



저작자표시-변경금지 2.0 대한민국

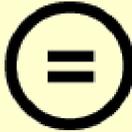
이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



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](#) 

공학석사학위논문

복합부하가 발생하는 건물을 위한
축열식 히트펌프 시스템
구성 및 제어 방안

A Study on the Configuration and Control Strategies
of the Heat Pump System with Thermal Storages
for Simultaneous Heating and Cooling in Buildings

2013 년 2월

서울대학교 대학원

건축학과

이 승 재

복합부하가 발생하는 건물을 위한
축열식 히트펌프 시스템
구성 및 제어 방안

A Study on the Configuration and Control Strategies
of the Heat Pump System with Thermal Storages
for Simultaneous Heating and Cooling in Buildings

지도교수 여 명 석

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2013 년 2 월

서울대학교 대학원

건축학과

이 승 재

이승재의 공학석사 학위논문을 인준함

2013 년 1 월

위원장	인
부위원장	인
위원	인

국문 초록

건물이 고층화 되고 시공기술이 고도화 될수록 외피가 기밀해지고 열적 구획이 명확해지는 공간이 늘어나고 있다. 이러한 공간은 내부발열로 인한 열획득 때문에 공간의 냉방부하를 지속적으로 발생시키는 원인이 된다. 이와 같이 사계절 내내 냉방이 필요한 상황에 놓인 공간이 증가하고 있으며, 이러한 건물은 일 년 내내 냉각탑의 운전을 요구함으로써 외기만으로도 냉방이 충분히 가능한 시기나 특히 겨울철에 불필요한 에너지를 낭비하는 문제를 안고 있다. 이에 본 연구에서는, 복합부하가 발생하는 건물을 위한 축열식 히트펌프 시스템의 구성과 제어 전략을 도출하여, 제시한 Energy Balancing System 개념을 구현하고 실제 대상 공간에 적용하는 것을 목표로 하였다. 본 연구 결과에서 제시된 시스템 설계 및 구성 과정, 제어 전략은 Energy Balancing System을 구성하는 시스템을 설계하고 적용하는데 기초 자료가 될 것으로 기대된다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 히트펌프 시스템과 축열 시스템은 냉열과 온열을 동시에 생산하는 히트펌프와 열을 저장하는 축열조의 결합을 통해서 그 효과가 증대된다. 또한 건물의 주거형태, 사용시간, 용도 등에 의하여 에너지 절감 효과가 상이하므로 시스템을 적용할 대상의 선정이 중요하다. 따라서 건물의 다양한 용도나 공간의 부하를 결정하는 동시사용율에 따른 부하패턴을 파악하여 복합부하의 profile이 시스템의 구성에 활용되어야 한다.

(2) 복합부하에 따른 히트펌프와 축열조의 용량을 산정하는 방법을 제시하였다. 열원 시스템 용량설계를 수행할 때에는 복합부하의 profile 단위 기간을 정하여 각 부하에 해당하는 축열조 용량과 히트펌프 용량을 계산하고 이를 최종적으로 제시된 설계 방법을 거쳐 용량설계를 진행해야 한다. 그것은 냉방 또는 난방을 위해 계산된 각 열원의 용량이 가지고 있는 대응 능력과 그 반대부하의 열원 능력을 비교하는 과정과 냉방부하를 제거하기 위하여 설정된 열원 용량이 만드는 온열능력이 급탕부하와 같은 추가적인 온열부하에 사용되는지를 판단하는 과정으로 이루어져 있다.

(3) 시스템 운전은 제어 전략의 제어 경향을 통하여 시스템의 효과를 입증하기 위한 목적으로 실시하였다. 따라서 시스템 주요지점의 취득열량과 방출열량을 계산하여 이를 비교하였다. 그 중 Storage System에서는 열의 생산량 및 취득량을 비교하여 히트펌프가 생산하는 냉열과 온열의 열량 손실의 차이와 축열조의 취득열량과 방출열량의 차이를 실제 운전을 통해 확인하였다.

주요어 : 축열식 히트펌프 시스템, 동시 냉난방, 복합부하, 제어전략

학 번 : 2011-20605

목 차

제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경 및 목적	2
1.2 연구의 범위 및 방법	6
제 2 장 축열식 히트펌프 시스템에 관한 예비적 고찰	10
2.1 개요	10
2.2 복합부하 연구사례	10
2.3 기존 축열식 히트펌프 시스템	15
2.3.1 히트펌프 시스템	15
2.3.2 수축열 시스템	21
2.3.3 축열식 히트펌프 시스템	25
2.4 축열식 히트펌프 시스템 구성	29
2.5 축열식 히트펌프 시스템 제어 방법	30
2.5.1 제어의 종류 및 기본 동작	30
2.5.2 배관 및 장비 제어	32
2.6 소결	35
제 3 장 축열식 히트펌프 시스템의 설계 및 구성	37
3.1 개요	37
3.2 시스템 구성요소	38
3.3 시스템 적용대상 분석	40
3.4 시스템 설계	43
3.4.1 Plant와 Storage System	43
3.4.2 Distribution System	52
3.4.3 Terminal System	54
3.5 시스템 구성결과	67
3.6 소결	73

제 4 장 축열식 히트펌프 시스템의 제어 및 효과 분석	75
4.1 개요	75
4.2 제어 목표 설정	75
4.3 제어 전략 수립	77
4.3.1 관련 제어 변수 도출	77
4.3.2 최종 제어 전략 수립	81
4.4 시스템 운전 결과 및 분석	89
4.4.1 운전 결과	89
4.4.2 결과 분석	92
4.5 소결	94
 제 5 장 결 론	 97
 참고 문헌	 102
 ABSTRACT	 104

표 목차

<표 1.1> Energy Balancing System의 도출과정	3
<표 1.2> Energy Balancing System의 구성요소	4
<표 2.1> 축열식 히트펌프 시스템의 적용 건물	11
<표 2.2> 전량 축열 방식과 부분 축열 방식 비교	21
<표 2.3> 수축열 시스템의 운전 및 제어	23
<표 2.4> 수축열 시스템의 특징	24
<표 2.5> 축열식 히트펌프 시스템 설계 방법	28
<표 3.1> Energy Balancing System과 구성요소의 관계	38
<표 3.2> 내/외주부 분할 방법에 따른 특징	40
<표 3.3> 실 부하 조건	43
<표 3.4> 열원기기 용량 산정	43
<표 3.5> 축열조와 히트펌프 간 Storage Tank 용량에 따른 fully-charged time	47
<표 3.6> 축열조와 열교환기 간 유량에 따른 fully-discharged time	47
<표 3.7> 시스템 용량 계산(1일 기준)	51
<표 3.8> 1차측(열원측) 제어 구성 case따른 특성 분석	55
<표 3.9> 존의 부하와 패널의 관계(내주부)	58
<표 3.10> 대상 공간 총 필요유량(내주부)	58
<표 3.11> 패널 직렬연결 개수 도출(내주부)	59
<표 3.12> 직렬 묶음 패널 병렬연결 개수 도출(내주부)	59
<표 4.1> 제어 목표 도출	77
<표 4.2> 제어부에 따른 제어 목적	80
<표 4.3> 시스템 용량과 온도 및 공급유량 설정값	89

그림 목차

[그림 1.1] 냉방부하와 난방부하가 발생하는 복합부하의 예	2
[그림 1.2] Energy Balancing System 개념적 도해	5
[그림 1.3] 연구의 흐름도	9
[그림 2.1] 2장 연구 순서	10
[그림 2.2] 부하의 잠재적 에너지 분석	12
[그림 2.3] 비재실 기간에 전 부하를 축열할 경우	13
[그림 2.4] 열원기기 운전을 main으로 하고, 모자란 열량을 축열조에서 공급하는 경우 ...	14
[그림 2.5] 겨울철 냉방이 많은 경우	14
[그림 2.6] 겨울철 냉방이 적은 경우	14
[그림 2.7] 겨울철 난방이 적은 경우(따뜻한 겨울)	15
[그림 2.8] 물-물 히트펌프의 구성	17
[그림 2.9] 다중 히트펌프 시스템의 예	18
[그림 2.10] 히트펌프 시스템의 열원과 부하 및 동력원	19
[그림 2.11] WLHP의 개념도	20
[그림 2.12] 축열 시스템과 비축열 시스템의 시스템 설계방법의 차이	21
[그림 2.13] 열원, 축열, 공조 장치 간의 열의 흐름	21
[그림 2.14] 복사시스템 구성	29
[그림 2.15] 피드백 제어	31
[그림 2.16] 피드포워드 제어	31
[그림 2.17] 시퀀스 제어	32
[그림 2.18] 운전시간대에 따른 운전 방법의 예	33
[그림 3.1] 3장 연구 순서	37
[그림 3.2] Energy Balancing System의 구성을 위한 시스템 분류	39
[그림 3.3] 적용 대상 공간 내·외주부 조닝	42
[그림 3.4] FOM(Figure Of Merit) 설명	46

[그림 3.5] Thermocline 지표 일반적인 예	46
[그림 3.6] 축열탱크 외형 및 내부 형태	46
[그림 3.7] 유효 패널 개수를 고려한 복사 패널 배치	55
[그림 3.8] 복사 패널 조닝	56
[그림 3.9] Terminal System으로서의 패널 배치 개념도	60
[그림 3.10] 복사 패널 세부 조닝	65
[그림 3.11] Terminal System 설계 과정	66
[그림 3.12] 존의 특성을 반영한 복사패널 설계 과정	68
[그림 3.13] Energy Balancing System의 Storage System 설계 과정	69
[그림 3.14] 시스템 구성 완료 모습 1	70
[그림 3.15] 시스템 구성 완료 모습 2	71
[그림 3.16] Energy Balancing System 구성 프로세스	72
[그림 4.1] Energy Balancing System의 제어를 위한 시스템 구성요소	76
[그림 4.2] 제어부가 표시된 시스템 계통도	79
[그림 4.3] Concept 2의 부하측 제어	83
[그림 4.4] Concept 2의 열원측 제어	86
[그림 4.5] 제어 Concept 3	87
[그림 4.6] 측정 및 제어 장치의 신호처리 방법	88
[그림 4.7] LabVIEW로 구현한 제어 알고리즘	88
[그림 4.8] Terminal System의 내주부 방냉량 및 외주부 방열량	90
[그림 4.9] Storage System의 열생산량 및 열취득량	90
[그림 4.10] 축열조의 방출열량 및 전달열량	91
[그림 4.11] 축열조의 취득열량 및 방출열량	91

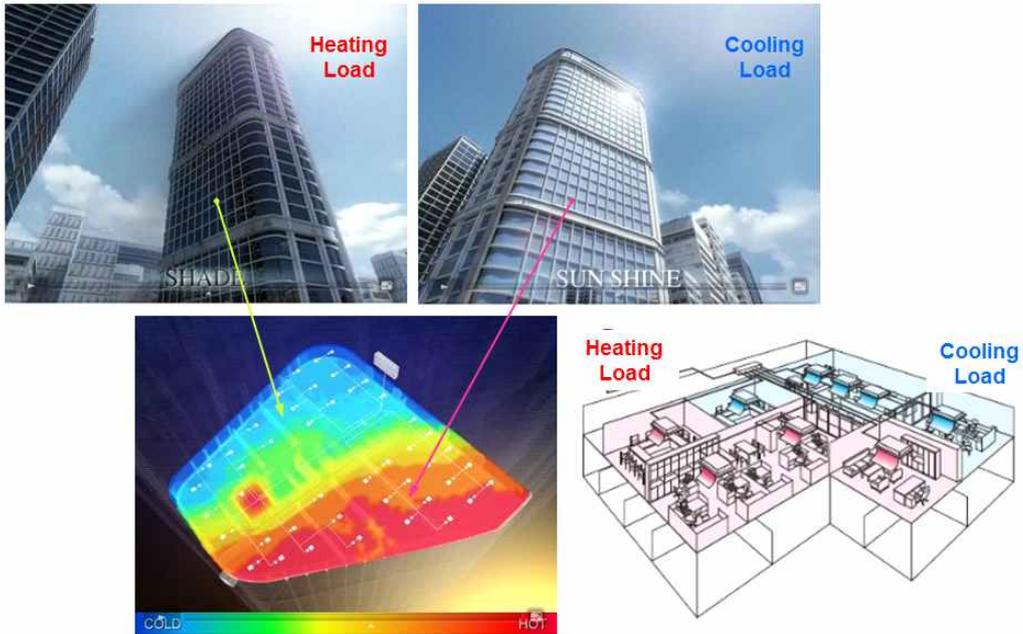
제 1 장 서론

1.1 연구의 배경 및 목적

건물이 고층화 되고 시공기술이 고도화 될수록 외피가 기밀해지고 내부공간의 열적 구획이 명확해지므로 인하여 외부환경이나 주변공간의 영향을 최소한으로 받는 공간이 늘어나고 있다. 이러한 특성은 일반적으로 건물의 내주부 공간에 나타나게 되며 내부발열로 인한 열획득 때문에 공간의 난방부하를 발생시키는 원인이 된다. 이와 반대로 외주부의 경우는 대체적으로 외부의 조건에 따라 부하가 발생하기 때문에 외기온과 일사의 영향을 받아 열손실 또는 열획득이 발생하여 냉방부하 또는 난방부하가 발생하게 된다. 예를 들어 [그림 1.1]¹⁾과 같이 동일한 건물이라고 하더라도 공간의 향에 따라 일사의 영향이 받는 정도가 크게 다르거나 공간의 특성이 상이하다면 동일한 시점에서 내·외주부와 같은 존의 위치나 일사량에 영향을 받는 건물의 향에 따라 다른 종류의 부하가 발생할 수 있다는 것을 의미한다. 이렇게 내부발열이나 존의 조건에 따라 사계절 내내 냉방이 필요한 상황에 놓인 건물이 증가하고 있으며, 이러한 건물은 일 년 내내 냉각탑의 운전을 요구함으로써 외기만으로도 냉방이 충분히 가능한 시기나 특히 겨울철에 불필요한 에너지를 낭비하는 문제를 안고 있다.

에너지를 효과적으로 쓰기위해 개발된 다양한 시스템은 기기의 효율이나 냉난방부하 및 급탕부하의 저감을 목적으로 그 효과가 입증되고 있다. 그러나 에너지 절약적인 건물의 보급이 더욱 활발히 이루어지려면 건물의 부하를 줄이는 개념뿐만 아니라, 여기에 더해 에너지 소비 형태를 분석하여 남거나 모자란 열을 적재적소에 공급하는 개념의 접근이 반드시 필요할 것이다. 만약

1) <http://www.daikinac.com>, <http://galxc.co.uk/>



[그림 1.1] 냉방부하와 난방부하가 발생하는 복합부하의 예

동시에 냉난방이 필요한 단위 건물의 복합부하 패턴이 존재한다면 동시에 동일한 냉방/난방 또는 냉방/급탕부하가 발생하기 때문에 운송동력에 투입되는 에너지를 제외하고 부하들 간의 교환만으로도 열원의 공급 없이 서로 상반되는 부하를 제거할 수 있는 에너지를 공급할 수 있다는 것을 알 수 있다. 그동안 설정된 기간 내에서 발생한 상반되는 부하를 효과적으로 제거하기 위하여 대표적으로 열회수 시스템, 히트펌프 시스템, 축열시스템 등이 연구되어 왔었다. 언급한 시스템의 원리나 그 응용방법은 다양하지만, 복합부하 패턴의 적용을 위해서는 각각의 개념이 독립적으로 존재하는 것으로는 효율성의 한계가 예상되므로 위 특성을 고려하여 통합한 개념으로 ‘에너지 밸런싱 시스템’(이하, Energy Balancing System)의 연구가 진행되고 있다.

‘에너지 밸런싱 시스템’은 하드웨어 구성측면에서는 냉열과 온열을 동시에

생산할 수 있는 히트펌프와 열적 저장조로서 생성된 에너지를 저장 및 유지하는 기능을 가진 축열조로 구성된 시스템이다. 그러한 특성에 더하여 건물의 에너지 요구가 복합부하패턴을 띄고 있는 상황이 발생할 때, ASHRAE Heat Balanced recovery concept을 바탕으로 부하를 제거하기 위하여 투입되는 에너지를 줄이는 시스템 기술로서 정의할 수 있다. 우선 냉열과 온열이 필요한 복합부하의 크기와 발생시점이 동일하도록 순간 부하의 열적 균형을 맞춘

<표 1.1> Energy Balancing System의 도출과정

과정	설명	예상되는 특성
(1)	건물에 냉방부하와 난방부하가 동시에 나타나게 되면, 냉방부하를 제거하기 위해 필요한 냉열을 공급해야 하고, 난방부하를 제거하기 위해 필요한 온열을 공급해야 함.	1차 에너지 낭비 심화우려
(2)	난방부하를 제거하기 위해 필요한 온열을 냉방부하가 나타난 실의 열원측으로, 냉방부하를 제거하기 위해 필요한 냉열을 난방부하가 나타난 실의 열원측으로 활용	에너지 절감 가능
	온도가 높은 실(냉방이 필요한 실)의 열과 온도가 낮은 실(난방이 필요한 실)의 열을 이동하여 Energy Balancing.	복합 부하량이 충분할 경우 발생 가능
	온도가 높은 실(냉방이 필요한 실)의 열과 온도가 낮은 실(난방이 필요한 실)의 열을 이동하여 Energy Balancing 한 후, 냉방 부하가 발생한 실의 남은 열은 급탕에 사용	중간기나 여름철에 발생 가능
	온도가 높은 실(냉방이 필요한 실)의 열과 온도가 낮은 실(난방이 필요한 실)의 열을 이동하여 Energy Balancing 하여 에너지를 절감하고 부족한 열은 에너지를 공급하여 해결(비교적 작은 용량의 보조열원을 적용)	겨울철에 발생 가능
	온도가 높은 실(냉방이 필요한 실)의 열을 급탕으로 활용하여 에너지가 절감 가능	여름철에 발생 가능

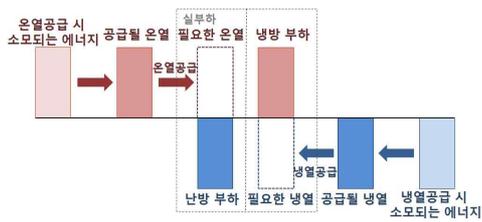
다면 <표 1.1>과 같은 방법으로 시스템의 도출과정과 그 특성을 나타낼 수 있다. 그리고 <표 1.1>을 통하여 구체화된 Energy Balancing System의 도출과정을 검토해보면, 시스템을 구성하는 필수요소의 종류와 그 역할 및 효과를 <표 1.2>와 같이 정리할 수 있을 것이다.

[그림 1.2]는 Energy Balancing System이 동일한 조건에서 기존의 일반적인 시스템인 과정(1)과 부하에 필요한 에너지를 공급하는 관점이 어떻게 다른지를 부하의 종류에 따른 수직적 배치를 통하여 개념적으로 나타낸 것이다. 과정(2)를 나타낸 [그림 1.2]의 (b)와 같이 난방에 필요한 온열을 냉방부하로부터, 냉방에 필요한 냉열을 난방부하로부터 취득하는 시스템은 외부로부터의 에너지 공급 없이 냉열과 온열을 공급받을 수 있기 때문에 에너지 절감 가능성이 발생하게 되고, Energy Balancing System은 이를 발전시킨 시스템이 된다. 따라서 이렇게 반대되는 부하를 가진 존 또는 열량의 열적 상태에 따라 과정(2)는 (2-1), (2-2), (2-3), (2-4)와 같은 상황에 대응할 수 있도록 세분화한 제어 시스템이 구성되어야 할 것이다.

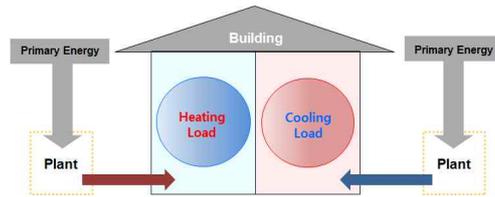
<표 1.2> Energy Balancing System의 구성요소

요소	종 류	역할 및 효과
1	히트펌프 (Heat Pump)	냉방수가 실로부터 가져온 저온의 냉열을 고온의 온열로 보내기 위하여 필요한 기기
2	냉수조, 온수조 (급탕수조)	안정적인 냉난방(및 급탕)을 위하여 냉방수와 난방수(또는 급탕수)를 저장하는 장치
3	보조열원	정확히 Balancing이 되지 않는 경우를 대비한 보조 냉열원(ex. 냉동기) 및 온열원(ex. 보일러)

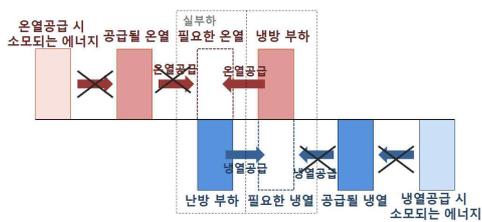
이에 본 연구에서는, 축열식 히트펌프 시스템의 구성과 제어 전략을 도출하여 제시한 Energy Balancing System 개념을 구현하고 실제 대상 공간에 적용하는 것을 목표로 한다. 본 연구 결과에서 제시된 시스템 용량 설계 및 구성 과정과 제어 전략은 Energy Balancing System을 구성하는 시스템을 설계하고 적용하는데 기초 자료가 될 것으로 기대된다.



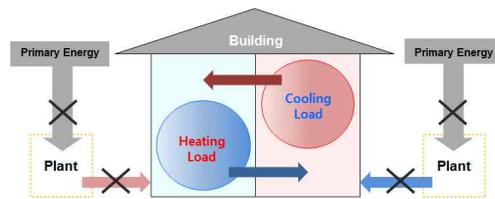
(a) 과정.1의 개념적 도해-1



(a) 과정.1의 개념적 도해-2



(b) 과정.2의 개념적 도해-1



(b) 과정.2의 개념적 도해-2

[그림 1.2] Energy Balancing System 개념적 도해

1.2 연구의 범위 및 방법

본 연구는 수축열식 히트펌프 시스템에 관한 연구로서 물을 열매체로 이용한다. 따라서 일반적인 수배관 시스템 구성을 참고하여 열원을 포함하는 축열원, 분배, 터미널 시스템 및 제어 시스템으로 시스템을 구성하고자 한다. 또한 터미널 시스템의 경우 복사 패널 방식의 냉난방 시스템을 대상으로 하며, 복사 패널의 설계 프로세스를 제시하고자 한다. 이를 위해 우선적으로 복합부하 및 기존 축열식 히트펌프 시스템 관한 예비적 고찰을 수행하고, Energy Balancing System 구성요소의 용량 및 장비 설계를 통하여 시스템을 완성함으로써 시스템의 효과를 검증할 수 있는 시스템을 구성할 것이다. 특히 Storage System을 구성하는 축열조와 히트펌프의 용량설계는 <표 1.1>의 (2.3)의 경우를 가정하여 진행되며, 기존의 축열식 히트펌프 시스템의 설계 방법을 응용하여 복합부하에 대응하는 축열식 히트펌프 시스템의 열원 설계를 수행할 수 있는 방법을 제시한다. 다음으로 복사 패널 냉난방 시스템의 설계를 위해 필요한 조건을 검토하고, 이를 충족시키기 위해 패널의 수두손실 및 마찰손실 계산 방법, 배관의 장비선정을 위한 유량 및 양정 도출방법을 제시한다. 이렇게 완성된 Energy Balancing System을 이용하여 시스템의 효과를 입증하는 운전 결과 및 결과 분석을 수행하였다. 이상에서 서술한 본 연구의 범위 및 방법을 연구 진행 순서에 따라 정리하면 다음과 같다.

(1) 복합부하 및 기존 축열식 히트펌프 시스템 관한 예비적 고찰

본 연구의 목적을 달성하기 위하여 우선 복합부하에 대한 연구 사례를 통하여 시스템 적용 가능 대상, 적용 개념 검토, 건물의 발생 부하에 따른 잠재적

에너지를 분석하였다. 또한 기존 문헌을 통해 시스템의 하드웨어 구성적인 측면이나 설계 측면, 그리고 운전방법 등이 유사한 기존의 시스템들을 살펴보았다. 다음으로 기본적인 자동제어이론을 살펴보고 시스템을 구성하는 각 세부 요소에 이용할 수 있는 제어방법을 고찰하여 시스템에 적용될 제어의 이론을 고찰하였다.

(2) Energy Balancing System의 시스템 설계 방법 제시

복합부하가 발생하는 건물에 적용하는 축열식 히트펌프 시스템을 구성할 때에는 부하의 형태(load profile) 및 온도 차에 따른 열원과 축열조의 용량 그리고 보조열원을 설계해야 된다. 따라서 본 연구를 통해서 Storage system을 구성하는 시스템의 용량 설계 방법을 제시하였다. 또한 대상 공간의 조닝을 고려하여 Terminal System으로 적용된 복사 패널의 설계를 진행하여 대상 공간에 적용하였다.

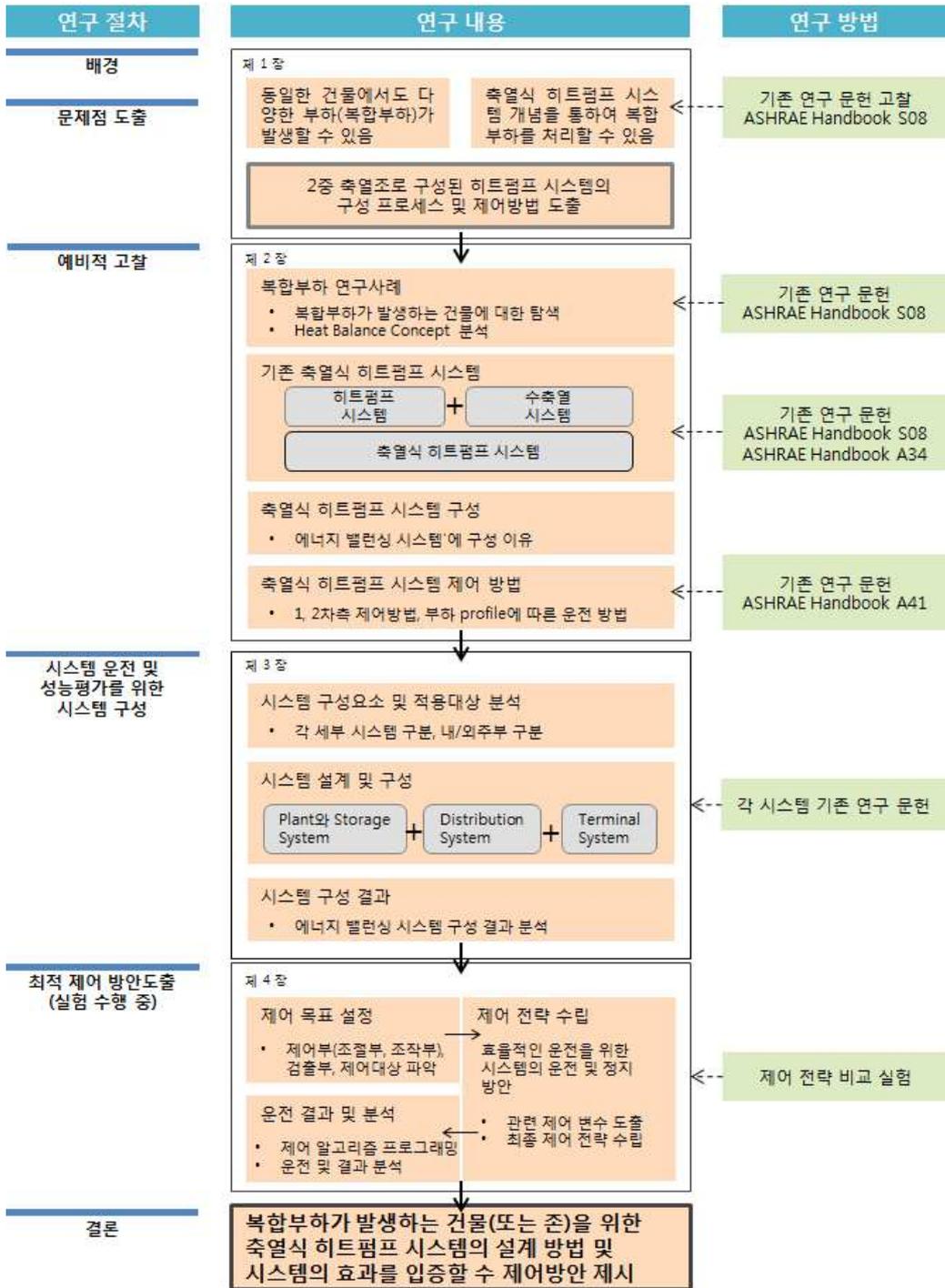
(3) Energy Balancing System의 제어 방안 도출

Control System은 냉방부하 또는 난방부하가 발생하는 곳을 감지하여 냉열 또는 온열을 부하가 발생하는 존의 Terminal System에 전달 및 공급함으로써 열매체의 순환 및 방열량을 조절하는 역할을 담당할 것이다. 따라서 제어 전략 도출을 위해, 우선 전체 시스템 구성을 분석하여 제어 요소 및 제어 변수를 살펴보았다. 그리고 본 연구에서 달성해야 할 제어 목표를 구체화하고 제어 알고리즘을 도출하여 최종 제어 전략을 수립하였다. 특히 제어 장비는 제어밸브의 시간 지연이나 펌프의 운전과 같은 동특성이 존재하므로 이러한 사항을 반영하고 열손실 등의 문제를 파악하기 위하여 시스템을 실제 운전을 통하여 제어 방안을 검증하였다.

(4) Energy Balancing System의 구현 효과 파악

시스템의 에너지 절감량은 일차적으로 실에 투입된, 즉 부하(냉방부하, 난방부하, 급탕부하)를 제거하기 위하여 공급된 열량을 계산하여 그 값을 합한 양과 실제 이러한 열량을 공급하기 위하여 열원에 투입되는 에너지양과의 차이를 분석함으로써 파악할 수 있다. Storage System과 Distribution System의 제어를 통하여 부하 대응하는 시스템의 에너지 절감량을 분석하였다.

이상과 같은 본 연구의 범위 및 방법에 의한 진행을 연구 흐름도로 나타내면 [그림 1.3]과 같다.



[그림 1.5] 연구 흐름도

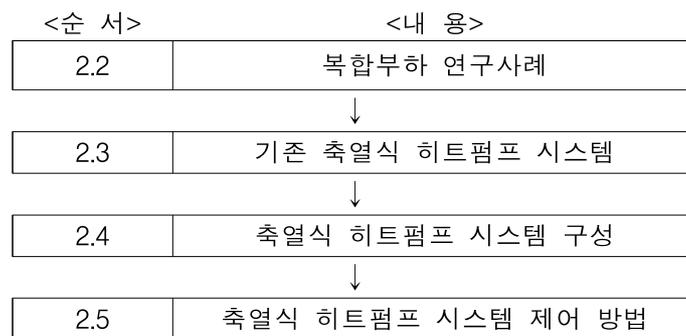
제 2 장 축열식 히트펌프 시스템에 관한 예비적 고찰

2.1 개요

Energy Balancing System은 구성적인 측면에서 건물의 복합부하가 발생할 때, 이를 제거하기 위하여 단일의 열원기기와 이를 보완하는 축열조를 결합한 시스템이다. 따라서 본 장에서는 Energy Balancing System의 구성 및 제어를 위한 예비적 고찰로서 시스템을 구성하는 요소로서 미활용 에너지로서의 복합부하에 대해 고찰해 보고 시스템을 구성하는 요소인 수축열 시스템, 히트펌프 응용 시스템, 제어와 관련한 일반적인 내용에 대해 검토하고자 한다.

2.2 복합부하 연구사례

건물 또는 지역단위의 냉방, 난방을 위하여 히트펌프 시스템과 축열시스템은 결합을 통해서 그 효과가 증대되는데 크게 4가지 운전 방법과 이에 따른 수요에 의해 제어가 된다. 이는 다음과 같다.²⁾ (1) 난방 전용; (2) 난방과 냉



[그림 2.1] 2장 연구 순서

2) Sarkar J., Bhattacharyya S., and Gopal M.R., Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. International Journal of Refrigeration, 2006, pp.735-43.

방; (3)난방, 냉방, 급탕, 배열회수; (4) 급탕 전용

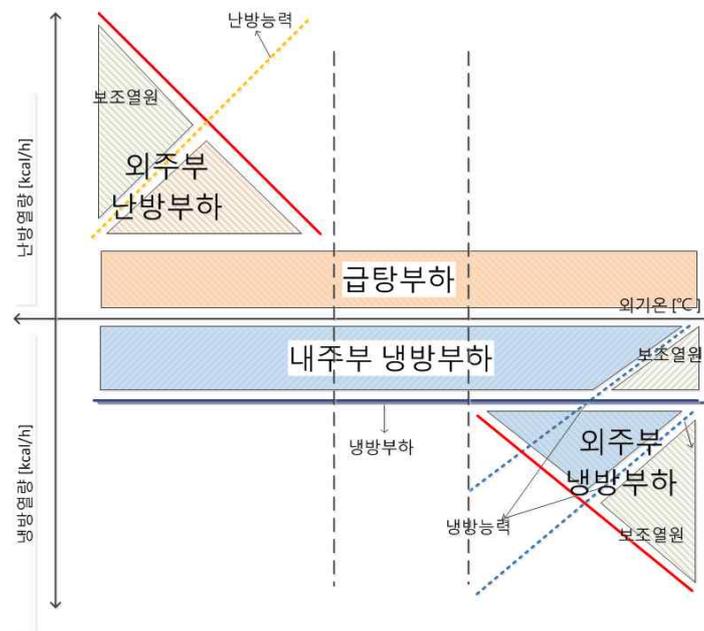
<표 2.1>은 적용 대상 건물을 이용형태에 따라 축열식 히트펌프 시스템 적용 가능한 건물을 분류해 본 것이다. 일반적으로 건물의 주거형태, 사용시간, 용도 등에 의하여 축열식 히트펌프 시스템의 적용에 따른 성능 및 에너지 절감 효과가 상이하므로 시스템을 적용할 대상의 선정이 중요하다고 할 수 있다. 다양한 용도별 건물이나 공간의 동시사용율에 따른 부하패턴을 파악하여 시스템의 구성을 위한 기초 자료로 활용한다면 복합 건물군이나 공간의 용도별 부하조건에 따라 냉방과 난방을 동시에 할 수 있게 되어 부하를 제거하는 열원의 사용을 감소하는 효과를 미리 확인해 볼 수 있다.³⁾

<표 2.1> 축열식 히트펌프 시스템의 적용 건물

	건물의 이용형태	건물종별
1	공조부하가 주간에 큰 건물	사무소, 상어빌딩, 학교, 연수원, 골프장 등
2	난방부하에 비교해 큰 냉방부하를 필요로 하는 건물	백화점, 쇼핑빌딩, 연구소 등
3	1일의 이용율이 비교적 낮은 건물	연회장, 레스토랑, 회의를 가진 복합건물, 공공시설 등
4	공조부하변동이 크고 또 피크부하가 첨두에 발생하는 건물	홀, 극장, 회의장 전시장 등
5	동절기에 냉방부하가 있는 건물로 열회수 시스템이 유리한 건물	스튜디오, 전산센터, 신문사, 방송국 등
6	야간에 비해 주간에 사용하는 전력이 많고 피크컷용으로서 계약전력 저감을 원하는 건물	각종 공장 등
7	항온항습공조를 위해, 항상 냉운수를 필요로 하는 건물	박물관, 미술관 등
8	화재예방 등 안전성이 요구되는 시스템의 신뢰성을 향상할 필요가 있는 건물	호텔, 병원 등

3) 김만석, 복합건물군의 부하변동에 따른 분산형 지열시스템 운전방안, 대한설비공학회 논문집, 2011, p. 1228.

ASHRAE에서는 외부의 열 공급 전에 내부 열을 활용하여 부하에 대응하는 개념으로 Balanced heat recovery concept을 제시하였다.⁴⁾ 특히 밤이나 주말에 건물이 비사용 중이거나 외기온이 크게 떨어졌을 때, 내부 열을 활용하는 것만으로 난방요구를 만족시키지 못하는 경우에 축열조나 보조열원을 활용하여 하는 시스템을 Balanced System이라고 규정하였다. 또한 이러한 개념은 동시에 냉·온열을 생성하는 히트펌프의 원리를 창의적으로 활용하는 방법이며 동시에 에너지 절약과 쾌적성을 제공할 수 있다고 설명하고 있다.⁵⁾ [그림 2.2]는 복합부하가 발생하는 건물의 외기온에 따른 부하의 잠재적 에너지를 분석한 것이다. 난방부하의 잠재적인 에너지는 난방 열원이 되고, 냉방부하의 잠재적 에너지는 냉방열원이 된다. 또한 급탕부하는 난방부하를 제

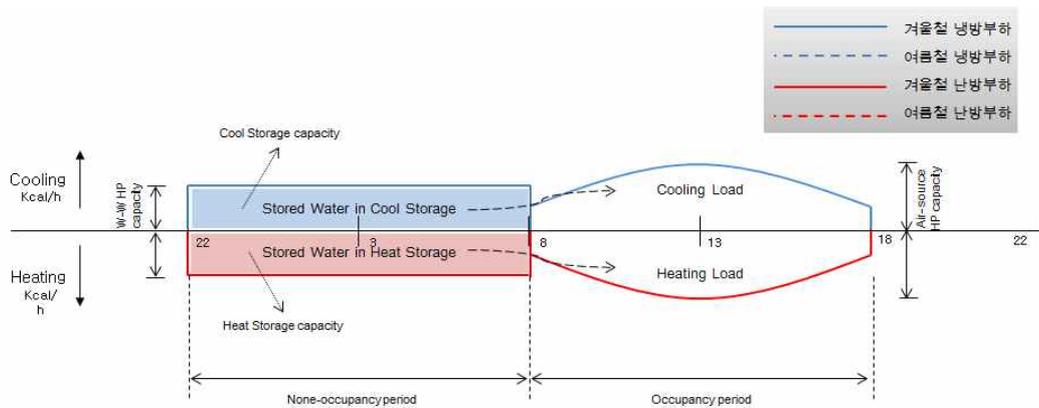


[그림 2.2] 부하의 잠재적 에너지 분석

4) ASHRAE. 『2008 ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment』 Chapter 8. Applied Heat Pump and Heat Recovery Systems, 2008, pp. 8.19-20.

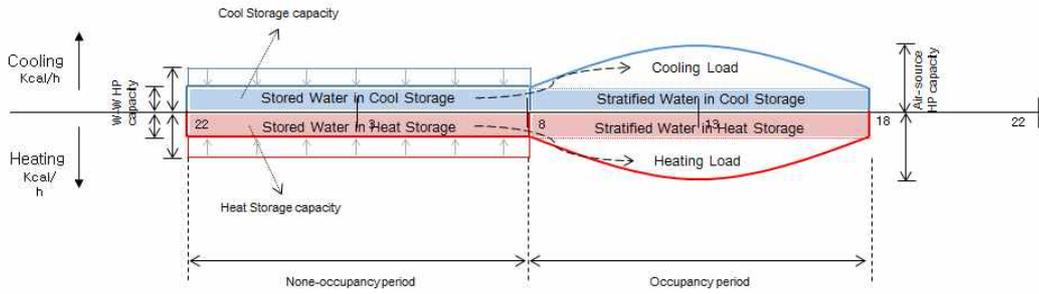
거하기 위하여 투입되는 에너지를 열원기기로서 히트펌프를 사용한다면 냉방 부하제거와 동시에 처리할 수 있기 때문에 총 에너지 투입량이 상쇄되어 에너지가 절감된다고 판단할 수 있다.

복합부하의 상태에 따른 축열조 용량과 열원기기 운전 및 용량의 관계를 부하 profile에 변화에 따라 [그림 2.3]부터 [그림 2.7]까지 나타내었다. 이를 통해 첫째, 운전 우선순위에 따라([그림 2.3], [그림 2.4]), 둘째, 겨울철 냉방 부하 또는 난방부하가 줄어드는 것에 따라서([그림 2.5], [그림 2.6] ; [그림 2.5], [그림 2.7]) 요구되는 축열조 크기와 히트펌프의 용량이 다르게 됨을 알 수 있다. 이를 통해 만약 복합부하의 profile이 도출되어 있다면, 즉 건물의 부하양상이 재실 스케줄 또는 부하데이터(일간, 주간, 연간)로 존재한다면 2중 축열조로 구성된 축열식 히트펌프 시스템의 열원 구성과 장비용량, 에너지 및 비용 절감량을 파악할 수 있을 것이다.

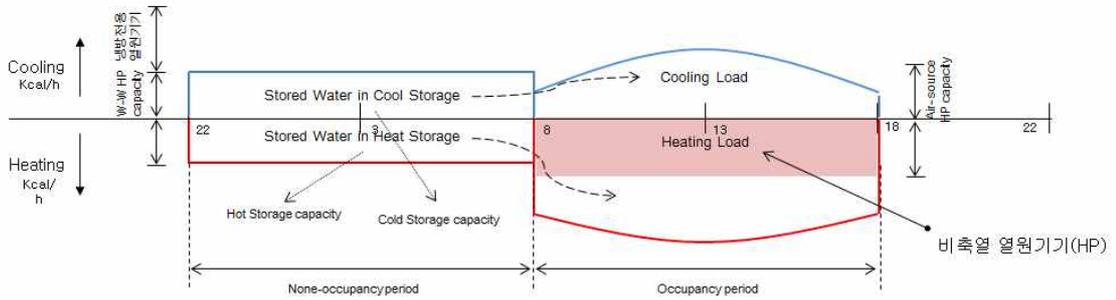


[그림 2.3] 비재실 기간에 전 부하를 축열할 경우

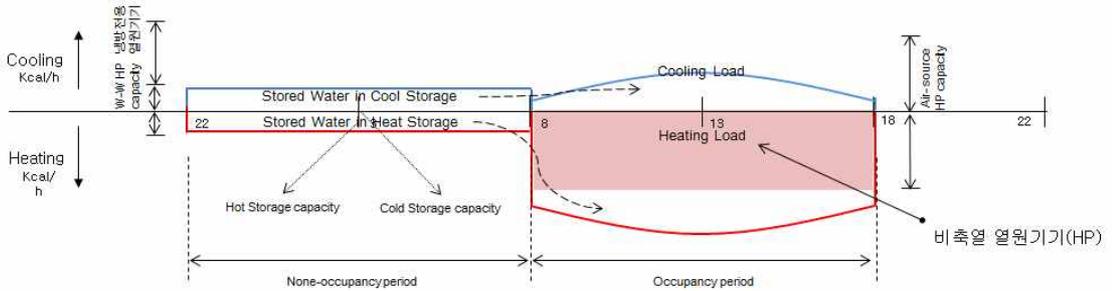
5) Ibid.



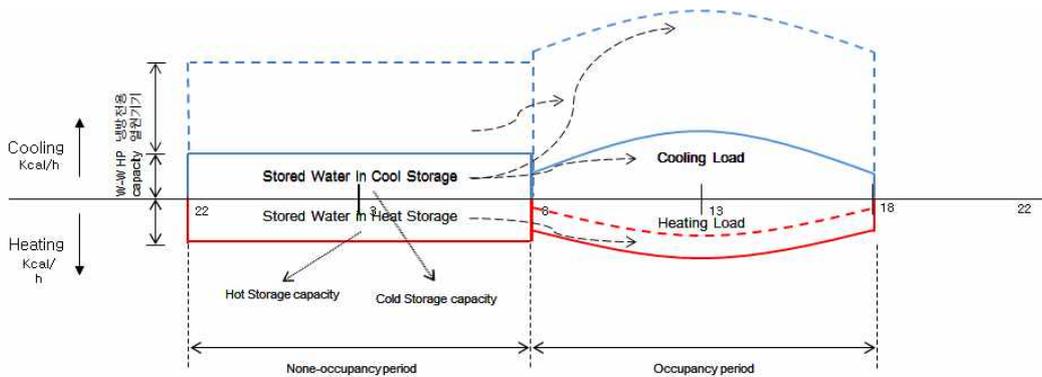
[그림 2.4] 열원기 운전을 main으로 하고, 모자란 열량을 축열조에서 공급하는 경우



[그림 2.5] 겨울철 냉방이 많은 경우



[그림 2.6] 겨울철 냉방이 적은 경우



[그림 2.7] 겨울철 난방이 적은 경우(따뜻한 겨울)

2.3 기존 축열식 히트펌프 시스템

Energy Balancing System과 하드웨어 구성적인 측면이나 시스템 설계 측면, 그리고 운전방법 등이 유사한 기존의 시스템들이 있다. 본 절에서는 시스템을 구성하는 요소적 측면에서 기존의 시스템과 유사한 부분이 있는 부분을 찾아보고 이를 비교 및 분석해 보기로 한다.

2.3.1. 히트펌프 시스템

가. 의미

열펌프 시스템 또는 히트펌프 시스템(영어로는 Heat Pump System)이라고 통상적으로 부르는 시스템에 관한 연구는 크게 히트펌프의 성능을 높이기 위한 히트펌프 구성요소에 대한 연구와 열원의 상태를 조절하여 시스템의 효율을 높이거나 하는 연구로 나누어 생각해 볼 수 있다. 본 연구주제에서 다루는 부분은 히트펌프 제품 자체의 부품이나 구성요소의 개발을 통하여 시스템의 효율을 높이거나 하는 것이 아닌, 히트펌프 시스템의 증발기 측과 응축기 측에 연결되는 열원(heat source)측과 부하(heat sink)측의 조절을 통하여 히트펌프 시스템의 효율을 높이거나 한 연구를 살펴보기로 한다.

우선 일반적으로 히트펌프 시스템의 효율 또는 성능을 나타내는 지표는 COP이며 이를 수식으로 표현하면 식(2.1)⁶⁾과 같다.

$$COP = \frac{\text{정미 난방용량[W]}}{\text{유효 전력[W]}} \quad (2.1)$$

여기서,

COP : 성능계수(coefficient of performance)

성능계수(coefficient of performance, COP)는 히트펌프에 공급되는 유효 전력에 대한 정미 난방능력의 비를 의미하며, 히트펌프의 난방성능 척도를 대변한다. 정미 난방용량(net heating capacity) 부하측 순환수 펌프 소비 전력까지 고려한 용량이며, 유효 전력(effective power)은 주어진 시험 시간 동안 열펌프에 공급되는 평균 전력(열펌프가 소비하는 총 전력)으로 단위는 [W]이며, 열펌프의 냉매 압축기가 소비하는 전력, 열펌프 제어 장치나 안전 장치 등이 소비하는 전력, 그리고 열원 또는 부하 측 순환수 펌프의 총 소비전력 중, 각각의 순환수를 열펌프 내로 유동시키기 위한 부분을 포함한다. 이 값들은 별도로 측정될 수 없기 때문에, 두 냉매-물 열교환기 입·출구에서 순환수 유동에 의한 압력강하와 유량 등으로부터 간접적으로 산정된다.⁷⁾

이와 유사한 지표로는 에너지 효율비(energy efficiency ratio, EER)가 있는데 이 보통 식(2.1)과 같지만 냉방성능을 나타낼 때 사용된다. 성능계수와 에너지 효율비는 모두 어떤 냉방능력 또는 난방능력을 얻을 때에 압축기용량 전동기 등의 기기를 운전하는 데에 얼마만큼의 소비전력이 필요한가에 대한 에너지의 이용 효율을 표현하는 것으로서, 에너지 절약 특성을 나타내는 지표

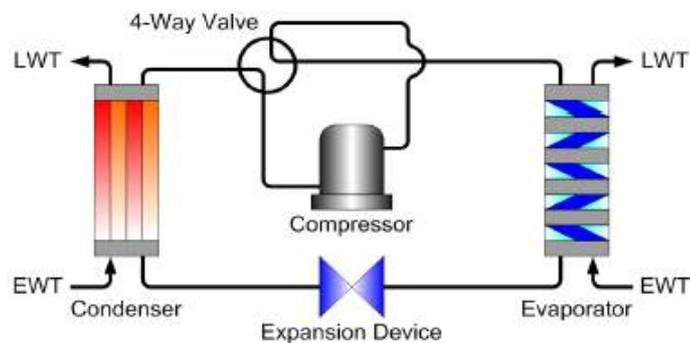
6) 신재생에너지 설비심사기준, 물-물 지열 열펌프 유니트, 2011, p. 3.

7) *Ibid.* p.2-3.

로서 중요한 의미를 가진다.

히트펌프 시스템은 부하 측과 열원 측의 열 매개체(Heat medium)를 무엇으로 활용하는 지에 따라서, 크게 4가지로 분류할 수 있으며 본 연구에서 제안하는 시스템은 히트펌프와 수축열조가 결합된 형태이므로 부하측과 열원측의 열 매개체가 물로 구성된 물-물 히트펌프에 대해서 우선 살펴보고 동시 냉난방 및 급탕을 용도로 사용되는 히트펌프를 고찰해 보기로 한다.

일반적으로 이러한 히트펌프 시스템은 지열히트펌프로 활용되는 경우가 대부분이며 [그림 2.8]⁸⁾과 같이 구성되어 있으며, 난방 시 응축기는 부하측을 담당하고, 증발기는 열원측을 담당한다. 이와 반대로 냉방 시는 사방변(4-Way Valve)의 전환으로 응축기가 증발기로, 증발기가 응축으로 작동하게 된다. 이때 열교환을 통하여 각각 열량을 부하측 또는 열원측에 전달하게 되는데, 히트펌프를 기준으로 유체가 들어오는 부분의 온도(EWT: Entering Water Temperature)와 유체가 나가는 부분의 온도(LWT: Leaving Water Temperature)로 제어가 이루어진다.

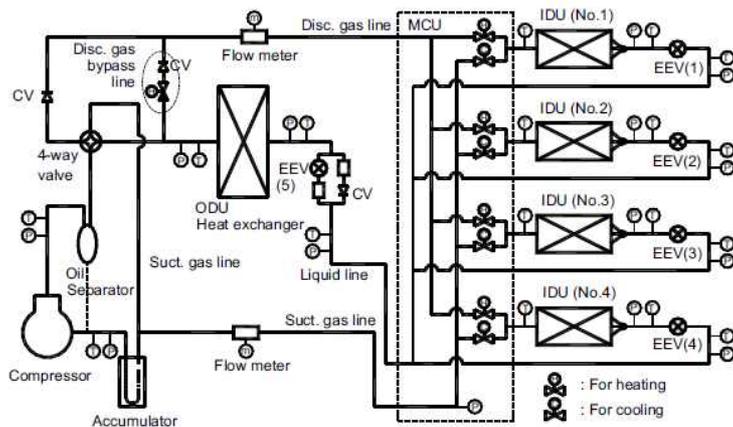


[그림 2.8] 물-물 히트펌프의 구성

8) 장재철, “통합 지열히트펌프 시스템의 성능 예측 및 검증에 관한 연구”, 충남대학교 석사학위 논문, 2011.

나. 종류와 특징

히트펌프 시스템은 열원의 종류에 따라 공기열원과 수열원, 설치 위치에 따라, 일체형과 분리형으로, 그리고 실내기, 실외기 간의 설치 개수 비율에 따라 single형과 multi형으로 구분할 수 있다. 이중 다중 공기조화기⁹⁾(HP Multi-air-conditioner)는 한대의 실외기(heat source)를 가지고 여러 대의 실내기(heat sink)를 접속하는 시스템으로 [그림 2.9]와 같이 실온분포 구성 또는 개별 공조를 목적으로 설치하는 것이다. 이 때, 건물의 공조공간에 냉난방이 동시에 있을 시, 더욱 효과가 크게 된다. 개별 공기조화용 히트펌프를 순환하는 열매체는 직/간접 이용되어 냉·난방을 하는데 사용하고, 사용하고 회수된 유체는 곧 바로 반대되는 부하를 제거하는데 활용된다. 따라서 실외기나 냉각탑을 거치지 않고 바로 열매체가 순환하여 부하를 제거하는데 필요한 열원 측이자 부하 측이 될 수 있는 것이다. [그림 2.10]는 열원기기의 부하(sink)측과 열원(source)측을 통과하는 유체의 종류에 따른 히트펌프 유닛의 구분한 것이다.



[그림 2.9] 다중 히트펌프 시스템의 예

9) 홍희기, 강용태 역, 『열펌프 공기조화 시스템(일본 전력공조연구회)』, 성안당, 2002, pp. 56-77

Heat Recovery Heat Pump은 히트펌프의 응용시스템 중 한 종류로서 열 회수가 용이해야 시스템의 효과가 나타나므로 열매체로 물을 사용하는 물-물 히트펌프(Water to water Heat Pump)로 구성되어 있다. 가장 큰 특징은 난방과 냉방 목적으로 하는 시스템이기 때문에 냉방부하를 난방을 위한 저온열원으로 활용한다. 그러나 만약 외기가 매우 낮다면, 난방부하를 냉방을 위한 고온열원으로도 활용하고, 여기에 압축기의 일을 더하여 난방에 공급 가능하다.

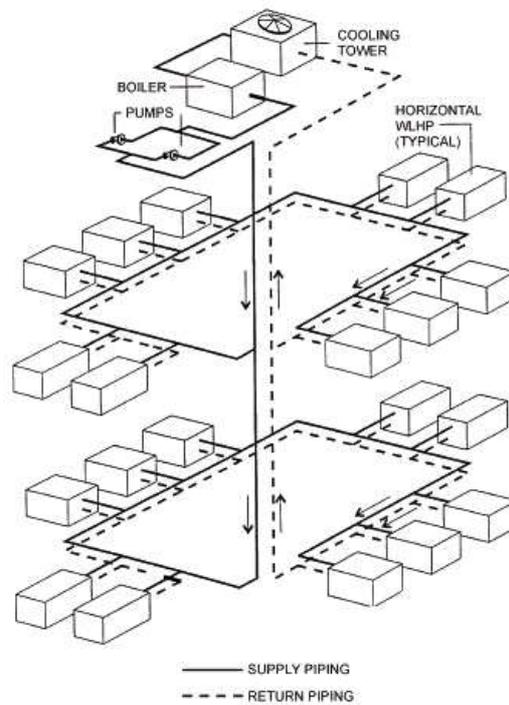
또한 배열이용 히트펌프 시스템이 있는데 이는 보통 도시, 지하철, 쓰레기 소각, 변전소, 지중 송전케이블, 하수처리수, 오수, 중수, 잡배수, 하천수, 해수 배열, 지역 냉난방 히트펌프 시스템(냉·난방동시 시스템)과 같이 건물단위의 배열 회수 시스템을 도시 규모로까지 확장하여 도시배열 회수 히트펌프 시스템으로 이용하는 것을 의미한다. 이 또한 물을 열원으로 이용한 방식으로서 열이 필요한 곳에 배열을 방열하기 위해 공기방식은 단위 부피당 열매체의 용량이 적고 운송동력 소모가 커 열의 저장 및 이동이 불리하다는 것을 알 수 있다.

히트펌프 시스템의 부하 측과 열원 측의 설정은 부하 측 조건에 따라 기기 내부의 사방변의 제어를 통해 가능하지만 부하의 종류가 복합적으로 발생하는 건물이나 존에 히트펌프 시스템을 적용하게 된다면, 기기의 열원 측, 부하



[그림 2.10] 히트펌프 시스템의 열원과 부하 및 동력원

측의 열에너지를 부하 제거를 위해 모두 사용할 수 있기 때문에 부하와 열원의 구분이 필요 없게 된다. 이때, 히트펌프 시스템의 히트펌프는 동시 냉난방 또는 급탕을 위해 사용되므로 이러한 원리로 운전되는 시스템을 일반적으로 Simultaneous heating and cooling multi-heat pump 시스템이라고 한다.¹⁰⁾ 또는 이러한 동시 복합부하에 대응하기 위하여 다수의 히트펌프 시스템을 각 층에 설치하여 부하에 대응하는 시스템으로 [그림 2.11]¹¹⁾과 같은 WLHP(Water Loop heat recovery HP system)가 있다.



[그림 2.11] WLHP의 개념도

10) Kang, H., et al. Experimental study on the performance of a simultaneous heating and cooling multi-heat pump with the variation of operation mode, International Journal of Refrigeration, 2009.

11) ASHRAE. op. cit., 2008, p. 8.15.

2.3.2. 수축열 시스템

가. 의미

수축열 시스템은 여러 축열 시스템 중 축열형태로 물의 현열을 이용하여 냉열 또는 온열을 저장하는 방식¹²⁾이다. [그림 2.12]와 같이 축열 시스템의 운전특성에 따라 시스템의 용량설계에 차이가 있다. 특히 축열 방식별 분류에 따라서 시스템 설계의 차이가 구분되기도 하는데 전축열 시스템의 경우 사무실에서 재실 시간대에 필요한 냉난방 에너지량 전체를 심야시간대에 축열하는 방식을 의미하고, 부분 축열 시스템은 주간 및 저녁시간대에 필요한 냉난방 에너지량의 일부(40% 이상)만 심야시간대에 축열하는 방식을 의미한다. <표 2.2>은 이러한 차이에 따른 수축열 시스템의 차이를 비교한 것이다.

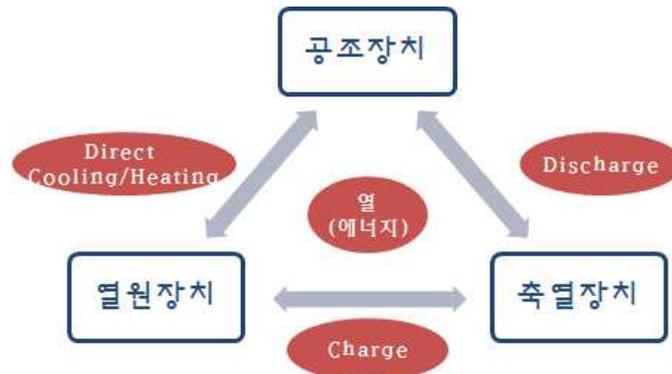
<표 2.2> 전량 축열 방식과 부분 축열 방식 비교

	열원기로부터 생성된 열의 흐름	존으로 열량을 공급하는 방법
전축열 시스템	열의 전부가 축열장치를 경유	공기조화 등에 대해 축열장치를 단독으로 열을 공급하는 방법
부분 축열 시스템	열의 일부만 축열장치를 경유	축열장치와 열원장치로부터 동시에 열을 공급하는 방법



[그림 2.12] 축열 시스템과 비축열 시스템의 시스템 설계방법의 차이

12) 한국전력공사 수요관리실, 축냉식 냉방 심야전력 기기 인정기준, 2006.1, p. 3.



[그림 2.13] 열원, 축열, 공조 장치 간의 열의 흐름

[그림 2.13]¹³⁾은 열원장치와 축열장치, 그리고 공조장치의 관계를 나타낸 것으로서 비축열 시스템인 경우, 건물 내의 열수요에 대해 열원장치에서 직접 열이 공급하는데 반해, 축열 시스템은 열원장치로부터의 열을 일시적으로 축열장치에 저장한 다음 공급하는 것이 가장 큰 차이점이라 할 수 있다. 따라서 열의 흐름에 시간차를 부여하는 이유를 파악하고, 이를 이용하여 합리적, 경제적인 설비 시스템 구성하도록 해야 한다¹⁴⁾.

수축열 시스템은 온수 축열과 냉수 축열로 구분되며, 이에 따른 운전 상태는 <표 2.3>¹⁵⁾와 같이 정리할 수 있다. 여기에서 운전의 우선순위를 정하는 이유는 제어 전략의 성능(performance, i.e. 운전비용 등)과 실행의 용이성(ease of implementation, i.e. 초기비용)의 비교 우위를 분석해야 하기 때문이다. 예를 들면, Chiller-priority control은 실행 비용은 가장 낮지만 운전비용은 높게 되고, Storage-priority 는 성능이 월등하지만, 축열조의 charge를

13) ASHRAE. 『2007 ASHRAE Handbook HVAC Applications』 Chapter 41. Supervisory Control Strategies and Optimization, 2007, p.41.9.

14) 홍희기, 강용태 역, *op. cit.*, p.83.

15) ASHRAE. 『2008 ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment』 Chapter 50. Thermal Storage, 2008, p.50.23.

<표 2.3> 수축열 시스템의 운전 및 제어

Operating Mode	Heat Storage(온축열조)	Cool Storage(냉축열조)
Charging storage	Operating heating equipment to add heat to Storage	Operating cooling equipment to remove heat from storage
Charging storage while meeting loads	Operating heating equipment to add heat to storage and meet loads	Operating cooling equipment to remove heat from storage and meet loads
Meeting loads from storage only	Discharging (removing heat from) storage to meet loads without operating heating equipment	Discharging (adding heat to) storage to meet loads without operating cooling equipment
Meeting loads from storage and direct equipment operation	Discharging (removing heat from) storage and operating heating equipment to meet loads	Discharging (adding heat to) storage and operating cooling equipment to meet loads
Meeting loads from direct equipment operation only	Operating heating equipment to meet loads (no fluid flow to or from storage)	Operating cooling equipment to meet loads (no fluid flow to or from storage)

위한 예측과 측정이 필요하기 때문에 실행의 용이성이 떨어지는 특징이 있다.

나. 수축열 시스템의 특징 및 설계 방법

축열 시스템은 어떠한 방식으로 운전을 하더라도 궁극적으로 고부하운전을 유도하기 위하여 적용되는 시스템이다. 그렇기 때문에 축열 시스템을 적용한다면 비축열 시스템의 문제점인 부분부하 시 불안정하고, 비경제적인 운전을 피할 수 있게 되는 것이다. 축열 시스템은 일반적으로 야간전력 이용 또는 피크컷에 의한 운전비용의 절감, 열원기기 용량 축소 등의 목적으로 채택되는 경우가 대부분이다.¹⁶⁾ 수축열 시스템의 특징을 <표 2.4>¹⁷⁾같이 요약할 수 있다.

16) 홍희기, 강용태 역, *op. cit.*, p. 87

17) *Ibid.*, p. 88

<표 2.4> 수축열 시스템의 특징

구 분	특 징
장점	① 열원 용량 감소 ② 열원 기기 운전 효율 향상 ③ 기계실 공간 절약 ④ 전력요금(피크컷) 감소 ⑤ 열회수 응용 시스템에 용이(ex. 에너지 밸런싱 시스템) ⑥ 열원 고장시 대응가능 시간 확보
단점	① 축열조 관리(방수, 단열 등)가 어려움 ② 축열조 열손실로 인한 낭비 ③ 반송동력(펌프) 증가 ④ 수축열을 위한 별도의 온도, 유량 제어 필요 ⑤ 수처리가 필요할 수 있음

일반적인 수축열조의 용량을 산출하는 방법은 우선 1일 냉방 또는 난방부하를 계산하고 축열할 열량, 즉 축열율을 정한다. 축열율이라 함은 통계적으로 연중 최대냉방부하를 갖는 날을 기준으로 기타시간에 필요한 냉방 또는 난방 열량 중에서 이용이 가능한 열량이 차지하는 비율을 말하며 식(2.2)¹⁸⁾과 같이 백분율(%)로 표시한다.

$$\text{축열율}[\%] = \frac{\text{이용이 가능한 열량}[J]}{\text{기타시간에 필요한 열량}[J]} \quad (2.2)$$

이를 통해 축열 필요량이 결정이 되므로 이를 식(2.3)에 대입하여 축열조 용량을 정하게 된다. 또는 축열 필요량을 산정할 때에는 1일 누적부하를 처리하기 위한 열량 중, 축열조가 얼마만큼을 담당하는 지를 미리 결정하여 축열 용량을 결정(보통 40~60%)하기도 한다.

18) 지식경제부, 건축물의 냉방설비에 대한 설치 및 설계기준, 1994.

$$V[m^3] = \text{축열율} \times \frac{\text{축열 필요량}[J] \times \text{여유율}}{2\text{차측 이용 온도차}[^{\circ}\text{C}] \times \text{축열 효율} \times \text{비열}[J/m^3 \cdot ^{\circ}\text{C}]} \quad (2.3)$$

여기서,

V : 축열조 용량, m^3

예를 들어, 1RT·h(3024kcal) 상당의 열량을 저장하는 데 필요한 수축열조 용량을 구해보면, 여유율 1.05, 축열 효율 0.8, 2차측 이용 온도차 5°C인 경우 약 0.8m³의 축열 용량이 필요하다는 것을 알 수 있다. 즉, 이러한 경우 1m³의 축열조 용량당 약 1.3RT·h의 열량을 저장할 수 있음을 알 수 있다.

그 밖에도 성층 축열조를 설계할 때에는 온도 성층을 흐트러뜨리지 않도록 유입수의 속도 및 디퓨저의 설치 등의 구조적 보완장치를 고려해야 한다. 또한 2차측의 출입구 온도차를 크게 하여 축열조 효율을 높일 필요가 있다.

2.3.3. 축열식 히트펌프 시스템

가. 의미

일본 전력중앙연구소 명예 특별 고문 요코마쓰는 축열과 히트펌프에 대하여 다음과 같이 말하였다.

「축열과 히트펌프를 조합한 시스템은 에너지 절약에 있어서 결정적인 수단이다. 축열은 본래 손실을 내므로 에너지 절약이 아니라고 주장하는 사람도 있지만, 그것은 축열이 있어야 비로소 성립하는 시스템 전체를 부감하지 않는, 즉 나무만 보고 산을 보지 않는 식의 논이다. 축열은 에너지 절약을 추진하는 기

본론이다.¹⁹⁾」

이와 같이 에너지를 저장하고 열원기기의 효율을 최대한으로 높일 수 있는 축열 시스템과 냉방과 난방 및 급탕을 단일한 열원기기로 공급할 수 있는 히트펌프 시스템을 결합하는 것은 에너지 절약 및 에너지 활용 측면에서 의미하는 바가 크다고 볼 수 있다.

축열식 히트펌프 시스템은 배열을 이용하는 방식에서 효과가 높다. 배열 온도는 대기에 비해 높기 때문에 배열을 이용하여 열을 취하고 열매를 버리는 방식으로 단일의 히트펌프로 난방 및 급탕과 냉방을 위한 열원으로 활용이 가능하기 때문에 히트펌프의 COP를 높일 수 있기 때문이다.

일본 통상산업성 공업기술원은 에너지의 유효이용기술의 연구개발을 위해 문라이트계획을 추진했다. 그 일환으로서 슈퍼히트펌프·에너지집적시스템²⁰⁾(약칭 SHP)의 연구개발프로젝트가 1984년부터 1992년까지 실시되었다. 축열식 히트펌프 시스템의 일종인 슈퍼히트펌프·에너지집적시스템을 연구한 이유는 일본에서 소비되는 총에너지의 50% 이상은 배열과 온배수의 형태로 이용되지 않은 채 자연계로 방출되고 있었기 때문이었다. 미활용 에너지의 이용은 에너지자원이 빈곤한 일본으로서 매우 중요한 과제였는데 슈퍼히트펌프는 야간의 기저부하전원의 잉여전력을 이용하여 에너지를 고밀도로 저장하고, 주간의 높은 에너지 필요시에 이것을 활용함으로써, 전력의 부하평준화를 도모하는 동시에 미활용 에너지를 고밀도로 저장하여 필요시 자유로이 사용하므로 에너지의 유효이용에 크게 기여할 것으로 생각했기 때문이다.

또한 부하 측면에서 본다면 내주부의 내부발열로 인하여 발생하는 냉방부

19) 요코마쓰 테라데, 저탄소 사회의 에너지 이용(4), 월간 전기기술(원문 출처: OHM誌), 2011.6.

20) 차종희 역, 슈퍼히트펌프에 의한 에너지집적시스템, 원자력지식정보관문국, 2001.10.

하에서 빼앗은 열도 히트펌프의 열원으로 사용하여 외주부의 난방에 사용할 수 있는 특징을 가지고 있음을 알 수 있다. 이때 양측의 열의 요구량이 열적 균형이 이루어지지 않는 경우가 대부분이므로, 축열조를 설치하여 시차에 의한 균형 보정(Balancing)을 할 수 있어야 하기 때문에 축열 시스템이 결합된 히트펌프 시스템이 개발되었다. 즉, 열원 측면에서 부하가 변동하더라도 안정된 운전이 가능하고, 복합부하에 대응할 수 있는 시스템이 필요한 것이다.

나. 축열식 히트펌프 시스템의 특징 및 설계 방법

축열식 히트펌프 시스템은 히트펌프에서 생성한 냉·온수를 축열조에 우선 저장하고, 부하가 발생한 것에 대해서는 축열조에서 에너지를 공급하는 방식이다. 대응 부하의 특성에 따라 하나의 축열조에 여름에는 냉수, 겨울에는 온수를 저장하는 용도로 쓰이는 냉·난방 전환방식과 두개의 축열조에 냉수와 온수를 저장하여 사용하는 냉·난방 동시방식(2중 축열조)으로 구분할 수 있다. 특히 냉·난방 동시방식의 경우 건물의 복합부하 패턴을 분석하고, 적정한 용량의 온축열조와 냉축열조를 구성하면 외부에서 가열하지 않고, 난방과 냉방이 가능하다. 축열식 히트펌프 시스템의 장점으로서는 기존의 축열 시스템과 히트펌프시스템의 장점을 모두 가지고 있으면 이를 정리하면 다음과 같다.²¹⁾

- ① 축열조를 설치하여 야간에 히트펌프로 장시간 축열을 행하여 열원기기 용량을 대폭 축소할 수 있다.
- ② 히트펌프 운전을 야간시간대를 중심으로 운전해서 전력비용을 줄일 수 있다.
- ③ 공조부하의 변동에 맞춰 히트펌프를 운전할 필요가 없기 때문에 열원기기의 용량제어가 불필요하게 되며, 열원기기의 고효율 운전이 될 수 있다.
- ④ 공조의 열수지(부하)는 일정기간 내에 평형하도록 유지하면 되므로 불규

21) 월간 빌딩문화 편집부, [동경전력 시스템을 예로 살펴본] 새로운 시대의 냉·난방방식 축열식 히트펌프 시스템, 월간 빌딩문화, 1992.8.

칙한 열원을 회수하는 열회수 시스템에 유리하다.

- ⑤ 열원기기의 고장 시, 대처 시간이 확보되므로 공급의 신뢰성이 향상된다.
- ⑥ 축열시간의 연장/축소 등의 방법으로 향후 부하의 증감에 따른 대응이 가능하다.

축열식 히트펌프 시스템은 열회수 히트펌프 시스템, 생활배수열활용 히트펌프 시스템으로 구분할 수 있는데 일반적인 설계방법은 2.2.2의 축열 시스템과 같기 때문에 <표 2.5>에서는 복합부하가 있는 건물을 대상으로 시스템을 설계하는 방법을 설명하였다.

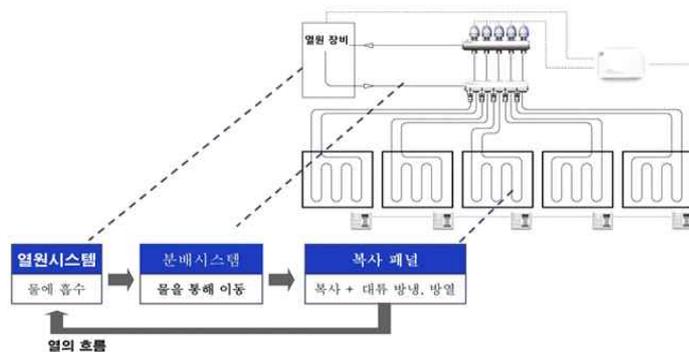
<표 2.5> 축열식 히트펌프 시스템 설계 방법

순서	과정	세부 과정
1	부하계산	<ul style="list-style-type: none"> ① 건물의 1일 최대 적산냉난방부하 계산(여름철 냉방피크 부하, 겨울철 난방피크부하) ② 겨울철 냉방부하 계산(단, 내부발열은 확실한 열량만을 산출)
2	축열조 용량의 계산	<ul style="list-style-type: none"> ① 야간 히트펌프 이용시간(비재실, 야간전력 사용)과 주산 히트펌프 운전시간(재실기간)을 결정하여 식(2.3)에 대입하여 계산 ② 만약 2.①로 계산한 만큼의 축열조 용량이 설치되지 못할 시에는 1.②로부터 계산된 값을 가지고, 겨울철의 열회수 열량에 상당하는 양만을 축열할 수 있는 크기로 계산
3	히트펌프 용량 결정	<ul style="list-style-type: none"> ① $Q_{HP} = \frac{1일\ 최대적산부하[kcal/day] \times 여유율}{열원기기\ 운전시간[h/day]}$ ② $Q_{HP} = \frac{겨울철1일\ 적산부하[kcal/day] \times 여유율}{열원기기\ 운전시간[h/day]}$
4	배관 시스템, 펌프 선정	<ul style="list-style-type: none"> ① 1, 2층 배관 설계 ② 펌프 방식(단식, 복식)
5	제어방법 결정	<ul style="list-style-type: none"> ① 집단 관리 운전 ② 축열조의 온도 검출부 위치에 의한 시스템의 1, 2차측 운전/정지 알고리즘 결정 ③ 시간 스케줄(load profile)에 따른 시스템의 1, 2차측 운전/정지 알고리즘 결정

2.4 축열식 히트펌프 말단 시스템 구성

축열식 히트펌프 시스템은 열원부터 말단까지 건물을 냉·난방하거나 급탕을 공급하는 종합 시스템 기술이다. 따라서 열원은 냉·온열을 생산하는 히트펌프와 존에 열량을 공급하는 축열조로 이루지지만 종합 시스템으로서 그 외의 요소들 - 열량을 수송하는 분배 및 냉난방 및 급탕을 존에 공급하는 말단 - 도 함께 고려하여 시스템을 구성해야 Energy Balancing System이 완성된다. 그중에서도 에너지를 효율적으로 쓰기위한 시스템의 요소들이 선정되어야만 전체 시스템의 개발 목적에 적합한 시스템이 구성된다.

복사 시스템은 공간과의 열교환 중 복사의 비율이 50% 이상인 시스템으로 복사열과 이로 인한 대류효과를 냉난방에 이용하는 방식을 의미한다. 우선 실내 환경 개선 측면에서 균일한 실내 온도 분포와 소음이 낮고, 비산 먼지가 발생하지 않기 때문에 거주자의 열 쾌적성이 증대되는 효과가 있다. 또한 에너지 절약적 측면에서 열량공급이 물을 이용한 방식이므로 공기보다 열용량이 크고 반송통력이 적어 운전에너지가 저감되고, 복사 열전달 효과로 인한 작용온도(OT) 상의 이점이 있기 때문에 담당 부하의 감소 효과가 있어 고온수 냉방, 저온수 난방이 가능하므로 열원 효율을



[그림 2.14] 복사시스템 구성

상승시킬 수 있는 특징이 있다.

복사 시스템은 이러한 장점을 가지고 있으며, 이에 따라 대류 시스템에 비하여 에너지 저감 효과가 크기 때문에 에너지 밸런싱 시스템에 분배 및 말단 시스템으로서 적합하다고 판단할 수 있다. 추가적으로 Energy Balancing System과 같은 냉난방 2중 축열조로 구성된 축열식 히트펌프 시스템은 특정 부하를 열원으로 하여 반대측 부하 제거용 열량을 생산 및 저장하기 때문에 존의 열을 안정적으로 회수하기에 water system이 air system보다 유리하다. 이를 종합하여 복사 시스템의 하드웨어상의 구성을 [그림 2.14]로 나타내었다.

2.5 축열식 히트펌프 시스템 제어 방법

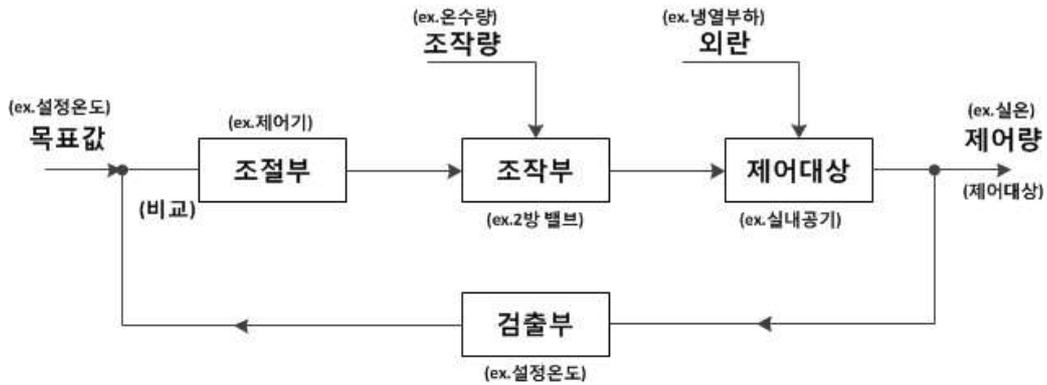
2.5.1 제어의 종류 및 기본 동작

제어(control)는 여러 가지 장치, 기계, 설비가 사용자의 의도대로 동작하도록 조작을 가하는 행위를 말한다. 이러한 행위가 자동적으로 일어난다면 자동제어시스템(automatic control system), 인간이 제어시스템의 일부가 되어 역할을 하면 수동제어시스템(manual control system)이라 한다.²²⁾ 특히 재실자에게 쾌적한 실내 온·습도를 유지하기 위해 자동제어가 채용되고 있으며 이와 같은 자동제어는 목적에 따라 피드백 제어, 피드포워드 제어, 시퀀스 제어 등이 있다.²³⁾

피드백 제어(feedback control)는 [그림 2.15]와 같이 주어진 목표값과 실제 실현하고 있는 값을 비교해서 목표값에 일치하도록 수정동작을 하는 제어를 말한다. 제어대상의 목표값을 검출부와 비교해서 조작부를 통해 조작량을

22) 김상진, 이건영, 정현상, 최용훈 공저, 『현대자동제어』, 북스힐, 2003.

23) 정석권, 금종수, 김동규, 유삼상 공역, 『냉동공조시스템의 자동제어』, 인터비전, 2006.



[그림 2.15] 피드백 제어

외란을 고려하여 제어하고 결과를 다시 검출부로 확인하는 과정으로 폐루프 제어(closed loop control)로 구분할 수 있다.

개루프 제어(open loop control)로 가장 대표적인 제어는 피드포워드 제어(feedforward control)로서 [그림 2.16]과 같이 외란의 영향이 제어대상에 나타나기 이전에 필요한 정정동작을 행하는 것을 의미한다. 그러므로 개루프 제어 시스템은 입력과 출력간의 관계를 명확히 알고 있을 때만 사용이 가능하고, 시스템 내, 외부에서 외란이 발생한다면 제어의 목적을 달성할 수 없어, 경제적이지만 보통 부정확한 특성을 보인다. 보통 외란의 급격한



[그림 2.16] 피드포워드 제어



[그림 2.17] 시퀀스 제어

변동에 의한 문제를 억제하기 위해 사용되며, 피드백제어와 병용하는 것이 일반적이다.²⁴⁾

시퀀스제어(sequence control)는 [그림 2.17]과 같이 개루프 제어로 분류되며, 설비 전체를 구성하는 기기의 운전을 정해진 순서로 수행하고 정지하는 제어를 말한다.²⁵⁾

난방을 하기 위하여 배관에 흐르는 유체의 유량이나 증기를 제어하는 방법에는 2위치 동작(two position action 또는 on/off control action)과 다수의 단계로 나누어 조작량을 조절하는 다위치 동작(multi position action)이 있다. 이러한 동작을 하는 밸브를 적용한 수배관 시스템의 제어는 변유량 제어(variable flow control)라고 한다.

2.5.2 배관 및 장비제어

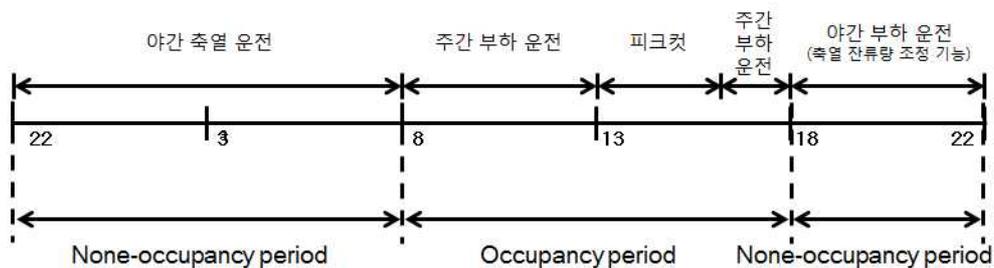
축열식 히트펌프 시스템의 분배 배관의 자동제어는 히트펌프와 축열조 사이의 1차측을 제어하는 부분과 축열조와 존 또는 공조기와 열교환을 하는 2차측을 제어하는 부분으로 볼 수 있다. 일반적으로 열원기기와 축열조 사이에서는 정유량 펌프가 적용되어 정유량 운전을 하거나 인버터 펌프가 사용되어 변유량 운전을 한다. 이를 통하여 전부하 운전을 유도하고, 축열조에 공급되는 환수 온도가 일정하게 유지되도록 한다. 이를 위해 정유량 펌프를 적용할

24) 정석권 외 3, *op. cit.*

25) *Ibid.*

때에는 3방향밸브를 적용하는 것이 필요하다.²⁶⁾ 2차측의 경우에는 축열조를 효율적으로 사용하기 위하여 변류량 운전을 하는 것이 일반적인데 변류량 제어를 위해서는 펌프의 대수 제어, 용량이 다른 펌프를 적용하여 운전하는 용량제어, 그리고 인버터 펌프를 통한 변류량 제어 방법이 있다. 정류량 펌프를 적용하는 경우에는 목적에 따른 적합한 제어방법이 필요할 것이며 본 연구를 진행하여 논의해 볼 것이다.

히트펌프는 압축기의 종류에 따라 히트펌프 용량 범위가 정해지며 용량을 제어하는 방법은 유량을 제어하는 방법과 유사하게 압축기 내장기구에 의한 제어, 압축기 대수에 의한 제어, 인버터 방식에 의한 회전수 제어로 나눌 수 있다.²⁷⁾ 일반적으로 대용량의 히트펌프의 경우에는 용량제어가 가능하지만 소용량인 경우에는 on/off 방식으로 운전이 된다. 축열조의 제어는 축열조 내 수온이나 입·출수 온도를 측정하여 제어하며 온수 축열조인 경우에는 축열조 내의 하부온도, 냉수 축열조인 경우에는 축열조 내 상부의 온도를 측정하거나 축열조에서 히트펌프로 들어가는 출수 온도를 측정하여 확인할 수도 있다. 공조시간이나 설정시간 내에 원하는 만큼의 축열량을 쓸 수 있도록 제어를 하기 위해



[그림 2.18] 운전시간대에 따른 운전 방법의 예

26) 홍희기, 강용태 역, *op. cit.* pp.193-194.

27) *Ibid.* pp.49-51.

서는 온도와 유량을 가지고 축열량을 하는 연산하는 방법이 필요할 것이다.

히트펌프는 기기의 대수제어, 운전시간 제어를 통해서도 전부하 운전이 유도될 수 있다. 이러한 경우, [그림 2.18]과 같이 운전 스케줄 예측에 따라 운전 대수를 결정하고 축열이 필요량에 도달하면 정지하고 방열도중 축열량 부족이 예상되면 열원기기 운전해야 한다.

2.6 소결

본 장에서는 Energy Balancing System을 구성하기 위하여, 시스템의 구성 원리로서 미활용 에너지로서의 복합부하에 대해 고찰해 보고 시스템의 구성하는 요소인 수축열 시스템, 히트펌프 응용 시스템, 제어와 관련한 일반적인 내용에 대해 검토하였다. 본 장의 내용을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 히트펌프 시스템과 축열시스템은 결합을 통해서 그 효과가 증대되고, 건물의 주거형태, 사용시간, 용도 등에 의하여 에너지 절감 효과가 상이하므로 시스템을 적용할 대상의 선정이 중요하다. 따라서 건물의 다양한 용도나 공간의 동시사용율에 따른 부하패턴을 파악하여 시스템의 구성을 위한 기초 자료로 활용해야 한다. 만약 복합부하의 profile이 도출되어 있다면 열원 구성과 장비용량, 에너지 및 비용 절감량을 파악할 수 있을 것이다.
- 2) Energy Balancing System과 하드웨어 구성적인 측면이나 시스템 설계 측면, 그리고 운전방법 등이 유사한 기존의 시스템들이 있다. Heat Recovery Heat Pump은 히트펌프를 순환하는 열매체가 직접 또는 간접으로 이용되어 냉·난방을 하는데 사용하고, 사용하고 회수된 유체는 반대되는 부하를 제거하는데 활용되는 시스템을 말하며, 수축열 시스템은 여러 축열 시스템 중 축열 형태로 물의 현열을 이용하여 냉열 또는 온열을 일시적으로 축열장치에 저장한 다음 공급하는 것을 말한다. 일반적인 수축열조의 용량을 산출할 때에는 축열율과 누적부하와 축열필요량을 이용하여 결정한다. 축열식 히트펌프 시스템에서 배열을 이용하는 방식을 통해 난방 및 급탕과 냉방을 위한 열원으로 활용이 가능하기 때

문에 히트펌프의 COP를 높일 수 있다.

3) 축열식 히트펌프 시스템은 열원부터 말단까지 건물을 냉·난방하거나 급탕을 공급하는 종합 시스템 기술이다. 따라서 Energy Balancing System이 구성되기 전에 에너지를 효율적으로 쓰기위한 시스템의 요소들이 선정되어야만 전체 시스템의 개발 목적에 적합한 시스템이 구성된다. 특히 복사 시스템은 이러한 장점을 가지고 있으며 에너지 저감 효과가 크기 때문에 Energy Balancing System에 분배 및 말단 시스템으로서 적합하다고 판단할 수 있다.

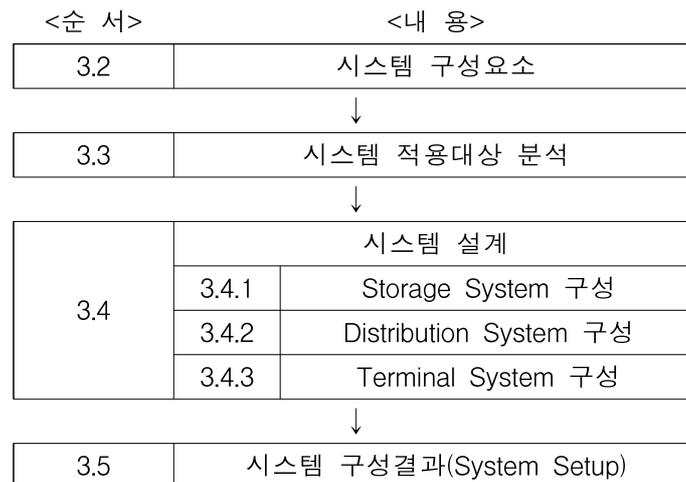
4) 축열식 히트펌프 시스템의 분배배관의 자동제어는 히트펌프와 축열조 사이의 1차측을 제어하는 부분과 축열조와 존 또는 공조기와 열교환을 하는 2차측을 제어하는 부분으로 볼 수 있다. 1차측은 전부하 운전을 유도하여 축열조에 공급되는 환수 온도가 일정하게 유지되도록 해야 하고, 2차측은 변류량 운전과 정유량 운전이 시스템 구성 목적에 따라 적합한 제어방법이 필요하다. 또한 히트펌프는 기기 자체의 대수제어, 운전시간 제어를 통해서도 전부하 운전이 유도될 수 있으며 운전 스케줄의 예측에 따라 운전 대수를 결정하고 열원기기를 운전할 수 있다.

제 3 장 축열식 히트펌프 시스템의 설계 및 구성

3.1 개요

Energy Balancing System은 기존의 축열식 히트펌프 시스템을 응용하여 복합부하가 발생하는 건물에 최적의 열원 운전을 통하여 열량을 공급하는 시스템이다. 따라서 이번 장에서는 Energy Balancing System의 전체 시스템을 설계하여 이를 바탕으로 실제 시스템을 구성해 보도록 한다.

본 장에서는 시스템을 구성하기 위한 시스템 세부 요소를 분류하여 시스템 구성 조건을 살펴보고 이를 토대로 각 세부 시스템을 설계하고 구성하였다. 그리고 설계 및 시공 과정에서 발생했던 문제점이나 참고사항을 논의하여 시스템 구성상의 보완점과 설치와 관련한 주요과정을 진행하였다. 이를 위해 우선 각 시스템 요소의 용량이나 설계를 위한 계산을 수행하고, 이를 바탕으로 시스템 설계 프로세스를 도출하였다.



[그림 3.1] 3장 연구 순서

3.2 시스템 구성요소

Energy Balancing System을 구축하는 과정상, 실제 건물에 적용되기 전 시스템의 검증 및 평가를 위한 시스템을 구성하여 그 적용성 및 활용방안을 파악해 볼 필요가 있다. 이를 통해 시스템의 개념을 효과적으로 구현한다면, Energy Balancing의 에너지 절감효과를 실질적으로 파악해 볼 수 있고, 또한 제어나 분배시스템 등 시뮬레이션이나 개념상으로는 그 물리적인 특성을 적용하기 어려운 시스템의 요소들을 실제 구현해 볼 수 있다. 이러한 과정을 통하여 시스템 적용 시 제기될 수 있는 문제점을 실제 적용에 앞서 미리 파악해 보고 이를 해결할 수 있을 것이다. 또 Energy Balancing System을 구성하는 각 세부 시스템(Terminal, Distribution, Control, Storage system)을 설계하여 이들 간의 관계를 생각해보고, 각 시스템을 구성하는 세부요소(밸브, 펌프 등)들을 설계해봄으로써 Energy Balancing System의 개념을 실제 구성해볼 수 있다.

Energy Balancing 시스템의 실험체를 구성하기 위하여, 실험으로 평가하

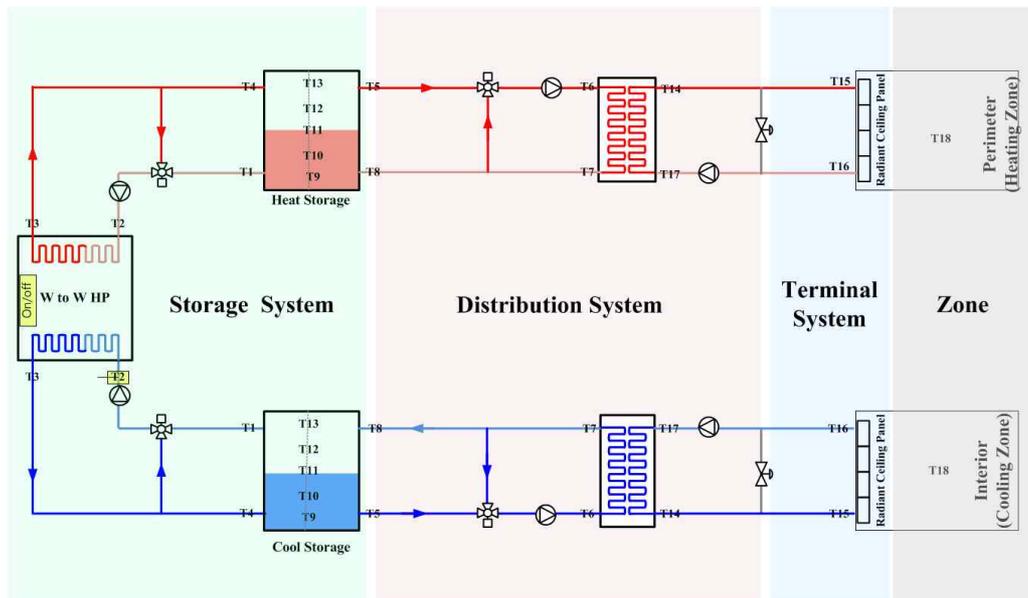
<표 3.1> Energy Balancing System과 구성요소의 관계

Energy Balancing System의 목표	해당목표와 관련된 구성요소			
	Storage System	Distribution System	Control System	Terminal System
냉난방 동시 작동 및 급탕이 가능	√	√		
냉난방 및 급탕이 time lag에 대비 가능(부하평준화)	√	√		
HP의 응축기, 증발기 측의 안정된 수온 달성가능	√	√	√	
축열조가 부하를 담당할 수 없을 때에 대비 가능		√	√	
실별로 자유로운 분배 가능하도록 설계되어야 함		√	√	√

고자 하는 것을 구분하고, 각 해당하는 부분의 실험 목적에 따라 실험체를 구성해야 한다. 이를 위하여, SMART Energy Balancing 시스템을 구성하는 시스템 구성요소가 연구의 어떠한 목표와 관계되는지를 파악해보았다.

<표 3.1>을 통하여 Energy Balancing System이 추구하는 목표와 구성요소들의 관계를 파악해보았다. 그 결과 달성 목표와 시스템 및 대상공간의 구성요소 모두가 관련되어 있는 항목도 있고, 몇 개의 구성요소만이 관련이 있는 것도 있다. 따라서 Energy Balancing System을 구성하여 성능평가를 수행된다면, 각 목표에 따라 해당하는 구성요소를 구현해야 되고 이를 어떻게 구현할지 설정해야 한다.

[그림 3.2]는 Energy Balancing System을 구성하는 하위의 각 시스템 구성요소간의 관계를 개념적으로 보여주는 그림이다. [표 3.1]을 통하여 파악된 Energy Balancing System의 여러 가지 목표들을 달성하기위하여 구현되어야 할 구성요소들을 [그림 3.2]의 구성도에서 확인해 볼 수 있다.



[그림 3.2] Energy Balancing System의 구성을 위한 시스템 분류

3.3 시스템 적용대상 분석

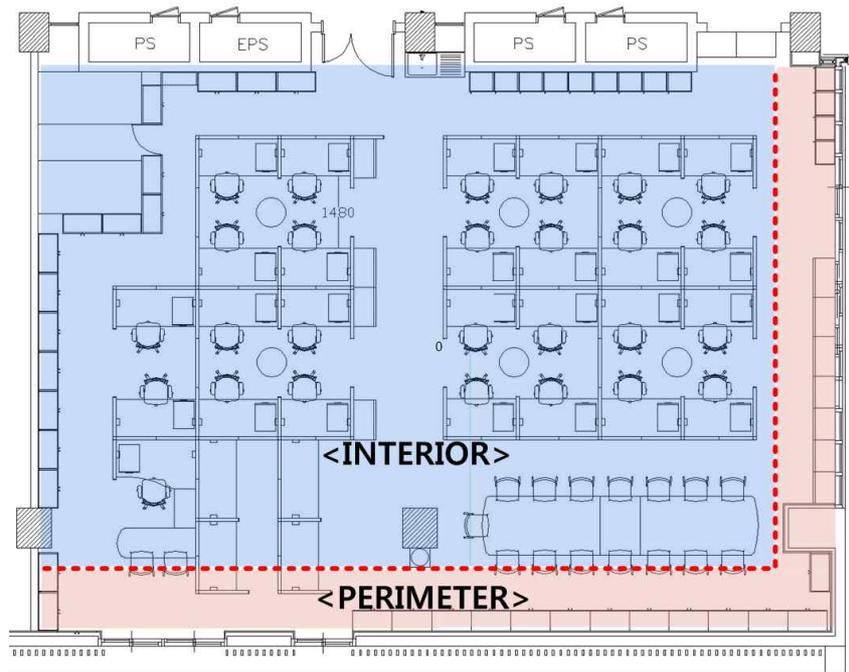
Energy Balancing System이 적용되는 대상은 [그림 3.3]으로 남, 서측이 외기에 면해있는 사무실 공간으로 구성되어 있다. 적용 공간의 조닝은 <표 3.2>과 같이 내/외주부 분할 방법을 고찰하여 결정하였다.

<표 3.2> 내/외주부 분할 방법에 따른 특징

내/외주부 분할 방법	Design 적용 및 적용 시의 특징
① 일반적인 방법 ▪ 일반적으로 외주부의 깊이가 3~6m 적용	▪ Design -적용 대상 연구실의 면적을 고려하여 외주부의 깊이가 3m 가정 -외주부를 제외한 나머지 공간을 내주부로 구획 ▪ 적용 시의 특징 -남측은 창면적이 크므로 외주부 깊이가 적합하다고 판단 -외주부 깊이가 깊어짐으로 인하여 남측 bay의 거주역의 일부가 외주부에 포함됨 -외주부에 포함된 한 bay가 내/외주부로 분할되면서 bay내 패널들간에 운전모드가 다른 경우로 인한 문제가 발생할 수 있음(패널 온도차 또는 정지/가동에 따른 복사 불균등) -서측의 불투명 벽체부는 벽체와 벽앞에 있는 책장으로 인하여 외피부하가 작을 것으로 판단(실제 외피부하보다 외주부가 크게 설정됨)
② 대안-1 ▪ (남측) 통로 폭을 고려한 외주부 선정	▪ Design -남측 통로 폭 1.2m를 외주부 깊이로 가정 -외주부를 제외한 나머지 공간을 내주부로 구획 ▪ 적용 시의 특징 -외피에 면하고 있는 비거주역부분(통로)의 폭을 외주부 깊이로 설정 -서측의 불투명 벽체부분까지 외주부로 생각함

<표 3.2> (이어서)

<p>③ 대안-2</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ 외피 특성을 고려한 외주부 선정 ▪ window 시스템이 있는 부분만 외주부로 가정 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Design <ul style="list-style-type: none"> -window 시스템이 있는 부분을 외주부로 가정하되, 외주부 깊이 3m 가정 -외주부를 제외한 나머지 공간을 내주부로 구획 ▪ 적용 시의 특징 <ul style="list-style-type: none"> -외피에서 발생하는 부하 중 유리를 통하여 실내로 공급되는 부하가 크므로, 창이 있는 부분만을 외주부로 가정 -서측의 벽체 부분은 외피의 영향이 적다고 판단되어 내주부로 가정 -외주부 깊이가 깊어짐으로 인하여 남측 bay의 거주역의 일부가 외주부에 포함됨 -외주부에 포함된 한 bay가 내/외주부로 분할되면서 bay내 패널들간에 운전모드가 다른 경우로 인한 문제가 발생될 수 있음(패널 온도차 또는 정지/가동에 따른 복사 불균등) -대안#1의 외주부 깊이 적용 가능
<p>④ 대안-3</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ 대상 공간의 거주자 점유 형태에 따른 분할 ▪ 대상 공간의 점유 형태 분석 결과 <ul style="list-style-type: none"> -외피와 인접한 비점유 공간 또는 단순 통로 -일시적 점유 공간 -상시 점유 공간 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Design <ul style="list-style-type: none"> -외피와 인접한 비점유 공간을 외주부로 가정 : 외주부 깊이 1.2m -시스템의 운전을 고려하여 일시적 점유 공간과 상시 점유 공간은 두 개의 존으로 구분 (일시적 점유 공간 : 천이 영역, 상시 점유 공간 : 내주부) ▪ 적용 시의 특징 <ul style="list-style-type: none"> -외주부 깊이는 외피 옆의 통로 폭으로 설정 -점유 형태에 따라 존의 제어가 결정되기 때문에, 패널을 운전할 때, 효율성이 높을 것으로 판단 -서측 벽체 부분의 회의공간과 내주부 통로등을 일시적 점유공간으로 조닝을 하여 해당 존의 공간 점유 여부에 따라 냉방 또는 난방을 할 수 있도록 한 것이 효과적인 결과를 보일 것으로 판단



[그림 3.3] 적용 대상 공간 내·외주부 조닝

<표 3.2>에 따른 특징 고찰 결과, 재실자 상시 거주구역과 비거주구역이 평면상 배치에 적합하게 구분되어 있고, 사용 시간이 긴 공간의 특성상 내·주부 구분의 명확성이 높은 ‘대안-1’을 적용 대상의 조닝방법으로 결정하였다. 이렇게 실의 복합부하 발생 경계구역을 설정한 것을 토대로 3.4.3에서 Terminal System의 복사 패널 설계를 위한 상세 조닝이 천장 패널 배치 방법의 과정을 거쳐 수행될 것이다. <표 3.3>과 <표 3.4>는 열원기기를 선정하기 위하여 외부부하는 외주부의 난방으로, 내부발열은 내주부의 냉방으로 제거하는 것으로 설정하여 냉방부하, 난방부하를 개략적으로 계산하고 열원기기의 용량을 선정한 것이다. 이렇게 열원기기의 용량이 부하조건에 의해서 선정되고 다음절에서는 이를 기준으로 부하의 profile에 따라서 축열조의 설계를 진행하였다.

<표 3.3> 실 부하 조건

Interior Zone			Perimeter Zone		
크기 [m³]	14.8 × 10.8 × 3 ≒ 480		외피면적 [m²]	(16+12) × 3 =84	
바닥면적 [m²]	10.8 × 14.8 ≒ 160		복층 유리 열관류율 [W/m²·K]	2.8	
단위 면적당 부하량[W/m²] (조명+기기)	14 + 21.5 = 35.5				
부하량 (조명+기기) [W]	192 × 35.5 ≒ 7600		거울철 건물 내/외부 온도차[K]	30	
인체 [W]	26 × 75W/인 ≒ 2000				
총부하량	W	9600	총부하량	W	7056
	kcal/h	8229		kcal/h	6068

<표 3.4> 열원기기 용량 산정

열원기기 용량		
RT당 능력 [kcal/h]	3024	
히트펌프 용량 [RT]	Interior Zone	Perimeter Zone
	8229/3024 = 2.72	9102/3024 = 2.01

3.4 시스템 설계 및 구성

3.4.1. Plant와 Storage System

가. 축열조 설계 및 센서 설치 계획

(1) 전체 외형 및 diffuser 설계

실험체에 구현되는 냉수와 온수 축열조의 용량은 각 1t이고 히트펌프의 용량은 3RT이다. 또한 축열조와 히트펌프 사이의 유량은 약 40 LPM이다.

위와 같이 선정된 축열조(탱크) 용량과 유량 범위 내에서 안정된 축열조의 성층성능을 확보하기 위해서, 측정가능한 지표가 있어야 한다. ASHRAE²⁸⁾에서는 성층과 관련한 연구를 토대로 두 개의 무차원수를 성층성능을 평가하는 지표로 제시하였다. 성층성능을 확인해 볼 수 있는 무차원 지표는 다음과 같다.

① Inlet Froude number(Fr), 일반적으로 1.0보다 작거나 같아야 한다.

$$Fr = \frac{Q}{\sqrt{gh^3(\Delta\rho/\rho)}} \quad (3.1)$$

② Reynolds number, 일반적으로 850 이하(radial diffuser 사용 시)에서 성층성능이 좋게 나온다.²⁹⁾

$$Re = \frac{q}{\nu} \quad (3.2)$$

여기서,

- q : inlet flow rate per unit length of diffuser, Q/L , $m^3/(s \cdot m)$
- g : gravitational acceleration, m/s^2
- h : inlet opening height, m
- $\Delta\rho$: inlet water density, kg/m^3
- ρ : difference in density between stored water and incoming or outflowing water, kg/m^3
- ν : kinematic viscosity, m^2/s (water = 1.150×10^{-6})
- Q : tank inlet volumetric flow rate, m^3/s
- L : characteristic length of inlet diffuser (perimeter for radial

28) ASHRAE. *op. cit.*, 2008, p.50.23

29) Wildin, M.W., and Truman, C.R., Performance of stratified vertical cylindrical thermal storage tanks—Part 1: Scale model tank. ASHRAE Transactions 95(1), 1989, pp.1086-1095.

diffusers), m

Radial diffuser의 지름을 350mm 이상, inlet opening height를 30mm 이상으로 설계 한다면, 예를 들어 유량 40LPM(=0.00067m³/s), 지름 400mm, h 40mm 적용 시, $Fr = 1.0$, $Re = 464$ 의 값이 도출되어 위의 식 (3.1)과 식(3.2)에 나타난 두 지표를 만족하게 된다.

(2) 센서 설치계획

축열탱크의 내부와 주변부의 센서는 설치 목적은 크게 1)Energy Balancing System의 적용 시, 축열탱크 운전 상황 파악 및 이에 따른 제어전략의 검증과 2)시스템 운전을 통하여 Energy Balancing System의 적용 시에 성능성능 및 축열량을 확인해 볼 수 있는 측정 지표로서 활용이 있다.

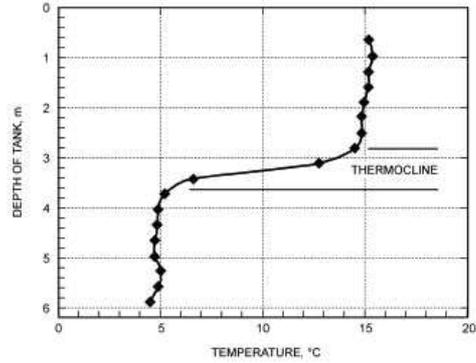
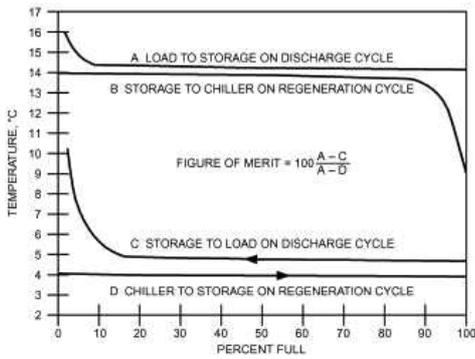
1)은 [그림 3.5]³⁰⁾과 같이 축열 탱크내부 온도센서와 열원기기(HP)와 존(HX)으로 입수 및 환수되는 곳에 설치된 온도센서로 확인이 가능하고, 2)는 [그림 3.6]³¹⁾와 같이 축열탱크 내부의 일정한 수직 간격으로 배치된 센서를 통하여 확인이 가능하다. 따라서 축열탱크 입·출수 센서의 위치 및 수직간격을 정하기 위해서는 다음의 두 지표를 고려하여 배치해야 한다.

① FOM(Figure Of Merit): $FOM = \frac{Area\ between\ A\ and\ C}{Area\ between\ A\ and\ D} \times 100$, 그래프의 구획된 면적을 활용하여 값을 구한다. 잘 설계된 축열조에서는 약 90% 이상의 값을 보인다.[그림 3.5]

② Thermocline: 온도차이가 큰 차이를 보이는 구간, 일반적인 성층탱크에서는 460~600mm 사이에서 결정된다.[그림 3.6]

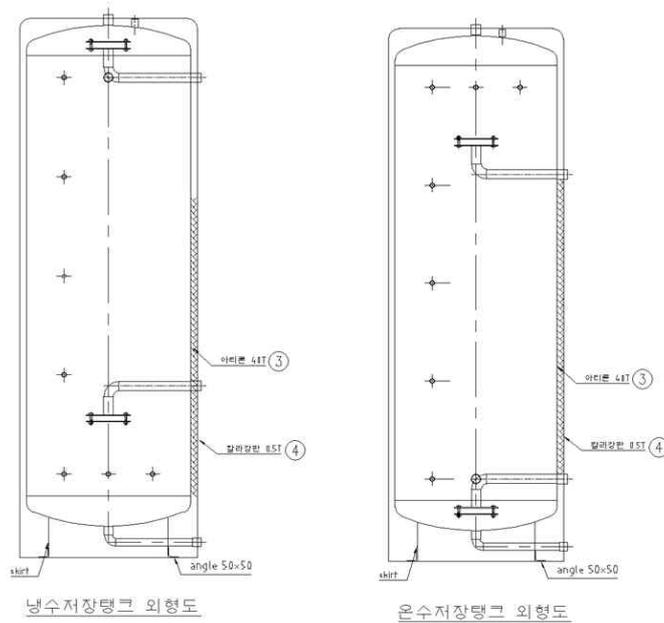
30) ASHRAE., *op. cit.*, p50.5

31) *Ibid.*



[그림 3.4] FOM(Figure Of Merit) 설명 [그림 3.5] Thermocline 지표 일반적인 예

우선 thermocline이 실험에서 측정 가능하도록 센서의 수직 거리차를 460mm이하로 하였다. 또한 축열탱크와 연결된 급수 및 환수 배관과 축열탱크의 연결부분(입구, 출구)에는 온도센서가 설치되었다. [그림 3.7]은 내부 센서의 설치 위치를 나타낸 것으로 축열탱크 내부의 센서 수직 간격은 약



[그림 3.6] 축열탱크 외형 및 내부 형태

<표 3.5> 축열조와 히트펌프 간 Storage Tank 용량에 따른 fully-charged time

구분	HP용량		비열		온도차 ΔT	축열용량		유량			소요시간	
	RT	kcal/h	kJ/kg·K	kcal/m ³ .K		m ³	ℓ	m ³ /h	ℓ/m [LPM]	kg/s	h	min
(축열조기준) 1차측	3	9072	4.19	1000	5	1.8	1820	1.81	30.24	0.50	1.0	60.2
					5	0.5	500	1.81	30.24	0.50	0.3	16.5
					10	0.5	500	0.91	15.12	0.25	0.6	33.1
					5	1	1000	1.81	30.24	0.50	0.6	33.1
					8	1	1000	1.13	18.90	0.32	0.9	52.9
					10	1	1000	0.91	15.12	0.25	1.1	66.1
					5	2	2000	1.81	30.24	0.50	1.1	66.1
					10	2	2000	0.91	15.12	0.25	2.2	132.

450mm이며, 수평온도 분포는 같다고 생각할 수 있지만 성층의 균일성 확인 및 오류 감지차원에서 수평으로 세 개를 배치하여 축열탱크 내부에 성층화를 5단계로 측정할 수 있도록 센서를 설치하였다. 온수저장 축열탱크의 경우에는 축열탱크 형태상으로 냉수저장 축열탱크의 이와 정반대로 구성하여 온수 성층화를 유도하도록 제작하였다.

나. Storage System의 설계에 따른 관계 분석

Storage System에 적용되는 펌프는 히트펌프와 축열조 사이의 펌프이다.

<표 3.6> 축열조와 열교환기 간 유량에 따른 fully-discharged time

구분	HP용량		비열		온도차 ΔT	축열용량		유량			소요시간	
	RT	kcal/h	kJ/kg·K	kcal/m ³ .K		m ³	ℓ	m ³ /h	ℓ/m [LPM]	kg/s	h	min
(축열조기준) 2차측	3	9072	4.19	1000	5	1	1000	0.18	3.00	0.05	5.6	333
								1.44	24.00	0.40	0.7	41.7
								2.88	48.00	0.80	0.3	20.8
								3.42	57.00	0.95	0.3	17.5
								3.60	60.00	1.00	0.3	16.7
								5.76	96.00	1.60	0.2	10.4

이때의 펌프용량은 히트펌프에 들어가는 물의 입출수 온도를 어떻게 설정하는가에 따라서 요구된다. <표 3.5>, <표 3.6>은 축열조 용량에 따른 물리적인 상태변화 시간의 변화량을 나타낸 것으로서, <표 3.5>은 축열조와 히트펌프 간의 관계(변수: 온도차, 축열조 용량)를 <표 3.6>은 축열조와 열교환기 간의 관계(변수: 유량)를 보여주고 있다.

이를 종합해 보면 유량의 변동에 따라서 축열조에 저장된 열량의 사용가능 시간이 차이를 보인다는 것을 알 수 있다. 부하의 특성에 따라 유량공급이 이루어지므로 시스템의 제어를 수행하기 위해서는 색칠된 영역범위 내에서 유량이 공급될 수 있는 부하가 발생하도록 해야 한다.

다. Storage System의 용량 설계

시스템 구성 위한 주요기기의 용량(capacity)을 산정해야 한다. 우선 단위면적당 요구되는 히트펌프와 축열조를 산정하고 이와 물리적으로 연결되는 부속기기들의 용량을 선정하기 위하여 제조사에서 요구하는 값을 확인해야 한다.

<표 3.7>은 Energy Balancing System 적용을 위한 기기의 용량 설계 계산 과정을 정리한 것이다. 적용 공간의 특성에 따라 본 설계과정을 적용할 수 있다. 계산 결과를 보면 알 수 있듯이 복합부하가 발생하는 부하 profile에 따라 동일한 냉수 축열조와 온수 축열조의 용량이 담당할 수 있는 부하 또는 존의 면적이 다르다는 것을 확인할 수 있다. 이를 통해 기존의 축열식 히트펌프 시스템의 열원 설계와 과정상의 차이점을 파악할 수 있었다. 따라서, 존에 적용하는 열원의 설계를 진행할 때에는 우선 존의 최악조건에서 열원기기인 히트펌프의 용량이 부하를 감당할 수 있는 용량으로 선정해야 한다. 그러나 히트펌프는 단위면적 $192m^2$ 에서 약 3.6RT가 필요하지만 겨울철 복합부하 발생 시, 실제 난방부하는 외주부에서만 발생하는 것으로 가정했으므로 이보다 작

은 부하가 발생할 것으로 예상되기 때문에 상용화되어 있는 히트펌프를 선정할 때 이보다 한 단계 낮은 용량으로 선정하였다. 그다음으로 냉수 축열조와 온수 축열조는 존의 복합부하 profile(외주부 난방, 내주부 냉방)을 가정하여 1t이 선정되었다. <표 3.5>에 제시된 바와 같이 이는 만약 냉방부하 또는 난방부하가 약 10,000W(≒3RT) 발생했을 때 약 30~60분 정도에 해당하는 축열조의 열량으로 부하를 감당할 수 있음을 의미한다.

본 연구의 설계 방법을 바탕으로 실제 복합부하가 발생하는 건물을 위한 축열식 히트펌프 시스템으로서 Energy Balancing System의 열원 시스템 용량 설계를 수행할 때에는 우선 복합부하의 단위 기간을 확인하여 <표 3.7>의 설계 순서를 거쳐야 한다. 이를 통해 최종 단계로 열원 및 축열용량을 산정하는 과정이 진행되어야 한다.

우선 냉방 또는 난방을 위한 열원의 용량이 가지고 있는 반대부하 대응 능력과 그 반대부하의 열원 능력을 비교하여 만약 냉방부하를 처리할 수 있는 열원 용량이 가지고 있는 난방부하 처리능력과 난방부하를 처리할 수 있는 열원 용량보다 크다면 냉방부하를 제거하기 위하여 설정된 열원 용량이 만드는 온열능력이 남게 되므로 이를 급탕부하와 같은 추가적인 온열부하에 사용되는 지를 판단하는 과정으로 넘어가야한다. 그러나 냉방부하를 처리할 수 있는 열원 용량이 가지고 있는 난방부하 처리능력과 난방부하를 처리할 수 있는 열원 용량보다 작다면 냉방부하를 처리할 수 있는 열원 용량을 복합부하를 처리할 수 있는 열원 용량으로 정하고 난방을 위한 보조열원을 고려하는 설계가 이루어져야 한다.

온열부하에 사용되는 지를 판단하는 과정에서는 만약 급탕부하등의 온열이 필요한 부하가 냉방부하를 처리할 수 있는 열원으로 생산되는 온열량 보다 크

다면 이 때 선정되는 최종적인 열원 용량은 냉방부하를 처리할 수 있는 열원 용량이 돼야한다. 하지만 온열이 필요한 추가적인 부하가 없다면 최종적인 열원 용량은 난방부하를 처리할 수 있는 열원 용량을 복합부하를 처리할 수 있는 열원 용량으로 정하고 냉방을 위한 보조열원을 고려하는 설계가 이루어져야 한다.

<표 3.7> 시스템 용량 계산(1일 기준)

설계 순서	실제 설계(비재실시간 10시간 운전으로 복합부하를 제거하는 경우)	밸런싱을 가정한 설계
① 단위 기간 부하 계산	<p>단위 면적당 1일 냉방부하(겨울철) 내주부 면적 × 부하량 × 재실시간 = $A \text{ m}^2 \times 60 \text{ W/m}^2 \times 3600 \text{ s} \times 10\text{h} = A \text{ m}^2 \times 2160 \text{ kJ/m}^2$ = $160 \text{ m}^2 \times 2160 \text{ kJ/m}^2 = 345,600 \text{ kJ}$</p> <p>단위 면적당 1일 최대 난방부하 외주부 면적 × (최대)부하량 × 재실시간 = $B \text{ m}^2 \times 220 \text{ W/m}^2 \times 3600 \text{ s} \times 10\text{h} = B \text{ m}^2 \times 7920 \text{ kJ/m}^2$ = $32 \text{ m}^2 \times 7920 \text{ kJ/m}^2 = 253,440 \text{ kJ}$</p>	
② 축열조 용량	<p>히트펌프 야간(비재실시간) 10시간만 운전, 축열조 저장된 냉·온수 사용은 주간(재실시간) 10시간만 사용.</p> <p>적정 최대 축열조 용량[m³/일] = 비재실시간 축열률 × $\frac{1\text{일 최대부하}[kJ] \times \text{여유율}}{\text{이용 온도차}[^\circ\text{C}] \times \text{비열}[kJ/^\circ\text{C} \cdot \text{m}^3] \times \text{축열효율}}$ = $\frac{10\text{h}}{10\text{h}} \times \frac{Q[kJ] \times 1.1}{5[^\circ\text{C}] \times 4200[kJ/^\circ\text{C} \cdot \text{m}^3] \times 0.8} = \frac{Q[kJ]}{16800[kJ/m^3]}$ → = 21 m³ (냉방) → = 15 m³ (난방) ※ 이용도차가 변동할 경우 축열조 용량은 변동될 수 있음.</p>	<p>실의 단위 면적당 축열조 용량 = 0.13 m³/m² (냉방) = 0.47 m³/m² (난방)</p>
③ HP 용량	<p>복합부하 발생, 그러나 동시 발생시점은 없는 상태. 따라서 비재실 기간에만 HP운전을 행하는 경우로 설계 $Q_{HP} = \frac{\text{겨울철 1일 최대(냉방또는난방)부하}[kJ] \times \text{안전율}}{\text{운전시간}[h]} = \frac{Q[kJ] \times 1.1}{10[h]}$ → = 9051 kcal/h = 2.99 RT(냉방) → = 2987 kcal/h = 2.20 RT(난방)</p>	<p>실의 단위 면적당 HP 용량 = 0.02 RT/m² (냉방) = 0.07 RT/m² (난방)</p>
※밸런싱 가정 축열조 용량	<p>(최악조건) 재실시간(10시간)동안 복합부하가 아예 발생하지 않았을 때 (복합부하가 발생하지 않았으므로 히트펌프 운전 불가상태), 냉수 축열조 1톤 ≙ 냉방존 8m³, 온수 축열조 1톤 = 난방존 4 m³을 담당할 수 있음.</p> <p>(최상조건) 재실시간(10시간)동안 복합부하가 발생하고, 용량 3RT HP가 운전될 때, 냉수 축열조 용량 1톤 + HP운전 ≙ 8m³ + 150m³ = 냉방존 158m³ 온수 축열조 용량 1톤 + HP운전 ≙ 4m³ + 43m³ = 난방존 47m³을 담당할 수 있음</p>	

3.4.2. Distribution System

시스템 구성에는 축열조를 중심으로 열원의 안정적 공급과 부하측의 효율적인 분배가 이루어지도록 1차측 제어 구성해야 한다. 따라서 2방향 On/Off 운전과 3방향 밸브를 적용한 온도제어 운전을 비교하여 적용할 제어 구성을 선정하였다. Energy Balancing System에서 1차측이란 대상의 의미는 열원기기와 축열조 사이의 분배 시스템을 의미하는 것으로서 1차측의 배

<표 3.8> 1차측(열원측) 제어 구성 case 따른 특성 분석

Case	2방향 운전(Case.1)	3방향 밸브 제어운전(Case.2)
계통도		
축열조에서 공급되는 유량	<ul style="list-style-type: none"> T_1의 온도가 높아진다면 열원기기 자체에서 용량제어를 통하여 설정온도 T_2를 맞추도록 운전 (단, 용량제어가 되지 않는 방식인 경우 on/off운전을 하므로 출수온도 T_2를 맞추지 못함. 따라서 별도의 유량제어가 필요함.) 	<ul style="list-style-type: none"> T_1의 온도가 높아짐에 따라서 (부하율 1초과) 밸브가 조절되어 m_2의 유량을 줄이고 바이패스 유량 ($m_1 - m_2$) 많아짐으로써 기기측 입수온도 T_3를 일정하게 맞춰주도록 운전. 축열측에서 기기측로 가는 T_1의 온도가 초기 설정값에서 변동하지 않거나(전부하) 낮아지면(부분부하), 바이패스는 발생하지 않음. 따라서 유량 m_1과 m_2는 같음.(부하율 1이하)
특징	<ul style="list-style-type: none"> 열원기기의 용량제어 운전(Q값 증가). 단, 용량제어가 되지 않는 기기라면 출수온도 T_2 변동 	<ul style="list-style-type: none"> 밸브의 제어를 통하여 기기의 전부하 운전을 유도 (Q값 일정)

<표 3.8> (계속)

운전 원리	<ul style="list-style-type: none"> 기기의 허용 입수온도 범위 내에서 일정한 유량 m_1으로 냉수를 확보할 수 있음. 기기의 운전효율은 기기측 입수온도(부하율)에 따라서 변동함. 	<ul style="list-style-type: none"> T_1이 T_s보다 높을 경우, 기기측에 공급되는 온도와 유량은 T_s과 m_1으로 기기측에 공급되므로, 발생 열량(Q값)은 변동하지 않음. 기기측 출수 온도 확보가 목적이므로 T_1의 온도가 변동함에도 불구하고 T_2의 온도를 맞추기 위해서는 유량 m_2가 변하게 됨.
필요한 식		T_1 의 온도가 변동함에 따라 유량 m_2 를 결정하는 식을 도출. (기기측으로 가면서 잃는열량 = 기기측 공급열량) $(T_1 - T_s)m_2 = (T_s - T_2)(m_1 - m_2)$ $m_2 = \left(\frac{T_s - T_2}{T_1 - T_2} \right) m_1$ (T_s (=20°C), T_2 (=15°C)는 설정된 값, m_1 는 고정된 값)
비교 대상	1. 시스템의 EER [kcal/W·h] = $\frac{\text{발생열량(output, } Q_1 \text{ or } Q_2^*)}{\text{소비전력(input, } W)}$ 2. 발생 열량 (Q_1 와 Q_2^* = 유량 m_1 과 m_2)	
결론	<ul style="list-style-type: none"> 설정온도 T_1이 변동하지 않거나 그 이하로 낮아지면 Q값 동일.(case.2 바이패스 없음. ($Q_1 = Q_2$)) T_1이 높아지게 되면(부하율이 1을 초과) 발생열량 측면에서는 2방향 운전(Case.1)이 유리하나, 저용량에서는 압축기 용량제어가 되지 않고, 시스템의 효율 측면에서는 3방향 밸브 제어운전(Case.2)이 유리하기 때문에, 본 실험 계획에서는 기기측 출수온도 확보의 안정성과 효율적인 운전이 가능한 3방향 밸브제어로 결정하는 것이 옳음. 	

관 제어방식 결정을 위하여 2방향 운전과 3방향 밸브 제어운전의 특성을 분석하여 1차측 분배시스템을 구성하여 적용하는 것이 목적이다.

<표 3.8>는 배관 구성과 이에 따른 제어 방법의 특성을 분석한 것이다. 에너지 소비 효율(Energy Efficiency Ratio: EER)은 1kW의 전력으로 얼마만

한 열량을 얻을 수 있는가를 알아보는 수치로서 COP와 유사한 개념으로 쓰이고 있으며, 위의 Case들의 비교를 위한 계산식에서, 냉방능력(output)에 넣을 값을 선정할 때 활용된다. 여기서 Case.2의 경우, 냉방능력은 실제 기기에서 발생한 열량 Q_2 와 축열층에 공급되는 열량 Q_2^* 는 같기 때문에 기기측의 열량이 아닌, 축열조에 공급되는 열량(Q_2^*)을 냉방능력으로 하였다. 그 이유는 EER을 압축기의 EER과 시스템의 EER로 나누어 생각해보면, 압축기의 EER이 아닌 축열조에 공급되는 열량까지 고려한 1차측의 시스템의 EER로 하는 것이 실제 투입된 에너지(소비전력, input)에 따른 축열조에 공급된 에너지(냉방능력, output)의 비율을 알 수 있기 때문이다.

3.4.3. Terminal System

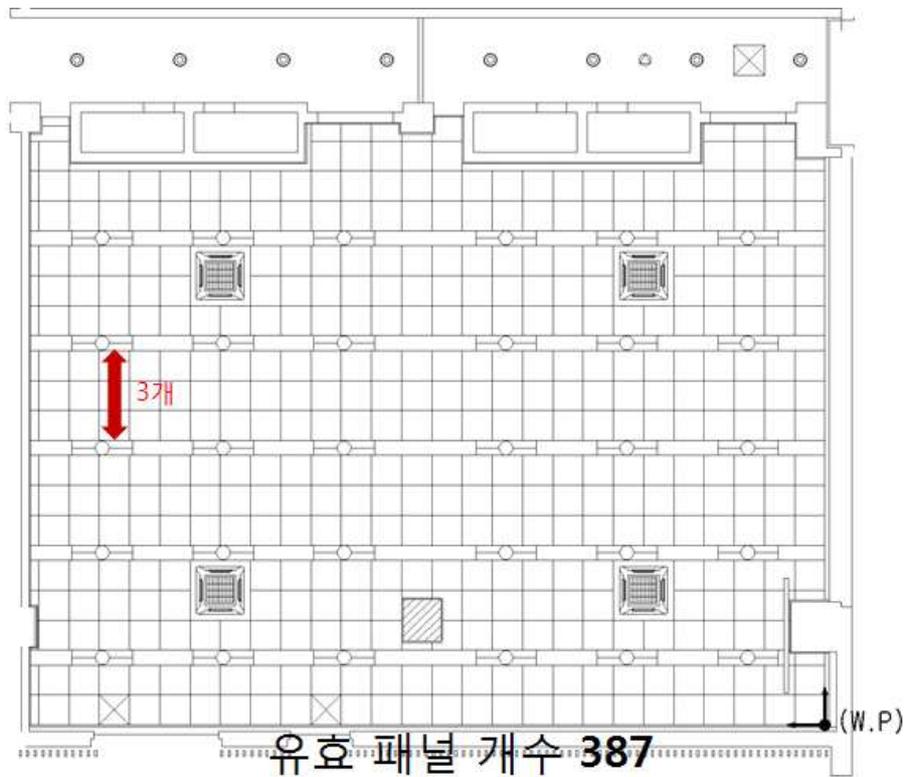
가. Terminal System으로서의 복사 패널의 설계 principle

대상 공간에 적용되는 패널은 부하조건에 따라서 방열, 방냉이 이루어지기 때문에 동일한 부하조건을 가지는 지역을 묶어 하나의 존으로 구성하면, 패널을 제어하기가 용이하고, 부하가 발생하는 부분에만 에너지를 공급하면 되므로 효율적으로 부하를 제거할 수 있다.

복사 패널 설계는 크게 패널 배치 및 조닝, 분배기 배치, 직렬 연결 및 병렬 연결 패널의 개수를 결정하는 ‘배치 과정’과 이에 따라 결정된 패널의 수력학적 특성을 반영하여 총 공급 유량, 수두손실, 마찰손실 저항을 통하여 펌프의 유량 및 양정을 계산하는 ‘장비 선정 과정’으로 나뉠 수 있다. 우선 ‘배치과정’을 수행하기 위해서는 배치적, 건축적, 설비적인 관점으로 구분하여 패널 배치를 수행한다. 이들 간의 상관관계를 바탕으로 패널 배치를 설계한다면 Energy Balancing System을 구성하는 Terminal System이 복합 부하가 발생하는 존의 특성을 반영하여 배치할 수 있을 것으로 기대할 수 있다.

A. 배치적 관점

선정된 공간에 복사냉난방 패널 시스템을 적용하여 부하를 제거하기 위해서는 일반적으로 가능한 최대한의 유효패널이 존에 설치되어야 한다. 이러한 관점에서 패널을 배치하려면 배치상의 계획이 필요하게 된다. 이를 테면 현재 시스템이 구성될 공간에서 패널의 배치를 남측 벽 가장자리에서부터 시작하면, 기존에 설치된 실내기로 인한 유효하지 못한 패널(이하 더미패널)의 배치는 실내기와 패널의 크기를 감안하여 더미패널 4개로 충분하지만, 때에 따라서 6개의 패널을 더미패널로 만든 경우가 발생하기 때문에 현재 배치된 실내기의 위치와 일반적인 배치계획은 유효패널의 개수를 감소시키는 현상을 발

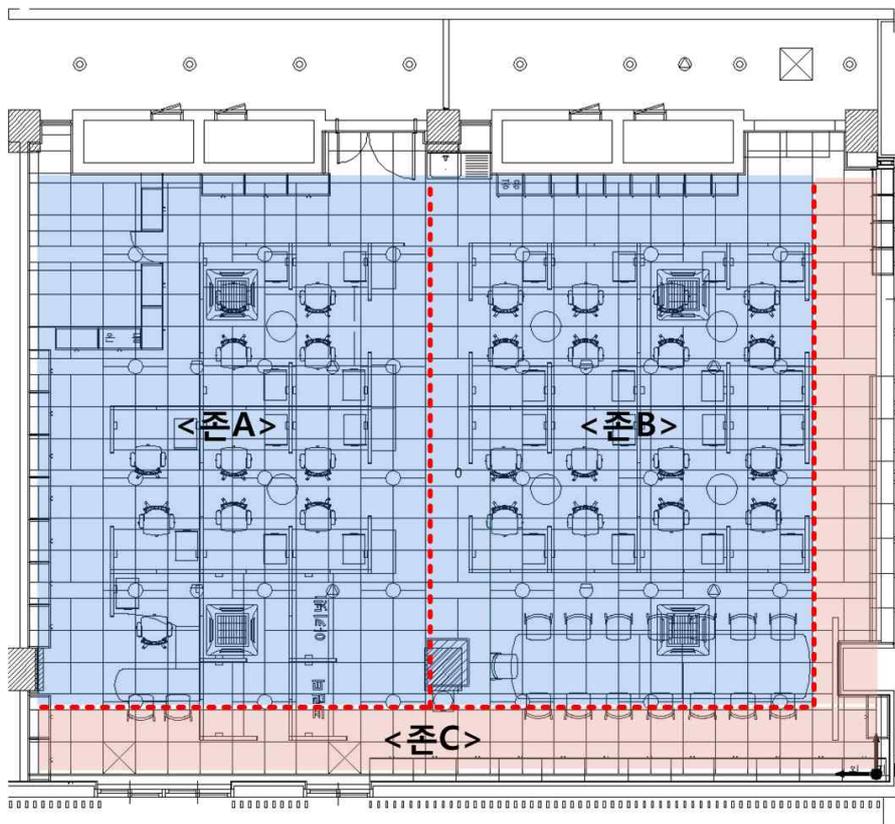


[그림 3.7] 유효 패널 개수를 고려한 복사 패널 배치

생시킨다. 따라서 천장 매립형 실내기의 위치를 이동하는 것은 냉매배관(동관)등의 별도공사를 수반할 수 있으므로 실내기를 이동하여 최소의 더미패널로 실내기 주변부를 정리하는 방안과 실내기를 현재위치에 둔 채, 패널 배치를 실내기를 중심으로 하여 배치하는 방안을 함께 고려하여 적용해야 한다. [그림 3.7]은 유효 패널 개수를 고려한 복사 패널 배치를 보여주고 있다.

B. 건축적 관점

거주공간의 위치와 재실자 분포를 고려하여 설계된 [그림 3.3]의 내·외주부 조닝 도면을 참고하여 유효패널 최대화를 고려하여 설계된 [그림 3.7]과 같



[그림 3.8] 복사 패널 조닝

이 복사 패널 조닝을 수행했다. 재실자가 거주하는 공간은 [그림 3.3]에서 나타난 것과 같이 크게 2개의 내주부 공간과, 1개의 외주부 공간으로 구성할 수 있다. [그림 3.8]는 이를 종합적으로 보여주고 있다.

C. 설비적 관점

설비적 관점은 부하 조건에 따라 각 존별로 몇 개의 패널이 직렬로 연결되어 병렬로 묶이는지와 분배기 위치 선정과 같은 ‘배치 과정’과 이에 따라 결정된 사항에서 패널의 수력학적 특성을 반영하여 총 공급 유량, 수두손실, 마찰손실 저항을 통하여 펌프의 유량 및 양정을 계산하는 ‘장비 선정 과정’을 모두 포함하고 있다. 따라서 패널 및 장비의 설계과정을 위한 수식이 요구되며, ‘배치 과정’의 경우 패널의 배치와 적용 대상 공간의 조닝 및 부하계산이 완료된 후에 진행되어야 한다. 또한 계산 과정을 통하여 ‘배치 과정’과 ‘장비 선정 과정’에서 최종적으로 알고자하는 값을 도출하기 위하여 입력 값으로 활용되는 변수를 계산 과정 전에 결정하여 대입해야 한다.

나. 복사 패널의 설계

계산을 위해 가장 먼저 진행해야 하는 것은 <표 3.9>와 같이 존의 부하와 패널의 관계를 확인하는 것이다. 왜냐하면 단위 면적당 존 부하가 유효 패널 단위 면적당 제거 부하 보다 크지 않도록 해야 패널의 방열량을 초과하는 수준의 부하인지를 판별할 수 있기 때문이다.

도출된 단위면적당 부하와 패널의 공급수와 환수 온도차의 상한을 정하여 대상 공간의 총 필요유량을 <표 3.10>와 같이 정한다. 패널의 공급수와 환수 온도 차이가 크게 됨에 따라 발생하는 불쾌적이 없도록 하기 위해 공급온도와 환수온도의 차이 상한을 2~3℃ 범위 내로 정하고, 내주부 총 필요유량을 도

<표 3.9> 존의 부하와 패널의 관계(내주부)

변 수	속 성	단 위	data
전체면적	입력 값	m^2	160
부하량	입력 값	W	9,600
단위면적당 부하	출력 값	W/m^2	60
유효패널 단위면적	입력 값	m^2	0.36
유효패널 개수	입력 값	EA	320
유효면적	출력 값	m^2	115.2
유효패널 단위 면적당 제거부하	출력 값	W/m^2	83.3

출하였다. 이를 가지고 유효패널 면적당 제거하는 부하를 단위 패널당 제거부하로 나누어 패널의 방열량과 온도차이를 계산하고, 이를 통하여 일정온도차를 확보하는 직렬패널의 개수를 정해야 한다. 즉, 온도 및 유량을 제어하는 관점에서 직렬패널(소그룹)의 개수를 결정하였다.

그 다음 도출된 패널 방열량과 패널 삽입 배관의 유량을 통해 직렬로 연결되는 패널 개수를 구한다. 패널 배관에 흐르는 유량은 배관의 내경과 유속을 통하여 구해야 하는데 그 이유는 배관내의 유체가 난류역에 근접해야 방열·방냉 성능이 높아지기 때문이다. 이때 일반적인 급수배관의 난류형성 유속은 0.8m/s~1.2m/s 정도이므로 소음문제나 압력 수두로 인한 배관에 손상에 주

<표 3.10> 대상 공간 총 필요유량(내주부)

변 수	속 성	단 위	data
요구 방열량 from [표 3.15]	입력 값	W	9600
입·출수 설계 온도차(Δt)	입력 값	$^{\circ}C$	2.6
비열(물)	입력 값	$J/kg \cdot ^{\circ}C$	4180
총 필요유량	출력 값	LPM	52.9

<표 3.11> 패널 직렬연결 개수 도출(내주부)

변 수	속 성	단 위	data
패널 배관 평균 유속	입력 값	m/s	0.4
패널 배관 내경	입력 값	m	0.0063
각 패널 유량	입력 값	LPM	0.75
비열(물)	입력 값	$J/kg \cdot ^\circ C$	4180
단위 유효패널 당 제거부하 from [표 3.15]	출력 값	W/EA	30
단위 유효패널 입·출수 온도차(Δt)	출력 값	$^\circ C$	0.57
패널 입·출수 설계 온도차(Δt) from [표 3.16]	입력 값	$^\circ C$	2.6
패널 직렬연결 개수	출력 값	EA	4.5

의해야 할 것이다.

<표 3.11>과 같이 패널 직렬연결 개수가 정해지면 그 값과 전체 유효패널 개수를 통해 총 유량을 만족하는 직렬 패널 묶음 개수를 정한다. 이렇게 구성

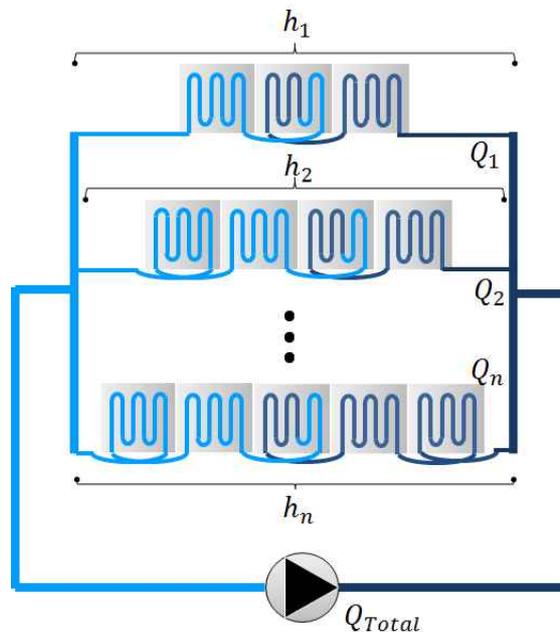
<표 3.12> 직렬 묶음 패널 병렬연결 개수 도출(내주부)

변 수	속 성	단 위	data
유효패널 개수 from [표 3.15]	입력 값	EA	320
패널 직렬연결 개수 from [표 3.17]	입력 값	EA	4.5
(총 유량을 만족하는) 직렬 패널 묶음 개수	출력 값	EA	70.7
분배기 구수	입력 값	EA	18
직렬 묶음 패널 병렬연결 개수	출력 값	EA	3.9

된 직렬패널은 길이의 증감이 대체로 패널에 삽입된 배관의 정수배만큼 늘어나거나 줄어들기 때문에 마찰손실계수를 구하는 것이 용이할 것이다.

그 다음으로 1구에 묶이는 직렬 묶임 패널의 병렬연결 개수는 앞에서 도출된 직렬패널 묶임 개수에 분배기 구수를 선정 및 값을 대입하여 도출한다. (<표 3.12>) 이를 통해 도출된 분배기 1구에 연결되는 예상 패널 개수는 Terminal System 중 ‘배치 과정’의 최종 단계인 패널의 세부 조닝에 고려되고, ‘장비 선정 과정’에서 패널의 총합마찰손실 계수와 수두손실 값을 구하는데 사용되어 적합한 장비를 선정할 수 있게 한다.

Terminal System의 복사 패널 설계는 [그림 3.9]과 같이 병렬로 연결된 수배관 회로와 순환펌프의 조합으로 개념화할 수 있다.³²⁾ 수배관 회로의 경



[그림 3.9] Terminal System으로서의 패널 배치 개념도

32) 이규남, “복사냉난방 시스템의 성능평가를 위한 에뮬레이션에 관한 연구”, 서울대 대학원 박사학위 논문, 2010, pp.105-109

우, 수두손실은 모든 지관이 각각 공통된 절점을 통해 연결되어 있으면, 식 (3.3)와 같이 각 회로의 수두손실은 서로 동일하기 때문에 패널의 병렬연결에 서는 그 값이 변하지 않는다는 것을 알 수 있다. 그러나 패널의 직렬연결은 식 (3.4)과 같이 n개의 연결만큼 n배 증가한다.

$$\Delta h_1 = \Delta h_2 = \dots = \Delta h_n \quad (3.3)$$

$$h_{total} = n \times \Delta h_n \quad (3.4)$$

펌프에서 토출되는 유량과 각 지관에 공급되는 유량 사이에는 식 (3.5)과 같이 질량 보존의 법칙이 성립한다.³³⁾ 따라서 유량은 패널의 직렬연결 시에 는 그 값이 변하지 않지만, 병렬연결에서는 식 (3.5)와 같이 각각의 병렬회로 에 공급된 유량을 합친 만큼이 전체 유량이 된다.

$$Q_{total} = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \quad (3.5)$$

패널에서의 수두 손실은 구하기 위해 우선, 패널 한 개의 수두손실을 구해 야 한다. 패널 1개의 마찰손실은 식(3.6)과 같이 Darcy-Weisbach 또는 Hazen-Williams 식을 이용하여 계산하여 도출한다. 이를 위해서는 관 마찰 계수, 관의 내경, 유체의 레이놀즈 수 등이 필요하며, 이를 시작으로 Terminal System 해석 원리를 설명할 것이다.

$$\Delta h = h_p + \Sigma h_m = \frac{v^2}{2g} \left(\frac{fL}{D} + \Sigma K \right) \quad (3.6)$$

33) *Ibid.*

여기서,

Δh : 압력손실 [mAq]

h_p : 직관손실 [mAq]

h_m : 부차손실 [mAq]

v : 유속 [m/s]

f : 마찰계수 [-]

L : 배관길이 [m]

D : 배관내경 [m]

K : 국부저항계수 [-]

이때 마찰계수 f 는 레이놀즈 수에 따라 냉방은 식 (3.7)를 적용하였고, 난방인 경우는 식 (3.8)와 같이 Colebrook의 실험식을 근사화한 Haaland equation³⁴⁾을 이용하였다.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (Re < 2,300) \quad (3.7)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \cong -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} \right)^{1.1} \right] \quad (Re \geq 2,300) \quad (3.8)$$

여기서,

ϵ : 배관 조도(roughness) [-]

한편, 패널 배관 및 분배기 지관의 곡관부에서 형성되는 마찰 저항을 계산하기 위한 국부저항계수로서, 90 bend의 경우 0.9, 180 bend의 경우 1.5를

34) Cengel, Y., and Cimbala, J., 『Fluid Mechanics - Fundamentals and Applications』, McGraw-Hill, 2006, pp.340-342.

적용하였다.³⁵⁾

배관에 흐르는 유속은 식 (3.9)와 같이 유체의 유량을 배관 단면적으로 나누어 구할 수 있다.

$$v = Q/A = Q/(\pi D^2/4) \quad (3.9)$$

여기서,

- Q : 유량 [m^3/s]
- A : 배관의 단면적 [m^2]
- D : 배관의 내경 [m]

따라서 식 (3.6)은 다음과 같이 유량과 압력손실의 관계로 나타낼 수 있다.

$$\Delta h = \frac{8}{g\pi^2 D^4} \left(\sum K + \frac{fL}{D} \right) \cdot Q^2 \quad (3.10)$$

즉, 압력손실과 유량 및 유속은 제곱에 비례함을 알 수 있으며, 이 때 압력 손실과 유량을 제외한 부분을 하나의 변수로 치환하여 식(3.11)과 같이 나타낼 수 있다. 이 때 k 를 총합마찰손실계수(overall friction loss factor)라고 한다.³⁶⁾

$$\Delta h = k \cdot Q^2 \quad (\text{or } Q = \sqrt{\Delta h/k}) \quad (3.11)$$

35) *Ibid.*, p.351

36) Kilkis, B., 1999, An analytical algorithm for hydronic circuit analysis and assessment of equipment performance, ASHRAE Transactions, 105(1).

Δh_n 은 앞에서 언급하였던 관내유동의 수두손실 계산식 식(3.3)과 단일 회로에서 적용했던 총합마찰손실계수를 적용하면, 위 식은 다음과 같이 간략하게 표현할 수 있다.(식 (3.12))

$$k_1 Q_1^2 = k_2 Q_2^2 = \dots = k_n Q_n^2 \quad (3.12)$$

여기서,

$$k_n = \frac{8}{g\pi^2 D_n^4} \left(\sum K_n + \frac{f_n L_n}{D_n} \right) \quad (3.13)$$

한편 펌프-분배기간의 수두손실, 즉 메인배관에서의 수두손실 Δh_{mp} 과 지관에서의 수두손실 Δh_n 은 식 (3.11)을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta h_{mp} = k_{mp} Q_{total}^2 \quad (3.14)$$

$$\Delta h_n = k_n Q_n^2 \quad (3.15)$$

여기서,

k_{mp} : 메인배관의 총합마찰손실 계수 [s^2/m^5]

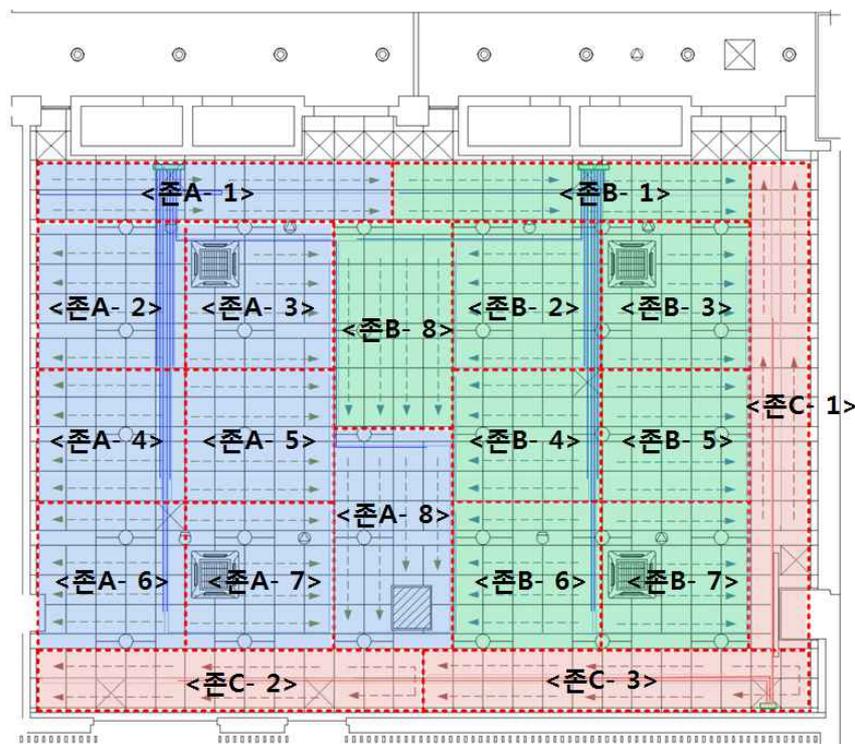
그러므로 펌프 양정 h_{pump} 는 다음 식 (3.16)와 같이 메인배관과 지관에서의 수두손실의 합으로 나타낼 수 있다.

$$h_{pump} = \Delta h_{mp} + \Delta h_n \quad (3.16)$$

따라서 위 식을 풀면 분배 시스템의 전체 유량을 구할 수 있고, 이를 식 (3.5) 및 (3.12)에 대입하면 n 개 패널이 직렬 및 병렬로 연결된 회로에서의 유량 및 수두손실을 계산할 수 있다.

수력학적 저항은 패널배치에서 두 가지로 구분되는데, 하나는 분배 지관에서 각 직렬연결 패널을 순환하는 패널 묶음들의 거리가 일정하도록 하는 것이고, 다른 하나는 분배기로부터 패널까지의 거리로 인한 마찰손실이 반영되어 각각의 패널에 동일한 양정으로 유량이 공급될 수 있도록 하는 것이다.

우선 하나의 분배 지관으로부터의 거리에 따라 일정한 저항을 갖도록 하는 경우에는 역환수 배관(reverse-return)을 적용하여 각 패널의 입·출수 배관 길이를 최대한 같도록 설계한다. 이를 통해 배관 회로의 마찰저항을 균일하게

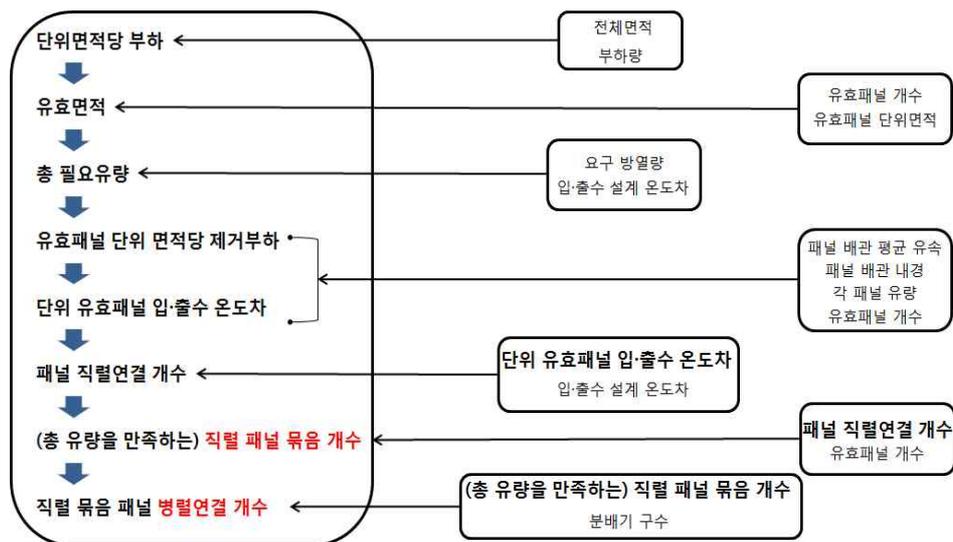


[그림 3.10] 복사 패널 세부 조닝

유도하여 유량불균형을 해소할 수 있기 때문에 직렬연결 패널개수는 분배기로부터의 거리에 관계없이 일정한 개수로 연결하는 것이 용이할 것이다.

그 다음, 분배기로부터의 거리에 따라 식 (3.14)을 이용하여 수두손실을 계산하여야 한다. 이 때 유량은 확보되나 양정이 부족하거나, 그 반대의 상황이 발생하여 적합한 펌프를 선정하지 못하는 문제가 발생할 수 있기 때문에 분배기 각 구마다 도출된 수두 손실이 밸런싱 밸브로 조절이 가능한 수준으로 수두 손실을 맞추어 패널을 구성해야 적정한 유량과 양정을 가진 펌프를 선정할 수 있게 된다.(계산 엑셀 시트 정리하여 첨부 예정)

[그림 3.10]는 거주공간의 위치와 재실자 분포를 고려하여 패널 세부 조닝을 한 것이다. 내주부 분배기를 별도로 구성하여 총 3개의 존으로 구성하고 각 존마다 16개에서 24개의 패널이 19개의 세부 존으로 구성되어 각 분배기 1구 유량을 공급받는 형식으로 구성하였다. [그림 3.11]는 대상공간에 적용한 Terminal System 설계 전 과정을 정리하여 나타낸 것이다.



[그림 3.11] Terminal System 설계 과정

3.5 시스템 구성 결과

앞에서 서술한 시스템 구성 과정에 따라, Energy Balancing System의 성능평가를 위한 시스템을 구성하였다. 본 연구에서 구성한 요소들을 통해 Energy Balancing System 구성 시, 중요하게 고려된 부분을 정리해 보면 다음과 같다.

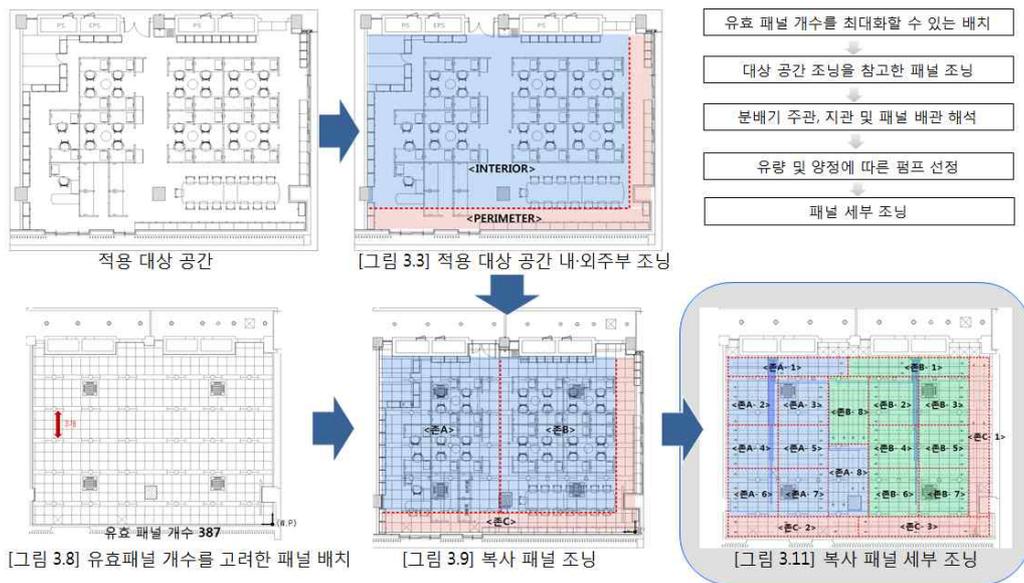
열원 및 Storage System은 축열조와 히트펌프로 구성되어 건물의 옥상층에 설치하였다. 축열조는 수축열 용량에 따라서 탱크형태로 제작되어 설치되었고 축열을 위해 탱크에 물을 채워 넣게 되면 장비 무게가 커지게 되므로 상황에 따라 별도의 구조 검토를 받아야 하는 경우가 발생하였다. 시스템의 설치가 외부환경에 노출되어 있을 경우 제어를 위한 제어반이나 장비의 보호를 위해 별도의 보양 시설이 필요하고, 겨울철 시스템이 운전되지 않을 시 발생할 수 있는 동파현상을 방지하기 위하여 부동액을 혼합하는 것이 좋다. 본 연구를 위한 시스템을 구성하면서 이러한 부분들이 고려되었고 최종적으로 축열 탱크의 열량이 열교환기를 통해 존에 공급되도록 하였다.

Distribution System은 적용 공간 구성에 따라서 냉·온수 전환 공급이 자동으로 가능하도록 삼방밸브가 적용되었다. 또한 배관의 압력, 수력학적 저항을 계산하여 유량과 저항에 따른 수두 손실을 계산해 펌프를 선정하고 압력계와 장비 입·출수 부분에 제어를 위한 온도센서 및 유량계를 설치하여 유체의 상태를 확인할 수 있도록 구성하였다.

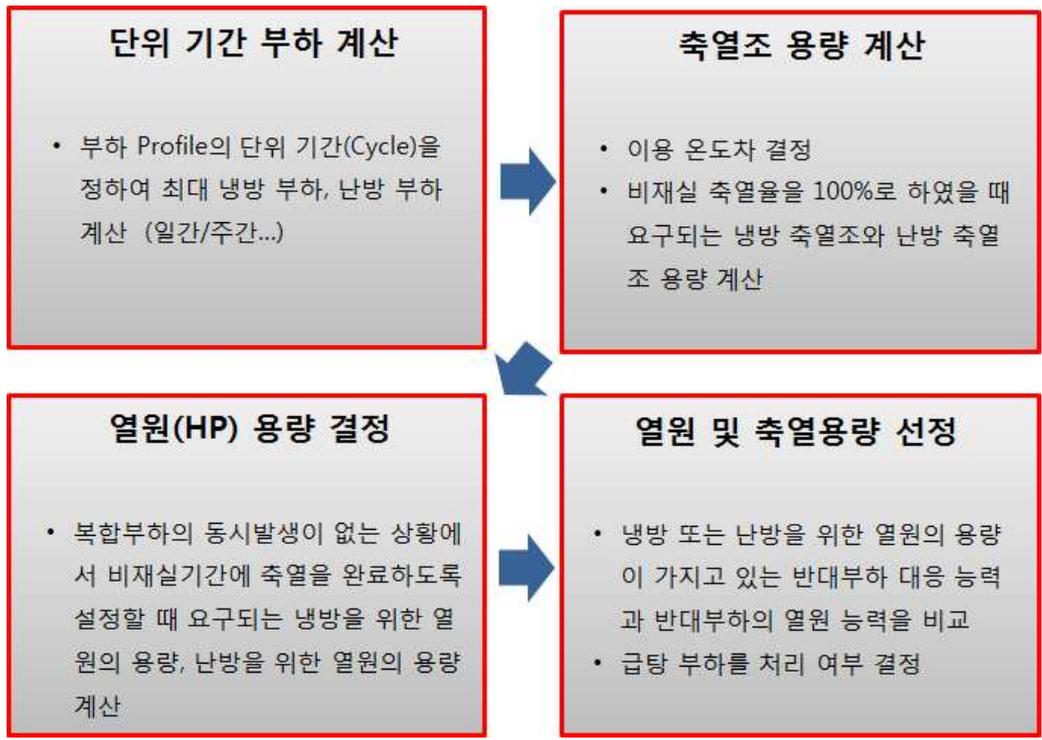
Energy Balancing System의 Terminal System으로서 적용된 천장형 복사 냉·난방 패널은 그 설계 방법 및 장비선정이 일반적인 수배관 시스템 설계 과정과 유사한 부분이 있었다. 그러나 패널이라는 단위 모듈 형태의 구성은 적용 대상의 조닝에서 출발하여 배치적, 건축적, 설비적 관점의 연결 계획이 진행되어야 적합한 패널 배치와 장비 선정이 이루어 질 것으로 판단되었다.

특히 앞의 패널 배치 과정을 요약한 [그림 3.12]은 복잡부하가 발생하는 존의 특성과 복사패널의 개수를 최대화할 수 있는 배치를 고려한 뒤 패널의 세부 조닝을 진행하는 순서를 나타낸 것으로서 이러한 과정은 복잡부하가 발생하는 상황에서의 복사패널 배치과정을 기존의 배치과정 보다 합리적으로 구체화하고 세분화시킬 수 있는 장점이 있을 것으로 기대된다.

또한 본 연구에서 제시한 Storage System의 용량설계 방법을 바탕으로 실제 복잡부하가 발생하는 건물을 위한 축열식 히트펌프 시스템으로서 Energy Balancing System의 열원 시스템 용량설계를 수행할 때에는 복잡부하의 profile을 확인하여 <표 3.7>의 설계 방법을 참고하여 [그림 3.13]과 같은 과정을 거쳐 용량설계가 이루어져야 한다. 이를 통해 Energy Balancing System의 구성 및 제작이 완료된 모습은 [그림 3.14], [그림 3.15]와 같다.



[그림 3.12] 존의 특성을 반영한 복사패널 설계 과정



[그림 3.13] Energy Balancing System의 Storage System 설계 과정



(a) Storage System(전면)



(b) Storage System(후면)



(c) 공기 빼기 밸브



(d) 축열조 - HX 배관 1



(e) 축열조 - HX 배관 2



(f) 축열조 - HX 배관 3

[그림 3.14] 시스템 구성 완료 모습 1



(a) 존 - 열원 열교환기



(b) 존 냉·난방용 순환 펌프



(c) 분배기 지관 환수관 배관구성



(d) 복사 패널 hanging 상태



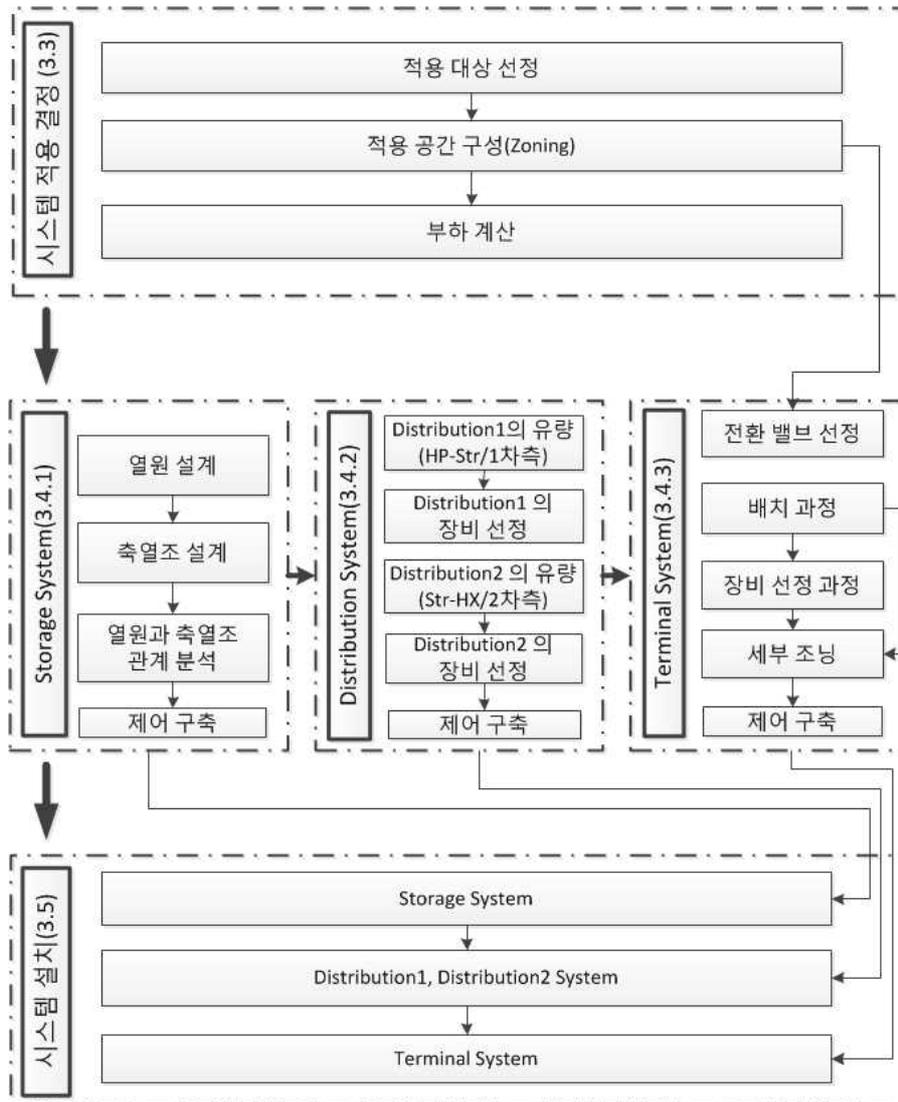
(e) 복사 패널 결착 상태 1



(f) 복사 패널 결착 상태 2

[그림 3.15] 시스템 구성 완료 모습 2

본 장에서 제시한 시스템 구성 과정을 [그림 3.17]와 같이 개념도로 나타내었다. 이를 반영하여 Energy Balancing System을 구성한다면 시스템 구성 초기단계 계획을 수립하는데 기여할 것으로 판단된다.



[그림 3.16] Energy Balancing System 구성 프로세스

3.6 소결

본 장에서는 시스템을 구성하기 위한 시스템 세부 요소를 분류하여 시스템 구성 조건을 살펴보고 이를 토대로 각 세부 시스템을 설계 및 구성하였고 Energy Balancing System 설계 프로세스를 도출하였다. 그 내용을 요약하면 다음과 같다.

- (1) Energy Balancing System을 구성하여 그 적용성 및 활용방안을 파악해 보았다. Energy Balancing System의 목표를 달성하기 위하여 구현되어야 할 구성요소들을 확인해보았다. 적용 공간의 조닝은 내·외주부 분할 방법을 고찰하여 결정하였고 이를 토대로 Terminal System의 설계를 위한 상세 조닝이 천장 패널 배치 방법의 과정을 거쳐 수행되었다.
- (2) 복합부하에 따른 히트펌프와 축열조의 용량을 산정하는 방법을 제시하였다. 또한 축열조의 성층화 성능을 높이고 Storage System 제어 성능을 평가하기 위하여 기기를 설계하고 제작하였다. 본 연구의 설계 방법을 바탕으로 실제 복합부하가 발생하는 건물을 위한 축열식 히트펌프 시스템으로서 Energy Balancing System의 열원 시스템 용량설계를 수행할 때에는 복합부하의 profile을 단위 기간을 정하여 각 부하에 해당하는 축열조 용량과 히트펌프 용량을 계산하고 이를 최종적으로 제시된 설계 방법을 거쳐 용량설계를 진행해야 한다. 그것은 냉방 또는 난방을 위해 계산된 각 열원의 용량이 가지고 있는 반대부하 대응 능력과 그 반대부하의 열원 능력을 비교하고 냉방부하를 제거하기 위하여 설정된 열원 용량이 만드는 온열능력이 급탕부하와 같은 추가적인 온열부하에 사용되는지를 판단하는 과정으로 이루어져 있다.

- (3) Distribution System의 1차측 수배관 제어방법(Control System) 결정하였다. 열원기기와 축열조 사이의 분배 시스템은 열원기기의 열량이 축열조에 안정적으로 공급되어지도록 해야 하므로 기기측 출수온도 확보의 안정성과 효율적인 운전이 가능한 3방향 밸브제어로 결정하였다.
- (4) 복사 패널은 Energy Balancing System의 구성 시스템요소로서 복사 패널 설계는 크게 패널 배치 및 조닝, 분배기 배치, 직렬 연결 및 병렬 연결 패널의 개수를 결정하는 ‘배치 과정’과 이에 따라 결정된 패널의 수력학적 특성을 반영하여 총 공급 유량, 수두손실, 마찰손실 저항을 통하여 펌프의 유량 및 양정을 계산하는 ‘장비 선정 과정’으로 나뉠 수 있다. 특히 복합부하가 발생하는 존의 특성과 복사패널의 개수를 최대화할 수 있는 배치를 고려한 뒤 패널의 세부 조닝을 진행하는 과정을 거친다면 복합부하가 발생하는 상황에서의 복사패널 배치과정을 기존의 배치과정보다 합리적으로 구체화하고 세분화시킬 수 있는 장점이 있을 것으로 기대된다.

제 4 장 축열식 히트펌프 시스템의 제어 및 효과 분석

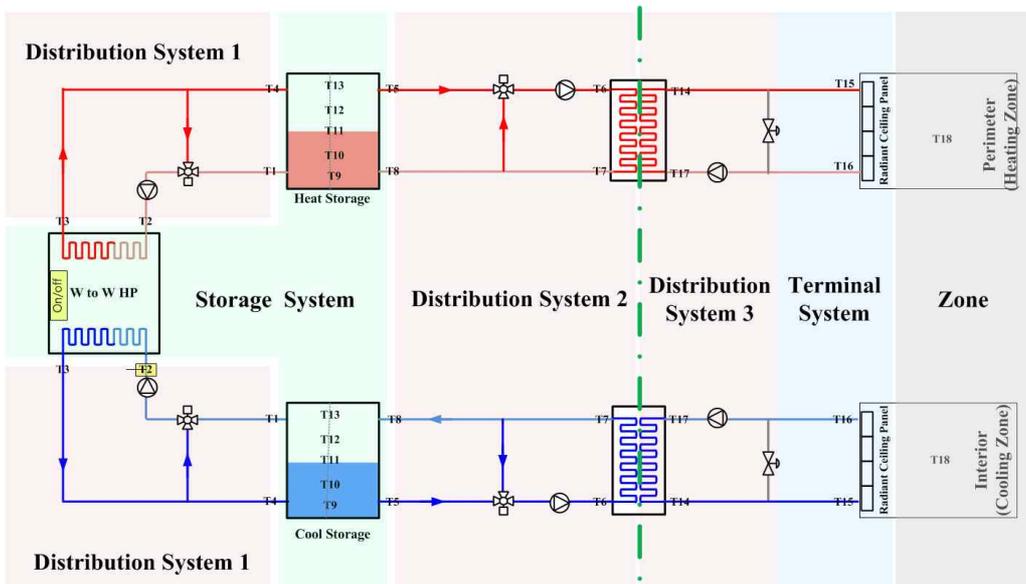
4.1 개요

3장을 통하여 구성된 Energy Balancing System은 시스템의 운전을 통하여 시스템의 특성 및 에너지 절감 효과를 나타낼 수 있다. 이를 위해서는 제어 참조점(control reference point)과 제어 알고리즘(control algorithm)을 통하여 운전이 이루어져야 한다. 따라서 본 장에서는 시스템의 운전을 위한 제어의 목표를 설정하고, 제어 요소에 따라 시스템의 각 부분에 적합한 제어 방법을 제시한다. 그리고 이를 바탕으로 제어 알고리즘을 도출하여 이를 적용하여 시스템을 실제 운전하고 그 결과를 분석하였다.

4.2 제어 목표 설정

Energy Balancing System은 복잡부하가 있는 곳에 적용되는 시스템으로서 무엇보다 건물이나 존의 냉방이나 난방이 필요한 공간에 냉열과 온열을 공급하여 존의 온도를 유지하는 것이 중요하다. 존의 온도를 유지한다는 것은 존의 현재온도를 일정하게 유지한다는 것인데 시스템의 운전을 통하여 존의 현재온도를 원하는 설정온도와 오차가 없이 완벽하게 일치시키는 것은 불가능하므로 현재온도가 설정온도에 도달하여 그 온도가 유지되고 있다고 가정할 수 있는 설정온도의 상한과 하한을 정하여 현재 온도가 그 허용 범위 내에서 유지될 수 있도록 운전해야 한다. 이렇게 현재온도를 설정온도에 도달시키고 현재온도를 허용 가능한 설정온도 범위 내로 유지하기 위한 제어까지를 제어의 목표를 구분하기 위하여 ‘제어-1’이라고 정한다.(Concept 1) 그 다음 이러한 존의 요구 상태를 달성하기 위하여

열원으로부터 열량을 받아 이를 존 공급하는 제어가 있어야 한다. 즉, 존에서 필요한 냉열 열량 또는 온열 열량만큼의 열량을 존 까지 공급하는 제어가 수행되어야 하므로 이를 ‘제어-2’라고 정한다.(Concept 2) 그리고 마지막으로 앞의 ‘제어-1’과 ‘제어-2’가 원활히 수행할 수 있도록 열원이 열량을 저장하고 부족하면 생산 할 수 있어야 한다. 따라서 이 부분은 존에 공급할 열량을 축열조에 저장하는 부분과 축열조에 저장된 냉열과 온열 열량을 소진하였을 때 냉수와 온수를 완전히 또는 설정된 열량만큼 축열조에 공급하는 부분으로 구분하여 이를 ‘제어-3’으로 정한다.(Concept 3) 여기에서 냉열과 온열을 동시에 생산하여 열적인 균형을 도모하는 능력을 가진 열원장비를 일컬어 밸런싱 기기(Balancing Unit)이라고 부르기로 한다. 2장에서 설명한 바와 같이 본 시스템에서는 여러 가지 장점을 가진 물-물 히트펌프(Water to Water Heat Pump)가 밸런싱 기기로 적용되었다.



[그림 4.1] Energy Balancing System의 제어를 위한 시스템 구성요소

<표 4.1> 제어 목표 도출

제어 구분	제어의 목표	관련 시스템 구성요소
Concept 1 (C1)	냉방이 필요한 존에 냉열을, 난방이 필요한 존에 온열을 공급하여 존의 현재온도를 존의 설정온도 허용 범위 내에서 유지하도록 제어	Terminal System, Distribution System 3
Concept 2 (C2)	냉방이나 난방이 필요한 존을 구분하여 필요한 열량이 공급되도록 제어	Distribution System 2
Concept 3 (C3)	축열조 내에 열량을 필요한 만큼 저장하고 저장된 열량을 완전히 또는 설정된 양만큼 사용한 후, 열원기기 운전으로 열량을 생산하여 축열조에 공급되도록 제어	Storage System, Distribution System 1

[그림 4.1]은 시스템의 제어를 위하여 Energy Balancing System의 구성 시스템을 구분하여 나타낸 것이다. [그림 4.1]과 위에 서술된 내용을 토대로 제어의 목표에 따라 내용을 구분하고 연관된 시스템을 정리하여<표 4.1>과 같이 나타내었다.

4.3 제어 전략 수립

4.3.1. 관련 제어 변수 도출

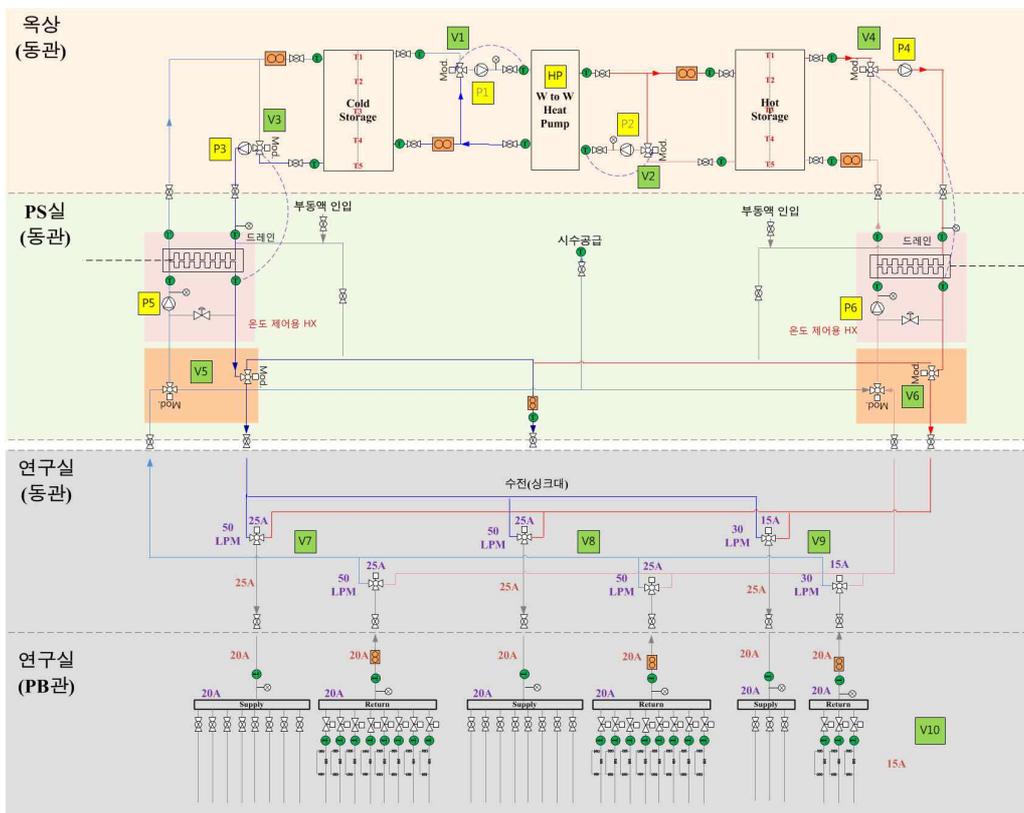
본 절에서는 각 제어 개념들을 토대로 제어 전략을 도출하기 위한 과정을 진행한다. 제어 전략을 수립하기 위해서는 우선 앞장의 내용과 같이 제어의 목표를 확인하는 과정을 거친 뒤, 시스템을 구성하는 각 요소들에서 제어와 관련한 변수들이 어떠한 것이 있는지 파악해야 한다. 그리고 파악된 변수들을 가지고 각 제어 개념에 따른 제어의 목표를 근거로 관련 제어변수를 도출한다. 제어에는 크게 제어를 수행하기 위한 신호를 검출 받는 제어의 참조부와

제어신호를 주고 운전을 명령하는 제어부(조절 및 조작부), 그리고 이러한 제어를 통하여 이루고자하는 것의 대상이 되는 제어대상으로 이루어져 있다.

본 시스템은 수배관 시스템으로 이루어져 있다. 수배관 시스템에서는 냉온수의 방열량이 에너지 소비를 나타내는 지표가 될 것이다. 따라서 제어를 위한 참조부(또는 참조점, Referencing Point)로는 수배관의 내의 온도와 유량이 가장 주요한 지표를 나타내며 대표적으로는 장비를 순환한 수배관의 입·출수 온도와 공급유량이 있다. 그리고 이러한 참조점과 방열량을 계산하여 조절부와 조작부로 이루어진 제어부를 통하여 제어대상이 조절된다. <표 4.1>에 제시된 제어 Concept 1(이하 C1)은 냉방이 필요한 존에 냉열을, 난방이 필요한 존에 온열을 공급하여 존의 현재온도를 존의 설정온도 허용 범위 내에서 유지하도록 제어하는 것이 제어 목표이다. 따라서 제어의 목표를 이루기 위하여 각 존의 현재온도를 참조해야 하며 이 현재온도를 설정 온도에 허용 범위 내에서 유지 될 수 있도록 각 존에 냉방과 난방을 하기위한 공급수의 온도와 유량을 공급하는 각존의 밸브(V10)와 펌프(P5, P6)의 운전이 제어부가 된다. 이를 통하여 적정한 온도와 유량이 존에 공급되도록 하여 제어대상으로서 존의 현재 온도가 설정온도 허용 범위 내에서 유지되도록 해야 한다.

제어 Concept 2(이하 C2)는 냉방이나 난방이 필요한 존을 구분하여 냉방이 필요한 존에는 냉수를, 난방이 필요한 존에는 난방 열량이 공급되도록 제어하는 것이 제어의 목표이다. 따라서 우선 각 존의 운전모드와 공급유량을 제어 참조점으로 하여 부하의 종류를 판단하고, 부하가 발생한다는 것이 결정되면 각 존마다 열의 취출이 필요한 경우에 열량을 공급받을 수 있는 곳으로부터 열을 전달받아 존에 공급해야 한다. 따라서 각 존의 부하에 따라 냉수 또는 온수를 공급받을 수 있는 밸브(V7, V8, V9)와 유량을 공급하는 펌프

(P5, P6)의 운전이 제어부가 된다. 또한 본 시스템은 여기서 냉열은 냉방용 열교환기로, 온열은 난방용 열교환기로부터 열을 공급받는데 열교환기를 기준으로 열원으로부터 열량을 열교환기까지 전달하는 부분의 구성 및 제어가 필요하다. 따라서 공급온도의 제어를 통하여 각 존의 냉방 및 난방을 하는 본 시스템에서는 열교환기 2차측(부하측)의 설정온도를 유지하도록 하는 제어가 열교환기 1차측(열원측)에서 이루어져야 한다. 이 제어에서는 열교환기 2차측의 존으로 공급되는 측의 설정온도를 제어하여 공급되므로 그 부분의 현재의 온도를 참조점으로 하여 설정온도가 유지되도록 1차측(열원측)의 온도를 조절한다. 따라서 냉수와 온수 열교환기에 유량을 조절하는 밸브(V3, V4)와 유



[그림 4.2] 제어부가 표시된 시스템 계통도

량을 공급하는 펌프(P3, P4)의 운전도 제어부가 된다. 그리고 단일 부하가 발생하여 시수와의 열교환이 필요한 경우 이를 제어하는 밸브(V5, V6)의 운전이 있다.

마지막으로 제어 Concept 3(이하 C3)는 존의 부하가 발생하고, 이를 전달할 수 있도록 열량을 생산 및 저장하는 부분으로 이를 위해 축열조 내에 열량을 필요한 만큼 저장하고 저장된 열량을 완전히 또는 설정된 양만큼 사용한 후, 열원기기 운전으로 열량을 생산하여 축열조에 공급되도록 하는 제어하는

<표 4.2> 제어부에 따른 제어 목적

제어 구분	제어 목적	제어부	제어 목적	제어부
C1	- 존에 냉방, 난방이 필요한 경우에 현재온도를 참조하여 설정온도가 유지되도록 조절 (Modulating Valve, 세부존 별 구성)	V10	- Zone에 냉방, 난방이 필요할 때, 냉열과 온열을 (각각의 HX로부터 Zone으로) 공급하여 냉방, 난방을 위한 열이 Zone에 전달되도록 운전	P5, P6
C2	- 열의 취출이 필요한 경우에 공급처(냉방용, 난방용 열교환기)로부터 열을 교환 또는 공급 받도록 조절(Diverting Valve, 냉온수 급수/환수 1set)	V7, V8, V9		
		V5, V6		
	- 설정온도로 공급되어야 하는 경우에 현재온도를 참조하여 설정온도가 유지되도록 조절 (Modulating Valve)	V3, V4	- Zone에 공급해야 할 냉열, 온열이 부족할 때, 냉열과 온열을 (각각의 HX에) 공급하여 냉방, 난방을 위한 열이 Zone측 회로에 전달되도록 운전	P3, P4
C3		V1, V2	- 축열조 내의 냉열과 온열이 부족할 때, 냉열과 온열을 생산(HP) 및 공급(펌프)하여 냉방, 난방을 위한 열이 축열조에 전달되도록 운전	HP, P1, P2

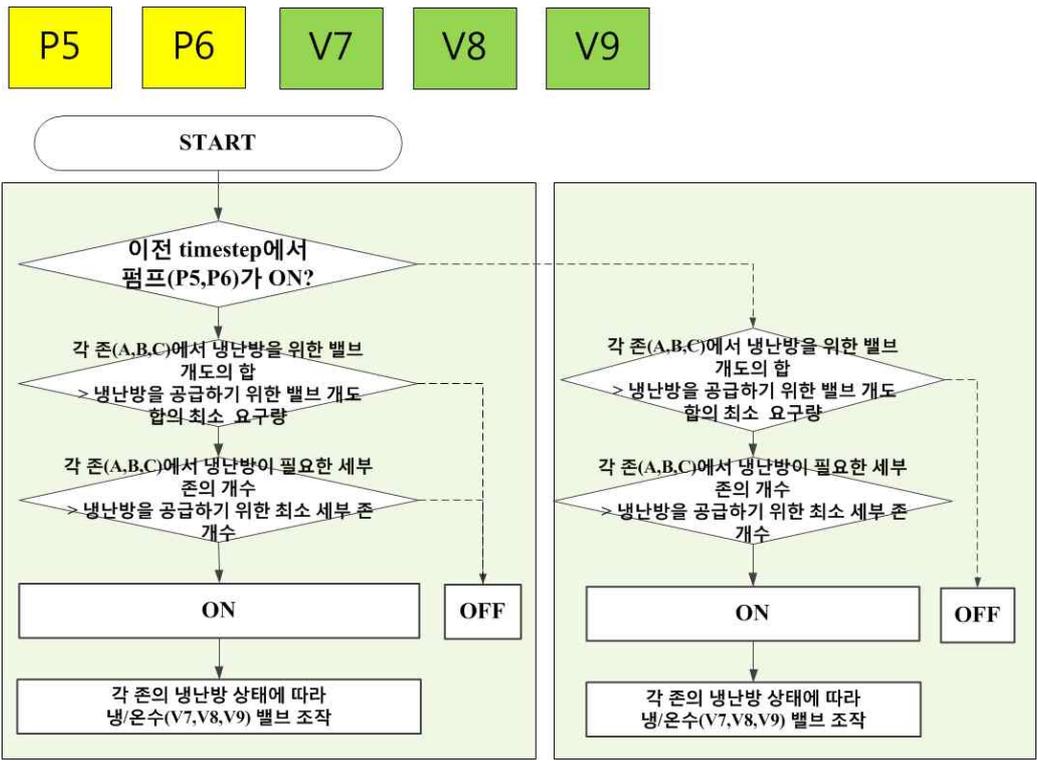
것이 목표이다. 따라서 냉수 축열조에는 냉방을 위한 온도이하로, 온수 축열조에는 난방을 위한 온도 이상으로 열량을 저장해야 한다. 이러한 설정온도 이하 또는 이상으로 물을 축열조에 공급해야 하는 경우에 밸런싱 기기로 입수하는 물의 현재온도를 참조하여 출수하는 물의 온도가 냉수 축열조 측은 설정온도 이하로, 온수 축열조 측은 설정온도 이상으로 유지되도록 조절해야 하고 이러한 역할을 하는 밸브(V1, V2)와 축열조와 밸런싱 기기에 유량을 공급 및 순환하는 펌프(P1, P2), 그리고 냉방부하를 제거하고 회수된 열을 난방을 위한 열로, 난방부하를 제거하고 회수된 열을 냉방을 위한 열로 교환하는 장비인 밸런싱 기기(HP)의 운전이 제어부가 된다. [그림 4.2]는 시스템의 계통도로서 각 제어부를 표시하여 앞에 설명한 내용의 이해를 돕고자 하였다. <표 4.2>는 각 제어부의 목적과 종류에 따라서 <표 4.1>의 제어 개념과 어떤 관계가 있는지를 정리한 것이다.

4.3.2. 최종 제어 전략 수립

제어의 목표에 따라 구분된 제어요소의 변수들을 고려하여 각 제어개념의 각 부분에 적합한 제어 방법을 제시한다. 제어 전략을 수립하기 전에 <표 4.2>에 제시된 제어개념을 고찰하여 그 중에서 본 연구에서 보여 주고자 하는 시스템의 효과를 검증하고자 하는 목적과 부합하는 제어 방법을 선정하고 그 외의 부분은 제약 및 변경하여 제어 알고리즘을 제시할 것이다. 가장 먼저 C1에서는 존의 현재 온도를 제어대상과 제어 참조점으로 한다. 하지만, 본 연구에서는 각 존의 밸브 개도 조절을 통한 유량 조절을 직접수행 하지 않고 자동으로 운전하도록 한다. 따라서 C2에서는 각 존의 냉난방의 부하 발생 유무를 존별 밸브 개도의 합과 존 A, B, C를 구성하는 각 세부 존의 냉방과 난방 운전 수요를 계산하여 펌프운전을 하기로 한다. 특히 본 연구는 복합부가 발

생하는 공간에서 에너지 절감량을 확인하는 것이다. 그러므로 C2의 각 존별 냉방 운전 수요와 난방 운전 수요는 복합부하가 발생한다는 가정 하에 이를 시스템의 운전을 수행한다. 또한 시수 열교환을 위한 제어는 겨울철 시수온도로 저하로 인하여 성능이 저하됨으로 본 연구의 제어 전략에서 배제한다. 마지막으로 C3에서 밸브 운전은 시스템의 효과를 검증하는 단계에서는 기기의 용량이 작아 그 효과가 미미할 것으로 판단되어 본 연구에서는 제외하고 펌프의 운전도 밸런싱 기기의 운전에 따른 펌프의 자동운전(자체 제어)으로 대체한다. 이와 같은 조건은 <표 4.2>의 제어부에 구분하여 표시하였으며 진하게 표시된 부분이 본 연구에서 구성하는 제어에 활용되는 변수이다. 따라서 본 연구에서는 C2의 제어 전략을 중점적으로 구현하는 것을 목표로 한다.

앞서 서술한 바와 같이 C2와 관련된 제어는 존 A, B, C를 구성하는 각 세부 존(각 6개, 6개, 3개로 구성)의 부하 발생 및 부하 종류 상태와 부하가 발생한 세부 존의 개수를 토대로 펌프(P5, P6)와 밸브(V7, V8, V9)의 운전을 결정한다. 각 존 A, B, C의 냉방 또는 난방이 필요하면 각 존의 설치된 분배기의 세부 존에 유량을 공급하는 밸브의 개도가 열리게 된다. 이렇게 열린 밸브들의 개도를 합한 값과 냉방 또는 난방을 공급하기 위하여 설정된 밸브 개도 합의 최소 요구량을 비교한다. 또한 각 존에서 냉방 또는 난방이 필요한 각 존 A, B, C의 세부 존들의 합이 냉방 또는 난방을 공급하기 위하여 설정된 최소 세부 존의 개수와 비교하여 현재 열린 밸브들의 개도의 합과 냉난방이 필요한 최소 세부 존의 개수가 설정된 최소 세부 존의 개수 보다 큰 경우 냉방이 필요하면 냉방용 펌프를 가동하고 난방이 필요하면 난방용 펌프를 가동한다. 또한 냉방과 난방의 요구 상태에 따라 밸브(V7, V8, V9)를 조작하여 냉방이 필요한 존에는 냉열이, 난방이 필요한 존에는 온열이 공급될 수 있도록 제어한다. 이를 알고리즘으로 구성하여 [그림 4.3]로 나타내었다.



[그림 4.3] Concept 2의 부하측 제어

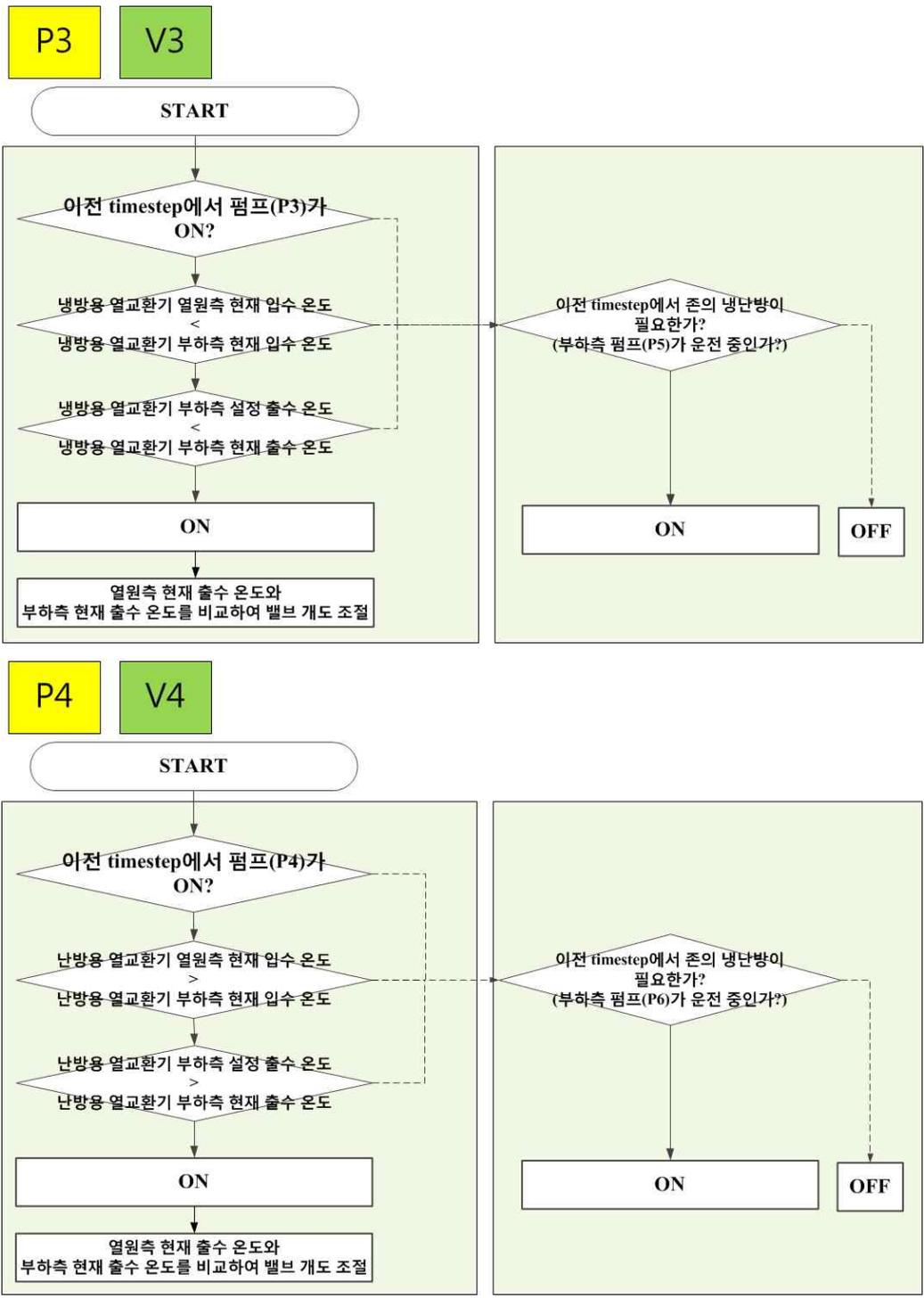
C2는 존의 부하를 감지하여 이를 공급하는 것이 열교환기를 기준으로 열원측(1차측)과 부하측(2차측)으로 나뉘어져 있다. 그 중 [그림 4.3]은 부하측의 제어를 나타낸 것이다. 열원측은 <표 4.2>와 같이 2차측, 즉 존으로 공급되는 냉열과 온열과 관련된 열교환기의 부하측의 출수 온도가 설정온도로 공급될 수 있도록 하기 위하여 부하측 현재 입수 온도를 참조하여 부하측의 현재 출수 온도가 설정온도로 유지되도록 조절해야 한다. 이를 위해 우선 열교환기를 기준으로 냉열 또는 온열을 공급하는 열원측의 현재 입수 온도가 열교환기 부하측의 현재 입수 온도를 비교하여 냉열 또는 온열을 공급할 수 있는 지를 확인해야 한다. 냉방의 경우 냉방용 열교환기 열원측의 현재 입수 온도가 냉방용 열교환기 부하측의 현재 입수 온도보다 낮아야 냉열을 전달할 수 있기

때문에 펌프(P3)를 운전할 수 있다. 반대로 난방의 경우 난방용 열교환기 열원측의 현재 입수 온도가 난방용 열교환기 부하측의 현재 입수 온도보다 높아 온열을 전달할 수 있기 때문에 펌프(P4)를 운전할 수 있다. 그렇지 않으면 오히려 부하측이 냉방의 경우 냉열, 난방의 경우 온열을 잃게 되기 때문이다.

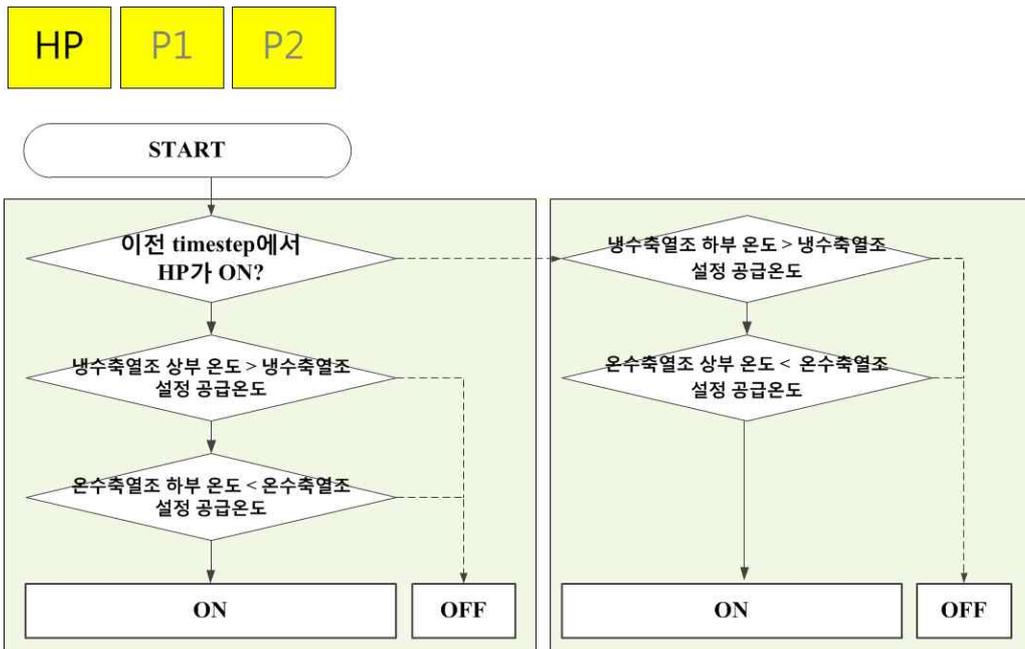
그 다음으로 펌프의 운전신호를 주기 전에 다음으로 부하측의 설정 출수 온도와 부하측의 현재 출수 온도를 비교해야 한다. 왜냐하면 냉방의 경우, 냉방이 어느 정도 완료되는 시점에 이르면 부하측의 현재 출수 온도가 설정 출수 온도보다 낮게 되기 때문이다. 따라서 더 이상의 냉열을 열원 측으로 공급받을 필요가 없기 때문에 열원측의 펌프(P3)가 운전하지 않아야 한다. 따라서 난방용 열교환기 부하측 설정 출수 온도가 난방용 열교환기 부하측 현재 출수 온도보다 낮으면 펌프(P3)를 운전한다. 반대로 난방의 경우, 난방이 어느 정도 완료되는 시점에 이르면 부하측의 현재 출수 온도가 설정 출수 온도보다 높게 되고 그러한 경우, 더 이상의 온열을 열원 측으로 공급받을 필요가 없기 때문에 열원측의 펌프(P4)가 운전하지 않아야 한다. 따라서 난방의 경우에는 난방용 열교환기 부하측 설정 출수 온도가 난방용 열교환기 부하측 현재 출수 온도보다 높으면 펌프(P4)를 운전한다. 끝으로 만약 시스템 운전의 초기 조건에서는 배관에 유량이 흐르지 않아 배관 내 참조점의 온도가 현재 축열조에 저장된 냉수 또는 온수의 온도나 존에 공급될 온도와 다를 수 있기 때문에 펌프를 강제로 운전하여 이로 인한 문제를 해결해야 한다. 따라서 만약 부하가 발생하여 C1의 제어가 실행되어 펌프(P5, P6)가 운전하고 있다면 이를 C2에서 감지하게 되어 C2의 열원측 펌프(P3, P4)가 운전되도록 해야 한다. 또한 열원측에 구성된 밸브(V3, V4)는 냉방의 경우 열교환기 거친 1차측(열원측)의 출수 온도와 부하측의 현재 출수 온도와 비교하여 1차측(열원측)

의 출수 온도가 더 낮다면 바이패스하여 출수 유량이 열교환기를 재순환하여 냉열을 전달할 수 있도록 조절해야 하고, 난방의 경우는 열교환기 거친 1차측(열원측)의 출수 온도와 부하측의 현재 출수 온도와 비교하여 1차측(열원측)의 출수 온도가 더 높다면 바이패스하여 출수 유량이 열교환기를 재순환하여 온열을 전달할 수 있도록 조절해야 한다. [그림 4.4]는 이를 알고리즘으로 구성하여 나타낸 것이다.

본 연구에서 C3는 밸런싱 기기인 HP의 운전을 결정하는 제어이다. 따라서 HP가 운전하기 위하여 축열조(탱크) 내의 수온이 어떻게 유지되어 있는 지를 확인하여 HP의 운전을 결정해야 한다. 우선 냉수 축열조와 온수 축열조는 3장의 시스템 구성에서 설명하였듯이 온도 성층을 유도하도록 설계되어 구성되어 있기 때문에 냉수 축열조의 경우 축열조 하단의 온도가 가장 낮고 만약 냉열을 존에 공급하고 있다면 존에 온열을 공급하고 회수된 물은 냉수 축열조 상부부터 채워지게 되어 냉수 축열조 상부부터 온도가 상승한다. 따라서 냉수 축열조에서 가장 마지막으로 온도가 상승하는 냉수 축열조 하부의 온도가 더 이상의 냉열을 존에 공급할 수 없는 상황이 됨을 알려주는 부분이 된다. 온수 축열조의 경우는 이와 반대로 온수 축열조의 상부부터 온열이 쌓이고, 존에 온열을 공급하고 회수된 물은 온수 축열조 하부부터 채워지게 되어 결과적으로 온수 축열조 상부의 온도가 더 이상 존에 온열을 공급할 수 없는 상황을 알려주는 부분이 된다. 따라서 HP의 운전이 정지된 상태에서 냉수 축열조의 하부온도가 존으로 공급해야하는 냉수 축열조의 설정 공급온도보다 높고, 온수 축열조의 상부온도가 존으로 공급해야 하는 온수 축열조 설정 공급온도보다 낮으면 HP의 운전이 시작되고, HP 양단의 펌프(P1, P2)가 작동하게 된다. 이렇게 HP가 운전하게 되면 냉수와 온수를 양 축열조에 공급하게 되면 공급이 어느 시점에 이르러 HP의 운전이 정지해야 하는 지를 파악하게 된다. 이



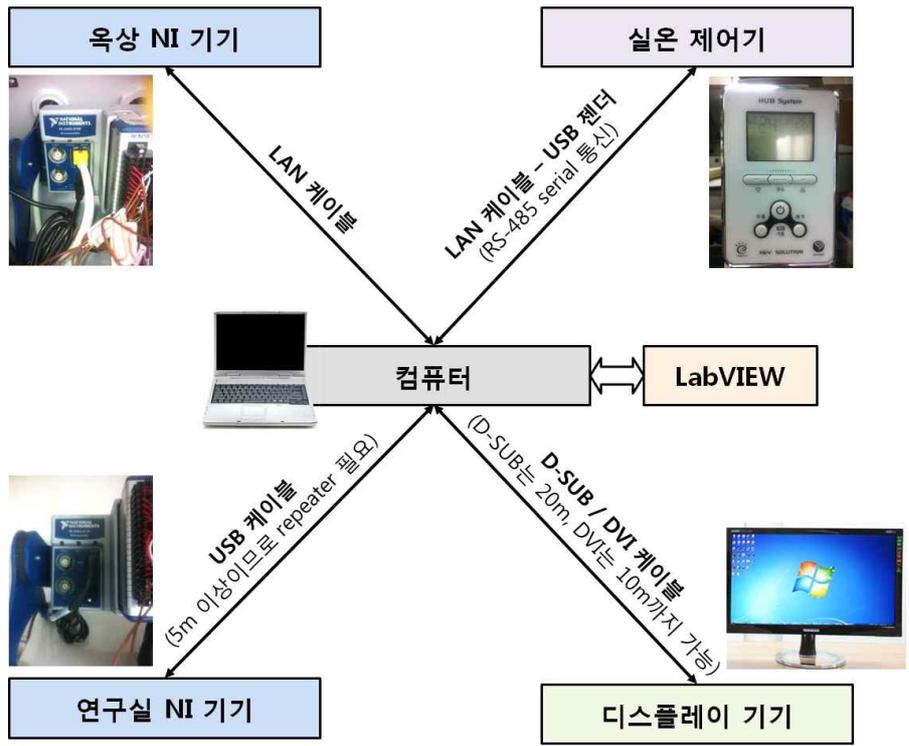
[그림 4.4] Concept 2의 열원측 제어



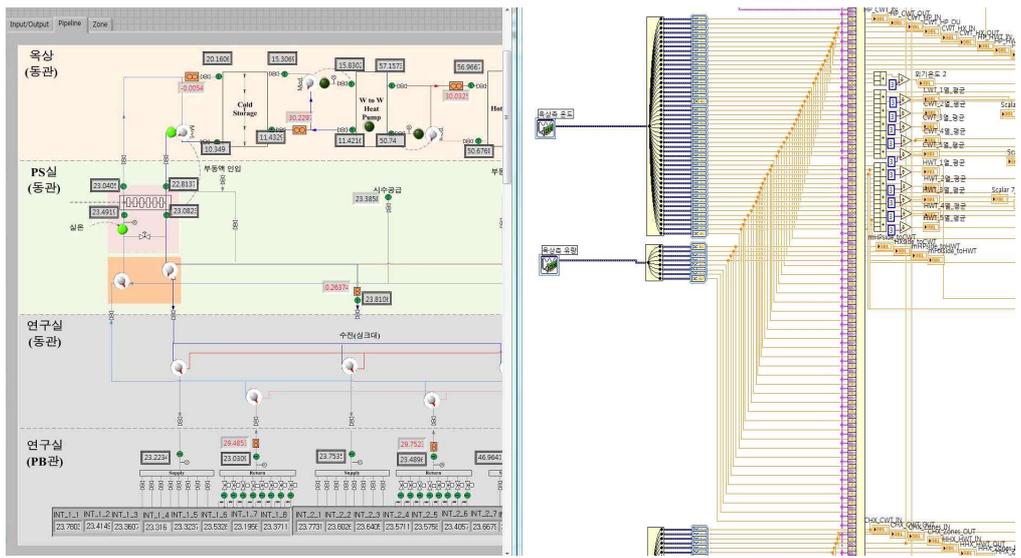
[그림 4.5] 제어 Concept 3

는 냉수 축열조의 상부온도가 존으로 공급해야하는 냉수 축열조의 설정 공급 온도보다 낮고, 온수 축열조의 하부온도가 존으로 공급해야 하는 온수 축열조 설정 공급온도보다 높으면 HP의 운전이 정지되고, HP 양단의 펌프가 차례로 정지하게 된다. [그림 4.5]는 이를 알고리즘으로 나타낸 것이다.

앞의 서술을 참고하여 제어 알고리즘을 작성한 것을 토대로 LabVIEW 2009를 이용하여 제어 알고리즘을 구성하였으며, 이를 통해 제어를 실행하고 측정된 값을 저장하였다. 각 지점의 참조 온도는 T-type 열전대 (thermo-couple)를 사용하여 60초 간격으로 측정하였다. 측정 및 제어 장치의 신호처리 방법은 [그림 4.6]에 나타냈고, 제어에 이용된 각 제어 전략을 LabVIEW 프로그램을 통해 구성한 것은 [그림 4.7]과 같다.



[그림 4.6] 측정 및 제어 장치의 신호처리 방법



[그림 4.7] LabVIEW로 구현한 제어 알고리즘

4.4 시스템 운전 결과 및 분석

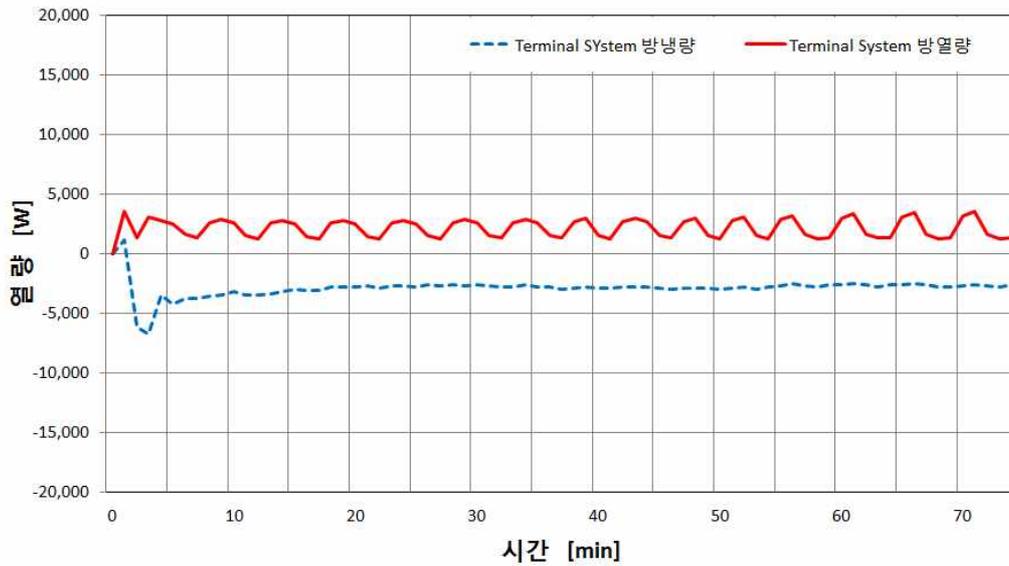
4.4.1. 운전 결과

방열량을 계산하기 위한 결과값을 얻기 위해 초기 입력 및 설정값을 <표 4.3>와 같이 설정하였다. 히트펌프와 축열조는 3장에 제시된 Storage System 설계 방법을 참고하여 선정하였고, 공급유량과 공급수 온도는 복사패널 시스템에 적용되는 일반적인 값을 토대로 약 3~5 LPM의 유량이 말단 배관에 흐르고 저온수 난방, 고냉수 냉방을 하도록 설정하였다. 또한 배관이나 펌프 등을 통과할 때 생기는 추가적인 열손실이나 열획득을 고려하여 각 제어 목표 온도에서 임의적으로 여유를 주어 설정하였다. 본 연구의 시스템 운전 실험은 제어 전략의 제어 경향을 통하여 시스템의 효과를 입증하기 위한 목적으로 실시하므로, 시스템의 주요지점의 취득열량과 방출열량을 계산하여 이를 비교하는 것으로 하였다.

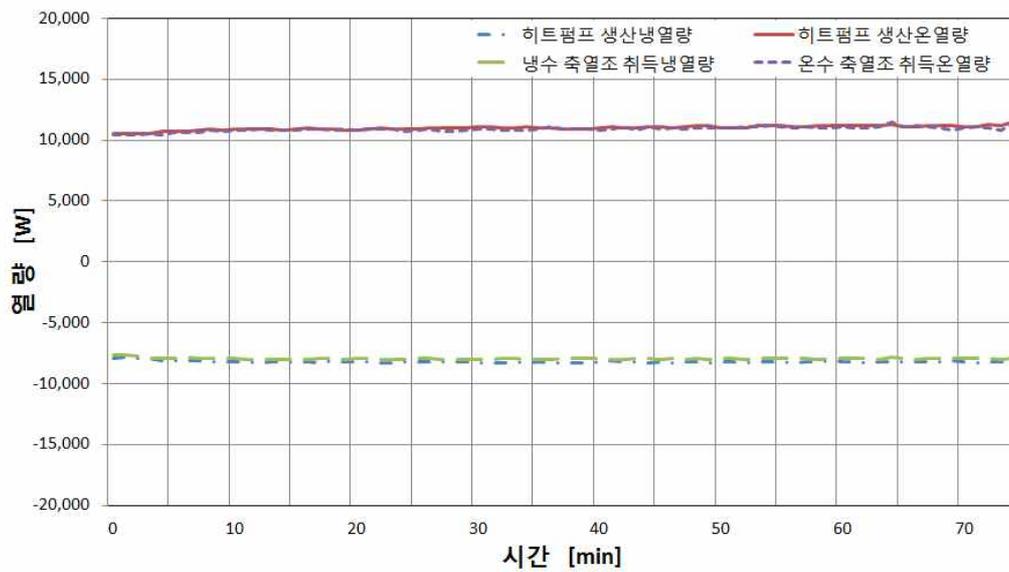
[그림 4.8]와 [그림 4.9]은 각각 Terminal System의 내주부 방냉량 및 외주부 방열량과 Storage System의 열생산량 및 열취득량을 나타낸 그래프이고, [그림 4.10]과 [그림 4.11]은 각각 축열조의 방출열량 및 전달열량과 축열조의 취득열량 및 방출열량을 나타낸 그래프이다.

<표 4.3> 시스템 용량과 온도 및 공급유량 설정값

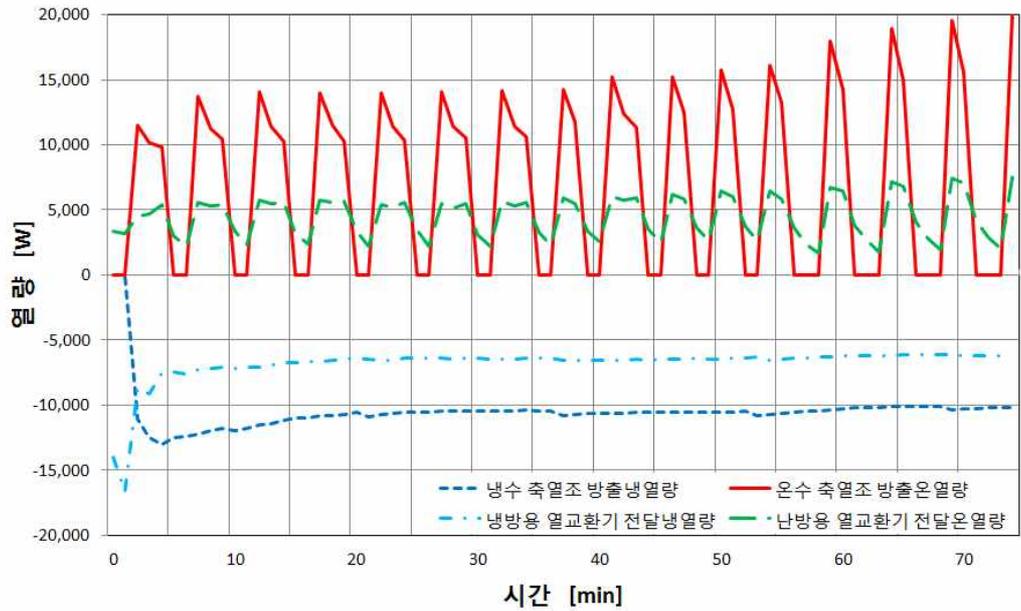
변수	단위	설정값	
		냉방측	난방측
히트펌프 용량	RT	3	
공급유량	LPM	30	30
축열조 용량	ℓ	1,000	1,000
존 공급유량	LPM	60	15
존 공급온도	℃	15	45



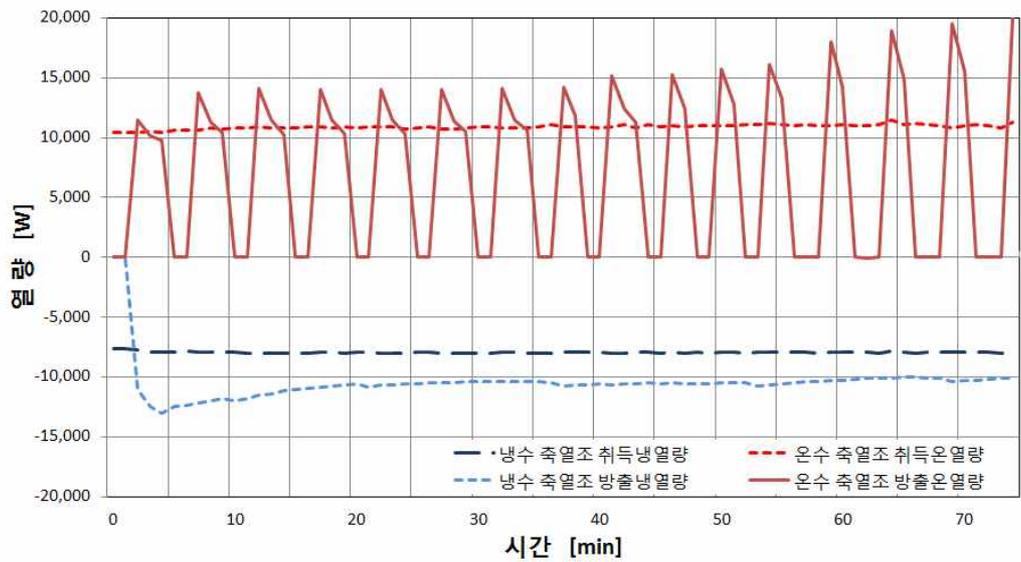
[그림 4.8] Terminal System의 내주부 방냉량 및 외주부 방열량



[그림 4.9] Storage System의 열생산량 및 열취득량



[그림 4.10] 축열조의 방출열량 및 전달열량



[그림 4.11] 축열조의 취득열량 및 방출열량

4.4.2. 결과 분석

우선 Terminal System의 내주부 방냉량 및 외주부 방열량을 나타낸 [그림 4.8]을 보면 냉방이 이루어지고 있는 내주부 존은 일정량의 냉방이 지속적으로 유지되고 있다. 이는 냉방을 위한 존의 냉방부하가 지속적으로 발생하고 있으며 이를 충분히 제거하지 못하고 있을 가능성을 의미한다. 그러나 난방부하 발생하는 외주부 존의 경우를 보면 난방을 위해 공급되는 온열량이 변동하고 있다. 이는 난방부하를 제거함으로 인하여 제어가 이루어져 온열의 공급이 감소하였다가 다시 부하가 증가하였을 때 이를 제거하기위하여 제어가 이루어져 온열의 공급이 증가함으로 나타나는 현상으로 볼 수 있다.

[그림 4.9]는 Storage System의 열생산량 및 열취득량을 나타내는 것이다. 우선 히트펌프가 운전되는 원리인 냉동 사이클의 특성상 압축열량이 온열에 더해지기 때문에 냉열과 온열의 생산 열량의 차이를 인지하고 이를 실제 운전을 통해 도출된 값으로 확인해보았다. 그 결과, 냉열과 온열의 생산 비율이 약 1:1.34로 나타남을 확인할 수 있었다. 이는 3장에서 제시한 Storage System의 용량설계 과정에 반영되어 냉방 또는 난방을 위한 열원의 용량이 가지고 있는 반대부하 대응 능력과 그 부하의 열원 능력을 비교하는 과정에 활용될 수 있을 것이다. 또한 [그림 4.9]를 통하여 밸런싱 기기인 히트펌프의 열생산량과 이 발생된 열량을 저장하는 축열조의 열취득량이 어떤 차이를 보이는지를 확인해 보았다. 그 결과 냉수 축열조측에서는 평균 260W, 온수 축열조측에서는 평균 94W의 손실 열량이 발생하였다. 이는 손실률이 냉수 축열조측의 경우 3.18%, 온수 축열조 측은 0.85%인 경우로 그 양이 미미하다고 판단되었다. 이렇게 동시냉난방 부하를 제거하는 경우 단일 열원인 히트펌프의 부하 측과 열원 측을 모두 활용할 수 있기 때문에 기기의 COP를 높일 수 있음을 확인할 수 있었다.

그러나 [그림 4.10]의 축열조의 방출열량 및 전달열량을 살펴보면 냉열과 온열이 열원에서 분배시스템을 구성하고 있는 냉방용 열교환기와 난방용 열교환기까지 이동하는 손실되는 열량이 히트펌프와 축열조 사이의 열량 손실보다 비교적 크다는 것을 확인할 수 있었다. 이는 시스템의 구성이 외부에 설치된 Storage System 요소인 축열조와 건물 내부에 설치된 Distribution System 요소인 열교환기의 배치상의 이유로 거리와 설치위치 조건이 상이하므로 인하여 발생된 결과라고 판단된다.

축열조의 취득열량 및 방출열량을 나타낸 [그림 4.11]은 축열조를 기준으로 히트펌프로부터 공급된 냉열과 온열이 냉수 축열조와 온수 축열조에 저장된 열량(취득냉열량, 취득온열량)과 냉수 축열조와 온수 축열조에 저장된 열량이 냉방용 열교환기와 난방용 열교환기로 전달된 열량(방출냉열량, 방출온열량)을 비교한 것이다. 우선 냉수 축열조를 살펴보면 취득냉열량 보다 방출냉열량이 크기 때문에 해당하는 그 차이의 절대값에 해당하는 만큼 열량이 부족하다는 것을 알 수 있다. 이를 통해 [그림 4.8]에 나타난 냉방이 이루어지고 있는 내주부 존의 방냉량은 냉방부하가 지속적으로 발생하고 있음에도 이를 충분히 제거하지 못하여 발생한 상황이란 것으로 판단할 수 있으며 따라서 이에 적합한 제어가 이루어져 계속 열량을 공급해야하는 신호를 주고 있음을 확인할 수 있다. 그러나 온수 축열조에서는 이와 다르게 존의 방열량이 부하를 충분히 제거한 후 제어가 운전정지 신호를 주었기 때문에 밸브와 펌프의 신호가 정지되었고 이로 인하여 방출온열량이 변동하고 있다. 이는 지속적인 양으로 온수 축열조에 공급되는 취득온열량 보다 크거나 작은 경우가 발생하지만 평균적으로 취득온열량 보다 방출온열량이 작기 때문에 해당하는 그 차이의 절대값에 해당하는 만큼 열량이 남고 있다는 것을 알 수 있다. 이 열량은 급탕을 위한 온열로 활용될 수 있음을 의미한다.

4.5 소결

본 장에서는 Energy Balancing System의 특성 및 에너지 절감 효과를 확인하기 위하여 시스템 운전을 수행하고 결과를 분석하였다. 이를 위해 시스템을 운전하는 제어 목표에 따라 각 제어 요소에 적합한 제어 방법을 제시하고 제어 알고리즘을 도출하였다. 그리고 이를 적용하여 시스템을 실제 운전하고 그 결과를 분석함으로써 구성된 제어 전략이 본 시스템에 적합함을 확인하고 시스템의 효과를 입증하였다. 본 장의 내용을 요약하면 다음과 같다.

- (1) Energy Balancing System은 복합부하가 있는 곳에 적용되는 시스템으로 제어의 목표를 크게 세가지 제어 개념으로 구분하였다. 각 개념은 건물이나 존의 냉방이나 난방이 필요한 공간에 냉열과 온열을 공급하여 존의 온도를 유지하는 제어와 존에서 필요한 냉열 열량 또는 온열 열량만큼의 열량을 열원에서 존 까지 공급하는 제어, 그리고 열원이 열량을 저장하고 부족하면 생산하는 제어로 이루어져 있다. 이렇게 도출된 시스템의 제어 개념을 구체화하기 위하여 Energy Balancing System의 구성 시스템을 구분하여 나타내고 연관된 시스템을 정리하였다.
- (2) 제어의 목표를 확인하는 과정을 거친 뒤, 시스템을 구성하는 각 요소들에서 제어와 관련한 변수들이 어떠한 것이 있는지 파악하였다. 그리고 파악된 변수들을 가지고 각 제어 개념에 따른 제어의 목표를 근거로 관련 제어변수를 도출하였다. Energy Balancing System은 수배관 시스템이므로 냉온수의 방열량이 에너지 소비를 나타내는 지표가

된다. 따라서 제어를 위한 참조부(또는 참조점, Referencing Point)로는 수배관의 내의 온도와 유량이 가장 주요한 지표를 나타내며 대표적으로는 장비를 순환한 수배관의 입·출수 온도와 공급유량이 있다. 이러한 변수를 이용하여 각 제어 개념에 필요한 방열량을 계산하기 위하여 제어대상과 온도 및 유량 검출부, 그리고 조작을 하는 제어부를 구분하여 이를 제어 목적에 따라 분류하였다.

(3) 제어의 목표에 따라 구분된 제어요소의 변수들을 고려하여 각 제어개념의 각 부분에 적합한 제어 방법을 제시하였다. 본 연구에서는 시스템의 효과를 검증하고자 하는 것이 목적이므로 이에 부합하는 제어 방법 도출하기 위하여 검증에 효과가 미미하거나 영향을 미치지 못하는 그 외의 부분은 조건을 제한하거나 변경하여 제어 알고리즘을 제시하였다.

(4) 시스템 운전 및 결과는 제어 전략의 제어 경향을 통하여 시스템의 효과를 입증하기 위한 목적으로 실시하였다. 따라서 시스템의 주요지점의 취득열량과 방출열량을 계산하여 이를 비교하는 것으로 하였다. Storage System의 열생산량 및 열취득량을 비교하여 히트펌프가 생산하는 냉열과 온열의 생산 열량의 차이를 실제 운전을 통해 확인하였다. 이는 3장에서 제시한 Storage System의 용량설계 과정에 반영되어 냉방 또는 난방을 위한 열원의 용량이 가지고 있는 반대부하 대응 능력과 그 반대부하의 열원 능력을 비교하는 과정에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

(5) 방출열량 및 전달열량을 확인하여 손실되는 열량을 확인한 결과, 축

열조의 방출열량 및 전달열량의 경우 냉열과 온열이 열원에서 분배시스템을 구성하고 있는 냉방용 열교환기와 난방용 열교환기까지 이동하면서 손실되는 열량이 히트펌프와 축열조 사이의 열량 손실보다 비교적 크다는 것을 확인할 수 있었다. 이는 시스템의 구성이 배치상의 이유로 거리와 설치위치 조건이 상이하므로 인하여 발생된 결과라고 판단되므로 이를 충분히 고려한 시공과 여유 온도를 설정하여 열량을 공급해야 한다고 판단되었다.

(6) 냉수 축열조를 살펴보면 취득냉열량 보다 방출 냉열량이 크기 때문에 해당하는 그 차이의 절대값에 해당하는 만큼 열량이 부족하다는 것을 알 수 있었고, 온수 축열조는 취득온열량 보다 방출온열량이 작기 때문에 해당하는 그 차이의 절대값에 해당하는 만큼 열량이 남고 있다는 것을 알 수 있었다. 이를 통해 냉방이 이루어지고 있는 내주부 존의 방열량은 냉방부하가 지속적으로 발생하고 있음에도 이를 충분히 제거하지 못하여 발생한 상황이란 것으로 판단할 수 있었다. 그러나 온수 축열조에서는 이와 다르게 존에 공급된 온열이 부하를 제거한 것을 감지하여 제어신호를 통해 밸브와 펌프의 작동을 정지하였고 이로 인하여 방출온열량이 변동하고 있다는 것을 확인할 수 있었다. 이를 통해 열량을 공급해야하는 상황과 정지해야하는 상황에 따라 적합한 제어가 이루어지고 있음을 확인할 수 있었다. 특히 온수 축열조의 남은 열량은 급탕을 위한 온열로 활용될 수 있기 때문에 만약 시스템의 복합부하와 급탕부하 정보를 이용하여 이를 설계 단계 반영한다면 시스템의 Storage System 설계를 수행할 때 보다 정확한 용량 설계가 이루어질 것으로 기대된다.

제 5 장 결 론

본 연구는 기존의 축열식 히트펌프 시스템을 응용하여 복합부하가 발생하는 건물에 대응하는 열원 시스템과 에너지 소비가 적은 복사 시스템을 분배 및 말단 시스템을 적용하여 시스템의 효과를 파악하였다. 이를 위해 시스템을 구성하기 위한 열원 시스템의 용량설계 방안을 제시하였고, 이를 적용하여 축열원 히트펌프 시스템을 구성하였다. 구성된 시스템은 시스템의 효과를 입증하기 위하여 제어 전략이 적용되어야 하기 때문에 시스템의 제어 목표를 시스템의 구성요소 별로 그 특징을 구분하여 도출하였고 이를 알고리즘으로 구현하여 시스템에 적용하여 시스템을 운전하였다. 그리고 이를 통해 시스템의 구현 효과를 파악하고 시스템 용량 설계 방법과 제어 전략의 적합성, 그리고 시스템의 구현효과를 입증하는 것을 목표로 연구를 진행하였다.

이를 통해 복합부하가 발생하는 건물에 축열식 히트펌프 시스템을 적용할 때, 부하 profile에 따른 시스템의 용량설계와 존의 부하의 크기와 종류에 따라 냉방 또는 난방을 공급할 수 있는 제어 전략을 도출하였다.

본 연구의 결론은 다음과 같다.

- (1) 히트펌프 시스템과 축열 시스템은 냉열과 온열을 동시에 생산하는 히트펌프와 열을 저장함으로써 건물에 발생하는 난방부하와 냉방부하의 발생 시점 및 크기가 다르므로 인하여 발생하는 열적 불균형에 대처하는 축열조의 결합을 통해서 그 효과가 증대되고, 건물의 주거형태, 사용시간, 용도 등에 의하여 에너지 절감 효과가 상이하므로 시스템을

적용할 대상의 선정이 중요하다. 따라서 건물의 다양한 용도나 공간의 부하를 결정하는 동시사용율에 따른 부하패턴을 파악하여 복합부하의 profile을 시스템의 구성을 위한 기초 자료로 활용해야 한다.

(2) 복합부하에 따른 히트펌프와 축열조의 용량을 산정하는 방법을 제시하였다. 본 연구의 설계 방법을 바탕으로 실제 복합부하가 발생하는 건물을 위한 축열식 히트펌프 시스템으로서 Energy Balancing System의 열원 시스템 용량설계를 수행할 때에는 복합부하의 Profile을 단위 기간을 정하여 각 부하에 해당하는 축열조 용량과 히트펌프 용량을 계산하고 이를 최종적으로 제시된 설계 방법을 거쳐 용량설계를 진행해야 한다. 그것은 냉방 또는 난방을 위해 계산된 각 열원의 용량이 가지고 있는 반대되는 부하의 대응 능력과 그 부하를 위해 설계된 열원의 용량이 가지고 있는 능력을 비교하는 과정과 냉방부하를 제거하기 위하여 설정된 열원 용량이 만드는 온열능력이 급탕부하와 같은 추가적인 온열부하에 사용되는 지를 판단하는 과정으로 이루어져 있다.

(3) Terminal System으로서 적용된 천장형 복사 냉·난방 패널은 그 설계 방법 및 장비선정이 일반적인 수배관 시스템 설계 과정과 동일하나 패널이라는 단위 모듈 형태의 구성은 적용 대상의 조닝에서 출발하여 배치적, 건축적, 설비적 관점의 연결 계획이 진행되어야 적합한 패널 배치와 장비 선정이 이루어 질 것으로 판단되었다. 특히 이러한 패널 배치 과정을 통해 복합부하가 발생하는 존의 특성과 복사패널의 개수를 최대화할 수 있는 배치를 고려한 뒤 패널의 세부 조닝을 진행하는

과정을 거친다면 복합부하가 발생하는 상황에서의 복사패널 배치과정을 기존의 배치과정 보다 합리적으로 구체화하고 세분화시킬 수 있는 장점이 있을 것으로 기대된다.

(4) 제어의 목표를 건물이나 존의 냉방이나 난방이 필요한 공간에 냉열과 온열을 공급하여 존의 온도를 유지하는 제어와 존에서 필요한 냉열 열량 또는 온열 열량만큼의 열량을 열원에서 존 까지 공급하는 제어, 그리고 열원이 열량을 저장하고 부족하면 생산하는 제어로 이루어 구분하였다. 또한 시스템의 효과를 검증하고자 하는 목적에 부합하는 제어 방법을 도출하기 위하여 검증에 효과가 미미하거나 영향을 미치지 못하는 그 외의 부분은 조건을 제한하거나 변경하여 제어 알고리즘을 제시하였다. 따라서 냉방과 난방이 공급되는 존을 고정하고, 냉방과 난방이 공급되는 시점을 가정하여 운전한 결과, 동시냉난방 부하를 제거하는 경우 단일 열원인 히트펌프의 부하 측과 열원 측을 모두 활용할 수 있기 때문에 기기의 COP를 높일 수 있음을 확인할 수 있었다.

(5) 시스템 운전 및 결과는 제어 경향을 통하여 시스템의 효과를 입증하기 위한 목적으로 실시하였다. 따라서 시스템의 주요지점의 취득열량과 방출열량을 계산하여 이를 비교하는 것으로 하였다. Storage System은 열생산량 및 열취득량을 비교하여 히트펌프가 생산하는 냉열과 온열의 생산 열량의 차이를 실제 운전을 통해 확인한 결과 손실률이 냉수 축열조측의 경우 3.18%, 온수 축열조 측은 0.85%인 경우로 그 양이 미미하다고 판단되었다. 이는 Storage System의 용량설계 과정에 반영되어 냉방 또는 난방을 위한 열원의 용량이 가지고 있는 반

대부하 대응 능력과 그 부하의 열원 능력을 비교하는 과정에 활용될 수 있을 것이다.

(6) 방출열량 및 전달열량을 확인하여 손실되는 열량을 확인한 결과, 축열조의 방출열량 및 전달열량의 경우 냉열과 온열이 열원에서 분배시스템을 구성하고 있는 냉방용 열교환기와 난방용 열교환기까지 이동하면서 손실되는 열량이 히트펌프와 축열조 사이의 열량 손실보다 비교적 크다는 것을 확인할 수 있었다. 이는 시스템의 구성이 배치상의 이유로 거리와 설치위치 조건이 상이하므로 인하여 발생된 결과라고 판단되므로 이를 고려한 시공과 여유 온도를 설정하여 열량을 공급해야 한다고 판단되었다.

(7) 축열조를 열출입을 난타낸 열량 profile을 토대로 열원이 생산한 열량을 균형있게 활용할 수 있는 가능성을 살펴보았다. 냉수 축열조를 살펴보면 취득냉열량 보다 방출냉열량이 크기 때문에 해당하는 그 차이의 절대값에 해당하는 만큼 열량이 부족하다는 것을 알 수 있었고, 온수 축열조는 취득온열량 보다 방출온열량이 작기 때문에 해당하는 그 차이의 절대값에 해당하는 만큼 열량이 남고 있다는 것을 알 수 있다. 또한 존에 공급된 온열이 부하를 제거한 것을 감지하여 제어신호를 통해 밸브와 펌프의 작동을 정지하였고 이로 인하여 방출온열량이 변동하고 있다는 것을 확인할 수 있었다. 이를 통해 열량을 공급해야 하는 상황과 정지해야 하는 상황에 따라 적합한 제어가 이루어지고 있음을 확인할 수 있었다. 특히 온수 축열조의 남은 열량은 급탕을 위한 온열로 활용될 수 있기 때문에 만약 시스템의 복합부하와 급탕부하 정

보를 이용하여 이를 설계 단계 반영한다면 시스템의 Storage System 설계를 수행할 때 보다 정확한 용량 설계가 이루어질 것으로 기대된다.

이상의 내용에서 복합부하가 발생하는 존의 축열식 히트펌프 시스템의 구성 및 제어 방안을 논의하였다. 본 연구의 주안점은 존의 설정 온도를 정밀한 제어를 통해 통제하여 실험 결과를 도출하는 것이 아니라 부하의 열적 밸런싱을 통하여 에너지를 효과적으로 저장하고 이를 에너지 효율적으로 활용하고자 하는데 목표를 두고 있다. 그로 인하여 실제 존에 공급되는 유량은 설정온도에 따라 임의로 밸브의 개도가 변동하여 조절되었다. 추후에는 제어 목표에 따라 복사 시스템의 표면온도, 혹은 실온을 피드백하여 각 존의 유량조절을 위한 밸브 및 시스템 일체가 동시에 제어되도록 하는 통합 제어가 필요할 것으로 판단된다. 또한 본 연구를 통하여 제시된 복합부하를 위한 축열식 히트펌프 시스템의 구성 및 제어 방안을 발전시켜 시스템의 적용 범위를 건물 전체와 지역으로 확장하여 적용한다면, 건물이나 존에 냉방 또는 난방의 단일한 부하가 나타나더라도 이러한 부하를 감지하여 복합부하가 발생하는 공간을 서로 연결하고 이를 열교환하여 열원시스템 에너지효율을 향상 시킬 수 있을 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

1. 김만석, 복합건물군의 부하변동에 따른 분산형 지열시스템 운전방안, 대한설비공학회 논문집, 2011, p.1228.
2. 김상진, 이건영, 정현상, 최용훈 공저, 『현대자동제어』, 북스힐, 2003.
3. 신재생에너지 설비심사기준, 물 물 지열 열펌프 유닛, 2011, p.3.
4. 요코마쓰 테라테, 저탄소 사회의 에너지 이용(4), 월간 전기기술(원문 출처: OHM誌), 2011.
5. 이규남, “복사냉난방 시스템의 성능평가를 위한 에뮬레이션에 관한 연구”, 서울대 대학원 박사학위 논문, 2010, pp.105 - 109.
6. 월간 빌딩문화 편집부, 동경전력 시스템을 예로 살펴본 새로운 시대의 냉·난방방식 축열식 히트펌프 시스템, 월간 빌딩문화, 1992.8.
7. 장재철, “통합 지열히트펌프 시스템의 성능 예측 및 검증에 관한 연구”, 충남대학교 석사학위 논문, 2011.
8. 정석권, 금종수, 김동규, 유삼상 공역, 『냉동공조시스템의 자동제어』, 인터비전, 2006.
9. 지식경제부, 건축물의 냉방설비에 대한 설치 및 설계기준, 1994.
10. 차종희 역, 슈퍼히트펌프에 의한 에너지집적시스템, 원자력지식정보관문국, 2001.10.
11. 한국전력공사 수요관리실, 축냉식 냉방 심야전력 기기 인정기준, 2006.1. p.3.
12. 홍희기, 강용태 역, 『열펌프 공기조화 시스템(일본 전력공조연구회)』, 성안당, 2002.
13. ASHRAE, 『2007 ASHRAE Handbook HVAC Applications』, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2007, p.41.9.
14. ASHRAE, 『2008 ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment』, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2008, pp.8.19-20.
15. ASHRAE, 『2008 ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment』, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2008, p.50.23.

16. Cengel, Y., and Cimbala, J., 『Fluid Mechanics - Fundamentals and Applications』 , McGraw-Hill, 2006, pp.340-342.
17. Kang, H., Joo, Y., Chung, H., Kim, Y., and Choi, J., Experimental study on the performance of a simultaneous heating and cooling multi-heat pump with the variation of operation mode, International Journal of Refrigeration, 2009.
18. Kilkis, B., An analytical algorithm for hydronic circuit analysis and assessment of equipment performance, ASHRAE Transactions, 1999, 105(1).
19. Sarkar, J., Bhattacharyya, S., and Gopal M.R., Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, International Journal of Refrigeration, 2006, pp.735 - 743.
20. Wildin, M.W., and Truman, C.R., Performance of stratified vertical cylindrical thermal storage tanks—Part 1: Scale model tank. ASHRAE Transactions 95(1), 1989, pp.1086-1095.
21. galxc.co.uk
22. www.daikinac.com

ABSTRACT

A Study on the Configuration and Control Strategies of the Heat Pump System with Thermal Storages for Buildings with Simultaneous Heating and Cooling

By Lee, Seung Jae

Department of Architecture and Architectural Engineering
Master's Course in the Graduate School of
Seoul National University
Advised by Professor Yeo, Myoung Souk
2013. 2.

As buildings become high-rise and construction technology are developed, building envelopes which are airtight and compartments of the space which are thermally defined clearly are increasing. Such these spaces generate cooling load constantly because of the internal heat gains. Likewise, the spaces needed cooling all year round are increasing, it requires the operation of cooling tower which consumes energy even in the winter period. Therefore, the objectives of this paper are to propose the configuration and control strategies of the

heat pump system with thermal storages for buildings with simultaneous heating and cooling called 'Energy Balancing System' in the paper and the system is installed to the real space.

The results of this research are summarized as follows:

- (1) The effect of the energy saving is maximized through the combination of the heat pump system and thermal storage system. And it is important to find out the zones where the system is applied according to the pattern of occupancy, the period of use, the objective of the building. Therefore, the rate of the demand for simultaneous heating and cooling which determines the amount of energy use should be found out to utilize for the configuration of the system as the load profiles.
- (2) The methods for sizing the capacity of the heat pump and thermal storages are suggested according to load profiles. Firstly, setting a term of the period for the operation of the system should be taken into account, and then sizing the capacity of the heat pump and thermal storages are proceeded. These processes consists of the process which is a comparison between the capability of the equipment for cooling or heating

and those of the equipment generated energy for the other side (heating capability for cooling/cooling capability for heating) and the process which determines whether there is a possibility that the heating energy produced from the capability of equipment for cooling to utilize for energy demand for heating such as a domestic hot water.

(3) The operation of the system is conducted for verification of the effect of the system through the pattern of the control strategies. Therefore, the primary control reference points are set and measured, and then heat gain and heat output for cooling and heating are calculated and compared. Among the control strategy, heat loss for heating and cooling of 'Storage system' and the difference of heat gain and heat output for both of storages are examined by the experiment. Lastly, the coefficient of performance for the system was verified that the control strategies can enhance the energy efficiency.

Keywords : Heat Pump System with Thermal Storages,
Simultaneous Heating and Cooling, Control Strategy

Student Number : 2011-20605