

차량용 열교환기의 주름진 루버 환에 대한 3차원 성능해석

박 봉 수[†], 조 재 현, 한 창 섭
만도공조(주) 차량공조 연구소

Three Dimensional Analysis for the Performance of the Corrugated Louver Fin for a Vehicle Heat Exchanger

Bong-Soo Park[†], Jae-Hun Cho, Chang-Seob Han

R&D Center, ACC Division, Mando Climate Control Corp., 121, Maegok-ri, Tangjeong-myon, Asan-city, Chungnam, 336-840, Korea

(Received August 27, 2001; revision received January 16, 2002)

ABSTRACT: A three dimensional numerical analysis of the corrugated louver fin for a vehicle heat exchanger was performed. The heat transfer rate and the air pressure drop of the corrugated louver fins for a slim heater were compared with experimental results at the same operating conditions. As for the slim heater fin, we found an optimum fin pitch at certain operating conditions. As the fin pitch increased, the air pressure drop decreased. The vertical or flat top fin was superior to the common declined fin in the aspect of heat transfer performance. As the louver length increased, both the heat transfer rate and the air pressure drop increased.

Key words: Corrugated louver fin(주름진 루버 환), Slim heat exchanger(슬림 열교환기), Fin pitch(환 피치), Fin angle(환 각도), Three dimensional numerical analysis(3차원 수치해석)

기 호 설 명

A_{cal} : 해석영역의 전면면적 [m^2]
 A_{real} : 열교환기의 전면면적 [m^2]
 C_A : 면적상수
 F_h : 환 높이 [mm]
 F_P : 환 피치 [mm]
 F_w : 환 폭 [mm]
 F_t : 환 두께 [mm]

F_θ : 환 각도 [degree]
 L_l : 루버 길이 [mm]
 L_P : 루버 피치 [mm]
 L_θ : 루버 각도 [mm]
 Re_{Lp} : 루버 피치 기준 레이놀즈수
 s_1 : 환의 입구 또는 출구 편향 영역
 s_2 : 환의 중간에 위치한 편향 영역

1. 서 론

1.1 연구배경

열교환기는 고온 유체와 저온 유체가 고체벽을

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-530-6949; fax: +82-41-530-3381

E-mail address: gulce@hanmail.net

증가하여 접함으로써 저온 유체의 가열, 고온 유체의 냉각을 목적으로 하는 장치 또는 서로 다른 두 유체를 직접 또는 간접으로 접촉시켜 열교환을 시키는 장치이다.⁽¹⁾

일반적으로 열교환기의 설계방향은 소형화, 경량화, 고효율화 등이 있는데 열교환기의 슬립화를 실현한다면 위의 3가지 목표를 동시에 만족할 수 있으므로 당사에서는 생산중인 열교환기에 대하여 슬립화를 검토하고 있다.

차량용 열교환기에는 주름진 루버 힌(corrugated louver fin)이 주로 사용되고 있는데 슬립 히터 또는 슬립 증발기를 개발하기 위해서는 그에 맞는 힌의 설계가 반드시 수반되어야 한다. 주름진 루버 힌의 설계변수로는 여러 가지가 있으나 루버 피치, 힌 피치, 루버 각도, 힌 폭 등을 꼽을 수 있다. 위에 열거한 변수들을 조합하여 시작품의 힌을 제작하고 이를 이용하여 열교환기를 만들어 성능실험을 거친 후 운전조건에 맞는 최적의 힌 또는 열교환기를 설계할 수 있다. 그러나 이러한 방법으로는 상당한 시간 및 비용이 필요하게 되므로 현실적인 설계방안이라 보기 힘들다. 따라서, 위에 제시한 방법의 대안으로 열교환기 설계 시뮬레이션 소프트웨어를 이용하거나 또는 수치해석 기법을 이용하는 방법이 제시되고 있다.

본 연구의 목적은 수치해석 기법을 이용하여 슬립 히터 및 슬립 증발기용 주름진 루버 힌의 성능을 예측하고 힌 피치, 힌 각도, 그리고 루버 길이에 따른 열교환기의 성능을 비교하여 고효율의 열교환기를 설계함에 있다. 본 논문에서 제시한 수치해석 기법은 시작품으로 제작한 슬립 히터의 실험값을 이용하여 검증하였다.

1.2 기존연구

주름진 루버 힌에 대한 기존연구를 그 접근방법에 따라 실험에 의한 방법과 수치해석에 의한 방법으로 나누어 정리하면 다음과 같다.

실험에 의한 방법을 이용하여 Webb⁽²⁾은 10배 확대한 모델에 대해 염료주입법을 이용하여 유동가시화를 시도하였고 루버 피치를 특성 길이로 한 레이놀즈수(Re_{Lp}), 루버 피치, 힌 피치, 루버 각도의 변화에 따른 유동효율(flow efficiency)의 상관식을 제시하였는데 유동효율은 레이놀즈수, 루버 피치, 힌 피치, 루버 각도가 증가함에 따라

증가하고 임계 레이놀즈수 이상의 운전조건에서는 유동효율이 루버 피치와 힌 피치만의 함수임을 주장하였다. Aoki et al.⁽³⁾은 다수의 루버로 구성된 힌에서 각 루버의 열전달계수를 독립적으로 측정할 수 있는 실험장치를 개발하여 제안하였고, Lee et al.⁽⁴⁾은 자동차용 방열기의 15배 확대 모델을 이용하여 유동효율 및 항력계수의 상관식을 구하였으며, Chang and Wang⁽⁵⁾은 91가지의 실제 열교환기 샘플의 실험값을 이용하여 열전달 상관식을 제안하였다. Jeon and Lee⁽⁶⁾는 27가지의 15배 확대 모델을 이용하여 힌의 평균 및 국소 누셀트(Nusselt)수를 구하였고 열전달 상관식을 제안하였는데 루버 피치 및 루버 각도가 증가하면 힌의 평균 누셀트수가 증가함을 입증하였다. Kim and Park⁽⁷⁾은 21가지의 열교환기에 대해 루버 각도 및 힌 피치에 따른 성능특성을 연구하였는데 힌 피치가 열전달계수에 미치는 영향은 루버 각도와 레이놀즈수에 따라 다르며 압력강하는 힌 피치가 작을수록 레이놀즈수가 클수록 증가함을 밝혔다.

수치해석에 의한 방법을 이용하여 Kang and Choi⁽⁸⁾는 힌 피치와 루버 피치의 비가 커질수록 유동저항과 루버 상하면의 국소 누셀트수가 작아지고 루버 각도가 커질수록 유동저항이 커지며 루버 상하면의 국소 누셀트수는 작아짐을 밝혔다.

Ha et al.⁽⁹⁾은 레이놀즈수가 증가함에 따라 핀 사이의 공간으로 흐르는 유량은 감소하고 루버와 루버 사이의 채널(channel)로 흐르는 유량은 증가하며 레이놀즈수, 루버 각도, 그리고 단위길이당 힌의 수가 증가함에 따라 열전달률 및 압력강하가 증가함을 밝혔다.

2. 수치해석

본 연구에서는 주름진 루버 힌의 설계변수에 따른 성능을 비교, 검토하기 위하여 3차원 수치해석을 수행하였다. 기하학적 형상 모델링 및 격자생성을 위하여 전처리기인 Gambit V1.3.0을 사용하였고 수치해석용 프로그램으로써 Fluent V5.5를 사용하였다.

2.1 해석모델 및 계산격자

Fig. 1은 전형적인 주름진 루버 힌의 기하학적

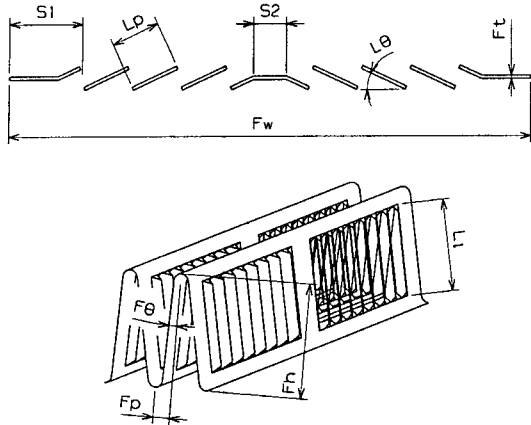


Fig. 1 Geometry and design parameters of traditional corrugated louver fin.

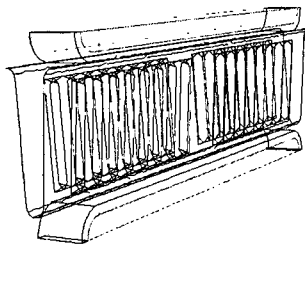


Fig. 2 Geometric model of corrugated louver fin.

형상과 각 설계변수를 보여주는 그림이다.

수치해석에 사용한 해석 모델은 Fig. 2와 같이 튜브와 뒀을 일체로 용접한 형상을 채택하여 튜브에서 뒀으로의 또는 튜브에서 공기로의 열전달을 계산할 수 있도록 구성하였고 두 배의 뒀 피치를 계산영역으로 삼아 여기에 y축과 z축 방향으로 반복경계조건(periodic boundary condition)을 줄 수 있도록 구성하였다. 뒀의 두께가 0.08 mm이므로 뒀의 내부에 3차원 격자를 생성하는 것이 사실상 불가능하기 때문에 뒀은 두께를 무시한 얇은 벽으로 처리하였다. 따라서, 뒀의 열전도를 계산하기 위해 Fluent V5.5에서 제공하는 부프로그램인 얇은 벽에서의 열전도 모델(thin wall conduction model)을 적용하였다.

수치해석을 수행한 뒀은 그 용도에 따라 크게 슬림 히터용 주름진 루버 뒀과 슬림 증발기용 주름진 루버 뒀으로 나눌 수 있는데 주요 기하학적

Table 1 Specification of heater fin

	No. of sample	Fin pitch [mm]	Louver pitch [mm]	Louver length [mm]	Fin height [mm]
Fin for heater	H_case0	0.83	1.00	3.6	4.6
	H_case1	0.83	1.05		
	H_case2	0.85			
	H_case3	0.87			
	H_case4	0.90			
	H_case5	0.95			
	H_case6	1.10			

Table 2 Specification of evaporator fin

	No. of sample	Fin angle	Louver length [mm]	Fin pitch [mm]	Louver pitch [mm]	Fin height [mm]
Fin for evaporator	E_case1	30	8.7	1.80	1.10	10
	E_case2	0	8.7			
	E_case3	0	9.0			

Table 3 Specification of tube

	Width [mm]	Height [mm]	Thickness [mm]
Tube	18.5	2.03	0.33

치수는 Table 1과 Table 2에 나타나 있다. 뒀의 상 히터용 뒀 또는 E_case1과 같이 뒀 각도가 0도 이상인 뒀을 경사 뒀(inclined fin)이라 부르며, E_case2 또는 E_case3의 뒀과 같이 뒀 각도가 0도인 뒀을 수직 뒀(vertical fin or flat top fin)이라 부른다.

히터와 증발기의 수치해석에 사용한 튜브 사양은 Table 3에서 보는 바와 같이 동일한 사양이고, 히터용 뒀에 비해 상대적으로 뒀 폭이 큰 증발기용 뒀의 수치해석을 위하여 실제 뒀 폭의 절반에 해당하는 영역을 계산영역으로 삼았다.

Fig. 3은 히터용 열교환기의 실제 외관과 모델링을 통하여 이상화한 히터용 열교환기의 형상을 비교한 그림이고, Fig. 4는 증발기용 열교환기의 실제 외관과 모델링을 통하여 이상화한 증발기용 열교환기의 형상을 비교한 그림이다.

계산은 DEC 21164 CPU를 사용하는 워크스테이션에서 수행하였다. 계산격자는 75만개이고 하나의 계산을 수렴시키는 데 걸리는 시간은 약 10시간 정도가 소요되었다. 뒀과 튜브에서의 면적

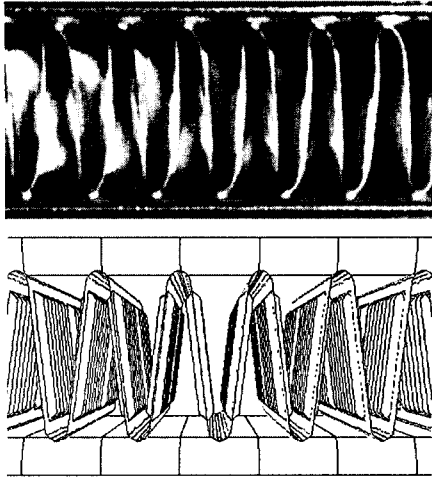


Fig. 3 Comparison between real appearance and geometric model of heater.

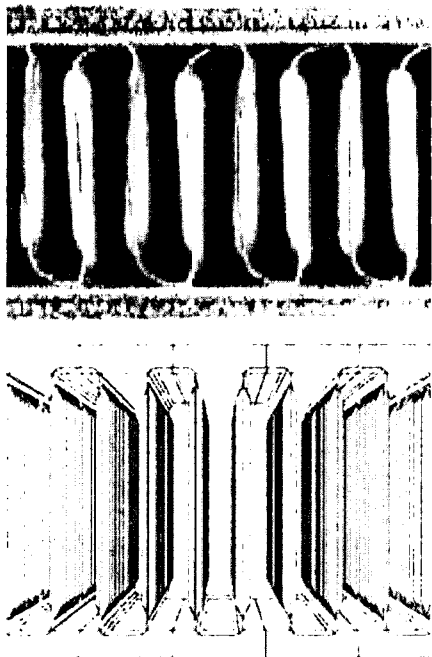


Fig. 4 Comparison between real appearance and geometric model of evaporator.

자는 Fig. 5에 도시한 바와 같다. 에너지방정식의 잔차(residual)가 10^{-7} 이하, 연속방정식 및 운동량방정식의 잔차가 10^{-4} 이하일 때 계산이 수렴된 것으로 간주하였다. 본 논문에서 수치해석에 적용한 가정은 다음과 같다.

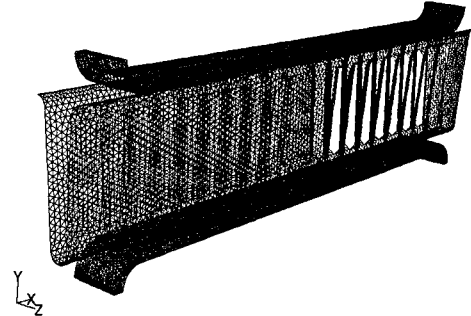


Fig. 5 Face meshes of fin and tube.

- (1) 3차원 비압축성 정상 층류 유동이다.
- (2) 점성소산 및 복사 열전달은 무시한다.
- (3) 체력(body force)은 무시한다.

2.2 경계조건

작동유체로써 튜브의 내부에는 물을 사용하고 튜브의 외부에는 공기를 사용한다. Table 4에 물, 공기, 그리고 튜브와 핀의 재질인 알루미늄의 주요 물성치를 나타내었다.

2.2.1 공기측 경계조건

튜브의 외부 및 핀 사이를 흐르는 작동유체는 공기이며 경계조건은 주유동 방향과 부유동 방향으로 나누어 생각할 수 있다. Table 5와 같이 주유동 방향(Fig. 2의 x축 방향)에 대한 경계조건으로 공기의 입구에는 일정한 속도 및 온도조건을 부여하였고 공기의 출구에 대해서는 일정한 정압조건을 부여하였다. Achaichia and Cowell⁽¹⁰⁾의 결과를 인용하면 루버 피치를 특성길이로 하여

Table 4 Properties of water, air, tube and fin

Water-liquid	Density [kg/m ³]	998.2
	Specific heat [J/kg · K]	4182
	Thermal conductivity [W/m · K]	0.6
	Viscosity [kg/m · s]	0.001003
Air	Density [kg/m ³]	1.225
	Specific heat [J/kg · K]	1006.43
	Thermal conductivity [W/m · K]	0.0242
Tube and fin	Viscosity [kg/m · s]	1.7894×10^{-5}
	Density [kg/m ³]	2719
	Specific heat [J/kg · K]	871
	Thermal conductivity [W/m · K]	202.4

Table 5 Boundary conditions of air side

Boundaries	Given conditions	
Air inlet	Velocity [m/s]	1, 2, 3, 4
	Temperature [K]	293
Air outlet	Pressure [kgf/cm ² G]	0
Y-axis direction of air side	Periodic condition	
Z-axis direction of air side	Periodic condition	

계산한 레이놀즈수에 대하여 500 근처에서 층류에서 난류로 천이한다고 하였다. 본 수치해석의 계산영역은 루버 피치에 따라 다소의 차이는 있으나 가장 큰 레이놀즈수가 300 이하의 값을 갖기 때문에 층류 영역으로 간주하였다.

부유동 방향(Fig. 2의 y축 방향과 z축 방향)에 대해서는 공기가 접하는 영역에 대하여 반복경계조건을 부여함으로써 결국 무한대의 크기를 갖는 열교환기의 일부분에 대한 해석이 되도록 구성하였다.

2.2.2 물측 경계조건

튜브의 내부에 흐르는 작동유체는 액상의 물이며 Table 6에서 보는 바와 같이 해석영역의 튜브 입구에 처음부터 완전 발달된 속도 및 온도조건을 부여하기 위하여 단일 튜브에 대한 추가적인 수치해석을 수행하였다.

Table 7은 단일 튜브의 추가적인 수치해석에서 적용한 경계조건이다. 튜브의 출구온도가 검증실

험에서 구한 열교환기의 물측 입구온도와 출구온도의 평균값과 같아지고, 계산한 열전달률이 검증실험에서 구한 값과 같아지도록 튜브의 벽에 부여한 열유속조건(heat flux condition)과 단일 튜브의 입구온도를 변화시켜 가면서 반복계산을 수행하였다.

3. 검증실험

3.1 실험모델

본 연구에서 검증용으로 사용한 열교환기는 시제품으로 제작한 슬립 히터로서 수치해석용 모델인 H_case0과 기하학적 치수가 동일하다. 히터는 24개의 튜브와 25개의 원으로 구성되어 있고 튜브의 내부로 물이 순환하는 구조를 가진다.

3.2 실험장치

본 연구에서는 슬립 히터의 성능실험을 위해 KS규격⁽¹¹⁾에 따라 제작한 차량용 칼로리미터를 사용하였다. 칼로리미터는 물을 순환시키고 유량을 제어하는 물 순환계통과 열교환기의 외부로 통과하는 공기의 양과 온도를 측정하고 이들을 조절하는 공기 순환계통으로 구성되어 있다. 실험장치의 개략도는 Fig. 6과 같다.

실험장치는 챔버의 온도를 $-10\sim 45^{\circ}\text{C}$ 까지 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 의 오차 내에서 조절할 수 있고 물의 온도는 $40\sim 95^{\circ}\text{C}$ 까지 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 의 오차 내에서 조절할 수

Table 6 Boundary conditions of water side

Boundaries	Given conditions	
Water inlet at tube	Velocity [m/s]	Velocity profiles derived from numerical calculations for single tube
	Temperature [K]	Temperature profiles derived from numerical calculations for single tube
Water outlet at tube	Pressure [kgf/cm ² G]	0

Table 7 Boundary conditions for numerical analysis of single tube

Boundaries	Given conditions	
Water inlet at a single tube	Velocity [m/s]	0.05785 (Average volumetric flow rate=6 L/min)
	Temperature [K]	Constant temperature (It depends on velocity inlet conditions of air)
Water outlet at a single tube	Pressure [kgf/cm ² G]	0
Wall of tube	Heat flux [W/m ²]	Constant heat flux (It depends on velocity inlet conditions of air)

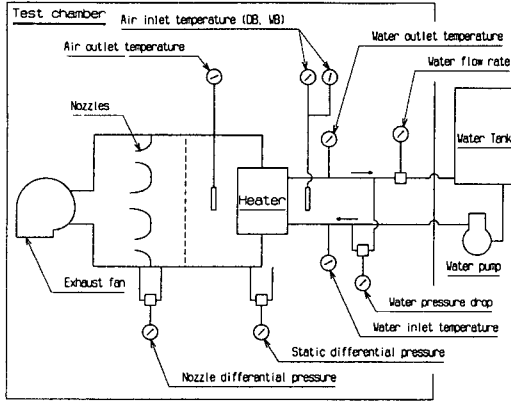


Fig. 6 Schematic diagram of heater experimental apparatus.

있다. 열교환기를 통과하는 공기의 측정범위는 60~780 m³/h이고 ±0.1%FS의 오차 내에서 조절할 수 있다. 또한 순환하는 물의 유량은 3~20 L/min의 측정범위를 가지며 ±1%FS의 오차 내에서 조절할 수 있다. 온도계는 ±0.2%의 오차를 갖는 백금저항온도계를 사용하며 공기측 차압계(-50~50/-20~80 mmAq)와 물측 차압계(0~20000 mmAq)는 그 사용범위에서 각각 ±0.2%FS와 ±0.5%FS의 오차를 갖는다.

3.3 실험방법

본 실험에서는 공기의 풍속조건을 조절하면서 열교환기의 열전달률 및 압력강하를 측정하였다. 실제 열교환기의 작동상태에서 열교환기의 방열 성능을 보고자 물 유량을 6L/min의 일정한 양으로 고정하고 열교환기 전면에서의 풍속을 1, 2, 3 및 4 m/sec로 변화시키며 실험을 수행하였다.

실험이 시작되면 열교환기의 입출구에서 측정된 물의 온도와 압력, 공기측 온도와 열교환기를 통과하는 물유량, 공기노즐의 전후 차압과 열교환기의 전후 차압 등을 기록한다. 측정값들은 기록지에 아날로그 방식으로 기록되고, 설정온도가 목표치의 ±0.5℃ 이내이고 풍량과 물유량이 각각 ±1%와 ±0.1 L/min 이내에서 유지되면 정상상태에 도달한 것으로 간주한다. 데이터의 취득은 10초에 1회씩 10회 연속 측정값의 평균치를 7번 반복 기록하여 얻는다.

물온도, 공기온도, 그리고 물유량 등은 자동으로 제어되며, 풍량은 교정된 노즐들의 조합을 통

과하는 공기의 차압을 이용하여 측정한다. 물유량은 오리피스식 유량계를 사용하여 측정하였다.

4. 수치해석 결과와 실험결과의 검증

4.1 열전달률 결과에 대한 검증

H_{case0}에서 구한 두 배의 흰 피치에 상당하는 열전달률을 검증실험에서 구한 열교환기의 열전달률과 비교하기 위하여 식(1)에서 정의한 면적상수를 수치해석으로 구한 열전달률에 곱하였다. 본 논문의 결과로서 제시하고 있는 열전달률은 모두 면적상수를 곱한 값이며 실제 열교환기의 전면면적은 0.03465 m²이다.

$$\text{면적상수}(C_A) = \frac{\text{열교환기의 전면면적}(A_{real})}{\text{해석영역의 전면면적}(A_{cal})} \quad (1)$$

Fig. 7은 열전달률에 대한 검증실험결과값과 수치해석값을 비교한 그래프이다. 열전달률에 대한 검증실험결과값과 수치해석값의 분산은 2.66%이었고, 최대오차는 3.88%이었다.

4.2 압력강하 결과에 대한 검증

열교환기를 용접할 때 튜브와 흰 표면에 이물

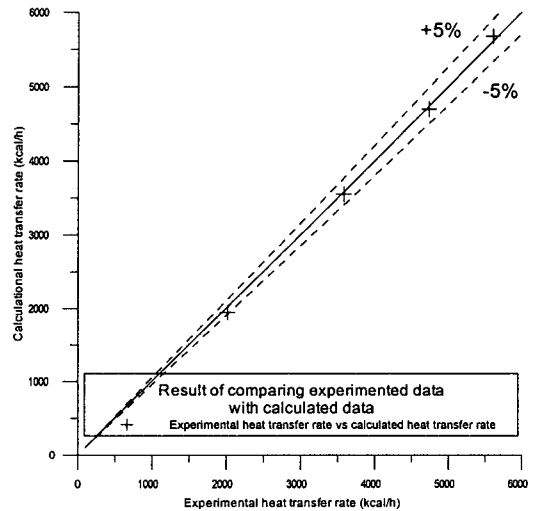


Fig. 7 Comparison between experimental heat transfer rate and calculated heat transfer rate.

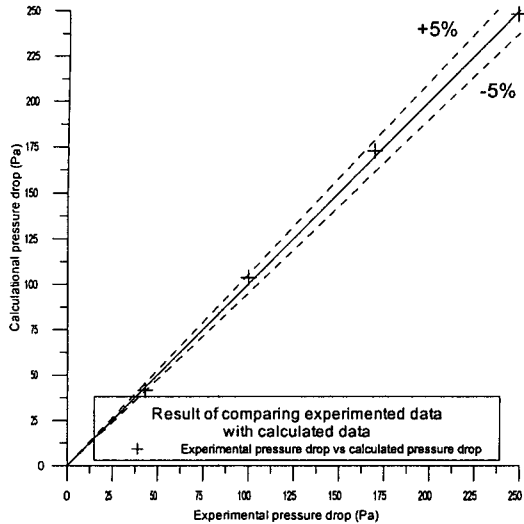


Fig. 8 Comparison between experimental pressure drop and calculated pressure drop.

질이 부착되어 매끄럽지 못하고 흰의 설계변수를 정확히 반영한 열교환기를 제작하는 것은 사실상 힘들다. 이러한 원인으로 인하여 압력강하에 대한 실험값은 수치해석에 의한 계산값보다 큰 값을 갖는데 압력강하의 수치해석값을 보정하기 위하여 보정계수를 구하였고 이를 수치해석값에 곱하였다. 보정계수는 압력강하에 대한 실험값을 수치해석에서 구한 값으로 나누어 계산한 값들을 평균하여 구하였고 본 연구에서 사용한 보정계수는 1.6이다. 압력강하에 대한 검증실험결과값과 수치해석값의 분산은 2.64%이었고, 최대오차는 3.54%이었다. Fig. 8은 압력강하에 대한 검증실험결과값과 수치해석값을 비교한 그래프이다.

5. 수치해석 결과 고찰

5.1 슬림 히터용 흰의 수치해석 결과 고찰

Fig. 9에서는 열전달률을 각 운전조건마다 흰 피치가 0.90일 때의 열전달률로 나누어 그 값을 비교하였다.

레이놀즈수가 143.72까지 증가할 때 흰 피치가 증가함에 따라 열전달률이 증가하지만 그 증가율은 감소함을 알 수 있고 그 이상의 운전조건에서는 레이놀즈수가 커짐에 따라 최대 열전달률을 나타내는 흰 피치가 작아지고 있다. 따라서, Hiramatsu et al.,⁽¹²⁾ Suga and Aoki,⁽¹³⁾ Kang

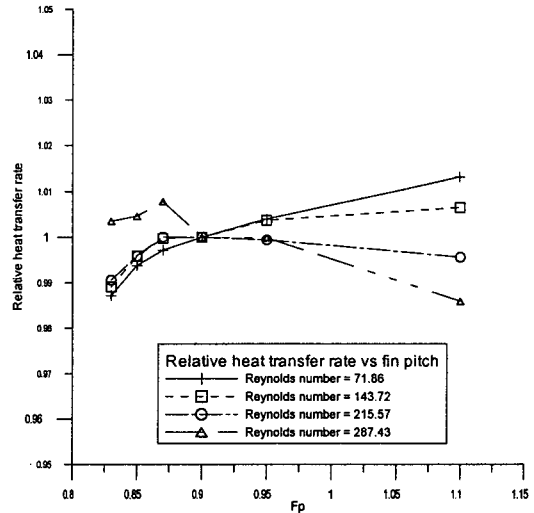


Fig. 9 Relative comparison of heat transfer rate in various operating conditions.

and Choi⁽⁸⁾ 등이 설명한 바와 같이 각각의 운전 조건에 따라 최대 열전달률을 갖는 최적의 흰 피치가 존재함을 알 수 있다.

Table 8은 레이놀즈수가 71.86 및 287.43일 때 각 해석모델별 공기측 열전달면적과 열전달계수 (heat transfer coefficient)를 흰 피치가 0.83일 때의 값으로 나누어 비교한 표이다. 흰 피치가 증가하면 공기측 열전달면적이 감소하고, 열전달계수는 레이놀즈수 1000 이하에서 흰 피치가 클수록 열전달계수가 증가한다고 주장한 Wang et al.⁽¹⁴⁾과 Kim and Park⁽⁷⁾ 등의 연구결과와 유사하게 증가함을 알 수 있다.

열전달면적의 감소는 열교환기의 열전달률을

Table 8 Relative heat transfer area and relative heat transfer coefficient with variation of fin pitch

F_p [mm]	Relative heat transfer area	Relative heat transfer coefficient Re=71.86	Relative heat transfer coefficient Re=287.43
0.83	1	1	1
0.85	0.973	1.07	1.05
0.87	0.948	1.09	1.06
0.90	0.916	1.11	1.07
0.95	0.869	1.16	1.11
1.10	0.778	1.29	1.19

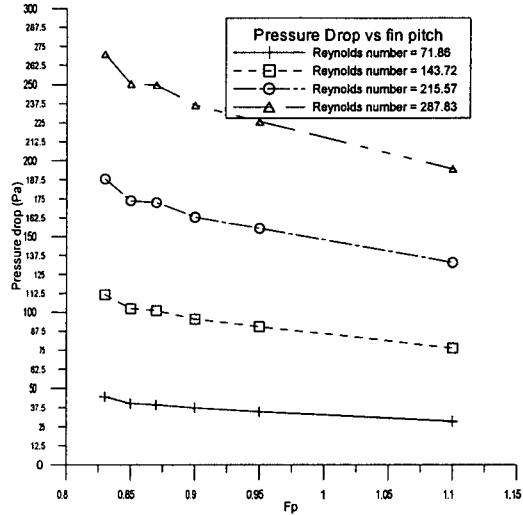


Fig. 10 Comparison of pressure drop in various operating conditions.

감소시키는 작용을 하고 열전달계수의 증가는 이와는 반대로 열교환기의 열전달률을 증가시킨다.

임의의 운전조건에서 이들 두 가지 상반되는 작용이 균형을 이루는 흰 피치가 최적의 흰 피치라고 할 수 있다. 즉, Fig. 9에서 보면 레이놀즈수가 287.43일 때 흰 피치가 0.87 부근에서 최대의 열전달률을 나타낸다.

Fig. 10은 흰 피치의 변화에 따른 슬립 히터용 흰을 적용한 열교환기의 압력강하를 비교한 그래

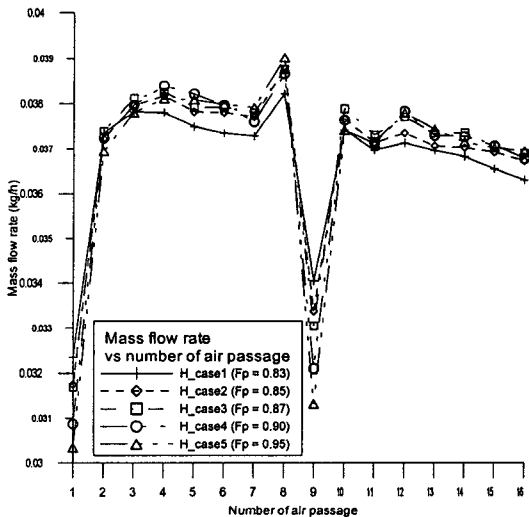


Fig. 11 Distribution of mass flow rate through air passage with variation of fin pitch.

프이다. 모든 운전조건에서 흰 피치가 증가함에 따라 유동효율 및 유동저항이 감소하므로 압력강하는 감소한다.

레이놀즈수가 287.83일 때 공기의 주 유동방향으로 번호를 부여한 루버와 루버 사이의 공기통로(air passage)에서 해석모델별 공기의 질량유량을 Fig. 11에 나타내었다. 1번부터 8번까지의 공기통로에서 유량분배를 살펴보면 흰 피치가 작을 때는 1번 통로와 같이 앞쪽의 공기통로에서 공기의 통과 유량이 크지만 흰 피치가 크면 8번 통로와 같이 뒤쪽의 공기통로에서 공기의 통과 유량이 커진다. 9번부터 16번까지의 공기통로에서도 유사한 경향을 나타낸다.

5.2 슬립 증발기용 흰의 수치해석 결과 고찰

Fig. 12는 레이놀즈수의 변화에 따른 슬립 증발기용 흰의 열전달률을 비교한 그래프이다. 흰 각도가 감소함에 따라 열전달률이 증가함을 알 수 있다.

Fig. 13은 Fig. 12와 동일한 운전조건 및 형상 조건에서 압력강하를 비교한 그래프이다. 열전달률과 마찬가지로 흰 각도가 감소함에 따라 압력강하는 증가한다.

$$\text{Flow efficiency} = \frac{\text{Actual transverse distance}}{\text{Ideal transverse distance}} \quad (2)$$

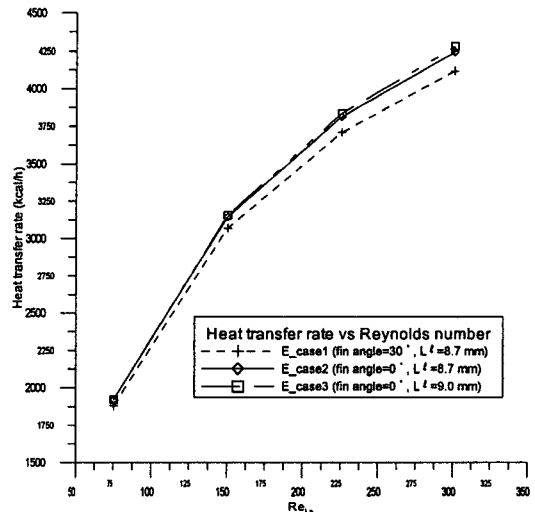


Fig. 12 Comparison of heat transfer rate with variation of evaporator fin.

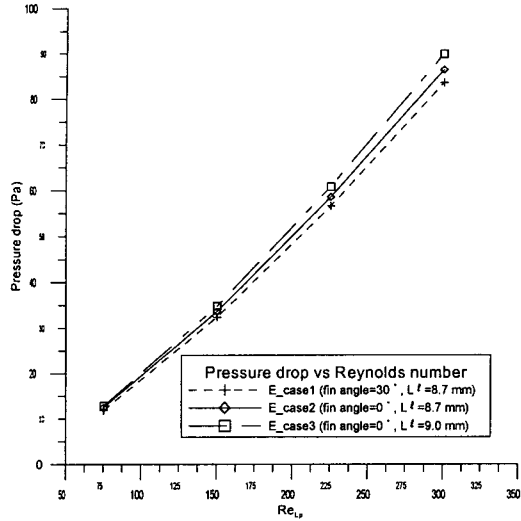


Fig. 13 Comparison of pressure drop with variation of evaporator fin.

경사 흰 사양인 E_case1과 비교하여 수직 흰 사양인 E_case2의 열전달률은 식(2)에서 정의한 유동효율(flow efficiency)⁽²⁾이 증가하므로 커지지만 유동의 궤적이 길어지므로 압력강하도 동시에 증가한다. Fig. 14는 공기의 주유동 방향으로 번호를 부여한 루버와 루버 사이의 통로에서 공기의 질량유량을 해석모델별로 비교한 그래프이다.

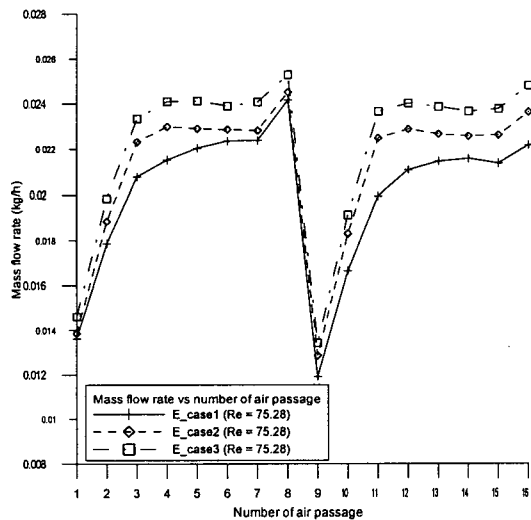


Fig. 14 Distribution of mass flow rate through air passage with variation of evaporator fin.

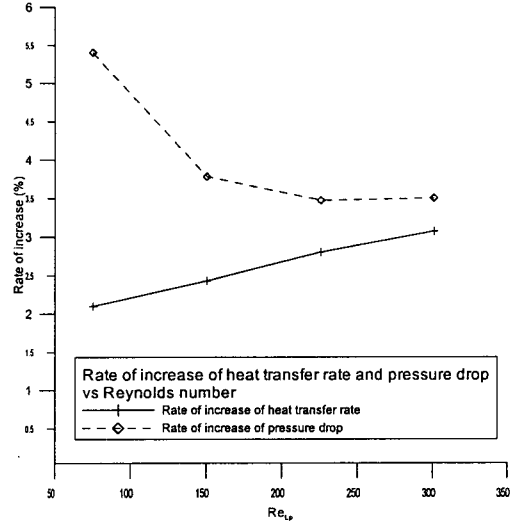


Fig. 15 Relative comparison of performance with variation of fin angle.

S2를 지난 직후인 9번째 통로에서의 질량유량이 가장 작는데 그 이유는 이전 유동의 방향과 반대 방향으로 진행하는 첫번째 통로이므로 이전 유동 방향으로의 관성력이 작용하기 때문이다. 다른 운전조건에서도 통로에서의 질량유량의 분배율은 유사한 경향을 나타낸다. Fig. 15는 경사 흰 사양인 E_case1의 열전달률과 압력강하를 100으로 하

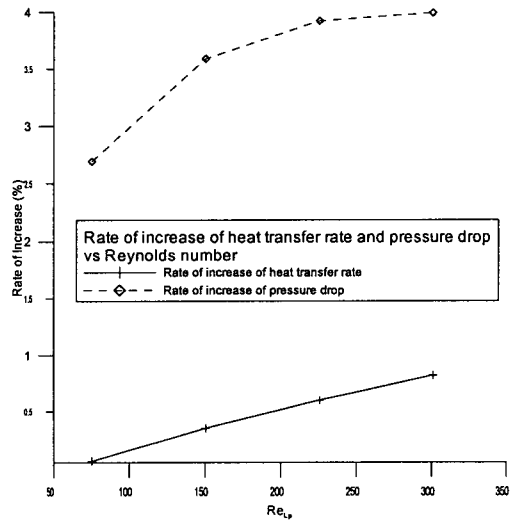


Fig. 16 Relative comparison of performance with variation of louver length.

였을 때 수직 흰 사양인 E_case2의 열전달률과 압력강하를 상대적인 비율로 나타낸 그림이다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 열전달률의 증가율은 증가하고 압력강하의 증가율은 감소한다. Fig. 16은 루버 길이가 8.7 mm인 E_case2의 열전달률과 압력강하를 100으로 하였을 때 루버 길이가 9.0 mm인 E_case3의 열전달률과 압력강하를 상대적인 비율로 나타낸 그림이다. 루버 길이가 커지면 흰 각도가 작아진 것과 유사한 원인에 의해 열전달률 및 압력강하가 동시에 증가하지만 압력강하의 증가율이 열전달률의 증가율과 비교하여 더 큰 값을 가지므로 열전달 성능에 기여하는 바는 크지 않다고 할 수 있다.

6. 결 론

슬립 히터 및 슬립 증발기용 주름진 루버 형의 수치해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) H_case0 모델에 대한 검증실험값과 동일 모델에 대한 수치해석값을 비교한 결과, 열전달률의 분산은 2.66%이었고 최대오차는 3.88%이었으며, 압력강하의 분산은 2.64%이었고 최대오차는 3.54%이었다.

(2) 슬립 히터용 흰의 수치해석에서는 운전조건에 따라 최적의 흰 피치가 존재하였고 압력강하는 흰 피치의 증가에 따라 감소하였다.

(3) 슬립 증발기용 흰의 수치해석에서는 흰 각도가 30도인 경사 흰 사양보다 흰 각도가 0인 수직 흰 사양의 성능이 뛰어났고 루버 길이가 길어지면 열전달 및 압력강하가 증가하였다.

참고문헌

- Kim, K. J., 1991, English Korean Machine Dictionary, Jimmoonsa, Seoul, p. 449.
- Webb, R. L., 1990, The Flow Structure in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry, SAE Paper 900722.
- Aoki, H., Shinagawa, T. and Suga, K., 1989, An Experimental Study of the Local Heat Transfer Characteristics in Automotive Louvered Fins, Experimental Thermal and Fluid Science, pp. 293-300.
- Lee, K. S., Jeon, C. D. and Lee, J. H., Study of Flow Structure and Pressure Drop Characteristics in the Louvered-Fin Type Heat Exchanger, Journal of SAREK, Vol. 6, No. 2, pp. 140-154.
- Chang, Y. J. and Wang, C. C., 1997, A Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 3, pp. 533-544.
- Jeon, C. D. and Lee, J. H., 1997, Experimental Study of Heat Transfer Characteristics in the Louvered-Fin Heat Exchanger, Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 5, pp. 32-44.
- Kim, M. H. and Park, W. Y., 1998, Air-side Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Louvered Fin Heat Exchangers, Proceedings of the KSME '98 annual autumn conference, pp. 123-128.
- Kang, C. S. and Choi, T. M., 1993, A basic study on air flow characteristics in louvered fins, Journal of KSME, Vol. 17, No. 5, pp. 1276-1293.
- Ha, M. Y., Kim, K. C., Koak, S. H., Kim, K. H., Kim, K. I., Kang, J. K. and Park, T. Y., 1995, Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics in Multi-Louvered Fin Heat Exchanger, SAE Paper 950115.
- Achaichia, A. and Cowell, T. A., 1988, A Finite Difference Analysis of Fully Developed periodic laminar Flow in Inclined Louver Arrays, 2nd ed., UK National Heat Transfer Conference, Glasgow.
- KS R 1103-1991, Test Methods of Hot Water Heater for Automobiles, Korean Standards Association, 1985.
- Hiramatsu, M., Ishimaru, T. and Matsuzaki, K., 1989, Research on Fins for Air Conditioning Heat Exchanger (1st Report, Numerical Analysis of heat Transfer on Louvered Fins), Trans. JSME, Vol. 55, No. 519, pp. 3449-3456.
- Suga, K. and Aoki, H., 1990, Numerical Analysis on Two-Dimensional Flow and Heat Transfer of Louvered Fins Using

- Overlaid Grids (2nd Report, parametric Study of Fin Parameters), Trans. JSME, Vol. 56, No. 531, pp. 3279-3283.
14. Wang, C. C., Chen, P. Y. and Jang, J. Y., 1996, Heat Transfer and Friction Characteristics of Convex-louver Fin-and-tube Heat Exchangers, Exp. Heat Transfer, Vol. 9, pp. 61-78.