

냉장고 특성 시뮬레이션

신진규* · 문춘근* · 한인근* · 설원실* · 정재천* · 김재돌** · 윤정인***

Simulation of Refrigerator Characteristics

J. G. Shin · C. G. Moon · I. G. Han · W. S. Seol · J. C. Jeong · J. D. Kim · J. I. Yoon

Key words : Cycle Simulation(사이클 시뮬레이션), Refrigerator(냉장고), Alternative Refrigerant(대체냉매), COP(성능계수), Evaporator(증발기), Condenser(응축기)

Abstract

A general steady-state model for simulation on domestic refrigerator has been developed. The system model consists of various standard components such as evaporator, compressor, condenser, capillary tube and cabinet. Cabinet is not system component but influence characteristic on domestic refrigerator. The purpose of this paper is to compare between characteristics of HFC 134a with CFC 12 in the domestic refrigerator and to predict the steady state cycle performance which is various specifications of cycle components under the continuous running conditions. As the results of simulation, the coefficient of performance of both condenser and evaporator increases with increasing UA, the increasing rate for condenser is greater than for evaporator.

기호설명

Q : 교환열량(kW)

U : 총괄열전달계수(kW/m²℃)

A : 면적(m²)

T : 온도(℃)

m : 질량유량(kg/h)

h : 엔탈피(kJ/kg)

V : 체적(m³)

ρ : 밀도(kg/m³)

G : 풍량(m³/h)

c_p : 정압비열(kW/kg℃)

η : 효율

n : 회전수(rpm)

ν : 비체적(m³/kg)

W : 일량(kW/h)

L : 길이(m)

D : 직경(m)

* 부경대학교 대학원 냉동공조공학과 (원고접수일 : 97년 4월)

** 동명전문대학 건축설비학과

*** 부경대학교 냉동공조공학과

T_{inf} : 주위 온도(℃)

하첨자

- evap : 증발기
- ei : 증발기 입구
- eo : 증발기 출구
- r : 냉장실
- f : 냉동실
- comp : 압축기
- cond : 응축기

1. 서 론

기존 CFC냉매는 자동차 에어컨, 가정용 냉장고 및 상업용 냉장고, 냉장창고와 식품가공, 산업용 냉동, 히트펌프 등의 다양한 분야에서 사용되어 왔다. 그러나 1970년대에 들어서면서 CFC냉매는 성층권의 오존층을 파괴시킨다는 보고가 있는 후 여러 방면의 조사가 진행되었고⁽¹⁾, 1987년 9월 오존층 파괴를 일으키는 CFC냉매들을 규제하기 위한 몬트리올 의정서가 세계 주요 국가들에 의해 조인되었다.^(2, 3) 몬트리올 의정서에 가입된 미국, 일본, 유럽 등의 선진국들은 CFC 12대체 냉매로 HFC 134a에 대해 이미 상당한 연구가 진전되고 있는 실정이다.^(4~6) 그러나 이는 기존의 CFC 12보다 COP와 냉동능력이 저하하는 등의 문제⁽⁷⁾ 때문에 압축기 용량과 열교환기의 기능을 향상시키고자 노력하고 있다. 또한 국내외의 많은 회사에서는 프로판, 부탄과 같은 탄화수소를 대체냉매로 사용한 성능이 우수한 제품을 연구하고 있다.^(8~10)

냉동사이클 특성파악에 있어서 지금까지의 연구들은 대부분이 히트펌프를 대상으로 삼고 있으며 주로 연속 운전시 사이클의 정상상태 예측, 정지상태에서 운전시 시간에 따른 사이클의 변화과정 예측, 냉각용량 제어시의 사이클의 변화과정 예측 등이 대부분이었다.^(11~15) 그러나 최근들어 가정용 냉장고에 대한 시뮬레이션도 국내외적으로 시도되고 있다.^(16~18) 그러나 현재 우리나라의 경우에는 냉장고를 비롯한 압축식 사이클 이용 기기에 대한 설계, 제작 및 성능 평가 기술이 미흡한 상태로

새로운 모델의 개발 및 변경시 해결해야 할 많은 문제점을 가지고 있다. 자체 생산되고 있는 제품들도 내구성 및 성능면에서 선진국 제품에 비해 뒤떨어지고 있는 실정이다. 이러한 점을 감안할 때, 적절한 대체냉매의 선정, 정확한 열물성 연구, 사이클 해석 및 기본설계 기술의 확립과 성능시험 및 평가를 위한 종합성능시험 시스템 구축을 통한 대체냉매 냉장고 관련 기술 개발은 대단히 중요한 과제이다.

따라서 본 연구에서는 기존의 CFC 12와 그 대체 냉매로 사용되는 HFC 134a를 사용한 가정용 냉장고를 연속 운전하여 정상상태에 도달하였을 때, 사이클 시뮬레이션을 통하여, 냉동시스템의 구성기기인 응축기, 증발기와 팬풍량 등의 사양 변경에 따른 사이클 특성, 냉동능력 및 성능 계수의 변화를 고찰하여 냉동시스템의 운전에 지배적인 영향을 미치는 인자와 그 경향을 고찰하여 냉장고의 효율 개선 및 기본설계자료를 제공하고자 한다.

2. 이론해석

가정용 냉장고는 크게 캐비닛과 캐비닛 내부를 냉각시키는 사이클로 구성되어 있다. 사이클을 이루는 주요 부품으로는 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브(모세관) 등의 기본 부품으로 구성되어 있으며, 각 구성 부품에서의 냉매의 상태는 캐비닛의 상태에 따라 크게 달라진다. Fig. 1은 가정용 냉장고를 구성하는 기본요소들의 개략도이며, 이를 P-h선도상에 나타내면 Fig. 2와 같다

6점에서의 냉매 상태는 기액이상(two-phase) 상태이며, 이 상태의 냉매는 증발기에서 캐비닛 내부의 공기와 열교환하여 과열증기 상태로 되어 압축

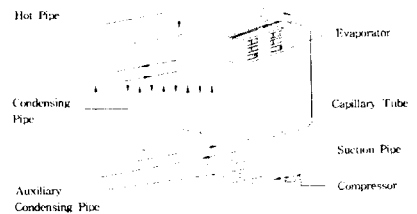


Fig. 1 Schematic diagram of a domestic refrigerator.

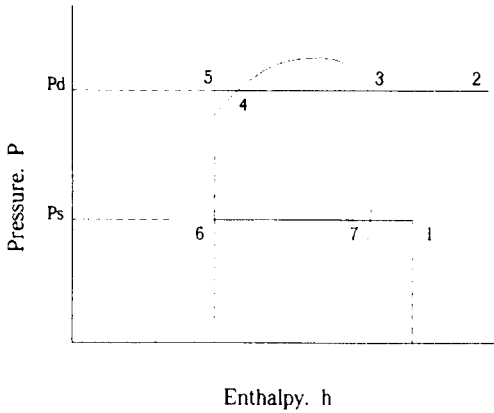


Fig. 2 Pressure-Enthalpy diagram

기로 흡입된다. 본 연구에서는 냉매 증발과정의 압력강하는 무시하였으며 이 과정에서 냉매의 온도는 일정하게 유지되는 것으로 가정하였다. 증발과정에서의 열교환량은 식(1)과 같이 구하였다.

$$Q_{evap} = UA_{evap} \cdot \Delta T_{evap} = \rho \cdot G \cdot c_p \cdot (T_{ei} - T_{eo}) = m \cdot \Delta h_{evap} \quad (1)$$

그리고 식(1)에서 G는 팬에 의해 냉장실과 냉동실 내를 순환하는 풍량을 나타내며, 다음 식으로 계산하였다.

$$G = G_r + G_f \quad (2)$$

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

$$m_{comp} = \eta_v \cdot \frac{V \cdot n}{\nu \cdot 60} \quad (3)$$

그리고 압축기의 소요동력은 아래의 식(4)와 같이 계산하였다.

$$W_{comp} = \frac{m_{comp} \cdot \Delta h_{comp}}{\eta_m} \quad (4)$$

압축기를 나온 증기상태의 냉매는 응축기에서

응축되어 액냉매로 되며, 이때의 열교환량은 다음과 같다.

$$Q_{cond} = UA_{cond} \cdot (T_{cond} - T_{infr}) = m_{comp} \cdot \Delta h_{cond} \quad (5)$$

응축기 출구에서의 냉매는 열교환기를 거쳐 팽창기구인 모세관을 통하여 팽창된다. 모세관내에서의 냉매는 마찰에 의한 비가역성의 증가로 압력이 감소하고, 포화온도가 낮아져 건도가 증가하게 되고, 증기의 양이 증가함에 따라 냉매의 속도가 증가하게 된다. 이와 같은 모세관에 대한 유동 해석을 위해 균질, 모세관 출구와 입구에서의 급격한 축소와 확대에 의한 압력강하를 무시하면, 모세관에서의 냉매 유동상태에 대한 기본 방정식은 검사체에 대한 유체의 연속방정식과 운동량 방정식에 Darcy식을 적용하였다.

Fig. 3은 본 연구에서 고려된 냉장고 사이클의 기본 구성요소들에 대한 각각의 수치해석적 방법들을 기본으로 하여 해를 구하는 과정을 나타낸 순서도이다. 그림에서 주어지는 조건으로는 주위온도,

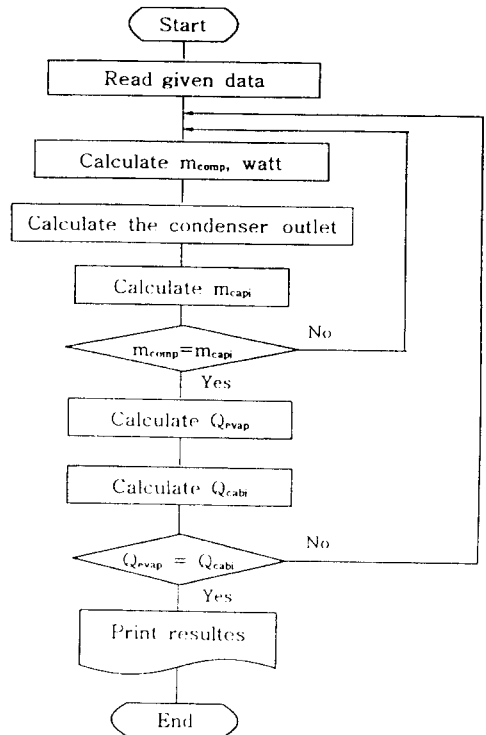


Fig. 3 Flow chart for the simulation

모세관 길이와 관경, 압축기 행정체적, 팬풍량, 증발기와 응축기의 UA값들로서 이들은 Table 1과 같다. 그리고 초기해를 가정하여 응축·증발압력, 냉장실과 냉동실온도, 증발기 입구의 공기온도 등을 주었으며, 이들 데이터로부터 압축기 토출 냉매 순환량, 압축일량, 응축기 출구점 등을 계산하였다.

Table 1 The conditions of cycle simulations

Variables	Standard values
UA _f	1.0kW/°C
UA _r	1.5kW/°C
UA _{cond}	15kW/°C
UA _{evap}	20kW/°C
G _f	27m ³ /h
G _r	8m ³ /h
L	2.5m
D	6.5 × 10 ⁻⁴ m
V	6.7 × 10 ⁻⁴ m ³

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 처음의 압축기에서 토출량을 다시 계산하는 과정으로 돌아간다. 이와 같이 각 상태점에서 물질평형과 에너지평형이 이루어 질 때까지 순환을 반복하는 방식으로 CFC 12와 HFC 134a에 대하여 설계조건의 변화없이 단순히 냉매의 변화만으로 계산을 수행하였다. CFC 12와 HFC 134a에 관한 중요한 물성치들은 아래 Table 2에 나타내었다.⁽¹⁹⁾

Table 2 Comparative thermophysical properties

Refrigerant	CFC 12	HFC 134a
Chemical formula	CCl ₂ F ₂	CF ₃ CH ₂ F
Molal mass (kg/kmol)	120.91	102.03
Critical temperature (K)	384.95	374.3
Critical pressure (kPa)	4180.0	4562.0
Saturation temperature at 1atm(K)	243.39	247.0
Pressure(47°C)(kPa)	1141.0	1221.0
Pressure(-27°C)(kPa)	114.2	97.08
Pressure ratio(-27/47)	9.99	12.577
Latent heat(-27°C)(kJ/kg)	161	217.5
Vapor density (-27°C)(kg/m ³)	7.102	5.051
Vapor volume (-27°C)(m ³ /kg)	0.1408	0.1980
Volumetric refrigeration capacity (-27°C)(kJ/m ³)	1220.17	1180.3
Specific heat liquid(-27°C)(kJ/kg°C)	0.9065	1.266
Specific heat liquid(47°C)(kJ/kg°C)	1.086	1.546

3. 결과 및 고찰

3. 1 증발기 사양변화에 따른 시스템의 영향

Fig. 4~7은 증발기 UA값의 변화에 따른 냉매 유량, 냉동능력, 소요동력 및 성능계수(COP), 응축온도 및 증발온도, 모세관 입구 건도의 변화를 나타낸 것이다.

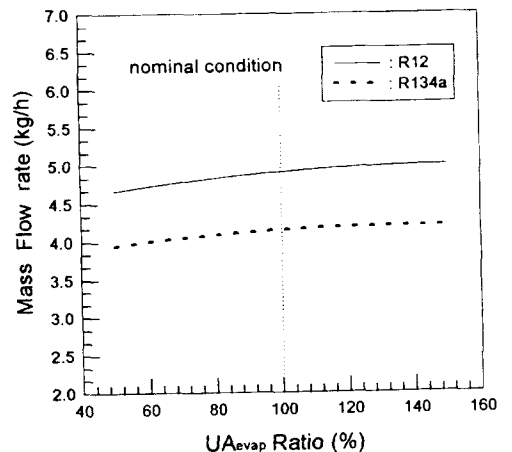


Fig. 4 Relation between UA_{evap} ratio and mass flow rate

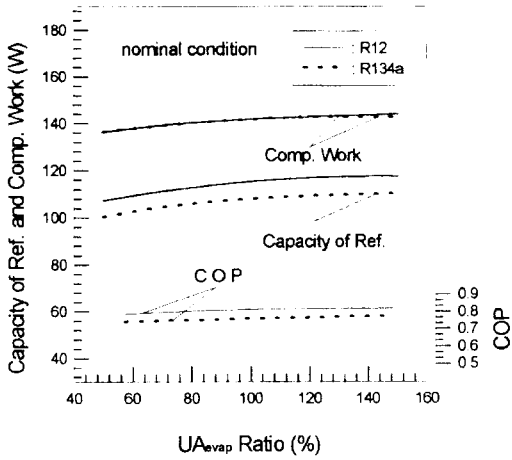


Fig. 5 Influence of UA_{evap} ratio on the capacity of refrigeration, compressor work and COP

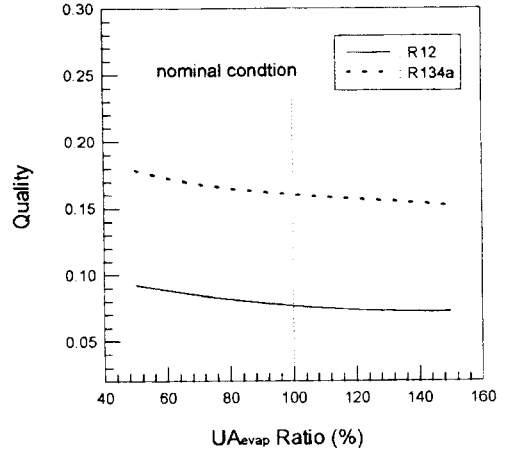


Fig. 7 Relation between UA_{evap} ratio and quality

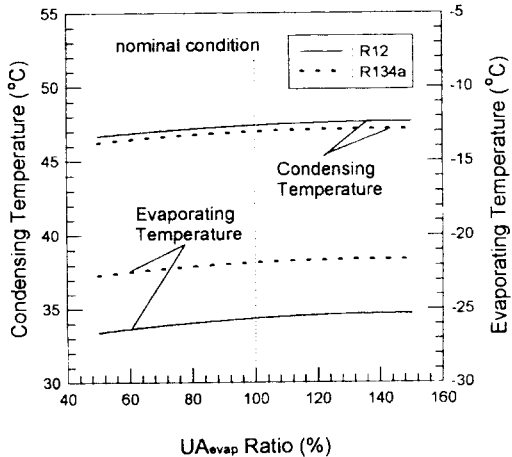


Fig. 6 Influence of UA_{evap} ratio on the condensing temperature and evaporation temperature

증발기의 UA값이 증가하면 열전달이 잘 이루어져 냉매의 증발온도 및 증발압력은 상승된다. 또한, 압축기 입구에서의 비체적이 감소하고, Fig. 4에서와 같이 시스템의 냉매 유량이 증가하게 된다. 그리고 고내 온도가 내려감에 따라 캐비닛에서의 열손실이 많아지고 캐비닛과의 에너지 평형을 이루기 위하여 Fig. 5에서와 같이 냉동능력 및 소요 동력이 증가하게 된다. 또한, 냉매 순환량이 많아짐에 따라 Fig. 6, 7에서와 같이 응축기에서의 응축온도는 올라가게 되고, 모세관 입구 건도는 감소한다. 증발기 UA값이 30% 증가함에 따라서 CFC

12의 경우 냉매순환량은 약 1.6% 증가하며 이에 따른 압축일량의 증가와 냉동능력의 증가에 따라 COP는 약 0.5%의 미미한 증가를 보인다. 또한 HFC 134a는 냉매순환량이 약 1.3% 증가하였고 이에 따라 COP는 약 0.7%의 증가를 보였다. CFC 12에 비하여 HFC 134a의 냉매 순환량이 적은 것은 증발잠열이 CFC 12보다 크기 때문에 캐비닛을 통한 동일한 부하에 대하여 상대적으로 적은 냉매량이 필요하기 때문인 것으로 생각된다. 따라서 증발기에서의 UA값 향상으로 사이클 전체의 COP 증가를 기대하기는 어렵다는 것을 알 수 있었다.

3. 2 응축기 사양변화에 따른 시스템 영향

Fig. 8~11은 응축기의 UA값 변화에 따른 사이클의 특성변화를 나타낸 것이다.

응축기의 UA값이 증가함에 따라서 Fig. 10에서와 같이 응축온도 및 증발온도는 감소하지만, 응축온도의 감소폭이 훨씬 크게 나타나며, 방열량이 증가함으로 Fig. 11과 같이 모세관 입구의 건도가 감소하게 되어 증발온도가 내려가고 증발기 입·출구의 엔탈피 차가 크지게 된다. 그리고 Fig. 8에서와 같이 냉매유량은 감소하게 되고, Fig. 9에서와 같이 압축기에서의 일량도 줄어들게 된다. 이것은 냉매유량의 감소비율보다 건도의 감소에 따른 증발기 입·출구의 엔탈피 차가 증가하여 Fig. 9에서

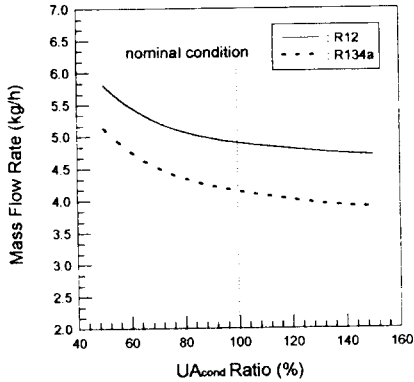


Fig. 8 Relation between UA_{cond} ratio and mass flow rate

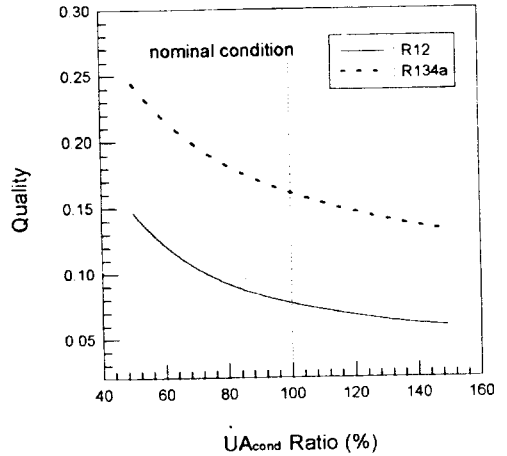


Fig. 11 Relation between UA_{cond} ratio and quality

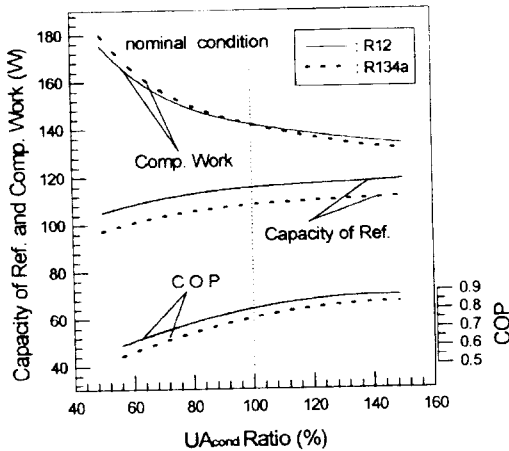


Fig. 9 Influence of UA_{cond} ratio on the capacity of refrigeration, compressor work and COP

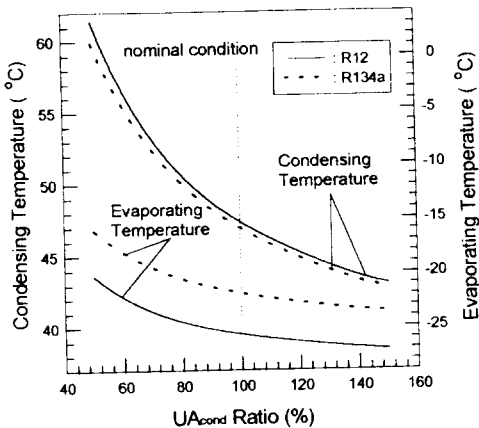


Fig. 10 Influence of UA_{cond} ratio on the condensing temperature and evaporation temperature

와 같이 냉동능력은 증가하는 것으로 생각된다. 따라서 캐비닛 내부의 온도는 감소하고, 캐비닛을 통한 열 누설량도 증가하게 된다. 그리고 압축일량은 냉매순환량이 감소하여 줄어들게 되고, 냉동능력은 증가하여 시스템의 COP는 증가하였다. 응축기의 UA값을 30% 향상시켰을 때 CFC 12의 경우 COP는 6.3%의 증가하였으며, HFC 134a는 7.6% 증가하였다. 따라서 응축기 UA값을 향상시키는 것이 증발기의 UA값을 증가시키는 것보다 유리하다는 것을 알 수 있었다.

3.3 팬풍량에 변화에 따른 시스템 영향

Fig. 12~15는 팬풍량 변화에 따른 사이클 특성 변화를 나타낸 것으로 냉장실과 냉동실의 풍량이 동일한 비율로 변할 경우에 있어서 수치해석을 수행하였다. 풍량이 증가하면 증발기의 공기측 열전달계수가 증가하게 되나 여기서는 풍량의 증가에 따른 증발기 UA값의 증가는 고려하지 않았다.

Fig. 14에서와 같이 팬풍량이 증가하면 증발온도는 상승하고 캐비닛 내부 온도는 내려간다. 따라서 캐비닛 외부로의 열손실이 많아지고, 냉동능력 또한 증가한다. 증발압력 상승으로 압축기 입구의 냉매 비체적이 감소함으로 Fig. 12와 같이 냉매 순환량이 증가하게 된다. 또한 냉매 순환량의 증가로 인하여 Fig. 13에서와 같이 냉동능력도 증가한다. 그리고 냉매순환량의 증가로 인하여 응축압력은 증

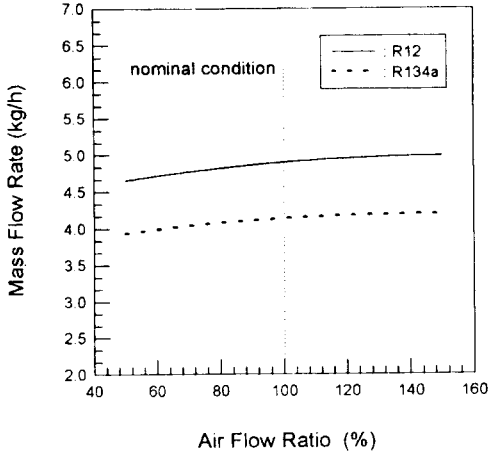


Fig. 12 Relation between air flow ratio and mass flow rate

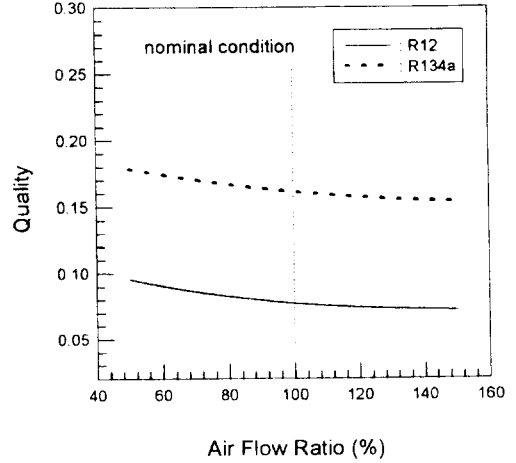


Fig. 15 Relation between air flow ratio and quality

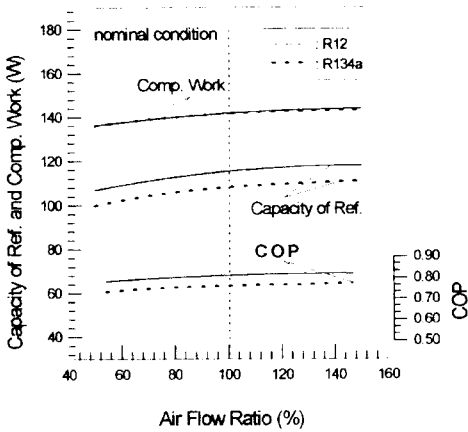


Fig. 13 Influence of air flow ratio on the capacity of refrigeration, compressor work and COP

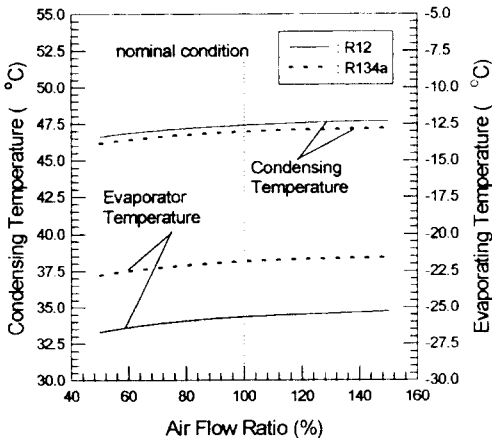


Fig. 14 Influence of air flow ratio on the condensing temperature and evaporation temperature

가하고 응축기에서의 방열량이 증가함으로써 Fig. 15와 같이 모세관 입구의 건도는 감소하게 된다.

4. 결 론

가정용 냉장고에 대하여 그 사이클을 수치해석적 모델링을 확립하고, CFC 12와 그 대체 냉매인 HFC 134a에 대한 사이클 해석을 통하여 가정용 냉장고에 대한 특성을 분석하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발기의 UA값이 증가함에 따라 냉매순환량, 증발온도, 응축온도, 냉동능력 및 압축일량이 증가하고 모세관 입구에서의 건도는 감소하는 경향을 보였다. 이것은 증발기의 UA값이 증가함에 따라 증발온도의 상승으로 냉매 순환량이 증가하기 때문이다. 따라서 냉동능력 및 압축일량의 증가에 의한 COP는 미미한 증가를 보인다. 이것은 증발기에서의 UA값의 향상으로는 시스템 전체의 성능향상을 기대하기 어렵다는 것을 말해 준다.

(2) 응축기의 UA값이 증가함에 따라 모세관 입구의 건도, 냉매순환량, 응축온도와 증발온도, 압축기 소요동력이 감소하고 냉동능력과 COP는 증가하는 경향을 보인다. 응축기 UA값의 변화에 따른 COP의 변화는 증발기의 UA값의 변화에 의한 영향보다 현저한 증가를 보이고 있다. 이것은 냉동시스템의 성능 향상을 위해서는 증발기의 설

계 향상보다 응축기에 더욱 치중하여야 한다는 것을 알 수 있다.

(3) 팬풍량이 증가함에 따라서 냉매순환량, 응축 온도, 증발온도, 냉동능력, 압축기 소요동력 등이 증가하며 모세관 입구에서의 건도는 감소하였다. 팬에 의한 동력의 소요는 COP 계산에 산정하지 않았으므로 팬풍량 증가시 COP 증가는 미미할 것이다. 따라서 팬풍량에 의한 냉동시스템의 성능향상은 기대하기 어렵다.

(4) HFC 134a와 CFC 12의 압축기 입구에서의 비체적 차이로 인하여 HFC 134a의 냉매 순환량이 CFC 12에 비하여 상대적으로 적다. 압축기에서의 소요 동력은 유사하게 나오며 냉동능력은 냉매 순환량에 따라 HFC 134a가 CFC 12보다 작다. 따라서 기존 CFC 12에서 사용한 설계사양의 변화 없이 HFC 134a를 사용할 경우 COP는 떨어짐을 알 수 있다.

이상에서와 같이 가정용 냉장고의 증발기와 응축기, 팬풍량 등의 설계 사양에 초점을 맞추어 이것이 사이클의 특성에 미치는 영향을 평가해 보았으며, 사이클에 지배적인 영향을 미치는 인자를 알 수 있었다.

참고문헌

1. M. J. Molina and f. S. Rowland, 1974, "Stratospheric sink for chlorofluoromethanes ; chlorine atom catalyzed destruction of ozone", Nature, Vol, 249, pp. 810~812
2. The Montreal Protocol, 1987, Brief Book Alliance for Responsible CFC Policy, Dec.
3. Montoreal protocol on substances that depletes the ozone layer, 1987, Final Act, UNEP
4. S. Devotta, S. Gopichand, 1992, "Comparative assessment of HFC134a and some refrigerants as alternatives to CFC12", Int. J. Refrig. Vol. 15, No. 2, pp. 112~118
5. B. Petersson, H. Thorsell, 1990, "Comparison of the Refrigerants HFC134a and CFC12", Int. J. Refrig., Vol. 13, pp. 176-180.
6. S. Devtta, S. Gopichand, 1992, "Theoretical Assessments of HFC134a and Alternatives to CFC12 as Working Fluids for Heat Pumps", Applied Energy, Vol, 41, pp285~299
7. A. E. Vindyard, J. R. Sand, W. A. Miller, 1989, "Refrigerator-freezer energy testing with alternative refrigerant", ASHRAE Trans., Vol, 95, Part, pp.205~210
8. K. Kim, U. C. Spindler, D. Jung, R. Radermacher, 1993, "R22/R152a mixtures and Cyclopropane(RC270) as substitutes for R12 for single evaporator refrgerators simulation and experiments", ASHRAE Trans., Vol. 99, Part 1, pp 1439~1446
9. R. W. James, J. F. Missenden, 1992, "The use of propane in domestic refrigerators", Int. J. of Refrig. Vol. 15, No. 2, pp. 95~100
10. 임병한, 박윤범, 유환규, 정동수, 김종보, 1995, "프로판/이소부탄 혼합냉매를 적용한 가정용 냉장고의 성능에 관한 연구", 공기조화·냉동공학회 논문집, Vol. 7, No. 2, pp. 249~265
11. C. C. Hiller, L.R. Glickman, 1976, "Improving Heat Pump Performance via capacity control-Analysis and Test", Report No. 24525 - 96, Massachusetts Institute of Technolgy, 1976.
12. S. K. Fischer, C. K. Rice, 1983, "The Oac Ridge Heat Pump Models : I. A Steady-state Computer Desing Model for Air-to-Air Heat Pumps", ORNL/CON-80/R1
13. P. domanski, 1982, "Computer Modeling and Prediction of Performance of an Air-source Heat Pump with a capillary Tube", America Univ., Washington D.C.
14. M. Dhar, W. Soedel, 1979, "Transient analysis of vapor compression refrigeration system", Proc. XVth int. compress of Refrigeration, Venice, Italy.
15. H. Yasuda, S. Touber, C. H. M. Machielsen, 1983, "Simulation Model of a Vapor Compression Refrigeration System", ASHRAE Transaction, Vol. 89, Part 2, pp. 408~425
16. M. J. P. Janssen, L. J. M. Juijpers, J. A. de Wit, 1988, "Theoretical and Experimental investigation of a Dymamic model for Small Refrigeration Systems", Proc. of the 1988 I.I.R. Meeting, commissions B1, B2, E1, E2, Purdue Univ. USA, pp.

- 245~257
17. C. Melo, R. T. S. Ferreira, R. H. Pereira, A. L. M. Aranda, 1990, "Impact of the capillary Tube and condenser Modelling Approach on the Performance of a dynamic Simulation Program for domestic Refrigerators", Proc. of the 1990, I.I.R. Meeting, commission B1, B2, E1, E2, Purdue Univ. USA, pp. 120~129
 18. 한인철, 박진구, 1992, "가정용 전기냉장고의 냉동 사이클 전산해석", 공기조화·냉동공학회 논문집, 제4권, 제4호, pp. 277~287
 19. J. Gallagher, M. Huber, G. Morrison, and M. McLinden, 1993, "NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database", U.S. Department of Commerce National Institute of Standards Technology