

냉장고 사이클 특성에 미치는 열손실량의 영향

윤정인* · 신진규** · 권오경** · 문춘근**

Effect of Heat Leak on Cycle Characteristics of Refrigerator

J. I. Yoon* · J. G. Shin** · O.K. Kwon** · C. G. Moon**

Key words : Refrigerator(냉장고), Cabinet(캐비닛), Cycle Simulation(사이클 시뮬레이션), Heat Leak(열손실), Coefficient of Performance(성능계수)

Abstract

The refrigerator consists of many components, such as compressor, condenser, expansion valve, evaporator and the cabinet which filled by urethane foam. In this paper, the heat leakage of refrigerator is measured by the new experiment method which is different from a present method. The deviation of the UA(overall heat transfer coefficient times area) between the simulation and experiments is about 7~8%. Using the modeling of various components of refrigeration system, a performance analysis of CFC 12 and HFC 134a is performed numerically on the UA. As the results of this study, according to increase the heat leakage, the refrigeration load and mass flow rate of refrigerant are increased. And the increase of the mass flow rate results in the increase of the condensing and evaporating temperature. Therefore, according to increase of the heat leakage, the COP leads to increase because the increase of refrigeration capacity is larger than the increase of compressor power.

	기	호	K	: 열전도율	[W/mK]
			L	: 길이	[m]
A	: 전열면적	[m ²]	R	: 열저항	[K/J]
C	: 온도보정계수		Q	: 열량	[J]
c _p	: 비열	[J/kgK]	T	: 온도	[K]
D	: 직경	[m]	U	: 총괄열전달계수	[W/m ² K]
G	: 풍량	[m ³ /h]	V	: 체적	[m ³]
h	: 열전달계수	[W/m ² K]			

* 부경대학교(원고접수일 : 98년 8월)

** 부경대학교 대학원

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

- a : 공기
- c : 응축기
- e : 증발기
- f : 냉동실
- i : 내부
- inf : 실외
- o : 외부
- r : 냉장실
- s : 벽체

1. 서 론

에너지는 산업활동과 국민생활에 없어서는 안 될 중요한 자원으로 세계 각국은 에너지를 효율적으로 이용하기 위하여 많은 노력을 기울이고 있으며, 주요 선진국들은 70년대 후반부터 에너지 소비효율 관리 제도를 도입하여 주요 에너지 사용 기기를 대상으로 이 제도를 적용하고 있다. 가정용 냉장고의 경우 중·대형화 추세로 되면서 효율향상을 위한 기술개발에 집중적으로 투자할 필요성이 대두되었다. 따라서 국내외적으로 가정용 냉장고에 대한 연구들이 활발히 이루어지고 있다.⁽¹⁻⁷⁾ 그러나 지금까지의 연구는 냉장고의 사이클 특성에 관한 연구가 대부분이었다.

가정용 냉장고는 무수히 많은 부품들로 이루어져 있으나 냉장고라는 기능적 측면에서 크게 두 가지로 구분할 수 있다. 냉장고 내의 공기 및 식품을 냉각시킬 수 있는 압축기, 응축기, 모세관, 증발기를 하나의 유니트로 볼 수 있고, 냉각 및 냉동된 식품을 외부의 고열로부터 차단시키는 단열재, 즉 캐비닛을 또 하나의 중요한 부품으로 나눌 수 있다. 이에 비하면 가정용 에어컨은 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기로 구성되어 있으며 캐비닛이 없는 상태이므로 냉장고보다 오히려 해석이 쉬운 면이 있다. 실제 냉장고 사이클은 증발기를 통하여 캐비닛 내부의 공기 및 식품을 냉각시키는 역할을 하므로, 캐비닛의 조건에 따라 사이클 특성이 크게 좌

우되기 때문에 냉장고 사이클 특성을 보다 실제에 가깝게 이해하기 위해서는 캐비닛을 통한 열누설량이 중요하게 고려되어야 한다.⁽⁸⁾

냉장고에서 캐비닛의 역할은 고내의 냉기가 누설되지 않도록 하는 보냉 및 단열기능으로 우레탄 폼의 단열성능은 발포제가 약 80%, 우레탄 수지가 약 15%, 기포의 크기가 약 5%를 좌우한다. 350리터급 냉장고 1대당 우레탄 폼은 약 5~6kg 정도 사용되며, 이 중 발포제는 약 1kg정도 사용되고 있다. 우레탄 폼은 단열성능을 확보하는 것으로 고·저온의 변화가 있더라도 내상이 수축·팽창하지 않도록 압축강도가 높은 것이 필요하다. 결국, 플라스틱과 같은 내상 재료 등에 접촉하더라도 이러한 재료들을 화학적으로 변화시키지 않고, 성형 시간의 단축과 저밀도화 등에 의한 생산성 확보와 원가를 절감할 수 있는 우수한 재료를 연구·개발할 필요가 있다.

본 연구에서는 열손실량에 따른 사이클 특성 변화에 대한 수치해석을 하기 위해, 캐비닛에 대한 기능을 하나의 객체로 구분하여 연구를 진행하였다. 따라서 캐비닛 열손실량에 영향을 미치고 있는 요인 중에서 냉장고 단열재 역할을 하고 있는 캐비닛의 열손실량을 측정하여 이론적인 계산값과 비교·분석하였고, 또 CFC 12와 HFC 134a를 이용한 가정용 냉장고가 연속 운전하여 정상상태에 도달하였을 때 사이클 시뮬레이션을 통하여 캐비닛 UA값 변경에 따른 사이클 특성, 냉동능력 및 성능계수의 변화를 고찰하여 냉장고의 효율 개선 방안을 도출하고자 하였다.

2. 열누설량 계산 및 실험

2.1 열누설량 계산

냉장고 기능을 수행하는 것으로는 냉동사이클 부분과 단열재 부분으로 크게 나눌 수 있다. 단열재 부분인 냉장고 캐비닛은 냉동사이클의 일부는 아니지만 냉장고의 성능에 직접적인 영향을 주는 인자로서 소비전력은 이에 결정적으로 좌우된다. 그러나 냉장고에서 단열재를 통한 정확한 열누설량의 계산은 쉽게 이루어지지 않는다. 즉, 냉장고 내부의 덕트를 통하여 순환하고 있는 공기, 공기와

열교환을 하고 있는 증발기, 고내의 공기를 순환시키기 위한 팬, 냉동실과 냉장실의 문, 문과 캐비닛 사이에 밀착성을 유지하기 위한 가스켓(gasket), 단열재 속에 묻혀 있는 방열 파이프, 냉장고 뒷 부분에 설치된 압축기 등 많은 요소들에 대하여 정확한 열누설량을 계산하기에는 너무 복잡하고 또 시간과 노력이 무척 많이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 캐비닛 열손실량 계산을 직냉식과 간냉식으로 구분하여 모델링 하였고, 계산 방식은 고내의 대류를 제외하고는 모두 동일한 것으로 취급하였다.

직냉식의 경우는 냉장고내의 식품을 냉동 및 냉각시키기 위해서 고내에 설치된 증발기를 통해 냉각된 공기가 팬에 의해 순환하지 않고, 공기의 밀도차이에 의해 순환을 하는 자연대류열전달 방식이다. 이때 벽면온도 T_{is} , T_{os} 는 T_i 나 T_o 보다 약 1.5~2.0℃의 차이를 갖는다고 가정하였으며 열전달량은 다음과 같이 구하였다.

$$Q = \frac{T_o - T_i}{R} \tag{1}$$

여기서, $R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\Delta n}{K_n \cdot A_n} + \frac{1}{h_o A_o}$ (2)

이때 h_i 는 자연대류일때의 값이고 h_o 는 자연대

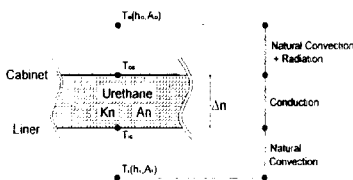


Fig. 1 Equivalent thermal circuit of the direct cooling system

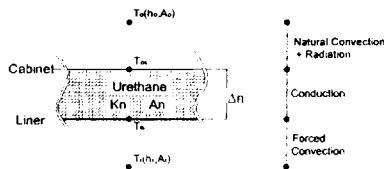


Fig. 2 Equivalent thermal circuit of the indirect cooling system

류와 복사열전달계수를 더한 값이다.

간냉식은 직냉식과 반대되는 개념으로서 냉장고내에 식품을 냉동 및 냉각시키기 위해서는 고내에 설치된 증발기를 통해 냉각된 공기가 팬에 의해 강제적으로 순환하는 강제대류 열전달 방식을 간냉식이라고 한다. 직냉식과 계산 방식은 동일하고 단지, 냉장고 내부의 h_i 는 강제대류의 경우로 계산한다. 냉장고 내의 공기 유동을 팬에 의해 강제 순환을 시키는 간냉식의 열전달 기구는 아래와 같다.

압축기에서 토출된 고온 고압의 냉매는 응축기에서 자연대류 및 강제대류 방식으로 열교환을 하여 고압·상온의 액체로 상변화를 하게 된다. 냉동·공조용에서 사용되는 공냉식이나 수냉식과는 달리 냉장고에서는 냉장고 캐비닛과 단열재 사이에 응축기로 이용되는 방열파이프를 설치하여 방열하는 방식을 사용하고 있다. 즉 열전달은 고온의 방열파이프에서 차가운 냉장고 고내로 열이 이동하는 전도와 캐비닛을 통해 냉장고 외표면으로 열을 방출하는 전도, 그리고 캐비닛 외표면을 순환하는 공기에 의해 이루어지는 자연대류 열전달과 복사열전달 등 복합적인 형태로 이루어진다. 최근의 냉장고에서는 팬에 의해 강제적으로 열교환을 하는 강제대류열전달 방식을 채택하고 있는 경우도 많다. 그러나 본 연구에서는 방열파이프가 있는 벽면에 대해서 직·간냉식에 동일하게 자연대류에 의한 열전달과 복사열전달은 전도에 의한 열전달량 보다 미미하다고 가정하여 계산의 용이성을 위해 외벽면의 열전달(자연대류+복사열전달)은 무시하고 식 (3)과 같이 계산을 수행하였다.

$$Q = \frac{T_{os} - T_i}{R} \tag{3}$$

이때, $R = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\Delta n}{K_n \cdot A_n}$ (4)

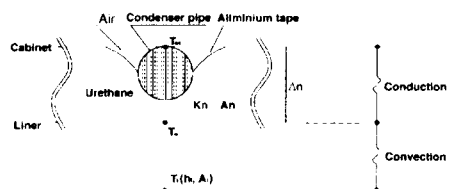


Fig. 3 Equivalent thermal circuit of the wall with radiating pipe

2.2 열누설량 측정 실험

본 연구의 실험 장치 개략도는 Fig. 4와 같다. 향 온실내에 냉장고를 설치하고 냉장고 내의 공기 온도를 일정하게 유지하기 위한 장치를 구성하였다. 주요 구성품으로는 냉장고의 내부에는 냉장실·냉동실을 고온으로 가열하기 위한 히터(heater), 고내의 공기온도를 감지하여 제어기(controller)로 전달할 수 있는 온도센서(Pt 100Ω)를 설치하였으며, 냉장고 외부에는 히터의 발열량을 조절할 수 있는 제어기(PID 조절)와 히터에서 소비한 에너지를 측정할 수 있는 디지털 적산전력계(powermeter)를 설치하였다.

그리고 냉장고내 공기온도 분포를 측정하기 위하여 냉동실과 냉장실의 상·하·좌·우·중앙 5군데에 온도센서를 설치하였으며, 데이터는 열전대에서 디지털 기록계로 받아 컴퓨터로 처리하도록 하였다. 그리고 냉장고내에 팬을 설치하여 고내 전체의 각 온도가 $50 \pm 0.2^\circ\text{C}$ 이내로 유지되도록 내부 공기를 강제순환 시켰으며, 주위 온도는 30°C 로 유지하였다.

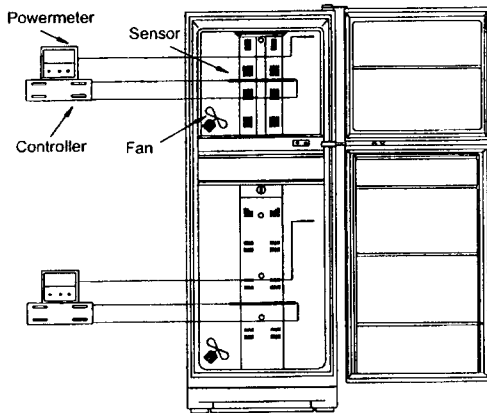


Fig. 4 Schematic diagram of an experimental apparatus

3. 모델링 및 사이클 시뮬레이션

3.1 캐비닛 모델링

사이클은 Fig. 5에서와 같이 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브(모세관) 등의 기본 부품으로 구성

되어 있으며, 사이클의 기본 구성 요소는 아니지만 캐비닛은 냉장고 사이클과 각 구성 부품에서의 냉매 상태에 큰 영향을 미칠뿐만 아니라 각 구성 부품에서의 냉매 상태는 캐비닛의 상태에 따라 크게 달라진다.

캐비닛은 냉장실, 냉동실 및 증발기를 포함하는 덕트부로 구성되며, 각 부위에서의 열평형 조건을 적용하면 냉동실은 식 (5), (6), 냉장실은 식 (7), (8), 덕트부는 식 (9), (10)와 같은 열평형식을 얻을 수 있다.

$$Q_f = (UA)_f \cdot (T_{inf} - T_f) = \rho_a \cdot c_p \cdot G_f \cdot (T_{fo} - T_{eo}) \quad (5)$$

$$T_f = (1 - C_f) \cdot T_{fo} + C_f \cdot T_{eo} \quad (6)$$

$$Q_r = (UA)_r \cdot (T_{inf} - T_r) = \rho_a \cdot c_p \cdot G_r (T_{ro} - T_{eo}) \quad (7)$$

$$T_r = (1 - C_r) \cdot T_{ro} + C_r \cdot T_{eo} \quad (8)$$

$$T_{ei} = \frac{G_f \cdot T_{fo} + G_r \cdot T_{ro}}{G}, G = G_f + G_r \quad (9)$$

$$Q_c = \rho_a c_p G (T_{ei} - T_{eo}) = (UA)_c \Delta T_e \quad (10)$$

위 식에서 공기의 밀도 및 비열은 온도에 관계없이 일정하다고 가정하였으며 T_f 와 T_r 은 각각 냉장실과 냉동실의 체적온도(bulk temperature)를 나타내는 것으로 식 (6) 및 (8)과 같은 경험식을 사용하였으며 증발기에서의 공기와 냉매간의 대수평

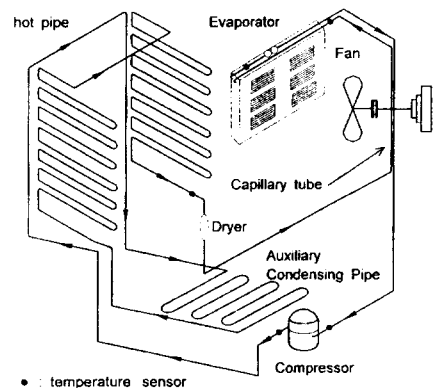


Fig. 5 Schematic diagram of a domestic refrigerator

균 온도차는 다음과 같다.

$$\Delta T_c = \frac{T_{ei} - T_{eo}}{\ln \frac{(T_{ei} - T_c)}{(T_{eo} - T_c)}} \quad (11)$$

3.2 사이클 시뮬레이션

Fig. 6은 본 연구에서 고려된 냉장고 사이클의 기본 구성요소들에 대한 각각의 수치해석적 방법들과 앞에서의 캐비넷 모델링을 기본으로 하여 해를 구하는 과정을 나타낸 순서도이다. 그림에서 주어지는 조건으로는 주위온도, 모세관 길이와 관경, 압축기 행정체적, 팬풍량, 증발기와 응축기의 UA값들로서 이들은 Table 1과 같다. 그리고 초기해를

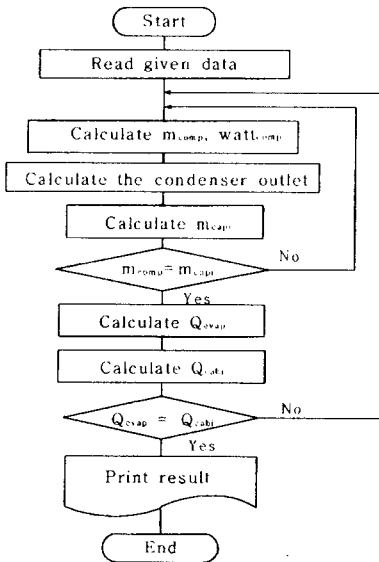


Fig. 6 Flow chart for the simulation

Table 1 The conditions of cycle simulation

Variables	Standard values
UA _r	0.55 W/K
UA _r	1.1 W/K
UA _e	15 W/K
UA _e	20 W/K
G _r	27 m ³ /h
G _r	8 m ³ /h
L	2.5 m
D	6.5 × 10 ⁻⁴ m
V	6.7 × 10 ⁻³ m ³

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 다시 압축기에서의 토출량을 계산하는 과정을 반복한다. 또한 모세관 입구의 엔탈피를 증발기 입구의 엔탈피로 가정하여 냉동능력을 구하고, 이것을 총괄열전달계수와 온도차로서 구한 냉동능력과 비교하여 수렴할 때까지 증발온도를 조정하여 반복 계산한다. 그리고 수렴할 때의 온도로 캐비넷의 열교환량을 계산하여, 증발기에서의 냉동능력과 캐비넷의 열교환량이 일치하지 않으면 증발압력을 조정하여 처음의 압축기에서 토출량을 다시 계산하는 과정으로 돌아가고 수렴하면 계산을 마친다. 이와 같이 각 상태점에서 물질평형과 에너지 평형이 이루어 질 때까지 순환을 반복하는 방식으로 CFC 12와 HFC 134a에 대하여 설계 조건의 변화 없이 단순히 냉매의 변화만으로 계산을 수행하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 7과 8은 냉장고 용량에 따른 냉동실과 냉장실의 UA값을 실험 및 이론계산을 통해 구한 것을

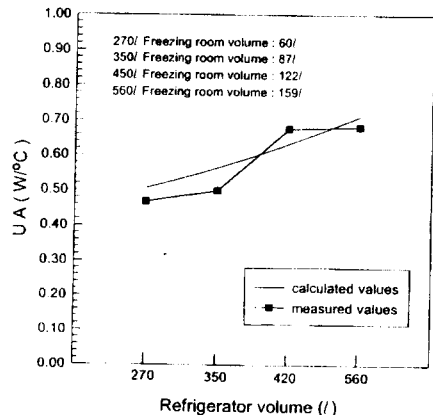


Fig. 7 Variation of the freezing room UA on the refrigerator volume

나타낸 것이다. 냉동실은 증발기 및 증발기내의 냉매에 의한 열량 손실과 냉장실내로 통하는 덕트 구조에 의한 단열재의 두께 계산, 그리고 냉동실내의 팬에 의해 온도 분포를 일정하게 하기 위하여 공기를 강제대류 시켰지만, 이는 실제 냉동실내의 공기 유속보다 적기 때문에 측정값이 계산값 보다 적게 나타난 것이라 분석된다. 그러나 냉장실에서는 팬의 강제대류에 의한 유속이 실제 냉장고 사용 조건의 공기 유속보다 증가하여 계산값보다 증가한 것으로 분석된다. 그리고 냉동실과 냉장실내에 각각 설치된 온도센스와 히터 전원선, 팬 전원선등에 의해 개스켓과 냉장고문 사이의 틈새 발생에 의해 UA값에 영향을 주었다고 생각된다.

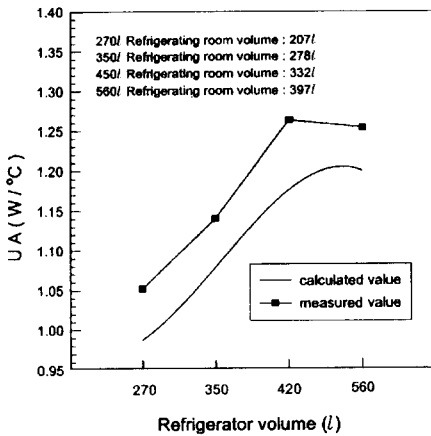


Fig. 8 Variation of the refrigerating room UA on the refrigerator volume

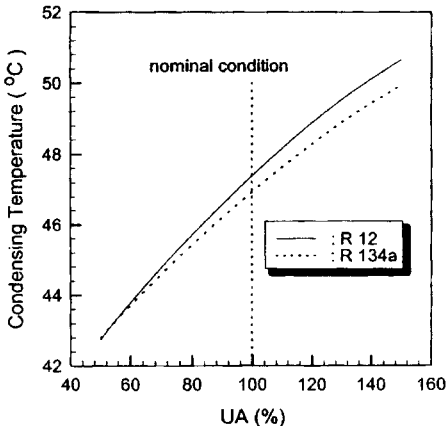


Fig. 9 Effect of UA ratio on the condensing temperature

사이클 시뮬레이션에 의해 캐비닛의 UA값 증가율에 따른 냉매 CFC 12 및 HFC 134a의 응축온도 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서와 같이 고내 열누설량(UA값) 증감은 결국 냉동부하의 증감과 동일하게 되는 것을 알 수 있다. 따라서 열누설량이 증가하면 고내의 열누설량과 냉동부하의 열평형을 유지하기 위해 냉매순환량도 증가하게 되고 응축온도는 상승하게 된다. 이러한 작용들은 모세관을 채용한 냉동 사이클의 자체 조정에 의해 이루어지는 시스템의 특징으로 볼 수 있다. 고압측의 동일 압력에서 CFC 12의 온도가 HFC 134a 보다 높기 때문에 CFC 12의 응축온도가 다소 높게 나타난 것으로 분석된다. Fig. 10은 캐비닛의 UA값 증가율에 따른 건도 변화를 나타낸 것이다. 냉매순

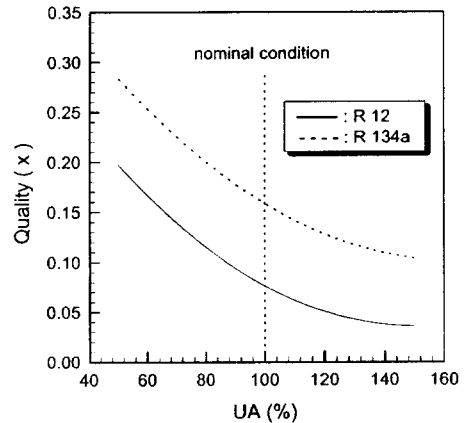


Fig. 10 Effect of UA ratio on the quality

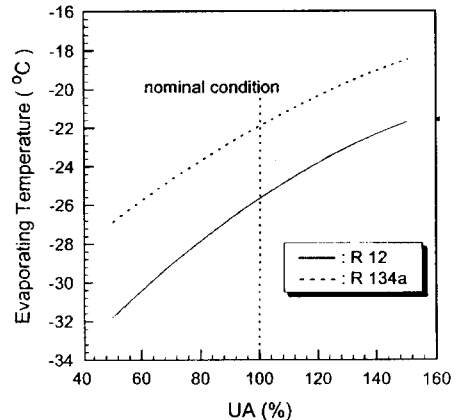


Fig. 11 Effect of UA ratio on the evaporating temperature

환량의 증가로 인해 응축기부하도 증가하게 되고 응축압력도 증가하면서 응축기 출구측 건도는 감소하는 것을 알 수 있다.

Fig. 11은 사이클 시뮬레이션에 의해 캐비넷 UA 값 변화가 냉매의 증발온도의 변화에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 누설열량이 증가함에 따라 냉매의 증발온도는 상승하는 것을 알 수 있다. 이것은 캐비넷의 누설열량이 증가함에 따라 고내의 부하가 증가하고, 이에 따라 장치내의 냉매순환량이 증가하게 된다. 따라서, 냉매순환량이 증가함에 따라 정용량형 압축기를 사용하는 가정용 냉장고의 경우 냉매의 증발온도는 상대적으로 증가하는 것으로 판단된다. Fig. 12는 캐비넷의 누설열량 증가에 따른 압축기의 압축일량의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 누설열량이 증가함에 따라 소요동력은 증가하는 경향을 나타내었다. 이것은 Fig. 9에서 설명한 바와 같이 캐비넷의 누설열량이 증가함에 따라 고내의 부하가 증가하게 되고, 열평형에 의해 냉매순환량이 증가함에 따라, Fig. 11와 같이 증발기 온도도 상승하게 된다. 압축기 일량은 냉매순환량에 의해 영향을 많이 받기 때문에 압축기 일량이 증가하는 것으로 분석된다.

캐비넷의 UA 값 변화에 따른 냉장고내의 냉동실 및 냉장실의 온도변화를 각각 Fig. 13과 14에 나타내었다. 그림에서와 같이 열누설량이 증가함에 따라 냉동실 및 냉장실 모두 온도가 상승되는 것으로

나타났다. 이것은 앞서서도 설명한 바와 같이 열누설량이 증가함으로써 고내의 열부하가 증가하게 되고, 증발기내로 순환되는 냉매량이 증가하게 된다. 따라서, Fig. 7과 같이 응축기 온도가 상승하고 또 Fig. 11와 같이 증발기 온도도 상승하며 이때 증발기를 통과하는 공기의 온도차가 커져 냉동실과 냉장실측의 온도는 상승하는 것으로 판단된다. HFC 134a를 채용함에 따라 CFC 12에 비해 고내 온도가 상승하는 것을 알 수 있다.

Fig. 15은 누설열량 증가에 따른 냉장고의 성능계수(COP)의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와

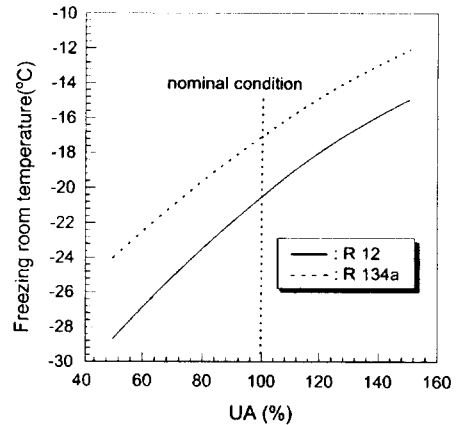


Fig. 13 Effect of UA ratio on the freezing room temperature

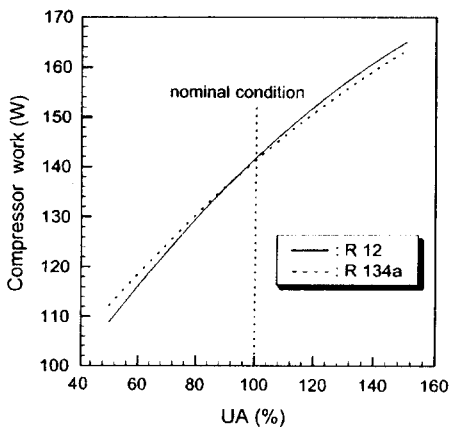


Fig. 12 Effect of UA ratio on the compressor work

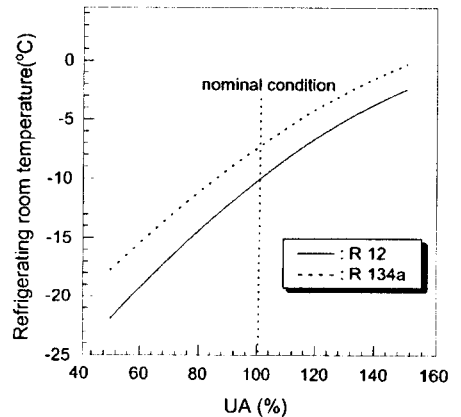


Fig. 14 Effect of UA ratio on the refrigerating room temperature

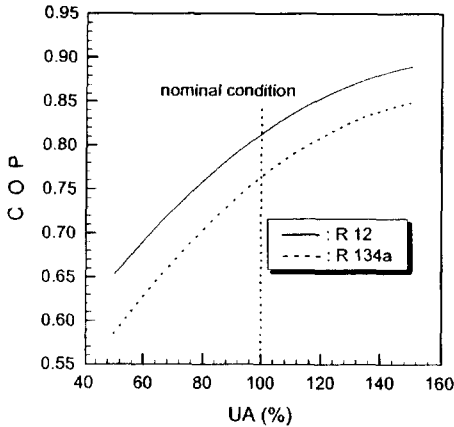


Fig. 15 Effect of UA ratio on the COP

같이 누설열량이 증가함에 따라 성능계수는 증가하는 경향을 나타내었다. 이것은 앞 그림들에서 설명한 바와 같이 누설열량이 증가하면 고내의 열부하가 증가하게 되고, 이에 따라 냉매순환량이 증가하여 냉동능력이 증가하고 압축기의 압축일량도 증가하게 된다. 그러나 성능계수는 냉동능력과 압축일량의 비로서 결정되지만 냉동능력의 증가비율이 압축일량의 증가비율보다 크기 때문에 성능계수가 증가되는 것으로 분석된다.

5. 결 론

가정용 냉장고에서 캐비닛의 UA값을 이론적 계산과 실험으로 냉장고의 용량에 따라 구하였다. 또한 그 값을 기초로 사이클 시뮬레이션을 수행하여 냉장고 캐비닛 누설열량이 사이클 특성에 미치는 영향을 살펴 보았다. 그 결과 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 냉동·냉장실에 대한 계산 및 측정 UA값은 약 7~8% 정도 오차가 발생하였다. 이것은 대부분의 냉장고가 냉동실측에 증발기가 부착되어 있지만 위치, 형상, 냉기 순환 덕트가 조금씩 다르고, 냉장고 캐비닛과 냉장고 문 사이에 열전대와 전기 배선으로 인하여 오차가 발생한 것으로 판단된다. 따라서 본 연구에서 사용한 계산 방법과 실험 방법은 신뢰성이 있다고 생각된다.
- (2) 냉장고 캐비닛의 누설열량이 증가함에 따라

장치의 응축온도, 증발온도, 냉매순환량, 압축일량, 냉동실 및 냉장실 온도는 증가하는 경향으로 나타났으며, 건도는 감소하는 경향을 나타내었다. 이것은 캐비닛의 누설열량이 증가함에 따라 고내의 열부하가 증가하게 되고, 따라서 장치내로 순환하는 냉매량이 증가하기 때문에 판단된다. 또한 캐비닛의 UA값(누설열량)을 감소시키면 COP는 감소하게 되나 냉동실 온도는 내려가게 된다. 따라서 냉동실 온도 유지를 위해 UA값을 감소시켜야 할 것이다.

- (3) 냉매의 종류에 따라서는 냉매순환량 및 성능계수에서 HFC 134a가 CFC 12보다 낮게 나타났다. 또한 HFC 134a가 CFC 12에 비해 고내온도가 증가하는 것을 알 수 있었다. 이것은 냉매의 특성상 HFC 134a가 CFC 12보다 냉매 비체적이 크기 때문이라 생각된다. 따라서 동일 성능을 내기 위해 압축기의 크기를 변화시켜 주어야 할 것이다.
- (4) 이상에서와 같이 냉장고의 캐비닛의 누설열량 부분에 초점을 맞추어 이것이 사이클의 특성에 미치는 영향을 평가해 보았으며, 캐비닛은 사이클의 구성요소가 아니면서도 사이클의 특성에 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있었다.

참고문헌

1. Yasuda H., Toubert S. and Machielsen C.H.M., "Simulation Model of a Vapor Compression Refrigeration System", ASHRAE Transactions, Vol.89, Part 2A, pp. 408 - 425, 1983
2. MacArthur J.W., "Transient heat pump behaviour, a theoretical investigation", Int. J. Refrig., Vol. 7, pp.123 - 132, 1984
3. Janssen M.J.P., Kuijpers L.J.M. and de Wit J.A., "Theoretical and Experimental Investigation of a Dynamic Model for Small Refrigeration Systems", Proc. of the 1988 I.I.R.Meeting, Commissions B1, B2, E1, E2, Purdue University, USA, pp. 245 - 257, 1988
4. Melo C., Ferreira R.T.S., Pereira R.H. and Negroao

C.O.R, "Dynamic Behaviour of a Vapor Compression Refrigerator : A Theoretical and Experimental Analysis", Proc. of the 1988 I.I.R.Meeting, Commissions B1, B2, E1, E2, Purdue University, USA, pp.141 - 149, 1988

5. K. Kim, U. C. Spindler, D. Jung, R. Radermacher, "R 22/R 152a Mixtures and Cyclopropane (RC 270) as Substitutes for R 12 for Single Evaporator Refrigerators Simulation and Experiments", ASHRAE Trans., Vol. 99, Part 1, pp. 1439~1446, 1993
6. 정동수, "가정용 냉장고의 대체냉매와 성능향상을 위한 방안", 공기조화·냉동공학, 제20권, 제3호, pp.190~197, 1991
7. X. He, U. C. Spindler, D. S. Jung and R. Radermacher, "Investigation of R22/R142b Mixtures as a Substitute for R12 in Single-Evaporator Domestic Refrigerators", ASHRAE Trans., Vol. 98, Part 1, pp. 150~159, 1992
8. 신진규, 문춘근, 설원실, 김재돌, 윤정인, "대체냉매 냉장고 특성해석", 한국박용기계학회 춘계학술대회 논문집, pp. 122~127, 1997

저 자 소 개



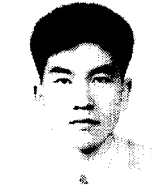
윤정인(尹政仁)

1962년 9월 24일생. 1988년 부산수산대학교 공대 냉동공학과 졸업. 1990년 동대학원 냉동공학과 졸업(석사). 1995년 東京農工大 대학원 기계시스템공학과 졸업(공학박사). 1995년~현재 부경대학교 냉동공조공학과 조교수. 당학회 회원.



신진규(慎珍猷)

1966년 2월 13일생. 1991년 부산수산대학교 공대 냉동공학과 졸업. 1993년 동대학원 냉동공학과 졸업(석사). 1998년 동대학원 냉동공학과 수료(박사). 당학회 회원.



권오경(權五卿)

1969년 5월 19일생. 1992년 여수수산대학교 공대 냉동공학과 졸업. 1994년 부산수산대학교 대학원 냉동공학과 졸업(석사). 1997년~현재 부경대학교 대학원 냉동공조공학과 박사과정 재학중. 당학회 회원.



문춘근(文春根)

1971년 5월 7일생. 1997년 부경대학교 공대 냉동공학과 졸업. 1997년~현재 부경대학교 대학원 냉동공조공학과 석사과정 재학중. 당학회 회원.