

HFC-134a를 대체냉매로 사용한 자동차 냉방시스템의 성능해석

Performance Analysis of an Automotive Air Conditioning System Using HFC-134a as an Alternative Refrigerant

한 도 영,* 조 영 두**

D. Y. Han, Y. D. Cho

Key words : Automotive Air Conditioning System(자동차 냉방 시스템), Alternative Refrigerant(대체냉매), Serpentine Heat Exchanger(서펜타인형 열교환기), Coefficient of Performance(성능계수)

Abstract

As concerns increase over the dangers of environmental destruction on a global scale, CFC regulations have finally been carried out and some CFC's are expected to be phased out by the end of 1995. The research for alternative refrigerants is very demanding. The major activities related to alternative refrigerants are focused on two different areas; one is the development of mixed refrigerants by using the existing refrigerants, and the other is the development of new HFC refrigerants.

One of the most promising alternative refrigerant for CFC-12 is HFC-134a. HFC-134a has often been used as a replacement of CFC-12 for automotive air-conditioners. However, due to different thermodynamic properties of HFC-134a, performances of the replaced system are degraded compared with those of the CFC-12 system. Sometimes, the complete redesign of the system is required. In order to analyse and design the new system effectively, the development of a system simulation program, in which HFC-134a can be selected as a refrigerant, is recommended. Therefore, the summary of this research is as follows : (1) The various thermodynamic properties of HFC-134a are analysed and programmed. (2) The model for serpentine heat exchanger is developed and programmed. (3) These subroutines are integrated to develop to develop an automotive air conditioning system simulation program which is verified by the test results. (4) The verified program is used to analyse the performance of a selected automotive air conditioning system.

기 호 설 명

A : 열교환기의 전면 면적 m^2

A_{min} : 최소 자유유동면적에 대한
전체 공기쪽 열전달 면적을

C : 공기와 냉매의 열용량을 $W/^\circ C$

c_p : 냉매의 비열 $J/kg \cdot ^\circ C$

* 정회원, 국민대학교 기계공학과

** 만도기계 아산연구소

D	: 열교환기의 직경	m	p	: 정압력
G	: 질량 플럭스(flux)	kg/m ² s	plate	: 판-핀
h	: 냉매의 엔탈피	J/kg	r	: 냉매쪽
h	: 공기 또는 냉매의 열전달계수	W/m ² · °C	s	: 표준
k	: 열전도도	W/m · °C	sp	: 단상
m	: 질량	kg	tp	: 2상
\dot{m}	: 질량흐름률	kg/s	v	: 증기
N	: 평행관의 수	EA	vs	: 표준증기
P	: 압력	Pa	w	: 젖은부분
Q	: 열전달률	W		
R	: 일반가스상수	J/kg · °C		
T	: 공기 또는 냉매의 온도	°C		
ΔP	: 압력강하	Pa		
ΔT	: 온도차, 주변에 의존하는 과냉도 또는 과열도	°C		
ϵ	: 열전달 효율			
μ	: 점성	Pa · s		
ν	: 비체적	m ³ /kg		
ρ	: 밀도	kg/m ³		
φ	: 보세관 유량계수			
σ_a	: 열교환기의 전체 전면면적에 대 한 자유유동 전면면적을			

하첨자

a	: 공기쪽
actual	: 실제값
ave	: 평균
can	: 압축기셀
cap	: 보세관
c	: 냉각
cm	: 압축기
f	: 핀
h	: 가열
in	: 입구
isen	: 등엔트로피
ℓ	: 액체
m	: 평균
map	: Map-based model
max	: 최대
min	: 최소
out	: 출구

1. 서 론

최근 전세계는 고도의 성장기를 맞이하면서 그에 따른 대기 오염, 수질 오염, 약품 피해 등으로 인해 환경이 파괴되어 심각한 지경에 이르게 되었다. 환경의 파괴는 한 국가 뿐만 아니라 근접 국가에도 그 영향이 미치는 등 이미 전세계적인 문제로 부각되고 있다. 환경을 해치는 여러가지 요인 중 CFC에 의한 오존층 파괴의 문제에 대한 국제적인 대응이 취해지고 있으며 국제적인 규모의 규제는 더욱 강화되고 있다. 기존의 냉매들을 대체하는 대체 냉매로서 연구되어지고 있는 방향으로서는 오존 파괴 지수가 낮은 기존의 냉매를 혼합하여 사용하는 혼합 냉매와 오존 파괴 효과가 전혀 없는 새로운 HFC계열 냉매의 개발에 초점이 맞춰지고 있고 그에 따른 개발이 이루어지고 있다. CFC계열 냉매의 염소(CI)성분은 오존 파괴의 주 요인이므로 이를 포함하지 않은 냉매들이 연구되어지고 있고 그 중 개발된 냉매의 일부는 실제로 현재 사용되고 있다.

HFC-134a는 자동차용 에어컨이나 가정용 냉장고 등에 쓰이는 CFC-12의 대체 냉매로써 각광을 받고 있다. HFC-134a는 CFC-12와 비교해서 비슷한 열역학적 특성과 물성치들을 가지고 있지만 체적 용량이 CFC-12보다 작아 압축기 소비 동력의 증가를 초래하는 등 다소 불리한 특성을 가지고 있다. 그러나 HFC-134a를 냉매로 사용한 자동차 냉방 해석을 할 수 있는 시뮬레이션 프로그램이 개발되어 있지 않아 설계 및 성능 예측에 있어서 많은 어려움이 있다. 그러므로 본 논문에서는 HFC-134a의 열물성치를 바탕으로 한 수학적 모델을 개발하고 자동차 응축기에 사용된 서펜타인형 열교환

기에 대한 수학적 모델을 개발한 후, 이 모델들을 기존에 개발된 냉방 시스템 시뮬레이션 프로그램¹⁾에 접목시켜 자동차 냉방 시스템 시뮬레이션 프로그램을 완성한 후 이를 통해 자동차 냉방 시스템의 정상 상태에서의 성능 분석을 하고자 한다.

2. 자동차 냉방 시스템

자동차에 장착되는 냉방기는 일반적으로 Fig.1 과 같은 냉방 사이클을 가진다. 압축기에서 압축된 고온, 고압의 냉매는 응축기로 유입되고 응축기에서 송풍기에 의해서 냉각되어 기체에서 액체로 상변환을 일으키게 된다. 액체가 된 냉매는 응축기의 출구를 거쳐서 팽창 장치인 모세관으로 유입되고 팽창 장치를 거친 냉매는 저압, 저온의 증발하기 쉬운 상태가 되어 증발기로 유입된 후, 증발기에서 관 표면으로 부터 열을 빼앗아 활발하게 증발한다. 이 때 송풍기에 의해서 유입된 차내의 더운 공기는 증발기에 열을 빼앗겨서 냉풍이 되어 차내의 온도를 낮추는 냉각 작용을 하게 되고 또한, 실내의 습기를 제거하는 제습 작용도 하게 된다. 증발기를 나오는 가스 상태의 냉매는 압축기에 회수되어 고온 고압으로 압축되어 하나의 사이클을 반복한다.

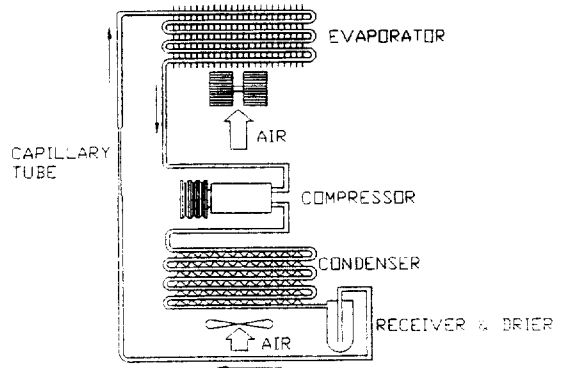


Fig.1 Components of Automobile Air Conditioner

3. 수학적 모델

정상 상태 시뮬레이션 프로그램을 개발하기 위해서는 냉매, 열교환기, 압축기, 팽창장치, 연결 배관 등에 대한 모델들이 필요하다. 이에 따른 계산과정은 Fig.2에 순서도로 표시하였다²⁾. 시스템에서 저압측과 고압측의 압력과 흡입되는 공기 온도, 증발기 출구의 과열도, 응축기 출구의 과냉도를 추정해서 입력한 후, 그 외의 각종 입력값을 사용하여 프로그램내에서 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기의 계산 과정을 거쳐 과냉각도, 과열도, 냉매 질량을 계산한 후, 수렴 과정을 통해서 계산된 값을 출력하게 된다.

3.1 HFC-134a

시스템 시뮬레이션 프로그램의 개발을 위해 HFC-134a의 포화압력, 비체적, 엔탈피, 엔트로피, 상태 방정식등의 수학적 모델이 필요하며 이에

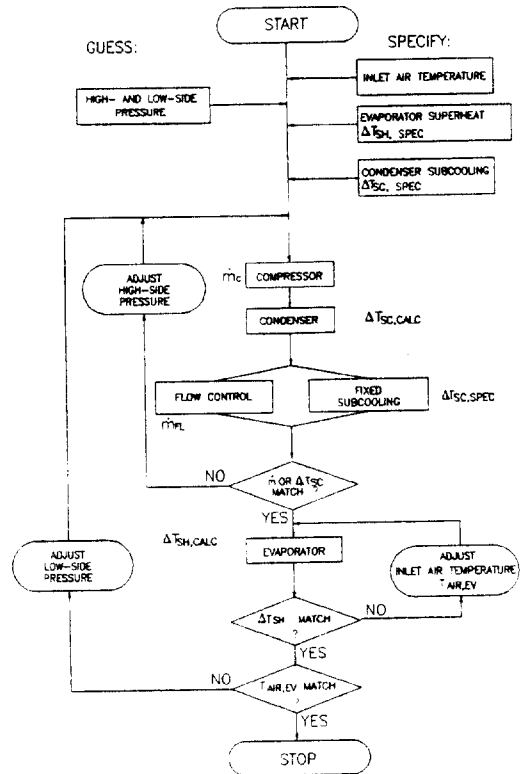


Fig.2 Flow Chart of System Simulation Program

대한 모델은 Wilson과 Basu³⁾가 제시한 식을 바탕으로 하여 구하였다.

(1) 포화압력

포화압력(Psat)은 식(1)과 같이 표현되고 유효한 온도 범위는 -62.19°C(210.8K)~95.99°C(368.99K)이다.

$$P_{sat} = e^{AVP + \frac{BVP}{T} + CVP \times T + DVP \times EVPT + \frac{FVP - T}{T}} \times \ln(FVP - T) \quad (1)$$

여기서 T는 포화온도(K), Psat는 포화압력(kPa)을 나타내고 계수는 다음과 같다.

- AVP=24.803399
- BVP=-0.398040E+04
- CVP=-0.2405332E-01
- DVP=0.2245211E-04
- EVP=0.1995548
- FVP=0.3748473E+03

(2) 비체적

포화액의 비체적(VF)은 식(2)와 같이 표현되고 유효한 온도 범위는 -62.19°C(210.81K)~95.99°C(368.99K)이다.

$$VF = \frac{1}{AL + BL(1 - \frac{T}{TC})^3 + CL(1 - \frac{T}{TC})^2 + DL(1 - \frac{T}{TC}) + EL(1 - \frac{T}{TC})^4} \quad (2)$$

여기서 계수는 다음과 같다.

- TC : 374.30K
- AL=31.976
- CL=63.90010
- DL=-72.21398
- BL=51.16710
- EL=49.30054

(3) 엔탈피

엔탈피는 Martin-Hou식⁴⁾을 사용하였고 포화 증기의 엔탈피(HG)는 식(3)과 같이 표현되며 유효한 범위는 -70°C(230K)~175°C(448K)이다.

$$HG = X + J \times (P_{sat} \times \nu - R \times T)$$

$$\begin{aligned} &+ (ACV \times T + BCV \times \frac{T^2}{2} + CCV \times \frac{T^3}{3} \\ &+ DCV \times \frac{T^4}{4} + FCV \times \ln T) + J \\ &\times [\frac{A2}{(\nu - b)} + \frac{A3}{2(\nu - b)^2} + \frac{A4}{3(\nu - b)^3} \\ &+ \frac{A5}{4(\nu - b)^4}] + J \times \text{EXP}(-K \frac{T}{TC}) \\ &\times (1 + K \frac{T}{TC}) \times [\frac{C2}{(\nu - b)} + \frac{C3}{2(\nu - b)^2} \\ &+ \frac{C4}{3(\nu - b)^3} + \frac{C5}{4(\nu - b)^4}] \quad (3) \end{aligned}$$

여기서 X는 기준 온도에서의 엔탈피, ν는 비체적을 나타내고 계수는 다음과 같다.

- J = 0.1850497E+00
- R = 8.1488163E-02
- b = 0.3455467E-03
- ACV = -0.5257455E-02
- K = 5.474
- C2 = -3.531592
- BCV = 0.2296570E-03
- A2 = -0.119505E+00
- C3 = 6.469248E-03
- CCV = -2.017321E-06
- A3 = 0.1447797E-03
- C4 = 0.0
- DCV = 0.0
- A4 = -1.049005E-07
- C5 = -2.051369E-09
- FCV = 15.82170E+00
- A5 = -6.953904E-12

증발 잠열(HFG)은 식(4)와 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} HFG = &[(VG - VF) \times P_{sat} \times 0.185053] \\ &\times [\frac{-BVP}{T^2} + CVP + 2 \times DVPT \\ &+ \{(EVP \times \frac{FVP}{T} - EVP)\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \times \left\{ -\frac{1}{(FVP-T)} \right\} + \ln(FVP-T) \\ & \times \left(-\frac{EVP \times FVP}{T^2} \right) \Big] \times T \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 VG는 포화 증기의 비체적, VF는 포화 액체의 비체적을 나타낸다.

포화액의 엔탈피(HF)는 포화 증기의 엔탈피에서 증발 잠열을 뺀 값으로 다음과 같이 표현된다.

$$HF = HG - HFG \quad (5)$$

(4) 엔트로피

엔트로피는 Martin-Hou식⁴⁾을 사용하였고 포화 증기의 엔트로피(SG)는 식(6)과 같이 표현되며 유효한 온도 범위는 -70°C(203K)~175°C(448K)이다.

$$\begin{aligned} SG = & Y + (ACV \times \ln T + BCV \times T + CCV \\ & \times \frac{T^2}{2} + DCV \times \frac{T^3}{3} - \frac{FCV}{T}) + J \times R \\ & \times \ln \left[\frac{(\nu-b) \times P1}{RT} \right] - J \\ & \times \left[\frac{B2}{(\nu-b)} + \frac{B3}{2(\nu-b)^2} + \frac{B4}{3(\nu-b)^3} \right. \\ & \left. + \frac{B5}{4(\nu-b)^4} \right] + J \times \frac{K}{TC} \times \text{EXP} \left(-\frac{K}{TC} \right) \\ & \times \left[\frac{C2}{(\nu-b)} + \frac{C3}{2(\nu-b)^2} + \frac{C4}{3(\nu-b)^3} \right. \\ & \left. + \frac{C5}{4(\nu-b)^4} \right] \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 Y는 기준 온도에서의 엔트로피를 나타내고 계수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} B2 = & 0.1137590E-03 \\ B3 = & -0.8942552E-07 \quad B4 = 0.0 \\ B5 = & 1.269806E-13 \\ P1 = & 101.325\text{kPa} \end{aligned}$$

포화액의 엔트로피(SF)는 포화증기의 엔트로피와 증발 잠열/온도의 차로써 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$SF = SG - SFG \quad (7)$$

여기서 $SFG = \frac{HFG}{T}$ 이다.

(5) P-V-T 상태 방정식

상태 방정식은 Martin-hou형⁴⁾을 사용하였으며 필요한 계수를 구하기 위해 52개의 실제 실험데이터를 사용하였다. 아래 식에서 유효한 온도 범위는 -70°C(203K)~175°C(448K)이고 표준편차는 ± 4.14kPa이다.

$$\begin{aligned} P = & \frac{RT}{(\nu-b)} + \frac{A_2 + B_2T + C_2 e^{-KT_r}}{(\nu-b)^2} \\ & + \frac{A_3 + B_3T + C_3 e^{-KT_r}}{(\nu-b)^3} + \frac{A_4}{(\nu-b)^4} \\ & + \frac{A_5 + B_5T + C_5 e^{-KT_r}}{(\nu-b)^5} \end{aligned} \quad (8)$$

여기서 $T_r = T/T_c$ 이다.

3.2 열교환기

자동차 냉방 시스템의 열교환기 계산 과정을 순서대로 나타내면 Fig.3과 같다¹⁾ 하나의 장치당 공기와 냉매의 질량유량과 형상계수를 계산한다. 이 때 $\epsilon - Ntu$ 방식을 사용하여 냉매와 공기측의 출구 온도와 열교환기의 크기를 계산한다. 냉매의 물성치를 계산하고 단상영역과 2상영역에서의 냉매측 열전달계수를 계산한 후 공기측 물성치와 공기측 압력강하를 계산한다. 공기측 열전달계수를 계산한 후 코일로 유입되는 공기의 온도가 입력치와 일치하는가를 점검한 후, 단상영역과 2상영역의 코일의 길이를 계산한다. 마지막으로 냉매의 과열 증기 영역, 2상영역, 과냉영역에 대한 압력강하를 계산한다.

자동차 냉방 시스템의 열교환기로는 보통, 증발기로 사용하는 핀-튜브형과 응축기로 사용하는 서펜타인형이 있다. 핀-튜브형의 수학적 모델은 기존의 모델¹⁾을 사용하였으며 서펜타인형에 대한 모델은 다음과 같이 유도하였다.

서펜타인형의 형상을 Fig.4에 나타내었다. 이 방식은 두 개의 평판 사이로 냉매가 흐르며 냉매가

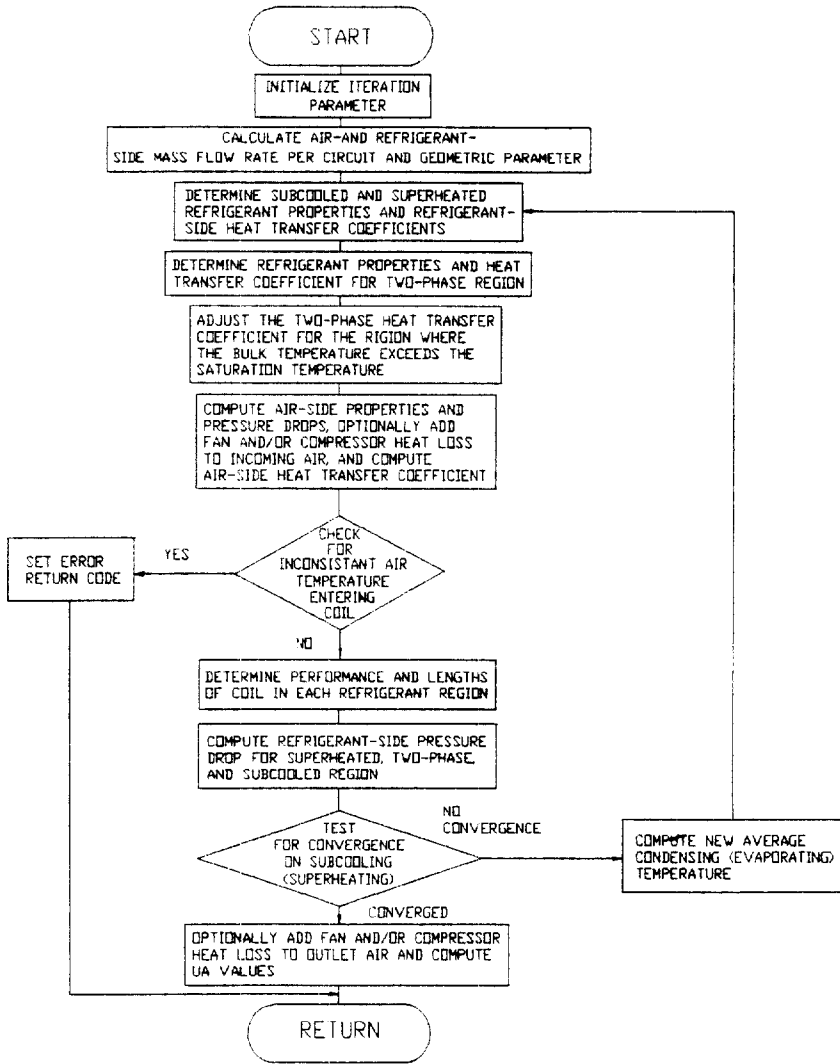


Fig.3 General Structure of the Heat Exchanger Model

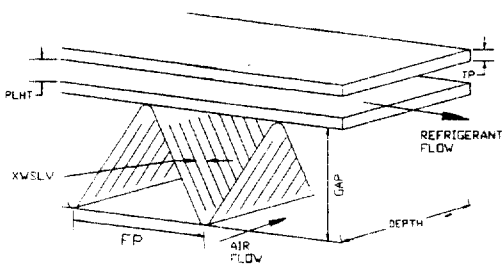


Fig.4 Serpentine Heat Exchanger Configuration

흐르는 평판 외부로 삼각형의 모양으로 된 핀이 부착되어 있어 핀 사이로 공기가 흐르며 계산 과정에 대한 식들은 다음과 같다.

(1) 서펜타인형 열교환기 형상계수

서펜타인형 열교환기 각 부분의 면적은 다음과 같다.

a. 공기측 열전달 면적 (A_a)

$$A_a = A_f + A_{plate} = [2 \times (FP \times 2 \times NF \times DEPTH) \times NSECT] + [NSECT \times 2 \times (DEPTH \times LENGTH)]$$

$$-(\text{DEPTH} \times \text{DELTA}) \times \text{NF} \times 2 \times \text{NSECT}] \quad (9)$$

여기서 A_i 는 공기와 접촉하는 핀의 면적, A_{plate} 는 공기와 접촉하는 플레이트의 면적, NF는 FP의 갯수, NSECT는 평행 회로워 갯수, LENGTH는 평판의 가로 길이, DELTA는 두께를 나타낸다.

b. 자유 유동 전면 면적($A_{\text{free-flow}}$)

$$A_{\text{free-flow}} = A - A_{\text{plate}} - A_i \quad (10)$$

여기서 A 는 유동 방향과 직각인 열교환기 면적, A_{plate} 는 유동 방향과 직각인 플레이트의 면적, A_i 는 유동 방향과 직각인 핀의 면적을 나타내며 다음과 같다.

$$A = \text{LENGTH} \times \text{HCELL} \times \text{NSECT}$$

$$A_{\text{plate}} = (\text{PLHT} + 2 \times \text{TP}) \times \text{LENGTH} \times \text{NSECT}$$

$$A_i = 2 \times \text{DELTA} \times \text{FP} \times \text{NF} \times \text{NSECT}$$

c. 전면적/자유 유동 전면 면적(A_{min})

$$A_{\text{min}} = \frac{A_a}{A_{\text{free-flow}}} \quad (11)$$

(2) 서펜타인형 열교환기의 온도 계산 방식

열교환기의 냉매와 공기의 흐름에서 출구측의 온도를 계산하고 열교환기 크기와 등급을 결정하고 $\epsilon - \text{Ntu}$ 방식은 Kays와 London⁷⁾이 유도한 식을 바탕으로 하였다.

$$Q = \epsilon (mc_p)_{\text{min}} (T_{h, \text{in}} - T_{c, \text{in}}) \quad (12)$$

여기서 ϵ 는 유용도(Effectiveness), m 은 질량, c_p 는 비열, $T_{h, \text{in}}$ 는 고온측 입구 온도, $T_{c, \text{in}}$ 는 저온측 입구 온도를 나타낸다.

식(12)에서 $(mc_p)_{\text{min}}$ 은 고온 유체의 질량과 비열의 곱인 $m_h c_{ph}$ 와 저온 유체의 질량과 비열의 곱인 $m_c c_{pc}$ 중에서 작은 값을 택한 값이다. 또한, 고온측에서 빼앗긴 열량과 저온측에서 흡수한 열량이

같으므로 식(13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = m_h c_{ph} (T_{h, \text{in}} - T_{h, \text{out}}) - m_c c_{pc} (T_{c, \text{out}} - T_{c, \text{in}}) \quad (13)$$

식(12)에서 얻어진 Q 를 식(13)에 대입하면 고온측 출구 온도 $T_{h, \text{out}}$ 와 저온측 출구 온도 $T_{c, \text{out}}$ 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_{h, \text{out}} = T_{h, \text{in}} - \frac{Q}{m_h c_{ph}} \quad (14)$$

$$T_{c, \text{out}} = T_{c, \text{in}} + \frac{Q}{m_c c_{pc}} \quad (15)$$

또한, 열전달 단위수(number of Heat Transfer Unit : Ntu)는 다음과 같이 정의한다.

$$\text{Ntu} = \frac{AU_m}{C_{\text{min}}} = \frac{\text{열교환기의 열용량, W/}^\circ\text{C}}{\text{흐름의 열용량, W/}^\circ\text{C}} \quad (16)$$

냉매와 공기가 대향류의 형태로 열교환을 할 경우 대향류의 유용도 ϵ 와 Ntu의 관계식은 식(17)로 표시된다.

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-\text{Ntu}(1 - C_{\text{min}}/C_{\text{max}})}}{1 - (C_{\text{min}}/C_{\text{max}})e^{-\text{Ntu}(1 - C_{\text{min}}/C_{\text{max}})}} \quad (17)$$

여기서, $C_{\text{min}} = (mc_p)_{\text{min}}$, $C_{\text{max}} = (mc_p)_{\text{max}}$ 을 나타낸다.

직교류의 경우에는 대향류에 수정인자를 곱해주는 식(18)과 같이 나타낸다.

$$\epsilon = \frac{1}{1 + 0.047(C_{\text{min}}/C_{\text{max}})\text{Ntu}^{(0.036C_{\text{min}}/C_{\text{max}})}} \times \frac{1 - e^{-\text{Ntu}(1 - C_{\text{min}}/C_{\text{max}})}}{1 - (C_{\text{min}}/C_{\text{max}})e^{-\text{Ntu}(1 - C_{\text{min}}/C_{\text{max}})}} \quad (18)$$

(3) 서펜타인형 열교환기의 열전달계수 열교환기 모델에서 열교환 능력을 해석하기 위해

서는 공기 및 냉매측의 열전달계수를 구해야 한다. 서펜타인형에 대한 공기측의 열전달계수는 Davenport⁸⁾가 제시한 식을 바탕으로 하였고 냉매측의 단상과 2상 영역의 열전달계수에 대한 모델은 Cohen과 Carey⁹⁾가 제시한 식을 바탕으로 하여 구하였다.

a. 공기측 열전달계수

루버 핀의 형상을 채택한 열교환기의 공기측 열전달계수(h_{air})는 다음과 같다.

$$h_{air} = 0.42 \times Re^{-0.45} \times G \times c_{p,a} \quad (19)$$

여기서 Re는 Reynolds수, G는 질량속도, kg/(m²·s), $c_{p,a}$ 는 공기의 정압비열을 나타낸다.

b. 냉매측 단상영역에서의 열전달계수

냉매측의 단상영역에서의 열전달계수($h_{r,sp}$)는 다음과 같다.

$$h_{r,sp} = C \times G \times c_{p,r} \times Pr^{(-0.667)} \times Re^{XP} \quad (20)$$

여기서 Pr는 Prandtl 수, $c_{p,r}$ 는 냉매의 정압비열을 나타내고 계수는 다음과 같다.

$$C = 0.496 \quad (Re < 10,000)$$

$$XP = -0.44 \quad (Re < 10,000)$$

c. 냉매측 2상 영역에서의 열전달계수

냉매측의 2상 영역에서의 열전달계수($h_{r,sp}$)에 대한 식은 다음과 같다.

$$h_{r,sp} = \frac{XE - XI}{\left(\frac{1}{COEF} \times XINT + YINT\right)} \quad (21)$$

여기서 XE는 2상 영역이 끝나는 지점에서의 성분비, XI는 2상 영역이 시작되는 지점에서의 성분비, COEF는 Chaddock-Noerager 열전달 방정식에 대한 계수를 나타낸다.

식 (21)에서 XINT와 YINT는 다음의 식(22), (23)로 나타낸다.

$$XINT = XATF - XATI \quad (22)$$

여기서 XD는 평판 표면이 건조한 부분에서의 2상 영역의 성분값이고 XATF, XATI는 다음과 같이 쓴다.

$$XATF = \frac{XD^{0.28}}{0.28} - \frac{0.08 \times XD^{1.28}}{1.28} + 0.043 \times XD^{0.246} + 0.03 \times XD^{1.19}$$

$$XATI = \frac{XI^{0.28}}{0.28} - \frac{0.08 \times XI^{1.28}}{1.28} + 0.043 \times XI^{0.246} + 0.03 \times XI^{1.19}$$

$$YINT = \frac{1}{2SQAB} \times \ln\left(\frac{HTXD + (XE - XD) \times SQAB}{HTXD - (XE - XD) \times SQAB}\right) \quad (23)$$

여기서 HTVAP는 증기 영역에서의 열전달 계수이고 HTXD, SQAB, B는 다음과 같다.

$$HTXD = COEF \times (1 - XD)^{0.08} \times XD^{0.72}$$

$$SQAB = \sqrt{HTXD \times B}$$

$$B = -\frac{HTXD - HTVAP}{(XE - XD)^2}$$

(4) 서펜타인형 열교환기의 압력강하

열교환기에서의 압력강하는 공기측과 냉매측에 대해서 고려해 주었다. 또한, 냉매측에서는 냉매 통로에서의 모멘텀 요소와 마찰 요소에 의한 압력강하를 고려해 주었다. 이에 대한 관계식은 Kays와 London⁷⁾이 제시한 식을 바탕으로 하여 다음과 같이 나타내었다.

a. 공기측의 압력강하(PD_{air})

공기측의 압력강하는 환을 통과하면서 발생하는 압력강하로서 식(24)로 표현된다.

$$PD_{air} = G^2 \times \frac{(FEFF \times A_{mm} + KC + KE)}{2 \times C_o \times \rho_m} \quad (24)$$

여기서 KC, KE는 σ_a 와 Re수의 함수로 표시되

는 손실합수, ρ_m 는 평균 밀도, F_w 는 열교환기 외부의 젖은 부분의 비이고 Re , $R1$, W , $FEEF$, C_o , A_{min} 는 다음과 같다.

$$Re = \frac{G \times D}{\mu} \quad (300 \leq Re \leq 10,000)$$

$$R1 = \frac{1000}{Re}$$

$$W = -6.1645E-3 \times R1^2 + 4.4337E-2 \times R1 + 2.8247E-2$$

$$FEEF = [F_w \times 1.2 + (1 - F_w)] \times W$$

$$C_o = 32.174 \times 144 \times 3600^2$$

$$A_{min} = \frac{A_a}{A_{free-flow}}$$

b. 냉매측 기상 영역의 모멘텀 요소에 의한 압력강하($PDM_{r, v}$)
 기상 영역의 모멘텀 요소에 의한 압력강하는 다음과 같다.

$$PDM_{r, v} = \frac{G^2 \times (\nu_v - \frac{1}{\rho_{vs}})}{C_o} \quad (25)$$

여기서 ν_v 는 냉매 증기의 비체적, ρ_{vs} 는 포화 증기의 밀도를 나타낸다.

c. 냉매측 기상 영역의 마찰 요소에 의한 압력강하($PDF_{r, v}$)
 기상 영역의 마찰 요소에 의한 압력강하는 다음과 같다.

$$PDF_{r, v} = DPDZV \times DZV \quad (26)$$

여기서 DZV 는 기상 영역의 길이이고 Re_v , $DPDZV$ 는 다음과 같다.

$$Re_v = \frac{G \times D}{\mu}$$

$$DPDZV = \frac{2G^2 \times XFV}{C_o \times \rho_v \times D}$$

d. 냉매측 액상영역의 마찰요소에 의한 압력강하($PDF_{r, l}$)
 액상 영역의 마찰 요소에 의한 압력강하는 다음과 같다.

$$PDF_{r, l} = DPDZL \times DZL \quad (27)$$

여기서 DZL 는 액상 영역의 길이이고, Re_l , $DPDZL$ 는 다음과 같다.

$$Re_l = \frac{G \times D}{\mu}$$

$$DPDZL = \frac{2G^2 \times XFL}{C_o \times \rho_l \times D}$$

e. 냉매측 2상 영역의 모멘텀 요소에 의한 압력강하($PDM_{r, tp}$)
 2상 영역에서의 모멘텀 요소에 의한 압력강하는 다음과 같다.

$$PDM_{r, tp} = \frac{G^2 \times [r_2(x_o) - r_2(x_i)]}{C_o \times \rho_1} \quad (28)$$

여기서 $r_2(x_o)$, $r_2(x_i)$ 는 출구와 입구에서의 성분 값의 함수, ρ_1 는 액체 상태의 밀도이고 C_o 는 다음과 같다.

$$C_o = 32.174 \times 3600^2 \times 144$$

f. 냉매측 2상 영역의 마찰 요소에 의한 압력강하($PDF_{r, tp}$)
 2상 영역의 마찰 요소에 의한 압력강하는 다음과 같다.

$$PDF_{r, tp} = DPDZ \times DZTP \quad (29)$$

여기서 $DZTP$ 는 2상 영역에서의 압력강하이고 $DPDZ$ 는 다음과 같다.

$$DPDZ = PHISQ \times DPDZL$$

$$Re_l = \frac{G \times D \times (1 - XI)}{\mu}$$

$$Re_v = \frac{G \times D \times XI}{\mu}$$

$$XFL = 0.329 Re_l^{-0.202} \quad (Re_l > 693.5)$$

$$XFV = 0.329 Re_v^{-0.202} \quad (Re_v > 693.5)$$

$$XFL = 36.34 Re_l^{-0.921} \quad (Re_l < 693.5)$$

$$XFV = 36.34 Re_v^{-0.921} \quad (Re_v < 693.5)$$

$$DPDZL = \frac{2 \times G^2 \times (1 - XZ)^2 \times XFL}{\rho_l \times D \times C_o}$$

$$DPDZV = \frac{2 \times G^2 \times XI^2 \times XFV}{\rho_v \times D \times C_o}$$

$$XMART = \sqrt{\frac{DPDZL}{DPDZV}}$$

$$PHISQ = 1 + \left(\frac{10.1}{XMART^{1.37}} \right) + \frac{1}{XMART^2}$$

3.3 압축기

압축기 계산 방식으로는 압축기 제작자에 의해서 작성된 성능 곡선을 바탕으로 한 Map-based 모델¹⁾이 사용되었으며 계산 과정에 필요한 압축기 모터의 실제 동력값과 냉매의 실제 질량 유량은 Dabiri와 Rice¹⁰⁾에 의한 식(30)와 식(31)사용하였다.

$$\dot{W}_{cm, actual} = \left[\frac{\dot{m}_{r, actual}}{\dot{m}_{r, map}} \right] \left[\frac{\Delta h_{isen, actual}}{\Delta h_{isen, map}} \right] \dot{W}_{cm, map} \quad (30)$$

여기서 \dot{W} 는 압축기 모터 동력, \dot{m} 는 냉매 질량 유량, Δh 는 엔탈피 변화이다.

$$\dot{m}_{r, actual} = \left[1 + 0.75 \left(\frac{\nu_{map}}{\nu_{actual}} - 1 \right) \right] \dot{m}_{r, map} \quad (31)$$

여기서 ν 는 비체적이다.

압축기 흡입구와 출구에서의 엔탈피는 식(32)과 식(33)을 사용하였다.

$$h_{inlet, suction port} = 0.33 \frac{\dot{W}_{cm, map}}{\dot{m}_{r, map}} \quad (32)$$

$$h_{outlet} = \frac{\dot{W}_{r, actual} - \dot{Q}_{can}}{\dot{m}_{r, actual}} + h_{inlet} \quad (33)$$

여기서 \dot{Q}_{can} 는 압축기 셀에서의 열손실이다.

3.4 팽창장치

시스템 내의 팽창 장치 모델로는 모세관을 사용하였다. 질량 유량을 계산하는 식은 다음과 같으며 이 식에서 유량 계수는 ASHRAE handbook¹¹⁾의 자료를 사용하였다.

$$\dot{m}_r = \varphi \times N_{cap} \times \dot{m}_{rs} \quad (34)$$

여기서 \dot{m}_r 는 실제질량 흐름율, \dot{m}_{rs} 는 표준 질량 흐름율, φ 는 유량계수, N_{cap} 는 수평상태의 모세관 수, P 는 입구압력이고 \dot{m}_{rs} , m_0 , k 는 다음과 같다.

$$\dot{m}_{rs} = m_0 \left(\frac{P}{1500} \right)^k$$

$$m_0 = 356 + 0.641 \left| \frac{\Delta T - 31}{10} \right|^{3.56}$$

$$k = 0.4035 + 0.4715e^{-0.04\Delta T}$$

3.5 배관

배관의 압력 손실은 Darcy의 비압축성 유동 관계식¹⁾을 사용하여 계산한다.

$$\Delta P = \frac{2f(L/D)G^2}{\rho_m} \quad (35)$$

여기서, f 는 Moody의 마찰 계수, L 은 등가 길이, D 는 관경, ρ_m 는 평균 밀도이다.

4. 모델 검증

3.1절의 HFC-134a에 대한 수학적 모델을 바탕으로 서브루틴을 개발하였고 개발된 프로그램을 사용하여 온도 변화에 따른 압력, 엔탈피, 엔트로피, 비체적등을 계산하여 그 결과값들을 바탕으로 Fig. 5에는 압력-엔탈피 선도를, Fig.6에는 온도-엔트로피 선도를 CFC-12와 비교 도시하였다.

또한, 수학적모델의 타당성을 검토하기 위해 위의 결과를 Piao¹²⁾와 Mclinden¹³⁾이 제시한 자료와 비교 분석하였으며 그 결과 최대 0.85%, 평균 0.16%의 오차를 가짐을 알 수 있었다.

3장에서 제시한 수학적 모델을 바탕으로 하여 자동차 냉방 시스템 프로그램을 개발하였고 이 프로그램을 사용하여 국내에서 사용되는 자동차중에서 하나를 선택하여 이에 대한 냉방 시스템을 시뮬레이션하였다. 이 때 사용된 각종 부품의 사양은 Table1에 수록하였다.

증발기 공기온도 25℃, 상대 습도 50%와 응축기 공기온도 40℃, 상대 습도 70%의 조건에서 행

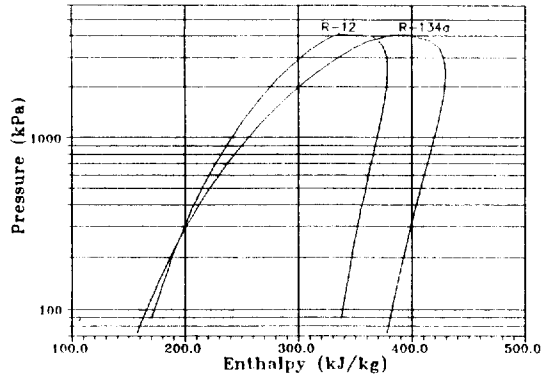


Fig.5 Pressure-Enthalpy diagram

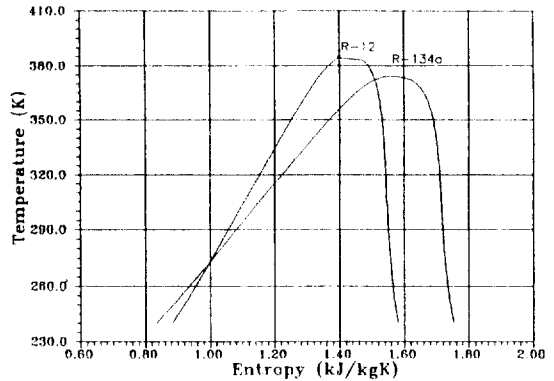


Fig.6 Temperature-Entropy Diagram

Table 1 Specification Used for Car Air-conditioner Simulation

Item	Content	
Compressor	Type	Reciprocal(Fixed Discharge)
	Speed(rpm)	1,000~3,000
	Volume(cm ³)	160.59
Expansion Device	Type	Capillary Tube
	Diameter(mm)	2.6
	Length(mm)	1,090
	The Number of Tubes	1
Evaporator	Type	Finned-tube
	Frontal Area(m ²)	0.048
	Air Flow Rate(m ³ /min)	4.95
Condenser	Type	Serpentine(Plate-fin)
	Frontal Area(m ²)	0.28
	Air Flow Rate(m ³ /min)	25.5
Refrigerant Pipe	High Pressure Side Diameter(cm)	0.649
	Low Pressure Side Diameter(cm)	1.742

해진 제품의 성능시험 결과와 시뮬레이션을 통해 계산된 비교하여 Table 2에 나타내었다. 실험 결과와 비교하여 보면 소요 동력에서 -3.60%, 냉방 용량에서 2.70%, COP에서 6.38%의 평균 오차를 가짐을 알 수 있다.

5. 결과 및 분석

4장에서 타당성이 검증된 자동차 냉방 시스템 시뮬레이션 프로그램을 사용하여 자동차의 냉방 시스템을 1,000rpm에서 3,000rpm까지 매 1,000rpm마다 시뮬레이션하여 결과값 중 소비 동력, 냉방 용량, COP에 대해서 고찰해 보았다. 이때 냉방시스템으로 유입되는 공기의 조건은 실내 온도를 24℃~34℃, 실외 온도 30℃~42℃이고, 상대 습도를 실내 50%, 실외 60%로 설정하였다.

Table 1의 데이터를 기초로 한 시스템의 실내온도와 실외온도 변화에 따른 냉방용량을 Fig.7, Fig.8에 도시하였다. Fig.7에서 살펴보면 실외 공기 조건을 30℃, 상대습도를 60%로 고정했을 때 실내 온도가 올라감에 따라 증발기 내의 냉매의 온도 및 압력이 상승하게 되므로 냉방용량이 증가하는 결과를 가져오게 된다. 또한 일정한 실내 온도하에서는 압축기 회전수가 증가함에 따라 냉매유량이 증가하

게 되어 냉방용량이 증가함을 알 수 있다.

Fig.8에서 살펴보면 실내 공기 조건을 30℃, 상대 습도를 50%로 고정했을 때 실외온도가 올라감에 따라 냉방용량이 감소하며, 이는 응축기에서 냉매가 응축할때 증발기로부터 흡열한 열량과 압축기의 압축일에 상당하는 열량을 공기중에 방출한다. 따라서 공기의 온도가 높을수록 방열효과는 떨어지며 결과적으로 냉방용량도 감소하게 된다. 또한 일정한 실외온도하에서는 압축기 회전수가 증가함에 따라 냉방용량이 증가함을 알 수 있다.

실내온도와 실외온도 변화에 따른 소비 동력을 Fig.9, Fig.10에 도시하였다. 여기서 소비동력은 압축기 동력에 팬동력을 합한 값으로 팬동력은 고정되어 있는 반면에 압축기 동력은 부하의 변동에 따라 변하게 된다. Fig.9에서 살펴보면 실외 공기 조건을 30℃, 상대 습도를 60%로 고정했을 때 실내 온도가 올라감에 따라 소비 동력이 증가하며, 이는 실내온도가 증가함에 따라 증발기내의 냉매 온도와 압력이 높아져 압축기에 고온 고압의 냉매가 흡입되어 압축일은 증가하게 된다. 또한 일정한 실내 온도하에서는 회전수가 증가함에 따라 소비 동력이 증가함을 알 수 있다. Fig.10에서 살펴보면 실내 공기 조건을 30℃, 상대습도를 50%로 고정했을 때 실외 온도가 올라감에 따라 소비 동력이 증가하

Table 2 Comparison of Calculated Data to Measured Data

1,000 rpm			
	Calculated Data	Measured Data	Error(%)
Power Consumption(kW)	1.302	1.350	-3.69
Capacity(kW)	4.310	4.189	+2.89
COP	3.313	3.103	+6.76
2,000 rpm			
	Calculated Data	Measured Data	Error(%)
Power Consumption(kW)	1.811	1.871	-3.31
Capacity(kW)	4.862	4.742	+2.53
COP	2.685	2.535	+5.91
3,000 rpm			
	Calculated Data	Measured Data	Error(%)
Power Consumption(kW)	1.948	2.022	-3.80
Capacity(kW)	5.205	5.071	+2.64
COP	2.671	2.509	+6.46

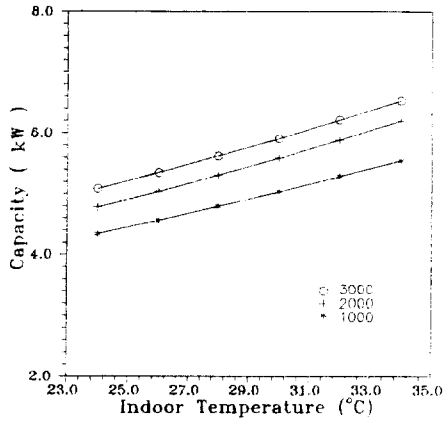


Fig.7 Effect of Indoor Temperature on Capacity

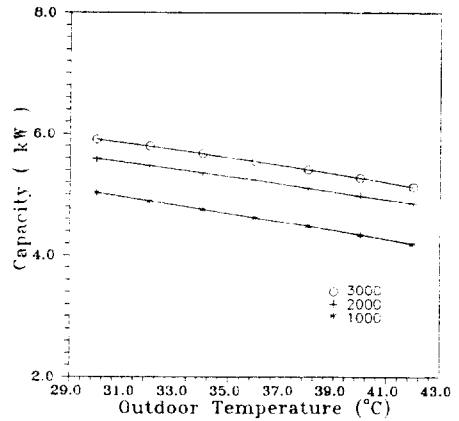


Fig.8 Effect of Outdoor Temperature on Capacity

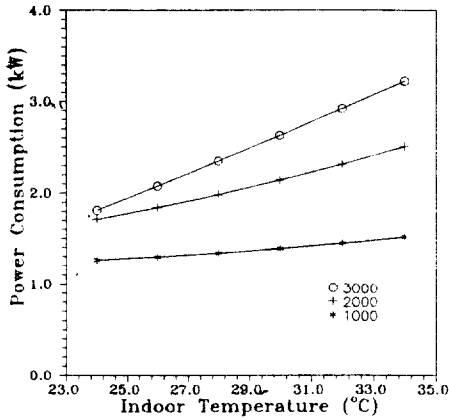


Fig.9 Effect of Indoor Temperature on Power Consumption

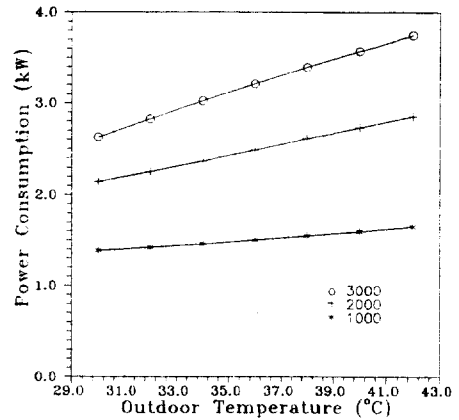


Fig.10 Effect of Outdoor Temperature on Power Consumption

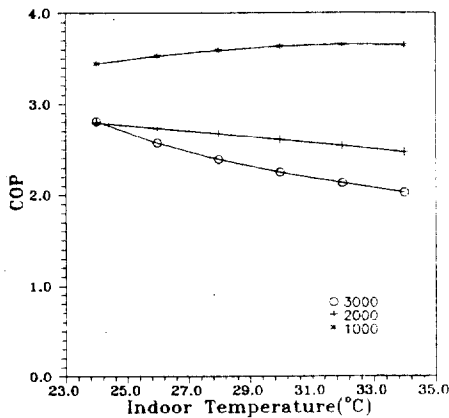


Fig.11 Effect of Indoor Temperature on COP

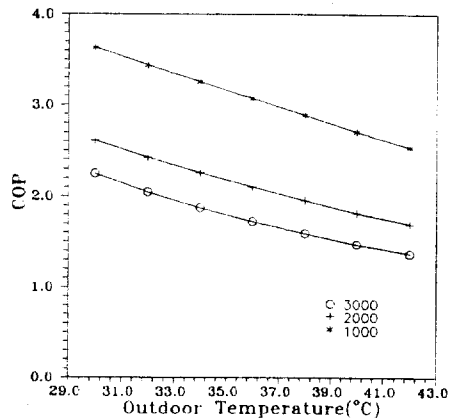


Fig.12 Effect of Outdoor Temperature on COP

며, 외기온도가 증가함에 따라 응축기의 발열성능이 감소하여 냉매 온도와 압력이 증가하게 되며, 이는 팽창장치와 증발기 내의 냉매 온도와 압력을 상승시키게 되어 압축일은 증가하게 된다. 또한 일정한 실외 온도하에서는 회전수가 증가함에 따라 소비 동력이 증가함을 알 수 있다.

다음은 냉방 능력과 소비 동력으로 COP를 구하여 Fig.11, Fig.12에 도시하였다. Fig.11에서 살펴보면 실외 공기 조건을 30°C, 상대습도를 60%로 고정했을 때 실내 온도가 올라감에 따라 1,000rpm에서는, COP가 증가하다가 32°C 이상 부터는 감소하는 추세를 보였고 2,000rpm 이상에서는, 실내 온도가 올라감에 따라 감소하는 경향을 보였다. 이러한 경향은 Fig.7에서 냉방 용량이 일정한 증가율을 유지하며 증가하는 반면, Fig.9에서 소비 동력의 변화는 2,000rpm이상에서 냉방용량의 증가율을 앞섰기 때문이다. Fig.12에서 살펴보면 실내 공기 조건을 30°C, 상대습도를 50%로 고정했을 때 실외 온도가 증가함에 따라 COP가 감소하며, 일정한 실외 온도하에서는 압축기 회전수가 증가함에 따라 COP는 감소하였다. 이는 실외 온도가 증가함에 따라 냉방 능력은 감소하고, 소비 동력은 증가하기 때문이다.

6. 결 론

HFC-134a를 대체 냉매로 사용한 자동차 냉방 시스템 해석을 통하여 다음과 같은 결론에 도달하였다.

- 1) HFC-134a의 열역학적 특성을 고찰한 후 이를 바탕으로 한 각각의 물성치를 표현할 수 있는 서브루틴을 개발하였다.
- 2) 서펜타인형 열교환기 서브루틴을 개발하였다.
- 3) 개발된 서브루틴들을 기초로 하여 자동차용 냉방 시스템 시뮬레이션 프로그램을 개발한 후, 그 결과를 실제 측정된 데이터와 비교하여 프로그램의 타당성을 입증하였다.
- 4) 타당성이 입증된 프로그램을 특정 자동차에 적용하여 냉방 시스템의 특성을 분석하였다.
- 5) 자동차 냉방 시스템 성능해석에 본 논문에서 개발된 프로그램을 사용할 수 있다고 사료된다.

참 고 문 헌

1. S. K. Fischer and C. K. Rice, "The Oak Ridge Heat Pump Model", ORNL/CON80/R1, 1983.
2. "The Oak Ridge National Laboratory Automobile Heat Pump Model : Users Guide", ORNL/CON-359, 1993.
3. D. P. Wilson and R. S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid-Refrigerant 134a", ASHRAE Transactions, vol 94, 1988.
4. J. J. Martin and Y. C. Hou, "Physical and Thermodynamic Properties of Trifluoromethane", ALCHEJ, Vol 5, No1, 1959.
5. I. R. Shankland, R. G. Basu and D. P. Wilson, Proc. of the Meetings of Commissions, Purdue University, 1988.
6. M. Takahashi, C. Yokoyama and S. Takahashi, Preprint of the 30th High Pressure Conference of Japan, 1988.
7. W. M. Kays and A. L. London, "Compact Heat Exchangers", Mc Graw-Hill, 1984.
8. C. J. Davenport, "Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Heat Exchanger Surfaces", Hemisphere Publishing, New York, 1981.
9. M. Cohen and V. P. Carey, "A Comparison of the Flow Boiling Performance Characteristics of Partially Heating Cross Ribbed Channels with Different Rib Geometries", Int. J. of Heat and Mass Transfer, 1989.
10. A. E. Dabiri and C. K. Rice, "A Compressor Simulation Method with Corrections for the Level of Suction Gas Superheat", ASHRAE Transactions, Vol.87, Part II, 1981.
11. "Equipment", ASHRAE Handbook, 1988.
12. C. Piao, A. Kamei, H. Sato and K. Watanabe, "Thermodynamic Charts and Cycle Performance of HFC-134a and HFC-

- 152a", ASHRAE Transactions, Vol 96, 1990.
13. M. O. McLinden et al., "Measurement and Formulation of the Thermodynamic Properties of Refrigerants 134a and 123", ASHRAE Transactions, Vol 95, 1989.
14. D. M. Kyle, V. C. Mei and F. C. Chen, "An Automobile Air Conditioning Design Model", SAE Paper 931137, 1993.
15. H. Sato, "Development of Thermodynamic Equations of State for New Refrigerants", 冷凍, Vol 68, 1993.
16. T. Hirata, H. Arai and K. Arahira, "Automotive Air Conditioning System Using HFC-134a", 自動車技術會論文集, 1994.
17. W. A. Miller, "Steady-state Refrigerant Flow and Airflow Control Experiments for a Continuously Variable Speed Air-to-air Heat Pump", ASHRAE Transactions, 1987.
18. F. Castro, F. V. Tinaut and A. A. R. Ali, "Automotive Evaporator and Condenser Modeling", SAE Paper 931121, 1993.