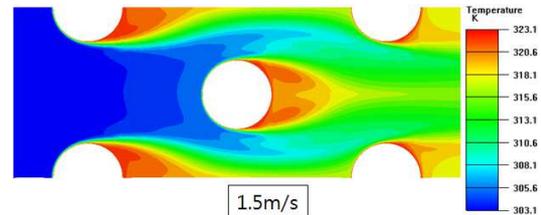


1.5m/s

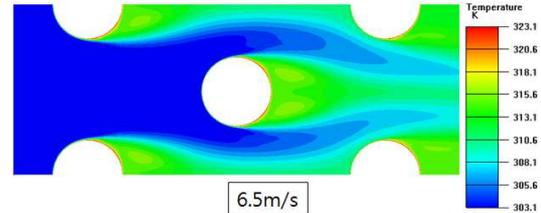


6.5m/s

(a) x-velocity



1.5m/s



6.5m/s

(b) Temperature

Fig. 3 x-velocity and temperature of a fin-tube heat exchanger

덕트 내부에서 열교환기의 상류쪽 단면을 -0, 하류쪽 단면을 +0으로 정의하고 X_{fan} 을 Blowing의 형태인 -10mm ~ -90mm과 Suction형태인 +10mm ~ +90mm으로 변화시켜가면서 수치해석을 수행하였다. 입구와 출구는 대기압 상태이며 입구로 유입되는 공기의 온도는 303.15K 밀도는 $1kg/m^3$, 열전도율은 $0.027W/m-K$, 정압비열은 $1005J/kg-K$, 점성계수는 $1.89 \times 10^{-5} Pa \cdot s$ 이다. 튜브의 온도는 323.15K로 설정하였고 핀의 재질은 열전도율 $167W/m-K$ 인 AL6061-T6로 선택하였다. 열교환기의 성능과 관계된 온도를 구하기 위하여 Fig. 1에 나타내었듯이 열전달이 일어난 이후의 공기에 대한 정량지표를 추출하기 위하여 열교환기의 하류쪽 단면으로부터 5mm 떨어진 위치에 단면 A를 설정하였다. 팬이 열교환기 하류쪽에 위치할 때 가장 가까운 경우가

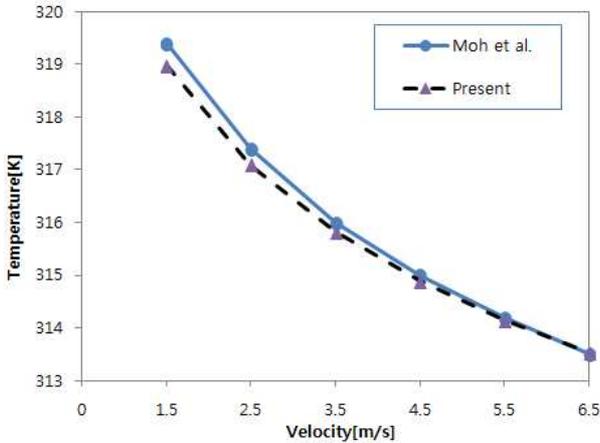


Fig. 4 Comparison of the predicted temperature

-10mm 이므로 모든 X_{fan} 에 대해서 동일하게 적용될 수 있는 단면이 선택되었다.

본 연구에서 수행하고자 하는 해석에 대한 선행연구 결과가 존재하지 않기 때문에 유사조건인 Moh 등⁽³⁾의 조건에 대한 검증해석이 수행되었다. Fig. 3에 튜브가 엇갈려 배열된 경우 입구유속 1.5 m/s와 6.5 m/s인 경우에 대해 속도분포와 온도분포를 나타내었다. 유속이 증가할 경우 열전달이 증가하여 전체적인 유체의 평균온도가 감소하는 일반적인 경향을 보여주고 있다. 또한, 유로가 좁아지고 넓어짐에 따라 유속의 증가 및 감소경향을 잘 보여주고 있고 특히 중앙튜브에서 재순환 유동의 발생으로 튜브 후면에서 온도가 증가하는 경향을 보여주고 있다. 또한 2열 이후의 튜브에서는 앞선 튜브열에서 공기가 가열된 후 열전달이 발생하기 때문에 튜브주위의 고온영역이 하류로 갈수록 주변으로 넓게 퍼진 형태를 보여주고 있다. 이러한 특징을 튜브형 열교환기에서 일반적으로 보여지고 있는 특징이다. 해석 과정에 대한 정량적인 평가를 위해 열교환기 후면에 대한 평균온도를 Fig. 4에 나타내었다. Moh 등⁽³⁾의 연구결과와 잘 일치하고 있는 것을 확인할 수 있다. 이런 결과로부터 현재 해석과정은 열교환기와 관련된 대류열전달 해석에 적절히 적용될 수 있는 것으로 판단된다. 위의 검증해석과 예비해석 연구로부터 Fig. 1의 계산영역에 대해 격자수는 약 1,000만개로 결정하였다.

3. 해석결과 및 토의

총 12개의 X_{fan} 에 대한 해석이 수행이 되었으며 Fig. 5에 $z = 20mm$ 에 대해서 x-y plane의

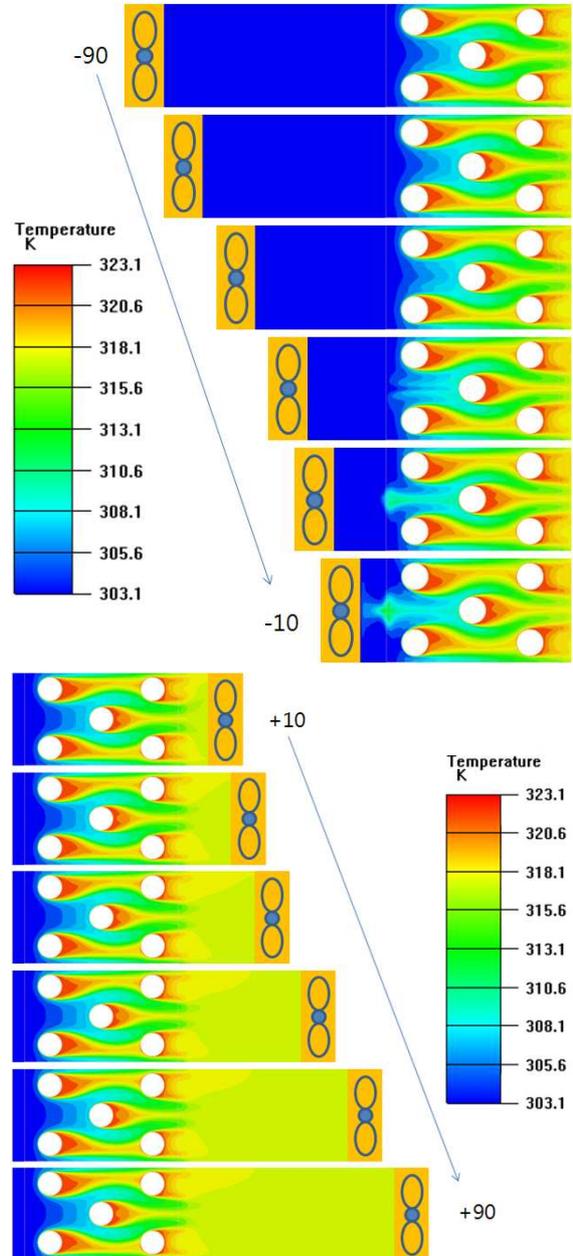


Fig. 5 Temperature distributions ($z=20mm$)

온도분포를 나타내었다. 팬이 상류로부터 열교환기에 접근할수록 덕트의 중앙부분에 고온부가 나타나고 있다. 일반적으로 팬에 의한 유동은 팬의 날개가 위치하는 부분에서 유동이 주로 발생하고 중앙부분은 유속이 매우 작거나 재순환 유동이 발생할 수 있다. 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 중앙의 하우징부분을 고체영역으로 모델하였기 때문에 3차원적인 재순환유동이 발생하게 된다. 따라서 이러한 재순환 유동에 의해 1열의 튜브로부터 가열된 공기가 상류로 이동하게 되어 열교환기 전면에 고온부를 형성하게 되는 것으로 판단

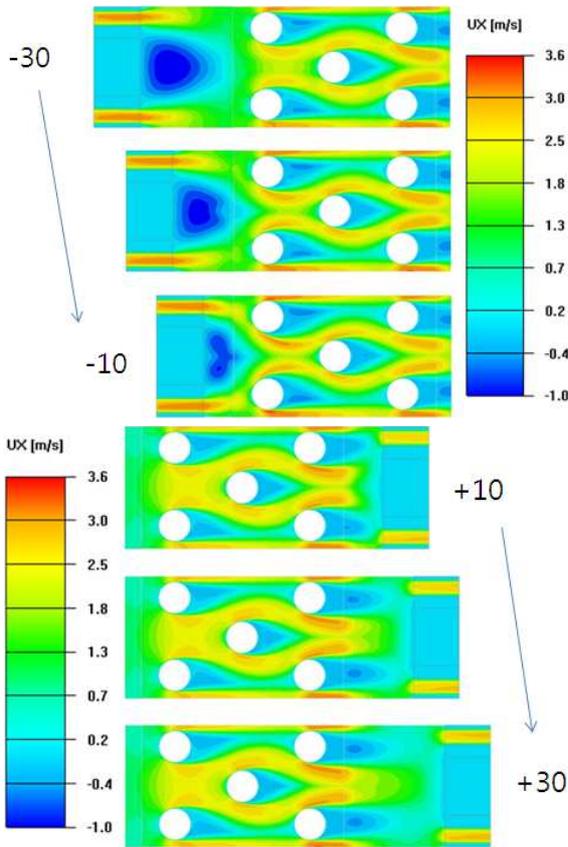


Fig. 6 Velocity contours ($z=20\text{mm}$)

할 수 있다. 이러한 유동구조 및 열전달구조는 실제 팬에 의한 열전달과 다소 차이가 존재하겠지만 대표적인 열전달 구조를 나타내고 있는 것으로 생각된다. 또한, 팬이 열교환기 하류에 위치한 경우 열교환기 전면에 존재하는 고온부는 사라지고 팬의 위치가 하류로 이동하더라도 튜브군 내부의 온도분포는 비슷하게 나타나고 있다. 전체적인 측면에서 온도분포를 보면 팬의 위치에 의한 유동발생의 형태에 관계없이 열교환기 내부에서의 온도분포는 매우 유사하게 나타나지만 절대온도는 열교환기 하류에 팬이 설치된 Suction 형태의 온도가 낮게 나타나고 있다.

Fig. 6은 $z = 20\text{mm}$ 인 x-y plane의 속도분포를 보여주고 있다. 팬의 영향이 강하게 나타나고 있는 $X_{fan} = -30\text{mm} \sim +30\text{mm}$ 에 대하여 속도분포를 나타내었다. 팬이 열교환기 전면에 위치한 경우 팬의 날개 위치에 해당되는 덕트 상하부에 고속 유동이 나타나고 덕트 중앙부분에는 저속 및 재순환유동이 발생되고 있다. 팬이 열교환기에 접근할수록 주유동방향의 속도벡터를 가지는 단면 영역이 감소하기 때문에 질량보존법칙에 의해 덕

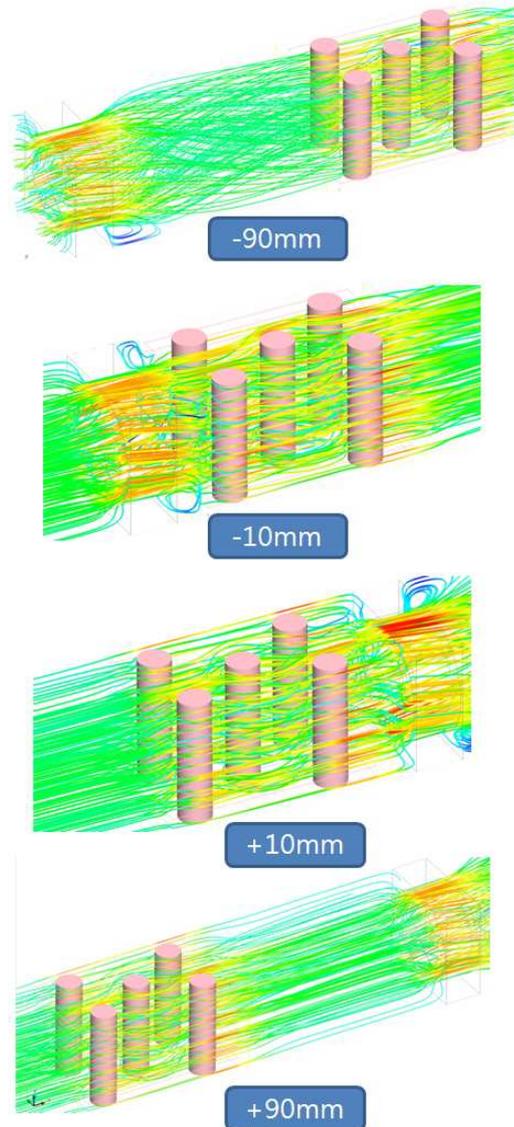


Fig. 7 Pathlines for different fan positions

트 중앙부분에서도 유속이 증가하고 있다. 이런 고속유동은 1열의 튜브군에 직접적으로 영향을 줄 수 있기 때문에 대류열전달 계수가 크게 증가할 것으로 생각된다. 반면에 팬이 열교환기 후면에 위치한 경우 유동의 질량보존법칙에 의한 고속유동이 마지막 튜브열에서 나타나고 있지만 튜브 1열에서는 유동변화가 거의 나타나고 있지 않다. 선행연구결과^(2,3)를 보면 일반적으로 튜브형 열교환기는 차가운 공기와 최초 접촉하는 1열의 튜브에서 열전달계수가 크고 2열, 3열로 갈수록 가열된 공기와 열전달이 발생하기 때문에 열전달 계수는 감소하게 된다. 따라서 팬의 위치가 열교환기 전면에 존재하는 경우 열전달계수가 큰 1열 튜브에서 유속을 증가시켜 열전달계수를 더욱 크

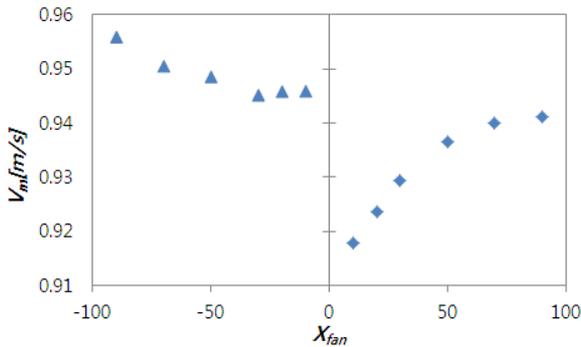


Fig. 8 Area averaged velocity at plane A

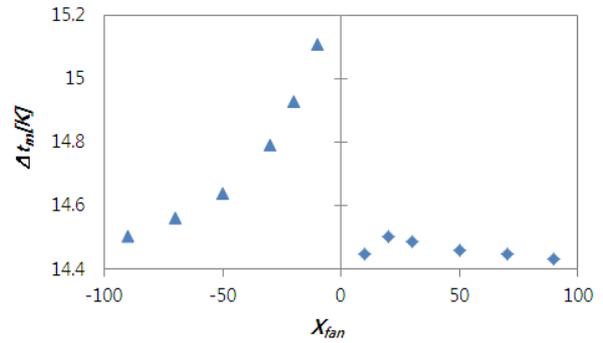


Fig. 9 Predicted mean Δt_m at plane A

게 증가시키는 영향이 있지만 팬이 열교환기 후면에 위치하는 경우 팬에 의한 유속증가가 열전달계수가 작은 마지막열의 튜브에 영향을 주기 때문에 상대적으로 팬을 열교환기 전면부에 위치하는 것이 유리하다고 생각할 수 있다.

Fig. 7에 나타난 유적선의 변화를 보면 Giordano 등⁽⁵⁾이 보여준 말굽와류형태는 아니지만 팬위치에 따른 3차원적인 유동구조를 살펴볼 수 있다. 기하학적인 특징에 의해 팬의 중앙부분과 팬과 덕트가 만나는 구석부분에서 재순환유동이 발생되고 튜브 1열과 마지막열의 유동구조에 영향을 주고 있음을 확인할 수 있다. 팬이 열교환기 전면에 설치된 경우 이러한 재순환 유동과 덕트벽면 효과로 인해 열교환기로 유입되는 공기는 3차원적인 유동구조가 발달하게 되지만 후면에 위치하는 경우 유동구조에 대한 팬의 영향이 거의 없는 덕트벽과 평행한 유동형태를 보여주고 있다. Fig. 8은 X_{fan} 에 따른 단면A의 평균유속을 나타낸 것이다. 열 교환기를 기준으로 전면부와 후면부에서 상반되는 특징을 보여주고 있는데, 전면부에서는 팬의 위치가 열교환기에 접근할수록 평균유속이 감소하다가 수렴하는 경향을 보여주고 있고, 후면부에서는 팬의 위치가 열교환기에서 멀어질수록 증가하다가 일정 값에서 수렴하는 경향을 보여주고 있다. 또한, 팬이 열교환기 전면부에 위치할 경우 보다 후면부에 위치할 경우 평균유속변화가 상대적으로 크게 나타나고 있다. 이것은 팬이 열교환기 전면부에 위치할 경우 팬에 의한 3차원적인 유동구조가 튜브열을 지나면서 2차원적인 형태로 변화되지만 후면부에 위치할 경우 팬에 의한 유동구조 변화가 직접적으로 영향을 받아 나타난 결과이다.

Fig. 9는 팬의 위치변화에 따른 Δt_m (단면A의

평균온도와 입구온도의 차이)을 나타낸 것이다. 전면부에서는 팬이 열교환기에 접근할수록 증가하는 경향을 보여주고 있으며, 후면부에서는 팬이 열교환기에서 멀어질 때 초기에 일부 증가 후 감소하는 형태로 수렴하는 경향을 보여주고 있다. 이는 팬에 의해 발생하는 고속유동이 열교환기 전면에서 접근할수록 열교환기 1열에서의 열전달계수를 증가시키는 반면 후면에서는 팬에 의한 영향성이 크지 않다는 것을 보여주고 있으며, 후면에서 초기에 일부 상승하는 요인은 팬의 유도에 의해 발생하는 후류의 재순환과 별도로 팬의 전면부에서 발생하는 재순환 영역에 의한 것으로 판단할 수 있다.

Fig. 10은 팬의 위치변화에 따른 T_f 를 보여주고 있다. 모든 팬위치에 대해 덕트벽면과 가까운 Fin1/Fin2의 평균온도가 가장 낮게 나타나고 있다. 팬이 열교환기 전면 -30 mm ~ -10 mm에 설치되는 경우를 제외하고 팬위치 변화에 따른 핀의 평균온도 변화는 크지 않게 나타났다. 팬의 위치가 열교환기 -30 mm 이내에 설치된 경우부터 핀의 평균온도 차이가 의미있는 값을 보이기 시작하고 팬이 -10 mm에 위치할 때 가장 크게 나타나고 있다. 이때 온도는 좌표계 Z축 기준으로 덕트중앙에서 멀어질수록 온도가 낮게 나타나게 된다. 이것은 환형유로에 의한 팬유동이 덕트 중앙 부분의 튜브근처에서는 큰유속을 유도하지만 덕트벽면 근처에서는 튜브와 덕트벽의 간격이 좁아 벽면효과에 의 유속이 감소하는 유동구조가 반영되었기 때문에 나타난 결과이다. 또한 Fig. 9에서 보았듯이 단면 A에서 입구평균온도와 단면 A의 평균온도차이가 팬이 -10mm 위치에 있을 때 가장 높게 나타는 것으로부터 팬이 이 위치에 있을 때 열전달이 크게 발생하는 것으로 판단할 수

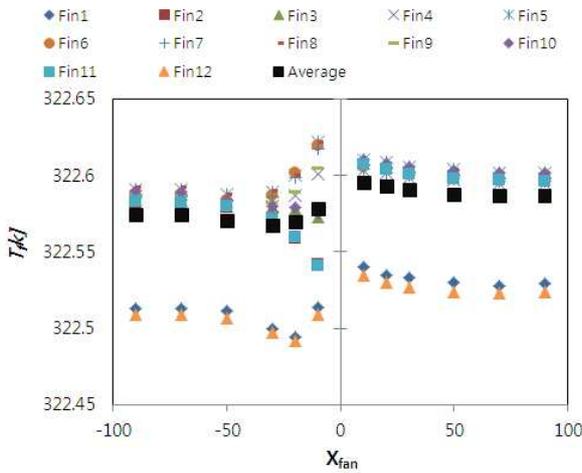


Fig. 10 Predicted mean temperature of Fins

있다. 그렇지만 팬형상 특징에 의해 튜브 전면에 역방향 유동이 발생되어 튜브에 의해 가열된 공기가 핀과 열전달이 되는 현상으로 Fig. 10에서 보는 바와 같이 핀의 평균온도가 -10 mm 위치에서 높게 나타나고 있다. Fig. 11은 Fig.8 ~ Fig.10의 결과를 토대로 벽면열전달의 변화가 클 것으로 생각되는 팬위치가 -10 mm와 +10 mm 일 때 3군데 덕트단면에 대한 유속크기와 온도분포를 보여주고 있다. +10 mm에 팬이 위치한 경우 핀과 핀사이의 유동이 덕트벽면과 평행하게 존재하지만 -10 mm에 팬이 위치한 경우 팬의 하우징부분의 재순환유동 구조로 인해 row1의 중앙부분에 저속부가 발생하고 덕트단면 전체로 3차원적인 유동구조를 발생하고 있음을 확인할 수 있다. 팬이 열교환기 전면에 설치된 경우 팬에 의해 발생하는 고속유동의 영향이 1열(row1)에서 2열(row2)까지 핀과 핀사이의 유동 및 온도분포가 심하게 변하고 있지만 팬이 후면에 위치한 경우 Fin1/Fin2를 제외한 나머지 핀과 핀사이의 유동 및 온도분포는 거의 비슷하게 나타나고 있다. 마지막 3열(row3)에서는 1열과 2열에서 보였던 팬 위치에 따른 유동 및 온도분포 차이가 거의 사라지고 있다. 따라서 팬의 형상에 기인한 3차원 유동의 영향이 튜브 2열의 열전달까지 영향을 주고 3열 이후는 팬의 위치에 따른 열전달변화가 거의 나타나지 않음을 알 수 있다. 이러한 열전달 변화를 정량적으로 살펴보기 위하여 Fig. 12에 팬 위치에 따른 열교환기 성능을 열량관점에서 비교하였다. 여기서 Q 는 $Q = \dot{m} C_p \Delta t_m$ 으로 계산된 양이다. 전체적으로 열교환기 전면에 팬이 위치한 경우가 후면에 팬이 위치한 경우에 비해 높은 열

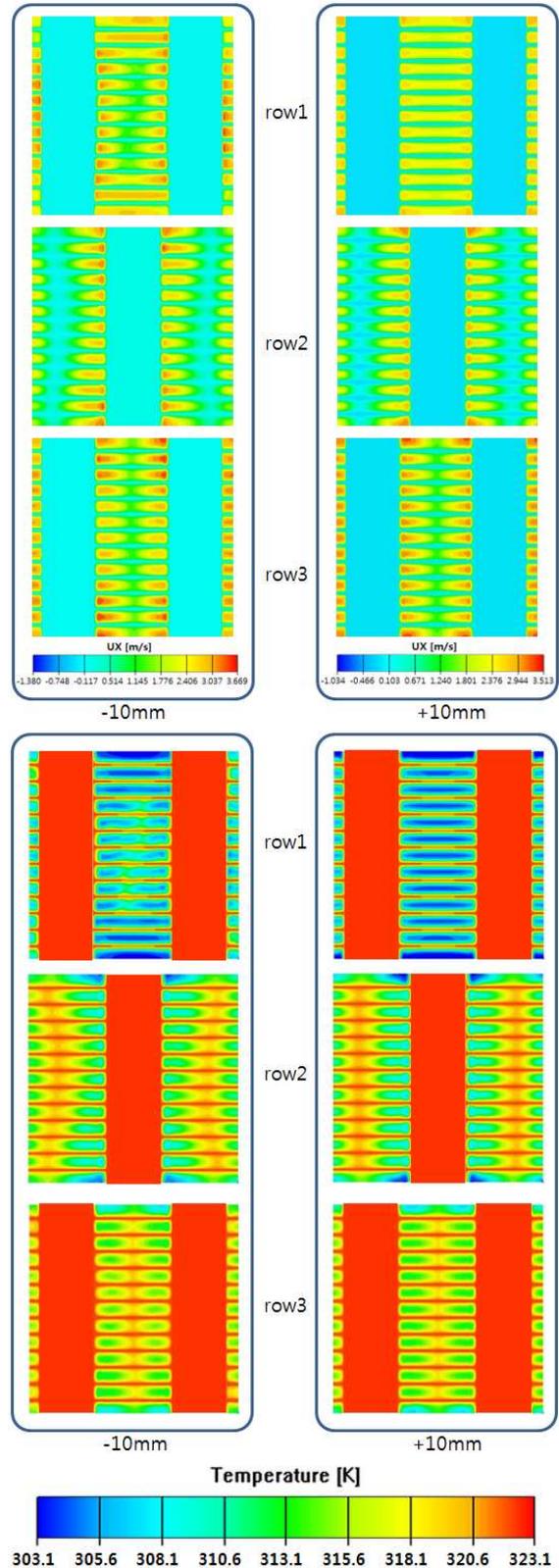


Fig. 11 Comparison of velocity and temperature

량을 보여주고 있다. 최대열량은 팬이 열교환기 기준 -10 mm 위치에 설치되었을 때 나타났는데

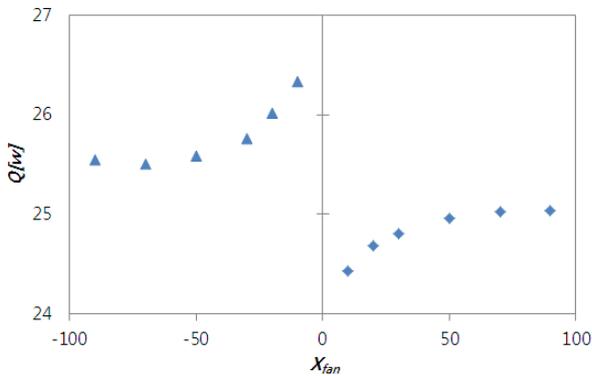


Fig. 12 Heat transfer rates for different X_{fan}

최소열량에 비해 약 7.2% 큰 열량을 보여주었다. 이상의 결과로부터 열교환기의 성능을 생각해보면 열교환기 전면 -10 mm에 팬을 설치하여 열교환기로 공기를 불어주는 것이 가장 효율적인 배치구성이라고 판단 할 수 있지만 팬의 작동조건 및 팬의 성능특성에 따라 정확한 설치위치는 변할 것으로 생각된다.

4. 결 론

본 연구에서는 열교환기가 설치된 덕트 내에 공기를 유동시키는 인자로서 팬을 포함한 수치해석을 수행하여 팬의 위치변화에 따른 열 교환기 내부의 유동구조 변화와 열교환기 성능변화 여부를 조사하였다. 수치해석결과로부터 얻어진 결론은 다음과 같다.

(1) 열교환기의 전면에 팬이 설치되는 것이 후면에 설치되는 것보다 최대 약 7.2% 정도의 성능향상을 가지고 온다.

(2) 열교환기 전면에 팬이 설치된 경우 열교환기의 성능은 팬의 위치설정에 따른 고속 유동영역과 재순환 영역에 따라 성능변화가 일어난다.

(3) 열교환기 후면에 팬이 설치된 경우는 열교환기의 성능이 평균유속에 영향을 받게 되므로 팬의 유량증가를 통해 열교환기의 성능변화를 일으킬 수 있다.

참고문헌 (References)

- (1) Zukasukas, A. and Ulinskas, R., 1988, "Heat Transfer in Banks of Tubes in Crossflow," Hemisphere, New York
- (2) Kwon, H. K. and Yoo, S. Y., 2005, "A Study on Local Heat Transfer Characteristics for Cross Flow Heat Exchanger," *Proceeding of the KSME 2005 spring annual meeting*, pp. 2200~2205.
- (3) Yoo, S. Y., Kwon, H. K., Jang, K. I. and Park, J. T., 2006, "A Study on Local Heat Transfer Characteristics for Cross Flow Heat Exchanger of In-line Arrangement," *Proceeding of the KSME 2006 spring annual meeting*, pp. 2023~2028.
- (4) Moh, J. H. and Lee, S. H., 2007, " Numerical Analysis for the Air-Side Convective Heat Transfer Characteristics in a Compact Heat Exchanger with Circular Tubes and Continuous Plate Fins," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 34, No. 3, pp. 291~299.
- (5) Giordano, R., Ianiro, A., Astarita, T. and Carlomagno, G. M., 2011, "Flow Field and Heat Transfer on the Base Surface of a Finite Circular Cylinder in Crossflow," *Int. J. Applied Thermal Engineering*, Vol. 49, pp. 1~10.
- (6) Park, T. S. and Kim, C. H., 2014, "Effects if Fin Spacing on Convective Heat Transfer for a Circular Cylinder with Annular Fins," *J. Comput. Fluids Eng.*, Vol. 19, No. 2, pp. 1~7.
- (7) Sung, H. J., Yang, J. S. and Park, T. S., 1993, "Local Convective Mass Transfer on Circular Cylinder with Transverse Annular Fins in Crossflow," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 1093~1101.
- (8) Ansys Inc. (www.ansys.com)