

〈論 文〉

CFC 대체냉매를 사용한 핀-관 열교환기의 성능해석

박희용* · 박경우** · 차재병**

(1993년 3월 11일 접수)

The Performance Analysis of the Fin-Tube Heat Exchanger Using CFC Alternative Refrigerant

H.Y. Pak, K.W. Park and J.B. Cha

Key Words : Fin-Tube Heat Exchanger (핀-관 열교환기), Performance Analysis (성능해석), Tube-by-Tube Method (관순법), Alternative Refrigerant (대체냉매), Refrigerant Property (냉매 물성치)

Abstract

In this study, the computer modeling for prediction of the performance of fin-tube heat exchanger using alternative refrigerant, HFC-134a was developed and the computer program for calculating the various properties of HFC-134a and the existing refrigerant CFC-12 and HCFC-22 was made. The heat exchanger modeling is based on a tube-by-tube approach, which is capable of analysis for the complex coil array. Performance of each tube is analyzed separately by considering the cross-flow heat transfer with external airstream and the appropriate heat and mass transfer relationships. A performance comparison according to the different refrigerants is provided using this developed model. As the result of this study, total heat transfer rate of evaporator and condenser using HFC-134a were found higher than that of using CFC-12 for the same operating conditions. When the mass flow rate of HFC-134a was less than CFC-12 about 18.16%, the cooling capacities of evaporator were found to be the same.

기 호 설 명

A : 단면적, Helmholtz 자유에너지	j_N : N 열의 j -factor
d_e : 확장(expanded) 관직경	J : 열의 일당량
d_h : 구멍 또는 컬라(collar) 내부직경	k : 열전도계수
D : 관(tube) 직경	m : 질량유동률
$D_{p,o}$: 핀-컬라 외경	M : 분자량
f_{pi} : 단위 인치(inch)당 핀 수	P : 압력
G : 질량 유속	P_r : 환원(reduced) 압력, (P/P_c)
h : 대류 열전달계수 또는 엔탈피	q'' : 열유속
i : 비 엔탈피	R : 가스상수
I : 관-컬라 접촉길이	S : 핀의 간격
	t : 핀 두께 또는 온도
	T : 온도
	T_r : 환원온도, (T/T_c)

*정회원, 한양대학교 기계공학과

**정회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

- δ : 두께
 μ : 점성계수
 ρ_r : 환원밀도, (ρ/ρ_c)

하첨자

- 1, 2 : 관의 입구 및 출구
 a : 공기
 c : 임계점
 $cont$: 접촉
 f : 핀 또는 포화액상태
 fg : 증발상태
 g : 포화증기 또는 가스상태
 i : 입구 또는 내부
 l : 액상 또는 증방향
 m : 평균 또는 혼합
 o : 외부
 p : 관
 r : 냉매
 ref : 기준상태
 sub : 과냉
 t : 횡방향
 v : 증기상태
 w : 물

1. 서 론

열교환기는 서로 다른 온도의 두 유체 사이에 열 에너지를 전달하는 장치로서 냉동 및 공기조화, 발전소, 화학공업 등에 널리 사용되고 있다. 유체의 유동 형태와 구조에 따라 열교환기는 여러가지로 구분되는데 그중 핀-관 열교환기는 패키지형 및 자동차용 에어컨, 냉장고 등의 냉동시스템에 일반적으로 널리 사용되고 있다. 냉동시스템에서 사용되는 핀-관 열교환기의 설계문제는 그동안에는 주로 에너지 효율의 측면에서 다루어져 왔으나 최근에는 냉매로 사용되고 있는 CFC(염화불화탄소) 계열의 물질로 인한 환경문제⁽¹⁾가 새로이 대두되면서 이에 대한 대책이 요구되고 있고, 미국, 일본, 유럽 등에서는 지난 10여년 간의 꾸준한 연구를 통하여 기존의 CFC를 대체할 만한 냉매를 개발하고 있다.

여러 냉매중에서 에어컨, 냉장고, 및 열펌프 등

에 널리 사용되던 CFC-12의 대체냉매로서는 기존의 HCFC-22와 HFC-134a 등이 있는데, HCFC-22의 경우 CFC-11을 기준으로 오존파괴지수(ozone depletion potential; O.D.P)가 0.05, 지구온난화지수(global warming potential; G.W.P)가 0.34로 작은편에 속하여 현재 많이 사용되고 있지만, 염소를 포함하고 있기 때문에 결국에는 규제대상이 되는 냉매중의 하나이다. HFC-134a는 GWP가 0.26이지만 염소를 포함하지 않기 때문에 ODP가 0으로서 오존층을 파괴하지 않으므로 현재 자동차용 에어컨, 냉장고 등의 냉매로 사용될 전망이다. 제3의 대체물질이 개발되지 않는한 중장기적으로 CFC-12 및 HCFC-22의 대체물질로서 가장 유력하다.

대체냉매를 기존의 냉동시스템에 그대로 적용할 경우 냉매 물성의 차이에 따른 열전달 및 압력강하 특성 등의 변화로 인하여 성능변화가 예상된다. 그러므로 변경된 냉매에 따라 열교환기를 비롯한 냉동시스템의 각 부품에 대한 설계변경은 필수적이라 할 수 있다. 열교환기의 설계 및 성능해석 시물레이션은 외국의 경우 O.R.N.L의 프로그램,⁽²⁾ Domanski의 EVSIM,^(3,4) Oskarsson⁽⁵⁾ 등의 증발기 프로그램 등 활발한 연구가 있었다. O.R.N.L의 열펌프 모델링에서는 효율-NTU방법으로 열교환기를 해석하였는데, 관 배열에 따른 냉매 유동형태의 영향은 고려하지 않았다. Oscarsson 등은 증발기를 관의 길이방향으로 구간을 나누어 해석하였는데 O.R.N.L의 모델과 같이 관의 배열에 따른 영향과 다열(multi-row)에 따른 세부적 해석은 고려하지 않았다. Ellison⁽⁶⁾ 등과 참고문헌(3,4)는 냉매가 HCFC-22인 경우에 각각 복잡한 경로를 가진 응축기와 증발기의 성능을 관순법(tube-be-tube method)을 사용하여 예측하였다. 관순법은 냉매의 유동경로를 따라 순차적으로 계산을 수행하기 때문에 관 배열이 복잡한 다열의 열교환기에 대한 해석이 가능하고, 특히 냉매가 도중에 분기하거나 서로 합하여지는 경우에도 해석할 수 있는 장점이 있다. 그러나 이러한 많은 연구는 주로 작동유체를 기존의 CFC-12와 HCFC-22 등을 사용하여 성능을 해석하였으며 HFC-134a를 사용한 경우는 거의 없다.

이 연구는 핀-관 열교환기(증발기·응축기)에 대체냉매 HFC-134a를 적용한 경우에 성능을 예측할 수 있는 프로그램을 개발하여, 열교환기의 설계 및

냉동사이클의 성능해석을 위한 기초자료로 사용하고자 하는데 그 목적이 있다. 대체냉매를 사용하는 열교환기를 해석하기 위해서는 냉매의 물성치 계산이 선행되어야 하는데 이를 위하여 HFC-134a의 열역학적 물성치 및 전달 물성치를 계산하는 프로그램을 최근의 실험식을 기초로 개발하였고, 기존 냉매인 CFC-12와 비교하였다. 그리고 계산된 각종 냉매물성치를 이용하여 열교환기의 성능해석을 수행하였다. 성능해석의 방법은 복잡한 경로를 가지는 열교환기에 대한 해석이 가능하도록 관순법을 사용하였으며, 개발된 프로그램을 이용하여 동일한 열교환기에 동일한 작동조건하에서 기존의 CFC-12를 사용한 경우와 HFC-134a를 사용한 경우의 성능을 비교 분석하였다.

2. 냉매 물성치 계산

열교환기의 성능해석을 위해서는 냉매의 물성치에 대한 정확한 계산이 선행되어야 한다. 이를 표나 그림을 이용하여 구하는 것은 번거롭고 정확하지 못하기 때문에 수치해석시에는 각 상태에서 냉매의 물성치를 계산하는 독립된 프로그램이 요구된다. 이를 위하여 최근에 발표된 실험식을 바탕으로 HFC-134a(R134a)의 물성치를 계산할 수 있는 프로그램을 개발하였고 CFC-12(R12), HCFC-22(R22)의 열역학적 물성치는 Kartsounes⁽⁷⁾의 연구결과를 참고로 하였다.

2.1 열역학적 물성치

열역학적 물성치를 구하기 위해서는 상태방정식과 더불어 증기압, 이상기체 정압비열, 포화액 비체적 등의 계산에 필요한 보조식들을 실험적으로 구해야 한다.

R-134a의 상태방정식은 Piao⁽⁸⁾ 등이 제안한 아래와 같은 Virial식을 사용하고자 하는데 이 식은 과열영역은 물론 압축액 영역에서도 적용이 가능하다.

$$P_r = \frac{T_r \cdot \rho_r}{Z_c} + \sum_{i=1}^{25} a_i \cdot \rho_i^{n_i} \cdot T_r^{-n_i} \quad (1)$$

R12와 R22에 대한 상태방정식은 Martin-Hou식⁽⁹⁾을 사용한다.

$$P = \frac{R \cdot T}{(v-b)} + \sum_{i=2}^5 [A_i + B_i \cdot T + C_i \cdot \text{EXP}(-KT_i)] / (v-b)^i$$

$$+ \frac{A_6 + B_6 \cdot T + C_6 \cdot \text{EXP}(-KT_6) \cdot \text{EXP}(-2av)}{b + \text{EXP}(-av)} \quad (2)$$

열역학적 물성치를 구하기 위하여 다음과 같이 정의되는 Helmholtz free energy(A)를 이용한다.

$$A = - \int P \cdot dV \quad (3)$$

식(3)에서 체적 V가 무한대가 될때, 기체의 거동은 이상기체와 같으므로 적분시 발산을 방지하기 위하여 기준상태(상점자 0)를 고려하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$A(V, T) - A^o(V, T) = \int (P - \frac{R \cdot T}{V}) \cdot dV \quad (4)$$

Helmholtz free energy를 이용하여 기준점을 고려한 엔트로피(S), 엔탈피(H), 정적 및 정압비열(C_v, C_p) 등은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$S = - \left[\frac{\partial A}{\partial T} \right]_v \quad (5)$$

$$S - S^o = - \left[\frac{\partial (A - A^o)}{\partial T} \right]_v$$

$$S^o = S_{ref} + \int_{T_{ref}}^T (C_p^o / T) \cdot dT \quad (6)$$

$$H = A + T \cdot S + P \cdot V \quad (7)$$

$$H - H^o = (A - A^o) + T \cdot (S - S^o) + (P \cdot V - R \cdot T)$$

$$C_v = T \cdot \left[\frac{\partial S}{\partial T} \right]_v, C_v - C_v^o = T \cdot \left[\frac{\partial (S - S^o)}{\partial T} \right]_v \quad (8)$$

$$C_p^o = C_p^o - R, C_p = C_v - T \cdot \left[\frac{\partial P}{\partial T} \right]_v \quad (9)$$

주어진 온도와 압력하에서 위의 열역학적 물성치를 구하기 위하여서 Newton-Raphson 반복법을 사용하였다. 식(8)과 (9)에서 각 미분항은 식(1), (2) 및 (4)를 대입하여 구하게 되는데, R134a는 식(1)에 의하여 압축액을 포함한 전범위에 적용이 가능하지만 R12와 R22의 경우 포화증기 이상의 상태에서 서만 적용할 수 있다. 그러므로 R12와 R22의 액상의 비열은 ASHRAE Handbook의 자료를 이용하여 다음과 같은 다항식으로 보간하여 구한다.

$$C_{p,liq} = a + b \cdot T + c \cdot T^2 + d \cdot T^3 + e \cdot T^4 + f \cdot T^5 + g \cdot T^6 \quad (10)$$

2.2 전달 물성치

점성계수의 계산은 R12와 R22의 경우 Jung⁽¹⁰⁾의

실험식을, R134a는 참고문헌(11)에 주어진 실험식을 사용하였다. 그리고 열전도계수의 계산은 R12와 R22의 경우는 참고문헌(10)에서 제안한 실험식을 이용하였으며, R134a는 참고문헌(11)의 실험데이터를 기준으로 작성한 식을 사용하였다.

3. 열교환기 이론해석

3.1 해석모델

이 연구에서 해석하려는 열교환기는 냉동 및 냉방시스템에 일반적으로 사용되는 공기냉각방식 핀-관 열교환기로서 Fig. 1에 개략도를 나타내었다. 냉동용량 및 공기 유동형태에 따라 관의 배열형태가 여러가지 있을 수 있으며, 연속평판 핀이 관 주위에 용접되거나 압착된다. 일반적으로 관은 공기 유동 방향으로 엇갈린 배열을 하고 있다. Fig. 2는 이 연구에서 사용한 관순법에서 기본적인 해석의 대상이 되는 단위 관을 나타내고 있다.

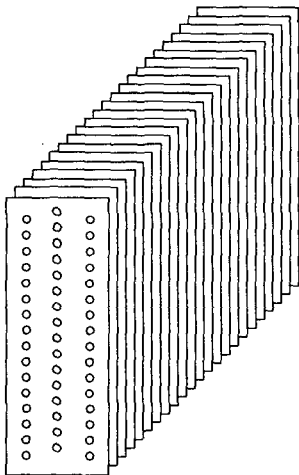


Fig. 1 Typical fin-tube heat exchanger for air cooling

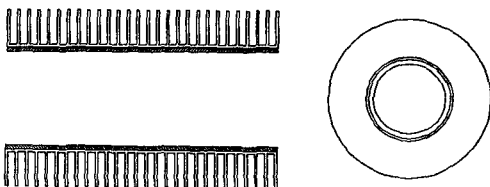


Fig. 2 Unit tube for this study

3.2 열전달해석

(1) 열전달방정식

단위관에서의 열전달은 공기와 냉매의 직교류 유동에 따라 이루어지며 다음과 같은 열전달 관계를 갖는다.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (11)$$

$$Q = m(i_2 - i_1) \quad (12)$$

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (13)$$

여기서, ΔT_m 은 대수 평균온도차로서 다음과 같이 정의된다.⁽³⁾

① 한 유체의 온도가 일정할 경우

$$\Delta T_m = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}} \quad (14)$$

② 두 유체의 온도가 모두 변할 경우

$$\Delta T_m = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{(T_1 - T_2)/(t_2 - t_1)}{\frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} + \ln \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1}}} \quad (15)$$

여기서, 하첨자 1과 2는 각각 입구와 출구를 의미한다. 위의 관계식으로부터 냉매의 상(phase)에 따른 열전달을 각각 계산할 수 있다. 2상유동의 경우 열전달은 식(11)과 (14)를 연립하면 다음과 같이 표현된다.

$$Q = m_a \cdot C_{p,a} (T_{a,i} - T_{r,i}) \left\{ 1 - \exp\left(\frac{-UA_o}{m_a \cdot C_{p,a}}\right) \right\} \quad (16)$$

단상유동일 경우 식(11)과 식(15)를 고려하면 아래와 같다.

$$Q = m_r \cdot C_{p,r} (T_{a,i} - T_{r,i}) \left\{ 1 - \exp\left[-\frac{m_a C_{p,a}}{m_r C_{p,r}} \left(1 - \exp\left(-\frac{UA_o}{m_a C_{p,a}} \right) \right) \right] \right\} \quad (17)$$

하나의 관에서 2상유동, 단상유동이 동시에 존재할 때에는 식(14)에서 식(17)까지를 이용하여 각각의 부분율을 구하여 각각 계산한다.

(2) 총합 열전달계수(U)

핀이 부착된 관의 총합 열전달계수는 냉매와 공기사이의 다음과 같은 열저항을 모두 고려한 것이다.

- ① 관내의 열저항, $1/(h_i \cdot A_{pi})$
- ② 관의 전도 열저항, $\delta_p/(A_{pm} \cdot k_p)$
- ③ 관과 핀의 접촉 열저항, $1/(A_{po} \cdot h_{cond})$

④ 공기측의 열저항, $1/[A_o \cdot h_o(1-A_f/A_o \cdot (1-\phi))]$

관내를 흐르는 냉매의 유동(단상 또는 이상)은 높은 난류 특성을 가지므로 반경방향 온도 구배는 무시할 수 있으며, 이 연구에서 적용한 관순법은 단위관을 해석모델로 채택하므로, 단위관에서 핀이 부착된 관벽의 온도는 일정하다고 가정할 수 있기 때문에 [참고문헌(2, 3, 4, 5)] 관의 축방향 열전달은 무시하였다. 이러한 이유로 이 연구에서는 핀이 부착된 관에서 이상영역일 때의 혼합(conjugated) 열전달현상은 고려하지 않았다. 증발기의 경우 열교환기의 표면에서의 공기의 제습과정에 대한 해석이 필요하다. 증발기 표면의 온도가 공기의 이슬점 이하로 되면 공기가 응축되는데, 이 때에는 공기(하점자 a)와 물(하점자 w)의 표면사이에 물질전달에 의해 다음과 같은 열전달 관계가 성립된다.

$$dQ = [h_o(T_a - T_w) + h_{D,o}(w_a - w_w) \cdot i_{fg,w}] \cdot dA_o \quad (18)$$

식(18)의 우변 첫번째 항은 현열에 의한 전달열량이며 두번째 항은 잠열에 의한 전달열량이다. 여기서 w 는 상대습도를 의미하며, $h_{D,o}$ 는 공기측 물질전달계수로서 물질전달과 열전달에 관한 Colburn 유사성에 의해 다음과 같이 열전달계수와 관계된다.

$$\frac{h_o}{C_{p,a} \cdot h_{D,o}} = Le$$

공기와 수증기의 혼합물에서는 넓은 온도 범위에서 일반적으로 Lewis수(Le)는 1로 볼 수 있다. (12,14) 온도에 관한 핀효율이 응축된 핀표면에서도 적용된다고 가정하면 (14,15) 열전달은 다음과 같이 표현된다.

$$dQ = h_o \left\{ 1 + \frac{i_{fg,w}(w_a - w_w)}{C_{p,a}(T_a - T_w)} \right\} \cdot [1 - A_f/A_o \cdot (1 - \phi)] (T_a - T_w) \cdot dA_o \quad (19)$$

여기서 ϕ 는 식(20)과 같이 정의되는 핀효율이다.

$$\phi = \frac{T_a - T_{f,m}}{T_a - T_w} = \frac{w_a - w_{f,m}}{w_a - w_w} \quad (20)$$

응축수의 표면온도, T_w 는 관 내부와 외부의 비선형 열평형방정식을 Newton-Rhapson 반복법을 이용하여 구한다.

이상의 열저항을 모두 고려한 외면기준 총합 열전달계수는 다음과 같다.

$$U = \frac{\left[\frac{A_o}{h_i \cdot A_{p,i}} + \frac{A_o \cdot \delta_p}{A_{p,m} \cdot k_p} + \frac{A_o}{A_{p,o} \cdot h_{cont}} + \frac{1}{h_o \left[1 + \frac{i_{fg,w} \cdot (w_a - w_w)}{C_{p,a}(T_a - T_w)} \right] \left[1 - \left[\frac{A_f}{A_o} \cdot (1 - \phi) \right] \right]} \right]^{-1}} \quad (21)$$

(3) 냉매측 열전달계수

① 증발열전달계수

단상인 경우 증발열전달계수는 Dittus-Boelter 식을 사용하였으며, 2상인 경우 Gungor-Winterton⁽¹⁵⁾의 상관식을 사용하였는데 이 식은 R-11, R-12, R-113, R-114 등의 냉매에 대한 3693개의 실험 데이터를 기준으로 넓은 범위에 적용 가능한 식이다.

$$h_{2p} = E \cdot h_1 + S \cdot h_{pool} \quad (22)$$

여기서, h_1 과 h_{pool} 은 각각 액상과 핵비등의 열전달계수를 나타내고, E 와 S 는 각 상의 비율을 고려한 enhancement 및 suppression factor이다.

$$E = 1 + 2.4 \times 10^4 \cdot Bo^{1.16} + 1.37 (X_{tt})^{-0.86}$$

$$Bo = q'' / (G \cdot i_{fg})$$

$$S = (1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 \cdot Re_i^{1.17})^{-1}$$

$$Re_i = G(1-x) / \mu_l$$

$$h_1 = 0.023 Re_i^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot k_l / d$$

$$h_{pool} = 55 (P/P_c)^{0.12} (-\log(P/P_c))^{-0.55} M^{-0.5} Q^{0.67}$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1}$$

여기서, Bo 는 보일링 수, X_{tt} 는 Lockhart-Martinelli 변수이며, x 는 냉매의 건도이다. 그리고 Froude 수(Fr)가 0.05 이하인 수평관인 경우에는, E 와 S 에 다음의 factor를 곱한다.

$$Fr = G^2 / (\rho_l^2 g D)$$

$$E_2 = Fr^{(0.1-2Fr)}$$

$$S_2 = Fr^{0.5}$$

Gungor-Winterton이 위의 식으로 계산한 결과와 실제의 실험 데이터를 비교한 결과 평균 21.3% 이하의 편차를 보였다.

② 응축 열전달계수

Nitheanandan⁽¹⁶⁾ 등은 원관내에서 냉매의 응축과정을 유동형태에 따라 세가지 영역으로 나누어 해석하였다. 즉, 냉매의 응축과정을 입구에서부터 액상의 증가에 따라 Mist유동, Annular유동, Wavy유동으로 나누었는데 이들 영역의 구분은 Froude 수와 Soliman⁽¹⁷⁾이 제안한 수정된 Weber수(We)

를 기준으로 수평관의 경우 다음과 같다.

$$\text{Mist유동} : We \geq 40, Fr \geq 7$$

$$\text{Annular유동} : We < 40, Fr \geq 7$$

$$\text{Wavy유동} : Fr < 7$$

이 연구에서는 Nitheanandan 등의 제안에 따라 Mist유동에서는 Soliman의 관계식을 사용하였고 Annular유동과 Wavy유동에서는 Shah⁽¹⁸⁾의 관계식과 Rosson⁽¹⁹⁾의 관계식을 각각 사용하였다.

Soliman의 관계식은 소량의 액체가 다량의 증기에 균일하게 분포한다고 가정하고 다음과 같이 단상유동의 경우와 유사한 열전달 관계식을 구하였다.

$$Nu = 0.00345 \cdot Re_m^{0.9} [\mu_g \cdot i_{fg} / k_g \cdot \Delta T]^{1/3} \quad (23)$$

여기서, Nu 는 Nusselt수이고 ΔT 는 냉매와 관벽의 온도차이며 Re_m 은 액상과 기상의 비율을 고려한 평균 Reynolds수이다.

Shah는 광범위한 종류의 냉매에 적용가능한 관계식을 474개의 실험 데이터를 기준으로 평균 15.4%의 편차로 구했다.

$$h_{2,p} = h_i + h_i \cdot 38 / Z^{0.85} \quad (24)$$

여기서,

$$Z = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \cdot (P/P_c)^{0.4}$$

이고, h_i 은 Dittus-Boelter의 식으로부터 구한 액상의 열전달계수이다.

Rosson과 Myers의 관계식은 R12를 비롯한 여러 물질의 실험을 통하여 얻은 것으로 Wavy flow에 적용이 가능하다.

$$Nu = 0.1 Pr^{1/3} [Re_v \cdot (\mu_g / \mu_f) \cdot (\rho_f / \rho_g)^{0.5}]^{2/3} [C_{p,f} \Delta T / h_{fg}]^{-1/6} \quad (25)$$

(4) 공기층 열전달계수

공기층 대류 열전달계수는 보통 'j-factor'의 항으로 계산하는데, 이 연구에서는 Webb⁽²⁰⁾이 제안한 4열의 열교환기를 기준으로 한 식을 사용하였다.

$$j_4 = \frac{h_o \cdot Pr^{2/3}}{Ga \cdot C_{p,a}} = 0.14 Re^{-0.32} (S_i / S_t)^{-0.502} (S / D_{p,o})^{0.0312} \quad (26)$$

식(26)은 평판핀의 경우 $\pm 5\%$ 의 오차를 가지며, 열의 수(N)가 2~6, Gratz 수가 5에서 180, $S_t /$

S_i 이 1.15에서 1.67의 범위, 그리고 $S / D_{p,o}$ 가 0.112에서 0.154의 범위에 들때 적용이 가능한 식이다. 여기서, S 는 핀의 간격이며, 4열 이상의 경우 여러 연구결과 열의 증가에 따른 열전달계수의 변화가 적으므로 4열과 같은 값을 취하고⁽⁴⁾ 4열 이하의 관에서는 다음의 수정계수를 사용한다.

$$j_N = j_4 \cdot 0.991 \cdot [2.24 \cdot Re^{-0.092} \cdot (N/4)^{-0.031}]^{0.607(4-N)}$$

(5) 관내의 압력강하

① 2상유동의 압력강하

Pierre⁽²¹⁾가 제안한 매끈한 관내에서 냉매의 압력강하에 대한 실험식을 사용하였다. 이 실험식은 마찰 및 운동량변화의 효과를 모두 고려한 것이다.

$$\Delta P = \left[f \frac{L}{D} + \frac{\Delta x}{x} \right] \cdot G^2 \cdot v_m \quad (27)$$

여기서 v_m 은 평균비체적이고, f 는 마찰계수이며, K_f 는 Pierre가 제안한 Boiling수로서 다음과 같이 정의된다.

$$f = 0.0185 \left[\frac{K_f}{Re} \right]^{0.25}, \quad Re = \frac{G \cdot D_{p,i}}{\mu_l}$$

$$K_f = \frac{J \cdot i_{fg} \cdot \Delta x \cdot g}{L \cdot g}, \quad J = 101.972 \text{ kg}_f \cdot \text{m} / \text{kJ}$$

② 단상유동의 압력강하

단상에서의 압력강하 또한 마찰에 의한 강하와 운동량변화에 의한 강하로 나누어 다음과 같이 계산한다.

마찰에 의한 압력강하 :

$$\frac{dp}{dL} = \frac{2fG^2}{D \cdot \rho}, \quad f = 0.046 Re^{-0.2} \quad (28)$$

이때, 마찰계수 f 의 적용가능한 Reynolds수의 범위는 매끈한 관내에서 $3 \cdot 10^4$ 에서 10^6 까지의 범위이다.

운동량변화에 의한 압력강하 :

$$\frac{dp}{dL} = -G^2 \frac{dv}{dL} \quad (29)$$

(6) 접촉열저항

핀과 관의 접촉부에서 발생하는 열저항은 다음과 같이 Wood⁽²²⁾ 등의 관계식을 이용하여 구하는데, 31개의 서로 다른 열교환기로부터 실험에 의하여 다음과 같이 일반화 하였다.

$$h_{\text{cont}} = \exp(6.902 + 2.899X) \quad (30)$$

여기서, h_{cont} 의 단위는 $[Btu/hr \cdot ft^2 \cdot F]$ 이다. 식(30)에서 X 는

$$X = \left[\frac{d \cdot I \cdot f_{pi}}{D_o} \right]^{0.75} (t \cdot f_{pi})^{1.25} \quad (31)$$

이다. 여기서 d 는 25그램의 하중을 주고 Vicker의 미세경도시험을 실시한 결과 얻은 Indention 직경이고, I 는 다음과 같이 정의된다.

$$I = \frac{d_e + 2t_w - d_h}{2} \quad (32)$$

4. 수치해석

이 연구에서 채택한 방법은 관순법으로 열교환기

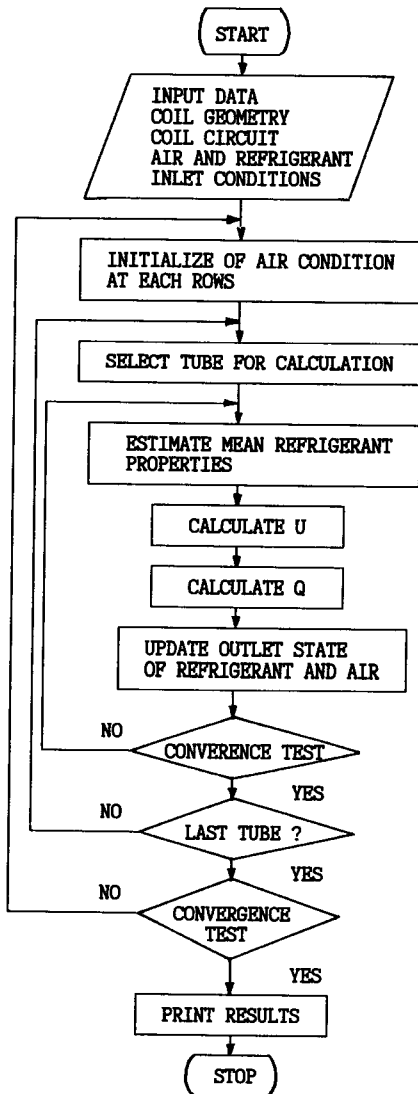


Fig. 3 Calculation procedure

의 입구에서부터 출구까지의 경로를 따라 순차적으로 단위 관(unit tube)을 해석하게 된다. 단위 관의 열적해석은 기지의 입구상태를 기준으로 출구상태를 가정하여 반복법으로 계산하게 된다. 두번째 이상의 열에서 공기의 입구상태는 앞 열의 이웃하는 두 관 출구상태의 평균을 취하였으며, 열교환기상단과 하단에서 공기의 누출은 없다고 가정하였다.

프로그램의 구성은 다음과 같이 크게 세가지로 구분되고, Fig. 3은 계산과정을 나타내는 흐름도이다. 단위관과 열교환기의 계산도중 수렴판정은 출구냉매의 엔탈피를 기준으로 하였다.

(1) 물성치 계산 프로그램 : 단위 관의 온도·압력에 따라서 냉매 및 공기의 물성치를 계산한다.

(2) 유동형태에 관한 프로그램 : 입력된 관 배열에 따라 계산할 관을 순차적으로 선택하고 계산에 필요한 냉매 및 공기의 입구조건을 지정한다. 냉매가 분기하는 관에 이르면 하나의 가지(branch)를 따라 먼저 계산하게 되고 출구에 이르면 다시 분기점으로 되돌아와 나머지 가지의 계산을 수행하게 된다 냉매가 합하여지는 관에서는 입구의 모든 가지의 계산이 끝난후에 계산이 진행된다.

(3) 단위관 해석 프로그램 : 냉매와 공기의 입구상태에 따라 단위관에서의 열전달 및 유동을 해석한다. 이때 열전달계수와 압력강하를 비롯한 모든 계산은 평균 물성치로부터 계산된다.

5. 결과 및 고찰

5.1 냉매 물성치 특성비교

물성치 계산결과를 토대로 냉매의 변경이 열전달

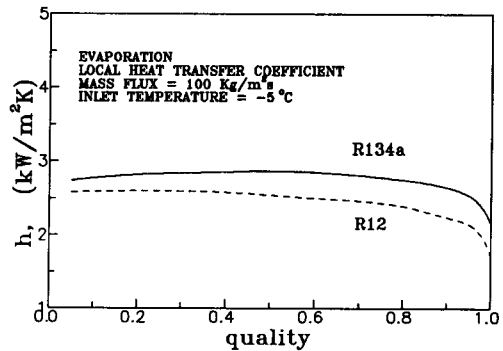


Fig. 4 Comparison of R134a and R12 for local heat transfer coefficients during evaporation

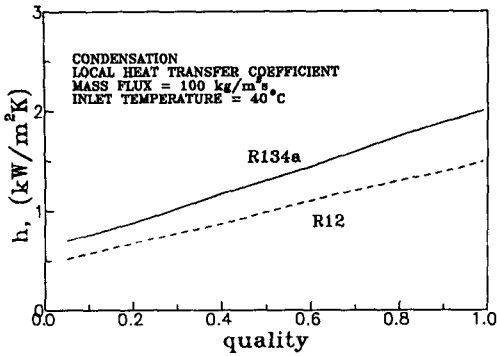


Fig. 5 Comparison of R134a and R12 for local heat transfer coefficients during condensation

에 미치는 영향을 조사하였다. Fig. 4와 Fig. 5는 동일한 질량유량에서 R12와 대체냉매 R134a의 관 내의 열전달계수를 진도에 따라 나타낸 것이다. 여기서 열교환기는 직경 8.26 mm의 관으로 정하였고, 평균열유속은 11.1 kW/m²으로 가정하였다.

응축과 증발과정 모두 R134a의 열전달계수가 약 30% 내외의 범위에서 큰 값을 갖는 결과를 얻었다. 이 원인을 냉매 물성치(포화압력, 비체적, 엔탈피, 비열, 점성계수 그리고 열전도계수 등)의 차이에 따라 고찰해 보았는데, 이 연구에서는 이들 중 열교환기의 열전달 특성 및 냉동시스템에 영향을 많이 미친다고 여겨지는 R12와 R134a의 비체적, 엔탈피 그리고 열전도계수 등을 비교하여 보았다.

Fig. 6은 포화액과 포화기상상태에서의 비체적을 온도에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는바와 같이 R134a의 비체적이 R12보다 두 영역에서 모두 크다. 비체적의 증가는 레이놀즈수의 감소로 인하여 열전달계수를 감소시키는 결과를 낳지만 대부분의 실험식에서 보면 레이놀즈수의 지수는 1을 넘지 않으므로 열전달계수에 미치는 영향은 그다지 크지않은 것을 알 수 있다. 냉동사이클에서 비체적의 영향은 열전달의 측면보다 냉매 질량유량의 문제로 크게 나타난다. 압축기에서 토출되는 체적유량이 동일하다고 하더라도 압축기 입구의 비체적 R134a가 더 크기 때문에 그만큼 질량유량이 감소하여 높은 열전달계수의 효과를 상쇄하는 결과를 낳게 된다.

Fig. 7은 포화상태에서 R12와 R134a의 비엔탈피를 도시한 것이다. 액상과 기상 모두에서 비엔탈피는 R134a가 크며, 증발엔탈피($h_{fg} = h_g - h_f$)를 비

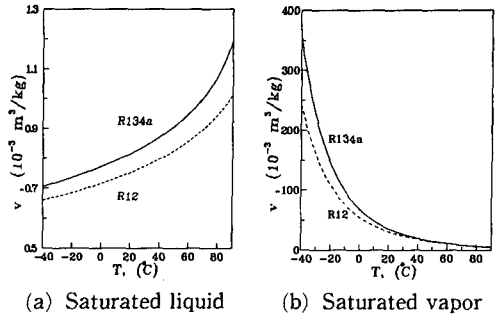


Fig. 6 A comparison of specific volume of R134a and R12

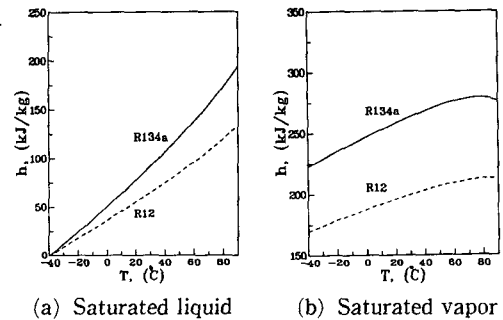


Fig. 7 A comparison of specific enthalpy of R134a and R12

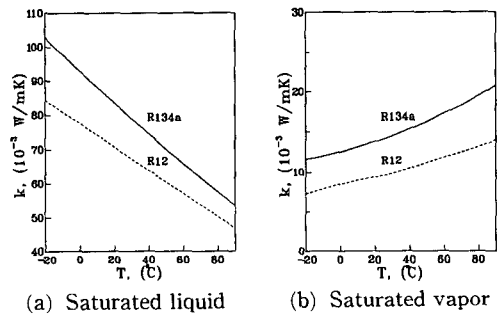


Fig. 8 A comparison of thermal conductivity of R134a and R12

교해 볼 때 R134a가 20내지 30%이상 더 크다. 이것은 증발 열전달계수를 계산하는 관계식의 주변수인 보일링수(boiling number)를 감소시키며, 보일링수는 열유속에 관계되는 무차원수이므로 관의 직경과 길이등에 영향을 미친다. 증발엔탈피가 커지면 동일한 열유속을 갖는 경우 상변화가 완료되는데 필요한 관 길이가 커지므로 2상영역의 비율이 증가한다. 일반적으로 2상영역에서의 냉매측 열전

달계수가 단상영역에 비하여 약 10배 이상 더 크다는 사실을 감안하면 열교환기에서 전체적인 열전달이 증가하리라는 것을 알 수 있다. Fig. 8은 두 냉매의 열전도계수를 나타낸 것이다. 이 그림에서 보듯이 전형적인 증발온도인 -5°C 에서 액체의 열전도계수는 R134a가 약 21% 더 크며 기체의 열전도계수는 약 46.9%가 더 크다. 또한 응축온도 40°C 에서 R134a의 열전도계수는 액체와 기체 각각의 경우에 16.0%와 41.5%가 더 크다. 열전도계수는 열전달계수 정의하는 Nusselt수에 영향을 주므로 이의 증가는 열전달에 직접 큰 영향을 미친다.

5.2 열교환기 성능 비교

(1) 프로그램의 타당성 검증

이 연구에서 개발한 열교환기 성능해석 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 냉매를 R22로 사용한 O.R.N.L.⁽²⁾과 Domanski⁽³⁾의 증발기에 대한 성능해석 결과와 비교하여 보았으며 냉매를 R12로 사용한 실제 열교환기의 실험 Data와 비교하여 보았다.

(1) O.R.N.L 결과와의 비교

O.R.N.L에서 사용된 모델은 관 배열에 따른 냉매 유동형태의 영향은 고려하지 않았으므로, 냉매

Table 1 Test conditions of Ref. (2) and Ref. (3)

Test conditions	O. R. N. L	Domanski
Number of tubes	26	88
Number of rows	2	3
Number of merging tubes	0	4
Tube inner diameter (mm)	9.39	8.0
Tube outer diameter (mm)	11.0	9.5
Unit tube length (mm)	65.0	441.0
Transverse tube space (mm)	24.5	24.5
Longitudinal tube space (mm)	19.05	21.4
Tube material	Copper	Copper
Fin width (mm)	38.1	64.2
Fin height (mm)	254.0	710.5
Fin thickness (mm)	0.13	0.10
Fin pitch (mm)	1.24	1.90
Fin material	Aluminum	Aluminum
Fin type	Flat Plate	Flat Plate
Refrigerant (R22) inlet conditions		
Temperature ($^{\circ}\text{C}$)	10.9	8.672
Quality	0.22	0.184
Mas flow rate (kg/s)	0.0227	0.0724
Air inlet conditions		
Temperature ($^{\circ}\text{C}$)	27.0	26.67
Relative humidity (%)	55.0	51.0
Mas flow rate (kg/s)	0.1458	0.7308

유동 중 분기점이 없는 비교적 간단한 형태의 열교환기를 선정하였다. Table 1은 열교환기의 각종 제원과 냉매 및 공기측 입구조건 등을 나타낸 것이다.

Table 2는 열교환기의 성능해석 결과인데, 모든

경우에 대하여 이 연구의 결과와 O.R.N.L의 결과가 잘 일치함을 알 수 있었다. 특히 총열전달량의 1.95%의 오차를 보였다.

(2) Domanski의 결과와 비교

Domanski는 열교환기의 해석시 이 연구와 동일

Table 2 A comparison of the result of this study and Ref.(2)

	O.R.N.L	This Study	Diff.
Refrigerant side results			
$T_{r,e}$ (outlet temperature, °C)	18.34	19.27	+0.93
$P_{r,e}$ (outlet pressure, kPa)	620.91	622.36	+1.45
T_{sup} (superheated temperature, °C)	7.44	7.37	-0.07
L_{2p} (ratio of 2-phase region length)	84.8%	85.5%	+0.70
$i_{r,e}$ (outlet specific enthalpy, kJ/kg)	252.41	261.78	+9.37
Air side results			
$T_{a,e}$ (outlet temperature, °C)	15.25	15.07	-0.45
$W_{a,e}$ (outlet humidity, ratio)	0.0101	0.0104	+0.003
$\phi_{a,e}$ (outlet relative humidity)	0.9080	0.8480	-0.06
Heat transfer			
Q_{sup} (superheated region, kW)	0.197	0.171	-0.026
Q_{2p} (2-phase region, kW)	3.591	3.691	+0.10
Q (total, kW)	3.788	3.862	+0.074

Table 3 A comparison of the result of this study and Ref.(3)

	Domanski	This Study	Diff.
Refrigerant side results			
$T_{r,e}$ (outlet temperature, °C)	8.472	12.80	+4.33
$P_{r,e}$ (outlet pressure, kPa)	621.1	619.88	-1.32
T_{sup} (superheated temperature, °C)	0.0	3.128	+3.13
L_{2p} (ratio of 2-phase region length)	100%	94.6%	-5.4
$i_{r,e}$ (outlet specific enthalpy, kJ/kg)	253.5	257.2	+3.7
Air side results			
$T_{a,e}$ (outlet temperature, °C)	No data	16.48	-
$W_{a,e}$ (outlet humidity, ratio)	No data	0.01042	-
$\phi_{a,e}$ (outlet relative humidity)	No data	0.096	-
Heat transfer			
Q_{sup} (superheated region, kW)	0.0	0.188	+0.188
Q_{2p} (2-phase region, kW)	9.991	9.941	-0.05
Q (total, kW)	9.991	10.129	+0.14

한 방법인 관순법을 사용하였는데 참고문헌(3)에서 사용한 모든 조건을 동일하게 주었을 때 이 연구의 성능해석 결과와 비교하였다. 열교환기의 제원과 냉매 및 공기측 입구조건 등은 O.R.N.L과 같이 Table 1에 주어졌다.

Table 3은 성능해석의 결과를 서로 비교한 것이다 총열전달량의 경우 1.38%의 오차를 보여서, 복잡한 경로를 갖는 경우의 열교환기에 대한 결과도 매우 잘 일치함을 알 수 있었다.

(3) 실험값과의 비교

H사에서 제작한 실제 에어컨(냉매R12)의 실험치와의 비교를 위하여 2가지 실험조건에 대한 증발기에서의 냉매측 전달열량을 비교하여 보았다. 이 연구에서 채택한 H사의 열교환기는 오래된 것일 뿐만 아니라 실험조건이 비밀을 요하는 관계로 완벽하게 주어지지 않아, 주어진 실험조건 이외에는 건도를 0.1, 증발온도를 5°C라 하여 이들을 입력값으로 주었다. 주어진 실험조건은 다음과 같다.

실험(1) : 냉매질량유량 : 136 kg/h,

공기측 송풍량 : 331.6 m³/h,

증발실 온도 : 27°C,

상대습도 : 0.47%

실험(2) : 냉매질량유량 : 130.56 kg/h,

공기측 송풍량 : 328.2 m³/h,

증발실온도 : 27°C,

상대습도 : 0.47%

이상의 조건에서 전달열량을 구하는 식(12)에서 실험(1)에 의한 냉매측 전달열량은 3098 kcal/h로 성능해석 결과(3293.2 kcal/h)와 비교하면 약 5.03%의 오차를 보였으며, 실험(2)의 경우에는 각각 2871 kcal/h과 3062 kcal/h으로 약 6.27%의 오차를 보였다.

(2) 성능해석

R12를 사용하는 기존의 열교환기에 대체냉매 R134a를 적용한 경우 성능의 변화를 고찰하여 보았다. 성능해석의 대상이 되는 열교환기는 H사의 자동차용 에어컨에 장착되는 증발기와 응축기를 기준으로 선정하였다.

R134a를 사용할 경우 R12에 비하여 냉매 질량 유량의 감소가 예상되지만 이 질량유량을 구하려면 사이클 전체를 해석하여야 한다. 이 연구의 대상은 열교환기에서만 성능을 비교하는 것이므로 동일한 질량유량을 시험조건으로 정하여 비교하였다. Table 4는 이 연구의 해석모델인 응축기와 증발기

의 제원과 냉매 및 공기의 입구조건을 나타낸 것이다.

(1) 응축기

이 연구에서 채택한 응축기 모델은 열(row)의 수는 2개이고 열과 열의 관은 서로 어긋난(staggered) 배열을 하고 있으며, 입구에서 두개로 나뉘어 들어가는 냉매는 도중에 하나로 합하여진다. 각 경로에서 냉매의 질량유속(mass flux)은 모두 100 kg/m²s로 같고, 입구의 냉매는 60°C의 과열증기로 주었으며, 냉매의 포화응축온도는 50°C로 같게 정하고 계산을 수행하였다.

Table 5는 성능해석의 결과를 비교한 것이다. 열교환기 성능의 기준이 되는 총열전달량을 비교한 결과 R134a가 R12보다 더 큰 결과를 얻었다. 이에 대한 원인은 크게 두가지로 나눌 수 있는데, 첫째로 Fig. 5에서 나타난 바와 같이 응축 열전달계수가 R134a가 더 큰 것에 기인한다. 공기측의 유동조건과 냉매의 응축온도가 동일하므로 냉매측의 열전달계수가 증가하면 총합 열전달계수가 증가하여 결국 열전달이 향상된다. 둘째의 요인으로서, R134a가 잠열($h_{fg} = h_g - h_f$)이 더 크기 때문이다. 응축온도 50°C에서 R134a의 잠열은 R12보다 24.29% 더 큰데, 이것은 냉매의 상변화가 완료되는데 필요한 열량이 더 크다는 것을 의미하므로 2상영역의 비율이 증가하게 된다. 응축기에서 냉매는 상에 따라 일반적으로 과열증기, 2상영역, 과냉각액의 세부분으로 나뉘어지는데 2상영역은 열전달계수가 단상에 비하여 약 10배 정도 더 크고, 또한 냉매가 일정온도를 유지하므로 공기측과의 열전달이 가장 큰 부분이다. 그러므로 2상영역의 증가는 바로 열전달의 증가를 의미한다고 볼 수 있다. 이러한 결과로 총열전달량은 R134a를 사용한 경우 R12보다 24.6%가 증가하였다. 그리고, 응축기에서 발생한 압력강하는 R12인 경우 2.21kPa, R134a인 경우 167.92kPa로 R134a의 강하폭이 큰데, 이 또한 동일한 질량 유량에서 R134a의 비체적(액상 및 기상 모두에서 R12에 비하여)이 크고 잠열이 크기 때문이다.

(2) 증발기

Table 4와 Table 6은 각각 증발기의 성능시험 조건과 R12와 R134a에 대한 성능해석 결과를 나타낸 것이다. 증발기는 어긋난 배열의 5열(row)이고 냉매는 입구에서 네 부분으로 분리되어 각각 독립된 경로를 따라 흐르다가 출구에서 합하여진다.

냉매의 질량유속은 모두 10 kg/m^2 로 같고, 입구의 냉매는 전도가 0.3 이고 온도는 5°C 이다. 공기는 30°C 의 온도와 55% 의 상대습도를 가지고 0.1272 kg/s 로 흐르게 된다.

Table 6은 동일한 조건인 경우 증발기에서의 냉매측, 공기측 물성치 및 총열전달량 등을 비교하여

나타낸 것이다. 공기측 출구온도와 습도비율은 응축기와는 달리 R12에 비하여 R134a가 낮으며 2상 영역비는 R134a가 약 15% 높음을 보여준다. 그리고 총열전달량을 비교한 결과 응축기와 마찬가지로 R134a가 R12보다 더 큼을 알 수 있다. 이는 Fig. 4에서 나타난 바와 같이 증발 열전달계수가 R134a

Table 4 Test conditions for condenser and evaporator in this study

Specifications	Condenser		Evaporator	
Number of tubes	24		40	
Number of rows	2		5	
Number of inlet tubes	2		4	
Number of merging tubes	1		0	
Tube inner diameter (mm)	8.5		8.5	
Tube outer diameter (mm)	10.0		10.0	
Tube length (mm)	584.0		174.0	
Tranverse tube space (mm)	24.		24.5	
Longitudinal tube space (mm)	16.0		19.05	
Tube material	Copper		Copper	
Fin width (mm)	33.0		110.0	
Fin height (mm)	300.0		230.0	
Fin thickness (mm)	0.15		0.13	
Fin pitch (mm)	1.75		1.24	
Fin material	Aluminium		Aluminium	
Fin type	Flat plate		Flat plate	
Refrigerant inlet conditions	Condenser		Evaporator	
Refrigerant	R12	R134a	R12	R134a
Temperature ($^\circ\text{C}$)	60.0	60.0	5.0	5.0
Pressure (kPa)	1219.31	1317.62	-	-
Saturation temp. ($^\circ\text{C}$)	50.0	50.0	-	-
Quality	-	-	0.3	0.3
Mass flux ($\text{kg/m}^2\text{s}$)	100.0	100.0	100.0	100.0
Air inlet conditions	Condenser		Evaporator	
Temperature ($^\circ\text{C}$)	27.0		30.0	
Relative humidity (%)	55.0		55.0	
Mass flow rate (kg/s)	0.2292		0.1272	

가 더 커서 총합 열전달계수가 증가하고, 잠열 또한 증발온도 5°C에서 R12보다 29.8% 더 큰 결과로써 열전달량은 R134a를 사용한 경우 R12의 경우보다 27.07% 더 증가하였다. 또한, 건도 0.3, 온도 5°C인 상태에서 계산된 증발기 입구압력은

R12와 R134a가 각각 362.551 kPa과 349.645 kPa이며 Table 6의 증발기 출구압력($P_{r,e}$)과 비교하면 이들의 압력강하는 각각 2.3514 kPa과 2.845 kPa로 두냉매의 압력강하 차이는 거의 없다고 할 수 있다. 그리고 R134a의 경우 응축기에서의 압력강하

Table 5 Result of performance test for R134A and R12 in condenser

	R12	R134a	Diff.(%)
Refrigerant side results			
$T_{r,e}$ (outlet temperature, °C)	30.18	33.40	+10.7
$P_{r,e}$ (outlet pressure, kPa)	1217.1	1149.7	-5.54
T_{sup} (superheated temperature, °C)	19.82	16.60	-16.2
L_{2p} (ratio of 2-phase region length)	70.8	75.0	+ 4.2
$i_{r,e}$ (outlet specific enthalpy, kJ/kg)	64.77	96.44	+48.9
Air side results			
$T_{a,e}$ (outlet temperature, °C)	31.63	32.73	+3.48
$\phi_{a,e}$ (outlet relative humidity)	42.5	49.1	+6.6
Heat transfer			
Q_{sup} (superheated region, kW)	0.066	0.080	+21.2
Q_{sub} (subcooled region, kW)	0.096	0.085	-11.5
Q_{2p} (2-phase region, kW)	1.304	1.662	+27.5
Q (total, kW)	1.446	1.827	+24.6

Table 6 Results of performance test for R134a and R12 in evaporator

	R12	R134a	Diff.(%)
Refrigerant side results			
$T_{r,e}$ (outlet temperature, °C)	17.81	11.69	-34.36
$P_{r,e}$ (outlet pressure, kPa)	360.2	346.8	-3.72
T_{sup} (superheated temperature, °C)	12.92	6.85	-46.98
L_{2p} (ratio of 2-phase region length)	62.5%	77.5	+15
$i_{r,e}$ (outlet specific enthalpy, kJ/kg)	200.6	348.8	+73.8
Air side results			
$T_{a,e}$ (outlet temperature, °C)	18.13	14.96	-17.48
$W_{a,e}$ (outlet humidity, ratio)	0.01276	0.01139	-10.74
Heat transfer			
Q_{sup} (superheated region, kW)	0.025	0.034	+36.0
Q_{2p} (2-phase region, kW)	3.2045	2.7999	+25.97
Q (total, kW)	2.2295	2.833	+27.07

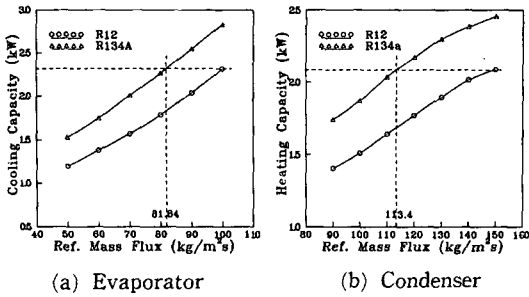


Fig. 9 A variations of cooling and heating capacity according to the mass flux of refrigerant

에 비하여 증발기에서의 압력강하폭이 훨씬 적음을 알 수 있다.

(3) 냉매 질량유량의 영향

Fig. 9는 Table 4와 동일한 제원의 증발기에 냉매 질량유량을 감소시켜 가면서 이에 대한 열전달량의 변화를 나타낸 것이다. 질량유량이 감소하면 냉매측 열전달계수가 작아지고 2상영역의 비율도 적어지므로 열전달은 감소한다. 앞절에서 R12와 R134a의 질량유량을 같게 하고 응축기와 증발기의 성능을 비교하였지만, Fig. 6에서 보듯이 R134a의 비체적이 더 크기 때문에 실제의 냉동사이클에서는 압축기에서 토출되는 체적유량이 동일하더라도 그만큼 질량유량이 감소하는 문제가 발생한다. 결국 R134a는 높은 열전달 성능을 가지지만, 사이클 전체에서 보면 질량유량의 감소로 인하여 이 효과를 상쇄하는 결과가 발생한다. 이 연구의 해석모델의 경우 증발기 및 응축기에서 R12의 경우와 동일한 냉동효과(cooling capacity) 및 가열효과(heating capacity)를 얻을 수 있는 R134a의 질량유량의 감소율은 각각 약 18.16%와 22.4%로 나타났다. 이 연구에서와 같이 전체 냉동사이클의 해석이 아닌 열교환기로 제한된 연구에서 냉매물성치 차이에 의한 R134a의 질량유량감소를 정성적으로만 예측할 수 있으므로 전체 사이클에서의 냉동 및 가열효과를 정량적으로 예측하기는 힘들다.

6. 결론

자동차용 에어컨 및 냉장고 등의 냉동시스템에서 냉매로 사용되고 있는 CFC-12의 오존층 파괴로 인하여 대체냉매의 필요성이 대두되고 있다. 대체냉매 사용시 기존의 열교환기의 설계변경은 필수적

이다. 이 연구에서는 먼저 대체냉매의 열역학적 및 전달 물성치를 계산하고, 이를 바탕으로 새로운 냉매에 따른 열교환기의 성능해석을 관순법을 적용, 수행하여 기존의 냉매와 비교하였다. 이러한 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 대체냉매인 HFC-134a의 물성치 계산 프로그램을 개발하였다.

(2) 동일 유량에서 HFC-134a의 열전달계수는 응축기와 증발기 모두 CFC-12에 비하여 약 20 내지 30% 크게 나타났다.

(3) 다중열(multi-row)의 임의의 경로를 가지는 핀-관 열교환기의 성능해석을 위한 프로그램을 개발하였다.

(4) 성능해석 결과, 동일한 냉매 질량유량에서 HFC-134a를 적용한 경우가 CFC-12의 경우에 비하여 열전달량이 증가하였다.

(5) HFC-134a는 CFC-12보다 비체적이 크기 때문에 동일 냉동시스템에 적용할 경우 질량유량이 감소하게 되는데, 해석모델이 증발기인 경우에 CFC-12와 동일한 냉동효과를 얻을 수 있는 HFC-134a의 질량유량의 감소율의 한계는 18.16%로 나타났다.

참고문헌

- (1) Molina, M.J. and Rowland, F.S., 1974, "Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes; Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone," *Nature*, Vol. 249, pp. 810~812.
- (2) Fischer, S.K. and Rice, C.C., 1983, "The Oak Ridge Heat Pump Models: A Steady State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pump," Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tennessee.
- (3) Domanski, P.A., 1982, "Computer Modeling and Prediction of Performance of an Air Source Heat Pump with a Capillary Tube," Thesis of Ph.D, The Catholic University of America.
- (4) Domanski, P.A., 1991, "Simulation of an Evaporator with Nonuniform One-Dimensional Air Distribution," *ASHRAE Transactions*, Vol. 98, Part1, pp. 793~802.
- (5) Oskarsson, S.P., Krakow, K.I. and Lin, S., 1990, "Evaporator Model for Operation with Dry, Wet

- and Frosted Finned Surfaces, Part1, Part2" ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 1, pp. 373~392.
- (6) Ellison, R.D. and Creswick, F.A., 1978, "A Computer Simulation of Steady-State Performance of Air-to-Air Heat Pumps," Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tennessee
- (7) Kartsounes, G.T. and Erth, R.A., 1971, "Computer Calculation of Refrigerant 12, 22, 502," ASHRAE Transactions, Vol. 77.
- (8) Piao, C., Sato, H. and Watanabe, K., 1991, "Thermodynamic Charts, Tables, and Equations for Refrigerant HFC-134a," ASHRAE Transactions, Vol. 99, Part 2, pp. 268~284.
- (9) Dowing, R.C., "Refrigerant Equations," ASHRAE No. 2313.
- (10) Jung, D.S. and Radermacher, R., 1990, "Transport Properties and Surface Tension of Pure and Mixed Refrigerants," ASHRAE Transactions, Vol. 97, Part 2, pp. 99~99.
- (11) Japanese Association of Refrigeration, and Japan Flow Gas Association, 1990, "Thermophysical Properties of Environmentally Acceptable Fluorocarbons: HFC-134a and HCFC-123," 日本冷凍協會
- (12) ASHRAE, 1989, "Fundamental Handbook(SI)" pp. 5,9~5,14.
- (13) Threlkeld, J.L., 1970, "Thermal Environmental Engineering," Prantice-Hall, Inc., New Jersey.
- (14) Stoecker, W.F., and Jones, J.W., 1982, "Refrigeration and Air Conditioning," McGraw-Hill Book Company, 2nd Ed. pp. 147~160.
- (15) Gungor, K.E. and Winterton, R.H.S., 1986, "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli," Int. J. OF Heat and Mass Transfer, Vol. 29, No. 3, pp. 351~358.
- (16) Nitheanandan, T., Soliman, H.M. and Chant, R.E., 1991, "A Proposed Approach for Correlating Heat Transfer During Condensation Inside Tubes," ASHRAE Transactions, Vol. 99, Part 2, pp. 230~241.
- (17) Soliman, H.M., 1986, "Correlation of Mist-to-Annular Transition During Condensation and Its Influence on the Heat Transfer Mechanism," Int. J. of Multiphase Flow, Vol. 12, pp. 277~288.
- (18) Shah, M.M., 1981, "Heat Transfer During Film Condensation in Tubes and Annuli: A Review of the Literature," ASHRAE Transaction, Vol. 87, Part 1, pp. 1086~1105.
- (19) Rosson, H.F., and Myers, J.A., 1965, "Point Value of Condensing Film Coefficients Inside a Horizontal Pipes," Chemical Engineering Progress Symposium Series, Vol. 61, No. 59, pp. 190~199.
- (20) Webb, R. I., 1990, "Air-Side Heat Transfer Correlations for Flat and Wave Plate Fin-and-Tube Geometries," ASHRAE Transactions, Part 1, Vol. 96, pp. 445~449.
- (22) Pierre, B., 1964, "Flow Resistance with Boiling Refrigerants," ASHRAE Journal, September
- (23) Wood, R.A., Sheffield, J.W. and sauer, Jr. H. T., 1991, "Thermal Contact Conductance of Finned Tube; A Generalize Corelation," ASHRAE Transaction, No. 3103(RP-446)