

## 열교환기 전열용량이 냉동시스템의 성능에 미치는 영향

김 제 봉<sup>†</sup>, 김 수 연<sup>\*</sup>, 정 평 석<sup>\*</sup>, 조 경 철<sup>\*\*</sup>

대구미래대학 컴퓨터응용기계과, <sup>\*</sup>영남대학교 기계공학부, <sup>\*\*</sup>영남대학교 대학원

### Performance Characteristics with Capacities of Heat Exchangers of a Refrigeration System

Je-Bong Kim<sup>†</sup>, Soo-Youn Kim<sup>\*</sup>, Pyung-Suk Jung<sup>\*</sup>, Kyung Chul Cho<sup>\*\*</sup>

Department of Computer Applied Mechanics, Daegu Mirae College, Kyongsan 712-716, Korea

<sup>\*</sup>School of Mechanical Engineering, Yeungnam University, Kyongsan 712-749, Korea

<sup>\*\*</sup>Graduate School of Mechanical Engineering, Yeungnam University, Kyongsan 712-749, Korea

(Received November 7, 2002; revision received January 16, 2003)

**ABSTRACT:** The geometric size and the refrigeration capacity of a refrigeration system are strongly dependent on the capacity of heat exchanger, which is one of the key design parameters. In this paper, the effect of the capacities of heat exchangers on the performance of a real refrigeration system operated in a vapor compression cycle was analyzed by the numerical simulation. From the results, the conditions that gave the maximum values of the refrigeration capacity or COP were respectively determined as a function of the capacities of condenser and evaporator under the given ambient and operating condition.

**Key words:** Refrigeration system(냉동시스템), Performance analysis(성능해석), Capacity of heat exchanger(전열용량), Design condition(설계조건)

#### 기 호 설 명

$COP$  : 성능계수

$h$  : 비엔탈피 [kJ/kg]

$\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]

$N$  : 압축기회전수 [RPM]

$P$  : 압력 [kPa]

$\dot{Q}$  : 냉동용량, 열전달량 [kW]

$R_p$  : 압력비,  $P_{dis}/P_{suc}$

$T$  : 온도 [°C]

$u$  : 열교환기의 전열용량비,  $UA_{cd}/UA_T$

$UA$  : 전열용량, 열관류율×전열면적 [W/K]

$v$  : 비체적 [ $m^3/kg$ ]

$V_d$  : 압축기 배제체적 [ $m^3$ ]

$\dot{W}$  : 압축기 투입일 [kW]

$x$  : 건도

#### 그리스 문자

$x$  : 폴리트로픽 지수

$\eta_m$  : 기계효율

$\eta_v$  : 체적효율

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-53-810-9387; fax: +82-53-810-9267

E-mail address: jbkim@dmc.ac.kr

#### 하첨자

$cd$  : 응축기

<i>dis</i>	: 압축기 출구
<i>ev</i>	: 증발기
<i>H</i>	: 고온부(대기)
<i>i</i>	: 입구
<i>J</i>	: 각 열교환부분(1, 2, 3, 4, 5)
<i>L</i>	: 저온부(냉동공간)
<i>ln</i>	: 대수평균값
<i>o</i>	: 출구
<i>ref</i>	: 냉매
<i>sub</i>	: 과냉도
<i>suc</i>	: 압축기 입구
<i>sup</i>	: 과열도
<i>T</i>	: 전체(Total)

## 1. 서 론

냉동기나 에어컨과 같은 장치는 외부에서 투입된 기계적 일에 의해 저온측의 열을 고온측으로 이동시킨다. 따라서 이러한 냉동시스템은 열을 흡수하고 배출하는 열교환과정을 가지고 있다. 또한 모든 열교환기는 유한한 전열용량을 가지고 있으므로 주어진 양의 열을 전달하기 위하여 적절한 크기의 온도차가 주어져야 하고, 냉동시스템에는 이러한 열전달에 따른 비가역성이 포함되게 된다. 열역학 제2법칙적 관점에서 보면, 냉동사이클 자체는 대체로 상당한 정도로 가역적인 작동을 하기 때문에 사이클 외부와의 비가역 열전달이 냉동시스템의 성능에 큰 영향을 미친다고 볼 수 있다.

일반적으로 냉동시스템의 성능은 냉동공간으로부터 흡수한 열량과 성능계수로 표현되며, 냉동용량은 시스템의 출력을, 성능계수는 시스템의 에너지 변환효율을 의미한다. 또한 이들 성능은 운전상태와 장치의 규모, 즉 운전조건과 설계조건에 의하여 결정된다. 운전조건은 주어진 장치에 대하여 운전상태를 결정하는 것이며, 그 변수로는 장치를 순환하는 냉매의 유량, 구성기기의 각 지점에서의 온도 및 압력 등이 있다. 설계변수는 장치의 규모를 결정하는 것이며, 위의 운전변수를 포함하여 응축기와 증발기의 전열용량 및 이들 값의 비인 전열용량비 등이 있다. 이들 설계변수를 적절하게 조절함으로써 주어진 요구사항들을 만족하는 적절한 용량의 냉동시스템을 구성할

수 있다. 냉동시스템의 설계시 경제적 최적조건은 대체로 냉동공간과 외기의 온도가 설정된 상태에서 소요 냉동부하를 최소의 비용으로 처리하여야 하는 것이다. 이러한 경제적 최적 설계조건은 열경제학적으로 문제를 풀어야 얻을 수 있지만,<sup>(1,2)</sup> 이 조건은 열역학적으로 최대 출력조건과 최대 효율조건 사이에 존재한다고 알려져 있다.<sup>(3)</sup> 이에 따라 본 연구에서는 응축기와 증발기의 전열용량이 냉동시스템의 규모를 결정하는 주요 설계변수의 하나이므로, 이를 주된 변수로 하여 최적 설계조건을 살펴보고자 한다.

열교환기의 전열용량( $UA$ )은 열전달면적( $A$ )과 그 면적에 기준을 둔 평균 열관류율( $U$ )를 곱한 양이다. 냉동시스템에서 외부조건과 입력조건이 주어진 경우, 그 냉동용량은 열교환기의 전열용량에만 의존하며, 이것이 유일한 설계변수가 된다. 또한 두 열교환기의 전열용량의 합 ( $UA$ )<sub>T</sub>이 주어질 경우 그들의 전열용량비가 새로운 변수로서 중요한 의미를 가지게 된다. 왜냐하면, 냉동용량은 열교환기의 전체 전열용량에 따라 단조 증가하므로 전체 전열용량의 크기에 따른 냉동용량의 최대는 무의미하다고 볼 수 있고, 이에 따라 열교환기의 전체 전열용량이 일정한 값으로 주어질 때, 그 두 열교환기의 전열용량비에 대한 냉동용량의 최대가 문제로서 의미를 가지게 되기 때문이다. 그러므로 열교환기의 전체 전열용량이 주어질 경우, 최대 냉동용량 조건은 응축기와 증발기의 전열용량비에 의해 결정된다는 것을 알 수 있다. 여기서 전열용량비  $u$ 는 전체 전열용량에 대한 응축기의 전열용량의 비로서  $u = (UA)_{cd} / (UA)_T$ 와 같이 정의되고,  $(UA)_{cd}$ 는 응축기의 전열용량이다.

열교환기의 전열용량비와 관련된 연구결과를 살펴보면, 가역 사이클로 작동하는 단순 냉동시스템의 경우 냉동용량과 성능계수는 전열용량비에 대하여 극대값을 가지며, 이 값은 증발기와 응축기의 전체 용량이 주어졌을 때 그 시스템이 낼 수 있는 최대 냉동용량과 최대 성능계수를 나타낸다.<sup>(4)</sup> 또한 이 값은  $u=0.5$ 일 때 얻어진다. 이것은 증발기와 응축기의 전열용량이 서로 같은 경우에 해당된다. 이 조건은 열원의 온도나 작동조건과는 무관하게 일정한 값으로 주어지고, 공학적으로 볼 때 에너지 변환장치의 열교환기 용

량의 결정에 대한 하나의 지표로 볼 수 있다. 한편, 비가역 사이클로 작동하는 단순 냉동시스템에 대한 해석결과를 살펴보면, 외부조건과 입력이 주어질 경우, 사이클의 비가역 정도가 증가함에 따라 냉동용량 및 성능계수의 최대조건에서  $u$ 의 값이 0.5보다 점차 커지는 것으로 나타난다.<sup>(4)</sup> 이는 비가역 사이클로 작동하는 냉동시스템의 경우 응축기의 전열용량이 증발기의 것에 비하여 커야 한다는 것을 의미한다. 그러므로 실제 냉동시스템은 구성기기에서의 비가역성이 존재하고, 이로 인하여 어느 정도 비가역적으로 작동하기 때문에 최대 냉동용량 및 최대 성능계수 조건에서 응축기의 전열용량이 증발기의 전열용량보다 커야 한다.

앞서 언급한 이러한 결과는 역카노 사이클로 작동하는 가장 단순한 냉동장치에 대하여 이루어진 것이며, 이들 결과와 실제 냉동시스템에 대한 해석결과를 서로 비교하거나 분석한 결과는 거의 없는 형편이다. 전열용량에 대한 냉동용량 및 성능계수의 최대 조건은 냉동시스템의 규모를 결정하는 중요한 설계조건이라는 점에서 해석결과의 검증이 매우 필요하다고 볼 수 있다. 따라서 본 연구에서는 실제 냉동시스템의 한 예에 대하여 실험에 의해 얻어진 자료를 이용한 사이클 시뮬레이션을 수행하고, 응축기와 증발기의 전열용량과 그 전열용량비가 흡수열량 및 성능계수에 미치는 영향을 살펴보고, 냉동용량과 성능계수가 최대가 되는 조건도 탐색하였다.

## 2. 사이클 해석

대표적인 냉동사이클인 증기압축식 냉동시스템은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 압축기, 응축기, 팽창밸브, 그리고 증발기 등으로 이루어져 있다.

본 연구에서는 외부조건과 시스템을 구성하는 각 구성품의 특성을 다음과 같이 모델링하여 사이클 시뮬레이션을 수행하였으며,<sup>(5)</sup> 응축기와 증발기의 전열용량과 그 용량비가 냉동시스템의 성능에 미치는 영향을 중심으로 살펴보았다.

### 2.1 압축기

압축기의 특성은 냉매의 질량유량  $\dot{m}_{ref}$ , 입구와 출구의 엔탈피, 소요동력  $\dot{W}$ , 기계효율  $\eta_m$ , 압

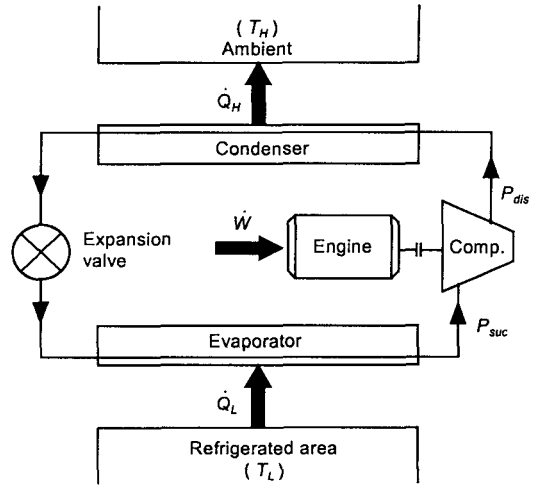


Fig. 1 Schematic diagram of the vapor compression type refrigeration system.

축기의 배제체적  $V_d$ , 회전수  $N$ 에 따른 체적효율  $\eta_v$ , 압축과정의 특성을 나타내는 폴리트로픽 지수  $x$  등으로 나타낼 수 있고, 그들 사이의 관계는 식(1), (2), (3)과 같다.

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}_{ref}(h_{dis} - h_{suc})}{\eta_m} \quad (1)$$

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ref} v_{suc}}{V_d N / 60} \quad (2)$$

$$x = \ln\left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right) \bigg/ \ln\left(\frac{v_{suc}}{v_{dis}}\right) \quad (3)$$

여기서 기계효율, 체적효율, 그리고 폴리트로픽 지수는 압축기의 회전수에 따른 함수로써 실험으로부터 얻은 값을 사용하였다. 또한 냉매의 유량  $\dot{m}_{ref}$ 는 압축기 배제체적  $V_d$ , 압축기 입구의 비체적  $v_{suc}$ 과 체적효율  $\eta_v$ 에 따라 식(2)로 계산된다. 냉매의 압축과정은 폴리트로픽 과정으로 보았으며, 따라서 압축기의 출구상태를 비체적, 압력비, 폴리트로픽 지수의 함수로써 식(4)와 식(5)과 같이 나타낼 수 있다.

$$v_{dis} = v_{suc} \left[ \frac{P_{suc}}{P_{dis}} \right]^{1/x} \quad (4)$$

$$T_{dis} = f(P_{dis}, v_{dis}) \quad (5)$$

여기서 함수  $f$ 는 냉매의 상태방정식을 표시한다.

2.2 열교환기

에어컨과 같은 냉동시스템의 응축기와 증발기는 대체로 고밀도 열교환기로 되어 있고, 운전상태에 따라 변화하는 열손실 및 압력강하를 가지고 있다. 하지만 본 연구에서는 응축기와 증발기의 해석에서 압력강하와 열손실은 없는 것으로 가정하였으며, 그들의 전열용량 및 그 전열용량비가 시스템의 성능에 미치는 영향을 살펴보는 데 중점을 두었다.

Fig. 2에서 보는 바와 같이 응축기는 세 부분으로, 즉 과열부 응축부, 과열부로, 증발기는 두 부분으로, 즉 증발부와 과열부로 나누어 해석하였다. 각 부분에서 냉매와 열원 사이의 열전달량은 식(6)과 같다.

$$\dot{Q}_J = \dot{m}_{ref} \Delta h_J = UA_J \Delta T_{ln,J} \quad (6)$$

여기서,  $J = 1 \sim 5$

여기서  $UA$ 는 열교환기의 전열용량으로서 열관류계수  $U$ 와 전열면적  $A$ 의 곱을 나타낸다. 그리고  $\Delta T_{ln}$ 은 냉매와 대기온도 및 냉동부 온도 간의 대수평균 온도차를 나타내며, 응축기와 증발기 모두를 대향류 열교환기로 보고 계산되었다.

실제 사이클의 경우, 전열용량비  $u$ 는 응축기의

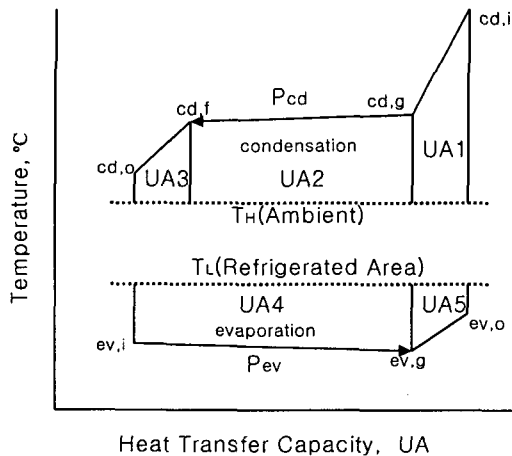


Fig. 2 Temperature-heat transfer capacity diagram of the refrigeration system.

Table 1 Operating parameters and operating conditions in cases of the system simulation

Parameter	Unit	Operation condition	
		Base condition	Calculation area
$N$	RPM	1800	1000~2200
$UA_T$	W/K	600	500~700
$u$	.	0.5	0.4~0.7/0.4~0.8
$T_L$	°C	25	20~30
$T_H$	°C	35	20~30
$\Delta T_{sub}$	°C	5	
$\Delta T_{sup}$	°C	10	
Refrigerants		R134a(HFC-134a)	

전열용량  $UA_{cd}$ 와 증발기의 전열용량  $UA_{ev}$ 의 합을  $UA_T$ 로 두고 다음 식과 같이 정의하였다.

$$UA_{cd} + UA_{ev} = UA_T \quad (7)$$

$$u = \frac{UA_{cd}}{UA_T} \quad (8)$$

$u$ 의 값은 0과 1 사이에 존재하고,  $u=0.5$ 인 경우 응축기와 증발기의 전열용량이 서로 같다.

2.3 시뮬레이션

이상의 각 구성부품의 특성 및 관계식들을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였으며, 계산시 시스템은 정상상태였고, 주어진 조건 및 주요 변수의 계산범위는 Table 1과 같다. 주요 변수는 압축기의 회전수, 응축기 및 증발기의 전체 전열용량 및 전열용량비이다. 그리고 과냉도는 5°C, 과열도는 10°C로 각각 고정되었다. 이들 값들은 시뮬레이션의 대상인 실제 냉동시스템의 실험을 통하여 얻은 자료 자체이거나 그 자료들을 기준으로 하여 설정한 것이다.

3. 실험

냉동시스템을 수치적으로 해석할 때 필요한 폴리트로픽 지수, 압축기의 체적효율과 기계효율 등에 대한 자료, 응축기와 증발기의 전열용량의 크기 및 전열용량비에 대한 기본자료를 제공하기

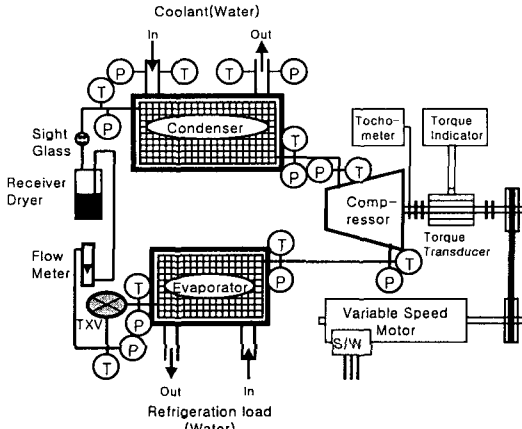


Fig. 3 Schematic diagram of the experimental apparatus.

위하여 비교적 제한된 범위에서 실제 사이클에 대한 실험을 수행하였다. 아울러 몇 개의 실험 결과와 수치해석의 결과를 서로 비교하였다.

냉동시스템은 실제 자동차 에어컨시스템으로 구성된 것이고, 실험장치는 Fig. 3에서 보는 바와 같다. 사용된 냉매는 R134a이며, 이것은 R12의 대체냉매로써 열역학적 물성이 우수하고 냉동기 내에서 다른 물질들과 호환성이 좋은 것으로 알려져 있다.<sup>(6)</sup> 실험장치는 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브, 리시브드라이어 및 각 부품의 연결배관과 2차유체공급부, 온도 및 압력측정부, 모터구동부, 동력측정부, 데이터처리부 등의 주변장치들로 이루어져 있다.

압축기는 자동차용 에어컨에 사용되는 것으로 구동축이 외부로 나와 있는 개방형이다. 그것은 가변속 전기모터로 구동되고, 구동부는 회전수를 다양하게 조절할 수 있게 제작되었다. 압축기의 소요동력을 측정하기 위하여 토크변환기를 모터풀리와 압축기 사이에 일축으로 설치하여 구동토크를 실시간으로 측정하였다. 응축기와 증발기에서의 열교환은 2차유체를 이용하였으나, 증발기의 경우 2차유체의 결빙을 방지하기 위해 물과 에틸렌-글리콜을 체적비 50 : 50으로 혼합하여 사용하였다. 온도와 압력은 압축기, 응축기, 증발기의 입·출구와 팽창밸브 입구의 7개 위치에서 측정되었으며, 냉매의 상태를 관찰하기 위해 응축기 출구, 팽창밸브 입구 및 증발기 출구에 냉매 투시경(sight glass)을 설치하였다. 2차유체 및

Table 2 Experimental conditions

Refrigerants		HFC-134a
Refrigerants weight [kg]		0.45
Compressor	RPM	1000/1400/1800/2200
Condenser	$\dot{m}_w$ [kg/s]	$0.25 \pm 0.002$
	$T_{w,i}$ [°C]	$9.7 \pm 0.1$
Evaporator	$\dot{m}_w$ [kg/s]	$0.23 \pm 0.002$
	$T_{w,i}$ [°C]	$6.5 \pm 0.1$

냉매의 각 부분의 온도측정은 T형 열전대를 사용하고, 측정된 온도는 데이터로그(HP NetDAQ)를 통해 PC에 저장한 후 처리하였다. 실험조건은 Table 2와 같다.

#### 4. 결과 및 검토

##### 4.1 계산결과의 타당성 검토

계산결과의 타당성을 확인하기 위하여 실험결과와 계산결과를 하나의 경우에 대하여 서로 비교하였다. Fig. 4은 압축기의 회전수에 따라서 실험과 계산에서 구한 냉동시스템의 냉동용량, 압축기의 투입일, 그리고 성능계수를 서로 비교한 것이다. 그림에서 보듯이 정성적으로 볼 때 그 경향은 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 그리고 정량적으로 볼 때 압축기로 투입되는 일의 경우 계산결과는 실험결과와 차이가 매우 적으나, 냉동용량의 경우 계산결과가 실험결과보다 약간 크게 나타났다. 실험과 계산의 이러한 오차는 시를

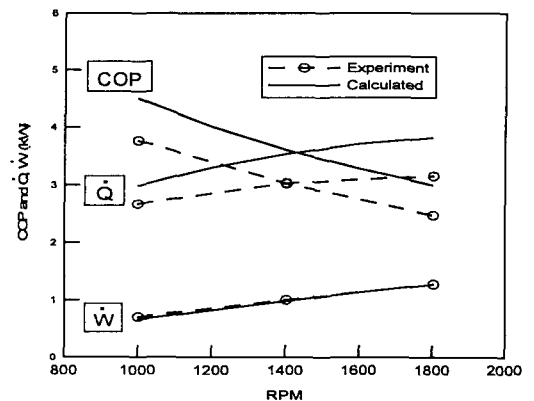


Fig. 4 COP, refrigeration capacity and compression work as a function of RPM.

레이션에서 실제 실험장치에서 발생하는 압력강하, 응축기 출구에서 과냉도의 변화, 증발기 출구에서 과열도의 변화, 운전조건에 따른 응축기 및 증발기의 전열용량의 변화 등을 무시한 것에 기인한다고 볼 수 있다. 전반적으로 볼 때, 시뮬레이션 결과는 냉동시스템의 성능을 잘 예측하고 있다고 볼 수 있다.

#### 4.2 실제 냉동시스템의 전열용량

응축기와 증발기의 전열용량은 냉동시스템의 규모를 결정하는 주요 설계변수이다. 따라서 본 연구의 주된 변수는 증발기와 응축기의 전열용량과 그들 사이의 용량비이다. 그리고 시뮬레이션을 수행할 때 전체 전열용량을 어떤 값으로 주고, 여러 가지 전열용량비로, 즉 응축기와 증발기의 전열용량을 여러 가지로 배분하였다. 이때 전체 전열용량과 전열용량비의 선택을 위하여 실제 냉동시스템의 전열용량을 살펴보았다.

Fig. 5는 실제 냉동시스템의 한 예에 대하여 압축기 회전수에 따른 증발기, 응축기, 그리고 전체의 전열용량의 변화를 측정된 것을 보여주고 있다. 그림에서 보듯이 동일한 증발기와 응축기이지만 운전상태에 따라 각각의 전열용량과 그 전체 전열용량은 변하고 있다. 그 이유는 압축기의 회전수가 변화함에 따라 증발기와 응축기를 흐르는 냉매의 유량과 그 상태가 변하게 되고, 이에 따라 증발기와 응축기의 열관류율도 변화하기 때문이다. 그러나 각각의 전열용량의 변화와 전체

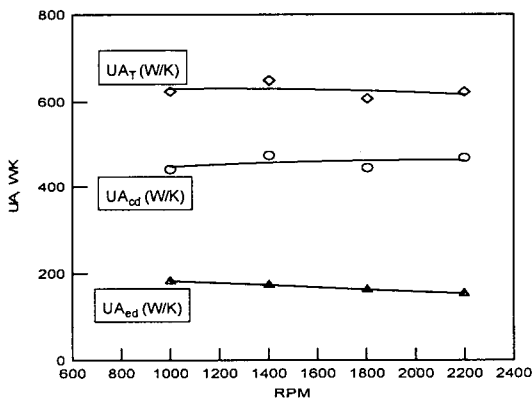


Fig. 5 Measured heat transfer capacity of a real refrigeration system as a function of compressor speed.

전열용량의 변화는 비교적 적고, 또한 전열용량비의 변화도 비교적 적음을 알 수 있다. 본 연구의 회전수 범위 내에서 응축기와 증발기의 측정된 전열용량의 평균은 각각 457.34 W/K, 168.55 W/K 이고, 각각의 표준편차는 16.88 W/K, 12.58 W/K 로써 편차율이 각각 3.69%, 7.46%였으며, 이는 전체 전열용량에 대해서는 편차율이 2.0~2.7%에 불과했다.

본 연구에서는 이러한 실험결과를 근거로 증발기와 응축기 전열용량 및 그들의 합인 전체 전열용량을 선택하여 시뮬레이션을 수행하였다.

#### 4.3 시뮬레이션 결과 및 검토

이제 시뮬레이션 결과를 중심으로 본 연구의 결과들을 살펴보기로 하자. 냉동시스템의 냉동용량과 성능계수는 증발기와 응축기의 전열용량과 그 용량비, 외부조건, 그리고 운전조건과 같은 인자들에 의해 크게 영향을 받는다. 본 연구에서는 전체 전열용량과 전열용량비에 따른 성능을 주로 살펴보기 위하여 실험에 근거한 값을 기준으로 외부조건을 고정하였고, 운전조건도 두 가지 경우, 즉 압축기의 입력이 일정한 경우와 압축기의 회전수가 일정한 경우로 고정하였다. 운전조건을 이렇게 고정한 것은 주어진 외부조건에 대하여 자동차용 에어컨의 운전상태가 주로 엔진의 회전수와 압축기의 투입일에 의해 결정된다고 볼 수 있기 때문이었다.

먼저 압축기로 투입되는 일이 일정한 경우를 살펴보자. 이것은 동일한 입력에 대하여 증발기와 응축기의 전열용량 및 그 용량비에 따른 성능의 변화를 살펴본 것이다.

압축기의 투입일이 어떤 값으로 일정하다는 것은 바로 압축기가 전기모터의 정격출력이 의해 구동된다는 것을 의미한다. 비슷한 개념으로 자동차 에어컨 시스템의 경우도 압축기의 정격 소요입력이 있다고 볼 수 있으며, 압축기 투입일이 일정한 경우는 바로 압축기가 정격 소요입력 상태로 운전되는 경우로 볼 수 있다. 대부분의 냉동시스템의 경우, 설계를 할 때 이미 가동 후 정상상태에 도달하게 되면 어떤 압축기 투입일 상태로 되도록 설정되어 있다고 볼 수 있다.

Fig. 6은 압축기 투입일이 4kW로 일정한 경우 응축기와 증발기의 전체 전열용량  $UA_T$ 와 전열용량비  $u$ 에 따른 냉동용량을 보여준다. 그림에서

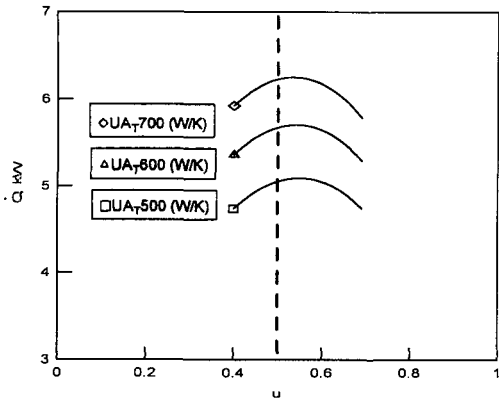


Fig. 6 Refrigeration capacity of a real system as a function of  $u$  and  $UA_T$  ( $\dot{W}=4$  kW).

보듯이 전체 전열용량에 따른 냉동용량은 단조 증가하고 있다. 그리고 냉동용량은 전열용량비에 따라 증가하다가 감소하는 경향을 보이고, 최대값을 가지고 있다. 이것은 주어진 전체 전열용량에 대해 응축기와 증발기가 각각 적절한 크기의 전열용량을 가질 때 냉동시스템의 출력, 즉 냉동용량이 최대가 된다는 것을 의미한다. 설계의 관점에서 보면, 냉동용량이 최대가 되는 지점에서  $u$ 의 값은 주어진 전체 용량에 대해 냉동용량을 최대로 하기 위하여 응축기와 증발기 각각의 전열용량을 어떻게 배분할 것인가에 대한 하나의 해답을 제시해 준다. 냉동용량이 최대가 되는 전열용량비의 값은  $u=0.53\sim 0.55$ 인 범위에서 있으며, 이 값은 역카노 사이클로 작동하는 냉동시스템의 냉동용량이 최대가 되는 전열용량비  $u=0.5$ 에 상당히 가까운 수치이다. 실제 냉동시스템의 경우 어느 정도의 비가역성이 존재하므로 냉동용량이 최대가 되는  $u$ 의 값은 0.5보다 당연히 커야 하지만,  $u$ 의 값이 0.5 부근에 있다는 것은 그 냉동시스템이 상당히 가역적으로 작동하고 있음을 의미한다.

Fig. 7 역시 압축기 투입일이 4kW로 일정할 때 전체 전열용량과 전열용량비에 따른 성능계수를 보여주고 있다. 그림에서 보듯이 성능계수는 앞서 언급한 Fig. 5에서의 냉동용량과 동일한 경향을 보인다. 이는 성능계수가 냉동용량을 압축기 투입일로 나눈 값으로 정의되어 있고, 동시에 압축기 투입일이 일정하기 때문에 나온 결과이다. 따라서 압축기 투입일이 일정한 경우, 주어진 전체 전열용량에 대하여 냉동용량과 성능계수는 동

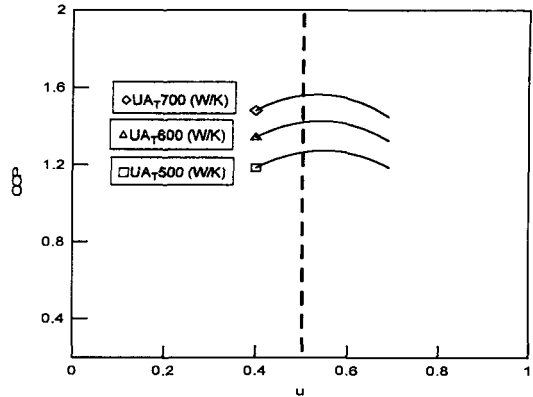


Fig. 7 Coefficient of performance of a real system as a function of  $u$  and  $UA_T$  ( $\dot{W}=4$  kW).

일한 전열용량비에서 최대가 된다. 설계시 냉동용량 혹은 성능계수를 목적함수로 한다면 그 함수의 값이 최대가 되는 전열용량비가 최적 전열용량비로써 최적 설계조건이 되는데, 압축기 투입일이 일정한 경우는 냉동용량과 성능계수 모두에 대한 최적 전열용량비가 서로 일치하고 있다는 것을 알 수 있다.

다음으로 압축기의 회전수가 일정한 경우를 살펴보자. Fig. 8은 회전수가 1800 RPM으로 일정한 경우에 대하여 증발기와 응축기의 전열용량 및 그 용량비에 따른 냉동시스템의 냉동용량을 보여준다. 그림에서 보듯이 전체 전열용량에 따른 냉동용량은 단조 증가하고 있고, 전열용량비에 대하여 최대값을 가지고 있다. 그리고 냉동용량이

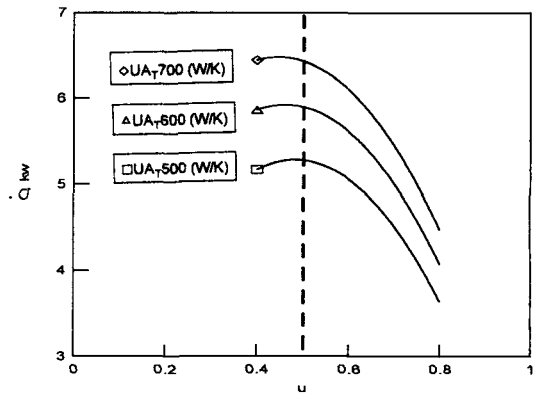


Fig. 8 Refrigeration capacity of a real system as a function of  $u$  and  $UA_T$  ( $N=1800$ ).

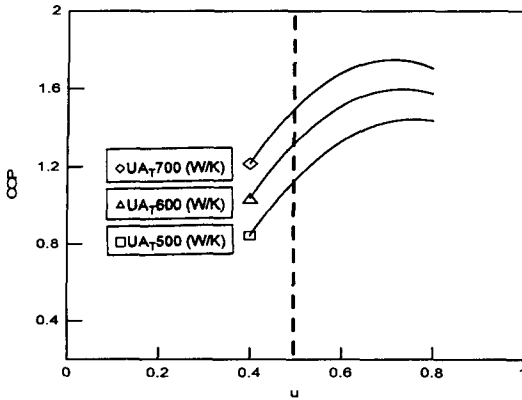


Fig. 9 Coefficient of performance of a real system as a function of  $u$  and  $UA_T$  ( $N=1800$ ).

최대가 되는 전열용량비의 값은  $u=0.4\sim 0.48$ 인 범위에서 있으며, 이 값은 역카노 사이클로 작동하는 냉동시스템의 냉동용량이 최대가 되는  $u=0.5$ 에 상당히 가까운 값이다. 하지만 이 값은 앞서 언급한 압축기 투입일이 일정한 경우에 비하여 작은 값인데, 이는 회전수가 일정할 경우 전열용량비에 따라 압축기로 투입되는 일도 함께 변하는 데에 기인한다.

Fig. 9은 역시 압축기 회전수가 일정한 경우 전체 전열용량과 전열용량비에 따른 성능계수를 보여주고 있다. 그림에서 보듯이 성능계수는 앞서 언급한 Fig. 8에서의 냉동용량과 동일하게 전체 전열용량에 따라 단조 증가하고, 전열용량비에서 대하여 최대값을 가지고 있다. 하지만 성능계수가 최대가 되는 전열용량비의 값은  $u=0.65\sim 0.75$ 인 범위에 있고, 이 값은 냉동용량이 최대가 되는  $u$ 의 값과는 많은 차이가 있다. 물론 역카노 사이클로 작동하는 냉동 시스템의 성능계수가 최대가 되는 전열용량비  $u=0.5$ 와도 매우 큰 차이가 난다. 이는 압축기 회전수가 일정할 때 전열용량비의 변화에 따라 압축기 투입일로 함께 변화하기 때문이다. 즉, 주어진 회전수로 작동하는 압축기를 가지고 있는 냉동시스템에서 증발기와 응축기의 크기가 달라지면 그 압축기로 투입되는 일도 함께 달라지게 된다.

또한 이 경우 주어진 전체 전열용량에 대하여 냉동용량과 성능계수가 최대가 되는 전열용량비는 서로 다르고, 그 값의 차이도 크다. 즉, 설계시 압축기 회전수를 매개변수로 하고 냉동용량

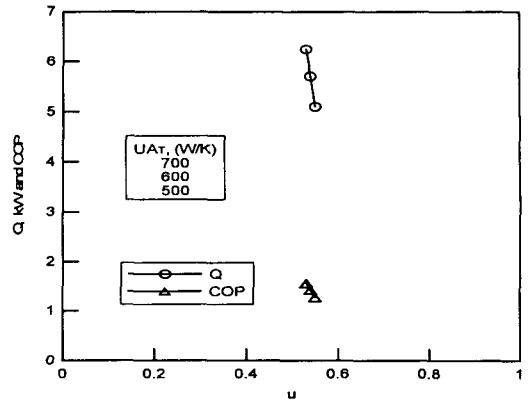


Fig. 10 Maximum COP and maximum refrigeration capacity as a function of  $u$  and  $UA_T$  ( $\dot{W}=4$  kW).

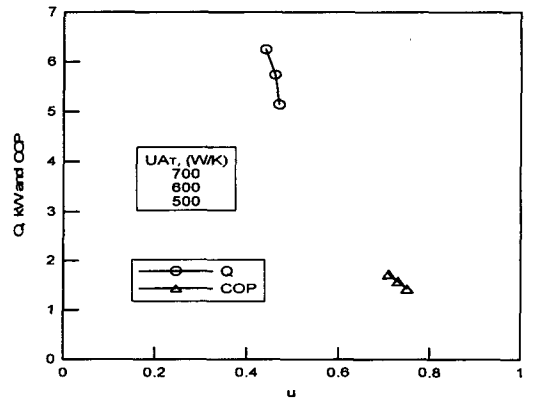


Fig. 11 Maximum COP and maximum refrigeration capacity as a function of  $u$  and  $UA_T$  ( $N=1800$  RPM).

혹은 성능계수를 목적함수로 한다면, 그 함수의 값이 최대가 되는 전열용량비는 서로 다르게 된다. 이러한 경우 설계시 냉동용량이 최대가 되는 전열용량비와 성능계수가 최대가 되는 전열용량비에 적절한 가중치를 주어 평가하여 어떤 전열용량비를 선택하게 되며, 이 선택된 전열용량비가 최적 설계조건이 될 것이다.

Fig. 10과 Fig. 11은 시뮬레이션의 결과로서 냉동용량과 성능계수가 최대가 되는 점들을 각각 나타낸 것이다. Fig. 10은 압축기 투입일이 일정하게 주어진 경우이고, Fig. 11은 압축기 회전수가 일정하게 주어진 경우이다. 그리고 Fig. 12는 실제 냉동시스템의 한 예에 대하여 전열용량비에



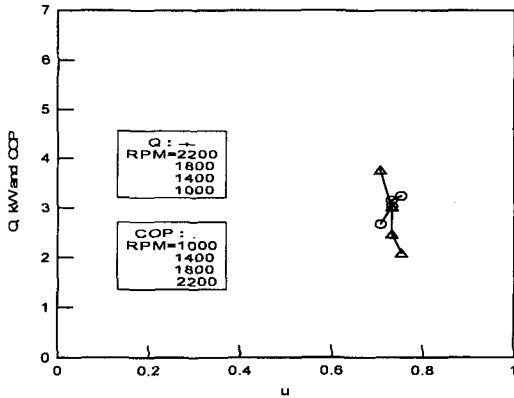


Fig. 12 Measured COP and refrigeration capacity of a real refrigeration system as a function of  $u$  and RPM.

다른 측정된 냉동용량과 성능계수를 보여주고 있다. 이들 세 그림으로부터 시뮬레이션에서 구한 냉동용량과 성능계수의 최대점과 실제의 경우들을 비교할 수 있다.

Fig. 12에서 보듯이 본 연구에서 채택한 실제 냉동시스템의 경우 측정된 전열용량비는  $u=0.7 \sim 0.75$ 의 범위에 있다. 이 값은 Fig. 11에 보는 바와 같이 압축기 회전수가 일정할 경우 냉동용량이 최대가 되는 조건과는 크게 다르고, 성능계수가 최대가 되는 조건과는 매우 근접하고 있다. 그리고 역카노 사이클로 작동하는 냉동시스템의 경우의  $u=0.5$ 와도 크게 차이가 난다. 이러한 결과로부터 본 연구의 실제 냉동시스템이 응축기로부터 외부공기 쪽으로 열을 충분히 잘 방출하기 위하여 응축기의 전열용량을 매우 크게 결정한 것으로 보여진다. 다른 한편으로 실제 냉동시스템은 냉동용량에 대한 요구조건을 만족시키면서 성능계수를 최대로 하도록 하는 설계에 의해 제작되었다고 볼 수도 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 R-134a를 냉매로 하는 실제 냉동시스템의 한 예를 모델링하여 사이클 시뮬레이션을 수행하고, 응축기와 증발기의 전열용량과 그 전열용량비가 냉동용량 및 성능계수에 미치는 영향을 살펴보았다. 그리고 최적 설계조건으로서 냉동용량과 성능계수를 최대로 하는 전열용량비도 탐색하였다.

그 결과, 냉동시스템의 냉동용량과 성능계수는 전체 전열용량에 따라 단조 증가하였고, 최적 조건으로서 이들을 최대로 하는 응축기와 증발기의 전열용량비가 확인되었다. 압축기 투입일이 주어진 경우, 냉동용량과 성능계수 모두가 최대가 되는 최적 전열용량비는 서로 일치하였고, 그 값은  $0.53 \sim 0.55$ 의 범위에 있었다. 그리고 압축기의 회전수가 주어진 경우, 냉동용량이 최대가 되는 전열용량비는  $0.4 \sim 0.48$ 의 범위에 있고, 성능계수가 최대가 되는 전열용량비는  $0.65 \sim 0.75$ 의 범위에 존재하였다. 이러한 최적 조건으로부터 냉동용량 혹은 성능계수를 최대하는 응축기와 증발기의 최적 전열용량을 결정할 수 있을 것이다.

## 후 기

이 논문은 2002년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었습니다.

## 참고문헌

1. Clark, J. A., 1986, Thermodynamic optimization: An interface with economic analysis, J. Non Equilib. Thermodyn., Vol. 10, pp. 85-122.
2. Wall, G., 1986, Thermo-economic Optimization of a heat pump system, Energy, Vol. 11, No. 10, pp. 957-967.
3. Jung, P. S. and Kim, S. Y., 1987, The optimal operation condition of heat engine. Transactions of the KSME, Vol. 11, No. 6, pp. 971-974.
4. Kim, S. Y. and Jung, P. S., 1990, Optimal design condition of refrigeration cycle with heat transfer process, Transactions of the KSME, Vol. 14, No. 1, pp. 225-229.
5. Kim, J. B. Shin, K. Y., Kim, S. Y. and Jung, P. S., 2000, Performance simulation for the optimal design of the refrigeration system, Korean Journal of Air-Conditioning Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 6, pp. 570-580.
6. Sun, J. W., Chae, S. N. and Jung, D. S., 2002, Effects of refrigerant and oil charged on the performance of an refrigeration system, Korean Journal of Air-Conditioning Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 8, pp. 617-625.