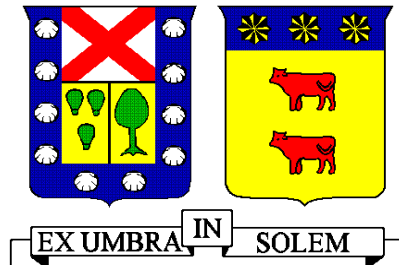


UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANTIAGO – CHILE



MODELACIÓN DE UN SISTEMA DE  
CLIMATIZACIÓN BASADO EN RADIACIÓN  
NOCTURNA PARA UNA VIVIENDA

Memoria de titulación presentado por  
Ignacio Alberto Medina Sepúlveda

Como requisito parcial para optar al título de  
Ingeniería Civil Mecánica

Profesor Guía: Dr. Rodrigo Barraza  
Profesor Co-referente: Dr. Jorge Contreras

Septiembre del año 2021

# I. Agradecimientos

*Primero agradecer a mi familia, mi madre Hilia mi padre Johnny y mi hermana Jasmine, que siempre fueron un apoyo incondicional y nunca me presionaron. También agradecer a mis amigos de la vida, Juan Pablo, Mario, Valentina y Consuelo que me acompañaron siempre con momentos de relaxo y contención. A mis amigos de la universidad, Sebastián, Fabian, Anselmo, Farid, Natalia, Lukas y Pablos, con los que aprendí de la vida universitaria con maratones de estudio, triunfos y derrotas académicas que siempre nos fueron enseñando como hacer las cosas mejor. A mis compañeros de equipo de fútbol en la universidad, tanto de “Unos weones malos” como de “Delfín” con los cuales compartí los placeres del deporte. Finalmente agradecer a mi profesor guía y mis profesores correferentes por toda la ayuda y que me brindaron para desarrollar este trabajo.*

## II. Resumen

Con el fin de contribuir al desarrollo urbano de viviendas sociales confortables, que posean sistemas de climatización de bajo costo y amigables con el medio ambiente, en esta Memoria de Título se desarrolla un modelo de climatización basado en radiación nocturna para una vivienda.

En este trabajo se evaluó el desempeño energético de 3 modelos y su acoplamiento mediante simulaciones en software TRNSYS con los datos meteorológicos de la ciudad de Santiago de Chile entregados por Meteoblue del año 2019.

Primero se modeló un sistema de calentamiento y enfriamiento integrado por un colector solar plano y una bomba, utilizando el fenómeno de la radiación nocturna como enfriamiento pasivo, considerando el ciclo de enfriamiento desde las 22:00 horas a 06:00 horas del día siguiente. Obteniendo una ganancia térmica diaria de  $2425 Wh$  en el estanque caliente y  $-132 Wh$  en el estanque frío. Reduciendo la temperatura promedio sólo  $1^{\circ}C$  en el estanque frío y aumentando la temperatura  $25^{\circ}C$  en el estanque caliente.

Segundo, se modeló la Casa Fénix con características constructivas del diseño real de la Universidad Técnica Federico Santa María, ganancias térmicas por ocupación de 4 personas, equipos, iluminación e infiltraciones. Se realizó un análisis de la variación de temperatura, a lo largo de un día típico de verano, en cada habitación. Obteniendo un comportamiento coherente con las características mencionadas y una temperatura máxima de  $38^{\circ}C$  sin sistema de climatización.

Tercero, se modeló un Fan Coil con una bomba, un ventilador en línea y un serpentín con las características de un Fan Coil doméstico. Obteniendo en el mejor modo de funcionamiento una variación de temperatura de  $5^{\circ}C$  en el serpentín, logrando de este modo, extraer  $903 Wh$  del aire en un día.

Finalmente se acoplaron los 3 modelos mencionados donde los mejores resultados del modelo del sistema completo fueron utilizando aire exterior como alimentación de Fan Coil. Obteniendo un perfil de temperatura cercano a la temperatura de consigna de  $24^{\circ}C$ , logrando extraer  $802 Wh$  debido al Fan Coil.

# Contenido

I. Agradecimientos .....	2
II. Resumen.....	3
1 Introducción .....	6
1.1 Contexto.....	6
1.2 Antecedentes.....	9
1.3 Objetivos.....	10
1.3.1 Objetivo general .....	10
1.3.2 Objetivos específicos.....	10
2 Marco teórico .....	11
2.1 Transferencia de calor.....	11
2.1.1 Conducción.....	11
2.1.2 Convección.....	12
2.1.2.1 Convección al aire libre .....	12
2.1.3 Radiación.....	13
2.1.3.1 Espectro electromagnético.....	14
2.1.3.2 Propiedades de la radiación .....	15
2.1.3.3 Enfriamiento por radiación nocturna .....	16
2.2 Transferencia de calor en una vivienda. ....	19
3 Caso de estudio .....	20
3.1 Precedentes .....	20
3.1.2 Clima de Santiago .....	21
3.2 Modelos en TRNSYS .....	22
3.2.1 Modelo del Sistema de Calentamiento y Enfriamiento.....	23
3.2.2 Modelo de la Casa Fénix .....	33
3.2.3 Modelo del Fan Coil.....	46
3.2.4 Modelo integrado y simulaciones.....	51
4 Resultados y discusión.....	53
4.1 Sistema de Calentamiento y Enfriamiento .....	53
4.1.1 Análisis del colector/radiador para distintos flujos máscicos y capacidades de los estanques. 54	
4.1.2 Análisis del estanque frío para distintos flujos máscicos y capacidades de los estanques. 62	

4.1.3	Análisis del estanque caliente para distintos flujos máscicos y capacidades de los estanques. 67	
4.2	Casa Fénix. ....	72
4.2.1	Comportamiento en zonas térmicas. ....	72
4.3	Sistema terminal de transferencia de calor: Fan Coil. ....	74
4.3.1	Variación de temperatura en el Fan Coil para distintos flujos de aire y de agua. ....	74
4.3.2	Variación del flujo de energía y energía que se utiliza en un día en el Fan Coil. ....	76
4.4	Integración de los modelos. ....	78
4.4.1	Análisis del origen del aire a enfriar en el Fan Coil: Recirculación o aire exterior. ....	78
4.4.2	Comportamiento del dormitorio del segundo piso para distintos flujos de aire. ....	80
4.4.3	Variación de la banda de control. ....	82
5	Conclusiones .....	84
	Referencias .....	88

# 1 Introducción

*“¿Cómo dar alivio a la tierra, que aumenta su calentamiento progresivamente a pesar de todas las advertencias que hemos tenido a lo largo de años? ¿cómo cambiar totalmente la perspectiva de funcionamiento de las ciudades, el modo de construir, el modo de habitar el planeta? El mundo sin nosotros como especie continuará, sin nosotros se sanará y renovará, depende de nosotros adaptarnos a tiempo, los seres humanos somos sólo sus huéspedes, cuidemos la casa que nos acoge.”*

A partir de la reflexión anterior surge la problemática de cómo contribuir al desarrollo urbano de viviendas sociales confortables, que posean sistemas de climatización de bajo costo y amigables con el medio ambiente.

## 1.1 Contexto

Actualmente en Chile, el 78% de las emisiones de gases de efecto invernadero proviene del sector energía, específicamente; un 32% del sector eléctrico, un 24% del sector transporte, un 14% del sector industria y un 7% en edificaciones. (Energía, 2020). Por ello, se vuelve imprescindible desarrollar opciones a implementar, que permitan nuestra colaboración profesional y consciente, para cuidar nuestro planeta en este momento crítico ambientalmente. Las medidas de mitigación del sector energético son fundamentales para alcanzar la carbono neutralidad, así como el desarrollo de distintos sistemas que pretendan y logren integrar todos los subsectores y usos energéticos de la sociedad.

Para enfrentar este escenario, el ministerio de energía implementa la Planificación Energética a Largo Plazo (PELP), la cual para alcanzar la carbono neutralidad propone 6 grandes medidas que nos permitirán alcanzar el objetivo: industria sostenible, hidrógeno verde, electromovilidad, **edificación sostenible**, retiro de centrales a carbón y **eficiencia energética**. |

Las acciones de cada una de las medidas requeridas para alcanzar la carbono neutralidad tienen dos grandes enfoques:

- Buen uso de la energía. Esto mediante acciones de eficiencia energética, aislación térmica y adaptación tecnológica.
- Usos energéticos provistos por fuentes de energías renovables.

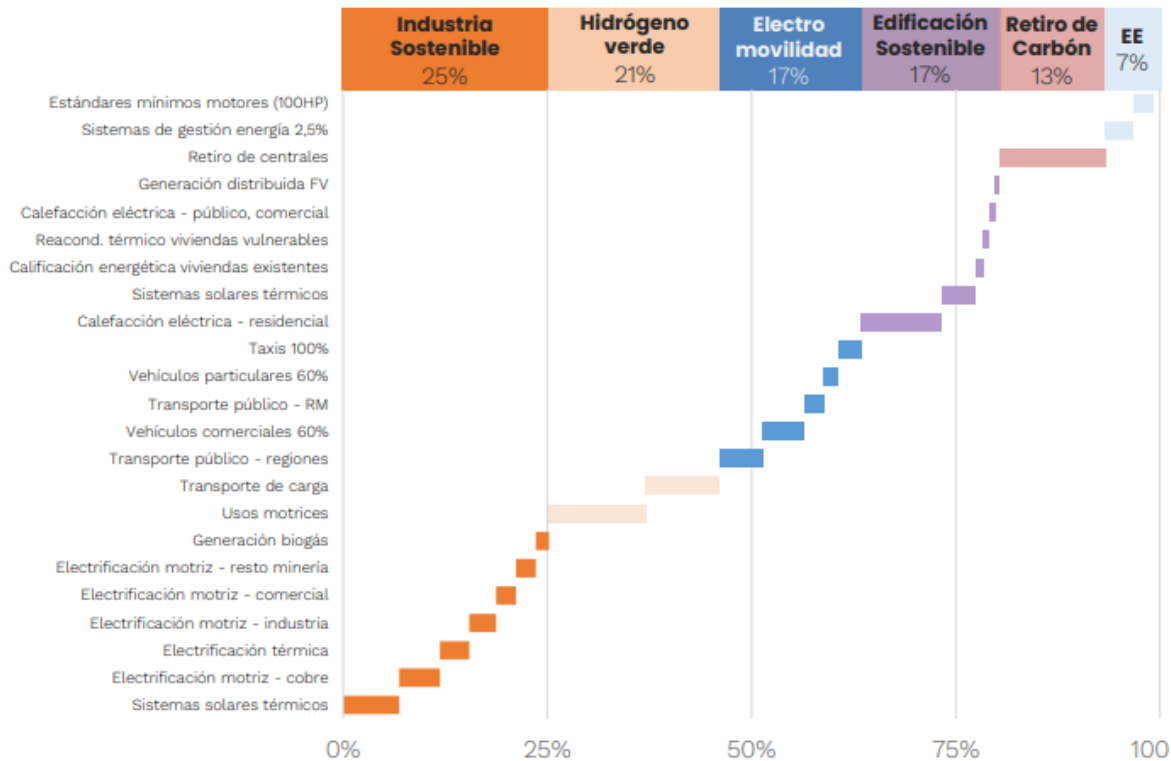


Figura 1.1: Planificación de la carbono neutralidad del Ministerio de Energía.

Como se aprecia en la Figura 1.1 en la planificación de carbono neutralidad, la edificación sostenible alcanza el 17%, porcentaje que contiene medidas como: generación distribuida FV, calefacción eléctrica, calificación energética de viviendas existentes, **reacondicionamiento térmico de viviendas vulnerable y sistemas solares térmicos**, siendo las dos últimas las que se desarrollan en este trabajo.

La tendencia del aumento de la temperatura media es de 0.14°C/década. Con el 2020 se suman 10 años consecutivos cálidos, donde los últimos 6 años han sido los más cálidos desde 1961. El 2020 el promedio de la temperatura máxima en Chile fue de 20.3°C, siendo el segundo año más cálido. La tendencia es 0.15°C/década incrementándose a 0.22°/década considerando el periodo 1981-2019,

El ministerio del medio ambiente proyecta un aumento en la temperatura para todo el territorio nacional, este aumento iría de mayor a menor en sentido norte a sur y de cordillera a océano. En el escenario más favorable, al 2030 el aumento en la temperatura fluctuaría entre los 0.5°C para la zona sur y los 1.5°C para la zona norte grande y el altiplano. Para el período entre 2031 y 2050, en tanto, se mantiene según las proyecciones el patrón de calentamiento, pero con valores mayores que llegarían

hasta 2°C en la zona norte. Se proyecta que aumente el número de ocurrencia de eventos de Olas de Calor, siendo más pronunciado en verano en la zona centro y zona sur.

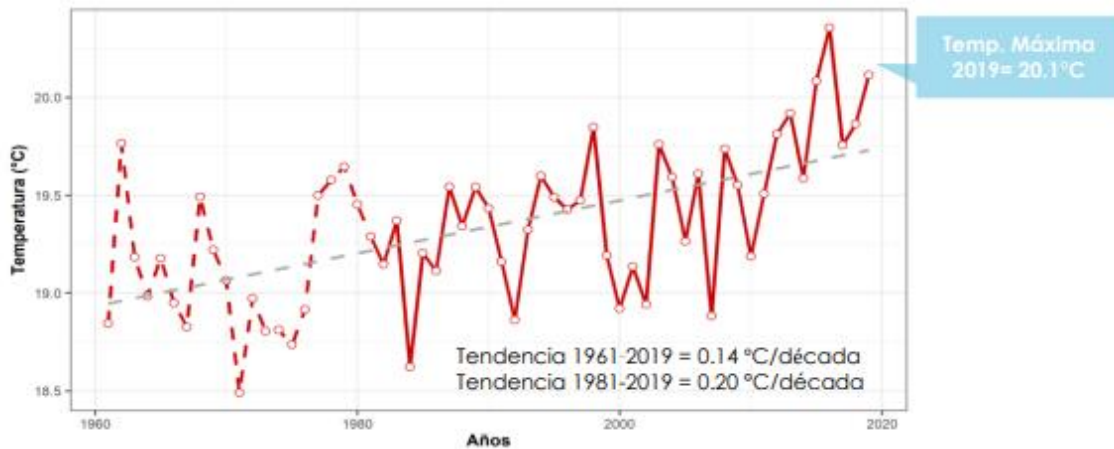


Figura 1.2: Evolución temperatura máxima media en Chile.

La Figura anterior utiliza 115 estaciones meteorológicas. Las líneas segmentadas corresponden al promedio de 19 estaciones con sesgo corregido. La línea segmentada gris indica la tendencia lineal.

Para apalar el aumento sostenido de temperatura y mantener la temperatura de confort en las viviendas se utilizan cada vez más sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC). Según un estudio realizado por The Freedonia Group Inc., a nivel global se espera un crecimiento del 5.7 por ciento anual en la demanda de sistemas de HVAC.

El desarrollo de la tecnología HVAC, más las políticas energéticas y medioambientales de Chile, alientan una oportunidad para afrontar los retos que involucran la reducción del consumo energético asociado a la operación de los sistemas HVAC en hogares y brindar posibilidades de calefacción a bajo costo, desde un enfoque sustentable, que garantice un ambiente confortable para los ocupantes.

Los Sistemas pasivos llaman la atención en estrategias de ahorro de energía en edificios, ya que al ser un método de climatización con un bajo o nulo consumo de energía lo vuelve atractivo económica y ambientalmente. Se consideran un método de diseño implementado, principalmente, en la arquitectura sustentable, cuya finalidad es lograr el acondicionamiento de un edificio utilizando a su favor los recursos y variables del diseño arquitectónico, como son: orientación del edificio, envolvente, enfriamiento radiativo, materiales de construcción, el sol, brisas, viento, entre otras.

Una de las opciones que se estudian actualmente, son los sistemas de enfriamiento pasivos a través de radiación nocturna, procedimiento que logra bajar la temperatura de un cuerpo expuesto a la

envolvente atmosférica, por debajo de la temperatura ambiente, sin necesidad de un combustible o electricidad y sin ningún tipo de emisión.

## 1.2 Antecedentes

La transferencia de calor por radiación es uno de los métodos naturales de transporte de energía más utilizados. El espacio exterior, a una temperatura cercana al cero absoluto, representa un recurso termodinámico renovable sustancial que simultáneamente se comporta como un disipador de calor final. Por lo tanto, los objetos terrestres pueden disipar calor en el espacio en forma de ondas electromagnéticas a través del **enfriamiento radiativo**. La novedad del enfriamiento radiativo radica en su capacidad para lograr un enfriamiento sin ningún aporte de energía adicional.

En diversos estudios, la importancia del enfriamiento radiativo nocturno y sus aplicaciones potenciales se investigaron y demostraron ampliamente. En general, se aplican dos tipos de radiadores típicos para enfriamiento radiativo nocturno (Zhao, Hu, Ao, Chen, & Pei, 2019). El primer tipo de radiador es el radiador casi negro, que presenta una alta emisividad en casi todas las bandas de radiación térmica. El segundo tipo de radiador es el radiador selectivo, que tiene una fuerte emisión térmica sólo en la ventana atmosférica, esto se puede lograr con distintos medios, donde la gran mayoría son costosos o escasos como: radiadores a base de nanopartículas, radiadores fotónicos, radiadores con película multicapa, entre otros.

En las siguientes secciones se trabajará con un radiador negro de alta emisividad.

Para aprovechar este fenómeno en viviendas es tan importante el radiador mencionado anteriormente, como el fluido de trabajo según el funcionamiento del enfriamiento radiativo, el fluido de trabajo se divide en 3 categorías:

Sistemas de enfriamiento a base de aire: En este tipo de sistemas el aire se usa como medio de intercambio de calor que es enfriado en el radiador. Estos sistemas son limitados a aplicaciones reales, debido a que, si el aire circula por flotabilidad natural, el efecto de intercambio de calor es pequeño y contribuye a una pequeña reducción de temperatura. En cambio, si el aire es forzado por un ventilador la potencia neta de enfriamiento del sistema aumenta, pero se produce un gasto en energía eléctrica. Sin embargo, la estructura y gastos energéticos siguen siendo bajos.

Sistema de enfriamiento en base a agua: Al igual que en el sistema anterior el agua se usa como medio de intercambio de calor, lo que aumenta la potencia neta de enfriamiento del sistema debido a la

capacidad calorífica del agua en comparación con la del aire. Además, estos sistemas se dividen en dos tipos; abiertos, como un estanque de techo que acumula agua helada o cerrados como un sistema radiativo de placa plana.

Sistema de enfriamiento híbrido: Estos sistemas de enfriamiento son una combinación del enfriamiento por radiación nocturna y otro proceso de recolección de energía, como el enfriamiento radiativo y evaporativo, el enfriamiento radiativo y la bomba de calor o el enfriamiento radiativo y utilización de energía solar.

En este trabajo se utilizará un sistema híbrido de enfriamiento por radiación nocturna y calentamiento por radiación solar con agua como medio de transferencia de calor. Utilizando este sistema como medio de climatización para una vivienda.

## 1.3 Objetivos

### 1.3.1 Objetivo general

Desarrollar un modelo integrado que utiliza un sistema de calentamiento y enfriamiento con un colector solar de placa plana y un sistema terminal de transferencia de calor en una vivienda.

### 1.3.2 Objetivos específicos

- Seleccionar un modelo de emisividad y temperatura de cielo óptimo para el modelo.
- Implementar un modelo dinámico de un Sistema de Calentamiento y Enfriamiento mediante un colector de placa plana con agua como fluido de trabajo en TRNSYS.
- Modelar la nueva Casa Fénix del L.E.R. en SketchUp y acoplar a TRNSYS.
- Modelar un sistema terminal de transferencia de calor para el intercambio energético entre la casa y el fluido de trabajo.
- Modelar el sistema completo integrado en la vivienda.

## 2 Marco teórico

En este capítulo se sientan las bases físicas y teóricas de los procesos y modelos matemáticos necesarios para la correcta evaluación del sistema propuesto. En particular se describe la transferencia de calor como conducción, convección y radiación. Se explica el fenómeno de radiación nocturna, emisividad y temperatura del cielo, que son base de este trabajo. También se da una breve descripción de transferencia de calor en una vivienda.

### 2.1 Transferencia de calor

El calor se define como la forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro, como resultado de la diferencia de temperatura. Un análisis termodinámico se interesa en la cantidad de transferencia de calor, mientras un sistema pasa por un proceso de un estado de equilibrio a otro. Lo que determina las razones de esas transferencias de energía es el estudio de la transferencia de calor. La transferencia de energía como calor, siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja y la transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura (Cengel, 2011).

El calor se puede transferir de tres modos diferentes: conducción, convección y radiación. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja. En seguida se da una breve descripción de cada modo.

#### 2.1.1 Conducción

Es la transferencia de calor de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las menos energéticas adyacentes, como resultado de la interacción entre ellas. En términos simples, es la transferencia de calor al interior de un sólido o entre dos o más sólidos en contacto y es expresada por la ley de Fourier de la conducción del calor como:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad 2.1$$

Donde  $k$  es la conductividad térmica del material,  $A$  es el área perpendicular a la dirección de la transferencia de calor y  $dT/dx$  es el gradiente de temperatura. La magnitud

de la rapidez de conducción del calor a través de una capa plana de espesor  $L$  se expresa por

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{\Delta T}{L} \quad 2.2$$

Donde  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura de uno a otro lado de la capa.

### 2.1.2 Convección

Es el modo de transferencia de calor entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que se encuentra en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y del fluido en movimiento. En términos simples es la transferencia de calor entre un sólido y un fluido en contacto. La razón de la transferencia de calor por convección se expresa por la ley de Newton del enfriamiento como:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad 2.3$$

Donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en  $W/m^2 K$ ,  $A_s$  es el área superficial a través de la cual tiene lugar esa transferencia,  $T_s$  es la temperatura de la superficie y  $T_\infty$  es la temperatura del fluido suficientemente lejos de dicha superficie. El coeficiente de transferencia de calor por convección depende tanto de la geometría del sólido como del movimiento del fluido en contacto con el sólido.

#### 2.1.2.1 Convección al aire libre

La convección natural es un fenómeno en el que el movimiento del fluido se genera sólo por diferencias de densidad, que se producen debido a gradientes de temperatura, no por una fuente externa. Es decir, el fluido que rodea una fuente de calor lo recibe en la parte más cercana y por expansión térmica se vuelve menos denso y se eleva, lo que provocará un movimiento de fluido.

Otra forma de convección es la externa forzada, esta ocurre entre a una superficie y un fluido con movimiento que fluye alrededor de la misma, el cual es forzado a circular a través de la superficie por algún mecanismo artificial o fenómeno natural donde se hace variar la velocidad del fluido de trabajo.

Para efectos de este trabajo, en el caso de un colector solar instalado en el techo de una vivienda, se está expuesto a ráfagas de viento variantes e impredecibles en su totalidad, por

lo que modelar este comportamiento no es tan simple. Cuando la velocidad del viento es baja, pueden dominar las condiciones de convección natural y cuando la velocidad del viento es alta domina la convección forzada. Por lo que, hasta que se disponga de evidencia experimental adicional, se recomienda lo siguiente (Duffie & Beckman, 2013). Cuando la convección natural y forzada ocurren simultáneamente se recomienda que se calculen ambos valores y que se use el valor mayor en los cálculos. Esto sería según estudios, un valor mínimo de aproximadamente  $5 \text{ W/m}^2\text{C}$  en los colectores solares en condiciones de aire en calma (Mitchell, 1976). Por lo que la convección natural o forzada sobre edificios se puede expresar como:

$$h_w = \max \left[ 5, \frac{8.6 V^{0.6}}{L^{0.4}} \right] \quad 2.4$$

Donde  $V$  es la velocidad del viento y  $L$  es la longitud característica.

### 2.1.3 Radiación

Es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas, como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. Un ejemplo sencillo de esto es la energía entregada por el sol. La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica  $T_s$  es expresada por la ley de Stefan-Boltzmann como:

$$\dot{Q}_{emitido,max} = \sigma A_s T_s^4 \quad 2.5$$

Donde  $\sigma$  es  $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$  es la constante Stefan-Boltzmann.

Cuando una superficie de emisividad  $\varepsilon$  y área superficial  $A_s$  a una temperatura termodinámica  $T_s$ , está por completo encerrada por una superficie mucho más grande (o negra), a una temperatura termodinámica  $T_{alred}$ , separada por un gas (como el aire) que no interfiere con la radiación, la razón neta de la transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se da por:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) \quad 2.6$$

En este caso, la emisividad y el área superficial de la superficie circundante no tienen efecto sobre la transferencia neta de calor por radiación.

La razón a la cual una superficie absorbe radiación se determina a partir de  $\dot{Q}_{abs} = \alpha \dot{Q}_{inc}$ , donde  $\dot{Q}_{inc}$  es la razón a la cual la radiación incide sobre la superficie y  $\alpha$  es la absorptividad de esta última.

La radiación está presente en toda la naturaleza comportándose de forma distinta y dependiendo de diversos factores.

### 2.1.3.1 Espectro electromagnético

Aun cuando todas las ondas electromagnéticas tienen las mismas características generales, las ondas de distinta longitud difieren de manera significativa en su comportamiento. El espectro electromagnético incluye los rayos gamma, los rayos X, la radiación ultravioleta, la luz visible, la radiación infrarroja, las microondas y las ondas de radio, como se muestra en la Figura 2.1.

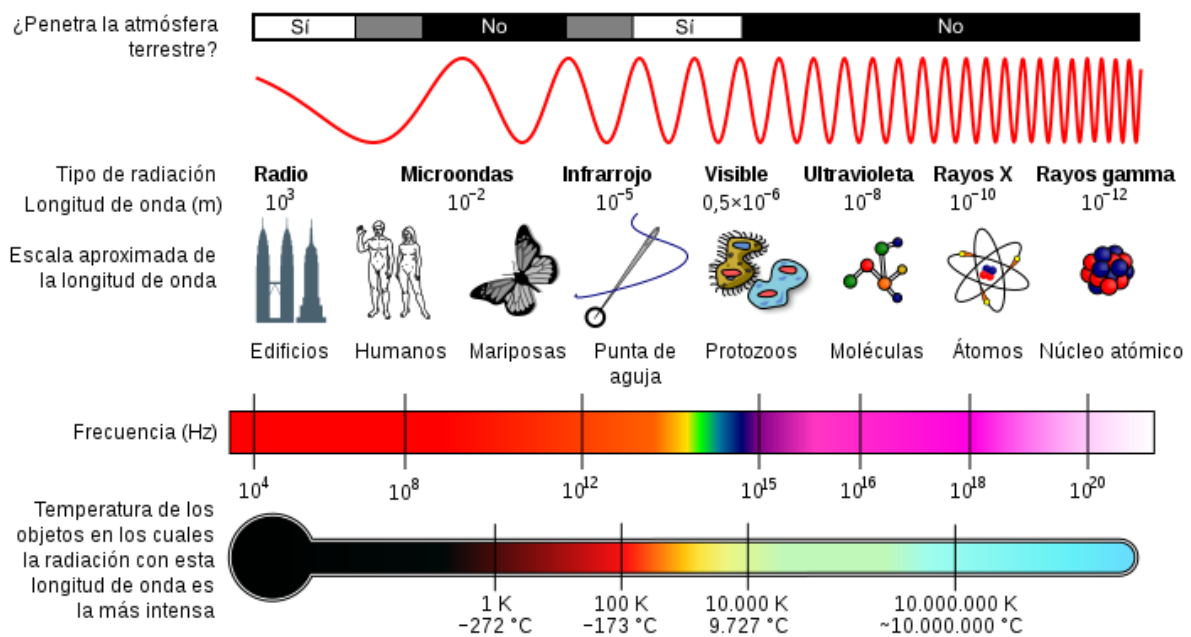


Figura 2.1: Distribución del espectro electromagnético (NASA, 2007).

El tipo de radiación electromagnética que resulta pertinente para la transferencia de calor es la radiación térmica emitida como resultado de las transiciones energéticas de las moléculas, los átomos y los electrones de una sustancia. La temperatura es una medida de la intensidad de estas actividades en el nivel microscópico y la rapidez de la emisión de radiación térmica se incrementa al aumentar la temperatura. La radiación térmica es emitida

en forma continua por toda la materia cuya temperatura está por arriba del cero absoluto. Es decir, todo lo que nos rodea, como las paredes, los muebles y nuestros amigos, constantemente emite y absorbe radiación. La radiación térmica también se define como la parte del espectro electromagnético que se extiende desde alrededor de 0.1 hasta 100  $\mu m$ . Por lo tanto, la radiación térmica incluye toda la radiación visible y la infrarroja (radiación de onda larga), así como parte de la radiación ultravioleta.

### 2.1.3.2 Propiedades de la radiación

La mayor parte de los materiales que se encuentran en este trabajo, como los metales, la madera y los ladrillos, son opacos a la radiación térmica y se considera que la radiación es un fenómeno superficial para ese tipo de materiales. Es decir, la radiación térmica es emitida o absorbida en las primeras micras de la superficie y como consecuencia hablamos de propiedades relativas a la radiación de las superficies para los materiales opacos.

Algunos otros materiales, como el vidrio y el agua, permiten que la radiación visible penetre hasta profundidades considerables, antes de que tenga lugar alguna absorción significativa. Es obvio que la radiación a través de ese tipo de materiales semitransparentes no puede considerarse un fenómeno superficial, puesto que todo el volumen del material interactúa con la radiación. Por otra parte, tanto el vidrio como el agua son prácticamente opacos a la radiación infrarroja (radiación de onda larga). Por lo tanto, los materiales pueden exhibir un comportamiento distinto a longitudes de onda diferentes y la dependencia con respecto a la longitud de onda es una consideración importante en el estudio de las propiedades relativas a la radiación, como la emisividad, la absorptividad, la reflectividad y la transmisividad de esos materiales.

La emisividad  $\varepsilon$  de una superficie representa la razón entre la radiación emitida por la superficie a una temperatura dada y la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura.

Cuando la radiación choca con una superficie, parte de ella es absorbida, otra es reflejada y la restante, si la hay, es transmitida. La fracción de la radiación incidente absorbida por la superficie se llama absorptividad  $\alpha$ , la reflejada por esa superficie se conoce como reflectividad  $\rho$  y a la transmitida se le denomina transmisividad  $\tau$ . La consideración de la dependencia de las propiedades con respecto a la longitud de onda y la dirección hace

que los cálculos acerca de la radiación sean muy complicados. Por lo tanto, las aproximaciones gris y difusa se utilizan en forma común en los cálculos relativos a la radiación. Se dice que una superficie es difusa si sus propiedades son independientes de la dirección y gris si sus propiedades son independientes de la longitud de onda. La suma de las fracciones de energía de radiación absorbida, reflejada y transmitida debe ser igual a la unidad:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad 2.7$$

*Para las superficies opacas ( $\tau = 0$ ):  $\alpha + \rho = 1$*

*Para superficies sin reflectancia ( $\rho = 0$ ):  $\alpha + \tau = 1$*

Las moléculas de gas, así como las partículas suspendidas en la atmósfera emiten radiación y la absorben. La atmósfera se puede considerar como un cuerpo negro a alguna temperatura ficticia más baja, llamada temperatura efectiva del cielo  $T_{sky}$ , fenómeno explicado en las siguientes secciones.

La razón neta de transferencia de calor por radiación hacia una superficie expuesta a la radiación solar  $G_s$  y atmosférica se determina basándose en un balance de energía expresado como:

$$\dot{q}_{rad} = \alpha_s G_s + \varepsilon \sigma (T_{sky}^4 - T_s^4) \quad 2.8$$

Donde  $T_s$  es la temperatura superficial y  $\varepsilon$  es la emisividad de la superficie a la temperatura ambiente.

### 2.1.3.3 Enfriamiento por radiación nocturna

Si se considera el universo a una temperatura cercana al cero absoluto, se puede utilizar como recurso termodinámico renovable, comportándose como un disipador de calor final. Por lo tanto, los objetos terrestres pueden disipar calor en el espacio exterior en forma de ondas electromagnéticas a través del enfriamiento radiativo. Cualquier cuerpo sobre la Tierra que tenga una superficie apuntando al cielo, en todo momento, experimenta un flujo de calor radiante hacia el cielo percibido mejor en la noche debido a la ausencia de radiación solar.

En la noche, esta pérdida de calor no sólo depende de este flujo, sino también del intercambio por convección entre la superficie radiante y el aire del ambiente, como se aprecia en la Figura 2.2. Este intercambio de calor puede ser favorable o contrario al enfriamiento. Dependerá de si la temperatura ambiente es o no, superior a la de la temperatura de la superficie. En caso de que así sea, la convección será del aire exterior hacia el radiador, por lo que contrarrestará en parte el calor cedido por radiación; en caso contrario, ayudará a la potencialidad del enfriamiento (Torres Höhr, 2012).

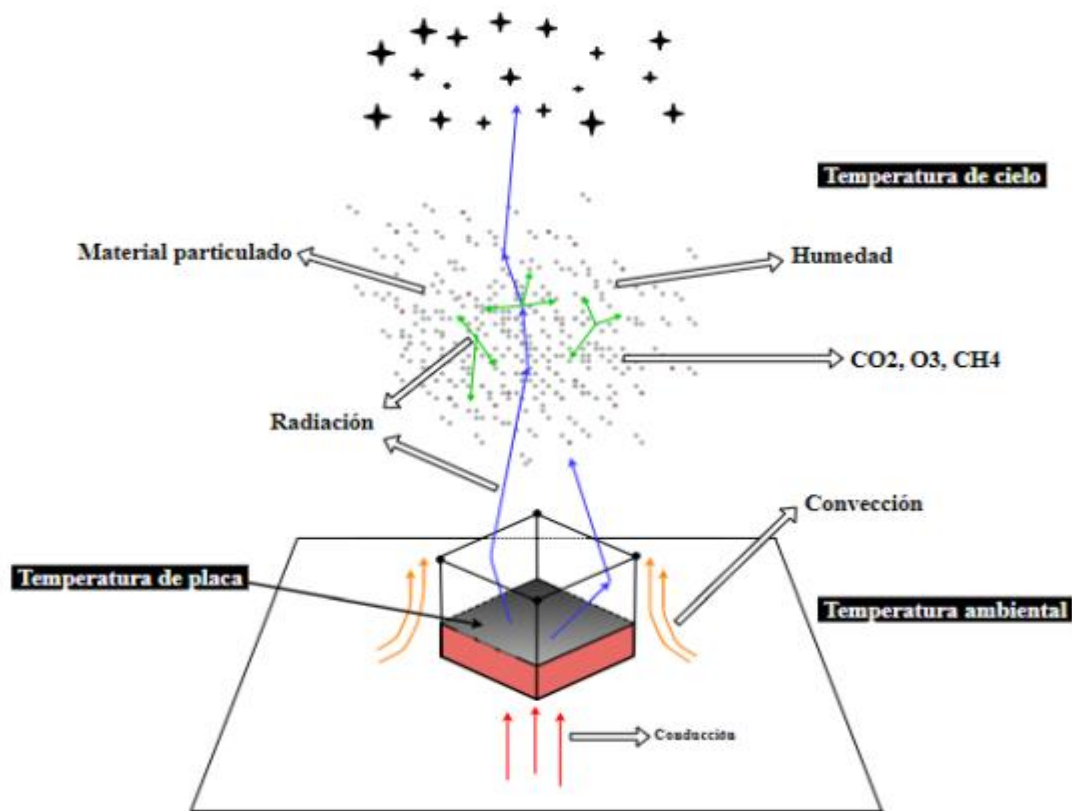


Figura 2.2: Esquema del enfriamiento por radiación nocturna en una placa plana (VILLALOBOS MAZZA, 2018).

Para la utilización de la cesión de calor por radiación de onda larga en edificios, encontramos dos situaciones posibles:

Primero, refrigeración nocturna directa de una masa de almacenamiento a enfriar, (normalmente los techos o agua en estanques abiertos) protección durante el día de la radiación solar y del cálido aire que envuelve el edificio. Segundo, utilización de un radiador ligero especial y aislado para ser enfriado por debajo de la temperatura ambiente y

usarlo para enfriar un almacenamiento térmico específico, como el agua en el caso de este trabajo.

Para irradiancia atmosférica de onda larga, la atmósfera se puede considerar como un cuerpo gris, y la irradiancia de onda larga  $LW$  se aproxima como una fracción de un poder emisor ficticio de cuerpo negro evaluado a la temperatura del aire a nivel de la superficie (Mills & Coimbra, 2015). Esta fracción se llama la emisividad efectiva del cielo  $\varepsilon_{sky}$  y se expresa como:

$$\varepsilon_{sky} = \frac{LW}{\sigma T_{amb}^4} \quad 2.9$$

Luego, considerando el cielo como cuerpo negro, la temperatura de cielo se define de la siguiente forma:

$$LW = \sigma T_{sky}^4 \quad 2.10$$

De esta forma, a partir de ambas ecuaciones 2.9 y 2.10 se obtiene una relación directa entre la emisividad y la temperatura de cielo:

$$T_{sky} = \varepsilon_{sky}^{1/4} T_a \quad 2.11$$

En la mayoría de los modelos paramétricos, la emisividad de cielo se puede expresar como una función de la temperatura del aire  $T_a$ , la humedad relativa  $\phi$  y otras variables meteorológicas, como la presión parcial del vapor de agua  $P_w$  y la temperatura del punto de rocío  $P_d$ , parámetros que se pueden expresar en función de la temperatura del aire y la humedad relativa según las expresiones de Magnus (Alduchov & Eskridge, 1996):

$$P_w = 610.94 \left( \frac{\phi}{100} \right) \exp \left( \frac{17.625(T_a - 273.15)}{T_a - 30.11} \right) \quad 2.12$$

$$T_d = \frac{243.04 \ln(P_w/610.94)}{17.625 - \ln(P_w/610.94)} \quad 2.13$$

Un estudio enfocado a la actualización paramétrica de los modelos de emisividad de cielo  $\varepsilon_{sky}$  recomienda el modelo reparametrizado (Braun, 1988):

$$\varepsilon_{sky} = 0.618 + 0.056\sqrt{T_w} \quad 2.14$$

En condiciones de todo el cielo, la irradiancia de onda larga descendente aumenta por la emisión de radiación de las nubes, Por lo tanto, los modelos paramétricos de todo el cielo deben incluir información de las nubes, como la fracción de cobertura de nubes (CF) o el factor de modificación de nubes (CMF). Por lo tanto, para completar la ecuación 2.9 que no incluye nubosidad, se recalcula la radiación de onda larga según el modelo de (Crawford & Duchon, 1999).

$$LW_{nub} = LW(1 - c_1CF^{c_2}) + c_3CF^{c_1}\sigma T_a^4 \quad 2.15$$

En el modelo original los cuatro coeficientes son iguales a 1 y otros modelos paramétricos propuestos poseen distintos valores dependiendo del clima.

## 2.2 Transferencia de calor en una vivienda.

La envolvente de una vivienda pierde o gana calor por transmisión cuando el ambiente exterior es más frío y viceversa. Este calor se puede transmitir de las 3 formas posibles: conducción, convección y radiación. Al aislar una vivienda lo que se hace es impedir que el calor se transmita por conducción desde el exterior al interior o desde el interior hacia el exterior, manteniendo así un ambiente con temperatura confortable. Si no se consigue, hay que buscar formas de climatización para calefacción, refrigeración o ambas.

Para saber si es necesario o la cantidad de elementos de climatización hay que analizar si la vivienda logra estar en confort térmico. Es decir, la condición en la que las personas se sienten cómodas, en equilibrio con el ambiente térmico que les rodea. Esta condición depende de la temperatura de los muros del recinto habitado, de la velocidad del aire, de su humedad y principalmente de la temperatura del aire, Asimismo influye la vestimenta, la actividad física que se desarrolle, la alimentación, la edad, y hasta factores subjetivos como el color y tipo de decoración, entre otros.

Para efectos de este trabajo se considera la temperatura del aire como factor crítico de confort térmico, considerando la norma española UNE 15251:2008: Parámetros del ambiente interior a considerar para el diseño y la evaluación de la eficiencia energética de edificios incluyendo la calidad del aire interior, condiciones térmicas, iluminación y ruido, se define la temperatura de confort térmico del aire dentro de la vivienda en 25°C.

## 3 Caso de estudio

El capítulo anterior sentó las bases teóricas de los fenómenos físicos y modelos matemáticos involucrados. En este capítulo se desarrollará el sistema propuesto en este trabajo, mediante el software TRNSYS. Se describirán todos los componentes presentes en el sistema planteado y sus parámetros de entrada más importantes. También se explicitarán las fórmulas referentes al desempeño del colector que utiliza el software TRNSYS, desde sus propios componentes y también fórmulas que tuvieron que ser integradas, dado que los componentes no consideraban parámetros tan detallados, como lo fue el cálculo del factor de remoción de calor del colector estudiado.

### 3.1 Precedentes

Mediante TRNSYS un software de energías renovables transientes, se modela un sistema de calentamiento y enfriamiento en base a un colector solar que por las noches funciona como radiador enfriando agua almacenada en estanques. Aplicado a una vivienda (Casa Fénix) construida y ubicada en la ciudad de Santiago. Donde la transferencia de calor entre la vivienda y el sistema de calentamiento y enfriamiento se realiza mediante una unidad terminal de tipo Fan Coil.

#### 3.1.1 TRNSYS

TRNSYS es un software con entorno gráfico muy flexible, usado para simular el comportamiento de sistemas transitorios. Fue desarrollado en la Universidad de Wisconsin, y enriquecido por las contribuciones de TRANSSOLAR Energietechnik GMBH, Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) y Thermal Energy Systems Specialists (TESS). Esencialmente, TRNSYS es un solucionador de ecuaciones algebraicas y diferenciales, capaz de leer y procesar un archivo de datos de entrada de texto, para posteriormente resolver el sistema interactivamente, determinando la convergencia y representado variables (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2004-2012).

Junto a este potente sistema de resolución de ecuaciones se encuentra una enorme biblioteca de componentes, llamados “type”, que modelan desde simples bombas a detallados edificios multi-zona. Un componente es básicamente un elemento cuyas salidas se pueden representar como funciones matemáticas de ciertos datos de entrada (valores

dependientes del tiempo). A su vez, la interfaz gráfica es muy sencilla, convirtiendo la tarea de ensamblar componentes para simular un sistema complejo en algo simple y de forma similar a como se haría en la realidad.

### 3.1.2 Clima de Santiago

El modelo está pensado para ser aplicado en la ciudad de Santiago, pero puede ser extrapolado a cualquier lugar siempre que se cuente con los datos apropiados. Se define que la evaluación del sistema se realiza para un día meteorológico típico del año 2019, ya que ese es el año más actual que está disponible en la base de datos de meteoblue.

Meteoblue es una empresa comercial que se fundó en 2006 para servir a la industria meteorológica; con una única infraestructura de computación en el mercado y el desarrollo de distintos productos. Uno de estos es “*History+*” que ofrece de forma gratuita datos de simulación meteorológica históricos hasta el año 2019, con una resolución espacial entre 4 y 30 km. A partir de 1985, los datos meteorológicos históricos están disponibles en intervalos de una hora o agregaciones diarias con una resolución espacial de 30 km, mientras que los datos de mayor resolución están disponibles a partir de 2008 para casi cada lugar de la Tierra. Estos datos son totalmente completos y sin lagunas (Meteoblue AG, 2006-2021).

Todos los modelos que se describen en este capítulo toman como entrada un archivo de texto (.txt) con las siguientes variables y en el siguiente orden. Estas variables son entregadas de forma gratuita por meteoblue.

*Tabla 3.1: Variables de entrada del archivo de texto climático.*

<b>Variable</b>	<b>Unidad</b>	
Tiempo	Horas	$h$
Temperatura	Grados Celsius	$^{\circ}C$
Humedad relativa	Porcentaje	%
Presión atm	Hectopascales	$hPa$
Nubosidad	Porcentaje	%
Radiación onda corta	Watts sobre metro cuadrado	$W/m^2$
Radiación onda larga	Watts sobre metro cuadrado	$W/m^2$
Radiación directa	Watts sobre metro cuadrado	$W/m^2$
Radiación Difusa	Watts sobre metro cuadrado	$W/m^2$
Velocidad viento	Metros sobre segundo	$m/s$

Para leer el archivo anterior se utiliza el type9, que tiene el propósito de leer información de un archivo de datos a intervalos de tiempo regulares, convertirlos en el sistema de unidades deseado y ponerlos a disposición de los demás componentes TRNSYS. Este componente es de naturaleza muy general y puede leer muchos tipos diferentes de archivos. Los datos de una línea a otra deben estar a intervalos de tiempo constantes, en este caso en intervalos de una hora (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2004-2014).

También se utiliza el type16i, componente que funciona como procesador de radiación, donde los datos de la insolación solar se toman en intervalos de una hora y en una superficie horizontal. En la mayoría de las simulaciones de TRNSYS se requieren estimaciones de radiación a intervalos de tiempo distintos de una hora. Este componente, interpola datos de radiación, calcula varias cantidades relacionadas con la posición del sol y estima la insolación en varias superficies de orientación fija o variable (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2004-2014).

### 3.2 Modelos en TRNSYS

El sistema propuesto considera 3 subsistemas de igual importancia: El primero, es el Sistema de Calentamiento y Enfriamiento, que está compuesto por un colector solar plano sin vidrio, una bomba, 2 estanques y 2 válvulas de tres vías. El segundo es el Sistema del Fan Coil, que está compuesto por un serpentín, una bomba y un ventilador. El tercero es la Casa Fénix, modelada en Santiago.

Un resumen del sistema que es modelado en TRNSYS se representa en la siguiente imagen:

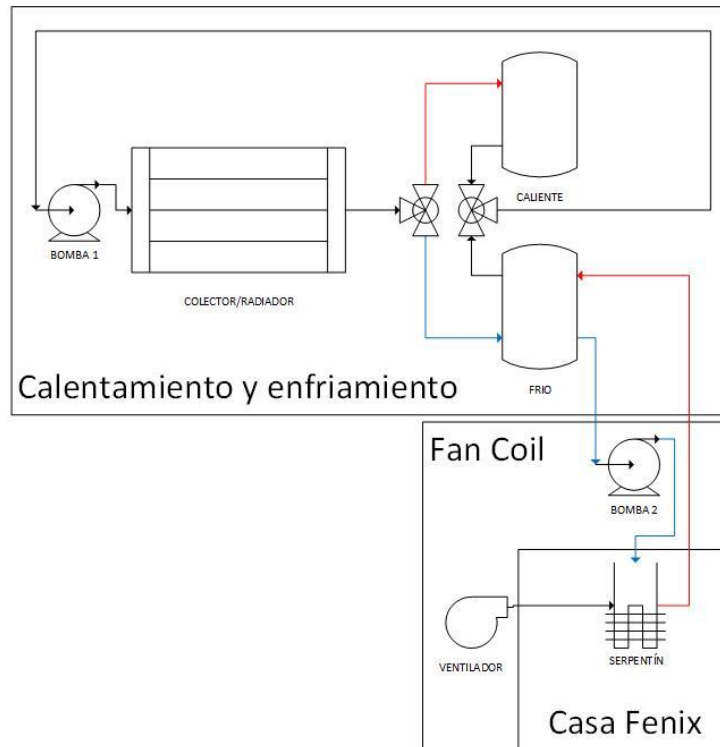


Figura 3.1: Esquema del sistema completo de modelación.

Las líneas rojas y azules de la Figura 3.1 representan el flujo de agua caliente y fría respectivamente. También refleja que el Fan Coil es el sistema encargado de transferencia de calor entre la Casa Fénix y el Sistema de Calentamiento y Enfriamiento.

### 3.2.1 Modelo del Sistema de Calentamiento y Enfriamiento

El modelo está compuesto por: un colector solar plano, sin vidrio, que por el día funciona como colector y en la noche como radiador, calentando y enfriando el agua respectivamente. Una bomba que hace circular el agua entre los estanques y el colector/radiador. Dos estanques, uno que acumula el agua caliente y el otro el agua fría. Finalmente, dos válvulas de tres vías que accionan el ciclo frío o caliente, dependiendo si está en enfriamiento o calentamiento.

El sistema modelado en TRNSYS se ve de la siguiente forma:

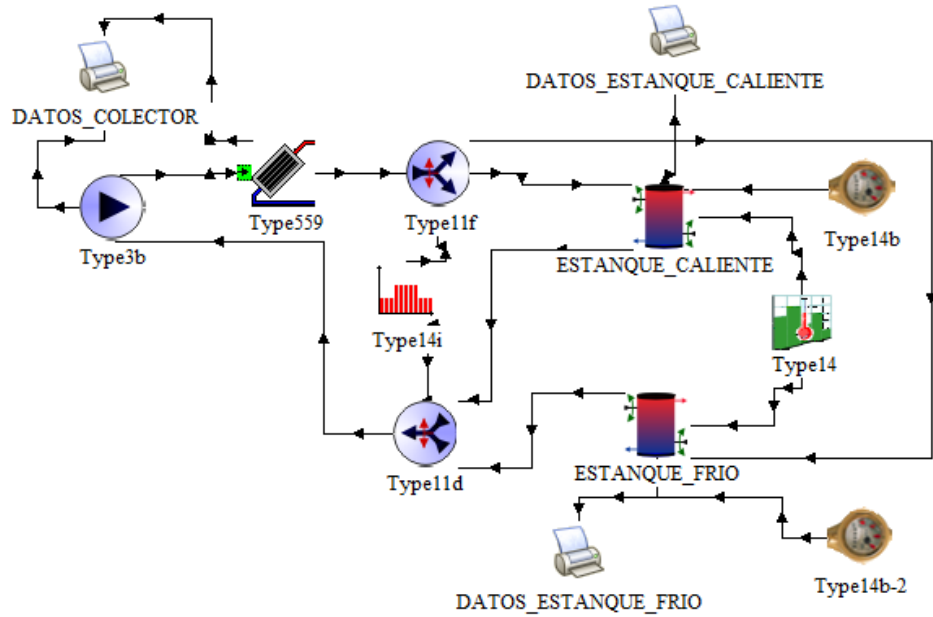


Figura 3.2: Modelo en TRNSYS del Sistema de Calentamiento y Enfriamiento.

A continuación, se explican los componentes del modelo que representa la Figura 3.2:

### 3.2.1.1 Colector solar: Type559

El type559 representa un colector solar sin vidrio teórico, que considera los efectos de radiación de onda larga necesarios para el fenómeno de enfriamiento por radiación nocturna, este componente está destinado a modelar un colector solar de placa plana utilizando un enfoque teórico, en el que se proporciona como input el valor del factor de eficiencia del colector, que se calcula a partir de geometría y material del colector. El modelo se basa en algoritmos proporcionados por el clásico libro: "Solar Engineering of Thermal Processes" (Duffie & Beckman, 2013).

El factor de eficiencia del colector representa la relación entre la ganancia de energía útil real y la ganancia útil que resultaría si la superficie de absorción del colector hubiera estado a la temperatura del fluido, se obtiene de la siguiente forma (Duffie & Beckman, 2013) :

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[ \frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \right]} \quad 3.1$$

Donde  $W$  es la distancia entre los tubos,  $D$  y  $D_i$  son en diámetro externo e interno respectivamente de los tubos, representados en la Figura 3.3,  $h_{fi}$  es el coeficiente de convección al interior del tubo,  $U_L$  es el coeficiente general de pérdida de calor,  $F$  es la eficiencia de la aleta y  $C_b$  es la conductancia del enlace.

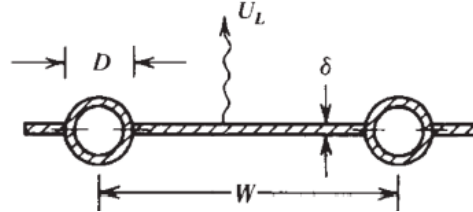


Figura 3.3: Corte transversal del colector solar.

El coeficiente de convección interior del tubo  $h_{fi}$  se calcula según los modelos de Dittus y Bolter (Duffie & Beckman, 2013) de la siguiente forma:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad 3.2$$

$$h_{fi} = \frac{Nu \cdot k_{tubo}}{D_i} \quad 3.3$$

El coeficiente general de pérdida de calor  $U_L$  representa la suma las pérdidas de calor tanto de la parte posterior del panel  $U_{back}$ , de sus orillas  $U_{edges}$  y de la parte superior  $U_{top}$ , esta última es la suma del coeficiente de transferencia de calor por convección  $h_{conv}$  y el coeficiente de transferencia de calor mediante radiación de la superficie  $h_{rad}$ . De esta forma  $U_L$  está representado de la siguiente manera:

$$U_L = U_{back} + U_{edges} + U_{top} \quad 3.4$$

El coeficiente de pérdida de calor de la superficie posterior  $U_{back}$  suele ser despreciable (Duffie & Beckman, 2013) debido al aislamiento que presentan los paneles por lo que se aproxima de la siguiente forma:

$$U_{back} = \frac{k_{aislamiento}}{L_{aislamiento}} \quad 3.5$$

Donde  $k_{aislamiento}$  y  $L_{aislamiento}$  son la conductividad térmica y espesor del aislamiento.

El coeficiente de pérdida de calor en los bordes  $U_{edges}$  en un sistema bien diseñado es pequeño, por lo que no es necesario predecirlo con gran precisión. El modelo de Tabor, 1958 (Duffie & Beckman, 2013) recomienda un aislamiento de bordes de aproximadamente el mismo espesor como aislamiento inferior. Luego las pérdidas en los bordes se estiman asumiendo un flujo de calor lateral unidimensional alrededor del perímetro del sistema colector. Las pérdidas a través del borde deben referirse al área del colector. Entonces el coeficiente de pérdida de borde, basado en el área del colector  $A$  y el área del borde  $A_{edge}$  es:

$$U_{edge} = \frac{k_{aislamiento} \cdot A_{edge}}{L_{aislamiento} \cdot A} \quad 3.6$$

Finalmente, donde se incluye la radiación nocturna es en el coeficiente de pérdida de calor en la superficie superior  $U_{top}$  el cual está formado por el coeficiente de convección  $h_{conv}$  y el coeficiente de radiación  $h_{rad}$ :

$$U_{top} = h_{rad} + h_{conv} \quad 3.7$$

El coeficiente de convección esta desarrollado en el capítulo anterior, ecuación 2.4 y el coeficiente de radiación modificado para un radiador de placa plana sin vidrio, es dependiente de los parámetros físicos; emisividad  $\varepsilon_p$  y reflectancia  $\rho_p$  de onda larga de la placa, también depende de las variables: temperatura media de la placa  $T_p$ , temperatura de cielo  $T_c$  y temperatura ambiente  $T_{amb}$ . Según el modelo de Whillier, 1977 (Duffie & Beckman, 2013) queda de la siguiente forma:

$$h_{rad} = \frac{\varepsilon_p \sigma (T_p^4 - T_c^4)}{(1 - \rho_p)(T_p - T_{amb})} \quad 3.8$$

La eficiencia de la aleta depende de la geometría del colector de la siguiente forma:

$$F = \frac{\tanh\left(\frac{m(W - D)}{2}\right)}{\frac{m(W - D)}{2}} \quad 3.9$$

Donde el parámetro  $m$  es:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{K \delta}} \quad 3.10$$

Donde  $K$  es la conductividad térmica de la placa y  $\delta$  es el espesor.

El obtener como input el factor de eficiencia, ecuación 3.1, el type559 calcula el factor de remoción de calor  $F_R$  de la siguiente forma:

$$F_R = \frac{\dot{m}C_{pf}}{AU_L} \left[ 1 - \exp\left(\frac{AU_L F'}{\dot{m}C_{pf}}\right) \right] \quad 3.11$$

La energía ganada por el colector:

$$Q_u = A I_T \left[ F_R \alpha - F_R U_L \frac{T_i - T_a}{I_T} \right] \quad 3.12$$

Donde  $I_T$  es la radiación solar,  $T_i$  la temperatura de entrada del agua y  $T_a$  la temperatura ambiente.

La temperatura media de la placa:

$$\bar{T}_{plate} = T_i + \frac{Q_u(1 - F_R)}{A F_R U_L} \quad 3.13$$

Y la temperatura de salida del agua:

$$T_o = T_i + \frac{Q_u}{\dot{m} C_p} \quad 3.14$$

Los parámetros físicos del colector son considerados para modelar el colector solar en el Laboratorio de Energías Renovables LER de la Universidad Técnica Federico Santa María. El colector es considerado de 2 m de largo por 1 m de ancho, con aletas de cobre pintadas de color negro, 8 tubos de cobre de 8 mm de diámetro exterior y 7 mm de diámetro interior, espesor del aislamiento inferior de 70 mm, el cual tiene una conductividad térmica de 0.045 W/mK. Además, se asume una emisividad de la placa de 0.9 y una absorptividad de 0.9 sin considerar un material específico, además de una inclinación de 0°, es decir,

completamente horizontal, para maximizar la radiación de onda larga, estando rodeado completamente por el cielo (Vall & Castell, 2017).

### 3.2.1.2 Temperatura de cielo

Se probaron una serie de modelos de temperatura de cielo según el estudio de “*On the determination of atmospheric longwave irradiance under all-sky conditions*” (Li, Jiang, & Coimbra, 2017) que actualizó los parámetros mejorando el comportamiento de los modelos históricos, con los cuales se calculó la emisividad de cielo y luego la radiación de onda larga y la temperatura de cielo.

Los distintos modelos de temperatura de cielo presentaron resultados muy similares de radiación de onda larga, así que se utilizó el modelo reparametrizado (Braun, 1988) para calcular la emisividad de cielo, descrito en la ecuación 2.14 y recomendado por el estudio mencionado anteriormente (Li, Jiang, & Coimbra, 2017). Con la emisividad de cielo se calculó la radiación de onda larga (LW) para cielo despejado, ecuación 4.9 y se compara con los datos de radiación de onda larga entregada por meteoblue para 4 días, 10, 11, 12 y 13 de mayo del año 2019.

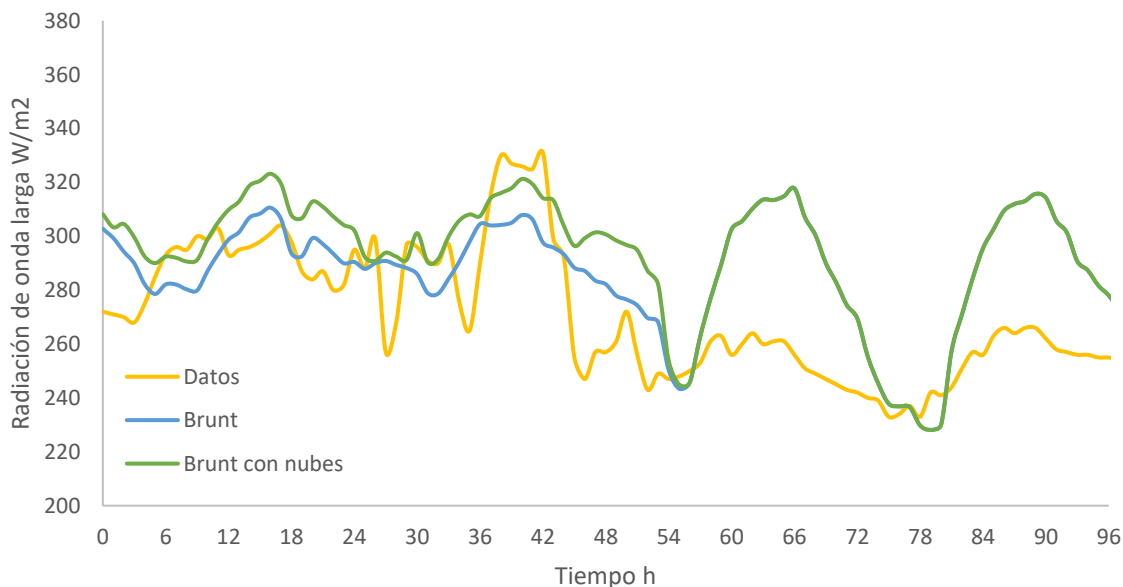


Figura 3.4: Evolución temporal de la radiación de onda larga entregada por meteoblue y la calculada con el modelo de Brunt reparametrizado.

También se calculó la radiación de onda larga para todo tipo de cielo considerando la nubosidad, con la ecuación 2.15 descrita en la sección anterior.

Como se puede apreciar en la Figura 3.4, utilizando el modelo de Brunt para calcular la radiación de onda larga se obtienen resultados muy similares a los entregados por meteoblue, mostrando un mejor comportamiento en días nublados y sobreestimando en días de cielo claro, sobre todo durante el día.

Para estos días de prueba la temperatura de cielo se comporta de la siguiente forma:

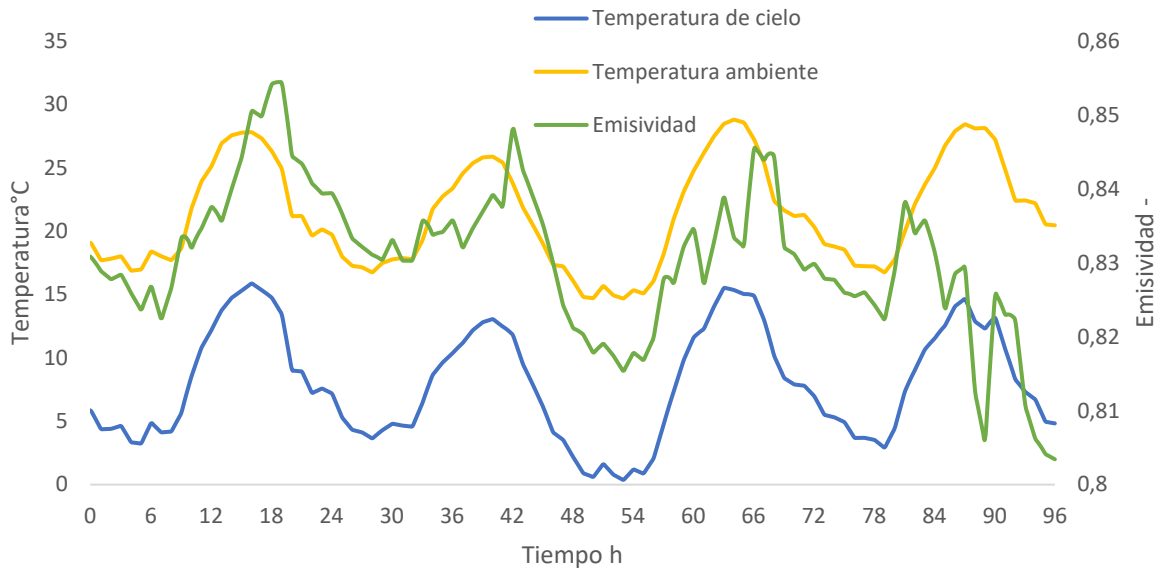


Figura 3.5: Evolución temporal de la temperatura de cielo, temperatura ambiente y emisividad de onda larga.

Como se observa en la Figura 3.5, la temperatura de cielo se encuentra alrededor de 10°C bajo la temperatura ambiente y la emisividad de cielo ronda los 0.83, ambos valores son esperable para la ciudad de Santiago en un día relativamente despejado, según el estudio mencionado anteriormente (Li, Jiang, & Coimbra, 2017).

### 3.2.1.3 Estanque caliente y estanque frio

El type4 representa un estanque térmico de almacenamiento de energía sensible lleno de fluido, sujeto a estratificación térmica (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2004-2014). En este caso se modela asumiendo que los estanques constan de 7 segmentos de volumen igual completamente mezclados. Además, modela un estanque estratificado que tiene posiciones de entrada variables, de modo que el fluido entrante se puede agregar al estanque a una temperatura lo más cercana posible a su propia temperatura. En esta instancia se asume que las pérdidas de cada nodo del estanque son iguales.

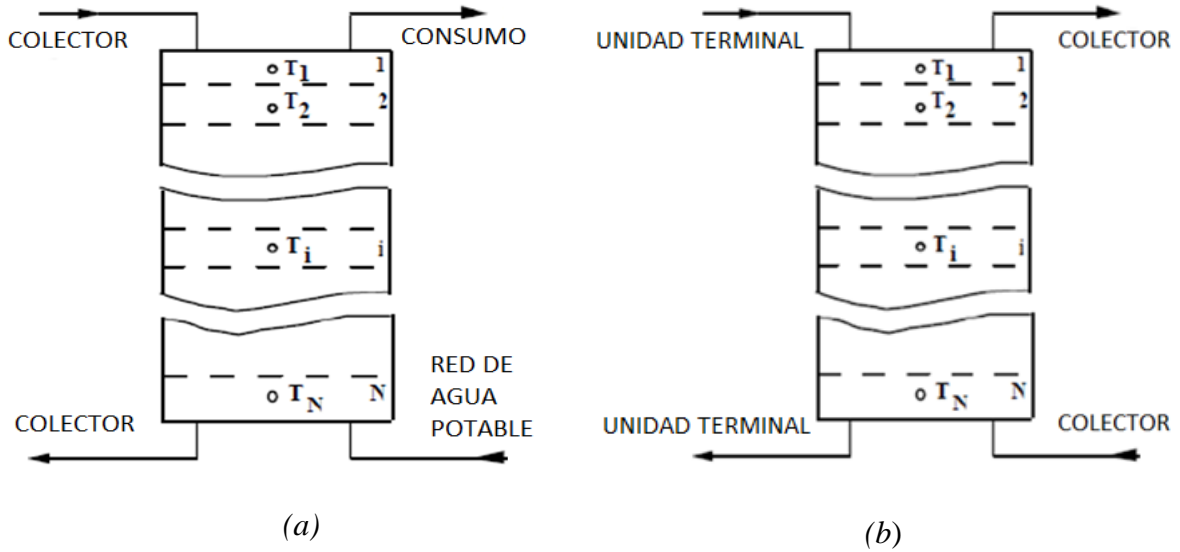


Figura 3.6: Esquema de los estanques de agua caliente (a) y agua fría (b).

Para el caso del estanque caliente, Figura 3.6 (a), en su constitución incluye 2 entradas y 2 salidas. A través de una entrada, recibe el agua caliente en la parte superior desde el colector, a través de la otra entrada recibe por la parte inferior, el agua fría desde la red de agua potable a 15°C. A través de las salidas, envía, por la parte superior, agua caliente para el consumo de la casa y por la salida inferior envía agua de recirculación hacia el colector.

El flujo másico de agua hacia el colector y desde el colector es de la misma magnitud, al igual que el flujo de consumo y el de la red de agua potable son de la misma magnitud. Manteniendo el estanque siempre a su máxima capacidad.

El consumo de agua caliente se modela según el perfil del comportamiento de agua caliente en una vivienda (Coronado Sanzana, 2019), Figura 3.7. Este perfil es amplificado o menguado proporcionalmente de tal forma que durante un día se utiliza toda el agua caliente del estanque.

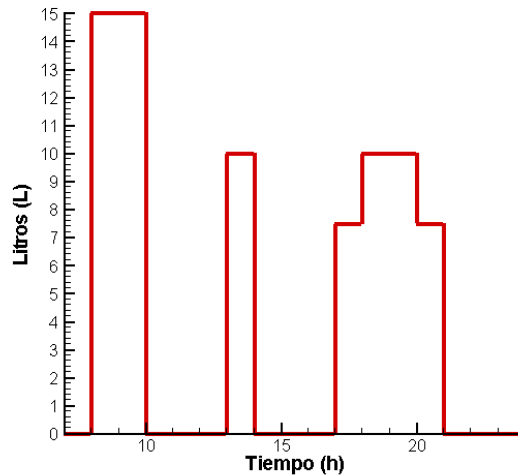


Figura 3.7: Perfil de consumo de agua caliente para un estanque de 100 litros.

En el caso del estanque frío, Figura 3.6 (b), este contiene 2 entradas y 2 salidas, una de las entradas recibe el agua fría en la parte inferior desde el colector, la otra entrada recibe agua por la parte superior desde la red de agua potable a 15°C o del Fan Coil, dependiendo del modo de funcionamiento. A través de una salida en la parte inferior, envía agua fría hacia el Fan Coil. A través de la otra salida envía agua de recirculación hacia el colector.

A continuación, se explica los modos de funcionamiento:

En la primera parte de la modelación, sólo se prueba el Sistema de Calentamiento y Enfriamiento en forma independiente, se utiliza un perfil de consumo de agua constante de modo que se consume el estanque completo durante las 09:00 y 19:00 horas. En la segunda parte se recircula agua como fluido de trabajo entre las distintas partes.

Se utiliza el type14b para modelar el flujo másico de agua potable. Este componente genera una función de forzamiento, dependiente del tiempo, que tiene un comportamiento caracterizado por un patrón repetido. El patrón de la función de forzamiento se establece mediante un conjunto de datos discretos que indican el valor de la función en varios momentos a lo largo de un ciclo. Se proporciona una interpolación lineal para generar una función de forzamiento continuo a partir de los datos discretos (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2004-2014). En este caso el ciclo se repetirá diariamente con los perfiles de agua correspondientes al estanque caliente y al estanque frío. También se utiliza el

type14 que funciona de la misma forma, sólo que en este caso mantiene constante el agua potable a 15°C.

Ambos estanques están modelados en base a los existentes en el LER de polietileno de alta densidad con espesor de 2 *mm*, conductividad térmica de 0.44 *W/mK* y un recubrimiento de polietileno expandido con una conductividad térmica de 0.0631 *W/mk* con un espesor de 30 *mm* (Hernández Cid, 2019)

#### 3.2.1.4 Bomba

El type3b representa la bomba que recircula el agua entre los estanques y el colector solar. Este componente calcula un caudal másico mediante una función de control variable, que debe tener un valor entre 0 y 1 y una capacidad de caudal máxima fija. La potencia de la bomba se calcula como una función lineal del caudal másico (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2004-2014).

El sistema no implica mayores pérdidas por lo que se debe cumplir con los requerimientos básicos (Hernández Cid, 2019). La bomba sumergible Idra cumple con los requerimientos siendo de caudal variable, bajo costo y bajo consumo eléctrico. Esta bomba posee una altura máxima de 2.2 *m*, un caudal nominal de 1300 *l/h* y una potencia nominal de 22 *W*.

#### 3.2.1.5 Válvulas de 3 vías.

El type11 se utiliza para representar las válvulas que accionan el ciclo de calentamiento o el ciclo de enfriamiento. En cada uno de estos ciclos se hace circular el agua entre el colector y uno de los dos estanques a la vez. Este componente tiene diez modos de funcionamiento, en este caso se utiliza el modo 2 para modelar un desviador de flujo a la salida del colector, en el que una sola corriente de líquido de entrada se divide en dos corrientes de salida de líquido, una hacia el estanque caliente y otra hacia el estanque frío, este componente tiene una entrada de control que dirige el flujo hacía un estanque en específico. También se utiliza el modo 3 para modelar un mezclador de flujo controlado en la entrada del colector, en el que dos corrientes de líquido, una desde el estanque caliente y una desde el estanque frío, se mezclan gracias a la señal de control, en este caso y al igual

que en el caso anterior, la señal de control sólo deja pasar un fluido a la vez (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2004-2014).

Ambas válvulas son controladas mediante el type14i, componente que modela una función de control de retroceso nocturno. El modelo genera una señal de control, donde 1=encendido y 0=apagado (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2004-2014). En este componente se especifica que el ciclo nocturno empieza a las 22:00 horas y termina a las 06:00 horas del día siguiente.

### 3.2.2 Modelo de la Casa Fénix

En esta sección se explica el modelo de la vivienda, ver Figura 3.8, donde se aplicará el Sistema de Calentamiento y Enfriamiento, a través de distintos componentes de TRNSYS los cuales simulan el comportamiento térmico de la Casa Fénix de la Universidad Técnica Federico Santa María.

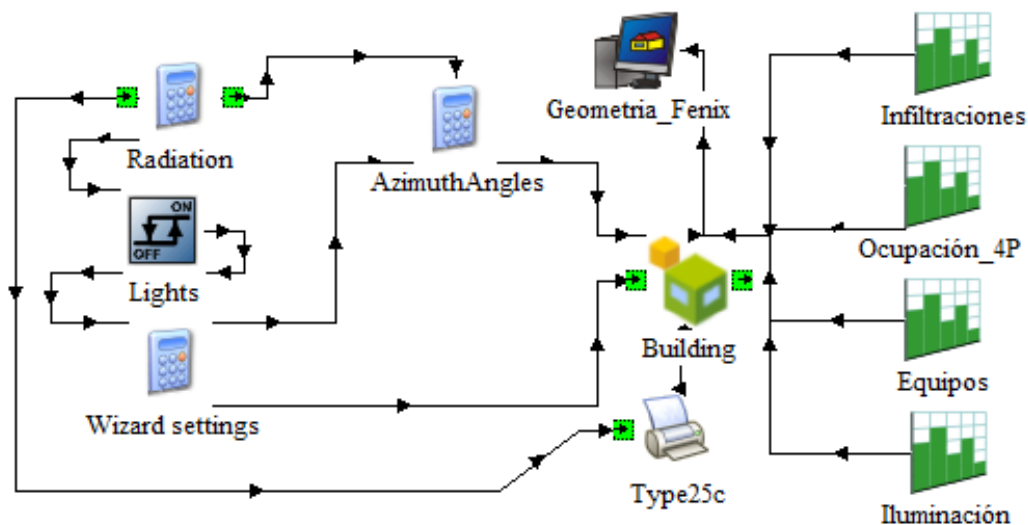


Figura 3.8: Modelo de la Casa Fénix.

El principal componente que modela cualquier tipo de construcción en TRNSYS, en este caso una vivienda, es el type56 Building, observado en la Figura 3.8, el cual modela el comportamiento térmico de un edificio que tiene múltiples zonas térmicas. Toma como entradas las siguientes variables climáticas: temperatura ambiente, humedad relativa, temperatura de suelo, zenit y azimut (Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2004-2012). Estas variables obtenidas por meteoblue y procesadas por TRNSYS como se explica a continuación.

### 3.2.2.1 Descripción matemática del type56

Este componente modela térmicamente cualquier construcción mediante zonas térmicas a partir de la información entregada y ejecutando el programa preprocesador llamado TRNBuild.

En el caso de este trabajo se utilizan componentes de equipo separados, los que se acoplan a los nodos de aire como ganancias convectivas internas o ganancias de ventilación.

El modelo de construcción del type56 es un modelo de balance energético donde una zona puede tener más de un nodo de aire, en este trabajo cada zona térmica tiene sólo 1 nodo de aire. A continuación, se explicará en detalle la forma en que el type56 calcula la temperatura de cada nodo.

#### 3.2.2.1.1 Flujo de calor convectivo al nodo de aire.

En cada zona térmica se genera un balance de energía convectiva representada a continuación.

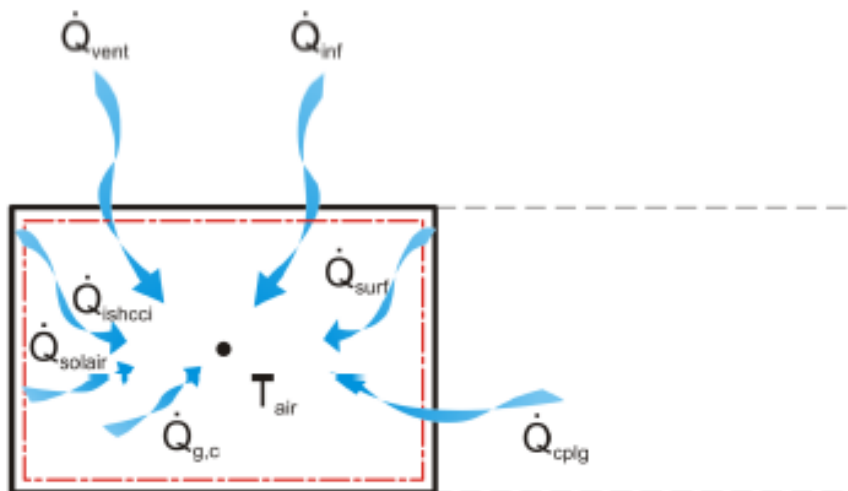


Figura 3.9: Balance energético en el nodo de aire.

El flujo de calor convectivo en la zona térmica, representado en la Figura 3.9, se obtiene de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{surf,i} + \dot{Q}_{inf,i} + \dot{Q}_{vent,i} + \dot{Q}_{g,c,i} + \dot{Q}_{cplg,i} + \dot{Q}_{solair,i} + \dot{Q}_{ISHCCI,i} \quad 3.15$$

Donde:  $\dot{Q}_{surf,i}$  es la ganancia convectiva de las superficies,  $\dot{Q}_{inf,i}$  son las ganancias de infiltración (flujo de aire sólo desde el exterior), dado por:

$$\dot{Q}_{inf,i} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p (T_{outside,i} - T_{air}) \quad 3.16$$

$\dot{Q}_{vent,i}$  es la ganancia de ventilación (flujo de aire de una fuente definida por el usuario, como un sistema HVAC, dado por:

$$\dot{Q}_{vent,i} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p (T_{ventilation,i} - T_{air}) \quad 3.17$$

$\dot{Q}_{g,c,i}$  son las ganancias convectivas internas (por personas, equipos, iluminación, radiadores, etc.),  $\dot{Q}_{cplg,i}$  son las ganancias debidas al flujo de aire del nodo de aire adyacente o la condición de contorno, dado por:

$$\dot{Q}_{cplg,i} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p (T_{zone,i} - T_{air}) \quad 3.18$$

$\dot{Q}_{solair,i}$  la fracción de radiación solar que ingresa a un nodo de aire a través de ventanas externas que es transferido inmediatamente como una ganancia convectiva al aire interno y  $\dot{Q}_{ISHCCI,i}$  es la radiación solar absorbida en todos los dispositivos de sombreado interno de la zona y se transfiere directamente como una ganancia convectiva al aire interno.

3.2.2.1.2 Flujo de calor radiativo a paredes y ventanas.

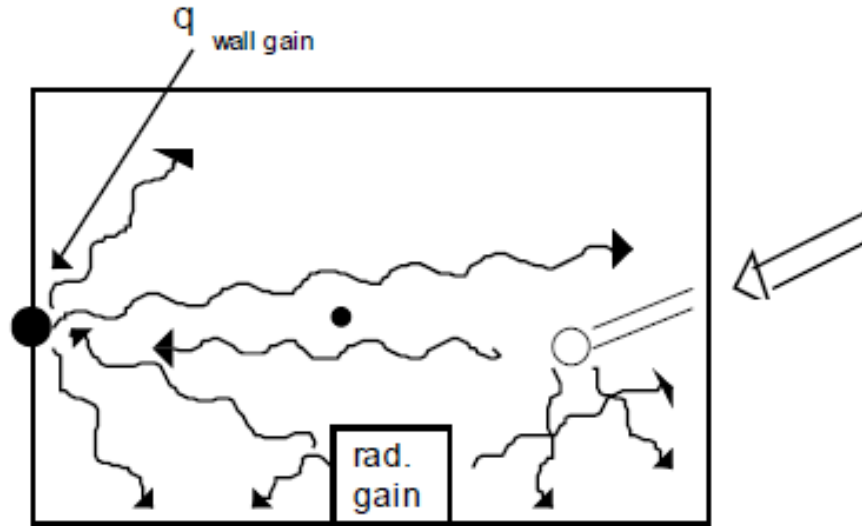


Figura 3.10: Flujo de calor radiativo a paredes y ventanas.

El flujo de calor radiativo a paredes y ventanas, representado en la Figura 3.10, se obtiene de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{r,w} = \dot{Q}_{g,r,i,w} + \dot{Q}_{sol,w} + \dot{Q}_{long,w} + \dot{Q}_{wall-gain} \quad 3.19$$

Dónde  $\dot{Q}_{r,w}$  son las ganancias radiativas de la superficie de la pared,  $\dot{Q}_{g,r,i,w}$  son las ganancias internas del nodo de aire recibidas por la pared,  $\dot{Q}_{sol,w}$  son las ganancias solares a través de las ventanas de zona recibidas por paredes,  $\dot{Q}_{long,w}$  es el intercambio de radiación de onda larga entre esta pared y todas las demás paredes y  $\dot{Q}_{wall-gain}$  es el flujo de calor especificado por el usuario hacia la pared o la superficie de la ventana.

### 3.2.2.1.3 Integración de muros y ventanas.

La Figura 3.11 muestra los flujos de calor y temperaturas que se utilizan para calcular el comportamiento térmico de cualquier pared o ventana.

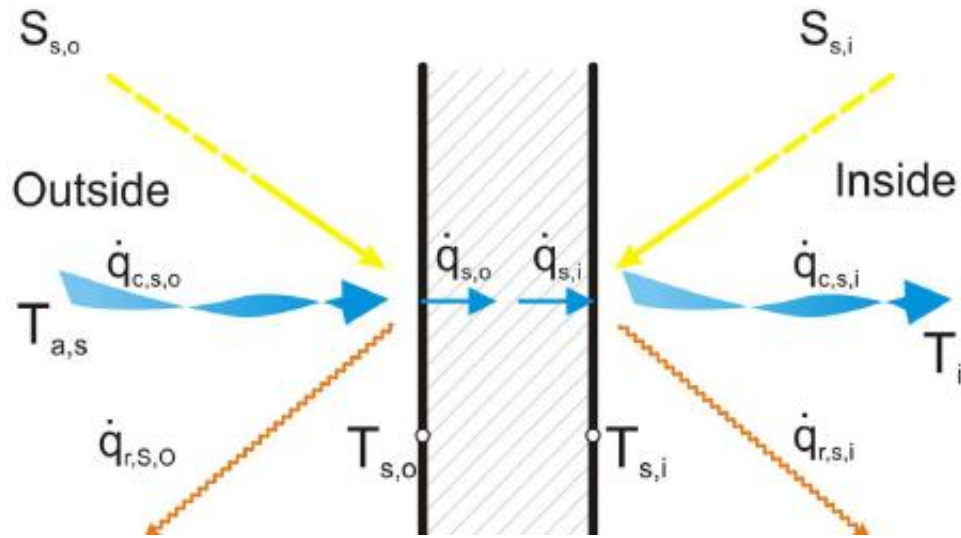


Figura 3.11: Flujo de calor y temperaturas superficiales.

Donde  $S_{s,i}$  es el flujo de calor por radiación absorbido en la superficie interior (ganancias solares y radiativas),  $S_{s,o}$  es el flujo de calor por radiación absorbido en la superficie exterior (ganancias solares),  $\dot{q}_{r,s,i}$  es la transferencia neta de calor radiativo con todas las demás superficies dentro de la zona,  $\dot{q}_{r,s,o}$  es la transferencia neta de calor radiativo con todas las superficies a la vista de la superficie exterior,  $\dot{q}_{w,g,i}$  es algún flujo de calor definido a la superficie de la pared o ventana,  $\dot{q}_{s,i}$  y  $\dot{q}_{s,o}$  son los flujos de calor por conducción desde la pared en la superficie interior y desde la pared en la superficie exterior, respectivamente,  $\dot{q}_{c,s,i}$  es el flujo de calor por convección desde la superficie interior al aire,  $\dot{q}_{c,s,o}$  es el flujo de calor por convección a la superficie exterior desde el ambiente,  $T_{s,i}$  y  $T_{s,o}$  son las temperaturas de la superficie interior y superficie exterior, respectivamente.

Los muros se modelan de acuerdo con las relaciones de función de transferencia definidas de superficie a superficie (Gebhart, 1971). Para cualquier pared, la conducción de calor en las superficies es:

$$\dot{q}_{s,i} = \sum_{k=0}^{n_{bs}} b_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{cs}} c_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{ds}} d_s^k \dot{q}_{s,i}^k \quad 3.20$$

$$\dot{q}_{s,i} = \sum_{k=0}^{n_{as}} a_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{bs}} b_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{ds}} d_s^k \dot{q}_{s,0}^k \quad 3.21$$

Estas ecuaciones de series de tiempo en términos de temperaturas superficiales y flujos de calor se evalúan a intervalos de tiempo iguales. El superíndice k se refiere al término en la serie de tiempo. El tiempo actual es k = 0, el tiempo anterior es para k = 1, etc. Los coeficientes de la serie de tiempo (a, b, c y d) se determinan dentro del programa TRNBUILD mediante el método Mitalas (Gebhart, Heat Transfer second edition, 1971).

Una ventana se considera térmicamente como una pared externa sin masa térmica, parcialmente transparente al sol, pero opaca a las ganancias internas de onda larga. Se considera que la absorción de onda larga ocurre sólo en las superficies. Donde los coeficientes quedan de la siguiente forma:

$$a_s^0 = b_s^0 = c_s^0 = d_s^0 = U_{g,s} \quad 3.22$$

$$a_s^k = b_s^k = c_s^k = d_s^k = 0 \text{ para } k > 0 \quad 3.23$$

#### 3.2.2.1.4 Radiación de onda larga

Para obtener la radiación de onda larga, se utiliza el modelo estándar de una red en estrella. El intercambio de radiación de onda larga entre las superficies dentro del nodo de aire y el flujo de calor convectivo desde las superficies interiores al aire, se aproximan utilizando la red en estrella (Seem, 1987) y representado en la Figura 3.12.

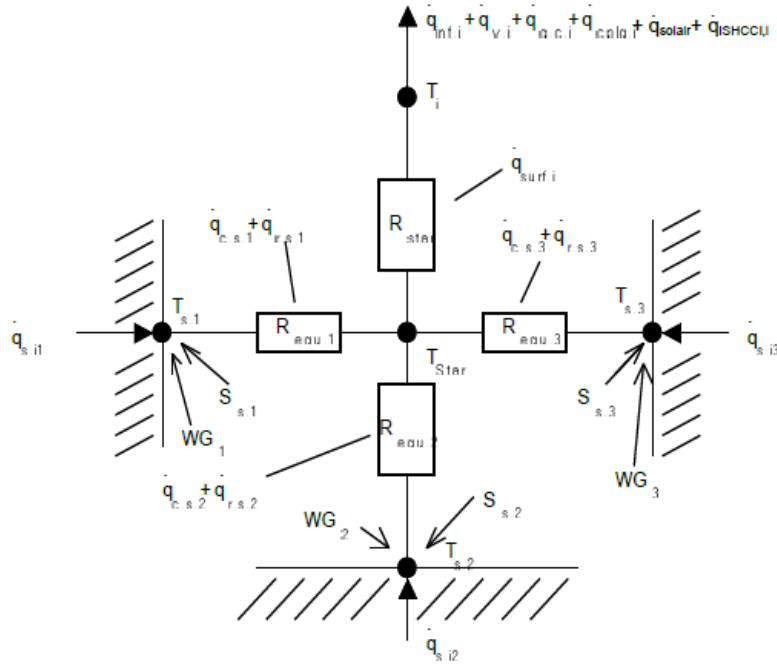


Figura 3.12: Red estrella

. Este método utiliza un nodo de temperatura artificial ( $T_{star}$ ) considerando el flujo de energía paralelo desde la superficie de una pared por convección al nodo de aire y por radiación a otros elementos de pared y ventana.

$$R_{star,i} = f(\alpha_i, A_{surf,i}) = \frac{1}{Q_{surf,i}} (T_{star} - T_i) \quad 3.24$$

Los métodos para calcular las resistencias  $R_{equiv,i}$  y  $R_{star,i}$  y las relaciones de área se utilizan en estos cálculos para encontrar los factores de absorción entre todas las superficies, estos métodos se encuentran en el libro “*Modeling of Heat in Buildings*” (Seem, 1987).

La temperatura estrella se utiliza para calcular un flujo de calor radiativo y convectivo neto desde la superficie de la pared interior:

$$\dot{q}_{comb,s,i} = \dot{q}_{c,s,i} + \dot{q}_{r,s,i} = \frac{(T_{s,i} - T_{star})}{R_{equiv,i} A_{s,i}} \quad 3.25$$

Donde  $\dot{q}_{comb,s,i}$  es el flujo de calor radiativo y convectivo y  $A_{s,i}$  es el área.

Para superficies externas, se considera el intercambio de radiación de onda larga en la superficie exterior. Utilizando explícitamente la temperatura del cielo, que es una entrada para el modelo Type56 y un factor de vista al cielo, también una temperatura del suelo ficticia y el factor de vista, que sería 1 menos el factor de vista al cielo, para cada superficie externa.

Finalmente, los balances energéticos en las superficies dan:

$$\dot{q}_{s,i} = \dot{q}_{comb,s,i} + S_{s,i} \quad 3.26$$

$$\dot{q}_{s,o} = \dot{q}_{comb,s,o} + S_{s,o} \quad 3.27$$

Para superficies internas  $S_{s,i}$  puede incluir tanto la radiación solar radiante como la radiación de onda larga generada a partir de objetos internos como personas o muebles. Para superficies externas,  $S_{s,o}$  consiste únicamente en radiación solar.

#### 3.2.2.1.5 Distribución de las ganancias internas de la radiación de onda larga.

Para la distribución de las ganancias internas de la radiación de onda larga se utiliza el modelo estándar de áreas ponderadas, el cual supone que todas las superficies son negras para el intercambio radiativo de onda larga y las ganancias internas radiativas. Estas ganancias se distribuyen según ratios de superficie. La fracción de las ganancias radiativas internas para cualquier zona adsorbida por una superficie es:

$$f_{1,s} = \frac{A_s}{\sum A_s} \quad 3.28$$

#### 3.2.2.1.6 Radiación solar.

TRNSYS integra un denominado factor solar-aire que se utiliza en varios estándares. La fracción solar a aire  $f_{solair,i}$ , define la fracción de radiación solar que ingresa a un nodo de aire a través de ventanas externas que se transfiere inmediatamente como ganancia convectiva al aire interno.

$$\dot{Q}_{solair,i} = f_{solair,i}(I_{trans,dif,i} + I_{trans,dir,i}) \quad 3.29$$

Donde,  $I_{trans,dif,i}$  y  $I_{trans,dir,i}$  son la radiación solar difusa y directa transmitida a través de todas las ventanas externas del nodo de aire.

### 3.2.2.1.7 Muros exteriores y con condiciones de contorno.

Es posible combinar la ecuación 3.17 y la ecuación 3.23 para expresar el flujo de calor de la superficie interior para una pared exterior en función de las temperaturas del aire límite:

$$\dot{q}_{s,i} = B_s T_{a,s} - C_s T_{star,s} + D_s \quad 3.30$$

Donde:

$$B_s = \frac{e_s n_{s,o}}{1 - f_s} \quad 3.31$$

$$C_s = \frac{f_s}{f_s - 1(R_{equiv,i} A_{s,i})} \quad 3.32$$

$$C_s = \frac{f_s}{f_s - 1(R_{equiv,i} A_{s,i})} \quad 3.33$$

$$D_s = \frac{f_s S_{s,i} + e_s (S_{s,o} - K_{s,o}) + K_{s,i}}{f_s - 1(R_{equiv,i} A_{s,i})} \quad 3.34$$

$$e_s = \frac{b_s^0}{a_s^0 + h_{s,o}} \quad 3.35$$

$$f_s = (b_s^0 e_s - c_s^0) R_{equiv,i} A_{s,i} \quad 3.36$$

Los valores para  $K_{s,i}$  y  $K_{s,o}$  están definidos por las ecuaciones de la función de transferencia:

$$K_{s,i} = \sum_{k=0}^{n_{bs}} b_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{cs}} c_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{ds}} d_s^k \dot{q}_{s,i}^k \quad 3.37$$

$$K_{s,o} = \sum_{k=0}^{n_{as}} a_s^k T_{s,o}^k - \sum_{k=0}^{n_{bs}} b_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{ds}} d_s^k \dot{q}_{s,o}^k \quad 3.38$$

### 3.2.2.1.8 Muros internos adyacentes y con condiciones de contorno.

Para paredes adyacentes a otro nodo de aire, paredes internas o paredes adyacentes a nodo de aire con condiciones idénticas, se aplica la ecuación anterior, pero con:

$$\text{Nodo adyacente: } T_{a,s} = T_{star,j}$$

$$\text{Pared interna o nodo adyacente idéntico: } T_{a,s} = T_{star,i}$$

$$B_s = \frac{e_s}{(1 - f_s)(R_{equiv,j}A_{s,j})} \quad 3.39$$

$$e_s = \frac{b_s^0}{a_s^0 + \frac{1}{(R_{equiv,j}A_{s,j})}} \quad 3.40$$

### 3.2.2.1.9 Ganancias totales de las superficies de un nodo de aire.

La ganancia total al nodo de aire de todas las superficies es la suma de las transferencias de calor combinadas de la ecuación 3.23 y la ecuación 3.26.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{surf,i} &= \sum A_s q_{comb,i} \\ &= \sum_{j=0}^{Adj.zone_j} \sum_{i=0} A_s B_s T_{star,j} + \sum^{ext} A_s B_s T_{star,j} + \sum^{int} A_s B_s T_{star} \\ &\quad - \sum_{sur.in\ zone\ i} A_s (C_s T_{star,i} - D_s - S_{s,i}) \end{aligned} \quad 3.41$$

Dónde  $A_s$  es el área interior de la superficie  $s$ .

### 3.2.2.1.10 Infiltración, ventilación y acoplamiento convectivo.

Las tasas de infiltración y ventilación se dan en términos de cambios de aire por hora, para cada nodo de aire. La magnitud del flujo másico es el producto del volumen de aire del nodo, la densidad de cambio de aire y la tasa de cambio de aire. La infiltración se produce siempre a partir de condiciones exteriores, mientras que la ventilación se produce a partir de una temperatura especificada  $T_{v,k}$ , (en este caso la temperatura de salida del aire del Fan Coil). Se supone que cantidades iguales de aire salen del nodo de aire a su temperatura. Las

ganancias de energía para cualquier nodo de aire debido a la infiltración y la ventilación son:

$$\dot{Q}_{inf,i} = \dot{m}_{inf,i} C_p (T_a - T_i) \quad 3.42$$

$$\dot{Q}_{v,i} = \sum_k^{nvent} \dot{m}_{v,k,i} C_p (T_{v,k} - T_i) \quad 3.43$$

Donde  $\dot{m}_{inf,i}$ ,  $\dot{m}_{v,k,i}$ , son el flujo másico de aire de infiltración y ventilación respectivamente,  $T_a$  es la temperatura ambiente y  $C_p$  es el calor específico del aire.

### 3.2.2.1.11 Temperatura del nodo de aire.

Finalmente, la tasa de cambio de la energía interna para cualquier nodo de aire flotante es igual a la ganancia neta de calor:

$$\dot{Q}_i = C_i \frac{d}{dt} T_i \quad 3.44$$

Donde  $C_i$  es la capacitancia térmica del nodo de aire y  $T_i$  es la temperatura del nodo de aire.

La ganancia neta de calor es una función de  $T_i$  y las temperaturas de todos los demás nodos de aire adyacentes. Para simplificar la solución del conjunto de ecuaciones,  $\dot{Q}_i$  se considera constante durante cualquier paso de tiempo, evaluado a valores promedio de las temperaturas de los nodos de aire. En este caso, la solución a la ecuación diferencial para la temperatura final, en un intervalo de tiempo dado es:

$$T_{i,t} = T_{i,t-\Delta t} + \frac{\overline{\dot{Q}_i \Delta t}}{C_i} \quad 3.45$$

Donde  $\Delta t$  es el tiempo de simulación y  $T_{i,t-\Delta t}$  es la temperatura al comienzo del intervalo de tiempo. Además, la variación de temperatura es lineal, de manera que el promedio es:

$$T_i = \frac{T_{i,t} + T_{i,t-\Delta t}}{2} \quad 3.46$$

De esta forma TRNSYS utiliza estas ecuaciones para resolver el sistema de forma matricial explicado acabadamente en la descripción matemática de Multizone Building. (Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2004-2012).

### 3.2.2.2 Ganancias térmicas e infiltraciones

Además de los datos meteorológicos, el type56 recibe como entrada funciones creadas con el type14 que representan las ganancias térmicas correspondientes a la ocupación de una vivienda por 4 personas, los equipos domésticos y la iluminación, también la ventilación que reemplaza el uso de infiltraciones al abrir todas las ventanas durante la noche (Grupo de Energética Edificatoria y Sostenibilidad de la Unidad de Calidad en la Construcción del Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja – IETcc-CSIC, 2020), las magnitudes se observan en la Figura 3.13.

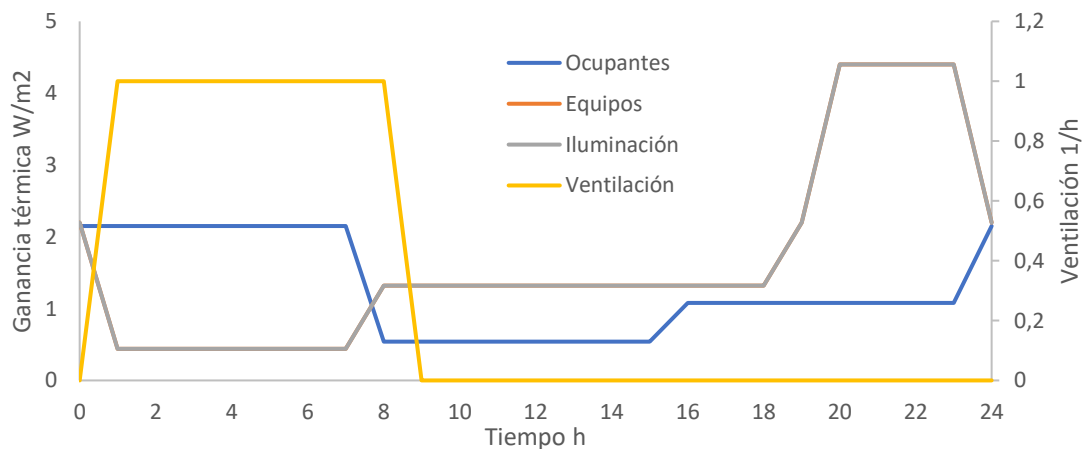
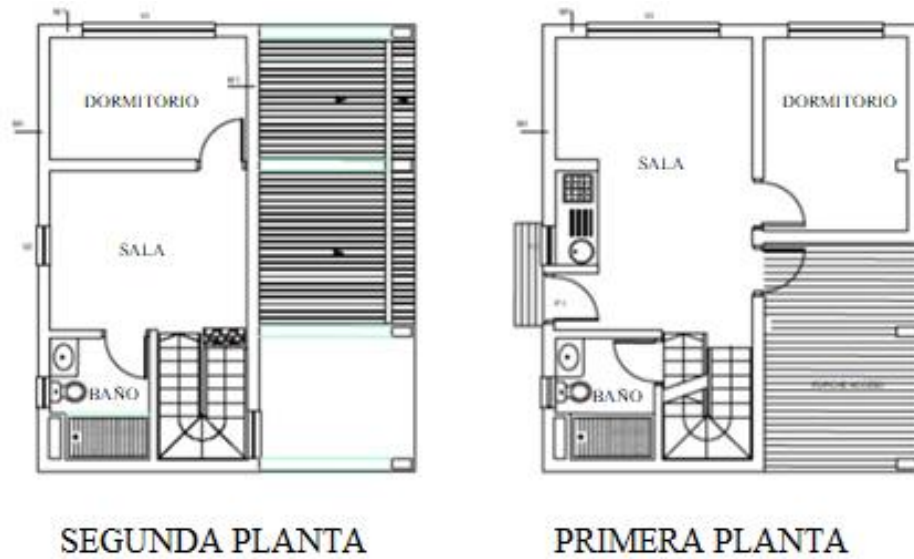


Figura 3.13: Ganancias térmicas y ventilación de la Casa Fénix.

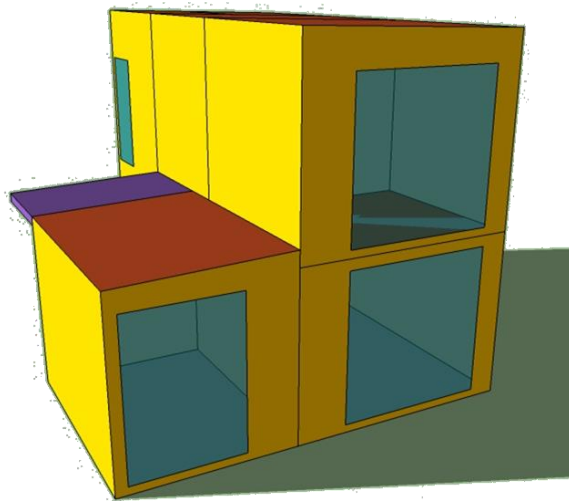
### 3.2.2.3 Cerramientos

El type56 también utiliza la descripción física de la vivienda, es decir la geometría, composición de materiales, zonas sombreadas, condiciones de adyacencia entre las distintas zonas térmicas y todo esto se ejecuta en el procesador TRNBUILD (Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2004-2012). La geometría de la Casa Fénix esta descrita en la Figura 3.14.



*Figura 3.14: Planos de la Casa Fénix*

Una forma sencilla de ingresar la geometría de la vivienda a TRNBUILD, basándose en las zonas térmicas, es mediante un complemento de Google sketchup 8, Trnsys3d. Gracias a este complemento sólo se deben dibujar las zonas térmicas de la casa, quedando como muestra la Figura 3.16. Al abrir el archivo generado por Google sketchup 8, con el type125 (Geometría Fénix en la Figura 3.15) y acoplándolo al type56 en TRNSYS, se crea automáticamente la geometría de la vivienda en TRNBUILD donde se ingresan las propiedades térmicas de los materiales, ganancias térmicas e infiltraciones.



*Figura 3.15: Modelo en Google Sketchup de la Casa Fénix.*

La superficie total construida consta de  $64 m^2$  donde el primer piso tiene  $37 m^2$  y el segundo piso  $27 m^2$ . Este estudio considera cada habitación como zona térmica. Sus medidas son: dormitorio primer piso  $10 m^2$ , dormitorio segundo piso  $10 m^2$ , sala primer piso  $18 m^2$ , sala segundo piso  $8 m^2$ , baño primer piso  $5 m^2$  baño segundo piso  $5 m^2$  y escalera  $4 m^2$ . La orientación de la casa es de tal forma que la entrada principal da hacia el norte y los ventanales hacia el oeste.

En la Tabla 3.2 se presentan la composición de los materiales con los que se construyó la casa y los coeficientes globales de transferencia de calor de los muros.

Tabla 3.2: Materiales de la Casa Fénix

Tipo de muro	Capas	Espesor (mm)	U ( $W/m^2K$ )
Muro exterior	P7 Cintac metal sheeting	1	0.52
	Air chamber	25	
	Plywood	12	
	Thermoroot insulation	50	
	Air chamber	50	
	Arauco wood panel	15	
Piso	Linoleum	2	0.74
	Plywood	12	
	Air chamber	150	
	Thermoroot insulation	30	
	Fibercement board	6	
Techo	P7 Cintac metal sheeting	1	0.54
	Plywood	12	
	Air chamber	150	
	Thermoroot insulation	50	
	Plasterboard	6	

Por las ventanas llega la mayor parte de energía solar hacia el interior de la vivienda, en este caso están construidas con marcos de madera y vidrios tipo termo panel  $4x6x4 mm$  con un coeficiente de transferencia de calor de  $3 W/m^2 K$ .

### 3.2.3 Modelo del Fan Coil.

Para aprovechar el agua enfriada por el Sistema de Calentamiento y Enfriamiento como mecanismo de climatización pasivo en la vivienda, se utiliza un Fan Coil el cual usa el agua del estanque frío para disminuir la temperatura en la vivienda.

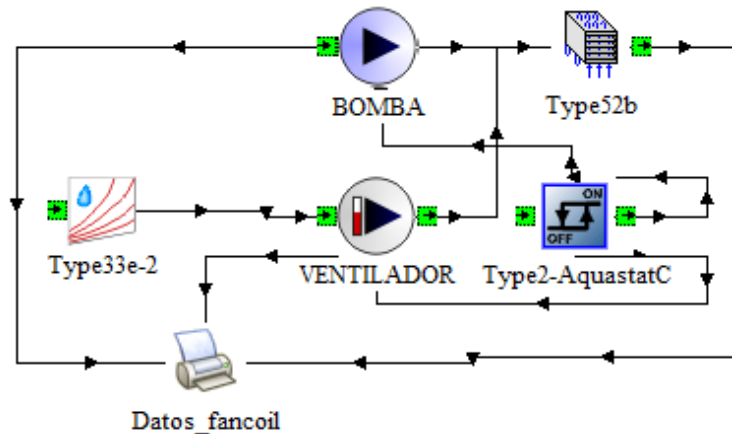


Figura 3.16: Modelo de Fan Coil.

El modelo representado en la Figura 3.16 está compuesto principalmente por una bomba, un ventilador y un serpentín. La bomba y el ventilador son los encargados de controlar el flujo másico de agua y aire, respectivamente y el serpentín de la transferencia de calor.

El sistema es controlado por el type2-AcuastatC, este componente está destinado a generar una señal de encendido=1 y apagado=0, el encendido se produce cuando el valor observado se eleva por encima del punto de ajuste especificado en una cierta cantidad (límite de control superior) y luego se apaga cuando la variable observada se acerca a una cantidad especificada del punto de ajuste (límite de control inferior) (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2004-2014). Por ejemplo, enciende el enfriamiento cuando la temperatura de la habitación suba 4 grados por encima del punto de ajuste y apague el enfriamiento cuando la habitación caiga dentro de 2 grados por debajo del punto de ajuste, considerando una temperatura de consigna de 24°C el sistema empezaría a funcionar cuando la temperatura suba a 28°C y se apagará cuando baje a 22°C.

En este caso el controlador está conectado a la bomba y al ventilador de tal forma que si el sistema se enciende empieza a circular agua por el serpentín y aire alrededor de este.

El serpentín es el componte principal, ya que es ahí donde se realiza el intercambio energético entre el agua y el aire. Este es representado por el type52b, el que modela el rendimiento de un serpentín de enfriamiento deshumidificador utilizando el modelo de efectividad (Braun, 1988). Se debe especificar la geometría del serpentín de enfriamiento y

el conducto de aire. En este caso se especifican aletas de placa plana continua. Este type utiliza un análisis detallado que analiza por separado cada una de las porciones secas y húmedas del serpentín.

El estado límite de salida para el aire que se enfría y deshumidifica a través de un serpentín enrollado, sería el aire saturado a una temperatura igual a la de la corriente de agua entrante. Esto corresponde a la mínima entalpía posible del aire de salida. La efectividad de la transferencia de calor del lado del aire se define como la relación entre la diferencia de entalpía del aire y la diferencia de entalpía del aire máxima posible, si el aire de salida estuviera en la entalpía mínima posible. Este componente modela el rendimiento de los serpentines de enfriamiento utilizando este modelo de efectividad para geometrías de contraflujo. El rendimiento de los intercambiadores de calor de flujo cruzado de múltiples pasadas se acerca al óptimo de los dispositivos de contraflujo cuando el número de filas es mayor de cuatro.

Se requieren eficiencias de aletas para calcular los coeficientes de transferencia de calor entre la corriente de aire y el serpentín. El rendimiento de las aletas de placa rectangular de espesor uniforme puede aproximarse definiendo aletas anulares equivalentes. Las eficiencias se calculan para aletas anulares de espesor uniforme ignorando los efectos finales (Threlkeld, 1970). Las aproximaciones polinómicas se utilizan para evaluar las funciones de Bessel utilizadas en el cálculo de las eficiencias. En la Figura 3.18, “w” es el ancho de la bobina, L es la altura de la bobina. La dimensión “a” es la distancia entre los tubos de agua en la dirección perpendicular al flujo de aire, mientras que la dimensión “c” es la distancia entre las filas de tubos paralelas a la dirección del flujo de aire como se observa en la Figura 3.17.

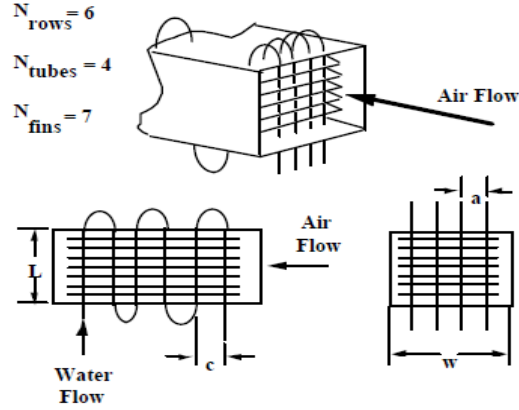


Figura 3.17: Diagrama del Fan Coil.

El agua comenzará a condensarse en la superficie de un serpentín de enfriamiento en el punto donde la temperatura de la superficie es igual al punto de rocío del aire que ingresa. Para calcular la transferencia de calor a través del serpentín de enfriamiento, se deben determinar las áreas relativas asociadas con las partes húmedas y secas del serpentín. El método para calcular la transferencia de calor en un serpentín parcialmente húmedo es el siguiente (Braun, 1988). La fracción del área de la superficie de la bobina que está seca es:

$$f_{dry} = -\frac{1}{K} \ln \left[ \frac{(T_{dp} - T_{w,o}) + C^*(T_{a,i} - T_{dp})}{\left(1 - \frac{K}{Ntu_o}\right)(T_{a,i} - T_{w,o})} \right] \quad 3.47$$

Donde:  $K = Ntu_{dry}(1 - Ntu_o)$ ,  $T_{w,o}$  es la temperatura de salida del agua,  $T_{a,i}$  es la temperatura de entrada del aire,  $T_{dp}$  es la temperatura de punto de rocío y  $Ntu_o$  es el número total de unidades de transferencia en la salida.

Considerando  $m^*$  la tasa de capacitancia efectiva de aire y agua para análisis húmedo, la efectividad para las porciones húmedas y secas del serpentín son:

$$\varepsilon_{wet,a} = \frac{1 - \exp(-(1 - f_{dry}) Ntu_{wet}(1 - m^*))}{1 - m^* \exp(-(1 - f_{dry}) Ntu_{wet}(1 - m^*))} \quad 3.48$$

$$\varepsilon_{dry,a} = \frac{1 - \exp(-f_{dry} Ntu_{dry}(1 - C^*))}{1 - C^* \exp(-f_{dry} Ntu_{dry}(1 - C^*))} \quad 3.49$$

La temperatura del agua en el punto donde comienza la condensación es:

$$T_{w,x} = \frac{T_{w,i} + \frac{C^* \varepsilon_{wet,a} (h_{a,i} - h_{s,w,i})}{C_{pm}} - C^* \varepsilon_{wet,a} \varepsilon_{dry,a} T_{a,i}}{(1 - C^* \varepsilon_{wet,a} \varepsilon_{dry,a})} \quad 3.50$$

Donde  $h_{a,i}$  es la entalpia del flujo de aire que entra,  $h_{s,w,i}$  es la entalpia saturada del agua que entra,  $C^*$  la tasa de capacitancia de aire y agua para análisis en seco y  $C_{pm}$  calor específico de presión constante del aire húmedo.

Y la temperatura del agua de salida es:

$$T_{w,o} = C^* \varepsilon_{dry,a} T_{a,i} + (1 - C^* \varepsilon_{dry,a}) T_{w,x} \quad 3.51$$

Dado que la fracción del serpentín que está seca depende de la temperatura del agua de salida, se requiere un método iterativo para encontrar la temperatura del agua de salida.

El estado del aire de salida de la bobina se determina a partir de:

$$T_{a,o} = T_{s,e} + (T_{a,x} - T_{s,e}) \exp(-(1 - f_{dry}) N t u_o) \quad 3.52$$

Donde  $T_{s,e}$  es la temperatura superficial efectiva en la sección de la bobina húmeda y se determina a partir de la condición de saturación asociada con:

$$h_{s,s,e} = h_{s,x} + \frac{h_{a,o} - h_{a,x}}{1 - \exp(-(1 - f_{dry}) N t u_o)} \quad 3.53$$

La temperatura del aire y la entalpía en el punto donde ocurre la condensación son:

$$T_{a,x} = T_{a,i} - \varepsilon_{dry,a} (T_{a,i} - T_{w,x}) \quad 3.54$$

$$h_{a,x} = h_{a,i} - \varepsilon_{dry,a} C_{pm} (T_{a,i} - T_{w,x}) \quad 3.55$$

Se calculan tres tasas de transferencia de calor a partir de los balances de energía en las corrientes de agua y aire. La energía total transferida a través del serpentín es:

$$\dot{Q}_{coil} = \dot{m}_w C_{pw} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad 3.56$$

La transferencia de calor atribuida a la condensación de la humedad en el aire se calcula como:

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_a h_{fg} (\omega_{a,i} - \omega_{a,o}) \quad 3.57$$

Donde  $h_{fg}$  es el calor de vaporización del agua y se supone constante en el valor para condiciones estándar ( $2452 \text{ kJ} / \text{kg}$ ). La transferencia de calor atribuida a la transferencia de calor sensible es simplemente:

$$\dot{Q}_{sens} = \dot{Q}_{coil} - \dot{Q}_{lat} \quad 3.58$$

En este caso se modela un Fan Coil Daikin FWV recomendado para el uso en hogares por su fácil instalación y bajo consumo eléctrico (Dakin Europe N.V., 2018). Este modelo de Fan Coil es de 4 tubos y tiene caudal de aire variable. Su caudal nominal de aire es  $431 \text{ m}^3/\text{h}$ , caudal nominal de agua  $494 \text{ l/h}$ . y requiere una presión mínima de agua de  $11 \text{ kPa}$ . Como no se cuenta con todas la características del Fan Coil, ocupan las de uno estándar y recomendadas por TRNSYS en las referencias matemáticas del componente (Thermal Energy System Specialists, LLC, 2004-2014).

Se utiliza una bomba con las mismas características que la del Sistema de Calentamiento y Enfriamiento descrita en la sección 3.1.2.4.

Al igual que la bomba, el ventilador debe cumplir con los requerimientos básicos. El ventilador centrífugo tipo en línea modelo NEOLINEO 200/V de Anwo (Sodeca, 2009) cumple con los requerimientos de caudal variable y bajo consumo eléctrico. Este posee un caudal máximo  $1040 \text{ m}^3/\text{h}$  y consumo electico de  $76 \text{ W}$ .

### 3.2.4 Modelo integrado y simulaciones

Finalmente, después de modelar los 3 sistemas por separado se realiza el modelo completo que acopla los mencionados, considerando que los 3 sistemas utilizan los mismos datos climáticos de Santiago descargados de meteoblue.

El Sistema de Calentamiento y Enfriamiento se une al Sistema del Fan Coil conectando la salida de agua fría del estanque frío a la entrada de agua del serpentín y la salida de agua del serpentín a la entrada de agua caliente del estanque frío, de esta forma se recircula agua entre el estanque y el serpentín cuando el controlador del Fan Coil se active.

El Sistema del Fan Coil se une al Sistema de la Casa Fénix conectando la salida de aire del Fan Coil al dormitorio del segundo piso, debido a que esta es la zona térmica con mayor temperatura durante el día. De esta forma quedan acoplados los 3 sistemas.

Las primeras simulaciones son para analizar el desempeño de cada sistema por separado y se probaron distintos valores para los parámetros más relevantes.

En el caso del Sistema de Calentamiento y Enfriamiento, el comportamiento del sistema para distintos flujos máscicos: 5, 10, 15, 20, 50  $kg/h$  y tamaños de estanque: 50, 100, 200 y 500  $l$ . Evaluando la diferencia de temperatura entre la salida y entrada del colector, el flujo de energía en el colector, temperatura media en los estanques, variación de energía en los estanques y acumulación de energía en los estanques.

En el caso de la Casa Fénix solo se evalúa el comportamiento térmico en cada zona térmica mediante la variación de temperatura en el tiempo.

En el caso del Sistema del Fan Coil, el comportamiento para distintos flujos máscicos de aire: 100, 200, 500 y 1000  $kg/h$  y distintos flujos máscicos de agua: 50, 100, 200 y 500  $kg/h$ . Evaluando la diferencia de temperatura del aire entre la salida y entrada al Fan Coil, el flujo de energía de enfriamiento y la energía acumulada en un día.

## 4 Resultados y discusión

Este capítulo tiene por objetivo representar gráficas que muestran el comportamiento de los modelos bajo distintas condiciones de operación para evidenciar la influencia de los parámetros de entrada. Debido a la gran cantidad de resultados se muestran gráficamente los que mejor describen el funcionamiento del sistema, junto a esto, se realiza un análisis de sensibilidad de las variables para comprobar como influyen en el comportamiento de cada modelo.

Primero se muestran los resultados del modelo del Sistema de Calentamiento y Enfriamiento, segundo el modelo de la Casa Fénix, tercero el modelo del Fan Coil y finalmente la integración de los 3 modelos. Estos resultados son analizados respecto a las variables físicas influyentes en cada sistema. La evaluación de los modelos mencionados anteriormente es realizada bajo las condiciones climáticas de la ciudad de Santiago, en un día típico de verano, el 20 de enero del 2019, debido a las buenas condiciones climáticas para estos modelos.

### 4.1 Sistema de Calentamiento y Enfriamiento

El Sistema de Calentamiento y Enfriamiento está compuesto principalmente por 2 partes: colector y estanques, donde se produce la transferencia de energía y se acumula la energía respectivamente.

Se analiza la influencia de parámetros que pueden ser controlados, como el flujo másico de agua y el tamaño de los estanques y se realiza un análisis de sensibilidad de estos. También se discrimina cuál combinación es mejor, dependiendo de la temperatura alcanzada, la energía transferida y la energía acumulada.

Este sistema se evalúa considerando los perfiles de consumo de agua caliente y fría descritos en el capítulo anterior, iniciando la etapa de enfriamiento a las 22:00 horas y terminando a las 06:00 horas del día siguiente.

#### 4.1.1 Análisis del colector/radiador para distintos flujos máscos y capacidades de los estanques.

Se evalúa el desempeño del colector/radiador para diferentes flujos máscos de agua y estanques de distintos volúmenes, a partir de la diferencia de temperatura entre la salida y la entrada de este y del flujo de energía a partir de la ecuación 3.12.

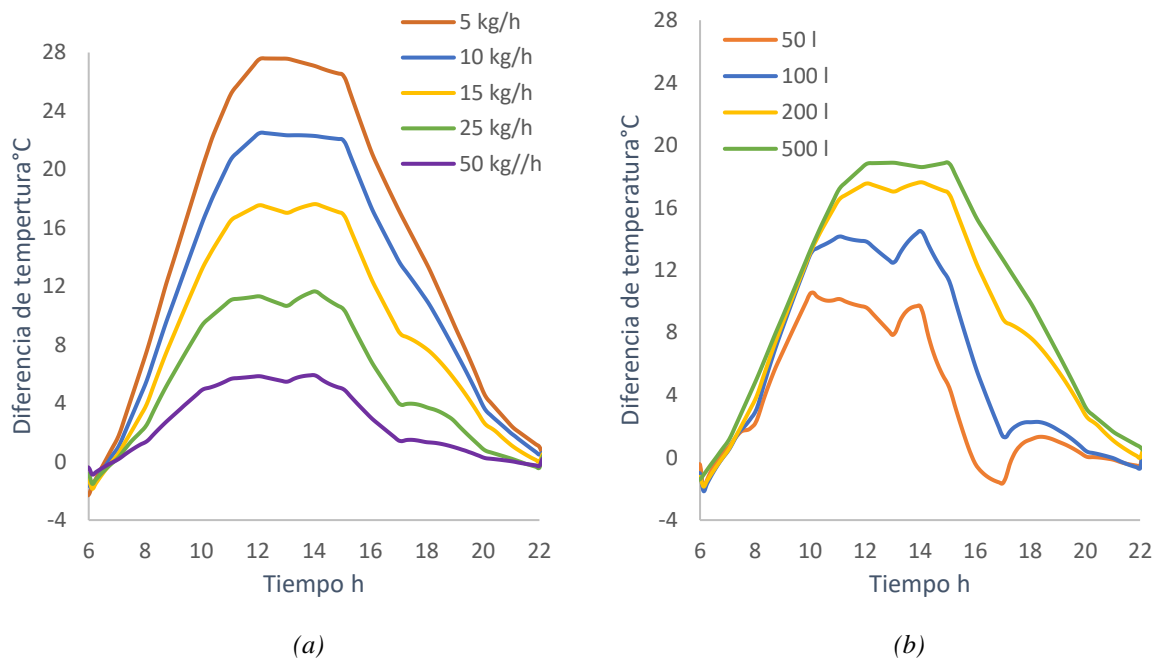


Figura 4.1: Evolución temporal de la diferencia de temperatura entre la salida y la entrada al colector/radiador durante el día. En la figura (a) para distintos flujos de agua considerando estanques de 200 litros y en la figura (b) para estanques con distinta capacidad considerando un flujo de agua de 15 kg/h.

Como se observa en la Figura 4.1(a) durante el día en la etapa de calentamiento, la magnitud de la diferencia de temperatura del agua en el colector aumenta a medida que disminuye el flujo máscico de agua en el colector. Esto se debe al calor específico del agua líquida, que necesita  $4.182 J$  para que un gramo de agua pueda subir su temperatura en  $1^{\circ}C$ . En este caso todos los flujos reciben la energía de la misma fuente (radiación solar), a través de colector solar, por lo tanto, los flujos con menor masa tienden a temperaturas más altas bajo la misma fuente de energía.

En cambio, en la Figura 4.1(b) la magnitud de la diferencia de temperatura del agua en el colector aumenta a medida que aumenta la capacidad de los estanques. Esto se debe a que el agua que entra al colector es la que posee menor temperatura en el estanque (salida inferior) y la que sale del colector va hacia el sector de mayor temperatura del estanque

(entrada superior), por lo tanto, para un flujo constante de agua, el aumentar la capacidad del estanque provoca que la temperatura en la salida del estanque (entrada al colector) sea más baja y la diferencia de temperatura del agua en el colector sea mayor.

En ambos gráficos se observa que la máxima diferencia de temperatura en el agua se obtiene entre las 12:00 y 16:00 horas, esto se debe a que en ese horario se presenta la mayor radiación solar incidente al colector.

Se seleccionaron distintas horas de las figuras anteriores para apreciar de mejor forma cuanto cambia la diferencia de temperatura, según flujo másico de agua y la capacidad de los estanques, esto se aprecia en la Figura 4.2(a) y Figura 4.2(b) respectivamente.

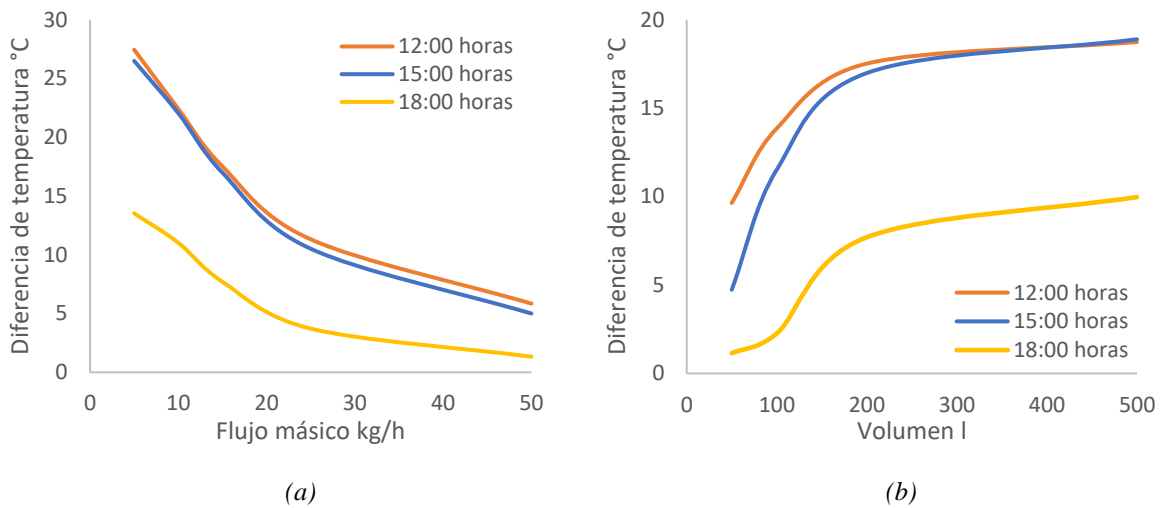


Figura 4.2: Variación de la diferencia de temperatura a distintas horas en la etapa de calentamiento. En la figura (a) según el flujo másico de agua y en la figura (b) según capacidad de los estanques.

Al igual que en la Figura 4.1(a), en la Figura 4.2(a) se observa que la diferencia de temperatura en el agua del colector desciende a medida que aumenta el flujo másico de agua, pero en la última se observa que independiente de la hora, la diferencia de temperatura desciende rápidamente hasta los 25 kg/h y luego se torna constante, también se espera que al aumentar en gran cantidad el flujo másico la diferencia de temperatura tienda a 0.

De la misma forma se relaciona la Figura 4.1(b) con la Figura 4.2(b) donde se observa que la diferencia de temperatura en el agua del colector aumenta a medida que aumenta la capacidad de los estanques. En la Figura 4.2(b), también se observa que independiente de la

hora la diferencia de temperatura aumenta rápidamente hasta los 200 l y luego, debido a la capacidad calorífica del agua, la diferencia de temperatura se vuelve constante, aunque aumente la capacidad del estanque.

Es decir, con un estanque de 200 l se llega a la máxima diferencia de temperatura en el colector y mientras menor el flujo másico de agua, mayor es la diferencia de temperatura en el colector para la etapa de calentamiento.

En el modelo se alcanzan temperaturas inferiores a las que se alcanzarían con un colector solar convencional. Esto debido a que se utiliza un colector solar sin vidrio, evitando el efecto invernadero que aumentaría significativamente la eficiencia del colector en modo calentamiento, pero evitaría el efecto de radiación nocturna en el modo de enfriamiento (Lozano, 2019).

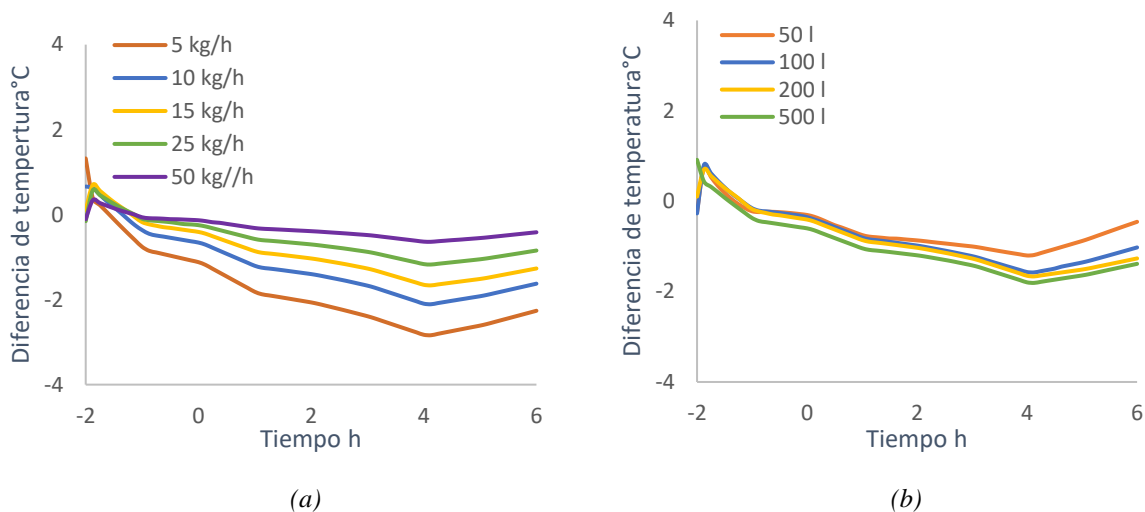


Figura 4.3: Evolución temporal de la diferencia de temperatura entre la salida y la entrada al colector durante la noche. En la figura (a) para distintos flujos de agua considerando estanques de 200 litros y en la figura (b) para estanques con distinta capacidad considerando un flujo de agua de 15 kg/h.

En la Figura 4.3(a) se observa que, durante la noche en la etapa de enfriamiento, a medida que aumenta el flujo másico de agua disminuye la magnitud de la diferencia de temperatura del agua en el colector. Al igual que en la Figura 4.1(a) esto se debe al calor específico del agua.

En la Figura 4.3(b) se observa que, durante la noche en la etapa de enfriamiento, a medida que la capacidad de los estanques aumenta, la magnitud de la diferencia de

temperatura del agua en el colector aumenta. Al igual que en la Figura 4.1(b) esto se debe a la posición de las entradas y salidas del agua al estanque.

En ambos gráficos, está representado, que la máxima diferencia de temperatura en el agua se obtiene a las 04:00 horas, esto se debe que en ese momento la temperatura ambiente es menor por lo tanto las ganancias por convección son menores.

Se seleccionaron distintas horas de las figuras anteriores para apreciar de mejor forma cuánto cambia la diferencia de temperatura, según el flujo másico de agua y la capacidad de los estanques en la fase de enfriamiento, como se aprecia en la Figura 4.4(a) y Figura 4.4(b) respectivamente:

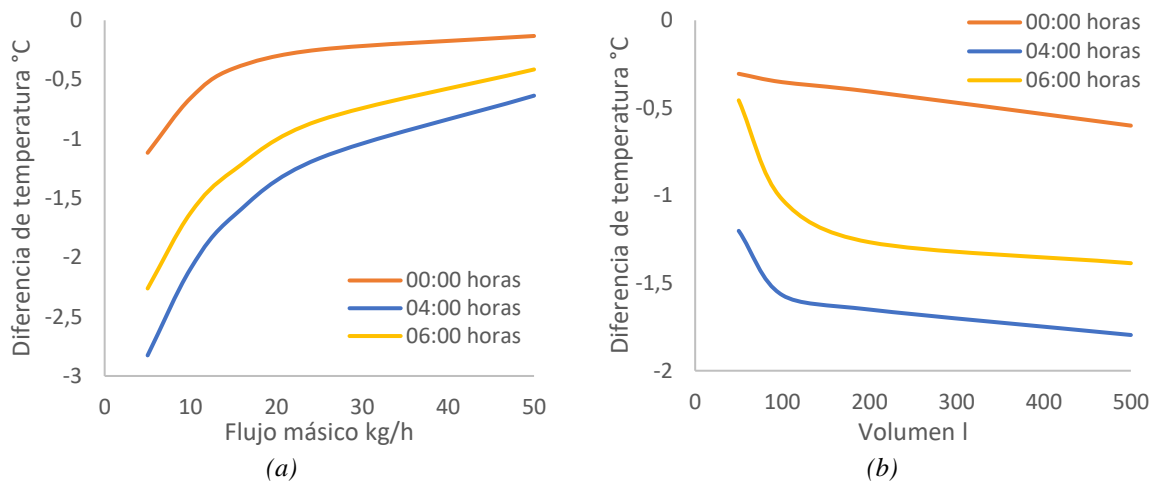


Figura 4.4: Variación de la diferencia de temperatura a distintas horas en el ciclo de enfriamiento. En la figura (a) según el flujo másico de agua y en la figura (b) según capacidad de los estanques.

Al igual que en la Figura 4.3(a) en la Figura 4.4(a) se observa que la magnitud de la diferencia de temperatura en el agua del colector descende a medida que aumenta el flujo másico de agua, pero en esta última se observa que, independiente de la hora la diferencia de temperatura descende rápidamente hasta los 15 kg/h y luego se torna constante donde se espera que al aumentar en gran cantidad el flujo másico la diferencia tienda a 0.

De la misma forma se relaciona la Figura 4.3(b) con la Figura 4.4(b) donde se observa que, la magnitud de la diferencia de temperatura en el agua del colector aumenta a medida que aumenta la capacidad de los estanques. En la Figura 4.4(b) también se observa que,

independiente de la hora la diferencia de temperatura aumenta rápidamente hasta los 100 l y luego la diferencia de temperatura se vuelve constante a medida que aumenta la capacidad del estanque.

Es decir, con un estanque de 100 l se llega a la máxima diferencia de temperatura en el colector y mientras menor sea el flujo másico de agua, mayor es la diferencia de temperatura en el colector para la etapa de enfriamiento.

Las diferencias observadas en las magnitudes entre la etapa de calentamiento y enfriamiento se deben a que la energía entregada por la radiación solar es mucho mayor a la energía cedida por radiación nocturna. La magnitud del flujo de energía se observa en la Figura 4.5.

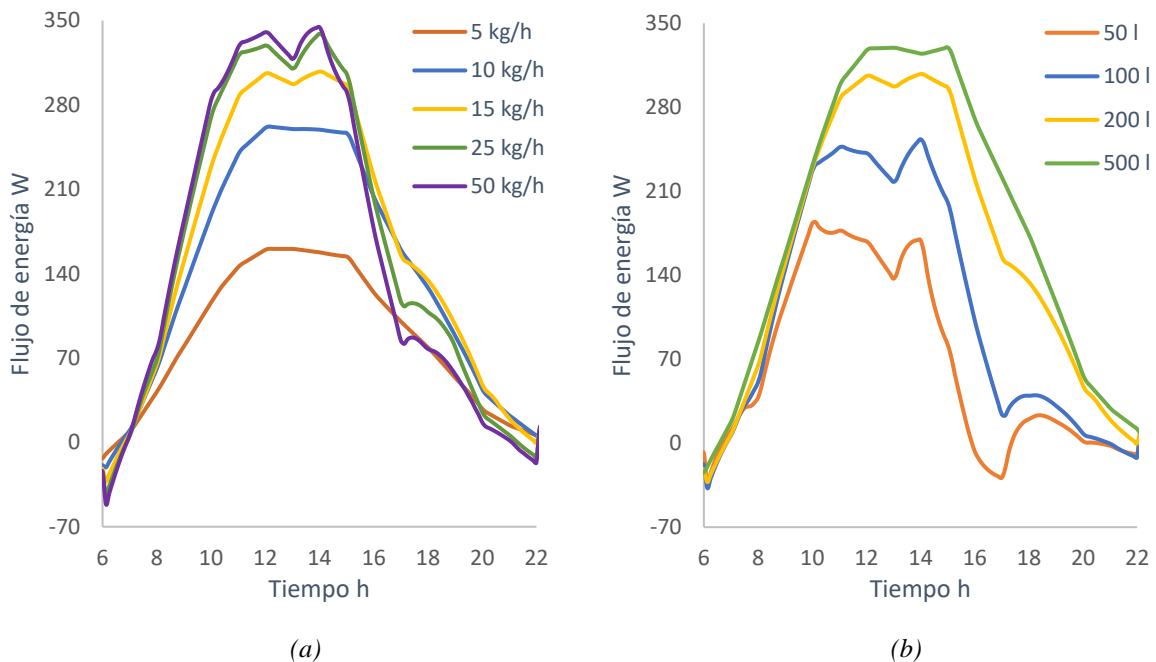


Figura 4.5: Evolución temporal del flujo energético en el colector/radiador durante el día en la etapa de calentamiento. En la figura (a) para distintos flujos de agua considerando estanques de 200 litros y en la figura (b) para estanques con distinta capacidad considerando un flujo de agua de 15 kg/h.

En el caso de la Figura 4.5(a) el flujo de energía se comporta de forma contraria a la diferencia de temperatura vista en la Figura 4.1(a), a medida que aumenta el caudal de agua aumenta la magnitud del flujo de energía en la fase de calentamiento. Este comportamiento contrario se debe a que el aumento del flujo másico de agua es más significativo que el aumento de temperatura en términos energéticos.

No así en la Figura 4.5(b), en la cual observamos que, al aumentar la capacidad de los estanques, la magnitud del flujo de energía aumenta en la fase de calentamiento. Debido nuevamente a la ubicación de las entradas y salidas del agua al estanque, que provocan diferencias de temperatura mayores y en consiguiente mayor aprovechamiento de la energía.

Cabe destacar que los quiebres que se aprecian en la entre las 10:00 y 18:00 horas, son producto del perfil de consumo de agua caliente, la cual se extrae del estanque, que simultáneamente se compensa con agua proveniente del suministro de agua potable. Los quiebres a las 06:00 y 22:00 horas son producto del accionamiento de la válvula que dirige el flujo al estanque frío o caliente, estos producen un efecto contrario los primeros minutos de funcionamiento debido a que al comenzar la etapa de enfriamiento el colector sigue con una temperatura muy alta y viceversa en la etapa de calentamiento.

Al igual que en el análisis de la diferencia de temperatura, se seleccionaron las mismas horas para apreciar de mejor forma cuánto cambia el flujo energético, según el flujo másico de agua y la capacidad de los estanques en la fase de calentamiento, como se aprecia en la Figura 4.5(a) y Figura 4.6(b) respectivamente.

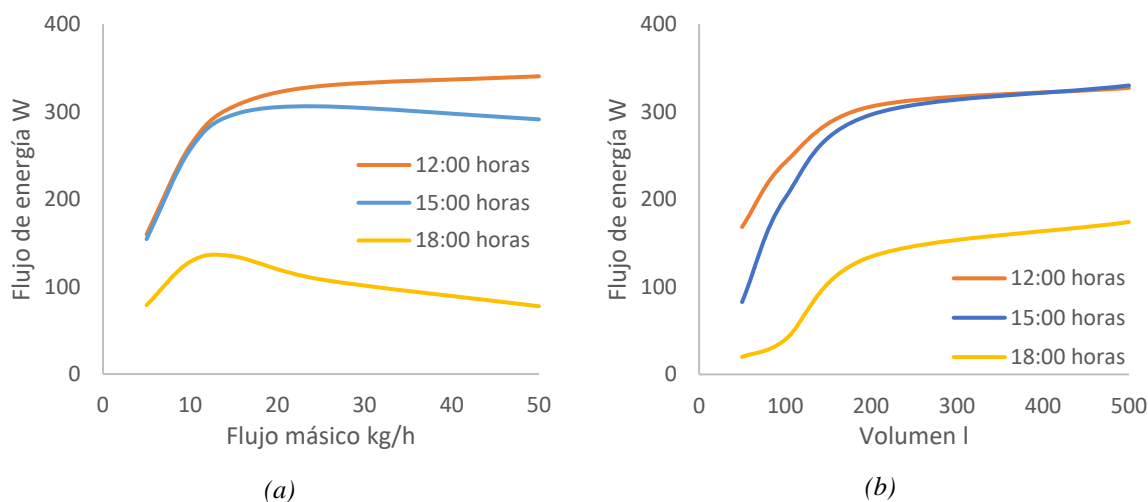


Figura 4.6: Variación del flujo de energía a distintas horas en la etapa de calentamiento. En la figura (a) según el flujo másico de agua y en la figura (b) según capacidad de los estanques.

En la Figura 4.6(a) se observa que independiente de la hora, el flujo de energía aumenta rápidamente hasta los 15 kg/h y luego se vuelve constante. Lo que se atribuye a la capacidad térmica del flujo másico de agua.

En la Figura 4.6(b) se observa que independiente de la hora, el flujo de energía aumenta rápidamente hasta los 200 l y luego se vuelve constante. También atribuido a la capacidad térmica del flujo másico de agua.

En ambos casos se llega a un máximo de 300 W aproximadamente, obtenidos a las 12:00 horas, resultado lógico en relación con la radiación solar incidente.

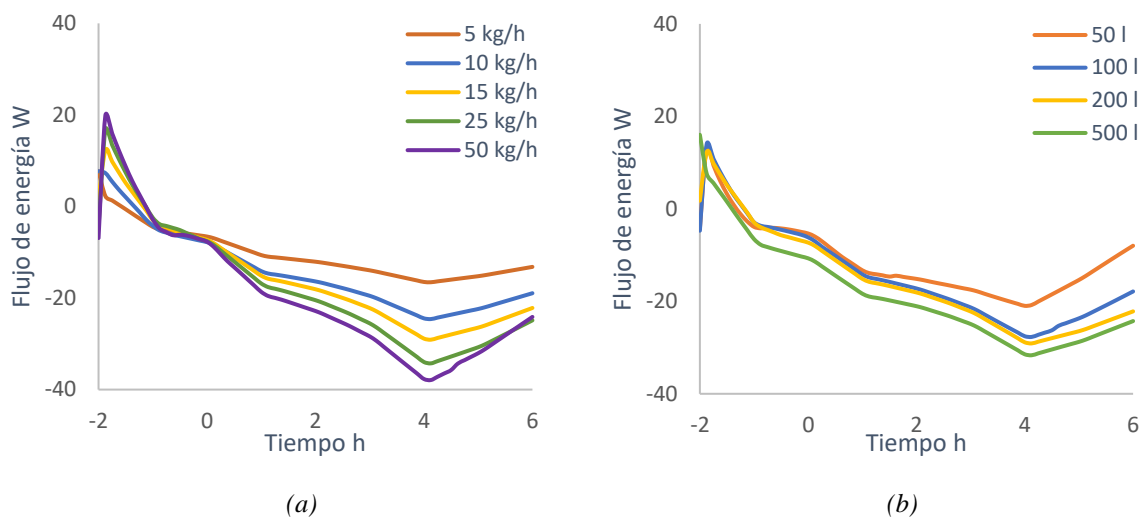


Figura 4.7: Evolución temporal del flujo energético en el colector/radiador durante la noche en la etapa de enfriamiento. En la figura (a) para distintos flujos de agua considerando estanques de 200 litros y en la figura (b) para estanques con distinta capacidad considerando un flujo de agua de 15 kg/h.

Al igual que en la etapa de calentamiento, en la etapa de enfriamiento el flujo de energía observado en la Figura 4.7(a) se comporta de forma contraria a la diferencia de temperatura vista en la Figura 4.3(a), a medida que aumenta el caudal de agua aumenta la magnitud del flujo de energía. Este comportamiento contrario se debe a que al aumentar el flujo másico de agua se cede más energía que al aumentar la magnitud de la diferencia de temperatura.

No así en la Figura 4.7(b), en la cual observamos que, en la fase de enfriamiento, al aumentar la capacidad de los estanques, la magnitud del flujo de energía aumenta. Debido nuevamente a la ubicación de las entradas y salidas del agua al estanque.

En este caso también se seleccionaron las mismas horas para apreciar de mejor forma cuanto cambia el flujo energético, según el flujo másico de agua y la capacidad de los estanques en la fase de enfriamiento, como se aprecia en la Figura 4.5(a) y Figura 4.6(b) respectivamente.

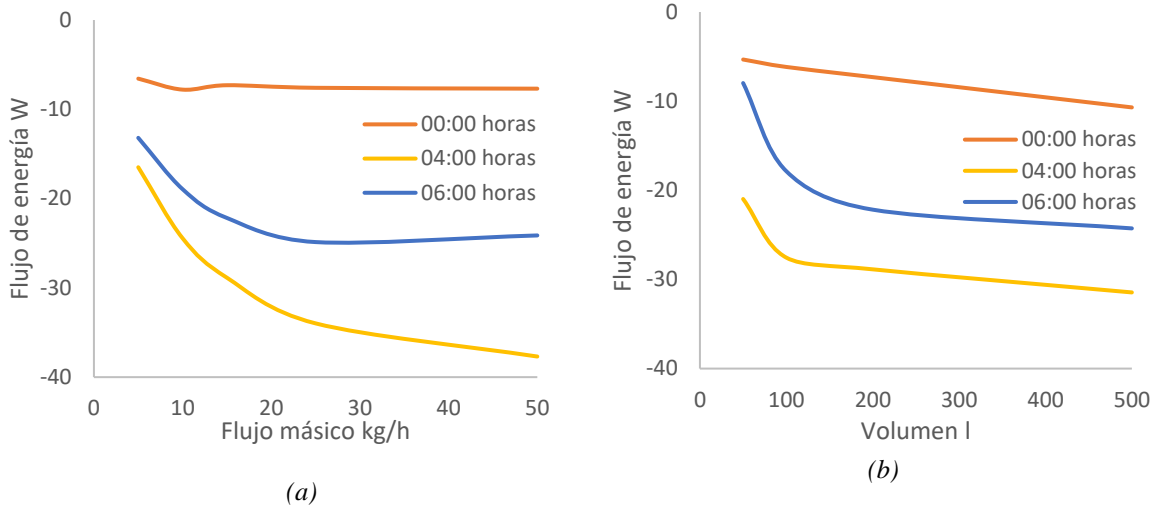


Figura 4.8: Variación del flujo de energía a distintas horas en la etapa de enfriamiento. En la figura (a) según el flujo másico de agua y en la figura (b) según capacidad de los estanques.

En la Figura 4.8(a) se observa que la magnitud del flujo de energía aumenta rápidamente hasta los  $25 \text{ kg/h}$  obteniendo el valor máximo a las 04:00 horas debido a la temperatura ambiente durante la noche. Se observa que al seguir aumentando el flujo másico de agua el flujo de energía tiende a estabilizarse, aunque de menor manera a las 04:00 horas, debido a que no se ha alcanzado el máximo flujo de energía a esa hora, lo que se atribuye nuevamente a la capacidad térmica del flujo másico de agua.

En la Figura 4.8(b) se observa que independiente de la hora la magnitud del flujo de energía aumenta rápidamente hasta los  $100 \text{ l}$  y luego se vuelve constante. También atribuido a la capacidad térmica del flujo másico de agua.

Cabe destacar en toda la etapa de enfriamiento que la temperatura ambiente es mayor a la temperatura del agua, por lo que la convección entre el colector y el ambiente disminuye la capacidad de enfriamiento. Es decir, toda la energía cedida durante la noche es debido al fenómeno de radiación nocturna.

#### 4.1.2 Análisis del estanque frío para distintos flujos másicos y capacidades de los estanques.

Se evalúa el desempeño del estanque frío para diferentes flujos másicos de agua y estanques de distintos volúmenes a partir de: la temperatura promedio, del flujo de energía y de la acumulación de esta energía durante un día.

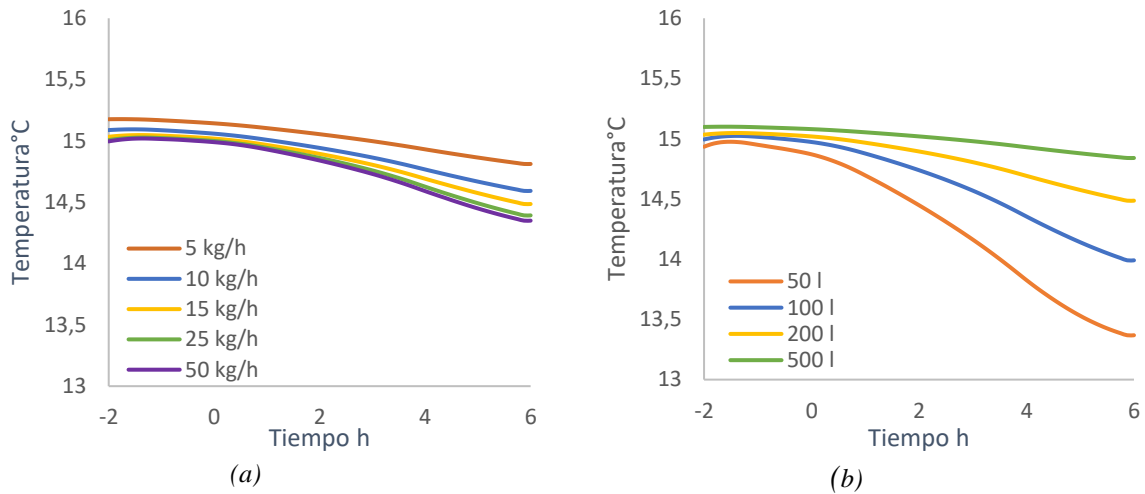


Figura 4.9: Evolución temporal de la temperatura promedio en el estanque frío durante la noche: en la figura (a) para distintos flujos de agua considerando estanques de 200 litros y en la figura (b) para estanques de distinta capacidad considerando el flujo de agua de 15 kg/h..

En la Figura 4.9(a), se observa que a medida que pasa el tiempo la temperatura promedio del estanque disminuye, durante toda la tapa de enfriamiento. Además, al aumentar el flujo másico de agua disminuye cada vez más la temperatura promedio del estanque frío, esto se debe a que al utilizar un mayor flujo másico se extrae mayor cantidad de energía en el colector, como se comprobó en la sección anterior.

En la Figura 4.9(b), al igual que en la Figura 4.9(a), se observa que, a medida que pasa el tiempo la temperatura promedio del estanque disminuye. Pero al aumentar la capacidad del estanque la temperatura promedio disminuye cada vez menos. Esto se debe a que a mayor capacidad del estanque se necesita extraer más energía para disminuir la temperatura de este.

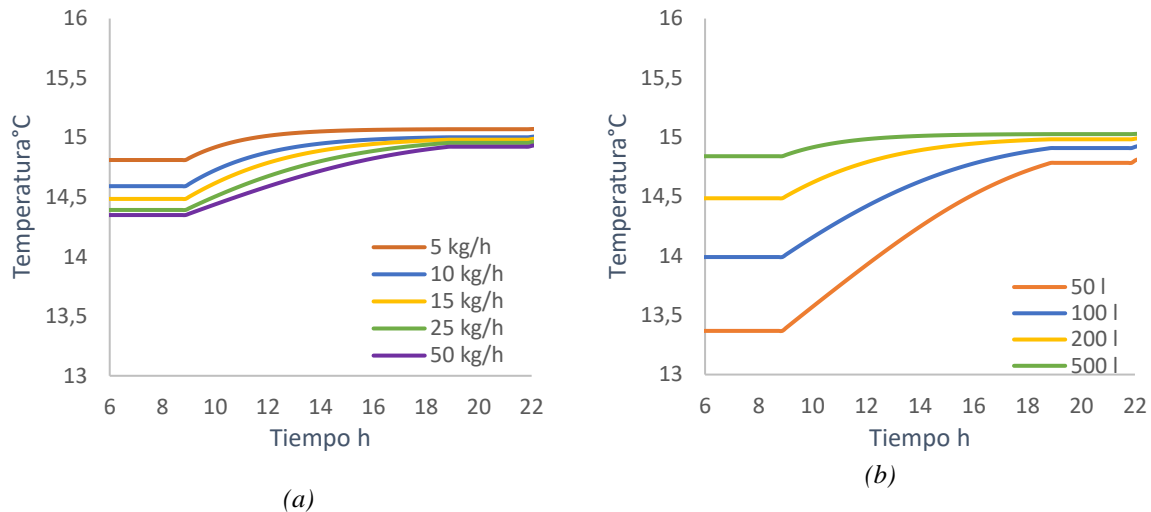
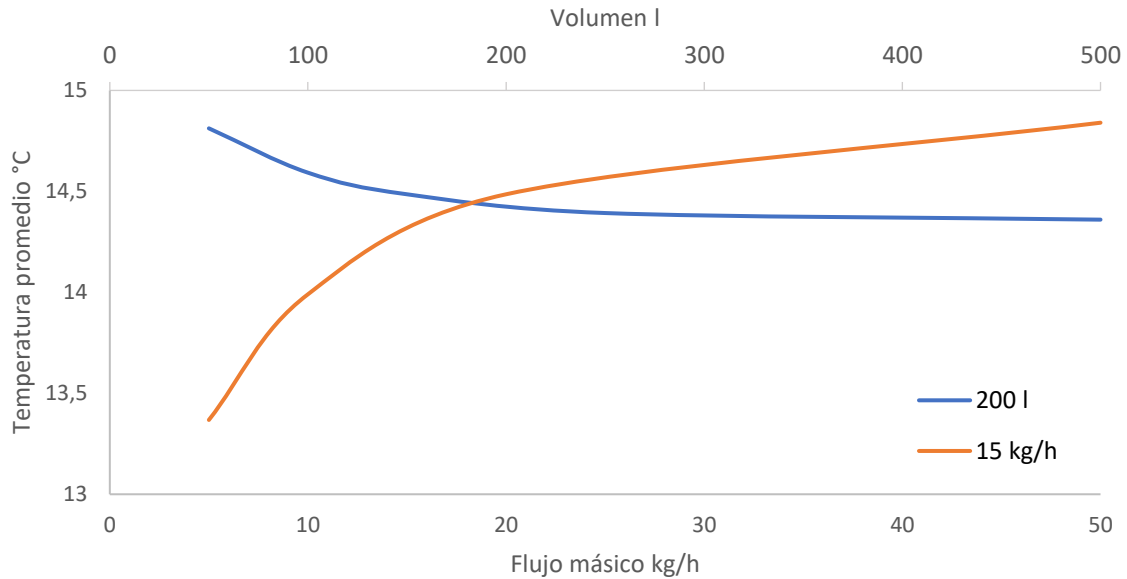


Figura 4.10: Evolución temporal de la temperatura promedio en el estanque frío durante el día, en la figura (a) para distintos flujos de agua considerando estanques de 200 litros y en la figura (b) para estanques de distinta capacidad considerando el flujo de agua de 15 kg/h.

En la Figura 4.10(a) y Figura 4.10(b) se observa el recambio de agua en el estanque frío durante el día, que inicia a las 09:00 horas y termina a las 19:00 horas, donde se ingresa agua de la red de agua potable a 15°C, como se describe en la sección 3.1.2.3. Entre las 06:00 y 09:00 horas y las 19:00 y 22:00 horas se mantiene la temperatura constante debido a que el estanque se encuentra perfectamente aislado, para evidenciar de mejor forma el funcionamiento del sistema.

Se grafican los valores de la temperatura promedio a las 06:00 horas, para apreciar de mejor forma cuanto cambia la temperatura promedio en el estanque frío, según el flujo másico de agua y la capacidad de los estanques en la fase de enfriamiento, como se aprecia en la Figura 4.11.



*Figura 4.11: Variación de la temperatura promedio en el estanque frío a las 06:00 horas. La línea anaranjada corresponde a un flujo másico de agua constante y cambia según la capacidad del estanque (eje horizontal superior) y la línea azul corresponde a una capacidad de estanque constante y cambia según el flujo másico de agua (eje horizontal inferior).*

Al igual que en la Figura 4.9(a), en la Figura 4.11 se observa que al aumentar el flujo másico de agua la temperatura promedio del estanque disminuye hasta  $25\text{kg/h}$ , luego la temperatura promedio se vuelve constante, alrededor de los  $14.2\text{ °C}$ .

Por otra parte, al igual que en la Figura 4.9(b), en la Figura 4.12 se observa que al aumentar la capacidad del estanque aumenta la temperatura promedio, debido a que se necesita ceder una mayor cantidad de energía para disminuir la temperatura del agua. De todas formas, la temperatura promedio aumenta rápidamente hasta los  $200\text{ l}$ . Luego tiende a estabilizarse y se espera que cada vez se acerque más a los  $15\text{ °C}$ .

De esta forma se puede deducir que la temperatura promedio en el estanque frío depende más del volumen del estanque que del flujo másico de agua.

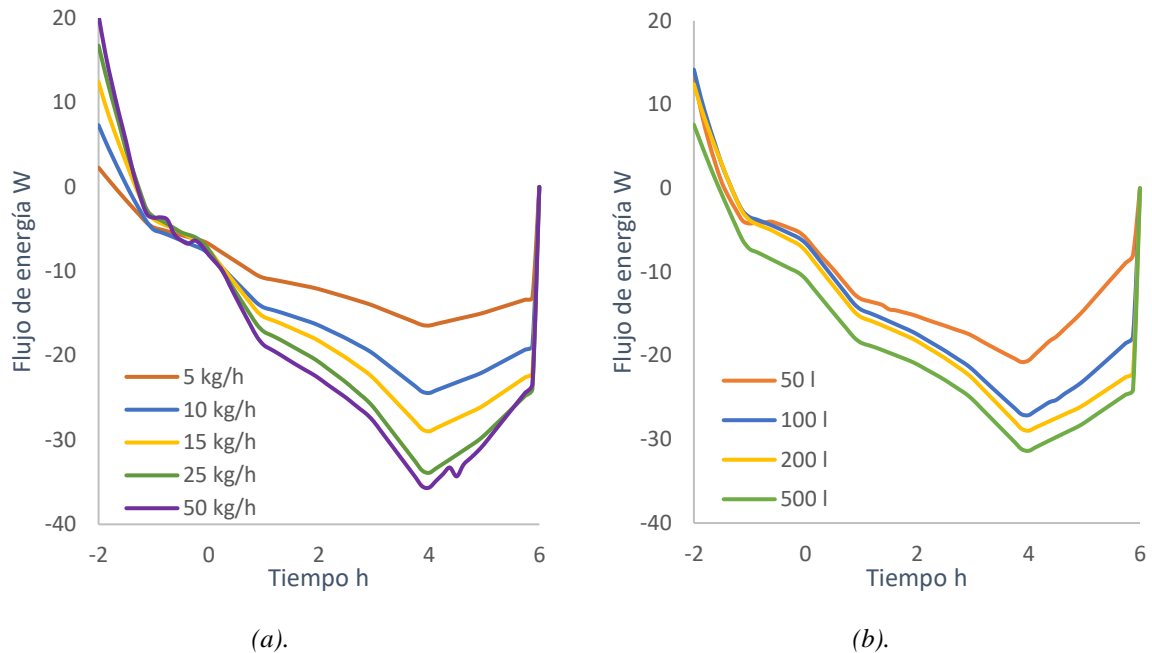


Figura 4.12: Evolución temporal del flujo de energía en el estanque frío durante la noche. En la figura (a) para distintos flujos de agua considerando estanques de 200 litros y en la figura (b) con distinta capacidad considerando un flujo de agua de 15 kg/h.

Al igual que en la temperatura promedio de la Figura 4.9(a), en la Figura 4.12(a) la magnitud del flujo de energía en el estanque frío aumenta junto al caudal de agua. Además, se observa un comportamiento anómalo en los primeros minutos, esto se debe a que el colector comienza la etapa de enfriamiento con una temperatura mayor a la del agua, provocando un efecto desfavorable al enfriamiento.

Por otra parte, en la Figura 4.12(b), a medida que aumenta la capacidad del estanque, el flujo de energía también aumenta, comportándose de forma contraria a la Figura 4.9(b), donde a medida que aumenta la capacidad del estanque, la temperatura promedio del estanque disminuye.

Además, se observa que la magnitud del flujo de energía comienza a aumentar cada vez menos, mostrándose casi invariante después los 25 kg/h o los 100 l. Para analizar de mejor forma este comportamiento, se integra en el tiempo los flujos de energía representados en las Figuras 4.12(a) y 4.12(b), donde se obtiene la energía cedida en un día del estanque de agua fría.

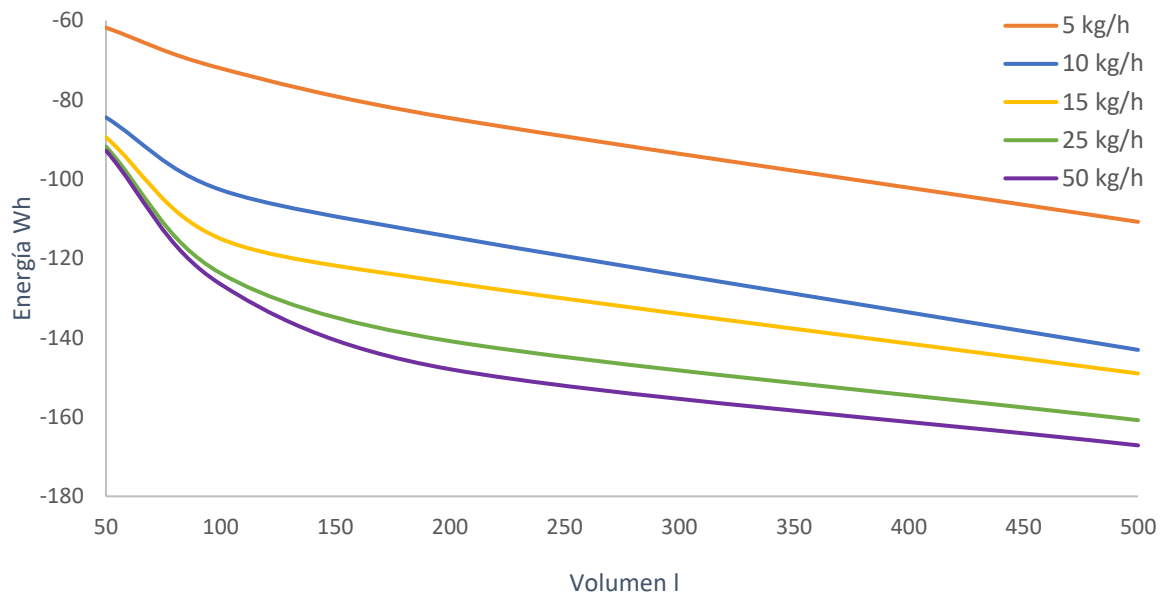


Figura 4.13: Energía acumulada en el estanque frío durante un día para distintos caudales de agua y volúmenes de estanques.

Se observa en la Figura 4.13, que a medida que aumenta el caudal de agua, aumenta la magnitud de la energía de enfriamiento cedida durante la noche y a partir de los  $25 \text{ kg/h}$  la energía cedida deja de disminuir significativamente obteniendo valores muy parecidos a los  $50 \text{ kg/h}$ , deduciendo que en los  $25 \text{ kg/h}$  se está cerca del flujo másico de agua óptimo.

En la misma figura, se observa que al aumentar la capacidad de los estanques la magnitud de la energía de enfriamiento acumulada también aumenta. Además, a partir de los  $200 \text{ l}$  la magnitud de la energía cedida tiende a permanecer constante, siendo esta la capacidad óptima del estanque.

Cabe mencionar que al aumentar la capacidad de los estanque la energía cedida tiende a aumentar, pero esta ganancia térmica no justifica el gran espacio físico que ocuparían estanques de mayor tamaño en la vivienda. De acuerdo con lo anterior se considera relevante que se acumulan aproximadamente  $132 \text{ Wh}$  y se llega a disminuir más de  $1 \text{ }^\circ\text{C}$  la temperatura promedio con un estanque frío de  $200 \text{ l}$  y un flujo másico de agua de  $25$  o  $50 \text{ kg/h}$ .

### 4.1.3 Análisis del estanque caliente para distintos flujos máxicos y capacidades de los estanques.

Se evalúa el desempeño del estanque caliente, para diferentes flujos máxicos de agua y estanques de distintos volúmenes a partir de: la temperatura promedio, el flujo de energía y de la acumulación de esta energía durante un día.

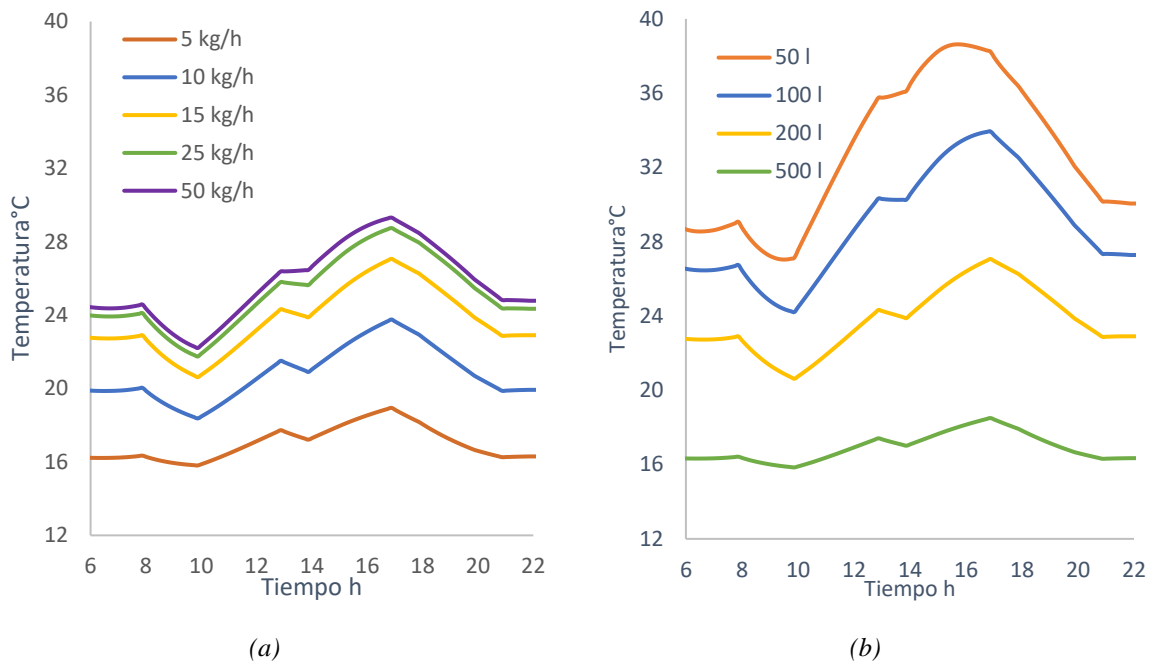
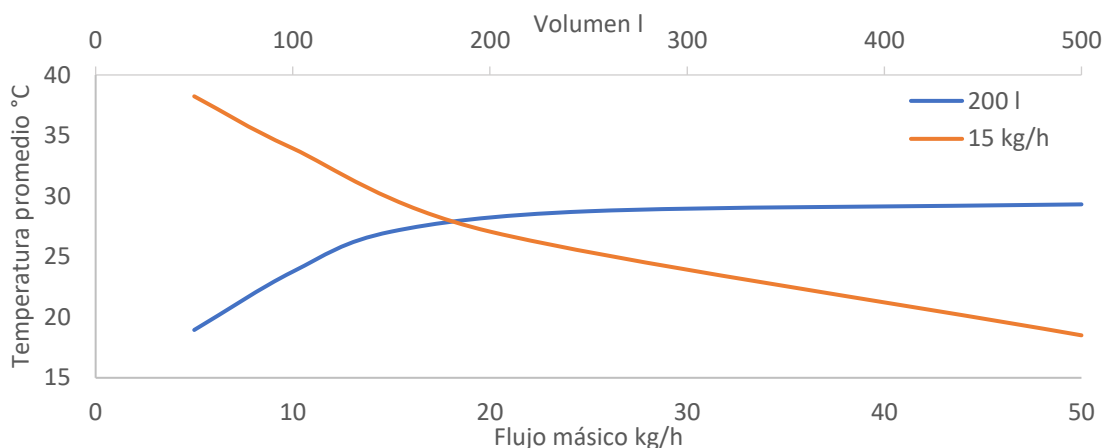


Figura 4.14: Evolución temporal de la temperatura promedio en el estanque caliente. En la figura (a) para distintos flujos de agua considerando estanques de 200 litros y en la figura (b) para distinta capacidad considerando un flujo de agua de 15 kg/h.

En la Figura 4.14(a), se observa que a medida que pasa el tiempo la temperatura promedio del estanque caliente aumenta hasta las 17:00 horas, esto se debe específicamente a la radiación solar incidente al colector que empieza a disminuir durante la tarde. Además, al aumentar el flujo máxico de agua aumenta cada vez más la temperatura promedio del estanque caliente, esto se debe a que al utilizar un mayor flujo máxico se absorbe mayor cantidad de energía en el colector, como se comprobó en el análisis del colector solar.

En la Figura 4.14(b), al igual que en la Figura 4.14(a), se observa que a medida que pasa el tiempo la temperatura promedio del estanque aumenta hasta las 17:00 horas. Pero al aumentar la capacidad del estanque la temperatura promedio aumenta cada vez menos. Esto se debe a que a mayor capacidad del estanque se necesita ganar más energía para aumentar la temperatura del agua.

Se grafican los valores de la temperatura promedio a las 17:00 horas, para apreciar de mejor forma cuanto cambia la temperatura promedio en el estanque caliente, según el flujo másico de agua y la capacidad de los estanques en la fase de calentamiento. Esto se aprecia en la Figura 4.15.



*Figura 4.15: Variación de la temperatura promedio en el estanque caliente a las 17:00 horas. La línea anaranjada corresponde a un flujo másico de agua constante y cambia según la capacidad del estanque (eje horizontal superior) y la línea azul corresponde a una capacidad de estanque constante y cambia según el flujo másico de agua (eje horizontal inferior).*

Al igual que en la Figura 4.14(a), en la Figura 4.15 se observa que al aumentar el flujo másico de agua la temperatura promedio del estanque aumenta rápidamente hasta  $15 \text{ kg/h}$ , luego la temperatura promedio se vuelve constante, alrededor de los  $29 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Por otra parte, al igual que en la Figura 4.14(b), en la Figura 4.15 se observa que al aumentar la capacidad del estanque disminuye de forma lineal la temperatura promedio, debido a que se necesita absorber una mayor cantidad de energía para aumentar la temperatura del agua.

De esta forma se puede deducir que la temperatura promedio en el estanque depende linealmente del volumen del estanque. También depende linealmente del flujo másico de agua, aunque sólo hasta los  $15 \text{ kg/h}$ , luego la variación del flujo másico no conlleva mayor cambio en la temperatura del estanque caliente.

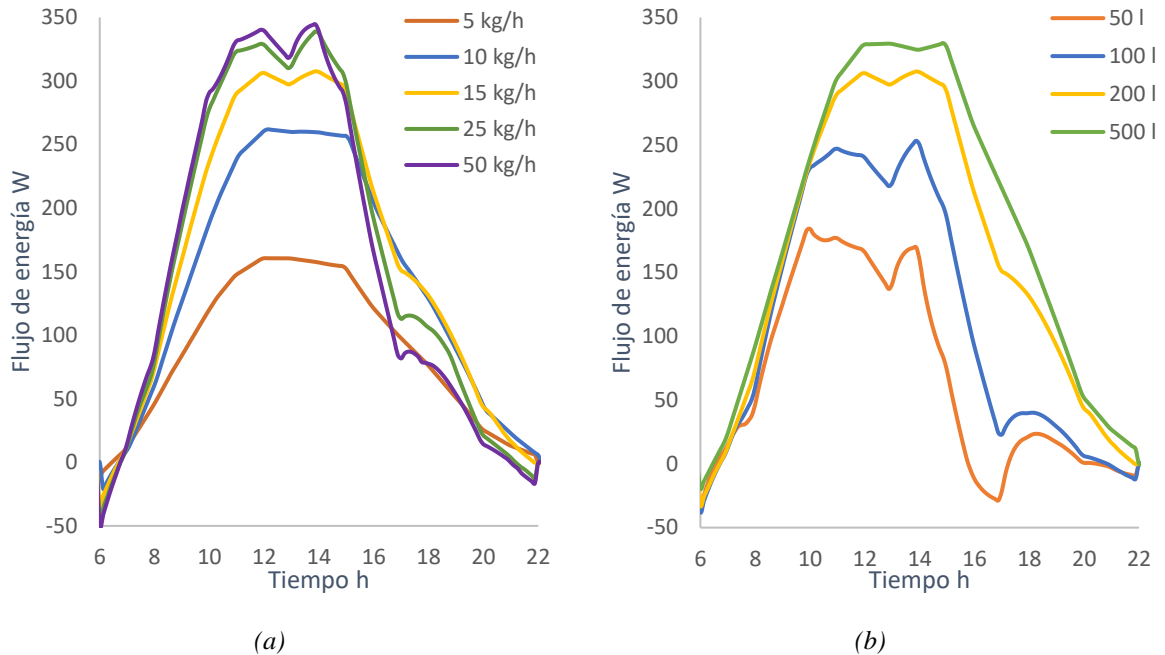


Figura 4.16: Evolución temporal del flujo de energía en el estanque caliente. En la figura (a) para distintos flujos de agua considerando estanques de 200 litros y en la figura (b) para distinta capacidad considerando un flujo de agua de 15 kg/h.

Al igual que en la temperatura promedio de la Figura 4.14(a), en la Figura 4.16(a) el flujo de energía en el estanque caliente aumenta junto al caudal de agua. Se obtienen máximos entre las 11:00 y 16:00 horas debido a que durante ese momento la radiación solar es de mayor magnitud.

Por otra parte, en la Figura 4.16(b), a medida que aumenta la capacidad del estanque, el flujo de energía también aumenta. A diferencia de la Figura 4.14(b), en que a medida que aumenta la capacidad del estanque, la magnitud de la temperatura promedio del estanque caliente es menor.

En ambas figuras se observan quiebres a las 10:00, 13:00, 14:00 y 17:00 horas, estos se deben al perfil de consumo de agua caliente, que extrae agua caliente del estanque y agrega agua fría de la red de agua potable a 15°C.

Para analizar mejor la influencia del flujo másico y la capacidad del estanque se integra en el tiempo el flujo de energía representado en la Figuras 4.17(a) y 4.17(b) y se obtiene la energía acumulada en un día en el estanque.

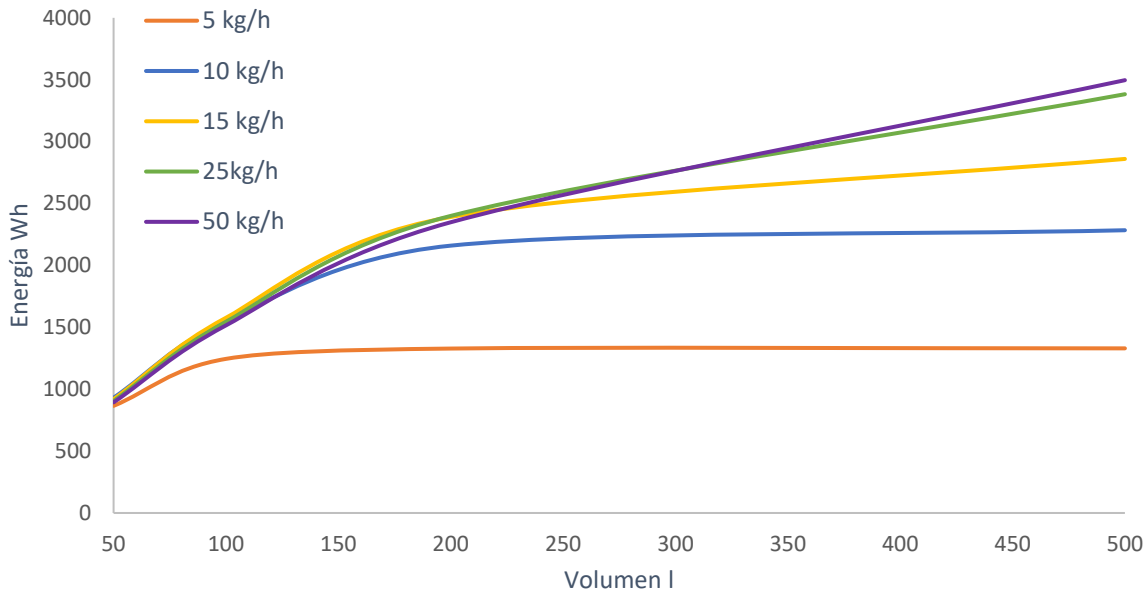


Figura 4.17: Energía acumulada en el estanque caliente durante un día para distintos caudales de agua y volúmenes de estanques.

En la Figura 4.17 se observa que a medida que aumenta el flujo másico de agua, aumenta la magnitud de la energía de calentamiento acumulada durante el día. Aunque, a partir de los  $25 \text{ kg/h}$  deja de aumentar y se obtiene un comportamiento igual al de  $50 \text{ kg/h}$  volviéndose invariante respecto al flujo másico. Distinto es el caso de un flujo masico de  $5 \text{ kg/h}$  que mantiene constante la energía acumulada en  $1329 \text{ Wh}$  a pesar del aumento de capacidad del estanque.

También se observa que todos los flujos masicos (excepto  $5 \text{ kg/h}$ ) tienen un comportamiento idéntico cuando la capacidad del estanque aumenta de  $50 \text{ l}$  a  $200 \text{ l}$ , donde la energía acumulada aumenta de forma lineal. Luego para capacidades de estanque mayores se comienzan a identificar máximos en los flujos masicos de  $10 \text{ kg/h}$  y  $15 \text{ kg/h}$ , siendo  $2284 \text{ Wh}$  y  $2860 \text{ Wh}$  respectivamente. Finalmente, para flujos másicos de agua de  $25 \text{ kg/h}$  y  $50 \text{ kg/h}$  al aumentar la capacidad del estanque continúa aumentando de forma lineal la energía acumulada, con una pendiente un poco menor. Es decir, se justifica el uso de estanques grandes solo para caudales grandes.

Cabe mencionar que aumentar la capacidad del estanque y el flujo másico provocaría un aumento en la energía acumulada, pero al igual que en el estanque de agua fría, esta ganancia térmica no justifica el espacio físico que utilizaría estanques de mayor tamaño en

una vivienda. De acuerdo con lo anterior se considera relevante que se acumula aproximadamente  $2400 Wh$  con un estanque de  $200 l$  y un flujo másico de agua de  $15, 25$  o  $50 kg/h$ . Además, se logra aumentar aproximadamente  $25^{\circ}C$  la temperatura del agua, considerando que el perfil de agua caliente ingresa agua de la red de agua potable durante la etapa de calentamiento, provocando una disminución en la temperatura del agua en el estanque.

## 4.2 Casa Fénix.

El modelo térmico de una construcción está afecto a muchas variables, materiales, cargas térmicas, clima, entre otras. Este modelo se basa en la edificación de la nueva Casa Fénix construida por la universidad en la ciudad de Valparaíso, por lo que no se realiza un análisis paramétrico y solo se verifica que el modelo se comporte de forma lógica en cada zona térmica, respecto al clima, ubicación y orientación.

### 4.2.1 Comportamiento en zonas térmicas.

Cada zona térmica se calcula de forma independiente considerando; la interacción entre ellas, el medio ambiente, las cargas térmicas y las infiltraciones, todo con el fin de obtener la temperatura de cada zona de acuerdo con la ecuación 3.46.

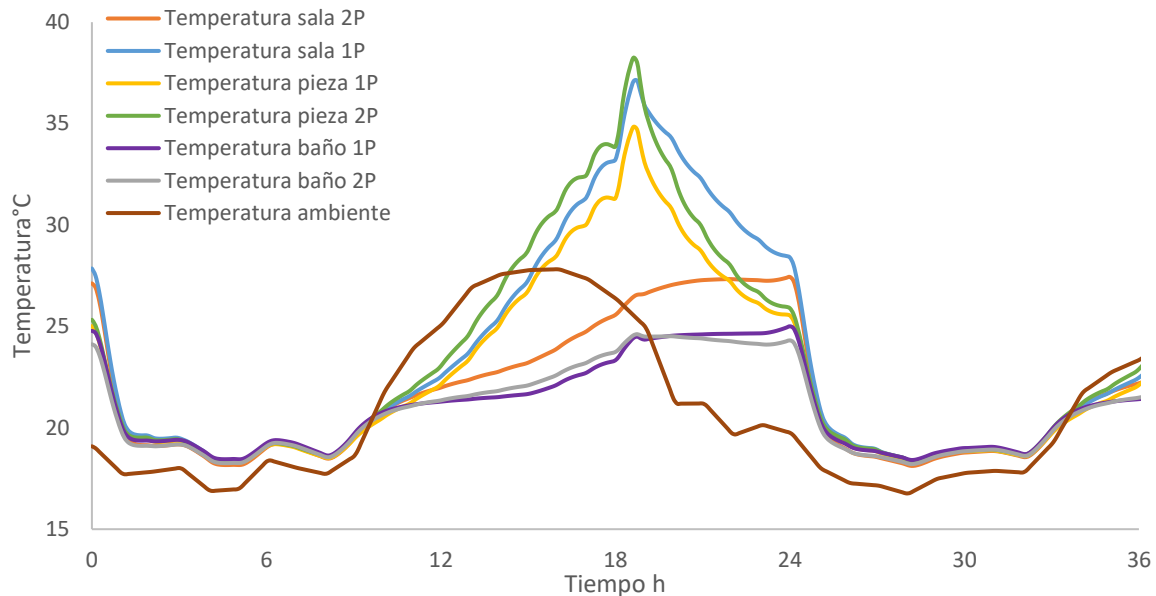


Figura 4.18: Evolución temporal de la temperatura del aire en las zonas térmicas de la casa sin acondicionamiento.

Las zonas correspondientes al dormitorio del segundo piso (pieza 2P), sala primer piso (sala 1P) y dormitorio del primer piso (pieza 1P), son afectadas por la radiación solar a través de ventanales de aproximadamente  $4 m^2$ , uno en cada habitación, Esto se corrobora en la Figura 4.18 donde se obtiene la temperatura máxima alrededor de las 18:30 horas, influenciado por a la orientación de la casa, ya que durante las tardes la radiación solar incide directamente por los ventanales mencionados. Las zonas sin presencia de radiación

solar aumentan su temperatura de forma más lenta y constante debido a las cargas térmicas. Finalmente, las temperaturas de todas las zonas térmicas bajan bruscamente a las 00:00 horas, debido a la ventilación programada a esa hora.

En el día graficado se obtiene una temperatura máxima de aproximadamente 38°C, en el dormitorio del segundo piso, resultado coherente con el trabajo “*Parametric analysis of an air-based radiative cooling system coupled to a thermal storage wall for a low-income household*” (Gálvez, García , Barraza, & Contreras, 2020) que modela la misma construcción en la misma ciudad.

Debido al comportamiento térmico y la alta temperatura alcanzada, en adelante se trabajará con la zona térmica correspondiente al dormitorio del segundo piso.

### 4.3 Sistema terminal de transferencia de calor: Fan Coil.

El sistema de terminal de transferencia de calor es un Fan Coil que está compuesto principalmente por 3 partes: bomba, ventilador y serpentín, siendo este último donde se produce la transferencia de energía entre el agua y el aire de ventilación para la casa.

Se analiza la influencia de variables que pueden ser controladas, como el caudal de agua y el caudal de aire. Se observa cuál combinación es mejor, dependiendo de la temperatura alcanzada, la energía transferida y la energía acumulada. Para poder analizar esas variables del Sistema del Fan Coil se modeló, recirculando aire en el dormitorio del segundo piso con límites de control de  $\pm 2^\circ\text{C}$  de la temperatura de consigna considerada  $24^\circ\text{C}$  y recibiendo agua a  $12^\circ\text{C}$  en todo momento.

#### 4.3.1 Variación de temperatura en el Fan Coil para distintos flujos de aire y de agua.

Se evalúa el desempeño del Fan Coil, analizando la diferencia de temperatura entre la salida y la entrada del aire, para diferentes flujos máscicos de agua y diferentes flujos máscicos aire a partir de los valores nominales entregados por catálogo (Dakin Europe N.V., 2018). Como se mencionó en el capítulo anterior, en esta sección se analiza el Fan Coil por sí solo, en este modo de funcionamiento se ingresa agua a  $12^\circ\text{C}$  como fluido refrigeración y aire de recirculación en la habitación. El Fan Coil se enciende cuando la temperatura de la habitación de prueba supera los  $27^\circ\text{C}$  y se apaga cuando disminuye de los  $22^\circ\text{C}$ .

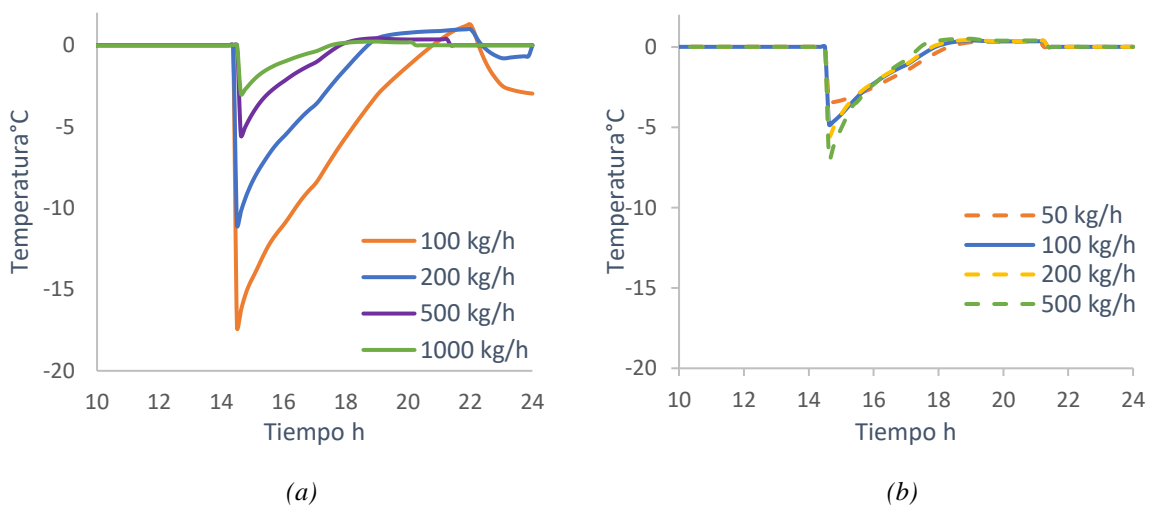
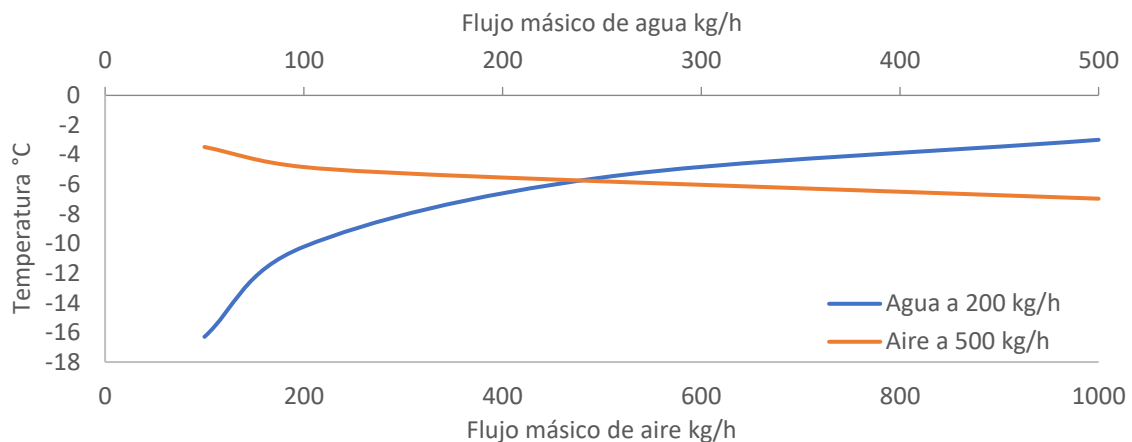


Figura 4.19: Evolución temporal de la diferencia de temperatura entre la salida y entrada del Fan Coil. En la figura (a) con un caudal de agua de 200 kg/h y en la figura (b) con un caudal de aire de 500 kg/h.

En la Figura 4.19(a) la magnitud de la diferencia de temperatura aumenta a medida que disminuye el caudal de aire. El pico en la diferencia de temperatura se obtiene al inicio, debido a que la diferencia de temperatura entre el agua y el aire es mayor, diferencia que comienza a disminuir a medida que el aire del dormitorio se va enfriando. En la misma figura también se observa que con flujos máscicos de aire mayores, menos tiempo permanece encendido el Fan Coil (hasta que la diferencia de temperatura llega a  $0^{\circ}\text{C}$ ), disminuyendo rápidamente la temperatura de la habitación de prueba.

En la Figura 4.19(b) se observa que al variar el caudal de agua no se muestra una diferencia significativa en la diferencia de temperatura.

Se grafican los valores de la diferencia de temperatura del aire en el Fan Coil a las 14:30 horas, para apreciar de mejor forma cuanto cambia, según el flujo máscico de agua y el flujo máscico de aire. Esto se aprecia en la Figura 4.20.



*Figura 4.20: Variación de la diferencia de temperatura en el Fan Coil a las 14:30 horas. La línea anaranjada corresponde a un flujo máscico de aire constante y cambia según el flujo máscico de agua (eje horizontal superior) y la línea azul corresponde a un flujo máscico de agua constante y cambia según el flujo máscico de aire (eje horizontal inferior).*

Al igual que en la Figura 4.19(a), en la línea azul de la Figura 4.20 se observa que al aumentar el flujo máscico de aire la diferencia de temperatura disminuye rápidamente hasta los 200 kg/h, luego se tiende a disminuir lentamente acercándose cada vez más a 0, como es de esperarse en flujos muy grandes de aire.

Por otra parte, al igual que en la Figura 4.19(b), en la línea anaranjada de la Figura 4.20 se observa que al aumentar el flujo másico de agua la diferencia de temperatura en el Fan Coil se mantiene casi constante, disminuyendo aproximadamente  $2^{\circ}\text{C}$  entre 50 y 500 kg/h.

De esta forma se puede deducir que la diferencia de temperatura en el aire del Fan Coil depende más del flujo másico del aire que del flujo masico de agua. Por otro lado, la diferencia de temperatura en el Fan Coil no asegura un buen funcionamiento, por lo que también se analiza el comportamiento energético de este.

#### 4.3.2 Variación del flujo de energía y energía que se utiliza en un día en el Fan Coil.

Se analiza el flujo de energía de enfriamiento en el Fan Coil, que se obtiene a partir de la ecuación 3.56, para diferentes flujos másicos de agua y aire.

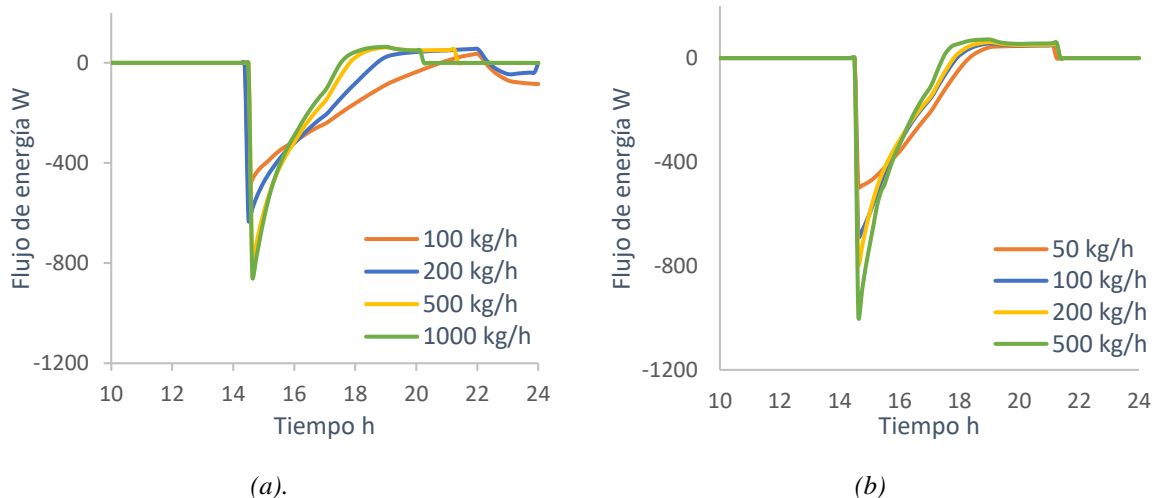


Figura 4.21: Evolución temporal del flujo energético en el Fan Coil para distintos flujos de aire con un caudal de agua de 200 kg/h. para distintos flujos de agua con un caudal de aire de 500 kg/h.

En el caso de la Figura 4.21(a) el flujo de energía se comporta de forma contraria a la diferencia de temperatura en la Figura 4.19(a). A medida que aumenta el caudal de aire aumenta la magnitud del flujo de energía del Fan Coil. De lo que se deduce que para extraer energía al aire el flujo masico de este es mas influyente que la diferencia de temperatura.

No así en la Figura 4.21(b), en la cual observamos que, al aumentar el caudal de agua, la magnitud del flujo de energía también aumenta pero en menor cantidad, coherente con lo

obtenido en la Figura 4.19(b) que también se muestra invariante. Corroborando que es mas influyente el flujo másico del aire que el flujo másico del agua.

Al integrar en el tiempo el flujo de energía representando en la Figuras 4.18 y 4.19 se obtiene la energía extraída del aire durante un día.

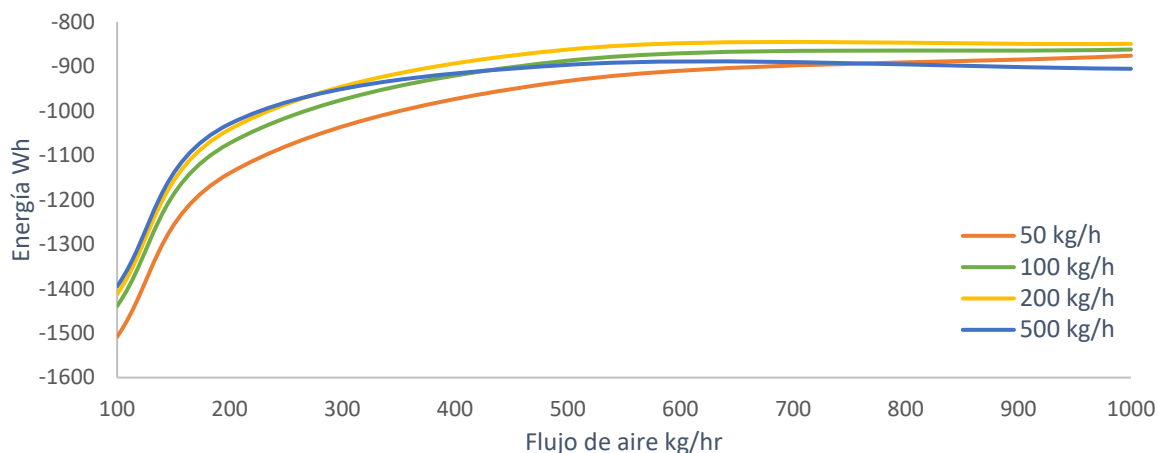


Figura 4.22: Energía absorbida por el Fan Coil durante un día para distintos caudales de agua y volúmenes de estanques.

En la Figura 4.22 se observa que a medida que aumenta el caudal de agua, aumenta insignificadamente la magnitud de la energía de enfriamiento por el Fan Coil, confirmando nuevamente la nula influencia del flujo masico del agua.

Por otro lado, se observa que al aumentar de 100 y 200 kg/h el flujo de masico de aire disminuye rápidamente la magnitud del flujo de energía y a partir de los 500 kg/h se mantiene prácticamente constante la energía extraída al aire durante un día. Esto se debe principalmente a que con flujos más bajos de aire el Fan Coil permanece más tiempo encendido durante un día, provocando un aumento en la energía total extraída.

Al analizar los gráficos en conjunto se observa que al aumentar el caudal de aire se provoca un gran aumento del flujo de energía, pero durante un corto periodo de tiempo, lo que induce una rápida disminución en la temperatura del dormitorio, en cambio si el caudal de aire es pequeño se necesitará más tiempo enfriando el aire para disminuir la temperatura del dormitorio. Esta diferencia en el tiempo provoca un aumento en la magnitud de la energía durante un día para caudales pequeños de aire. Por lo que se considera optimo utilizar un flujo másico de aire mínimo de 500kg/h y un flujo másico de agua de 200 kg/h.

#### 4.4 Integración de los modelos.

Finalmente se integran los 3 modelos probados anteriormente (Sistema de Calentamiento y Enfriamiento, Casa Fénix y Unidad terminal Fan Coil).

Para el modelo de calentamiento y enfriamiento se fija el caudal de agua a  $25 \text{ kg/h}$ , debido a que en ese valor se torna constante la transferencia de calor en el colector y los estanques. También se fijan estanques en  $200 \text{ l}$ , mientras más capacidad, más energía logran acumular los estanques, pero menos varía la temperatura promedio tanto para el estanque caliente, como para el frío. Además, el tamaño de los estanques no debe ser muy grande para ser aplicado a una vivienda social.

Para analizar la integración de los modelos y observar de forma clara los resultados, se muestra gráficamente el comportamiento térmico del dormitorio del segundo piso, para los días 20 y 21 de enero del 2019, bajo distintos modos de funcionamiento.

##### 4.4.1 Análisis del origen del aire a enfriar en el Fan Coil: Recirculación o aire exterior.

El Fan Coil puede captar aire, tanto de la misma habitación que se desea enfriar, como de otra habitación o del ambiente exterior, para esto se realizaron pruebas con el Fan Coil funcionando con un caudal de aire de  $1000 \text{ kg/h}$  y un caudal de agua de  $200 \text{ l}$ . Con una banda de control de  $\pm 1^\circ\text{C}$  con una temperatura de consigna de  $24^\circ\text{C}$ , obteniendo límites de control de  $23^\circ\text{C}$  a  $25^\circ\text{C}$ .

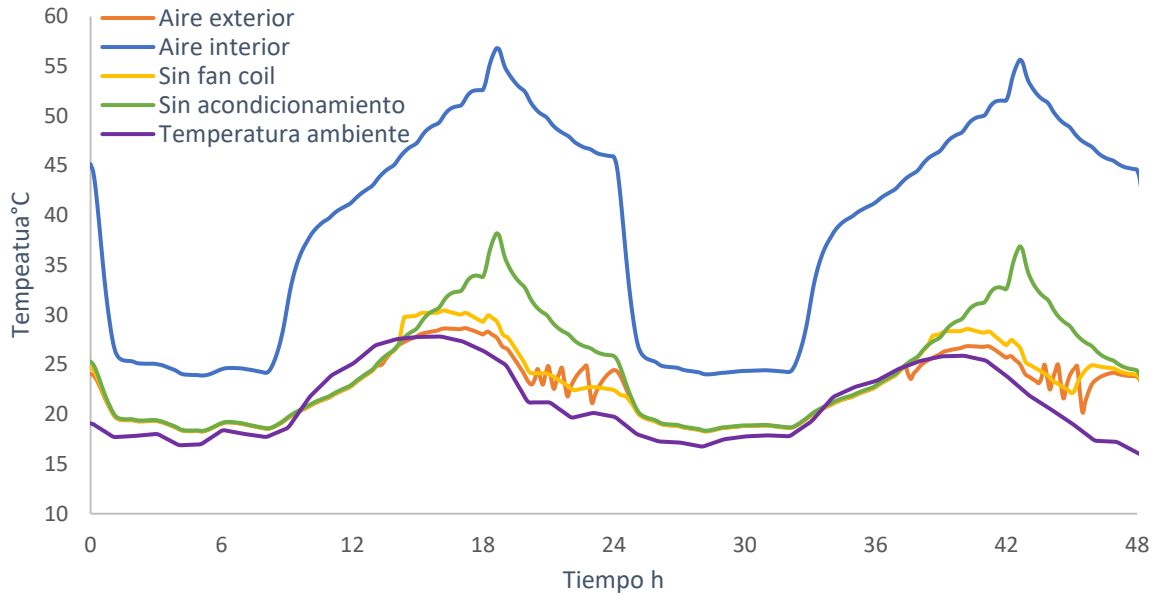


Figura 4.23: Evolución temporal de la temperatura de la pieza dos con distintos orígenes de aire.

En la Figura 4.23. se observa el comportamiento del Fan Coil en el dormitorio del segundo piso bajo. La línea verde se usa como referencia, ya que esta es la temperatura que tendría la habitación sin ningún tipo de climatización. Como se observa en la línea azul (aire de recirculación) de la Figura 4.23, el pasar de los días hace que el agua del estanque frío se caliente más de lo que se logra enfriar en la noche, lo que provoca un efecto contrario en la habitación, generando de un aumento de 17°C en el peor caso.

También se utiliza como referencia la línea amarilla que representa el utilizar aire exterior sin pasar por el Fan Coil, es decir ventilación con el exterior, así se logra distinguir si el dormitorio se enfría gracias a la energía extraída por el Fan Coil o a ventilación. En la línea la línea roja se observa que al utilizar aire del exterior como entrada al Fan Coil, se logra disminuir el pico de la temperatura del dormitorio y mantener dentro de la zona de confort establecida en la sección 2.1. En cambio, en la línea amarilla se observa que la temperatura ambiente también baja considerablemente pero no logra llegar a la zona de confort térmico entre las 14:00 y 18:00 horas. Por lo tanto, la diferencia de temperatura entre las líneas amarilla y roja representa la influencia del fan coil en el dormitorio.

Debido a que el Fan Coil funciona bien captando aire desde el exterior, en adelante se utiliza este modo de funcionamiento.

#### 4.4.2 Comportamiento del dormitorio del segundo piso para distintos flujos de aire.

El flujo de aire del Fan Coil es la variable más influyente en la temperatura del dormitorio, por lo que se realizan pruebas para distintos caudales de aire según el catálogo del Fan Coil (Dakin Europe N.V., 2018). Con una banda de control de  $3^{\circ}\text{C}$  y  $-2^{\circ}\text{C}$ , bajo una temperatura de consigna de  $24^{\circ}\text{C}$ , obteniendo límites de control de  $22^{\circ}\text{C}$  a  $27^{\circ}\text{C}$ .

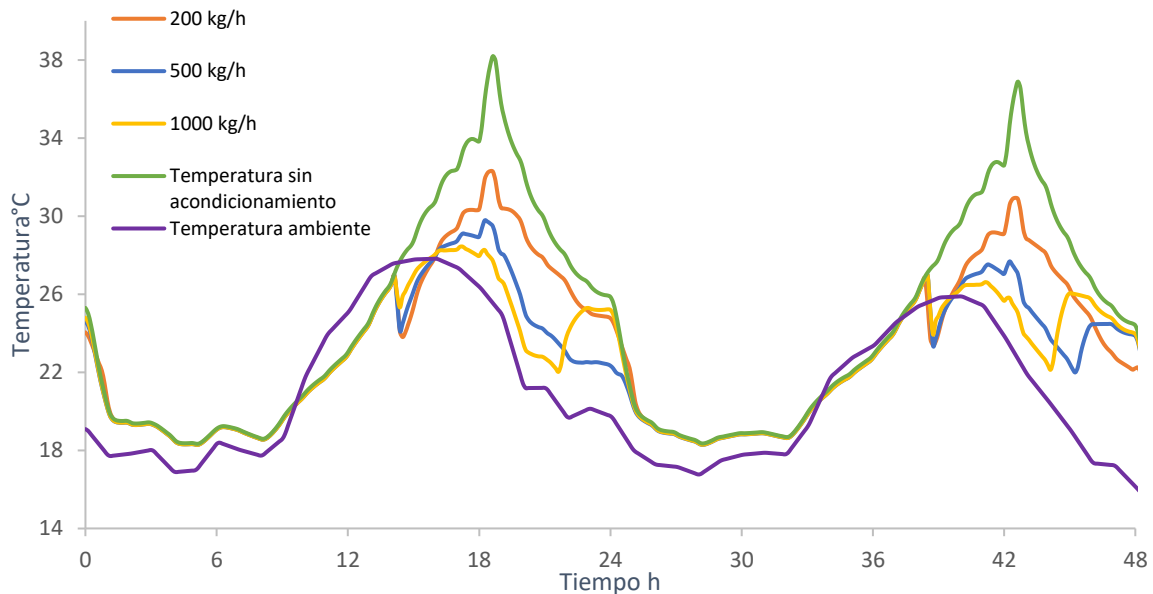


Figura 4.24: Evolución temporal de la temperatura en la pieza del segundo piso con distintos flujos de aire en el Fan Coil y un caudal de agua de 200 kg/h utilizando aire exterior.

La Figura 4.24 refleja que a medida que aumenta el flujo de aire del Fan Coil, disminuye la temperatura en el dormitorio y se acerca cada vez más a la zona de confort térmico. Es preciso destacar que desde la primera bajada de temperatura hasta el punto en que topan todas las líneas con la temperatura ambiente, es efecto del enfriamiento del Fan Coil, luego el agua se calienta y disminuye su eficacia, por lo tanto, el comportamiento posterior a esa bajada es producto de la ventilación provocada al usar aire del ambiente exterior.

El flujo de energía extraída al aire por el Fan Coil provoca la disminución de la temperatura, esto se observa de la siguiente forma:

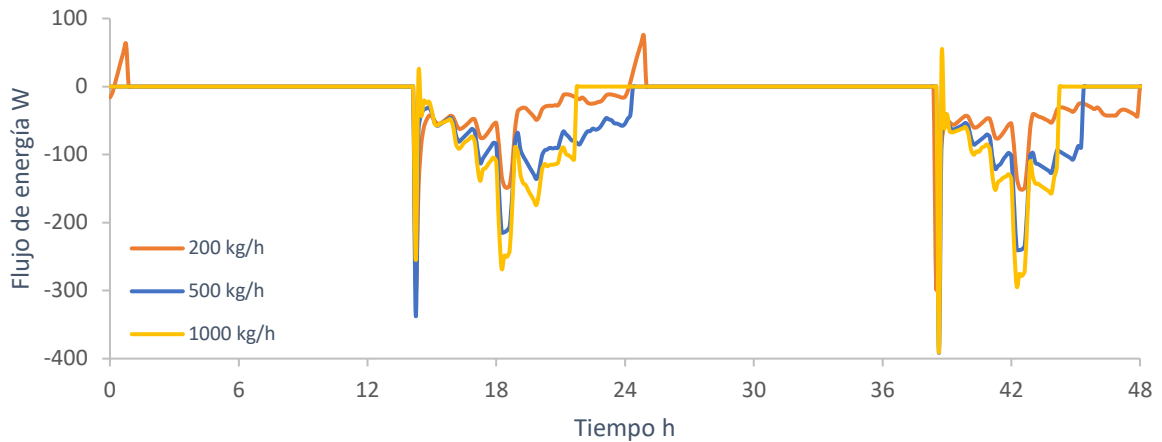


Figura 4.25: Evolución temporal del flujo energético debido al Fan Coil en la casa con distintos flujos de aire y un flujo másico de agua de 200 kg/h.

La disminución abrupta de la temperatura al inicio del funcionamiento observada en la Figura 4.24, es consiguiente con la magnitud de la energía extraída del dormitorio observada en la Figura 4.25. Donde también se observa que aumenta en magnitud el flujo de energía a medida que aumenta el flujo de aire. Cabe destacar, al igual que en la Figura 4.24, que el efecto de enfriamiento del Fan Coil corresponde a los primeros aumentos abruptos de la magnitud del flujo de energía, entre las 14:00 y 16:00 horas.

Al integrar en el tiempo el flujo de energía representado en la Figura 4.23, se obtiene la energía extraída del aire del dormitorio en un día.

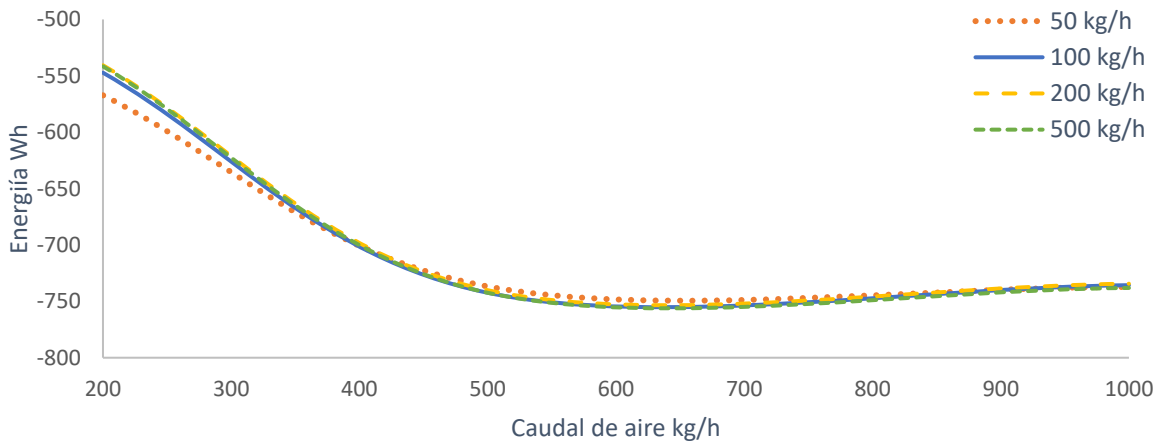


Figura 4.26: Enfriamiento en la casa debido al Fan Coil durante un día para distintos caudales de agua y volúmenes de estanques.

En la Figura 4.26 se observa que a medida que aumenta el flujo másico de aire, aumenta la magnitud de la energía que se logra extraer del dormitorio, llegando a un límite de aproximadamente  $-750 Wh$  en los  $500 kg/h$  sin seguir aumentando. A diferencia de lo que se puede observar para flujo másico de agua, en el que el aumento en su magnitud no tiene mayor influencia en la energía que se logra extraer del dormitorio.

#### 4.4.3 Variación de la banda de control.

La variación de la banda de control del Fan Coil provoca distintos perfiles de temperatura a lo largo del día en el dormitorio. Para analizar la influencia de este parámetro se considera un flujo másico de aire de  $1000 kg/h$ , un flujo másico de agua de  $200 kg/h$  y aire captado desde el exterior. Y se prueba con rangos de variación de  $\pm 1^\circ C$ ,  $\pm 2^\circ C$  y  $\pm 3^\circ C$  sobre la temperatura de consigna  $24^\circ C$ .

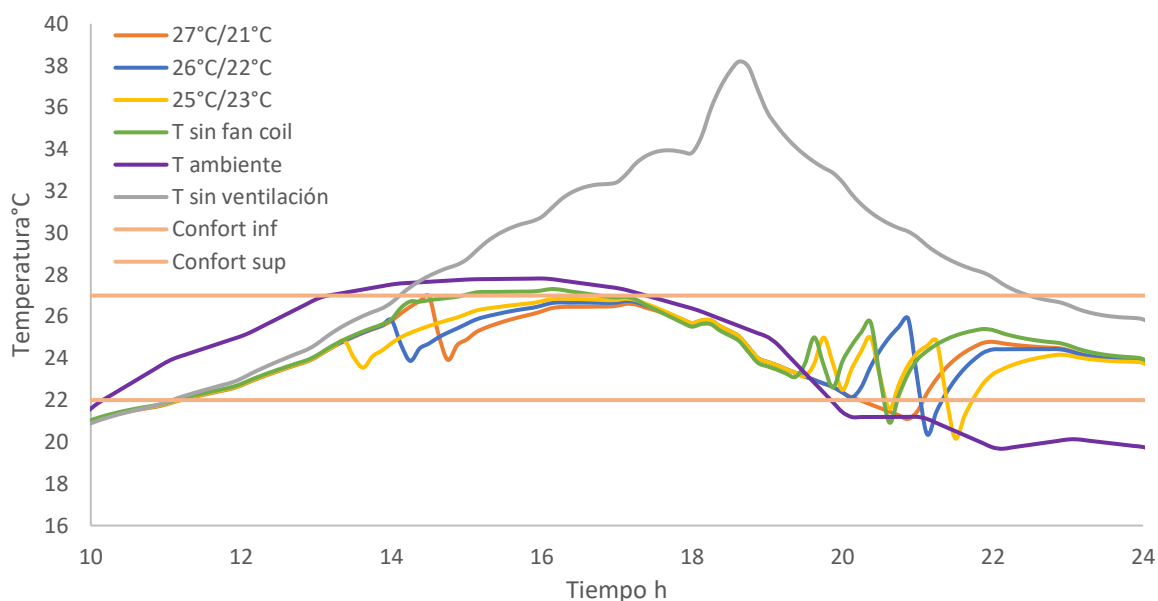


Figura 4.27: Evolución temporal de la temperatura en la pieza del segundo piso con distintas temperaturas de control.

En la Figura 4.25 se observa que a medida que aumenta el rango de control, el Fan Coil comienza a funcionar más tarde, con bajadas y subidas más abruptas de temperatura. Se destaca que al utilizar los límites de control de  $23^\circ C$  a  $25^\circ C$  se mantiene la temperatura cercana a la temperatura de consigna  $24^\circ C$  durante más tiempo.

Por otro lado, la energía que se logra extraer durante un día bajo distintos rangos de control se observa en la Tabla 4.1.

*Tabla 4.1: Energía extraída de la vivienda en 1 día para distintos rangos de control.*

Sin fan coil	23°C / 25°C	22°C / 26°C	21°C / 27°C
714.5 Wh	819.2 Wh	811.7 Wh	829.3 Wh

En la tabla anterior se observa que el rango de control que extrae más energía durante un día es el de 21°C a 27°C, 829.3 Wh, aunque varía muy poco la energía extraída de los distintos rangos de operación. Por otro lado, a partir del primer dato se evidencia la magnitud de la influencia de enfriamiento debido a la utilización de aire exterior como fluido de trabajo, que llega a los 714 Wh. Por lo tanto, la energía efectiva de enfriamiento por el Fan Coil sería 116 Wh en el mejor caso.

## 5 Conclusiones

En este trabajo se evaluó el desempeño energético de 3 modelos y su acoplamiento mediante simulaciones en software TRNSYS con los datos meteorológicos de la ciudad de Santiago de Chile entregados por Meteoblue del año 2019, los resultados se mostraron para el día 20 de enero.

Primero se trabajó un Sistema de Calentamiento y Enfriamiento con un colector solar plano y una bomba sumergible Idra, utilizando el fenómeno de la radiación nocturna como enfriamiento pasivo, considerando el ciclo de enfriamiento desde las 22:00 horas a 06:00 horas del día siguiente. Se realizó un análisis paramétrico para un día típico de verano evaluando la diferencia de temperatura en el colector, los flujos de energía tanto en el colector como en los estanques, la energía acumulada en un día en los estanques y la temperatura media en los estanques.

De esta parte se concluye que el modelo del Sistema de Calentamiento y Enfriamiento se comporta de forma correcta donde los parámetros más importantes son volumen de los estanques y el flujo másico de agua. Al aumentar el flujo masico aumenta disminuye la diferencia de temperatura en el colector, pero aumenta la temperatura del estanque caliente y disminuye la temperatura del estanque frio, también aumenta el flujo de energía en el colector y la energía acumulada tanto en el estanque caliente como en el frio. Y al aumentar el volumen de los estanques aumenta la diferencia de temperatura en el colector, pero disminuye el aumento de temperatura en el estanque caliente y disminuye la disminución de temperatura en el estanque frio, también aumenta la magnitud de la energía acumulada en los estanques.

Los mejores resultados para el sistema de Calentamiento y Enfriamiento fueron obtenidos para un flujo másico de agua de  $25 \text{ kg/h}$  y estanques de  $200 \text{ l}$  obteniendo una ganancia térmica diaria de  $2425 \text{ Wh}$  en el estanque caliente y  $-132 \text{ Wh}$  en el estanque frío. Reduciendo la temperatura promedio sólo  $1^\circ\text{C}$  en el estanque frio y aumentando la temperatura  $25^\circ\text{C}$  en el estanque caliente. Si bien mientras mayor es el volumen de los estanques, más energía se logra acumular, pero aplicado a la realidad, 2 estanques de mayor

tamaño serían inviables en una vivienda social. Además, al aumentar el tamaño del estanque la diferencia de temperatura promedio es aún menor.

Segundo, se utilizó un modelo de la Casa Fénix con características constructivas del diseño real, ganancias térmicas por ocupación de 4 personas, equipos, iluminación y ventilación. Se realizó un análisis de la variación de temperatura, a lo largo de un día típico de verano, en cada habitación.

Los resultados arrojaron un comportamiento lógico respecto a cómo incide la radiación solar y las ganancias térmicas de la casa. La habitación con mayor temperatura es en el dormitorio del segundo piso, alcanzando los 38°C, debido principalmente a la radiación solar incidente por el ventanal del dormitorio durante la tarde.

En tercer lugar, se utilizó el modelo de Fan Coil con una bomba sumergible Idra, un ventilador en línea y un serpentín con las características de un Fan Coil domestico Dakin. Se realizó un análisis paramétrico utilizando agua a 12°C como entrada al serpentín, el cual se insertó en el dormitorio del segundo piso de la Casa Fénix con límites de control 22°C y 26°C. El análisis de estos parámetros se logró evaluando la diferencia de temperatura entre la salida y entrada de aire, el flujo de energía de enfriamiento del Fan Coil y la energía acumulada en un día.

Para esta sección se concluye que en el modelo del Fan Coil se comporta de forma correcta donde el flujo másico de aire es mucho mas influyente que el flujo másico de agua, debido que al aumentar el flujo masico de agua, la diferencia de temperatura en el aire al entrar y salir del Fan Coil no cambia, lo mismo ocurre con el flujo de energía. En cambio, al aumentar el flujo másico de aire disminuye significativamente la diferencia de temperatura en el aire al entrar y salir del Fan Coil, además el flujo de energía aumenta por ende la energía acumulada también.

Los mejores resultados para el modelo de Fan Coil fueron obtenidos para un flujo másico de aire de 1000  $kg/h$ , respecto al flujo de agua su variación no presenta mayor influencia, pero con el fin de presentar los demás resultados se considera de 200  $kg/h$ . obteniendo una variación de temperatura de 5°C, logrando de este modo, extraer 903  $Wh$  del aire en un día.

Por último, para formar el sistema completo de climatización aplicado a la vivienda se integran los 3 modelos: en primera instancia para acoplar el Sistema de Calentamiento y Enfriamiento al Fan Coil se utiliza el agua del estanque frío como líquido de trabajo, alimentando el serpentín del Fan Coil durante el día. Mientras que para acoplar el Fan Coil con la vivienda, se ubicó en el dormitorio del segundo piso. Considerando, en el sistema de calentamiento y enfriamiento, un caudal de agua de  $25 \text{ kg/h}$  y estanques de  $200 \text{ l.}$  y en el Fan Coil un caudal de agua de  $200 \text{ l.}$  Se realizó un análisis paramétrico para el origen, flujo másico del aire y límites de control del Fan Coil. Evaluando la variación de la temperatura del dormitorio del segundo piso y que tan cercana es a la temperatura de consigna.

El sistema completo de climatización aplicado a la vivienda funciona de la forma esperada, los mejores resultados del modelo del sistema completo fueron utilizando aire exterior como alimentación de Fan Coil con un flujo másico de  $1000 \text{ kg/h}$  y el Fan Coil programado para funcionar entre  $23$  y  $25^\circ\text{C}$ . Obteniendo una variación de temperatura cercana a la temperatura de consigna, logrando extraer  $820 \text{ Wh}$  en un día, del dormitorio de los que  $106 \text{ Wh}$  son debido al Fan Coil y los otros  $714 \text{ Wh}$  son debido al utilizar aire exterior.

En este trabajo se logró el objetivo principal de desarrollar un modelo integrado que utiliza un sistema de calentamiento y enfriamiento con un colector solar de placa plana y un sistema terminal de transferencia de calor en una vivienda. Aunque no se logró los resultados esperados en la reducción de temperatura del agua en el sistema de calentamiento y enfriamiento, aunque en términos energéticos se logró disminuir de buena forma la energía del fluido.

Por otro lado, inicialmente con el modelo del Fan Coil recibiendo agua a  $12^\circ\text{C}$  se logra un flujo de energía esperado según el equipo de referencia (Dakin Europe N.V., 2018). En cambio, al funcionar con el agua del estanque como fluido de trabajo, funciona de la forma esperada sólo las primeras horas de trabajo, luego disminuye drásticamente el flujo de energía debido al aumento de temperatura en el agua del estanque. De todas formas, si se utiliza aire exterior como fluido de trabajo, se logra extraer la energía necesaria del aire para mantener la habitación del segundo piso cerca de la temperatura de confort.

Finalmente, se recomienda mejorar el modelo de colector solar según un estudio publicado recientemente de un colector solar con cubierta de vidrio móvil (Vall, Johannes, David, & Castell, 2020) y aumentando la superficie de trabajo, con el fin de obtener temperaturas más bajas en el agua del estanque frío y temperaturas más altas en el estanque caliente, de esta forma se podría mejorar la eficiencia de trabajo del Fan Coil, lo anterior se traduce en el posible resultado que permita cambiar el aire de trabajo exterior a aire de recirculación en la misma habitación, que sería el resultado ideal. También queda pendiente el uso del agua caliente como medio para climatización en días fríos utilizando el Fan Coil en modo de calentamiento.

## Referencias

- Alduchov, O., & Eskridge, R. (1996). Improved Magnus Form Approximation of Saturation Vapor Pressure. *Journal of Applied Meteorology and Climatology*, 601-609.
- Braun, J. E. (1988). *Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems*. University of Wisconsin - Madison.
- Cengel, Y. A. (2011). *Transferencia de Calor y Masa*. Mc Graw Hill.
- Coronado Sanzana, M. A. (2019). *Análisis de confiabilidad en sistemas de recuperación de calor residual desde gases de escape de grupos electrógenos diésel*.
- Crawford, T., & Duchon, C. (1999). An improved parameterization for estimating effective atmospheric emissivity for use in calculating daytime downwelling longwave radiation. *Journal of Applied Meteorology*, 474-480.
- Dakin Europe N.V. (2018). *Fan Coils Calatoge*. Oostende, Belgium.
- Duffie, J., & Beckman, W. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes Fourth Edition*. Madison: Wiley.
- Energía, M. d. (2020). *Planificación Energética de Largo plazo*. Obtenido de Planificación Energética de Largo Plazo: <https://energia.gob.cl/pelp>
- Gálvez, M., García, J., Barraza, R., & Contreras, J. (2020). Parametric analysis of an air-based radiative cooling system coupled to a thermal storage wall for a low-income household.
- Gebhart, B. (1961). Cálculos de temperatura superficial en entornos radiantes de complejidad arbitraria- para radiación gris, difusa, int. *Transferencia de masa de calor vol 3 341 - 346*, 341-346.
- Gebhart, B. (1971). Heat Transfer second edition. *McGraw-Hil*, 150-163.
- Grupo de Energética Edificatoria y Sostenibilidad de la Unidad de Calidad en la Construcción del Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja – IETcc-CSIC. (2020). *Condiciones técnicas de los procedimientos para la evaluación de la eficiencia energética*. Madrid.
- Hernández Cid, R. C. (2019). *Estudio experimental de la aplicación de un sistema de enfriamiento por radiación nocturna a una vivienda*.
- Krarp Swenson, H. C. (2015). *Caracterización de parámetros de calidad de agua según sus usos del estero tijeral provincia de malleco, región de la araucanía*. Valdivia.
- Li, M., Jiang, Y., & Coimbra, C. (2017). On the determination of atmospheric longwave irradiance under all-sky conditions. *Solar Energy*, 40-48.

- Lozano, M. A. (2019). *COLECTORES SOLARES TÉRMICOS*. Zaragoza: Departamento de Ingeniería Mecánica - Universidad de Zaragoza.
- Meteoblue AG. (2006-2021). *Weather History+*. Obtenido de Meteoblue Weather Close to You: <https://www.meteoblue.com/>
- Mills, A., & Coimbra, C. (2015). *Basic heat transfer*. San Diego: San Diego, CA : Temporal Publishing, LLC.
- Mitchell, J. (1976). Heat Transfer from Spheres and Other Animal Forms. *Biophys*.
- NASA. (2007). *The spectrum showing highly detailed parts of it*. Obtenido de [http://myasadata.larc.nasa.gov/images/EM\\_Spectrum3-new.jpg](http://myasadata.larc.nasa.gov/images/EM_Spectrum3-new.jpg)
- Seem, J. (1987). *Modeling of Heat in Buildings*. Madison: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin Madison.
- Sodeca. (2009). *NEOLINEO/V*.
- Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison. (2004-2012). *Multi zone Building modeling with Type56 and TRNBuild*. Madison: TRNSYS Coordinator.
- Thermal Energy System Specialists, LLC. (2004-2012). *Using the Simulation Studio*. Madison: TRNSYS Coordinator.
- Thermal Energy System Specialists, LLC. (2004-2014). *Mathematical Reference*. Madison, USA: TRNSYS Coordinator.
- Thermal Energy System Specialists, LLC. (2004-2014). *Standard Component Library Overview*. Madison: TRNSYS Coordinator.
- Threlkeld, J. L. (1970). *Thermal Environmental Engineering*. New York: Prentice-Hall.
- Torres Höhr, G. (2012). *Caracterización del potencial de enfriamiento nocturno de equipos solares comerciales*. Sevilla.
- Vall, S., & Castell, A. (2017). Radiative cooling as low-grade energy source: a literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 803-820.
- Vall, S., Johannes, K., David, D., & Castell, A. (2020). A new flat-plate radiative cooling and solar collector numerical model: Evaluation and metamodeling. *Energy*.
- VILLALOBOS MAZZA, F. F. (2018). *ESTUDIO ANALÍTICO DEL FENÓMENO DE ENFRIAMIENTO NOCTURNO POR RADIACIÓN EN UNA PLACA PLANA BAJO DIFERENTES CONDICIONES DE OPERACIÓN*.
- Whillier, A. (1977). Prediction of Performance of Solar Collectors. *ASHRAE*.
- Zhao, B., Hu, M., Ao, X., Chen, N., & Pei, G. (2019). Radiative cooling: A review of fundamentals, materials, applications, and prospects. *Applied Energy*, 489-513.