

## 대체냉매를 이용한 가정용 냉장고의 시스템 특성에 관한 연구

### An investigation on the system characteristics of a refrigerator with alternative refrigerants

신진규\*, 문춘근\*, 윤정인\*\*  
 J. G. Shin, C. G. Moon, J. I. Yoon

**Key words** : Refrigerator(냉장고), System characteristics(시스템 특성), Cycle simulation(사이클 시뮬레이션), Alternative refrigerant(대체냉매), COP(성능계수), Evaporator(증발기), Condenser(응축기)

#### Abstract

A domestic refrigerator is composed of many components such as a compressor, evaporator, capillary tube, and the cabinet which plays a great role on the cycle performance, even if it is not the basic component part in the cycle. Recently, the restriction policy on the energy-saving and environmentally friendly refrigerator is reinforced in our nation as well as developed countries. Therefore, in this paper, cycle simulations and experiments were carried out jto understand the characteristics of the cycle performance using CFC 12, HFC 134a, and HC 600a and to know how changes in UA(overall heat transfer coefficient×heat transfer area) of evaporator, the piston displacement of compressor, and the rpm of fan in the freezing room which has influence on the cycle performance. The result shows that the quantitative values of simulation and experiment are not coincident, but their trend is similar. When HFC 134a and HC 600a were used without the change of design in refrigerator used CFC 12, the performance of system in HC 600a is 30% lower, and the case of HFC 134a is 10% lower than that of CFC 12 on freezing temperature.

#### 기호설명

A : 면적( $m^2$ )  
 c : 비열( $kJ/kgK$ )  
 D : 직경(m)

f : 마찰계수  
 G : 풍량( $m^3/h$ )  
 g : 중력가속도( $m/s^2$ )  
 H : 마찰손실수두(m)  
 h : 엔탈피( $kJ/kg$ )  
 L : 길이(m)  
 $\Delta L$  : 길이변화(m)  
 m : 질량유량( $kg/s$ )

\* 부경대학교 대학원

\*\* 정희원, 부경대학교 냉동공조공학과

- Q : 교환열량(kW)  
 p : 압력(kPa)  
 $\Delta p$  : 압력강하(kPa)  
 r : 회전수(rpm)  
 S : 접수면적(m<sup>2</sup>)  
 T : 온도(°C)  
 $\Delta T$  : 대수평균온도차(°C)  
 u : 속도(m/s)  
 U : 총괄열전달계수(kW/m<sup>2</sup>K)  
 V : 체적(m<sup>3</sup>)  
 v : 비체적(m<sup>3</sup>/kg)  
 W : 일량(kW)  
 x : 건도

## 그리스문자

- $\eta$  : 압축기효율  
 $\rho$  : 밀도(kg/m<sup>3</sup>)  
 $\tau$  : 전단응력(N/m<sup>2</sup>)

## 하첨자

- cap : 모세관  
 com : 압축기  
 con : 응축기  
 eva : 증발기  
 F : 냉동실  
 f : 액체  
 g : 기체  
 i : 입구  
 inf : 주위공기  
 o : 출구  
 R : 냉장실

## 1. 서 론

현재 가정에서 가장 많이 사용하고 있는 냉장고는 증기압축식 냉동시스템이다. 이 냉동시스템은 냉매를 저압의 기상에서 고압의 기상으로 만드는 압축과정, 고압의 기상에서 고압의 액상으로 만드는 응축과정, 고압의 액상이 저압의 이상영역으로 변하는

팽창과정, 외부로부터 열을 흡수하여 저압의 이상영역 냉매가 저압의 기상으로 변하는 증발과정을 순환하는 사이클을 형성하고 있다.

안정된 화학적 성질과 우수한 열역학적 성질로 인하여 기존 CFC 냉매는 자동차 에어컨, 가정용 냉장고 및 상업용 냉장고, 냉장창고와 식품가공, 산업용 냉동, 히트펌프 등의 다양한 분야에서 사용되어 왔다. 그러나 1970년대에 들어서면서 CFC 냉매는 상층권의 오존층을 파괴시킨다는 보고가 있는 후 여러 방면의 조사가 진행되었고, 1987년 9월 오존층 파괴를 일으키는 CFC 냉매들을 규제하기 위한 몬트리올 의정서가 세계 주요 국가들에 의해 조인되었다. 몬트리올 의정서에 가입된 미국, 일본, 유럽 등의 선진국들은 CFC 12의 대체 냉매로 HFC 134a를 사용하고자 하는 연구가 많이 이루어졌다.<sup>(1-8)</sup> 그러나 HFC 134a를 냉장고에 채용하면서 기존의 CFC 12보다 COP와 냉동능력이 저하하는 등의 문제가 있다고 알려지고 있다.<sup>(2,4,8)</sup>

CFC 12 대체냉매로 HFC 134a를 사용할 경우 지구 오존층 파괴라는 위험은 없으나 지구온난화와 성능저하라는 문제점이 따른다. 따라서 CFC 12의 대체냉매로 혼합냉매를 사용하여 열교환기에서 냉매와 공기와 대수평균온도차를 줄임으로써 시스템의 성능을 개선하고자 하는 연구가 이루어지고 있으며, 시뮬레이션 및 실험을 통해 2~4%의 성능향상이 입증되고 있다.<sup>(9-11)</sup>

최근에는 CFC 냉매의 대체냉매로 탄화수소계 자연냉매가 제안되고 있다.<sup>(12-15)</sup> 탄화수소계 냉매는 염소를 포함하고 있지 않아 오존층 파괴의 염려가 없으며 지구온난화 지수가 매우 낮다. 또한 CFC계 냉매에 사용되는 냉동기유인 광유를 그대로 사용할 수 있는 등의 장점이 있으나 폭발성의 위험으로 안전에 대한 요구 조건이 필요하다. 그러나 가정용 냉장고의 경우 탄화수소 냉매의 충전량이 일반적인 CFC계 냉매에 비해 매우 적으므로 폭발성의 위험이 없으며<sup>(12)</sup>, 탄화수소계 냉매를 사용할 때 CFC 냉매와 유사하거나 향상된 성능이 나온다는 연구결과들이 나오고 있다.<sup>(14,15)</sup>

그러나 아직 국내에서는 이러한 대체냉매를 이용한 냉장고 및 압축식 사이클을 이용한 기기에 대한 설계, 제작 및 성능평가 기술이 미흡한 상태로 새로

운 모델의 개발 및 변경시 해결해야할 많은 문제점을 안고 있다. 또한, 국내에서 생산되고 있는 대체냉매를 이용한 제품들은 내구성 및 성능면에서 선진국 제품에 비해 약간 뒤떨어지고 있는 실정인 점을 감안할 때, 적절한 대체냉매의 선정, 정확한 물성연구, 사이클 해석 및 기본 설계 기술의 확립과 성능시험 및 평가를 위한 종합성능시험 시스템 구축 등은 보다 우수한 대체냉매 냉장고 개발을 위해 대단히 중요한 과제이다. 따라서 본 연구에서는 기존의 CFC 12와 그 대체 냉매로 사용되는 HFC 134a 및 HC 600a를 사용한 가정용 냉장고를 연속 운전하여 정상상태에 도달하였을 때, 냉동시스템의 구성 기기인 증발기, 압축기, 팬풍량 등의 사양 변경에 따른 사이클 특성을 사이클 시뮬레이션 및 실험을 통하여 평가하였다.

## 2. 이론해석

가정용 냉장고는 크게 캐비닛과 캐비닛 내부를 냉각시키는 사이클로 구성되어 있다. 사이클을 이루는 주요 부품으로는 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브(모세관) 등이 있으며, 각 구성 부품에서의 냉매의 상태는 캐비닛의 상태에 따라 크게 달라진다.

팽창밸브(모세관) 직후 냉매 상태는 기액 2상(two-phase) 상태이며, 이 상태의 냉매는 캐비닛 내부의 공기와 열교환하여 과열증기 상태로 되어 압축기로 흡입된다. 본 연구에서는 냉매 증발과정의 압력 강하는 무시하였으며 이 과정에서 냉매의 온도는 일정하게 유지되는 것으로 가정하였다. 증발과정에서의 열교환량은 식(1)과 같이 구하였다.

$$\begin{aligned} Q_{eva} &= UA_{eva} \cdot \Delta T_{eva} & (1) \\ &= \rho \cdot G \cdot c_p \cdot (T_{eva,i} - T_{eva,o}) \\ &= m_{com} \cdot (h_{eva,o} - h_{eva,i}) \end{aligned}$$

여기서,  $\Delta T_{eva}$ 는 증발기 입출구 공기온도와 증발온도의 대수평균온도차를 나타내며, G는 팬에 의해 냉장실과 냉동실 내를 순환하는 공기의 풍량을 나타내며, 다음 식으로 계산하였다.

$$G = G_R + G_F \quad (2)$$

여기서,  $G_R$ 은 냉장실의 풍량,  $G_F$ 는 냉동실로 유입

되는 풍량을 나타낸다.

증발기를 나온 증기상태의 냉매는 응축기 출구 냉매와 열교환하여 주위 온도와 비슷한 온도로 압축기에 흡입된다. 압축기에서의 냉매의 압축과정은 등엔트로피 과정으로 가정하였으며, 압축기에서의 냉매유량은 식(3)과 같이 계산하였다.

$$m_{com} = \eta_v \cdot \frac{V \cdot r}{v \cdot 60} \quad (3)$$

여기서,  $\eta_v$ 는 압축기의 체적효율, r은 압축기 회전수이며 압축기의 소요동력은 아래의 식(4)와 같이 계산하였다.

$$W_{com} = \frac{m_{com} \cdot (h_{com,o} - h_{com,i})}{\eta_m} \quad (4)$$

여기서,  $\eta_m$ 은 압축기의 기계효율과 체적효율의 곱을 나타낸다.

압축기를 나온 증기상태의 냉매는 응축기에서 응축되어 액냉매로 되며, 이때의 열교환량은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q_{con} &= UA_{con} \cdot (T_{con} - T_{inf}) \\ &= m_{com} \cdot (h_{con,i} - h_{con,o}) \end{aligned} \quad (5)$$

응축기 입구에서의 냉매는 자연대류 혹은 강제대류에 의해 응축된 후 팽창기구인 모세관을 통하여 팽창된다. 모세관 내에서의 냉매는 마찰에 의한 비가역성의 증가로 압력이 감소하고, 포화온도가 낮아져 건도가 증가하게 되고, 증기의 양이 증가함에 따라 냉매의 속도가 증가하게 된다.

모세관 해석에 있어서 입구는 순수한 액냉매로 가정하여 아래의 Darcy 마찰 공식을 사용하였다.<sup>(16)</sup>

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{u^2}{2g} \quad (6)$$

액체에서 기체로 변하는 이상역역에서는 연속방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식을 사용하여 계산하였다.

$$\text{연속 방정식: } m = \rho_1 A_{cap} u_1 = \rho_2 A_{cap} u_2 \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \text{운동량 방정식: } A(p_2 - p_1) + m(u_2 - u_1) \\ + \tau S L = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, S는 냉매와의 접수면적이고 식(6)과 식(7)을 정리하면 운동량 방정식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau S \Delta L = A(\Delta p) = \rho \frac{f \Delta L u^2}{2D} A \quad (9)$$

$$(p_1 - p_2) - f \frac{\Delta L u^2}{2Dv} A = m(u_2 - u_1) \quad (10)$$

여기서 마찰계수는 층류인 경우  $f=64/Re$ 를, 난류인 경우에  $f=0.3164/Re^{0.25}$ 를 사용하였다.

$$h_1 + \frac{u_1^2}{2} = h_2 + \frac{u_2^2}{2} \quad (11)$$

비체적과 엔트로피에 관한 열역학적 상태량 관계식을 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$v = (1-x)v_f + x \cdot v_g \quad (12)$$

$$h = (1-x)h_f + x \cdot h_g \quad (13)$$

위 열역학적 상태량 관계식과 연속방정식(7)을 이용하여 에너지 방정식(11)을 정리하면 건도에 대한 이차함수의 형태로 정리되며 계수들은 아래 식(14)와 같다.<sup>(17)</sup>

$$ax^2 + bx + c = 0 \quad (14a)$$

$$a = (v_{g2} - v_{f2})^2 \cdot \left(\frac{m/A}{2}\right)^2 \quad (14b)$$

$$b = (h_{g2} - h_{f2}) + v_{f2}(v_{g2} - v_{f2}) \left(\frac{m}{A}\right)^2 \quad (14c)$$

$$c = (h_{f2} - h_1) + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{m}{A}\right)^2 \cdot v_{f2}^2 - \frac{u_1^2}{2} \quad (14d)$$

따라서 모세관 길이, 직경이 초기 값으로 주어지고 모세관의 입구상태가 응축기의 모델링에서 구하여 지므로 위의 a, b, c를 알고 있는 경우에 상태 2에서 증기 건도를 식(14)에서 구할 수 있다. 식(12)와 (13)에서 상태들을 알 수 있게 되어 식(7), (10), (11)를 풀면 길이  $\Delta L$ 을 계산할 수 있고, 축차적으로 계산하여  $\Sigma \Delta L$ 값이 되는 냉매 유량 m값을 반복계산 방법으로 알 수 있다.

Fig.1은 본 연구에서 고려한 350 l급 냉장고 사

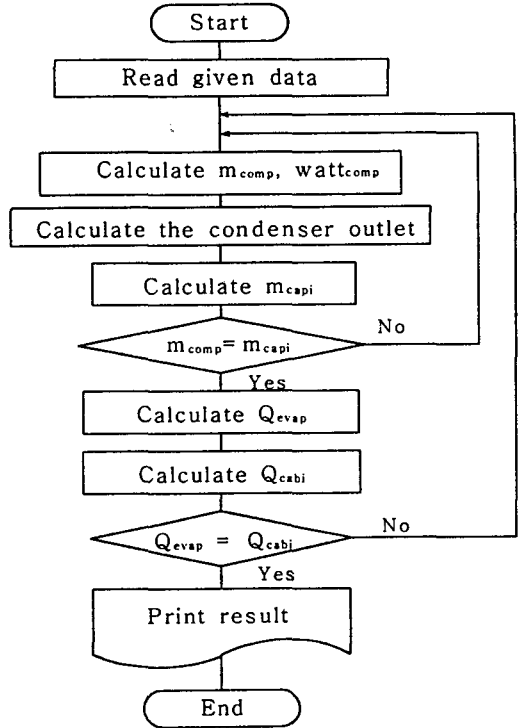


Fig.1 Flow chart for the simulation

Table 1 The conditions of cycle simulations

Variables	Standard values
U <sub>AF</sub>	0.55W/°C
U <sub>AR</sub>	1.1W/°C
U <sub>Acond</sub>	15W/°C
U <sub>Aeva</sub>	20W/°C
G <sub>F</sub>	27m <sup>3</sup> /h
G <sub>R</sub>	8m <sup>3</sup> /h
L <sub>cap</sub>	2.5m
D <sub>cap</sub>	6.5 × 10 <sup>-4</sup> m
V <sub>cap</sub>	6.7 × 10 <sup>-6</sup> m <sup>3</sup>

이들의 기본 구성요소들에 대한 각각의 수치해석적 방법들을 기본으로 하여 해를 구하는 과정을 나타낸 순서도이다. 그림에서, 주어지는 조건으로는 주위 온도, 모세관 길이와 관경, 압축기 행정체적, 환풍량, 증발기와 응축기의 UA값들로서 이들은 Table 1과 같다. 본 연구에서 사용된 시뮬레이션의 계산 과정은

Table 2 Comparison of thermophysical properties

Refrigerant	CFC12	HFC 134a	HC 600a
Chemical formula	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	CH <sub>3</sub> CHCH <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>
Critical temperature (°C)	111.8	101.15	134.7
Condensing pressure at 47°C (kPa)	1,141.0	1,221.0	635.3
Evaporation pressure at -27°C (kPa)	114.2	97.08	52.97
Pressure ratio	9.99	12.577	11.99
Latent heat at -27°C (kJ/kg)	161	217.5	380.3
Specific volume at -27°C (m <sup>3</sup> /kg)	0.1408	0.1980	0.6467

다음과 같다. 초기해를 가정하여 응축·증발압력, 냉장실과 냉동실온도, 증발기 입구의 공기온도 등을 주었으며, 이들 데이터로부터 압축기 토출 냉매 순환량, 압축일량, 응축기 출구점 등을 계산하였다.

모세관에서의 냉매유량은 모세관의 직경과 길이로서 계산하고, 압축기에서 토출된 냉매유량과 비교하여 오차범위에 수렴하지 않으면 응축압력을 수정하여 압축기에서의 토출량을 다시 계산하는 과정을 반복한다. 또한 모세관 입구의 엔탈피를 증발기 입구의 엔탈피로 가정하여 냉동능력을 구하고, 이것을 식(1)에서 구한 냉동능력과 비교하여 수렴할 때까지 증발온도를 조정하여 반복계산한다. 그리고 수렴할 때의 온도로 증발압력을 냉매 상태 방정식에 의해 조정하고 캐비닛의 열교환량을 계산하여, 증발기에서의 냉동능력과 캐비닛의 열교환량이 일치하지 않으면 증발압력을 조정하여 압축기에서 처음의 토출량을 다시 계산하는 과정으로 돌아간다. 이와 같이 각 상태점에서 물질평형과 에너지 평형이 이루어 질 때까지 순환을 반복하는 방식으로 CFC 12와 HFC 134a, HC 600a에 대하여 설계조건 변화없이 단순히 냉매의 변화만으로 계산을 수행하였다. CFC 12, HFC 134a 및 HC 600a에 관한 중요 물성치들은 Table 2와 같다.

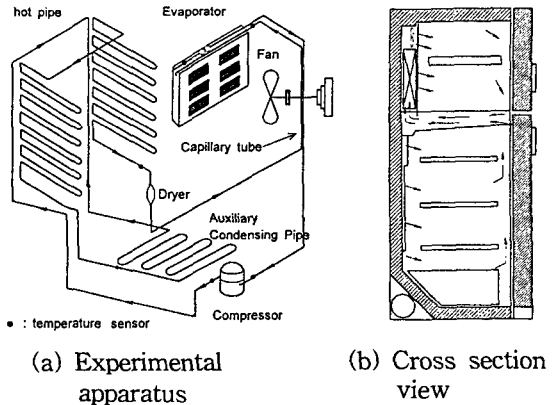


Fig.2 Schematic diagram of experimental apparatus

### 3. 실험 조건 및 방법

실험장치의 개략도를 Fig.2에 나타내었다. 실험에서는 냉동실 87 ℓ, 냉장실 278 ℓ인 350 ℓ급 냉장고를 사용하였다. 압축기는 밀폐형 왕복동식 압축기를 사용하였으며, 증발기는 플레이트 환형(plate fin and tubed type)으로서 7단 2열의 구조를 가지고 있다. 공조용 열교환기의 경우 흰 피치가 조밀하게 구성되어 있는 것과는 달리 냉장고용 증발기는 대부분 각 단의 흰 피치가 다르게 구성되어 있다. 그 이유는 냉동실 및 냉장실의 공기가 증발기 하단측으로 유입되어 증발기 하단측에 착상이 많이 이루어지기 때문에 하단측의 흰 피치가 상단측보다 크게 이루어진 것이다. 그리고 본 실험용 냉장고에는 제상을 위한 히터가 증발기 아래측에 설치되어 있다.

그리고 냉동실 및 냉장실 주위에는 외기온도와외 차이에 의한 이슬맺힘 현상을 방지하기 위하여 고온 고압의 냉매가 흐르는 방로 파이프(hot pipe)가 설치되어 있고 응축기는 흰이 없는 평활관으로서 Fig. 2와 같은 모양으로 우레탄속에 매입된 상태로 냉장고 캐비닛에 접촉되어 자연대류로서 방열을 한다. 냉동 사이클 배관내에 수분이 존재하더라도 이를 제거할 수 있는 드라이어(dryer)를 응축기 출구측에 부착하였다.

모세관은 증발기 출구측의 어큐물레이터(accumulator)에 연결된 흡입배관(suction pipe)과 접합되어 압축기로 유입되는 액냉매를 증기화하고 모세관

입구측 냉매온도를 낮추게 하는 작용을 한다. 실험용 냉장고는 주위 온도 및 습도를 일정하게 유지할 수 있는 항온항습조에 설치하였고, 항온조 온도는 30℃, 습도는 60%로 유지하였다. 열전대는 증발기 입·출구, 냉동실, 냉장실, 후판 파이프, 드라이어 입구, 흡입배관(모세관과 열교환이 시작되기 10cm 전), 압축기에 설치하고 그 값을 컴퓨터 처리하였으며, 디지털 적산전력계를 이용하여 냉장고의 소요동력을 측정하였다. 냉장고의 소요동력은 압축기와 팬의 소요동력으로 나눌 수 있는데, 팬의 소비동력은 압축기 소요동력과 별도로 측정하기 위해 독립적인 전원을 공급하여 실험을 하였다.

냉동실과 냉장실의 온도측정은 냉동실과 냉장실의 높이가 1/3위치에 표준형 금속피를 사용하여 금속피의 온도를 기록하였다. 본 실험은 팬의 회전수, 압축기 능력, 증발기 UA값에 따라 실험을 행하였다. 즉 기준 압축기와 기준 증발기 조건에서, 별도로 연결된 변압기(슬라이더스)에 의해 냉장고 팬의 회전수를 조절하여 풍량의 변화가 냉장고 특성에 미치는 영향을 CFC 12, HFC 134a, HC 600a 각 냉매별로 살펴보았다. 또 기준 증발기와 기준 풍량의 조건에서 압축기의 행정체적이 냉장고 특성에 미치는 영향을 각 냉매별로 실험을 수행하였다. 증발기의 UA변경에 따른 실험도 압축기와 팬풍량의 실험 방법과 동일하게 수행하였다. CFC 12, HC 600a는 냉동기유를 광유로 사용하였고, HFC 134a는 에스테르유를 사용하였다. 동일한 사이클에서 CFC 12, HFC 134a, HC 600a를 사용하기 때문에 냉매를 교체하기 전에 기존의 압축기내에 존재하는 냉동기

유(oil)를 세정제로 세척을 하였고, 냉동사이클 배관도 질소로 불어내고 진공을 시킨 후 냉매와 냉동기유를 각각 주입하였다. 각 실험 조건에서의 냉매용입량은 적정 냉매 용입량 실험으로 구하였다. 위와 같은 방법으로 증발기 UA값 변화와 압축기 행정체적 변화에 따른 냉장고 시스템 특성 실험을 행하였다. 본 실험에 사용된 실험조건은 Table 3에 나타내었으며, 이 때 기준값은 실험에 의하여 최적으로 사이클 매칭을 한 상태의 값이고, 기준에 대해 팬회전수, 증발기 면적, 압축기 토출량 등을 감소 및 증가시켜가며 실험하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 증발기

Fig.3과 4는 증발기 UA값의 변화에 따른 냉동실 온도 및 소요동력 변화를 나타낸 것이다. 증발기의 UA값이 증가하면 증발 온도의 상승과 증발 압력의 상승을 초래하게 된다. 증발 압력의 상승은 압축기로 들어가는 냉매증기의 비체적을 작게하므로 동일한 압축기에서 냉매순환량은 증가하게 된다. 그리고 냉매순환량의 증가로 인해 결국 용축기측에서도 용축부하가 증가하게 됨에 따라 열평형을 맞추기 위해 용축 온도는 증가하면서 용축기 출구측의

Table 3 Experimental conditions

	Low capacity	Standard	High capacity
Fan rpm	2,327 (84.1%)	2,767 (100%)	3,003 (108%)
Evaporator area	2.8m <sup>2</sup> (88.5%)	3.2m <sup>2</sup> (100%)	3.32m <sup>2</sup> (103.7%)
Compressor displacement volume	4.4cc (84.6%)	5.2cc (100%)	6.2cc (119%)

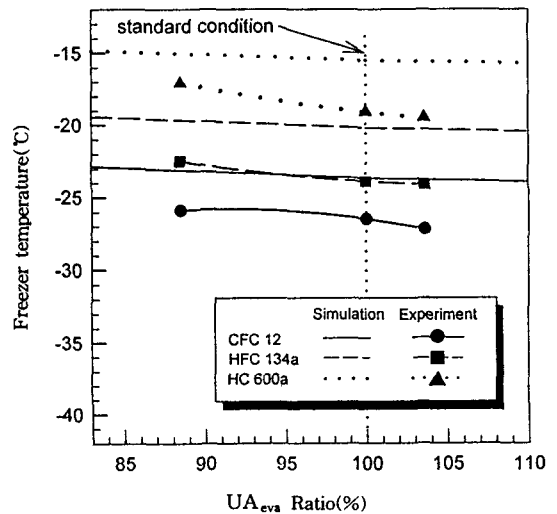


Fig.3 Effect of UA<sub>eva</sub> ratio on the freezer temperature

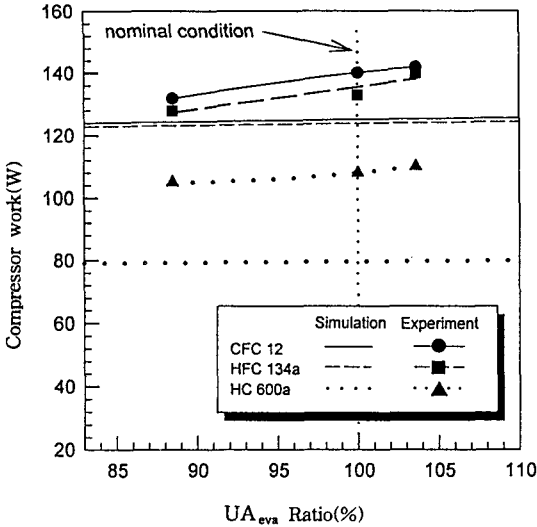


Fig.4 Effect of  $UA_{evap}$  ratio on the compressor work

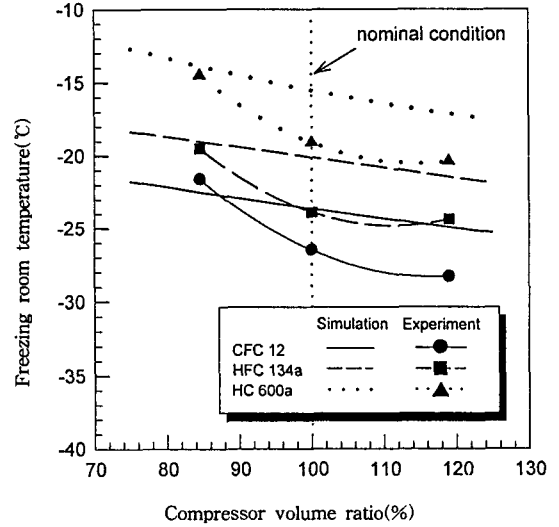


Fig.5 Effect of compressor volume ratio on the freezer temperature

건도는 감소하는 것으로 여겨진다. 이러한 작용들은 모세관을 채운 냉동사이클의 자체 조정에 의해 이루어지는 것이다. 그러나 증발 온도는 상승하지만 증발 온도와 공기 사이의 평균 온도차는 감소하게 되어 냉동실 온도는 하강하게 되는 것을 Fig.3에 나타내고 있다. 압축기 소요동력은 증발기 UA값의 증가로 증발기 온도가 상승하여 냉매순환량이 증가하여 Fig.4와 같이 압축기 소요동력이 증대하는 것으로 생각된다. Table 2에서 CFC 12나 HFC 134a에 비하여 HC 600a의 증발잠열이 크지만, 비체적이 앞의 두 개에 비해 매우 크므로 냉매 순환량이 매우 작게 되어 부하에 대응하지 못하여 Fig.3에서와 같이 냉동실의 온도가 다른 두 냉매에 비해 상대적으로 높게 나타나고 있다. 따라서 냉매 순환량의 감소에 따라 압축기의 일량도 다른 두 냉매에 비해 작게 되는 것을 Fig.4에서 알 수 있다. 실제 모세관의 내경을 정확히 측정하지 못하여 근사값으로 시뮬레이션에 적용을 하였고, 또 실제 흡입배관과 모세관의 열교환에 의한 효과를 계산에서는 배제함에 따라 냉동실 온도에 약 2~4°C 정도 차이가 발생한 것으로 생각되고, 압축기의 기계효율, 체적효율, 극간 체적(top clearance) 등의 차이에 의해 압축기 소요동력에도 실험치와 차이가 있는 것으로 생각된다.

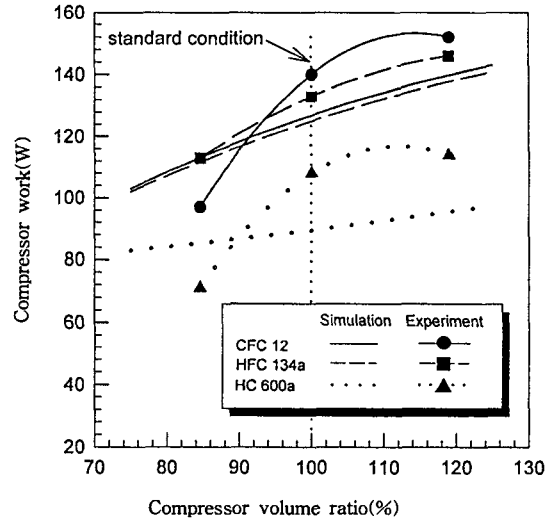


Fig.6 Effect of compressor volume ratio on the compressor work.

#### 4.2 압축기

Fig.5와 6은 압축기의 행정체적 변화에 따른 사이클의 특성변화를 나타낸 것이다. 압축기 행정체적이 증가함에 따라 냉매순환량도 증가하게 되어 증발기에서의 교환열량이 증가하므로 냉장고 내부의 공기온도는 Fig.5와 같이 낮아지게 된다. 냉장고내

공기 온도가 하강함에 따라 증발기와의 대수평균온도차는 커지게 되어 증발기 온도는 낮게 된다. 응축기에서는 냉매순환량의 증가로 응축부하가 증가하여 응축기 온도는 상승하고 출구 건도는 감소하게 된다. 압축기 소요동력은 압축비에 의한 단열압축일량보다 냉매순환량에 더 많은 영향을 받고, 또 압축기 행정체적이 늘어난 만큼 압축기에서 필요로 하는 동력이 많다고 생각된다. 따라서 Fig.6과 같이 압축기 증대에 따른 소요동력은 큰 폭으로 상승되고, 전체적인 시스템 측면에서는 냉동능력의 효과도 있지만 압축기 소요동력의 증가비율이 더 커서 성능계수(COP) 측면에서는 더 감소하리라 생각된다. Fig.5의 시뮬레이션에서 압축기 행정체적이 증가하면 냉동실 온도는 하강하고 있지만, 실험에서는 압축기 행정체적이 증가한 비율만큼 냉동실 온도 감소 폭이 크지 않은 것은, 단순히 압축기 행정체적에 의한 냉매순환량의 효과는 별로 크지 않고, 동시에 열교환기측에서도 개선이 있어야 효과가 커진다고 생각된다. 그리고 Fig.6에서 압축기의 감소와 증대에 따른 실험치는 동일 압축기에서 배제용적만을 바꾼 것이 아니라 배제용적이 큰 다른 압축기로 변경을 하여 실험을 하였기 때문에 압축기 소요동력에 오차가 발생한 것이라 생각된다.

### 4.3 환풍량

Fig.7과 8는 환풍량 변화에 따른 사이클 특성 변화를 나타낸 것으로 냉장실과 냉동실의 풍량이 동일한 비율로 변할 경우에 있어서 수치해석과 실험을 수행하였다. 풍량이 증가하면 증발기의 공기측 열전달계수가 증가하게 되나 여기서는 풍량의 증가에 따른 증발기 UA값의 변화는 고려하지 않았다. 환 회전수가 증가하면 증발기와 증발기를 지나는 공기와 열교환량이 증대됨에 따라 열평형에 의해 냉매순환량이 증가하게 된다. 냉매순환량이 증가함에 따라 증발기 온도가 상승하고 대수평균온도차가 더 커지게 되어 냉동실측의 공기 온도는 Fig.7과 같이 상승하는 것으로 생각된다. 환풍량의 증가로 인해 냉동 부하가 증대하면 증발온도가 상승하여 냉매순환량도 증가하기 때문에 Fig.8과 같이 압축기 소요동력이 증대한 것으로 생각된다. 실험범위에서 압축기 소요동력 증대는 HC 600a가 2.8%, HFC 134a가 4.6%, CFC 12가 6%이었다. 냉동실 온도에서 이론해석결과와 실험결과가 냉매종류에 따라 약 2~3℃ 정도 차이를 나타내는 것은 실험과 이론해석에서의 냉매 순환량 차에 기인한 것이라 생각된다. 압축기의 기계효율, 체적효율, 냉매부입량 등의 차이에 의해 압

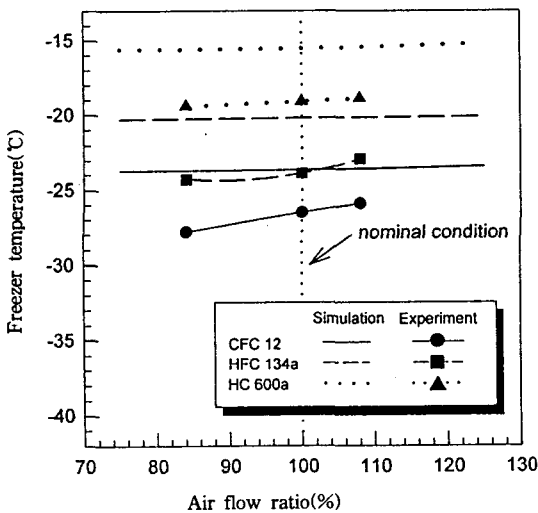


Fig.7 Effect of air flow ratio on the freezer temperature

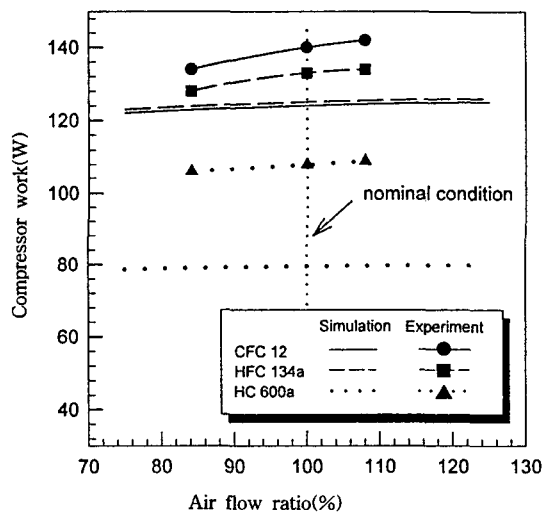


Fig.8 Effect of air flow ratio on the compressor work



축기 소요동력에도 실험치와 차이가 있는 것으로 생각된다.

증발기 UA 값의 변화, 압축기 냉동능력 변화 및 팬 풍량의 변화 실험에서, HC 600a의 압축기 소요동력이 오차가 심한 것은 HC 600a의 비체적이 온도에 따라 변화 폭이 민감함으로 압축기의 기계효율, 체적효율 등도 원인이 되겠지만, 냉매 봉입량에 따라 냉매순환량이 달라짐으로 냉매봉입량에 따른 영향도 있었을 것이라 생각된다.

## 5. 결 론

가정용 냉장고에 대하여 사이클의 수치해석적 모델링을 확립하고, 동일한 냉장고에서 CFC 12와 그 대체 냉매인 HFC 134a 및 HC 600a를 채용하여 사이클의 각 요소가 변함에 따라 실제 사이클에 미치는 영향을 파악하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 증발기 UA값이 증가함에 따라 열전달이 향상되어 냉매순환량이 증가하는 동시에 냉동능력이 증대하여 냉동실 내의 온도는 강하하고, 냉매순환량의 증가로 인해 압축기 소요동력은 증가하였다.
- 2) 압축기 행정체적이 증가함에 따라 냉매순환량 및 압축일량은 증가하고 냉동실의 온도는 감소하였다. 압축기 행정체적의 변화에 따른 냉동실의 온도 변화는 다른 조건들에 비하여 크게 변화하나, 압축일량도 동시에 증가하기 때문에 사이클 성능 향상은 크게 기대하기 어렵다. 또한 HFC 134a 및 HC 600a는 비체적이 매우 크기 때문에 CFC 12와 같은 성능을 얻기 위해서는 압축기의 행정체적을 증가시켜야 함을 알 수 있었다.
- 3) 팬풍량이 증가함에 따라서 대수평균온도차가 더 커지게 되어 냉동실의 온도가 상승하고 압축기의 입력량이 증가하게 되는 것을 알 수 있었다.
- 4) CFC 12 냉장고에 사용된 설계사양을 변경하지 않고 HC 600a를 사용할 경우 비체적 차이로 인하여 냉매 순환량이 CFC 12보다 상대적으로 적기 때문에 압축기 소요 동력은 작게 되지만 냉동능력이 부족하게 되어 냉동실의 온도가 상승하므로 사이클 설계를 다시해야 함을 알 수 있었다.
- 5) CFC 12 냉장고에 사용된 설계사양을 변경하지 않고 HFC 134a와 HC 600a를 사용하여 실험

한 결과 CFC 12를 이용하였을 때의 냉동실 온도를 기준으로 하면 HFC 134a는 10%, HC 600a는 30% 정도 냉동실 온도가 상승하는 것을 알 수 있었으며, 시뮬레이션 결과는 각각 14%와 33%의 온도상승을 나타내었다.

이상에서와 같이 가정용 냉장고의 증발기와 압축기, 팬풍량 등의 설계 사양에 초점을 맞추어 이들이 사이클 특성에 미치는 영향을 평가해 보았으며, 사이클 효율을 개선하기 위해서는 압축기 행정체적이 나 증발기 등 열교환기의 성능향상, 팬 풍량 등 어느 한가지 요소보다는 이들전체적인 특성을 고려해야 할 것으로 사료된다.

## 참 고 문 헌

1. S. Devotta, S. Gopichand, 1992, "Comparative assessment of HFC 134a and some refrigerants as alternatives to CFC 12", Int. J. Refrig. Vol. 15, No. 2, pp. 112~118.
2. B. Petersson, H. Thorsell, 1990 "Comparison of the refrigerants HFC 134a and CFC 12", Int. J. Refrig., Vol. 13, pp. 176~180.
3. S. Devtta, S. gopichand, 1992, "Theoretical assessments of HFC 134a and alternatives to CFC 12 as working fluids for heat pumps", Applied Energy, Vol. 41, pp. 285~299.
4. A. E. Vindyard, J. R. Sand, W. A. Miller, 1989, "Refrigerator-freezer energy testing with alternative refrigerant", ASHRAE Trans., Vol. 95, Part 1, pp. 205~210.
5. K. Kim, U. C. Spindler, D. Jung, R. Radermacher, 1993, "R22/R152a mixtures and cyclopropane(RC 270) as substitutes for R12 for single evaporator refrigerators simulation and Experiments", ASHRAE Trans., Vol. 99, Part 1, pp. 1439~1446.
6. 박희용, 박경우, 1995, "CFC 대체냉매와 스크롤압축기를 사용한 냉동시스템 성능해석", 공기조화·냉동공학 논문집, 제7권, 제3호, pp. 366~381.

7. 한도영, 조영두, 1995, "HFC-134a를 대체냉매로 사용한 자동차 냉방시스템의 성능해석", 공기조화·냉동공학 논문집, 제7권, 제3호, pp. 406~420.
8. 정동수, 1991, "가정용 냉장고의 대체냉매와 성능향상을 위한 방안", 공기조화·냉동공학, 제20권, 제3호, pp. 190~197.
9. X. He, U. C. Spindler, D. S. Jung and R. Radermacher, 1992, "Investigation of R22/R142b mixtures as a substitute for R12 in single-evaporator domestic refrigerators", ASHRAE Trans., Vol. 98, Part 1, pp. 150~159.
10. H. Kruse, 1993, "European research and development concerning CFC and HFC substitution", ASHRAE/NIST Refrigerants Conference, pp. 41~45.
11. M. S. Kim, W. J. Mulroy and D. A. Didion, 1993, "An experimental evaluation of the flammability and performance potentials of two azeotropic refrigerant mixtures", Transport Phenomena in Thermal Eng., pp. 446~451.
12. R. W. James and J. F. Missenden, 1992, "The use of propane in domestic refrigerators", Int. J. Refrig., Vol. 15, No. 2, pp. 95~100.
13. 임병한, 박윤범, 유환규, 정동수, 김종보, 1995, "프로판/이소부탄 혼합냉매를 적용한 가정용 냉장고의 성능에 관한 연구", 공기조화·냉동공학 논문집, 제7권 제2호, pp. 249~265.
14. Man-Hoe Kim, Byung-Han Lim, Euy-Sung Chu, Jung-Ho Moon, Yoon-Ser Park, 1996, "Performance evaluations of HC refrigerant in a frost-free refrigerator/freezer", IIF-IIR-Commissions B1, B2, E1, and E2-Aarhus(Denmark)-1996-3, pp. 399~407.
15. T. J. RITTER, B. Tech., C. Chem., MRSC., 1996, "Experiences with hydrocarbon blends in the UK market", IIF-IIR-Commissions B1, B2, E1, and E2-Aarhus(Denmark)-1996-3, pp. 447~456.
16. ASHRAE Handbook, 1997, Fundamentals, F32.7.
17. Stoecker W. F. and Jones J. W., 1982, Refrigeration and Air conditioning, pp. 260~272, 2nd Ed, McGraw-Hill, New York.