982 大韓機械學會論文集 第 15 卷 第 3 號, pp. 982~991, 1991.

〈論 文〉

평판핀이 부착된 증발기의 특성에 관한 연구

손병진* · 민묘식** · 김홍배***

(1990년 12월 4일 접수)

A Study on the Characteristics of Plate Finned-Tubes Evaporator

B. J. Son, M. S. Min and H. B. Kim

Key Words: Two-Phase Flow(2상유동), Plate-Finned Heat Exchanger(평판핀이 부착된 열교환기), Refrigerant Pressure Drop(냉매압력강하), Tube-Temperature(관벽온도), Air Temperature(공기온도)

Abstract

A simulation program of the continuous plate finned evaporator, which is widely used in the air conditioning system, was developed. The program took into account the variations of the flow properties and fluid friction factor of refrigerant, the heat transfer coefficients of refrigerant and air sides. A modeling evaporator coincided with the entrance conditions of simulation program was constructed and experimentations were executed. The refrigerant pressures, tube temperatures and air temperatures cooled by heat exchange were measured from experimentations and compared with those values of simulation results. Little errors were discovered between simulation and experimental results enough to believe the validity of the program.

기 호 설 명

A_f : 핀의 면적
C_{pa} : 공기의 정압비열
d_i : 관의 내경
f : Fanning의 마찰계수
f_f : 유체가 전부 액체라고 가정할 때의 마찰계수
F : 마찰력
G : 단위 면적당 질량유량
h : 냉매의 엔탈피
$1/h_c$: 접촉열저항
h_f : 포화액의 엔탈피
h_g : 포화증기의 엔탈피
h_i : 냉매측 열전달계수
h_o : 공기측 열전달계수
L_e : 상당 길이
m_a : 공기의 질량유량
m_r : 냉매의 질량유량
P : 냉매의 압력
ΔP : 압력강하량
P_i : 관 안쪽의 perimeter
P_o : 관 바깥쪽의 perimeter
$q_{ref-tube}$: 냉매로 부터 관 벽으로의 열전달
$q_{tube-air}$: 관 벽으로 부터 공기로의 열전달
T_a : 공기의 온도
T_r : 냉매의 온도
T_t : 관 벽의 온도
U : 냉매의 유속
V : 냉매의 비체적
X : 습증기의 질
Z : 냉매유동방향의 좌표

* 정회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과
** 정회원, 유한공업전문대학 기계설계과
*** 정회원, 한양대학교 대학원

$\frac{dP}{dZ}$: 압력 구배

$\frac{dP}{dZ}a$: 운동량변화에 의한 압력구배

$\frac{dP}{dZ}F$: 마찰에 의한 압력구배

$\frac{dP}{dZ}Z$: 위치수두에 의한 압력구배

$-\left[\frac{dP}{dZ}F\right]_{fo}$: 유체가 100%액체라고 가정했을 때의 마찰압력 강하량

ϕ_{fo}^2 : 압력강하에 관한 보정계수

ρ : 냉매의 밀도

ρ_f : 포화액의 밀도

ρ_g : 포화증기의 밀도

η_f : 핀효율

μ_f : 액체상태 냉매의 점성계수

μ_g : 기체상태 냉매의 점성계수

δ_t : 핀의 두께

δz : 인접 핀 사이의 간격

T_w : 관 벽에서의 전단응력

1. 서 론

상변화를 수반하는 열교환기에서는 흐름의 과정에 따라 유체의 물성치, 열전달계수, 관마찰계수등이 변화한다. 종래의 대수평균온도차(LMTD)방법이나 유효NTU(Effectiveness NTU)방법은 이러한 변화들을 간과하는 오류를 범하고 있다. 특히 2상 유동하는 열교환기의 설계에서 압력변화를 예측하는 것이 무엇보다도 중요하다.

열교환기를 효율적으로 설계하기 위하여는 모든 운전 상태에서의 열교환기 특성을 철저히 파악함이 필요하며, 이를 위하여는 컴퓨터에 의한 시뮬레이션 프로그램이 적합하다. 시뮬레이션 프로그램 내에 실험결과들을 포함시킴으로써 그 신뢰도를 높일 수 있다.

기체와 액체 사이의 열교환이 이루어지는 열교환기에는 기체측의 열전달을 증가시키기 위하여 핀을 부착시키는 것이 일반적이다. 액체의 압력이 높을 경우에는 원형관을 사용하고 기체측에는 연속핀을 부착하는 것이 대량생산에 적합하여 경제적이다.

본 연구에서는 냉방기에서 널리 이용되고 있는 평판핀이 연속적으로 부착된 다관식 증발 열교환기에 대하여

(1) 냉매의 열역학적 물성치의 변화
(2) 냉매와 공기측 열전달 계수의 변화
(3) 냉매측 관 마찰 손실

등을 고려한 시뮬레이션 프로그램을 작성하고[9] 그 결과를 실험을 통하여 보정 완성하였다. 계산결과로 부터 공조기기의 설계조건, 공조계통 해석을 위한 기초자료를 제시하였다.

2. 수학적 모형화

평판핀이 부착된 열교환기에는 관배열에 따라 정렬배열과 엇갈린 배열이 있다. 여기에서는 냉방기에 보편적으로 이용되고 있는 엇갈린 배열에 대하여 시뮬레이션 하고자 한다. 엇갈린 배열 열교환기의 측면도를 Fig. 1에 표시하고 Fig. 2에는 1개관을 검사체적으로 택하여 열의 이동관계를 표시하였다.

Fig. 1에서 대칭선을 따라 그리면 6각형의 핀이 작도되는데 이 6각핀을 해석의 기본요소로 취한다. 대칭성을 고려하면 6각핀 경계에서는 단열이라고 볼 수 있다. 즉, 온도구배가 0이라고 보아도 무방하다. 각각의 열교환기 요소는 냉매측, 관 및 공기측의 검사체적으로 세분하여 해석하는 것이 가능하다. Fig. 2의 점선은 이를 나타내고 있다.

2.1 지배방정식

(1) 냉매측

연속방정식 ;

$$\frac{d(\rho U)}{dZ}=0 \tag{1}$$

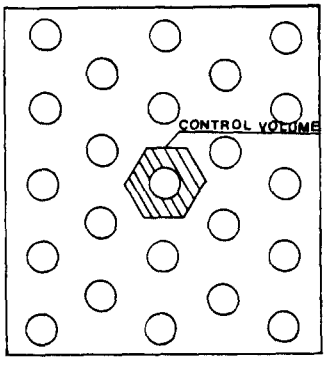

Fig. 1 Side view of a fnned-tube heat exchanger that the tubes are staggered

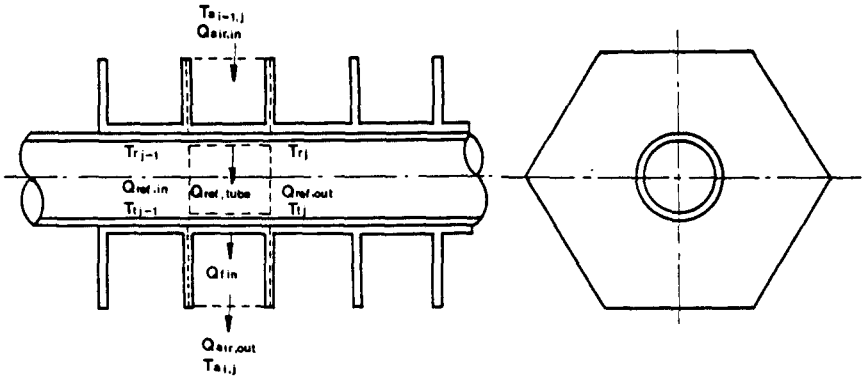

Fig. 2 Heat exchanger element

운동량방정식 :

(i) 단상유동일 경우

$$G\frac{dU}{dZ}=-\frac{dP}{dZ}-\frac{1}{A}\left[\frac{dF}{dZ}\right] \tag{2}$$

또는

$$G^2\frac{d}{dZ}\left(\frac{1}{\rho}\right)=-\frac{dP}{dZ}-\frac{2f}{di}\frac{G^2}{\rho} \tag{3}$$

(ii) 2상유동일 경우

압력강하량[1]

$$-\left[\frac{dP}{dZ}\right]=-\left[\frac{dP}{dZ}F\right]-\left[\frac{dP}{dZ}a\right]-\left[\frac{dP}{dZ}Z\right] \tag{4}$$

그리고

$$-\left[\frac{dP}{dZ}F\right]=-\left[\frac{dP}{dZ}F\right]_{fo}\phi_{fo}^2$$

$$=\frac{2f_f}{di}\frac{G^2}{\rho_f}\phi_{fo}^2 \tag{5}$$

$$-\left[\frac{dP}{dZ}a\right]=G^2\frac{d}{dZ}\left[\frac{1}{\rho}\right] \tag{6}$$

수평관에서

Table 1 Value of B for smooth tubes

Γ	G(kg/m²sec)	B
≤9.5	≤500	4.8
	500<G<1900	2400G
	≥1900	55$G^{0.5}$
9.5<Γ<28	≤600	520($\Gamma G^{0.5}$)
	>600	21Γ
≥28		$\frac{15000}{\Gamma^2 G^{0.5}}$

$$-\left[\frac{dP}{dZ}Z\right]=0 \tag{7}$$

보정계수 ϕ^2_{fo}은 다음과 같다[2,3]

$$\phi^2_{fo}=1+(\Gamma^2-1)[BX^{0.9}(1-X)^{0.9}+X^{1.8}] \tag{8}$$

$$\Gamma=\left[\frac{\rho_f}{\rho_g}\right]^{0.2}\left[\frac{\mu_g}{\mu_f}\right]^{0.125} \tag{9}$$

여기서 계수 B의 값은 Table 1로 주어진다[2,3].

식 (5), (6), (7)을 식 (4)에 대입하면

$$-\left[\frac{dP}{dZ}\right]=\frac{2f_f}{di}\frac{G^2}{\rho_f}\phi_{fo}^2+G^2\frac{d}{dZ}\left[\frac{1}{\rho}\right] \tag{10}$$

로 된다.

에너지방정식 :

$$mr\frac{dh}{dZ}=-\frac{dq_{ref-tube}}{dZ} \tag{11}$$

(2) 관벽

에너지방정식 :

$$\frac{dq_{ref-tube}}{dZ}-\frac{dq_{tube-air}}{dZ}=-K_tA_t\frac{d^2T_t}{dZ^2}$$

축방향의 열전도를 무시하면,[4,5]

$$\frac{dq_{ref-tube}}{dZ}=\frac{dq_{tube-air}}{dZ} \tag{12}$$

$$q_{ref-tube}=P_ih_i(\delta z+\delta_t)\ (T_r-T_t) \tag{13}$$

$$q_{tube-air}=\left[\frac{h_0\eta_fA_fh_cP_0\delta_t}{h_0\eta_fA_f+h_cP_0\delta_t}+P_0\delta zh_0\right](T_t-T_a) \tag{14}$$

(3) 공기측

에너지방정식 :

$$m_aC_{pa}dT_a=dq_{tube-air} \tag{15}$$

식 (1), (3), (10), (11), (12), (13), (14), (15)를 유한차분법으로 풀어쓰고, 초기치를 부여하

기 어려운 T_t항을 소거하면 다음과 같이 된다[6,8].

$$\rho_{J-1}U_{J-1}-\rho_J U_J=0 \tag{16}$$

$$(P_{J-1}-P_J)-G^2\left[(V_J-V_{J-1})+\frac{f}{di}\Delta Z(V_J+V_{J-1})\right] \tag{17-a}$$

(단상유동인 경우)

$$(P_{J-1}-P_J)-G^2\left[(V_J-V_{J-1})+\frac{2f_f}{di}\frac{\Delta Z}{\rho_f}\phi_{fo}^2\right] \tag{17-b}$$

(2상유동인 경우)

$$m_a C_{pa}(T_{ai-1,J}-T_{ai,J})+\frac{0.5C(A+B)}{(A+B+C)}[Tr_{j-1}+Tr_j-T_{a_{i-1,J}}-T_{ai,j}] \tag{18}$$

$$m_r(h_J-h_{J-1})+\frac{0.5C(A+B)}{(A+B+C)}[Tr_{j-1}+Tr_j-J_{a_{i-1,J}}-T_{ai,j}]=0 \tag{19}$$

여기서 $A=P_o h_o \delta_z$

$$B=\frac{h_o\eta_f A_f h_c P_o \delta_t}{h_o\eta_f A_f+h_c P_o\delta_t}$$

$$C=P_i h_i(\delta_z+\delta_t)$$

이다.

식 (16)으로 부터 식 (19)에서 방정식은 4개이나 미지수는 6개이므로 엔탈피와 밀도에 관한 일반식

$$h=h(P,\ Tr) \tag{20}$$

$$\rho=\rho(P,\ Tr) \tag{21}$$

을 추가하여 문제를 해석하였다[7].

또, 이상유체의 엔탈피와 밀도는 다음과 같이 정의한다.

$$h=h_f(1-x)+h_g x \tag{22}$$

$$\frac{1}{\rho}=\frac{1}{\rho_f}(1-x)^{\circ}\frac{x}{\sigma_g} \tag{23}$$

2.2 모형 열교환기의 제원과 입구조건

열교환기의 치수와 입구조건은 시판 냉방기의 치수와 운전조건을 고려하여 다음과 같이 한다.

관의 내경	9.35mm
관의 외경	10.05mm
핀두께	0.12mm
핀피치	2.00mm
관의 피치	25.00mm
관의 길이	6.6m(0.3×22)
6각 핀한변의 길이 (정6각형인 경우)	14.3mm
냉매의 종류	*R22*
공기의 유량	0.60kg/hr
공기의 입구온도	29℃
냉매의 유량	120kg/hr
관의 열수	2열

2.3 수치해석방법

Fig. 3과 같이 길이 300mm인 동관이 22개, 2열로 배치된 증발기에 대하여 시뮬레이션 한다. 냉매

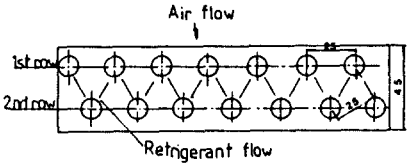

Fig. 3 Flow dagram of multi-tube heat exchanger

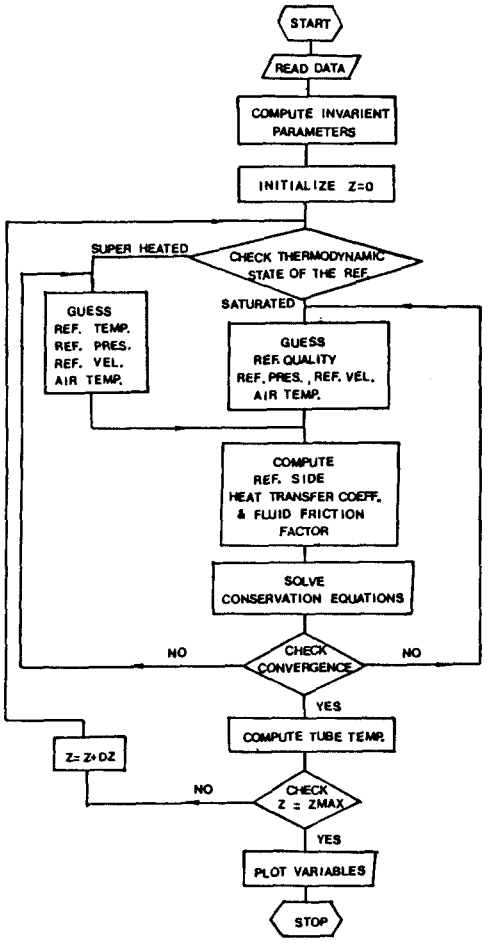

Fig. 4 Flow chart

는 제 1열과 2열을 교대로 흐르고 있으므로, 제 1열에서는 공기의 입구온도가 어디서나 29℃로 일정하지만, 제 2열에 들어오는 공기의 입구온도는 바로 앞에 있는 제 1열에서 1차냉각 후 배출된 공기의 온도로 한다.

관과 관을 연결하는 U밴드 부분에서는 관로의 부차손실에 해당하는 압력강하가 있는 것으로 본다. 상당길이 L_e를 사용하여 압력강하량은 다음과 같이 계산한다.

$$\Delta P = f\frac{L_e}{d_i}\frac{1}{2}\rho\ U^2 \qquad (24)$$

2.2의 입구조건을 초기조건으로 하고 Fig. 2의 검사체적에 대하여 유한 차분식으로 되어있는 지배방정식을 풀어나간다. 그렇게 하여, 관의 길이 방향에 따라 냉매와 공기의 상태치 및 관벽의 온도가 어떻게 변화하는가를 예상한다. 시뮬레이션을 위한 플로우차트는 Fig. 4와 같다.

3. 실 험

3.1 실험장치

모형 열교환기의 제원과 입구조건(2.2)에 일치하는 실험용 냉방장치(압축기 동력 2.2kW)를 제작하여 증발기의 성능에 관련한 실험을 하였다. Fig. 5는 실험장치의 계통도, Fig. 6은 그 실물을 보이고 있다. Fig. 7은 본 실험의 실험장치 부분이며, Fig. 8은 증발기의 상세도이다.

본 연구의 모형 열교환기는 압축기동력 2.2kW인 시판 냉방기를 참고로 하였다. 동제품에서 증발기의 닥트 부분은 386mm×700mm로 되어 있으나, 본연구 에서는 실험장치의 배열과 측정을 용이하게 하기 위하여 Fig. 8과 같이 300mm×550mm로 축소 하였다. 반면 시판냉방기에서 관의 길이는 5.4 mm(0.386×14)이 지 만, 본 연 구 에 서 는 6.6m (0.3×22)로 길게 하였다.

3.2 실험방법

실험으로 측정하고자 하는 측정내용은 다음과 같다.

(1) 냉매의 유량

(2) 증발기 관벽의 온도

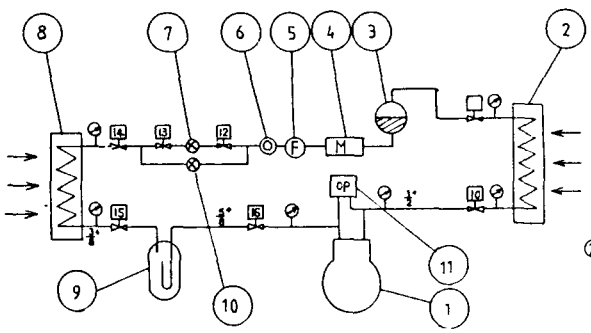

Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus
① Compressor
② Condenser
③ Receiver tank
④ Flow meter
⑤ Filter & dryer
⑥ Sight glass
⑦ Expansion valve
⑧ Evaporator
⑨ Accumulator
⑩ Shut-off valve
⑪ Dual pressure switch

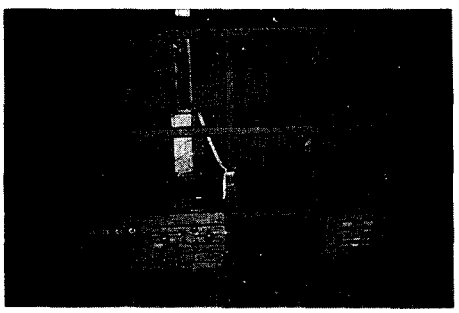

Fig. 6 Photograph of the experimental apparatus

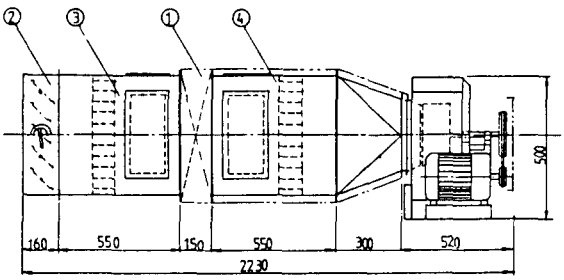

Fig. 7 Test apparatus
① Evaporator
② Damper
③ Duct 1
④ Duct 2

(3) 증발기 입, 출구에서 공기의 온도

(4) 증발기 출구측 닥트내에서 공기의 유속 및 공기유량

(5) 증발기 입, 출구에서 냉매의 압력

(6) 압축기 입, 출구에서 냉매의 압력

(7) 응축기 입, 출구에서 냉매의 압력

측정을 하려면 냉방기가 정상상태에서 운전되도록 하여야 한다. 정상 상태는 관벽의 온도를 관찰하면서 팽팡밸브를 조절하여 냉매유량을 변화시킴으로써 얻을수 있다.

2상유동 중일때 증발기내에서 증발온도는 관마찰에 의한 압력강하로 증발기 출구쪽으로 갈수록 낮아진다. 그러나 100% 증발이 끝난 후에는 잠열이 없으므로 냉매의 온도가 급히 상승하여 과열증기가 된다. 그리고 증발이 끝난 후에는 관벽의 온도도 급히 상승한다. 따라서 증발기 출구근방에서 관벽의 온도가 급히 상승하는 상태가 되도록 팽창밸브를 조절하여 정상상태를 유지시킬 수 있다. 수치해석의 입력자료중 가장 중요한 인자는 냉매의 유량이다. 냉매의 유량을 측정하기 위하여 Receiver Tank와 Filter and Dryer 중간에 용적식(치차식) 유량계를 부착하였다(Fig. 5). 정상상태에서 시간당 체적유량을 측정한 후 질량유량으로 환산하였다.

증발과정중 냉매가 어떤 상태로 변하는가를 밝히기 위하여는 냉매자체의 온도변화를 알아야할 것이다. 그러나 동관내에서 냉매의 온도를 측정하는 것이 매우 어려우므로 여기서는 관벽의 온도를 측정하였다. 측정위치는 U밴드부분 16곳(증발기는 길이 6.6m인 관이 다시 2열병렬로 되어 있으므로 6.6m의 관마다 8곳)으로 하였다.

증발기 전후에서 공기가 얼마나 냉각되는가를 알기 위하여 Fig. 7의 증발기 입구닥트에 4곳, 출구닥트에 10곳을 선택하여 공기의 입, 출구 온도를 측정하였다.

닥트 입구에서의 공기온도는 대기온도와 일치하므로 측정위치와 관계가 없다. 반면 닥트 출구쪽에서는 증발기의 끝부분으로 갈수록 냉매의 온도가 낮아지고 냉각공기의 온도도 낮아져 검사체적내에서 공기의 온도가 일정하지않게 된다. 그러나 시뮬레이션 결과와 비교하기 위하여는 2차평면상에서 공기의 온도분포를 고려한 평균온도가 아니라 관길이에 따른 국소온도(local temperature)를 측정하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 증발기 입구부터 출구까지 10곳에서 국소온도를 측정하였다.

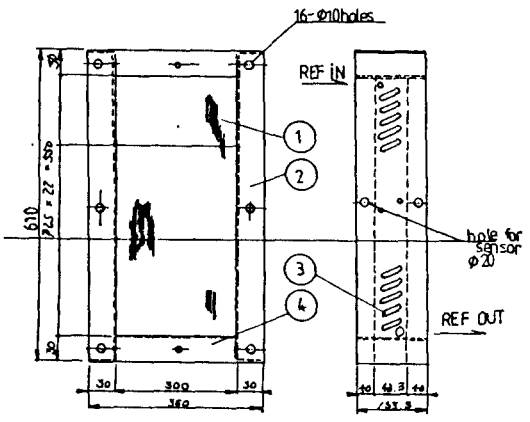

Fig. 8 Detail of evaporator
① Fin
② Side Plate
③ Tube & U-band
④ Frame

관벽의 온도와 공기의 온도는 Multi Channel Thermometer TR 2724를 사용하여 30곳을 동시에 측정하였다. 열전대는 직경 0.2mm의 Cromel-Alumel을 사용하였다.

공기의 유속을 측정하여 공기의 유량을 계산하였다. 유속은 Fig. 7의 증발기 출구닥트의 여러 곳에서 측정하여 평균값을 취했다. 댐퍼각도에 따라 유량이 달라지므로 댐퍼위치별로 평균유속을 구하였다. 측정기는 Kanomax Anemomaster Model 6611을 사용하였다.

공기의 유속을 측정하는 것은 공기의 유량을 구하는데 목적이 있고, 또 공기유량는 시뮬레이션의 입력자료이므로 2차 평면에서 정확한 평균속도를 구하는 것이 바람직하다. 그러나 본 연구에서는 실험장치의 제약등으로 출구닥트 단면의 수직방향 변화에 따른 속도변화만을 고려하였다. 즉 Fig. 8 증발기 닥트 단면의 중앙점과 중앙점에서 수직방향으로 여러곳을 선택하여 공기의 유속을 측정하여 그 평균값을 대표값으로 하였다.

증발기, 압축기 및 응축기 입, 출구에서의 압력은 배관에 고정설치된 압력계의 읽음으로 하였다.

4. 결과 및 고찰

관의 길이에 따라 냉매의 질, 냉매의 압력, 관벽

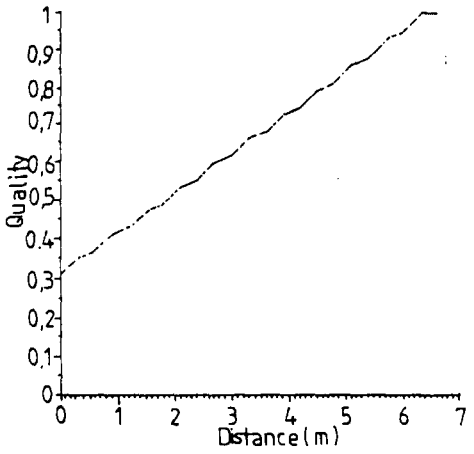

Fig. 9 Variation of quality along the tube for evaporator

의 온도, 공기의 온도, 냉매의 온도, 냉매의 평균속도, 냉매의 엔탈피 및 냉매의 비체적이 어떻게 변화하는가를 시뮬레이션한 결과가 Fig. 9~Fig. 16에 도시되어 있다.

증발기에서는 냉매가 2상유동을 하다가 관 끝에서 과열증기로 나오는 것이 그 특성이다. Fig. 9의 시뮬레이션 결과는 이를 말해 주고 있다. 즉, 관의 길이에 따라 냉매의 질이 점차 증가하여 관 길이 6.4m에서는 1이 된다. 6.4m이후 6.6m까지는 Fig. 9의 곡선이 수평으로 되는데, 이는 6.4m까지는 2상유동, 6.4m이후는 과열증기유동임을 의미한다.

시뮬레이션 결과는 그 타당성을 실험결과로 입증하는 것이 바람직하다. Table 2는 시뮬레이션 결과를 검토하기 위하여 압력계, 유량계 및 속도계로부터 얻은 실험값들이다. Table 2에서 평균공기속도는 댐퍼를 완전히 개방했을 때의 측정값이다. 평균속도 2.68m/sec로 부터 Fig. 2의 1개 검사체적을 통과하는 공기의 질량유량이 0.6kg/hr임을 계산하였다. 냉매의 시간당 체적유량은 115ℓ/hr로 측정되었고, 응축기출구 압력기준으로 비중량 1042kgf/m^3을 사용하여 질량유량이 120kg/hr임을 알았다. Multi Channel Thermometer로 관벽온도와 냉각온도를 측정하였고 그 결과는 Fig. 11과 Fig. 12에 시뮬레이션 결과와 함께 도시하였다.

시뮬레이션 결과와 실험결과가 부합하는가를 냉매의 압력변화, 관벽의 온도변화 및 증발기 출구에서 냉각공기의 온도등을 비교하여 검토한다.

Table 2 Experimental results from various gauges

Inlet pressure of the evaporator	0.608MPa
Outlet pressure of the evaporator	0.510MPa
Average air velocity at the outlet of the evaporator	2.68m/sec
Outlet pressure of the condenser	2.215MPa
Refrigerant flow rate	115ℓ/hr
Inlet pressure of the compressor	0.421MPa
Outlet pressure of the compressor	2.342MPa

우선 냉매의 압력변화에 대해 비교한다. 실험으로 측정한 증발기 입구 압력은 6.2kgf/cm^2(0.71 MPa_{abs}), 증발기 출구에서는 5.2kgf/cm^2(0.6 MPa_{abs})이었다. Fig. 10은 냉매의 압력변화가 어떻게 진행되는가를 시뮬레이션한 것이다. Fig. 10에서 입구압력을 실험값인 0.71 MPa_{abs}을 사용하였다. 시뮬레이션결과 관의 길이 방향에 따라 압력이 점차 감소되어 관끝(6.6m)에서의 출구압력은 0.627 MPa_{abs}이었다. 즉 시뮬레이션에서의 압력강하량은 0.083MPa이었고, 실험에서의 압력강하량은 0.1MPa로 근사한 결과를 얻었다. 따라서 압력강하라는 관점에서 시뮬레이션 프로그램을 신뢰할 만하다.

다음 관벽의 온도변화에 대해 고찰해 본다.

Fig. 11의 그래프는 관벽의 온도가 증발기 입구에서 12.2℃로 부터 점차 감소하여 관의 길이 6.4m에서는 7.8℃까지 떨어짐을 보여주고 있다. 6.4m이후 6.6m까지는 관벽의 온도가 급격히 상승하여 증발기 출구에서는 13.1℃가 되었다. 이와같은 변화는 6.4m 이하에서는 2상유동, 6.4m이후에서는 과열증기유동이 일어나고 있음을 의미한다. Fig. 11에는 증발기 입구, 1.5m, 3m, 4.5m, 6m, 6.3m 및 6.6m(증발기출구) 위치에서 측정한 실험값들도 함께 도시하고 있다. 증발기입구로 부터 4.5m까지는 시뮬레이션 결과와 실험값이 잘 부합하고 있다. 6m 이후에서는 실험값과 시뮬레이션 결과가 유사한 경향을 보이고는 있으나 실험값들이 일정점에 집중하지 못하고 비교적 큰 온도범위에 산재해 있다. 그 이유는 실험장치를 완전히 정상유동으로 유지하기가 어렵기 때문에 생긴 현상이라고 사료된다. Fig. 9에서 알 수 있듯이 6m 위치에서 냉매의 질은 이

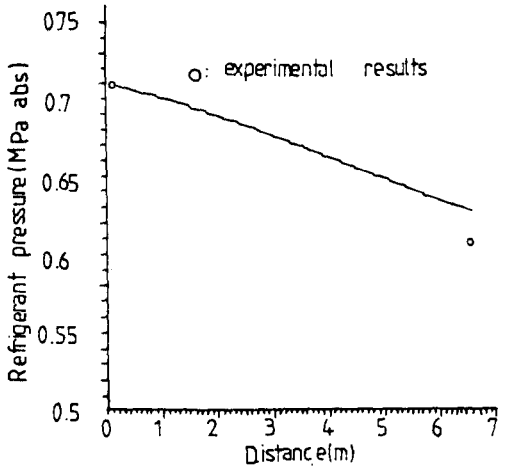

Fig. 10 Variation of refrigerant pressure along the tube for evaporator

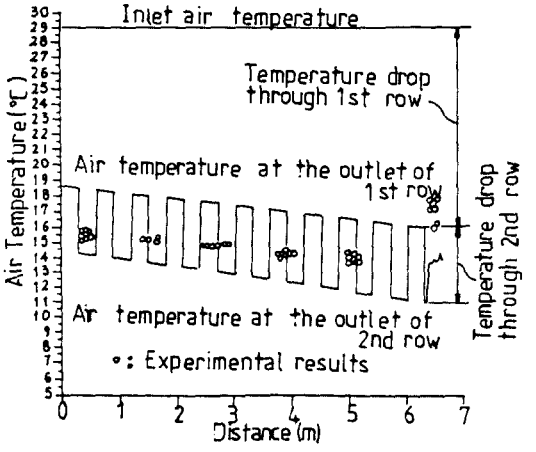

Fig. 12 Variation of air temperature along the tube for evaporator

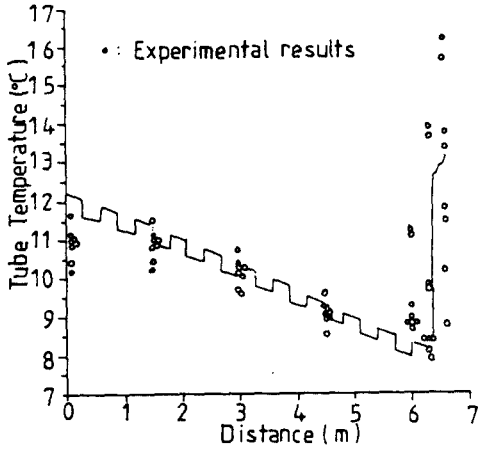

Fig. 11 Variation of tube temperature along the tube for evaporator

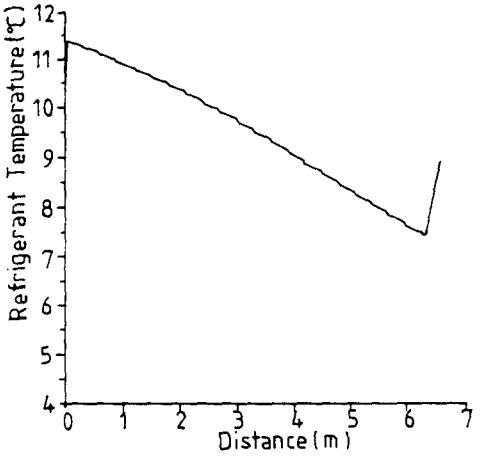

Fig. 13 Variation of refrigerant temperature along the tube for evaporator

미 0.95 내외이다. 정상유동을 벗어나 어느 순간에 냉매의 질이 1이 되면 냉매의 온도와 관벽의 온도가 급격히 상승한다. 다시 정상유동으로 돌아오면 질이 0.95 근방이 되고 냉매 및 관벽의 온도는 크게 내려간다. 이처럼 관벽의 온도가 오르내림을 반복하므로 6m이후에서 측정한 관벽의 온도는 넓은 범위에 산재하게 되는 것이다. Fig. 9과 Fig. 13은 관 전체 중 6.4m는 2상유동, 나머지 0.2m는 과열증기유동임을 명확히 하고 있다. 2상유동일때 압력이 0.71 MPa_{abs}에서 0.629 MPa_{abs}까지 감소하는 동안 냉매의 온도는 11.4℃에서 7.4℃까지 점진적으로 감소한다(Fig. 13). 그러나 과열증기유동에 들어가면 0.2m 진행하는 동안 냉매의 온도가 8.9℃까지 급격히 상승하여 증발기출구에서 과열도 1.5℃의 과열증기로 나온다.

다음 냉각공기의 온도에 대해 검토한다.

Fig. 12는 공기의 냉각과정을 보여주고 있다. 1차 냉각후의 온도는 처음 18.5℃이나 관의 길이가 길어질수록 점차 낮아져 16.1℃까지 된다. 2차 냉각 후의 온도는 14.2℃로 부터 점차 낮아져 2상유

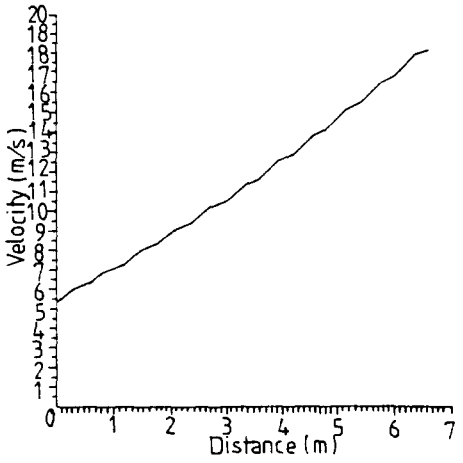

Fig. 14 Variation of average refrigerant velocity along the tube for evaporator

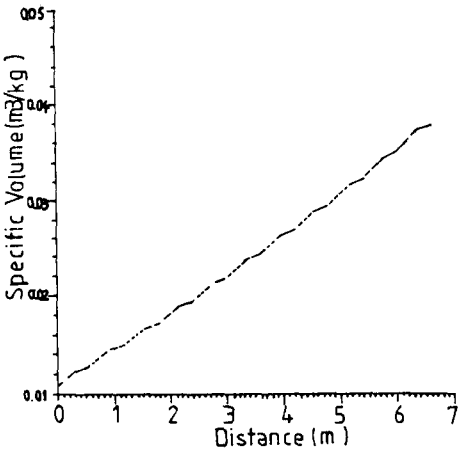

Fig. 16 Variation of average specific volume of refrigerant along the tube for evaporator

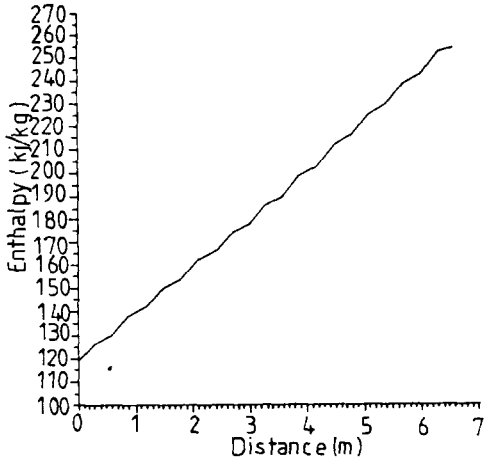

Fig. 15 Variation of refrigerant enthalpy along the tube for evaporator

동이 끝나는 6.4m에서는 11.0℃가 된다. 과열증기 유동에 들어가면 공기의 온도도 11.0℃에서 14.2℃까지 급격히 상승하고 있다. 과열증기유동에서 관벽의 온도(Fig. 11), 공기온도(Fig. 12) 및 냉매의 온도(Fig. 13)가 급격히 커지는 것은 잠열이 없으므로 열교환량이 급격히 감소함을 의미한다. Fig. 12에는 관길이 0.45m, 1.5m, 2.7m, 3.9m, 5.1m 및 6.5m 위치에서 2차냉각직후의 공기온도를 측정한 실험값들이 함께 도시되어있다. 0.45m 위치에서 측정한 냉각공기 온도는 15.5℃ 근방이었다. 그 위치에서 시뮬레이션 결과값은 14.2℃로 실험값이 1.3℃정도 높았다. 증발기 입·출구 사이에서 냉각되는 온도 14.8℃에 대한 상대오차는 8.8%이었다. 관의 길이 방향에 따라 측정 온도는 완만하게 내려가 5.1m 위치에서는 14.0℃ 내외가 되어, 시뮬레이션 결과값 11.6℃ 보다는 2.4℃가 높았으며, 전체 냉각온도 17.4℃에 대한 상대오차는 13.8% 이었다. 6.5m 위치에서 실험값은 16.2℃~17.9℃로 공기온도가 급격히 상승하였고, 시뮬레이션 결과값 13.6℃~14.2℃보다는 2.6℃~3.7℃ 높았다. Fig. 14, Fig. 15, Fig. 16은 증발이 진행됨에 따라 냉매의 평균속도, 냉매의 엔탈피 및 냉매의 평균 비체적이 점진적으로 증가함을 나타내고 있다.

5. 결 론

냉매의 열역학적 물성치의 변화, 냉매측 열전달계수의 변화 및 냉매측관마찰 손실을 고려하여 증발열교환기의 성능을 예측하고 공조기기 설계의 기초자료로 활용할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

2.2절에 주어진 모형열교환기 제원과 입구조건을 가질때 시뮬레이션한 결과를 Fig. 9~Fig. 16에 제시하였다. 관 길이 6.6m중 6.4m까지는 2상유동 나머지 0.2m는 과열증기유동을 하며, 공기를 29℃로 흡입하여 11.0℃~14.2℃로 냉각시킨다. 증발기

출구에서 과열증기 과열도는 1.5℃이었다.

프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 냉매압력과 관벽의 온도 및 공기의 냉각온도를 실험값들과 비교하였다.

시뮬레이션에서의 압력강하량은 0.083MPa로 실험에서의 압력강하량 0.1MPa에 근접한 결과를 얻었다. 관벽의 온도도 실험값과 시뮬레이션 결과치가 잘 부합하였다. 증발기 출구에서 냉각공기의 온도는 실험값과 시뮬레이션 결과값 사이에 1.3℃~2.4℃의 오차를 보였다 상대오차로 환산하면 8.8%~13.8%로서 프로그램을 신뢰하기에는 지장이 없는 오차라고 본다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 목적기초연구의 일환으로 행하여졌으며, 이에 관계자 여러분께 심심한 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

(1) Collier, J.G.,1981, "Convective Boiling and Condensation", 2nded.,McGraw Hill Inc.

(2) Chisholm,D., 1973, "Pressure Gradients due to Friction During the Flow of Evaporating Two-Phase Mixture in Smooth Tubes and Channels". Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.16, pp.347~358.

(3) Franz Mayinger and Manfred Schult, 1981, "Dynamic Behavior of Double Phase Change Heat Exchangers", Heat Exchangers : Thermal Hydraulic Fundamentals and Design, Hemisphere Publishing Corporation, pp.955~978.

(4) Ravis,E.J.and Gill,W.N.,1970, "The Effects of Axial Conduction in the Wall on Heat Transfer with Laminar Flow", Int.J.Heat Mass Transfer, Vol.13, pp.459~470.

(5) Mori, S., Shinke, T., Sakakibara, M. and Tanimoto,A., 1976, "Steady Heat Transfer to Laminar Flow Between Parallel Plates", Heat Transfer Japanese Research, Vol. 5, No. 4, pp. 17~25.

(6) Traviss, D.P., Rohsenow, W.M., and Baron, A.B., 1973, "Forced Convection Condensation Inside Tubes : A heat Transfer Equation for Condenser Desgign", ASHRAE Transactions, Vol.79, Part 1.

(7) Kartsoumes, G.T., and Erth, R.A., 1971 "Computer Calculation of Two Thermodynamic Properties of Refrigerant 12, 22, and 502", Presented at ASHRAE Annual Meeting, Washington D.C. August 22~26 No. 2200.

(8) Anand, N.K., and Tree,D.R., 1982, "Steady State Simulation of a Single Tube-Finned Condenser Heat Exchanger", ASHRAE Transactions, Vol.88, Part 2.

(9) 손병진, 민묘식, 최상경, 1989, "평판핀이 부착된 증발기의 시뮬레이션", 공기조화·냉동공학 논문집, 제 1 권 제4호, pp.297~304.