

평판핀이 부착된 증발기의 시뮬레이션

Numerical Simulation of Plate Finned-Tubes Evaporator

손 병 진*, 민 묘 식**, 최 상 경***
 B. J. Son, M. S. Min, S. G. Choi

ABSTRACT

Development of a more satisfactory program of computing the performance on a multi-tube evaporator with continuous plate fins is attempted in this study.

The fluid flow involving a change of phase make the flow properties and fluid friction factor of refrigerants, the heat transfer coefficients of refrigerant and air sides vary significantly.

Taking such variations into account, a useful program is developed to predict the steady state performance of a multi-tube evaporator.

The program was applied to an evaporator which has outside diameter of 10.05mm, inside diameter of 9.35mm, length of 5.4m and two rows arranged staggered. Then the variations of refrigerant quality, temperature, pressure, velocity, enthalpy, specific volume and air temperature, tube temperature were discussed.

Satisfactory results were presented that the degree of superheat at the outlet side was 4.4°C and the air temperature drop between the inlet and outlet of the air conditioner was 10°C.

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

m_a : 공기의 질량유량

m_r : 냉매의 질량유량

* 정회원, 한양대학교 기계공학과

** 정회원, 유한공업전문대학 기계설계과

*** 정회원, 한양대학교 대학원

- P : 냉매의 압력
- P_i : 관 안쪽의 perimeter
- P_o : 관 바깥쪽의 perimeter
- $q_{ref-tube}$: 냉매로부터 관 벽으로의 열전달
- $q_{tube-air}$: 관 벽으로부터 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

$-\left(\frac{dP}{dZ} F\right)_{fo}$: 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
- δ_s : 인접 핀 사이의 간격
- T_w : 관 벽에서의 전단온력

1. 서 론

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

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

N. K. Annand⁸⁾는 균질모형(Homogeneous Model)으로 가정한 단일관로의 응축기에 유체의 물성치와 각종 계수들의 변화를 고려하여 시뮬레이션하였다. 그러나 이상유동중인 증발기내의 압력강하는 균질모형에 따른 운동량 방정식보다 보정계수를 이용한 압력강하식¹⁻³⁾이 더욱 실제에 부합되고 있다. 그리고 실제의 열교환기는 단일관로가 아니라 대부분 다관(multi-tube)이다.

본 연구에서는 냉방기에 널리 이용되고 있는 평판핀이 연속적으로 부착된 다관식 증발 열교환기에 대하여 보정계수를 고려한 압력강하식을 활용하여 시뮬레이션을 실시함으로써 냉방기기의 설계를 위한 기초자료를 제시하였다.

2. 수학적 모형화

2.1 모형화와 가정

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

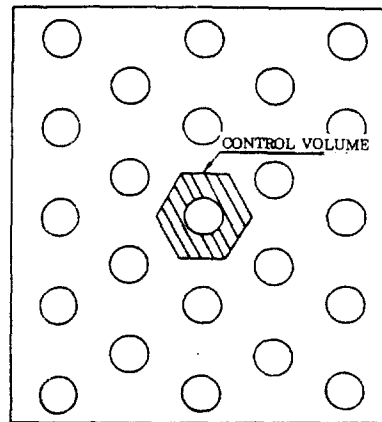


Fig.1 Side view of a finned-tube heat exchanger that the tubes are staggered

Fig.1에서 대칭선을 따라 그리면 6각형의 핀이 작도되는데 이 6각핀을 해석의 기본요

소로 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.

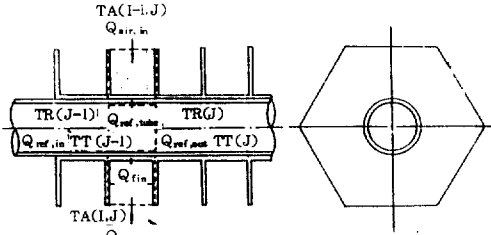


Fig.2 Heat exchanger element

수학적 모형을 위하여 다음과 같은 가정을 준다.

1) 공기가 흐르는 인접핀 사이의 폭은 2~2.5mm로 매우 좁다. 따라서 흐름의 직각방향에서 공기의 물성치변화를 무시한다. 공기의 속도와 온도는 흐름방향에서만 변하는 것으로 한다.

2) 대부분 관의 직경이 3/8인치~5/8인치 정도로 작으므로 관내 유동은 1차원 유동으로 가정한다.

3) 관 두께가 매우 얇고 금속의 열전도성이 높으므로 관에서 반경방향의 전도저항은 다른 열저항에 비해 매우 작아 무시한다. 즉 반경방향에서는 관의 온도가 불변인 것으로 간주한다.

4) 냉매의 유속이 작으므로(5m/sec 이하) 속도에너지가 냉매의 엔탈피에 기여하는 비중이 매우 낮아, 속도에너지를 무시한다.

5) 온도가 변하여도 핀과 관의 열역학적 물성치는 불변이다.

2.2 지배방정식

2.2.1 냉매측

연속방정식;

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

운동량방정식;

1) 단상유동일 경우

$$G \frac{dU}{dZ} = -\frac{dP}{dZ} - \frac{1}{A} \left(\frac{dF}{dZ} \right) \dots\dots\dots (2)$$

또는,

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

2) 2상유동일 경우

압력강하량¹⁾

$$-\left(\frac{dP}{dZ} \right) = -\left(\frac{dP}{dZ} F \right) - \left(\frac{dP}{dZ} a \right) - \left(\frac{dP}{dZ} Z \right) \dots\dots\dots (4)$$

그리고,

$$\begin{aligned} -\left(\frac{dP}{dZ} F \right) &= -\left(\frac{dP}{dZ} F \right)_{fo} \phi_{fo}^2 \\ &= \frac{2f_f G^2}{d_i \rho_f} \phi_{fo}^2 \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

$$-\left(\frac{dP}{dZ} a \right) = G^2 \frac{d}{dZ} \left(\frac{1}{\rho} \right) \dots\dots\dots (6)$$

수평관에서

$$-\left(\frac{dP}{dZ} Z \right) = 0 \dots\dots\dots (7)$$

보정계수 ϕ_{fo}^2 은 다음과 같다.^{2,3)}

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

$$\Gamma = \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.2} \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.125} \dots\dots\dots (9)$$

여기서 계수 B의 값은 Table 1로 주어진다.^{2,3)}

Table 1. Value of B for smooth tubes.

Γ	$G(\text{kg/m}^2\text{sec})$	B
	≤ 500	4.8
≤ 9.5	$500 < G < 1,900$	$2,400 G$
	$\geq 1,900$	$55G^{0.5}$
$9.5 < \Gamma < 28$	≤ 600	$520(\Gamma G^{0.5})$
	> 600	21Γ
≥ 28		$\frac{1,500}{\Gamma^2 G^{0.5}}$

식(5), (6), (7)을 식(4)에 대입하면,

$$-\left(\frac{dP}{dZ} \right) = \frac{2f_f G^2}{d_i \rho_f} \phi_{fo}^2 + G^2 \frac{d}{dZ} \left(\frac{1}{\rho} \right) \dots\dots\dots (10)$$

로 된다.

에너지방정식 ;

$$m_r \frac{dh}{dZ} = -\frac{dq_{ref-tube}}{dZ} \dots\dots\dots (11)$$

2.2.2 관 벽

에너지방정식 ;

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

축방향의 열전도를 무시하면,^{4,5)}

$$\frac{dq_{ref-tube}}{dZ} = \frac{dq_{tube-air}}{dZ} \dots\dots\dots (12)$$

$$q_{ref-tube} = P_i h_i (\delta_z + \delta_t) (T_r - T_t) \dots\dots (13)$$

$$q_{tube-air} = \left(\frac{h_o \eta_f A_f h_c P_o \delta_t}{h_o \eta_f A_f + h_c P_o \delta_t} + P_o \delta_z h_o \right) (T_t - T_a) \dots\dots\dots (14)$$

2.2.3 공기 측

에너지방정식 ;

$$m_a C_{pa} dT_a = dq_{tube-air} \dots\dots\dots (15)$$

식(1), (3), (10), (11), (12), (13), (14), (15)를 유한차분법으로 풀어쓰고, 초기치를 부여하기 어려운 T_t 항을 소거하면 다음과 같이 된다.^{6,8)}

$$\rho_{j-1} U_{j-1} - \rho_j U_j = 0 \dots\dots\dots (16)$$

$$(P_{j-1} - P_j) - G^2 \left\{ (V_j - V_{j-1}) + \frac{f}{d_i} \Delta Z (V_j + V_{j-1}) \right\} \text{ (단상유동인 경우)} \dots (17-1)$$

$$(P_{j-1} - P_j) - G^2 \left\{ (V_j - V_{j-1}) + \frac{2f_f}{d_i} \frac{\Delta Z}{\rho_f} \phi_{fo}^2 \right\} \text{ (이상유동인 경우)} \dots\dots\dots (17-2)$$

$$m_a C_{pa} (T_{ai-1,j} - T_{ai,j}) + \frac{0.5 C(A+B)}{(A+B+C)} [Tr_{j-1} + Tr_j - T_{ai-1,j} - T_{ai,j}] = 0 \dots (18)$$

$$m_r (h_j - h_{j-1}) + \frac{0.5 C(A+B)}{(A+B+C)} [Tr_{j-1} + Tr_j - T_{ai-1,j} - T_{ai,j}] = 0 \dots (19)$$

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)로부터 식(19)에서 방정식은 4개이나 미지수는 6개이므로 엔탈피와 밀도에 관한 일관식

$$h = h(P, T_r) \dots\dots\dots (20)$$

$$\rho = \rho(P, T_r) \dots\dots\dots (21)$$

을 추가하여 문제를 해석하였다.⁷⁾

또, 이상유체의 엔탈피와 밀도는 다음과 같이 정의한다.

$$h = h_f(1-x) + h_g x \dots\dots\dots (22)$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_f}(1-x) + \frac{x}{\rho_g} \dots\dots\dots (23)$$

3. 수치해석

3.1 모형 열교환기의 제원과 입구조건

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

관의 내경	9.35mm
관의 외경	10.05mm
fin 두께	0.12mm
fin 피치	2.00mm
관의 피치	25.00mm
관의 길이	5.4m(0.386×14)
6각 fin 한변의 길이	14.3mm
(정 6각형인 경우)	
냉매의 종류	R22
공기의 유량	0.34 kg/hr
공기의 입구온도	27°C
냉매온도(증발기 입구)	7°C
냉매의 질	0.28
냉매의 유량	30 kg/hr
관의 열수	2열

3.2 수치해석방법

Fig.3과 같이 길이 386mm인 동관이 14개, 2열로 배치된 증발기에 대하여 시뮬레이션 한다. 냉매는 제1열과 2열을 교대로 흐르

고 있으므로, 제 1열에서는 공기의 입구온도가 어디서나 27°C로 일정하지만, 제 2열에 들어오는 공기의 입구온도는 바로 앞에 있는 제 1열에서 1차냉각 후 배출한 공기의 온도로 한다.

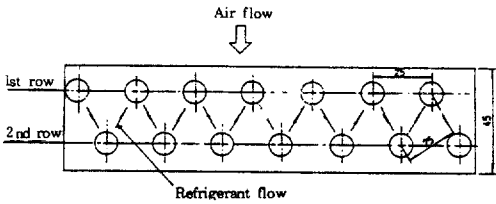


Fig.3 Flow diagram of a multi-tube heat exchanger

관과 관을 연결하는 U밴드 부분은 완전단열로 보아 냉매의 물성치가 변하지 않는 것으로 가정한다. 즉 i번째 관입구에서 냉매의 상태는 i-1번째 관출구에서 냉매의 상태와 같다고 본다.

3.1의 입구조건을 초기조건으로 하고 Fig. 2의 검사체적에 대하여 유한차분식으로 되어 있는 지배방정식을 풀어나간다. 그렇게 하여 관의 길이 방향에 따라 냉매와 공기의 상태치 및 관벽의 온도가 어떻게 변화하는가를 예상한다. 시뮬레이션을 위한 Flowchart는 Fig. 4와 같다.

4. 결과 및 고찰

관의 길이에 따라 냉매의 질, 냉매의 온도, 공기의 온도, 냉매의 압력, 냉매의 속도, 관벽의 온도, 냉매의 엔탈피 및 냉매의 비체적이 어떻게 변화하는가를 Fig.5~Fig.12에 도시하였다.

Fig.5는 증발기입구에서 냉매의 질이 0.28 일때 관 전체중 5.02m는 이상유동, 나머지 0.38m는 과열증기유동(Superheated flow)함을 보여주고 있다. Fig.6에서 증발기출구의 과열증기 과열도는 4.4°C이다. 따라서 3.1의 제원을 갖는 증발기에서 증발기입구 냉매의 질을 0.28로 한 것은 적절한 설계치가 될 수 있다.

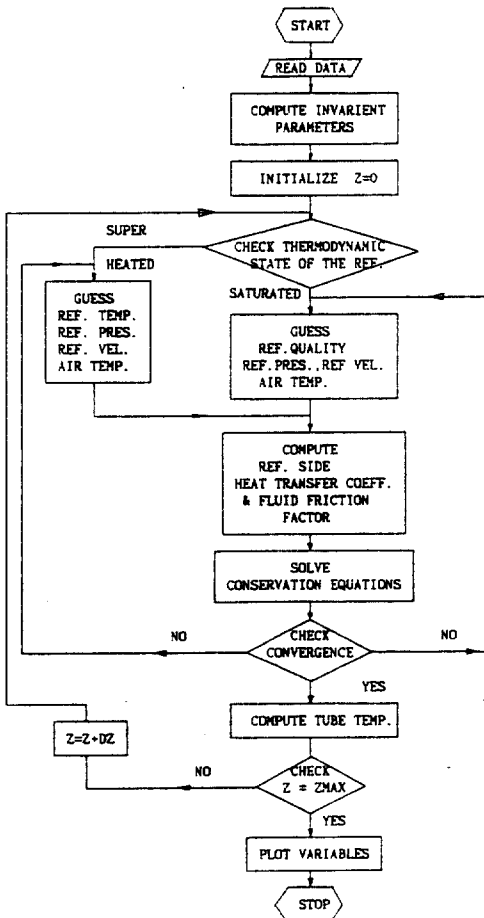


Fig. 4 FLOW CHART

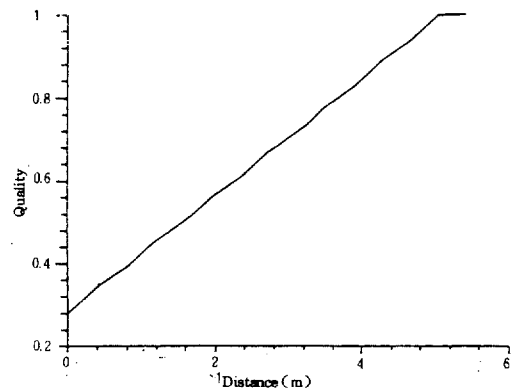


Fig.5 Variation of quality along the tube for evaporator

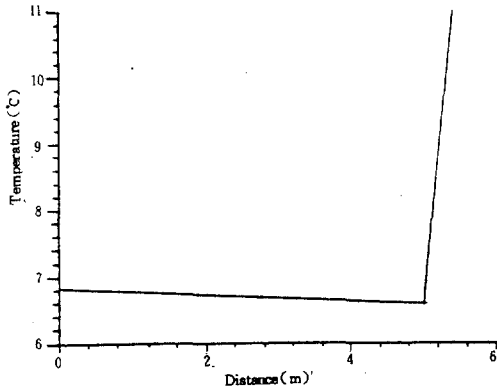


Fig. 6 Variation of refrigerant temperature along the tube for evaporator

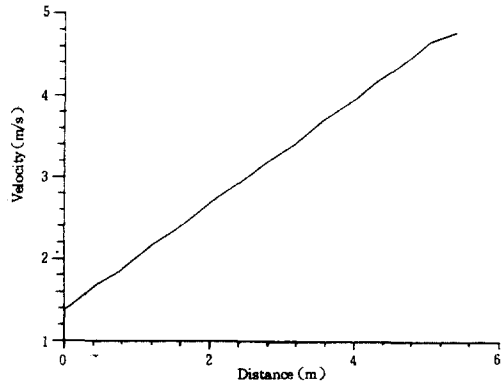


Fig. 9 Variation of average refrigerant velocity along the tube for evaporator

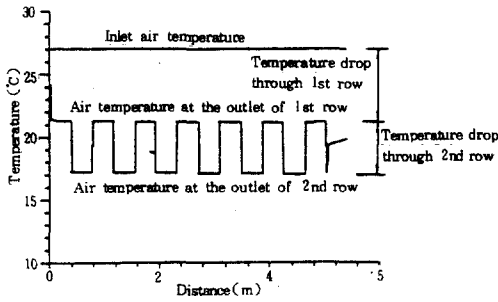


Fig. 7 Variation of air temperature along the tube for evaporator

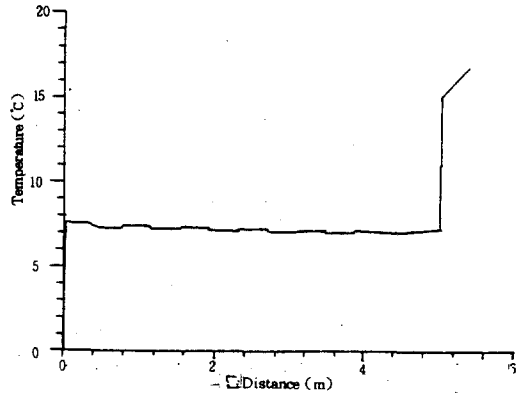


Fig. 10 Variation of tube temperature along the tube for evaporator

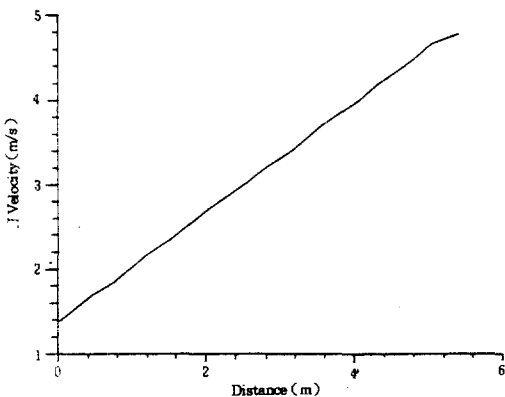


Fig. 8 Variation of refrigerant pressure along the tube for evaporator

Fig. 8로부터 이상유동중 압력이 6.182×10^5 Pa에서 6.136×10^5 Pa로 강하함에 따라 Fig. 6에서는 증발온도가 6.84°C 에서 6.60°C 까지

감소함을 보여주고 있다. 이상유동중에는 냉매의 온도가 이처럼 미세하게 감소하는 반면 공기는 1차냉각 후 $21.2 \sim 21.3^\circ\text{C}$ 로, 2차냉각 후 $17.0 \sim 17.2^\circ\text{C}$ 로 크게 떨어진다(Fig. 7). 그러나 과열증기유동에서는 냉매온도가 6.6°C 에서 11.0°C 로 급격히 증가하고 공기의 온도도 17°C 에서 19.9°C 까지 크게 증가한다(Fig. 6, Fig. 7). Fig. 10은 관벽의 온도가 이상유동중에 $7.0 \sim 7.6^\circ\text{C}$ 를 유지하지만 과열증기 유동에 들어가면 16.9°C 까지 급격히 증가함을 보여주고 있다. 과열증기유동에서 냉매온도, 공기온도 및 관벽온도가 급격히 커지는 것은 열교환량이 급격히 감소함을 의미한다. Fig. 11에서 과열증기에 들어서면 엔탈피증가곡선의 기울기가 갑자기 낮아지고 있는 것이 이를 입증

하고 있다.

Fig.8에서 이상유동중 압력강하율이 916 Pa/m로 과열증기유동시의 압력강하율 604 Pa/m보다 훨씬 큼을 보여주고 있다. 이는 이상유동시의 관마찰이 과열증기유동시의 그것보다 매우 크다는 것을 의미한다.

Fig.9, Fig.12는 증발이 진행됨에 따라 냉매의 평균속도와 평균비체적이 점진적으로 증가함을 나타내고 있다.

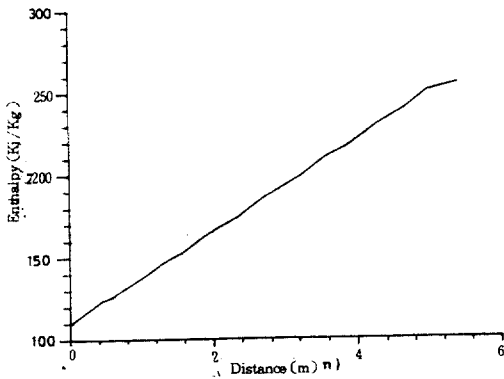


Fig.11 Variation of refrigerant enthalpy along the tube for evaporator

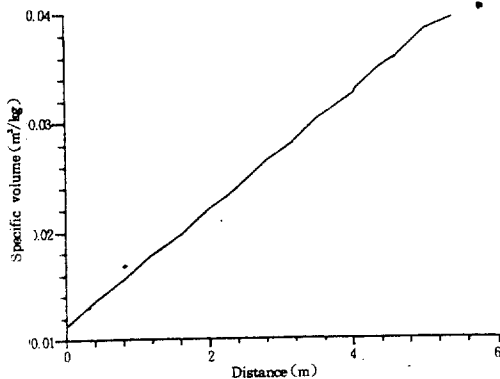


Fig.12 Variation of average specific volume of refrigerant along the tube for evaporator

5. 결 론

냉매의 물성치, 냉매측 열전달계수, 공기측 열전달계수 및 냉매측 관마찰계수 등의 변화를 고려하여 증발열교환기 성능을 예측할 수

있는 프로그램을 개발하였다. 특히 3/8인치, 5.4m인 동관이 2열 엇갈린 배열일 경우에 적용하여 다음 결과를 얻었다.

1) 증발기출구에서의 과열도가 4.4°C로 적정하다.

2) 냉방기입구에서 공기온도 27°C, 출구에서 공기온도는 17°C로 되어 10°C가 냉각되었다. 냉방기에서 공기를 10°C 냉각하는 것은 적정하다.

3) 과열증기유동에 들어가면 열전달이 급격히 감소한다. 따라서 열교환기로서의 성능을 높이기 위하여는 이상유동부분이 될수록 긴 것이 좋다. 본 시뮬레이션에서는 총길이 5.4 m 중 이상유동부분이 5.02m이었다.

후 기

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

참 고 문 헌

1. J.G. Collier, "Convective Boiling and Condensation", 2nd ed., McGraw Hill Inc, 1981.
2. Chisholm, D. "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, 1973, pp.347-358.
3. Franz Mayinger and Manfred Schult, "Dynamic Behavior of Double phase Change Heat Exchangers", Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Hemisphere Publishing Corporation, 1981, pp.955-978.
4. E.J. Ravis and W.N. Gill, "The Effects of Axial Conduction in The wall on Heat Transfer with Laminar Flow", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.13, pp.459-470.
5. S. Mori, T. Shinke, M. Sakakibara and A.

- Tanimoto," Steady Heat Transfer to Laminar Flow Between Parallel Plates", Heat Transfer Japanese Research, vol.5, No.4, 1976, pp.17-25.
6. D.P. Traviss, W.M. Rohsenow and A.B. Baron, "Forced Convection Condensation Inside tubes: A Heat Transfer Equation for Condenser Design", ASHRAE Transactions, vol.79, Part 1, 1973.
 7. G.T. Kartsoumes and R.A. Erth, "Computer Calculation of Two Thermodynamic Properties of Refrigerant 12, 22, and 502", Presented at ASHRAE Annual Meeting, Washington D.C. August 22-26, 1971, No.2200.
 8. N.K. Anand and D.R. Tree, "Steady State Simulation of a single Tube-Finned Condenser Heat Exchanger", ASHRAE Transactions, 1982, vol.88, Part 2.