

<論 文>

핀-관 열교환기의 모델링

박 희 용* · 이 관 수* · 박 동 규**

(1989년 6월 5일 접수)

Modeling of Fin-Tube Heat Exchanger

Hi-Yong Pak, Kwan-Soo Lee and Dong-Kyu Park

Key Words : Fin-Tube Heat Exchanger(핀-관 열교환기), Modeling of Heat Exchanger(열교환기의 모델링), Multi-Tube Heat Exchanger(다관 열교환기), Condenser(응축기), Axial Heat Conduction of Tube Wall(관 벽의 열전도)

Abstract

The purpose of this study is to investigate the behavior of operational and design factors on the performance characteristics of a horizontal fin-tube heat exchanger under phase change conditions for refrigerant. The flow and heat transfer in the heat exchanger are simulated numerically taking into account the variations of heat transfer coefficients, thermodynamic and flow properties of refrigerant, and the axial heat conduction in the tube wall. As the results of this study, it was found that the annular flow model was more reasonable physically than the homogeneous one for the two phase flow of refrigerant and axial heat conduction of tube wall did not have a great influence on the analysis. The effects of refrigerant pressure, mass flow rate of air, diameter of tube and the number of fins per unit length of tube were also discussed.

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]	u : 속도 [m/s]
C_p : 정압 비열 [$W/kg \cdot K$]	x : 건도
d : 관의 지름 [m]	y : 공기 유동방향의 좌표
f : 마찰계수	z : 냉매 유동방향의 좌표
h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$], 비엔탈피 [J/kg]	α : 기공율
h_{fg} : 응축잠열 [J/kg]	δt : 핀의 두께 [m]
k : 열전도계수 [$W/m \cdot K$]	δz : 핀간의 거리 [m]
\dot{m} : 질량유량 [kg/s]	η : 핀의 효율
P : 접수길이 [m]	μ : 점성계수 [$kg/m \cdot s$]
p : 압력 [N/m^2]	ρ : 밀도 [kg/m^3]
q : 열전달 [W]	τ : 전단력 [N/m^2]
t : 관의 두께 [m]	하첨자
T : 온도 [K]	a : 공기
	c : 접촉
	f : 핀, 액상

* 정회원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

** 한양대학교 대학원, 현재, 주식회사 경원세기

- g : 기상
- i : 내부
- o : 외부
- r : 냉매
- $r-t$: 냉매-관
- s : 상경계면
- t : 관
- $t-a$: 관-공기

1. 서 론

열교환기는 고온의 유체에서 저온의 유체로 열을 전달하는 장치로서 소정의 열교환량을 얻는것이 목적이다. 오늘날 열교환기는 에너지와 관련된 모든 공장에서 대단히 중요한 시설요소로서 취급되고 있으며, 특히 공기조화·냉난방장치, 열펌프, 동력장치, 화학공정등에서는 핀-관 열교환기가 매우 광범위하게 사용되고 있다.

열교환기의 성능설계와 효율적인 운용을 하기 위해서는 모든 관련 인자에 대한 충분한 지식이 요구되며, 이러한 것은 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램과 그와 관련된 실험 결과들을 조합하므로써 이루어질 수 있다. 특히 고속컴퓨터를 사용한 컴퓨터 시뮬레이션은 저렴한 비용과 신속한 속도등의 장점때문에 설계과정에서 많이 이용되고 있다^(1~4).

초기의 열교환기 해석에는 effectiveness-NTU법이나 LMTD법을 사용하였다^(1,2). 그러나 이런 전통적인 설계수단들은 유체의 물성치, 열전달계수 및 마찰계수를 일정하게 가정하기 때문에 열교환기의 성능을 정확히 예측하기가 매우 어렵다. 더우기 응축기 또는 증발기에 부착된 열교환기에서는 작동유체가 상변화를 수반하므로 이러한 가정은 타당하지 않다. 그러므로 종래의 연구자들은 이러한 어려운 문제를 탈피하기 위하여 열교환기에 대한 열전달 해석시 공기측 열전달계수가 열전달과정을 지배하는 주인자라는 가정을 도입하였으나^(5,6), 이러한 가정은 냉매측 열전달 계수가 매우 크고 일정한 경우에만 타당하다. 냉매측의 열전달 계수가 그리 크지않거나 상변화가 수반될때, 또는 냉매의 열전달과 펌핑동력의 계산이 요구될 때에는 냉매측 열유동해석을 고려하여야 하나, 이에 관한 연구는 많지않는 실정이다^(3,4,7~10). 또한 대부분의 연구에서 열교환장치를 해석할때 수치계산의 복잡성과 과다한 계산시간이 요구되는 관계로 냉매를 둘러싸고 있는

관벽에서의 축방향 열전도를 무시하였다^(1~4). 그러나 Anand^(3,4)는 보다 정확한 결과를 위해서는 관벽의 축방향 열전도를 고려하여야한다고 추천하였다.

따라서 본 연구에서는 널리 사용되는 핀-관 직교류 열교환기의 정상 상태를 예측하기 위하여 냉매의 상변화에 따른 유체의 물성치, 열전달계수 및 마찰계수의 변화와 관벽에서의 축방향 열전도를 고려한 모형을 세우고 이를 분석하여 열교환기의 종합적인 특성을 규명하고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 모델의 설정 및 가정

본 해석에서는 Fig. 1과 같이 한개의 원관과 외부 직사각형 핀들로 이루어진 열교환기의 내부로 냉매가 흐르고 관의 외부표면위로 공기가 흐르는 경우를 생각한다. 관을 통해서 냉매와 공기사이에서 열교환이 일어나므로 냉매, 관벽, 공기의 온도장은 서로 연결되어 있다. 냉매가 상변화를 일으키면 냉매의 건도가 변하고, 이 변화로 인하여 냉매의 속도 및 온도 그리고 압력장에 영향을 주게된다. 실제 계의 물리적현상을 고려하여 본 연구에서는 다음과같은 가정을 하였다.

- (1) 공기의 온도와 속도는 유동방향으로만 변한다.
- (2) 냉매의 유동성질은 축방향으로만 변한다.
- (3) 관벽의 반지름방향 온도변화는 무시한다.
- (4) 냉매의 유동과 관련된 운동에너지는 무시한다.
- (5) 관벽과 핀의 열물성치는 일정하다.
- (6) 흐름방향으로 냉매의 전도열전달은 무시한다.

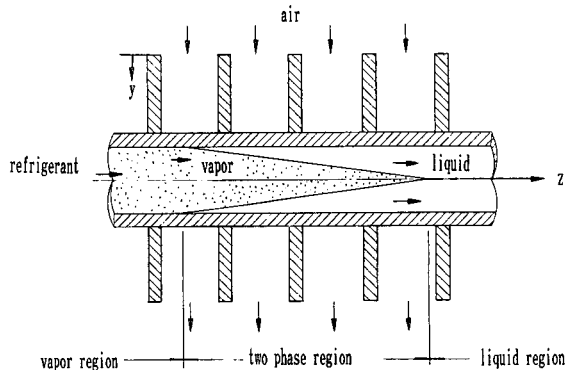


Fig. 1 Sketch of physical model

2.2 지배 방정식

냉매, 관벽 및 공기의 검사체적에 보존법칙을 정 상태 조건에서 적용하면 아래와 같은 지배방정식을 얻을 수 있다.

(1) 단일상(single phase)에서의 냉매의 지배방정식

○ 연속방정식

$$\frac{d}{dz}(\rho u) = 0 \tag{1}$$

○ 운동량 방정식

$$\frac{dp}{dz} + \frac{d}{dz}(\rho u^2) + \tau_i \frac{P_i}{A_i} = 0 \tag{2}$$

○ 에너지 방정식

$$\dot{m}_r \frac{dh}{dz} + \frac{dq_{r-t}}{dz} = 0 \tag{3}$$

(2) 2상(two phase)에서의 냉매의 지배방정식

원관 내부에서 응축이 일어날때 대부분의 2상 영역에서 환상 유동(annular flow)으로 취급할 수 있다⁽¹⁰⁾. 수평원관의 경우에는 전도가 작은 부분에서 중력으로 인한 층상현상(stratification)이 존재하나 이는 2상 영역 전체에 비하여 볼때 극히 작은 부분이다. 그러므로 본 연구에서는 2상 영역에서의 냉매유동을 층상현상을 무시한 이상적 환상유동으로 생각한다.

냉매의 기상과 액상에 대하여 각각 질량보존법칙을 적용하면 다음과 같은 연속방정식을 얻을 수 있다.

○ 기상의 연속방정식

$$\frac{d}{dz}(\rho_g u_g \alpha) + \frac{1}{A_i} \frac{d\dot{m}_f}{dz} = 0 \tag{4}$$

○ 액상의 연속방정식

$$\frac{d}{dz}[\rho_f u_f (1-\alpha)] - \frac{1}{A_i} \frac{d\dot{m}_f}{dz} = 0 \tag{5}$$

여기서

$$\frac{d\dot{m}_f}{dz} = \frac{1}{h_{fg}} \frac{dq_{r-t}}{dz} \tag{6}$$

냉매의 운동량 방정식을 얻기 위하여 기상과 액상에 대하여 각각 운동량 보존법칙을 적용하면

○ 기상의 운동량 방정식

$$\alpha \frac{dp}{dz} + \frac{d}{dz}(\rho_g u_g^2 \alpha) + \tau_s \frac{P_s}{A_i} + \frac{u_g}{A_i} \frac{d\dot{m}_f}{dz} = 0 \tag{7}$$

○ 액상의 운동량 방정식

$$(1-\alpha) \frac{dp}{dz} + \frac{d}{dz}[\rho_f u_f^2 (1-\alpha)] + \tau_i \frac{P_i}{A_i} - \tau_s \frac{P_s}{A_i} - \frac{u_g}{A_i} \frac{d\dot{m}_f}{dz} = 0 \tag{8}$$

여기에서 P_s 는 기상과 액상의 경계면에서의 접수 길이로 다음과 같다.

$$P_s = \sqrt{\alpha} P_i \tag{9}$$

냉매의 기상과 액상에서의 에너지 방정식은

○ 기상의 에너지 방정식

$$\frac{d}{dz}(\rho_g u_g \alpha h_g) + \frac{h_g}{A_i} \frac{d\dot{m}_f}{dz} + \frac{1}{A_i} \frac{dq_s}{dz} = 0 \tag{10}$$

○ 액상의 에너지 방정식

$$\frac{d}{dz}[\rho_f u_f (1-\alpha) h_f] - \frac{h_g}{A_i} \frac{d\dot{m}_f}{dz} + \frac{1}{A_i} \frac{dq_{r-t}}{dz} - \frac{1}{A_i} \frac{dq_s}{dz} = 0 \tag{11}$$

식 (10)과 식 (11)을 합하여 정리하면

$$\frac{d}{dz}(\rho_g u_g \alpha h_g) + \frac{d}{dz}[\rho_f u_f (1-\alpha) h_f] + \frac{1}{A_i} \frac{dq_{r-t}}{dz} = 0 \tag{12}$$

(3) 관벽과 공기의 지배방정식

관벽의 검사체적에 에너지 보존법칙을 적용하면

$$\frac{dq_{r-t}}{dz} - \frac{dq_{t-a}}{dz} + k_t A_t \frac{d^2 T_t}{dz^2} = 0 \tag{13}$$

공기의 검사체적에서, 관벽의 외부에 응축이나 서리가 생기지 않는다고 생각하면, 공기의 엔탈피 변화는 핀과 관벽으로부터 공기로의 열전달과 같으므로 공기의 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_a C_{p,a} \frac{dT_a}{dy} - \frac{dq_{t-a}}{dz} = 0 \tag{14}$$

냉매와 공기사이의 열전달은 관의 핀이 있는 부분과 없는 부분을 통하여 일어난다. 이 에너지의 전달과정은 Fig. 2와 같이 열저항 회로로 나타낼 수 있다.

이 열회로도로부터 dq_{r-t} , dq_{t-a} 는

$$dq_{r-t} = h_i p_i (\delta z + \delta t) (T_g - T_t) \tag{15}$$

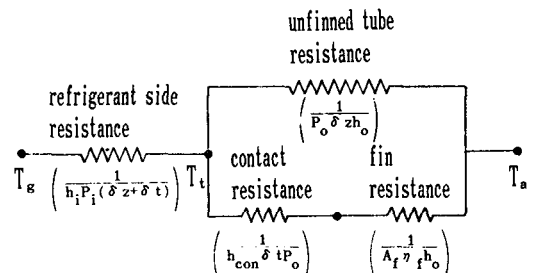


Fig. 2 Equivalent thermal resistance

$$dq_{t-a} = \left(\frac{h_o \eta_f A_f h_c P_o \delta t}{h_o \eta_f A_f + h_c P_o \delta t} + h_o P_o \delta z \right) (T_t - T_a) \quad (16)$$

지배방정식들을 살펴보면 주어진 방정식은 7개인 데 비하여 미지수는 냉매의 열유동 성질($\alpha, \rho_g, \rho_f, u_g, u_f, T_g, p, h_g, h_f$)과 관의 온도(T_t) 그리고 공기의 온도(T_a) 등 11개이다. 따라서 문제의 해결을 위하여 상태방정식과 냉매의 물성치 관계식을 사용한다.

$$T_g = T_g(p) \quad (17)$$

$$\rho_g = \rho_g(p, T_g) \quad (18)$$

$$\rho_f = \rho_f(p, T_g) \quad (19)$$

$$h_g = h_g(p, T_g) \quad (20)$$

위의 상태방정식과 냉매의 물성치 관계는 Kartsounes 등 (11)이 만든 Subroutines을 사용한다. 그리고 액상의 온도 T_f 는 식 (12)에서 구한 액상의 엔탈피(h_f)로부터 비열의 정의식을 사용하여 구한다.

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = \frac{h_f - h_{sat}}{T_f - T_{sat}}$$

여기에서 h_{sat} 는 포화온도에서의 액상의 엔탈피이다.

3. 수치해석

이 연구에서 수학적 모델링시 파생한 여러개의 지배방정식은 서로 결합된 비선형 미분방정식이다. 따라서 해석적인 해를 구하기 어려우므로 semi-implicit method를 사용하여 지배방정식들을 이산화하였다.

냉매에 대한 지배방정식과 공기의 에너지방정식은 초기치문제이지만, 관 벽의 에너지방정식은 축방향의 열전도때문에 경계치문제이다. 그러므로 냉매에 대한 지배방정식과 공기의 에너지방정식은 유동방향으로 수치해석을 진행시켜 나갈 수 있으나, 관 벽의 에너지방정식은 관 벽 영역에서의 모든 검사체적에 대하여 얻어진 이산화 방정식을 동시에 풀어야 한다. 따라서 본 연구에서는 다음과 같은 절차에 의하여 수치계산을 수행하였다.

(1) 관 벽의 에너지방정식을 초기문제로 만들기 위하여 관 벽에서의 축방향 전도를 무시하고, 모든 지배방정식을 Secant법(12)을 사용하여 동시에 풀어 냉매의 열유동성질과 공기의 온도 분포를 구한다.

(2) 위에서 구한 냉매의 열유동성질과 공기의 온도 분포를 사용하여 관 벽의 에너지 방정식을 Thomas 알고리즘으로 풀어 관 벽의 온도 분포를

구한다.

(3) 위에서 구한 관의 온도분포를 이용하여 Secant법으로 새로운 냉매의 열유동성질과 공기의 온도분포를 다시 구한다.

(4) 새롭게 결정된 냉매의 열유동성질과 공기의 온도분포로부터 Thomas 알고리즘등으로 관 벽의 온도분포를 다시 구한다.

(5) 관 벽의 온도분포가 구해지면 이전의 관 벽의 온도분포와의 상대오차를 계산하여 주어진 수렴조건에 만족하는지를 조사한다. 수렴조건이 만족하지 않을 경우 관 벽의 온도분포를 다음과 같이 놓은 다음 수렴이 이루어질 때까지 (3)~(5)의 과정을 반복한다.

$$T_{i,j} = T_{i,j}^{n-1} + \omega(T_{i,j}^n - T_{i,j}^{n-1})$$

이 연구에서 ω (under-relaxation factor)는 0.85를 사용하였으며 이 값에서 수렴속도가 가장 빠르게 나타났다.

방정식의 해를 구하는 과정에서 수렴에 필요한 상대오차는 10^{-3} 이내에 있도록 하였으며, 각 검사체적에서의 열전달계수와 전단응력등의 값은 Hiller(11)와 Traviss(8)의 자료를 사용하여 평균 온도 및 평균 압력에서의 값으로 계산하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 단일관 열교환기(Single Tube Heat Exchanger)

수평단일관 열교환기에 대하여 Table 1의 제원

Table 1 Geometrical dimensions and inlet conditions of selected a sample heat exchanger

Internal diameter of the tube	0.0183m
External diameter of the tube	0.0199m
Fin height	0.0762m
Fin thickness	0.001524m
Fin spacing	0.003048m
Tube material	copper
Tube length	6.0m
Refrigerant	R 22
Air mass flux	5.425kg/m ² s
Air temperature	294.25K
Refrigerant inlet temperature	335.95K
Refrigerant inlet pressure	2,413,165N/m ²
Refrigerant mass flow rate	0.05355kg/s

을 사용하여 수치계산을 수행하였다.

냉매는 과열상태로 열교환기로 들어와서 관의 외부표면을 흐르는 저온의 공기와 열을 교환하면서 냉각 되어 마침내 과냉 상태로 관을 빠져나간다. 2상유동을 해석하는 방법중 널리 사용되는 모형에는 균질모형(homogeneous model)과 분리유동모형(separated flow model)이 있다. 열교환기 해석시 어느 모델이 더 좋은지에 대한 명확한 입증은 없다. 이 연구에서는 분리유동 모형중 하나인 환상유동모형과 비교하기 위하여 균질모형에 대한 수치해석도 병행하였다. 균질모형은 2상영역을 평균물성치를 갖는 단일상의 유동으로 생각하므로 단일상의 경우와 같은 지배방정식을 사용할 수 있다.

Fig. 3은 축길이에 따른 냉매의 압력변화를 나타낸 것이다. 환상유동모형인 경우에는 단일상영역의 압력구배가 2상영역의 압력구배에 비하여 매우 작으나, 균질모형의 경우에는 단일상영역의 압력구배가 2상영역의 압력구배보다 컸다. 수평원관의 경우 압력강하는 관성압력강하와 마찰압력강하 두항으로 이루어진다. 관성압력강하는 운동량차에 기인한 압력손실로, 응축기에서는 운동량의 흐름방향으로 감소하기 때문에 압력의 증가를 유발시키나 그 절대크기는 마찰로인한 압력강하에 비하여 매우 작다. 마찰압력구배는 냉매와 관벽과의 마찰력에 기인하고, 2상영역의 마찰압력구배는 단일상의 마찰압력구배보다 훨씬 큰 것으로 알려져 있다⁽⁹⁾. 이들 관성효과와 마찰효과를 합한 압력강하율은 단일상유동에서보다 2상유동에서 더 크게 나타나야한다. 그러므로 이 연구에서는 물리적으로 타당한것으로 생각되는 환상유동 모형에 대해서만 논의하기로 한다.

Fig. 4은 냉매와 관 벽의 축방향에 따른 온도분포를 도시한 것이다. 냉매의 경우 과열영역과 과냉 영역에서의 온도의 급격한 강하는 냉매와 공기의 큰 온도차로 인하여 생긴것이다. 그러나 2상영역에서, 기상의 온도는 포화온도이기 때문에 거의 변하지 않는다. 이때 발생한 작은 온도 강하는 냉매의 압력강하로 인한 것이고, 액상의 온도가 기상의 온도보다 낮은 것은 액상과 관 벽의 접촉으로 인한 열전달 때문이다. 특히 2상 영역초기에 액상의 온도가 기상의 온도에 비하여 상대적으로 낮은 것은 액상의 양이 매우 적어 냉각 효과가 매우 크기 때문이다.

관의 외부표면을 흐르는 공기의 온도와 공기층의

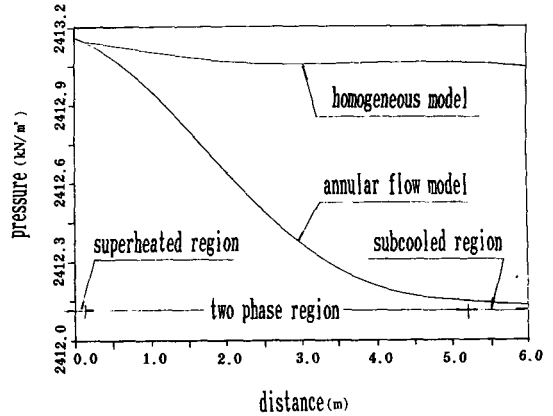


Fig. 3 Axial pressure distribution of refrigerant

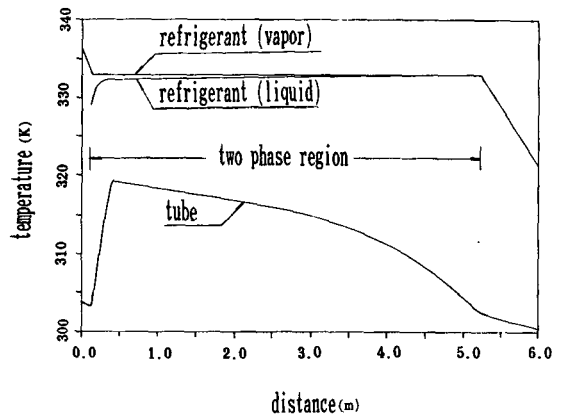


Fig. 4 Axial temperature distribution of refrigerant and tube

열전달계수는 거의 변화가 없으나 냉매의 온도와 냉매층의 열전달계수는 큰 변화가 있다. 그러므로 관벽의 온도는 냉매의 온도와 냉매층의 열전달계수에 큰 영향을 받는다. 과열 및 과냉영역에서는 냉매층의 열전달계수는 거의 변화가 없고 냉매의 온도는 거의 선형적으로 감소하기 때문에 관벽의 온도도 선형적으로 감소한다. 2상영역에서 관벽의 온도는 초기에 높은 값으로 상승한 뒤 점차로 감소하였다. 이는 2상영역의 초기에 냉매의 응축이 시작되면서 발생한 응축잠열로 인하여 열유속이 크게 증가하나 응축이 진행될수록 액막의 두께가 증가하여 이로 인하여 포화증기와 관벽사이의 액막에 의한 열저항이 증가하였기 때문이다.

Fig. 5는 축길이에 따른 냉매속도의 변화를 도시한 것이다. 단일상영역에서는 냉매의 온도가 감소

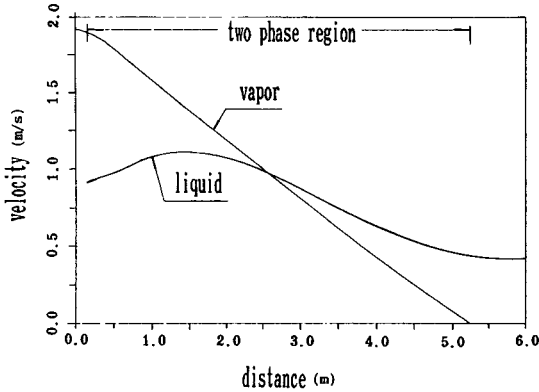


Fig. 5 Axial velocity distribution of refrigerant

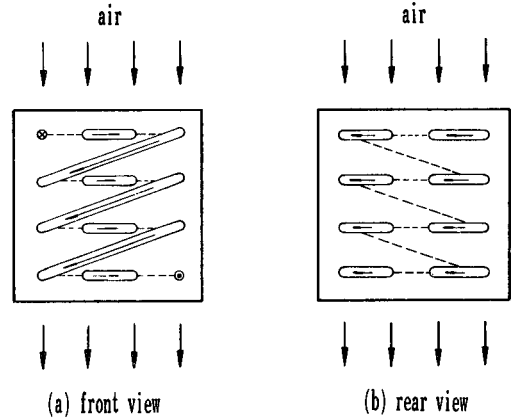


Fig. 7 Arrangement of return bend for multi-tube heat exchanger

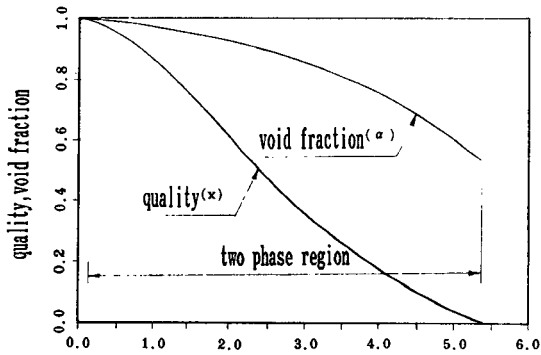


Fig. 6 Axial distribution of refrigerant void fraction and quality

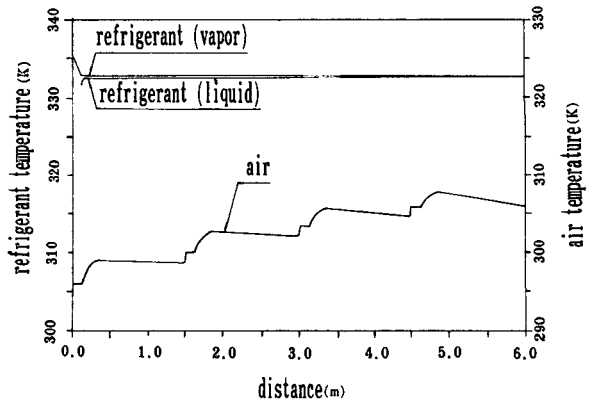


Fig. 8 Temperature distributions of refrigerant and air

함에 따라 밀도가 증가하므로 속도가 감소한다. 2상영역에서는 Fig. 6에서 보듯이 냉매가 응축함에 따라 건도의 감소에 비하여 기공률의 감소율이 작기 때문에 기상의 속도는 급격히 감소한다. 액상의 속도는 2상영역 초기에는 증가하는데 이는 액상의 양이 적어 액상의 속도에 대한 전단력의 영향이 크기 때문에 액상의 속도는 상대적으로 느리나 액상의 양이 늘어날수록 전단력의 영향이 상대적으로 작아지기 때문이다. 그러나 냉매의 압력이 계속 감소하므로 $z > 1.268$ 인 영역에서는 액상의 속도는 점점 감소한다.

4.2 다관 열교환기(Multi-Tube Heat Exchanger)

열펌프나 공기조화장치에 사용되는 다관 열교환

기는 여러개의 관과 외부 핀들로 구성되어 있으며, 일반적으로 외부핀들은 연결된 평판으로 되어 있다. 여기에서는 단일관 열교환기 알고리즘을 사용하여 다관 열교환기를 해석하고자한다.

이 연구에서 해석한 다관 열교환기는 Fig. 7과 같이 4행 4열로 배치되어 있으며 기하학적 수치와 입구조건은 단일관 열교환기의 경우와 같으며 직관과 곡관을 합한 총길이가 단일관 열교환기의 관길이와 같다. 해석을 단순화하기 위하여 곡관을 직관으로 취급하여 해석하였다.

Fig. 8은 냉매의 온도분포와 관을 통과한 후의 공기의 온도분포를 냉매 흐름방향으로 도시한 것이다. 냉매의 온도분포는 단일관 열교환기의 경우와 거의 같으나 출구를 빠져 나갈 때까지 응축이 끝나지 않았다. 이는 공기가 관을 통과하면서 공기의

온도가 상승하여 냉매와 공기의 온도차가 감소하므로 열전달이 감소하였기 때문이다. 공기의 경우, 입구부근에서 온도가 급상승한 것은 2상영역 초기에 냉매의 응축이 시작되면서 발생한 응축잠열로 인하여 관벽의 온도가 상승하고, 이로 인하여 공기 측으로의 열전달이 증가하였기 때문이다. 이후 공기의 온도가 단계적으로 상승하는 것은 공기가 관을 통과 하면서 거의 일정한 양의 열을 전달받기 때문이다.

4.3 제인자의 영향

(1) 관 벽의 열전도도효과

관 벽에서의 축방향 열전도의 영향을 조사하기 위하여 관 벽의 열전도도계수와 두께를 변화시켜 보았다.

Fig. 9는 관 벽의 열전도도계수의 변화에 따른 관 벽의 온도분포를 도시한 것이다. 열전도도계수가 증가할수록 관벽에서의 축방향 열전도의 영향은 증가하였으나, 그림상으로 나타낼 수 없을 정도로 작았다. 이는 관 벽의 두께가 워낙 얇아, 관 벽에서의 냉매와 공기와의 대류열전달에 비하여 관벽의 축방향의 전도열전달이 매우 작기 때문이다.

관 벽의 두께변화에 따른 관 벽의 온도분포를 Fig. 10에 나타내었다. 관 벽의 두께가 증가할수록 예측하였던대로 관 벽에서의 축방향열전도의 영향은 증가하였다. 관 벽의 두께가 증가할수록 관 벽의 온도가 전체적으로 상승하지만 그다지 크지는 않다. 관 벽의 두께가 증가할수록 전체적인 관 벽의 온도가 상승하는 이유는 관으로부터 공기로의 열전달은 대부분이 핀을 통하여 이루어지는데 관의 바깥지름이 커지면 핀의 면적과 공기측 열전달계수가 작아져 관으로부터 공기로의 열전달이 감소되기 때문이다. 이로 인하여 냉매는 응축이 늦어지고 관벽의 온도는 상승한다.

(2) 운전인자의 영향

열교환기의 성능은 냉매로부터 공기로 열을 전달시키는 능력과 냉매를 펌핑하는데 필요한 동력에 의하여 결정될 수 있다. 냉매로부터 공기로의 열전달은 열교환기의 입구와 출구사이의 비엔탈피 변화 ($\Delta h = h_{in} - h_{out}$)로 계산하고, 냉매의 펌핑동력은 아래와 같은 식으로 계산한다.

$$\text{펌핑동력} = \sum_{j=2}^N (p_{j-1} - p_j) \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \cdot u_j$$

윗식에서 N 은 총격자점의 수이고, p 와 u 는 냉매

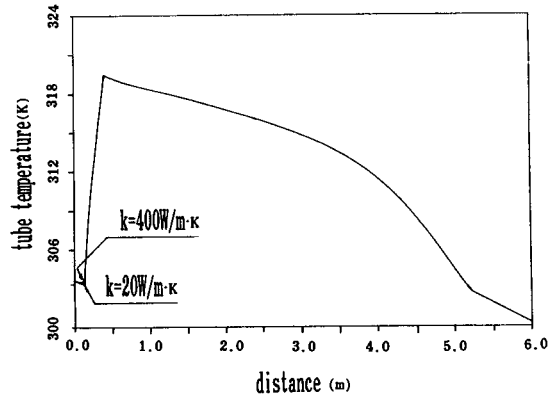


Fig. 9 The effect of tube conductivity on the tube temperature

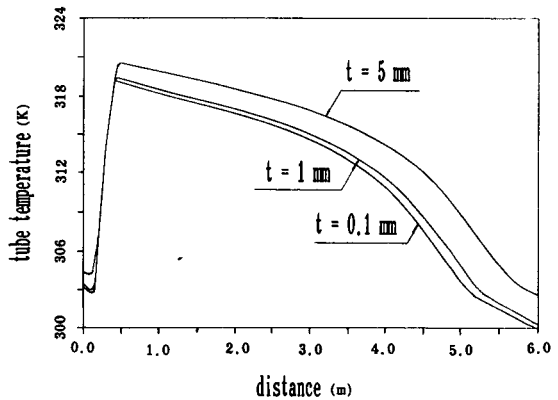


Fig. 10 The effect of tube thickness on the tube temperature

의 압력과 평균속도이며 d_i 는 관의 안지름이다.

열교환기의 성능을 좌우하는 운전인자로 관 입구에서의 냉매의 질량유량, 과열도 및 압력, 그리고 관 외부를 지나는 공기의 질량유속을 택하였다.

열전달과 펌핑동력에 대한 냉매의 질량유량의 영향을 Fig. 11에 나타내었다. 냉매의 질량유량을 0.04kg/s에서 0.065kg/s까지 증가시켰을 때 단위 질량유량당 열전달량은 16.8% 감소하였고 펌핑동력은 485.3% 증가하였다. 여기서 펌핑동력이 상승한 이유는 질량유량의 증가에 따라 냉매의 속도가 증가하기 때문이다. 그러나 질량유량의 증가에 따라 냉매측 열전달계수의 상승을 가져와 총열전달량은 35.2% 증가하였다.

열전달과 펌핑동력에 대한 냉매의 과열도의 영향을 Fig. 12에 도시하였다. 과열도를 6K로부터 16K

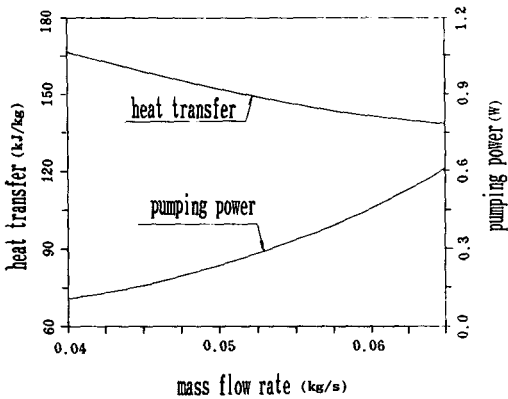


Fig. 11 The effect of refrigerant mass flow rate on heat transfer and pumping power

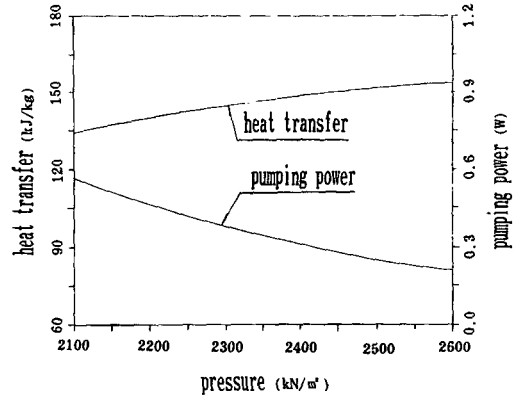


Fig. 13 The effect of refrigerant pressure at inlet on heat transfer and pumping power

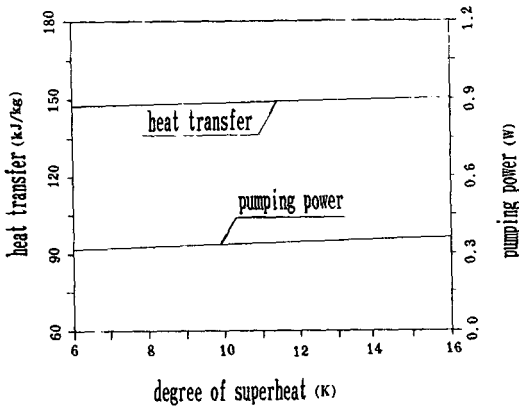


Fig. 12 The effect of degree of superheat at inlet on heat transfer and pumping power

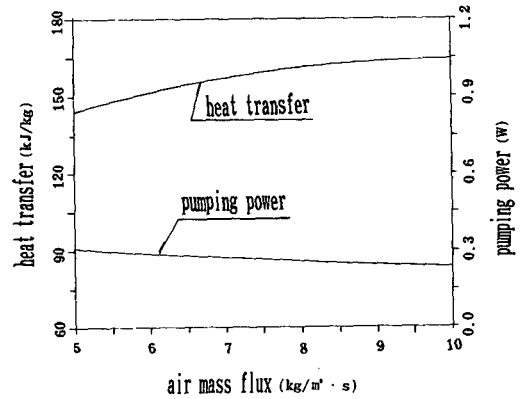


Fig. 14 The effect of air mass flow rate on heat transfer and pumping power

까지 증가시켰을 때 열전달은 2.1% 증가하였으며 펌핑동력은 14.4% 증가하였다. 과열도가 증가하면 냉매와 공기의 온도차가 증가하므로 열전달은 증가 될 것이라는 사실과 일치한다. 또한 온도증가에 따라 냉매의 밀도는 감소하고 속도는 증가하므로 펌핑동력은 더욱 크게 요구된다.

Fig. 13에 열전달과 펌핑동력에 대한 관 입구에서의 냉매압력의 영향을 도시하였다. 냉매의 압력을 2,100kN/m²으로부터 2,600kN/m²까지 증가시켰을 때 열전달은 15.5% 증가하였으며 펌핑동력은 62.6% 감소하였다. 그러므로 다른 매개변수들을 고정시켰을 때 높은 압력으로 운전하는 것이 바람직하다.

관외부의 공기의 질량유속이 열전달과 펌핑동력에 미치는 영향을 Fig. 14에 나타내었다. 공기의

질량유속을 5.0kg/m.s에서 10.0kg/m.s까지 증가시켰다. 그 결과 열전달은 14.5% 증가하였으며 펌핑동력은 22.4% 감소하였다. 열전달의 증가는 냉매의 밀도증가를 유발시켜 속도의 감소를 가져와 결국 펌핑동력은 감소하였다.

(3) 설계인자의 영향

이 연구에서 열교환기의 성능에 영향을 미치는 설계인자로는 관의 지름과 단위길이당 핀의 갯수를 택하였다.

열전달과 펌핑동력에 대한 관지름의 영향을 Fig. 15에 도시하였다. 동일한 관 두께에 대하여 관의 안지름을 14mm에서 24mm까지 증가시켰더니 열전달은 19.4% 감소하였고 펌핑동력은 90.9% 감소하였다. 열교환기의 전체규격을 일정하게 놓았을 때 관의 지름을 증가시키면 핀의 크기가 감소하여 전

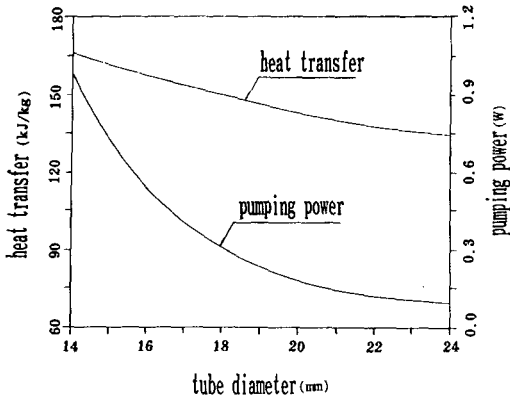


Fig. 15 The effect of tube internal diameter on heat transfer and pumping power

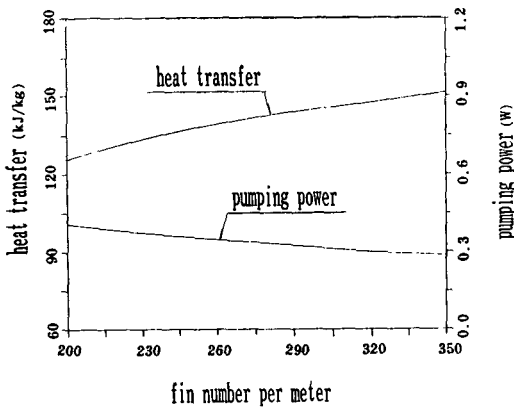


Fig. 16 The effect of fin tube per meter on heat transfer and pumping power

체적인 전열면적의 감소로 열전달은 감소하게 되고, 냉매의 속도가 감소하여 펌핑동력도 감소한다.

Fig. 16에 본 단위길이당 핀의 갯수가 열전달과 펌핑동력에 미치는 영향을 나타내었다. 1m 당 핀의 갯수를 200개에서 350개 까지 증가시켰다. 이때 전열면적의 증가율은 73%였지만 열전달은 20.9% 증가하였으며 펌핑 동력은 30.3% 감소하였다. 결국 전열 면적이 증가하게 되면 열전달도 증가하게 되나 면적의 증가율만큼 열전달이 증가하지는 않음을 알 수 있다.

5. 결 론

공기조화·냉방장치, 열펌프 등에 사용되는 외부 핀이 부착된 핀-관 열교환기의 제특성을 이해하기

위하여 단일관 열교환기 내의 흐름과 열전달을 해석하였다. 계산결과에 대하여 물리적 타당성을 확인한 후, 운전 및 설계인자가 열교환기의 성능에 미치는 영향을 조사하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 관안의 냉매가 상변화를 일으켜 2상유동이 되는 경우, 압력강하 측면에서는 균질모형 보다는 환상유동 모형이 물리적으로 더 타당하다.

(2) 실제 열교환기에서 사용가능한 관의 재질 및 두께 범위안에서는 관벽에서의 축방향 열전도를 무시하더라도 해석 결과에는 별로 영향을 미치지 않는다.

(3) 응축기에서 사용하는 열교환기는 높은 냉매의 입구압력과 높은 공기유량으로 운전하는 것이 효과적이다.

(4) 열교환기의 전체규격을 일정하게 놓고 관의 지름을 증가시키면 열전달과 펌핑동력이 다 같이 감소하는데 펌핑동력의 감소율은 열전달의 감소율 보다 훨씬 더 급격하다.

(5) 열교환기의 단위길이당 핀의 갯수를 증가시켜 전열면적을 증가시키면 열전달도 증가되지만 면적의 증가율 만큼 열전달이 증가하지 않는다.

후 기

이 논문은 1988년도 문교부 지원 한국학술진흥재단의 자유공모과제 학술연구 조성비에 의하여 이루어졌으며, 동 재단의 관계 제위께 감사의 뜻을 표한다.

참 고 문 헌

- (1) Hiller, G.C. and Glicksman, L.R., 1976, "Improving Heat Pump Performance via Compressor Capacity Control-Analysis and Text", Heat Transfer Laboratory Report, No. 24525-96, Vol. 1 and Vol. 2, MIT.
- (2) Ellison, R.D. and Creswick, F.A., 1978, "A Computer Simulation of Steady State Performance of Air to Air Heat Pumps", ORNL/CON-16.
- (3) Anand, N.K., 1983, "Numerical Simulation of Single Tube Heat Exchangers", Ph.D Thesis, Purdue University.
- (4) Anand, N.K., and Tree, D.R., 1982, "Steady State Simulation of Single Tube-Finned Condenser Heat Exchanger", ASHRAE Trans., Vol. 88, Part 2, pp.

- 185~200.
- (5) Rich, D.G., 1973, "The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Smooth Plate Heat Exchanger", ASHRAE Transactions, Vol. 79, Part 2, pp. 137~145.
- (6) Elmahdy, A.H. and Biggs, R.C., 1979, "Finned Tube Heat Exchanger : Correlation of Dry Surface Heat Transfer Data", ASHRAE Transactions, Vol. 85, part 2, pp. 262~273.
- (7) Bae, S., Maulbetsch, J.S. and Rohsenow, W.M., 1971, "Refrigerant Forced Convection Condensation inside Horizontal Tubes", ASHRAE Transactions, Vol. 77, Part 2, pp. 104~116.
- (8) Traviss, D.P., Rohsenow, W.M. and Baron, A.B., 1973, "Forced Convection Condensation inside Tubes : A Heat Transfer Equation for Condenser Design", ASHRAE Transactions, Vol. 79, Part 1, pp. 157~165.
- (9) Lockhart, R.W. and Martenelli, R.C., 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Two Component Flow in Pipes", Chem. Eng. Prog., Vol. 45, No. 1, pp. 39~48.
- (10) Soliman, M., Schuster, J.R. and Berenson, P.J., 1968, "A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation", J. of Heat Transfer, Vol. 90, pp. 267~276.
- (11) Kartsounes, G.T., and Erth, R.A., 1971, "Computer Calculation of Two Thermodynamic Properties of Refrigerant 12, 22 and 502", ASHRAE Annual Meeting, Washington D.C., No. 2220, Aug. pp. 22~26.
- (12) Wolfe, P., 1959, "The Secant Method for Simulations Non-Linear Equations", Communications of the ACM, Vol. 2.