



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

냉각제습장치의 응축기 전열면적 결정을 위한 실험적 연구

An Experiment Study on Refrigerative Dehumidifier for
Selecting Heat Transfer Area of a Condenser



2014年 8月

부 경 대 학 교 대 학 원

냉 동 공 조 공 학 과

유 수 진

공 학 석 사 학 위 논 문

냉각제습장치의 응축기 전열면적 결정을 위한 실험적 연구

지 도 교 수 금 종 수

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2014年 8月

부 경 대 학 교 대 학 원

냉 동 공 조 공 학 과

유 수 진

유수진의 공학석사 학위논문을 인준함

2014년 8월



주 심 공학박사 정 석 권 (인)

위 원 공학박사 손 창 효 (인)

위 원 공학박사 금 종 수 (인)

목 차

List of Figure	iii
List of Table	vi
Abstract	vii
제1장 서 론	1
1.1 연구 배경 및 목적	1
1.2 기존 연구	3
1.3 연구의 목적	5
제2장 기초 이론	6
2.1 제습기 종류	6
2.1.1 냉각식 제습기	6
2.1.2 데시칸트 제습기	7
2.1.3 하이브리드 제습기	8
2.1.4 압축식 제습기	10
2.1.5 흡수식 제습기	10

2.2 에어컨과 냉각 제습기의 차이	15
2.3 제습기 성능평가	19
2.3.1 공기	19
2.3.2 냉동사이클	21
제3장 실험 방법 및 결과	27
3.1 예비 실험	27
3.1.1 실험 방법	27
3.1.2 실험 환경	31
3.1.3 실험 결과	33
3.2 본 실험	40
3.2.1 실험 방법	40
3.2.2 실험 결과	43
제4장 결 론	55
참고문헌	56
감사의 글	59

List of Figure

Fig. 2.1 Air Flow of Refrigerative Dehumidifier	6
Fig. 2.2 Air Flow of Desiccant Dehumidifier	7
Fig. 2.3 Air Flow of Hybrid Dehumidifier	9
Fig. 2.4 Absorption Dehumidifier	11
Fig. 2.5 Dew Point of Absorbents	14
Fig. 2.6 Process of Dehumidification in Psychometric Chart	19
Fig. 2.7 p-h Diagram of Refrigeration Cycle	22
Fig. 2.8 Condenser Capacity in p-h Diagram	23
Fig. 2.9 Evaporation Capacity in p-h Diagram	24
Fig. 3.1 The Dehumidifier of Experiment	27
Fig. 3.2 Location of the Equipment	29
Fig. 3.3 Image of the Room	31
Fig. 3.4 Experiment Area of Scale	32
Fig. 3.5 The Temperature of Evaporator Coil	33
Fig. 3.6 The Temperature of Condenser Coil	34
Fig. 3.7 Surface Temperature of Compressor	35
Fig. 3.8 Temperature of Air at LOW	36

Fig. 3.9 Temperature of Air at MID	37
Fig. 3.10 Temperature of Air at HIGH	37
Fig. 3.11 Capacity of Condenser	39
Fig. 3.12 The Dehumidifier of Experiment	40
Fig. 3.13 Drawing of The Dehumidifier	41
Fig. 3.14 Image of The Dehumidifier	41
Fig. 3.15 Condenser Temperature in 18°C 60%	44
Fig. 3.16 Condenser Temperature in 22°C 80%	44
Fig. 3.17 Condenser Temperature in 27°C 61%	45
Fig. 3.18 Condenser Temperature in 32°C 46%	45
Fig. 3.19 Evaporator Temperature in 18°C 60%	47
Fig. 3.20 Evaporator Temperature in 22°C 80%	47
Fig. 3.21 Evaporator Temperature in 27°C 61%	48
Fig. 3.22 Evaporator Temperature in 32°C 46%	48
Fig. 3.23 Temperature Difference Inlet to Outlet in Evaporator ·	50
Fig. 3.24 Enthalpy Difference Inlet to Outlet in Evaporator	50

Fig. 3.25 Temperature Difference Inlet to Outlet in Condenser ..	52
Fig. 3.26 Enthalpy Difference Inlet to Outlet in Condenser	52
Fig. 3.27 Amount of Electricity in Dehumidifier	53
Fig. 3.28 Amount of Condensate Water	54



List of Table

Table 1 Comparison Between Air Conditioner and Dehumidifier	18
Table 2 Specification of the Dehumidifier	28
Table 3 Specification of the Equipment	29
Table 4 Location of the Equipment	30
Table 5 Specification of the Room	32
Table 6 Ambient Temperature and Humidity on Experiment	42



An Experiment Study on Refrigerative Dehumidifier for Selecting Heat Transfer Area of a Condenser

Soo-Jin Yu

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

Abstract

The temperature and humidity which have been developed in Korea summer causes the dew condensation which results in pollution of structure, mould growth, and electronic short. We can use a dehumidifying to solve the problem.

The design of heat exchange area which is about the evaporator and condenser of home appliances including air conditioner consist of the rule from manufacture experiences. Also, dehumidification equipment doesn't have design standards like a home appliances. Therefore the heat exchange area of a condenser is designed more 20~30% than the heat exchange area of an evaporator like air conditioner normally.

However I think that air handling process of dehumidification is

different from air conditioner. Hence, it is possible to make a compact design to reduce heat exchange area in a condenser.

This paper deals with the decision for heat exchange area in condenser to make optimal system when evaporator also is operated ordinarily.

As the experimental results, it was found out that the surface temperatures of the evaporator and the condenser can be kept similar each other. Also, as the result of comparing power consumption with the difference of enthalpy, the similar result was deducted in the forth and third sequences of the condenser.

It can be possibly planned that the radiator surface is considerably small in the case of a condenser installed in the inside of an air dryer than general refrigeration cycle.

This is because heat exchange occurs in the low-temperature air which is flown through the air dryer.

제1장 서론

1.1 연구 배경 및 목적

지구온난화로 여름철이 길어지고 우리나라는 점점 아열대 기후로 온, 습도가 높아지는 추세이다. 습도가 높으면 각종 세균이 번식하기 쉬워 곰팡이를 발생시켜 불쾌한 악취를 발생시키는 원인에 기여하고, 거주자의 건강에 악영향을 미치게 되며 산업현장에서는 결로가 발생하여 자재 및 기자의 부식 원인이 된다.

이를 방지하는 방법에는 환기에 의한 방법, 냉난방에 의한 방법, 단열에 의한 방법, 제습에 의한 방법 등이 있다.

환기에 의한 방법은 계절에 따른 내, 외부 온도차가 발생하지 않도록 충분히 환기를 하여야 하는 제약이 있다. 냉난방에 의한 방법은 결로가 생기는 부위의 구조체 표면온도가 실내 습공기의 노점온도 이상이 되도록 하여 결로가 생기지 않도록 하는 방법인데 규모가 큰 공간을 제어할 경우에는 에너지 소비가 크다는 제약이 있다.

단열에 의한 방법은 벽체를 통하여 흐르는 열의 손실을 줄여 지중온도의 영향을 차단시킴으로써 결로의 발생을 방지하는 방법인데 구조체의 내부 결로가 발생하는 단점이 있고, 필요 환기량이 많아지고 설계시 기상이변

및 상황에 따른 공기상태 변화를 예측할 수 없지만 가장 경제적인 방법이다.

제습에 의한 방법은 습공기에 포함된 수분을 직접 제거하는 방법으로 결과 방지를 효율적으로 할 수 있는 장점이 있다.

제습의 종류에는 냉각에 의해 수증기를 노점온도에서 응축 분리하는 냉각식 제습, 압축에 의해서 수증기의 분압을 증가시켜 수분의 포화점보다 높게 하여 물방울 상태로 만들어서 분리하는 압축식 제습, 흡습제 및 흡수제를 사용하는 화학적 제습, 공기를 압축시키는 압축식 제습이 있다.



1.2 기존 연구

냉각형 제습기는 기후가 고온 다습한 지역에서 주로 연구되어 왔다. 기기의 내부 요소의 시스템에 대한 연구는 냉매 R134A, R152A에 관한 연구와, 증발기 핀에 관한 연구가 진행되었다. 증발기의 중간부에도 냉매가 흡입되는 이코노마이저, 일부 공기가 증발기를 통과하지 않는 바이패스 유로 설치에 관한 연구가 진행되었고, 압축기를 다단으로 설치하거나 응축기와 증발기의 대수를 증가시켜 제습장치 기기의 토출온도를 낮추는 연구에 대해서도 진행되었다. 또한, 제습장치의 효율을 향상시키기 위해 제습장치에서 히트파이프의 설치와 공기열교환기의 설치에 관한 이론이 제시되었다. 제습기에 관한 연구는 제습기가 설치장소에서 필요로 하는 성능을 발휘하기 위한 방법에 관한 연구와 제습량을 향상시킬 수 있는 연구가 대부분이었다. 국내에서는 냉각식 제습기에 관한 연구는 진행되지 않고 있지만, 설비에 관한 연구는 시설원예용 제습기 개발, 지하공간 제습 설비 적용에 관한 연구, 냉각 제습에 의한 음식물 쓰레기 처리장치 악취 제거에 관한 실험적 연구등이 진행되어 왔다. 해외에서는 건조된 마굿간 건조 특성, 뉴질랜드환경에서 설계된 국내용 냉각제습기의 실험적연구, 낮은 온도작동을 위한 냉각 제습기의 적합성 등의 연구가 진행되어 왔다.

또한, 냉각식 제습기와 데시칸트 제습기가 결합된 하이브리드식 제습기에 대한 연구에는 액체 데시칸트와 냉각형 하이브리드 냉난방장치의 시스

템의 용량 매칭에 대한 연구, 중국에서 더운 여름과 추운 겨울 지역의 주거 건물의 건조를 돕기 위한 하이브리드 공기 냉각형 제습기 시스템의 에너지 절약 가능성, 높은 온도에서 냉각형 제습기와 데시칸트 제습기 시스템의 성능에 대한 실험적 연구 등이 있다.

국내에서는 냉각제습기에 요소에 대한 연구는 전무하지만, 냉동시스템에 대해서는 여러 분야에서 연구가 진행되고 있다.

Choi는 냉동 시스템의 방열면적에 관한 연구에서 응축기의 전열면적은 큰 영향이 없지만 일정한 압력의 유지가 필요하며, 압축기 저압측 압력, 증발기와 응축기의 풍량이 매우 중요한 것을 확인하였다.

공기측은 Chou가 제습기 운전과 설계 매개변수로써 접촉계수를 사용하여 제습기 비용을 최소화하고 다단 제습기 설계를 위한 파라메타를 얻는 알고리즘을 제안하였다.

1.3 연구의 목적

지구온난화로 여름철이 길어지면서 우리나라의 하절기도 길로에 의한 문제가 대두되고 있다. 특히 길로에 의한 시설물의 부식, 오염, 곰팡이의 증식, 전기시설의 누전 등의 사고의 위험성이 높다. 때문에 많은 기법들이 제시되고 있는데 제습은 설치비, 유지관리비, 기후변동을 고려하면 가장 적절한 방법이다.

국내에 판매되고 있는 대부분의 제습장치는 제작 및 관리가 용이한 냉각 제습 방식으로 구성되어 있고, 가전제품 판매량도 지속적으로 증가하고 있다. 하지만, 가전제품으로 적용할 수 없는 공간도 상당히 많으며, 다양한 요구조건을 수용하기 위한 제습장치의 설계방법은 정립되어 있지 않은 실정이다.

본 연구는 냉각제습장치의 설계를 위한 기초연구로 증발기의 운전 상태에 다른 응축기의 전열면적을 결정하는 기초자료를 마련하고자 응축기의 방열면적을 변경하여 항온 항습실에서 다양한 상황으로 운전분석을 한다.

제2장 기초 이론

2.1 제습기 종류

2.1.1 냉각식 제습기

일반적인 제습기로 공기의 온도를 조절하는 냉동기 시스템과 동일한 원리로 운전되는 기기이다. 제습기는 압축기, 응축기, 증발기, 팽창변이 한 기기에 설치되어 있는 일체형 장치로 기기에 흡입된 습한 공기는 증발기에서 차가운 냉각코일과 열교환을 하여 냉각제습하고 응결된 응축수는 드레인된다. 저온이 된 공기는 응축기에서 재열하여 온도가 높아지고 습도

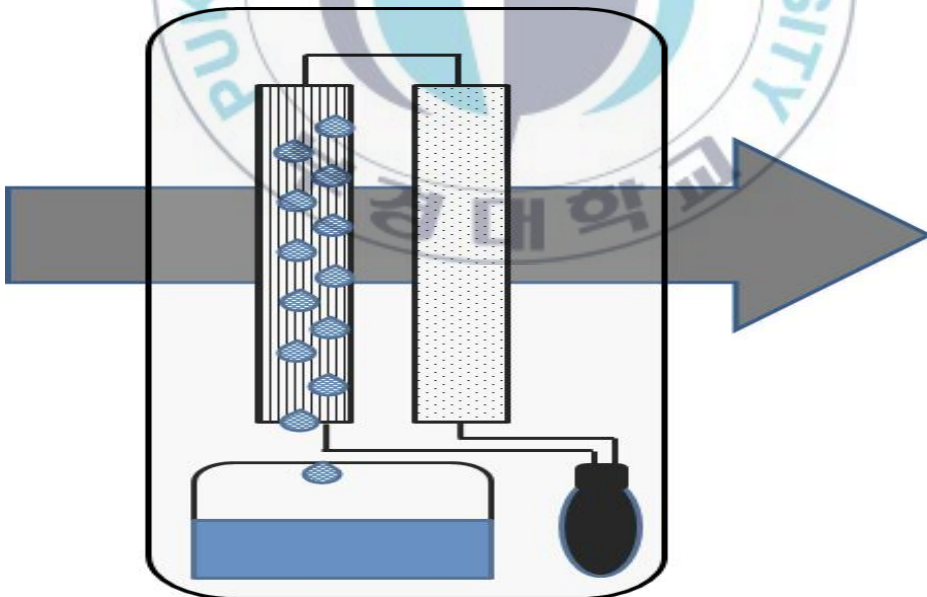


Fig. 2.1 Air Flow of Refrigerative Dehumidifier

는 낮아져 급기되는 방식이다. 구조에 의해 흡입된 공기 풍량은 응축기와 증발기에서 동일하며 공기 열량은 압축일량 만큼 증가하여 토출된다. 실내 공기의 온도를 낮추어 응결시키는 제습방식이기 때문에 습공기와 증발기 코일의 열교환량에 의해 기온이 내려가면 제습능력이 저하되고 증발기 표면온도가 0℃이하가 되면 증발기 표면에 응결된 수분에 의해 결빙이 발생할 가능성이 있어 노점온도 10℃이상에서 표준형으로 권장되고 있다. 소용량에 유리하고 관리가 용이하며 비용이 작게 들어 국내 가정용제습기 대부분이 냉각제습기로 시판되며 일반 공조기의 제습기에서도 사용된다.

2.1.2 데시칸트 제습기 (화학제습)



Fig. 2.2 Air Flow of Desiccant Dehumidifier

실리카겔이나 활성 알루미나 등의 건조제가 흡착하는 현상을 이용하여
제습을 하는 방식이다.

제습은 제습구역(흡착)과 재생(탈착) 구역으로 구성되며, 제습구역에서는
흡입된 공기가 흡습로터에 흡착하면서 수분을 빼앗겨 건조한 공기가 되어
급기된다. 재생측은 히터로 가열한 공기를 로터에 보내어 수분을 기화시
켜 다습한 공기를 열교환기로 보내어 다시 응축시켜 건조한 공기를 급기
한다. 모든 영역에서 사용이 가능하지만 히터를 사용하기 때문에 소비 전
력이 높고, 설비가 복잡하다. 주로 냉동창고와 같은 저온영역의 대형설비
및 산업용 설비에 많이 사용되었으나, 최근에 하이브리드 제습기의 개발
로 설치가 줄어들고 있는 추세이다.

2.1.3 하이브리드 제습기 (냉각제습+ 화학제습)

하이브리드 제습기는 냉각식제습기와 화학식 제습기를 결합한 방식이다.
4가지 사이클로 구성하고 있으며 제습 사이클로 실내공기를 증발기에서
1차 냉각제습을 데시칸트 로터에서 흡착에 의한 2차 제습을 하고 실내공
기를 제습응축용 열교환기를 지나 가온된 공기와 제습공기와 혼합하여 실
내로 급기하며 밀폐 데시칸트 재생사이클로 응축기코일에서 가온된 공기
는 데시칸트 로터에서 수분을 탈착하여 응축 열교환기를 통해 수분을 응
결하고 재차 응축기코일로 순환하는 밀폐 사이클로 구성하며 냉동사이클
로 하여 압축기, 응축기, 팽창변, 증발기로 구성한다. 모든 영역에서 사용

이 가능하지만 두 개의 방식을 하나의 기계로 만들었기 때문에 대형설비가 된다. 하지만 효율이 높아 냉동창고와 같은 산업용 공조에 많이 쓰이는 추세이고 설비의 복잡한 구성으로 인해 다양한 설계기법이 적용된다.

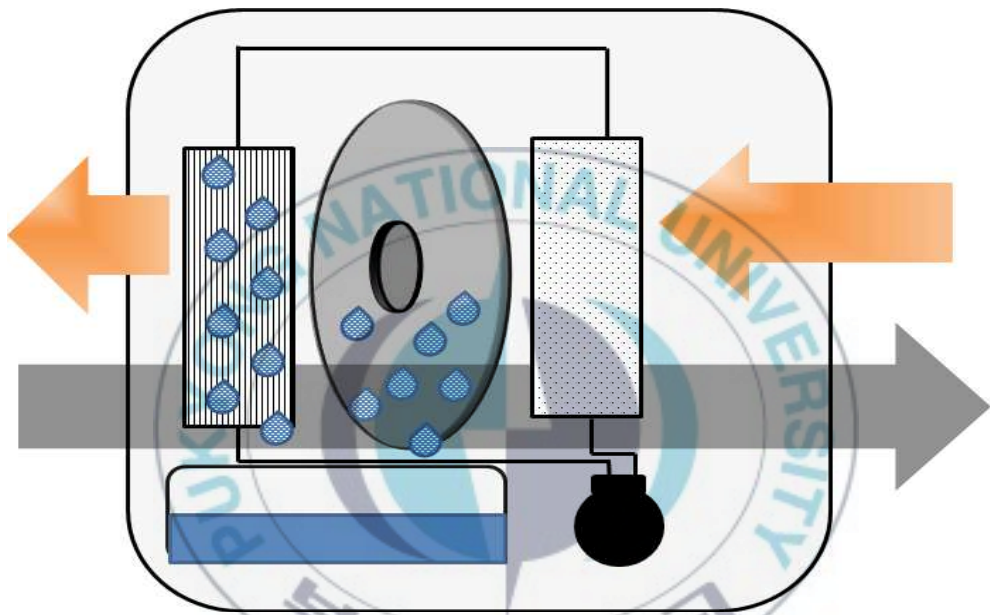


Fig. 2.3 Air Flow of Hybrid Dehumidifier

2.1.4 압축식 제습기

공기는 압력을 높이면 부피가 줄어들고 포화 수증기량도 작아진다. 이 성질을 이용한 방식으로 공기에 압력을 공기에 포함된 수증기량이 포화 수증기량이상이 되면 여분의 수증기가 물로써 제거된다. 압축에 의해 온도가 올라가게 되고, 동일량을 제습할 경우 타 방법에 비해 소요 동력이 많이 들기 때문에 압축공정이 타 목적으로 쓰이는 경우나 소규모 장치에서 이용된다. 이때 동력을 회수하기 위해 공기 터빈을 이용하기도 한다.

2.1.5 흡수식 제습기

이 방법은 고형 또는 액상의 흡습성 물질에 의해 제습하는 것이며, 고형 흡습제는 용기내의 제습에 소규모로 쓰이는데 비해, 액상 흡습제에 의한 것은 연속식이다. 흡수제에는 고형 흡습제, 조해성 흡습제, 액체 흡습제가 있다.

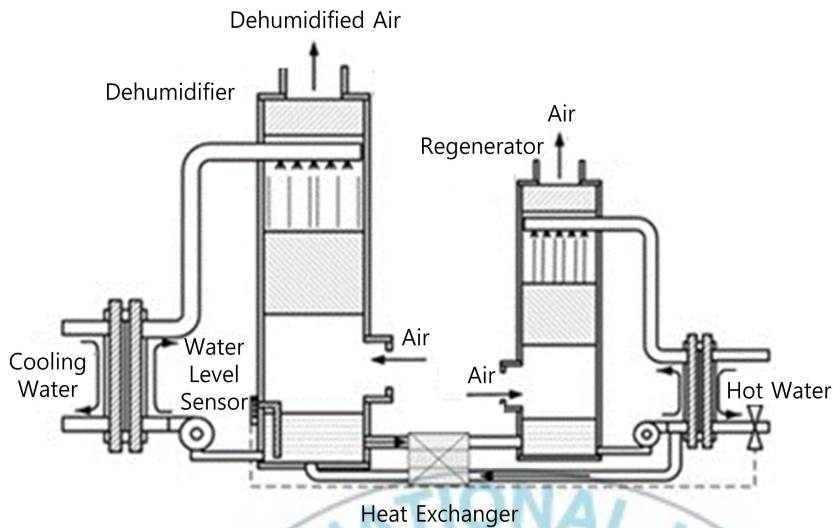


Fig. 2.4 Absorption Dehumidifier

고형 흡습제는 화학반응으로 수분과 결합하는 것으로 흡습제의 복원은 곤란하지만, 잔류 수분이 작으므로 소규모로서 수분을 전부 뺄 필요가 있을 때 쓰인다. 5산화인(P_2O_5), 알루미나(Al_2O_3), 생석회(CaO), 과염소산 마그네슘 [$Mg(ClO_4)_3$] 등이 있다. $25^\circ C$ 에서의 이들 잔류수분 [G/m^3]은 다음과 같으며 비교를 위해 냉각제습을 들어둔다.

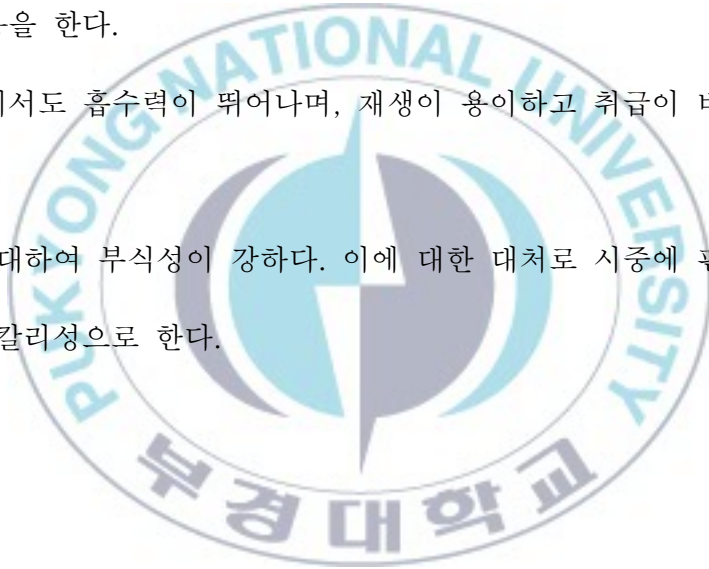
• P_2O_5	2×10^{-5}
• Al_2O_3	2×10^{-4}
• $Mg(ClO_4)_3$	5×10^{-4}
• CaO	0.200
• $0^\circ C$ 로 냉각	4.7
• $-194^\circ C$ 로 냉각	1.6×10^{-23}

조해성 흡습제는 염화칼슘이나 수산화나트륨 등이 속한다. 고체와 수용액이 공존할 때는 수용액 농도가 해당 온도의 포화용액이며, 그 평형 증기압도 온도에만 의존하고, 접촉하는 공기의 상대습도는 어떤 온도 범위에서 대략 일정하게 된다. 그러므로 이 성질을 이용하여 간단하게 용기내를 일정 습도로 유지 할 수 있다.

액체 흡습제는 액상이기 때문에 공기와 접촉면적 증대가 용이하므로, 대규모 제습장치에 적합하다. 되도록 평형증기압이 낮고 점성이 적으며, 화학적으로 안정 무독하고 부식성이 없는 것이 적합하다. 많은 액체 흡습제 중에서 이와 같은 조건에 적합하여 실용되고 있는 것은 염화리튬 수용액 및 트리에틸렌 글리콜이다. 액체 흡습제 사용의 제습장치는 결정의 추출이나 분해가 있기 때문에 극도의 저습도에 고체 흡착제 쪽이 좋다. 그러나 용액 온도와 농도를 임의로 선정할 수 있으므로 재열 없이 목적하는 온습도를 얻을 수 있다. 냉각제습에서는 출구 습도와 온도가 일정한 관계에 있어 보통 원하는 온습도를 재열 없이 얻을 수 없지만, 그래도 극단적인 재열은 요구하는 경우를 제외하고 냉각제습법 쪽이 간단하고 경제적이다. 액체 흡습제가 쓰이는 것은 코일 결상문제가 일어나는 노점 4°C 이하의 경우이다. 이 밖에 흡습제는 보통 살균성을 갖고 있으므로, 소독효과가 있다는 것도 하나의 특징이라고 할 수 있다.

흡수제로의 특징은

- 수증기 분압이 낮다.
- 사용농도의 범위가 넓다
- 화학적으로 안정하다.
- 분해나 증발이 일어나지 않는다.
- 무독, 무미, 무취이다.
- 살균작용을 한다.
- 저농도에서도 흡수력이 뛰어나며, 재생이 용이하고 취급이 비교적 간단하다.
- 금속에 대하여 부식성이 강하다. 이에 대한 대처로 시중에 판매되는 용액은 약알칼리성으로 한다.



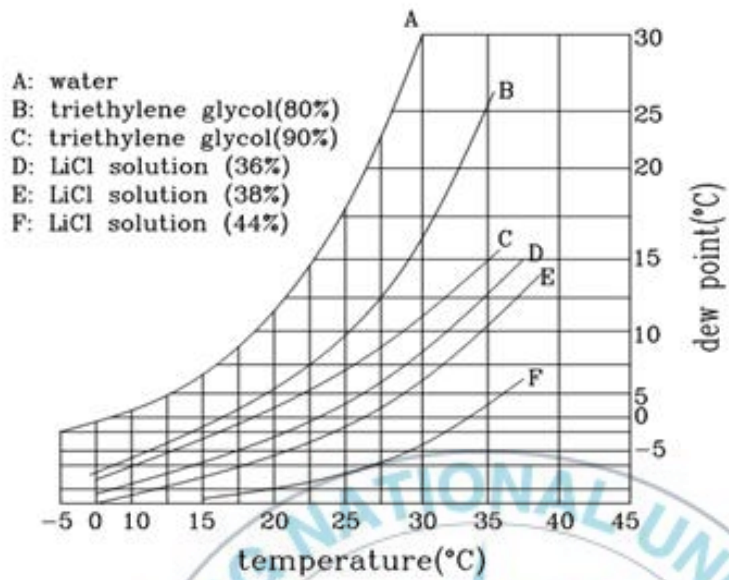


Fig. 2.5 Dew Point of Absorbents

2.2 에어컨과 냉각 제습기의 차이

에어컨은 온도를 낮추는 기기로서 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브로 구성되어 있다. 냉각 제습기는 에어컨과 동일하게 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브로 구성되어 있지만 온도는 고려하지 않고 상대습도와 절대습도를 낮추는 기기이다. 에어컨은 온도를 낮추어 사람의 쾌적성을 향상시키기 위한 기기로 공장, 주방, 가정, 독서실 등에서 주로 사용되고 제습기는 건물의 실과 그에 저장된 물품을 유지하기 위해 습기를 조절해야 하는 기기로 드레스룸, 물품 저장고, 결로에 취약한 지하공간 등에서 이용된다. 사실, 두 기기가 사용되는 장소는 비슷하지만, 사용 목적에 맞게 취급해야 한다. 구성하고 있는 요소와 기기의 원리는 같지만 역할이 다른 이유는 두 기기의 구조가 다르기 때문이다. 에어컨은 실외기와 실내기로 구성되어 있다. 실외기에는 압축기와 방열하기 위한 응축기가 내장되어 있고 실내기에는 흡열하기 위한 증발기가 내장되어 있다. 증발기에서 흡열하기 때문에 실내공기온도를 낮출 수 있다. 반면에 제습기는 일체형 기기이다. 기기내부는 흡입된 공기가 흡열하는 증발기를 통과하면서 흡열과 습공기의 응결현상이 발생한다. 응결한 수분은 배출시키고 차가운 공기는 응축기를 통과하여 온도가 높아지고 상대습도와 절대습도가 감소하게 된다. 간단히 언급하면, 에어컨은 실외에 방열하지만 제습기는 흡입된 공기에 방열하게 된다.

에어컨에서 토출된 공기는 차가운 냉각코일로 구성되어 있는 증발기를 통과하였기 때문에 열량은 흡입공기보다 낮고 건구온도도 낮고 상대습도는 높다. 에어컨에 제습기능이 있기 때문에 절대습도는 경우에 따라 동일하거나 감소한다. 반면에 제습기에서 토출된 공기는 차가운 냉각코일에서 열량이 감소하고 응축기에서 열량이 증가한다. 응축기의 방열량은 압축일량과 증발 열량의 합이기 때문에 토출된 공기는 흡입공기에서 압축 일량이 증가한 열량의 공기가 토출된다. 그리고 내부에서 응축이 되었기 때문에 건구온도는 상승하고, 상대습도와 절대습도는 감소한다.

에어컨은 실내기와 실외기가 배관으로 연결되어 있어서 전문가의 설치가 필요하고, 이용 중 이동이 불가능하다. 이에 비해 제습기는 일체형 기기로서 누구나 설치가 가능하고 이동이 용이하다. 제습기 압축기용량과 배관길이에 의해 영향을 받는 냉매 충전량은 같은 용량의 기기일 때, 실내와 실외를 연결해주는 배관길이에 의해 에어컨이 제습기 보다 훨씬 많아진다. 냉매는 프레온 가스로써 오존층파괴, 지구온난화 원인 등 환경 문제와 직결된다.

또한, 에어컨은 실외기, 실내기, 실내기와 실외기를 연결하는 배관으로 구성되어 일체형 기기인 제습기에 비하여 설비가 복잡하고, 설치비용이 높다. 관리비용은 규모 및 용도에 따라 다르므로 비교대상이 되지 않지만, 이론적으로 고찰하였을 때, 열교환기의 용량이 같다면 배관길이에 의

해 압축기의 토출압력이 높아 하고, 실내기와 실외기의 팬동력에 의해 소비전력이 높을 것으로 판단된다. 그리고 배관길이가 길기 때문에 냉매 누설 위험도 크다.

사실, 에어컨에서도 증발기는 낮은 온도로 제습이 가능하다.

증발기의 표면온도는 냉동시스템에서 COP를 향상시키고 공기와의 열교환량을 고려하여 증발기의 표면온도는 에어컨 설정온도보다 3~8℃ 정도 낮다. 여름철 권장온도가 26~28℃인 것을 고려하면 증발기의 표면온도는 20℃ 전후이다. 제습은 습공기가 노점온도 이하의 물질과 열교환 할 때 습공기의 노점온도가 20℃ 이상일 때 가능하다. 즉, 흡입되는 공기의 노점온도가 증발기 표면온도보다 높을 때 제습이 가능하다. 초기 실내온도가 높아 에어컨을 가동할 시점에는 에어컨에 흡입되는 공기의 온도와 노점온도가 높아 제습이 이루어지지만 일정시간이 지난 후 실내의 온도가 낮아지면 습공기의 특성에 의하여 에어컨에 흡입되는 낮은 온도의 공기는 포화수증기량도 작아지기 때문에 제습량이 줄어든다. 또한, 적정 실내온도가 유지되었을 때에 지속적인 제습을 위해서는 증발기의 표면온도를 낮추어야 가능하기 때문에 토출온도를 낮추면 적정 실내온도보다 낮아질 가능성이 크다. 따라서 에어컨으로 지속적으로 제습을 한다면 소비전력이 커진다.

제습기의 증발기 표면온도는 습공기의 특성에 의하여 적은 공기를 최대한

낮추는 것이 효율향상에 적합하다. 그래서 증발기 표면온도가 낮기 때문에 노점온도가 낮아도 제습이 가능하다. 그리고 제습기의 토출온도는 높기 때문에 습공기의 성질에 의해 포화수증기량은 많아진다. 제습기는 일정시간 가동하면 절대습도와 상대습도가 감소하기 때문에 실질적인 제습이 이루어지지만 건구온도도 상승한다.

Table 1 Comparison Between Air-Conditioner and Dehumidifier

	Air Conditioner	Dehumidification
Purpose	Thermal Comfort	Lower Humidity
Application Space	School, Home	Dress room, Storage
Composition	Indoor Unit, Outdoor Unit	Direct Molded Unit
Component	Compressor, Condenser, Evaporator, Expansion Valve	same
Outlet Condition	DB : Low RH : Low	DB : High RH : Low
Purchasing Charge	Expansive	Cheap
Power Consumption	High	Low
Maintenance		Easy
Transferability		Possible

2.3 제습기 성능평가

2.3.1 공기

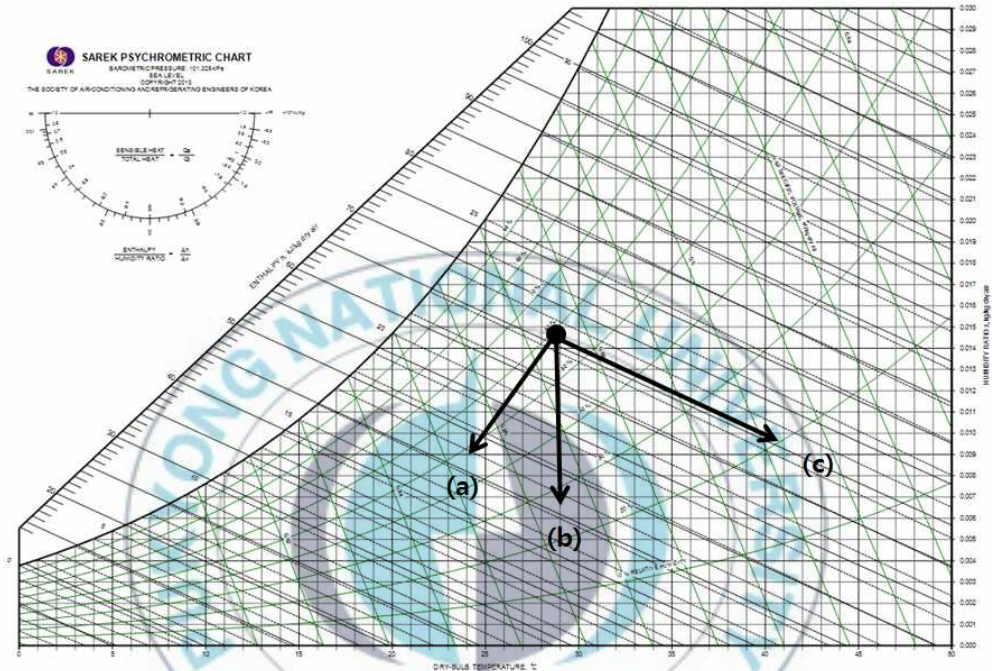


Fig. 2.6 Process of Dehumidification in Psychrometric Chart

제습량을 언급하기에 앞서 각각의 제습 방법에 의한 공기의 상태변화를 알아보려고 한다. Fig. 2.6은 종류에 따라 변하는 습공기의 상태를 습공기선도를 통해 나타내었다. 건조한 공기와 습한 공기를 혼합하여 희석한 공기는 (a)와 같다. 습도가 높은 공기는 차가운 건조한 공기와 섞여 일부는 제습되고 공기의 온도는 내려간다. 고전적인 방식으로 에너지 비용이 높다. 흡습제를 이용하여 건조하는 공기는 (b)와 같다. 공기는 화학제

습되어 응축되고 건구온도는 내려가서 효율적으로 상대습도를 낮춘다. 하지만 데시칸트 로터를 가열하여 재생시켜 온도가 높아진 로터를 통과하므로 실제로는 온도가 높다. 재생으로 인해 에너지 손실이 크다. 냉각 제습 방식은 (c)와 같다. 냉각식 제습은 등엔탈피 선을 따라 일하는 경향이 있다. 응축 현열은 건조한 공기의 온도를 높인다. 응축기의 현열은 건조한 공기의 온도를 높인다. 차가운 습공기는 엔탈피가 유사한 따뜻한 건조한 공기로 변환된다. 습공기의 높은 엔탈피가 주로 수증기의 현열이기 때문에 잠재한 재생에너지는 높다. 실제로는 제습기가 통과하는 공기의 현열이 증가하고 습공기에서 등엔탈피선의 경사는 가열로부터 조금 더 증가한다. 제습량을 나타내는 지표는 MER(제습률)과 SMER(비제습률)이 있다.

●MER(MOISTURE EXTRACTION RATE,제습률)

$$\dot{m}_{total}(w_{d,out} - w_{d,in}) = \frac{\text{피건조물에서 제거된 수분량}(g)}{\text{건조시간}(h)} \quad (1)$$

●SMER(SPECIFIC MOISTURE EXTRACTION RATE,비제습률)

$$\frac{\dot{m}_{total}(w_{d,out} - w_{d,in})}{h_{comp,out} - h_{comp,in} + \Delta h_{fan}} = \frac{\text{피건조물에서 제거된 수분량}(g)}{\text{건조시간}(h) \times \text{공급열량}(W)} \quad (2)$$

2.3.2 냉동사이클

냉각식 제습기는 냉동사이클 운전을 한다. 냉동 사이클 효율이 향상하면 제습기의 성능이 향상된다. 그래서 냉각식 제습기에서 냉동사이클의 운전 효율은 제습기의 성능과 직결된다.

냉동사이클은 P-h 선도를 이용하여 증발열량, 응축열량, 압축일량을 계산할 수 있다.

압축일량은 압축기가 증발기로부터 흡수한 냉매가스를 압축하는데 필요한 동력을 나타낸 것으로 일량을 열량으로 환산하기 위해서는 일의 열당량 $A=1/427\text{kcal/kgf}\cdot\text{m}$ 를 곱하여야 한다.

압축일량은 P-h선도에 그림1 같이 나타낼 수 있다.

그리고 냉매 1kg을 압축하는데 필요한 일의 열당량은 압축과정의 엔탈피 차로 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

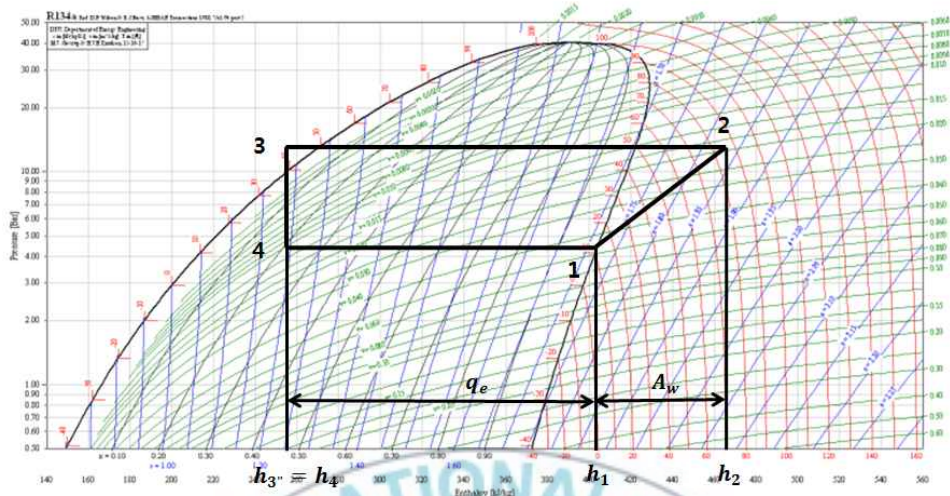


Fig. 2.7 p-h Diagram of Refrigeration Cycle

$$A_w = h_2 - h_1 [\text{kcal/kg}] \quad (3)$$

여기서, h_1 은 압축기 입구 엔탈피[kcal/kg] 이고, h_2 는 압축기 출구 엔탈피[kcal/kg]이다.

응축열량은 압축기에서 토출된 고온 고압의 냉매 가스가 응축기에서 열을 방열하면서 응축한 열량을 말한다. 응축기에서 충분한 응축이 일어나야 팽창밸브에서 교축현상이 일어날 수 있기 때문에 사이클을 구성할 때 증발열량과 직접적인 관계가 있다. 이 때 방출하는 열량은 에너지 보존법칙 으로부터 증발기에서 흡수한 열량과 압축기에서 주어진 일량과의 합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

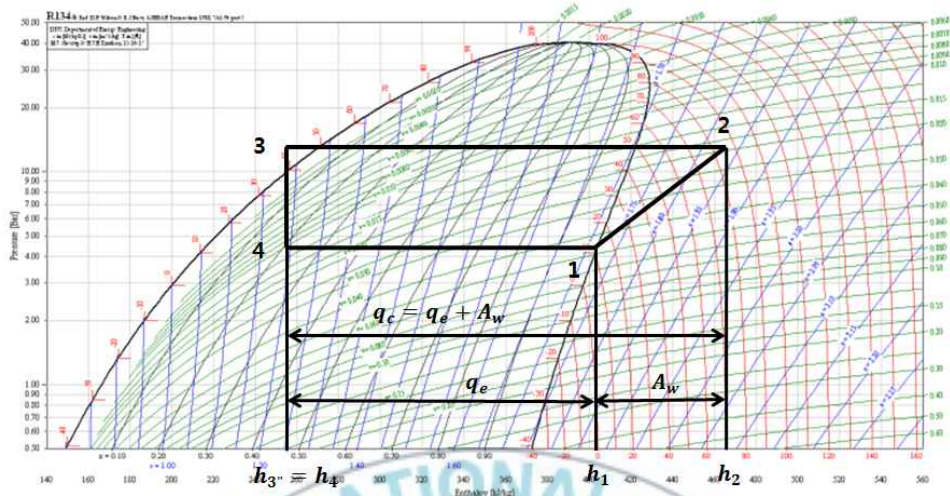


Fig. 2.8 Condenser Capacity in p-h Diagram

$$q_c = q_e + A_w [\text{kcal/kg}] \quad (4)$$

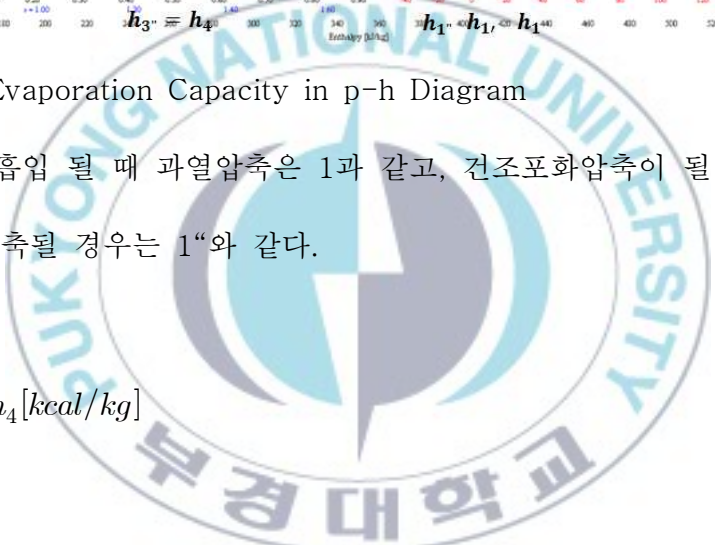
$$= (h_1 - h_4) + (h_2 - h_1) = h_2 - h_4 [\text{kcal/kg}], h_3 = h_4 \quad (5)$$

여기서, h_3 는 응축기 출구 엔탈피[kcal/kg] 이고, h_4 는 증발기 입구 엔탈피[kcal/kg]이다.

증발열량은 단위질량의 냉매가 증발기 내에서 흡입하는 열량으로 증발기 내를 흐르는 단위 냉매의 엔탈피 차이를 말하고, 냉동효과와 동일하다.

증발기 열량을 계산하기 위한 모리엘 선도는 그림1에 나타내었다.

증발기 입. 출구 지점은 4,1점이라고 하면 증발열량은 다음 식과 같이 계산한다.



압축기로 흡입 될 때 과열압축은 1과 같고, 건조포화압축이 될 때는 1'와 같고, 습압축될 경우는 1"와 같다.

냉동 시스템의 성능 평가를 하기 위한 지표는 냉동능력과 COP가 있다.

냉동능력은 냉매 순환량과 냉매 1kg이 흡수할 수 있는 냉동효과의 곱으로 계산한다.

$$Q_e = G \cdot q_e \quad (7)$$

여기서 q_e 는 냉매 1kg당 냉동효과[kcal/kg]을 나타내고 G 는 냉매순환량 [kg/h]를 나타낸다.

필요한 냉동능력을 얻기 위해 공급되는 냉매 순환량을 처리하는 압축기의 크기를 결정하기 위해서는 이 냉매 순환량을 압축기의 흡입 가스량 V [m^3/h]으로 환산해야 한다. 흡입가스량 환산을 위하여 압축기 입구 냉매 상태에서 냉매의 비체적을 알아야 한다. 다음 식에 의해 냉매 증기 순환량(압축기의 피스톤 압출량) $V[m^3/h]$ 를 구할 수 있다.

$$V = G_V = \frac{Q_e}{q_e} v = \frac{Q_v}{h_1 - h_4} \quad (8)$$

냉동사이클의 효율을 나타내는 데는 성능계수(Coefficient of performance, COP)가 사용된다. 일반적으로 열기관에서는 효율이라는 용어를 사용하는데, 냉동사이클은 압축기에 가해진 일량과 냉동효과를 비교하면 냉동효과 쪽이 훨씬 큰 값이 된다. 즉, 냉동용량이 클수록 성적계

수의 값이 커지므로 시스템 특성이 좋다고 할 수 있다.

따라서 일반적으로 효율이라 부르지 않고 성능계수라고 부른다. 그림1에서 성능계수를 구하면 다음과 같다.

$$\text{성능계수}(COP) = \frac{\text{냉동효과}(q_e)}{\text{압축기소요일량}(Aw)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (9)$$

성능계수가 높을수록 냉동효과는 커진다. 그리고 성능계수가 커지기 위해서는 사이클 하단에서 운전할수록 냉동효과가 커지고, 압축비($\frac{\text{압축기토출압력}}{\text{압축기흡입압력}}$)가 적을수록 체질 효율이 증가한다.

제3장 실험 방법 및 결과

3.1 예비실험

3.1.1 실험 방법

예비 실험대상은 1/4[HP] 압축기와 핀튜브 열교환기로 구성된 제습기이다. 제습기 용량비는 일반 냉동기의 설계방법과 동일하게 제작되었고, 기기사진은 Fig. 3.1에 나타내었고, 사양은 Table 2에 나타내었다.



Fig. 3.1 The Dehumidifier of Experiment

Table 2 Specification of the Dehumidifier

Component	Type	Specification
Compressor	reciprocating	1/4[HP]
Condenser	fin and tube	1/4[in], 28 rows
Evaporator	fin and tube	3/8[in], 20 rows
Expansion Valve	capillary	
Refrigerant	R-134a	

실험을 통해 냉동사이클이 제습기 구조에서 운전시켜 특성을 확인한다. 실험 조건은 기기의 풍량은 194[CMH]이고, 고압측과 저압측의 압력은 증발기 표면온도가 10℃가 되도록 기준을 선정하였다. 그때의 냉매충전량은 500g이었다. 이것을 기준으로 냉매의 양을 ±10%로 선정하여 각각 400g, 500g, 600g으로 케이스를 선정하였고 그때의 냉동기 압력은 LOW(1210[kPa]/350[kPa]), MID(1520[kPa]/410[kPa]), HIGH(1540[kPa],410[kPa])가 되었다. 측정장비는 Table 2에 나타내었고 설치 대상위치와 사양은 Fig. 3.2및 Table 3과 같다. 측정은 항온항습기와 제습기 온습도가 일정하게 유지할 때 30분간의 데이터를 저장한다.

Table 3 Specification of the Equipment

Component	Equipment	Specification
Storage	MV1000	30[ch]
Dew Point	SF52	-40~60[℃]
Relative Humidity	GHP-30	20~95[%]
Temperature	thermo-couple	T-type
Pressure	Bourdon tube gauge	

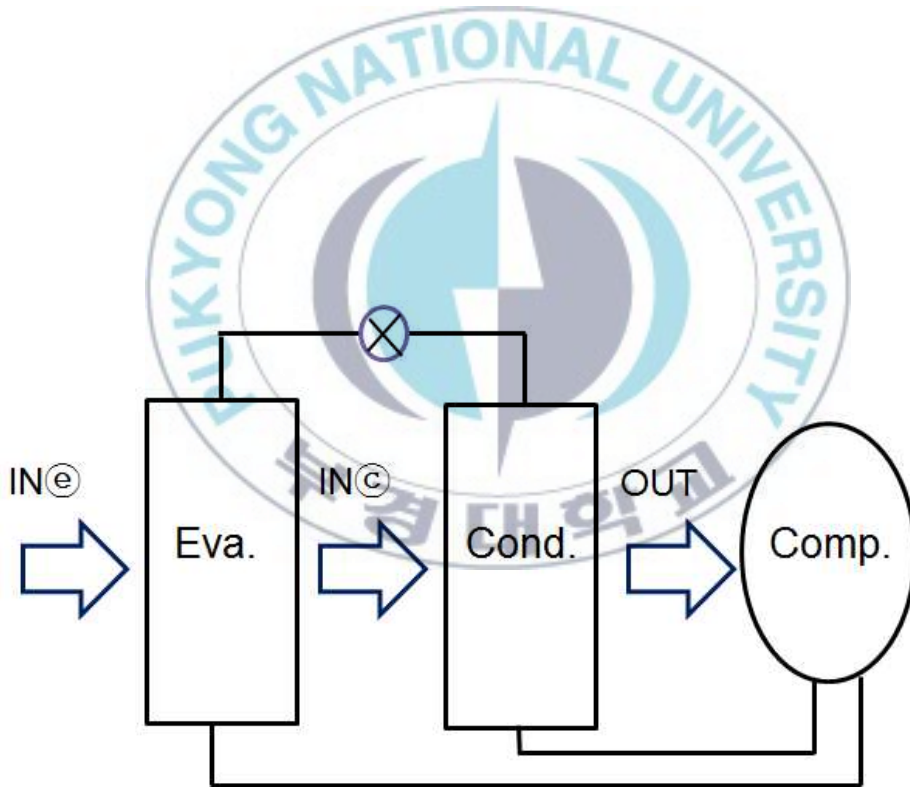


Fig. 3.2 Location of the Equipment

Table 4 Location of the Equipment

Instrument	Location	Object
Refrigeration Cycle	Cond. Entrance	Temperature Pressure
	Cond. Exit	
	Eva. Entrance	
	Eva. Exit	
	Comp. Surface	Temperature
Cond.	7 row	Temperature
	12 row	
	17 row	
	23 row	
Eva.	8 row	
	14 row	
Eva. Air In (IN©)	Middle	DB, RH
Cond. Air In (IN©)	High	DB, DP
	Middle	
	Low	
Cond. Air In (OUT)	High	DB, DP
	Middle	
	Low	

3.1.2 실험 환경

실험 환경은 KS규격 냉동 제습기에 관한 시험조건에서 저온환경(18°C 61%), 표준환경(27°C 59%), 과부하환경(32°C 46%)와 높은 습도(23°C 90%)로 설정하였다. 이 환경을 조성하기 위해 실험은 항온항습실에서 진행되었다. 항온항습실의 전경과 사양은 Fig. 3.3와 Table 5에 나타내었고, 공간 도면 및 기기 위치는 Fig. 3.4에 나타내었다.



Fig. 3.3 Image of the Room

Table 5 Specification of the Room

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

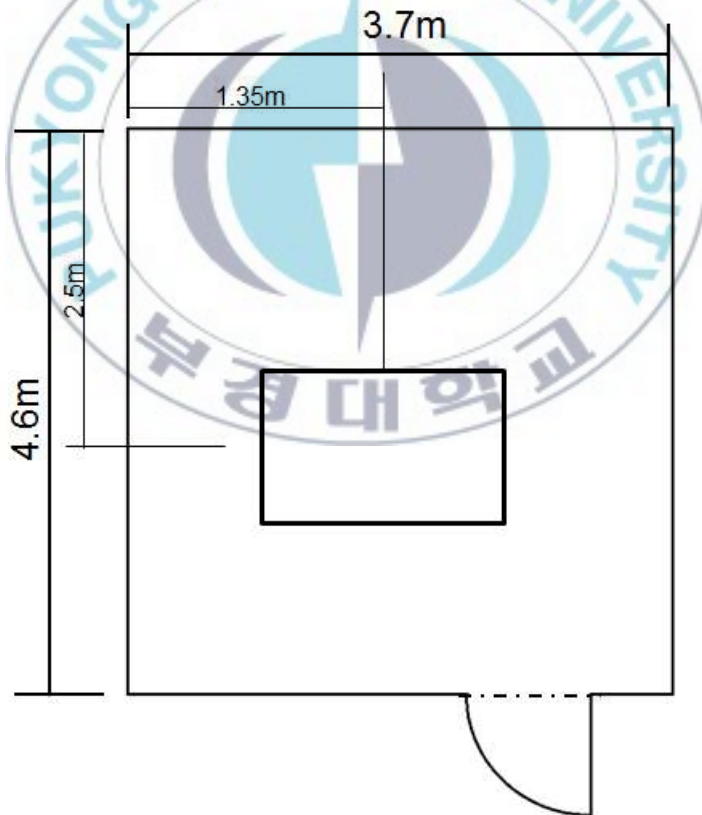


Fig. 3.4 Experiment Area of Scale

3.1.3 실험 결과

(1) 냉동기측

냉동기에서 증발기 코일온도는 Fig. 3.5에 나타내었다. 증발기 코일온도는 MID와 HIGH 압력에서는 전영역에서 냉매의 증발이 유지되어 일정한 온도가 유지되었고 LOW 압력에서는 증발기 중간에서 증발이 종료되어 냉매온도가 상승하였다. 저온영역(18℃ 61%)에서는 온도가 낮게 유지되었지만 열교환 구간과 종료시점은 다른 영역과 같은 경향이 나타났다.

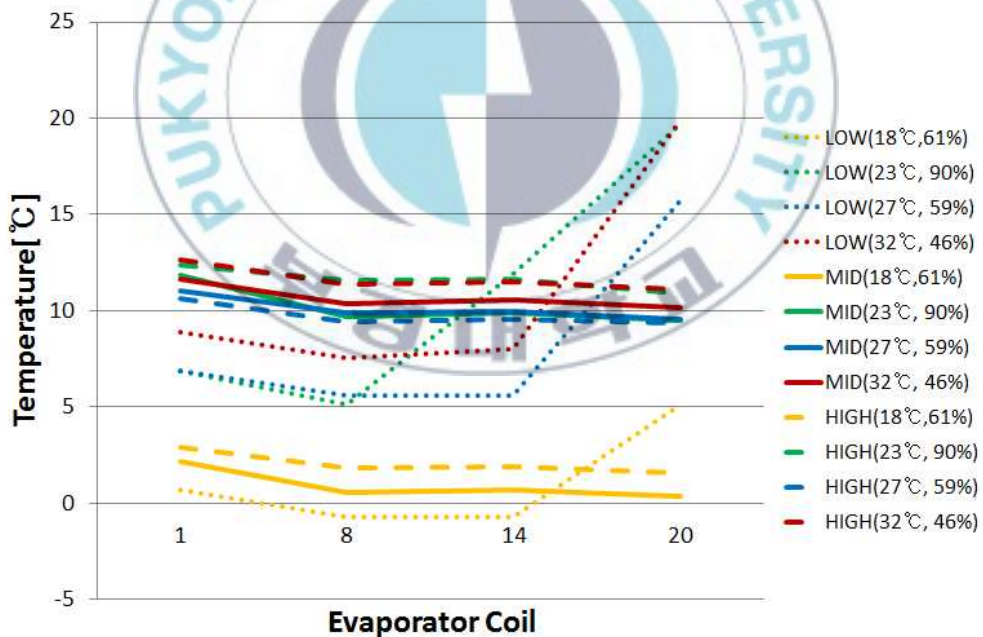


Fig. 3.5 The Temperature of Evaporator Coil

냉동기에서 응축기 코일온도는 Fig. 3.6에 나타내었다. 응축기 코일온도는 LOW와 MID와 HIGH에 관계없이 모든 압력영역에서 응축기 코일온도가 2/3지점에서 온도가 하강한 결과가 나타났다. 응축기에 흡입된 냉매가 응축현상이 일어날 때에는 상변화로 인해 온도가 유지되지만 상변화가 종료되고 액체가 되었을 때에는 온도 하강이 일어나기 때문에 2/3 지점에서 이미 응축이 종료되어 실질적으로 응축기 1/3 구간은 열교환기 역할을 하지 못한다고 판단된다.

저온영역(18℃ 61%)에서는 온도가 낮게 유지되었지만 열교환 구간과 종료시점은 다른 영역과 같은 경향이 나타났다.

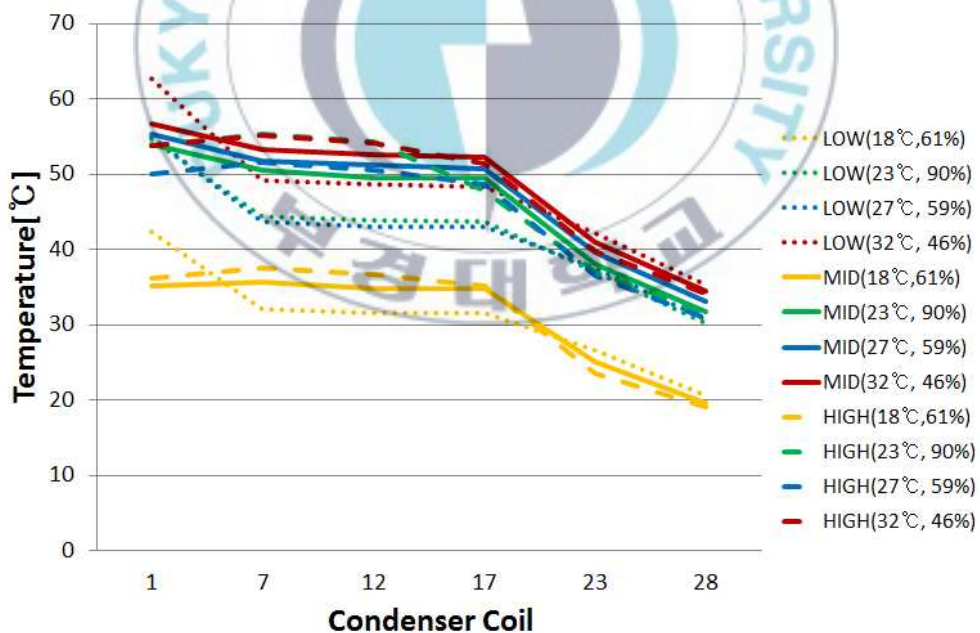


Fig. 3.6 The Temperature of Condenser Coil

사이클을 확인하기 위해서 압축기 표면온도를 확인한 결과는 Fig. 3.7에 나타내었다. 압축기의 표면온도가 주변온도가 낮아지면 액압축이 일어나는 것을 판단할 수 있다. 본기기 압축기의 위치는 응축기 후단에 있다. 응축기 후단에는 고온의 공기가 토출된다. 본실험에서는 약 38℃ 공기가 토출되는 것을 확인하였다.

하지만 HIGH 압력 구간에서는 30℃ 이하 표면온도를 유지하였기 때문에 액압축이 일어났다는 것을 확인하였다.

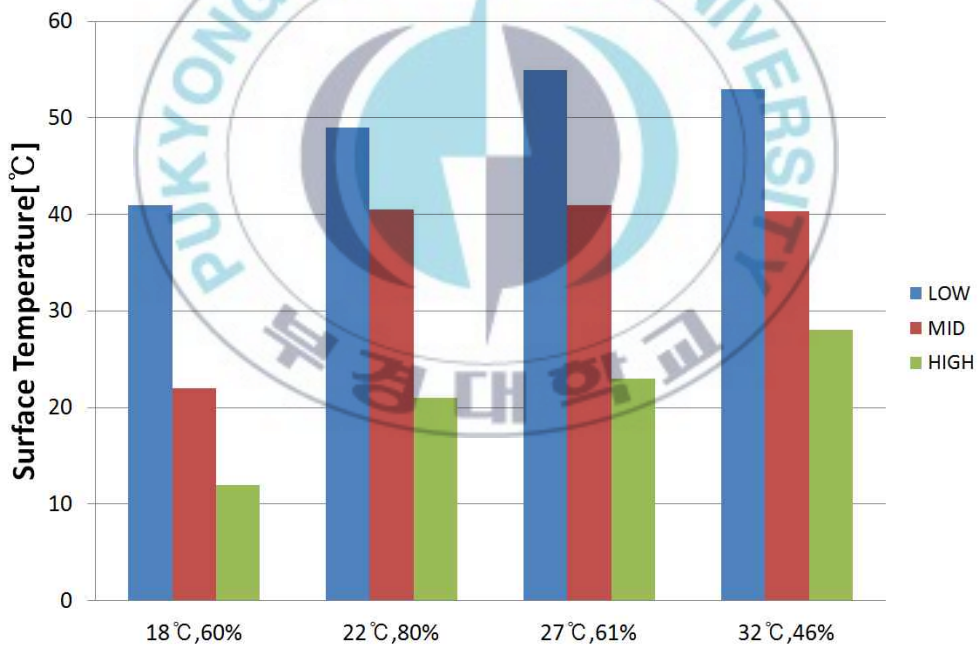


Fig. 3.7 Surface Temperature of Compressor

(2) 공기측

제습기 운전으로 열량을 받는 공기의 상태를 확인하기 위하여 증발기입구와 응축기 입구와 응축기 출구 공기온도에 대해 Fig. 3.8~ Fig. 3.10에 나타내었다. 기기의 구조상 증발기 출구는 응축기 입구와 동일하다.

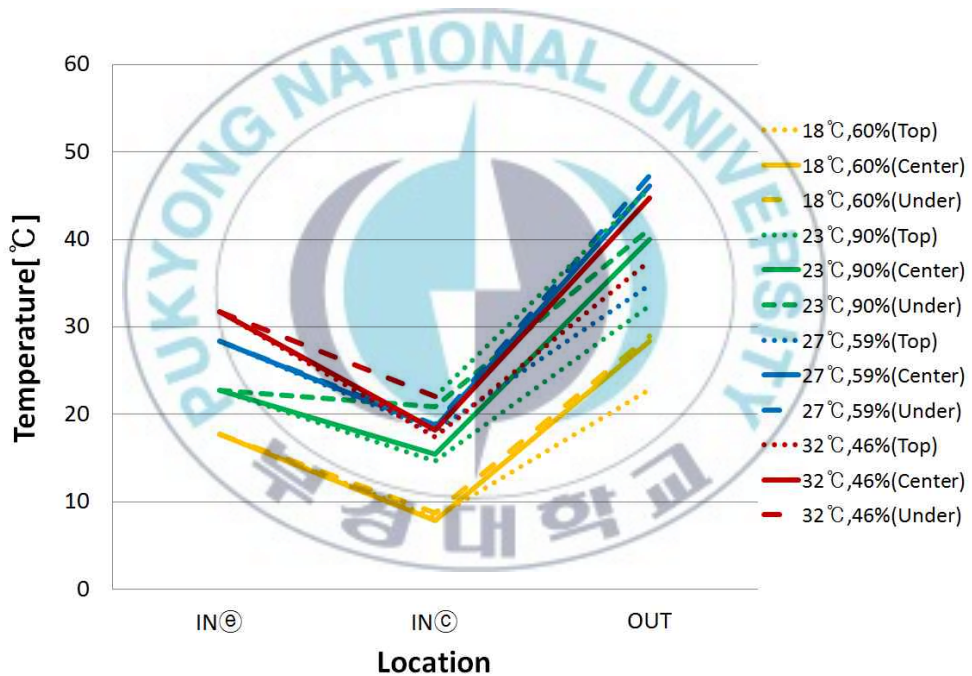


Fig. 3.8 Temperature of Air at LOW

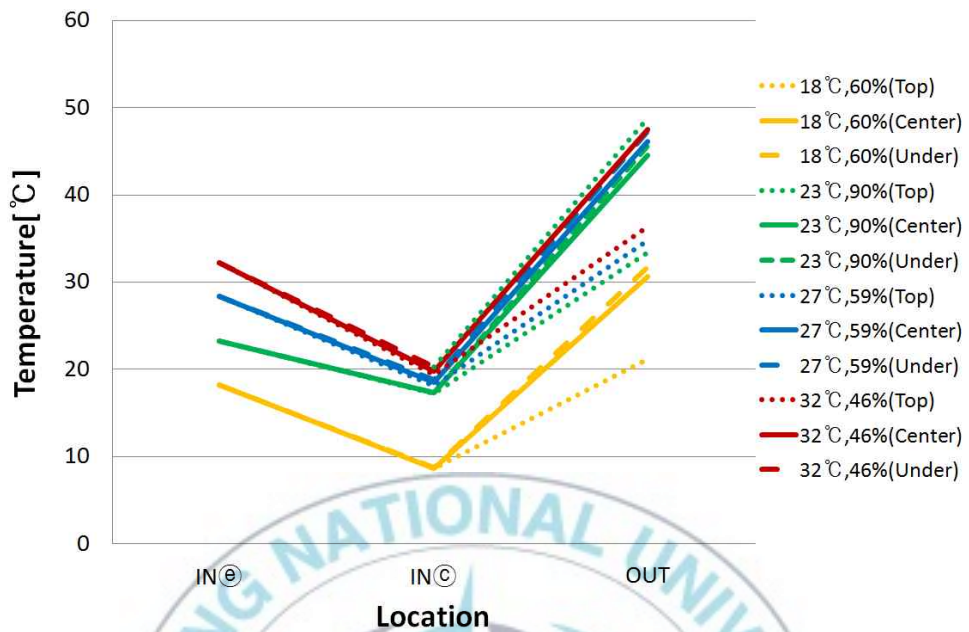


Fig. 3.9 Temperature of Air at MID

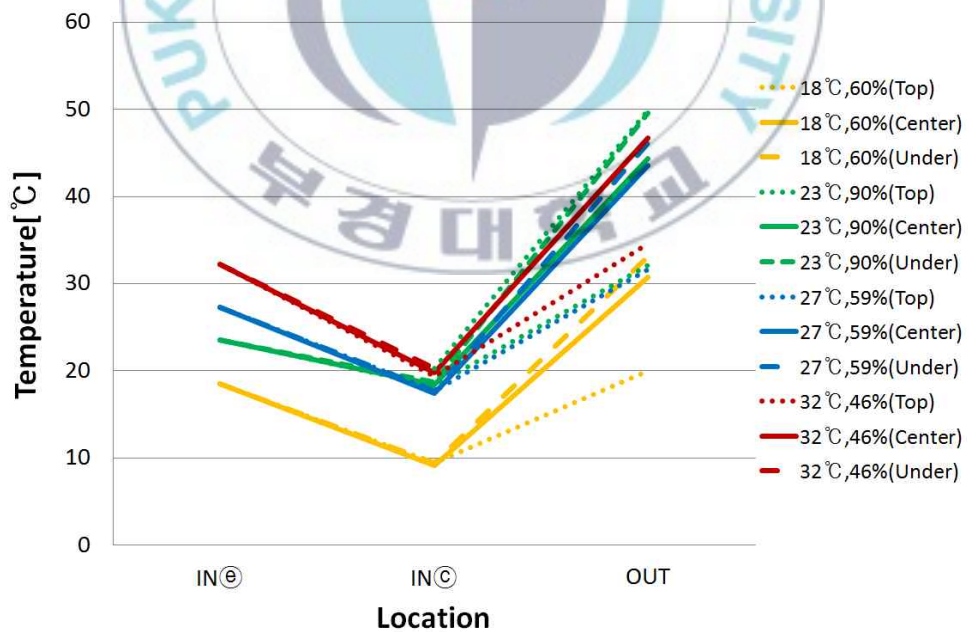


Fig. 3.10 Temperature of Air at HIGH

증발기를 통과한 공기는 약 20℃내외로 낮은 온도로 토출되었고 이 공기는 응축기로 흡입된다. 낮은 온도의 공기가 응축기 코일과 열교환하기 때문에 응축기의 열전달량은 높은 온도와 열교환하는 열전달보다 크다.

상부와 중간은 열전달량이 크기 때문에 공기측 온도 상승도 컸다. 하지만 하부는 코일측에서 온도가 하강하는 구역이기 때문에 공기측 열전달량도 작아 통과한 공기의 온도상승도 작았다. 냉동기의 냉매 압력과 상관없이 모두 같은 경향이 나타났다. 저온 환경에서는 공기 온도가 다른 환경보다는 낮았지만 같은 경향이 나타났다.

응축기 열량은 공기측 열량으로 Fig. 3.11에 나타내었다. 응축기 열량은 약 1600W로 과부하 및 고습 환경조건에 영향을 받지 않았지만 저온 조건에서는 1200W로 낮았다. 압력이 LOW와 MID일 때는 응축기 열량이 동일하였지만 HIGH일 때에는 비교적 적어졌다.

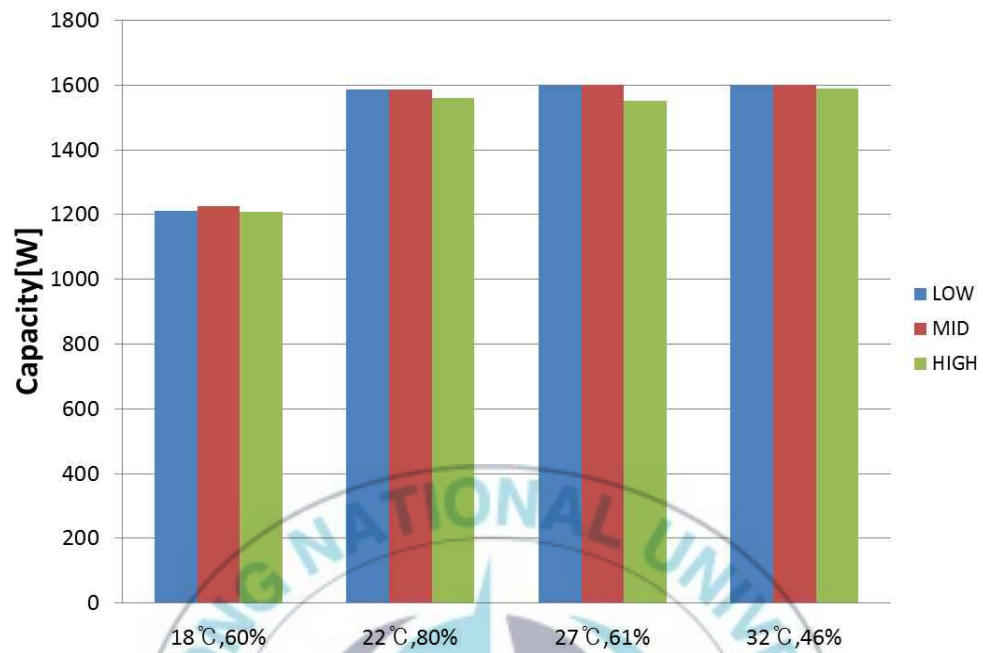


Fig. 3.11 Capacity of Condenser

3.2 본 실험

3.2.1 실험 방법

본 실험 대상은 1/4[HP] 압축기와 핀-튜브 열교환기로 구성된 제습기이다. 증발기는 용량은 일반냉동기 설계법과 동일하게 적용하여 3열 7단으로 구성하였고 방열면적 실험을 위한 응축기 면적은 2열 7단, 3열 7단, 4열 7단으로 구성하였다. 제습기는 Fig. 3.12에 나타내었고, 제습기 내부 열교환기 도면과 사진은 Fig. 3.13과 Fig. 3.14에 나타내었다.



Fig. 3.12 The Dehumidifier of Experiment

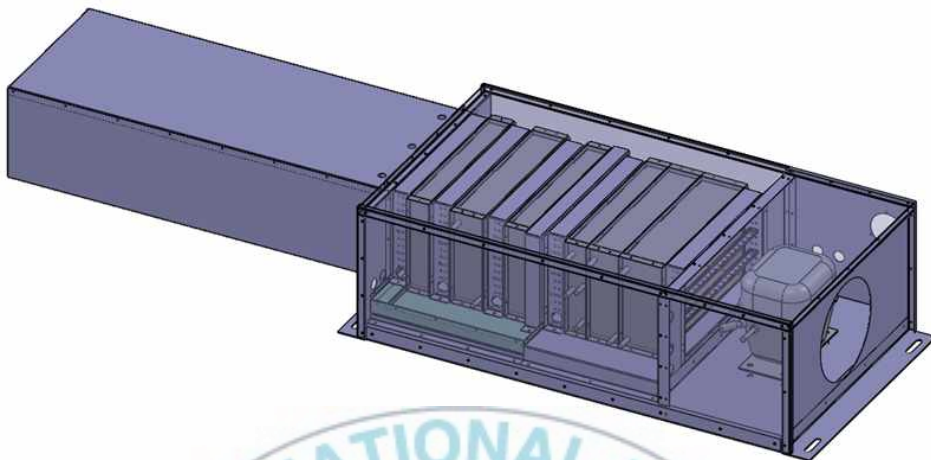


Fig. 3.13 Drawing of the Dehumidifier



Fig.3.14 Image of the Dehumidifier

응축기 방열면적을 결정하기 위한 실험 장치는 방열면적을 변경할 때 발생할 수 있는 외적인 요인을 방지하기 위해 방열면적을 변경할 때 벨브로 제어할 수 있게 제작하였고 Fig.8과 같다. 각각의 시스템은 증발온도가 5℃ 가 되도록 시스템을 구성하였다.

실험 환경은 KS규격에 제시된 시험조건과 제습기가 가동되는 환경조건 케이스를 추가하여 Table 6과 같이 실시하였고, 측정은 예비실험과 동일하게 진행하였다.

Table 6 Ambient Temperature and Humidity on Experiment

	KS Standard		4row Condenser Ambient Temp.		3row Condenser Ambient Temp.	
	DB	WB	DB	WB	DB	WB
Low Temp.	18(±1.0)℃	13.5(±0.5)℃	18.53℃	14.19℃	17.96℃	13.61℃
			22.19℃	19.53℃	21.73℃	19.52℃
Nomal Temp.	27(±1.0)℃	21.2(±0.5)℃	26.37℃	20.93℃	26.40℃	21.19℃
High Temp.	32(±1.0)℃	23.0(±0.5)℃	32.21℃	24.03℃	31.61℃	23.41℃

3.2.2 실험결과

(1)냉동기측

각 환경조건에서 상당길이에 해당하는 응축기 표면온도에 대한 측정결과는 Fig. 3.15~Fig.3.18에 나타내었다. 모든 환경에서 응축기의 방열면적이 축소할 경우 실험적 오차를 고려하면 방열핀 길이에 따른 응축기 표면 온도변화 경향은 일치한 것을 확인하였다. 4열 7단 응축기 방열핀 끝단에서 온도가 하강하는 것은 응축기반응이 상단과 중간에서 종료되었다는 것으로 판단한다. 시험조건이 18℃ 60%에서는 응축온도가 30℃였고, 22℃ 80%에서는 35℃였고, 27℃ 61%에서는 40℃였고, 32℃ 46%에서는 50℃였다. 시험온도가 높아질수록 응축온도도 상승하였다. 4열 7단 응축기가 3열 7단 응축기로 축소하였을 때 응축기측에서는 각 환경에서 진행되는 실험에서 응축기 입구온도, 응축구간, 응축온도에 영향을 끼치지 않는 것을 확인 할 수 있었다.

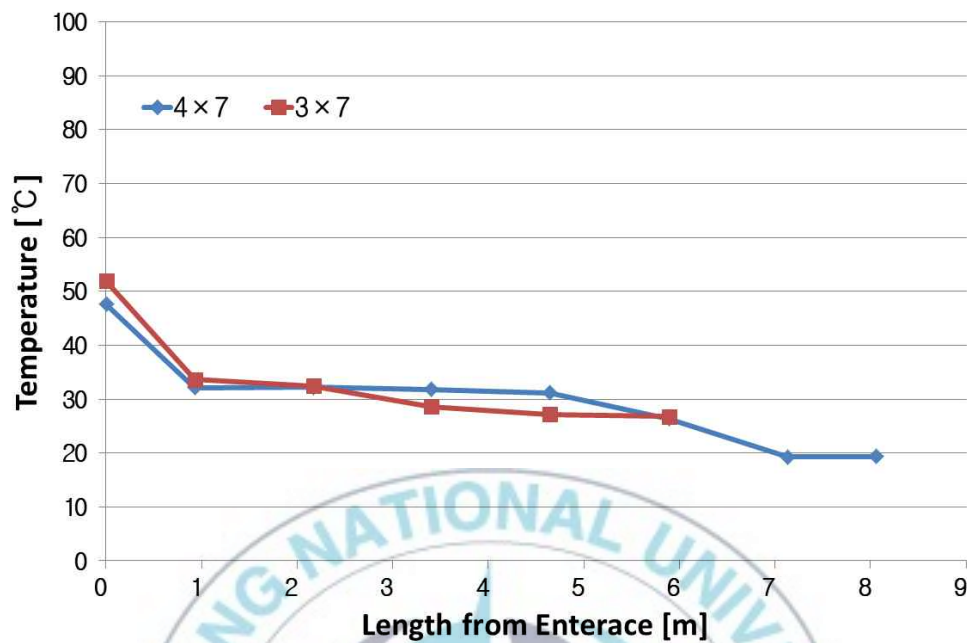


Fig. 3.15 Condenser Temperature in 18°C 60%

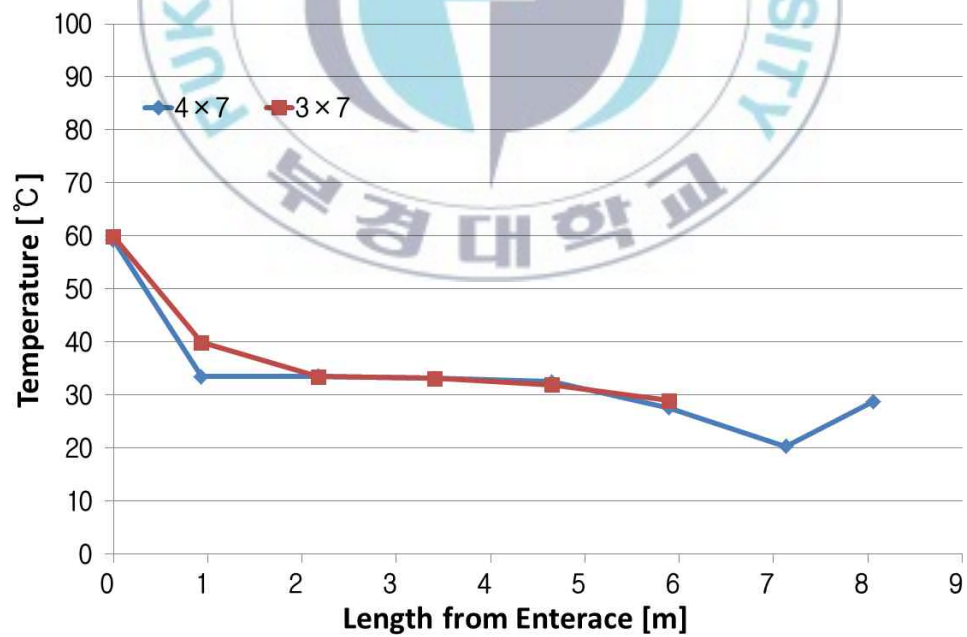


Fig. 3.16 Condenser Temperature in 22°C 80%

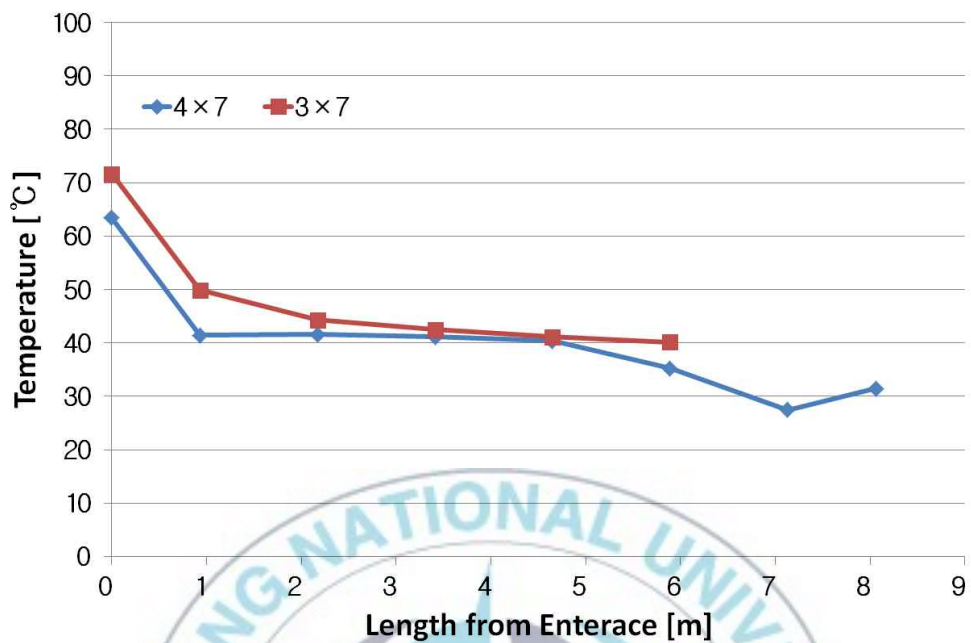


Fig. 3.17 Condenser Temperature in 27°C 61%

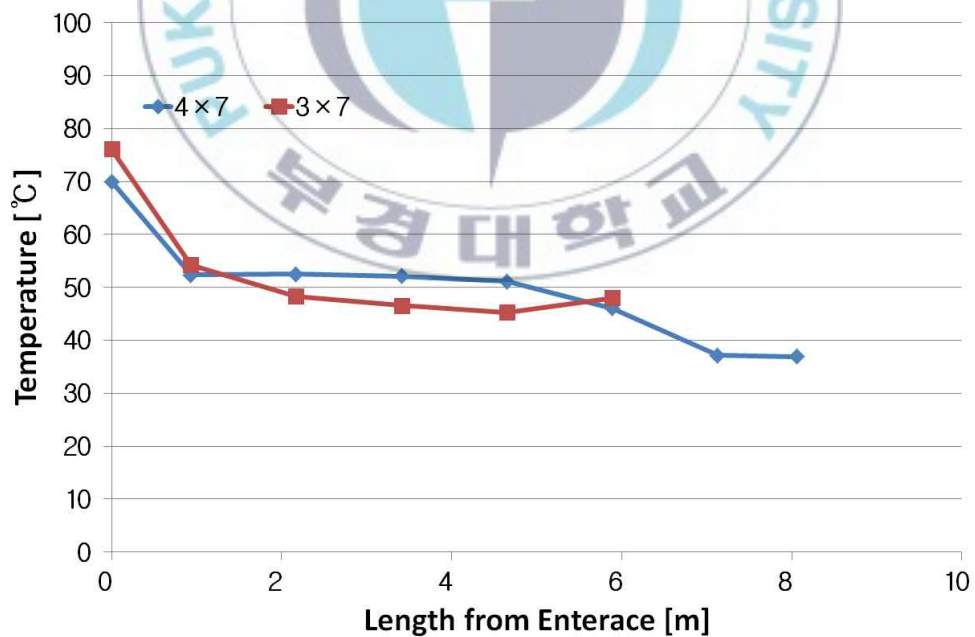


Fig. 3.18 Condenser Temperature in 32°C 46%

증발기 코일온도변화 경향은 Fig. 3.19~Fig. 3.22에 나타내었다. 증발기의 냉매는 응축기를 통과한 냉매가 교축현상으로 저온저압의 액체 냉매가 되어 유입되기 때문에 응축기가 적절하게 운전하지 않으면 적절한 증발기 역할을 할 수 없다. 본 기기는 각 시험환경에서 4열 7단 응축기로 가동하였을 때의 증발온도, 증발구간, 증발기 입.출구 온도 경향이 비슷하였다.

18℃ 60% 환경에서 증발온도는 약3℃가 나타났기 때문에 환경이 18℃ 이하에서는 결빙가능성이 크다. 22℃ 80%에서는 증발기 표면온도가 약 5℃로 유지하였고, 27℃ 61%에서는 약 8℃, 32℃ 46%에서는 약 13℃를 유지하였다. 환경온도가 높아지면 증발기의 전체적인 온도 및 증발온도가 높아지는 것을 확인 할 수 있었다. 증발구간은 환경조건별로 다른 경향이 나타났다.

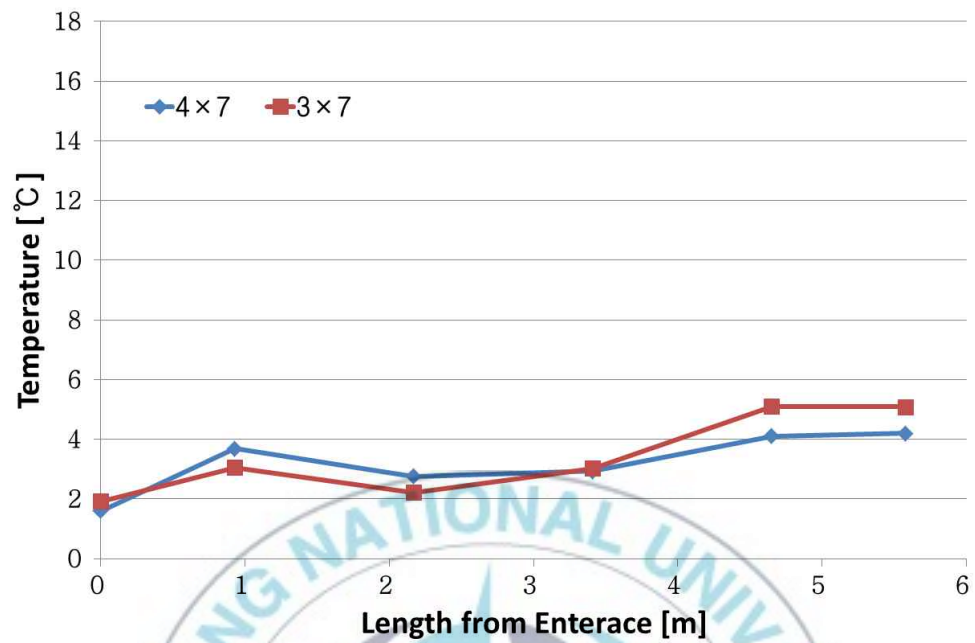


Fig. 3.19 Evaporator Temperature in 18°C 60%

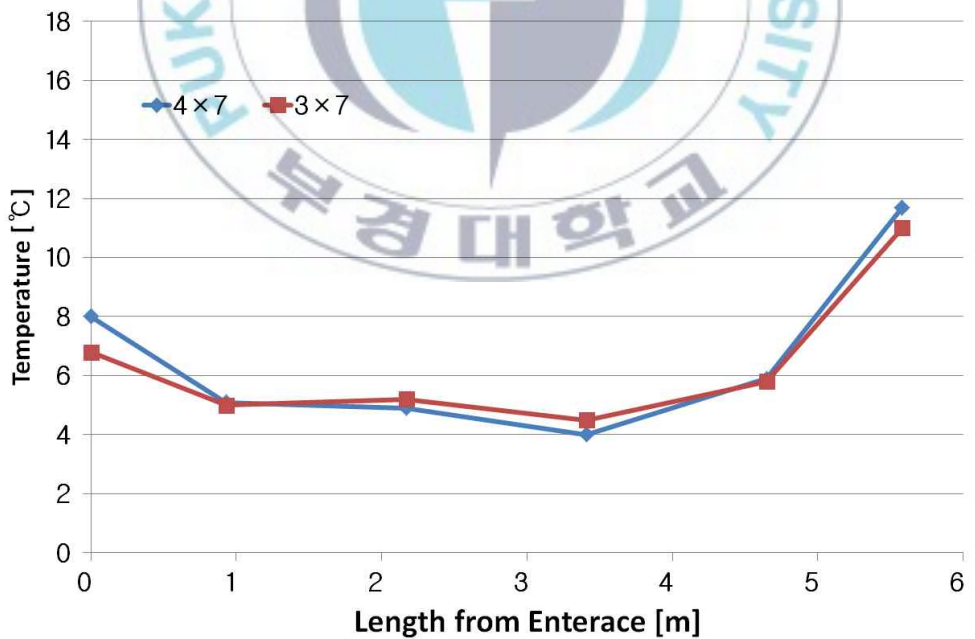


Fig. 3.20 Evaporator Temperature in 22°C 80%

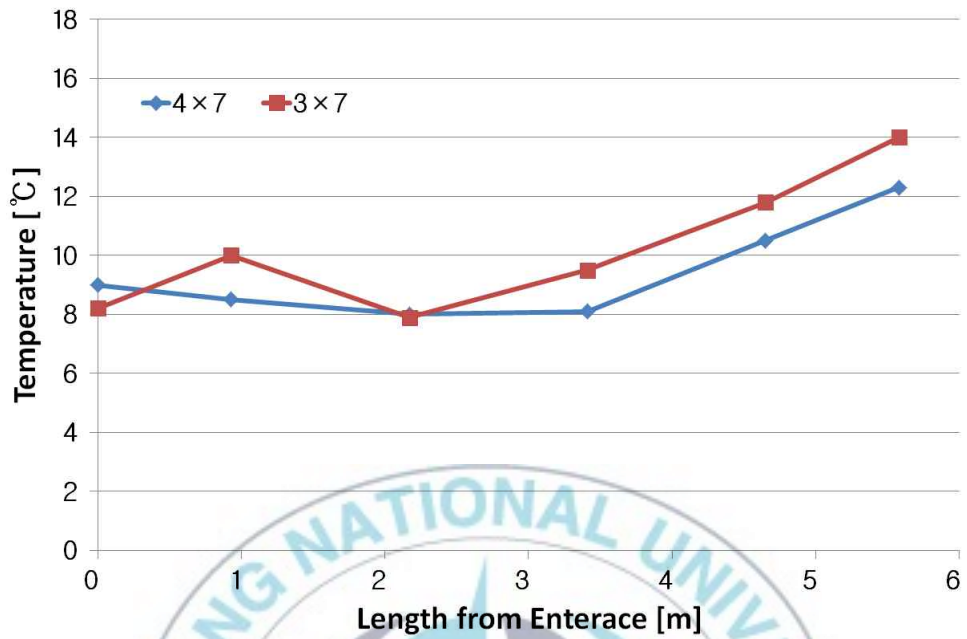


Fig. 3.21 Evaporator Temperature in 27°C 61%

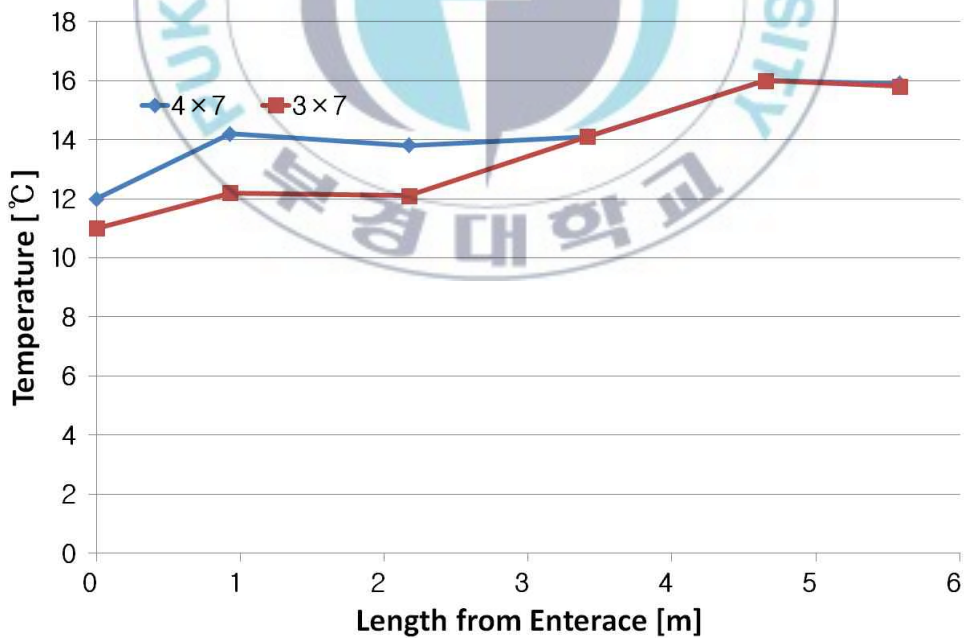


Fig. 3.22 Evaporator Temperature in 32°C 46%

(2)공기측

각각의 실험조건에서 응축기 시스템에 따른 증발기측 공기 입출구 온도차는 Fig. 3.23에 나타내었다. 증발기입구온도와 증발기 출구온도차는 4열7단과 3열7단이 모든 환경에서 5℃이내이다. 환경변화에 응축기가 4열 7단에서 3열 7단으로 축소되면 입출구 온도차가 근소하게 증가하기 때문에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 판단한다. 시험조건에 따른 증발기 입출구온도차는 미비한 것으로 나타났다.

응축기 시스템에 따른 증발기측 공기 엔탈피차는 Fig. 3.24에 나타내었다. 증발기 입출구 엔탈피차는 근소하지만 4열7단 응축기 시스템이 3열7단 응축기 시스템 엔탈피차보다 크다는 것을 확인하였다. 특히 고온영역에서는 약4% 차이를 보였다.

증발기 입출구 온도차는 3열7단이 4열7단보다 컸지만, 엔탈피차는 시험조건에 따라 다른 경향이 나타났다.

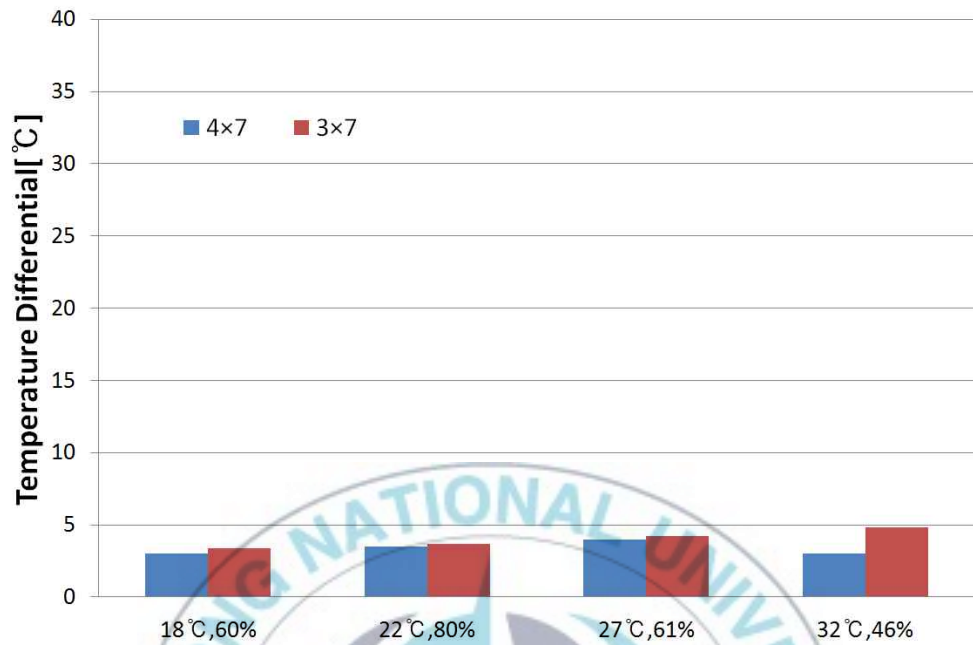


Fig. 3.23 Temperature Difference Inlet to Outlet in Evaporator

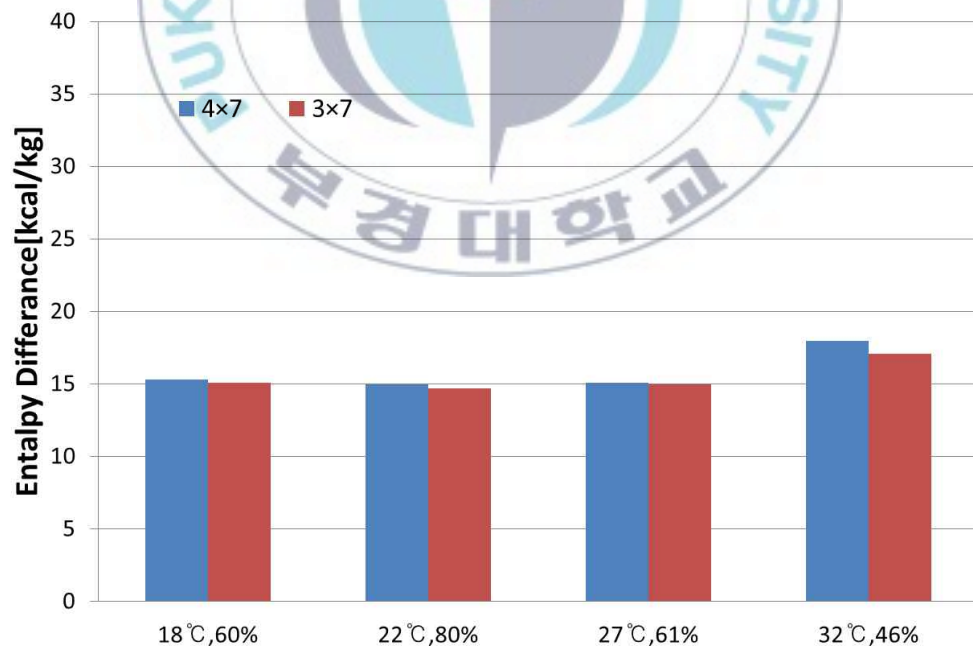


Fig. 3.24 Enthalpy Difference Inlet to Outlet in Evaporator

응축기측 공기에서 입출구 온도차와 입출구 엔탈피차는 Fig. 3.25와 Fig. 3.26에 나타내었다.

4열7단으로 구성된 시스템 응축기 온도차와 3열7단으로 구성된 시스템 응축기 온도차가 각각의 실험조건에서 다른 경향이 나타나는 것을 확인하였다. 차이 폭이 작기 때문에 실험적 오차와 응축기 입출구 엔탈피차를 고려하면 응축기 입출구 온도차는 두시스템이 동일하다고 판단한다.



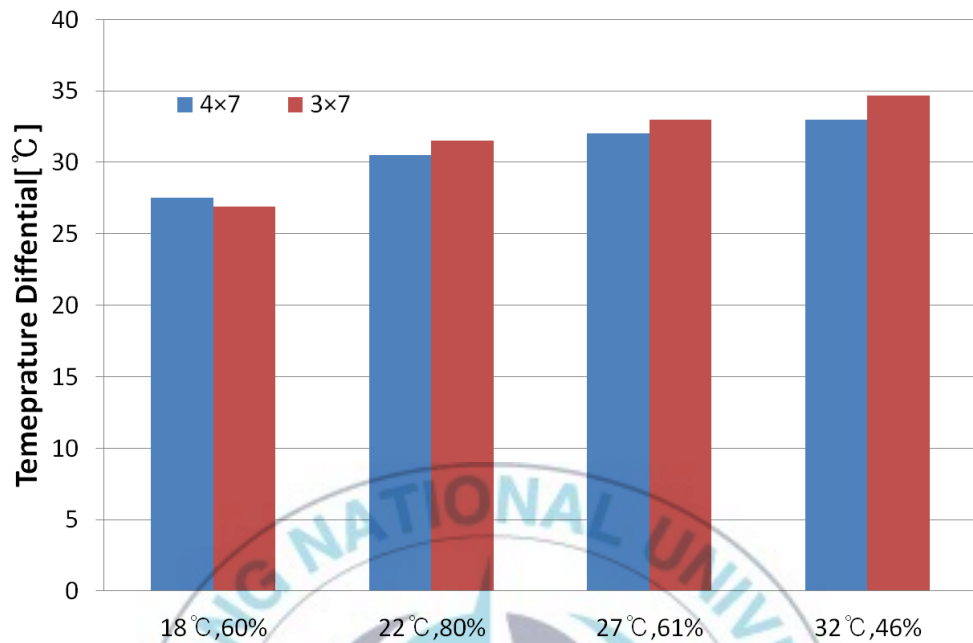


Fig. 3.25 Temperature Difference Inlet to Outlet in Condenser

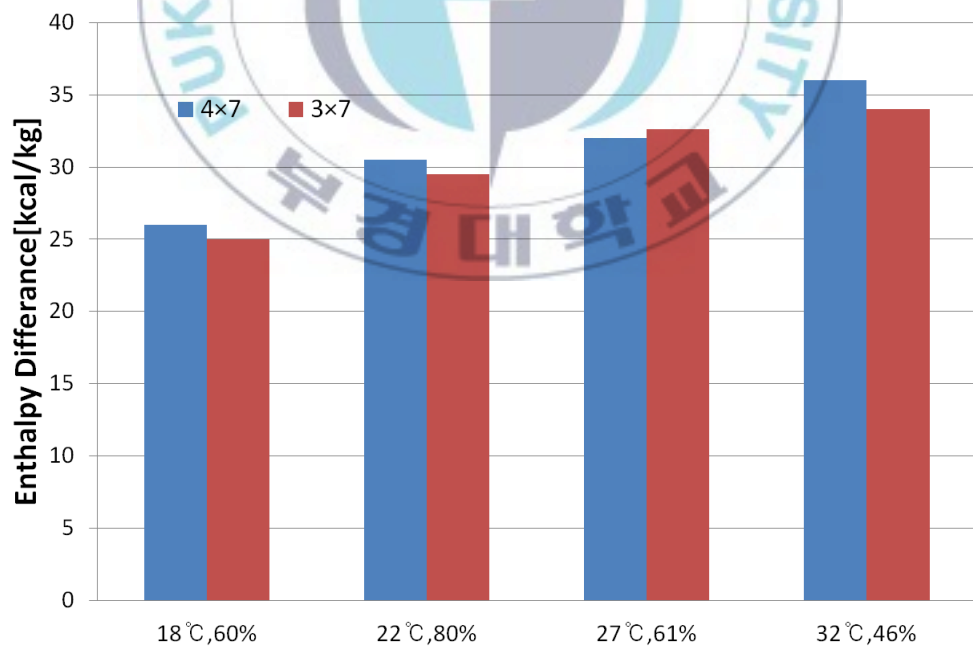


Fig. 3.26 Enthalpy Difference Inlet to Outlet in Condenser

전력소비량은 Fig 3.27에 나타내었다. 각 시험조건에서 전력소비량의 차이는 미비하지만 시험조건 온도가 높아질수록 3열 7단이 4열 7단보다 전력소비량이 증가했다. 특히, 32℃ 46%에서는 3열7단 시스템 전력소비량이 4열 7단 시스템 소비량의 차이가 약 3%로 가장 컸다.

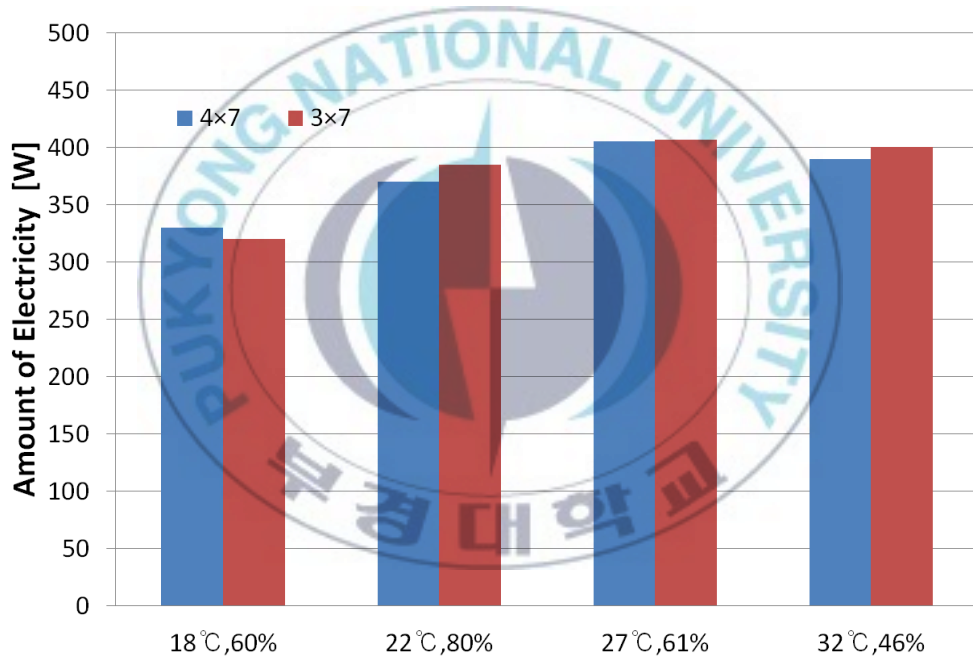


Fig. 3.27 Amount of Electricity in Dehumidifier

제습량은 Fig. 3.28에 나타내었다. 각각의 시험조건에서 제습량은 4열 7단과 3열 7단이 다른 경향을 나타내었다. 32℃ 46% 시험조건에서 제습량은 3열7단이 4열7단보다 약 3% 줄었다. 23℃ 80% 시험조건에서 제습량이 4열 7단과 3열 7단 모두 약 700g/h로 가장 많았고, 18℃ 60% 시험조건에서 제습량이 4열 7단과 3열 7단 모두 약 300g/h로 가장 적었다.

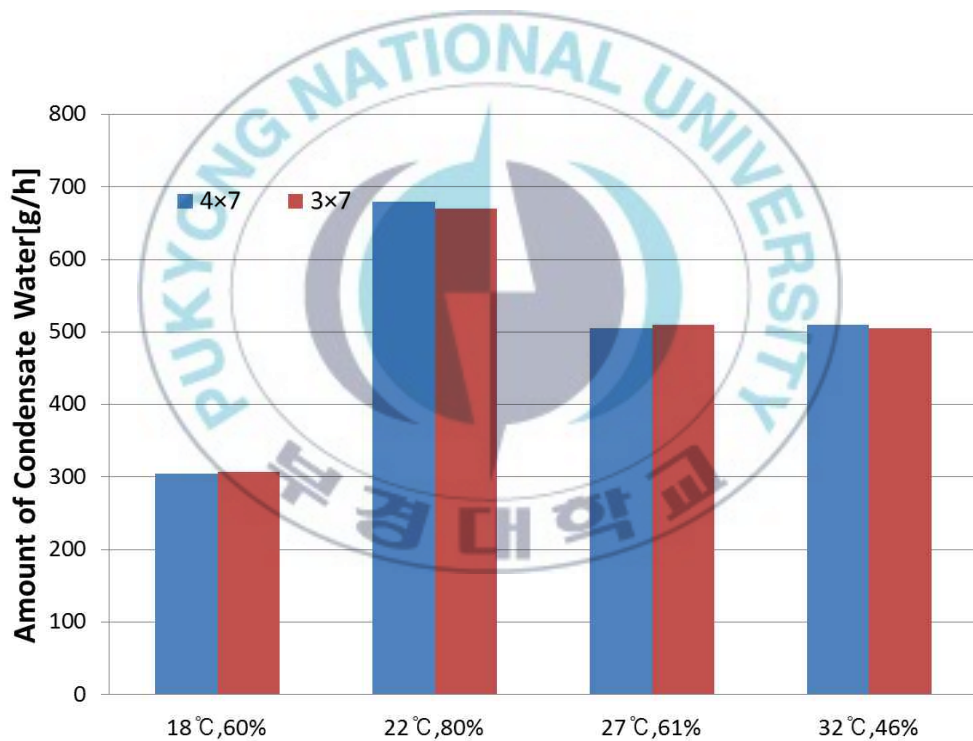


Fig. 3.28 Amount of Condensate Water

제4장 결 론

제습기 설계시 일반적인 냉동사이클의 응축기와 증발기를 선정하는 방법으로 예비실험을 수행한 결과 증발기가 적절한 성능을 나타낼때 응축기는 상대적으로 방열면적이 크다는 사실을 알았다.

예비실험 결과에서 응축기의 온도가 급격하게 낮아지는 변곡점을 기준으로 응축기를 선정하여, 기존의 일반적인 냉동사이클 설계방법과 동일한 열교환기를 대상으로 증발기 입구온도를 동일하게 운전하면서 성능을 비교한 결과 다음과 같은 결론을 도출하였다.

1. 증발기의 일부 구간에서 기존의 열교환기보다 높은 온도를 보였으나, 그 차이가 크지 않으므로 실험적 오차로 판단된다.
2. 증발열량은 4%가 감소하고, 응축열량은 5%의 감소를 나타내었다.
3. 전력소비량은 고온이 될수록 큰 차이를 보였으며, 과부하 조건에서는 3%가 증가하였다.
4. 제습량도 고온이 될수록 큰 차이를 보였으며, 과부하 조건에서 3%의 감소를 보였다.
5. 응축기와 증발기의 방열면적은 1:1이 가능하다고 판단된다.

참고문헌

1. K. W. Kim, B. Y. Park, J.Y Sohn, 1998, Preventive Strategies for Surface Condensation of Ammunition Storage Facilities in Summer Season, AIK Vol. 18, No. 2 , pp. 759~ 764.
2. S. T. Park, 2009, Desiccant Dehumidification Development Current Situation, SAREK, Vol. 38, No. 12, pp. 18~33.
3. C. G. Carrington, P. Bannister, Q. Liu, 1995, Performance Analysis of a Duhumidifier Using HFC134a, International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No 7, pp. 477~485.
4. Giulio Croce, Erika De Candido, Paola D'Agaro, 2009, Numerical Modelling of Heat and Mass Transfer in Finned Dehumidifier, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, No. 7, pp. 1366~1374.
5. S. D. Youn, 2009, Forced Ventilation Method for Preventing Surface Condensation of Earth-Covered Room in Summer Using Outdoor Air, HANYANG University.
6. S. Lowrey, G. Carrington, Z. Sun, M. Cunningham, 2012, Experimental Investigation of Geared Domestic Refrigerative Dehumidifier Performance in New Zealand House Climates,

International Journal of Refrigeration, Vol. 35, No. 4, pp. 750~756.

7. S. Lowery, G. Carrington, Z. Sun, 2013, Adapting a Geared Domestic Refrigerative Dehumidifier for Low-Temperature Operation, International Journal of Refrigeration, Vol. 41, pp 137~146.

8. Z. F. SUN, C. G. Carrington, J. A. Anderson, Q. Sun, 2004, Air Flow Patterns In Dehumidifier Wood Drying Kilns, Chemical Engineering Research and Design, Vol. 82, No 10, pp 1344~1352.

9. Yat H. Yau, 2007, Application of a Heat Pipe Exchanger to Dehumidification Enhancement in a HVAC System for Tropical Climates- a Baseline Performance Characteristics study, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 46, No. 2, pp164~171.

10. V. Minea, 2010, Improvements of High-Temperature Drying Heat Pumps, International Journal of Refrigeration, Vol. 33, No 1, pp 180~195

11. V. Minea, 2013, International Journal of Refrigeration, Vol. 36, No. 3, pp 499~507.

12. G. C. Kang, K. S. Yon, Y.S. Ryon, Y. J. Kim, Y. K. Kang, Y.

Paek, 2007, Development of a Refrigeratory-Based Dehumidifier for Humidity Environment Control in Greenhouse, KSAM, Vol. 32, No. 4, pp 247~255.

13. K. J. Myung, 2013, A study about application of Dehumidification system in the underground, PKNU.

14. Xiaofeng Niu, Fu Xiao, Zhenjun Ma, 2012, Investigation on Capacity matching in Liquid Desiccant and Heat pump Hybrid Air-Conditioning System, International Journal of Refrigeration, Vol. 35, No. 1, pp 160~170.

15. S. Y Choi, A Study on the Charecteristics of the Refrigerating System according to the Load Changes of Condensation and Evaporation, GNU.

16. H. S. Eom, Study on Performance of Slolar Dehumidification Air Conditioning System by Flow Path Improvement, PKNU.

17. Brundrett, G.W, Handbook of Dehumidification Technology, London: Butterworths, 1987.

18. KS C 9317, KATS

감사의 글

벌써 석사 졸업을 앞두고 있습니다. 학부 2학년 때 호기심으로 연구실에 들어와 학부와 석사 생활을 하여 대학생활의 대부분의 기억은 실험실 생활이 되어 버렸습니다. 항상 출근해야 할 실험실로 가지 않고 다른 곳으로 출근하여 신났지만 벌써 그립습니다. 즐거웠던 일도 많았고 힘든일도 많았지만 지금은 다 추억이 되었습니다. 생활할 때는 몰랐는데 실험실에서 많은 것을 보고 배워 나와서 지금 참 많이 도움이 되고 있습니다.

무엇보다 여러해 동안 저를 보살펴주시고 엔지니어의 사고방식을 가르쳐 주신 금종수 교수님께 감사합니다. 교수님께서 늘 조언해주신 엔지니어의 마인드로 항상 탐구하는 자세를 갖고 모든일에서 배움을 얻었습니다. 현재는 명예교수로 계신 다방면에 뛰어나신 오후규 교수님, 전공에 관련해서는 프로페셔널 하시지만 평소에는 유머러스하신 김종수 교수님, 마지막까지 꼼꼼하게 논문을 검토해주시고 자상하신 정석권 교수님, 늘 반갑게 맞아주시는 윤정인 교수님, 글로벌의 필요성을 가르쳐 주신 최광환 교수님, 기초과학의 중요성을 가르쳐주신 김은필 교수님, 질문을 할 때마다 자상하게 가르쳐주시는 손창효 교수님께 감사합니다. 그리고 연구실 생활 동안 많은 것을 가르쳐주신 우리 선배님들이 너무 자랑스럽습니다. 선배님들께 많이 배웠고, 더 닦고 싶습니다. 학자의 길을 걷고 계신 김동규 교수님, 저 공부시키느라 애 많이쓰신 신병환 선배님, 꼼꼼하시고 길은

강하지만 속은 여리신 김민수 선배님, 먼저 대학원을 졸업하셔서 앞길을 가르쳐 주신 하병용 선배님, 임홍석 선배님, 장은영 선배님, 기술영업의 매력을 알게 해주신 김기엽선배님, 김진철선배님 등등 너무 많은 분들께 감사합니다. 함께 생활했던 지훈선배, 기덕선배 덕분에 실험실 생활이 즐거웠습니다. 이제 실험실을 이끌어갈 우리 후배 경태, 은성이, 상록이가 고맙습니다. 잘 부탁 합니다.

사회 초년생으로 두려운 점도 많고 설렘니다. 항상 자랑스러운 냉동 공조 엔지니어로, 선배님들의 귀한 가르침을 실천하고 우리 후배들을 이끌어 갈 수 있는 선배가 되겠습니다.

제멋대로인 저를 키우시느라 고생 많으신 우리 부모님과 사랑으로 보살펴주신 우리할머니, 누나말 잘 듣는 내동생 사랑합니다. 항상 내편인 우리 가족이 있어서 든든합니다.

마지막으로 하나님 아버지께 작은 영광 돌립니다.