

# 콜로게이트 열교환기와 평판형 열교환기의 열전달특성에 관한 실험적 연구

박정훈\*·정용기\*·전충환<sup>†</sup>·장영준\*\*·임혁\*\*\*

## Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics in Corrugated and Flat Plate Type Heat Exchanger

Jung-Hun Park, Yong-Ki Jeong, Chung-Hwan Jeon,  
Young-June Chang and Hyeok Lim

**Key Words:** Corrugated HEX(콜로게이트 열교환기), Flat plate type HEX(평판형 열교환기),  
Heat transfer coefficient(열전달계수), Pressure drop(압력 강하)

### Abstract

An experiment was performed to study heat transfer characteristics between corrugated heat exchanger and flat plate type one. While heat capacity(13.86kW) was provided constantly and the flow speed was varied from 2.8 to 17.9m/s, The temperature and the pressure drop were measured. Furthermore, Heat transfer coefficient, Colburn factor and Nusselt number were calculated using them. With increase of the flow speed for both exchangers, the coefficient and the pressure drop increased, but Colburn factor decreased. The coefficient, pressure drop and Colburn factor of the corrugated type were all higher than those of the flat one, which is due to the flow interruption with recirculation and reattachment of the corrugated type. The empirical correlations of Nusselt number were suggested for the tested two heat exchangers.

#### 기호설명

A : 열전달 면적 [m<sup>2</sup>]  
A<sub>p</sub> : 관 면적 [m<sup>2</sup>]  
C<sub>p</sub> : 정압비열 [kJ/kgK]  
D<sub>h</sub> : 수력직경 [m]  
f : 압력강하계수  
J : Colburn Factor  
h : 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]  
HEX: 열교환기(heat exchanger)

Nu : Nusselt 수  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]  
Pr : Prandtl 수  
Q : 단위시간당 열전달량 [W]  
Re : Reynolds 수  
T : 온도 [°C]  
T<sub>LM</sub> : 대수평균온도차  
V : 속도 [m/s]  
 $\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\lambda$  : 열전도율 [mW/m·K]  
 $\mu$  : 점도 [ $\mu Pa \cdot s$ ]

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 부산대학교 기계공학부, 기계기술 연구소

E-mail : chjeon@pusan.ac.kr

TEL : (051)510-3051 FAX : (051)512-9835

\* 부산대학교 대학원 기계공학과

\*\* 회원, 부산대학교 기계공학과

\*\*\* (주)디이에이치티 대표이사

### 1. 서론

생활에 필수불가결한 에너지의 효율적인 관리 및 고효율 에너지 회수를 위하여 고효율의 열교환

기의 개발이 절실히 요구되고 있다. 각종 다양한 산업 공정에 따라 어떤 형태의 고효율 열교환기를 선정하여 사용하느냐에 따라서 해당 공정뿐만 아니라, 전체 에너지 관리비용의 차이가 극명하게 나타난다.

향상된 열전달 성능을 위하여, 평판형 열교환기에 주름을 준 것이 콜로게이트 열교환기이다. 이는 유동을 방해하여 재순환과 재흡입을 유도하여 평판 열교환기보다 열전달측면에서 나은 성능을 갖게 된다. 실질적인 산업현장에서 열교환기를 적용하기 위하여 고효율의 wave type 열교환기에 대한 많은 연구가 활발히 진행되고 있다.

O' Brien과 Sparrow<sup>(1)</sup>는 날카로운 형상의 wave를 지니는 열교환기의 성능에 대하여 너셀트수 비교를 통한 연구를 수행하였다. 그들은 연구의 결과를 통하여 마찰계수는 레이놀즈수와 무관하다는 것을 지적하였다. 그리고 효과적으로 배열된 끝단이 날카로운 wave를 적용화한 유동의 박리를 통하여 전열계수가 향상된다고 지적하였다. 그러나 국소적으로 발생하는 유동의 박리는 큰 압력강하를 일으킬 수 있다고 지적하였다.

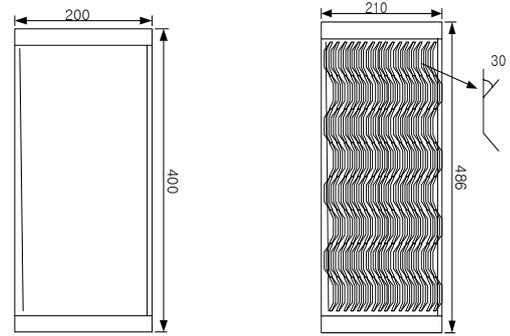
Islamoglu<sup>(2)</sup> 등은 공기를 작동유체로 하여 난류 유동에서의 wave type의 열교환기 전열성능에 대한 연구를 수행하였다. 그들은 wave의 각도가 20°를 이루는 wave 형상의 열교환기 내부에서의 벽면높이에 따른 열전달 특성 및 압력강하에 대한 연구결과로 Nu를 비교하였다.

J. Stasiek<sup>(3)</sup> 등은 주름진 통로에서의 열전달과 유동에 대한 연구를 실험적인 결과로 나타내었다. 그들은 실험을 통해서 Nu와 f의 상관식을 제안하였다.

이재용<sup>(4)</sup> 등은 주름형상 판형열교환기 채널에서의 열전달 특성을 수치해석적으로 연구하였다.

본 연구에서는 기존의 연구자들처럼 판형 열교환기 중에서 내부가 평판으로 되어있는 평판형 열교환기와 고효율을 얻기 위해 내부형상에 wave를 준 콜로게이트 열교환기를 실험을 통해 성능을 비교하였다. 입구쪽 공기속도를 변화시켜가며 일정한 열량으로 한쪽을 가열하여 실험을 함으로써 열전달 특성, 압력강하 등을 파악하고 상관식을 도출하여 열교환기의 성능을 평가하는 것이 이 연구에서의 주목적이다.

## 2. 실험



(a) Flat plate type HEX (b) Corrugated HEX

Fig. 1 Configuration of HEXs

### 2.1 실험모델 및 장치

압력강하 및 열전달 특성을 알아보기 위해 선택한 평판형 열교환기와 콜로게이트 열교환기의 형상과 제원은 Fig. 1과 같다. 평판형 열교환기는 가로 200mm, 세로 400mm의 평평한 판들로 구성되어 있고 콜로게이트 열교환기는 가로 210mm, 세로 486mm의 30도 각으로 주름진 모양의 판들로 구성되어 있다.

열교환기의 성능 비교를 수행하기 위한 실험장치의 개략도는 Fig. 2와 같다. 실험장치는 크게 기체공급부, 열교환기부, 데이터 취득장치부로 나눌 수 있다. 기체공급부는 블로우와 서지탱크, 버너로 구성되어 있다. 블로우에서 찬공기를 불어주면 서지탱크를 통과하여 열교환기로 향한다. 버너에서는 일정한 속도와 열량의 더운공기를 불어준다. 열교환기부는 열교환기가 있고, 공기가 이동하는 판들로 연결되어 있다. 판들은 직경이 83mm이고 입구와 출구에 1m길이를 부착되어 있다. 데이터 취득장치부는 열교환기의 입, 출구 부분에 온도와 압력, 속도 측정을 위한 데이터 취득장치가 설치되어 있다.

### 2.2 실험방법 및 내용

Table 1은 본 연구에서 선정한 실험조건을 나타낸다. 평판형 열교환기와 콜로게이트 열교환기의 비교실험을 행하기 위해 버너를 사용하여 일정한 열량 13.86kW를 공급하였다. 그리고 속도를 2.8~17.9m/s로 변화시켜가면서 그때의 온도특성과 압력특성을 파악하였다.

관부의 온도측정을 위해 관의 더운공기와 찬공기의 입, 출구에 K타입의 열전대를 부착하여 각 지점의 온도를 data logger로 측정하였다. 속도 측

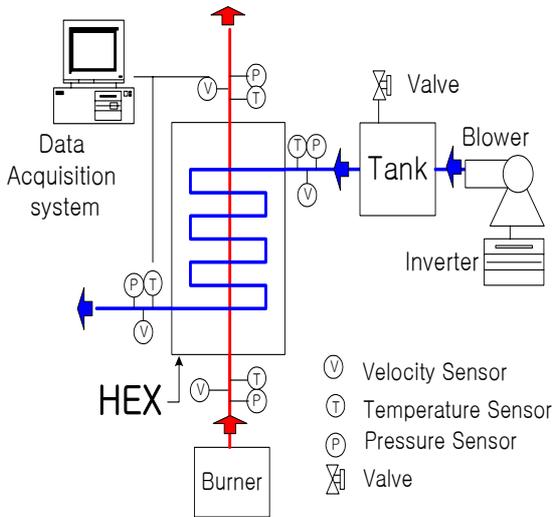


Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup

정은 피토 튜브를 관의 중심부에 직경 2mm의 튜브를 부착하여 디지털 마노미터를 이용하여 측정하였다. 또한 압력강하량을 측정하기 위하여 동일한 지점에 대하여 120도 간격으로 3곳의 압력 평균값을 취하였다.

열교환기의 성능평가를 위한 열전달계수, Colburn factor, Nu는 아래의 식들을 이용하여 구하였다.

- 열전달계수 (h)

$$h = \frac{Q}{A \Delta T_{LM}} \quad (1)$$

여기서  $\Delta T_{LM}$ 은 대수평균온도차로써

$$\Delta T_{LM} = \frac{[(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})]}{\ln [(T_{h,in} - T_{c,out}) / (T_{h,out} - T_{c,in})]}$$

$$Q = \dot{m} C_p (T_{h,in} - T_{h,out})$$

$$\dot{m} = \rho A_p V$$

- Colburn factor (J)

$$J = h \frac{P_r^{2/3}}{\rho C_p U} \quad (2)$$

$$(P_r = \frac{C_p \mu}{k} \approx 0.715)$$

Table 1 Experimental conditions

Type	Flat plate type HEX, Corrugated HEX
Frequency[Hz]	4~20 (increment by 2)
V(Cold air side) [m/s]	2.8~ 7.9
Q(Hot air side) [kW]	13.86kW
V(Hot air side) [m/s]	9.1

- Nusselt number (Nu)

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (3)$$

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 데이터 취득 및 분석

본 실험에서 전열량을 구하기 위해서는 우선 시스템의 온도가 정상상태가 이루어지는 것이 중요하다. 찬공기와 더운공기의 입, 출구에서의 온도가 정상상태로 도달하는 과정을 Fig. 3에 나타내었다. 그림은 블로우를 10Hz로 일정하게 하고, 시간에 대한 찬공기와 더운공기의 입, 출구 온도차를 나타낸 것이다. 온도가 정상상태에 도달하기 위해 약 30분의 시간이 소요된다. 본 실험은 충분히 정상상태에 도달한 것을 가정하기 위해 평판형과 콜로게이트 열교환기에 대해 1시간 후에 측정되는 실험값을 획득하였다.

Fig. 4는 평판형과 콜로게이트 열교환기 입구부의 각 주파수별 속도분포를 나타낸 것이다. 평균 유속은 각 조건별 100개의 데이터를 획득하여 평균하였다. 입구부의 평균유속은 인버터에 인가되는 주파수의 변화에 따라 선형적으로 변화하고 있다.

Fig. 5는 단위시간당 일정한 열량을 공급한 상태에서 풍속에 따른 압력강하를 나타낸다. 압력강하는 입구와 출구의 압력 차이 값을 의미한다. 평판형 열교환기의 경우에 속도가 4.79-17.94m/s로

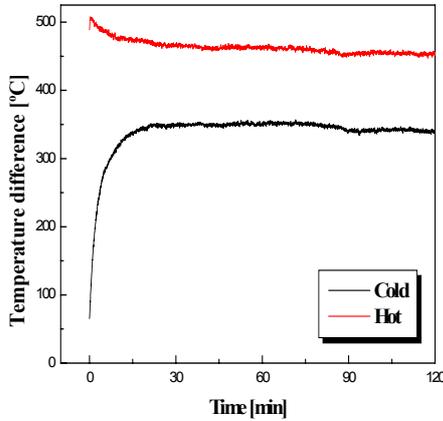


Fig. 3 Temperature difference

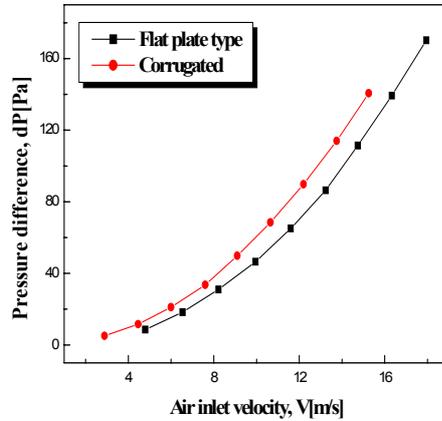


Fig. 5 Pressure difference

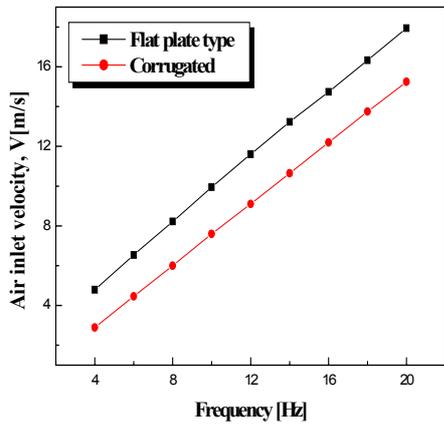


Fig. 4 Air inlet velocity

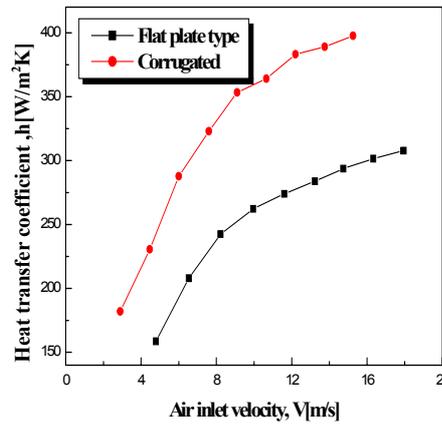


Fig. 6 Heat transfer coefficient

증가할 때 압력 손실은 8-170Pa로 지수적으로 증가함을 보여준다. 콜로게이트 열교환기의 경우 평판형과 같이 압력강하가 지수적으로 증가하는 경향을 나타내고 있으나, 내부의 형상으로 인해 주파수에 따른 속도가 평판형에 비해 다소 적게 나타났다. 이는 압력강하로 인한 손실이 평판형보다 더 작아 성능이 우수함을 보여준다. 동일한 속도에서 비교하였을 때는 콜로게이트형이 평판형보다 압력강하량은 높게 나타났다.

3.2 열교환기 성능평가

열교환기의 성능 평가를 위해 열전달 계수를 산출하였다. 초기 속도와 온도 분포를 통하여 입구 공기 속도와 평균 열전달계수와와의 관계를 Fig. 6에 나타내었다. 평판형과 콜로게이트 열교환기의 비교를 통해 열전달계수는 동일한 속도에서 콜로게이트형이 평판형에 비해 유동장애로 인한 난류

강화 특성으로 높게 나타났다.

Fig. 7은 단위 압력강하당 열전달계수를 나타내고 있다. 동일한 속도 증가에 대해 압력강하당 평균 열전달계수는 지수적으로 감소하는 것으로 나타났다. 이는 속도의 증가에 따른 압력강하량이 상대적으로 열전달계수보다 상당히 크기 때문이다.

또한 동일한 속도에서 콜로게이트형이 평판형보다 압력강하당 열전달계수가 약간 크게 나타났다.

열교환기 내부 형상을 복잡하게 할수록 열전달계수는 증가하지만 압력강하 또한 증가하기 때문에 최적의 열교환기 성능을 갖기 위해서는 이 두 요소를 모두 고려해야한다. 이 그림에서도 콜로게이트형이 평판형보다 성능이 더 좋음을 알 수 있다.

Fig. 8은 앞에서 나타낸 식 (2)을 사용하여 찬공기 입구 속도에 따른 Colburn factor를 비교 한 것

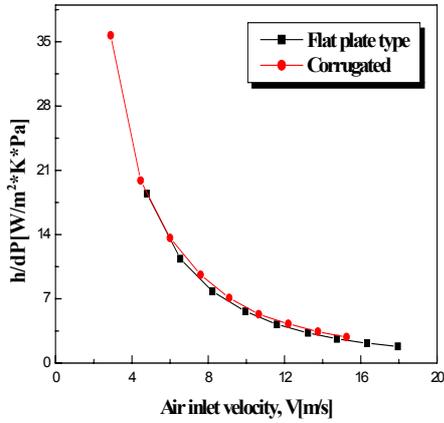


Fig. 7 h/dP

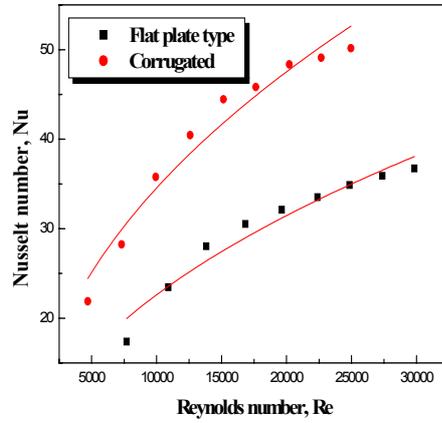


Fig. 9 Nusselt number

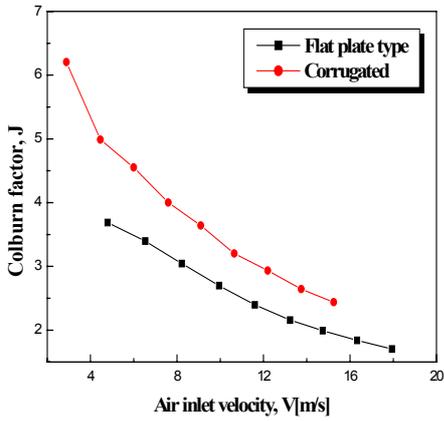


Fig. 8 Colburn factor

이다. Colburn factor는 Nu를 Re와  $Pr^{1/3}$ 로 나눈 열 전달계수의 변화를 나타내는 무차원계수이다. 입구속도가 증가할수록 Colburn factor는 감소하였고, 같은 속도에서 평판형보다 콜로게이트형이 Colburn factor는 더 크게 나타났다. 이는 열전달계수의 변화량이 둘 다 감소하지만 콜로게이트형 열교환기가 더 크다는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 식 (3)를 사용하여 찬공기 입구 속도에 따른 Nu를 나타낸 것이다. 이는 앞에서 나타낸 열전달 곡선과 비슷한 경향이다. 기존 연구에 대한 상관관계식을 Table 2에 나타냈다. 본 실험에서도 Re의 함수로 Nu의 상관식을 산출하였다. 평판형

Table 2 Comparison of correlations for Nusselt number

Researcher	Correlation	Range
Achaichia & Cowell <sup>(6)</sup>	$Nu = 1.54 Re_{Lp}^{0.43} \left(\frac{L_P}{F_P}\right)^{0.19} \left(\frac{L_P}{T_P}\right)^{0.11} \left(\frac{L_h}{L_P}\right)^{0.15} Pr$	$Re_{Lp} = 150 \sim 3000$ $F_P = 2.02mm \sim 3.33mm$ $L_P = 0.81mm \sim 1.4mm$ $\theta = 22^\circ \sim 29^\circ$
Davenport <sup>(7)</sup>	$Nu = 0.249 Re_{Lp}^{0.43} L_h^{0.33} \left(\frac{L_L}{H}\right)^{1.1} H^{0.26} Pr$	$Re_{Lp} = 300 \sim 4000$ $F_P = 2.01mm \sim 3.35mm$ $L_P = 1.5mm \sim 3.0mm$ $\theta = 8.43^\circ \sim 35.92^\circ$
Aoki <sup>(8)</sup>	$Nu = 0.87 Re_{Lp}^{0.5} Pr^{1/3}$	$Re_{Lp} = 64 \sim 700$ $F_P = 1mm$ $L_P = 0.8, 1.0, 1.4mm$ $\theta = 35^\circ$

열교환기에서  $Nu = 0.28136Re^{0.47628}$ , 콜로게이트형서  $Nu = 0.49811Re^{0.46028}$ 와 같은 상관식을 나타내었다. 상관식에서 알 수 있듯이 Nu가 Re의 약 0.5승에 비례하는데 이는 Table 2에 나타난 기존의 상관식들과 비슷하다. J. STASIEK<sup>(5)</sup>는 콜로게이트형서의 열전달은  $Nu \approx Re^{2/3}$ 의 관계가 있다고 설명하였는데 본 실험과는 차이가 있었다. 이는 열교환기의 차이, 실험 조건의 영향이라 생각된다.

#### 4. 결 론

평판형과 콜로게이트 열교환기의 속도변화에 따른 대류열전달 특성에 대한 실험을 통하여 얻어진 결론은 다음과 같이 요약되어 질 수 있다.

(1) 평판형과 콜로게이트 열교환기 두가지 경우에 속도가 증가함에 따라 열전달 계수는 상승하는 것으로 나타났다. 동일한 속도에서 콜로게이트형이 평판형에 비해 난류 강화 특성으로 인해 열전달 계수가 높게 나타났다.

(2) 두 종류의 열교환기에서 속도증가에 대해 압력 강하당 평균 열전달계수는 감소하는 경향을 나타내었다. 동일한 속도에서는 콜로게이트형이 평판형보다 압력 강하당 평균열전달계수가 전체적으로 조금 높게 나타났다.

(3) 열전달계수의 변화를 나타내는 Colburn factor는 속도증가에 따라서 감소하는 경향이 나타났다. 동일한 속도에서는 콜로게이트형이 평판형보다 더 큰 값을 가졌다.

(4) Nu는 속도증가에 대해 증가하였고, 평판형 열교환기에서  $Nu = 0.28136Re^{0.47628}$ , 콜로게이트형서  $Nu = 0.49811Re^{0.46028}$ 와 같은 상관식을 나타내었다.

#### 후 기

본 연구는 중소기업청에서 시행한 중소기업 기술혁신개발사업으로 수행되었으며 이에 깊은 감사를 드립니다.

#### 참고문헌

(1) J. E. O'Brien, E. M. Sparrow, 1982, "Corrugated-duct heat transfer, pressure drop, and

flow visualization", Transaction of the ASME Journal of Heat Transfer 104, pp. 410-416

(2) Yasar Islamoglu, Cem Parmaksizoglu, 2003, "The effect of channel height on the enhanced heat transfer characteristics in a corrugated heat exchanger channel", Applied Thermal Engineering 23, pp. 979-987

(3) J. A. STASIEK, 1998, "Experimental studies of heat transfer and fluid flow across corrugated-undulated heat exchanger surfaces", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, Nos 6-7, pp. 899-914

(4) Jea Yong Lee, Nam Jin Kim, T Ae Yong Kim, Chong Bo Kim, 2001, "Numerical Analysis of Heat Transfer Characteristics in Corrugated Plate Type Heat Exchanger Channel", 설비공학 논문집 제 13 권 제 7호, pp. 588-594

(5) J. STASIEK, M. W. COLLINS, M. CIOFALO, 1996, "Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages— Experimental results", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 1, pp. 149-164

(6) A. Achaichia and T. A. Cowell, 1988, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surfaces", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 1, pp. 147-157

(7) C. J. Davenport, 1983, "Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin", Heat Transfer-Seattle 1983 AIChE Symp. Ser., No. 225, Vol. 79, pp. 19-27

(8) H. Aoki, T. Shinagawa and K. Suga, 1989, "An Experimental Study of Local Heat Transfer Characteristics in Automotive Louvered Fins", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. I pp. 293-300