김치냉장고를 중심으로한 소형 멀티 냉동시스템의 성능특성 변화에 관한 연구

이무연+ · 최석재* · 김상욱** · 이원근**

Evaluation on the Cyclic and Adiabatic Performance of a Small Multi-Refrigeration system

Mooyeon Lee+, Seokjae Choi*, Sangok Kim** and Wonkeum Lee**

Key Words : Adiabatic Performance(단열 성능), Power consumption(소비 전력), Small multi-refrigeration system(소형 멀티 냉동 시스템)

Abstract

In this paper, the performance of a domestic Kim-Chi refrigerator is predicted by using a calculation model & experiment. The objectives of this study are to find out the best design points of a refrigeration system and calculate an adiabatic characteristic to change outdoor temperature. The best design points such as refrigerant charge and capillary length were experimentally investigated. And the calculation model is conducted as a function of calculation parameters and outdoor temperature. According to this study results, the best design points of a refrigeration system are each 95g of a refrigerant charge and 3500/3500mm of capillary lengths. And the power consumption is 13.578 Kwh/month. And a part of the worst heat loss is a front side of a domestic Kim-Chi refrigerator body.

기호설명

A	:	전열 면적 [m]
L	:	길이 [m]
α	:	대류열전달 계수 [Kcal/m^2 K]
K	:	열통과율 [Kcal/mhK]
Q	:	열전달량 [Kcal/h]
T	:	온도 [℃]
Nu	:	Nusselt 수
Pr	:	Prandtl 수
Gr	:	Grashof 수
λ	:	열관류율
evap	:	증발기
cond	:	응축기
poly	:	폴리우레탄 [MDI-Poly urethane]
Ind	:	내기
Out	:	외기
Incase	:	고내부
ABS	:	사출물
Ru	:	고무
Pl	:	플라스틱
Tot	:	전체
W	:	제어체적의 두께

+ 위니아 만도 연구소
E-mail : S10669@winiamando.com
TEL : (041)530-6544 FAX : (041)530-3378
* 위니아 만도 연구소
** 위니아 만도 연구소

1. 서 론

김치 냉장고는 95 년 첫 선을 보인 이후 시장에서의 수요가 꾸준히 증가(김치냉장고의 매년 평균 성장률이 48 %)하고 있다. 주요 가전업체에 따르면 2001 년도에는 김치냉장고 판매량이 100 만대를 돌파하였다고 보고되고 있다. 처음 김치 냉장고는

일반 냉장고 개념에서 파생되어 만들어졌지만 현재는 생활가전시장을 주도하는 제품으로 부각되었다. 특히, 수요 및 판매량 측면에서 그 동안 백색가전의 대명사로 불려졌던 일반냉장고[2001, 92만대 추정]를 판매량에서 앞질렀다. 그 결과 2001년 이후 김치냉장고는 1 조 원대 이상의 거대 시장을 형성하게 되었다. 외형적인 수요 및 판매의 증가[가구 당 보급률 30%이상]는 김치냉장고 제조업체간의 경쟁을 심화 시킬 것으로 전망된다. 김치냉장고는 그 역사에 비해 짧은 기간 안에 급성장하여 가전 시장을 주도하는 대표적인 상품으로 부각되었다. 하지만 그 규모 및 수요에 비해 김치냉장고에 관한 이론적인 접근은 거의 이루어지지 않은 상태이다. 또한 김치냉장고를 판매하는 업체에서는 소비자들을 만족시켜주기 위해 김치의 맛과 향 그리고 익힘 정도 등의 감성적인 부분에 대해 체계적이고 과학적인 접근을 시도하고 있다. 이에 반해 냉동시스템에 관한 이론적 접근, 사이클적 해석, 유동 해석 그리고 단열 열부하 해석 등의 현상학적인 접근은 아직 미비한 실정이다. 일반적으로 가정용 냉장고 및 김치 냉장고의 효율을 향상시키는 방법으로는 압축기의 효율을 향상시키는 방법, 냉동사이클의 효율을 향상시키는 방법, 그리고 단열 성능을 향상시키는 방법이 있다[(1)]. 본 연구에서는 냉동 사이클 효율 향상 및 단열 효율을 향상시키는 관점에서 해석을 진행하고자 한다. 따라서 본 연구에서는 1 개의 압축기, 3(혹은 2)개의 증발기, 응축기, 그리고 팽창 장치로 구성된 소형 멀티 시스템의 최적의 냉동 사이클을 구축하기 위하여 냉매량 및 모세관의 길이를 변경하여 실험을 수행하였고, 압축기는 시스템의 냉각속도 및 안정화 까지 도달되는 시간을 고려하여 본 시스템에 맞는 최적의 압축기를 선정하였다. 또한, 김치냉장고의 단열 열부하는 열전달 및 에너지 방정식을 이용하여 이론적으로 계산하였고, 실험을 통해 본 모델의 신뢰성을 검증하였다. 이를 통하여 앞으로의 시장환경에서 기존의 김치냉장고 보다 단열 성능 및 냉동 성능이 우수한 김치냉장고 개발에 필요한 기초적인 자료를 제공하고자 한다.

2. 시뮬레이션

2.1 모델링

외기온도 변화에 따른 김치냉장고의 단열 성능 및 국부적인 열전달량을 계산하기 위하여 시작품으로 A, B Type 두 모델을 제작하였다. A Type 은 내용적이 200 [L] 이하 2 룸(1Comp-2Evap) 모델이고, B Type 은 내용적이 200 [L] 이상 3 룸(1Comp-3Evap) 모델이다. 단열 부하 계산을 위해 8 부분의 제어체적을 설정하여 각 제어체적 마다 단열 열전달량식을 이론적으로 유도하였다. 외기온도 변화에 따른 고내의 온도 변화를 보기 위한 이론식과 열전달계수 계산을 위한 이론식을 에너지 보존 방정식으로부터 유도하였다. 열전달량은 외측 및 내측의 전열면적을 고려하여 계산하였고, 계산에 사용된 공기측및 냉매측 물성은 EESREFP6 을 사용하였다. Fig. 1는 모델링에 사용된 김치 냉장고 단면이다.

2.2 단열 열부하 계산을 위한 이론식

본 모델은 고내의 온도장을 풀기 위해 김치냉장고 고내와 단열재를 포함한 제어 체적을 설정하고 제어 체적내의 열의 입출입에 관한 상관식을 유도하였다. 먼저, 에너지 방정식을 이용하여 온도에 관한 2 차 상미분 방정식 (2^{nd} Order Homogeneous Differential equation)을 유도하였고 이것을 이용하여 고내와 외기의 열전달계수를 계산하였다[(2)]. 김치냉장고 내부 벽면의 온도는 식(1)~(3)으로부터 유도되었고, 도어 및 바닥면의 온도는 식(3)을 변형하여 적용하였다.

$$\frac{d^2T}{dx^2} - B\cdot\left(\frac{C}{B} - T\right) = 0 \tag{1}$$

$$B = \frac{h_i}{K_{AL}} + \frac{K_{Poly}}{K_{AL}\times t\times W} \tag{2}$$

$$C = \frac{h_i}{K_{AL}\times t}T_i + \frac{K_{Poly}}{K_{AL}\times t\times W}T_{evap} \tag{3}$$

2.3 열전달량

열전달량 계산을 위해 고내의 룸 1, 2, 3 을 제어 체적으로 설정하고 고내와 외기 사이의 모든 열저항 요소들을 등가 열저항으로 고려하였다[(4)]. 외기와 고내 사이의 바디금속, 발포액, 도어 및 고내의 사출물에 대한 열전도와 고내 및 외기 대류 열전도계수를 고려하였다. 열전달량 계산시 외기 온도, 고내 온도, 기계실 온도를 고려하여 계산을 수행하였다.

2.3.1 벽면을 통한 열전달량 계산

시작품으로 제작한 모델을 도어부, 고내부, 바디부로 나누어 각각을 제어체적으로 설정하고, 각 제어체적마다 발포액, 사출물, 외기온도, 내기온도등을 고려한 열전달 상관식을 유도하였다.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ins}} + \frac{L_{Al}}{\lambda_{Al}} + \frac{L_{ABS}}{\lambda_{ABS}} + \frac{L_{poly}}{\lambda_{poly}} + \frac{L_{ru}}{\lambda_{ru}} + \frac{L_{pl}}{\lambda_{pl}} + \frac{1}{\alpha_{Out}}} \tag{4}$$

공기측 열전달 계수는 수직평판으로 가정하고 자연대류 열전달 계수를 고려하여 계산하였고 식(5)에 나타내었다. C=0.58, m=0.2 로 가정하였다.

$$NU = C \cdot (Gr \times \Pr)^m = \frac{\alpha \cdot L}{K} \quad (5)$$

열전달량을 계산하기 위해서는 위에서 계산한 열전달값과 공기 및 증발기가 고내와 접하는 전열면적이 필요하다. 엄밀히 말하면, 김치냉장고 내부와 외부의 전열면적이 다르기 때문에 기준을 어디로 하느냐에 따라 열전달량이 달라질 수 있다. 따라서 본 연구에서는 열전달 계수에 내외 면적비를 곱하여 열전달량을 계산했다. 열전달량 계산은 식(6)에 나타내었다.

$$Q_{tot} = \sum K \cdot A \cdot \Delta T \quad (6)$$

2.3.2 배관을 통한 열전달량 계산

룸 1 과 2 의 외벽을 둘러 싸고 있는 증발기와 룸 3 및 기계실로 연결되어 있는 증발기를 통한 열전달량을 계산하기 위하여 식(7)~(8)을 유도하였다. 증발온도와 주변온도와의 차이는 식 (9)로 계산하였다.

$$Q_{pipe\_loss} = K \cdot A_e \frac{\Delta T}{L} \quad (7)$$

$$A_e = \frac{\pi}{4}\left(D_o^{\,2} - D_i^{\,2}\right) \quad (8)$$

$$\Delta T = T_{evap} - T \quad (9)$$

3. 실험

3.1 실험 장치 및 구성

Fig. 2 와 & Fig. 3 는 본 연구에서 사용한 김치냉장고 개략도와 실험 장치이다. 김치냉장고의 구성부는 기계실과 물건을 저장 보관 유지 시켜주는 고내부, 그리고 제어부로 구성되어져 있다. 김치냉장고의 기계실은 일반 냉동 시스템에서와 같이 압축기, 응축기, 응축기 팬, 냉매 분배를 제어하는 솔레노이드 밸브로 구성된 베이스 판넬과 각 고내를 감고 있는 증발기로 구성된다. 고내부는 내용물의 효율적인 보관과 외기의 침입을막기 위해 단열재로 구성되어져 있다. 단열재는 발포제의 종류, 발포 두께 그리고 발포 밀도에 따라 단열 성능이 다른데, 본 연구에서 사용한 단열재는 사용 목적 및 용도에 따라 다양하게 가공이 가능한 경질 우레탄 폼을 사용하였다. 경질 우레탄 폼은 실용적인 단열재 중에서 열전달율이 낮아 다양한 제품에 사용되고 있다. 전체 단열재중 80~90% 를 점유하는 것으로 알려져 있다. 경질 우레탄 폼은 Polyol 과 Isocyanate 를 주원료로 하고 촉매, 정포제, 발포제 및 첨가제를 사용하여 실온에서 혼합, 교반하여 액상에서 고상으로 발포되는 화학 반응에 의해 만들어진다. 제어부는 설정모드에 따라 압축기와 솔레노이드 밸브를 통해 증발기로 유입되는 유량 및 고내의 온도를 적절하게 제어한다. 본 연구에 사용된 김치냉장고의 작동원리는 다음과 같다. 저온 저압의 냉매를 압축기에서 고온 고압 상태의 과열 냉매로 압축하고 압축기 측면에 위치하고 있는 응축기로 보내 응축을 시작한다. 응축기를 지난 냉매는 솔레노이드 밸브를 통해 유량 분배가 이루어지고 모세관을 통과하면서 팽창이 일어난다. 모세관을 통과하면서 감압된 냉매는 룸 외벽을 감고 있는 동관으로 이루어진 증발기를 거치면서 증발이 이루어진 후 다시 압축기로 유입되는 소형 멀티 냉동 사이클 형성하면서 작동한다. 응축기는 소형 냉장고, 쇼케이스 등에 많이 사용되고 있는 와이어 핀관을 사용한 밀집형 열교환기를 사용하였다.

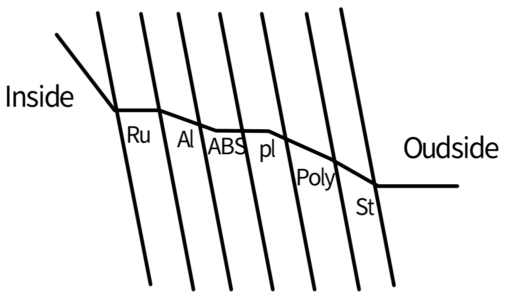

Fig. 1 Cross-section of a Kim-Chi refrigerator model.

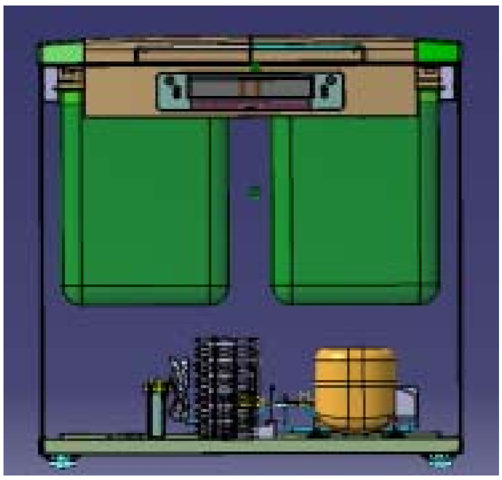

Fig. 2 Refrigerator model [A Type].

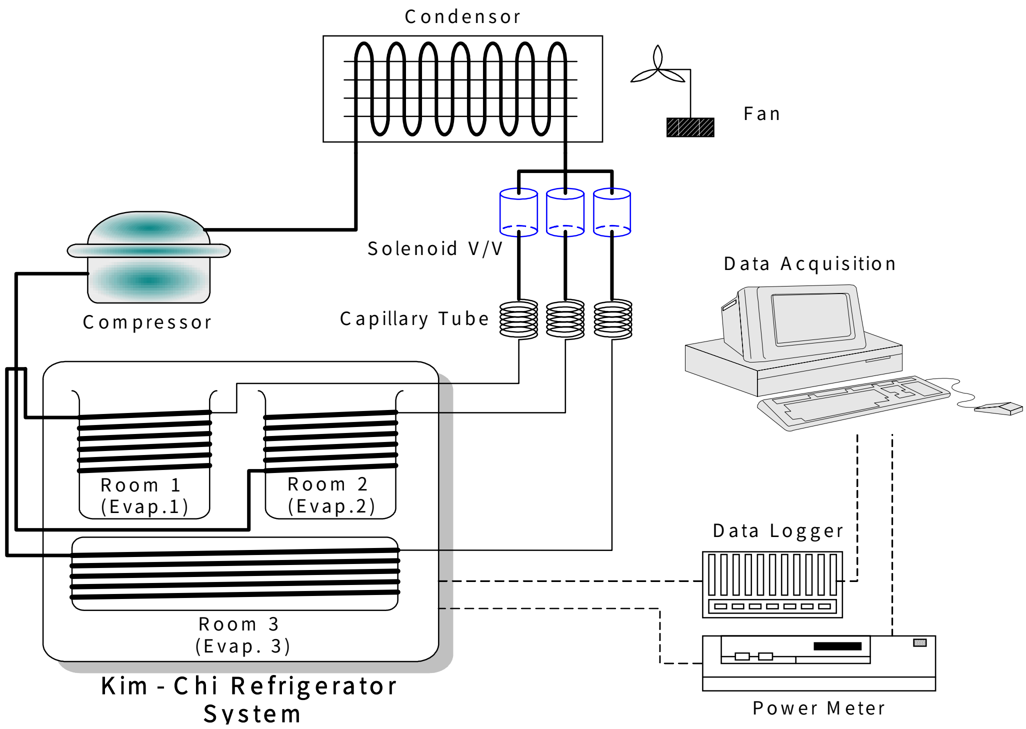

Fig. 3 Schematic of the test set-up.

Table 1 Specification of a refrigeration system

Component	Specification
Compressor	Reciprocating Comp.
Condenser	Wire_Fin HX.
Evaporator	Cu,Tube_Plate HX.
Capillary	Id 0.74*L 3500, 2EA

Table 2 Test conditions I

Parameter	Experimental	Calculation
Indoor temperature [°C]	0	0
Chamber temperature [°C]	25	25

3.2 실험 방법

시작품으로 제작한 A Type 김치냉장고를 챔버 환경 25 ± 1 °C, 70 ± 5% 조건에서 48h 동안 실험하였다. 냉동 능력 및 량 측정은 KS 실험규격에 의거하여 진행하였다. 김치냉장고 실험시 표준 조건인 25 °C, 70% 에 챔버조건을 맞추고 냉동 시템 각부의 온도및 고내 온도 변화를 측정하였다. 측정은 YOKOGAWA DR 240 DATA LOGGER 에서 수집되었고, 실시간으로 PC 에서 20 초 간격으로 저장되었다. 온도는 T Type 열전대를 이용하여 측정하였다. 냉동 성능과 월간 소비전력은 KS C 9321 과 KS C 9321 부속서에 의거하여 실험을 수행하였다. 실험시 실부하 조건을 맞쳐 주기 위해 룸 1,2 고내 용기의 비중 1.03 염수를 80% 채워 놓고 고내 온도 변화를 측정하였다. 고내 온도가 설정 온도인 0 °C에 도달하면 시스템 가동을 정지시키고 24h 동안 염수의 온도 변화를 측정하였다. Tables 1~3 에 시스템 스펙, 실험 조건 그리고 염수 조건을 나타내었다. 염수는 실제 김치와 유사한 염도의 비중과 밀도로 하였다.

$$Q = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \qquad (7)$$

4. 결과 및 고찰

김치냉장고의 성능특성을 파악하기 위하여 냉매량과 모세관 길이를 변경하면서 실험을 수행하고, 단열 성능 계산을 위해 25 ± 1 °C, 70 ± 5% 챔버 조건에서 김치냉장고를 가동하여 고내의 온도가 0 °C 될 때까지 가동하였다. 그리고 24h 동안 고내의 온도변화를 측정하여 열전달량을 계산함으로

서 단열 부하를 예측할 수 있었다. 24 시간동안 고내 온도는 룸 1, 2 모두 7 ℃ 상승하였다. 고내 온도 변화를 가지고 계산한 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교함으로써 시뮬레이션의 신뢰성을 확인하였고, 최적의 냉동 사이클 및 단열 성능이 취약한 부분을 찾아내었다. Table 4 에 A Type 에 대한 실험 및 시뮬레이션 결과를 나타내었고, 시뮬레이션 결과는 실험 결과와 비교하여 4~7% 의 오차를 가지는 것으로 확인되었다.

4.1 냉동사이클의 최적화

본 실험에서 사용한 A Type 김치냉장고 냉동사이클의 최적화를 위하여 냉매량과 모세관 길이를 변경하면서 실험을 진행하였다. 모세관 길이와 냉매량은 시스템의 성능과 밀접한 관련이 있으며, 둘중 어느 하나가 비정상적으로 설계되면 소음, 냉동 성능 저하, 그리고 과다한 월간 소비전력 발생의 원인이 된다. 본 연구에서는 소형 멀티 냉동 시스템의 성능 계산에 관한 정형화된 수치적 계산 방법이 없어 실험을 통해 모세관 길이와 냉매량을 선정하였고, Table 5 에 냉매량과 모세관 길이 변경에 따른 냉동 성능 및 월간 소비전력의 변화를 나타내었다. 모세관 내경 0.74㎜ 로 고정하고 모세관 길이를 3000~3500㎜ 로, 냉매량 95~100g 으로 변경하면서 실험을 수행하였다. 본 실험에서는 룸 1,2 모세관 길이 3500/3500㎜, 냉매량 95g 일때 냉동 성능 및 월간 소비전력이 가장 적게 나오는 것으로 확인되었다. 따라서 실험에서 사용한 냉동 시스템의 최적 설계점은 냉동 성능이 우수하면서 월간 소비전력이 가장 적게 나오는 냉매량 95g, 모세관 길이 3500/3500㎜ 로 정하였다. 최적의 냉동시스템을 구성함으로써 냉동 성능이 증가하였고 10% 이상의 소비 전력이 감소하였다.

4.2 단열 열부하 예측

단열 성능은 김치냉장고의 성능, 식품의 신선 보관과 관련하여 매우 중요한 요소이다. 본 연구를 통해 모든 김치 냉장고의 단열 성능을 예측하여 설계시 적용할 수 있는 시뮬레이션 도구를 제공하였고, 단열 성능이 취약한 부분들에 대한 보강이 가능하게 되었다. 각 제어체적마다 개별적인 열전달량을 계산하고 전체 시스템의 열전달량을 계산함으로써 단열 성능이 취약한 부분을 예측하였다. Table 6 에 외기온도 변화에 따른 A, B Type 의 열전달량 변화를 나타내었다. 룸 1, 2 의 사면에서 빠져나가는 열전달량 가장 많은데 A Type 은 전체 열전달량의 60.5%, B Type 는 45% 정도이다. 전면부로 열전달량을 저감시키기 위하여 진공 단열재를 사용하여 실험을 진행하였다. 진공단열재를 사용한 결과 15~25% 의 열전달량을 저감시켰다. 또한 기계실내의 열이 증발기 출구 및 배관을 통해 고내로 역류해 들어가 시스템의 성능을 저하시키는 양과 파이프를 통한 열전달량도 전체의 7~13.5% 되는 것으로 나왔다. B Type 은 도어측 및 룸 3 전면부의 열전달이 외기 온도가 올라감에 따라 크게 증가하는데, 그 이유는 각 도어와 바디가 접하는 부분의 고무 가스켓을 통한 열전달량과 발포액이 불균일하게 발포되었기 때문이다. 이 부분은 고무가스켓과 바디사이의 밀착성을 향상시킴으로서 해결할 수 있었다. 또한 각 룸과 기계실 사이의 열전달량은 적게 나오는데 그 이유는 발포액이 두껍게 발포되어 단열 성능이 좋게 나왔기 때문이다. 이 부분은 김치냉장고의 단열 성능에 크게 영향을 미치지 않으므로, 발포액을 줄이고 단열 성능이 취약한 다른 부분을 보강하는 것이 필요하다. Fig. 3 은 외기온도 변화에 따른 열전달량 및 월간 소비전력의 변화를 나타내었다. 외기온도 증가에 따라 A, B Type 모두 열전달량이 증가하는데, 그 이유는 냉동시스템에서 압축기가 빈번하게 가동되어 시스템 자체의 소비전력이 증가했기 때문이다. 외기온도가 40 ℃ 이상에서는 내부 단열재의 단열 성능이 차감되어 고내의 열전달량이 증가함을 알 수 있다.

Table 3 Test conditions II

	Incase Room Volume	Water· Salt [80%]
Volume [Liter]	10.5	8.4
Specific gravity [SG]		1.03 (water 94% + salt 6%)

Table 4 The comparison of Experimental and Simulation Results [A Type]

Results	Experiment	Modeling	Error Percentage[%]
Heat loss [Kcal/h]	9.902	9.12	7.9
Power Consumption [kW]	8.16 (+2.265)	8.845	8.4

Table 5 Power consumption variation with refrigerant charge and power consumption [A Type]

Refrigerant charge [g]	Capillary Length [mm]	Power Consumption [Kwh/month]
95	3000/3000	13.84
95	3500/3500	13.57
100	3500/3500	15.49

Table 6 The simulation results of heat transfer rate [A & B Type]

Heat transfer rate [Kcal/h]	25[°C]	32[°C]	40[°C]
Door	1.91	2.45	3.11
Room 1,2	7.21	9.27	11.8
Room3_Front	1.22	1.56	1.98
Room3_Side	2.47	3.17	4.04
Room3_Mech. Room	2.41	2.42	2.46
Room3_Base	0.31	0.48	0.77
Room1,2_Mech. Room	0.50	0.55	0.60
Heat Loss in Pipes	2.27	2.91	3.63

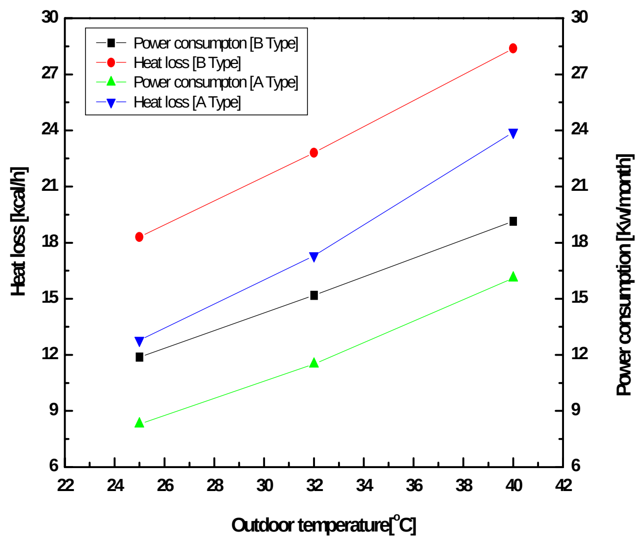

Fig. 3 Heat loss and power consumption variation with outdoor temperature.

5. 결 론

본 연구에서는 냉매량과 모세관 길이를 변화시켜 최적의 냉동시스템을 구성하였으며, 김치냉장고의 단열 성능을 파악하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 본 시스템의 최적 냉매량은 95g, 모세관 길이는 3500/3500mm 이고, 냉동사이클의 최적화를 통해 시스템의 소비 전력을 10% 이상 저감시켰다.
2. 단열 성능 예측 프로그램을 개발하여 용량대별 단열 성능을 비교하였으며 단열 성능이 취약한 부분을 찾아 내어 보강하였다.
3. 외기온도 25, 32, 40 °C 증가에 따라 A & B Type 모두 소비 전력이 증가하였고, B Type 인 경우 룸 3 측 열전달량이 전체의 35% 정도 발생하는 것으로 나왔다. 또, 룸 3 와 기계실 사이의 열전달량은 외기온도 변화에 큰 영향을 받지 않았다.

참고문헌

(1) A study on the Performance of Refrigerator with Time Dived Multi-Evaporator and Expansion Cycle, Sarek, 2003, pp. 1261~1266
(2) Holman, J. P., 1992, Heat Transfer, 7nd edition. MacGraw-Hill, pp.550-600
(3) Yun, W. J. and Kim, W. C., 2002, Performance Characteristics of Propane/isobutene Mixtures in a Small Refrigeration System, Sarek. 14, No. 1, pp. 73~82
(4) Households refrigerating appliances - Refrigerators – freezers, Characteristics and test methods
(5) Kim, K., Bill., and Radermacher, R., 1995, System Domestic Refrigerator/Freezer, Proceedings of the International Appliance Technical Conference, Urban Champaign.
(6) S.W.Kim, 2000, Experimental study on the Heat Transfer Characteristics of Spiral Fin-Tube Heat Exchanger, M. S. Thesis, Korea Univ, Korea
(7) Incropera, F. P., 1996, Introduction to Heat Transfer, John Willey &Sons.
(8) Rite, R.W., and Crawford, R.R., 1991, A parametric study of the factors governing the rate of Accumulation on domestic refrigerator-freezer finned tube evaporator coils, ASHRAE Transactions, vol. 97,pp.438-446