

## 전산해석을 이용한 적층형 증발기 성능특성 연구

시 종 민<sup>†</sup>, 한 창 섭, 김 재 훈, 우 승 길

만도공조(주) 차량공조연구소

### A Study of Laminated Evaporator Performance Characteristics through Numerical Analysis

Jong Min Si<sup>†</sup>, Chang Seob Han, Jae Hun Kim, Seung Gil Woo

R&D Center, ACC Division, Mando Climate Control Corp., Chungnam 336-840, Korea

(Received October 9, 2002; revision received January 23, 2003)

**ABSTRACT:** A laminated evaporator performance simulation software has been developed and the performance characteristics have been examined with variation of important design parameters, number of plate ( $P_N$ ), plate inner height ( $P_h$ ), plate thickness ( $P_t$ ) and plate wetted perimeter ( $P_{wi}$ ). To confirm the program, performance experiment was carried out for two different evaporators. The simulation results matched with experiments within  $\pm 10\%$ . Through the parametric studies,  $P_N$  was shown to be most influential. The  $P_N$ ,  $P_h$  and  $P_{wi}$  had a maximum cooling capacity point in the calculation range. In case of  $P_t$ , the smaller was the better.

**Key words:** Laminated evaporator(적층형 증발기), Simulation program(시뮬레이션 프로그램)

#### 기 호 설 명

$A$ : 열 및 물질전달면적 [ $m^2$ ]	$f_e$ : 핀 중 루버가 없는 양 옆 영역에서의 마찰계수
$A_l$ : 루버면적 [ $m^2$ ]	$F_l$ : 핀 길이 [ $m$ ]
$A_{m,n}$ : 검사체적내 공기측 면적 [ $m^2$ ]	$f_l$ : 루버에서 마찰계수
$A_o$ : 루버핀 전체면적 [ $m^2$ ]	$F_p$ : 핀 피치 [ $m$ ]
$A_{s1}$ : 핀 중 루버가 없는 입출구면적 [ $m^2$ ]	$f_{s1}$ : 핀 중 루버가 없는 입출구 영역에서의 마찰계수
$A_{s2}$ : 핀 중 공기 유동흐름이 바뀌는 영역의 면적 [ $m^2$ ]	$f_{s2}$ : 핀 중 공기 유동흐름이 바뀌는 영역에서의 마찰계수
$C$ : 열용량률 [ $W/K$ ]	$G$ : 질량속도 [ $kg/m^2 \cdot s$ ]
$C_{Dl}$ : 항력계수	$H$ : 엔탈피 [ $J/kg$ ]
$d$ : 특성길이 [ $m$ ]	$h_a$ : 공기 대류열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]
$F_e$ : 유동효율	$h_m$ : 물질전달계수 [ $kg/m^2 \cdot s$ ]
	$j$ : Colburn $j$ 인자, $St/Pr^{2/3}$
	$k$ : 열전도계수 [ $W/m \cdot K$ ]
	$Le$ : 루이스수, $a/D$
	$L_l$ : 루버길이 [ $m$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-41-530-6951; fax: +82-41-530-3381

E-mail address: jmsi76@shinbiro.com

- $L_p$  : 루버피치 [m]
- $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/h]
- $P_h$  :  $P_h$ (플레이트 내부 높이) /  $P_w$
- $P_N$  :  $P_N$ (플레이트 개수) /  $P_{N,b}$
- $P_{N,b}$  : 기본모델의 플레이트 개수
- Pr : Prandtl 수,  $\nu/a$
- $P_t$  :  $P_t$ (플레이트 두께) /  $P_w$
- $P_w$  : 플레이트 내부 폭 [m]
- $P_{wl}$  :  $P_{wl}$ (플레이트 내부 접수길이) /  $P_w$
- Re : Reynolds 수,  $ud/\nu$
- $T_d$  : 플레이트 외부 폭 [m]
- $T_p$  : 플레이트 피치 [m]
- $U$  : 총괄 열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]
- $u_c$  : 최소단면을 지나는 공기속도 [m/s]
- $u_l$  : 루버를 지나는 공기속도 [m/s]
- $w$  : 절대습도
- $x$  : 건도

**그리스 문자**

- $\theta$  : 루버각 [ $^\circ$ ]
- $\delta_f$  : 핀 두께 [m]
- $\mu$  : 점성계수 [ $kg/m \cdot s$ ]

**하첨자**

- $a$  : 공기
- $c$  : 응축수
- $e$  : 검사체적 입구
- $F$  : 마찰
- $i$  : 응축수층
- $l$  : 액상
- $min$  : 최소값
- $m, n$  :  $z$  방향  $m$ 번째,  $y$  방향  $n$ 번째 검사체적
- $o$  : 검사체적 출구
- $r$  : 냉매
- $TP$  : 이상상태

**1. 서 론**

최근의 자동차는 보다 안락하고 넓은 실내공간

을 요구하기 때문에 자동차 에어컨 시스템의 크기도 많은 제약을 받는다. 그 중 증발기는 차량 실내공기 또는 외부공기를 흡입하여 이를 냉각시킨 다음 실내로 차가운 공기를 공급하는 역할을 하는데 다른 부품과는 달리 실내공간에 장착되기 때문에 공간의 제한이 특히 심하다. 현재 자동차용으로 사용되는 증발기는 단위체적당 냉방능력이 가장 크며 소형화, 경량화가 가능한 이점을 가지고 있는 적층형 증발기(laminated evaporator)이다. 적층형 증발기는 일반적으로 냉매플레이트와 주름진 루버핀(corrugated louver fin)이 연속적으로 쌓여 있으며 냉매측 열전달성능 향상을 위해 플레이트내 딩플(dimple), 인너핀(inner fin)과 같은 유동교란물을 부착하는 형태를 가지고 있다. 선진자동차업체에서는 조수석 아래 공간을 확보하기 위해 HVAC의 장착위치를 조수석 아래에서 대시보드의 중앙으로 옮기는 추세이기 때문에 증발기 깊이 방향으로의 길이를 줄이는 것이 매우 중요한 과제로 대두되고 있으며 몇몇 선도업체의 경우 이미 깊이가 40 mm 이하인 증발기를 개발 완료한 상태이다. 증발기의 크기를 줄이면서도 동등 이상의 냉방성능을 내기 위해서는 먼저 헤더 위치, 냉매 유동구조, 루버핀 형태, 플레이트 형태 등 여러 설계인자들이 증발기의 성능에 미치는 영향을 파악해야 하는데 실험적으로 많은 변수들을 모두 고려하기란 쉽지 않다. 그러므로 임의의 설계인자에서 광범위하게 적용할 수 있는 수치해석 프로그램 개발이 필요하다.

Hill and Jeter<sup>(1)</sup>는 핀튜브형 열교환기를 여러 개의 유한 검사체적으로 나누고 검사체적 내에서 습도를 공기온도의 함수로 가정하여 열 및 물질전달량을 계산하였다. Mathur<sup>(2-5)</sup>는 핀튜브형, 서펜틴형, 적층형 증발기에 대한 해석 프로그램을 개발하고 적층형 증발기를 대상으로 작동유체에 따른 증발기의 성능특성을 비교하였다. Cho and Seol,<sup>(6)</sup> Kim et al.<sup>(7)</sup>은 Hill and Jeter의 모델을 기본으로 적층형 증발기에 대한 성능해석을 수행하였다. Won et al.<sup>(8)</sup>은 적층형 증발기를 2상 증발, 과열증기의 두 구간으로 분할하고 각각의 상태에 맞는  $\epsilon$ -NTU법을 적용하여 증발기의 성능특성을 해석하였으며 실험을 통해 검증하였다. Lee and Yoo<sup>(9)</sup>는 실험을 통하여 구한 총괄 열전달계수를 적용하는 수정  $\epsilon$ -NTU법으로 증발기의 냉방성능을 계산하였으며 압력강하도 실험값을 이

용하여 결정하였다.

본 연구에서는 다양한 설계인자 변화에 따른 적층형 증발기의 성능을 해석할 수 있는 프로그램을 개발하고 1탱크 4패스 80 mm 증발기와 4탱크 4패스 58 mm 증발기에 대한 실험을 통하여 프로그램의 검증을 진행하고자 한다. 그리고 58 mm 증발기를 대상으로 4가지 중요 설계인자에 따른 성능특성 변화를 예측해 보고자 한다.

## 2. 이론해석

### 2.1 증발기 모델

증발기는 응축기나 히터 등 다른 열교환기와 달리 공기 중 수분의 응축현상이 일어나므로 증발기 모델에서는 습도변화에 따른 영향을 추가로 고려해야 한다. 본 연구에서 적용한 증발기 모델의 기본은 많은 연구자에 의해 유용성이 확인된 Hill and Jeter의 것이다. 열교환기를 Fig. 1과 같이 여러 개의 유한 검사체적으로 나누어 계산하기 때문에 국소적으로 변하는 공기와 냉매 물성치와 대류열전달계수, 마찰계수 등을 고려할 수 있으며 열전달량, 공기온도, 습도, 냉매압력, 엔탈피, 건도 등 원하는 출구 상태량을 검사체적별로 얻을 수 있다.

적층형 증발기는 형상, 유동구조, 열유동 현상 등이 매우 복잡하여 모든 현상을 프로그램에 고려하는 것은 매우 어렵다. 그러므로 다음과 같은

가정을 적용하여 증발기 모델링을 단순화하였다.

- (1) 공기와 수증기는 비압축성 이상기체이며 서로 반응하지 않는다.
- (2) 공기와 냉매의 유동은 서로의 주 유동방향과 평행하게 흐른다.
- (3) 단일 검사체적 내에서 공기와 냉매의 물성과 상태는 일정하다.
- (4) 단일 헤더에서 플레이트로의 냉매분배는 균일하다.

### 2.2 지배방정식 해석

Fig. 2와 같은 하나의 검사체적에서 공기, 루버 핀, 플레이트, 냉매, 그 사이에 응축수면을 고려한 질량 및 에너지 보존방정식은 다음과 같다.

#### 1) 질량보존방정식

##### 응축수층

$$d\dot{m}_c = h_m(w_a - w_i)dA \quad (1)$$

##### 공기

$$\dot{m}_a dw_a = h_m(w_a - w_i)dA \quad (2)$$

$$-d\dot{m}_a = 0 \quad (3)$$

##### 냉매

$$-d\dot{m}_r = 0 \quad (4)$$

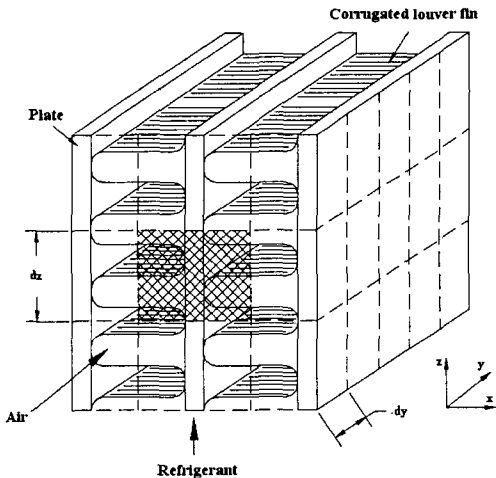


Fig. 1 Schematic diagram of the laminated evaporator.

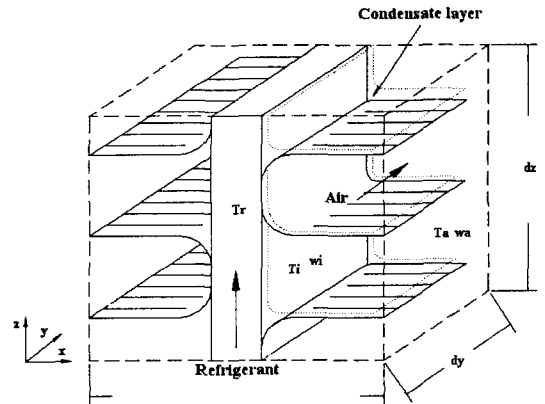


Fig. 2 Schematic diagram of a control volume.

2) 에너지보존방정식

$$C_3 = h_a + h_m H_{fg} b_i + U_{ir} \quad (16)$$

응축수층

$$U_{ir}(T_i - T_r) dA = [h_a(T_a - T_i) + h_m H_{fg}(w_a - w_i)] dA \quad (5)$$

공기

$$-\dot{m}_a(dH_a - H_i dw_a) = U_{ir}(T_i - T_r) dA \quad (6)$$

냉매

$$U_{ir}(T_i - T_r) dA = \dot{m}_r dH_r \quad (7)$$

검사체적 내에서 습도의 변화를 구하기 위해 입구 절대습도와 응축면 절대습도를 해당 공기 온도의 식으로 가정하였으며 물질전달계수는 열전달계수와 상사성을 고려하여 결정하였다.<sup>(1)</sup>

$$w_a = a_a + b_a T_a \quad (8)$$

$$w_i = a_i + b_i T_i \quad (9)$$

$$h_m = \frac{h_a}{Le^{2/3} c_{pw}} \quad (10)$$

지배방정식과 습도식을 조합하면 출구 공기는 온도를 계산할 수 있다.

$$T_{a,o} = T_{a,e} \exp\left(-\frac{U_{ir} C_1 A_{m,n}}{C_a}\right) - \left(\frac{C_0}{C_1} - \frac{1 - C_2}{C_1} T_r\right) \left[1 - \exp\left(-\frac{U_{ir} C_1 A_{m,n}}{C_a}\right)\right] \quad (11)$$

$$\dot{q}_{m,n} = -C_a(T_{a,e} - T_{a,o}) \quad (12)$$

여기서,

$$C_0 = \frac{h_m H_{fg}(a_a - a_i)}{C_3} \quad (13)$$

$$C_1 = \frac{h_a + h_m H_{fg} b_a}{C_3} \quad (14)$$

$$C_2 = \frac{U_{ir}}{C_3} \quad (15)$$

응축수가 발생하지 않는 건표면에서는 습도변화가 없으므로,

$$T_{a,o} = T_r + (T_{a,e} - T_r) \exp\left(-\frac{U_{ar} A_{m,n}}{C_{\min}}\right) \quad (17)$$

$$\dot{q}_{m,n} = -C_{\min}(T_{a,e} - T_{a,o}) \quad (18)$$

건·습표면 상태에 따라 적용하는 식이 달라지므로 검사체적내에서 표면상태의 구별은 매우 중요하다. 건표면상태로 계산한 열교환기 표면온도가 공기 이슬점 온도 이하로 내려가게 되면 습표면상태가 된 것으로 간주하였다.

## 2.3 공기, 냉매 열전달계수 및 마찰계수

### 2.3.1 공기 상관식

주름진 루버핀을 부착한 열교환기의 공기측 상관식에 대한 연구는 비교적 많이 되어 있는 편이다. Sahnoun and Webb<sup>(10)</sup>은 경계층 유동과 채널 유동에 기초한 상관식을 제시하였는데 실험적 상수를 쓰지 않고 해석적으로 계산하여 다양한 형상의 루버핀에 적용이 가능한 것이 특징이다. Chang and Wang<sup>(11)</sup>은 기존에 발표된 총 91개의 실험자료를 모아서 평균오차가 7.55% 이내가 되는 상관식을 제시하였다. 본 연구에서는 대류열전달계수에 Chang and Wang<sup>(11)</sup>식을, 마찰계수에 Sahnoun and Webb<sup>(10)</sup>식을 적용하였다. McLaughlin and Webb<sup>(12)</sup>은 50 mm와 60 mm 적층형 증발기를 대상으로 건·습상태에서 루버핀의 성능 비교 실험을 수행하였는데 증발기의 체원, 형상, 크기 등이 검증실험에 사용된 증발기와 매우 유사하기 때문에 이들의 실험결과를 이용하여 핀 표면 응축수에 의한 열전달계수와 마찰계수의 변화를 고려하였다.

### Chang and Wang의 대류열전달계수식

$$j = \text{Re}^{-0.49 L_p} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.14} \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0.29} \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0.23} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.28} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (19)$$

Sahnoun and Webb의 마찰계수식

$$f = f_l \left( \frac{u_l}{u_c} \right)^2 \frac{A_l}{A_o} + f_{s_1} \frac{A_{s_1}}{A_o} + f_{s_2} \frac{A_{s_2}}{A_o} + f_e \frac{A_e}{A_o} + C_{Dl} \frac{A_{Dl}}{A_o} + (1 - F_e) f_{app} \quad (20)$$

2.3.2 냉매 상관식

냉매는 공기와 달리 이상상태로 들어와 중간에 증발과정을 거쳐서 단상상태로 나가는데 상태에 따라 그 특성이 다르므로 이상, 단상 2가지로 나누어 해석해야 한다. 다양한 형태의 유동교란물을 가지는 냉매 플레이트내 이상 상관식에 대한 연구 자료는 그리 많지 않다. Kang<sup>(13)</sup>은 R-134a를 적용하고 냉매유로에 딴플이 있는 1탱크 4패스 증발기에 대한 실험을 수행하여 열전달계수, 압력강하 상관식을 제시하였다. Lee and Lee<sup>(14-15)</sup>는 R-113을 이용하여 미세 수평사각 유로 내에서 비등 유동 열전달 및 압력강하 특성을 관찰하고 상관식을 제시하였다. 본 연구에서는 단상영역에서 대류열 전달계수에 Dittus-Boelter식,<sup>(16)</sup> 마찰계수에는 Blasius식<sup>(17)</sup>을 적용하였으며 이상영역에서 1탱크 4패스 80 mm 증발기의 경우는 대류 열전달, 마찰계수 모두 Kang식, 4탱크 4패스 58 mm 증발기의 경우는 대류열전달계수에 Shah식,<sup>(18)</sup> 압력강하에 Lee and Lee식을 적용하였다. 검증실험용 증발기와 가능한 유사한 형상 및 실험조건에서 제시된 상관식을 적용하였으나 완전히 일치하지 않기 때문에 실험을 통하여 대류열전달계수와 압력강하에 적절한 상수 보정계수를 선정하였으며 선정된 보정계수는 모든 해석조건에서 동일하게 사용하였다.

건도가 1일 때를 기준으로 상을 구별하여 상관식을 적용하는 것은 환상류에서 분무류로 전환되는 강제대류 비등의 특성을 고려할 수 없을 뿐만 아니라 불연속점으로 인한 계산상의 오류를 발생시킬 가능성도 높다. Hill and Jeter,<sup>(1)</sup> Won et al.<sup>(6)</sup>은 냉매건도가 0.85부터 1이 되는 영역에서는 선택한 단상 상관식과 이상 상관식을 보간해서 사용하였다. Yang and Webb<sup>(19-20)</sup>의 실험결과를 토대로 본 연구에서는 건도가 0.9일 때부터 단상과 이상 상관식을 보간하였다.

Dittus-Boelter의 대류열전달계수식

$$\frac{hd}{k_l} = 0.023 Re^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (21)$$

Blasius의 마찰계수식

$$f_l = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad (22)$$

Shah의 대류열전달계수식

$$h_{TP} = \phi h_l \quad (23)$$

$$h_l = 0.023 \left[ \frac{G(1-x)d}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{d} \quad (24)$$

Lee and Lee의 압력강하식

$$\left( \frac{dp}{dz} \right)_{F, TP} = \phi_L^2 \left( \frac{dp}{dz} \right)_{F, L} \quad (25)$$

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (26)$$

$$X = \left[ \left( \frac{dp}{dz} \right)_{F, L} / \left( \frac{dp}{dz} \right)_{F, C} \right]^{0.5} \quad (27)$$

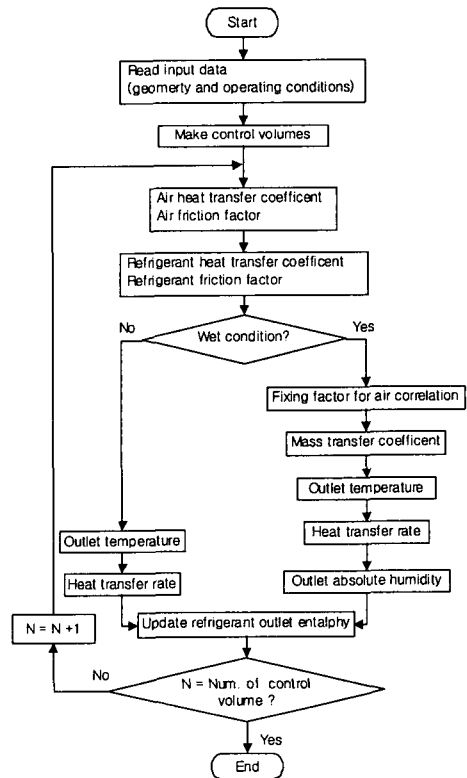


Fig. 3 The flow chart of control volume analysis procedure.

2.4 프로그램 플로우 차트

Fig. 3은 증발기 성능해석 프로그램의 검사체적 계산부분에 대한 순서도이다. 프로그램에는 검사체적 계산부분 외에도 헤더탱크 및 패스구조, 운전조건 변경에 따라 계산순서를 제어하는 부분, 반복계산을 수행하는 부분이 있어 다양한 패스구조와 여러 운전조건에서 성능예측이 가능하게 설계되어 있다. 대부분의 4패스 증발기는 냉매가 뒷 열에서 앞 열로 흐르는 구조를 포함하기 때문에 냉매 입구조건 또는 공기 입구조건을 가정하고 반복계산을 하는 과정이 필요하다. 이 때 가정값의 새로운 추정치는 secant<sup>(21)</sup>법을 적용하여 계산하였다.

3. 검증실험

3.1 실험장치 및 실험방법

본 연구에서 개발한 증발기 프로그램을 검증하기 위해 1탱크 4패스 80 mm 증발기와 4탱크 4패스 58 mm 증발기에 대한 실험을 수행하였으며 그들의 제원은 Table 1과 같다.

실험장치는 KS규격<sup>(22)</sup>에 따라 제작한 차량용 칼로리미터이며 장치의 개략도는 Fig. 4와 같다. R-134a를 냉매로 사용하고 대상 시스템의 성능특성을 측정하기 위해 공기-엔탈피법을 사용하였다. 냉매를 순환시키고 유량을 제어하는 냉매 순환계통과 열교환기의 외부를 통과하는 공기의 양과 온도를 측정하고 이들을 조절하는 공기 순환계통으로 구성되어 있다. 실험장치에서 온도, 압력 등의 상태량 측정범위와 오차정도를 Table 2에 나타내었다.

Table 1 Specification of laminated evaporator

	A	B
Type	Laminated	Laminated
Number of plates	19	16
Pass	4	4
Height	9-9-10-10	8-8-8-8
Width	235 mm	250 mm
Depth	242 mm	226 mm
Fin type	80 mm	58 mm
Enhancement type	Louver	Louver
	Dimple	Inner fin

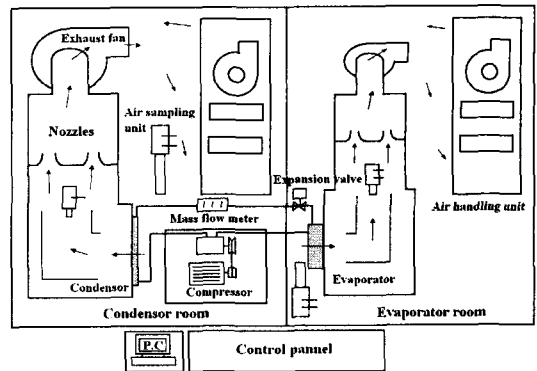


Fig. 4 Schematic diagram of evaporator experimental apparatus.

실험조건은 Table 3에 정리하였는데 입구공기 온도, 풍량, 증발기 출구압력, 출구과열도의 변화에 따라 총 35회 실험을 수행하였다. 결과값은 정상상태 도달 후 10초에 1회씩 30번 측정된 값을 평균하여 얻었으며 냉매유량과 입·출구 압력이 ±1%이내에서 유지되었을 때 정상상태에 도달한 것으로 간주하였다.

Table 2 Range and error of measurements at the calorimeter

Property	Unit	Range	Error
Chamber dry temperature	°C	5~60	±0.1°C
Chamber humidity ratio	%	30~90	±0.1°C
Air volume flow rate	m <sup>3</sup> /h	100~800	±0.1%
Air Pressure drop	mmAq	0~50	±0.1%
Refri. mass flow rate	kg/h	0~500	±0.25%
TXV inlet pressure	kgf/cm <sup>2</sup>	10~25	±1%
Evap. outlet pressure	kgf/cm <sup>2</sup>	0~5	±1%
Comp. rpm	rpm	0~5000	

Table 3 Test conditions of evaporator performance experiment

Operating conditions	Unit	Range
Air inlet temperature	°C	23~35
Air inlet humidity	%	50
Air inlet flow rate	m <sup>3</sup> /h	180~560
TXV inlet pressure	kgf/cm <sup>2</sup>	15.7
TXV inlet subcool degree	°C	5
Evap. outlet pressure	kgf/cm <sup>2</sup>	2~3
Evap. outlet superheat degree	°C	3~15

3.2 실험과 해석결과의 검증

Table 3에서 알 수 있듯이 증발기의 입구냉매 유량과 입구압력이 제시되어 있지 않기 때문에 프로그램에서는 이들을 가정한 다음 반복계산을 통해 정해진 증발기 출구압력과 출구온도에 맞도록 가정을 변경하는 방법을 적용하였다. Fig.5는 공기측 냉방능력인데 대부분의 영역에서 ±5% 이내의 오차를 보여주었다. 냉방능력이 적은 영역은 상대적으로 오차가 큰데 냉매유량이 작아질수록 헤더내 냉매분배의 불균일도가 커지기 때문으로 판단된다. Fig.6에는 출구 공기온도를 표시하였는데 해석과 실험의 차이는 1℃를 넘지 않는 것으로 나타났다. 이들의 습구온도, 공기측 압력강하, 냉매측 압력강하, 냉매유량, 냉매측 냉방능력 등 대부분의 성능특성이 ±10% 이내의 오차를 가져 현재의 프로그램이 실험 증발기의 성능특성을 잘 예측하는 것으로 나타났다.

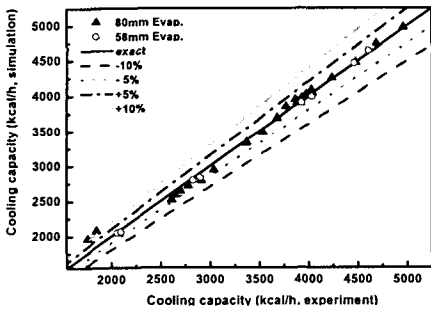


Fig. 5 Comparison of air side cooling capacity between simulation and experiment.

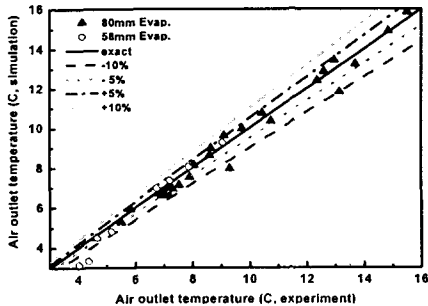


Fig. 6 Comparison of outlet dry temperature between simulation and experiment.

4. 주요 설계인자 연구

주요 설계인자가 증발기의 성능특성에 미치는 영향을 조사하기 위해 58 mm 증발기를 기본모델로 하여 인자변화에 따른 성능해석을 수행하였다. 여러 인자 중 플레이트 개수( $P_N$ ), 플레이트 내부 높이( $P_h$ ), 플레이트 두께( $P_t$ ), 플레이트 내부 접수 길이( $P_{wl}$ )를 주요 설계인자로 선정하고 다음과 같이 무차원화하였다.

$$P_N = \frac{P_N}{P_{N,b}}, \quad P_h = \frac{P_h}{P_w},$$

$$P_t = \frac{P_t}{P_w}, \quad P_{wl} = \frac{P_{wl}}{P_w} \tag{28}$$

여기서  $P_{N,b}$ 는 기본모델의 플레이트 개수이고  $P_w$ 는 플레이트 내부 폭이다. 기본모델과 동일한 전면면적에서 성능을 비교하기 위해 증발기 높이와 폭을 고정하였다. 그러므로 폭 방향으로 변하는 인자의 경우 핀 높이를 조절하여 전체 길이를 동일하게 맞추어 주었다. 루버길이의 경우 핀 높이보다 길 수 없기 때문에 핀 높이가 변하면 반드시 루버길어도 변경되어야 한다. 기본모델에서 구한 핀 높이와 루버길이의 비를 핀 높이가 변경된 다른 경우에 적용하여 루버길이를 계산하였다.

4.1 플레이트 수

Fig. 7에는 플레이트 개수변경에 따른 증발기의 냉방성능과 공기 압력강하를 나타내었다. 플레이트 개수를 증가시키면 그 폭만큼 핀 높이가 줄어

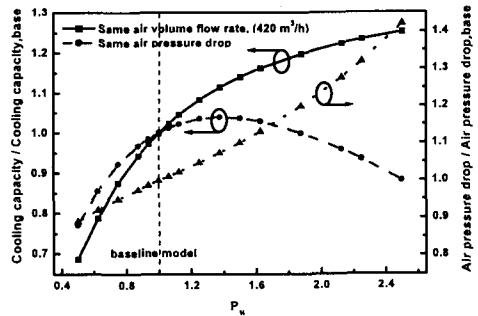


Fig. 7 Cooling capacity and air pressure drop vs. number of plates.

들어 핀 면적은 작아지지만 실제 공기 통과면적이 작아져 루버를 통과하는 공기속도가 빨라지고 핀 효율도 높아져 대류열전달계수는 증가한다. 그리고 단일 플레이트를 흐르는 냉매량이 작아지기 때문에 압력강하가 감소하게 된다. 출구압력이 고정된 상태에서 압력강하가 감소하게 되면 입구압력이 낮아져 증발기 증발온도가 낮아지게 되므로 증발기의 냉방능력은 증가하게 된다. 플레이트 개수가 증가할 때 플레이트 개수가 작은 영역에서는 냉매온도 하락과 대류열전달계수의 증가량이 핀 면적 감소량보다 커서 냉방능력이 크게 증가하지만 개수가 많아질수록 압력강하 하락폭이 작아져 증가량은 상당히 둔화된다. 반대로 공기 압력강하는 플레이트 개수가 작은 영역에서는 서서히 증가하지만 이후로 갈수록 상승폭이 커지게 된다. 실제 HVAC 시스템에서 공기 압력강하가 커지게 되면 증발기로 들어오는 풍량이 작아지기 때문에 동일 풍량에서의 성능비교로 설계점을 찾는 것은 적절치 못하다. 공기 압력강하와 풍량의 관계는 팬 특성에 따라 달라질 수 있으나 반비례한다고 가정하고 동일 공기 압력강하에서 증발기의 냉방능력을 비교하였다.  $P_h$ 가 1.2~1.4의 범위에서 우수한 냉방성능을 나타내었다. 증발기의 깊이가 58 mm보다 줄어들게 되면 공기측 압력강하가 더욱 감소되므로 최적 플레이트 개수가 더 많아질 수 있음을 예측할 수 있다. 그러나 단일 헤더내 플레이트 개수가 많아질수록 헤더내 냉매분배가 불균일해지므로 이에 대한 대책이 필요할 것으로 생각된다.

#### 4.2 플레이트 내부 높이

Fig. 8에는 플레이트 내부 높이에 따른 증발기

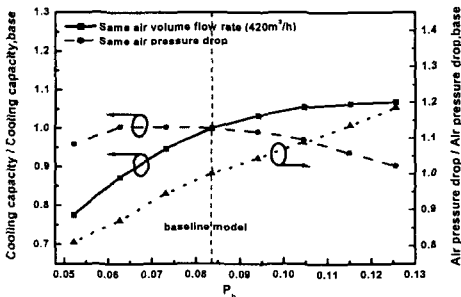


Fig. 8 Cooling capacity and air pressure drop vs. plate inner height.

의 냉방성능과 공기 압력강하를 나타내었다. 증발기 깊이가 고정되어 있고 인너핀의 길이를 일정하게 유지하였기 때문에 플레이트 내부 높이의 변화는 냉매 유동단면적의 변화라고 생각할 수 있다. 플레이트 내부 높이의 변화만큼 핀 높이를 변경시켜 증발기 전체 폭을 일정하게 유지하였다. 플레이트 내부 높이를 증가시키면 플레이트의 유동단면적이 커지게 되므로 냉매 질량속도가 감소하고 관 특성길이가 증가한다. 그러므로 냉매 대류열전달계수와 마찰계수 모두 감소하게 된다. Fig. 8에서  $P_h$ 가 0.09로 증가할 때까지는 냉방능력의 증가폭이 상당히 큰 것을 알 수 있는데 이는 냉매 증발온도의 하락이 대류열전달계수 감소의 영향보다 크게 작용하기 때문이다. 냉매 대류열전달계수도 크게 감소하지만 증발기의 총괄 열전달계수에 주는 영향은 그리 크지 않기 때문에 이 값으로 인한 성능 하락폭은 제한되어 있다. 핀 높이의 변화에 의한 핀 면적감소와 공기 대류열전달계수, 핀효율 증가의 영향이 서로 상쇄되어 냉방능력에는 크게 영향을 주지 않는다. 앞 절에서와 마찬가지로 동일 공기 압력강하에서 냉방능력을 비교해 보았을 때  $P_h$ 가 0.065~0.085의 범위에서 최적의 성능을 보여주었다.

#### 4.3 플레이트 두께

Fig. 9에는 플레이트 두께에 따른 증발기의 냉방성능과 공기 압력강하를 나타내었다. 플레이트 두께 변화만큼 핀의 높이를 줄여 동일 전면면적을 맞추어 주었다. 동일 풍량에서는 플레이트 두께 증가에 따른 냉방능력의 변화는 거의 없는 것으로 나타났는데 이는 전도열저항 증가가 미미하

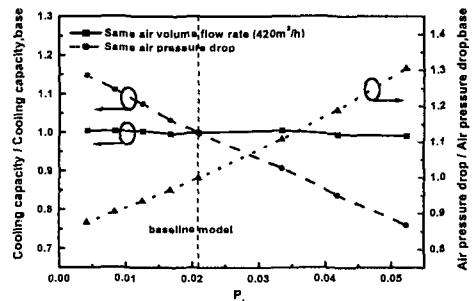


Fig. 9 Cooling capacity and air pressure drop vs. plate thickness.



고 플레이트 내부 높이의 경우와 마찬가지로 핀 높이의 변화로 인한 성능 증가요인과 감소요인이 서로 상쇄되어 결과적으로는 냉방능력에 크게 영향을 주지 않기 때문이다. 반면에 공기 압력강하는 실제 공기 통과면적의 축소로 인해 선형적으로 증가한다. 동일 공기 압력강하에서 냉방능력을 비교해 보면 플레이트 두께가 작으면 작을수록 좋은 특성을 나타내고 있으므로 내압성이 만족되는 범위 내에서 최대한 얇은 플레이트를 적용하는 것이 바람직하다.

#### 4.4 플레이트 내부 접수길이

Fig. 10에는 플레이트 내부 접수길이에 따른 증발기의 냉방성능과 냉매 압력강하를 나타내었다. 접수길이가 변하더라도 증발기 공기측 형상조건은 동일하므로 동일 공기 압력강하에 대한 냉방능력을 표시하지 않았다. 접수길이를 증가시키기 위해 인너핀을 추가로 삽입하였기 때문에 플레이트내 냉매와 플레이트 구조물의 접촉면적이 넓어지는 반면에 유동 단면적은 감소하게 된다. 접수길이가 작을 때에는 냉매 대류열전달계수와 플레이트 내부 전열면적이 작기 때문에 이들과 플레이트 열전도계수, 면적, 공기 대류열전달계수, 면적의 조화평균으로 구해지는 총합 열전달계수에 이들이 미치는 영향이 상대적으로 크다. 접수길이의 증가에 따라 냉매 대류열전달계수와 플레이트 내부 전열면적은 같은 정도로 커지지만 이들이 총합 열전달계수에 미치는 영향은 감소하게 되어 계수의 증가폭은 둔화된다. 반면에 냉매 압력강하의 증가로 냉매의 온도는 계속 올라간다.

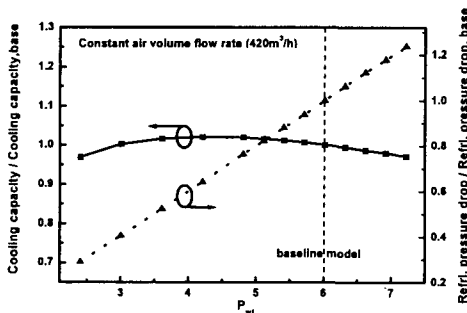


Fig. 10 Cooling capacity and air pressure drop vs. plate witted perimeter.

Fig. 10에서  $P_{wi}$ 이 4.5 정도까지는 냉방능력이 증가하는데 냉매온도 증가보다 총합 열전달계수의 증가가 더욱 크기 때문이며 이후 냉매온도는 계속 올라가는데 반해 총합 열전달계수의 증가는 매우 더디어져서 냉방능력은 오히려 감소하게 된다.  $P_{wi}$ 이 3.5~5의 범위에서 우수한 성능특성을 보여주었지만 해석 전 영역에서 냉방능력의 차이는 그리 크지 않았다.

#### 5. 결 론

본 연구에서는 다양한 설계인자 변화에 따른 적층형 증발기의 성능을 해석할 수 있는 프로그램을 개발하고 형상과 유동구조가 다른 두 종류의 증발기에 대한 실험을 통하여 프로그램을 검증하였다. 해석결과는 증발기의 여러 성능특성이  $\pm 10\%$  오차범위 내에서 실험과 일치하였다.

주요 설계인자가 증발기의 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 인자연구를 수행하였다. 공기측 압력강하 증가시에 풍량이 감소하는 것을 고려하여 동일 압력강하에서 성능을 비교하였다. 해석범위 내에서 증발기의 성능에 가장 큰 영향을 주는 인자는  $P_N$ 이었다.  $P_N$ ,  $P_b$ , 그리고  $P_{wi}$ 은 해석범위 내에서 냉방능력이 최대가 되는 점이 있었지만  $P_{wi}$ 의 경우 해석 전 범위에 걸쳐 성능의 차이는 그리 크지 않았다.  $P_i$ 의 경우는 작으면 작을수록 성능이 우수한 것으로 나타났다.

#### 참고문헌

1. Hill, J.M. and Jeter, S.M., 1991, A Linear subgrid cooling and dehumidification coil model with emphasis on mass transfer, ASHRAE Transactions, pp. 118-128.
2. Mathur, G.D., 1997, Modeling and simulation of thermal and hydrodynamic performance of heat exchangers for automotive applications - Part II: Evaporator, SAE 970830, pp. 21-30.
3. Mathur, G.D., 1998, Performance of serpentine heat exchanger, Society of Automotive Engineering, SAE 980057.
4. Mathur, G.D., 2000, Simulation of thermal and hydrodynamic performance of lami-

- nated evaporators, SAE 2000-01-0573.
5. Mathur, G.D., 2001, Performance prediction of a laminated evaporator with hydrocarbon refrigerants as the working fluids, SAE 2001-01-1251.
  6. Cho, Y.B. and Seol, S.Y., 1998, An Experimental and analysis for a laminated type evaporator for automotive air conditioning, KSME 98F226, pp.166-171.
  7. Kim, H.J., Jung, D.S., Kim, C.B., Kim, K.H. and Kang, J.K., 1996, Computer simulation of automotive air-conditioners, SAREK, Vol. 8, No. 2, pp.240-253.
  8. Won, J.P., Lee, K.H. and Kim, Y.H., 1998, A study on thermal design analysis of multi-flow evaporator for automotive air conditioner, Proceeding of the KSAE, pp. 908-914.
  9. Lee, D.W. and Yoo, S.Y., 2002, A study on the performance analysis of automotive air conditioning system, SAREK, Vol. 14, No. 4, pp. 304-314.
  10. Sahnoun, A. and Webb, R.L., 1992, Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry, Journal of Heat Transfer, Vol. 114, pp. 893-900.
  11. Chang, Y.J. and Wang, Ch.Ch., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 3, pp. 533-544.
  12. McLaughlin, W. J. and Webb, R. L., 2000, Wet air side performance of louver fin automotive evaporator, SAE 2000-01-0574.
  13. Kang, J. K., 1995, Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of HFC-134a and PAG oil mixtures in a Ribbed Flat Channel for Plate/Fin Type Evaporator, Ph.D. thesis, National Fisheries University, Pusan, Korea.
  14. Lee, H. J. and Lee, S. Y., 2001, An experimental study on flow boiling heat transfer within horizontal rectangular channels with small heights, KSME, Vol. 25, No. 9, pp. 1209-1218.
  15. Lee, H. J. and Lee, S. Y., 2001, An experimental study on pressure drop of boiling flow within horizontal rectangular channels with small heights, KSME, Vol. 25, No. 9, pp. 1219-1226.
  16. Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., 1996, Introduction to Heat Transfer, 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc.
  17. Fox, R.W. and McDonald, A. T., 1995, Introduction to Fluid Mechanics, 4th ed., John Wiley & Sons, Inc.
  18. Shah, M.M., 1982, Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study, ASHRAE Trans., Vol. 88, No. 2, pp. 66-86.
  19. Yang, C. Y. and Webb, R.L., 1995, Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extrude aluminum tubes with and without micro-fins, Int. J. Heat Mass Transfer, 39, pp. 791-800.
  20. Yang, C. Y. and Webb, R.L., 1995, Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extrude aluminum tubes with and without micro-fins, Int. J. Heat Mass Transfer, 39, pp. 801-809.
  21. Lee, K. S., 1999, Numerical Methods for Engineering, 1st ed., Wonhwa.
  22. KS R 1053-1991, Testing method for automobile air conditioners, Korean Standards Association, 1991.