



저작자표시-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

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

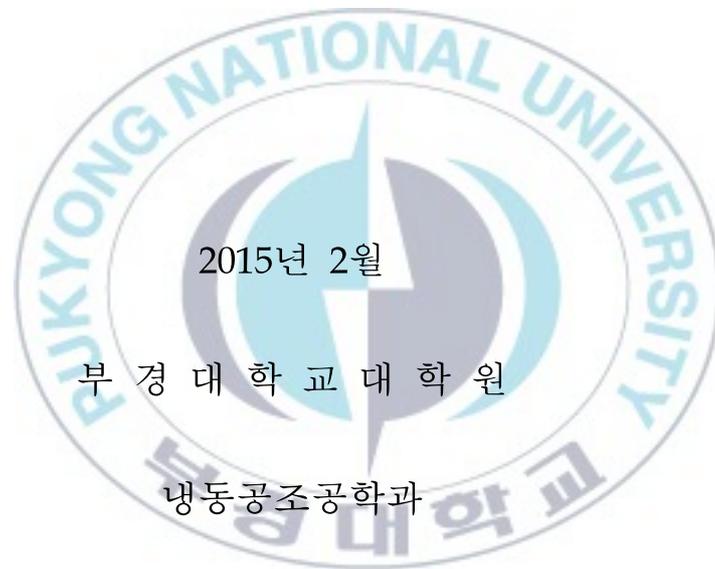
저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

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

[Disclaimer](#)

공학 석사 학위 논문

드라이쿨러를 적용한 프리쿨링  
시스템의 특성 및 에너지 절감 연구



2015년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

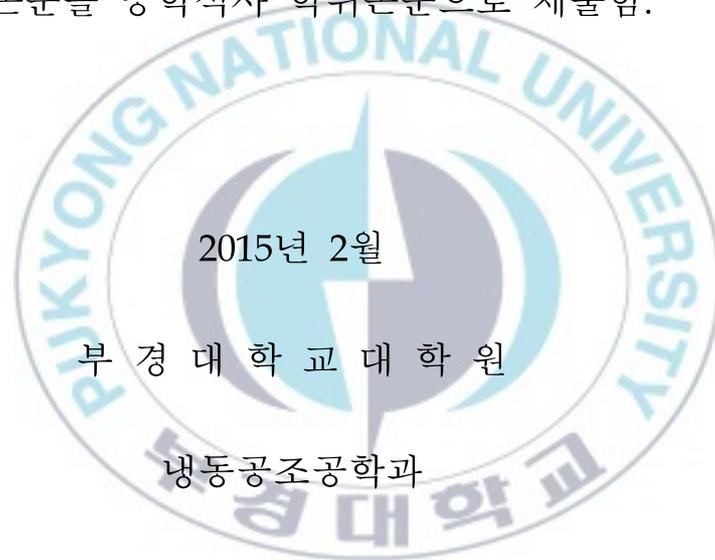
허정호

공학 석사 학위 논문

# 드라이쿨러를 적용한 프리쿨링 시스템의 특성 및 에너지 절감 연구

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.



2015년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

허 정 호

허정호의 공학석사 학위논문을 인준함

2015년 2월



주 심 공학박사 금 종 수



위 원 공학박사 김 은 필



위 원 공학박사 윤 정 인



# 목 차

Abstract .....	i
List of figures and tables .....	iii
Nomenclature .....	vi
<b>제 1 장 서 론</b> .....	<b>1</b>
1.1 연구 배경 .....	1
1.2 종래 연구 .....	3
1.3 연구 목적 .....	4
<b>제 2 장 이론적 고찰</b> .....	<b>5</b>
2.1 프리쿨링 시스템의 개요 .....	5
2.2 프리쿨링 시스템의 드라이쿨러 특성 .....	8
2.3 프리쿨링 시스템의 냉동 사이클 특성 .....	12
2.4 냉수로써의 부동액 사용에 대한 고찰 .....	16
2.5 열역학 모델식 .....	19

<b>제 3 프리쿨링 시스템의 성능분석</b> .....	20
3.1 시뮬레이션 조건 .....	20
3.2 드라이쿨러의 성능분석 .....	26
3.2.1 드라이쿨러의 LMTD에 따른 성능분석 .....	27
3.2.2 요구냉수온도에 따른 드라이쿨러의 성능분석 .....	30
3.3 프리쿨링 시스템의 압축일과 작동유체에 따른 압축일 .....	32
3.3.1 프리쿨링 시스템의 압축일 .....	32
3.3.2 작동유체의 선정 .....	36
3.3.3 실험을 통한 시뮬레이션 데이터 검증 .....	39
<b>제 4 장 프리쿨링 시스템 적용에 따른 연간 에너지 절감 분석</b> .....	46
4.1 일반 냉동 시스템과 프리쿨링 시스템의 연간에너지 사용량 비교 .....	46
4.1.1 드라이쿨러의 LMTD 변화에 따른 에너지 절감효과 .....	50
4.1.2 드라이쿨러의 LMTD 변화에 따른 에너지 절감효과 .....	53
4.2 국내의 지역별 일반 냉동 시스템과 프리쿨링 시스템의 연간 에너지 사 용량 비교 .....	57

4.2.1 지역별 에너지 절감효과 비교 .....	57
4.2.2 지역별 요구냉수온도 변화에 따른 에너지 절감효과 비교 .....	61
제 5 장 결 론 .....	64
참고문헌 .....	66
감사의 글 .....	68



# A Study on Energy Reduction and Characteristic of Free Cooling System Using Dry Cooler

Jeong Ho Heo

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering,  
The Graduate School  
Pukyong National University

## Abstract

Recently, the buildings requiring air-conditioning in winter season have increased. Using low temperature of out-door, Free cooling system is used to reduce energy consumption of cooling. Because free cooling system is able to prevent pollutant inflow and control temperature stably, this system mainly is used in a data center and industrial process. These days, some official buildings use this system due to cooling load in winter season. Many case of free cooling system adopt cooling tower to cool chilled water and condensation heat of refrigerator, but cooling tower has some

shortcomings such as freeze and burst, difficult maintenance so on. To solve such problems, free cooling system using dry-cooler was proposed and performance characteristic and national adaptability of south Korea were analyzed in this study.

The main results were summarized as follows. Dry-cooler capacity is influenced by out-door temperature, required chilled water temperature and LMTD(Logarithmic Mean Temperature Difference) of dry-cooler. As out-door temperature is more low, dry-cooler capacity become increased. in addition, as required chilled water temperature is more high and LMTD is more low, the out air temperature range is widened for using dry-cooler. If out-door temperature is below 0°C, antifreeze need to be used because freeze and burst can be occurred. In case of South Korea, antifreeze of 34% of ethylene glycol concentration is proper. For selection of compatible working fluid, compressor load of R22, R134a, R407C, R404 and R410C is compared. Considering environmental regulation and energy consumption, R134a is best working fluid.

When comparing compressor load of existing refrigeration system and free cooling system, the region where energy saving effect is greatest is Chuncheon. Energy reduction amount of Seoul is 11%, Chuncheon is 17.5%, Deajeon is 15%, Ulsan is 14%. In case of large scale of air-conditioning, it is reasonable to use free cooling system although the system is used in Seoul.

# LIST OF FIGURES AND TABLES

## List of figure

Fig 2.1 : Schematic of free cooling system using cooling tower

Fig 2.2 : Molier diagram of R134a

Fig 2.3 : Chilled water viscosity with ethylene glycol concentration of antifreeze

Fig 3.1 : Schematic of free cooling system using dry cooler

Fig 3.2 : Structure of dry-cooler and condenser

Fig 3.3 : Comparison of dry-cooler capacity with LMTD

Fig 3.4 : Comparison of dry-cooler capacity with chilled water temperature

Fig 3.5 : Comparison of compressor work of existing system and free cooling system

Fig 3.6 : Vapour fraction and mass flow rate of working fluid with out-door temperature

Fig 3.7 : Comparison of compressor load of various refrigerants with out-door temperature

Fig 3.8 : Experimental apparatus of free cooling system

Fig 3.9 : Equipment drawing of free cooling system

Fig. 4.1 : Comparison of compressor load of existing refrigeration system and free cooling system in Ulsan city

Fig 4.2 : Comparison of energy consumption per month of existing system and free cooling system in 2013, Ulsan city

Fig 4.3 : Comparison of energy consumption per month of existing system and free cooling system with LMTD

Fig 4.4 : Comparison of compressor work of existing system and free cooling system with chilled water temperature

Fig 4.5 : Comparison of compressor load of existing system and free cooling system with chilled water temperature

Fig 4.6 : Comparison of compressor load of existing system and free cooling with regions of south Korea

Fig 4.7 : Comparison of annual compressor work

of regions of south Korea

Fig 4.8 : Comparison of compressor load of existing system and free cooling

system with chilled water temperature

### **Table list**

Table 2.1 : Operation type of free cooling system with out-door temperature

Table 2.2 : Freezing points of antifreeze

Table 3.1 : Operation conditions of free cooling system in this study

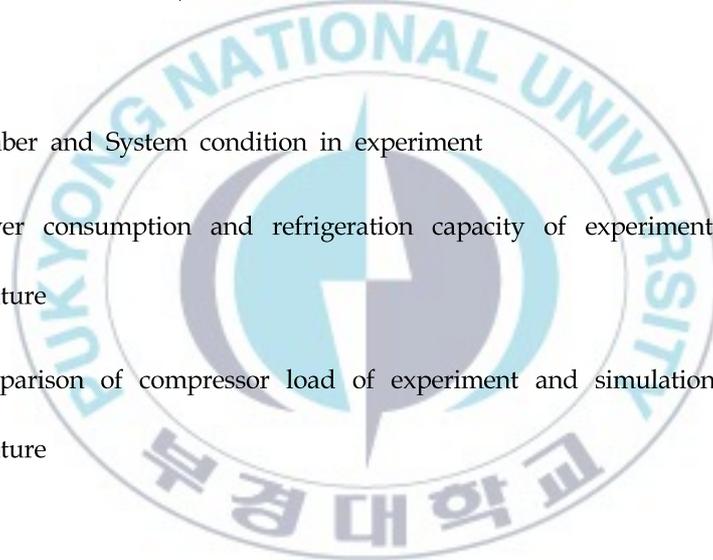
Table 3.2 : Operation type of free cooling system with LMTD

Table 3.3 : Comparison of ODP, GWP and condensation heat of various working fluids

Table 3.4 : Chamber and System condition in experiment

Table 3.4 : Power consumption and refrigeration capacity of experiment with out-door temperature

Table 3.5 : Comparison of compressor load of experiment and simulation with out-door temperature



## NOMENCLATURE

### SYMBOLS

U	Overall coefficient of heat transfer	[W/m <sup>2</sup> ·K]
A	Heat exchange area	[m <sup>2</sup> ]
$\Delta T_{lm}$	Logarithmic mean temperature difference	°C
c	Low temperature fluid	
h	High temperature fluid	
h	convective heat transfer coefficient	[W/m <sup>2</sup> ·K]
$\eta_o$	fin efficiency	
P	Pressure	[kPa]
R	Universal gas constant	
T	Absolute temperature	[K]
T <sub>cr</sub>	Absolute temperature at the critical point	[K]
P <sub>cr</sub>	Pressure at the critical point	[kPa]
T <sub>r</sub>	Reduced temperature	
a	Attraction parameter	
b	repulsion parameter	

### Greek symbols

$\alpha$	Parameter of equation (2.4)
$\omega$	Acentric factor of the species

# 제 1 장 서 론

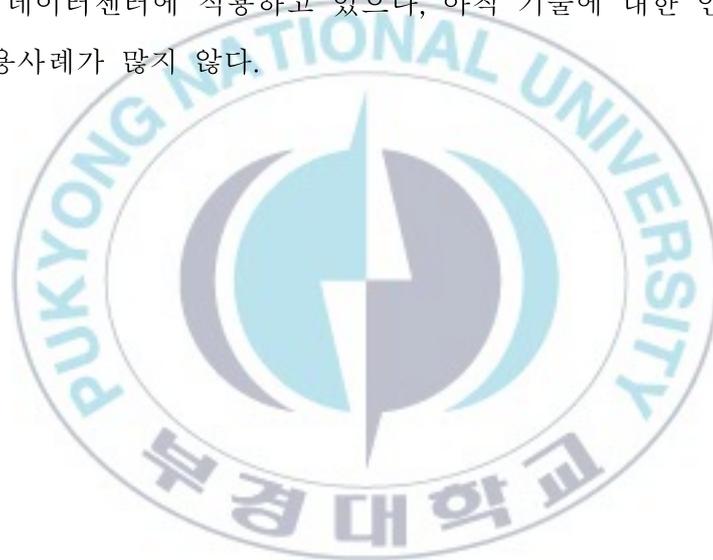
## 1.1 연구배경

최근 중국과 인도와 같은 개발도상국의 경제성장에 따른 산업화가 가속됨에 따라 국제 에너지 고갈문제와 환경보존의 문제가 화제가 되고 있으며, 국내 또한 에너지 수입의존도가 높고 제조 및 생산 산업이 국가 경제의 주를 이루고 있기 때문에 에너지 수급의 필요성이 점차 대두되고 있다. 한편, 냉동·냉방 기술의 사용은 일반 공조와 산업공정에서도 필수적이며, 하계뿐 아니라 외기의 온도가 낮은 동계와 중간기에도 냉방이 요구됨에 따라 에너지 소비 또한 산업성장과 비례하여 증가했다. 따라서 국내 에너지 사정과 산업성장의 지속적인 발전을 고려하여 냉방으로 인한 에너지를 절감하기 위한 연구가 강화되고 있다. 이러한 노력의 일환 중 하나로 고안된 것이 프리쿨링 시스템이다. 프리쿨링 시스템은 동계와 중간기의 저온의 외기와 냉수의 열교환을 통해 저온의 냉수를 생산하고 이를 대규모의 공조에 공급하거나 냉수를 요구하는 산업공정에 급수하는 시스템을 뜻한다.[1]

냉수를 이용한 프리쿨링 시스템은 외기를 직접도입하지 않아 외부오염물질이 건물 또는 공정과정에 유입되는 것을 방지하고 안정적인 온도 제어가 가능하며 데이터센터나 산업공정과 같이 냉방부하가 연중 지속적으로 발생하는 곳에서 주로 사용된다. 그 외에 적용용도로는 방송국, 백

화점, 교환국사 등의 공조에 사용된다. 최근에는 일반 사무실의 IT장비 사용이 증가와 미적으로 우수하지만 투광으로 냉방부하가 증가하는 유리 소재를 사용한 건물의 증가로 동계에 냉방을 요구하여 프리쿨링 시스템을 적용하는 사례가 증가하는 추세이다.[2]

프리쿨링 시스템은 1982년 미국의 Marley 냉각탑 제조업체에서 그 개념이 최초로 소개되면서 프리쿨링 시스템에 관한 연구가 시작되었다.[3] 그 이후, 프리쿨링 시스템은 미국과 중국, 유럽 등에서 방송국, 교환국사 건물, 금융청사 등의 특수목적 건물에 적용되다가 최근에는 일반 사무소 건물에 적용되면서 프리쿨링 시스템이 보편화 되어있다. 국내의 경우에도 방송국이나 데이터센터에 적용하고 있으나, 아직 기술에 대한 인지도가 낮아 그 사용사례가 많지 않다.



## 1.2 종래연구

전술한 것과 같이, 산업과 기술의 발달로 하계뿐 아니라 동계에도 냉방을 요구하는 경우가 증가했으며 냉방에 소모되는 에너지를 줄이고자 국내외로 프리쿨링 시스템에 대한 연구가 강화되고 있다.

국외의 경우, Acul[4]은 이스탄불의 옷걸이 제조 공정에 드라이쿨러를 이용한 프리쿨링 시스템과 일반 냉동 시스템을 적용한 결과를 비교하여 프리쿨링 시스템의 이점을 설명했으며, 드라이쿨러 사용에 있어 고려해야 할 점과 이스탄불 기후 분석을 통한 프리쿨링 시스템의 적합성을 분석하였다.

그리고 Wathaiifi[5]등은 플라스틱 추출 공정에 프리쿨링 시스템을 적용 시 고려할 점과 기존의 냉동시스템과의 차이를 설명했으며, 프리쿨링 시스템 적용을 통한 경제적 이점에 대해 분석하였다.

국내의 경우, 김[6]은 냉각탑을 이용한 프리쿨링 시스템의 성능과 변수에 따른 에너지 절약효과를 시뮬레이션을 통하여 분석하였고 프리쿨링이 가능한 외기의 습구온도 범위를 설정하고 지역별 프리쿨링 시스템의 적용성을 평가하였다. 또한 상환기간과 실내 발열량 그리고 습구온도의 관계를 정의하여 프리쿨링 시스템의 경제성을 분석하였다.

한편, 윤[7]등은 드라이쿨러를 이용한 프리쿨링 시스템의 기술에 대한 정의와 용도, 적용분야를 설명하고 해당 기술이 가지는 경쟁력과 국내 시장 규모의 분석을 통해 프리쿨링 시스템의 연구 개발과 보급 확대가 필요함을 피력하였다.

### 1.3 연구목표

전술한 것과 같이 프리쿨링 시스템에 대한 국내외의 연구는 활발히 진행되고 있으나 대부분, 냉각탑을 적용한 프리쿨링 시스템의 연구로 여러 냉수회로 및 냉동사이클의 회로를 변경하여 성능을 개선하거나, 냉각탑의 요소변화에 따른 프리쿨링 시스템의 성능분석 등의 내용을 다루고 있다. 프리쿨링 시스템의 특성상 외기온도가 낮은 동계에 사용되기 때문에 냉각탑을 사용할 경우, 동파에 대한 대책이 필요하며, 드라이쿨러에 비하여 관리가 힘들고 설치에 제약이 따르는 다는 단점이 존재한다. 반면, 드라이쿨러는 냉각탑에 비하여 냉각능력과 사용가능한 외기온도범위가 다소 낮지만, 시스템의 일원화가 가능하며 특별한 관리를 요하지 않는다. 그러나 국내의 프리쿨링 시스템 적용사례에서 드라이쿨러를 이용한 프리쿨링 시스템은 그 사례가 없거나 찾기 어렵고, 연구 또한 그 진행이 미비한 상태이다. 따라서 본 연구에서는 산업용 공정에 냉수공급을 목적으로 한 드라이쿨러를 이용한 프리쿨링 시스템을 제안하고, 요소변화에 따른 프리쿨링 시스템의 성능과 냉각 시스템의 특성을 상용프로그램 HYSYS 8.0V[8]를 통해 분석한 후, 국내의 여러 지역을 선정하여 국내의 드라이쿨러를 이용한 프리쿨링 시스템의 적용 가능성을 평가하고자 한다.

## 제 2 장 이론적 고찰

### 2.1 프리쿨링 시스템의 개요

프리쿨링 시스템은 저온의 외기를 이용하여 냉수를 생산하는 시스템이다. 냉방과 냉수는 하계에 주로 요구되지만 산업의 발달로 연중 냉방을 필요로 하는 사례가 증가했으며 이에 프리쿨링 시스템은 동계와 중간기에 냉동 시스템 구동으로 인한 에너지 소비를 감소시키고자 고안된 시스템이다. 시스템의 구성은 냉수를 생산하기 위한 냉동기와 외기와 냉수의 열교환을 위한 외부열교환기(냉동탑 또는 드라이쿨러)로 구성되어있으며, 외기온도에 따라 냉동기와 외부열교환기의 사용여부가 결정된다. Figure 2.1[2]은 일반적인 프리쿨링 시스템의 회로도로서 본 연구와는 달리 외부열교환기로 냉각탑을 적용하였다.

외기의 온도가 높은 하계에는 냉동기가 구동되는 반면, 동계와 중간기에는 외기온도가 낮기 때문에 외부열교환기로 냉수와 외기의 열교환으로 저온의 냉수가 생산되며, 그 결과, 냉동기의 구동으로 인한 압축 일이 감소하여 에너지 소모를 줄일 수 있다.

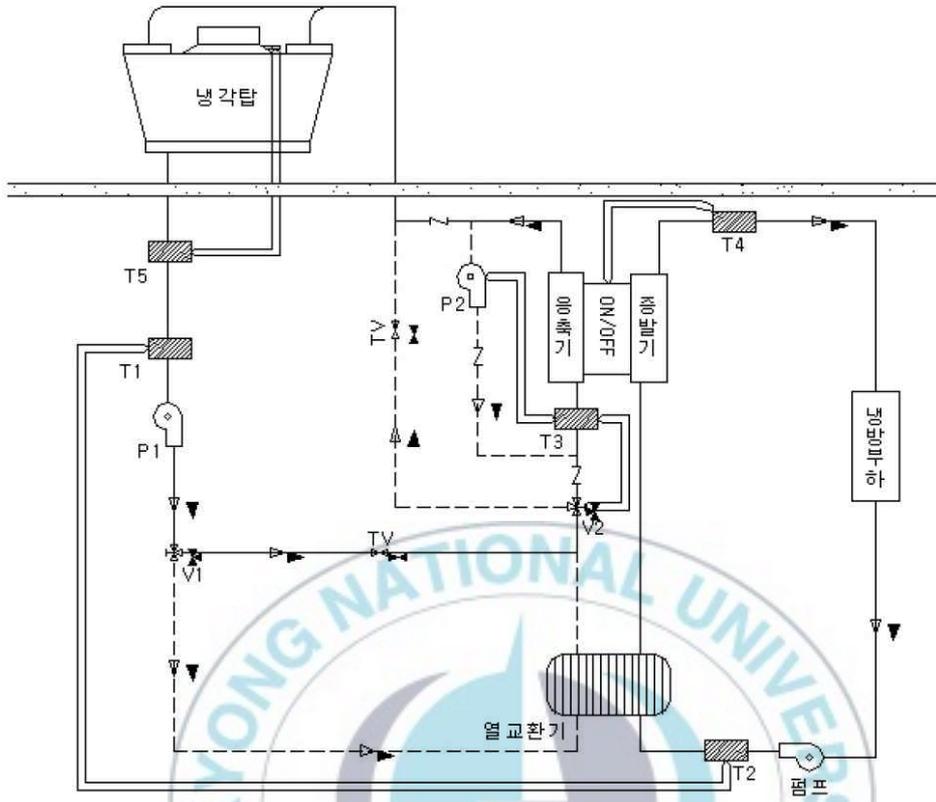


Figure 2.1 : Schematic of free cooling system using cooling tower

프리쿨링 시스템의 성능은 외기온도에 의해 결정되지만, 절감효과에 가장 큰 영향을 주는 요소는 사용용도에 따른 요구냉수온도이다. 외부 열교환기는 외기를 도입하여 냉수를 냉각하는 장치로 요구냉수온도보다 저온의 외기를 도입해야 냉각능력이 발생하며, 이는 요구냉수온도가 고온일수록 운전할 수 있는 외기온도범위가 증가하기 때문에 에너지 절감효과가 증대됨을 의미한다. 요구냉수온도는 사용처에 따라 다르지만 통상적으로 대규모 건물공조와 산업공정에 사용되는 냉수의 온도는 7℃이며, 플라스틱 주형이나 절삭기 오일 냉각에 요구되는 온도는 20~30℃이다.

프리쿨링 시스템의 가장 큰 특징은 외부열교환기의 작동유무에 따른 냉동기의 작동유무이다. 외부열교환기의 성능과 요구냉수온도가 일정하다면 외기온도의 고·저에 의해 시스템은 3가지 유형으로 운전된다. 외부 열교환기 단독운전, 냉동기-외부열교환기 혼용운전, 냉동기 단독운전이 그 운전 방식이다. 외부열교환기 단독운전은 외기온도가 낮아 외부열교환기 운전만으로 전체 냉방부하를 처리가 가능할 때의 운전방식을 말하며, 냉동기-외부열교환기 혼용운전은 외기온도가 충분히 낮지 않아 외부 열교환기 단독운전으로는 전체 냉방부하의 처리가 불가하여 냉동기를 동시에 구동할 때의 운전방식을 말한다. 냉동기 단독운전은 외기온도가 사용처를 거친 냉수온도에 비하여 고온인 경우로, 외부열교환기를 통한 냉각을 전혀 기대할 수 없으므로 냉동기가 단독으로 운전되는 방식을 뜻한다. 일부 프리쿨링 시스템 적용사례에는 사용처의 특징이나 제어로직을 간단하게 구성하고자 외부열교환기 단독운전과 냉동기 단독운전, 2가지 방식으로 운전되는 경우도 있다.

## 2.2 프리쿨링 시스템의 드라이쿨러 특성

본 연구에서는 외부 열교환기로 냉각탑 대신 드라이쿨러를 적용했으며 외기온도가 낮은 동계와 중간기에 에너지 절약효과가 있는 프리쿨링 시스템을 사용하기 위해선 동파의 우려가 있는 냉각탑보다 드라이쿨러가 국내의 외기조건에 적합하다 판단하였다. 또한, 드라이쿨러는 냉각탑과 같이 특별한 유지보수 및 관리를 요구하지 않고 설치제약이 적으며 프리쿨링 시스템의 일원화가 가능하기 때문에 냉각탑에 비하여 이점이 많다.

드라이쿨러는 공랭식 열교환기로 그 열량은 식(2.1)과 같이 표현가능하다.

$$Q = UA \Delta T_{lm} \quad (2.1)$$

$Q$ : 열교환기 용량,  $U$ : 총괄열관류율,

$A$ : 열교환기 면적,  $\Delta T_{lm}$ : 온도교환하는 유체의 대수평균온도차

식(2.1)은 뉴턴의 냉각법칙에서 확장된 식으로 대류열전달 계수  $h$ 를 총괄열전달계수로, 열교환기의 위치에 따라 변할 수 있는 고온유체와 저온유체의 온도차를 대수평균온도차로 적용한 것이다.  $Q$ 는 열교환기 내의 두 유체가 열교환한 열량으로 총괄열전달 계수  $U$ 와 외기와 냉수, 두 유체가 열교환하는 면적  $A$ , 두 유체의 대수평균차인  $\Delta T_{lm}$ 에 의해 결정된다.

열교환기의 총괄열전달 계수는 열교환에 관여하는 두 유체의 대류열전

달 계수와 열교환기의 재질에 의한 열전도율, 접촉저항 또는 불결계수로 산출되는 전체 열전달계수로 단위면적· 온도 당 열량의 이동의 정도를 나타낸다. 드라이쿨러는 fin-tube 타입의 공랭식 열교환기로 표면불결과 흰 효과를 포함한 열관류계수는 다음 식(2.2)[9]와 같이 표현 가능하다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o h A)_h} \quad (2.2)$$

$L$ : 관의 길이,  $R''$ : 불결계수

두 유체의 대류열전달 계수  $h$ 는 해당 유체의 온도, 압력, 속도 등의 상태 값으로 결정되는 무차원수  $Re$ ,  $Pr$ ,  $Nu$ 로 그 크기를 추정할 수 있으며, 이때 드라이쿨러의 사용목적에 따라 외기와 냉수의 온도가 변하고 드라이쿨러의 설계와 부하의 크기에 따라 유체의 배관 직경이 결정된다. 냉수배관의 경우, 대부분 열전도율이 큰 재질을 사용하기 때문에 배관 재질에 의한 열전도는 무시되는 경우가 많다. 오염계수 또한 무시할 수 있는 값이라 가정하였을 때, 드라이쿨러의 총괄열전달 계수는 식(2.3)과 같이 간소화 할 수 있다.

$$\frac{1}{UA} \approx \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + \frac{1}{(\eta_o h A)_h} \quad (2.3)$$

열교환기의 면적은 두 유체가 열교환을 하는 면적으로 드라이쿨러는 공랭식 열교환기로 fin-tube 형식의 배관에 발생하는 열교환 면적을 뜻한다. 냉수배관에 장착된 fin에 의해 냉수와 외기의 열교환 면적은 각기 다른 면적을 가지기 때문에 식(2.3)에서는 총괄열전달계수와 열교환 면적이 같이 표현되었다. 배관의 길이가 길어질 경우, 두 유체가 열교환을 충분히 할 수 있는 구간이 생성되어 드라이쿨러의 냉각능력이 상승하고 두 유체의 온도차가 점차 감소하여 대수평균온도 또한 그 값이 작아진다. 그러나 현실적으로 면적을 무한정 확장할 수 없다.

드라이쿨러의 대수평균 온도차(Logarithmic Mean Temperature Difference, 이하 LMTD)는 냉수와 외기의 유입온도와 유출온도의 대수적 평균을 나타낸 것으로 열교환기의 성능평가에 있어서 규정된 온도차를 얻을 수 있는 열교환기를 선정할 때 사용되는 지표이다. 대수평균온도는 식(2.4)와 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2.4)$$

$\Delta T_1, \Delta T_2$ : 열교환기 입구와 출구에서 고온과 저온 유체 사이의 온도차

산술평균 온도차를 열교환기 설계에 사용할 경우, 열교환기의 능력이 과대하게 평가될 경우가 발생한다. LMTD는 언제나 산술평균온도차 보다 작으며 두 유체의 온도차가 크지 않을 경우, 산술평균온도차를 사용하는 것에 대한 오차는 감소하지만 대부분의 열교환기 설계에서 LMTD

를 사용한다. 선정된 열교환기에서 LMTD가 큰 것은 단순히 두 유체간의 온도차가 크다는 것을 의미하는 것이 아니라, 온도제어에 있어서 목표온도에 도달하기 위해서 필요한 열원의 온도가 가열이 목적일 경우는 LMTD가 작을 때보다 더 고온을 요구하게 되며, 냉각이 목적일 경우 상대적으로 더 낮은 온도의 열원을 요구하게 된다. 드라이쿨러는 외기를 통해 냉수를 냉각시키는 열교환기이므로 LMTD가 작을수록 냉수를 냉각하기 위한 최대외기온도는 상승한다. 즉, LMTD의 감소에 따라 프리쿨링 시스템에서의 드라이쿨러 운전조건이 변하며 LMTD가 작은 드라이쿨러 일수록, 프리쿨링 시스템 적용을 통한 에너지 절감효과가 증대됨을 예상할 수 있다.



### 2.3 프리쿨링 시스템의 냉동 사이클 특성

프리쿨링 시스템에서 냉동기는 드라이쿨러의 냉각효과에 따라 작동유무가 결정되며 드라이쿨러의 요소에 따라 기준온도에 의해 작동방식을 나눌 수 있다. 기준온도는 기준 저온(Low reference temperature)과 기준 고온(High Reference temperature)로 나눌 수 있으며, 기준 저온이하의 외기에서는 드라이쿨러의 단독운전으로 냉수를 충분히 냉각할 수 있기 때문에 냉동기가 운전하지 않아 압축 일이 없다. 외기온도가 기준 저온보다 높고 기준 고온보다 낮은 경우, 드라이쿨러의 냉각능력이 전체 부하를 처리하지 못하여 냉동기를 통한 추가적인 냉각이 필요하기 때문에 압축 일이 발생하지만 냉동기 단독운전에 비교하여 압축 일은 적다. 외기온도가 기준 고온 이상인 경우, 드라이쿨러를 통한 냉각을 기대할 수 없으므로 냉동기가 단독으로 운전한다. 위의 운전 방식을 정리하면 Table 2.1[10]과 같이 표현할 수 있다.

Table 2.1 : Operation type of free cooling system with out-door temperature

Out-door temperature	Operation type
Below low reference temperature [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Dry cooler isolated operation
From low reference temperature to high Reference temperature [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Dry cooler & refrigerator parallel operation
Above high Reference temperature [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Refrigerator isolated operation

Table 2.1에서 나타낸 운전방식에 의해 동계에는 평균외기온도가 기준 저온보다 낮은 경우가 많아 압축 일이 하계에 비하여 적으며 하계에는 평균외기온도가 기준 고온보다 높기 때문에 드라이쿨러의 냉각효과를 기대할 수 없다. 또한 외기온도가 높은 하계에는 상대적으로 동계에 비하여 응축압력이 높아 압축 일이 증가한다. 응축온도는 응축열을 제거하는 외기온도보다 10℃ 또는 15℃ 이상의 온도에 형성된다. 외기온도의 상승할 경우 드라이쿨러의 운전이 불가하다.

외기온도의 상승으로 인한 영향은 드라이쿨러의 사용 유무뿐 아니라, 응축온도 상승에 따른 압축 일의 증가에 영향을 끼친다. Figure 2.2는 작동유체 R134a의 PH선도에 일반 냉동사이클을 표현한 것이다.



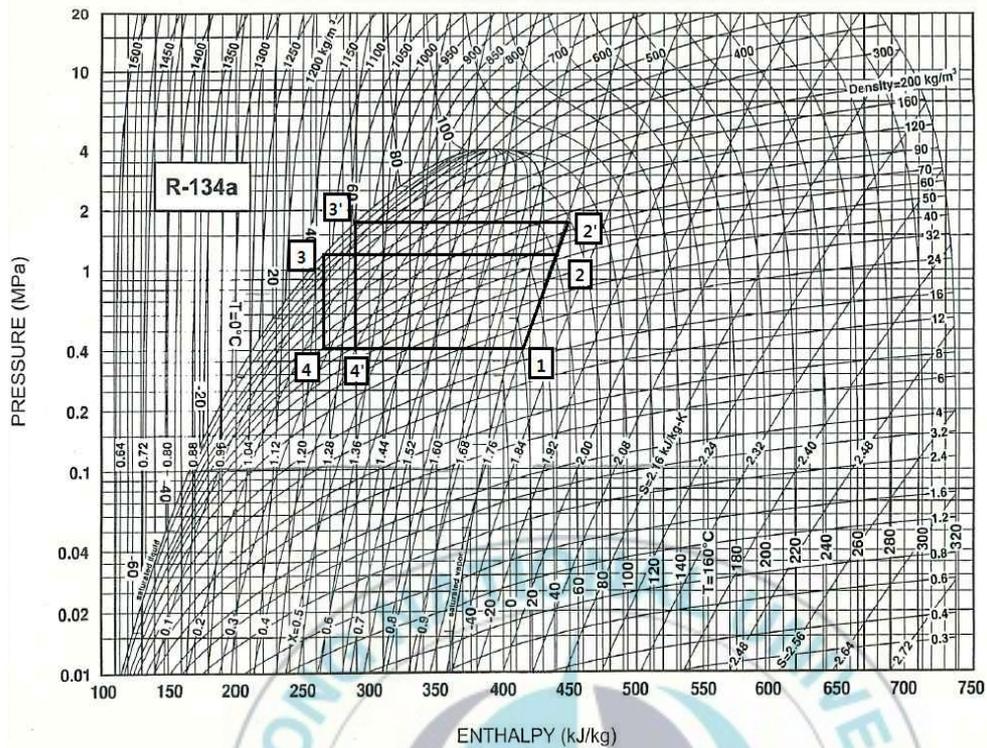


Figure 2.2 : Molier diagram of R134a

프리쿨링 시스템은 데이터센터의 공조나 산업공정의 냉수를 공급하는 시스템이므로 일정한 냉방부하에 동일한 온도의 냉수를 공급해야하는 특징이 있다. 따라서 연중 증발온도의 변화는 매우 적다. 응축온도는 외기 온도의 영향을 받으며 외기온도가 상승할수록 응축온도 또한 상승한다. 응축이 완료된 작동유체는 팽창밸브를 통해 증발압력까지 팽창되는데, 응축온도가 높을수록 증발기 입구의 건도가 크기 때문에 작동유체의 단위질량 당 증발열량이 감소하여 동일한 냉동부하일지라도 더 많은 작동유체가 요구된다. Figure 2.2에서 선도 상에 표기한 두 개의 사이클,

(1-2-3-4)와 (1-2'-3'-4'), 전자는 후자에 비해 외기온도가 낮아 응축온도가 낮은 사이클로 작동유체의 단위질량당 압축 일이 적다. 또한 두 사이클의 증발기 입구상태점인 4와 4'는 온도와 압력은 같으나 건도의 차이를 보이고 있으며 4'가 상대적으로 건도가 높기 때문에, 동일한 냉동부하라도 사이클 (1-2'-3'-4')에서의 작동유체 유량이 증가하여 압축 일 또한 증가함을 알 수 있다.



## 2.4 냉수로써의 부동액 사용에 대한 고찰

프리쿨링 시스템은 동계에도 사용되기 때문에 냉수코일이 대기 중에 노출되어 냉수가 동결점 이하로 온도가 강하될 수 있음을 고려해야한다. 따라서 이를 방지하기 위하여 부동액을 사용해야하며 물과 에틸렌글리콜의 비율에 따른 동결점을 고려해야한다.

다음 Table 2.2는 물과 에틸렌글리콜의 혼합비율에 따른 동결점을 나타낸 것이다.

Table 2.2 : Freezing points of antifreeze

Ratio of mixture by volume	Freezing Temperature
100% Water	0℃
90% water + 10 % Glycol Mixture	-3℃
80% water + 20 % Glycol Mixture	-8℃
70% water + 30 % Glycol Mixture	-16℃
66% water + 34 % Glycol Mixture	-20℃
60% water + 40 % Glycol Mixture	-25℃
50% water + 50 % Glycol Mixture	-37℃
40% water + 60 % Glycol Mixture	-50℃

Table 2.2에서 물과 에틸렌글리콜의 혼합비율이 증가할수록 동결점은 낮아지는 것을 볼 수 있다. 동결점이 낮아질수록 극한의 지역에서 사용이 가능하지만 에틸렌글리콜의 함유량이 증가함에 따르는 점도의 영향 또한 고려해야한다. Figure 2.3는 에틸렌글리콜의 함유량에 따른 점도를 나타낸 것이다.

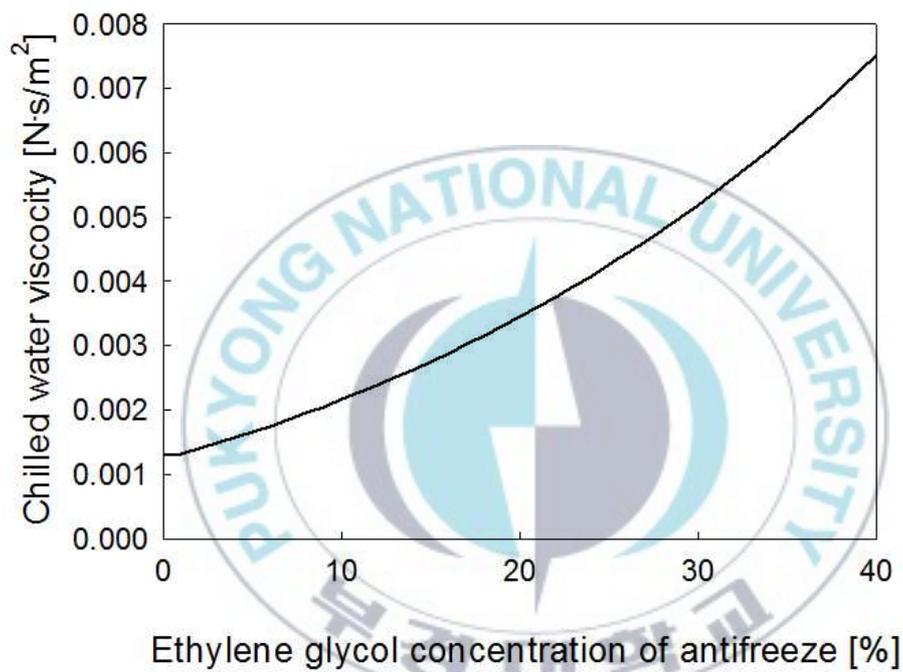


Figure 2.3 : Chilled water viscosity with ethylene glycol concentration of antifreeze

Figure 2.3에서 에틸렌글리콜의 함유율이 20%의 점도는  $0.0035\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 이며 40%의 점도는  $0.0075\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 로 2배 이상 증가함을 확인할 수 있다. 순환펌프의 운전조건과 열교환기의 압력강하의 영향을 고려하여 최소의 에틸렌글리콜 함유량으로 결정해야한다. 프리쿨링 시스템이 주로 특수 공조 및 산업용 공조임을 감안하였을 때, 산업단지 및 도시 내에 사용됨을 예상할 수 있으며  $-20^\circ\text{C}$ 미만의 외기가 형성되는 극한의 지역에서 프리쿨링 시스템이 사용될 가망성이 적기 때문에, 에틸렌글리콜의 함유량이 34%인 부동액을 사용하는 것이 적절하다 사료된다.

부동액을 사용할 경우, 동파에 대한 우려는 해결할 수 있으나, 드라이쿨러에서 저온의 외기로 인해 냉수가 필요이상의 저온으로 온도강하 될 수 있다. 따라서 온도제어를 위해서는 드라이쿨러로 냉각된 냉수와 냉각되지 않은 냉수를 혼합하여 요구냉수온도를 충족해야하는 제어가 필요하다.



## 2.5 열역학 모델식

본 연구는 공정 모사기(Process simulation)인 HYSYS v8.0을 이용하여 결과를 추정하였으며, 실제와 근접하게 모사하기 위하여 올바른 열역학 모델식을 선정할 필요가 있으며 Peng-Robinson[9] 식을 사용하였다. 그 식은 식(2.5)과 같다.

$$P = \frac{R \cdot T}{V-b} - \frac{a \cdot \alpha}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (2.5)$$

여기서

$$a = 0.45724 \frac{R^2 \cdot T_c^2}{P_c}, \quad b = 0.07780 \frac{R \cdot T_c}{P_c},$$
$$\alpha = [1 + (0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2)(1 - T_r^{0.5})]^2$$

본 연구에서는 여러 작동유체의 변화를 통한 프리쿨링 시스템의 성능을 비교하였으며, 비교한 작동유체는 할로카본계 냉매와 혼합 냉매로 HYSYS v8.0에서는 작동유체의 혼합물에 대한 상평형을 계산하기 위하여 각성분간의 상호작용에 대한 관계가 포함되어있는 Peng-Robinson 식을 권장하고 있다.

## 제 3장 프리쿨링 시스템의 성능분석

### 3.1 시뮬레이션 조건

본 연구의 프리쿨링 시스템은 냉각탑 대신 드라이쿨러를 적용하였으며 Figure 3.1[12]과 같은 구조로 되어있다.

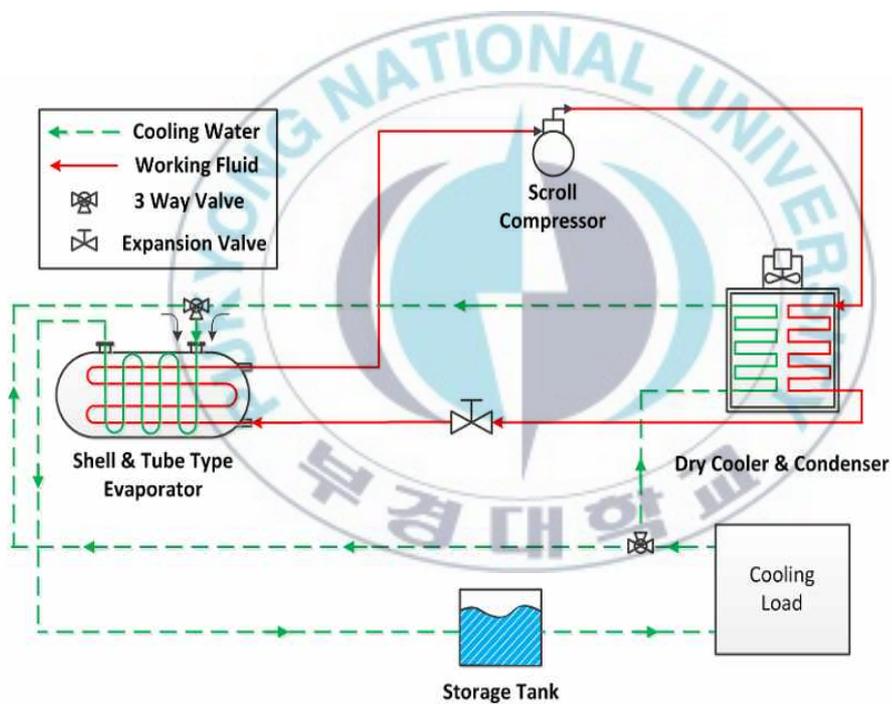


Figure 3.1 : Schematic of free cooling system using dry cooler

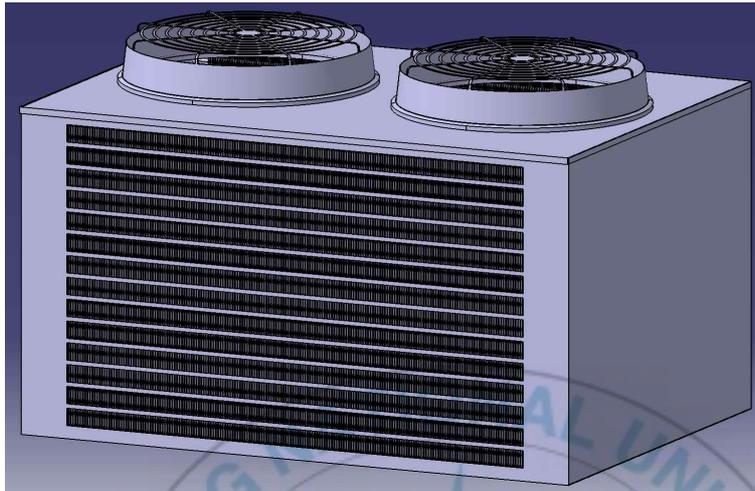
Figure 3.1에서 표현한 프리쿨링 시스템은 드라이쿨러와 냉동기로 되어있으며, 드라이쿨러는 공랭식 열교환기이고 냉동기의 응축기와 fan을 공유하고 있다. 냉동기는 증발기, 압축기, 응축기, 팽창밸브로 구성되어있으며, 증발기는 셸-튜브 타입 열교환기, 압축기는 스크롤 압축기, 응축기는 드라이쿨러와 마찬가지로 공랭식 열교환기이다.

증발기는 냉동기의 작동유체가 증발하여 냉수를 냉각시키는 곳으로 판형열교환기와 셸-튜브 열교환기를 고려할 수 있다. 본 연구에서는 셸-튜브 열교환기를 선정하였으며 그 이유는 판형열교환기의 경우, 고압의 유체 또는 작동유체가 상변환을 하는 경우, 적절하지 못하다는 단점이 있기 때문이다. 또한, 셸-튜브 열교환기는 가장 널리 사용되고 있는 열교환기로 폭넓은 범위의 열전달량을 얻을 수 있어 적용범위가 넓기 때문에 프리쿨링 시스템의 냉동기의 부하변화에 적용하기 적합하다.[13]

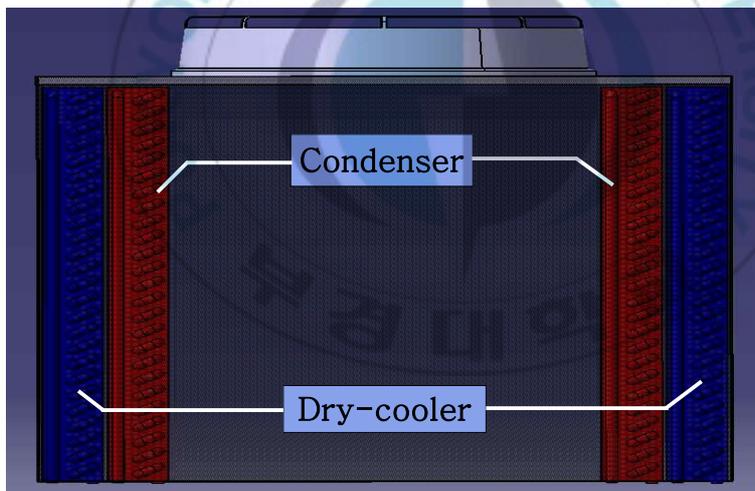
압축기는 냉동기의 작동유체가 증발기를 통과한 후 압축되는 곳으로 여러 종의 압축기가 사용이 가능하지만 일정이상의 냉동부하에는 주로 스크롤 압축기와 스크류 압축기가 사용되고 있다. 본 연구에서 프리쿨링 시스템을 평가하기 위해 설정한 냉방부하는 10RT로 시중의 스크롤 압축기와 스크류 압축기를 비교한 결과 해당 냉방부하에서는 스크롤 압축기를 사용하는 것이 적절할 것으로 판단하였다. 스크류 압축기는 작동유체의 연속적인 압축으로 인한 높은 효율과 저 진동, 저 소음등의 장점을 지니고 있기 때문에 여러 분야에서 사용되고 있으며 부하변동이 존재하는 시스템에서도 효율적으로 사용될 수 있어 프리쿨링 시스템의 냉동기 부하변동 제어에 용이할 것으로 사료된다.[14]

응축기는 압축기에서 토출된 냉동기의 작동유체가 액화되는 곳으로 본

연구의 응축기는 드라이쿨러와 하나의 열교환기로 되어있으며 그 구조는 Figure 3.2 와 같다.



(a) Shape of dry-cooler and condenser



(b) chilled water coil and working fluid foil in dry-cooler

Figure 3.2 : Structure of dry-cooler and condenser

fin-tube 타입의 공랭식 열교환기로 상부에 fan이 외기를 흡입하여 측면의 냉수배관과 작동유체 배관을 통과할 수 있도록 강제대류를 발생시킨다. 냉수배관과 작동유체 배관의 배열은 Figure 3.2(b)와 같이 작동유체 배관이 내부로 배열되어 있으며, 상대적으로 저온이 요구되는 냉수배관을 외기와 우선적으로 접할 수 있게 하여 응축기로부터 발생하는 열이 드라이쿨러에 영향이 미치지 않도록 하였다. 응축기와 드라이쿨러를 하나의 기기로 구성한 이유는 시스템의 단순하게 제작할 수 있는 이점이 독립된 2개의 열교환기로 구성할 때의 이점보다 많기 때문이다. 독립된 드라이쿨러와 응축기로 프리쿨링 시스템을 구성할 경우, 제안한 프리쿨링 시스템에서 열교환기가 추가적으로 필요하여 시스템이 차지하는 공간이 증가하며, 공랭식 열교환기이므로 강제대류를 발생시키기 위한 fan 또한 추가적으로 필요하다. 즉, 공간축소·제작비용 및 소비에너지 절감 측면에서 드라이쿨러와 응축기는 하나의 열교환기로 구성하는 것이 적절하다.

냉동기의 작동유체 순환은 다음과 같다. 증발기에서 증발하면서 냉수를 냉각한 작동유체는 기상으로 압축기에 유입되어 고온, 고압의 증기상태로 배출된다. 고온, 고압의 상태에서 응축기를 통해 열을 발산하여 액화된 작동유체는 팽창밸브를 통해 단열 팽창하고 저온, 저압의 습증기상태가 되며 증발기를 통과하면서 냉수를 냉각시키는 과정을 반복한다.

냉수의 순환은 림 또는 공정과 같이 냉방부하 발생지에 사용되어 온도가 상승한 상태로 배출되고 외기온도에 따라 삼방밸브에서의 제어에 의해 드라이쿨러로 유입되는 회로와 증발기로 유입될 회로 중 하나의 회로가 선택된다. 외기온도가 냉방부하에 사용된 냉수온도보다 높은 경우, 냉

수는 삼방밸브에서 증발기로 유입되어 냉동기 단독운전에 의해 냉각된다. 외기온도가 냉방부하에 사용된 냉수온도보다 낮은 경우, 냉수는 삼방밸브에서 드라이쿨러로 유입되어 외기와의 열교환을 통한 냉각이 1차적으로 이뤄지며, 그 이후 증발기로 유입되며 드라이쿨러에 의해 충분히 냉각된 경우에는 냉동기가 운전되지 않으나 그렇지 않은 경우에는 냉동기 운전을 통해 목표온도에 도달할 수 있도록 제어 된다.

본 연구에서는 드라이쿨러의 성능과 외기온도, 요구냉수온도의 변화에 따른 프리쿨링 시스템의 성능을 분석하였으며 분석의 기준을 위하여 다음 Table 3.1에서 나타낸 조건으로 시스템 운전조건을 설정하였다.



Table 3.1 : Operation conditions of free cooling system in this study

Reference	Value
Dry cooler & condenser LMTD [ $^{\circ}\text{C}$ ]	5*, 10, 15
Inlet volume flow rate of dry cooler & condenser [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]	16,800
Range of out-door temperature [ $^{\circ}\text{C}$ ]	-10 ~ 40
Cooling load [kW]	38.06 (33,200kcal/h)
Scroll compressor efficiency [%]	75
Required chilled water temperature [ $^{\circ}\text{C}$ ]	5, 10*, 15, 20
Difference between required chilled water temperature and evaporation temperature [ $^{\circ}\text{C}$ ]	5
Difference between condensing temperature and out-door temperature [ $^{\circ}\text{C}$ ]	18
Temperature difference between inlet and outlet chilled water of cooling load [ $^{\circ}\text{C}$ ]	5

본 연구에서는 드라이쿨러의 LMTD와 요구냉수온도의 값을 변화시키며 외기 온도에 따른 프리쿨링 시스템의 성능을 분석하였으며, Table 3.1의 드라이쿨러 LMTD와 요구냉수온도 값의 \*는 시스템의 기준이 되는 값을 뜻한다. 본 연구의 프리쿨링 시스템은 드라이쿨러와 응축기가 fan을 공유하고 있는 구조이고 fan을 통한 도입량은  $16,800\text{m}^3/\text{h}$ 로 일정한 값을 유지하는 것으로 설정했다.

### 3.2 드라이쿨러의 성능분석

전술한 것처럼 드라이쿨러는 공랭식 열교환기로, 유체의 특성과 드라이쿨러 재질에 따른 총괄열관류율, 드라이쿨러의 면적, 드라이쿨러의 LMTD와 외기온도에 영향을 받으며 요구냉수온도에 따라 냉각효과가 나타나는 온도 범위가 결정된다. 본 연구에서는 드라이쿨러의 설계에 의한 면적변화에 대해서는 고려하지 않았으며, 드라이쿨러의 fan과 냉수 순환펌프는 운전 시 제어되는 값이 아니라 정량으로 운전되는 것으로 드라이쿨러의 총괄 열관류율은 일정하다고 가정하였다. 따라서 드라이쿨러의 성능에 영향을 주는 요소는 드라이쿨러의 LMTD와 요구냉수온도, 외기온도로 한정된다.



### 3.2.1 드라이쿨러의 LMTD에 따른 성능분석

열교환기의 LMTD는 열교환기의 성능을 나타내는 지표이며, LMTD가 작은 열교환기일수록 두 유체의 온도차가 감소한다. 드라이쿨러의 LMTD는 그 값이 큰 경우, 냉수를 냉각하기 위해 요구되는 외기온도가 LMTD가 작은 경우보다 저온을 필요로 하게 된다. Figure 3.3는 요구냉수온도가 10°C일 때의 외기온도와 드라이쿨러 LMTD에 따른 냉각열량을 나타낸 것이다.

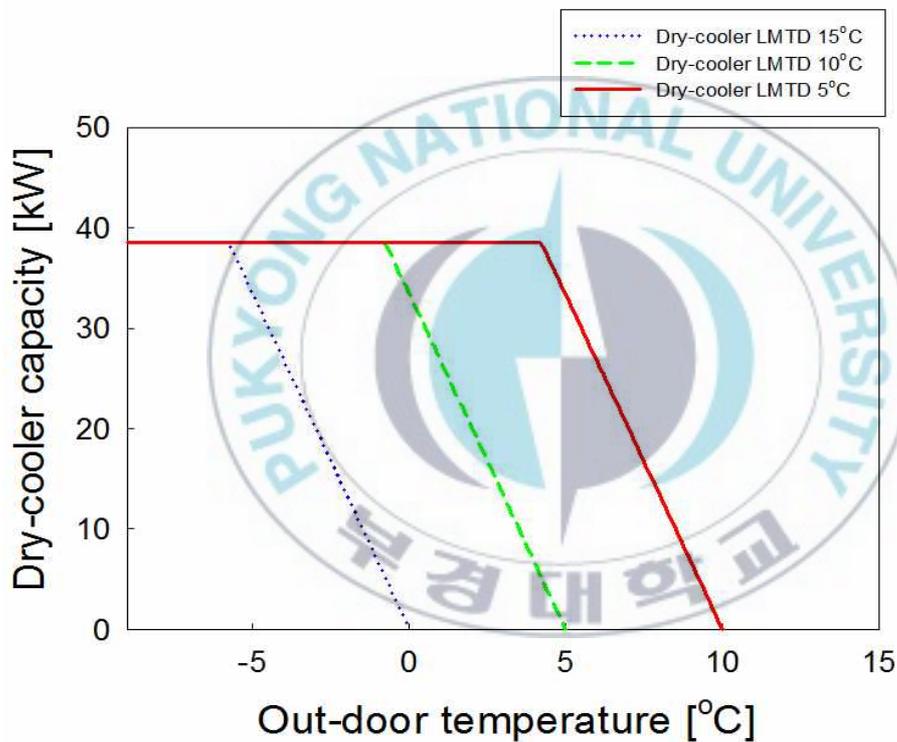


Figure 3.3 : Comparison of dry-cooler capacity with LMTD

Figure 3.3에서 요구냉수온도가 10°C이기 때문에 드라이쿨러의 냉각효과가 발생하기 위해선 최소 10°C이하의 외기가 필요하다. 그러나 드라이쿨러의 LMTD의 대소에 따라 냉각능력이 변하는 것을 확인할 수 있다. 드라이쿨러의 LMTD가 5°C인 경우, 냉각능력이 외기온도 10°C에서 시작하여 전 부하를 처리하기 위한 외기온도는 5°C이다. LMTD 10°C와 15°C는 그 이하의 외기온도에서 냉각능력이 발생하며 운전방식의 외기온도범위 또한 LMTD 5°C의 경우보다 저온이 된다. 각 설정한 LMTD에 대한 운전방식은 Table 3.2과 같이 나타낼 수 있다.

Table 3.2 : Operation type of free cooling system with LMTD

Operation type	Dry cooler LMTD	Out-door temperature
Dry cooler isolated operation	5°C	below 4°C
	10°C	below -1°C
	15°C	below -6°C
Dry cooler & refrigerator parallel operation	5°C	From 5°C to 9°C
	10°C	From 0°C to 4°C
	15°C	From -5°C to -1°C
Refrigerator isolated operation	5°C	above 10°C
	10°C	above 5°C
	15°C	above 0°C

Table 3.2에서 나타난 것과 같이 LMTD의 대소에 따라 운전방식에 요구되는

외기온도가 차이가 있는 것을 확인 할 수 있으며, LMTD가 작을수록 드라이쿨러를 통한 냉각에 요구되는 외기온도가 상대적으로 높은 것을 볼 수 있다. 특히 LMTD가 15℃인 드라이쿨러의 경우, 영하이하의 외기조건에서 드라이쿨러가 운전되며 이는 국내의 겨울철 기후를 고려했을 때, 매우 제한적으로 프리쿨링 시스템이 사용됨을 예상할 수 있다. 따라서 프리쿨링 시스템의 에너지 절감효과를 증대시키기 위해선 LMTD가 작은 드라이쿨러의 설계가 필요하며, 외기조건 10℃이하의 외기조건에서 드라이쿨러를 작동시키기 위한 LMTD는 5℃이다.



### 3.2.2 요구냉수온도에 따른 드라이쿨러의 성능분석

드라이쿨러는 외기온도와 드라이쿨러의 성능에 따라 냉각능력이 결정되지만 요구냉수온도가 냉각능력에 대한 온도범위를 결정하는 가장 큰 요인으로 작용한다. 본 연구에서는 요구냉수온도를 10℃로 기준으로 성능을 평가했으나, 실질적으로 산업용공조에서는 이보다 더 높은 온도의 냉수를 요구하는 경우도 있다. 이스탄불의 외기조건은 국내보다 평균 외기온도가 5℃정도 높지만 플라스틱 제조에 사용된 프리쿨링 시스템을 통해서 63%의 에너지 사용에 대한 비용절약 효과를 보였다.[2] 해당 제조에 요구된 냉수온도는 25℃로 건물 공조에서 요구하는 냉수온도 5~10℃에 비하여 상당히 높은 편이다. 이처럼 요구냉수온도의 차이는 프리쿨링 시스템으로 절약 가능한 에너지를 결정하는 중요한 요소이며, 요구냉수온도가 높을수록 드라이쿨러를 통해 냉각할 수 있는 열량이 증가한다. Figure 3.4는 요구냉수온도와 외기온도에 따른 드라이쿨러의 냉각능력을 나타낸 것이다.

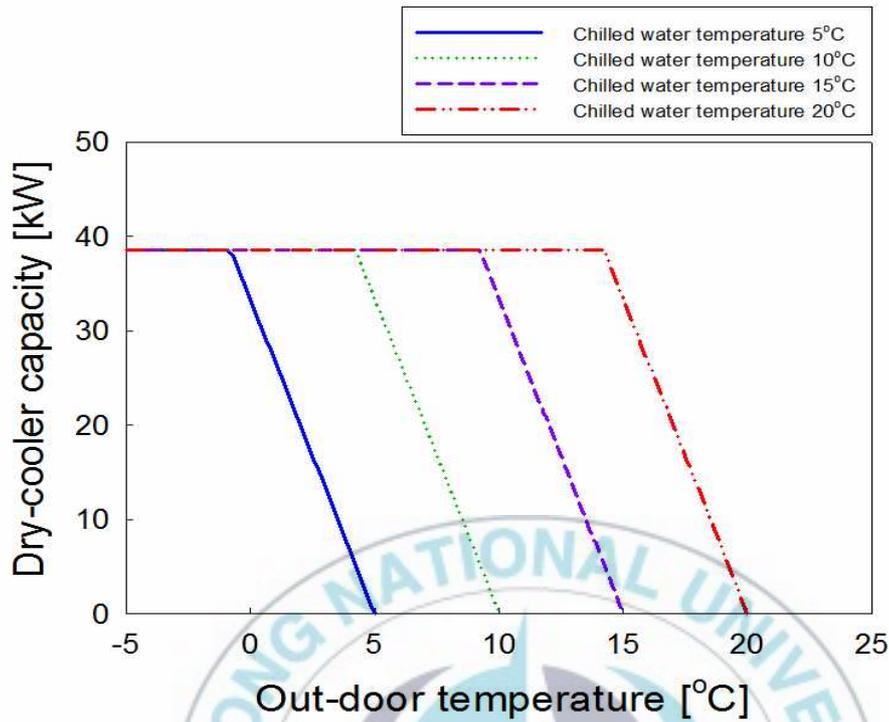


Figure 3.4 : Comparison of dry-cooler capacity with chilled water temperature

Figure 3.4는 동일한 성능의 드라이쿨러이지만 요구냉수온도에 따라 드라이쿨러의 냉각능력의 차이를 나타낸다. 요구냉수온도가 높을수록 드라이쿨러를 운전할 수 있는 외기온도는 상승하지만 요구냉수온도 낮을 경우, 상대적으로 저온의 외기조건에서 드라이쿨러의 냉각능력이 나타난다. 즉, 요구냉수온도가 높을수록 드라이쿨러를 통한 냉각이 가능한 외기온도 범위가 넓어지며 프리쿨링 시스템의 에너지 절감효과 또한 상승한다.

### 3.3 프리쿨링 시스템의 압축일과 작동유체에 따른 압축일

#### 3.3.1 프리쿨링 시스템의 압축일

냉동기의 압축일은 증발온도와 냉방부하가 일정하다면 외기온도가 상승함에 따라 증가한다. 프리쿨링 시스템의 냉동기 또한 이와 동일하지만 드라이클러가 운전하는 외기조건에선 부분부하만 처리하거나 운전을 하지 않는 경우가 발생하기 때문에 기존의 냉동기의 압축일과는 다소 다른 양상을 보인다. Figure 3.5은 외기온도에 따른 기존의 냉동 시스템과 프리쿨링 시스템의 압축 일을 비교한 것이다.



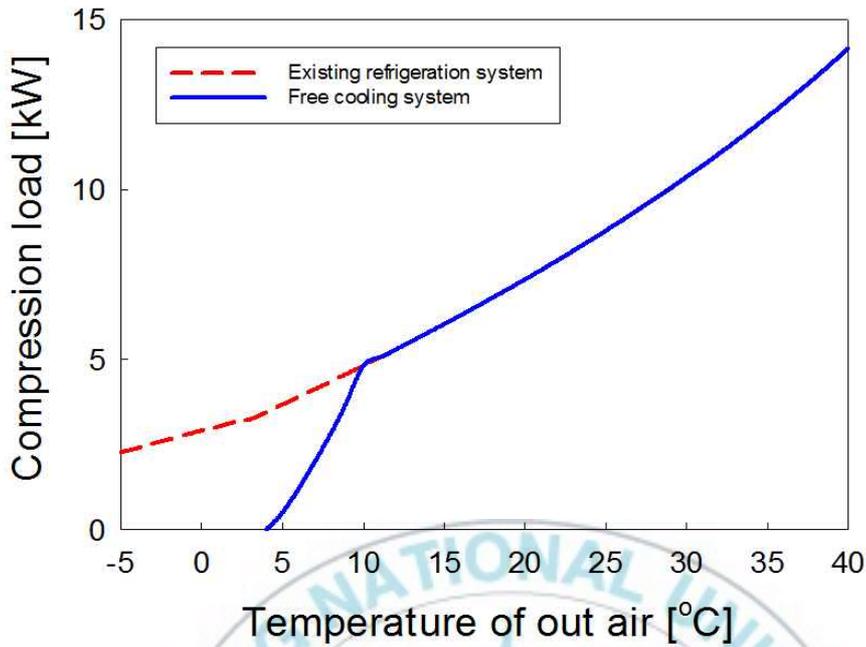


Figure 3.5 : Comparison of compressor work of existing system and free cooling system

Figure 3.5에서 나타난 압축 일은 두 시스템 모두, 작동유체가 R134a이며, 요구냉수온도 10°C, 냉방부하가 38.06kW(10RT)인 경우이다. 기존의 냉각 시스템의 경우, 전 외기온도범위에서 냉동기 운전이 요구되므로 압축일이 발생하지만 프리쿨링 시스템의 경우, 일정이하의 외기온도에서는 드라이쿨러 운전을 통해서 냉동기 운전이 필요 없거나 부분부하 운전이 요구된다. Figure 3.4에서, 프리쿨링 시스템은 외기온도 4°C이하에서는 압축일이 발생하지 않으며, 외기온도 5°C 이상 9°C이하에서는 드라이쿨러와 냉동기가 부분적으로 부하를 처리하기 압축

기가 구동되지만 기존의 냉동 시스템보다 압축일은 적다. 외기온도 10°C 이상에서는 드라이쿨러를 통한 냉각효과를 기대할 수 없기 때문에 기존의 냉각 시스템과 프리쿨링 시스템의 압축 일이 동일하게 나타난다.

본 연구의 시스템에서는 증발온도는 일정하게 유지하지만 외기온도에 따라 응축온도가 결정되기 때문에 외기온도가 상승할 경우, 증발압력과 응축압력의 차가 증가하며, 동일한 냉동부하를 처리하기 위한 작동유체 유량이 증가하므로 압축일이 증가한다. Figure 3.6은 외기온도에 따른 증발기 입구의 작동유체 건도와 작동유체의 순환량을 나타낸 것이다.

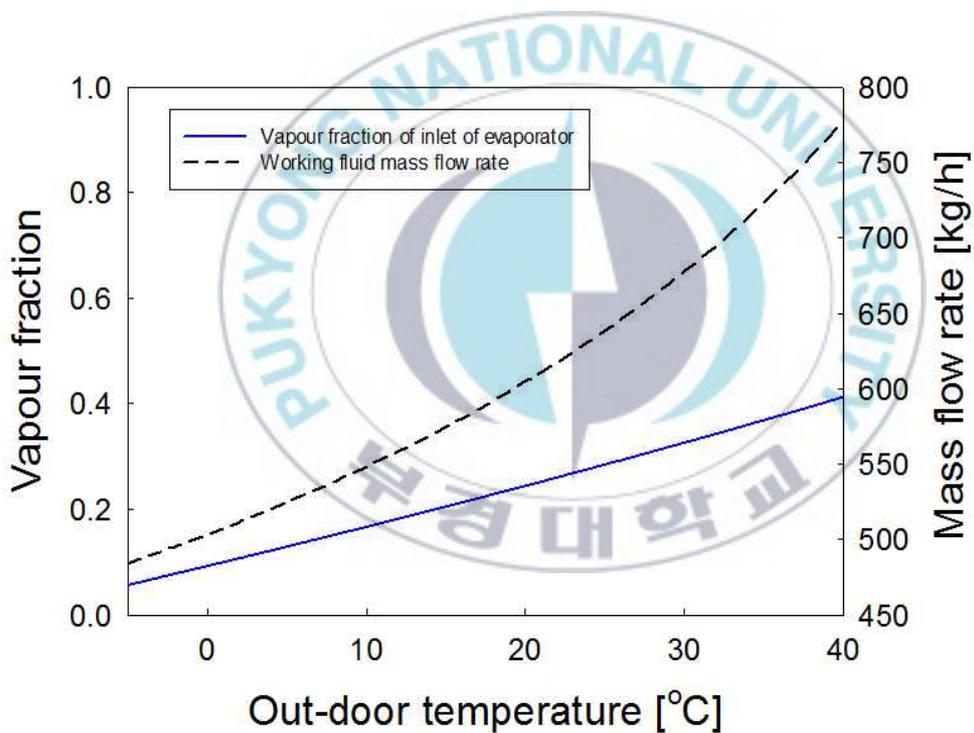


Figure 3.6 : Vapour fraction and mass flow rate of working fluid with out-door temperature

Figure 3.6에서 외기온도가 상승할수록, 시스템을 순환하는 작동유체의 유량이 점차 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 증발기 입구로 유입하는 작동유체의 건도가 외기온도 상승에 따라 증가하여 증발할 수 있는 작동유체의 양이 감소하기 때문에 필요 작동유체 순환량이 증가하기 때문이다. 따라서 외기온도의 상승은 압축비의 증가뿐만 아니라 작동유체의 순환량 증가로 압축 일 증가의 원인이 된다.



### 3.3.2 작동유체의 선정

프리쿨링 시스템이 에너지 절감을 위한 시스템이라는 점을 감안할 때, 작동유체의 적용으로 통한 압축일 차이 또한 고려해야한다. 프리쿨링 시스템이 일반 공조 및 산업용 공조에 사용되는 점을 감안할 때, 그 압축기는 스크롤 또는 스크류 압축기로 해당 압축기에 적합한 작동유체로는 R22, R134a, R404, R407C, R410A 등이 있으며, 본 연구에서는 R22, R134a, R404, R407C, R410A의 작동유체를 프리쿨링 시스템에 적용하여 적합한 냉매를 선공하고자 한다. Figure 3.7 은 작동유체별 외기온도에 따른 압축 일을 비교한 것이다.

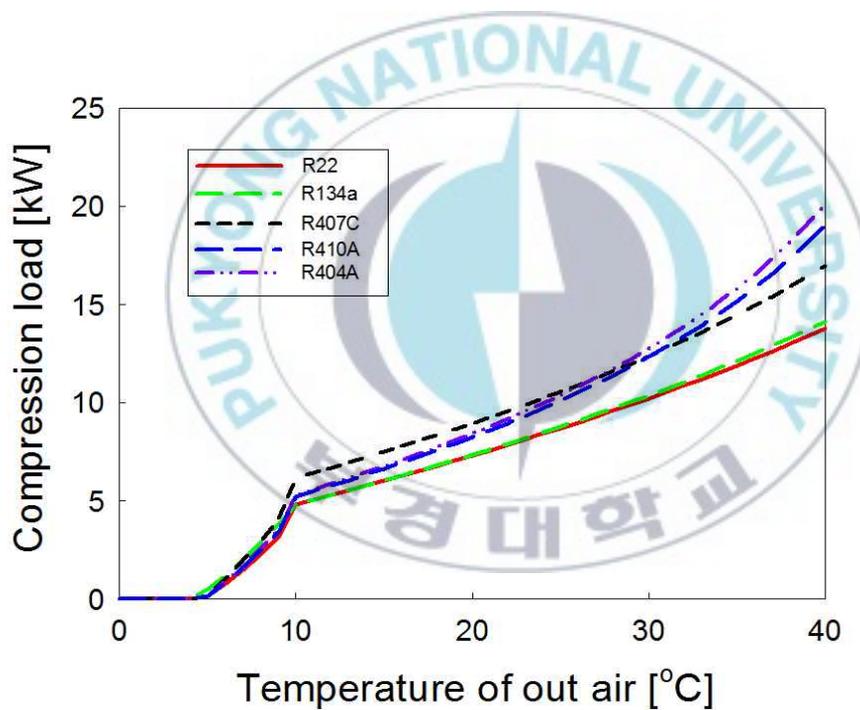


Figure 3.7 : Comparison of compressor load of various refrigerants with out-door temperature

Figure 3.7은 Figure 3.4와 동일한 시스템 조건에서 여러 작동유체를 적용하여 압축 일을 비교한 것이다. 적용한 모든 작동유체는 4°C이하에서 드라이클러 단독운전에 의해 압축일이 발생하지 않았으며, 5°C이상 9°C이하의 외기조건에서는 냉동기가 처리하는 부하가 작기 때문에, 작동유체 간의 압축 일의 차이가 크지 않았다. 단일냉매인 R22와 R134a는 혼합냉매인 R407C에 비하여 압축 일이 약 20% 낮은 결과를 보였으며, 혼합냉매 R404A, R410A는 외기온도가 상승할수록, 압축일의 상승폭이 높은 것으로 나타났다. 위의 결과에 따라, 프리쿨링 시스템의 적용처가 하계에 냉동기가 구동된다는 점을 고려했을 때, 외기온도가 높은 경우의 압축 일이 적은 작동유체를 선정할 필요가 있으며, 선정된 작동유체 중 R22와 R134a가 적절한 작동유체임을 알 수 있다.

프리쿨링 시스템의 작동유체 선정에 있어서 압축 일뿐 아니라 환경규제 또한 고려의 대상이다. 한편, 프리쿨링 시스템의 응축기의 용량은 시스템의 사이즈와 비용측면에서 필요 응축열량이 작은 작동유체를 선정할 필요가 있다. Table 3.3는 작동유체에 따른 오존층파괴지수(Ozone Depletion Potential, 이하 ODP)와 지구 온난화지수(Global Warming Potential, GWP), 작동유체에 따른 응축열을 나타낸 것이다.

Table 3.3 : Comparison of ODP, GWP and condensation heat of various working fluids

Working fluid	ODP	GWP	Condensation heat
R22	0.05	1810	52.4
R134a	0	1430	52.8
R404A	0	3900	58.7
R407C	0	1800	55.6
R410A	0	2100	57.7

Table 3.3에서 ODP는 선정된 모든 작동유체에서 그 값이 매우 작거나 0으로 비교의 의미는 없었다. GWP를 비교할 경우, 가장 낮은 작동유체는 R134a이고 가장 높은 작동유체는 R404A이다. 특이점은 R22의 경우 염소를 포함하고 있어 몬트리올 의정서에 의해 경과물질로 분류되어 사용을 점차 금하고 있다.

여러 작동유체의 응축열은 외기온도 40°C를 기준으로 냉동사이클을 운전했을 때의 예상되는 응축열이다. 냉동기의 응축온도와 압력은 외기온도에 영향을 받아 외기온도 상승과 비례하여 응축온도와 압력이 상승하며, 대부분의 작동유체에서 응축열 또한 상승한다. 따라서 최고 설정 외기온도인 40°C를 기준으로 응축열을 비교하였다. 응축열은 R22와 R134a가 52kW로 다른 작동유체에 비하여 낮았으며, R407C, R410A, R404A 순으로 점차 응축열이 컸다.

선정한 작동유체의 외기온도에 따른 압축 일과 GWP 지수, 외기온도 40°C에서의 응축열을 비교한 결과, 압축 일이 상대적으로 작고 환경규제에 대응이 가능하며 응축열 또한 작은 작동유체는 R134a이고, 다른 작동유체를 선정하는 것에 비하여 이점이 많을 것으로 사료된다.

### 3.3.3 실험을 통한 시뮬레이션 데이터 검증

3.3.1장과 3.3.2장에서 표현한 외기온도에 따른 압축일과 작동유체 변화에 따른 압축 일은 시뮬레이션 상의 예측된 결과 값이다. 일반 냉동 시스템의 경우, 시뮬레이션에 의한 결과가 비교적 신뢰할 수 있으나, 프리쿨링 시스템에서 동일한 결과를 도출하는 지에 대한 검증이 필요하다. Figure 3.8 는 프리쿨링시스템의 실험 장치이며 Figure 3.9는 다.



Figure 3.8 : Experimental apparatus of free cooling system

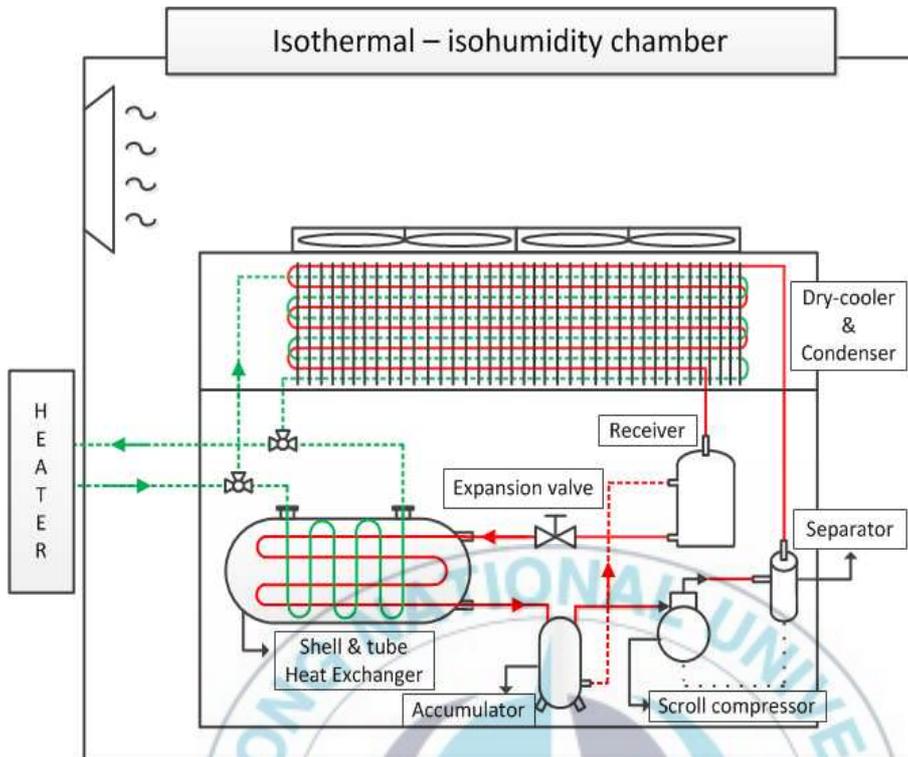


Figure 3.9 : Equipment drawing of free cooling system

실험의 프리쿨링 시스템의 경우, 외기온도에 따라 드라이쿨러 단독운전과 냉동기단독운전 2가지 방식으로 운전된다. 작동유체는 R407C이고 냉수는 순수 물을 사용하였다. Figure 3.9에서 표현한 것과 같이 냉동 시스템에서 증발기에 사용된 열교환기는 Shell-tube 타입의 열교환기, 압축기는 스크롤 압축기, 팽창밸브는 감온식 팽창밸브이며, 드라이쿨러와 응축기는 Figure 3.2에 나타낸 드라이쿨러와 응축기 구조와 동일하다.

프리쿨링 시스템이 외기온도에 의해 성능이 변하는 점을 고려하여 실험을 수

행한 챔버(Chamber)내의 온도를 제어하였으며, 공급하는 냉수의 경우 프리쿨링 시스템에 의해 냉각이 되므로 히터를 이용하여 가열하는 방식으로 시스템에 공급하는 냉수의 온도를 일정하게 유지하도록 하였다. Table 3.4은 실험환경 조성 조건과 테스터기의 능력을 나타낸 것이다.

Table 3.4 : Chamber and System condition in experiment

Chamber	
Reference	Value
Temperature rage [°C]	0~40
Maximum heater capacity [kW]	115.81 (30RT)
Relative humidity rage [%]	10~70
System features & condition	
Reference	Value
Power supply type	3 phase power system
System voltage [V]	380
System frequency [Hz]	60
Chilled water mass flow rate [kg/s]	1.55
Fan capacity [m <sup>3</sup> /h] (2 fans)	16,800
Target cooling capacity [kW]	32.5 (28,000kcal/h)
Target temperature of chilled water[°C]	15

실험환경이 조성된 챔버는 0°C~40°C 온도범위에서 온도를 선택할 수 있으나, 본 실험에서는 35°C, 7°C, 3°C의 온도에서 일반 냉동시스템과 프리쿨링 시스템

을 구동하여 비교하였다. 35°C, 7°C, 3°C을 선정한 이유는 35°C의 경우, 여름철 외기조건으로 프리쿨링 시스템의 제어에서 냉동기 단독운전을 선택하는지 확인하고 고온의 외기에 의해 발생하는 압축 일을 확인하기 위해 선정했다. 7°C의 경우, 예상 드라이쿨러 운전 가능한 외기온도로 실제 드라이쿨러에서도 충분한 능력을 수행할 수 있는지 평가하기 위해서 선정했다. 3°C의 경우, 일반 냉동시스템과 프리쿨링 시스템을 비교하여 프리쿨링 시스템의 에너지 절감효과를 검증하기 위해 실험을 수행하였다. 목표온도와 냉동능력은 table 3.3에 나타낸 것과 같이 각각 15°C와 32.5kW이며, 드라이쿨러 및 응축기의 fan은 정속으로 운전한다. 측정된 데이터는 시스템으로 유입되는 냉수의 온도와 출수의 온도, 챔버 내의 온도, 시스템의 소비전력이다. Table 3.5은 외기온도 35°C, 7°C, 3°C에서 측정된 일반 냉동시스템과 프리쿨링 시스템의 결과 데이터이다.

Table 3.5 : Power consumption and refrigeration capacity of experiment with out-door temperature

Chamber temperature [°C]	Inlet water temperature [°C]	Outlet water temperature [°C]	Refrigeration capacity [kW]	Power consumption [kW]
35	20	16.61	22.024	10.279
7		16.03	25.077	6.905
3		15.98	25.987	6.466
7 (Proposed system)		15.55	28.197	1.103
3 (Proposed system)		14.15	38.135	1.110

Table 3.5에서 일반 냉동시스템으로 냉수를 목표온도까지 제어하지 못하는 것을 볼 수 있다. 그러한 현상은 실험한 외기조건 35℃, 7℃, 3℃에서 모두 발생하였으며, 실제 실험 현장에서의 진단은 일반 냉동시스템의 작동유체와 냉수가 증발기에서 충분히 열교환을 하지 못하는 경우, 즉, 증발기의 용량이 부족한 것으로 추정했다. 따라서 본래의 목표온도인 15℃로 냉수를 냉각할 경우에 목표 냉동능력인 32.5kW를 충족할 수 있지만, 실제 실험에서는 약 16℃로 냉각하여 냉동능력이 충분하지 않음을 볼 수 있다. 시스템 출수온도는 챔버의 온도가 상승함에 따라 상승하는 것을 볼 수 있는데, 이는 이는 그 원인을 2가지 이상으로 추측할 수 있다. 먼저 일반 냉동기의 경우, 외기온도가 상승하면서 응축온도도 상승하게 되는데, 팽창밸브의 압력제어를 하더라도 증발온도의 상승이 불가피한 경우가 발생한다. 또한 챔버온도의 상승으로 증발기 입구로 유입되는 작동유체의 건도상승의 원인이 되어 작동유체 순환량이 증가되는 것을 야기하는데, 본 실험에 사용되는 압축기는 on/off 제어로 변속되지 않기 때문에 충분히 작동유체가 순환지 않을 경우를 고려할 수 있다.

반면, 챔버온도 7℃와 3℃에서 프리쿨링 시스템에 의한 소비전력은 두 온도조건에서 약 1.1kW이며, 7℃에서 드라이쿨러 단독운전에서 출수온도가 15.55℃로 온도제어가 0.55℃ 벗어났으나, 일반 냉동시스템에 비하여 냉동능력이 큰 것으로 확인되었다. 챔버온도 3℃의 경우, 냉수온도는 14.15℃로 목표온도보다 과냉되어 냉각능력은 38.1kW로 본 실험장치로 외기온도 3℃에서 구동할 경우, 드라이쿨러 단독운전으로 전 냉동부하를 처리할 수 있을 것으로 예상된다. 특히, 일반 냉동시스템과 동일한 챔버 온도로 구동하였을 경우를 비교하면 프리쿨링 시스템의 냉각능력은 38.1kW, 일반 냉동시스템은 26kW로 프리쿨링 시스템에 의한 냉각능력이 뛰어난을 확인할 수 있다.

시뮬레이션을 통한 예상 소비전력의 신뢰성을 위하여, 실험을 통한 일반 냉동 시스템과 프리쿨링 시스템의 소비전력과 비교할 필요가 있다. 시뮬레이션에서는 순환수 펌프와 fan에 의한 소비전력, 시스템 제어부 및 기타 부수적으로 수반되는 소비전력에 대해서는 항상 동일한 값을 가지므로 산출하지 않았으나, 실험에서는 시스템에 소요되는 모든 소비전력이 포함되어 측정되므로 전 소비전력 중 압축기 운전에 의한 소비전력을 산출 해야한다. 챔버 온도 7°C와 3°C에서는 드라이쿨러 단독운전으로 인한 시스템의 소비전력으로 냉동기가 운전되지 않았으므로 압축기로 인한 소비전력이 포함되지 않았다. 즉, 일반 냉동시스템의 소비전력에서 챔버 온도 7°C와 3°C의 프리쿨링 시스템의 소비전력을 감한다면 압축기로 인한 소비전력을 추정할 수 있다. 그리고 실제 실험에서는 증발기의 용량 부족으로 인해 냉수가 냉각되었으나 목표온도에 도달하지 않은 점을 고려하여 시뮬레이션에 조건을 입력하여 실험과 시뮬레이션의 압축 일을 비교하는 것이 시뮬레이션 신뢰성을 평가하기에 적절하다고 사료된다. Table 3.6는 전설한 방법으로 산출한 실험과 시뮬레이션의 일반 냉동시스템에서의 압축기에 의한 소비전력 나타낸 것이다.

Table 3.6 : Comparison of compressor load of experiment and simulation with out-door temperature

Out-door temperature [°C]	compressor load of experiment [kW]	compressor load of simulation [kW]
35	9.179	8.760
7	5.805	5.057
3	5.366	4.652

Table 3.6에 의해 실험의 압축 일이 시뮬레이션에서의 압축 일에 비하여 높은 것을 볼 수 있다. 시뮬레이션에서는 배관에 발생하는 압력강하와 냉동기의 구성요소에서 발생할 수 있는 압력강하와 기타 비가역적 일의 발생을 배제하였기 때문에 실험의 압축 일보다 낮게 나타난 것으로 사료된다. 실험의 압축 일 대비 시뮬레이션의 압축 일은 약 87%로 13%의 차이를 보이고 있으며, 챔버 온도가 낮을수록, 실험과 시뮬레이션의 압축 일의 차이가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이는 실제 기기에서는 저온에서 증발압력과 응축압력의 압차가 감소하면서 압축기의 효율이 기대에 미치지 못하는 것으로 사료된다. 그러나 실험의 압축 일이 대체적으로 시뮬레이션의 압축 일과 유사한 동향을 보이며, 시뮬레이션의 결과가 신뢰가 가능하다고 판단한다.



## 제 4 장 프리쿨링 시스템 적용에 따른 연간 에너지 절감 분석

### 4.1 일반 냉각 시스템과 프리쿨링 시스템의 연간에너지 사용량비 교

프리쿨링 시스템의 에너지 절감효과를 검증하기 위해서는 기존의 냉동 시스템과 압축 일을 비교가 필요하다. 두 시스템의 적용으로 인한 압축 일 발생의 차가 프리쿨링 시스템 적용을 통해서 절감 가능한 에너지 량 이므로 두 시스템의 압축일 비교를 통해 프리쿨링 시스템의 성능을 평가 할 수 있다. 한편, 프리쿨링 시스템은 적용지역의 기후와 요구냉수온도의 변화 그리고 드라이쿨러의 성능이 프리쿨링 시스템 적용으로 인한 에너지 절감효과에 영향을 미치며, 이에 대한 분석이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 국내의 한 지역을 선정하여 해당지역의 기온을 기준으로 드라이쿨러의 성능변화와 요구냉수온도 변화에 따른 에너지 절감효과를 비교 분석하였다. 선정지역은 울산시로, 2013년 매시간 기온데이터를 기준으로 압축 일을 산출하였다.

먼저, 드라이쿨러의 LMTD와 요구냉수온도의 변화에 따른 에너지 절감효과를 비교하기 이전에, 본 연구에서 기준으로 한 시스템 운전조건

(Table 3.1)에 따른 기존의 냉각 시스템과 프리쿨링 시스템의 압축 일을 비교하였다. Figure 4.1은 기존의 냉동시스템과 프리쿨링 시스템의 압축 일을 일일별로 나타낸 것이다.

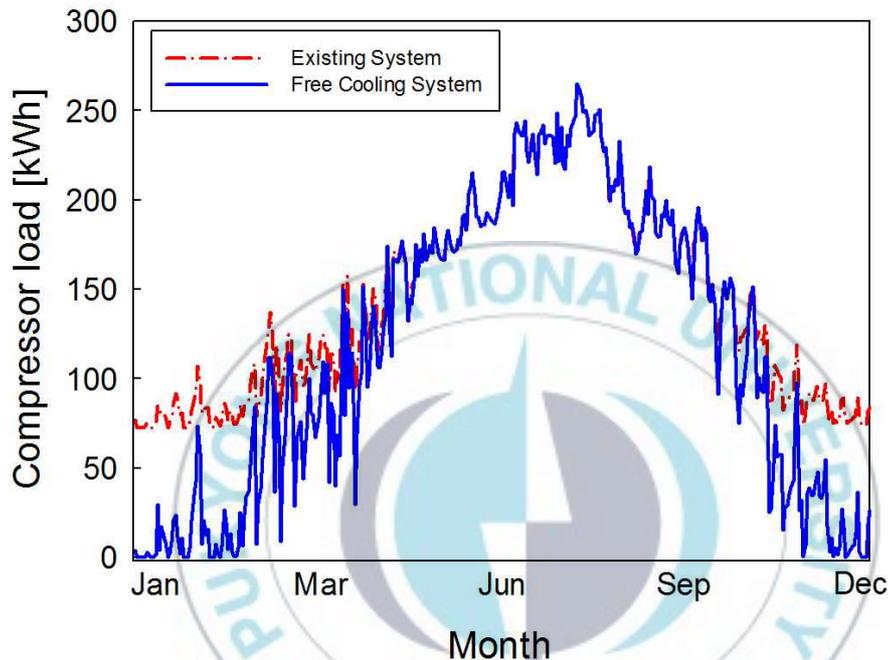


Figure 4.1 : Comparison of compressor load of existing refrigeration system and free cooling system in Ulsan city.

Figure 4.1에서 적색 점선과 청색 실선 간의 면적이 프리쿨링 시스템으로 절약 가능한 에너지 량을 뜻한다. 프리쿨링 시스템 적용으로 인한 에너지 절감량은 외기온도가 낮은 동계인 12월과 1월, 2월에 증가하며,

중간기인 3월과 4월, 11월에는 그 량이 감소한다. 외기온도가 동계와 중간기보다 높은 하계에는 드라이쿨러가 운전되지 않기 때문에 냉동기가 단독으로 운전되므로 기존 냉각 시스템과 프리쿨링 시스템의 압축일 차이가 없다. 이를 두 시스템의 에너지 소비를 월별로 비교하면 Figure 4.2 와 같다.

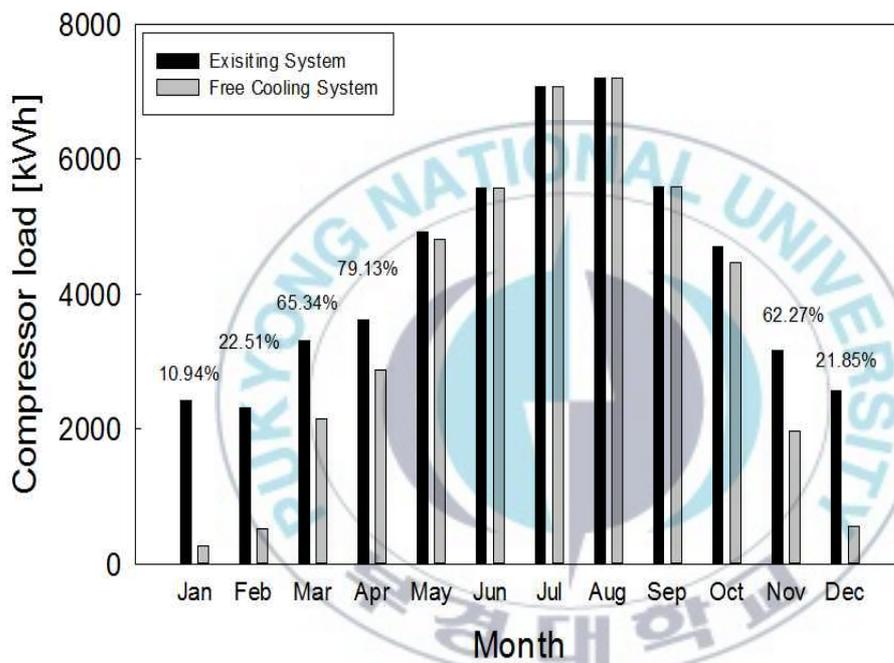


Figure 4.2 : Comparison of energy consumption per month of existing system and free cooling system in 2013, Ulsan city

Figure 4.2에서 동계인 12월, 1월, 2월의 기존 냉각 시스템 대비 프리쿨링 시스템의 에너지 소비량의 비율은 각각 10.94%, 22.51%, 21.85%로 극히 낮았으며, 중간기인 3월, 4월, 11월의 기존 냉각 시스템 대비 프리쿨링 시스템의 에너지 소비량의 비율은 각각 65.35%, 79.13%, 62.27%로 동계에 비하여 절감량이 적은 것을 확인 할 수 있다. 두 시스템의 연간 압축일은 기존의 시스템 52.48MWh, 프리쿨링 시스템 43.07MWh로 프리쿨링 시스템 적용을 통해 연간 18%의 에너지가 절감 가능한 것으로 사료된다.



#### 4.1.1 드라이쿨러의 LMTD변화에 따른 에너지 절감효과

전술한 바와 같이 드라이쿨러의 LMTD는 동일 조건의 외기온도에서 드라이쿨러의 성능을 평가하는 기준이 되며, LMTD의 대소에 따라 드라이쿨러를 사용할 수 있는 온도범위 또한 변한다. LMTD가 작을수록, 드라이쿨러를 사용할 수 있는 온도 범위는 증가하며 클수록 드라이쿨러를 사용하기 위해선 저온의 외기온도를 요구하게 된다. 따라서 동일조건의 외기온도 하에서도, 드라이쿨러의 LMTD 변화한다면 냉동기의 압축일이 변할 수 있음을 예상할 수 있다. Figure 4.3은 드라이쿨러의 LMTD변화에 따른 프리쿨링 시스템의 월별 압축 일을 나타낸 것이다.



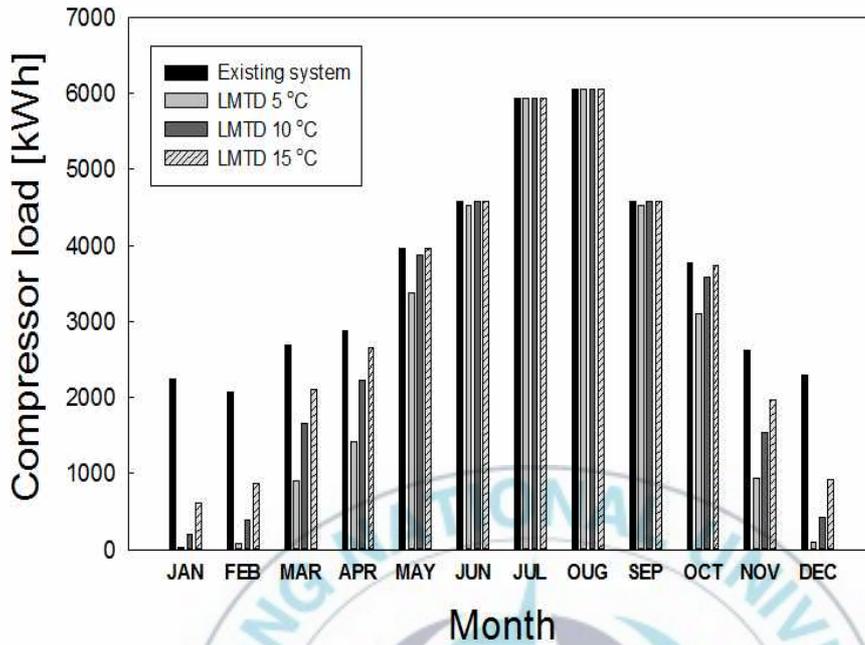


Figure 4.3 : Comparison of energy consumption per month of existing system and free cooling system with LMTD

Figure 4.2와 마찬가지로 2013년도 울산의 기온을 기준으로 기존의 시스템과 프리쿨링 시스템의 드라이쿨러 LMTD 5°C, 10°C, 15°C의 압축일을 나타냈다. Figure 4.2와 동일하게 하계인 6월부터 9월까지는 드라이쿨러가 작동하지 않기 때문에 드라이쿨러의 LMTD에 따른 변화는 없으나, 외기온도가 낮은 동계와 중간기에서는 LMTD가 작을수록, 절감 가능한 에너지의 량도 증가한다. 기존의 냉동시스템 대비 LMTD 5°C의 드라이쿨러를 사용하는 프리쿨링 시스템의 연간압축일은 82.08%, LMTD

10℃의 경우에 90.13%, LMTD 15℃의 경우에 95.22%로 LMTD가 상승할수록 절감 가능한 에너지의 량이 감소함을 볼 수 있다. 이는 Table 3.2에서 나타낸 것과 같이, 냉동기의 작동유무를 결정하는 외기온도 범위가 드라이쿨러의 LMTD에 따라 변하므로 동일한 외기조건과 냉방부하 하더라도 그 절감량이 다르다.



#### 4.1.2 요구냉수온도에 따른 에너지 절감효과

Figure 3.3에서 드라이쿨러의 성능이 동일하지만 요구냉수온도가 다를 경우, 그 고저에 따라 드라이쿨러의 냉각능력이 변할 수 있음을 언급했다. 보다 요구냉수온도에 따른 프리쿨링 시스템의 에너지 절감효과를 분석하기 위해선, 실질적인 기상데이터를 기반으로 한 분석이 필요하다. 4.1.1에서와 마찬가지로 2013년 울산시의 기상데이터를 기준으로 하여 요구냉수온도에 변화를 줄 경우, 프리쿨링 시스템의 에너지 절감효과를 분석하였다. Figure 4.4는 요구냉수온도 변화에 따른 기존의 시스템과 프리쿨링 시스템의 일일 압축 일을 나타낸 것이다. 요구냉수온도는 5℃, 10℃, 15℃, 20℃이며 그 외의 시스템 운전조건은 Table 3.1과 동일하다.



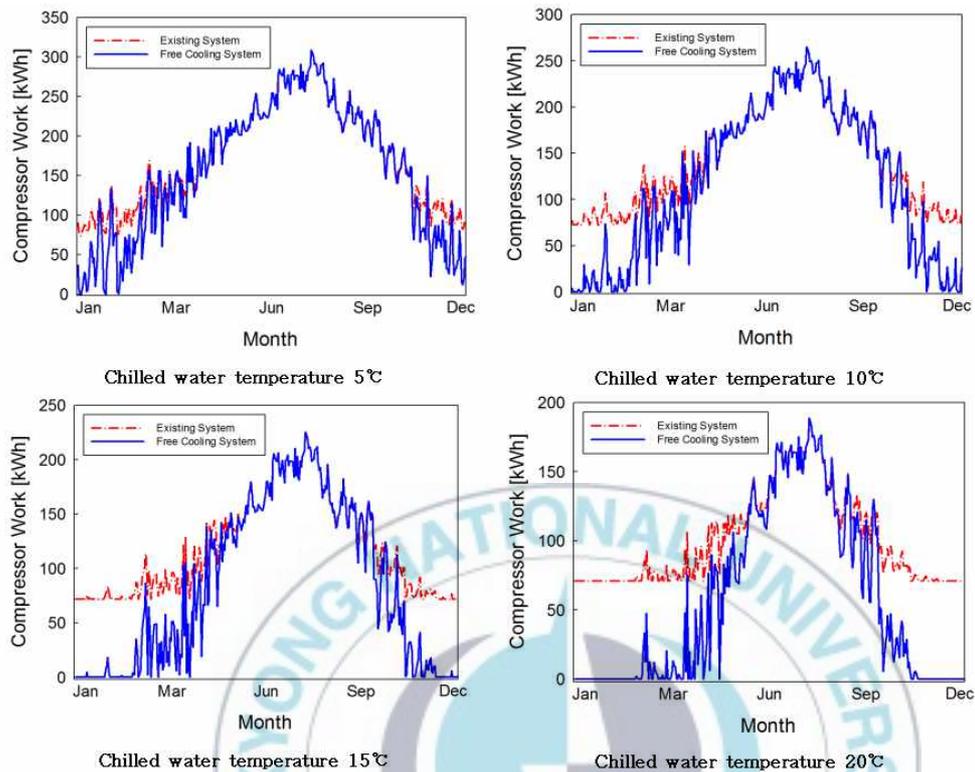


Figure 4.4 : Comparison of compressor work of exiting system and free cooling system with chilled water temperature

전술한 것과 같이 기존의 냉각시스템의 압축 일을 나타내는 점선과 프리쿨링 시스템의 압축 일을 나타내는 실선의 차가 프리쿨링 시스템 적용으로 발생하는 에너지 절감량이다. Figure 4.4에서, 요구냉수온도 5°C에서는 동계의 일부 기간에 드라이쿨러 작동으로 인한 에너지 절감효과를 볼 수 있으나, 요구냉수온도 20°C의 경우, 하계를 제외한 기간에서 프리

쿨링 시스템 적용을 통한 에너지 절감효과가 발생하며 직관적으로 요구 냉수온도 20℃에서 가장 에너지 절감량이 큰 것을 볼 수 있다. 요구냉수 온도에 따른 기존 냉동시스템과 프리쿨링 시스템의 연간 압축 일은 Figure 4.5와 같이 표현 가능하다.

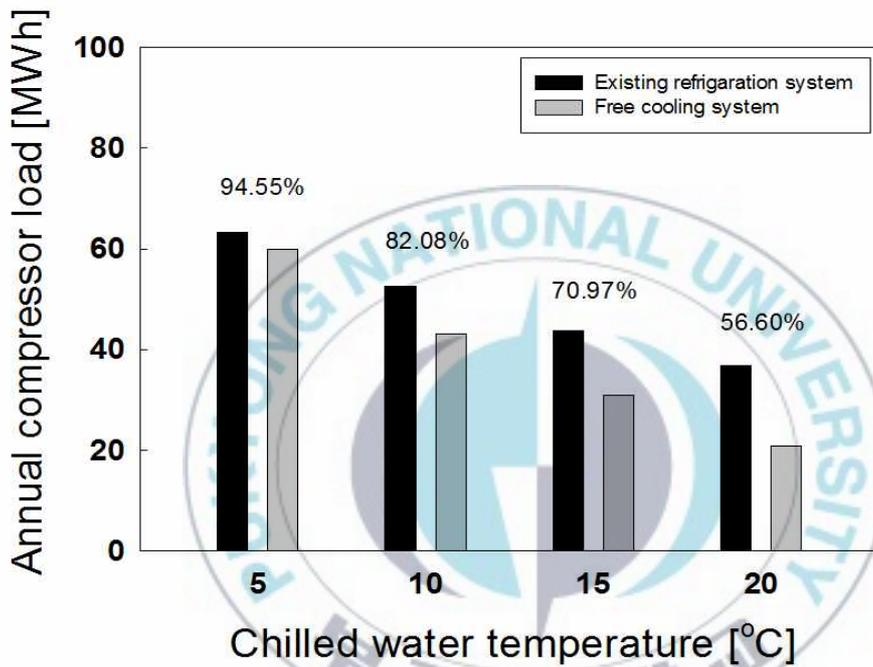


Figure 4.5 : Comparison of compressor load of existing system and free cooling system with chilled water temperature

Figure 4.5에서 요구냉수온도의 상승은 기존의 냉동시스템과 프리쿨링 시스템 모두 압축 일의 감소의 원인이 되는 것을 보여준다. 그러나 요구 냉수온도 상승으로 감소되는 기존 시스템의 압축일보다 프리쿨링 시스템의 압축일의 감소량이 증가한다. 요구냉수온도 별 프리쿨링 시스템의 에너지 절감량은 요구냉수온도 5℃에서 5%, 10℃에서 18%, 15℃에서 29%, 20℃에서 44%로 요구냉수온도가 상승에 따라 비선형적으로 상승하였다.



## 4.2 국내의 지역별 일반 냉각 시스템과 프리쿨링 시스템의 연간에너지 사용량 비교

### 4.2.1 지역별 에너지 절감효과 비교

프리쿨링 시스템의 국내 적용 가능성을 평가하기 위해선 기후가 다른 국내의 여러 지역을 선정하여 기존의 냉각시스템과 프리쿨링 시스템의 압축 일에 대한 비교 분석이 필요하다. 본 연구에서는 프리쿨링 시스템의 적용가능성이 높은 지역 5곳을 선정하였으며, 선정지역의 2013년 기온데이터를 수집하여 프리쿨링 시스템 적용을 통한 에너지 절감효과를 비교하였다. 선정한 지역은 서울, 춘천, 대전, 울산, 부산으로 본 연구의 프리쿨링 시스템의 목적이 데이터센터의 공조 또는 산업공정에 냉수를 생산하는 것을 감안하여 이와 같이 선정하였다.

전술한 바와 같이 4.1.2의 울산 기후와 마찬가지로 국내의 전반적인 기후는 동계에 외기온도가 낮고 하계에 높으므로, 프리쿨링 시스템의 적용을 통한 에너지 절감효과 또한 선정한 지역에서 유사하게 발생하였다. Figure 4.6은 선정 지역의 기존의 냉동시스템과 프리쿨링 시스템의 일일 압축 일을 나타낸 것이다.

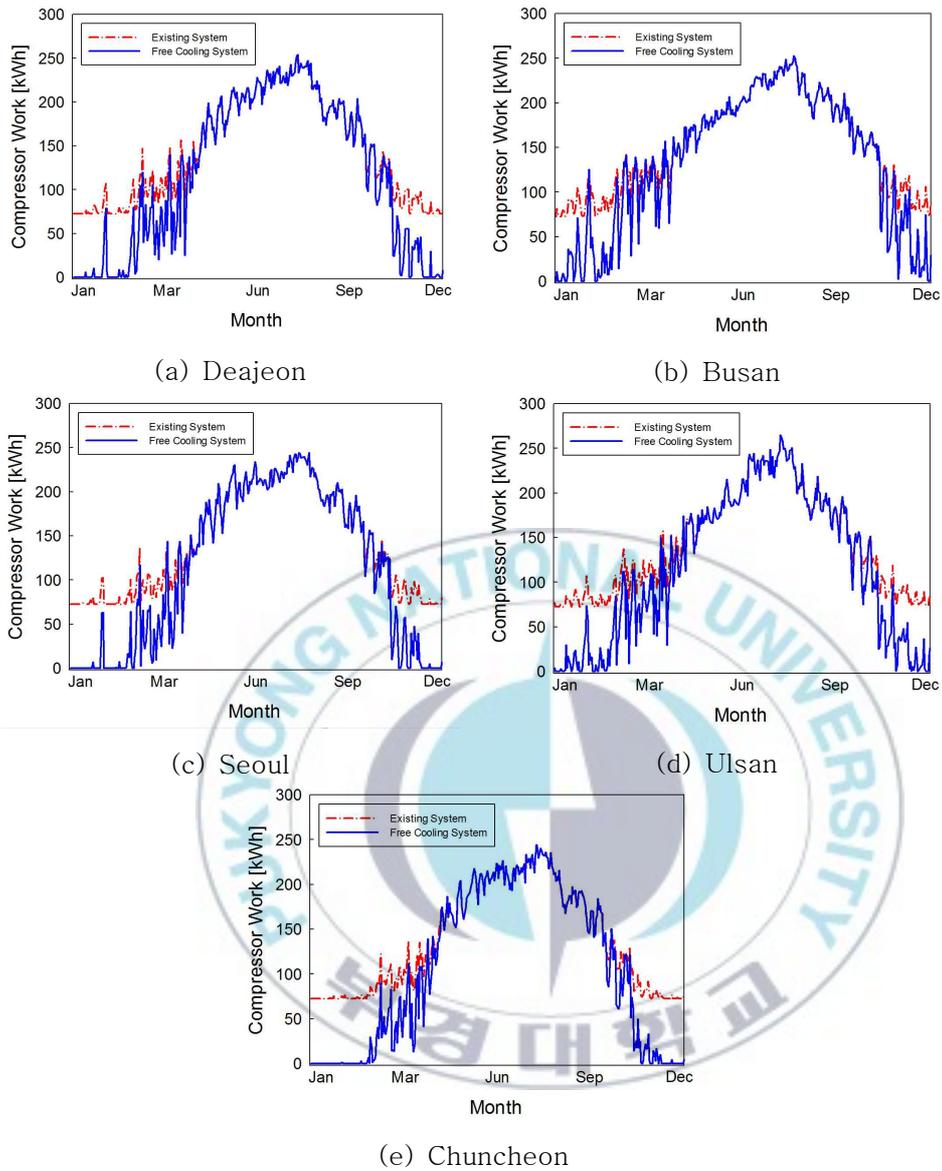


Figure 4.6 : Comparison of compressor load of existing system and free cooling with regions of south Korea

프리쿨링 시스템 적용으로 절감가능한 시기는 울산 이외의 지역인 서울, 춘천, 대전, 부산에서 에너지 절감 정도의 차이는 있으나, 12월과, 1월, 2월에 그 효과가 극히 높았다. 프리쿨링 시스템의 적용을 정량적으로 평가하기 위해선 4.1장과 마찬가지로 각 지역의 기존의 냉동시스템과 프리쿨링 시스템의 압축 일을 비교해야하며 Figure 4.7은 선정된 지역의 두 시스템에 대한 연간 압축 일을 비교한 것이다.

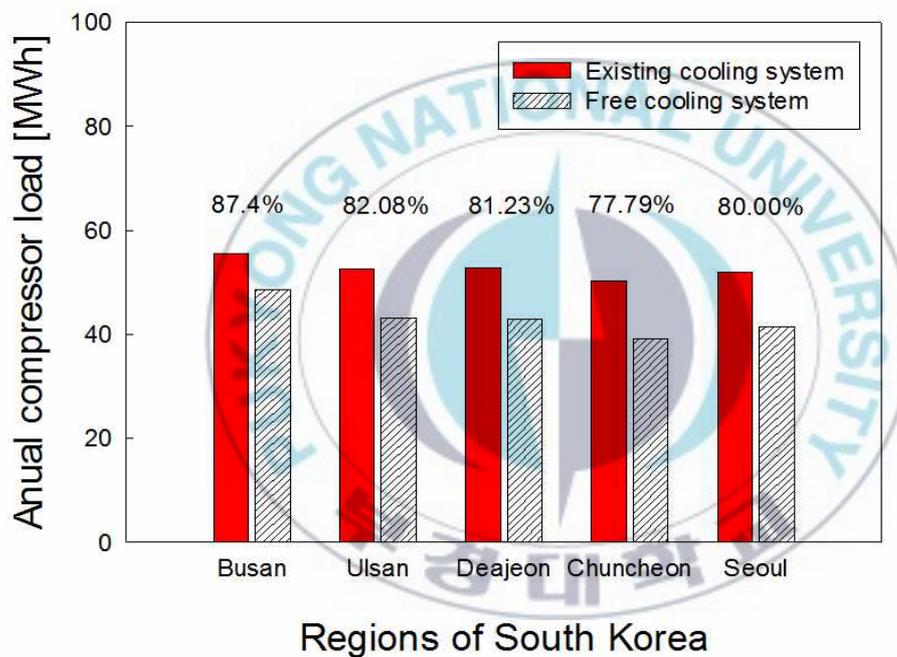


Figure.4.7 : Comparison of annual compressor work of regions of south Korea

프리쿨링 시스템 적용으로 가장 에너지 절감효과가 큰 곳은 춘천이다. 춘천은 기존의 냉동 시스템 대비 프리쿨링 시스템 적용으로 약 22%의 에너지를 절감할 수 있다. 반면, 부산의 경우, 13%로 다소 낮았다. 이는 부산이 춘천에 비하여 연중 외기온도가 평균적으로 높으므로 드라이쿨러의 가동시간이 상대적으로 짧을 것이라 사료된다. 그 외의 지역인, 서울, 대전, 울산은 각 20%, 19%, 18%로 비슷한 수치를 보였다.



#### 4.2.2 지역별 요구냉수온도 변화에 따른 에너지 절감효과 비교

전술한 것과 같이 프리쿨링 시스템의 절감효과는 요구냉수온도가 상승할수록, 그 효과가 증대된다. 그러나 동일한 요구냉수온도라 할지라도 적용 지역의 기후에 따라 효과가 다르다. 따라서 요구냉수온도의 변화에 따른 지역별 프리쿨링 시스템의 적용효과를 비교할 필요가 있다. Figure 4.8은 요구냉수온도 5℃에서 20℃까지 5℃씩 상승했을 때, 지역별 기존 냉동시스템과 프리쿨링 시스템의 연간 압축 일을 비교한 것이다.



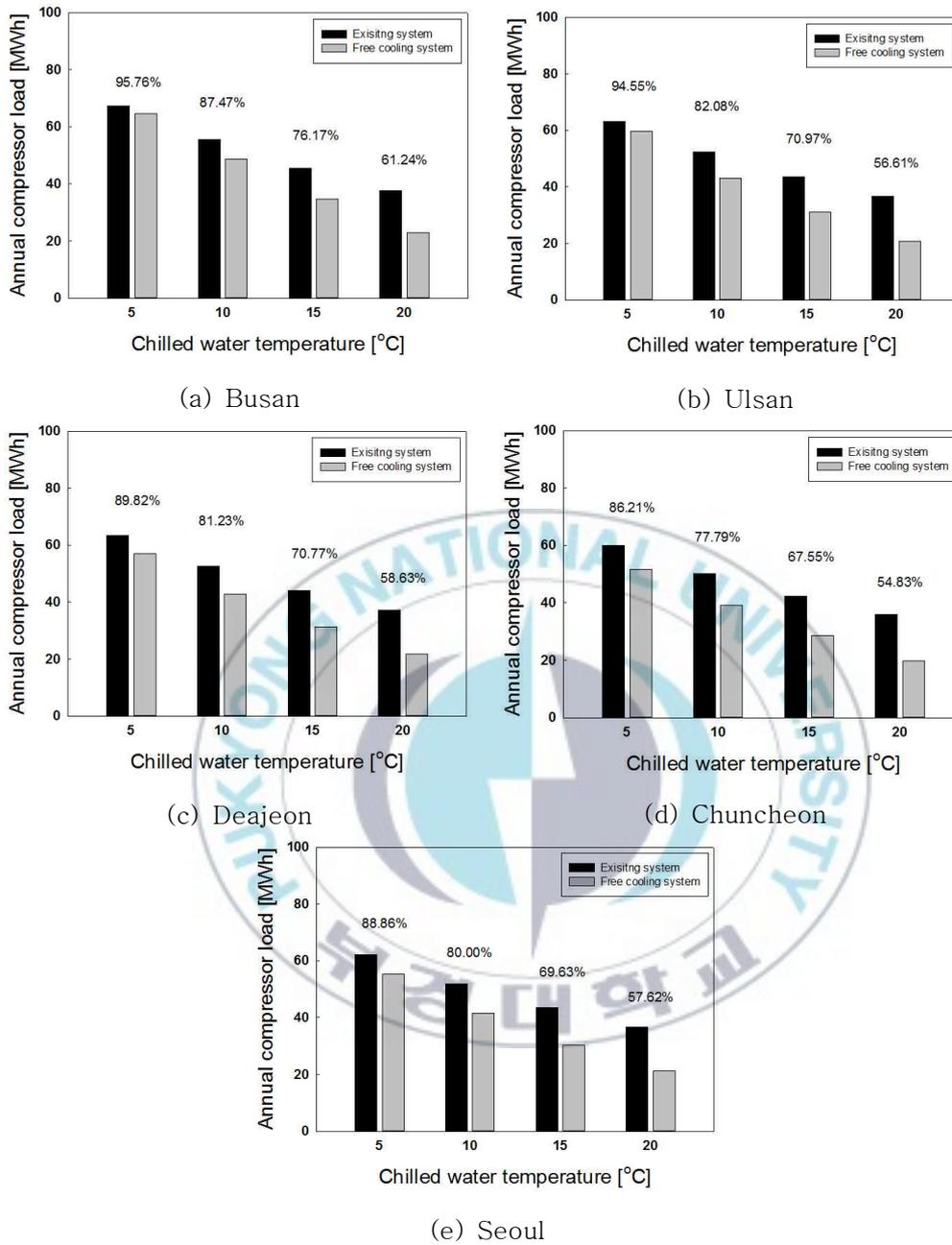


Figure 4.8 Comparison of compressor load of existing system and free cooling system with chilled water temperature

Figure 4.8에서 요구냉수온도의 상승에 따라 기존의 냉동시스템과 프리쿨링 시스템의 압축일은 모두 감소한다. 그러나 기존의 냉동시스템의 압축 일의 감소에 비하여 프리쿨링 시스템의 압축 일의 감소량이 상대적으로 크다. 더불어, 선정마다 기온분포의 차이가 있기 때문에 요구냉수온도 상승으로 인한 에너지절감 효과 또한 지역마다 차이를 보인다. 선정 지역의 기존 냉동시스템 대비 프리쿨링 시스템의 압축 일의 비율을 평균적으로 나타내면, 요구냉수온도 5℃에서 91.04%, 10℃에서 81.71%, 15℃ 71.02%, 20℃에서 57.79%로 5℃씩 상승할 때마다 절감 비율이 10%씩 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이 결과를 통해, 프리쿨링 시스템의 에너지 절감효과를 충분히 이용하기 위해선 적정온도의 냉수를 요구하는 사용처에 프리쿨링 시스템을 적용해야 할 것으로 사료된다.



## 제 5 장 결 론

드라이쿨러를 적용한 프리쿨링 시스템을 제안하고 드라이쿨러의 LMTD와 요구냉수온도, 냉동기의 작동유체 변화를 통한 프리쿨링 시스템의 성능특성을 비교하였다. 또한, 제안한 프리쿨링 시스템의 국내 적용성을 평가하기 위하여 국내의 5개 도시; 서울, 춘천, 대전, 울산, 부산의 기후를 기초로 하여 기존의 냉동 시스템과 프리쿨링 시스템의 압축 일을 비교하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 본 연구의 프리쿨링 시스템은 드라이쿨러의 성능에 의해 그 성능이 좌우되며 드라이쿨러의 성능에 영향을 주는 요소는 드라이쿨러의 LMTD와 요구냉수온도이다. 프리쿨링 시스템의 에너지 절감효과를 증대시키기 위해서는 드라이쿨러의 LMTD는 작아야하며, 요구냉수온도가 높은 사용처에 적용하는 것이 적절하다.

(2) 프리쿨링 시스템의 냉동기의 작동유체는 스크롤 또는 스크류 압축기에 적용 가능한 것으로 R22와 R134a, R407C, R404A, R410A로 선정하였다. 이 작동유체 중 적절한 것을 선정하기 위하여, 압축 일과 작동유체의 GWP, 응축열을 비교했다. 그 결과, R22와 R134a의 경우 다른 작동유체 비하여 압축일과 응축열 그리고 GWP가 낮은 것을 볼 수 있다. 그러나 R22는 환경규제에 의해 그 사용이 제한되고 있으므로 프리쿨링 시스템에 적용할 작동유체로 R134a가 적절한 것으로 사료된다.

(3) 2013년 울산의 기온을 기준으로 LMTD와 요구냉수온도의 변화에 따른 압축 일 변화를 분석하였으며 그 결과는 다음과 같다. 드라이쿨러

의 LMTD는 5°C, 10°C, 15°C로 5°C씩 상승시켰으며, 그에 따른 연중 압축 일은 기존 시스템 압축 일 대비 각각 82.08%, 90.13%, 95.22%로 비선형적인 증가를 보였다. 요구냉수온도는 5°C~20°C까지 5°C상승시켰으며, 그에 따른 연간 압축 일은 기존시스템 대비 각각 94.55%, 82.08%, 70.97%, 56.6%로 요구냉수온도의 증가에 따라 절감 가능한 에너지 또한 증가했다.

(4) 선정된 5개 지역을 선정하여, 요구냉수온도 변화에 따른 에너지 절감량을 비교하였다. 요구냉수온도 5°C에서 20°C까지 5°C씩 상승시킬 때마다, 일반 냉동시스템 대비 프리쿨링 시스템의 압축일의 비율이 약 10%씩 감소했다.

전술한 것과 같이 본 연구의 프리쿨링 시스템은 연중 냉방부하가 존재하고 그 량이 일정한 사용처에 적용 효과를 기대할 수 있다. 특히, 요구냉수온도 20°C의 사용처에서는 국내의 대부분의 지역에서 일반 냉동시스템 대비 40% 이상의 압축 일 절감이 가능한 것으로 나타났다. 그러나 보다 프리쿨링 시스템의 국내 적용가능성에 대한 정확한 분석을 위해서는 요소변화에 따른 투자회수년도와 같은 경제성 분석이 필요하다. 또한 본 연구에서는 일정한 냉방부하를 가진 대상에 시스템을 적용하였으나, 실제 산업공정에서도 부하가 변동되는 경우가 있으며, 이에 따른 절감효과도 변화가 있을 것으로 예상할 수 있다. 따라서 보다 다양한 사용처에 따른 프리쿨링 시스템의 적용 가능성을 평가하여 프리쿨링 시스템의 적용범위를 규정하는 연구가 필요할 것으로 사료된다.

## 참 고 문 헌

1. 김범수(2011), “외기냉수냉방의 운전사례 및 에너지 절감량 분석” 서울과학기술대학교 석사학위 논문, pp. 1-2
2. 김세훈, 원종연, 최윤경, 이연구(2006), “외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 관한 연구”, 대한건축학회 논문집, pp. 227-234
3. David W. Kelly(1996), "Optimizing System Components for cooling operation, Heating, Piping and Air conditioning"
4. H. Acul(2008),"DRY COOLER FREE COOLING APPLICATIONS IN COLD WATER AIR CONDITIONING AND PROCESS COOLING SYSTEM", Friterm, pp. 1-25
5. Mohammad H. Wathaifi, CEM, SDSM, BEP, CSDP(2009),"Free Cooling Using Water - side economizer: Process Cooling Application At a Plastic Extrusion Plant", Energy Engineering, pp. 45-78
6. 김세훈(2005), “외기냉수냉방 시스템의 에너지 성능 및 경제성 분석에 관한 연구”, 중앙대학교 박사학위논문, pp. 1-147
7. 김영민, 윤정인, 손창효(2013),“전력절감형 외기 냉방 시스템”, 한국동력기계공학회 제 17권 제4호, pp.12-16
8. HYSYS V\_8.0 Aspentech. Inc.
9. Frank P. Incoropera, David P. Dewitt, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine(2009), "Introduction to Heat Transfer", Text Books, pp.701-702

10. 윤정인, 손창효, 최광환, 백승문, 허정호, 김영민(2014), “지역별 프리쿨링 시스템의 에너지 절감 분석” 태양에너지 학회지, pp. 82-88
11. Peng, D.Y., and Robinson, D.B (1976) A New Two-constant Equation of State. Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals, 15: 59-64
12. 윤정인, 손창효, 허정호, 김영민(2014), “데이터 센터의 외기냉수냉방 시스템에 대한 에너지 절감효과 분석” 한국동력기계공학회지, pp. 73-78
13. 오규남(2009), “Shell and Tube 열교환기에서 Baffle 인자에 따른 열전달 특성 연구” 공주대학교 석사학위논문, pp.1-56
14. 장기태(2005), “열전달을 고려한 스크롤 압축기내의 열역학적 냉매압축과정에 대한 연구”, 한국과학기술원 박사학위논문, pp.1-133



## 감사의 글

학업에 대한 열정으로 들어온 대학원 생활을 마무리하는 이 시점에서 제가 무엇을 열심히 했는가 하는 생각이 들기 시작했습니다. 아직도 무언가 더 배워야 할 것이 있고 더 몰두해야 할 일들이 이곳에 있는 것 같은데, 이제는 떠나게 되어 아쉬운 마음이 남아 있습니다.

조금 짧은 대학원 생활동안 제 부족함 점을 채워주신 분들이 많았습니다. 저의 지도 교수님이신 윤정인 교수님. 제가 연구 중에 해결이 잘 되지 않는 점이 생기면 정보를 주시거나 조언을 주시는 일을 아낌없이 하셨습니다. 그리고 연구 중에 더 나은 결과를 위해서 본인의 경험담을 이야기 해주시는 손창호 교수님, 연구자로서 자세와 연구의 본질에 대해서 일깨워주신 금종수 교수님, 제 모자란 점을 바로잡아주신 김종수 교수님, 자신의 연구에 자신감을 가지라고 기운을 돌아주신 최광환 교수님, 부드러우면서도 카리스마가 느껴지는 지도를 해주신 정석권 교수님, 방문할 때 마다 푸근하게 맞이해주시는 김은필 교수님, 마지막으로 은퇴하셨지만 제 사소한 질문에 진지하게 대답해주신 오후규 교수님, 이 모든 분들께 감사의 말씀을 드리고 싶습니다.

저희 실험실의 선배님이신 설원실 선배님, 한인근 선배님, 권오경 선배님, 차동안 선배님, 민경현 선배님, 이근태 선배님, 전철호 선배님, 이광

배 선배님, 문춘근 선배님, 이동훈 선배님. 격려와 조언 그리고 학생신분으로는 알기 힘든 공학자로서의 고충에 대해 해주신 말씀 잊지 않도록 하겠습니다. 선배님들 감사합니다.

저와 연구 과제를 함께 했으며 학과선배님이시도한 김영민 기술이사님. 제게 삶에 대한 조언과 연구에 대한 조언을 아낌없이 해주셔서 무사히 논문을 완성하게 되었습니다. 진심으로 감사드립니다.

2년 동안 실험실 생활을 하면서 이것저것 많이 챙겨주시고 신경써주신 백승문 선배님, 박사학위 취득하신 것을 진심으로 축하드리고 또 지난 시간동안 감사의 말을 많이 못 드린 점 죄송합니다. 정말 형처럼 과민한 저를 잘 달랠던 현욱 형, 학부때부터 친분이 있었던 성훈이, 제 동기인 동일이와 병효 그리고 정현, 희민, 창민, 청래 모두 고맙고 또 앞으로 잘 되길 기원합니다.

마지막으로 투병 중이신 아버지, 다행히 호전되어 지금은 같이 웃을 수 있어서 기쁩니다. 언제나 제 이야기를 경청하시는 어머니, 저를 웃기려고 노력하는 큰 누나, 가슴이 넓은 매형, 제게 심적으로 또 물적으로 도움을 주는 작은누나 모두 감사합니다.

모든 분의 도움으로 이 논문을 마무리하게 되었습니다. 다시 한번 감사드립니다.