



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES

INSTITUTO DE INGENIERÍA

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS SUPERIORES-JURIQUILLA

Simulación y dimensionamiento de un sistema de  
enfriamiento radiativo para un espacio en un clima  
cálido sub-húmedo

T E S I S

que para obtener el título de:

Ingeniero en Energías Renovables

presenta:

Eros Vladimir Rosete Sánchez

Directores de tesis:

Dr. Guillermo Barrios del Valle

Dr. Jorge Rojas Menéndez

Temixco, Morelos a 04 de marzo de 2021



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**

**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**OF/IER/LIER/026/2021**

**ASUNTO:** Notificación de jurado y fecha para examen profesional mediante aula virtual.

**LIC. IVONNE RAMÍREZ WENCE**  
**DIRECTORA GENERAL DE ADMINISTRACIÓN ESCOLAR**  
**P r e s e n t e .**

Por medio de la presente le informo que el día jueves 4 de marzo de 2021, a las 16:00 h, mediante Aula Virtual del Instituto de Energías Renovables, habilitada por la Dirección General de Cómputo y de Tecnologías de Información y Comunicación de la UNAM, el **C. EROS VLADIMIR ROSETE SÁNCHEZ**, con número de cuenta 415015143 de la Licenciatura de Ingeniería en Energías Renovables, llevará a cabo la presentación del trabajo de tesis y examen profesional titulado:

**“Simulación y dimensionamiento de un sistema de enfriamiento radiativo para un espacio en un clima cálido sub-húmedo”**

Debido a que el alumno ha cumplido con los requisitos que establece el Reglamento General de Exámenes, el Comité Académico de la Licenciatura de Ingeniería en Energías Renovables, le asigna el Jurado de Examen Profesional integrado por los siguientes académicos.

<b>PRESIDENTA:</b>	<b>DRA. GUADALUPE HUELSZ LESBROS</b>
<b>VOCAL:</b>	<b>DRA. NORMA ALEJANDRA RODRÍGUEZ MUÑOZ</b>
<b>SECRETARIO:</b>	<b>DR. GUILLERMO BARRIOS DEL VALLE</b>
<b>SUPLENTE:</b>	<b>DR. JORGE ALEJANDRO WONG LOYA</b>
<b>SUPLENTE:</b>	<b>DR. PABLO DAVID ELÍAS LÓPEZ</b>

Sin otro particular, le envío un cordial saludo.

A t e n t a m e n t e ,  
**“Por mi raza hablará el espíritu”**  
Temixco, Mor., a 2 de marzo de 2021



**Dr. Jorge Alejandro Wong Loya**  
**Coordinador de la LIER**  
**IER-UNAM**

JAWL'mfp.



INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES  
LICENCIATURA DE INGENIERÍA  
EN ENERGÍAS RENOVABLES

Priv. Xochicalco s/n,  
Col. Centro,  
62580 Temixco, Morelos, México  
T. 01 (777) 362 00 90  
(52) 55 56 22 97 00

ier.unam.mx

*A mis padres, Lety y Temo, y a  
mi hermana Paloma, por su apoyo  
incondicional.*

*A mis abuelas, Cuca y Lupe, por el  
cariño brindado.*

# Agradecimientos

Mis más sinceros agradecimientos a mi alma máter la UNAM por la oportunidad brindada y las experiencias adquiridas. Al Instituto de Energías Renovables y su comunidad por haber sido mi hogar durante mi formación.

A mis tutores, el Dr. Barrios y al Dr. Rojas, por su conocimiento, horas de trabajo y paciencia brindada durante este tiempo trabajando juntos.

A la Dra. Guadalupe Huelsz y al proyecto número 291600 “Edificios demostrativos de diseño bioclimático en clima cálido subhúmedo en el Instituto de Energías Renovables de la UNAM” del Fondo de Sustentabilidad Energética por la oportunidad de participar en el proyecto y por la beca proporcionada para realizar este trabajo.

Al grupo de energía en edificaciones, Efraín, Ivette, Clarisa, Angel, Sergio, Miriam, y Gabriela, por sus consejos y apoyo tan importante para concluir este trabajo.

A Maribel, Magali, Carlos, Miguel y Claudia, por el apoyo administrativo brindado a lo largo de estos años.

Por último, agradecer a mis compañeros y amigos de la cuarta generación de la LIER, por tan buena compañía, tanto personal como académica.

# Resumen

En países desarrollados, los edificios consumen más del 70 % de la energía eléctrica generada, el 40 % de la energía primaria y son responsables del 40 % de las emisiones de CO<sub>2</sub> por los servicios energéticos que requieren. Según el informe nacional de monitoreo de la eficiencia energética de México, el 21 % de la energía eléctrica consumida por el sector residencial en 2015 corresponde a enfriamiento de espacios, por lo cual es importante hacer énfasis en la eficiencia energética de las edificaciones, al aplicar en primer lugar estrategias bioclimáticas pasivas y cuando sea necesario, aplicar estrategias bioclimáticas de bajo consumo de energía.

En esta tesis se presenta la evaluación numérica de un sistema de enfriamiento radiativo para un cubículo del Instituto de Energías Renovables de la UNAM, ubicado en Temixco, Morelos, México. Dicha evaluación es realizada mediante simulaciones con el software *EnergyPlus*.

La evaluación consistió en tres etapas. En la primera se determinó los períodos de evaluación para los sistemas de enfriamiento, estos serán un día crítico para un análisis cualitativo y un periodo que abarca tres meses que denominaremos temporada cálida para un análisis cuantitativo.

La segunda etapa consistió en realizar tres conjuntos de simulaciones, el primero corresponde a la validación del modelo, es decir, el espacio sin sistemas de enfriamiento, el cual será usado como punto de referencia para la evaluación de los casos posteriores. En el segundo conjunto de simulaciones se simula el espacio con un sistema de enfriamiento radiativo con tres variantes en su tamaño, finalmente, en el tercer conjunto se simula el espacio con un sistema de aire acondicionado con tres criterios de control.

La tercera etapa consistió en la evaluación del desempeño de los casos con enfriamiento radiativo y con aire acondicionado, la cual se basa en tres criterios, el comportamiento de la temperatura del aire al interior y la temperatura operativa del espacio, la evaluación del consumo de energía eléctrica y la evaluación del confort térmico usando el método de Fanger. Este método consiste en determinar el nivel de confort en un espacio a partir de dos índices, el PMV y el PPD, que se calculan a partir de las variables ambientales como la temperatura del aire, temperatura radiante, humedad relativa y velocidad del viento al interior del espacio así como variables relacionadas a los ocupantes, como nivel de actividad y nivel de vestimenta.

También se propone el uso de un índice que evalúa la reducción del desconfort en función de la cantidad de energía eléctrica utilizada por el sistema de enfriamiento.

# Índice general

<b>Resumen</b>	<b>5</b>
<b>Simbología</b>	<b>9</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>12</b>
<b>2. Confort térmico y sistemas de enfriamiento</b>	<b>14</b>
2.1. Confort térmico . . . . .	14
2.1.1. Modelo de confort térmico de Fanger . . . . .	15
2.2. Sistemas de enfriamiento radiativo . . . . .	19
2.3. Sistemas de aire acondicionado . . . . .	24
<b>3. Resultados</b>	<b>26</b>
3.1. Espacio simulado . . . . .	26
3.2. Validación del espacio sin sistemas de enfriamiento . . . . .	27
3.3. Simulaciones con sistemas de enfriamiento . . . . .	30
3.4. Análisis del día crítico . . . . .	33
3.5. Análisis de la temporada cálida . . . . .	48
<b>4. Conclusiones</b>	<b>55</b>
<b>A. Modelo en EnergyPlus y validación del caso base</b>	<b>60</b>
A.1. Espacio simulado . . . . .	60

A.2. Consideraciones generales . . . . .	62
A.3. Mediciones experimentales . . . . .	65
A.4. Metodología para la validación . . . . .	66
A.5. Resultados de la validación . . . . .	69
<b>B. Modelado de sistemas de enfriamiento en <i>EnergyPlus</i></b>	<b>74</b>
B.1. Sistema de enfriamiento radiativo . . . . .	74
B.2. Sistema de aire acondicionado . . . . .	74

# Simbología

## Nomenclatura

$\varepsilon$	Efectividad del panel radiante	[−]
$\Delta T_n$	Zona de confort térmico de la temperatura de neutralidad	[°C]
$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$ACh$	Cambios de aire por hora	[−]
$Clo$	Nivel de vestimenta	[clo]
$c_p$	Calor específico	[J/kgK]
$f_x$	Fracción radiante	[−]
$f_{superf-k}$	Factor de vista de la superficie $k$ de un espacio	[−]
$HR$	Humedad Relativa	[ % ]
$I_b$	Radiación solar directa	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_d$	Radiación solar difusa	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_g$	Radiación solar global horizontal	[W/m <sup>2</sup> ]

---

$\dot{m}$	Flujo másico	[kg/s]
$\dot{m}_n$	Flujo másico nominal	[kg/s]
$NTU$	Número de Unidades de Transferencia	[−]
$M$	Nivel Metabólico	[Met]
$P_a$	Presión atmosférica	[kPa]
$P_{va}$	Presión parcial del vapor de agua	[Pa]
$q$	Transferencia de calor en el panel radiativo	[W]
$q_{max}$	Transferencia de calor máxima en el panel radiativo	[W]
$q_n$	Transferencia de calor nominal en el panel radiativo	[W]
$T_{db}$	Temperatura de bulbo seco	[°C]
$T_i$	Temperatura del aire al interior	[°C]
$T_n$	Temperatura de neutralidad	[°C]
$T_{nop}$	Temperatura nominal operativa	[°C]
$T_{nwi}$	Temperatura nominal del agua a la entrada del panel radiante	[K]
$T_o$	Temperatura del aire al exterior	[°C]
$T_{om}$	Temperatura del aire al exterior promedio mensual	[°C]
$T_{op}$	Temperatura operativa	[°C]
$T_{superf-k}$	Temperatura de la superficie $k$ de un espacio	[K]
$T_r$	Temperatura radiante media	[°C]
$T_{wb}$	Temperatura de bulbo húmedo	[°C]

$T_{wi}$	Temperatura del agua a la entrada del panel radiante	[K]
$T_{wf}$	Temperatura del agua a la salida del panel radiante	[K]
$T_z$	Temperatura del espacio	[°C]
$U$	Coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área	[W/m <sup>2</sup> ]
$V_a$	Velocidad del aire al interior	[m/s]
$W_d$	Dirección del viento	[ ° ]
$W_s$	Velocidad del viento	[m/s]

# Capítulo 1

## Introducción

El sector edificaciones consume más del 30 % de la energía a nivel mundial y la mitad de la energía eléctrica a este nivel. A pesar de los importantes esfuerzos de política para mejorar la eficiencia energética en los edificios, el uso de energía en edificaciones ha aumentado en casi un 20 % desde el 2000. En países desarrollados, los edificios consumen el 40 % de la energía primaria, más del 70 % de la energía eléctrica generada y son responsables del 40 % de las emisiones de CO<sub>2</sub> por los servicios energéticos que requieren. Reducir el uso de energía en edificaciones nuevas y existentes es una alta prioridad política entre las principales economías. En países desarrollados, es probable que entre el 75 % y 90 % de las edificaciones existentes todavía estén en servicio en el 2050. Por lo tanto en estos países, será esencial aplicar políticas energéticas assertivas para lograr grandes ahorros de energía. Se necesitan códigos de construcción para nuevas construcciones en todos los países miembros del G20, especialmente en los mercados de rápido crecimiento. Se espera que en países en desarrollo se necesitará acomodar 2.4 mil millones de nuevos residentes para 2050 [1, 2].

En México, según el Balance Nacional de Energía del 2017 [3], el consumo de energía en el sector residencial, comercial y público representó el 17 % del consumo energético total, de este consumo de energía el 34 % corresponde a energía eléctrica. Según el informe nacional de monitoreo de la eficiencia energética de México del 2018 [4], el 21 % de la energía eléctrica consumida por el sector residencial en 2015 corresponde a enfriamiento de espacios. Se podría reducir el consumo de energía si se aplicaran estrategias de eficiencia energética, en primer lugar estrategias bioclimáticas pasivas y cuando sea necesario, aplicar estrategias bioclimáticas de bajo consumo de energía.

por lo cual es importante hacer énfasis en la eficiencia energética de las edificaciones, al aplicar en primer lugar estrategias bioclimáticas pasivas y cuando sea necesario, aplicar estrategias bioclimáticas de bajo consumo de energía.

Esta tesis forma parte del proyecto número 291600 “Edificios demostrativos de diseño

bioclimático en clima cálido subhúmedo en el Instituto de Energías Renovables de la UNAM” del Fondo de Sustentabilidad Energética. El objetivo de este proyecto es diseñar el nuevo edificio para el Instituto de Energías Renovables de la UNAM con criterio bioclimático, aplicando estrategias pasivas y sistemas de enfriamiento de bajo consumo de energía.

El objetivo general de este trabajo es realizar simulaciones con *EnergyPlus* de un edificio con sistemas de enfriamiento no-convencionales y convencionales, específicamente sistemas de enfriamiento radiativo y sistemas de aire acondicionado convencionales, que sirvan de guía para simulaciones futuras en el nuevo edificio del IER.

Los objetivos particulares son proporcionar conocimiento acerca de la viabilidad de los sistemas de enfriamiento radiativo para su aplicación y dimensionamiento en el nuevo edificio del Instituto de Energías Renovables. Además de evaluar la capacidad de los sistemas de enfriamiento radiativo para brindar confort térmico y de su consumo de energía requerido para alcanzar ese objetivo.

En esta tesis se presenta la evaluación de un sistema de enfriamiento radiativo para un cubículo del Instituto de Energías Renovables de la UNAM, ubicado en Temixco, Morelos, México. En el capítulo 2 se describe en qué consiste un sistema de enfriamiento radiativo y un sistema de aire acondicionado convencional. También se presentan los modelos de confort térmico usados para la evaluación del desempeño de los sistemas de enfriamiento. En el capítulo 3 se presentan las características y simplificaciones del espacio simulado en *EnergyPlus* que corresponde al cubículo D7 del Instituto de Energías Renovables, en seguida se presenta la validación de los resultados con mediciones experimentales. Posteriormente se presentan los casos con los dos sistemas de enfriamiento, uno no-convencional y uno convencional, que se simulan en el cubículo, con sus respectivas características. El capítulo finaliza con el análisis de resultados para el día crítico y para la temporada cálida. Para todos los casos se evalúa el comportamiento de la temperatura del aire al interior y la temperatura operativa del espacio, el confort térmico y el consumo de energía de cada sistema de enfriamiento. En el capítulo 4 se presentan las conclusiones de la tesis.

# Capítulo 2

## Confort térmico y sistemas de enfriamiento

En este capítulo se presentan los modelos de confort térmico que serán usados para la evaluación del espacio con y sin sistemas de enfriamiento. También se presenta la descripción de los sistemas de enfriamiento radiativo y del sistema de aire acondicionado, y como son simulados en *EnergyPlus*.

### 2.1. Confort térmico

#### Temperatura de neutralidad de Humphreys y Nicols

La temperatura de neutralidad hace referencia a la temperatura del aire al interior en que los ocupantes de un espacio tendrán una sensación térmica neutra, es decir, no sentirán calor, ni frío. A partir de estudios sobre la relación entre las temperaturas neutrales en interiores y las temperaturas exteriores, Humphreys y Nicols [5] propusieron un modelo adaptativo donde se define la temperatura de neutralidad mensual  $T_n$  como:

$$T_n = 13.5^\circ C + 0.54T_{om}, \quad (2-1)$$

donde  $T_{om}$  es la temperatura del aire al exterior promedio mensual.

#### Zona de confort térmico de la temperatura de neutralidad de Morillón

La zona de confort térmico es aquel rango de temperaturas en que los ocupantes de un espacio tendrán una sensación térmica neutra. La zona de confort térmico  $\Delta T_n$  propuesta por Morillón [6] se define como el rango comprendido entre la temperatura de neutralidad mínima  $T_{n_{min}} = T_n - \frac{\Delta T_n}{2}$  y la temperatura de neutralidad máxima  $T_{n_{max}} = T_n + \frac{\Delta T_n}{2}$ , donde

la amplitud de la zona de confort  $\Delta T_n$  depende de la amplitud de la  $T_{om}$ . Los valores  $\Delta T_n$  se muestran en la tabla 2-1.

Tabla 2-1: Amplitud de la zona de confort térmico para diferentes amplitudes de la temperatura del aire al exterior promedio mensual [6, 7].

$\Delta T_o$	$\Delta T_n$
$\Delta T_{om} < 13$	2.5
$13 \leq \Delta T_{om} < 16$	3.0
$16 \leq \Delta T_{om} < 19$	3.5
$19 \leq \Delta T_{om} < 24$	4.0
$24 \leq \Delta T_{om} < 28$	4.5
$28 \leq \Delta T_{om} < 33$	5.0
$33 \leq \Delta T_{om} < 38$	5.5
$38 \leq \Delta T_{om} < 45$	6.0
$45 \leq \Delta T_{om} < 52$	6.5
$52 \leq \Delta T_{om}$	7.0

### 2.1.1. Modelo de confort térmico de Fanger

El modelo de confort térmico de Fanger permite estimar la sensación térmica para el cuerpo en su conjunto con el ambiente con el índice PMV (voto medio predicho por sus siglas en inglés) y predecir el porcentaje de personas insatisfechas expuestas a un mismo espacio con el índice PPD (porcentaje de insatisfacción predicho por sus siglas en inglés) [8].

## Índice PMV

La sensación térmica para el cuerpo en su conjunto con el ambiente se puede predecir calculando el índice PMV, el cual estima el valor medio de los votos de un gran grupo de personas en un escala de sensación térmica de 7 puntos que van de +3 a -3, donde +3 es una sensación térmica de caliente, -3 una sensación térmica de frío y 0 corresponde a una sensación térmica neutral, ver tabla 2-2. Las variables involucradas en el cálculo del índice PMV se presentan a continuación, mientras que la fórmula utilizada se encuentra en el *Engineering Reference* de *EnergyPlus* [9].

- **Variables del ocupante.** Nivel metabólico  $M$ , mide la cantidad de energía producida por el metabolismo debido a la actividad muscular, y nivel de aislamiento de la vestimenta  $Clo$ , mide el aislamiento que proporciona la ropa al cuerpo.

- **Variables ambientales del espacio.** Temperatura del aire  $T_i$  [°C], temperatura media radiante  $T_r$ , velocidad del aire  $V_a$  y presión parcial del vapor de agua  $P_{va}$ .

Tabla 2-2: Escala de sensación térmica de 7 puntos del índice PMV.

Puntuación	Sensación térmica
+3	Caluroso
+2	Cálido
+1	Ligeramente cálido
0	Neutral
-1	Ligeramente fresco
-2	Fresco
-3	Frío

Según la ISO:7730, el índice solo debe ser utilizado para valores de PMV entre -2 y +2, y además, cuando los 6 parámetros listados anteriormente se encuentren dentro de los intervalos especificados en la tabla 2-3.

Tabla 2-3: Rangos de validez para el modelo de confort térmico de Fanger según la norma ISO:7730 [8].

Parámetro	Rango
$M$	0.8 a 4 MET (46.6 a 232.8 $W/m^2$ )
$Clo$	0 a 2 clo (0 a 0.310 $m^2K/W$ )
$T_i$	10 a 30 °C
$T_r$	10 a 40 °C
$V_a$	0 a 1 $m/s$
$P_{va}$	0 a 2700 Pa

### Temperatura radiante media

La temperatura radiante media es la temperatura uniforme medida en el centro de un espacio imaginario en el que todas las superficies tienen la misma temperatura, por lo que la transferencia de calor en el espacio imaginario es 0. La temperatura radiante media se puede aproximar de varias maneras, en *EnergyPlus* [9] la  $T_r$  se calcula suponiendo una medición en el centro del espacio y es resultado de la suma de las temperaturas superficiales de cada superficie del espacio multiplicada por su factor de vista,

$$T_r = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^n f_{superf-k} (T_{superf-k} + 273)^4} - 273 \quad (2-2)$$

donde  $T_{superf-k}$  es la temperatura de la superficie  $k$  del espacio medida en °C y  $f_{superf-k}$  es el factor de vista del panel radiante con la superficie  $k$  del espacio.

Tanto la temperatura del aire al interior  $T_i$  como la temperatura radiante media  $T_r$  de un espacio deben tenerse en cuenta al evaluar el confort térmico de los ocupantes. La influencia combinada de estas dos temperaturas se expresa como temperatura operativa.

### Temperatura operativa

La temperatura operativa es la temperatura uniforme que tendría un espacio imaginario medida en el centro en el que todas las superficies y el aire al interior tienen la misma temperatura, por lo que la transferencia de calor por radiación más la transferencia de calor por convección en el espacio imaginario es 0. En *EnergyPlus* [9] la  $T_{op}$  se calcula de la siguiente forma:

$$T_{op} = f_r T_r + (1 - f_r) T_i, \quad (2-3)$$

donde  $f_r$  es la fracción radiante.

El valor de  $f_r$  para espacios en los que se realizan actividades sedentarias (<1.3 MET), sin exposición directa a la luz solar y sin exposición a velocidades del aire superiores a 0.2 m/s es de 0.5, siendo la temperatura operativa el promedio de la temperatura del aire al interior y la temperatura media radiante.

### Índice PPD

El índice PMV predice el valor promedio de los votos de un gran grupo de personas expuestas al mismo espacio, pero los votos individuales están dispersos en torno a este valor promedio y es útil poder predecir la cantidad de personas que probablemente se sentirán térmicamente insatisfechas, ya sea porque se siente demasiado calor o demasiado frío. El índice PPD establece una predicción cuantitativa del porcentaje de personas insatisfechas térmicamente. El PPD se calcula a partir del valor del PMV con la ecuación (2-4), en la figura 2-1 se observa el comportamiento del PPD en función del PMV.

$$PPD = 100 - 95e^{-0.03353PMV^4 - 0.2179PMV^2} \quad (2-4)$$

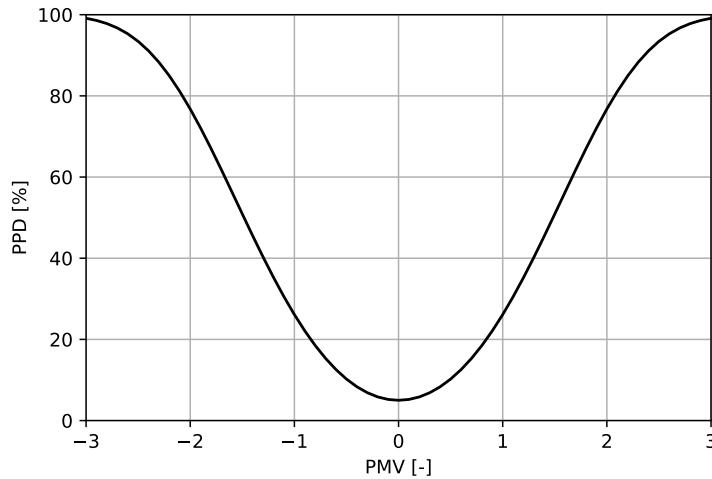


Figura 2-1: PPD en función del PMV.

## Zonas de confort térmico de acuerdo al PMV

La norma internacional ISO:7730 propone que el ambiente térmico deseado para un espacio sea catalogado en 3 categorías, A, B y C, en función de los valores máximos permitidos en los índices PMV y PPD, estos valores se observan en la tabla 2-4. Las 3 categorías se aplican a espacios donde las personas están expuestas al mismo ambiente térmico. En este trabajo estas categorías se denominan zonas de confort del PMV.

Tabla 2-4: Categorías de estado térmico del cuerpo en su conjunto según la ISO:7730 [8].

Categoría	PMV [-]	PPD [%]
A	$-0.2 < \text{PMV} < +0.2$	$< 6$
B	$-0.5 < \text{PMV} < +0.5$	$< 10$
C	$-0.7 < \text{PMV} < +0.7$	$< 15$

## Evaluación a largo plazo

Para evaluar las condiciones de confort a lo largo del tiempo (temporada, año, etc.), se debe hacer una evaluación en función de los datos medidos en edificios reales o simulaciones dinámicas por computadora. La norma ISO:7730 [8] enumera cinco métodos para este propósito, los cuales se presentan a continuación. En este trabajo se realiza el análisis del confort térmico con el método D.

- **Método A.** Calcula el % de horas que el PMV o la temperatura operativa está fuera

de un rango especificado de confort, usando los horarios de ocupación de un edificio o espacio.

- **Método B.** El tiempo durante el cual la temperatura operativa excede el rango especificado durante el horario de ocupación y se pondera con un factor que es función de cuantos grados se ha excedido el rango.
- **Método C.** El tiempo durante el cual el PMV excede los límites de confort especificados durante el horario de ocupación y se pondera con un factor que es función del PPD.
- **Método D.** Calcula el PPD promedio en el tiempo durante las horas ocupadas.
- **Método E.** Se suma el PPD a lo largo del tiempo durante las horas ocupadas.

## 2.2. Sistemas de enfriamiento radiativo

En los sistemas de enfriamiento radiativo se transfiere calor principalmente por radiación entre las superficies del sistema radiante y las superficies que tienen un factor de vista con la superficie radiante diferente de cero, esto incluye a personas. El sistema radiante se mantiene a temperaturas por debajo de las del espacio haciendo circular un fluido a través de tubos pegados a la superficie radiante. Estos sistemas también remueven calor a través de la transferencia de calor por convección debido a que el aire de espacio entra contacto con la superficie radiante [10, 11]. En general, el sistema de enfriamiento radiativo se define como un sistema en el que más del 50 % de la transferencia de calor es por radiación [12]. Según la norma ISO 11.855 [13] los sistemas radiantes se clasifican en tres tipos dependiendo de la ubicación de la tubería en la edificación:

- 1) Sistemas de paneles radiantes (RCP por sus siglas en inglés). Estos sistemas están formados por tuberías integradas en paneles, delgados y de poca masa térmica.
- 2) Sistemas de superficie embebida (ESS por sus siglas en inglés). Estos sistemas están formados por tuberías dentro de una capa del sistema constructivo de la edificación que está aislada de la estructura principal, estas superficies pueden ser piso, pared o techo.
- 3) Sistemas de construcción térmicamente activados (TABS por sus siglas en inglés). Estos sistemas están formados por tuberías integradas en la estructura principal de la edificación, estas superficies pueden ser piso, pared o techo.

Los TABS al estar integrados con la estructura principal cuentan con una gran masa térmica que hace que su velocidad de enfriamiento sea lenta, puesto que primero deben enfriar la masa térmica de la estructura [14]. Mientras que los ESS y los RCP no tienen capacidad de almacenamiento térmico. Los TABS y algunos ESS se aplican principalmente en nuevas construcciones, aunque los ESS se pueden instalar en la losa estructural en algunas aplicaciones de construcción existentes. Mientras que los RCP se pueden instalar en techos suspendidos, por lo que son fáciles de adaptar en edificios existentes [11].

## Modelo en *EnergyPlus*

El sistema de enfriamiento radiativo modelado corresponde a un sistema de paneles radiantes clasificado como RCP, consta de un panel suspendido, delgado y con poca masa térmica, ya que se cuenta con uno en el cubículo D7 del IER-UNAM, el modelado se realizó desde el IDFEeditor de *EnergyPlus*. En el Apéndice B.1 se muestra el proceso de implementación de un panel radiante a detalle. A continuación se presentan los componentes que integran un sistema de paneles radiantes, en este trabajo sistema de enfriamiento radiativo, así como sus respectivos objetos para ser modelado en *EnergyPlus* [15]:

- Panel radiante: Superficie liviana con tuberías incrustadas por las cuales circula el fluido de trabajo, en este caso agua. Este componente se modela con el objeto ZoneHVAC:CoolingPanel:RadiantConvective:Water.
- Fuente de enfriamiento del fluido de trabajo: En este caso se utiliza un equipo conocido como *chiller*, el cual está encargado de enfriar el agua a la temperatura requerida en el panel radiante. Este componente se modela con el objeto Chiller:ConstantCOP.
- Bomba: Equipo que hace circular el agua a través de los demás componentes del sistema de enfriamiento. Este componente se modela con el objeto Pump:VariableSpeed.
- Tubería: Conducto por el cual se distribuye el fluido de trabajo a través de los componentes del sistema. Este componente tendrá secciones expuestas al interior del espacio y otras al exterior, las cuales se modelan con los objetos Pipe:Indoor y Pipe:Outdoor, respectivamente.
- Espacio: Zona térmica donde se ubica el panel radiativo.

En la figura 2-2 se muestra el esquema del circuito de agua de un sistema de enfriamiento radiativo, en el se puede observar los componentes descritos anteriormente así como la dirección del fluido de trabajo. Los componentes están conectados a través de una tubería en un circuito cerrado. El sistema bombea el fluido de trabajo enfriado a baja temperatura

a través de la tubería hacia el panel radiante ubicado en el espacio a acondicionar, posteriormente el fluido de trabajo sale del panel radiante a una mayor temperatura y circula hacia el dispositivo de enfriamiento para reiniciar el ciclo. El circuito de agua está compuesto por dos secciones, el lado de suministro y el lado de demanda. En el lado de suministro estarán los componentes encargados de enfriar el agua, mientras que en el lado de demanda se ubica el espacio a acondicionar. La tubería conecta todos los componentes.

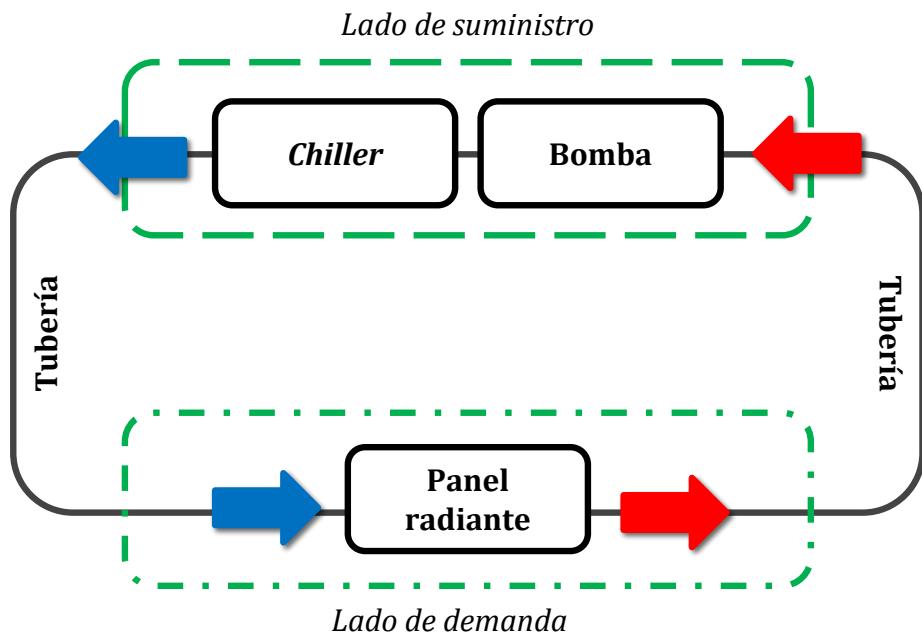


Figura 2-2: Esquema del circuito de agua de un sistema de enfriamiento radiativo.

### Modelo de transferencia de calor del enfriador radiativo

En esta sección se describe el modelo de transferencia de calor utilizado por *EnergyPlus* y las suposiciones para modelar el panel radiante con el objeto “ZoneHVAC:CoolingPanel:RadiantConvective:Water” [9].

### Consideraciones

- Se considera al panel radiante como un intercambiador de calor entre el agua del circuito y el espacio mediante transferencia de calor por radiación y por convección. El agua fluye a través de la tubería y tiene una temperatura a la entrada del panel radiante conocida que es definida por las condiciones de operación del circuito. La temperatura del agua a la salida del panel radiante es desconocida y debe calcularse como parte del proceso de simulación.

- No se requiere información sobre la forma y el material del panel radiante. La transferencia de calor por radiación a las superficies del espacio está determinada por su factor de vista respecto al panel radiante y por la fracción radiante  $f_r$ .
- La presencia del panel radiante modifica el valor de  $f_r$  utilizado para calcular la  $T_{op}$ , el valor de  $f_r$  para este tipo de dispositivos cae dentro de un rango de 0.6 a 0.7 [9]. Si bien este valor podría variar para diferentes escenarios, elegir un valor dentro de este rango es una aproximación del rendimiento de un panel de enfriamiento radiativo.
- Se usará el método efectividad-*NTU* (Número de Unidades de Transferencia) para calcular el intercambio de calor, el cual será descrito más adelante.
- El control del sistema radiante está basado en el monitoreo de la temperatura , la cual puede ser la  $T_i$ ,  $T_r$  o  $T_{op}$  del espacio, así como la temperatura de bulbo seco  $T_{db}$  o la temperatura de bulbo húmedo  $T_{wb}$  al exterior.
- En caso de que la temperatura superficial del panel se acerque a la temperatura de condensación, el modelo incluye las siguientes opciones del control: ignorar la condensación y permitir que la simulación continúe, apagar el sistema, y una respuesta variable que intenta mantener el sistema en funcionamiento mediante la modificación de la temperatura del agua a la entrada del panel para que no exista condensación.
- Para evitar calentar el espacio, el sistema de enfriamiento radiativo se apagará si la temperatura del agua a la entrada del panel radiante es mayor a la del espacio.

### Transferencia de calor en el panel radiativo

Como se indicó en las consideraciones, se calculará la transferencia de calor del panel radiativo como un intercambiador de calor entre el agua del circuito y el espacio utilizando el método de efectividad-*NTU*. Se parte de calcular el calor del agua en el circuito al pasar a través del panel radiante:

$$q = (\dot{m}c_p)_{agua}(T_{wi} - T_{wf}), \quad (2-5)$$

donde  $q$  es la transferencia de calor en el panel radiativo entre el agua del circuito y el espacio,  $(\dot{m})$  y  $(c_p)$  son el flujo masico y el calor específico del agua, respectivamente.  $T_{wi}$  es la temperatura del agua a la entrada del panel radiante y  $T_{wf}$  es la temperatura del agua a la salida del panel radiativo.

La máxima transferencia de calor  $q_{max}$  de acuerdo a la Segunda Ley de la Termodinámica ocurre cuando la temperatura del agua a la salida del panel radiante es igual a la temperatura

operativa del espacio, asumiendo que las superficies que tienen un factor de vista con la superficie radiante diferente de cero y el aire tienen la misma temperatura:

$$q_{max} = (\dot{m}c_p)_{agua}(T_{wi} - T_{op}). \quad (2-6)$$

La efectividad del panel radiante es:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}}. \quad (2-7)$$

Para el caso cuando un fluido es considerado en estado estacionario en un intercambiador de calor, Incropera y DeWitt [16] establecen que la efectividad de un intercambiador de calor puede ser relacionado al Número de Unidades de Transferencia, método efectividad-*NTU*, a través de la siguiente relación:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}, \quad (2-8)$$

donde *NTU* se define como:

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{agua}}, \quad (2-9)$$

donde *U* es el coeficiente global de transferencia de calor por unidad de área y *A* es el área del panel radiativo.

Las ecuaciones anteriores se utilizan para modelar el rendimiento del panel radiante en *EnergyPlus* y también para obtener un valor *UA* de diseño para el panel.

Calcular el valor de *UA* de un panel radiativo no es una cuestión simple, sin embargo, la mayoría de los paneles radiantes están probados por el fabricante bajo ciertas condiciones a partir de las cuales se puede calcular el valor *UA*. Para esto se tiene que medir: la temperatura de entrada nominal del agua al panel radiante ( $T_{nwi}$ ), la temperatura operativa nominal del espacio ( $T_{nop}$ ), el flujo mísico nominal del agua ( $\dot{m}_n$ ) y la transferencia de calor nominal en el panel radiativo ( $q_n$ ). *EnergyPlus* necesita esta información para modelar la transferencia de calor del panel radiante y calcular el valor de *UA*, utilizando las mismas ecuaciones que se describieron anteriormente. Para encontrar *UA*, el modelo despeja *NTU* (2-8):

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon), \quad (2-10)$$

donde la efectividad se calcula utilizando los valores nominales del panel radiante  $\varepsilon = \frac{q_n}{q_{nmax}}$ . Esto lleva a:

$$NTU = -\ln \left( 1 - \frac{q_n}{(\dot{m}_n c_p)_{agua}(T_{nwi} - T_{nop})} \right), \quad (2-11)$$

se sustituye la definición de  $NTU$  (2-9) y obtenemos una ecuación para calcular  $UA$  de los valores nominales,

$$UA = -(\dot{m}_n c_p)_{agua} \ln \left( 1 - \frac{q_n}{(\dot{m}_n c_p)_{agua} (T_{nwi} - T_{nop})} \right). \quad (2-12)$$

El modelo utiliza este valor de  $UA$  para calcular la transferencia de calor en el panel radiante en función de la temperatura de agua a la entrada y el flujo másico, así como la  $T_{op}$  descrita a continuación.

La ecuación (2-3) se usa en (2-6) para calcular la máxima transferencia de calor en el panel radiativo. Conociendo el valor de  $UA$  y el flujo másico de agua para el sistema, se puede calcular el parámetro  $NTU$  con (2-9). Una vez que se ha calculado el valor de  $NTU$ , podemos calcular la transferencia de calor en el panel radiante a partir de la ecuación (2-7). Por lo tanto, la transferencia de calor en el panel radiante es:

$$q = \left( 1 - e^{-\frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{agua}}} \right) (\dot{m}c_p)_{agua} (T_{wi} - T_{op}). \quad (2-13)$$

Usando el resultado de la ecuación (2-13), la temperatura del agua a la salida del panel radiante se puede calcular usando (2-5).

## Fracción de energía radiante incidente en personas

Los valores de fracción de energía radiante incidente en personas son obtenidos mediante el cálculo del factor de vista entre el área del panel radiante y el área equivalente a una persona sentada debajo del panel, vista desde arriba, calculada a la altura de los hombros según la antropometría de la población mexicana masculina laboralmente activa [17] de  $80 \text{ cm}^2$ , también se considera la distancia entre el panel radiante y la persona, para este trabajo se consideró  $1 \text{ m}$  de distancia.

## 2.3. Sistemas de aire acondicionado

En los sistemas de aire acondicionado se suministra aire a una temperatura por debajo de la temperatura del aire del espacio y posteriormente se mezcla dando resultado una temperatura del aire al interior intermedia. La transferencia de calor con las personas se da por convección. El sistema simulado corresponde a un sistema tipo *split* o dividido, es decir, la unidad evaporadora y la unidad condensadora se encuentran separadas.

## Modelo en *EnergyPlus*

*OpenStudio* es una interfaz gráfica para realizar simulaciones en *EnergyPlus*, además del diseño de la edificación y el análisis de los resultados, *OpenStudio* puede modelar sistemas HVAC (Calentamiento, ventilación y acondicionamiento de aire por sus siglas en inglés) de uso común, así como diseños más complejos. *OpenStudio* organiza los sistemas HVAC en tres categorías básicas: *Zone HVAC*, *Air Systems* y *Plant Systems*.

Para el modelado de un sistema de aire acondicionado se hará uso de *OpenStudio* como herramienta auxiliar en la creación inicial del sistema y posteriormente se terminará de configurar directamente en *EnergyPlus*, en el Apéndice B.2 se muestra la implementación de un sistema de aire acondicionado a detalle.

El sistema de aire acondicionado es un sistema HVAC que consiste en un circuito de aire con equipo encargado de enfriar el aire y desplazar el fluido de trabajo, aire en este caso, a través del circuito, ver figura 2-3. En *OpenStudio* el sistema de aire acondicionado es identificado como un *Air System* y el circuito de aire como un *Air Loop*.

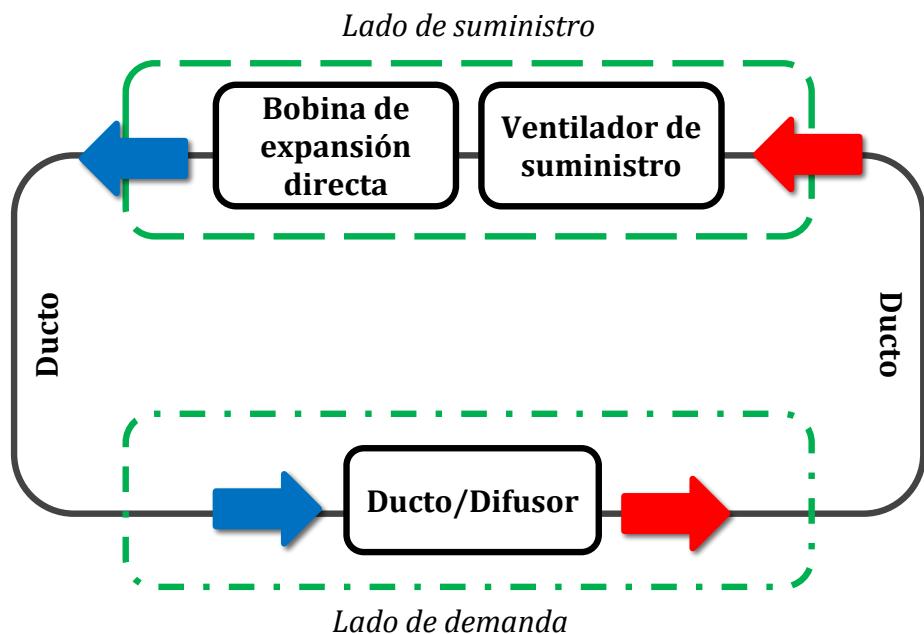


Figura 2-3: Esquema del circuito de aire de un sistema de aire acondicionado.

# Capítulo 3

## Resultados

En este capítulo se presenta en la sección 3.1 las características del espacio simulado, el espacio corresponde al cubículo D7 ubicado en el Instituto de Energías Renovables. En la sección 3.2 se presenta la validación del modelo del cubículo D7 como se propone en *EnergyPlus*, bajo algunas simplificaciones, con mediciones experimentales. Mientras que en la sección 3.3 se presentan los casos a simular del cubículo D7 con sistemas de enfriamiento y sus respectivas características. El análisis de resultados se presenta en las secciones 3.4 y 3.5 para el día crítico y para la temporada cálida, respectivamente.

### 3.1. Espacio simulado

Las simulaciones corresponden a un espacio donde se realizan actividades de investigación ubicado en el Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México localizado en Temixco, Morelos, México. El municipio de Temixco es una localidad con altos niveles de radiación solar, con una radiación solar global  $I_g$  máxima diaria promedio anual de  $982.8 \text{ W/m}^2$ , un clima cálido subhúmedo, una humedad relativa  $HR$  promedio anual de 53 %, y una temperatura del aire al exterior  $T_o$  promedio anual de  $22.0^\circ\text{C}$ .

En la figura 3-1 se puede observar el espacio de interés simulado, correspondiente al cubículo D7 de una línea de cubículos que cuenta con un único nivel, tiene una base rectangular con las fachadas largas orientadas al Norte y Sur con ángulo de  $5^\circ$  hacia el Este-Oeste de acuerdo a GoogleEarth\*. Tiene un techo ventilado con aberturas en las fachada Sur y Nort, y una inclinación hacia el sur, este techo se extiende en la fachada Sur lo suficiente para proporcionar un sombreado a la edificación la mayor parte del año. En el techo de la edificación se cuenta con paneles fotovoltaicos que proporcionan sombra al espacio. El cubículo D7 está localizado en el extremo Este de la edificación, por lo que incide radiación solar directa sobre el muro Este durante las mañanas. \*Para la simulación se consideró  $1^\circ$

debido a un error en la medición.



Figura 3-1: Fachada sur del cubículo D7.

### 3.2. Validación del espacio sin sistemas de enfriamiento

La validación del cubículo D7 es necesaria para garantizar que se parte de un modelo que representa lo más cercanamente posible al espacio real. Para validar el modelo se utilizarán métricas para evaluar de forma cuantitativa los resultados obtenidos de las simulaciones y determinar que son bastante aproximados al comportamiento de los datos medidos en el espacio real, en el apéndice A se presentan los criterios de dichas métricas.

#### Metodología para la validación

El proceso consistió en reunir datos, que van desde la geometría y los materiales del espacio a validar hasta las condiciones de operación, el número de personas y el equipo eléctrico en el espacio, así como los datos meteorológicos del lugar. Posteriormente se realizaron mediciones del espacio, en este caso de la temperatura del aire al interior  $T_i$ , para un periodo definido y realizar las simulaciones, finalizando con el análisis de los datos obtenidos del cubículo D7. En el apéndice A se presenta a detalle la metodología seguida para la validación, los parámetros utilizados para ajustar la simulación y las métricas empleadas para considerar a nuestro modelo validado. Cuando se realizan simulaciones con *EnergyPlus* hay algunas variables que son difíciles de obtener de datos experimentales, solo se cuenta con

valores de referencia y se usan para ajustar los resultados para tener un valor del comportamiento térmico similar al real. Una vez que se selecciona el valor de ajuste de una variable ya no se podrá cambiar en simulaciones futuras.

## Periodo de validación

Se determinó llevar a cabo las mediciones experimentales los fines de semana, días en que se garantiza que el espacio está desocupado y cerrado, por lo que no habrá ventilación, solamente infiltración. Se realizó la medición de datos experimental en fines de semana del mes de junio de 2019, específicamente los días 08, 09, 15, 21, 22 y 23.

## Casos simulados para la validación

La variable de ajuste [18] para esta simulación corresponde a la infiltración, que hace referencia a la entrada de aire del exterior al interior que se da a través de las pequeñas aberturas como las que se presentan entre ventanas y muros y otras pequeñas rendijas de manera no intencionada, así como el ingreso de aire debido al uso normal de puertas. Debido a que los días de validación corresponden a fines de semana, no habrá ocupación del espacio, por lo que puertas y ventanas permanecerán cerradas por lo que no se considera ventilación. Se realizaron seis simulaciones en las cuales se varió el coeficiente de infiltración, en la tabla **A-3** se presentan los valores correspondientes para cada caso.

Tabla **3-1**: Coeficientes de infiltración de los casos simulados para la validación del cubículo D7 con su respectivos cambios de aire por hora ( $ACh$ ) promedio para un día de validación.

Caso	Coeficiente de infiltración [ $kg/s$ ]	$ACh$ para un día de validación. (08 de junio de 2019)
<b>I01</b>	0.01	0.12
<b>I02</b>	0.02	0.24
<b>I03</b>	0.03	0.35
<b>I04</b>	0.04	0.46
<b>I05</b>	0.05	0.58
<b>I10</b>	0.10	1.14

## Mediciones del espacio a validar

Se seleccionó como variable de comparación a la temperatura del aire al interior  $T_i$  del cubículo D7 debido a que es un espacio sin aire acondicionado. Para las mediciones se hizo

uso de una unidad de adquisición de datos Agilent 34970A con un termopar tipo K que proporciona mediciones de temperatura de  $-100^{\circ}\text{C}$  a  $1200^{\circ}\text{C}$  con una precisión de  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ , las mediciones se realizaron en intervalos de un minuto.

## Métricas

Se usarán las métricas propuesta por Calixto, 2019 [18] para realizar una evaluación cuantitativa de los casos simulados para la validación y seleccionar al caso que más se acerque a las mediciones. Las métricas utilizadas son las siguientes: diferencia de las  $T_i$  promedio  $\Delta T_i$ , diferencia de las  $T_i$  mínimas  $\Delta T_{imin}$ , diferencia de las  $T_i$  máximas  $\Delta T_{imax}$ , diferencia del factor de decremento  $\Delta FD$ , diferencia del tiempo de retraso entre máximos diario  $\Delta TR$ , diferencia de la raíz media cuadrática  $drms$ , pendiente  $m$  y ordenada  $b$  de la regresión lineal. Estas métricas son descritas a detalle en la sección A.4 del apéndice A.

## Resultados de la validación

En la tabla 3-2 se ven los resultados de las métricas para cada uno de los 6 casos simulados y se diferencia en azul el mejor caso de cada métrica. Se seleccionó el caso **I03** debido a que obtuvo los mejores resultados en 4,  $\Delta T_i$ ,  $\Delta FD$ ,  $\Delta TR$  y  $b$ ; de las 8 métricas utilizadas. El caso **I03** será el **CB** para las simulaciones con sistemas de enfriamiento.

Tabla 3-2: Resultados de las métricas para validar el modelo del cubículo D7 sin sistemas de enfriamiento.

Caso	$\Delta T_i$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$\Delta T_{imin}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$\Delta T_{imax}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$\Delta FD$ [-]	$\Delta TR$ [min]	drms [ $^{\circ}\text{C}$ ]	m [-]	b [ $^{\circ}\text{C}$ ]
<b>I01</b>	-0.4	-0.8	0.2	0.1	<b>23</b>	0.6	0.7	0.3
<b>I02</b>	-0.2	<b>-0.2</b>	0.2	0.1	<b>23</b>	<b>0.5</b>	0.8	0.2
<b>I03</b>	<b>0.0</b>	0.3	0.2	<b>0.0</b>	<b>23</b>	0.6	0.9	<b>0.0</b>
<b>I04</b>	0.2	0.7	0.2	0.1	<b>23</b>	0.7	0.9	-0.1
<b>I05</b>	0.3	1.0	0.2	0.1	<b>23</b>	0.7	0.9	-0.3
<b>I10</b>	0.7	2.0	<b>0.1</b>	0.2	<b>23</b>	1.0	<b>1.0</b>	-0.8

En la figura 3-2 se muestra la comparación de la temperatura del aire al interior experimental  $T_{ie}$  y la temperatura del aire al interior simulada correspondiente al caso **I03**  $T_{is}$ , así como la  $T_o$ , para un día de validación, el 08 de junio de 2019. Se observa que los resultados obtenidos en la simulación son cercanos a los medidos experimentalmente, con las mayores

diferencias entre las 07:00h y las 12:00h y que son menores de  $1^{\circ}\text{C}$ . También se puede ver que ambas alcanzan el valor máximo de la temperatura del aire al interior alrededor de las 17:00h, sin embargo, hay una diferencia en la hora que ambas alcanzan la temperatura mínima del aire al interior del orden de 3 horas.

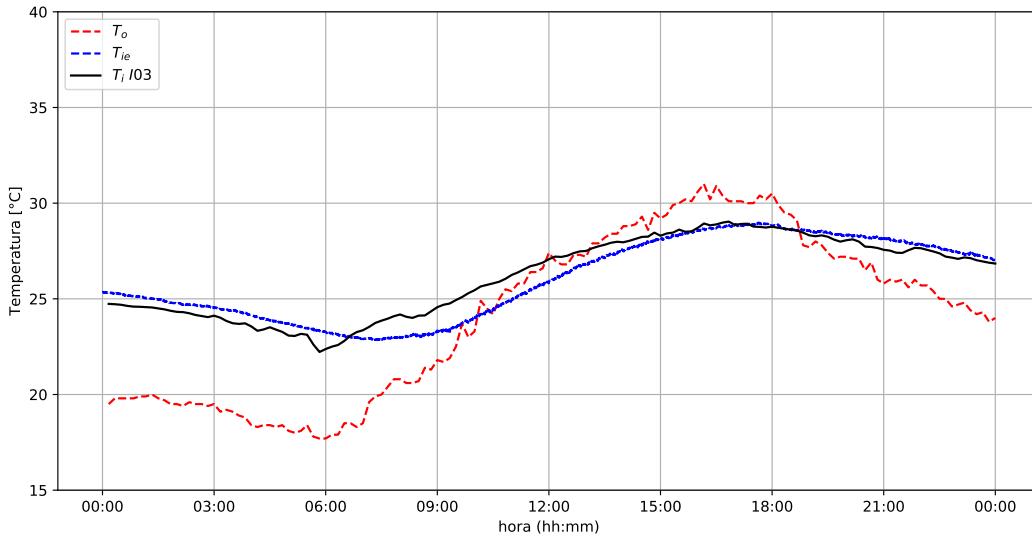


Figura 3-2: Validación. Día 08 de junio de 2019. Se presenta la temperatura del aire al exterior  $T_o$ , la temperatura del aire al interior experimental  $T_{ie}$  y la temperatura del aire al interior simulada correspondiente al caso I03  $T_{is}$ .

### 3.3. Simulaciones con sistemas de enfriamiento

Una vez validado el modelo de *EnergyPlus* del cubículo D7 se realizaron simulaciones con dos tipos de sistemas de enfriamiento, en las cuales se evaluó su impacto en el confort térmico al interior del cubículo y su consumo de energía eléctrica. Los sistemas de enfriamiento evaluados corresponden a un sistema de enfriamiento radiativo y a un sistema de aire acondicionado, se realizaron 3 casos para cada tipo de sistema, los cuales serán descritos a continuación. Primero serán descritas las características generales de los sistemas de enfriamiento simulados y posteriormente se especificarán las características particulares para cada caso evaluado.

#### Sistemas de enfriamiento radiativo

El sistema de enfriamiento radiativo está formado de un panel radiante, una fuente de enfriamiento del fluido de trabajo, en este caso un *chiller*, tubería y una bomba, a continuación se describen sus características. Como se mencionó en el capítulo 2, *EnergyPlus* requiere

las características nominales del panel radiante para llevar a cabo la simulación, así como la fracción radiante del panel radiante y definir el tipo de control.

### Características:

- Panel radiativo:
  - Capacidad nominal  $q_n$ :  $155.4 \text{ W/m}^2$  [19].
  - Temperatura de entrada nominal del agua al panel radiante  $T_{nwi} = 9.9^\circ\text{C}$  [19].
  - Temperatura operativa nominal del espacio  $T_{nop} = 25.5^\circ\text{C}$  [19].
  - Flujo másico nominal del agua  $\dot{m}_n = 0.2 \text{ kg/s}$  [15].
  - Fracción radiante = 0.65 [15].
  - Variable de control: Temperatura del aire al interior  $T_i$  [11].
- *Chiller*:
  - COP = 3.
- Tubería:
  - Material: PVC.
  - Longitud expuesta al exterior: 18m.
  - Longitud expuesta al interior: 2m.
  - Diámetro interior: 9.5mm (3/8 de pulgada) [20].
  - Diámetro exterior: 17mm [21].
  - Conductividad:  $0.17 \text{ W/mK}$  [22].
  - Densidad:  $1390 \text{ kg/m}^3$  [22].
  - Calor específico:  $900 \text{ J/kgK}$  [22].
- Aislante de la tubería [23]:
  - Material del aislante: Poliuretano celular.
  - Espesor del aislante: 25mm.
  - Conductividad del aislante:  $0.029 \text{ W/mK}$ .
  - Densidad del aislante:  $32 \text{ kg/m}^3$ .
  - Calor específico del aislante:  $1674 \text{ J/kgK}$ .
  - Absortancia solar del aislante = 0.3.
- Bomba:
  - Cabeza de la bomba: 3m.

### Parámetros de operación

Estos parámetros determinan cuándo y bajo qué criterios operar el sistema de enfriamiento radiativo. Se define la temperatura de termostato que modifica la variable de control, la temperatura a la que será enfriada el agua por la fuente de enfriamiento, en este caso un *chiller*, y el flujo másico de agua en el circuito. Además se debe especificar el criterio para evitar condensación en el panel radiante.

- Temperatura de termostato:  $T_n$  de Humphreys y Nicols del mes correspondiente.
- Temperatura del agua a la salida del *Chiller*  $T_{chiller}$  = Temperatura de punto de rocío máxima para el mes + 1 °C.
- Flujo másico del agua en el circuito del sistema = 0.2 kg/s.
- Criterio para evitar condensación en el panel: La temperatura máxima del agua a la entrada del panel radiante = Temperatura de punto de rocío + 1 °C.

### Casos

Se plantean 3 casos, en los cuales se varía el área del panel y la capacidad del *Chiller*. Se realizaron simulaciones para determinar la capacidad mínima necesaria para alcanzar las condiciones de operación descritas anteriormente en función del tamaño del panel. A continuación se describen los casos analizados con sistema de enfriamiento radiativo.

- Caso **ER 2.5m<sup>2</sup>**: Superficie de 2.5m<sup>2</sup> de panel radiativo, *chiller* de 300W de capacidad de enfriamiento y una fracción de energía radiante incidente en personas de 0.089.
- Caso **ER 5m<sup>2</sup>**: Superficie de 5m<sup>2</sup> de panel radiativo, *chiller* de 550W de capacidad de enfriamiento y una fracción de energía radiante incidente en personas de 0.079.
- Caso **ER 8m<sup>2</sup>**: Superficie de 8m<sup>2</sup> de panel radiativo, *chiller* de 800W de capacidad de enfriamiento y una fracción de energía radiante incidente en personas de 0.051.

### Sistemas de aire acondicionado

#### Características:

- Capacidad nominal de enfriamiento: 1750 W (aprox. 1/2 ton de refrigeración).
- Relación de calor sensible: 0.75.

- COP nominal = 3.
- Variable de control: Temperatura del aire al interior  $T_i$ .

### Parámetros de operación

- Temperatura del aire a la salida de la bobina: Valor mínimo 14°C.
- Flujo volumétrico de aire = 0.1 m<sup>3</sup>/s.

### Casos

Los casos con sistema de aire acondicionado se diferencian entre ellos por la temperatura del termostato, la cual modifica la variable de control, en este caso la  $T_i$ . En un caso la temperatura del termostato es fijada a la temperatura de neutralidad  $T_n$  del mes correspondiente y en dos casos la temperatura del termostato es fijada según el índice PMV de confort térmico especificado. A continuación se describe el sistema de control para los casos analizados con sistema de aire acondicionado.

1. Caso **AA T<sub>n</sub>**: La temperatura del termostato es fijada al valor de la  $T_n$  del mes correspondiente.
2. Caso **AA PMV 0.5**: La temperatura del termostato es fijada al valor que garantiza un valor de 0.5 en el índice PMV de confort térmico.
3. Caso **AA PMV 0**: La temperatura del termostato es fijada al valor que garantiza un valor de 0 en el índice PMV de confort térmico.

## 3.4. Análisis del día crítico

Se define como día crítico a la fecha que presenta la temperatura del aire al exterior más alta de todo el año. Respecto a los sistemas de enfriamiento, este será el día en que se requerirá mayor capacidad de enfriamiento para lograr el confort térmico, si se alcanzan las condiciones de confort térmico este día, no tendremos problemas para el resto del año, si no se selecciona el día con las peores condiciones se podría realizar un sub-dimensionamiento del sistema de enfriamiento. También se selecciona este día para realizar una descripción cualitativa del funcionamiento de los seis casos de enfriamiento planteados. El día crítico utilizado para este trabajo corresponde al 08 de Abril. En la figura 3-3 se presentan los valores de la  $T_o$  y la  $I_g$  para el periodo entre el día 06 al 10 de abril.

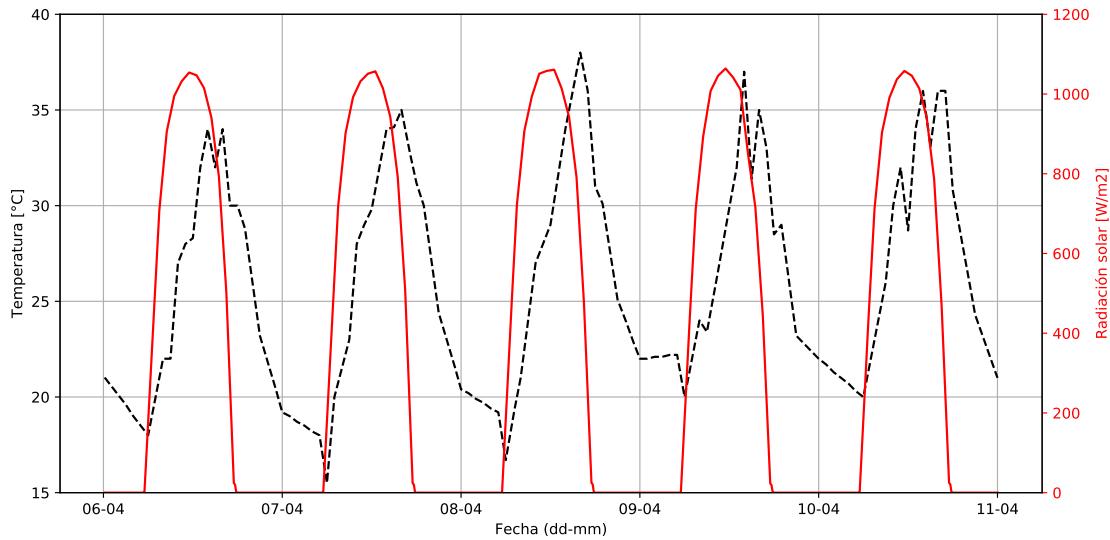


Figura 3-3: Temperatura del aire al exterior  $T_o$  (línea negra discontinua) y radiación solar global horizontal  $I_g$  (línea roja continua) para Temixco, Morelos para los días del 06 al 10 de Abril.

En la tabla 3-3 se presentan los valores utilizados para la simulación de los casos con sistema de enfriamiento para el mes del día critico. Incluye el promedio mensual de la temperatura al exterior  $\bar{T}_o$ , el valor máximo de la temperatura al exterior  $T_{o_{max}}$  y el valor mínimo de la temperatura al exterior  $T_{o_{min}}$ , la temperatura de neutralidad  $T_n$ , el límite superior  $T_{n_{max}}$  y el límite inferior  $T_{n_{min}}$  de la zona de confort de la temperatura de neutralidad, así como la temperatura del agua a la salida del chiller  $T_{chiller}$ .

Tabla 3-3: Temperaturas del aire al exterior, temperatura de neutralidad, rangos de la zona de confort y la temperatura del agua a la salida del chiller correspondiente al mes del día critico.

Mes	$\bar{T}_o$ [°C]	$T_{o_{max}}$ [°C]	$T_{o_{min}}$ [°C]	$\Delta T_o$ [°C]	$T_n$ [°C]	$T_{n_{max}}$ [°C]	$T_{n_{min}}$ [°C]	$T_{chiller}$ [°C]
Abril	26.2	39.0	14.5	24.5	27.6	29.8	25.4	19.0

## Temperatura del aire al interior

En esta sección se muestra de forma gráfica el comportamiento en el día crítico de la  $T_o$  y la  $T_i$  del cubículo D7 para todos los casos simulados. Además se gráfica la temperatura de neutralidad de Humphreys y Nicols  $T_n$  y la zona de confort térmico de Morillón  $Z_c$  comprendida entre su límite superior  $T_{n_{max}}$  y su límite inferior  $T_{n_{min}}$  correspondientes al mes de abril.

En la figura 3-4 se observa el comportamiento de la temperatura del aire al interior  $T_i$  del caso **CB** y los 3 casos simulados con enfriamiento radiativo, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>** y **ER 8m<sup>2</sup>**, así como la  $T_n$  y la  $Z_c$ . Se puede observar que los sistemas de enfriamiento radiativo entran en operación aproximadamente a las 12:30h, cuando la  $T_i$  supera la  $T_n$  correspondiente al mes de abril, posteriormente se apagan de las 14:00 a las 15:00 horas según el horario de ocupación y finalmente dejan de operar a las 18:00 que es la hora de conclusión de actividades en el espacio. Se observa que todos los casos se mantienen dentro de la zona de confort térmico, sin embargo, se observa que el caso **ER 8m<sup>2</sup>** es el único que logra mantener la  $T_i$  a la  $T_n$  que es la temperatura del termostato, esto indica que la capacidad de enfriamiento de este sistema con estas dimensiones es el único que satisface la demanda de enfriamiento del espacio. Para que los demás casos alcancen la  $T_n$  sería necesario que la temperatura del agua a la entrada del panel sea menor, sin embargo, uno de los criterios de operación es que el agua proporcionada por el *chiller* sea enfriada 1°C por encima de la temperatura de punto de rocío, para que no exista condensación en el panel radiativo.

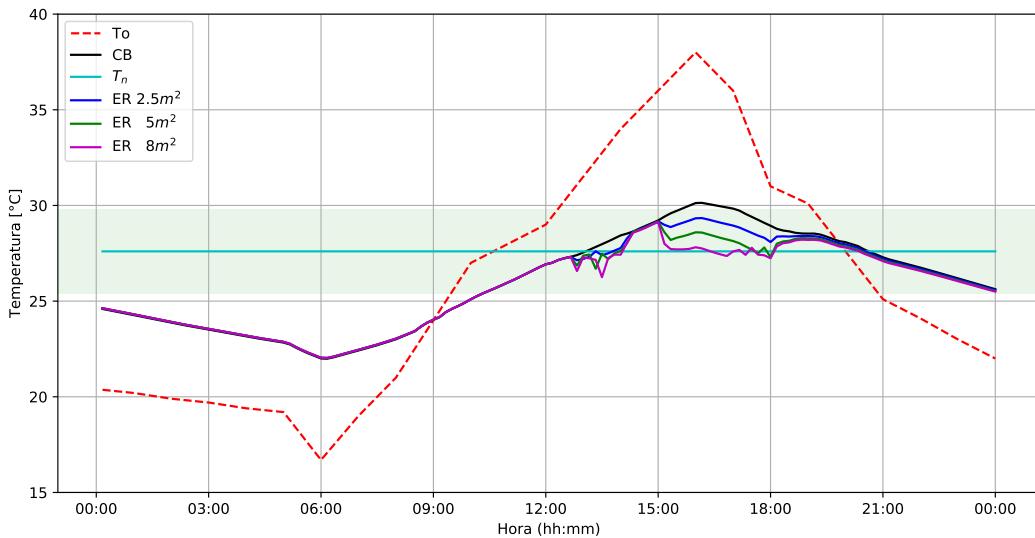


Figura 3-4: Temperaturas del aire para el día crítico. Se presenta la  $T_o$  y la  $T_i$  para el caso **CB**, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>** y **ER 8m<sup>2</sup>**, así como la  $T_n$  y la  $Z_c$  correspondiente al mes de abril en color turquesa.

En la figura 3-5 se observa el comportamiento de la temperatura del aire al interior  $T_i$  del caso **CB** y los 3 casos simulados con aire acondicionado, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**, así como la  $T_n$  y la  $Z_c$ . Se puede observar que el caso **AA Tn** entra en operación aproximadamente a las 13:00h y logra mantener la  $T_i$  a la  $T_n$ , según la temperatura del termostato. Para los casos **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0** la temperatura del termostato es variable para mantener un valor específico del índice PMV a partir modificar la variable de control, es decir la  $T_i$ , por lo que el modelo calcula constantemente el valor de la  $T_i$  para

lograr el valor del índice PMV de cada caso, haciendo que el caso **AA PMV 0** sea el primero en entrar en operación a alrededor de las 11:00h. En los 3 casos se visualiza el periodo de no ocupación de las 14:00h a las 15:00h y finalmente dejan de operar a las 18:00h.

Se observa que el caso **AA Tn** logra mantener la  $T_i$  a la  $T_n$  que es la temperatura del termostato, por lo que un sistema de esta capacidad satisface las necesidades de este espacio según el criterio de la  $T_n$ . Tanto el caso **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0** mantienen la  $T_i$  por debajo del caso **AA Tn**, el primero dentro la zona de confort térmico de Morillón  $Z_c$ , mientras que en el caso **AA PMV 0** mantiene la  $T_i$  por debajo de la  $T_{n\min}$ . Si solo analizamos bajo el criterio de la temperatura, podríamos concluir que el caso **AA PMV 0** enfriá demasiado la  $T_i$  por lo que generaría un desconfort por frío en los ocupantes del espacio, sin embargo, el índice PMV considera un mayor número de variables que el modelo de la  $T_n$  y la  $Z_c$ .

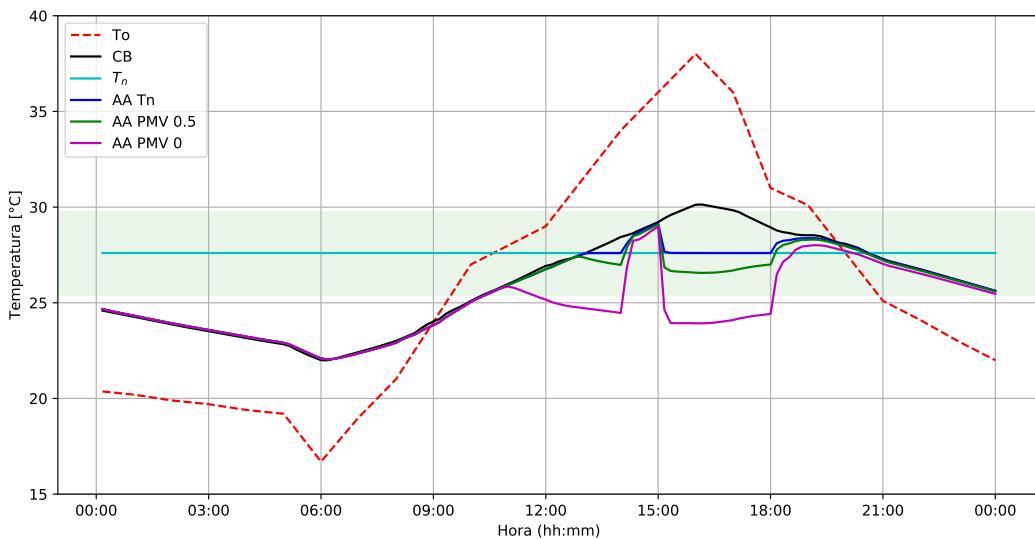


Figura 3-5: Temperaturas del aire para el día crítico. Se presenta la  $T_o$  y la  $T_i$  para el caso **CB**, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**, así como la  $T_n$  y la  $Z_c$  correspondiente al mes de abril en color turquesa.

## Temperatura Operativa

En esta sección se muestra de forma gráfica el comportamiento en el día crítico de la  $T_o$  y la temperatura operativa  $T_{op}$  del cubículo D7 para todos los casos simulados. Además se grafica la  $T_n$  y la  $Z_c$  correspondiente al mes de abril, ambas calculadas para la  $T_i$  con la finalidad de tener una mejor visualización de los rangos en los cuales se encuentra la  $T_{op}$ .

En ambas figuras, **3-6** y **3-7**, se observa para todos los casos que la  $T_{op}$  tiene una amplitud menor respecto a las  $T_i$  presentadas en las figuras **3-4** y **3-5**. Además, a pesar de que cada

caso entra en operación a diferentes horas según su temperatura del termostato, es posible observar el periodo de apagado de las 14:00h a las 15:00h en todos los sistemas, así como el apagado al terminar el horario de ocupación a las 18:00h.

En la figura 3-6 se observa el comportamiento de la temperatura operativa  $T_{op}$  del caso **CB** y de los 3 casos simulados con enfriamiento radiativo, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>** y **ER 8m<sup>2</sup>**. Los 3 casos de sistema de enfriamiento radiativo mantienen la  $T_{op}$  dentro del rango de la zona de confort  $Z_c$  de Morillón para la  $T_i$ , de los cuales, el caso **ER 8m<sup>2</sup>** logra mantener la  $T_{op}$  más cercana al valor de la  $T_n$  para  $T_i$ .

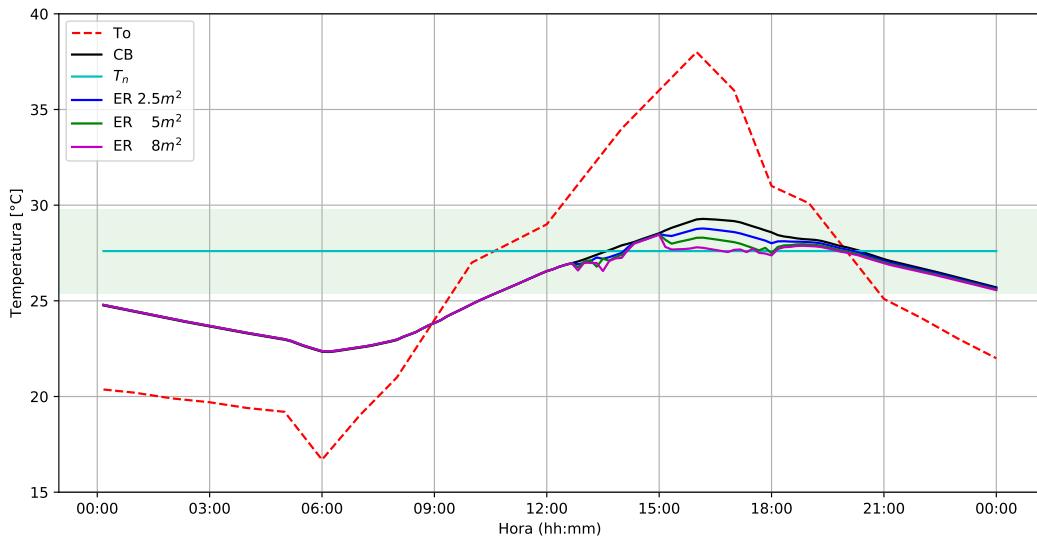


Figura 3-6: Temperaturas del aire para el día crítico. Se presenta la  $T_o$  y la  $T_{op}$  para el caso **CB**, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>** y **ER 8m<sup>2</sup>**, así como la  $T_n$  y la  $Z_c$  correspondiente al mes de abril en color turquesa.

En la figura 3-7 se observa el comportamiento de la temperatura operativa  $T_{op}$  del caso **CB** y de los 3 casos simulados con aire acondicionado, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**. Los 3 casos simulados de aire acondicionado mantienen la  $T_{op}$  dentro del rango de la zona de confort  $Z_c$  de Morillón para la  $T_i$ , de los cuales, los casos **AA Tn** y **AA PMV 0.5** mantienen el valor de la  $T_{op}$  cercano al valor de la  $T_n$  para  $T_i$ , mientras que el caso **AA PMV 0** la mantiene cerca del límite inferior para la zona de confort  $Z_c$  de Morillón para la  $T_i$ .

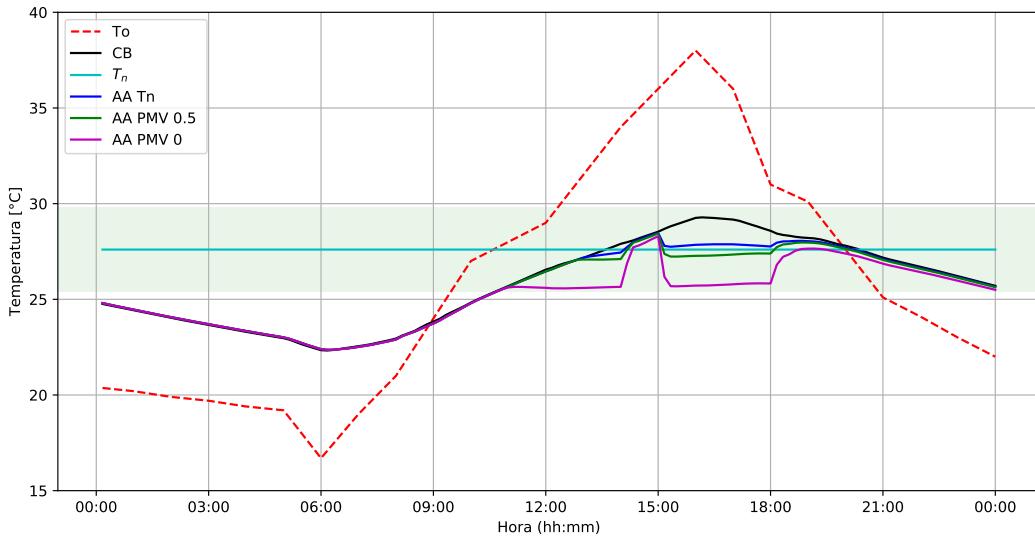


Figura 3-7: Temperaturas del aire para el día crítico. Se presenta la  $T_o$  y la  $T_{op}$  para el caso **CB**, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**, así como la  $T_n$  y la  $Z_c$  correspondiente al mes de abril en color turquesa.

## Confort Térmico

En esta sección se evalúa el confort térmico según el modelo de Fanger. Se presenta un análisis de los índices PMV y PPD, los cuales permiten estimar la sensación térmica para el cuerpo en su conjunto y el porcentaje de personas insatisfechas, respectivamente. En las figuras 3-8 y 3-9 se observa el comportamiento en el día crítico de los índices PMV (línea continua) y PPD (línea discontinua), para los sistemas de enfriamiento radiativo y para los sistemas de aire acondicionado, respectivamente. Además se presentan las categorías A, B y C de la zona de confort del PMV [8] en color azul, verde y naranja, respectivamente.

En la figura 3-8 se observa el comportamiento de los 3 casos simulados de enfriamiento radiativo, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>** y **ER 8m<sup>2</sup>**. Se puede ver tanto en el PMV como en el PPD que los 3 casos entran en operación poco después de las 12:00h. Cuando el sistema se apaga de las 14:00h a las 15:00h el valor de los índices (PMV y PPD) para los casos con enfriamiento radiativo suben hasta casi alcanzar el valor de los índices para el **CB**, posteriormente el sistema enciende y vuelven a descender, hasta que termina el horario de ocupación a las 18:00h y los valores de los índices para los casos con enfriamiento radiativo suben para finalmente acercarse a los valores de los índices para el **CB**.

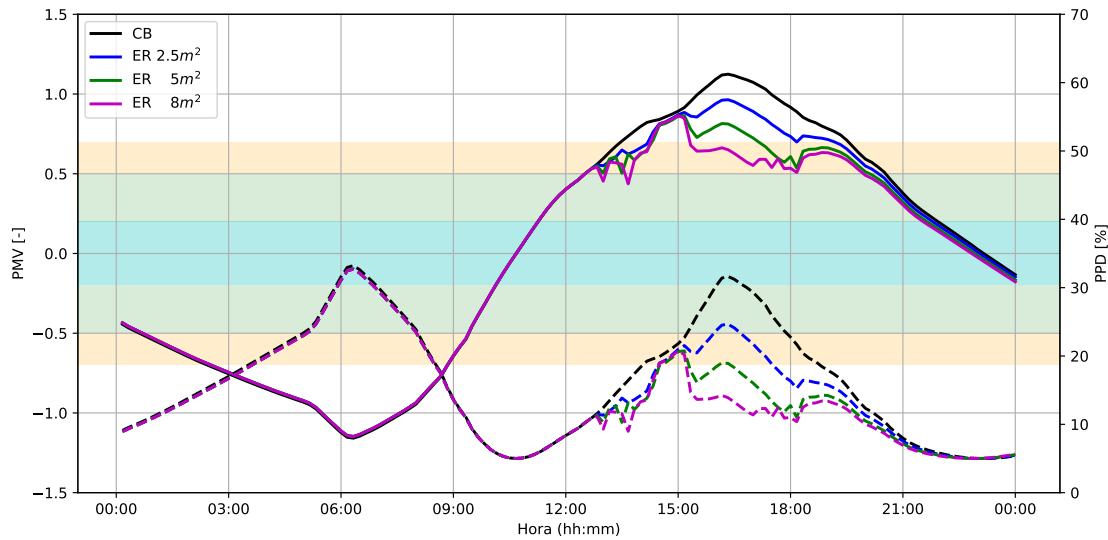


Figura 3-8: Confort térmico en el cubículo D7 para el día crítico. Se presenta el índice PMV en líneas continuas y PPD en líneas discontinuas para el caso **CB**, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>** y **ER 8m<sup>2</sup>**, así como las categorías A, B y C de la zona de confort del PMV [8] en color azul, verde y naranja, respectivamente.

El caso **ER 8m<sup>2</sup>** al tener el sistema con mayor capacidad de enfriamiento es el que más acerca el valor del PMV hacia el valor PMV 0 y por ende, es el que más disminuye el PPD, pasando del valor máximo obtenido en el **CB** de 33.2 % a 14.2 %, considerando el horario de ocupación. En general se observa que el caso **ER 8m<sup>2</sup>** es el único que logra mantener el valor del PMV en la categoría C de la zona de confort durante todas las horas de ocupación, mientras que los casos **ER 2.5m<sup>2</sup>** y **ER 5m<sup>2</sup>** no lo logran en el momento crítico del día, que se observa en el pico del PMV del **CB** que ocurre a partir de las 15:00h y hasta las 18:00h.

En la figura 3-9 se observa el comportamiento de los 3 casos simulados de aire acondicionado, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**. Se puede ver tanto en el PMV como en el PPD cuando los 3 casos entran en operación, ocurriendo a diferentes momentos debido al punto de ajuste particular en cada uno. El valor de los índices (PMV y PPD) para los casos con sistema de aire acondicionado suben hasta casi alcanzar el valor de los índices para el **CB** entre las 14:00h y las 15:00 h, esto debido a que el sistema se apaga. Posteriormente los valores de los índices para los casos con sistema de aire acondicionado vuelven a descender hasta alcanzar los valores de sus respectivos puntos de ajuste hasta las 18:00h y apagarse definitivamente por el resto del día, finalmente los valores de los índices suben ligeramente para acercarse al valor de los índices para el **CB**.

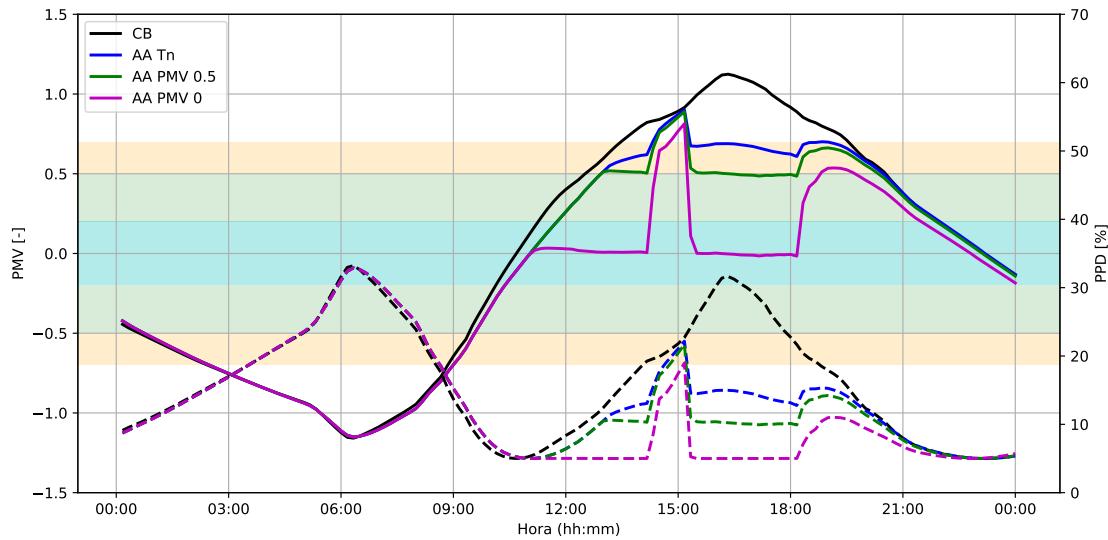


Figura 3-9: Confort térmico en el cubículo D7 para el día crítico. Se presenta el índice PMV en líneas continuas y PPD en líneas discontinuas para el caso **CB**, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**, así como las categorías A, B y C de la zona de confort del PMV [8] en color azul, verde y naranja, respectivamente.

El caso **AA Tn** equivale a PMV categoría C, cuya temperatura de termostato está fijada para mantener la  $T_i$  a la  $T_n$ , mantiene el valor del PMV muy por debajo del valor PMV +1, el cual indica desconfort por calor. Los casos **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**, cuyo punto de ajuste está basado en mantener un valor específico del índice PMV, logran mantener los valores obtenidos cerca del valor objetivo. En el caso **AA PMV 0.5** el valor se encuentra alrededor del límite superior de la zona de confort B del PMV, mientras que el caso **AA PMV 0** se encuentra alrededor del valor PMV 0, correspondiente a una sensación térmica de neutralidad.

En los resultados obtenidos para estos casos con sistemas de aire acondicionado, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**, se observa la diferencia que proporciona un criterio de control basado en un modelo de confort térmico de más de una variable, sin embargo, llevar a cabo el monitoreo de algunas variables puede resultar complicado, como es el caso de la temperatura radiante media o la velocidad del viento, por lo que garantizar un caso con un criterio tan específico como los casos **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0** debe ser considerado con un rango de tolerancia según la velocidad y calidad de respuesta en los equipos de medición.

### Valores máximo, promedio y mínimo

En esta sección se presentan los valores promedio ( $\overline{PMV}$  y  $\overline{PPD}$ ) para los índices PMV y PDD, respectivamente, también se presentan los valores PMV máximo ( $PMV_{max}$ ) y PMV

mínimo ( $PMV_{min}$ ), así como su respectivo valor del índice PPD cuando se presenta el PMV máximo ( $PPD(PMV_{max})$ ) y cuando se presenta el PMV mínimo  $PPD(PMV_{min})$ ). Estos valores son calculados a partir de los datos comprendidos dentro del horario de ocupación de 09:00h a 14:00h y de 15:00h a 18:00h, independientemente del estado de operación de los sistemas de enfriamiento.

En la figura 3-10 se muestran los valores  $\overline{PMV}$ ,  $PMV_{max}$  y  $PMV_{min}$  para todos los casos para el día crítico. Así como las categorías A, B y C de la zona de confort del PMV en color azul, verde y naranja, respectivamente. Se puede observar que el valor  $PMV_{min}$  es casi el mismo para todos los casos, esto se debe a que este valor se obtiene en las primeras horas del horario de ocupación cuando aún no hay acondicionamiento de aire. Para los valores  $\overline{PMV}$ , el caso **AA PMV 0** presenta el mejor resultado, seguido del caso **AA PMV 0.5**, los casos **ER 8m<sup>2</sup>** y **AA Tn** presentan resultados similares, mientras que los casos **ER 2.5m<sup>2</sup>** y **ER 5m<sup>2</sup>** presentan los valores  $\overline{PMV}$  más altos de los casos después del caso **CB**. En particular, el caso **AA PMV 0** obtiene un valor  $\overline{PMV}$  negativo debido a que en las primeras horas de ocupación el valor del PMV es negativo y cuando entra en operación mantiene el valor PMV cercano al PMV 0. Para el  $PMV_{max}$  se observa que todos los casos con sistema de enfriamiento presentan valores menores al obtenido en el **CB**, este valor máximo se da después de las 15:00h, cuando el sistema reanuda su operación tras el apagado debido al horario de ocupación del espacio, a excepción del caso **ER 2.5m<sup>2</sup>**, para el cual se da cuando  $T_o$  presenta su valor máximo.

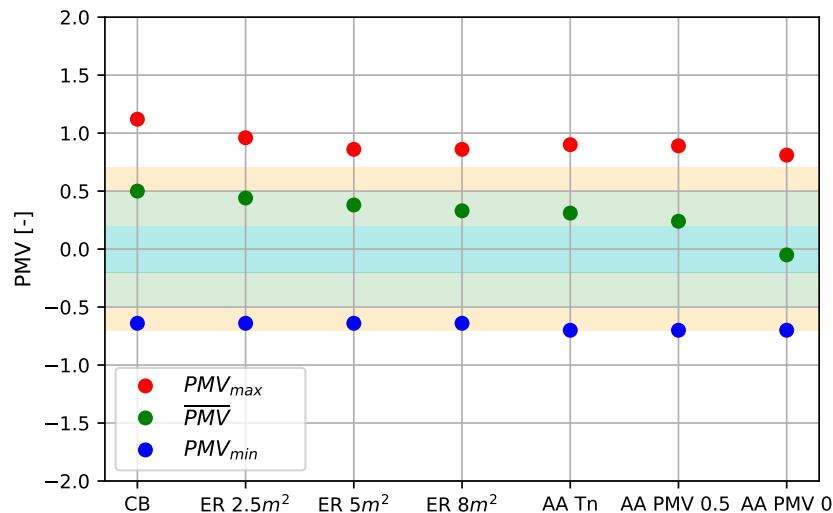


Figura 3-10: Confort térmico en el cubículo D7 para el día crítico. Se presenta el valor promedio, mínimo y máximo del índice PMV para el caso **CB**, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>**, **ER 8m<sup>2</sup>**, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**, así como las categorías A, B y C de la zona de confort del PMV [8] en color azul, verde y naranja, respectivamente.

En la figura 3-11 se muestran los valores  $\overline{PPD}$ ,  $PPD(PMV_{max})$  y  $PPD(PMV_{min})$  para todos los casos para el día crítico. Así como la zona de confort del PPD en función de los valores de las categorías A, B y C de la zona de confort del PMV en color azul, verde y naranja, respectivamente. Siendo 6%, 10% y 15% los valores máximos de PPD para las categorías A, B y C, respectivamente. Se puede observar que los valores  $PPD(PMV_{min})$  son casi los mismos para el caso **CB** y los casos con sistema de enfriamiento radiativo, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>** y **ER 8m<sup>2</sup>**. Mientras que los casos con aire acondicionado presentan valores un poco mayores, estas ligeras diferencias podrían deberse a un efecto en la masa térmica del edificio debido al sistema de enfriamiento en particular. Para los valores  $\overline{PPD}$ , los casos **AA PMV 0** y **AA PMV 0.5** presentan los mejores resultados al ubicarse en la zona de confort B, el primero obteniendo un valor PPD cercano al mínimo posible. Le siguen, en orden de mejor desempeño, los casos **ER 8m<sup>2</sup>**, **AA Tn**, **ER 5m<sup>2</sup>** y finalmente el caso **ER 2.5m<sup>2</sup>** que presenta el menor impacto en la reducción del valor  $\overline{PPD}$  respecto al **CB**. El caso **ER 8m<sup>2</sup>** resultó ser el tercer mejor caso a diferencia del análisis anterior cuando se observa el valor del índice PMV, esto es resultado de que el caso **AA Tn** presenta valores  $PMV_{max}$  y  $PMV_{min}$  más alejados del 0 que el caso **ER 8m<sup>2</sup>** por lo que obtuvo valores PPD mayores, afectando el valor  $\overline{PPD}$ . Respecto a los valores  $PPD_{max}$ , estos se obtienen después de las 15:00h, cuando el sistema reanuda su operación tras el apagado debido al horario de ocupación del espacio.

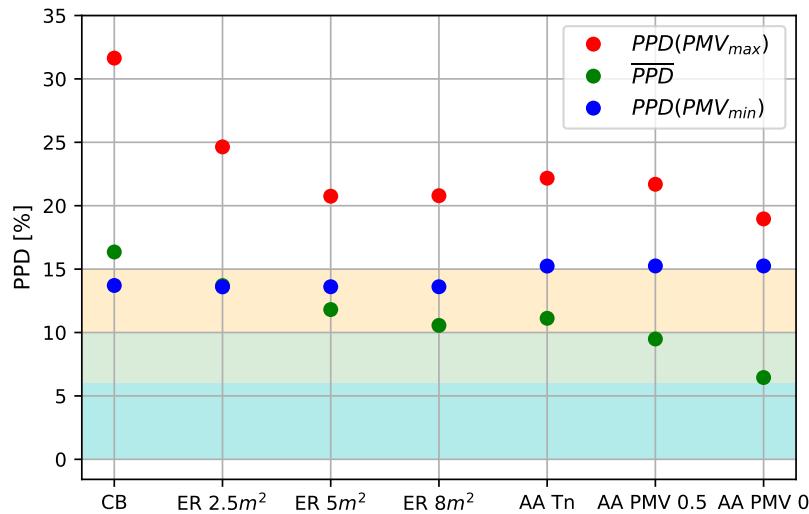


Figura 3-11: Confort térmico en el cubículo D7 para el día crítico. Se presentan los valores PPD promedio, PPD en función del PMV máximo y PPD en función del PMV mínimo para el caso **CB**, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>**, **ER 8m<sup>2</sup>**, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**, así como la zona de confort del PPD en función de los valores de las categorías A, B y C de la zona de confort del PMV [8] en color azul, verde y naranja, respectivamente.

### Reducción de desconfort térmico.

En esta sección se presenta el cálculo de la reducción del desconfort térmico que presentan los casos con sistema de enfriamiento, a partir de calcular la diferencia promedio para los índices PMV y PPD evaluados cada 10 minutos para el día crítico respecto al **CB**. Estos valores son calculados a partir de los datos comprendidos dentro del horario de ocupación de 09:00h a 14:00h y de 15:00h a 18:00h, independientemente del estado de operación de los sistemas de enfriamiento. El calcular este valor nos permite cuantificar la reducción del desconfort térmico, mientras mayor sea el valor promedio obtenido, mayor será la reducción del desconfort térmico. A continuación se presentan las ecuaciones utilizadas, la reducción promedio del PMV es:

$$\overline{\Delta PMV} = \sum_{i=1}^n \frac{PMV_{CB_i} - PMV_i^*}{n}, \quad (3-1)$$

donde  $PMV_{CB}$  es el valor del índice PMV para el **CB** en el instante  $i$ ,  $PMV^*$  es el valor PMV del caso con sistema de enfriamiento evaluado en el instante  $i$ , ambos evaluados cada 10 minutos, y  $n$  es el número de datos.

La reducción promedio del PPD es:

$$\overline{\Delta PPD} = \sum_{i=1}^n \frac{PPD_{CB_i} - PPD_i^*}{n}, \quad (3-2)$$

donde  $PPD_{CB}$  es el valor del índice PPD para el **CB** en el instante  $i$ ,  $PPD^*$  es el valor PPD del caso con sistema de enfriamiento evaluado en el instante  $i$ , ambos evaluados cada 10 minutos, y  $n$  es el número de datos.

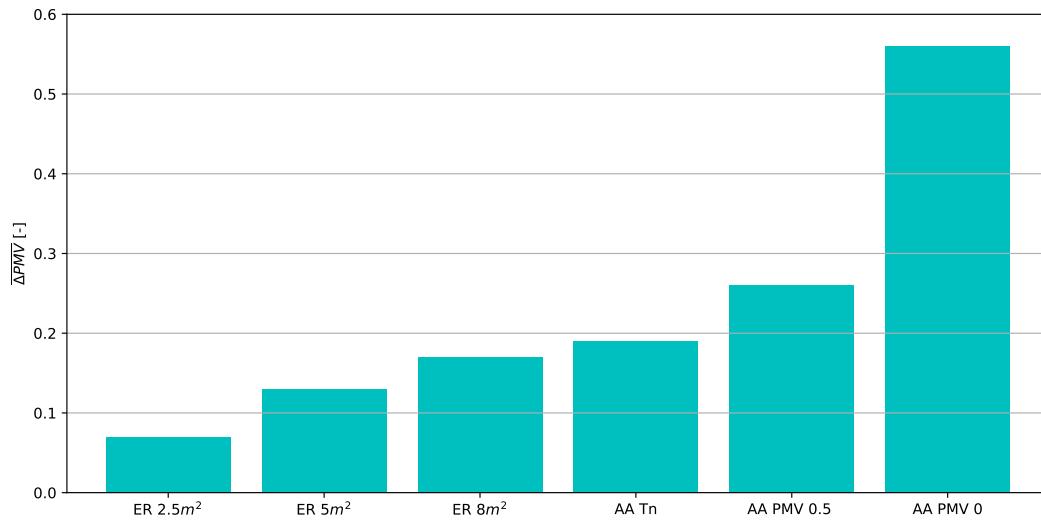


Figura 3-12: Reducción del desconfort térmico en el cubículo D7 para el día crítico. Se presentan las diferencias promedio del índice PMV  $\Delta PMV$  evaluado cada 10 minutos entre el **CB** y los casos **ER  $2.5m^2$** , **ER  $5m^2$** , **ER  $8m^2$** , **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**.

En las figuras 3-12 y 3-13 se muestran los promedios de las diferencias para los índices PMV y PDD, respectivamente, obtenidos para los casos con sistema de enfriamiento respecto al **CB**. En la figura 3-12 se muestra la reducción del desconfort térmico  $\Delta\overline{PMV}$ . Se observa que los casos con enfriamiento radiativo, **ER  $2.5m^2$** , **ER  $5m^2$**  y **ER  $8m^2$** , presentan una reducción del desconfort  $\Delta PMV$  menor al 0.2, siendo el caso **ER  $2.5m^2$**  el que presenta una menor reducción con un valor de 0.07. Mientras que los casos con aire acondicionado, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**, presentan reducciones mayores que los casos con enfriamiento radiativo, siendo el caso **AA PMV 0** el que presenta una mayor reducción en el PMV con un valor de 0.56.

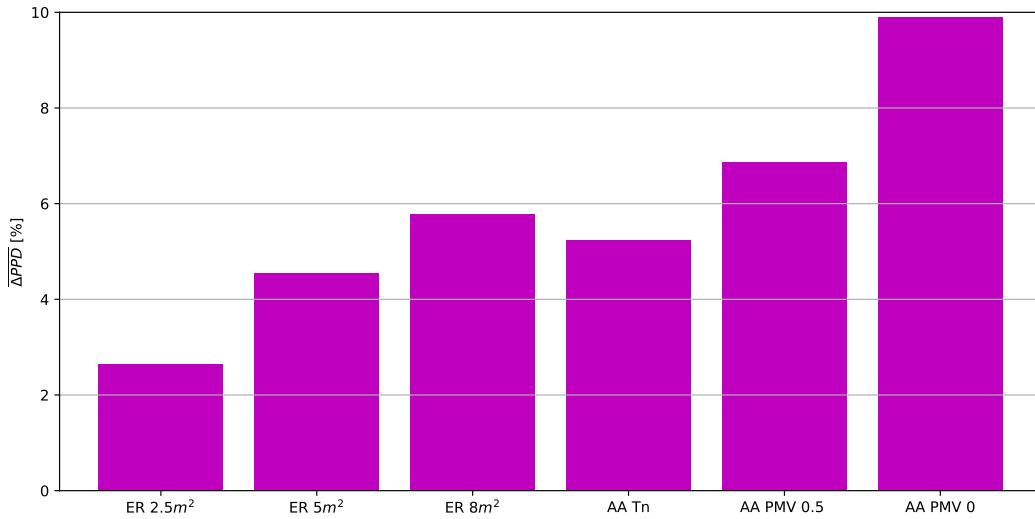


Figura 3-13: Reducción del desconfort térmico en el cubículo D7 para el día crítico. Se presentan las diferencias promedio del índice PPD  $\Delta PPD$  evaluado cada 10 minutos entre el **CB** y los casos **ER  $2.5m^2$** , **ER  $5m^2$** , **ER  $8m^2$** , **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**.

En la figura 3-13 se muestra la reducción del desconfort térmico  $\Delta PPD$ . Se observa que los casos **ER  $2.5m^2$**  y **ER  $5m^2$**  son los que presentan una menor reducción con valores de 2.7 y 4.6, respectivamente. Les siguen los casos **AA Tn** y **ER  $8m^2$**  que tienen el mismo criterio de operación, siendo mayor la reducción para el segundo con valores de 5.2 y 5.6, respectivamente. Finalmente los casos **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0** presentan la mayor reducción del desconfort con valores de 6.9 y 9.9, respectivamente. El caso **ER  $8m^2$**  resultó ser el tercer mejor caso a diferencia del análisis anterior cuando se observa el valor del índice PMV, esto es resultado de que el PMV máximo del caso **AA Tn** es mayor que el del caso **ER  $8m^2$** , ambos mayores a 0, y de que el PMV mínimo del caso **AA Tn** es menor que el del caso **ER  $8m^2$** , ambos menores a 0, por lo que el caso **AA Tn** valores PPD mayores, afectando la reducción del desconfort térmico  $\Delta PPD$ . En general se observa que los casos con aire acondicionado tienen mejores resultados, sin embargo, el caso **ER  $8m^2$**  presentó una mayor reducción que el caso **AA Tn** que tienen el mismo criterio de control.

## Consumo de energía eléctrica

En esta sección se presenta el consumo de energía eléctrica para el día crítico debido a la operación de los sistemas de enfriamiento, ver figura 3-14, es por ello que no se incluye el **CB** debido a que no cuenta con un sistema de enfriamiento. En esta figura podemos observar que los casos **ER  $2.5m^2$** , **ER  $5m^2$**  y **ER  $8m^2$** , presentan un elevado consumo de energía eléctrica en comparación del caso **AA Tn**, que tiene el mismo criterio en la temperatura de termostato. En los casos con sistema de enfriamiento radiativo se observa que la cantidad de

energía consumida entre los casos **ER 2.5m<sup>2</sup>** y **ER 8m<sup>2</sup>** es del doble pese a que la capacidad de enfriamiento y el área disponible en el caso **ER 8m<sup>2</sup>** es mayor al doble. Para los casos con sistemas de aire acondicionado, se observa un incremento en la energía consumida debido al criterio de control elegido, presentando el menor consumo el caso **AA Tn**, mientras que los casos **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0** presentan mayor consumo, este resultado era de esperarse debido a que estos casos mantienen la  $T_i$  por debajo de la temperatura a la que mantenía la  $T_i$  el caso **AA Tn**.

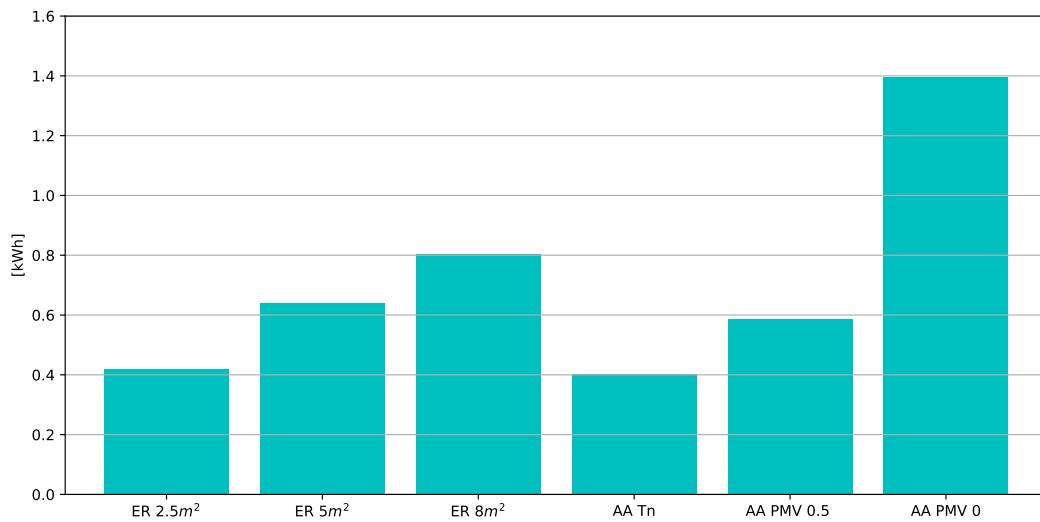


Figura 3-14: Consumo de energía eléctrica para el día crítico. Se presenta el consumo para el caso **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>**, **ER 8m<sup>2</sup>**, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**.

## Reducción del desconfort térmico por unidad de energía

En esta sección se evalúa la reducción del desconfort PPD en función de la cantidad de energía eléctrica utilizada por los sistemas de enfriamiento. Se presenta un índice que relaciona la reducción del desconfort térmico y la cantidad de energía eléctrica utilizada por día para los casos con sistema de enfriamiento. Este índice se calcula a partir de dividir la reducción del desconfort térmico evaluado en el índice PPD entre la cantidad de energía eléctrica utilizada por día en  $kWh$ . Se desea tener valores altos, lo cual quiere decir que se logra una reducción mayor por la misma cantidad de energía por día.

$$\frac{\overline{\Delta PPD}}{kWh} \quad (3-3)$$

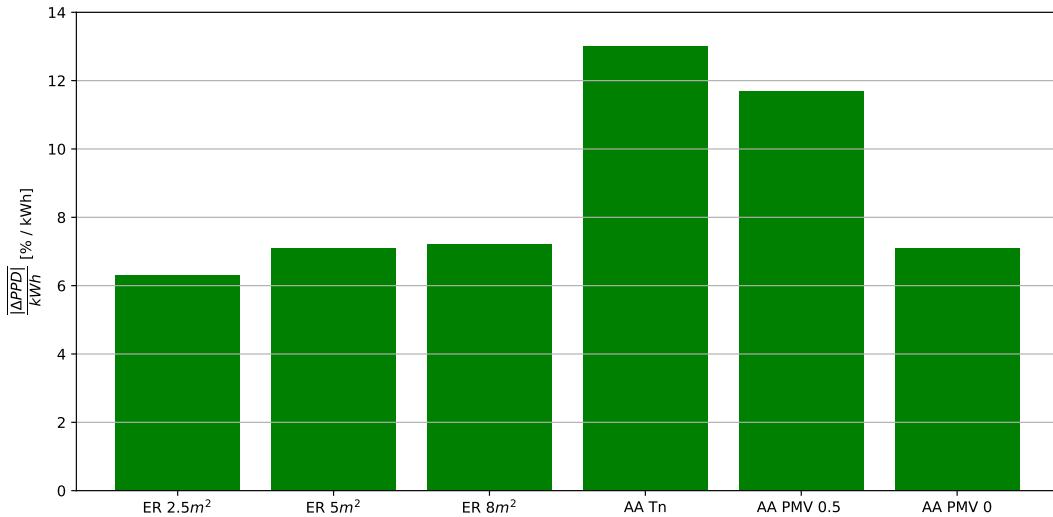


Figura 3-15: Reducción del desconfort térmico por unidad de energía. Se presentan el índice  $\frac{\Delta PPD}{kWh}$  para los casos con sistema de enfriamiento, **ER  $2.5m^2$** , **ER  $5m^2$** , **ER  $8m^2$** , **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0** para el día crítico.

En la figura 3-15 se muestran los valores del índice propuesto obtenidos para los casos con sistemas de enfriamiento. Se observa que los casos con enfriamiento radiativo, **ER  $5m^2$**  y **ER  $8m^2$** , presentan una valor del índice similar, siendo los valores obtenidos 7.1 y 7.2  $\frac{\%}{kWh}$ , respectivamente, siendo el caso **ER  $2.5m^2$**  el que presenta un menor valor con 6.3  $\frac{\%}{kWh}$ . Mientras que los casos con aire acondicionado, **AA Tn** y **AA PMV 0.5**, presentan los valores más altos con 13.0 y 11.7  $\frac{\%}{kWh}$ , respectivamente, resultando el caso **AA PMV 0** el que obtuvo el valor más bajo con 7.1  $\frac{\%}{kWh}$ , siendo un valor similar al obtenido por los casos **ER  $5m^2$**  y **ER  $8m^2$** . Por lo tanto el caso **ER  $8m^2$**  es la mejor opción a aplicar de los sistemas de enfriamiento radiativo evaluados si se requiere disminuir poco el desconfort. Se puede observar que de los casos con aire acondicionado el caso **AA PMV 0** obtuvo el peor resultado en el índice a pesar de tener el mejor resultado en la reducción del desconfort esto debido a su alto consumo de energía eléctrica, siendo ahora el caso **AA Tn** el que obtuvo mejor resultado. Si recordamos la relación entre el PPD y el PMV sabremos que una reducción del PMV de 0.5 a 0 representa una reducción mínima del PPD, de apenas el 5 %, mientras que el incremento en el consumo de energía eléctrica que representa lograr esta reducción es considerable. A partir de esto podemos concluir que un criterio para la temperatura del termostato basado en obtener valores tan cercanos al PMV 0 no es el mejor criterio, al menos en términos de reducción del desconfort por unidad de energía eléctrica  $kWh$ , que posteriormente se verían reflejados en términos económicos.

Finalmente, se observa que el caso **AA Tn** obtuvo un valor 1.8 veces mayor en el índice respecto al caso **ER  $5m^2$** , al tener ambos casos el mismo criterio para la temperatura del termostato de la  $T_i$  es factible su comparación, por lo que el caso con aire acondicionado,

**AA T<sub>n</sub>**, reduce más el desconfort por  $kWh$  que el caso con enfriamiento radiativo, **ER 5m<sup>2</sup>**.

### 3.5. Análisis de la temporada cálida

La temporada cálida corresponde al periodo comprendido del 1 de marzo al 31 de mayo, se seleccionó este periodo debido a que la  $T_o$  presenta los valores anuales más altos, ver la figura 3-16, mientras que la  $HR$  presenta los valores mínimos anuales, ver la figura 3-17. La temporada cálida presenta una  $T_o$  promedio de 24.9 °C y una  $HR$  promedio de 37 %. Para este periodo se evalúa el confort térmico y el consumo de energía eléctrica al utilizar un sistema de enfriamiento radiativo y un sistema de aire acondicionado como se especificó en la sección 3.3. En la tabla 3-4 se presentan los valores utilizados para la simulación de los sistemas de enfriamiento para la temporada cálida.

Tabla 3-4: Temperaturas del aire al exterior, temperatura de neutralidad, rangos de la zona de confort y la temperatura del agua a la salida del *chiller* correspondientes a cada mes de la temporada cálida.

Mes	$\bar{T}_o$ [°C]	$T_{o_{max}}$ [°C]	$T_{o_{min}}$ [°C]	$\Delta T_o$ [°C]	$T_n$ [°C]	$T_{n_{max}}$ [°C]	$T_{n_{min}}$ [°C]	$T_{chiller}$ [°C]
Marzo	23.4	35	12.3	22.7	26.1	28.1	23.8	19
Abril	26.2	39	14.5	24.5	27.6	29.8	25.4	19
Mayo	25.2	38	14	24	27.1	29.4	24.8	20

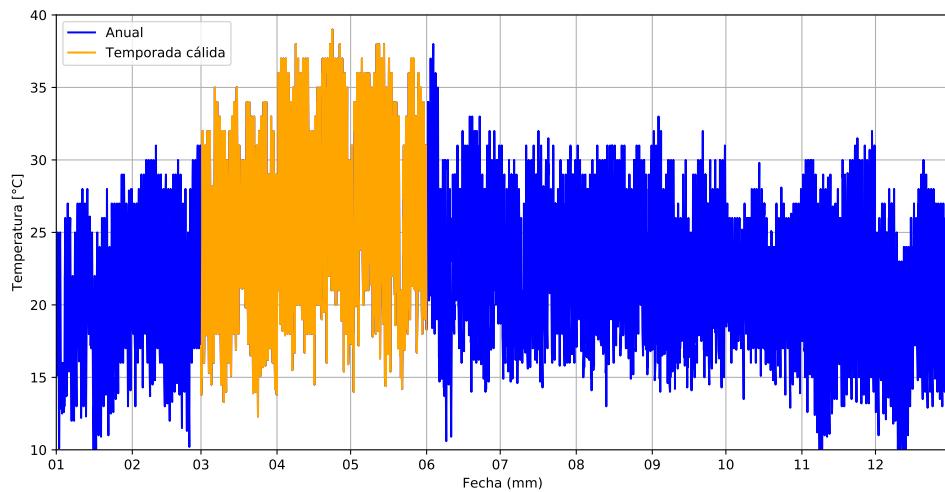


Figura 3-16: Temperatura del aire al exterior  $T_o$  para Temixco, Morelos.

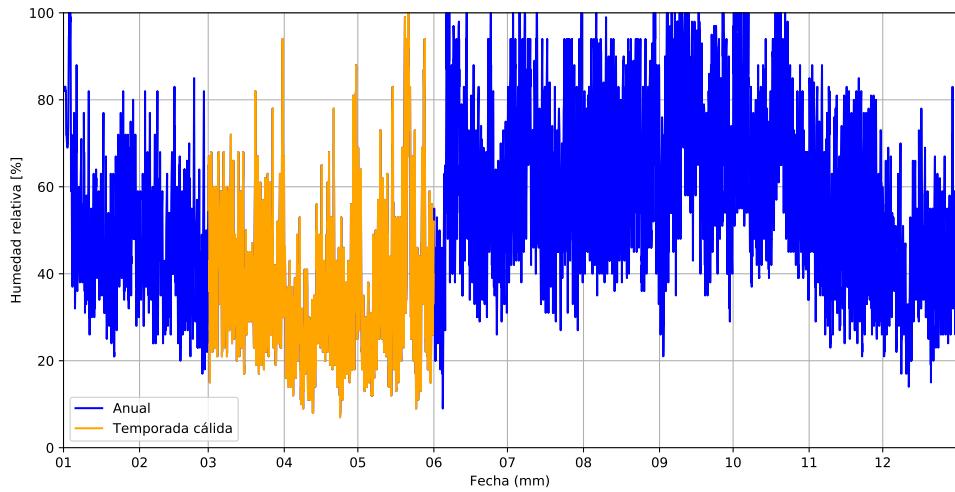


Figura 3-17: Humedad relativa *HR* para Temixco, Morelos.

## Confort térmico

En esta sección se presenta un análisis del confort térmico usando los índices PMV y PPD para la temporada cálida. Estos valores son calculados a partir de los datos comprendidos dentro del horario de ocupación de 09:00h a 14:00h y de 15:00h a 18:00h, para los días de lunes a viernes dentro del periodo definido como temporada cálida. Los valores presentados en las tablas 3-5 y 3-6 son calculados a partir de los valores de los índices PMV y PDD para la temporada cálida, para todos los casos evaluados, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>**, **ER 8m<sup>2</sup>**, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**. Los valores presentados en las tablas representan lo siguiente:

- $\overline{PMV}$  y  $\overline{PPD}$  son los promedios de los valores obtenidos cada 10 minutos para cada caso.
- $\overline{PMV_{max}}$  y  $\overline{PPD(PMV_{max})}$  son los promedios de los valores máximos diarios del PMV y de los valores PPD correspondientes al valor máximo diario del PMV. En este caso solo se consideraron los valores PMV positivos con la finalidad de evaluar el desconfort cálido máximo diario.
- $\overline{PMV_{min}}$  y  $\overline{PPD(PMV_{min})}$  son los promedios de los valores mínimos diarios del PMV y de los valores PPD correspondientes al valor mínimo diario del PMV. En este caso solo se consideraron los valores PMV negativos con la finalidad de evaluar el desconfort frío máximo diario.
- $\Delta PMV$  y  $\Delta PPD$  son las diferencias promedio para los índices evaluados cada 10 minutos para los casos con sistema de enfriamiento, siendo el caso **CB** el valor de

referencia.

Tabla 3-5: Resultados. Valores promedio del índice PMV para los casos **CB**, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>**, **ER 8m<sup>2</sup>**, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0** para la temporada cálida.

Caso	$\overline{PMV}$ [-]	$\overline{PMV}_{max}$ [-]	$\overline{PMV}_{min}$ [-]	$\Delta PMV$ [-]
<b>CB</b>	0.17	1.00	-0.87	-
<b>ER 2.5m<sup>2</sup></b>	0.11	0.87	-0.87	0.07
<b>ER 5m<sup>2</sup></b>	0.05	0.79	-0.87	0.12
<b>ER 8m<sup>2</sup></b>	0.01	0.76	-0.87	0.17
<b>AA Tn</b>	-0.01	0.77	-0.88	0.18
<b>AA PMV 0.5</b>	-0.03	0.79	-0.88	0.20
<b>AA PMV 0</b>	-0.27	0.68	-0.84	0.44

Tabla 3-6: Resultados. Valores promedio del índice PPD para los casos **CB**, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>**, **ER 8m<sup>2</sup>**, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0** para la temporada cálida.

Caso	$\overline{PPD}$ [-]	$\overline{PPD(PMV_{max})}$ [-]	$\overline{PPD(PMV_{min})}$ [-]	$\Delta PPD$ [-]
<b>CB</b>	19.6	28.7	25.1	-
<b>ER 2.5m<sup>2</sup></b>	17.3	23.3	25.1	2.37
<b>ER 5m<sup>2</sup></b>	15.5	20.4	25.2	4.12
<b>ER 8m<sup>2</sup></b>	14.4	19.2	25.3	5.24
<b>AA Tn</b>	14.5	20.1	25.7	5.10
<b>AA PMV 0.5</b>	13.7	20.0	25.7	5.90
<b>AA PMV 0</b>	11.4	17.0	24.6	8.27

Para los valores  $\overline{PMV}$  se observa que el caso **CB** y los casos con enfriamiento radiativo, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>** y **ER 8m<sup>2</sup>**, presentan un valor positivo. Mientras que los casos con aire acondicionado, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**, presentan un valor negativo. Para los valores  $\overline{PPD}$  se observa que los casos con enfriamiento radiativo presentan valores mayores que los casos con aire acondicionado. Sin embargo, el caso **ER 8m<sup>2</sup>** obtuvo un valor ligeramente menor que el caso **AA Tn**.

Para los valores  $\overline{PMV}_{max}$  y  $\overline{PPD(PMV_{max})}$  se observa un comportamiento similar al obtenido para los valores  $\overline{PPD}$ , presentando el caso **ER 8m<sup>2</sup>** un valor ligeramente menor que

el caso **AA Tn**. Para los valores  $\overline{PMV_{min}}$  y  $\overline{PPD(PMV_{min})}$  se observan valores similares, tanto para el caso **CB** como para los casos con sistema de enfriamiento, esto se debe a que no se aplica ningún sistema de calentamiento, las ligeras diferencias podrían deberse a un efecto en la masa térmica del edificio debido al sistema de enfriamiento en particular.

Respecto a los valores  $\overline{\Delta PMV}$  se observa que los casos con enfriamiento radiativo presentan valores menores que los casos con aire acondicionado, siendo el caso **AA PMV 0** el que obtuvo la mayor reducción. Mientras que en los valores  $\overline{\Delta PPD}$  en general se observa el mismo comportamiento, nuevamente se observa que el caso **ER 8m<sup>2</sup>** obtuvo un valor ligeramente mayor que el caso **AA Tn**, que representa una mayor reducción del confort térmico, es importante recordar que el criterio para la temperatura del termostato de la  $T_i$  es el mismo para ambos casos.

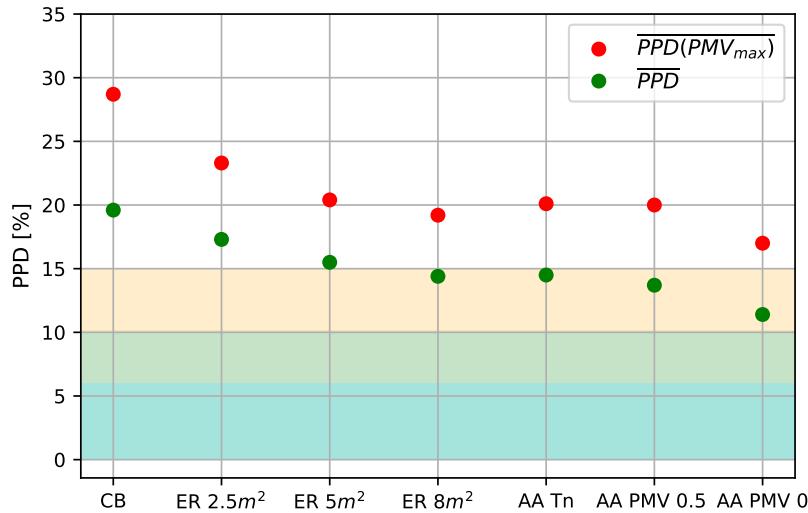


Figura 3-18: Confort térmico en el cubículo D7 para la temporada cálida. Se presenta el valor  $\overline{PPD}$  y  $\overline{PPD(PMV_{max})}$  para los casos **CB**, **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>**, **ER 8m<sup>2</sup>**, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**, así como la zona de confort del PPD en función de los valores de las categorías A, B y C de la zona de confort del PMV [8] en color azul, verde y naranja, respectivamente.

En la figura 3-18 se observan los valores  $\overline{PPD}$  y  $\overline{PPD(PMV_{max})}$  presentados en las tablas 3-5 y 3-6, respectivamente, así como las zonas de confort del PPD en función de los valores de las zonas de confort del PMV por categorías, siendo 6 %, 10 % y 15 % para los valores máximos de PPD para las categorías A, B y C [8] presentadas en color azul, verde y naranja, respectivamente. No se presentan los valores  $\overline{PPD(PMV_{min})}$  debido a que las diferencias son mínimas.

Para los valores  $\overline{PPD}$  se observa que el caso **AA PMV 0** presenta los mejores resultados ubicándose cercano al límite inferior de la zona de confort C, le siguen los casos **AA PMV 0.5**, **ER 8m<sup>2</sup>** y **AA Tn**, estos dos últimos obteniendo un resultado similar destacando

levemente el caso **ER 8m<sup>2</sup>**, ubicándose en la zona de confort C, por último los casos **ER 5m<sup>2</sup>** y **ER 2.5m<sup>2</sup>** que se ubican fuera de las 3 categorías de la zona de confort.

Respecto a los valores  $\overline{PPD}_{max}$ , se observa un comportamiento similar en la reducción respecto al caso **CB**, en particular se observa que el caso **ER 8m<sup>2</sup>** presenta un menor valor que los casos **AA Tn** y **AA PMV 0.5**, siendo el que mayor reduce el promedio del desconfort cálido máximo diario.

## Consumo de energía eléctrica

En esta sección se presenta el consumo de energía eléctrica relacionado al uso de sistemas de enfriamiento para la temporada cálida. En la figura 3-19 se puede observar el consumo de energía eléctrica para los casos **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>**, **ER 8m<sup>2</sup>**, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0** debido al uso de sistemas de enfriamiento.

Se observa que el caso **AA PMV 0** tuvo el mayor consumo de energía eléctrica en la temporada cálida con un consumo de 72.6 kWh, le siguen los casos **ER 8m<sup>2</sup>** y **ER 5m<sup>2</sup>** con 47.3 kWh y 38.0 kWh respectivamente, y finalmente los casos con menor consumo son **AA PMV 0.5**, **AA Tn** y **ER 2.5m<sup>2</sup>** con 31.1 kWh, 27.9 kWh y 24.7 kWh, respectivamente. En particular podemos observar que los casos **ER 8m<sup>2</sup>** y el caso **AA Tn**, que presentan un valor  $\overline{PPD}$  similar para la temporada cálida, consumen una cantidad de energía significativamente diferente, presentando el caso **ER 8m<sup>2</sup>** un valor 1.7 veces mayor respecto al caso **AA Tn**, posicionando al aire acondicionado como mejor opción para proporcionar enfriamiento en un espacio con las características de este trabajo.

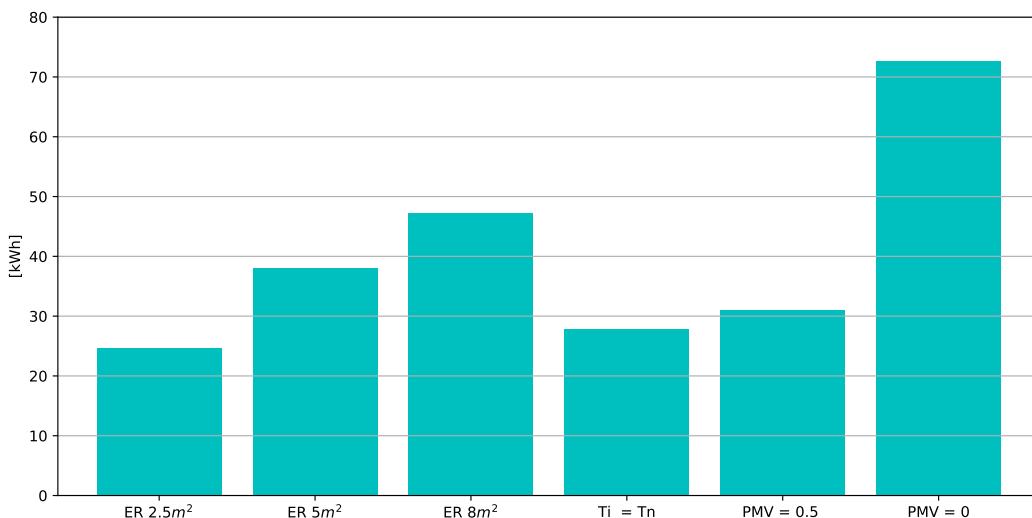


Figura 3-19: Consumo de energía eléctrica para la temporada cálida. Se presenta el consumo para los casos **ER 2.5m<sup>2</sup>**, **ER 5m<sup>2</sup>**, **ER 8m<sup>2</sup>**, **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0**.

## Reducción del desconfort térmico por unidad de energía

En esta sección se evalúa la reducción del desconfort térmico en función de la cantidad de energía eléctrica, en kWh por día, para los casos con sistema de enfriamiento mediante un índice. Este índice se calcula a partir de dividir la reducción en el índice PPD ( $\overline{\Delta PPD}$ ) entre la cantidad promedio de energía eléctrica utilizada por día  $kWh$ , ver ecuación (3-3). Se desea tener valores altos, lo cual quiere decir que se logra una reducción mayor por  $kWh$  por día.

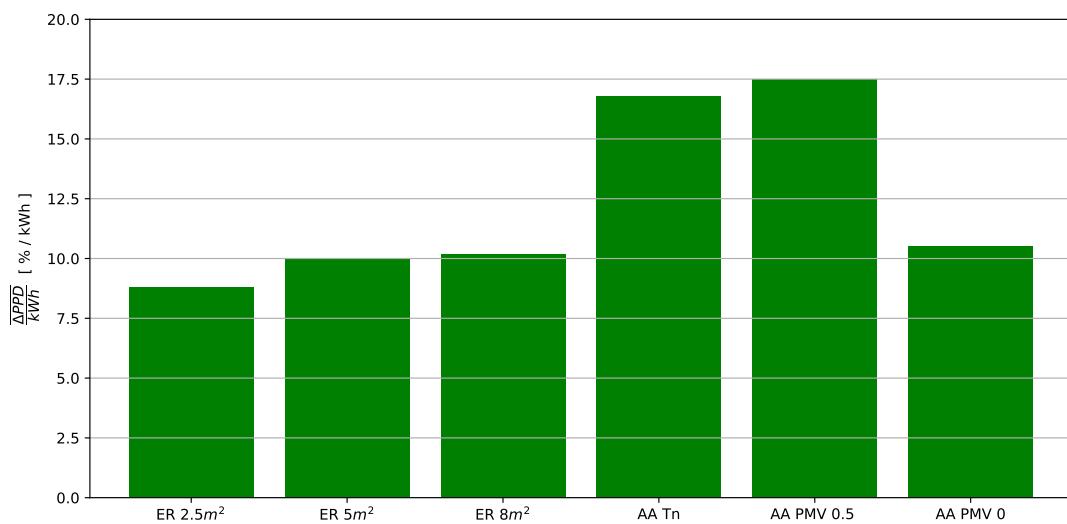


Figura 3-20: Reducción del desconfort térmico por unidad de energía por día. Se presentan el índice  $\frac{\Delta PPD}{kWh}$  para los casos con sistema de enfriamiento, **ER  $2.5m^2$** , **ER  $5m^2$** , **ER  $8m^2$** , **AA Tn**, **AA PMV 0.5** y **AA PMV 0** para la temporada cálida.

En la figura 3-20 se muestra los valores del índice propuesto obtenidos para los casos con sistema de enfriamiento. Se observa que los casos **AA PMV 0.5** y **AA Tn** obtuvieron los mayores valores en este índice con  $17.5$  y  $16.8 \frac{\%}{kWh}$ , respectivamente. Seguidos por los casos **ER  $8m^2$** , **ER  $5m^2$** , **ER  $2.5m^2$** , y **AA PMV 0** que obtuvieron valores similares con  $10.5$ ,  $10.2$ ,  $10.0$  y  $8.8 \frac{\%}{kWh}$ , respectivamente. Por lo tanto el mejor caso en general es el **AA PMV 0.5**, mientras que el caso **ER  $8m^2$**  es la mejor opción de los casos con sistema de enfriamiento radiativo en términos de reducción del PPD por  $kWh$  por día.

Se observa que de los casos con aire acondicionado, el caso **AA PMV 0** es el que obtuvo el peor resultado en el índice, a pesar de que presentó el mejor resultado en la reducción del desconfort  $\overline{\Delta PPD}$ , esto es debido a su alto consumo de energía eléctrica y que una disminución del PMV de  $+0.5$  a  $0$  representa una reducción del PPD mínima. En este periodo de análisis se obtiene que ahora el caso **AA PMV 0.5** es el que obtuvo mejor resultado en el uso eficiente de la energía para confort térmico. El caso **AA Tn** obtuvo un

valor 1.7 veces mayor en el índice respecto al caso **ER 8m<sup>2</sup>**, al tener ambos casos tienen el mismo criterio para la temperatura del termostato de la  $T_i$  es factible su comparación, por lo que el caso con aire acondicionado, **AA Tn**, tiene un uso más eficiente de la energía eléctrica para reducción del desconfort térmico que el caso con enfriamiento radiativo, **ER 5m<sup>2</sup>**.

A partir del análisis de este índice podemos concluir que un criterio para la temperatura del termostato basado en obtener valores tan cercanos al PMV 0 no es la opción que usa menor energía eléctrica y que finalmente se verían reflejados en términos económicos.

# Capítulo 4

## Conclusiones

En este capítulo se presentan las conclusiones de los resultados expuestos en el capítulo anterior.

Se simuló el cubículo D7 de investigación del Instituto de Energías Renovables con la finalidad de validar el espacio sin sistemas de enfriamiento, para ello se comparó la  $T_i$  medida y simulada para un periodo de medición. La comparación cuantitativa de estos datos se realizó con ayuda de métricas en las cuales se aprecia que el modelo realizado en *EnergyPlus* describe muy bien el comportamiento real del cubículo D7. Una vez validado el cubículo D7 con *EnergyPlus* se llevaron a cabo las simulaciones con sistemas de enfriamiento. A partir de los resultados obtenidos en el presente trabajo podemos hacer las siguientes conclusiones:

En los casos con sistema de enfriamiento radiativo se observa que todos tiene la capacidad de mantener la temperatura dentro de la zona de confort térmico de la temperatura de neutralidad, sin embargo, no todos tienen la capacidad de enfriamiento necesaria para satisfacer el criterio de la temperatura de termostato, siendo el caso **ER 8m<sup>2</sup>** el único que si, logrando mantener la temperatura del aire al interior  $T_i$  a la  $T_n$ . Para el dimensionamiento de un sistema radiativo, se debe determinar la capacidad de la fuente de enfriamiento para enfriar el fluido de trabajo y la capacidad de enfriamiento de los paneles radiantes, determinada en gran parte por el área, para satisfacer la demanda de enfriamiento según el criterio de control y proporcionar el confort térmico adecuado. En los casos con sistema de aire acondicionado, a diferencia de los sistemas con enfriamiento radiativo, cada uno cuenta con un criterio para la temperatura de termostato diferente. En los tres casos observamos que tienen la capacidad de enfriamiento necesaria para satisfacer la demanda de enfriamiento.

Si se observan los resultados obtenidos por el caso con sistema de enfriamiento radiativo **ER 8m<sup>2</sup>** y el caso con sistema de aire acondicionado **AA Tn**, en el que ambos tienen y satisfacen el mismo criterio de la temperatura del termostato, podemos analizar el desempeño de ambos sistemas de enfriamiento. Según el modelo de confort de Fanger se puede observar

que ambos casos presentan valores dentro de la categoría C de la zona de confort del PMV, a partir de estos resultados podemos concluir que ambos sistemas brindan el mismo confort térmico.

Respecto al consumo de energía eléctrica se observa que durante la temporada cálida el consumo es mayor para el caso **ER 8m<sup>2</sup>** que para el caso **AA Tn**, por tanto se concluye que el sistema de enfriamiento radiativo consume más energía eléctrica que el sistema con aire acondicionado, simulados en este trabajo con sus respectivas características previamente descritas. Es importante mencionar que para los sistemas de enfriamiento radiativo, a diferencia de un sistema de aire acondicionado que suministra aire a temperaturas de hasta 14°C, un sistema de enfriamiento radiativo solo requiere enfriar el fluido de trabajo a temperaturas mayores a los 18°C. En este trabajo se simuló un *Chiller* como fuente de enfriamiento para el sistema de enfriamiento radiativo el cual representó un gran consumo de energía eléctrica y para las temperaturas requeridas se podría usar otra fuente de enfriamiento, por lo que para disminuir el consumo eléctrico se propone utilizar un sistema de bajo consumo como es el enfriamiento radiativo nocturno, bombas de calor térmicas o torres de enfriamiento.

La reducción del desconfort térmico por unidad de energía para el día crítico indica que el caso **AA Tn** es el que obtiene el mejor resultado seguido del caso **AA PMV 0.5**, mientras que para la temporada cálida esto cambia y es el caso **AA PMV 0.5** el que presenta una ligera mayor reducción del desconfort térmico por unidad de energía. Por lo que se debería implementar un criterio para la temperatura del termostato basado en mantener fijo un valor 0.5 del PMV, sin embargo, se debe considerar que el método de Fanger fue calculado para una población diferente a la de México y el modelo no es adaptativo, además de que las diferencias en estas reducciones son mínimas, por lo tanto se puede considerar también implementar un criterio para la temperatura del termostato basado en la temperatura de neutralidad de Humphreys y Nicols.

Finalmente se puede concluir que un sistema de enfriamiento radiativo, con las dimensiones adecuadas, puede lograr el confort térmico para las condiciones del clima analizado, sin embargo, para que el consumo de energía sea el mínimo se tiene que seleccionar un sistema de enfriamiento del agua de menor consumo, siendo el *chiller* que se tiene disponible en la instalación actual en el cubículo D7 no la mejor opción.

# Bibliografía

- [1] IEA International Energy Agency and IPEEC International Partnership for Energy Efficiency Cooperation. Building Energy Performance Metrics, 2015.
- [2] UNECE United Nations Economic Commission for Europe. High-Performance Buildings Initiative, 2019.
- [3] SENER Secretaria de Energía. Balance Nacional de Energía, 2017.
- [4] CONUEE Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía. Informe nacional de monitoreo de la eficiencia energéticas de México, 2018.
- [5] Michael A. Humphreys and J. Fergus Nicol. Outdoor temperature and indoor thermal comfort: raising the precision of the relationship for the 1998 ASHRAE database of field studies. *ASHRAE Transactions*, 106(January 2000), 2000.
- [6] David Morillón-Gálvez, Ricardo Saldana-Flores, and Adalberto Tejeda-Martínez. Human bioclimatic atlas for Mexico. *Solar Energy*, 76(6):781–792, 2004.
- [7] Guillermo Barrios, Pablo Elías, Guadalupe Huelsz, and Jorge Rojas. Selección de los materiales de muros y techos para mejorar el confort térmico en edificaciones no climatizadas. *Estudios sobre arquitectura y urbanismo del desierto*, III(3):69–84.
- [8] ISO International Organization for Standardization. ISO 7730 : Ergonomics of the thermal environment — Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria , 2005.
- [9] LBLN Lawrence Berkeley National Laboratory. *Engineering Reference*. 2019.
- [10] Kyu-Nam Rhee, Bjarne W Olesen, and Kwang Woo Kim. Ten questions about radiant heating and cooling systems. *Building and Environment*, 112:367–381, 2017.
- [11] Hongyuan Jia, Xiufeng Pang, and Philip Haves. Experimentally-determined characteristics of radiant systems for office buildings. *Applied Energy*, 221:41–54, jul 2018.

- [12] ASHRAE American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. *Handbook: HVAC Systems and Equipment.* 2016.
- [13] ISO International Organization for Standardization. ISO 11855-2:2012(E): Building environment design – Design, dimensioning, installation and control of embedded radiant heating and cooling systems – Part 2: determination of the design heating and cooling capacity. 2012.
- [14] Markus Gwerder et al. Control of thermally activated building systems ( TABS ) in intermittent operation with pulse width modulation. *Applied Energy*, 86(9):1606–1616, 2009.
- [15] LBLN Lawrence Berkeley National Laboratory. *Input Output Reference.* 2019.
- [16] Frank Incropera and David DeWitt. *Introduction to Heat Transfer.* 1985.
- [17] Rangel-Elizalde and Axel Ivar. Estudio antropométrico de la población mexicana masculina laboralmente productiva [https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=614/61448038002], Fecha de consulta: Septiembre, 2019.
- [18] Veronica Ivette Calixto Aguirre. *Methodology for the validation of thermal simulations of a real building.* Tesis de licenciatura, IER-UNAM, 2018.
- [19] Price Industries. Catalogo y fichas técnicas de producto [https://www.priceindustries.com], Fecha de consulta: Octubre, 2019.
- [20] PolyScience. Ficha técnica chiller ft-25 [https://www.polyscience.com/low-temperature-coolers/ft-25-flow-through-cooler], Fecha de consulta: Octubre, 2019.
- [21] GF Piping Systems. Ficha técnica pvc [https://www.gfps.com], Fecha de consulta: Octubre, 2019.
- [22] IER-UNAM, UNISON, UAT, and UC. Ener-habitat [http://www.enerhabitat.unam.mx/cie2/index.jsp], Fecha de consulta: Mayo, 2019.
- [23] CONUEE. Beneficios del aislamiento térmico en la industria [https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/93853/aislamiento.pdf], Fecha de consulta: Septiembre, 2019.
- [24] ST-IER-UNAM. Secretaría técnica del instituto de energías renovables de la universidad nacional autonóma de méxico. planos e información, Fecha de consulta: Abril, 2019.
- [25] IER-UNAM. Esolmet-ier [http://esolmet.ier.unam.mx/], Fecha de consulta: Mayo, 2019.

- [26] Paloma Xchel Vázquez Dávila. *Methodology to simulate a complex building using EnergyPlus: Detailed case study for building 3.1.* Tesis de licenciatura, IER-UNAM, 2018.

# Apéndice A

## Modelo en EnergyPlus y validación del caso base

En este apéndice se presenta la validación del espacio simulado, que define todos los parámetros de la simulación para representar el caso base. En la sección A.1 se describe el espacio correspondiente al cubículo D7 ubicado en el Instituto de Energías Renovables de la Universidad Nacional Autónoma de México IER-UNAM en Temixco, Morelos, México. En la sección A.2 se presentan los datos correspondientes a la geometría y materiales del cubículo D7, así como las consideraciones de frontera seleccionadas en el modelado en *EnergyPlus*. En la sección A.3 se presentan el periodo de validación para el cual se obtuvieron los horarios de ocupación y los datos de clima, así como las mediciones de la temperatura del aire al interior ( $T_i$ ). En la sección A.4 se presentan los casos y sus respectivas características a simular del cubículo D7. Mientras que el análisis de los resultados para la validación se presenta en la sección A.5.

### A.1. Espacio simulado

Las simulaciones corresponden a un espacio donde se realizan actividades de investigación, está ubicado en el Instituto de Energías Renovables (IER) de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM) localizado en Temixco, Morelos, México. En la figura **A-1** se observa una vista aérea del IER-UNAM, así como un acercamiento a la edificación de cubículos D. En la figura **A-2** se observa el espacio de interés simulado, correspondiente al cubículo D7 de una línea de cubículos que cuenta con un único nivel, tiene una base rectangular con las fachadas largas orientadas al Norte y Sur con ángulo de 5° hacia el Este-Oeste de acuerdo a GoogleEarth\*. Tiene un techo ventilado con aberturas en las fachada Sur y Norte, y una inclinación hacia el sur, este techo se extiende en la fachada sur lo suficiente

para proporcionar un sombreado a la edificación en cualquier momento del año. En el techo de la edificación se cuenta con paneles fotovoltaicos que proporcionan sombreado al espacio. El cubículo D7 está localizado en el extremo Este de la edificación, por lo que incide radiación solar directa sobre el muro Este durante las mañanas. \*Para la simulación se consideró  $1^{\circ}$  debido a un error en la medición.



Figura A-1: Vista aérea del Instituto de Energías Renovables y cubículo D7. Fuente: *GoogleMaps*.



Figura A-2: Vista de la fachada sur del cubículo D7.

## A.2. Consideraciones generales

El primer paso en la validación consistió en representar el espacio en *SketchUp*, un programa de diseño en 3D en el cual se dibuja la geometría y la orientación del cubículo D7, así como los alrededores cercanos y detalles a grandes rasgos, como son las puertas, ventanas o superficies que generan sombreado al espacio de interés. Los planos arquitectónicos de la edificación utilizados para la simulación fueron proporcionados por la Secretaría Técnica del IER-UNAM [24]

En las figuras **A-3**, **A-4** y **A-5** se presentan las fachadas Sur, Norte y Este, respectivamente, del esquema cubículo D7. En la figura **A-3** se observa el cubículo D7 ubicado en el extremo Este, se incluyeron los dos espacios aledaños al cubículo para simular el impacto que tengan en el cubículo D7. En la figura **A-4** se observan las ventanas orientadas al norte de los cubículos, así como la abertura de los techos huecos en la parte superior. En la figura **A-5** se muestra el lado E del cubículo D7, en la cual se indica que el modelo del cubículo D7 cuenta con dos zonas térmicas, una para el techo ventilado y una para el espacio correspondiente a las actividades de oficina. Esto con la finalidad de simular la ventilación que se da en el techo hueco, aunque la validación solo se realizó para el espacio correspondiente a las actividades de oficina.

Los paneles fotovoltaicos, el resto del techo de la edificación de cubículos D, así como la edificación ubicada al Este del cubículo D7 fueron simulados como superficies de sombreado, las cuales evitan que incida radiación solar, carecen de masa térmica y no participan en la transferencia de calor. Para modelar ventanas y puertas, así como sus respectivas cancelerías de aluminio, se utilizaron áreas equivalentes.



Figura A-3: Fachada Sur del cubículo D7 en *SketchUp*.



Figura A-4: Fachada Norte del cubículo D7 en *SketchUp*.

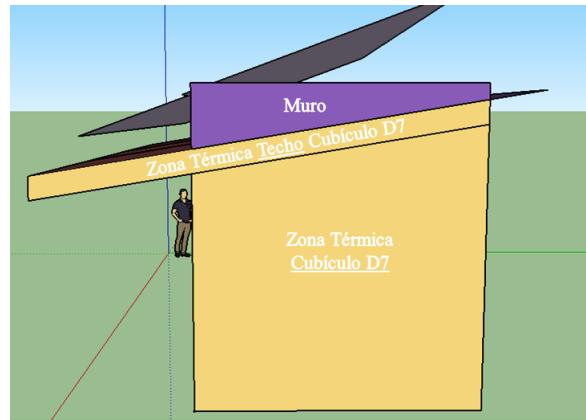


Figura A-5: Fachada Este del cubículo D7 en *SketchUp*.

## Materiales

Las especificaciones de que materiales componen los sistemas constructivos de la edificación considerada para la simulación fueron proporcionados por la Secretaría Técnica del IER-UNAM [24]. A continuación se presenta en la tabla A-1 la lista de materiales dell edificio, para todas las superficies, piso, muro, techo, ventanas y cancelería. Las propiedades de los materiales fueron tomadas de la base de datos de *Ener-Habitat* [22].

Tabla A-1: Materiales y sus propiedades térmicas y dimensiones de la edificación cubículos D.

Elemento	Material	Espesor [m]	Conductividad térmica $\left[\frac{W}{mK}\right]$	Densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	Calor específico $\left[\frac{J}{kgK}\right]$	Absortancia solar [-]
Piso	CAD	0.100	2.000	2400	1000	0.60
Muros	Tabique	0.140	0.700	1970	800	0.65
Cancelería	Aluminio	0.050	205.000	1500	880	0.43
Ventana	Vidrio	0.003	0.013	-	-	-
Techo	MAD	0.100	0.880	2800	896	0.20

## Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera son una consideración importante en las simulaciones, ya que determinan la transferencia de calor que habrá entre las construcciones y el ambiente, así como la transferencia que habrá entre los mismos espacios de las construcciones. La paredes que dan al exterior tienen la condición de *Outdoors*, la cual indica que es una superficie exterior con exposición al sol *SunExposed* y al viento *WindExposed*, esto indica que habrá transferencia de calor por radiación de onda larga debido al sol y transferencia de calor por convección debido a la interacción con el viento. Las paredes internas de la construcción tienen la condición de *Surface*, la cual indica que es una superficie interior sin exposición al sol *NoSun* y al viento *NoWind*, pero si habrá transferencia de calor por conducción con la pared que está en contacto. Para el piso de la construcción se tiene la condición es *Ground*, la cual indica que se desea calcular la transferencia de calor entre la edificación y el suelo, el usuario debe ingresar al modelo una temperatura promedio mensual para el suelo. Para estas simulaciones se utilizó una temperatura de 21°C.

## Ocupación de la edificación

El horario de ocupación del espacio determina cuando hay cargas térmicas por personas, equipo eléctrico e iluminación en la edificación, para el cubículo D7 se utilizó el siguiente horario de ocupación: Lunes a viernes, de 09:00h a 14:00h y de 15:00h a 18:00h.

## Ganancias internas por personas

Se considera una persona en el espacio realizando actividades de oficina en el horario de ocupación con una carga térmica de 155W [15].

## A.3. Mediciones experimentales

### Periodo de validación

Se determinó llevar a cabo las mediciones experimentales los fines de semana, días en que se garantiza que el espacio está desocupado y cerrado, por lo que no habrá ventilación, solamente infiltración. Se realizó la medición de datos experimental en fines de semana del mes de junio de 2019, específicamente los días 08, 09, 15, 21, 22 y 23.

### Datos de clima

Los datos de clima fueron obtenidos de las estaciones meteorológicas en el IER, la ESOL-MET [25] y la RUOA, las cuales se encuentran localizadas en el techo de los edificios del IER-UNAM. Con estos datos se crea un archivo EPW. Las variables utilizadas de las estaciones son radiación solar global  $I_g$ , radiación solar directa  $I_b$ , radiación solar difusa  $I_d$ , temperatura del aire al exterior  $T_o$ , humedad relativa  $HR$ , presión atmosférica  $P_a$ , velocidad  $W_s$  y dirección del viento  $W_d$  con una frecuencia de 10 min, por lo que el archivo de clima contiene 6 valores por hora. Los datos utilizados corresponden del 05 de Mayo al 25 de Junio de 2019. Esto debido a que es necesario un periodo de 15 días de datos previos a la fecha en la que se realizará la simulación.

### Mediciones del espacio a validar

Las mediciones realizadas corresponden a la temperatura del aire al interior ( $T_i$ ) del cubículo D7 para el periodo de validación, para ello se hizo uso de una unidad de adquisición de datos Agilent 34970A con un termopar tipo K que proporciona mediciones de temperatura de  $-100^{\circ}C$  a  $1200^{\circ}C$  con una precisión de  $\pm 0.5^{\circ}C$ , las mediciones se realizaron en intervalos de un minuto.

## A.4. Metodología para la validación

En esta sección se compara la  $T_i$  del cubículo D7 medida experimentalmente y simulada para el periodo de validación. Cabe mencionar que las simulaciones se realizaron para un periodo más largo, del día 15 de Mayo al 23 de junio de 2019. Las mediciones se realizaron en fines de semana del mes de junio de 2019, días en los cuales el espacio a validar se encontraba sin ocupación y completamente cerrado, por lo que no se considera cargas térmicas, por personas o iluminación, y ventilación. Se consideran las cargas térmicas por equipo eléctrico y la presencia de infiltración, que será simulada usando el modelo *Airflow Network* de *EnergyPlus*.

### Equipo eléctrico

Para la simulación se diferencian dos grupos de cargas debido al uso del equipo eléctrico, el primer grupo corresponde al equipo de uso común del cubículo el cual depende del horario de ocupación, el segundo grupo corresponde al equipo dedicado a la adquisición de datos que se considera activo a toda hora. En la tabla A-2 se muestra el equipo eléctrico presente en el espacio a validar con sus respectivas potencias, siendo *On* aquella potencia cuando se está ocupando el equipo y *Off* cuando no se está ocupando el equipo, pero se encuentra conectado y genera un consumo que se le llama *stand by*. La carga eléctrica dependerá del horario de ocupación, sin embargo, para el periodo de validación el equipo de uso común se considera apagado mientras que el equipo dedicado a la adquisición de datos se considera encendido durante todo el periodo de validación. Para los equipos eléctricos que no especifican su consumo *stand by* se consideró el 10 % de la energía eléctrica nominal cuando está encendido [26]. En la misma tabla se presenta la fracción radiante y convectiva de los equipos eléctricos que indica el mecanismo de transferencia de calor por la cual disipan calor al espacio [12], aquellos que no se especifica toman el valor por defecto, correspondiente a cero.

Tabla A-2: Equipo Eléctrico del Cubículo D7.

Uso	Equipo Eléctrico	Cantidad	Potencia [W]		Fracción [%]	
			On	Off	Radiante	Convectiva
Uso común	HP Laser Jet P2015dn	1	70	7	10	90
	iMac A1418 21.5 in	1	166	47	20	80
	Teléfono de línea	1	1.5	0.15	-	-
Adquisición de datos	Monitor Dell	1	43	4.3	35	65
	Fuente de poder	1	294	50	10	90
	Agilent 34970A	1	25	2.5	-	-
	Regulador de voltaje	1	5	0.5	-	-

## Casos simulados

Las variables desconocidas para esta simulación corresponden a la ventilación y a la infiltración, debido a que los días de validación corresponden a fines de semana, se considera que no habrá ocupación del espacio, por lo que puertas y ventanas permanecerán cerradas y por lo tanto no habrá ventilación, sin embargo, si habrá infiltración a través de estas, por lo tanto la infiltración es la variable de ajuste. Se realizaron 6 simulaciones en las cuales se varió el coeficiente de infiltración, en la tabla ?? se presentan los valores correspondientes para cada caso.

Tabla **A-3**: Coeficientes de infiltración de los casos simulados para la validación del cubículo D7 con su respectivos cambios de aire por hora ( $ACh$ ) promedio para un día de validación.

Caso	Coeficiente de infiltración [ $kg/s$ ]	$ACh$ para un día de validación. (08 de junio de 2019)
<b>I01</b>	0.01	0.12
<b>I02</b>	0.02	0.24
<b>I03</b>	0.03	0.35
<b>I04</b>	0.04	0.46
<b>I05</b>	0.05	0.58
<b>I10</b>	0.10	1.14

## Métricas

Se usarán las métricas propuesta por Calixto, 2019 [18] para realizar una evaluación cuantitativa de los casos simulados para la validación y seleccionar al caso que más se acerque a las mediciones. Las métricas utilizadas son las siguientes:

### Diferencia de las $T_i$ promedio

$$\Delta T_i = T_{ie} - T_{is}, \quad (\text{A-1})$$

donde  $\Delta T_i$  es el promedio de las diferencias entre la temperatura experimental  $T_{ie}$  y simulada  $T_{is}$ .

### Diferencia de las $T_i$ mínimas

$$\Delta T_{i_{min}} = T_{ie_{min}} - T_{is_{min}}, \quad (\text{A-2})$$

donde  $\Delta T_{i_{min}}$  es el promedio de las diferencias entre la temperatura mínima diaria experimental  $T_{ie_{min}}$  y simulada  $T_{is_{min}}$ .

### Diferencia de las $T_i$ máximas

$$\Delta T_{i_{max}} = T_{ie_{max}} - T_{is_{min}}, \quad (\text{A-3})$$

donde  $\Delta T_{i_{max}}$  es el promedio de las diferencias entre la temperatura máxima diaria experimental  $T_{ie_{max}}$  y simulada  $T_{is_{min}}$ .

### Diferencia del factor de decremento

$$\Delta FD = FD_e - FD_s, \quad (\text{A-4})$$

donde  $\Delta FD$  es la diferencia entre el factor de decremento para los datos experimentales  $FD_e$  y simulados  $FD_s$ .

### Factor de decremento

$$FD = \frac{T_{imax} - T_{imin}}{T_{omax} - T_{omin}}, \quad (\text{A-5})$$

donde  $FD$  es el factor de decremento mide la amplitud de la oscilación de la temperatura del aire al interior ( $T_{imax} - T_{imin}$ ) respecto a la amplitud de la temperatura del aire al exterior ( $T_{omax} - T_{omin}$ ).

### Diferencia del tiempo de retraso diario

$$\Delta TR = TR_e - TR_s, \quad (\text{A-6})$$

donde  $\Delta TR$  es la diferencia entre el tiempo de retraso entre los datos experimentales  $TR_e$  y los simulados  $TR_s$ .

### Tiempo de retraso diario

$$TR = t(T_{i_{max}}) - t(T_{o_{max}}), \quad (\text{A-7})$$

donde  $TR$  es el tiempo de retraso diario y se define como la diferencia en tiempo que existe entre el tiempo cuando ocurre la temperatura del aire al interior máxima  $t(T_{i_{max}})$  y el tiempo cuando ocurre la temperatura del aire al exterior máxima  $t(T_{o_{max}})$ .

### Diferencia de la raíz media cuadrática (drms por sus siglas en inglés)

$$\Delta drms = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (T_{s_i} - T_{e_j})^2}, \quad (\text{A-8})$$

donde  $\Delta drms$  es la diferencia de la raíz media cuadrática entre la temperatura del aire simulada y la experimental, y se calcula con la sumatoria de todos los valores.

### Regresión lineal

$$y = mx + b \quad (\text{A-9})$$

La regresión lineal muestra la relación entre dos variables ajustando una ecuación lineal. En este caso la variable independiente es la temperatura experimental ( $x = T_{ie}$ ) y variable dependiente es la temperatura simulada ( $y = T_{is}$ ) ambas menos el valor promedio de la temperatura simulada ( $\bar{T}_{is}$ ). La mejor expectativa es que tenga una pendiente  $m = 1$  y un intercepto  $b = 0$ .

## A.5. Resultados de la validación

En esta sección se presentan los resultados para el periodo de validación, se presenta un análisis cuantitativo con las métricas presentadas previamente, así como una gráfica del ajuste lineal y posteriormente se presenta en forma gráfica la  $T_i$  medida experimentalmente y la simulada en *EnergyPlus*.

Tabla A-4: Métricas utilizadas para validar el modelo.

Caso	$\Delta T_i$ [°C]	$\Delta T_{imin}$ [°C]	$\Delta T_{imax}$ [°C]	$\Delta FD$ [-]	$\Delta TR$ [min]	drms [°C]	m [-]	b [°C]
<b>I01</b>	-0.4	-0.8	0.2	0.1	<b>23</b>	0.6	0.7	0.3
<b>I02</b>	-0.2	<b>-0.2</b>	0.2	0.1	<b>23</b>	<b>0.5</b>	0.8	0.2
<b>I03</b>	<b>0.0</b>	0.3	0.2	<b>0.0</b>	<b>23</b>	0.6	0.9	<b>0.0</b>
<b>I04</b>	0.2	0.7	0.2	0.1	<b>23</b>	0.7	0.9	-0.1
<b>I05</b>	0.3	1.0	0.2	0.1	<b>23</b>	0.7	0.9	-0.3
<b>I10</b>	0.7	2.0	<b>0.1</b>	0.2	<b>23</b>	1.0	<b>1.0</b>	-0.8

En la tabla A-4 se observan los valores obtenidos de las métricas para cada uno de los 6 casos simulados. El caso I03 obtuvo los mejores resultados en 4,  $\Delta T_i$ ,  $\Delta FD$ ,  $\Delta TR$  y b; de las 8 métricas utilizadas, por lo que se selecciona este caso. En la figura A-6 se observa el ajuste lineal para el caso seleccionado. En la tabla A-5 se muestran los valores de las métricas reportadas en otras validaciones. Se observa que los resultados obtenidos en las métricas para el caso seleccionado, I03, se encuentran cercanos a los valores obtenidos en otras validaciones por lo que se puede considerar validado al modelo.

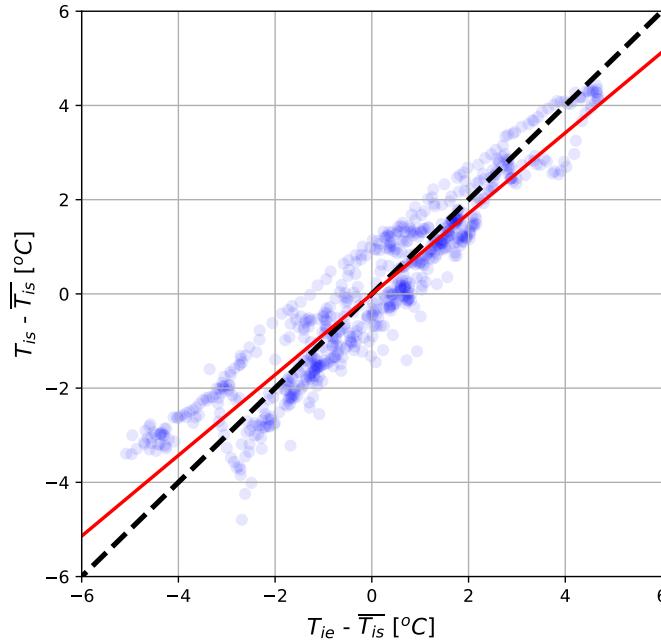


Figura A-6: Ajuste lineal. Se presenta la diferencia de la temperatura del aire al interior experimental  $T_{ie}$  y el promedio de la temperatura del aire al interior simulada  $\bar{T}_{is}$  y la diferencia de la temperatura del aire al interior simulada  $T_{is}$  menos el promedio de la temperatura del aire interior simulada  $\bar{T}_{is}$ . La línea negra representa el ajuste lineal para una temperatura simulada igual a una temperatura experimental. La línea roja representa el ajuste lineal para el caso **I03**.

Tabla A-5: Resultados de las métricas para validación de edificaciones reportados en la literatura [18] [26].

	$\Delta T_i$ [°C]	$\Delta T_{imin}$ [°C]	$\Delta T_{imax}$ [°C]	$\Delta FD$ [-]	$\Delta TR$ [min]	drms [°C]	m [-]	b [°C]
<b>Calixto, 2018</b>	-0.80	-0.60	-0.70	-0.02	45	0.91	0.76	5.6
<b>Vazquez, 2018</b>	0.10	0.00	0.40	0.02	65	0.30	0.82	0.2
<b>Caso I03</b>	0.01	0.34	0.23	0.01	23	0.60	0.86	0.0

De la figura A-7 a la A-12, se presentan los resultados gráficos para cada día del periodo de validación del caso seleccionado, **I03**. Se presenta la  $T_o$ , la  $T_i$  medida experimentalmente y la simulada en *EnergyPlus* del caso **I03**. En general se puede observar que el comportamiento de los resultados obtenidos en la simulación son cercanos a los medidos experimentalmente, con las mayores diferencias entre las 07:00h y las 12:00h y que son menores de 1°C. También se puede ver que ambas alcanzan el valor máximo de la temperatura del aire al interior alrededor de las 17:00h, sin embargo, hay una diferencia en la hora que ambas alcanzan la temperatura mínima del aire al interior del orden de 3 horas.

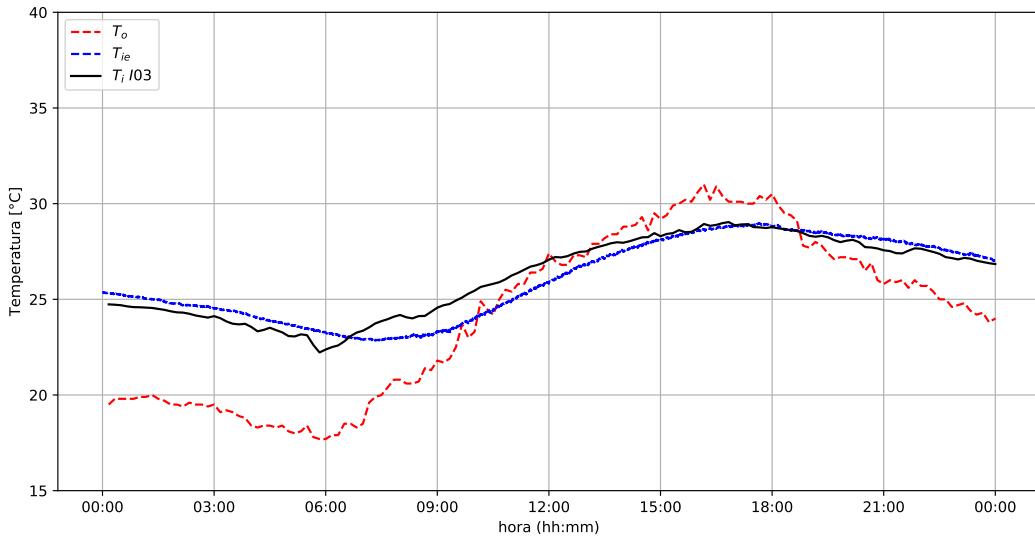


Figura A-7: Validación. Día 08 de junio de 2019. Se presenta la temperatura del aire al exterior  $T_o$ , la temperaturas del aire al interior experimental  $T_{ie}$  y la temperatura del aire al interior  $T_i$  del caso **I03**.

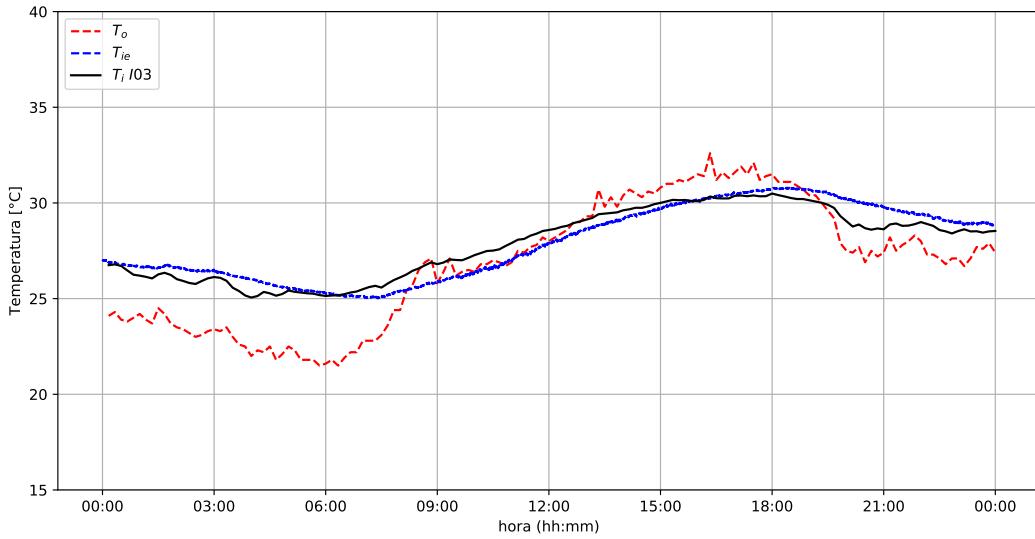


Figura A-8: Validación. Día 09 de junio de 2019. Se presenta la temperatura del aire al exterior  $T_o$ , la temperaturas del aire al interior experimental  $T_{ie}$  y la temperatura del aire al interior  $T_i$  del caso **I03**.

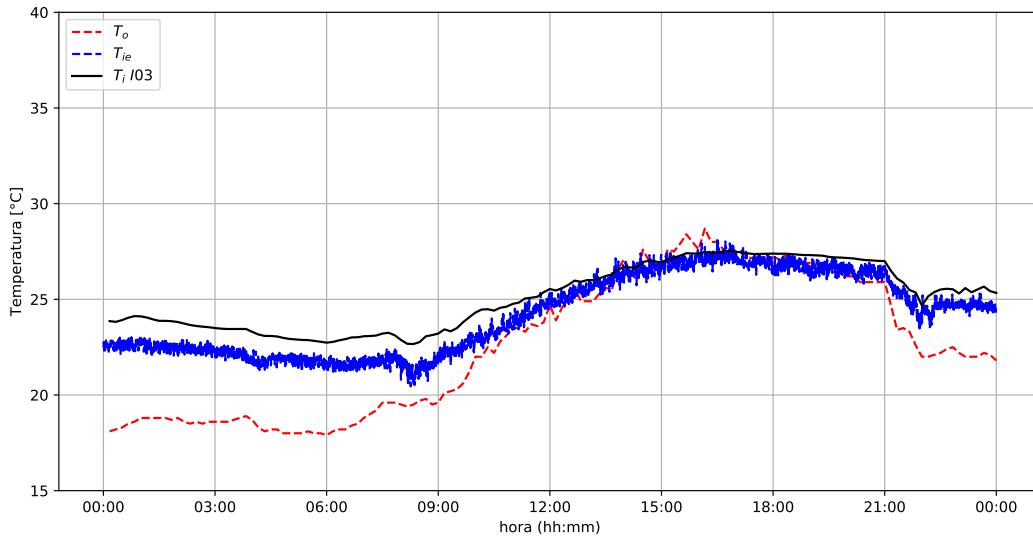


Figura A-9: Validación. Día 15 de junio de 2019. Se presenta la temperatura del aire al exterior  $T_o$ , la temperaturas del aire al interior experimental  $T_{ie}$  y la temperatura del aire al interior  $T_i$  del caso I03.

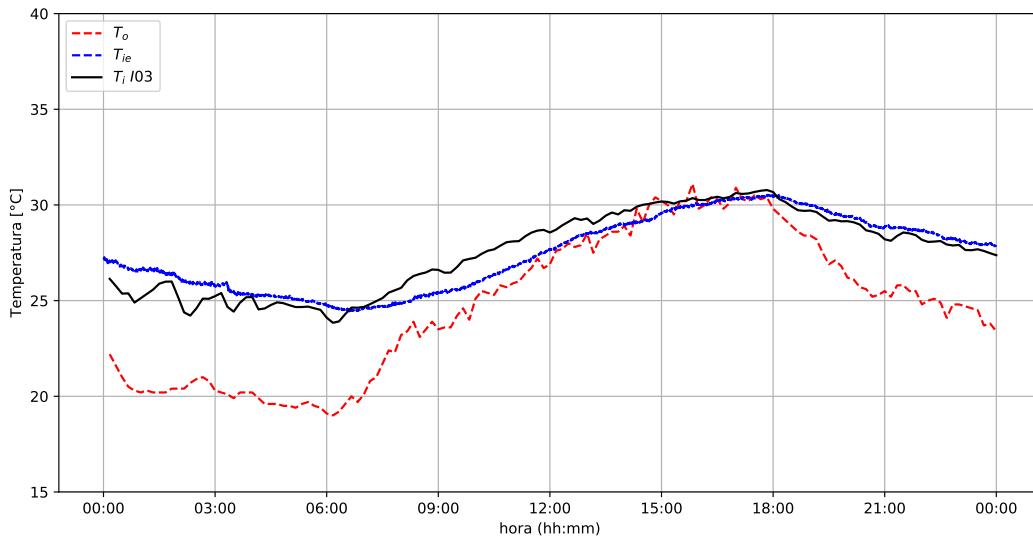


Figura A-10: Validación. Día 21 de junio de 2019. Se presenta la temperatura del aire al exterior  $T_o$ , la temperaturas del aire al interior experimental  $T_{ie}$  y la temperatura del aire al interior  $T_i$  del caso I03.

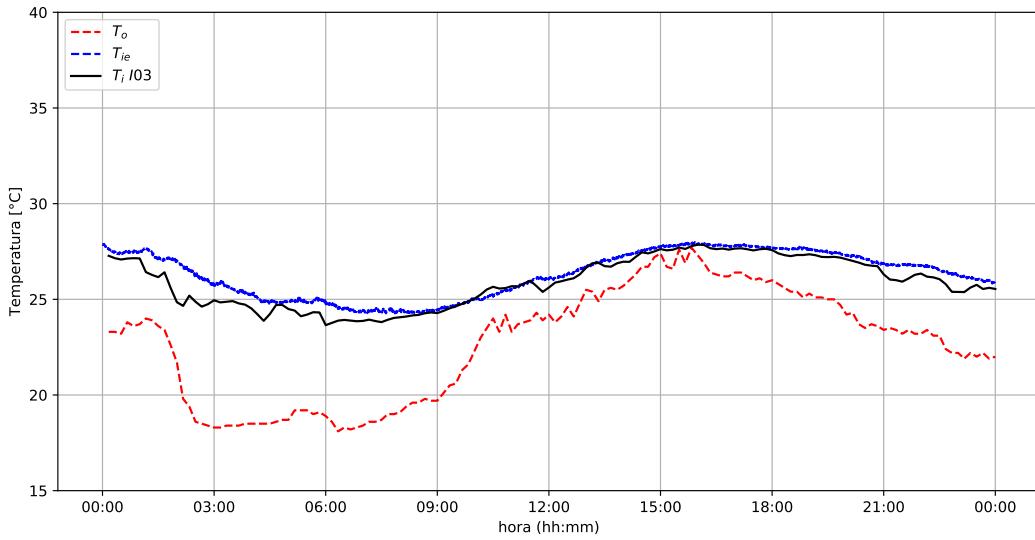


Figura A-11: Validación. Día 22 de junio de 2019. Se presenta la temperatura del aire al exterior  $T_o$ , la temperaturas del aire al interior experimental  $T_{ie}$  y la temperatura del aire al interior  $T_i$  del caso I03.

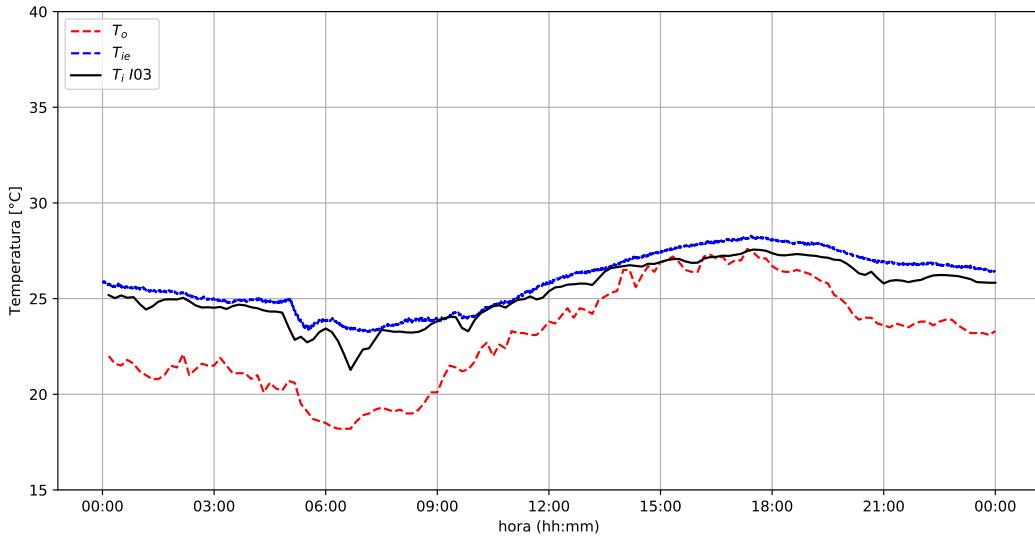


Figura A-12: Validación. Día 23 de junio de 2019. Se presenta la temperatura del aire al exterior  $T_o$ , la temperaturas del aire al interior experimental  $T_{ie}$  y la temperatura del aire al interior  $T_i$  del caso I03.

# Apéndice B

## Modelado de sistemas de enfriamiento en *EnergyPlus*

### B.1. Sistema de enfriamiento radiativo

En el siguiente enlace se presenta un vídeo donde se describe paso a paso el proceso para implementar un sistema de enfriamiento radiativo de paneles radiantes a un modelo ya existente de una edificación en *EnergyPlus*.

[Video: Proceso del modelado de un sistema de enfriamiento radiativo en \*EnergyPlus\*](#)

### B.2. Sistema de aire acondicionado

A continuación se presentan los pasos para implementar un sistema de aire acondicionado tipo *Split* sin renovación de aire a un modelo ya existente de una edificación en *EnergyPlus*. Lo primero es abrir un archivo OSM donde previamente hayamos creado un espacio con su respectiva zona térmica asignada.

#### Creación de un *Air Loop*

En la figura B-1 se muestran los *pasos 1,2 y 3*. El *paso 1* indica la sección *HVAC System* donde se crean los sistemas HVAC, incluido el de aire acondicionado, el *paso 2* indica la sección donde se pueden “agregar, duplicar o eliminar” un sistema HVAC, al seleccionar la opción “agregar” aparece una ventana con distintas configuraciones de los sistemas HVAC disponibles, el *paso 3* consiste en seleccionar la opción *Empty Air Loop* el cual nos creará

un circuito de aire vacío.

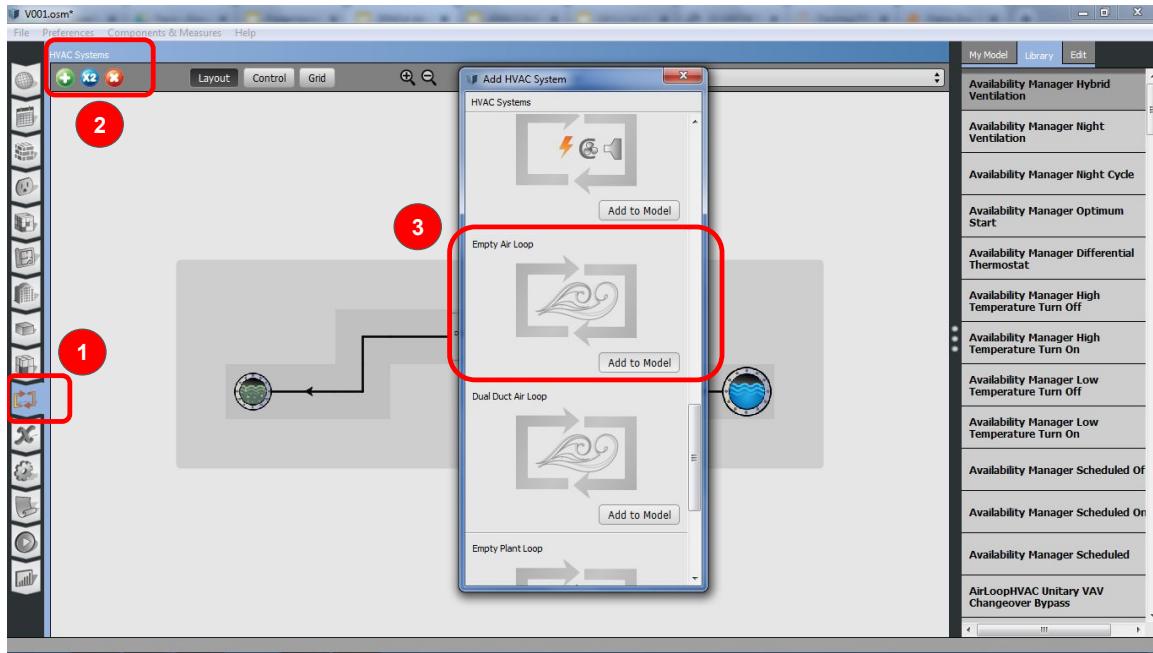


Figura B-1: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 1, 2 y 3.

En la figura B-2 se muestran los *pasos 4 y 5*. El *paso 4* muestra el esquema de un circuito de aire vacío, se puede observar que está constituido en 2 partes, la parte superior representa el lado de suministro, en este lado estarán los componentes que enfriaran el aire, la parte inferior representa el lado de demanda, aquí se ubica el espacio a acondicionar, el cual determina la carga térmica que idealmente debe satisfacer el equipo de enfriamiento del sistema de aire acondicionado. Además se muestra el sentido que tendrá el fluido de trabajo, siendo el lado izquierdo del esquema, la salida del lado de demanda y la entrada al lado de suministro.

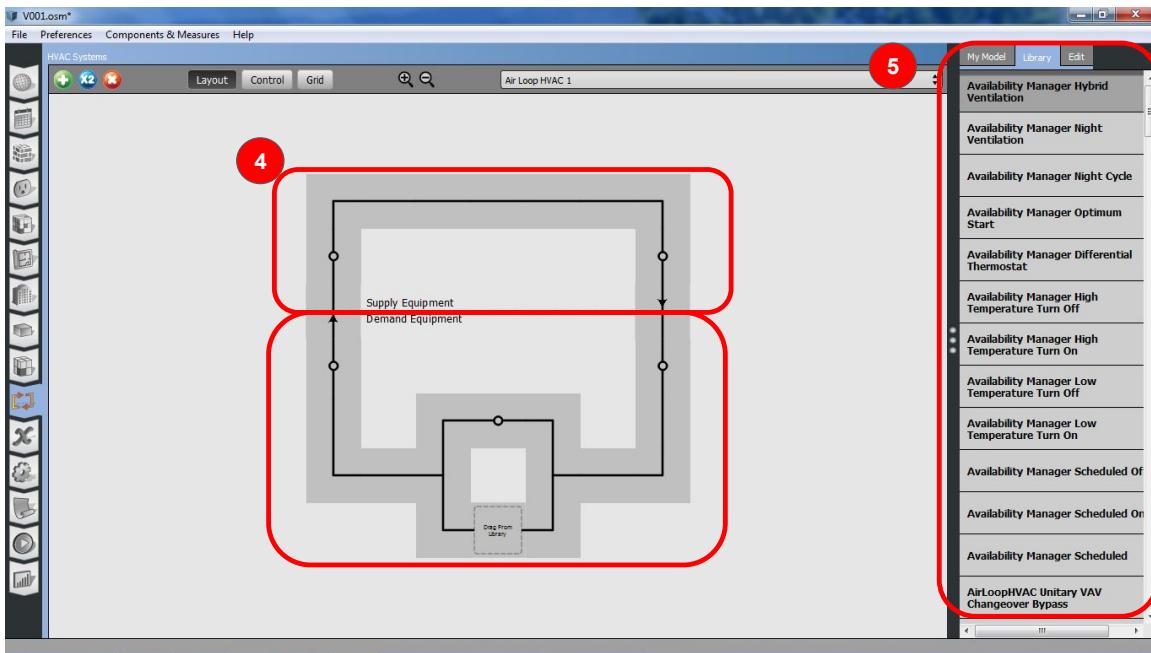


Figura B-2: Creación de un sistema de aire acondicionado. Pasos 4 y 5.

### Creación de los componentes del sistema

El sistema de aire acondicionado modelado para este trabajo consiste de:

- Una bobina de enfriamiento.
- Un ventilador.
- Un sensor de temperatura.
- Un ducto de aire con un difusor.
- El espacio a enfriar.

En las figuras **B-3**, **B-4**, **B-5**, **B-6** y **B-7**, se muestran los *pasos 6, 7, 8, 9 y 10*, respectivamente, donde se indican los objetos seleccionados para simular cada uno de los componentes del sistema.

En la figura **B-3**, *paso 6* se selecciona el objeto: "Coil:Cooling:DX:SingleSpeed" que corresponde a una bobina de enfriamiento, este componente se ubica del lado de suministro, ya que es el encargado de enfriar el aire que retorna del espacio a una mayor temperatura.

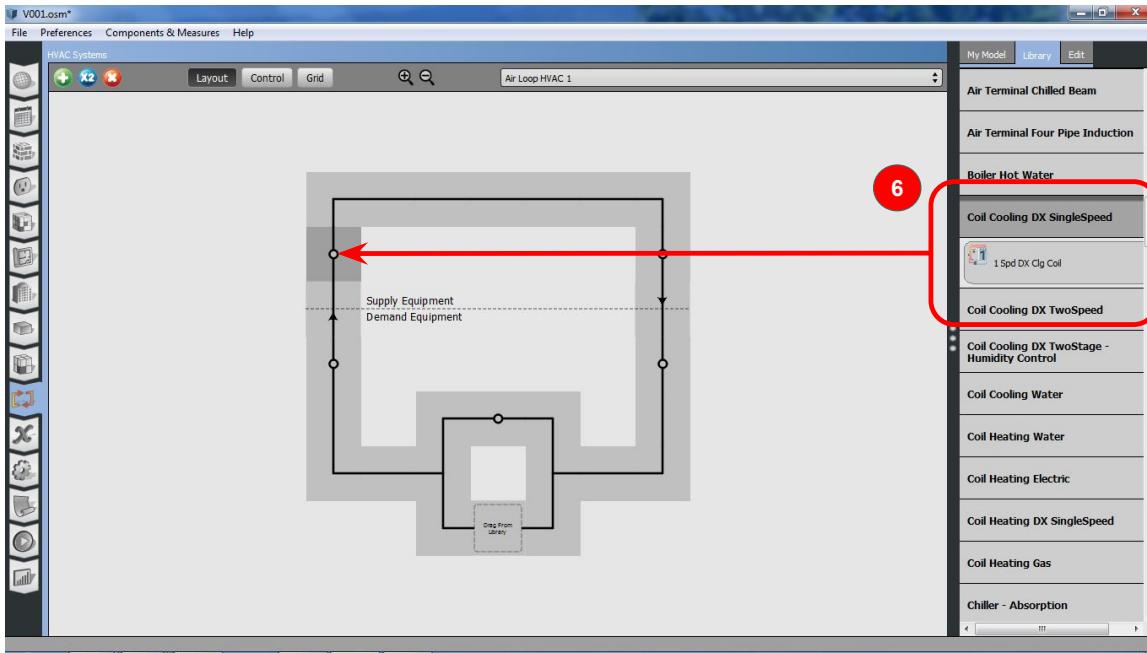


Figura B-3: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 6.

En la figura B-4, *paso 7* se selecciona el objeto: “Fan:ConstantVolume” que corresponde a un ventilador, este componente se ubica después de la bobina de enfriamiento, es el encargado de hacer circular el aire en el circuito.

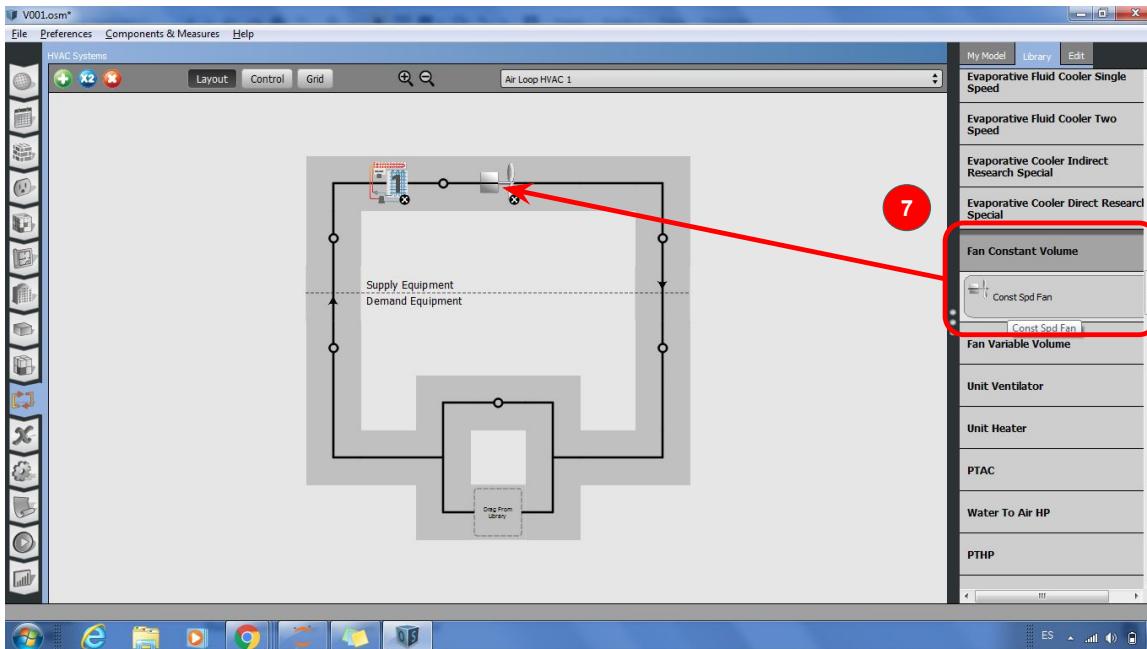


Figura B-4: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 7.

En la figura **B-5**, *paso 8* se selecciona el objeto: “SetpointManager:SingleZone:Reheat” que corresponde a un sensor de temperatura, se ubica al final del lado de suministro, a diferencia de los demás componentes este se ubica en un nodo del circuito de aire, es el encargado de garantizar que el aire ingrese al lado de demanda a la temperatura de suministro.

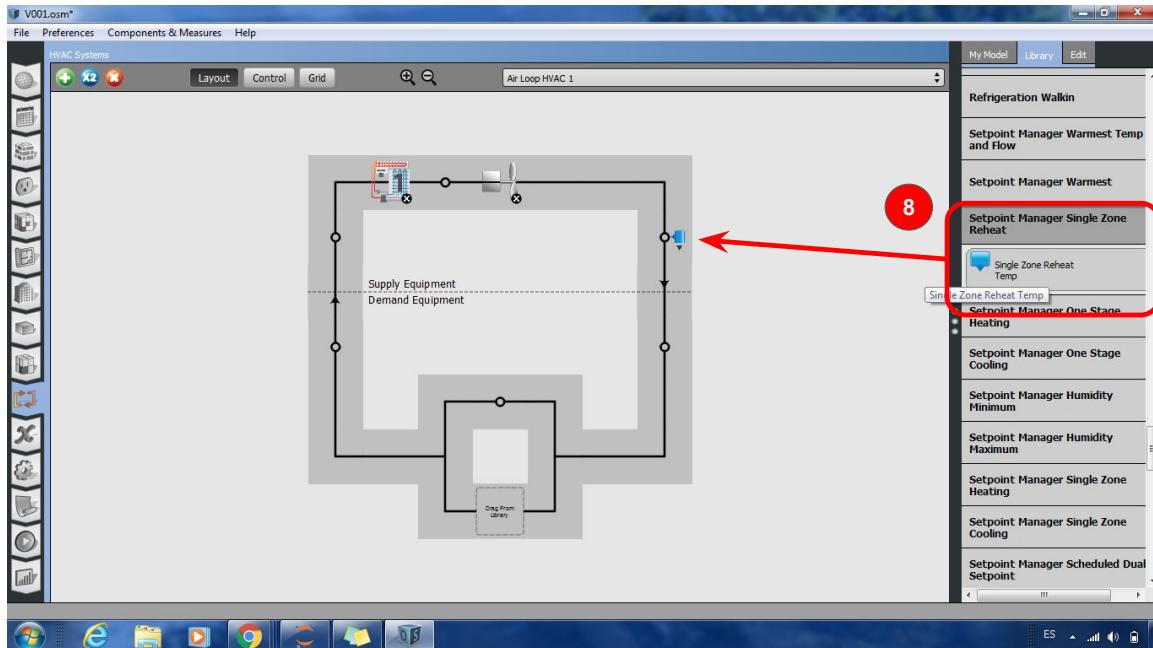


Figura B-5: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 8.

En la figura **B-6**, *paso 9* se selecciona el objeto: “AirTerminal:SingleDuct:ConstantVolume>NoReheat” crea la capacidad de suministrar el aire desde el sistema de enfriamiento, por lo que cumple la función de un ducto de aire y un difusor, en particular este objeto no agrega energía al aire, por lo que se considera adiabático y no es necesario especificar su longitud.

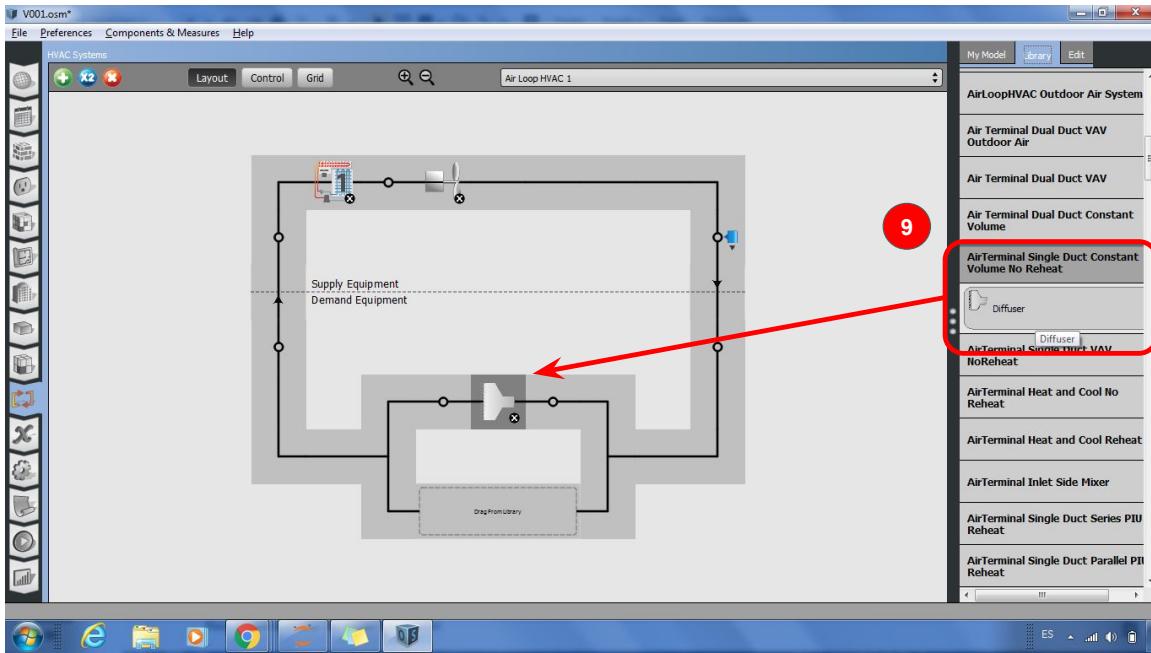


Figura B-6: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 9.

En la figura B-7, *paso 10* se selecciona el objeto correspondiente a la zona térmica, este se ubica después del difusor.

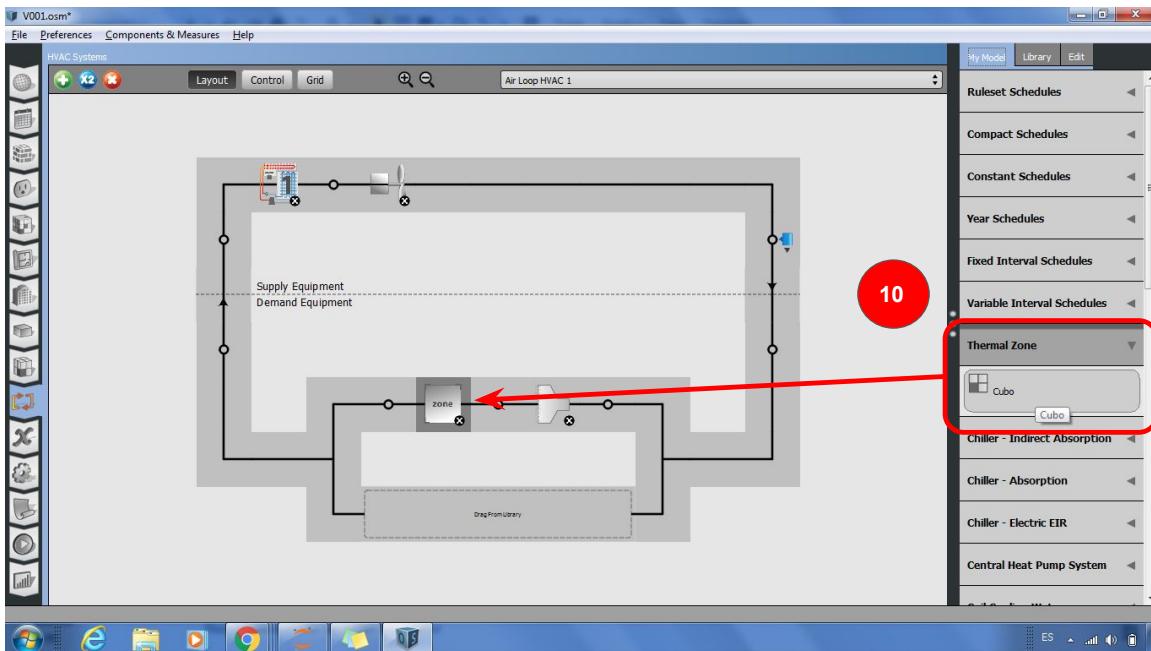


Figura B-7: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 10.

### Edición de los componentes del sistema

En la figura **B-8**, *paso 11* se ingresan valores promedio correspondientes a equipos de aire acondicionado con capacidad de enfriamiento de 1,750W (aprox. media tonelada de refrigeración), el valor de la relación de calor sensible nominal oscila entre valores de 0.5 a 1, según la documentación de *EnergyPlus* por lo que se selecciona un valor intermedio de 0.75, un COP nominal de 3 y un flujo mísico de 100 litros de aire por segundo ( $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$ ).

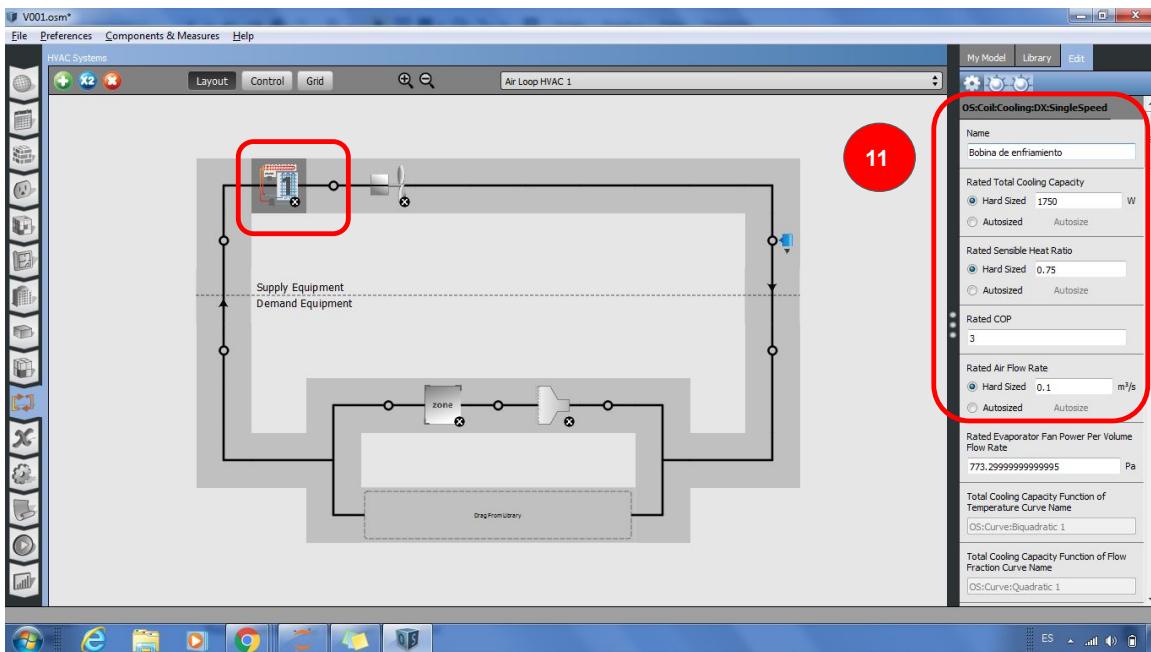


Figura B-8: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 11.

En las figuras **B-9** y **B-11**, *paso 12 y 14* se ingresa el valor correspondiente al flujo mísico. Mientras que en la figura **B-10**, *paso 13* se modifican el nombre del objeto y del nodo donde se ubica.

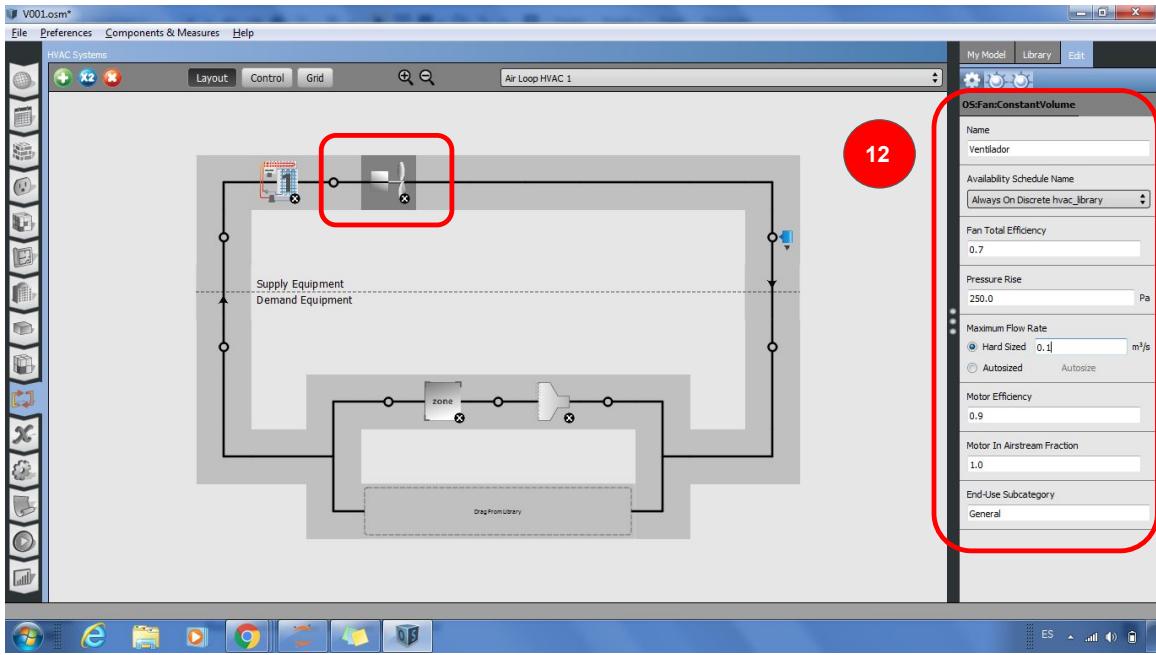


Figura B-9: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 12.

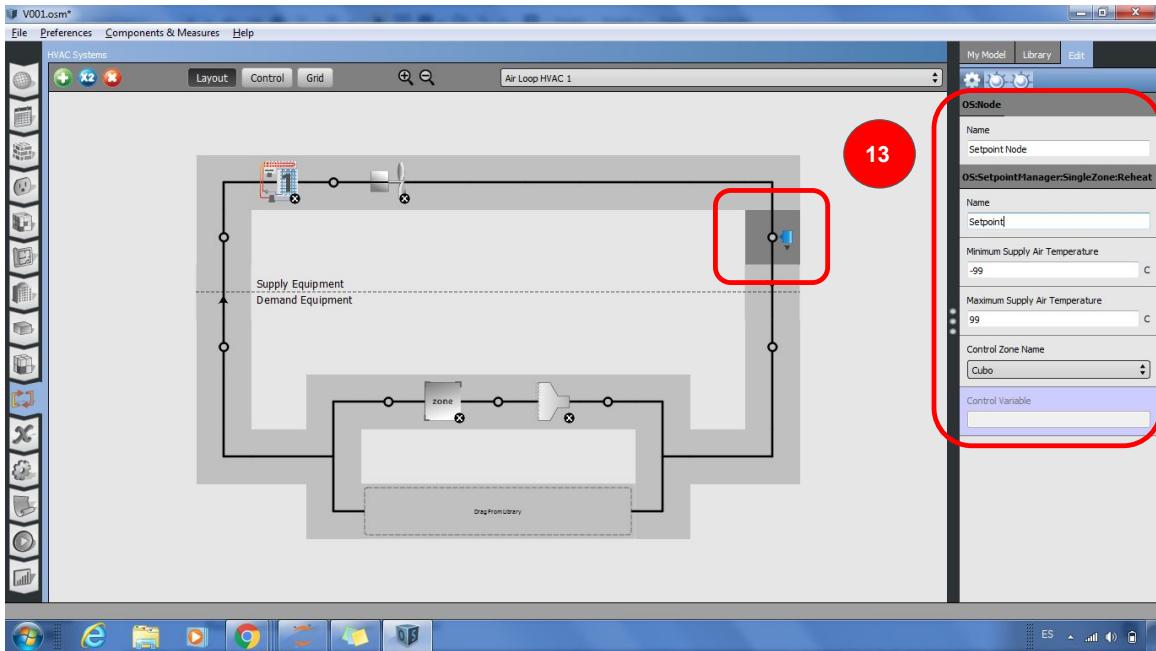


Figura B-10: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 13.

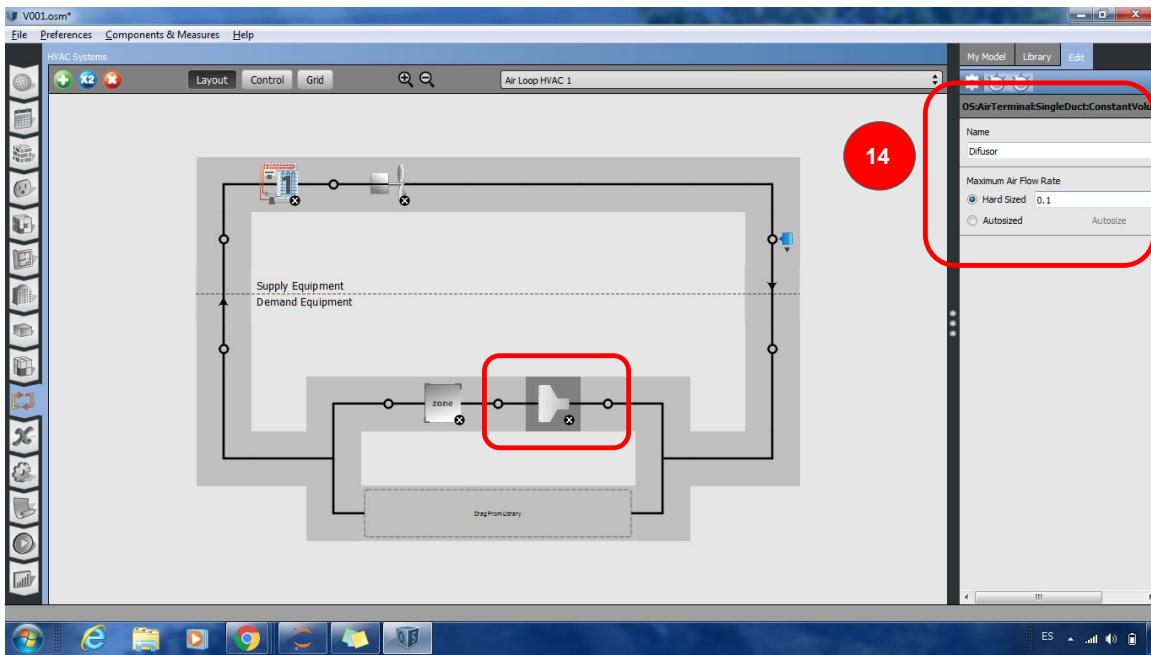


Figura B-11: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 14.

### Edición de los nodos

En esta sección se modifican los nombres de todos los nodos del sistema, la importancia de que el usuario realice este ejercicio facilitará la manipulación de los objetos si se requiere modificar o reemplazar, incluso si se desea agregar nuevos objetos. En las siguientes figuras, de la fig. B-12 a la fig. B-18, se muestran los nombres utilizados.

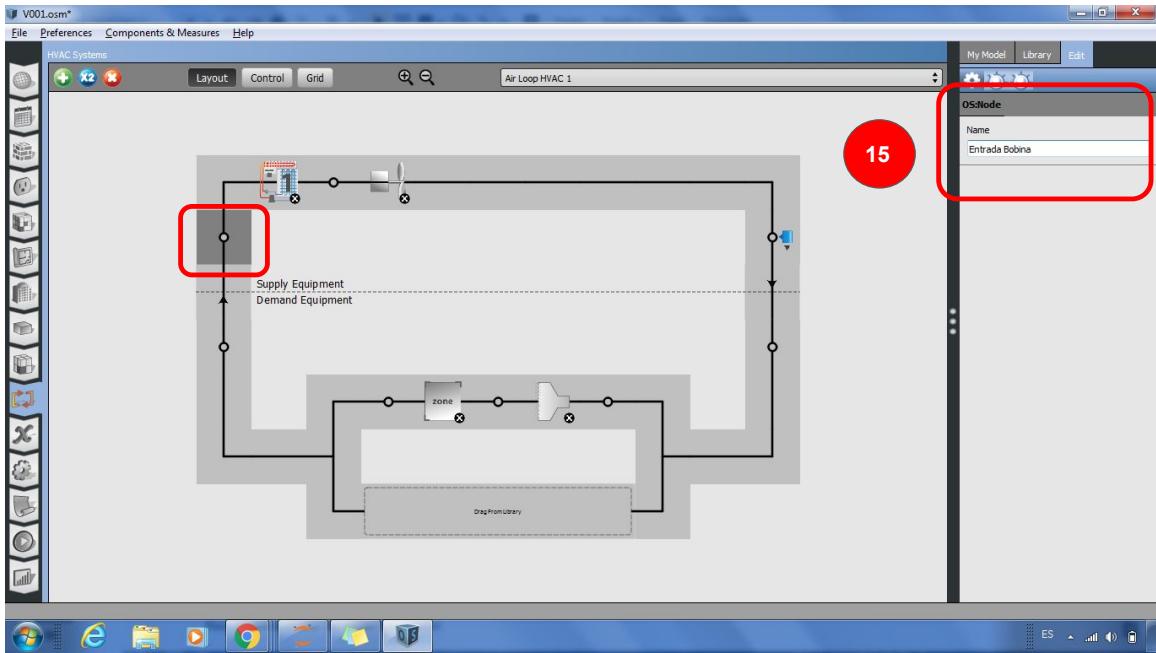


Figura B-12: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 15.

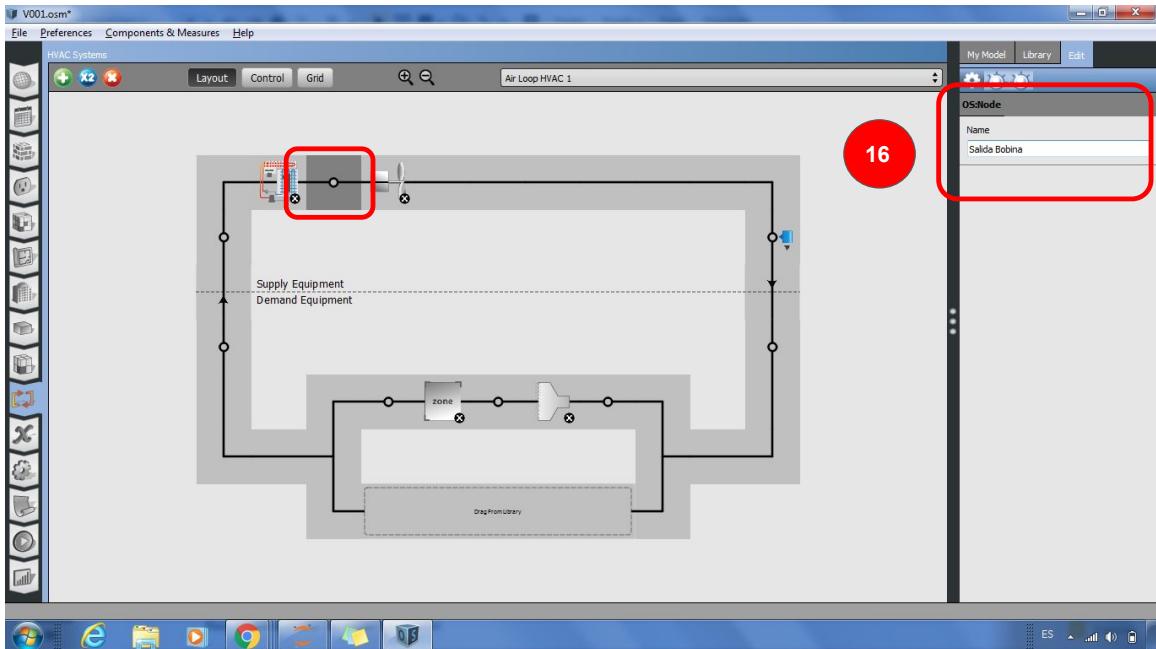


Figura B-13: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 16.

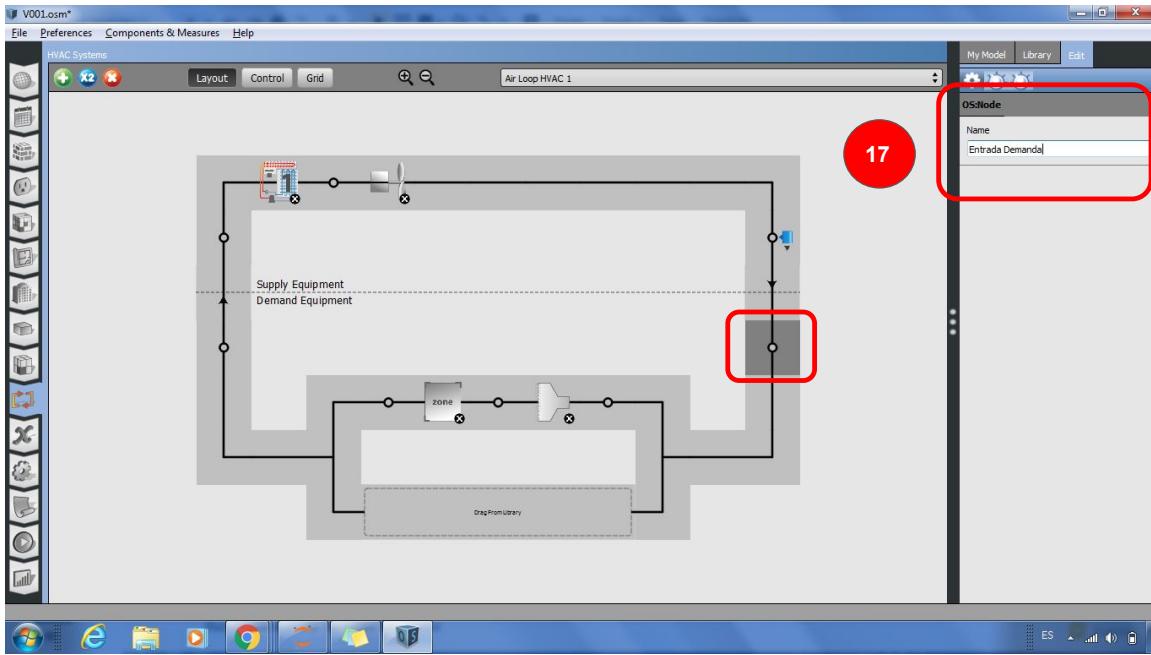


Figura B-14: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 17.

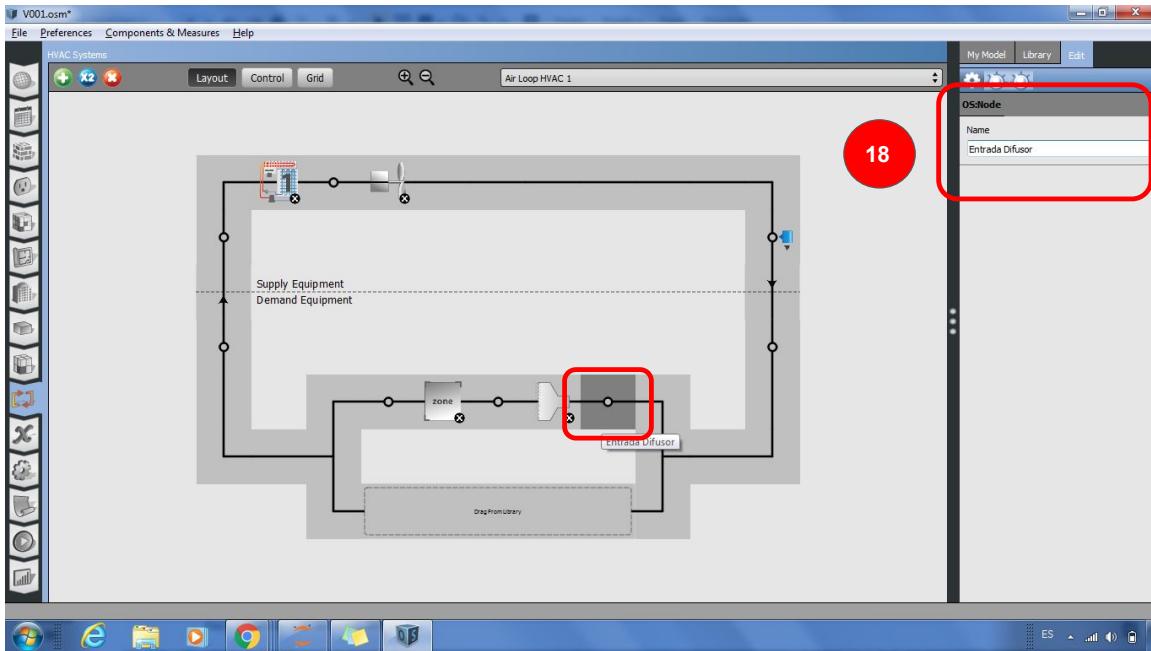


Figura B-15: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 18.

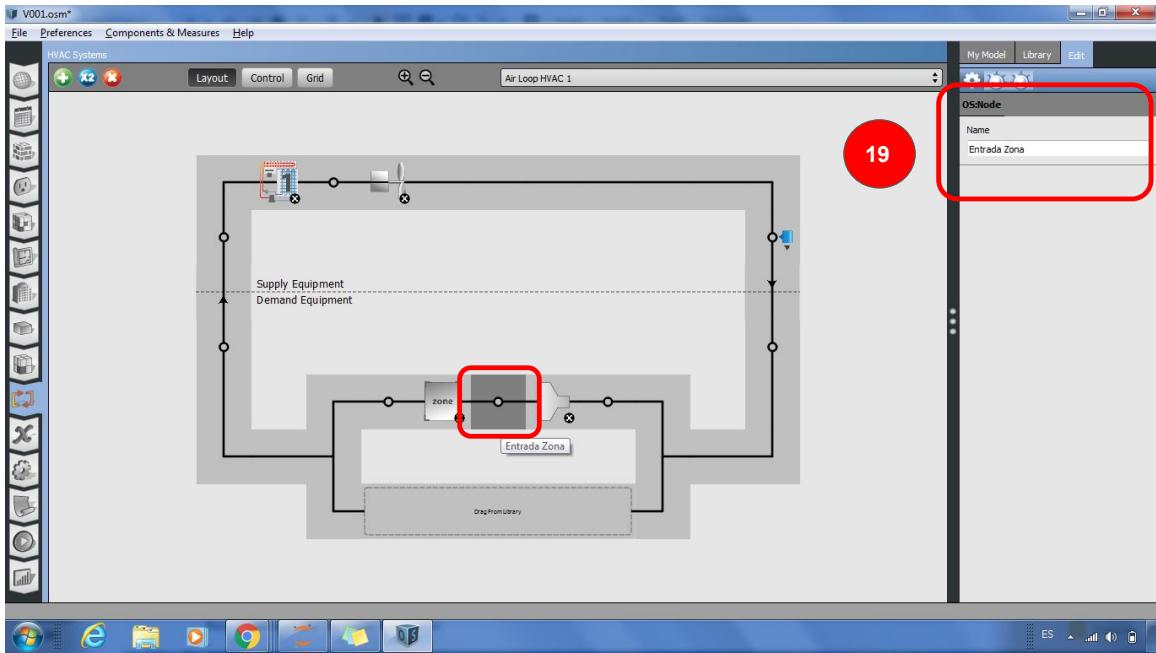


Figura B-16: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 19.

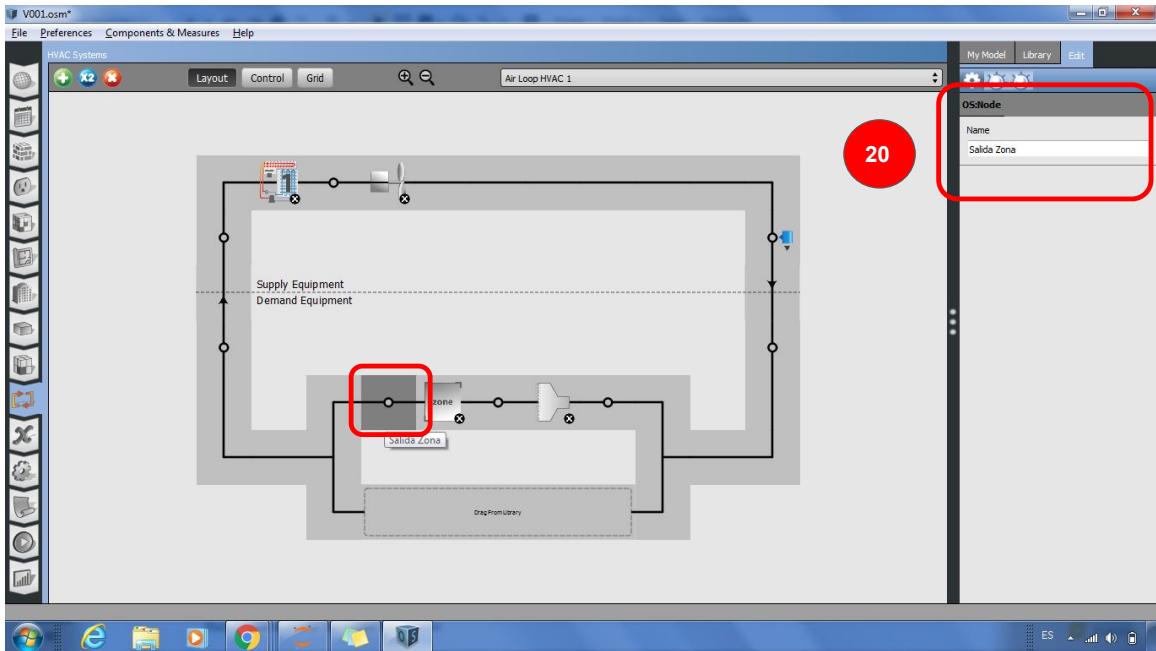


Figura B-17: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 20.

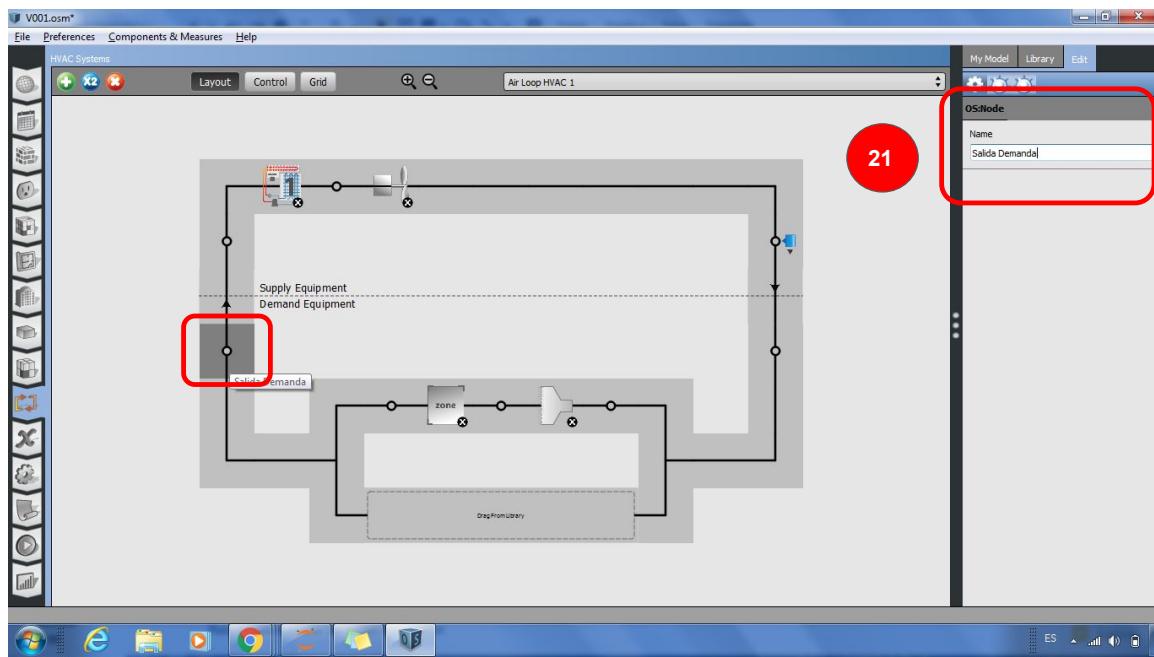


Figura B-18: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 21.

### Exportar como archivo IDF

En este punto ya tenemos construido un circuito de aire y configurada la mayor parte de un sistema de aire acondicionado, por lo que podemos exportar nuestro archivo OSM a un archivo IDF y continuar trabajando directamente desde el editor de *EnergyPlus*. En la figura **B-19** se indica la barra de tareas donde está la opción para exportar el archivo.

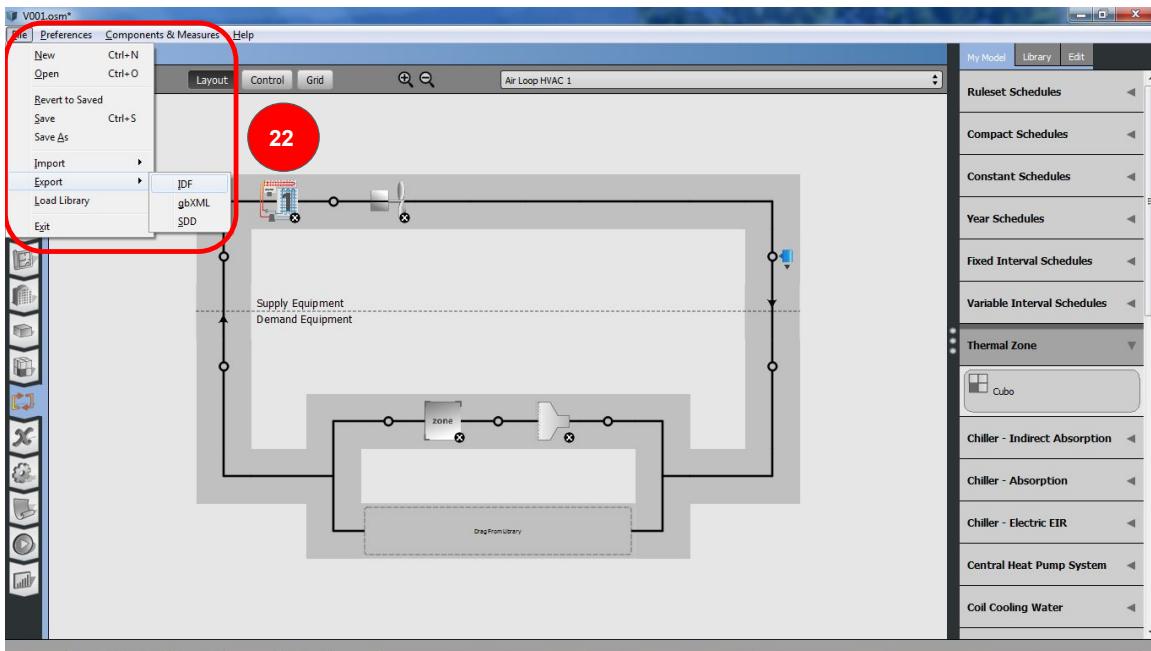


Figura B-19: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 22.

A partir de aquí se realiza todo en el *IDF Editor*. En la figura **B-20** se remplazará el objeto “Fan:ConstantVolume” por el objeto “Fan:SystemModel”, la razón es que el primero está limitado a operar según un horario que el mismo usuario define, mientras que el segundo puede operar, además de en horario, en función de un sistema HVAC, en este caso el ventilador entra en operación cuando la bobina de enfriamiento está operando. El *paso 23* consiste en localizar el objeto desde el editor de IDF, desplegar el menú completo donde se observan los objetos para simular un ventilador, en el *paso 24* seleccionamos el objeto “Fan:SystemModel”, es importante copiar los valores del “Fan:ConstantVolume”, principalmente los nodos que indican la ubicación del objeto dentro del circuito de aire.

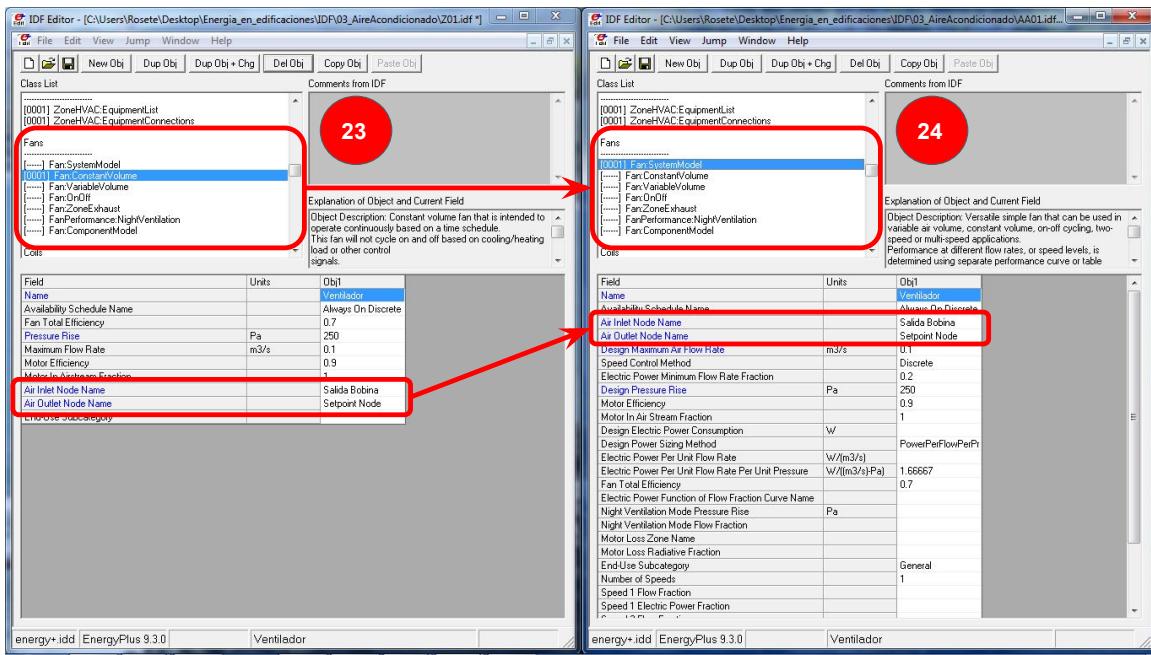


Figura B-20: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 23 y 24.

En las figuras **B-21** y **B-22** se muestra el procedimiento para agregar un termostato, el cual, es un componente del sistema de control del sistema de aire acondicionado en función de la temperatura del espacio a acondicionar.

En la figura **B-21**, en el *paso 25* se agrega un “ScheduleTypeLimits” el cual es un objeto necesario para agregar un termostato, sus valores van de 0 a 4, y servirán para indicar el tipo de termostato en los siguientes objetos, en el *paso 26* se agregan dos objetos “Schedule:Compact”, el primero es para definir el tipo de termostato y utilizará el objeto creado en el paso anterior, se le asigna el valor de “2” que corresponde a “solo enfriamiento”, el segundo corresponde a la temperatura *setpoint*.

En la figura **B-22**, en el *paso 27* se agrega el objeto “ZoneControl:Thermostat” que corresponde a un termostato, se especifica el espacio donde se desea monitorear la temperatura, el campo “Control Type...” corresponde al primero objeto creado en el *paso 26*. En el *paso 28* se crea un objeto “ThermostatSetpoint:SingleCooling” correspondiente a un termostato de solo enfriamiento, este objeto es utilizado por el objeto creado en el *paso 27*.

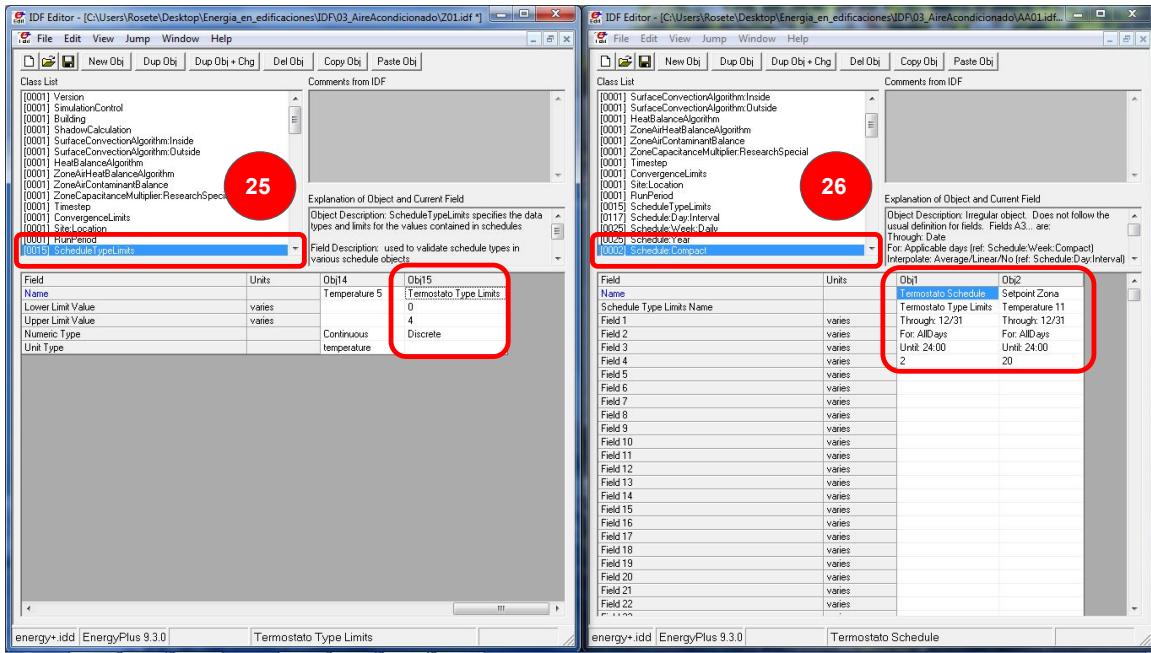


Figura B-21: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 25 y 26.

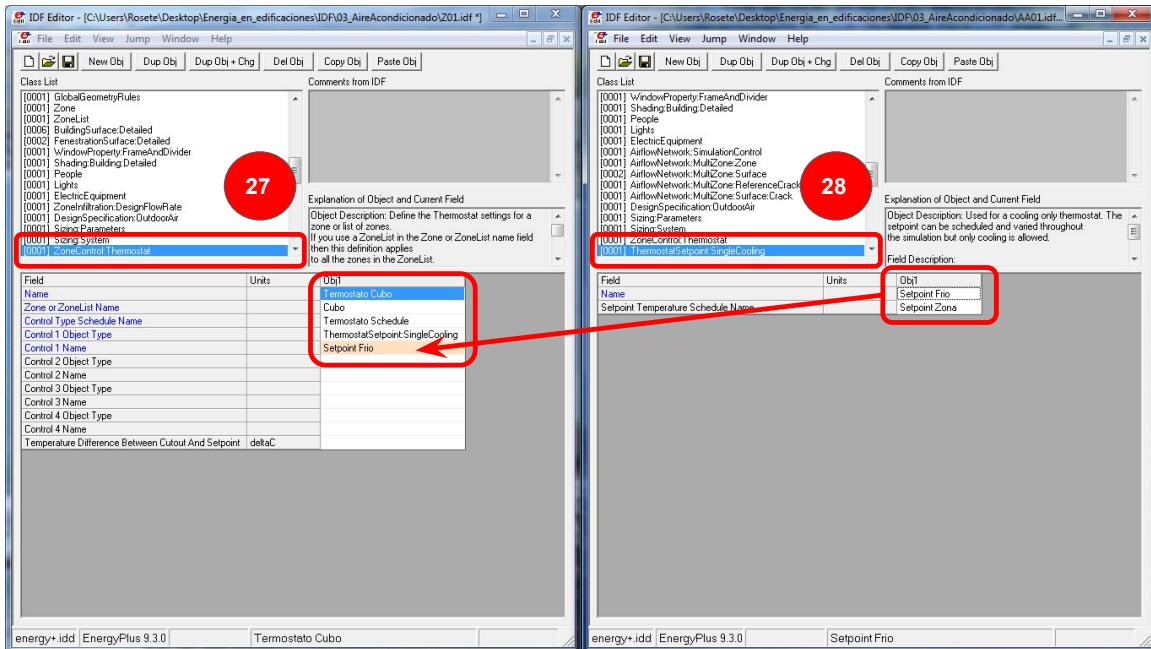


Figura B-22: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 27 y 28.

En la figura B-23, en el *paso 29* consiste en modificar el flujo de aire de suministro de diseño en el objeto “AirLoopHVAC” al valor que asignamos a los demás objetos, es decir,  $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$  para tener consistencia de valores en todos los objetos del circuito de aire.

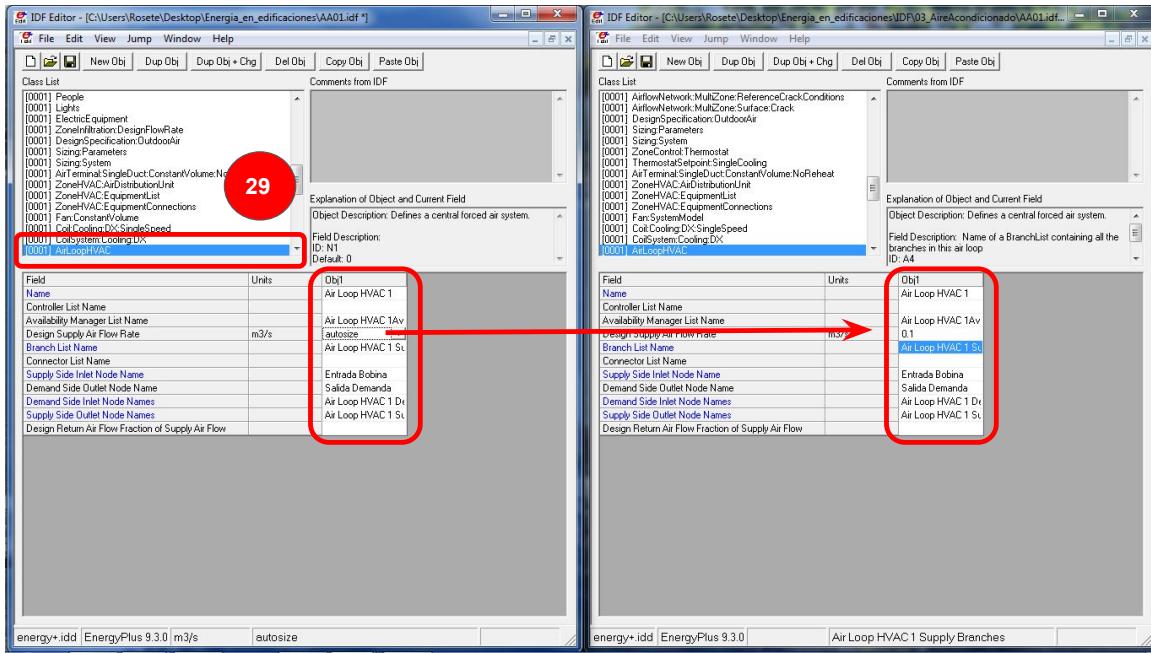


Figura B-23: Creación de un sistema de aire acondicionado. Paso 29.