관순법을 이용한 공조기 사이클 시뮬레이션

Air-conditioner cycle simulation using tube-by-tube method

윤 백*, 박 현 연*, 유 국 철*, 김 용 찬**
B. Youn, H. Y. Park, K. C. Yoo, Y. C. Kim

Key words: Cycle simulation(사이클 모사), Air-conditioner(공조기), Tube-by-tube method(관순법), Compressor simulation(압축기 모사), Map-based model(성능곡선 모형), Heat exchanger simulation(열교환기 모사), Capillary tube simulation(모세관 모사)

ABSTRACT

A computer program was developed for simulating performance(capacity, power consumption and etc.) of air-conditioners using compressor, fin-tube heat exchanger and capillary tube. The program consists of five modules, condenser, evaporator, compressor, capillary tube simulation modules and properties modules of refrigerant and moist air. The present program is focused on R22 only, however can be easily extended for other refrigerants such as R407C and R410A just by adding property modules. The compressor simulation module utilizes performance maps supplied by manufacturers—map-based model. The condenser and evaporator simulation modules are modeled using tube-by-tube method. Simulation results(capacity and power consumption) were compared with caloriemeter test results of actual air-conditioners of window and split types, where more than 82% of the data lied within ±5% of the predicted results.

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]
d_i : 내경 [m]
d_o : 휜칼라를 포함한 확관 후의 외경 [m]
Δd_o : 확관 후 외경 - 확관 전 외경 [m]
f : 마찰계수
G : 질량유속 [kg/m^2s]
h : 열전달계수 [$W/m^2℃$]
i : 엔탈피 [J/kg]
Le : Lewis 수
L_ℓ : 모세관에서 액상영역의 길이 [m]
$\dot{m}$: 질량유량 [kg/s]
P : 압력 [Pa]
S_L : 관의 열간격 [m]
S_T : 관의 단간격 [m]
t_f : 휜 두께 [m]
T : 온도 [℃]
Q_{loss} : 압축기 열손실 [W]
Re : Reynolds 수
U : 총괄열전달계수 [$W/m^2℃$]
V : 유속 [m/s]
v : 비체적 [m^3/kg]
W : 압축기 소비전력 [W]
x : 냉매의 건도

* 삼성전자주식회사 냉공조사업부
** 고려대학교 기계공학과

z : 모세관의 길이 방향 좌표계

그리스 문자

ε : 열교환기 유용도, 표면조도 [m]
η_s : 열교환기 표면효율
κ : Boltzman 상수, 1.380662×10^{-23} J/K
μ : 점도 [kg/ms]
σ : 표면장력 [N/m]

하첨자

a : 공기
c : 접촉부, 임계상태
f : 액체상태, 마찰
fg : 기체상태 - 액체상태
g : 기체상태
in : 입구
m : 평균
map : 압축기 특성곡선
out : 출구
r : 냉매
sat : 포화상태
sub : 과냉각
suc : 압축기 흡입부
tp : 이상류

1. 서 론

최근 국내에서는 생활수준의 향상과 하절기 기온 상승으로 인하여 가정용 공조기에 대한 수요가 급속도로 증가하고 있으며, 정부에서는 에너지소비효율 등급제를 시행하는 등 공조기기의 에너지소비효율 향상에 대한 관심이 높아가고 있다. 또한 국제적으로는 공조기 업체간의 경쟁이 더욱 치열하여 가격은 더욱 하락하는 추세에 있으며, 따라서 업계에서는 경쟁력을 확보하기 위하여 에너지소비효율 향상, 재료비 절감, 개발납기 단축 등에 많은 노력을 집중하고 있다.

공조기의 냉방능력과 소비전력은 칼로리미터(caloriemeter)를 이용하여 정상상태에서 측정하는 것이 일반적이다. 이러한 칼로리미터 실험은 샘플을 여러 대 만들어야 하고, 실험에서 정상상태에 도달하기까지 장시간이 걸리므로 많은 시간과 비용이 소요된다. 일반적으로 공조기의 개발과정에는 최적 사양을 결정하기 위하여 여러 번에 걸쳐 이와 같은 성능시험을 치르게 된다. 본 연구에서는 이러한 개발 단계에서의 시행착오를 최소화하고 최적설계를 용이하게 하기 위하여 직접 실험을 통하지 않고 컴퓨터를 이용하여 공조기를 설계할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

시뮬레이션 프로그램을 이용함으로써 초기 설계 단계에서 사양을 용이하게 결정하고 시행착오의 회수를 줄여 개발납기를 단축하고 비용을 절감할 수 있을 것으로 생각된다. 또한 설계 변경 시에는 그 결과를 쉽게 예측할 수 있다.

압축기를 이용한 증기압축식 냉동 사이클의 성능 예측에 대한 연구는 오래 전부터 활발하게 이루어져 왔다. Hiller and Glicksman[1], Fischer and Rice[2], Domanski[3,4] 등은 R12, R22 등을 이용한 정상상태의 히트펌프 성능을 예측할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 또한 최근에는 대체냉매를 이용한 공조기의 시뮬레이션에 대한 관심이 고조되고 있으며[5], 한도영과 정민영[6] 및 박병덕 등[7]은 하나의 실외기에 다수의 실내기가 연결되어 있는 멀티(multi) 에어컨 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

본 연구에서 개발한 사이클 시뮬레이션 프로그램은 물성치 계산, 응축기 및 증발기 시뮬레이션, 압축기 시뮬레이션, 모세관 시뮬레이션 등 5 개의 FORTRAN 서브프로그램으로 구성되어 있으며, 사용자가 입력변수를 용이하게 입력시킬 수 있는 전처리 프로그램(pre-processor)과 결과를 그래프 등을 통해서 나타내어 주는 후처리 프로그램(post-processor)은 Visual Basic으로 작성되었다. 팽창장치에 대한 입력변수로는 모세관의 내경, 길이, 조도 등을 지정하거나 혹은 모세관 입구의 과열도를 지정하게 되어있다. 또한 냉매 봉입량 혹은 압축기 입구의 과열도를 지정할 수 있다.

2. 해석 모형

2.1 응축기

대부분의 공조기용 열교환기는 알루미늄 휜과 원형동관으로 구성된 직교류(cross-flow) 휜-관

열교환기로 되어있다. Hiller and Glicksman[1]과 Fischer and Rice[2]는 열교환기를 단순화하여 냉매측과 공기측이 모두 섞이지 않는(unmixed) 경우의 ε-Ntu 관계식을 적용하였다. 그러나 이와 같은 해석 방법은 어떤 특정한 경우에만 타당하다고 볼 수 있으며, 실제 공조기의 다양한 열교환기 설계 사양을 모사하기에는 지나치게 단순화되어 있다고 생각된다.

휜-관 열교환기는 하나의 단일관을 고려하면 순수한 직교류로 볼 수 있지만, 냉매 회로 구성을 매우 다양하게 설계할 수 있으며 이러한 구성에 따라 매우 다른 특성을 나타낸다. 실제 공조기의 열교환기 관 회로 설계는 매우 복잡하게 되어 있어서 단순한 ε-Ntu 방법이나 대수평균온도차를 이용할 수 없다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 Domanski[3,4] 는 관순법(tube-by-tube method)를 이용하여 열교환기를 해석하였다.

관순법이란 전체 열교환기를 각각의 단일관으로 분리하여 직교류, 냉매측 혼합(mixed), 공기측 비혼합(unmixed)으로 해석하고, 그 결과를 연계하여 전체 열교환기의 성능을 계산하는 방법으로 관계식 및 적용방법 등이 윤백 등[8]의 참고문헌에 상세히 기술되어 있으므로 본 논문에서는 이에 대한 설명을 생략하고자 한다.

휜-관 열교환기에 있어서는 냉매측 및 공기측의 대류열저항, 관벽 및 휜칼라의 전도열저항 및 관 외벽과 휜칼라 사이의 접촉열저항이 존재한다. 전도열저항은 전체 열저항의 1% 미만이므로 무시하면 총괄열전달계수는 다음과 같이 계산된다.

Table 1 Specifications of micro-fin tubes

Outer diam.(㎜)	9.52	7.0
Fin height(㎜)	0.12	0.15
Fin apex angle	41°	56°
No. of fins	60	60
Spiral angle	25°	18°
Nominal thickness(㎜)	0.35	0.32

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_r A_r} + \frac{1}{h_c A_c} + \frac{1}{h_a A_a \eta_s}} \quad (1)$$

위 식에서 U 및 A는 각각 총괄열전달계수 및 전열면적을 나타내며, h는 열전달계수를 나타낸다. 하첨자 r, c, a는 각각 냉매측, 접촉부, 공기측을 의미하며, η_s는 열교환기 표면효율을 나타낸다.

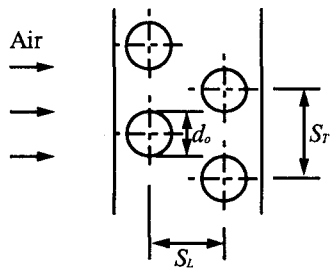

Fig. 1 Side view of staggered fin and tube array.

Table 2 Specifications of fins

Notation	A	B	C	D	E	F
Geometry	Wave	Wave-Slit	Wave	Wave-Slit	Plate	Slit
Wave depth(㎜)	2.0		1.5		-	
d_o(mm)	10.07				7.52	
S_T(mm)	25.0				21.0	
S_L(mm)	21.65				12.7	

본 연구에서는 동관 내부에 나선형의 미세휜(micro-fin)이 형성되어 있는 외경 9.52 mm와 7 mm의 전열촉진관을 대상으로 하였으며, 그 사양은 Table 1에 정리되어 있다. 이 두 종류의 미세휜관에 대한 증발 및 응축 열전달과 압력강하 실험을 행하여[9] 그 결과(냉매측 열전달계수 및 마찰계수)를 본 시뮬레이션 프로그램에 이용하였다.

휜에 대해서는 외경 10.07 mm 웨이브(wave) 휜 2 종류(A,C), 웨이브-슬릿(wave-slit) 휜 2 종류(B,D) 및 외경 7.52 mm 평판 휜(E)과 슬릿 휜(F) 등 총 6 종류의 fin을 대상으로 하였으며 그 사양은 Table 2에 요약되어 있다. Table 2에서 d_o는 휜칼라를 포함한 확관 후의 외경을 나타내며, S_T와 S_L은 Fig. 1에 도시되어 있는대로 관 사이의 간격을 나타낸다. 휜 A, B, C, D는 모두 단면 형상이 사인웨이브 형태로 되어 있으며, A,B와 C, D는 골 깊이가 각각 2.0 mm와 1.5 mm로서 여타의 사양은 동일하다.

위와 같은 6 종류의 휜에 대한 실험을 통하여 공기측 열전달계수와 압력강하를 측정하였으며, 그 결과는 윤백 등[10,11]에 의하여 발표되었다.

일반적으로 휜-관 열교환기의 해석에 있어서 접촉열저항을 무시하는 경우가 많으나 Sawai 등[12]과 Eckels[13]의 실험 결과에 의하면 전체 열저항의 10~20%에 달하는 것으로 나타났다. 본 연구에서는 Sawai 등[12]의 실험 결과를 이용하여 윤백 등[14]이 제안한 상관식을 이용하였다.

$$\frac{h_c}{t_f} = 1.38\times10^{11}\Delta d_o + 1.62\times10^{7} \qquad (2)$$

위 식에서 h_c는 접촉열전달계수(W/m²℃), t_f는 휜의 두께(m)를 나타내며, Δd_o는 확관 후 외경과 확관 전 외경의 차(m)이다.

본 연구에서 응축기 성능을 계산하는 과정을 간략하게 설명하면 다음과 같다.

(1) 입력변수: 냉매 및 공기의 질량유량 및 입구 상태

(2) Fig. 2에 도시되어 있는 순서대로 1번 관부터 차례대로 각각의 개별관에 대하여 직교류, 냉매측 혼합, 공기측 비혼합 관계식을 적용하여 전열량, 냉매 및 공기의 출구 상태 등을 계산한다. 이 때 2열의 입구 공기 조건은 1열의 출구 공기 상태를 이용하면 된다. 냉매의 입구 조건은 냉매가 유입되는 첫번째 관을 제외하고는 알려져 있지 않으므로 여타의 관에 대해서는 초기치를 가정한다.

(3) 냉매의 입구 조건이 과열상태이면 관 중간에서 상변화가 일어나는지 확인하고, 상변화가 일어난다면 관을 두 개의 구간으로 나누어서 계산한다. 또한 입구 조건이 이상상태이면 관 중간에서 과냉 상태로 변하는지 확인하고, 과냉상태가 된다면 관을 두 개의 구간으로 나누어서 계산한다.

(4) (2)의 과정에서 각 관에 대하여 냉매의 입구 조건을 가정하였으므로 이 값들이 수렴할 때까지 (2)의 과정을 반복한다. 1번 관부터 마지막 관까지 첫번째 반복계산이 종료되면 두번째 계산부터는 냉매 회로 구성에 따라 각 관의 입구 냉매 조건은 냉매 회로 상에서 이전 관의 출구 값을 취하면 된다.

(5) 결과가 수렴하면 각 관의 전열량을 합하여 총전열량을 계산한다.

출력변수: 전열량, 냉매 및 공기의 출구 상태

2.2 증발기

증발기도 응축기와 거의 유사한 방법으로 관순법을 적용하여 해석할 수 있다. 그러나 증발기에서는 열전달과 물질전달이 동시에 일어나며, 두 가지 현상의 상사성(analogy)과 Le=1 이라는 가정을 통하여 엔탈피 차에 의한 관계식을 유도할 수 있다. 위의 과정은 윤백 등[15]의 참고문헌에 상세히 기술되어 있다.

증발기의 성능을 계산하는 과정은 응축기의 경우와 거의 유사하지만 증발기의 경우에는 열교환기 표면온도에 따라 수증기의 응축이 일어나는지 여부를 판단하여야 한다. 따라서 모든 계산 과정에서 열교환기의 표면온도를 계산하여야 하며 이 결과에 따라 건표면과 습표면으로 구간을 나누어 계산하여야 한다.

이와 같은 관순법에 의한 열교환기 해석 방법은 임의의 냉매 회로구성을 모두 해석할 수 있다는 가장 큰 장점이 있으며, 열교환기에서 과열, 이상, 과냉 영역과 건표면 및 습표면이 함께 존재하고 있는 경우도 해석이 가능하다. 또한 유입 공기의 유속이 불균일한 분포를 가지는 경우

에도 해석이 가능하며, 비공비 혼합냉매와 같이 온도 gliding이 있는 경우도 해석할 수 있다.

2.3 압축기

본 연구에서는 Fischer and Rice[2]가 제안한 압축기 성능곡선을 이용한 map-based 모형을 이용하였다. 일반적으로 압축기 업체에서는 증발온도와 응축온도의 변화에 따른 소비전력(W), 냉매의 질량유량($\dot{m}_r$) 등에 대한 데이터를 그래프 혹은 표로 제공한다. 이러한 데이터를 다음과 같은 형태로 커브피팅하면 임의의 증발온도와 응축온도에 대한 소비전력 및 냉매 유량을 계산할 수 있다.

$$W_{map} = a_1 T_e^2 + a_2 T_e + a_3 T_c^2 + a_4 T_c + a_5 T_e T_c + a_6 \quad (3)$$

$$\dot{m}_{r_{map}} = b_1 T_e^2 + b_2 T_e + b_3 T_c^2 + b_4 T_c + b_5 T_e T_c + b_6 \quad (4)$$

위 식에서 하첨자 e와 c는 각각 냉매의 증발온도와 응축온도로서 압축기 입구 압력과 출구 압력에 상응하는 포화온도를 나타낸다.

그러나 위에 언급한 압축기 특성곡선은 압축기 입구 과열도가 일정한 상태에서 실험한 결과이기 때문에 실제의 경우에 과열도가 실험조건과 동일하지 않은 경우에는 보정이 필요하다. Dabiri and Rice[16]는 다음과 같은 보정식을 제안하였다.

$$\dot{m}_r = \left(0.75 \frac{v_{suc,\,map}}{v_{suc}} + 0.25\right) \dot{m}_{r_{map}} \quad (5)$$

$$W = \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{r_{map}}}\right)\left(\frac{i^*_{out} - i_{suc}}{i^*_{out,\,map} - i_{suc,\,map}}\right) W_{map} \quad (6)$$

위 식에서 v, i는 각각 냉매의 비체적과 엔탈피를 나타내며, i^*는 등엔트로피 압축과정을 통한 압축기의 토출 엔탈피를 나타낸다. 하첨자 suc과 out은 각각 압축기의 실린더 흡입부(suction port)와 토출구를 의미한다.

실제 압축기에서는 냉매가 압축기 입구에서 흡입부에 도달하기까지 주위로부터 열을 흡수하여 엔탈피가 증가하게 되며, Fischer and Rice[2]는 이에 대하여 다음 식을 제안하였다.

$$i_{suc} - i_{in} = 0.33\, W_{map} / \dot{m}_{r_{map}} \quad (7)$$

위 식을 이용하여 주어진 압축기 입구 상태로부터 흡입부의 상태를 계산할 수 있다.

식 (5)~(7)을 이용하여 냉매 유량과 소비전력을 계산하고 이 결과로부터 다음과 같이 압축기 토출구에서의 냉매 상태를 구할 수 있다.

$$i_{out} = i_{in} + \frac{W - Q_{loss}}{\dot{m}_r} \quad (8)$$

위 식에서 Q_{loss}는 압축기에서의 열손실을 나타낸다. 이상 언급한 식들을 이용하여 압축기 입구에서의 냉매 온도, 압력, 출구 압력 및 열손실이 주어지면 소비전력, 냉매의 질량유량 및 출구 온도를 계산할 수 있다.

2.4 모세관

모세관은 일반 소형 공조기에 가장 널리 이용되는 팽창장치로서 일반적으로 응축기에서 나온 고압의 과냉액체가 들어가서 단열팽창을 거쳐 저압의 이상 상태로 나온다. 본 연구에서는 다음과 같은 가정 하에 모세관 내에서의 냉매 유동을 해석하였다.

(1) 1차원 정상 유동

(2) 단열팽창

(3) 모세관은 수평한 직선형이며 내부 단면적은 일정하다.

(4) 단상영역은 비압축성 유동이다.

(5) 이상유동은 균질유동(homogeneous flow)으로 가정한다.

일반적으로 냉매는 응축기에서 과냉액체 상태로 냉각되어 모세관으로 유입되며, 모세관 입구에서부터 단열팽창 과정을 거치게 된다. 이 때 마찰계수는 Colebrook의 식[17]을 사용하여 계산된다.

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\{\varepsilon/(3.7 d_i)\} + 2.51/(\mathrm{Re}/f)\right]^2} \quad (9)$$

위 식에서 d_i는 모세관의 내경, ε은 표면 조도를 나타낸다.

단열팽창 과정에서 과냉액체의 온도는 일정하

게 유지되고 압력이 포화압력에 도달할 때까지 액체 상태를 유지한다. 포화압력에 이르게 되면 이론적으로 증발이 시작되어 이상류로 바뀌어야 하나, Dudley[18]와 Mikol[19] 등은 유리 모세관을 이용한 유동가시화 실험을 통하여 냉매가 포화압력에 도달하더라도 증발이 바로 일어나지 않고 어느 정도 지연되는 증발지연 현상을 발견하였다. 이러한 경우를 metastable 상태라고 하며, Chen 등[20]은 다음과 같이 증발지연압력을 계산하는 상관식을 제안하였다.

$$P_{sat}-P_v = 0.679\mathrm{Re}^{0.914}\frac{v_g}{v_{fg}}\left(\frac{\Delta T_{sub}}{T_c}\right)^{-0.208}\left(\frac{d_i}{D}\right)^{-3.18}\left(\frac{\sigma^{3/2}}{\sqrt{xT}}\right) \quad (10)$$

$$D = 10^4\sqrt{xT/\sigma}$$

위 식에서 P_{sat}은 냉매 온도(T)에 상응하는 포화압력이며, P_v는 실제 증발이 일어나는 압력이다. ΔT_{sub}, T_c, σ, v_g, v_{fg}는 각각 냉매의 모세관 입구 과냉각도, 임계온도, 표면장력, 기체의 비체적 및 기체와 액체의 비체적 차이를 나타낸다. x는 Boltzmann 상수로서 1.38066×10^{-23} J/K이다.

따라서 모세관 입구 압력 P_{in}으로부터 P_v까지는 과냉영역으로 간주하여 식 (9)로부터 마찰계수를 계산할 수 있으며, 마찰계수의 정의로부터 다음과 같이 액상영역의 길이(metastable 영역 포함)를 계산할 수 있다.

$$L_\ell = \frac{2\rho_f d_i(P_{in}-P_v)}{fG^2} \quad (11)$$

위 식에서 ρ_f와 G는 액상냉매의 밀도와 질량유속을 각각 의미한다.

이상영역에서의 압력강하는 단상영역과는 달리 모세관 출구 부분으로 갈수록 길이당 압력강하가 증가하는 비선형적인 특성을 나타낸다. 모세관 내에서의 이상유동을 균질유동으로 가정하고 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식을 연계하면 다음과 같은 상미분방정식을 유도할 수 있다.

$$\frac{dx}{dz} = \frac{-(dp/dz)_f A}{BE-AC} \quad (12)$$

$$A = x\frac{di_g}{dP} + (1-x)\frac{di_f}{dP} + G^2 v_m\left[x\frac{dv_g}{dP} + (1-x)\frac{dv_f}{dP}\right] \quad (13)$$

$$B = i_{fg} + G^2 v_m v_{fg} \quad (14)$$

$$C = G^2 v_{fg} \quad (15)$$

$$E = 1 + G^2\left[x\frac{dv_g}{dP} + (1-x)\frac{dv_f}{dP}\right] \quad (16)$$

위 식에서 x, z는 각각 냉매의 건도와 모세관의 길이 방향 좌표를 나타내며, v_m은 냉매의 평균 비체적으로 다음과 같이 계산된다.

$$v_m = xv_g + (1-x)v_f$$

또한 $(dP/dz)_f$는 마찰에 의한 압력강하로 다음 식을 이용하여 계산된다.

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_f = -\frac{fG^2 v_m}{2d_i} \quad (17)$$

위 식에서 마찰계수(f)는 식 (9)를 이용하여 계산하되 다음과 같이 정의되는 이상류 레이놀즈수를 적용하여야 한다.

$$\mathrm{Re}_{tp} = \frac{V_m d_i}{v_m \mu_{tp}} \quad (18)$$

$$Vm = G[x v_g + (1-x)v_f]$$

$$\mu_{tp} = \left(\frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_f}\right)^{-1}$$

Bolstad and Jordan[21]은 증발기의 압력이 일정한 압력 이하로 감소하여도 냉매 유량은 거의 일정하게 유지되는 것을 관찰하였다. 모세관에서 일어나는 과정은 비가역 단열과정으로 엔트로피가 증가한다. 이러한 과정을 연속방정식과 에너지방정식을 이용하여 엔탈피-엔트로피 다이어

그램으로 나타내면 냉매가 가속되면서 엔탈피는 감소하고 엔트로피는 증가하게 되나, 유속이 음속에 도달하면 엔트로피가 최대에 이르고 유속이 더욱 증가하면 엔트로피가 감소한다. 따라서 실제적으로 냉매의 유속이 음속 이상으로 증가하는 것은 물리적으로 불가능하며, 이와 같이 냉매의 유속이 음속에 도달한 상태를 choking이 일어났다고 한다. Choking 상태에서는 증발기의 압력 변화에 따라 냉매 유량이 변화하지 않는 특징을 나타내며, 이 때의 냉매 유속을 임계유속이라고 한다.

임계유속은 냉매의 음속과 일치하며, Kim[22]은 이상류 유동에 대하여 homogeneous frozen model을 적용하여 다음과 같이 임계유속을 계산하는 식을 제안하였다.

$$V_c = \frac{v_m}{\sqrt{(1-x)\,dv_f/dP + x\,dv_g/dP}} \quad (19)$$

이상 설명한 이론을 이용하여 모세관 해석을 하는 과정은 다음과 같다.

(1) 입력변수: 모세관의 내경, 길이, 조도 및 개수, 냉매의 입구 온도, 압력 및 출구 압력

(2) 냉매 유량을 가정한다.

(3) 냉매의 입구 상태가 단상류인 경우에는 먼저 식 (11)을 이용하여 단상류 영역의 길이 및 상태량 등을 계산한다.

(4) 이상영역이 시작되면 Runge-Kutta 방법을 이용하여 식 (12)-(17)을 적분함으로써 길이에 따른 건도 및 압력 분포를 계산한다.

(5) 냉매의 유량이 임계유속에 도달하거나 압력이 주어진 출구 압력에 도달하면 계산을 종료하고, 지금까지 계산된 냉매의 길이와 주어진 길이를 비교해서 일치하지 않으면 냉매 유량을 변경하여 (3)으로 되돌아간다.

(6) 출력변수: 냉매 유량, 출구 건도

2.5 연결관 및 기타

본 연구에서는 다음의 네 가지 연결관에 대한 압력손실 및 열전달을 고려하였다.

(1) 압축기 흡입라인: 증발기 출구→압축기 입구 (이상류 혹은 과열증기상태)

(2) 압축기 토출라인: 압축기 토출부→응축기 입구(과열증기)

(3) 액상 라인: 응축기출구→모세관입구(과냉액체)

(4) 모세관 출구→증발기 입구(이상류)

압력강하는 각각의 상태에 맞는 압력강하 상관식을 이용하여 계산하며, 전열량은 사용자가 지정할 수 있도록 하였다.

본 시뮬레이션 프로그램의 가장 큰 장점은 관순법을 이용하여 열교환기 냉매회로 구성의 영향도를 파악할 수 있다는 점이다. 사용자로 하여금 편리하게 냉매회로 사양을 지정할 수 있도록 그래픽을 이용한 냉매회로 입력 기능을 갖추었다.

열전달계수, 압축기 성능 등 각종 변수가 전체 시스템 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 변수에 대한 보정계수를 입력할 수 있도록 하였다. 창문형에서는 일반적으로 효율을 증가시키기 위하여 증발기에서 발생한 응축수를 팬을 이용하여 응축기 표면에 뿌려주는 기능이 있으며, 이러한 경우에 응축기 공기측 열전달계수에 1.4배를 해주면 실험 결과와 대체적으로 일치하는 것으로 나타났다.

공조기의 소비전력은 압축기 소비전력 외에 송풍기 모터 및 회로부에서도 전력을 소모하며, 본 프로그램에서는 이러한 부가적인 소비전력을 사용자 입력변수로 하였다. 또한 냉매량을 계산하기 위하여 압축기 내부의 유효체적을 지정해 주어야 한다.

R22의 열역학적 물성치는 Downing[23]의 식을, 전달 물성치는 Kandlikar 등[24]의 식을 이용하였다. 또한 습공기의 열역학적 물성치는 Hyland and Wexler[25,26]의 식을, 전달 물성치는 Hilsenrath 등[27]의 식을 이용하였다.

2.6 사이클 해석모형

냉동 사이클에서는 이상 설명한 모든 요소들이 서로 연계되어 평형을 이루게 되며, 이와 같이 평형을 이룬 상태에서의 사이클 현상을 해석하기 위해서는 일반적으로 응축압력과 증발압력을 가정하여 압축기에서의 냉매 유량과 모세관에서의 냉매 유량이 일치할 때까지 반복계산을 하는 방법이 많이 이용된다.

이러한 과정을 좀 더 구체적으로 설명하면 다

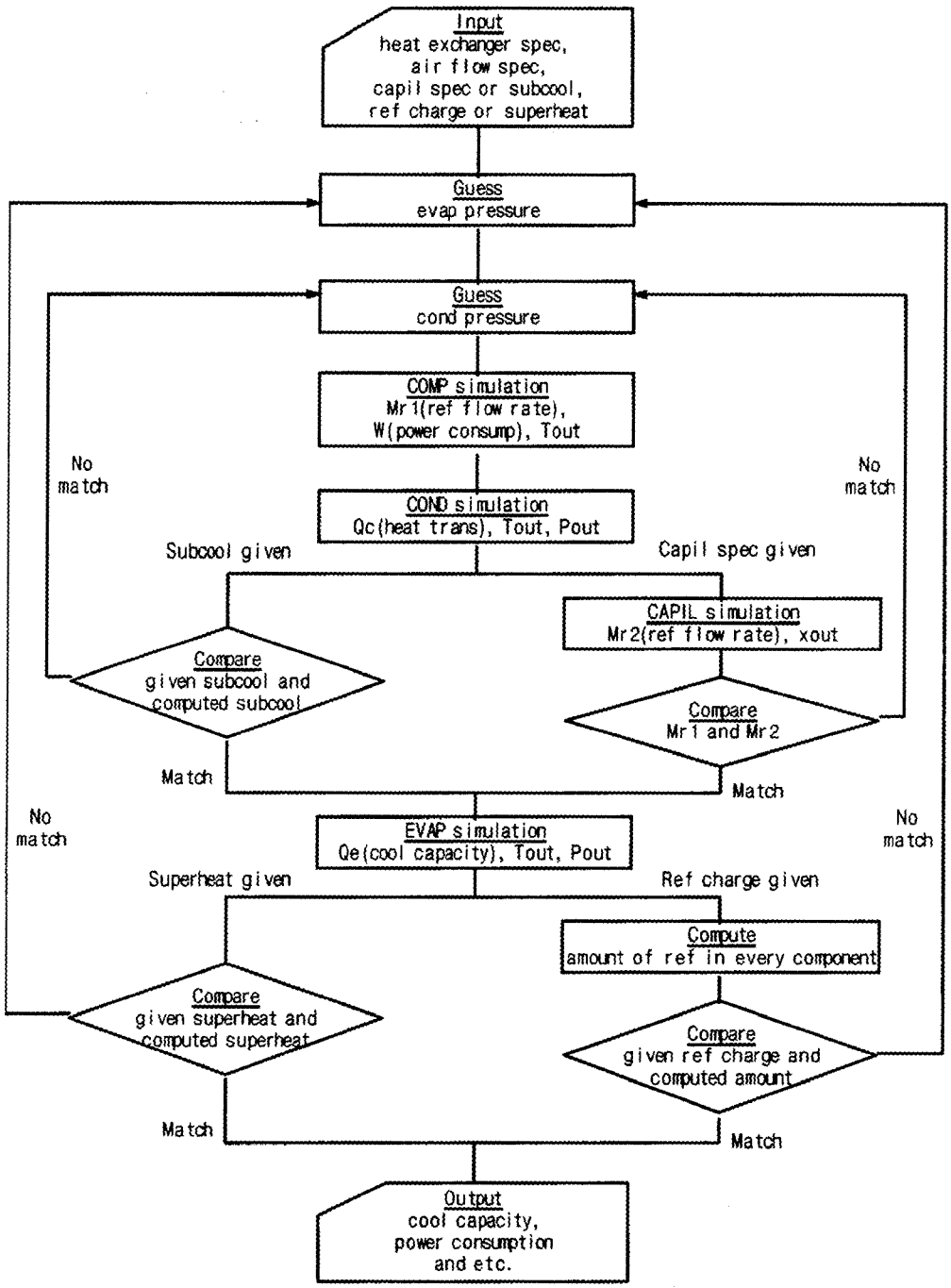

Fig. 3 Flow chart of cycle simulation program.

음과 같다.

(1) 먼저 응축압력과 증발압력을 가정한다.

(2) 압축기 모듈을 이용하여 압축기 출구 상태 및 냉매 유량 등을 계산한다.

(3) 압축기 모듈에서 계산된 냉매 유량과 응축기 입구 상태를 이용하여 응축기 열량과 출구 상태 등을 계산한다.

(4) 과냉각도가 주어져 있는 경우에는 위에서 계산된 모세관 입구 상태와 주어진 과냉각도를 비교하여 일치하지 않으면 응축압력을 변경하여 (2)로 되돌아간다.

(5) 모세관 사양이 주어져 있는 경우에는 응축기 모듈에서 계산된 모세관 입구 상태와 주어진 증발압력으로부터 모세관 모듈을 이용하여 냉매 유량을 계산한다. 여기서 계산된 유량과 압축기에서 계산된 유량이 일치하지 않으면 응축압력을 변경하여 (2)로 되돌아간다.

(6) 과냉각도가 주어져 있는 경우에는 등엔탈피 과정으로부터 모세관 출구 상태를 계산한다.

(7) 위에서 계산된 증발기 입구 상태로부터 증발기 열량과 출구 상태 등을 계산한다.

(8) 과열도가 주어져 있는 경우에는 위에서 계산된 압축기 입구 상태와 주어진 과열도를 비교하여 일치하지 않으면 증발압력을 변경하여 (2)로 되돌아간다.

(9) 냉매 봉입량이 주어져 있는 경우에는 모든 요소에서의 냉매량을 총합하여 주어진 냉매량과 일치하지 않으면 증발압력을 변경하여 (2)로 되돌아간다.

위에서 설명한 계산 과정에는 연결관에 대한 계산 부분을 생략하였으며, Fig. 3에 전 과정을 flow chart로 나타내었다.

3. 실험결과와의 비교

사이클 시뮬레이션 결과를 검증하기 위하여 총 21 모델, 180 대의 공조기에 대하여 칼로리미터 실험 결과와 비교하였다. 공조기 실험은 KS C 9306[28]에 규정되어 있는 냉방표준 시험조건에 의거하여 psychrometric 칼로리미터에서 행하였다. 시험조건은 Table 3에 요약되어 있다.

창문형은 냉방능력 1,200~4,800 kcal/h 급의 7 모델, 63 대에 대한 실험을 행하여 그 결과를 Fig. 4와 5에 나타내었다. Fig. 4는 냉방능력 비교 결과를 나타내며, Fig. 5는 소비전력 비교 결과를 나타낸다. 분리형은 벽걸이형 및 스탠드형을 포함하며, 냉방능력 2,000~10,000 kcal/h 급의 14 모델, 117 대에 대한 실험을 행하여 그 결과를 Fig. 6과 7에 나타내었다. Fig. 6은 냉방능력 비교 결과를 나타내며, Fig. 7은 소비전력 비교 결과를 나타낸다.

Table 3 KS cooling test condition for air-conditioner

Indoor temp.		Outdoor temp.	
Dry bulb	Wet bulb	Dry bulb	Wet bulb
27±1℃	19.5±0.5℃	35±1℃	24±0.5℃

Fig. 4~7을 고찰하여 보면 거의 모든 냉방능

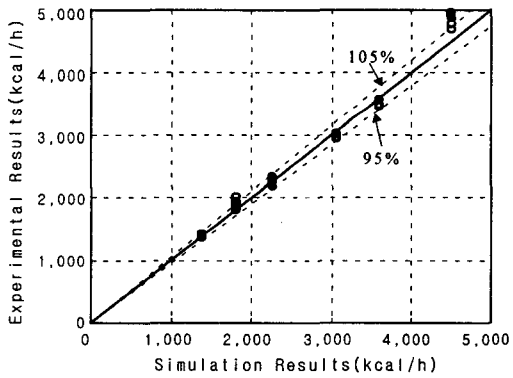

Fig. 4 Comparison of cooling capacity between experimental and simulation results(window type).

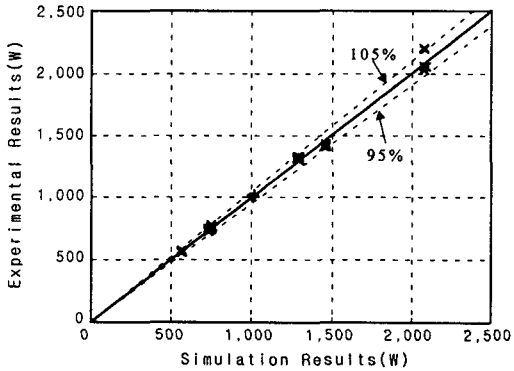

Fig. 5 Comparison of power consumption between experimental and simulation results(window type).

력 범위에서 실험 결과와 시뮬레이션 결과가 대체적으로 잘 일치하는 것을 알 수 있으며, 전체 실험 데이터의 82%가 시뮬레이션 결과 대비 ±5% 내에 들어오는 것으로 나타났다. Table 4에 실험 결과를 100으로 보았을 때 시뮬레이션 결과의 평균값 및 표준편차를 나타내었다.

4. 결론

본 연구에서 개발한 공조기용 사이클 시뮬레이션 프로그램은 다음과 같은 특징을 가지고 있다.

(1) 과냉각도 지정 혹은 모세관 사양 지정이 가능하며, 모세관의 개수를 지정할 수 있다.

(2) 과열도 지정 혹은 냉매봉입량 지정이 가능하다.

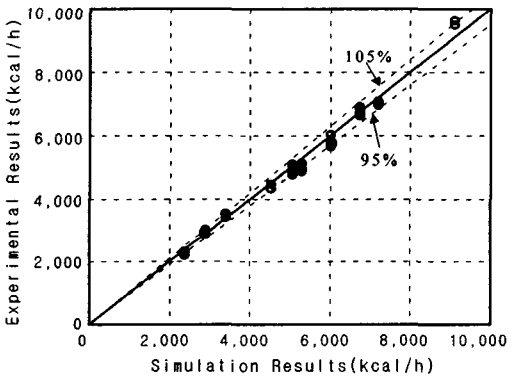

Fig. 6 Comparison of cooling capacity between experimental and simulation results(split type).

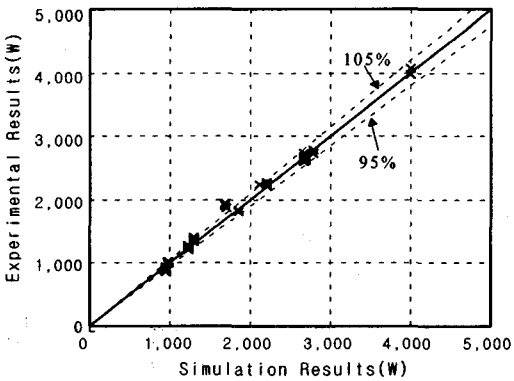

Fig. 7 Comparison of power consumption between experimental and simulation results(split type).

Table 4 Average and deviation of simulation results

Capacity		Power consumption	
Average	St. dev.(σ)	Average	St. dev.(σ)
100.3%	1.53%	101.8%	1.35%

(3) 열교환기 냉매회로 구성에 대한 영향도를 파악할 수 있다.

(4) 열교환기 전면부의 공기유속이 불균일하게 분포되어 있는 경우에도 해석이 가능하다.

(5) 냉매가 온도 그라이딩이 있는 경우에도 해석이 가능하다.

(6) 송풍기 및 회로부의 소비전력, 압축기 열손실, 압축기 내부 유효체적, 연결관의 전열량 등을 지정하여야 한다.

1,200~10,000 kcal/h 급의 창문형 및 분리형 공조기 180 대에 대한 성능실험 결과를 시뮬레이션과 비교한 결과 실험 데이터의 82%가 시뮬레이션 결과의 ±5% 내에 들어오며, 냉방능력은 평균 0.3%, 소비전력은 평균 1.8%의 오차를 나타내었다.

향후 본 프로그램은 다음과 같은 방향으로 보완되어야 할 것으로 생각된다.

(1) R407C, R410A 등의 대체냉매 물성치 모듈 추가.

(2) 팽창밸브 및 오리피스 등의 팽창장치 모듈 추가.

(3) 사양이 서로 다르고 병열 혹은 직열로 연결된 다수의 팽창장치 해석.

(4) 하나의 실외기에 다수의 실내기가 연결되어 있는 멀티 공조기 시뮬레이션.

(5) 착상 및 제상 현상 해석.

참고문헌

1. Hiller, C. C. and Glicksman, L. R., 1976, Improving heat pump performance via compressor capacity control—analysis and test, MIT Energy Lab. Report No. MIT-EL 76-001, Vols. I and II.
2. Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1980, The Oak Ridge heat pump models: I. A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps, ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge

National Lab.
3. Domanski, P. A., 1982, Computer modeling and prediction of performance of an air source heat pump with a capillary tube, Ph.D. Diss., Catholic Univ. of America.
4. Domanski, P. A., 1989, EVSIM—An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distrubution, NISTIR 89-4133, NIST.
5. 박희용, 박경우, 1995, CFC-대체냉매와 스크롤 압축기를 사용한 냉동시스템 성능해석, 공기조화냉동공학 논문집, Vol. 7, No. 3, pp. 366-381.
6. 한도영, 정민영, 1998, 멀티형 히트펌프 시스템 시뮬레이션, 공기조화냉동공학회 '98년도 하계학술발표회 논문집, pp. 375-380.
7. 박병덕, 정백영, 하도용, 임금식, 1998, 멀티에어컨의 성능해석프로그램 개발, 공기조화냉동공학회 '98년도 하계학술발표회 논문집, pp. 1370-1375.
8. 윤백, 박현연, 김창현, 1998, 관순법에 의한 건표면 직교류 휜-관 열교환기의 해석 모형, 공기조화냉동공학회 '98년도 하계학술발표회 논문집, pp. 1399-1404.
9. 이상천, 정모, 배철호, 곽경민, 서정복, 1994, 공기조화기용 열교환기의 열전달계수 및 압력강하 특성에 관한 연구, 산학과제 최종보고서, 영남대학교.
10. Youn, B., Kil, Y. H., Park, H. Y., Yoo, K. C. and Kim, Y. S., 1998, Experimental study of pressure drop and heat transfer characteristics of ϕ10.07 wave and wave-slit fin-tube heat exchangers with wave depth of 2mm, Proc. 11th Int. Heat Transfer Conf., Kyoungju, Korea, Vol. 6, pp. 333-338.
11. 윤백, 길용현, 박현연, 김영생, 1998, 열전달촉진 핀-관 열교환기의 공기측 압력강하 및 열전달 특성에 관한 실험, 대한기계학회 논문집 B권, Vol. 22, No. 11, pp. 1555-1563.
12. 澤井聰(Sawai), 林壽幸(Hayashi), 應武善郎(Ohtake), 武居俊孝(Takei), 1969, 冷却管密着度の影響, 冷凍, Vol. 44, No. 502, pp. 15-21.
13. Eckels, P. W. 1977, Contact conductance of mechanically expanded plate finned tube heat exchangers, ASME Paper No. 77-HT-24.
14. 윤백, 김영생, 박현연, 1996, 직교류 휜-관 열교환기의 성능 평가, 공기조화냉동공학회지, Vol. 25, pp. 151-160.
15. 윤백, 유국철, 박현연, 김영생, 1996, 직교류 휜-관 증발기의 해석 모형, 대한기계학회 열 및 유체공학부문 학술강연·논문집, pp. 73-81.
16. Dabiri, A. E. and Rice, C. K., 1981, A compressor simulation method with corrections for the level of suction gas superheat, ASHRAE Trans., Vol. 87.
17. Gerhart, P. M., Gross, R. and Hochstein, J., 1992, Fundamentals of Fluid Mechanics, 2nd ed., Addison Wesley.
18. Dudley, J. K., 1962, A photographic study of the two-phase flow of freon in small bore tubes, M.S. Thesis, Univ. of Wisconsin.
19. Mikol, E. P., 1963, Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes, ASHRAE J., Vol. 57, No. 11, pp. 75-86.
20. Chen, Z. H., Li, R. Y., Lin, S. and Chen, Z. Y., 1990, A correlation for metastable flow of refrigerant 12 through capillary tubes, ASHRAE Trans., Vol. 96, pp. 550-554.
21. Bolstad, N. M. and Jordan, R. C., 1948, Theory and use of the capillary tube expansion device, Refrigerating Engineering, Vol. 56, No. 6, p. 519.
22. Kim, Y. C., 1993, Two-phase flow of HCFC-22 and HFC-134a through short tube orifices, Ph.D. dissertation, Texas A & M Univ.
23. Downing, R. C., 1974, Refrigerant equations, ASHRAE Trans., Vol. 80, pp. 158-169.
24. Kandlikar, G., Bijlani, C. A. and Sukhatme, S. P., 1975, Predicting the properties of mixtures of R-22 and R-12, part II—Transport properties, ASHRAE Trans., Vol. 81, pp. 285-294.

25. Hyland, R. W. and Wexler, A., 1983, Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H2O from 173.15K to 473.15K, ASHRAE Trans., Vol. 89, pp. 500-519.
26. Hyland, R. W. and Wexler, A., 1983, Formulations for the thermodynamic properties of dry air from 173.15K to 473.15K, and saturated moist air from 173.15K to 473.15 K, at pressures to 5MPa, ASHRAE Trans., Vol. 89, pp. 520-535.
27. Hilsenrath, J., Beckett, C. W., Benedict, W. S., Fano, L., Hoge, H. J., Masi, J. F., Nuttall, R. L., Touloukian, Y. S. and Wooliey, H. W., 1960, Tables of Thermal Properties of Gases, pp. 1-73, 437-478, Pergamon Press, New York.
28. KS C 9306-1994, 전기 공조기, 한국표준협회, 1994.