

# 습공기사이클 냉동시스템의 성능해석

## Performance Analysis of a Wet Air-Cycle Refrigeration System

원성필(Sung Pil Won)<sup>†</sup>

울산대학교 기계공학부

School of Mechanical Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

(Received July 29, 2014; revision received September 2, 2014; Accepted: September 3, 2014)

**Abstract** The objective of this study is to theoretically analyze the performance of an open wet air-cycle refrigeration system, which nowadays is increasingly generating environmental concern. The temperature and relative humidity of the outside air are selected as the most important parameters. As the temperature and relative humidity of the outside air increase, the pressure ratio of the ACM compressor is determined to be nearly constant, the air temperature at the exit of the system increases, and the amount of condensed water, the cooling capacity, the COP, and the total entropy production rate increase overall. The effects of the effectiveness of the heat exchanger and the efficiency of the turbine on the performance are greater than that of the efficiency of the ACM compressor. Also, the performance of the wet air-cycle refrigeration system with two heat exchangers is enhanced, with a high COP and low total entropy production rate, compared to the system with a single heat exchanger.

**Key words** Air-cycle refrigeration(공기사이클 냉동), COP(성능계수), Humidity ratio(습도비), Relative humidity(상대습도), Entropy production rate(엔트로피 생성률)

<sup>†</sup> Corresponding author, E-mail: spwon@mail.ulsan.ac.kr

### 기호설명

$COP$  : 성능계수  
 $c_p, c_v$  : 정압비열, 정적비열 [kJ/kg · K]  
 $h$  : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $k$  : 비열비(=  $c_p/c_v$ )  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]  
 $p$  : 압력 [kPa]  
 $PR$  : 압축기 압력비  
 $Q$  : 열률 [kW]  
 $R$  : 기체상수 [kJ/kg · K]  
 $s$  : 엔트로피 [kJ/kg · K]  
 $SP$  : 엔트로피 생성률 [kW/K]  
 $t$  : 온도 [°C]  
 $T$  : 절대온도 [K]  
 $w$  : 단위질량 당 일 [kJ/kg]  
 $W$  : 일률 [kW]

### 그리스 문자

$\omega$  : 습도비 [kgw/kg<sub>a</sub>]  
 $\phi$  : 상대습도  
 $\eta$  : 등엔트로피 효율

$\epsilon$  : 열교환기 효율

### 하첨자

$a$  : 건공기  
 $w$  : 수증기  
 $c$  : 냉각용 공기  
 $C$  : 압축기  
 $HX$  : 열교환기  
 $T$  : 터빈

## 1. 서론

공기사이클 냉동(Air-cycle refrigeration, 일명 역브레이튼사이클)은 Fig. 1(a)에서 보는 바와 같이 공기를 냉매로 사용하기 때문에 환경친화성뿐만 아니라 신뢰성이 매우 높은 장점을 갖고 있으나, 성능계수가 작기 때문에 항공기용 공기조화와 같은 특수한 목적을 위해서만 주로 사용되어 왔다. 그러나 최근 환경 규제에 의한 천연 냉매에 대한 관심이 높아지면서 공기는 가장 친화적인 냉매로 새롭게 주목받고 있으며, 다양한 용도로 공기사이클 냉동기술이 개발되고 있다.<sup>(1)</sup>

지난 50년 이상 항공기용 공기조화 장치에 적용한 공기사이클 분야에서는 상당한 연구결과가 축적되어 있으나,<sup>(9-10)</sup> 일반 냉동이나 공기조화용으로는 거의 사용되지 않았기 때문에 이에 대한 연구 자료는 매우 미흡하다. Bhatti<sup>(2)</sup>는 공기사이클 냉동시스템을 차량용 공기조화 장치에 적용했을 때의 성능을 이론적으로 광범위하게 분석하였고, Spence et al.<sup>(3-4)</sup>은 냉동트레일러용 공기사이클 냉동시스템의 시작품을 직접 제작하고 증기압축 냉동시스템인 모델명 Thermo King SL220과의 성능을 실험적으로 비교하였다. Wang et al.<sup>(5)</sup>은 고압수분분리기를 사용하는 공기사이클 냉동시스템의 일반공조장치로의 적용을 평가하고 수분분리기에서 응축된 고압수를 재사용함으로써 성능향상을 도모할 수 있다는 결과를 제시하였다. Kim et al.<sup>(6-7)</sup>은 공기, 질소 및 이산화탄소를 각각 작동 매체로 했을 때의 성능을 비교 분석하고, 설계 파라미터 분석을 통하여 고속회전수의 부분 부하 운전 시 압축기효율의 변화가 성능에 가장 큰 영향을 미친다는 결과를 제시하였다. 최근에 Won<sup>(8)</sup>은 건공기를 작동유체로 하는 공기사이클 냉동시스템에 대해서 외부 압축기의 압력비, 구성요소의 효율 등 다양한 성능 입력변수들의 변화에 따른 성능을 비교 분석하였다.

이상의 연구결과들을 종합적으로 검토해보면 해석 조건이나 실험 조건들에 따라 성능계수에 영향을 미치는 변수의 중요도가 다소 상이하고, 각 구성요소의 상대적인 중요성에 대한 비교결과가 다소 미흡한 편이며, 공조장치나 냉동시스템에 적용할 때 가장 중요한 입력변수인 외기온도나 상대습도에 대한 성능 비교분석도 미흡한 편이다. 따라서 본 연구는 외기온도와 상대습도의 변화가 성능에 어떤 영향을 끼치는지 자세히 검토하는데 일차적인 목적이 있으며, 일반 냉동 및 공기조화에 공기사이클 냉동의 적용 가능성을 평가하고자 한다. 본 연구에서는 Fig. 2(b)에서 보듯이 압축기를 외

부 압축기와 터빈 출력에 의해서만 구동되는 내부 압축기(또는 ACM 압축기)로 나누어 해석한다. 이 경우 외부 압축기의 압력비가 매우 중요한 성능 제어변수가 된다. 아울러 각 구성요소 효율의 상대적인 중요도를 검토하고, 엔트로피 생성률과 성능계수와 상관계수 등을 최종적으로 검토하며, 두 개의 열교환기를 사용했을 때의 결과도 추가로 분석할 것이다.

## 2. 사이클 모델링

본 연구의 대상인 공기사이클 냉동시스템은 Fig. 1(b)와 같다. 이론적 해석에 사용한 가정은 다음과 같다.

- ① 작동유체는 수증기를 함유한 습공기이고 이상기체로 취급한다.
- ② 압력강하는 고려하지 않는다.
- ③ 압축기와 터빈은 잘 단열되어 있다.
- ④ 압축기와 터빈에서는 등엔트로피 효율  $\eta_C, \eta_T$ 를 각각 고려하고, 열교환기에서는 열교환기 효율  $\epsilon$ 을 고려한다.
- ⑤ 수분분리기는 잘 단열되어 있으며, 들어온 수분을 100% 제거한다.

계산할 때 두 개의 제한조건이 있는데 첫째는 최종 출구 6점의 압력은 입구 압력과 같은 대기압이며, 내부 압축기에서 필요한 동력은 터빈에서 전적으로 공급된다. 즉 터빈 출력과 내부 압축기 소요 동력은 서로 같다.

### 2.1 습공기의 열역학적 성질

습공기는 건공기와 수증기의 혼합물로서 대부분의 열역학적 성질은 건공기 성분 값과 수증기 성분 값의

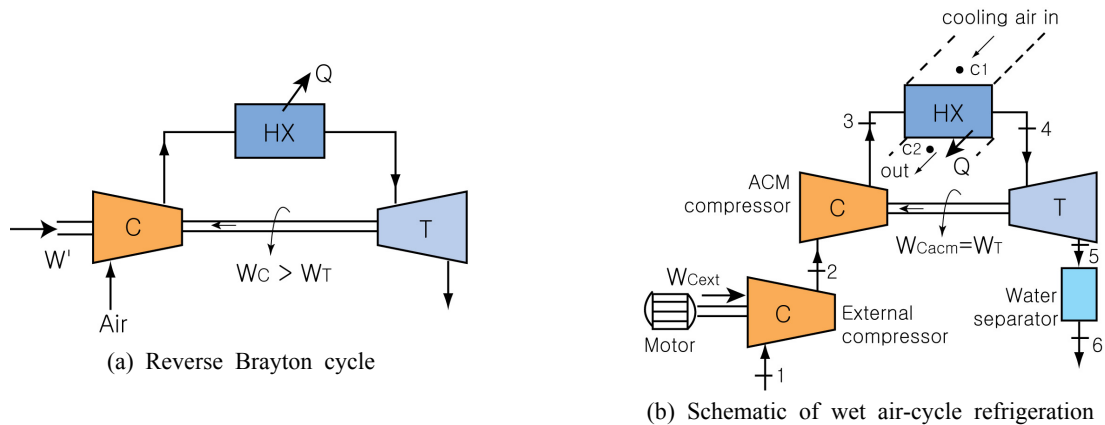


Fig. 1 Schematics of an air-cycle refrigeration system.

함으로 표시된다. 건공기는 하첨자  $a$ 를 수증기는 하첨자  $w$ 를 사용한다.

습공기의 총압  $p$ (kPa)는 건공기의 분압과 수증기의 분압과의 합으로 표시된다.

$$p = p_a + p_w$$

습공기의 습도비  $\omega$ (kgw/kg<sub>a</sub>)와 상대습도  $\phi$ 는 다음과 같이 계산한다.

$$\omega = \frac{R_a}{R_w} \frac{p_w}{p_a} = 0.622 \frac{p_w}{p_a} \quad (1)$$

$$\phi = \frac{p_w}{p_{ws}} \quad (2)$$

식(1)에서  $R_a$ 와  $R_w$ 는 건공기와 수증기의 기체상수를 각각 나타내며, 식(2)의  $p_{ws}$ (kPa)는 주어진 공기온도에서 포화되었다고 가정한 경우의 수증기 포화압력으로 노점( $t_d$ )에서의 포화수증기 압력이다. 주어진 온도에서의 노점과 수증기 포화압력은 ASHRAE 핸드북 Fundamental<sup>(11)</sup>에 있는 데이터를 피팅한 식으로 구하였다.

한편 습공기의 정적비열( $c_v$ ), 정압비열( $c_p$ ) 및 기체상수( $R$ )은 함유된 수증기량에 따라 변화되고 그것을 건공기 단위질량 당의 식으로 나타내면 다음과 같다. 단위는 모두 kJ/kg<sub>a</sub>·K이다.

$$c_v = \frac{c_{va} + \omega c_{vw}}{1 + \omega} \quad (3)$$

$$c_p = \frac{c_{pa} + \omega c_{pw}}{1 + \omega} \quad (4)$$

$$R = \frac{R_a + \omega R_w}{1 + \omega} \quad (5)$$

습공기의 엔탈피와 엔트로피도 건공기 단위질량 당의 값으로 나타낼 수 있다. 우선 습공기의 엔탈피  $h$ (kJ/kg<sub>a</sub>)는

$$h = h_a + \omega h_w \quad (6)$$

이 되는데 건공기의 엔탈피  $h_a$ (kJ/kg<sub>a</sub>)의 기준점을 0°C로 취하면

$$h_a = c_{pa} t \quad (7)$$

과 같이 간단히 계산할 수 있다. 식(7)에서 건공기의 비열  $c_{pa}$ 는 모든 계산에서 1.006 kJ/kg<sub>a</sub>·K의 일정 값으로 취하였다.

한편 수증기의 엔탈피  $h_w$ (kJ/kg<sub>w</sub>)는 과열상태의 경우

다음과 같이 계산할 수 있다.

$$h_w = h_g + c_{pg}(t - t_d) \quad (8)$$

위 식에서 우변 첫째 항  $h_g$ 는 포화수증기의 엔탈피(노점에서의 포화수증기 엔탈피)이며, 두 번째 항은 과열상태의 기여 값을 나타내고 있다. 과열수증기의 정압비열  $c_{pg}$ 는 모든 계산에서 1.861 kJ/kg<sub>a</sub>·K의 일정 값으로 취하였다.

만일 습공기가 노점 이하의 온도로 유지되면 온도에 따라 수증기가 물로 응결되거나 얼음으로 빙결될 수 있는데 이 경우에는 관련된 잠열을 고려해야 한다. 포화수증기 엔탈피  $h_g$ 와 잠열을 구하기 위한 포화수 엔탈피( $h_f$ ) 및 포화빙의 엔탈피( $h_i$ )는 ASHRAE 핸드북에 있는 데이터를 피팅한 식으로 구하였다.

건공기 단위질량 당의 습공기의 엔트로피  $s$ (kJ/kg<sub>a</sub>·K)는

$$s = s_a + \omega s_w \quad (9)$$

가 되며, 건공기의 엔트로피  $s_a$ (kJ/kg<sub>a</sub>·K)는 기준 온도와 압력으로 0°C와 101.3 kPa을 각각 사용하면 다음과 같이 구할 수 있다.

$$s_a = c_{pa} \ln \frac{t + 273.15}{273.15} - R_a \ln \frac{p_a}{101.3} \quad (10)$$

수증기의 엔트로피  $s_w$ (kJ/kg<sub>w</sub>·K)는 엔탈피와 같이 포화수증기와 과열상태의 기여 분으로 표시하면

$$s_w = s_g + c_{pg} \ln \frac{t + 273.15}{t_d + 273.15} \quad (11)$$

이 되고, 노점에서의 포화수증기 엔트로피인  $s_g$ (kJ/kg<sub>w</sub>·K)는 포화수( $s_f$ )나 포화빙( $s_i$ )의 엔트로피를 사용하여 표시하면 다음과 같이 된다.

$$s_g = s_{f/i} + \frac{h_g - h_{f/i}}{t_d + 273.15} \quad (12)$$

포화수나 포화빙의 엔트로피도 ASHRAE 핸드북의 데이터를 피팅한 식으로 구한다.

## 2.2 성능 관계식

Fig. 1(b)에 나타나 있는 기호 표기에 따르면, 외부 압축기의 공기 단위질량 당 소요일  $w_{Cext}$ (kJ/kg)과 소

요 동력  $W_{Cext}$  (kW)는 외부 압축기의 등엔트로피 효율  $\eta_{Cext}$ 를 고려하면 다음과 같이 각각 유도된다.

$$w_{Cext} = \frac{c_p T_1}{\eta_{Cext}} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (13)$$

$$W_{Cext} = \dot{m} \cdot w_{Cext} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (14)$$

위 식에서  $k$ 는 습공기의 비열비(=  $c_p/c_v$ )이고,  $\dot{m}$  (kg/s)는 건공기와 수증기를 합한 습공기의 총 질량유량이고  $\dot{m}_a$ 는 건공기의 질량유량이다.

마찬가지로 내부 압축기에서의 소요 일과 소요 동력은 다음과 같다.

$$w_{Cacm} = \frac{c_p T_2}{\eta_{Cacm}} \left[ \left( \frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (15)$$

$$W_{Cext} = \dot{m} \cdot w_{Cacm} = \dot{m}_a (h_3 - h_2) \quad (16)$$

한편 열교환기에서 냉각용 건공기의 질량유량을  $\dot{m}_{ca}$  (kg/s)라 하면 일반적으로 이 값은 장치 내를 순환하는 건공기 질량유량  $\dot{m}_a$ 보다 큰 값을 갖는데, 이 경우 최대 열전달률  $Q_{HXmax}$  (kW) 대비 실제 열전달률  $Q_{HX}$  (kW)의 비인 열교환기 효율은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$Q_{HX} = \dot{m}_a (h_3 - h_4) = \dot{m}_{ca} (h_{c2} - h_{c1}) \quad (17)$$

$$Q_{HXmax} = \dot{m}_a (h_3 - h_{c1}) \quad (18)$$

$$\epsilon = \frac{Q_{HX}}{Q_{HXmax}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{c1}} \quad (19)$$

터빈에서의 단위질량 당 근사적 일  $w_T$  (kJ/kg)와 출력  $W_T$  (kW)는 다음과 같이 각각 표시된다.

$$w_T \cong c_p T_4 \eta_T \left[ 1 - \left( \frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (20)$$

$$W_T = \dot{m} \cdot w_T = \dot{m}_a (h_4 - h_5) - \dot{m}_{cond} h_{wc} \quad (21)$$

$h_{wc}$  (kJ/kg<sub>w</sub>)는 응축수 엔탈피이다. 터빈에서는 온도 강하가 매우 크게 나타나며, 터빈 출구온도가 노점 이하가 된다면 수증기가 응결되거나 빙결된다. 빙결은 출구온도가 노점 이하이면서 동시에 0°C 이하인 경우에 생긴다. 이 때 응결물이나 빙결물  $\dot{m}_{cond}$  (kg/s)는 다음과 같이 구한다.

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_a (\omega_4 - \omega_5) \quad (22)$$

공기사이클 냉동기에서의 냉각률  $Q_{cool}$  (kW)는 입구 온도  $t_1$ 이 최종 출구온도  $t_6$ 로 냉각될 때의 값으로 정의할 수 있으므로

$$Q_{cool} = \dot{m}_a (h_1 - h_6) \quad (23)$$

이 되며, 최종 출구온도가 입구온도보다 높게 나온다면 당연히 냉각효과는 없다. 마지막으로 성능계수  $COP$ 는 소요 동력에 대한 냉각률의 비로 나타낼 수 있으며, 다음과 같이 정의된다.

$$COP = Q_{cool} / W_{Cext} \quad (24)$$

한편 사이클 상의 모든 과정은 외부적으로 볼 때 단열적으로 수행되므로 각 과정에서의 엔트로피 생성률  $SP$  (kW/K)는 입·출구 엔트로피 변화량에 건공기 질량유량을 곱한 식으로 구할 수 있으며, 시스템의 총 엔트로피 생성률은 각 과정의 엔트로피 생성률을 모두 더한 값이 된다.

$$SP = \dot{m}_a \Delta s \quad (25)$$

### 2.3 변수 분석

본 사이클 해석에서 변화시킬 수 있는 많은 파라미터 중에서 성능 변화에 영향을 미치는 중요한 입력변수는 외부 공기의 온도  $t_0$ 와 상대습도  $\phi$ , 외부 압축기의 압력비( $PR_{Cext} = p_2/p_1$ ), 압축기와 터빈의 등엔트로피 효율 및 열교환기 효율 등이다. 공기의 질량유량은 성능에 영향을 미치지만 양에만 관계하므로 변화되는 경향과는 무관하다고 할 수 있다. 물론 내부 압축기의 압력비도 결과에 영향을 미치나 제한조건인 터빈 출력과 내부 압축기 소요 동력이 서로 같다는 조건에 의하여 자동적으로 결정되므로 입력변수에서 제외한다.

### 3. 결과 및 고찰

본 해석에서 사용한 기본적인 입력조건은 다음의 Table 1과 같다.

표에 나타난 조건을 기준으로 하여 외부 압축기의 압력비나 외기 온도, 상대습도 및 각종 효율 등을 각각 변화시켜가며 계산을 수행한다. 결과는 두 개의 제한조건이 만족될 때까지 반복적으로 계산하여 구한다.

Table 1 Basic initial conditions

<ul style="list-style-type: none"> <li>입구공기 상태 : <math>t_1 = t_{c1} = 35^\circ\text{C}</math>, <math>\phi_1 = \phi_{c1} = 0.7</math> <math>p_1 = p_{c1} = 101.3 \text{ kPa}</math></li> <li>질량 유량 : <math>\dot{m}_a = 1.0 \text{ kg/s}</math>, <math>\dot{m}_{ca} = 4.0 \text{ kg/s}</math></li> <li>외부 압축기 압력비 : <math>PR_{Cext} = 2.0</math></li> <li>시스템 구성요소 효율 : 0.8</li> </ul>
--

### 3.1 외부 압축기 압력비의 변화

Fig. 2는 외부 압축기의 압력비에 따른 내부 압축기 압력비의 변화를 보여주고 있다. 외부 압력비를 제외한 나머지 입력 조건은 Table 1과 같다. 외부 압축기의 압력비가 1.2에서 4.0으로 증가함에 따라 제한조건에 의해 자동적으로 결정되는 내부 압축기의 압력비  $PR_{Cacm}$ 은 1.265에서 1.960으로 증가하나 그 증가율은 크게 둔화된다.

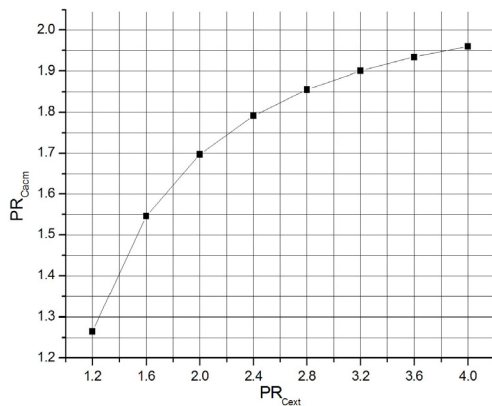


Fig. 2 The change of  $PR_{Cacm}$  to  $PR_{Cext}$  with basic initial conditions.

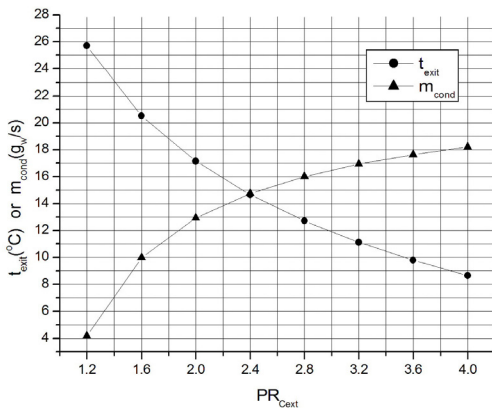


Fig. 3 The change of  $T_{exit}$  and  $m_{cond}$  to  $PR_{Cext}$  with basic initial conditions.

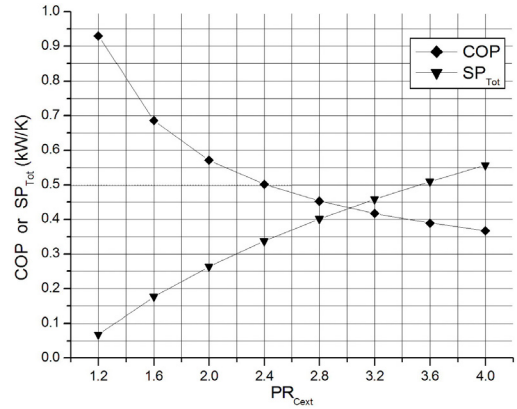


Fig. 4 The change of  $COP$  and  $SP_{Tot}$  to  $PR_{Cext}$  with basic initial conditions.

그림에서 보듯이 외부 압력비가 대략 1.4 이하에서는 내부 압력비가 외부 압력비보다 상대적으로 크게 결정되며 1.4보다 큰 경우에는 상대적으로 작게 결정된다.

Fig. 3은 외부 압축기의 압력비 대비 최종 출구온도 (6점)와 응결물의 변화 경향을 보여주고 있다. 압력비가 커질수록 최종 출구온도가 낮아지고 응결물은 커진다. 입구 상태는 일정하게 유지되므로 출구온도가 낮아질수록 응결물은 커지게 된다.

Fig. 4는 외부 압축기 압력비 대비 성능계수  $COP$ 와 총 엔트로피 생성률  $SP_{Tot}$ 의 변화를 보여주고 있다. 외부 압력비가 커질수록 성능계수는 작아지고, 총 엔트로피 생성률은 커진다. 이것은 결국 외부 압축기의 압력비가 커질수록 열역학 제1법칙 관점의 성능이나 제2법칙 관점의 성능이나 모두 저하된다는 것을 의미한다.

Fig. 5는 대표적으로 시스템의 각 상태점이 습공기 선도 상에 어떻게 표시되고 변화되는지를 상대적으로 표시한 것이다. 터빈으로 들어가기 전까진 응결이 발생하지 않으므로 비습도가 동일하며, 터빈을 지나면서 응결이 보통 일어나고 따라서 최종 출구는 포화된 상태가 된다.

Fig. 2~Fig. 4의 결과를 실제적인 관점에서 검토해보자. 최종 출구온도는 보통의 냉동기에서 보면 냉각 온도(또는 냉동온도)로서 중요한 성능변수인데 낮은 냉각온도가 요구된다면 외부 압축기의 압력비를 증가시키면 가능하지만, 성능계수의 감소와 비가역성의 증대를 감수해야 한다.

### 3.2 입구 공기의 온도와 상대습도의 변화

입구 공기온도  $t_o$ 를 제외한 나머지 입력 조건은 Table 1과 같을 때의 변화를 살펴보자. 자동적으로 결정되는 내부 압축기 압력비는 온도 증가(-10°C에서 40°C

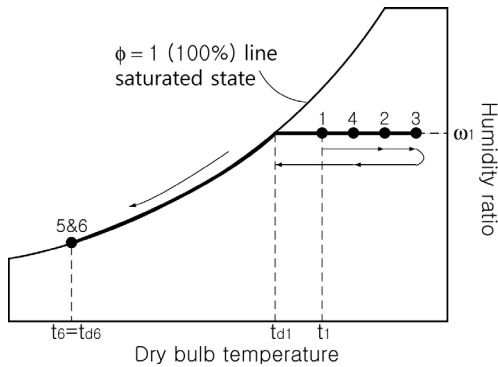


Fig. 5 Typical state points on psychrometric chart.

까지)에 따라 작아지지만 그 변화폭은 1.704에서 1.695로 0.5% 정도의 차이 밖에 나지 않기 때문에 거의 영향을 끼치지 않는다고 생각할 수 있다.

Fig. 6은 온도변화에 따른 최종 출구온도와 응결물의 변화를 보여주고 있다. 입구온도의 증가에 따라 출구온도와 응결물은 단순 증가하지만 입구와 출구온도의 차이는 37°C에서 16°C로 오히려 감소한다. 입구 공기온도 22°C와 23°C사이에서 계산된 출구온도는 0°C가 되는데 이를 전후하여 약간의 변화율의 차이가 감지되며, 이것은 0°C 이하의 출구온도에서 수증기가 빙결되기 때문에 잠열에 기인하여 미세한 점프가 발생한 것으로 보인다.

Fig. 7은 온도변화에 대한 외부 압축기의 소요 동력, 터빈 출력 및 냉각물의 변화를 각기 보여주고 있으며, 외기 온도의 증가에 따라 모두 커진다. 외기 온도 22°C 부근에서 출구온도가 0°C가 되기 때문에 냉각물에서 점프가 일어나며, 출구온도가 0°C 이하일 때와 0°C 이상일 때 그 증가율도 다르다는 사실을 또한 알 수 있다.

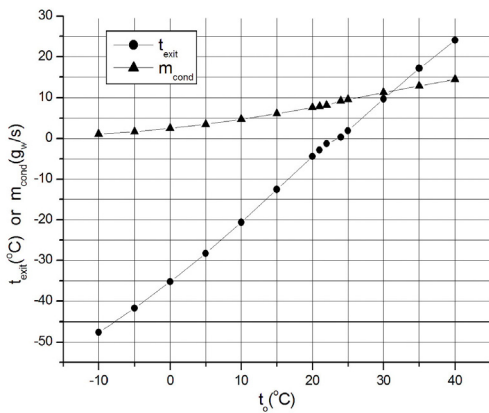


Fig. 6 The change of  $t_{exit}$  and  $m_{cond}$  to  $t_o$  with basic initial conditions.

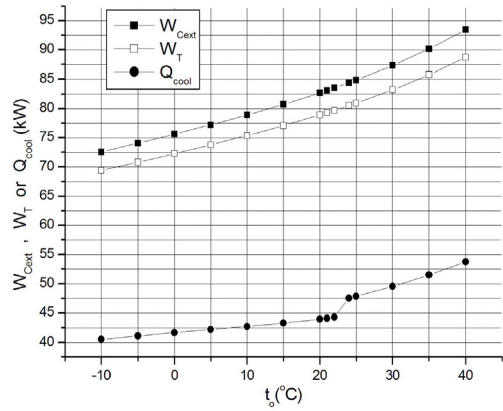


Fig. 7 The change of  $W_{Cext}$ ,  $W_T$ , and  $Q_{cool}$  to  $t_o$  with basic initial conditions.

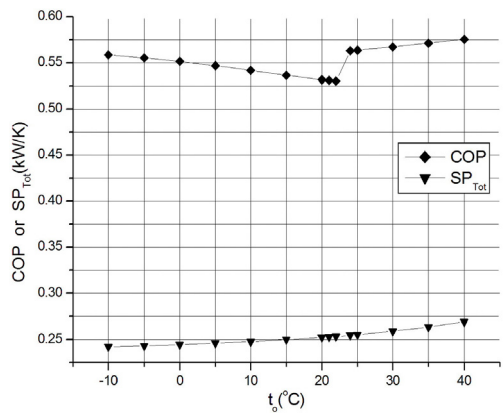


Fig. 8 The change of  $COP$  and  $SP_{Tot}$  to  $t_o$  with basic initial conditions.

Fig. 8은 성능계수와 총 엔트로피 생성물의 변화를 나타내고 있다. 총 엔트로피 생성물은 단순 증가하는데 반하여, 성능계수는 감소하다가 22°C 부근에서 최소값을 나타낸 후 증가하는 경향을 보여주고 있다. 이것은 Fig. 7로부터 유추할 수 있다. 즉 22°C 이하일 때는 외부 압축기의 소요 동력의 증가율이 냉각물의 증가율보다 크기 때문에 성능계수가 감소하는 경향을 보이며, 22°C 이상에서는 냉각물의 증가율이 외부 압축기의 소요 동력의 증가율보다 크기 때문에 성능계수가 증가하게 된다. 그러나 전체적인 크기로 비교해보면 성능계수는 최저 0.532에서 최고 0.575로 5% 정도의 오차를 나타내고 있으므로 거의 영향을 끼치지 않는다고 생각할 수도 있다.

입구공기의 상대습도를 제외한 나머지 입력 조건이 Table 1과 같을 때 상대습도 변화에 대한 결과를 살펴보면 입구 공기온도의 변화에 대한 경향과 동일하다. 상대습도  $\phi$ 가 0에서 1.0으로 증가할 때 내부 압축기의

압력비는 미세하게 감소하고(1.704 → 1.694), 출구 공기온도와 응결률은 큰 폭으로 증가하며(-15℃ → 25℃, 0 → 17 g/w/s), 외부 압축기 소요 동력과 터빈 출력은 단조 증가하고 냉각률과 성능계수는 상대습도 0.2와 0.3 사이에서 최소값을 가지며(성능계수 최소 0.549, 최대 0.578, 오차 5%), 총 엔트로피 생성률은 약간 증가한다(0.240 → 0.275 kW/K, 14% 증가).

### 3.3 일률적인 효율 변화

효율을 제외한 다른 입력조건이 Table 1과 같을 때, 구성요소 효율의 일률적인 변화(0.60에서 0.95까지)에 대한 결과를 살펴보자. 효율이 증가함에 따라 자동 결정되는 내부 압축기 압력비는 1.291에서 2.261로 커진다. Fig. 9는 일률적인 효율 변화에 대한 출구 공기온도와 응결률을 보여주고 있다. 그림에서 보듯이 효율이 0.64인 경우 출구 공기온도가 35℃가 됨을 알 수 있는데 결국 구성요소의 효율이 0.64 이하라면 냉각효과를 얻을 수 없다는 것을 보여주고 있으며, 효율 증가에 따른 출구 공기온도의 감소폭과 응결률의 증가폭은 상당히 크다. 효율 증가에 따라 외부 압축기의 소요 동력은 작아지고 출구 공기온도의 감소에 기인한 냉각률은 커지기 때문에 성능계수는 크게 증가하고 총 엔트로피 생성률은 작아질 것으로 예측할 수 있는데 그 결과가 Fig. 10에 나타나 있다.

한편 효율 변화에 대해서 총 엔트로피 생성률 대비 각 구성요소 엔트로피 생성률이 차지하는 평균 비율은 외부 압축기가 21% 정도, 내부 압축기가 11%, 열교환기가 35%, 터빈이 33% 정도인 것으로 나타났다. 이것은 터빈 효율이나 열교환기 효율의 증대가 보다 큰 효과를 얻을 수 있다는 것을 보여주고 있다.

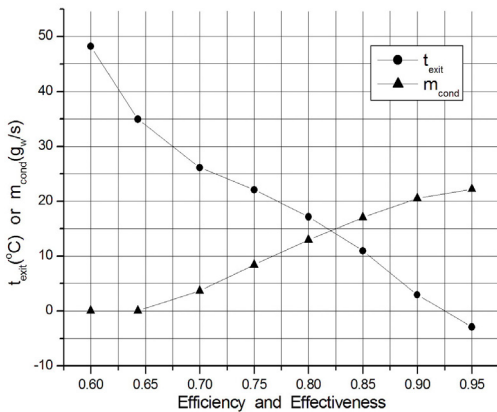


Fig. 9 The change of  $t_{exit}$  and  $m_{cond}$  to coincident change of efficiency and effectiveness with basic initial conditions.

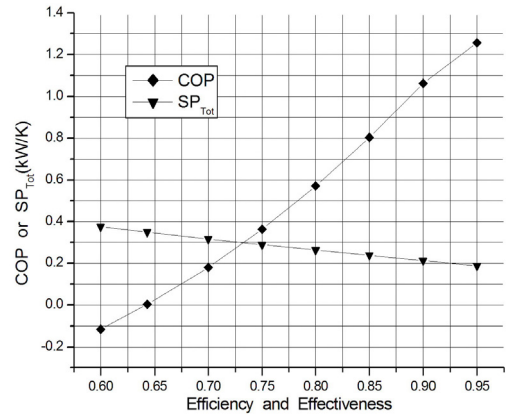


Fig. 10 The change of  $COP$  and  $SP_{Tot}$  to coincident change of efficiency and effectiveness with basic initial conditions.

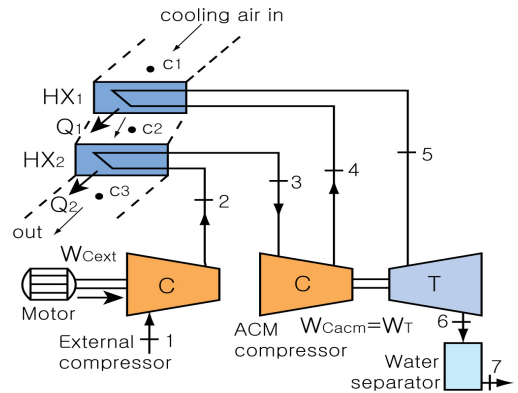


Fig. 11 Another air-cycle refrigeration system with two HX's.

### 3.4 두 개의 열교환기 사용 시 결과

압축기를 외부 압축기와 내부 압축기로 구분하므로 Fig. 11에서처럼 외부 압축기와 ACM 압축기 사이에 열교환기를 추가로 장착할 수 있다.

Table 2는 Table 1의 기본 조건하에서 계산된 주요 결과를 비교한 표이다. 두 개의 열교환기를 사용한 경우, 출구 공기온도는 낮아지고 냉각률이 커져서 성능계수가 23% 향상되며, 총 엔트로피 생성률은 3% 정도 감소하기 때문에 전반적인 성능향상을 도모할 수 있다.

## 4. 결론

본 연구는 요즘 환경 문제로 관심이 증대되고 있는 공기사이클 냉동시스템의 성능을 이론적으로 해석하였다. 수증기를 함유한 습공기를 작동유체로 하여 계산하였으며, 압축기를 외부 압축기와 내부 압축기로



Table 2 The comparison of the performance between single HX and two HX's

	Single HX	Two HX's
$PR_{Cacm}$	1.697	1.847
$t_{exit}(^{\circ}C)$	17.14	12.75
$m_{cond}(kgw/s)$	0.013	0.016
$W_T(kW)$	85.75	88.16
$Q_{cool}(kW)$	51.50	63.75
$COP$	0.571	0.707
$SP_{Tot}(kW/K)$	0.264	0.257

분리하고 터빈 출력이 내부 압축기의 소요 동력과 같다는 제한 조건 하에서 계산을 수행하였다. 해석 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

- (1) 외부 압축기의 압력비를 증가시키면 대응하는 내부 압축기의 압력비가 높게 결정되고 낮은 냉각온도를 얻을 수는 있으나, 성능계수는 하락하고 총 엔트로피 생성률은 증가한다.
- (2) 외부 공기온도와 상대습도의 변화는 최종 출구온도에 큰 영향을 미치나, 내부 압축기의 압력비나 성능계수 등에 대한 영향은 미미하다. 특히 동일한 외기온도에 대해서 상대습도가 감소함에 따라 더 낮은 출구온도를 얻을 수 있기 때문에 상대습도는 중요한 제어변수가 된다.
- (3) 각 구성 요소의 효율 증가는 성능을 증진시키나 상대적으로 중요도에서 차이가 있다. 터빈과 열교환기에서의 효율 증대가 가장 영향이 크다.
- (4) 외부 압력비가 크게 세팅될수록 관계되는 효율이 작아도 된다. 즉 효율이 작은 장치들로 시스템을 구성하려 한다면 외부 압축기의 압력비를 크게 세팅해야 요구되는 냉각온도를 얻을 수 있다.
- (5) 열교환기를 추가로 장착하면 비용은 증가할 수 있으나 낮은 냉각 온도를 얻을 수 있고 성능계수가 증가하며 총 엔트로피 생성률은 하락하므로 전반적인 성능 향상을 이룰 수 있다.

## 후 기

본 논문은 2011년도 울산대학교 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드리는 바이다.

## References

1. Kim, Y. M., 2005, Air cycle refrigeration technology, Journal of the Korea Society of Mechanical Engineers, Vol. 45, No. 8, pp. 23-25.
2. Bhatti, M. S., 1998, Open air cycle air conditioning system for motor vehicles, SAE Paper 980289.
3. Spence, S. W. T., Doran, W. J., and Artt, D. W., 2004, Design, construction and testing of an air-cycle refrigeration system for road transport, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, No. 5, pp. 503-510.
4. Spence, S. W. T., Doran, W. J., and Artt, D. W. and McCullough, G., 2005, Performance analysis of a feasible air-cycle refrigeration system for road transport, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, No. 3, pp. 381-388.
5. Wang, X. and Yuan, X., 2007, Reuse of condensed water to improve the performance of an air-cycle refrigeration system for transport applications, Applied Energy, Vol. 84, No. 9, pp. 874-881.
6. Kim, J. J. and Kim, T. S., 2006, Design parameter analysis of a reverse Brayton cycle refrigerator using natural working fluids, Proceedings of the SAREK 2006 Winter conference, pp. 417-422.
7. Kim, J. J. and Kim, T. S., 2007, Part load analysis of a reverse brayton cycle refrigerator using natural working fluids, Proceedings of the SAREK 2007 Summer conference, pp. 127-132.
8. Won, S. P., 2012, Performance analysis of an air-cycle refrigeration system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 24, No. 9, pp. 671-678.
9. Conceicao, S. T. and Turcio, W. H. L., 2007, Thermodynamic study of aircraft air conditioning air cycle machines : 3-wheel x 4-wheel, SAE Paper 2007-01-2579.
10. Zhao, H., Zhu, Y. and Chen, S., 2009, Experimental study on the performance of an aircraft environmental control system, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, No. 16, pp. 3284-3288.
11. ASHRAE, 2009, ASHRAE Handbook-Fundamentals.