최종
연구보고서

Heat pump를 이용한 농산물 건조 및 저온 저장 겸용 시스템 개발

Development of Combined System for Drying and Low Temperature Storage of Agricultural Products Using the Heat Pump

연구 기관 : 충북대학교

2000. 10

농 림 부

〔별지 제7호 서식〕

최 종 보 고 서

1997년도 농림기술개발사업에 의하여 완료한
Heat pump를 이용한 농산물 건조 및 저온 저장 겸용 시스템 개발에
관한 연구의 최종보고서를 별첨과 같이 제출합니다.

첨부 : 1. 최종보고서 10부

2. 최종보고서 디스켓 1매

2000. 10.

주관연구기관 :충북대학교

총괄연구책임자 : 송현갑 (인)

주관연구기관장 : 직 인

농 림 부 장 관 귀 하

제　　출　　문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 "Heat pump를 이용한 농산물 건조 및 저온저장 겸용시스템 개발에 관한 연구" 과제의 최종보고서로 제출합니다.

2000. 12. .

주관연구기관명 : 충북대학교
총괄연구책임자 : 송 현갑
연 구 원 : 박 종길
연 구 원 : 노 정근
연 구 원 : 강 연구

요 약 문

I. 제목

Heat pump를 이용한 농산물 건조 및 저온저장 겸용 시스템 개발

II. 연구 개발의 목적 및 중요성

- 15년전만해도 태양열을 이용한 자연건조가 대부분이었으나, 농업의 기계화가 급속히 진행되면서 화석에너지를 이용한 열풍 건조시스템이 급속히 개발 보급되었다.

- 한편 농산물의 냉동 및 저온저장 시스템은 현재 농가별로 보급되지 못하고 집단으로 대형화하여 고비용으로 이용되고 있는 실정이다. 그러나 신선도 유지가 필요한 농산물 출하 조절을 위하여 각 농가별로 소형 저온 저장 시스템이 건조 시스템 못지 않게 필요하다. 현재 국산 농산물 건조기는 열풍 건조기로 고온의 열풍을 이용하므로 농산물의 품질 손상의 위험이 크며, 과도한 에너지가 소요되는 시스템이다. 또한 건조 전용 시스템이기 때문에 활용도가 낮고 건조비용에 비하여 비효율적인 소요가 많다.

그러므로 건조과정에서의 고품질 유지를 위해서는 저온제습 건조로 에너지 소모량을 적게 하는 기술개발이 필요하며, 건조 전용으로 단기간 사용하기 때문에 고비용, 저효율 시스템이다. 이를 해결하기 위하여 건조뿐만 아니라 저온 저장을 겸하도록 하여 활용기간을 연장하고, 다목적용으로 사용하는 저비용, 고효율 시스템 개발이 절실하다.

- 또한 농산물 건조기는 극히 제한된 기간동안에만 사용하게 되므로 경제성이 저하되는 특성을 가지고 있다. 그러므로 건조기겸 저온저장고로도 활용할 수 있는 복합 시스템을 개발하여, 신선도 유지를 필요로 하는 농산물을 저온저장고에 저장하므로서 시스템활용기간도 늘리고 동시에 출하시기를 조절하므로서 농산물 가격의 등락을 완화하여 농업소득을 높이는 것이 바람직한 일이다. 우리나라에 보급되어 있는 건조기는 1995년기준으로 곡물류건조기 28,408대이고, 기타 농산물 건조기가 117,875대이며, 이들 건조기에 소용되는 연간 연료소비량은 곡물 건조기에 88,775 drum으로 등유 면세류 가격으로 53억원이며, 기타 곡물건조에 589,375 drum으로 등유면세류 가격으로 350억여원으로 전체 건조비용은 403억원에 이르고 있다. 저온제습기술개발과 자연에너지를 이용하는 공기-공기 열펌프(COP=3 4)을 건조 및 저온저장기술에 응용하므로서 얻어지는 절약가능율을 60%로 할 경우 241억원을 절약할 수 있을 것으로 추산되며, 앞으로의 증가추세를 고려하면 이 이상의 절약효과를 기대할 수 있다.

III. 연구개발 내용 및 범위

- 현재까지 본 연구실에서 개발한 열펌프를 농산물 건조와 저온저장 시스템에 적용할 수 있도록 공기-공기형 열펌프를 단순화하여, 그 성능을 제고하였고,

- 고성능 열펌프의 고온부를 건조열원으로 하고 저온부의 일부를 활용하여 저온제습건조가 가능하도록 기술을 개발하여 저온건조를 가능케 하였고, 열펌프의 저온부를 농산물 저온저장에 활용하여 건조와 저온저장을 겸하는 복합 시스템을 개발하였다.

- 농산물의 저온저장실험을 통한 저온저장 시스템의 성능을 평가하였고,

- 편절무우와 고추의 저온제습건조 실험을 통한 건조 시스템의 성능을 평가하였으며,

- 이상과 같은 부분적 연구를 종합하여 최종적으로 에너지 절약형 건조 및 저온저장 복합 시스템을 개발 완성하여 기술적 측면에서 실용화에 접근시켰고,

- 최종적으로 이 시스템에 의한 에너지 절감효과와 경제성을 분석하였다.

IV. 연구개발결과 및 활용에 대한 건의

1. 본 시스템을 농업기계로 공식적으로 인증하여 농촌에 보급하는 것이 바람직하며,

2. 농촌에 농업용 전기용량을 15 20kW로 upgrade하여 본 시스템 설치 운영에 있어서 전력사용에 어려움이 없도록 하여야 할 것으로 사료됨.

SUMMARY
(영문요약문)

In order to save the fossil fuel and extend the rate of employment of the dryer for agricultural products, the circuit of heat pump for heating and cooling was composed, and using the heat pump the complex system for drying and low temperature storage of agricultural products could be designed and constructed .

the performance characteristics of the complex system were analysed theoretically and experimentally, these results could be summarized as follows ;

1. The air-to-air heat pump circuit for heating and cooling was composed and the theoretical models for design of the important elements of the heat pump circuit were developed.

2. The dehumidity drying cycle consisted of heating, drying and dehumidifying processes could be tracked on the psychrometric chart.

3. Theoretical model for design of drying chamber volume in accordance with agricultural products was developed as,

$$V = (H \times W \times L) = \frac{632.1 \times COP \times PS - 15.06(H.L + H.W + L.W)}{M_{ad} \times \dot{q}_{wet,\%} \times D}$$

4. The heat pump COP of the ambient air change type dryer was 1.1 1.6, and that of dehumidifier type dryer was 1.8 2.2.

5. In case of sliced radish, the drying duration of 5hours of the ambient air change type dryer was saved by the dehumidifier type dryer, and in case of red pepper, that of 8 10 hours was saved by the dehumidifying dryer.

6. The cooling load for the low temperature storage of apples and bears was about 66.5 67.1 kJ/hr·kg and that for carrots was about 65.8 66.8 kJ/hr·kg.

7. The heat pump power requirement for the low temperature storage of the fruits and vegetables was in proportion to the mass, then in case of apples the power requirement was about 40 kg/PS.

8. In case of the sliced radish drying the total pipe length of dehumidifier could be determined with the equation as,

$$L = (0.2584 N_C^{1/4} + 7.135) \times \dot{q}_{hp} .$$

9. The sucrose percent o apples packed with PE film and stored for 5 months in low temperature chamber of 1.5℃ was 14.5(Brix number), then that of apples packed with or without PE film and stored in th low temperature chamber was higher than that of apples stored in the ordinary room.

10. The freshness of apples packed with PE film and stored in the low temperature chamber was higher than that of apples stored in the ordinary room.

11. Energy saving rate of the heat pump type dryer to the burner type dryer was 45 53%, and the energy cost saving rate of the heat pump type dryer to the cost of burner type dryer was about 65 70%.

12. The energy cost saving rate of the heat pump type dryer to the cost of burner type dryer with the variation of the oil price was 27 79% with increase of 200 Won/ℓ 700 Won/ℓ.

CONTENTS

(영 문 목 차)

목　　　차

제 1 장 서 론

현재까지 사용되고 있는 관행의 열풍건조기가 가지고 있는 문제점을 해결하고, 연중 사용기간을 단기간에서 장기간으로 연장하려하였다. 보다 구체적으로 연구내용을 요약하면 다음과 같다.

① 화석에너지를 이용한 고온 열풍 건조로 인한 농산물 품질 손상 위험과 과다한 에너지 소모를 해결하는 저온제습 건조 기술 개발과,

② 열풍건조기는 건조만을 하는 건조 전용 시스템이기 때문에 연중 짧은 기간만을 활용하게 되어 고비용 시설, 저활용 문제를 가지고 있는 점을 감안하여 연중 긴 기간 활용 가능한 다목적 이용 시스템을 개발하려하였으며,

③ 이를 위하여 대기중에 잠재되어 있는 저온 열에너지를 고온화할 수 있는 공기-공기형 고성능 Heat pump를 개발하여 고온부의 열풍을 건조에 이용하고, 저온부의 냉풍을 저온내지는 냉동에 이용하는 기술을 개발하려하였다. 이렇게 하므로서 하나의 시스템으로 건조와 저온저장을 겸용하도록 하여 연중 사용 기간을 연장할 뿐 만 아니라, 활용도를 높이려하였으며, 저온부의 일부를 이용하여 저온제습 기술을 개발하므로서 고온건조온도를 한 단계 낮추어 중저온 건조를 하므로서 에너지를 절약하고, 동시에 자연에너지를 이용하는 열펌프성능을 높이므로서 60 70%의 에너지 절약효과를 얻을 수 있도록 하였다.

위와 같은 연구목적을 달성하기 위하여 수행한 연구결과을 요약하면 다음과 같다.

① 열펌프 동력 규모별 건조소요 및 공급열량, 건조물량과 건조실내 용적을 건조대상 농산물별로 분석하였고,

② 건조 온도수준인 45℃와 55℃을 설정 실온으로 하는 경우 40 44시간동안 오차한계는 ±3℃를 나타내었으며,
저온저장온도수준인 1.5℃ 또는 4℃를 설정 실온으로 하는 경우 18 19.5시간동안 오차한계는 ±0.5℃를 보였다.

③ 고추와 수분이 많은 편절무우의 건조 곡선이론식은 항률건조 구간내에서 실험결과와 잘 일치하였으며, 고추, 편절무우의 하한 함수율은 각각 42%, 64%, 50%이었다.

④ Psychrometric chart상에 가열, 건조, 제습과정으로 이루어지는 제습건조 사이클을 완성하였며, 이 사이클을 완성하므로서 건조용 제습기 이론정립과 실제 설계를 가능하게 하였다.

⑤ 저온저장용 냉장실내 온도분포는 설정온도를 -1.0℃로 한 경우 -1.4 -0.1℃의 분포를 나타내었으며, 농산물 저온저장 적정온도 4℃를 조절하는 데는 충분한 여유를 확보하고 있다.

⑥ 사과의 저온저장 실험을 통하여 저온저장실온을 1.5℃로 일정하게 유지할 수 있었다.

⑦ 열풍식 건조기에 대한 열펌프식 건조기의 건조 소요열량은 47 53%절약되는 것으로 분석되었다.

제 2 장 열펌프식 건조 및 저온저장 시스템

열펌프를 이용한 건조 및 저온저장 시스템을 설계, 제작을 하기위하여 건조, 저온저장, 열펌프 및 제습장치에 관한 이론분석을 다음과 같이 하였다.

1 절 건조대상물량-건조실 공간 규모 - 열펌프 규모 결정 이론분석

열펌프를 이용한 건조 및 저온저장 시스템의 규모는 열펌프가 공급하는 열량과 건조 및 저온저장에 필요한 소요열에너지의 평형에 의하여 결정할 수 있다. 그런데 건조에 필요한 소요열에너지가 저온저장에 필요한 냉열에너지보다 크기 때문에 저온저장물량과 저온저장 공간 규모결정은 적정건조 물량과 건조실 공간 규모결정에 의존하는 것이 합리적이다.

1. 농산물 건조를 위한 열에너지 평형

열펌프에 의하여 건조실에 공급되는 열량, $\dot{Q}_{supply}$ 는 농산물을 건조하는데 소요열에너지, $\dot{Q}_{require}$ 와 외부로 손실되는 열에너지, $\dot{Q}_{Loss}$ 의 합과 같다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{Q}_{supply} = \dot{Q}_{require} + \dot{Q}_{Loss} \quad \text{---------------------------------(2-1)}$$

여기서

$$\dot{Q}_{supply} = 0.735 \times 860 \times PS \times COP$$
$$= 632.1 \times PS \times COP \quad kcal/hr \quad \text{-------------------------(2-2)}$$

(2-2)식에서 건조용 열펌프(공기-공기)의 성능계수, COP는 다음과 같이 쓸 수 있으며, 실험을 통하여 분석할 수 있다.

$$COP_{H.P} = \frac{3,600 \times Cp_{air} \times \rho_{air} \sum_{i=1}^{n} A_i V_i (T_{out,i} - T_{in,i})}{W_{E,HP} \times 860} \quad \text{---------------(2-3)}$$

건조에 필요한 소요열에너지를 결정하기 위하여, 습량기준 피건조물의 초기함수율, 건조후 함수율 그리고 시간당 건감율을 정리하면 다음과 같다.

$$\dot{q}_{require} = W_{wet.i} \frac{(M_{w.b.f} - M_{w.b.i})}{t} \times q_{H_2O}$$

$$= M_{d.d} \times q_{wet.\%} \quad \text{-----------------------(2-4)}$$

$$M_{w.b.i} = \frac{W_{wet.i} - W_d}{W_{wet.i}} \times 100 \quad \text{----------------------(2-4-1)}$$

$$M_{w.b.f} = \frac{W_{wet.f} - W_d}{W_{wet.i}} \times 100 \quad \text{----------------------(2-4-2)}$$

$$M_{d.d} = \frac{M_{w.b.f} - M_{w.b.i}}{t} \quad \text{---------------------(2-4-3)}$$

$$D = \frac{W_{wet.i}}{H \times W \times L} \quad \text{---------------------(2-4-4)}$$

$$\dot{Q}_{Loss} = k\ A\ (T_{in} - T_{\infty}) \quad \text{--------------------------(2-5)}$$

건조실 열손실은 벽면 열손실과 환기 열손실이 있게 되는데 본 연구의 열펌프식 건조기는 증발기를 연장하여 제습작용을 하므로서 환기를 배제하므로서 환기열손실은 고려하지 않아도 되기 때문에 벽면열손실만을 고려하면 된다. 벽면 열손실 현상을 열저항 회로망으로 가시화하면 그림 2-1과 같다.

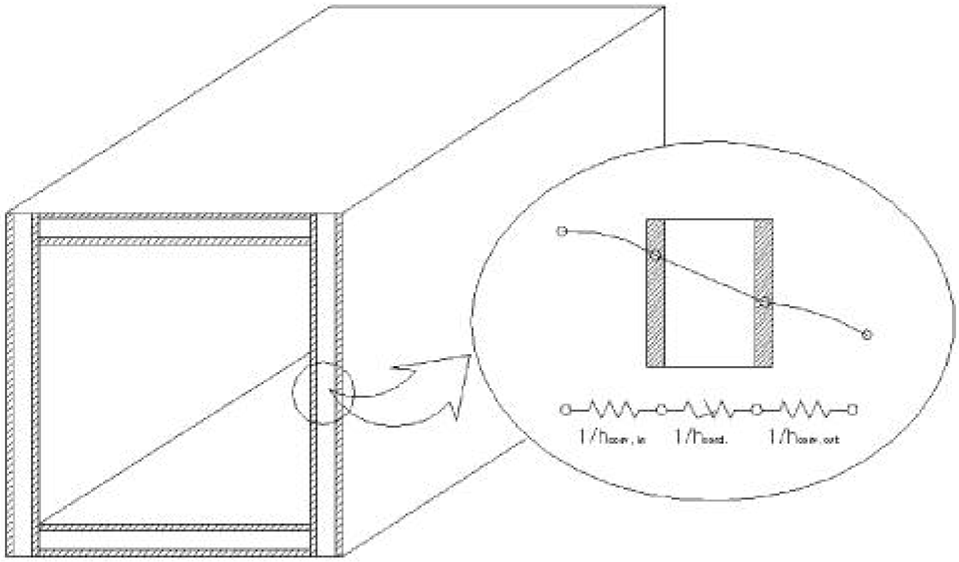


Fig. 2-1. Panel section and thermal resistance network of drying chamber.

여기서 강판(5% 탄소강)의 열전도율, $k_s = 54 w/m \cdot k$ 이고, 스티로폼의 열전도율, $k_t = 0.023 W/m \cdot k$ 이며, 강판의 열전도율이 스티로폼의 열전도율보다 2,348배나 더 크기 때문에 단열재인 스티로폼만을 고려하여 열손실을 구하여도 큰 오차가 없을 것으로 판단된다.

그림 2-1에 도시된 열저항 회로망을 이용하여 건조실 벽면 손실열량을 표현하면 다음과 같다.

여기서, $$k = \frac{1}{\frac{1}{h_{conv.in}} + \frac{1}{h_{cond.}} + \frac{1}{h_{conv.out}}}$$ --------------------(2-5-1)

$$h_{cond.} = \frac{k_t}{\nabla L} = \frac{0.023}{0.096} = 0.24 \ W/m^2 \cdot K$$

$$h_{conv.in} = \frac{k_{air.in}}{D_e}(0.023 Re_{L_{in}}^{4/5} \Pr_{in}^{1/3}) = 10.88\ W/m^2 \cdot K$$

$$h_{conv.out} = \frac{k_{air.out}}{L}(0.0308 Re_{L_{in}}^{4/5} \Pr_{in}^{1/3}) = 13.24\ W/m^2 \cdot K$$

여기서 분석한 열전달 계수를 (2-5-1)식에 대입하면, 전열전달계수는 다음과 같이 결정된다.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{10.88} + \frac{1}{0.24} + \frac{1}{13.214}} = 0.23\, W/m^2 \cdot K$$

가을에 건조하는 경우를 고려하여 외기온, T_{∞} 는 17℃로 하고 건조실내공기 온도 T_{in} 는 55℃, 그리고 공기유속, $v = 5 m/s$ 로 하여 (2-5)식에 대입하여 건조실 벽면손실 열량을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q}_{Loss} = 0.23A \times (55 - 17)\,(W)$$
$$= 7.53A\,(kcal/hr) \qquad \text{---------------------(2-6)}$$

(2-4)식과 (2-6)식으로 정리한 건조소요열에너지와 건조실 벽면 손실 열에너지를 (2-1)식에 대입하므로서 농산물건조 열에너지 평형식을 다음과 같이 보다 구체화할 수 있었다.

$$\dot{Q}_{supply} = M_{d.d} \times q_{wet.\%} \times W_{wet.d} + 7.53A \qquad \text{---------------------(2-7)}$$

여기서 A : 건조실 내부 표면적(m2)
$W_{wet.d}$: 1회 건조 적재용량(kg)

앞에서 정리한 (2-2), (2-3), (2-4)식 중 COP $W_{E.HP}$ 와 건조의 기초자료 $W_{wet.i}$, $W_{wet.f}$, W_d 와 t 는 건조에 관한 문헌자료 4), 14)에서 얻어지며 다음과 같이 정리할 수 있다. (표 2-1)

여기서 PS : 건조용 열펌프의 압축기 마력

COP : 건조용 열펌프의 성능계수.

$W_{E,HP}$: 건조용 열펌프의 소모전력.

Cp_{air} : 공기정압비열(kcal/kg·k)

ρ_{air} : 공기밀도(kg/m3)

A_i : 건조용 열펌프 응축기의 송풍면적을 i 개로 차분한 i 번째 부위 면적(m2)

V_i : 차분된 응축기 송풍면적의 i 번째 면의 풍속(m/s)

$T_{out,i}$: 차분된 응축기 송풍면적의 i 번째 면에서 나오는 가열된 공기의 온도(K)

$T_{in,i}$: 차분된 응축기 송풍면적의 i 번째 뒷면으로 들어가는 공기의 온도(K)

t : 총건조 시간(hr)

D : 건조물 적재밀도(kg/m3)

V : 건조실 용적(m3)

$M_{w.b.i}$: 습량기준 초기함수율(%)

$M_{w.b.f}$: 습량기준 건조후 함수율(%)

$M_{d.d}$: 습량기준 시간당 평균 건감함수율(%/hr)

$W_{wet.i}$: 초기 피건조물 무게 (kg)

$W_{wet.f}$: 건물중(kg)

W_d : 완전 건조된 피건조물 무게(kg)

$\dot{q}_{require}$: 시간당 건조 소요열에너지(kcal/kg·hr)

$\dot{q}_{wet.\%}$: 건감함수율당 소요열에너지(kcal/kg·%)

q_{H_2O} : 피건조물로부터 수분 1kg을 건조하는데 소요되는 열에너지(kcal/kg(H2O))

건조의 기초자료인 $W_{wet.i}$, $W_{wet.f}$, W_d 와 t 그리고 건조실 용적을 실험을 통하여 실측하고 식 (2-4), (2-4-1), (2-4-2), (2-4-3), (2-4-4)으로 $M_{w.b.i}$, $M_{w.b.f}$, M_{dd} , D 와 $\dot{q}_{require}$ 에 관한 자료를 표 2-1과 같이 분석할 수 있었다. 이들 기초자료를 이용하여 건조용 열펌프의 크기에 따른 건조용량 $W_{wet.i}$, 건조실 용적규모 $V(=H \times W \times L)$ 그리고 건조소요 열량, $\dot{Q}_{require}$ 를 분석할 수 있게 된다.

Table 2-1. Basic data for drying agricultural products (red pepper, oak mushroom, leaf tobacco) obtained by the experimental and theoretical analysis.

Agricul-tural products	Wwet.i (kg)	Wwet.f (kg)	Wd (kg)	Mw.b.i (%)	Mw.b.f (%)	t (hr)	V (m3)	D (kg/m3)	Md.d (%/hr)	qwet,% (Kcal/kg.%)	$\dot{q}_{require}$ (Kcal/kg.hr)
Red pepper	34	9.996	5.27	84.5	13.9	36	0.74	45.95	1.96	17.92	35.14
Oak - mushroom	19.2	5.42	2.98	84.5	12.7	12.2	0.74	26.12	5.88	13.77	81.03
Leaf tobacco	1,155	164.01	120.12	89.6	3.8	135.1	15.37	75.15	0.64	11.7	7.437

2. 열펌프식 건조기 규모 결정

열펌프식 건조기를 설계하기 위해서는 첫째로 농가의 작목별 영농규모를 조사분석하여 건조대상 농산물의 총량과 건조 허용기간을 조사하여야 하며, 두 번째로 작목별 건조총량과 건조 허용기간을 기초자료로 1회분 적정 건조량을 결정한다. 세 번째로 이상에서 조사 분석한 건조량을 감당해낼 수 있는 열펌프 동력규모와 이에 상응하는 건조실내용적을 결정하는 순서로 열펌프식 건조기를 설계하고 실용화에 접근시켜야 한다.
본 장에서는 세 번째로 언급하고 있는 공학적 설계에 주안점을 두고 있다.

가. 열펌프동력 규모별 건조용량과 건조실내용적결정을 위한 이론식 개발

열펌프동력규모, 건조용량과 건조실내용적 결정은 (2-1)식에서 나타내고 있는 건조열에너지 평형을 기초로 한다.
본 장 앞에서 이론과 실험분석에서 얻은 기초자료인 표 2-1을 근거자료로 (2-1)식을 계산 가능한 구체적인 수식으로 정리하면 다음과 같다.

$$\dot{Q}_{supply} = \dot{Q}_{required} + \dot{Q}_{loss} \qquad \text{--------------------------------(2-1)}$$

$$\left.\begin{aligned} * \ \dot{Q}_{supply} &= 632.1 \times PS \times COP \\ * \ \dot{Q}_{required} &= M_{d.d} \times q_{wet.\%} \times W_{wet.d} \\ * \ \dot{Q}_{loss} &= 7.53 \times A \end{aligned}\right\} \qquad \text{---------------------------(2-7)}$$

(2-1)식에 (2-7)식을 대입하여 다음 식을 얻을 수 있다.

$$W_{wet,d} = \frac{632.1 \times PS \times COP - 7.53 \times A}{M_{d.d} \times q_{wet,\%}} \qquad \text{------------------------------(2-8)}$$

여기서, $W_{wet,d} = D(H \cdot W \cdot L) = D \cdot V$ ------------------------(2-8-1)

$A = 2(H \cdot L + H \cdot W + L \cdot W)$ ------------------------(2-8-2)

(2-8)식에 (2-8-1)과 (2-8-2)식을 대입하고 정리하면 다음과 같다.

$$V = (H \cdot W \cdot L) = \frac{632.1 \times COP \times PS - 15.06(H \cdot L + H \cdot W + L \cdot W)}{M_{dd} \times q_{wet,\%} \times D}$$

------------------------------(2-9)

표 2-1에 나타내고 있는 고추, 표고버섯과 잎담배 건조에 관한 기초 자료를 (2-9)식에 적용하므로서 열펌프 동력 규모에 따른 농산물별 건조용량, 공급열량과 건조소요열량 그리고 건조실내용적을 분석할 수 있다.

여기서 : A = 건조실내 표면적(㎡)
H = 건조실 높이(m)
L = 건조실 깊이(m)
W = 건조실 폭(m)
$W_{wet.d}$ = 1회 건조 적재용량(kg)
V = 건조실 체적(m3)

나. 열펌프 동력 규모별 열펌프식 건조기의 규모 설계

표 2-1에 제시하고 있는 기초자료를 활용하고, (2-9)식을 지배방정식으로 하여 건조실내용적을 결정하고, (2-8-1)식에 건조실내용적을 대입하므로서 1회분 건조물 적재용량을 분석할 수 있었으며, (2-7)식에 의하여 건조기 규모에 따른 공급열량, 건조소요열량, 그리고 손실열량을 결정할 수 있었다. (2-7)식에 공급열량을 구하는 경우 COP는 폐회로의 평균값을 취하여 1.6으로 하였다. 그 결과를 요약 고찰하면 다음과 같다.

1) 열펌프식 고추 건조기의 규모설계

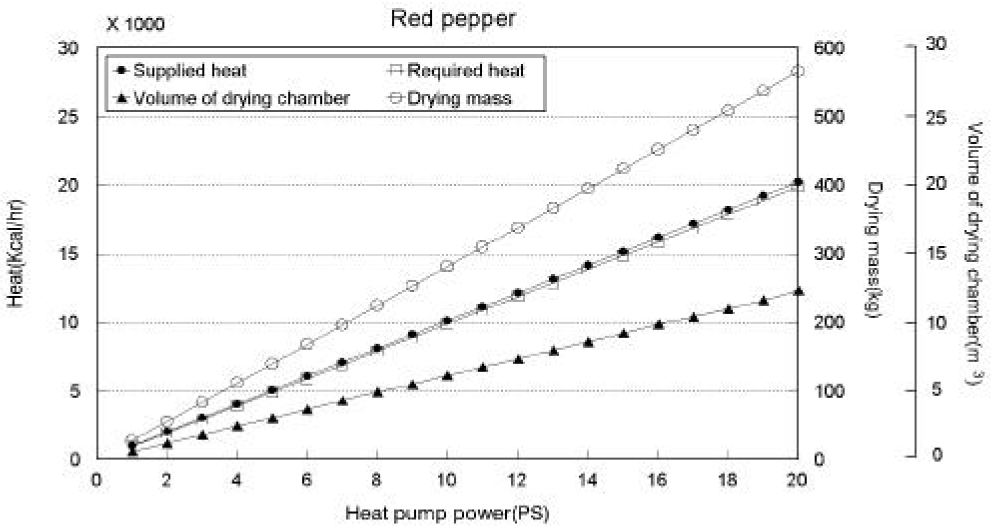


Fig. 2-2. Variation of drying mass, drying chamber volume, supply and require heat for red pepper drying with the size of the heat pump power(PS).

그림 2-2는 고추를 건조하는 경우의 열펌프식 건조기의 기본설계요인을 이론적으로 분석 정리한 결과이다.

요인설계 이론 (2-7), (2-8), (2-9)식 모두가 열펌프 마력과 건조실내용적을 변수로 하는 일차식으로 표현되었기 때문에 열펌프 동력 규모가 증가함에 따라 건조용 공급 및 소요열량, 건조물량과 건조실내용적이 모두 직선적으로 증가함을 보였다.

그림 2-2에서 보는 바와 같이 열펌프 동력이 1PS에서 20PS로 증가함에 따라 건조실내용적이 1㎥에서 12㎥로 증가하므로서 본 장에서 분석하고자 하는 마력당 적정 건조실내용적은 0.6㎥/PS(고추)로 결과되었고, 열펌프 동력이 1PS에서 20PS로 증가함에 따라 고추의 건조물량은 15kg에서 565kg으로 증가하는 결과를 근거로 열펌프 마력당 고추의 적정건조물량은 28.95kg/PS임을 알 수 있었다(그림 2-2)

표 2-1의 자료에 의하여 고추 1kg을 건조하는데 필요한 소요열량이 1,265kcal/kg임을 알 수 있으며, 이에 대한 열펌프의 공급열량은 (2-2)식에 COP=1.6을 대입하므로서 1,011kcal/hr・PS임을 알 수 있으므로, 열펌프 마력당,

시간당 고추의 건조 가능물량은 $\frac{1,011}{1,265}$ = 0.804 kcal/hr·PS로 분석되었다.

2) 열펌프식 표고버섯 건조기의 규모 설계

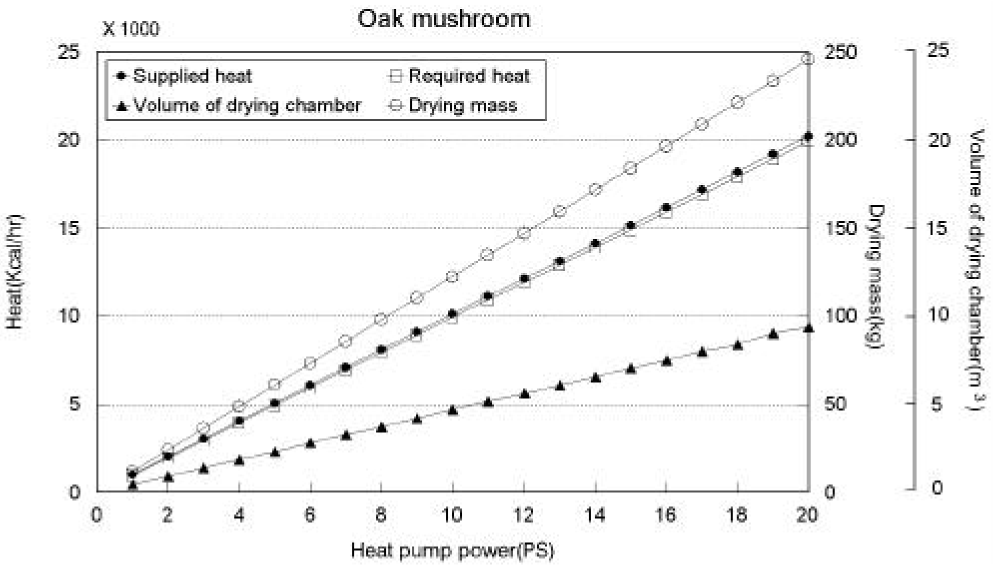


Fig. 2-3. Variation of drying mass, drying chamber volume, supply and require heat for the Cak mushroom drying with the size of the heat pump power(PS).

그림 2-3는 표고버섯을 건조하는 경우의 열펌프식 건조기의 기본설계요인들을 분석 정리한 결과이다.

일차식으로 표현된 (2-7),(2-8),(2-9)식에 표 2-1에 분석 정리된 표고버섯의 자료를 적용하므로서 열펌프동력 규모에 따른 표고버섯 건조를 위한 공급 및 소요 열량, 건조물량과 건조실내 체적을 그림 1-3와 같이 나타낼 수 있었다.

그림 2-3에서 보는 바와 같이 열펌프동력이 1PS에서 20PS로 증가함에 따라 건조실내 체적이 1m³에서 9m3 증가하므로서 열펌프마력당 적정 건조실내 체적은 0.45m³/PS(표고버섯)로 나타났고, 열펌프동력이 1PS서 20PS로 증가할 때 표고버섯 적정건조물량은 10kg에서 249kg로 증가하므로서 표고버섯의 1회분 마력당 적정건조물량은 12.58kg/PS이 되었다.

표 2-1의 자료에 의하여 표고버섯 1kg을 건조하는데 필요한 소요열량이 988.57kcal/kg임을 알 수 있으며, 이에 대한 열펌프에 의한 공급열량은 (2-2)식에 CCP = 1.6을 대입하므로 1,011kcal/hr·PS로 분석됨으로 열펌프마력당, 시간당 표고버섯의 건조가능 물량은 $\frac{1,011}{988.57}$ = 1.023kg/hr·PS가 됨을 알 수 있다.

3) 열펌프식 잎담배건조기의 규모 설계

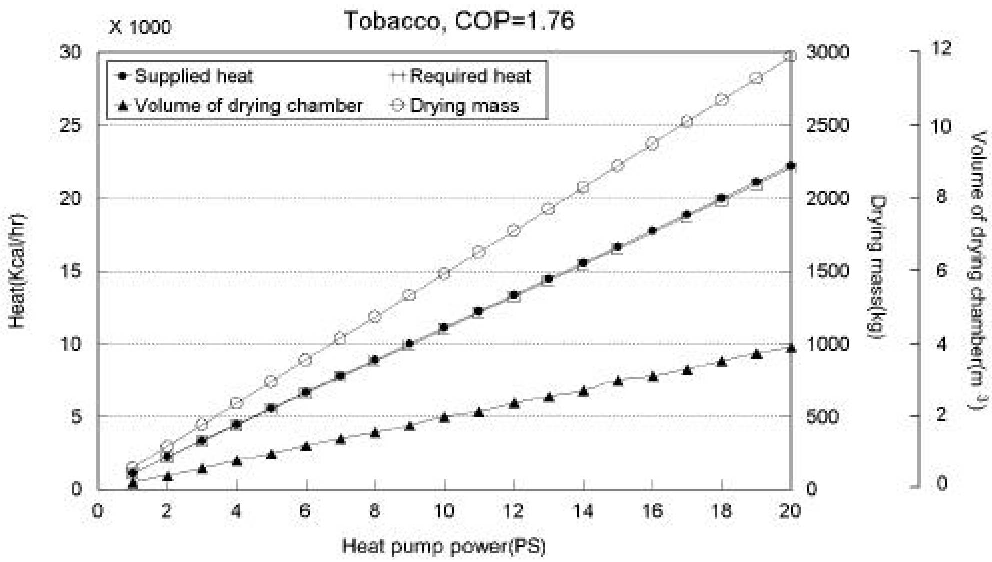


Fig. 2-4. Variation of drying mass, drying chamber volume, supply and require heat for the leaf tobacco drying with the size of the heat pump power(PS).

그림 2-4은 잎담배를 건조하는 경우의 열펌프식 건조기의 기본설계 요인들을 이론적으로 분석정리 한 결과이다.
(2-7), (2-8), (2-9)식에 표 2-1에 분석 정리된 잎담배 자료를 적용하므로서 열펌프 동력 규모에 따른 잎담배 건조를 위한 공급 및 소요 열량, 건조물량과 건조실내 체적을 그림 2-4와 같이 나타낼 수가 있었다.

이 그림에서 보는바와 같이 열펌프 동력이 1PS에서 20PS로 증가함에 따라 건조실내 체적이 1.0㎥에서 3.9㎥으로 증가하므로서 마력당 적정 건조실내용적은 0.2㎥/PS(잎담

배)가 되었고, 열펌프동력이 1PS에서 20PS로 증가함에 따라 잎담배 건조물량은 150kg에서 2950kg으로 증가하므로서 마력당 건조물량은 147.5kg/ps임을 알 수 있었다.

표 2-1의 자료에서 잎담배 1kg을 건조하는데 소요되는 열량이 1004.7kcal/kg임을 알 수 있으며, 이에 대한 열펌프 공급열량은 1,125kcal/hr ·PS (그림 2-4)임을 알 수 있으므로 열펌프 마력당, 시간당 건조가능 물량은 1.12kcal/hr·PS로 분석되었다.

여기서 잎담배 건조계절이 여름철이어서 외기온이 28 32℃로 높기 때문에 성능계수, COP=1.76으로 실험 분석되었으며, 열펌프 공급열량이 가을철 건조시보다 높게 나타났음을 부연한다.

다. 열펌프식 고추, 표고버섯, 잎담배 건조기 규모설계에 관한 결과요약

1) 열펌프식 건조기 설계를 위한 (2-7),(2-8),(2-9)식을 정립하였으며, 이들 이론식에 표 2-1에 제시된 기초자료를 적용하므로서 그림 2-2, 그림 2-3, 그림 2-4에서 보는바와 같이 열펌프동력 규모에 따른 건조소요와 공급열량, 건조물량 그리고 건조실내용적을 건조대상 농산물별로 나타낼 수 있었다.

2) 그림 2-2 그림 2-3 그리고 그림 2-4과 표 2-1을 기초자료로 하여 다음 표 2-2와 같은 열펌프식 건조기의 규모설계 요인을 분석할 수 있었다.

Table 2-2. The basic data for the design of heat pump type dryer.

Item / Agr. products	The volume of drying chamber per horse power of heat pump (m^3/PS)	Optimum drying mass per horse power of heat pump (kg/PS)	Optimum drying mass per hour and horse power of heat pump (kg/hr·PS)
Red pepper	0.60	28.95	0.804
Oak musk-room	0.45	12.58	1.023
Leaf tobacco	0.20	147.5	1.12

2 절 고수분 과·채류 건조특성에 관한 이론 및 실험적 특성 분석

고수분 과·채류 건조는 곡물 건조 특성과는 달리 건조과정에서 표면적이 수축하기 때문에 단위 면적당 건조는 항율건조로 이루어 질 것으로 예측할 수 있으며, 이와 같은 현상을 감안한 과·채류 건조를 열펌프식 건조기에 적용하기 위하여 다음과 같은 고수분 과·채류 건조에 관한 이론식을 정리하고 실예을 들어 건조특성을 분석하였다.

1. 고추의 고정층 건조 모델

건조공기는 고추의 퇴적층을 통과하는 동안 습기를 흡습하여 습도는 높아지고 온도는 하강하는 반면, 고추는 수분을 잃고 온도는 상승하게 된다.

고추의 함수율(M)과 온도(θ), 공기의 온도(T)와 습도(H)가 고추층의 위치에 따라 변하게 된다. 따라서 이들 4개의 변수를 결정하기 위해서는 4개의 방정식이 필요하다. Bakker-Arkema등(1974)은 곡물층을 통과하는 공기에 대한 열 및 물질평형을 고려하여 고정층건조과정을 지배하는 4개의 편미분방정식을 제시하였으며, 본 연구에서 고추의 고정층 건조의 해석에 이들 방정식을 이용하였다. 이들 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial T}{\partial X} = \frac{-hA_s(T-\theta)}{G_a \cdot c_a + G_a \cdot c_v \cdot H} \quad \text{------------------------------(2-10)}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{ha(T-\theta)}{\rho_p c_p} - \frac{h_{fg} + c_v(T-\theta)}{\rho_p c_p} G_a \frac{\partial H}{\partial t} \quad \text{----------------(2-11)}$$

$$\frac{\partial H}{\partial x} = \frac{\rho_p}{G_a} \frac{\partial M}{\partial t} \quad \text{--(2-12)}$$

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \frac{-3De}{d^2} \cdot (M - Me) \quad \text{----------------------------------(2-13)}$$

상기 방정식의 초기 및 경계조건은 다음과 같다.

T(x, o) = Tin
H(x, o) = Hin
ρ(x, o) = ρo
M(x, o) = M
T(o, t) = Tin
H(o, t) = Hin

2. 관련 방정식

상기의 수학 건조모델을 분석하기 위해서는 고추의 건조방정식, 평형함수율 방정식 및 증발잠열방정식과 고추의 열 및 물성값이 필요하다. 건조 모델에 이용된 방정식과 열 및 물성값 계산에 이용된 식은 다음과 같다.

가. 건조방정식

고추의 건조특성은 품종 및 재배조건 등에 따라서 상이하게 나타난다. 조(1991)는 고추의 건조방정식을 열풍의 온도와 상대습도, 고추의 함수율과 고추 개체의 건물중량의 함수로 나타내어 품종과 재배조건에 관계없이 사용할 수 있도록 하였다.
본 연구에서는 조(1991)가 제시한 다음 (2-14)식의 건조방정식을 이용하였다.

$$\frac{dM}{dt} = -\frac{3De}{d^2} \cdot (M - Me) \quad \text{-----------------------------------(2-14)}$$

$$De = A M^B$$
$$A = 0.000041492(1 - RH)\exp(0.0405465\theta)$$
$$B = 0.295258 + 0.00738769\theta$$
$$d = 0.01898 + 0.02684M - 0.00227M^2 + 0.01186Mm_b$$

나. 평형함수율 방정식

조(1991)는 고추의 평형함수율을 품종의 구분 없이 공기의 온도 및 상대습도, 고추 개체 건물중량의 함수로 표시하였으며, 본 연구에서는 조가 제시한 다음 (2-15)식을 이용하였다.

$$Me = A \ln(-\ln(RH)) + C \quad \text{---------------------------------(2-15)}$$

$$A = -0.05959$$
$$C = 0.17711 - 0.000015051T^2 - 0.033918 1/m_b$$

다. 수분증발잠열

조(1991)는 (2-15)식의 평형함수율방정식을 이용하여 Othmer의 방법으로 수분증발잠열방정식을 유도하여 다음 (2-16)식으로 제시하였으며, 이를 본 연구에 이용하였다.

$$\frac{h_{fg}}{h'_{fg}} = 1 + (4.6003 - 2.1080/m_b)\exp(-16.78M) \quad \text{------------(2-16)}$$

라. 고추의 비열

본 연구에서는 고추의 비열식으로 趙(1991)가 농산물의 비열을 그 구성성분비로 나타낸(Heldman 과 Singh, 1981) 비열식에 고추의 구성성분비를 대입하여 나타낸 (2-17)식을 사용하였다.

$$c_p = (1.441 + 4.187M)/(1 + M) \quad \text{----------------------------------(2-17)}$$

마. 비표면적

고추퇴적층의 비표면적은 趙(1991)가 제시한 고추 1개의 표면적을 나타내는 식을 근거로 다음 (2-18)식으로 계산하였다.

$$A_s = \frac{0.1\ \rho_p A_b}{m_b}$$ --(2-18)

$$A_b = 3.74 + 23.62 m_b - 1.76\ m_b^2$$

바. 대류열전달계수

고추층의 대류열전달계수는 Sietkei(1986)**가 직경**10-16㎜, **길이** 15-25㎜**의 건초 펠렛의 퇴적층에 대하여 발표한 다음의 대류열전달계수식을 사용하였다.**

$$N_U = 0.172\ Re^{0.74}$$ --(2-19)

일반적인 고추의 건조온도인 50℃**에서의 공기의 열 및 물성값과 고추의 직경을** 18㎜**로 간주하여 상기식을 정리하면**(2-20)**식이 된다.**

$$h = 44.93\ V^{0.74}$$ --(2-20)

3. 수치해석 및 시뮬레이션 프로그램

식(2-10) **식**(2-13)**의 고정층건조모델 방정식의 수치해는** Von Rosen-berg(1977)**의 유한차분법을 이용하였다.**

식(2-1)**을 점**(x+△x/2, t+△t)**에 대한 유한차분식으로 표시하면 다음**(2-21)**식이 된다.**

$$\frac{T_{x+\Delta x}^{t+\Delta t} - T_x^{t+\Delta t}}{\Delta x} = \frac{-hA_s}{G_a(c_a + c_v H_{x+\Delta x/2}^{t+\Delta t})}\left(T_{x+\Delta x/2}^{t+\Delta t} - \theta_{x+\Delta x/2}^{t+\Delta t}\right)$$

--------------------------(2-21)

여기서,

$(T_{x+\Delta x/2}^{t+\Delta t} = 1/2(T_x^{t+\Delta t} + T_{x+\Delta}^{t+\Delta t})$ **라고 하면**

$$T^{t+\Delta t}_{x+\Delta x} = 2T^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2} - T^{t+\Delta t}_{x}$$

이 된다.

이를 (2-21)식에 대입하여 정리하면

$$C_1 T^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2} + C_2 \theta^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2} = T^{t+\Delta t}_{x} \qquad \text{-------------------------------(2-22)}$$

여기서,

$$C_1 = 1 + \frac{hA_s \Delta x}{2G_a(c_a + c_v H^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2})} = 1 - C_2$$

$$C_2 = -\frac{hA_s x}{2G_a(c_a + c_v H^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2})}$$

(2-11)식을 점 (x+△x/2, t+t)에 대한 유한차분식으로 표시하면 다음(2-23)식이 된다.

$$\frac{\theta^{t+\Delta t}_{x+\Delta x} - \theta^{t}_{x+\Delta x/2}}{\Delta x} = \frac{hA_s}{\rho_p c_p} T^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2} - \theta^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2}$$

$$\frac{h_{fg} + c_a(T^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2} - \theta^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2})}{\rho_p c_p} \cdot G_a \frac{(H^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2} - H^{t}_{x})}{\Delta x}$$

-------------------------------(2-23)

이를 정리하면

$$C_5 T^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2} + C_6 \theta^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2} = \theta^{t}_{x+\Delta x/2} - C_4 h_{fg} \qquad \text{--------------------(2-24)}$$

여기서,

$$C_3 = \frac{hA_s \Delta}{\rho_p c_p}$$

$$C_4 = \frac{G_3 \Delta t}{\Delta x \ \rho_p c_p}$$

$$C_5 = c_a C_4 - C_3$$
$$C_6 = 1 + C_3 - c_a C_4$$

(2-22)식과 (2-24)식을 연립하여
$T^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2}$와 $\theta^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2}$에 관하여 풀면

$$T^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2} = \frac{C_2}{C_5 C_2 - C_1 C_6}\left(\theta^{t}_{x+\Delta x/2} - C_4 h_{fg} - \frac{C_6}{C_2} T^{t+\Delta t}_{x}\right) \quad \text{----------------------------(2-25)}$$

$$\theta^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2} = \frac{1}{C_2}\left(T^{t+\Delta t}_{x} - C_1 T^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2}\right) \quad \text{----------------------------(2-26)}$$

(2-12)식을 점 (x+Δx/2, t+Δt)에 관한 유한차분식으로 나타내면,

$$\frac{H^{t+\Delta t}_{x+\Delta x} - H^{t+\Delta t}_{x}}{\Delta x} = -\frac{\rho_p}{G_a}\,\frac{M^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2} - M^{t}_{x+\Delta x/2}}{\Delta t} \quad \text{-------------------------(2-27)}$$

정리하면

$$H^{t+\Delta t}_{x+\Delta x} = H^{t+\Delta t}_{x} - \frac{\Delta x\,\rho_p}{\Delta t\,G_a}\left(M^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2} - M^{t}_{x+\Delta x/2}\right) \quad \text{------------------(2-28)}$$

단립고추건조방정식 (2-14)는 점 (x+Δx/2, t)에서의 온도, 상대습도 및 함수율값을 이용하여 4계 Runge-Kutter의 방법으로 해($M^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2}$)를 구하였다.

이상의 유한차분식을 이용하여 고정층 건조모델의 수치해를 구하는 계산 순서를 정리하면 다음과 같다.

(1) 시간을 Δt 만큼 증분시킨다.
(2) 점 (x+Δx/2, t)에서의 값을 이용하여 4계 Runge-Kutter 방법으로 $M^{t+\Delta t}_{x+\Delta x/2}$의 값을 구한다.

(3) (3-9)식으로부터 $H_{x+\nabla x}^{t+\nabla t}$의 값을 구한다.

(4) (3-16)식으로부터 $T_{x+\nabla x/2}^{t+\nabla t}$의 값을 구한다.

(5) (3-17)식으로부터 $\theta_{x+\nabla x/2}^{t+\nabla t}$의 값을 구한다.

(6) 깊이 x를 Δx만큼 증분시켜 전체퇴적층 깊이에 이를 때까지 (2)단계에서 (5)단계까지 반복 계산한다.

(7) 요구하는 건조시간에 이를 때까지 (1)단계에서 (6)단계까지 반복 계산한다.

4. 고추건조 공정의 최적화

가. 목적함수와 제한조건

최적화의 목적은 고추를 초기함수율에서 최종함수율까지 건조하는데 소요되는 에너지의 최소화에 두고 이에 따른 제어변수로 송풍량, 건조온도 및 배기 재순환율을 설정하였다. 초기함수율은 400%(d.b.)로 하고 최종함수율은 0.8m 고추층의 최상층의 함수율 25%(d.b.)로 설정하였다. 건조소요에너지는 공기 가열에너지와 송풍에너지의 합으로 하였다. 공기가열에너지는 다음 (2-29)식으로 계산하였다.
또한 버섯의 경우에도 제어변수를 설정하여 본 프로그램을 이용하여 최적화 공정을 쉽게 얻을 수 있게 된다. 필요에 따라 버섯의 최적 건조 특성을 이 프로그램을 이용 추출하여 열펌프식 버섯 건조기 설계에 활용하려 한다.

$$q_f = m_{in}\{h_{in} - (1-R)\cdot h_a - R\cdot h_r\} \qquad \text{------------------------------(2-29)}$$

컴퓨터 프로그램에서 시간 증분 ∇t 시간 동안의 공기가열에너지 $q_f \nabla t$를 구하고 이를 전체 건조시간에 걸쳐서 합산하여 총공기 가열에너지 Qf를 구하였다. 송풍에너지는 다음 (2-30) 식으로 산출하였다.

$$Q_P = \frac{3.6V\nabla P}{\eta_P}\cdot t \qquad \text{---(2-30)}$$

송풍저항 ∇P 는 고추퇴적층의 송풍저항이다. 고추퇴적층의 송풍저항은 퇴적층을 유체가 흐를 때의 송풍저항에 관한 Ergun(1952)의 다음 (2-31)식을 이용하였다.

$$\frac{\nabla P}{L} = [C_1 \cdot \frac{R_e}{1-\varepsilon} + C_2][\frac{(1-\varepsilon)^2 \cdot \mu \cdot V^2}{D_p \cdot \varepsilon^2 \cdot R_e}] \quad \text{----------------(2-31)}$$

C_1과 C_2는 퇴적물질의 형상에 따른 계수로 실린더의 경우 C_1=1.54, C_2=1.083이다. 50℃의 공기의 물성값을 식 (2-31)에 대입하면 다음 (2-32) 식으로 표시된다.

$$\frac{\nabla P}{L} = (2.2 \cdot R_e + 1.083)(20.07 \cdot \frac{V^2}{D_p \cdot R_e}) \quad \text{-------------------(2-32)}$$

목적함수인 건조소요에너지는 공기가열에너지와 송풍에너지를 합한 것으로 계산되며, 다음 (2-33) 식으로 표시된다.

$$Q = \frac{Q_f}{\eta_f} + Q_p \quad \text{--(2-33)}$$

제한조건은 명시적 제한 조건과 암시적 제한조건으로 구분하여 다음과 같이 설정하였다.

1) 명시적 제한조건

$0.0 \le$ 건조공기온도(T) $\le$ 80.0 ℃
$0.0 \le$ 송풍량(V) $\le$ 50.0 ㎥/㎡ ----------------------------(2-34)
$0.0 \le$ 배기재순환율(R) $\le$ 1.0

2) 암시적 제한조건

최소 카로티노이드 함량(C) $\ge$ 210㎎/100g - dry matter
건조시간(t) $\le$ 35.0 hr
최하층의 함수율(Mt) $\ge$ 15% (d.b.) ------------------------------(2-35)

암시적 제한조건 중 건조시간은 건조기의 건조능력을 고려하여 35시간이하로 제한하였으며, 최하층의 함수율은 15% (d.b.)이상으로 제한한 것은 상하층간의 불균일 건조를 고려하여 설정하였다. 건조과정 동안의 고추의 품질변화는 카로테노이드 함량변화로 나타낼 수 있다(이등, 1989).

고추의 카로테노이드 함량은 수확시 건물 100g당 370㎎ 정도이며, 건조가 진행되는 동안 점차 줄어들게 된다. 고추의 매운 맛과 붉은 빛깔을 유지하기 위해서는 일정 수준 이상의 카로테노이드가 포함되어 있어야 하며 이는 고추의 품종 및 생육환경등에 따라 다르게 된다.

카르테노이드 함량의 하한치를 건물 100g당 210㎎으로 설정하였으며 (조,1991), 건조과정 동안의 카르테노이드 함량변화는 다음 (2-36)식으로 계산하였다(이,1989)

$$\frac{dC}{dt} = -kC \qquad \text{---}(2\text{-}36)$$

k = ko exp (-Eac/RgT)

ln(kc) = 401879 - 1.9466M + 3.2619M2

Eac = 7698.3-692./58M+1911.2M2

나. 최적화알고리즘

건조소요에너지를 최소화하는 건조온도, 송풍량 및 배기재순환율을 탐색하기 위한 최적화알고리즘으로는 Box의 Complex 방법을 사용하였다.

최적화를 위한 컴퓨터프로그램의 흐름도는 그림 2-5과 같다.

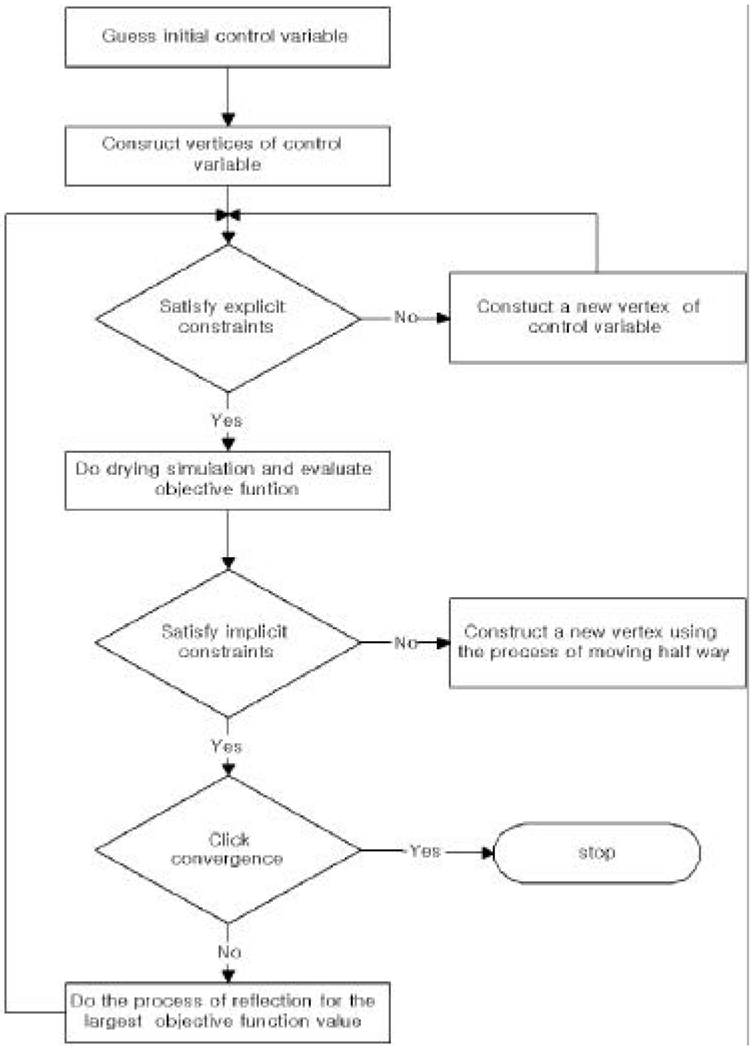


Fig. 2-5. Flow chart of computer program for red pepper drying optimization.

Complex 방법에서 꼭지점의 수는 제어변수 개수의 2배로 하였으며 반향계수의 값은 1.3을 사용하였다. 최적화 과정 중에서 건조과정의 해석은 앞에서 개발한 시뮬레이션프로그램을 이용하였다.

건조온도, 배기재순환율 및 송풍량의 제어변수를 건조초기부터 종료 시까지 일정한 값을 유지하는 1단계 건조방법과 단계적으로 변화시키는 2단계 및 3단계 건조방법의 각각에 대하여 최적화를 수행하였고 또한, 건조 진행 중에 상하층간에 건조상자를 1회 교환하는 방법과 교환하지 않는 방법에 대하여도 최적화를 수행하였다.

- 기호 설명

Ab : 고추 개체의 표면적(cm^2)
As : 고추퇴적층의 비표면적(m^2/m^3)
C : 카로테노이드 함량 (mg/100g-dry matter)
ca : 건공기의 비열(kJ/kg.K)
cav : 평균 카로테노이드 함량(mg/100g-dry matter)
cb : 최하층의 카로테노이드 함량(mg/100g-dry matter)
cp : 고추의 비열(kJ/kg.K)
cv : 수증기의 비열(kJ/kg.K)
De : 유효수분확산계수(kJ/kg.K)
Dp : 퇴적물질의 직경(m)
d : 고추의 과피두께(cm)
Ga : 송풍공기의 질량 유동율($kg/hr.m^2$)
H : 공기의 절대습도(kg-H_2O/kg-dry air)
Hin: 건조실 유입공기의 절대습도((kg-H_2O/kg-dry air)
h : 고추퇴적층의 대류열전달계수($kJ/hr.m^2.K$)
ha : 외기의 엔탈피((kJ/kg-dry air)
hfg : 고추의 수분증발잠열(kJ/kg)
h'fg : 자유수의 증발잠열(kJ/kg)
hin: 건조실에 유입되는 건조공기의 엔탈피((kJ/kg-dry air)
L : 퇴적깊이(m)
M: 함수율(dec.,d.b.)
Me : 평형함수율(dec.,d.b.)

M_b : 최하층의 함수율(dec.,d.b.)
M_o : 고추의 초기함수율(dec.,d.b.)
m_{in} : 건조공기의 질량유동율 (kg-dry air/hr)
m_b : 고추 개체의 건물중량(g)
Nu : Nusselt 수
Q : 건조 소요 에너지(kJ)
Q_f : 공기 가열 에너지(kJ)
Q_p : 송풍 에너지(kJ)
q_f : 버너에서의 혼합열(kJ/hr)
R : 배기의 재순환율 (dec)
Re : Reynolds 수
R_g : 기체상수(1.987 cal/mole.K)
RH : 상대습도(dec)
T : 공기온도 (℃)
T_{in} : 건조실 유입공기의 온도(℃)
t : 건조시간 (hr)
t_m : 건조상자 교환시기 (hr)
V : 공기의 유속(m/s)
x : 고추 퇴적층의 깊이 좌표(m)
△P : 고추 퇴적층의 송풍저항(Pa)
ε : 공극율(0.3)
η_p : 송풍기와 전동기의 합성효율(0.35)
θ : 고추의 온도(℃)
θ_0 : 고추의 초기온도(℃)
ρ_p : 고추건물의 산물밀도(kg/m³)
MR : 함수율비

다. 고추건조공정의 최적화 결과

1) 1단계 건조방법

표 2-3은 1단계 건조방법의 최적화결과이다. 건조상자를 교환하지 않는 경우 건조 소요에너지는 수분 1kg 증발에 9721kJ로 건조상자 교환방법에 비하여 3.18-7.98배 크게 나타났다.

표 2-3. 1단계 건조방법의 최적화 과정

Optimal Control Variables			Energy consump-tion	Total drying time	Carotenoid retention		Fan power	Tray exchanging time	
T1) (℃)	V2) (cmm/m2)	R3) (dec.)	(kJ/kg, H_2O)	(hr)	Ct4)	Ca5)	kw/m2	Mt6) (%,d.b.)	tm7) (hr)
51.9	34.9	0.506	9721	34.8	210.3	236.2	1.24	non mixing	
58.4	15.5	0.629	4984	34.4	231.2	249.6	0.16	100.0	16.4
58.3	22.2	0.858	4386	34.4	210.5	216.3	0.40	150.0	14.6

Note : 1) Drying air temperature
2) Air flow rate
3) Exhaust air recycle ratio
4) Carotenoid retention of bottom layer (mg/100g dry matter)
5) Average carotenoid retention (mg/100g dry matter)
6), 7) Moisture content of bottom layer and drying time, respectively when red pepper are mixed by exchanging trays

그림 2-6는 건조상자를 교환하지 않을 경우의 최적조건으로 건조할 때 함수율변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 건조종료시 최하층의 함수율은 9.2%(d.b.)이고 최상층의 함수율은 25%(d.b.)로 나타남으로써 상하층간에 15.8%(d.b.)의 큰 함수율 차이를 나타내는 심한 불균일 건조를 초래하였다.

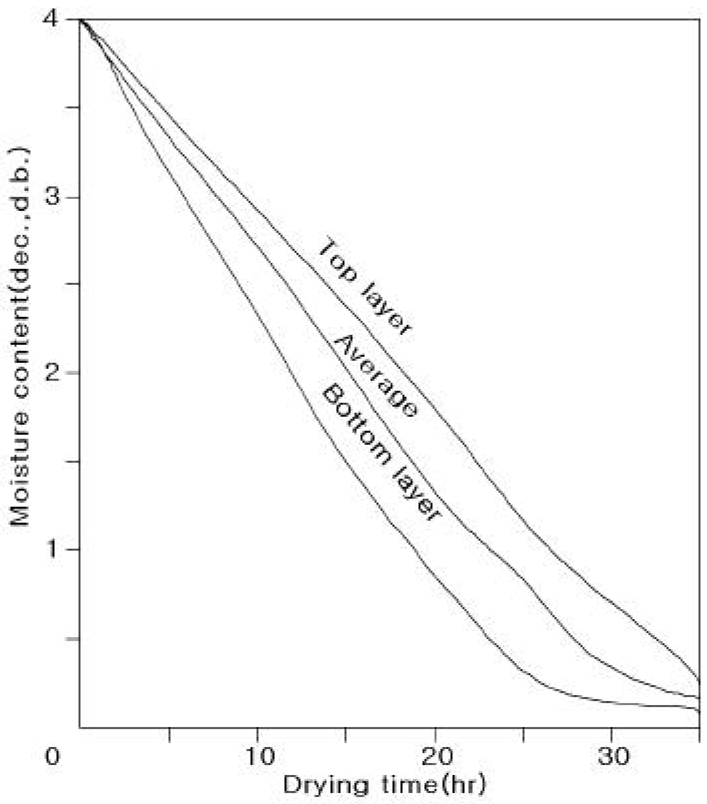


그림 2-6. 최적화 1단계 방법의 함수율 변화(non-mixing)

표 2-3에서와 같이 건조 소요에너지를 고려할 경우 하층의 함수율이 150%(d.b.)일 때 건조상자를 교환한 경우가 100%(d.b.)일 때의 경우보다 유리하게 나타났으나, 송풍기 구동동력 및 카로테노이드 함량 즉, 품질을 고려할 때 100%(d.b.)의 경우가 유리하다.

따라서 건조도중 상하층의 건조상자를 순서적으로 1회 교환하는 건조방법을 선택할 경우 그 교환시키는 최하층의 함수율이 100%(d.b.)에 이르는 16.4시간 건조 후이며, 이러한 조작을 전제로 한 건조기의 최적조건은 건조온도 58.4℃, 송풍량 15.5 cmm/m2, 배기재순환율 0.629, 송풍기 구동동력 0.16kW/m2이며 건조 후 고추의 카로테노이드 함량은 231.2mg/100g-dry mater 이상을 유지할 수 있는 것으로 나타났다. 이 경우의 함수율 변화를 나타낸 것이 그림 2-7이다.

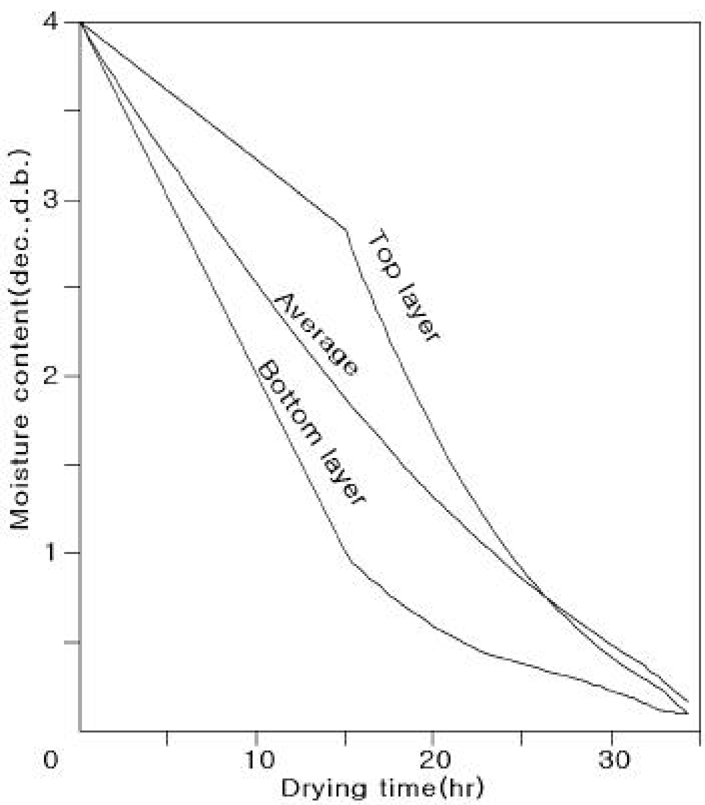


그림 2-7. 최적화 1단계 방법의 함수율 변화(mixing)

그림에서와 같이 건조 종료후 상하층의 함수율은 각각 15.1%(d.b.) 및 15.3%(d.b.)였으며 평균함수율이 21%(d.b.)로 나타났다. 평균함수율이 최상층 함수율 보다 높은 것은 상자의 교환이 이루어지지 않은 중간층 고추의 최종함수율이 25%(d.b.)로 나타났기 때문이었다.

2) 2단계 및 3단계 건조방법

건조온도와 배기재순환율을 2단계로 조절하여 건조할 경우 건조 소요에너지를 최소화하는 건조온도, 배기재순환율 및 송풍량을 결정하기 위하여 건조단계의 전환점을 최하층 고추의 함수율이 각각 100, 150, 200 및 250%(d.b.)에 이를 때인 4가지 경우에 대하여 최적화를 수행하였다.

2단계 건조 방법의 최적화 결과는 표 2-4과 같다.

표 2-4. 2단계 건조 방법의 최적화 과정

Step changing time		Optimal Control Variables				Energy consum-ption	Total drying time	Carotenoid retention		Fan power	Tray exchanging time	
Mb (%,d.b.)	t (hr)	step	T (℃)	V (cmm/m2)	R (dec.)	(kJ/kg, H2O)	(hr)	Cb	Ca	kw/m2	Mb (%,d.b.)	tm (hr)
100	19.8	1st 2rd	55.8 65.6	18.1	0.800 0.880	4186	34.8	210.3	224.6	0.24	100	19.8
150	13.2	1st 2rd	58.5 64.2	17.1	0.653 0.884	4290	33.2	212.3	227.6	0.21	100	15.8
200	8.0	1st 2rd	64.2 55.2	20.3	0.695 0.823	4669	34.8	210.1	228.0	0.32	100	15.0
250	5.4	1st 2rd	67.8 63.2	17.5	0.592 0.852	4250	30.4	211.4	224.3	0.22	100	13.2

표 2-4에서와 같이 건조단계 전환점에 관계없이 최적 배기재순환율 1단계에서는 낮은 값을, 2단계에서는 높은 값을 나타내었다. 2단계 건조방법중 소요에너지가 최소인 경우는 건조단계 전환점이 100%(d.b.)에 이르는 19.8시간 건조후인 때로 나타났다. 이 경우 첫 번째 건조단계에서는 건조온도는 55.8℃를 유지하고 두 번째 단계에서는 65.6℃를 유지해야 하며 배기재순환율은 각각 0.80 및 0.88을 유지해야 하는 것으로 나타났으며 그림 2-8과 같이 나타낼 수 있다.

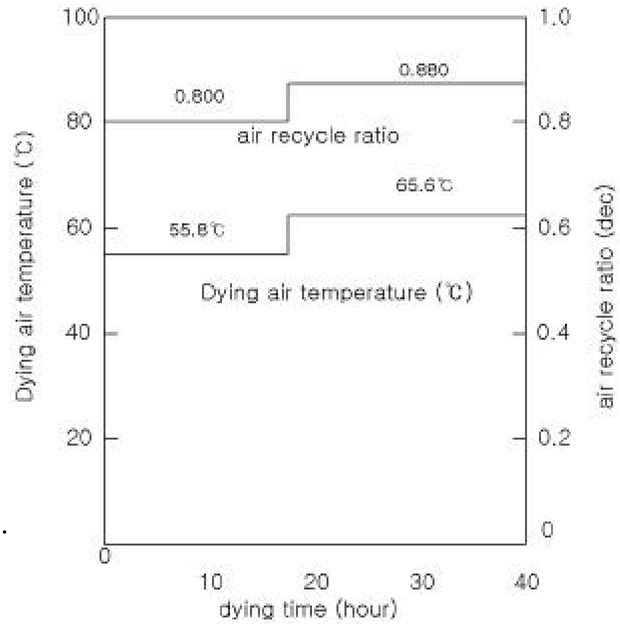


그림 2-8. 2단계 방법 중 최적 공정(송풍량 18.9 ㎥/㎡)

그림 2-9는 건조단계 전환점이 100%(d.b.)일 때의 함수율 변화를 나타낸 것이다. 건조종료후 상하층간의 함수율 차이는 1%(d.b.)이었으며 평균함수율은 21.4% (d.b.)로 나타났다.

표 2-5은 3단계 건조방법의 최적화 결과이다. 표 2-5에서와 같이 2가지 경우의 건조 소요에너지는 전자의 경우가 약간 유리하며 건조시간도 4.4시간 정도 단축되었다. 이 경우의 건조온도 및 배기재순환율의 단계적 변화를 나타낸 것이 그림 2-10이다.

단계의 전환점은 건조시작후 6시간 및 11.6시간 경과후이며 건조온도는 66.2 - 58.4 - 66.9℃의 3단계로 조정하며 배기재순환율은 0.778 - 0.785 - 0.862의 3단계로 조정하는 것이 건조 소요에너지를 최소화하는 것으로 나타났다.

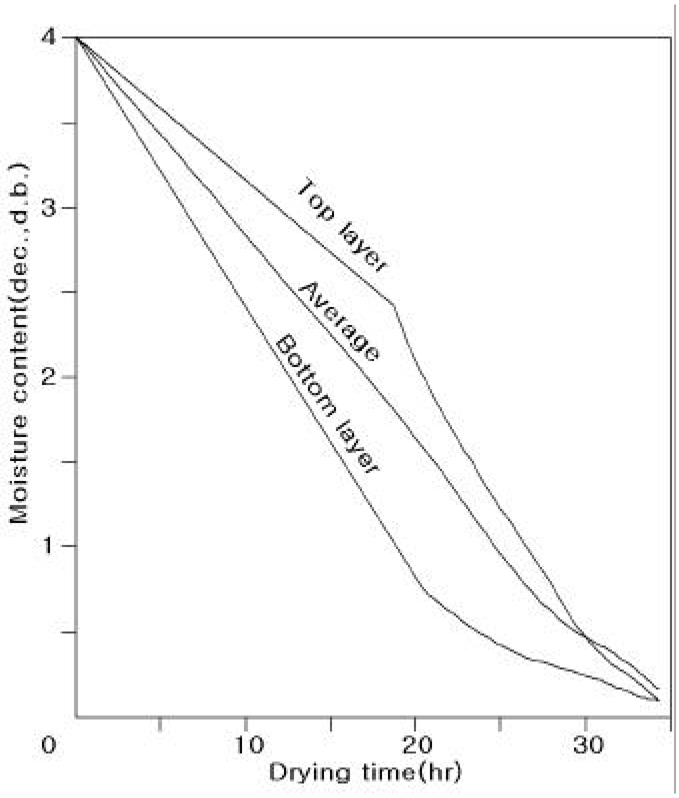


그림 2-9. 최적화 2단계 방법의 함수율 변화

표 2-5. 3단계 건조 방법의 최적화 과정

Step changing time		Optimal Control Variables				Energy consum-ption	Total drying time	Carotenoid retention		Fan power	Tray exchanging time	
Mb (%,d.b.)	t (hr)	step	T (℃)	V (cmm/m2)	R (dec.)	(kJ/kg, H2O)	(hr)	Cb	Ca	kw/m2	Mb (%,d.b.)	tm (hr)
		1st	66.2	18.9	0.778	4161	28.2	210.8	223.3	0.27	100	14.6
250	6.0	2rd	58.4		0.785							
150	11.6	3rd	66.9		0.862							
		1st	61.1	18.0	0.708	4197	32.6	211.3	223.9	0.23	100	17.8
250	7.0	2rd	57.4		0.875							
100	17.8	3rd	65.6		0.853							

3단계 건조방법의 함수율 변화는 그림 2-11과 같다. 그림에서 건조 종료후 상하층간의 함수율 차이는 0.8%(d.b.), 평균함수율은 21.3%(d.b.)로 나타났다.

2단계 건조방법과 3단계 건조방법을 비교해보면 건조 소요에너지 및 송풍기 구동동력에는 큰 차이가 없으나 건조소요시간은 3단계 건조방법이 28.2시간, 2단계 건조방법이 34.8시간으로 나타나 전자가 6.6시간의 건조시간 단축 효과를 나타내는 것으로 나타났다.

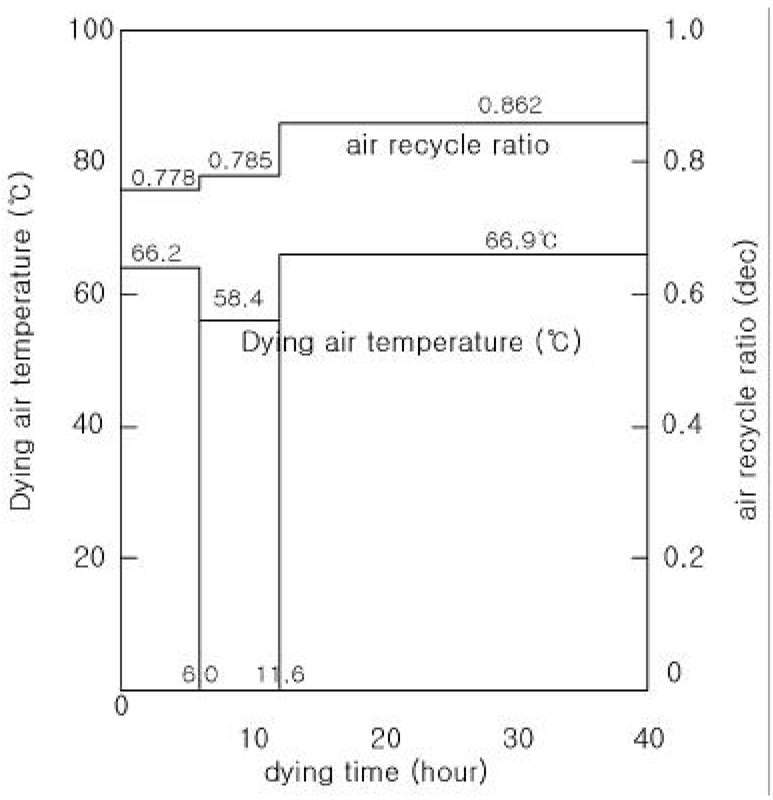


그림 2-10. 최적화 공정의 건조온도 및 배기재순환율의 단계적 변화

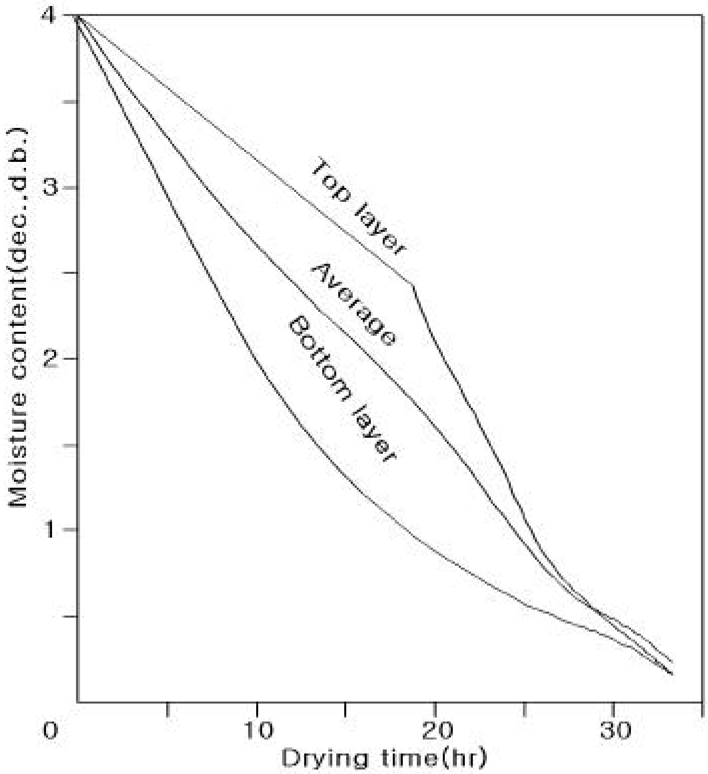


그림 2-11. 최적화 3단계 방법의 함수율 변화

3) 건조방법의 비교

표 2-6은 앞에서 논한 건조 방법중 소요에너지 및 송풍동력을 고려하여 가장 유리한 것으로 논의된바 있는 4가지 경우를 비교한 것으로 3단계 건조방법의 건조소요에너지는 1단계 건조방법에 비하여 16.5-57.2% 절감되며 2단계 건조방법과는 별 차이가 없는 것으로 나타났다.

따라서 건조 소요에너지와 건조 소요시간을 고려할 때 3단계 건조방법이 가장 유리한 것으로 판단된다.

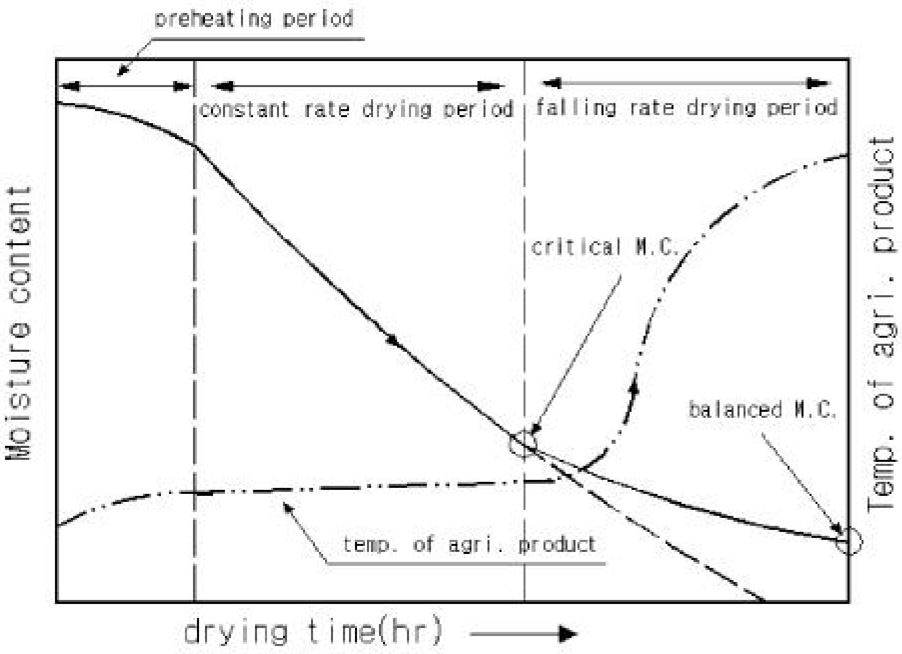
표 2-6. 4가지 다른 방법의 비교

Step changing method	Optimal Control Variables				Energy consu-mption (kJ/kg,H2O)	Total drying time (hr)	Fan power kw/m2
	step	T (℃)	V (cmm/m2)	R (dec.)			
Single step (Non-mixing)	1st	51.9	34.9	0.506	9721	34.8	1.27
Single step (mixing)	1st	58.4	15.5	0.629	4984	34.4	0.16
Double step (mixing)	1st 2rd	55.4 65.6	18.1	0.800 0.880	4186	34.8	0.24
Triple step (mixing)	1st 2rd 3rd	66.2 58.4 66.9	18.9	0.778 0.785 0.862	4161	28.2	0.27

5. 고수분 농산물(고추, 표고버섯, 편절무)의 건조 특성 분석 및 실증 실험

가. 건조 특성 이론 분석

곡물 건조 특성에 관한 연구는 고수분 과·채류 건조 특성에 관한 연구보다 많았으며, 곡물 건조 특성은 감율 건조 이론을 적용하여 왔다. 그러나, 고수분 농산물은 표면적이 함수율 감소에 따라 감소하기 때문에 표면적이 수축하면서 건조하는 구간에서는 단위 표면적당 건조는 항율 건조로 이루어질 것으로 예측할 수 있다. 고수분 농산물의 건조기간 중 표면적 감소는 체적감소와 비례관계를 갖게 되며, 체적 감소와 표면적감소와의 비를 구명하여 곡물건조의 항율건조 모델에 적용하므로써 고수분 농산물의 건조 모델을 유도하여 다음과 같이 정리하였다.



$a\theta$ w_d ` ´

(2-37)식을 고수분 농산물 건조 모델에 적용하기 위하여 시료의 체적 V와 함수율과의 관계를 구명하고, 체적과 시료 표면적과의 관계를 구하면 다음과 같다. 농산물은 물과 고형질로 구성되어 있으므로 다음 식을 쉽게 쓸 수 있다.

$$V = \frac{W_d}{\rho_d} + \frac{W_w}{\rho_w} \qquad (2\text{-}38)$$

여기서 함수율 M_d 는 다음 식으로 표현된다.

$$M_d = \frac{W_w}{W_d} + \frac{M_d \times W_d}{\rho_w} = W_d \times \left(\frac{1}{\rho_d} + \frac{M_d}{\rho_w}\right) \quad \text{-------------------- (2-39)}$$

$$\because\ V = \alpha M_d + b \quad \text{--(2-40)}$$

(2-40)식 중 매개 변수(parameter) a와 b는 건조중에 체적과 함수율을 측정 분석하므로서 쉽게 구할 수 있다. 체적,V와 표면적,S와의 관계를 수식으로 정리하면 다음과 같다. 체적,V는 길이,L의 3승에 비례하고, 표면적,S는 길이, L의 2승에 비례하므로,
$S = C_1 L^2$, $V = C_2 L^3$ 이며, 이 관계로부터 $L = C_3 S^{1/2}$ 이 되고, $V = C_4 S^{3/2}$ 이 됨으로 $S = C_5 V^{2/3}$ 이 된다. 건조 초기의 고수분 농산물의 체적율 V_o로, 표면적을 S_o로 하고 건조 중에 변해가는 체적을 V로, 이때 표면적을 S로 하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$S_o = C_6 V_o, \quad S = C_6 V,$$

$$\because S = S_o \left(\frac{V}{V_o}\right)^{2/3} \quad \text{--- (2-41)}$$

(2-41)식을 (2-37)식에 대입하므로서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{dM_d}{d\theta} = \frac{-\alpha \cdot S_o \cdot (t - t') \cdot \dfrac{(aM_d + b)^{2/3}}{(aM_{do} + b)^{2/3}}}{W_d} \quad \text{--------------------- (2-42)}$$

(2-42)식은 감율 건조식과 같이 보이지만 항율 건조 모델에 고수분 농산물의 표면적 수축 관계를 대입한 고수분 농산물의 항율 건조 속도 모델이다. 물론, 그림 2-12에서의 임계 함수율을 이루는 한계까지만 적용할 수 있는 수식이다.

식 (2-42)을 적분하여 다음과 같이 바꾸어 쓸 수 있다.

$$\frac{dM_d}{d\theta} = (-\beta)\cdot(aM_d + b)^{2/3} \qquad \text{------------------------------------} \ (2\text{-}43)$$

여기서 $\beta = -\alpha(t-t')\cdot\dfrac{S_o(t-t')}{(aM_{do}+b)^{2/3}\cdot W_d}$

초기 건조율 $M_d = M_{do}(\theta = 0)$ 로 하여 적분하면 함수율 M_d에 관하여 다음과 같이 정리된다. (2-43)식을 변수분리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$(aM_d + b)^{-2/3}\cdot dM_d = -\beta d\theta$$

$$\int_{M_{do}}^{M_d}(aM_d + b)^{-2/3}\cdot dM_d = -\int_0^{\theta}\beta d\theta$$

$$M_d = \left[\left\{(aM_{do}+b)^{1/3} + \frac{\lambda}{3}\theta\right\}^3 - b\right]\cdot\frac{1}{a} \qquad \text{------------------------} (2\text{-}44)$$

여기서 $\lambda = a\cdot\beta$

항율건조기간의 함수율은 초기함수율, M_{do} 와 매개변수 a, b에 의하여 예측 가능하다. (2-42)식을 시간, θ에 관하여 적분하면 다음과 같이 된다.

$$\theta = -\frac{3}{\lambda}\left[(aM_{do}+b)^{1/3} - (aM_d + b)^{1/3}\right] \qquad \text{-----------------------} \ (2\text{-}45)$$

(2-45)식에 의하여 고수분 농산물의 함율 건조기간에서의 건조 시간, θ 를 M_{do}, M_d, a, b 에 의하여 예측할 수 있다.

비교적 많은 수분을 함유하고 있는 고추, 표고버섯 그리고 무우를 대상으로 위에서 정리한 (2-43), (2-44)과 (2-45)식의 타당성을 증명하려 하였다. 여기서 고추와 표고버섯 이외에 무우의 건조특성 실험을 첨가 한 것은 수분이 가장 많은 농산물에 하나이기 때문에 앞에서 정리한 모델의 적응성이 높을 것을 고려해서, 또한 다음 절에서 설계할 제습기의 대상 자료로 이용하기 위하여서였다.

Nomenclature

M_d : moisture content,(%, d.b)

M_{d_0} : Initial moisture content(%, d.b)

S : Surface area of sample(m²)

S_0 : Initial surface area of sample(m²)

L : length(m)

$C_1 \sim C_6$: constant.

V : Volume of sample(m³)

V_0 : Initial volume of sample(m³)

t : Temperature of drying air(℃)

t' : wet-bulb temperature of drying air(℃)

W_d : mass of solid matter in drying sample(kg)

W_w : moisture mass in drying sample(kg)

α : Drying velocity constant (%,d.b,$℃^{-1}hr^{-1}m^{-2}$)

θ : Drying time(hr)

ρ_d : Density of solid matter in drying sample(kg/m³)

ρ_w : Density of moisture in drying sample(kg/m³)

나. 이론 분석 타당성 검증을 위한 실증 실험

식(2-28) 식(2-36)에서 분석한 고수분 농산물의 건조 특성에 관한 이론 분석 결과를 실증하기 위한 간단한 실험을 다음과 같이 하였다.

● 공시재료

공시재료로서 무우의 경우, 1998년 11월 괴산 지방에서 생산된 조선무우를 사용하여, 길이 37.2㎜ 두께 3.4㎜의 크기로 썰어 건조에 사용하였고, 고추의 경우, 1999년 3월, 전주지역의 비닐하우스에서 생산된 다복종을 사용하였으며, 표고버섯은 1999년 4월, 충남 연기군에서 생산된 것을 사용하였다.

● 장치 및 방법

실험 장치로는 그림 5-1에 나타내고 있는 건조장치와 원적외선 수분측정기(KETT elec, Lab.RD-boo, JAPAN)를 사용하였으며, 무우의 경우 50℃로 건조하면서 30분마다 꺼내어 데시게이터에서 30분간 식힌 후 무게를 측정하고, 버니어 캘리퍼스로 외형치수를 측정하였고, 30분 건조기간에 무게변화가 0.01gr이하가 될 때를 건조종점으로 하였다. 또한 원적외선 수분측정기 내에 열전대를 설치하여 건, 습구 온도를 측정하였다.

고추의 경우에는 모양이 규칙적이지 않기 때문에 알루미늄 호일에 고추 표면 형상을 그대로 모형을 찍은 후 구적기로 초기 표면적을 측정하였으며, 고추체적은 가는 모래를 고추와 함께 메스실린더에 넣고 진동시킨 후 전 체적에서 고추를 제거한 후 메스실린더내 모래 체적을 측정하여 구하였다.

표고버섯의 경우에도 모양이 균일하지 않기 때문에 버섯의 갓부분과 자루부분으로 나누어 체적과 표면적을 측정하였다. 갓의 경우는 절반의 타원체로 보았으며, 자루의 경우는 원통으로 하여 측정하였다. 그리고 갓 밑면의 주름진 부분은 평면으로 가정하였다.

무게, 건,습구온도 측정과 건조종점 선정은 고추와 무우의 경우와 같게 하였다.

다. 결과 및 고찰

(2-40)식 중 매개변수 a, b는 시료의 함수율과 체적과의 관계에 관한 실험결과를 최소자승법으로 회귀곡선을 구하므로서 결정할 수 있으며, (2-42)식에서 건조속도 정수 α는 함수율과 건조시간과의 관계에 관한 실험치를 최소자승법으로 회귀곡선을 구하므로서 결정할 수 있다.
이와 같은 과정으로 완성된 이론 모델의 타당성을 증명하기 위하여, 비교적 많은 수분을 함유하고 있는 고추, 표고버섯과 무우를 대상으로 한 항율건조 특성의 실험분석 결과를 이론분석 결과와 비교하여 다음과 같이 정리하였다.

1) 고추의 건조특성 분석

가) 함수율 변화와 체적변화와의 관계(고추)

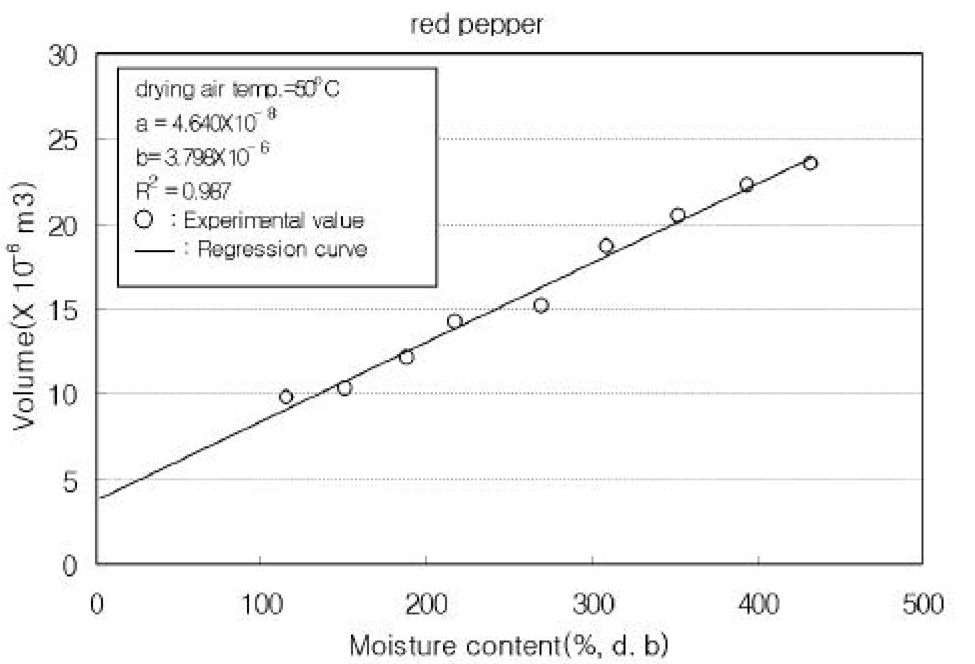


Fig. 2-13. Relationship between the moisture content and the volume of red pepper during the drying.

그림 2-13은 고추의 함수율과 체적과의 관계를 실험적으로 분석한 결과이며, 이 그림에서 보는바와 같이 고추의 함수율변화에 따른 체적 변화가 직선적 관계를 보여줌으로서 V와 M_d 관계를 일차함수로 표현한 (2-40)식의 타당성을 증명해주고 있다.

나) 함수율과 건조시간과의 관계(고추의 건조곡선)

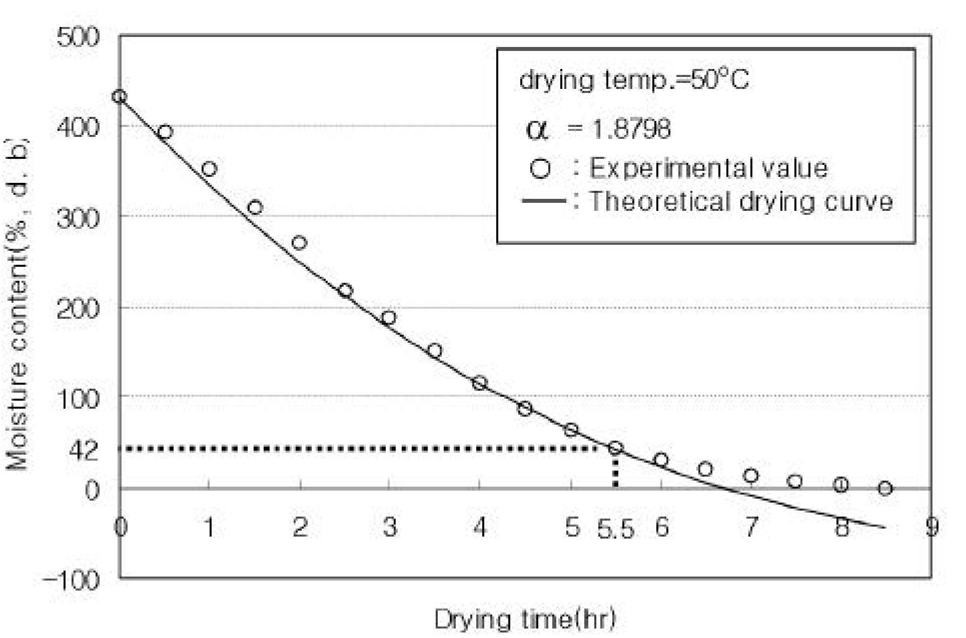


Fig. 2-14. Comparison of theoretical and experimental drying curve of the red pepper.

그림 2-14은 고추의 실험 및 이론 건조곡선을 나타내고 있다. 이 그림에서 보여주고 있는 이론 건조곡선은 실험치를 자료로 최소자승법을 이용하여 (2-43)식 중에 있는 α를 결정하였으며 a, b, α를 (2-45)식에 대입하므로서 고추의 건조곡선 시뮬레이션이 가능하였다. 이 결과 그림 2-14에서 보는바와 같이 항율건조구간의 하한점은 함수율 42%되는 점이었으며 항율건조구간내에서는 실험에 의한 고추의 건조곡선과 시뮬레이션 결과가 잘 일치하고 있다. 그리고 고추의 항율건조 기간은 총건조 시간의 약 64.7%을 보였다.

다) 건조속도와 함수율과의 관계(고추의 건조율)

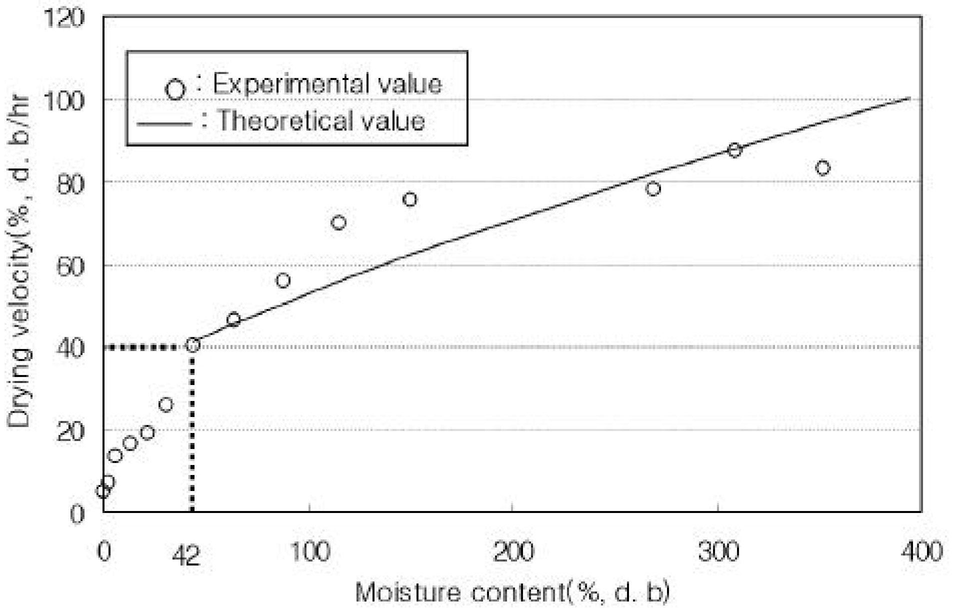


Fig. 2-15. Comparison of theoretical and experimental drying rate of the red pepper.

그림 2-15는 고추의 함수율과 건조속도와의 관계에 대한 실험치와 이론해석치를 비교한 결과이다. 실험결과가 (2-42)식의 곡선 형태를 잘 나타내고 있으며, 이 그림에서 보는바와 같이 항율건조 하한점인 함수율 42%이하의 건조율은 이론치와 실험값이 일치하지 않았으나 항율건조 구간에서는 실험치와 이론값이 비교적 잘 일치하였다.

2) 표고버섯의 건조특성 분석

가) 함수율 변화와 체적변화와의 관계

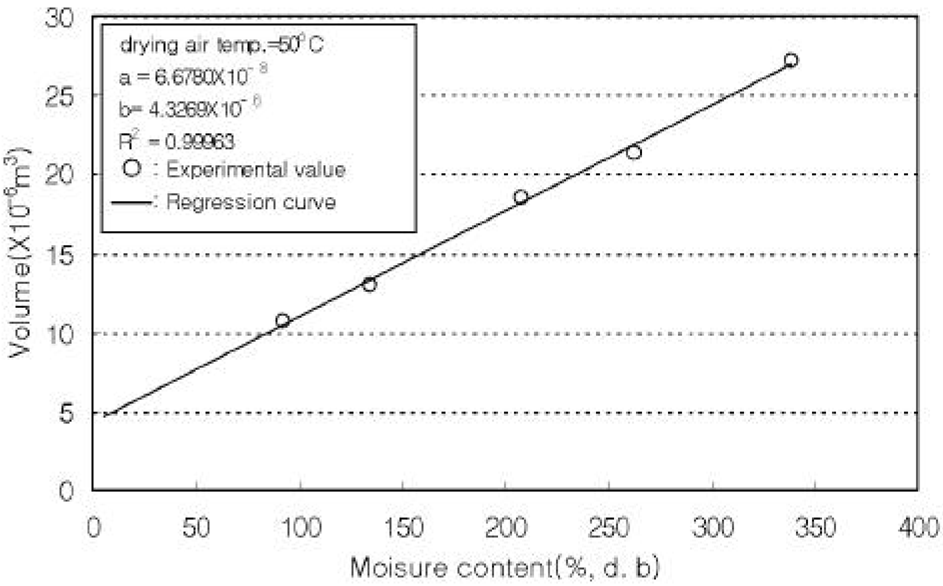


Fig. 2-16. Relationship between the moisture content and the volume of Cak mushroom drying the drying.

그림 2-16은 표고버섯의 함수율변화와 체적변화와의 관계를 나타낸 실험 결과로서 (2-40)식과 같이 직선적 관계를 나타내었다.

나) 함수율과 건조시간과의 관계(표고버섯의 건조곡선)

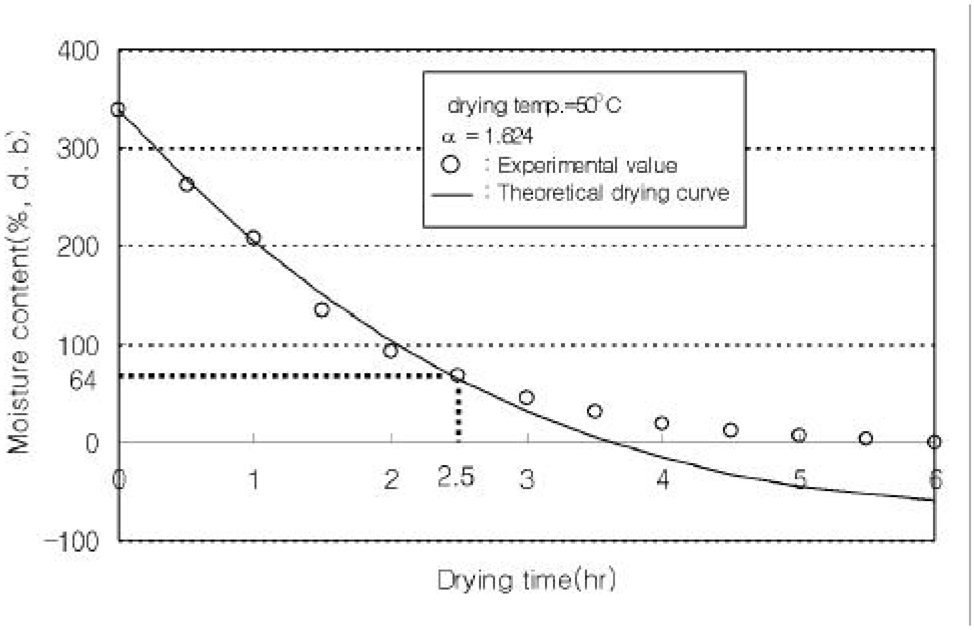


Fig. 2-17. Comparison of theoretical and experimental drying curve of the Oak mushroom.

그림 2-17는 표고버섯의 실험적 건조곡선과 이론분석에 의한 건조곡선을 비교한 결과이다.

이 그림에서 보는 바와 같이 함수율이 64%, d.b이후에는 실제 함수율 측정값에 비하여 이론분석값이 낮은 것으로 나타났다. 고추의 경우에는 전 건조시간 8.5시간중 64%가 항율건조 기간인데 비하여, 표고버섯의 경우는 전 건조시간 6.0시간중 41.7%에 해당하는 2.5시간이 항율건조기간임을 보여주었다.

다) 건조속도와 함수율과의 관계(표고버섯의 건조율)

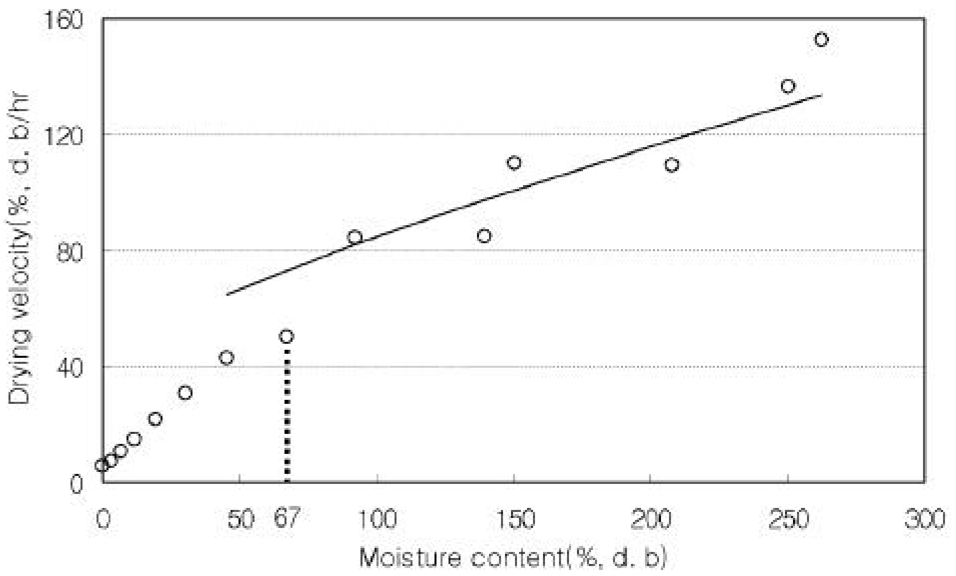


Fig. 2-18. Comparison of theoretical and experimental drying rate of the Oak mushroom.

그림 2-18은 표고버섯의 함수율변화에 따른 건조속도를 나타낸 이론과 실험적으로 분석한 결과이다. 이 그림에서 보는 바와 같이 항율건조 한계인 함수율 64%이하인 감율건조 구간에서는 이론치와 실험치가 일치하지 않았으나, 함수율 64%이상의 항율건조구간에서는 이론값과 실험값이 잘 일치하고 있는 것으로 나타났다.

3) 편절무우의 건조특성분석

가) 함수율 변화와 체적변화와의 관계

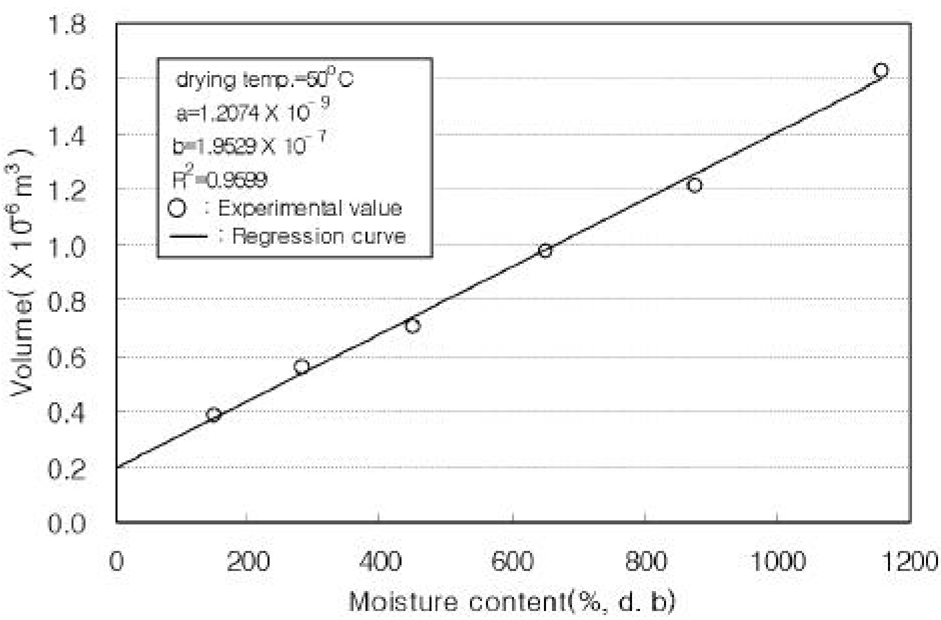


Fig. 2-19. Relationship between the moisture content and the volume of the sliced radish during the drying.

그림 2-19은 크기($w \times h \times \ell$)가 12.9㎜×3.4㎜×37.2㎜인 편절무우를 건조하는 동안 함수율변화와 체적 변화와의 관계에 관하여 실험분석한 결과이다.

이 그림은 (2-40)식의 선형관계를 실험적으로 잘 증명해주고 있다.

나) 함수율과 건조시간과의 관계(편절무우의 건조곡선)

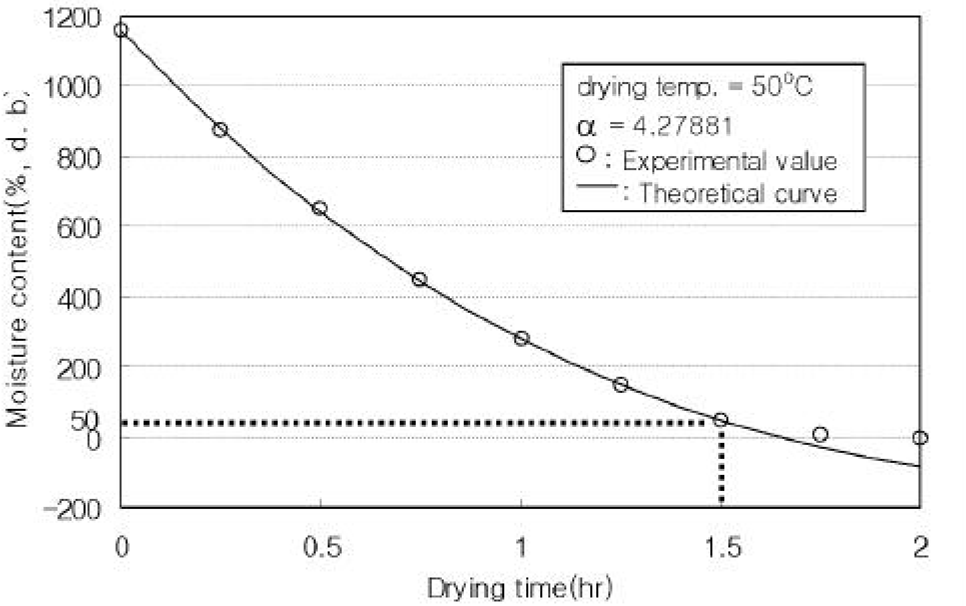


Fig. 2-20. Comparison of theoretical and experimental drying curve of the sliced radish.

그림 2-20은 편절무우의 이론 및 실험적 건조곡선을 비교한 결과이다. 이 그림에서 이론치와 실험값이 잘 일치하는 것으로 보아 편절무우의 항율건조 하한점의 함수율은 50%임을 보여주고 있다. 그리고 건조시간에서 보면 전체건조시간의 75%가 항율건조기간임을 보여주고 있다.

다) 건조속도와 함수율과의 관계(편절무우의 건조율)

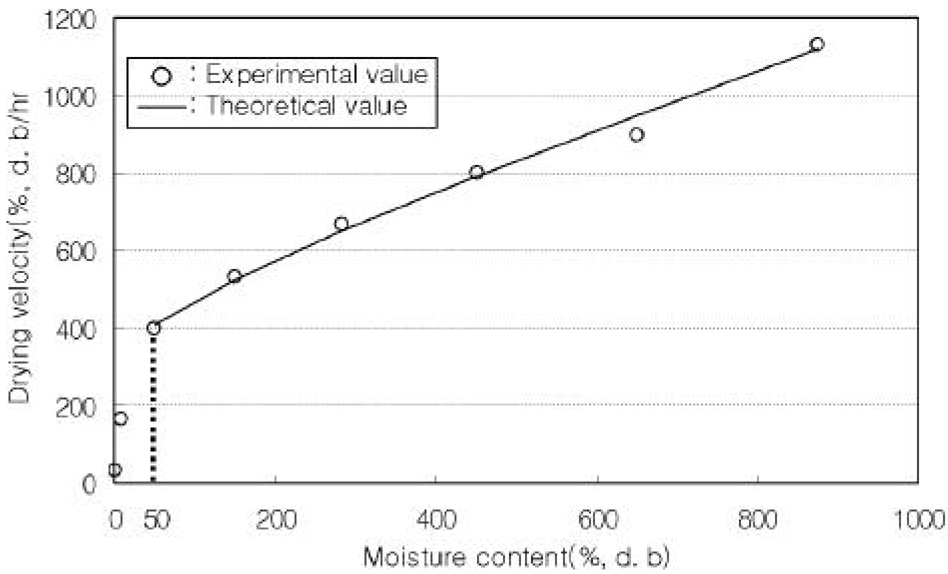


Fig. 2-21. Comparison of theoretical and experimental drying rate of the sliced radish.

그림 2-21은 편절무우의 건조율에 관한 이론값과 실험치의 비교분석 결과이다.

이 그림에서 보는바와 같이 항율건조 하한점인 함수율 50%이상에서 이론분석 건조율과 실험값이 잘 일치하고 있다. 이 결과는 수분함량이 많은 과채류일수록 이론식(2-43)의 적응도가 높다는 사실을 증명해주었다.

3 절 과일과 채소의 저온저장 온도 및 열부하 분석

농촌 경제에 크게 영향을 주고 있는 많은 요인중에 농산물 가격은 그 비중이 크다. 저장성이 적은 과일과 채소를 저온저장하므로서 과일과 채소의 가격 등락을 조절할 수 있게 된다.

본 연구에서는 이를 위하여 저온저장과 건조를 겸용으로 하는 복합시스템을 개발하고 있다.

본 절에서는 과일과 채소(사과, 배, 당근, 무)의 저온저장을 위한 최적 조건의 온도와 냉열부하를 분석 정리하여 저온저장 시스템의 최적화 자료를 확립하려 한다.

1. 저온 저장고의 벽체 및 바닥으로부터의 전달열량

: $\dot{Q}_1$ (kJ/hr)

저온저장고의 벽체 및 바닥면의 열전달 모형은 그림 2-22와 같으며, A는 외기온과 태양복사열에 의한 부가온도, B는 외벽면 온도, C는 내벽면 온도이고, D는 저온저장고 내부 온도이다.

$$\dot{Q}_1 = U \times A \times (t_1 - t_2 + t_3) \quad \text{-------------------------------------(2-46)}$$

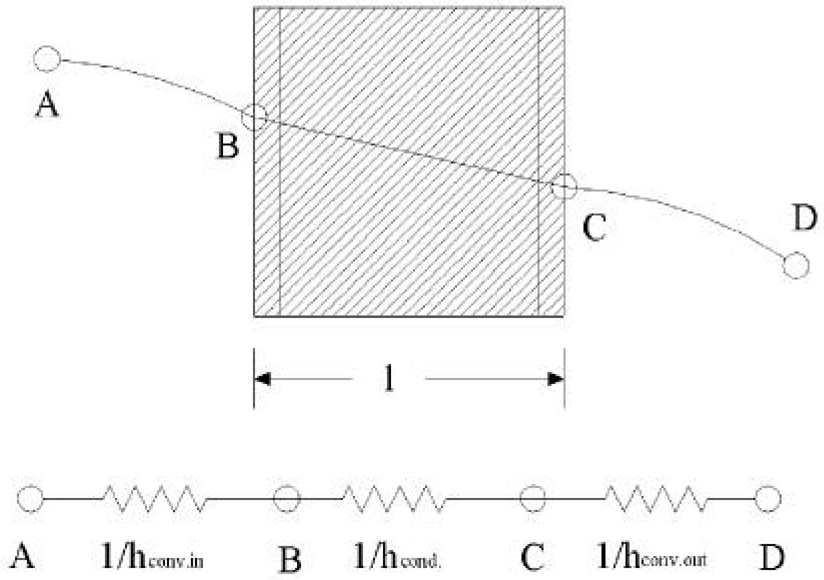
U : 열 관류율 $(kJ/m^2 \cdot hr \cdot ℃)$

A : 단열 벽체 표면적 (m^2)

t_1 : 외기온도 (℃)

t_2 : 예냉실온도(℃)

t_3 : 복사열에 의한 부가온도(℃)



이때 벽면온도는 $t_1 + t_{rad.}$ 로 정하고, 복사열에 의한 부가온도는 남쪽 벽체 및 중간색 마감을 기준으로 2.5℃로 하며 바닥온도는 단열재가 지반에 접하는 경우로 하여 외기온과 같은 t_1 로 한다. 그리고 저장고 내부온도는 저장 대상물에 따라 다르지만 5℃로 한다.

또한 총괄 열전달 계수 U 는 다음과 같이 구한다. 설계하고 있는 저온저장고의 벽체 두께는 10㎝이며 2㎜의 강철판과 9.6㎝의 스티로폼으로 구성된다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{conv.in}} + \frac{1}{h_{cond.}} + \frac{1}{h_{conv.out}}} \quad (kJ/m^2 \cdot hr \cdot K) \qquad \text{------------(2-47)}$$

여기서 $h_{conv.in}$: 저온저장고 내의 대류열전달 계수 $(kcal/hr \cdot m^2 \cdot K)$

$h_{cond.}$: 저온저장고 벽체의 전도에 의한 열전달 계수 $(kcal/hr \cdot m^2 \cdot K)$

$h_{conv.out}$: 저온저장고 밖의 대류열전달 계수 $(kcal/hr \cdot m^2 \cdot K)$

그런데 강철판에 의한 총괄 열전달 계수는 무시하고 벽체 내외부의 대류 열전달 계수와 스티로폼에 의한 전도 열전달 계수만을 고려한 총괄 열전달 계수만을 고려한다. 각각의 열전달 계수를 구해보기로 하면 다음과 같다.

가. 저온저장고 내부의 대류열전달 계수

Rayleigh**수는 다음과 같이 쓸 수 있다.**

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad \text{-----(2-47-a)}$$

$$Ra_L = \frac{9.8m/s^2 \times 0.00351K^{-1} \times (7℃ - 5℃) \times 1.5^3 m^3}{12.41\times10^{-6}m^2/s \times 20.52\times10^{-6}m^2/s}$$

$$= 9.11\times10^8$$

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.670Ra_L^{1/4}}{[1+(0.492/pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad \text{-----(2-47-b)}$$

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.670\times(9.11\times10^8)^{1/4}}{[1+(0.492/0.71)^{9/16}]^{4/9}} = 90.21$$

대류 열전달 계수는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$h_{conv} = \frac{k}{H}Nu_L \quad \text{-----(2-47-c)}$$

$$h_{conv,\ in} = \frac{25.1\times10^{-3}W/m\cdot K}{1.5\ m}\times 90.21 = 1.51\quad W/m^2\cdot K$$

나. 스티로폼의 전도 열전달 계수

$$h_{cond.} = \frac{k}{l} \quad (W/m^2 \cdot K) \qquad \text{---(2-47-d)}$$

여기서 k : 벽체의 전도 열전달 계수 ($W/m \cdot K$)

l : 벽체의 두께 (m)

$$h_{cond.} = \frac{0.023 \ W/m\ k}{0.096m} = 0.240 \ W/m^2 \cdot K$$

$$= 0.240J/s \cdot m^2 \cdot K = 0.863kJ/hr \cdot m^2 \cdot K$$

다. 저온저장고 밖의 대류열전달 계수

$h_{conv,out} = 5 \ W/m^2 \cdot K$ (저온 저장고 밖은 자연대류인 경우이며, 이때의 유속은 5 6 m/s 로 간주)

그러므로 식(2-47)에 의하여 저장고 내부와 외부의 총괄 열전달 계수는 다음과 같이 구한다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.51 \ (W/m^2 \cdot K)} + \frac{1}{0.24 \ (W/m^2 \cdot K)} + \frac{1}{5 \ (W/m^2 \cdot K)}}$$

$$= 0.2 \ (W/m^2 \cdot K) = 0.71 \ (kJ/m^2 \cdot hr \cdot K)$$

- 저온 저장고의 전체 열전달량을 구하면 다음과 같다.

$$\dot{Q}_A = U \times A_{side} \times (T_{out} - T_{in}) + U \times A_{top} \times (T_{out} - T_{in})$$

$$+ U \times A_{F,R} \times (T_{out} - T_{in})$$

$$\dot{Q}_A = 0.71kJ/hr \cdot m^2 \cdot K \times [(2.18m \times 2.2m + 2.18m \times 5.17m) \times 2 + (2.18m \times 5.17m)] \times (10℃ - 5℃ + 2.5℃) = 231.16kJ/hr$$

$$\dot{Q}_B = U \times A_{bott.} \times (T_{out} - T_{in})$$

$$\dot{Q}_B = 0.71kJ/hr \cdot m^2 \cdot K \times (2.18m \times 5.17) \times (10℃ - 5℃) = 40.01\ kJ/hr$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_A + \dot{Q}_B = 231.16kJ/hr + 40.01kJ/hr = 271.17kJ/hr$$

여기서 A_{side} : 측벽면 2면의 면적 (m^2)

A_{bott} : 밑면의 면적 (m^2)

A_{top} : 지붕면의 면적 (m^2)

$A_{F,R}$: 전후벽 2면의 면적 (m^2)

T_{out} : 외기온 + 태양복사 부가온도 (K)

T_{in} : 저장고 내부온도 (K)

T_g : 저장고밑 지면온도 (K)

위의 열전달 분석에서 Q_A 는 저온저장고의 옆면 4개 면과 위면 1개면에서 복사열에 의한 부가온도를 고려한 손실 열량이며, Q_B 는 지면에 접하고 있는 바닥면의 손실 열량이다. 또한 저온저장고 내부공기의 설정온도는 5℃로 하였다(문헌 2). 또한 저온저장고의 각 치수는 그림 3-2과 같으며, 복사열에 의한 부가온도를 고려한 손실 열은 화살표방향의 면에서 이루어진다. 그리고 지면에 접하고 있는 밑면에서는 태양복사열에 의한 부가온도를 고려하지 않았다.

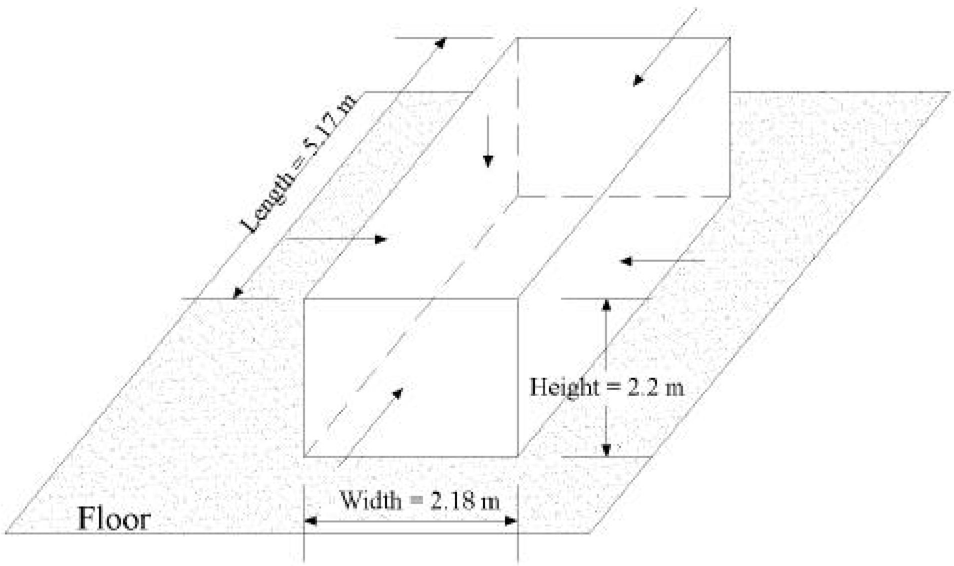


그림 2-23. **냉동고의 각 치수 및 부가손실열량이 일어나는 면**

2. 저온저장물의 냉각열량 : $\dot{Q}_2$ (kJ/hr)

저온저장물의 냉각 열량은 식(2-48)**에 의하여 구해지며 저온저장물의 초기온도가 매우 큰 비중을 차지한다. 여기서 저온저장물의 초기온도는** 20℃**로 하였으며, 그 온도가 낮아지면 저온저장물의 냉각열량은 작아진다. 그러므로 저온저장물을 저온저장고에 넣기전 약간의 예냉을 한다면 전체 냉각 부하를 낮추는 효과를 볼 수 있다. 또한 예냉 소요시간은** 2**시간으로 하였다.**

$$Q_2 = \frac{G \times c \times (t_a - t_b)}{T} \quad \text{-------------------------------------(2-48)}$$

여기서

G : **저온저장물량**(kg)

c : 저온저장물 비열($kJ/kg℃$)

t_a : 저온저장물의 온도(℃)

t_b : 예냉 목표온도(℃)

T : 예냉소요시간 (hr)

만약 15kg용 사과상자 (0.5 m ×036 m ×0.27 m, L ×W×H)를 저온저장고에 적재한다면 그림 2-24와 같이 적재할 수 있다.

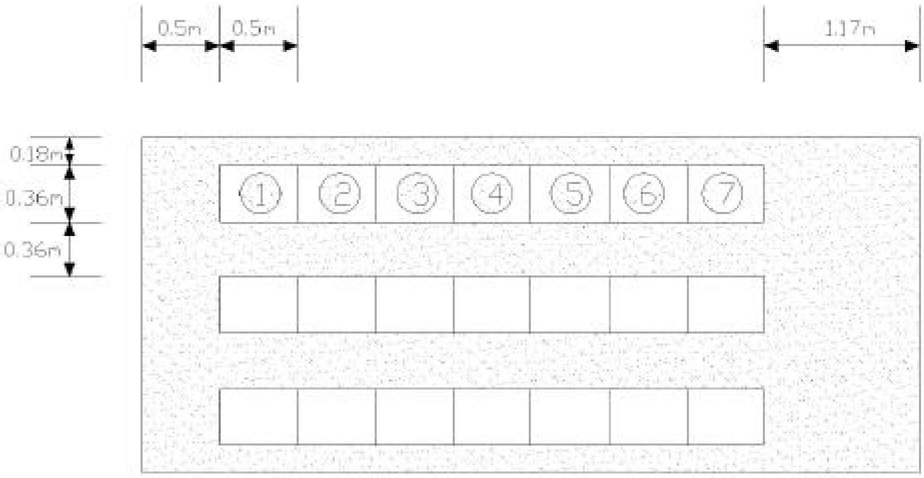


그림 2-24. 저온저장내 사과상자의 적재 例

그림 2-24에서 보는 바와 같이 사과상자는 3상자×7상자×5상자, (폭길이 상자수 × 길이방향 상자수×적재층 상자수) = 105상자를 입고할 수 있다. 여기에서는 저온저장물량을 미지항 G 로하여 냉열부하를 분석한다.

$$\dot{Q}_2 = \frac{Gkg \times 3.78 kJ/kg℃ \times (20℃ - 5℃)}{2hr}$$

$$= 28.35 G \ kJ/hr$$

3. 부자재 냉각 열량 : $\dot{Q}_3$ (kJ/hr)

저온저장고에는 파레트 및 상자등의 부자재들이 적재되며 이들 부자재의 냉각열량은 다음 식(2-49)에 의하여 구할 수 있다(문헌 2).

$$\dot{Q}_3 = \dot{Q}_2 \times 1.1 \qquad \text{--(2-49)}$$

여기서 1.1은 파레트 및 상자등의 부자재 냉각열량비이다.

$$\dot{Q}_3 = 28.35G\ kJ/hr \times 1.1 = 31.19G\ kJ/hr = 44651.25kJ/hr$$

4. 호흡에 의한 열량 : $\dot{Q}_4$ (kJ/hr)

저온저장고의 적재물은 대부분이 생명체이기 때문에, 호흡을 하게 되고 이에 따라 호흡열량이 발생하게 된다. 이러한 호흡에 의한 열량은 식(2-50)에 의하여 구할 수 있다(문헌 2).

$$\dot{Q}_4 = G \times \frac{q_1 + q_2}{2} \qquad \text{--(2-50)}$$

여기서 G : 저온저장물량 (kg)

q_1 : 저온저장물의 냉각전 호흡열량 $(kJ/kg \times hr)$

q_2 : 저온저장물의 냉각후 호흡열량 $(kJ/kg \times hr)$

사과의 경우, 20℃에서의 호흡열량은 121.2 mW/kg이며, 5℃에서의 호흡열량은 31.5 mW/kg이다. 그 외의 과채류의 온도별 호흡열량은 문헌2를 참조하기 바란다. 사과의 호흡열량을 계산하면 다음과 같다.

$$\dot{Q}_4 = \frac{Gkg \times (121.2 + 31.5)mW/kg}{2} = 76.35 \times 10^{-3}G\ W = 0.27G\ kJ/hr$$

5. 환기에 의한 손실 냉열량 : $\dot{Q}_5$ (kJ/hr)

냉각중 최소 1회의 환기 혹은 다른 경우에 의하여 저온저장고의 출입문을 여닫게 되는 경우가 발생할 것이다. 그러면 외부공기에 의하여 저온저장고의 온도가 상승하며 이에 대하여 냉동부하가 발생한다. 이러한 환기에 의하여 손실되는 냉열량은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{Q}_5 = \frac{V \times (h_a - h_r) \times N_f}{t} \qquad \text{------------------------------------(2-51)}$$

여기서

V : 저온저장고 용적 (m^3)

h_a : 외부공기 엔탈피 (kJ/m^3)

h_r : 저온저장고 內 공기 엔탈피 (kJ/m^3)

N_f : 냉각중 환기횟수

t : 냉각소요시간

저온저장고의 용적은 그림 2-23에서 보는 바와 같이 $W \times L \times H = 2.18m \times 5.17m \times 2.2m = 24.8m^3$이고, 외부공기 엔탈피 h_a는 10℃, 50%RH 기준으로 4.8 $kcal/kg$이며 이때의 비체적 $\nu = 0.808m^3/kg$이므로 외부공기 엔탈피 h_a는 $24.83\,kJ/m^3$으로 환산된다. 또한 저온저장고 內 공기 엔탈피 h_r는 10℃, 50%RH 기준으로 4.1 $kcal/kg$이며 이때의 비체적 $\nu = 0.794m^3/kg$이므로 저온저장고 내 엔탈피 h_r 는 $21.57\,kJ/m^3$으로 환산된다.

그러므로 환기에 의한 손실 냉열량은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_5 = \frac{24.8m^3 \times (24.83kJ/m^3 - 21.57kJ/m^3) \times 1}{2hr} = 40.43kJ/hr$$

6. 조명등의 발생열량 : Q_6 (kJ/hr)

$$\dot{Q}_6 = \frac{PL \times HL \times P}{t} \quad \text{---(2-52)}$$

여기서 PL : 조명등의 총 전력 (kW)

P : 발생 열량 (kJ/kWh)

HL : 1회 조명시간 (hr)

t : 냉각 소요시간(hr)

저온저장고 내의 조명은 40 W 형광등이 4개가 탑재되며 총 전력은 1.6 kW 가 된다. 그런데 이 형광등의 조명 효율은 71.1 %(형광등 포장지 기재)이며 1 kW 당 1.04 kJ/hr의 열량을 발산하게 된다. 그러므로 조명에 의한 발생열량은 다음과 같이 분석된다.

$$\dot{Q}_6 = \frac{1.6kW \times 1.04kJ/kWhr \times 2hr}{2hr} = 1.66kJ/hr$$

7. 유니트쿨러 송풍기 발생열량 : Q_7 (kJ/hr)

$$\dot{Q}_7 = PUF \times NF \times P \quad \text{---(2-53)}$$

여기서 PUF : 송풍기 정격출력(kW)

NF : 송풍기 수량

P : 송풍기 발열량 (kJ/kWh)

저온저장고 내에 정격출력 1.5kW 의 송풍기 1기가 장착되어 냉각공기의 저온저장고 내 유동을 촉진하게 된다. 본 송풍기의 기계효율은 78%이며, 기계효율 이외는 모두 열로서 방산한다고 하여도 무난할 것이다. 그러므로 전력 1kW 당 0.79 kJ/hr 의 열이 발생된다.

$\dot{Q}_7 = 1.5 kW \times 1 \times 0.79 kJ/kW\ hr = 1.19\ kJ/hr$

8. 저온저장을 위한 총 열부하 : $\dot{Q}_T\ (kJ/hr)$

위에서 분석한 열량의 합은 저온저장의 총 냉열부하가 된다.

$$\dot{Q}_T = \sum_{i=1}^{7} Q_i \times 1.1$$ **(안전율 11%)** -----------------------------(2-54)

$$Q_T = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7) \times 1.1$$

$$= (271.17 + 28.35G + 31.19G + 0.27G + 40.43 + 1.66 + 1.19) \times 1.1 \quad (kJ/hr)$$
$$= 345.9 + 65.79G \quad kJ/hr$$

9. 냉각열 부하 분석과 열펌프 규모결정

사과, 배, 당근, 무등의 저온저장량을 변수로 저온저장을 위한 냉각열부하를 식(2-46) **식**(2-53)**에 의하여 분석하고, 분석된 냉각열부하를 감당할 수 있는 열펌프 규모를 결정한다. 이를 위한 컴퓨터 프로그램은 그림** 2-25**에 나타내고 있는 흐름도와 같이 하였다.**

분석한 냉각열부하와 열펌프 규모는 표 2-7**과 같다.**

표 2-7. 냉각 부하와 냉각기의 소요 마력 (PS)

저온저장 품목	저온저장량 (kg)	비열 (kJ/kg ℃)	호흡열량 (㎽/kg)		냉각부하 (kJ/hr)	단위 질량당 냉각부하 (kJ/hr · kg)	냉각기 소요 마력 (PS)
			5℃	20℃			
사과	300	3.78	31.5	121.2	20124.4	67.1	8
	600				39861.6	66.4	15
	900				59598.9	66.2	23
	1200				79336.2	66.1	30
배	300	3.75	41.2	218.2	20031.8	66.8	8
	600				39676.6	66.1	15
	900				59321.3	65.9	22
	1200				78966.0	65.8	30
당근	300	3.88	58.2	209.0	20712.2	69.0	8
	600				41037.2	68.4	16
	900				61362.2	68.2	23
	1200				81687.2	68.1	31
무	300	4.66	24.2	145.5	21589.8	72.0	8
	600				42792.4	71.3	16
	900				63995.1	71.1	24
	1200				85197.8	71.0	32

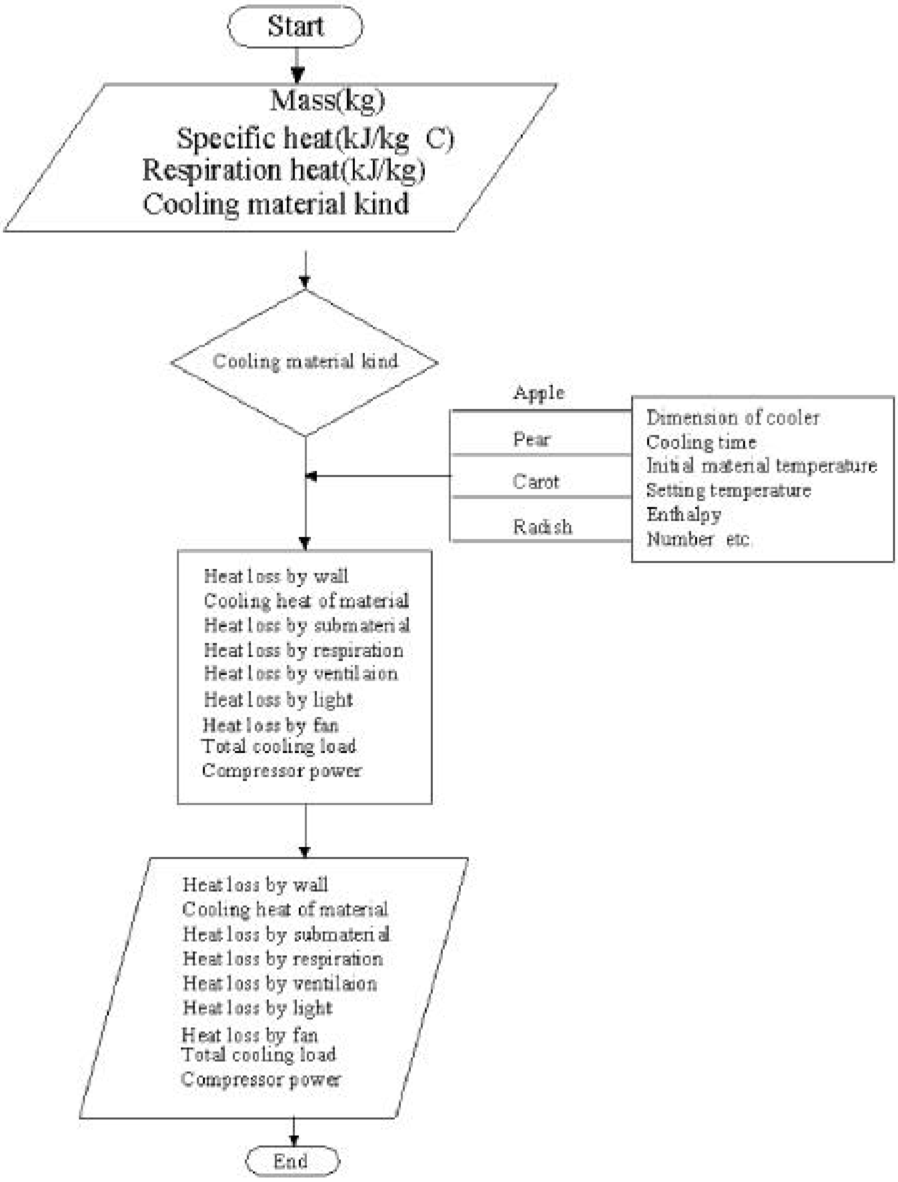


Fig. 2-25. Flow chart of computer program for the determination of cooling load and the heat pump compressor power for cooling system.

위 표 2-7과 그림 2-26(a)에서 보는 바와 같이 저온저장을 위한 냉각열부하는 사과, 배, 당근, 무 모두에서 저장물의 질량이 증가하면 증가하였으며, 사과와 배의 저온저장 냉각 열부하는 큰 차이가 없었으며, 당근과 무의 저온저장 냉각 열부하가 사과와 배의 열부하보다 크게 나타났다. 그리고 무의 경우가 냉각 열부하가 가장 컸고 그 다음이 당근, 배, 사과 순이었다.

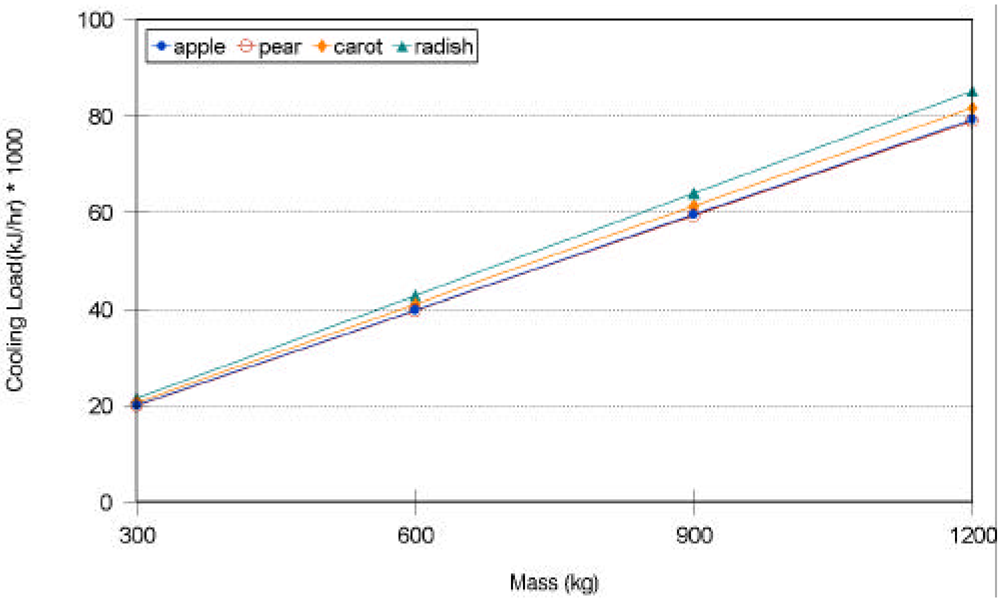


그림 2-26(a). 냉각 열부하

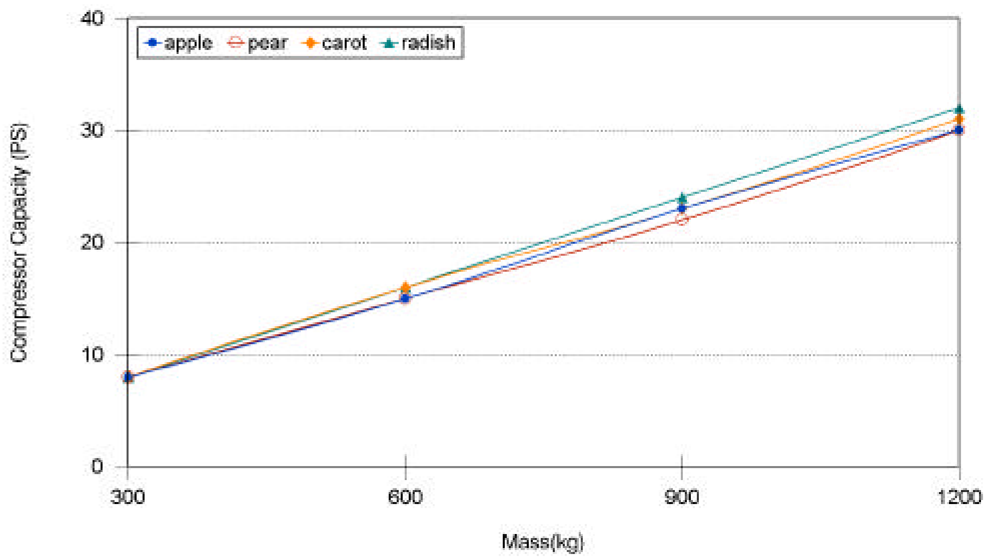


그림 2-26(b). 냉각기 소요마력(PS)

이러한 결과는 사과의 비열과 배의 비열이 거의 같기 때문이며, 무와 당근과의 비교에 있어서 무가 당근보다 그 비열이 매우 높기 때문에 큰 냉열부하를 갖는다. 아울러 여기에서는 저온저장물의 초기온도는 20℃로 하였으며, 저온저장고가 설정온도 5℃까지 냉각되는데 소요되는 시간을 2시간으로 하였다. 초기온도를 낮추고, 소요시간을 길게 하면 냉각 열부하는 감소할 것으로 사료된다.

10. 분석 결과 요약

1. 과일과 채소(사과, 배, 당근, 무)의 저온저장온도는 5℃로 하였으며

2. 사과와 배의 저온저장을 위한 냉열부하는 큰 차이가 없었으며, 66.5 67.1 kJ/hr・kg 이었고, 당근의 경우는 냉열부하가 65.8 66.8 kJ/hr・kg 이었으며, 무의 경우에는 71 72 kJ/hr・kg 이었다.

3. 과일과 채소의 모든 경우 저장량과 냉열부하는 직선적 관계를 가지고 있으나, 대량저장의 경우보다 소량저장의 경우가 단위 저장당 냉열부하가 약간 크게 나타났다.

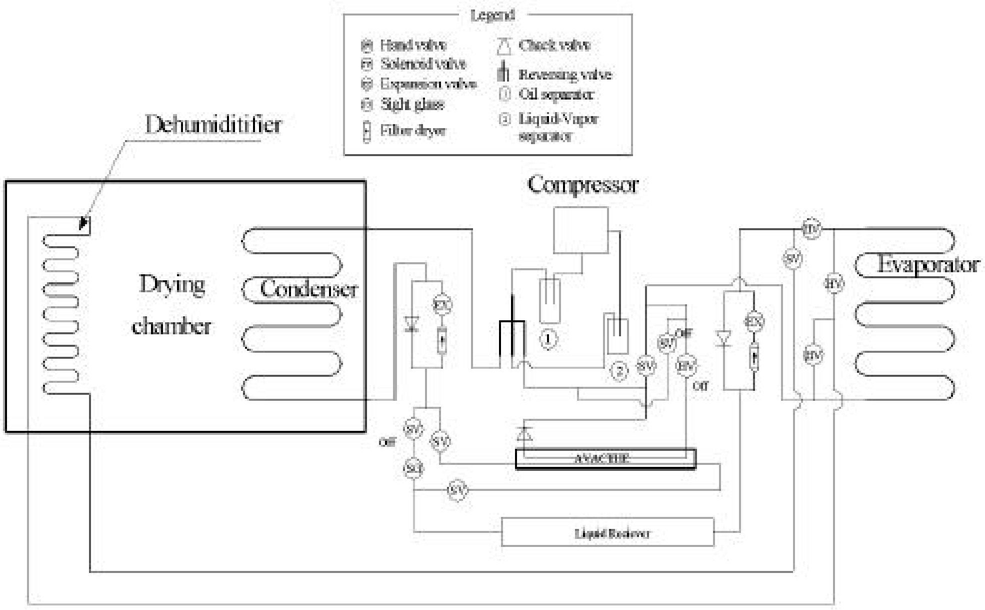
4. 과일과 채소의 저온저장을 위한 열펌프의 마력은 저장물의 중량에 비례하였으며, 사과의 경우, 300kg 1,200kg저온저장을 위한 열펌프규모는 8 30PS이었다.

제 3 장 열펌프식 건조 및 저온저장 겸용 시스템 설계

제 2장에서는 농산물 건조 및 저온저장 특성과 소요에너지에 관한 이론 분석을 하였으며, 본 장에서는 열펌프에 관한 자료를 수집 · 분석하여 저온건조와 냉열저장을 위한 두 가지 용도로 사용할 수 있는 열펌프 형식을 결정하여, 실제로 설계 · 제작에 기초가 되는 가열 · 냉각 겸용 열펌프 회로도를 구성하였고, 이 회로도를 기초로 하여 열펌프 시스템의 주요요소 설계의 기초를 확립하였으며, 그 내용을 요약하면 다음과 같다.

1 절 열펌프 회로도 구성

열펌프 자료수집 · 분석결과 가열 · 냉각 겸용으로 기능할 수 있는 공기-공기 열펌프회로도를 그림 3-1과 같이 구성하였다.



temperaure storage system.

이 회로의 특징은 증발기와 응축기 사이에 AVACTHE을 설치하여 건조하는 경우 열흡수를 촉진하여 CCP를 높이는 역할을 한다.
한편 사방변인 로타리 밸브 시스템을 설치하여 필요에 따라 건조를 위한 가열회로와 저온저장을 위한 냉각회로로 쉽게 전환하여 하나의 시스템을 건조와 저온저장 겸용으로 사용할 수 있도록 하였으며, 건조 및 저온저장 실내온도를 제어할 수 있는 자동조절시스템을 설치하였다.

2 절 공기 - 공기 열펌프의 P-h선도

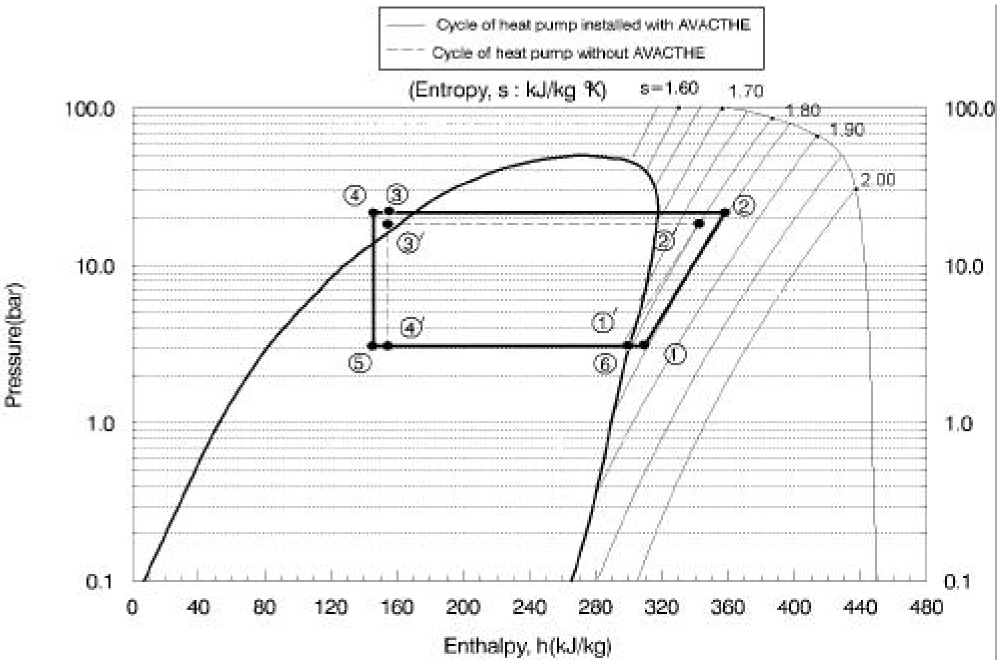


Fig. 3-2. P-h diagram of air to air heat pump.

그림 3-2에서 보여주고 있는바와 같이 점선으로 된 ①'-②'-③'-④'-①'는 AVACTHE을 설치하지 않은 경우의 P-h 선도이고, 실선으로 표시된 ①-②-③-④-⑤-⑥은 AVACTHE을 설치한 경우의 P-h선도로서 AVACTHE을 설치한 경우가 더 많은 열을 흡수·방출하고 있음을 보여주고 있다. 여기서 ②-④는 응축기에서 열

을 발생하는 과정으로 건조에 필요한 열량을 공급하게 되고, ⑤-①은 증발기에서 열을 흡수하는 과정으로 저온저장에 이용되는 과정이다.

3 절 열펌프 회로를 구성하고 있는 주요 요소의 이론 및 설계

열펌프는 그림 3-1에서 보는바와 같이 압축기, 응축기, 증발기, 팽창변 등 주요 요소로 구성되어 있으며 이들을 연결하는 파이프라인과 냉매 흐름방향을 조절하는 밸브들로 구성되어 있다.

그리고 파이프 내를 액상, 기상, 기·액 2상으로 변하면서 유동하는 동안 열을 흡수 방출하게 된다. 열펌프 각 부위의 조화 있는 구성과 크기는 열펌프의 성능에 크게 영향을 준다.

이와 같은 중요성을 감안해서 냉매질량과 열에너지 평형이론을 근거로 저온저장 및 냉열저장 겸용열펌프의 주요구성요소의 적정규모 결정을 위한 설계 이론을 다음과 같이 정립하였다.

1. 압축기 (Compressor)의 규모 결정

• 이론 압축일과 실제 압축일 그리고 냉매의 질량유량을 정리하면 다음과 같다.

$$\dot{W}_{R,C} = \frac{\dot{W}_{th,c}}{\eta_{comp} \cdot \eta_{me}} = \frac{\dot{m}_{r,c}(h_2 - h_1)}{\eta_{comp} \cdot \eta_{me}}$$

$$= \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_4} \cdot \frac{q_{cd}}{\eta_{comp} \cdot \eta_{me}} \qquad \text{---------------(3-1)}$$

$$\because \ \dot{m}_{r,c} = \dot{m}_{r,cd} = \frac{q_{cd}}{h_2 - h_3}, \qquad h_4 = h_3$$

$$\dot{W}_{th,c} = \dot{m}_{r,c}(h_2 - h_1) = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_3} \cdot q_{cd} = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_4} \cdot q_{cd}$$

$$\text{--------------------(3-2)}$$

$$\dot{m}_{r,c} = \left(\frac{n_{s_{comp}}}{60} \right) \cdot \rho_g \cdot V_{pt} \cdot Z_{pt} \cdot \eta_v$$

$$\dot{m}_{r,c} = \left(\frac{n_{s_{comp}}}{60 v_c} \right) \left(\frac{\pi D_{pt}^2}{4} \right) \cdot D_p \cdot Z_{pt} \cdot \eta_v$$

• **압축기의 체적효율,** η_v

$$\eta_v = \frac{v_s}{v_{c_s}} \left[1 + \frac{V_c}{V_{comp}} \left\{ 1 - \left(\frac{p_{sat,\ cd} + \Delta p_{v,\ out}}{p_{sat,\ e} - \Delta p_{v,\ in}} \right)^{\frac{1}{r}} \right\} \right]$$

$$= \frac{v_s}{v_{c_s}} \left[1 + \frac{V_c}{V_{comp}} \left\{ 1 - \left(\frac{p_{low}}{p_{high}} \right)^{\frac{1}{r}} \right\} \right]$$

여기서, $0 < \eta_v < 1$

• **압축기의 축동력과 실제소모 전력,** $(P_c,\ P_{R,C})$:

$$P_c = \frac{\dot{m}_{r,c}(h_2 - h_1)}{\eta_{motor}} \quad \text{--(3-3)}$$

$$P_{R,C} = (h_2 - h_1) \cdot \left(\frac{n_{s_{comp}}}{60 v_c} \right) \cdot \left(\frac{\pi D_{pt}^2}{4} \right) \cdot D_P \cdot Z_{pt} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_{comp} \cdot \eta_{me}} \quad \text{--------(3-4)}$$

• 저온제습건조 목적 열펌프의 압축기 규모결정이론

건조대상농산물에 따른 건조열부하, $\dot{q}_{dry}$ **은 2장 2절에서 분석정리 하였으며, 열펌프식 건조시스템에서 응축기로 부터 방출되는 열량이 건조열부하에 대응하게 된다. 그러므로 다음과 같은 열평형식을 쓸 수 있다.**

$$\dot{q}_{dry} = \dot{q}_{conden.} = \dot{q}_{comp.} + \dot{q}_{eva.} = COP \times \dot{q}_{comp.} \quad \text{------------------(3-5)}$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{comp.} &= \dot{q}_{dry} - \dot{q}_{eva.} \\ &= \dot{q}_{dry} - \dot{m}_r (h_1 - h_5) \qquad \text{-------------------(3-6)} \\ &= \frac{\dot{q}_{dry}}{COP} \end{aligned}$$

여기서 압축효율, $\eta_{comp.}$ **와 기계효율,** η_{me} **를 고려하여 실제적인 압축기 규모,** $\dot{q}_{comp.R}$ **는 다음과 같이 된다.**

$$\dot{q}_{comp.R} = \frac{\dot{q}_{comp.}}{\eta_{comp.}\,\eta_{me}} \qquad \text{-------------------------------------(3-7)}$$

• 저온저장 목적 열펌프의 압축기 규모결정이론

저온저장 대상 농산물에 따른 냉열부하, $\dot{q}_{cooling}$ **은** 2**장** 3**절에서 분석정리 하였으며, 열펌프식 저온저장 시스템에서 증발기의 흡수열이 저온저장의 냉열부하에 대응하게 된다. 그러므로 다음과 같은 열평형이 이루어진다.**

$$\dot{q}_{cooling} = \dot{q}_{eva.} = \dot{q}_{conden.} - \dot{q}_{comp.co} \qquad \text{-------------------------(3-8)}$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{comp.co} &= \dot{q}_{conden.} - \dot{q}_{cooling} \\ &= \dot{m}_r (h_2 - h_4) - \dot{q}_{cooling} \qquad \text{-------------------------(3-8-1)} \\ &= \frac{\dot{q}_{cooling}}{(COP - 1)} \end{aligned}$$

실제 압축기 규모는 압축효율, $\eta_{comp.}$ **과 기계효율,** η_{me} **을 고려하여 다음과 같이 쓸 수 있다.**

$$\dot{q}_{comp.co.R} = \frac{\dot{q}_{comp.co}}{\eta_{comp.}\,\eta_{me}} \qquad \text{-------------------------(3-9)}$$

2. 응축기(Condenser)전열 면적 이론

히트펌프 응축기내를 흐르는 냉매의 상변화와 온도변화는 밀접한 관계를 가지고 있으며, 응축기로부터 열을 전달받는 전열매체(공기)의 온도변화는 열평형을 이루면서 변화한다. 상변화와 온도 변화를 기초로 한 열평형식과 질량평형이론을 근거로 응축기 전열 면적에 관한 이론식을 정리하면 다음과 같다.

- **응축기에서의** heat balance :

$$\dot{q}_{cd} = \dot{q}_{v,cd} + \dot{q}_{2p,cd} + \dot{q}_{l,cd} \quad \text{------------------------------(3-10)}$$

$$\dot{q}_{v,cd} = \dot{m}_r (h_2 - h_{g,cd})$$

$$\dot{q}_{2p,cd} = \dot{m}_r \cdot h_{fg,cd}$$

$$\dot{q}_{l,cd} = \dot{m}_r (h_{f,cd} - h_3)$$

$$\dot{q}_a = \dot{m}\, Cp_a (T_{a,out} - T_{a,in})$$

$$\dot{q}_{cd} = \dot{q}_a = A_{cd} \cdot U_{cd} \cdot \Delta T_{LM_{cd}}$$

$$= \dot{m}_r (h_2 - h_{g,cd}) + \dot{m}_r h_{fg,cd} + \dot{m}_r (h_{f,cd} - h_3) \quad \text{------------(3-11)}$$

(3-11)**식 중 전열전달 계수,** U_{cd} **를 기상, 기·액상과 액상으로 나누어 정리하면 다음과 같다.**

$$\left.\begin{aligned}
\frac{1}{U_{v_{cd}}} &= \frac{1}{\alpha_{m_{v,cd}}} + \frac{D_{i,cd}}{2\lambda_t}\ln\left(\frac{D_{o,cd}}{D_{i,cd}}\right) + \frac{1}{\alpha_a}\left(\frac{D_{i,cd}}{D_{o,cd}}\right)\\
\frac{1}{U_{2p_{cd}}} &= \frac{1}{\alpha_{m_{2p,cd}}} + \frac{D_{i,cd}}{2\lambda_t}\ln\left(\frac{D_{o,cd}}{D_{i,cd}}\right) + \frac{1}{\alpha_a}\left(\frac{D_{i,cd}}{D_{o,cd}}\right)\\
\frac{1}{U_{l_{cd}}} &= \frac{1}{\alpha_{m,l_{cd}}} + \frac{D_{i,cd}}{2\lambda_t}\ln\left(\frac{D_{o,cd}}{D_{i,cd}}\right) + \frac{1}{\alpha_a}\left(\frac{D_{i,cd}}{D_{o,cd}}\right)
\end{aligned}\right\} \quad \text{-------------(3-12)}$$

· (3-11)식 중 대수 평균온도차, $\Delta T_{LM,cd}$ 를 기상, 기·액상과 액상으로 나누어 정리하면 다음과 같다.

$$\left.\begin{aligned}
T_{LM_{v,cd}} &= \frac{(T_{sat,cd} - T_{cold,\ in_v}) - (T_2 - T_{a,out})}{\ln\left(\dfrac{T_{sat,cd} - T_{cold,in_v}}{T_2 - T_{a,out}}\right)} \\
T_{LM_{2p,cd}} &= \frac{T_{cold,in_v} - T_{cold,\ in_{2p}}}{\ln\left(\dfrac{T_{sat,cd} - T_{cold,in_{2p}}}{T_{sat,cd} - T_{cold,in_v}}\right)} \\
T_{LM_{l,cd}} &= \frac{(T_3 - T_{a,\ in}) - (T_{sat,cd} - T_{cold,\ in_{2p}})}{\ln\left(\dfrac{T_3 - T_{a,\ in_v}}{T_{sat,cd} - T_{cold,in_{2p}}}\right)}
\end{aligned}\right\} \quad \text{--------------(3-13)}$$

· 필요한 응축기 표면적을 구하면 다음과 같다.

$$\left.\begin{aligned}
A_{cd} &= A_{v_{cd}} + A_{2p_{cd}} + A_{l_{cd}} \\
A_{v_{cd}} &= \frac{q_{v_{cd}}}{U_{vcd} \cdot \Delta T_{LM_{v_{cd}}}} \\
A_{2p_{cd}} &= \frac{q_{2p_{cd}}}{U_{2p_{cd}} \cdot \Delta T_{LM_{2p_{cd}}}} \\
A_{l_{cd}} &= \frac{q_{l_{cd}}}{U_{l_{cd}} \cdot \Delta T_{LM_{l_{cd}}}}
\end{aligned}\right\} \quad \text{------------------------------(3-14)}$$

· 응축기 나관의 직경이 주어지는 경우 전열관의 길이는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\left.\begin{aligned}
L_{cd} &= \frac{A_{cd}}{\pi D_{o,cd}} \\
&= \frac{A_{v,cd} + A_{2p,cd} + A_{l,cd}}{\pi D_{o,cd}}
\end{aligned}\right\} \quad \text{--------------------------------(3-15)}$$

3. 증발기(evaporator)전열 면적 결정이론

증발기 전열 tube에 대한 외부 열원인 유체의 흐름은 직교흐름인 경우가 대부분이다. 증발기 내 냉매의 상변화가 일어나는 기·액상에서는 잠열구간이기 때문에 온도가 상승하게 된다. 이와 같은 상변화와 온도변화에 의하여 이루어지는 열평형식으로 증발기 규모 결정을 위한 이론식을 정리하면 다음과 같다.

• 증발기에서의 heat balance

$\dot{m}_{r,e} = \dfrac{\dot{m}_{r,c}}{2}$ (2 group의 병렬 회로로 되어 있다.)

$$\dot{q}_e = 2 \cdot (\dot{q}_{2p,e} + \dot{q}_{v,e}) \quad \text{-------------------------------(3-16)}$$

$$\dot{q}_{2p,e} = \dot{m}_{r,e}(h_{g,e} - h_4) = \dot{m}_{r,e} \cdot h_{f,g_e}(1 - x_4)$$

$$= \dot{m}_{air,e} \times Cp_{air,2p}(T_{hot,in} - T_{air,out})$$

$$\dot{q}_{v,e} = \dot{m}_{r,e}(h_1 - h_{g,e})$$

$$= \dot{m}_{air,e} \times Cp_{air,v}(T_{air,in} - T_{hot,in})$$

$$\dot{q}_e = A_e \cdot U_e \cdot \Delta T_{LM,e} = 2\{\dot{m}_{r,e}(h_1 - h_{g,e}) + \dot{m}_{r,e}(h_{g,e} - h_4)\} \quad \text{-----(3-17)}$$

· (3-12)식 중 전열전달계수, U_e 를 기·액상과 기상으로 나누어 정리하면 다음과 같다.

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{U_{i,2p}} &= \frac{1}{\alpha_{air}} + \frac{D_{i,e}}{2\lambda_t}\ln\left(\frac{D_{o,e}}{D_{i,e}}\right) + \frac{1}{\alpha_{m,2p_e}}\left(\frac{D_{i,e}}{D_{o,e}}\right) \\ \frac{1}{U_{i,v_e}} &= \frac{1}{\alpha_{air}} + \frac{D_{i,e}}{2\lambda_t}\ln\left(\frac{D_{o,e}}{D_{i,e}}\right) + \frac{1}{\alpha_{m,v_e}}\left(\frac{D_{i,e}}{D_{o,e}}\right) \end{aligned}\right\} \quad \text{----------------(3-18)}$$

· (3-17)식 우변에 있는 대수온도차, ΔT_{LM_e} 를 기 · 액상과 기상으로 나누어 정리하면 다음과 같다.

$$\left.\begin{aligned} T_{LM_{2p}} &= \frac{T_{hot,in} - T_{air,out}}{\ln\left(\dfrac{T_{hot,in} - T_{sat,e}}{T_{air,out} - T_{sat,e}}\right)} \\ T_{LM_{v_e}} &= \frac{(T_{air,in} - T_1) - (T_{hot,in} - T_{sat,e})}{\ln\left(\dfrac{T_{air,in} - T_1}{T_{hot,in} - T_{sat,e}}\right)} \end{aligned}\right\} \text{----------------------(3-19)}$$

· (3-16), (3-17), (3-18)과 (3-19)식을 이용하여 증발기의 적정 전열면적을 구하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\left.\begin{aligned} A_e &= 2(A_{2p_e} + A_{v_e}) \\ A_{2p_e} &= \frac{q_{2p_e}}{U_{2p_{ce}} \cdot \Delta T_{LM_{2p_e}}} \\ A_{v_e} &= \frac{q_{v_e}}{U_{v_e} \cdot \Delta T_{LM_{v_e}}} \end{aligned}\right\} \text{------------------------(3-20)}$$

· 증발기 나관의 길이 L_e 를 tube수, N_e 로 정리하면 다음과 같다.

$$\left.\begin{aligned} A_e &= 2(A_{v,e} + A_{2p,e}) = N_e L_e \pi D_{o,e} \\ L_e &= \frac{A_e}{N_e \pi D_{o,e}} = \frac{2(A_{v,e} + A_{2p,e})}{N_e \pi D_{o,e}} \end{aligned}\right\} \text{---------------------------(3-21)}$$

nomenclature

(Normal)

(Subscript)

$\dot{q}$ = heat transfer rate(kcal/sec)

h = Enthalpy(kcal/kg)

$\dot{m}$ = mass flow rate(kg/sec)

A = area(m^2)

U = global coefficient of H.T.

T = temperature

ρ = density(kg/ m^3)

$\Delta T_{LM.}$ = log mean temperature difference(K)

α = coefficient of convection heat transfer(W/ m^2K)

D = tube diameter(m)

λ_t = thermal conductivity (W/m K)

c_p = specific heat(kcal/kg K)

L =length(m)

N = number of pipe

χ = quality of wet vapor

$\dot{W}$ = power of compressor(PS)

p = pressure(kg/ m^2)

cd = conduction

v = vapor

l = liquid

$2p$ = 2phase

r = refrigerant

g = gas phase

f_g = liquid-gas(2phase)

f = liquid phase

a = air

out = outlet

in = inlet

i = inside

o = outside

sat = saturation

cold = cold = co

c = compressor

e = evaporator

hot = hot = H.

th = theory

1 = inlet of compressor(on the P-h diagram)

2 = outlet of compressor(on the P-h diagram)

3 = outlet of condenser in case of without AVACTHE)

4 = outlet of condenser in case of with AVACTHE

5 = inlet of evaporator

f : friction factor

Pr : Prandtle number

R : fouling resistance

Nu : Nusselt number

Re : Reynolds number

$\dot{G}$: volumetric flow rate

pt : piston

$isen$: isentropic

$comp.$: compressor

me : mechanical

co : cooling

R : real

D'_e : equivalent diameter

η : efficiency

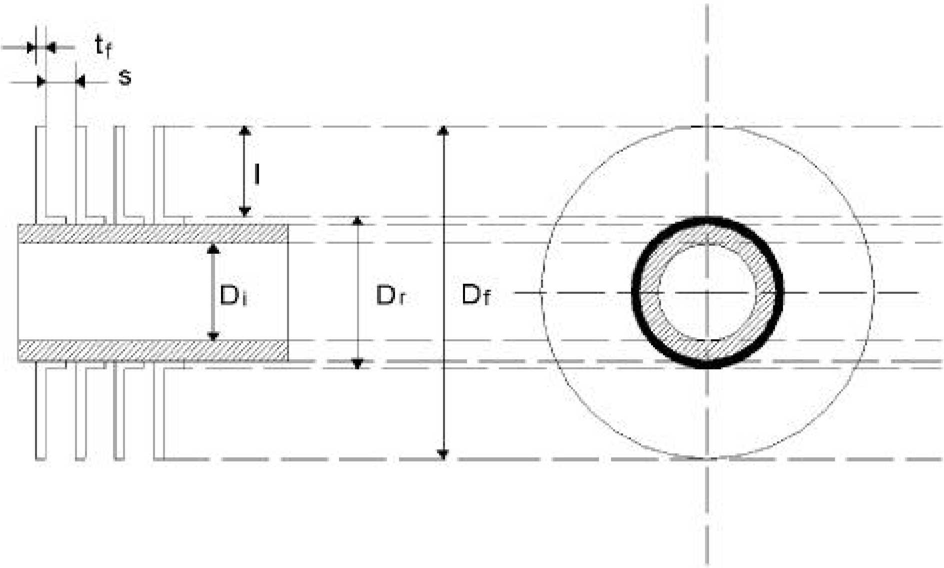
Z : number of cylinder

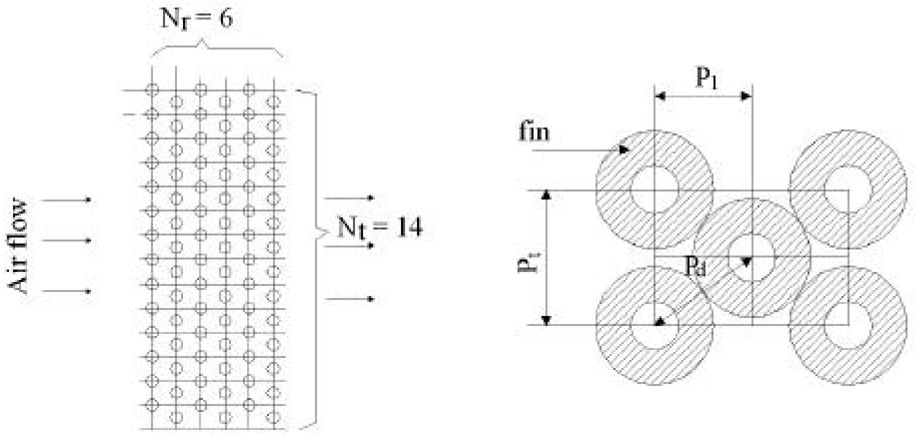
conden : condenser

eva : evaporator

H : heating

4. 응축기 Fan motor 크기 결정(10마력 열펌프용)





나. 응축기 fan - motor **크기 결정 수식** :

$$PS_{fm}(kW) = \frac{\dot{G}_v \times \nabla P}{60 \times 102 \times \eta_D \times \eta_{fan}} = \frac{\dot{G}_v \times \nabla P}{6,120 \times \eta_t} \quad \text{---------------}(3\text{-}22)$$

1) **응축기를 통과하는 유량**

$$\dot{G}_v = A\,V \quad \text{--}(3\text{-}23)$$

여기서 A : condenser**全體면적**(m^2)

V : **유속**(m/s)

공기 유속, $V = 6m/s$, **면적** A = 1.39×0.49 = 0.68 m^2**이므로 유량**, $\dot{G}_v$ **는 다음과 같이 계산된다**.

$$\dot{G}_{v,\ air} = 1.39m \times 0.49m \times 6m/s = 4.087m^3/s$$

또한 질량유량은 다음과 같다.

$$\dot{G}_{m,\ air} = \rho \times \dot{G}_{v,\ air}$$
$$= 1.06kg/m^3 \times 4.087m^3/s = 4.332kg/s$$

2) 압력 손실(∇P) 계산식 :

$$\nabla P = 4(f + a) \times \frac{\rho_{air} \times V^2}{2 \times g} \times N_r \quad \text{----------------------------------(3-24)}$$

가) 가속 손실 계수 ; a

가속 손실 계수는 다음식으로 구할 수 있다.

$$a = \left(\frac{1 + \beta^2}{4N_r} \right) \times \rho \times \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) \quad \text{------------------------------(3-24-1)}$$

위 식의 축소 계수를 구하기 위하여, 최소유동단면적은 다음식으로 구한다.

$$A_x = N_t \times L \times (P_t - D_r - 2 \times N_f \times l \times t_f) \quad \text{-------------------------(3-24-2)}$$

$$A_x = 14 \times 1.39m \times (0.076m - 0.024m - 2 \times 100 fin/m \times 0.01m \times 2 \times 10^{-4})$$
$$= 1.004m^2$$

여기서

$\dot{G}_v$: 체적유량 (m^3/s)

$\dot{G}_m$: 질량유량 (kg/s)

N_t : 풍향과 수직방향줄수(개)

N_r : 풍향과 같은 방향의 파이프 줄수 (개)

L : 파이프1개의 길이(m)

P_t : 풍향과 수직방향의 파이프간 거리(m)

D_r : fin base를 포함한 파이프직경(m)

N_f : 단위길이당 fin수(fin/m)

l : fin길이(m)

t_f : fin두께(m)

ρ_1, ρ_2 : 공기의 입, 출구 밀도 (kg/m^3)

ρ_{air} : 공기의 입, 출구의 평균 밀도 (kg/m^3)

g : 중력가속도 (m/s^2)

응축기의 前면적(frontal area)은 다음과 같다.

$$A_{face} = P_t \times N_t \times L \quad \text{---}(3\text{-}24\text{-}3)$$

$$A_{face} = 0.076m \times 14 \times 1.39m$$

$$= 1.479m^2$$

축소계수, β는

$$\beta = A_x / A_{face} \quad \text{---}(3\text{-}24\text{-}4)$$

$$\beta = 1.004m^2 / 1.479m^2$$

$$= 0.679$$

유동가속손실계수는 (4-24-1)식에 의하여 다음과 같이 계산된다.

$$a = \left(\frac{1+0.679^2}{4 \times 6}\right) \times 1.06kg/m^3 \times \left(\frac{1}{1.052kg/m^3} - \frac{1}{1.068}kg/m^3\right)$$

$$= 9.188 \times 10^{-4}$$

나) 마찰계수, f :

$$f = f_{is} \times \lambda_r \times \phi_P \qquad \text{--(3-24-5)}$$

여기서 f_{is} : 등온 마찰 계수

λ_r : Transverse pitch 보정 계수

ϕ_P : 점도 보정 계수

최소 유동단면을 통과하는 공기의 질량유량은 다음과 같이 된다.

$$\dot{G}_x = \dot{G}_{air}/A_x = \frac{4.332 kg/s}{1.004 m^2}$$
$$= 4.315\, kg/m^2 s$$

최소 유동단면을 통과하는 공기의 질량유량에 대한 Reynolds수는 다음과 같이 계산된다.

$$Re_x = \frac{\dot{G}_x \times D_r}{\mu_{air}} \qquad \text{--(3-24-6)}$$

$$Re_x = \frac{4.315 kg/m^2 s \times 0.024 m}{198.76 \times 10^{-7} Ns/m^2}$$
$$= 5212.316$$

여기서 $\dot{G}_x$: 단위면적당 단위시간당의 공기의 질량유량($kg/m^2 s$)

μ_{air} : 공기의 점성 계수 ($N \cdot s/m^2$)

$C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7, C_8, C, m, \lambda_l$: 보정계수 (표 3-1참조)

핀 마찰 계수를 구하기 위하여 핀의 사양을 정리하면 다음과 같다.

$$l/s = \frac{0.01m}{0.01m} = 1$$

$D_f/D_r = \frac{0.041m}{0.024m} = 1.708$

여기서 s : **핀과 핀사이거리** (m)

D_f : **핀직경** (m)

l : **핀 높이** (m)

b : Effective Reynolds**수를 구하기 위한 계수**

$$b = 3.0\exp\left[-0.0258\left(\frac{l}{s}\right)^{-2} \times Re_x^{0.5}\right]\left(\frac{D_f}{D_r}\right)^{-1.4} \quad \text{----------------(3-24-7)}$$

$$b = 3.0\exp[-0.0258(1)^{-2} \times (5212.316)^{0.5}](1.708)^{-1.4}$$

$$= 0.22$$

Effective Reynolds**수는 다음과 같이 표현된다**.

$$Re_{eff} = Re_x \times \left(\frac{l}{s} - c\right)^{-b} \quad \text{-------------------------------------(3-24-8)}$$

$$Re_{eff} = 5212.316 \times (1)^{-0.22} = 5212.316$$

Reynolds**수의 보정계수는 다음과 같이 결정한다**.

$$n = C_7 \times (Re_{eff})^{-C_8} \quad \text{--(3-24-9)}$$

$$n = 2.94 \times (5212.316)^{-0.165} = 0.716$$

fin**의** tip**간격에 대한** base**직경의 비는 다음과 같다**.

$$\alpha = (P_t - D_f)/D_r \quad \text{---(3-24-10)}$$

$\alpha = (0.076m - 0.041m)/0.024m = 1.458$

Transverse pitch의 보정계수는 다음과 같이 표현된다.

$$\beta_t = [C_4 + \frac{C_5}{1+\alpha}\exp(-C_6 \times \alpha)]^n \quad \text{----------------------------(3-24-11)}$$

$$\beta_t = [0.9 + \frac{1.6}{1+1.458}\exp(-0.5 \times 1.458)]^{0.716}$$

$$= 1.149$$

Tube의 배열구성계수는 다음과 같이 표현된다.

$$K_p = \beta_t \times \beta_l \times (\frac{D_f}{D_r})^{-m} \quad \text{--(3-24-12)}$$

$$K_p = 1.149 \times 1 \times (1.708)^{-0}$$

$$= 1.149$$

등온마찰계수는 다음과 같다.

$$f_{is} = K_p \times [C_1 + C_2 \times (Re_{eff})^{-1.0} + C_3 \times (Re_{eff})^{-0.2}] \quad \text{------------(3-24-13)}$$

$$f_{is} = 1.149 \times [0.08 + 38.2 \times (5212.316)^{-1.0} + 0.15 \times (5212.316)^{-0.2}]$$

$$= 0.131$$

점도보정계수는 다음과 같다.

$$\phi_p = (\frac{T_W}{T_b})^P \quad \text{---(3-24-14)}$$

P : $T_w > T_b$, 즉 fin측이 냉각될 때 $P = 0$

$T_w < T_b$, 즉 fin측이 가열될 때 $P = 0.3$

$$\phi_p = \left(\frac{120+273}{57.5+273}\right)^{0.3} = 1.053$$

여기서 T_W : 파이프 벽의 절대온도 (K)

T_b : 공기의 절대온도(K)

Staggered 배열이며, $N_r < 4$일 경우, Tube row의 보정계수는 다음과 같이 계산한다(표 3-2 참조).

$$\lambda_r = 1.0 + 1.6\left(\frac{P_t}{D_r}\right)^{-4} \exp(1 - N_r) \quad \text{---------------------------(3-24-15)}$$

$$\lambda_r = 1.0 + 1.6\left(\frac{0.076m}{0.024m}\right)^{-4} \exp(1 - 6) = 1$$

마찰계수는 (3-24-5) 식에 앞에서 구한 값들을 대입하므로서 다음과 같이 결정된다.

$$f = 0.131 \times 1 \times 1.053 = 0.138$$

그러므로 압력손실은 (3-24)식에 (3-24-1)과 (3-24-5)식에 의하여 결정한 값들을 대입하므로서 다음과 같이 계산된다.

$$\nabla P = 4 \times (0.138 + 9.188 \times 10^{-4}) \times \frac{1.06 kg/m^3 \times (6m/s)^2}{2 \times 9.8m/s} \times 6$$

$$= 6.495\ kg/m^2$$

fan motor의 마력은 (3-23)식과 (3-24)식에 의하여 구한 값을 (3-22)식에 대입하므로서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$PS_{fm}(kW) = \frac{\dot{G}_v \times \nabla P}{60 \times 102 \times \eta_D \times \eta_{fan}}$$

$$= \frac{245.22m^3/\min \times 6.495kg/m^2}{60 \times 102 \times 0.618}$$

$$= 0.421kW \quad 420W$$

여기서 η_t : **全효율** ($\eta_D \times \eta_{fan}$)

$\dot{G}_v$: **체적유량** ($m^3/\min$)

이상과 같이 10**마력용** condenser**의** fan motor**의 크기를 결정할 수 있었으며**, **증발기나 제습기의** fan motor**도 같은 방법으로 구할 수 있다**.

표 3-1. 파이프 배열에 따른 각 상수

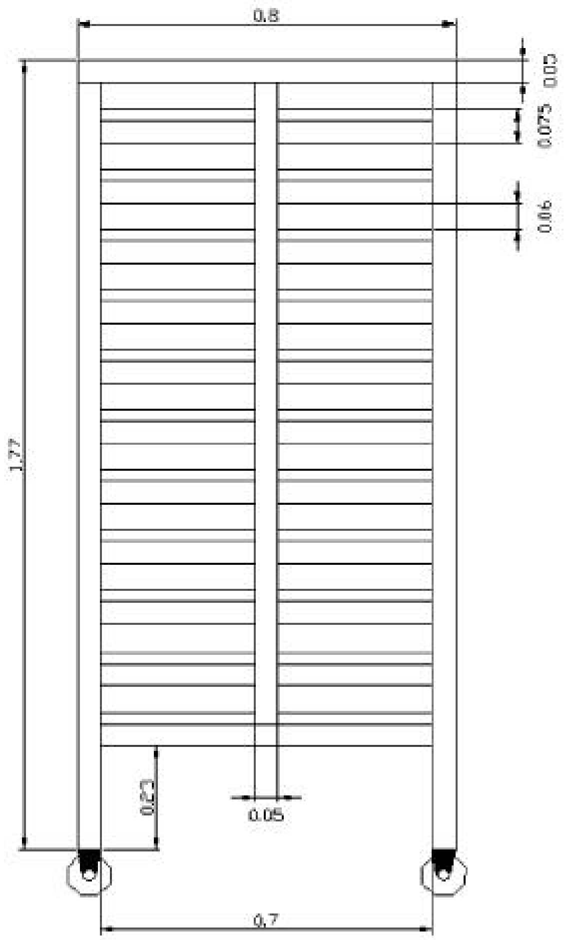
Staggered		Inline	
Smooth fin	Segmented fin	Smooth fin	Segmented fin
C_1 = 0.08 C_2 = 38.2 C_3 =0.15	C_1 = 0 C_2 = 4.1 C_3 = 0.60	C_1 = 0.045 C_2 = 35.0 C_3 = 0	C_1 = 0.041 C_2 = 1.9 C_3 = 0.176
m = 0	m = 0.7	m = 0	m = 0.3
λ_t = see eq. (11) λ_l = 1 for equilateral layout $P_t = P_d$		λ_t = see eq. (11) λ_l = 1 for equilateral layout $P_t = P_l$	
C_4 = 0.9 C_5 = 1.6 C_6 = 0.5	C_4 = 1.0 C_5 = 2.5 C_6 = 0.2	C_4 = 1.0 C_5 = 2.2 C_6 = 1.0	C_4 = 1.0 C_5 = 2.5 C_6 = 1.6
C_7 = 2.94 C_8 = 0.165	C_7 = 1.0 C_8 = 0	C_7 = 1.0 C_8 = 0	C_7 = 1.0 C_8 = 0
C = 0 b = see eq. (7)	C = 1 b = 2	C = 0 b = 1	C = 1 b = 2

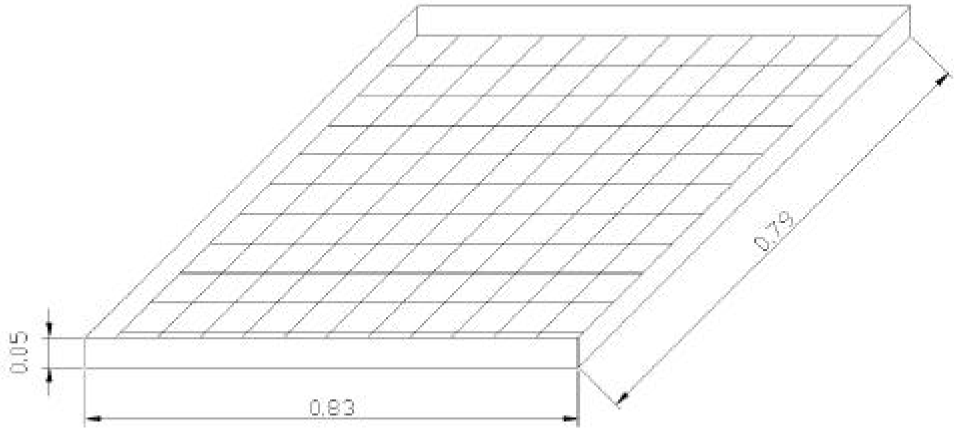
표 3-2. 파이프 배열에 따른 tube row의 보정계수 결정

	Staggered layout	Inline
$N_r<4$	$\lambda_r = 1.0+1.6(\frac{P_t}{D_r})^{-4}$ $\times Exp(1-N_r)$	$\lambda_r = 1.0+1.6(\frac{P_t}{D_r})^{-0.5}$ $\times Exp(1-N_r)$
$N_r=4$	$\lambda_r = 1.0+1.6(\frac{P_t}{D_r})^{-4}$	$\lambda_r = 1.0+1.6(\frac{P_t}{D_r})^{-0.5}$
$N_r>4$	$\lambda_r = 1.0$	$\lambda_r = 1.0$

다) 건조실내 건조물 및 부재들에 의한 압력손실

본 건조기의 콘덴서팬 모터는 콘덴서의 압력손실 뿐만 아니라 건조실내의 건조물 및 부재에 의한 압력손실도 고려해야 한다. 통기형 건조기에서 건조물을 지나는
그림
개의





직경은 2㎝정도가 된다. 그러므로 고추를 지나는 유체의 Reynolds수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Re = \frac{\rho_{air} \times V_{air} \times D_p}{\mu_{air}} \quad \text{---(3-25)}$$

여기서,

ρ_{air} = 50℃공기의 밀도 (kg/m^3)

V_{air} = 고추층을 지나는 공기의 속도(m/s)

D_p = 고추의 직경 (m)

μ_{air} = 50℃공기의 점성계수($N \cdot s/m^2$)

식(3-25)에 諸값들을 대입하면

$$Re = \frac{1.085kg/m^3 \times 1.2m/s \times 0.02m}{185.072 \times 10^{-7} N \cdot s/m^2} = 1407.02$$

고추의 퇴적층으로 공기가 지나가며 생기는 압력손실은 Ergun(1952)식을 적용할 수 있다.

$$\frac{\nabla P}{L} = [C_1 \cdot \frac{Re}{1-\varepsilon} + C_2] \cdot [\frac{(1-\varepsilon)^2 \cdot \rho_{air} \cdot V_{air}^2}{D_p \cdot \varepsilon^2 \cdot Re}] \quad \text{-----------------(3-26)}$$

여기서,

∇P = 압력손실 (Pa)
L = 고추의 퇴적고 (m)
ε = 공극률 (여기서는 0.3)
C_1, C_2 = 상수 (실린더의 경우 각각 1.54, 1.083)

식(3-26)에 위 값을 대입하면

$$\frac{\nabla P}{0.05m} = [1.54 \cdot \frac{1407.02}{1-0.3} + 1.083][\frac{(1-0.3)^2 \cdot 1.085kg/m^3 \cdot (1.2m/s)^2}{0.02m \cdot 0.3^2 \cdot 1407.02}]$$

$$= 936.03\ Pa$$

그러므로 fan motor의 동력을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P(kW) = \frac{\nabla P \cdot A \cdot V_{air}}{\eta_p} \quad \text{---------------------------------------(3-27)}$$

여기서,
A = 공기가 지나가는 면적, 즉 시렁의 면적 (m^2)
η_p = 효율(90%)

위 식에 ∇P, A, 및 V_{air} 의 실제 값을 대입하면 건조실내 유체저항에 대응할 fan-motor의 동력은 다음과 같다.

$$P(kW) = \frac{936.0.31Pa \cdot 0.6557m^2 \cdot 1.2m/s}{0.9}$$
$$= 0.818.34\ N \cdot m/s = 0.818\ kW$$

그러므로 팬모터의 전체 동력은 콘덴서의 압력손실에 의한 동력과 건조실내의 부재들의 압력손실에 의한 동력과의 합이 되므로 fan-motor의 동력 규모는 다음과 같이 된다.

$$P(kW)_{Total} = 0.421kW + 0.818kW = 1.24kW$$

4절 분석 결과 요약

가. 가열 제습 냉각 겸용 열펌프 회로 구성과 압축기 규모 결정은 건조의 경우, $\dot{q}_{comp.} = \dot{q}_{dry} - \dot{q}_{eva.} = \dot{q}_{dry} - \dot{m}_f(h_1 - h_5) = \frac{\dot{q}_{dry}}{COP}$ 로 저온 저장의 경우, $\dot{q}_{comp.cooling} = \dot{m}_r(h_2 - h_4) - \dot{q}_{cooling} = \frac{\dot{q}_{cooling}}{(COP - 1)}$ 로 결정할 수 있다.

나. 응축기 및 증발기의 전열 면적 결정 이론 정립하였으며, 응축기 Fan motor 는 $P(kW) = \frac{\nabla P \cdot A \cdot V_{air}}{\eta_p}$, 결정할 수 있으며, 여기서

$$\frac{\nabla P}{L} = [C_1 \cdot \frac{Re}{1-\varepsilon} + C_2] \cdot [\frac{(1-\varepsilon)^2 \cdot \rho_{air} \cdot V_{air}^2}{D_p \cdot \varepsilon^2 \cdot Re}]$$

제 4 장 열펌프식 건조기내 제습장치에 관한 이론 및 설계

건조기에서 제습장치로 습공기의 수분을 제거하므로서 건조에 필요한 공기온도를 낮게 할 수 있고, 상대적으로 저온 건조를 하므로서 에너지 절약과 건조 농산물의 품질향상을 기할 수 있게 된다. 본 연구에서는 열펌프를 건조기 열원 공급기로 하고 있기 때문에 증발기를 이용하여 제습기를 설치할 수 있어서 별도의 번거로운 설비가 없어도 된다. 그러나 건조 농산물의 초기 함수율에 따라 적정한 제습기 규모를 결정하는 설계 이론과 적용방법은 대단히 중요하며, 정밀성을 요구한다. 왜냐하면 열펌프 자체 내에서 가열(건조열)과 냉각(제습기)이 동시에 이루어지면서 열펌프의 CCP를 제습기를 가동하지 않을 경우와 같은 수준으로 유지시킬 수 있거나 향상 시켜야 에너지 절약 효과를 최대화 할 수 있기 때문이다. 이상과 같은 목적을 달성하기 위한 제습기 설계 이론을 정립하고, 편절무우를 건조 대상으로 한 제습기의 실제 설계를 하여 실용화에 접근하려 하였다.

1 절 제습기 설계 이론 정립

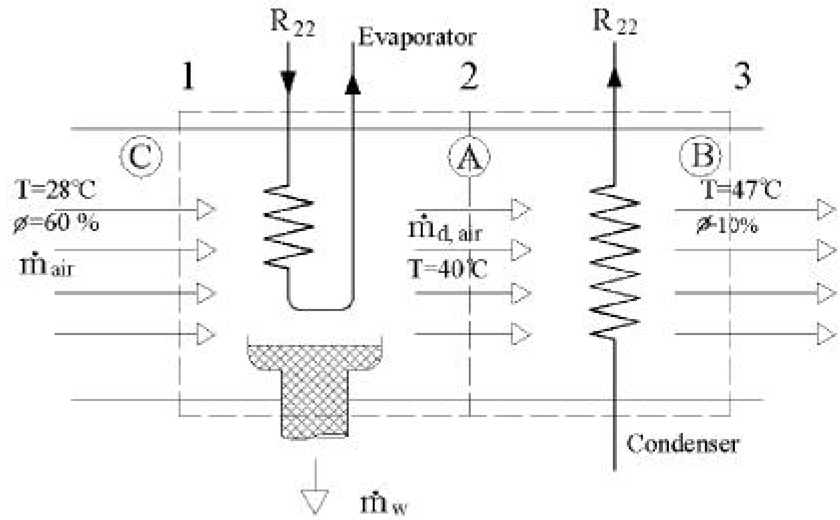


Fig. 4-1. Schematic diagram of cooling and heating system.

그림 4-1은 제습을 위한 냉각과 건조를 위한 가열 장치를 조합한 모형도이다. 이 그림에서 ⓒ의 조건으로 ○의 상태를 포화증기표로 결정할 수 있으며, 가열 열량과 습공기 상태에 의하여 ○의 온도를 구할 수 있다. 또한 실험에 의하여 구할 수 있다.

그림 4-2는 열펌프식 건조기의 가열장치와 제습장치를 조합한 실제 모형도로서, 그림 4-1과 잘 일치하고 있다. 이들 두 개의 모형도에서 ○와 ⓒ사이에 제습을 위한 냉각장치 그리고 ○와 ○사이에 건조를 위한 가열장치가 위치하고 있다.

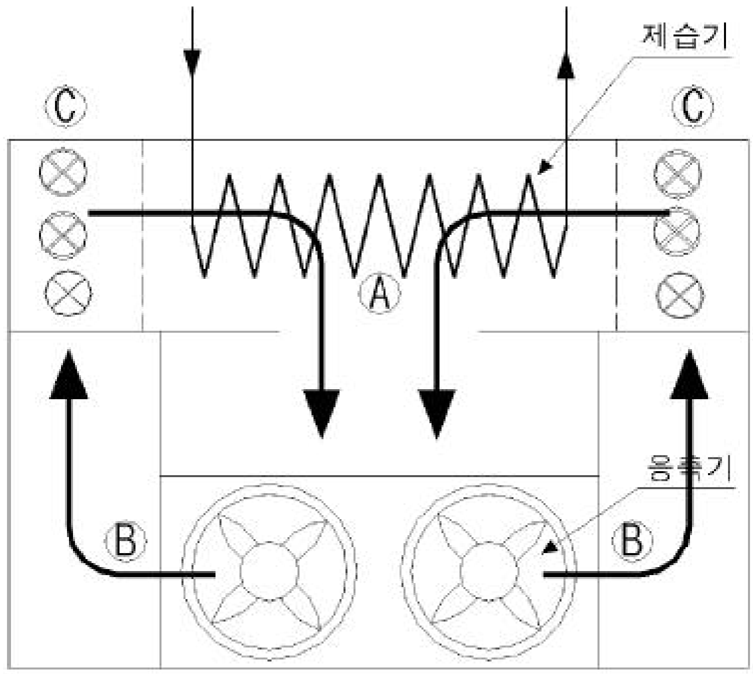


Fig. 4-2. Schematic diagram of the combination system of dehumidifier and condenser in the heat pump type dryer.

1. 최대 제습량 결정

가. 건조소요 열량과 공급열량의 평형

열펌프 응축기에 공급되는 건조열량은 건조수분 증발열량과 손실열량과의 합과 평형을 이루게 되며, 이 열평형에 의하여 건조수분 증발율을 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\dot{q}_{condenser} = \dot{M}_{\max} \times h_{fg}^{dry} + \dot{q}_{Loss}$$

$$\dot{M}_{\max} = \frac{\dot{q}_{condenser} - \dot{q}_{Loss}}{h_{fg}^{dry}}$$

$$\dot{M}_{\max} = \frac{\dot{q}_{hp} \times cop - \dot{q}_{Loss}}{h_{fg}^{dry}} \quad \text{------------------------------------ (4-1)}$$

나. 건조 실험에 의한 제습량 결정

(4-1)식과 같이 이론식으로 제습량을 분석할 수도 있으나, 수분증발이 가장 많은 건조기간 중의 제습량을 실험적으로 구하여 제습기 설계에 기초 자료로 활용하는 것도 하나의 좋은 방법이다.

$$\dot{M}_{\max} = \frac{W_i - W_j}{\nabla t} = \frac{W_w}{\nabla t} \quad \text{------------------------------------ (4-2)}$$

여기서, $\dot{q}_{hp}$ = energy consumption of heat pump (kW)

$\dot{q}_{condenser}$ = thermal energy supplied by condenser (kW)

$\dot{q}_{Loss}$ = heat loss of drying chamber (kW)

$\dot{M}_{\max}$ = the max. evaporization rate of drying moisture (kg/hr)

h_{fg}^{dry} = energy consumption of drying moisture (kJ/kg)

W_i = Initial mass of drying sample(kg)

W_j = Mass of drying sample after the first drying interval(kg)

2. 제습과정에서의 열평형

그림 4-1과 그림 4-2에 나타내고 있는 제습건조 과정에서 일어나는 습공기의

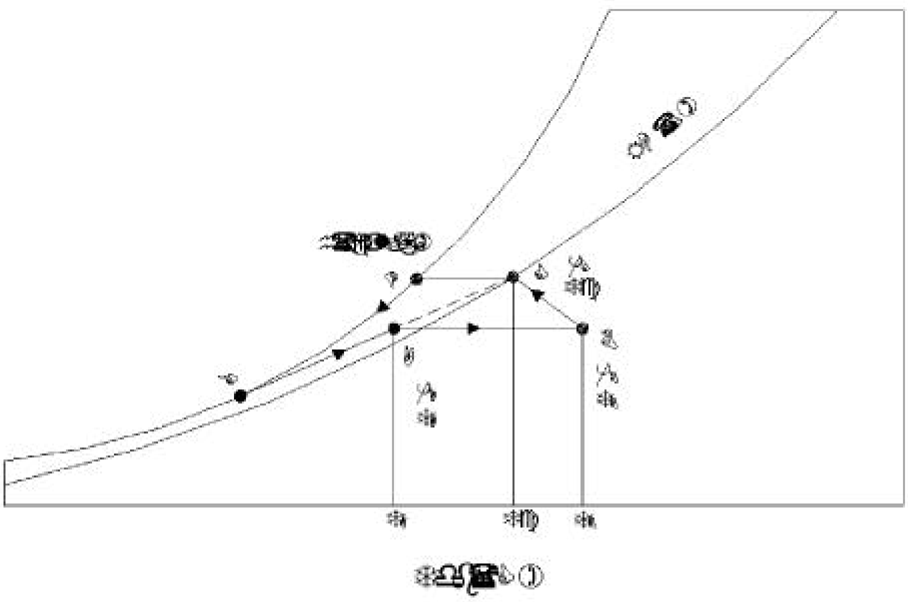


Fig. 4-3. Dehumidify drying air cycle of heat pump type dryer installed with dehumidifier on the psychrometric chart.

그림 4-3에서 A-B과정은 습공기의 가열과정이며, B-C과정은 가열된 공기가 건조물과 열교환을 하므로써 건구온도는 강하하고, 절대습도는 상승하는 구간이다. C점은 건조과정을 마친 습공기가 제습기로 들어가는 시점이다.(그림 4-1, 4-2, 4-3) C-D과정은 습기가 응축하여 기상에서 액상으로 상변화를 하는 잠열구간이며 이 과정에서 건공기는 냉각되는 과정이고, D-E과정은 D점까지 응축된 수분이 냉각되는 과정이다. 이때 A-B과정에서의 열은 열펌프 응축기에서 공급하고, 공급된 열은 B-C과정에서 건조에 사용되며, C-D-E과정에 필요한 냉열은 열펌프의 증발기에서 공급한다. 제습기 규모와 제습기 파이프면적 결정은 C-D-E과정에서의 냉열공급과 수분 응축열을 분석하므로써 가능하게 된다. C-D-E과정에 소요되는 냉열량과의 열평형을 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\underset{(Latent\ heat)}{\dot{q}^{w}_{condensation}} + \underset{(Sensible\ heat)}{\dot{q}^{air}_{cooling}} + \dot{q}^{dehumi}_{Loss} = \dot{q}_{dehumidifer} \quad \text{----------(4-3)}$$

(4-3)식에서,

$$\dot{q}^{w}_{condendation} = \dot{M}_{max} \times \dot{h}_{fg} = \overline{h}_{D.V} N \pi D (T_{sat} - T_{s}) L_{sat} \quad \text{-------- (4-3-1)}$$

$$\dot{q}^{air}_{cooling} = \dot{M}_{d,air} \times C_{p_{air}} \times (T_{c} - T_{sat}) \quad \text{------------------- (4-3-2)}$$

$$\dot{q}^{dehumi}_{Loss} = 0.23A^{dehumi}(T_{c} - T_{ambi.}) \quad \text{----------------------- (4-3-3)}$$

건조실의 손실 열을 나타내고 있는 $k = \dfrac{1}{\dfrac{1}{10.88} + \dfrac{1}{0.24} + \dfrac{1}{13.214}} = 0.23$

건조실내표면적 A를 제습실내표면적 A^{dehum} 로 치환하고 제습실내외 온도차 ∇T_{dehumi} 을 바꾸어 대입하므로써 (4-3-3)식과 같이 쉽게 제습실내 손실열량을 분석할 수 있다. 가을철에 건조하는 것으로 하여 외기온은 17℃로 하였으며, 건조실내온도는 55℃로 하였고, 제습실 공기온도는 28℃로 하여 손실 열량을 산정하였다.

3. 습공기중 포화증기의 물성치 분석

가. 가열 종점 B의 등엔탈피선상에서 건조 후 상대습도 ϕ 와의 교점을 C라하고, C점의 건조 온도, T_c 를 psychrometric chart에서 찾아 결정한다.

나. 온도 기준 포화 증기표(saturated steam table)에서 T_c 에 해당하는 포화증기압 $P_{A,sat}$ 을 찾는다.

다. 상대습도 관계식 $\phi = \frac{P_A}{P_{A,sat}}$, $P_A = \phi \times P_{A,sat}$ 로 정리하여 수증기분압, P_A 를 산정한다.

라. 압력 기준 포화증기표에서 P_A 에 해당하는 포화온도, T_{sat} , 엔탈피 h_{fg} , 밀도, ρ_g 를 구한다.

마. 수막온도 $T_f = \frac{T_{sat} + T_s}{2}$ 를 기준으로 온도 기준 포화증기표에서 수분의 물성치 ρ_l, h_l, k_l, C_{p_l} 을 구한다.

4. 제습기 나관 표면적 결정

(4-3-1)식 중에 제습기 나관 길이 L이 포함되어 있으며 이식을 다시 쓰면 다음과 같다.

$$\dot{q}^{w}_{condendate} = \dot{M}_{max} \times \dot{h}_{fg} = \overline{h}_{D.N} \pi D (T_{sat} - T_s) \times L_{sat} \quad \text{---------} \ (4\text{-}3\text{-}1)$$

(4-3-1)식에 (4-1)식을 대입하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\dot{h}_{fg}}{h_{fg}} (\dot{q}_{hp} \times cop - \dot{q}^{dry}_{Loss}) = \overline{h}_{D.N} \pi D L_{sat} (T_{sat} - T_s) \quad \text{---------} \ (4\text{-}4)$$

습공기 중 수분이 응축하는 과정에서 상변화 잠열과 현열이 함께 존재하기 때문에 생기는 효과를 잠열량에 포함해서 표현하기 위하여, 잠열량과 현열량의 비 Jakob(J_A)수를 구하여 변화된 잠열량을 다음과 같이 계산한다.

$$J_A = \frac{C_{pl}(T_{sat} - T_s)}{h_{fg}} \qquad \text{(4-5)}$$

$$\dot{h}_{fg} = h_{fg}(1 + 0.68 \times J_A) \qquad \text{(4-6)}$$

수평으로 배열된 봉상 제습기 표면에서의 평균 응축대류 열전달계수는 다음과 같이 표현된다.

$$\overline{h}_{D,N} = 0.729 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_g)k_l^3 h'_{fg}}{N_c \mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right]^{1/4} \qquad \text{(4-7)}$$

앞에서 구한 증기와 물의 물성치를 (4-7)식에 대입하므로서 $\overline{h}_{D.N}$ 을 구할 수 있게 되며, $\overline{h}_{D.N}$, $\dot{h}_{fg}$, h_{fg} , $\dot{q}_{comp}$, COP, $\dot{q}_{Loss}$, T_{sat} , T_s 를 (4-4)식에 대입하므로서 제습기 나관길이, L와 나관의 전열면적을 결정할 수 있게된다.

5. 제습기의 용량 결정

그림 4-3은 건조와 제습과정에서의 습공기 상태변화를 psychrometric chart상에 나타낸 제습건조 사이클이며, 이 사이클 중에서 C-D-E과정은 열을 밖으로 제거하는 제습과정으로 다시 말해서 냉열을 공급하는 과정이다. 이 과정에서 공급해야 할 냉열의 규모가 제습기 용량이 된다. 절대습도가 일정한 C-D과정은 습공기 중에서 습기가 응축하여 액체로 되고 습공기 중 건공기는 냉각된다. 그리고 D-E과정은 응축된 물이 냉각되는 과정이며, 이 과정에서의 열평형은 (4-3)식과 같고, 이 식으로부터 제습기 용량을 결정할 수 있다.

여기서, T_c = Dry bulb temperature at point C in Fig. 4-3. (K)

ϕ = Relative humidity. (%)

P_A = Partial vapor pressure. (kg/㎠)

$P_{A.sat}$ = Saturated vapor pressure. (kg/㎠)

T_f = Condensed liquid film temperature. (K)

T_{sat} = Saturated vapor temperature. (K)

T_s = Pipe surface temperature. (K)

C_{p_l} = Specific heat of water. (kJ/kgK)

$\dot{q}^{w}_{condensation}$ = Latent heat of saturated steam. (kW)

$\dot{q}^{air}_{cooling}$ = Sensible heat for cooling the dry air. (kW)

$\dot{q}_{dehumidifier}$ = Absorbed heat by dehumidifier. (kW)

$\dot{q}^{dry}_{Loss}$ = Heat loss from the drying chamber. (kW)

$\dot{q}^{dehumi}_{Loss}$ = Heat loss from dehumidifier. (kW)

h'_{fg} = Latent heat of saturated vapor corrected by Jakob number. (kJ/kg)

$\dot{M}^{d}_{air}$ = Dry air mass flow rate in the humid air flow. (kg/hr)

$\overline{h}_{D.N}$ = Average convection coefficient of film condensation. (kW/㎡K)

D = Pipe diameter of dehumidifier. (mm)

L = Pipe length of dehumidifier. (m)

A = Inside surface of drying chamber.

A_{deh} = Inside surface of dehumidifier chamber. (㎡)

$\dot{m}_{max}$ = Maximum vaporization rate by the drying.($kg/kg \cdot hr$)

2 절　편절무우 건조를 위한 제습기 설계

1. 편절무우의 건조과정 중 최대 제습량

건조곡선은 건조시간과 피건조물내에 존재하는 함수율의 관계로 나타내고 있으나, 제습기 설계를 위한 제습곡선은 건조시간과 피건조물에서부터 증발되는 제습율과의 관계를 나타내게되며, 편절무우의 제습곡선은 그림 4-4와 같다.

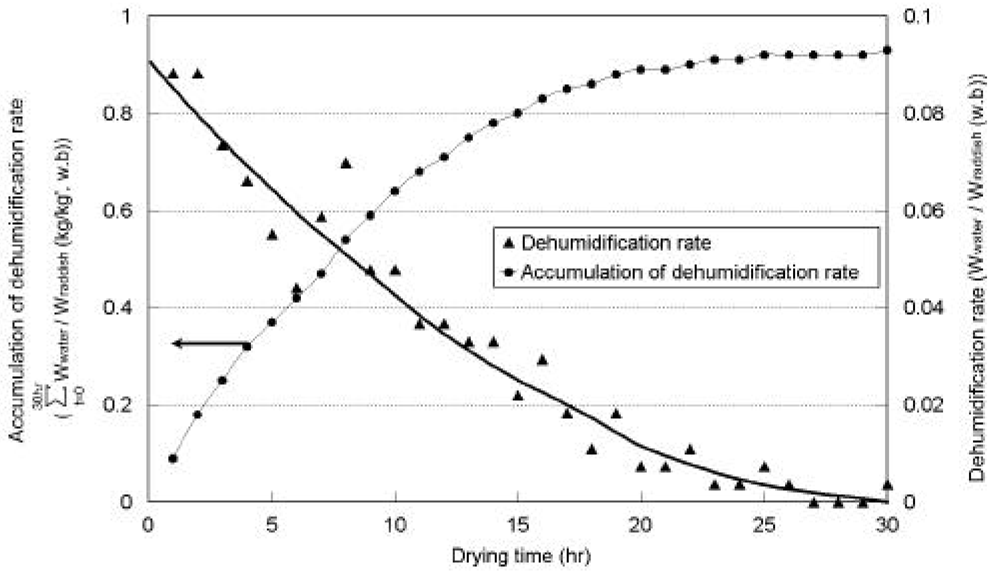


Fig. 4-4. Dehumidification curve of the sliced radish drying.

그림 4-4에서 보는 바와 같이 편절무우 건조 1시간 시점에서 제습율이 가장 높았으며, 최대제습율, $\dot{m}_{max} = 0.0883\ kg/kg \cdot hr$ 였다.

2. 편절무우 건조 과정에서의 온습도 변화

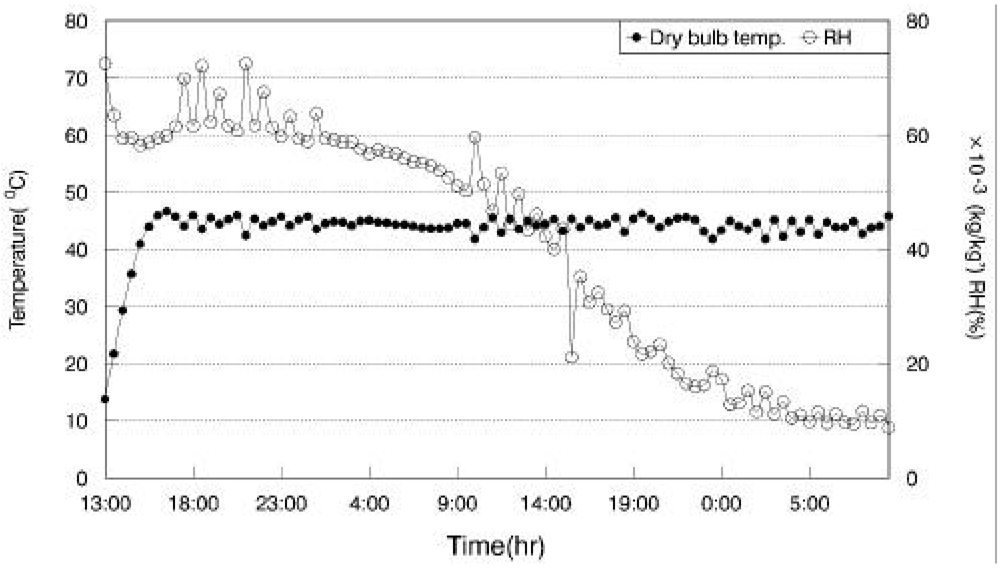


Fig. 4-5. Relative humidity and dry bulb temperature during the sliced radish drying.

그림 4-5는 편절무우의 예비실험결과이다. 이 그림에서 보는 바와 같이 가열된 습공기의 온도, T_B =47℃이며, 이때 상대습도, ϕ =10%이었다. 이와 같은 상태의 가열습공기가 편절무우의 건조대를 지나면서 습기를 얻게 되어 건조초기의 습공기 상대습도는 급격히 증가하여, 그림 4-5에서 보는 바와 같이 제습기로 유입하기 직전의 상대습도, ϕ_c=60%가 되었다.

건조는 등엔탈피 과정이므로 그림 4-6에서 보는 바와 같이 건조 종점 C는 psychrometric chart에서 점 B(T_B =47℃, ϕ =10%)로부터의 등엔탈피선과 상대습도 ϕ_c =60%가 교차하는 점이다. C점의 건구온도, T_c =28℃임을 그림 4-6의 횡축에서 찾아 볼 수 있다. 여기서 C점은 가열 습공기가 편절무우의 건조과정을 끝마치고 제습기로 유입하는 시점이다. C-D과정은 피건조물로부터 수분 공급이 없으며, 건조과정에서 얻은 수분이 응축하는 과정으로 C점으로부터 등 절대습도선을 따라 100%의 상대습도선과 교차하여 노점 D에 이른다. D점에서 액화된 물은 계속해서 냉각되어 E점에 이르게 되며 이때의 온습도는 그림 4-6에 나타내었

다. 이 과정에서 습공기 및 건공기 유량은 열펌프의 공급열량과 가열된 습공기의 온도차에 의하여 다음과 같이 분석할 수 있다.

$$\dot{q}_{hp} \times COP = \dot{M}_{air}\ C_{p\,air}\,(T_{out} - T_{in})$$

$$\dot{M}_{air} = \frac{\dot{q}_{hp} \times cop}{C_{p\,air}\,(T_{out} - T_{in})} = \frac{10 \times 1.8 \times 3,600}{1.004(47 - 8.6)} = 1676.4(kg/hr)$$

$$\dot{M}_{air} = \frac{1676.4(kg/hr)}{18(kW)} = 93.1(kg/hr \cdot kW)$$

습공기 유량, $\dot{M}_{air}$ = 1676.4kg/hr・18kW = 93.1kg/hr・kW**임을 알 수 있었다. 건공기 질량유량은 건조 중 얻어진 수분의 질량 유량을 습공기 유량에서 제거하므로서 다음과 같이 구할 수 있다.** (4-1**식 참조**)

$$\dot{M}_{d,\,air} = \dot{M}_{air} - \frac{\dot{q}_{hp} \times cop - \dot{q}^{dry}_{Loss}}{h^{dry}_{fg}}$$

$$\dot{M}_{d,\,air} = 1676.4 - \frac{\dot{q}_{hp} \times cop - \dot{q}^{dry}_{Loss}}{h^{dry}_{fg}} \quad \text{---------------------- (4-8)}$$

여기서 실험에 의하여 h^{dry}_{fg} =3845kJ/kg**이었다.**

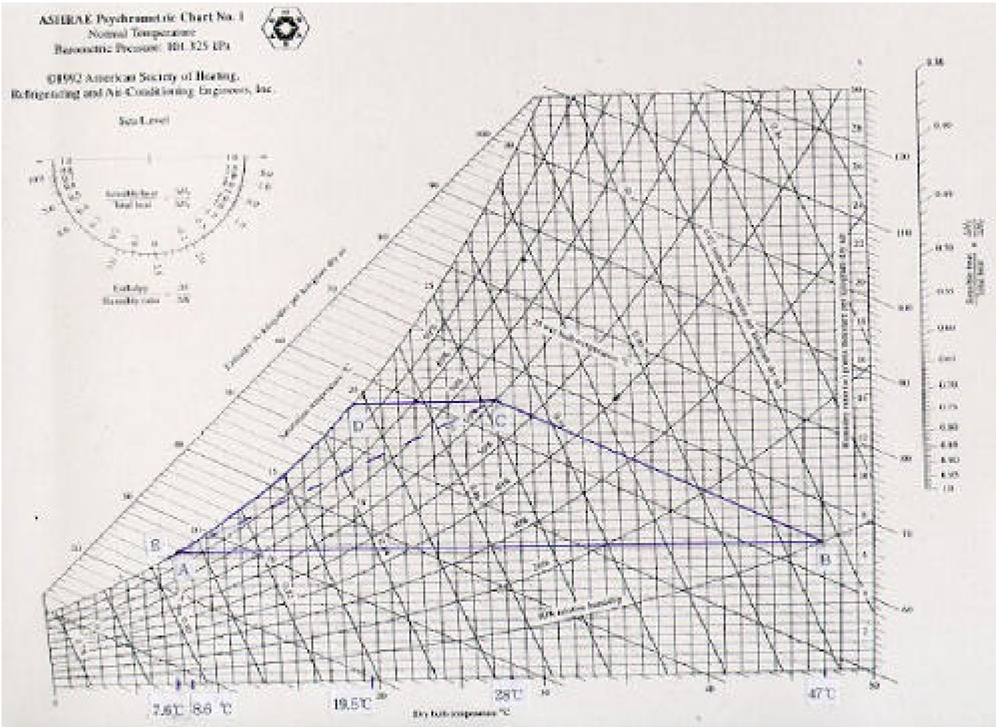


Fig. 4-6. Dehumidify drying cycle of heat pump type dryer installed with dehumidifier on the psychrometric chart in case of sliced radish drying.

3. 편절무우 건조습공기중 포화증기의 물성치

C점의 건구온도, $T_C = 28℃ = 301K$ 에 해당하는 포화증기압 $P_{A,sat}$ 는 온도기준 포화증기표에서 $P_{A,sat} = 0.03767\,\mathrm{bar}$ 임을 알 수 있다. 습공기의 수증기분압, P_A 는 상대습도 공식, $\phi = \dfrac{P_A}{P_{A,sat}}$ 에 의하여 다음과 같이 분석할 수 있다.

- $P_A = \phi_C \times P_{A,sat} = 0.6 \times 0.03767 = 0.0226\,\mathrm{bar}$
- $T_{sat} = 19.5℃ = 292.5K$
- $h_{fg} = 2445.62 kJ/kg$
- $\rho_g = \dfrac{1}{v_g} = 0.01597 kg/m^3$

4. 응축수의 물성치

포화수막온도, $T_f = \dfrac{T_{sat} + T_s}{2} = \dfrac{19.5 + 8}{2} = 13.8℃ = 286.8K$ 여기서 $T_s = 8℃$ 는 측정된 제습기 나관표면 평균온도이다. $T_f = 286.8K$ 을 기준으로 한 포화증기표에서 포화수의 물성치는 다음과 같다.

- $\rho_g = 0.01597 kg/m^3$
- $\rho_l = \dfrac{1}{v_l} = 1,000\ kg/m^3$
- $\mu_l = 1172.8 \times 10^{-6} N \cdot S/m^2$
- $k_l = 592.9 \times 10^{-3} W/m \cdot K$
- $C_{pl} = 4.187\ kJ/kg \cdot K$

5. 편절무우 건조를 위한 제습기 나관길이 설계

가. 이론식 정리

(4-3)식의 좌측 각 항 중 $\dot{q}^{w}_{condensate}$, $\dot{q}^{air}_{cooling}$와 $\dot{q}^{dehumi}_{Loss}$의 각 항에 해당하는 냉열을 흡수할 수 있는 제습기 나관길이를 결정하여 종합하므로서 적정한 제습기 나관 길이를 설계한다.

(4-3)식 중 $\dot{q}^{w}_{condensate}$, $\dot{q}^{air}_{cooling}$와 $\dot{q}^{dehumi}_{Loss}$ 의 냉열항을 나관길이 L이 포함되는 수식으로 정리하면 다음과 같다.

- $\dot{q}^{w}_{condensate} = \dot{M}_{\max} \times h'_{fg} = \overline{h}_{D.N.} \pi D\, L^{w}_{cond.} (T_{sat} - T_{s})$ ------------------------------(4-3-1)

- $\dot{q}^{air}_{cooling} = \dot{M}_{d,air} \times C_{p,air} (T_{C} - T_{sat})$
  $= h^{air}_{convec} \pi D\, L^{air}_{cooling} \Delta_{LM}$ ---------------------(4-9)

- (4-3-1)식에 (4-1)을 대입하고 $L^{w}_{condensate}$ 에 관하여 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$L^{w}_{condensate} = \frac{\left(\frac{h'_{fg}}{h^{dry}_{fg}}\right)(\dot{q}_{hp} \times COP - \dot{q}^{dry}_{Loss})}{\overline{h}_{D.N.} \pi D (T_{sat} - T_{s})}$$ ------------------(4-10)

- (4-9)식에 (4-8)식을 대입하고 $L^{air}_{cooling}$에 관하여 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$L^{air}_{cooling} = \frac{\left[\left(\frac{1670.4}{3600 \times 18}\right)\dot{q}_{hp} - \frac{1}{3,845}(\dot{q}_{hp} \times COP - 0.0526\,\dot{q}_{hp})\right]}{(h^{convec}_{air} \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta T_{LM})} \times \frac{[C_{p,air} \times (T_{c} - T_{sat})]}{(h^{convec}_{air} \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta T_{LM})}$$

----------------------------------(4-11)

여기서 $\dot{q}^{dehumi.}_{Loss}$는 다른 항에 비하여 적기 때문에 이에 해당하는 제습기 길이 L_{Loss}는 생략하였다.

나. 대류 열전달 계수 분석.

• 평균 응축대류 열전달 계수, $\overline{h}_{D.N.}$, 냉각 건공기 대류열전달 계수, $h^{air}_{convec.}$, 그리고 응축된 물이 흐르는 경우의 대류열전달 계수, $h^{w}_{convec.}$을 분석하면 다음과 같다.

1) $\overline{h}_{D.N.}$

$$\overline{h}_{D.N.} = 0.729 \times \left[\frac{g, \rho_l(\rho_l - \rho_g)k_l^3 h'_{fg}}{N_C \cdot \mu_l(T_{sat} - T_s)D} \right] \quad \text{---------------------------(4-7)}$$

여기서 $h'_{fg} = h_{fg}(1 + 0.68J_A)$

$$J_A = \frac{C_{p,l}\ (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}} = \frac{4.187(19.5 - 8)}{2445.62} = 0.0197.$$

- $h'_{fg} = 2445.62\ (1 + 0.68 \times 0.0197) = 2478.4 kJ/kg$
- $\dot{q}_{Loss} = 7.53A_{de}h = 7.53 \times 18.36 = 160.5\ W$
- $D = 0.0126m$ (선정했음)
- $COP = 1.8$ (실험분석에서 건조시 외기온에 따라 CCP=1.2 2.2)
- $\dot{q}_{hp} = (\dot{q}_{comp.} + \dot{q}_{others})$

열펌프동력, $\dot{q}_{hp}$는 압축기 마력에 부대요소 작동에 필요한 동력을 합한 동력이 된다. 지금까지 실험측정한 결과 압축기 1PS으로 작동되는 열펌프는 1kW가 소요되는 것으로 분석되었기 때문에 압축기 1PS규모의 열펌프소요 동력을 1kW로 하였다.

• 평균 응축 대류 열전달 계수, $\overline{h}_{D.N.}$ 는 (4-7)식에 물성치를 대입하므로서 다음과 같이 구할 수 있다.

• $$\overline{h}_{D.N.} = 0.729 \times \left[\frac{9.8 \times 10^3 (10^3 - 0.01597)(592.9 \times 10^{-3})^3 \times 2478.4 \times 10^3}{N_c \times 1172.8 \times 10^{-6} \times 0.0126(19.5 - 8)} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$= 9,577.14 \times N_c^{-1/4} \quad (W/m^2 \cdot K)$$

2) h^{air}_{convec}

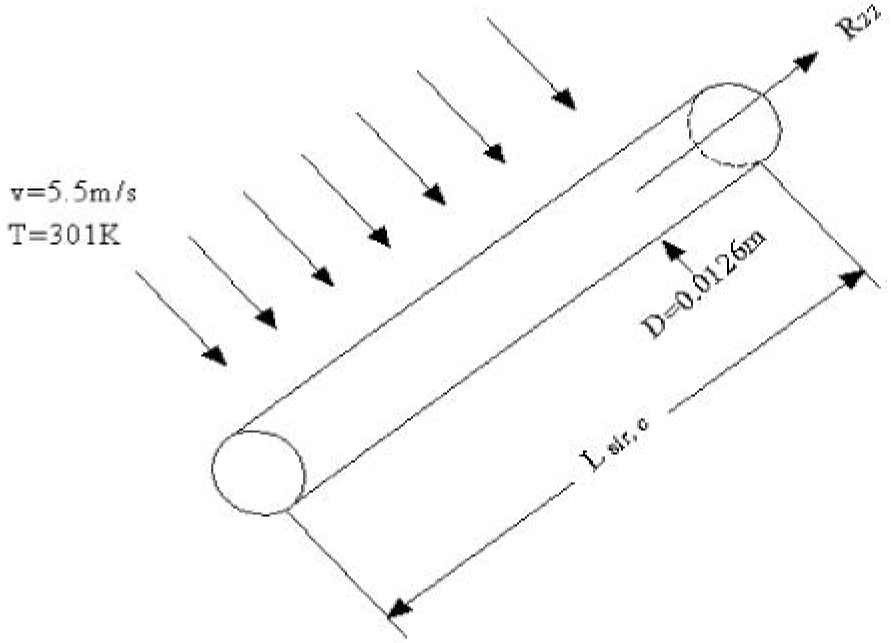


그림 4-7에 주어진 조건에서 공기의 물성치는 다음과 같다.

$T_{c,air} = 28℃ = 301K$

$v = 15.99 \times 10^{-6}\ m^2/\sec$

$k = 26.37 \times 10^{-3}\ W/m \cdot K$

$P_r = 0.7069$

$T_s = 8℃$

$P_{rs} = 0.7119$ ($T_s = 8℃$의 표면의 공기에 대한 표면 P_r 수)

$V = 2.4\ m/\sec$ (측정치)

$$R_{e,D} = \frac{V \cdot D}{v} = \frac{2.4 \times 0.0126}{15.99 \times 10^{-6}} = 1891.2$$

그림 4-7의 제습기 작동조건에 맞는 Nusselt수에 관한 식은 다음과 같다.

$$\frac{\overline{h} \cdot D}{k} = \overline{N}_{u_D} = 0.26 Re_D^{0.6} P_r^{0.37} \left(\frac{P_r}{P_{rs}}\right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{-------------------(4-12)}$$

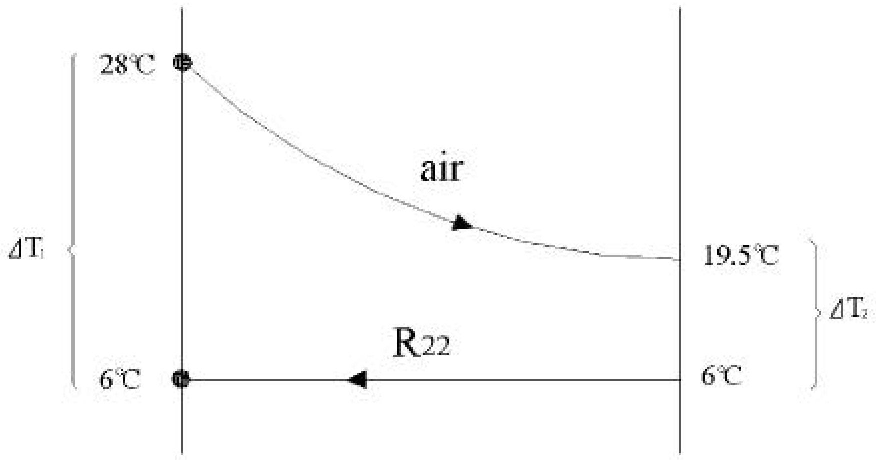
(4-12)식에 공기의 물성치를 대입하고 공기의 대류열전달 계수, $\overline{h} = h_{convec.}^{air}$ 에 관하여 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\bullet\ h_{convec}^{air} = 0.26 \times R_{eD}^{0.6} P_r^{0.37} \left(\frac{P_r}{P_{rs}}\right)^{\frac{1}{4}} \times \frac{k}{D}$$

$$= 0.26 \times (1891.2)^{0.6} (0.7069)^{0.37} \left(\frac{0.7069}{0.7119}\right)^{\frac{1}{4}} \times \frac{26.37 \times 10^{-3}}{0.0126}$$

$$= 44.19\ (W/m^2 \cdot K)$$

여기서, 공기와 파이프내를 흐르는 냉매가 직각 흐름을 갖는 경우의 ∇T_{LM} 은 다음과 같이 계산할 수 있다.



- $T_{c,air} = 28$℃ , $T_{sat} = 19.5$℃

3) $L^{w}_{condensation}$ 와 $L^{air}_{cooling}$ 결정.

위에서 분석 정리한 수치를 (4-10)식과 (4-11)식에 대입하여 $L^{w}_{condensation}$ 와 $L^{air}_{cooling}$ 을 다음과 같이 계산할 수 있다.

- 건조수분 응축을 위한 제습기 나관길이

$$L^{w}_{condensation} = \frac{\left(\frac{h'_{fg}}{h^{dry}_{fg}}\right)\left(\dot{q}_{hp} \times COP - \dot{q}^{dry}_{Loss}\right)}{\bar{h}_{D.N.} \times \pi \times D \times (T_{sat} - T_{s})} \qquad \text{----------(4-10)}$$

$$= \frac{\left(\frac{2478.4}{3845}\right)(1.8\,\dot{q}_{hp} - 0.0526\,\dot{q}_{hp})}{N_c^{-\frac{1}{4}} \times 9577.14 \times 3.14 \times 0.0126 \times (19.5 - 8)}$$

$$= \frac{(1.16\ \dot{q}_{hp} - 0.0339\ \dot{q}_{hp})N_c^{\frac{1}{4}} \times 10^3}{4357.46} \quad (m)$$

$$\because\ L^{w}_{condensation} = 0.2584 N_c^{\frac{1}{4}}\ \dot{q}_{hp} \quad (m) \qquad \text{------------------------------(4-13)}$$

여기서 $\dot{q}_{hp}$ 는 kW 단위임.

• **건조과정을 지나온 습공기중 건공기를 포화온도까지 냉각시키기 위한 제습기 나관 길이는 (4-11)식에 앞에서 분석한 수치를 대입하므로서 쉽게 구할 수 있다.**

$$L^{air}_{condensation} = \frac{10^3(0.02587\ \dot{q}_{hp} - 0.468 \times 10^{-3}\ \dot{q}_{hp} + 0.01368 \times 10^{-3} \times \dot{q}_{hp}) \times 8.54}{44.19 \times 3.14 \times 0.0126 \times 17.4}$$

$$\because\ L^{air}_{condensation} = \frac{217.05\ \dot{q}_{hp}}{30.42} = 7.135\ \dot{q}_{hp} \quad (m) \qquad \text{--------------------(4-14)}$$

• **제습기 전체 나관 길이는 다음과 같다.**

$$L = L^{w}_{condensation} + L^{air}_{cooling}$$

$$\because\ L = (0.2584 N_c^{1/4} + 7.135)\ \dot{q}_{hp} \quad (m) \qquad \text{------------------------(4-15)}$$

6. 제습기 소요동력 분석

제습기 소요동력은 그림 4-6의 C-D과정에서 소요되는 냉열량과 제습공간의 열량의 합과 같게 된다. C-D는 건조과정, B-C에서 발생된 수분을 응축하는 과정인 동시에 건공기를 냉각하는 과정으로 (4-3)식으로 표현하였으며, 이식을 다시 쓰면 다음과 같다.

$$\dot{q}^{w}_{condensate} + \dot{q}^{air}_{cooling} + \dot{q}^{dehumi}_{Loss} = \dot{q}_{dehumidifier} \quad \text{---------------(4-3)}$$

여기서

- $\dot{q}^{w}_{condensation} = \left(\frac{h'_{fg}}{h^{dry}_{fg}}\right)\left(\dot{q}_{hp} \times COP - \dot{q}^{dry}_{Loss}\right)$

  $h'_{fg} = 2478.4 kJ/kg$

  $h^{dry}_{fg} = 3845 kJ/kg$ (**실험분석에 의한 값으로 건조물의 건조 특성임**.)

  $\dot{q}^{dry}_{Loss} = 0.0526\ \dot{q}_{hp}$

$\because\ \dot{q}^{w}_{condensate} = 1.126\ \dot{q}_{hp}\ (kW)$ ------------------------------(4-16)

- $\dot{q}^{air}_{cooling} = \dot{M}_{d,air} \times C_{P,air}(T_C - T_{sat})$

  $\ast\ \dot{M}_{d,air} = \dot{M}_{air} - \dot{M}_{\max} = \frac{1676.4}{3600 \times 18}\dot{q}_{hp} - \dot{M}_{\max}$

  $\dot{M}_{\max} = \frac{1}{h^{dry}_{fg}}\left(\dot{q}_{hp} \times COP - \dot{q}_{Loss}\right)$

  $= \frac{1}{3845}\left(\dot{q}_{hp} \times 1.8 - 0.016\ \dot{q}_{hp}\right)$

  $= 0.47 \times 10^{-3}\ \dot{q}_{hp} - 0.0042 \times 10^{-3}\ \dot{q}_{hp}$

  $= 0.466 \times 10^{-3}\ \dot{q}_{hp}$

  $\dot{M}_{d,air} = 0.0259 \times \dot{q}_{hp} - 0.466 \times 10^{-3} \times \dot{q}_{hp}$

  $= 0.0254\ \dot{q}_{hp}$

  $\dot{q}^{air}_{cooling} = 0.0254 \times 1.004 \times (28 - 19.5)\ \dot{q}_{hp}$

$\because\ \dot{q}^{air}_{cooling} = 0.2168\ \dot{q}_{hp}\ (kW)$

$\dot{q}^{dehumi}_{Loss} = 0.23A_{dehumi}(T_c - T_{ambi.})$ -------------------------(4-18)

이들 분석치를 (4-3)**식에 대입하므로서 제습기 용량은 다음과 같이 분석된다**.

$$\dot{q}_{dehumidifier} = 1.126\ \dot{q}_{hp} + 0.2168\ \dot{q}_{hp} + 0.00464\ \dot{q}_{hp} = 1.347\ \dot{q}_{hp}$$

-------------------------(4-19)

여기서

h_{fg}^{dry} =Energy consumption for drying the agricultural product. (kJ/kg)

$\dot{q}^{air}_{cooling}$ = Low temperature thermal energy for cooling the dry air. (kW)

$\dot{q}_{hp}$ = Power of heat pump. (kW)

$\dot{M}_{max}$ = Mass flow rate of saturated steam. (kg/hr)

$\dot{M}_{air}$ = humid air flow rate. (kg/hr)

T_{sat} = saturated steam temperature. (K)

v = specific volume. (l : liquid , g : vapor)(m^3/kg)

ρ = density. (kg/m^3)

h_{fg} =latent heat of vapor. (kJ/kg)

μ =viscosity. ($N \cdot s/m^2$)

k = thermal conductivity. ($W/m \cdot K$)

N_c = Pipe combination number of dehumidifier.

P_A = Partial vapor pressure. (bar)

$P_{A,sat}$ =saturated vapor pressure. (bar)

3 절　결과 및 고찰

열펌프형 건조기의 제습장치 설계를 위한 일반 이론을 정립하고, 비교적 수분 함량이 큰 편절무우를 대상으로 한 제습기 실제 설계를 한 결과 간단한 이론모델과 이 모델을 이용한 제습기의 나관 길이와 소요동력을 쉽게 얻을 수 있는 곡선을 만들 수 있었다.

1. 제습기 나관길이

$$L = L^{w}_{condendation} + L^{air}_{cooling}$$

위 식은 그림 4-3의 C-D과정에서 수분응축과 건공기 냉각에 소요되는 나관길이를 합한 제습기 전체 나관길이를 나타내는 것이며, 우측 각 항을 상세히 표현하면 다음과 같다.

$$L^{w}_{condensation} = \frac{\frac{\dot{h}_{fg}}{h^{dry}_{fg}}(\dot{q}_{hp} \times cop - \dot{q}^{dry}_{Loss})}{\bar{h}_{D.N}\pi D(T_{sat} - T_{s})}$$

$$L^{air}_{cooling} = \frac{[\dot{M}_{air}\ \dot{q}_{hp} - \frac{1}{h^{dry}_{fg}}(\dot{q}_{hp} \times COP - \dot{q}^{dry}_{Loss})] \times Cp_{air}(T_{c} - T_{sat})}{(h^{air}_{convec} \cdot \pi \cdot D \cdot \Delta T_{LM})}$$

- 편절무우를 건조대상으로 한 경우의 제습기 나관길이는 다음과 같은 식으로 표현할 수 있었다.

$$L^{w}_{condendation} = 0.2584 N_{c}^{1/4} \cdot \dot{q}_{hp} \quad (m)$$

$$L^{air}_{cooling} = 7.135 \cdot \dot{q}_{hp} \quad (m)$$

$$\because L = (0.2584 N_{c}^{1/4} + 7.135)\ \dot{q}_{hp} \quad (m)$$

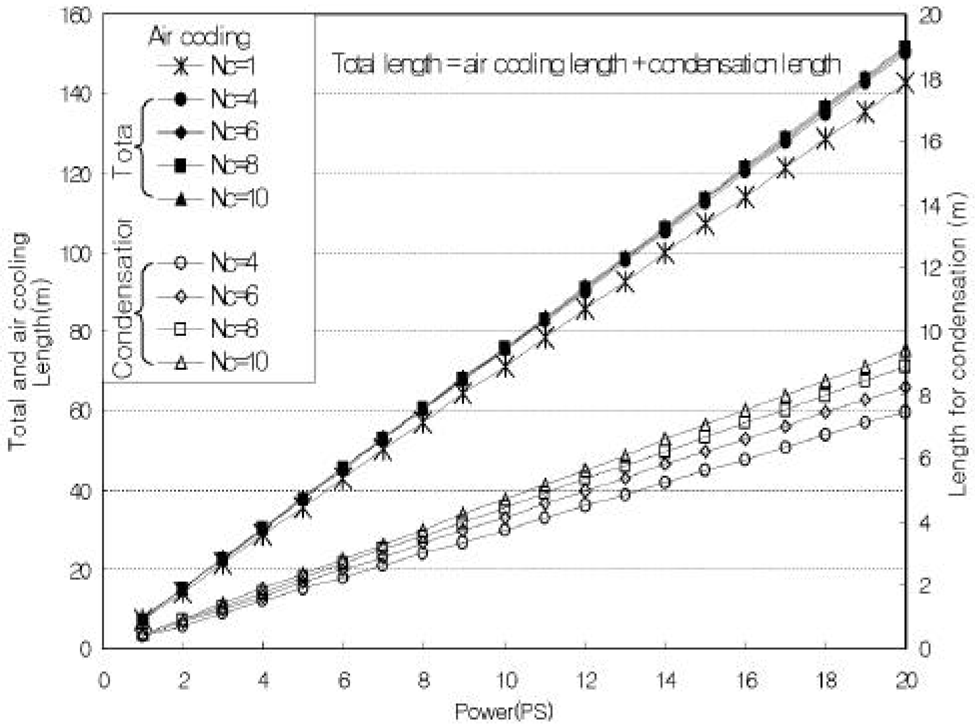


Fig. 4-8. Relationship between the heat pump power and the tube length of dehumidifier with the tube arrangement mode in case of sliced radish drying.

그림 4-8은 편절무우를 건조하는 경우 열펌프 동력 규모에 따른 제습기 나관길이를 나타내고 있으며, 이 그림은 (4-15)식에 의하여 분석된 결과이다.

이 그림에서 보는바와 같이 열펌프 동력규모가 증가함에 따라 제습기 나관길이는 직선적으로 증가하였으며, 열펌프 10PS의 경우 나관길이가 대략 80m정도였다. 나관길이의 대부분이 건공기를 냉각시키는데 이용되며, 건조에서 증발된 수분을 응축시키는데는 $\frac{1}{16}$ 정도 이용되고 있음을 알 수 있었다.

습공기 중 건공기에 대한 대류 열전달계수가 응축대류 열전달계수보다 적기 때문에 건공기를 냉각하기 위한 제습기 표면적이 큰 것으로 판단되었으며, 이 그림에서 보는 바와 같이 나관배열형태에서 나관배열수 N_c 이 증가함에 따라 제습기 전체 나관길이는 약간씩 증가함을 알 수 있었다. N_c 가 증가함에 따라 밑

에 있는 나관표면 수막두께가 N_c 가 적은 경우보다 두껍게 되기 때문인 것으로 사료된다.

2. 제습기의 소요동력 결정이론과 설계곡선

제습기 소요동력은 그림 4-3의 C-D과정에서 수분응축과 건공기 냉각에 소요되는 동력 그리고 손실에너지의 합과 같다.

$$\dot{q}_{dehumidifer} = \dot{q}^{w}_{condendation} + \dot{q}^{air}_{cooling} + \dot{q}^{dehum}_{Loss}$$

윗 식의 우측 항을 분석 가능하도록 상세히 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{q}^{w}_{condensation} = \frac{\dot{h}_{fg}}{h^{dry}_{fg}}(\dot{q}_{hp} \times COP - \dot{q}^{dry}_{Loss})$$

$$\dot{q}^{air}_{cooling} = [\dot{M}_{air}\ \dot{q}_{hp} - \frac{1}{h^{dry}_{fg}}(\dot{q}_{hp} \times cop - \dot{q}^{dry}_{Loss})] \times C_{p_{air}}(T_c - T_{sat})$$

$$\dot{q}^{dehumi}_{Loss} = 0.23A_{dehuni}(T_c - T_{ambi.})$$

- 편절무우를 건조대상으로 한 경우의 제습기 소요동력은 다음과 같이 간단한 식으로 표현할 수 있었다.

$$\dot{q}_{dehumidifier} = 1.126\ \dot{q}_{hp} + 0.2168\ \dot{q}_{hp} + 0.00464\ \dot{q}_{hp} = 1.347\ \dot{q}_{hp}\quad (\text{kW})$$

그림 4-9는 열펌프동력 규모에 따른 제습기의 소요동력을 분석한 결과를 나타낸 그림이다. 이 그림과 (4-3)식에서 제시한 바와 같이 제습기 전체 소요동력은 습공기 중 수증기 응축 소요동력, 건공기 냉각 동력 그리고 제습기내 열손실의 합으로 이루어지고 있음을 알 수 있었으며, 그 중 수증기 응축에 소요되는 동력이 건공기 냉각에 소요되는 동력보다 대략 6배정도 더 큰 값을 보였다.

수증기 응축의 경우에는 상변화 잠열현상의 열전달이 일어나고 건공기 냉각의 경우에는 현열 현상의 열전달이 일어나기 때문인 것으로 판단된다. 이상과 같은

현상에 의하여 제습기 표면적은 건공기 냉각에 더 많이 필요한 반면에 제습기 소요동력의 경우에는 수증기 응축에 더 많이 소요되는 현상을 알 수 있었다.

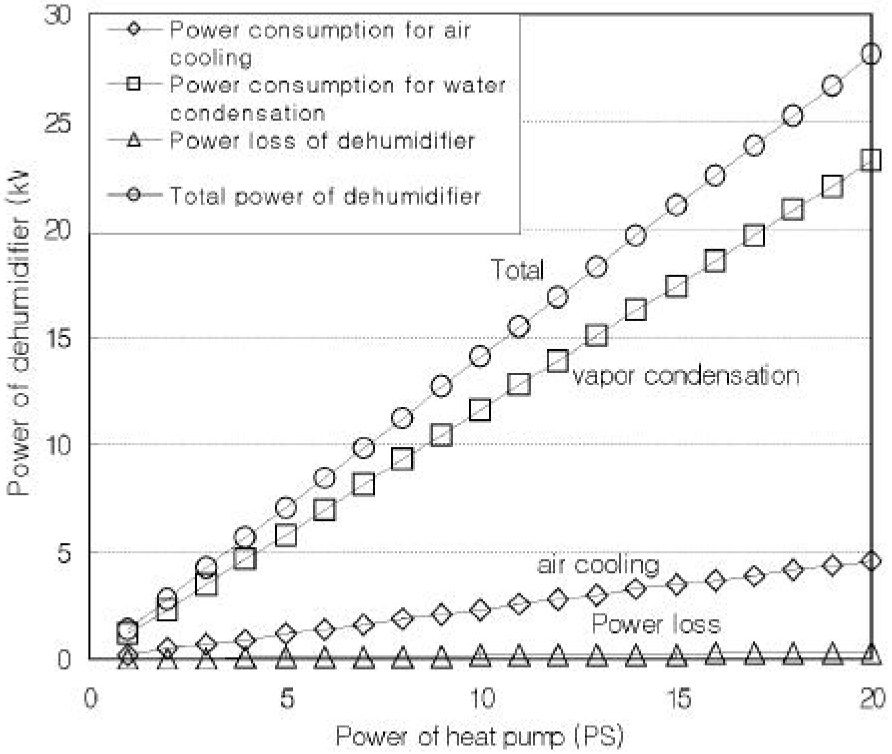


Fig. 4-9. Relationship between the power of heat pump and the power of dehumidifier in case of sliced radish drying.

4 절　결과 요약

건조농산물의 품질을 고급화하고 건조용 에너지를 절약할 뿐만 아니라 농촌 및 농업 환경오염을 경감시키기 위하여 열펌프식 건조기를 개발하므로서 중저온 건조를 실현하려 하였다.

중저온 건조를 현실화하기 위해서는 건조에 발생하는 수분을 충분히 제거할 수 있는 제습기 설치가 필수적이다. 본 장에서는 제습기 설계이론정립과 비교적 수분이 많은 편절무우를 건조대상으로 한 제습기를 실제로 설계하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

1. Psychrometric chart상에 가열, 건조, 제습과정으로 이루어지는 제습건조 사이클을 완성하였으며, 이 사이클을 완성하므로서 건조용 제습기 이론정립과 실제 설계를 가능하게 하였다.

2. 제습기 나관길이 설계이론은 다음과 같이 정립하였다.

$$L = L^{w}_{condendation} + L^{air}_{cooling}$$

여기서,

$$L^{w}_{condensation} = \frac{\frac{\dot{h}_{fg}}{h^{dry}_{fg}}(\dot{q}_{hp} \times cop - \dot{q}^{dry}_{Loss})}{\overline{h}_{D.N}\pi D(T_{sat} - T_{s})}$$

$$L^{air}_{cooling} = \frac{[\dot{M}_{air}\ \dot{q}_{hp} - \frac{1}{h^{dry}_{fg}}(\dot{q}_{hp} \times cop - \dot{q}^{dry}_{Loss})] \times C_{p\,air}(T_{c} - T_{sat})}{(h^{air}_{convec} \cdot \pi \cdot D \cdot \nabla T_{LM})}$$

- 편절무우를 건조대상으로 한 경우의 제습기 나관 설계모델은 다음과 같다.

$$L^{w}_{condendation} = 0.2584N_{c}^{1/4} \cdot \dot{q}_{hp} \quad (\text{m})$$

$$L^{air}_{cooling} = 7.135 \cdot \dot{q}_{hp} \quad (\text{m})$$

$$\because L = (0.2584N_{c}^{1/4} + 7.135)\ \dot{q}_{hp} \quad (\text{m})$$

3. **제습기 소요동력 결정이론은 다음과 같이 정립할 수 있었다.**

$$\dot{q}_{dehumidifer} = \dot{q}^{w}_{condendation} + \dot{q}^{air}_{cooling} + \dot{q}^{dehum}_{Loss}$$

여기서,

$$\dot{q}^{w}_{condensation} = \frac{\dot{h}_{fg}}{h^{dry}_{fg}}(\dot{q}_{hp} \times cop - \dot{q}^{dry}_{Loss})$$

$$\dot{q}^{air}_{cooling} = [\dot{M}_{air}\ \dot{q}_{hp} - \frac{1}{h^{dry}_{fg}}(\dot{q}_{hp} \times cop - \dot{q}^{dry}_{Loss})] \times C_{p_{air}}(T_c - T_{sat})$$

$$\dot{q}^{dehumi}_{Loss} = 0.23A_{dehuni}(T_c - T_{ambi.})$$

- 편절무우를 건조대상으로 한 제습기 소요동력은 다음과 같이 분석되었다.

$$\dot{q}^{w}_{condendation} = 1.126\ \dot{q}_{hp} \quad (\mathrm{kW})$$

$$\dot{q}^{air}_{cooling} = 0.2168\ \dot{q}_{hp} \quad (\mathrm{kW})$$

$$\dot{q}^{dehum}_{Loss} = 0.00464\ \dot{q}_{hp} \quad (\mathrm{kW})$$

$$\dot{q}_{dehumidifer} = 1.126\ \dot{q}_{hp} + 0.2168\ \dot{q}_{hp} + 0.00464\ \dot{q}_{hp} = 1.347\ \dot{q}_{hp}\ (\mathrm{kW})$$

4. **열펌프형 건조기 용량에 잘 조화되는 제습기를 설계하기 위해서 기초 자료로, 건조직전의 가열된 습공기 온습도, 건조 후 제습기 유입구에서의 건구온도, 그리고 제습기를 지난 후 가열 직전의 온·습도를 예비실험에서 측정해야 하며, 습공기 유량, 단위 수분량, 건조에 소요되는 열량(h^{dry}_{fg})을 건조농산물별로 많은 실험을 통하여 분석해야 한다.**
   기초 자료를 요약하여 기호로 표시하면 다음과 같다.

$$(T_B,\ \phi_B),\ (T_c,\ \phi_c),\ (T_A,\ \phi_A),\ \dot{M}_{air},\ h^{dry}_{fg}$$

참고 문헌

1) Hewitt G.F., G.L. Shires, T.R. Bott. "Process Heat Transfer". CRC pp. 573 640. 1993.

2) Frank P. Incropera et al.. "Fundamentals of Heat and Mass Transfer". John Wiley & sons. pp. 536 571.

3) Maake W. et al.. "Manuel Technique du Froid". PYC. 1993.

4) 송현갑. "Heat pump를 이용한 농산물 건조 및 저온저장 겸용 시스템 개발". 1차년도 보고서(농림특정연구). 1998.

5) 송현갑. "자연에너지를 이용한 온실 난방 시스템 개발". 농림특정연구 최종 보고서. pp. 42 56. 1997.

제5장 열펌프식 제습건조기 및 저온저장 장치 설계 및 실험

제 2, 3, 4장에서 정립한 설계 이론에 근거하여 열펌프식 제습건조 시스템을 구성하고, 제작된 시스템을 중심으로 제습건조 및 저온저장실험을 수행하여 그 결과를 본 장에서 정리하였다.

- 우선 2, 3, 4장에서의 결과을 요약하면 다음과 같다.

- 농산물별 건조용량에 따른 열펌프동력규모 및 건조실 내용적 규모는 (2-8)식과 (2-9)식으로 결정하였으며, 이들식에 의하여 분석한 이용자료는 표2-2와 그림 2-2, 2-3, 과 2-4에 정리하였고

- 최적화된 건조방법에서의 건조소모에너지와 건조시간 결정은 표 2-3, 2-4, 2-5와 2-6에 정리하였으며,

- 제습건조용 열펌프 시스템의 회로도 구성과 주요부위의 규모결정은, (3-6), (3-7), (3-15) 와 (3-21)식으로 결정할수 있으며, 열펌프회로도는 그림 3-1에 제시하였고, 팬모터 크기결정은 (3-27)식으로 가능하였다.

- 제습기 나관길이와 소요동력은 (4-15)식과 그림 (4-8) 그리고 (4-19)식과 그림 (4-9)에 의하여 설계 가능하게 하였다.

- 농산물 저온저장장치 냉각열부하와 소요마력은 (2-46)　　(2-53)식에 의하여 분석할수 있도록하였으며, 분석 결과는 표 2-7에 정리 하였다.

1 절　열펌프식 제습건조기 및 저온저장 시스템의 설계, 제작 및 실험

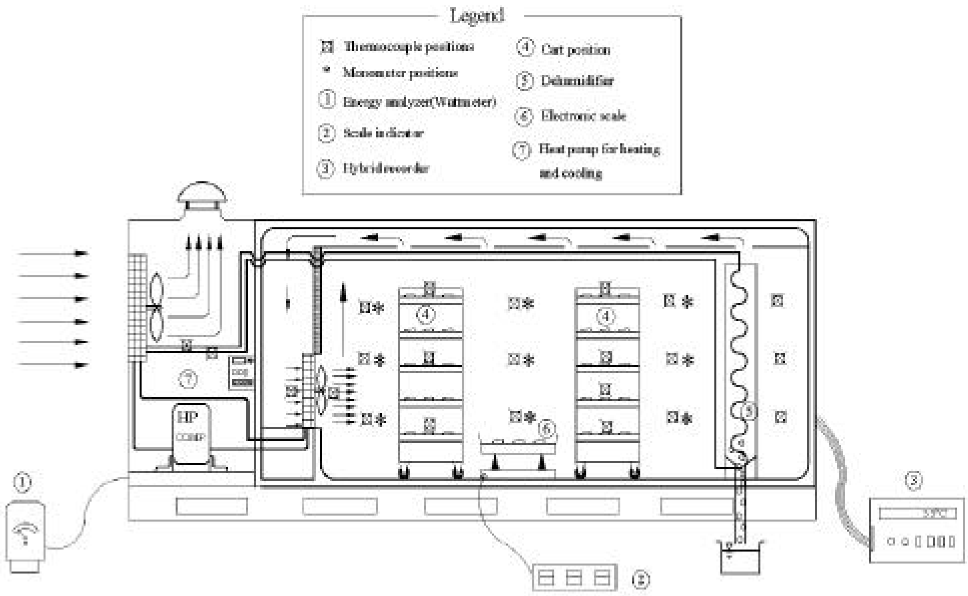
제 2장에서 정립한 이론에 근거하여 건조부하에 따른 열펌프 동력규모, 건조실 내 용적과 저온저장 시스템의 제원을 결정하고,

제 3장에서 정립한 이론에 의하여 건조용 열펌프회로와 각부위의 성능에 따른 규모를 설계하였으며,

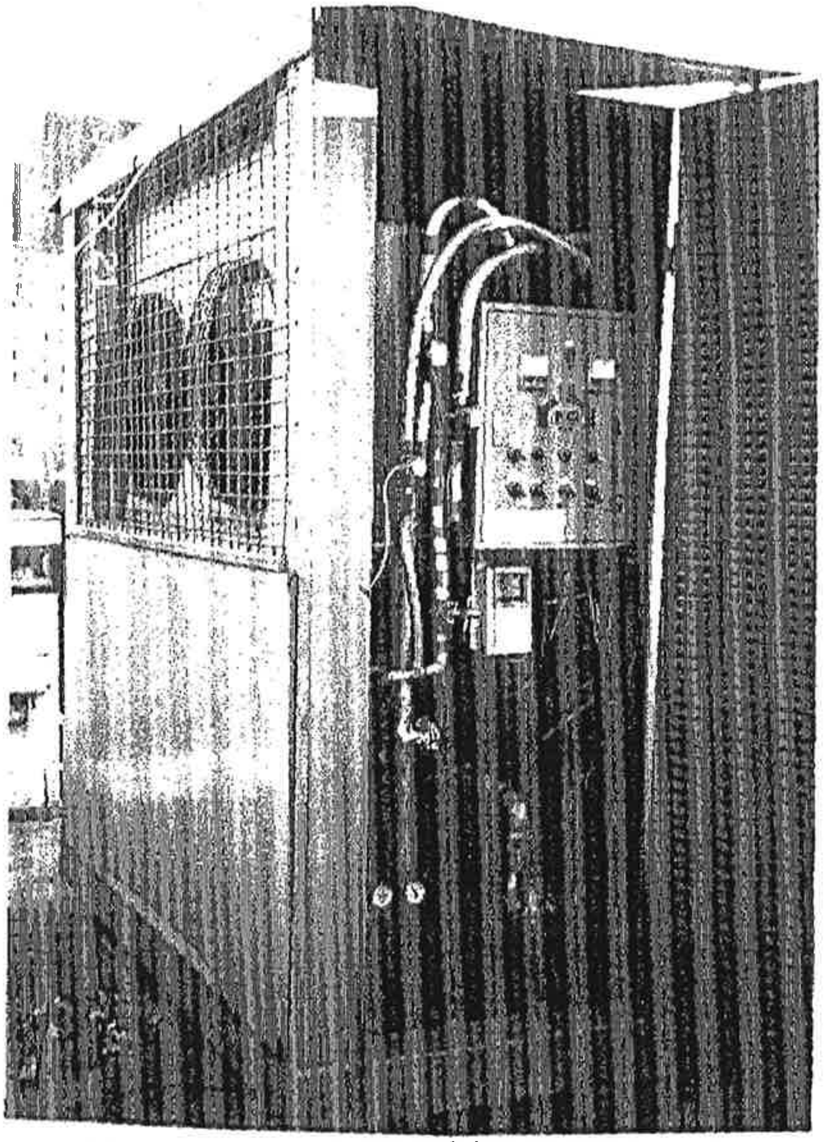
제 4장에서 정립한 이론과 설계방법에 의하여 제습기를 절계함으로서 그림 5-1과 같은 농산물 건조를 위한 ICPS 규모의 열펌프식 제습건조기를 저온 저장 시스템을 제작하였으며, 이 건조기의 건조 저온 저장 특성을 실험하여 다음과 같이 정리하였다.

1. 실험 장치 및 방법

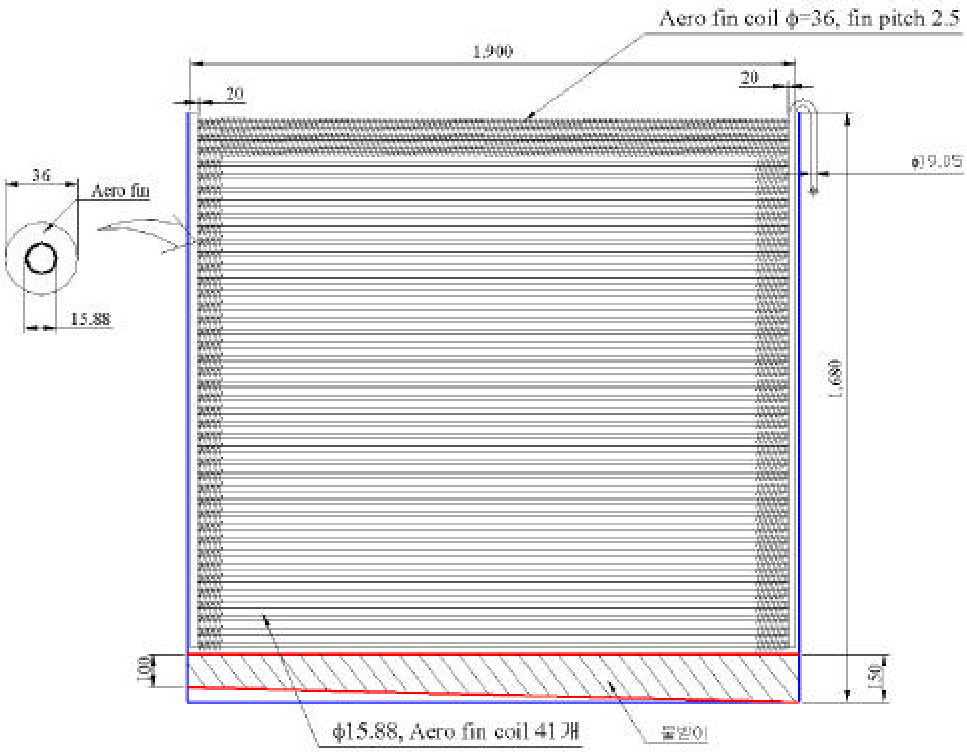
가. 실험 장치



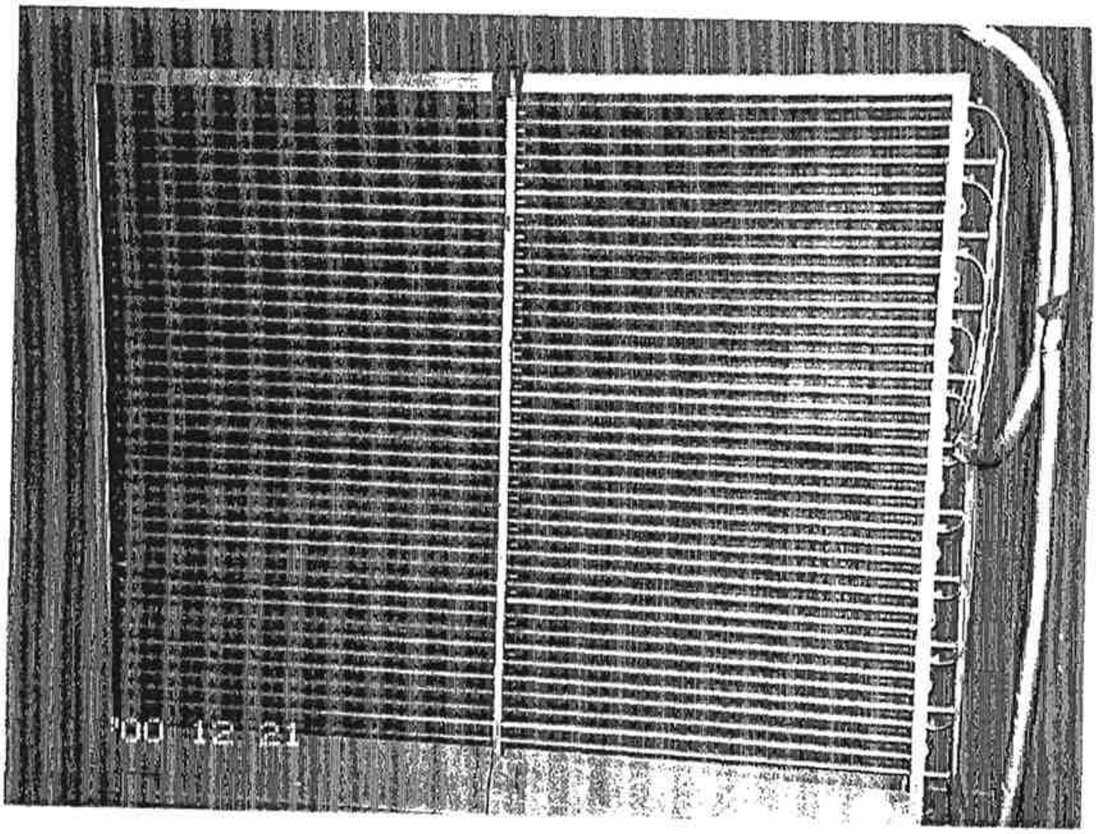
(a) Vertical section and experimental equipment of heat pump type drying and low temperature storage system.



(b) Photo of heat pump type drying and low temperature storage system



(c) Front view of the dehumidifier installed in the drying chamber.



(d) Photo of the dehumidifier installed in the drying chamber.

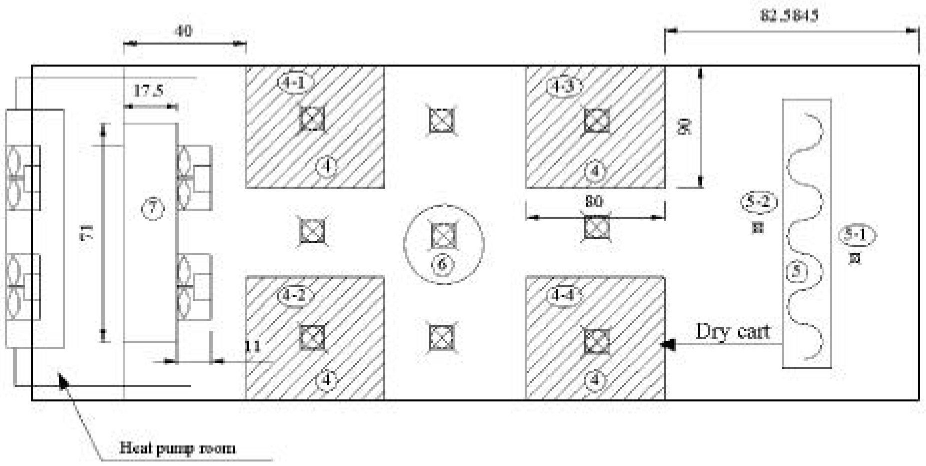


Fig 5-1. Heat pump type drying and low temperature storage system of agricultural products.

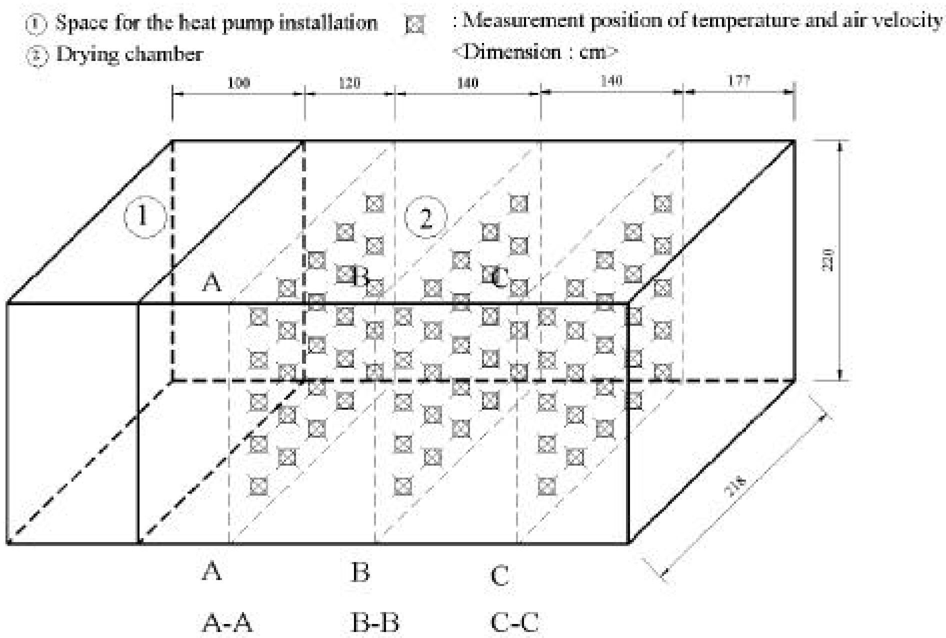
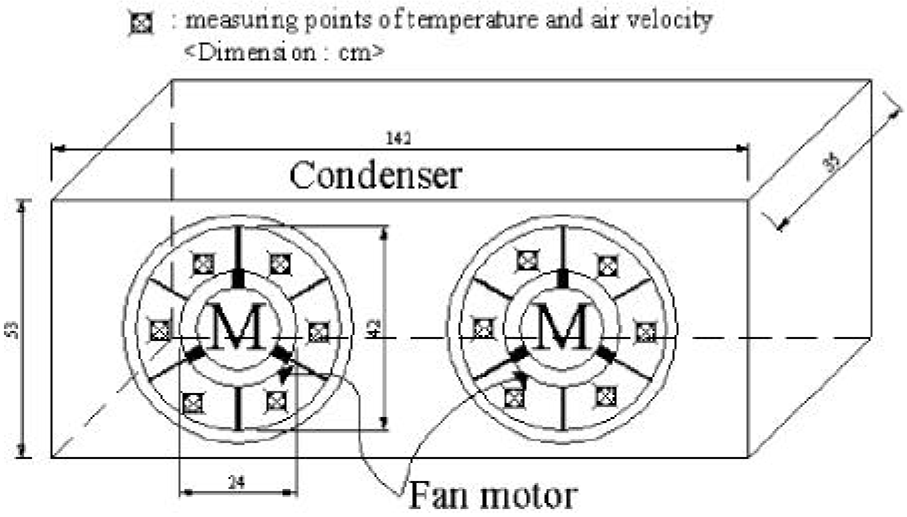


Fig. 5-2. Measuring points of air temperature and air velocity distribution in the drying/low temperature storing chamber.


: measuring points of temperature and air velocity
<Dimension : cm>
142
Condenser
35
53
42
M
M
24
Fan motor

본 연구에서 설계, 제작한 열펌프식 건조 및 저온 저장 시스템과 실험장치는 그림 5-1(a), (b), (c), (d), (e)와 같고, 제습장치는 그림 5-1 (b)와 같이 설계제작하였으며, 이때 제습기의 나관 면적은 3.682㎡이며 나관 수는 41개로 하였다. 이 그림에서 보는 바와 같이 전체 시스템은 기계실과 건조 및 저장실로 구성되어 있으며, 기계실에는 열펌프가 설치되어있고 건조실에는 응축기, 제습기, 건조대차가 설치되어 있으면서 건조의 경우에는 더운 공기(45 55℃)가 순환되고, 저온저장의 경우에는 냉공기(-1 4℃)가 순환하도록 되어있다.

열펌프의 성능, 건조실내 순환공기의 풍속 및 온도분포 등 전시스템의 기초적 성능 평가와 실제적 건조 및 저온저장 성능을 실험적으로 분석하기 위하여 그림 5-2와 그림 5-3과 같은 실험장치를 구성하였으며, 측정장치는 그림 5-1(a)에서 보는 바와 같이 wattmeter, 전자저울, 하이브리드 레코더로 전력소모량, 건조감량 그리고 온도를 측정하였으며, 풍속은 velociplus를 사용하였다. 건조물에 접촉하는 고온 공기의 온도를 측정하기 위하여 4개의 각 건조대차의 시렁에 thermocouple를 설치하였으며, 중앙으로 지나가는 공기의 온도를 측정하기 위하여 건조기 바닥면으로부터 높이 44㎝, 100㎝, 150㎝, 응축기가 설치되어 있는 전면으로부터 120㎝, 220㎝, 390㎝의 위치에 온도센서를 설치하였고, 좌,우 제습기 입, 출구의 공기온도를 측정하기 위하여 온도센서를 설치하였으며, 또한 제습기 입, 출구의 냉매온도를 측정하였다. 이러한 모든 온도센서를 hybrid recorder③(8H12, NEC San-ei, Japan)에 연결하여 각 점의 온도를 자동으로 기록되게 하였다. 그리고 소모전력은 열펌프의 메인 파워라인에 energy analyzer ⑤(VIP system 3, Elcontrol, Italy)를 연결하여 소모전력을 측정하였다.
건감율을 측정하기 위하여 로드셀을 부착한 전자저울⑥ 상부에 시료상자를 놓고 건조시료인 무 또는 고추를 그 위에 올려놓았으며 건조실 외부의 인디케이터② 를 통해 시료의 무게 변화를 기록하였다.

또한 그림 5-1(d)는 건조기의 수평 단면도이며, 건조 cart의 위치 및 센서의 위치 그리고 응축기의 위치를 나타내고 있다.
그리고 그림 5-2는 건조실/저온저장실내 순환 공기의 온도와 풍속분포를 측정하기 위한 열전대와 풍속계 위치를 나타낸 그림이며, 실내를 A-A, B-B, C-C의 3개 수직 단면을 설정하고 각 단면에서의 온도와 풍속분포를 분석하기 위하여 각 단면에 25개씩의 열전대와 풍속계를 설치하여 공기온도와 풍속을 측정하였다.

그림 5-3은 건조실내에 설치된 열펌프 응축기의 외형치수와 공기온도 및 풍속 측정을 위한 센서위치를 나타내고 있다. 팬모터는 2개가 설치되어 있으며, 각 팬의 직경은 420㎜인 축류식으로 0.51kW 규모 2개의 모터에 직결되어 있고, 각 각의 팬은 6개의 날개와 6개의 안내익으로 되어있다.

나. 실험 방법

표 5-1은 열펌프식 건조기 및 저온저장 시스템의 제원이며, 표 5-2와 같은 실험변수 조합으로 열펌프의 건조 및 냉각 목적 성능계수(CCP)를 실험적으로 분석하고, 온, 습도와 풍속을 측정하여 실내 공기온도분포와 풍속분포를 분석하려한다.

제습건조능력을 평가하기 위하여 비교적 수분이 많은 편절무우와 건조가 비교적 어려운 고추를 건조용 시료로 사용하였다.

Table 5-1. Specification of the heat pump, drying and low temp. storage chamber and cart.

Item	Size	Mode
Compressor	10PS	medium temperature
Fan-motor of condenser /evaporator	Fan : 2ea D=420mm 6 vane 6 guidevane	Axial flow
	Motor : 2ea 0.51kW×2ea	AF-412 (shin-heung, korea)
space of heat pump installation	(L×W×h) : (1,000×2,180×2,200) wall thickness : 100mm	- steel container insulated with styrofoam
Drying and cold storage chamber	(L×W×h) : (5,770×2,180×2,200) wall thickness : 100mm	- steel container insulated with styrofoam - inside surface coated with biocermics
Cart in the drying chamber	(L×W×h) : (800×900×1,775) Number of shelve : 11 carts : 4ea	- moveable type - material : stainless steel - the cart surface coated with bioceramics

Table 5-2 Combination of experimental variables for the analysis of COP, drying and storage characteristics of the heat pump type drying and cold storage system.

Variables / Test item	Humidifier	Ambient air temp.(℃)	Air Temp. in the chamber (℃)		Materials	Treatment	Measuring apparatus
· COP, · Prying and Cold storage Characteristics	Installation	5-15	drying	45	Sliced radish	-	-
				55	red paper	-	-
	Without Installation	5-15	Cold storage	-1.5 ~ 4.0	apple: (fugy apple)	· Ambient storage - PVC film pack - without pack · storage in the low temp. chamber - PVC film pack - Without pack	- Infrared moisture determination balance AD-600 - Handnees tester (Rheometer: CR-100b) - Hand refractometer (Brix 0~32%, N type)

Table 5-3 Experimental variables for analysis of air temperature, velocity and humidity in the drying and cold storage chamber.

Test Item	variable / Item	Drying		Cold storage		Remake
		Test Section	measuring point	Test Section	measuring points	
Air temperature, velocity and humidity distribution in the chamber	Air Temp. distribution	A-A(Fig5-2) B-B (〃) C-C (〃)	25	A-A(Fig5-2) B-B (〃) C-C (〃)	25	
	Air Velocity distribution	〃	25	〃	25	
	Air Humidity	〃	25	〃	25	

2.결과 및 고찰

열펌프의 가열과 냉각 회로를 구성하여 건조를 위해서는 가열회로에 의하여 열을 공급하고, 건조과정에서 발생하는 습기는 증발기와 연결된 제습기로 제거함으로서 환기제습에 의한 소비에너지를 절약할 수 있도록 하였으며, 저온저장을 위해서는 냉각회로에 의하여 냉열을 공급하고, 저온저장 농산물에 따라 적정 온도를 설정할 수 있도록한 열펌프식 건조 및 저온저장 겸용시스템의 성능특성을 실험적으로 분석 하였다.

가. 건조와 저온 저장 시스템에서의 열펌프 성능계수(COP) 분석

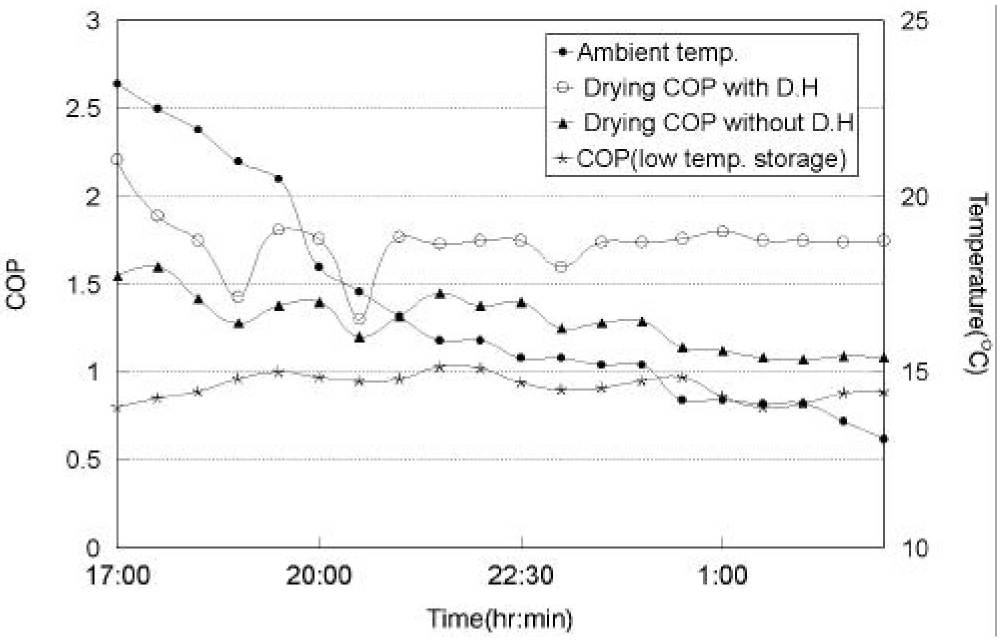


Fig 5-4. Heat pump COP of drying and low temperature storage system with the ambient temperature.

* D. H = Dehumidifier

그림 5-4는 외기온변화에 따른 건조와 저온 저장 시스템에서늬 열펌프 성능계수(COP)를 나타내고 있다.

건조실내에 제습기를 설치하지 않은 경우에는 외기온이 23℃에서 13℃로 변함에 따라 COP가 1.6 1.1 범위 내에서 변하고 있음을 나타내고 있으며, 제습기를 건조실내에 설치한 경우에는 같은 외기온 조건에서 COP가 1.8 2.2범위에 변하고 있음을 보였다.

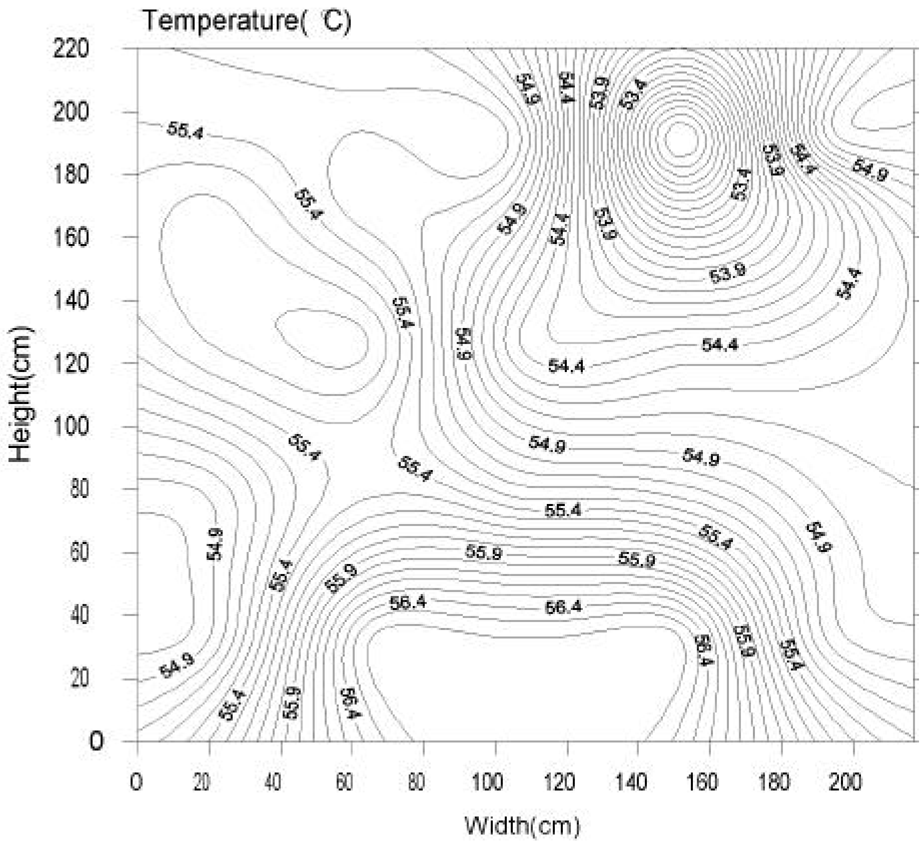
건조실내 가열 습공기는 폐회로로 계속 순환하고 있기 때문에 응축기 입·출구 공기온도 변화가 적기 때문에 열펌프 COP가 낮게 나타났으나, 제습기를 건조실내에 설치한 경우에는 건조실내를 순환하는 가열습공기가 제습기에 의하여 건조 후 일단 노점온도로 냉각되어 응축기로 흡입되기 때문에 응축기 입·출구 온도차가 제습기를 설치하지 않은 경우보다 크게되므로 COP가 높게 나타났다. 그림 5-4와 같이 COP는 비교적 낮게 나타났으나 실온이 설정온도와 같게 되면, 열펌프작동이 멈추고 멈춘기간에는 전기에너지가 공급되지 않기 때문에 건조기간중 작동 시간은 1/3정도로 많은 건조 에너지가 절약되는 결과를 얻게 된다.

저온 저장의 경우에는 그림 5-4에서 보는 바와 같이 COP가 0.8 1.0으로 낮게 나타났으나 설정온도에 의하여 열펌프작동이 정지하는 시간이 길기 때문에 저장 시간에 대하여 에너지 소비시간은 1/5 1/3정도이었다.

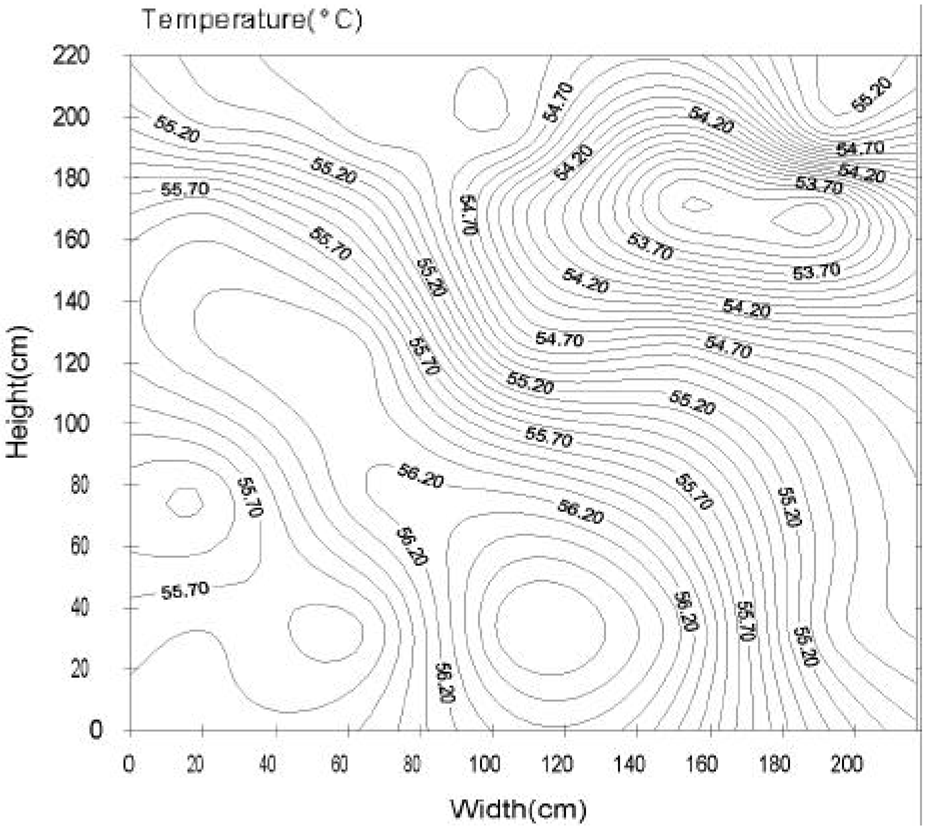
나. 건조와 저온 저장 실내 온도 및 풍속분포

건조실내 습공기의 온도분포와 풍속분포는 건조속도와 건조농산물의 품질에 미치는 중요한 요인이며, 저온저장실내 온도와 풍속분포는 저장농산물의 신선도에 큰 영향을 준다. 그림 5-2에서 보는 바와 같이 건조 및 저장실내에 설정한 단면 A-A, B-B, C-C의 각 단면별로 25개 측점을 설정하고 이들 측점에서 습공기의 온도와 풍속을 측정 분석하였다.

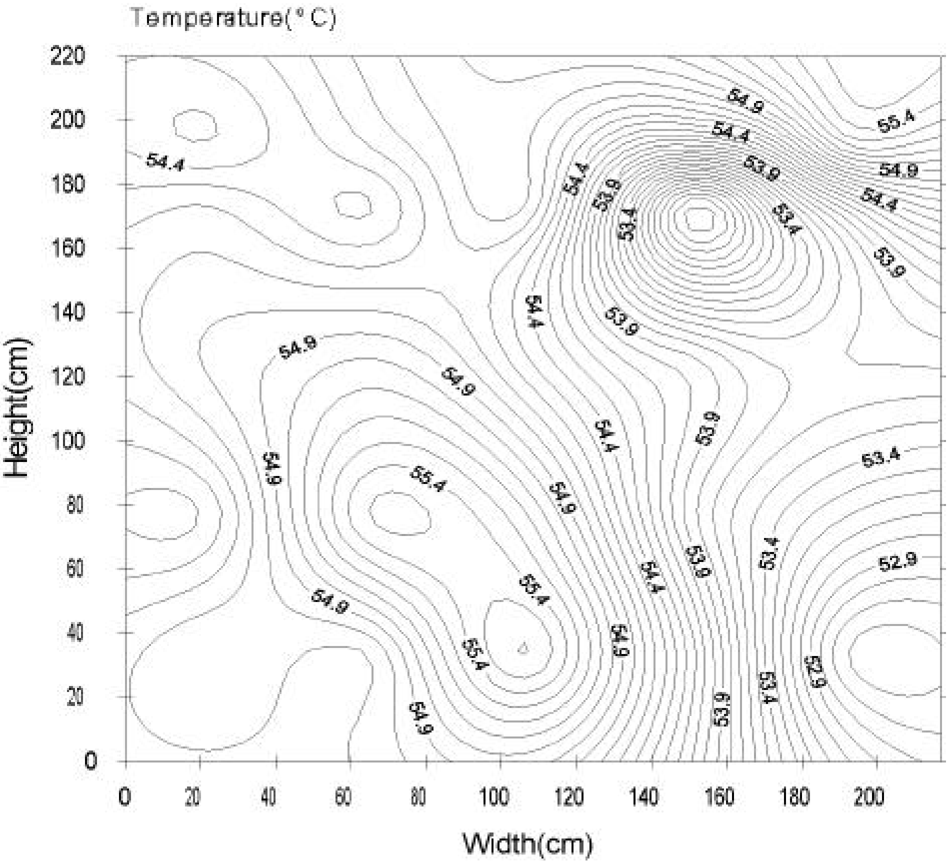
1) 건조실내 공기의 온도분포 (설정온도:55℃의 경우)



(a) Section A-A


Temperature(°C)
Height(cm)
Width(cm)
55.20
55.70
54.70
54.20
53.70
56.20

(b) Section B-B

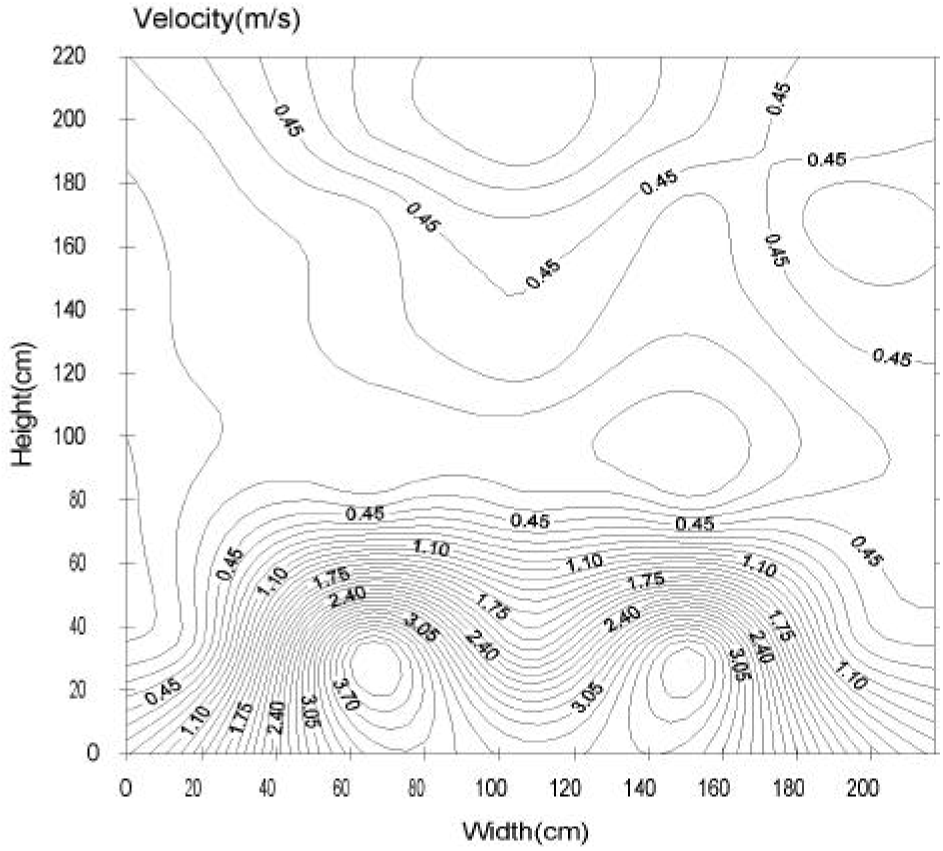


(c) Section C-C

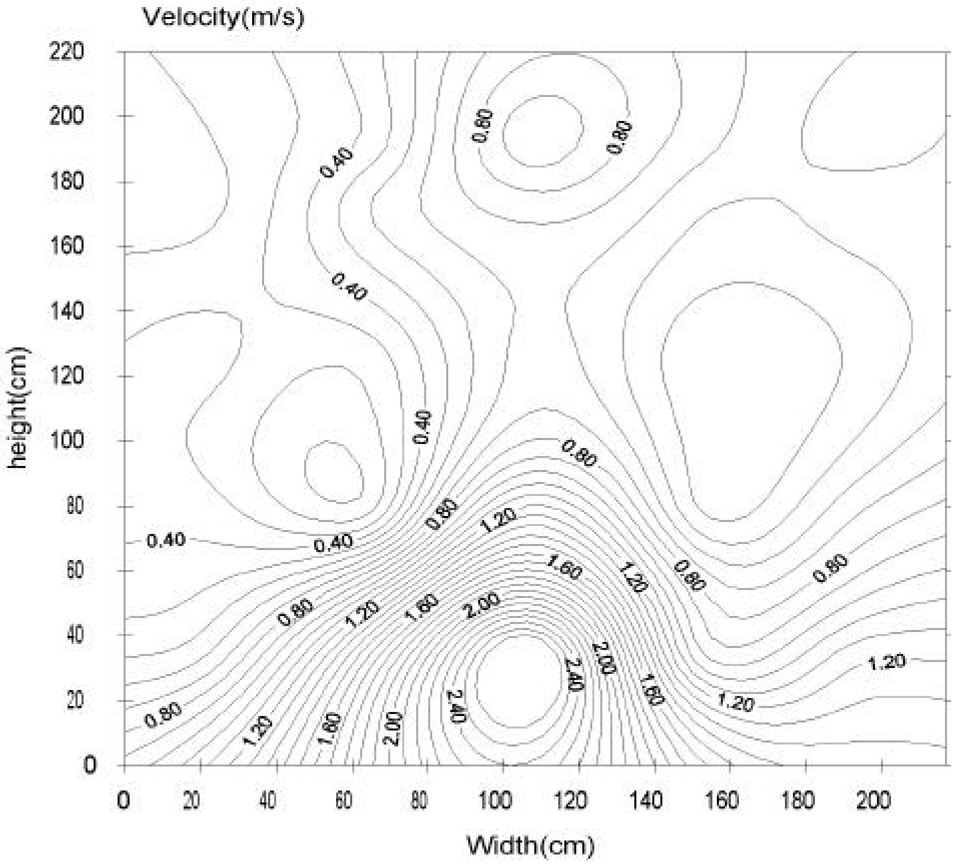
Fig. 5-5. Air temperature distribution of the section A-A, B-B, and C-C at the setting air temperature of 55℃ in the drying chamber in case of no drying load.

그림 5-5 (a), (b), (c)는 건조실내 설정공기온도를 55℃로 한 경우 건조실내 각 단면에서의 온도분포를 보여주고 있다. 이 그림에서 보는바와 같이 모든 구간에서 고른 온도분포를 보이고 있으나, 폭 100㎝ 위치에서 등온선의 매디를 보였다. 이는 응축기 팬을 지나온 더운 공기가 직접 지나가는 통로 혹은 응축기 팬 바로 앞부분이기 때문인 것으로 판단된다. 또한 위 세 단면 모두 좌측 상단부(실제 건조기에서는 응축기를 바라보고 우측 상단부임)에서는 다소 온도가 낮게 나타났다. 이는 건조대차 등이 풍속에 장애를 주기 때문인 것으로 사료된다.

2) 건조실내 공기의 풍속분포

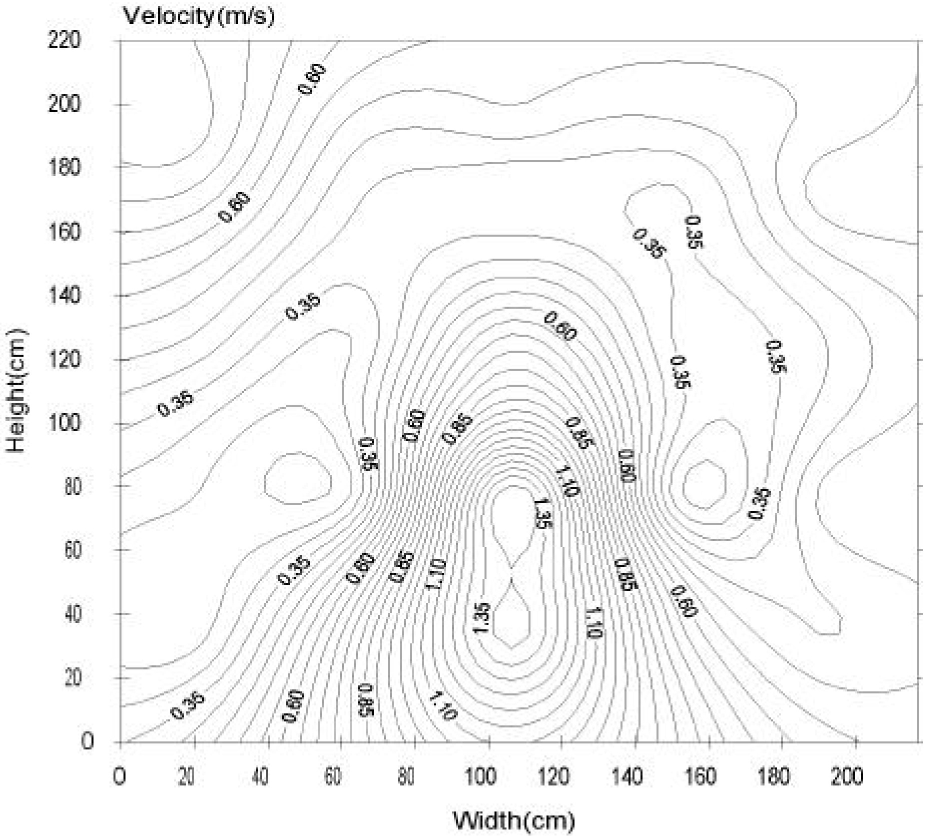


(a) Section A-A



Velocity(m/s)
height(cm)
Width(cm)
0
20
40
60
80
100
120
140
160
180
200
220
0.40
0.80
1.20
1.60
2.00
2.40

(b) Section B-B



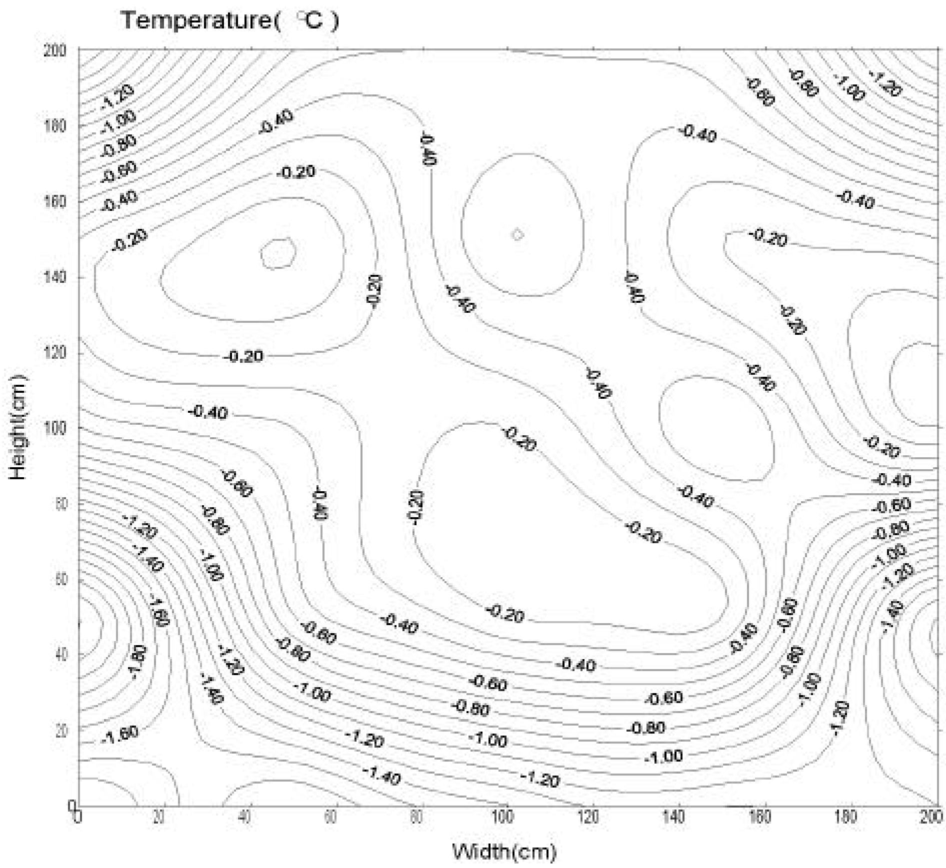
(c) Section C-C

Fig. 5-6. Air velocity distribution of the section A-A, B-B, and C-C in the drying chamber in case of no drying load.

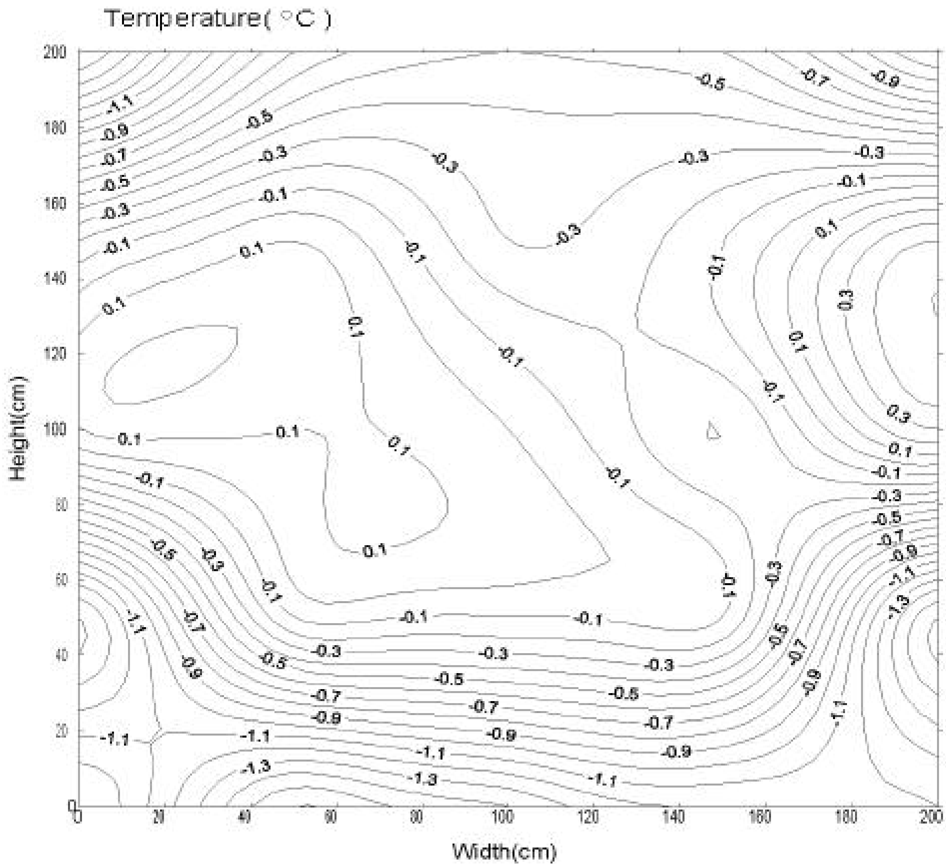
그림 5-6 (a), (b), (c)는 건조실내온도가 55℃일 때 실내의 풍속을 단면별로 나타낸 결과이다. 이 그림에서 보는바와 같이 A-A단면에서는 등풍속선의 봉우리가 2개 생기는데, 이는 응축기의 팬이 2개이기 때문이며, B-B단면에서는 등풍속선의 봉우리가 1개 생기는데, 이는 건조대차가 없는 통로부분으로 공기가 모여 지나가기 때문이다. 또한 C-C단면에서는 중앙 통로부분에서 등풍속선의 봉우리가 상층부로 길게 형성되어 있는 것은 건조실 뒤쪽으로 갈수록 응축기에서 발생한 더운 공기가 상층부로 상승하기 때문인 것으로 보인다. 또한, A-A단면에서는 최고 풍속이 3.96 ㎡/s이었으며, B-B단면에서는 최고 풍속이 2.56 ㎡/s이었고, C-C단면에서는 최고 풍속이 1.4 ㎡/s를 보였으나 상층부로 갈수록 모든 단면에서 풍속이 작아졌으며, 최저풍속은 A-A단면에서 0.45 ㎡/sec, B-B단면에서 0.4 ㎡/sec, 그리고 C-C단면에서는 0.35㎡/sec으로 나타났다. 효율적인 건조를 하기 위한 적정풍속이 1 0.7 ㎡/sec인 점을 감안 할 때 최고 풍속은 충분하지만 최저 풍속이 있는 부위에서의 풍속은 부족함을 보였다. 풍속분포를 보다 고르게 하기 위한 연구를 해야할 것으로 판단된다.

3) **저온저장을 위한 냉장실내 온도분포** (**설정실온** -1℃)

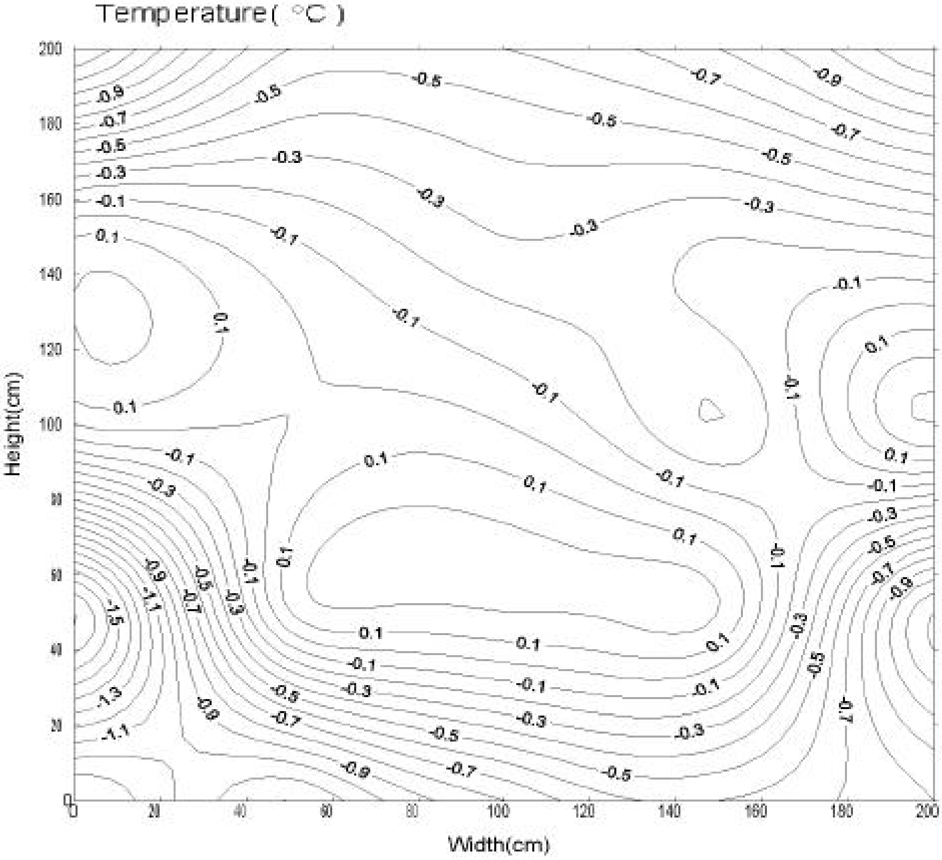
건조실내에 설치된 응축기 역할을 증발기로 전환하면 건조실은 농산물 저온저장을 위한 냉장실이 된다. 이때 냉장실의 공기온도 분포를 건조실의 경우에서와 같이 3**단면에서 단면별로** 25**점에서 온도를 측정분석하였다. 냉장실내 풍속분포는 건조실의 경우와 큰 차이가 없기 때문에 건조실 풍속분포를 참고하였다.**



(a) Section A-A



(b) Section B-B



(c) Section C-C

Fig. 5-7. Air temperature distribution of the section A-A, B-B, and C-C at the setting air temperature of -1℃ in the cooling chamber in case of no cooling load.

그림 5-7 (a), (b), (c)는 냉장실 온도를 -1.0℃로 설정한 경우에 A-A, B-B, 그리고 C-C단면에서의 온도분포를 나타낸 그림이다. 이 그림에서 보는바와 같이 냉기발생 증발기에서 가까운 A-A단면에서는 하층부의 온도가 상층부 온도보다 낮게 분포되었으며, 증발기에서 더 멀리 위치한 단면일수록 상,하층부의 온도분포가 상대적으로 균일해짐을 나타내고 있다.

냉장실 설정공기온도를 -1.0℃로 한 경우 A-A단면에서의 최저온도는 -1.4℃이었고, 최고온도는 -0.2℃이었으며, B-B단면에서는 최저온도가 -1.3℃, 최고온도가 0.3℃이었고, C-C단면에서는 최저온도가 -1.1℃, 최고온도는 -0.1℃를 나타내었다.

다. 편절무의 제습 건조

1) 제습기를 설치한 편절무 건조실 내 위치별 공기온도 변화

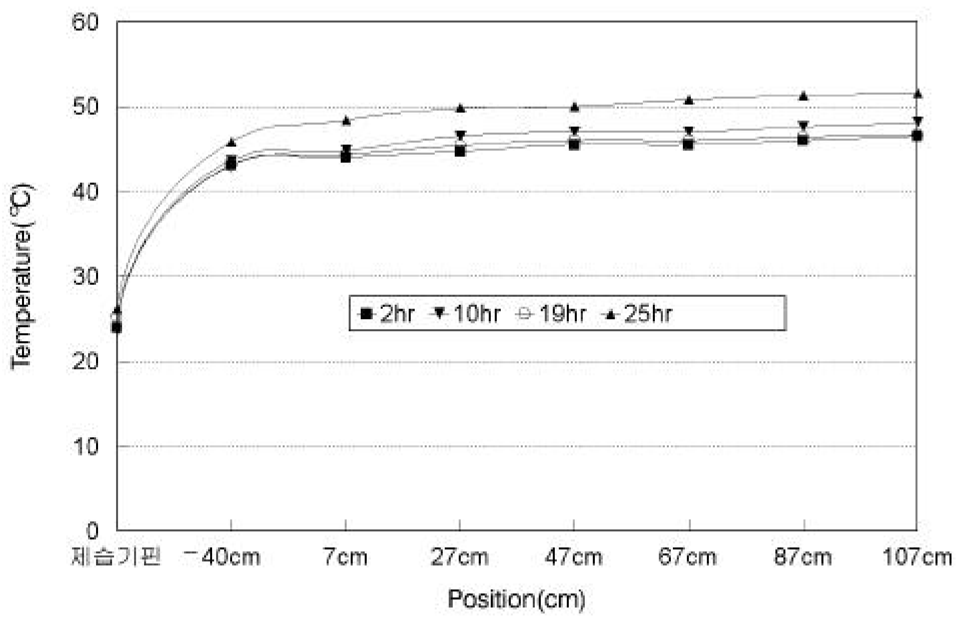


Fig. 5-8. Air temperature variation with the position and drying period in the chamber installed with dehumifier in case of sliced radish drying.

그림 5-8는 편절무를 건조하는 경우 제습기가 설치된 건조실내 위치에 따른 시간별 제습기에 의한 온도 변화를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 제습기 앞의 27㎝ 위치에서부터 건조실내 공기는 점차로 낮아짐을 알 수 있으며, 27㎝ 이후의 온도는 거의 일정하게 유지되었다. 또한 제습기에 의한 공기 온도의 강하는 약 3 5℃이며, 건조시간이 많이 경과 할수록 이 온도는 점차로 커짐을 알 수 있다. 이는 건조시간이 길어질수록 건조물에 대한 열부하가 적어지므로 실온의 상승이 점차 높아져 실온과 제습기를 지난 후의 공기 온도차가 커지므로서 생기는 것으로 사료된다. 제습기 핀의 온도는 24 25℃를 나타내고 있으며, 이 온도는 노점 온도보다 낮은 온도로서 제습기의 제습 기능이 원활함을 보여 주고 있다.

2) 편절무 제습건조 시간에 따른 건조실내 공기 온도 변화

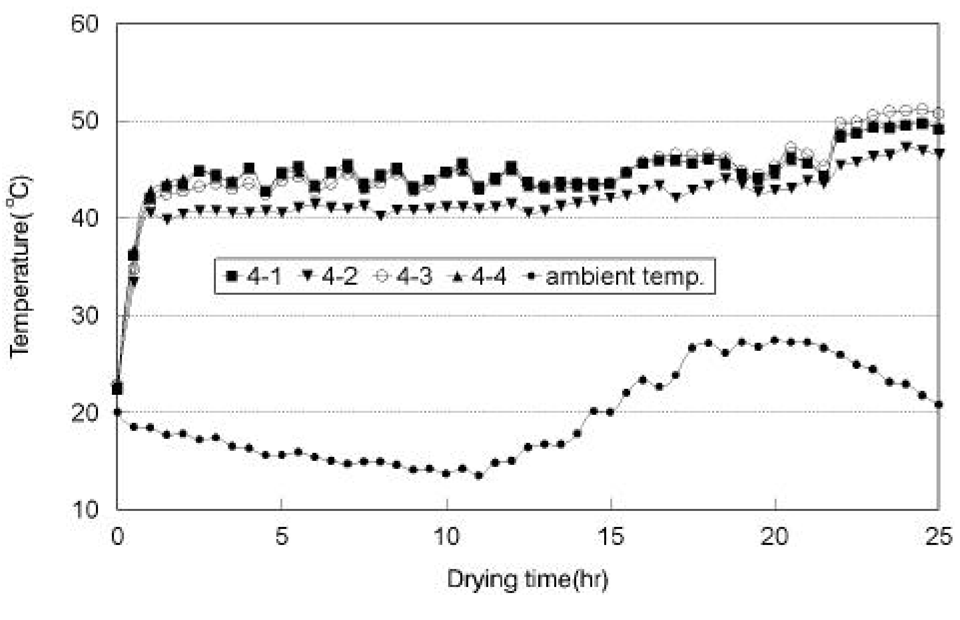


Fig. 5-9. Air temperature variation in the carts with drying period.

그림 5-9는 건조 시간에 따른 각 대차의 온도 변화를 나타내고 있다. 이 그림에서 편절무 건조시 외기온은 14 27℃이었으며, 열펌프에 의하여 가열된 건조실내 편절무 채반에 온도는 40 45℃로서 건조시작부터 건조 20시간후까지 일정하게 유지되었으나 20시간이후부터는 5 6℃상승하는 현상을 보였다. 이는 편절무가 충분히 건조됨으로서 건조열부하가 적어졌기 때문으로 사료되며 온도조절이 잘 되고 있음을 보여주고 있다.

3) 편절무의 건조시간에 따른 노점온도, 상대습도 및 제습기핀의 온도변화

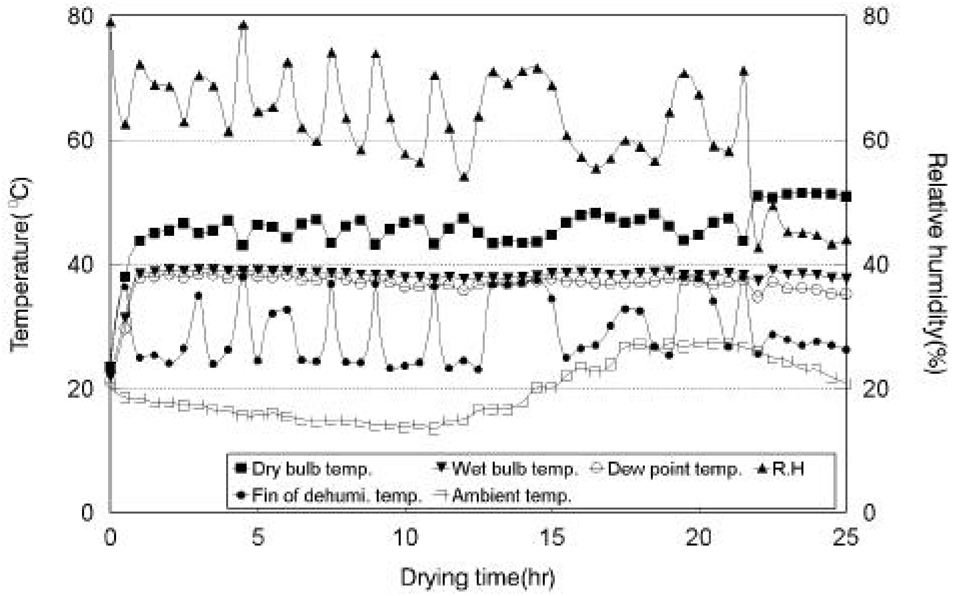


Fig. 5-10. Drying and wet bulb temperature, dew point, relative humidity and temperature variation on the fin of dehumidifier in case of sliced radish drying.

그림 5-10는 건조시간에 따른 노점온도와 제습기 핀의 온도 변화 및 건, 습구온도 등을 나타내고 있다. 이 그림에서 보는 바와 같이 건조 기간중 제습기 핀의 온도는 열펌프 가동 중에는 항상 노점온도 이하인 24 25℃를 유지하였으며, 이로 인하여 제습이 잘 되고 있음을 나타내고 있다. 건조 기간중의 상대 습도는 평균 70%를 유지하였으며, 건조가 거의 끝나는 22시간 이후에는 43 49.5%로 급

격히 감소함을 나타내고 있다.

4) 편절무의 건조 곡선

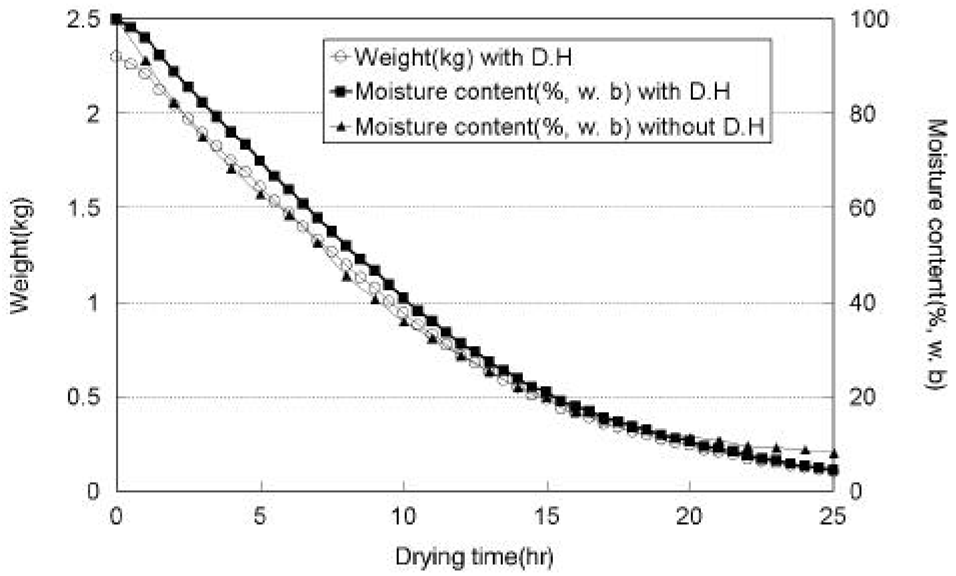


Fig. 5-11. Wet basis drying curve of sliced radish with drying time.

그림5-11는 건조시작 전에 편절무우 2.3kg을 건조감량측정시료로 전자저울에 적재하고 30분 간격으로 편절무우 건조감량을 측정하였으며, 이 자료를 근거로 습량 기준 건조 특성을 분석한 편절무우의 건조 곡선을 나타내고 있다.

이그림에서 보는바와 같이 외부공기와의 환기 없이 제습기만을 이용하였으며, 이 경우 건조 소요시간은 25시간이었으며 건조후 편절무우의 함수율은 4.6%(w·b)이었다.

건조전 건조실내에 적재한 편절무우의 전체중량은 110kg 이었으며, 건조후 편절무우의 건물중량은 5.02kg으로 건조에 의하여 제거된 물의 중량은 104.98kg으로 분석되지만, 제습기에 의하여 수집된 물의 중량은 26.17kg으로 전체 건조된

물의 중량에 25%이었으며 75%는 건조실내 천정과 벽면 그리고 건조실 문틀 사이로 외기온과 접하여 있으면서 노점온도이하의 온도를 가지고 있기 때문에 벽면과 천정 그리고 문틀에 의하여 자연스럽게 제거된 것으로 판단된다.

그림 5-11에 나타난 바와 같이 실내·외 공기교환으로 제습한 건조에서는 건조 12시간까지는 환기없이 제습기만 이용한 건조의 경우보다 건조속도가 약간 빠르게 나타났으나 건조 15시간 후 25시간까지는 제습기 이용 건조 속도가 더 빠른 것으로 나타났으며, 결과적으로 제습기 이용건조가 환기 건조보다 건조 시간이 5시간 단축되었다.

라. 고추의 제습건조

1) 제습기를 설치한 고추 건조실내 위치별 공기 온도변화

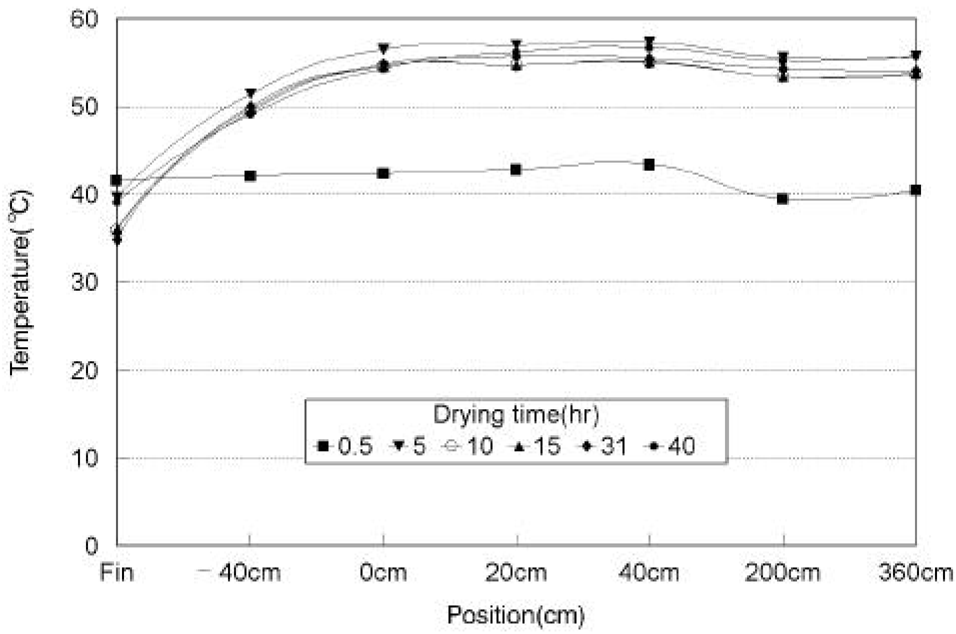


Fig 5-12. Air temperature variation in the red peper drying chamber installed with dehumidifier with the position from the dehumidifier.

그림 5-12는 고추 건조의 경우 제습기가 건조실내 공기온도 변화에 미치는 영향을 나타낸 곡선이다.

이 그림에서 보는 바와 같이 제습기가 설치된 위치에서부터 20㎝ 위치로부터 건조실내 온도가 내려가기 시작하여 핀의 온도는 34 35℃ 이었으며, 핀을 지난 -40㎝위치에서는 공기온도가 증가하여 50℃로 상승하는 현상을 보였다. 이상과 같은 온도변화에서 핀의 온도가 노점온도에 있기 때문에 고추건조에서 제습이 가능했으나, 제습기 전열면적이 약간 부족함을 보였다.

2) 고추 건조 시간에 따른 건조대의 온도 변화

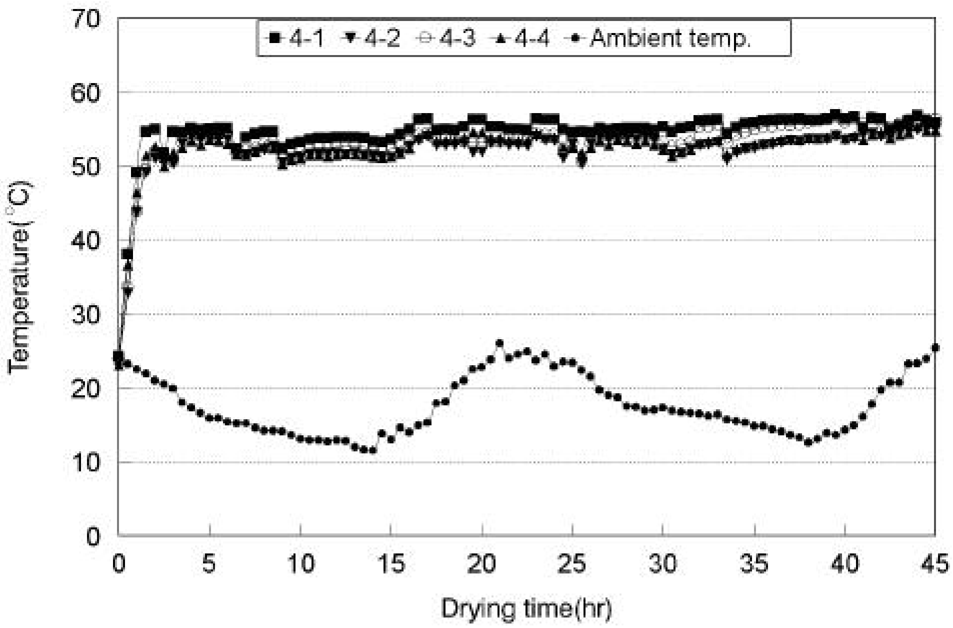


Fig. 5-13. Air temperature variation on the red pepper drying carts with drying time.

그림 5-13은 고추 건조의 경우 건조공기온도를 55℃로 설정한 경우 고추 건조대 위치별 건조공기 온도변화를 건조 시간대별로 나타낸 곡선이며, 건조중 외기온은 12 25℃이었다.

이 그림에서 보는바와 같이 더운 공기를 내고 있는 응축기에서 가까운 건조대의 온도가 응축기에서 먼 뒤쪽 건조대의 온도보다 2 3℃ 낮게 나타났으나, 이 온도차에 의한 건조장애는 크게 나타나지 않았다.

3) 고추 건조의 경우 제습기로부터의 위치에 따른 공기 온도 변화

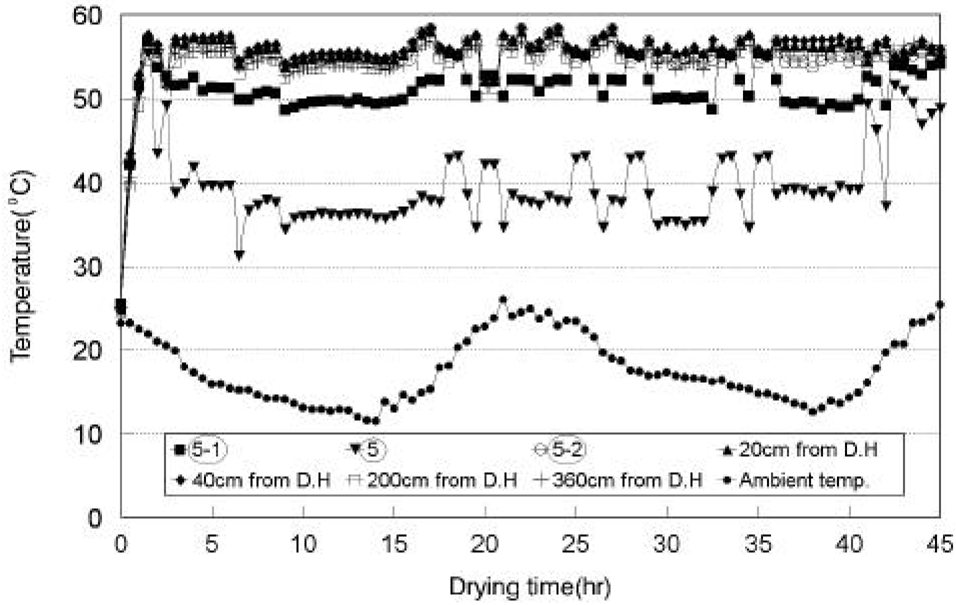


Fig. 5-14. Air temperature variation in the red pepper drying chamber with the distance from the dehumidifier.

* D. H : dehumidifier

* 5-1 , 5 , 5-2 , : Position number around the dehumidifier(Fig. 5-1(d))

그림 5-14는 고추 건조온도를 55℃로 설정한 경우 건조시간에 따른 제습기를 기준위치로 한 건조실내 위치별 건조과정 중 공기온도 변화와 제습기 핀의 온도 변화를 나타내고 있다.

이 그림에서 보는 바와 같이 제습기의 핀 온도는 다른 부위의 온도보다 낮은 36 40℃를 나타냈으며 제습기를 통과한 후 제습기 뒤쪽 5-1 에서의 공기온도는 건조 설정온도보다 5 7℃낮게 나타났고, 제습기 바로 앞쪽 5-2 에서의 공기온도는 2 3℃낮아 졌으며, 제습기로부터 거리가 멀어질수록 건조설정온도에 접근하였으며 이와 같은 현상은 자연적이지만, 이 결과는 건조구간과 제습구간을 자연대류현상에 의하여 구분된 것으로 제습기를 응축기로부터 멀리 떨어진 뒤쪽에 설치함으로서 건조과정을 지난 습공기가 제습기를 지나면서 제습과정을 거침으로서 실내외 공기를 환기하지 않아도 건공기가 되어 응축기로 되돌아와 가열되고, 건조과정을 밟게 되는 합리적인 시스템이 된다.

4) 고추 건조시간에 따른 건조공기의 온도, 습도와 노점온도 변화

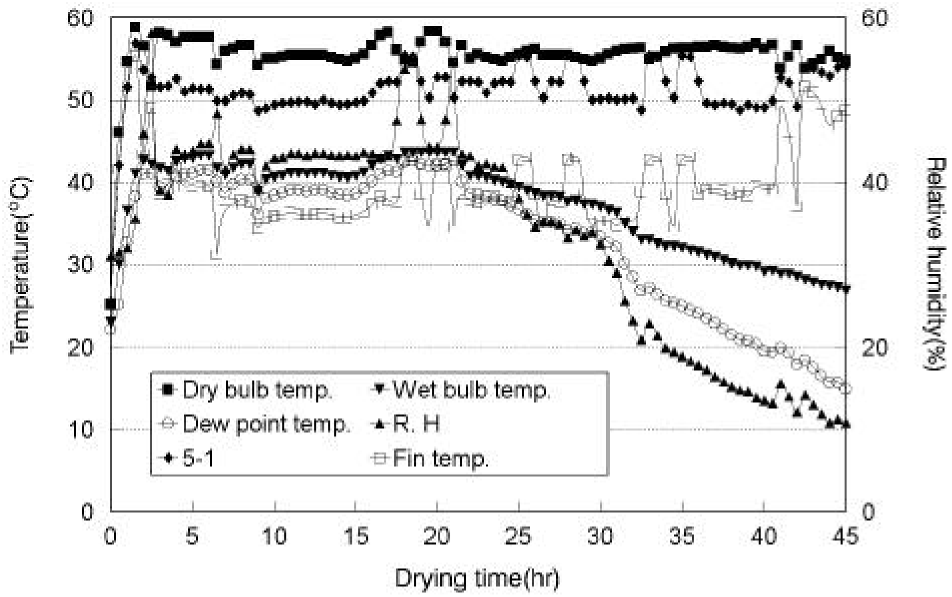


Fig. 5-15. Air temperaure and humidity variation in the red pepper drying chamber and dew point on the dehumidifier with drying time.

그림 5-15**는 고추 건조시간에 따른 건조실내 건·습구온도와 노점온도 변화와 상대습도와 제습기 핀의 온도를 나타내고 있다.**

건구온도는 고추 건조온도로 55 57℃**을 나타내고 있으면서 습구온도와는** 15 28℃**차이를 보이고 있다. 제습에 영향을 주는 노점온도는** 39 43℃**를 나타냈으며 핀의 온도는 이보다** 3 7℃**낮게 나타남으로서 제습기가 제기능을 발휘하고 있음을 나타내었다. 이 그림에서 보는바와 같이 고추 건조에서는 건조실내 상대습도가** 40 43℃**로 낮게 나타난 것은 고추 건조의 경우에는 건조속도가 대단히 느린 것을 보여주고 있다.**

5) 고추의 건조 곡선

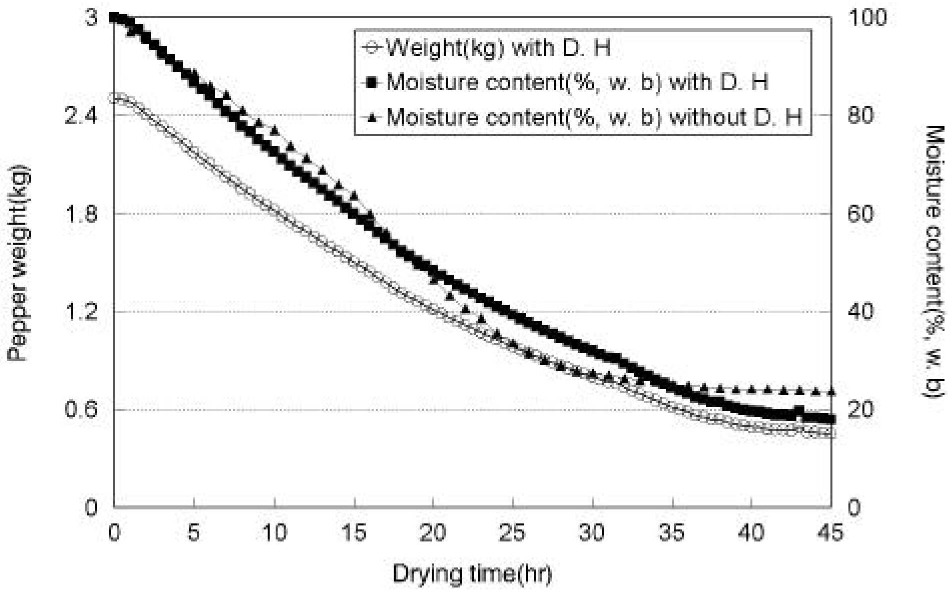


Fig. 5-16. Wet basis drying curve of the red pepper in accordance with or without dehumidifier(D. H) with drying time.

그림 5-16은 건조 시작전 2.5kg을 건조감량측정시료로 전자저울에 적재하고 30분 간격으로 고추의 건조감량을 측정하였으며, 이 측정자료를 근거로 습량기준 건조 특성을 분석한 고추의 건조 특성 곡선이다.

이 그림에선 보는바와 같이 건조 30시간이 지날 때까지 환기 건조가 제습기 건조보다 빠르게 건조되었으나 30시간이후에는 제습기 건조가 환기 건조보다. 빠르게 건조되고 있음을 나타내므로서, 결과적으로 제습건조가 환기건조기준으로 8 10시간 건조시간을 단축할 수 있었다. 이 경우 건조전 고추의 총중량은 113 kg이었고 건조후 고추 중량은 21.11kg으로 건조 고추는 건조 전 고추를 기준으로 18.7%로서 건조 후 고추의 함수율은 18%(w·b)이었다.

6) 건조에 관한 요약

1. 45시간만에 113kg의 고추가 모두 건조되었으며, 이때의 건조 중량은 0.45kg이며 건조 함수율은 18%(w.b)이었으며 건조후의 건조물의 총 중량은 21.11kg이었다.

2. 건조 시간에 따른 제습기로 부터의 위치에서 따른 실내 공기 온도 변화는제습기 뒤의 공기 온도는 제습기 전면의 온도 보다 약 5℃정도 낮으며, 이 온도는 건조 기간중 거의 모든 시간에 나타났다.

3. 제습기의 위치에 따른 시간별 제습기로 부터의 온도 변화는 제습기와 제습기 뒤 40㎝지점의 온도차가 5℃이었다.

4. 건조시간에 따른 각 대차의 온도 변화는 크게 나타나지 않았으며, 건조 종료 후에도 고추가 전체적으로 고루게 건조되었음을 알 수 있었다.

5. 건조 기간중 제습기 핀의 온도는 건조 시작 20시간 전까지는 노점온도보다 낮은데 비하여 20시간이후에는 제습기 핀이 노점온도보다 높은 경향을 보였다. 건조 기간중의 상대 습도는 최대 50%를 유지하였으며, 이는 무 건조에 비하여 20%의 낮은 수치이며, 건조 시작 30시 이후에는 10 20% 정도로 낮은 상대습도를 보였다.

마. 사과의 저온 저장

저장성이 적은 과일과 채소의 품질저하를 막고 출하 가격조절을 위하여 저온저장을 하는 것은 대단히 중요하다.
제 2장 3절에서 과일과 채소의 저온저장온도와 열부하를 분석하였으며 이 분석 결과를 근거로 본 실험에서는 사과(후지사과 1999년 10월 20일 수확)의 저온저장을 위하여 그림 5-1 (a), (b), (c), (d), (e)와 같은 실험시스템을 구성하였고, 표 5-2에 저온저장의 실험변수를 조합하였다.
측정기기를 부연설명하면 다음과 같다.

- 각 부위온도는 Hybrid recorder(8H12, Japan)에 T type thermocouple을 연결하여 측정하였고,

- 수분함량은 적외선 수분계(FD-600)로

- 사과경도는 과피제거후 Rheometer(CR-1006)로

- 당도는 Hand refractometer(Brix 0 32%, N type)로

- 저온저장 실내 습도는 Thermorecoder로

- 사과 저온저장하는 동안의 열펌프 시스템의 소비전력은 Wattmeter(VIP system 3, Elcontrol, Italy)로 측정하였다.

- 사과 저장기간은 1999년 1월 19일에서 6월 5일까지였다.

1) 사과 저장 기간중 외기온과 저온저장설정온도

사과를 저장하는 기간중 3계절별 외기온과 저온저장실내 설정온도변화를 측정하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

가) 겨울철의 외기온과 사과저장 실온 변화

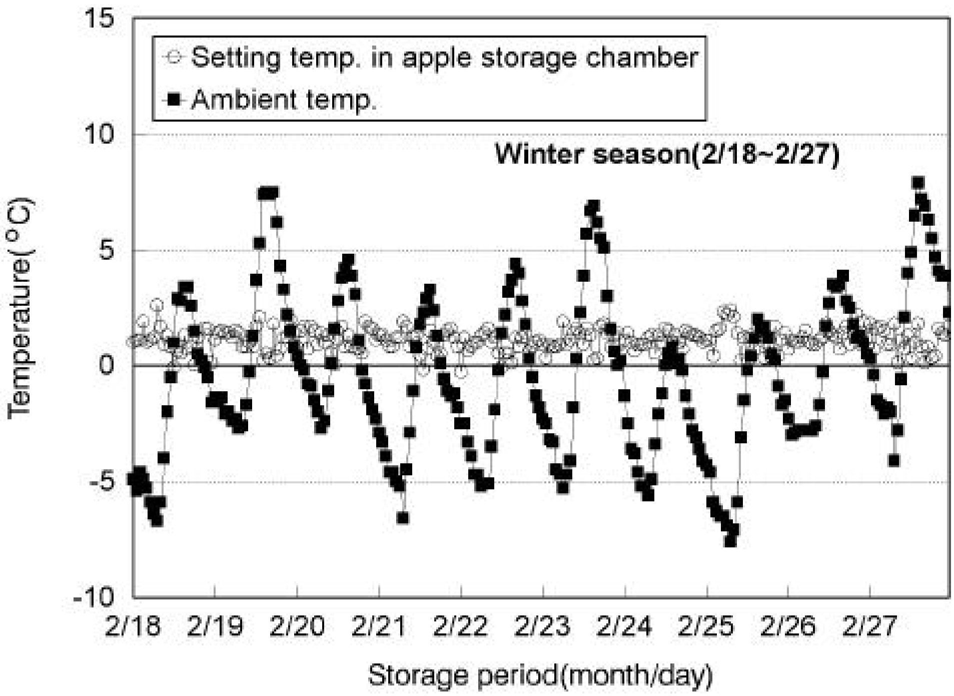


Fig. 5-17. Variation of ambient and setting temperature in the apple storage chamber in the winter season.

그림 5-17에서 보는 바와 같이 1999년 2월 18일에서 2월 27까지의 외기온은 -7℃에서 7℃범위에서 큰 폭의 온도차를 보였으나, 열펌프에 의하여 가열냉각되도록 자동제어하여 1.5℃로 설정한 저온 저장 실온은 1.0℃에서 2.0℃의 온도차를 보이므로서 설정온도 1.5℃에 대하여 ±0.5℃차를 보였다.

이와 같은 결과는 열펌프가 저온저장실온보다 외기온이 높을 경우에는 냉각사이클로 작동하고, 실온보다 외기온이 낮을 경우에는 열펌프가 가열회로로 전환하여 작동하므로서 실온조절을 가능하게 하였다.

나) 봄철의 외기온과 설정된 사과저장실온변화

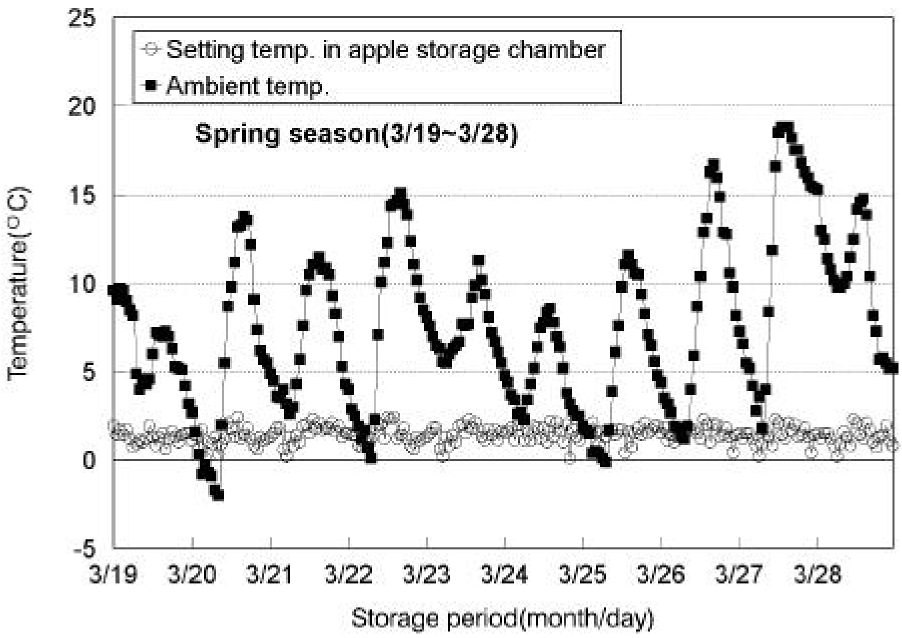


Fig. 5-18. Variation of ambient and setting temperature in the apple storage chamber in the spring season.

그림 5-18은 봄철(1999년 3월 19 3월 28일)의 외기온과 사과 저온저장 설정 실온을 일별로 측정 정리한 결과이다.

이그림에서 보는 바와 같이 외기온은 -3℃에서 19℃범위에서 변화되고 있으나 저온저장 실온은 설정실온 1.5℃를 기준으로 ±0.5℃의 편차만을 나타내고 있는 사과의 저온저장 온도 조건을 이상적으로 유지하고 있는 바람직한 결과로서 이때 열펌프는 주로 냉각회로로 작동하고 있으며, 외긴온 1℃이하에서만 가열회로로 작동하고 있는 결과에 의한 것이다.

다) 여름철의 외기온과 설정된 사과저장 실온 변화

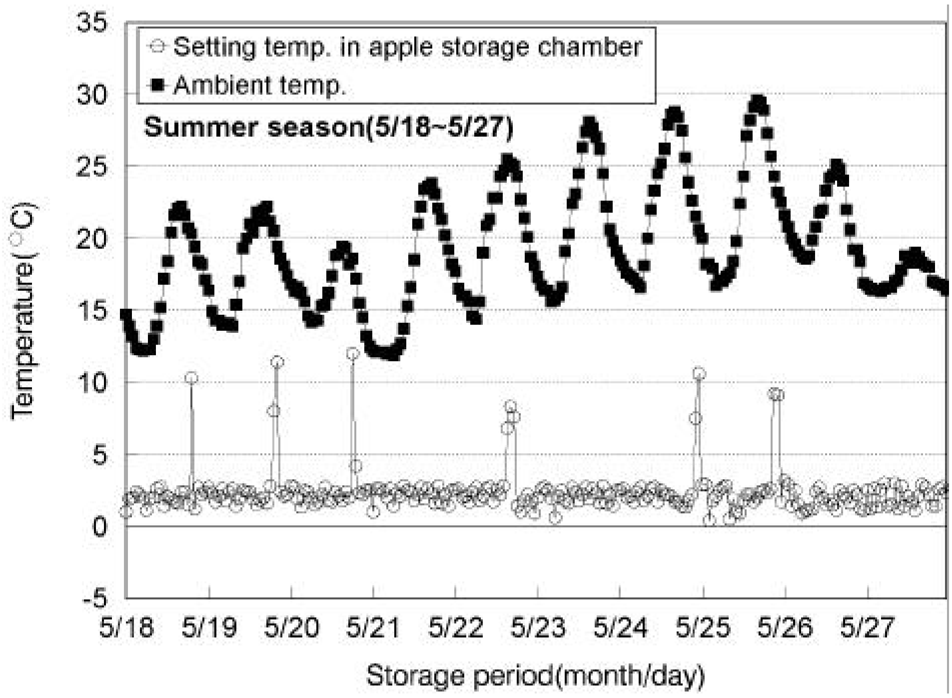


Fig. 5-19. Variation of ambient and setting temperauture in the apple storage chamber in the summer season.

그림 5-19는 여름철 (5월 18일 5월 27일) 외기온과 사과저장 설정 실온 변화를 일별로 측정, 정리한 결과이다.

이 그림에서 보는 바와 같이 여름철 외기온은 12℃에서 30℃까지 비교적 높은 외기온을 나타내고 있으며, 사과저온저장 실온은 겨울과 봄철에서와 같이 설정온도 1.5℃를 중심으로 0.5℃의 오차를 나타내면서 사과저온저장에 바람직한 온도변화를 보였다.

여름철 외기온은 설정온도 1.5℃보다 높기 때문에 열펌프는 냉각회로만에 의하여 실온을 조절하였다.

이 그림에 나타난 불규칙하게 나타난 높은 실온은 응축기가 증발기 역할을 할 때 생기는 서리를 제상할 때 발생하는 온도변화를 나타내고 있으나 짧은 순간의 높은 온도이기 때문에 저온저장 사과에는 큰 영향을 주지않는 것으로 나타났다.

2) 사과의 저장 기간중 외기온과 상온저장 실험실온도 변화

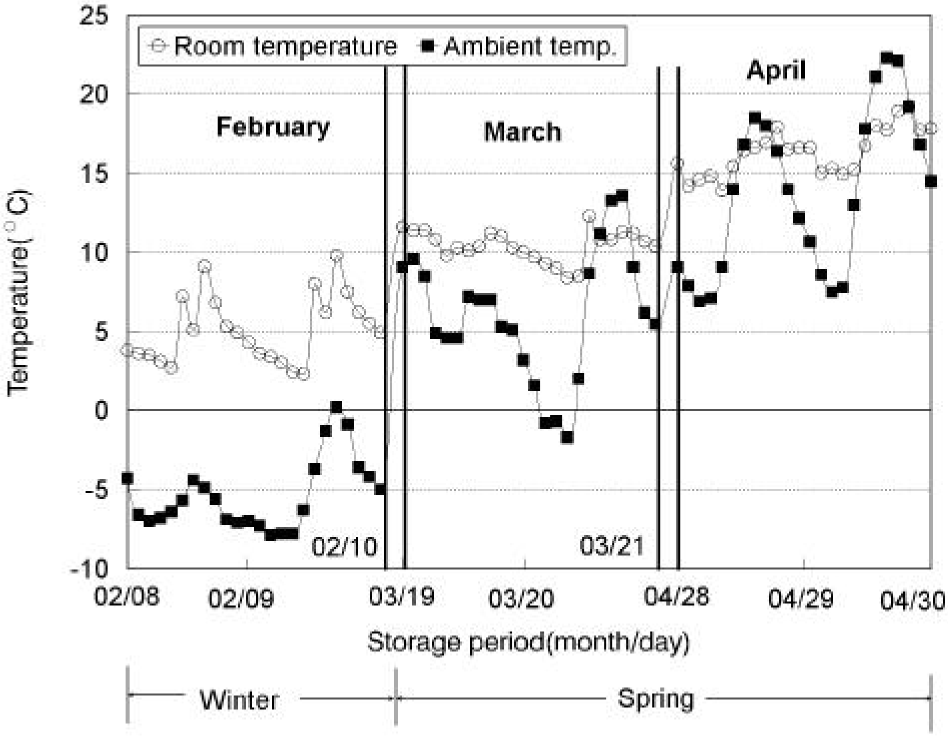


Fig. 5-20. Variation of ambient and experimental room temperature with winter and spring season in case of apple storage in the room temperature conditions.

열펌프식 저온저장 장치에 사과를 저장한 실험결과와 사과의 상온저장 실험결과을 비교하기위하여, 실험실내 기온을 조절하지 않고 상온저장실험을 수행하였다. 그림 5-20은 이 기간중 외기온과 실험실내기온 변화를 나타내고 있다.

이 그림에서 보는 바와 같이 1999년 2월의 외기온과 실온변화를 2월일에서 2월10일까지 3일간의 온도변화로 대신하였으며, 이때 외기온은 -8℃에서 0℃범위내에서 변하였으며, 이 외기온에 의하여 실험실내기온은 2℃에서 10℃범위내에서 변화하고 있었으며, 상온저장온도인 실내온도는 사과저장에 영향을 주었다. 그리고 1999년 3월의 외기온은 3월19일 3월21일의 외기온과 실온 변화로 대신

하였으며 이때 외기온은 -2℃에서 13℃범위내에서 변화하였으며, 상온사과저장 온도인 실험실내기온은 8℃에서 12℃내에서 변화하고 있었다.

1999년 4월의 외기온은 4월28일 4월30일의 외기온과 실온으로 대신하였으며, 이때 외기온은 7℃ 23℃로 변하였으며, 외기온에 의하여 사과저장 온도인 실험실내기온은 14℃ 18℃를 나타내었다. 저온저장사과는 6월5일까지 저장실험을 하였으나, 상온저장사과는 4월30일에 저장성의 한계가 왔기 때문에 그림 5-20에서 4월30일까지의 외기온과 실온을 측정하였다.

3) 사과의 저온 저장에 소요된 월별일 평균 전기 에너지

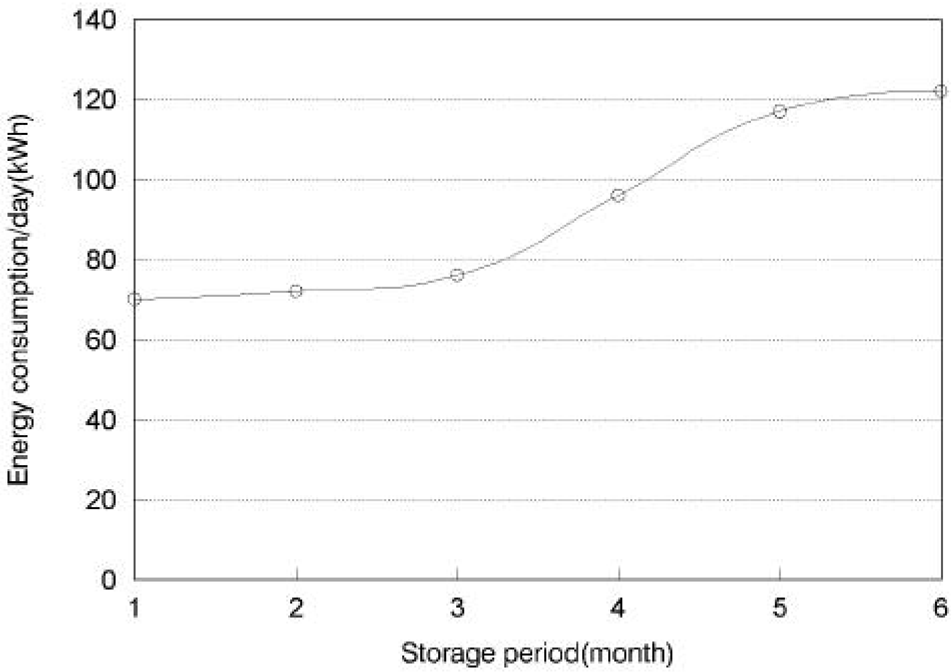


Fig. 5-21. Monthly dverage daily electric energy consumption during the apple storge.

그림 5-21은 사과 저온저장기간 동안의 월별 일평균 전기에너지 소모량을 나타내고 있다.

이 그림에서 보는 바와 같이 외기온이 낮은 겨울펄과 봄철에는 비교적 전기에너지 소모가 적은 반면에 여름철에는 겨울철과 봄철보다 전기에너지 소모가 많았다.

이와 같은 결과는 저장실온과 외기온과의 차에 의하여 나타난 결과로서 겨울과 봄철 외기온이 -5 -13℃로서 저온저장 설정실온 1.5℃와의 온도차, ∇T = 6 14℃인데 비하여 여름철인, 5월과 6월에 외기온이 18 30℃이기 때문에 외기온과 저온저장 설정실온과의 온도차, ∇T = 17 29℃로서 겨울과 봄철에 비하여 그 온도차가 2배정도로 되기 때문에 전기 에너지 소모량도 겨울과 봄철에 비하여 1.6 1.7배 높게 나타났다.

이와 같은 결과는 겨울과 봄철에 열펌프의 가열회로에 의한 사과저장이 여름철에 열펌프 냉각회로에 의한 사과저장보다 쉽다는 것을 시사해 주고 있다.

4) 저장 처리별 사과 경도 변화

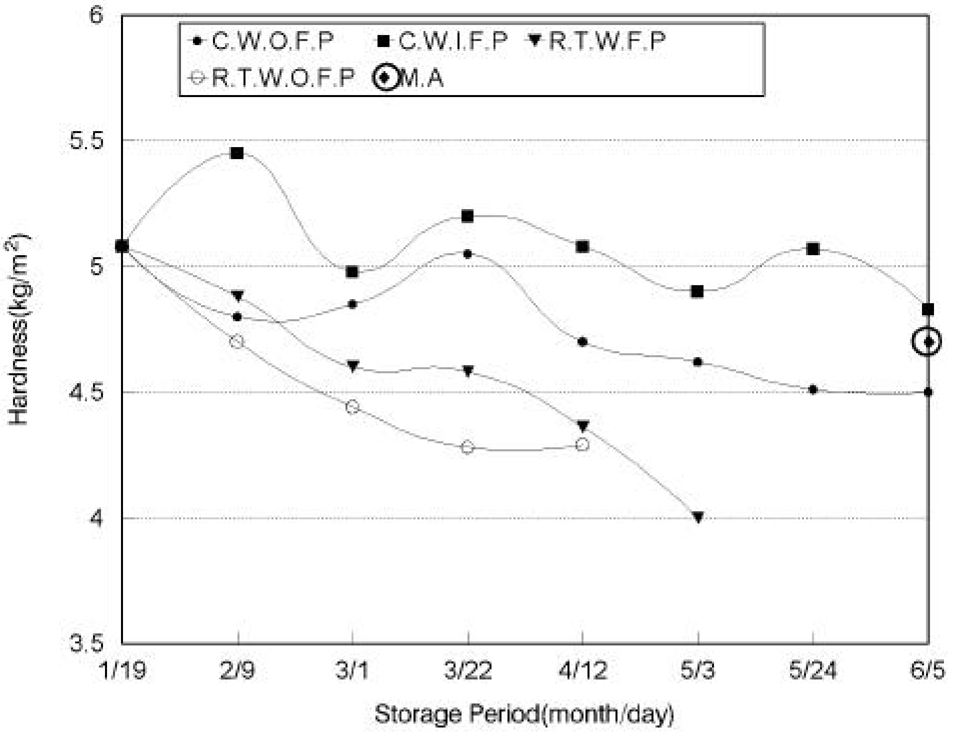


Fig. 5-22. Apple hardness variation in accordance with storage treatment and duration.

C.W.O.F.P : Cold storage without PVC film pack
C.W.I.F.P : Cold storage with PVC film pack
R.T.W.F.P : Room temperature storage with PVC film pack
R.T.W.O.F.P : Room temperature storage without PVC film pack
M.A : Marcket apple

그림 5-22는 사과과피를 제거한 후에 저온저장 기간별로 사과 경도를 나타낸 것으로 매번 측정시 한번 측정한 사과는 버리고 다음 측정에는 다른 사과를 샘플링하여 경도를 측정할 수 밖에 없었기 때문에 약간의 오차는 있어도 전체적인

경향은 잘 나타내고 있다.

이 그림에서 보는 바와 같이 측정일을 제외하고 20일 간격으로 사과 경도를 측정하였으며, 저장기간이 길어질수록 모든 처리에서 경도가 감소하는 경향을 보였으며, PE film으로 포장하여 저온저장한 경우, 저온저장 5개월간 경도가 5.2kg/㎠에서 4.8kg/㎠으로 0.4kg/㎠감소하였으며, 무포장으로 저온저장한 경우, 경도가 6개월간 5.2kg/㎠에서 4.5kg/㎠으로 0.7kg/㎠감소하였고, PE film으로 포장하여 상온에서 저장한 경우, 6개월간 경도가 5.2kg/㎠에서 4.0kg/㎠으로 1.2kg/㎠감소하였고, 무포장으로 상온에 저장한 경우, 2개월 20일이 사과저장의 한계였다. 그 이상 저장이 불가능할 정도로 부패하였으며, 이 기간중 경도는 5.2kg/㎠에서 4.3kg/㎠로 0.9kg/㎠감소하였다.

이상과 같은 결과로 보아 PE film으로 포장하여 저온저장하는 경우가 경도 감소가 가장 작았고, 그 다음이 무포장 저온저장, PE film포장 상온저장 그리고 무포장 상온저장 순이었다. PE film으로 포장하여 상온에 저장하는 것보다 포장하지 않더라도 저온저장하는 것이 더 좋은 경도를 유지하는 결과를 얻을 수 있었다. 그리고 시중에서 PE film으로 포장하여 냉각회로만에 의하여 저장한 사과 경도는 6개월 저장후 4.6kg/㎠의 경도를 보였다.

5) **처리별, 저장기간에 따른 사과의 당도 변화**

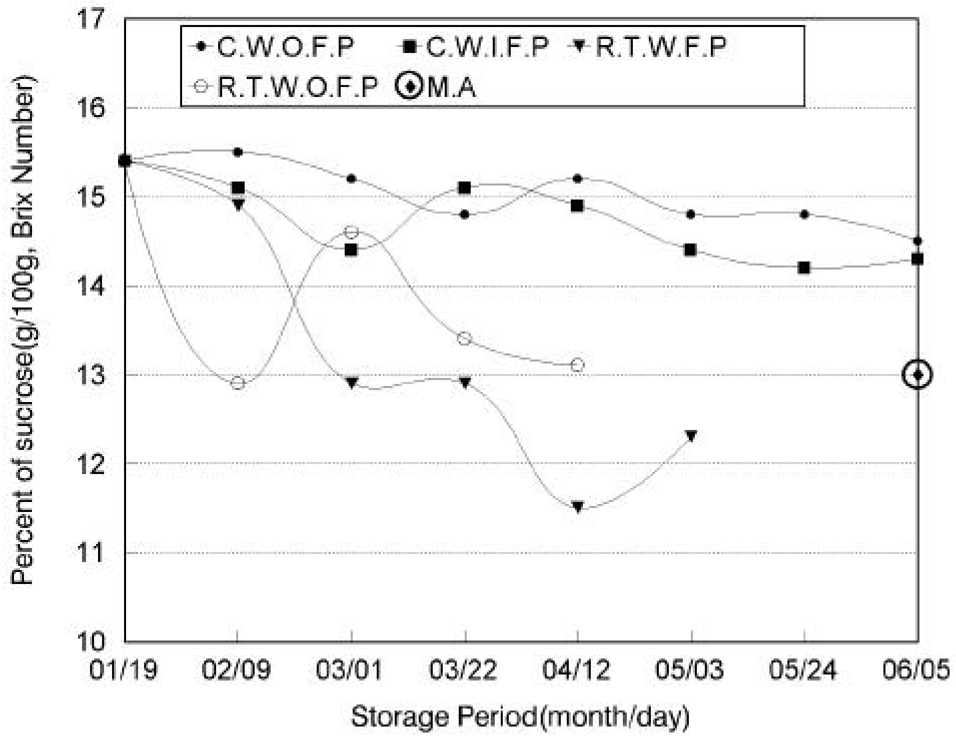


Fig. 5-23. Sucrose variation of apple in accordance with storage treatment and duration.

그림 5-23는 저장 처리별, 기간별 사과의 당도변화를 Brix Index로 나타내고 있다.

이 그림에서 보는 바와 같이 저장기간이 길어질수록 모든 처리에서 당도가 감소하는 경향을 보였으나, PE film으로 포장하여 저장한 경우의 당도가 가장 높게 나타났고, 그 다음이 무포장 저온저장, 무포장을 상온저장 그리고 포장하여 상온저장한 경우의 순이었으며, 이때 당도는 PE film으로 포장하여 저온저장한 경우는 저장초기에 Brix number 15.4에서 5개월후 Brix Number가 14.5로 감소하였으며, 포장하지 않고 저온저장한 경우에는 초기에 Brix Number 15.4에서 14.3으로 감소하였고, 포장해서 상온저장한 경우에는 Brix Number 15.4에서 11.5까

지 감소하는 결과를 나타냈다.

그리고 시장에서 냉각만으로 6개월 저장한 사과의 당도는 Brix Number 13을 나타내고 있었다.

이상과 같은 결과는 PE film 포장이나 포장하지 않아 저장온도를 1.5℃로 일정하게 유지하면서 저장하는 것이 사과당도를 유지하는데 효과적임을 알 수 있었다.

6) 처리별, 저장기간에 따른 사과의 신선도 변화

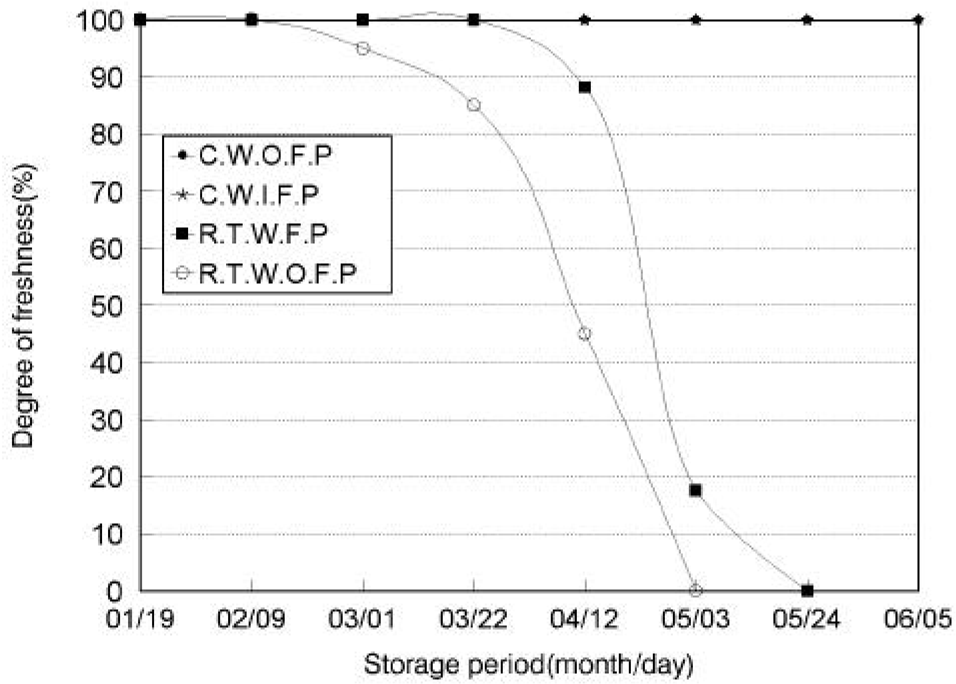


Fig. 5-24. Apple freshness variation with storage treatment and duration.

그림 5-24는 사과저장 처리별 저장기간에 따른 사과의 신선도율을 나타내고 있다. 여기서 사과의 신선도율은 처리별 전체사과 수에 대한 건전사과(경도, 당도, 부패도 기준으로 판정)수의 비로 분석하였다.

이 그림에서 보는 바와 같이 PE film으로 포장하여 저온저장한 경우와 무포장하여 저온저장한 경우의 신선도율은 5개월 저장 기간동안 100%에 접근하는 높은 신선도율을 보인 반면에 PE film 포장과 무포장으로 상온저장한 경우에는 저장기간 40 60일이 지난후에 신선도율이 급격히 떨어지고 있음을 보였다. 특히 포장하지 않고 상온에 저장한 경우에는 저장기간 40일이 지난 후에는 신선도율이 급격히 감소하여 100일 후에는 완전히 부패하였음을 보여주었으며, PE film으로 포장한 후 상온에 저장한 경우에는 저장 기간 60일이 지난 후에 사과의 신선도율이 급격히 감소하여, 저장기간 120일 후에는 완전히 부패하였음을 보여주었다.

이상과 같은 결과는 실내공기온도를 1.5℃로 설정한 저온저장실에 사과를 저장하는 것이 장기저장에 좋은 저장법임을 시사해 주고 있다.

7) **처리별 저장사과의 내·외형**

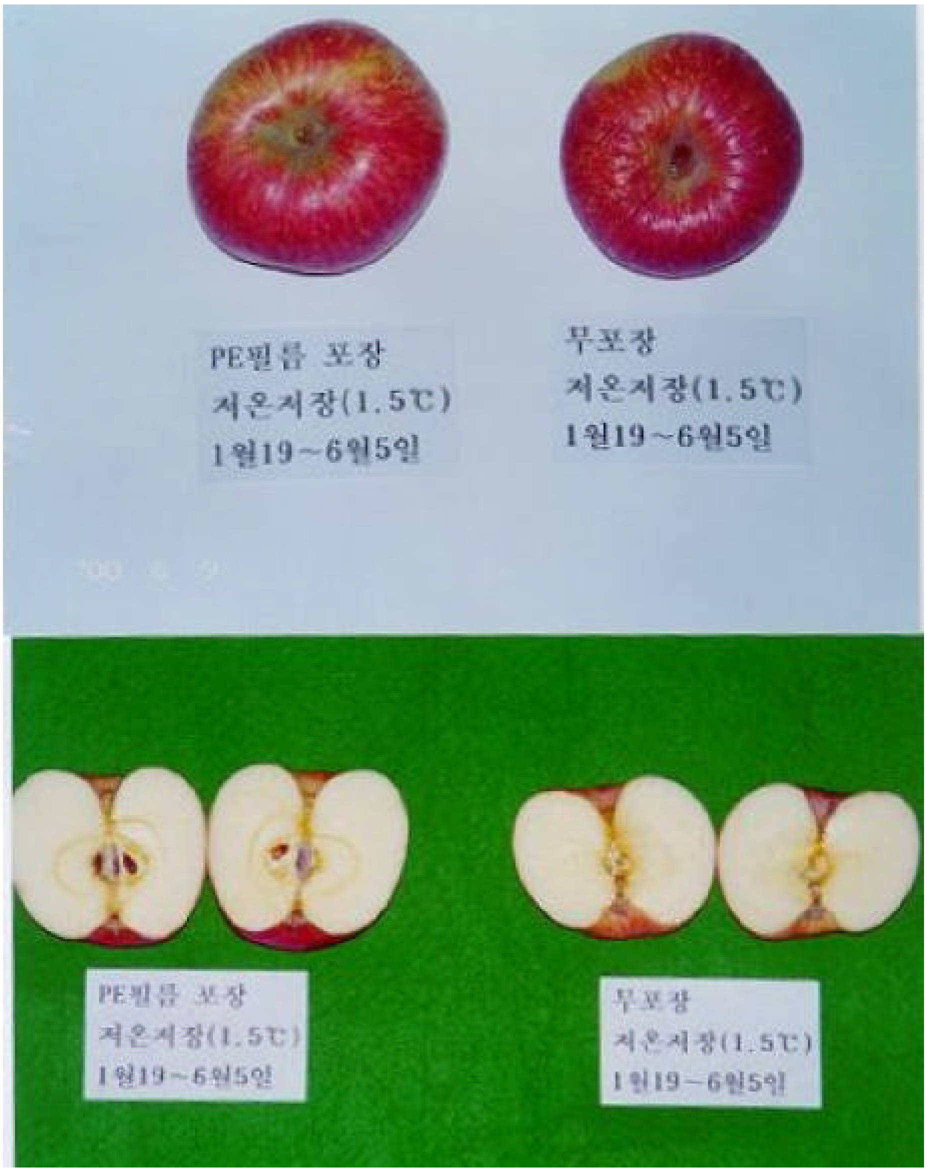


Fig.5-25 Photo of apples stored in the ordinary room and low temperature storage chamber(1.5℃) during 5 months (19th, January 5th June)

그림 5-25는 PE film으로 포장한 상태와 포장하지 않은 상태에서 실온을 1.5℃로 설정한 저온저장 실내에 5개월 동안 저장되었던 사과의 외형과 내부상태를 나타낸 사진이다.
이 사진에서 보는 바와 같이 사과 색과 신선도가 잘 유지된 상태이며, 사과 내부의 육질도 신선한 상태를 유지하고 있음을 보여주고 있다.
PE film으로 포장하여 저온저장한 사과 외형은 탈력있고 색깔이 선명한데 비하여 무포장으로 저온저장한 사과는 외형에 잔주름이 많고 색깔의 투명도가 낮은 것으로 나타나 있다. 이와 같은 결과는 PE film으로 포장하여 저장한 경우는 포장하지 않은 경우보다 사과 표피로부터 수분증발이 적기 때문에 사과 내부에 수분함량 감소가 적게 되어 이와 같은 현상이 결과된 것으로 판단된다.

Fig.5-26 Photo of apple wrapped in PE film stored in the ordinary temperature room (2 20℃) during 4 months (19th, January 14th May)

그림 5-26은 PE film으로 포장하여 상온에 4개월동안 저장한 사과의 외형과 내부상태를 나타낸 사진이다.

이 사진에서 보는 바와 같이 이 경우에는 사과의 외부와 내부가 모두 부패한 상태이다. 저온저장실에 저장한 경우보다 저장기간이 짧은데도 사과의 저장 상태가 대단히 큰 차이를 보이고 있는 것은 앞에서 실험분석한 결과를 간결하게 나타내주고 있는 것이라 하겠다.

Fig. 5-27. Photo of apple no wrapped in PE film stored in the ordinary room(2 20℃) during 3 monthes(19th January 28th April).

그림 5-27은 포장하지 않은 상태에서 상온에 3개월간 저장한 사과의 외형과 내부상태를 나타내 사진이다.

이 사진에서 보는 바와 같이 외부와 내부가 부패하여 식용으로서 가치가 없는 상태이다. 앞의 2가지 처리 경우보다 짧은 저장기간이지만 부패도가 큰 것은 저온저장, 포장, 무포장 그리고 상온저장의 차별화를 잘 나타내고 있다. 결과적으로 PE film으로 포장하여 1.5℃저온저장실에 저장하는 것이 상대적으로 좋은 저장법이며, 무포장보다는 포장저장이 효과가 있음을 알 수 있었다.

2절 열펌프식 건조기의 경제성 분석

1. 건조소요열에너지 분석

열펌프의 건조소요열량은 다음 식으로 표현할 수 있다
.

$$\dot{q}_{hp} = COP \times (\dot{q}_{comp.} + \dot{q}^{E}_{eva.} + \dot{q}^{E}_{condenser} + \dot{q}^{E}_{other}) = COP \times \dot{q}^{E}_{measure} \quad \text{------------(5-1)}$$

$$Q_{hp} = \sum_{t=0}^{t} \dot{q}_{hp(t)} \quad \text{--(5-2)}$$

여기서 $\dot{q}^{E}_{eva}$: Electric energy for the evaporator operation.(kW)

$\dot{q}^{E}_{condenser}$: Electric energy for the condenser operation.(kW)

$\dot{q}^{E}_{other}$: Electric energy for the other elements operation.(kW)

$\dot{q}^{E}_{measure}$: Total electric energy for heat pump operation measured by the energy analyzer.(kW)

이 열량은 건조에 소모되는 에너지이므로 열풍건조기의 경우에도 같은 열에너지가 필요하게 된다. 그러므로 열풍건조기의 건조에너지는 다음과 같이 구할 할 수 있다.

$$\dot{q}_{b.t.d.} = \dot{q}_{hp.} / \eta_{t,b} \quad \text{--(5-3)}$$

여기서 $\eta_{t,b}$: **열풍 건조기의 제효율**(0.83)**이다**.

$$Q_{b,t,d} = \sum_{t=0}^{t} \dot{q}_{b.t.d(t)} \quad \text{---(5-4)}$$

식(5-2)와 식(5-3)으로 나타내고 있는 열펌프식 건조기가 사용한 누적 전력량과 열풍식 건조가 소모한 누적전력에 의하여 열풍식 벌크건조기에 대한 열펌프식 건조기의 건조에너지절약율을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$E.S.R = \frac{Q_{b.t.d} - Q_{hp}}{Q_{b.t.d}} \times 100 \quad \text{-------------------------------------(5-5)}$$

여기서, $E.S.R$ = Energy saving rate of the heat pump type dryer to the burnner type dryer.(%)

$Q_{b.t.d}$ =Energy consumption of the burnner type dryer.($kcal$)

Q_{hp} =Energy consumption of the heat pump type dryer.($kcal$)

b. t. d. = burnner type dryer

2. 건조소요비용 분석

식(5-4)에 의하여 열풍건조기가 사용한 백등유의 양은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\text{백등유의 양}(\ell) = \frac{\text{열풍건조기의 소모 열량(kcal)}}{\text{백등유의 발열량}(\text{kcal}/\ell) \times \eta_{t,b}} = \frac{Q_{bulk}}{\text{백등유의 발열량}(kcal/\ell) \times \eta_{t,b}} \quad \text{--------------(5-6)}$$

여기서, 백등유의 발열량은 $8700 kcal/\ell$ 이다.

열풍 건조기가 소모한 에너지비용 B_{cost} 은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$B_{cost} = \text{열풍식 건조의 소요에너지 비용} = 460\text{원}/\ell \times \text{소모 백등유량}(\ell) \quad \text{-------------------------------------(5-7)}$$

또한, 열펌프식 건조기가 소비한 전력에 대한 비용 H_{cost} 은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$H_{cost} = \text{열펌프식 건조의 소요에너지 비용} = 23.2\text{원}/kW \cdot hr \times \text{소모 전력}(kW \cdot hr) + 464\text{원} \quad \text{--------------(5-8)}$$

(5-7)식과 (5-8)식에 의하여 열풍 건조기의 비용과 열펌프식 건조기의 비용을 분석하여 열풍 건조기의 에너지 비용에 대한 열펌프식 건조기의 에너지 비용의 절약율을 다음과 같이 분석할 수 있다.

$$C.S.R = \frac{B_{\cos t} - H_{\cos t}}{B_{\cos t}} \times 100 \qquad \text{----------------------------------(5-9)}$$

여기서, $C.S.R$ = Cost saving rate of the heat pump type dryer to the burnner type dryer(%)

$B_{\cos t}$ = Energy cost of burnner type dryer(원)

$H_{\cos t}$ = Energy cost of heat pump type dryer (원)

백등유의 가격은 1999년 9월 12일 기준, 460원/ℓ로 하였으며, 열펌프식 건조기에 사용한 전기에너지비용은 1999년 9월 12일 기준 갑종심야전력요금, 23.2원/kW·hr를 기준으로 하였고, 열풍 건조기의 제효율, $\eta_{t,\ b}$ 는 열풍 건조기에 쓰이는 Gun type burner의 연소효율, 0.93, 열효율,0.89 등을 감안하여 0.83으로 하였다.

그런데, 건조연료 가격변동에 따른 열풍 건조기에 대한 열펌프식 건조기의 비용절약율은 (5-7)식에 변동되는 연료가격을 대입하므로서 구할 수 있게된다.

3. 열펌프식 건조기의 건조소요에너지 절약

그림 5-28은 열풍식 건조기와 열펌프식 건조기의 적산건조소요에너지와 열풍 건조기를 사용하는 대신 열펌프식 건조를 이용하므로서 얻어지는 건조소요에너지 절약율을 나타내고 있다. 이 그림에서 보는바와 같이 열펌프식 건조기에 의한 열에너지 절약은 47 53 %이었다.

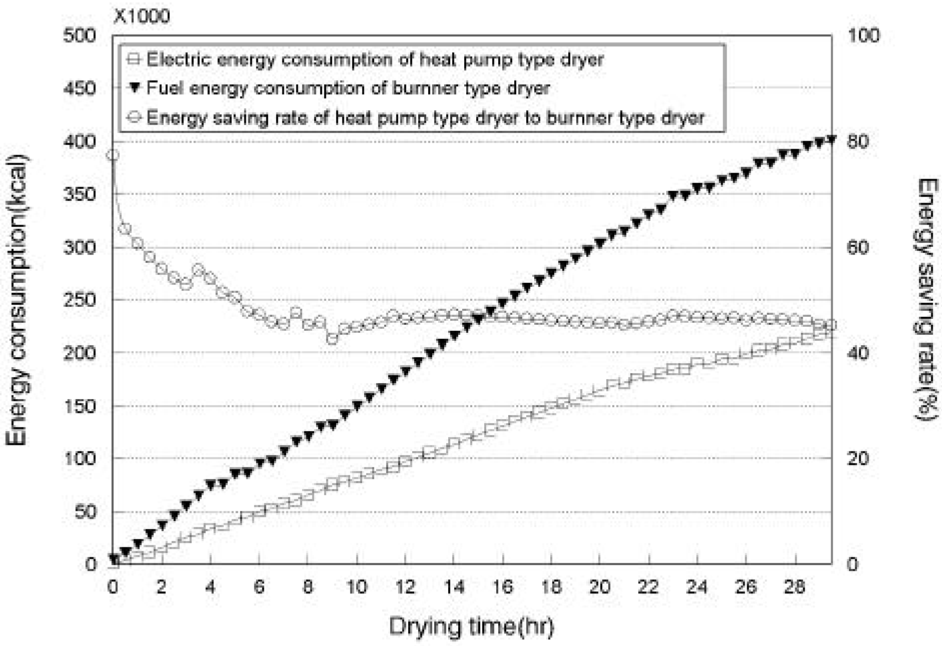


Fig. 5-28. Comparison of the drying thermal energy consumption of heat pump type dryer and that of burnner type dryer, and energy saving rate of the heat pump type dryer to the burnner type dryer.

4. 열펌프식 건조기의 건조소요비용 절약

그림 5-29은 열풍식 건조기와 열펌프식 건조기의 적산건조소요비용과 열풍건조기에 대한 열펌프식 건조기의 건조소요에너지 비용의 절약율을 나타내고 있다. 이 그림에서 보는바와 같이 열펌프식 건조기에 의한 건조소요에너지 비용의 절약율은 65 70 %이었다.

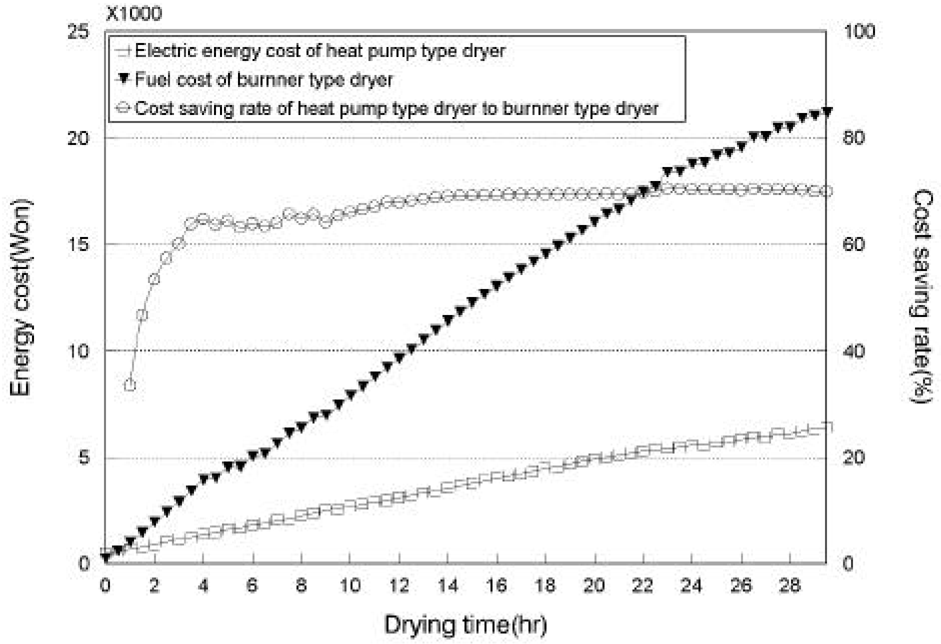


Fig. 5-29. Comparison of the drying cost of heat pump type dryer and that of burnner type dryer, and the drying cost saving rate of the heat pump type dryer to the burnner type dryer.

5. 건조연료 가격변동에 따른 열펌프식 건조기에 의한 건조비용 절약

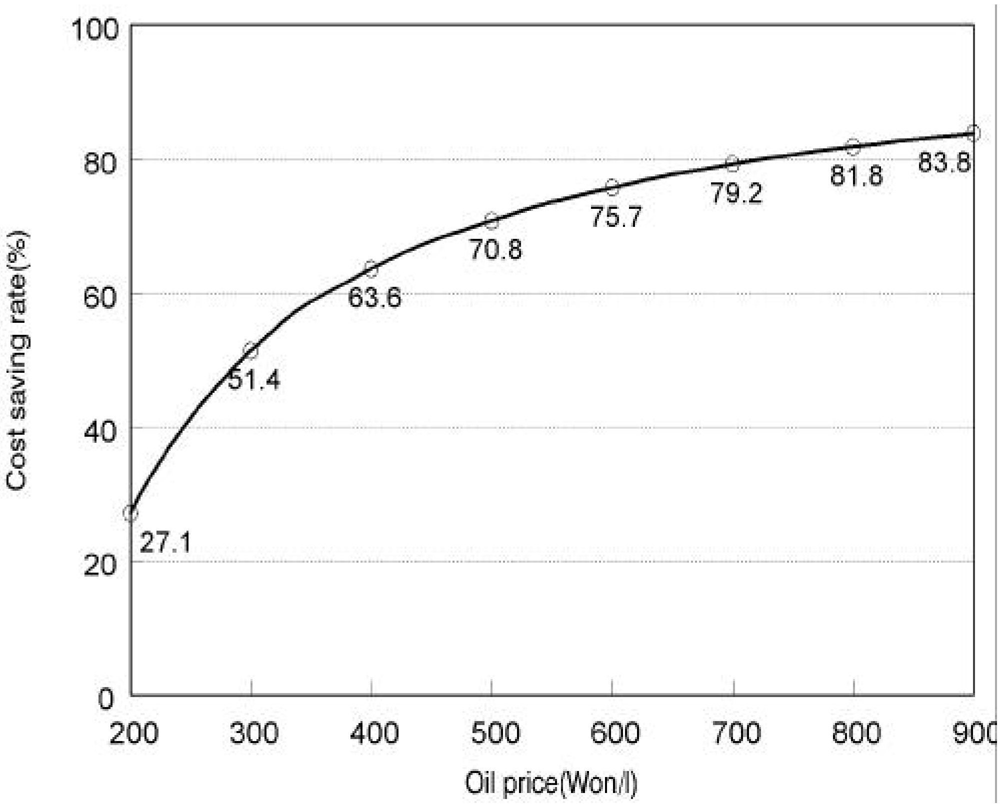


Fig. 5-30. Crying energy cost saving rate of the heat pump type dryer to the burnner type dryer with oil price variation.

그림 5-30은 건조연료 가격변동에 따른 열풍식 건조기에 대한 열펌프식 건조기의 건조소요비용 절약율을 나타내고 있다. 이 그림에서 보는바와 같이 건조연료 가격이 200 원/ℓ에서 700 원/ℓ까지 상승함에 따라 건조소요에너지 비용은 27 79 %로 절약되는 것으로 분석되었다.

3 절 결과 요약

1. 건조

가. 환풍건조에서의 열펌프 COP는 1.1 1.6이었고, 제습건조에서의 COP는 1.8 2.2이었다.

나. 편절무 건조의 경우 건조 12시간까지는 환풍건조가 제습건조보다 건조속도가 빨랐으나, 건조 15시간 이후 건조종료 시간인 25시간까지는 제습건조가 환풍건조보다 건조속도가 빨랐으며 이로 인하여 제습건조에 의하여 건조시간이 5시간 단축되었다.

다. 고추건조의 경우 건조 30시간까지는 환기건조가 제습건조보다 건조속도가 빨랐으나 건조 30시간 후에는 제습건조가 환기건조보다 건조속도가 빠르게 되어 결과적으로 건조 시간을 8 10시간 절약할 수 있었다.

라. 고추와 편절무 건조의 경우 모두 제습기핀의 온도는 노점보다 낮았으며, 고추 건조의 경우 상대습도는 50%이었으며, 편절무의 경우 70%를 보였다.

2. 저온저장

마. PE film으로 포장하여 1.5℃에서 5개월간 저장한 사과의 당도는 14.5(Brix Number)로 가장 높았으며, 그 다음이 무포장 저온저장한 경우, 무포장 상온저장 그리고 PE film으로 포장한 상온저장 순이었다.

바. 장기간 저장된 사과의 신선도는 PE film에 포장하여 저온 (1.5℃)저장한 경우가 가장 좋았으며, 그 다음이 무포장 저온저장, 포장 상온저장 그리고 무포장 상온저장 순이었다.

3. 경제성 분석

사. 열펌프식 건조기의 경제성 분석에서 에너지 절약은 열풍건조기에 대하여 4 7 53%로 분석되었으며, 열펌프식 건조기의 에너지 비용 절약은 열풍건조기에 대하여 65 70%로 분석되었다.

아. 석유가격변동에 따른 건조소요에너지 비용절약은 열풍건조기에 대하여 연료가격이 200원/ℓ 700원/ℓ까지 상승함에 따라 27 79%로 나타내었다.

참고 문헌

1. 류택용, “ 열펌프 시스템에서 각종설계인자들에 따른 압축기용량의 최적설계에 관한 연구 ”,1988.
2. 강금춘, “ 공기대 공기 열펌프식 건조기의 특성분석 ”, 석사논문, pp17 46, 1998.
3. Zylly. R., et al., "The potential for the heat pumps in drying and dehumidification system", Int, J, Energy Research, 6(4), 1982.
4. 石井仁, “省エネルキー形 ヒトポンプ式 低溫乾燥裝置”, 日本造水技術, Vol 6, 1982.
5. Jorg Ackerman, et al., "Changes in Sugar, Acids and Amino Acids during Ripening and Storage of Apples "(cv.Glockenapfel), American Chemical Society, 1992.
6. C. L. Lay, et al., " Effects of Storage Produres and Low Cxygen and Carbon Dioxide Atmospheres on Storage Cuality of 'Spartan' Apples ", J. Amer. Soc. Hort. Sci. 108(6):953-957, 1983.
7. Assem D. Shaltout and C. R. Unrath, " Rest Completion Prodiction Model for 'Strakrison Delicious' Apples ", J. Amer. Soc. Hort. Sci. 108(6):958-961, 1983.

제 6 장 종합 결론

지금까지 사용하고 있는 열풍건조기의 문제점을 해결하고, 연중 이용률을 높이기 위하여 대기 중에 저온 열에너지를 열원으로 하는 열펌프의 가열과 냉각 기능을 농·해산물 건조 및 저온 저장에 활용하여 하나의 시스템으로 2가지 일을 할 수 있는 장치를 설계제작 하였으며, 이 시스템의 성능특성을 분석하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

1. 가열과 냉각 겸용으로 기능 할 수 있는 공기-공기 열펌프회로를 구성하고, 주요 요소 설계에 대한 이론을 정립하였다.

2. Psychrometic chart 상에 가열, 건조, 제습과정으로 이루어지는 제습건조 사이클을 완성하였으며, 이 사이클 완성으로 제습건조 이론 정립과 실제 설계를 가능하게 하였다.

제습기 소요동력 결정이론은 다음과 같이 정립할 수 있었다.

$$\dot{q}_{dehumidifier} = \dot{q}^{\,w}_{condensation} + \dot{q}^{\,air}_{cooling} + \dot{q}^{\,dehumi.}_{Loss}$$

-수분 함량이 가장 많은 농산물중에 하나인 편절무를 건조를 기준으로 한 제습기 소요동력은, $\dot{q}_{dehumidifier} = 1.347\ \dot{q}_{hp}\ (kW)$이었다.

3. 농산물별 건조실내 용적은 다음과 같은 이론식으로 결정할 수 있었다.

$$V = (H \times W \times L) = \frac{632.1 \times COP \times PS - 15.06(H \cdot L + H \cdot W + L \cdot W)}{M_{dd} \times \dot{q}_{wet.\%} \times D}$$

4. 환풍건조에서의 열펌프 CCP는 1.1 1.6 이었고, 제습건조에서의 CCP는 1.8 2.2 이었다.

5. 편절무건조의 경우 건조 15시간까지는 환풍건조가 제습건조보다 건조속도가 빨랐으나, 건조 15시간 이후 건조종료 시간인 25시간까지는 제습건조가 환풍건조보다 건조속도가 빨랐으며, 이로 인하여 제습건조에 의하여 건조시간이 5시간 단축되었다.

6. 고추건조의 경우 건조 30시간까지는 환풍건조가 제습건조보다 건조속도가 빨랐으나, 건조 30시간 후에는 제습건조가 환풍 건조보다 건조속도가 빠르게 되어 결과적으로 건조시간을 8 10시간 절약할 수 있었다.

7. 고추와 편절무건조의 경우 모두 제습기핀의 온도는 노점보다 낮았으며, 고추건조의 경우 상대습도는 50%이었으며, 편절무의 경우 70%을 보였다.

8. 사과와 배의 저온저장을 위한 냉열 부하는 66.5 67.1kJ/hr.kg이었고, 당근의 경우는 65.8 66.8kJ/hr.kg이다.

9. 과일과 채소의 저온저장을 위한 열펌프 동력은 저장물의 중량에 비례하였으며, 사과의 경우 40kg/PS이었다.

10. 편절무를 건조대상으로 할 경우 제습기 나관길이를 결정하기 위하여 다음과 같은 식을 유도하였다.

$$L = (0.2584 Ne^{1/4} + 7.135) \times \dot{q}_{hp} (m)$$

11. PE film으로 포장하여 1.5℃에서 5개월간 저장한 사과의 당도는 14.5(Brix number)로 가장 높았으며, 그 다음이 무포장 저온저장, 무포장 상온저장 그리고 PE film으로 포장한 상온저장 순이었다.

12. 장기간 저장된 사과의 신선도는 PE film에 포장하여 저온(1.5℃)저장한 경우가 가장 좋았으며, 그 다음이 무포장 저온저장, 포장상온저장과 무포장 상온저장 순이었다.

13. 열풍건조기에 대한 경제성 분석에서 열펌프식 건조기의 에너지 절약은 47 53%이었으며, 열풍건조기에 대한 열펌프식 건조기의 에너지 비용절약은 65 70%로 분석되었다.

14. 석유가격변동에 따른 열풍건조기에 대한 열펌프식 건조기의 건조소요 에너지비용 절약은 연료 가격이 200원/ℓ 700원/ℓ로 상승함에 따라 27 79%로 분석되었다.

참고문헌

1. 강석원, 고학균. 1983 "대류 및 복사에 의한 분말 고추의 열 및 물질 전달 특성", 한국농업기계학회지, 제 18권, 제 1호.
2. 김의웅, "청과물 차압예냉시스템의 최적화" 박사학위 논문.
3. 송현갑, 유영선. 1992 "Bioceramics의 원적외선이 농산물 자장에 미치는 영향", 농촌열에너지 연구보고 논문집, 제8권, 제1호.
4 조용진, 고학균, 박재복. 1983 "고추의 건조과정 최적화에 관한 연구", 한국농업기계학회지, 제 16 권, 제 4호.
5. R. D. Ellison, F. A. Creswick and W. L. Jackson, 1979, "Heat Pump Modeling : A Porgress Report", Proceedings of The Fourth Annual Heat Pump.Technology Conference, Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma, April 9-10
6. R. Zylly, S. P. Abbas, K. W. Tai, S. Devotta, F. A. Watson, and F. A. Holland, 1982, "The Potential for the Heat Pumps in Drying and Dehumidification System ; Theoretical Consideration" Int. J. Energy Research, Vol, 6. No. 4.
7. Frank P. Incropera etc 1, 1996, "Fundamentals of Heat Mass Transfer:, pp482-501, John Wiley & Son, NewYork
8. 김태원, 1997, " 증발기 나관 면적에 따른 히트펌프 성능 분석", 석사학위 논문 충북대학교 대학원.
9. 공재열 외2인, 1998, "식품의 동결시간 예측 및 동결시간에 영향을 미치는 요인에 관한 연구", 한국식품과학학회지, 20(6) : 827-833
10. 大久保 외1인, 1984, "青果物の 豫冷の 現状と 問題點", 冷凍, 59(677) : 1-9
11. 石橋貞人 외1인, 1967, "農産物の 冷却 速度(第 1報)", 農機誌, 29(1) : 19-25
12. 石橋貞人 외1인, 1967, "農産物の 冷却 速度(第 2報)", 農機誌, 29(2) : 92-97
13. 石橋貞人 외2인, 1967, "空氣冷却裝置に 關す 研究(第 1報)", 農機誌, 31(2) : 121-127

주 의

1. 이 보고서는 농림부에서 시행한 농림기술개발사업의 연구보고서입니다.

2. 이 보고서 내용을 발표할 때에는 반드시 농림부에서 시행한 농림기술개발사업의 연구결과임을 밝혀야 합니다.

3. 국가과학기술 기밀유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 아니됩니다.