

第 77 回 博士學位論文
指導教授 李 彦 求

外氣冷水冷房 시스템의
에너지 성능과 經濟性 分析에 관한 研究

A Study on the Analysis of Energy Performance and
Economic Feasibility of Free Cooling System

中央大學校 大學院
建築學科 建築計劃 및 環境專攻
金 世 訓
2005年 6月

外氣冷水冷房 시스템의
에너지 성능과 經濟性 分析에 관한 研究

A Study on the Analysis of Energy Performance
and Economic Feasibility of Free Cooling System

이 論文을 博士學位論文으로 提出함

2005年 6月

中央大學校 大學院
建築學科 建築計劃 및 環境專攻
金 世 訓

金世訓의 博士學位論文으로 認定함

審査委員長 (印)

審査委員 (印)

審査委員 (印)

審査委員 (印)

審査委員 (印)

中央大學校 大學院

2005年 6月

목 차

제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경 및 목적	1
1.2 연구의 내용 및 방법	2
1.3 국내외 연구동향	5
제 2 장 외기냉수냉방 시스템의 이론적 고찰	9
2.1 외기냉수냉방 시스템의 특성에 관한 고찰	9
2.1.1 냉방 시스템의 원리	9
2.1.2 외기냉수냉방 시스템의 개요	10
2.1.3 외기냉수냉방 시스템의 종류	11
2.1.4 외기냉방 시스템과 외기냉수냉방 시스템의 비교	15
2.2 외기냉수냉방 시스템의 구성요소별 고려사항	17
2.2.1 냉각탑(Cooling Tower)	17
2.2.2 열교환기(Heat Exchanger)	19
2.2.3 펌프(Pump)	21
2.3 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘에 관한 고찰	24
2.3.1 자동제어의 개요	24
2.3.2 자동제어의 종류	25
2.3.3 자동제어를 통한 에너지 절약효과	27
2.3.4 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘	31
2.4 국외 사례조사	35
2.4.1 미국 피츠버그 사무소 건물	35
2.4.2 중국 상하이 사무소 건물	37
2.4.3 Canada 교환국사 건물	40
2.5 소 결	42

제 3 장	외기냉수냉방 시스템의 국내사례 실태조사	44
3.1	국내 현장조사	44
3.1.1	서울시 S 교환국사	44
3.1.2	서울시 S 방송국	47
3.2	시스템의 지역별 적용가능시기	51
3.2.1	지역별 연간 습구온도 분포	51
3.2.2	외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 기간	57
3.2.3	외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간	58
3.3	소 결	59
제 4 장	외기냉수냉방 시스템의 에너지 성능분석	61
4.1	시뮬레이션 프로그램의 개요	61
4.1.1	시뮬레이션 프로그램의 선정	61
4.1.2	TRNSYS 프로그램의 개요	61
4.1.3	TRNSYS 15 프로그램의 특징 및 구성	62
4.1.4	대상건물의 시뮬레이션 과정	63
4.2	시뮬레이션 대상건물의 개요 및 조건	64
4.2.1	시뮬레이션 모델 개요	64
4.2.2	시뮬레이션 조건	67
4.3	외기냉수냉방 시스템의 변수별 에너지 절약효과	77
4.3.1	실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과	80
4.3.2	설정온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과	90
4.3.3	열교환기의 어프로치 온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과	97
4.4	소 결	108

제 5 장	외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석	110
5.1	경제성 분석의 개요	110
5.1.1	경제성 분석의 방법	110
5.1.2	경제성 분석의 주요 인자	111
5.1.3	경제성 분석 기법	112
5.2	경제성을 고려한 시스템 선정	113
5.2.1	시스템 선정 과정	113
5.2.2	경제성을 고려한 설계	115
5.3	초기투자비 산정	116
5.3.1	건물 및 시스템 개요	116
5.3.2	초기투자비 산정	118
5.4	외기냉수냉방 시스템의 경제성 평가	122
5.4.1	운전비용 분석	122
5.4.2	대상건물의 경제성 분석	122
5.5	소 결	131
제 6 장	결 론	133
참 고 문 헌		136
국 문 초 록		140
ABSTRACT		144

표 목 차

<표 2.1> 외기냉방 시스템과 외기냉수냉방 시스템의 차이점	17
<표 2.2> 피츠버그 사무소 건물의 냉방부하계산(하절기 제외)	35
<표 2.3> 냉각탑의 성능비교	36
<표 2.4> 냉수코일의 성능비교	36
<표 2.5> 피츠버그 사무소 건물의 냉방에너지 사용량	37
<표 2.6> 사례건물의 측정 데이터(단위: °C)	38
<표 2.7> 사례건물의 외기냉수냉방 시스템의 운전 데이터	39
<표 3.1> 대상건물의 개요	45
<표 3.2> 대상건물의 개요 및 조감도	47
<표 3.3> 대상건물의 냉방 시스템 계통도 및 외기냉수냉방 시스템 구성요소	48
<표 3.4> 대상건물의 냉동기에 의한 도시가스 소비량 (단위: m ³)	49
<표 3.5> 지역별 월 평균 습구온도 (단위: °C)	56
<표 3.6> 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 기간	57
<표 3.7> 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간 (단위: 시간)	58
<표 4.1> 대상건물의 존별 용도 및 면적	67
<표 4.2> 존별 구조체 경계조건 구성	68
<표 4.2> 존별 구조체 경계조건 구성(계속)	69
<표 4.3> PREBID 프로그램의 인체발열 조건(ISO7730)	70
<표 4.4> 대상건물의 스케줄	71
<표 4.5> 대상모델의 존별 내부발열 조건	71
<표 4.6> 서울지방의 설계외기조건(T.A.C. 2.5%)	72
<표 4.7> 시뮬레이션 시스템 조건	73
<표 4.8> 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량	79
<표 4.9> 시뮬레이션의 입력조건	80
<표 4.10> 대안-1 (실내발열 90%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	82
<표 4.11> 대안-2 (실내발열 80%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	84
<표 4.12> 대안-3 (실내발열 70%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	85
<표 4.13> 대안-4 (실내발열 60%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	86
<표 4.14> 대안-5 (실내발열 50%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	88
<표 4.15> 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과	89
<표 4.16> 대안-1 (설정온도 6°C일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)	92

<표 4.17> 대안-2 (설정온도 7℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) …	93
<표 4.18> 대안-3 (설정온도 8℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) …	94
<표 4.19> 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 에너지 절약효과 ……	96
<표 4.20> 열교환기의 어프로치 온도에 따른 시뮬레이션의 입력조건 ……	98
<표 4.21> 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 9℃) ……	99
<표 4.22> 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 9℃) …	100
<표 4.23> 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 10℃) …	101
<표 4.24> 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 10℃) ……	102
<표 4.25> 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 11℃) ……	103
<표 4.26> 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 11℃) ……	105
<표 4.27> 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 12℃) ……	106
<표 4.28> 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 12℃) ……	107
<표 5.1> 건물의 유지관리 비용(일본 관청의 사무소 건물) ……	110
<표 5.2> 법적 내용연수 (1995.3.30 세법개정) ……	111
<표 5.3> 현재 운전 중인 외기냉수냉방 시스템의 주요 장비 ……	118
<표 5.4> 일반냉방시스템 초기투자비 : ……	120
<표 5.5> 외기냉수냉방시스템 초기투자비 : approach 온도 4℃~1℃별 ……	120
<표 5.6> 공사를 위한 초기투자비 비교 (원) ……	121
<표 5.7> 일반용 전력(을)-고압A의 전력량 요금기준 ……	123
<표 5.8> 외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 경제성 평가 (어프로치 온도 4℃기준) ……	124
<표 5.9> 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석 ……	124
<표 5.10> 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 경제성 분석 ……	126
<표 5.11> 냉수측 출구온도 9℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석 ……	127
<표 5.12> 냉수측 출구온도 10℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석 …	128
<표 5.13> 냉수측 출구온도 11℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석 …	129
<표 5.14> 냉수측 출구온도 12℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석 …	130

그 립 목 차

(그림 1.1) 연구의 흐름도	4
(그림 2.1) P-h 몰리에르선도에서의 냉동 사이클 원리	9
(그림 2.2) 냉방 시스템의 계통도	10
(그림 2.3) 직접 외기냉수냉방 시스템의 계통도	12
(그림 2.4) 간접 외기냉수냉방 시스템의 계통도	13
(그림 2.5) 밀폐형 코일을 이용한	14
(그림 2.6) 냉매 이동식 외기냉수냉방 시스템의 계통도	14
(그림 2.7) 글리콜 순환을 이용한 외기냉수냉방 시스템의 계통도	14
(그림 2.8) 외기냉방 시스템 계통도	15
(그림 2.9) 항온항습 시 외기냉방	16
(그림 2.10) 항온항습 시 외기냉수냉방	16
(그림 2.11) 습구온도 변화에 대한 냉각탑의 어프로치	19
(그림 2.12) 판형 열교환기의 유체흐름 경로	21
(그림 2.13) 시스템 저항곡선이 상승하는 경우	23
(그림 2.14) 시스템 저항곡선이 하락하는 경우	23
(그림 2.15) Multiple-Pass 응축기 특성곡선	23
(그림 2.17) 펌프 댓수제어 계통도	27
(그림 2.18) 냉동기 댓수제어 계통도	28
(그림 2.19) 냉각수의 농축 속도(최대 부하시)	29
(그림 2.20) 냉각탑의 약품주입과 블로우	30
(그림 2.21) 사무실 절전 운전 사이클	31
(그림 2.22) 조합운전을 위한 시스템의 제어 계통도	32
(그림 2.25) 사례건물의 측정 데이터	38
(그림 2.26) 사례건물의 외기냉수냉방 시스템의 운전 데이터	39
(그림 2.27) Bell Canada 교환국사 건물의 에너지 소비량	41
(그림 3.2) 대상건물의 연간 에너지 소비량(2003년 9월 ~ 2004년 8월)	45
(그림 3.4) 대상건물의 중앙 제어시스템 모듈	49
(그림 3.5) 대상건물의 냉동기에 의한 도시가스 소비량(2004년 3월~2004년 10월)	50
(그림 3.6) 서울지방의 연간 습구온도 분포	52
(그림 3.7) 대전지방의 연간 습구온도 분포	52
(그림 3.8) 대구지방의 연간 습구온도 분포	53

(그림 3.9) 부산지방의 연간 습구온도 분포	53
(그림 3.10) 광주지방의 연간 습구온도 분포	54
(그림 3.11) 제주지방의 연간 습구온도 분포	54
(그림 3.12) 강릉지방의 연간 습구온도 분포	55
(그림 3.13) 전주지방의 연간 습구온도 분포	55
(그림 3.14) 지역별 월 평균 습구온도 분포	56
(그림 3.15) 지역별 연간 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간	58
(그림 4.5) TRNSYS 프로그램을 이용한 서울지방 외기의 습구온도 산출과정	72
(그림 4.8) 일반냉방시스템 기계실 평면도	76
(그림 4.9) 외기냉수냉방시스템 기계실 평면도	76
(그림 4.10) 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량	78
(그림 4.12) 대안-1 (실내발열 90%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	83
(그림 4.13) 대안-2 (실내발열 80%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	84
(그림 4.14) 대안-3 (실내발열 70%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	86
(그림 4.15) 대안-4 (실내발열 60%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	87
(그림 4.16) 대안-5 (실내발열 50%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	89
(그림 4.17) 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과	90
(그림 4.19) 대안-1 (설정온도 6℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	92
(그림 4.20) 대안-2 (설정온도 7℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	94
(그림 4.21) 대안-3 (설정온도 8℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과) ..	95
(그림 4.22) 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 에너지 절약효과	96
(그림 4.24) 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 9℃) ..	99
(그림 4.25) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 9℃) ..	100
(그림 4.26) 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 10℃) ..	102
(그림 4.27) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 10℃) ..	103
(그림 4.28) 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 11℃) ..	104
(그림 4.29) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 11℃) ..	105
(그림 4.30) 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 12℃) ..	106
(그림 4.31) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 12℃) ..	107
(그림 5.3) 외기냉수냉방시스템의 흐름도	117
(그림 5.4) 일반냉방시스템의 흐름도	117
(그림 5.8) 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석	125
(그림 5.9) 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 경제성 분석	126
(그림 5.10) 냉수측 출구온도 9℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석 ..	127

(그림 5.11) 냉수측 출구온도 10°C일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석	…128
(그림 5.12) 냉수측 출구온도 11°C일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석	…129
(그림 5.13) 냉수측 출구온도 12°C일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석	…130

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

최근 지속가능한 개발이란 명제아래 건물의 에너지 소비 최소화와 자원절약, 생태계 및 지구환경 보전이 중요한 사회적 이슈로 떠오르고 있다, 국제사회에서는 1992년 기후변화 협약 체결 이후 환경오염물질에 대한 규제의 움직임이 범지구적 차원에서 일고 있으며, OECD 회원국인 우리나라도 머지않은 장래에 이러한 일련의 규제대상에 포함될 것으로 판단된다. 화석연료의 사용으로 이산화탄소가 배출되며, 앞으로도 상당기간 동안 화석연료는 여전히 우리의 주 에너지원이 될 수밖에 없기 때문에 에너지이용효율 향상을 위한 시스템기술이나 신소재기술에 대한 연구 개발이 필요한 시기이다.

현재 우리나라의 경우, 에너지 수입 의존도는 96.5%이며, 에너지 소비량은 경제협력개발기구(OECD)국가 중 10위에 해당될 정도로 많은 에너지를 소비하는 국가¹⁾이다. 특히, 2005년도 에너지 통계자료에 의하면, 총 에너지 소비량 중에 건물 부문에서 사용한 에너지의 비율이 약 22.1%정도가 될 정도로 건물부문에서 차지하는 에너지의 소비량이 높다.²⁾

한편, 최근 건축물의 고단열 및 고기밀화로 건물부문에서의 총에너지 소비량 중에서 냉방에너지의 소비가 차지하는 부분이 점점 늘어가고 있는 추세이다. 특히, 실내발열이 많이 발생하는 전산센터, 판매시설, 사무소 건물 등에서는 4계절 냉방 부하의 발생이 점차 증가하여 하절기뿐만 아니라 중간기 및 동절기에도 많은 냉방 에너지가 소비되고 있는 실정이며, 앞으로도 재실자의 쾌적한 환경에 대한 요구조건을 맞추기 위해서 이러한 현상은 지속될 것으로 판단된다.

건물에서 소비되는 냉방에너지를 절약하기 위해 에너지 절약형 공조시스템이 개발되고 있으며, 그중에 한 가지 방법으로 낮은 온도의 외기를 이용한 냉방시스템이 개발되어 활용되고 있다. 특히, 냉각탑을 활용한 외기냉수냉방 시스템은 많은 장점으로 인해 외국의 경우 교환국사나 전산센터 및 일부 사무실에서 적용되고 있으며, 일반사무소 건물과 판매시설 등으로 적용대상이 확대되고 있다. 현재 국내의 경우, 외기냉수냉방 시스템은 인식 부족으로 인해 시스템은 일부 건물에만 국한되어 있으며 시스템의 연구 개발은 미비한 상태에 있다.

1) 통계청, 통계로 본 세계속의 한국, 2005.2

2) 에너지관리공단(<http://www.kemco.or.kr>) 2005.3

외기냉수냉방 시스템은 이론적으로는 비교적 단순하고 에너지 절약효과가 크지만, 이를 실제로 설계에 적용하고 효과적으로 운영하기 위해서는 복합적인 기술이 뒷받침 되어야 한다. 즉, 일반적인 냉동사이클과의 부하분담을 위한 시스템구축과 적정 제어방식의 도입이 필수적이다. 이를 위해서는 기후조건과 건물의 부하패턴에 대한 정확한 분석을 통한 시스템의 적정 용량산정과 최적 설계지침이 요구되고 적절한 제어알고리즘의 개발을 통한 운영지침이 필요하다. 그러나 아직까지 이에 대한 연구가 미비하여 일부 국내에서 외기냉수냉방 시스템을 적용한 건물의 경우 실내 환경에 대한 제어가 제대로 이루어지지 못하며, 실질적인 냉방에너지의 절약 효과를 얻지 못해 오히려 초기투자비의 증대만 가져오는 경우가 있는 것이 현실이다.

따라서, 본 연구에서는 국내외 실태 조사를 통해 외기냉수냉방 시스템 사용의 실제적인 에너지 절감의 효과를 살펴보고 운영과정의 문제점을 파악하였다. 또한 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 영향을 미치는 변수를 시뮬레이션을 통해 분석하여 변수별 에너지사용의 정량적 검토를 함으로써 설계 및 운전시 적용할 수 있는 기초자료를 제공하고 외기냉수냉방 시스템의 적용 및 운전에 따른 경제성을 투자회수기간 분석법을 이용하여 평가함으로써 외기냉수냉방 시스템의 경제적 타당성을 평가하였다.

1.2 연구의 내용 및 방법

외기냉수냉방 시스템 도입을 활성화 시켜 냉방에너지 절감을 획기적으로 가져올 수 있는 냉각탑을 이용한 외기냉수 냉방 시스템의 기술은 기본적으로 시스템의 설계기술이고 제어 및 운영기술이다. 본 연구에서는 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 영향을 미치는 변수를 설정하고 이를 정량적으로 분석하여 시스템의 에너지 절약효과를 검증하고, 외기냉수냉방 시스템의 최적 제어 알고리즘을 제시하며, 경제성 분석을 통해 외기냉수냉방 시스템의 합리적인 이용을 유도하고자 하였다.

이를 위해, 본 연구는 외기냉수냉방 시스템의 이론적 고찰부분, 외기냉수냉방 시스템의 국내외 현황 부분, 시뮬레이션 기법을 이용한 에너지 절약효과 분석 및 검증부분, 경제성 분석 부분으로 나뉘어 진행되었으며, 각 단계별 내용과 방법은 다음과 같다.

(1) 외기냉수냉방 시스템의 이론적 고찰

외기냉수냉방 시스템의 특성과 제어 알고리즘에 관한 이론적 고찰을 하였다. 이

론적 고찰의 결과는 외기냉수냉방 시스템의 국내현장조사를 통한 현황파악과 문제점 분석의 기초자료로 활용되었고, 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 정량적으로 분석하기 위한 시뮬레이션 수행 시 입력 자료의 근거로 활용되었다. 또한 국외건물의 외기냉수냉방 시스템 이용현황과 에너지절약 효과를 살펴보았다.

(2) 외기냉수냉방 시스템의 국내 현황조사

국내에서 외기냉수냉방 시스템이 적용된 건물을 선정한 후 관련 자료를 수집하여 설계, 시공 및 운영에 따른 현황을 파악하였다. 외기냉수냉방의 설계 및 실제 건물 운영에 관계된 전문가들을 대상으로 설계 및 운영상 객관성 있는 자료로 파악하며 문제점들을 도출하였다. 또한, 외기냉수냉방 시스템 설계의 기준이 되는 우리나라 지역별 습구온도 분포를 조사하여 정리하였다.

(3) 시뮬레이션 기법을 이용한 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 분석

에너지절약 효과를 정량적으로 분석하기 위한 시뮬레이션 입력 자료를 추출한 후, 국내 현장 건물을 대상으로 동일한 조건을 모델링 하여 시뮬레이션을 실시하였다. 외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 에너지 절약효과와 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 영향을 미치는 변수들을 설정하여 변수별 에너지 절약효과를 정량적으로 분석하였다. 에너지 절약 효과를 검증하며 추후 개선방안을 도출하는 근거자료로 활용하였다.

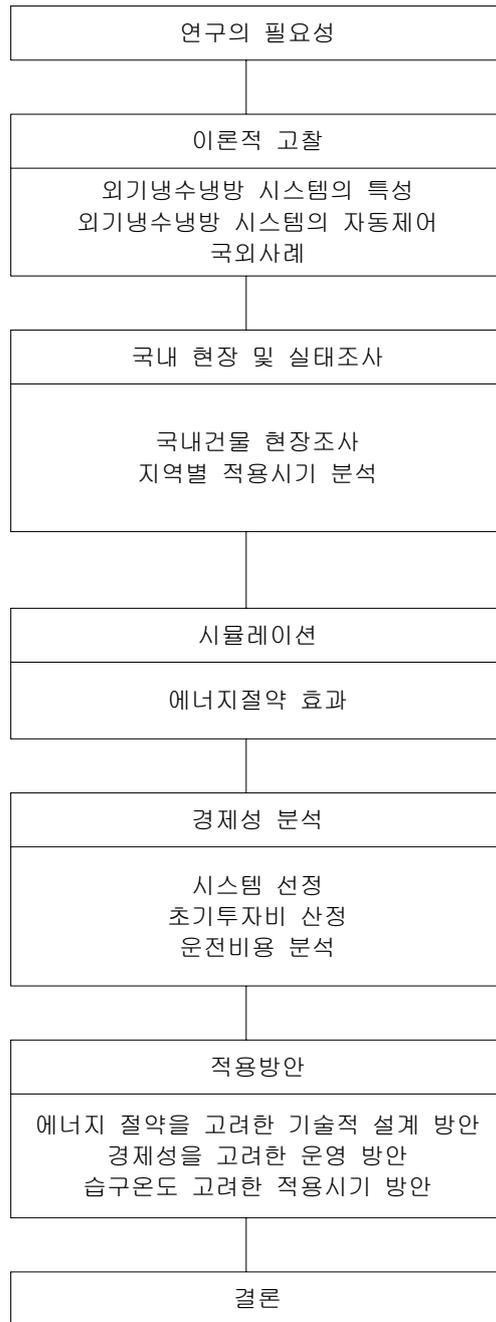
(4) 경제성 분석

외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 분석에 대해 실제건물의 설계 및 운영상태를 기초로 하여 경제성을 분석 하였다. 경제적 분석은 외기냉수냉방 시스템의 초기 투자 및 운전비용을 동일 건물에서 다른 시스템과 비교하여 투자회수기간 분석기법을 이용하였다.

(5) 외기냉수 냉방 시스템의 적용

연구결과를 종합 정리하여 외기냉수냉방 시스템의 합리적인 적용을 제안하였으며, 우리나라 지역별 습구온도 분포에 따른 외기냉수냉방 시스템의 적용기간 및 시간을 분석함으로써 외기냉수냉방 시스템 설계시 기상자료를 이용한 초기계획이 가능하도록 하였다.

본 연구의 흐름도는 (그림1.1)과 같다.



(그림1.1) 연구의 흐름도

1.3 국내외 연구동향

1.3.1 국내 연구동향

냉각탑을 이용한 외기냉수냉방시스템이 국내에 본격적으로 소개된 것은 3~4년에 불과하다. 1990년대 중반 현열부하를 처리하기 위해 일부 증권사의 리모델링을 통해 외기냉수냉방 시스템이 도입되었고 최근 연중 실내발열에 의한 냉방부하가 발생하여 중간기 및 동절기에 냉방에너지가 소비되는 교환국사, 전산센터, 방송국 등에서 일부 외기냉수냉방 시스템이 적용되고 있다. 그러나 외기냉수냉방 시스템이 적용된 기존 건물들은 시스템 구축에 있어서 체계적 설계기준이 적용되지 않아 운영상의 문제점이 발생하여 시스템의 신뢰성이 확보되지 못하고 있는 실정이다. 또한, 실내 부하변동에 따른 조합운전과 냉각탑의 냉각수 동결방지에 대한 기술적 뒷받침이 미비한 상태에 있으며, 최적 운전을 위한 자동제어 시스템의 구축이 미흡한 실정이다.

1993년 이수연³⁾은 냉각탑을 이용한 외기냉수냉방 시스템의 소개 및 건물의 적용에 관련된 국외문헌을 소개했다. 2003년 김훈채⁴⁾는 실제 사례건물을 대상으로 DOE 프로그램을 이용하여 에너지 성능 분석을 실시하였다. 외기냉수냉방 시스템의 실제 사례건물을 대상으로 운영 데이터를 정리하여 건물의 실제 에너지 소비량을 분석하고 외기냉수냉방 시스템의 운영상의 문제점을 제시하였다. 2004년 12월 원종연⁵⁾은 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 관해 연구하였다. 이상 살펴본 바와 같이 국내의 경우 외기냉수냉방 시스템과 관련된 연구는 매우 미미하고, 주로 외기냉수냉방 시스템의 외국문헌을 소개하고 국내에 적용된 사례건물에 대해서 에너지 소비실태 및 운영상의 문제점에 관한 연구에 국한되어있는 실정이다.

1.3.2 국외 연구동향

1982년 Marley⁶⁾ 냉각탑 제조업체에서 외기냉수냉방 시스템의 개념 및 적용성

3) 이수연, 냉각탑을 이용한 외기냉방, 한국냉동공조기술협회지, Vol 10, No 6, June, 1993

4) 김훈채, 쿨링타워를 이용한 외기냉수냉방 시스템에 관한 연구, 중앙대학교 건설대학원 석사학위 논문, 2003

5) 원종연, 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 관한 연구, 중앙대학교 대학원 석사학위 논문, 2004. 12

6) Marley Cooling Tower Co, The Application of Cooling Towers for Free Cooling, Technical Report., 1982

에 관한 회사 기술보고서의 형식으로, 미국의 경우, 최초로 외기냉수냉방 시스템을 소개하였다.

1986년 Harry McKeown⁷⁾은 외기냉방과 전산실에서의 글리콜의 순환에 의한 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 제시하였으며, 그 후 1987년 Dave Goswami와 C.N. Revelioty⁸⁾는 외기냉수냉방 시스템의 설계를 위한 냉각수 펌프의 고려사항과 문제점을 제시하였다. 1990년 S.A Mumma와 C. Cheng⁹⁾은 외기냉수냉방 시스템의 사례연구를 통해 기후조사를 실시하여 적용 가능성을 확대했으며, 시스템의 유형별 에너지 성능 분석을 실시하여 설계지침(Design Guideline)을 마련하는데 근거 자료로 활용되었다. 1994년 ASHRAE 심포지움에서 William J. Coad¹⁰⁾는 외기냉수냉방 시스템의 물리적인 현상으로 인한 고려사항 및 문제점에 관한 해결방안에 대한 간단한 개념들을 제시하였으며, J.C Hensley¹¹⁾는 최초로 소개된 Marley회사 기술보고서를 근거로 외기냉수냉방 시스템의 냉각탑의 특성에 따른 성능 분석을 하였다. 또한 J. Ocejo¹²⁾는 외기냉수냉방 시스템의 기회증대를 위해 펌프를 통한 외기냉수냉방 시스템의 응용범위를 제시하였으며, 간접 외기냉수냉방 시스템 설계 시 펌프의 여러 가지 대안을 제시하였다. 같은 해 Kenneth M. Elovitz¹³⁾는 Plant Engineering잡지를 통해 외기냉수냉방 시스템의 경제성 평가를 실시하고 외기냉수냉방 시스템의 기존의 방법에 대한 응용을 제시하였다.

1996년 David W. Kelly¹⁴⁾는 외기냉수냉방 시스템의 최적 운전을 위한 냉각탑의 냉각수 및 냉수배관, 부하분담 등을 제시하여 운영지침을 마련하는데 기초자료

-
- 7) Harry McKeown, Free Cooling Keeps energy costs down, The Heating and air conditioning journal, Vol.56, No.652, 1986
 - 8) Dave Goswami, C.N. Revelioty, Free Cooling by Cooling Tower Water, ASHRAE Journal, Jan, 1987
 - 9) S.A. Mumma, C. Cheng, A Design Procedure to Optimize the Selection of the Water-side Free Cooling Components, ASHRAE Journal, April, 1990
 - 10) W.J. Coad, Open Chilled-Water Systems for Free Cooling - A Simple Concept that Lacks Simplicity, ASHRAE Transactions, Jan, 1994
 - 11) J.C Hensley, The Application of Cooling Towers for Free Cooling, ASHRAE Transactions, Jan, 1994
 - 12) J. Ocejo, Enhancement of Free Cooling Opportunities through Tertiary Pumping, ASHRAE Transaction, Jan, 1994
 - 13) Kenneth M. Elovitz, Can your plant benefit from Free cooling?, Plant Engineering, April, 1994
 - 14) David W. Kelly, Optimizing system components for free cooling operation, Heating, piping, and air conditioning, August, 1996

를 제시하였다. 1997년 영국의 BSRIA학회에서 Nick Wells¹⁵⁾는 외기냉수냉방 시스템에 대한 소개와 영국에서의 리모델링을 통한 시스템의 적용 가능성을 시사하였다. 같은 해 중국에서 Data Ye¹⁶⁾는 상하이의 초고층 사무소 건물을 대상으로 외기냉수냉방 시스템의 부하분담을 통한 에너지 절약효과를 제시했으며, 열교환기를 이용한 외기냉수냉방 시스템의 경제성 평가를 실시하였다. 이듬해 1998년 K. Anthony Selby¹⁷⁾는 직접외기냉수냉방 시스템의 부식의 정도에 대해 정리하였으며, 외기냉수냉방 시스템별 적용된 사례를 근거로 문제점을 제시하여 부식에 관해 미생물학적 접근을 시도해 보다 광범위한 학계의 참여가 이루어지게 되었다.

외국의 경우 냉각탑을 이용한 외기냉수냉방시스템에 관련된 연구개발은 1980년대 후반부터 활발히 진행되어 현재 적용이 보편화 되어 있다. 개발 초기인 1990년대 초반에는 주로 컴퓨터실, 전화 교환실 등 내부발열이 많고 항온항습이 요구되는 특정 공간의 냉방에너지에 대한 절약기술로 적용되기 시작하였으나 최근에는 일반 사무소건물과 판매시설 등으로 적용대상이 확대되고 있다. 외기냉수냉방은 단일제품이 아니라 시스템 기술이기 때문에 많은 설계회사와 컨설팅회사에서 건물의 에너지절약을 위한 수단으로 개발되고 있다.

최근에는 IEA(International Energy Technologies)에서도 CADDET(Center for Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies)를 통하여 외기냉수냉방의 적용효과를 홍보하고 있는데 Canada의 경우 연간 냉방에너지의 약 20~60%를 절약한 사례가 2002년에 보고 되었다.¹⁸⁾ 또한, 영국의 BSRIA학회에서는 1997년부터 외기냉수냉방 시스템에 대한 설계지침 및 운영지침을 마련하기 위해 연구 중에 있으며, 2003년 9월과 12월에 BSRIA를 통해 직접 외기냉수냉방 시스템¹⁹⁾과 간접 외기냉수냉방 시스템²⁰⁾에 관한 연구 보고서를 발표하였다.

이상에서 살펴본 바와 같이 외국의 연구 활동 및 실제 적용이 활발하고 다양하게 진행되고 있는 것과는 대조적으로 현재 우리나라에선 일부 에너지 절약효과에 대

15) Nick Wells, Retrofit for Free Cooling, P & FM, June, 1997

16) Dafa Ye, Climate Conditions and Energy Savings Prospect of Free Cooling, Refrigeration Science and Technology, Vol 1, No 3, 1997

17) K. Anthony Selby, Why Free Cooling isn't Free?, Corrosion98, 1998

18) CADDET, Free Cooling of a Commercial Building, March, 2002

19) BSRIA, Direct Water-Side Free Cooling System, September, 2003

20) BSRIA, Indirect Water-Side Free Cooling System, December, 2003

해서는 연구가 되어 있으나 전반적인 인식부족으로 인해 우리 실정에 맞는 외기냉수냉방 시스템의 다양한 모델의 적용과, 설계 및 운영에 관련된 지침, 그리고 외기냉수냉방 시스템적용의 다양성과 보편화를 위한 경제성 평가에 관련해서는 아직 이렇다 할 연구가 없다고 본다. 본 연구를 통해 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 정량적으로 분석하고 경제성 평가를 실시함으로써 외기냉수냉방 시스템의 활용방안을 제시하고 지역별 연간 습구온도 분포에 따른 외기냉수냉방 시스템의 활용방안을 제시함으로써 건물의 설비계획 시 외기냉수냉방 시스템의 활용방안에 관한 기초자료로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

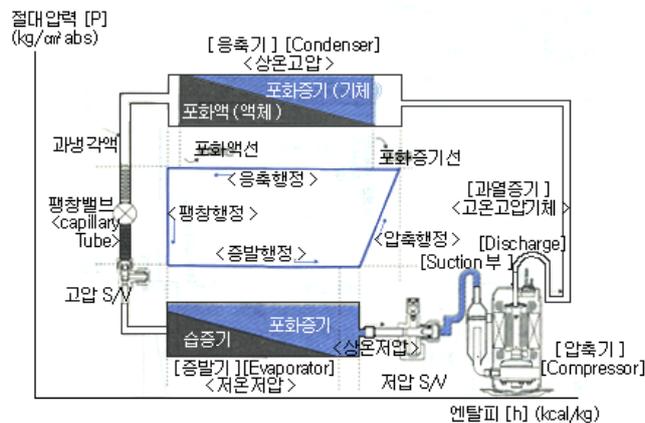
제 2 장 외기냉수냉방 시스템의 이론적 고찰

이 장에서는 냉방 시스템의 원리, 외기냉수냉방 시스템의 개요, 외기냉수냉방 시스템의 종류, 외기냉방 시스템과의 비교에 대해서 외기냉수냉방 시스템의 특성에 관한 고찰을 하였으며, 외기냉수냉방 시스템을 구성하고 있는 냉각탑, 열교환기, 펌프 등 시스템의 구성요소별 고려사항에 대해서 고찰하였다. 또한, 국내문헌을 통해 자동제어를 통한 에너지 절약효과에 대해서 조사하였으며, 외국문헌을 통해 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘을 파악하였다. 또한 국외사례를 통해 에너지절감효과 및 경제성을 살펴보았다. 외기냉수냉방 시스템의 이론적 고찰을 통해 국내 현장조사를 위한 이론적 근거와 건물의 에너지 절약효과 및 경제성 평가를 고려한 외기냉수냉방 시스템의 활용방안을 위한 시뮬레이션 프로그램의 입력 자료로 활용하고자 한다.

2.1 외기냉수냉방 시스템의 특성에 관한 고찰

2.1.1 냉방 시스템의 원리

냉동 사이클의 원리는 몰리에르선도(Mollier diagram)상에 나타난 (그림 2.1)의 계통도에 의해서 구성된다. 압축기에 흡입된 저온저압의 가스는 압축기용 모터의 회전력에 의해서 고온고압의 가스 상태로 압축되어 토출관을 통해 응축기로 유입되며, 외부로부터 열을 방출하여 액화된다. 액화된 가스는 모세관을 통과하면서 감압과 팽창하여 증발기로 유입되며, 증발기에서는 기화와 증발에 의해서 주위로부터 열을 흡수하게 된다. 이러한 원리의 반복적인 작용에 의해서 냉동 사이클이 구성된다.



(그림 2.1) P-h 몰리에르선도에서의 냉동 사이클 원리

(2.0HP/Ton)²¹⁾에서 발생하므로 외기냉수냉방 시스템은 압축기의 비사용으로 거의 에너지를 소비하지 않고 냉동효과를 얻는다고 볼 수 있다.

외기냉수냉방 시스템은 외기 습구온도의 영향을 많이 받는다. 미국에서 발표된 외기냉수냉방 시스템의 적용에 관한 보고서에 의하면 미국의 북쪽지방의 경우 외기냉수냉방 시스템의 연간 작동시간이 약 75%(6570시간)정도이며, 남쪽지방의 경우 약 20%(1750시간)정도 적용 가능한 것으로 조사되었다.²²⁾ 중국에서 발표된 외기냉수냉방 시스템의 적용에 관한 보고서는 습구온도가 8℃이하일 때, 외기냉수냉방 시스템은 건물에 완전히 적용되고 습구온도가 8~18.5℃일 때는 부분적인 외기냉수냉방 시스템이 적용 가능하다고 발표하였다.²³⁾

이는 실의 냉방 피크부하(peak load)시 냉방용 냉수 설계조건이 공급온도 5~7℃, 환수온도 10℃~12℃로서 장치용량을 선정하고 있기 때문에 실의 피크부하를 흡수하기 위해서는 외기의 습구온도가 보통 8℃이하를 유지하여야 증발 냉각시 냉각수 온도를 8℃이하로 유지할 수 있다. 그러나 겨울철 벽체를 통한 열손실 등으로 항상 최대 냉방부하 상태를 유지하지는 않기 때문에 에너지 절약효과 면에서 보다 높은 냉각수 온도에서도 적용이 가능하다. 위에서 언급한 8~18.5℃는 부분적인 외기냉수 냉방 시스템이 가능한 외기 습구온도의 범위라고 할 수 있으며 외기냉수냉방 시스템과 일반적인 냉동기 시스템의 적절한 부하분담이 이루어진다면 더 많은 기간동안 외기냉수냉방 시스템이 적용될 수 있을 것이다.

2.1.3 외기냉수냉방 시스템의 종류

외기냉수냉방 시스템은 일반적으로 냉각탑의 형태에 따라 개방형 및 밀폐형 냉각탑 방식과 드라이쿨러(Dry Cooler)를 이용한 방식으로 분류된다. 개방형 냉각탑 방식에는 여과장치를 이용한 직접 외기냉수냉방 시스템(Direct Free Cooling System)과 열교환기를 이용한 간접 외기냉수냉방 시스템(Indirect Free Cooling System)으로 구분되며, 밀폐형 냉각탑 방식에는 밀폐된 코일을 이용한 외기냉수냉방 시스템(Closed-Coil Free Cooling System)과 냉매이동식 외기냉수냉방 시스템(Refrigerant Migration Free Cooling System)으로 구분된다. 또한 드라이쿨러(Dry Cooler)를 이용한 방식에는 글리콜의 순환을 이용한 외기냉수냉방 시스템(Glycol Run-Around Free Cooling System)이 있다. 외기냉수냉방 시스템

21) J. Ocejo, Enhancement of Free Cooling Opportunities through Tertiary Pumping, ASHRAE Transaction, 1994

22) John C. Hensley, The Application of Cooling Towers for Free Cooling, Marley Cooling Tower Co. 1982

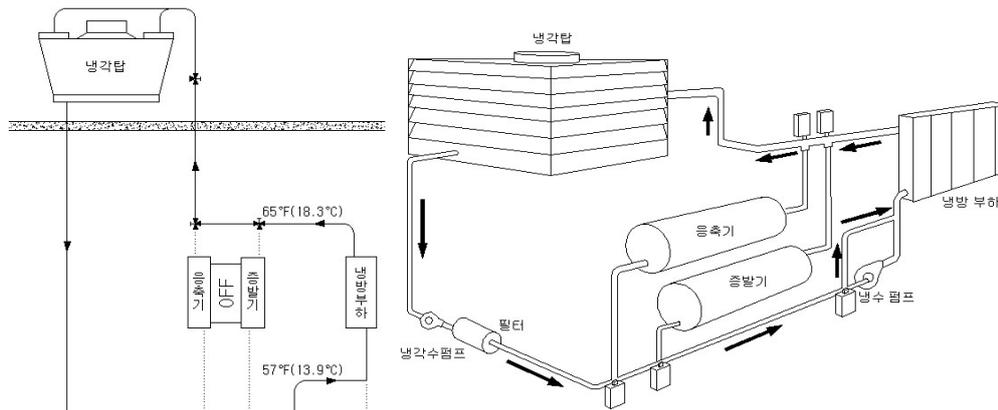
23) Dafa Ye, Climate Conditions and Energy Savings Prospect of Free Cooling, Refrigeration Science and Technology, Vol 1, No 3, 1997

은 다음의 5가지의 형태로 분류된다.

(1) 직접 외기냉수냉방 시스템(Direct Free Cooling System)

직접 외기냉수냉방 시스템은 (그림 2.3)에 나타난 계통도와 같이 일반적인 냉방 시스템과 거의 동일한 구성을 갖고 있으며, 하절기에는 일반 냉동사이클에 따라 냉매가 증발기에서 부하측 냉방을 담당하고 냉각탑은 응축기의 냉각수를 냉각하는 역할을 한다. 그러나 외기온도가 낮아지는 중간기 및 동절기에는 압축기와 응축기를 통과하는 냉동사이클이 중지하고 대신 냉각탑으로부터의 냉각수를 직접 부하측의 냉수회로로 순환시켜 냉방을 실시하게 된다. 이때 외기와 열교환 과정에서 오염된 냉각수가 직접 냉수회로에 공급되어 배관 및 냉수코일에 오염 및 부식이 발생할 수 있으므로 이를 방지하기 위해 여과장치를 설치하게 된다. 직접 외기냉수냉방 시스템은 Strainer-Cycle Free Cooling System이라고도 부른다.

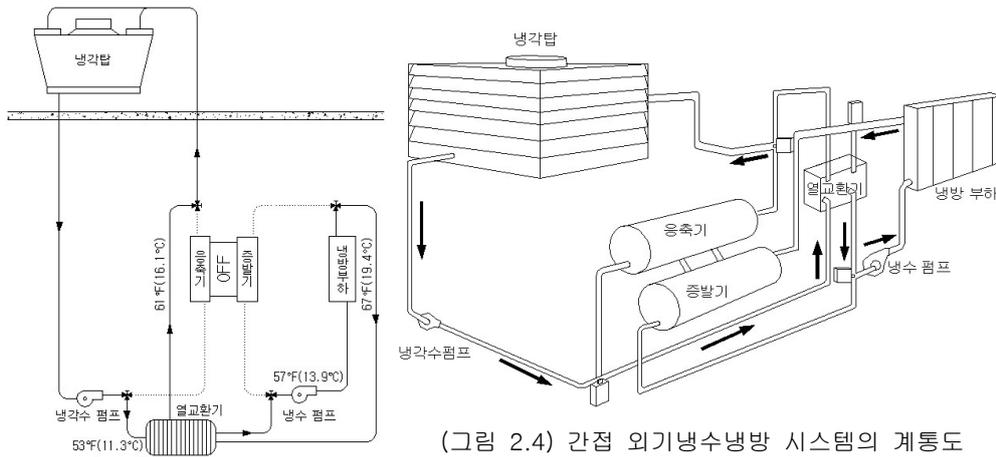
이 방식은 낮은 외기온도를 직접 사용하므로 외기냉수냉방 시스템을 적용할 수 있는 기간도 상대적으로 증가하게 되어 에너지 절약효과가 다른 시스템에 비해 높다. 그러나 여과장치에 의한 청소 및 유지관리가 항상 엄밀하게 이루어져야 하는 점 때문에 에너지 절약효과가 가장 좋은 시스템임에도 불구하고 일반적으로 많이 사용되지 않는 시스템이다.



(그림 2.3) 직접 외기냉수냉방 시스템의 계통도

(2) 간접 외기냉수냉방 시스템(Indirect Free Cooling System)

간접 외기냉수냉방 시스템은 (그림 2.4)에서 나타난 계통도와 같이 하절기에는 직접 외기냉수냉방 시스템과 마찬가지로 일반 냉방 시스템으로 작동된다.

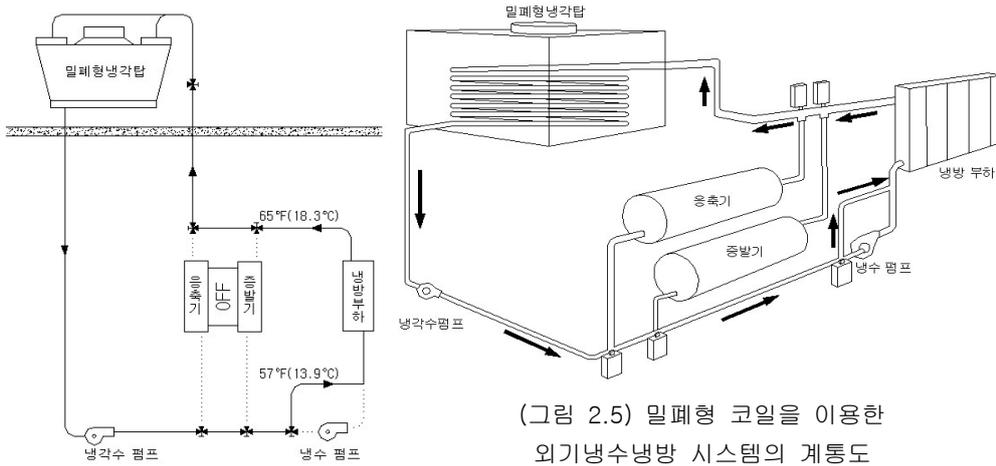


(그림 2.4) 간접 외기냉수냉방 시스템의 계통도

중간기 및 동절기에는 냉각수가 응축기와 압축기를 바이패스한 후 추가로 설치한 열교환기로 공급되어 부하 측으로부터 순환되는 냉수와 열 교환을 하게 된다. 간접 외기냉수냉방 시스템은 열교환기의 추가적인 설비기기들이 필요하며, 직접 외기냉수냉방 시스템 보다는 열교환기의 어프로치온도 만큼 에너지 절약효과가 떨어진다. 그러나 냉각수 배관과 냉수배관이 열교환기에 의해서 구별이 되므로 직접 외기냉수냉방 시스템의 큰 문제점이었던 배관 및 부하 측의 냉수코일에 오염이나 부식을 방지할 수 있으며, 밀폐형 냉각탑에 의한 외기냉수냉방 시스템보다는 에너지 절약효과가 높기 때문에 외기냉수냉방 시스템 중에서 가장 많이 활용되고 있는 시스템이다.

(3) 밀폐된 코일을 이용한 외기냉수냉방 시스템(Closed-Coil Free Cooling System)

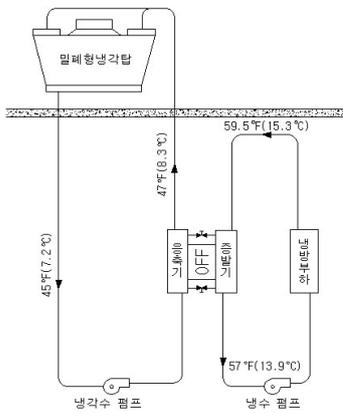
밀폐된 코일을 이용한 외기냉수냉방 시스템은 (그림 2.5)에서 나타난 계통도와 같이 직접 외기냉수냉방 시스템의 개방형 냉각탑을 밀폐형 냉각탑으로 교체한 형태이다. 밀폐형 냉각탑을 이용하기 때문에 직접 외기냉수냉방 시스템에서 사용되는 여과장치가 필요 없으며, 냉각수를 직접 냉수회로를 통해 부하 측의 냉수코일에 공급하므로 별도의 설비장치가 필요하지 않다. 그러나 밀폐형 냉각탑의 사용으로 냉각탑의 냉각수 토출온도가 매우 높기 때문에 외기온도가 0°C이하에서만 적용될 수 있는 시스템이다. 따라서 개방형 냉각탑 방식을 이용하는 외기냉수냉방 시스템에 비해 에너지 절약효과에서 상당히 떨어지는 시스템이다. 또한, 동절기 운전 시 냉각탑의 냉각수 코일이 동파될 우려가 있으며, 배관내의 물리적인 현상을 항상 고려해야 하는 단점을 가지고 있다.



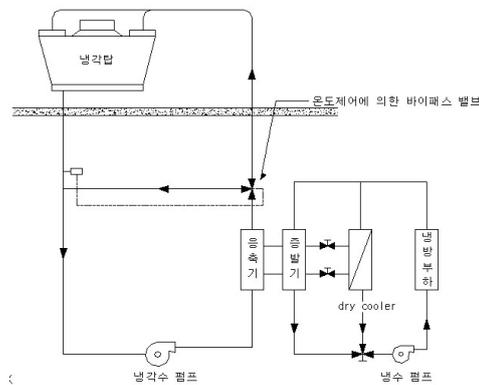
(그림 2.5) 밀폐형 코일을 이용한
외기냉수냉방 시스템의 계통도

(4) 냉매 이동식 외기냉수냉방 시스템(Refrigerant Migration Free Cooling System)

냉매 이동식 외기냉수냉방 시스템은 (그림2.6)에서 나타난 계통도와 같이 하절기에는 다른 외기냉수냉방 시스템과 마찬가지로 일반적인 냉동 사이클에 의해서 냉방을 하며, 동절기에는 응축기에서의 액체 냉매가 증발기로 흐르고 증발기에서는 냉매 액 라인을 통과할 수 있는 특별한 밸브에 의해서 응축기로 이동한다. 즉 압축기의 가동 없이 자연 상변화에 따라 냉방효과를 얻는 방식이다. 이 시스템은 제한적인 능력을 갖는데, 오직 특별히 계획된 냉동기만이 이 시스템에 적용될 수 있다. 또한, 냉매 이동식 외기냉수냉방 시스템은 냉동기에 의한 냉동 용량의 약 25%정도를 제공하므로 건물의 큰 부하를 담당하기에는 더 큰 용량의 냉동기가 필요하다. 외기냉수냉방 시스템의 경제적인 측면을 고려할 때, 큰 부하를 담당하는 건물에서는 별로 추천되지 않는 시스템이다.



(그림 2.6) 냉매 이동식
외기냉수냉방 시스템의 계통도



(그림 2.7) 글리콜 순환을 이용한
외기냉수냉방 시스템의 계통도

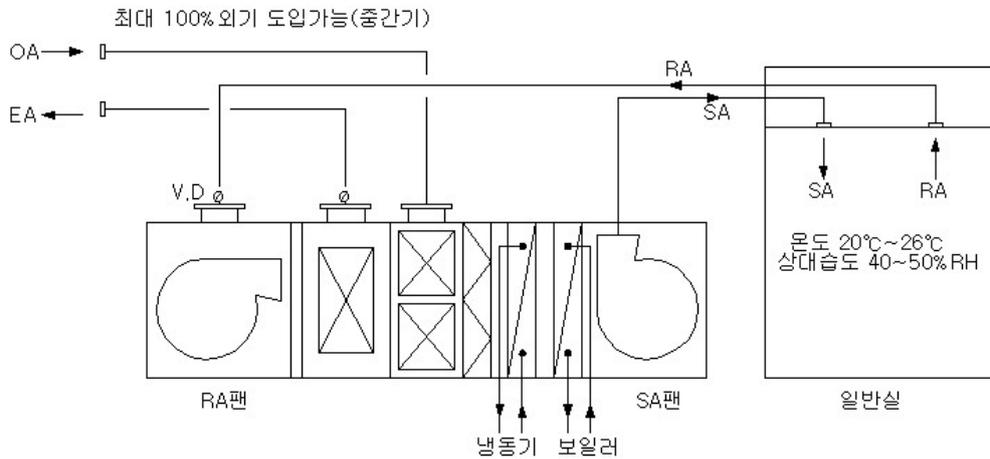
(5) 글리콜 순환을 이용한 외기냉수냉방 시스템(Glycol Run-Around Free Cooling System)

글리콜 순환을 이용한 외기냉수냉방 시스템은 (그림2.7)에서 나타난 글리콜 순환 배관은 부동액과 물의 혼합액으로 채워진 밀폐된 배관을 사용하고, 개방형 냉각탑 대신 유체 쿨러(Fluid Cooler) 또는 드라이 쿨러(Dry Cooler)를 사용한다. 이러한 방식은 동절기의 건조상태에서 운영을 하기 때문에 결빙 문제를 방지할 수 있다. 그러나 Dry Cooler를 이용한 외기냉수냉방 시스템의 경우에는 외기온도가 빙점이하로 떨어질 때 이용할 수 있는 시스템이다. 다른 시스템에 비해서 에너지 절약효과가 낮으며, 초기투자비도 상당히 많이 든다. 일반적으로 건물에 적용하기에는 많은 제한이 따른다.

2.1.4 외기냉방 시스템과 외기냉수냉방 시스템의 비교

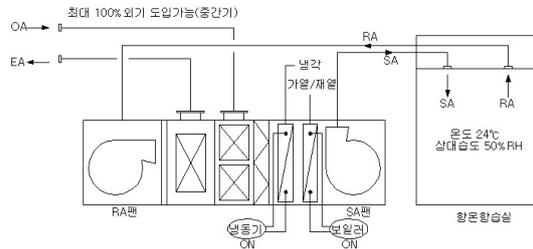
지금까지 중간기 및 동절기에 낮은 외기온도를 이용한 에너지 절약형 공조 시스템에는 외기냉방 시스템이 흔히 적용되었다. 외기냉방 시스템은 전산센터 및 항온항습실의 경우에는 온도뿐만 아니라 습도를 제어하기 위한 항온항습기가 별도로 설치되어야 하는 추가적인 시설비용과 100% 외기도입으로 인한 덕트의 크기가 커지는 등 많은 문제점을 안고 적용되어왔다. 물론, 동절기의 경우에 엔탈피 제어에 의한 외기냉방 시스템으로 습도가 제어될 수 있다. 하지만, 컴퓨터실이나 항온항습실의 경우에는 엄밀한 습도제어를 요구하기 때문에 외기냉방 시스템으로는 한계를 나타내고 있다. 따라서, 실내의 항온항습을 유지하기 위한 에너지 절약형 공조 시스템으로 외기냉수냉방 시스템이 도입되기 시작하였다.

다음 (그림 2.8)에 외기냉방 시스템의 계통도를 나타냈다.

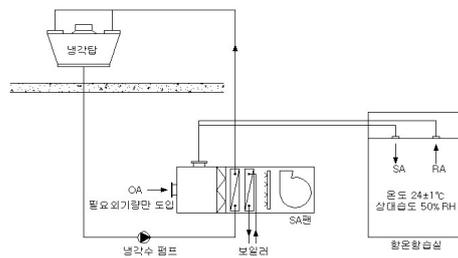


(그림 2.8) 외기냉방 시스템 계통도

외기냉방 시스템의 계통도에 나타난 사항과 같이 실내에 외기의 낮은 온도를 이용하여 온도를 제어하는 방식이다. 한편, 엄밀한 습도제어가 요구되는 컴퓨터실 및 항온항습실의 경우에 외기냉방 시스템과 외기냉수냉방 시스템을 나타낸 계통도는 (그림 2.9)와 (그림 2.10)에 나타나있다.



(그림 2.9) 항온항습 시 외기냉방



(그림 2.10) 항온항습 시 외기냉수냉방

항온항습을 위한 습도제어를 위해 외기냉방 시스템의 경우에는 엔탈피 제어를 통해 습도를 제어하게 되며, 외기냉방 시스템으로 부족할 시에는 항온항습기의 냉수코일에 의한 냉각을 통해 실내에 적절한 습도를 유지하게 된다. 따라서, 엄밀한 습도제어가 요구되는 공간에서의 외기냉방 시스템은 추가적인 설비장치가 요구되며, 복잡한 제어알고리즘에 의해서 시스템이 운영되어야 하는 문제점이 발생하고 있다. 다음 <표 2.1>에 외기냉방 시스템과 외기냉수냉방 시스템의 차이점²⁴⁾을 나타냈다.

24) 김희율, 건축기계설비기술사, 예문사. 2001 pp.349

<표 2.1> 외기냉방 시스템과 외기냉수냉방 시스템의 차이점

	외기냉방 시스템	외기냉수냉방 시스템
부하제어	현열 제어	전열제어(현열+잠열)
실내온도 제어성	댐퍼제어이므로 부정확	밸브제어이므로 정확
OA기기의 습도영향	겨울철 가습량 과다 및 중간기 감습 곤란	없음
외기덕트크기	100%외기량 기준	최소필요외기량 기준
초기투자비	중	대
유지비	중	대
향온향습 시 비용	대	중

외기냉수냉방 시스템은 외기냉방 시스템과 비교하여 밸브장치에 의해 제어가 되기 때문에 정밀한 제어를 할 수 있으며, OA기기에 대한 습도제어를 할 수 있어 기기의 이상 현상을 방지할 수 있다. 외기냉방 시스템의 경우에는 100%외기 도입을 하기 위해 덕트의 크기가 커지는 현상이 발생하며, 대기오염으로 인한 필터의 청소주기 및 노후화가 빨라지게 된다. 한편, 외기냉수냉방 시스템은 냉각탑의 팬 동력이나 펌프의 동력으로 인해 유지비가 지출되기 때문에 이러한 여러 가지 상관 관계를 고려한 경제성 평가를 통해 두 가지 시스템의 효율적인 활용방안이 마련되어야 한다고 판단된다.

2.2 외기냉수냉방 시스템의 구성요소별 고려사항

2.2.1 냉각탑(Cooling Tower)

(1) 냉각탑의 개념

냉각탑은 수냉식 응축기에 사용된 냉각수를 순환시켜 재사용하기 위하여 냉각수와 공기를 접촉시켜 냉각수를 재사용 가능한 온도까지 냉각하는 장치이며²⁵⁾, 냉각탑에 의해서 냉각할 수 있는 물의 온도차는 약 6℃정도이며 증발잠열에 의해 내릴 수 있는 온도의 한계는 공기의 습구온도까지 이다.

(2) 냉각탑의 종류

25) 윤정인 외, 냉동공학, 문운당, 2002

냉각탑의 종류에는 개방형, 밀폐형, 드라이쿨러(Dry Cooler)로 구분할 수 있다. 개방형은 냉각수와 공기가 직접 접촉하며 냉각수의 증발이 수반되어 열 교환하는 형태이며, 향류형과 직교류형으로 분류된다. 밀폐형은 냉각수와 공기가 간접 접촉하여 열 교환을 하는 형태이다. 또한, 드라이쿨러(Dry Cooler)는 증발이 없는 감열냉각 형태이다.²⁶⁾

일반적인 냉각탑은 충전재를 사용하는 개방형이며 증발잠열을 이용하기 때문에 습구온도의 영향을 받아 대기의 건구온도보다 낮은 냉각수온을 얻을 수 있다. 개방형은 대기중의 오염물질이 냉각수를 오염시켜 냉동기 응축기 등에 부식과 스케일의 문제를 일으킨다. 밀폐형은 냉각수가 폐쇄회로를 순환하므로 수질오염을 방지할 수 있으나 열교환 코일 외부에 별도의 물을 살포하여 증발잠열을 이용하는 형식이므로 금액이 비싸진다. 밀폐형은 응축기 등 장비수명의 연장과 겨울철 결빙문제가 적은 장점을 가지고 있다. 개방형은 냉각수 자체가 증발하고 밀폐형은 살포수가 증발하므로 수질관리와 보급수가 필요해진다. 반면, 드라이쿨러(Dry Cooler)는 현열만을 이용하기 때문에 물의 소모가 전혀 없으나 냉각수온이 높아지고 시스템 비용과 운전비용이 6배 정도 커지게 된다.

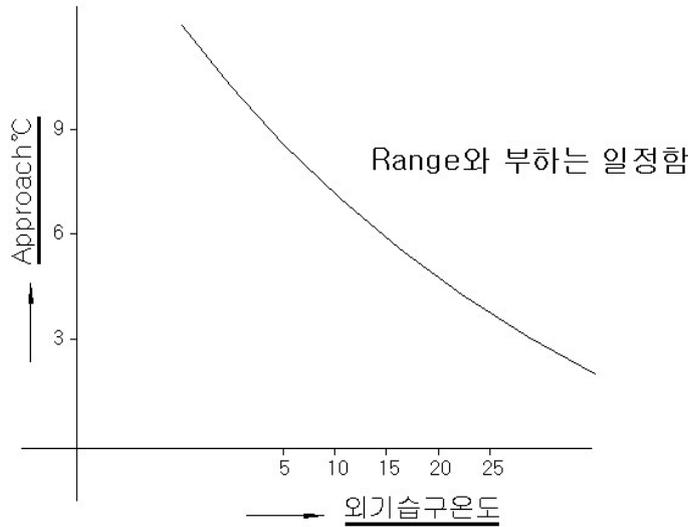
(3) 냉각탑의 고려사항

외기냉수냉방 시스템을 적용하기 위한 냉각탑의 주요 고려사항은 결빙에 관한 문제이다. 겨울철 냉동기로부터 열을 방출하는 물은 21~27℃의 범위에 있기 때문에 냉각탑을 얼지 않게 보호하는 것은 중요하나 외기냉수냉방 시스템에 적용하기 위해 필요한 낮은 순환수의 온도 때문에 결빙이 발생하게 된다. 이러한 결빙을 방지하기 위해서 전체적으로 균일한 물을 분배함으로써 냉각탑 수조안에 일정한 물의 흐름을 유지하는 것은 결빙의 가능성을 줄이고 지속적인 냉각탑의 성능을 유지할 수 있다. 또한, 외기냉수냉방 시스템에 적용되는 냉각탑을 선정할 때는 흡입식(Induced-draft) 냉각탑을 이용하여야 한다. 압송식(Forced-draft) 냉각탑은 얼음을 쉽게 형성되어 제거하기에도 어려움이 있다. 압송식 냉각탑에 생기는 얼음은 공기의 유입구 측에 집중되는 경향을 있어 공기 흐름의 조절을 방해하므로 냉각탑의 냉각수 온도를 높이는 결과를 초래하게 된다.

냉각탑의 설비 계획 시 결빙에 대한 고려사항과 마찬가지로 냉각탑의 성능분석을 하여야 한다. 그 중에 중요한 것이 어프로치온도에 대한 고려사항이다. (그림 2.11)에서 나타난 그래프와 같이 냉각탑의 어프로치는 외기의 습구온도가 낮으면 낮을수록 더 커지는 현상이 있다. 예를 들어, 냉각탑에 설계된 어프로치온도가 4℃이고 외기습구온도가 25℃이면 냉각탑의 토출온도는 29℃가 된다. 이러한 시스템

26) 소헌영, 냉각탑의 선정방법, 설비저널, 2003.12

에 적용된 동일한 부하를 가지고 외기습구온도가 7.2℃일 때 냉각탑을 가동하면 어프로치온도는 8.4℃가 되며, 냉각탑의 토출온도는 15.6℃가 된다.²⁷⁾



(그림 2.11) 습구온도 변화에 대한 냉각탑의 어프로치

2.2.2 열교환기(Heat Exchanger)

(1) 열교환기의 개요

열교환기는 온도가 다른 공기나 물 등과 같은 두 종류의 유체 사이에 열을 이동시키는 장치이다. 목적에 따라서 기체와 기체, 기체와 액체, 액체와 액체 중 어느 한 방식으로 열교환이 이루어진다. 열교환기는 많은 종류가 실용화되어 있으며, 열교환하는 두 유체가 고체 벽으로 격리되는 방식(표면 열교환기)과 양 유체가 직접 접촉하는 방식(직접 접촉 열교환기)으로 크게 나뉜다. 공조·급배수에서 취급하는 열교환기는 후자에 속하는 냉각탑을 제외하고는 대부분이 전자의 방식이며, 열교환 매체로는 물, 공기, 증기 등이 많이 쓰이고 있다.

(2) 열교환기의 종류

1) 다관 원통식 열교환기(Shell and Tube Heat Exchanger)

관관과 동(胴)과의 연결구조에 따라 고정관관식, 유동두형, U자관형 등의 열교

27) Dave Goswami, C.N. Revelioty, Free Cooling by Cooling Tower Water, ASHRAE Journal, Jan, 1987

환기가 있다. 고정관관식 열교환기(Fixed Tube sheet Type Heat Exchanger)는 관속의 관관을 원통용기의 동체 양 말단에 용접, 기타의 방법으로 고정한 구조의 열교환기이다. 유동두형 열교환기(Floating Head Type Heat Exchanger)는 관속 한쪽의 관관을 원통용기의 Shell 말단에 플랜지 이음으로 고정하고, 반대쪽 관관은 유체의 온도에 의해 전열관이 신축하여도 그 이동에 대처할 수 있으며, 관속을 Shell로부터 빼내어 청소 및 점검할 수 있는 구조의 열교환기이다. U자형 열교환기(U tube Type Heat Exchanger)는 전열관에 U자형을 사용한 관속의 관관을 원통용기의 Shell 말단에 플랜지 이음으로 고정하고, 전열관은 Shell과 관계없이 유체온도에 의한 신축이 자유로이 작되어야 하며, 관속을 Shell에서 인발해서 청소 및 점검할 수 있는 구조의 열교환기이다.

2) Plate형상 열교환기(Plate Type Heat Exchanger)

전열부가 Plate형상인 열교환기 전열부에 평판(平板), 파판(破板), Press성형에 의한 특수 요철(凹凸)을 설치한 Plate등을 사용하는 구조의 열교환기이다. 평판 전열면을 원통형으로 말아서 원통 용기를 이중구조로 한 Jacket형, 소용돌이형으로 만든 Spiral형등이 있으며, 일반적으로 전열관은 내식성의 재질을 사용한다.

Plate식 열교환기(Plate Heat Exchanger)는 유로(流路) 및 강도를 고려하여 요철(凹凸)형으로 프레스 성형한 전열관을 겹치고, 교대로 각각의 유체가 흐르게 하는 구조의 열교환기이다. Plate Fin 열교환기(Plate Fin Heat Exchanger)는 파판(破板)과 평판(平板)을 교대로 겹쳐 접착하여 조립한 구조의 열교환기이다. Spiral형 열교환기(Spiral Heat Exchanger)는 2매의 절연판을 일정한 간격으로 유지하며 소용돌이형이 되어 2개의 유로(流路)를 구성한 구조물의 열교환기이다. 자케트형 열교환기(Jacket Heat Exchanger)는 원통용기보다 큰 원통용기를 삽입하여, 그 환상부(環狀部)에 가열 또는 냉각용 유체를 유통(流通)시켜 내부원통용기의 Shell 및 Head뚜껑을 전열면으로 한 구조의 열교환기이며, 이 환상부를 Jacket이라 한다.

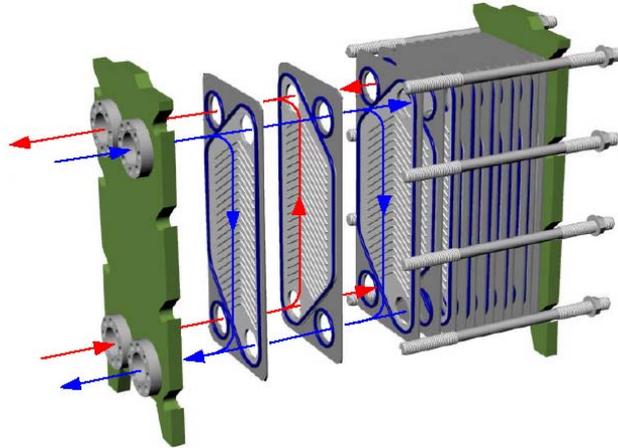
3) 전열부가 블록형상의 열교환기

전열부가 블록형이며 유체가 흐르는 구멍이 있어서 이 구멍을 통과하는 사이에 열 교환하는 구조로 블록재질로는 불침투성 흑연(黑鉛)등이 있으며, 황산(黃酸)이나 염산(鹽酸)등인 유체에 사용되는 열교환기이다.

(3) 외기냉수냉방 시스템의 열교환기에 대한 고려사항

판형 열교환기는 낮은 어프로치온도를 얻을 수 있기 때문에 일반적으로 간접 외

기냉수냉방 시스템에서 주로 쓰이고 있다. 이러한 낮은 어프로치 온도가 중요한 이유는 외기냉수냉방 시스템의 잠재적인 에너지 절약효과를 최대화시키기 위해서 냉각수와 냉수 사이의 어프로치온도를 최소화해야한다. 판형 열교환기의 유체의 흐름 경로는 (그림2.12)에 나타나있다. 이러한 유체의 흐름은 고온측과 저온측이 판의 넓은 전열면적을 통과하면서 열 교환이 이루어진다.



(그림 2.12) 판형 열교환기의 유체흐름 경로

따라서, 간접 외기냉수냉방 시스템에 적용되는 판형 열교환기는 냉각수와 냉수 사이에 배치되기 때문에 열교환기의 어프로치온도에 따라 외기냉수냉방 시스템이 적용될 수 있는 기간이 정해지며, 건물의 에너지 절약효과에도 영향을 미칠 것으로 판단된다.

2.2.3 펌프(Pump)

(1) 펌프(Pump)의 개요

펌프란 액체에 에너지를 주어 이것을 저압부(또는 낮은 곳)에서 고압부(또는 높은 곳)로 송출하는 기계이다. 낮은 곳에 있는 액체를 높은 곳으로 운송하는 방법에는 두 가지가 있다. 하나는 적당한 그릇에 물을 담아 이 그릇 자체를 필요로 하는 높이까지 운반하여 양수(揚水)하는 방법이고, 또 하나는 피스톤 또는 회전차 등을 써서 유체에 압력과 속도를 주어 그 물을 관 속으로 유동시켜 높은 곳으로 양수하는 방법이다.²⁸⁾

28) 하재현, 손병진 공저, 유체기계, 보문당, 1996 pp.41

(2) 펌프(Pump)의 종류

공조용 펌프는 주로 원심펌프가 사용된다. 원심펌프는 변곡된 다수의 깃(blade or vane)이 달린 회전차가 밀폐된 케이싱 내에서 회전함으로써 발생하는 원심력의 작용에 의하여, 회전차의 중심에서 흡입되어 반지름 방향으로 흐르는 사이에 압력 및 속도 에너지를 얻어 유체를 이송하고 있다. 원심력 펌프로서 공조용으로 사용되고 있는 볼류트(volute) 펌프의 경우 양정이 비교적 적은 곳에서는 단단 볼류트펌프가 사용되고 양정이 높은 곳에서는 다단볼류트펌프가, 고양정에는 터빈펌프가 사용되고 있으며 유량이 많은 곳에서는 양흡입 볼류트 펌프가 사용되고 있다. 유량 및 양정이 적은 곳에서는 인라인(in-line)펌프가 사용되기도 한다.

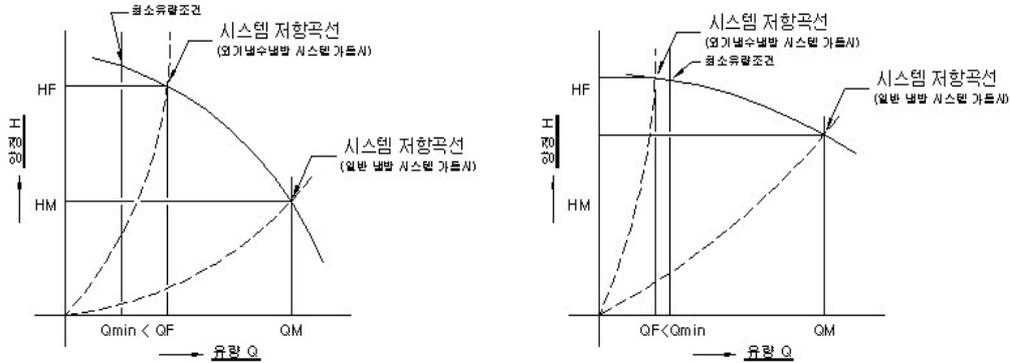
(3) 펌핑 시스템(Pumping System)의 고려사항

외기냉수냉방 시스템에 있어서 펌핑 시스템(Pumping System)의 설계는 전체 시스템의 효율에 있어 매우 중요한 고려사항이다. 일반적인 냉방 시스템과 외기냉수냉방 시스템에 적용되는 펌핑 시스템은 냉각수 계통과 냉수계통의 별도 펌프가 필요하다. 이러한 별도의 펌프에는 냉각탑의 냉각수를 냉동기의 응축기로 보내기 위한 냉각수 펌프와 부하측의 냉각코일에 접촉하는 냉수를 냉동기의 증발기로 보내기 위한 냉수펌프가 있다. 냉각수 펌프와 냉수 펌프의 유량과 양정의 관계에 있어서 개방형 냉각탑인 경우에는 냉각탑의 높이, 밀폐형인 경우에는 냉각탑 코일의 압력강화, 또한 배관계통, 냉수코일, 냉동기 등의 압력강화가 있으므로 외기냉수냉방 시스템용의 별도 펌프 없이 기존 펌프의 사용으로 시스템의 요구를 대응할 수 있도록 설계되어야 한다.

직접 외기냉수냉방 시스템에서는 냉각수 펌프가 냉동기와 냉수펌프를 바이패스하여 직접 냉수회로에 속하게 된다. 이러한 냉각수 펌프는 외기냉수냉방 시스템의 유량과 양정을 모두 만족시켜야 한다.

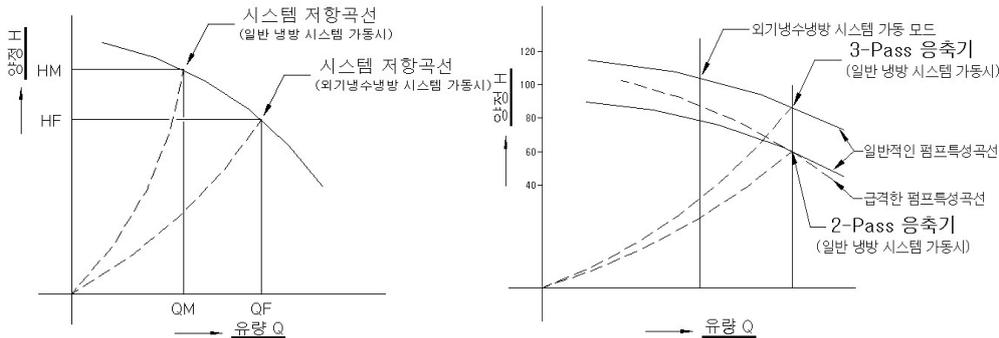
또한, 냉수 펌프가 외기냉수냉방 시스템의 가동 시 냉각수 펌프를 대신하여 사용될 수 있으나, 이 경우에는 냉동기의 증발기 압력강화가 개방형 냉각탑인 경우에는 냉각탑의 높이보다 크거나 같아야 하며, 밀폐형 냉각탑인 경우에는 냉각탑의 압력강화 및 배관손실 보다 크거나 같아야 한다. 그러나 대부분의 경우에는 이것을 만족시키지 못하므로 외기냉수냉방 모드에서는 냉수펌프 대신에 냉각수 펌프를 많이 사용한다. 냉수펌프가 가변유량 시스템으로 사용될 경우에는 펌프 제어가 더 복잡하게 되므로 여기에서는 냉각수 펌프를 사용하는 경우 고려사항을 검토하였다.

첫째로, 외기냉수냉방 시스템의 가동 시 냉각수 정격유량이 냉수 시스템에서 필요로 하는 유량보다 많고, 정격 양정은 냉수회로에서의 시스템 저항보다 낮은 경우이다. 이 경우에는 냉각수 펌프가 냉각탑의 최소 유량조건 이상으로 지속적으로 운전된다면 냉각수 펌프는 특성곡선 상에서 새로운 유량과 양정에 대응하기 위해서 (그림 2.13)과 같이 위로 상승할 것이다.



(그림 2.13) 시스템 저항곡선이 상승하는 경우

두 번째는 냉각수 펌프의 정격유량은 냉수 시스템 유량보다 적으나 정격 양정은 높은 경우이다. 이 경우에는 새로운 조건에 대응하기 위하여 냉각수 펌프가 특성곡선 상에서 (그림 2.14)와 같이 운전점이 아래로 하락할 것이다.



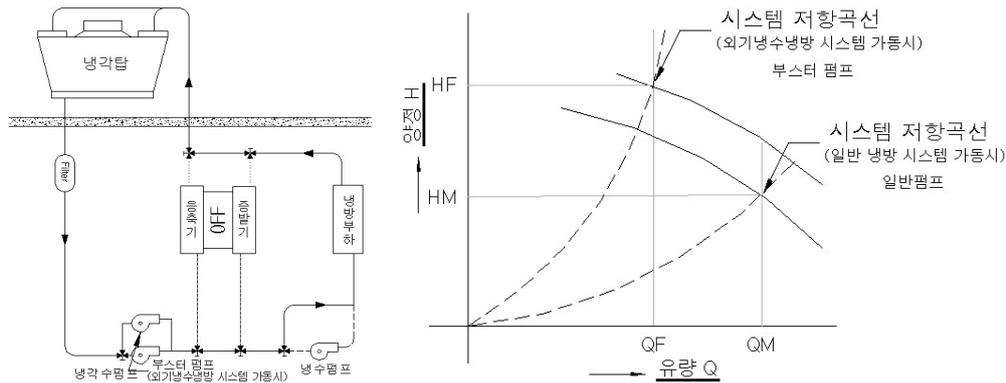
(그림 2.14) 시스템 저항곡선이 하락하는 경우 (그림 2.15) Multiple-Pass 응축기 특성곡선

이 경우는 유량차가 적을 때에만 적용이 가능하고 펌프가 과부하방지 특성을 갖지 않은 펌프라면 유량이 증가할 경우를 고려하여 펌프동력의 증가도 검토해 보아야 하고, 냉각탑이 증가된 유량을 감당할 수 있는지도 검토하는 것이 바람직하다.

다음의 상황은 냉각수 펌프의 정격양정은 냉수 시스템의 양정보다 낮지만 유량은 외기냉수냉방 시스템의 가동 시 필요로 하는 유량과 비슷한 경우이다. (그림

2.15)와 같은 방법으로 냉동기의 응축기 패스수를 증가시키는 것도 하나의 방법으로 고려될 수 있다. 이것은 냉각수 펌프의 양정은 증가시키지만 냉동기의 효율은 개선시킬 수 있다. 이 방법은 냉각수 펌프의 동력이 증가되기 때문에 일반 운전 상태에서는 펌프에너지의 비용은 더 많이 지출되지만, 냉동기의 성능이 증가되기 때문에 추가된 펌프의 에너지 소비를 감쇄시키는 것이 가능할 것이다.

외기냉수냉방 시스템의 펌핑 시스템의 다른 대안은 냉각수 펌프 및 냉수펌프를 2대의 직렬로 연결하여 사용하는 방법과 (그림 2.16)에 나타난 외기냉수냉방 시스템의 가동 시 부스터 펌프를 이용하는 방식도 있다.



(그림 2.16) 부스터 펌프를 추가로 설치한 펌핑 시스템

2.3 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘에 관한 고찰

2.3.1 자동제어의 개요

제어란 어느 목적에 따라 조작이나 동작 등에 의해 양의 증감이나 상태를 변화시키거나 일정하게 유지하는 것을 의미한다. 제어는 그 방식에 따라 수동제어 방식과 자동제어 방식이 있다. 어느 것이나 재실자가 추구하는 목표치와 대상이 되는 제어량을 일치시키는 것을 목적으로 하고 있으며, 이러한 이유로 계측, 판단, 조작이라고 하는 3개의 동작을 취하게 되지만, 자동제어 방식을 택함으로써 보다 정확한 제어를 행할 수 있으며 인간의 활동이 자유롭게 되는 등의 여러 가지 잇점이 있다.

자동제어는 시퀀스(Sequence)제어와 피드백(Feedback)제어로 분류된다. 시퀀스 제어는 미리 정해진 순서에 따라 제어의 각 단계를 순차적으로 행하는 제어이며, 제어의 명령이 스위치의 ON/OFF 또는 전압의 고/저 등으로 형성된다. 즉 시퀀스 제어는 정성적(定性的)인 제어로서 어떠한 시스템의 상태나 성질을 제어하는 것을 의미한다. 피드백 제어는 제어신호의 피드백(Feedback)에 의해 온도, 습도,

압력 등과 같은 제어량을 설정치와 비교하고, 제어량과 설정치가 일치하도록 그 제어량에 대한 수정(修正)동작을 행하는 제어를 말한다.

2.3.2 자동제어의 종류

(1) 2위치제어 동작 (On-Off Control action)

2위치, 비례 그리고 혼합제어 방식은 온도, 습도 및 압력 등을 제어하기 위한 피드백 제어 방식의 일종이며, 이러한 제어 방식들은 피드백 제어계를 구성하는 조절부에서 결정된다.

(2) 다위치제어 동작(Multistep Control action)

2위치 동작에서는 편차가 조금만 동작간격을 벗어나도 조작량이 0(%) 또는 100(%)의 변화가 일어나므로 제어량이 주기적으로 크게 변화한다. 이것을 완화시키기 위하여 동작신호의 크기에 따라 조작량을 3단 또는 그 이상의 단계를 두어 제어하는 것이다.

(3) 단속도제어 동작(Floating Control action)

2위치 동작이나 다위치 동작에서 조작량의 변화는 정해진 값을 취할 수밖에 없지만, 단속도 동작은 2위치 동작의 동작 간격에 해당되는 중립대를 갖고 있다. 목표치로부터 벗어나는 편차가 중립대 내로 들어오면 밸브는 그대로의 위치를 고수한다. 한편, 단속도 제어방식은 압력이나 액면제어 등과 같이 응답시간이 빠른 프로세스에는 유효하지만 온도 등과 같은 지연이 큰 프로세스에는 불안정해서 사용할 수가 없다.

(4) 비례제어 동작(Proportional Control action)

이 조절기는 주변의 온도, 습도 및 압력 변화에 따라 벨로즈의 신축이 발생하고, 신축되는 양만큼 비례해서 포텐쇼미터의 저항치가 변화된다. 그리고 변화된 저항값에 비례해서 전류가 흐르게 되고, 흐른 전류량에 비례해서 밸브가 구동된다. 그러므로 조절기의 비례동작이란 목표치로부터 제어량이 벗어나는 편차가 발생할 때 그 편차에 비례하는 크기로 조작량을 변화시킴으로써 2위치 동작에서 발생하는 싸이클링(목표치를 중심으로 한 상하의 진동)을 제거 할 수 있는 동작을 말한다.

(5) 적분제어 동작(Integral Control action)

적분동작은 그 제어대상 자체가 자기 제어성을 갖고 있는 공조의 경우와 같이 P 동작만으로 잔류편차가 발생해서 문제가 되는 경우 또는 밸브와 같이 적분특성이 없는 제어대상의 경우에는 목표치가 변화되면 잔류편차가 발생하게 되는데 이러한 잔류편차를 제거할 때 효과적인 방식이다. 제어량과 목표치와의 편차의 적분치에 비례한 크기로 조작량을 변화시키는 동작을 말한다.

(6) 미분제어 동작(Derivative Control action)

제어량과 편차(제어동작신호)의 미분값에 비례하는 크기로 조작량을 변화시키는 동작을 말한다.

(7) 비례적분제어 동작(Proportional integral Control action)

비례제어에서는 잔류편차를 제거하기 위하여 수동 리셋을 사용하는데 이것을 자동화한 것이 비례적분동작이다.

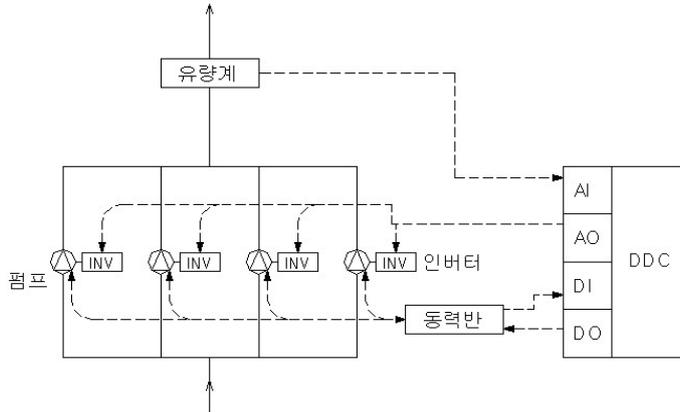
(8) 비례적분미분제어 동작(Proportional integral Derivative Control action)

검출기를 사용하여 실내온도를 정확하게 제어하고자 할 때, 검출기와 실내온도에는 그 특성상 제어를 지연시키는 지연요소가 항상 포함되어 있다. 이러한 지연요소가 포함되어 있는 제어를 비례적분 동작으로 제어를 하게 되면 제어결과에 진동이 발생할 수 있으며, 부하변동이 발생하게 되면 제어결과가 안정하게 될 때까지 긴 시간을 필요로 한다. 그러므로 지연시간이 긴 제어계에서 비례적분동작에 미분동작을 적용하여, 과거(적분동작), 현재(비례제어)의 상태를 관찰하면서 그 제어계의 성질로부터 미래(미분동작)를 예견함으로써 편차가 아직 적을 때에 큰 수정신호를 발생시켜 과도상태 및 정상상태의 오차를 효과적으로 제거하기 위한 동작을 비례적분미분동작이라고 한다.

2.3.3 자동제어를 통한 에너지 절약효과

(1) 펌프의 댓수제어

(그림 2.17)는 펌프의 운전 댓수를 부하유량에 따라 결정하여 냉수 또는 온수의 유량제어를 하는 계통도이다.

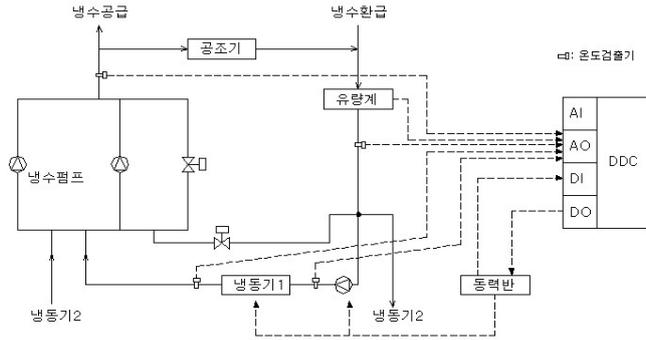


(그림 2.17) 펌프 댓수제어 계통도

단순한 펌프 댓수의 기동/정지제어만으로는 유량의 변화가 계단모양으로 이루어지기 때문에 보다 정밀한 제어를 위하여 최종적으로 운전되는 펌프를 인버터 제어하여 실제부하유량에 근접하도록 속도를 제어하는 방식이다. 또한 펌프를 순차적으로 운전하여 펌프의 운전횟수와 시간을 평준화 하며, 고장난 펌프는 무시하고 다음 순서의 펌프를 가동시키는 제어도 병행한다.

(2) 냉동기의 댓수제어

냉동기 시스템의 댓수제어란 실내 부하량과 냉동기 군의 출력이 일치하도록 냉동기의 운전 댓수를 제어하는 것이다. (그림 2.18)은 냉동기 댓수제어에 대한 계통도이다. 특히, 냉동기 시스템의 댓수제어는 냉수코일 특성과 직접적인 관련이 있기 때문에 그 특성에 맞는 열량 즉 냉수 순환량과 냉수 온도를 공급하는 것이 중요하다. 따라서 냉동기 댓수제어 이외에도 냉동기 개별 용량제어, 냉수 펌프제어, 냉수의 급수 및 환수헤더 차압제어 등을 함께 고려해야 한다. 다음과 같은 댓수제어 방식을 통하여 냉동기 부하의 20%정도의 에너지 절약이 가능하다.



(그림 2.18) 냉동기 댓수제어 계통도

1) 열량에 의한 제어

부하계통으로 흐르는 냉수 유량과 공급측 및 환수측의 온도를 검출하여 부하량을 구하고 부하량에 맞도록 냉동기의 운전 댓수를 제어하는 것으로 가장 정확한 제어가 가능하다. 이 방식은 저부하 시 유량이 정상비보다 적게되어 유량계의 정도가 나빠지므로 계측열량의 정도도 나빠진다. 따라서 정밀한 유량계 선정이 필요하다. 그리고 냉동기를 병렬 배치하고 운전 댓수를 전환하면 냉수 공급측과 환수측의 온도변화에 시간적 지연이 발생하므로 타이머 등에 의한 댓수절환 신호의 유지회로를 설치하는 것이 필요하다. 또한 열량을 직접 연산하기 때문에 시운전 또는 정기 점검시 댓수제어 계통의 조정이 용이하여 가장 많이 사용되고 있다.

2) 온도차에 의한 제어

부하계통을 흐르는 냉수유량이 일정하거나 단계적으로 변환되는 조건이 냉동기 시스템에서 냉수의 공급측과 환수측의 온도차로부터 부하량을 구하여 그 부하량에 적합하도록 냉동기의 운전 댓수를 제어하는 방식이다. 그러나 보통 냉수공급 및 환수측의 차압이 변화하기 때문에 냉수유량은 일정하지 않다.

3) 환수온도에 의한 제어

환수온도에 의한 냉동기 댓수제어는 공급 냉수량이 일정하거나, 단계적으로 변화되면서 냉동기 출구온도가 일정한 시스템에서 환수온도를 계측하여, 간접적으로 냉수코일 부하를 구하여 냉동기 댓수제어를 하는 방식이다. 이 방식은 냉동기 대수가 적고 댓수제어의 정밀도가 요구되지 않는 경우에만 이용 가능하다.

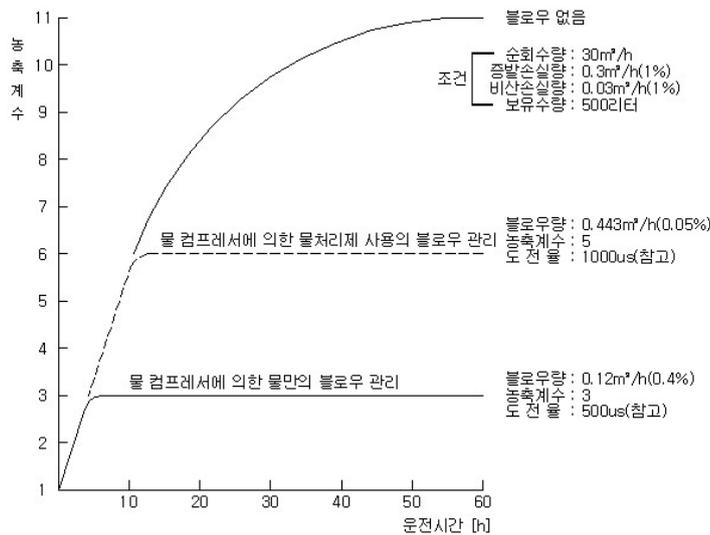
4) 유량에 의한 제어

부하량의 변화와 유량의 변화가 같은 비율로 변화하는 경우에만 이용 가능하나 일반적으로 비례관계가 아니기 때문에 댗수제어 방식으로는 부적당하다.

(3) 냉각수 수질제어

냉각탑의 냉각수는 항상 대기와 접촉하며 물의 증발잠열을 이용하여 열을 방출하고 있다. 따라서 냉각수 증발로 인한 농축작용과 대기와의 접촉과정 중 발생하는 오염물질의 흡수로 인해 냉각수 중의 불순물 농도는 증가되고 수질은 악화된다.

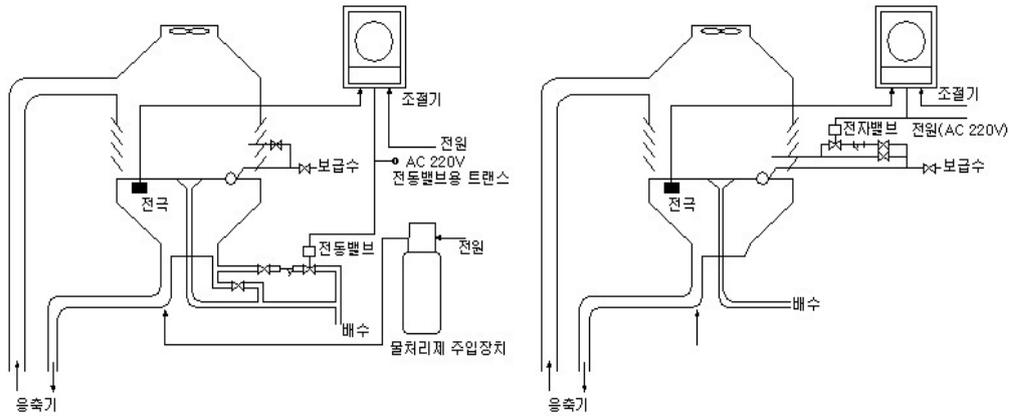
(그림 2.19)은 냉동기의 운전시간과 냉각수의 농축속도에 대한 관계를 나타내는 예이다. 냉각수 배관계 내에 보유하고 있는 물의 양은 비교적 적으므로 단시간에 농축이 진행되며, 스케일 부착, 부식 발생, 미생물의 발생 등으로 인해 냉동기 및 압축기 등의 운전효율 저하, 냉동기의 고압커드, 냉각탑 폐쇄, 등의 사고를 발생시키는 원인이 된다.



(그림 2.19) 냉각수의 농축 속도(최대 부하시)

따라서, 이러한 장애를 방지하기 위해서는 냉각수의 농도가 높아지기 전 적절한 시기에 블로우를 실시하여 물을 교환할 필요가 있다. 과거에는 이를 일정한 시간 간격으로 수(水)처리제를 주입하거나 블로우를 시키기도 하였지만 운전조건, 대기 조건에 따라 냉각수의 농축속도가 변화하므로 일정한 시간 간격을 두고 규칙적으로 수처리를 행하게 되면 큰 낭비를 초래하게 된다. 따라서 이러한 냉각수의 교환

시기를 파악하기 위하여 냉각수의 수질오염 판단에 대한 지표로서 물의 전도율을 측정한다. (그림 2.20)은 수처리 방법의 예를 나타내며, 약품주입을 하는 경우와 물만의 블로우하는 경우를 나타낸다.



(그림 2.20) 냉각탑의 약품주입과 블로우

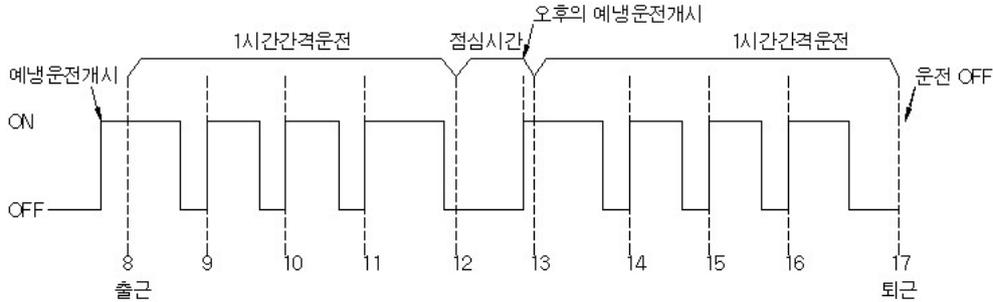
(4) 최적 기동 및 정지 제어

건물의 사용시간에 맞추어서 실내온도를 유지하려면 사용개시 전부터 공조를 시작해야만 한다. 이러한 조건을 만족시키면서, 실내온도·외기온도 그리고 설비조건을 고려하여 자동으로 사전 공조시간을 결정하여 공조기를 가동시켜서 공조기의 기동은 최대한으로 늦추고 정지는 최대한으로 빨리함으로써 공조기의 기동시간을 줄이는 것이 목적이다. 공조기를 적절한 시간에 가동시켜 준다면 불필요한 공조열 시간을 줄일 수 있으며, 건물의 사용이 끝나는 시간의 실내온도를 예측하여 자동으로 공조기를 정지시킬 수도 있다. 이러한 공조기의 기동 및 정지 제어로 인해 공조기의 운전시간을 하루에 15~30분 정도 줄일 수 있다.

(5) 절전 운전제어(Duty Cycle Control)

실내의 온·습도 검출기로 실내의 온·습도를 계속적으로 감시함으로써 사전에 설정한 실내온도를 유지하면서, 공조기가 정지하여도 무방한 시간을 컴퓨터가 계산하여 운전원의 조작없이 자동으로 공조기를 기동 및 정지시켜 줌으로써 에너지 절약효과를 얻고자하는 것이다. (그림 2.21)에서 한 사이클 동안에 최대 정지 가능시간, 최소 정지시간과 실내 쾌적 온도의 상·하한 등에 의하여 정지시간 계산식이 정하여지고, 현재의 실내온도에 따라 해당 공조기의 정지시간이 결정됨을 알 수 있다.

이러한 사이클 패턴, 시간 배분 등은 다양하게 구성이 가능하므로 건물의 사용특성에 맞추어 가장 효율이 적절한 절전운전의 적용이 가능하다. 또한 하나의 프로그램으로서 다수의 공조기를 제어 가능하며, 이 때 각 공조기의 정지시간을 서로 상이하게 설정함으로써 부하의 균등화를 통하여 공조기의 가동시간을 10%정도 줄임으로써 약 20%정도의 전력량을 줄일 수 있다.

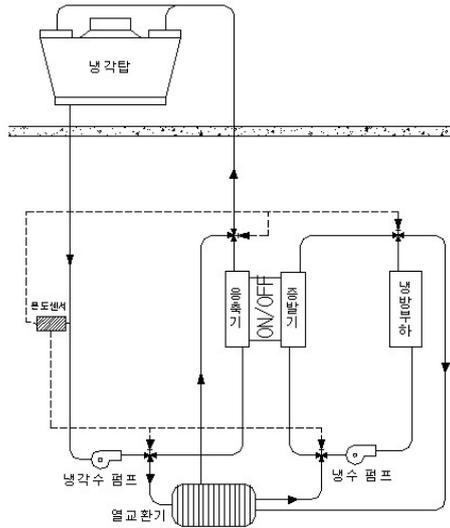


(그림 2.21) 사무실 절전 운전 사이클

2.3.4 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘

동절기의 외기냉수냉방 시스템은 건물에서 많은 에너지 절약효과를 나타내고 있다. 이러한 것은 동절기 동안에 외기냉수냉방 시스템을 운영하는데 있어서 주간과 야간에 충분히 낮은 습구온도가 지속되기 때문이다. 그러나 중간기에는 야간에는 낮은 습구온도가 지속되지만 주간에는 습구온도가 8℃이상으로 될 때가 있다. 이러한 습구온도의 변화를 맞추기 위해서 제어알고리즘에 의한 자동제어가 필요하다. 냉동기의 부하를 줄이기 위한 부하분담의 방법으로 외기냉수냉방 시스템을 적용한다면, 건물의 에너지 절약은 더욱 효과적이며, 중간기뿐만 아니라 초여름까지도 냉동기의 부하를 줄이기 위한 방법으로 외기냉수냉방 시스템이 적용될 수 있을 것으로 판단된다.

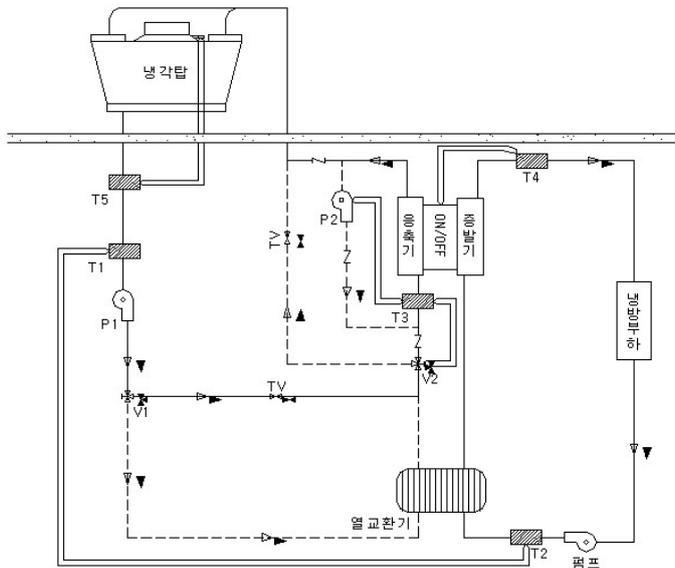
냉동기와 운전을 병행하는 중간기 기간에 외기냉수냉방 시스템을 적용하기 위한 제어 계통도는 (그림 2.22)에 나타나있다.



(그림 2.22) 일반 냉방 시스템과 병행운전 시 외기냉수냉방 시스템의 제어 계통도

일반 냉방 시스템과 병행운전 시 외기냉수냉방 시스템은 냉각탑으로부터 나온 냉각수의 온도를 제어함으로써 냉동기와 열교환기 사이의 3방 밸브를 제어하게 된다. 이러한 온도제어를 통해서 중간기의 외기냉수냉방 시스템의 적용을 확대할 수 있다.

한편, 냉동기의 부하를 줄이기 위한 부하분담의 경우, 외기냉수냉방 시스템의 제어 계통도는 다음 (그림 2.23)과 같다.

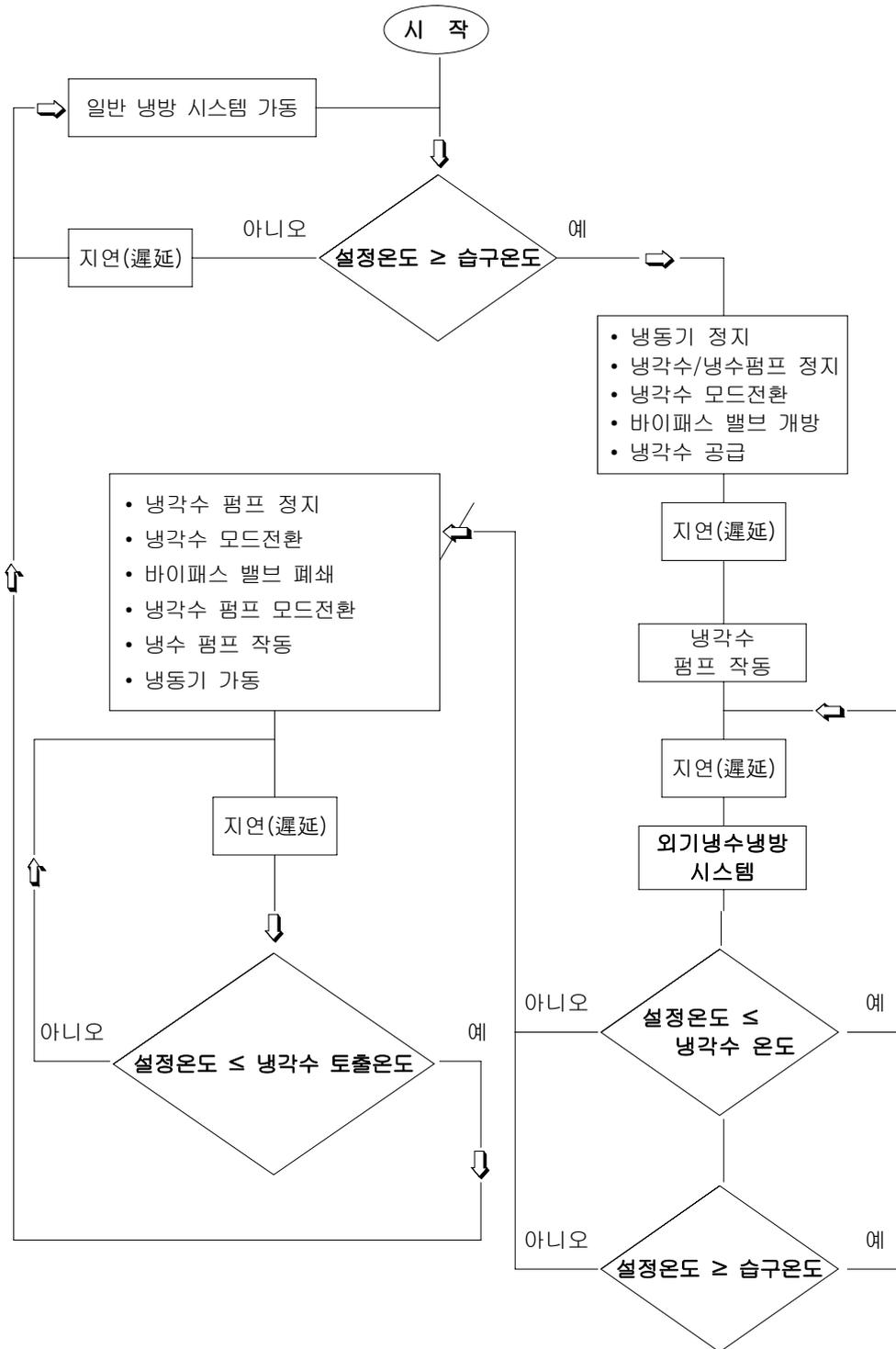


(그림 2.23) 조합운전을 위한 시스템의 제어 계통도

냉동기의 부하를 줄이기 위한 외기냉수냉방 시스템의 조합운전은 위에 나타난 제어알고리즘의 계통도에 의해서 이루어지며 각각의 온도센서에 의해서 밸브가 작동하여 연속적인 시스템이 운영된다.

외기냉수냉방 시스템의 제어 순서는 냉각탑의 온도센서에 의해서 설정온도와 비교를 하여 낮으면 외기냉수냉방 시스템으로 가동하고 설정온도보다 높으면 일반 냉방 시스템으로 작동하게 된다. 이러한 비교를 통해 외기냉수냉방 시스템의 조건 범위에 맞으면 일반 냉방 시스템에서 가동되었던 냉각수 및 냉수펌프와 냉각수 등은 외기냉수냉방 시스템의 모드로 전환된다. 또한, 외기냉수냉방 시스템이 작동 중에 설정온도의 조건범위에 맞지 않으면 다시 일반 냉방 시스템으로 모드가 전환되게 된다. 이러한 제어알고리즘에 의해서 외기냉수냉방 시스템은 건물에 적용될 수 있다.

외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘 흐름도는 (그림 2.24)와 같다.



(그림 2.24) 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘 흐름도

2.4 국외 사례조사

외기냉수냉방시스템의 국외 적용사례는 우리나라와 위도 및 기후조건이 유사하여 시스템 사용의 효과가 같을 수 있다고 예상되는 외국의 사례를 3가지 선정하여 문헌을 통해 조사 하였다.

2.4.1 미국 피츠버그 사무소 건물²⁹⁾

1990년 미국 피츠버그에 위치한 5층 규모의 사무소 건물에 외기냉수냉방 시스템을 적용하기 위해 부하계산 및 냉각탑의 용량선정, 냉수코일의 열(row)수와 핀(fin)수를 증가시켜 비교하였다. 이러한 설계과정을 통하여 열교환기의 효율 및 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다. 분석결과를 설계 프로세스에 따라 정리하였다.

외기냉수냉방 시스템을 설계하기 위해 시스템의 부하 및 공조기의 공급공기량은 <표 2.2>에 나타나 있다. 이러한 산정된 데이터는 피츠버그의 기상데이터를 이용하여 습구온도의 분포를 조사한 것이다.

<표 2.2> 피츠버그 사무소 건물의 냉방부하계산(하절기 제외)

외기온도 (°C)		냉수코일 온도 (°C)	시간 (hour)	시스템 부하 (KW)	공급공기 (L/s)
건구온도	습구온도				
-14	-14	-	15	386.8	-
-11	-12	-	36	439.5	-
-8	-9	-	59	492.2	-
-6	-7	15	93	545.0	49749
-3	-4	15.6	156	597.7	50787
0	-1	16.1	214	650.5	51618
3	1	16.1	215	703.2	52840
6	3	16.7	193	738.4	52864
8	6	16.7	173	791.1	53997
설 계 상 태					
27	19	18.9	-	1265.8	59000

다음 단계는 <표 2.2>에서 나타난 시스템 부하 및 공조기의 공급공기량을 근거로 적절한 냉각탑을 선정하는 단계이다. 적절한 냉각탑 선정을 위하여 <표 2.3>는

29) S. A. Mumma, C. Cheng, A Design Procedure to optimize the selection of the water-side Free Cooling Components, ASHRAE Journal, April, 1990

냉각탑 종류별 렌지(Range)를 근거로 냉각탑의 성능을 나타냈다.

<표 2.3> 냉각탑의 성능비교

냉각탑의 형태				T1441-P	T1462-P	T1482-O	T1663-O				
외기온도 (°C)		시스템 부하 (KW)	냉각탑 Range (°C)	냉각탑의 입구온도 및 출구온도(°C)							
건구	습구			입구	출구	입구	출구	입구	출구	입구	출구
-14	-14	386.8	1.41	-	-	-	-	-	-	-	-
-11	-12	439.5	1.61	-	-	-	-	-	-	-	-
-8	-9	492.2	1.80	-	-	-	-	-	-	-	-
-6	-7	545.0	1.99	3.3	1.3	1.9	0.0	1.9	0.0	1.9	0.0
-3	-4	597.7	2.18	6.5	4.3	4.0	1.9	2.2	0.0	2.2	0.0
0	-1	650.5	2.38	9.6	7.2	7.2	4.8	5.3	3.0	4.4	2.0
3	1	703.2	2.57	12.1	9.6	9.7	7.1	7.9	5.3	6.9	4.3
6	3	738.4	2.70	14.3	11.6	11.9	9.2	10.1	7.4	9.1	6.4
8	6	791.1	2.89	N/A		14.2	11.4	12.5	9.6	11.5	8.6

다음 단계는 냉수코일을 선정하는 것이다. <표 2.4>은 적절한 냉수코일을 선정하기 위해 열수(row)와 핀(fin)을 증가시켜 냉수코일의 입구온도와 출구온도를 비교한 것을 나타낸 것이다.

<표 2.4> 냉수코일의 성능비교

외기온도 (°C)		기본 냉수코일 8 row 8 fin		핀을 증가시킨 냉수코일 8 row 12 fin		열수를 증가시킨 냉수코일 10 row 8 fin	
건구	습구	입구온도	출구온도	입구온도	출구온도	입구온도	출구온도
-6	-7	10.7	14.1	11.7	15.1	11.4	14.8
-3	-4	10.6	14.2	11.6	15.3	11.3	14.9
0	-1	10.2	14.5	11.5	15.4	11.2	15.2
3	1	10.1	14.6	11.4	15.6	11.1	15.2
6	3	9.7	14.7	11.3	15.9	10.8	15.6
8	6	9.6	14.7	11.2	16.0	10.8	15.7
설 계 상 태							
27	19	7.2	15.4	9.5	17.7	8.9	17.1

이러한 설계과정을 통해 외기냉수냉방 시스템의 적절한 시스템을 선정할 수 있었다. 이 건물에 선정된 외기냉수냉방 시스템의 구성요소는 8 row 12 fin의 냉수

코일과 T1482-O의 냉각탑이 선정되었다. 이러한 시스템의 구성에서 열교환기의 효율은 75%가 된다.

다음 <표 2.5>는 이러한 외기냉수냉방 시스템의 설계과정을 통해 시스템이 선정된 후, 피츠버그의 기상데이터를 근거로 외기의 습구온도 6℃이하의 조건에 대해서 에너지 절약효과를 나타낸 것이다.

<표 2.5> 피츠버그 사무소 건물의 냉방에너지 사용량

외기온도(℃)		시스템 부하 (KW)	시간 (hour)	사용량 (kWh)	누적된 사용량 (kWh)
건구	습구				
-14	-14	386.8	15	5801.4	5801.4
-11	-12	439.5	36	15822.0	21623.4
-8	-9	492.2	59	29042.2	50665.6
-6	-7	545.0	93	50683.1	101348.7
-3	-4	597.7	156	93244.3	194593.0
0	-1	650.5	214	139198.4	333791.5
3	1	703.2	215	151188.0	484079.5
6	3	738.4	193	142503.5	627482.9
8	6	791.1	173	136860.3	764343.2

이 건물에는 총 764343.2kWh의 냉방에너지가 외기의 습구온도 6℃이하에서 사용되었으며, 이러한 냉동기에 의한 냉방에너지를 외기냉수냉방 시스템을 적용함으로써 절약할 수 있었다.

2.4.2 중국 상하이 사무소 건물³⁰⁾

(1) 사례건물의 개요

중국 상하이에 위치한 연면적 70,000㎡와 32층 규모로 된 사무소 건물이다. 공조 면적은 1726㎡×25층(내주부: 826㎡, 외주부: 900㎡)과 1030㎡×5층(내주부: 500㎡, 외주부: 530㎡)으로 구분되어 있으며, 외주부에는 팬코일 유닛 방식(F.C.U)과 내주부에는 전공기방식(공조기 15,000CMH×2대)이 적용되어 있다. 그리고 일반 냉방 시스템에 적용되는 냉동기는 900RT×2대+500RT의 터보냉동기가 적용되어 있다.

30) Dafa Ye, Climate Conditions and Energy Savings Prospect of Free Cooling, Refrigeration Science and Technology, Vol 1, No 3, 1997

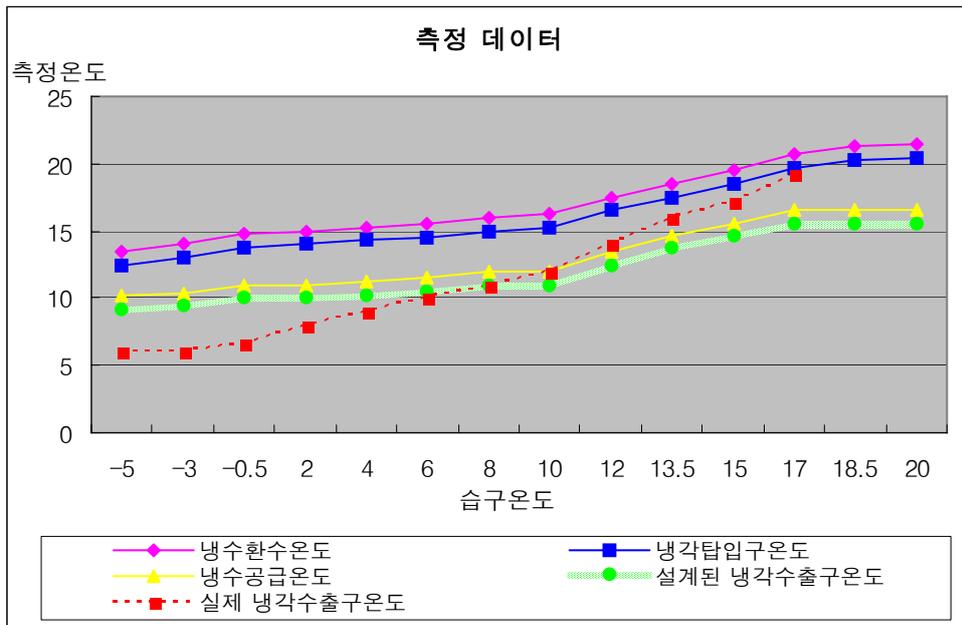
(2) 사례건물의 운영현황

건물에 외기냉수냉방 시스템의 적용을 위해 550Ton/h의 유량, 22KW의 팬동력을 가진 냉각탑과 280Ton/h의 유량, 1.1℃의 어프로치온도를 가진 관형 열교환기를 설치하였다. 이 건물에는 외기의 습구온도 8℃이하에서는 완전한 외기냉수냉방 시스템을 적용하였으며, 외기의 습구온도 8~18℃에서는 냉동기의 부하를 줄이기 위해 외기냉수냉방 시스템과 부하분담이 이루어졌다. 이러한 외기냉수냉방 시스템의 측정 데이터는 <표 2.6>와 (그림 2.25)에 나타나있다.

<표 2.6> 사례건물의 측정 데이터

(단위: ℃)

외기습구온도	-5	-3	-0.5	2	4	6	8	10	12	13.5	15	17	18.5	20
냉수환수온도	13.5	14	14.8	15	15.3	15.5	16	16.2	17.5	18.5	19.5	20.7	21.3	21.4
냉각탑입구온도	12.5	13	13.8	14	14.3	14.5	15	15.2	16.5	17.5	18.5	19.7	20.3	20.4
냉수공급온도	10.2	10.4	11	11	11.2	11.5	12	12	13.4	14.7	15.6	16.5	16.5	16.5
설계 냉각수토출온도	9.2	9.4	10	10	10.2	10.5	11	11	12.4	13.7	14.6	15.5	15.5	15.5
실제 냉각수토출온도	6	6	6.7	8	9	10	11	12	14	16	17.2	19.2		

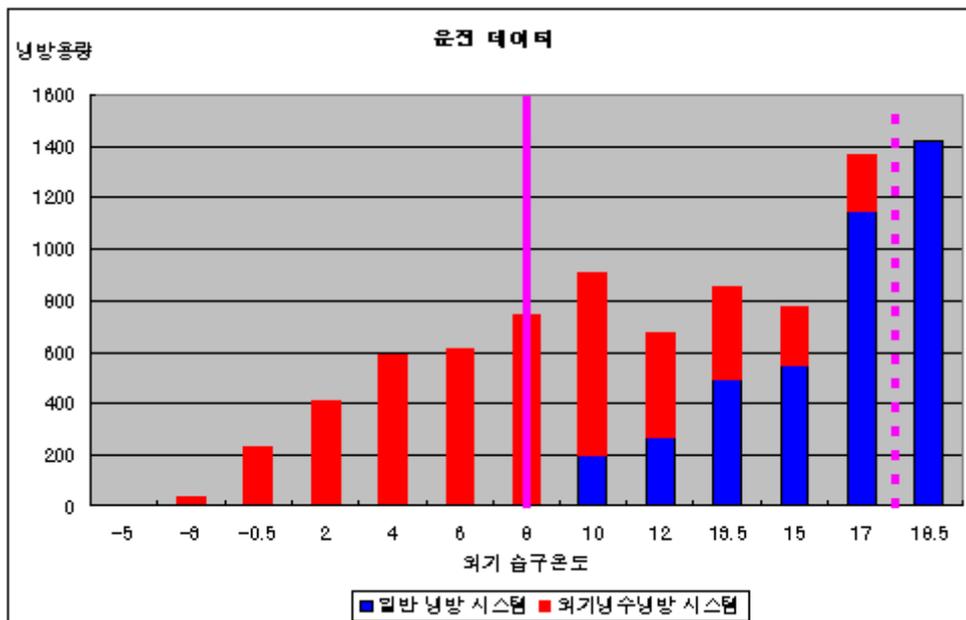


(그림 2.25) 사례건물의 측정 데이터

사례건물의 측정 데이터를 분석해 본 결과 실질적인 냉각탑의 냉각수 토출온도는 설계치 온도와 상당한 차이가 있다는 것을 알 수 있으며, 외기의 습구온도에 따라 냉각탑의 렌지가 변화하는 것을 알 수 있었다. 외기의 습구온도가 낮을수록 냉각탑의 렌지는 커지고 외기의 습구온도가 높을수록 냉각탑의 온도차는 작아지는 것을 알 수 있었다. 사례건물의 외기냉수냉방 시스템의 운전 데이터는 <표 2.7>과 (그림 2.26)에 나타나있다.

<표 2.7> 사례건물의 외기냉수냉방 시스템의 운전 데이터

외기 습구온도(°C)	-3	-0.5	2	4	6	8	10	12	13.5	15	17	18.5
일반 냉방 시스템 (KJ/m ³)	0	0	0	0	0	0	200	270	500	550	1150	1420
외기냉수냉방 시스템 (KJ/m ³)	52	240	420	600	620	750	710	400	350	220	220	0



(그림 2.26) 사례건물의 외기냉수냉방 시스템의 운전 데이터

사례건물의 운전 데이터를 통해 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 및 일반 냉방 시스템과의 조합운전 범위를 알 수 있었다. 외기의 습구온도 8°C이하에서는 외기냉수냉방 시스템만이 적용되었으며, 8~18°C에서는 일반 냉방 시스템과 조합운전을 하여 많은 부하를 담당하는 것으로 나타났다.

(3) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 및 경제성 평가

이러한 측정 데이터 및 운전 데이터를 근거로 사례건물의 에너지 절약효과를 분석한 결과 외기의 습구온도 8℃이하에서는 외기냉수냉방 시스템만을 적용했을 경우 연간 2682 KJ/m³의 에너지 절약효과가 있었으며, 8~18℃에서의 일반 냉방 시스템과 조합 운전한 경우에는 연간 약 1900KJ/m³의 에너지 절약효과가 있었다.

이 사무소 건물의 내주부에 공급되는 전체 풍량은 850,000CMH이므로 연간 에너지 절약은 약 2279×106KJ이다. 만일 외기냉수냉방 시스템을 대신하여 터보냉동기로 사용한다면, 연간 전기 소비량은 127,000kWh가 소비될 것이다. 외기냉수냉방 시스템을 사용하여 판형 열교환기에 의해 추가되는 비용을 고려하여 장비의 상환 기간을 구하면 약 3.4년이 된다. 또한, 냉동기 부하를 줄이기 위한 조합운전이 추가되면, 연간 약 4600KJ/m³의 에너지 절약효과가 있으므로 장비 상환기간은 더 단축될 수 있을 것이다.

2.4.3 Canada 교환국사 건물³¹⁾

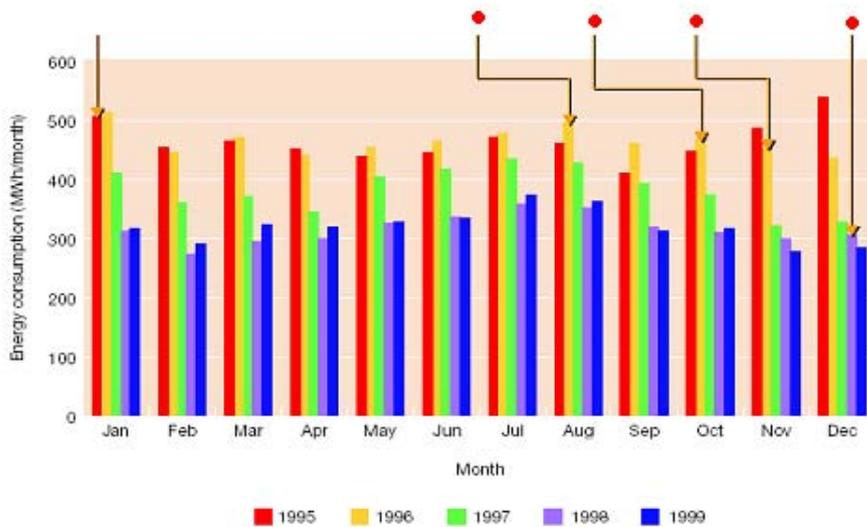
(1) 사례건물의 개요

캐나다 St-Leonard에 위치한 연면적 6,500m²의 전화교환국사 건물이다. 1995년부터 1999년까지 꾸준히 외기냉수냉방 시스템을 적용하기 위해 건물에 리모델링을 시작하였다. 재실자의 수는 1995년에는 47명이었으나, 1999년에는 157명으로 늘어났으며, 전화장비는 24시간동안 가동되어 상당한 열을 발산한다. 이러한 내부발열이 심한 건물의 특성으로 인해 연중 냉방부하가 발생하는 건물이다.

(2) 사례건물의 운영현황

이 건물에는 외기온도 10℃이상에서는 외기냉수냉방 시스템을 건물의 환기를 위해 적용하였으며, 외기온도 0~10℃에서는 냉동기를 멈추고 외기냉수냉방 시스템을 가동하였으며, 외기온도 0℃미만에서는 드라이쿨러(Dry Cooler)를 이용하여 물과 글리콜을 혼합하여 외기냉수냉방 시스템을 가동하였다. 이러한 시스템은 1995년부터 1999년까지 순차적으로 이루어졌으며, 그 기간 동안의 건물의 에너지 소비량 패턴은 (그림 2.27)에 나타나있다.

31) CADDET, Free Cooling of a Commercial Building, March, 2002



(그림 2.27) Bell Canada 교환국사 건물의 에너지 소비량

1995년 1월에는 단지 외기냉수냉방 시스템이 건물의 환기의 목적으로 이루어졌으며, 1996년 8월에는 직원의 증가를 위해 건물의 리모델링을 실시하였다. 또한, 1996년 11월에는 냉각수의 배관내 오염물질에 대한 대책으로 필터를 보강하였으며, 1998년 12월에 냉동기의 수리를 마지막으로 건물의 외기냉수냉방 시스템을 위한 리모델링은 끝난 상태이다.

(3) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 및 경제성 평가

Bell Canada 교환국사 건물의 연간 에너지 소비량 패턴을 근거로 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석한 결과 1995년에는 총 에너지 소비량이 2,986 MWh/year(교환장비의 에너지 소비량 제외)이었으나, 1999년에는 총 에너지 소비량이 1,240MWh/year으로 산출되었다. 사례건물의 외기냉수냉방 시스템이 적용되어 1,746MWh/year(58%)의 에너지 절약효과가 있었으며, 교환장비의 에너지 소비량까지 포함하여 산출한 결과 사례건물은 연간 23%의 에너지 절약효과가 있는 것으로 조사되었다. 이러한 에너지 절약효과에 대한 경제성 평가를 실시한 결과 1995년부터 1999년까지 총 CAD 343,500(한화 약 3억 1천만원)이 절약되었으며, 새로운 시스템의 추가하는데 든 비용이 CAD 250,000이므로 3년 정도에 추가된 비용이 상환될 것으로 판단된다.

2.5 소 결

본 장에서는 외기냉수냉방 시스템의 이론적 고찰을 통해 시스템의 특성, 구성요소 및 제어에 관한 사항을 살펴보았으며 국외에서 외기냉수냉방 시스템이 적용된 사례건물을 통해 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 및 경제성을 문헌을 통해 조사하였다. 외기냉수냉방 시스템의 국외 사례조사를 요약하면 다음과 같다.

(1) 미국의 피츠버그에 위치한 5층 규모의 사무소 건물에 외기냉수냉방 시스템을 적용하였다. 사례건물에 외기냉수냉방 시스템을 적용하기 위한 냉각탑 및 냉수코일에 대한 성능검토를 실시하였으며, 그 지역의 습구온도분포를 조사하여, 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간을 산출하였다. 사례건물의 시스템 부하를 선정한 후 외기냉수냉방 시스템이 가동될 수 있는 외기의 습구온도 6°C 이하에 있는 시간을 고려하여 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다. 이러한 과정을 통해 사례건물에는 외기냉수냉방 시스템으로 인해 연간 764,343.2kWh의 전력량이 절약되는 것으로 나타났다.

(2) 중국의 상하이에 위치한 32층 규모의 사무소 건물에 외기냉수냉방 시스템을 적용하였다. 사례건물에는 열교환기를 이용한 간접 외기냉수냉방 시스템이 적용되었으며, 습구온도 8°C 이하에서 외기냉수냉방 시스템을 가동하였다. 또한, 냉동기의 부하를 줄이기 위해 $8^{\circ}\text{C}\sim 18^{\circ}\text{C}$ 에서는 일반 냉방 시스템과 조합운전을 실시하여 외기냉수냉방 시스템의 적용기간을 확대하였다. 외기냉수냉방 시스템을 적용한 사례건물의 운전 데이터를 근거로 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였으며, 냉각수의 토출온도 및 냉수온도 등을 측정하여 설계조건과 실제 운전 데이터를 비교하였다. 이러한 사례건물에서는 외기냉수냉방 시스템으로 인해 열교환의 초기 투자비용을 고려했을 경우에 3.4년에 상환되는 것으로 나타났다.

(3) 캐나다의 전화교환국사 건물은 1995년부터 1999년까지 건물의 리모델링을 통해 외기냉수냉방 시스템을 적용시킨 사례이다. 이 건물은 전화교환국사의 용도로 실내에 많은 냉방부하가 발생하고 있었으며, 중간기 및 동절기에도 많은 냉방에너지가 소비되는 건물이었기 때문에 통신장비의 안전성과 직원들의 쾌적한 환경을 위해 리모델링을 하였다. 리모델링 초기에는 외기냉수냉방 시스템이 환기의 목적으로 사용되었으나 서서히 중간기 및 동절기에 냉방부하를 담당하는 역할을 하였다. 이러한 외기냉수냉방 시스템은 10°C 이상에서는 외기냉수냉방 시스템이 환기를 하는 목적으로 쓰였으며, $0^{\circ}\text{C}\sim 10^{\circ}\text{C}$ 에서는 냉동기가 정지하고 외기냉수냉방 시스템으로 가동되었다. 또한 0°C 이하에서는 물과 글리콜의 혼합액을 이용하여 외기냉수냉방 시스템을 가동하였다. 드라이쿨러(Dry Cooler)를 이용하기 때문에 동결

및 동파에 대한 문제점이 발생하지 않았다. 본 건물은 외기냉수냉방 시스템으로 인해 연간 1,746MWh의 에너지 절약효과를 나타냈다.

제 3 장 외기냉수냉방 시스템의 국내사례 실태조사

이 장에서는 외기냉수냉방 시스템의 이론적 고찰을 토대로 국내에 외기냉수냉방 시스템이 적용된 교환국사와 방송국을 대상으로 건물의 운영현황 및 외기냉수냉방 시스템의 운영실태를 파악하였다. 또한 국내현장에 종사하는 실무자들을 대상으로 외기냉수냉방시스템의 설계 및 운영관련 면담을 실시하여 객관성 있는 자료와 문제점들을 파악하였다. 국내 주요도시의 습구온도분포를 조사하여 외기냉수냉방 시스템의 적용가능성을 위한 기초자료를 조사하여 정리하였다. 이들은 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 정량적으로 분석하기 위한 시뮬레이션 프로그램의 입력 자료로 활용하고자 하였다.

3.1 국내 현장조사

3.1.1 서울시 S 교환국사

(1) 대상건물의 개요

서울시 성동구에 위치한 S 교환국사는 연면적 약 22,000m², 지상 8층 규모의 건물로 2002년 12월에 준공되었으며, 통신장비에 의한 내부발열로 인하여 연중 냉방에너지가 소비되는 건물이다. 대상건물의 개요와 조감도는 다음 <표 3.1>과 (그림 3.1)에 나타나있다.



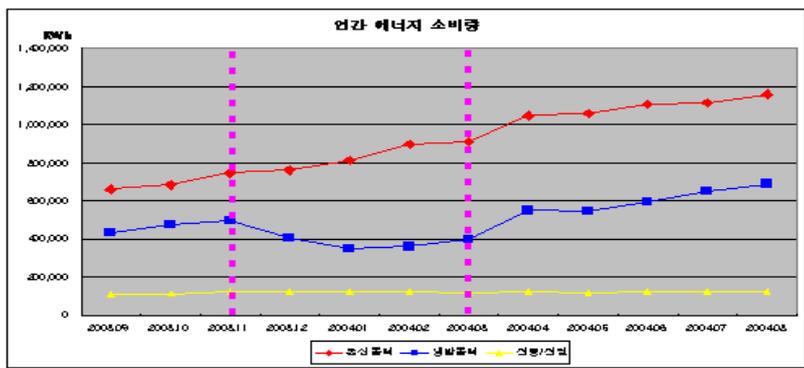
(그림 3.1) 대상건물의 조감도

<표 3.1> 대상건물의 개요

구분		개요
위치		서울시 성동구 성수동
면적	대지면적	6,355.30㎡(1,925.50평)
	건축면적	2,258.49㎡(681.19평)
	연면적	22,122.68㎡(지상층: 14,759.30㎡, 지하층: 6,442.40㎡)
건축구조		철골·철근 콘크리트 조
규모		지하 2층, 지상 8층
외부 마감	외벽	화강석 무광 물갈기 + 알루미늄 커튼월
	지붕	철근 콘크리트 슬래브(도막방수) + 우레탄 페인트
	창호	THK 150,180 볼소수지 코팅 알루미늄단열바
	유리	THK 24 파스텔톤 복층유리
층별 용도	지하층	기계실 및 주차장
	지상 1~2층	업무시설
	지상 3~8층	통신시설(교환장비)

(2) 대상건물의 운영현황

대상건물은 통신장비에 의한 내부발열에 의해 연중 냉방에너지가 소비되는 건물이다. 따라서, 중간기 및 동절기에 열교환기를 이용한 간접 외기냉수냉방 시스템이 적용되고 있다. 이 건물에는 외기냉수냉방 시스템을 자동제어가 아닌 수동제어로 운영하고 있어서 관리자의 판단으로 외기냉수냉방 시스템이 가동되고 있다. 그리고 외기의 습구온도 8℃이하에서만 외기냉수냉방 시스템이 가동되고 있으며, 적용기간은 11월 초부터 3월 말까지로 조사되었다. 다음 (그림 3.2)에 대상건물의 2003년 9월부터 2004년 8월까지 에너지 소비량을 나타내었으며, 점선으로 표시한 부분이 외기냉수냉방 시스템의 가동시기이다.



(그림 3.2) 대상건물의 연간 에너지 소비량(2003년 9월 ~ 2004년 8월)

대상건물의 에너지 소비량을 조사해 본 결과, 통신동력은 전체 에너지 소비량의 60%를 차지하고 있으며, 냉방동력은 32%, 전등 및 전열은 8%로 나타났다. 그리고 냉방동력은 통신동력과 거의 비례하는 패턴으로 나타났으나, 외기냉수냉방 시스템이 가동된 시기에서는 현저하게 냉방동력이 감소하는 것으로 조사되었다.

(3) 외기냉수냉방 시스템의 운영실태

대상건물은 외기냉수냉방 시스템을 관리자의 판단에 의해서 수동으로 이루어지고 있으며, 동계 외기온도가 빙점이하로 지속되는 경우 냉각탑의 공기 흡입구 측의 충전물과 그릴부분에 냉각수가 착빙되는 현상으로 인해 운영상의 많은 문제점이 나타나고 있다. 다음 (그림 3.3)에 대상건물의 냉각탑 착빙현상을 나타냈다.



(그림 3.3) 대상건물의 냉각탑 착빙현상

대상건물은 동계 시 냉각탑의 착빙현상으로 인하여 공기의 유입을 가로막아 통풍력이 감소되어 냉각수의 온도가 상승하게 된다. 따라서, 냉각탑의 냉각효율은 저하되어 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과도 상당히 줄어든다. 또한, 관리자는 냉각탑의 착빙현상을 제거하기 위해 뜨거운 물이나 수압이 센 물을 이용하여 제거하고 있으며, 이 경우 수압이나 부주의로 인해 냉각탑의 흡입구 측의 그릴부분이 많이 손상되고 있는 상태이다. 따라서, 외기온도가 빙점이하일 때 냉각탑의 착빙현상을 줄일 수 있는 개선된 냉각탑의 선정이 요구된다.

또한, 대상건물은 외기냉수냉방 시스템이 관리자의 판단에 의해 수동으로 제어를 하기 때문에 중간기에 주간의 습구온도가 8℃ 안팎으로 될 때는 통신장비의 안전성을 고려하여 일반 냉방 시스템을 적용하고 있는 실정이다. 이러한 대상건물에 자동제어에 의한 시스템이 작동한다면 더 많은 에너지 절약효과가 있을 것으로 판단된다.

3.1.2 서울시 S 방송국

(1) 대상건물의 개요

서울시 양천구에 위치한 S 방송국은 연면적 약 62,753.3㎡, 지하 4층~지상 22층 규모의 건물로 2003년 12월에 준공되었다. 건물은 주로 방송시설과 업무시설의 용도로 사용되고 있으며, 방송장비에 의한 내부발열로 인하여 연중 냉방에너지가 소비되는 건물이다. 대상건물의 개요와 조감도는 다음 <표 3.2>에 나타나 있다.

<표 3.2> 대상건물의 개요 및 조감도

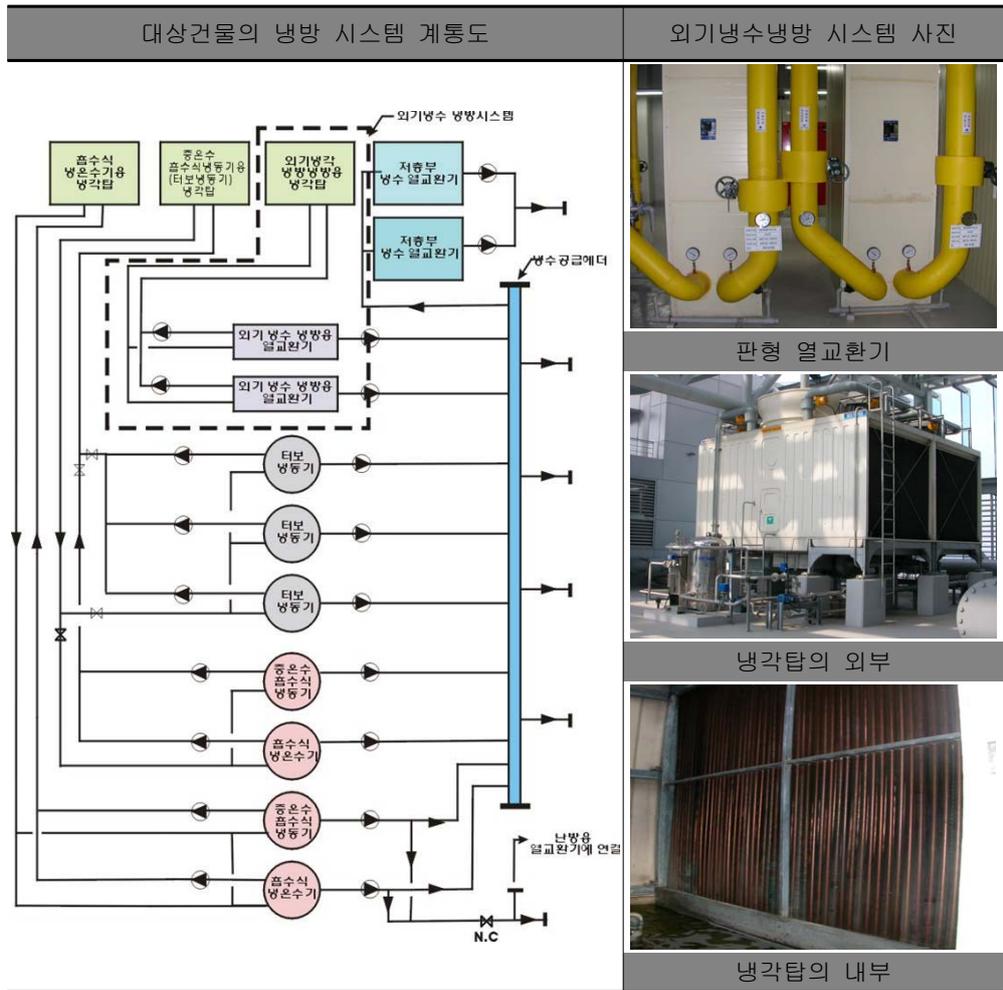
구 분		개 요	조 감 도
위 치		서울시 양천구 목동	
연 면 적		62,753.3㎡(19,000평)	
건축구조		철골·철근 콘크리트 조	
규 모		지하 4층, 지상 22층, 옥탑 3층	
공조 조닝 및 공조 방식	사무실	VAV(내주부) + FPU(외주부)	
	라디오 스튜디오	CAV - 외 벽체 이중외피, 이중덕트 설치	
	방송 스튜디오	CAV - 팬 인버터	
	조정실 관련 존	CAV - 장비 설치실은 F.C.U(종형) 설치	
	로비 아트리움	외주부, 내주부 공조기 분리 설치 외주부 바닥 급기	
	지하 제실	CAV + F.C.U(천정 매입형)	
	세트 제작실	CAV - 전용 환기장치 설치(국부배기)	

(2) 대상건물의 운영현황

대상건물은 방송시설 및 방송관련 업무시설에서 많은 냉방부하가 발생하고 있으며, 이러한 냉방부하를 제거하기 위해 많은 냉방에너지가 소비되고 있는 실정이다. 또한, 대상건물은 연중 냉방에너지를 소비하는 건물이기 때문에 중간기 및 동절기에 외기냉수냉방 시스템을 적용하고 있으며, 열교환기를 이용한 간접 외기냉수냉방 시스템이 적용되고 있다.

다음 <표 3.3>은 대상건물의 냉방 시스템에 대한 계통도와 외기냉수냉방 시스템을 구성하는 판형 열교환기 및 냉각탑의 사진을 나타냈다.

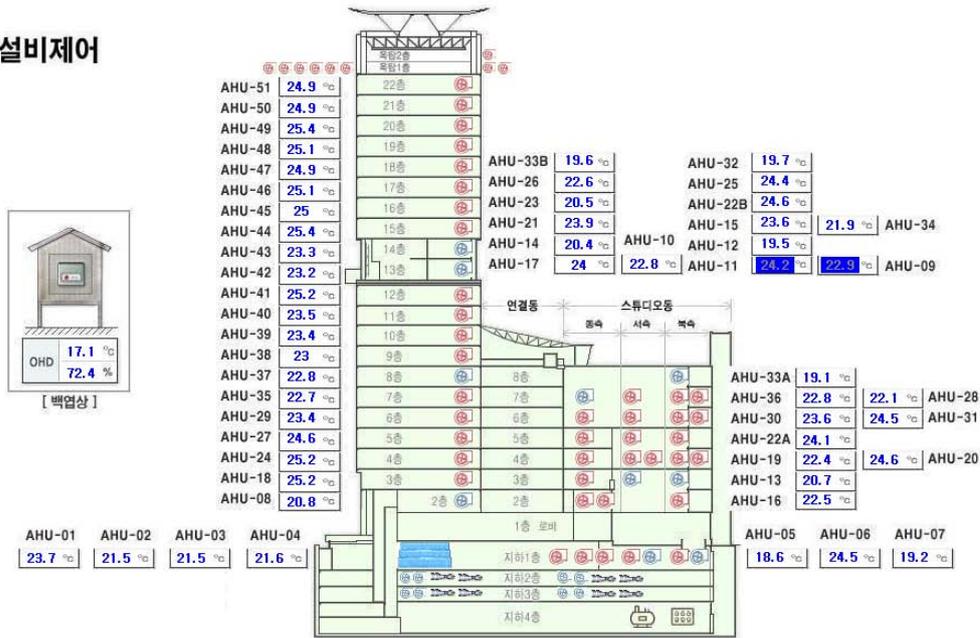
<표 3.3> 대상건물의 냉방 시스템 계통도 및 외기냉수냉방 시스템 구성요소



대상건물은 외기냉수냉방 시스템과 터보냉동기에 냉각수를 공급하는 전용 냉각탑이 구성되어 있어, 일반 냉방 시스템과 조합운전을 할 수 있게 되어있다. 또한, 대상건물에 구성된 냉각탑은 온도센서에 의해서 외기온도에 따른 밸브를 작동할 수 있는 시스템이 구축되어 있어 동계 시 외기온도가 빙점이하로 유지되더라도 냉각탑의 결빙현상이나 관리자의 운영상의 문제점이 발생하지 않고 있다.

한편, 대상건물에는 중앙 제어시스템을 구축하고 있어 컴퓨터에 의해서 모든 시스템이 자동 운전되고 있는 실정이다. 다음 (그림 3.4)에 대상건물의 중앙 제어시스템의 모듈을 나타내었다.

설비제어



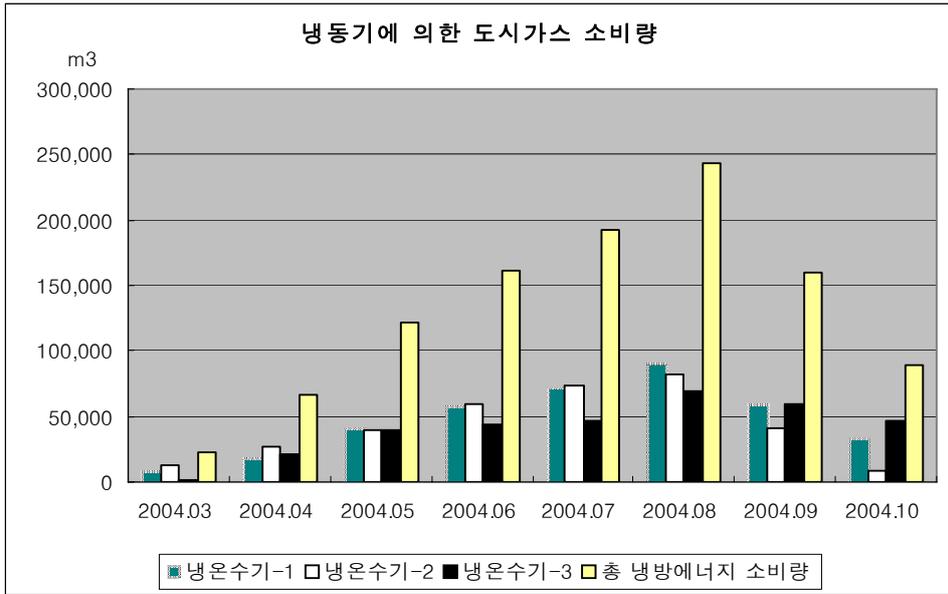
(그림 3.4) 대상건물의 중앙 제어시스템 모듈

이러한 중앙 제어시스템에 의해서 건물이 운영되고 있으며, 외기냉수냉방 시스템도 이러한 중앙 제어시스템에 의해서 제어가 되고 있다. 또한, 관리자의 경우 중앙 제어시스템에 의해서 외기냉수냉방 시스템이 가동되므로 운영상의 편리함을 얻고 있다.

대상건물의 운영현황을 근거로 냉방에너지 소비량을 산출하였다. 사례건물은 2003년 12월에 준공되어 방송장비의 이전 및 건물의 안정화가 이루어진 시점이 2004년 3월부터이다. 따라서, 대상건물의 산출된 냉방에너지의 소비량은 2003년 3월~2004년 10월까지이며, 냉온수기의 가동시간과 도시가스의 소비량을 이용하여 정리하였다. 다음 <표 3.4>와 (그림 3.5)에 대상건물의 냉방에너지 소비량을 나타냈다.

<표 3.4> 대상건물의 냉동기에 의한 도시가스 소비량 (단위: m³)

	3월	4월	5월	6월	7월	8월	9월	10월
냉온수기-1	8,953	18,449	41,682	57,922	71,996	91,105	59,033	33,781
냉온수기-2	12,401	26,501	39,279	58,891	73,181	82,665	41,532	8,033
냉온수기-3	1,110	21,391	40,325	44,061	46,725	69,680	58,878	46,667
계	22,465	66,341	121,286	160,874	191,902	243,450	159,443	88,481



(그림 3.5) 대상건물의 냉동기에 의한 도시가스 소비량(2004년 3월~2004년 10월)

대상건물의 냉방에너지 소비량을 산출한 결과 3대의 냉동기가 적절하게 조합 운전되는 것을 확인하였으며, 3월의 경우 외기냉수냉방 시스템의 가동으로 인해 냉동기의 사용량이 적은 것으로 나타났다.

(3) 외기냉수냉방 시스템의 운영실태

방송국이라는 건물의 특성 때문에 실내 냉방부하의 변동이 급격하게 이루어져 외기냉수냉방 시스템의 적절한 운영이 안 되고 있으며, 외기냉수냉방 시스템으로 많은 부하를 담당할 수 없어 일반 냉방 시스템과 조합운전을 하는데 문제점이 발생되고 있다. 또한, 외기냉수냉방 시스템의 적절한 운영지침이 마련되지 않아 외기냉수냉방 시스템의 최적의 운전효과를 얻지 못하는 실정이다. 그러나 건물의 시스템 안정화가 이루어지고 일반 냉방 시스템과 외기냉수냉방 시스템의 적절한 조합운전에 대한 운영지침이 마련된다면 많은 냉방에너지가 절약될 수 있을 것으로 판단된다. 대상건물의 설계 및 운영진을 대상으로 다음과 같은 사항이 조사되었다.

1) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 대해 매우 긍정적인 인식을 갖고 있으며, 실제적인 에너지 절약효과도 5~10% 정도로 생각하고 있었다. 현재 외기냉수냉방 시스템이 기존의 사회 전반적인 인식부족으로 인해 현열부하가 많이 발생하는 일부 건물에 사용되고 있으나 시스템의 효과를 고려할 때, 앞으로 시스템

기술의 보안으로 일반 사무실과 주거 건물로 사용 확대가 가능하다고 보고 있다.

2) 시스템의 설계 및 운영상 고려할 사항으로서 기후조건에 대한 고려가 가장 비중이 컸으며, 이는 시스템 작동의 기후관련 기본지침이 없음으로 해서 빚어지는 혼란이라 볼 수 있다. 또한 냉각탑의 동결에 대한 대책을 포함, 실내부하변동에 따른 시스템의 대처, 기기작동의 효과적인 운영 등이 문제점으로 나타났는데, 이것은 시스템의 운영 지침과 자동제어의 필요성을 요구하는 것이라 본다.

3) 대부분의 시스템 참여 전문가들은 설계나 건물의 운영 시에 외기냉수냉방 시스템에 관련된 참조할 만한 지침이 거의 없는 것으로 조사되었으며, 현재의 시행착오를 겪어가면서 스스로 설계나 운영 지침을 만들어야 하는 입장이었다. 설계 및 운영지침의 시급함이 요구되는 것이라 보겠다.

3.2 시스템의 지역별 적용가능시기

외기냉수냉방시스템은 증발 냉각효과에 따른 자연냉각력을 이용하고 외기냉수냉방시스템의 성능은 습구온도에 영향을 받는다. 따라서 국내의 습구온도 분포를 조사하여 외기냉수냉방시스템의 적용가능기간을 조사하였다.

3.2.1 지역별 연간 습구온도 분포

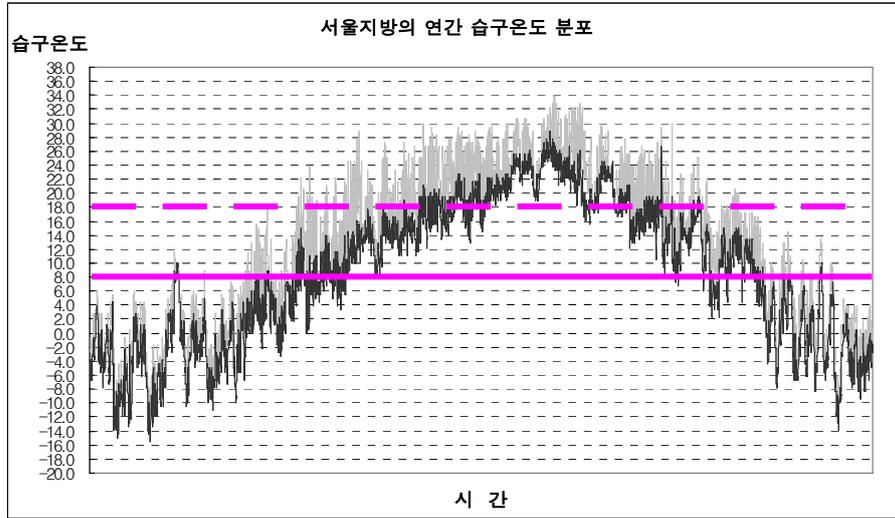
지역별 연간 습구온도 분포를 조사하기 위해서 대한설비공학회³²⁾의 10년간 기상자료를 평균한 값을 활용하였다. 기상데이터는 온도, 습도, 일사량, 풍량, 풍속 등으로 구성되어 있다. 기상데이터를 이용하여 TRNSYS v.15를 이용하여 습구온도를 산출하였으며, 지역별 연간 습구온도 분포를 정리하였다. 기상데이터 중에 서울을 포함한 8개 도시(대전, 대구, 부산, 광주, 제주, 강릉, 전주)를 선정하여 연간 외기의 습구온도 분포를 조사하였다. 지역별 연간 습구온도 분포의 산출된 결과를 토대로 외기냉수냉방 시스템을 단일 적용하여 에너지 절약효과를 얻을 수 있는 외기의 습구온도 8℃(굵은 실선)미만과 외기냉수냉방 시스템을 병행 적용하여 에너지 절약효과를 얻을 수 있는 외기의 습구온도 8~18℃(굵은 점선)의 범위를 그래프에 표시하였다.

아울러, 건구온도 분포를 습구온도와 병행 표시하여 일반적인 건구온도 기준의 시스템의 가능시기를 알 수 있게 하였다.

32) 대한설비공학회(<http://www.sarek.or.kr>)

(1) 서울지방의 연간 습구온도 분포

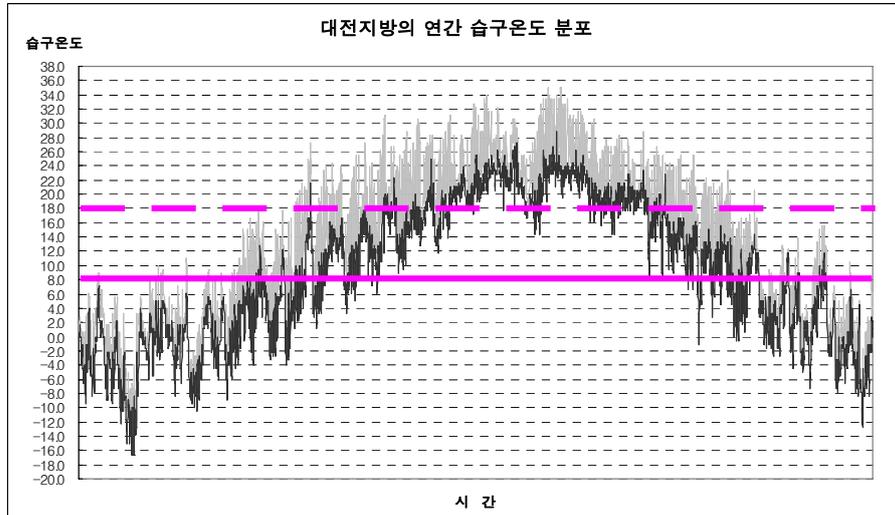
다음 (그림 3.6)에 서울지방의 연간 습구온도 분포를 산출하였으며, 외기냉수냉방 시스템이 적용 가능한 범위를 그래프에 나타내었다.



(그림 3.6) 서울지방의 연간 습구온도 분포

(2) 대전지방의 연간 습구온도 분포

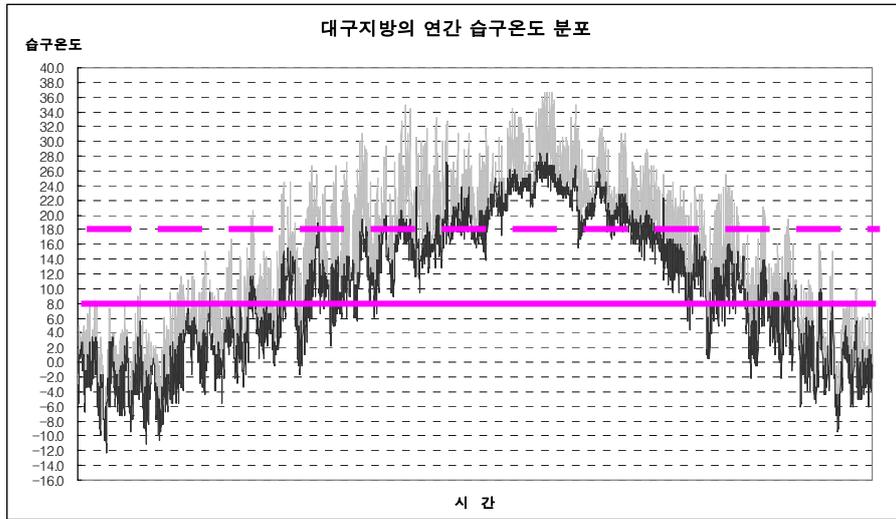
다음 (그림 3.7)에 대전지방의 연간 습구온도 분포를 산출하였으며, 외기냉수냉방 시스템이 적용 가능한 범위를 그래프에 나타내었다.



(그림 3.7) 대전지방의 연간 습구온도 분포

(3) 대구지방의 연간 습구온도 분포

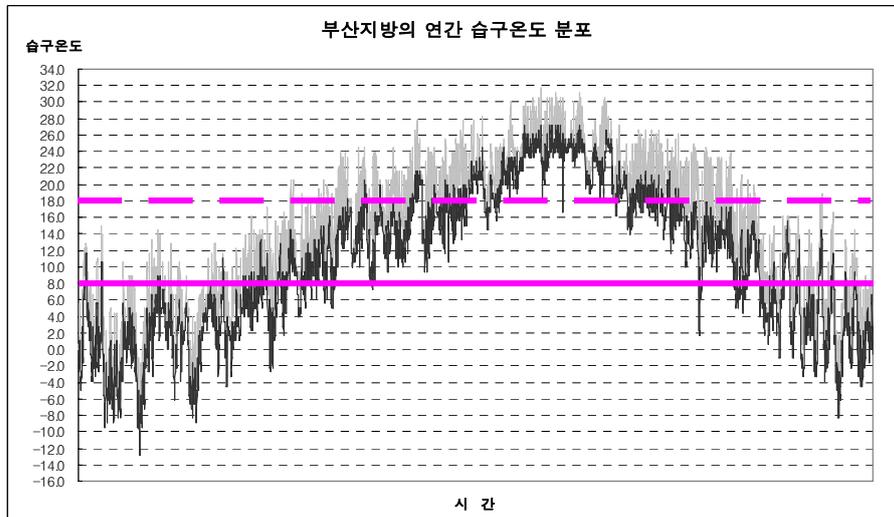
다음 (그림 3.8)에 대구지방의 연간 습구온도 분포를 산출하였으며, 외기냉수냉방 시스템이 적용 가능한 범위를 그래프에 나타내었다.



(그림 3.8) 대구지방의 연간 습구온도 분포

(4) 부산지방의 연간 습구온도 분포

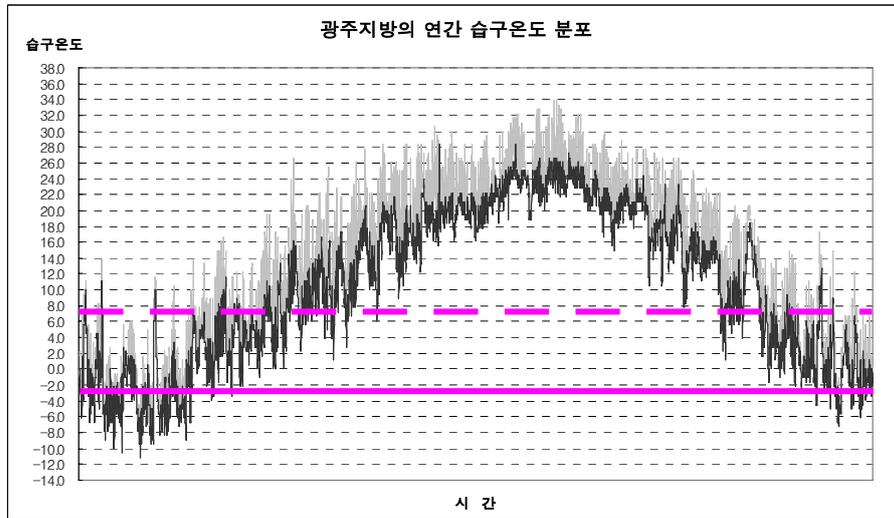
다음 (그림 3.9)에 부산지방의 연간 습구온도 분포를 산출하였으며, 외기냉수냉방 시스템이 적용 가능한 범위를 그래프에 나타내었다.



(그림 3.9) 부산지방의 연간 습구온도 분포

(5) 광주지방의 연간 습구온도 분포

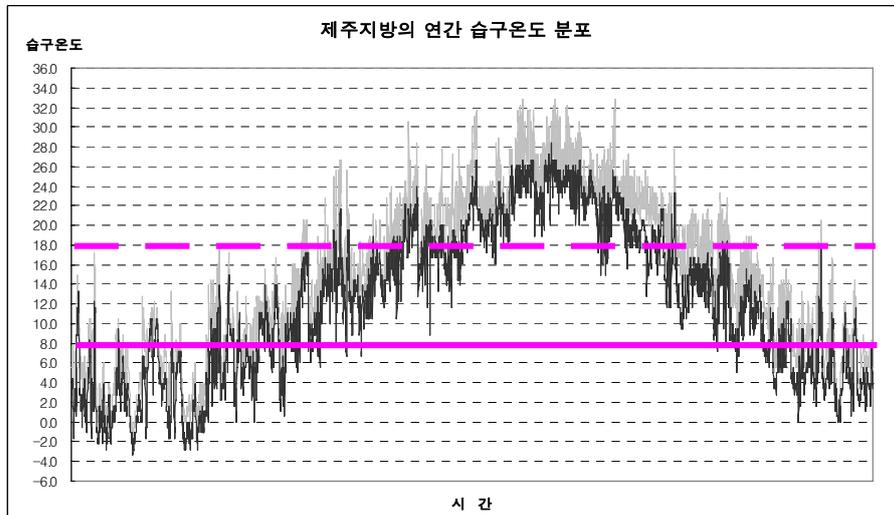
다음 (그림 3.10)에 광주지방의 연간 습구온도 분포를 산출하였으며, 외기냉수 냉방 시스템이 적용 가능한 범위를 그래프에 나타내었다.



(그림 3.10) 광주지방의 연간 습구온도 분포

(6) 제주지방의 연간 습구온도 분포

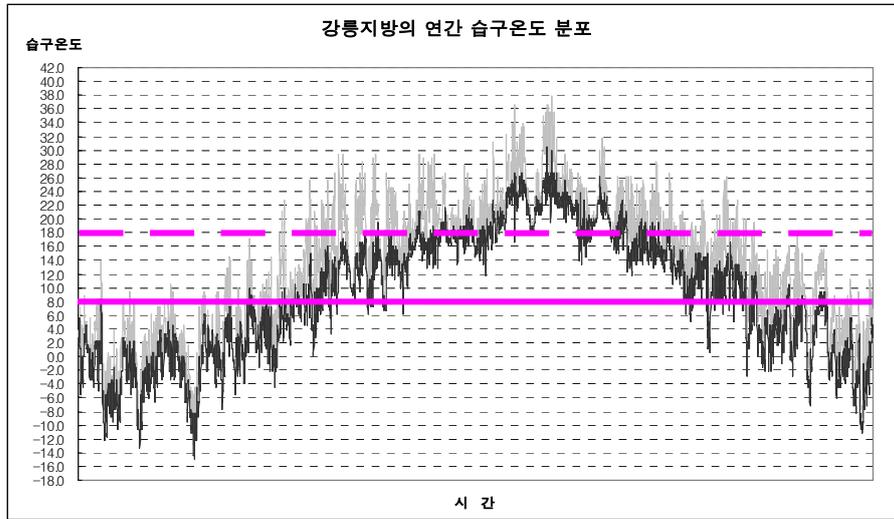
다음 (그림 3.11)에 제주지방의 연간 습구온도 분포를 산출하였으며, 외기냉수 냉방 시스템이 적용 가능한 범위를 그래프에 나타내었다.



(그림 3.11) 제주지방의 연간 습구온도 분포

(7) 강릉지방의 연간 습구온도 분포

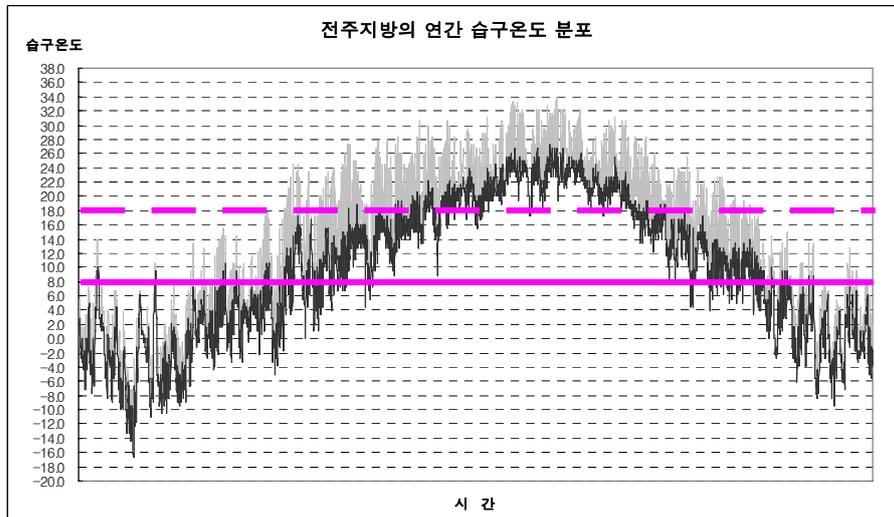
다음 (그림 3.12)에 강릉지방의 연간 습구온도 분포를 산출하였으며, 외기냉수 냉방 시스템이 적용 가능한 범위를 그래프에 나타내었다.



(그림 3.12) 강릉지방의 연간 습구온도 분포

(8) 전주지방의 연간 습구온도 분포

다음 (그림 3.13)에 전주지방의 연간 습구온도 분포를 산출하였으며, 외기냉수 냉방 시스템이 적용 가능한 범위를 그래프에 나타내었다.



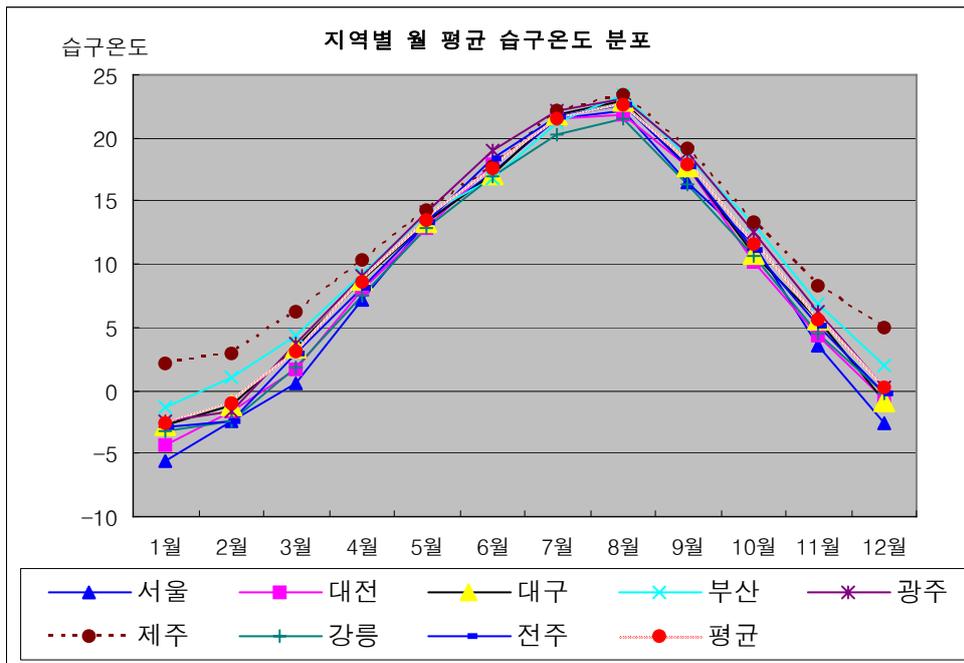
(그림 3.13) 전주지방의 연간 습구온도 분포

(9) 지역별 월 평균 습구온도 분포

지역별 연간 습구온도 분포를 기준으로 월 평균 습구온도를 조사하였으며, 지역별 월 평균 습구온도 분포는 <표 3.5>와 (그림 3.14)에 나타내었다.

<표 3.5> 지역별 월 평균 습구온도 (단위: °C)

	1월	2월	3월	4월	5월	6월	7월	8월	9월	10월	11월	12월
서울	-5.6	-2.5	0.5	7.2	13.3	17.3	21.5	22.2	16.5	11.6	3.5	-2.6
대전	-4.4	-1.6	1.6	7.9	12.9	17.9	21.5	21.8	17.8	10.2	4.3	-0.7
대구	-2.8	-1.1	3.4	8.7	13.4	17.1	21.8	23.0	17.7	10.8	5.6	-0.8
부산	-1.4	1.1	4.4	9.3	13.9	16.8	21.2	23.4	18.6	13.1	6.9	2
광주	-2.5	-1.7	3.7	9.1	14.2	19.0	22.1	23.1	18.9	12.5	6.2	0.2
제주	2.1	3.0	6.3	10.4	14.3	17.7	22.2	23.4	19.1	13.3	8.3	5.0
강릉	-3.2	-2.4	1.9	7.5	12.8	17.0	20.2	21.5	16.4	10.6	4.5	-0.3
전주	-2.9	-2.4	3.0	8.1	13.4	18.3	21.7	22.6	17.7	11.2	5.1	-0.3
월평균	-2.6	-1.0	3.1	8.5	13.5	17.6	21.5	22.6	17.8	11.7	5.6	0.3



(그림 3.14) 지역별 월 평균 습구온도 분포

지역별 월 평균 습구온도 분포를 조사한 결과 우리나라의 기후조건은 겨울철에는 낮은 습구온도 분포가 형성되어 외기냉수냉방 시스템이 적용 가능한 것으로 나타났다. 서울, 대전, 강릉지방은 10월부터 4월까지 월 평균 습구온도가 8℃미만으로 나타났다. 또한, 전체적으로 11월부터 3월까지 월 평균 습구온도가 8℃미만으로 나타나 외기냉수냉방 시스템이 적용 가능한 기간임을 확인 할 수 있었다.

3.2.2 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 기간

지역별 연간 습구온도 분포와 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간을 이용하여 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 기간을 조사하였다. 외기냉수냉방 시스템을 단일 적용하여 에너지 절약효과를 얻을 수 있는 외기의 습구온도 8℃미만과 외기냉수냉방 시스템을 병행 적용하여 에너지 절약효과를 얻을 수 있는 외기의 습구온도 8℃~18℃로 분류하여 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 기간을 조사하였다.

또한, 주간에는 냉동기 시스템에 의해서 작동되며 야간에는 외기냉수냉방 시스템이 작동되는 기간을 추가적으로 조사하였다. 다음 <표 3.6>에 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 기간을 나타내었다.

<표 3.6> 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 기간

지 역	단일 적용 가능기간	병행 적용 가능기간	비 고
	습구온도 8℃미만	습구온도 8~18℃	
서울	10월 중순 ~ 4월 초	4월 초 ~ 6월 초 9월 초 ~ 10월 초	10월 초 야간 완전 적용가능
대전	10월 중순 ~ 4월 초	4월 초 ~ 6월 초 9월 중순 ~ 10월 초	10월 초 야간 완전 적용가능
대구	11월 초 ~ 3월 말	4월 초 ~ 5월 중순 9월 중순 ~ 10월 말	4월 초, 10월 말 야간 완전 적용가능
부산	11월 초 ~ 3월 중순	3월 말 ~ 6월 초 9월 중순 ~ 10월 말	3월 말, 10월 말 야간 완전 적용가능
광주	11월 초 ~ 3월 말	4월 초 ~ 5월 중순 9월 말 ~ 10월 말	4월 초, 10월 말 야간 완전 적용가능
제주	11월 중순 ~ 2월 말	3월 초 ~ 5월 말 9월 말 ~ 11월 초	3월 초, 11월 초 야간 완전 적용가능
강릉	10월 말 ~ 4월 초	4월 초 ~ 6월 초 9월 초 ~ 10월 중순	10월 중순 야간 완전 적용가능
전주	11월 초 ~ 3월 말	4월 초 ~ 6월 초 9월 중순 ~ 10월 말	4월 초, 10월 말 야간 완전 적용가능

국내에서 외기냉수냉방 시스템이 적용 가능한 기간은 제주도를 제외하곤 11월 초부터 3중순까지는 외기냉수냉방 시스템에 의해서 건물의 냉방부하를 담당할 수 있는 것으로 조사되었다. 또한, 냉동기와 조합운전을 했을 경우, 9월 중순부터 5월 중순까지 외기냉수냉방 시스템이 건물의 냉방부하의 일부를 담당할 수 있는 것으로

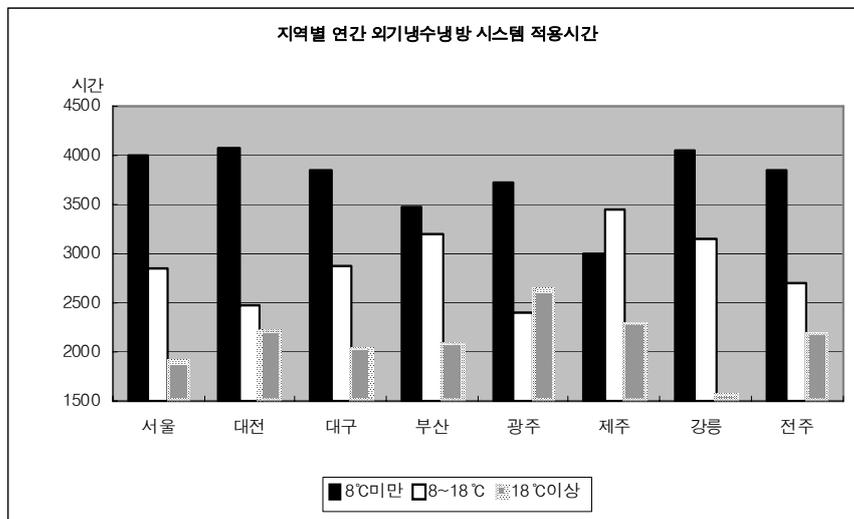
로 나타났다. 그리고 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘으로 4월 초나 10월 초 주간에는 냉동기 시스템이 가동되고 야간에는 외기냉수냉방 시스템이 가동될 수 있는 기간이 나타났다. 따라서, 관리자의 판단으로 인해 외기냉수냉방 시스템이 수동으로 작동될 경우에는 이러한 많은 시간들이 냉동기 시스템에 의해서 건물의 냉방부하를 담당하게 되므로 많은 냉방에너지의 소비가 발생될 것으로 사료된다.

3.2.3 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간

지역별 연간 습구온도 분포의 산출된 결과를 토대로 외기냉수냉방 시스템을 단일 적용하여 에너지 절약효과를 얻을 수 있는 외기의 습구온도 8℃미만과 외기냉수냉방 시스템을 병행 적용하여 에너지 절약효과를 얻을 수 있는 외기의 습구온도 8~18℃, 외기냉수냉방 시스템의 비 가동시기인 외기의 습구온도 18℃이상으로 분류하여 지역별 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간을 산출하였다. 다음 <표 3.7>와 (그림 3.15)에 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간을 나타내었다.

<표 3.7> 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간 (단위: 시간)

습구온도	서울	대전	대구	부산	광주	제주	강릉	전주
8℃미만	4002	4074	3840	3467	3734	3003	4047	3857
8~18℃	2859	2477	2876	3197	2395	3463	3150	2705
18℃이상	1899	2209	2044	2096	2631	2294	1563	2198
계	8760	8760	8760	8760	8760	8760	8760	8760



(그림 3.15) 지역별 연간 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간

지역별 연간 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간을 산출한 결과 외기냉수냉방 시스템을 단일 적용하여 에너지 절약효과를 얻을 수 있는 외기의 습구온도 8℃ 미만에서 서울, 대전, 강릉지방은 연간 4000시간정도 이상으로 다른 지역보다 높은 것으로 나타났으며, 제주지방이 연간 3000시간정도로 가장 낮아 대전과 비교했을 때 연간 약 1000시간정도의 차이가 있는 것으로 나타났다. 따라서, 대전지방은 제주지방에 비해 외기냉수냉방 시스템을 적용했을 경우 에너지 절약효과가 높을 것으로 사료된다. 전체적으로 외기냉수냉방 시스템이 적용 가능한 시간은 연간 3000~4000시간(3~4개월)정도 되는 것으로 외기냉수냉방 시스템의 활용이 가능한 것으로 나타났다. 또한, 외기냉수냉방 시스템을 병행 적용하여 에너지 절약효과를 얻을 수 있는 외기의 습구온도 8℃~18℃에서는 해안지역에 속한 부산, 제주, 강릉지방에서 높은 것으로 나타났으며, 이러한 지방에는 외기냉수냉방 시스템과 냉동기 시스템을 조합 운전할 수 있는 제어알고리즘에 의해서 외기냉수냉방 시스템이 적용되고 운영된다면 오랜 기간 동안 외기냉수냉방 시스템으로 에너지 절약효과를 얻을 수 있을 것으로 사료된다.

3.3 소 결

국내 현장조사를 통해 대상건물의 운영현황 및 외기냉수냉방 시스템의 실태를 조사하였고, 설문을 병행하여 외기냉수냉방 시스템 설계 및 운영상의 문제점들을 도출하였다. 또한 국내적용을 위한 우리나라 주요도시별 습구온도 분포를 조사하였다. 외기냉수냉방 시스템의 국내 현장조사를 요약하면 다음과 같다.

(1) 서울시 S 교환국사건물은 2002년 12월에 준공되어 중간기 및 동절기에 통신장비에 의한 냉방부하를 담당하기 위해 열교환기를 이용한 간접 외기냉수냉방 시스템이 적용되었다. 이러한 사례건물에서 외기냉수냉방 시스템으로 인해 터보냉동기를 가동했을 때와 비교해서 연간 822,074kWh의 전력량을 절약할 수 있었으며, 29%의 에너지 절약효과가 있는 것으로 나타났다. 그러나 대상건물의 경우, 동계 시 외기온도가 빙점이하로 지속되는 경우에는 냉각탑의 착빙현상으로 인해 시스템의 효율 및 이를 제거하기 위한 작업으로 운영상의 문제점이 있었으며, 외기냉수냉방 시스템이 관리자의 판단으로 수동제어 되고 있어 자동제어방식에서 얻을 수 있는 조합운전 및 병행운전을 할 수 없는 상황이었다. 이로 인해 외기냉수냉방 시스템의 적용기간의 확대에 의한 에너지 절약효과를 갖지 못하는 것으로 판단된다.

(2) 서울시 S 방송국은 2003년 12월에 준공되어 동절기의 방송장비 및 업무시설의 냉방에너지를 절약하기 위해 열교환기를 이용한 간접 외기냉수냉방 시스템이 적용되었다. 대상건물에는 외기냉수냉방 시스템을 위한 전용 냉각탑을 구성하고

있으며, 제어알고리즘에 의한 자동제어 방식으로 외기냉수냉방 시스템이 운영되고 있다. 하지만, 외기냉수냉방 시스템에 관한 운영지침이 없어 외기냉수냉방 시스템의 최적의 운전효과를 얻지 못하는 실정이다. 따라서, 외기냉수냉방 시스템의 운영지침이 마련된다면 일반 냉방 시스템과 조합 운전이 가능한 시스템을 갖추고 있어서 많은 에너지 절약효과가 있을 것으로 판단된다.

(3) 우리나라의 지역별 기후조건은 비교적 동계시에 낮은 습구온도 분포가 형성되며 서울, 대전, 강릉 지방은 10월부터 4월까지, 전체적으로는 11월부터 3월까지 월 평균 습구온도가 8℃미만으로 나타나 외기냉수냉방 시스템이 적용가능 한 기간으로 확인되었다. 지역별 외기냉수냉방 시스템의 적용가능 한 시간을 산출한 결과 서울, 대전, 강릉 지방이 다른 지역과 비교해 년 1,000시간 정도 사용을 더 할 수 있으며 해안지역에 속한 부산, 제주, 강릉 지방은 조합운전이 가능한 시간이 상대적으로 많은 것으로 나타났다.

제 4 장 외기냉수냉방 시스템의 에너지 성능분석

이 장에서는 외기냉수냉방 시스템을 적용시킨 건물을 모델링하여 TRNSYS 프로그램에 의해 시뮬레이션을 구성하였으며, 외기냉수냉방 시스템의 적용여부에 따른 설계를 실시하여 시뮬레이션의 경계조건을 구성하였다. 이를 이용하여 외기냉수냉방 시스템의 적용여부와 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 영향을 미치는 실내발열, 외기냉수냉방 시스템의 설정온도, 그리고 열교환기의 어프로치 온도에 따른 시스템의 에너지 절약효과를 정량적으로 분석하였다.

4.1 시뮬레이션 프로그램의 개요

4.1.1 시뮬레이션 프로그램의 선정

건물의 에너지 해석을 위해서 여러 가지 시뮬레이션 프로그램들이 사용되고 있으며, 가장 적합한 에너지 해석 도구를 선정하기 위해서는 우선 기존 에너지 해석 프로그램들에 대한 고찰이 필요하다. 또한, 이들에 대한 비교 평가를 통하여 외기냉수냉방 시스템에 적합한 에너지 해석 프로그램을 선정해야 한다. 외기냉수냉방 시스템에 대한 에너지 해석을 하기 위해서는 실제 지어진 건물에서 내부발열량과 외기조건에 따른 구조체의 반응을 통해 에너지 성능 평가가 이루어져야 한다. 하지만, 다양한 부하의 변화나 시스템의 구성요소를 모사하여 에너지 성능분석을 하기에는 많은 제약이 따른다. 이러한 상황에서 외기냉수냉방 시스템의 다양한 운영을 위한 제어가 가능하고 시스템의 구성요소의 조건을 변화시켜 에너지 성능 평가가 가능한 에너지 해석 프로그램인 TRNSYS v.15를 선정하였다.

4.1.2 TRNSYS 프로그램의 개요

TRNSYS 프로그램은 융통성 있는 에너지 해석을 목적으로 모듈화 되어 개발된 최초의 프로그램이다. 초기에는 태양열 획득이 많은 건물의 해석에 국한되어 개발되었으나, 현재에는 건물 전체에 대한 다양한 사용자 부속 모듈이 개발되어 건물 에너지 해석은 물론 HVAC시스템 관련 시뮬레이션도 가능하며, 시간별 에너지 부하는 다소 오차가 있지만 장시간에 걸친 에너지 사용량을 예측할 수 있는 프로그램이다.³³⁾

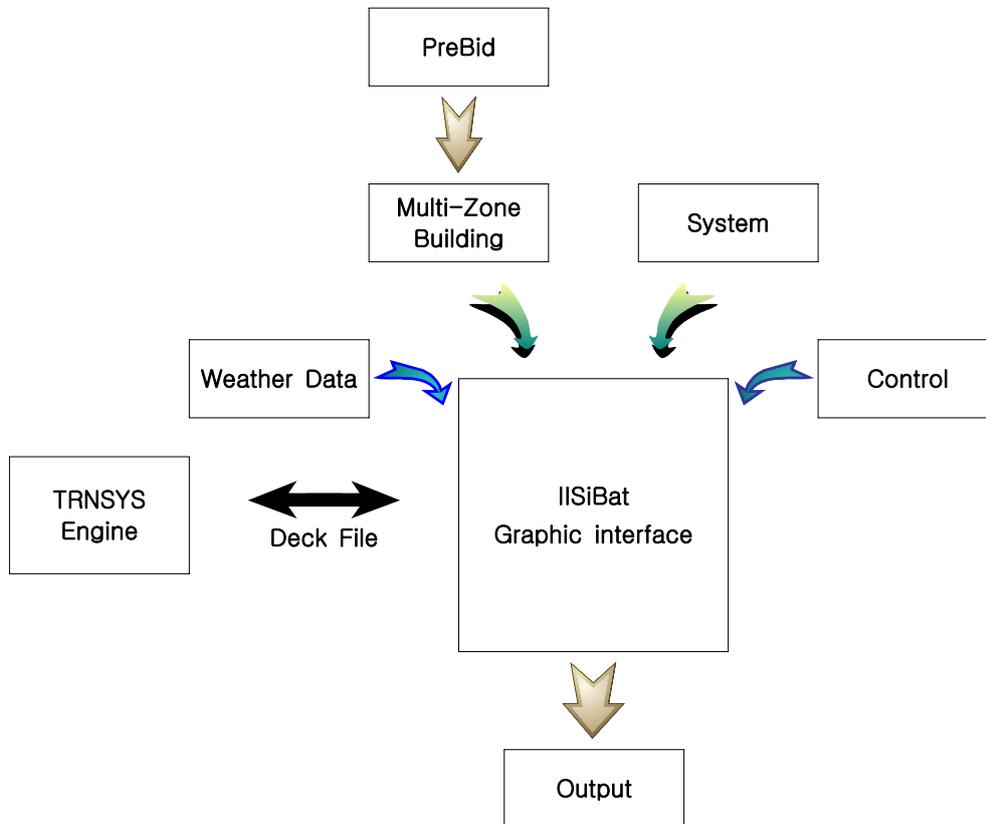
33) TRNSYS, A Transient System Simulation Program Volume I-III, 2000

4.1.3 TRNSYS 15 프로그램의 특징 및 구성

건물 상세 해석 프로그램인 TRNSYS(transient systems simulation)는 미국의 위스콘신 대학에서 태양에너지 응용시스템에 대한 비정상 시뮬레이션을 위해 1975년 개발되어 그 후 해석의 범위를 태양 에너지뿐만 아니라 건물에서의 다양한 에너지 이용 시스템을 포함시키는 등 여러 차례 수정과 보완을 거치면서 전 세계적으로 널리 이용되는 시스템 시뮬레이션 프로그램이 되었다.

TRNSYS는 Fortran을 기본으로 하여 컴퓨터에서 사용 가능하도록 구성되어 있다. 1995년 v.14.1에 이르러 그래픽 기능을 이용하여 각 부품간의 프로그램의 인터페이스 기능을 대폭 향상시키면서 사용자 편의의 개념을 도입하면서 사용화 되었으며, TRNSYS v.14.1이후 많은 변화를 가져왔다.

다음 (그림 4.1)은 TRNSYS 프로그램의 흐름도이다.

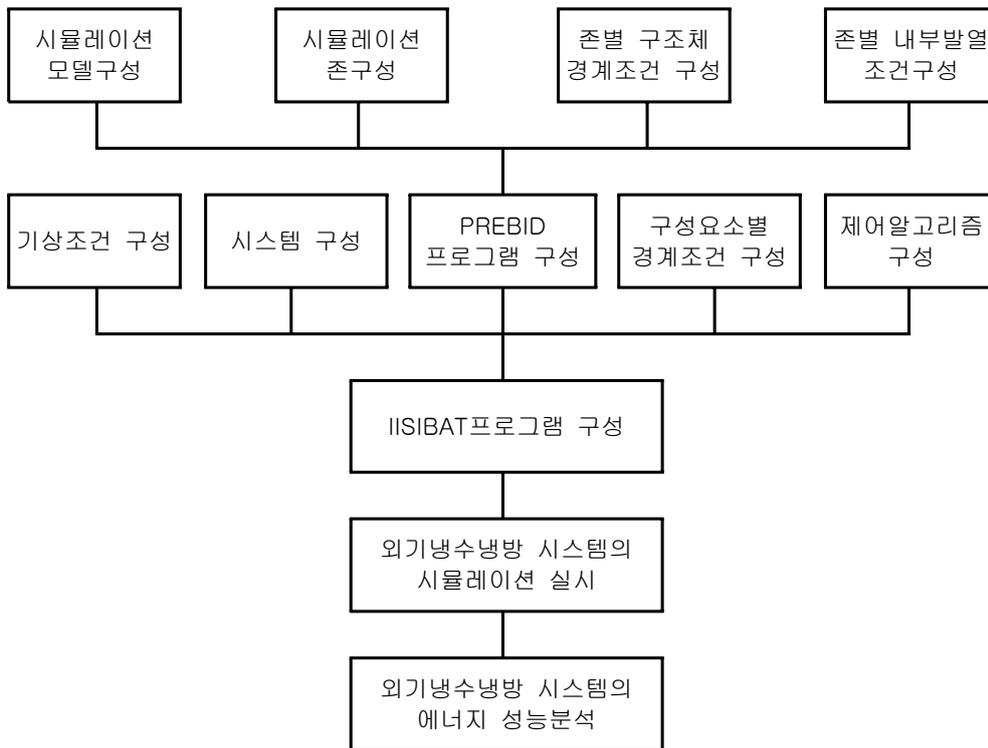


(그림 4.1) TRNSYS 프로그램의 흐름도

4.1.4 대상건물의 시뮬레이션 과정

대상건물의 개요를 토대로 시뮬레이션의 모델을 구성하고 대상건물의 층별 용도를 토대로 시뮬레이션의 존(zone)을 구성하였다. 또한, 대상건물의 구조체별 설계 조건과 내부발열 조건을 이용하여 PREBID 프로그램을 구성하였으며, 서울지방의 기상자료와 외기냉수냉방 시스템의 제어 알고리즘에 의해 대상건물의 시스템을 구성하였다. 이를 PREBID 프로그램에서 산출된 대상건물의 부하요소와 연결시켜 IISIBAT 프로그램을 구성하였다. 대상건물과 동일한 조건으로 시뮬레이션을 구성한 후, 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 정량적으로 분석하였다.

대상건물의 시뮬레이션 흐름도는 (그림 4.2)와 같다.



(그림 4.2) 대상건물의 시뮬레이션 흐름도

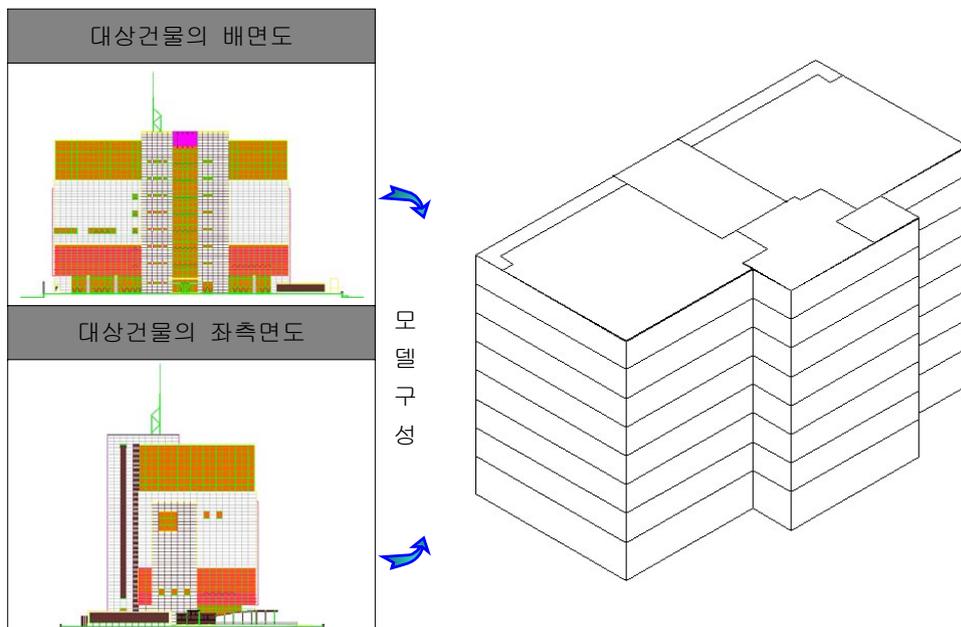
4.2 시뮬레이션 대상건물의 개요 및 조건

본 시뮬레이션 모델은 앞장의 국내 현장조사를 수행한 S 교환국을 대상으로 실제 사용 중인 건물의 조건 및 시스템 운영자료를 근거로 시뮬레이션을 실시하였다.

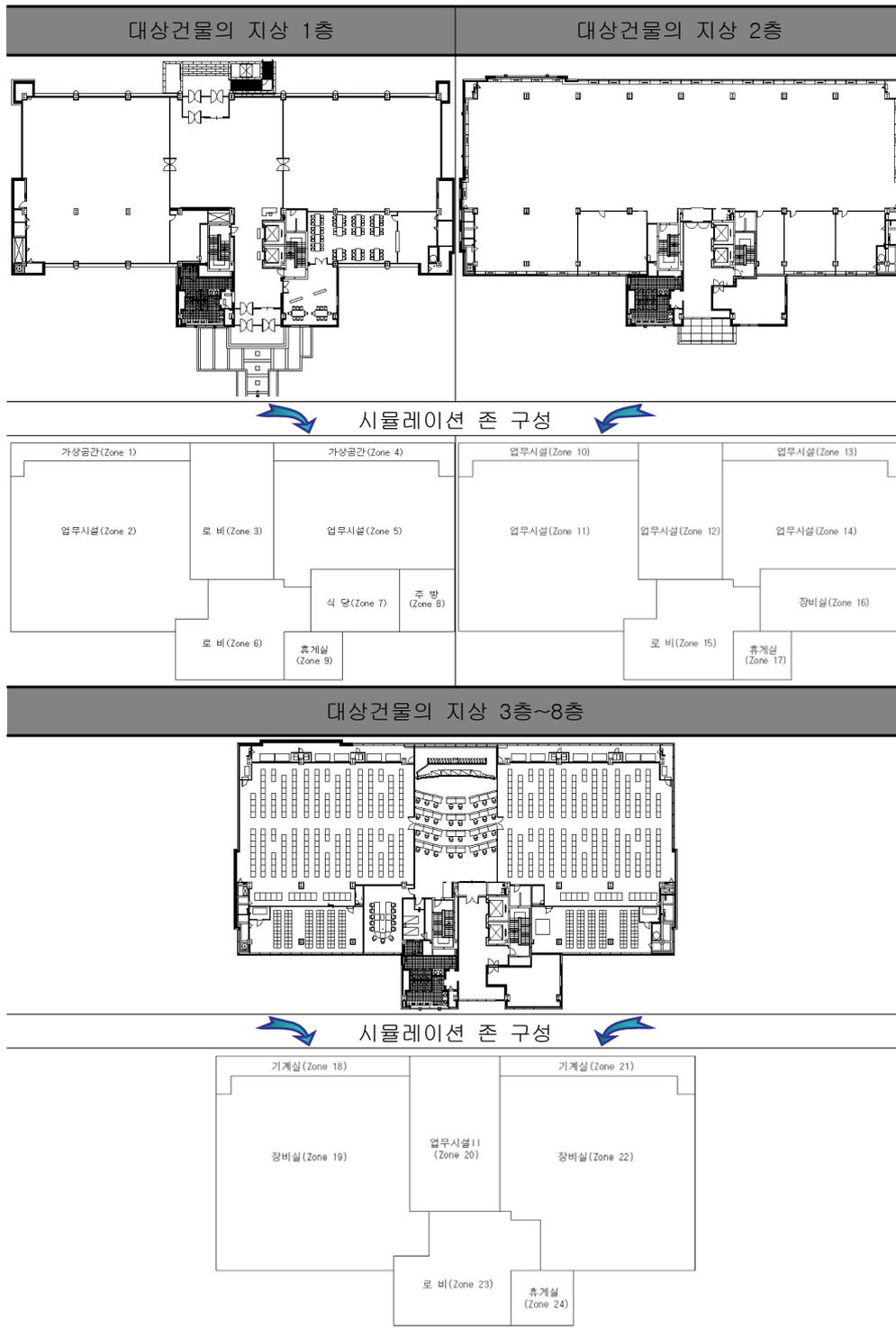
4.2.1 시뮬레이션 모델 개요

대상건물의 층별 운영형태를 토대로 주차장 및 기계실의 용도로 활용되는 지하층은 환기만을 하기 때문에 시뮬레이션의 모델구성 시에는 제외시켰다. 따라서, 대상건물의 시뮬레이션 모델은 지하층을 제외한 지상 1층~8층으로 구성하였으며, 대상건물을 시뮬레이션의 조건에 맞추기 위해서 지상 1층~8층은 같은 크기의 모델로 구성하였으며, 이에 따른 대상건물과의 차이점을 최소화하기 위해서 가상의 존(zone)을 구성하여 대상건물의 조건과 동일한 시뮬레이션의 모델을 구성하였다.

다음 (그림 4.3)에 대상건물의 시뮬레이션 모델을 나타내었다.



(그림 4.3) 대상건물의 시뮬레이션 모델



(그림 4.4) 대상건물의 시뮬레이션 존 구성

대상건물에 시뮬레이션을 실시하기 위해서 시뮬레이션의 모델을 바탕으로 존(zone)을 구성하였다. 시뮬레이션의 존은 대상건물의 층별 용도와 동일하게 세분화하였으며, 시뮬레이션의 조건에 맞추기 위해 같은 용도의 경우에도 존을 구분하였다. 이러한 시뮬레이션의 존을 구성하기 위해서 대상건물의 평면도를 이용하였다. (그림 4.4)에 대상건물의 시뮬레이션 존 구성을 나타내었다.

대상건물의 지상 1층의 경우에는 업무시설, 로비, 휴게실, 식당, 주방으로 존(zone)을 구성하였으며, 지상 2층의 경우에는 업무시설, 로비, 장비실, 휴게실로 존을 구성하였다. 또한, 대상건물의 지상 3층~8층의 경우에는 업무시설II, 로비, 기계실, 장비실, 휴게실로 구성하였다. 대상건물의 구성된 존은 총 59개이며, 같은 용도임에도 불구하고 시뮬레이션의 조건에 맞추기 위해 업무시설은 존을 구분하였다. 이러한 대상건물의 구성된 존은 층고를 고려한 벽의 면적과 창 높이를 고려한 창의 면적을 산출하여야 한다. 다음 <표 4.1>에 대상건물의 존별 용도 및 면적을 나타내었다.

이러한 대상모델의 존별 용도 및 면적은 PREBID 프로그램의 시뮬레이션 입력 자료로 활용하였다. 한편, 대상건물을 시뮬레이션의 조건에 따라 59개의 존으로 구성하는 과정에서 지상 1층의 면적이 약간 증가되었다. 이러한 현상은 각 층간 바닥면적을 동일하게 해줘야 하는 시뮬레이션의 한계로 확인할 수 있었다. 따라서, 이러한 존(Zone 1과 Zone 4)에 대해서는 가상의 존으로 구성하였다.

<표 4.1> 대상건물의 존별 용도 및 면적

층	층고	창높이	Zone	용도	면적(㎡)	체적(㎡)	개구부면적
1층	6.2m	5.8m	1	가상공간	71.62	444.044	52.2
			2	업무시설	664.47	4119.714	18.56+130.5
			3	로비	244.8	1517.76	66.7
			4	가상공간	72.86	451.732	145+27.84
			5	업무시설	427.36875	2649.68625	66.7
			6	로비	232.065	1438.803	5.8+71.224
			7	식당	119.0625	738.1875	38.86
			8	주방	73.59375	456.28125	5.8+17.4
			9	휴게실	59.76	370.512	14.5+16.24
			계				1965.6
2층	4.7m	4.3m	10	업무시설	71.62	336.614	38.7
			11	업무시설	664.47	3123.009	13.76+96.75
			12	업무시설	244.8	1150.56	49.45
			13	업무시설	72.86	342.442	107.5+20.64
			14	업무시설	427.36875	2008.633125	49.45
			15	로비	232.065	1090.7055	4.3+52.804
			16	장비실	192.65625	905.484375	25.8+68.37
			17	휴게실	59.76	280.872	10.75+12.04
			계				1965.6
3층~8층	4.7m	4.3m	18	기계실	71.62	336.614	38.7
			19	장비실	664.47	3123.009	13.76+96.75
			20	업무시설II	244.8	1150.56	49.45
			21	기계실	72.86	342.442	107.5+20.64
			22	장비실	620.025	2914.1175	53.75+68.37
			23	로비	232.065	1090.7055	4.3+52.804
			24	휴게실	59.76	280.872	10.75+12.04
			계				1965.6

4.2.2 시뮬레이션 조건

(1) 건물 부위별 열 관류율

대상건물은 철골·철근 콘크리트 구조로 외벽마감은 화강석과 알루미늄 커튼월 방식으로 되어있다. 대상건물의 구조체는 외벽, 내벽, 창, 층간벽, 지붕, 지층으로 구분되어 있으며, 층간벽의 경우에는 업무시설의 층간벽과 장비실의 층간벽을 분

류되어있다. 이러한 구조체를 구성하는 재료들의 열전도율과 두께를 조사하여 구조체별 열관류율 값을 산출하였다. 이러한 대상건물의 구조체별 열관류율 값은 PREBID 프로그램에 직접 입력할 수 있는 데이터 값으로 단위 환산하여 정리하였다.

다음 <표 4.2>에 존별 구조체 경계조건 구성을 나타냈다.

<표 4.2> 존별 구조체 경계조건 구성

구조체	재 료	두 께 [m]	열전도율 [KJ/mh℃]	열전도저항 [㎡h℃/KJ]	열관류율 [W/㎡℃]
외 벽	외표면 열저항	-	-	0.012	0.353
	석고보드(2겹)	0.025	0.756	0.0331	
	그라스울 보드	0.05	0.151	0.3311	
	석고보드(1겹)	0.0125	0.756	0.0165	
	PE필름(2겹)	-	-	-	
	그라스울보드	0.05	0.151	0.3311	
	방화석고보드	0.025	0.756	0.0331	
	내표면 열저항	-	-	0.03	
지 붕	외표면 열저항	-	-	0.012	0.254
	무근 콘크리트	0.08	5.04	0.016	
	우레탄폼	0.08	0.105	0.762	
	PE 필름/도막방수	0.0006	-	-	
	발포폴리에틸렌패드	0.005	0.16	0.0312	
	고름모르타르	0.013	5.46	0.0024	
	콘크리트	0.2	5.04	0.0397	
	질석계 단열뿔칠	0.02	0.168	0.119	
	공 기 층	-	-	0.024	
	암면 텍스마감	0.015	0.231	0.0649	
	내표면 열저항	-	-	0.024	

<표 4.2> 존별 구조체 경계조건 구성(계속)

구조체	재 료	두께 [m]	열전도율 [KJ/mh℃]	열전도저항 [㎡h℃/KJ]	열관류율 [W/㎡℃]
지 층	외표면 열저항	-	-	0.012	0.257
	아스콘 포장	0.06	0.399	0.15	
	무근 콘크리트	0.15	5.04	0.0298	
	우레탄폼	0.08	0.105	0.762	
	PE필름/도막방수	0.0006	-	-	
	발포폴리에틸렌패드	0.01	0.16	0.0625	
	고름모르타르	0.013	5.46	0.0024	
	콘크리트	0.2	5.04	0.0397	
	내표면 열저항	-	-	0.024	
내 벽	내표면 열저항	-	-	0.03	0.71
	그라스울 보드	0.05	0.151	0.3311	
	내표면 열저항	-	-	0.03	
층간벽 I	내표면 열저항	-	-	0.024	0.406
	악세스 플로워	0.03	0.21	0.143	
	공기층	-	-	0.024	
	고름 모르타르	0.013	5.46	0.0024	
	콘크리트	0.2	5.04	0.0238	
	질석계 단열뿔칠	0.02	0.168	0.119	
	공기층	-	-	0.024	
	암면텍스마감	0.05	0.167	0.2994	
내표면 열저항	-	-	0.024		
층간벽 II	내표면 열저항	-	-	0.024	0.537
	고름 모르타르	0.013	5.46	0.0024	
	콘크리트	0.2	5.04	0.0238	
	질석계 단열뿔칠	0.02	0.168	0.119	
	공기층	-	-	0.024	
	암면텍스마감	0.05	0.167	0.2994	
	내표면 열저항	-	-	0.024	
창	THK24파스텔복층유리 (6mm유리+12mm공기층+6mm유리)				2.674

대상건물의 지상 1층~5층은 환온 환습기에 의한 바닥공조가 이루어지기 때문에 이중바닥 구조로 장비실을 구성하였다. 이러한 대상건물의 조건을 맞추기 위해서 층간벽을 업무시설과 장비실로 구분하였다. 따라서, 이러한 대상건물의 구조체별 설계조건을 파악하여 시뮬레이션의 구성된 존에 입력 자료로 활용하였다.

(2) 존별 내부발열 조건

대상건물의 현장관리인과의 면담과정을 통해 재실자의 활동정도 및 용도별 스케줄을 조사하였으며, 이를 PREBID 프로그램에 입력하기 위해 ISO 7730³⁴⁾과 대상건물의 스케줄을 구성하였다. 우선, 인체의 발열조건은 ISO 7730을 이용하여 인체의 현열 및 잠열부하를 파악하였으며, 조명 및 기기발열은 대상건물의 스케줄에 의해서 파악하였다. PREBID 프로그램의 인체발열 조건(ISO 7730)과 대상건물의 스케줄을 <표 4.3>와 <표 4.4>에 나타내었으며, 이를 이용하여 <표 4.5>에 대상건물의 내부발열 조건을 나타냈다.

<표 4.3> PREBID 프로그램의 인체발열 조건(ISO7730)

No.	활동정도	적용장소	전열(Watts)	현열(Watts)	잠열(Watts)
1	앉아서 쉰다	극장	100	60	40
2	앉아서 글쓴다.	사무실·호텔	120	65	55
3	앉아서 먹는다.	레스토랑	170	75	95
4	앉아서 타이핑을 친다.	사무실·호텔	150	75	75
5	서서 가벼운 작업을 한다.	상점·은행	185	90	95
6	가벼운 반복 작업을 한다.	공장	230	100	130
7	서서히 걸으며 경작업을 한다.	공장	305	100	205
8	공굴리기(볼링을 치다.)	볼링장	280	100	180
9	적당히 춤을 춘다.	댄스홀	375	120	255
10	물건을 들어올린다.(중작업)	공장	470	165	300
11	운동을 한다.(중작업)	체육관	525	185	340

34) ISO, Moderate Thermal Environments – Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort, ISO 7730, 1984

<표 4.4> 대상건물의 스케줄

Schedule	구분	시간	작동 유/무	비고
1번	평일	00:00~08:00	무	업무시설 및 휴게실
		08:00~18:00	유	
		18:00~24:00	무	
2번	토요일	00:00~08:00	무	
		08:00~13:00	유	
		13:00~24:00	무	
3번	일요일	00:00~24:00	무	
4번	주간(1번+2번+3번)		-	
5번	평일 및 토요일	00:00~11:30	무	점심시간
		11:30~13:30	유	
		13:30~24:00	무	
6번	365일 24시간 가동		유	교환장비실
7번	주간(3번+5번)		-	식당

<표 4.5> 대상모델의 존별 내부발열 조건

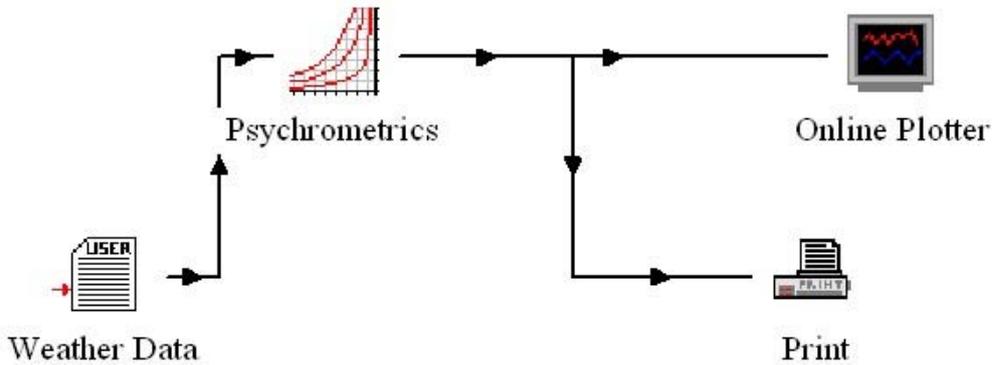
존		인체	조명	기기	해당 존 번호
장비실	교환장비실	-	19W/m ²	350W/m ²	16,19,22,33,36,47,50,54,57
	통합데이터망실	-	19W/m ²	410W/m ²	40,43
	전송실	-	19W/m ²	120W/m ²	26,27,29
로비		5번	19W/m ²	-	3,6,15,23,30,37,44,51,58
기계실		-	19W/m ²	-	18,21,25,28,32,35 39,42,46,49,53,56

ISO 7730에 나타난 인체발열의 조건과 대상건물의 스케줄에 의하여 대상건물의 용도별 내부발열 조건을 구분하였으며, 장비실의 경우에는 용도에 따라 교환 장비실, 통합데이터 망, 전송실로 분류하였다. 이러한 내부발열 조건은 대상건물의 설계조건과 동일하게 구성하였으며, 지금까지 조사한 대상건물의 개요 및 설계조건은 시뮬레이션의 경계조건으로 활용하였다.

(3) 시뮬레이션 기상조건

동적 열부하 계산을 위해서는 시각별 연간 기상자료인 외기의 건구온도, 습구온도, 수평면 전일사량, 직달일사량, 풍향, 풍속, 기압, 운량, 운형, 지중온도 등이 필

요하다. 부하계산을 위한 기본시간은 1시간 단위이므로 각 기상인자에 대하여 8,760여개의 자료가 요구된다. 대상건물의 에너지 소비량을 파악하기 위해서 대한설비공학회³⁵⁾의 10년간 기상자료를 평균한 값을 활용하였다. 기상데이터는 온도, 습도, 일사량, 풍량, 풍속 등으로 구성되어 있으며, 건물의 에너지 성능을 분석하는 학술 논문에 널리 쓰이고 있다. 다음 (그림 4.5)에 TRNSYS 프로그램을 이용한 서울지방 외기의 습구온도 산출과정을 나타냈다.



(그림 4.5) TRNSYS 프로그램을 이용한 서울지방 외기의 습구온도 산출과정

또한, 대한설비공학회의 공조편람을 이용하여 서울지방의 설계외기조건(T.A.C. 2.5%³⁶⁾)을 <표 4.6>에 나타냈다.

<표 4.6> 서울지방의 설계외기조건(T.A.C. 2.5%)

	냉방설계용 외기조건	난방설계용 외기조건
건구온도	31.1℃	-11.9℃
습구온도	25.8℃	-12.8℃

(4) 시뮬레이션 시스템 조건

본 대상건물은 흡수식+외기냉수냉방시스템의 조합운전을 하고 있으며 전체 냉

35) 대한설비공학회(<http://www.sarek.or.kr>)

36) T.A.C.(Technical Advisory Committee): 위험을 혹은 초과온도라고 하며, 미국공기조화냉동학회(ASHRAE)의 전신인 미국 난방환기 기술자협회(ASHVE)가 제안한 냉방방부하 계산에 사용하는 외기온도를 말한다. T.A.C. 2.5%의 의미는 실제 외기의 조건 중 2.5%가 수치를 벗어날 위험이 있다는 것을 의미한다.

방부하는 1:1로 담당하고 있다. 습구온도 8℃ 이하의 경우 완전 외기냉수냉방시스템으로 100% 전체냉방부하를 담당하고 있으며 습구온도가 8℃이상일 경우 통신 장비의 안전성을 고려하여 일반 냉방 시스템을 가동하고 있다. 대상건물에 적용된 설비요소 중에 냉각탑과 열교환기는 중간기 및 동절기에 외기냉수냉방 시스템을 고려하여 입·출구의 설계온도 및 용량이 산정되었다. 이러한 대상건물에 적용된 설비요소의 설계조건을 <표 4.7>에 나타냈다.

<표 4.7> 시뮬레이션 시스템 조건

기기명		구 분	설계조건	비 고
열교환기		냉각수 입구온도	5℃	
		냉각수 출구온도	10℃	
		냉각수 유량	5,145 lpm	308,700 l/h
		냉수 입구온도	14℃	
		냉수 출구온도	9℃	
		냉수 유량	4,120 lpm	247,200 l/h
냉각탑	터보냉동기 500RT	냉각수 입구온도	37℃	
		냉각수 출구온도	32℃	
		냉각수 유량	5,170 lpm	310,200 l/h
	냉온수기 800RT	냉각수 입구온도	37.4℃	
		냉각수 출구온도	32℃	
		냉각수 유량	8,670 lpm	520,200 l/h
	냉온수기 500RT	냉각수 입구온도	37.4℃	
		냉각수 출구온도	32℃	
		냉각수 유량	5,550 lpm	333,000 l/h
냉동기	터보냉동기 410USRT	냉수 입구온도	12℃	
		냉수 출구온도	7℃	
		냉수 유량	4,135 lpm	248,100 l/h
	냉온수기 500USRT	냉수 입구온도	12	
		냉수 출구온도	7℃	
		냉수 유량	5,040 lpm	302,400 l/h
	냉온수기 320USRT	냉수 입구온도	12℃	
		냉수 출구온도	7℃	
		냉수 유량	3,225 lpm	193,500 l/h

일반적인 건물과 마찬가지로 대상건물도 공조기의 냉수코일의 입구온도를 7℃로 선정하였다. 하지만, 대상건물의 경우 기기의 발열에 의한 현열비가 높기 때문에 냉수코일의 입구온도가 조금 상승하여도 큰 문제가 발생하지 않을 것으로 판단된다. 또한, 이러한 시물레이션 시스템 구성을 근거로 IISIBAT 프로그램에서 시스템의 구성요소별 조건에 입력 자료로 활용할 것이다.

(5) TRNSYS 프로그램 구성

대상건물의 에너지 성능분석을 위한 컴퓨터 프로그램인 TRNSYS에는 PREBID와 IISIBAT이 구성되어 있으며, 지금까지 대상건물에 대한 입력조건을 활용하여 PREBID 프로그램을 구성하였다. 또한, 대상건물에 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘을 활용하여 IISIBAT 프로그램을 구성하였다. 다음 (그림 4.6)에 PREBID 프로그램의 시물레이션 과정을 나타냈다.

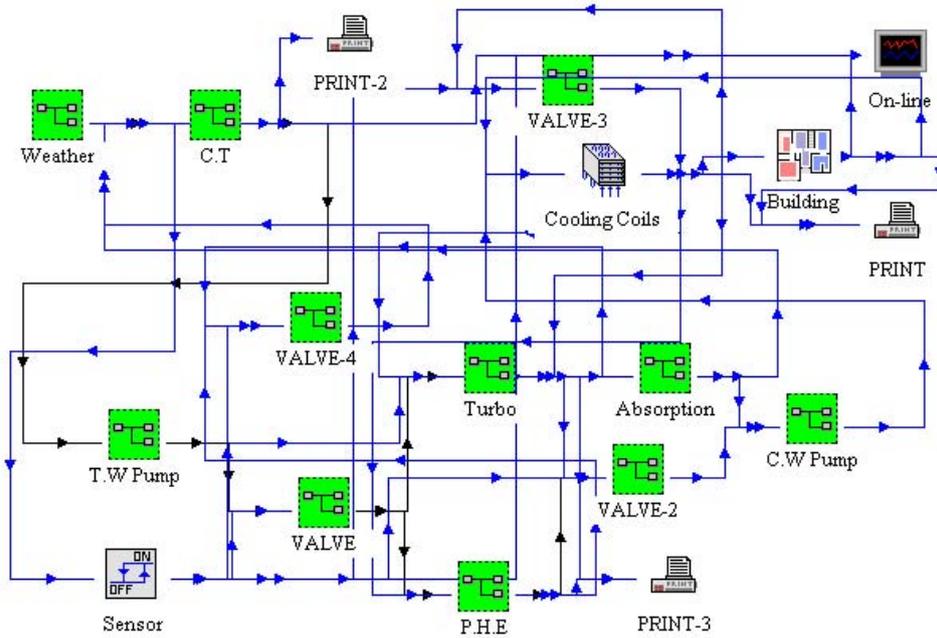


(그림 4.6) PREBID 프로그램의 시물레이션 과정

대상건물의 구성된 존에 벽면의 면적과 창 면적, 방위 및 구조체의 특성을 입력하여 총 59개의 존을 구성한 후 각 존별 내부발열 조건에 맞춰 인체발열, 기기발열, 스케줄을 입력하였다. 이러한 PREBID 프로그램을 이용하여 대상건물의 부하계산을 한 후 IISIBAT 프로그램의 TYPE 56에 적용하기 위하여 조건에 필요한 값을 출력하였다.

PREBID 프로그램에 의해서 출력된 TYPE 56을 이용하여 기상데이터 및 대상건물의 시스템을 구성하여 IISIBAT 프로그램을 구성하였다. 다음 (그림 4.7)에 IISIBAT 프로그램의 시물레이션 과정을 나타냈다.

대상건물의 시스템 구성



구성요소의 조건입력 및 Link구성

(외기냉수냉방) Cooling Tower					
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files Comment
1	Water inlet temperature	37	C	More...	
2	Inlet water flow rate	310200	kg/hr	More...	
3	Dry bulb temperature	27	C	More...	
4	Wet bulb temperature	27	C	More...	
5	Sump make-up temperature	32	C	More...	
6	Relative fan speed for cell	0.85	dimensionless	More...	

(외기냉수냉방) Turbo Chiller					
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files Comment
1	Chilled water inlet temperature	12	C	More...	
2	Chilled water flow rate	248100	kg/hr	More...	
3	Cooling water inlet temperature	32	C	More...	
4	Cooling water flow rate	310200	kg/hr	More...	
5	CHW set point	7	C	More...	
6	Chiller control signal	1.0	-	More...	

(외기냉수냉방) Heat Exchanger					
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files Comment
1	Hot side inlet temperature	14	C	More...	
2	Hot side flow rate	247200	kg/hr	More...	
3	Cold side inlet temperature	5	C	More...	
4	Cold side flow rate	308700	kg/hr	More...	
5	Overall heat transfer coefficient of exchanger	75	kJ/hr.K	More...	

(외기냉수냉방) Absorption Chiller					
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files Comment
1	Chilled water inlet temperature	12	C	More...	
2	Chilled water flow rate	302400	kg/hr	More...	
3	Cooling water inlet temperature	32	C	More...	
4	Cooling water flow rate	520200	kg/hr	More...	
5	Hot water inlet temperature	55	C	More...	
6	Hot water flow rate	302400	kg/hr	More...	
7	CHW set point	7	C	More...	
8	Chiller control signal	1.0	-	More...	

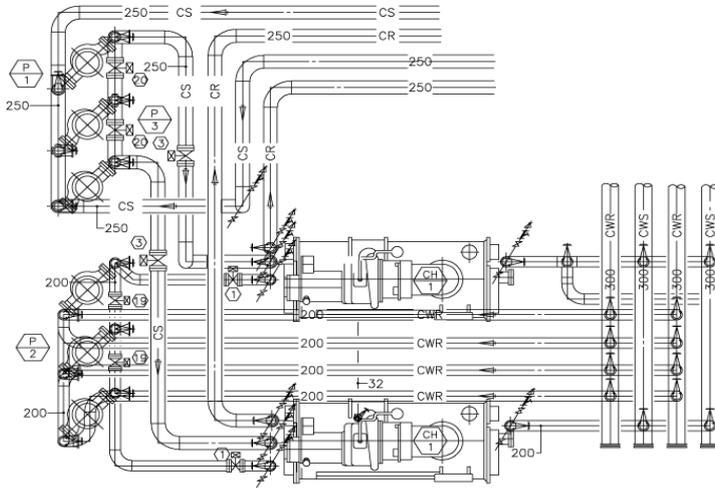
(외기냉수냉방) Psychrometrics -> Cooling Tower					
Humidity ratio	Water inlet temperature	37			
Wet bulb temperature	Inlet water flow rate	310200			
Enthalpy	Dry bulb temperature	27			
Density of mixture	Wet bulb temperature	27			
Density of dry air	Sump make-up temperature	32			
Percent relative humidity	Relative fan speed for cell	0.85			
Dry bulb temperature					
Dew point temperature					
Status					

(외기냉수냉방) Cooling Tower -> Tower Water Pump-1					
Sump temperature	Inlet fluid temperature	20.0			
Sump flow rate	Inlet mass flow rate	310200			
Fan power required	Control signal	1.0			
Heat rejection rate					
Cell outlet temperature					
Water loss rate					
Outlet air dry bulb					
Outlet air wet bulb					
Outlet humidity ratio					
Outlet air flow rate					
Change in internal energy					

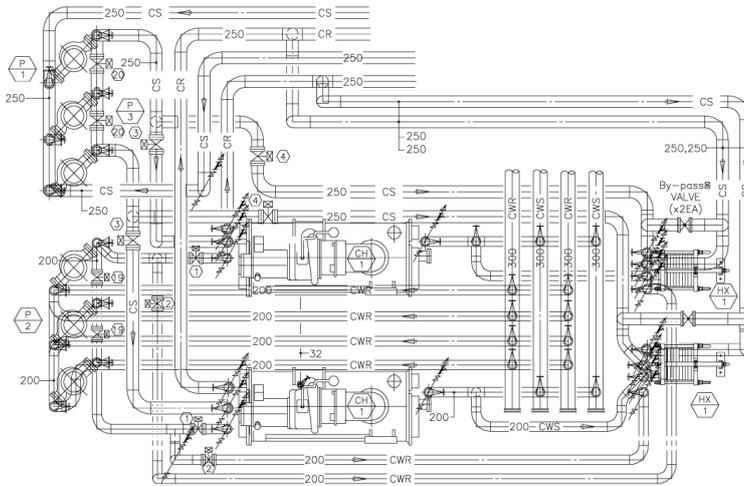
(외기냉수냉방) Valve -> Turbo Chiller					
Temperature at outlet 1	Chilled water inlet temperature	12			
Flowrate at outlet 1	Chilled water flow rate	248100			
Temperature at outlet 2	Cooling water temperature	32			
Flow rate at outlet 2	Cooling water flow rate	310200			
Control function	CHW set point	7			
	Chiller control signal	1.0			

(그림 4.7) IISIBAT 프로그램의 시뮬레이션 시스템 구성

대상건물의 설비현황을 토대로 IISIBAT 프로그램의 구성요소를 적용하였으며, 구성요소들을 연결하여 시스템을 구성하였다. 대상건물의 설계조건을 시스템의 구성요소에 동일한 조건으로 입력하였으며, 이를 토대로 구성요소간의 링크(Link)를 연결하였다. 이러한 시뮬레이션의 과정을 통해 이미 대상건물의 부하계산을 실시한 PREBID 프로그램과 연결하여 건물의 냉방에너지 소비량 및 시스템의 구성요소별 출력값을 산출하였다.



(그림 4.8) 일반냉방시스템 기계실 평면도

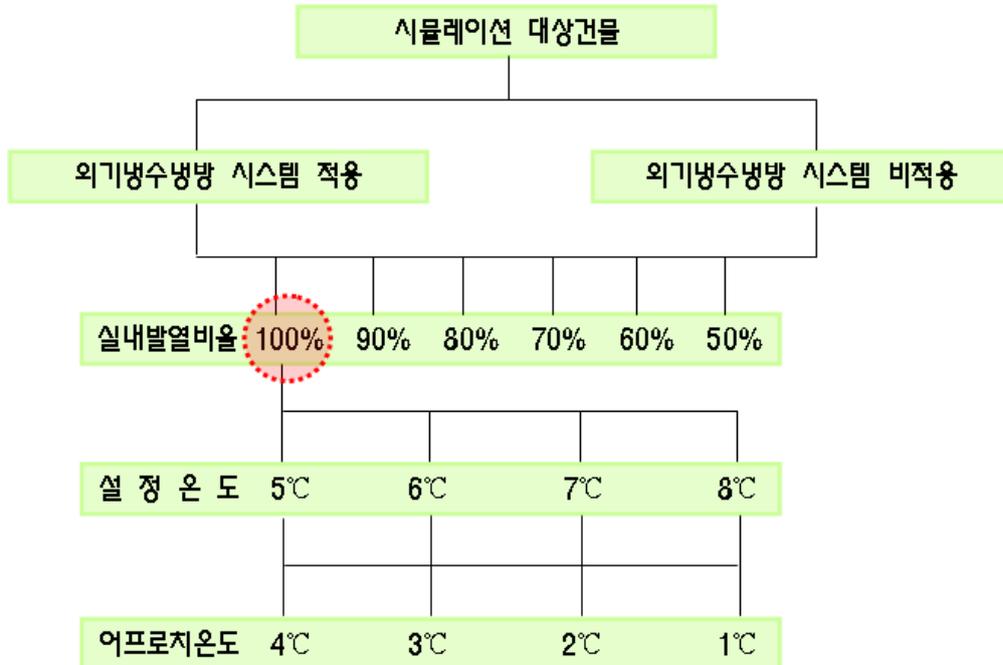


(그림 4.9) 외기냉수냉방시스템 기계실 평면도

4.3 외기냉수냉방 시스템의 변수별 에너지 절약효과

앞 절에서 설정한 동일한 조건을 가지고 시뮬레이션을 실시하였다. 시뮬레이션은 먼저 외기냉수냉방시스템을 적용하지 않았을 경우와 적용하였을 경우의 에너지 절약효과를 확인한 후, 외기냉수냉방 시스템을 적용하였을 경우를 다시 변수의 조건을 세분화하여 진행 하였다. 시뮬레이션의 내용과 순서는 다음의 표와 같이 정리할 수 있다. 대상건물과 동일한 조건으로 실시한 시뮬레이션 결과를 가지고 외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 에너지 절약효과를 검토하였다.

본 시뮬레이션의 대상건물은 실내 장비의 발열이 냉방부하의 대부분을 차지하는 교환국 건물로 현열부하가 주를 이루기 때문에 잠열부하가 상대적으로 많은 일반 사무실 건물 및 판매시설 등 건물에의 동일한 해석 및 적용에는 한계가 있을 수 있다. 또한, 건물의 규모 및 외기냉수냉방 시스템을 적용하는 실의 면적, 방법 등에 따라 차이가 있을 수 있다.



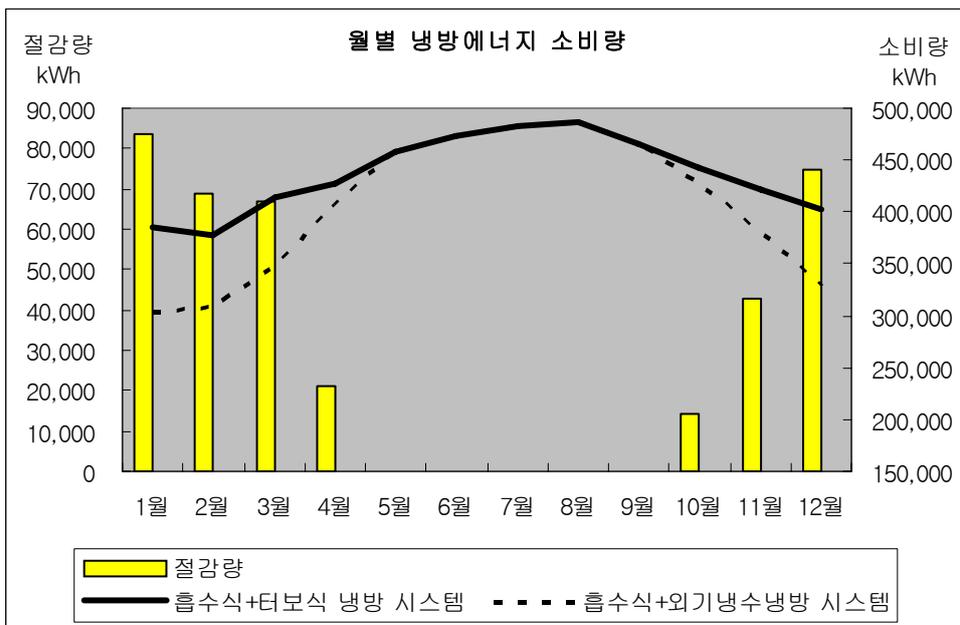
(그림 4.10) 시뮬레이션의 내용 및 순서

대상건물은 통신장비의 발열에 의한 냉방부하로 인해 연중 냉방에너지가 소비되는 건물이다. 이러한 냉방에너지를 줄이기 위해 중간기 및 동절기에 외기냉수냉방 시스템을 적용하여 많은 에너지를 절약하고 있다. 외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 에너지 절약효과를 정량적으로 파악하기 위해 시뮬레이션을 실시하였으며,

시뮬레이션의 조건은 대상건물의 설계조건과 동일하게 하였다. 이러한 시뮬레이션의 과정을 거쳐 대상건물의 냉·난방부하를 PREBID 프로그램에 의해서 계산하였으며, 이를 직접 IISIBAT 프로그램에 적용하여 대상건물의 냉방부하에 따른 냉방에너지의 소비량을 산출하였다. 기상데이터의 시간별 외기조건에 의해서 시뮬레이션을 가동하였기 때문에 냉각탑, 냉동기, 펌프, 열교환기 등 대상건물에 적용되는 냉방시스템의 구성요소별 소비전력을 합산하여 월별 냉방에너지 소비량을 산출하였다.

대상건물의 경우에는 일반적으로 흡수식 냉동기를 가동하여 냉방을 실시하기 때문에 흡수식 냉동기와 터보냉동기의 조합과 흡수식 냉동기와 외기냉수냉방 시스템의 조합으로 비교하였다. 한편, 대상건물의 경우에는 터보냉동기와 외기냉수냉방 시스템용 열교환기가 별도의 배관으로 구성되어 있지 않기 때문에 터보냉동기와 외기냉수냉방 시스템의 조합운전은 시뮬레이션의 과정에서 제외를 시켰다.

대상건물의 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 다음 <표 4.8>와 (그림 4.10)에 나타냈다.



(그림 4.10) 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량

<표 4.8> 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량

기 간	외기냉수냉방 시스템 비가동 (흡수식+터보식 냉방시스템) [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 (흡수식+외기냉수냉방시스템) [kWh]	절감량 [kWh]	비 율 [%]
1월	385,585	302,209	83,376	21.62
2월	376,738	307,804	68,934	18.30
3월	414,521	347,717	66,804	16.12
4월	427,160	406,194	20,966	4.91
5월	456,995	456,995	-	-
6월	473,983	473,983	-	-
7월	483,471	483,471	-	-
8월	487,016	487,016	-	-
9월	465,830	465,830	-	-
10월	441,724	427,502	14,222	3.22
11월	421,815	379,188	42,627	10.11
12월	402,884	328,113	73,771	18.56
합 계	5,237,722	4,866,022	371,700	7.10

대상건물의 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 흡수식+터보식 냉방 시스템의 경우에는 연간 5,237,722kWh의 냉방에너지가 소비되었으며, 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 경우에는 연간 4,866,022kWh의 냉방에너지가 소비되었다.

대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템으로 인해 연간 371,700kWh(7.10%)의 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났으며, 외기냉수냉방 시스템의 사용기간에는 최대 21.62%까지 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났다. 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템은 10월부터 4월까지 가동되는 것으로 나타났으며, 외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 월별 에너지 절약효과는 12월부터 3월까지가 높은 것으로 조사되었으며, 월평균 외기의 습구온도가 가장 낮은 1월에 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과가 가장 큰 것으로 나타났다.

4.3.1 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과

대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 정량적으로 파악하기 위해 통신장비에 의한 내부발열을 일정한 비율로 감소시켜 시뮬레이션을 실시하였으며, 시뮬레이션의 조건은 대상건물의 설계조건과 동일하게 하였다. 대상건물과 같은 실내발열이 높은 건물에서 외기냉수냉방 시스템의 적용범위를 확대하기 위해 시뮬레이션을 통해 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였다.

(1) 시뮬레이션의 개요

대상건물은 장비실의 기기발열에 의한 실내발열이 다른 존에 비해 높기 때문에 PREBID 프로그램의 조건을 고려하여 장비실의 기기발열량을 비율적으로 조절하였다. 대상건물의 장비실은 교환 장비실, 통합 데이터망실, 전송실로 구분되어 있으며, 비 거주공간에서 기기발열량의 특성은 복사 10%, 대류 90%³⁷⁾의 비율로 구성되어 있다. 시뮬레이션의 입력조건을 구분하여 해당 존에 동일한 비율로 적용하였다. 또한, 대상건물을 기준으로 시뮬레이션을 통해 실내발열조건을 10%씩 50%까지 감소시켜 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였다. 이러한 시뮬레이션의 입력조건을 <표 4.9>와 (그림 4.11)에 나타냈다.

<표 4.9> 시뮬레이션의 입력조건

구 분	실내발열조건				기기부하비율 [%]
	조명부하 [W/m ²]	기기부하 [W/m ²]			
		교환장비실	통합데이터망실	전송실	
기본안	19	350	410	140	100
대안 #1-90%	19	315	369	126	90
대안 #2-80%	19	280	328	112	80
대안 #3-70%	19	245	287	98	70
대안 #4-60%	19	210	246	84	60
대안 #5-50%	19	175	205	70	50

37) Nonresidential Cooling and Heating Load Calculation Procedures, ASHRAE Fundamentals Handbook, pp.29.13, 2001

교환장비실 - 기본안	교환장비실 - 대안 #1
<p>New Gain Type</p> <p> new gain type: 100%</p> <p>radiative power: 78120 kJ/hr</p> <p>convective power: 703080 kJ/hr</p> <p>abs. humidity: 0 kg/hr</p>	<p>New Gain Type</p> <p> new gain type: 90%</p> <p>radiative power: 70308 kJ/hr</p> <p>convective power: 632772 kJ/hr</p> <p>abs. humidity: 0 kg/hr</p>
교환장비실 - 대안 #2	교환장비실 - 대안 #3
<p>New Gain Type</p> <p> new gain type: 80%</p> <p>radiative power: 63277 kJ/hr</p> <p>convective power: 563495 kJ/hr</p> <p>abs. humidity: 0 kg/hr</p>	<p>New Gain Type</p> <p> new gain type: 70%</p> <p>radiative power: 56950 kJ/hr</p> <p>convective power: 512545 kJ/hr</p> <p>abs. humidity: 0 kg/hr</p>
교환장비실 - 대안 #4	교환장비실 - 대안 #5
<p>New Gain Type</p> <p> new gain type: 60%</p> <p>radiative power: 512545 kJ/hr</p> <p>convective power: 461290 kJ/hr</p> <p>abs. humidity: 0 kg/hr</p>	<p>New Gain Type</p> <p> new gain type: 50%</p> <p>radiative power: 46129 kJ/hr</p> <p>convective power: 415161 kJ/hr</p> <p>abs. humidity: 0 kg/hr</p>

(그림 4.11) 교환장비실의 시뮬레이션 입력조건

PREBID 프로그램의 발열부분을 입력조건과 동일하게 구성하였다. 이러한 PREBID 프로그램의 값을 IISIBAT 프로그램에 적용시켜 일반 냉방 시스템과 외기냉수냉방 시스템을 비교하여 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 파악하였다.

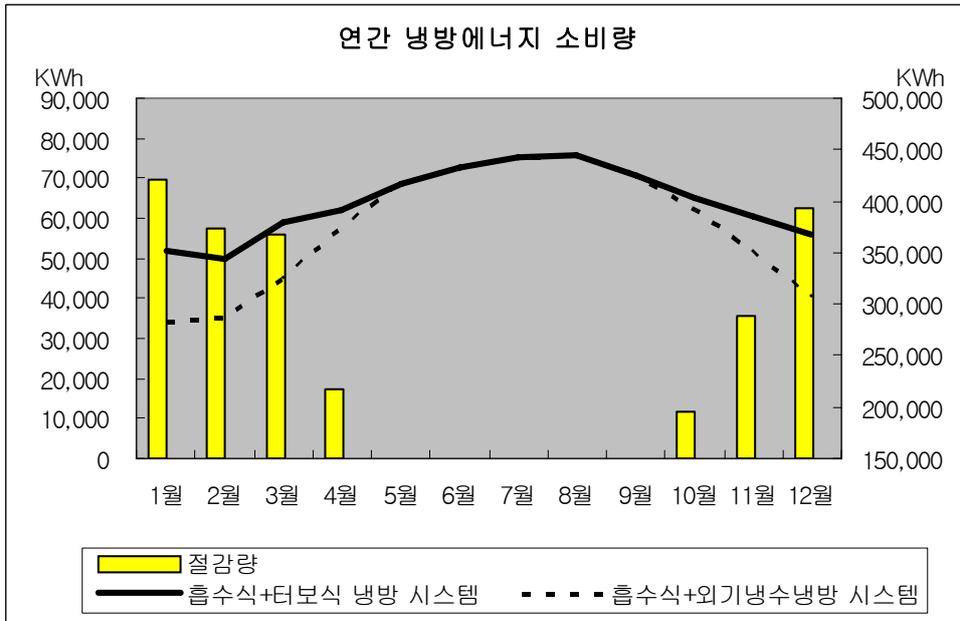
(2) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과

대상건물에서 장비실에 해당되는 존(zone)의 실내발열조건을 비율적으로 감소시켜 흡수식+터보식 냉방시스템의 월별 냉방에너지 소비량과 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 월별 냉방에너지 소비량을 산출하여 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였다. 또한, 대상건물의 실내발열 100%를 기준으로 산출된 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과와 실내발열의 비율을 10%씩 일정하게 감소시킨 4가지 경우의 외기냉수냉방 시스템에서 에너지 절약효과를 비교하여 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였다.

대상건물의 통신장비에 의한 실내발열 비율이 90%일 때 흡수식+터보식 냉방시스템과 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 월별 냉방에너지 소비량을 산출하여 외기냉수냉방 시스템으로 인한 에너지 절감량을 산출하였다. 다음 <표 4.10>과 (그림 4.12)에 실내발열 90%일 때(대안-1) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.10> 대안-1 (실내발열 90%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

기 간	외기냉수냉방 시스템 비가동 (흡수식+터보식 냉방시스템) [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 (흡수식+외기냉수냉방시스템) [kWh]	절감량 [kWh]	비 율 [%]
1월	352,389	282,749	69,637	19.76
2월	344,301	286,726	57,575	16.72
3월	378,831	323,035	55,796	14.73
4월	390,382	372,870	17,511	4.49
5월	417,648	417,648	-	-
6월	433,173	433,173	-	-
7월	441,844	441,844	-	-
8월	445,084	445,084	-	-
9월	425,722	425,722	-	-
10월	403,692	391,813	11,878	2.94
11월	385,497	349,894	35,603	9.24
12월	368,196	305,746	62,450	16.96
합 계	4,786,754	4,476,305	310,449	6.49



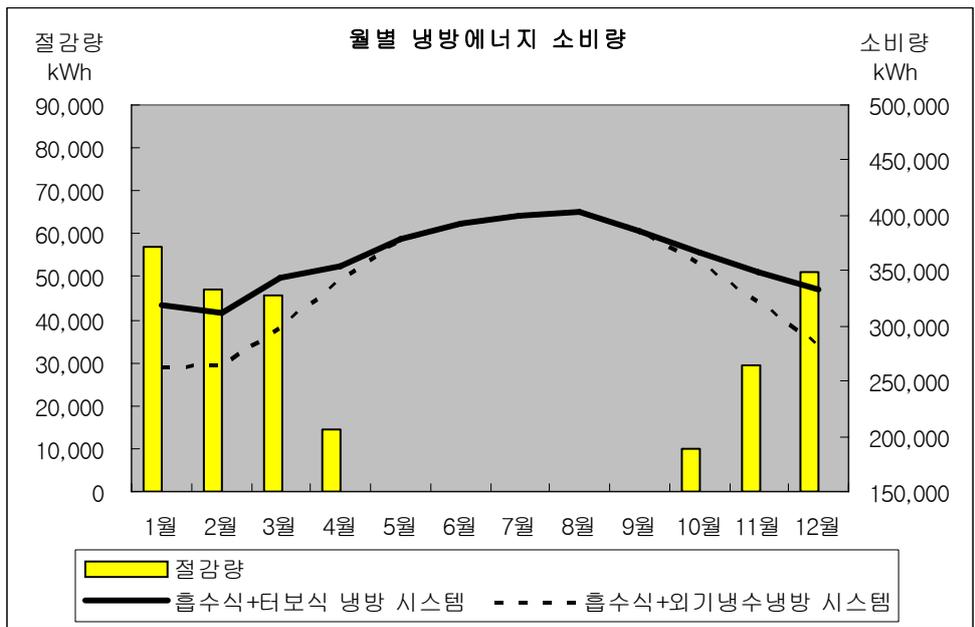
(그림 4.12) 대안-1 (실내발열 90%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

대상건물의 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 흡수식+터보식 냉방 시스템의 경우에는 연간 4,786,754kWh의 냉방에너지가 소비되었으며, 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 경우에는 연간 4,476,305kWh의 냉방에너지가 소비되었다. 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템으로 인해 연간 310,449kWh (6.49%)의 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났으며, 외기냉수냉방 시스템의 사용기간에는 최대 19.76%까지 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났다.

대상건물의 통신장비에 의한 실내발열 비율이 80%일 때 흡수식+터보식 냉방시스템과 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 월별 냉방에너지 소비량을 산출하여 외기냉수냉방 시스템으로 인한 에너지 절감량을 산출하였다. 다음 <표 4.11>와 (그림 4.13)에 실내발열 80%일 때(대안-2) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.11> 대안-2 (실내발열 80%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

기 간	외기냉수냉방 시스템 비가동 (흡수식+터보식 냉방시스템) [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 (흡수식+외기냉수냉방시스템) [kWh]	절감량 [kWh]	비 율 [%]
1월	319,187	262,054	57,134	17.90
2월	311,864	264,626	47,237	15.15
3월	343,140	297,363	45,778	13.34
4월	353,603	339,236	14,367	4.06
5월	378,300	378,300	-	-
6월	392,363	392,363	-	-
7월	400,217	400,217	-	-
8월	403,152	403,152	-	-
9월	385,614	385,614	-	-
10월	365,659	355,913	9,746	2.67
11월	349,178	319,968	29,210	8.37
12월	333,507	282,270	51,237	15.36
합 계	4,335,786	4,081,078	254,708	5.87



(그림 4.13) 대안-2 (실내발열 80%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

대상건물의 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 흡수식+터보식 냉방 시스템의 경우에는 연간 4,335,786kWh의 냉방에너지가 소비되었으며, 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 경우에는 연간 4,081,078kWh의 냉방에너지가 소비되었다. 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템으로 인해 연간 254,708kWh (5.87%)의 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났으며, 외기냉수냉방 시스템의 사용기간에는 최대 17.90%까지 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났다.

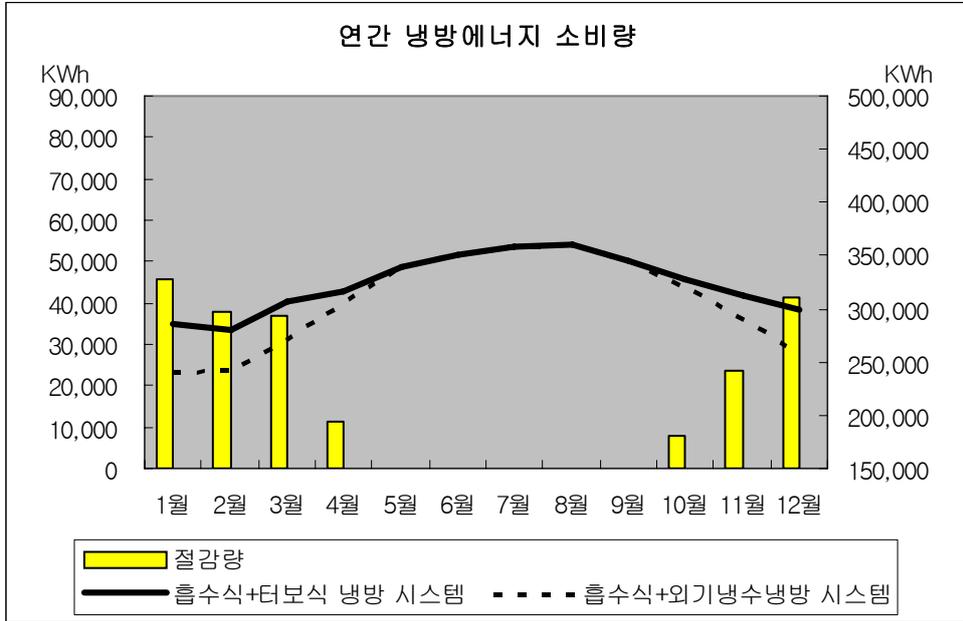
대상건물의 통신장비에 의한 실내발열 비율이 70%일 때 흡수식+터보식 냉방시스템과 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 월별 냉방에너지 소비량을 산출하여 외기냉수냉방 시스템으로 인한 에너지 절감량을 산출하였다. 다음 <표 4.12>와 (그림 4.14)에 실내발열 70%일 때(대안-3) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.12> 대안-3 (실내발열 70%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

기 간	외기냉수냉방 시스템 비가동 (흡수식+터보식 냉방시스템) [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 (흡수식+외기냉수냉방시스템) [kWh]	절감량 [kWh]	비 율 [%]
1월	285,988	240,122	45,867	16.04
2월	279,427	241,505	37,922	13.57
3월	307,450	270,700	36,750	11.95
4월	316,825	305,291	11,534	3.64
5월	338,953	338,953	-	-
6월	351,553	351,553	-	-
7월	358,590	358,590	-	-
8월	361,220	361,220	-	-
9월	345,506	345,506	-	-
10월	327,627	319,803	7,824	2.39
11월	312,860	289,410	23,450	7.50
12월	298,819	257,686	41,133	13.77
합 계	3,884,818	3,680,339	204,479	5.26

대상건물의 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 흡수식+터보식 냉방 시스템의 경우에는 연간 3,884,818kWh의 냉방에너지가 소비되었

으며, 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 경우에는 연간 3,680,339kWh의 냉방에너지가 소비되었다. 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템으로 인해 연간 204,479kWh (5.26%)의 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났으며, 외기냉수냉방 시스템의 사용기간에는 최대 16.04%까지 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났다.



(그림 4.14) 대안-3 (실내발열 70%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

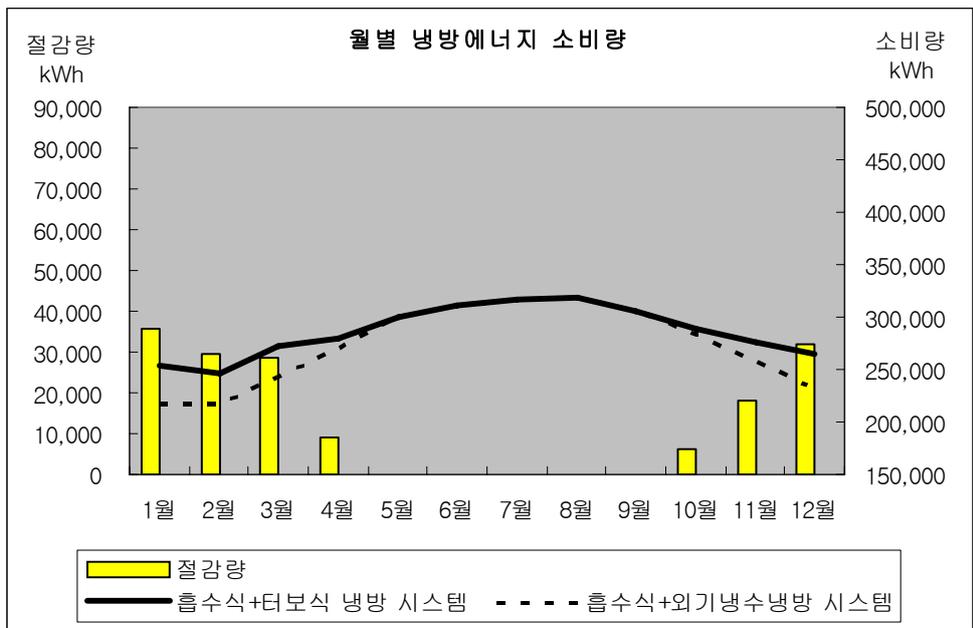
대상건물의 통신장비에 의한 실내발열 비율이 60%일 때 흡수식+터보식 냉방시스템과 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 월별 냉방에너지 소비량을 산출하여 외기냉수냉방 시스템으로 인한 에너지 절감량을 산출하였다. 다음 <표 4.13>와 (그림 4.15)에 실내발열 60%일 때(대안-4) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.13> 대안-4 (실내발열 60%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

기간	외기냉수냉방 시스템 비가동 (흡수식+터보식 냉방시스템) [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 (흡수식+외기냉수냉방시스템) [kWh]	절감량 [kWh]	비율 [%]
1월	252,790	216,954	35,836	14.18
2월	246,989	217,361	29,629	12.00
3월	271,760	243,047	28,713	10.57

<표 4.13> 대안-4 (실내발열 60%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과(계속))

기간	외기냉수냉방 시스템 비가동 (흡수식+터보식 냉방시스템) [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 (흡수식+외기냉수냉방시스템) [kWh]	절감량 [kWh]	비율 [%]
4월	280,046	271,035	9,011	3.22
5월	299,606	299,606	-	-
6월	310,743	310,743	-	-
7월	316,964	316,964	-	-
8월	319,288	319,288	-	-
9월	305,398	305,398	-	-
10월	289,594	283,481	6,113	2.11
11월	276,542	258,220	18,322	6.63
12월	264,131	231,993	32,137	12.17
합계	3,433,851	3,274,090	159,761	4.65



(그림 4.15) 대안-4 (실내발열 60%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

대상건물의 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 흡수식+터보식 냉방 시스템의 경우에는 연간 3,433,851kWh의 냉방에너지가 소비되었

으며, 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 경우에는 연간 3,274,090kWh의 냉방에너지가 소비되었다. 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템으로 인해 연간 159,761kWh (4.65%)의 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났으며, 외기냉수냉방 시스템의 사용기간에는 최대 14.18%까지 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났다.

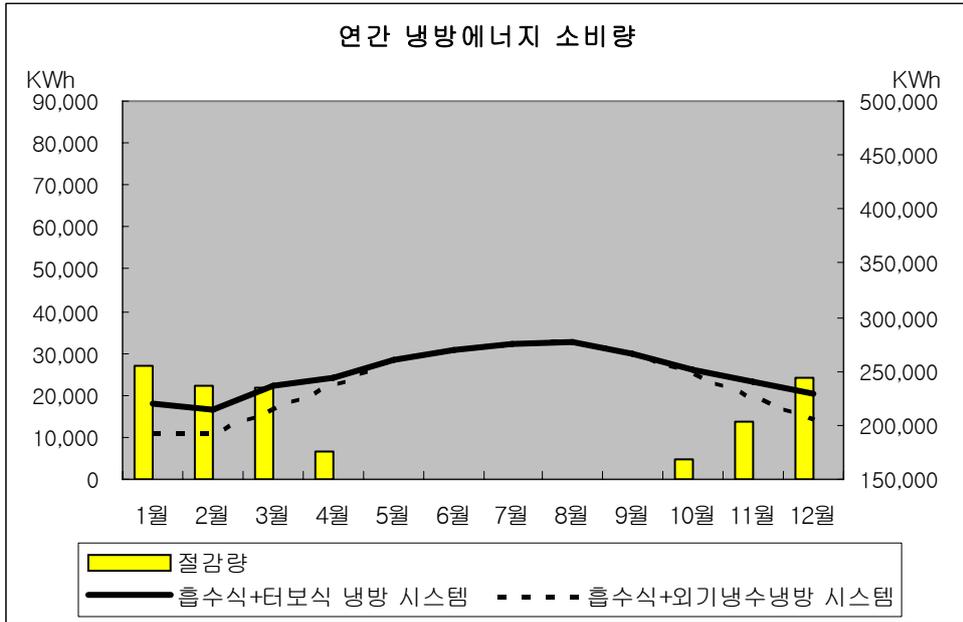
대상건물의 통신장비에 의한 실내발열 비율이 50%일 때 흡수식+터보식 냉방시스템과 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 월별 냉방에너지 소비량을 산출하여 외기냉수냉방 시스템으로 인한 에너지 절감량을 산출하였다. 다음 <표 4.14>와 (그림 4.16)에 실내발열 50%일 때(대안-5) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.14> 대안-5 (실내발열 50%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

기 간	외기냉수냉방 시스템 비가동 (흡수식+터보식 냉방시스템) [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 (흡수식+외기냉수냉방시스템) [kWh]	절감량 [kWh]	비 율 [%]
1월	219,591	192,549	27,041	12.31
2월	214,552	192,195	22,357	10.42
3월	236,070	214,403	21,667	9.18
4월	243,268	236,468	6,800	2.80
5월	260,259	260,259	-	-
6월	269,933	269,933	-	-
7월	275,337	275,337	-	-
8월	277,356	277,356	-	-
9월	265,290	265,290	-	-
10월	251,562	246,949	4,613	1.83
11월	240,224	226,398	13,825	5.76
12월	229,442	205,192	24,250	10.57
합 계	2,982,883	2,862,329	120,554	4.04

대상건물의 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 흡수식+터보식 냉방 시스템의 경우에는 연간 2,982,883kWh의 냉방에너지가 소비되었으며, 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 경우에는 연간 2,862,329kWh의 냉방에너지가 소비되었다. 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템으로 인해 연간 120,554kWh (4.04%)의 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났으며, 외기냉수냉

방 시스템의 사용기간에는 최대 12.31%까지 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났다.

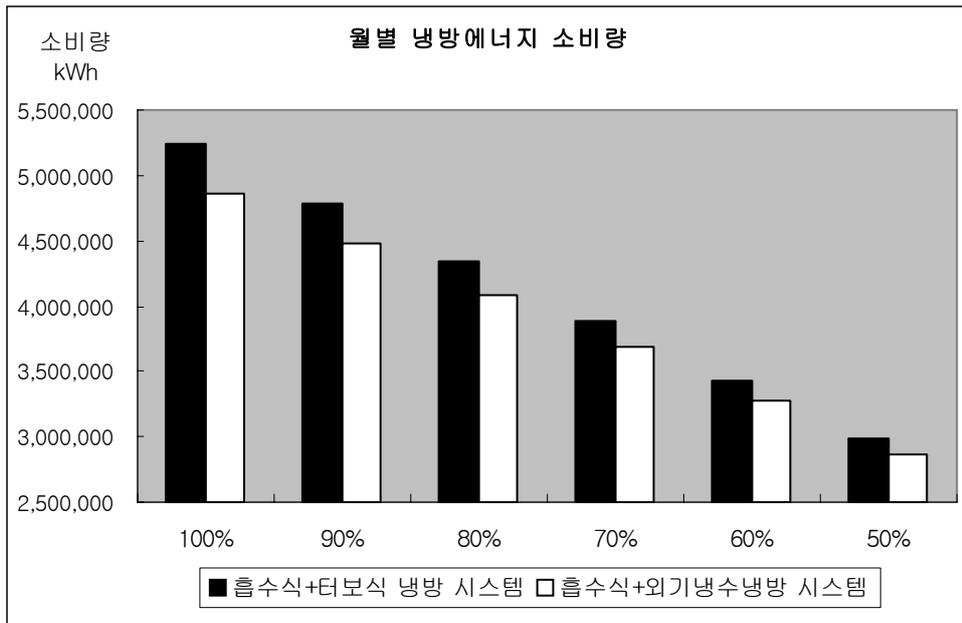


(그림 4.16) 대안-5 (실내발열 50%일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

대상건물의 통신장비에 의한 실내발열 비율에 따른 흡수식+터보식 냉방시스템과 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과를 이용하여 대상건물의 실내발열 100%를 기준으로 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였다. 다음 <4.15>과 (그림 4.17)에 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.15> 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과

구 분	외기냉수냉방 시스템 비 가동 [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 [kWh]	비 가동시 대비	
			절감량 [kWh]	절감비율 [%]
기본안-100%	5,237,722	4,866,022	371,700	7.10
대안-1-90%	4,786,754	4,476,305	310,449	6.49
대안-2-80%	4,335,786	4,081,078	254,708	5.87
대안-3-70%	3,884,818	3,680,339	204,479	5.26
대안-4-60%	3,433,851	3,274,090	159,761	4.65
대안-5-50%	2,982,883	2,862,329	120,554	4.04



(그림 4.17) 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과

실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석한 결과, 실내발열 비율이 90%일 때는 16.48%의 절약효과가 감소되어 실내발열 비율이 50%일 때는 67.57%까지 절약효과가 감소되는 것으로 나타났다. 따라서, 실내발열이 많이 발생하는 공간을 외기냉수냉방시스템이 부하를 담당할 수 있게 조닝(zoning) 계획을 하여야한다.

4.3.2 설정온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과

대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 설정온도는 외기의 습구온도가 5℃ 이하일 때 가동되는 것으로 시스템이 설계되어 있다. 하지만, 실제 운영상태를 조사해 본 결과, 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 설정온도가 8℃이하에서 작동되는 것으로 조사되었다. 한편, 외기냉수냉방 시스템의 이론적 고찰 및 국외 사례조사에서도 외기의 습구온도가 8℃이하까지도 가능한 것으로 조사되었다. 대상건물의 실제 운영상태를 고려하여 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였다.

(1) 시뮬레이션의 개요

대상건물에 적용된 온도센서에 의해서 밸브를 작동시켜 냉동기로 순환되는 냉각수를 열교환기 측으로 순환시켰다. 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 설정온도를 1℃씩 8℃까지 증가시켜 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였다. 이러한 시뮬레이션의 입력조건을 (그림 4.18)에 나타냈다.

기본안 - 설정온도 5℃					대안-1 - 설정온도 6℃								
(외기냉수냉방) Valve					(외기냉수냉방) Valve								
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment	Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inlet temperature	32				C	1	Inlet temperature	32				C
2	Inlet flow rate	310200				kg/hr	2	Inlet flow rate	310200				kg/hr
3	Heat source temperature	55.0				C	3	Heat source temperature	0				C
4	Set point temperature	5				C	4	Set point temperature	6				C
대안-2 - 설정온도 7℃					대안-3 - 설정온도 8℃								
(외기냉수냉방) Valve					(외기냉수냉방) Valve								
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment	Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inlet temperature	32				C	1	Inlet temperature	32				C
2	Inlet flow rate	310200				kg/hr	2	Inlet flow rate	310200				kg/hr
3	Heat source temperature	0				C	3	Heat source temperature	0				C
4	Set point temperature	7				C	4	Set point temperature	8				C

(그림 4.18) 시뮬레이션의 입력조건

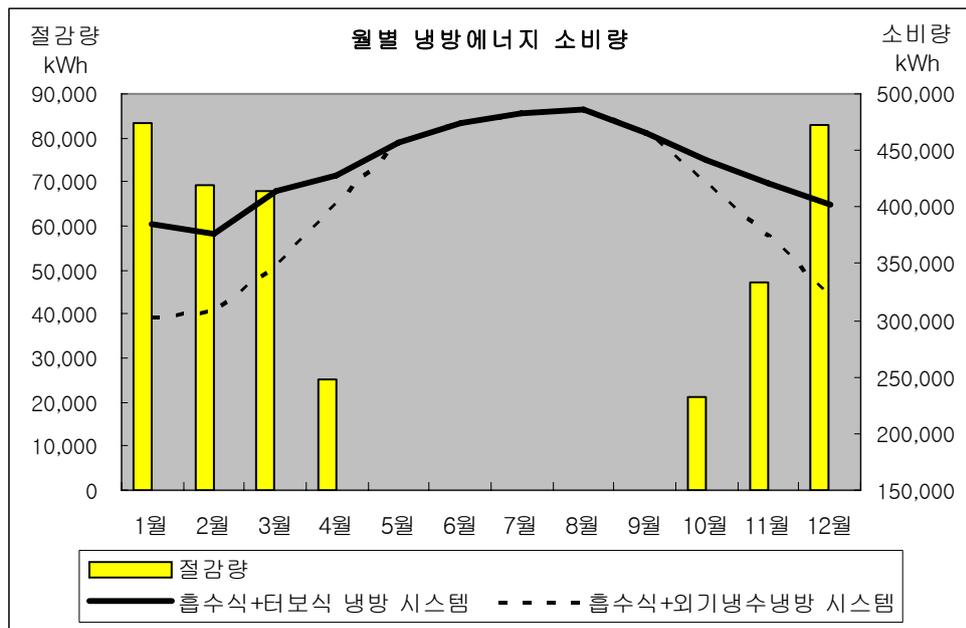
(2) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과

대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 설정온도를 5℃부터 8℃까지 증가시켜 흡수식+터보식 냉방시스템의 조합운전과 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 조합운전에 따른 월별 냉방에너지의 소비량을 산출하였다. 산출된 냉방에너지의 소비량으로부터 설정온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였다. 또한, 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 설정온도 5℃를 기준으로 산출된 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과와 설정온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 대한 비교를 추가적으로 실시하였다.

대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 설정온도가 6℃일 때 흡수식+터보식 냉방시스템과 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 월별 냉방에너지 소비량을 산출하여 외기냉수냉방 시스템으로 인한 에너지 절감량을 산출하였다. 다음 <표 4.16>과 (그림 4.19)에 대안-1 설정온도 6℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.16> 대안-1 (설정온도 6℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

기 간	외기냉수냉방 시스템 비가동 (흡수식+터보식 냉방시스템) [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 (흡수식+외기냉수냉방시스템) [kWh]	절감량 [kWh]	비 율 [%]
1월	385,585	302,209	83,376	21.62
2월	376,738	307,675	69,063	18.33
3월	414,521	346,526	67,995	16.40
4월	427,160	402,168	24,992	5.85
5월	456,995	456,995	-	-
6월	473,983	473,983	-	-
7월	483,471	483,471	-	-
8월	487,016	487,016	-	-
9월	465,830	465,830	-	-
10월	441,724	420,542	21,182	4.80
11월	421,815	374,489	47,326	11.22
12월	402,884	319,753	83,131	20.63
합 계	5,237,722	4,840,657	397,065	7.58



(그림 4.19) 대안-1 (설정온도 6℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

대상건물의 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 흡수식+터보식 냉방 시스템의 경우에는 연간 5,237,722kWh의 냉방에너지가 소비되었으며, 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 경우에는 연간 4,840,657kWh의 냉방에너지가 소비되었다. 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템으로 인해 연간 397,065kWh (7.58%)의 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났으며, 외기냉수냉방 시스템의 사용기간에는 최대 21.62%까지 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났다. 또한, 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템은 10월부터 4월까지 가동되는 것으로 나타났다.

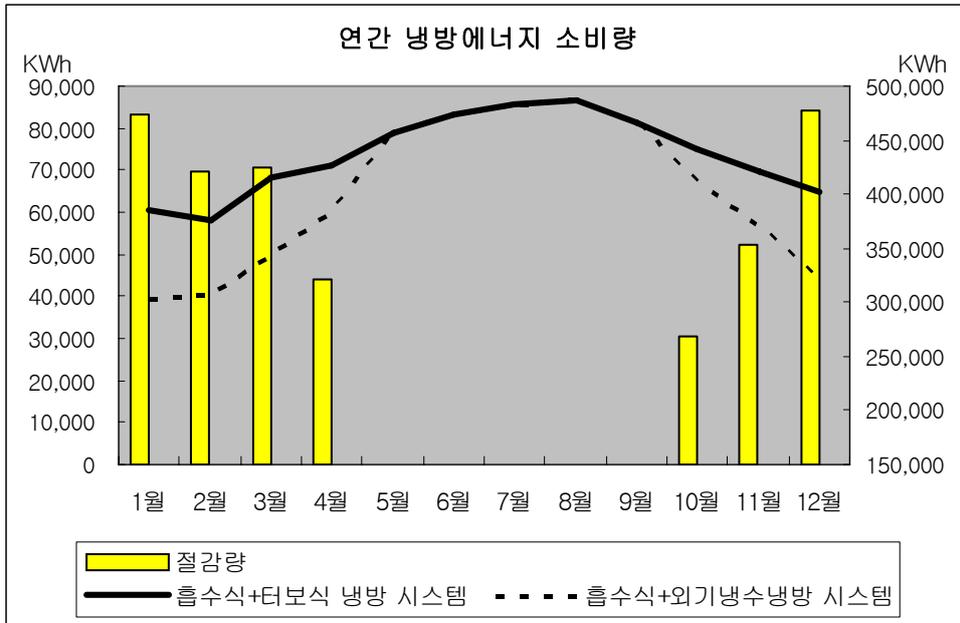
대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 설정온도가 7℃일 때 흡수식+터보식 냉방시스템과 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 월별 냉방에너지 소비량을 산출하여 외기냉수냉방 시스템으로 인한 에너지 절감량을 산출하였다. 다음 <표 4.17>과 (그림 4.20)에 설정온도 7℃일 때(대안-2) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약 효과를 나타냈다.

<표 4.17> 대안-2 (설정온도 7℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

기 간	외기냉수냉방 시스템 비가동 (흡수식+터보식 냉방시스템) [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 (흡수식+외기냉수냉방시스템) [kWh]	절감량 [kWh]	비 율 [%]
1월	385,585	302,209	83,376	21.62
2월	376,738	307,033	69,705	18.50
3월	414,521	344,064	70,457	17.00
4월	427,160	383,146	44,014	10.30
5월	456,995	456,995	-	-
6월	473,983	473,983	-	-
7월	483,471	483,471	-	-
8월	487,016	487,016	-	-
9월	465,830	465,830	-	-
10월	441,724	411,465	30,259	6.85
11월	421,815	369,533	52,282	12.39
12월	402,884	318,812	84,072	20.87
합 계	5,237,722	4,803,557	434,165	8.29

대상건물의 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 흡수식+터보식 냉방 시스템의 경우에는 연간 5,237,722kWh의 냉방에너지가 소비되었

으며, 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 경우에는 연간 4,803,557kWh의 냉방에너지가 소비되었다. 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템으로 인해 연간 434,165kWh (8.29%)의 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났으며, 외기냉수냉방 시스템의 사용기간에는 최대 21.62%까지 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났다. 또한, 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템은 10월부터 4월까지 가동되는 것으로 나타났다.



(그림 4.20) 대안-2 (설정온도 7℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

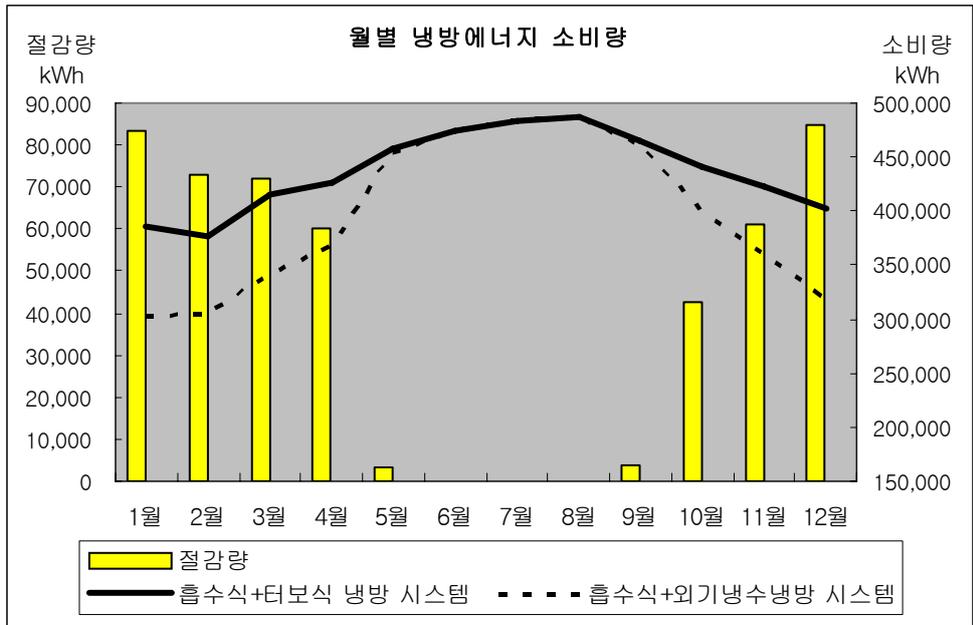
대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 설정온도가 8℃일 때 흡수식+터보식 냉방시스템과 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 월별 냉방에너지 소비량을 산출하여 외기냉수냉방 시스템으로 인한 에너지 절감량을 산출하였다. 다음 <표 4.18>과 (그림 4.21)에 설정온도 8℃일 때 (대안-3) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.18> 대안-3 (설정온도 8℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

기 간	외기냉수냉방 시스템 비가동 (흡수식+터보식 냉방시스템) [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 (흡수식+외기냉수냉방시스템) [kWh]	절감량 [kWh]	비 율 [%]
1월	385,585	302,209	83,376	21.62
2월	376,738	303,819	72,919	21.44
3월	414,521	342,397	72,124	17.40

<표 4.18> 대안-3 (설정온도 8℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과(계속))

기간	외기냉수냉방 시스템 비가동 (흡수식+터보식 냉방시스템) [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 (흡수식+외기냉수냉방시스템) [kWh]	절감량 [kWh]	비율 [%]
4월	427,160	367,041	60,119	14.07
5월	456,995	453,587	3,408	0.75
6월	473,983	473,983	-	-
7월	483,471	483,471	-	-
8월	487,016	487,016	-	-
9월	465,830	462,232	3,598	0.77
10월	441,724	399,059	42,665	9.66
11월	421,815	360,569	61,246	14.52
12월	402,884	317,872	85,012	21.10
합계	5,237,722	4,753,255	484,467	9.25



(그림 4.21) 대안-3 (설정온도 8℃일 때 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과)

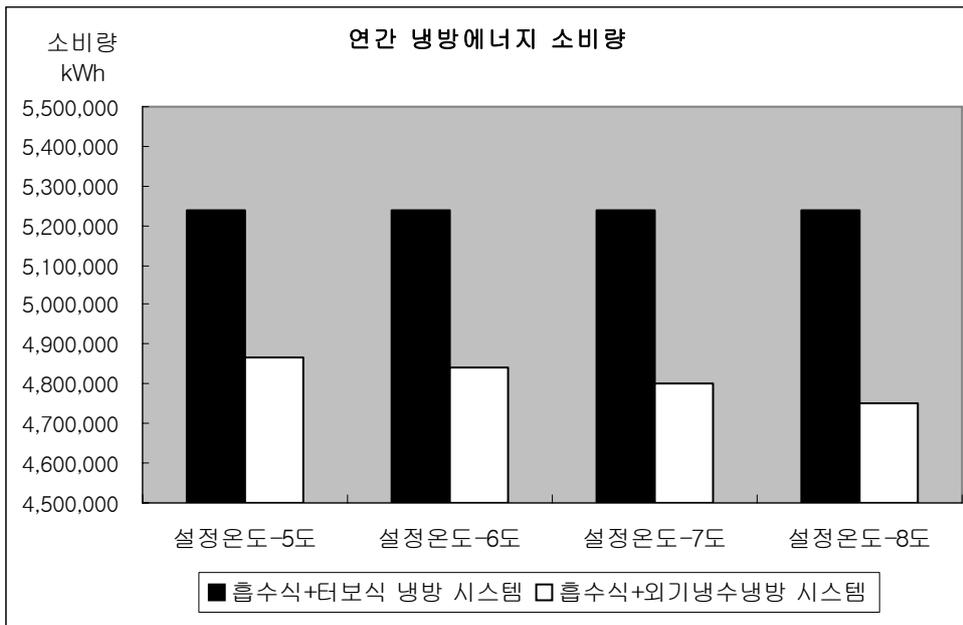
대상건물의 냉방 시스템에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 흡수식+터보식 냉방 시스템의 경우에는 연간 5,237,722kWh의 냉방에너지가 소비되었

으며, 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 경우에는 연간 4,753,255kWh의 냉방에너지가 소비되었다. 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템으로 인해 연간 484,467kWh (8.29%)의 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났으며, 외기냉수냉방 시스템의 사용기간에는 최대 21.62%까지 냉방에너지가 절약되는 것으로 나타났다. 또한, 대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템은 9월부터 5월까지 가동되는 것으로 나타났다.

대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 흡수식+터보식 냉방시스템과 흡수식+외기냉수냉방 시스템의 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과를 이용하여 대상건물의 설정온도 5℃를 기준으로 설정온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였다. 다음 표<4.19>와 (그림 4.22)에 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.19> 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 에너지 절약효과

구 분	외기냉수냉방 시스템 비 가동 [kWh]	외기냉수냉방 시스템 가동 [kWh]	비 가동시 대비	
			절감량 [kWh]	절감비율 [%]
기본안 - 5℃	5,237,722	4,866,022	371,700	7.10
대안-1- 6℃	5,237,722	4,840,657	397,065	7.58
대안-2- 7℃	5,237,722	4,803,557	434,165	8.29
대안-3- 8℃	5,237,722	4,753,255	484,467	9.25



(그림 4.22) 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 에너지 절약효과

외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 에너지 절약효과를 분석한 결과, 설정온도가 6℃일 때는 6.82%, 7℃일 때는 16.81%, 8℃일 때는 30.34%의 에너지 절약효과가 증가하는 것으로 나타났다. 따라서, 대상건물은 통신장비의 기기발열에 의해서 현열비가 높기 때문에 외기의 습구온도 8℃에서도 외기냉수냉방 시스템을 가동할 수 있는 것으로 판단되며, 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘에 의해서 외기의 습구온도가 8℃일 때 외기냉수냉방 시스템이 운영된다면 에너지 절약효과는 더 많을 것으로 판단된다.

4.3.3 열교환기의 어프로치 온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과

대상건물에는 열교환기를 이용한 간접외기냉수냉방 시스템이 적용되고 있으며, 열교환기로는 낮은 어프로치온도를 얻을 수 있는 판형 열교환기를 사용하고 있다. 낮은 어프로치온도는 외기냉수냉방 시스템의 사용기간을 증가시키므로 열교환기의 어프로치온도에 따른 에너지 절약효과를 시뮬레이션을 통해 분석하였다.

(1) 시뮬레이션의 개요

대상건물에 적용된 열교환기의 어프로치온도는 4℃이다. 대상건물에 적용된 어프로치온도를 시뮬레이션을 이용하여 4℃부터 1℃까지 감소시켜 가며 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였다. 또한, 앞절에서 확인된 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 에너지 절약효과를 이용하여 냉수측의 출구온도와 열교환기의 어프로치온도를 고려한 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과도 추가적으로 분석하였다. 이러한 시뮬레이션의 입력조건은 다음<표 4.20>와 (그림 4.23)에 나타났다.

어프로치온도 4℃- 기본안-1-4						어프로치온도 3℃- 대안-1-3					
(외기냉수냉방) Heat Exchanger						(외기냉수냉방) Heat Exchanger					
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files Comment	Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files Comment
1	Hot side inlet temperature	14		C	More...	1	Hot side inlet temperature	14		C	More...
2	Hot side flow rate	247200		kg/hr	More...	2	Hot side flow rate	247200		kg/hr	More...
3	Cold side inlet temperature	5		C	More...	3	Cold side inlet temperature	6		C	More...
4	Cold side flow rate	308700		kg/hr	More...	4	Cold side flow rate	308700		kg/hr	More...
5	Overall heat transfer coefficient of exchanger	75		kJ/hr.K	More...	5	Overall heat transfer coefficient of exchanger	75		kJ/hr.K	More...

어프로치온도 2℃- 대안-1-2						어프로치온도 1℃- 대안-1-1					
(외기냉수냉방) Heat Exchanger						(외기냉수냉방) Heat Exchanger					
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files Comment	Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files Comment
1	Hot side inlet temperature	14		C	More...	1	Hot side inlet temperature	14		C	More...
2	Hot side flow rate	247200		kg/hr	More...	2	Hot side flow rate	247200		kg/hr	More...
3	Cold side inlet temperature	7		C	More...	3	Cold side inlet temperature	8		C	More...
4	Cold side flow rate	308700		kg/hr	More...	4	Cold side flow rate	308700		kg/hr	More...
5	Overall heat transfer coefficient of exchanger	75		kJ/hr.K	More...	5	Overall heat transfer coefficient of exchanger	75		kJ/hr.K	More...

(그림 4.23) 열교환기의 어프로치 온도에 따른 시뮬레이션의 입력조건 (냉수측 출구온도 9℃)

<표 4.20> 열교환기의 어프로치 온도에 따른 시뮬레이션의 입력조건

구분	어프로치 온도	냉각수 입/출구 온도	냉수 입/출구 온도	온도차	NTU (Number of Transfer Unit)
기본안 1-4	4℃	5℃/10℃	14℃/9℃	5℃	4℃/5℃ = 1.25
대안 1-3	3℃	6℃/11℃	14℃/9℃	5℃	3℃/5℃ = 1.667 (1.33배)
대안 1-2	2℃	7℃/12℃	14℃/9℃	5℃	2℃/5℃ = 2.5 (2배)
대안 1-1	1℃	8℃/13℃	14℃/9℃	5℃	1℃/5℃ = 5 (4배)
기본안 2-4	4℃	6℃/11℃	15℃/10℃	5℃	4℃/5℃ = 1.25
대안 2-3	3℃	7℃/12℃	15℃/10℃	5℃	3℃/5℃ = 1.667 (1.33배)
대안 2-2	2℃	8℃/13℃	15℃/10℃	5℃	2℃/5℃ = 2.5 (2배)
대안 2-1	1℃	9℃/14℃	15℃/10℃	5℃	1℃/5℃ = 5 (4배)
기본안 3-4	4℃	7℃/12℃	16℃/11℃	5℃	4℃/5℃ = 1.25
대안 3-3	3℃	8℃/13℃	16℃/11℃	5℃	3℃/5℃ = 1.667 (1.33배)
대안 3-2	2℃	9℃/14℃	16℃/11℃	5℃	2℃/5℃ = 2.5 (2배)
대안 3-1	1℃	10℃/15℃	16℃/11℃	5℃	1℃/5℃ = 5 (4배)
기본안 4-4	4℃	8℃/13℃	17℃/12℃	5℃	4℃/5℃ = 1.25
대안 4-3	3℃	9℃/14℃	17℃/12℃	5℃	3℃/5℃ = 1.667 (1.33배)
대안 4-2	2℃	10℃/15℃	17℃/12℃	5℃	2℃/5℃ = 2.5 (2배)
대안 4-1	1℃	11℃/16℃	17℃/12℃	5℃	1℃/5℃ = 5 (4배)

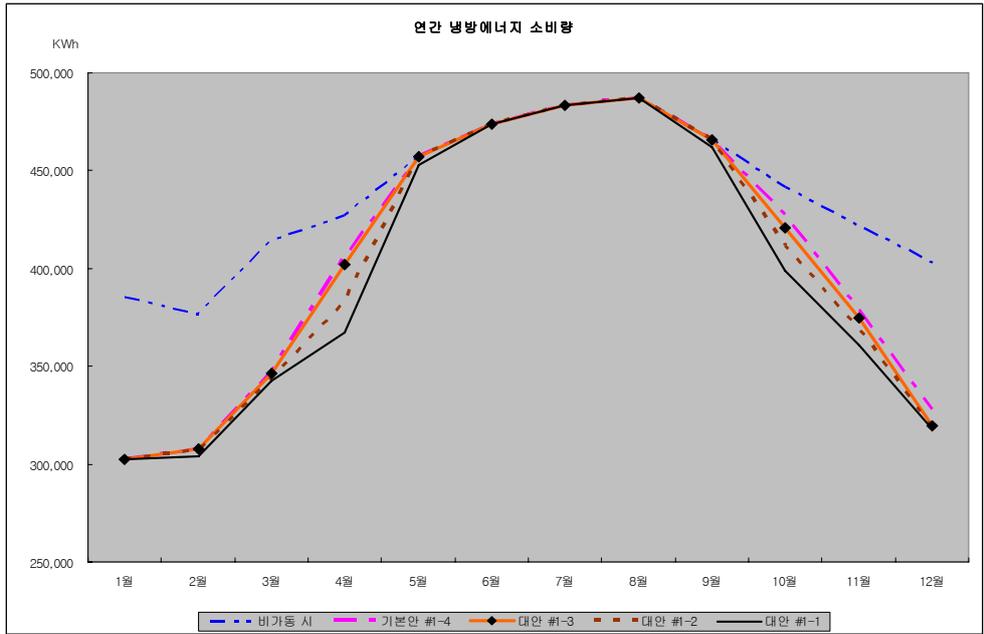
(2) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과

대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 열교환기의 냉수측 출구온도와 열교환기의 어프로치온도에 따른 대상건물의 월별 냉방에너지 소비량을 산출하여 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였다.

다음 <표 4.21~4.22>과 (그림 4.24~4.25)에 열교환기의 냉수측 출구온도 9℃를 기준으로 열교환기의 어프로치온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량과 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.21> 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 9℃)

기간	F.C.S 비가동시 [kWh]	기본안 1-4		대안 1-3		대안 1-2		대안 1-1	
		소비량 [kWh]	절감량 [kWh]	소비량 [kWh]	절감량 [kWh]	소비량 [kWh]	절감량 [kWh]	소비량 [kWh]	절감량 [kWh]
1월	385,585	302,209	83,376	302,209	83,376	302,209	83,376	302,209	83,376
2월	376,738	307,804	68,934	307,675	69,063	307,033	69,705	303,819	72,919
3월	414,521	347,717	66,804	346,526	67,995	344,064	70,457	342,397	72,124
4월	427,160	406,194	20,966	402,168	24,992	383,146	44,014	367,041	60,119
5월	456,995	456,995	-	456,995	-	456,995	-	453,587	3,408
6월	473,983	473,983	-	473,983	-	473,983	-	473,983	-
7월	483,471	483,471	-	483,471	-	483,471	-	483,471	-
8월	487,016	487,016	-	487,016	-	487,016	-	487,016	-
9월	465,830	465,830	-	465,830	-	465,830	-	462,232	3,598
10월	441,724	427,502	14,222	420,542	21,182	411,465	30,259	399,059	42,665
11월	421,815	379,188	42,627	374,489	47,326	369,533	52,282	360,569	61,246
12월	402,884	328,113	73,771	319,753	83,131	318,812	84,072	317,872	85,012
합계	5,237,722	4,866,022	371,700	4,840,657	397,065	4,803,557	434,165	4,753,255	484,467

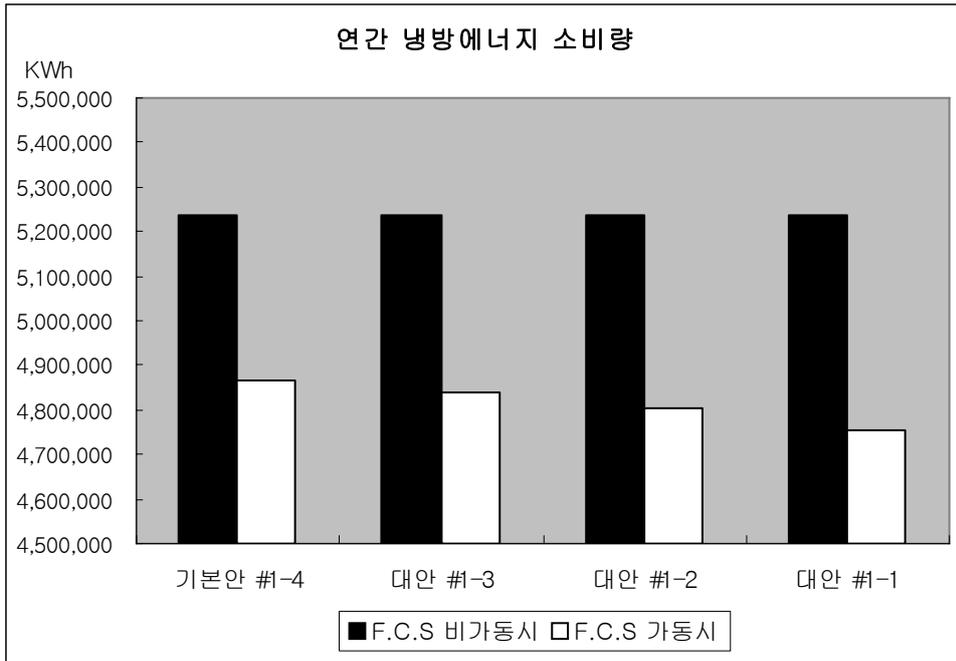


(그림 4.24) 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 9℃)

대상건물에 적용된 열교환기의 냉수측 출구온도가 9℃일 때 열교환기의 어프로치온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 어프로치온도가 4℃일 때 연간 4,866,022kWh, 3℃일 때 연간 4,840,657kWh, 2℃일 때 연간 4,803,557kWh, 1℃일 때 연간 4,753,255kWh의 냉방에너지가 소비되었다.

<표 4.22> 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 9℃)

구 분	연간 냉방에너지 소비량 [kWh]	F.C.S 비가동시 대비	
		절감량 [kWh]	절감비율 [%]
F.C.S 비가동시	5,237,722	-	-
기본안 1-4	4,866,022	371,700	7.10
대안 1-3	4,840,657	397,065	7.58
대안 1-2	4,803,557	434,165	8.29
대안 1-1	4,753,255	484,467	9.25



(그림 4.25) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 9℃)

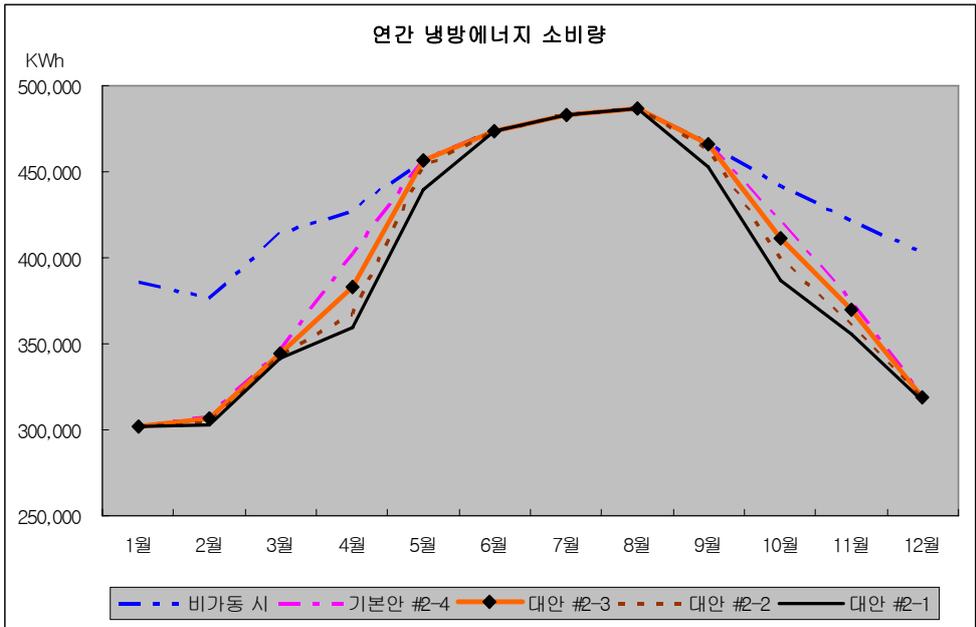
대상건물에 적용된 열교환기의 냉수측 출구온도가 9℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절감량을 산출한 결과, 어프로치온도가 4℃인 기본안과 비교했을 때 3℃는 연간 25,365kWh, 2℃는 연간 62,465kWh, 1℃는 연간 112,767kWh의 에너지가 절감되어 비례적으로 증가하는 것으로 나타났다. 따라서, 어프로치온도가 감소할수록 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과가 증가하는 것으로 나타났으며, 열교환기의 어프로치온도에 따른 경제성 평가를 통해 최적온도의 선정이 필요하게 된다.

다음 <표 4.23~4.24>와 (그림 4.26~4.27)에 열교환기의 냉수측 출구온도 10℃를 기준으로 열교환기의 어프로치온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량과 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.23> 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 10℃)

기간	F.C.S 비가동시 [kWh]	기본안 2-4		대안 2-3		대안 2-2		대안 2-1	
		소비량 [kWh]	절감량 [kWh]	소비량 [kWh]	절감량 [kWh]	소비량 [kWh]	절감량 [kWh]	소비량 [kWh]	절감량 [kWh]
1월	385,585	302,209	83,376	302,209	83,376	302,209	83,376	302,209	83,376
2월	376,738	307,675	69,063	307,033	69,705	303,819	72,919	302,480	74,258
3월	414,521	346,526	67,995	344,064	70,457	342,397	72,124	341,609	72,912
4월	427,160	402,168	24,992	383,146	44,014	367,041	60,119	359,813	67,347
5월	456,995	456,995	-	456,995	-	453,587	3,408	439,985	17,010
6월	473,983	473,983	-	473,983	-	473,983	-	473,983	-
7월	483,471	483,471	-	483,471	-	483,471	-	483,471	-
8월	487,016	487,016	-	487,016	-	487,016	-	487,016	-
9월	465,830	465,830	-	465,830	-	462,232	3,598	452,480	13,350
10월	441,724	420,542	21,182	411,465	30,259	399,059	42,665	386,824	54,900
11월	421,815	374,489	47,326	369,533	52,282	360,569	61,246	355,796	66,019
12월	402,884	319,753	83,131	318,812	84,072	317,872	85,012	316,889	85,995
합계	5,237,722	4,840,657	397,065	4,803,557	434,165	4,753,255	484,467	4,702,555	535,167

대상건물에 적용된 열교환기의 냉수측 출구온도가 10℃일 때, 열교환기의 어프로치온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 어프로치온도가 4℃일 때 연간 4,840,657kWh, 3℃일 때 연간 4,803,557kWh, 2℃일 때 연간 4,753,255kWh, 1℃일 때 연간 4,702,555kWh의 냉방에너지가 소비되었다.

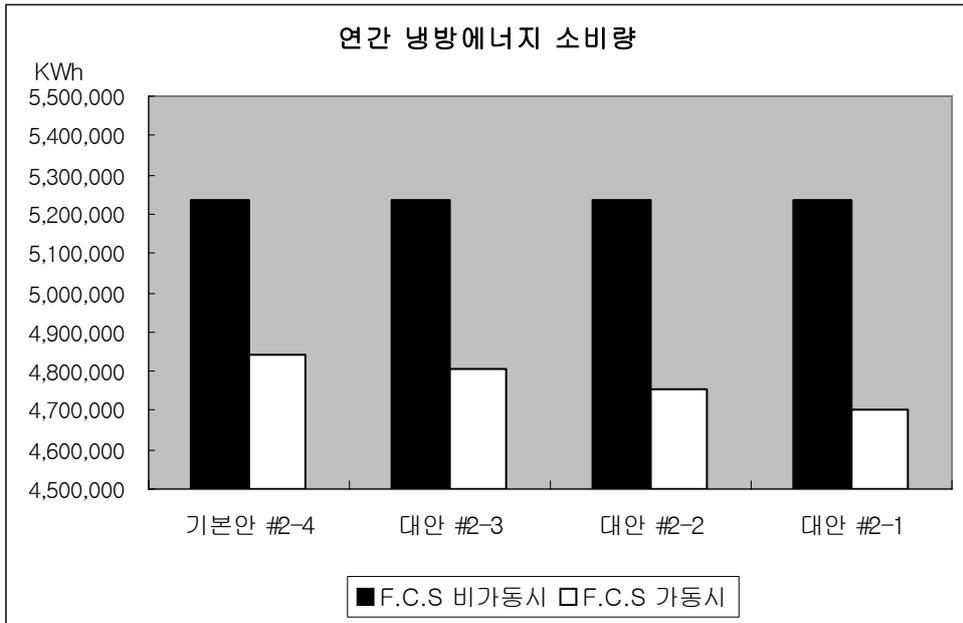


(그림 4.26) 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 10℃)

<표 4.25> 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 10℃)

구 분	연간 냉방에너지 소비량 [kWh]	F.C.S 비가동시 대비	
		절감량 [kWh]	절감비율 [%]
F.C.S 비가동시	5,237,722	-	-
기본안 2-4	4,840,657	397,065	7.58
대안 2-3	4,803,557	434,165	8.29
대안 2-2	4,753,255	484,467	9.25
대안 2-1	4,702,555	535,167	10.22

대상건물에 적용된 열교환기의 냉수측 출구온도가 10℃일 때, 열교환기의 어프로치온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절감량을 산출한 결과, 어프로치온도가 4℃인 기본안과 비교했을 때 3℃는 연간 37,100kWh, 2℃는 연간 87,402kWh, 1℃는 연간 138,102kWh의 에너지가 절감되어 비례적으로 증가하는 것으로 나타났다. 따라서, 어프로치온도가 감소할수록 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과가 증가하는 것으로 나타났다.



(그림 4.27 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 10℃))

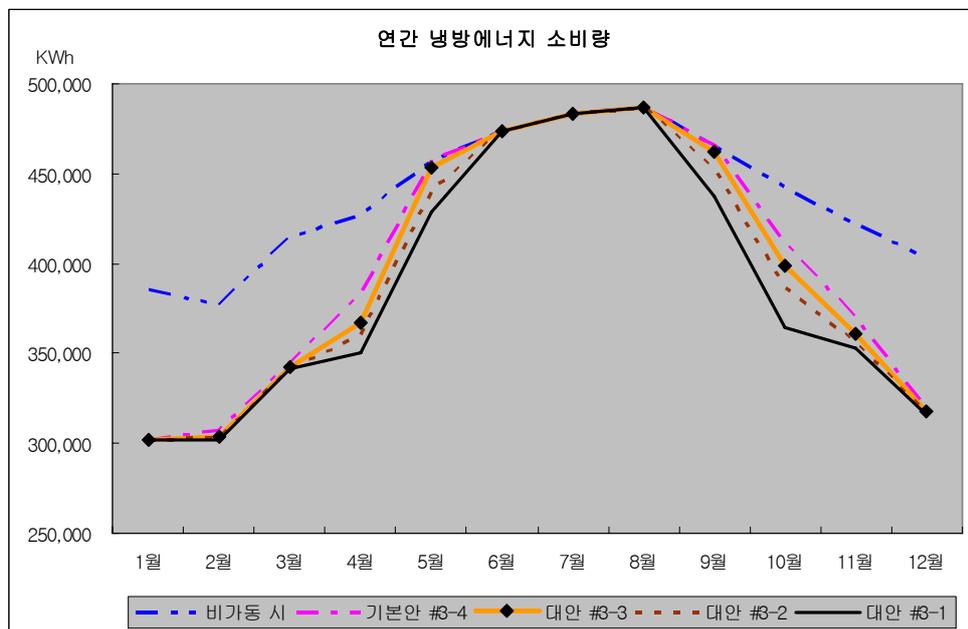
다음 <표 4.25~4.26>과 (그림 4.28~4.29)에 열교환기의 냉수측 출구온도 11℃를 기준으로 열교환기의 어프로치온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량과 외기 냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.25> 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 11℃)

기간	F.C.S 비가동시 [kWh]	기본안 3-4		대안 3-3		대안 3-2		대안 3-1	
		소비량 [kWh]	절감량 [kWh]						
1월	385,585	302,209	83,376	302,209	83,376	302,209	83,376	302,209	83,376
2월	376,738	307,033	69,705	303,819	72,919	302,480	74,258	301,802	74,936
3월	414,521	344,064	70,457	342,397	72,124	341,609	72,912	341,609	72,912
4월	427,160	383,146	44,014	367,041	60,119	359,813	67,347	350,504	76,656
5월	456,995	456,995	-	453,587	3,408	439,985	17,010	428,645	28,350
6월	473,983	473,983	-	473,983	-	473,983	-	473,983	-
7월	483,471	483,471	-	483,471	-	483,471	-	483,471	-
8월	487,016	487,016	-	487,016	-	487,016	-	487,016	-

<표 4.25> 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 11℃(계속))

기간	F.C.S 비가동시 [kWh]	기본안 3-4		대안 3-3		대안 3-2		대안 3-1	
		소비량 [kWh]	절감량 [kWh]	소비량 [kWh]	절감량 [kWh]	소비량 [kWh]	절감량 [kWh]	소비량 [kWh]	절감량 [kWh]
9월	465,830	465,830	-	462,232	3,598	452,480	13,350	437,350	28,480
10월	441,724	411,465	30,259	399,059	42,665	386,824	54,900	364,324	77,400
11월	421,815	369,533	52,282	360,569	61,246	355,796	66,019	352,907	68,908
12월	402,884	318,812	84,072	317,872	85,012	316,889	85,995	315,836	87,048
합계	5,237,722	4,803,557	434,165	4,753,255	484,467	4,702,555	535,167	4,639,656	598,066

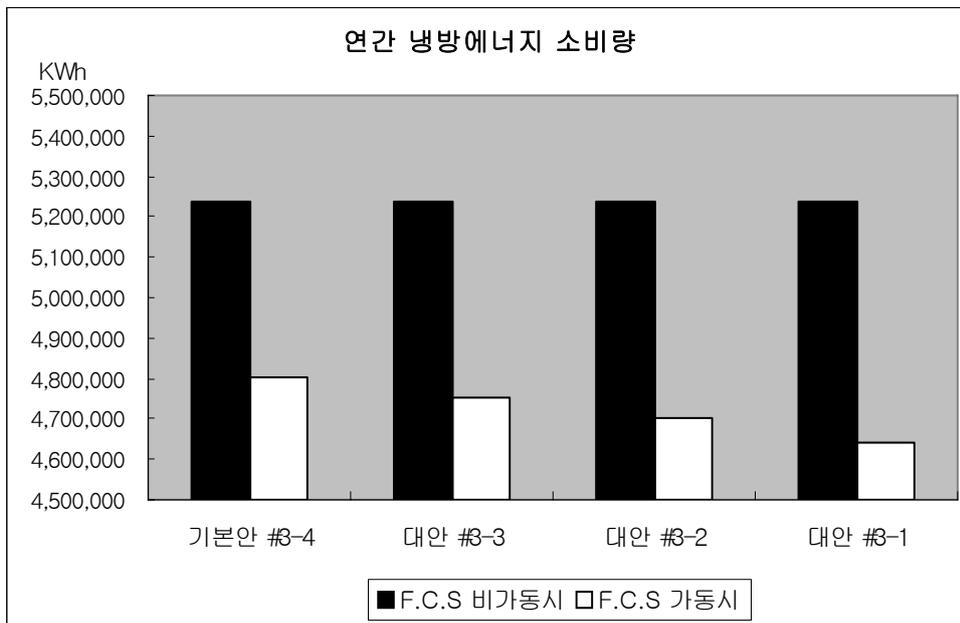


(그림 4.28) 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 11℃)

대상건물에 적용된 열교환기의 냉수측 출구온도가 11℃일 때, 열교환기의 어프로치온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 어프로치온도가 4℃일 때 연간 4,803,557kWh, 3℃일 때 연간 4,753,255kWh, 2℃일 때 연간 4,702,555kWh, 1℃일 때 연간 4,639,656kWh의 냉방에너지가 소비되었다.

<표 4.26> 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 11℃)

구 분	연간 냉방에너지 소비량 [kWh]	F.C.S 비가동시 대비	
		절감량 [kWh]	절감비율 [%]
F.C.S 비가동시	5,237,722	-	-
기본안 3-4	4,803,557	434,165	8.29
대안 3-3	4,753,255	484,467	9.25
대안 3-2	4,702,555	535,167	10.22
대안 3-1	4,639,656	598,066	11.44



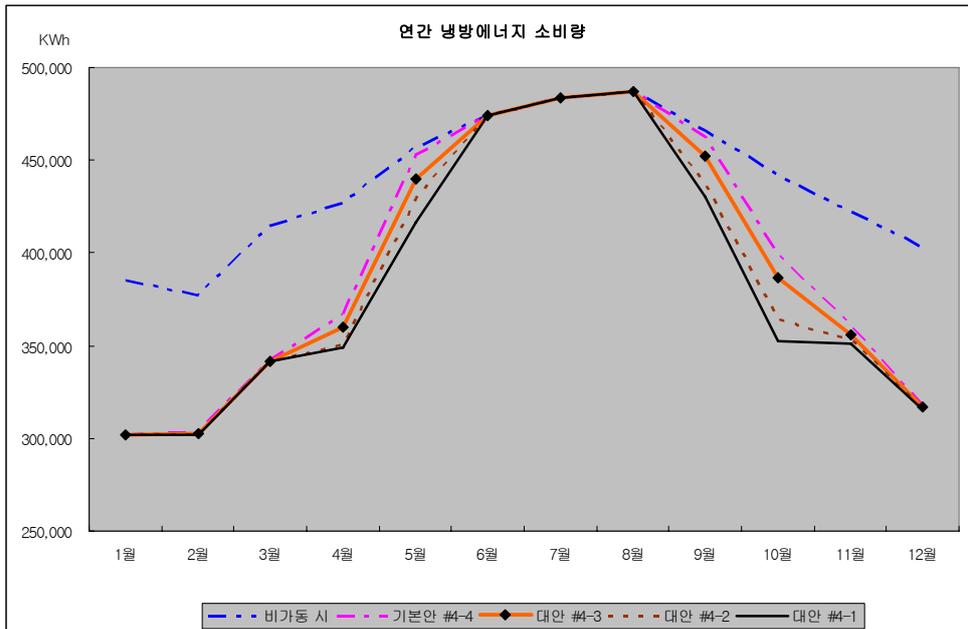
(그림 4.29) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 11℃)

대상건물에 적용된 열교환기의 냉수측 출구온도가 11℃일 때, 열교환기의 어프로치온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절감량을 산출한 결과, 어프로치온도가 4℃인 기본안과 비교했을 때 3℃는 연간 50,302kWh, 2℃는 연간 101,002kWh, 1℃는 연간 163,901kWh의 에너지가 절감되어 비례적으로 증가하는 것으로 나타났다. 따라서, 어프로치온도가 감소할수록 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과가 증가하는 것으로 나타났다.

다음 <표 4.27~4.28>와 (그림 4.30~4.31)에 열교환기의 냉수측 출구온도 12℃를 기준으로 열교환기의 어프로치온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량과 외기 냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 나타냈다.

<표 4.27> 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 12℃)

기간	F.C.S 비가동시 [kWh]	기본안 4-4		대안 4-3		대안 4-2		대안 4-1	
		소비량 [kWh]	절감량 [kWh]	소비량 [kWh]	절감량 [kWh]	소비량 [kWh]	절감량 [kWh]	소비량 [kWh]	절감량 [kWh]
1월	385,585	302,209	83,376	302,209	83,376	302,209	83,376	302,209	83,376
2월	376,738	303,819	72,919	302,480	74,258	301,802	74,936	301,802	74,936
3월	414,521	342,397	72,124	341,609	72,912	341,609	72,912	341,609	72,912
4월	427,160	367,041	60,119	359,813	67,347	350,504	76,656	348,980	78,180
5월	456,995	453,587	3,408	439,985	17,010	428,645	28,350	416,549	40,446
6월	473,983	473,983	-	473,983	-	473,983	-	473,983	-
7월	483,471	483,471	-	483,471	-	483,471	-	483,471	-
8월	487,016	487,016	-	487,016	-	487,016	-	487,016	-
9월	465,830	462,232	3,598	452,480	13,350	437,350	28,480	430,230	35,600
10월	441,724	399,059	42,665	386,824	54,900	364,324	77,400	352,324	89,400
11월	421,815	360,569	61,246	355,796	66,019	352,907	68,908	351,195	70,620
12월	402,884	317,872	85,012	316,889	85,995	315,836	87,048	315,836	87,048
합계	5,237,722	4,753,255	484,467	4,701,555	535,167	4,639,656	598,066	4,605,204	632,518

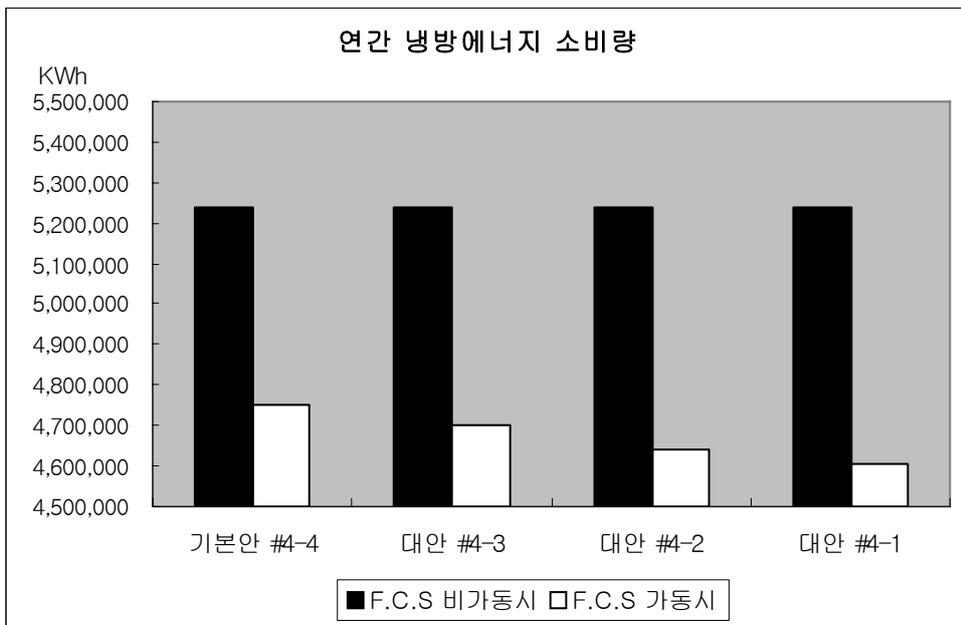


(그림 4.30) 어프로치 온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량 (냉수측 출구온도 12℃)

대상건물에 적용된 열교환기의 냉수측 출구온도가 12℃일 때, 열교환기의 어프로치온도에 따른 월별 냉방에너지 소비량을 산출한 결과, 어프로치온도가 4℃일 때 연간 4,753,255kWh, 3℃일 때 연간 4,702,555kWh, 2℃일 때 연간 4,639,656kWh, 1℃일 때 연간 4,605,204kWh의 냉방에너지가 소비되었다.

<표 4.28> 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 12℃)

구 분	연간 냉방에너지 소비량 [kWh]	F.C.S 비가동시 대비	
		절감량 [kWh]	절감비율 [%]
F.C.S 비가동시	5,237,722	-	-
기본안 4-4	4,753,255	484,467	9.25
대안 4-3	4,702,555	535,167	10.22
대안 4-2	4,639,656	598,066	11.44
대안 4-1	4,605,204	632,518	12.08



(그림 4.31) 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 (냉수측 출구온도 12℃)

대상건물에 적용된 열교환기의 냉수측 출구온도가 12℃일 때, 열교환기의 어프로치온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절감량을 산출한 결과, 어프로치온도가 4℃인 기본안과 비교했을 때 3℃는 연간 50,700kWh, 2℃는 연간 113,599kWh, 1℃는 연간 148,051kWh의 에너지가 절감되어 비례적으로 증가하는 것으로 나타났다. 이 경우 에도 어프로치온도가 감소할수록 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과가 증가하는 것으로 나타났으며, 다음 장에서 열교환기의 어프로치온도에 따른 경제성 평가를 통해 최적의 온도를 선정하고자 한다.

4.4 소 결

이 장에서는 앞서 수행된 국내 교환국사 건물을 대상으로 TRNSYS 프로그램을 이용하여 시뮬레이션을 구성하였으며, 대상건물과 동일한 조건으로 모델링하여 시뮬레이션의 경계조건을 입력하였다. 이를 이용하여 외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 에너지 절약효과와 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 영향을 미치는 실내발열, 외기냉수냉방 시스템의 설정온도, 열교환기의 어프로치 온도를 변수로 설정하여 변수별 에너지 절약효과를 정량적으로 분석하였다.

대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템은 10월부터 4월까지 가동되어 냉방 에너지가 절감되고 있었으며, 12월부터 3월까지 높은 에너지 절약효과를 보이는 것으로 나타났다. 특히 월평균 외기의 습구온도가 가장 낮은 1월에 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과가 가장 큰 것으로 나타났다.

(1) 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과

대상건물의 실내발열 100%를 기준으로 실내발열 조건을 10%씩 50%까지 점차 감소시켜가며 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 및 경제성 평가를 실시한 결과, 내부발열량이 높은 경우에서 에너지 절약효과가 크게 나타남에 따라 지속적인 내부발열이 형성되는 존에 적용하는 것이 바람직하다.

(2) 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 에너지 절약효과

외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 설정온도는 외기의 습구온도 5℃이하일 때 가동되는 것으로 시스템이 설계되어있다. 한편, 외기냉수냉방 시스템의 이론적 고찰 및 국외 적용된 사례를 통해 외기의 습구온도가 8℃미만까지도 외기냉수냉방 시스템을 가동할 수 있는 것으로 조사되었으며, 대상건물의 현장조사를 통해 실제적으로 외기의 습구온도 8℃미만에서 가동되는 것을 확인하였다. 따라서, 외기냉수냉방 시스템의 설정온도를 1℃씩 8℃까지 증가시켜 시뮬레이션을 실시한 결과, 외

기냉수냉방 시스템의 설정온도가 8℃일 때 연간 9.25%의 에너지가 절약되며, 이는 기본안 대비 30.34%까지 증가되었으며, 5월과 9월에도 일부 외기냉수냉방 시스템의 사용이 가능함으로 에너지 절약효과를 최대화하기 위해 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘에 의한 자동제어를 통해 외기의 습구온도 8℃일 때 외기냉수냉방 시스템이 운영된다면 에너지 절약효과는 높을 것으로 판단된다.

(3) 열교환기의 어프로치온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과
외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 영향을 미치는 열교환기의 어프로치온도를 설계된 4℃를 1℃까지 낮춰 시뮬레이션을 실시하여 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석한 결과, 열교환기의 어프로치온도가 낮을수록 외기냉수냉방 시스템으로 인한 에너지 절약효과가 증대되어 열교환기의 어프로치온도가 낮은 것을 활용하는 것이 외기냉수냉방 시스템으로 인한 에너지 절약효과가 높을 것으로 판단된다.

제 5 장 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석

이 장에서는 앞장의 외기냉수냉방시스템의 에너지 성능 분석에 대해 실제 설계 및 운영 상태를 가정하여 일반냉방시스템 및 외기냉수냉방 시스템과의 조합운전의 경제성을 비교 분석한다. 외기냉수 냉방 시스템의 초기투자 및 운전비용을 동일건물에서 에너지 성능 요인에 대해 비교하여 투자회수기간 분석법으로 경제성분석을 수행하였다.

5.1 경제성 분석의 개요

5.1.1 경제성 분석의 방법

설비 시스템 선정 시 경제성 분석의 목적은 보다 적은 비용으로 목적하는 성능의 시스템을 선정하는 것이다. 이러한 분석은 설비시스템뿐만 아니라 일반 기자재 선정시에도 동일한 목적으로 조사, 분석하는 과정을 거치게 된다. 조사 분석의 근간을 이루는 중요한 요소는 크게 초기투자비(initial cost)와 운전 및 유지관리비용(running cost)이다. 아래 <표 5.1>은 일반건물의 건설비 및 유지비용을 조사한 것으로 생애주기 동안에 초기 건설비용의 약 5~6배의 비용이 전체 건물관리비용으로 사용되고 있는 것을 보여주고 있다. 이러한 경향은 과거에는 초기투자비가 가장 중요한 요소로 시스템을 선정했던 것과는 다르게 에너지 가격의 상승과 불확실성, 그리고 인건비의 상승으로 유지관리비가 보다 중요한 변수로 떠오르게 되었기 때문이다. 따라서 근래에는 컴퓨터 프로그램을 이용하여 보다 정밀한 분석방법을 거쳐 시스템을 선정하고 있다. 이러한 분석방법은 특히 새로운 에너지 절약 시스템을 적용하려고 할 때 초기투자비에 대한 회수기간을 산정해 봄으로써 건물주나 시스템 결정권자로 하여금 보다 용이하게 시스템을 선정할 수 있도록 도와주고 있다.

<표 5.1> 건물의 유지관리 비용(일본 관청의 사무소 건물)

비용항목	비율(%)
기획, 설계비	0.4
건설비	15.9
유지관리비	83.5
폐기처분비	0.4
합계	100

$$\begin{array}{|c|} \hline \text{초기투자비} \\ \text{회수기간} \\ \text{(년)} \\ \hline \end{array} = \begin{array}{|c|} \hline \text{추가된} \\ \text{초기투자비} \\ \text{(IC)} \\ \hline \end{array} \div \begin{array}{|c|c|c|} \hline \text{절약된} & & \text{기타} \\ \text{운전관리비용} & + & \text{고려비용} \\ \text{(RC)} & & \\ \hline \end{array}$$

검토 시스템 설계 및 공사 에너지 및 수리, 관리비용 이자율, 할인율 등

(그림 5.1) 초기투자비의 회수기간 개념

5.1.2 경제성 분석의 주요 인자

경제성 분석에 영향을 미치는 주요 인자는 크게 다음과 같이 분류할 수 있다.

1) 이자율과 할인율

이자란 현재의 금액을 미래의 금액으로 환산하는 방법으로 주로 초기투자비에 대한 향후 몇 년 후의 금액을 나타내는 방법이다. 할인율은 향후 몇 년 후의 금액을 현재의 금액으로 환산하여 적용할 때 사용하며 이때 고려하는 할인기간은 대상 시설물의 내용연수 미만으로 해야 하며 할인율은 보통 이자율로 대체하여 사용한다.

2) 인플레이션

물가의 상승률을 고려한 것으로 과거 및 현재, 그리고 예상 가능한 인플레이션을 고려하여 값을 결정한다.

3) 내용연수

내용연수는 건물이나 시설물이 제 기능을 할 수 없을 때까지의 기간을 말하여 내용연수에 영향을 미치는 요소는 물리적인 노후화뿐만 아니라 기능적, 경제적 노후화까지를 고려한 실질 내용연수를 의미한다. 어느 시점의 경제성을 논하고자 할 때는 그 시점의 경과연수를 의미한다. 그러나 건물이나 설비시스템의 내용연수는 초기시공 및 그 동안의 관리 상태에 따라 차이가 많이 발생하기 때문에 객관적인 측면에서 법적 내용연수(account life)를 기준으로 하기도 한다.

<표 5.2> 법적 내용연수 (1995.3.30 세법개정)

분류	기준내용연수 (하한 ~ 상한)	구 조
건축물	20년(15 ~ 25)	연와조, 블록조, 콘크리트조, 토조, 토벽조, 목조 등의 건축물
	40년(30 ~ 50)	철골조, 철근콘크리트조, 석조, 연와조 등의 건축물

4) 불확실성

경제성 분석은 미래의 가치를 현재의 시점에서 몇 가지 주요 요소를 고려하여 판단하는 방법으로 항상 불확실성을 내포하고 있다. 즉, 이자율, 할인율, 내용연수 예측 등이 그것이다. 이러한 불확실성을 최소화하기 위해서 데이터의 축적, 감도분석기법 등을 통하여 보완하고 있다.

5.1.3 경제성 분석 기법

경제성 분석은 대안 선정 시 고려되는 항목이나 보다 구체적인 건물의 경제적 가치를 계산하기 위해서는 경제적인 분석이 필요하다. 이러한 경제성 분석방법에는 여러 가지가 있으니 설비적인 측면에서는 초기투자비를 몇 년 안에 회수할 수 있는가가 더욱 중요하게 취급되고 있다. 건물의 성능개선을 위한 포괄적인 장기분석에는 라이프 싸이클 비용분석(LCC : Life Cycle Cost Analysis), 순이익분석(B-C, Net Benefit Analysis) 등이 있다. 이러한 경제성 분석방법은 건물주의 입장이나 이해관계에 따라 다르게 되므로 각 방법의 내용과 특징을 충분히 이해하여 가장 적합한 방법을 적용하는 것이 중요하다.

1) 투자회수기간분석 (DPB : Discount Payback Analysis)

초기투자비의 신속한 회수를 주목적으로 하는 분석방법으로 건물의 생애주기 동안에 발생하는 여러 가지 제 비용이나 이익에 대한 고려가 부족한 특징을 가지고 있다. 그러나 비교가 아주 단순하고 이해하기가 쉬워 일반적인 단순비교방법으로 널리 적용하는 방법이다. 주로 기존 시스템과 새로운 시스템의 비교 또는 에너지 절약기구나 시스템 선정 시 타 시스템과 비교할 때 흔히 이용하는 기법이다.

2) 라이프 싸이클 비용분석 (LCC : Life Cycle Cost Analysis)

건물의 성능개선에 있어서 LCC란 성능개선을 위한 초기투자비와 에너지 절약 비용, 유지관리를 위한 인건비, 개보수 교체비용, 각종 설비의 수명 이후의 잔존가치까지를 모두 합산한 비용과의 관계이다. 따라서 목적하는 건물의 성능을 향상시키면서 가장 낮은 LCC를 갖는 성능개선이 보다 성공적이라고 할 수 있다. LCC분석은 설비의 수명기간 동안에 발생하는 모든 경제적 비용을 포함하게 되므로 건물의 생애 주기 동안에 지출되는 에너지비용을 포함한 전체적인 유지관리비용이 중요한 비중을 차지하게 된다. 설비의 경제성 분석시 자주 사용하는 분석방법으로 열 회수 시스템, 자연에너지 이용, 에너지 절약적인 시스템 적용 등 초기투자비의 증대를 가져오는 각종 시스템의 선정여부를 고려할 때 흔히 적용하는 분석방법이다.

3) 순이익 분석 (Net Benefit Analysis)

성능개선을 통해 주어진 기간에 얻을 수 있는 이익의 총액(Benefit)과 성능개선을 위해 투자한 비용의 차이를 구하는 방식이다. 성능개선 후 얻어지는 이익은 비용 절감액으로서 성능 개선 전과 후의 에너지 및 인건비, 개보수 비용의 절감액을 의미한다. 이러한 비용 절감을 금전적으로 환산함으로써 성능개선 효과를 보다 손쉽게 이해할 수 있을 것이다.

4) 수익/비용 비율분석 (SIR : Saving-to-Investment Ratio Analysis)

성능개선을 통해 일정기간에 얻어진 경제적 이득(수익)을 성능개선을 위한 투자비(비용)로 나눈 값이다. 따라서 1보다 큰 값을 가져야 성능개선 효과가 있게 된다. 따라서 이 방법은 어느 한 시스템을 평가하기 위한 방법이라기보다는 여러 가지 시스템을 놓고 그 경제성의 우선순위를 고려할 때 적용하는 분석방법이다.

5) 내부보수율분석 (IRR : Internal Rate Return Analysis)

투자자가 경제적 손해를 입지 않도록 일련의 수익과 투자를 갈게 만드는 이자율을 말하며 투자에 대한 수익성을 비교할 때 널리 사용된다. 따라서 건물의 수명 또는 분석기간 동안에 경제적 이득의 합이 성능개선을 위한 투자비와 같아지는 이자율을 말하며 이때 계산된 IRR이 건물주가 기대할 수 있는 초기투자비에 대한 최소의 이자율(보수율)보다 높을 때 그 투자는 경제적이라고 볼 수 있다.

5.2 경제성을 고려한 시스템 선정

5.2.1 시스템 선정 과정

건물설비의 경우는 설비의 설계, 시공과 관련한 초기투자비(IC, initial cost)와 운전 및 보전을 위한 유지관리비(RC, running cost)로 나눌 수 있다. IC와 RC는 설비장비나 시스템을 선정할 때 매우 중요한 사항으로 서로 밀접한 관계를 가지고 있다. 장비나 시스템을 교체할 때 기존 장비에 비해 IC와 RC가 모두 최소로 되는 설계가 바람직하다. 이러한 경우 가장 경제적인 설계를 하기 위해서 LCC 기법을 이용하게 된다. 그러나 이러한 LCC 설계란 LCC를 정확히 계산하여 최소한의 경비를 산출하는 데 그 목적이 있는 것이 아니라 LCC를 하나의 목적하는 기능을 수행하기 위한 최적설계에 접근하기 위한 수단으로 진행과정이라고 할 수 있다. 경제적인 시스템 선정을 위한 과정으로 다음 사항이 고려된다.

1) 설계의 목표의 명확성 - 추구하고자 하는 목적을 분명히 하여야 한다. 이는 건물의 용도와 밀접한 관계를 가지고 있다. 공기조화 설비를 한다면 실의 공조 환

경의 수준을 어느 정도로 하여야 하는 지 목표치를 먼저 결정해야 한다.

2) 시스템 선정 - 설계의 목표치에 접근하기 위해 적용 가능한 장비 및 시스템을 조사한다. 이는 건물의 용도, 특성, 규모, 등을 고려하게 된다.

3) 예산의 범위 및 융통성 - IC단계로 추구하고자 하는 설계목표치를 달성하기 위해 예산은 가능한지를 확인한다. 예산의 융통성이 불가능하다면 목표치에 어느 정도 미달하며 그러한 정도가 실의 사용에 어떠한 결과를 가져올 수 있는지를 검토한다. 따라서 예산에 의해 설계의 목표치가 다시 피드 백(feed back) 되어 수정할 수 있다. 이러한 비교 검토를 위해서는 건물용도별 장비 및 시스템에 따른 추정 공사비에 대한 자료의 축적이 필요하며 이러한 자료는 기존의 신축 건물을 통해서 비교적 정확한 자료를 구할 수 있다.

4) 유지관리비 - RC단계로 정확한 계산이 매우 어렵다. 이는 유지관리비가 단순히 관리자의 인건비나 연료비에 국한되지 않고 사용 상태 즉, 시스템의 운전 및 관리, 그리고 건물의 특성, 운영 시스템 등 여러 가지 요인에 의해 개보수 비용이 매우 다르게 나타나기 때문이다. 건물 설비의 경우 이러한 요소를 모두 감안하여 계산한다 하더라도 실제로는 건물주나 관리자에 의해 다르게 운영될 수 있기 때문에 몇 가지 주요 요소만을 대상으로 실제상황과 근접한 조건을 상정하여 수(manual) 계산이나 실제 관리사례 그리고 프로그램을 이용한 시뮬레이션(simulation)등을 통해 추정하고 있다.

5) RC의 최소화 방안 연구 - 기본 장비나 설비시스템에서 유지관리를 최소화시킬 수 있는 방안을 강구한다. 공조시스템에서는 폐열회수나 자연에너지 이용과 같은 에너지 절약방안이 대표적인 예가 될 것이며 그밖에 시스템의 자동화로 인한 인건비 절감 등이 될 수 있다.

6) 기타사항 - LCC가 IC와 RC의 관계이지만 실제 설비를 관리하는 입장에서는 관리의 편리성 및 제어성, 대응성, 신뢰성 등을 고려하지 않을 수 없다. 이들 요소는 비용으로 환산이 매우 불명확할 뿐만 아니라 새로운 장비나 시스템의 경우 내구연한이나 운전과정에서의 발생할 수 있는 각종 트러블(trouble)이 전체적으로 검증되지 않았기 때문에 정량적인 분석이 곤란한 경우가 많다. 따라서 시스템 선정에 직, 간접으로 관여하는 건물 종사자는 그 동안의 관련 자료, 사례, 중요도 등을 참고로 해야 할 것이다.

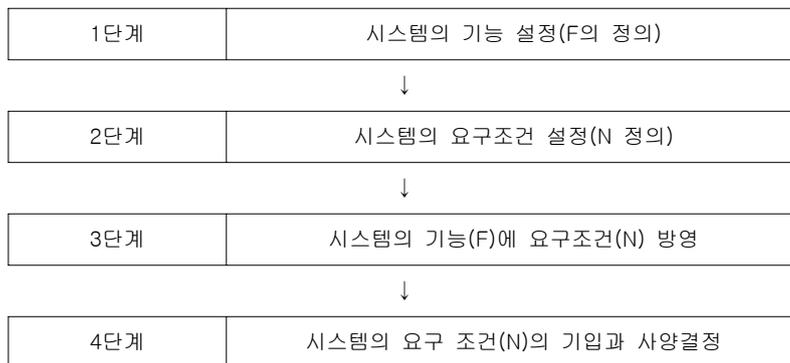
7) 시스템 선정 - 시간의 경과에 따른 IC와 RC와의 관계를 정리한다. 이들 결

과는 경제성 공학에 따라 이자율의 최대까지를 대체 안으로 고려하여 최적의 시스템을 결정하게 되며 이때 기타 고려 요소로서 비용환산이 곤란한 운영 및 관리측면을 고려하여 어느 정도의 가중치를 부여하여 결정하게 된다.

5.2.2 경제성을 고려한 설계

1) 초기투자비 최소화 설계

설비시스템을 결정할 때 최고, 최상의 시스템을 결정하는 것이 아니라 그 기능을 만족하면서 비용을 최소로 하는 설계과정을 말한다. 이러한 설계개념으로 FCNA(function cost needs analysis)설계란 기능을 만족하는 범주 내에서 RC를 올리지 않고 IC의 한계치를 설정하여 설계하는 방식으로 각 기능을 좀 더 세분하여 각 기능별 제 기능을 발휘할 수 있는 범위에서 좀 더 저렴한 장비나 수단을 찾아내는 과정이다. 이를 위해서는 F(function) & N(needs)과의 관계가 성립된다. 즉, F는 설비의 주체가 되는 장비나 설비시스템의 기능이 되며 N은 건물이 요구하는 요건을 충족시키기 위한 것으로 F에 대한 요구조건이나 필요성을 나타낸다. 따라서 F는 설비의 주체로서 기계적(mechanical)인 측면이라고 할 수 있고 N은 건물이 요구하는 환경적인(environmental) 측면이 강하다. 따라서 N의 요구에 의해 F는 교체, 개선, 보완의 필요한 사양을 구성하는 수단이라고 할 수 있다. 설계과정은 (그림 5.2)와 같다.



(그림 5.2) IC 최소화 설계 과정

2) 유지관리비 최소화 설계

IC를 높이지 않고 유지관리비를 최소화(MP, maintenance minimum)하여 경제성을 높이는 LCC설계방법이다. 이를 위해서는 각 설비 시스템에 따른 RC관련 DB(data base)가 필요하며 여기에는 설비의 에너지 절약을 위한 여러 가지 방안

의 강구, 설비 및 시스템의 신뢰성, 보전성, 조작성, 안전성, 편리성 확보를 위한 시스템이 논의되어야 한다. 장비의 선정 및 A/S 시스템 고려, 인건비 절감을 위한 인력관리 시스템 정비 및 숙련자 확보 등이 필요하다.

5.3 초기투자비 산정

새로운 시스템의 선정 시 중요하게 고려되는 요소인 경제성 분석을 위해 모델 건물을 대상으로 일반냉방방식과 외기냉수냉방방식을 적용했을 경우를 실제 설계 및 적산과정을 거쳐 비교하고자 한다.

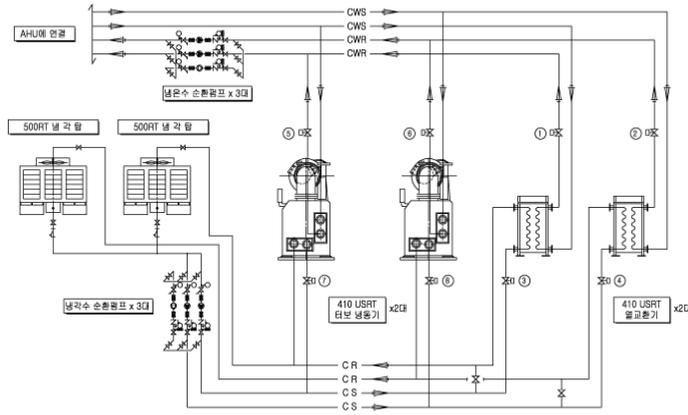
5.3.1 건물 및 시스템 개요

1) 건물개요

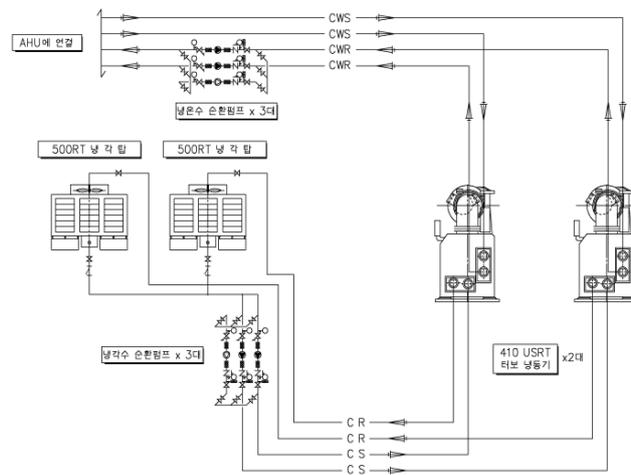
초기투자비 분석을 위한 모델 건물은 앞장에서 에너지 성능분석을 실시한 교환국사로서 건물의 특성은 <표 4.1> 및 (그림 4.3)와 같다. 겨울철 냉방이 필요로 하는 실은 3~8층의 교환 장비실로 겨울철 냉방을 냉동기를 가동하지 않고 외기를 이용한 냉수로 냉방을 하는 외기냉수 냉방시스템이 적용된 곳이다. 외기냉수냉방 시스템이 적용된 교환 장비실의 전체 면적은 11,204 m²이다.

2) 시스템 개요

적용된 외기냉수 냉방시스템은 오염가능성이 큰 냉각수로부터 시스템을 보호하기 위해 열교환기를 이용한 냉방시스템을 적용하였다. (그림 5.3)는 외기냉수냉방 시스템의 흐름도 및 전체 계통을 나타낸 것이고 (그림 5.4)은 일반적인 냉방시스템의 흐름도 및 계통도를 나타낸 것이다. 외기냉수 냉방 시스템이 작동하기 위해서는 밸브 ①②③④ 은 열리고 ⑤⑥⑦⑧ 은 닫히게 되며 외기냉수 냉방시스템을 적용하지 못 할 때는 반대가 된다. 밸브의 open-close는 전동식으로 중앙제어시스템으로 작동하게 된다.



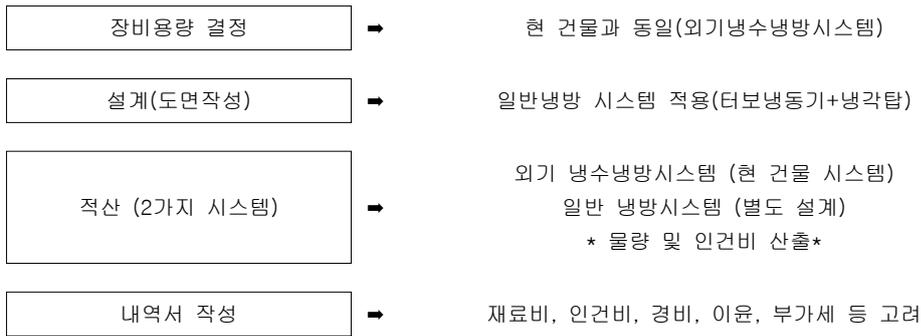
(그림 5.3) 외기냉수냉방시스템의 흐름도



(그림 5.4) 일반냉방시스템의 흐름도

3) 초기투자비 산출 과정

냉동기의 용량은 현재 건물에 설치된 냉동기 용량과 동일하게 적용하며 배관의 구성은 외기냉수 냉방시스템은 현 시스템을 적용하고 일반 냉방시스템은 별도로 설계하여 적용한다. 초기투자비의 차이는 기계실에서 열교환기를 비롯한 배관구성에서 비롯되며 냉각탑을 비롯한 냉각수 입상관은 외기냉수냉방 시스템을 적용한 경우와 적용하지 않는 경우가 동일하기 때문에 건적 산출에서 제외한다. 다음 (그림 5.5)은 설계 및 적산의 과정을 나타낸 것이다.



(그림 5.5) 설계 및 적산과정

4) 주요 냉방관련 장비용량

현재 적용되어 운전가동중인 외기 냉수냉방 시스템의 장비용량은 <표5.3>과 같다. 하절기의 일반냉방 시스템이란 터보냉동기를 이용하여 5℃ 냉수를 공기조화기에 공급하여 냉방하는 방식이다.

<표 5.3> 현재 운전 중인 외기냉수냉방 시스템의 주요 장비³⁸⁾

장비명	형식	용량	수량	비고
터보냉동기	압축식	410 USRT	2	동절기-외기냉수냉방시스템 운전 하절기-일반냉방시스템 운전
냉각탑	직교류형	500RT	2	동절기-외기냉수냉방시스템 운전 하절기-일반냉방시스템 운전
열교환기	판형	410 USRT	2	동절기-외기냉수냉방시스템 운전 하절기-정지
냉수순환펌프	인라인	4,135lpm× 40m×37kW	3	동절기-외기냉수냉방시스템 운전 하절기-일반냉방시스템 운전
냉각수순환펌프	인라인	5,170lpm× 31m×45kW	3	동절기-외기냉수냉방시스템 운전 하절기-일반냉방시스템 운전

5.3.2 초기투자비 산정

초기투자비 산정은 전체 냉방시스템을 적산하지 않고 기계실 부분에서 일반냉방 시스템을 적용하였을 경우와 외기냉수냉방시스템을 적용하였을 경우와 단순 비교하였다. 초기투자비에 대한 공사원가계산서는 재료비, 노무비, 경비, 일반관리비, 이윤, 부가세로 크게 나누어지며 본 조사에서도 실행가격을 위한 내역서이기 때문에 이를 전부 고려하고자 한다. 다음 (그림 5.6)은 공사원가 계산서의 구성을 나타낸 것이다.

38) 서울소재, 00 교환국사, 지하2층 지상8층 연면적 22,122.68㎡ 설계도면 참조

순 공 사 원 가	재료비	직접재료비	
		간접재료비	
	노무비	직접노무비	
		간접노무비	
	경비	전력비	
		수도광열비	
		보험료	
		교통비	
		복리후생비	
		소모품비	
		기타	
	일반관리비(순공사 원가의 ○%)		
	이 율 (공사원가+일반관리비의 15%)		
총 공사 원 가			
부 가 세 (총 원가의 10%)			
총 공사 비			

(그림 5.6) 공사원가 계산서의 구성

공사비 구분은 장비설치공사와 관련 배관공사로 구분하여 적산한다. 장비설치공사라 함은 냉동기, 냉각탑, 열교환기, 펌프류를 의미하며 관련배관공사는 이들 장비를 연결하는 각종 배관 및 밸브류, 제어 등이 포함된다.

<표 5.4>와 <표 5.5>은 일반냉방시스템과 어프로치 온도에 따른 외기냉수 냉방시스템의 직접재료비와 노무비의 산출 내역을 나타낸 것이다. 일반냉방시스템의 경우 터보냉동기와 펌프 주위배관만을 산출한 금액이며 산출용 기계실 평면도는 (그림 4.8)과 같다. 외기냉수냉방 시스템은 터보냉동기와 펌프, 열교환기의 주위배관만을 적산한 결과로서 산출용 기계실 평면도는 (그림 4.9)과 같다. 재료비와 노무비만을 고려한 일반냉방시스템과 외기냉수냉방시스템의 금액차이는 약 1억3천~1억 4천만원으로 일반냉방시스템을 100%로 할 때 31~35%가 증가됨을 알 수 있다. 그러나 이러한 결과는 모델건물에 한정된 결과로서 건물의 규모 및 외기냉수냉방 시스템을 적용하는 실의 면적, 방법 등에 따라 차이가 발생하게 된다. 특

히 설비 장비 중 냉각탑의 경우 일반 개방형 냉각탑에 동파방지용 전기코일만을 단 순히 설치하는 경우는 금액의 증가가 크지 않으나 밀폐형 냉각탑에 동파방지를 위 한 유체온도 제어시스템을 구비하게 되면 금액은 일반냉각탑에 비해 월등히 증가 하게 된다.

<표 5.4> 일반냉방시스템 초기투자비 :

품명	규격 및 수량	재료비	노무비	합계	
일반 냉방 시스템	터보냉동기	410 USRT×2대	239,600,000	-	239,600,000
	직교류형냉각탑	500 RT×2대	53,600,000	-	53,600,000
	인라인냉수펌프	4,135ℓpm×40m×37kW×3대	30,963,000	-	30,963,000
	인라인냉각수펌프	5,170ℓpm×31m×45kW×3대	23,556,000	-	23,556,000
	노무비(장비설치)	기계설치공, 보통인부	-	6,434,592	6,434,592
	배관공사		27,960,810	28,901,609	56,862,419
	자동제어공사	-	-	-	-
	전기공사	-	-	-	-
	계		375,679,810	35,336,201	411,016,011

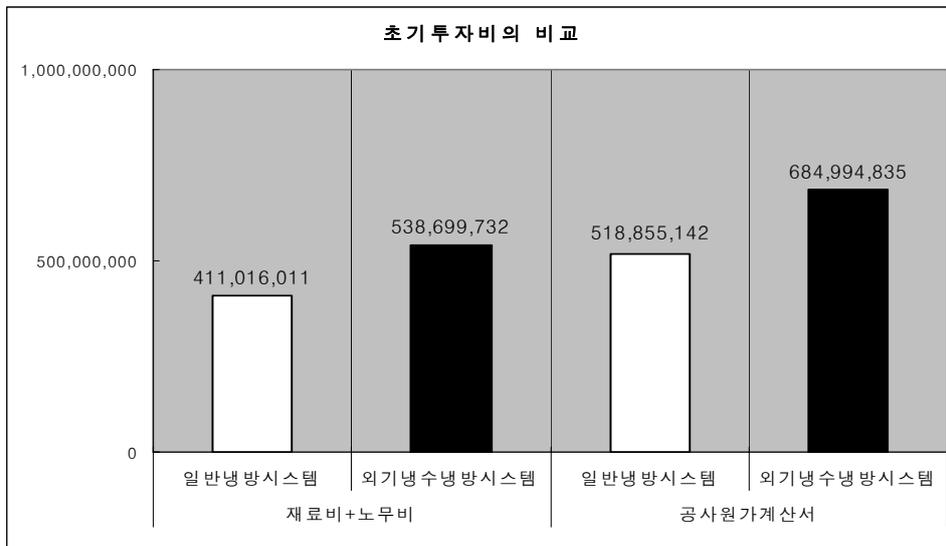
<표 5.5> 외기냉수냉방시스템 초기투자비 : approach 온도 4℃~1℃ 별

품명	규격 및 수량	재료비	노무비	합계	
외기 냉수 냉방 시스템	터보냉동기	410 USRT×2대	239,600,000	-	239,600,000
	직교류형냉각탑	500 RT×2대	93,600,000	-	93,600,000
	열교환기	410USRT×2대(4℃)	30,600,000	-	30,600,000
		410USRT×2대(3℃)	35,700,000	-	35,700,000
		410USRT×2대(2℃)	44,200,000	-	44,200,000
		410USRT×2대(1℃)	57,800,000	-	57,800,000
	인라인냉수펌프	4,135ℓpm×40m×37kW×3대	30,963,000	-	30,963,000
	인라인냉각수펌프	5,170ℓpm×31m×45kW×3대	23,556,000	-	23,556,000
	노무비(장비설치)	기계설치공, 보통인부	-	6,942,720	6,942,720
	배관공사		55,432,603	46,005,409	101,438,012
	자동제어공사	1 식	7,000,000	3,000,000	10,000,000
	전기공사(1식)	전동밸브구동	1,000,000	1,000,000	2,000,000
	계	approach 4℃	481,751,603	56,948,129	538,699,732
		approach 3℃	481,851,603	56,948,129	543,799,732
approach 2℃		495,351,603	56,948,129	552,299,732	
approach 1℃		508,951,603	56,948,129	566,957,012	

다음은 직접재료비와 노무비의 초기투자비를 실행을 위한 공사원가로 구한 것이다. (그림5.6)의 공사원가 계산서의 구성을 기준하여 다음 <표 5.6>에 공사원가 계산의 비교표를 구하였다. 그 결과 (그림 4.8), (그림 4.9)를 기준으로 한 실제 공사를 위한 일반냉방시스템과 외기냉수냉방시스템의 공사비 차이는 약 1억7천~2억원이며 <표 5.6>은 일반냉방시스템을 100%로 할 때 약 32~38%가 증가됨을 나타내고 있다. (그림 5.7)은 이러한 결과를 그래프로 나타낸 것이다. 어프로치온도 4℃를 기준으로 한 일반냉방시스템과 외기냉수냉방 시스템과의 초기투자비를 비교한 그림이다.

<표 5.6> 공사를 위한 초기투자비 비교 (원)

approach 온도	분류	①일반냉방시스템	②외기냉수냉방시스템	차액②-①
4℃	비용	518,855,142	684,994,835	166,139,693
	비율%	100	132	32% 증가
3℃	비용	518,855,142	691,258,244	172,403,102
	비율%	100	133	33% 증가
2℃	비용	518,855,142	701,696,826	182,841,684
	비율%	100	135	35% 증가
1℃	비용	518,855,142	718,405,202	199,550,060
	비율%	100	138	38% 증가



(그림 5.7) 초기투자비의 비교

5.4 외기냉수냉방 시스템의 경제성 평가

5.4.1 운전비용 분석

일반냉방시스템과 외기 냉수냉방 시스템의 운전비용(running cost)은 크게 동력(kW)비와 냉방에너지(kcal)이다. 운전비용은 전기에 의해 구동되는 압축식 터보냉동기와 냉각탑 그리고 펌프가 주 장비이며 열교환기의 주기적인 세관(coil cleaning)작업 비용이다.

냉방에너지(kcal) 절감량은 터보냉동기를 사용하기 때문에 전기사용량(kW)의 절감이며 전기사용량은 냉방에너지와 COP(Coefficient Of Performance)와 밀접한 관계가 있다. 열교환기의 세관 작업은 외기냉수냉방시스템을 도입함으로써 발생하는 비용이므로 고려해야 하며 시설관리인은 겨울철 외기냉수냉방 시스템을 가동할 경우나 일반 냉동기를 가동할 경우 동일한 운전 조건이므로 별도로 추가하지 않아도 된다. 냉각탑을 비롯한 냉수 및 냉각수 순환펌프 역시 일반냉방 시스템에서도 중간기 및 겨울에 운전되어야 하므로 외기 냉수냉방 시스템 가동시 별도로 추가되는 동력이 아니다.

냉동기의 COP를 고려하여 냉방에너지 절감량을 전력량으로 산출한 공식으로 다음의 (식 5-1), (식 5-2), (식 5-3)이 사용되었다. 본 연구에서는 절감된 전력량을 전력비로 환산하여 경제성을 비교하였다.

- * 냉방에너지 절감량(kcal/y) ÷ 860 (kcal/kW) = 냉방에너지 절감량(kW/y) - (식 5-1)
- * 냉방에너지 절감량(kW/y) ÷ COP = 절감동력(kW/y) - (식 5-2)
- * 절감동력(kW/y) × 전력단가(원/kWh) = 절감금액(원/y) - (식 5-3)

5.4.2 대상건물의 경제성 분석

대상건물에 적용된 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 영향을 미치는 변수인 실내발열, 외기냉수냉방 시스템의 설정온도, 열교환기의 어프로치(Approach)온도에 따른 에너지 절약효과를 비용으로 산출하여 외기냉수냉방 시스템의 초기투자비용에 대한 상환기간을 투자회수 기간분석법(DPB)을 이용하여 분석하였다. 종합적인 경제성 분석을 위해서는 LCC분석방법에 의해 건물에서 발생하는 여러가지 제반비용까지를 고려해야 하나 건물에 따른 내.외적인 변수가 많아 본 연구에서는 초기투자비의 회수를 위한 가장 일반적인 방법을 이용하였다. 따라서, 이자율, 할인율, 인플레이션, 내용연수 등에 의한 감각상각 등은 고려는 하

지 않았으며 실내발열량 및 설정온도, 어프로치 온도의 변수별 초기투자에 대한 상환기간으로 1년간의 전력 사용운영비를 기준으로 시뮬레이션을 실시한 결과이므로 건물에 따라서는 실제 적용 결과와는 다소 차이가 있게 된다.

1) 외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 경제성 분석

대상건물은 일반용 전력(을)-고압A를 사용하고 있으며, 다음 <표 5.7>에 일반용 전력(을)-고압A에 대한 전력량 요금기준³⁹⁾을 나타내었다.

<표 5.7> 일반용 전력(을)-고압A의 전력량 요금기준

구 분		기본요금 [원/KW]	전력량 요금[원/kWh]			
시간대	여름철 (7월~8월)		봄·가을철 (4월~6월,9월)	겨울철 (10월~3월)		
일반용 전력(을) - 계약전력 1,000kW 이상						
고압 A	선택I	5,330	경부하	41.30	41.30	41.30
			중간부하	88.20	84.20	73.20
			최대부하	148.10	86.20	101.40
일반용 전력(을) - 계약전력 1,000kW 이상						
구 분		기본요금 [원/KW]	전력량 요금[원/kWh]			
시간대	여름철 (7월~8월)		봄·가을철 (4월~6월,9월)	겨울철 (10월~3월)		
고압 A	선택II	6,130	경부하	37.20	37.20	37.20
			중간부하	82.10	60.10	69.10
			최대부하	144.10	82.10	97.30
일반용 전력(을) - 고압A	시간대	경부하	22:00~08:00			
		중간부하	08:00~10:00 12:00~14:00 17:00~22:00	08:00~16:00 20:00~22:00		
		최대부하	10:00~12:00 14:00~17:00	16:00~20:00		

대상건물에 공급전력에 대한 전력량 요금기준과 실제 대상건물의 전력량 요금을 기준으로 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 대한 전력량 요금을 선정하였다. 또한, 외기냉수냉방 시스템에 의해서 에너지 절약효과가 나타나는 기간이 겨울

39) 한국전력공사, 2004년 3월 1일 시행 전기요금(종합),2004, pp.3~4

철인 10월부터 3월에 해당되므로 이러한 사항을 고려하여 전력량 요금기준을 1kWh당 68원으로 선정하였다.

외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 경제성 평가를 위해 외기냉수냉방 시스템의 연간 절감량을 전력량 요금기준으로 연간 절감액을 산출하였다. 산출된 연간 절감액에 대한 초기투자비용을 고려한 회수기간을 파악하였다. 다음 <표 5.8>에 외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 경제성 평가를 나타내었다.

<표 5.8> 외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 경제성 평가 (어프로치 온도 4℃기준)

연간 절감량 [kWh/y]	전력량요금 [원/kWh]	연간 절감액 [원/y]	초기투자비용 [원/y]	회수기간 [y]
371,700	68	25,275,600	166,139,693	6.6

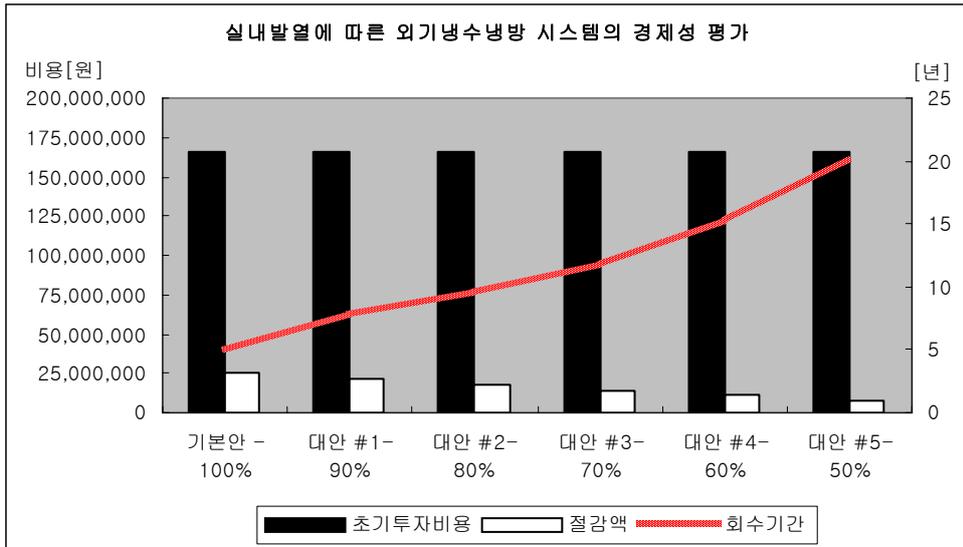
외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 연간 절감액은 25,275,600원으로 산출되었으며, 외기냉수냉방 시스템의 초기투자비용 166,139,693원에 대한 회수기간은 6.6년으로 나타났다.

2) 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석

대상건물을 대상으로 시뮬레이션을 통해 어프로치 온도 4℃를 기준으로 실내발열조건을 10%씩 50%까지 감소시켜 산출된 연간 에너지 절감량을 전력량 요금 기준으로 연간 절감액을 산출하였다. 산출된 연간 절감액에 대한 초기투자비용을 고려한 투자회수기간을 파악하였다. 다음 <표 5.9>과 (그림 5.8)에 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석을 나타내었다.

<표 5.9> 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석

구 분	절감량 [kWh/y]	단 가 [원/kWh]	절감액 [원/y]	초기투자비용 [원/y]	회수기간 (y)
기본안 100%	371,700	68	25,275,600	166,139,693	6.6
대안 1-90%	310,449	68	21,110,532	166,139,693	7.9
대안 2-80%	254,708	68	17,320,144	166,139,693	9.6
대안 3-70%	204,479	68	13,904,572	166,139,693	11.9
대안 4-60%	159,761	68	10,863,748	166,139,693	15.3
대안 5-50%	120,554	68	8,197,672	166,139,693	20.3



(그림 5.8) 실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석

실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석을 실시한 결과, 실내발열에 따른 상환기간은 100%일 때는 6.6년, 90%일 때는 7.9년, 80%일 때는 9.6년, 70%일 때는 11.9년, 60%일 때는 15.3년, 50%일 때는 20.3년으로 상환기간이 늘어났으며, 실내발열 비율이 50%일 때는 100%와 비교했을 때 4배의 차이가 나타나는 것으로 평가되었다. 일반 설비의 수명이 약 15년~20년이며, 초기투자비용을 고려할 때 60%이하로 실내발열이 지속될 때는 위의 검토 대상건물은 경제성 측면에서 보다 신중한 선택이 이루어져야 할 것이다.

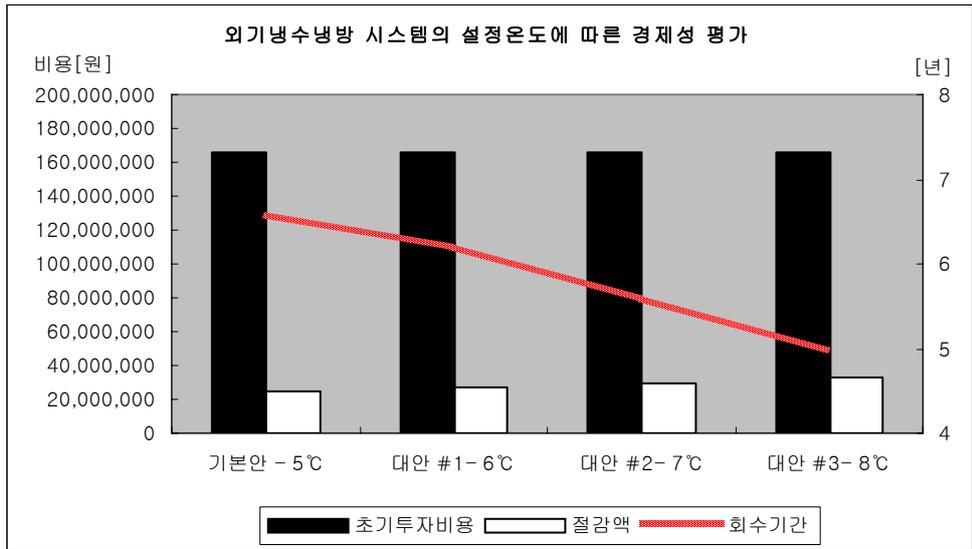
3) 외기냉수냉방 시스템의 외기설정 습구온도에 따른 경제성 분석

대상건물을 대상으로 시뮬레이션을 통해 외기냉수냉방 시스템의 설정 습구온도를 1℃씩 8℃까지 증가시켜 산출된 연간 에너지 절감량을 전력량 요금 기준으로 연간 절감액을 산출하였다. 산출된 연간 절감액에 대한 초기투자비용을 고려한 회수기간을 파악하였다.

다음 <표 5.10>과 (그림 5.9)에 외기냉수냉방 시스템의 설정 습구온도에 따른 경제성 분석을 나타내었다.

<표 5.10> 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 경제성 분석

구분 (습구온도)	절감량 [kWh/y]	단가 [원/kWh]	절감액 [원/y]	초기투자비용 [원/y]	회수기간 (y)
기본안 5℃	371,700	68	25,275,600	166,139,693	6.6
대안 1- 6℃	397,065	68	27,000,420	166,139,693	6.2
대안 2- 7℃	434,165	68	29,523,220	166,139,693	5.6
대안 3- 8℃	484,467	68	32,943,756	166,139,693	5.0



(그림 5.9) 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 경제성 분석

외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 경제성 분석을 실시한 결과, 설정온도가 기본안인 설정온도 5℃WB일 때는 6.6년, 6℃WB일 때는 6.2년, 7℃WB일 때는 5.6년, 8℃WB일 때는 5.0년으로 회수기간이 단축되는 것으로 평가되었다. 따라서, 대상건물은 통신장비의 기기발열이 높기 때문에 외기습구온도 8℃에서도 외기냉수냉방 시스템을 가동할 수 있는 것으로 판단되며, 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘에 의해서 외기습구온도가 8℃일 때 외기냉수냉방 시스템이 활용된다면 외기냉수냉방 시스템으로 얻어지는 경제적인 효과가 클 것으로 사료된다.

4) 열교환기의 어프로치 온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석

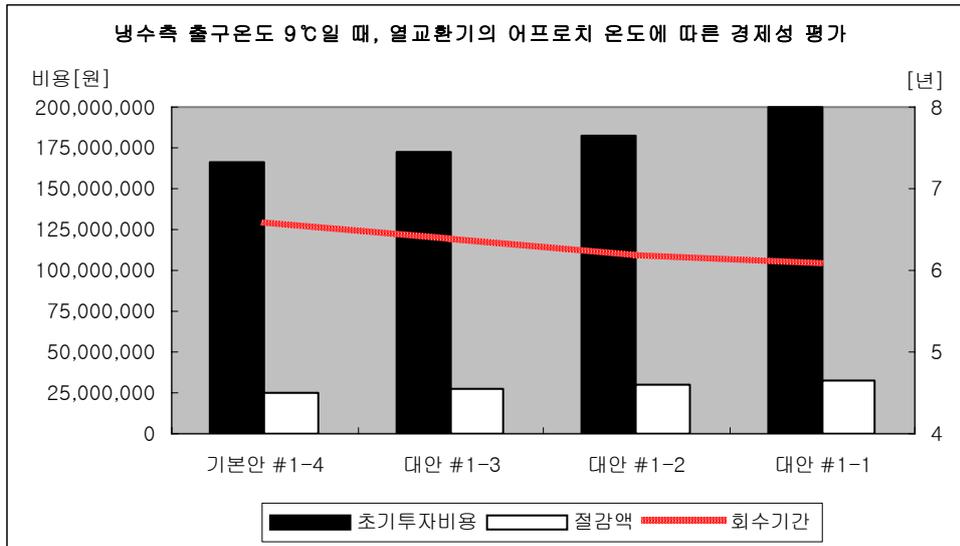
열교환기의 낮은 어프로치 온도는 외기냉수냉방 시스템의 사용기간을 증가시켜 에너지 절약효과가 높은 것을 확인할 수 있었다. 한편, 열교환기의 낮은 어프로치

온도를 적용하기 위해서는 열교환기의 추가적인 비용을 고려해야만 한다. 따라서, 대상건물에 적용된 열교환기의 어프로치 온도를 시뮬레이션을 통해 4℃부터 1℃ 까지 감소시켜 산출된 연간 에너지 절감량을 전력량 요금 기준으로 연간 절감액을 산출하였으며, 연간 절감액에 대한 초기투자비용을 고려한 회수기간을 파악하였다. 또한, 앞 절에서 확인된 외기냉수냉방 시스템의 설정온도에 따른 경제성 평가를 이용하여 냉수측의 출구온도와 열교환기의 어프로치 온도를 고려한 외기냉수냉방 시스템의 경제성 평가도 분석하였다.

(1) 냉수측 출구온도 9℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 평가
 다음 <표 5.11>와 (그림 5.10)에 열교환기의 냉수측 출구온도 9℃를 기준으로 열교환기의 어프로치 온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석을 나타내었다.

<표 5.11> 냉수측 출구온도 9℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석

구 분	절감량 [kWh/y]	단 가 [원/kWh]	절감액 [원/y]	초기투자비용 [원/y]	회수기간 (y)
기본안 1-4℃	371,700	68	25,275,600	166,139,693	6.6
대안 1-3℃	397,065	68	27,000,420	172,403,102	6.4
대안 1-2℃	434,165	68	29,523,220	182,841,684	6.2
대안 1-1℃	484,467	68	32,943,756	199,550,060	6.1



(그림 5.10) 냉수측 출구온도 9℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석

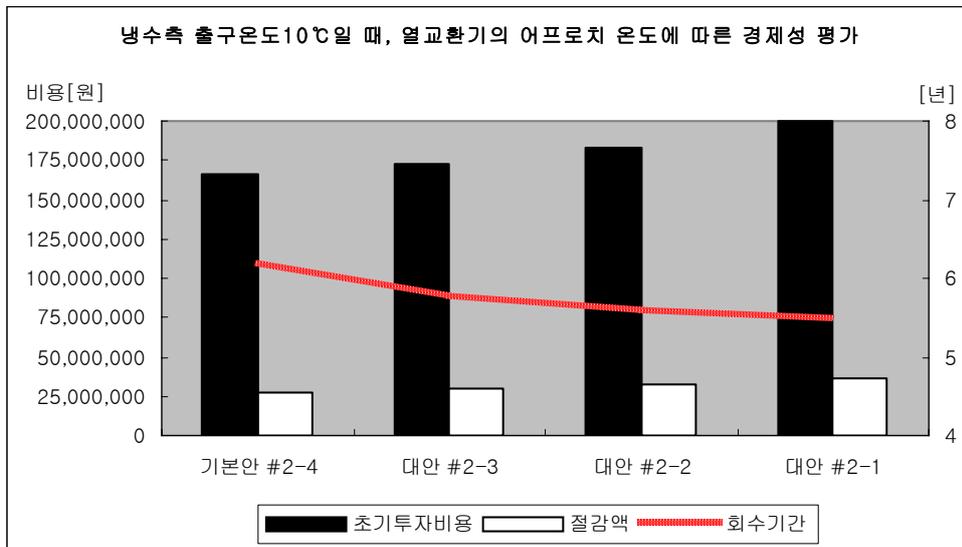
대상건물에 적용된 열교환기의 냉수측 출구온도가 9℃일 때 열교환기의 어프로치 온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석을 실시한 결과, 어프로치 온도가 4℃일 때는 6.6년, 3℃일 때는 6.4년, 2℃일 때는 6.2년, 1℃일 때는 6.1년으로 회수기간이 줄어드는 것으로 평가되었다. 따라서 열교환기의 어프로치 온도가 감소할수록 초기투자비는 증가하지만 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과는 증가하여 회수기간은 줄어드는 것으로 평가되었다.

(2) 냉수측 출구온도 10℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석

다음 <표 5.12>와 (그림 5.11)에 열교환기의 냉수측 출구온도 10℃를 기준으로 열교환기의 어프로치(Approach) 온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석을 나타내었다.

<표 5.12> 냉수측 출구온도 10℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석

구 분	절감량 [kWh/y]	단 가 [원/kWh]	절감액 [원/y]	초기투자비용 [원/y]	회수기간 (y)
기본안 2-4℃	397,065	68	27,000,420	166,139,693	6.2
대안 2-3℃	434,165	68	29,523,220	172,403,102	5.8
대안 2-2℃	484,467	68	32,943,756	182,841,684	5.6
대안 2-1℃	535,167	68	36,391,356	199,550,060	5.5



(그림 5.11) 냉수측 출구온도 10℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석

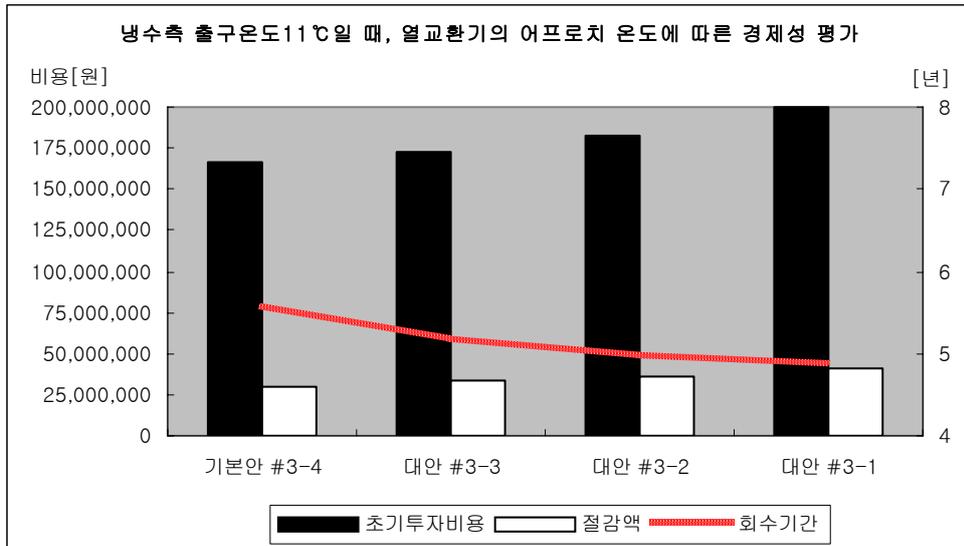
대상건물에 적용된 열교환기의 냉수측 출구온도가 10℃일 때 열교환기의 어프로치 온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석을 실시한 결과, 어프로치 온도가 4℃일 때는 6.2년, 3℃일 때는 5.8년, 2℃일 때는 5.6년, 1℃일 때는 5.5년으로 회수기간이 줄어드는 것으로 평가되었다. 따라서 열교환기의 어프로치 온도가 감소할수록 초기투자비는 증가하지만 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과는 증가하여 회수기간은 줄어드는 것으로 평가되었다.

(3) 냉수측 출구온도 11℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석

다음 <표 5.13>와 (그림 5.12)에 열교환기의 냉수측 출구온도 11℃를 기준으로 열교환기의 어프로치 온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석을 나타내었다.

<표 5.13> 냉수측 출구온도 11℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석

구 분	절감량 [kWh/y]	단 가 [원/kWh]	절감액 [원/y]	초기투자비용 [원/y]	회수기간 (y)
기본안 3-4℃	434,165	68	29,523,220	166,139,693	5.6
대안 3-3℃	484,467	68	32,943,756	172,403,102	5.2
대안 3-2℃	535,167	68	36,391,356	182,841,684	5.0
대안 3-1℃	598,066	68	40,668,488	199,550,060	4.9



(그림 5.12) 냉수측 출구온도 11℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석

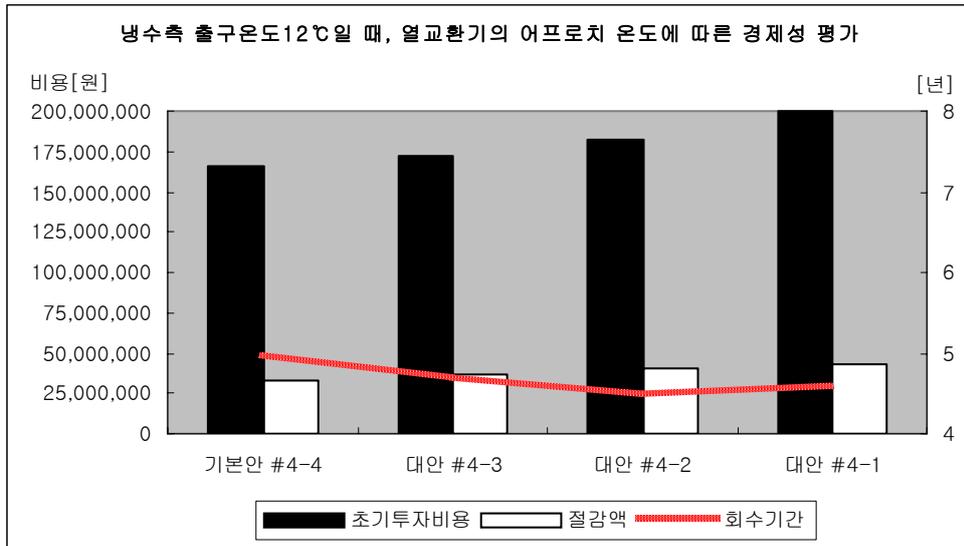
대상건물에 적용된 열교환기의 냉수측 출구온도가 11℃일 때 열교환기의 어프로치 온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 평가를 실시한 결과, 어프로치 온도가 4℃일 때는 5.6년, 3℃일 때는 5.2년, 2℃일 때는 5.0년, 1℃일 때는 4.9년으로 회수기간이 줄어드는 것으로 평가되었다. 따라서 열교환기의 어프로치 온도가 감소할수록 초기투자비는 증가하지만 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과는 증가하여 회수기간은 줄어드는 것으로 평가되었다.

(4) 냉수측 출구온도 12℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석

다음 <표 5.14>와 (그림 5.13)에 열교환기의 냉수측 출구온도 12℃를 기준으로 열교환기의 어프로치 온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석을 나타내었다.

<표 5.14> 냉수측 출구온도 12℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석

구 분	절감량 [kWh/y]	단 가 [원/kWh]	절감액 [원/y]	초기투자비용 [원/y]	회수기간 (y)
기본안 4-4℃	484,467	68	32,943,756	166,139,693	5.0
대안 4-3℃	535,167	68	36,391,356	172,403,102	4.7
대안 4-2℃	598,066	68	40,668,488	182,841,684	4.5
대안 4-1℃	632,518	68	43,011,224	199,550,060	4.6



(그림 5.13) 냉수측 출구온도 12℃일 때, 열교환기의 어프로치 온도에 따른 경제성 분석

대상건물에 적용된 열교환기의 냉수측 출구온도가 12℃일 때 열교환기의 어프로치 온도에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성 분석을 실시한 결과, 어프로치 온도가 4℃일 때는 5.0년, 3℃일 때는 4.7년, 2℃일 때는 4.5년, 1℃일 때는 4.6년으로 회수기간이 줄어드는 것으로 평가되었다. 따라서 열교환기의 어프로치 온도가 감소할수록 초기투자비는 증가하지만 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과는 증가하여 회수기간은 줄어드는 것으로 평가되었다. 그러므로 회수기간 단축의 경제적 효과를 갖기 위해 어프로치 온도가 낮은 열교환기의 사용이 권장된다. 한편, 열교환기의 능력계수인 NTU(Number of Transfer Units)가 1.2~1.3 범위 내에서 열교환기가 제작되고 있는 상황을 고려할 경우 열교환기 제작비를 낮추어 경제성을 높일 수 있는 제작능력이 뒷받침 되어야 하겠다.

5.5 소 결

이 장에서는 4장의 모델건물의 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과와 동일 모델건물에 외기냉수 냉방시스템을 적용하였을 경우 일반 냉방시스템에 비해 추가되는 초기투자비를 여러 가지 조건에 따라 계산하여 각 조건에 따른 투자회수기간을 분석하였다.

(1) 대상건물의 경우 외기냉수냉방 시스템을 어프로치 온도 4℃, 실내발열 100%일 경우, 일반냉방시스템에 비해 추가되는 초기투자비는 6.6년에 상환되는 것으로 나타났다.

(2) 실내발열량이 감소함에 따라 어프로치 온도 4℃를 기준으로 할 때 실내발열이 100%일 때 상환기간이 6.6년인 반면, 10%씩 감소함에 따라 상환기간이 각각 1.3년, 1.7년, 2.3년, 3.4년, 5.0년씩 증가하여 50%일 경우는 20.3년으로 실내발열량이 적을수록 상환기간의 증가폭이 매우 커짐을 알 수 있다. 따라서 초기투자비용을 고려할 때 실내발열이 80% 이상으로 운전(상환기간 9.6년)함이 경제적 효율을 높일 수 있다고 판단된다.

(3) 외기 습구온도가 5℃WB일 경우는 상환기간이 6.6년 인 반면, 1℃WB 높게 설정할수록 연간 약 0.5년씩 비례하여 감소하는 것으로 나타났으며 외기습구온도 8℃WB일 경우는 상환기간이 5.0년으로 나타났다. 이는 실내발열이 높아 시스템 가동 시간이 증가하였기 때문이며 8℃이상에서도 외기냉수냉방 시스템이 경제성이 있음을 보여주고 있다.

(4) 열교환기 어프로치 온도에 따른 시스템의 경제성은 열교환기 어프로치 온도

가 감소할수록 초기투자비는 증가하지만 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 증가로 인해 회수기간은 줄어드는 것으로 평가되었다. 특히 어프로치 온도가 4℃에서 1℃씩 감소함에 따라 3℃는 0.3~0.4년, 2℃는 0.2년, 1℃는 0.1년씩 상환기간이 감소하여 4℃→3℃낮아질 때 감소폭이 큰 것으로 나타났다.

제 6 장 결 론

최근 건물이 대형화되고 고단열, 고기밀화 되면서 동시에 실내발열이 크게 증가하는 추세에서 4계절 냉방부하가 발생하는 건물유형이 증가하고 있다. 이와 같은 건물에서 낮은 온도의 외기를 효율적으로 이용하여 중간기 및 동절기에 냉방에너지를 절약하는 냉방시스템이 개발되어 적용되고 있다. 이러한 시스템 중 냉동기를 가동하는 대신에 냉각탑을 이용하여 낮은 외기와 접촉시켜 저온의 냉수를 공급하여 냉방하는 외기냉수냉방 시스템의 보급이 확산되고 있다. 그러나 현재까지 외기냉수냉방 시스템에 대한 이론적인 자료는 있으나 초기 설계시 에너지 절약을 효과적으로 얻을 수 있는 적용 방법에 대한 연구 자료가 부족하고, 시스템이 적용된 일부 건물에서도 외기와 냉수의 설정온도에 따른 경제적인 운전을 하지 못함으로써 초기 투자비에 비해 냉방에너지의 절약효과를 적절하게 얻지 못하고 있는 실정이다.

따라서 본 연구는 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 정량적으로 분석하고 경제성을 평가함으로써 시스템의 효율적인 설계 및 운영의 기초자료를 제공하고자 하였다. 이를 위하여 외기냉수 냉방 시스템이 적용된 국내외 건물의 실태조사를 통해 에너지절감 효과를 살펴보고 운영상 문제점을 파악하였다. 또한 외기냉수냉방 시스템의 에너지 성능에 영향을 미치는 변수를 설정하여 변수별 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였으며, 이를 근거로 투자회수기간 (discount payback period) 에 따른 경제성을 분석함으로써 외기냉수냉방 시스템 사용의 경제적 타당성을 평가하였다. 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 국내외 적용건물 사례조사

외기냉수냉방 시스템이 적용된 국외의 적용대상 건물은 현열부하가 많이 발생하는 전화교환국뿐만 아니라 상대적으로 잠열부하가 많은 사무소 건물에서 외기냉수냉방 시스템이 적용되고 있었다. 운전조건은 외기습구온도가 8~18℃(WB)에서도 외기냉수냉방 시스템의 조합운전을 하고 있었으며, 초기투자비의 회수기간은 4년 미만으로 조사되어 상당한 경제적 효과를 얻고 있었다. .

우리나라의 경우 외기냉수냉방시스템은 아직까지 보급된 건물이 극소수이며, 적용된 건물에서 에너지 절약효과가 나타나고 있으나 설계기준이나 운영지침의 미비로 인해 문제점이 야기되고 있었다. 즉, 냉각탑의 착빙현상, 관리자의 판단에 의한 수동제어, 시스템 특성에 대한 인식부족, 설계상의 오류 등은 에너지 절약효과를 반감시키는 원인이 되고 있는 것으로 조사되었다.

2) 연간 적용 가능 기간

우리나라의 지역별 기후조건은 비교적 동절기에 낮은 습구온도 분포가 형성되며 서울, 대전, 강릉 지방은 10월부터 4월까지, 전체적으로는 11월부터 3월까지 월 평균 습구온도가 8℃(WB)미만으로 나타나 이기간이 외기냉수냉방 시스템의 적용이 가능한 기간으로 확인되었다. 지역별 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간을 산출한 결과 서울, 대전, 강릉 지방은 약 4,000시간으로 부산, 대구, 광주, 전주, 제주 지역과 비교해 년 약 300~1,000시간 정도 많게 나타났으며 이중 해안지역에 속한 부산, 제주, 강릉 지방은 내륙지방에 비해 조합운전이 가능한 시간이 최대 약 1,000시간 정도 많은 것으로 나타났다.

3) 부하 변동상태에 따른 시스템의 적용 범위

대상건물의 실내발열을 변화시켜가며 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석한 결과, 실내발열이 높을수록 외기냉수냉방으로 담당할 수 있는 에너지 절감량이 증가하여 외기냉수냉방의 효과적 사용이 기대된다. 따라서, 실내발열이 많은 공간을 우선하여 시스템의 조닝(zoning) 계획을 하여야하며 실내 온도조건과 용도 및 시간별 발열특성까지를 고려한 시스템의 도입으로 에너지 절약효과를 증진시킬 수 있다.

4) 외기냉수냉방 시스템의 설정온도의 범위

외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 외기 습구온도는 보편적으로 5℃(WB)이하로 설계되어 있으나 외기냉수냉방 시스템의 이론적 고찰 및 국외 적용된 사례를 통해 외기의 습구온도가 8℃(WB)까지도 외기냉수냉방 시스템을 가동할 수 있는 것으로 조사되었으며, 대상건물의 현장조사를 통해 실제적으로 외기의 습구온도 8℃미만에서 가동되는 것을 확인하였다. 또한, 5월과 9월에도 일부 외기냉수냉방 시스템의 사용이 가능함으로 에너지 절약효과를 더 높이기 위해 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘에 의한 자동제어를 통해 외기의 습구온도가 8℃~18℃(WB)에서도 외기냉수냉방 시스템이 운영된다면 에너지 절약효과 및 경제적인 효과가 높을 것으로 판단된다.

5) 열교환기의 어프로치 온도의 범위

외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 영향을 미치는 열교환기의 어프로치 온도를 4℃부터 1℃까지 낮춰 시뮬레이션을 실시하여 외기냉수냉방 시스템의 에

너지 절약효과를 분석하였다. 열교환기의 어프로치온도가 낮을수록 외기냉수냉방시스템으로 인한 에너지절약효과가 증대되어 열교환기의 어프로치온도가 낮은 열교환기를 활용하는 것이 외기냉수냉방시스템으로 인한 에너지절약 효과가 클 것으로 판단된다.

6) 경제성평가

실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성평가를 실시한 결과 설비수명과, 초기투자비용을 고려할 때 상환기간이 실내발열이 100%일 경우는 6.6년, 80%일 경우 상환기간이 9.6년으로 실내발열이 클수록 짧아지는 것을 확인하였다. 따라서, 적절한 부하 조닝계획으로 외기냉수냉방 시스템의 경제성을 효과적으로 높일 수 있다.

외기냉수냉방 시스템의 설정 외기습구온도에 따른 경제성평가를 실시한 결과, 상환기간이 습구온도가 기본설정온도 5℃WB일때 6.6년에서 8℃WB로 상대적으로 높을 때 상환기간이 5년으로 단축되었으며 제어알고리즘을 이용한 시스템가동으로 경제성을 향상 시킬 수 있다. 8~18℃WB 상태에서는 조합운전으로 경제성 효과를 가장 많이 올릴 수 있다.

열교환기의 어프로치 온도를 4℃에서 1℃씩 낮춰 초기투자비용을 산출하여 경제성 평가를 분석한 결과, 초기투자비는 어프로치온도가 낮을수록 증가하지만 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 증가로 인해 회수기간은 줄어드는 것으로 평가되었다.

외기냉수냉방 시스템은 초기투자비에 비해 에너지 절약효과가 매우 큰 시스템인 것이 국내외 사례 및 실태조사를 통해 입증되었으며, 자동제어의 조합운전 기술을 통한 습구온도의 적용범위 확대로 에너지 절감의 최적 효과를 얻을 수 있는 시스템이다. 현황 조사에서 드러난 냉각탑 착빙현상, 설계 및 운영지침 등에 관한 기술적 사항이 보완된다면 시스템에 대한 신뢰도가 향상되어 보급이 확대될 것으로 판단된다. 특히, 본 연구의 결과에서 나타난 것과 같이 건물의 내부발열에 따라 시스템의 조닝을 실시하고, 외기의 습구온도가 8℃(WB)이하뿐만 아니라 8℃~18℃(WB)에서도 시스템을 가동할 수 있으며, 열교환기의 어프로치온도를 낮게 선택하는 경우 에너지 절약효과를 가장 효과적으로 얻을 수 가 있어 경제성을 제고할 수 있을 것이다.

본 연구는 사례건물을 대상으로 컴퓨터 시뮬레이션을 실시한 결과를 분석한 것이기에 때문에 외기냉수냉방의 효과를 일반적인 건물에 다양하게 적용하기 위해서는 보다 많은 사례건물의 실태조사와 함께 다양한 건물유형에 대한 에너지 분석이 뒤따라야 할 것이다.

참 고 문 헌

[국내문헌]

1. 김광우 외, 건축공기조화설비, 기문당, 1993
2. 김기덕, 건설 회계학, 삼일세무정보 주식회사, 1999
3. 김기혁, 공동주택 환기시스템의 환기효율에 관한 실험적 연구, 중앙대학교 석사학위 논문, 2003
4. 김기훈, 공동주택의 환기효율 향상을 위한 환기계획에 관한 연구, 중앙대학교 박사학위 논문, 2003
5. 김남규, 사무소 건물 설비시스템의 통합적 성능개선 방안에 관한 연구, 중앙대학교 박사학위 논문, 2000
6. 김덕수 외, 건축설비적산, 세진사, 2001
7. 김명호 외, 건축설비 자동제어, 건기원, 2000
8. 김영휘 외, 경제성 공학, 청문각, 2003
9. 김진욱 외, 현대 공업 경제학, 경문사, 2000
10. 김회율, 건축기계설비기술사, 예문사, 2001
11. 김훈채, 쿨링타워를 이용한 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 관한 연구, 중앙대학교 건설대학원 석사학위 논문, 2003
12. 박종일 외, 공조·급배수 대백과, 성안당, 2002
13. 소현영, 냉각탑의 선정방법, 설비저널, 2003,12
14. 손병진 외, 유체기계, 보문당, 1996
15. 손재익, 에너지 효율향상-신데렐라 에너지, 한국에너지신문 오피니언 에너지 칼럼, 2003.11.04
16. 원종연, 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 관한연구, 중앙대학교 대학원 석사학위 논문, 2004.12
17. 유형규, 사무소 건물의 OA기기발열 특성에 관한 연구, 중앙대학교 석사학위 논문, 1998
18. 윤기만, 백화점의 설비계획에 있어서 외기냉방 시스템의 에너지 절약효과에 관한 연구, 중앙대학교 석사학위 논문, 1994
19. 윤정인 외, 냉동공학, 문운당, 2002

20. 이관호, 건물의 환경성능과 경제성을 고려한 평가 프로그램 개발에 관한 연구, 중앙대학교 박사학위 논문, 2002.06
21. 이수연, 냉각탑을 이용한 외기냉방, 한국냉동공조기술협회지, Vol 10, No 6, 1993.06
22. 이연구 외, 건물의 에너지 절약을 위한 외기냉수냉방 시스템에 관한 연구, 대한건축학회 춘계학술발표대회 논문집, 2004.04
23. 이연구 외, 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절감효과에 관한 연구, 대한설비공학회 동계학술발표 대회 논문집, 2004
24. 인하대학교 건축환경설비연구실, TRNSYS를 이용한 건물의 에너지 해석, 건기원, 2004
25. YTN, 교토의정서 내년 2월 16일 발효, 2004.11.18
26. 통계청, 통계로 본 세계속의 한국, 2004.08

[국외문헌]

1. ASHRAE Handbook Fundamentals, Nonresidential Cooling and Heating Load Calculation Procedures, pp 29.13, 2001
2. ASHRAE journal, FREE COOLING BY COOLING TOWER WATER, v.29 no.1, pp.32-37, 1987
3. BSRIA, Direct Water-Side Free Cooling System, September, 2003
4. BSRIA, Indirect Water-Side Free Cooling System, December, 2003
5. CADDET, Free Cooling of a Commercial Building, March, 2002
6. Dafa Ye, Climate Conditions and Energy Savings Prospect of Free Cooling, Refrigeration Science and Technology, Vol 1, No 3, 1997
7. Dave Goswami, C.N. Revelioty, Free Cooling by Cooling Tower Water, ASHRAE Journal, Jan, 1987
8. David W. Kelly, Optimizing system components for free cooling operation, Heating, piping, and air conditioning, August, 1996
9. Harry McKeown, Free Cooling Keeps energy costs down, The Heating and air conditioning journal, Vol.56, No.652, 1986
10. J.C Hensley, The Application of Cooling Towers for Free Cooling,

- ASHRAE Transactions, Jan, 1994
11. J.Ocejo, Enhancement of Free Cooling Opportunities through Tertiary Pumping, ASHRAE Transaction, Jan, 1994
 12. Kenneth M. Elovitz, Can your plant benefit from Free cooling?, Plant Engineering, April, 1994
 13. K. Anthony Selby, Why Free Cooling isn't Free?, Corrosion98, 1998
 14. Marley Cooling Tower Co, The Application of Cooling Towers for Free Cooling, Technical Report., 1982
 15. Nick Wells, Retrofit for Free Cooling, P & FM, June, 1997
 16. S.A. Mumma, C. Cheng, A Design Procedure to Optimize the Selection of the Water-side Free Cooling Components, ASHRAE Journal, April, 1990
 17. Stein, Reynolds, McGuinness, Mechanical and Electrical Equipment for Buildings, Seventh Edition, John Wiley and Sons, 1986
 18. W.J. Coad, Open Chilled-Water Systems for Free Cooling – A Simple Concept that Lacks Simplicity, ASHRAE Transactions, Jan, 1994

[Web Sites]

- <http://blog.naver.com/jby1003.do>
- <http://www.baria.co.uk>
- <http://www.kemco.or.kr>
- <http://www.ssdvm.co.kr/information04.asp>

국문초록

외기냉수냉방 시스템의 에너지성능 및 경제성 분석에 관한 연구

중앙대학교 대학원
건축학과 건축계획 및 환경전공
김 세 훈
지도교수 이 언 구

우리나라의 에너지 소비량은 해마다 급증하고 있으며 총 에너지 소비량중 건물부분에서의 에너지 소비 비중이 높다. 더욱이 최근 건물이 대형화되고 고단열, 고기밀화 되면서 동시에 실내발열이 크게 증가하는 추세에서 4계절 냉방부하가 발생하는 건물유형이 증가하고 있다. 이와 같은 건물에서 낮은 온도의 외기를 효율적으로 이용하여 중간기 및 동절기에 냉방에너지를 절약하는 냉방시스템이 개발되어 적용되고 있으며 이러한 시스템 중 냉동기를 가동하는 대신에 냉각탑을 이용하여 낮은 외기와 접촉시켜 저온의 냉수를 공급하여 냉방하는 외기냉수냉방 시스템의 보급이 확산되고 있다. 그러나 현재까지 외기냉수냉방 시스템에 대한 이론적인 자료는 있으나 초기 설계시 에너지 절약을 효과적으로 얻을 수 있는 적용 방법에 대한 연구 자료가 부족하고, 시스템이 적용된 일부건물에서도 외기와 냉수의 설정온도에 따른 경제적인 운전을 하지 못함으로써 초기투자비에 비해 냉방에너지의 절약효과를 적절하게 얻지 못하고 있는 실정이다.

따라서 본 연구는 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 정량적으로 분석하고 경제성을 평가함으로써 시스템의 효율적인 설계 및 운영의 기초자료를 제공하고자 하였다. 이를 위하여 외기냉수 냉방 시스템이 적용된 국내외 건물의 실태조사를 통해 에너지절감 효과를 살펴보고 운영상 문제점을 파악하였다. 또한 외기냉수냉방 시스템의 에너지 성능에 영향을 미치는 변수를 설정하여 변수별 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였으며, 이를 근거로 투자회수기간에 따른 경제성을 분석함으로써 외기냉수냉방 시스템 사용의 경제적 타당성을 평가하였다. 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 국내외 적용건물 사례조사

외기냉수냉방 시스템이 적용된 국외의 적용대상 건물은 현열부하가 많이 발생되는 전화교환국뿐만 아니라 상대적으로 잠열부하가 많은 사무소 건물에서 외기냉수

냉방 시스템이 적용되고 있었다. 운전조건은 외기습구온도가 8~18℃(WB)에서도 외기냉수냉방 시스템의 조합운전을 하고 있었으며, 초기투자비의 회수기간은 4년 미만으로 조사되어 상당한 경제적 효과를 얻고 있었다. .

우리나라의 경우 외기냉수냉방시스템은 아직까지 보급된 건물이 극소수이며, 적용된 건물에서 에너지 절약효과가 나타나고 있으나 설계기준이나 운영지침의 미비로 인해 문제점이 야기되고 있었다. 즉, 냉각탑의 착빙현상, 관리자의 판단에 의한 수동제어, 시스템 특성에 대한 인식부족, 설계상의 오류 등은 에너지 절약효과를 반감시키는 원인이 되고 있는 것으로 조사되었다.

2) 연간 적용 가능 기간

우리나라의 지역별 기후조건은 비교적 동절기에 낮은 습구온도 분포가 형성되며 서울, 대전, 강릉 지방은 10월부터 4월까지, 전체적으로는 11월부터 3월까지 월 평균 습구온도가 8℃(WB)미만으로 나타나 이기간이 외기냉수냉방 시스템의 적용이 가능한 기간으로 확인되었다. 지역별 외기냉수냉방 시스템의 적용 가능한 시간을 산출한 결과 서울, 대전, 강릉 지방은 약 4,000시간으로 부산, 대구, 광주, 전주, 제주 지역과 비교해 년 약 300~1,000시간 정도 많게 나타났으며 이중 해안지역에 속한 부산, 제주, 강릉 지방은 내륙지방에 비해 조합운전이 가능한 시간이 최대 약 1,000시간 정도 많은 것으로 나타났다.

3) 부하 변동상태에 따른 시스템의 적용 범위

대상건물의 실내발열을 변화시켜가며 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석한 결과, 실내발열이 높을수록 외기냉수냉방으로 담당할 수 있는 에너지 절감량이 증가하여 외기냉수냉방의 효과적 사용이 기대된다. 따라서, 실내발열이 많은 공간을 우선하여 시스템의 조닝(zoning) 계획을 하여야하며 실내 온도조건과 용도 및 시간별 발열특성까지를 고려한 시스템의 도입으로 에너지 절약효과를 증진시킬 수 있다.

4) 외기냉수냉방 시스템의 설정온도의 범위

외기냉수냉방 시스템의 적용에 따른 외기 습구온도는 보편적으로 5℃(WB)이하로 설계되어 있으나 외기냉수냉방 시스템의 이론적 고찰 및 국외 적용된 사례를 통해 외기의 습구온도가 8℃(WB)까지도 외기냉수냉방 시스템을 가동할 수 있는 것으로 조사되었으며, 대상건물의 현장조사를 통해 실제적으로 외기의 습구온도 8℃미만에서 가동되는 것을 확인하였다. 또한, 5월과 9월에도 일부 외기냉수냉방 시

시스템의 사용이 가능함으로 에너지 절약효과를 더 높이기 위해 외기냉수냉방 시스템의 제어알고리즘에 의한 자동제어를 통해 외기의 습구온도가 8℃~18℃(WB)에서도 외기냉수냉방 시스템이 운영된다면 에너지 절약효과 및 경제적인 효과가 높을 것으로 판단된다.

5) 열교환기의 어프로치 온도의 범위

외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과에 영향을 미치는 열교환기의 어프로치 온도를 4℃부터 1℃까지 낮춰 시뮬레이션을 실시하여 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과를 분석하였다. 열교환기의 어프로치온도가 낮을수록 외기냉수냉방시스템으로 인한 에너지절약효과가 증대되어 열교환기의 어프로치온도가 낮은 열교환기를 활용하는 것이 외기냉수냉방시스템으로 인한 에너지절약 효과가 클 것으로 판단된다.

6) 경제성평가

실내발열에 따른 외기냉수냉방 시스템의 경제성평가를 실시한 결과 설비수명과, 초기투자비용을 고려할 때 상환기간이 실내발열이 100%일 경우는 6.6년, 80%일 경우 상환기간이 9.6년으로 실내발열이 클수록 짧아지는 것을 확인하였다. 따라서, 적절한 부하 조닝계획으로 외기냉수냉방 시스템의 경제성을 효과적으로 높일 수 있다.

외기냉수냉방 시스템의 설정 외기습구온도에 따른 경제성평가를 실시한 결과, 상환기간이 습구온도가 기본설정온도 5℃WB일때 6.6년에서 8℃WB로 상대적으로 높을 때 상환기간이 5년으로 단축되었으며 제어알고리즘을 이용한 시스템가동으로 경제성을 향상 시킬 수 있다. 8~18℃WB 상태에서는 조합운전으로 경제성 효과를 가장 많이 올릴 수 있다.

열교환기의 어프로치 온도를 4℃에서 1℃씩 낮춰 초기투자비용을 산출하여 경제성 평가를 분석한 결과, 초기투자비는 어프로치온도가 낮을수록 증가하지만 외기냉수냉방 시스템의 에너지 절약효과 증가로 인해 회수기간은 줄어드는 것으로 평가되었다.

외기냉수냉방 시스템은 초기투자비에 비해 에너지 절약효과가 매우 큰 시스템인 것이 국내외 사례 및 실태조사를 통해 입증되었으며, 자동제어의 조합운전 기술을 통한 습구온도의 적용범위 확대로 에너지 절감의 최적 효과를 얻을 수 있는 시스템이다. 현황 조사에서 드러난 냉각탑 착빙현상, 설계 및 운영지침 등에 관한 기술적 사항이 보완된다면 시스템에 대한 신뢰도가 향상되어 보급이 확대될 것으로 판단된다. 특히, 본 연구의 결과에서 나타난 것과 같이 건물의 내부발열에 따라 시스템

의 조닝을 실시하고, 외기의 습구온도가 8℃(WB)이하뿐만 아니라 8℃~18℃(WB)에서도 시스템을 가동할 수 있으며, 열교환기의 어프로치온도를 낮게 선택하는 경우 에너지 절약효과를 가장 효과적으로 얻을 수 가 있어 경제성을 제고할 수 있을 것이다.

본 연구는 사례건물을 대상으로 컴퓨터 시뮬레이션을 실시한 결과를 분석한 것이기 때문에 외기냉수냉방의 효과를 일반적인 건물에 다양하게 적용하기 위해서는 보다 많은 사례건물의 실태조사와 함께 다양한 건물유형에 대한 에너지 분석이 뒤따라야 할 것이다.

ABSTRACT

A Study on the Analysis of Energy Performance and Economic Feasibility of Free Cooling System

Se-hun Kim

Department of architecture

The graduate school of

Chung-Ang University

Advised by Prof. Eon ku Rhee, Ph.D.

Recently, As the buildings are bigger, highly insulated and air-tightened, internal heat are increased. Also, building type that generate four-season cooling load are increased.

In the building where four season cooling lads exist, the HVAC systems are developed to economizes a cooling energy in the intermediate season and winter seasons, among them which in that uses a low ambient air temperature is developed and it is introduced to building. Among these HVAC systems, Free cooling systems which use cooling towers instead of using chillers to get a low chilled water by contacting cooling water with low temperature ambient air is begin to applied.

So far, a fact that research data is not sufficient to design Free Cooling system and the operation manual is uncertain to apply this system into buildings, cooling energy saving effects are too low considering initial cost.

This study is aim to suggest a basic data for efficient design and operation of system by analyse energy saving effects quantitatively and evaluate economic feasibility.

Followings are the results.

(1) Case study of applied buildings.

Free cooling system is applied in many types of buildings and operation ranges are 8~18°C WB for combined operation. Payback periods for initial cost are less than 4 years.

The cases in Korea, Free cooling system is applied to limited building types and some problems are occurred because of lack of design and operation guidelines. These problems are icing on Cooling tower, manual control by field manager, lack of knowledge on characteristics of system, make an error in design stage.

(2) Applicable period.

Free cooling system can be applied in October to April in Seoul, Daejon, Gangneung area, and November to March in whole country through the years.

The applicable periods are about 4,000 hours in Seoul, Daejon, Gangneung. These are about 300 to 1,000 hours more than Busan, Daegu, Kwangju, Jeonju, Jeju area and costal area(Busan, Jeju, Gangneung) and use about 1,000 hours more than inner area by combined operation.

(3) System's applicable range according to load variation.

Since, total energy saving amount which Free cooling system can cover is increased effective usage of Free cooling system is expected

when internal heat is higher. So, system zoning considering internal heat source have to be planned. Energy conserving effect can be promoted by introducing system considering indoor temperature condition, use type, and heat characteristics in time.

(4) Set-point range of Free cooling systems

While the set-point temperature which in application of Free cooling system is planned to operate when wet bulb temperature of outside is below 5°C, I surveyed that system is operated under 8°C of outside temperature through the theoretical study and actual inspection of objective building.

Since the use of partial Free cooling system is possible even in May and September, if system can be operated when wet bulb temperature of outside is below 8°C to maximize energy saving effect through automatic control due to the control algorithm of the Free cooling.

(5) Approach temperature range of heat exchanger.

The result of executing a simulation by lowering the approach temperature of heat exchanger, which effect energy saving effects of free cooling system, from designed approach temperature of 4°C up to 1°C, the lower the approach temperature the more energy saving effects of free cooling is achieved, consequently, using lower approach temperature is suitable to achieve higher energy saving effect.

(6) Economic evaluation.

Considering life time and initial cost of equipment, the more inner heat occur, the shorter pay back period. (100%:6.6 yrs, 80%:9.6 yrs)

When wet bulb temperature is 5°C, pay back period is 6.6years.

While wet bulb temperature is 8°C, pay back period is shortened to 5 years, thus economic effect can be promoted by using combined operation when the wet bulb temperature is between 8 to 18°C WB.

And, initial cost is increased as approach temperature is lower, pay back period is shortened by energy saving effect of free cooling system.

Free cooling system is verified very energy saving effect system through theoretical study and field survey, and it can get optimum effectiveness of energy saving by enlarging temperature range through automatic control operation.

Free cooling system can be used widely by solving icing phenomena of cooling tower, lack of design and operation guideline. Specially, zoning according to building's inner heat, system operation below 8°C WB, and selecting low approach temperature can make free cooling system more effective.

This study analysed free cooling system by using computer simulation comparing with existing building, to apply the effectiveness of free cooling system to general buildings, more case study of free cooling system and energy analysis of various building type has to be followed.

감사의 글

한없는 사랑과 가르침으로 부족한 저를 대학원 기간동안 이끌어주시고 학문의 길로 인도해 주신 이연구 교수님께 진심으로 감사드립니다.

받은 은혜 앞으로 주위에 되돌려주려고 노력하는 삶으로 교수님께 보답하는 삶을 살아가겠습니다.

부족한 논문을 자상하면서도, 폭넓은 관점에서 논문을 볼수있게 지도해 주신 심사위원장 이명호 교수님께 감사드립니다. 또한 세밀하게 논문을 고쳐주시고 관심으로 지켜보신 조균형 교수님, 바쁘신 가운데 논문을 다양하게 표현하고 쓸수있게 가르쳐주신 김신도 교수님, 항상 걱정 해주시고 단어 하나에 이르기까지 조언을 아끼지 않은 박진철 교수님께 감사드립니다.

박사과정의 시작부터 중앙대, 동원대를 함께 오가며 물심 양면으로 도움을 주시고, 논문 구성에 많은 도움을 주신 김남규 교수님께 감사드립니다. 바쁜 와중에도 논문의 사례 자료 모음을 위해 직접현장으로 안내하며 수고를 아끼지 않은 태영의 박창봉 차장님, 설계자료를 직접 프린트해주며 기본 자료를 제공해준 한일MEC의 홍민호 과장님, 논문의 구성과 작성에 많은 조언을 아끼지않은 이동주 교수님, 바쁜 와중에 논문의 틀을 잡아준 세익의 김기훈 소장님, 기초사례자료를 연구를 위해 기꺼이 제공해 주신 김훈채 소장님께 감사드립니다.

무엇보다도 본 논문을 수행하기위해 2년간 동고동락하며 함께 연수를 수행하고 졸업후에도 논문작성을 자신의 것처럼 시간과 열정을 내어 도와준 원종연님께 깊이 감사드립니다. 건축 환경연구실의 많은 선,후배님들께 감사의 말씀을 올립니다. 자료정리를 위해 원문해석과 논문정리에 수고를 아끼지 않았던 박우진, 자신의 업무가 많음에도 도움을 요청하면 서슴없이 도와준 강혜진, 김옥, 고은희, 정민희, 박태신, 차진영, 유대종 님께 감사드립니다. 이들 덕분에 소중한 결실을 맺을 수 있었습니다.

어려운 여건에서 정신적으로 헤이해질때, 무한한 사랑과 기도로 보살펴 주신 아버님, 어머님께 감사드립니다. 또한 멀리 미국에서 따뜻한 격려와 관심으로 지켜봐주신 장인, 장모님께 감사드립니다.

작지만 소중한 결실을 위해 말없이 내조한 아내와 항상 건강하게 커가는 영수, 영욱이와 기쁨을 같이 하고 싶습니다.

2005년 6월

김 세 훈