

# 단면형상 변화에 따른 전열교환기 열전달 특성변화에 대한 연구

김 응 북, 한 민 섭<sup>†</sup>, 김 내 현, 원 태 연  
인천대학교 기계공학과

## Heat Transfer Performance of the Duct with Various Cross Section in Heat Exchanger

Eung-Bok Kim, Minsub Han<sup>†</sup>, Nae-Hyun Kim, Tae-Yeon Won  
Department of Mechanical Engineering, University of Incheon  
(Received December 18, 2009; revision received March 30, 2010)

**ABSTRACT:** It is a critical task to keep the ventilation system working in a proper and efficient manner in large multi-storey buildings, and the enthalpy exchanger is becoming an increasingly important part of the ventilation system by playing the function of channeling heat and moisture. We present a computational study on the heat transfer performance of the cross-flow enthalpy exchanger, which is in large use for residential buildings. The ducts are considered whose cross-sectional shapes resemble triangle and longitudinal centerline a cosine wave. It is shown that, as the cross-sectional shape departs from triangle, the heat transfer performance of the duct tends to deteriorate. Also, applying the wave-like shape to the longitudinal centerline of the duct increases the rate of heat transfer and the applied pressure-gradient at the same time. The origin of the performance variations in the cases considered are quantitatively analyzed and discussed.

**Key words:** Enthalpy Exchanger(전열교환기), Nusselt Number(누셀트 수), Duct(덕트), Triangle(삼각형), Wave(물결형)

### 기 호 설 명

$D_h$  : 수력직경 [m]  
 $Q$  : 열전달량 [W]  
 $h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $q$  : 열유속 [ $W/m^2$ ]  
 $\bar{T}$  : 평균온도 [K]  
 $k$  : 비열비,  $\frac{C_p}{C_v}$   
 $Pr$  : Prandtl 수,  $\nu/a$

$Re$  : Reynolds 수,  $UD_h/\nu$   
 $Nu$  : Nusselt 수,  $hD_h/k$   
 $X$  : 무차원길이,  $L/(RePrD_h)$

### 1. 서 론

최근 들어 산업구조의 변화로 현대인들이 80% 이상의 시간을 주택, 사무실들의 실내공간에서 보내고 있음을 고려 할 때, 실내의 쾌적하고 신선한 공기의 유지는 매우 중요하다. 뿐만 아니라, 건물은 점차 고층화되어지고 기밀화 되고 있기 때문에 환기의 필요성이 점차 증대되고 있다. 냉동·공조분야에서도 갈수록 심화되는 사용 공간의 제약성으로

<sup>†</sup> Corresponding author  
Tel.: +82-32-835-8411; fax: +82-32-835-0772  
E-mail address: mhan@incheon.ac.kr

인해 단위 부피당 열전달면적을 극대화시킨 고밀도, 고효율 열교환기가 관심을 끌고 있다. 최적의 설계로 압력 손실을 낮추고 열전달을 극대화시킨 경제적이고 효율적인 최적의 냉동·공조 시스템설계에 노력을 기울이고 있다.

전열교환기는 환기 시 현열과 잠열을 회수하는 역할을 하고, 압력손실을 최소화하기 위하여 주로 허니컴 형태를 취하고 있다. 실내공기와 실외공기는 서로 섞이지 않도록 설계되어 있다. 현열은 실내공기와 실외공기의 온도차에 의해 허니컴의 벽을 통해 회수되며, 잠열은 허니컴에 코팅 혹은 함침된 흡습제 혹은 제습제의 의해 회수된다.<sup>(1-3)</sup>

Fig. 1은 직교류 전열교환기의 개략도이다. 전열교환기는 골심지와 전열막으로 구성되어있다. 전열막을 통해서 배기와 급기간의 열 및 수분 전달이 일어나고 골심지는 공기유로를 형성하고 열교환기의 형상을 유지한다.

직교류 열교환기는 구조가 간단하여 소용량의 환기장치에 주로 사용된다. 직교류 열교환기의 재질로는 알루미늄, 폴리프로필렌, 기능성 종이, 고분자 멤브레인 등이 사용된다. 기능성 종이와 고분자 멤브레인은 급기, 배기 사이에서는 현열교환 뿐만 아니라 수분교환도 가능하게 하여 우리나라와 같은 여름철 고온다습한 지역에서 적합한 재질로 평가되고 있다.

보통의 직교류 열교환기 단면형상은 삼각형 형태를 띠고 있으나 제조공정상의 문제로 엄격한 직선 각을 구현하기 어렵다. 제조공정 변수의 조정을 통해 단면형상을 결정하게 되는데 열교환기 열전달 성능은 삼각형 단면을 가질 때와 일반적으로 차이를 보인다. 그러므로 단면형상의 변화에 따른 열전달 성능의 예측결과가 제조공정 변수의 결정에 중요한 자료가 된다. 본 연구에서는 입구형상을 삼각형을 포함한 여러 형태의 단면을 바탕으로 열전달 성능에 대한 수치

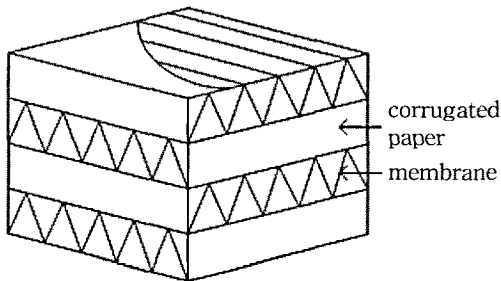


Fig. 1 The schematic of cross-flow enthalpy exchanger.

해석 연구를 진행하였다. 그리고 열전달 효과가 가장 큰 입구형상을 토대로 길이방향으로 굴곡을 주어 전열교환기에 얼마나 영향을 주는지 연구하였다.

해석된 모든 경우들에 대해 열전달 효과와 관련된 무차원값인 누셀트수(Nu : Nusselt Number)를 계산하여 비교, 분석했다.

## 2. 해석 방법 및 조건

### 2.1 해석의 방법

본 연구에서는 입구형상과 길이방향으로 형상에 변화를 주어 모델을 준비하였다. 해석은 상용프로그램 Fluent 6.3을 이용하였다.

수치해석 절차를 통해 얻어진 벽면에서의 열 유속( $q$ , heat flux)과 길이방향( $X$ )으로의 평균온도( $\bar{T}$ , mean temperature)값을 토대로 무차원 값인 누셀트수를 다음 식(1)~식(3)으로부터 각각 얻을 수 있다.

$$\bar{T} = \frac{\int_A uT dA}{uA} \tag{1}$$

$$q = h(T_{wall} - \bar{T}) \tag{2}$$

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{3}$$

2.1.1 입구형상 변화에 의한 열전달 성능 해석  
기본 해석결과를 검증한 후 전열교환기 입구형상을 변화하며 진행했다. 전열교환기의 입구형상은 다음 Fig. 2과 같다.

이 입구형상들 중에서 삼각형을 제외한 3가지는 다음 식(4)~식(6)을 바탕으로 얻어진 것이다. 식(4)~식(6)은 차례대로 case 1, case 2, case 3이다.

$$y = \frac{225}{259} \sin 1.4441(-1.0875 + x) - \frac{25}{259} \sin 4.33323(-1.0875 + x) + \frac{9}{259} \sin 7.22205(-1.0875 + x) \tag{4}$$

$$y = \frac{9}{10} \sin 1.4441(-1.0875 + x) - \frac{1}{10} \sin 4.33323(-1.0875 + x) \tag{5}$$

$$y = \sin 1.4441(-1.0875 + x) \quad (6)$$

식(4)~식(6)은 삼각형 단면 형상을 대상으로 Fourier 사인 급수를 전개하여 초기항 등을 각각 취한 것들이다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 case 3은 사인 함수의 형상 단면이며 case 1은 삼각형에 근접한다. 4가지의 입구형상에 대한 열전달 성능을 해석하였고, 무차원 값인 누셀트수를 중심으로 비교하였다.

2.1.2 길이방향으로 변화에 의한 열전달 성능해석  
본 절에서는 앞 절의 4가지 입구형상 중 열전달 성

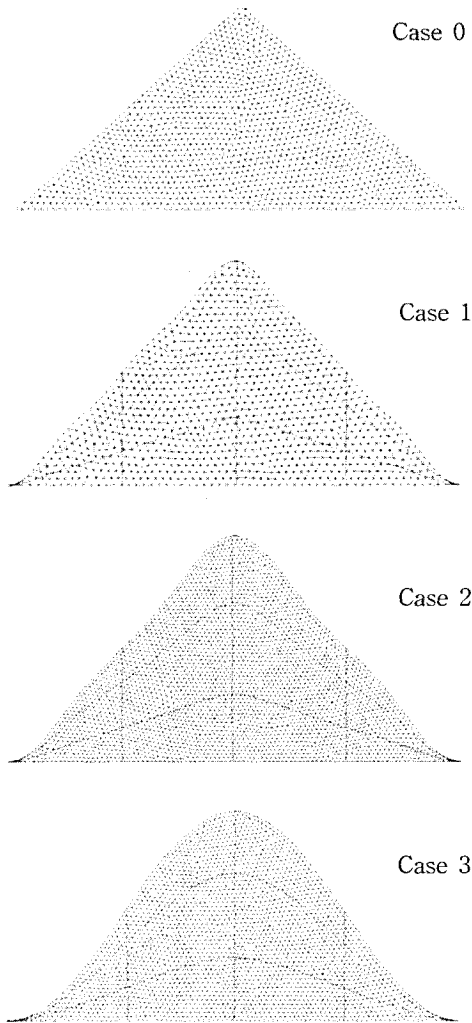


Fig. 2 Cross-sectional shapes and the computational meshes of ducts.

능이 높게 나타난 형상을 토대로 길이방향으로 굴곡을 주었다. 이는 열전달 면적을 높여 열전달효과를 높이기 위한 설계로 압력구배는 증가할 것이다. Fig. 3은 고려한 네 가지 덕트 모델들을 보여준다. 모델들은 중심선이  $A\cos(ax)$  꼴의 파를 바탕으로 하고, 굴곡에 대한 크기를 표시하는 값으로서  $\tan^{-1}(2Aa/\pi)$ 의 값을 각각 0°, 5°, 7°, 10° 등을 선택하여 생성하여 해석을 진행하였다. 10°보다 큰 경우에는 안정적인 격자생성에 어려움이 있었다.

2.2 수치해석의 조건

전열교환기내 유체의 유동은 층류유동이다. 이 경우 수치해석의 조건으로 덕트 내 굴곡의 핏치는 20.88 mm이고, 레이놀즈수(Re, Reynolds Number)는 200이다. 이는 실제 전열교환기내의 대표적인 레이놀즈수이다.

본 연구에서는 해석 시 열적 입구영역을 고려하였다. 유동은 완전발달로 가정하였다. 그리고 벽면에서는 점착조건(no-slip)이며 벽면에서는 등온으로 284.5 K로 고정하였다. 다음 Table 1은 해석조건을 정리한 것이다.

해석에서 사용된 작동유체는 공기이다. 해석에서 사용된 격자모델은 Fig. 2과 같다. 격자수는 평균 140만개정도이다.

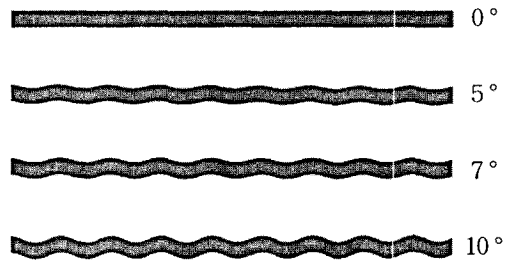


Fig. 3 Longitudinal shapes of the ducts with periodic bends.

Table 1 Summary of boundary conditions

Boundary	Condition	
	Temperature[K]	Velocity[m/s]
inlet	275	1.716
wall	284.5	
	no-slip	

### 3. 해석결과

#### 3.1 해석의 검증

본 연구에서는 해석의 검증을 기존 엄밀해와 비교, 분석했다.<sup>(4)</sup> 비교, 분석을 하기 위해서 해석의 조건과 방법은 동일하게 하였다. 전열교환기 입구 형상을 원형으로 하였으며 이는 원형에서의 누셀트 수의 엄밀해 값이 존재하기 때문이다. 덕트의 높이는 2 mm, 밀변은 4.35 mm, 유동방향길이는 400 mm 이다.

Fig. 4에서 가로축은 길이방향으로의 무차원수이며 세로축은 누셀트수이다. Fig. 4에서 보는 것과 같이 수렴된 결과에 대한 수치해석 결과 값이 엄밀해와 근접한 것을 볼 수 있다. 이때 수치해와 엄밀

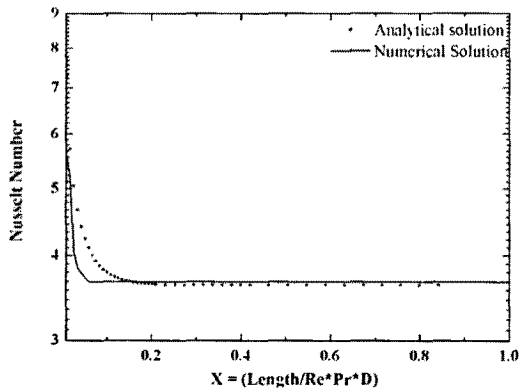


Fig. 4 Comparison between the exact solution and the numerical result for the circular cross-section case.

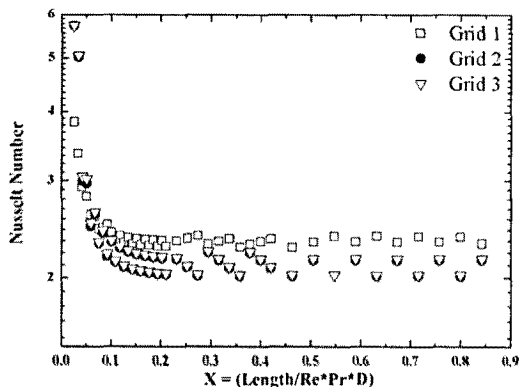


Fig. 5 The result of the grid test of the computational model.

해의 오차율은 약 1.3%로 본 해석방법의 신뢰성을 입증한다.  $X < 0.15$ 에서 보이는 차이는 입구속도분포를 완전발달 조건으로 준 때문이다. 입구조건을 동일분포로 주는 경우에는 속도가 완전발달 되는 지점이 입구에서 멀어지고 벽면과 냉매의 온도는 근접해서서 열전달량의 계산오차가 증가하게 된다. 그러므로 입구조건은  $X \rightarrow \infty$ 에서의 수치해석 결과 정확도를 높이기 위함이다.

다음으로 해석모델의 격자테스트를 case 1에 대해 다음과 같이 수행하였다(Fig. 5). Grid 1, 2, 3의 경우에 격자는 각각 7만, 13만, 190만개 이다. Grid 2의 수준에서 결과는 수렴하여 격자수에 무관한 결과가 나오는 결과를 보여준다.

#### 3.2 입구형상 변화에 의한 해석 결과

본 절에서는 입구형상이 변화할 경우 열전달의 변화를 다루어보았다.

해석의 결과 값은 다음 Fig. 6과 같다. 누셀트수에 대하여 정리를 한것이다.

누셀트수가 가장 높은 경우는 단면형상이 삼각형인 경우이다. 단면형상이 삼각형에 떨어져 사인곡선으로 접근할수록 누셀트수가 감소하고 있다. 사인곡선형 단면의 경우에 누셀트수가 삼각형 단면 대비 약 10% 감소하였다. Fig. 7은 같은 평균온도를 갖는 단면에서 삼각형 단면 경우 (Case 0)와 사인곡선형 단면 경우(Case 3)의 덕트 표면의 열유속 분포를 비교한 것이다. 좌측 도표는 삼각형 밀면(①)에서의 결과이고 우측 도표는 경사면(②)에서

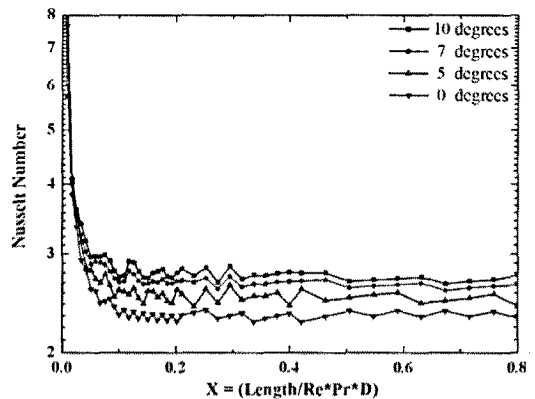


Fig. 6 The comparisons for the straight ducts of cross-sectional shapes from Case 0 to Case 1.

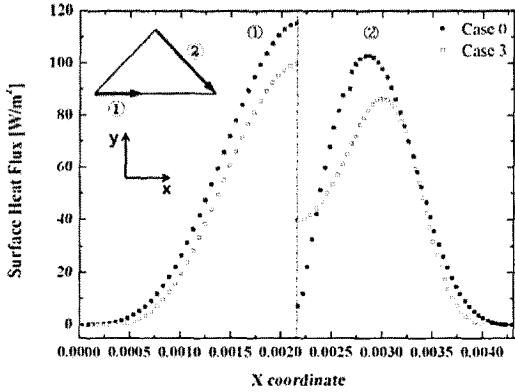


Fig. 7 The surface heat flux comparisons between Case 0 and Case 3.

의 결과이다. 결과에서 좌우 아래 꼭지점 주위에서는 사인곡선형 단면의 경우가 열전달에 불리함을 보여준다. 이는 코너 각이 삼각형 단면 경우보다 작기 때문에 판단된다. 또 삼각형 단면의 경우에 위 꼭지점 주위의 열전달이 사인곡선형보다 국소적으로 떨어지기는 한다( $0.0019 \leq X \leq 0.0023$ ). 그러나 다른 대부분의 영역에서 삼각형 단면 경우에 더 큰 열전달이 발생한다. 즉, 사인곡선형 단면은 위 꼭지점 주위의 코너 각이 넓어짐으로 해서 늘어난 열전달량은 미미한 반면, 아래의 양 꼭지점과 밑면으로의 열전달은 크게 위축되어 전체적으로 열전달이 삼각형 단면경우에 비해 줄어들음을 알 수 있다.

### 3.3 길이방향으로의 변화에 의한 해석 결과

열전달 성능이 가장 큰 것은 case 0이지만 실제 제조공정에서 구현이 어려우므로 실용성이 떨어진 다. 본 연구에서는 case 1~3중에서 가장 열전달 성능이 가장 큰 case 1의 경우를 토대로 길이방향으로 굴곡을 주어 열전달 성능을 비교해보았다. 길이방향으로의 굴곡이 10°인 경우가 누셀트수가 가장 높게 나타났으며, 7°, 5°순으로 나타났다(Fig. 8). 굴곡각이 큰 덕트에서 열전달 성능이 크게 나타나는 것은 열전달 면적이 증가하는 것으로 대부분 설명할 수 있다. Table 2는 동일한 제적거리를 지난 경우, 즉 각 경우의 열전달면적을 동일하게 할 경우에 단면 평균온도를 비교한 것이며 대동소이한 것을 보인다. 그러므로 다른 효과, 즉, 예를 들어 굴곡에 의한 이차유동 발생 등에 의한 원인보다는 전열 교환기의 열전달 면적이 증가하기 때문에 성능이 향

Table 2 Summary of ducts of periodic bends

Bend angle	0°	5°	7°	10°
Temperature after the centerline trajectory of 107.78[mm]	284.3564	284.3825	284.4024	284.4132

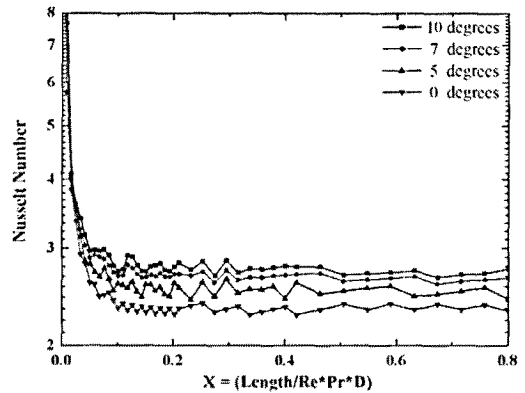


Fig. 8 The Nu comparisons among the ducts of periodic bends.

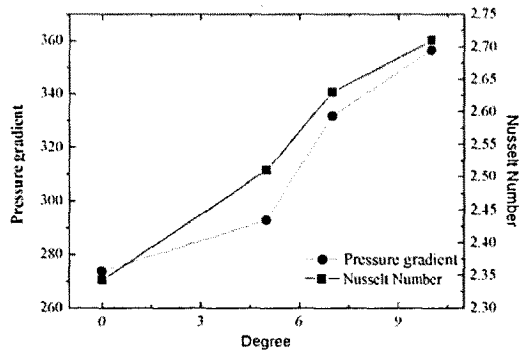


Fig. 9 The Nu and pressure gradient results for the ducts of periodic bends.

상된 것으로 판단된다.

Fig. 9는 완전발달 영역에서 굴곡 변화에 따른 누셀트수와 입출구의 압력구배값을 정리한 것이다. 열전달량은 0°일 경우보다 10°인 경우는 약 15.7% 증가하며, 7°는 약 12.3% 마지막으로 5°인 경우는 약 7.2% 증가되었다. 하지만 길이방향으로 굴곡이 커짐에 따라 입출구의 압력차가 또한

높아지는 것을 확인할 수 있었다. 5°인 경우는 압력차가 7%, 7°는 21.2% 그리고 10°는 약 30.3%

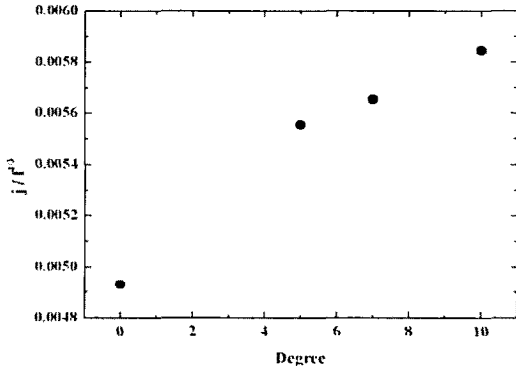


Fig. 10 The heat transfer rate per wind power consumption for the ducts of periodic bends.

가 증가하는 것을 볼 수 있었다. 최적의 덕트 굴곡각은 소비풍력대비 열전달량을 의미하는  $j/f^{1/3}$ 을 비교함으로써 구할 수 있다.<sup>(5)</sup> Fig. 10에 그 결과를 나타내었다. 이로부터 최적 굴곡각은 10°임을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구는 전열교환기의 단일유로를 대상으로 열전달 해석을 진행하였다. 이를 통해 얻어진 결과는 다음과 같다.

- (1) 단일채널 전열교환기의 수치해석적 접근이 가능했다.
- (2) 입구형상이 삼각형에 근접할수록 열전달효과가 가장 크게 나타났다.

- (3) 길이방향으로 굴곡이 커짐에 따라 열전달효과가 함께 증가했지만, 이 때 입출구의 압력차 또한 커지는 것을 확인할 수 있었다.

#### 후 기

이 논문은 인천대학교 2008년도 자체연구비 지원에 의하여 연구되었습니다.

#### 참고문헌

1. Kim, N. H., Cho, J. P., Song, G. S. and Kim, D. H., 2008, Performance of a Plate-Type enthalpy exchanger made of papers having different properties, J. of SAREK, Vol. 20, No. 8, pp. 547-555.
2. Han, S. P., Park, T. K. and Kim, N. H., 2005, Thermal performance analysis of the plate-type paper enthalpy heat exchanger, KSME Spring Conference, pp. 2215-2219.
3. Yoo, S. Y., Kim, J. H., Chung, M. H. and Jie, M. S., 2008, A study on the performance prediction of paper heat exchanger for exhaust heat recovery, J. of SAREK, Vol. 20, No. 6, pp. 372-380.
4. Shah, R. K. and London, A. L., 1978, Laminar flow forced convection in ducts, Academic Press.
5. Webb, R. L. and Kim, N. H., 2005, Principles of enhanced heat transfer, Taylor and Francis Pub.