폐열회수용 핀-튜브 열교환기 성능 수치모사

남 명 환, 맹 재 훈, 구 병 수*, 전 용 두†, 이 금 배
공주대학교 기계공학과, *(주)동화엔텍

Numerical Simulation of a Fin-Tube Heat Exchanger for Waste Gas Heat Recovery

Myong-Hwan Nam, Jae-Hun Maeng, Byeong-Soo Koo*, Yong-Du Jun†, Kum-Bae Lee
Department of Mechanical Engineering, Kongju National University, Cheonan 330-717, Korea
*Donghwa Entec. Co., Ltd, Busan 618-270, Korea

(Received October 4, 2010; revision received December 10, 2010)

ABSTRACT: As an effort to secure economically viable heat recovery units, innovative fin shapes for industrial boilers are studied for better performance. In the present study a numerical modeling for the analysis of heat exchanger performance is conducted using a commercial software, ANSYS CFX and the results are compared with the experimental data. Out of several candidate fin shapes curved wavy fin is selected for the present study. Both numerical and experimental data are directly compared for heat transfer rate and pressure drop with the assumed constant surface temperature of 60°C. Exhaust gas is obtained from a test apparatus which supplies variable flow rates. The numerical results show reasonable agreements with the experimental data within 10% in terms of both total heat transfer and pressure loss.

Key words: Heat exchanger(열교환기), Heat transfer(열전달), Fin tube(핀 튜브), Pressure drop(압력강하), Numerical simulation(수치모사)

기 호 설 명

D	: 관직경 [mm]
P	: 압력 [Pa]
C_p	: 정압비열 [kJ/kg · K]
$Re_{D,m}$	: Reynolds 수, $\frac{U_{max}D}{\nu}$
T	: 온도 [K]
U_{∞}	: 자유유속 [m/s]
U_{max}	: 최대평균유속, $U_{\infty} \frac{S_T}{S_T - D}$ (aligned)

그리스 문자

ν : 동점성 계수

하첨자

∞ : 자유유동상태

1. 서 론

핀-튜브 열교환기(fin-tube heat exchanger)는 원형 관군 형태로 많은 산업분야에 응용되고 있다. 이와 같은 열교환기에서 전열성능을 결정하는 총열저항은 전열관측 열 저항과 공기 측 열 저항 그리고

† Corresponding author

Tel.: +82-41-521-9251; fax: +82-41-521-9594

E-mail address: yjun@kongju.ac.kr

핀-관 접촉부 열 저항으로 구분할 수 있다. 그중에서 공기 측 열 저항은 열교환기 전체 열 저항의 60~70%를 차지하므로 열교환기의 전열성능을 향상시키기 위해서는 공기 측 전열성능의 향상이 중요하다. 이에 따라 그동안 전열성능이 우수한 핀들을 개발하기 위해 선진국에서는 오래전부터 많은 연구가 수행됐다. 반면 국내에서는 자동차용 또는 콤팩트 열교환기에 대한 연구가 주로 수행되었고, 폐열회수용 열교환기에 관련된 연구결과는 상대적으로 미미하여 대부분 선진국에서 개발한 핀 형상을 적용하여 사용하고 있다.

국내에서 열교환기 핀 형상과 관련된 연구로 이동진과 윤점열은 핀 튜브 열교환기 성능에 영향을 미치는 인자들을 주제로 연구하였다.⁽¹⁾ 이들은 열교환기 성능에 영향을 미치는 인자들을 크게 기하학적 인자와 물리적인 인자로 크게 나누고 기하학적 인자로서 핀 형상과 단위 길이당 핀 수를 포함했다. 윤점열, 이옥용, 이관수는 핀-관 열교환기에 사용되는 핀의 종류와 연구동향에 대하여 보고하였으며, 더욱 고효율의 핀 형상 개발에 수치해석 모델의 필요성을 제기하였다.⁽²⁾ 강희찬은 열교환기 관형 핀 해석을 위한 이론적 검토를 수행하였다.⁽³⁾ 이민규, 강희찬 등은 열교환기에 적용될 새로운 핀 형상 개발을 하려는 실험 및 수치해석적 연구를 수행하였다.⁽⁴⁻⁵⁾

본 연구진은 폐열회수용 핀-튜브 열교환기에 적합한 핀 형상을 도출하기 위하여 적용 가능한 핀 형상들에 대한 수치해석 모델링 기법을 정립하고, 6종의 핀 형상(plain, split, spiral, twist, curved wavy)에 대한 전열성능을 상대적으로 비교한 바 있다.⁽⁶⁾ 본 연구는 시험을 통하여 획득한 열교환기 성능자료와 수치해석 모델링 결과를 직접 비교하여 수치모사를 통한 열교환기 성능 모사의 신뢰성을 확인하고자 수행되었으며, 연구대상 핀은 curved wavy 핀이다.

2. 열교환기 및 실험장치

2.1 열교환기, 핀 형상 및 시험조건

본 연구를 위하여 선정된 열교환기는 핀이 있는 8열의 원형관 정열(aligned) 튜브 뱅크(Fig. 1)로서 열교환기의 크기는 길이 790 mm, 폭 328 mm, 높이 288 mm이고, 냉각수 관경은 25.4 mm이다. 핀의 형상은 curved wavy 핀이고, 관 길이 방향으로 25.4

mm당 6개의 핀이 설치된다(Fig. 2). 열교환기의 관배열 특성 및 공기 측 물 측 실험조건은 Table 1에 요약하였다.

입구에 유입되는 가스는 경유 보일러로부터 공급되며, 별도의 팬 및 댐퍼를 이용하여 바람량을 조절할 수 있다. 관군 입구에서 가스는 온도 150~165℃, 속도 1.8 m/s~2.2 m/s로 관군으로 접근하며, 냉각수관의 내부는 약 60℃의 냉각수가 통과한다. 튜브

Fig. 1 An illustration of fin tube heat exchanger(aligned).

Fig. 2 Curved wavy fin configuration (6 fins/inch).

Table 1 Geometric parameters and selected test conditions for the present study

Tube material	Carbon steel
Number of tube rows(N)	8
Number of fins/inch	6
Diameter of tube(D)	25.4 mm
Tube spacing(S_L)	54 mm
Tube spacing(S_T)	54 mm
Free stream air velocity(U_∞)	1.8~2.2 m/s
Free stream air temperature(T_∞)	150~165℃
Water flow rate(Q_w)	5,000 kg/hr
Water inlet temperature(T_w)	60℃

뱅크를 가로지르는 유동의 레이놀즈수($Re_{D,m}$)는 관군을 통과하는 최대평균유속(U_{max})과 관 지름(D)에 의하여 결정되며 본 연구대상은 $U_{max} = 3.42 \text{ m/s} \sim 4.24 \text{ m/s}$, $Re_{D,m} = 2,863 \sim 3,764$ 이다.

2.2 실험 장치 및 방법

본 실험에서 사용된 열교환기 실험장치 및 개략 도는 Fig. 3에 도시하였다. Fig. 3에서 보는 바와 같이 보일러로부터 생성된 배 가스는 분지된 관로를 통하여 팬, 오리피스 유량계를 지나 열교환기로 유입되며, 냉각수는 열교환기를 통하여 가열된 후 다시 냉각기에서 냉각된 후 일정온도의 물이 열교환기에 공급된다. 가스 유량의 조절은 팬 입구에 설치된 댐퍼에 의해 이루어지고, 냉각수는 밸브와 유량계를 통하여 원하는 유량조절이 가능하다. 본 시험에서는 배 가스 유량에 따른 운전성능을 확인하기 위하여 4개의 서로 다른 가스 유량에 대하여 시험을 수행하였다. 가스 측의 온도측정에는 K-type(오메가) 열전대, 물 측 온도측정에는 정도가 높은 RTD(오메가)를 사용하였으며, 배 가스 유량 측정은 D-D/2 오리피스와 디지털 차압계로 측정하였고, 냉각수 유량은 터빈유량계(FTB-S-S, 대덕기술)로 측정하였다. 온도, 압력 그리고 유량 등 시험자료들은 자료수집장치(DA-100, 30 Ch., 요코가와)를 통해 0.5 초 간격으로 수집하였으며, 정상상태에서 약 10분 동안 수집된 자료의 시간평균 값을 사용하여 성능 분석 자료로 활용하였다.

Fig. 4는 본 연구에 사용된 실험실용 열교환기 시험장치 전경이다.

Fig. 4 Heat exchanger experiment setup apparatus.

3. 수치모델

열교환기 전열성능 모사를 위한 수치해석에는 상용해석 소프트웨어인 ANSYS CFX V.12가 사용되었다. 이 소프트웨어는 열전달을 포함하는 유동장 해석을 위한 지배방정식으로 일련의 보존형 압축성 비정상 Navier-stokes 방정식을 사용하며, 특히 유동의 박리와 경계층 해석에 안정적인 확장형 벽 법칙(scalable wall function)이 적용되었다.⁽⁷⁾ 계산영역은 유동 방향으로 8열의 관을 포함하여 관군의 상류(제 1열관 중심으로부터 $3.15 \times D$) 및 충분한 길이의 하류(제 1열과 중심으로부터 $16 \times D$)를 포함하였으며, 횡방향 배열의 1피치를 포함하는 공간으로 하였으며, 전체적으로 계산영역의 크기는 $900 \text{ mm} \times 54 \text{ mm} \times 4.14 \text{ mm}$ ($L \times H \times W$)이다.

Fig. 5와 Fig. 6은 본 수치모사에 사용된 계산영역과 전형적인 격자 계로서 계산의 정확도와 기하학적 특성을 고려하여 4면체 격자(tetra)의 크기를 조정한다. 특히 실린더 후면에서와 같이 복잡한 유동의 해석을 위해 국부적으로 격자를 밀집시키는 방법을 사용하였고, 경계층 영역의 더욱 정확한 해석을 위하여 벽면을 따라 프리즘 격자를 5층으로 구성하였다. 격자계의 적절성을 판단하기 위한 격자의존도 테스트는 별도의 모델을 통하여 수행하였다. 본 계산모델에는 총 약 107만 개의 셀(4면체 격자 82만 개, 피라미드 1.15만 개, 웨지 24.5만 개)이 사용되었다.

경계조건(Fig. 7)으로는 가스 측 입구 경계조건으로는 가스 유량에 따른 속도($1.8 \sim 2.2 \text{ m/s}$)와 그에

Fig. 3 Schematic of the experimental apparatus.

Fig. 5 Computational domain.

Fig. 6 Grid system.

Fig. 7 Boundary conditions.

상응하는 각각의 온도(150~165℃)를, 출구 경계조건은 압력(대기압)을 지정하였다. 튜브길이 방향 단면 및 고체 벽면을 제외한 상하면에는 주기적 경계조건을 적용하였으며, 튜브 내면에는 일정온도 조건(60℃)을 적용하였다. 가스 측 난류 강도는 팬의 후류이고 급 확대 영역인 점을 고려하여 다소 높은 10%로 가정하였다.

계산은 비정상 모사기법을 사용하였으며 물리적 시간 간격(physical time scale)은 유체에 대하여 0.01초, 고체에 대하여 0.5초로 설정하였다.

4. 결과 및 고찰

제 2.2절에서 기술한 4개의 유량 값에 상응하는 레이놀즈수($Re_{D,m}$)는 2873, 3184, 3467, 그리고 3751이다. 예비계산을 통하여 유동장은 비대칭성과 주기성을 갖는 비정상 유동장이므로 온도장의 정상 여부를 통하여 적절한 계산시간을 확인 하였다.

Fig. 8은 두 개의 모니터링 포인트(1-제 1열 핀 끝단 표면, 2-제 8열 핀 끝단 표면)에서의 시간 경과에 따른 온도변화 결과로서, 이를 통하여 온도장이 정상화되는 시점을 판단할 수 있다.

본 수치실험의 결과 계산횟수가 100회 이상의 경우에는 핀 끝단의 표면온도가 거의 변하지 않음을 확인하였고, 이를 계산의 종료시점을 정하기 위한 자료로 활용하였다.

수치모사에 의하여 얻어진 유동장 온도분포, 압력분포, 속도분포 및 유선으로서 (a) 단면은 핀을 가로지르는 단면($Z = 0$ mm)이며, (b) 단면은 핀 중앙으로부터 일정 거리가 떨어진 단면($Z = 1.06$ mm)이다. 온도장(Fig. 9)과 속도장(Fig. 11, Fig. 12)에서 볼 수 있듯이 관관을 지나는 동안에는 온도 및 속도장이 어느 정도 상하 대칭성을 유지하고 있으나 관관이 끝난 하류에서는 와류의 비대칭 박리가 발생하는 전형적인 비정상유동 특성을 나타냄을 알 수 있다.

Fig. 10은 압력장으로 1열에서 가장 큰 압력이 걸리는 것을 확인하였으며, 하류로 갈수록 압력이 낮아짐을 확인할 수 있었다.

본 수치해석 결과로부터 핀 내의 온도구배는 상류 측에서는 크게 나타나지만, 하류로 갈수록 온도

Fig. 8 A typical temperature variation with respect to the accumulated time steps.

(a) At section crossing fins($Z = 0$ mm) (b) At section between fins($Z = 1.06$ mm)Fig. 9 Temperature distribution($Re_{D,m} = 3,751$). (a) At section crossing fins($Z = 0$ mm) (b) At section between fins($Z = 1.06$ mm)Fig. 10 Pressure distribution($Re_{D,m} = 3,751$). (a) At section crossing fins($Z = 0$ mm) (b) At section between fins($Z = 1.06$ mm)Fig. 11 Velocity distribution($Re_{D,m} = 3,751$). (a) At section crossing fins($Z = 0$ mm) (b) At section between fins($Z = 1.06$ mm)Fig. 12 Velocity Streamlines($Re_{D,m} = 3,751$).

구배는 미미한 것으로 나타났다(Fig. 9 (a)). 유동의 경우 관군 사이를 통과하는 주 유동 속도는 하류로 진행하면서 점차 감소하고(Fig. 11(b), Fig. 12(b)), 유속이 느린 후류 영역에서는 낮은 온도영역이 형성됨을 확인할 수 있다(Fig. 11(b), Fig. 9(b)).

4.2 전열성능 비교

제 2장에서 소개한 실험 결과와 수치해석 결과의 직접적인 비교를 통하여 수치해석을 통한 열교환기 전열성능예측의 신뢰성을 확인하고자 총전열량(Q)과 압력손실(ΔP)을 4개의 레이놀즈수에 대하여 비교하였다(Fig. 13 및 Fig. 14).

Fig. 13은 성능시험 결과로부터 얻어진 가스 측(Q_{gas_exp}) 및 물 측 전열량(Q_{wat_exp})과 수치해석을 통하여 얻은 가스 측 예측전열량(Q_{gas_cal})을 비교하고 있다.

Fig. 13 Heat transfer rate.

Fig. 14 Pressure drop.

그림으로부터 가스유량별로 예측 전열량은 측정 전열량을 매우 근사하게 예측(최대 오차 2.0% 이내)하고 있으며, 변화추이도 잘 반영하고 있음을 확인할 수 있었다. 본 연구대상 열교환기는 가스 유량 변화에 따라 약 6%의 전열량 변화가 나타났으며, 전열량은 가스유량이 많아짐에 따라 증가하였다.

Fig. 14는 가스 유량변화에 따른 열교환기 내부에서의 압력손실을 나타낸 그림이다. 그림에 따르면 유량증가에 따라 압력손실은 거의 선형적으로 증가하며, 수치모사 결과가 압력손실을 약 13% 정도 과대 예측한 것으로 나타났다.

5. 결 론

폐열회수용 핀-튜브 열교환기의 효율 향상을 위한 연구의 목적으로 개발된 수치해석 기법을 이용하여 고효율 핀 형상에 대한 성능을 예측하고 시험결과와 비교함으로써 열교환기 성능에 대한 수치해석의 신뢰도를 검토하였다.

본 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다 :

(1) 폐열회수용 열교환기의 전열성능 예측을 위한 수치모델링 기법을 제안하고, 실제 열교환기시험자료와 비교 및 검증을 수행하였다.

(2) $Re_{D,m}(2,873 \sim 3,751)$ 범위에 걸쳐 시험 및 수치모사를 수행한 결과 압력손실은 최대 13%, 전열량은 최대 2% 범위에서 예측 가능함을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 지식경제부 지원 산업에너지기술개발사업 및 교육과학기술부 지원 BK 21사업과 2009년 공주대학교 학술연구지원사업의 연구비지원에 의하

여 수행되었습니다. 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Lee, D. J. and Yun, J. Y., 1993, research review for parametric characteristics on heat exchanger, KSME Journal, Vol. 33, No. 1, pp. 936-941.
2. Yun, J. W., Yun, J. Y. and Kim, M. H., 1996, Numerical study on the characteristics of flow and heat transfer in finned tube heat exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 25, No. 2, pp. 137-150.
3. Kang, H. C., 1999, Fin efficiency of the heat exchanger, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, pp. 1115-1121.
4. Lee, M. K., Chang, K. S., Kweon, Y. C., and Yun, J. W., 2002, Development on new fin of fin-tube heat exchanger for a/c system, SAREK 2002 Summer Annual Conference, pp. 153-158.
5. Lee, J. H., Lim, M. K. and Kang, H. C., 2009, Forced Convection Characteristics of V type Circular-finned Tube Heat Exchanger, SAREK 2009 Summer Annual Conference, pp. 1348-1354.
6. Nam, M. H., Yong, D. J., Koo, B. S., and Lee, K. B., 2009, Modeling for Numerical Analysis of a Fin-Tube Heat Exchanger for Waste Gas Heat recovery, SAREK 2009 Winter Annual Conference, pp. 456-461.
7. ANSYS CFX-Solver Theory Guide, ANSYS CFX, Release 12.