



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



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

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

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

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

[Disclaimer](#)

공학석사학위논문

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 적용된  
공간에서의 열쾌적 및 시스템의 계절 성능 분석

Thermal Comfort Analysis on a Space and  
Seasonal Performance Evaluation of a Building with  
Multi-type Air Source Heat Pump System

2015 년 8월

서울대학교 대학원

건축학과

문 은 진

# 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 적용된 공간에서의 열쾌적 및 시스템의 계절 성능 분석

Thermal Comfort Analysis on a Space and  
Seasonal Performance Evaluation of a Building with  
Multi-type Air Source Heat Pump System

지도교수 김 광 우

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2015년 8월

서울대학교 대학원

건축학과

문 은 진

문은진의 공학석사 학위논문을 인준함

2015년 7월

위원장	인
부위원장	인
위원	인

## 국문 초록

삶의 질 향상에 따라 거주 공간에서의 쾌적에 대한 요구가 증가하면서 건물 냉난방 시스템의 에너지 소비도 급증하고 있어, 쾌적하면서도 에너지 소비를 절감할 수 있는 실내 냉난방시스템이 요구되고 있다. 국가 차원의 건물에너지 소비량 중 많은 비율을 차지하는 중소규모 건물의 경우, 냉난방시스템 계획 시 설계가 간편할 뿐만 아니라 경제적이며 에너지 효율이 높은 시스템이라는 일반적인 통념에 근거하여 주로 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 널리 보급·적용되고 있다. 그러나, 건물 계획 단계에서 간소화된 설계 process에 따른 시스템의 선정, 설치 및 적용으로 인해 열 쾌적 문제뿐만 아니라, 에너지 사용 측면에서도 비효율적이라는 문제가 거론되고 있다.

그러므로 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 적용 효과 개선을 위해, 현행의 시스템 설계 process 적용 시 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 적용된 공간에서의 열 쾌적 특성에 대한 분석과 열 쾌적 성능 개선을 위한 대책의 수립·적용이 필요한 실정이다. 또한, 시스템 계획 단계에서 예측하여 산정하는 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 소비와 실제 에너지 소비의 차이 발생원인 분석과 이 차이를 줄여 설계단계에서 비교적 정확한 에너지 성능을 예측할 수 있는 방법의 적용이 필요하다.

이에 본 연구에서는, 현행의 설계 process를 활용하여 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 적용된 공간에서의 재실자 열 쾌적 특성을 실측을 통해 평가하였고, 현행 설계 process와의 연관 분석을 통해, 설계 프로세스 상의 개선이 열적 쾌적성 향상에 미칠 수 있는 영향에 대해 분석하였다. 또한, 시뮬레이션을 통해 계산된 에너지 성능과 현행 규정에 의해 표기되는 제품 표기치 에너지 성능의 차이를 비교하고, 시스템의 에너지 거동 특성을 파악하여 실제 값에 근접한 에너지 성능 도출을 위한 고려사항을 분석하였다.

본 연구의 결과는 중소규모 건물에 적용되는 냉난방시스템 선정을 위한 설계자의 의사결정에 활용될 수 있을 것으로 기대되며, 멀티형 공기열원 히트펌프 적용 시 열 쾌적 및 에너지 성능 개선을 위한 시스템 계획에 유용한 정보를 제공할 것으로 판단된다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 실측을 통한 재실자 위치 별 실내온도 및 기류분포 분석 결과, 4-way타입의 실내기가 적용된 실의 경우 유효드래프트온도(EDT)의 불쾌적 비율이 최소토출각도(0°C) 조건에서 23%, 일반적인 운전조건(45°C)에서 30%, 최대토출각도(60°C) 조건에서 73%로 위치별 열적 쾌적성에 큰 차이를 보였다. 반면, 기류속도와 기류 도달거리를 고려하여 말단 유닛을 선정 및 분산 배치한 diffuser 타입이 적용된 실의 경우, 불쾌적 비율이 2%에 그쳐 온도 및 기류가 실 전반에 걸쳐 균일함을 확인할 수 있었다.

(2) 중소규모 건물에 주로 적용되는 4-way타입의 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 경우, 기류속도와 기류도달거리에 대한 면밀한 검토 없이 바닥 면적을 기준으로 정중앙에 설치되기 때문에, 열적 환경조건(부하) 차이에 따른 재실자 위치별 온열 및 기류 쾌적감에 차이가 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 결과를 통해 볼 때, 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 초기 설계단계 시, 실내 위치별 온도의 불균일이나 드래프트에 의한 불쾌적이 발생하지 않도록 말단 유닛의 형식, 개수, 기류속도, 도달거리 등을 실의 용도나 규모에 적합하게 설계해야 할 것으로 판단된다.

(3) 시뮬레이션을 통한 실제 시스템의 계절성능과 현행 효율관리기자재 운용규정에 따라 산정된 난방효율(COP), 냉난방효율(EERa)을 비교해 본 결과, 각각 1.5와

0.9만큼의 차이를 확인할 수 있었다. 이는 특정 조건하의 시스템 에너지 성능을 단순 산술평균하는 방법이, 다양한 환경조건에 따라 시스템의 성능이 연속적으로 변하는 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능을 나타내기에 한계가 있기 때문인 것으로 판단된다. 또한, 통합냉방효율(IEER)의 계수는 미국 기후 조건과 냉동기 판매량 비율, 건물용도에 따른 시스템 운전 시간 비율을 이용하여 산출된 값이므로 한국의 기후조건과 시스템의 운전상황을 충분히 반영하기에 한계가 있다.

(4) 정밀 부하계산에 의해 용량이 설계된 ideal system에 비해 실제 시스템 초기 가동 시의 peak-up load와 운전 중 예기치 못한 부하에 대한 대응, 시중 제품의 용량에 따른 이유로 실제 부하보다 과다용량 설계된 oversized system의 계절 성능이 약 0.4정도 낮게 형성됨을 확인할 수 있다. 이는 시스템의 용량이 과설계 됨에 따라 부분부하율이 낮아져 시스템의 전반적인 에너지 성능 저하에 영향을 미쳤다고 판단된다.

(5) 시스템의 계절성능 영향인자를 파악하기 위한 시뮬레이션 결과, COP 변화 양상과 부분부하율의 변화 양상이 매우 유사한 것으로 나타났다. 이를 통해 시스템의 에너지 성능이 외기온 뿐만 아니라 부분부하율의 영향을 크게 받음을 알 수 있었으나, 외기온 변화에 비례하여 부분부하율이 단순 선형 변화 하는 것은 아닌 것으로 파악되었다. 즉, 외기온과 부분부하율의 여러 조합이 발생 가능하므로, 실제 계절성능에 근접한 값을 산출하기 위해 시스템이 적용되는 지역의 기후 조건뿐만 아니라 실제운전에 가까운 부분부하의 가중치를 반영한 계절성능의 계산이 필요할 것으로 판단된다.

**주요어** : 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템, 열쾌적, 유효드래프트온도(EDT), 외기조건, 부분부하율, 계절성능

**학 번** : 2013-20557

## 목 차

제 1 장 서 론 .....	1
1.1 연구의 배경 및 목적 .....	1
1.2 연구의 범위 및 방법 .....	4
제 2 장 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 특성에 대한 예비 고찰 .....	8
2.1 개요 .....	8
2.2 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 현황 .....	8
2.2.1 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 기본원리 .....	8
2.2.2 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 설계 Process .....	9
2.2.3 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템에 대한 인터뷰 .....	12
2.2.4 공기열원 히트펌프 관련 연구 동향 .....	15
2.3 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능평가 .....	20
2.3.1 개요 .....	20
2.3.2 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지성능 평가 지표 .....	21
2.4 소결 .....	35
제 3 장 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 적용된 실의 재실자 쾌적 특성 .....	37
3.1 개요 .....	37
3.1.1 평가 방법 및 절차 .....	38
3.1.2 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 쾌적성에 대한 설문 조사 .....	38
3.2 재실자 쾌적 특성 분석을 위한 재실자 위치별 실내온도 및 기류분포 실측 .....	41
3.2.1 온도와 기류분포에 의한 쾌적 평가 지표 .....	41
3.2.2 실측 대상 및 방법 .....	43
3.3 열적 환경조건과 기류분포 특성에 따른 재실자 쾌적성 분석 .....	49
3.3.1 재실자 위치별 온도 및 기류분포 특성 .....	49
3.3.2 측정점 위치별 유효드래프트온도 분석 .....	54
3.4 소결 .....	59

제 4 장 시뮬레이션을 통한 공기열원 히트펌프 시스템의 계절성능 평가	61
4.1 개요	61
4.2 시뮬레이션을 통한 계절성능 평가	62
4.2.1 실제 분석 대상 공간 설정 및 입력 값 결정	62
4.2.2 계절성능 평가를 위한 시스템 설계	66
4.2.3 시스템의 에너지 성능 영향 인자에 대한 시뮬레이션 적용 검토	71
4.3 시뮬레이션을 평가 결과 분석	80
4.3.1 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 연간 에너지 소비량	80
4.3.2 현행규정 기준과 실제 운전조건을 반영한 시스템의 계절성능 비교	82
4.3.3 외기조건 및 실내 부분부하율에 따른 시스템의 운전특성	84
4.4 소결	100
제 5 장 결 론	103
참고 문헌	108
ABSTRACT	111



## 표 목차

<표 1.1> 면적규모별 연면적당 에너지소비 .....	2
<표 2.1> 공기열원 히트펌프 시스템에 대한 인터뷰 내용 .....	12
<표 2.2> 공기열원 히트펌프 시스템 관련 기존 연구 내용 (쾌적) .....	18
<표 2.3> 히트펌프 시스템 관련 국내외 기준 .....	20
<표 2.4> 난방 표준시험 조건 .....	23
<표 2.5> 냉방 표준시험 조건 .....	23
<표 2.6> 지역별 난방 기간 및 발생 시간 .....	26
<표 2.7> 지역별 냉방 기간 및 발생 시간 .....	28
<표 2.8> 부분부하 운전조건 (KS B 15042 기준) .....	29
<표 2.9> IEER 부분부하 정격성능 시험조건 .....	32
<표 2.10> IEER 냉방 시험 조건 .....	33
<표 2.11> 난방 시험 조건 .....	34
<표 3.1> 재실자 위치에 따른 조건 설정 .....	39
<표 3.2> 재실자의 위치 및 기류분포 조건에 따른 평가 케이스 .....	44
<표 3.3> 측정 요소 및 측정 장비 사양 .....	48
<표 3.4> 4-way타입 토출각도와 측정점 위치에 따른 EDT 범위 및 불쾌적 비율 .....	58
<표 3.5> diffuser타입 측정점 위치에 따른 EDT 범위 및 불쾌적 비율 .....	58
<표 4.1> 분석 대상 공간에 대한 정보 및 시뮬레이션 입력 값 .....	64
<표 4.2> 벽체 및 유리창 재료 레이어 구성 및 물성치 .....	65
<표 4.3> 시뮬레이션 정밀부하 계산에 의한 Ideal System의 용량 .....	67
<표 4.4> 시뮬레이션 정밀부하 계산에 의한 oversized system의 용량 .....	68
<표 4.5> 시스템 사양 (종합) .....	71
<표 4.6> 매 time-step COP 계산을 위한 프로그램 입력 값의 종류 .....	74
<표 4.7> 시스템의 특성곡선 .....	75
<표 4.8> 현행규정 기준 계절성능과 정밀 시뮬레이션에 의해 계산된 계절성능 비교 .....	83
<표 4.8> 2월 22일의 환경 조건 및 시스템 운전 .....	89
<표 4.9> 시스템 운전에 따른 에너지 성능 변화 .....	90

## 그림 목차

[그림 1.1] 건물에서의 에너지 소비형태 .....	1
[그림 1.2] 연구 흐름도 .....	7
[그림 2.1] 공기열원 히트펌프 시스템의 작동원리 .....	9
[그림 2.2] 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 설계 process .....	10
[그림 2.3] 부분부하 계수 그래프 .....	30
[그림 3.1] 온도 및 기류 속도에 대한 쾌적평가 척도 .....	39
[그림 3.2] 온도에 대한 쾌적성 설문조사 결과 .....	40
[그림 3.3] 기류속도에 대한 쾌적성 설문조사 결과 .....	40
[그림 3.4] 유효드래프트온도(EDT)의 쾌적수준 .....	42
[그림 3.5] 4-way타입 실내기 및 일반적인 운전조건의 기류 토출각도 .....	44
[그림 3.6] 4-way 타입 실측 대상실 .....	45
[그림 3.7] diffuser 타입 실측 대상실 .....	45
[그림 3.8] 실측 대상실 및 실내기 배치 현황 (4-way타입) .....	46
[그림 3.9] 실측 대상실 및 실내기 배치 현황 (diffuser타입) .....	46
[그림 3.10] 4-way타입 대상실 온도와 기류 측정점 위치 .....	47
[그림 3.11] diffuser타입 대상실 온도와 기류 측정점 위치 .....	47
[그림 3.12] 온도 및 기류 측정 장비 .....	48
[그림 3.13] 실측 기간 동안의 외기온 분포 및 실내 온도 안정화구간 .....	51
[그림 3.14] EDT 계산을 위한 온도와 기류에 관련된 항의 최대 및 최소값 .....	52
[그림 3.15] 유효드래프트온도(EDT) 분포 .....	56
[그림 4.1] 대상 공간의 평면도 .....	63
[그림 4.2] 시스템 설계 과정(oversized system) .....	69
[그림 4.3] 국내 설계사무소에서 사용하는 부하 계산 sheet .....	70
[그림 4.4] 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 계절성능 평가 시 고려요소 .....	72
[그림 4.5] 매 time-step COP 계산 알고리즘 .....	77
[그림 4.6] 실내 측 입력변수 및 출력 변수 .....	78
[그림 4.7] 실외 측 입력변수 및 출력변수 .....	79
[그림 4.8] 대상실의 연간 일일 실부하 및 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 소비량 .....	80

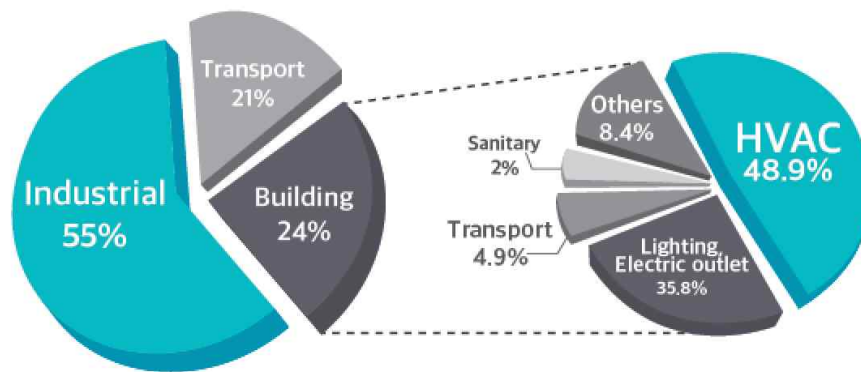
[그림 4.9] 전체 난방기간 중 외기온 빈도.....	81
[그림 4.10] 전체 난방기간 중 시스템의 COP 분포 비율.....	82
[그림 4.11] 일평균 최고기온(8/6), 중간기온(7/29), 최저기온(9/28)에서의 외기온에 따른 에너지성능 변화(냉방).....	86
[그림 4.12] 일평균 최고기온(8/6), 중간기온(7/29), 최저기온(9/28)에서의 외기 엔탈피에 따른 에너지성능 변화(냉방).....	86
[그림 4.13] 일평균 최저기온(2/23), 중간기온(12/14), 최고기온(12/6)에서의 외기온에 따른 에너지성능 변화(난방).....	87
[그림 4.14] 일평균 최저기온(2/23), 중간기온(12/14), 최고기온(12/6)에서의 외기 엔탈피에 따른 에너지성능 변화(난방).....	87
[그림 4.15] 일평균 최고기온(8/6), 중간기온(7/29), 최저기온(9/28)에서의 부분부하율과 에너지성능(냉방).....	89
[그림 4.16] 일평균 최저기온(2/23), 중간기온(12/14), 최고기온(12/6)에서의 부분부하율과 에너지성능 (난방).....	89
[그림 4.17] 일정 환경조건 하의 pick-up시와 연속운전 시의 시스템 거동.....	90
[그림 4.18] 시스템 운전 에 따른 에너지 성능 변화.....	91
[그림 4.19] 외기온과 부분부하율 조합에 따른 COP변화(냉방).....	95
[그림 4.20] 외기온과 부분부하율 조합에 따른 COP변화(난방).....	95
[그림 4.21] 외기온과 부분부하율 조합에 따른 COP변화 (냉방, 일사 없을 경우).....	96
[그림 4.22] 외기온과 부분부하율 조합에 따른 COP변화 (난방, 일사 없을 경우).....	96
[그림 4.23] 외기온과 부분부하에 대한 COP-Chart (냉방, Ideal System).....	98
[그림 4.24] 외기온과 부분부하에 대한 COP-Chart (냉방, oversized system).....	98
[그림 4.25] 외기온과 부분부하에 대한 COP-Chart (난방, Ideal System).....	99
[그림 4.26] 외기온과 부분부하에 대한 COP-Chart (난방, oversized system).....	99

# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구의 배경 및 목적

삶의 질 향상에 따라 건물 내 쾌적에 대한 요구가 증가하면서 건물 냉난방 시스템의 에너지 소비도 급증하고 있어, 쾌적하면서도 에너지를 절감할 수 있는 실내 냉난방 시스템이 요구되고 있다.

건물 에너지는 [그림 1.1]에 나타난 것처럼 국가 에너지 소비량의 24%를 차지하고, 그 중 약 50%를 건물 냉난방 에너지 소비량이 차지하는 것으로 보고되고 있는바, 에너지 절약을 위해 건물 냉난방 부문의 개선은 매우 중요한 문제이다. 건물에 있어 가장 큰 에너지소비를 차지하는 냉난방 에너지는 우리나라 총 에너지소비 중 열에너지 사용 분야의 28%, 전기에너지 사용 분야의 13%를 차지하고 있다.<sup>1)</sup>



[그림 1.1] 건물에서의 에너지 소비형태

1) 한국산업기술시험원, 신재생에너지 적용가능성 검토를 위한 공기열원 히트펌프 성능현장 평가연구 보고서 pp. 1~2, 2012

최근 냉난방에너지의 효율적인 소비에 대한 관심 증가는 고효율 기기의 개발과 성능 개선에 관한 연구로 이어져, 대규모 건물뿐만 아니라 중소규모 건물에 적용되는 다양한 냉난방 시스템의 효율 증가와 저에너지 소비형 시스템으로 개선되어 가는 추세이다.<sup>2)</sup> 정부는 건물에너지 소비에 대한 중요성이 점차 증가함에 따라 건물 에너지의 많은 부분을 차지하고 있는 에너지 절약대상을 대규모 건물에서 중소규모 건물까지 확대 하였다.

<표 1.1>에서 알 수 있듯이, 평균적으로 연면적이 작아질수록 연면적당 에너지 소비량이 높아지는 것으로 나타난다. 연면적당 에너지 소비는 10,000㎡ 이하 건물 군에서 2,853천 kcal/㎡, 10,001㎡~15,000㎡ 건물군에서 1,600천 kcal/㎡를 기록한 이후 건물이 대형화 될수록 연면적당 에너지 소비량은 대체로 낮아지는 경향을 보인다.<sup>3)</sup> 즉, 건물에서 소비되는 냉난방 에너지를 저감하기 위해 전체 건물 에너지소비 중 큰 비율을 차지하는 중소규모 건물의 에너지 절약이 중요하다.

<표 1.1> 면적규모별 연면적당 에너지소비

(단위 : 1,000 kcal/㎡)

면적 규모	전체	업무용	상업용	교육용	호텔	병원	전화국	아파트
10,000㎡ 이하	2,853	-	-	-	-	-	2,853	-
10,001~15,000㎡	1,600	206	-	-	1687	-	1,798	-
15,001~20,000㎡	969	729	505	-	-	-	1,108	-
20,001~25,000㎡	785	611	622	743	562	-	1,169	-
25,001~30,000㎡	689	551	373	661	494	553	970	-
30,001~35,000㎡	444	433	363	596	480	626	266	-
35,001~40,000㎡	488	364	311	-	437	439	1,342	-
40,001~45,000㎡	417	272	277	689	437	401	888	-
45,001~50,000㎡	322	322	266	272	586	462	-	-
50,001~100,000㎡	277	214	246	350	362	378	423	185
100,001~200,000㎡	174	198	199	172	347	351	132	147
200,001㎡ 이상	153	185	186	160	279	431	-	108

2) 주상현, 김정엽, 신현준, 멀티형 히트펌프의 SPF 산출 및 검증에 관한 연구, 대한설비공학회 하계학술발표대회, 2012

3) 에너지경제연구원, 에너지 총조사 보고서, 2011

중소규모 건물의 경우 냉난방시스템 계획 시, 설계가 간편할 뿐만 아니라 경제적이며 효율이 높은 시스템이라는 일반적인 통념에 근거하여 주로 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템을 적용하고 있다. 하지만, 건물 계획 단계에서 간소화된 설계 process에 따른 시스템의 선정, 설치 및 적용으로 인해 열쾌적 문제뿐만 아니라, 에너지 사용 측면에서도 비효율적이라는 문제가 거론되고 있는 실정이다.

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 적용 시, 기류속도, 기류온도 및 도달거리에 대한 면밀한 검토 없이 실내기를 선정하여 바닥 면적을 기준으로 정중앙에 설치하기 때문에 열적 환경조건에 따른 재실자의 위치별 열적 불균등이 발생할 가능성이 있다. 뿐만 아니라, 다양한 운전조건에 의해 시스템의 성능이 연속적으로 변하는 공기열원 히트펌프 시스템의 특성상 제품 표기치 에너지 성능과 실제 운전 중 에너지 성능에 상당한 차이가 발생할 수 있다. 이는, 예상되는 전력 소비량에 비해 실제 전력 소비량이 매우 클 수 있어, 에너지 절약적 시스템 대안 선정 시 설계자의 잘못된 판단을 초래할 수 있다.

이처럼, 간소화된 설계 process에 의한 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 선정, 설치 및 적용은 최초 예상과는 달리 쾌적 및 에너지 측면에서 건물에 부적합한 시스템의 적용으로 연결될 우려가 있다.

본 연구에서는 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 계획 단계에서 간소화된 설계 및 적용 과정의 특징에 의해 재실자의 불쾌적을 유발할 가능성이 있다는 문제점에 착안하여, 실제 시스템이 적용된 공간에서의 실측을 통해 위치별 쾌적 특성을 분석하고 이를 바탕으로 설계 process상에서의 개선 대안을 제시하고자 한다. 또한, 건물 계획 단계에서 에너지 절약형 시스템 대안 선정 시 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 계절성능 평가 고려사항을 제시하여, 향후 중소규모 건물에 적용되는 냉난방시스템 선정을 위한 설계자의 판단 근거를 제시하고자 한다.

## 1.2 연구의 범위 및 방법

본 연구에서는 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 적용된 중소규모 건물을 대상으로 실내 쾌적성과 에너지 성능을 평가하였다.

냉난방시스템을 선정할 때의 가장 기본적인 목표는 열적 쾌적성이다. 인체의 열적 쾌적감은 주변 공기온도, 상대습도, 기류속도, 복사온도 등의 물리적 변수와 대사량, 착의량 등의 개인적 변수에 영향을 받는다. 이 중, 기류속도는 air system에서 온도와 더불어 재실자의 열적 쾌적에 매우 큰 영향을 미치는 요소로서, 강한 기류는 드래프트(draft)를 발생시켜 경우에 따라 재실자 불쾌적의 주요 원인이 될 수도 있다.

본 연구에서는 재실자의 열적 쾌적성 평가를 위해 시스템 운전 중 온도와 기류 분포 실측을 통해 재실자 위치별 열적 환경 조건 차이와 기류 분포를 분석하였다. 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 설계 process차이에 따른 재실자 쾌적 특성 분석과 개선 방안 도출을 위해, 중소규모 건물에 일반적으로 적용되는 형태인 4-way타입 실내기가 적용된 공간에 대한 비교 대상으로 diffuser타입이 설치된 공간을 선정하였다. 평가 대상 실은 외기와 접하는 외피 측 존과 내부발열의 영향이 큰 내부 존의 열적 환경조건에 차이가 존재하는 실을 선정하였다.

열적 쾌적성과 더불어 시스템 선정 시 고려되어야 할 사항은 에너지 소비 측면이다. 다양한 운전조건에 의해 시스템의 성능이 연속적으로 변하는 공기열원 히트펌프 시스템의 특성상, 특정 조건에 대한 에너지 성능을 나타내는 제품 표기치 에너지 성능과 실제 운전 중 에너지 성능에 상당한 차이가 발생할 수 있다. 따라서 특정 조건에 대한 에너지 성능이 아닌 다양한 환경 조건을 반영하는 시스템의 계절성능을 통한 시스템의 평가가 이루어져야 한다.

연구 목표 달성을 위하여, 공기열원 히트펌프 시스템이 적용된 중소규모 건

물을 대상으로 실제 운전조건의 연속적인 변화에 따른 시스템의 계절성능 평가를 위하여 시뮬레이션 프로그램을 활용하였다. 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능에 영향을 주는 인자를 도출하여, 다양한 환경 조건에 대한 시스템의 거동특성 및 냉난방 소비특성을 분석하였다. 이를 바탕으로, 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 선정 시 참고할 수 있는 에너지 성능 근거를 제시하였다.

본 연구의 범위 및 방법을 연구 진행 순서에 따라 정리하면 다음과 같다.

(1) 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템에 관한 예비적 고찰

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 기본 원리에 대해 알아보고, 시스템의 특징과 문제점을 파악하기 위해 설비설계 전문가, 유지관리 전문가, 사용자를 대상으로 인터뷰와 설문조사를 실시하였다. 또한, 현행 규정에 의해 표기되는 제품 표기치 에너지 성능의 문제점을 살펴보고, 실사용 조건을 반영할 수 있는 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능 평가 지표에 대해 검토하였다.

(2) 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 적용된 실의 쾌적 성능 평가

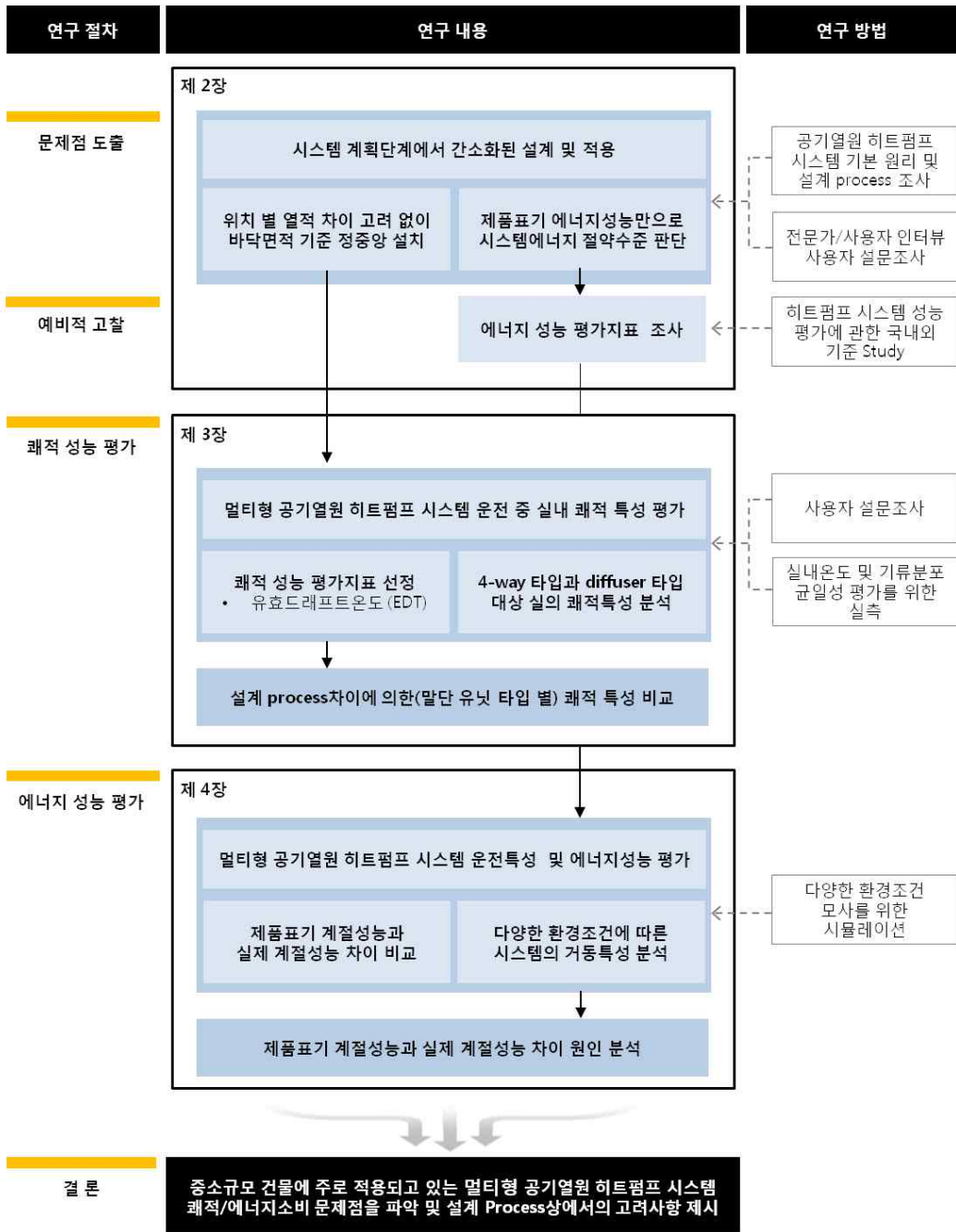
멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 계획 단계에서 간소화된 설계 및 적용 과정의 특징에 의해 재실자의 열적 불쾌적을 유발할 가능성이 있다는 문제점에 착안하여, 실제 시스템이 적용된 공간에서의 실측을 통해 위치별 쾌적 특성을 분석하고 이를 바탕으로 설계 process상의 개선 대안을 제시하였다.



(3) 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 거동특성 및 계절성능 평가

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 계절성능 평가를 위하여 시스템의 기본 원리를 통해 에너지 성능 영향 인자를 도출하였으며, 다양한 운전 조건에 따른 시스템의 거동특성 및 냉난방 에너지소비 특성을 분석하였다. 이를 바탕으로, 지역기후와 건물 부하특성에 따른 시스템의 계절성능 차이를 비교 분석하여 설계 시 에너지 절약적 시스템 선정을 위한 고려사항 및 판단근거를 제시하였다.

본 연구의 진행 절차는 [그림 1.2]의 연구 흐름도와 같다.



[그림 1.2] 연구 흐름도

## 제 2 장 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 특성에 대한 예비 고찰

### 2.1 개요

멀티형 히트펌프 시스템은 하나 이상의 실외측 유닛과 적어도 둘 이상의 실내측 유닛으로 구성된 멀티 냉난방 에어컨디셔너로써, 본 연구에서는 전기로 구동되는 기계적 증기 압축식 히트펌프 시스템을 다룬다.

본 장에서는 공기열원 히트펌프 시스템의 쾌적 및 에너지 성능 평가를 위한 예비적 고찰로써 시스템의 현황에 대해 고찰해 보고 실사용 조건을 반영할 수 있는 에너지 성능 평가지표에 대해 검토하고자 한다.

### 2.2 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 현황

#### 2.2.1. 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 기본원리

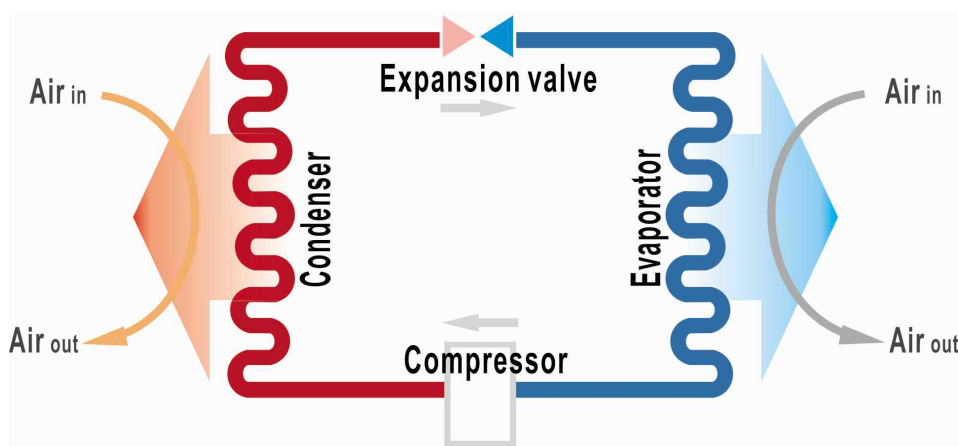
멀티형 공기열원 히트펌프 시스템은 한 대의 실외기에 다수의 실내기를 연결하여 동시에 냉난방이 가능하도록 구성된, 외기를 열원으로 하는 장치를 일컫는다. 냉매의 증발열과 응축열을 이용한 순환방식으로써, 냉동기와 기본적으로 동일한 사이클을 이룬다. 즉, 압축기의 기계적 압축 작용에 의해서 고온 고압의 상태로 된 냉매를 응축기를 통해서 방열시켜 액화시키고 이를 감압한 후 증발기에서 저압으로 증발시켜 냉각작용을 하고, 이러한 냉매의 상태 변화를 계속적으로 반복함으로써 냉매가 가지고 있는 증발 잠열에 의해 냉각 작용을 한다. 난방은 냉방 운전의 냉매 회로를 바꿈으로써 실외 측의 공기로부터 열을 흡수하여 실내측으로 방열하는 방식으로 실내 공기를 가열하여 난방하는 역사이클로 운전된다.<sup>4)</sup> 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 구동에너지로

---

4) KS C 9306 에어컨디셔너

가장 많이 사용되고 있는 것은 전기 에너지이며, 히트펌프 시스템의 작동 유체인 냉매를 압축하기 위한 압축기의 구동에 사용된다.

히트펌프 시스템의 가장 큰 특징은 구동에 필요한 에너지보다 더 많은 양의 에너지를 열에너지의 형태로 공급할 수 있다는 점<sup>5)</sup>이며, 공기열원 히트펌프 시스템의 작동원리<sup>6)</sup>는 다음 [그림 2.1]과 같다.



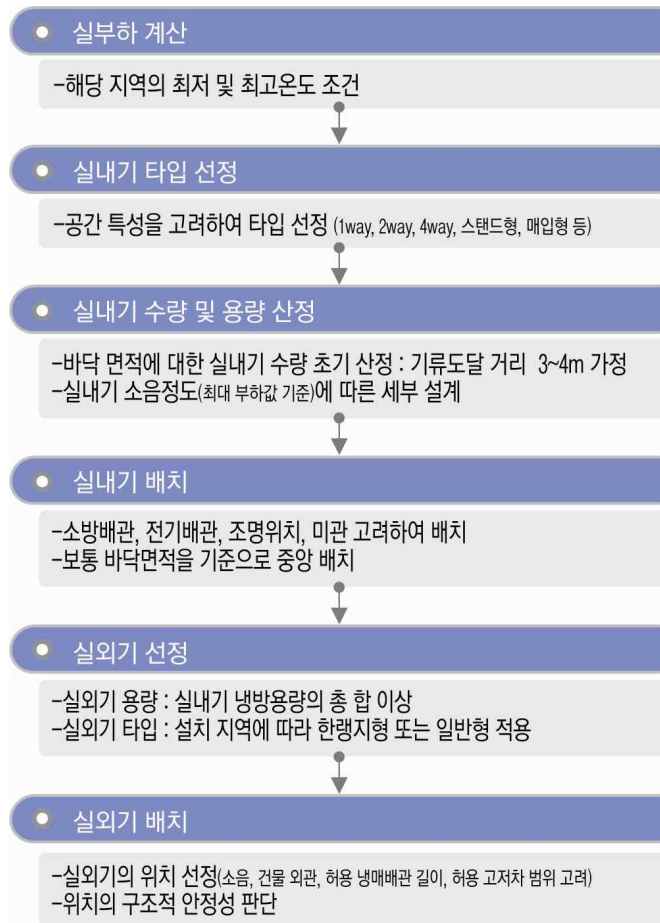
[그림 2.1] 공기열원 히트펌프 시스템의 작동원리

### 2.2.2. 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 설계 process

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 설계 경험이 있는 전문가를 대상으로 실제 현업에서의 시스템 설계 process에 대해 조사하였으며, 그 내용을 정리하면 [그림 2.2]와 같다.

5) 한국산업기술시험원, 신재생에너지 적용가능성 검토를 위한 공기열원 히트펌프 성능현장 평가연구, 2012

6) TRNSYS를 활용한 건물적용히트펌프시스템 연성능 평가 연구



[그림 2.2] 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 설계 process

중소규모 건물에 가장 많이 적용되는 4-way타입 실내기의 경우, 실내기 수량 및 용량 산정 과정에서 실내기의 기류 도달거리를 통상 3~4m로 하여 해당 공간에 설치되는 실내기의 대수를 대략적으로 산정한다. 또한 실내기 1대가 담당하는 바닥면적을 기준으로 실 중앙에 실내기를 배치하는 것이 일반적이다. 이처럼 4-way타입의 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 계획 단계에서는 재실자 쾌적에 대한 별도의 설계적 고려 없이 간소화된 설계 프로세스가

적용되는 것으로 파악되었다.

공기조화에서 말단 유닛은 실내 공기의 흐름을 양호하게 하는 기능을 갖출 필요가 있으므로 용도에 따라 여러 가지 종류, 형식, 크기가 제작되어진다. 말단 유닛에서 실내로 취출되는 공기는 실내공기와 서로 잘 섞임으로써 실내를 차게 하거나 따뜻하게 할 수 있지만 유닛의 종류나 설치장소, 크기, 수가 적절하지 않으면 기류가 직접 신체에 닿아서 불쾌감을 주기도 하고 공기가 도달할 수 없는 장소가 생겨 온도 불균일이 발생하기도 한다.<sup>7)</sup> 또한, 기류가 닿지 않는 부분에는 공기의 정체 현상으로 인해 열적으로 불쾌적인 상태가 형성될 뿐만 아니라 공기질의 문제를 야기할 가능성이 있다. 이와 같이, 말단 유닛은 공기조화에서 중요한 역할을 담당하고 있으므로 그 선정 및 적용에 있어서 주의해야 할 필요가 있으나, 중소규모 건물에 일반적으로 적용되는 4-way타입의 경우 실내기 용량에 따라 일률적으로 공장 제작되기 때문에 설계 과정에서 말단 유닛의 형태나 크기를 변경하기가 쉽지 않다. 반면, diffuser타입의 경우 제품의 형태나 크기가 다양하여 실의 용도나 특성에 따라 설계자의 선택의 범위가 넓다.

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 시스템 설계 process 검토를 통해, 시스템이 적용된 공간의 쾌적 측면 문제뿐만 아니라 에너지 성능 측면의 문제 또한 존재함을 알 수 있었다. 시스템의 용량 산정 시, 실별 실내 최대 부하에 따른 실내기 용량이 선정되며, 각 실내기 용량의 합에 따라 실외기의 용량이 선정된다. 하지만, 실제로는 정밀부하 계산에 의한 이상적인 시스템(ideal system)보다는 시스템 초기 가동 시의 peak-up load와 운전 중 예기치 못한 부하에 대한 대응, 그리고 시중 제품의 용량에 따른 이유로 실제 실내부하보다 시스템의 과다용량(oversized system) 설계되는 것이 일반적이다. 이는

---

7) 이정재, 디퓨져와 실내공기 분포에 대한 이론적 고찰, 한국설비기술협회 특집원고, 22(6), 2005

시스템 운전 시 부분부하율에 영향을 미치게 되며 시스템의 에너지 성능에도 영향을 줄 수 있을 것으로 판단된다.

### 2.2.3. 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템에 대한 인터뷰

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 운전 시 쾌적 및 에너지 측면에서의 특징과 장단점을 분석하기 위해, 설비설계 전문가(4인), 유지관리 전문가(5인), 패키지형 히트펌프 냉난방시스템 사용자(5인)를 대상으로 인터뷰를 실시하였다. 인터뷰 내용은 설계 및 시공, 운전, 유지관리, 시스템의 냉난방 및 쾌적 성능, 경제성 등을 포함하였으며, 인터뷰 결과를 <표 2.1>에 요약하였다.

<표 2.1> 공기열원 히트펌프 시스템에 대한 인터뷰 내용

구분	인터뷰 내용	설비 설계 전문가	유지 관리 전문가	사용자
설계 시공	• 시스템이 간단하여 공사기간 단축 가능, 시공용이	√	√	
	• 천장형 타입의 경우, 실내 공간 활용이 용이	√		√
	• 기계실을 따로 두지 않아 공간절약 가능, 덕트 설치가 없으므로 층고 감소	√		
	• 정밀 부하계산을 통한 용량 선정보다는, 실 단위면적 기준으로 시스템의 용량 결정	√		
	• 일시적, 순간적 높은 부하에 대한 대응을 위해 실제 설계 부하보다 용량을 크게 설계		√	
	• 실의 용도 및 재실 스케줄을 고려한 조닝 필요 (부분부하율 저하로 인한 시스템 효율 저하 방지)	√	√	
	• 냉매배관의 수직 및 수평길이에 따라 시스템 효율에 영향	√	√	
	• 실의 Layout 변경 시, 냉매배관 수정만으로 실내기 위치의 변경 가능, 리모델링에 대한 대응성 좋음		√	

운전	• 실별 개별제어가 용이하여 시스템 관리 편리	√	√	
	• 전기구동 공기열원 히트펌프 시스템의 경우, 제상 운전 시 시스템 효율 저하 우려 (난방)	√		
유지 관리	• 상근 유지관리 인력 불필요	√		
	• 시스템 교체 주기 짧음	√	√	
	• 냉매 배관 단열이 미흡할 경우, 배관 결로 문제 발생		√	
	• 누수, 배관 하자 문제가 종종 발생하나, 하자 발생 부위를 알기 힘들		√	
	• 응축수에 미생물이 발생하는 경우, 공기질을 저하 우려		√	
	• 실내기마다 필터를 교체하여야 하여야 하므로 유지관리 측면에서 번거로움		√	√
시스템 성능	• 재실자 대부분이 필터 세척에 대한 인식이 낮아, 시스템 가동 시 악취문제 및 위생문제 발생		√	√
	• 전기구동 공기열원 히트펌프 시스템의 경우, 낮은 외기온에서 시스템의 효율 저하 (난방성능에 문제발생)	√	√	
	• 부하에 따른 압축기 용량 가변 (부분부하 대응성 좋음)		√	
	• 제품 표기치 시스템 성능과 실사용 조건이 반영된 시스템 성능에 차이 발생		√	
	• 전기구동 공기열원 히트펌프 시스템의 제상운전 시, 실내 온도 불쾌적		√	√
쾌적성	• 보조 난방히터를 사용하여 이중 에너지낭비 발생 (국가차원 에너지절약을 위해 설정온도/운전시간을 규제)		√	√
	• 비교적 빠른 시간내에 냉난방이 가능			√
	• 겨울철 실내 습도가 매우 낮음 (외기도입시스템 별도 설치 필요)	√		√
	• 환기 문제로 인한 호흡기 질환에 노출 (환기유닛을 따로 설치하지만, 유지관리가 잘 되지 않음)	√	√	√



	<ul style="list-style-type: none"> <li>기류에 의한 드래프트 발생 (디퓨저의 위치, 형상 등 설계적 고려 없이 대체로 4-way타입 실내기 설치)</li> </ul>	√	√	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>외피측 존 재실자와 내부존 재실자의 열적 쾌적성에 차이 발생</li> </ul>		√	√
	<ul style="list-style-type: none"> <li>개인 별 온열 쾌적감이 달라 실내 적정 온도 설정에 문제 발생</li> </ul>		√	√
	<ul style="list-style-type: none"> <li>개인 별 기류에 대한 쾌적감이 달라 재실자들의 불만이 많음 (특히 기류가 직접 닿는 위치의 재실자)</li> </ul>		√	√
	<ul style="list-style-type: none"> <li>실제 실내부하보다 과용량 설계로 인해, 재실자들이 열적 불쾌적을 느낌 (과냉방, 과난방)</li> </ul>		√	√
	<ul style="list-style-type: none"> <li>필터교체가 수시로 이뤄지지 않아, 시스템 가동 시 악취 발생</li> </ul>		√	√
	<ul style="list-style-type: none"> <li>실내기 팬에 의한 운전소음 발생</li> </ul>		√	
초기 투자비	<ul style="list-style-type: none"> <li>시스템이 간단하여 공사기간 및 설계기간 단축, 설치비용 절감</li> </ul>	√	√	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>기계실을 두지 않아도 되므로 공사비 절감 (건축공사 간단)</li> </ul>	√	√	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>환기 유닛이 별도로 필요(열손실), ERV적용 시 설치비용 증가</li> </ul>	√	√	

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템은 기계실 공간과 덕트 공간이 불필요하여 공간 활용에 유용하며, 설계가 간편하여 짧은 기간 내에 공사를 완료할 수 있어 공사기간의 단축을 도모할 수 있다. 기계실 공간과 천장 플레넘(plenum) 공간의 절약은 건물 층고를 낮추어 건축 공사비의 절약으로 이어지며, 시스템이 간단하여 설치비를 절감할 수 있어 중앙 공조 시스템에 비해 초기 투자비 측면에서 유리하다는 장점이 있다. 또한, 실내기별 자동제어 및 실외기의 인버터 기능이 구현되어 다양한 공조수요에 개별대응이 가능하다는 이점 때문에 학교 시설과 같이 실별 재실 스케줄이 다양한 중소규모 건물에 많이 적용되고 있는 것으로 파악되었다.

이처럼 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 공간적 측면, 설계 및 시공, 운전 및 유지관리, 초기 투자비 측면에서 많은 이점이 있으나, 에너지 사용면에서 비효율적일 뿐만 아니라 쾌적성에도 문제가 있음을 알 수 있었다.

시스템 성능의 문제는 겨울철 낮은 외기온에서의 시스템의 효율 저하의 문제로, 전기 구동형 공기열원 히트펌프 시스템에서 주로 발생하는 것으로 조사되었다. 쾌적성 측면의 문제는 크게 환기 부족과 겨울철 실내습도의 저하, 실내기 취출 온도와 기류에 의한 재실자 불쾌적으로 나타났다. 특히, 시스템 운전 중 실내 기류분포가 일정하지 않아 재실자의 위치별 온열 및 기류 쾌적감에 차이가 발생하여 재실자들의 불만족도가 높은 것으로 드러났다.

#### 2.2.4. 공기열원 히트펌프 관련 연구 동향

##### (1) 쾌적 성능 관련 연구 동향

기존 연구에서는 공기열원 히트펌프 시스템의 쾌적 성능에 대해 평가하기 위해 Simulation, Field Test, Mock-up Test를 이용하였으며 연구의 목적에 따라 평가지표 및 측정요소에 차이가 있었다. 대부분 연구에서 평가 대상은

일반적으로 많이 적용되는 4-way 타입의 실내기를 대상으로 하며, 일반적인 운전 조건인 토출각도 45°의 연구 결과를 바탕으로 기존 연구 내용 및 결과를 요약하면 <표 2.2>와 같다.

Simulation을 이용한 쾌적 성능을 평가한 연구의 대부분은 공기열원 히트 펌프 시스템의 온도분포, 기류속도, 기류분포, 열적쾌적지수(predicted mean vote, PMV), 공기확산성능계수(air diffusion performance index, ADPI), 유효드래프트온도(effective draft temperature, EDT) 측면에서 양호한 결과를 나타내었다. 김준호<sup>8)</sup>(2012)의 연구 결과에서는 실내기가 1대 설치된 공간의 온도분포 및 기류속도는 쾌적성을 만족하였으나, 실내기가 2대 이상 설치된 실의 경우 불쾌적이 나타나는 것을 알 수 있었다.

Field Test의 경우 현장 측정과 더불어 쾌적 성능 평가를 위해 재실자의 설문조사가 함께 진행된 경우가 많았다. 박준원<sup>9)</sup>(2011)은 실측을 통해 계산된 PMV와 설문조사를 통해 재실자의 쾌적감과 온냉감을 비교 평가하였다. 냉방 시 국부적으로 불쾌적이 발생하였으나, PMV 값이 대체로 양호한 결과를 나타내었다. 하지만, 실내 거주자를 대상으로 설문조사 실시 결과, 냉방 시 대부분의 거주자가 다소 춥다고 응답하여 계산된 PMV값과 실제 거주자가 느끼는 수준에 차이가 있다는 것을 알 수 있었다. 강규민<sup>10)</sup>(2012)의 연구에서도 동일하게, 실측을 바탕으로 한 PMV 평가와 설문을 바탕으로 한 온냉감을 비교 평가하였다. 난방 시 실내 수평 및 수직 온도분포는 균일하나 PMV 값이 다소 높게 나타났다. 설문 조사 결과, 실측을 통해 계산된 PMV 값과 실제 거주자가 느끼는 수준에 차이가 있었으며, 거주자들 대부분이 다소 춥다고 응답하였

8) 김준호, 학교건물의 효율적인 난방시스템에 대한 비교연구, 건국대학교 대학원 석사학위 논문, 2012

9) 박준원, 기현승, 강기남, 송두삼, 고온다습한 지역에서 시스템 에어컨 적용에 따른 재실자의 온열 쾌적감 분석, 대한건축학회 추계학술발표대회, 2011

10) 강규민, 강기남, 박준원, 송두삼, 실측을 통한 시스템 에어컨이 설치된 오피스 건물의 온열환경 특성 및 재실자의 열적쾌적성 검토, 한국건축친환경설비학회 춘계학술발표대회, 2012

다. 이는 재실자가 추위에 다소 민감하기 때문인 것으로 판단하였다. 또한, 외피측 존의 쾌적성과 내부존 쾌적성의 차이가 발생하는 것을 연구 결과를 통해 알 수 있었다. 강기남<sup>11)</sup>(2012)의 연구에서는 실측을 통한 PMV 값은 쾌적범위를 유지하였으나, 실제 설문에 의한 결과는 위치별, 성별 개인적인 편차가 존재하다는 연구 결과를 제시하였다. 시스템 가동 시 기류속도는 양호하나, 가습기능이 배제된 시스템 특성상 실내 공조 시 상대습도는 28.10%로 매우 낮은 결과를 나타내었다. 조성우<sup>12)</sup>(2006)의 연구에서는 냉방 시 PMV 값이 대부분 Cold, Slight Cold 범위에 속하면서 쾌적 범위를 벗어남을 살펴볼 수 있었다. 실 전체의 공기확산 정도를 나타내는 ADPI는 40%로, 실내 가구 등에 의하여 공기의 유동이 원활하지 못하며, 외기영향을 많이 받는 외주부와 영향을 덜받는 내주부의 온도차이가 발생하였다. 노광철<sup>13)</sup>(2006)의 연구결과, 냉방 시 PMV값이 대부분 위치에서 쾌적범위를 형성하나, 에어컨바로 아래 위치와 바로 뒤쪽 위치에서 쾌적범위 초과하여 온도가 약간 낮아 재실자의 불쾌적을 유발할 가능성이 있음을 제시하였다.

Mock-up Test의 연구에서는 온도분포, 기류속도, 기류분포 측면에서 모두 불쾌적인 결과를 나타내었으나, PMV 계산 값은 쾌적 범위 내를 만족하는 것으로 나타났다.

- 
- 11) 강기남, 박준원, 강규민, 송두삼, 중소규모 오피스건물에서 중앙공조 방식과 비교를 통한 VRF 시스템의 온열환경 및 열 쾌적성 분석, 설비공학논문집 pp.1229-6422, 2012
  - 12) 조성우, 임영빈, 이경희, 천장형 유닛을 설치한 교실 내의 인체주변 온열환경에 관한 실측연구, 설비공학논문집 18(3) pp.240-246, 2006
  - 13) 노광철, 장재수, 오명도, 시스템에어컨과 환기시스템 설치 강의실에서 냉방 시 열쾌적성 및 실내공기질 연구, 대기기계학회논문집 30(1) pp.57-66 1226-4881, 2006

<표 2.2> 공기열원 히트펌프 시스템 관련 기존 연구 내용 (쾌적)

○ : 쾌적 △ : 부분적 불쾌적 X : 불쾌적 - : 측정항목

구분	평가방법	평가기간	평가지표												측정요소							
			온도 분포	습도	기류 속도	기류 분포	피부 온도	CO2	PMV	ADPI	EDT	TSV	CSV	PDD	온도 수용도	환경 민감도	기류 수용도	위치 고려	토출 각도	혹구 온도	외부 환경	
성상철, 2009	Simulation	냉방	○						○	○												
성상철, 2008		냉난방							△													
한창우, 2005		냉방	○	-	○		-	-	○													-
이진형, 2006		냉방	○		-	○				○	○									-		-
김준호, 2012		난방	X <sup>1</sup> O <sup>2</sup>		X <sup>1</sup> O <sup>2</sup>																	
신병환, 2002		난방	○		△	△			X	-	-									-		-
노광철, 2006		냉방	○		○				○													
이상원, 2008		-	○																	-		
박준원, 2011		Field Test	냉방	-	-	-			○			△	△								-	-
강규민, 2012	난방		○	-	-				△			△	△ <sup>3</sup> O <sup>4</sup>				-				-	-
강기남, 2012	-		○	X	○			○	○			○	-	O <sup>5</sup> △ <sup>6</sup>	△	-	△				-	-
조성우, 2006	냉방		X <sup>3</sup> O <sup>4</sup>		-		-		X	△	△			△						-	-	
노광철, 2006	냉방		○		X				△													
박태주, 2013	냉방											△	○					-				
이영재, 2010	Mock up Test		-	X	-	X	X		○						X							-

\*\* 1 : 2대 이상 설치된 실, 2 : 1대 설치된 실, 3 : 외주부, 4 : 내주부, 5 : 계산값 기준, 6 : 설문값 기준

## (2) 시스템 에너지 성능 관련 연구 동향

Toru Ichikawa<sup>14)</sup>(2008)은 실측을 통해 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능을 평가하였으며 실제 운전 상태에 비해 시스템 용량이 과설계 되어 정격 COP보다 실제 운전 시 COP가 훨씬 낮은 값을 나타낸다는 연구결과를 도출하였다. 특히, 여름철보다 겨울철 COP가 낮은 이유는 겨울철의 경우 실내설정온도와 외기온의 편차가 크고 냉매를 가열하기 위한 Oil Heater의 사용이 원인인 것으로 판단하였다. 또한, Dongliang Zhang<sup>15)</sup>(2011), Luca Cecchinato<sup>16)</sup>(2010)의 연구는 공기열원 히트펌프 시스템의 운전 시 외기온의 변화에 비례하여 단순히 부분부하율이 증가하는 것으로 간주하는 것에 대하여, 실측을 통하여 부하변동에 따라 가변용량제어가 되는 시스템에 적용하기에 한계가 있음을 밝혔다. 전기 구동형 공기열원 히트펌프 시스템의 성능은 외기온과 부분부하율의 조합에 의해 다양한 결과가 나타나므로, 특정 조건에서의 시스템 성능을 나타내는 정격 COP 또는 EER이 시스템의 계절 성능을 나타내기에 한계가 있다고 판단하였다. 뿐만 아니라, 증발기와 압축기 측 온도와 압력비에 따라 시스템의 효율이 달라지며, 이는 곧 전력소비와도 밀접하게 관계가 있는 것으로 판단하였다.

---

14) Toru Ichikawa, Satoshi Yoshida, Tatsuo Nobe, Shigeki Kametani, Running Performance of Split-type Air Conditioning Systems Installed in School and Office Buildings in Tokyo, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2008

15) Dongliang Zhang, Xu Zhang, JunLiu, Experimental study of performance of digital variable multiple air conditioning system under part load conditions, Energy and Buildings 43pp. 1175-1178, 2011

16) Luca Cecchinato, Part load efficiency of packaged air - cooled water chillers with inverter driven scroll compressors, Energy Conversion and Management 51 pp.1500-1509, 2010

## 2.3 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능평가

### 2.3.1. 개요

공기열원 히트펌프 시스템의 성능을 나타내는 평가 지표로, 특정 환경 조건에서의 시스템의 정격 성능을 나타내는 Single Data Point Performance를 사용하던 예전과 달리, 최근에는 다양한 환경 조건에서 연속적으로 변하는 시스템의 성능 특성을 반영하기 위해, 연간 운전의 관점에서 계절성능을 나타내는 Seasonal Performance Factor를 사용하는 추세이다. 현재 히트펌프와 관련된 국내외 기준들은 <표 2.3>과 같다.

<표 2.3> 히트펌프 시스템 관련 국내외 기준

Standard	Title
KS C 9306	에어컨디셔너
KS B ISO 15042	멀티 에어컨디셔너 및 히트펌프의 성능 시험 방법
효율관리기자재 운용 기준	멀티전기히트펌프 시스템
ISO 5151	Non-ducted air conditioners and heat pumps - Testing and rating
ISO 15042	Multiple split-system air-conditioners and air-to-air heat pumps - Testing and rating for performance
ANSI/ASHRAE 16	Method of testing for rating room air conditioners and packaged terminal air conditioners
ANSI/ASHRAE 116	Method of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioners and heat pumps
ASHRAE 58	Method of testing for rating room air conditioner and packaged terminal air conditioner heating capacity
AHRI 210/240	Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & Air-Source Heat Pump Equipment
AHRI 1230	Performance rating of Variable Refrigerant Flow (VRF)

	Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment
BS EN 14511	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling
BS EN 14825	Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling. Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance
BS ISO 15042	Multiple split-system air-conditioners and air-to-air heat pumps. Testing and rating for performance
CSA C 368.1-M	Performance standard for room air-conditioners
AS/NZS 3823.1.4	Performance of electrical appliances – Airconditioners and heat pumps Multiple split-system airconditioners and air-to-air heat pumps – Testing and rating for performance ( ISO 15042 MOD )
GB/T 18837	Multi-connected air-condition (heat pump unit)
JIS B 8616	Package air conditioners
JRA 4033	Multi split Air-conditioner
JRA 4049	Calculation method of annual power consumption for multi split air conditioner

### 2.3.2. 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지성능 평가 지표

#### (1) 특정 환경에서의 시스템 성능을 나타내는 지표

가. 성적계수(COP)와 에너지효율비(EER)

성적계수(COP, Coefficient Of Performance)와 에너지효율비(EER, Energy Efficiency Ratio)는 가장 일반적인 히트펌프 효율 지표로써, 투입 소비전력에



대한 냉난방 능력의 비를 나타낸다. 성적계수(COP)는 1W 전력의 열량으로 시스템이 얼마만한 능력의 열량을 얻을 수 있는가를 나타내는 것으로, 단위는 무차원이다. 반면, 에너지 소비 효율(EER)은 1W의 전력으로 얼마만한 열량 [kcal/h]를 얻을 수 있는가를 나타내는 것으로, [kcal/W·h]의 단위를 가진다.<sup>17)</sup>

$$COP = \frac{\text{냉방능력 또는 난방능력 [W]}}{\text{소비전력 [W]}} \quad (2.1)$$

$$EER = \frac{\text{냉방능력 또는 난방능력 [kcal/h]}}{\text{소비전력 [W]}} \quad (2.2)$$

이처럼, COP와 EER은 단위의 차이를 제외하고는 실제 그 근본적인 의미는 동일하나, 국내에서는 통상 단위의 차이를 고려하지 않고, 혼돈을 피하기 위해 난방의 경우 COP를, 냉방의 경우 EER을 주로 사용하여 난방 및 냉방 성능을 표시한다.

#### 나. 정격 성적계수(rated COP)와 정격 에너지효율비(rated EER)

멀티형 공기열원 히트펌프와 관련된 규격 KS B ISO 15042에서는 정격 난방 성적계수(rated COP)를 난방 표준 능력을 난방 유효 소비 전력으로 나눈 값으로, 정격 냉방에너지 소비효율(rated EER)은 냉방 표준 능력을 냉방 유효 소비 전력으로 나눈 값으로 정의하고 있다. 이는 규격에서 지정한 특정한 환경 조건에서의 히트펌프 시스템의 성능을 나타내는 지표이며, 난방 및 냉방 표준 능력 시험 조건은 다음과 같다.

17) Denryoku Kuuchou Kenkyukai, 『열펌프 공기조화 시스템』, 홍희기, 강용태(역), 성안당, 2002, p. 44

<표 2.4> 난방 표준시험 조건

실내공기온도	건구	20°C
	습구	15°C
실외공기온도	건구	7°C
	습구	6°C

<표 2.5> 냉방 표준시험 조건

		온대	한대	열대
실내공기온도	건구	27°C	21°C	29°C
	습구	19°C	15°C	19°C
실외공기온도	건구	35°C	27°C	46°C
	습구	24°C	19°C	24°C

냉난방 표준 능력 시험은 에어컨의 조작 스위치를 냉난방 능력이 최대가 되는 상태로 두고 정격 전압 및 정격 주파수 아래에서 난방 표준 능력 시험 조건으로 운전하며, 측정 방법 및 계산식에 따라 냉난방 표준 능력을 산출한다. 표준 소비 전력 시험은 난방 표준 능력의 측정값이 안정되었을 때 에어컨에서 소비되는 전력 및 전류를 측정한다. 시험은 모든 장비가 정상 상태에서 이루어져야 하며, 데이터는 실내기의 현열, 잠열, 전열을 모두 포함하여야 한다.

## (2) 다양한 환경조건에서의 시스템 성능을 나타내는 지표

가. 난방기간 에너지 소비효율(HSPF, Heating Seasonal Performance Factor)  
난방기간 중에 에어컨을 운전함에 따라 실내의 공기에 가할 수 있는 총 난방 능력의 합계와 이때 소비된 총 소비 전력의 합계를 규정된 난방 기간 에너

지 소비효율 산출방법에 따라 산출한 값<sup>18)19)</sup>이며, 단위는 무차원이다. 국내에서는 KS C 9306에 정해진 조건에서 성능실험을 통하여 히트펌프 시스템의 난방 기간 에너지 소비 효율 산출하는 방법을 사용한다. KS규정의 산출방법은 열부하를 기준으로 차양, 위치, 실내발열 등 건물 부하에 대해 계산을 한 후, 온도차에 대한 산출방법에 따라 난방기간 에너지 소비효율(HSPF)을 산출한다.<sup>20)</sup> 즉, 시스템이 운전되고 있는 온도의 발생빈도를 나타내는 온도빈(température bin)의 개념이 계산방법에 포함된다. 난방 기간 에너지 소비효율 산출식은 다음과 같다.

$$HSPF = \frac{\sum Q_h}{\sum P_h} \quad (2.3)$$

$$\sum Q_h = \sum_{j=1}^n BL_h(t_j) \cdot n_j \quad (2.4)$$

$$\sum P_h = \sum_{j=1}^n \frac{X(t_j) \cdot \dot{P}_h(t_j) \cdot n_j}{PLF(t_j)} + \sum_{j=1}^n P_{RH}(t_j) \quad (2.5)$$

여기서,

$\sum Q_h$  : 난방기간 총 난방량의 합계 [W]

$\sum P_h$  : 난방기간 총 소비 전력량의 합계 [W]

$BL_h$  : 온도  $t_j$ 에서의 건물 난방부하

$n_j$  : 난방기간 중 난방을 필요로 하는 각 온도의 발생 시간

$X(t_j)$  : 온도  $t_j$ 에서의 건물 부하와 난방 능력의 비

18) KS C 9306 에어컨디셔너

19) ANSI.AHRI Standard 210.240 with Addenda 1

20) 이득환, 유효경, 한세희, 최현웅, 김재민, 건물 구조체에 따른 히트펌프 시스템 계절별 에너지 효율 계수, 한국건축 친환경설비학회 논문집 7(4), 2013, pp. 223~231

- $\dot{P}_h$  : 온도  $t_j$ 에서 난방 운전할 때의 에어컨 난방 소비 전력 [W]
- $PLF(t_j)$  : 단속 운전 시 에너지 소비 효율과 연속 운전 시의 에너지 소비 효율의 비
- $P_{RH}$  : 온도  $t_j$ 에서의 건물 부하에 대하여 에어컨의 난방능력 부족을 보충하기 위한 전열 장치의 소비 전력량 [Wh]

건물 부하는 정격 난방능력을 기준으로 산출하며 KS C 9306에서 규정하는 HSPF의 난방부하는 다음과 같이 계산된다.

$$BL_h(t_j) = \frac{16-t_j}{16-0} \cdot BL_{h(0)} \quad (2.6)$$

$$BL_{h(0)} = BL_{c(35)} \times 0.82 \quad (2.7)$$

여기서,

$BL_h$  : 온도  $t_j$ 에서의 건물 난방부하

$BL_{h(0)}$  : 정격난방 표준능력에 보정계수를 곱한 값

난방 기간 산출은 우리나라의 과거 10년간(1998.10.01~2007.02.28)의 기상청 기후자료를 근거로 11개 지역별 에어컨을 사용하는 기간(11월 1일~2월 28일)동안 난방을 필요로 하는 온도(15°C) 이하가 유지되는 온도별 시간을 조사하여 적용한다. KS규격에서 제공하는 지역별 난방 기간 및 발생 시간은 <표 2.6>와 같다.

<표 2.6> 지역별 난방 기간 및 발생 시간

지역	난방 기준	난방 기간 중 15℃ 이하의 온도가 발생하는 시간(h)																
		온도 (℃)	-15	-14	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0
강릉	11/1~2/28	822	1	2	2	3	5	4	9	15	19	30	44	56	70	101	127	334
광주	11/1~2/28	886	0	0	0	1	1	4	5	8	12	23	41	57	82	124	155	373
대구	11/1~2/28	816	0	0	0	0	2	4	7	7	13	23	37	56	85	106	134	342
대전	11/1~2/28	1 225	1	2	4	4	10	13	21	28	42	58	77	103	127	164	195	376
목포	11/1~2/28	695	0	0	0	0	1	2	2	4	4	9	19	36	55	91	124	348
부산	11/1~2/28	439	0	0	0	0	2	2	3	3	7	10	19	27	37	57	77	195
서울	11/1~2/28	1 257	3	5	7	10	10	20	29	45	61	76	91	110	128	139	160	363
전주	11/1~2/28	1 121	0	1	1	3	3	7	13	27	40	61	87	107	133	153	159	326
인천	11/1~2/28	1 202	1	3	5	7	10	11	22	32	45	65	81	104	123	145	170	378
제주	11/1~2/28	59	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	2	5	51
청주	11/1~2/28	1 305	2	3	4	8	14	18	25	36	48	69	92	114	131	164	185	392
계	4 개월	9 827	8	16	23	36	58	85	136	205	291	424	588	770	972	1 246	1 491	3 478

지역	난방 기준	난방 기간 중 15℃ 이하의 온도가 발생하는 시간(h)															
		온도 (℃)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
강릉	11/1~2/28	1 940	210	227	213	199	186	177	108	142	125	107	74	59	46	38	29
광주	11/1~2/28	1 937	202	195	197	206	182	167	146	137	126	99	82	66	55	42	35
대구	11/1~2/28	2 015	197	201	199	204	200	193	165	137	122	108	91	74	52	39	33
대전	11/1~2/28	1 622	194	193	182	180	154	140	119	102	91	74	57	49	38	26	23
목포	11/1~2/28	2 131	215	224	236	222	211	188	165	134	129	109	91	75	54	45	33
부산	11/1~2/28	2 332	128	149	169	188	204	229	216	192	178	160	147	127	103	79	63
서울	11/1~2/28	1 600	203	200	193	181	165	134	110	98	80	66	49	45	30	24	22
전주	11/1~2/28	1 570	166	160	164	164	163	145	15	121	110	93	80	68	51	39	31
인천	11/1~2/28	1 658	211	203	194	186	166	139	118	103	81	75	58	41	32	28	23
제주	11/1~2/28	2 648	67	103	167	213	229	261	258	245	243	205	176	162	134	102	83
청주	11/1~2/28	1 547	207	193	177	160	155	126	113	97	78	63	56	45	33	23	21
계	4 개월	21 000	2 000	2 048	2 091	2 103	2 015	1 899	1 533	1 508	1 363	1 159	961	811	628	485	396

나. 냉방기간 에너지 소비효율 (CSPF, Cooling Seasonal Performance Factor)  
 냉방기간 중에 에어컨을 운전함에 따라 실내의 공기에 가할 수 있는 총 난방 능력의 합계와 이때 소비된 총 소비 전력의 합계를 규정된 난방 기간 에너지 소비효율 산출방법에 따라 산출한 값이며, 단위는 무차원이다. 냉방 기간 에너지 소비효율 산출식은 다음과 같다.

$$CSPF = \frac{\sum Q_c}{\sum P_c} \quad (2.8)$$

$$\sum Q_c = \sum_{j=1}^n X(t_j) \cdot \dot{\Phi}_{cr}(t_j) \cdot n_j \quad (2.9)$$

$$\sum P_c = \sum_{j=1}^n \frac{X(t_j) \cdot \dot{P}_c(t_j) \cdot n_j}{PLF(t_j)} \quad (2.10)$$

여기서,

$\sum Q_h$  : 냉방기간 총 냉방량의 합계 [W]

$\sum P_h$  : 냉방기간 총 소비 전력량의 합계 [W]

$X(t_j)$  : 온도  $t_j$ 에서의 건물 부하와 냉방 능력의 비

$\dot{\Phi}_{cr}(t_j)$  : 온도  $t_j$ 에서 냉방 운전할 때의 냉방 능력

$n_j$  : 냉방기간 중 난방을 필요로 하는 각 온도의 발생 시간

$\dot{P}_c(t_j)$  : 온도  $t_j$ 에서 냉방 운전할 때의 에어컨 냉방 소비 전력 [W]

$PLF(t_j)$ : 단속 운전 시 에너지 소비 효율과 연속 운전 시의 에너지 소비 효율의 비

건물 부하는 정격 냉방능력을 기준으로 산출하며 KS C 9306에서 규정하는 CSPF의 냉방부하는 식 (2.11)와 같이 계산된다.

$$BL_c(t_j) = \frac{t_j - 23}{35 - 23} \cdot BL_{c(35)} \quad (2.11)$$

여기서,

$BL_c(t_j)$  : 온도  $t_j$ 에서의 건물 냉방부하

$BL_{c(33)}$  : 부속서에 규정된 냉방부하

냉방기간 산출은 우리나라의 과거 10년간(1998.06.01~2007.09.30)의 기상청 기후자료를 근거로 11개 지역별 에어컨을 사용하는 기간(6월 1일~9월 31일)동안 및 사용하는 시간대(오전 11시~오후 11시)에서 냉방을 필요로 하는 온도(24°C) 이상이 유지되는 온도 별 시간을 조사하여 적용한다. KS규격에서 제공하는 지역별 냉방 기간 및 발생 시간은 <표 2.7>와 같다.

<표 2.7> 지역별 냉방 기간 및 발생 시간

지역	냉방 기간	냉방 기간 중 24°C 이상의 온도가 발생하는 시간(h)															
		온도 (°C) 계	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
강릉	6/1~9/30	682	118	99	93	78	68	58	54	42	36	18	13	4	1	0	0
광주	6/1~9/30	1065	159	161	165	153	132	99	84	56	34	16	5	1	0	0	0
대구	6/1~9/30	991	129	123	126	123	116	103	84	71	51	35	18	10	2	0	0
대전	6/1~9/30	949	155	145	141	132	124	96	67	50	27	11	1	0	0	0	0
목포	6/1~9/30	930	173	161	152	140	102	78	66	38	15	4	1	0	0	0	0
부산	6/1~9/30	793	158	147	129	118	87	67	48	24	11	3	1	0	0	0	0
서울	6/1~9/30	985	154	146	157	140	139	94	71	42	25	12	4	1	0	0	0
진주	6/1~9/30	1016	135	144	139	131	116	99	87	63	48	28	15	7	3	1	0
인천	6/1~9/30	863	171	168	139	121	102	70	43	25	15	5	2	1	1	0	0
제주	6/1~9/30	958	160	150	139	130	111	101	76	47	25	11	4	2	1	1	0
청주	6/1~9/30	1024	153	156	155	155	128	109	78	52	28	9	1	0	0	0	0
계	4개월	10256	1665	1600	1535	1421	1225	974	758	510	315	152	65	26	8	2	0

다. 적분 부분부하 계수(IPLV : Integrated Part Load Value)

부분부하를 나타내는 방법 중 하나인 적분 부분부하 계수(IPLV)는 에어컨 디셔너가 운전되는 기간 동안 시스템이 전부하로 운전되는 경우보다 부분부하로 운전되는 경우가 많은 것을 고려하여 부분부하에 대한 정의를 도입한 것으로, 부분 부하의 성능과 시스템의 운전시간을 사용하여 가중 값을 주어 시스템의 계절 성능을 표현하는 방법이다. 즉, 시스템의 사용 빈도가 높은 부분부하 운전에 대해 가중치를 부여하는 방안으로써, 멀티 에어컨디셔너 유닛에 4개의 용량 조절 단계가 있다고 가정하여 100%, 75%, 50%, 25% 부분부하에 대한 성능과 각 부하조건에서의 시스템의 운전 시간 가중 값을 부여하여 시스템의 계절 성능을 표현한 지표이다.<sup>21)22)</sup>

KS C 9306에서 제시한 기간 에너지 소비효율 지표인 HSPF, CSPF에 IPLV를 도입한 것은 시스템의 사용 상태에서의 시스템의 운전시간 혹은 운전 스케줄 등을 고려한 부분부하 영향을 반영하기 위함이다. KS B 15042에서 지정한 적분 부분부하 정격성능 시험조건과 계수 산출식은 다음과 같다.

<표 2.8> 부분부하 운전조건 (KS B 15042 기준)

실내측 공기 상태		실외측 공기 상태	
건구온도	습구온도	건구온도	습구온도
27±0.3°C	19±0.2°C	27±0.3°C	19±0.2°C

21) AHRI 1230 : 2010 Standard for Performance Rating of Variable Refrigerant Flow (VRF) Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment

22) KS B ISO 15042 : 멀티 에어컨디셔너 및 히트펌프의 성능 시험 방법

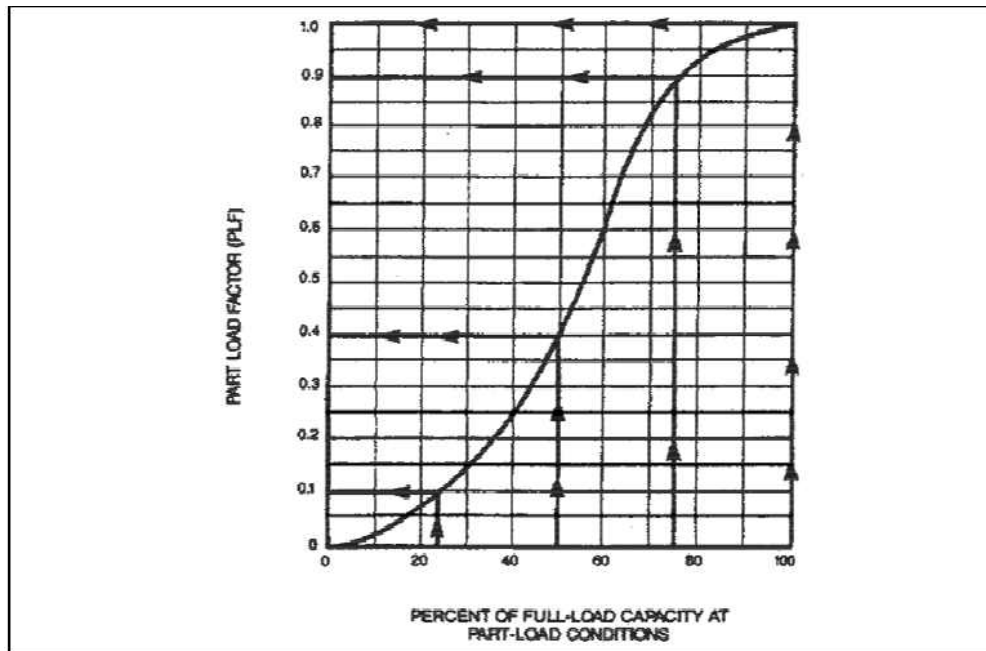


$$\begin{aligned}
 IPLV = & (PLF_1 - PLF_2) \left( \frac{EER_1 + EER_2}{2} \right) + (PLF_2 - PLF_3) \left( \frac{EER_2 + EER_3}{2} \right) \\
 & + (PLF_3 - PLF_4) \left( \frac{EER_3 + EER_4}{2} \right) + (PLF_4)(EER_4)
 \end{aligned} \tag{2.12}$$

여기서,

$PLF_1, PLF_2, PLF_3, PLF_4$  : [그림 2.3]로부터 결정되는 100%, 75%, 50%, 25% 부하에서의 부분부하 계수

$EER_1, EER_2, EER_3, EER_4$  : 100%, 75%, 50%, 25% 부하에서 측정된 냉방 에너지 소비 효율



[그림 2.3] 부분부하 계수 그래프

<표 2.8>의 성능 시험조건에서, 실험을 통하여 각 부분부하 단계의 냉방 에너지 소비 효율(EER)을 측정한다. 가중계수인 PLF는 에어컨이 설치된 가장 일반적인 건물과 운전상황을 나타내는 값으로, 주요 도시에 대하여 평균한 값 사용한다. 단, [그림 2.3]은 미국 주요 도시를 기준으로 제공된 데이터로써, 우리나라는 아직 정립되어있지 않다.

멀티 에어컨디셔너에서 용량 조절의 의미는 정해진 부하비로 제어될 수 있다는 뜻이고, 시스템이 자동 조절하는 것은 허용하되 수동 조작으로 실내기 또는 실외기의 공기 상태를 임의로 조절하는 것은 아니다.

현재 국내 규정 KS B ISO 15042에서 적분 부분부하 계수를 사용하여 멀티 에어컨디셔너의 부분 부하 성능을 산출하기 위한 시험과 계산 방법을 제시하고 있으나, 이 방법은 규격의 일부가 아니며 참고 자료로만 사용하고 있다.

#### 라. IEER (Integrated Energy Efficiency Ratio)

ANSI.AHRI Standard 1230에서는, 기존 적분 부분부하 계수(IPLV) 수식을 변형하여 적용한 것으로, 공기열원 히트펌프 시스템의 용량이 증대되면서 부분부하 운전 포인트를 재정립하여 시스템의 성능을 표현한 지표를 정의하고 있다. 기존의 적분 부분부하 계수(IPLV) 지표는 규격에서 삭제되었으며, ANSI.AHRI Standard 1230에서 지정한 IEER 정격성능 시험조건과 계수 산출식은 다음과 같다.

<표 2.9> IEER 부분부하 정격성능 시험조건

온도조건 부분부하율	실내 공기온도		실외 공기온도
	건구온도	습구온도	건구온도
100%	26.7°C	19.4°C	35.0°C
75%	26.7°C	19.4°C	27.5°C
50%	26.7°C	19.4°C	20.0°C
25%	26.7°C	19.4°C	18.3°C

$$IEER = 0.020A + 0.617B + 0.238C + 0.125D \quad (2.13)$$

여기서,

$A, B, C, D$  : 100%, 75%, 50%, 25% 부하에서 측정된 냉방 에너지 소비 효율

#### 마. 현행규정 기준 계절성능 산출방식

국내 효율관리기자재 운용 기준에서 제시하고 있는 전기 구동형 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 제품 표기치 계절성능 산출법 및 냉난방 시험 조건은 다음과 같다.

##### ① 통합냉방효율(IEER)

ANSI.AHRI Standard 1230에서 제시하고 있는 냉방 계절성능을 그대로 수용한 것으로, 전기 구동형 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템을 냉방 부분부하 조건으로 운전하였을 때 식(2.14)에 의해 산출된 통합 에너지 효율비를 말한다.

$$IEER = 0.020EER_{100\%} + 0.617EER_{75\%} + 0.238EER_{50\%} + 0.125EER_{25\%} \quad (2.14)$$

<표 2.10> IEER 냉방 시험 조건

부분부하율	실내외 조건
100%	실내측 27°C DB / 19°C WB 실외측 35°C DB / 24°C WB
75%	실내측 27°C DB / 19°C WB 실외측 27.5°C DB / 23.4°C WB
50%	실내측 27°C DB / 19°C WB 실외측 20°C DB / 13.9°C WB
25%	실내측 27°C DB / 19°C WB 실외측 18.3°C DB / 11.6°C WB

② 난방효율(COP)

난방용량과 그때의 난방소비전력과의 비를 나타낸다. 전기 구동형 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템을 난방조건으로 운전하였을 때의 성적계수로서 난방용량을 유효소비전력으로 나눈 값을 나타내며, 표준난방효율(COP1), 한냉지 난방효율(COP2)의 평균값을 나타낸다.

$$\text{난방효율(COP)} = \frac{\text{표준난방효율(COP1)} + \text{한냉지 난방효율(COP2)}}{2} \quad (2.14)$$

<표 2.11> 난방 시험 조건

	실내외 조건
정격조건	실내측 20°C DB / 15°C WB 실외측 7°C DB / 6°C WB
한랭지조건	실내측 20°C DB / 15°C WB 실외측 -15°C DB

③ 냉난방효율(EERa)

통합냉방효율(IEER)과 난방효율(COP)와의 산술평균을 말한다.

$$\text{냉난방효율(EERa)} = \frac{\text{통합냉방효율(IEER)} + \text{난방효율(COP)}}{2} \quad (2.15)$$

다양한 환경조건에 따라 시스템의 성능이 연속적으로 변하는 멀티형 공기 열원 히트펌프 시스템의 특성상, 특정 조건하의 정격 성능이 실제 시스템의 에너지 성능을 나타내기에 한계가 따른다. 이를 보완하기 위해, 기존에 정격 성능으로 시스템의 에너지 성능을 표기하던 방법을 개정하여 통합냉방효율(IEER)과 난방효율(COP), 냉난방효율(EERa)를 이용하여 시스템의 계절성능을 제품에 표기하도록 권고하고 있다.

하지만, 난방효율(COP), 냉난방효율(EERa)은 특정 조건하의 시스템 에너지 성능을 단순히 산술평균하는 수준에 그치고 있어 여전히 실제 시스템의 에너지 성능을 나타내기에 한계가 있다.

또한, 통합냉방효율(IEER)의 계수는 미국 Climate Zone 기준 15개 도시의 기상 데이터와 각 Climate Zone에서의 냉동기 판매량 비율, 건물용도를 이용

하여, 100%,75%,50%,25% 부하(load bin)가 발생하는 도시별 평균온도(건구 온도 기준)와 도시별 시간비율(%)을 이용하여 산출된 값이므로 한국의 기후 조건과 시스템의 운전상황을 충분히 반영하고 있지 않다.

## 2.4 소결

본 장에서는 공기열원 히트펌프 시스템의 쾌적 및 에너지 성능 평가를 위한 예비적 고찰로써 실제 시스템의 설계 process 및 전문가 인터뷰를 통해 시스템의 현황에 대해 조사하여 발생 가능한 문제점에 대하여 고찰하였다. 또한, 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능 평가지표에 대한 검토를 통해 실사용 조건을 반영할 수 있는 성능 지표를 조사하였다. 본 장의 내용을 요약하면 다음과 같다.

(1) 실제 현업에서의 시스템 설계 프로세스에 대해 조사한 결과, 중소규모 건물에 가장 많이 적용되는 4-way타입의 경우, 실내기 수량 및 용량, 기류속도, 기류온도 및 도달거리에 대한 면밀한 검토 없이 실내기를 선정하기 때문에 열적 환경조건에 따른 재실자의 위치별 열적 불균등이 발생할 가능성이 있다.

(2) 전문가 및 사용자 인터뷰를 통해, 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 운전 중 실내 기류분포가 일정하지 않아 재실자의 위치별 온열 및 기류 쾌적감에 차이가 발생하여 재실자들의 불만족도가 높은 것으로 드러났다. 또한, 전기 구동형 공기열원 히트펌프 시스템의 경우, 겨울철 낮은 외기온에서의 시스템 효율 저하의 문제가 발생한다.

(3) 히트펌프 시스템에서 사용하는 정격 성능은 특정 조건에서의 공기열원

히트펌프 시스템의 에너지 성능을 나타내는 것으로 실제 건물이 위치한 지역의 기후 및 건물 유형(부하특성)에 따른 운전 조건을 반영한 것이 아니다.

(4) 기간 에너지 소비효율의 관점에서, KS C 9306에서 제시하는 HSPF와 CSPF의 개념으로는 시스템의 성능이 운전 형태가 다양한 멀티히트펌프 시스템 부분부하율의 영향을 충분히 반영할 수 없어 계절성능을 표현하는데 한계가 따른다.

(5) IPLV, IEER은 시스템을 수동 조작하여 부분부하를 발생시켜 그때의 에너지 소비효율에 대한 가중치를 부여하여 부분부하에 의한 시스템 에너지 성능을 평가하는 지표로써, 연속적인 외기온 변화와 부분부하의 조합에 따른 시스템의 효율저하를 반영하기가 어렵다.

(6) 국내 효율관리기자재 운용 기준에서 제시하고 있는 전기 구동형 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 난방효율(COP), 냉난방효율(EERa)은 특정 조건하의 시스템 에너지 성능을 단순히 산술평균하는 수준에 그치고 있어 여전히 실제 시스템의 에너지 성능을 나타내기에 한계가 있다. 또한, 통합냉방효율(IEER)의 계수는 국제규격을 그대로 수용한 것으로 우리나라 실정을 반영하기에 한계가 있다.

(7) 우리나라 기후조건이 반영된 부분부하율을 고려한 기간에너지 소비효율은 규정되어 있지 않으며, 적분부분부하에 대한 내용을 담은 KS B 15042에서도 규격의 참고자료 정도로 기술되어 있어, 정확한 에너지 성능 평가 지표가 부재한 실정이다.

## 제 3 장 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 적용된 실의 재실자 쾌적 특성

### 3.1 개요

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템은 말단 유닛의 설치 형태에 따라 크게 스탠드형과 천장형으로 분류된다. 최근에는 재실공간의 효율을 높이기 위해 천장형이 많이 적용되고 있는 추세이며, 다수인원이 재실하는 비교적 큰 공간에 적용되는 천장형 히트펌프 냉난방시스템의 형태는 4-way 타입과 diffuser 타입으로 분류될 수 있다.

4-way 타입의 경우, 배치 계획 과정에서 별도의 설계적 고려 없이 주로 담당 공조 구획의 바닥 면적을 기준으로 정중앙에 설치하므로 설계가 간편할 뿐만 아니라, 실내기 1대가 담당하는 공조공간이 비교적 넓어 설치비용 측면에서도 유리하다는 특징이 있다. 반면, diffuser 타입의 경우 공간의 위치별 열적 조건의 차이와 기류 도달거리를 고려하여 말단 유닛의 배치 계획을 수립하므로, 4-way 타입에 비해 설치 계획이 까다롭고 설치비용도 비교적 높다.

설계가 간단하고 설치비용이 낮다는 이유로 4-way 타입 실내기가 많이 적용되는 중소규모 건물의 경우, 기류속도, 기류온도 및 도달거리에 대한 면밀한 검토 없이 실내기 소음정도에 따라 실내기를 선정하기 때문에 열적 환경조건에 따른 재실자의 위치별 열적 불균등이 발생할 가능성이 있다.

본 장에서는 패키지형 히트펌프 냉난방시스템 계획 단계에서 간소화된 설계 및 적용 과정의 특징에 의해 재실자의 불쾌적을 유발할 가능성이 있다는 문제점에 착안하여, 실제 시스템이 적용된 공간에서의 실측을 통해 위치별 쾌적 특성을 분석하고 이를 바탕으로 설계 시 고려사항을 제시하고자 한다.



### 3.1.1 평가 방법 및 절차

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 적용된 공간에서의 난방 시 재실자 쾌적 특성 분석과 개선 방안 도출을 위해, 천장형 시스템 중 일반적으로 적용되는 형태인 4-way 타입 실내기가 적용된 공간과 diffuser 타입이 적용된 공간에서의 시스템 위치별 실내온도 및 기류에 의한 쾌적성 평가를 실시하였다. 평가 대상 실은 외기와 접하는 외피 측 존과 내부발열의 영향이 큰 내부 존의 열적 환경조건에 차이가 존재하는 실을 선정하였다.

인체의 열적 쾌적감은 주변 공기온도, 상대습도, 기류 속도, 복사온도 등의 물리적 변수와 대사량, 착의량 등의 개인적 변수에 영향을 받는다. 이 중, 기류속도는 air system에서 온도와 더불어 재실자의 열적 쾌적에 매우 큰 영향을 미치는 요소로서, 강한 기류는 드래프트(draft)를 발생시켜 경우에 따라 재실자 불쾌적의 주요 원인이 될 수도 있다.

따라서 재실자의 열적 쾌적성 평가를 위해, 시스템 운전 중 온도와 기류 분포 실측을 통해 재실자 위치별 열적 환경 조건 차이와 기류 분포를 분석하였다. 취출 기류에 의한 실내온도 및 기류 분포의 균일성과 위치별 건구온도 및 기류속도 편차에 의한 열적 쾌적성 평가를 위해 유효드래프트 온도(Effective Draft Temperature, EDT)를 평가 지표로 활용하였다.

### 3.1.2 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 쾌적성에 대한 설문조사

패키지형 히트펌프 냉난방시스템의 특징과 문제점을 파악하기 위해 실시한 인터뷰 결과를 바탕으로, 시스템 운전 중 쾌적성에 대한 설문조사를 실시하였다. 재실자 위치 별 온도 및 기류속도에 대한 쾌적감 설문을 통해 중소규모 건물(소규모 공간)에서의 실내온도 및 기류분포 균일성 파악하는 것을 목적으로 하였다.

4-way Cassette Type이 설치된 대학교 연구실을 대상으로 난방 운전 시 쾌적성에 대한 설문을 실시하였으며, 남성 72명, 여성 50명이 설문에 응답하였다. 설문 당시 대상 실의 실내기 배치는 각 실내기가 담당하는 해당 구획의 정중앙에 설치되어 있었으며, 일반적인 운전조건에서의 기류방향인 토출각도 약 45°로 세팅되어 있었다. 또한, 대부분의 대상실이 최대 풍량 조건으로 운전되고 있음을 확인하였다.

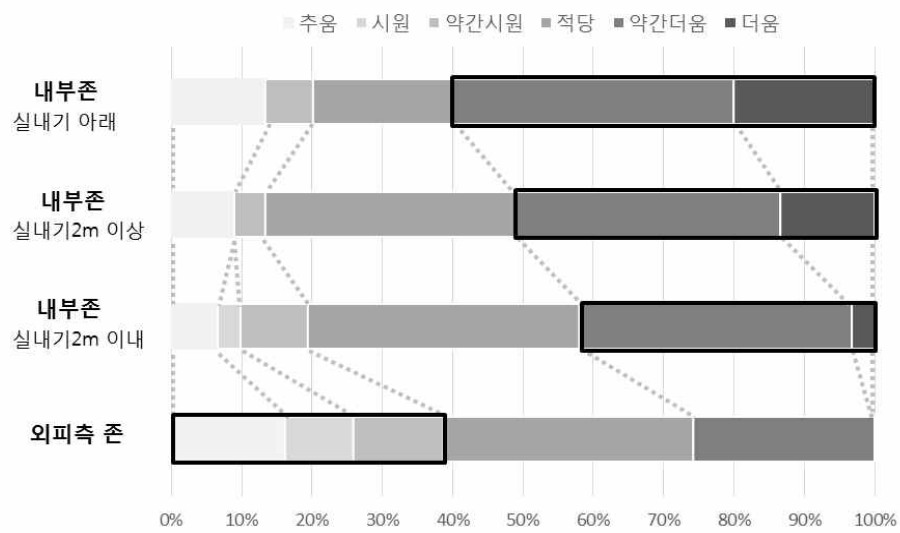
재실자의 위치에 따른 실내 온도 및 기류속도에 대한 내용으로 설문 문항을 구성하였으며, 외피측 존과 내부존의 경계 조건을 임의로 설정하였다. 평가 항목은 실내온도 및 기류속도에 대한 주관적 쾌적감으로써, 온도 및 기류속도에 대한 쾌적평가 척도는 [그림 3.1]과 같다.

<표 3.1> 재실자 위치에 따른 조건 설정

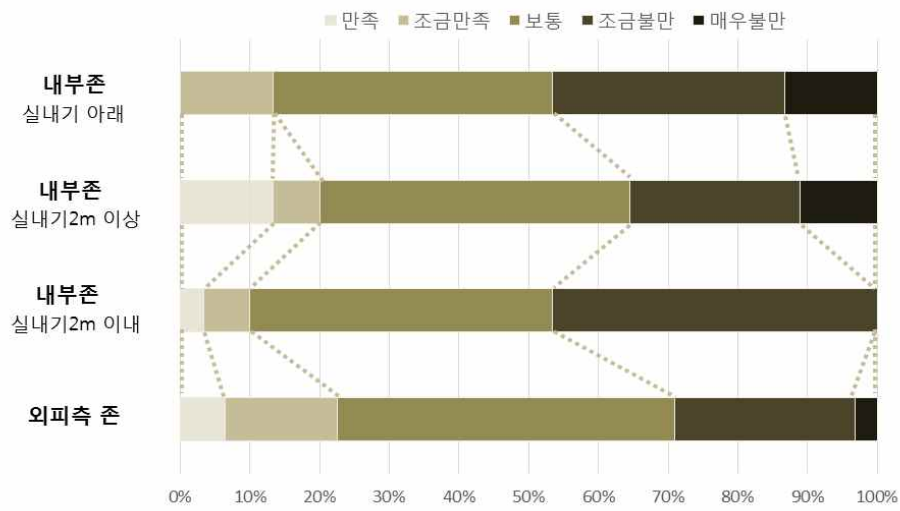
구분	경계 조건	
외피측 존	창이나 외벽으로부터의 거리 2m 이내	
내부존	창이나 외벽으로부터의 거리 2m 이상	실내기 아래
		실내기로부터의 거리 2m 이내
		실내기로부터의 거리 2m 이상



[그림 3.1] 온도 및 기류 속도에 대한 쾌적평가 척도



[그림 3.2] 온도에 대한 쾌적성 설문조사 결과



[그림 3.3] 기류속도에 대한 쾌적성 설문조사 결과

설문 조사 결과, 외피측 존 응답자의 경우 내부존 재실자에 비해 추움, 시원, 약간시윈의 응답 비율이 다소 높았는데, 이는 외피부하의 영향으로 판단된다. 반면, 내부존 재실자의 응답 결과는 실내온도에 대해 약간 더움, 더움이라고 응답한 재실자가 약 50%이상을 차지하였다. 이는 내부발열의 영향으로 판단된다. 기류 속도에 대한 응답 결과 역시 실내기의 위치와 재실자의 위치에 따라 쾌적성에 큰 차이를 보임을 알 수 있었다.

설문 결과를 통해, 4-way 타입의 패키지형 히트펌프 냉난방시스템이 적용된 중소규모 건물에서 난방 시 각 위치 별 재실자가 느끼는 쾌적감의 차이 발생함을 알 수 있었다. 즉, 위치 별 부하조건이 차이가 존재함에도 불구하고 실내기가 담당 구획의 정중앙에 설치되어, 각 위치의 열환경을 균등하게 유지하지 못하는 것으로 판단된다.

또한, 대부분의 실의 서모스탯(thermostat)이 내부존에 위치하고 있기 때문에 내부존의 온도변화에 따라 시스템이 운전되어, 내부존과 열적(부하) 조건이 다른 외피측 존에서의 열환경이 내부존과 더 큰 차이를 만드는 것으로 판단된다.

### 3.2 재실자 쾌적 특성 분석을 위한 재실자 위치별 실내온도 및 기류 분포 실측

#### 3.2.1 온도와 기류분포에 의한 쾌적 평가 지표

시스템 운전 시 거주역의 온도와 기류에 의한 쾌적성을 평가하기 위해 유효드래프트온도(EDT)를 활용하였다. 유효드래프트온도는 평균 실내온도에 대한 측정점에서의 실온 편차와 기준 기류속도에 대한 측정점에서의 기류 속도 차이에 의한 효과를 조합하여 드래프트에 의한 쾌적성을 평가하기 위해 제안

된 실험식으로써, 식 (3.1)과 같이 표현된다.

$$EDT = (T_a - T_x) - 8(V_a - 0.15) \quad (3.1)$$

여기에서,

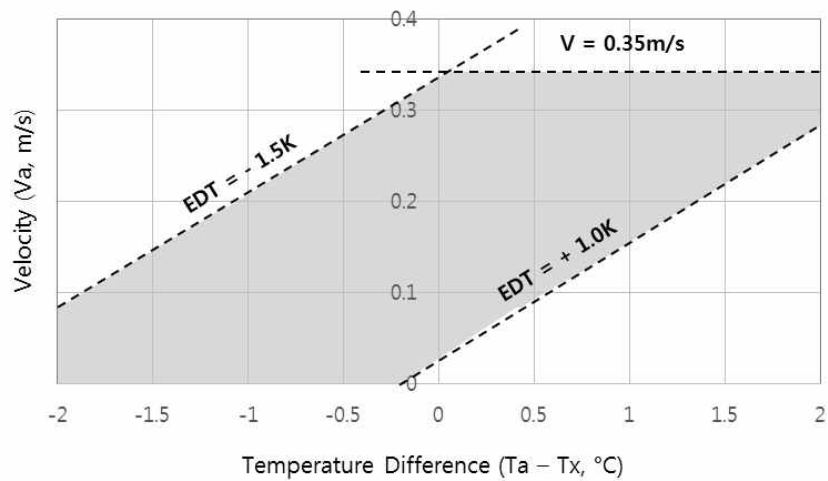
EDT : 유효드래프트온도

$T_a$  : 측정지점의 건구온도 [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_x$  : 측정지점 전체의 평균 건구온도 [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$V_a$  : 측정지점의 기류속도 [m/s]

식 (1)의 우측 항에서 첫 번째 항은 측정점의 온도( $T_a$ )와 실내 평균온도 ( $T_x$ ) 차이를, 식 (1)의 우측 항에서 두 번째 항은 측정점의 기류속도( $V_a$ )와 관련된 항을 나타낸다. ASHRAE에서는  $-1.5\text{K} \leq EDT \leq 1.0\text{K}$  범위를 만족함과 동시에 기류속도가  $0.35\text{m/s}$  이내인 경우, 앉은 자세로 일에 종사하는



[그림 3.4] 유효드래프트온도(EDT)의 쾌적수준

재실자가 쾌적감을 느끼는 것으로 평가하고 있다.

### 3.2.2 실측 대상 및 방법

4-way 타입 패키지형 히트펌프 냉난방시스템 운전 중 실내온도 및 기류분포 실측을 위한 대상공간으로 17m(L) × 12.2m(W) × 2.7m(H) 크기의 대학교 연구실을 선정하였다. 대상 실에는 네 방향 카세트 타입(4-way cassette type)의 냉난방 겸용 천장형 히트펌프 시스템(GHP) 4대가 바닥 면적을 기준으로 분산 배치되어 있으며, 대상 실에 설치된 4대의 실내기는 1대의 실외기에 연결되어 있다. 실측은 2014년 3월 난방기간 중에 수행되었으며 실내 설정온도는 에너지절약설계기준에 맞추어 20°C로 설정하였다. 열적 환경 조건(재실자 위치)에 따른 온도와 기류속도를 측정하기 위해, 한 대의 실내기를 기준으로 열적 환경 조건과 기류 조건에 따라 총 5개소의 실내 측정점을 선정하였으며, 측정높이는 앉아있는 사람의 호흡선 높이인 1.1m로 동일하게 하였다. 재실자의 열적 환경 조건은 재실자의 위치 뿐 아니라, 기류의 토출방향에도 영향을 받을 수 있다. 따라서 실내기의 토출 각도를 최소(0°), 최대(60°), 그리고 난방 시 30~45°에서 쾌적한 환경을 조성할 수 있다는 기존 연구 결과<sup>23)</sup>와 제품의 특성을 고려하여 45°로 변화시켜 측정하였다. 실내기 풍량은 사전 현장조사 결과를 통해, 일반적인 운전 조건인 최대 풍량으로 설정하였다.

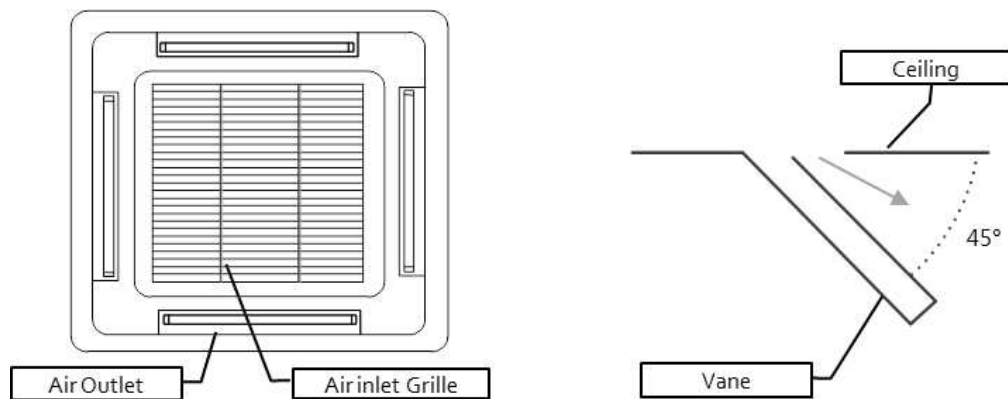
diffuser 타입이 설치된 대상공간으로는 8개의 diffuser 타입의 말단 유닛이 외주부측과 내주부측에 분산 배치되어 있는 7.3m(L) × 10.1m(W) × 2.7m(H) 크기의 대학교 사무실을 선정하였다. 두 개의 챔버가 하나의 실내기를 구성하며, 대상 실에 설치된 8개의 말단 유닛이 각각의 챔버에 연결되어 있다. 실측은 2015년 2월 난방기간 중에 수행되었다. 4-way 타입 실측조건

23) 신병환, 금종수, 안철린, 김동규, 정용현, 최호선, 동절기 천장형 에어컨의 취출방향에 따른 열환경 평가, 대한설비공학회 하계학술발표대회 논문집 pp.1199~1204, 2002

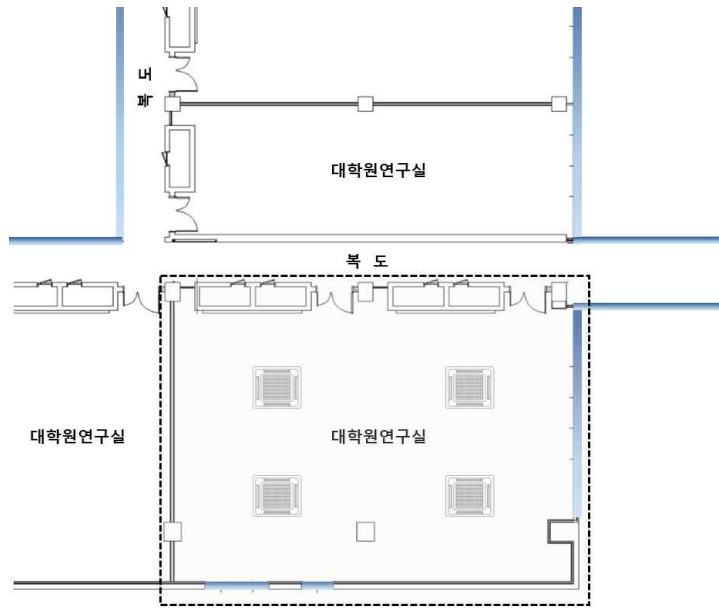
과 동일한 기준으로 열적 환경 조건과 기류 조건에 따라 [그림 3.11]에서와 같이 총 5개소의 실내 측정점을 선정하였으며, 측정 높이 또한 1.1m로 동일하게 하였다.

<표 3.2> 재실자의 위치 및 기류분포 조건에 따른 평가 케이스

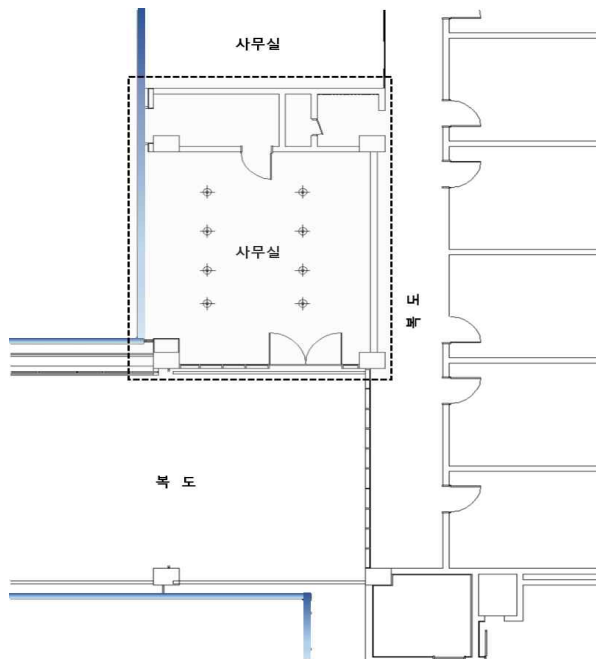
외피부하 영향	기류 분포 조건
외피측 존 (외피와 직접 면하고 있어, 외피부하의 영향을 직접 받는 조건)	기류가 직접 닿는 위치
	기류가 직접 닿지 않는 위치
내부 존 (외피와 4~5m 이상 떨어져 있어, 외피부하의 영향을 직접 받지 않으며 내부발열의 영향이 많은 조건)	기류가 직접 닿는 위치
	기류가 직접 닿는 위치



[그림 3.5] 4-way타입 실내기 및 일반적인 운전조건의 기류 토출각도



[그림 3.6] 4-way 타입 실측 대상실



[그림 3.7] diffuser 타입 실측 대상실

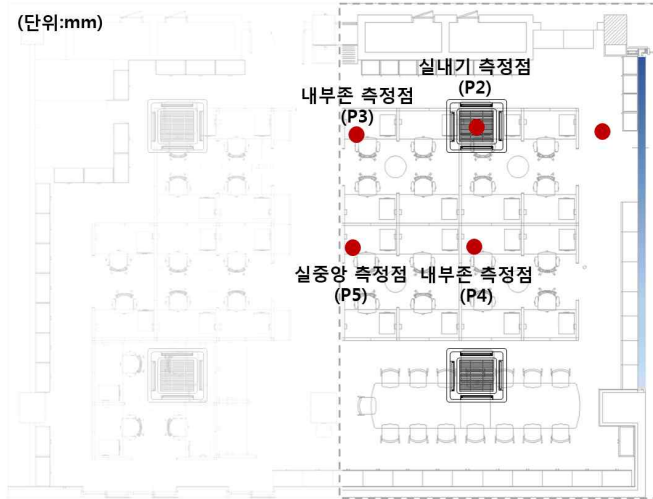




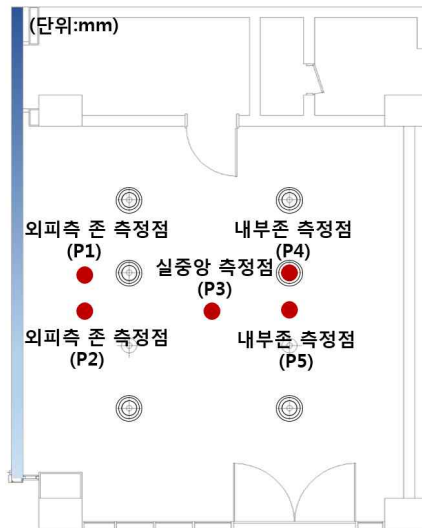
[그림 3.8] 실측 대상실 및 실내기 배치 현황 (4-way타입)



[그림 3.9] 실측 대상실 및 실내기 배치 현황 (diffuser타입)



[그림 3.10] 4-way타입 대상실 온도와 기류 측정점 위치



[그림 3.11] diffuser타입 대상실 온도와 기류 측정점 위치

데이터는 매 10초 간격으로 기록하였으며, 측정 항목에 따라 실측에 사용된 측정 장비는 [그림 3.12]와 같다.

<표 3.3> 측정 요소 및 측정 장비 사양

측정항목	측정개소	Model	측정범위	오차
실내 수평온도	5	Climomaster S-6543	온도 -20~60℃ 기류 0.01~5m/s	±0.5℃ ±0.015m/s
실내 기류속도	5			
실내기 취출온도	1	DO 9847 AP472S3	온도 -30~110℃ 기류 0~40m/s	±0.4℃ ±0.2m/s
실내기 취출기류	1			



(a) 실내 측정 장비 및 센서

(b) 실내기 측정 장비 및 센서

[그림 3.12] 온도 및 기류 측정 장비

### 3.3 열적 환경조건과 기류분포 특성에 따른 재실자 쾌적성 분석

#### 3.3.1 재실자 위치별 온도 및 기류분포 특성

4-way타입 실측당시 평균 외기온이 0.4°C, Diffuser타입 실측당시 평균 외기온이 1.1°C로 외기온 조건의 차이가 미비하였다. 두 실측 대상실의 재실인원 차이에 따른 내부발열의 차이를 최소화하기 위해 실내 재실인원이 존재하지 않는 기간 동안 실측이 이루어졌다. [그림 3.13]에서 보는 바와 같이, 시스템 가동 후 실온이 안정화된 구간 중 약 20분 동안의 실측 데이터를 활용하여 각 측정점 별 온도 및 기류속도를 분석하였다.

4-way타입이 적용된 공간의 토출 각도별 각 측정점에서의 온도와 기류속도를 측정된 결과, 측정 위치에 따라 온도 및 기류속도의 편차가 크게 나타나는 것을 확인할 수 있었다.[그림 3.14 (a), (b), (c)]

외피측 측정점 P1에서의 실온은 일반적으로 다른 측정점에서 보다 낮게 나타났다으며, 이는 외피부하의 영향을 받은 것으로 판단된다. 한편, 토출각이 커짐에 따라 온도와 기류의 편차가 크게 나타났으며, 특히 토출 각도가 60°인 경우 온도 및 기류의 편차가 가장 크게 나타났다. 이는 실내기 취출 기류가 측정점까지 영향을 미치지 못하여 측정점 위치에서의 외피부하 처리성능에 의한 것으로 판단된다. 토출각이 0°인 경우 측정점의 온도는 실의 평균온도보다는 약간 낮았으나 토출각 45° 및 60°와 비교해 보았을 때, 온도 및 기류의 편차 측면에서는 가장 유리한 것으로 평가되었다.

실내기 아래 측정점 P2 역시 외피에 인접해 있기 때문에 실내 평균온도보다 측정점의 온도가 다소 낮게 형성되었으나, 토출각이 0° 및 45°일 때 온도 및 기류의 편차가 크지 않고 안정적인 분포를 보였다. 반면, 60°인 경우 실내기 취출 기류의 영향을 직접적으로 받아 온도뿐만 아니라 기류 속도도 상당히

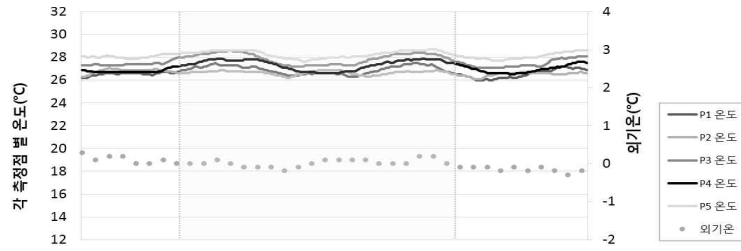
높게 측정되었다.

측정 위치상 실내기 두 대의 기류 영향을 동시에 받는 측정점 P3와 P4는 토출각이 45°일 때, 0.35m/s를 초과하는 기류 속도가 전체 측정구간의 약 45%를 차지했다.

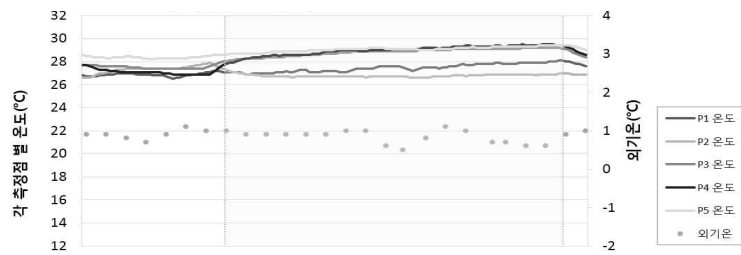
측정점 P5는 외피부하의 영향이 거의 없고 내부발열의 영향이 커 다른 측정점보다 항상 온도가 높았으며, 실내기로부터의 직접적인 기류가 도달하지 않아 평균 기류속도가 0.05m/s로 매우 작았다.

Diffuser타입이 적용된 공간의 경우, 시스템 가동 전 외피측 존과 내부존의 온도 측정 결과 약 2.2°C의 차이를 보였다. 이를 통해 비교적 소규모 공간임에도 불구하고 외피측 존과 내부존의 열적 환경 조건에 차이가 있음을 알 수 있었다.

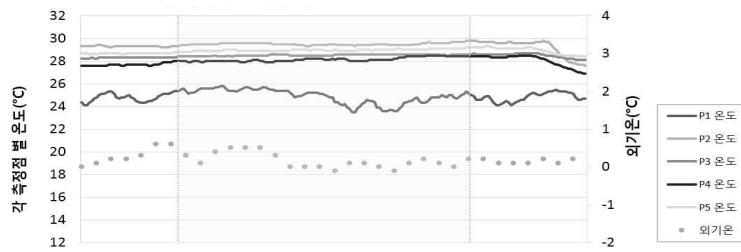
Diffuser타입이 적용된 공간의 각 측정점에서의 온도와 기류속도 측정 결과, 4-way타입이 적용된 공간의 측정 결과와 달리 온도 및 기류속도가 실 전 반에 걸쳐 균일한 것을 확인할 수 있었다. 외피측 존을 대표하는 측정점 P1과 P2와 내부존을 대표하는 측정점 P3, P4, P5의 열적 환경 차이에 따른 온도 분포가 약 0.4°C 이내로 매우 작았으며, 기류 또한 0.1m/s 이하로 형성된 것을 확인할 수 있었다.



(a) 4-way타입 토출각 최소(0°C)



(b) 4-way타입 토출각 45°C

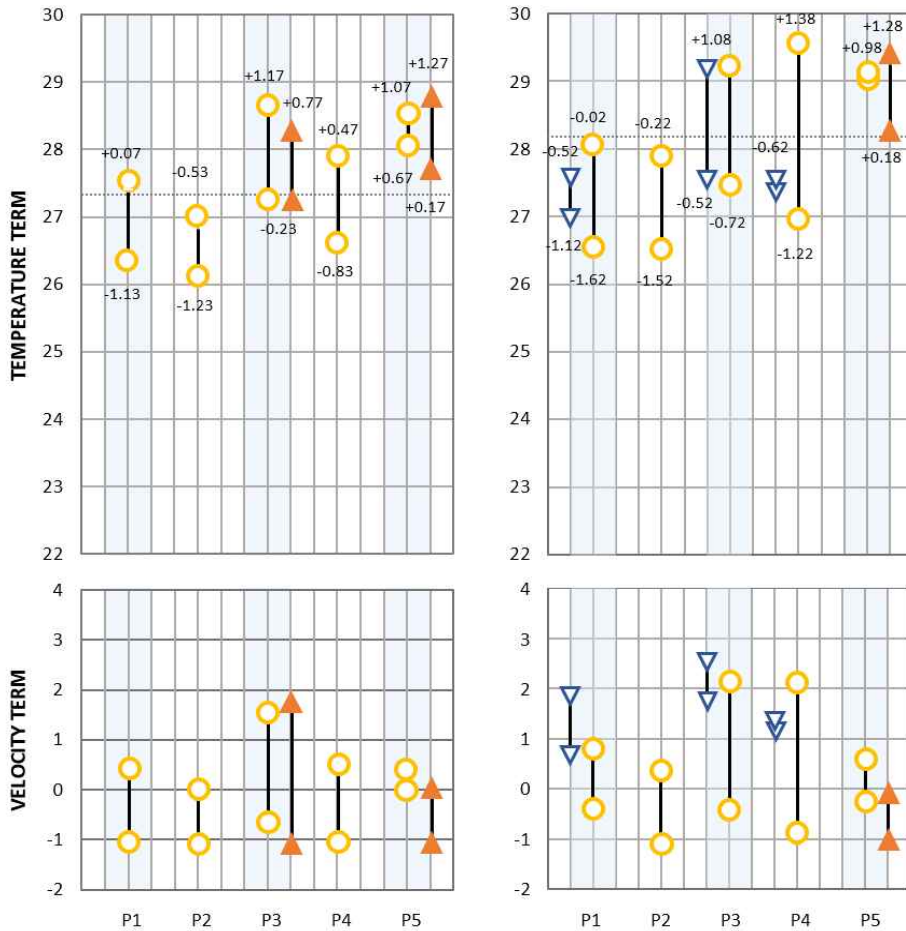


(c) 4-way타입 토출각 최대(60°C)



(d) diffuser 타입

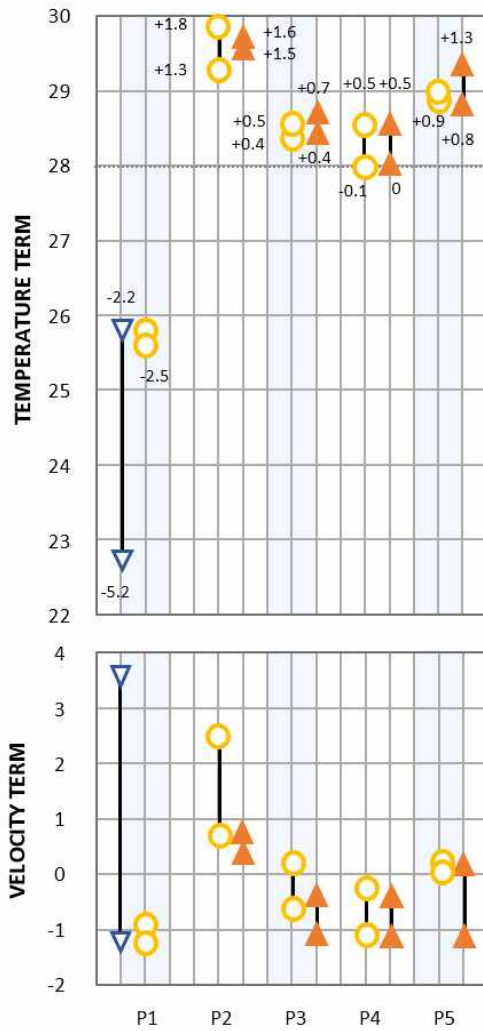
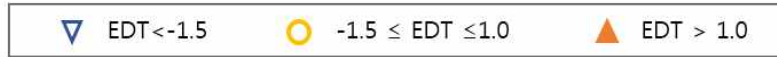
[그림 3.13] 실측 기간 동안의 외기온 분포 및 실내 온도 안정화구간



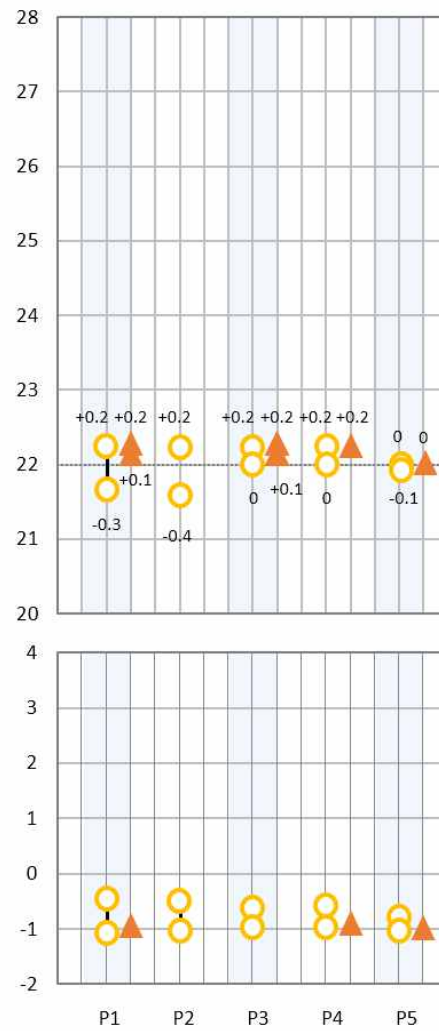
(a) 4-way 타입 토출각 최소(0°C)

(b) 4-way 타입 토출각 45°C

[그림 3.14] EDT 계산을 위한 온도와 기류에 관련된 항의 최대 및 최소값



(c) 4-way타입 토출각 최대(60°C)



(d) diffuser 타입

[그림 3.14] EDT 계산을 위한 온도와 기류에 관련된 항의 최대 및 최소값



### 3.3.2 측정점 위치별 유효드래프트온도 분석

4-way타입이 적용된 공간의 토출 각도별 각 측정점에서의 유효드래프트온도 분석 결과는 [그림 3.15]와 같다.

토출각이 0°일 때, 대부분의 위치에서 유효드래프트온도가 쾌적 범위 내로 유지되었으나, 측정점 P3와 P5에서 유효드래프트 온도 값이 1을 초과하는 경우가 발생하였다. 이는 실내 평균 온도보다 측정점의 온도가 높은 반면 기류 속도는 상대적으로 낮았기 때문이며, 해당 기류 속도 조건에서 측정점의 온도가 내부발열의 영향으로 인해 실내 평균온도보다 높게 유지되었기 때문인 것으로 판단된다. 이처럼 내부 존 등 측정점의 온도가 평균온도보다 높은 조건에서 쾌적 범위를 유지하기 위해서는 취출 온도를 낮추어야 함을 알 수 있다.

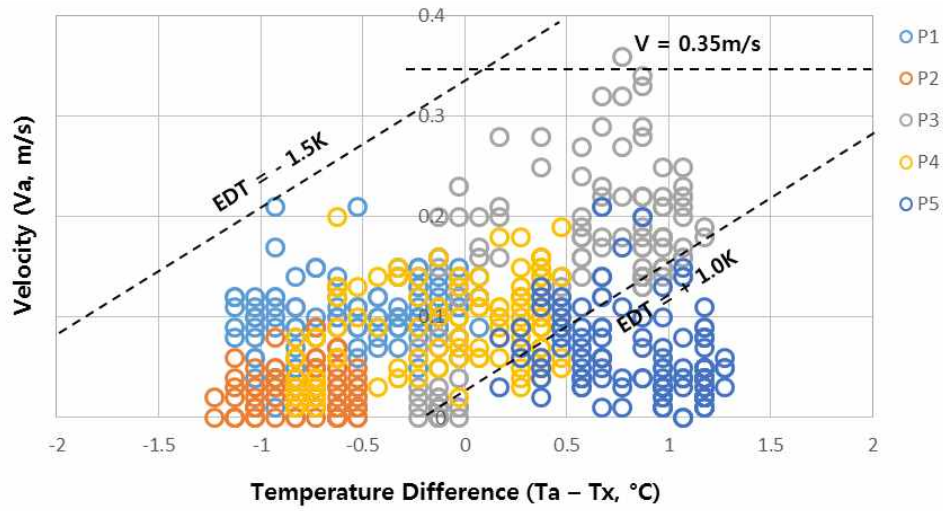
토출각이 45°인 경우, P2를 제외한 모든 지점에서 유효드래프트 온도가 쾌적 범위를 벗어나는 경우가 발생하였다. 측정점 P1, P3, P4에서는 유효드래프트 온도가 쾌적 범위보다 낮은 쪽으로 형성되었으며, 이는 측정점 온도가 실내 평균 온도보다 약간 낮는데 비해 기류 속도가 상대적으로 높기 때문인 것으로 분석된다. 반면, 측정점 P5에서는 유효드래프트 온도가 평가된 시간 중 약 98% 이상이 쾌적 범위를 벗어나 1.0이상의 EDT 값을 나타냈다. 이는 측정점의 기류속도는 낮은 편이나, 내부발열에 의해 온도가 실내 평균온도를 상회하기 때문이며, 토출각도 0°일 때와 동일하다. 한편, 그 비율은 낮았으나, P1, P3, P4에서와 같이-1.5이하의 EDT값을 보이는 지점과 같이 측정점에서의 온도가 평균온도 이하인 경우에는 상대적으로 기류 속도를 저감시켜야 쾌적한 환경을 유지할 수 있을 것으로 판단된다.

토출각 60°일 때에는, 모든 지점에서 불쾌적이 발생하였으며, 특히 다른 측정점과 달리 외피 측 존의 측정점 P1에서의 기류는 쾌적 범위 내로 유지되나 온도가 너무 낮아 유효드래프트 온도가 쾌적 범위보다 낮은 쪽에 형성되었다.

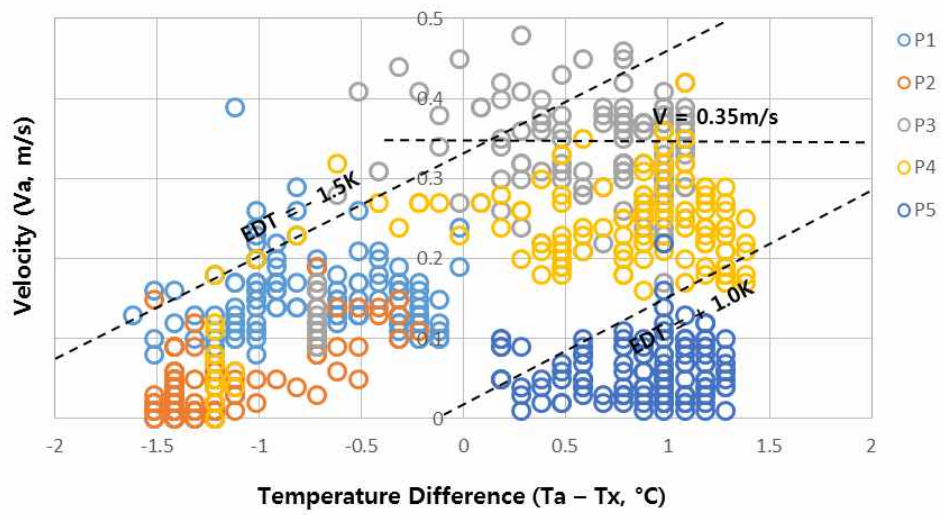
P2의 경우, 실내기 취출 기류의 영향을 직접적으로 받아 온도가 실내 평균온도보다 약 1.5°C 높았으나 기류 속도 또한 높아 유효드래프트 온도는 대부분 쾌적 범위 내로 유지되었다.

Diffuser타입이 적용된 공간의 각 측정점에서의 유효드래프트온도 분석 결과, 4-way타입에 비해 외피측 존과 내부존의 실내온도 및 기류편차 측면에서 양호한 환경을 유지하여 EDT값이 대체로 쾌적 범위 내에 형성되나, 내부존에 위치한 측정점에서 쾌적 범위를 벗어나는 구간이 발생하는 것을 확인할 수 있었다.

측정점 P1과 P2의 경우, 기류는 거의 없었으나 외피부하의 영향으로 측정점의 온도는 실의 평균온도보다 약간 낮아 EDT가 대체로 쾌적 범위 내로 유지되었다. 측정점 P3, P4, P5의 경우, 실 평균온도에 대한 온도편차가 약 0.2°C로 전반적으로 균일하였으나 온도가 상대적으로 높아 EDT가 쾌적 범위를 벗어나는 구간이 발생하였다. 이는 조명 및 기기발열의 영향인 것으로 판단되며, 내부 존의 쾌적 범위를 유지하기 위해서는 취출 온도를 낮추어야 함을 알 수 있다.

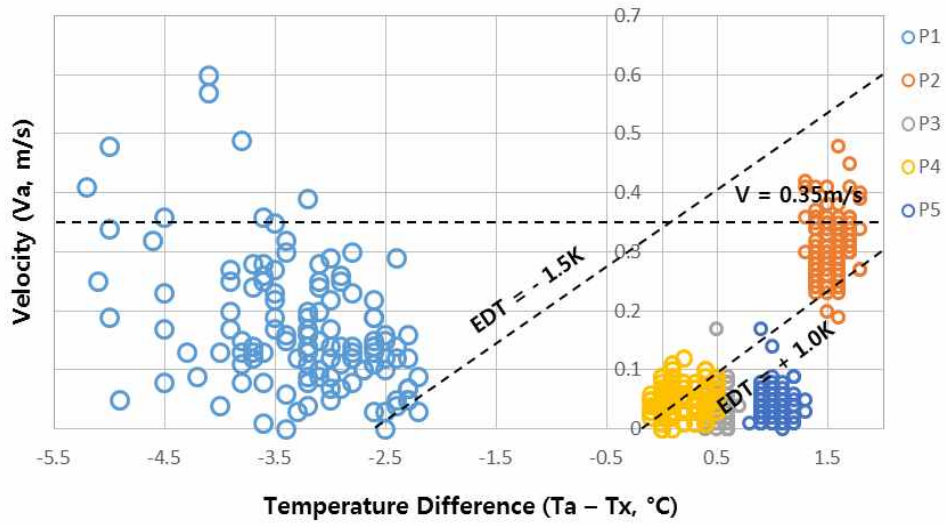


(a) 4-way타입 토출각 최소(0°C)

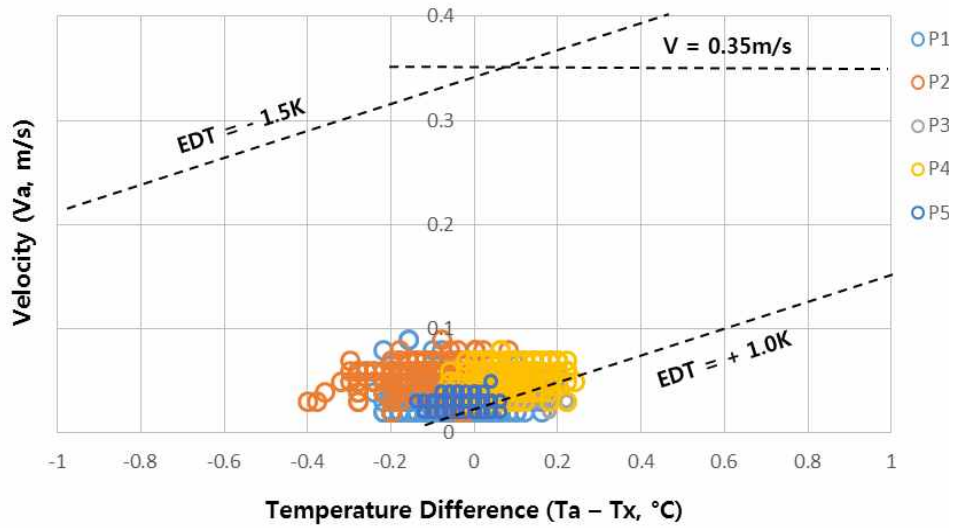


(b) 4-way타입 토출각 45°C

[그림 3.15] 유효드래프트온도(EDT) 분포



(c) 4-way타입 토출각 최대(60°C)



(d) diffuser 타입

[그림 3.15] 유효드래프트온도(EDT) 분포

<표 3.4> 4-way타입 토출각도와 측정점 위치에 따른 EDT 범위 및 불쾌적 비율

측정점 범위	최소각 (0°)					45°					최대각 (60°)				
	P1	P2	P3	P4	P5	P1	P2	P3	P4	P5	P1	P2	P3	P4	P5
-1.5<EDT	0	0	0	0	0	5	1	0	1	0	109	0	0	0	0
1.5≤EDT≤1.0	121	121	97	121	5	115	120	67	116	3	2	92	3	64	1
EDT>1.0	0	0	23	0	116	0	0	0	0	118	0	3	118	57	120
0.35m/s 이상	0	0	1	0	0	1	0	54	4	0	10	26	0	0	0
불쾌적비율(%)	0	0	19.8	0	95.7	5	0	44.6	4.1	97.5	98.3	24	97.5	47.1	99

<표 3.5> diffuser타입 측정점 위치에 따른 EDT 범위 및 불쾌적 비율

측정점 범위	P1	P2	P3	P4	P5
-1.5<EDT	0	0	0	0	0
1.5≤EDT≤1.0	259	270	258	268	269
EDT>1.0	11	0	12	2	1
0.35m/s 이상	0	0	0	0	0
불쾌적비율(%)	4.1	0	4.4	0.7	0.4

### 3.4 소결

본 장에서는 중소규모 건물을 대상으로 널리 적용되고 있는 패키지형 히트 펌프 시스템의 말단 유닛 형태에 따른 쾌적 성능을 평가하였다. 설계가 간편하다는 이유로 4-way 타입 실내기가 많이 적용되는 중소규모 건물의 경우, 재실자 거주역의 쾌적성에 대한 면밀한 검토 없이 실내기를 선정하기 때문에 열적 환경조건에 따른 재실자의 위치별 열적 불균등이 발생할 가능성이 있다는 점을 감안하여, 쾌적 지표 중 유효드래프트 온도(EDT)를 활용하여 쾌적성을 평가하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 기류속도와 기류도달거리에 대한 면밀한 검토 없이 바닥 면적을 기준으로 정중앙에 설치되는 4-way 타입의 실내기가 적용된 실의 경우, 공간에서의 위치별 열적 쾌적성에 큰 차이를 보였다. 반면, 기류속도와 기류도달거리를 고려하여 말단 유닛을 선정 및 분산 배치한 diffuser 타입이 적용된 실의 경우, 온도 및 기류가 실 전반에 걸쳐 균일하며 공간에서의 위치별 열적 쾌적성에 차이가 거의 없음을 확인할 수 있었다.

(2) 4-way 타입의 실내기가 적용된 실 : 상대적으로 외피부하의 영향을 많이 받는 외피측 존은, 토출 각도가 증가 할수록 실내기 토출 기류가 외피측까지 닿지 않아 외피부하 처리능력이 낮아지며, 이로 인해 내부존에 비해 실내온도가 낮게 형성되었다. 내부발열의 영향을 많이 받는 내부존에서, 기류가 직접 닿지 않는 실 중앙점은 실의 평균온도보다 높은 실온을 유지하는 반면, 기류의 영향은 거의 없어 EDT값이 쾌적 범위 상한선을 초과하였다. 내부존에서 두 대의 실내기 사이에 위치하여 하강기류의 영향이 큰 지점은 기류속도가 상대적으로 높아 재실자 불쾌적을 유발하였다.

(3) diffuser 타입이 적용된 실 : 외피측 존과 내부존의 열적 환경 차이에 따른 온도 분포가 약  $0.4^{\circ}\text{C}$  이하로 매우 작았으며, 4-way 타입이 적용된 실과 달리, Diffuser의 위치와 재실자 위치에 대한 열적 쾌적성의 연관성이 크지 않았다.

연구 결과, 4-way 타입보다 diffuser 타입이 적용된 실의 재실자 위치별 온도와 기류에 의한 쾌적성이 높은 것으로 분석되었다. 즉, 말단 유닛의 형식, 개수, 배치 등은 실의 용도나 규모 등에 적합하게 설계하여 실내 위치별 온도의 불균일이나 드래프트에 의한 불쾌적이 발생하지 않도록 신중한 설계가 요구된다.

## 제 4 장 시뮬레이션을 통한 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 계절성능 평가

### 4.1 개요

중소규모 건물에 적용되는 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 경우, 대부분 실내 측 공급 및 제거 요구 열량에 따라 냉매의 토출량을 가변 제어하는 냉매 변유량 방식을 사용한다. 이는, 실내 측 실내 온도를 센싱하여 실부하에 따라 용량을 연속적으로 변화시키는 냉매 가변유량 시스템으로서, 압축기 소비전력량을 절감하여 시스템의 효율을 높이는 것이 특징이다. 또한, 공기를 열원으로 하기 때문에 외기 조건이 시스템의 에너지 성능에 영향을 미친다.

이처럼 다양한 운전조건에 의해 시스템의 성능이 연속적으로 변하는 공기열원 히트펌프 시스템의 특성상, 특정 환경 조건에서의 시스템 정격 성능이 시스템의 에너지 성능을 대표하기에는 한계가 있다. 하지만 국내의 규정에는 시험실 기준 평가 방법만 제시되어 있어, 실제 시스템이 현장에 적용된 상황을 반영하기 어려워 실사용 조건에서의 시스템 자체의 에너지 성능 평가가 제대로 이루어지지 않고 있다. 즉, 특정 조건에서의 시스템의 에너지 성능을 정확히 예측할 수 없으므로 시스템 운전 중 나타날 수 있는 조건을 전반적으로 반영할 수 있는 계절성능(seasonal performance factor)의 평가가 필요할 것으로 판단된다.

본 장에서는 현행규정 기준의 계절성능과 다양한 환경조건을 고려한 시스템의 계절성능을 비교하였으며, 계절성능 차이에 대한 원인 분석을 위해 시스템의 거동특성 및 냉난방 에너지소비 특성을 분석하였다. 이를 토대로, 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 선정 시 시스템의 실제 에너지 성능 평가 시 고려사항을 제시하고자 한다.



## 4.2 시뮬레이션을 통한 계절성능 평가

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 경우, 각 제조사 별로 실내 부하 변동에 따라 압축기의 용량을 가변 제어하는 기술이 상이하며, 대부분 내부 알고리즘 정보에 대해 공개하지 않는 경우가 많다. 최근에는 시스템의 에너지 효율을 높이기 위해 점점 더 복잡한 제어 알고리즘이 적용된 제품이 출시되고 있는 실정이다. 이처럼 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템은 복잡한 내부 제어 알고리즘 및 특성 곡선에 대한 한정적인 정보 공개로 인해, 시스템의 실제 거동 특성 및 에너지 성능을 정확하게 알 수 없다는 한계가 있다.

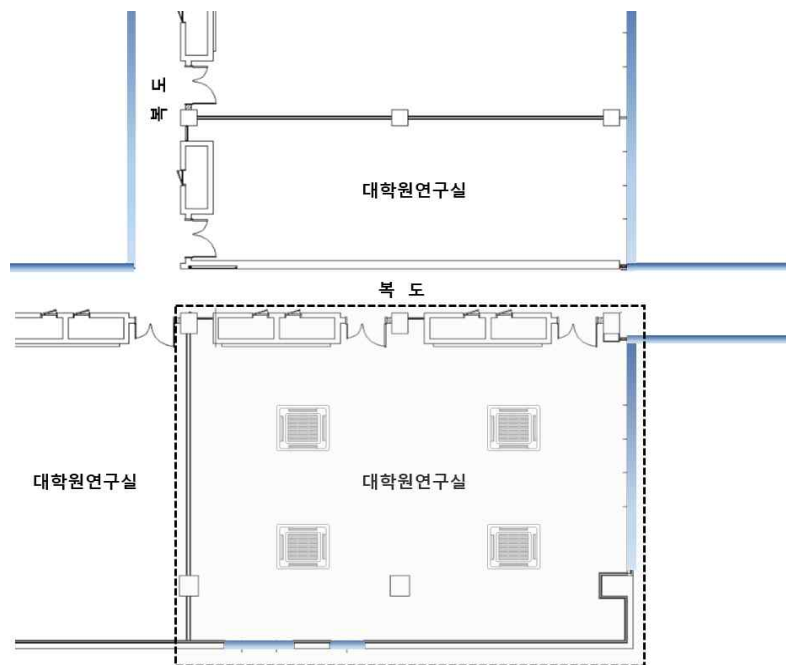
따라서, 본 연구에서는 특정 제조사의 실제 제품이 아닌 EnergyPlus에 기본으로 내장되어 있는 가상의 공기열원 히트펌프 시스템에 대한 시뮬레이션 수행하여 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 일반적인 거동 특성과 에너지 소비 행태를 분석하고자 한다.

### 4.2.1. 실제 분석 대상 공간 설정 및 입력 값 결정

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능을 분석하기 위한 중소규모 건물의 대상공간으로 17m(L) × 12.2m(W) × 2.7m(H) 크기의 대학교 연구실을 선정하였다. 대상 실에는 네 방향 카세트 타입(4-way)의 냉난방 겸용 천장형 공기열원 히트펌프 시스템 4대가 바닥 면적을 기준으로 분산 배치되어 있으며, 대상 실에 설치된 4대의 실내기는 1대의 실외기에 연결되어 있다. [그림 4.1]은 실제 건물의 평면도이며, 점선으로 표시한 공간이 실제 시스템의 계절성능 평가를 위해 한정된 공간을 의미한다.

실제 운전되는 국내의 기후조건을 적용하기 위하여 한국 태양에너지학회에서 제공하는 서울지역 평균 기상데이터를 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 또한, 계절성능을 평가하기 위해 KS C 9306 에어컨디셔너에 제시된 에어

컨을 사용하는 기간을 참고하여 6월 1일 ~ 9월 30일을 냉방기간으로, 11월 1일 ~ 2월 28일을 난방기간으로 설정하였다.



[그림 4.1] 대상 공간의 평면도

시스템은 냉방 설정온도 27°C<sup>24)</sup>, 난방 설정온도 20°C<sup>25)</sup>에 따라 실내 온도를 센싱하여 On/Off 제어에 의해 운전된다. 환기 및 침기량은 24시간 1.3ACH를 유지하는 것으로 모사하였으며, 시스템의 열원은 전기(Electricity)로 입력하였다.

내부 발열의 경우 미국 냉동공조학회 기준(ASHRAE 90.1)에서 제시하고 있는 값을 적용하였으며, 재실자 및 조명, 기기 스케줄은 주 5일을 기준으로 입력

24) 효율관리기자재 운용규정 - 멀티전기히트펌프 시스템 냉방 시험을 위한 실내 측 온도조건

25) 에너지절약 설계기준

하였다. 분석 대상 공간에 대한 입력 값은 <표 4.1>와 같으며 벽체 및 유리창 레이어 구성 및 물성치는 <표 4.2>와 같다.

<표 4.1> 분석 대상 공간에 대한 정보 및 시뮬레이션 입력 값

항 목	내 용	
건물위치	서울시 관악구	
실용도	대학교 연구실	
실규모	17m(L) × 12.2m(W) × 2.7m(H) : 바닥면적 207.4m <sup>2</sup>	
재실인원	25명	
해석기간	냉방 6월 1일 ~ 9월 30일, 난방 11월 1일 ~ 2월 28일	
설정온도	냉방 27°C, 난방 20°C	
내부 발열	인체	115W/인 -Sensible Fraction : 0.6087 (현열 70W, 잠열 45W) -Radiant Fraction : 0.3652
		ASHRAE 90.1 Office Building, Activity Typing 기준
	조명	10.5W/m <sup>2</sup> ASHRAE 90.1 Lighting Power Densities(LPD) Enclosed Office 기준
기기	6075W	ASHRAE 90.1 Small Office 기준 Desktop computer, Monitor, Laser printer, Fax machine 발열량 고려
	재실자	AM 8:00 ~ PM 12:00, PM 1:00 ~ PM 6:00 (주5일)
스케줄	조명	AM 8:00 ~ PM 12:00, PM 1:00 ~ PM 6:00 (주5일)
	기기	AM 8:00 ~ PM 6:00 (주5일)

<표 4.2> 벽체 및 유리창 재료 레이어 구성 및 물성치

		레이어 구성	두께 [m]	열전도율 [W/mK]	밀도 [kg/m <sup>3</sup> ]	비열 [kJ/kgK]	열저항 [m <sup>2</sup> K/W]
벽	외벽	150mm Con'c Wall	0.15	1.95	2240	0.9	
		Foil	0.0095				0.52
		Insulation Glass	0.075	0.042	120	0.8	
		Gypsum board -1	0.0125	0.16	640	1.15	
		Gypsum board -2	0.0125	0.16	640	1.15	
		150mm Con'c Wall	0.15	1.95	2240	0.9	
	내벽	Cement Mortar	0.018	0.72	1860	0.78	
		200mm Con'c Wall	0.2	1.95	2240	0.9	
바닥	150mm Con'c Wall	0.15	1.95	2240	0.9		
	Vinyle Tile	0.003				0.009	
천장	150mm Con'c Wall	0.15	1.95	2240	0.9		
	Ceiling Air Space	0.665				0.18	
	Non-asbestos tex	0.06	0.064	500	0.9		
유리창	6mm Clear Glass	0.006	0.9				
	12mm Window air	0.012				0.15	
	6mm Clear Glass	0.006	0.9				

#### 4.2.2. 계절성능 평가를 위한 시스템 설계

본 연구에서는 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 실내기의 운전대수 및 부하에 따라 실외기의 압축기 용량제어가 가능한 기기를 대상으로 시뮬레이션을 수행하였다. 이 시스템은 실내 측 공급 및 제거 요구 열량에 따라 냉매의 토출량을 가변 제어하는 냉매 변유량 방식을 통해 압축기의 용량을 변화시키며, 이런 용량 가변형의 압축기를 사용함으로써 부분부하 운전이 가능하다.

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템은 설계온도와 실내 및 실외 환경 조건의 조합에 따라 운전을 하며, 각 실(zone)별 최대 부하에 따른 실내기 용량 선정 후, 각 실내기 용량의 합에 따라 실외기의 용량이 선정된다. 하지만, 실제로는 정밀부하 계산에 의한 이상적인 시스템(ideal system)보다는 시스템 초기 가동 시의 peak-up load와 운전 중 예기치 못한 부하에 대한 대응, 그리고 시중 제품의 용량에 따른 이유로 실제 실내부하보다 시스템의 과다용량(oversized system) 설계되는 것이 일반적이다. 이는 부분부하율에 영향을 미치게 되며 시스템 에너지 성능에도 영향을 줄 수 있을 것으로 판단된다. 따라서, 용량 설계 차이에 따른 시스템의 에너지 성능에 미치는 영향을 파악하기 위해, 시뮬레이션을 통한 정밀부하 계산으로 설계된 ideal system과 실제 시스템의 설계과정으로 도출된 oversized system에 대한 모델링을 실시하였다.

##### (1) 시뮬레이션 정밀부하 계산에 의한 ideal system

서울지역 표준 기상데이터 기준으로 EnergyPlus Auto-Calculation을 이용하여, 연간 최대 부하값(8월 20일 14:00시 경 발생)을 고려한 시스템의 용량을 산정하였으며, 시스템의 냉난방 용량은 <표 4.3>에 나타난 바와 같다.

<표 4.3> 시뮬레이션 정밀부하 계산에 의한 ideal system의 용량

Auto Size Rated Total Cooling Capacity	Auto Size Rated Total Heating Capacity
16.0kW	16.0kW

(2) 실제 시스템의 설계과정으로 도출 된 oversized system

시스템 초기 가동 시의 peak-up load와 운전 중 예기치 못한 부하에 대한 대응, 시중 제품의 용량에 따른 이유로 실제 실내부하보다 시스템의 과다용량 설계를 반영하기 위하여 2장에서 실제 현업에서의 시스템 설계 프로세스에 대해 조사한 내용을 바탕으로 [그림 4.2]와 같이 시스템을 설계하였다.

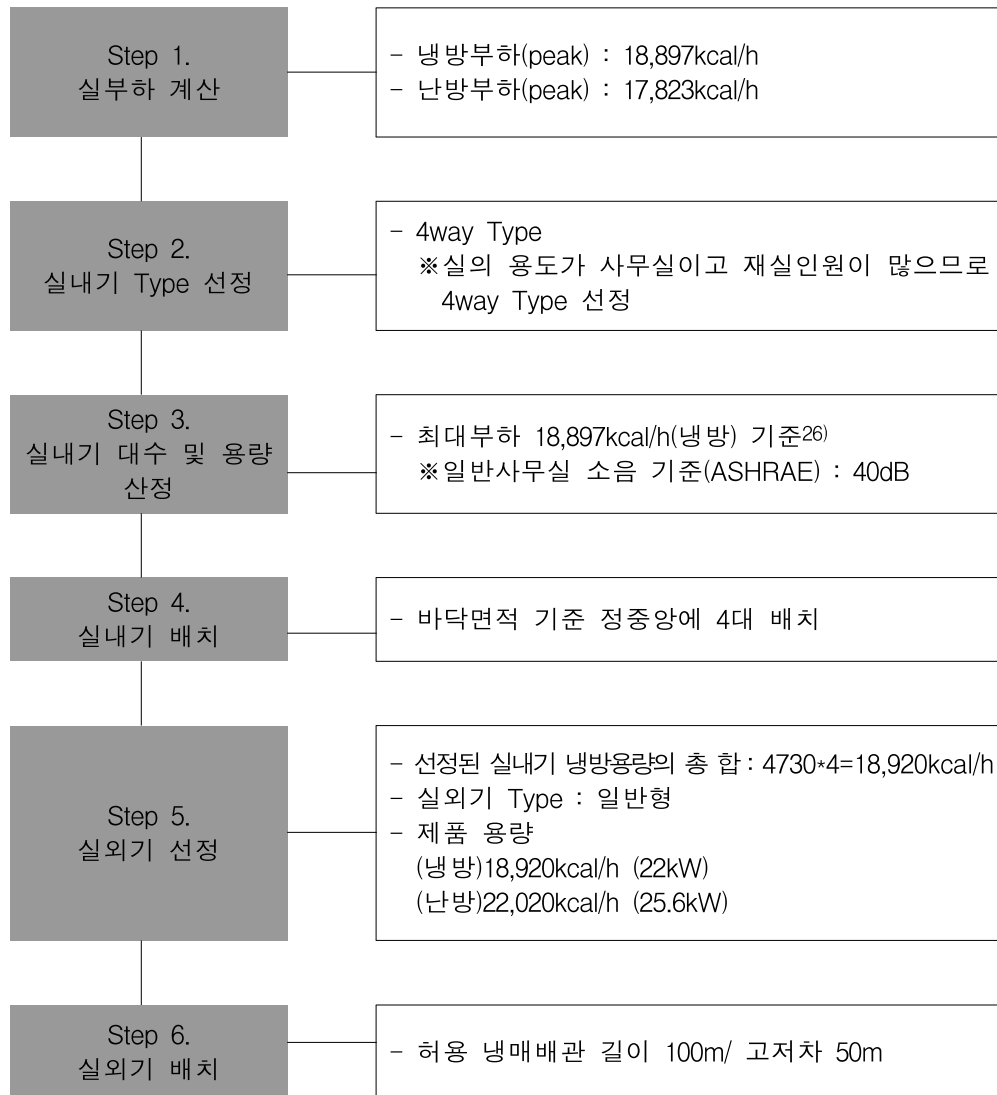
최대 부하 값의 계산은 국내 기준에서 제시한 건물 용도에 따른 부하 요소 별 설계 값을 적용하여 산정하였다. 실부하 계산은 국내 설계사무소에서 사용하는 부하 계산 sheet 이용하였으며, [그림 4.3]와 같다. 설계조건은 하기의 경우 실외 31.2°C, 실내 27°C이며 동기의 경우 실외 -11.3°C, 실내 20°C로 입력하였다. 냉난방 부하에 대한 안전율 10% 적용 시, 계산 결과 최대 냉방부하 18,897kcal/h, 최대 난방부하 17,823kcal/h로 산출되었다.

실내기의 Type을 선정하는 단계에서는, 재실인원이 많고 실의 용도가 사무실인 점을 고려하여 4way 타입으로 결정하였다. 실내기 대수 및 용량 산정 단계에서는 냉방 최대부하 18,897kcal/h를 기준으로 ASHRAE에서 제시하고 있는 일반 사무실 소음 기준 40dB을 고려하여 시중 제품 중 한 대당 용량이 4730kcal/h인 실내기 4대를 선정하였다.

선정 된 4대 실내기 용량의 총 합인 18,920kcal/h를 기준으로 시중 실외기 제품중 가장 근접한 용량의 실외기를 선정하였으며, 사양은 <표 4.4>와 같다.

<표 4.4> 시뮬레이션 정밀부하 계산에 의한 oversized system의 용량

Design Size Rated Total Cooling Capacity	Design Size Rated Total Heating Capacity
18,920kcal/h (22kW)	22,020kcal/h (26.5kW)



[그림 4.2] 시스템 설계 과정(oversized system)

실내기	실내기용량/1대	제품용량/1대	소음
2대	(냉) 9448.5kcal/h(10.99kW)	(냉) 9460kcal/h(11.0kW) (난) 11010kcal/h(12.8kW)	47/42
4대	(냉) 4724.3kcal/h(5.49kW)	(냉) 4730kcal/h(5.5kW) (난) 11010kcal/h(6.4kW)	31/28

26)



## AIR CONDITIONING LOAD ESTIMATE

▷ PROJECT :		SHEET NO. 4													
층별	4F				실 계			하 기			동 기				
실명	사무실				실 조			실 의			실 내 온도차				
면적	188.8 m <sup>2</sup>				외기온도(°C)			27			-11.3 20 31.3				
실고	2.7 m				실내온도(°C)			26.3							
중고	4.1 m				상대습도(%)			68.7			63 40 23				
체적	510 m <sup>3</sup>				외기습도(kg/kg)			0.0111 0.0072			0.0009 0.0058 0.0049				
1. 태양 복사열에 의한 부하															
하 기 (kcal/h)															
구분	항목	방위	면적(m <sup>2</sup> )	차계	표준일사량			특수일사량			선경	동기 (kcal/h)			
				계수	12시	14시	16시	12시	14시	16시	16시				
PAC	유리	S	14.175	0.69	123.2	120.1	79.6	1206.0	1174.7	778.5	779				
PAC		W	5.85	0.69	98.6	216.9	365	398.0	875.5	1433.0	1,433				
PAC															
PAC															
2. 전열에 의한 부하															
외 기 (kcal/h)															
구분	항목	방위	면적(m <sup>2</sup> )	K 값	상방온도차 (°C)			하방온도차 (°C)			선경	구분	온도차	방위계수	손실열량
					12시	14시	16시	12시	14시	16시					
PAC	유리	S	14.175	2.24	4.1	4.1	4.1	130.2	130.2	130.2	130.2	PAC	31.3	1	993.8
PAC		W	5.85	2.24	4.1	4.1	4.1	53.7	53.7	53.7	53.7	PAC	31.3	1.2	492.2
PAC															
PAC															
PAC	외벽	S	19.845	0.27	6.6	8.4	10	30.0	45.0	53.6	53.6	PAC	31.3	1	167.7
PAC		W	38.43	0.27	4.3	6.4	10.7	44.6	66.4	111.0	111.0	PAC	31.3	1.2	389.7
PAC		E	42.28	0.27	12.6	12.2	11.3	143.8	139.3	129.0	129.0	PAC	31.3	1.1	393.0
PAC															
PAC	외부문														
PAC															
PAC	천정														
PAC	천정-화														
PAC	바닥														
PAC	바닥-화														
PAC	내벽														
PAC															
PAC															
PAC	내부문														
(1) 소계								2006	2486	2690	2,690			2,436	
3. 환기, 인체, 조명, 기타 부하															
외 기 (kcal/h)															
PAC	극간풍	0.288 kcal/hm <sup>3</sup> x	356.9 m <sup>3</sup> /h x	4.1 °C						421					
PAC	인체	25 인 x	61 kcal/h 인						1,525	0.288 x 1019.6 x 31.3 °C = 9,191					
PAC	조명	20 W x	0.86 x	188.8 m <sup>2</sup> x	1.2					3,897	0.288 x 25 인 x				
PAC	전열기구	188.8 m <sup>2</sup> x	27 W/m <sup>2</sup> x	0.86						4,384	20.3 m <sup>3</sup> /h x				
PAC	외기량	0.268 kcal/hm <sup>3</sup> x	25 인 x	20.3 m <sup>3</sup> /h x	4.1 °C					599	31.3 °C = 4,575				
(2) 소계								10,826							
(3) 현열량 소계 : (1) + (2)								13,516	안전율( 10%) 1,620						
안전율( 10 %)								1,352							
(4) 현열량 총합계								14,868	총손실열량 : 17,822						
4. 실내 잠열 부하															
단위면적당 부하															
PAC	극간풍	715 kcal/m <sup>3</sup> /kg/kg x	356.9 m <sup>3</sup> /h x	0.0072						1,837	▶ 냉방 : 97.4 kcal/h				
PAC	인체	25 인 x	54 kcal/h 인						1,350	▷ 난방 : 94.4 kcal/h					
PAC	기구 및 기타														
(5) 소계								3,187							
안전율( 10 %)								319							
(6) 잠열량 총합계								3,506							
(7) 총열량 합계 (4) + (6)								18,374							
(8) 현열비								0.81							
▷ 총용량(Q)				부하구분		현열	잠열	냉방부하		난방부하		비고			
현열 = 0.29 x 온도차				4273 CMH		AHU 부하							내부		
						PCU 부하							외부		
						PAC 부하	14,868	3,506	18,374		17,823				
▷ 최소외기량				CMH		RAD 부하									
▷ 표준전풍량 [8] =				4078 CMH		PAN 부하									

[그림 4.3] 국내 설계사무소에서 사용하는 부하 계산 sheet

### (3) 시스템 입력 사양

시뮬레이션에 적용된 시스템의 사양은 <표 4.5>에 나타난 바와 같으며, 실 내기는 항상 최대 풍량으로 운전되는 것으로 가정하였다.

<표 4.5> 시스템 사양 (종합)

		ideal system	oversized system
성능	냉방(정격)	16.0kW	22kW
	난방(정격)	16.0kW	26.5kW
효율	냉방(정격)	3.29	
	난방(정격)	3.55	
풍량(실내측)		0.86m <sup>3</sup> /s(일정)	0.97m <sup>3</sup> /s(일정)
제상운전		전열코일 히터 (건구온도 7°C이하에서만 가동)	

#### 4.2.3. 시스템의 에너지 성능 영향 인자에 대한 시뮬레이션 적용 검토

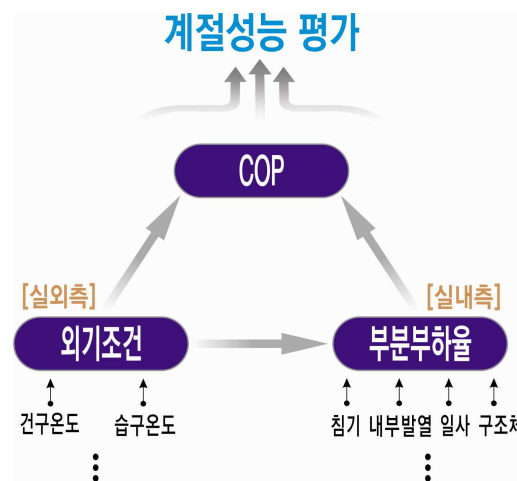
##### (1) 시스템의 운전 원리에 의한 시스템 성능 영향인자

히트펌프 시스템의 성적계수는 상승시키하고자 하는 온도(열원의 온도와 열펌프 출구온도 간의 차이 값)에 의하여 절대적으로 결정되며, 연간 기후(연중 난방과 냉방요구량 및 최대부하), 열원의 온도와 공급체계, 보조 장비의 에너지 소비(펌프, 팬, 보조가열기), 요구되는 열량대비 히트 펌프의 크기와 운전 특성, 열펌프의 제어 시스템, 냉매관 길이 및 고저차에 영향을 받는 것으로 알려져 있다.<sup>27)</sup>

27) 신현준, 지열 냉난방 시스템 성능측정용역 보고서, 한국건설기술연구원, 2003

특히 공기를 열원으로 이용하는 히트펌프의 경우 외기의 환경조건 변화가 시스템의 성능에 큰 영향을 미치며, 한 대의 실외기에 여러대의 실내기가 맞물려 있는 멀티형의 경우 실내기의 운전대수 또한 시스템의 에너지 성능에 큰 변수가 될 수 있다.

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템은 실외기와 실내기로 구성되는데, 시스템의 운전 원리에 의해 외기온과 부분부하율의 영향에 따라 시스템의 성능이 연속적으로 변하는 특징이 있다. 즉, 지역기후를 대표하는 외기온은 실외기 측에, 외기온 이외에 일사량, 건물 구조체, 내부발열 등 건물 부하특성을 대표하는 부분부하율은 실내 측에 영향을 주어 결과적으로 시스템의 성능을 변화시킨다. [그림 4.4]과 같이 시스템의 계절성능(seasonal performance)은 다양한 운전조건에서의 COP를 반영하여 계산되며, 공기열원 히트펌프 시스템의 COP는 실외측 영향인자(외기조건)와 실내측 영향인자(부분부하율)에 의해 결정된다.



[그림 4.4] 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 계절성능 평가 시 고려요소

(2) 시스템의 계절성능 평가를 위한 모델링 기법 및 COP 계산에 대한 검토  
 히트펌프 시스템의 에너지 성능을 나타내는 방법으로 COP(Coefficient of performance)와 EER(Energy Efficiency Ratio)를 사용한다. COP와 EER은 단위의 차이를 제외하고는 실제 그 근본적인 의미는 동일하나, 국내에서는 통상 단위의 차이를 고려하지 않고, 혼돈을 피하기 위해 난방의 경우 COP를, 냉방의 경우 EER을 주로 사용하여 난방 및 냉방 성능을 표시한다.

본 연구에서는 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지성능을 나타내는 성능 지표로서, COP를 사용하고자 하며 계산식과 단위는 식(4.1)과 같다.

$$COP = \frac{\text{실내측 냉난방 처리열량 [W]}}{\text{실외기(압축기, 팬 제상)소비전력 + 실내기 팬 소비전력 + 제어소비전력 [W]}} \quad (4.1)$$

공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능은 실내외 환경조건 및 시스템의 운전특성에 의해 결정되며, EnergyPlus에서는 다양한 환경조건 변화에 따른 시스템의 에너지성능(COP)계산 및 부분부하율 계산 알고리즘을 제공하고 있다.

프로그램 상 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템은 크게 기상데이터(Weather data), 대상 실(Multi-zone), 실내기(Indoor Unit), 실외기(Outdoor Unit)로 구성된다. 즉, 해석 대상 공간에 대한 모델링과 경계조건을 입력하여 대상 실(Multi-zone)을 구성하고, 기상데이터의 온도 및 습도, 일사량 등의 정보가 각 실에 전달된다.

실내기(Indoor Unit) 모델에는 냉난방 정격 성능 및 정격 소비전력, 실내기 최대 취출풍량과 같은 기기의 사양과 제어 조건 등을 입력하여 실내측 냉난방 처리열량과 실내기 소비전력을 산출한다. 실외기(Outdoor Unit) 모델은 실외 온·습도 및 실내 온·습도, 각 실의 실내기로부터 합산된 냉난방 처리열량 값으로부터 실외기의 소비전력량을 산출한다.

EnergyPlus에서는 외기온과 부분부하율의 영향에 따라 시스템의 성능이 연속적으로 변하는 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템을 모사하기 위해 시스템의 성능곡선을 이용하여, 실내외 온도조건 및 부분부하율에 따른 에너지 성능을 산출한다. <표 4.6>은 매 time-step COP 계산을 위한 입력 값의 종류 및 다양한 환경 조건에 대한 용량 변화 및 에너지 소비량을 모사하기 위해 요구되는 시스템 성능곡선을 나타낸다.

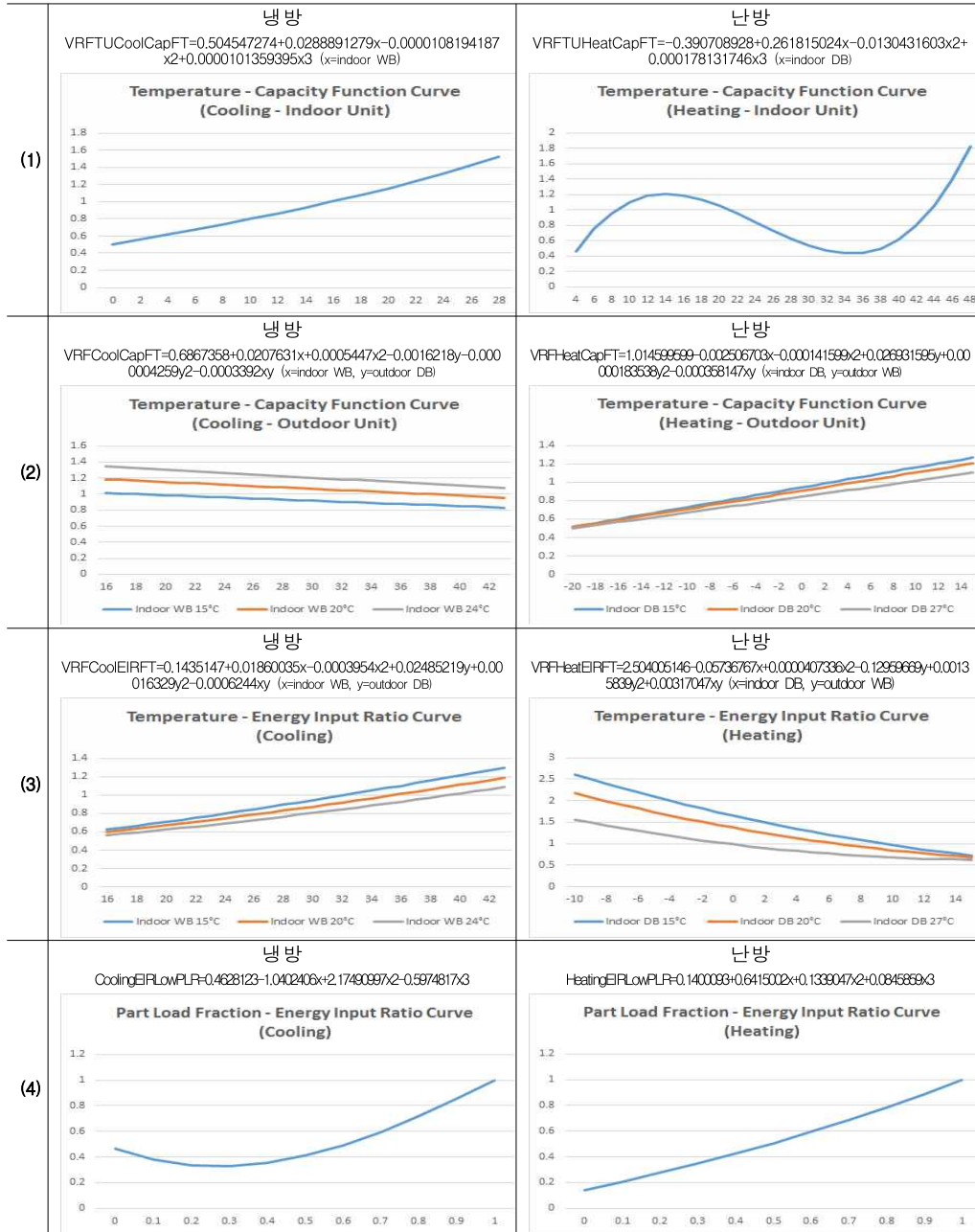
사용자가 입력한 실내기 및 실외기 정격 용량 및 정격 COP는 냉방 시 실내 측 온도 26.7°C DB / 19.4°C WB, 실외 측 온도 35°C DB / 23.9°C WB의 조건이며, 난방 시 실내 측 온도 21.11°C DB / 15.55°C WB, 실외 측 온도 8.33°C DB / 6.11°C WB의 조건하의 시스템 용량과 정격 COP를 나타낸다.<sup>28)</sup>

<표 4.6> 매 time-step COP 계산을 위한 프로그램 입력 값의 종류

EnergyPlus Input Value	실내기 냉난방 정격 용량 [W]	
	실외기 냉난방 정격 용량 [W]	
	냉난방 정격 COP [W/W] (실내 팬 소비전력 미포함)	
Required Performance Curve <sup>29)</sup>	실내기측	(1) 온도에 대한 용량 보정 곡선 (Temperature - Capacity Function Curve)
		(2) 온도에 대한 용량 보정 곡선 (Temperature - Capacity Function Curve)
	실외기측	(3) 온도에 대한 에너지 투입비율 보정 곡선 (Temperature - Energy Input Ratio Curve)
		(4) 부분부하비율에 대한 에너지 투입비율 보정 곡선 (Part Load Fraction - Energy Input Ratio Curve)

28) EnergyPlus Input Output Reference 제공

<표 4.7> 시스템의 특성곡선



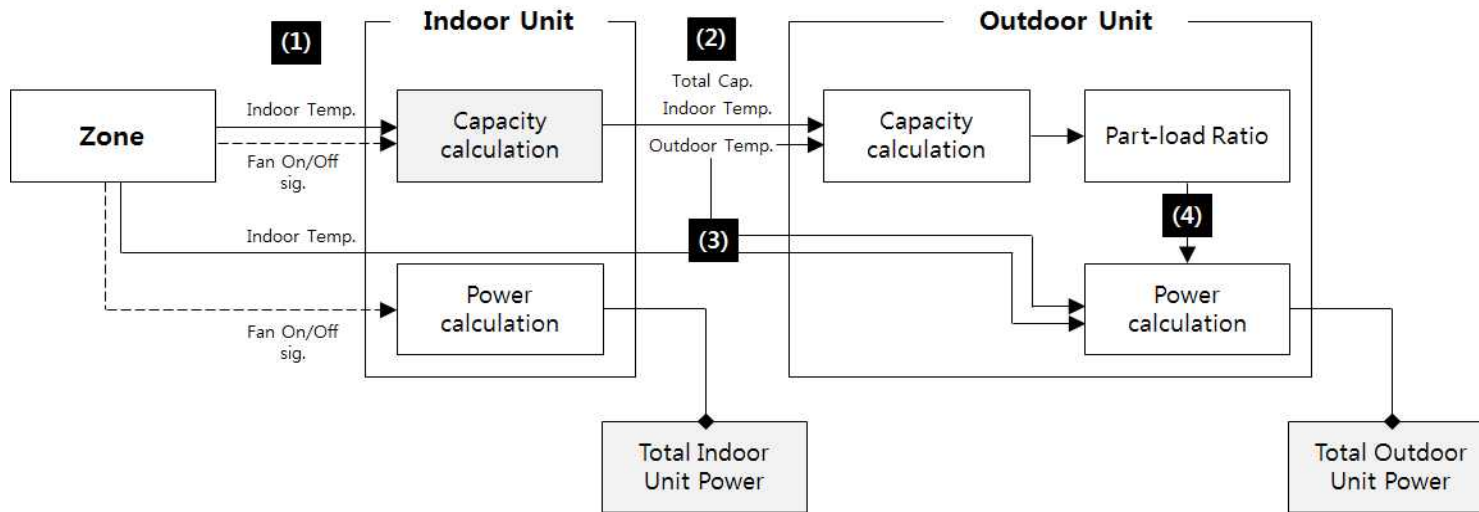
29) EnergyPlus 제공

매 time-step의 실내 온도 정보를 전달 받아 온도에 대한 용량 보정 곡선 (1)에서 해당되는 온도 조건  $x$ 를 찾고, 정격 용량에 대한 비율을 나타내는  $y$  값을 입력한 실내기 정격 용량에 곱하여 현재 time-step의 용량을 산출한다. 이와 마찬가지로, 실외기 측 또한 사용자가 입력한 정격 용량에 대해 해당 실내·외 온도 조건에 대한 용량 보정 곡선(2)에서  $y$ 값을 곱하여 현재 time-step의 실외기 용량을 산출한다.

실내 설정온도와 실내 온도를 비교하여 실내기 운전 여부(on/off)를 결정하기 때문에 실내기 측 에너지 소비량은 단순 계산 된다. 반면, 실외기의 경우 입력 변수가 실내 측 온도뿐만 아니라 외기 온도가 시스템의 에너지 성능에 영향을 미치기 때문에, 사용자가 입력한 정격 용량을 COP로 나누어 정격 소비 전력량을 구한 다음 실내외 온도에 따른 에너지 투입 비율(3)과 부분부하율에 대한 에너지 투입 비율(4)를 곱하여 현재 time-step의 실외기 에너지 소비량을 산출한다.

결과적으로, 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 COP는 각 실의 요구(처리) 열량의 총 합에 대한 실내기 및 실외기 에너지 소비량의 합의 비로 계산된다.

EnergyPlus의 COP 계산 알고리즘 개념도는 [그림 4.5]과 같다.



$$\ast \text{ COP} = \frac{\text{Total Indoor Heating/Cooling Capacity [W]}}{\text{Total Indoor Unit Power} + \text{Total Outdoor Unit Power [W]}}$$

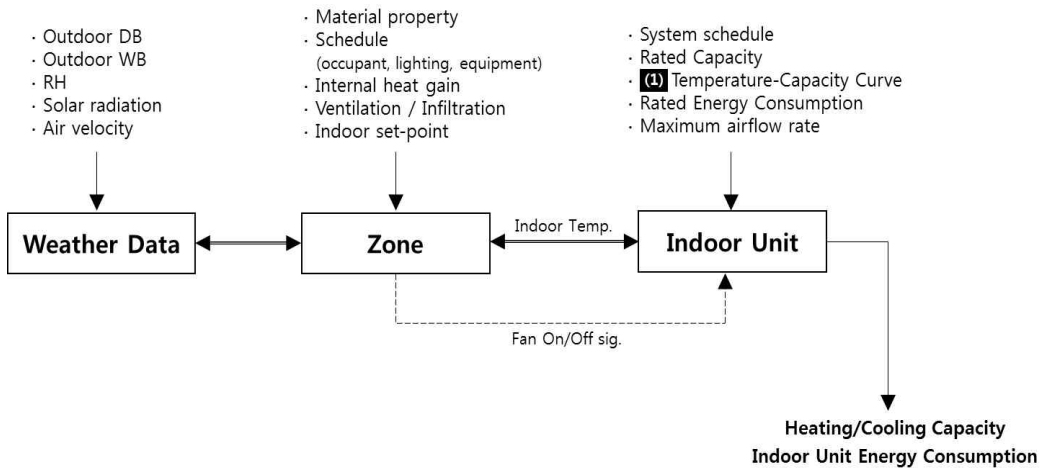
[그림 4.5] 매 time-step COP 계산 알고리즘



가. 실내 측 계산

기상데이터(Weather Data)의 온도 및 습도, 일사량 등의 정보가 각 실(Zone)에 전달되면 건물의 재료 물성치, 재실 스케줄, 조명 스케줄, 내부 발열 등 입력 변수와 함께 실내 부하 및 실내 온도가 계산된다. 실내기(Indoor Unit)는 계산된 실의 습구(냉방 시) 및 건구(난방 시) 온도를 전달 받아, 사용자가 입력한 설정온도와 비교하여 시스템의 on/off 운전을 결정한다. 동시에 실내 온·습도를 입력받아 실내기 취출 온·습도 및 풍량을 출력하여 실(Zone)로 전달하는 피드백(Feedback) 과정을 거친다.

실내기의 정격 용량은 시스템 설계 단계에서 결정되어 사용자가 직접 입력하는 값이다. 시뮬레이션 상에서는 해당 시스템의 온도-용량(Temperature-Capacity) 특성 곡선을 적용하여 실내 온도 변화에 따른 요구(처리)열량을 계산한다. 또한, 실내기의 작동 스케줄과 on/off 신호를 입력받아, 실내기 소비전력 값을 출력한다.



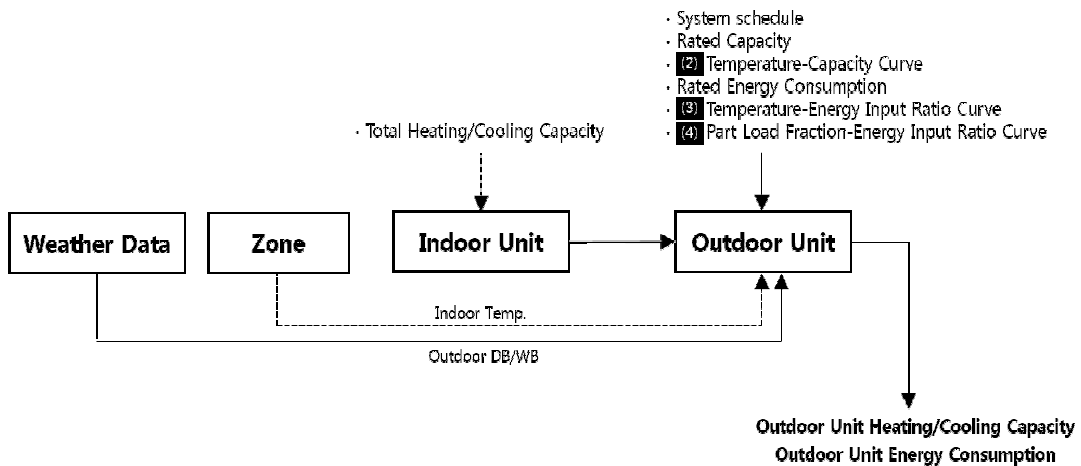
[그림 4.6] 실내 측 입력변수 및 출력 변수

나. 실외 측 계산

실외기(Outdoor Unit)는 실내 측 계산에서 산출된 각 실의 요구(처리)열량의 총합에 대한 정보와 함께 각 실의 실내 건구온도 및 습구온도를 입력 받는다. 두 값은 실외기 측 용량 계산을 위한 입력 변수이며, 기상 데이터(Weather Data)로부터 실외 건구온도를 입력받아 시스템의 온도-용량특성곡선(Temperature-Capacity)이 적용되면 최종적으로 실외 건구온도에 따른 실외측 요구(처리)열량이 계산된다.

실외기의 요구(처리)열량에 대한 각 실의 요구(처리)열량의 비에 따라 실외기의 부분부하율이 산출되며, 부분부하율에 대한 시스템의 에너지 투입 비율 특성곡선(Part Load Fraction-Energy Input Ratio Curve)이 정격 에너지 소비량의 입력 변수로 적용되어 부분부하율에 따른 에너지 소비량이 계산된다.

더불어, 실내·외 온도에 대한 에너지 투입 비율 특성곡선(Temperature-Energy Input Ratio Curve)이 입력 변수로 적용되어 실외기의 전력 사용량이 최종 산출된다.



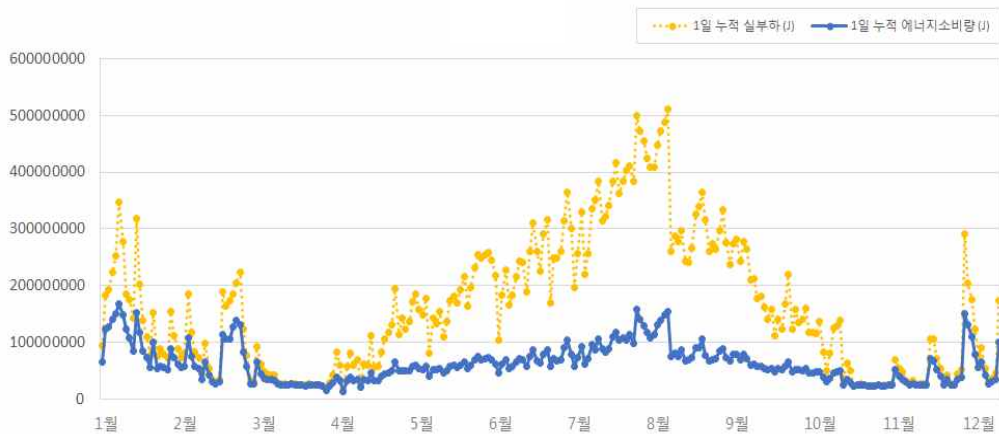
[그림 4.7] 실외 측 입력변수 및 출력변수

### 4.3 시뮬레이션을 통한 에너지 성능 특성 분석

#### 4.3.1. 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 연간 에너지 소비량

전문가 및 사용자 인터뷰를 통해 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 공간적 측면, 설계 및 시공, 운전 및 유지관리, 초기 투자비 측면에서 많은 이점이 있으나, 겨울철 에너지 사용면에서 문제가 있음을 알 수 있었다. 주거를 제외한 중소규모 건물에 주로 적용되는 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템은 고효율 기기로 널리 알려져 많이 보급되었으나, 압축기가 최대 효율을 내기 위한 공기열원의 안정적인 범위가 유지되지 못하는 우리나라 기후의 영향으로 실제 시스템 운전 시 에너지 사용면에서 비효율적이라는 문제가 제기되고 있고 특히 겨울철 전력피크의 주범으로 거론되고 있는 실정이다.

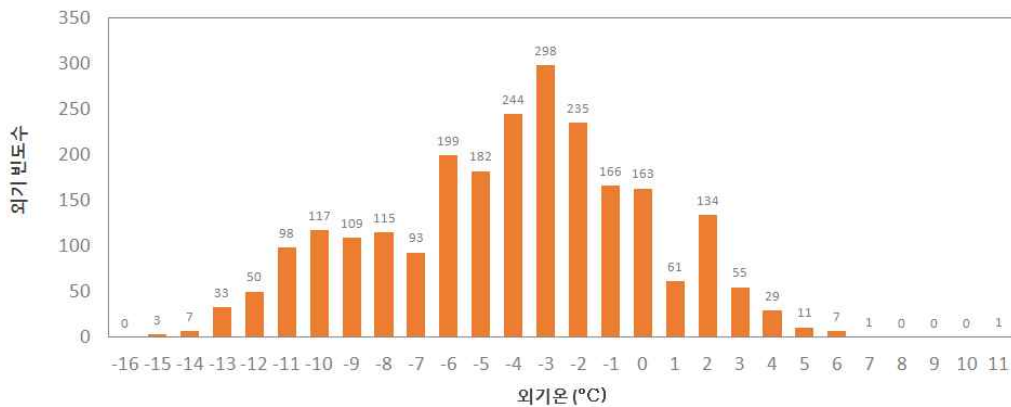
앞서 구성한 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 설계를 바탕으로 시스템의 계절 별 에너지 성능을 파악하기 위해 연간 일일 실부하에 대한 시스템의 에너지 소비량을 산출해 보았으며, 그 결과는 [그림 4.8]과 같다.



[그림 4.8] 대상실의 연간 일일 실부하 및 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 소비량

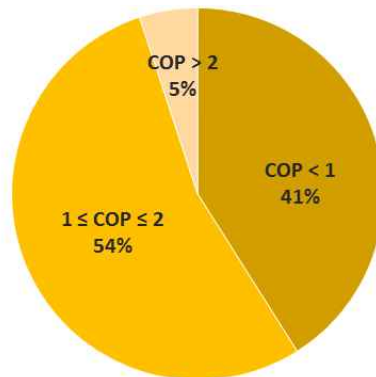
시스템의 에너지 성능은 그래프에 나타난 실 부하에 대한 에너지 소비량의 비로 나타낼 수 있다. 적용된 시스템의 정격 냉방 COP가 3.29, 정격 난방 COP가 3.55인 것을 감안하면 여름철의 경우 투입된 에너지에 대한 출력(냉방 부하 처리 열량)이 높아 에너지 효율이 높은 것을 알 수 있다. 반면, 겨울철의 경우 투입된 에너지에 대한 출력(난방 부하 처리 열량)이 거의 같거나 낮게 나타났다. 이는 정격 난방 COP에 훨씬 못 미치는 수치로써, 에너지 절약적 측면에서 큰 효과가 없음을 수 있음을 의미한다.

멀티형 공기열원 히트펌프 시스템이 최대 효율을 낼 수 있는 난방 정격 조건<sup>30)</sup>은 실외 건구온도 7°C, 습구온도 6°C이다. 하지만 [그림 4.9]에서 보는 바와 같이 시스템 전체 가동 시간 중, 정격 조건의 온도 조건을 만족하는 기간은 극히 드물다. 이는, 정격 조건의 외기온 범위를 벗어나는 구간에서는 시스템의 효율이 저하될 수 있음을 의미하며 [그림 4.10]의 결과와 같이 시스템의 COP가 1미만인 경우가 41%를 차지하였다.



[그림 4.9] 전체 난방기간 중 외기온 빈도

30) KS B ISO 15042 멀티 에어컨디셔너 및 히트펌프 성능 시험 방법



[그림 4.10] 전체 난방기간 중 시스템의 COP 분포 비율

#### 4.3.2. 현행규정 기준과 실제 운전조건을 반영한 시스템의 계절성능 비교

공기열원 히트펌프 시스템은 다양한 운전조건에 의해 시스템의 성능이 연속적으로 변하고, 투입되는 입력에너지에 대한 출력량의 기준이 정해져 있지 않아 에너지 절감량을 정량화 할 기준이 부재하다.

이처럼 시스템의 에너지 성능을 표현하기에 어려움이 따르기 때문에 기존에는 정격 COP를 사용하여 시스템의 에너지 효율을 판단하였다. 히트펌프 시스템에서 사용하는 정격 COP는 실내외 온습도 조건이 정상적 상태인 조건에서 표준부하를 전제로 측정하여 산출된 성능 계수로서<sup>31)</sup> 실제 시스템이 설치되었을 시의 건물의 지역 기후 및 적용 건물에 따른 시간별 계절별 냉난방 부하를 반영한 것이 아니다.<sup>32)</sup>

이를 보완하기 위해, 최근에는 공기열원 히트펌프 시스템의 계절성능평가를 위한 관련 기준 및 규정들이 선진외국의 주도하에 작성되고 있지만, 이는 국내 기후 및 냉난방 특성을 반영하지 못하여 시스템의 에너지 성능 평가 결과

31) 이득환 외 4, 히트펌프의 계절별 시스템 효율계수에 관한 연구, 대한설비공학회 하계학술발표대회, 2013

32) 이득환 외 4, 건물 구조체에 따른 히트펌프 시스템 계절별 에너지 효율 계수, 한국건축친환경설비학회논문집 7(4), 2013

에 대한 신뢰성이 저하될 우려가 있다.<sup>33)</sup>

우리나라의 경우 효율관리 기자재 운용 규정의 ‘멀티전기히트펌프시스템’ 항목에서 전기구동형 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 계절성능에 대한 기준을 제시하고 있다. 하지만, 제시하고 있는 난방효율(COP), 냉난방효율(EERa)은 특정 조건하의 시스템 에너지 성능을 단순히 산술평균하는 수준에 그치고 있어 여전히 실제 시스템의 에너지 성능을 나타내기에 한계가 있다. 또한, 통합냉방효율(IEER)의 계수는 국제규격을 그대로 수용한 것으로 우리나라 실정을 반영하기에 한계가 있다.

이처럼 현행규정 기준의 냉난방 계절성능이 실제 시스템의 계절성능을 대표하기에 한계가 있다는 문제점에 착안하여, 현행규정 기준으로 산출한 계절성능인 통합냉방효율(IEER), 난방효율(COP), 통합냉난방효율(EERa)과 정밀 시뮬레이션에 의해 산출된 계절성능에 대해 비교 분석 하였다. 시뮬레이션 결과 값을 활용하여 효율관리기자재 운용 기준에서 제시하는 냉난방 운전 조건에 일치하는 조건의 해당 EER과 COP를 이용하여 IEER, COP, EERa를 산출하였다. 정밀 시뮬레이션에 의한 계절성능은 실사용 조건을 고려하여 앞서 설정한 냉방기간 동안의 평균 시스템 성능과 난방기간 동안의 평균 시스템 성능으로 나타내었다.

건물 부하특성 중 구조체와 내부 발열은 각 평가케이스에 일정하게 적용하여 그 영향을 고려하지 않았으며, 외기조건에 따른 부분부하율만 고려하였다.

<표 4.8>의 결과와 같이, 시스템의 부분부하율에 따른 빈도수를 반영한 현행규정 기준의 IEER과 정밀시뮬레이션의 냉방계절성능에는 큰 차이가 없었다. 하지만, 난방 시 표준 조건의 에너지 성능과 한랭지 조건의 에너지 성능을 단순 산술평균한 현행규정 기준의 COP와 난방계절성능에는 큰 차이를 보였다. COP와 같이, 단순 산술평균 값인 EERa에서도 큰 차이를 보였다.

33) 주상현, 김정엽, 신현준, 멀티형 히트펌프의 SPF 산출 및 검증에 관한 연구, 대한설비공학회 하계학술발표대회, 2012

ideal system과 oversized system의 시스템성능 비교분석 결과, 현행규정 기준에 의한 계절성능에는 큰 차이가 없어 보이나, 정밀 시뮬레이션 계절성능에는 약 0.4만큼의 차이가 발생하였다.

<표 4.8> 현행규정 기준 계절성능과 정밀 시뮬레이션에 의해 계산된 계절성능 비교

		현행규정 기준			정밀 시뮬레이션		
		통합 냉방효율 (IEER)	난방효율 (COP)	통합 냉난방효율 (EERa)	냉방 계절성능	난방 계절성능	통합 계절성능
ideal system	서울	3.55	2.58	3.07	3.50	1.15	2.32
oversized system	서울	3.56	2.50	3.03	3.07	0.97	2.02

#### 4.3.3. 외기조건 및 실내 부분부하율에 따른 시스템의 운전특성

본 절에서는 현행규정 기준의 계절성능과 실제 시스템의 계절성능에 차이가 발생하는 원인을 분석하기 위해, 다양한 조건에서의 시스템의 거동 특성을 살펴보았다. 시스템의 에너지 성능에 영향을 주는 여러 가지 인자 중, 실외측 영향인자(외기조건)와 실내측 영향인자(부분부하율)에 의한 COP의 변화를 분석하였다.

##### (1) 외기온 변화에 따른 COP변화

공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능은 외기의 건구온도 뿐만 아니라 습구온도의 영향을 동시에 받으므로 건구온도와 COP의 관계, 습구온도와 COP의 관계, 그리고 건구온도와 습구온도의 영향을 함께 고려한 엔탈피와 COP의 관계를 분석하였다.

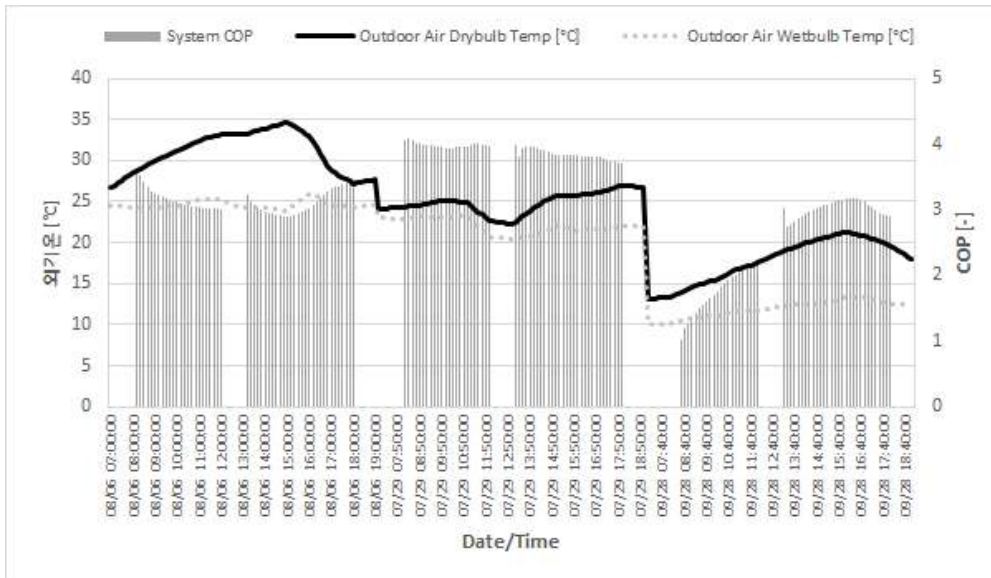
냉난방 일평균 최고기온, 중간기온, 최저기온에서의 각 case별 외기온 변화

와 시스템의 에너지성능을 분석한 결과는 [그림 4.11]~[그림 4.14]와 같다.

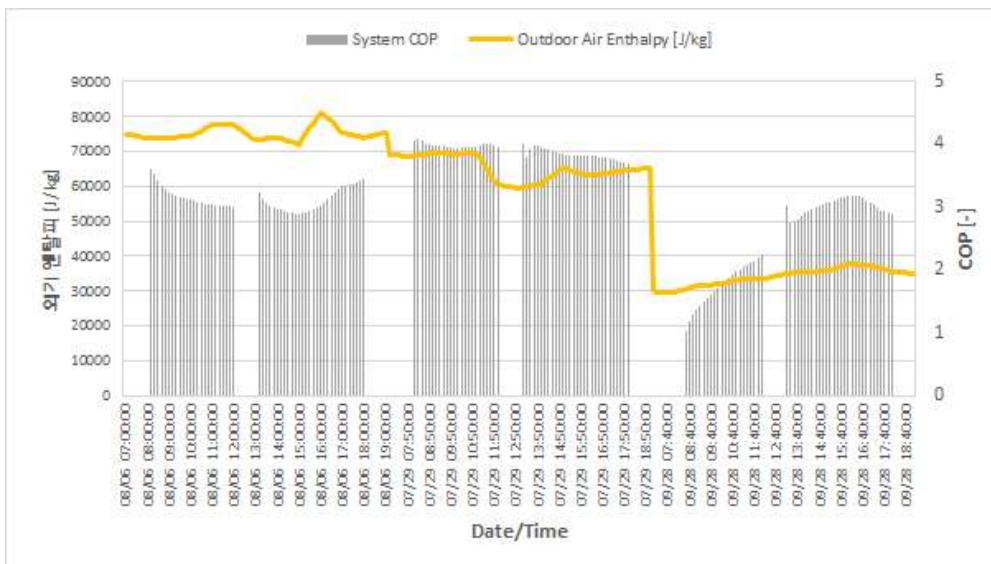
냉방의 경우, 이론상 일평균 최저기온일의 COP값이 가장 높게 나타날 것으로 예상하였으나, 중간 외기온 날의 COP가 가장 높았고 최저기온일의 COP가 오히려 낮게 나타났다. 난방의 경우, 일평균 최저기온일의 COP값이 가장 낮게 나타날 것으로 예상하였으나, 오히려 다른 두 날보다 평균 COP가 높게 나타났으며 하루 동안의 COP 변동 폭도 작았다. 이처럼 건구온도, 습구온도, 엔탈피의 변화와 무관하게 중간 기온과 최고 기온일 때의 COP가 오히려 최저 기온일 때의 COP보다 낮아지는 현상이 나타났다.

이 결과를 통해, System의 운전 성능이 높게 나타나는 온도조건이 존재하며 항상 외기온에 비례하여 COP가 단순히 계산되는 것은 아님을 알 수 있었다. 또한, 건구온도, 습구온도, 엔탈피와 COP는 큰 상관관계가 없으며 외기온 이외의, 시스템의 에너지 성능에 직접적인 영향을 미치는 다른 영향인자에 대한 분석이 필요한 것으로 판단되었다.

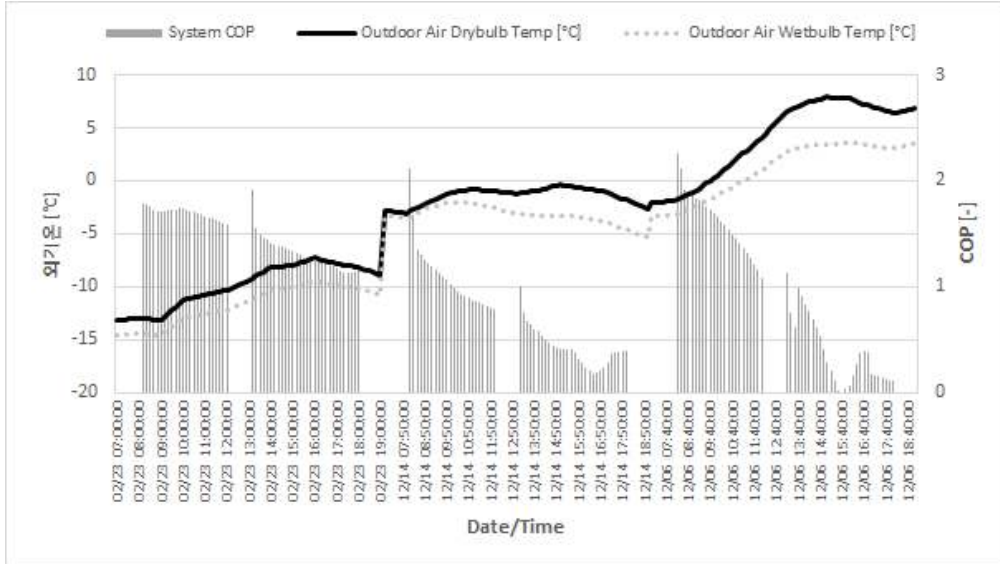




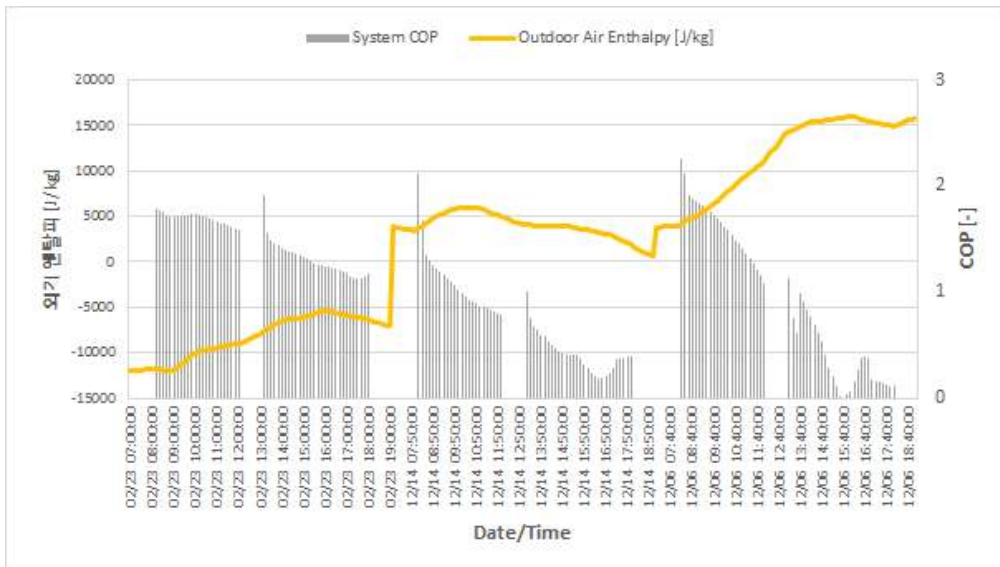
[그림 4.11] 일평균 최고기온(8/6), 중간기온(7/29), 최저기온(9/28)에서의 외기온에 따른 에너지성능 변화(냉방)



[그림 4.12] 일평균 최고기온(8/6), 중간기온(7/29), 최저기온(9/28)에서의 외기 엔탈피에 따른 에너지성능 변화(냉방)



[그림 4.13] 일평균 최저기온(2/23), 중간기온(12/14), 최고기온(12/6)에서의 외기온에 따른 에너지성능 변화(난방)



[그림 4.14] 일평균 최저기온(2/23), 중간기온(12/14), 최고기온(12/6)에서의 외기 엔탈피에 따른 에너지성능 변화(난방)

(2) 부분부하율 변화에 따른 COP변화

외기온 이외의 시스템의 에너지 성능에 직접적인 영향을 미치는 인자에 대한 분석을 위해, 부분부하율과 COP와의 관계를 분석하였다. 내부발열 및 침기량은 모든 case에 동일하게 적용하여, 외기온과 일사량과 같은 외부 환경 조건에 따른 부분부하율의 변화를 가정하였다.

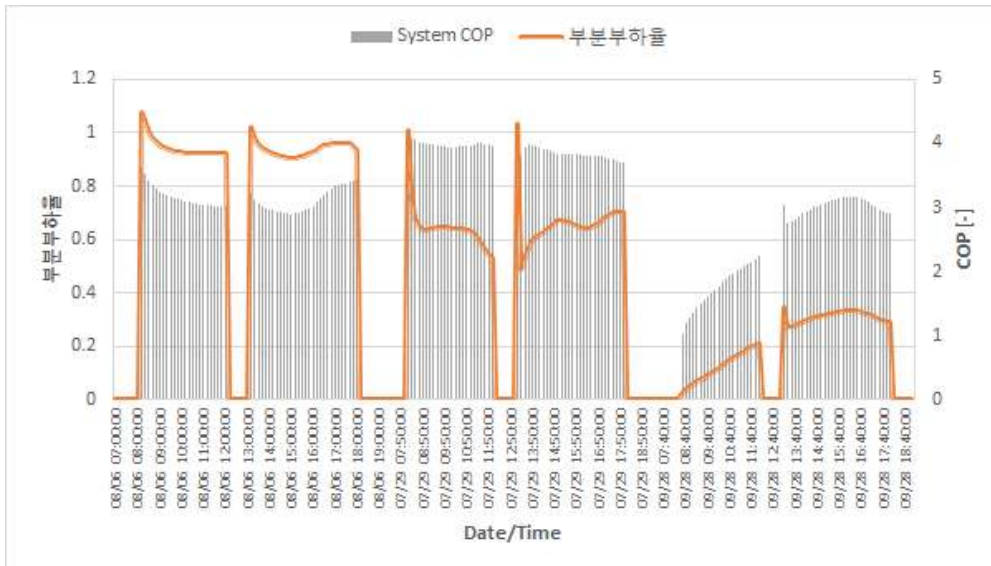
시뮬레이션 상의 부분부하율은 매 time-step별로 계산되는 실외기 측 요구(처리)열량에 대한 각 실의 요구(처리)열량의 합을 의미하나, 통상 부분부하율이라 함은 실외기의 정격 최대 용량에 대한 실내측 냉난방 처리(요구)열량을 뜻한다. 따라서, 본 연구에서는 부분부하율의 개념을 식(4.2)와 같이 정의한다.

$$\text{COP} = \frac{\text{실내측 냉난방 처리(요구)열량 [W]}}{\text{실외기 정격 최대용량 [W]}} \quad (4.2)$$

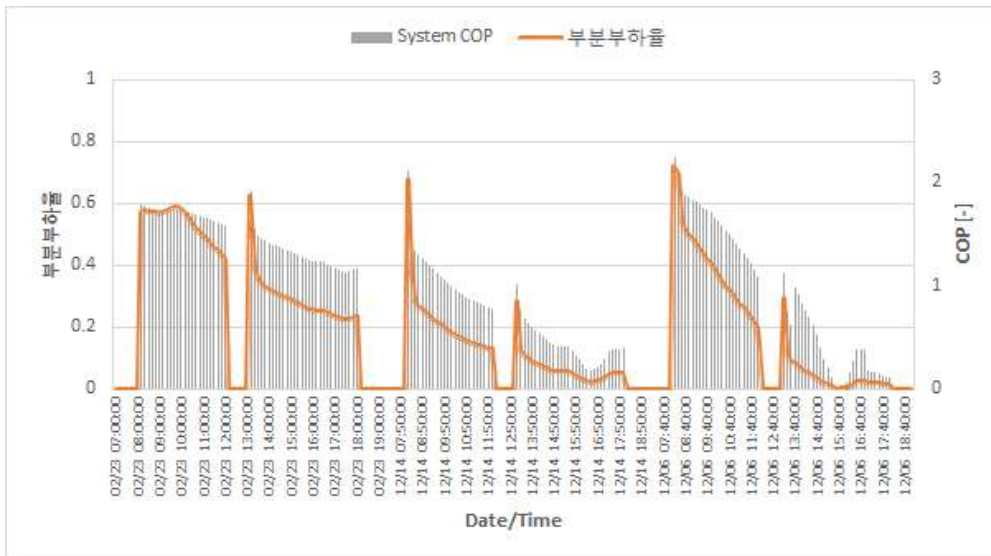
냉난방 일평균 최고기온, 중간기온, 최저기온에서의 부분부하율과 시스템의 에너지 성능을 분석한 결과는 [그림 4.15], [그림 4.16]와 같다.

냉방과 난방에서 모두 COP 변화 양상과 부분부하율의 변화 양상이 매우 유사한 것으로 나타났다. 이를 통해, 시스템의 에너지 성능이 부분부하율의 영향을 크게 받음을 알 수 있었다.

하지만, 난방 시 일평균 중간기온일 때 보다 최고기온일 때의 부분부하율이 더 높게 나타나는 것으로 보아, 외기온 변화에 비례하여 부분부하율이 단순히 선형 변화 하는 것은 아님을 알 수 있었다. 이는, 가변냉매유량 시스템 특성상 외기온이 높은 날에도 부분부하율이 높게 나타날 수 있기 때문인 것으로 분석된다. 즉, COP 변화에 대한 부분부하율 영향도가 크나, 부분부하율과 COP값이 항상 비례하는 것은 아니며, System의 운전 성능이 높게 나타나는 부분부하율이 존재하는 것으로 판단된다.



[그림 4.15] 일평균 최고기온(8/6), 중간기온(7/29), 최저기온(9/28)에서의 부분부하율과 에너지성능(냉방)



[그림 4.16] 일평균 최저기온(2/23), 중간기온(12/14), 최고기온(12/6)에서의 부분부하율과 에너지성능 (난방)

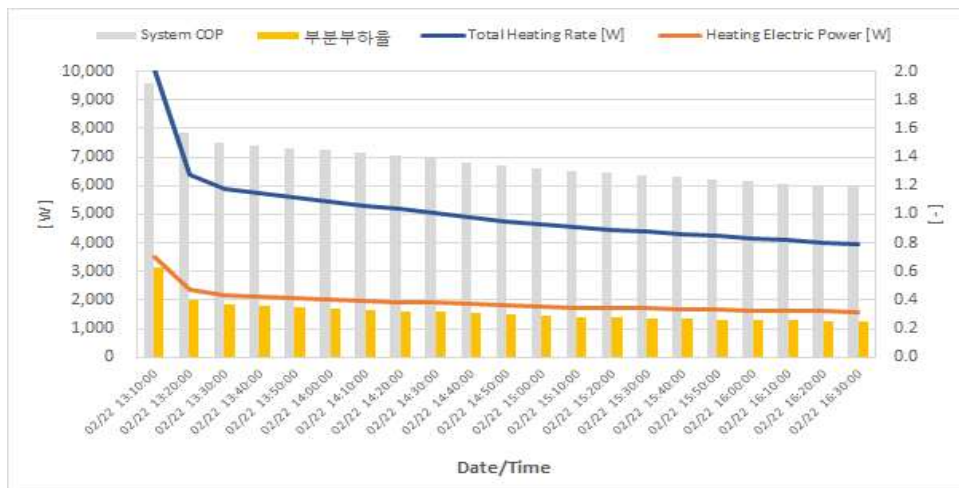
(3) pick-up시와 연속운전시의 시스템 거동 특성 분석

air system의 특성상, 시스템 가동 후 실내온도가 설정온도에 도달하는 시간이 짧기 때문에 실내온도를 센싱하여 on/off제어하는 경우 시스템의 운전 변화(pick-up과 연속운전)에 따른 에너지성능을 고려해 보아야 한다.

시스템 운전의 변화에 따른 COP의 관계를 분석하기 위해 시뮬레이션 결과 중 외기조건과 일사량, 내부발열이 동일한 환경 조건이 동일한 2월 22일을 선정하여 분석한 결과는 [그림 4.17]과 같다.

<표 4.9> 2월 22일의 환경 조건 및 시스템 운전

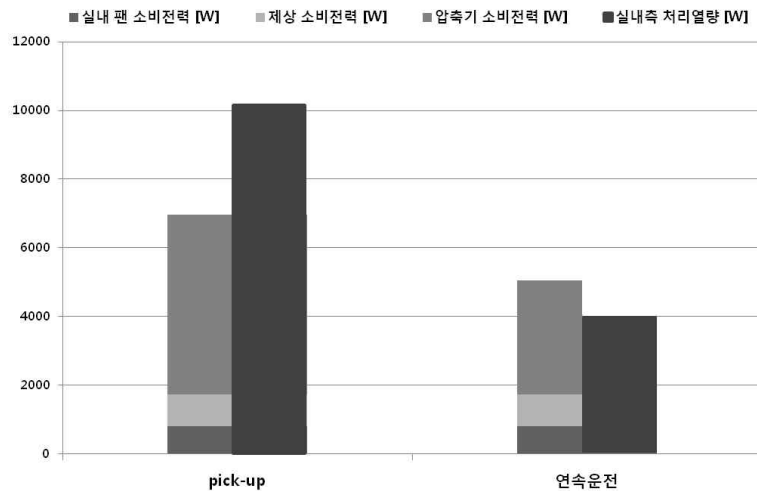
외기조건	(DB)-9.5~-8.8°C (WB)-11.6~-11.0°C
일사량	5839.5W~5360.7W
내부발열	일정
제상운전	연속가동
시스템 정격용량	16000W



[그림 4.17] 일정 환경조건 하의 pick-up시와 연속운전 시의 시스템 거동

<표 4.9> 시스템 운전에 따른 에너지 성능 변화

	pick-up (13:10 기준)	연속운전 (16:30 기준)	감소율 (pick-up시 대비)
COP	1.92	1.19	36.8%
부분부하율	63%	25%	
실내측 처리열량	10036.8W	3947.0W	60.7%
System 전력소비량	5237.8W	3318.3W	36.6%



[그림 4.18] 시스템 운전에 따른 에너지 성능 변화

시스템 가동 초기 나타나는 pick-up 구간을 대표하는 순간(13:00)과 시스템의 운전이 안정화 된 이후인 연속운전 구간을 대표하는 순간(16:30)의 COP, 부분부하율, 처리열량, 전력소비량, COP에 대하여 분석하였다.

부분부하율은 pick-up시 다소 높은 63%에서 연속운전 시에 25%로 감소하였는데, 이는 시스템 가동 초기 pick-up load에 의한 차이인 것으로 판단된다.

<표 4.9>의 결과에 나타난 바와 같이 pick-up시 COP가 높은 이유는 일시

적으로 부분부하율이 높아졌기 때문인 것으로 판단된다. 시스템 가동 중 실내 팬 소비전력(804.0W) 및 제상 소비전력(933.9W)은 일정하므로, pick-up시와 연속운전 시의 시스템 COP 변화는 실내 측 처리열량과 압축기 소비전력의 변화에 영향을 받고 있음을 알 수 있다. 실내 측 처리열량 및 압축기 소비전력의 변화의 COP와의 상관관계를 분석해 본 결과, pick-up시에 대한 연속운전 조건에서의 실내측 처리 열량의 감소율(60.7%)이 System 소비 전력의 감소율(36.6%)에 비해 다소 높은 것으로 보아, pick-up시에 대한 연속운전 시의 COP 감소는 실내측 처리 열량변화에 의해 더 큰 영향을 받음을 알 수 있다.

단, pick-up시에 비교하여 연속운전 시의 압축기 소비전력은 54.8% 감소하였는데, 이는 연속운전 시 전체 전력소비량에 대한 실내기 fan 소비전력(804.0W)과 제상운전 소비전력(933.9W)의 비율이 pick-up시 전체 전력소비량에 대해 차지하는 비율보다 크기 때문에, System 소비 전력의 감소율이 36.6%로 다소 적게 나타난 것으로 판단된다.

이상의 결과를 종합하여 볼 때, 실내측 처리열량의 감소율(60.7%)과 압축기 소비전력 감소율(54.8%)이 유사한 것으로 보아, 부분부하율의 크기에 따라 실내측 처리열량과 압축기 소비전력이 거의 일정하게 변화하나, 실내 fan 및 제상운전 소비전력량이 전체 시스템의 소비전력량에 대하여 차지하는 비율이 시스템의 운전변화(pick-up시와 연속운전)에 따른 COP변화에 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

#### (4) 외기온, 부분부하율 조합에 따른 냉난방 능력 및 COP변화

부하에 따라 용량을 연속적으로 변화시키는 냉매 가변유량 시스템 특성상, 외기온 변화에 비례하여 부분부하율이 단순 선형 변화하지 않고, 외기온과 부

부분부하율의 여러 조합 발생 가능하다. 따라서, 외기온과 부분부하율 조합에 따른 COP변화를 분석하여 시스템 거동 특성 파악해 보았다. 부분부하율에 영향을 주는 요인은 외기온, 일사량, 건물구조체, 내부발열 등 건물 부하 특성 등이 있고, 본 연구에서는 건물구조체 및 내부발열에 대한 영향을 제외한 외기조건(외기온, 일사량 등)에 따른 부분부하율의 변화를 분석하였다.

[그림 4.17]의 결과를 보면 냉방의 경우, 온도 별로 나타나는 특정 부분부하율 범위가 다르게 나타나는 것을 볼 수 있다. 외기온에 상관없이 60~100% 부분부하율 조건에서의 COP값에는 큰 차이가 없다.

동일한 외기온에서는 부분부하율이 높을수록 COP값은 대체로 높게 나타나는 경향을 보였다. 단, 외기온 21°C~32°C 구간에서는 부분부하율 60~80% 범위에서의 COP가 부분부하율 90~100%보다 높게 나타났다.

동일한 부분부하율에서는 외기온이 높아질수록 COP값은 대체로 낮아지는 경향을 보였다. 부분부하율 20~30% 구간에서 외기온이 높아짐에 따라 COP 증가하다가 특정 온도에서 감소하였고, 부분부하율 50~100% 구간에서는 외기온이 높아짐에 따라 COP가 증가하다가 약 21°C~23°C를 기준으로 COP가 감소하였다.

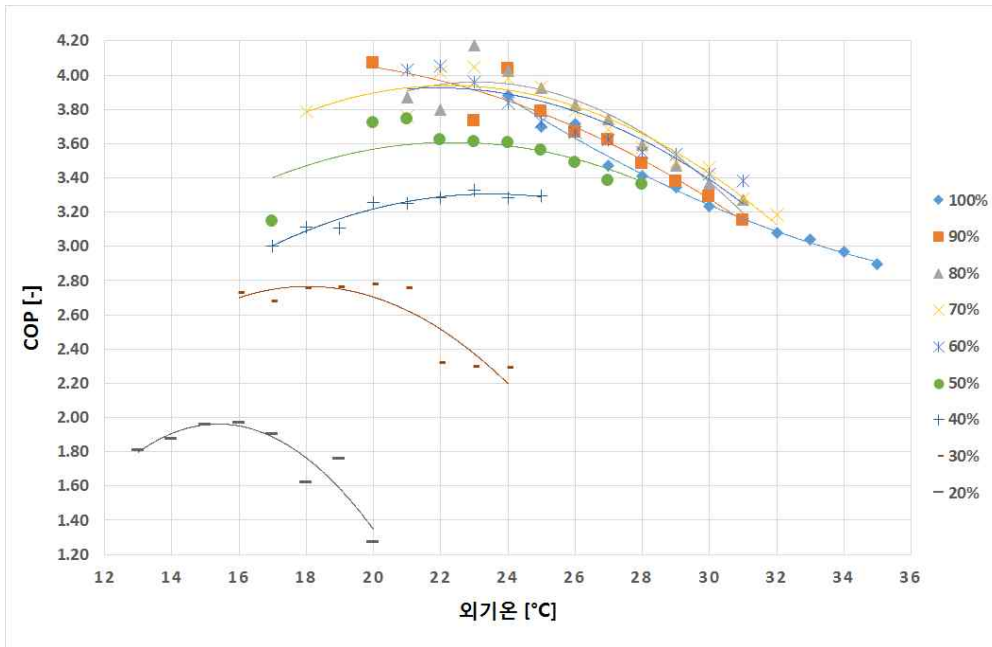
[그림 4.18]의 결과에서 나타나듯이 난방 시에는 냉방 시와는 달리 온도 별로 나타나는 부분부하율 범위가 넓게 나타났으며, 이는 시간대에 따른 일사량에 의한 부하 차이에 의한 것으로 판단된다. 또한, 난방 시 제상운전으로 인한 전력소비 때문에 냉방에 비해 전반적으로 COP가 낮게 나타났다. 난방 시 최대 부분부하율은 80%이며, 최저 기온에서의 부분부하율은 60%에 그쳤다. 최대 부분부하율이 낮은 이유는, 최대 냉방부하 기준으로 설계된 시스템 정격 용량에 대한 난방 부하의 비율이 낮기 때문인 것으로 판단된다.

동일한 외기온에서는 부분부하율이 높을수록 COP값이 높게 나타났고, 동

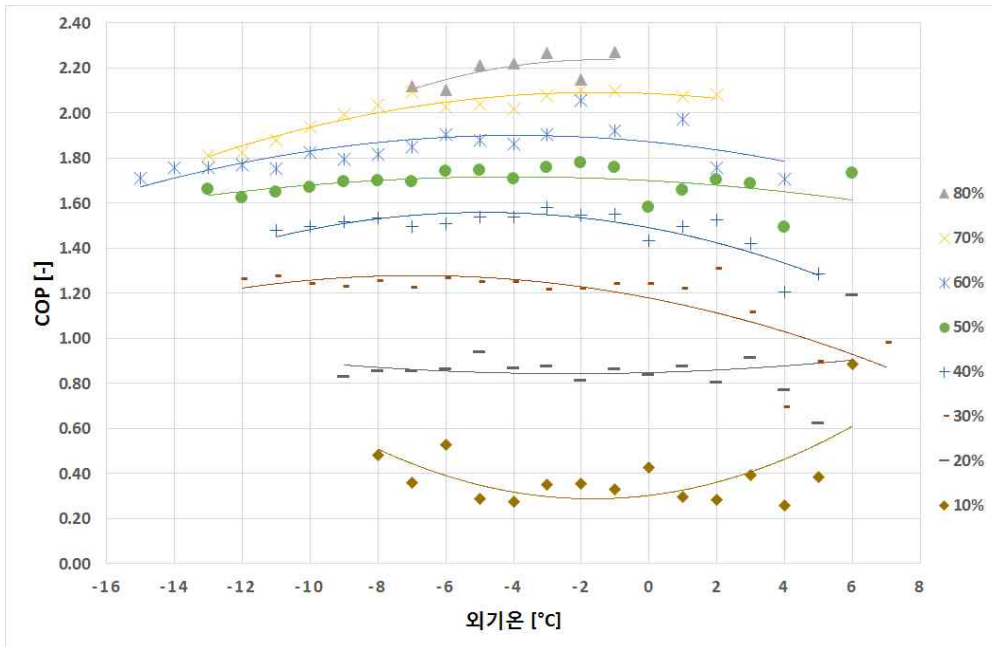


일한 부분부하율에서는 외기온이 낮아질수록 COP값은 대체로 낮아지는 경향을 보이거나, COP값의 편차가 크지 않았다. 부분부하율 20~40% 구간의 0°C이하 외기온에서는 COP값의 변화가 거의 없으나, 0°C이상에서는 외기온이 높아질수록 COP값이 낮아지는 경향을 보였다. 부분부하율 50~60% 구간의 0°C이하 외기온에서는 외기온이 낮아질수록 COP값은 낮아지는 경향을 보이거나, 0°C 이상에서는 외기온이 높아질수록 COP값이 낮아지는 경향을 보였다. 또한, 부분부하율 70~80% 구간에서는 외기온이 낮아질수록 COP값이 낮아지는 현상을 알 수 있었다.

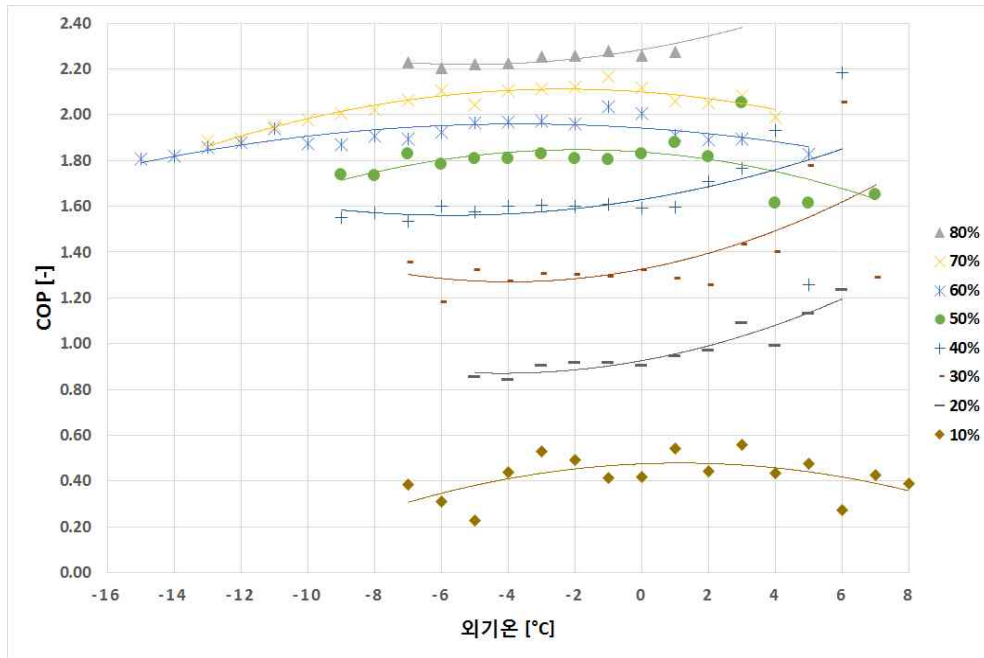
외부 환경조건의 변화는 외기온 이외에 일사의 영향도 포함될 수 있으므로, 일사의 영향이 없는 경우의 외기온과 부분부하율의 조합에 의한 COP의 변화를 살펴보았다. [그림 4.21], [그림 4.22]에서 보는 바와 같이, 일사의 영향이 있는 경우보다 온도별로 나타나는 부분부하율의 범위가 작게 나타났다. 이 결과를 통해, 건물 향(일사 영향)이 시스템의 에너지 성능에 영향을 줄 것으로 판단된다.



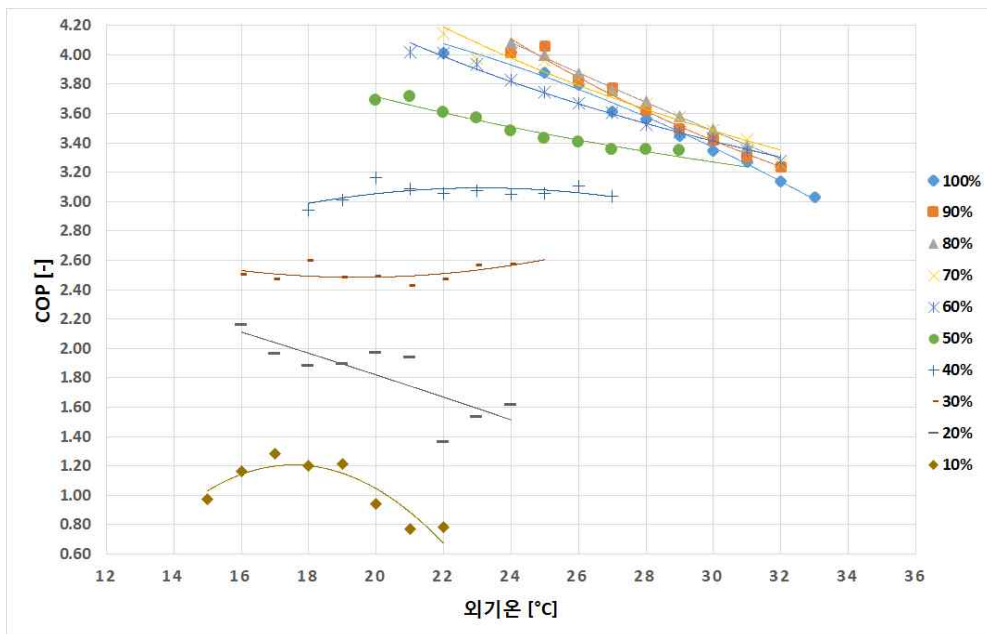
[그림 4.19] 외기온과 부분부하율 조합에 따른 COP변화(냉방)



[그림 4.20] 외기온과 부분부하율 조합에 따른 COP변화(난방)



[그림 4.21] 외기온과 부분부하율 조합에 따른 COP변화 (냉방, 일사 없을 경우)



[그림 4.22] 외기온과 부분부하율 조합에 따른 COP변화 (난방, 일사 없을 경우)

앞서 분석한 결과를 통해 외기온 뿐만 아니라 부분부하율 또한 멀티형 공기 열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능에 영향을 주는 중요한 인자임을 확인할 수 있었다. 이는 현행규정 기준의 난방효율(COP) 및 통합냉난방효율(EERa) 산출 계산식이 다양한 환경조건에서의 시스템의 에너지 성능을 반영하고 있지 않기 때문에 실제 시스템의 계절성능과 차이가 발생하는 것을 의미한다.

시뮬레이션 결과를 바탕으로 각 부분부하가 발생하는 온도를 산출하고, 해당 온도조건에서의 평균 COP를 산출한 결과는 다음 그림과 같다. 냉방 시 외기온과 부분부하율에 따른 COP를 나타내는 [그림 4.23]과 [그림 4.24], 난방 시 외기온과 부분부하율에 따른 COP를 나타내는 [그림 4.25]와 [그림 4.26]을 비교해 보았을 때, ideal system에 비해 oversized system의 에너지 성능이 대체로 낮게 형성됨을 확인할 수 있다. 이는 시스템의 용량이 과설계 됨에 따라 부분부하율이 낮아져 시스템의 전반적인 에너지 성능 감소하였다고 해석할 수 있다.

	Part Load 110 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 100 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 90 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 80 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 70 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 60 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 50 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 40 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 30 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 20 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 10 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]			
35				2.89	14496.04	5009.135																														
34				2.97	14780.52	4977.826																														
33	3.23748	16377.23	5058.635	3.04	14957.98	4921.133																														
32				3.08	14796.25	4799.851																														
31	3.382222	16409.52	4651.697	3.16	15014.44	4744.822	3.15	14290.68	4535.781	3.28	12146.25	3708.768	3.28	10736.66	3278.002	3.38	9242.69	2731.878																		
30	3.442236	16535.56	4803.725	3.24	15031.75	4646.386	3.29	13685.18	4161.698	3.37	11968.12	3555.227	3.46	10057.76	2908.269	3.42	8962.67	2622.23																		
29	3.482431	16445.16	4722.122	3.34	15473.83	4627.856	3.38	13459.05	3981.966	3.47	12025.08	3463.479	3.49	10457.95	2993.958	3.54	9252.81	2616.36																		
28	3.564913	16573.86	4649.107	3.41	15660.85	4593.529	3.48	13585.06	3899.283	3.59	11900.00	3310.456	3.58	10517.03	2939.928	3.55	9008.19	2538.878	3.36	7537.78	2242.221															
27	3.68502	16806.55	4560.776	3.47	15298.46	4407.704	3.62	13167.91	3639.046	3.74	11883.69	3176.849	3.68	10403.69	2827.023	3.62	9083.55	2507.868	3.36	7322.37	2164.093															
26	3.740192	16815.26	4495.828	3.71	15218.59	4099.02	3.67	13331.43	3636.254	3.82	11488.95	3004.608	3.79	10377.14	2736.821	3.67	8810.10	2402.834	3.49	7429.08	2131.239															
25	3.817401	16662.76	4338.752	3.70	15114.77	4086.082	3.79	13544.81	3575.854	3.93	11566.26	2944.739	3.93	10450.48	2660.033	3.73	8616.49	2311.536	3.56	7426.44	2084.941	3.29	6315.08	1917.558												
24	3.947149	16614.11	4209.143	3.88	15404.46	3967.682	4.04	13457.22	3333.258	4.02	12043.83	2992.282	3.98	10208.80	2564.571	3.84	8671.40	2260.548	3.61	7324.80	2031.514	3.28	6133.56	1867.418	2.29	4042.31	1764.576									
23	3.955773	16850.12	4259.627				4.07	11449.33	2744.325	4.05	9859.10	2435.243	3.96	8833.98	2230.119	3.61	7089.15	1963.587	3.33	6090.56	1830.363	2.30	3950.17	1717.471												
22	4.03286	17043.96	4226.271				3.80	12026.24	3165.606	4.02	10527.87	2939.188	4.06	8916.48	2201.339	3.82	6890.93	1962.398	3.28	5839.32	1779.423	2.32	3889.69	1667.304												
21							3.87	12205.24	3153.397	3.76	10852.97	2888.977	4.03	8260.01	2050.324	3.74	7059.10	1886.056	3.25	5632.62	1731.62	2.76	4534.55	1643.7												
20							4.07	13904.61	3417.14																											
19																																				
18																																				
17																																				
16																																				
15																																				
14																																				
13																																				

[그림 4.23] 외기온과 부분부하에 대한 COP-Chart (냉방, ideal system)

	Part Load 110 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 100 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 90 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 80 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 70 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 60 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 50 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 40 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 30 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 20 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 10 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]			
35																																				
34																																				
33							3.47	19010.87	5485.61	3.34	17283.97	5181.70	3.36	15584.37	4640.26																					
32																																				
31	3.76	19663.11	5229.32				3.65	17779.02	4868.28	3.53	14887.66	4191.65	3.43	12236.38	3565.04	3.25	10506.55	3228.59	2.97	8727.24	2936.14															
30	3.77	19226.00	5094.02				3.63	17130.47	4720.58	3.60	14424.48	4002.09	3.53	12544.85	3557.27	3.31	10483.11	3170.32	2.90	8307.00	2861.47															
29	3.84	19076.92	4963.45				3.72	17197.92	4618.43	3.70	14641.99	3955.55	3.60	12473.34	3469.31	3.38	10540.65	3122.35	3.07	8820.35	2872.39															
28	3.98	19517.02	4902.27				3.82	17279.77	4526.45	3.74	14856.05	3974.68	3.68	12388.30	3367.52	3.40	10277.62	3026.51	3.03	8499.92	2803.06															
27	4.02	19118.39	4750.13				4.07	17067.17	4200.56	3.79	15000.60	3954.63	3.76	12270.13	3295.54	3.44	10187.12	2959.65	3.06	8437.27	2754.18															
26	4.18	19685.73	4690.57				4.08	17527.24	4294.14	3.85	14731.58	3825.96	3.82	12508.56	3271.76	3.52	10249.35	2914.91	3.06	8241.63	2693.78	2.64	6699.79	2531.81												
25							4.18	16476.27	3944.77	3.86	14579.62	3776.27	3.77	12323.10	3270.52	3.57	10156.86	2844.80	3.03	7992.02	2633.37	2.59	6492.78	2507.87												
24							4.14	17373.13	4195.06	4.18	15205.09	3656.20	3.89	12166.10	3125.66	3.53	9782.26	2772.89	3.03	7828.76	2586.08	2.60	6454.32	2486.19	1.70	4033.25	2363.55									
23							4.23	17108.89	4047.14				3.73	12993.71	3484.28	3.49	9340.04	2678.14	3.05	7771.00	2544.41	2.63	6421.77	2443.80	1.75	3702.42	2134.31									
22							4.38	17042.45	3964.37				3.63	12182.60	3359.26	3.46	10383.54	3004.99	3.18	8058.63	2515.23	2.54	6072.60	2386.41	1.78	3825.44	2143.80									
21																																				
20																																				
19																																				
18																																				
17																																				
16																																				
15																																				
14																																				
13																																				

[그림 4.24] 외기온과 부분부하에 대한 COP-Chart (냉방, oversized system)

	Part Load 100 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 90 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 80 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 70 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 60 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 50 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 40 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 30 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 20 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 10 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]
-16																														
-15																														
-14																														
-13																														
-12																														
-11																														
-10																														
-9																														
-8																														
-7																														
-6																														
-5																														
-4																														
-3																														
-2																														
-1																														
0																														
1																														
2																														
3																														
4																														
5																														
6																														
7																														
8																														
9																														
10																														
11																														

[그림 4.25] 외기온과 부분부하에 대한 COP-Chart (난방, ideal system)

	Part Load 100 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 90 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 80 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 70 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 60 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 50 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 40 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 30 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 20 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]	Part Load 10 %	Heating Rate [W]	Electric Power [W]
-16																														
-15																														
-14																														
-13																														
-12																														
-11																														
-10																														
-9																														
-8																														
-7																														
-6																														
-5																														
-4																														
-3																														
-2																														
-1																														
0																														
1																														
2																														
3																														
4																														
5																														
6																														
7																														
8																														
9																														
10																														
11																														

[그림 4.26] 외기온과 부분부하에 대한 COP-Chart (난방, oversized system)

#### 4.4 소결

부하에 따라 용량을 연속적으로 변화시키는 냉매 가변유량 제어 시스템의 경우, 특정 외기조건 또는 부분부하율에서의 시스템의 에너지 성능을 예측할 수 없으므로 시스템 운전 중 나타날 수 있는 조건을 전반적으로 반영할 수 있는 계절성능의 평가가 반드시 필요할 것으로 판단된다. 본 장에서는 현행규정 기준의 계절성능과 다양한 환경조건을 고려한 시스템의 계절성능을 비교하였으며, 계절성능 차이에 대한 원인 분석을 위해 시스템의 거동특성 및 냉난방 에너지소비 특성을 분석하였다. 본 장의 연구내용을 요약하면 다음과 같다.

(1) EnergyPlus를 이용하여 연간 시스템의 에너지 성능을 분석한 결과, 여름철의 경우 투입된 에너지에 대한 출력(냉방 부하 처리 열량)이 높아 에너지 효율이 높았으나, 겨울철의 경우 투입된 에너지에 대한 출력(난방 부하 처리 열량)이 거의 같거나 낮게 나타났다. 이는 정격 난방 COP에 훨씬 못 미치는 수치로써, 에너지 절약적 측면에서 큰 효과가 없음을 의미한다. 외기 부하와 환기 부하가 부하의 대부분을 차지하는 겨울철의 경우, 외기온 변동에 따른 실내부하 변동 폭이 크며 실내 설정 온도와 외기온의 온도 차이가 최대 35℃ 까지 발생하였다. 즉, 압축기를 구동하기 위해 투입되는 에너지량이 많아 시스템의 에너지 효율이 낮게 나타나는 것으로 판단된다. 뿐만 아니라, 우리나라의 겨울철과 같이 기온이 영하로 내려가는 기후 조건에서 공기열원 히트펌프 시스템을 운전하는 경우, 실외에 위치한 증발기의 코일 표면에 서리가 생겨 열교환 효율이 떨어져 시스템의 에너지 효율 저하로 이어진다.

(2) 효율관리기자재 운용규정에 따르면 전기 구동형 공기열원 히트펌프 시스템의 경우 시스템의 에너지 성능을 통합냉방효율(IEER), 난방효율(COP),

통합냉난방효율(EERa)으로 표기할 것으로 권고하고 있다. 하지만, 이는 국제 규격을 그대로 수용한 산출법 또는 단순 평균 산술 값으로 실제 시스템의 에너지 성능을 나타내기에 한계가 있다. 현행규정 기준으로 산출한 계절성능인 통합냉방효율(IEER), 난방효율(COP), 통합냉난방효율(EERa)과 정밀 시뮬레이션에 의한 계절성능에 대해 비교 분석 한 결과, IEER과 정밀시뮬레이션의 냉방계절성능에는 큰 차이가 없었으나 COP와 난방계절성능, EERa와 통합계절성능에는 큰 차이를 보였다. 또한, ideal system과 oversized system의 시스템성능 비교분석 결과, 현행규정기준에 의한 계절성능에는 큰 차이가 없어 보이나, 정밀 시뮬레이션 계절성능에는 약 0.4만큼의 차이가 발생하였다.

(3) 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템은 실외기와 실내기로 구성되는데, 시스템의 운전 원리에 의해 외기온과 부분부하율의 영향에 따라 시스템의 성능이 연속적으로 변하는 특징이 있다. 즉, 지역기후를 대표하는 외기온은 실외기 측에, 외기온 이외에 일사량, 건물 구조체, 내부발열 등 건물 부하특성을 대표하는 부분부하율은 실내 측에 영향을 주어 결과적으로 시스템의 성능을 변화시킨다. 시스템의 계절성능(seasonal performance)은 다양한 운전조건에서의 COP를 반영하여 계산되며, 공기열원 히트펌프 시스템의 COP는 실외측 영향인자(외기조건)와 실내측 영향인자(부분부하율)에 의해 결정된다.

(5) 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템은 설계온도와 실내 및 실외 환경 조건의 조합에 따라 운전을 하며, 각 실(zone)별 최대 부하에 따른 실내기 용량 선정 후, 각 실내기 용량의 합에 따라 실외기의 용량이 선정된다. 하지만, 실제로는 정밀부하 계산에 의한 이상적인 시스템(ideal system)보다는 시스템 초기 가동 시의 peak-up load와 운전 중 예기치 못한 부하에 대한 대응, 그



리고 시중 제품의 용량에 따른 이유로 실제 실내부하보다 시스템의 과다용량 (oversized system) 설계되는 것이 일반적이다. 연구 결과, ideal system에 비해 oversized system의 에너지 성능이 대체로 낮게 형성됨을 확인할 수 있다. 이는 시스템의 용량이 과설계 됨에 따라 부분부하율이 낮아져 시스템의 전반적인 에너지 성능 감소하였다고 해석할 수 있다.

(6) 부하에 따라 용량을 연속적으로 변화시키는 냉매 가변유량 제어 시스템의 경우, 외기온 변화에 비례하여 부분부하율이 단순 선형 변화하지 않고 외기온과 부분부하율의 여러 조합이 발생 가능함을 확인하였다. 이는 현행규정 기준의 난방효율(COP) 및 통합냉난방효율(EERa) 산출 계산식이 다양한 환경 조건에서의 시스템의 에너지 성능을 반영하고 있지 않기 때문에 실제 시스템의 계절성과 차이가 발생하는 것을 의미한다. 따라서, 실제 계절성에 근접한 값을 산출하기 위해서는 시스템이 적용되는 지역의 기후 조건뿐만 아니라 실제운전에 가까운 부분부하의 가중치를 반영한 계절성의 계산이 필요할 것으로 판단된다.

## 제 5 장 결 론

본 연구는 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템 계획 단계에서 간소화된 설계 및 적용 과정의 특징에 의해 재실자의 불쾌적을 유발할 가능성이 있다는 문제점에 착안하여, 실제 시스템이 적용된 공간에서의 실측을 통해 위치별 쾌적 특성을 분석하고 이를 바탕으로, 멀티형 공기열원 히트펌프 적용 공간에서의 열쾌적 개선을 위한 설계 process상에서의 개선 대안을 분석하였다.

또한, 현행규정 기준의 제품 표기치 계절성능과 실제 계절성능 차이를 확인하고, 시뮬레이션을 통해 시스템의 거동특성 및 냉난방 에너지소비 특성을 분석하여 차이가 발생하는 원인을 파악하였다. 이를 바탕으로, 국내 기후 및 냉난방 부하 특성을 반영한 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 계절성능 평가를 위한 고려사항을 제시하여, 향후 중소규모 건물에 적용되는 냉난방시스템 선정 과정에서의 설계자 의사결정에 활용될 수 있을 것으로 기대되는 정보를 제시하였다.

본 연구의 결론은 다음과 같다.

(1) 시스템의 설계 process 분석 및 전문가 인터뷰를 통해 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 선정, 설치 및 적용 현황에 대해 조사하였다. 중소규모 건물에 가장 많이 적용되는 4-way 타입 실내기의 경우, 실내기 수량 및 용량 산정 과정에서 실내기의 기류 도달거리를 통상 3~4m로 하여 실내기의 대수를 대략적으로 산정하며, 실내기 1대가 담당하는 바닥면적을 기준으로 실 중앙에 실내기를 배치하는 것으로 파악되었다. 이처럼 4-way 타입의 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 계획 단계에서는 재실자 쾌적에 대한 별도의 설계적

고려 없이 간소화된 설계 프로세스가 적용되는 것을 확인할 수 있었다.

(2) 실측을 통한 재실자 위치 별 실내온도 및 기류분포 분석 결과, 4-way 타입의 실내기가 적용된 실의 경우 유효드래프트온도(EDT)의 불쾌적비율이 최소토출각도(0°C) 조건에서 23%, 일반적인 운전조건(45°C)에서 30%, 최대 토출각도(60°C) 조건에서 73%로 위치별 열적 쾌적성에 큰 차이를 보였다. 이는 실내기 수량 및 용량, 기류속도, 기류온도 및 도달거리에 대한 면밀한 검토 없이 실내기를 선정·설치하기 때문에 열적 환경조건에 따른 재실자의 위치별 열적 불균등이 발생하는 것으로 사료된다. 반면, 기류속도와 기류 도달거리를 고려하여 말단 유닛을 선정 및 분산 배치한 diffuser타입이 적용된 실의 경우, 불쾌적 비율이 2%에 그쳐 온도 및 기류가 실 전반에 걸쳐 균일함을 확인할 수 있었다.

(3) 4-way 타입의 경우 실내기 용량에 따라 일률적으로 공장 제작되기 때문에 설계 과정에서 말단 유닛의 형태나 크기를 변경하기가 쉽지 않으므로, 시스템 적용 시 실내 쾌적성을 확보하기 위해 설계 단계에서의 말단시스템 계획에 대한 대책보다는, 실측결과를 바탕으로 운전을 통해 실내 쾌적성을 개선할 수 있는 시스템 운영 가이드라인을 도출하였다. 실측은 난방기간에 한정하였으며 토출각을 0°, 45°, 60°로 변화시켜 실측을 실시하였다.

(4) 상대적으로 외피부하의 영향을 많이 받는 외피측 존은, 토출각도가 증가 할수록 실내기 토출기류가 외피측까지 닿지 않아 외피 부하 처리 성능이 낮아지며 이로 인해 내부 존에 비해 실내 온도가 낮아짐을 확인하였다. 이 경우, 토출각도를 최소로 하여 천장면을 따라 기류 흐름을 유도하며 재실자가

직접 느끼는 기류속도를 저감시켜야 한다. 또한, 외피층 존의 실내기 풍량 증가 시, 실내기의 외피층 근접 배치, 외피층 실내기의 토출온도를 높이는 방법 등을 통해 실내 쾌적성을 확보할 수 있을 것으로 판단된다. 내부발열의 영향을 많이 받는 내부존의 경우, 기류가 직접 닿지 않는 실 중앙점은 실의 평균 온도보다 높은 실온을 유지하는 반면, 기류의 영향은 거의 없어 EDT값이 쾌적범위 상한선 초과하였다. 내부존의 실내 쾌적성 확보를 위해서는 토출각도의 변화를 통해 온도에 상응하는 기류를 형성하거나 토출온도 및 토출풍량 저감 방법을 적용할 수 있다. 내부존에서 두대의 실내기 사이에 위치하여 하강 기류의 영향이 큰 지점은 기류속도가 상대적으로 높아 재실자의 불쾌적 유발하는데, 이 경우 토출풍량을 감소시키거나 토출각도를 최소로 하여 균일한 기류를 형성한다면 쾌적성을 확보 할 수 있을 것으로 판단된다.

(5) 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 실제 운전 시의 계절성능과 현행 기준의 난방효율(COP), 냉난방효율(EERa)을 비교해 본 결과, 각각 1.5와 0.9 만큼의 차이를 확인할 수 있었다. 이는 특정 조건하의 시스템 에너지 성능을 단순 산술평균하는 방법이, 다양한 환경조건에 따라 시스템의 성능이 연속적으로 변하는 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능을 나타내기에 한계가 있기 때문인 것으로 판단된다. 또한, 통합냉방효율(IEER)의 계수는 미국 Climate Zone 기준 15개 도시의 기상 데이터와 각 Climate Zone에서의 냉동기 판매량 비율, 건물용도를 이용하여, 100%, 75%, 50%, 25% 부하(load bin)가 발생하는 도시별 평균온도와 도시별 시간비율(%)을 이용하여 산출된 값이므로 한국의 기후조건과 시스템의 운전상황을 충분히 반영하고 있지 않다. 특정 외기조건 또는 부분부하율에서의 시스템의 에너지 성능을 예측할 수 없으므로 시스템 운전 중 나타날 수 있는 조건을 전반적으로 반영할 수

있는 계절성능의 평가가 반드시 필요할 것으로 판단된다.

(6) 정밀 부하계산에 의해 용량이 설계된 ideal system에 비해 실제 시스템 초기 가동 시의 peak-up load와 운전 중 예기치 못한 부하에 대한 대응, 시중 제품의 용량에 따른 이유로 실제 부하보다 과다용량 설계된 oversized system의 계절 성능이 약 0.4정도 낮게 형성됨을 확인할 수 있다. 이는 시스템의 용량이 과설계 됨에 따라 부분부하율이 낮아져 시스템의 전반적인 에너지 성능 저하에 영향을 미쳤다고 판단된다.

(7) 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 연간 에너지 성능을 분석한 결과, 여름철의 경우와 달리 겨울철의 경우 투입된 에너지에 대한 난방 부하 처리 열량이 거의 같거나 낮아 COP가 1미만인 구간이 전체 난방기간 중 약 41%를 차지하였다. 이는 겨울철의 경우 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 적용이 에너지 절약적 측면에서 큰 효과가 없을 수 있음을 의미한다. 공기열원 히트펌프 시스템이 높은 운전효율로 운전되기 위해서는, 운전효율에 영향을 미치는 외기조건이 적절한 범위로 유지되는 것이 중요하나, 실제 시스템의 운전 중 외기조건은 약 90% 이상이 최적의 효율로 운전될 수 있는 외기조건을 만족하지 못하는 것으로 나타났다. 우리나라는 겨울철 외기온도의 변동 폭이 크거나, 지속되는 한파와 같이 시스템의 에너지 효율 저하가 우려되는 기간이 존재하므로, 난방 시 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 효율을 개선할 수 있는 방안이나, 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템에 비해 난방기 에너지 효율이 높은 난방시스템의 적용을 고려해야 할 것으로 판단된다.

(8) 시스템의 계절성능 영향인자를 파악하기 위한 시뮬레이션 결과, COP 변화 양상과 부분부하율의 변화 양상이 매우 유사한 것으로 나타났다. 하지만 부하에 따라 용량을 연속적으로 변화시키는 냉매 가변유량 제어 시스템의 경우, 외기온 변화에 비례하여 부분부하율이 단순 선형 변화하지 않고 외기온과 부분부하율의 여러 조합이 발생 가능함을 확인하였다. 즉, 현행규정 기준의 난방효율(COP) 및 통합냉난방효율(EERa) 산출 계산식이 다양한 환경조건에서의 시스템의 에너지 성능을 반영하지 못하기 때문에 실제 시스템의 계절성능과 차이가 발생하는 것을 의미한다. 따라서 실제 계절성능에 근접한 값을 산출하기 위해서는 시스템이 적용되는 지역의 기후 조건뿐만 아니라 실제운전에 가까운 부분부하의 가중치를 반영한 계절성능의 계산이 필요하다.

(9) 본 연구를 통해 외기온 뿐만 아니라 부분부하율 또한 멀티형 공기열원 히트펌프 시스템의 에너지 성능에 영향을 주는 중요한 인자임을 확인할 수 있었다. 즉, 시스템의 에너지 절약성능 수준을 파악하기 위해 시스템이 설치되는 해당 지역의 기후조건 뿐만 아니라 실의 용도, 향, 규모, 내부발열 조건을 종합적으로 고려한 계절성능 평가가 이루어져야 할 것으로 사료된다.

## 참 고 문 헌

1. 효율관리기자재 운용규정, 지식경제부 고시, 2015.
2. KS C 9306 : 에어컨디셔너.
3. KS B ISO 15042 : 멀티 에어컨디셔너 및 히트펌프의 성능 시험 방법.
4. 강규민, 강기남, 박준원, 송두삼, 실측을 통한 시스템 에어컨이 설치된 오피스 건물의 온열환경 특성 및 재실자의 열적 쾌적성 검토, 한국건축친환경설비학회 춘계학술발표대회, 2012, pp. 89-94.
5. 강기남, 박준원, 강규민, 송두삼, 중소규모 오피스 건물에서 중앙공조 방식과 비교를 통한 VRF 시스템의 온열환경 및 열쾌적성 분석, 대한설비공학회 하계학술발표대회 논문집, 2012, pp.619-624.
6. 권오진, EHP의 부분부하에 대한 효율 평가 연구, 한양대학교 공학대학원 학위논문, 2011.
7. 기현승, 홍인표, 박준원, 강기남, 송두삼, TRANSYS 시뮬레이션을 통한 시스템 에어컨의 구현과 타당성 검증, 설비공학 논문집 24(4), 2012, pp. 315-322.
8. 김준호, 학교건물의 효율적인 난방시스템에 대한 비교연구, 건국대학교 대학원 석사학위 논문, 2012.
9. 노광철, 장재수, 오명도, 시스템에어컨과 환기시스템 설치 강의실에서 냉방시 열쾌적성 및 실내공기질 연구, 대한기계학회논문집 30(1), 2006, pp. 57-66.
10. 문제명, 윤백, 김종엽, 시스템 멀티에어컨의 기술 동향 및 DVM 시스템 소개, 대한설비공학회 설비저널 31(3), 2002.
11. 박윤철, 문제명, 홍주태, 멀티형 에어컨의 기간에너지소비효율 평가규격에 관한 연구, 설비공학논문집 16(1), 2004, pp. 91-100.
12. 박준원, 기현승, 강기남, 송두삼, 고온 다습한 지역에서 시스템에어컨 적용에 따른 재실자의 온열쾌적감 분석, 대한건축학회 추계학술발표대회논문집 계획계 31(2), 2011.
13. 박준원, 기현승, 강기남, 송두삼, 시뮬레이션을 통한 시스템 에어컨의 부분부하운전 특성의 구현, 대한설비공학회 동계학술발표대회 논문집, 2011, pp.101-106.
14. 박태주, 강규민, 강기남, 송두삼, 오피스공간 내 시스템 에어컨 운전 조건

- 에 따른 재실자의 열쾌적성 평가, 대한설비공학회 동계학술발표대회 논문집, 2013, pp.342-346.
15. 성상철, 김혁순, 진심원, 오명도, 천정형 정풍량 시스템에어컨의 적용높이에 따른 실내온열환경 특성, 대한설비공학회 하계학술발표대회 논문집, 2009, pp.590-595.
  16. 신병환, 금종수, 안철린, 김동규, 정용현, 최호선, 동절기 천장형 에어컨의 취출방향에 따른 열환경 평가, 대한설비공학회 하계학술발표대회 논문집 pp.1199~1204, 2002
  17. 이정재, 디퓨저와 실내공기 분포에 대한 이론적 고찰, 한국설비기술협회 특집원고, 22(6), 2005.
  18. 이영재, 정정화, 송두삼, 시스템에어컨의 난방 시 운전특성의 검토, 대한설비공학회 하계학술발표회, 2010.
  19. 조성우, 임영빈, 이경희, 천장형 유닛을 설치한 교실 내의 인체 주변 온열환경에 관한 실측연구, 설비공학논문집 18(3), 2006, pp.240-246.
  20. 최준영, 멀티에어컨의 KS 규격 제정 방안, 대한설비공학회 하계학술발표대회, 2004.
  21. ASHRAE Fundamentals, Chapter 20, 2009.
  22. ISO 15042 : Multiple split-system air-conditioners and air-to-air heat pumps - Testing and rating for performance.
  23. ARI 210/240 : Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & Air-Source Heat Pump Equipment.
  24. AHRI 1230 : 2010 Standard for Performance Rating of Variable Refrigerant Flow (VRF) Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment.
  25. Noh, Kwang-Chul, Han, Chang-Woo, Oh, Myung-Do, Effect of the airflow rate of a ceiling type air-conditioner on ventilation effectiveness in a lecture room, international journal of refrigeration 31, pp.180-188, 2008.
  26. Lee, Woo-Nam, Kim, Hyeong-Jung, Park, Jong-Bae, Cho, Ki-Seon, Roh, Jae-Hyun, Son, Sung-Yong, Economic analysis of heating and cooling systems from the various perspectives, Renewable and Sustainable Energy Reviews 16, 2012, pp. 4116-4125.



27. Park, Young-Cheol, Kim, Young-Chul, Min, Man-Ki, Performance analysis on a multi-type inverter air conditioner, *Energy Conversion and Management* 42, 2001, pp. 1607-1621.
28. Toru Ichikawa, Satoshi Yoshida, Tatsuo Nobe, Shigeki Kametani, Running Performance of Split-Type Air Conditioning systems installed in school and office buildings in tokyo , *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2008.
29. Zhang, Dongliang, Zhang, Xu, Liu, Jun, Experimental study of performance of digital variable multiple air conditioning system under part load conditions, *Energy and Buildings* 43, 2011, pp. 1175-1178.
30. Zhou, Y.P., Wu, J.Y., Wang, R.Z., Shiochi, S., Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions, *Energy and Buildings* 39, 2007, pp.212-220.
31. Zhou, Y.P., Wu, J.Y., Wang, R.Z., Shiochi, S., Li, Y.M., Simulation and experimental validation of the variable-refrigerant-volume (VRV) air-conditioning system in EnergyPlus, *Energy and Buildings* 40, 2008, pp. 1041-1047.

## ABSTRACT

### Thermal Comfort Analysis on a Space and Seasonal Performance Evaluation of a Building with Multi-type Air Source Heat Pump System

By Moon, Eun Jin  
Department of Architecture  
Masters Course in the Graduate School  
Seoul National University  
Advised by  
Professor Kim, Kwang Woo  
2015. 8.

According to increase quality of life, demand for thermal comfort in the space and the energy saving of air conditioning increased. As a result, heating and cooling system which can reduce energy consumption as well as thermal comfort has been desired. Multi-type air source heat pump system, which is mainly used in small and medium-sized buildings, is known as cost-effective and thermally comfortable system. However, in practice, the issues of inefficient energy use as well as thermal discomfort have been discussed. Simplified design and application process for Multi-type air source heat pump system can cause an occupants thermal discomfort and high energy consumption problem. In this study, the actual characteristics of the occupants' thermal comfort related to draft and seasonal performance

were analyzed under the operation of the Multi-type air source heat pump system.

The results from this research are summarized as follows :

(1) In case of the space 4-way type unit was applied, thermal discomfort ratio of Effective Draft Temperature(EDT) was 23% (0°C), 30% (45°C) and 73%(60°C) for each vane angle. The result indicates that there are significant difference of air temperature and velocity in each occupants' position. On the other hand, In case of the space diffuser type unit was applied, thermal discomfort ratio was only 2%.

(2) When the 4-way type of multi-type air source heat pump system is designed, it is applied without careful consideration about air flow velocity, air flow range and proper setup position. As a result, difference of thermal comfort occurred according to occupants' positions.

(3) The result for comparison between the seasonal performance factor which is calculated by current regulation and actual seasonal performance factor indicate 1.5 and 0.9 differences each. Since the current regulation suggests the calculation method for seasonal performance through simple arithmetic average under certain conditions, it is difficult to represent seasonal performance factor of multi-type air source heat pump system which have variety of COP according to environmental conditions. Also,

Integrated Energy Efficient Ratio(IEER)'s coefficient is not fully reflected in Korea Weather.

(4) Seasonal performance factor of oversizing system was calculated about 0.4 lower than ideal system. Since the capacity of system over designed, system operates low part-load condition, so that overall energy performance were low. Capacity of multi-type air source heat pump system have to be design appropriately to minimize the decrease in system efficiency.

(5) From simulation results, COP changing patterns and part-load ratio patterns were very similar. However, part-load ratio is not changed linearly to the ambient temperature change. Other words, the various combinations of ambient temperature and part load can occur. Therefore, to calculate the seasonal performance factor which is close to the actual seasonal performance factor, not only climatic conditions of the area where the system is applied are considered, but also required to reflect the weight of the portion close to the actual load operation

**Keywords** : Multi-type Air Source Heat Pump System, Thermal Comfort, Effective Draft Temperature(EDT), Outdoor temperature, Part-Load Ratio, Seasonal Performance Factor

**Student Number** : 2013-20557