

# 온실 냉방을 위한 히트펌프의 성능 분석

## Performance Analysis of Heat Pump System for Greenhouse Cooling

윤 용 철\* · 서 원 명\* · 이 석 건\*\*  
Yoon, Yong Cheol · Shu, Won Myung · Lee, Suk Gun

### Abstract

This experiment was carried out to analyze on the cooling and dehumidifying effects of greenhouse by air-to-water heat pump system employing the air as cooling source. Following results were obtained :

1. The coefficients of performance (COP) of heat pump itself and total heat pump system were approximately 2.71~2.88 and 1.99~2.22, respectively.
2. The night-time cooling load of experimental greenhouse was 64.9 MJ/h, and the heat absorbed (cooling load) from heat pump system was 816.3~1,004.6 MJ/day.
3. The dehumidified moisture amount from experimental greenhouse was 7.0~15.0 kg/h.
4. The night time temperature of experimental greenhouse cooled by heat pump system could be maintained 4~6°C lower than that of control greenhouse which was almost equal to outside air temperature.

### I. 서 론

최근 UR 타결 이후 개방화가 가속되면서 기술 농업, 상품농업 및 수출농업 등 농산물의 국제 경쟁력 제고를 위한 노력이 절실히 요구되고 있다. 특히 식품소비의 고급화 및 다양화로 주곡의 소비는 감소하는 반면, 시설원예 농산물의 소비는 급속하게 증가하는 추세를 보이고 있다.

박(1997), 김(2001)에 의하면 국내 농업의 총 생산액 중에서 원예작물(채소, 화훼, 및 과실)의 생산액 비중은 1995년도에 39%까지 크게 증가하였으나 최근 시설원예 산업에 대한 정부 및 지방자치단체로부터의 투자 감소, 수입의 다변화 등으

로 인하여 1999에는 이 보다 다소 감소한 33%정도이다. 그러나 이것은 아직도 농업에서 차지하는 비중은 대단히 높다고 말할 수 있다. 그리고 김과 조(2001)에 의하면, 원예작물 중 채소류의 경우, 전체 재배면적 중 시설에서 재배되는 비중은 1999년에 약 23%로서, 1980년의 5%에 비하여 약 480% 정도 증가한 셈이다. 채소류 및 화훼류의 수출이 1997년에 4억4천 달러 정도이던 것이 2000년도에는 13억 6천 달러로 크게 증가하였다.

이상과 같은 국내·외적 여건변화와 시설원예에 대한 기술개발에 힘입어 시설원예의 재배면적과 생산량이 지속적으로 증가하고 있을 뿐만 아니라 시설이 현대화, 대형화, 고정화 및 자동화되어 주

\*경상대학교 농과대학 농업공학부(농업생명과학연구원)  
\*\*경북대학교 농과대학 농업토목공학과

키워드 : 실험온실, 히트펌프 성능계수, 냉방 부하, 냉방효과, 제습효과

년생산을 위한 연중 재배체계가 시도되면서 하절기 고온 현상이 작물의 생장을 저해하고 시설내의 작업환경을 악화시키는 등의 문제점들이 지적되고 있다. 그 동안 시설원예의 열적 환경조성에 관한 연구는 주로 70년대 에너지 파동 이후 태양열 이용, 대체 에너지 개발 및 난방에너지 절약 등에 초점을 맞추어 왔다. 그러나 최근 온실이 고급화함에 따라 연중 재배체계가 시도되면서 하절기 온실냉방에 대한 관심이 고조되고 있는 실정이다.

남(1996)은 우리나라의 경우, 여름철 맑은 날 정오 옥외 수평면 일사량은 3.3~3.4 MJ/(m<sup>2</sup>·h) 정도이고, 이중 약 70%가 온실내부로 투과된다고 가정하면, 그 열은 약 2.3~2.4 MJ/(m<sup>2</sup>·h) 정도가 된다. 시설내의 기온상승을 억제하기 위해서는 온실내부로 투과되는 일사량만큼의 열을 제거해야 하는데 그러기 위해서는 1 Hp의 가정용 에어컨(냉방능력 약 6.3MJ/h)을 2.7m<sup>2</sup> 당 1대 정도 설치해야 된다고 하였다. 이와 같이 여름철 주간에는 일사량 때문에 냉동기를 이용한 온실냉방은 현실성이 없다. 그러나 야간에는 일사량이 없으므로 냉방부하가 주간의 약 10~20%정도에 불과하다. 따라서 부가가치가 높은 작물, 즉 채소·화훼류 등의 품질향상, 화아분화 촉진이나 성장억제에 의한 육묘의 품질향상 등을 위하여 히트펌프와 같은 에너지효율이 높은 기계식 냉방으로도 경제성을 확보할 수 있는 경우가 있다. 실례로 유 등(1999)은 히트펌프를 이용하여 호접란을 저온 처리한 결과 화아분화를 유도할 수 있는 최적 온도조건을 유지할 수 있었다고 보고하였다.

따라서 본 연구는 겨울철 난방과 여름철 냉방 및 제습용으로 이용되고 있는 히트펌프를 제작하여 여름철 온실의 야간냉방과 제습효과를 실험적으로 검토하였다.

## II. 시험장치 및 방법

### 1. 실험장치

#### 가. 히트펌프 시스템의 설계

본 연구를 위하여 제작된 히트펌프 시스템은 물

Table 1 Specification of heat pump system components

Items	Specifications	Remarks
Compressor	- Power : 5.5 kW (7.5Hp) - Type : reciprocating	
Evaporator and condenser	- Capacity : 5RT - Absorbed or rejected heat amount : 69.5MJ/h (16,600kcal/h) - Heat exchange area : 2m <sup>2</sup> - Design flow rate : 44 l /min	Efficiency : 80%(55.6MJ/h)
Working fluid	- R-22	
Radiator	- Capacity of heat exchange : 100.5MJ/h(24,000kcal/h) - Heat exchange area : 68m <sup>2</sup>	

-공기방식으로 제작되었으며, 주요 구성기기의 제원은 Table 1과 같다.

Table 1에서 증발기 및 응축기 열량, 전열면적 및 증발기의 순환유량은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q = KA\Delta t \dots\dots\dots (1)$$

$$Q = GC(t_1 - t_2) \dots\dots\dots (2)$$

여기서, Q : 증발기 및 응축기의 열량(J/h)

K : 열전달계수(J/(m<sup>2</sup>·h·°C))

A : 전열면적(m<sup>2</sup>)

Δt : 對數 평균온도차 (°C)

G : 증발기로 순환하는 유량(kg/h)

C : 물의 비열(J/(kg·°C))

t<sub>1</sub>, t<sub>2</sub> : 유입 및 유출수온(°C)

윗 식에서 대수 평균온도차, 열전달계수 및 냉매의 증발온도는 각각 12.5°C, 2.1MJ/(m<sup>2</sup>·h·°C), 0°C로 하였다. 그리고 증발기의 유입 및 유출수온은 각각 15°C와 10°C로 가정하였다.

#### 나. 실험온실 및 히트펌프 시스템

주문 제작된 히트펌프 시스템 및 실험온실의 개략도는 Fig. 1과 같다. 냉방실험에 이용한 히트펌프 시스템은 공기-물 방식이므로 냉방실험을 할

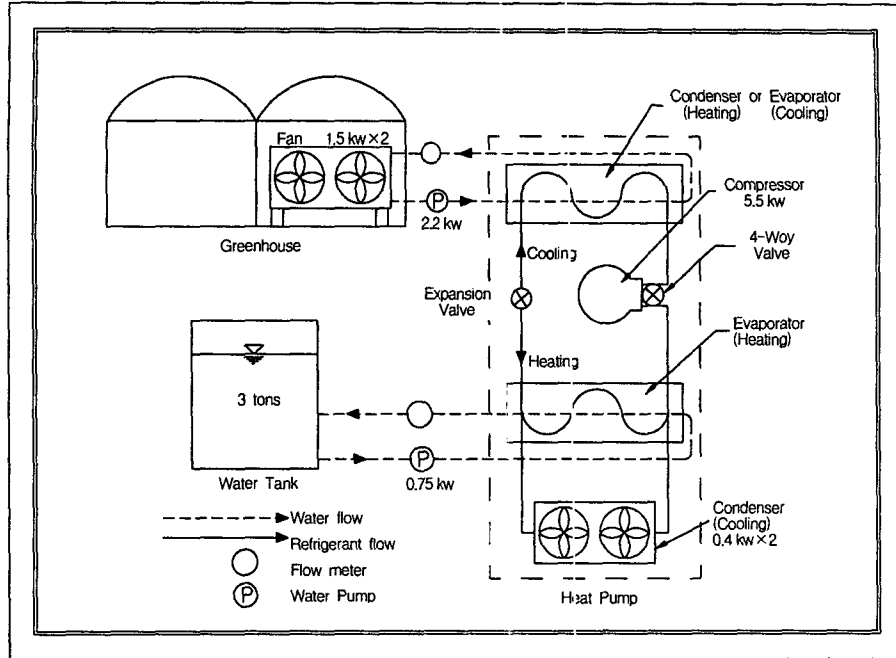


Fig. 1 Schematic diagram of heat pump system and greenhouse

때, Fig. 1의 구조는 실제로 이용하지 않지만, 전체 시스템을 나타내기 위하여 표시하여 두었다.

실험대상 온실은 경상대학교내에 설치되어 있는 1-2 W형 2연동 1중 피복의 PET 온실로서, 폭×길이×축고×동고는 11.6×20×2.7×4.6 m이며, 온실의 피복면적 및 바닥면적은 각각 458 m<sup>2</sup>, 232 m<sup>2</sup>이다. 작물의 생육상태를 고려하기 위하여 전 실험기간동안 실험구 및 대비구 온실에서 공히 고추가 재배되었다. 온실 내부에는 온실의 보온커텐으로 주로 사용되고 있는 부직포가 2중으로 설치되어 있다.

## 2. 실험방법

냉방실험은 하절기 동안 계속되었으며, 본 연구에 중점적으로 이용된 실험자료는 비교적 외기온이 높았던 1997년 8월 7일부터 동년 9월 8일 사이 약 15일 동안 측정된 것으로서 환기창의 개폐정도, 차광 유무 등, 온실의 조건을 변경시키면서 실험을 실시하였다. 그리고 주간동안의 높은 냉방부

하 상태에서 히트펌프의 냉방성능을 시험하기 위하여 주간에도 간헐적인 실험이 이루어졌다.

야간냉방은 일몰직후부터 익일 일출직전까지 연속적으로 히트펌프를 가동했다. 히트펌프 작동시 증발기로 유출입하는 냉각수의 순환유량은 유량계로 측정하였으며, 이 냉각수의 수온과 온실내부에 설치되어 있는 열교환기로부터 온실내부로 방출되는 냉풍의 온도는 열전대 온도센서(T-type)를 이용하여 측정하였다.

온실내·외의 건·습구 온도는 정확성 확보를 위하여 열전대 온도센서를 이용한 강제 공기유동식 온도측정장치(Aspirated thermometer)로 측정되었다. 이 때 공기 유동 파이프 한쪽에는 소형 팬을 부착하여 약 5 m/s 정도로 공기유속을 조성하였다.

측정된 데이터는 데이터 로거(DATA PAC)와 컴퓨터를 통하여 실험기간동안 연속적으로 수집 및 분석되었다. 단, 히트펌프의 작동은 필요에 따라 수동으로 on-off 하였기 때문에 전체 실험기간 동안 연속적으로 자료가 수집되지는 못했다.

그리고 히트펌프시스템의 구성요소별 소비전력은 6개의 독립된 적산전력계를 이용하여 개별적으로 실측하였고, 히트펌프 작동시간동안 제습량은 열 교환기 표면에 응집된 물을 회수하여 무게로 측정했다.

### III. 해석방법

#### 1. 성능계수

냉방시 히트펌프 자체의 성능계수(COP)는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$COP = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{(Q_3 - Q_1)}{Q_1} = \frac{Q_3}{Q_1} - 1 \dots \dots \dots (3)$$

여기서,

$Q_1$  : 압축기 구동에 사용된 소비전력(kW)

$Q_2$  : 증발기에서 흡수되는 열량 (J/h)

$Q_3$  : 응축기에서 방출되는 열량 (J/h)

$\frac{Q_3}{Q_1}$  : 난방시의 성능계수

식에서 알 수 있듯이 냉방시 히트펌프 자체의 성능계수는 난방시에 비해 1만큼 작은 것을 알 수 있다.

그리고 히트펌프 시스템의 성능계수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$COP_s = \frac{Q_2}{Q_1 + Q_s} \dots \dots \dots (4)$$

여기서,  $Q_s$  : 히트펌프 시스템에 사용된 전체 소비전력 (kW)

#### 2. 냉방부하량 산정

온실의 야간 냉방부하량 산정에 관한 이론식이 나 실험식은 난방에 비하여 아직은 미흡한 점이 많지만, 林(1984) 등과 日本施設園藝協會(1994)에 의하면 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q_c = Q_t + Q_{ven} + Q_{soil} + Q_{air} + Q_{st} \dots \dots \dots (5)$$

여기서,  $Q_c$  : 야간냉방부하 (J/h)

$Q_t$  : 관류 전열부하 (J/h)

$Q_{ven}$  : 환기 전열부하 (J/h)

$Q_{soil}$  : 지중 전열부하 (J/h)

$Q_{air}$  : 온실내 공기의 전열부하 (J/h)

$Q_{st}$  : 작물 및 온실 구조체에 의한 전열부하 (J/h)

식 (5)에서  $Q_{air}$ 와  $Q_{st}$ 는 온실내 온도변화에 관련되는 부하로서, 온실내의 온도가 냉방설정온도에 도달하게 되면, 온실내의 온도는 비교적 안정되기 때문에 전체 냉방부하에서 차지하는 비율은 5% 내외로서 냉방부하를 산정할 때 거의 무시할 수 있다. 따라서  $Q_t$ ,  $Q_{ven}$  및  $Q_{soil}$  등이 온실의 주 냉방부하이다.  $Q_t$  와  $Q_{ven}$  의 산정에는 식 (5-1) 및 (5-2)가 이용되었으며,  $Q_{soil}$  은 林(1984) 등과 古在(1985) 등이 제안한 값을 참고하였다.

$$Q_t = A_w \cdot U (T_o - T_i) \dots \dots \dots (5-1)$$

$$Q_{ven} = A_w \cdot h_{ven} (T_o - T_i) \dots \dots \dots (5-2)$$

여기서,  $A_w$  : 온실의 피복면적 (m<sup>2</sup>)

$U$  : 열관류율 (J/(m<sup>2</sup>·h·°C))

$h_{ven}$  : 환기 전열계수 (J/(m<sup>2</sup>·h·°C))

$T_o, T_i$  : 온실의 내외 기온 (°C)

### IV. 결과 및 고찰

#### 1. 성능계수 및 증발기의 흡열량

##### 가. 성능계수

윗 식 (3)과 (4)을 이용하여 구한 실험용 히트펌프 자체의 성능계수는 2.71~2.88범위에 있었으며, 시스템의 성능계수는 1.99~2.22범위에 있었다. 시스템의 전체 소비전력 중 압축기의 소비전력이

약 75%를 차지하였다. 이것은 만약 히트펌프의 성능계수가 1만큼 높아지면 시스템의 성능계수는 0.75만큼 높아진다는 것을 의미이다.

본 시스템의 구성과는 다르지만, 古在(1985) 등의 연구결과에 의하면 히트펌프의 성능계수와 시스템의 성능계수가 각각 2.6~3.5 및 1.4~2.0 범위였고, 林(1984) 등의 경우는 히트펌프의 성능계수가 2.5~5.0 범위였다. 그리고 본 실험에 이용한 히트펌프 시스템과는 조금 다른 물-물 방식의 히트펌프, 즉 압축기 용량과 냉매는 동일하고 증발기 용량을 본 실험에 이용한 것보다 약 2배(158.9 MJ/h) 정도 큰 시스템을 이용하여 동일한 온실을 대상으로 1999년 7월 21일부터 동년 9월 14일까지 냉방실험을 행하였다. 그 결과 이 히트펌프의 성능계수는 대략 2.51~2.70 범위에 있었다.

이와 같이 연구자에 따라 성능계수가 다른 것은 사용하는 열원이나 기상조건 및 시스템의 구성 등에 차이가 있기 때문인 것으로 판단된다.

#### 나. 흡열량

식 (5)를 이용하여 실험대상 온실의 야간냉방 부하량을 계산하면 약 64.9 MJ/h 정도이다. 이 값은 실험대상 온실의 여건을 고려하여 열관류율, 환기전열계수 및 실내·외 기온 차를 각각 10,460 J/(m<sup>2</sup>·h·°C), 1,256 J/(m<sup>2</sup>·h·°C) 및 5°C로 가정한 경우이다. 그리고 지중 전열부하( $Q_{soil}$ )는 일반적으로 실내·외 기온차와 주간동안 온실바닥으로 투과되는 일사량 등에 따라 다르지만, 林(1984) 등과 古在(1985) 등은 실내·외 기온차를 5~10°C로 한 경우 41,680~167,440 J/(m<sup>2</sup>·h) 정도의 범위라고 제안하였다. 따라서 본 실험의 경우는 주간동안 실내차광 및 포그냉방실험을 실시하였기 때문에 주간동안 온실바닥으로 투과되는 일사량이 비교적 적은 것으로 간주하여 지중 전열부하는 83,720 J/(m<sup>2</sup>·h)로 가정하였다.

실제 히트펌프가 작동하여 온실로부터 가져온 열량, 즉 히트펌프 증발기의 흡열량을 증발기의 유출입구의 온도차, 유량 및 물의 비열로부터 구하면, 실험기간동안 약 816.3~1,004.6 MJ/day 었

으며, 이것을 단위시간당 열량으로 환산하면 약 71.8~74.2 MJ/h 범위에 있었다. 단, 이 값에는 온실내에 설치되어 있는 히트펌프 시스템에서 방열되는 열량도 포함되어 있다. 식 (5)로부터 산정된 냉방부하량은 히트펌프 흡열량의 88~90% 정도에 해당되기 때문에 가정한 값들의 오차를 고려한다면, 본 실험에 이용된 히트펌프는 실내·외 기온차를 앞에서 가정한 5°C 정도까지 유지할 수 있을 것으로 판단된다.

#### 2. 제습량

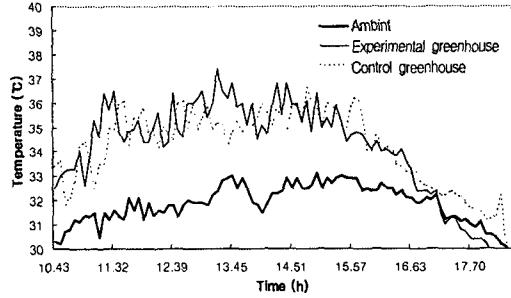
온실공기의 제습량은 실험시간 11~14시간동안 약 95~200 kg/day정도이고, 시간당 제습량은 7.4~15.2 kg/h의 범위에 있었다. 이와 같이 제습량에 큰 변화를 보이는 것은 실험시간의 차이에 기인한 것도 있지만, 실험기간동안 주간에 병행하여 실시된 포그냉방실험의 유무 또는 기상여건의 현저한 차이에 따른 것으로 판단된다.

#### 3. 온실의 온도변화

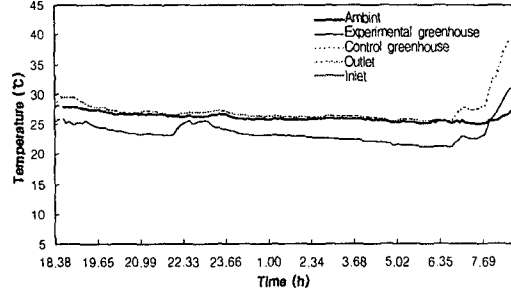
Fig. 3 (a), (b)는 주간냉방의 경우, 실험구 온실과 대비구 온실의 온도 및 외기온의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 3 (a)는 실험구와 대비구 모두 천창과 측창을 열어서 자연환기를 실시한 것이고, Fig. 3 (b)는 실험구의 천창과 측창을 닫은 상태에서 내부차광을 한 것이고, 대비구는 Fig. 3(a)와 같이 자연환기를 실시하였다.

Fig. 3 (a)에서 알 수 있듯이 실험구 및 대비구 온실의 온도간에는 전체적으로 큰 차이를 보이지 않았다. 그리고 Fig. 3 (b)의 경우를 보면, 히트펌프 작동시간인 12시경부터 15시경까지는 오히려 실험구 온도가 대비구 보다 훨씬 높게 나타났고, 히트펌프의 작동을 중지하고 차광만 한 시간대, 즉 16시경부터 17시경까지는 외기온과 거의 동일하게 나타났다. 이상의 실험에서도 증발기의 흡열량을 계산하여 보면, 야간과 마찬가지로 74.2 MJ/h 정도이었던지만, 히트펌프에 의한 냉방효과는 없는

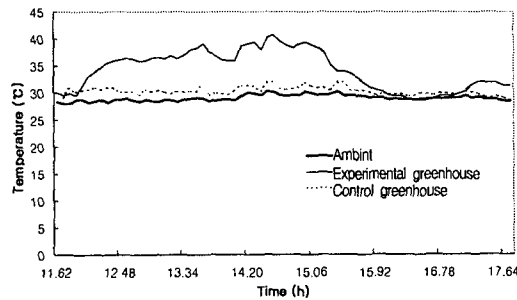
온실 냉방을 위한 히트펌프의 성능 분석



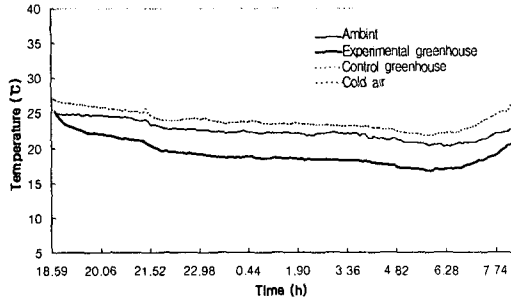
(a) August 6



(a) August 21



(b) September 6



(b) September 3

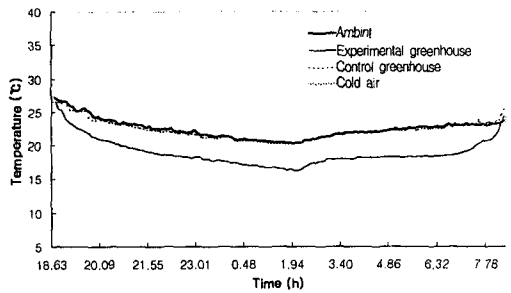
Fig. 3 Temperature variations of experimental greenhouse and control greenhouse in accordance with ambient temperature

것으로 나타났다. 결국 주간동안에는 일사량으로 인하여 냉방부하가 지나치게 크기 때문에 본 연구에 이용한 히트펌프로서는 냉방효과를 발휘하지 못하는 것으로 판단된다.

Fig. 4는 야간냉방의 경우, 실험구 온실과 대비구 온실의 온도, 외기온, 증발기로의 유출입수온 및 온실내에 있는 열교환기로부터 방출되는 냉풍 온도의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 4의 (a)와 (b)는 1997년 8월 21일과 9월 3일에 실시한 결과로서 두 온실 모두 측·천창을 닫은 상태이고, (c)는 1997년 9월 8일에 실시한 결과로서 대비구 온실은 자연환기 상태를 유지한 경우이다.

Fig. 4에서 알 수 있듯이 전체 실험기간 동안 실험구 온실의 기온과 외기온과의 온도차는 4~6°C 범위에 있다. 이것은 냉방부하량을 계산할 때 가정한 값 5°C와 거의 일치한다.

그리고 Fig. 4 (a), (b) 경우를 보면, 실험구 온



(c) September 8

Fig. 4 Temperature variations of experimental greenhouse, control greenhouse and cooled air in accordance with ambient temperature

실은 대비구 온실보다 4~6°C 정도 낮으며, 대비구 온실은 외기온 보다 약간 높게 유지됨을 알 수 있다. Fig. 4 (a) 경우는 히트펌프의 작동을 중지시키면 실험대상 온실의 기온이 외기온에 접근하는 것을 알 수 있고, Fig. 4 (c) 경우와 같이 자연환기 상태에서는 대비구 온실의 기온과 외기온은 같게 유지되었다. 또한 열교환기 출구에서 측정된 냉풍온도는 전체 실험기간 동안 12°C 전후로 나타

났다.

### V. 결 론

본 연구에서는 온실용 냉·난방 히트펌프를 제작하여 여름철 온실의 야간냉방효과와 제습효과에 대해서 실험을 수행하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다:

1. 히트펌프 및 히트펌프 시스템의 성능계수는 각각 2.71~2.88, 1.99~2.22 정도의 범위에 있었다.
2. 실험구 온실의 야간냉방 부하량은 약 64.9 MJ/h 정도였고, 실제 히트펌프가 작동하여 온실로부터 가져온 열량, 즉 히트펌프의 흡열량은 약 816.3~1,004.6 MJ/day 정도로서, 시간당 흡열량은 약 71.8~74.2 MJ/h 범위에 있었다.
3. 온실로부터의 제습량은 실험시간 약 11~14 시간동안 약 95~200 kg 정도로서, 시간당 제습량은 7.4~15.2 kg/h 범위에 있었다.
4. 야간동안 실험구 온실의 온도는 외기온 보다 4~6°C 정도 낮게 유지할 수 있었다. 이것은 냉방 부하량을 계산할 때 가정한 값 5°C와 거의 일치한다. 그리고 실험구 온실은 대비구 온실보다 4~6°C 정도 낮게 유지할 수 있었다.

### 참 고 문 헌

1. 김병을, 2001, 시설원예산업의 정책방향, 한국생물환경조절학회 학술발표회 발표자료, 한국생물환경조절학회, pp. 2-3.
2. 남상운, 1996, 온실 냉방 기술의 현황 및 과제, 침농협 정기총회기념 연구발표회, 한국침단농업시설협의회, pp. 57-88.
3. 박효근, 1997, 한국 원예산업의 발전방향, 한국농업기계학회 1997년 하계 학술대회 논문집, pp. 259-281.
4. 조상민, 2001, 첨단시설 생산사업의 추진결과와 재도약 방안, 한국생물환경조절학회 학술발표논문집, 한국생물환경조절학회, pp. 15-19.
5. 유영선, 장진택, 김영중, 이건중, 윤진하, 1999, 히트펌프를 이용한 호접란 저온처리 시스템의 성능 평가, 한국생물환경조절학회 학술발표논문집, 한국생물환경조절학회, pp. 95-99.
6. 林眞紀夫・古在豊樹・渡部一郎, 1984, 温室におけるヒートポンプ利用, (2) 夏期夜間冷房, 農業氣象 39(3), pp. 181~189.
7. 日本施設園藝協會, 1994, 施設園藝ハンドブック, 日本施設園藝協會, 日本, pp. 209~211.
8. 古在豊樹・權在永・林眞紀夫・渡部一郎, 1985, 温室の冷房負荷に関する研究, (1) 夏期夜間の負荷特性, 農業氣象 41(2), pp. 121~130.
9. 古在豊樹・林眞紀夫・兒玉友孝・權在永・渡部一郎・大澤英夫, 1985, 温室におけるヒートポンプ利用, (3) 夏期夜間冷房システムの運轉特性, 農業氣象 41(3), pp. 231~240.