



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

냉각식 소형 제습기의 증발기 전면  
풍속에 따른 제습성능에 관한 연구



2016년 8월

부경대학교 산업대학원

냉동공조공학과

김진철

공학석사 학위논문

냉각식 소형 제습기의 증발기 전면 풍속에  
따른 제습성능에 관한 연구

A Study on Dehumidification Performance of Evaporator Frontal Air  
Velocity of Refrigeration Compact Dehumidifier

지도교수 금 종 수

이 論文을 工學碩士 學位論文으로 提出함.

2016년 8월

부경대학교 산업대학원

냉동공조공학과

김진철

# 김진철의 공학석사 학위논문을

## 인준함

2016년 8월



주 심 공학박사 김 종 수 (인)

위 원 공학박사 정 석 권 (인)

위 원 공학박사 금 종 수 (인)

# 목 차

그림 목록 .....	iii
표 목록 .....	iv
Abstract .....	v
제1장 서론 .....	1
1.1 연구 배경 및 목적 .....	1
1.2 기존 연구 .....	4
1.3 연구 범위 .....	5
제2장 본론 .....	7
2.1 기초이론 .....	7
2.2 기존 제습기 .....	18
2.3 실험 장치 .....	20
2.4 실험 방법 .....	23
2.5 실험 결과 .....	29

제3장 결 론 .....	36
참고문헌 .....	37
감사의 글 .....	41

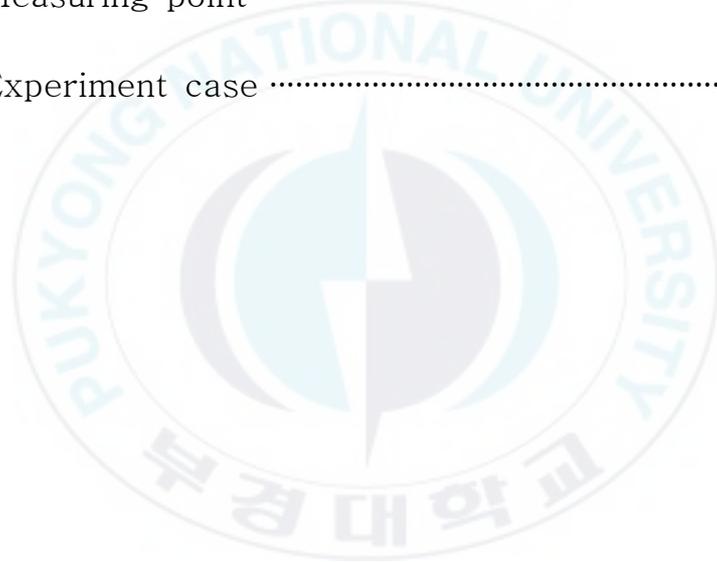


## 그림 목록

Fig. 1	Fundament of refrigeration dehumidification	7
Fig. 2	Fundament of desiccant dehumidification	9
Fig. 3	Constant enthalpy as a function of temperature	13
Fig. 4	Curved enthalpy as a function of temperature	14
Fig. 5	Non counter-current flow	15
Fig. 6	Bypass factor and contact factor	17
Fig. 7	Wind velocity control button	18
Fig. 8	Sight of refrigeration dehumidifier	20
Fig. 9	Refrigeration dehumidifier configuration	21
Fig. 10	Sight of chamber	25
Fig. 11	Schedule of experiment	27
Fig. 12	Experiment equipment operation phase	28
Fig. 13	Dehumidifying amount of evaporator frontal air velocity	30
Fig. 14	Evaporator surface temperature distribution	32
Fig. 15	Evaporator surface average temperature	32
Fig. 16	Super heat degree	33
Fig. 17	Heat exchange and dehumidification amount	35

## 표 목 록

Table 1 Compare wind .....	18
Table 2 Refrigeration dehumidifier components specification ...	22
Table 3 Measuring equipment .....	23
Table 4 Chamber specifications .....	25
Table 5 Measuring point .....	26
Table 6 Experiment case .....	27



# A Study on Dehumidification Performance of Evaporator Frontal Air Velocity of Refrigeration Compact Dehumidifier

Jin-Choul Kim

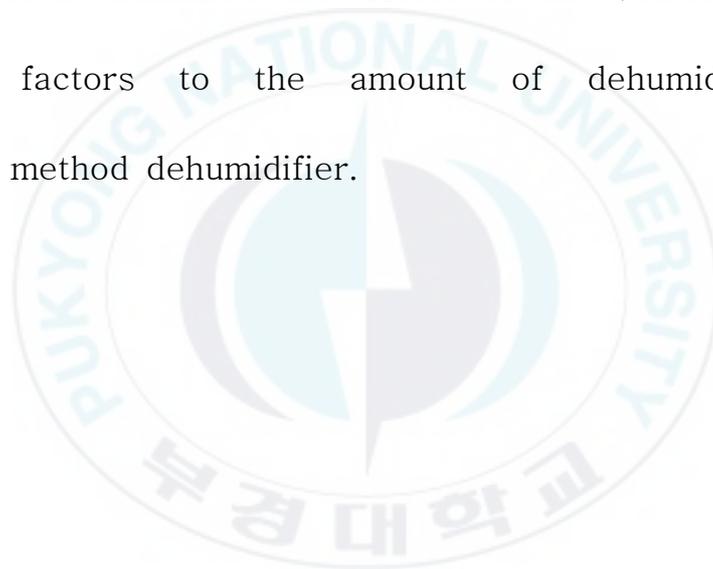
*Department of Refrigeration and Air Conditioning Engineering,  
Graduate School of Industry, Pukyong National University*

## Abstract

In the environment with high humidity causes negative influence on human's body and living condition. As the weather gets more humid, people's interest of dehumidifier for household arising recently. The cooling dehumidifier dehumidify the air by using refrigeration cycle technology which means it removes vapor by let the humid air pass through the cold surface. The amount dehumidified of refrigerating method dehumidifier affected by multiple factors. However, the refrigerating method dehumidifier for household in the market controls pass wind velocity technology to adjust the amount of dehumidification. As the pass wind velocity

increases, the amount of wind increases hence the heat exchange amount increases accordingly. However, the amount of dehumidification decreases because the temperature difference between the air and vaporization decreases. Therefore, simply by increasing air velocity does not increase the amount of dehumidification.

This research examined the effect of air velocity out of all variety of factors to the amount of dehumidification for refrigerating method dehumidifier.



## 제 1장 서론

### 1.1 연구 배경 및 목적

자연 상태에서 대기는 항상 일정량의 수증기를 포함하는 습공기 상태이다. 대기 중 수증기는 인간의 생활환경과 인체에 많은 영향을 끼치며 많거나 적으면 부정적인 요소로 작용한다. 상대습도가 높은 경우 불쾌지수가 상승하고 박테리아나 곰팡이의 번식이 활발해져 천식 등의 알레르기를 유발할 수 있다. 반대로 상대습도가 낮아지면 건조한 환경으로 인해 기관지나 안구 등 신체의 일부가 건조해져 질병을 유발할 수 있으며 먼지 발생으로 인해 인체가 악영향을 받을 수 있다. 따라서 미국공조냉동공학회(ASHRAE)에서는 사람이 가장 쾌적하게 생활할 수 있는 최적의 습도를 35~50%로 규정하고 있다.

우리나라는 최근 들어 장마철이 끝나도 국지성 호우가 반복되는 등 한반도 전체가 아열대성 기후를 나타내고 있다. 기상청 산하 기후변화정보센터가 발간한 ‘한반도 기후변화 : 현재와 미래’에 따르면 2021년부터는 남해안과 동해안 지역이 모두 아열대 기후에 속하게 되고 그 이후에는 내륙지역까지 아열대 기후가 확장될 것으로 전망한다.<sup>1)</sup> 이러한 기후의 변화로 인한 높은 습도가 문제가 되고 있어 현재 제습에 대한 필요성이 높아지는 추세이다.

제습은 대기 중의 수증기를 제거하는 것으로 제습하는 방식에 따라 크

---

계 냉각식, 화학식, 압축식으로 나눌 수 있다. 가정에서 쓰이는 소형 제습기는 구조가 간단하고 응축기 폐열을 재열로 사용하여 에너지 절감이 가능하고 유지보수가 용이한 냉각식 제습기가 일반적으로 사용되고 있다.

2010년 5% 미만이던 제습기 보급률이 최근 급증하여 2013년 13%, 2014년 20%까지 상승하였다. 기후가 비슷한 주변국가인 일본, 홍콩의 제습기 보급률이 80~90% 인 것을 감안하면 제습기는 성장가능성이 높은 가전제품이다.

소형 제습기에 대한 관심 및 수요증가로 냉각식 제습기에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 냉각식 제습기의 제습성능은 많은 요소들에 의해 복합적인 영향을 받는다. 제습성능에 영향을 주는 요소들은 증발압력, 냉매순환량 등 냉동사이클에 관한 부분, 증발기에서의 열교환 성능, 증발기 전면 풍속 등 많은 요소가 있다. 하지만 시판되는 소형의 가정용 냉각식 제습기는 단순히 풍속을 크게 하여 증발기를 통과하는 풍량을 증가시켜 증발기에서의 열교환량을 증가시키는 방식으로 제습기의 출력을 조절하고 있다. 하지만 단순히 증발기에서의 열교환량이 증가한다고 해서 제습성능이 증가한다고 판단되지 않는다.

또한, 소형 창고나 보관소 등에는 대형의 산업용 제습기 설치가 비용과 공간적인 측면에서 어려움이 있으며, 소형의 냉각식 제습기를 설치함으로써 비용 절감과 공간 활용도를 높일 수 있다.

---

본 연구에서는 증발기 전면 풍속으로 냉각식 소형 제습기의 출력을 조절하는 것이 적절한지에 관하여 검토해 보고자 한다. 증발기 전면 풍속에 따른 증발기와 제습기 통과공기 간의 열교환, 제습량, 전력사용량 등을 분석하고, 증발기 전면 풍속이 제습성능에 미치는 영향을 파악하여 소형 제습기 설계 시 연구 자료를 적용시킴으로써 최적 설계 방안을 실무에 활용하고자 한다.



## 1.2 기존 연구

제습기에서의 제습성능은 다양한 요소들에 의해 복합적인 영향을 받는다. 따라서 제습기의 각 요소에 대한 연구가 필요하나 대부분의 연구는 증발기의 열교환 성능에 관한 연구에 집중되어 있다.

박병규/이태환(2000)은 제습공조용 핀-관형 증발기의 열성능 모델링에 관한 연구에서 증발기 냉매회로의 구성이 열성능에 미치는 영향에 관한 연구를 수행하였다.<sup>2)</sup>

김내현 외 4명(2003)은 제습이 수반된 공조용 증발기 습표면의 열전달계수에 관한 연구에서 습표면과 건표면에서의 열전달과 압력손실에 관한 연구를 수행하였다.<sup>3)</sup>

권영철 외 3명(2013)은 건조기용 PF 증발기의 열교환량과 제습량에 관한 연구를 수행하였다.<sup>4)</sup>

냉각식 제습기에 관한 기존 연구에서는 증발기에서의 열성능과 열교환에 관련된 기계적 요소를 중심으로 연구가 진행되었으나, 본 연구에서는 1/4 HP의 냉각식 소형 제습기를 제작하여 증발기를 통과하는 풍속에 따른 제습 성능을 연구하였다.

### 1.3 연구 범위

본 연구는 가정용 제습기로 흔히 쓰이는 압축기를 이용한 냉각식 제습기를 대상으로 하였으며, 연구 범위는 다음과 같다.

1) 1/4 HP 용량의 압축기를 사용한 냉각식 제습기를 제작하여 연구하였다. 가정용 제습기에 흔히 사용되는 1/4 HP 용량의 압축기를 사용하였고 그 용량 상응하는 증발기와 응축기를 적용하여 각각의 장치들의 크기, 형태 등에 따라 실험데이터가 다르게 측정될 수 있다는 우려를 최소화 하였다.

2) 환경조건은 KS 규격(KS C 9317)<sup>5)</sup>에서 정한 제습기 제습능력시험 조건인 27℃, 59%의 환경에서 온습도가 유지되는 항온항습실에서 실험을 진행하였다. 환경조건은 KS-C9317 제습기 성능 평가 규격에서 정한 온습도 조건으로 진행하였고, 제습기의 동작에 의해 실내 습도가 낮아지는 상황이 아닌 제습기에 항상 같은 온습도의 공기가 투입될 수 있는 환경으로 실험을 진행하였다.

3) 본 실험은 증발기 전면풍속의 변화에 관한 실험으로 다른 변수들은 동일하게 한 후 증발기 전면 풍속만 변화시켜 그에 따른 변화를 측정, 분

석하였다.



## 제 2장 본론

## 2.1 기초이론

## 2.1.1 제습의 방식

## 가. 냉각식 제습

냉각식 제습은 통상적으로 냉매를 이용한 냉동사이클을 이용하는 방법이다. 증발기, 응축기, 압축기, 모세관으로 구성되며 증발기를 노점온도 이하로 냉각시켜 습한 공기를 통과시켜 수증기를 응축시키고 응축부의 폐열을 이용하여 다시 재가열한 공기를 내보내는 방식이다.

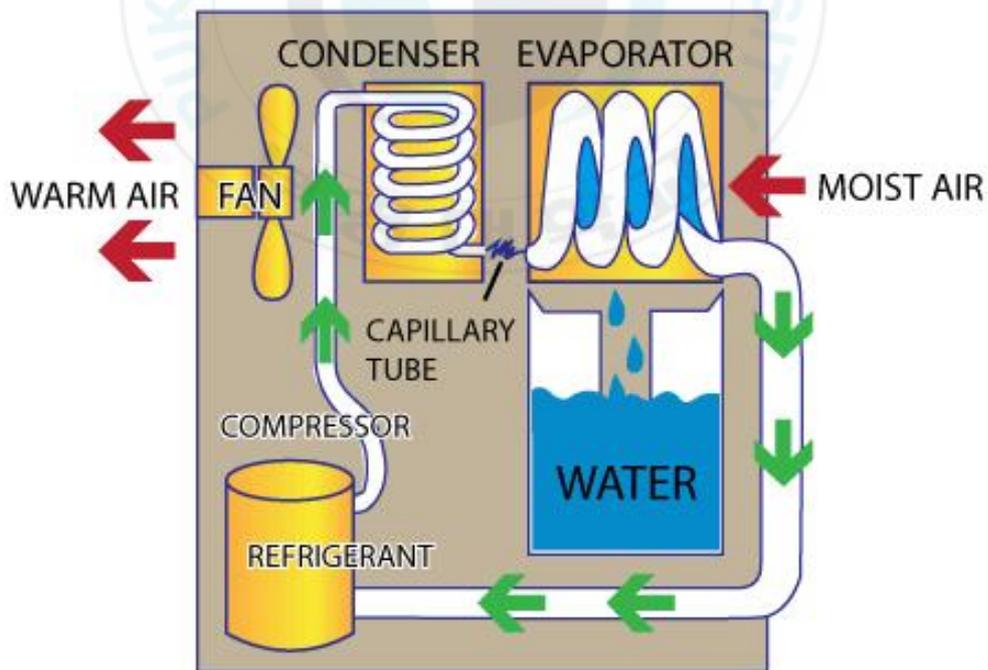


Fig. 1 Fundament of refrigeration dehumidification

고온다습한 환경에서 제습효율이 높기 때문에 우리나라의 여름철에 적합하고, 유지보수가 간편하고 저용량에서는 비용이 적게 들어 일반적으로 소형 가정용 제습기에 많이 사용된다. 하지만 공기를 노점온도 이하인 물체에 접촉시켜 제습을 하는 방식이므로 노점온도가 낮은 환경이나 극저습 환경을 조성하고자 할 경우에는 비효율적이다.

#### 나. 압축식 제습

공기는 압력에 따라 포화수증기량이 달라지는 원리를 이용한 제습 방식. 공기를 압축시켜 포화수증기 이상의 수증기를 물방울로 응축시켜 제습하는 방식이다. 온도를 일정하게 유지할 때, 전압을 높게 하면 포화수증기량이 줄어 여분의 수증기는 물방울로 제거된다. 압축에 수반하여 온도가 올라가므로 냉각과 겸용하면 효과가 크게 된다. 하지만 동일량을 제습할 때 다른 방식에 비해 소요동력이 크기 때문에 압축공정이 다른 목적으로 쓰이는 경우, 소규모 장치에서 냉동기를 사용하지 않고 건조공기를 얻을 때 이용된다.

#### 다. Desiccant 제습

실리카겔이나 제올라이트 등의 건조제를 사용하여 공기중의 수분을 흡착하는 제습 방식. 흡착제는 표면에 상당히 미세한 구멍이 많이 있는 물

---

질로, 이 세공 내에 수분을 흡착시킨다. 습한 공기를 흡착제에 통과시켜 공기를 감습시킨다. 흡착제를 재생시키기 위해서 뜨거운 공기를 통과시켜 흡착제의 수분을 제거하여 다시 사용할 수 있게 한다. 이 방식은 데시칸트 방식이라고도 불리며 산업용 제습이나 공조에 이용되고 있다. 냉각식 제습과는 다르게 저온구역에서도 제습능력이 저하되지 않는다는 장점이 있지만, 재생시키기 위해 열에너지가 많이 필요하고 또한 저용량의 제습기에서는 냉각식 제습에 비해 비용이 많이 든다는 단점이 있다.

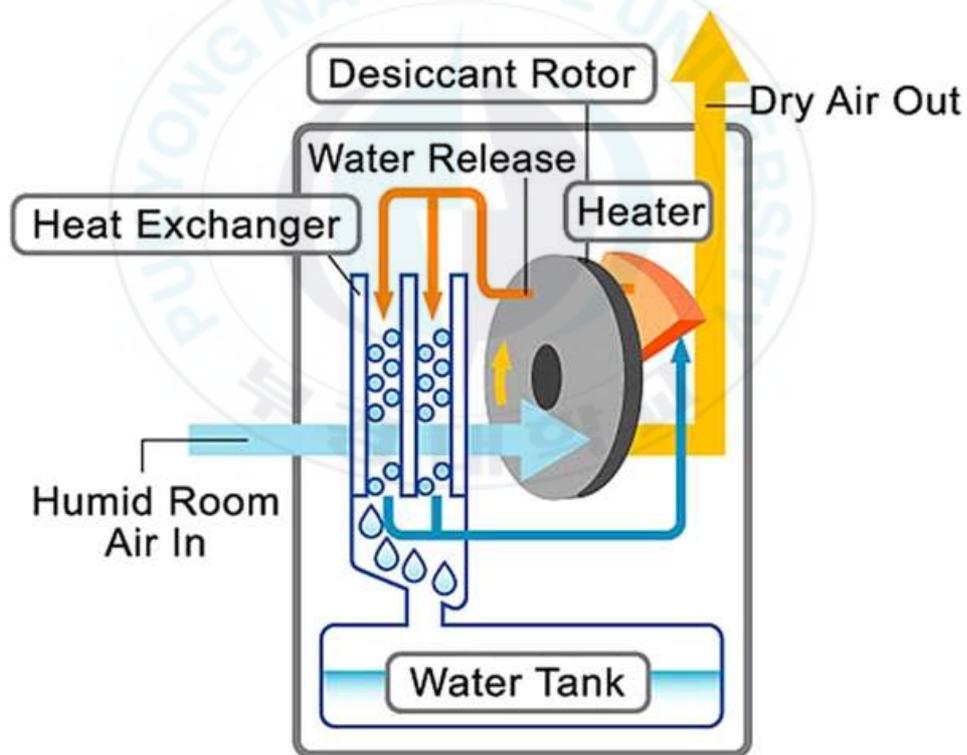


Fig. 2 Fundament of desiccant dehumidification

## 2.1.2 증발기에서의 열교환

가. 총괄 열전달 계수 ( U ; Overall Heat Transfer Coefficient)

광의의 열교환기 정의는 열을 교환하는 기기의 총칭이나, 일반적으로 상업적으로 사용되는 열교환기라 함은 금속을 사이에 두고 두 유체 사이에 열전달이 되는 기기이다. 이들 기기에서 열전달 현상은 보통 매체의 온도가 아주 높지 않아 복사에 대한 열전달량은 무시할 수 있어 전도와 대류에 의해 열전달이 된다고 할 수 있다. 이의 계산은 다음과 같다.

$$\frac{dQ}{dA} = U ( T_{hot} - T_{cold} ) \quad (\text{식 1.1})$$

$$Q = UA\Delta T_{LM} \quad * Q = mC_p(T_{in} - T_{out})$$

Q : 열량 [kcal/h]

A : 열전달 면적 [m<sup>2</sup>]

T : 온도 [K]

여기서 U의 값은 유체의 고유 Property 뿐만 아니라 기기의 구조에 따른 유체의 유동특성에 따라 차이가 나며, 열교환기의 해석 및 성능에 가장 중요한 인자이다. 기기의 성능을 향상시키기 위하여 U 값을 크게

하여야 하며 이는 유체의 유속을 빠르게(Turbulent Flow) 하여 설계한다.

열교환기에서 복사는 온도차가 크지 않아 고려하지 않아도 되므로 식 1.2로 표현이 가능하다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{cold}} + \frac{y_w}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_{hot}} \quad (\text{식 1.2})$$

$\alpha$  : 대류열전달 계수

$\lambda_w$  : 벽면의 열전도율

$y_w$  : 벽면의 두께

관형 열교환기의 경우에는 두께  $y_w$  가 매우 작고 열전도율  $\lambda_w$  가 크기 때문에 중간에  $\frac{y_w}{\lambda_w}$  항은 무시할 수 있다. 따라서 식 1.3으로 표현할 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{cold}} + \frac{1}{\alpha_{hot}} \quad (\text{식 1.3})$$

나. 대수평균온도차

$\Delta T$  또한 계산하는데 중요한 인자이다. 이의 계산은 LMTD(Logarithmic Mean Temperature Difference ;  $\Delta T_{LM}$ )를 사용한다. 이는 열교환량을 계산할 때 미소 면적에서의 Heat Flux를 전체 면적으로 적분하여 사용하기 때문이다. 예로  $\Delta T_{LM}$ 은 열교환기의 구조 및 유체의 엔탈피 변화에 따라 다음의 식과 같이 사용된다.



- 온도 변화에 따른 엔탈피 변화가 일정할 경우  
(단일상, 순수한 Counter-Current Flow의 경우)

(식 1.4)

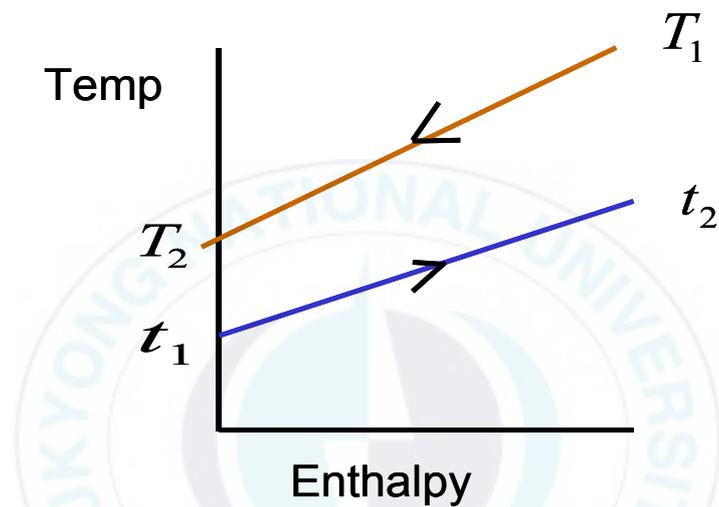


Fig. 3 Constant enthalpy as a function of temperature

- 온도 변화에 따른 엔탈피 변화가 곡선일 경우  
(상변화, 물성치의 변화)

$$\frac{1}{\Delta H} = \frac{\left( \frac{\Delta H_1}{\Delta T_{LM1}} + \frac{\Delta H_2}{\Delta T_{LM2}} + \dots \right)}{\Delta H} \quad (\text{식 1.5})$$

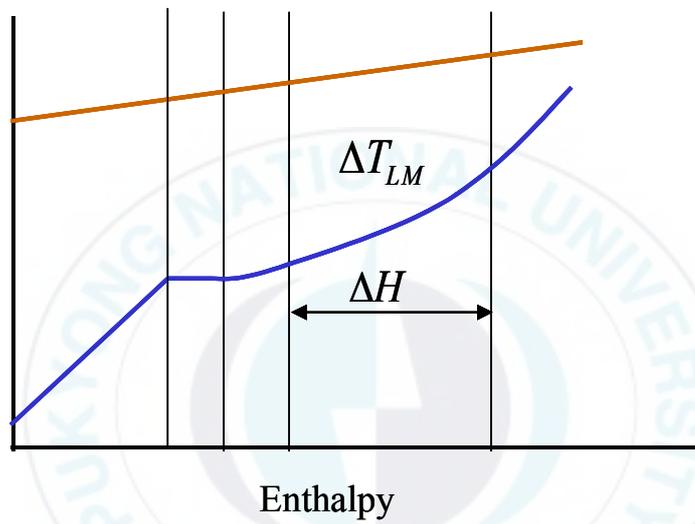


Fig. 4 Curved enthalpy as a function of temperature

- Non Counter-Current Flow일 경우

$$\Delta T = FT \Delta T_{LM} \quad (\text{식 1.6})$$

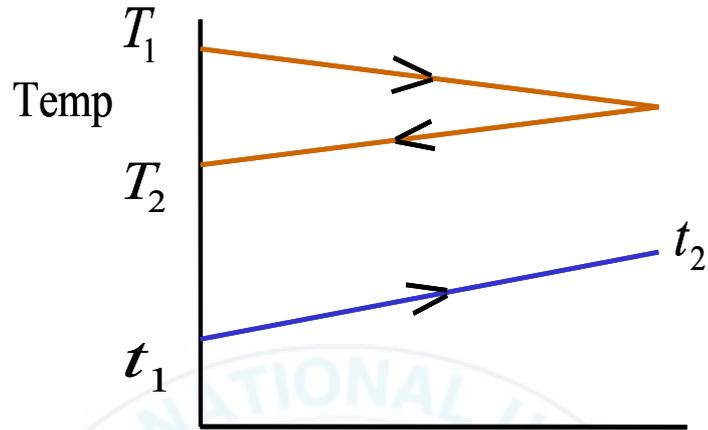


Fig. 5 Non counter-current flow

여기서 FT(F-Factor)는 열교환기 구조 및 입구, 출구의 온도에 따른 값이다.

### 2.1.3 바이패스 팩터와 컨택트 팩터

공기가 냉각코일을 통과하여 냉각될 때, 통과하는 대부분의 공기는 코일과 접촉하여 코일의 표면온도로 되지만, 일부의 공기는 코일과 접촉하지 않고 그대로 통과(Bypass)한다. 이와 같이 바이패스(Bypass)한 공기와 코일을 통과한 전공기와의 비율을 바이패스 팩터(Bypass Factor ; BF)라 하고, 코일과 접촉(contact)한 공기와 코일을 통과한 전공기에 대한 비율을 컨택트 팩터(Contact Factor ; CF)라 한다.

예를 들어, BF가 0.15 이면 전체 공기 중 15%의 공기가 코일과 접촉하지 않고 그냥 통과한 량이고, 85%의 공기가 코일과 접촉하여 코일표면 온도까지 냉각됨을 뜻한다. 따라서 BF에 상당하는 공기는 외기 상태 그대로 증발기를 지나는 셈이 됨으로 제습되지 않고 그냥 통과하는 공기라고 할 수 있다.

공기선도 상에서 보면 아래의 그림과 같이 표시되며, BF값은 일반적으로 0.1 ~ 0.2정도로 풍속이 클수록 BF는 증가한다.

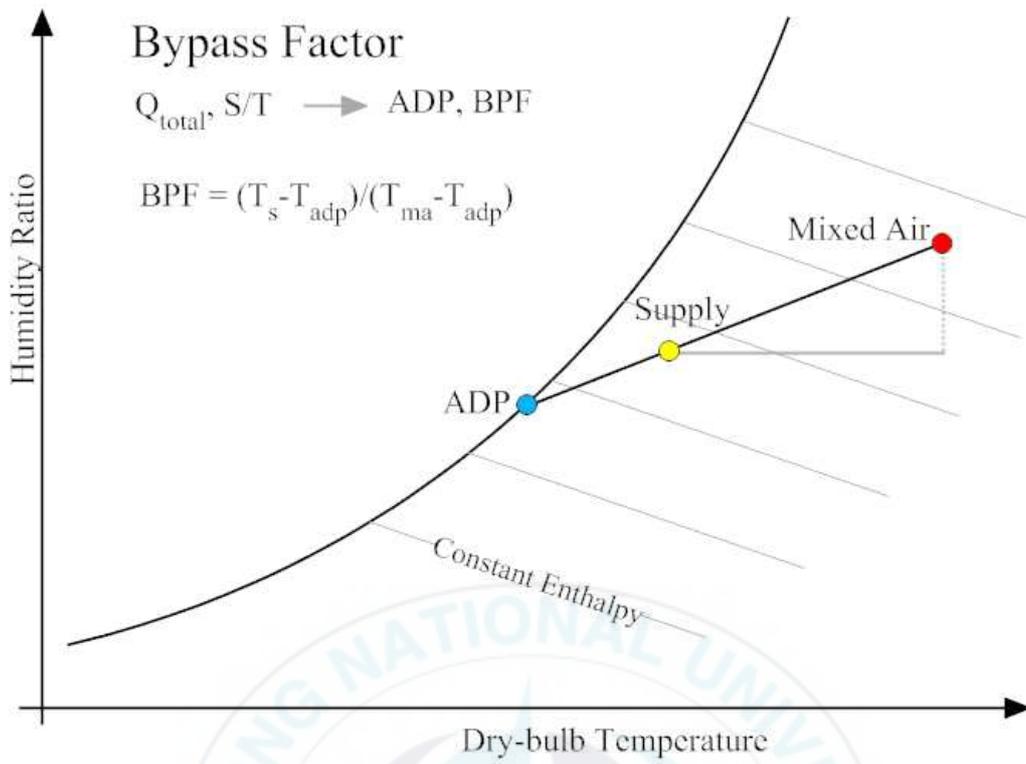


Fig. 6 Bypass factor and contact factor

## 2.2 기존 제습기

시중에 출시되어 있는 가정용 냉각식 제습기는 대부분이 풍속을 통해 출력을 조절하고 있다(제습부하에 대응하고 있다). 국내 가정용 제습기 점유율 1위 업체인 W사의 OO모델의 경우 풍속을 강풍, 약풍으로 조절하고 있다. Table. 1은 W사 OO모델의 풍속에 따른 전력사용량과 제습량을 실측한 표이다.



Fig. 7 Wind velocity control button

Table 1 Compare wind

Wind velocity	Electrical power	Dehumidication amount
Light wind(1.1m/s)	631W	763g/h
Strong wind(1.4m/s)	610W	726g/h

Table 1을 보면 W사의 OO모델의 경우 풍속이 증가하면 전력사용량과 제습량이 오히려 감소함을 볼 수 있다. 따라서 제습기의 증발기 전면 풍속에 따른 제습성능에 대한 검토가 필요하다고 판단된다.



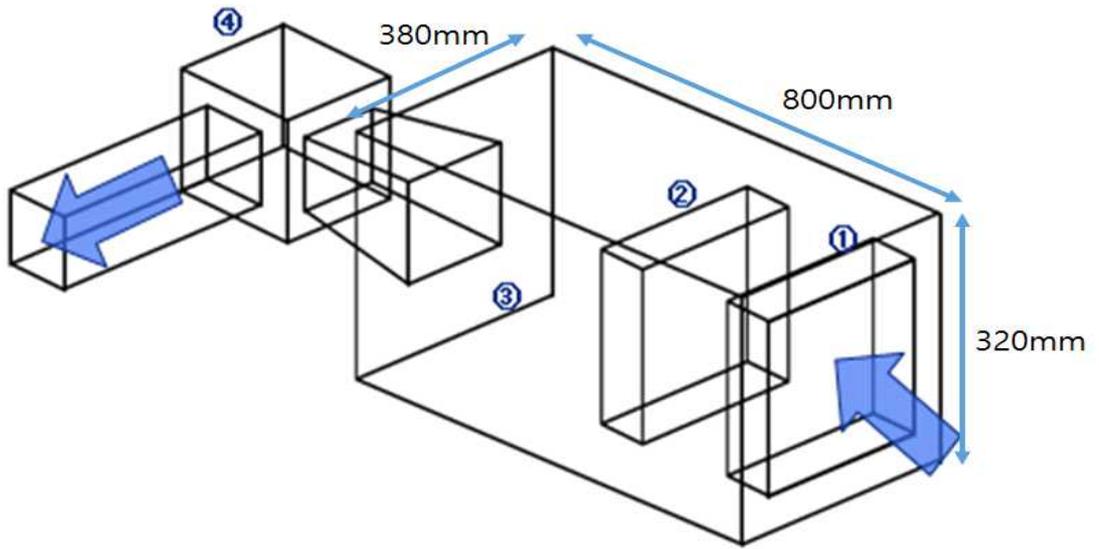
### 2.3 실험 장치

시험장치는 가정용 제습기에 주로 사용되는 1/4 HP 용량의 압축기를 이용하여 냉각식 제습장치를 제작하였다. 증발기와 응축기의 크기는 압축기의 용량에 상응하게 제작하였으며 제습기를 통과하는 공기는 증발기, 응축기, 압축기, 팬 순서로 지나도록 하였으며, 제습기를 통과하는 동안 공기의 누설이 최대한 발생하지 않도록 하였다. 냉매는 최근 냉동기에서 대체냉매로 주로 쓰이고 있는 R-134a를 사용했으며 배관길이와 관경 등으로 적정 냉매량을 계산하여 주입하였다.

Fig. 8과 Fig. 9, Table 2은 냉각제습장치의 전경과 구성도, 구성요소의 사양을 나타낸다.



Fig. 8 Sight of refrigeration dehumidifier



- ① Evaporator
- ② Condenser
- ③ Compressor
- ④ Fan

Fig. 9 Refrigeration dehumidifier configuration

Table 2 Refrigeration dehumidifier components specification

Component	Specification
Refrigerant	R-134a (400g)
Compressor	Reciprocating 1/4[HP]
Evaporator	Fin and tube (20rows, 1.71m <sup>2</sup> , 2.96mm)
Condenser	Fin and tube (28rows, 2.28m <sup>2</sup> , 2.96mm)
Expansion Valve	Capillary

## 2.4 실험 방법

## 1) 측정 장비

Table 3 Measuring equipment

Measuring equipment picture	Equipment name	Purpose of use
	Data log (MV-2000)	Data collection
	Wind gauge (VelociCalc 9555)	Wind speed measure
	T-type thermocouple	Temperature measure

	<p>Humidity sensor (GHP-20L)</p>	<p>Humidity measure</p>
	<p>Bourdon gauge</p>	<p>Pressure measure</p>

2) 실험 방법

실험은 일정한 온습도를 유지할 수 있는 항온항습실에서 실시하였다. Fig. 10과 Table 4는 항온항습실의 전경과 사양을 나타내었다. 냉동사이클을 검토하기 위하여 압축기 입구, 압축기 출구, 응축기 출구, 증발기 입구의 온도와 압력을 측정하였으며, 공기의 상태를 파악하기 위하여 제습장치 입구, 증발기 직후, 응축기 직후의 온도와 제습장치 입출구의 상대습도를 측정하였다. 또한 증발기와 응축기의 표면온도를 파악하기 위해

각각 배열에 따라 5등분, 6등분하여 4열 간격으로 온도를 측정하였다.

Table 5는 데이터 측정 지점을 나타내었다.



Fig. 10 Sight of chamber

Table 4 Chamber specifications

Specifications	Room
Model	SCA-5AT
Comp	3.75KW
Air Volume	100CMH
Humidifier	20KW(SCR)
Power	220V 60Hz
Cooling Capacity	13,500kcal/h
Heating Capacity	17,200kcal/h
Refrigerant	R-22

Table 5 Measuring point

Measuring Date	Measuring point	Measuring object
Freezing cycle	Compressor entrance	Temperature, pressure
	Compressor exit	Temperature, pressure
	Condenser exit	Temperature, pressure
	Evaporator entrance	Temperature, pressure
	Evaporator surface	Temperature (1, 5, 10, 15, 20rows)
	Condenser surface	Temperature (1, 7, 12, 18, 13, 28rows)
Pass air	Dehumidifier entrance	Temperature, humidity
	Dehumidifier exit	Temperature, humidity
	Evaporator rear	Temperature (3 point) (5, 10, 15 rows)

## 3) 실험 조건

시험환경은 항온항습실에서 KS-C9317 제습기 시험조건 중 표준 조건 27℃, 59%를 조성하여 진행하였고 1시간 이상 정상상태가 유지된 상태의 제습량, 전력사용량, 각 지점의 온습도 데이터 등을 수집하였다.

Table 6은 각각의 실험 케이스를 나타낸 표이다.

## 4) 실험 장치 운전

실험 장치 운전은 준비 단계, 데이터 측정, 실험 완료 및 정리 순으로 진행하였다. Fig. 11은 실험스케줄, Fig. 12은 실험 장치 운전 단계를 나타낸 것이다.

Table 6 Experiment case

Environment	27℃ 59% (KS-C9317)								
Air velocity [m/s]	0.25	0.5	0.75	1.0	1.2	1.7	2.2	2.7	3.2

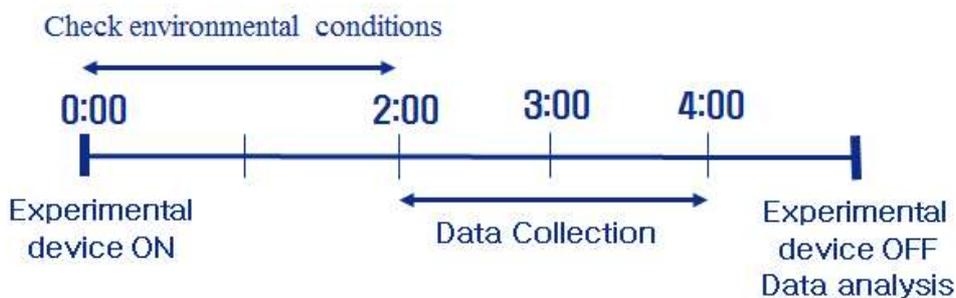


Fig. 11 Schedule of experiment

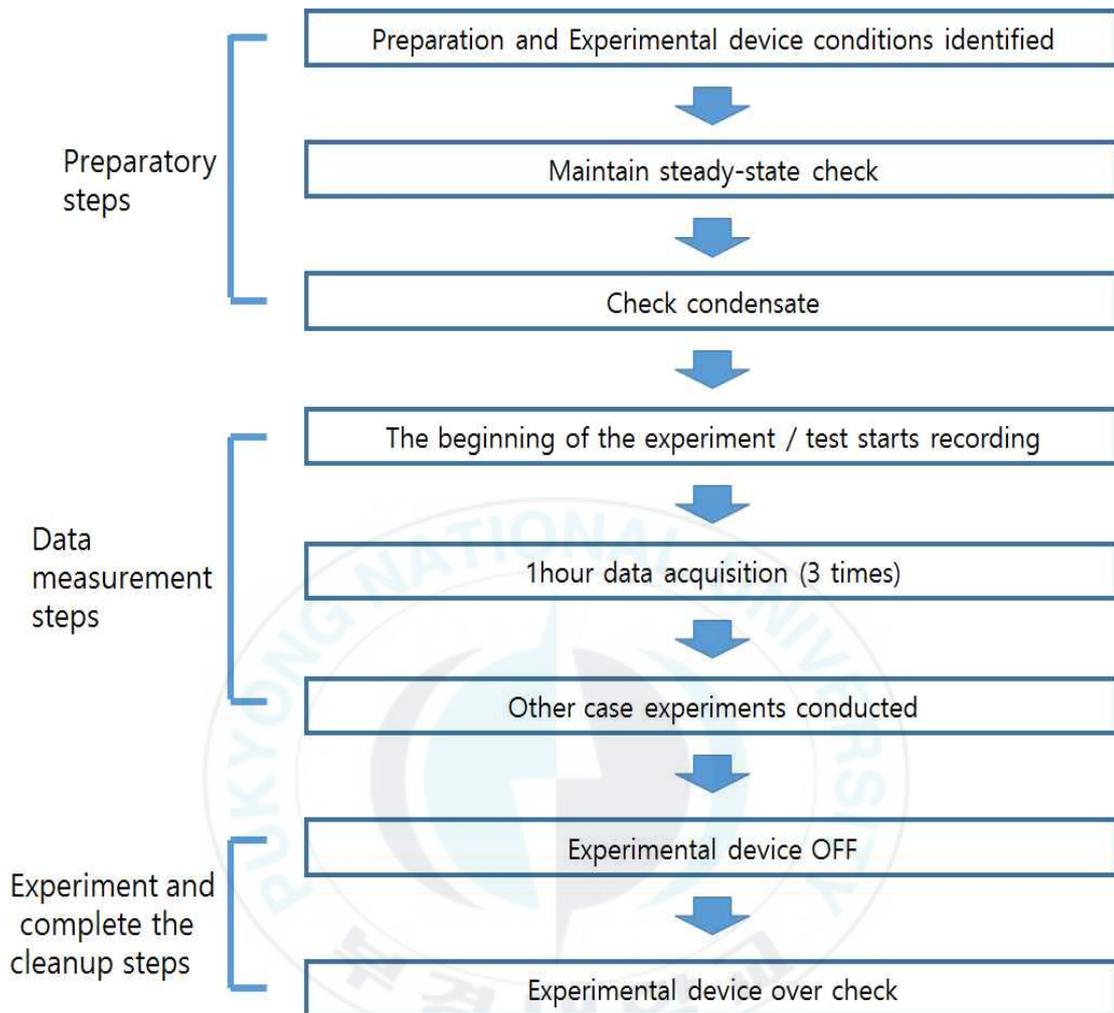


Fig. 12 Experiment equipment operation phase

## 2.5 실험 결과

실험결과는 본 실험장치의 시간당 제습량, 소비전력량, 증발기 표면 온도, 과열도, 증발기에서의 열교환량을 나타내었다.

### 1) 증발기 전면 풍속에 따른 제습량 변화

증발기 전면 풍속에 따른 제습량을 Fig. 13에서 나타내었다. 시간당 제습량과 전력사용량당 제습량은 같은 경향을 보였다. 그리고 증발기 전면 풍속이 0.5 ~ 0.75 m/s 구간에서 제습량이 가장 큰 결과가 나타났다. 또한 증발기 전면 풍속이 1.0 m/s 이상일 때는 제습량이 완만하게 감소하였으며, 풍속이 0.5 m/s 이하로 떨어지면 제습량이 급격하게 감소하는 것으로 나타났다.

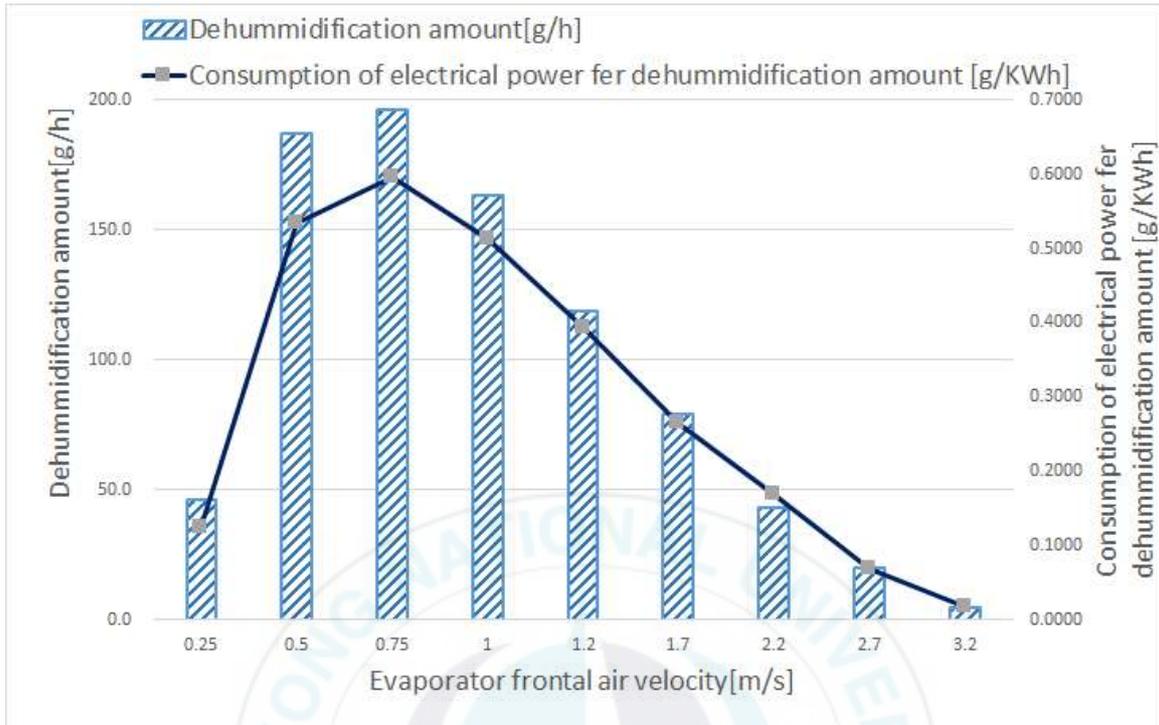


Fig. 13 Dehumidifying amount of evaporator frontal air velocity

## 2) 증발기 전면 풍속에 따른 증발기 표면 온도

증발기 전면 풍속에 대한 증발기 표면 온도를 Fig. 14에 나타내었다. 증발기를 등구간으로 나누어 표면온도를 측정하여 그래프로 나타내었다. 증발기 전면 풍속 0.5 ~ 1.0 m/s 구간에서는 증발기 표면온도가 약 7°C 정도로 균일하게 유지하는 것으로 나타났으며 증발기 전면 풍속 1.2 m/s 이상인 경우 증발기 후반부의 표면온도가 상승하는 것으로 나타났다. 이 경우 증발기 후반부에는 노점온도 이상의 구간이 발생하며 또한 표면온도 상승으로 통과공기와 증발기 표면과의 온도차가 작아져 수증기를 응축하는 능력이 떨어진 것으로 판단된다.

Fig. 15 증발기 전면 풍속에 대한 증발기 표면온도의 평균과 편차를 나타내었다. 증발기 전면 풍속 0.5 ~ 1.0 m/s 구간에서는 증발기 표면온도가 낮고 편차가 적음이 나타났다. Fig. 12과 Fig. 13에서 증발기 전면 풍속 0.5 ~ 1.0 m/s 구간에서 제습량이 가장 많고 증발기 표면 온도분포가 일정한 결과와 일치한다. 또한 제습량이 적어지는 증발기 전면 풍속 1.2 m/s 이상부터는 표면온도의 편차가 매우 커졌다.

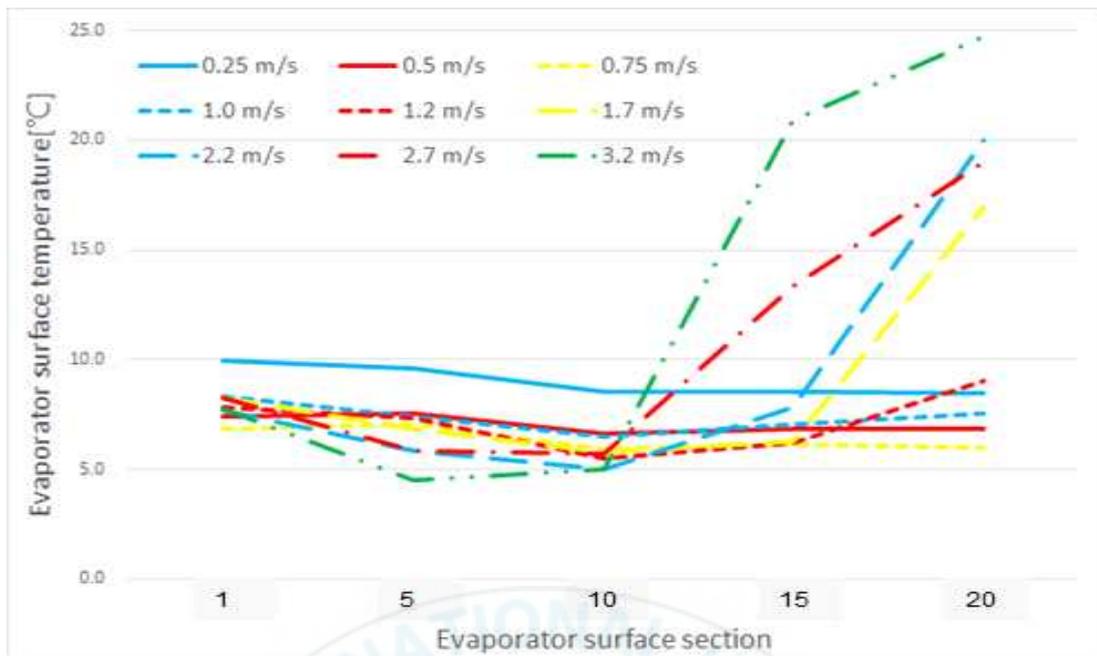


Fig. 14 Evaporator surface temperature distribution

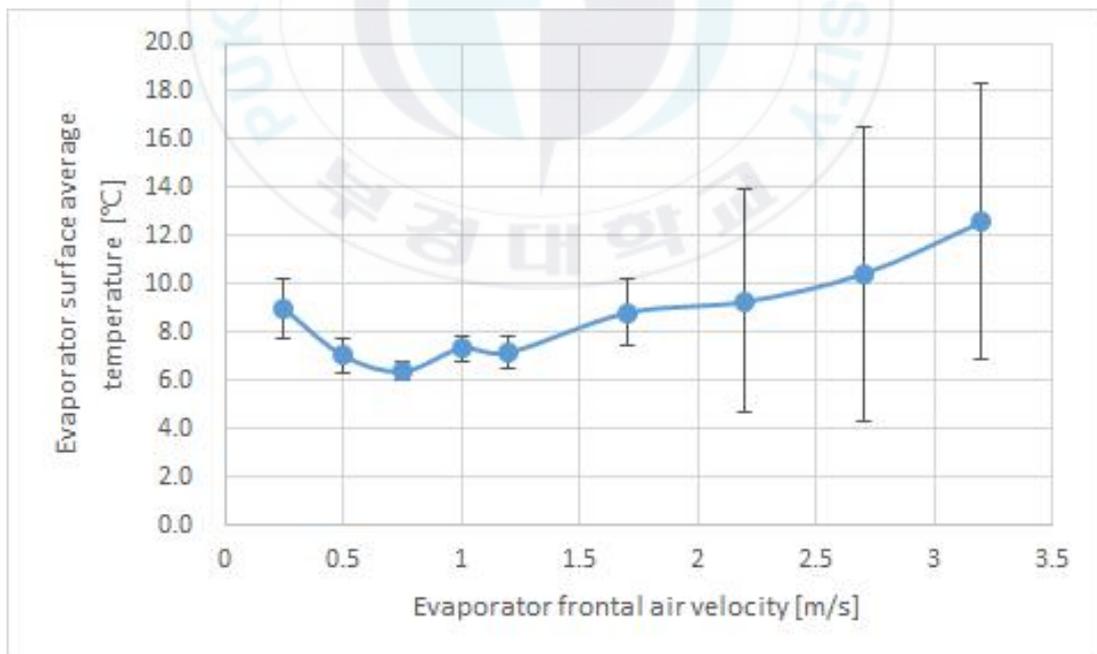


Fig. 15 Evaporator surface average temperature

Fig. 16은 증발기 전면풍속에 대한 과열도의 변화에 관한 그래프이다.

제습량이 가장 많은 풍속 0.75 m/s 부근의 과열도가 가장 낮고 안정적인 것을 볼 수 있으며, 이후 풍속이 증가 할수록 과열도가 높아져 증발기에서 제습이 가능한 구간이 감소하는 것을 확인할 수 있다.

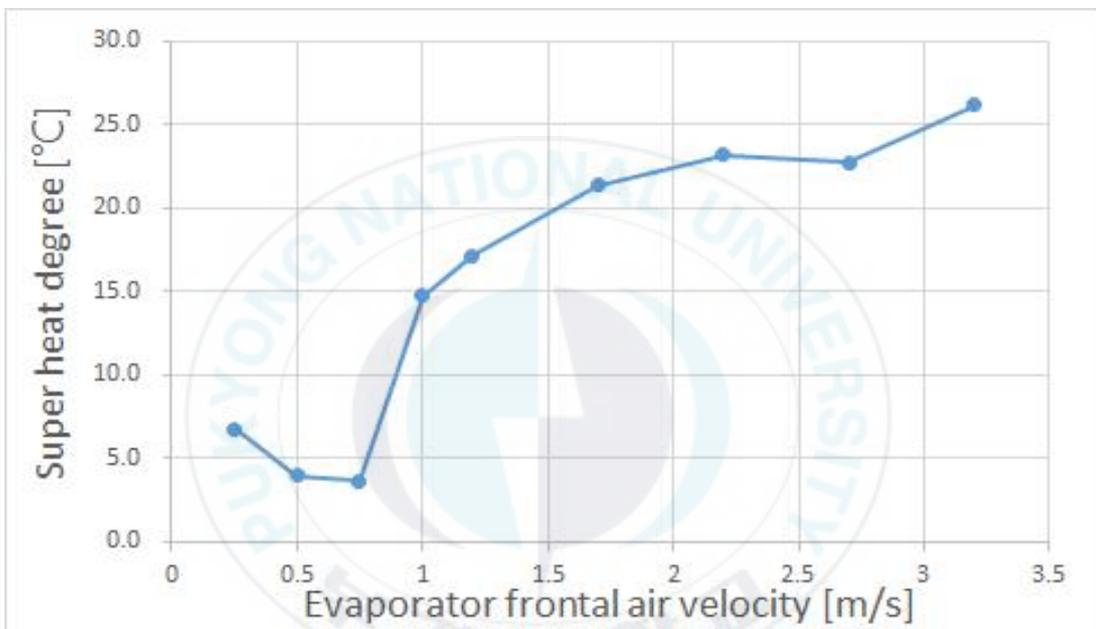


Fig. 16 Super heat degree

## 3) 증발기 전면 풍속에 따른 증발기에서의 열교환량과 제습량

증발기 전면 풍속에 대한 증발기에서의 열교환량과 제습량을 Fig. 17에서 나타내었다. 증발기 전면 풍속 2.7 m/s 이전에는 풍속이 증가할수록 증발기에서의 열전달은 증가하는 경향을 보였다. 열교환을 우선시하는 일반적인 공조기의 경우 증발기 전면풍속이 2.5m/s 부근이 적절한 것으로 나타났다. 하지만 제습을 목적으로 하면 증발기 전면 풍속이 0.75 m/s가 제습량이 가장 크게 나타나 제습을 목적으로 하는 경우 일반적인 공조기보다 풍속을 낮게 운전하는 것이 적절한 것으로 보인다. 풍속이 증가하면 증발기에서의 현열교환은 증가하지만 잠열교환은 감소했다. 풍속이 높으면 제습기 통과 공기와 증발기 사이의 열교환 시간이 감소하여 열교환이 현열교환 위주가 되며 잠열교환은 잘 이루어지지 않는 것으로 나타났다. 또한 Fig. 14 Fig. 15에서 나타났듯이 증발기 후반부에 들어서 증발기의 표면온도와 통과 공기와 온도차이가 적어지는 것도 열교환 중 잠열의 비가 감소하고 현열비가 증가하는 요인이라고 판단된다. 따라서 풍속이 높을수록 열교환 중 현열비가 증가하므로 제습을 목적으로 하는 경우에는 일반적인 공조기의 증발기 전면풍속과 다르게 낮은 풍속이 적절한 것으로 판단된다.

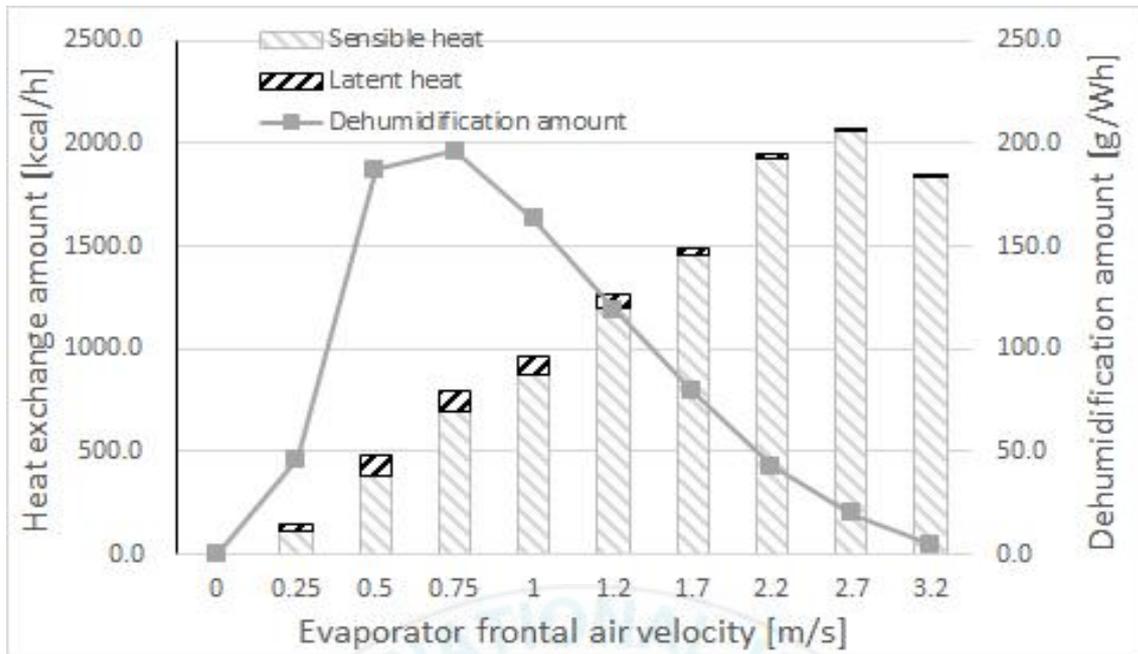


Fig. 17 Heat exchange and dehumidification amount



## 제 3장 결론

본 연구에서는 냉각식 제습기의 증발기 전면 풍속의 변화에 따른 제습량을 측정하는 실험을 통해 증발기에서의 열교환과 제습성능에 대해서 분석하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 증발기 전면 풍속이 0.75 m/s 이상이 되면 증발기에서의 전체 열교환량은 증가하나 증발기 평균표면온도, 과열도의 증가로 인해 제습가능면적이 감소하며, 증발기와 통과공기간의 접촉시간이 감소하여 열교환의 현열비가 증가하여 제습량이 감소한다.

(2) 따라서 실내 공기의 순환이 중요한 대형공간이 아니라 소형제습기가 적용되는 작은 공간의 경우에는 기존의 제습기보다 적은 풍속을 적용하는 것이 제습에 효과적이다.

(3) 소형 제습기 설계 시 증발기 전면풍속을 1 m/s 이하로 설계하는 것이 바람직한 것으로 판단되며 산업용 소형 제습기의 제작 및 설계에 적용할 수 있다.

### 참고문헌

- (1) Climate Change Center, 2011, Korea climate change outlook report, pp.88-95.
- (2) B. K. Park, T. H. Lee, 2000, Thermodynamic Modeling of Finned Tube Evaporator for Dehumidification and Air Conditioning, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, pp.1020-1030.
- (3) N. H. Kim, W. K. Oh, J. P. Cho, W. Y. Park, B. Youn, 2003, Data Reduction on the Air - side Heat Transfer Coefficients of Heat Exchangers under Dehumidifying Conditions, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, pp.73-86.
- (4) Y. C. Kwon, K. Y. Kim, S. H. Lee, J. T. Kwon, 2013, Experimental Study on the Heat Transfer Capacity and Dehumidification Performance of a Parallel Flow Evaporator for a Heat Pump Dryer, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 25, No. 9, pp.516-521.
- (5) KS C 9317, 2013, KATS
- (6) J. J. Park, Y. I. Kim, J. Y. Kim, G. T. Kim, 2014, Condensation Reduction Study of an Apartment Underground Elevator Hall with respect to Dehumidifier Locations, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 26, No. 1, pp.1-10.

- Refrigeration Engineering, Vol. 26, No. 4, pp.169-174.
- (7) D. S. Kim, 2014, Theoretical Analysis of a Recuperative Refrigeration Dehumidifier, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 26, No. 1, pp.048-054.
- (8) Douglas T. Reindl (Ph.D, P.E.), Tood B. Jekel (Ph.D, P.E), 2009, Frost on Air-cooling Evaporators, ASHRAE Journal 2009, pp. 27-33.
- (9) S. I. Choi, M. K. Ji, D. C. Lee, H. M. Jeong, H.S. Cheng, 2013, A Study on the Characteristics of Refrigerating System according to the Condensation and Evaporation Load, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 17, No. 3, pp. 44-49.
- (10) H. K. Ku, 2010, A Study on Performance Characteristics of a Dehumidifier with Multi-layer Type Heat Exchangers Varying Frontal Air Velocity, Korea Academia-Industrial cooperation Society, Vol. 11, No. 7, pp. 2323-2327.
- (11) G. S. Ko, T. H. Kim, Y. C. Park, 2014, A Study on the Performance Improvement of a Heat Pump System with a Dehumidification Function, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering Vol. 26, No. 11, pp.529-534.
-

- (12) W. B. Ko, J. W. Ko, Y. C. Park, 2014, Study on the performance of a heat pump system with serial dehumidification function, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 38, No. 6 pp.609~614.
- (13) Y. H. Choi, D. S. Song, W. W. Son, Y. H. Im, 2015, Analysis of Indoor Temperature and Humidity Changes with the Operation of the Condense Drying Dehumidifier, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 27, No. 12, pp.626-632.
- (14) G. B. Lee, D. Y. Lee, M. S. Kim, 2004, Development of a Linearized Model and Verification of the Exact Solution for the Analysis of a Desiccant Dehumidifier, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 9, pp.811-820.
- (15) C. W. Myung, H. H. Cho, 2012, Theoretical Study on Heat Exchanger Performance of a Fin-tube Evaporator with Frost Growth in a CO<sub>2</sub> Refrigerator Truck, Transactions of the Korea society of geothermal energy engineers 8(2), pp.48-54.
- (16) Y. H. Kim, H. S. Lee, Y. C. Kim, 2005, Heat Transfer Characteristics of Flat Plate Finned - Tube Heat

Exchangers with a Variation of Fin Pitch and Number of Tube Row, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 10, pp.930-938.



## 감사의 글

졸업한지 20여년 만에 다시 교실에 앉아 수업을 듣는다는 설레임과 두려움으로 2년의 석사과정을 마치며 지난 시간을 되돌아봅니다. 늘 도전하는 삶이 되고자 각오는 하였지만 쉽지만은 않은 과정에서도 많은 것을 깨닫고 느낄 수 있는 소중한 시간들이었습니다. 학문이 부족한 저에게는 그동안 몰랐던 사실들과 정보를 얻으며, 아직까지 부족한 나를 다시 돌아보는 계기가 되었습니다. 때늦은 학업에 논문작성에 이르기까지 격려와 헌신적인 지도를 해주신 금종수 교수님께 먼저 깊은 존경과 감사를 드립니다.

본 논문을 심사하면서 세심한 지적과 지식으로 논문의 가치를 한층 더 높여 주신 김종수 교수님, 엄격한 기준으로 논문을 다듬어 주신 정석권 교수님, 이론과 실무를 바탕으로 시간에 구애를 받지 않고 많은 조언을 주신 김동규 교수님께 진심으로 감사의 마음을 전합니다. 2년 수업동안 새로운 가치와 잃어버린 지식을 다시 깨우치게 해주신 최광환 교수님, 윤정인 교수님, 영어수업으로 진땀을 빼주신 김은필 교수님께도 감사의 뜻을 전합니다. 또한 생소한 학사일정에 항상 긍정적이고 적극적인 도움을 준 친환경공조시스템 연구실의 김민수 조교님, 정경태, 양은성 후배님께도 진심 어린 고마움을 표합니다.

그리고 바쁜 회사 일정 가운데서도 학업을 할 수 있도록 배려해주신 (주)신성엔지니어링 정봉철 상무님과 조충흠 상무님께 감사드리며, 끝으로 바쁘다는 핑계로 가족을 잘 돌보지도 못했는데, 학업을 할 수 있도록 내조를 잘해준 아내 이희옥님, 옆에서 응원해준 아들 장현이와 수현이에게도 고마움을 전하며 이 글을 마무리 하고자 합니다.

논문을 마치며 2016년 7월에

김진철 배상

