

# 복사냉난방 시스템을 적용한 축열식 동시냉난방 시스템의 시뮬레이션 모델링

신대욱<sup>†</sup>

군산대학교 건축·해양건설융합공학부(건축공학전공), 교수

## Simulation Modeling of Simultaneous Heating and Cooling System with Thermal Storage Tanks using Radiant Heating and Cooling

Shin Dae-Uk<sup>†</sup>

Professor, School of Architecture &amp; Coastal Engineering, Kunsan National University

<sup>†</sup>Corresponding author: daeuk.shin@kunsan.ac.kr

### Abstract

Simultaneous heating and cooling systems (SHCs) can be effectively applied in large-scale, multi-purpose, or multi-ethnic buildings where both heating and cooling are required. This study is aimed at the development of a dynamic simulation model of an SHC with thermal storage tanks using a radiant system. To achieve this, the mechanism of each component of the entire system focusing on the terminal device was analyzed, a flowchart based on the mechanism was created, and dynamic simulation modeling was developed. Finally, a simulation was conducted on a building in which simultaneous heating and cooling occurred using the developed simulation model. The simulation model proposed in this study can be used for system applications in buildings where simultaneous heating and cooling occurs, and can also be used as a basic simulation model for various studies, such as system design and operation techniques.

**Keywords:** 동시냉난방 시스템(Simultaneous Heating and Cooling), 복사냉난방(Radiant Heating and Cooling), 시뮬레이션(Simulation)

### 1. 서론

건물이 대형화되고 내부 기능이 다양해짐에 따라, 건물 내에서는 열이 필요한 기능(난방, 급탕, 제습 등)과 열을 배출하는 기능(냉방, 냉동 등)이 동시에 발생하는 경우가 증가하고 있다. 여름에도 냉방 뿐 아니라 급탕과 제습이 필요할 것이고, 겨울철에도 외피부하가 잘 제거된다면 오히려 건물 내부에서는 인체, 기기, 조명의 발열에 의한 냉방부하가 발생한다. 계절적인 요인 외에도 다양한 기능이 있는 테마파크, 스포츠센터 등과 다양한 인종이 사용하여 온열감이 다른 대형호텔 등에서 열이 필요한 기능과 열을 배출하는 기능이 동시에 요구된다.

 OPEN ACCESS


Journal of the Korean Solar Energy Society  
Vol.41, No.4, pp.13-25, August 2021  
<https://doi.org/10.7836/kjes.2021.41.4.013>

pISSN: 1598-6411

eISSN: 2508-3562

Received: 7 April 2021

Accepted: 4 May 2021

Copyright © Korean Solar Energy Society

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution NonCommercial License which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

이와 같은 상황에서 히트펌프를 활용한 동시냉난방 방법은 효과적으로 활용될 수 있다. 일반적으로 히트펌프는 모드전환을 통해 어떤 대상에 열을 공급할 수도 있고 대상으로부터 열을 제거할 수도 있는 것으로 잘 알려져 있다. 예를 들면, 여름철에는 실내기를 증발기, 실외기를 응축기로 하여 실내의 열을 퍼내어 외부로 버리고, 겨울철에는 실내기를 응축기, 실외기를 증발기로 하여 실외의 열을 퍼서 실내로 공급한다. 하지만 히트펌프로 동시냉난방을 수행하면 여름철에 실내는 냉방을 하면서 실외로 버려지는 응축열을 급탕 및 제습 등 필요한 곳에 사용할 수 있고, 겨울철에는 외피부하를 제거하기 위한 필요한 열을 내부의 발열로 충당할 수 있다. 즉, 열이 필요한 기능과 열을 배출하는 기능이 동시에 요구될 때, 응축기로부터 필요한 열을 공급받고, 동시에 증발기가 열을 흡수할 수 있다.

다만 현재까지 동시냉난방 시스템 연구는 그 이름 자체에서 볼 수 있듯이, 급탕, 제습, 냉동보다는 건물의 냉방과 난방을 중심으로 수행되어 왔다. 상기에 나열한 일반적 활용 예시 외에 탈염<sup>1)</sup> 등 타 용도에 사용하는 연구가 있었으나, 동시에 냉난방을 수행하기 위한 연구가 중점적으로 진행되어 왔다. 구체적으로는 열을 제거해야 하는 실에는 실내기를 증발기모드로, 열이 필요한 실에는 실내기를 응축기모드로 하여 직평식으로 실시간 동시냉난방을 수행하거나<sup>2)</sup>, 냉방과 난방을 위한 축열조를 각각 설치하면서 터미널로 팬코일유닛을 적용한 연구<sup>3)</sup>가 있었다. 터미널로 복사냉난방 시스템을 제안한 연구는 있었으나, 효율 향상에 대한 정성적인 평가 정도가 이루어졌다<sup>4)</sup>. 이를 정량적으로 평가하기 위해서는 시뮬레이션이나 실험의 방법을 통한 비교가 필요하며, 연구 초기에는 입력값의 다양화를 위한 시뮬레이션이 유용하다. 이에 본 연구에서는 복사냉난방 시스템을 적용한 축열식 동시냉난방 시스템의 동적 시뮬레이션 모델을 개발하는 것을 목표로 한다.

상기 목표를 달성하기 위하여 터미널 시스템으로서 복사냉난방 시스템이 포함된 축열식 동시냉난방 시스템의 특성과 이 시스템을 구성하는 각 요소들의 물리적 메커니즘을 분석하였다. 다음으로 분석된 결과에 따라 요소간의 관계를 파악하여 흐름도(Flow chart)를 제안하고, 흐름도에 기반을 둔 동적 시뮬레이션을 개발하였다. 마지막으로 개발된 시뮬레이션을 이용하여 동시냉난방이 발생하는 대상건물을 대상으로 사례연구를 진행하여 시스템의 특성을 확인하였다.

## 2. 시스템 특성 및 구성 요소 메커니즘 분석

복사냉난방을 적용한 축열식 동시냉난방 시스템의 시뮬레이션 모델링을 위하여, 먼저 해당 시스템의 특성과 구성요소를 살펴보고, 각 구성요소에 대한 물리적 메커니즘을 분석하였다. 시스템의 특성은 에너지의 관점에서 정성적으로 분석되며, 동시냉난방 자체의 특성과 복사냉난방을 적용하였을 때의 특성으로 구분하여 분석하였다. 구성요소 별 메커니즘 분석 부분에서는, 본 연구에서 필요한 출력값을 정의하고 이 값을 출력할 수 있는지 여부를 중심으로 분석하였다.

### 2.1 시스템 특성 및 구성요소

축열식 동시냉난방 시스템은 일반적인 냉난방 시스템과 마찬가지로 열원, 분배, 말단으로 구성된다. 본 연구

에서는 축열식 동시냉난방을 대상으로 하므로, 열원으로는 물-물 히트펌프를 설치하고, 열량저장을 위한 축열조를 냉방, 난방용으로 각각 적용하였다. 축열조의 설치는 항상 동시에 같은 양으로 발생하지는 않는 냉난방 부하를 동시냉난방 시스템으로 더 많이 제거할 수 있도록 할 수 있다. 이 구성만으로도 히트펌프의 응축기 측 방열과 증발기 측 흡열을 모두 이용하여 냉난방을 모두 수행할 수 있으므로, Coefficient of Performance (COP)가 거의 두 배로 높아진다.

이에 더하여 복사냉난방 시스템을 적용한다면, 공기에 비해 열용량이 큰 물이 열매체로 이용되므로, 같은 열량을 공급하거나 제거할 수 있는 열매체를 이동시키기 위한 배관 표면적이 공기를 이동시키기 위한 덕트에 비해 작으므로, 대류 냉난방을 적용했을 때에 비해 열손실이 적을 것으로 판단된다. 또한 복사 냉난방은 냉방과 난방을 위한 물을 공간으로 직접 들여서 냉난방을 수행하므로, 냉난방수를 공기와 열교환하여 공간으로 급기하는 대류 냉난방에 비해 요구되는 난방수의 온도는 비교적 낮고 냉방수의 온도는 비교적 높다<sup>5)</sup>. 즉, 열매체 온도가 외부온도와 온도차가 적으므로, 대류 냉난방에 비해 열손실이 적다. 또한 복사 냉난방을 활용하면 취출 압력이 필요한 팬 대신 닫힌 루프에서 펌프만 가동하면 되므로 대류 냉난방에 비해 운송에너지가 적게 소모되며, 20%까지 감소한다는 연구결과<sup>6)</sup>가 있다. 또한 대류 냉난방에 비해 복사 냉난방에서 요구되는 난방수의 온도가 낮으므로 히트펌프에서 요구되는 응축기 온도는 낮고, 요구되는 냉방수의 온도는 높기 때문에 히트펌프에서 요구되는 증발 온도는 높으므로, 증발기와 응축기 온도차가 비교적 작다. 즉, 열원 및 열싱크의 온도차가 비교적 작으므로, 열량 생산기기의 에너지 소비가 적다.

축열식 동시냉난방 시스템의 열원은 물-물 히트펌프와 냉수 축열조, 온수 축열조로 구성되며, 말단 시스템을 복사냉난방 시스템으로 구성한다면 분배 시스템으로는 배관 및 펌프가 포함된다. 시스템의 모델링을 위해서는 이와 같은 시스템 구성요소 중에서 주요한 것에 물리적 메커니즘 분석이 수행되어야 한다.

## 2.2 시스템 구성요소 별 메커니즘

냉난방에 대한 시스템의 에너지 효율을 구하기 위해서는 인체 쾌적을 만족시키기 위하여 제거해야 할 존의 부하와 시스템에 투입된 에너지를 도출할 수 있어야 한다. 여기서 존의 부하는 존과 터미널 기기의 물리적 메커니즘, 설정온도와 내외부의 조건에 의해 결정된다. 시스템에 투입된 에너지는 주로 히트펌프에서 소모하는 에너지를 의미하며, 이는 플랜트 부하와 히트펌프의 물리적 메커니즘에 따른 효율에 의해 결정된다. 플랜트 부하는 시스템 부하와 손실/획득 열량에 따라 결정되며, 이는 축열조, 펌프, 배관의 메커니즘과 관련된다.

상기 내용을 정리하면, 존 모델, 터미널 기기, 배관, 펌프, 축열조, 히트펌프의 메커니즘에 대한 분석이 필요하다. 이 중 배관과 펌프에서의 손실/획득 열량은 온도차를 고려하는 비교적 단순한 메커니즘이라 분석 대상에서는 제외하였으며, 주요한 메커니즘인 존 모델, 터미널 기기, 축열조, 히트펌프에 대한 메커니즘 분석을 수행하였다. 이와 같은 분석은 복사냉난방을 적용하였을 때의 시스템의 효율 향상을 판단하기 위한 값이 출력될 수 있는지를 판단하는 것에 대해 중점적으로 이루어졌다.

(1) 존 모델

본 시스템은 냉방부하와 난방부하가 동시에 발생하는 건물을 대상으로 하므로, 난방이 요구되는 존과 냉방이 요구되는 존을 포함하는 복수의 존을 모사할 수 있어야 한다. 또한 냉난방부하가 동시에 발생하는지를 판단하기 위해서 각 존에서 부하가 얼마만큼 발생하는지가 출력되어야 한다. 또한 실제 상황에서의 운영이 잘 이루어지는지 판단하기 위한 물리량과 다른 시스템과 매개가 되는 물리량도 출력되어야 한다. 먼저 각 존에서 부하가 얼마만큼 발생하는지 판단하기 위해서는 기본적으로 존의 전체 부하를 도출할 수 있어야 한다. 자세한 분석을 위해서는 침기/환기부하, 관류부하, 내부 발열 부하 및 일사 부하도 도출할 수 있어야 한다. 또한 존의 공조를 위한 터미널 시스템인 복사시스템과 보조시스템이 얼마만큼의 부하를 담당하고 있는지를 알 수 있어야 한다. 실제 상황을 모사할 때는 실온이 설정치로 유지되는지 확인하기 위하여 실시간으로 실온을 도출할 필요가 있다. 실온은 공간의 실온 피드백 제어를 할 때도 제어를 위한 참조값으로 활용될 수 있다. 그 외에도 존과 복사시스템이 표면온도를 매개로 연결되어 있고 반복계산에 의해 매 타임스텝마다 이 값을 결정하므로, 표면온도 또한 도출할 필요가 있다.

존의 공기 노드에서는 표면 대류, 침기, 환기, 내부발열, 인접 공기노드, 일사 및 내부 차양에 흡수된 일사로부터의 열획득이 발생한다. 즉, 공기 노드에서의 열평형은 아래의 식(1)로 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{surf,i} + \dot{Q}_{inf,i} + \dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{g,c,i} + \dot{Q}_{cplg,i} + \dot{Q}_{solar,i} + \dot{Q}_{ISHCCI,i} \quad (1)$$

식(1)에서  $\dot{Q}_{surf,i}$ 는 표면으로부터 얻는 대류 열량,  $\dot{Q}_{g,c,i}$ 은 내부 발열 중 대류 열량,  $\dot{Q}_{vent}$ 는 환기,  $\dot{Q}_{inf,i}$ 는 침기에 의한 열량,  $\dot{Q}_{cplg,i}$ 는 인접한 공기나 경계조건으로부터의 열량,  $\dot{Q}_{solar,i}$ 은 외부 창문을 통해 들어와 내부 공간의 대류열로 전환되는 열량,  $\dot{Q}_{ISHCCI,i}$ 은 건물 내부에 있는 차양에 흡수되어 내부 공기에 직접 대류요소로 작용하는 태양열을 의미한다. TRNSYS<sup>7)</sup>에서는 위와 같은 공기 노드 열평형을 아래의 식(2)로 구하고 있다.

$$B4\_QBAL = - B4\_DQAIRdt + (B4\_QHEAT - B4\_QCOOL) + B4\_QINF + B4\_QVENT + B4\_QCOUP + B4\_QTRANS + B4\_QGINT + B4\_QWGAIN + B4\_QSOL + B4\_QSOLAIR \quad (2)$$

상기 수식에서 B4\_QHEAT과 B4\_QCOOL은 각각 난방 및 냉방을 위해 이상화된 시스템(ideal system)을 가동하였을 때 설정실온을 유지하기 위해 소요되는 에너지로써 구하고 있다. 즉, 건물 존의 순수한 부하를 도출하기 위해 사용할 수 있다. 만약 실제 냉난방기기를 적용하여 제어를 수행하는 경우 이 값들은 0으로 설정한다. 대신 실제 제어에서는 B4\_QVENT (대류냉난방) 또는 표면 노드에서의 열평형식에서 B6\_QALG (복사냉난방)에 의해 냉난방을 수행하여 Balance를 0으로 맞춘다.

즉, 존 모델을 통해 건물의 순수한 부하를 도출할 수 있으며, 실제 냉난방 기기, 즉, 대류냉난방 또는 복사냉난방으로 투입되거나 제거되는 부하를 산정할 수 있다. 단, 이 부하는 유량과 온도차의 함수로 표현되며, 이들을

도출할 수 있는 터미널 기기의 메커니즘이 필요하다.

(2) 터미널 기기

본 연구에서는 터미널 기기로서 복사시스템을 제안하였다. 이에 실제 상황을 모사할 때, 존의 공조를 위한 터미널 기기인 복사냉난방이 얼마만큼의 부하를 담당하고 있는지를 알 수 있어야 한다. 즉, 패널 방열량과 이를 도출할 때 필요한 요소를 알 수 있어야 하며, 패널에 의한 인체 손상 또는 쾌적감을 부가적으로 판단하기 위해 패널의 표면온도 또한 알 수 있어야 한다.

복사시스템은 천장 또는 바닥에 적용할 수 있다. 국내에서는 바닥 구조체에 매립되는 형태의 복사난방이 주로 적용되어 있으나, 이를 냉방에 이용하기에는 전도에 의한 불쾌적, 상하 온도 불균일, 결로 발생 등의 문제가 있다. 천장에 적용된 난방시스템 또한 복사 불쾌적과 상하 온도 불균일의 문제가 있다. 다만 동시냉난방이 주로 발생하는 동계에는 외부에 인체가 거주하는 시간이 줄어들기 때문에 쾌적 문제 또한 줄어든다. 그리고 복사패널은 대류에 의한 난방보다는 외부에 접한 벽체 및 유리의 내표면의 온도를 상승시키는 효과를 기대할 수 있다. 이에 본 연구에서는 천장에 설치하는 형태의 복사패널을 적용하였다. 천장패널의 구조<sup>7)</sup>는 Fig. 1와 같으며, 천장패널의 방열량은 식(3)에 의해 도출할 수 있다. 천장패널의 열저항 네트워크는 Fig. 2에 나타내었다.

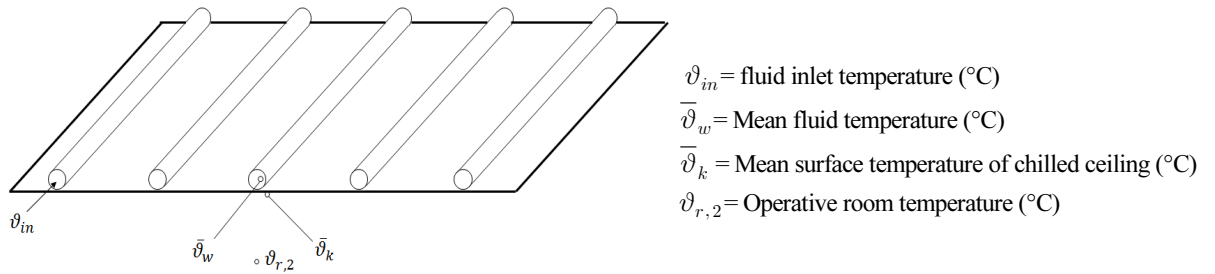


Fig. 1 Ceiling panel

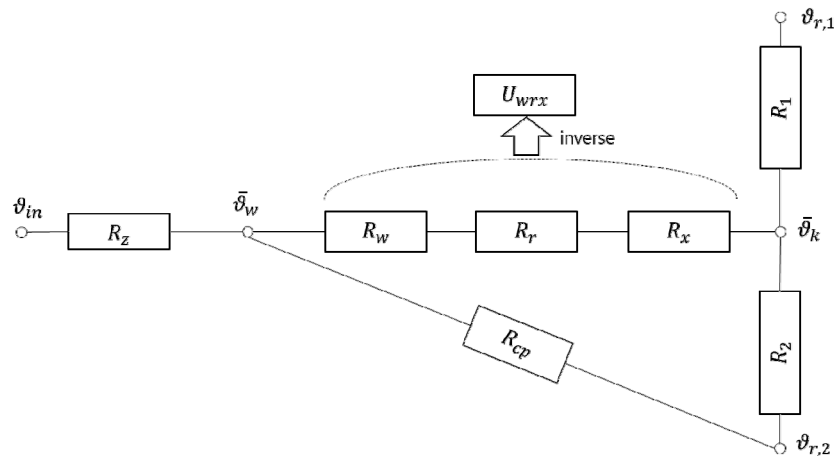


Fig. 2 Resistance network of ceiling panel

$$\dot{q}_{panel} = \frac{\vartheta_{in} - \bar{\vartheta}_k}{R_t} \quad (3)$$

$$\text{여기서 } R_t = R_z + R_w + R_r + R_x = \frac{1}{\dot{m}_{sp} C_p \left( 1 - \exp \left( - \left( \dot{m}_{sp} C_p \left( R_w + R_r + R_x + \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}} \right) \right)^{-1} \right) \right)} - \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}$$

$R_t$ 는 아래의 순서로 도출한다.

1.  $U_{wrx}$  : 천장패널의 평균온도와 열매의 온도 사이의 열전달 계수(DIN 4715<sup>8)</sup>에 의한 실험)
2.  $R_w$  : 열매에서 배관까지의 열저항
3.  $R_r + R_x$  : 배관의 열저항 + x-방향 열저항(1과 2를 이용하여 계산)
4.  $R_{cp}$  : 천장패널의 열저항(DIN 4715<sup>8)</sup>에 의한 실험)
5.  $R_{2,norm}$  : 천장패널으로부터 실까지 총합 열전달저항(1과 4를 적용하여 계산)
6.  $R_1$  : 천장패널과 천장 사이의 열저항
7.  $R_t$  : 총 열저항

천장패널 자체는 상기의 총 저항을 구하는 메커니즘으로 구성할 수 있다. 이를 존과 연결하기 위해서는 표면 노드의 열평형 메커니즘에 따라 얼마만큼의 열을 공기 노드와 주고받는지 알 수 있어야 한다. TRNSYS<sup>8)</sup>에서는 표면 노드에서의 열평형을 식(4)로 구하고 있으며, 본 연구에서 필요한 값들을 모두 도출할 수 있는 것으로 판단된다.

$$B6\_BAL = - B6\_DQWALLdt - B6\_QCOMI + B6\_QCOMO + B6\_QRADGI + B6\_QRADGO - B6\_QALG \quad (4)$$

### (3) 저장 시스템

본 연구에서는 저장시스템으로서 난방수와 냉방수를 저장하는 축열조를 사용하였으며, 축열조 내의 에너지, 즉, 온도를 참조하여 열원 시스템을 작동할지 판단해야 하므로 축열조 내의 열매 온도를 알 수 있어야 한다. 이 때 열매 온도는 성층화 여부를 판단하기 위하여 높이에 따른 노드 별로 알 수 있어야 한다. 또한, 시스템이 잘 작동되고 있는지를 판단하기 위하여 축열조의 입수온도 및 출수온도, 유량을 알 수 있어야 한다.

축열조 내부의 열전달은 각 노드에서의 열 획득 및 손실과 노드 간 열교환으로 구분할 수 있다. 각 노드에서

의 열획득 및 손실은 유체의 유입 및 유출로 인한 부분, 열교환기를 통한 부분, 보조열원을 통한 부분의 세 가지로 구분할 수 있다. 노드 간 열교환은 유량(mass flow)에 의한 열교환, 전도에 의한 열교환 및 대류에 의한 열교환의 세 가지로 구분할 수 있다. 그 외에도 축열조 벽을 통한 열손실 부분을 고려해야 한다<sup>9)</sup>.

유체의 유입/유출로 인한 열 획득/손실은 밀도(온도)에 의해 해당 노드로 이동하는 메커니즘으로 해석할 수 있다. 열교환기를 통한 열 획득/손실은 열교환기 내장형 축열조에서 나타난다. 이는 동파의 위험이 있는 경우에 열원측의 열매체를 부동액으로 사용하는 경우, 또는 식수의 오염을 방지하기 위해 부하 측에 열교환기 사용하는 경우 등에 해당한다. 본 메커니즘 분석 부분에서는 열전달에 효과적인 대향류 열교환기 적용하는 것을 가정하였다. 축열조 내부에 보조열원이 있는 경우에는, 보조열원에서 발생하는 모든 열량이 획득된다고 가정하였다. 유량에 의한 열교환은 노드 간의 유량에 의해 교환되는 냉난방수의 열량으로서, 유량 외에도 비열 및 노드 간의 온도차에 비례한다. 전도에 의한 열교환은 유체의 열전달율, 축열조 단면 면적 및 노드 간 온도차에 비례하고 노드 중심 간의 거리에 반비례한다. 대류에 의한 열교환은 기준이 되는 노드에 비해 아래의 노드가 더 따뜻한 경우에 나타날 수 있다. 또한, 각 노드는 축열조 측면을 통한 열손실이 발생한다. 특히 최상부 노드나 최하부 노드의 경우, 축열조의 상부 및 하부를 통한 열손실이 있는 것으로 판단되므로, 상하부 열손실율을 추가해야 한다. 분석한 내용을 수식화하면 Table 1과 같다.

**Table 1** Mechanism and Equation of Thermal Storage Tank

Mechanism	Equation
Inlet/outlet	$+F_i^S \dot{m}_S C_p (\vartheta_{C,in} - \vartheta_i) + F_i^L \dot{m}_L C_p (\vartheta_{L,in} - \vartheta_i)$ where, $\begin{cases} F_i = 1 ; \vartheta_{i-1} > \vartheta_{in} \geq \vartheta_i \\ F_i = 0 ; otherwise \end{cases}$
Heat exchanger	$+ \varepsilon_S \dot{m}_S C_p (\vartheta_{S,in} - \vartheta_i) - \varepsilon_L \dot{m}_L C_p (\vartheta_i - \vartheta_{L,in})$
Auxiliary	$+ q_{aux}$
Mass flow	$+ \begin{cases} \dot{m}_i C_p (\vartheta_{i-1} - \vartheta_i) & \text{if } m_i > 0 \\ \dot{m}_i C_p (\vartheta_{i+1} - \vartheta_i) & \text{if } m_i < 0 \end{cases}$ where, $\dot{m}_i = \dot{m}_S \sum_{j=1}^{i-1} F_j^S - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N F_j^L$ $\dot{m}_i > 0 : \dot{m}_S \sum_{j=1}^{i-1} F_j^S > \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N F_j^L$ (downward flow) $\dot{m}_i < 0 : \dot{m}_S \sum_{j=1}^{i-1} F_j^S < \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N F_j^L$ (upward flow)
Conduction	$+ \frac{\lambda_w A_c}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} (\vartheta_{i+1} - \vartheta_i) + \frac{\lambda_w A_c}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} (\vartheta_{i-1} - \vartheta_i)$
Convection	$+ \dot{m}_{inv,i-1} C_p (\vartheta_{i-1} - \vartheta_i)$ if $\vartheta_{i-1} < \vartheta_i$ $+ \dot{m}_{inv,i+1} C_p (\vartheta_{i+1} - \vartheta_i)$ if $\vartheta_i < \vartheta_{i+1}$
Heat loss	$- (U + \Delta U) A_{s,i} (\vartheta_i - \vartheta_{env})$

TRNSYS의 Type 4<sup>10)</sup>, Type 60<sup>10)</sup>는 상기 메커니즘 중 일부를 적용하여 만든 모델로서, 두 모델 모두 본 연구에서 필요한 도출값을 모두 제공하는 것으로 판단되었다. 단, 초고온이나 동파방지를 위한 열교환기는 필요하지 않다고 가정할 수 있고, 노드 간에 전도와 대류에 의한 열전달은 그 영향이 크지 않다고 판단된다. 즉, 유체의

유입/유출로 인한 열획득 및 손실, 유량(mass flow)에 의한 열교환만을 고려하면 될 것으로 판단되므로, 축열조 모델은 이에 합당하면서도 입력 변수가 적은 Type 4로 결정하였다.

#### (4) 열원 시스템

본 시스템에서는 축열조를 이용하므로 히트펌프는 초기가동을 제외하고 복사냉방을 위한 7°C ~ 12°C의 냉수, 복사난방을 위한 40°C ~ 45°C의 온수 사이에서 안정적으로 작동할 수 있다. 즉, 열원온도가 크게 변화하지 않으므로 정출력 기기로 안정적인 온도 상태를 만드는 방식이 가장 현실적으로 판단된다. 축열조에서 출수된 물이 히트펌프를 통과하여 축열조로 돌아오는 과정을 반복하여 축열조 전체의 온도가 특정 설정온도를 만드는 방법으로 운전할 경우에는, 히트펌프의 응축기 측 온수출수온도( $\vartheta_{cond,out}$ )와 증발기 측 냉수출수온도( $\vartheta_{eva,out}$ )가 설정온도를 만족시키는 지를 알 수 있어야 한다. 동시냉난방을 통해 난방 측으로의 방열량과 냉방 측으로부터의 흡열량. 즉, 응축기 방열량과 증발기 흡열량은 이상적인 경우에는 같을 것이다. 하지만 실제로는 압축기의 효율이 이상적이지 않다면 압축 과정에서 열이 발생하여 응축기에서 방열되는 열량이 증발기에서 흡열되는 열량보다 더 클 것이다. 이를 고려하기 위해서는 응축기 방열량( $\dot{Q}_{cond}$ )와 증발기 흡열량( $\dot{Q}_{eva}$ )를 알 수 있어야 한다. 또한 동시냉난방 히트펌프 시스템이 기존 시스템에 비해 동일한 부하를 제거할 때 에너지 소비량이 감소되었는지 판단할 수 있어야 한다. 이를 판단하기 위해서는 전력을 이용한 히트펌프의 경우를 가정하여 전력투입량( $P_{HP}$ )을 알 수 있어야 한다.

히트펌프는 주변의 다양한 영향을 받아서 기계의 효율이 나타나므로, 실제 시뮬레이션에서도 특정 기계의 성능곡선에 의해 간략히 모델링하는 것이 모든 파라미터를 고려하는 것 보다 더 정확한 결과를 나타낼 수 있다. Cross<sup>11)</sup>는 사용자가 직접 curve-fitting할 수 있는 냉동기 모델을 제안하였다. 이를 정리한 식은 식(5)와 같다. 증발기 측 출수온도를 설정할 수 있는 모델이지만, 난방축열조의 온도를 측정하여 냉동기를 제어한다면 난방축열조의 온도 또한 적절하게 유지가 가능하다. 이 모델을 통해 앞서 기술한 필요 출력값을 모두 도출할 수 있다. 이는 TRNSYS의 Type 202로 구현되었다.

$$\frac{P_{HP}}{P_{HP,des}} = \left[ a + b \left( \frac{\dot{Q}_{eva}}{Q_{des}} \right) + c \left( \frac{\dot{Q}_{eva}}{Q_{des}} \right)^2 \right] \times [1 + d(\vartheta_{cond,in} - \vartheta_{cond,in,des}) + e(\vartheta_{eva,out} - \vartheta_{eva,out,des})] \quad (5)$$

### 3. 복사냉난방 시스템을 적용한 축열식 동시냉난방 시스템 모델링

시스템 모델은 앞서 분석한 존, 터미널, 저장 및 열원시스템 각각의 수식화 된 메커니즘을 연계하여 나타낼 수 있다. 각 시스템의 모델은 사용자가 활용하고자 하는 값을 출력할 수 있어야 한다. 시스템 모델의 전체 구조는 Fig. 3과 같다.



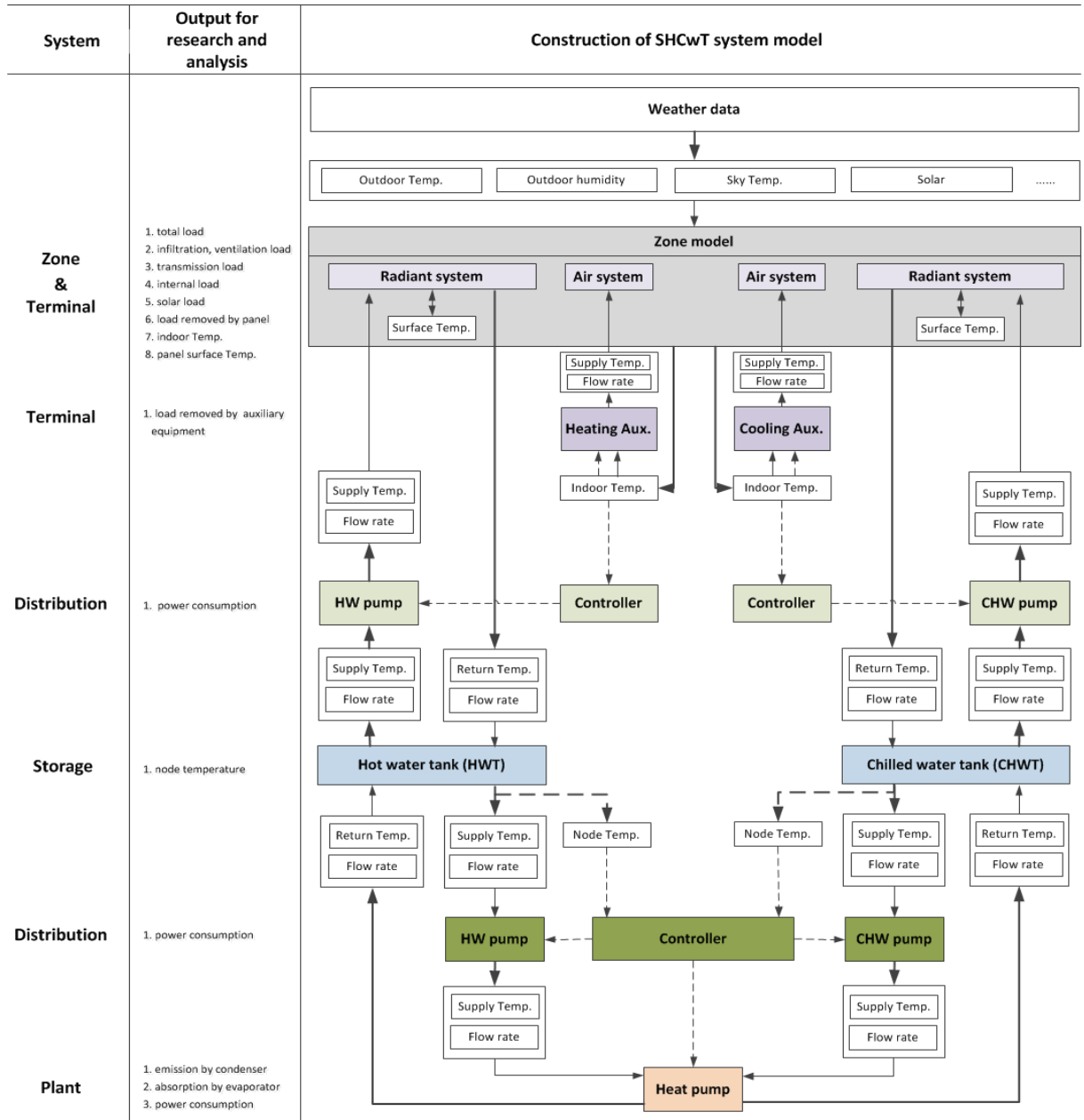


Fig. 3 Construction of system model

앞서 2장에서 분석된 메커니즘을 구현할 수 있도록 시스템 모델의 전체 구조에 따른 시스템 모델링을 수행하였으며, 이를 Fig. 4에 나타내었다. 열원 시스템은 작동하고 있는 경우 난방축열조 또는 냉방축열조 중 한 곳의 에너지가 가득 찰 때까지, 즉, 난방축열조의 난방수 전부 공급온도를 만족하거나 냉방축열조의 냉방수 전부 공급온도를 만족할 때까지 작동을 유지하게 하였다. 만약 둘 중 하나라도 에너지가 가득 차게 되면 작동을 멈추고, 한 축열조의 에너지가 최소치가 되었을 때 다시 작동할 수 있도록 하였다.

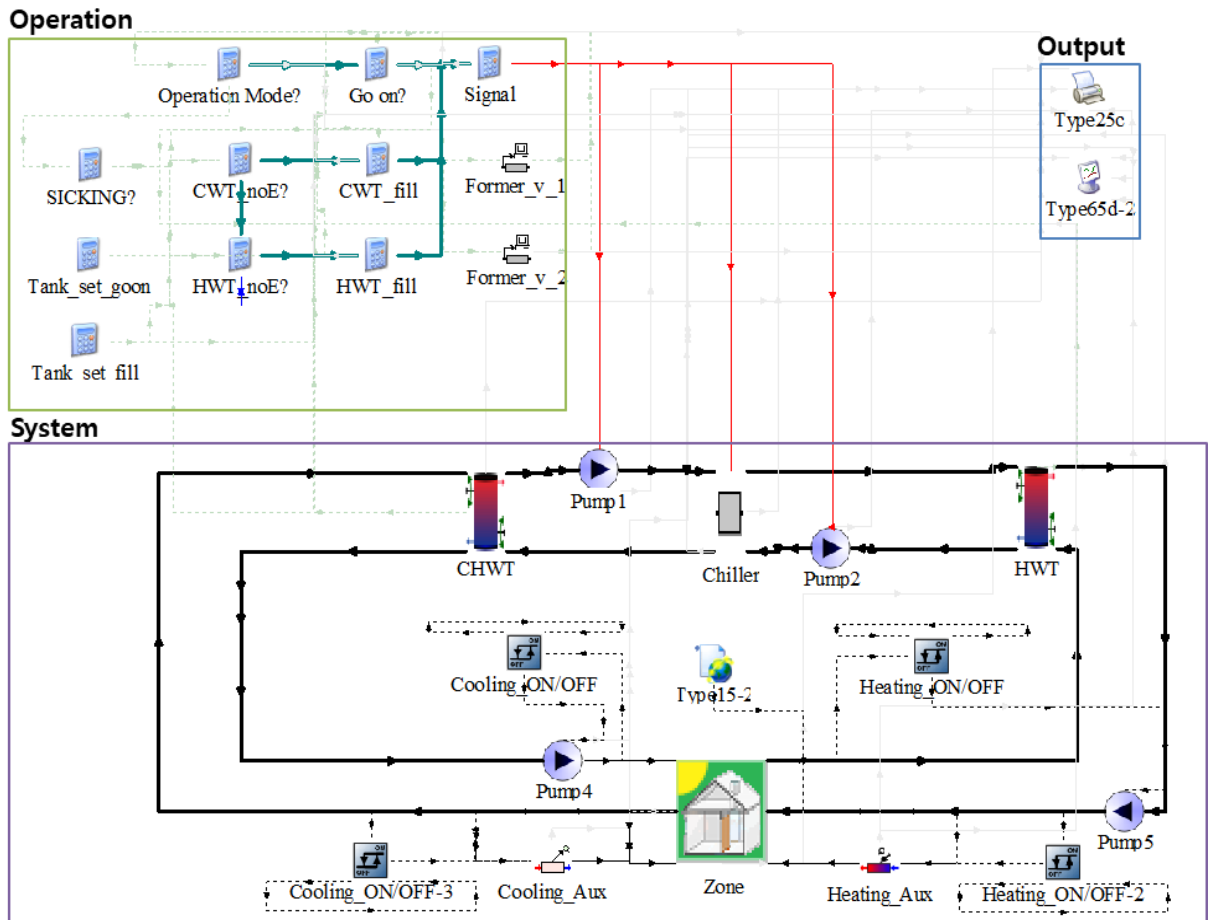


Fig. 4 System model

상기 제안한 시뮬레이션 모델로 실제 동시냉난방 상황에 대한 사례연구를 수행하였다. 대상 건물은 서울시에 위치한 주상복합 건물이며, 야간에도 재실인원이 있어 실에는 꾸준히 발열이 있고, 실의 외피 측은 외부 기온에 영향을 받는 것으로 가정하였다. 즉, 내부는 항상 냉방이 필요하며, 외피 측은 계절에 따라 냉방부하 또는 난방 부하가 발생할 수 있다. 난방부하가 발생하는 동계(1월 21 ~ 2월 11일)를 대상으로 시뮬레이션을 수행하였다. 대상 건물의 부하 시뮬레이션 조건은 Table 2에 나타내었다. 실의 부하를 고려하여 시스템 구성 요소의 용량을 설계하였으며, 이는 Table 3에 정리하였다.

시뮬레이션 결과, 시뮬레이션 기간 동안 난방부하는 1,654,403 J, 냉방부하는 1,656,372 J만큼 발생하였다. 난방부하를 상쇄하기 위하여 히트펌프의 응축기에서 생산된 열량은 1,866,405 J, 냉방부하를 상쇄하기 위해 히트펌프의 증발기에서 제거된 열량은 1,448,120 J이었다. 이 때 투입된 전력은 418,518 J이었다. 냉방부하를 상쇄하기 위해 부족한 제거량은 보조기와 축열조의 초기 저장열량으로 제거되었다. 단, 난방부하를 상쇄하기 위한 히트펌프 응축기 생산 열량은 부하에 비해 다소 크게 나타난다. 물론 본 시스템으로 설정실온을 0도 오차로 완벽하게 맞출 수는 없는 것과 열 운송 간 손실도 원인이 될 수 있겠지만, 터미널 시스템이 복사시스템인 경

**Table 2** Condition of Target Building

Classification		Input Information	
Heating Zone (Perimeter)	Area: 24.3 m <sup>2</sup>	- Front wall: EXT_WINDOW1 (1,4 W/m <sup>2</sup> K)	- Ceiling: CEILING (0,179 W/m <sup>2</sup> K)
	Internal heat: 0 W	- Back wall: VirtualSurface	- Floor: EXT_FLOOR (0,266 W/m <sup>2</sup> K)
		- Side wall: EXT_WALL (0,254 W/m <sup>2</sup> K)	
Cooling Zone (Interior)	Area: 48.6 m <sup>2</sup>	- Front wall: VirtualSurface	- Ceiling: CEILING (0,179 W/m <sup>2</sup> K)
	Internal heat: 4,600 W	- Back / Side wall: EXT_WALL (0,254 W/m <sup>2</sup> K)	- Floor: EXT_FLOOR (0,266 W/m <sup>2</sup> K)
Climatic Conditions		Seoul, Korea (January 21st ~ February 11th)	
Set Temperature	- Perimeter set temperature = 20°C, Indoor set temperature = 26°C - Design supply Temperature of CHWT =15°C, Design return Temperature of CHWT =20°C - Design supply Temperature of HWT =45°C, Design return Temperature of HWT =40°C		

**Table 3** Components input data

Components (Model)	Parameter / Input (Constant)		
	Description	Design value	
Chiller (Type 202)	Design load	1,793	W
	Chilled water set temperature	10	°C
Storage (Type 4)	CHWT	Tank volume	7 m <sup>3</sup>
		Design supply temperature	15 °C
	Design return temperature	20 °C	
	HWT	Tank volume	7 m <sup>3</sup>
		Design supply temperature	45 °C
	Design return temperature	40 °C	
Pump (Type 3d)	Cold side → Chiller	Maximum flow rate	0.50 kg/s
	Hot side → Chiller	Maximum power	4.91 W
	CHWT → Zone	Maximum flow rate	0.08 kg/s
		Maximum power	7.54 W
	HWT → Zone	Maximum flow rate	0.07 kg/s
		Maximum power	7.54 W

우에 단열이 부족한 경우 전도에 의한 열손실이 커져서 부하보다 더 많은 에너지를 사용하는 경우<sup>12)</sup>로 판단된다. 또한 응축기에서 발생한 열과 증발기에서 제거된 열의 차이가 크게 발생하는데, 이는 low-lifting 히트펌프를 적용하여 개선이 가능하다. low-lifting 히트펌프는 압축기에 의한 lifting을 작게 해 주어 응축기와 증발기의 온도차를 줄여줌으로써 히트펌프의 효율을 향상시킬 수 있다. 단, 7도 이하의 저온이 필요한 경우에는 활용하기 어려우므로, 대류냉난방에 비해 비교적 고온의 냉방수가 필요한 복사냉방에 적합하다. 더불어 응축기의 온도도 비교적 낮으므로, 비교적 저온의 난방수가 필요한 복사난방에 적합하다.

## 4. 결론

본 논문에서는 복사냉난방 시스템을 적용한 동시냉난방 시스템의 시뮬레이션 모델을 도출하였다. 이를 위해 동시냉난방과 복사냉난방의 특성을 파악하고, 이들의 물리적 메커니즘을 분석하였다. 또한 사례 연구를 통해 복사냉난방을 적용했을 때의 특성을 파악하였다. 본 논문에서 내릴 수 있는 결론은 다음과 같다.

- (1) 동시냉난방 시스템은 응축기와 증발기를 동시에 사용할 수 있어서 효율이 높으며, 적절한 축열을 하는 경우 동시에 냉난방이 일어나지 않는 경우에도 축열된 것을 활용할 수 있다. 이에 더해 터미널로서 복사냉난방을 적용하면, 대류 냉난방을 적용했을 때에 비해 열손실과 운송에너지가 적으며, 히트펌프의 효율이 높아진다.
- (2) 시스템은 물-물 히트펌프와 냉수 축열조, 온수 축열조로 구성되며, 말단을 복사냉난방으로 구성한다면 분배 시스템으로는 배관 및 펌프가 포함된다. 시스템의 모델링을 위해서는 이와 같은 시스템 구성요소 중에서 주요한 것에 사용자가 연구/분석에 활용하고자 하는 값을 출력할 수 있는지를 물리적 메커니즘 분석을 통해 판단해야 한다.
- (3) 존 모델에서는 전체부하 및 요소부하, 실온, 터미널 담당 부하를 알 수 있어야 하며, 터미널 모델에서는 입출수온도, 유량을 알아야 한다. 축열조 모델에서는 입출수 온도 및 유량과 축열조 내부 온도, 마지막으로 열원 모델에서는 응축기 및 증발기 출수온도, 응축기 방열량, 증발기 흡열량, 투입되는 전력량을 알 수 있어야 한다.
- (4) 본 연구에서의 사례 연구에서는 난방부하제거를 위해 과도한 열량이 투입되는 것을 확인하였으며, 이는 복사난방 시 단열 부족현상에 기인한 것으로 판단된다. 또한 low-lifting 히트펌프를 적용한다면 복사냉난방에 더 합당한 시스템이 될 것이며, 응축기에서 발생한 열과 증발기에서 제거하는 열이 비슷해지고 히트펌프의 효율 또한 좋아지는 효과를 기대할 수 있다.

## 후기

이 연구는 2020학년도 군산대학교 신입교수 연구비 지원과 2020년 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원(No. 2020R1G1A1099594)을 받아 수행되었음.

## REFERENCES

1. Byrne, P., Ait Oumeziane, Y., Serres, L., and Maré, T., Study of a Heat Pump for Simultaneous Cooling and Desalination, In *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 819, pp. 152-159, 2016.
2. Kang, H., Joo, Y., Chung, H., Kim, Y., and Choi, J., Experimental Study on the Performance of a Simultaneous Heating and Cooling Multi-heat Pump with the Variation of Operation Mode. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, No. 6, pp.1452-1459, 2009.
3. Byrne, P., Miriel, J., Lénat, and Y., Experimental Study of an Air-source Heat Pump for Simultaneous Heating

- and Cooling - Part 1: Basic Concepts and Performance Verification, *Applied Energy*, Vol. 88, No 5, pp. 1841-1847, 2011.
4. Shin, D. U., Ryu, S. R., and Kim, K. W., Simultaneous Heating and Cooling System with Thermal Storage Tanks Considering Energy Efficiency and Operation Method of the System, *Energy and Buildings*, Vol. 205, 109518, 2019.
  5. Babiak, J., Olesen, B., and Dusan P., Low Temperature Heating and High Temperature Cooling, *REHVA*, 2009.
  6. Imanari, T., Omori, T., and Bogaki, K., Thermal Comfort and Energy Consumption of the Radiant Ceiling Panel System, Comparison with the Conventional All-air System, *Energy and Buildings*, Vol. 30, pp. 167-175, 1999.
  7. Klein, S., Beckman, W., Mitchel, J., Duffie, J., Duffie, N., and Freeman, T., *TRNSYS Manual, Volume 5, Multi zone Building modeling with Type56 and TRNBuild*, 2012.
  8. DIN, DIN 4715 –Cooling Surfaces for Rooms; Part 1: Measuring of the Performance with Free Flow, *Deutsches Institut für Normung*, 1997.
  9. Duffie, J. A. and Beckman, W. A., *Solar Engineering of Thermal Processes (Vol. 3)*, New York: Wiley, 2013.
  10. Klein, S., Beckman, W., Mitchel, J., Duffie, J., Duffie, N., and Freeman, T., *TRNSYS Manual, Volume 4, Mathematical Reference*, 2012.
  11. Cross, K., An Evaluation of Ice and Chilled Water As Thermal Storage Media for Combustion Turbine Inlet Air Cooling Systems, M.S. Thesis, University of Wisconsin, Madison, 1994.
  12. Le Dréau, J. and Heiselberg, P., Sensitivity Analysis of the Thermal Performance of Radiant And Convective Terminals for cooling buildings, *Energy and Buildings*, Vol. 82, pp. 482-491, 2014.