

10 RT급 공기열원 열펌프의 현장 성능측정 및 예측

백 영 진, 장 영 수, 김 영 일[†]

한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

In-situ Performance Test and Prediction of a 10 RT Air Source Heat Pump

Young-Jin Baik, Young-Soo Chang, Youngil Kim[†]

Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received January 7, 2002; revision received February 18, 2002)

ABSTRACT: In this study, in-situ performance test of an air source heat pump which has a rated capacity of 10 RT is carried out. Since test conditions, such as indoor and outdoor air conditions cannot be controlled to satisfy the standard test conditions, experiments are done with the inlet air conditions as they exist. To estimate the performance for other conditions, the heat pump is modeled with a small number of selected parameters. The values of the parameters are determined from the few measurements measured on-site during normal operation. A simulation program is developed to calculate cooling capacity and power consumption at any other operating conditions. The simulation results are in good agreement with the experiment. This study provides a method of an on-site performance diagnosis of an air source heat pump.

Key words: Performance diagnosis(성능진단), Air source heat pump(공기열원 열펌프), Heat and mass transfer(열 및 물질전달)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
 \hat{a} : 포화 습공기의 온도변화에 대한 엔탈피 변화율 [$kJ/kg \cdot K$]
 c_p : 비열 [$kJ/kg \cdot K$]
 dT_{sub} : 과냉도 [K]
 dT_{sup} : 과열도 [K]
 e : 엔탈피 [kJ/kg]
 e^* : 포화 습공기의 엔탈피 [kJ/kg]

h : 열전달계수 [$kW/m^2 \cdot K$]
 h_m : 물질열전달계수 [$kg/m^2 \cdot s$]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]
 Q : 전열량 [kW]
 Q_{loss} : 압축기 열손실 [kW]
 RH : 상대습도 [%]
 s : 엔트로피 [kJ/kgK]
 SHF : 현열비 [%]
 T : 온도 [K]
 V : 압축기 배제체적 [m^3/s]
 v : 비체적 [m^3/kg]
 W : 압축기 소비전력 [kW]
 w : 절대습도 [$kg/kgDA$]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5675; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: yikim@kist.re.kr

그리스 문자

ε	: 간극비
ε'	: 실험상수, 식(3)
η_m	: 압축기 기계효율
η_s	: 압축기 단열효율, 핀 효율
η_v	: 압축기 체적효율
ρ	: 밀도 [kg/m^3]

하첨자

a	: 공기측
c	: 응축기
dis	: 압축기 토출
e	: 증발기
EA	: 배기(exhaust air)
i	: 관 내벽
in	: 입구
o	: 관 외벽
OA	: 외기(outdoor air)
out	: 출구
r	: 냉매측
RA	: 환기(return air)
sat	: 포화상태
suc	: 압축기 흡입
w	: 관 벽

1. 서 론

에너지 절약에 대한 관심은 전세계적으로 이미 오래 전부터 고조되었으며, 이와 관련한 연구개발이 꾸준히 진행되어 왔다. 특히 최근에는 정부가 에너지 절약사업을 효과적으로 추진하기 위하여 에너지절약전문기업(Energy Service Company, ESCO) 제도를 마련하여 적극적으로 지원하는 등 보다 활발한 투자와 노력을 집중하고 있는 실정이다. 일반적인 건물의 에너지 소비량 비율을 보면 열원 및 공조(환기, 위생 포함) 47%, 조명 24%, 기타 29%로 열원 및 공조시스템 관련분야가 에너지 절약의 여지가 가장 많음을 알 수 있다. 이러한 열원 및 공조시스템 관련 ESCO 사업의 주목적은 대상건물 또는 기기의 상태 및 운전방식 등을 조사하여 현재의 에너지 사용실태를 파

악한 후, 이를 토대로 기기의 보수 및 리모델링, 그리고 바람직한 운전방식 또는 에너지 절감방안을 제시하는 것에 있다고 할 수 있다. 그러므로, 적절한 에너지 절약방안 및 계획을 세우기 위해서는 우선 대상 시스템의 에너지 사용실태를 제대로 파악하여야 하며, 가장 우선적으로 현장 시스템의 정확한 진단 및 측정이 이루어져야만 한다.

열원 및 공조시스템을 이루는 여러 구성요소 중 가장 전력소모가 많은 것은 냉매 압축기를 포함한 냉동시스템이라 할 수 있으며, 이의 성능을 진단하고 측정하는 방법으로서, 현재로서는 측정 당일(또는 수일)의 조건에서의 열량과 전력소모에 관한 몇몇 데이터를 얻는 것이 전부인 실정이다. 그러나, 압축기를 포함한 냉동시스템의 성능은 외기 및 실내조건, 그리고 운전방법 등에 따라 변화하며, 따라서 측정 당일(또는 수일)의 조건에서의 데이터 자체만으로는 객관적으로 정확한 성능지표라 하기 어려우며, 더욱이 이 데이터를 바탕으로 에너지 절감방안을 제시하는 것에는 무리가 따른다고 할 수 있다. 즉, 객관적인 성능지표가 필요하며, 이를 얻기 위한 측정방법 및 조건에 관한 기준이 있어야 한다. 가정용 에어컨과 같은 소형 냉방기의 경우, 객관적인 성능을 측정하기 위한 방법 및 조건은 KS B 6369,⁽¹⁾ KS C 9306,⁽²⁾ ANSI/ASHRAE Standard 37⁽³⁾ 및 ANSI/ARI Standard 210/240⁽⁴⁾ 등의 규격에 잘 명시되어 있다. 이들 규격에서 규정한 실험조건에는 증발기와 응축기 입구 공기조건이 포함되어 있으며, 이를 구현하기 위하여 적어도 하나의 시험실(test room)을 구비할 것을 권고하고 있다. 그러나, ESCO 사업의 주된 대상이라 할 수 있는 실제 현장에 설치되어 운전 중인 중대형 열펌프의 경우, 시스템을 시험실 안에 넣을 수 없으며, 외기를 제어하여 실험조건을 구현할 수도 없다. 따라서, 이들의 성능평가를 위해서는 임의의 조건에서의 현장 성능실험 결과와 이를 반영한 적절한 시스템 모델링을 통하여 원하는 조건에서의 성능을 예측해야 할 것으로 생각한다.

압축기를 포함한 냉동시스템의 모델링 및 시뮬레이션에 관한 연구는 여러 연구자들에 의하여 꾸준히 진행되어 왔다. Kim et al.⁽⁵⁾과 Kim et al.⁽⁶⁾은 열역학적 모델링을 바탕으로 시스템의 최적설계를 위한 성능 시뮬레이션을 수행하였고,

Lee et al.⁽⁷⁾는 압축기 및 열교환기의 단품실험 결과를 이용하여 자동차용 에어컨의 성능해석 프로그램을 개발하였으며, 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교하여 자신의 성능해석 프로그램을 검증하였다. 그러나, 대부분의 관련 연구는 주로 설계 관점에서 수행되었으며, 보다 정확한 모델링을 위하여 많은 수식을 포함하고 있으므로, 현장에서 측정된 몇몇의 데이터로는 이러한 모델을 사용하기 어렵다. 즉, 현장실험은 실험실에서 수행하는 실험에 비하여 얻을 수 있는 정보가 한정되어 있으며 측정에 있어서도 많은 불확실성을 갖게 된다. 예를 들어, 열교환기의 전열면적이나 압축기의 특성곡선 등의 정보를 실제 현장에서 쉽게 파악할 수 없으며, 원하는 측정점에 접근하는 데 어려움이 있는 경우가 많다. 따라서, 실제 현장측정을 기반으로 하는 성능예측 모델개발에 있어서는 수많은 열 및 물질전달 관계식을 포함하는 복잡한 모델보다는 다소 오차가 있더라도 현장에서의 애로사항을 고려하여 최소의 측정 및 정보만을 사용한 성능예측 모델이 더욱 적합하다고 판단된다.

본 연구에서는 왕복동식 압축기를 사용한 공기 열원 열펌프의 현장성능 측정방법과 성능예측을 위한 모델링 기법에 관하여 기술하였으며, KIST 현장의 실제 실험 데이터와 본 연구에서 개발한 모델링을 사용하여 작성한 시뮬레이션 프로그램의 예측값을 서로 비교하여 모델링을 검증하였다.

2. 구성요소 모델링

2.1 압축기

압축기의 성능을 해석하고 예측하는 가장 좋은 방법은 특성곡선을 이용하는 것이다. 물론 이 방법은 특성곡선이 주어진 경우에만 가능하다. 현장에 설치되어 오랫동안 사용된 압축기들은 노후, 설치방법 또는 기타 현장상황 등에 의하여 특성곡선에 나타난 것과는 다른 특성을 보이는 데, 이는 현장실험 데이터를 사용하여 적절한 보정계수를 도입함으로써 어느 정도의 오차범위 내에서 해석 및 예측이 가능하다. 그러나 일반적인 현장의 경우, 전술한 바와 같이 압축기의 특성곡선을 항상 얻을 수 있는 것은 아니다. 이러한 경우에는 열역학적 모델링을 사용하는 것이 일반적

이다. 압축기의 성능은 주어진 고압, 저압, 그리고 과열도에서 얻어지는 토출유량, 토출가스의 온도, 그리고 이때의 전력소모로 나타낼 수 있다. 왕복동식 압축기에 대하여, 토출유량은 식(1)로 표현되며, 체적효율은 누설 및 압축기 흡입 포트에서의 압력강하 등을 반영한 상수 α 를 도입하여 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_r = \rho_{\text{suc}} \eta_v V \quad (1)$$

$$\eta_v = \alpha \cdot \left[1 - \epsilon \left(\frac{v_{\text{suc}}}{v_{\text{dis}}} - 1 \right) \right] \quad (2)$$

α 를 1로 생각한 후, 실험 데이터로부터 ϵ 을 구하면 만족할 만한 오차범위 내에서 식을 사용할 수 있는 것으로 알려져 있으므로,⁽⁸⁾ 실험상수 ϵ' 을 도입하여 체적효율을 식(3)과 같이 근사적으로 다시 쓸 수 있다. 압축기 효율과 전력소모 및 토출 가스 온도와의 관계는 식(4)와 식(5)로부터 구할 수 있다.

$$\eta_v \approx 1 - \epsilon' \left(\frac{v_{\text{suc}}}{v_{\text{dis}}} - 1 \right) \quad (3)$$

$$\eta_s = \frac{\dot{m}_r \cdot (e_{P=P_c, S=S_{\text{suc}}} - e_{\text{suc}})}{W} \quad (4)$$

$$W = \frac{\dot{m}_r \cdot (e_{\text{dis}} - e_{\text{suc}})}{\eta_m} \quad (5)$$

압축기 주변의 공기유동을 실린더 주위의 직교류 유동으로 근사하면 압축기 표면의 대류 열전달계수는 통상적인 경우에 대하여 공기유속의 약 0.6승에 비례하고,⁽⁹⁾ 일반적인 압축기 운전기간의 외기조건 변화범위에서의 물성치 변화를 크지 않다고 생각하여 무시하면, 압축기 표면적은 일정하므로 비례상수 B 를 도입하여 압축기의 열손실을 식(6)으로 근사할 수 있다. 식(6)에 기계효율의 정의를 더하면 식(7)과 같이 된다.

$$Q_{\text{loss}} \approx B \dot{m}_{\text{OA}}^{0.6} (T_{\text{dis}} - T_{\text{OA}}) \quad (6)$$

$$\eta_m = \frac{W - B \dot{m}_{\text{OA}}^{0.6} (T_{\text{dis}} - T_{\text{OA}})}{W} \quad (7)$$

2.2 열교환기

열교환기를 모델링하는 방법으로는 냉매의 상태에 따라 열교환기를 나누어 생각하는 3영역 모델(three region model), 미세 열교환기로 나누어 해석하는 유한요소 모델(finite element model), 충분한 실험 데이터를 곡선적합(curve fitting)하는 파라메트릭 모델(parametric model) 등이 있다.⁽¹⁰⁾ 특히, 핀-관 열교환기의 경우 보다 정확한 방법으로서 Domanski⁽¹¹⁾의 관순법(tube-by-tube method)을 적용한 해석방법이 있다. 공기열원 열펌프는 주로 핀-관 열교환기를 사용하며, 따라서 관순법을 사용하는 것이 좋다. 관순법이란 전체 열교환기를 각각의 단일관으로 분리하여 직교류, 냉매측 혼합, 공기측 비혼합으로 해석하고, 그 결과를 연계하여 전체 열교환기의 성능을 계산하는 방법으로서, Yoon et al.⁽¹²⁾은 관순법을 적용한 시뮬레이션으로 약 $\pm 5\%$ 의 오차범위 이내에서 전열량을 예측할 수 있음을 보였다. 그러나, 관순법을 적용하기 위해서는 열교환기의 구체적인 형상 변수들을 정확히 알고 있어야만 한다. 현장에 설치된 열교환기의 구체적인 정보를 얻는 것은 매우 어려운 일이므로, 관순법을 사용하여 열교환기를 해석하는 것은 사실상 불가능하다. 특히 현장에서는 열교환기 전면 공기유속 불균일, 냉매 분배 불균일⁽¹³⁾ 등 해석적인 영역을 벗어나는 문제들이 항상 산재하고 있으므로, 전술한 바와 같이 복잡한 모델은 현장 상황에서 큰 의미를 갖지 못한다.

응축기에 대하여, 응축기 냉매측의 대표온도로서 포화응축온도 $T_{c,sat}$ 을 사용하고 열교환기를 구성하는 관 벽의 대표온도를 $T_{c,w}$ 라고 하면 응축기 열량은 식(8)과 같이 표현된다. 내부유동의 대류 열전달계수는 유속의 0.8승에 비례하고 일반적인 조건변화 범위에서의 냉매 물성치 변화가 크지 않다고 생각하여 무시하면, 열교환기의 전열면적은 일정하므로 비례상수 C_1 을 도입하여 전열량을 식(9)와 같이 근사적으로 표현할 수 있다.

$$Q_c = h_i A_i (T_{c,sat} - T_{c,w}) \quad (8)$$

$$Q_c \approx C_1 \dot{m}_r^{0.8} (T_{c,sat} - T_{c,w}) \quad (9)$$

같은 방법으로 공기측에 대한 실험상수 C_2 와 점

촉저항 및 오염에 대한 실험상수 C_3 를 도입하면 응축열량은 식(10)과 같이 근사적으로 표현된다.

$$Q_c \approx \left(\frac{1}{C_1 \dot{m}_r^{0.8}} + \frac{1}{C_2 \dot{m}_{OA}^{0.6}} + C_3 \right)^{-1} \times \left(\frac{(T_{c,sat} - T_{a,c,in}) - (T_{c,sat} - T_{a,c,out})}{\ln \left(\frac{T_{c,sat} - T_{a,c,in}}{T_{c,sat} - T_{a,c,out}} \right)} \right) \quad (10)$$

증발기의 경우도 응축기와 유사한 방법으로 해석이 가능하다. 다만 증발기의 공기측 표면에서는 수분의 응축이 일어나므로, 전열량이 온도차에 비례하지 않고 온도에 해당하는 포화 습공기의 엔탈피차에 비례한다. 그러나, 냉매와 관 벽 사이의 전열량은 온도차에 비례하므로, 총열관류율을 포함한 하나의 식으로 증발열량을 표현하기 위해서는 식(11)의 \hat{a} 과 같은 매개변수가 필요하다. 이를 이용하면 식(12)와 같이 온도차에 비례하는 냉매와 관 벽 사이의 전열량 관계식을 엔탈피차에 비례하는 관계식으로 근사할 수 있으며, 응축기에서와 같은 방법으로, 공기측에 대한 실험상수 D_2 와 점촉저항 및 오염에 대한 실험상수 D_3 를 도입하면 증발열량은 식(13)으로 근사된다.

$$\hat{a} = \left(\frac{e_{e,w}^* - e_{e,sat}^*}{T_{e,w} - T_{e,sat}} \right) \quad (11)$$

$$Q_e = h_i A_i (T_{e,w} - T_{e,sat}) \approx \frac{D_1 \dot{m}_r^{0.8}}{\hat{a}} (e_{e,w}^* - e_{e,sat}^*) \quad (12)$$

$$Q_e \approx \left(\frac{\hat{a}}{D_1 \dot{m}_r^{0.8}} + \frac{C_{p,air}}{D_2 \dot{m}_{RA}^{0.6}} + D_3 \right)^{-1} \times \left(\frac{(e_{a,e,in} - e_{e,sat}^*) - (e_{a,e,out} - e_{e,sat}^*)}{\ln \left(\frac{e_{a,e,in} - e_{e,sat}^*}{e_{a,e,out} - e_{e,sat}^*} \right)} \right) \quad (13)$$

관 벽과 공기 사이의 물질전달에 대한 관계식으로부터 증발기 출구공기의 평균 절대습도를 식(14)와 같이 계산할 수 있으며, 열 및 물질전달의 상사를 이용하여 식(14)를 정리하면 식(13)의 D_2 를 포함한 식을 얻을 수 있다. 그러나, 이를 사용하여 증발기 출구공기 상태를 제대로 예측할 수 없었으며, 이는 응축수의 비산(droplet carry over)⁽¹³⁾

등 현장 고유의 특성에 기인하는 것으로 판단된다.⁽¹⁴⁾ 식(14)에 실험상수 E 를 도입하면 식(15)와 같은 근사식을 얻을 수 있으며, \bar{w}_w 는 증발기를 구성하는 판 벽의 평균 온도에 해당하는 포화 습공기의 절대습도를 나타낸다.

$$\bar{w}_{out} = \bar{w}_w + (w_{in} - \bar{w}_w) \times \exp\left[\frac{-h_m A_o \eta_s}{m_{RA}}\right] \quad (14)$$

$$\bar{w}_{out} \approx \bar{w}_w + (w_{in} - \bar{w}_w) \times \exp[-E \cdot \bar{m}_{RA}^{-0.4}] \quad (15)$$

3. 현장 성능실험

이상의 모델링에는 실험상수들이 포함되어 있으며, 이들을 결정하기 위해서는 대상 공조기의 현장 성능실험이 필요하다. 현장에서 측정해야 할 항목으로는 압축기 소비전력 및 토출가스 온도, 응축 및 증발압력, 공기의 온습도 및 풍량, 그리고 과냉도 및 과열도가 있다. 압축기 소비전력은 3상 비평형 전력계(주로 휴대용)를 사용하여 측정하며, 토출가스 온도, 과냉도 및 과열도는 T형 열전대를 배관 표면에 밀착시키고 단열한 후 측정한다. 중대형 설비의 경우 자체적으로 압력계가 설치된 경우가 많으며, 일반적으로 서비스 포트(service port)를 제공하므로 이를 이용하여 응축 및 증발압력을 측정한다. 압력계와 서비스 포트 모두를 제공하지 않는다면 측정점을 잘 선정하여 배관 표면온도를 측정한 후, 이를 포화온도로 가정하여 포화압력으로 환산하여야 한다. 공기측 온습도 측정에 있어서는 전술한 KS 등에서 명시한 바와 같이 샘플링 장치를 사용하여 단면 전체에서의 평균값을 취하여야 한다. 표준성능 시험실의 경우 공기측 풍량측정을 위하여 주로 멀티 노즐이 사용되나, 실제 현장에서 이는 불가능하고, 따라서 열선 풍속계 또는 피토판과 차압계 등을 이용하게 된다. 만약 덕트 내부의 유동이 완전히 발달되었다면 Hartnett et al.⁽¹⁵⁾의 방법 등을 이용하여 해석적인 방법으로 덕트 중심 풍속과 평균 풍속의 관계식을 구한 후, 중심 풍속만을 측정하여 풍량을 계산할 수 있으나, 실제 현장상황은 여러 가지 이유로 인하여 완전히 발달되지 않았으므로, 다수의 측정점에 대하여 풍

속을 측정한 후 그 평균값을 취하여야 한다. 이와 관련하여 공기조화 냉동공학회의 T.A.B. 기술기준⁽¹⁶⁾에 의하면 장방형 덕트에 대하여 16~64개의 측정점을 권고하고 있다. 본 연구의 진단대상 열펌프는 Fig. 1과 같은 공기 대 공기 열펌프로서, Maneurop 사의 밀폐형 왕복동 압축기(R22)를 사용하고 있다. 증발기와 응축기는 동관과 주름진(corrugated) 알루미늄 편으로 구성된 직교류 열교환기이며, 외부 균압형 정온식 팽창 밸브를 사용하였고, 그 외에 흡입측 스트레이너(suction strainer), 어큐뮬레이터(accumulator), 필터 건조기(filter drier), 그리고 투시창(sight glass) 등으로 냉매 라인이 구성되었다. 성능평가를 위하여 압축기 소비전력, 냉매온도, 공기의 온습도 및 풍량, 응축기 및 증발기의 압력 등을 측정하였다. 온도는 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 T형 열전대를 사용하여 측정하였으며, 공기의 습도측정에는 정밀도 $\pm 2\%$ RH의 습도 센서를 사용하였다. 냉매의 압력은 정밀도 $\pm 0.1\%$ 의 스트레인 게이지(strain-gage) 방식 압력 트랜스듀서를 사용하여 측정하였으며, 풍량을 측정하기 위하여 피토투브와 정밀도 $\pm 0.1\%$ 의 차압계를 사용하였다. 이상의 신호는 데이터 취득 시스템에 의해 측정되어 PC 화면에 표시 및 저장되었다. 전술한 바와 같이 실험대상 공조기는 실험실 내에 위치한 것이 아니라 옥외에 설치되어 있으므로, 실험조건을 임의로 조절할 수 없다. 따라서, 다른 특별한 조건 없이 공조기를 가동시킨 후 데이터를 계속 취득하였다. 데이터 취

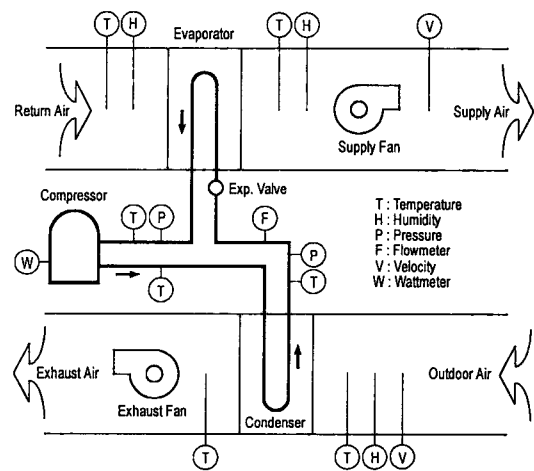


Fig. 1 Schematic diagram of an experimental apparatus.

Table 1 Experimental conditions

T_{OA} [°C]	21.8~31.8
T_{RA} [°C]	21.3~23.2
RH_{RA} [%]	54.3~72.0
P_e [kPa]	462~503
P_c [kPa]	1324~1951
Q_e [kW]	19.6~25.6
W [kW]	7.25~8.38
SHF [%]	65~84
dT_{sub} [°C]	7.8~11.0
dT_{sup} [°C]	7.3~9.6

특은 2000년 6월 19일부터 6월 28일까지 계속하였으며, Table 1에 실험조건을 나타내었다. 각 실험조건에 대하여, Kline and McClintock⁽¹⁷⁾이 정리한 오차전파 방법을 사용하여 불확실성을 계산하였으며, 풍량, 온도 및 전력측정의 불확실성을 각각 3%, 0.3°C, 3%로 계산하고, 측정기 오차를 제외한 오차로 인한 물성치의 불확실성을 3%로 계산하였을 때, 냉방능력 및 성능계수의 평균 불확실성은 각각 11.5%, 11.9%, 그리고 불확실성의 최대값은 각각 12.3%, 12.6%인 것으로 나타났다.

4. 결과 및 고찰

전술한 바와 같이 이상의 모델링에는 V , ϵ' , η_s , B , C_1 , C_2 , C_3 , D_1 , D_2 , D_3 , E 의 실험 상수가 포함되어 있다. 실험조건이 수가 충분히 많은 경우라면, 각각의 조건(case)에 대하여 오차를 최소로 하는 실험 상수들을 최소 자승법으로 결정하면 원리적으로 가장 좋다. 그러나, 현장 성능실

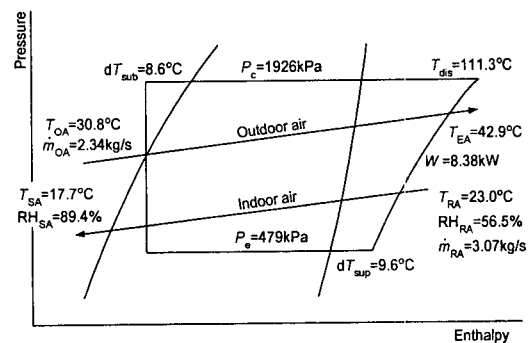
Table 3 Experimental constants

Par.	Value
V	0.01
η_s	0.562
ϵ'	0.175
B	0.00284
C_1	39.93
C_2	2.38
D_1	15.9
D_2	0.45
E	0.26
C_3, D_3	0, 0

험은 시간과 비용을 많이 요구하므로 가능한 한 적게 하는 방향으로 이루어져야 하며, 본 연구에서는 이와 같은 경우를 생각하여 2조건의 현장실험 데이터로 실험 상수들을 구하였다. Table 2에 2조건의 현장실험 데이터를 나타내었으며, 이중 data #1을 Fig. 2의 $P-h$ 선도 상에 나타내었다. Table 3은 현장실험 데이터를 이용하여 구한 상수들을 나타낸다. 이때, 오염 및 접촉 열저항은 다른 열저항에 비하여 작다고 판단하여 무시하였다. 즉, C_3 와 D_3 는 0인 것으로 생각하였다. η_s 와 B , 그리고 E 는 두 데이터로부터 각각 구한 값들의 평균이며, 그 외의 상수들은 두 실험결과를 연립하여 얻은 값들이다. 참고로, η_m 은 평균적으로 약 0.95 수준인 것으로 나타났다. 실험 상수가 결정되면 시뮬레이션을 통하여 다른 조건에서의 성능을 예측할 수 있다. 시뮬레이션 프로그램의 입력변수는 실내기 및 실외기 입구공기 유량과 온습도, 그리고 과열도 및 과냉도이다. 본 연구에

Table 2 Experimental data

	Data #1	Data #2
2000. 6. 21.	14 : 33	06 : 16
W [kW]	8.38	8.08
T_{dis} [°C]	111.3	99.5
P_c, P_e [kPa]	1926, 479	1721, 499
dT_{sup}, dT_{sub} [°C]	9.6, 8.6	8.4, 10.8
$\dot{m}_{OA}, \dot{m}_{RA}$ [kg/s]	2.34, 3.07	2.42, 3.06
T_{OA}, T_{EA} [°C]	30.8, 42.9	25.3, 38.3
T_{RA} [°C], RH_{RA} [%]	23.0, 56.5	22.5, 72.0
T_{SA} [°C], RH_{SA} [%]	17.7, 89.4	18.3, 71.1

Fig. 2 Experimental data #1 on $P-h$ diagram.

서는 과열도와 과냉도로서 현장실험 데이터 2 set의 평균값을 취하여 사용하였으며, 시뮬레이션 과정은 Yoon et al.⁽¹²⁾의 방법을 사용하여 다음과 같이 수행하였다. 우선 응축압력과 증발압력을 가정하고 식(1)~(7)로부터 냉매의 질량 유량을 계산한 후, 식(10)으로부터 응축기 출구공기 및 냉매 상태를 계산한다. 계산된 과냉도가 주어진 값과 일치하지 않으면 응축압력을 다시 가정하여 계산을 반복한다. 과냉도가 일치하면, 식(13)으로부터 증발기 출구냉매 상태를 계산한다. 계산된 과열도를 주어진 값과 비교하여 일치하면 식(15)를 통하여 증발기 출구공기 상태를 계산할 수 있으며, 일치하지 않으면 증발압력을 다시 가정하여 이상의 계산을 반복한다. 시뮬레이션 결과로

서 냉방능력, 압축기 소비전력, 급배기 온습도, 응축 및 증발압력, 토출가스 온도 및 증발기에서의 응축수량 등을 얻을 수 있다. Fig. 3~8에 실험 상수를 구하는 데 사용한 2조건(case)을 포함한 20조건(case)의 실험결과와 시뮬레이션을 통하여 계산된 냉방능력, 압축기 소비전력, 성능계수, 급기 온습도 및 압축기 토출가스 온도를 서로 비교하였다. 비교적 만족할 만한 오차범위 이내에서 실험결과와 예측이 가능하였다. 이상의 시뮬레이션 프로그램을 사용하여 다양한 조건변화에 따른 시스템의 성능변화를 예측해 보았다. Fig. 9에 실내온도와 외기온도의 변화에 따른 냉방능력의 변화를 나타내었으며, Fig. 10에 실내습도와 외기온도의 변화에 따른 냉방능력의 변화를

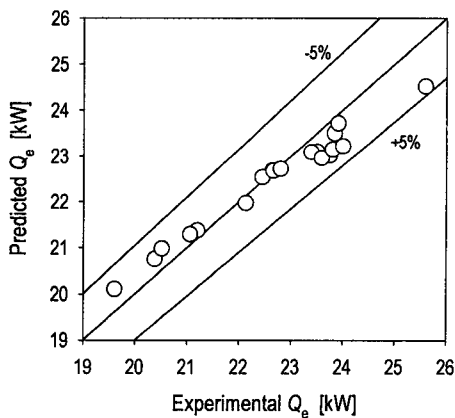


Fig. 3 Comparison of experimental Q_e with predicted Q_e .

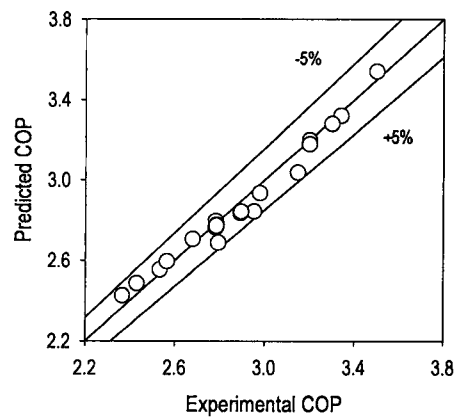


Fig. 5 Comparison of experimental COP with predicted COP.

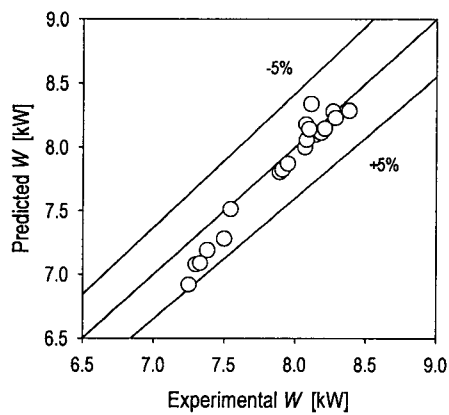


Fig. 4 Comparison of experimental W with predicted W .

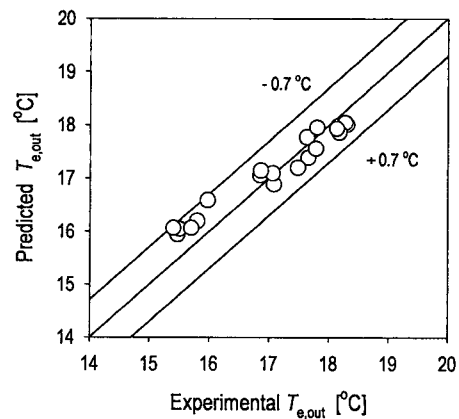


Fig. 6 Comparison of experimental $T_{e,out}$ with predicted $T_{e,out}$.

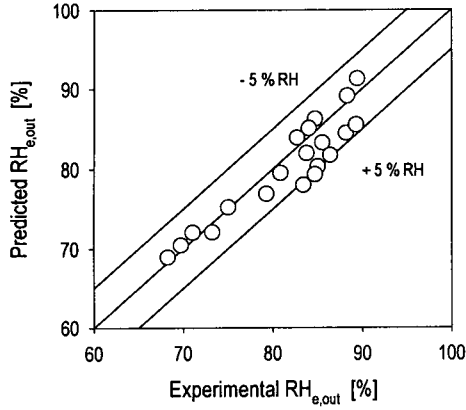


Fig. 7 Comparison of experimental $RH_{e,out}$ with predicted $RH_{e,out}$.

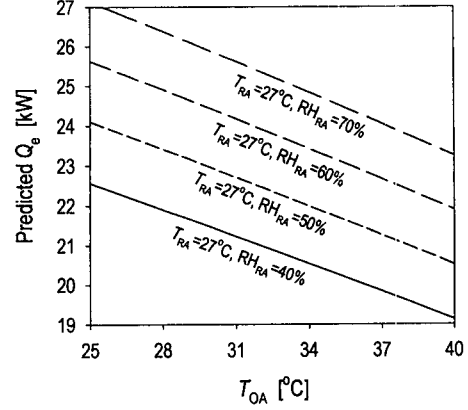


Fig. 10 Variation of predicted Q_e with respect to T_{OA} and RH_{RA} .

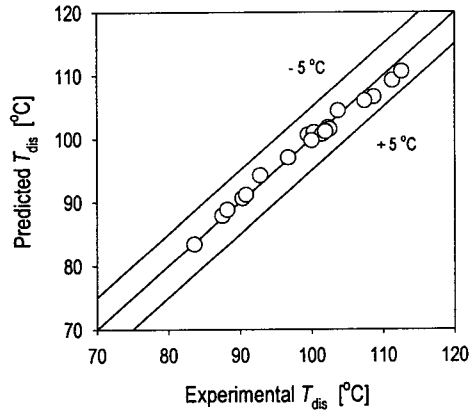


Fig. 8 Comparison of experimental T_{dis} with predicted T_{dis} .

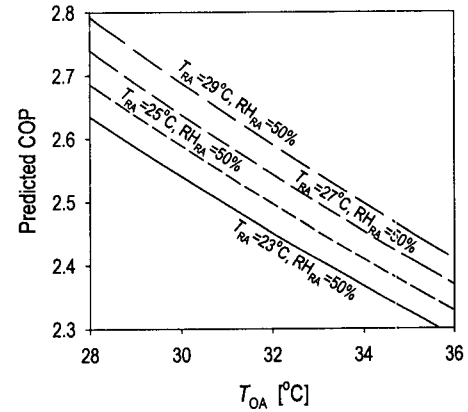


Fig. 11 Variation of predicted COP with respect to T_{OA} and T_{RA} .

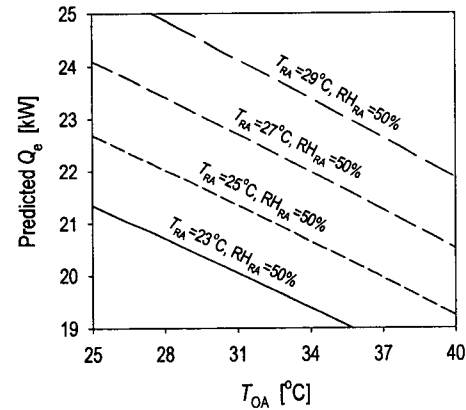


Fig. 9 Variation of predicted Q_e with respect to T_{OA} and T_{RA} .

나타내었다. 또한, Fig. 11에 실내의 온도변화에 따른 성능계수의 변화를 나타내었다. 같은 실내 조건에서 외기온도가 상승하면 냉방능력과 성능계수가 감소하며, 실내의 온도가 같더라도 실내 습도가 낮으면 냉방능력이 감소하는 경향을 잘 나타내고 있다. Fig. 9~11에 따르면, Table 4에 명시된 표준냉방 성능시험 조건⁽¹⁾에서 연구대상 공조기의 냉방능력은 약 21.7kW이며,

Table 4 Standard rating conditions for cooling

Indoor unit air entering	DB T [°C]	27±1
	WB T [°C]	19.5±0.5 (≒50%RH)
Outdoor unit air entering	DB T [°C]	35±1
	WB T [°C]	24±0.5 (≒40%RH)

이때의 성능계수는 약 2.41로 추정할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 현장에 설치된 중대형 공기열원 열펌프의 현장성능 진단기법과 모델링을 제시하였으며, KIST 현장의 실제 실험 데이터와 시뮬레이션을 통한 예측값을 서로 비교하여 만족할 만한 결과를 얻었다. 그러나, 본 연구에서 개발한 기법을 다른 현장에 적용하기 위해서는 보다 많은 현장에 대하여 충분히 넓은 실험범위의 데이터들에 대한 모델의 적용한계 또는 오차수준 등에 관한 검증이 선행되어야 할 것으로 생각한다.

후 기

본 연구는 과학기술부 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)과 에너지관리공단 에너지절약기술개발사업의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Korean Standards Association, 1985, KS B 6369 Testing methods for unitary air conditioners.
2. Korean Standards Association, 1985, KS C 9306 Room air conditioners.
3. ASHRAE, 1988, ANSI/ASHRAE Standard 37-1988 Method of testing for rating unitary air-conditioning and heat pump equipment, Atlanta.
4. ARI, 1989, ANSI/ARI Standard 210/240 Unitary air-conditioning and air-source heat pump equipment, Virginia.
5. Kim, O. J., Hong, Y. J., Nam, L. W., Kang, W. I. and Kong, Y. S., 2000, Cycle simulation of an air source heat pump using liquid injection, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 3, pp. 244-250.
6. Kim, J.B., Shin, K. Y., Kim, S. Y. and Jung, P. S., 2000, Performance simulation for the optimal design of automotive air-conditioning system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 6, pp. 570-580.
7. Lee, G. H., Yoo, J. Y., Jung, J. D. and Choi, K. H., 1998, Computer simulation for the performance analysis of automobile air conditioning system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, No. 2, pp. 202-216.
8. Popovic, P. and Shapiro, H. N., 1995, A semi-empirical method for modeling a reciprocating compressor in refrigeration systems, ASHRAE Trans., Vol. 101, pp. 367-382.
9. Frank P. Incropera and David P. DeWitt, 1990, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 3rd ed., John Wiley & Sons, pp. 411-413.
10. Oskarsson, S. P., Krakow, K. I. and Lin, S., 1990, Evaporator models for operation with dry, wet, and frosted finned surfaces-Part I: Heat transfer and fluid flow theory, ASHRAE Trans., Vol. 96, Part 1, pp. 373-380.
11. Domanski, P. A., 1989, EVSIM-An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, NISTIR 89-4133, U. S. Dept. of Commerce, NIST, Gaithersburg, Maryland 20899.
12. Yoon, B., Park, H. Y., Yoo, K. C. and Kim, Y. C., 1999, Air-conditioner cycle simulation using tube-by-tube method, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 4, pp. 499-510.
13. Hwang, Y. J., 2000, The optimum design of heat pump system with refrigerant distributor, The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea Symposium Series: Refrigeration Section, pp. 93-99.
14. Baik, Y. J., Chang, Y. S. and Kim, Y. I., 2001, In-situ performance test of a wet surface finned-tube evaporator of an air source heat pump, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 9, pp. 818-826.

15. Hartnett, J. P., Koh, J. C. Y. and McComas, S. T., 1962, A Comparison of predicted and measured friction factors for turbulent flow through rectangular ducts, Trans. ASME J. Heat Transfer, pp. 82-88.
16. SAREK, 1999, T.A.B. Standard for HVAC applications.
17. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, Mech. Eng., Vol. 75, pp. 3-8.