



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN SISTEMA AUTÓNOMO DE SUMINISTRO DE ENERGÍA PARA  
ABASTECIMIENTO EN COMPLEJO DE CASAS DE VERANEO EN LA II REGIÓN DE  
CHILE

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

DIEGO ALFONSO HORMAZÁBAL HARO

PROFESOR GUÍA:  
LEONEL NÚÑEZ LAZO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN  
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM  
GABRIEL ROJAS VIADA

SANTIAGO DE CHILE  
2020

**RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL**

**TÍTULO DE:** Ingeniero Civil Mecánico

**POR:** Diego Alfonso Hormazábal Haro

**FECHA:** 12/10/2020

**PROFESOR GUÍA:** Leonel Alejandro Núñez Lazo

**Diseño de un sistema autónomo de suministro de energía para  
abastecimiento en complejo de casa de veraneo en la II región de  
Chile**

El uso de energías renovables, tanto para abastecimiento como para generación, se hace cada vez más necesario a nivel mundial, dada la alta demanda energética y la alta contaminación que producen los sistemas convencionales. Es por ello que, tanto a nivel industrial como residencial, se han implementado tecnologías para el aprovechamiento de dichas energías. Este es el caso de las bombas de calor de expansión directa con asistencia solar, los sistemas de generación fotovoltaicos con acumulación y los sistemas de enfriamiento evaporativo.

Este trabajo de título consiste en diseñar, a nivel de ingeniería básica, un sistema autónomo para suministro de energía a un complejo de veraneo compuesto por 2 casas familiares más una pequeña casa de servicios, ubicadas en una zona costera de la II región, para agua caliente sanitaria (ACS), calefacción (CC), climatización de ambientes (CA) y consumos eléctricos (CE). Los objetivos específicos del proyecto son: i. evaluar la demanda energética anual del complejo; ii. seleccionar las tecnologías adecuadas para atender los usos energéticos del complejo; iii. generar memorias de cálculo de respaldo, diagramas de procesos e instrumentación (P&ID) y planos de lay-out de la instalación y iv. evaluar el proyecto económicamente y desde el enfoque de eficiencia energética. La metodología considera, en términos generales, un estudio de la demanda térmica, dimensionamiento de equipos térmicos y diseño de un sistema de generación fotovoltaico con acumulación para suministro doméstico y de los sistemas tanto de generación como disipación de calor, junto con un posterior análisis de prefactibilidad técnico – económico y de eficiencia energética.

Los principales resultados obtenidos estiman un ahorro medio en emisiones directas de 1216 [kg] de  $CO_2$  al año, acompañado de un ahorro medio económico anual de \$283.807. De manera complementaria, el estudio de prefactibilidad arroja una TIR de -13%, VAN de \$CLP -30.358.193 y PRI de 110 años en su escenario más favorable.

La principal conclusión es que estas tecnologías están aún restringidas al sector de mayor solvencia económica en el país, sin embargo, representan un significativo ahorro económico y de impacto medioambiental, llegando a reducir hasta en un 80% las emisiones directas de dióxido de carbono.

## Agradecimientos

Primero que todo, quiero agradecer a mi madre Marcela y a mi padre José Luis, por haberme dado la vida y luchar en todo momento por mi educación y mi felicidad. A ellos especialmente les dedico este trabajo y todo el esfuerzo rendido durante la carrera.

Específicamente, agradezco todo el amor y el apoyo incondicional de mi madre durante este proceso, que tendió su mano más de una vez para poder superar obstáculos en momentos complicados. A mi padre, le debo el rigor y la tenacidad para enfrentar cualquier cosa, que con esfuerzo y constancia siempre se logran objetivos. A ambos los admiro, ya que no sólo entregaron habilidades, sino que también valores que me han forjado como persona y como profesional; valores que pretendo perpetuar.

Agradecer también a mi abuelo Reinaldo, que desde muy pequeño me motivó en el área de las artes manuales y la carpintería, quizás los primeros atisbos del gusto por la ingeniería y el diseño; cómo olvidar la reproducción a escala del *Big-Ben* hecho con cartón piedra, ambos trabajando juntos. A Ana María, mi abuela, siempre transmitiendo su sabiduría, cariño y experiencia, sobre todo cuando me preparó para la PSU (llamada así en ese entonces) de lenguaje.

A mi hermano Gonzalo, quizás uno de los testigos más cercanos de lo que significó seguir la carrera de ingeniería en esta universidad y más que nada un cómplice de vida, mejor amigo y gran soporte en las etapas más duras de la U.

Personalmente, soy un convencido de que cada persona que se presenta en tu vida tiene algo que enseñarte o aportarte. Agradezco haber conocido a mis amigos más leales, Diego, Fernando, Tomás y Nicol, por todas las anécdotas insólitas, las risas, los viajes, los carretes bien fuertes y por estar en los momentos buenos y malos. Agradecer también a la Trini, por todo su amor y su apoyo durante el proceso de titulación, y por aceptarme con todas mis mañas jajaja.

Como olvidar a los compañeros de lucha, al Richi, Mati, Felipe, Vicho, Cris y al Nico, y todas las veces que trasnochamos dándole cara a la U (la tarea de máquinas trascenderá en mi memoria jajajaj). No todo era estudio en todo caso, más de una vez nos caímos a la noche, donde sacamos algunas tallas y en ocasiones, incluso más (o no Richi?)

Por último, quiero agradecer a mi profesor guía, Leonel Núñez, y a mi ayudante guía, Aldo Sanneti, por todo el soporte, la disposición y la colaboración en la elaboración de este trabajo durante estos tiempos tan difíciles de pandemia.

## Tabla de contenido

<b>1.- Introducción</b> .....	<b>1</b>
<b>2.- Motivación</b> .....	<b>1</b>
<b>3.- Objetivos</b> .....	<b>2</b>
<b>3.1.- Objetivo general</b> .....	2
<b>3.2.- Objetivos específicos</b> .....	2
<b>4.- Alcances</b> .....	<b>2</b>
<b>5.- Antecedentes</b> .....	<b>3</b>
<b>5.1.- Contexto energético nacional</b> .....	3
<b>5.2.- Contexto energético local: Zona Térmica 1 (ZT-1)</b> .....	5
<b>5.3.- Características del emplazamiento</b> .....	6
<b>5.3.1.- Localización</b> .....	6
<b>5.3.2.- Condiciones ambientales</b> .....	7
<b>5.4.- Estado del arte: tecnologías de aprovechamiento de ERNC</b> .....	9
<b>5.4.1.- Tecnologías para el suministro de agua caliente sanitaria (ACS) y calefacción (CC)</b> ..	10
<b>5.4.1.1.- Bombas de calor</b> .....	10
<b>5.4.1.2.- Tipos de bombas de calor</b> .....	10
<b>5.4.1.3.- Bombas de calor asistidas por energía solar (SAHP)</b> .....	11
<b>5.4.1.4.- Paneles solares termodinámicos (PST)</b> .....	13
<b>5.4.2.- Tecnologías para climatización de aire (CA)</b> .....	14
<b>5.4.2.1.- Enfriadores evaporativos</b> .....	14
<b>i) Enfriadores evaporativos directos (DEC)</b> .....	14
<b>ii) Enfriadores evaporativos indirectos (IEC)</b> .....	15
<b>iii) Enfriadores evaporativos mixtos (IDEC)</b> .....	15
<b>5.4.3.- Tecnologías para suministro de energía eléctrica: Generación fotovoltaica</b> .....	16
<b>5.4.3.1.- Sistemas fotovoltaicos aislados</b> .....	16
<b>i) Paneles fotovoltaicos</b> .....	16
<b>ii) Regulador de carga</b> .....	17
<b>iii) Baterías</b> .....	17
<b>iv) Inversor de corriente</b> .....	17
<b>6.- Configuraciones principales</b> .....	<b>18</b>
<b>6.1.- Configuración de sistema térmico: ACS + CC</b> .....	18
<b>6.2.- Configuración de enfriamiento evaporativo: DEC</b> .....	19
<b>6.3.- Configuración de sistema fotovoltaico: PV <i>off grid</i> con generador de respaldo</b> .....	20

<b>7.- Metodología .....</b>	<b>22</b>
<b>7.1.- Determinación de la demanda térmica.....</b>	<b>22</b>
<b>7.1.1.- Cálculo de demanda térmica de ACS .....</b>	<b>22</b>
<b>7.1.2.- Cálculo de cargas térmicas .....</b>	<b>24</b>
<b>7.1.2.1.- Cargas térmicas sensibles .....</b>	<b>26</b>
a) <b>Radiación .....</b>	<b>26</b>
b) <b>Transmisión.....</b>	<b>28</b>
c) <b>Infiltraciones de aire .....</b>	<b>31</b>
d) <b>Aportaciones internas.....</b>	<b>32</b>
<b>7.1.2.2.- Cargas térmicas latentes .....</b>	<b>33</b>
a) <b>Infiltraciones de aire .....</b>	<b>33</b>
b) <b>Aportaciones internas.....</b>	<b>34</b>
<b>7.1.2.3.- Definición de las condiciones exteriores de diseño (<i>Text, Ib, ext</i>).....</b>	<b>34</b>
<b>7.1.2.4.- Ecuación de demanda térmica de calefacción/enfriamiento.....</b>	<b>35</b>
<b>7.2.- Dimensionamiento de equipos térmicos .....</b>	<b>35</b>
<b>7.2.1.- Sistema de calefacción y agua caliente sanitaria (CC + ACS).....</b>	<b>35</b>
<b>7.2.1.1.- Balance térmico .....</b>	<b>36</b>
<b>7.2.1.2.- Estimación de parámetros .....</b>	<b>37</b>
a) <b>Coefficiente de transferencia de calor en intercambiador sumergido (<i>Userp</i>).....</b>	<b>37</b>
b) <b>Coefficiente de transferencia de calor y área de intercambio de radiadores (<i>Urad, Arad, tot</i>) .....</b>	<b>40</b>
c) <b>Potencia térmica de la bomba de calor (<i>Qcond</i>).....</b>	<b>41</b>
<b>7.2.1.3.- Solución del sistema acoplado: Método de Euler.....</b>	<b>41</b>
<b>7.2.1.4.- Equipos y componentes de gestión de calor.....</b>	<b>42</b>
i) <b>Piping.....</b>	<b>42</b>
ii) <b>Sistema de bombeo.....</b>	<b>44</b>
<b>7.2.2.- Sistema de enfriamiento evaporativo directo (DEC) .....</b>	<b>46</b>
<b>7.2.2.1.- Caudales de aire.....</b>	<b>46</b>
<b>7.2.2.2.- Consumos de agua .....</b>	<b>47</b>
<b>7.3.- Dimensionamiento de sistema de generación fotovoltaica.....</b>	<b>48</b>
<b>7.3.1.- Potencial del recurso .....</b>	<b>49</b>
<b>7.3.2.- Dimensionado de tecnologías.....</b>	<b>52</b>
<b>7.3.2.1.- Campo fotovoltaico.....</b>	<b>52</b>
<b>7.3.2.2.- Banco de baterías.....</b>	<b>54</b>
<b>7.3.2.3.- Inversor de corriente y regulador de carga.....</b>	<b>55</b>
<b>7.3.2.4.- Cableado .....</b>	<b>55</b>

<b>8.- Resultados y observaciones .....</b>	<b>56</b>
<b>8.1.- Demanda térmica (ACS y CC).....</b>	<b>56</b>
<b>8.2.- Sistema térmico ACS + CC .....</b>	<b>60</b>
<b>8.2.1.- Tamaño y cantidad de radiadores .....</b>	<b>60</b>
<b>8.2.2.- Selección de tanques.....</b>	<b>61</b>
<b>8.2.3.- Evolución temporal del sistema ACS + CC y selección de equipos de generación de calor .....</b>	<b>62</b>
<b>8.2.3.1.- Análisis bajo máxima exigencia.....</b>	<b>63</b>
a) DX-SAHP con 6 PST.....	63
b) DX-SAHP con 12 PST .....	65
<b>8.2.3.2.- Balance diario de energía térmica.....</b>	<b>67</b>
<b>8.2.3.3.- Selección de bomba de calor y sistema de respaldo.....</b>	<b>72</b>
<b>8.2.4.- Selección de bombas y red de tuberías .....</b>	<b>72</b>
<b>8.3.- Sistema DEC.....</b>	<b>75</b>
<b>8.4.- Sistema PV <i>off grid</i>.....</b>	<b>79</b>
<b>8.4.1.- Consumos .....</b>	<b>79</b>
<b>8.4.2.- Recurso solar .....</b>	<b>80</b>
<b>8.4.3.- Dimensionado de equipos .....</b>	<b>84</b>
<b>8.4.3.1.- Campo fotovoltaico.....</b>	<b>84</b>
<b>8.4.3.2.- Banco acumulador.....</b>	<b>86</b>
<b>8.4.3.3.- Regulador de carga e inversor.....</b>	<b>87</b>
<b>8.4.3.4.- Cableado y canalización eléctrica .....</b>	<b>89</b>
<b>9.- Análisis de eficiencia energética: Petróleo Diésel y GLP v/s PST y PV .....</b>	<b>90</b>
<b>9.1.- Cálculo de costos de generación.....</b>	<b>90</b>
<b>9.1.1.- Línea base: Caldera GLP y generador Diésel.....</b>	<b>90</b>
<b>9.1.2.- Propuesta de mejora: Sistema PST + PV .....</b>	<b>92</b>
<b>9.2.- Ahorros percibidos y emisiones GEI .....</b>	<b>92</b>
<b>10.- Evaluación económica .....</b>	<b>94</b>
<b>10.1.- Inversión .....</b>	<b>94</b>
<b>10.2.- Análisis de pre - factibilidad.....</b>	<b>94</b>
<b>11.- Conclusiones.....</b>	<b>95</b>
<b>Bibliografía .....</b>	<b>98</b>
<b>Anexos .....</b>	<b>101</b>
<b>Anexo A: Dimensiones de cerramientos .....</b>	<b>101</b>
<b>Anexo B: Conductividades térmicas de materiales .....</b>	<b>104</b>
<b>Anexo C: Potencias térmicas de bombas de calor ENERGIE EST [24].....</b>	<b>105</b>

<b>Anexo D: Perfiles para cálculo de demandas térmicas .....</b>	<b>106</b>
<b>Anexo E: Consumos eléctricos del complejo.....</b>	<b>109</b>
<b>Anexo F: Niveles de radiación horizontal media anual del recinto.....</b>	<b>110</b>
<b>Anexo G: Evaluación económica.....</b>	<b>111</b>
<b>Anexo H: Layout de instalaciones y P&amp;ID de sistema ACS+CC .....</b>	<b>112</b>

## **1.- Introducción**

En vista de la creciente demanda energética y la necesidad de descarbonizar el consumo, se hace urgente el estudio, diseño e implementación de sistemas cuyas tecnologías utilicen fuentes renovables para su funcionamiento sin desmedro de su eficiencia y disponibilidad. Los suministros de agua caliente sanitaria, calefacción y climatización de espacios y suministro de energía eléctrica son los aspectos a analizar desde dicha perspectiva.

En Chile aproximadamente el 70% de la energía consumida por vivienda tiene como destino final la producción de agua caliente sanitaria, calefacción y climatización, cuya fuente proviene principalmente del uso de gas (GLP y GN) y leña. El porcentaje restante lo compone el consumo eléctrico de diversos electrodomésticos.

En este contexto, se identifican oportunidades de ahorro energético y de costos la utilización de sistemas térmicos impulsados por bombas de calor asistidas por energía solar (SAHP), sistemas de enfriamiento evaporativo (DEC/IEC/IDEC) y sistemas de generación eléctrica aislada (*PV off grid*). Actualmente estas tecnologías resultan poco competitivas respecto a los sistemas convencionales, esto en parte por su alto costo de inversión e instalación inicial y poca difusión en el mercado nacional.

## **2.- Motivación**

La energía, tal como la comida y el agua, es vital para el sustento y desarrollo humano. El gran problema que enfrenta la humanidad es obtenerla sin depredar de manera desmedida los recursos disponibles. Últimamente, el calentamiento global se ha intensificado sin dar señales de mitigación, la temperatura atmosférica a nivel global va al alza y una de las principales causas de este problema es la utilización de combustibles fósiles en distintos sectores de la industria.

Por otro lado, el consumo eléctrico per cápita en Chile está muy por sobre el promedio de los países latinoamericanos, considerando el gran potencial en recursos renovables que posee, a mencionar, energía solar, geotérmica de baja entalpía, eólica e hidráulica de pasada. Esto a su vez hace pensar que sería conveniente implementar sistemas de generación distribuida para aprovechar dichos recursos.

Es por estas razones que se deben buscar formas de generar energía, en sus diferentes formas, mediante tecnologías que no dependan de los combustibles fósiles, de manera de reducir emisiones y con ello contribuir a la disminución del fenómeno climático.

### **3.- Objetivos**

#### **3.1.- Objetivo general**

El objetivo general de este trabajo consiste en diseñar, a nivel de ingeniería básica, un sistema de suministro de energía a un complejo de veraneo compuesto por 2 casas familiares más una casa de servicios, ubicadas en la zona costera de la II región de Chile. El sistema debe contemplar el abastecimiento de agua caliente sanitaria (ACS), la calefacción y climatización de espacios (CC) y el suministro de energía eléctrica para servicios del conjunto (EE).

#### **3.2.- Objetivos específicos**

- Evaluar la demanda energética anual del complejo, estimando su perfil en los periodos de alta y baja carga.
- Seleccionar las tecnologías adecuadas para atender los usos energéticos del complejo y elaborar el proyecto, generando memorias de cálculo de respaldo, diagramas de procesos e instrumentación, planos de lay-out de la instalación y principales vistas de perfil y elevaciones.
- Evaluar la eficiencia energética de la solución propuesta, el estimado de inversión y sus indicadores económicos, a saber: el periodo simple de recuperación de la inversión (PRI), la tasa interna de retorno (TIR) y el valor actual neto (VAN).

### **4.- Alcances**

El alcance fundamental del trabajo de título es desarrollar un proyecto de ingeniería básica enmarcado en el ámbito de la eficiencia energética, resguardando su factibilidad técnico-económica y priorizando la disponibilidad del suministro a los distintos puntos de consumo. A nivel específico, se consideran:

- Desarrollar una metodología de cálculo acorde a los requerimientos, ateniéndose a supuestos razonables y generando memorias de cálculo que den soporte al diseño del sistema.
- Generar diagramas de procesos e instrumentación (P&ID) que representen el funcionamiento del conjunto.
- Generar planos de lay-out para dimensionar espacialmente el conjunto, teniendo en cuenta las restricciones existentes.
- Evaluar económicamente la solución propuesta, bajo distintos escenarios.
- Realizar un análisis de eficiencia energética para la solución propuesta, determinando los ahorros percibidos relativos a la utilización de sistemas de generación convencionales.

## **5.- Antecedentes**

### **5.1.- Contexto energético nacional**

El mercado de producción de agua caliente sanitaria (ACS) y calefacción (CC) chileno se caracteriza por ser aun significativamente dependiente de la quema de combustibles fósiles y leña. Esto es relativo según la zona geográfica, sin embargo, a nivel general, el 39,6% de las fuentes de energía utilizadas en vivienda corresponden a leña, seguido del gas (GN y GLP) con un 31,4% [1].

Esto se explica en parte por la ausencia de políticas públicas que exijan una cobertura mínima de la demanda energética con fuentes renovables no convencionales a nivel residencial y también por la falta de competitividad de las tecnologías de carácter renovable frente a los sistemas tradicionales, desde el punto de vista de la inversión, costos de instalación y disponibilidad de los mismos.

En el ámbito térmico, sin considerar algunas fuentes como la parafina, la leña y el pellet, se observa en la actualidad la siguiente distribución en el consumo en función de su uso final en las viviendas chilenas:

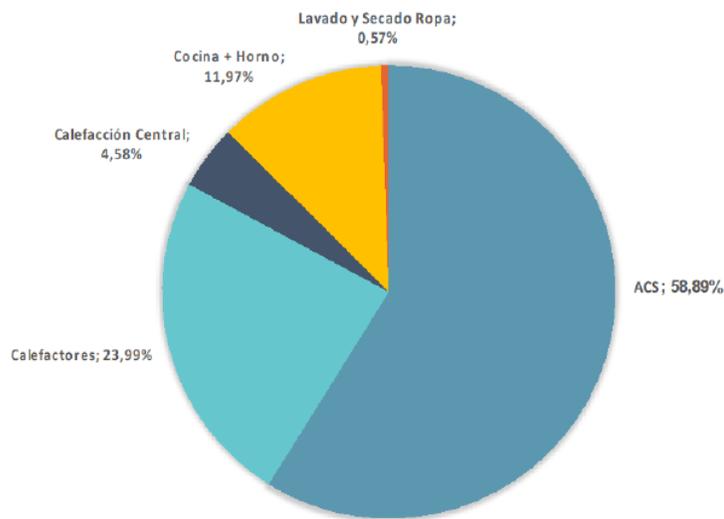


Figura 5.1: Distribución porcentual de consumos de GN y GLP en Chile. Fuente: [1]

Resulta evidente que la producción de ACS y CC percibe una fuerte penetración del uso de combustibles fósiles, representando sobre el 85 % de su consumo. Esto está principalmente determinado por las altas demandas de calefacción en las zonas sur del país, lo que vislumbra la poca difusión y masificación de sistemas robustos de acondicionamiento térmico verdes. Esto se evidencia aún más en la distribución de consumos según las zonas térmicas [1]:

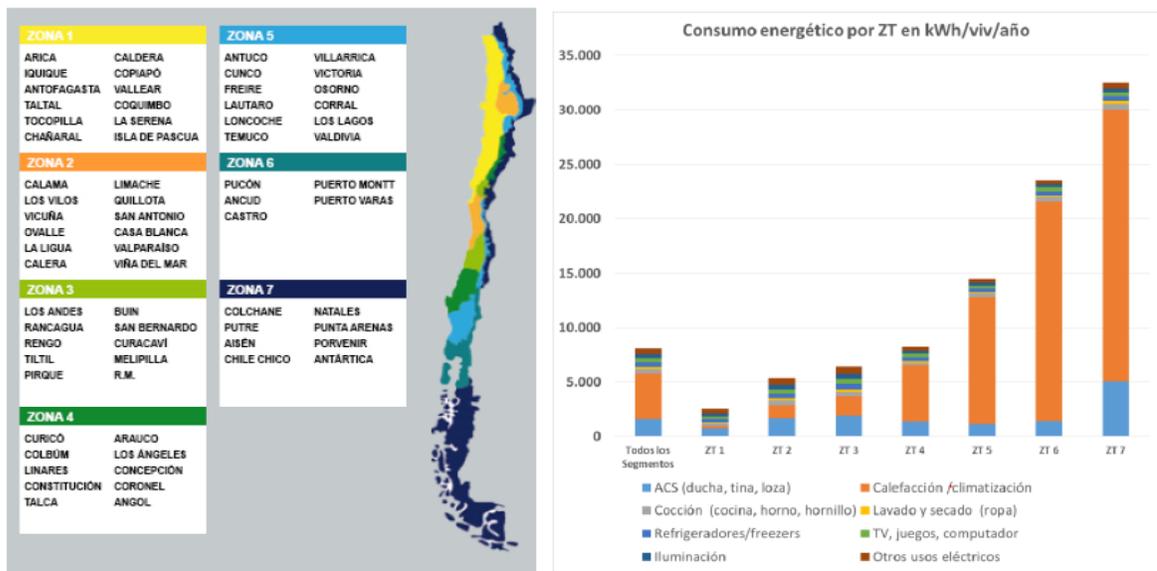


Figura 5.2: Tendencia del consumo energético según ubicación geográfica a nivel nacional. Fuente: [1]

## 5.2.- Contexto energético local: Zona Térmica 1 (ZT-1)

En la zona de estudio, se observa un menor consumo relativo a otras zonas del país. Esto se debe por un lado a la menor cantidad de habitantes y también a un factor climático, cuyas características térmicas y de radiación hacen que sea óptima para el desarrollo de proyectos de ERNC, principalmente de tipo solar térmica y fotovoltaica.

La demanda energética de la ZT-1 se representa en la figura 5.3, junto con otras zonas del territorio nacional. Se observa una predominancia en la utilización de energía eléctrica y GLP tanto a nivel general como a nivel de vivienda.

Teniendo esta información en cuenta y considerando la existencia de tecnología de aprovechamiento solar térmico y fotovoltaico madura en el mercado internacional, se justifica, al menos, el estudio y evaluación de un proyecto cuyo objetivo principal sea integrar dichas tecnologías para sustituir las fuentes contaminantes, sobre todo en el contexto de crisis climática.

Zona	GN	GLP	Electricidad	Leña	Parafina	Pellet	Totales
Térmica	GWh/año	GWh/año	GWh/año	GWh/año	GWh/año	GWh/año	GWh/año
ZT-1	2	723	1.096	89	0	18	1.927
ZT-2	269	1.586	1.723	486	63	5	4.132
ZT-3	3.074	5.272	6.683	1.122	890	12	17.052
ZT-4	139	1.656	2.014	5.426	186	59	9.480
ZT-5	25	574	755	5.865	79	246	7.544
ZT-6	0	424	566	6.340	72	46	7.449
ZT-7	2.097	92	187	758	36	9	3.180
<b>Total</b>	<b>5.605</b>	<b>10.327</b>	<b>13.025</b>	<b>20.085</b>	<b>1.325</b>	<b>396</b>	<b>50.763</b>

Zona	GN	GLP	Electricidad	Leña	Parafina	Pellet	Totales
Térmica	kWh/viv/año	kWh/viv/año	kWh/viv/año	kWh/viv/año	kWh/viv/año	kWh/viv/año	kWh/viv/año
ZT-1	2	942	1.428	116	0	23	2.511
ZT-2	349	2.062	2.241	632	82	7	5.372
ZT-3	1.154	1.979	2.509	421	334	4	6.401
ZT-4	121	1.445	1.757	4.733	162	52	8.270
ZT-5	48	1.104	1.453	11.280	151	473	14.509
ZT-6	0	1.344	1.793	20.079	227	147	23.589
ZT-7	21.433	942	1.916	7.748	368	95	32.502

Figura 5.3: Nivel de consumo energético por fuente de generación según zona térmica. Fuente: [1]

## 5.3.- Características del emplazamiento

### 5.3.1.- Localización

Este proyecto de ingeniería básica está pensado para los requerimientos de un par de casas de veraneo y una casa de servicios, ubicado a 500 [m] de la localidad de Hornitos, en la comuna de Mejillones, región de Antofagasta. Se detallan las coordenadas y una fotografía satelital.

**Tabla 5.1: Parámetros de ubicación del complejo. Fuente: Elaboración propia.**

Parámetro	Valor
Latitud (°)	-22.9148254
Longitud (°)	-70.2881184
Altitud (msnm)	6



**Figura 5.4: Imagen satelital de ubicación del complejo. Fuente: Extraído de Google Earth.**

### 5.3.2.- Condiciones ambientales

En la tabla 5.2 se adjuntan los niveles promedio de algunas variables ambientales relevantes para el diseño del proyecto, extraídos del Explorador solar (ES) y de la Dirección Meteorológica de Chile (DMC) [2,3]. Los valores expuestos corresponden a los registros de los 4 últimos años (2013, 2014, 2015 y 2016) a excepción de la humedad relativa, que se obtuvo trabajando los datos obtenidos el año 2019 en la ciudad de Antofagasta, que para fines prácticos, puede considerarse una locación equivalente.

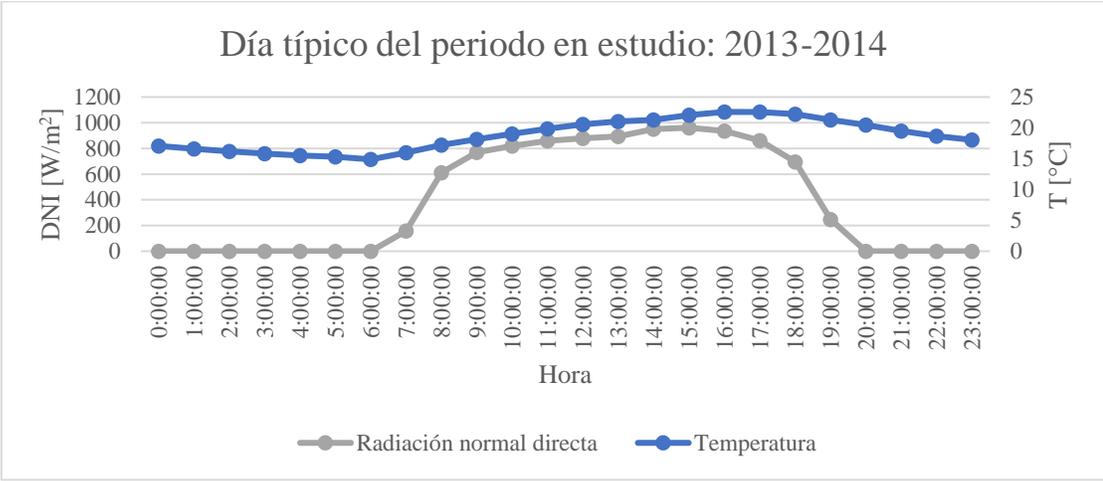
**Tabla 5.2: Condiciones ambientales promedio en la zona. Fuente: Elaboración propia**

Variable	Magnitud
T [°C]	16,7
DNI [W/m <sup>2</sup> ]	220,8
v [m/s]	2,4
φ [%]	68,0 <sup>1</sup>

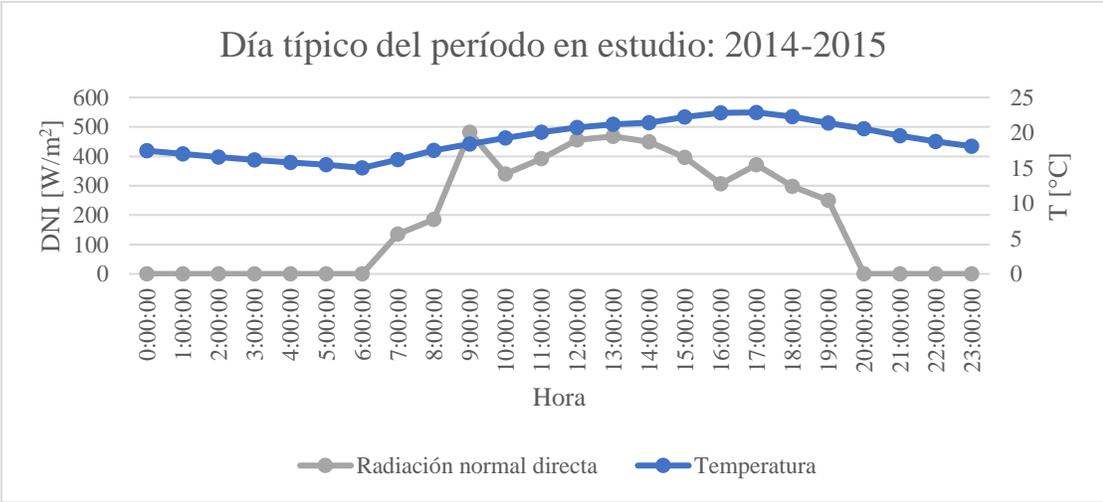
El proyecto está pensado para un complejo cuyo estado operativo tiene lugar solo en temporada estival del verano, específicamente desde el 22 de Diciembre hasta el 31 de Marzo. Teniendo esto en consideración, se estudia la variación de la temperatura del aire ambiente y los niveles de radiación solar, generando días típicos del período respectivo.

---

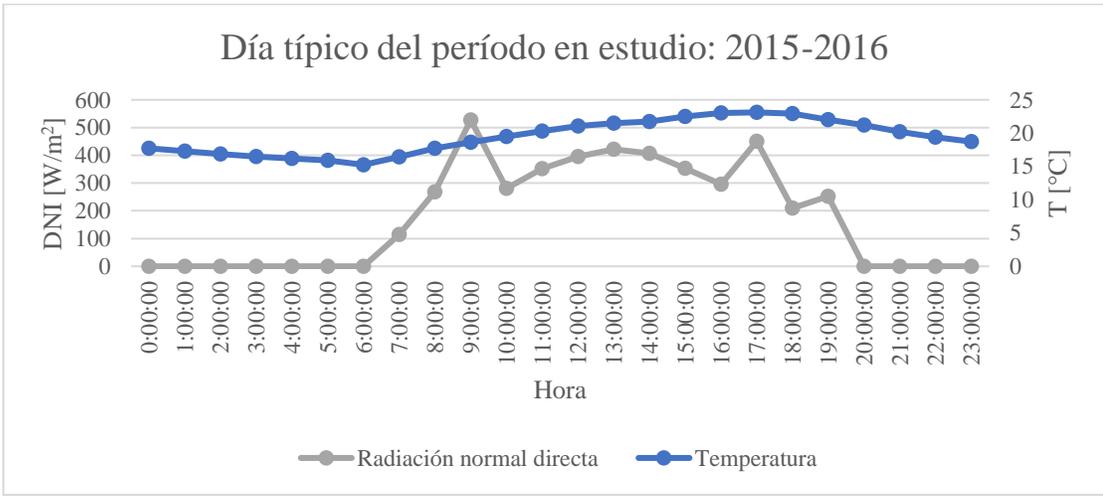
<sup>1</sup> En ausencia de registros para la localización del emplazamiento, sin pérdida de generalidad, se utilizan los valores de humedad relativa registrados el año 2019 en la ciudad de Antofagasta al nivel del mar, extraídos de la Dirección Meteorológica de Chile (DMC).



a)



b)



c)

**Figura 5.5 (a), (b) y (c): Fluctuaciones típicas de temperatura y radiación normal directa a lo largo del día en el complejo, según los últimos 3 periodos estivales registrados en el E.S. Fuente: Elaboración propia.**

Las figuras 5.1 a), b) y c) exponen los valores promedios horarios de las respectivas variables. Cabe notar como el valor medio de la temperatura y la radiación normal directa se incrementa en la ventana temporal de interés respecto de sus valores medios anuales, como era de esperarse.

En términos generales y de forma preliminar, en lo que respecta al recurso solar, se observa una fuente de potencial acorde a los requerimientos. Por otro lado, la temperatura no se presenta como un gran desafío para el diseño, sin embargo, el alto nivel de humedad relativa ambiental preconiza ciertas restricciones en los equipos de climatización, para evitar condensaciones interiores y deterioro acelerado.

#### **5.4.- Estado del arte: tecnologías de aprovechamiento de ERNC**

En esta sección, se presentan y detallan las tecnologías disponibles en el mercado para los requerimientos del proyecto. En el ámbito de calefacción y producción de ACS, están las distinguidas bombas de calor con asistencia solar cuyo funcionamiento se centra en el aprovechamiento térmico ambiental mediante colectores solares termodinámicos, mientras que para la climatización existen distintos tipos de enfriadores evaporativos, cuya operación requiere de agua como fluido de trabajo, a diferencia de los sistemas de aire acondicionado (A/C) de compresión de vapor.

Todos estos equipos deberán ser energizados por un sistema de generación fotovoltaica *off grid*, donde los paneles solares compuestos por celdas de Silicio son lo más utilizado y difundido a nivel nacional. A su vez el generador solar debe ser capaz de cubrir la demanda eléctrica por concepto de consumos típicos de vivienda (refrigeración de alimentos, electrodomésticos, iluminación, entre otros)

A continuación, se detalla cada tecnología y su principio físico de funcionamiento.

## **5.4.1.- Tecnologías para el suministro de agua caliente sanitaria (ACS) y calefacción (CC)**

### **5.4.1.1.- Bombas de calor**

La bomba de calor es una instalación térmica en donde se transfiere energía en forma de calor desde una fuente de baja temperatura a una fuente de mayor temperatura, o en otras palabras, realiza un ciclo termodinámico de Carnot inverso. Esto implica una inyección de trabajo al sistema [4].

La figura 5.6 esquematiza un sistema genérico de una bomba de calor, junto con los ciclos termodinámicos que se efectúan. Estos sistemas se basan en la compresión mecánica del vapor, donde el fluido de trabajo a baja presión absorbe el calor del ambiente, evaporándose. En seguida, se comprime mediante la realización de un trabajo externo efectuado por el compresor, quedando en calidad de vapor sobrecalentado. Luego de esto, el fluido de trabajo cede el calor a la fuente de mayor temperatura, que correspondería al espacio o medio a calentar. Para que este fluido trabaje en ciclo cerrado, debe aliviar su presión para poder evaporar nuevamente. Esto se lleva a cabo con una válvula de expansión, cuyo proceso es isoentálpico.

### **5.4.1.2.- Tipos de bombas de calor**

Las bombas de calor se clasifican, por un lado, por la función que cumplen. Esta puede ser de calentamiento, enfriamiento, ventilación, secado, producción de agua caliente doméstica, entre otros. También se clasifican según la fuente de calor que utilizan, la cual puede ser agua (superficial o subterránea), aire, suelo, etc.

Un criterio más específico para la clasificación de estos equipos es según el tipo de fluido que se utiliza para absorber el calor de la fuente y el fluido encargado de distribuir esta energía a los espacios o medios a condicionar.

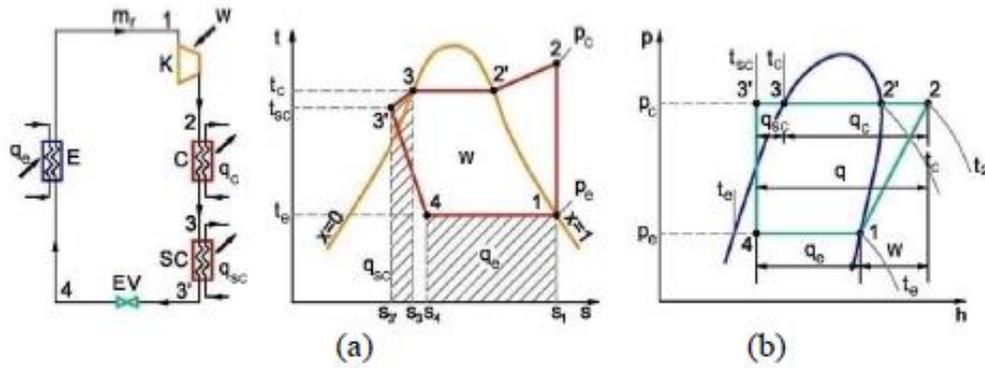


Figura 5.6: Esquematación de una bomba de calor y los ciclos de compresión mecánica en los diagramas T-s y P-h. [4]

Se pueden mencionar entonces, los siguientes tipos [4]:

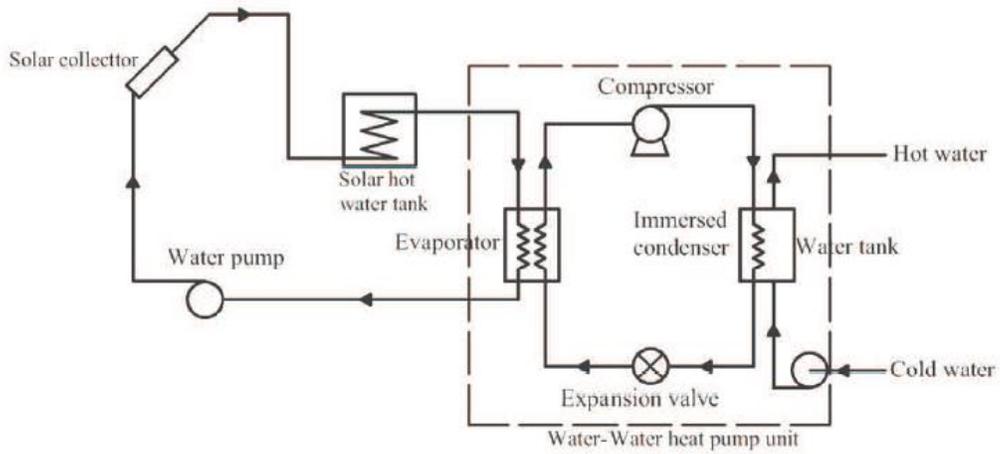
- Bombas de calor aire a aire.
- Bombas de calor agua a aire.
- Bombas de calor aire a agua.
- Bombas de calor agua a agua.
- Bombas de calor acopladas a tierra.

En general la bomba de calor más utilizada a nivel industrial y residencial es la de aire a aire. Sin embargo, al disminuir la temperatura del ambiente exterior, se requiere una mayor demanda de calor para mantener los estándares de confort, lo que hace reducir la eficiencia del sistema [4] y, en consecuencia, buscar tecnologías alternativas.

#### 5.4.1.3.- Bombas de calor asistidas por energía solar (SAHP)

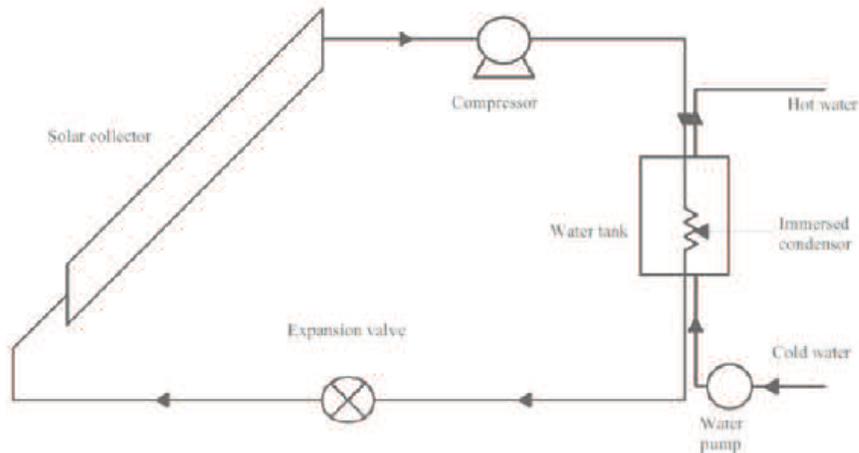
La implementación de sistemas de captación de la energía solar en instalaciones térmicas de esta índole ha demostrado ser una solución efectiva en respuesta a la intermitencia del recurso térmico ambiental, como lo es la variación estacional de la temperatura ambiente. En particular, las bombas de calor asistidas por energía solar tienen como objetivo aumentar la temperatura de evaporación o visto de otra forma, reducir la carga de condensación del refrigerante, aumentando así la eficiencia del sistema [5].

Existen dos tipos de configuraciones para este tipo de bombas. Por un lado, las bombas de calor de expansión indirecta (en adelante, IX-SAHP por sus siglas en inglés), en las que un fluido de trabajo, por lo general agua, absorbe calor al circular por el colector solar para luego intercambiarlo al circuito de refrigeración en el evaporador, como se muestra en la figura 5.7 [5].



**Figura 5.7: Diagrama esquemático de una IX-SAHP para generación de agua caliente sanitaria.[5].**

Por otra parte, están las bombas de calor de expansión directa (en adelante, DX-SAHP por sus siglas en inglés), en las cuales el colector solar es el módulo evaporativo del sistema, trabajando directamente con el refrigerante bombeado por el compresor, prescindiendo así de un sistema adicional de circulación. El conjunto se ilustra en la figura 5.8 [5].

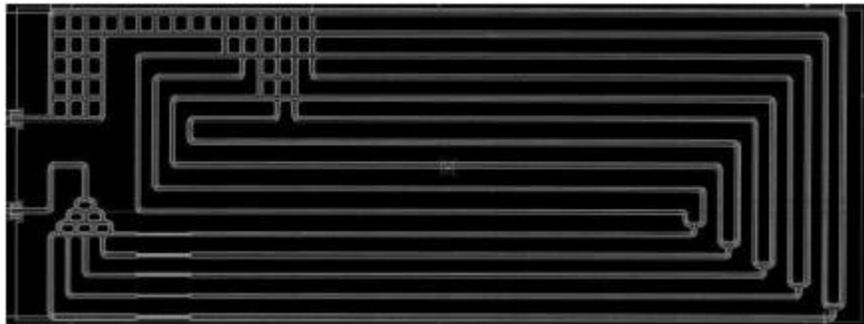


**Figura 5.8: Diagrama esquemático de una DX-SAHP para producción de agua caliente sanitaria.[5]**

#### 5.4.1.4.- Paneles solares termodinámicos (PST)

Los paneles solares termodinámicos son una tecnología poco difundida a nivel nacional. A diferencia de los colectores solares planos, estos tienen la ventaja de aprovechar el calor no solo proveniente de la radiación solar, sino también del aire mediante convección forzada, la lluvia e incluso en días nublados, resultando más versátiles para los requerimientos. Se pueden utilizar tanto para la producción de ACS como CC.

Están hechos de aluminio anodizado, recubriéndolos con una capa delgada de zinc para protegerlos de la oxidación [6]. En su interior tienen integrado el circuito por donde circula el fluido de trabajo o refrigerante, como se puede apreciar en la figura 5.9.



**Figura 5.9: Vista frontal de módulo solar termodinámico. Fuente: [6].**

Respecto a una bomba de calor indirecta con asistencia solar, que puede equivaler a un colector solar plano acoplado a una bomba de calor, la ausencia de radiación solar hace que no haya suficiente calor para aportar al ciclo de calentamiento y compresión de la bomba, debido a la poca energía recolectada en el circuito de recolección (ver figura 5.6). Como consecuencia, el compresor de la bomba de calor incrementa el tiempo de funcionamiento para lograr niveles térmicos (de ACS y/o CC) aceptables.

Los paneles solares termodinámicos conforman un conjunto de asistencia térmica cuyo suministro es sostenido durante las 24 horas del día debido a la capacidad de aprovechamiento de calor de fuentes de bajo nivel térmico, lo que destaca como una ventaja comparativa frente a los sistemas de producción de ACS mediante colectores solares planos en que el suministro queda limitado a las horas de luz solar.

Respecto a una bomba de calor indirecta con asistencia solar, que puede equivaler a un colector solar plano acoplado a una bomba de calor, la ausencia de radiación solar hace que no haya

suficiente calor para aportar al ciclo de calentamiento y compresión de la bomba, debido a la poca energía recolectada en el circuito de recolección (ver figura 5.6). Como consecuencia, el compresor de la bomba de calor incrementa el tiempo de funcionamiento para lograr niveles térmicos (de ACS y/o CC) aceptables.

Es por estas razones que las bombas de calor directamente asistidas por energía solar superan los alcances de las tecnologías previamente descritas, al solucionar el problema de la intermitencia del aprovechamiento.

## **5.4.2.- Tecnologías para climatización de aire (CA)**

### **5.4.2.1.- Enfriadores evaporativos**

Los enfriadores evaporativos se muestran como una mejor alternativa que los sistemas de climatización por compresión de vapor, dado que consumen menos energía y no utilizan refrigerantes que puedan ser perjudiciales para la capa de ozono. Su eficiencia se incrementa donde el aire posee una gran temperatura y baja humedad [7]. Se distinguen, a grandes rasgos, tres tipos.

#### **i) Enfriadores evaporativos directos (DEC)**

Se basan en la transferencia de calor y masa, en donde el calor del aire es utilizado como calor latente de vaporización al fluir a través de un medio mojado. Esto hace que disminuya su temperatura, no obstante, su humedad aumenta debido a la evaporación del agua. Para sistemas activos, los consumos se distribuyen principalmente en aumento de flujo de aire de alimentación, bombeo del agua y su sistema de distribución [7]. Se trata de un proceso adiabático y su principal limitante es la temperatura del bulbo mojado del aire de alimentación, ( $t_{1WB}$ ) [8]. En la figura 5.10 se esquematiza un ejemplo del proceso, con su respectivo diagrama psicrométrico.

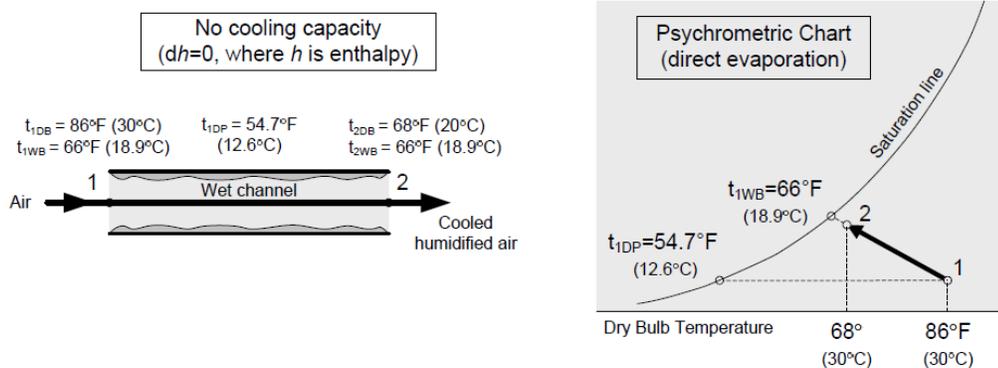


Figura 5.10: Bosquejo y ejemplo de un diagrama psicrométrico para sistemas evaporativos directos. [8]

### ii) Enfriadores evaporativos indirectos (IEC)

Enfrían el aire sin cambiar su humedad, lo que es una ventaja frente a los sistemas directos, sin embargo, su eficiencia es menor [7] y su costo de instalación y operación es mayor que en los sistemas directos [8]. Está conformado básicamente por un intercambiador de calor, un ventilador, una bomba de circulación con sus respectivas líneas de distribución y un tanque de agua. Comparten con los DEC la limitación de la capacidad de enfriamiento debido a la temperatura de bulbo mojado, como se puede apreciar en la figura 5.11.

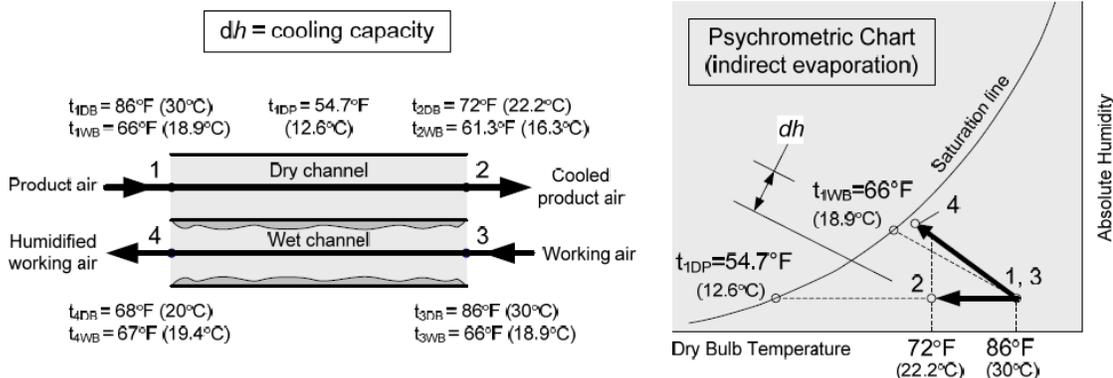


Figura 5.11: Bosquejo y ejemplo de un diagrama psicrométrico para sistemas evaporativos indirectos. Fuente: [8].

### iii) Enfriadores evaporativos mixtos (IDEC)

Para poder superar la barrera limitante de la temperatura del bulbo mojado del aire de alimentación, se combinan ambas tecnologías, enfriamiento por evaporación directa e indirecta. En

esta configuración, se enfría sensiblemente el aire de suministro en un canal seco (IEC), disminuyendo su temperatura de bulbo mojado y con ello aumentando su potencial de enfriamiento evaporativo [8]. Luego, el aire enfriado se hace fluir por un canal mojado (DEC), humidificándose y enfriándose, llegando a temperaturas por debajo de la temperatura de bulbo mojado del aire que ingresó al sistema. Esto se ilustra en la figura 5.12.

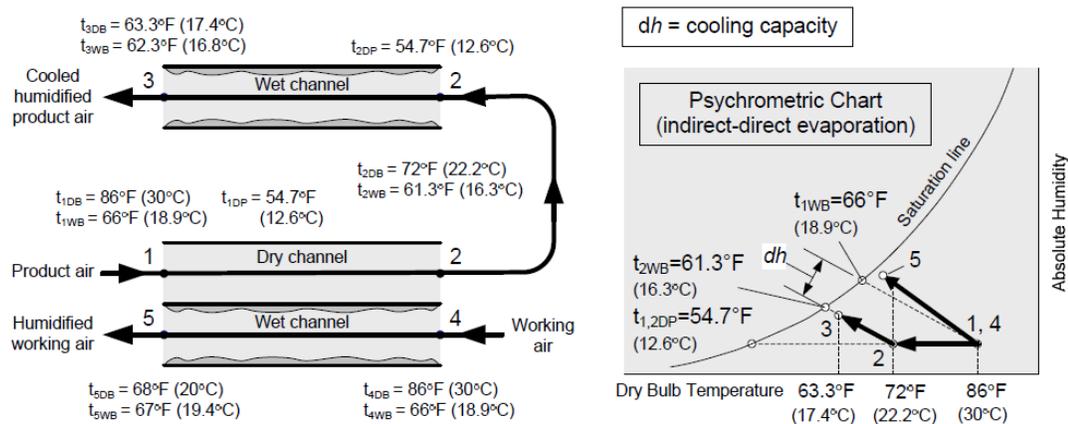


Figura 5.12: Bosquejo y ejemplo de un diagrama psicrométrico para sistemas evaporativos mixtos. Fuente: [8]

### 5.4.3.- Tecnologías para suministro de energía eléctrica: Generación fotovoltaica

#### 5.4.3.1.- Sistemas fotovoltaicos aislados

Para la energización de los equipos y cobertura de los consumos domésticos, se implementará un sistema de generación fotovoltaica *off grid*. Estos sistemas tienen la particularidad de utilizar subsistemas de acumulación, dada la intermitencia de la potencia entregada por este tipo de generadores [9]. Se conforma básicamente por los módulos o paneles fotovoltaicos, los reguladores de carga, el banco de baterías y los inversores de corriente.

#### i) Paneles fotovoltaicos

Corresponden a los módulos generadores. Su función es la del aprovechamiento de la irradiancia solar para la generación de corriente eléctrica continua. Se componen de células fotoeléctricas de silicio. Estas últimas son finas obleas, generalmente rectangulares, compuestas por una delgada capa de Silicio dopada con Fósforo sobre una capa más gruesa de Silicio dopada con Boro. Los materiales más comunes para la fabricación de estos dispositivos son los policristalinos y monocristalinos de Silicio [9], sin embargo, los últimos poseen una mayor eficiencia.

## **ii) Regulador de carga**

Este dispositivo cumple la función de la supervisión del estado de carga, respecto al valor nominal, de las baterías, capturando el valor del voltaje entre sus bornes, para de esta forma controlar el suministro de carga a las mismas, previniendo sobrecargas o descargas profundas que pudiesen mermar su vida útil [10].

Si el regulador detecta un voltaje menor al voltaje de descarga en las baterías, se corta automáticamente el suministro a los dispositivos de consumo, para que los acumuladores puedan ser nuevamente cargados por los módulos fotovoltaicos.

Análogamente, si el regulador detecta un voltaje mayor al voltaje final de carga en las baterías, se interrumpe el suministro de carga a las últimas.

## **iii) Baterías**

Las baterías o acumuladores son dispositivos capaces de almacenar la energía químicamente mediante un proceso de carga, y suministrarla como energía eléctrica en el proceso de descarga. Están compuestas de manera global, por electrodos positivos y negativos, separadores de placas y un electrolito [11].

El tipo de batería más utilizado es la de plomo ácido. En su estado de carga completa, el electrodo positivo tiene un depósito de dióxido de plomo y el electrodo negativo de plomo. Al descargarse la batería se llevan a cabo reacciones químicas que provocan la disociación del ácido sulfúrico, de manera que ambos electrodos se transforman en sulfato de plomo, formándose también agua [11].

Durante el proceso de carga, se disocia el sulfato de plomo y se produce la hidrólisis del agua, haciendo que el electrolito recupere su densidad y que los electrodos vuelvan a su estado original [11].

## **iv) Inversor de corriente**

Este dispositivo se utiliza para transformar la corriente continua brindada ya sea por las baterías o por los paneles a corriente alterna, a 220 V y 50 Hz para el caso de estudio. Esto para poder

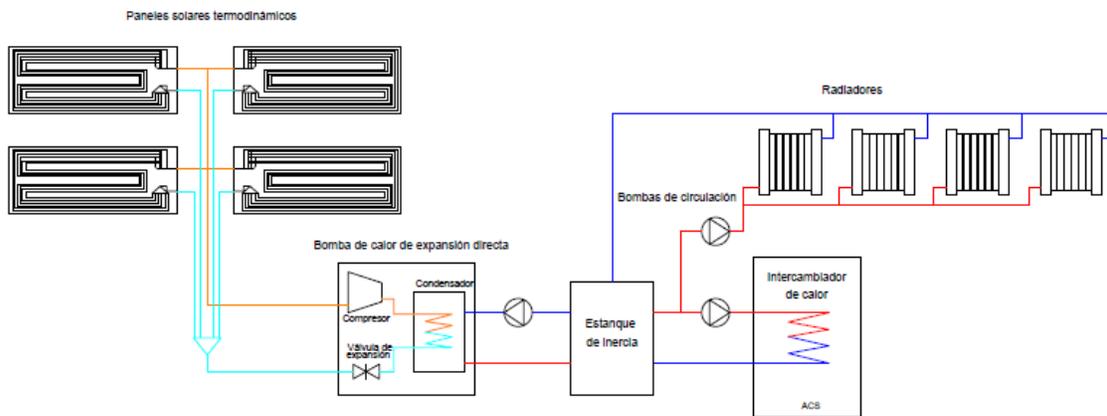
alimentar los servicios básicos del emplazamiento, como electrodomésticos y sistemas de iluminación.

En la práctica, los sistemas *off grid* suelen asistirse por un generador de respaldo conectado en paralelo, agregando redundancia al conjunto y aumentando la disponibilidad del suministro eléctrico.

## 6.- Configuraciones principales

### 6.1.- Configuración de sistema térmico: ACS + CC

Los sistemas térmicos encargados de la producción de ACS y CC están conformados, en términos generales, por dos ciclos de fluidos de trabajo, uno correspondiente a la bomba de calor de expansión directa y el otro al fluido intermedio, en este caso, agua de proceso. Su disposición se esquematiza en el PFD de la figura 6.1.

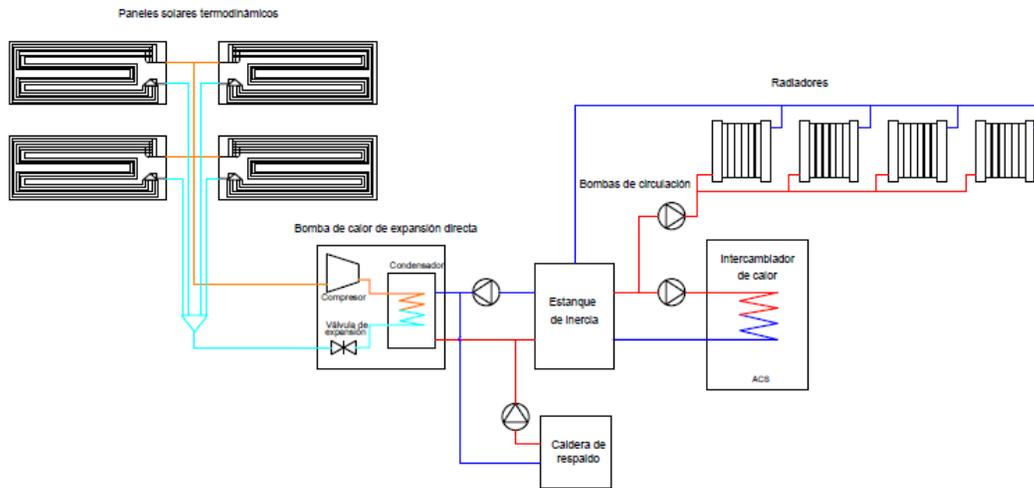


**Figura 6.1: PFD de sistema ACS + CC. Fuente: Elaboración propia.**

La filosofía del proceso consiste en hacer circular al líquido refrigerante (R134a) por los PST, evaporándolo, luego comprimiendo el vapor, aumentando su presión y temperatura, para llevarlo al condensador, en donde se libera el calor calentando el agua de proceso hasta unos 65 °C. El agua caliente se almacena en un tanque de inercia térmica y se hace circular por los radiadores para suministrar calor al ambiente y a su vez por el intercambiador de serpentín inmerso en el tanque de ACS. El proceso se lleva a cabo mediante bombas de circulación y el compresor de la bomba de calor.

El tanque de inercia cumple la función de “batería térmica”, puesto que debe estar constantemente alcanzando ciertos niveles de temperatura poder responder de buena manera ante la variabilidad de los consumos cuando lo requiera. También, debe mantener la temperatura del tanque de ACS por sobre los 60°C durante su almacenamiento, para prevenir la legionelosis [12].

Dependiendo de las condiciones ambientales, el calor captado por los módulos termodinámicos puede no ser suficiente para abastecer la demanda y cumplir con los estándares sanitarios de agua potable. Se sugiere, por ende, añadir redundancia mediante un sistema de respaldo a base de combustible fósil (figura 6.2). De esta manera se asegura la disponibilidad del suministro.

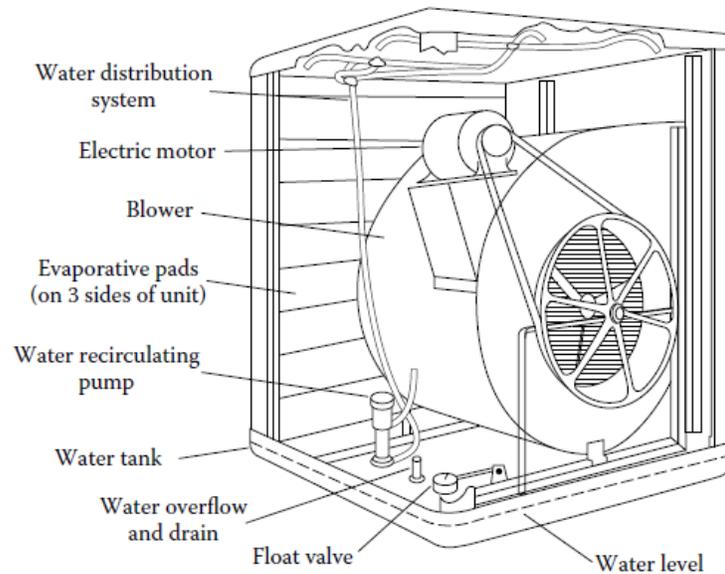


**Figura 6.2: PFD de sistema ACS + CC con unidad de respaldo. Fuente: Elaboración propia.**

## 6.2.- Configuración de enfriamiento evaporativo: DEC

Los equipos de enfriamiento evaporativo directo son ampliamente utilizados a nivel industrial, significando un ahorro importante respecto a los sistemas tradicionales, aproximadamente de un 90% [7]. En efecto, la configuración activa del equipo consta de una bomba circuladora de agua y un ventilador, siendo este último el de mayor consumo.

A nivel comercial, el medio evaporativo se encuentra generalmente como material corrugado de celulosa o fibra de vidrio, llegando a alcanzar efectividades de enfriamiento que van desde el 75 al 95%.



**Figura 6.3: Componentes de equipos de enfriamiento evaporativo directo (DEC). Fuente: [13]**

### **6.3.- Configuración de sistema fotovoltaico: PV *off grid* con generador de respaldo**

Los sistemas fotovoltaicos *off grid*, a diferencia de los sistemas conectados a la red (*on grid*), dependen únicamente de la generación mediante la captación de la radiación incidente y su conversión a energía eléctrica. Para agregar robustez y disponibilidad, se deben incorporar unidades de acumulación de carga.

Estos sistemas son implementados normalmente en zonas rurales alejadas, donde la conectividad resulta difícil debido a condiciones geográficas. Se emplean usualmente para abastecer refugios o viviendas aisladas, así como también muchos otros sistemas autónomos, como sistemas de riego y producción agrícola.

En la figura 6.4 se muestran los principales componentes de estos sistemas. Los módulos fotovoltaicos transfieren corriente continua hacia el (los) regulador (es), el cual procura suministrar o demandar carga a las baterías, respetando las restricciones de tensión de trabajo del banco acumulador, cuidando su estado e incrementando su vida útil.

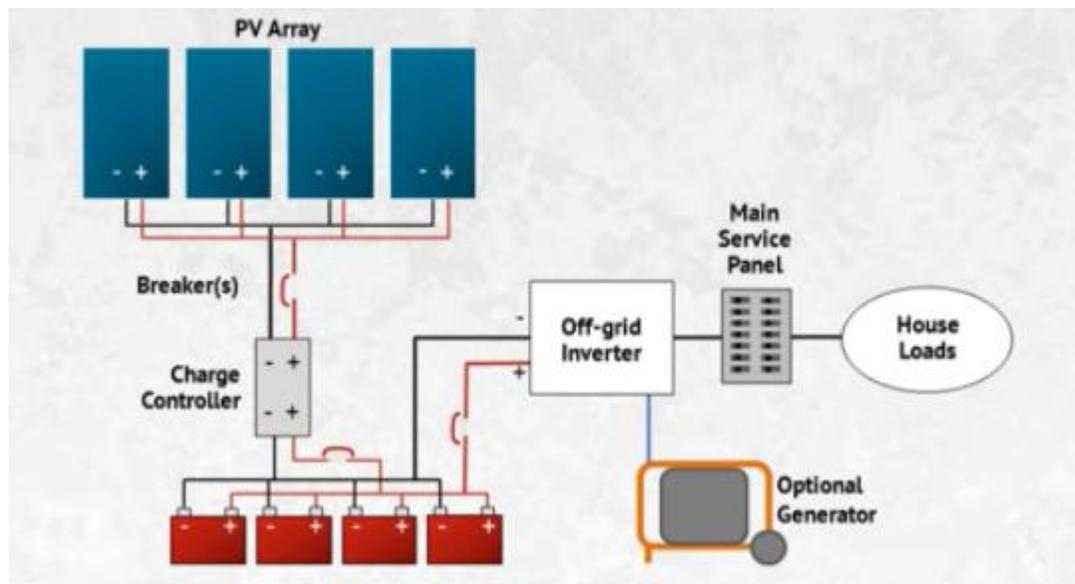


Figura 6.4: Representación esquemática de sistema fotovoltaico *off grid*. Fuente: [14]

El inversor se ocupa de alternar la corriente extraída del banco de baterías, cuando se requiera abastecer los puntos de consumo. El sistema de regulación de carga y el inversor de corriente comparten el nodo de conexión a las baterías.

Al igual que los sistemas solares térmicos, los conjuntos fotovoltaicos autónomos dependen mucho de las condiciones ambientales favorables, por lo que, para aumentar la disponibilidad de energía eléctrica, pueden disponer de un sistema de respaldo a base de combustible fósil (grupo electrógeno). Por esta razón, el inversor para sistemas autónomos debe ser bidireccional (inversor/cargador).

Cuando se dimensiona un sistema fotovoltaico autónomo, se deben considerar rigurosamente los siguientes factores [15]:

- Potencia de alimentación necesaria
- Energía diaria consumida
- Tiempos de consumo
- Localización
- Tipo de consumo (AC/DC)

Teniendo todos los puntos anteriores en consideración, lo que se busca es no sobredimensionar el campo fotovoltaico ni el sistema de acumulación, de manera de ahorrar costos de generación

mediante quema de combustibles fósiles, haciendo que estos últimos se vean reducidos y en el mejor caso no requeridos.

## **7.- Metodología**

### **7.1.- Determinación de la demanda térmica**

La estimación de la demanda térmica busca incorporar los requerimientos domiciliarios que involucran calor, tanto su generación, como es el caso del servicio de agua caliente sanitaria y el suministro de calefacción, como su disipación, en el caso de la necesidad de climatizar y enfriar ambientes.

La magnitud de la energía necesaria a suministrar (o disipar) depende de varios factores, entre los más importantes y que se considerarán en el diseño, destacan:

- El nivel de ocupación del complejo
- Temperatura exterior
- Radiación incidente
- Humedad relativa exterior
- Características constructivas del complejo

En esta sección se detalla la metodología de cálculo para definir el consumo de energía para producción de agua caliente sanitaria y las cargas térmicas que determinarán los requerimientos de calefacción y enfriamiento.

#### **7.1.1.- Cálculo de demanda térmica de ACS**

El consumo de ACS se obtiene utilizando un valor referencial de consumo a nivel domiciliario de 50 [l/día/persona] a 60°C, con un nivel de ocupación  $N_p$  según lo establecido en el código de edificación [13].

**Tabla 7.1: Niveles mínimos de ocupación de cálculo para uso residencial privado. Fuente: [16]**

N° de dormitorios	N° de personas
1	1,5
2	3
3	4
4	5
5	6
6	6
≥6	7

Para obtener las demandas de caudales de agua diarios por persona a un nivel de temperatura distinto al referencial, se utiliza la siguiente expresión [16]:

$$D_{ACS}(T_{sum}) = D_{ACS}(60^{\circ}C) \frac{(60 - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})} \quad [m^3] \quad (7.1)$$

Donde  $T_{sum}$  corresponde a la temperatura del agua de consumo y  $T_{red}$  a la temperatura del agua proveniente de la red. Este valor puede verse modificado por la simultaneidad del consumo dentro de la instalación, que dependiendo de su envergadura, sugiere un ajuste, tal como se presenta en la tabla 7.2.

**Tabla 7.2: Valor del factor de centralización en viviendas multifamiliares. Fuente: [16]**

N° de viviendas	Factor de centralización, $F_c$
[0,3]	1
[4,10]	0,95
[11,20]	0,9
[21,50]	0,85
[51,75]	0,8
[75,100]	0,75
≥101	0,7

Luego, la demanda volumétrica diaria neta de ACS queda definida por:

$$D_{ACS,tot} = N_p F_c D_{ACS}(T_{sum}) \quad [m^3] \quad (7.2)$$

La demanda energética se calcula en función de la demanda volumétrica, teniendo en cuenta el salto térmico requerido, el calor específico y la densidad del agua, esto es:

$$E_{ACS} = \rho_w c_{pw} D_{ACS,tot} (T_{sum} - T_{red}) \frac{1}{3600} \quad [kWh_t] \quad (7.3)$$

Donde  $\rho_w = 997 [kg/m^3]$  y  $c_{pw} = 4,185 [kJ/kg^\circ C]$ . El tiempo dentro del cual se distribuya el consumo de dicha energía determinará la potencia térmica necesaria para cubrir las necesidades. Se define la potencia térmica de ACS como:

$$\dot{E}_{ACS} = \frac{E_{ACS}}{H_c} \quad [kW_t] \quad (7.4)$$

En esta ecuación,  $H_c$  representa el tiempo de consumo o reposición del suministro. Las ecuaciones previamente descritas, si bien dan un atisbo de la magnitud del consumo de ACS, se ven limitadas a valores determinísticos, lo cual no es propio de los comportamientos de este tipo de demandas. Más aún, si de un complejo de veraneo se trata, la demanda puede estar sujeta a bruscas variaciones debido al aumento repentino del nivel de ocupación por un período de tiempo. Para mejorar la aproximación y considerar de alguna forma su fluctuación aleatoria, se considerará en el diseño los siguientes supuestos:

- Dos semanas del período de operación del complejo tendrán una sobredemanda, con 5 ocupantes adicionales.
- El complejo tendrá una variación de ocupación alternada de 1 y 2 ocupantes cada fin de semana, exceptuando las semanas con sobredemanda.

### 7.1.2.- Cálculo de cargas térmicas

El cálculo de cargas térmicas engloba todas las pérdidas y ganancias de calor que pudiese tener una vivienda, y que dependen en gran medida de las condiciones de confort estipuladas y las condiciones ambientales en el exterior.

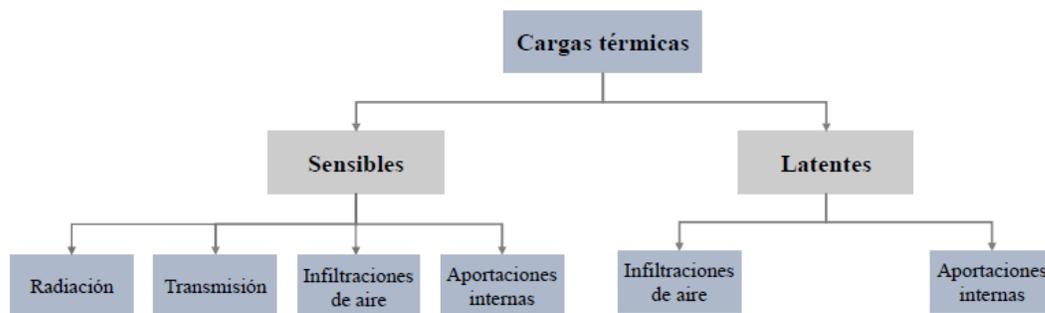
El confort térmico es variable para cada individuo, depende del sexo, el nivel de arropamiento, la tasa de metabolismo, edad, entre otros factores secundarios [17]. Se establecerán los niveles de confort de verano más acordes a los sugeridos por la ASHRAE, presentados en la tabla 7.3.

**Tabla 7.3: Niveles de confort aceptables en verano. Fuente: [18]**

Temperatura [°C]	Humedad relativa [%]
23	55%

Las cargas térmicas a las que está sometido un espacio de cualquier tipo tienen naturaleza tanto sensible como latente. En el primer caso, deben considerarse las pérdidas o ganancias de calor por transmisión a través de muros, techos, pisos, ventanas y puertas, así como el aporte generado por la radiación incidente en las superficies acristaladas y las aportaciones internas de los ocupantes.

Respecto a las cargas latentes, estas guardan relación con los gradientes de humedad específica entre el aire exterior y el aire al interior del recinto, así como las aportaciones internas de los ocupantes. Esto se esquematiza en la figura 7.1 y se presenta de manera gráfica en la figura 7.2.



**Figura 7.1: Tipos de cargas térmicas existentes. Fuente: Elaboración propia.**

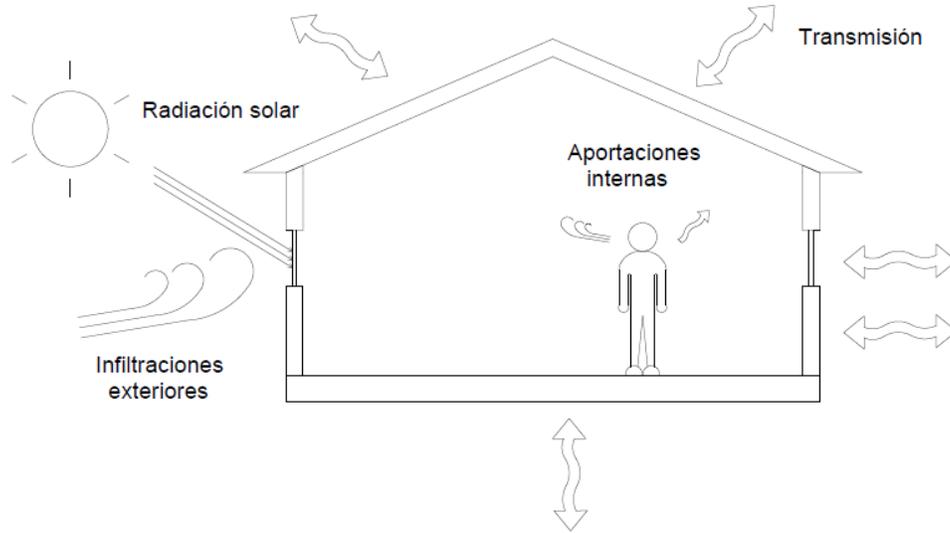


Figura 7.2: Flujos de calor considerados. Fuente: Elaboración propia.

### 7.1.2.1.- Cargas térmicas sensibles

#### a) Radiación

El aporte de calor por radiación a través de superficies acristaladas se debe a la ganancia debido a la alta transmisividad del vidrio. Se expresa como:

$$\dot{Q}_{rad} = SHGC A_{cristal} I_{b,v} \quad [W] \quad (7.5)$$

Donde  $A_{cristal}$  es el área del cristal. La radiación incidente en las ventanas corresponde a la radiación directa en superficies verticales,  $I_{b,v}$ , que se obtiene mediante:

$$I_{b,v} = I_{b,ext} \text{sen}\theta \quad \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (7.6)$$

Donde  $\theta$  corresponde al ángulo entre la recta paralela a los rayos del sol y la normal al plano horizontal. El coeficiente de ganancia de calor solar, SHGC, considera las ganancias de calor transmitido directamente hacia el interior y el porcentaje de calor absorbido por el vidrio y transmitido finalmente al interior, esto es [19]:

$$SHGC = \tau_s + f\alpha_s \quad (7.7)$$

Debido a que existen distintos tipos de configuraciones para las ventanas en distintas instalaciones, en la práctica el SHGC se determina a partir de un valor referencial, que considera el aporte sobre una hoja de vidrio de 3 [mm] de espesor de doble resistencia [19]. En base a este cristal referencial se define el coeficiente de sombra, dado por:

$$SC = \frac{SHGC}{SHGC_{ref}} \quad (7.8)$$

$$SHGC_{ref} = 0,87 \quad (7.9)$$

El  $SC$  puede obtenerse en base a valores experimentales, expuestos en la tabla 7.4.

**Tabla 7.4: Factor de sombra según tipo de configuración en superficies acristaladas. Fuente: [19]**

Tipo de en cristalado	Espesor nominal [mm]	SC
En cristalado sencillo transparente	3	1
	6	0,95
	10	0,92
	13	0,88
En cristalado sencillo absorbente de calor	3	0,85
	6	0,73
	10	0,64
	13	0,58
En cristalado doble, transparente dentro, transparente fuera	3	0,88
	6	0,82
En cristalado doble, transparente dentro, absorbente de calor fuera	6	0,58

Los detalles de la configuración asumida para este proyecto se adjuntan en el anexo A ‘Dimensiones de cerramientos’.

Cabe mencionar que el intercambio de calor por radiación de baja frecuencia entre las superficies de los cerramientos y el ambiente no se considera en este modelo, más que nada para no complejizar

el cálculo y teniendo en cuenta de que se trata de una ingeniería básica. Se puede, sin embargo, considerar esta componente térmica en elaboraciones posteriores del proyecto.

## b) Transmisión

Las cargas térmicas por transmisión dependen de las características constructivas de la instalación, de los coeficientes convectivos de transferencia de calor del interior y el exterior y de los gradientes térmicos entre ambos. Dichas cargas quedan definidas por la ecuación de flujo de calor unidimensional:

$$\dot{Q}_{s,tr,i} = U_i A_i (T_{in} - T_{ext}) \quad [W] \quad (7.10)$$

Donde el subíndice  $i$  hace referencia a cada tipo de cerramiento,  $T_{in}$  y  $T_{ext}$  corresponden a la temperatura interior de diseño y la temperatura ambiente exterior, respectivamente, y  $A_i$  es el valor del área total asociada al cerramiento  $i$ . El coeficiente global de transferencia de calor para configuraciones con heterogeneidades se obtiene mediante la siguiente expresión [20]:

$$U_i = \frac{\sum_k A_k U_{i,k}}{\sum_k A_k} \quad \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (7.11)$$

Donde el subíndice  $k$  hace referencia a la sección normal a la dirección del flujo de calor de cada heterogeneidad. La ecuación 7.11 no es otra cosa que la ponderación de los coeficientes de transferencia de cada sección por la fracción que representa su sección respecto del área total.  $U_{i,k}$  se obtiene considerando las conductividades térmicas del material, sus espesores y los coeficientes convectivos de transferencia de calor, mediante:

$$U_{i,k} = \frac{1}{R_{i,k}} = \frac{1}{\left( \sum_j \left( \frac{e}{\lambda} \right)_{i,k,j} + \frac{1}{h_{c,in}} + \frac{1}{h_{c,ext}} \right)} \quad \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (7.12)$$

Donde  $j$  denota la cantidad de espesores y materiales diferentes a lo largo del cerramiento en la dirección del flujo de calor,  $R_{i,k}$  representa la resistencia térmica de la sección  $k$  del cerramiento  $i$ ,  $e$  corresponde al espesor, en [m],  $\lambda$  la conductividad térmica del material, en  $\left[ \frac{W}{mK} \right]$ ,  $h_{c,in}$  y

$h_{c,ext}$  son los coeficientes convectivos de transferencia de calor al interior y al exterior del espacio, respectivamente, en  $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$ .

Los valores de  $\lambda$  se obtienen de la tabla de conductividades sugeridos por la norma chilena NCh – 853 en el anexo B ‘Conductividades térmicas de materiales’ [20]. Análogamente, los valores estándar para condición de verano de los coeficientes convectivos sugeridos por la ASHRAE se presentan en la tabla 7.5 [18].

**Tabla 7.5: Coeficientes convectivos de transferencia de calor según dirección y sentido de flujo. Fuente: [18]**

Coeficientes de transferencia convectivos	
$h_{c,in}$ [W/m <sup>2</sup> K] flujo arriba sup. horizontal	9,26
$h_{c,in}$ [W/m <sup>2</sup> K] flujo abajo sup. horizontal	6,13
$h_{c,in}$ [W/m <sup>2</sup> K] flujo horizontal sup. vertical	8,29
$h_{c,in}$ [W/m <sup>2</sup> K] flujo arriba sup. a 45°	9,09
$h_{c,in}$ [W/m <sup>2</sup> K] flujo abajo sup. a 45°	7,5
$h_{c,ext}$ [W/m <sup>2</sup> K] , cualquier dirección	22,7

Para el caso de ventanas tipo termo-panel, la transferencia de calor incorpora el intercambio convectivo en aire confinado entre superficies verticales, y si bien se puede considerar como aire estático como primera aproximación, si la separación de ambas superficies es lo suficientemente grande, se generan corrientes de convección natural que hacen necesaria la estimación de mediante las correlaciones correspondientes [19].

En el cálculo de este coeficiente, en primer lugar, se debe obtener el número de Rayleigh:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_1 - T_2)L^3}{\nu^2} Pr \quad (7.13)$$

Donde:

$\beta$ : Coeficiente de expansión volumétrica,  $\left[\frac{1}{K}\right]$

$g$ : Aceleración de gravedad,  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

$T_1 - T_2$ : Diferencia de temperatura entre ambas superficies, [K]

$L$ : Ancho del espacio de aire confinado entre ambas hojas de vidrio, [m]

$\nu$ : viscosidad cinemática del aire,  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

$Pr$ : Número de Prandtl, adimensional

Para recintos verticales de grandes dimensiones, se pueden utilizar las correlaciones sugeridas por MacGregor y Emery (1969) [19]:

$$Nu = 0,42Ra_L^{\frac{1}{4}} Pr^{0,012} \left(\frac{H}{L}\right)^{-0,3}, \quad \begin{cases} 10 \leq \frac{H}{L} < 40 \\ 1 < Pr < 2 \cdot 10^4 \\ 10^4 < Ra_L < 10^7 \end{cases} \quad (7.14)$$

$$Nu = 0,046Ra_L^{\frac{1}{3}}, \quad \begin{cases} 1 \leq \frac{H}{L} < 40 \\ 1 < Pr < 20 \\ 10^6 < Ra_L < 10^9 \end{cases} \quad (7.15)$$

Donde  $H$  es el alto de la superficie vertical,  $[m]$ . Obtenidos los números adimensionales, se calcula el coeficiente de convección natural,  $h_{cn}$ :

$$h_{cn} = k \frac{Nu}{L} \quad \left[\frac{W}{m^2K}\right] \quad (7.16)$$

Donde:

$k$ : Conductividad térmica del aire,  $\left[\frac{W}{mK}\right]$

Las propiedades del aire se evalúan a la temperatura promedio entre superficies, a 1 atm. Una vez obtenido el coeficiente de transferencia de calor al interior del termo-panel, se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor a través de las ventanas a partir de la ecuación 7.12.

El flujo de calor a través del piso depende si este tiene o no contacto directo con el terreno, como también de su nivel de aislamiento. En la tabla 7.6 se adjuntan valores referenciales de las resistencias térmicas de pisos según su nivel de aislamiento.

**Tabla 7.6: Aportes de calor de ocupantes según nivel de actividad. Fuente:[20]**

Aislación de piso o radier	Resistencia térmica total [m <sup>2</sup> K/W]		Conductividad térmica lineal [W/mK]
	mín	máx	
Corriente	0,15	0,25	1,4
Medianamente aislado	0,26	0,6	1,2
Aislado	> 0,6	> 0,6	1

Teniendo los balances de calor en cada tipo de cerramiento, se obtiene la carga térmica total por transmisión mediante la suma de los flujos de calor por cada cerramiento:

$$\dot{Q}_{s,tr} = \sum_i \dot{Q}_{s,tr,i} \quad [W] \quad (7.17)$$

### c) Infiltraciones de aire

Las cargas térmicas por infiltraciones del aire exterior se deben a la diferencia de temperatura del aire infiltrado y el interior del espacio. Se determina por:

$$\dot{Q}_{s,inf} = N_p \dot{V}_{vent} c_{p,a} \rho_a (T_{in} - T_{ext}) \quad [W] \quad (7.18)$$

Donde:

$\dot{V}_{vent}$ : caudal mínimo de ventilación por persona  $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

$c_{p,a}$ : Calor específico del aire  $\left[\frac{J}{kgK}\right]$

$\rho_a$ : Densidad del aire  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

$N_p$ : Número de personas u ocupantes

Se considera  $c_{p,a} = 1007 \left[\frac{J}{kgK}\right]$ , mientras que la densidad queda definida en función de la temperatura del aire exterior, esto es:

$$\rho_a \rightarrow \rho_a(T_{ext}) \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad (7.19)$$

Se sugiere un caudal mínimo de ventilación por persona,  $\dot{V}_{vent} = 0,008 \left[ m^3/s \right]$  [18].

#### d) Aportaciones internas

Las cargas térmicas de aporte hacen referencia en mayor medida al calor disipado por los ocupantes. Estas dependen del nivel de actividad de los mismos, así como la temperatura a la que se ejecuta. Se consideran los valores extraídos de la tabla 7.7.

**Tabla 7.7: Aportes de calor de ocupantes según nivel de actividad. Fuente: [17]**

Cargas térmicas sensibles y latentes aportados por persona		
Actividad realizada a 24°C	Q <sub>s,p</sub> [W]	Q <sub>l,p</sub> [W]
Sentado en reposo. Escuela	69,7	34,9
Sentado trabajo ligero. Instituto	69,7	46,5
Oficinista, actividad ligera	69,7	58,1
Persona de pie. Tienda	75,5	69,7
Persona que pasea. Banco	75,5	69,7
Trabajo sedentario	81,4	81,4
Trabajo ligero taller	87,2	133,7
Persona que camina	98,8	151,1
Persona que baila	110,4	180,1
Persona en trabajo penoso	151,1	267,3

Luego, el calor sensible referente a las aportaciones internas queda definido según el nivel de ocupación y los valores presentados anteriormente:

$$\dot{Q}_{s,ai} = N_p * \dot{Q}_{s,p} \quad [W] \quad (7.20)$$

Respecto a los aportes de las unidades de iluminación, por tratarse de sistemas de última generación (tecnología LED o similar) y alta eficiencia, el aporte de calor sensible de la luminaria se considera despreciable.

### 7.1.2.2.- Cargas térmicas latentes

#### a) Infiltraciones de aire

La carga térmica latente por infiltraciones de aire exterior queda definida mediante:

$$\dot{Q}_{l,inf} = N_p \dot{V}_{vent} h_{fg} \rho_a (\omega_{in} - \omega_{ext}) \quad [W] \quad (7.21)$$

Donde:

$h_{fg}$ : Entalpía de vaporización del agua,  $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

$\omega_{in}$ : Humedad específica del aire al interior  $\left[\frac{kg_w}{kg_a}\right]$

$\omega_{ext}$ : Humedad específica del aire exterior infiltrado  $\left[\frac{kg_w}{kg_a}\right]$

$\rho_a$ : Densidad del aire  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

La humedad específica en el aire se puede obtener si se conoce la humedad relativa y la temperatura del aire. En efecto, al considerar al aire como mezcla de aire y vapor de agua, la presión parcial del vapor de agua en el aire se determina mediante la presión de saturación del vapor [21]:

$$p_v = \phi_{ext} p_{sat}(T_{ext}) \quad [bar] \quad (7.22)$$

Siendo  $\phi_{ext}$  la humedad relativa del aire en el exterior y  $p_{sat}(T_{ext})$  la presión de saturación del vapor evaluada a la temperatura exterior. Por lo tanto, la humedad específica queda definida como:

$$\omega_{ext} = 0,622 \frac{p_v}{p_{atm} - p_v} \quad \left[\frac{kg_w}{kg_a}\right] \quad (7.23)$$

En donde el factor 0,622 hace referencia a la relación del peso molecular del aire y el agua. En consecuencia, para esta carga térmica son tres las variables tratadas como función de la temperatura exterior:

$$\rho_a \rightarrow \rho_a(T_{ext}) \quad \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad (7.24)$$

$$h_{fg} \rightarrow h_{fg}(T_{ext}) \quad \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (7.25)$$

$$\omega_{ext} \rightarrow \omega_{ext}(T_{ext}) \quad \left[ \frac{kg_w}{kg_a} \right] \quad (7.26)$$

## b) Aportaciones internas

Las aportaciones internas de calor latente provienen de los ocupantes del recinto. De manera análoga a los aportes internos sensibles, se obtienen mediante:

$$\dot{Q}_{l,ai} = N_p * \dot{Q}_{l,p} \quad [W] \quad (7.27)$$

Los valores del calor latente disipado por una persona en distintos niveles de actividad se rescatan de la tabla 7.7.

### 7.1.2.3.- Definición de las condiciones exteriores de diseño ( $T_{ext}, I_{b,ext}$ )

Como se mencionó al comienzo de la sección 7.1.2, las cargas térmicas se ven directamente afectadas por las condiciones ambientales del exterior involucradas. Una de las más relevantes es la temperatura y la radiación, y para poder definir un perfil de demanda de calefacción y de enfriamiento, se deben seleccionar mediante un criterio razonable los perfiles adecuados.

Para que el sistema pueda responder correctamente a las solicitudes, este debe estar dimensionado para la peor condición posible. Esto se traduce en considerar la temperatura y radiación exterior más baja registrada en el lugar del emplazamiento para la demanda de calefacción y la temperatura y radiación más alta registrada para la demanda de enfriamiento o climatización. Teniendo esto en cuenta, se procede como sigue:

- Se trabajan los registros disponibles en el Explorador Solar para extraer los valores horarios de cada día correspondiente al período de operación del complejo durante los últimos tres periodos de registro [2].

- Para cada día, se seleccionan los valores de temperatura,  $T_{ext}$  y radiación directa  $I_{b,ext}$  máximos y mínimos, según los perfiles respectivos.
- Se define el perfil de variables para cada caso optando por los valores máximos y mínimos entre los periodos de análisis.

Con esto se espera que el sistema sea robusto, versátil, y que considere en su etapa de diseño las condiciones de más alta exigencia probables.

#### 7.1.2.4.- Ecuación de demanda térmica de calefacción/enfriamiento

Una vez obtenidas las cargas térmicas para todos los recintos a climatizar, se puede establecer la ecuación de demanda térmica para calefacción y/o refrigeración. Esta queda definida mediante

$$\dot{D}_{CC/REF} = -\dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{s,tr} + \dot{Q}_{s,inf} + \dot{Q}_{l,inf} - \dot{Q}_{s,ai} - \dot{Q}_{l,ai} \quad (7.28)$$

## 7.2.- Dimensionamiento de equipos térmicos

### 7.2.1.- Sistema de calefacción y agua caliente sanitaria (CC + ACS)

La selección adecuada de la bomba de calor, cantidad de módulos solares termodinámicos y los equipos de gestión y almacenamiento térmico involucra muchas variables. Una forma eficiente de dimensionar los equipos a cargo del suministro de CC y producción de ACS es estableciendo los balances de potencia térmica en los equipos de acumulación, es decir, la cantidad de calor recibido y demandado en un instante de tiempo, evaluando la respuesta térmica sujeta a variantes, a saber:

- Número de PST
- Dimensión de los tanques de acumulación e inercia térmica
- Condiciones ambientales de operación
- Magnitud de la demanda

De esta forma se evita sobredimensionar algún componente y tener una idea clara de cómo varían los consumos de los equipos de gestión de calor.

### 7.2.1.1.- Balance térmico

Para establecer el balance térmico se debe tener claro cuáles son las demandas y los suministros relacionados al equipo de almacenamiento específico.

En el caso del tanque de inercia, corresponde al encargado de hacer circular agua caliente por un serpentín para la producción de ACS y a su vez, debe poder suministrar agua caliente para los requerimientos de CC.

Por otro lado, la potencia térmica de aporte al tanque de inercia lo suministra la DX-SAHP en el condensador. La magnitud de dicha potencia depende de la cantidad de PST que se implementen. También se debe considerar la potencia térmica de respaldo cuando se requiera.

Respecto al tanque termo-acumulador para ACS, este debe obtener el calor suficiente para abastecer la demanda y evitar enfriarse rápidamente.

Se trata, entonces, de un sistema interdependiente o acoplado, donde la temperatura del termo-acumulador,  $T_{ac}$  depende de la temperatura del tanque de inercia<sup>2</sup>  $T_b$  y viceversa, dependiendo ambas del tiempo. Esto se materializa en las ecuaciones 7.29 y 7.30:

$$m_b c_{pb} \frac{dT_b}{dt} = \dot{Q}_{cond} - U_{serp} A_{serp} (T_b(t) - T_{ac}(t)) - U_{rad} A_{rad,tot} (T_b(t) - T_{amb}) - U_b A_b (T_b(t) - T_{ext}) + \dot{Q}_{resp} \quad (7.29)$$

$$m_{ac} c_{pac} \frac{dT_{ac}}{dt} = U_{serp} A_{serp} (T_b(t) - T_{ac}(t)) - \dot{D}_{ACS} - U_{ac} A_{ac} (T_{ac}(t) - T_{ext}) \quad (7.30)$$

Siendo<sup>3</sup>:

$m_b$ : masa de agua en el tanque de inercia térmica, [kg]

---

<sup>2</sup> Se denomina tanque de inercia térmica o tanque buffer

<sup>3</sup> Los parámetros  $m_b$ ,  $m_{ac}$ , se obtienen mediante la densidad del agua a las temperaturas de operación de los tanques y sus respectivas capacidades.  $c_{pb}$  y  $c_{pac}$  se evalúan a las temperaturas de operación respectivas. Por otro lado, las superficies de intercambio  $A_{serp}$ ,  $A_{rad}$ ,  $A_b$  y  $A_{ac}$ , así como los coeficientes de transferencia  $U_b$  y  $U_{ac}$  y  $\dot{Q}_{resp}$  se obtienen a partir de dimensiones y características de equipos comerciales.

$m_{ac}$ : masa de agua en el tanque termo-acumulador [kg]

$c_{pb}$ : Calor específico a presión constante del agua del tanque de inercia térmica  $\left[\frac{J}{kgK}\right]$

$c_{pac}$ : Calor específico a presión constante del agua del tanque termo-acumulador  $\left[\frac{J}{kgK}\right]$

$\dot{Q}_{cond}$ : Potencia térmica liberada en el condensador de la bomba de calor [W]

$\dot{Q}_{resp}$ : Potencia térmica de aporte del respaldo [W]

$\dot{D}_{ACS}$ : Potencia térmica requerida para producción de ACS [W]

$U_{serp}$ : Coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de serpentín  $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$

$U_{rad}$ : Coeficiente global de transferencia de calor de radiador  $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$

$U_b$ : Coeficiente global de transferencia de calor de pared de tanque de inercia térmica  $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$

$U_{ac}$ : Coeficiente global de transferencia de calor de pared de tanque ACS  $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$

$A_{serp}$ : Área de contacto de intercambiador de serpentín [ $m^2$ ]

$A_{rad,tot}$ : Área de transferencia de calor de radiadores [ $m^2$ ]

$A_b$ : Área superficial exterior de tanque de inercia térmica [ $m^2$ ]

$A_{ac}$ : Área superficial exterior de tanque termo-acumulador [ $m^2$ ]

$T_{amb}$ : Temperatura de diseño interior [ $^{\circ}C$ ]

$T_{ext}$ : Temperatura de diseño exterior [ $^{\circ}C$ ]

### 7.2.1.2.- Estimación de parámetros

#### a) Coeficiente de transferencia de calor en intercambiador sumergido ( $U_{serp}$ )

La transferencia de calor desde el agua que circula al interior del serpentín hacia el agua estática en el termo-acumulador se da por convección forzada interna y por convección natural. El coeficiente global de transferencia de calor queda definido por [22]:

$$U_{serp} = \frac{1}{\frac{B}{h_{co}} + \frac{\delta_m A_{co}}{k_m A_{cm}} + \frac{1}{h_w}} \left[\frac{W}{m^2K}\right] \quad (7.31)$$

Se puede ignorar la resistencia térmica del intercambiador, sin pérdida importante de exactitud:

$$U_{serp} \sim \frac{1}{\frac{B}{h_{w,i}} + \frac{1}{h_{w,o}}} \quad \left[ \frac{W}{m^2K} \right] \quad (7.32)$$

Donde:

$h_{w,o}$ : Coeficiente de convección natural  $\left[ \frac{W}{m^2K} \right]$

$h_{w,i}$ : Coeficiente de convección forzada interna  $\left[ \frac{W}{m^2K} \right]$

$A_{co}$ : Área de contacto al exterior del serpentín  $[m^2]$

$A_{ci}$ : Área de contacto al interior del serpentín  $[m^2]$

$$B = A_{co} / A_{ci}$$

$h_{w,i}$  puede obtenerse mediante el uso de la siguiente correlación [23]

$$h_{w,i} = \frac{k_{w,i}}{d_i} 0,023 Re_{w,i}^{0,8} Pr_{w,i}^{0,33} \left( \frac{\mu_{w,i}}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad \left[ \frac{W}{m^2K} \right] \quad (7.33)$$

$k_{w,i}$ : conductividad térmica del agua  $\left[ \frac{W}{mK} \right]$

$d_i$ : diámetro interior del serpentín  $[m]$

$\mu_{w,i}$ : viscosidad dinámica del agua  $[Pa \cdot s]$

$\mu_p$ : viscosidad dinámica del agua cercana a la superficie del intercambiador  $[Pa \cdot s]$

$Pr_{w,i}$ : número de Prandtl

El número de Reynolds se obtiene mediante los largos característicos y la velocidad media del flujo. La velocidad se estima según el caudal necesario para entregar una potencia térmica y salto

térmico definidos. Esta última, corresponde a la potencia térmica de demanda de ACS. Lo anterior se resume a continuación:

$$Re_{w,i} = \frac{4\dot{m}_w}{\mu_{w,i}d_i\pi} \quad (7.34)$$

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{D}_{ACS}}{c_{pb}(T_{e,serp} - T_{s,serp})} \quad \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (7.35)$$

Donde:

$\dot{m}_w$ : flujo másico de agua al interior del serpentín, [kg/s]

$T_{e,serp}$ : temperatura del agua a la entrada del serpentín [K]

$T_{s,serp}$ : temperatura del agua a la salida del serpentín [K]

Las propiedades del agua circulante interior se evalúan a la temperatura promedio de entrada y salida.

$h_{w,o}$  puede obtenerse mediante el uso de la siguiente correlación [22]:

$$h_{w,o} = 0,5 \frac{k_{w,o}}{d_o} \left( \frac{g\beta_{w,o}\Delta T_{ACS}d_o^3\rho_{w,o}^2c_{pac}}{\mu_{w,o}k_{w,o}} \right)^{0,25} \quad \left[ \frac{W}{m^2K} \right] \quad (7.36)$$

Donde:

$k_{w,o}$ : conductividad térmica del agua  $\left[ \frac{W}{mK} \right]$

$d_o$ : diámetro exterior del serpentín [m]

$\mu_{w,o}$ : viscosidad dinámica del agua [Pa·s]

$\beta_{w,o}$ : coeficiente de expansión volumétrica [1/K]

$\rho_{w,o}$ : densidad del agua [kg/m<sup>3</sup>]

$\Delta T_{ACS} = 60 - T_{red}$ : salto térmico requerido de ACS [°C]

$g$ : Aceleración de gravedad,  $\left[ \frac{m}{s^2} \right]$

Las propiedades del agua en reposo del acumulador se evalúan a valor promedio entre el agua de red y la temperatura del acumulador deseada, en este caso, 60 °C<sup>4</sup>.

**b) Coeficiente de transferencia de calor y área de intercambio de radiadores ( $U_{rad}$ ,  $A_{rad,tot}$  )**

Para el cálculo del número de equipos radiadores de calefacción requeridos, se debe trabajar con las características de un modelo comercial, identificando el tamaño y la tasa de transferencia de calor del equipo. Este último se estima según su capacidad térmica, en [W], estableciendo una diferencia de temperaturas coherente con el requerimiento. Para este caso:

$$U_{rad} = \frac{C_{rad}}{A_{rad}(\bar{T} - T_{amb})} \quad \left[ \frac{W}{m^2K} \right] \quad (7.37)^5$$

$C_{rad}$ : capacidad térmica del radiador [W]

$A_{rad}$ : área de intercambio del radiador [ $m^2$ ]

$\bar{T}$ : temperatura media de circulación de agua caliente [°C]

$T_{amb}$ : temperatura ambiental interior de diseño [°C]

El salto térmico se asigna según la normativa UNE-EN 442, considerando la temperatura media de trabajo en el radiador y la temperatura del ambiente.<sup>6</sup> Con esto y a partir de la demanda de calefacción obtenida en la sección 7.1.2.4, se determina el área total de intercambio requerida:

$$A_{rad,tot} = \frac{\dot{D}_{CC}}{U_{rad}(\bar{T} - T_{amb})} \quad [m^2] \quad (7.38)$$

El número de radiadores necesarios se obtiene entonces mediante:

---

<sup>4</sup> Cabe mencionar que dicha temperatura se elige por restricción sanitaria, el consumo final de ACS se suministra a 45°C, mediante una válvula mezcladora termostática.

<sup>5</sup> La diferencia de temperatura logarítmica no se considera pertinente para los radiadores puesto que el aire ambiente no se hace circular dentro del equipo.

<sup>6</sup> Los equipos se ensayan para un salto térmico de 50 °C (media de trabajo en el radiador de 70°C y temperatura ambiente de 20°C). Sin embargo, con regulaciones según las condiciones exteriores, las temperaturas en los radiadores serán la mayor parte del tiempo más bajas que las que se consideran en dicha norma.

$$N_{rad} = \frac{A_{rad,tot}}{A_{rad}} \quad (7.39)$$

c) **Potencia térmica de la bomba de calor** ( $\dot{Q}_{cond}$ )

Para estimar la energía suministrada en el condensador de la bomba de calor, se utilizan los catálogos de funcionamiento de los distintos bloques solares que ofrece el fabricante ENERGIE EST [24], el cual brinda curvas de capacidad de potencia térmica de cada bloque solar según temperatura ambiente y momento del día (día-noche), incluidas en el anexo C.

Es importante mencionar que los valores de capacidad del fabricante fueron obtenidos con datos de otras latitudes, sin embargo, como primera aproximación y considerando que la temperatura tiene una relación creciente con la radiación global incidente, es válida para los cálculos de este proyecto.

### 7.2.1.3.- Solución del sistema acoplado: Método de Euler

El sistema diferencial acoplado se puede resolver mediante el método de Euler, considerando un paso de tiempo lo suficientemente pequeño para describir de buena forma el comportamiento térmico de los tanques a lo largo del día.

En efecto, se reescribe el sistema descrito por las ecuaciones 7.29 y 7.30:

$$\dot{T}_b(t) = aT_b(t) + bT_{ac}(t) + c \quad \left[ \frac{^{\circ}C}{s} \right] \quad (7.40)$$

$$\dot{T}_{ac}(t) = eT_b(t) + dT_{ac}(t) + f \quad \left[ \frac{^{\circ}C}{s} \right] \quad (7.41)$$

$$T_b(0) = T_{b_0} \quad [^{\circ}C] \quad (7.42)$$

$$T_{ac}(0) = T_{ac_0} \quad [^{\circ}C] \quad (7.43)$$

Donde  $T_{b_0}$  y  $T_{ac_0}$  son las condiciones iniciales del sistema y:

$$a = - \frac{U_{serp}A_{serp} + U_{rad}A_{rad,tot} + U_bA_b}{m_b c_{p_b}} \quad (7.44)$$

$$b = \frac{U_{serp}A_{serp}}{m_b c_{p_b}} \quad (7.45)$$

$$c = \frac{U_{rad}A_{rad,tot}T_{amb} + U_b A_b T_{ext} + \dot{Q}_{resp} + \dot{Q}_{cond}}{m_b c_{p_b}} \quad (7.46)$$

$$e = \frac{U_{serp}A_{serp}}{m_{ac} c_{p_{ac}}} \quad (7.47)$$

$$d = -\frac{U_{serp}A_{serp} + U_{ac}A_{ac}}{m_{ac} c_{p_{ac}}} \quad (7.48)$$

$$f = \frac{U_{ac}A_{ac}T_{ext} - \dot{D}_{ACS}}{m_{ac} c_{p_{ac}}} \quad (7.49)$$

Discretizando y reacomodando los términos, se puede representar la solución aproximada mediante el siguiente esquema numérico:

$$\begin{cases} T_b(t_{i+1}) = T_b(t_i) + hf(T_b, T_{ac}, t_i) \\ T_{ac}(t_{i+1}) = T_{ac}(t_i) + hg(T_b, T_{ac}, t_i) \\ f(T_b, T_{ac}, t_i) = aT_b(t_i) + bT_{ac}(t_i) + c \\ g(T_b, T_{ac}, t_i) = eT_b(t_i) + dT_{ac}(t_i) + f \\ h = t_{i+1} - t_i \end{cases} \quad (7.50)$$

#### 7.2.1.4.- Equipos y componentes de gestión de calor

La selección de los equipos de circulación y red de distribución del sistema se obtienen a partir de las cargas térmicas necesarias en cada uno de los tanques y bomba de calor. El correcto dimensionamiento es importante para no sobreestimar la inversión ni tampoco tener problemas operativos por falta de capacidad.

##### i) Piping

- Líneas de agua de proceso

Para obtener los diámetros de cañería necesarios, se debe tener idea del caudal necesario para suministrar el calor requerido, que se determina según la siguiente ecuación:

$$\dot{V}_w = \frac{\dot{Q}}{c_{p_w} \rho_w \Delta T} \quad \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad (7.51)$$

El salto térmico se establece de 5°C, que es lo usual para este tipo de instalaciones. El diámetro mínimo necesario de cañería, entonces, se calcula mediante:

$$D_{\min} = \sqrt{\frac{4\dot{V}_w}{\pi v}} \quad [m] \quad (7.52)$$

Donde:

$v$ : velocidad media de flujo, normalmente de 2,5 [m/s]

Por lo general, las redes de agua de proceso son de acero al carbono y las tuberías de los intercambiadores de acero inoxidable. Se debe elegir el diámetro interno nominal inmediatamente mayor al diámetro mínimo calculado y verificar que los valores de la velocidad de flujo se mantengan bajo límites admisibles [25]. A su vez, las líneas deben estar recubiertas de un aislante que reduzca las pérdidas de calor. Se pueden utilizar distintos tipos, como polietileno, lana mineral o espuma elastomérica. Su elección dependerá de la conveniencia de instalación, nivel de aislación deseado y temperaturas de trabajo del fluido.

- **Línea de fluido refrigerante (R134a)**

Las líneas de circulación del fluido refrigerante tienen la particularidad de que cambian su diámetro conforme lo demanda el cambio de volumen específico del fluido de trabajo durante el ciclo termodinámico. Por ende, las líneas de succión del refrigerante vaporizado de los PST deben ser de un diámetro mayor al de la línea de suministro de refrigerante líquido.

Lo anterior es coherente con lo que sugiere el fabricante ENERGIE EST en el manual de instalación de los bloques solares [26]. Se utiliza preferentemente cobre recocido, principalmente por su alta ductilidad, lo que facilita la instalación.

Estas líneas deben estar igualmente aisladas para evitar condensaciones antes de llegar a la bomba de calor, para lo cual se utiliza espuma elastomérica.

ii) **Sistema de bombeo**

Para la selección de las bombas de circulación, se deben estimar las pérdidas de carga en cada uno de los circuitos de trabajo del agua de proceso. Esto se obtiene a partir del balance de energía entre dos puntos del circuito hidráulico:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + H_a = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + H_l + H_{l_m} \quad [m.c.a.] \quad (7.53)$$

Donde:

$H_l$ : pérdidas por fricción [m.c.a.]

$H_{l_m}$ : pérdidas por singularidades [m.c.a.]

$H_a$ : altura manométrica de impulsión de la bomba [m.c.a.]

$\frac{p}{\gamma}$ : presión estática [m.c.a.]

$\frac{V^2}{2g}$ : presión dinámica [m.c.a.]

Las pérdidas no lineales por fricción, cuyo valor es el más relevante en la determinación de la altura de impulsión, se obtiene mediante:

$$H_l = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad [m.c.a.] \quad (7.54)$$

$L$ : largo de cañería [m]

$D$ : diámetro de cañería [m]

$V$ : velocidad media del flujo al interior de cañería [m]

Donde  $f$  corresponde al factor de fricción de Darcy. Este se calcula mediante la ecuación iterativa de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (7.55)$$

$e$ : rugosidad absoluta del material de cañería [m]

El número adimensional de Reynolds, se determina como:

$$Re = \frac{D \cdot V}{\nu} \quad (7.56)$$

$\nu$ : viscosidad cinemática del fluido  $\left[ \frac{m^2}{s} \right]$

Las pérdidas no lineales por singularidades se obtienen a partir de la siguiente ecuación:

$$H_{lm} = \sum \frac{K_L}{2g} V^2 \quad [m. c. a.] \quad (7.57)$$

El coeficiente de pérdida  $K_L$  depende del tipo de singularidad y debe ser obtenido de manera experimental. Dichas pérdidas pueden ser obtenidas asignando un largo equivalente  $L_e$  de cañería del mismo diámetro y material a las distintas singularidades posibles, es decir:

$$H_{lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2g} \quad [m. c. a.] \quad (7.58)$$

Los caudales requeridos por las unidades de bombeo se estiman a partir de la ecuación 7.51.

## 7.2.2.- Sistema de enfriamiento evaporativo directo (DEC)

### 7.2.2.1.- Caudales de aire

Los equipos de enfriamiento evaporativo se deben dimensionar de forma que logren disipar las cargas térmicas inducidas en cada uno de los recintos. Si bien para requerimientos de edificios comerciales se requiere un dimensionamiento más riguroso, a nivel residencial es suficiente con obtener el caudal de aire necesario para una carga térmica en específico, o sea [13]:

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{D}_{REF}}{\rho_a c_{pa} (T_r - T_{d,o})} \quad \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad (7.59)$$

En donde:

$\dot{D}_{REF}$ : carga térmica de enfriamiento [W]

$\rho_a$ : densidad del aire  $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$

$c_{pa}$ : calor específico del aire  $\left[ \frac{J}{kgK} \right]$

$T_r$ : temperatura del recinto [ $^{\circ}C$ ]

$T_{d,o}$ : temperatura de bulbo seco del aire de renovación proveniente del equipo [ $^{\circ}C$ ]

La determinación de  $T_{d,o}$  dependerá tanto de factores ambientales como de la eficiencia de enfriamiento del sistema. La eficiencia de enfriamiento compara el enfriamiento efectivo con el potencial máximo teórico, que se explicita en la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{T_{d,i} - T_{d,o}}{T_{d,i} - T_{w,i}} \quad (7.60)$$

De lo anterior se deduce la temperatura de bulbo seco del aire de renovación:

$$T_{d,o} = T_{d,i} - \varepsilon(T_{d,i} - T_{w,i}) \quad [^{\circ}C] \quad (7.61)$$

Donde:

$T_{d,i}$ : temperatura de bulbo seco del aire exterior [ $^{\circ}C$ ]

$T_{w,i}$ : temperatura de bulbo húmedo del aire exterior [ $^{\circ}C$ ]

$T_{w,i}$  se puede obtener a partir de  $T_{d,i}$  y la humedad relativa  $\phi_i$  con ayuda de un diagrama psicrométrico. La eficiencia de los equipos de enfriamiento evaporativo directo fluctúa entre un 80 a 90% [13].

### 7.2.2.2.- Consumos de agua

Los consumos de agua se deben obtener estableciendo los balances de masa y energía a la entrada y salida del equipo. Se debe considerar a su vez que toda la masa de agua en consideración se evapora, humidificando el aire. Los balances se presentan en las ecuaciones 7.62 y 7.63 [21]:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_o - \omega_i) \quad \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (7.62)$$

$$(h_{a_o} + \omega_o h_{g_o}) = (\omega_o - \omega_i)h_f + (h_{a_i} + \omega_i h_{g_i}) \quad \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (7.63)$$

Donde:

$\dot{m}_w$ : tasa de evaporación de agua  $\left[ \frac{kg}{s} \right]$

$\omega_o$ : humedad específica del aire a la salida del enfriador  $\left[ \frac{kg_w}{kg_a} \right]$

$\omega_i$ : humedad específica del aire a la entrada del enfriador  $\left[ \frac{kg_w}{kg_a} \right]$

$\dot{m}_a$ : flujo másico de aire de renovación  $\left[ \frac{kg}{s} \right]$

$h_{a_o}$ : entalpía específica del aire a la salida del enfriador  $\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$

$h_{a_i}$ : entalpía específica del aire a la entrada del enfriador  $\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$

$h_{g_o}$ : entalpía específica de saturación de vapor en el aire de salida del enfriador  $\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$

$h_{g_i}$ : entalpía específica de saturación de vapor en el aire de entrada del enfriador  $\left[ \frac{kJ}{kg} \right]$

$h_f$ : entalpía específica del agua de aporte del enfriador  $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

La humedad específica de entrada,  $\omega_i$ , se obtiene a partir de  $T_{d,i}$  y  $\phi_i$ , siguiendo el procedimiento descrito por las ecuaciones 7.22 y 7.23. Resolviendo la ecuación 7.63 para  $\omega_o$ , se deduce que:

$$\omega_o = \frac{h_{a_i} - h_{a_o} + \omega_i(h_{g_i} - h_f)}{h_{g_o} - h_f} \quad \left[\frac{kg_w}{kg_a}\right] \quad (7.64)$$

Para pequeñas variaciones de temperatura del aire, el cambio entálpico puede aproximarse a la diferencia de temperaturas por el calor específico del mismo, es decir,  $h_{a_i} - h_{a_o} \sim c_{p_a}(T_{d,i} - T_{d,o})$ . Reescribiendo 7.64, se obtiene la expresión definitiva para la humedad específica del aire de renovación:

$$\omega_o = \frac{c_{p_a}(T_{d,i} - T_{d,o}) + \omega_i(h_{g_i} - h_f)}{h_{g_o} - h_f} \quad \left[\frac{kg_w}{kg_a}\right] \quad (7.65)$$

$h_{g_i}$  y  $h_{g_o}$  se evalúan a  $T_{d,i}$  y  $T_{d,o}$ , respectivamente.  $h_f$  se evalúa a la temperatura del agua de aporte, correspondiente al agua de red. Una vez obtenida la cantidad de agua en el aire de renovación, se determina la tasa de evaporación o consumo de agua para un nivel de caudal de renovación:

$$\dot{V}_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w} \cdot 3600 \cdot 1000 \quad \left[\frac{l}{h}\right] \quad (7.66)$$

Donde:

$\rho_w$ : densidad del agua a temperatura de red  $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

### 7.3.- Dimensionamiento de sistema de generación fotovoltaica

La energía solar fotovoltaica disponible para su aprovechamiento varía según la ubicación geográfica, la posición del sol, la orientación y la inclinación de los paneles. Es importante, por lo

tanto, tener claro cuáles son los periodos en donde las condiciones son más desfavorables desde este punto de vista.

A su vez, los sistemas fotovoltaicos autónomos deben considerar en su dimensionamiento la carga diaria total de energía eléctrica del complejo. Para el caso de estudio, deben tenerse en cuenta de igual forma los consumos eléctricos de los equipos térmicos.

Debido a la indisponibilidad de conexión con la red eléctrica, el sistema debe considerar un banco de acumulación, diseñado según un nivel de autonomía, profundidad de descarga y capacidad de acumulación deseados. Los equipos de conversión y regulación deben ser atendidos según los niveles admisibles de corriente y tensión.

Para estos sistemas se suele conectar en paralelo un grupo electrógeno, con el fin de asegurar la disponibilidad del suministro en los días donde las condiciones ambientales no sean suficientes para asegurar la demanda eléctrica.

### **7.3.1.- Potencial del recurso**

El óptimo aprovechamiento de la radiación solar para una ubicación y orientación determinada se relaciona directamente con la inclinación de los módulos fotovoltaicos. Esto puede significar grandes márgenes de aprovechamiento respecto a la radiación incidente en el plano horizontal u otra inclinación definida, como un tejado o cualquier estructura en general.

Debido a esto, debe considerarse la variación del nivel de radiación incidente con la inclinación, para determinar en definitiva el mes de condición más desfavorable. En efecto, la radiación total incidente en un plano inclinado se expresa mediante la suma de la radiación directa, la radiación difusa y la radiación reflejada interceptada por la superficie inclinada [27]:

$$I_c = I_{b,c} + I_{d,c} + I_{r,c} \quad \left[ \frac{kWh}{m^2 día} \right] \quad (7.67)$$

La radiación directa sobre la superficie inclinada se relaciona con la radiación normal directa según el ángulo de incidencia, es decir [27]:

$$I_{b,c} = I_{b,N} \cos i \quad \left[ \frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right] \quad (7.68)$$

La radiación difusa sobre la superficie inclinada se obtiene con el producto entre la radiación difusa en el plano horizontal y el factor de visión entre el cielo y la superficie en cuestión [27]:

$$I_{d,c} = I_{d,h} \frac{(1 + \cos \beta)}{2} \quad \left[ \frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right] \quad (7.69)$$

La radiación reflejada interceptada por el panel se obtiene multiplicando la radiación global horizontal por la reflectividad del suelo y por el factor de visión del suelo y la superficie inclinada del panel, o sea [27]:

$$I_{r,c} = I_h \rho \frac{(1 - \cos \beta)}{2} \quad \left[ \frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right] \quad (7.70)$$

En donde:

$\rho$ : reflectividad del suelo.

A su vez, el ángulo de incidencia se relaciona con los ángulos que describen la posición del sol en el cielo, así como con ángulos relacionados a la orientación del panel [27]:

$$\cos i = \cos \alpha \cos(a_s - a_w) \sin \beta + \sin \alpha \cos \beta \quad (7.71)$$

Donde:

$\alpha$ : ángulo de altitud solar [°]

$a_s$ : azimut solar [°]

$a_w$ : azimut del panel [°]

$\beta$ : ángulo de inclinación del panel [°]

El ángulo de altitud,  $\alpha$ , se obtiene mediante la siguiente ecuación [27]:

$$\sin \alpha = \cos \delta_s \cos L \cos h_s + \sin \delta_s \sin L \quad (7.72)$$

Por otro lado, el ángulo de azimut solar  $a_s$ , se determina a partir de la expresión [27]:

$$\sin a_s = \frac{\cos \delta_s \sin h_s}{\cos \alpha} \quad (7.73)$$

En donde:

$\delta_s$ : ángulo de declinación solar [°]

$L$ : latitud geográfica [°]

$h_s$ : ángulo solar [°]

$h_s$  se determina a partir del tiempo solar, mediante la siguiente expresión [27]:

$$h_s = (ST - 12) \frac{15^\circ}{h} \quad [^\circ] \quad (7.74)$$

El tiempo solar  $ST$  a su vez, depende de la ecuación de tiempo y de las latitudes y longitudes locales, así como del meridiano de tiempo estándar [27]:

$$ST = LST + ET + (l_{st} - l_{local}) \frac{4 \text{ min}}{1^\circ} \quad [h] \quad (7.75)$$

En donde:

$LST$ : tiempo estándar local [h]

$ET$ : ecuación de tiempo [min]

$l_{st}$ : meridiano de tiempo estándar [°]<sup>7</sup>

$l_{local}$ : longitud local [°]

---

<sup>7</sup> Para el caso de Chile, corresponde al meridiano 70 Oeste de Greenwich.

La ecuación de tiempo responde al ajuste debido a la velocidad de la tierra alrededor del sol [27]. Se puede estimar mediante la siguiente relación empírica:

$$ET = 9,87 \sin 2B - 7,53 \cos B - 1,5 \sin B \quad [min] \quad (7.76)$$

$$B = \frac{360(n - 81)}{364} \quad [^\circ] \quad (7.77)$$

En donde  $n$  es el día solar. Las declinaciones y los días solares promedio para cada mes pueden ser extraídas convenientemente de la tabla 7.8.

**Tabla 7.8: Días promedio recomendados por mes y valores de  $n$  por mes. Fuente: [28]**

Mes	$n$ para el día $i$ del mes	Para día promedio del mes		
		Fecha	$n$	$\delta$
Enero	$i$	17	17	-20,9
Febrero	$31 + i$	16	47	-13
Marzo	$59 + i$	16	75	-2,4
Abril	$90 + i$	15	105	9,4
Mayo	$120 + i$	15	135	18,8
Junio	$151 + i$	11	162	23,1
Julio	$181 + i$	17	198	21,2
Agosto	$212 + i$	16	228	13,5
Septiembre	$243 + i$	15	258	2,2
Octubre	$273 + i$	15	288	-9,6
Noviembre	$304 + i$	14	318	-18,9
Diciembre	$334 + i$	10	344	-23

### 7.3.2.- Dimensionado de tecnologías

#### 7.3.2.1.- Campo fotovoltaico

El tamaño del generador fotovoltaico dependerá de la energía diaria a suministrar, como también de la radiación diaria promedio durante el mes de mayor criticidad. En primer lugar, se debe obtener

la potencia peak del campo, correspondiente a la potencia entregada bajo condiciones estándar de 1 [ $kW/m^2$ ], descrita por [29]:

$$P_p = \frac{E_{d,PV} \cdot 1 \left[ \frac{kW}{m^2} \right]}{I_{c,min} \cdot PR} \quad [kW_p] \quad (7.78)$$

Donde:

$E_{d,PV}$ : demanda de energía diaria  $\left[ \frac{kWh_e}{día} \right]$

$I_{c,min}$ : radiación solar promedio diaria del mes más desfavorable  $\left[ \frac{kWh}{m^2 día} \right]$

$PR$ : factor de rendimiento del conjunto<sup>8</sup>

El número de paneles que se deben conectar en serie se obtienen mediante [29]:

$$N_{p,s} = \frac{V_{NOM}}{V_{mpp}} \quad (7.79)$$

Donde:

$V_{NOM}$ : tensión nominal del campo generador [V]

$V_{mpp}$ : tensión del panel en el punto de máxima potencia [V]

Los paneles necesarios en paralelo, por otro lado, dependerán de la potencia peak del campo y de la capacidad máxima del módulo [29]:

$$N_{p,p} = \frac{P_p}{P_m N_{p,s}} \quad (7.80)$$

Donde:

$P_m$ : máxima potencia del panel [ $kW_p$ ]

---

<sup>8</sup> Se puede asumir un  $PR = 0,75$  de forma preliminar.

De esta forma, el número de paneles necesarios para las condiciones de diseño descritas será:

$$N_p = N_{p,p} \cdot N_{p,s} \quad (7.81)$$

### 7.3.2.2.- Banco de baterías

Para los sistemas de acumulación, usualmente se utilizan baterías de plomo – ácido de ciclo profundo, debido en gran parte a su amplia disponibilidad, manufactura consolidada, y bajo costo relativo a otras tecnologías, como las baterías de gel o de ion – litio. La capacidad de almacenamiento de diseño se determina según [29]:

$$C_B = \frac{E_{d,pv} n_A}{\eta_{bat} \eta_r \eta_{inv} D.O.D. V_{nom}} \quad [kAh] \quad (7.82)$$

En donde:

$n_A$ : días de autonomía

$\eta_{bat}, \eta_r, \eta_{inv}$ : eficiencia de las baterías, regulador e inversor, respectivamente.

$D.O.D.$ : profundidad de descarga de diseño [%]

$V_{nom}$ : voltaje nominal de trabajo del banco de acumulación [V]

El número de baterías conectadas en serie depende del voltaje nominal de trabajo del banco y del voltaje de la batería a utilizar:

$$N_{b,s} = \frac{V_{nom}}{V_b} \quad (7.83)$$

En donde:

$V_b$ : voltaje de la batería [V]

La cantidad de baterías en paralelo depende de la capacidad propia de la batería y la capacidad de acumulación de diseño:

$$N_{b,p} = \frac{C_B}{C_{B,nom}} \quad (7.84)$$

En donde:

$C_{B,nom}$ : capacidad nominal de la batería [kAh]

### 7.3.2.3.- Inversor de corriente y regulador de carga

La selección del regulador de carga se debe realizar teniendo en cuenta el voltaje en circuito abierto y la corriente máxima en cortocircuito del arreglo fotovoltaico. En la práctica, debe seleccionarse el regulador de carga cuya corriente máxima de entrada,  $I_e$ , cumpla que [29]:

$$1,25N_{p,p}I_{sc} \leq I_e \quad [A] \quad (7.85)$$

En donde:

$I_{sc}$ : intensidad de corriente en cortocircuito del módulo fotovoltaico [A]

Respecto al inversor de corriente, este debe ser seleccionado de tal forma que pueda invertir la corriente directa proveniente del sistema regulador de carga y a su vez pueda rectificar la corriente alterna proveniente del grupo electrógeno, para cargar las baterías. Por otra parte, también debe asegurarse que tenga la capacidad de entregar la potencia correspondiente a la suma de los puntos de suministro, considerando criterios razonables de simultaneidad de consumo.

### 7.3.2.4.- Cableado

La sección del conductor de corriente continua necesario para evitar el calentamiento y la posterior descomposición del aislante eléctrico se obtiene mediante la siguiente ecuación [30]:

$$S = \frac{2 L \rho_c I_{máx}}{\Delta V} \quad [mm^2] \quad (7.86)$$

En donde:

$L$ : largo del conductor [ $m$ ]

$\rho_c$ : resistividad del conductor  $\left[\frac{\Omega mm^2}{m}\right]$

$I_{m\acute{a}x}$ : corriente continua máxima probable [ $A$ ]

$\Delta V$ : caıda de tensi3n de diseno [ $V$ ]

Se utilizan, por lo general conductores de cobre, cuya resistividad a 20°C es de  $\rho_c = 0,018 \left[\frac{\Omega mm^2}{m}\right]$ . Las caídas de tensi3n entre componentes se pueden obtener a partir de la tabla 7.9.

**Tabla 7.9: Caídas de tensi3n máximas y recomendadas entre subsistemas. Fuente: [31]**

Subsistema	Caída de tensi3n máxima	Recomendada
<b>Paneles - regulador</b>	3%	1%
<b>Regulador - baterías</b>	1%	0,5%
<b>Baterías - inversor</b>	1%	1%

## 8.- Resultados y observaciones

En esta secci3n se presentan los resultados obtenidos con la metodología expuesta, junto con observaciones y análisis más relevantes.

### 8.1.- Demanda térmica (ACS y CC)

El nivel de ocupaci3n base del complejo y la centralizaci3n del consumo de ACS para las tres casas del complejo se adjuntan en la tabla 8.1. El perfil de demanda global se considera a  $T_{sum} = 45 [^\circ C]$ , a nivel diaria y mensual. Para el salto térmico, se extrajo  $T_{red}$  de los valores hist3ricos de la comuna de Mejillones (ver anexo D) [32]. Su distribuci3n de representa en las figuras 8.1 y 8.2 respectivamente.

La disposici3n de las dependencias se puede consultar con más detalle en el layout ‘Conjunto Hornitos’.

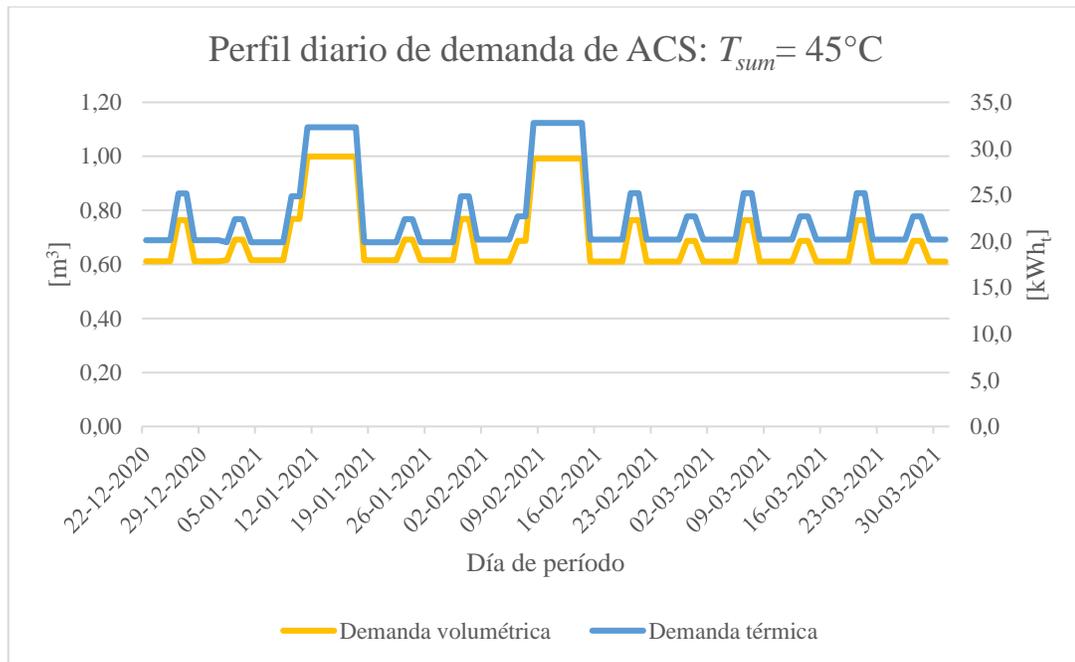
**Tabla 8.1: Parámetros de cálculo de demanda de ACS. Fuente: Elaboración propia.**

	Casa de 1 piso y casa de servicios	Casa de 2 pisos
<b>Tipo</b>	Viviendas multifamiliares	Viviendas multifamiliares
<b>N° de dormitorios</b>	4	2
<b>N° de personas</b>	5	3
<b>Factor de centralización</b>	1	1
<b>Demanda unitaria ACS 60°C [l/día-persona]</b>	50	50
<b>Demanda Total ACS 60°C [l/día]</b>	250	150

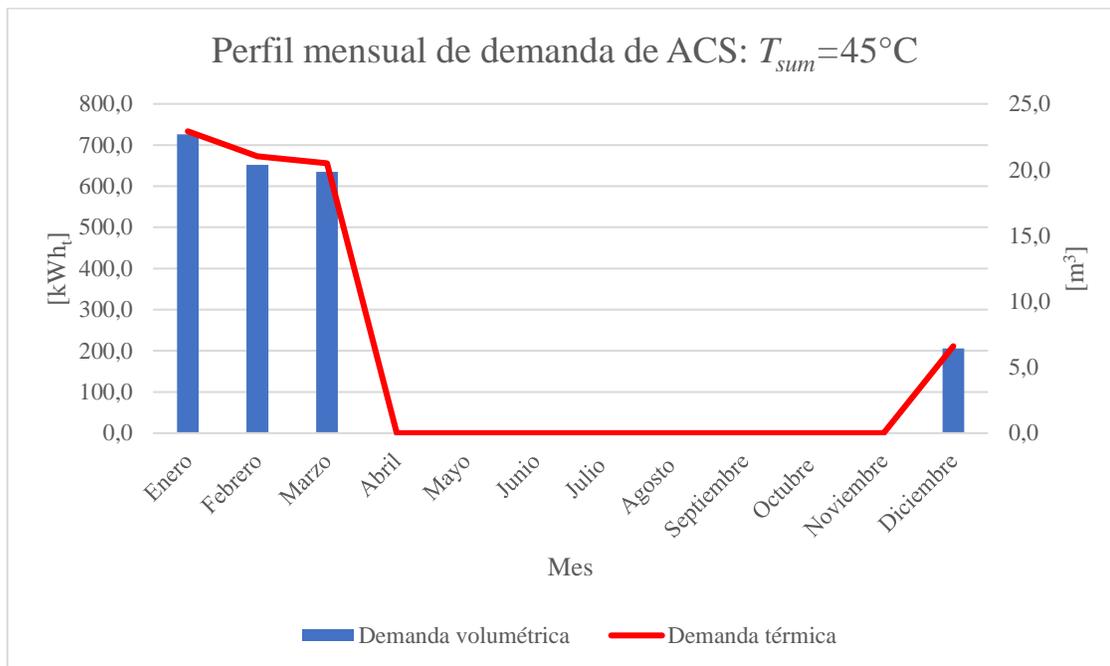
Se observa la consideración en el diseño de la fluctuación de la demanda, lo cual permite extraer valores esperados, máximos y mínimos durante el periodo de operación del complejo. Dichas magnitudes se presentan en la tabla 8.2.

**Tabla 8.2: Valores representativos de la demanda de ACS. Fuente: Elaboración propia.**

Máx. [kWh <sub>d</sub> ]	32,8
Prom. [kWh <sub>d</sub> ]	22,7
Mín. [kWh <sub>d</sub> ]	19,9



**Figura 8.1: Distribución diaria de la demanda de ACS con variación del nivel de ocupación. Fuente: Elaboración propia**



**Figura 8.2: Distribución mensual de la demanda de ACS con variación del nivel de ocupación. Fuente: Elaboración propia**

Para la demanda térmica de CC, se estableció la ecuación de demanda 7.28 para cada espacio, utilizando los perfiles de temperatura y humedad relativa extraídos del Explorador Solar y de la Dirección Meteorológica de Chile [2,3] para la zona de estudio, respectivamente.

El perfil obtenido durante el periodo de operación del complejo se presenta en la figura 8.3, cuyos valores son obtenidos a partir de la tabla ubicada en el anexo D, para distintos perfiles de temperatura, radiación y humedad específica.

A nivel más localizado, se obtuvieron las demandas de calefacción y enfriamiento asociadas a cada espacio, presentadas en las tablas 8.3 y 8.4.

El perfil de cargas térmicas de la figura 8.3 muestra variaciones más abruptas para la componente de refrigeración, lo cual se debe en gran medida a la variabilidad del aporte de calor por radiación, que está sujeto a condiciones meteorológicas difícilmente previsibles, como la nubosidad.

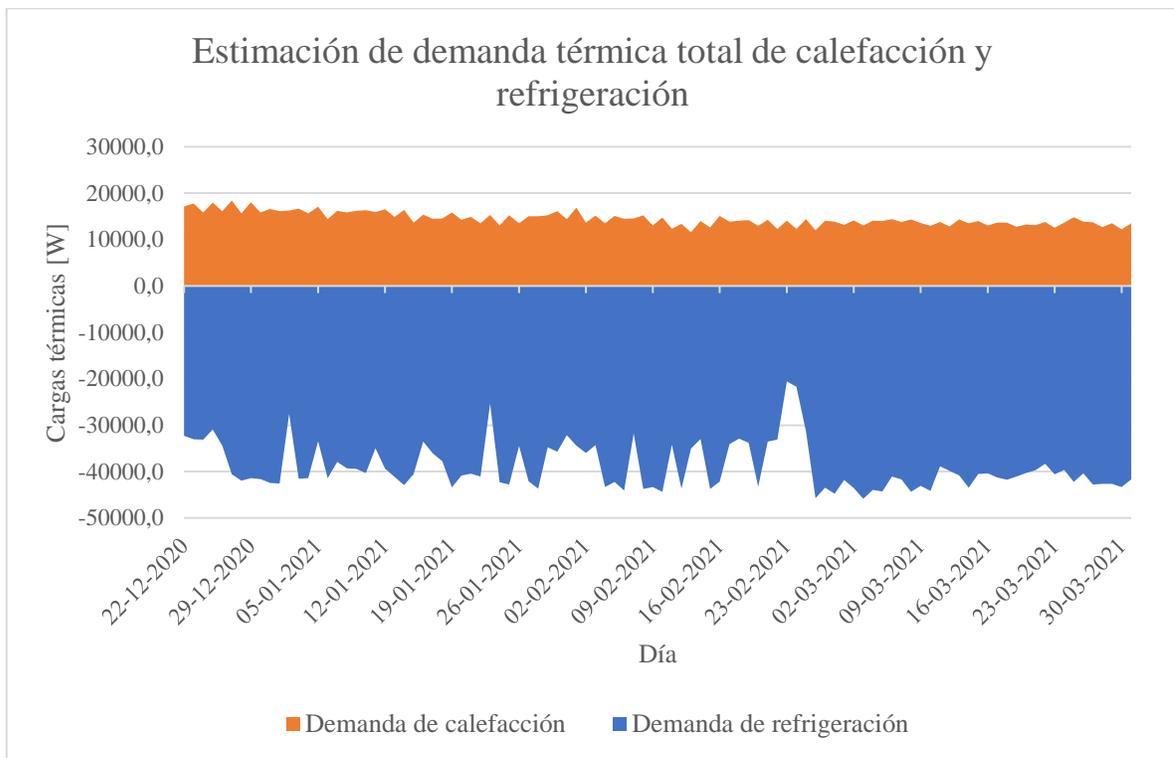


Figura 8.3: Perfil de demanda total de calefacción y enfriamiento del complejo. Fuente: Elaboración propia

Tabla 8.3: Valores representativos de la demanda de calefacción del complejo. Fuente: Elaboración propia.

DEMANDA DE CALEFACCIÓN			
Espacio	Máx. [W]	Mín. [W]	Prom. [W]
Dormitorio 1 casa 1 piso	2920	1883	2323
Dormitorio 2 casa 1 piso	1907	1135	1471
Sala estar casa 1 piso	2498	1824	2123
Dormitorio 1 casa 2 pisos	2300	1300	1724
Dormitorio 2 casa 2 pisos	1690	850	1213
Sala estar casa 2 pisos	5321	3808	4430
Dormitorios casa de servicios	1765	806	1214

Tabla 8.4: Valores representativos de la demanda de refrigeración del complejo. Fuente: Elaboración propia.

DEMANDA DE REFRIGERACIÓN			
Espacio	Máx. [W]	Mín. [W]	Prom. [W]
Dormitorio 1 casa 1 piso	3142	1180	2384
Dormitorio 2 casa 1 piso	3107	1414	2506
Sala estar casa 1 piso	12574	5580	11089
Dormitorio 1 casa 2 pisos	7308	3504	6295
Dormitorio 2 casa 2 pisos	5831	2932	5027
Sala estar casa 2 pisos	12283	4903	10481
Dormitorios casa de servicios	1844	583	1281

Respecto a los espacios particulares de cada vivienda, se rescata que las demandas más importantes están asociadas a las salas comunes, lo que tiene sentido desde el punto de vista de su tamaño en comparación con los demás espacios, y considerando que gran parte de su superficie en contacto con el exterior es acristalada, lo que conlleva a un gran aporte de calor por radiación durante el día, y una gran pérdida de calor por transmisión durante la noche.

## 8.2.- Sistema térmico ACS + CC

### 8.2.1.- Tamaño y cantidad de radiadores

El dimensionado del sistema de radiadores se lleva a cabo utilizando un equipo comercial, cuyas características se presentan en la tabla 8.5. El radiador seleccionado es de tipo doble, con dos placas y dos convectores. Incorpora un previo tratamiento anticorrosivo mediante eliminación de capa de óxido, aplicación de pintura antióxido y epóxica, entre otros procesos.

Tabla 8.5: Datos técnicos de radiador. Fuente: [33]

Parámetros técnicos de módulo radiador	
Modelo	DK 500 1500
Largo [m]	1,5
Altura [m]	0,5
Superficie de intercambio [m <sup>2</sup> ]	1,5
Capacidad térmica [kW]	3,516
Proveedor	ANWO

La especificación técnica indica que la capacidad térmica del radiador se obtuvo mediante un salto térmico promedio de 60 °C. De esto, se estima la tasa global de transferencia de calor,  $U_{rad} =$

$36,6 \left[ \frac{W}{m^2K} \right]$ . Luego, considerando la demanda máxima de calefacción y un salto térmico  $\bar{T} - T_{amb} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$ <sup>9</sup>, se obtiene el número mínimo de radiadores para cada espacio, expuestos en la tabla 8.6.

**Tabla 8.6: Número mínimo de radiadores requeridos en cada habitación o sala,  $\bar{T} = 60^\circ\text{C}$ ,  $T_{amb} = 23^\circ\text{C}$ .  
Fuente: Elaboración propia.**

Espacio	Área de intercambio requerida [m <sup>2</sup> ]	Nº de radiadores
<b>Dormitorio 1 casa 1 piso</b>	2,16	2
<b>Dormitorio 2 casa 1 piso</b>	1,41	1
<b>Sala estar casa 1 piso</b>	1,96	2
<b>Dormitorio 1 casa 2 pisos</b>	1,70	2
<b>Dormitorio 2 casa 2 pisos</b>	1,25	1
<b>Sala estar casa 2 pisos</b>	4,05	3
<b>Dormitorios casa de servicios</b>	1,30	1

Debido a que no siempre el sistema de calefacción trabajará a la capacidad máxima, es preciso definir un factor de ocupación de calefacción,  $F_{CC}$ , de manera de representar escenarios realistas y procurando no sobredimensionar los equipos involucrados.

### 8.2.2.- Selección de tanques

Los tanques de acumulación y almacenamiento térmico se seleccionan según capacidad y requerimientos. Estos equipos pueden venir con equipos de aporte de calor desmontables, como intercambiadores de serpentín como circuito hidráulico de calentamiento externo y calentadores eléctricos.

Para el tanque de inercia térmica se requiere un equipo bien aislado, de una capacidad media. Con esto se procura que no oponga una resistencia térmica excesiva al calentamiento por parte de la bomba de calor y a su vez que no se enfríe rápidamente bajo los  $52^\circ\text{C}$ , lo que significaría incrementar los consumos del respaldo térmico.

El termo-acumulador debe estar provisto de buen aislamiento térmico y tener la capacidad suficiente para no enfriarse repentinamente, abasteciendo la demanda volumétrica máxima y evitando la proliferación de la Legionella.

---

<sup>9</sup> Se asume una temperatura de entrada y salida del agua en el radiador de  $65$  y  $55 \text{ }^\circ\text{C}$ , respectivamente, considerando un nivel de comodidad de  $23^\circ\text{C}$ .

Se seleccionan preliminarmente tanques de 500 [l] y 1500 [l] de capacidad para el tanque buffer y el acumulador de ACS, este último provisto de un intercambiador de serpentín sumergido. Las características técnicas de los equipos se detallan en la tabla 8.7.

**Tabla 8.7: Datos técnicos de tanques seleccionados. Fuente: [34]**

Dimensiones y características	Tanque de inercia térmica	Tanque acumulador de ACS
<b>Altura [mm]</b>	1640	2285
<b>Diámetro exterior [mm]</b>	850	1200
<b>Capacidad [l]</b>	500	1500
<b>Tipo aislamiento</b>	Poliuretano flexible	Inyección de Poliuretano expandido
<b>Espesor de aislante [mm]</b>	100	100
<b>Área de intercambio serpentín [m<sup>2</sup>]</b>	-	4,2
<b>Material serpentín</b>	-	Acero inoxidable
<b>Diámetro exterior nominal de serpentín [mm]</b>	-	31,75
<b>Proveedor</b>	Uniclíma	Uniclíma

### 8.2.3.- Evolución temporal del sistema ACS + CC y selección de equipos de generación de calor

La evolución de la temperatura en el tanque acumulador y en el tanque de inercia térmica se evalúa para distintos valores de los parámetros más relevantes que gobiernan su comportamiento. Se deben descartar, por ende, configuraciones en las cuales, bajo exigencias máximas, no se alcance de buena forma el suministro de ACS a 45°C o se dependa de un respaldo térmico durante un tiempo prolongado.

Los perfiles de temperatura presentados se obtienen considerando un paso de 1 [min] para una ventana de tiempo de 3 [h] y para las 24 [h] del día.<sup>10</sup>

<sup>10</sup> La solución numérica del sistema de EDO's acopladas se evaluó para distintos pasos, corroborando su estabilidad.

### 8.2.3.1.- Análisis bajo máxima exigencia

#### a) DX-SAHP con 6 PST

En la tabla 8.8 se adjuntan las características de la primera configuración de prueba. La respuesta se presenta en la figura 8.4, para una ventana de 3 horas a la demanda máxima de ACS y CC. El tamaño del paso para discretizar se evalúa para distintos valores<sup>11</sup>, corroborando una estabilidad y convergencia aceptables, obteniendo resultados coherentes. Se presentan los resultados para un paso de 10 [s].

**Tabla 8.8: 1° configuración de prueba. Fuente: Elaboración propia**

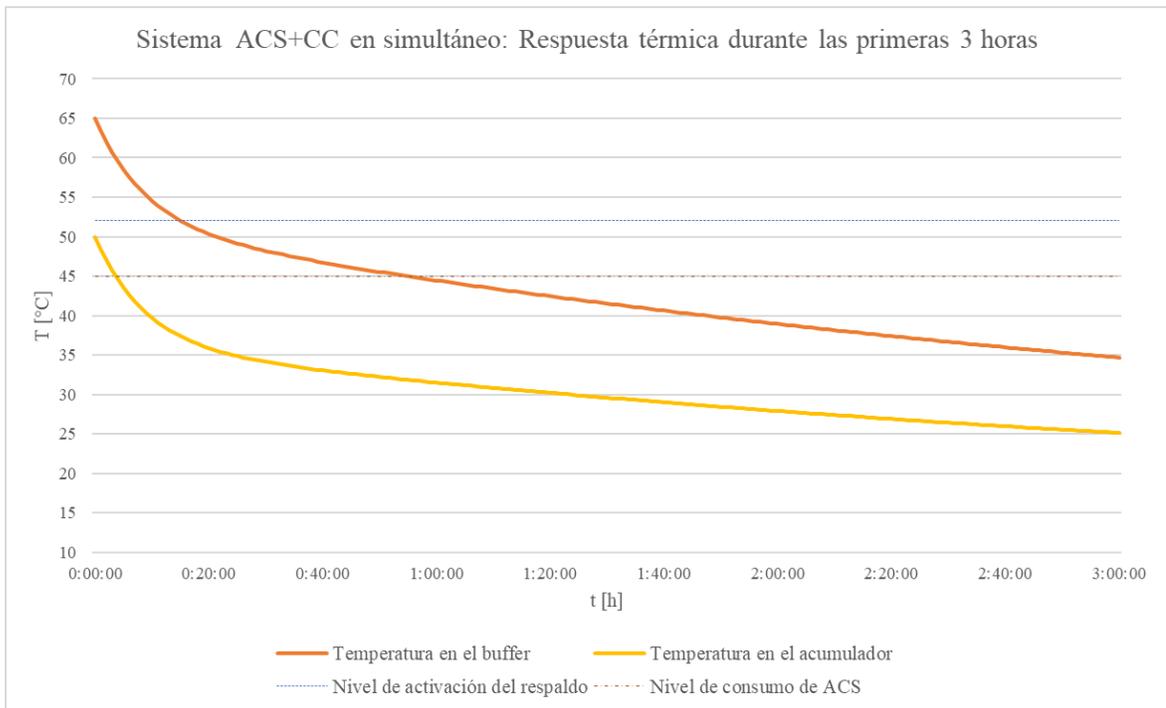
Parámetros principales del modelo	
<b>Momento</b>	día
<b>N° PST</b>	6
<b>T<sub>ext</sub> [°C]</b>	22,9
<b>D<sub>ACS</sub> [kWh<sub>i</sub>]</b>	32,8
<b>F<sub>cc</sub></b>	1
<b>U<sub>serp</sub> [W/m<sup>2</sup> K]</b>	601,9
<b>H<sub>c</sub> [h]</b>	3
<b>V<sub>ac</sub> [l]</b>	1500
<b>V<sub>b</sub> [l]</b>	500

Se observa que el sistema no es capaz de sostener niveles térmicos aceptables bajo este escenario, ya que ambos tanques se enfrían muy rápidamente, evidenciando la falta de potencia por parte de la bomba de calor al requerimiento.

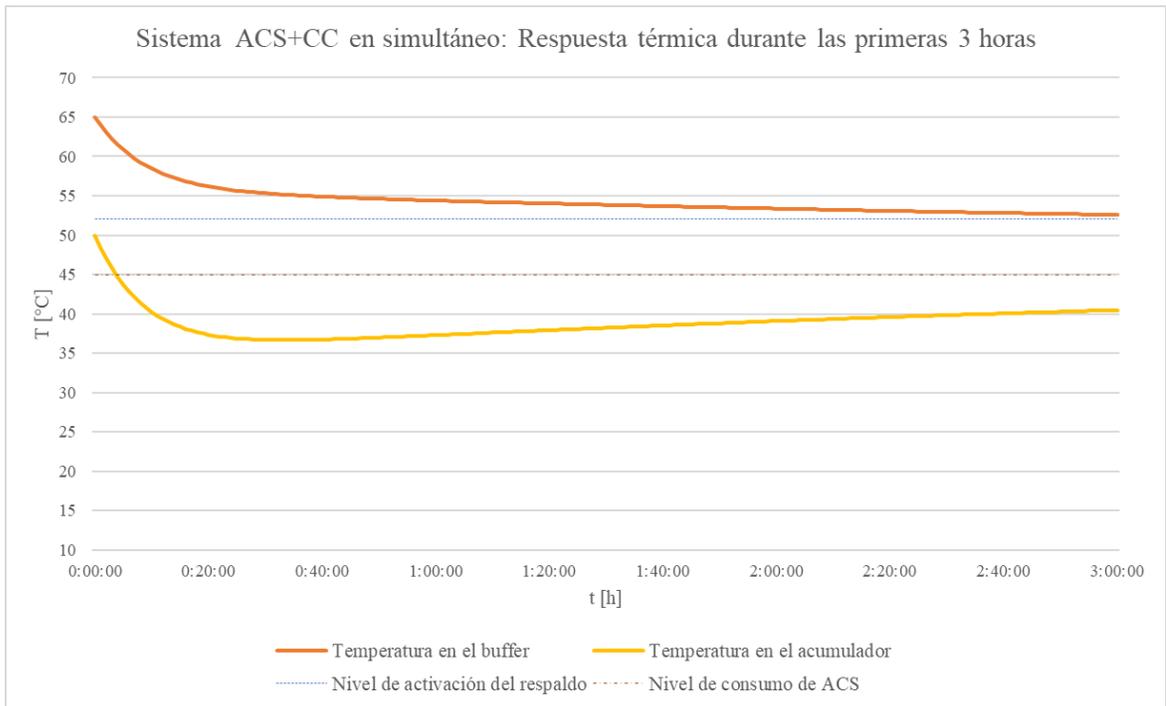
Si se incorpora un respaldo continuo de capacidad térmica de 20 [kW], se obtiene la respuesta representada en la figura 8.5. Esto ratifica la falta de capacidad, puesto que la bomba de calor no alcanza a suministrar ACS a 45°C aun con asistencia térmica de una fuente fósil.

---

<sup>11</sup> 1 [min], 30 [s] y 10 [s].



**Figura 8.4: Respuesta temporal del sistema acoplado con 6 PST, demanda térmica máxima, sin respaldo.**  
**Fuente: Elaboración propia**



**Figura 8.5: Respuesta temporal del sistema acoplado con 6 PST, demanda térmica máxima, con respaldo de 20 [kW]. Fuente: Elaboración propia**

## b) DX-SAHP con 12 PST

En la tabla 8.9 se adjuntan las características de la segunda configuración de prueba. La respuesta se presenta en la figura 8.6, para una ventana de 3 horas a la demanda máxima de ACS y CC. Se realiza el mismo análisis de sensibilidad a la discretización mencionado en la parte a).

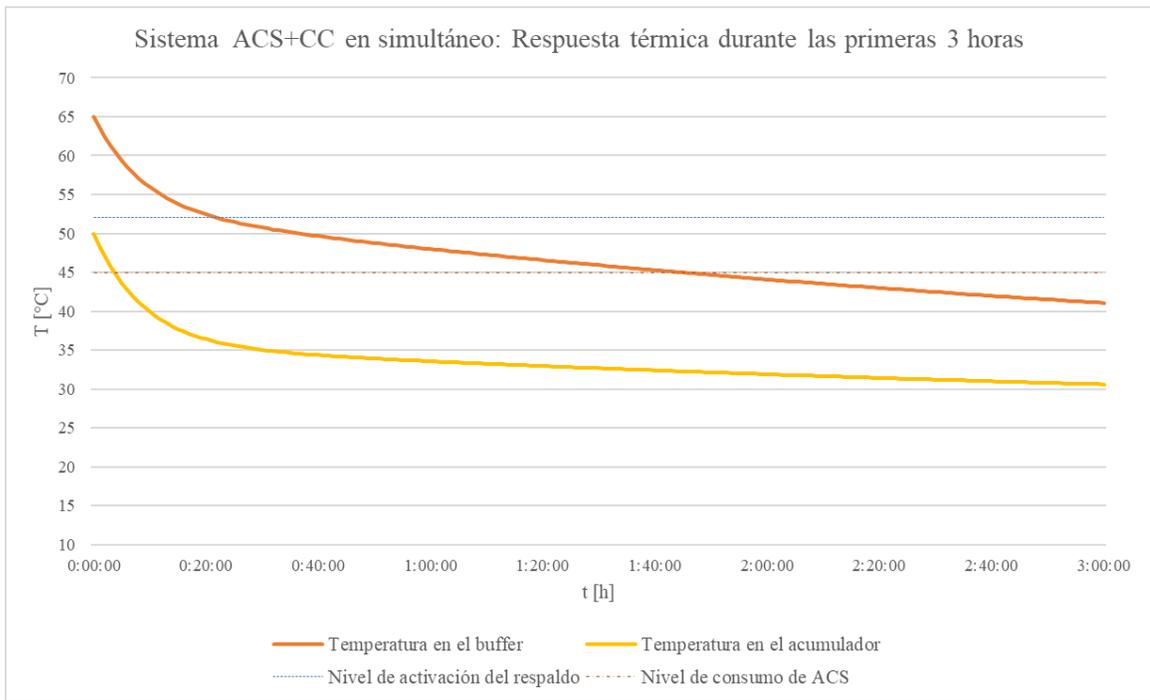
**Tabla 8.9: 2° configuración de prueba. Fuente: Elaboración propia**

Parámetros principales del modelo	
<b>Momento</b>	día
<b>N° PST</b>	12
<b>T<sub>ext</sub> [°C]</b>	22,9
<b>D<sub>ACS</sub> [kWh<sub>t</sub>]</b>	32,8
<b>F<sub>cc</sub></b>	1
<b>U<sub>serp</sub> [W/m<sup>2</sup> K]</b>	601,9
<b>H<sub>c</sub> [h]</b>	3
<b>V<sub>ac</sub> [l]</b>	1500
<b>V<sub>b</sub> [l]</b>	500

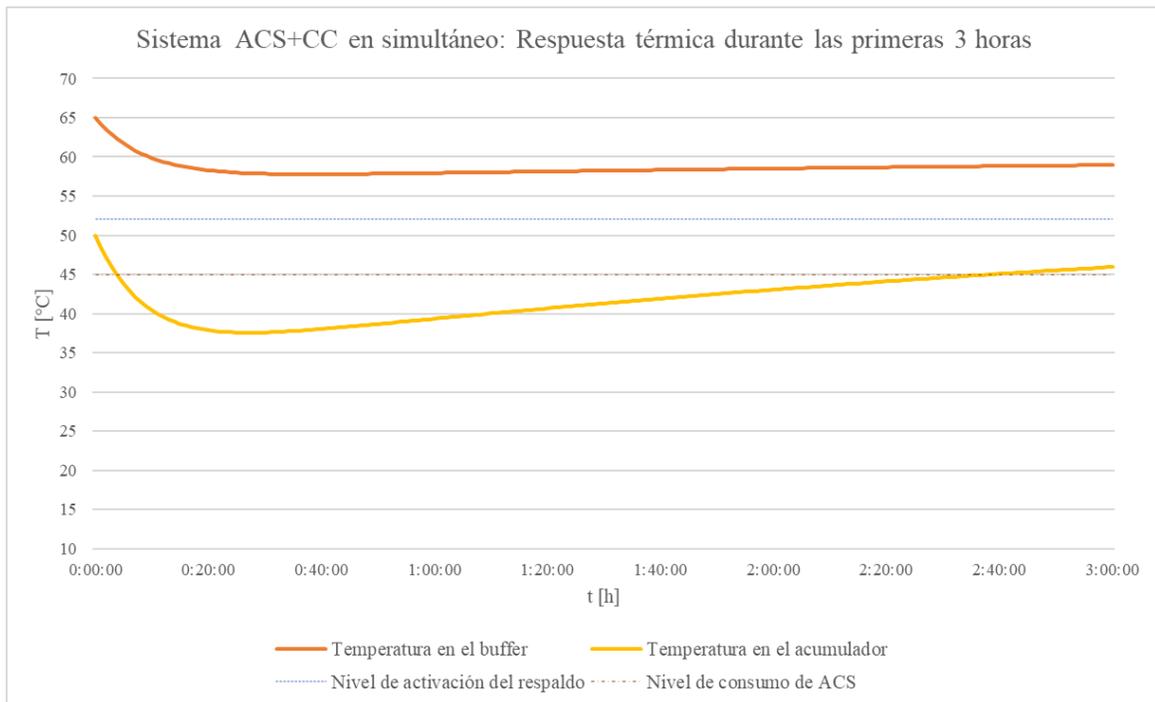
Se puede observar un comportamiento similar a la primera configuración sin respaldo, sin embargo, las curvas de temperatura en ambos tanques no poseen una pendiente tan negativa como en el caso anterior, lo cual tiene explicación en el aumento del número de paneles, como era de esperarse.

Si se incorpora el respaldo térmico continuo de 20 [kW], se consigue la recuperación de los niveles de temperatura aptos para el suministro, como se puede apreciar en la figura 8.7.

A partir de los resultados obtenidos para esta configuración, se puede inferir de manera preliminar que se adapta bien a las demandas térmicas máximas, sin embargo, es necesario un análisis diario para poder visualizar de mejor forma el comportamiento temporal de la temperatura en ambos tanques considerando tiempos de consumo razonables, bajo distintos niveles de demanda.



**Figura 8.6: Respuesta temporal del sistema acoplado con 12 PST, demanda térmica máxima, sin respaldo.**  
**Fuente: Elaboración propia**



**Figura 8.7: Respuesta temporal del sistema acoplado con 12 PST, demanda térmica máxima, con respaldo de 20 [kW]. Fuente: Elaboración propia**

### 8.2.3.2.- Balance diario de energía térmica

Para el balance diario, se tuvieron las siguientes consideraciones:

- Se considera una DX-SAHP de 12 PST
- La respuesta térmica se evalúa cada 1 [min]
- Un nivel medio de demanda de ACS, distribuido en 5 horas del día, desde las 10:00:00 [h] hasta las 15:00:00 [h]
- Se localiza el consumo de calor de CC durante la noche, desde las 23:00:00 [h] hasta las 6:00:00 [h], con distintos niveles de ocupación
- Se establece un límite de temperatura en el tanque buffer sobre el cual la bomba de calor deja de funcionar, determinado en 65°C
- Se enciende el sistema de respaldo si la temperatura en el tanque buffer baja de los 52°C
- El tanque buffer debe suministrar calor al termo-acumulador siempre que la temperatura del último sea menor a 60°C
- Se apaga el sistema de respaldo cuando la temperatura en el tanque buffer alcanza los 58°C

El accionamiento de los equipos asociados a la filosofía de control descrita anteriormente puede inferirse consultando el plano ‘P&ID Sistema ACS + CC’ adjunto en el anexo H.

A continuación, se presenta la respuesta temporal para la demanda máxima de CC, en la figura 8.8. Los parámetros principales se adjuntan en la tabla 8.10.

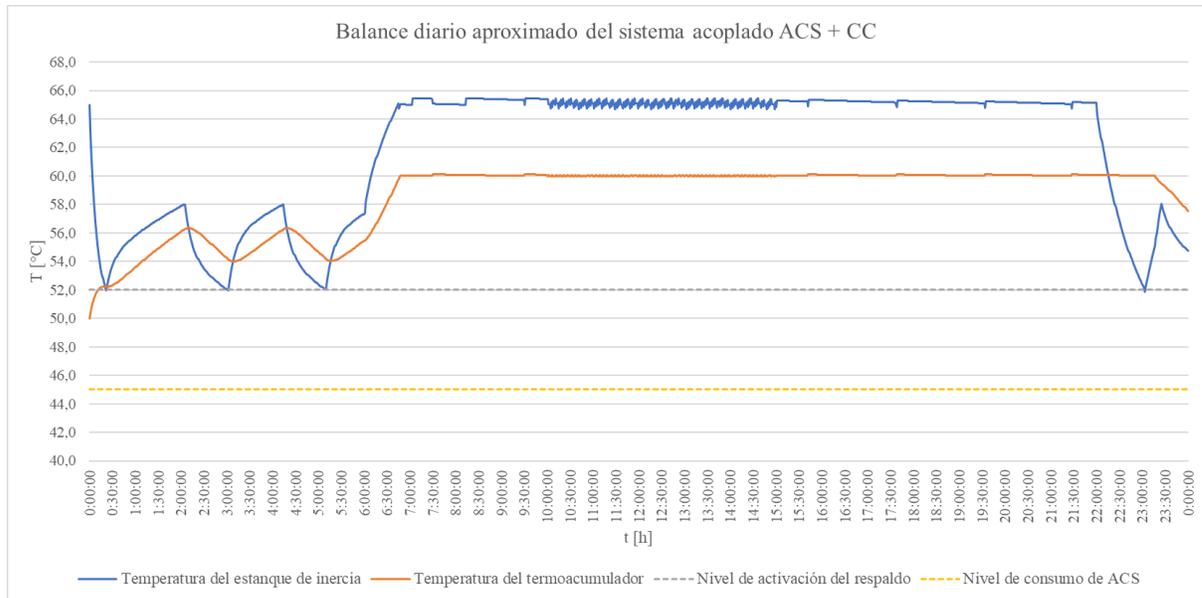
Los tiempos de operación de los equipos asociados se detallan en la tabla 8.11, utilizando una caldera de respaldo de 15 [kW] de capacidad térmica.

**Tabla 8.10: 1° configuración para estudio de balance diario. Fuente: Elaboración propia**

Parámetros principales del modelo	
<b>N° PST</b>	12
<b>D<sub>ACS</sub> [kWh<sub>d</sub>]</b>	22,7
<b>F<sub>cc</sub></b>	1
<b>U<sub>serp</sub> [W/m<sup>2</sup> K]</b>	521,1
<b>H<sub>c</sub> [h]</b>	5
<b>V<sub>ac</sub> [l]</b>	1500
<b>V<sub>b</sub> [l]</b>	500

**Tabla 8.11: Tiempos de operación 1° configuración, respaldo de 15 [kW]. Fuente: Elaboración propia**

Equipo	Tiempo de funcionamiento [h]
Bomba circuladora DX-SAHP	10,4
Bomba circuladora de respaldo	4,2
Bomba circuladora CC	8,0
Bomba circuladora ACS	9,7
Compresor DX-SAHP	10,4



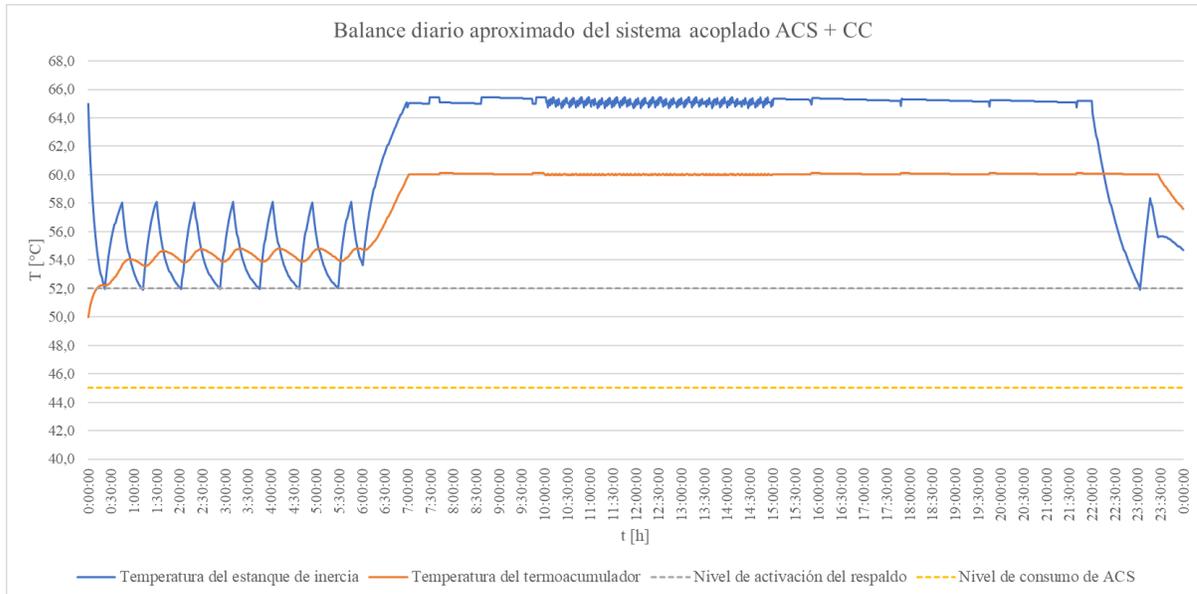
**Figura 8.8: Evolución temporal de las temperaturas acopladas en tanques sistema de respaldo en paralelo de 15 [kW]. Fuente: Elaboración propia.**

En efecto, se puede notar de manera gráfica el acoplamiento térmico entre el tanque buffer y el acumulador de ACS observando los máximos y mínimos de cada temperatura durante el suministro de CC, como también en el segmento de comportamiento dentado de la temperatura del tanque buffer durante los consumos de ACS.

De los tiempos de operación de los equipos, es coherente que tanto el compresor como la bomba de circulación del agua del tanque buffer tengan el mismo nivel de funcionamiento. Por otro lado, cabe destacar el tiempo de operación del respaldo, el cual podría ser reducido si se implementa un respaldo de mayor capacidad. La tabla 8.12 y la figura 8.9 representan la implementación de una caldera de respaldo de 24 [kW].

**Tabla 8.12: Tiempos de operación 1° configuración, respaldo de 24 [kW]. Fuente: Elaboración propia**

Equipo	Tiempo de funcionamiento [h]
Bomba circuladora DX-SAHP	10,6
Bomba circuladora de respaldo	2,3
Bomba circuladora CC	8,0
Bomba circuladora ACS	9,7
Compresor DX-SAHP	10,6



**Figura 8.9: Evolución temporal de las temperaturas acopladas en tanques sistema de respaldo en paralelo de 24 [kW]. Fuente: Elaboración propia.**

Se puede notar como el tiempo de operación del respaldo disminuye al aumentar la potencia térmica de suministro, lo cual se puede visualizar en la respuesta térmica durante la madrugada, con un alcance a la temperatura de 58°C más rápido que con la caldera de menor capacidad. Los aumentos en los equipos asociados a la bomba de calor radican en la diferencia de temperatura del tanque buffer cuando se corta el suministro de calefacción entre ambos casos.

A continuación, se presenta la respuesta temporal para la demanda al 80% de la capacidad máxima de CC, en la figura 8.10. Los parámetros principales se adjuntan en la tabla 8.13.

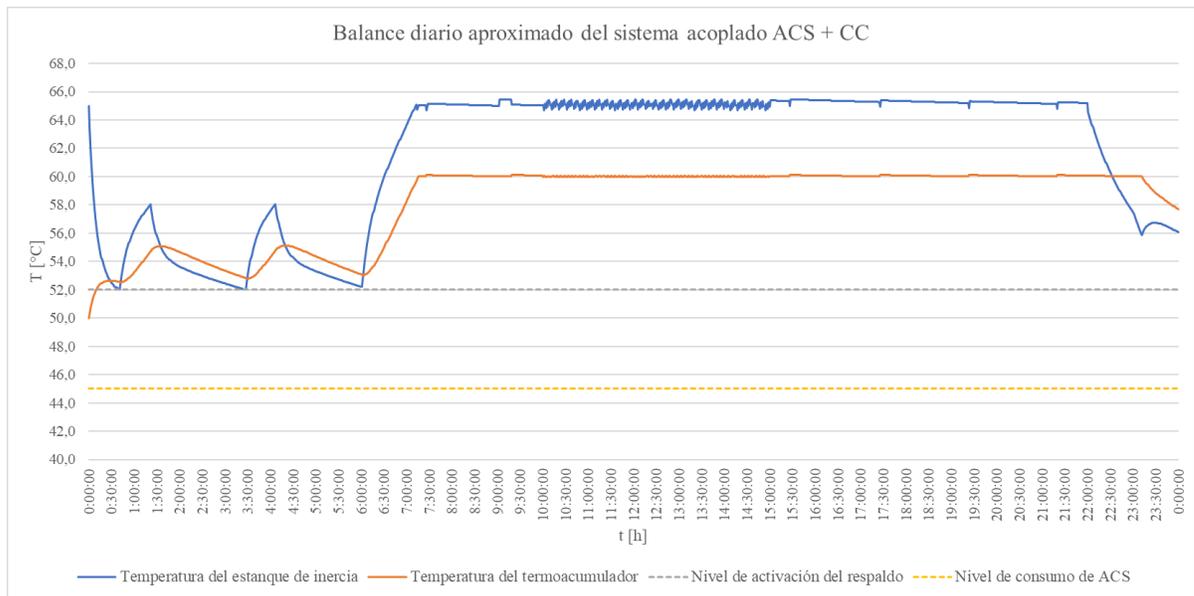
Los tiempos de operación de los equipos asociados se detallan en la tabla 8.14, utilizando una caldera de respaldo de 15 [kW] de capacidad térmica.

**Tabla 8.13: 2° configuración para estudio de balance diario. Fuente: Elaboración propia**

Parámetros principales del modelo	
N° PST	12
D <sub>ACS</sub> [kWh <sub>t</sub> ]	22,7
F <sub>cc</sub>	0,8
U <sub>serp</sub> [W/m <sup>2</sup> K]	521,1
H <sub>c</sub> [h]	5
V <sub>ac</sub> [l]	1500
V <sub>b</sub> [l]	500

**Tabla 8.14: Tiempos de operación 2° configuración, respaldo de 15 [kW]. Fuente: Elaboración propia**

Equipo	Tiempo de funcionamiento [h]
Bomba circuladora DX-SAHP	10,8
Bomba circuladora de respaldo	1,3
Bomba circuladora CC	8,0
Bomba circuladora ACS	10,2
Compresor DX-SAHP	10,8



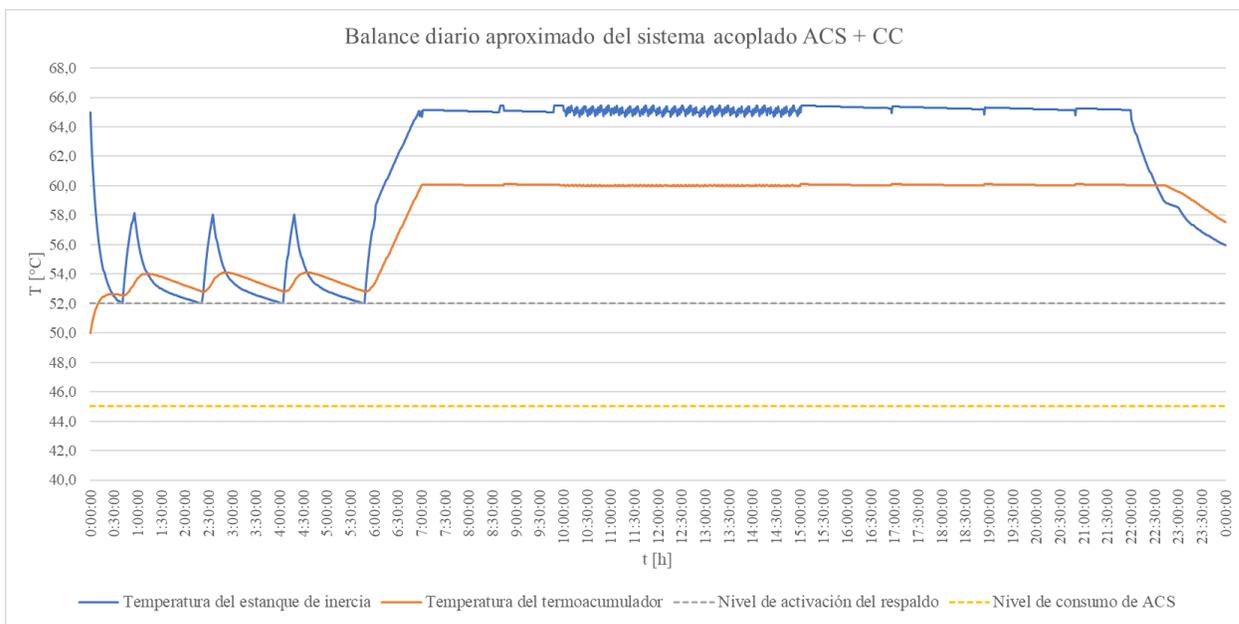
**Figura 8.10: Evolución temporal de las temperaturas acopladas en tanques sistema de respaldo en paralelo de 15 [kW]. Fuente: Elaboración propia.**

Se puede observar una clara disminución en el tiempo de operación del respaldo respecto a la primera configuración con caldera de 15 [kW], lo que se representa gráficamente en calentamientos más rápidos durante el uso del respaldo y enfriamientos más lentos cuando este se desactiva.

Al implementar un respaldo de 24 [kW], se obtienen los resultados presentados en la tabla 8.15 y la figura 8.11.

**Tabla 8.15: Tiempos de operación 2° configuración, respaldo de 24 [kW]. Fuente: Elaboración propia**

Equipo	Tiempo de funcionamiento [h]
Bomba circuladora DX-SAHP	10,6
Bomba circuladora de respaldo	1,0
Bomba circuladora CC	8,0
Bomba circuladora ACS	10,4
Compresor DX-SAHP	10,6



**Figura 8.11: Evolución temporal de las temperaturas acopladas en tanques sistema de respaldo en paralelo de 24 [kW]. Fuente: Elaboración propia.**

Se evidencia la disminución del uso del respaldo en comparación con la configuración a la demanda máxima de calefacción. Desde el punto de vista gráfico, esto se materializa en enfriamientos del tanque buffer más paulatinos, lo que hace prescindir de la caldera de respaldo por más tiempo. Respecto a los resultados obtenidos con la caldera de menor capacidad, no se observan cambios significativos.

### 8.2.3.3.- Selección de bomba de calor y sistema de respaldo

Para la selección de la DX-SAHP, se opta por el bloque solar termodinámico de 12 colectores del fabricante ENERGIE EST. Esta incluye el compresor tipo scroll, preferido para este tipo de sistemas debido a su alta eficiencia, de estructura compacta y de baja emisión de ruido durante su funcionamiento, el intercambiador de placas o condensador de acero inoxidable, los módulos PST y la válvula de expansión. Las características técnicas del conjunto de especifican en la tabla 8.16.

**Tabla 8.16: Parámetros relevantes del bloque solar 12 HT. Fuente: [26]**

Bloque solar 12HT	
Número de paneles	12
Peso total de los paneles [kg]	96
Superficie de captación [m <sup>2</sup> ]	19,2
Potencia consumida [kW]	1,7-3,0
Potencia térmica [kW]	7,8-15,8
Líquido refrigerante	R-134a

Para el sistema de respaldo, se selecciona una caldera mural a GLP o GN bajo consumo. Las características técnicas más relevantes del equipo se adjuntan en la tabla 8.17.

**Tabla 8.17: Parámetros relevantes del sistema de respaldo térmico. Fuente: [35]**

Sistema de respaldo térmico	
Modelo	BAXI Eco 4S
Potencia térmica nominal de CC [kW]	24
Rango de T. en modo CC [°C]	30-85
Consumo eléctrico nominal [W]	80
Tipo de combustible	GLP/GN
Proveedor	ANWO

### 8.2.4.- Selección de bombas y red de tuberías

Las líneas de circulación del agua de calefacción y producción de agua caliente sanitaria seleccionadas se adjuntan en la tabla 8.18. Cada línea de tubería va aislada con una coquilla de espuma elastomérica. Si bien pueden diferir los diámetros internos del aislante con la dimensión de la tubería, el carácter elástico de la espuma la hace adaptable.

**Tabla 8.18: Selección de cañerías de los circuitos de agua de proceso. Fuente: Elaboración propia**

Línea	Potencia térmica requerida [W]	Caudal [m <sup>3</sup> /h]	Diámetro interno mínimo [mm]	Diámetro nominal de tubería [in]	Normativa	Tipo de aislamiento	Diámetro interno de aislante [mm]	Espesor de aislamiento [mm]	Largo solicitado <sup>12</sup> [m]
Calefacción (línea principal)	18720,4 <sup>13</sup>	3,28	21,54	1"	ASTM A-53 Sch 40	Coquilla de espuma elastomérica	35	25	94,47
Calefacción (línea secundaria)	18720,4	0,27 <sup>14</sup>	6,22	1/2" <sup>15</sup>	ASTM A-53 Sch 40	Coquilla de espuma elastomérica	22	25	27,0849
Producción ACS	7577,2	1,33	26,64	1"	ASTM A-312 Sch 40	Coquilla de espuma elastomérica	35	25	1,21
Comunicante DX-SAHP-tanque de inercia	15800	2,77	19,79	3/4"	ASTM A-53 Sch 40	Coquilla de espuma elastomérica	28	25	1,309

Por otra parte, las líneas de tubería del circuito de evaporación y compresión de vapor se detallan en la tabla 8.19. Gran parte de la red del refrigerante lo compone la línea secundaria de alimentación, esto debido a que cada PST debe tener una línea de alimentación del mismo largo.

**Tabla 8.19: Selección de cañerías del circuito hidráulico de la DX-SAHP. Fuente: Elaboración propia**

Línea	Tipo de cañería	Tipo de aislamiento	Diámetro interno de aislante [mm]	Espesor de aislamiento [mm]	Largo solicitado [m]
Refrigerante R-134a líquido (alimentación principal)	Cobre tipo L 1/2"	Coquilla de espuma elastomérica	15	19	18,1357
Refrigerante R-134a vaporizado (succión principal)	Cobre tipo L 7/8"	Coquilla de espuma elastomérica	22	25	22,25
Refrigerante R-134a líquido (alimentación secundaria)	Cobre tipo L 1/4"	Coquilla de espuma elastomérica	10	13	30,8148
Refrigerante R-134a vaporizado (succión secundaria)	Cobre tipo L 3/8"	Coquilla de espuma elastomérica	15	19	6,2134

<sup>12</sup> Largos de cañería estimados, obtenidos en AutoCAD.

<sup>13</sup> Demanda máxima de CC.

<sup>14</sup> Como primera aproximación, se asume que el caudal de la línea principal se distribuye equitativamente a cada radiador.

<sup>15</sup> Determinada por la conexión del radiador.

**Tabla 8.20: Pérdidas de carga obtenidas para cada circuito hidráulico de agua de proceso. Fuente: Elaboración propia**

Altura de impulsión requerida		
Circuito	Valor obtenido	Valor ajustado <sup>16</sup>
<b>H<sub>a,CC</sub> [m.c.a.]</b>	14,460	17,352
<b>H<sub>a,ACS</sub> [m.c.a.]</b>	1,010	1,212
<b>H<sub>a,DX-SAHP</sub> [m.c.a.]</b>	1,434	1,721

Las alturas manométricas obtenidas para cada circuito de agua de proceso se detallan en la tabla 8.20. El ajuste al alza en un 20% guarda relación con las incrustaciones que se generarán durante la vida útil de la cañería, lo cual podría potencialmente disminuir el área de paso del flujo y, en consecuencia, aumentar la pérdida de carga.

Las bombas de circulación seleccionadas se adjuntan en la tabla 8.21. En efecto, la bomba encargada del suministro de calefacción es la que está sometida a la mayor exigencia en términos de presión y caudal, lo cual es coherente con que posea la mayor potencia de consumo.

**Tabla 8.21: Bombas de circulación seleccionadas para el sistema ACS + CC. Fuente: Elaboración propia**

Implementación	Bomba seleccionada	Altura manométrica nominal [m.c.a]	Caudal nominal [m <sup>3</sup> /h]	Consumo nominal [W]	Velocidad del rotor [RPM]	Proveedor
Bomba circuladora para CC	CM 3-5 A-R-A-E - AVBE C-A-A-N	34,75	3,1	500	2900	Grundfos Chile - Sales
Bomba circuladora para producción de ACS	NSB15-15B-HX9	2,5 máx	3,5 máx	27	1700	NovaClima
Bomba circuladora de DX-SAHP	CRI 3-2 A-FGJ-A-E-HQQE	9,6	3	370	2873	Grundfos Chile - Sales

<sup>16</sup> Se considera un factor de seguridad del 20%, pronosticando un aumento de presión con el tiempo.

### 8.3.- Sistema DEC

Para el dimensionado de los equipos de enfriamiento evaporativo, se implementa en primer lugar una carta psicrométrica con el fin de determinar la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente. Se considera como temperatura de bulbo seco y humedad relativa del aire exterior los valores obtenidos a partir de la base de datos del DMC y del ES, presentados en la tabla 8.22.

Con estos parámetros, se ingresa a la carta psicrométrica, representada en la figura 8.12.

Tabla 8.22: Temperatura y humedad relativa exterior de diseño: Fuente: Elaboración propia

Parámetros de entrada	
$T_{d,i}$ [°C]	24,631 <sup>17</sup>
$\phi_1$ [%]	68%

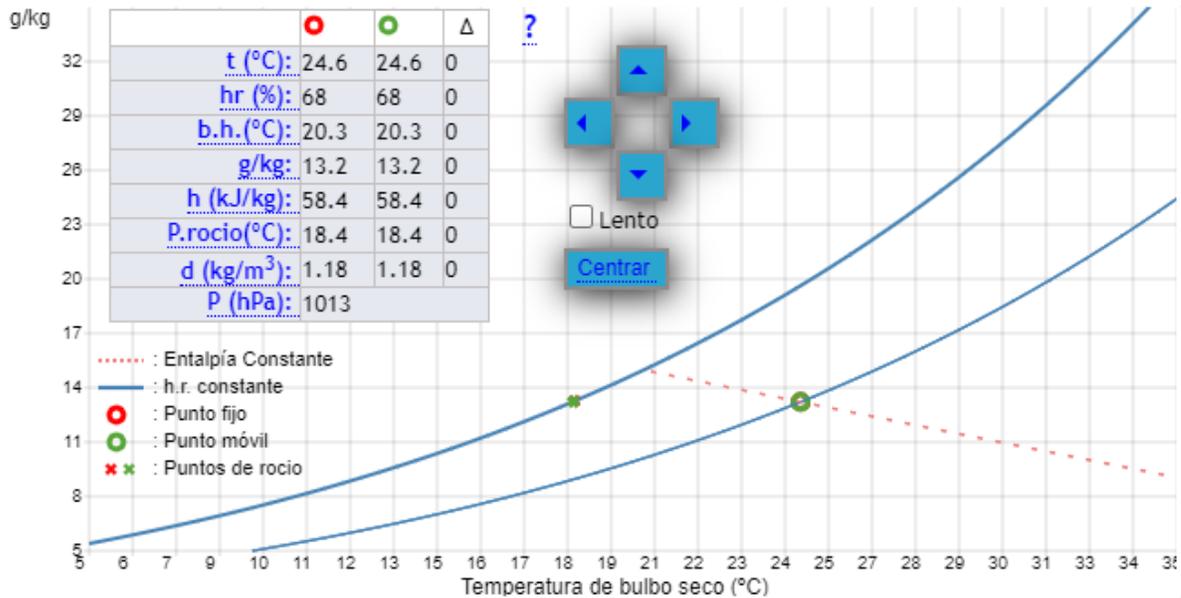


Figura 8.12: Cálculo de  $T_{w,i}$  a partir de diagrama psicrométrico interactivo. Fuente: [36]

<sup>17</sup> Corresponde al valor medio del perfil de temperaturas medias máximas de los 3 periodos estivales obtenidos de la base de datos del ES.

En la tabla 8.23 se presentan las condiciones de diseño para el dimensionamiento de los equipos de enfriamiento. Se asume una temperatura a disipar en el interior de 25°C, lo cual resulta un escenario posible independiente de haber una temperatura exterior menor, producto del efecto invernadero debido a el aporte de calor por radiación a través de las ventanas.

**Tabla 8.23: Condiciones de diseño para equipos DEC. Fuente: Elaboración propia**

Parámetros de diseño	
$\varepsilon$	0,85
$T_r$ [°C]	25
$T_{red}$ [°C]	15
$h_f$ [kJ/kg]	63
$p_{atm}$ [bar]	1,01325

De lo anterior, se obtienen las calidades del aire de entrada y salida de los equipos de enfriamiento, adjuntos en la tabla 8.24. Los caudales obtenidos y los consumos estimados de agua de aporte para cada espacio del complejo se adjuntan en la tabla 8.25, bajo distintos niveles de demanda de refrigeración.

Se observa que tanto los caudales requeridos de aire de renovación como los consumos de agua varían considerablemente con la demanda de refrigeración, lo cual era de esperarse.

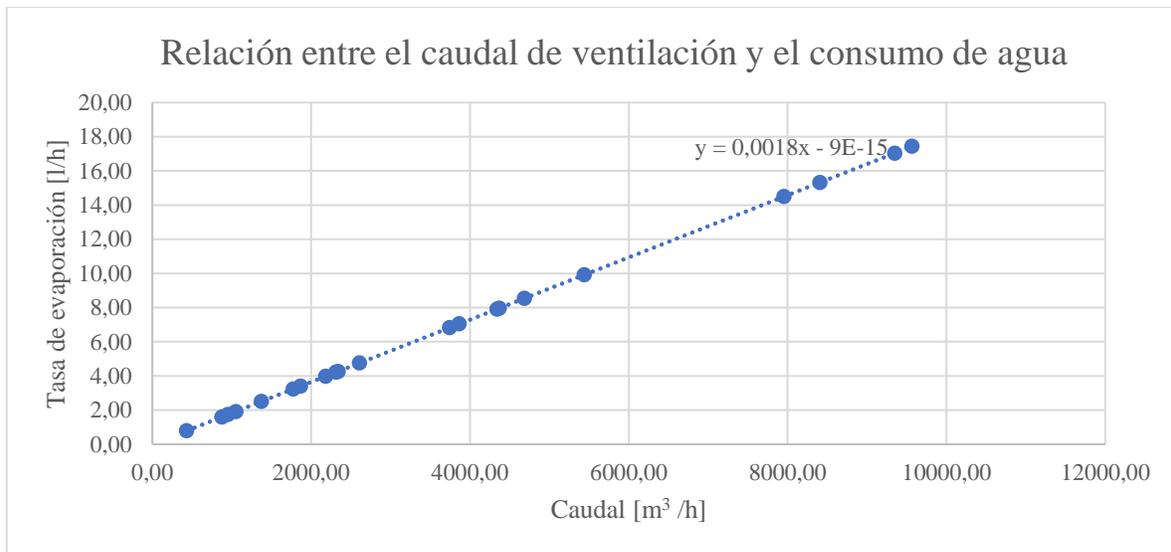
En este sentido, el consumo de agua es creciente con la demanda de caudal, como lo evidencia la figura 8.13.

**Tabla 8.24: Condiciones de entrada y salida del aire del equipo DEC. Fuente: Elaboración propia**

Calidad de entrada a DEC		Calidad de salida de DEC	
$T_{d,i}$ [°C]	24,631	$T_{d,o}$ [°C]	20,950
$\omega_1$ [kg <sub>agua</sub> /kg <sub>aire seco</sub> ]	0,0133	$\omega_2$ [kg <sub>agua</sub> /kg <sub>aire seco</sub> ]	0,0149
$\phi_1$ [%]	68%	$\phi_2$ [%]	96%
$T_{w,i}$ [°C]	20,3	$T_{w,o}$ [°C]	20,3
$\rho_{air}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,185	$\rho_{air}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,200
$c_p$ [J/kg K]	1007	$c_p$ [J/kg K]	1007
$h_g$ [kJ/kg]	2546,60	$h_g$ [kJ/kg]	2539,90
$P_{sat}$ [bar]	0,0310	$P_{sat}$ [bar]	0,0247

**Tabla 8.25: Caudales de aire requeridos y consumos de agua asociados. Fuente: Elaboración propia**

Espacio	DEMANDA MÁXIMA		DEMANDA MEDIA		DEMANDA MÍNIMA	
	$\dot{V}_a$ [m <sup>3</sup> /h]	Consumo de agua [l/h]	$\dot{V}_a$ [m <sup>3</sup> /h]	Consumo de agua [l/h]	$\dot{V}_a$ [m <sup>3</sup> /h]	Consumo de agua [l/h]
<b>Dormitorio 1 casa 1 piso</b>	2339,3	4,3	1774,9	3,2	878,8	1,6
<b>Dormitorio 2 casa 1 piso</b>	2313,1	4,2	1866,0	3,4	1053,1	1,9
<b>Sala estar casa 1 piso</b>	9567,0	17,4	8407,6	15,3	4369,3	8,0
<b>Dormitorio 1 casa 2 pisos</b>	5441,0	9,9	4687,0	8,5	2609,2	4,8
<b>Dormitorio 2 casa 2 pisos</b>	4341,6	7,9	3742,7	6,8	2183,3	4,0
<b>Sala estar casa 2 pisos</b>	9350,0	17,0	7955,1	14,5	3865,0	7,0
<b>Dormitorios casa de servicios</b>	1372,7	2,5	953,8	1,7	433,7	0,8



**Figura 8.13: Comportamiento del consumo de agua con el caudal de renovación de aire. Fuente: Elaboración propia**

A modo de no sobredimensionar los equipos y en el contexto de priorizar el ahorro energético por sobre la cobertura de la demanda máxima, se seleccionan los equipos para un nivel de exigencia medio. Esto también es coherente con el hecho de que las condiciones de diseño definidas corresponden al caso más desfavorable.

Teniendo esto en consideración, observando el nivel de caudales de aire de renovación, no se justifica el empleo de enfriadores de gran capacidad, lo que conlleva a seleccionar equipos portátiles.

En la tabla 8.26 se adjuntan los enfriadores seleccionados para cada espacio, respectivos al orden de la tabla 8.25.

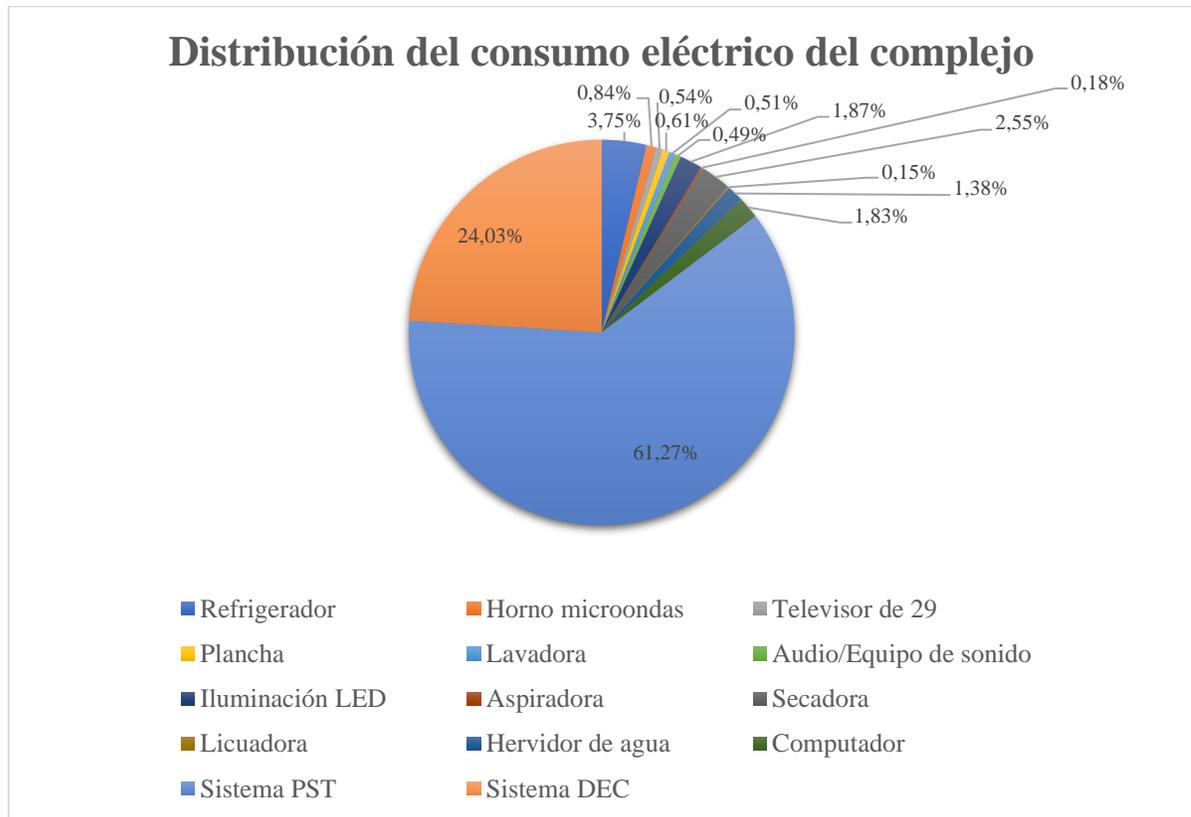
**Tabla 8.26: Enfriadores seleccionados para cada requerimiento. Fuente: Elaboración propia**

Equipo	Capacidad máxima [m <sup>3</sup> /h]	Consumo máximo [kW]	Consumo máximo [l/h]	Proveedor	N° unidades
IK 3500	3500	0,1	5	IMPAC	1
IK 3500	3500	0,1	5	IMPAC	1
IK 7000	7000	0,29	6	IMPAC	1
IK 5000	5000	0,3	6	IMPAC	1
IK 3500	3500	0,1	5	IMPAC	1
IK 7000	7000	0,29	6	IMPAC	1
KET-705	N/D	0,065	2	KENDAL	2

## 8.4.- Sistema PV off grid

### 8.4.1.- Consumos

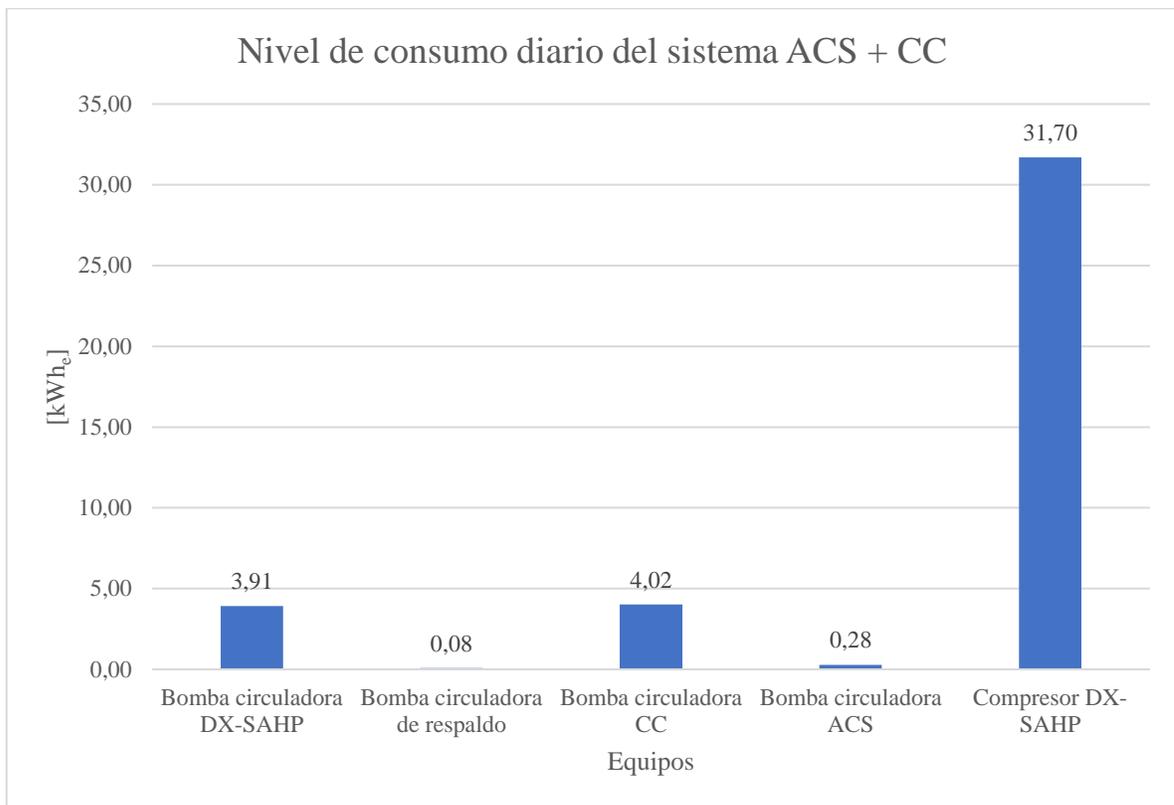
La distribución de los consumos eléctricos se detalla en la figura 8.14. Este último extrae los datos a partir de la tabla de consumos, adjunta en el anexo E [37].



**Figura 8.14: Distribución de demanda eléctrica del complejo. Fuente: Elaboración propia**

De igual forma, se presenta la distribución de los consumos eléctricos de los equipos asociados al mayor porcentaje de consumo, en la figura 8.15.<sup>18</sup>

<sup>18</sup> Los resultados fueron obtenidos a partir de un  $F_{CC} = 0,8$  y un nivel medio de demanda de ACS.



**Figura 8.15: Distribución de los consumos de equipos del sistema PST para ACS y CC. Fuente: Elaboración propia.**

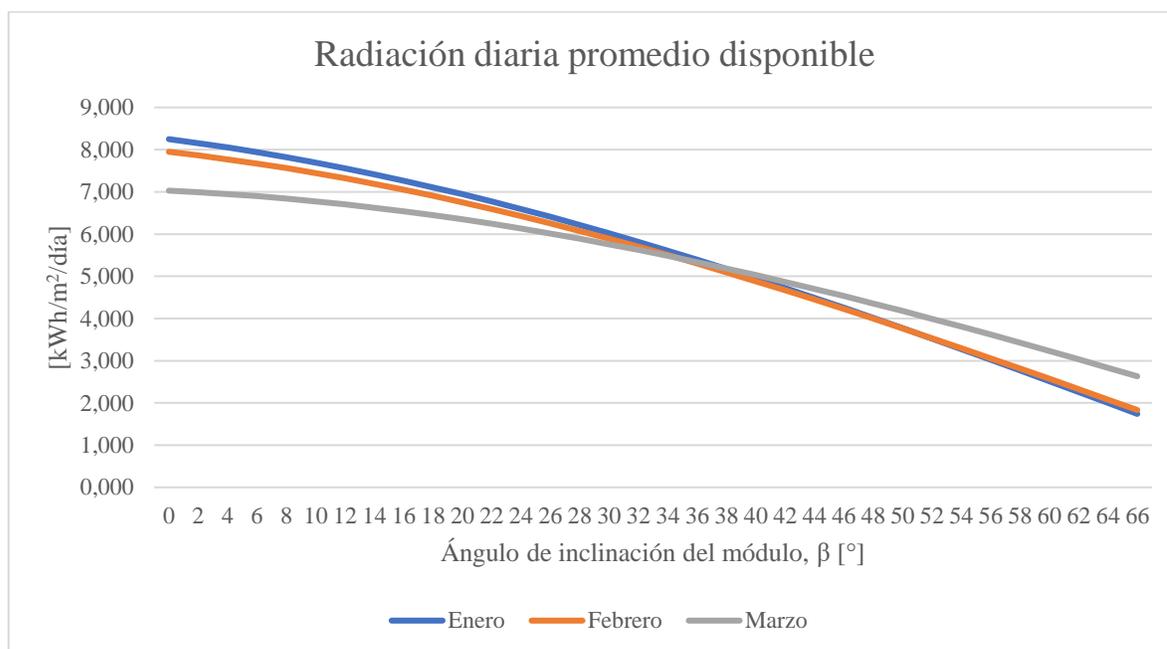
#### 8.4.2.- Recurso solar

Las características geográficas y de orientación del complejo se adjuntan en la tabla 8.27. Los niveles de radiación anual media diaria se obtuvieron a partir de la base de datos del ES, incluidos en el anexo F.

Los niveles de radiación disponible para cada mes del año según la inclinación de los módulos fotovoltaicos se presentan en las figuras 8.16, 8.17, 8.18 y 8.19. Los meses de interés para el caso de estudio se adjuntan en la figura 8.20.

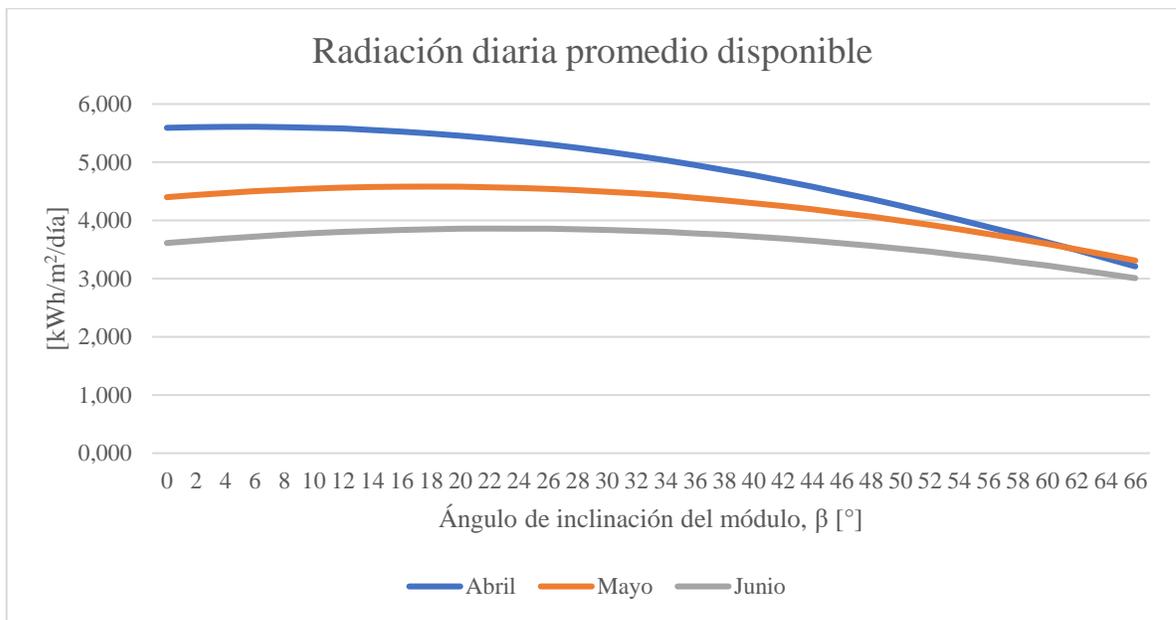
**Tabla 8.27: Condiciones de cálculo para determinación del recurso solar disponible. Fuente: Elaboración propia**

Parámetros de cálculo	
<b>L [°]</b>	-22,92
<b>I<sub>local</sub> [°]</b>	-70,29
<b>I<sub>st</sub> [°]</b>	70
<b><math>\alpha_w</math> [°]<sup>19</sup></b>	37
<b>Albedo, <math>\rho</math></b>	0,2
<b>Hora de cálculo</b>	12:00:00

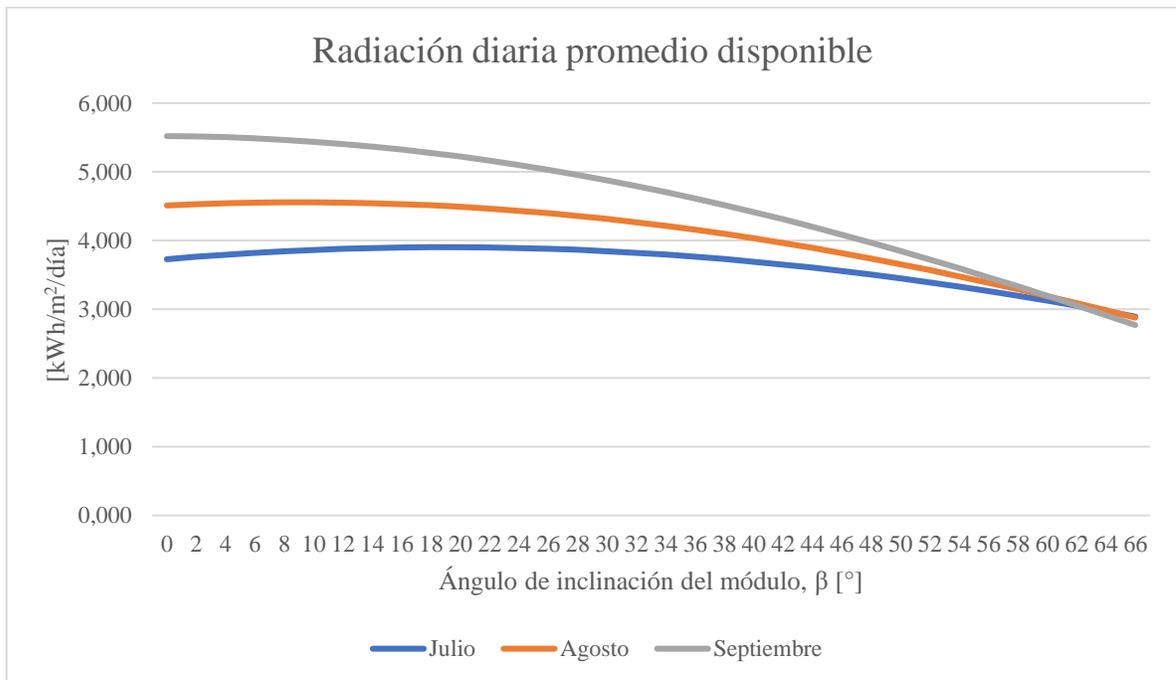


**Figura 8.16: Variación de la radiación incidente con la inclinación de la superficie. Fuente: Elaboración propia**

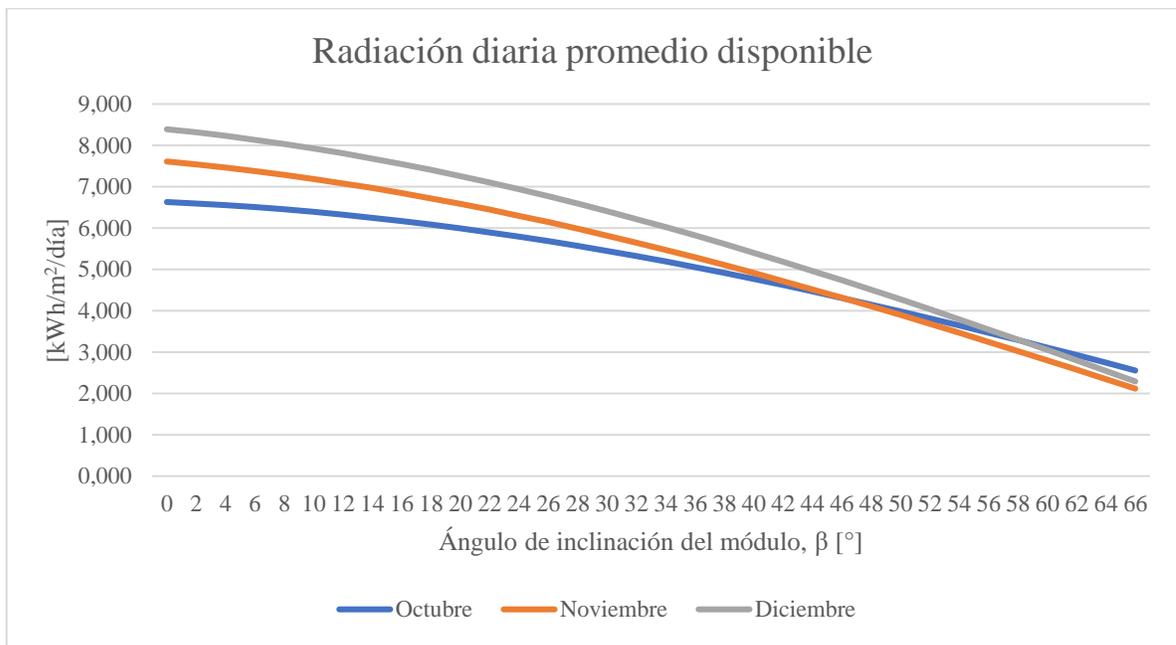
<sup>19</sup> Ángulo estimado, obtenido con Autocad. El azimut del complejo se mide respecto al Norte geográfico en el hemisferio Sur, positivo hacia en Oeste, negativo hacia el Este.



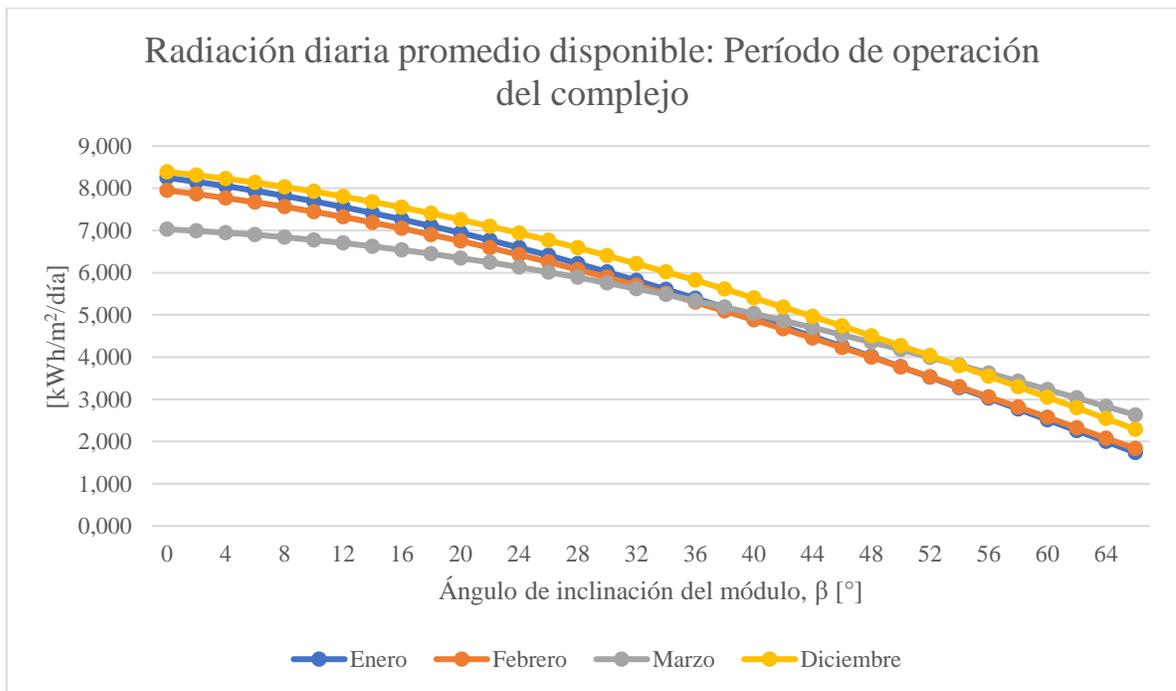
**Figura 8.17: Variación de la radiación incidente con la inclinación de la superficie. Fuente: Elaboración propia**



**Figura 8.18: Variación de la radiación incidente con la inclinación de la superficie. Fuente: Elaboración propia**



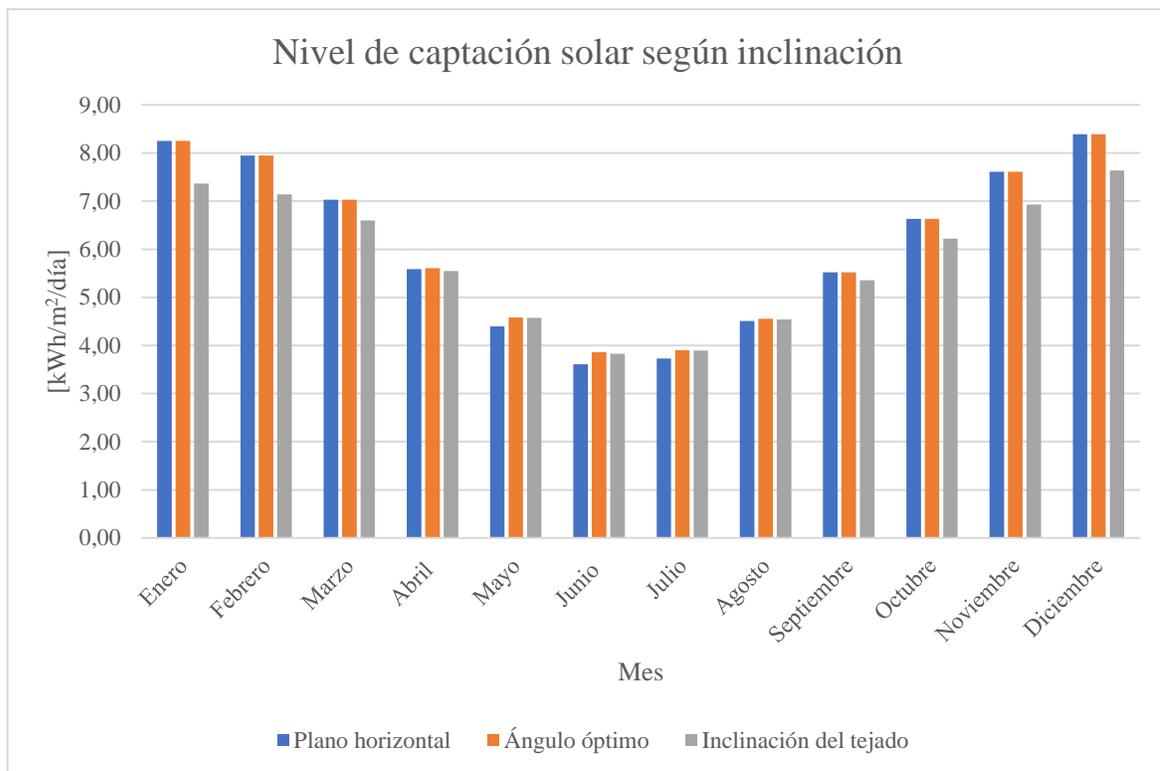
**Figura 8.19: Variación de la radiación incidente con la inclinación de la superficie. Fuente: Elaboración propia**



**Figura 8.20: Variación de la radiación incidente con la inclinación de la superficie. Fuente: Elaboración propia**

Se observa como la inclinación puede significar un aprovechamiento durante el invierno, mientras que en verano el plano horizontal resulta ser la alternativa más conveniente. Si se compara la configuración de inclinación más favorable, la asociada al plano horizontal y la determinada por

la inclinación del tejado de la casa de 2 pisos del conjunto<sup>20</sup>, se puede visualizar de mejor forma las ventajas o desaprovechamientos de la instalación, como se puede apreciar en la figura 8.21.



**Figura 8.21: Comparación entre la radiación en el tejado, el ángulo óptimo y el plano horizontal. Fuente: Elaboración propia**

Dada las restricciones de la instalación y de forma de aprovechar la superficie brindada por el tejado, se abordará el diseño aprovechando su inclinación, resguardando no sobredimensionar el sistema fotovoltaico.

### 8.4.3.- Dimensionado de equipos

#### 8.4.3.1.- Campo fotovoltaico

Para dimensionar el campo generador, se utiliza un módulo comercial, cuyos parámetros técnicos se presentan en la tabla 8.28. Se procura que los módulos estén compuestos por celdas monocristalinas de Silicio, por su mejor eficiencia respecto a las demás alternativas

<sup>20</sup> Inclinación estimada de 14,68°, obtenida a partir de los planos de elevación facilitados por Innovatec.

**Tabla 8.28: Parámetros de operación del módulo brindados por el fabricante. Fuente: Elaboración propia**

Características del módulo fotovoltaico (UL -440W-144C MONO – HC)	
$P_m [kW_p]$	0,44
$V_{oc} [V]$	49,6
$I_{sc} [A]$	11,34
$V_{mpp} [V]$	40,8
$I_{mpp} [A]$	10,78
$L [m]$	2,108
$h [m]$	1,12
<b>Proveedor</b>	Heliplast

Por otro lado, los niveles de radiación incidente en el plano del tejado para los meses de operación del complejo se adjuntan en la tabla 8.29.

**Tabla 8.29: Radiación incidente sobre el tejado. Fuente: Elaboración propia**

Mes del período	Radiación promedio diaria en tejado [ $kWh/m^2/día$ ]
<b>Diciembre</b>	7,64
<b>Enero</b>	7,37
<b>Febrero</b>	7,14
<b>Marzo</b>	6,60

Se considera un voltaje nominal del campo de 48 [V], adecuado para instalaciones de mediana potencia. La demanda total de energía diaria es de 65,42 [ $kWh$ ], no obstante, se considera que, en el peor caso, el generador diésel suplirá el 50% de la demanda. Con esto se procura que, en días de exigencia media, el sistema logre cubrir una parte importante del consumo. También evita sobredimensionar el campo fotovoltaico.

De lo anterior, considerando un factor de rendimiento global de 0,75 y las condiciones del mes más desfavorable, se obtiene la dimensión del arreglo, presentado en la tabla 8.30.

**Tabla 8.30: Conexión y cantidad de paneles requeridos. Fuente: Elaboración propia**

Dimensión del campo generador	
$P_p$ [kW]	6,61
$V_{NOM}$ [V]	48
$N_{p,s}$	2
$N_{p,p}$	8
$N_p$	16
$A_T$ [m <sup>2</sup> ]	37,8

#### 8.4.3.2.- Banco acumulador

De manera análoga, para determinar la cantidad y disposición de las baterías, se selecciona un ejemplar comercial. En la tabla 8.31, se presentan las características técnicas de la batería *Ultracell* de plomo – ácido de ciclo profundo, ideal para este tipo de instalaciones, dado su buen comportamiento frente a grandes profundidades de descarga, bajo costo relativo y amplia utilización en instalaciones de almacenamiento.

**Tabla 8.31: Parámetros de la batería brindados por el fabricante. Fuente: Elaboración propia**

Características técnicas de batería (UC250-12E)	
$V_{b,nom}$ [V]	12
$C_{b,nom}$ [kAh]	0,262
$L$ [m]	0,524
$A$ [m]	0,27
$h$ [m]	0,228
$m$ [kg]	70
<b>Proveedor</b>	Solartex

Dada las condiciones de irradiancia solar en la zona, se opta por incorporar 1 día de autonomía al sistema y una profundidad de descarga del 100%, de modo que si fallase el generador diésel, se tiene un día de energía para consumo mientras se ejecuta la acción correctiva.

El voltaje de trabajo del banco de baterías se define en 24 [V], y las eficiencias de la batería, inversor y regulador de 85, 98 y 94%, respectivamente [29]. En base a lo anterior, se determina el tamaño y disposición del banco de acumulación:

**Tabla 8.32: Conexión y cantidad de baterías requeridas. Fuente: Elaboración propia.**

Dimensionamiento sistema de acumulación	
$N_{b,s}$	2
$N_{b,p}$	7
$N_b$	14
$A_T [m^2]$	2,0

Las baterías deberán ser localizadas en un lugar bien ventilado, protegidas de la radiación para no provocar sobrecalentamientos y pérdida de vida útil.

#### 8.4.3.3.- Regulador de carga e inversor

La elección del regulador debe considerar la corriente máxima en cortocircuito del arreglo, así como el voltaje en circuito abierto. Los reguladores de seguimiento del punto de máxima potencia (MPPT) son preferibles para este tipo de instalaciones, al aprovechar la potencia máxima del arreglo fotovoltaico, sin la necesidad de limitarlo a trabajar al voltaje del banco de baterías.

Para instalaciones de altos requerimientos de carga, se pueden conectar reguladores en paralelo, cada uno con un sub-arreglo. Esta implementación busca lograr un sistema más confiable, puesto que, si falla un regulador, no colapsa el sistema fotovoltaico en su totalidad. Se opta entonces por esta alternativa, seleccionando dos reguladores de capacidad media, sin problemas importantes en la discordancia entre el voltaje de carga a las baterías y los desfases de tiempo de carga [38].

En consecuencia, se divide el arreglo en dos sub - arreglos de 2 paneles en serie y 4 en paralelo, cuyas condiciones de operación en términos de corriente y voltaje se indican en la tabla 8.33.

**Tabla 8.33: Potencia, corriente en cortocircuito y voltaje en circuito abierto del sub-arreglo. Fuente: Elaboración propia**

Condiciones del sub-arreglo fotovoltaico	
$I_{sc,sys} [A]$	45,4
$P_{mpp,sys} [W]$	3518,6
$V_{oc,sys} [V]$	99,2

Para dichas condiciones, se selecciona un regulador MPPT Blue Solar, del fabricante *Victron Energy*. Las especificaciones técnicas del equipo se adjuntan en la tabla 8.34.

**Tabla 8.34: Características técnicas del regulador MPPT. Fuente: Elaboración propia**

Parámetros técnicos del regulador (MPPT 150/60 Blue Solar, conexión en paralelo)	
$I_{r,nom}$ [A]	60
$P_{m\acute{a}x,48V}$ [W]	3440 <sup>21</sup>
$V_{m\acute{a}x,oc}$ [V]	145
$\eta_r$	98%
<b>Autoconsumo</b> [A]	0,01
<b>Proveedor</b>	Heliplast

Respecto al inversor, este debe tener la capacidad de suministrar la potencia máxima probable de consumo.

El inversor debe ser de tipo bidireccional, de modo que pueda alternar la corriente proveniente de las baterías y rectificar la corriente proveniente del grupo electrógeno de respaldo.

Para el abastecimiento del complejo, teniendo en cuenta la potencia instalada y bajo ciertos criterios de simultaneidad del consumo, a partir de la tabla del anexo E, se obtienen las siguientes demandas de potencia máxima probable:

**Tabla 8.35: Peak de potencia de consumo estimado. Fuente: Elaboración propia**

Potencia máxima probable [ $kW_e$ ]	
<b>Día</b> <sup>22</sup>	7,97
<b>Noche</b> <sup>23</sup>	7,79

Con esto, se selecciona el inversor que cumpla con los requerimientos establecidos. Para este sistema, se elige el inversor/cargador Quattro del fabricante *Victron Energy*, cuyas características técnicas principales se detallan en la tabla 8.36:

<sup>21</sup> Si la potencia máxima es superada, el regulador limitará la potencia al máximo estipulado. Por un criterio económico y de confiabilidad, se sacrifica cierta potencia en la condición de trabajo óptima de cada arreglo.

<sup>22</sup> Luces apagadas. No se escucha música mientras se ve la televisión. No se seca y se lava al mismo tiempo. No se usa la licuadora, hervidor de agua y microondas al mismo tiempo. Equipos de enfriamiento encendidos.

<sup>23</sup> No se lava, seca, aspira ni plancha en la noche, generalmente son actividades diurnas. El uso simultaneo de licuadora, hervidor de agua y horno microondas se estima poco probable. En la noche permanece prendida la luz y sistema de calefacción.

**Tabla 8.35: Detalle técnico de inversor/cargador. Fuente: Elaboración propia**

Parámetros técnicos del inversor Quattro	
$P_{NOM}$ [VA]	8000
$V_{NOM}$ [V]	24
$\eta_{inv.m\acute{a}x}$	94%
$I_q$ [A]	200
<b>Proveedor</b>	Heliplast

#### 8.4.3.4.- Cableado y canalización eléctrica

Para el cálculo de la sección requerida del conductor entre los distintos dispositivos, se utilizaron las corrientes en cortocircuito de los arreglos y las corrientes de carga a las baterías del inversor y cada regulador. Los largos de los conductores se estimaron a partir de las dimensiones principales del complejo. A continuación, se presentan los resultados obtenidos, en la tabla 8.36:

Secciones requeridas de cableado	
$S_{p-reg,1}$ [ $mm^2$ ] (DC)	38,2
$S_{p-reg,2}$ [ $mm^2$ ] (DC)	43,7
$S_{reg-bat,1}$ [ $mm^2$ ] (DC)	105,9
$S_{reg-bat,2}$ [ $mm^2$ ] (DC)	43,6
$S_{bat-inv}$ [ $mm^2$ ] (DC)	103,0

Las canalizaciones eléctricas o conduit se seleccionaron de acuerdo a los diámetros de cables comerciales seleccionados. El conduit puede ser de PVC o acero galvanizado. Para esta aplicación, se utilizan conduits de acero galvanizado bajo la norma ANSI C80.1 de 1/2" y 3/4".

## 9.- Análisis de eficiencia energética: Petróleo Diésel y GLP v/s PST y PV

En esta sección, se presenta el análisis de eficiencia energética y ahorro en costos de generación relativos a la utilización de tecnologías a base de combustibles fósiles. Específicamente, se contrasta el costo de generación de energía eléctrica y ACS mediante petróleo diésel y gas licuado de petróleo (GLP) con el sistema propuesto de generación.

### 9.1.- Cálculo de costos de generación

#### 9.1.1.- Línea base: Caldera GLP y generador Diésel

Para la línea base de comparación, se establece la utilización de una caldera mural a base de GLP como sistema de producción de ACS y un generador diésel para el suministro eléctrico. En la tabla 9.1 se presentan algunas propiedades relevantes y precios de los combustibles fósiles involucrados.

**Tabla 9.1: Datos relevantes de combustibles. Fuente: Elaboración propia**

	P. Diésel	GLP
<b>LHV [kJ/kg<sub>fuel</sub>]</b>	45606	50626
<b>Factor de emisión [kgCO<sub>2</sub>/l]</b>	2,61	1,671
<b><math>\rho_{fuel}</math> [kg/m<sup>3</sup>]</b>	840	550
<b>P<sub>fuel</sub> [\$CLP/l]</b>	\$507	\$454

La masa de combustible necesario para generar cierta cantidad de energía térmica  $E_{ACS}$  [ $kWh_t$ ] con una caldera a combustión de GLP, de eficiencia  $\eta_{cal}$ , viene dada por:

$$m_{GLP} = \frac{E_{ACS}}{LHV_{GLP}\eta_{cal}} \cdot 3600 \quad [kg] \quad (9.1)$$

Luego, el costo de generación asociado se determina mediante la densidad  $\rho_{GLP}$  [ $\frac{kg}{m^3}$ ] y el precio  $P_{GLP}$  [ $\frac{\$CLP}{l}$ ]:

$$C_{ACS,cal} = \frac{P_{GLP}}{\rho_{GLP}} m_{GLP} \cdot 1000 \quad [\$CLP] \quad (9.2)$$

Por otro lado, el consumo específico de un generador diésel de potencia activa,  $P_a$  [ $kW_e$ ], factor de potencia  $\cos \varphi$  y eficiencia  $\eta_{gen}$  viene dado por:

$$c_{esp} = \frac{P_a}{\cos \varphi \cdot \eta_{gen} LHV_{diésel}} \quad \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (9.3)$$

Luego, el tiempo de funcionamiento para un nivel de demanda  $E_E$  [ $kWh_e$ ] viene dado por:

$$T_{op} = \frac{E_E}{P_a} \quad [h] \quad (9.4)$$

De esto, se obtiene el costo de generación del grupo electrógeno a partir de la densidad  $\rho_{diésel}$  [ $\frac{kg}{m^3}$ ] y el precio  $P_{diésel}$  [ $\frac{\$CLP}{l}$ ];, como:

$$C_{E,gen} = \frac{c_{esp} T_{op} P_{diésel}}{\rho_{diésel}} \cdot 3600 \cdot 1000 \quad [\$CLP] \quad (9.5)$$

En definitiva, el costo total de generación de la línea base queda definido por la suma de los costos respectivos:

$$C_{tot,lb} = C_{ACS,cal} + C_{E,gen} \quad [\$CLP] \quad (9.6)$$

Las emisiones generadas se obtienen a partir de los factores de emisión de cada combustible fósil, en [ $kg_{CO_2}$ ], mediante:

$$Em = \frac{C_{ACS,cal}}{P_{GLP}} \cdot F_{CO_2_{GLP}} + \frac{C_{E,gen}}{P_{diésel}} \cdot F_{CO_2_{diésel}} \quad [kg_{CO_2}] \quad (9.7)$$

### 9.1.2.- Propuesta de mejora: Sistema PST + PV

Para el sistema propuesto, el costo de generación asociado está determinado por el porcentaje de la demanda que cubre el generador diésel o, visto de otra forma, el aporte energético del campo fotovoltaico.

Dado que la comparación se hace para la demanda de ACS y los consumos eléctricos domésticos, se debe aislar la energía utilizada para el ACS por parte del sistema PST. Para ello, a partir del balance energético realizado en ambos acumuladores térmicos, se considera el consumo de la bomba circuladora de ACS durante el día, junto con el compresor y la bomba circuladora de la DX-SAHP durante el horario de demanda de ACS estipulado. Esto se resume en la siguiente tabla:

**Tabla 9.2: Consumo eléctrico para contraste de la propuesta de mejora. Fuente: Elaboración propia**

Sistema PST-PV con respaldo en paralelo	
Demandas eléctricas de consumo cotidiano [kWh <sub>e</sub> ] <sup>24</sup>	Demandas eléctricas asociadas a producción de ACS [kWh <sub>e</sub> ]
9,62	5,28

La determinación de los costos de generación sigue el mismo procedimiento descrito en las ecuaciones 9.3, 9.4, 9.5 y 9.7.

### 9.2.- Ahorros percibidos y emisiones GEI<sup>25</sup>

Para el generador diésel, se tiene una potencia activa de 4,4 [kW] en existencia, con un factor de potencia de 0,8 y se asume una eficiencia del generador del 30%<sup>26</sup>. Para la caldera GLP se asume una eficiencia del 80%, común en estos equipos.

El costo de generación de la línea base implementada y la propuesta de mejora bajo distintos niveles de cobertura de la demanda del sistema fotovoltaico aislado se adjunta en la tabla 9.3. La sensibilidad de los ahorros económicos percibidos y las emisiones de dióxido de carbono anuales se representan en la figura 9.1.

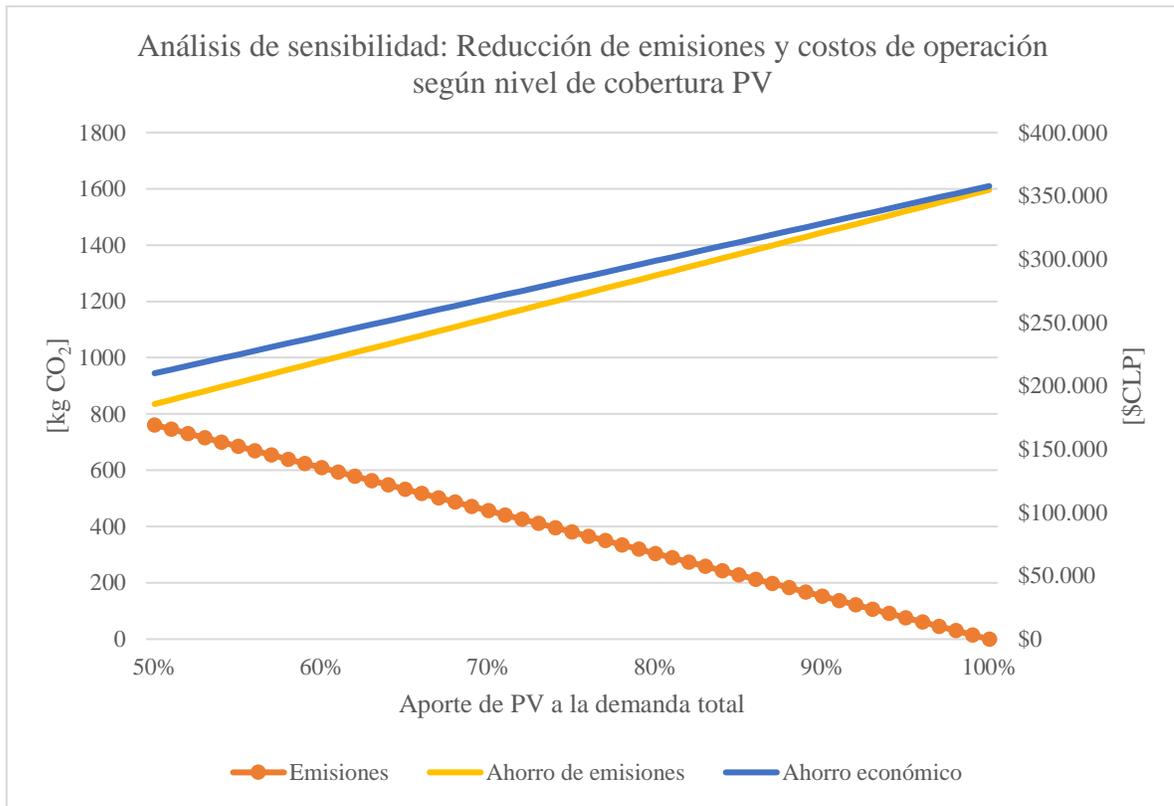
<sup>24</sup> Igual en ambos casos.

<sup>25</sup> \*Gases de efecto invernadero.

<sup>26</sup> En su mayoría debido a fricción y pérdida de calor por los gases de escape.

**Tabla 9.3: Costos asociados al caso base y a la propuesta de mejora. Fuente: Elaboración propia**

Caso base: Suministro eléctrico con generador diésel y ACS con caldera GLP		
Costo de generación	ANUAL	DIARIO
$C_{tot,CB}$ [\$CLP]	\$357.699	\$3.195
Caso propuesta de mejora de E.E.: Sistema térmico PST + PV <i>off grid</i> / generador diésel		
Costo de generación	ANUAL	DIARIO
$C_{tot,PST+PV,50\%}$ [\$CLP]	\$147.785	\$1.182
$C_{tot,PST+PV,65\%}$ [\$CLP]	\$103.449	\$828
$C_{tot,PST+PV,80\%}$ [\$CLP]	\$59.114	\$473



**Figura 9.1: Sensibilidad de las emisiones directas de  $CO_2$  y los ahorros percibidos anuales en relación a la capacidad de cobertura del sistema PV *off grid*. Fuente: Elaboración propia**

El análisis de eficiencia resulta ser prometedor, tanto desde el punto de vista del ahorro económico como de la reducción de emisión de  $CO_2$ , significando un ahorro que va desde un 60 a un 80% en costos de funcionamiento, evitando la emisión de gases contaminantes en hasta un 80%.

## 10.- Evaluación económica

### 10.1.- Inversión

Los costos de inversión de los principales equipos y componentes se obtuvieron a partir de cotizaciones solicitadas a distintos proveedores<sup>27</sup>, así como también en base a precios de venta de años anteriores, vía e-mail y telefónica.

En la tabla 10.1 se adjunta el costo total de los sistemas involucrados y su costo de instalación. Para más detalle acerca de su desagregación, consultar la tabla de costos de inversión adjunta en el anexo G.

**Tabla 10.1: Costos de inversión e instalación. Fuente: Elaboración propia**

Activo	Valor neto (\$CLP)
<b>Conjunto Total</b>	<b>\$ 32.900.221</b>
Sistema Solar Térmico (PST) <sup>28</sup>	\$ 16.705.724
Equipos de Enfriamiento Evaporativo Directo (DEC)	\$ 1.981.055
Sistema Solar Fotovoltaico (PV off grid)	\$ 10.180.508
Costos de instalación <sup>29</sup>	\$ 4.032.935

### 10.2.- Análisis de pre - factibilidad

El análisis de pre – factibilidad económica del proyecto se abordó utilizando una tasa de descuento del 10% y un horizonte de 20 años, determinado por la vida útil de los paneles PV.

El análisis se realiza por concepto de flujo de ahorro para 3 escenarios de cobertura de demanda por parte del sistema fotovoltaico *off grid*. No se consideraron costos de mantenimiento ni reinversiones durante el horizonte del proyecto.

Los resultados obtenidos se presentan a continuación, en la tabla 10.2.

<sup>27</sup> MultiAceros, ANWO, Ayrsa, Grundfos Chile, NovaClima, IMPAC, Heliplast y Uniclina entre los más relevantes.

<sup>28</sup> La bomba de calor fue valorizada a partir del precio de venta del año 2017 brindado por Innovatec, obteniendo el costo de reemplazo a nuevo mediante ajuste por UF.

<sup>29</sup> Se estima en un 15% de los costos en equipos de PV y PST.

**Tabla 10.2: Indicadores de pre – factibilidad del caso de estudio. Fuente: Elaboración propia**

Indicador	Aporte PV a la demanda total		
	50%	65%	80%
<b>VAN [\$CLP]</b>	<b>\$-31.113.099</b>	<b>\$-30.735.646</b>	<b>\$-30.358.193</b>
<b>TIR [%]</b>	-15%	-14%	-13%
<b>PRI [años]</b>	157	129	110

Resulta evidente que, desde el punto de vista de económico, el proyecto no es atractivo. Esto es debido a la poca utilización del complejo durante el año y el hecho de que se trata de un proyecto de eficiencia energética con aumento de la potencia instalada, al incorporar sistemas de calefacción y equipos de enfriamiento evaporativo.

## 11.- Conclusiones

De los resultados obtenidos y análisis realizado, se puede extraer que:

1.- La demanda térmica de CC y enfriamiento depende de variables como la temperatura, la radiación, los niveles de humedad en el aire, calidades constructivas, entre otros factores. En la medida en que estas se incorporan en el análisis, los perfiles de demanda adoptan una forma irregular que permite extraer valores máximos, mínimos y medios que a su vez dan lugar a distintos niveles de exigencia de los sistemas de suministro a lo largo del periodo de ocupación del complejo en Hornitos.

Respecto a la demanda de ACS, si bien se puede analizar bajo distintas condiciones de exigencia de energía y potencia térmica requerida, el análisis resulta limitado a valores determinísticos. Una posible mejora del estudio de la demanda sería incorporar consumos históricos del complejo, generando un escenario acorde a la experiencia y, en consecuencia, brindar una mejor asesoría al cliente.

2.- La metodología basada en el balance térmico y resolución numérica para dimensionar los sistemas térmicos de ACS y CC muestra ser una buena manera de describir el comportamiento del sistema frente a la demanda térmica total, demostrando que mediante la utilización de la bomba de calor de expansión directa con asistencia solar se puede reducir de manera considerable el consumo de calderas a GLP o GN durante periodos del día de alta carga.

Una manera de complementar el modelo sería incorporando la captación de calor por parte de los módulos PST bajo las condiciones ambientales locales, mediante mecanismos de transmisión

de calor por radiación, convección y conducción a través del panel y la evolución termodinámica del refrigerante durante el ciclo.

En contraste, se destacan puntos que pueden ser objetivos de mejora como lo es el estudio del error numérico local y global, tanto por método numérico utilizado en sí, como por la condicionalidad establecida para el funcionamiento de ciertos equipos, como la bomba circuladora de ACS o el sistema térmico de respaldo, para ciertos niveles térmicos en los tanques de acumulación y de inercia. Además, no se descarta la utilización de otro método de aproximación numérica con mejores características de estabilidad y convergencia.

3.- La metodología empleada para el dimensionado de equipos DEC arroja resultados coherentes en términos de caudales de aire y consumos de agua, sin embargo, los niveles de humedad relativa y temperatura de la zona no justifican la implementación indispensable de estos equipos, sin mencionar que podría humidificarse aire por sobre los niveles de confort.

4.- La utilización de ecuaciones para definir la radiación incidente en los módulos fotovoltaicos permite tener un panorama más representativo del emplazamiento del proyecto, incorporando sus características geográficas y de disposición constructiva. En esta línea, y bajo los criterios de dimensionamiento establecidos, se obtiene una buena aproximación del tamaño del campo generador y del banco acumulador. El valor agregado a la configuración resulta en la conexión de ambos reguladores en paralelo, concretando un sistema más confiable.

5.- El plano de lay-out logran ser útiles para determinar de manera preliminar algunos costos de inversión, como el piping y el sistema de bombeo, y permiten visualizar la disposición real de los equipos instalados y energizados. El plano P&ID alcanza a describir de buena forma la filosofía del proceso térmico, señalando los componentes principales para el correcto funcionamiento del sistema PST ACS + CC, lo que otorga una buena fuente de base para la ingeniería detallada posterior, en la que se agregarían potencialmente los lazos de control y otros componentes hidráulicos necesarios.

6.- El análisis de eficiencia energética evidencia un ahorro significativo en costos y emisiones directas de  $CO_2$ , demostrando que los sistemas de generación energética acoplados pueden llegar a suplir de manera completa los requerimientos humanos, con leves o nulas asistencias de respaldos contaminantes.

Además de los ahorros cuantitativos, se concluye que el sistema propuesto resulta ser más eficiente que el uso de un generador diésel cubriendo los consumos, ya que la energía que no se

utiliza de manera inmediata puede acumularse en las baterías, no así con el caso base, en donde se derrocha la energía no utilizada.

7.- Los elevados costos de inversión de este tipo de tecnologías hacen que el segmento de cliente se vea limitado al nivel socioeconómico alto, al menos a nivel domiciliario. Los resultados de pre - factibilidad no son atractivos, dado un VAN y TIR negativos en todos los escenarios, seguido de un PRI de al menos 110 años. Esto debido en gran parte a la poca utilización de las instalaciones durante el año y al aumento de potencia instalada, al incorporar los nuevos servicios de CC y DEC.

En definitiva, las tecnologías de aprovechamiento de energías renovables para el suministro de servicios básicos demuestran ser altamente competitivas en términos de eficiencia energética y económica respecto a los sistemas convencionales, pero su conjunto a nivel domiciliario está destinado al segmento socioeconómico de más altos ingresos.

## Bibliografía

- [1] In – Data SpA, CDT (2019). *Informe final de usos de la energía de los hogares Chile 2018*, Corporación de Desarrollo Tecnológico, Santiago de Chile.
- [2] Explorador solar, Ministerio de Energía. Datos Horarios 2004-2016 [Base de datos]. Recuperado de <http://www.minenergia.cl/exploradorsolar/>
- [3] Dirección Meteorológica de Chile (2019). Humedad relativa del aire: Media diaria mensual y anual en % [Base de datos]. Recuperado de <https://climatologia.meteochile.gob.cl/application/anual/humedadAnual/230002/2019>
- [4] Sarbu, I. y Sebarchievici, C. (2016), Solar-assisted heat pump systems, *Nova Science Publishers*, 89-96. doi: 10.1016/B978-0-12-811662-3.00009-8.
- [5] Yousefi, M. y Moradali, M. (2015), Thermodynamic analysis of a direct expansion solar assisted heat pump water heater, *Journal of Energy in Southern Africa*, 26(3), 110-122.
- [6] Pérez, J.C. (2012), *Colectores solares térmicos frente a paneles solares termodinámicos: Aplicación para ACS* (Proyecto de fin de carrera, Universidad Carlos III de Madrid, Légnas).
- [7] Amer, O., Boukhanouf, R. y Ibrahim, H. (2015), A Review of Evaporative Cooling Technologies, *International Journal of Environmental Science and Development*,
- [8] Glanville, P., Kozlov, A. y Maisotsenko, V. (2010), Dew Point Evaporative Cooling: Technology Review and Fundamentals, *ASHRAE Transactions*, 117(), 111-118.
- [9] Fouad, M., Morgan, E. y Shihata, L. (2017), An integrated review of factors influencing the performance of photovoltaic panels, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 80(2017), 1499-1511.
- [10] Patiño, J.S., Tello, J.S. y Hernández, J. A. (2009), Desarrollo de un regulador de carga para sistemas fotovoltaicos aplicando instrumentación virtual, *Revista Ingeniería*, 14 (2), 13-18.
- [11] CONAMA, Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH, *Guía técnica sobre manejo de baterías de plomo ácido usadas*, Proyecto CONAMA/GTZ.
- [12] Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración, ATECYR (2010) *Guía técnica de agua caliente sanitaria central*, Madrid (p.46)
- [13] Curtiss, Peter S., Kreider, Jan F., Rabl, Ari (2010), *Evaporative cooling equipment: Direct evaporative coolers*, En Taylor & Francis Group (Ed.), *Heating and Cooling of Buildings Design for Efficiency* (2º Edición, p. 518-529), Nueva York: Taylor & Francis Group.
- [14] altE Store (2015, Abril 8). *Loads list: Off Grid Solar Power System Design - Step 1* [Vídeo]. Recuperado de [https://www.youtube.com/watch?v=vdly8OhsdmI&ab\\_channel=altEStore](https://www.youtube.com/watch?v=vdly8OhsdmI&ab_channel=altEStore)

- [15] Hernández García, J. M. (2016), *Instalación híbrida fotovoltaica - grupo electrógeno para el suministro eléctrico de riego agrícola*, (Trabajo de fin de grado, Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena).
- [16] Ministerio de Fomento de España, *Código Técnico de la Edificación, Documento Básico HE Ahorro de Energía*, España: Real Decreto, 2013.
- [17] Ingemecanica, *Guía para el Cálculo de las Cargas Térmicas en los Edificios*. Recuperado de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn255.html>
- [18] Parsons, R. (1997), *ASHRAE Fundamentals Handbook (SI)*
- [19] Cengel, Y.A., Ghajar, A.J. (2011), *Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y Aplicaciones* (4° ed.) México, D.F.: The McGraw-Hill Companies, Inc.
- [20] Instituto Nacional de Normalización (INN), *Acondicionamiento térmico – Envolvente térmica de edificios – Cálculo de resistencias y transmitancias térmicas*, NCh-853.Of2007, Santiago de Chile, 2008, 24p.
- [21] Moran, M., Shapiro, H. (2006), *Ideal Gas Mixtures and Psychrometric Applications*, En Wiley, J., and Sons Ltd (Ed.), *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, (5° ed., p. 558-611)
- [22] Y.H. Kuang, K. Sumathy, R.Z. Wang (2003). Study on a direct - expansion solar - assisted heat pump water heating system. *International Journal of Energy Research*. 27(1), 531-548. doi: 10.1002/er.893
- [23] Sánchez, A. P. (2019). Diseño de un intercambiador de calor de serpiente para el enfriamiento de acetona. *Nexo Revista Científica*. 32(1), 61-74. doi: 10.5377/nexo.v32i01.7988
- [24] Energie EST, *Catálogo: Solar Block Performance Curves [Ficha técnica]*, Póvoa de Varzim, Portugal, 2018.
- [25] Instituto Nacional de Normalización (INN), *Instalaciones domiciliarias de agua potable – Diseño, cálculo y requisitos de las redes interiores*, NCh-2485.Of2000, Santiago de Chile, 2000, 12p.
- [26] Energie EST, *Catálogo: Manual de Uso e Instalación Sistema Solar Termodinámico: Bloque Solar Termodinámico [12 a 24] HT*.
- [27] D. Yogi Goswami (2015). *Principles of Solar Engineering* (3° ed.). Nueva York: Taylor & Francis Group.
- [28] Duffie, J. A. y Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes* (4° ed.). Nueva Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- [29] Nguimdo, L.A. y Tassi, L.T. (2020). Optimum Sizing and Economic Analysis of Standalone PV System with a small Size Grinding Mill. *Energy and Power Engineering*, 12, 432-444. <http://doi.org/10.4236/epe.2020.127026>

[30] Lillo Paniagua, P.E. (2016) *Manual para el dimensionamiento y evaluación de un arreglo fotovoltaico monofásico a nivel residencial en Chile* (Tesis de pregrado de acceso abierto). Universidad Técnica Federico Santa María, Chile.

[31] SUNFIELDS Europe, *¿Cómo calcular la sección de conductores para instalaciones de paneles solares?*. Recuperado de <https://www.sfe-solar.com/noticias/articulos/calculo-seccion-de-cable-para-paneles-solares/#:~:text=%3D%3E%20Intensidad%20m%C3%A1xima%20admisibile%20para%20el,%20%3D%2025%2C89%20BA%20C>.

[32] Centro de Modelamiento Matemático (2014) *Norma técnica que determina algoritmo para la verificación de la contribución solar mínima de los sistemas solares térmicos acogidos a la franquicia tributaria de la Ley N° 20.365, Anexo VI*. Recuperado de [http://eventos.cmm.uchile.cl/metrosolar2014/wp-content/uploads/sites/11/2014/01/Norma\\_Tecnica\\_Actualizada9.pdf](http://eventos.cmm.uchile.cl/metrosolar2014/wp-content/uploads/sites/11/2014/01/Norma_Tecnica_Actualizada9.pdf)

[33] ANWO, *Catálogo: Radiadores EK 500 – DK 300 – DK 500*. Santiago, Chile, 2012.

[34] RECAL, *Catálogo: Acumulador con Serpentin Serie 1 CAL RBC, Acumulador UniTank INER PS*. Uniclíma.

[35] ANWO, *Catálogo: Caldera BAXI Eco 4S*. Santiago de Chile, 2018.

[36] Herramientas de ingeniería: Diagrama y calculadora de parámetros psicrométricos online. Recuperado 12 Agosto 2020, de <https://www.herramientasingeneria.com/onlinecalc/spa/psicrometricos/psicrometricos.html>

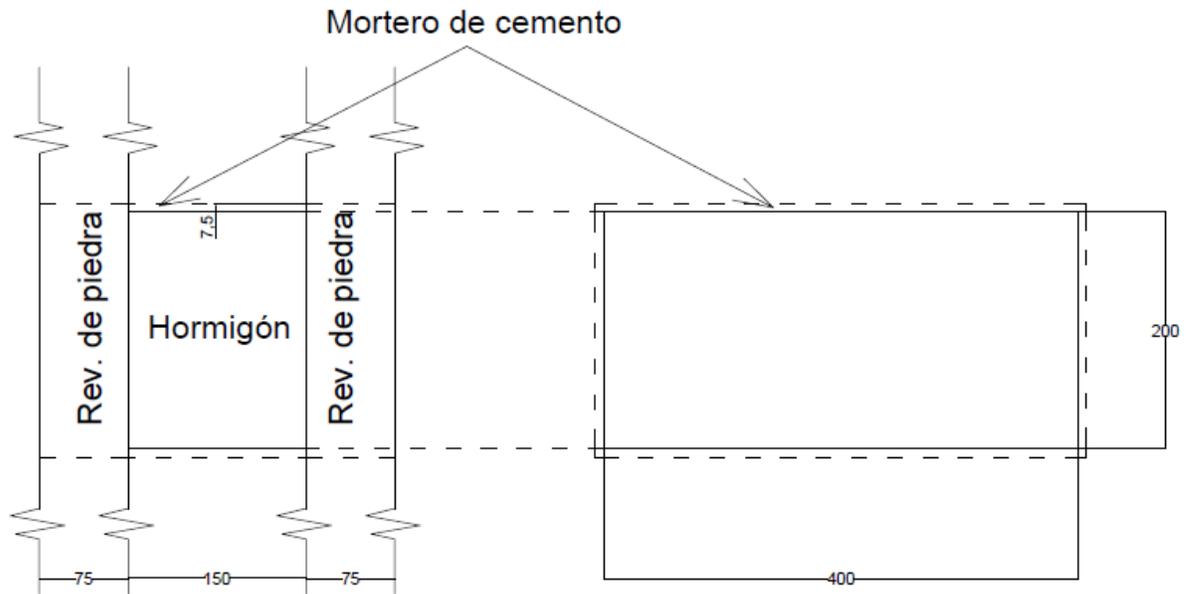
[37] OSINERG (2018), *Guía para calcular el consumo eléctrico doméstico*. Recuperado de <https://es.slideshare.net/cruizgaray/gua-para-calcular-el-consumo-elctrico-domstico>

[38] Solar Power World. (2019) *Install tip: Connect solar controllers in parallel to meet high power charging requirements*. Recuperado de <https://www.solarpowerworldonline.com/2019/03/connect-solar-controllers-parallel-meet-high-power-charging-requirements/>

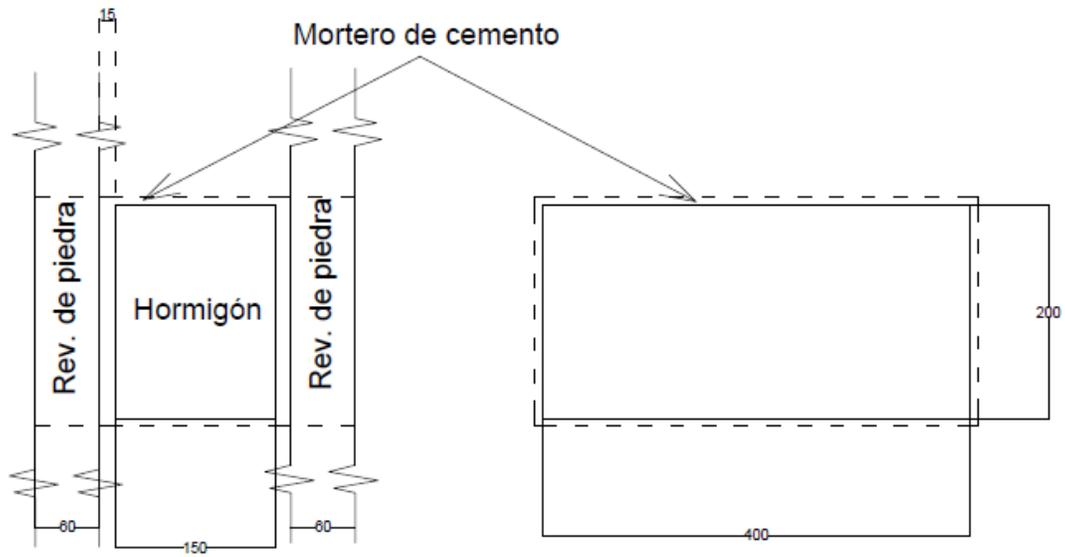
## Anexos

### Anexo A: Dimensiones de cerramientos

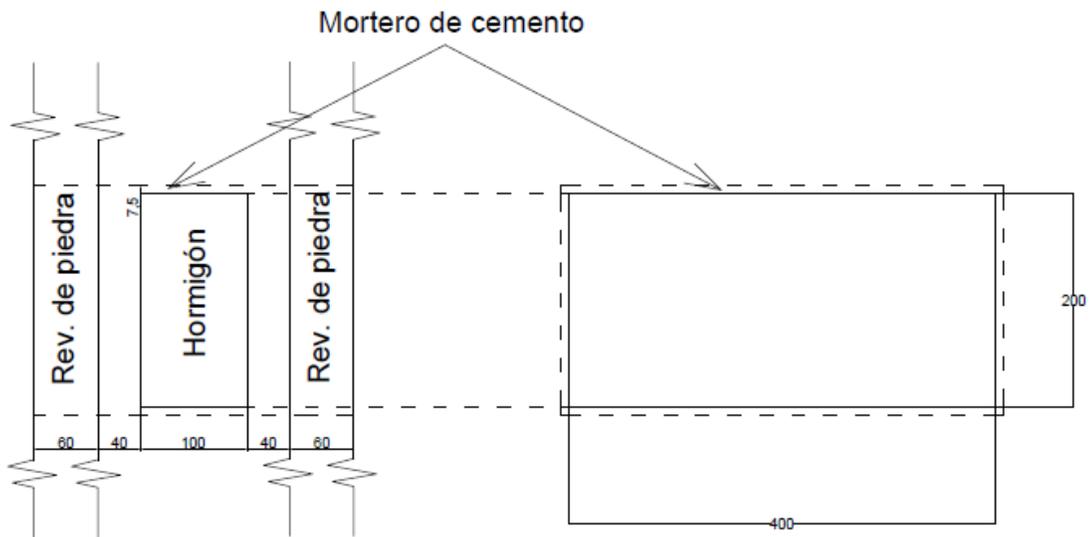
A continuación, las configuraciones constructivas de algunos cerramientos, utilizadas para el cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor. Las medidas están expresadas en milímetros.



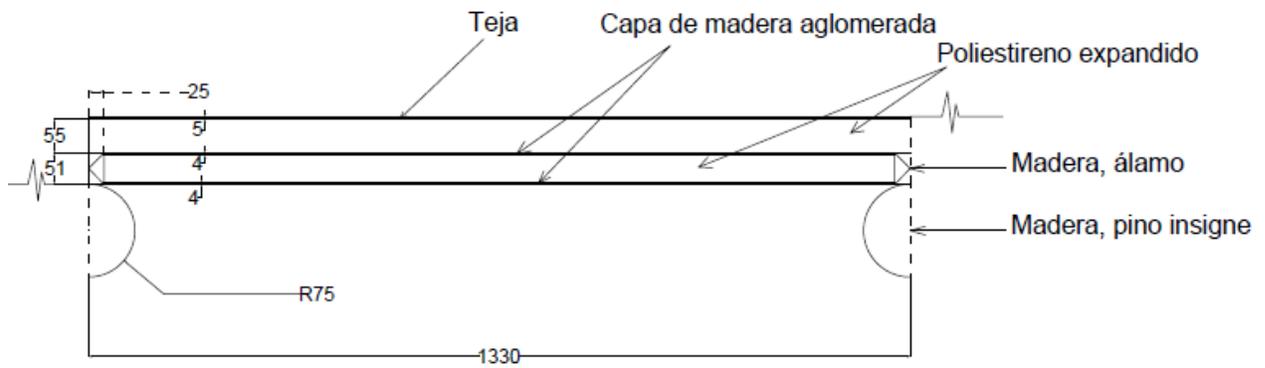
Pared exterior e interior de casa de 1 piso. Fuente: Elaboración propia.



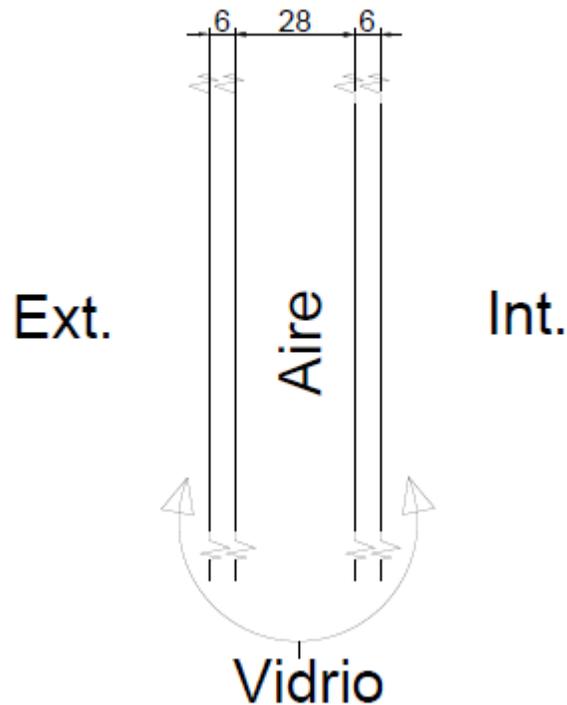
**Pared exterior de casa de 2 pisos. Fuente: Elaboración propia.**



**Pared interior de casa de 2 pisos. Fuente: Elaboración propia.**



Techumbre de casa de 1 piso<sup>30</sup>. Fuente: Elaboración propia.



Ventanas termo-panel para toda la instalación del complejo. Fuente: Elaboración propia.

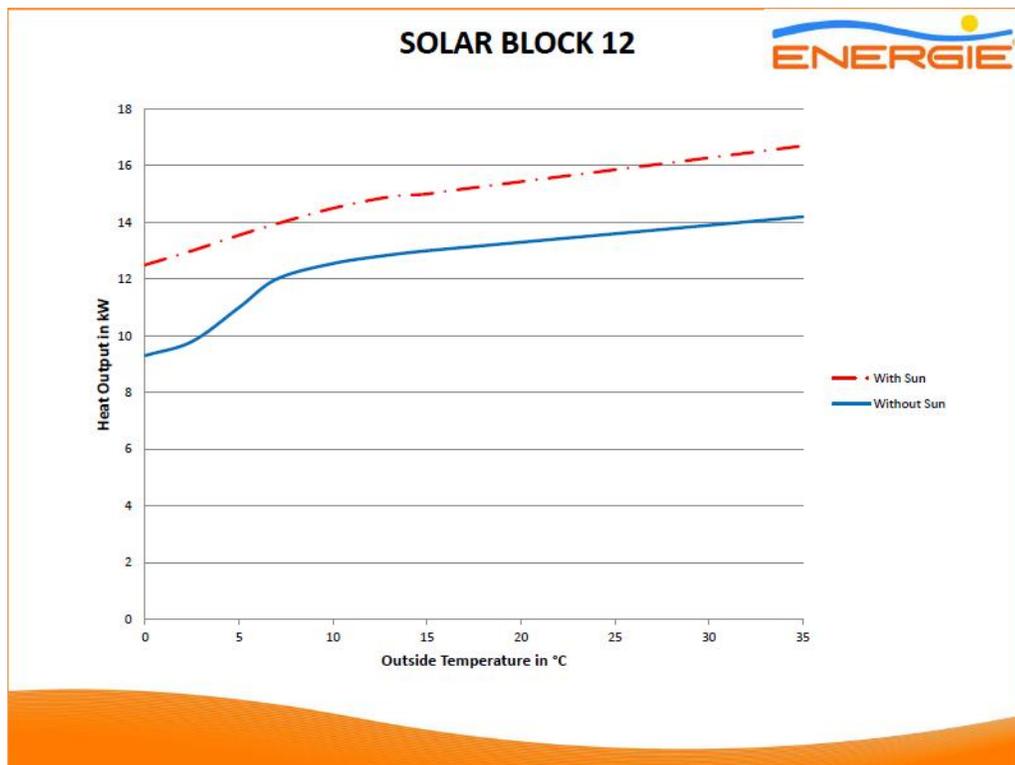
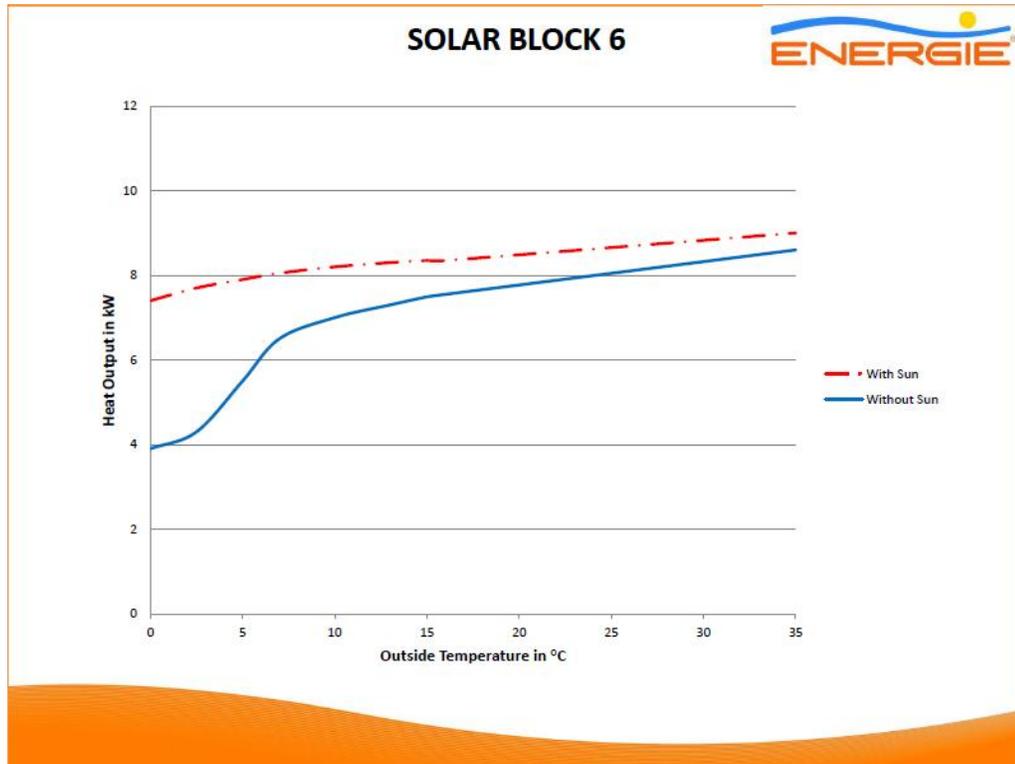
<sup>30</sup> Para la casa de 2 pisos, se utiliza la misma configuración, exceptuando en la separación entre listones cilíndricos, de 1,165 [m].

## Anexo B: Conductividades térmicas de materiales

**Tabla B.1: Conductividad térmica de distintos materiales utilizados en configuraciones constructivas.**  
Fuente:[19]

Material	Conductividad térmica $\lambda$ [W/mK]	
	Mín	Máx
Poliuretano expandido	0,025	0,027
Poliestireno expandido	0,036	0,043
Lana mineral	0,037	0,042
Hormigón celular sin áridos	0,09	0,09
Madera	0,091	0,28
Ladrillo a máquina	0,46	1
Adobe	0,9	0,9
Vidrio	1,2	1,2
Hormigón armado	1,63	1,63
PVC	0,17	0,17
Aluminio	210	210
Mortero de cemento	1,4	1,4
Rocas compactas	3,5	3,5
Rocas porosas	2,33	2,33
Hormigón con áridos ligeros	0,33	0,55
Hormigón celular con áridos silíceos	0,34	1,09
Hormigón normal, con áridos silíceos	0,34	0,67
Teja	0,23	0,23
Madera, tableros aglomerados de partículas	0,094	0,106
Madera, álamo	0,091	0,091
Madera, pino insigne	0,104	0,104
Madera, roble	0,157	0,157
Aire quieto a 25°C, 1 atm	0,02551	0,02551

## Anexo C: Potencias térmicas de bombas de calor ENERGIE EST [24]



## Anexo D: Perfiles para cálculo de demandas térmicas

**Tabla D.1: Demandas térmicas acumuladas de ACS a nivel mensual. Fuente: Elaboración propia**

Mes	Consumo de ACS a 45 °C [m <sup>3</sup> ]	T <sub>sum</sub> [°C]	T <sub>red</sub> [°C]	ΔT [°C]	Demanda térmica [kWh <sub>t</sub> ]
Enero	22,7	45	17,1	27,9	733,4
Febrero	20,4	45	16,5	28,5	673,1
Marzo	19,8	45	16,5	28,5	655,4
Abril	0,0	45	15,4	29,6	0,0
Mayo	0,0	45	14,6	30,4	0,0
Junio	0,0	45	13,9	31,1	0,0
Julio	0,0	45	13,6	31,4	0,0
Agosto	0,0	45	14,1	30,9	0,0
Septiembre	0,0	45	14,5	30,5	0,0
Octubre	0,0	45	15,2	29,8	0,0
Noviembre	0,0	45	15,7	29,3	0,0
Diciembre	6,4	45	16,6	28,4	211,3

**Tabla D.2: Demanda térmica total de calefacción y refrigeración. Fuente: Elaboración propia**

Día	Carga total CC [W]	Carga total REF [W]
22-12-2020	17144,8	-32291,5
23-12-2020	17734,5	-33035,3
24-12-2020	15805,9	-33090,1
25-12-2020	17960,4	-30916,1
26-12-2020	16091,5	-34405,2
27-12-2020	18401,3	-40608,3
28-12-2020	15653,6	-41983,4
29-12-2020	18055,4	-41435,1
30-12-2020	15860,0	-41617,2
31-12-2020	16589,0	-42466,7
01-01-2021	16119,8	-42565,4
02-01-2021	16277,0	-27564,7
03-01-2021	16674,9	-41565,8
04-01-2021	15611,2	-41399,9
05-01-2021	17105,2	-33450,6
06-01-2021	14400,1	-41403,5
07-01-2021	16172,4	-37926,1

08-01-2021	15849,8	-39299,1
09-01-2021	16151,5	-39460,4
10-01-2021	16347,6	-40329,3
11-01-2021	15909,5	-34956,8
12-01-2021	16516,6	-39370,7
13-01-2021	14861,2	-41172,2
14-01-2021	16381,0	-42893,0
15-01-2021	13617,8	-40514,8
16-01-2021	15384,3	-33508,2
17-01-2021	14502,5	-36035,3
18-01-2021	14550,4	-37777,5
19-01-2021	15817,7	-43371,9
20-01-2021	14254,3	-40854,0
21-01-2021	14877,0	-40478,2
22-01-2021	13496,5	-41073,8
23-01-2021	15257,4	-25382,7
24-01-2021	13041,1	-42336,4
25-01-2021	15238,3	-42802,3
26-01-2021	13477,4	-34491,2
27-01-2021	15015,3	-42090,4
28-01-2021	14992,3	-43661,7
29-01-2021	15207,5	-34751,0
30-01-2021	16138,6	-35719,9
31-01-2021	14431,8	-32127,5
01-02-2021	16838,6	-34389,7
02-02-2021	13619,1	-36026,1
03-02-2021	15135,4	-34301,1
04-02-2021	13539,9	-43361,9
05-02-2021	15107,3	-42241,5
06-02-2021	14469,4	-44074,4
07-02-2021	14528,5	-31786,8
08-02-2021	15195,5	-43778,1
09-02-2021	13043,7	-43309,8
10-02-2021	14756,2	-44381,9
11-02-2021	12337,5	-34248,8
12-02-2021	13391,3	-43656,3
13-02-2021	11607,1	-35052,9
14-02-2021	14018,7	-32950,9
15-02-2021	12632,7	-43779,0
16-02-2021	15059,7	-42181,0
17-02-2021	13846,9	-34046,4
18-02-2021	14024,4	-32887,5

19-02-2021	14194,8	-33808,0
20-02-2021	12952,8	-43298,1
21-02-2021	14261,7	-33545,1
22-02-2021	12264,6	-33147,0
23-02-2021	14063,3	-20560,5
24-02-2021	12253,1	-21752,1
25-02-2021	14391,5	-31321,4
26-02-2021	11996,6	-45708,3
27-02-2021	14026,6	-43439,8
28-02-2021	13817,4	-44756,5
01-03-2021	13158,0	-41811,3
02-03-2021	14096,8	-43516,1
03-03-2021	13021,4	-45857,1
04-03-2021	14077,7	-43949,2
05-03-2021	14021,6	-44277,9
06-03-2021	14390,3	-41093,9
07-03-2021	13748,9	-41698,3
08-03-2021	14317,6	-44360,5
09-03-2021	13574,6	-43042,2
10-03-2021	12969,0	-44145,6
11-03-2021	13790,9	-38891,5
12-03-2021	12820,5	-39855,8
13-03-2021	14337,0	-40802,9
14-03-2021	13480,8	-43486,0
15-03-2021	14003,7	-40544,7
16-03-2021	13021,1	-40367,0
17-03-2021	13673,5	-41294,3
18-03-2021	13651,6	-41783,4
19-03-2021	12747,7	-41089,6
20-03-2021	13252,8	-40348,2
21-03-2021	13080,3	-39675,7
22-03-2021	13764,5	-38324,6
23-03-2021	12525,3	-40588,0
24-03-2021	13624,1	-39652,6
25-03-2021	14788,0	-42258,1
26-03-2021	13881,1	-40368,7
27-03-2021	13739,6	-42810,0
28-03-2021	12666,2	-42665,9
29-03-2021	13524,8	-42675,6
30-03-2021	12182,4	-43349,1
31-03-2021	13487,5	-41717,4

## Anexo E: Consumos eléctricos del complejo

Tabla E.1: Demanda eléctrica total del complejo. Fuente: Elaboración propia

DEMANDA ELÉCTRICA DIARIA DEL COMPLEJO					
CONSUMOS ELÉCTRICOS TÍPICOS					
Artefacto	N° de ejemplares	Potencia [kW]	Tiempo de uso [h]	Consumo [kWh <sub>e</sub> ]	Fracción del total [%]
Refrigerador	1	0,35	7	2,45	3,7%
Horno microondas	2	1,1	0,25	0,55	0,8%
Televisor de 29	1	0,175	2	0,35	0,5%
Plancha	2	1	0,2	0,4	0,6%
Lavadora	1	0,5	0,67	0,33	0,5%
Audio/Equipo de sonido	1	0,08	4	0,32	0,5%
Iluminación LED	35	0,007	5	1,225	1,9%
Aspiradora	2	0,6	0,1	0,12	0,2%
Secadora	1	2,5	0,67	1,67	2,5%
Licadora	2	0,3	0,17	0,1	0,2%
Hervidor de agua	2	1,5	0,3	0,9	1,4%
Computador	1	0,6	2	1,2	1,8%
Consumo total [kWh <sub>e</sub> ]				9,62	14,7%
CONSUMOS ELÉCTRICOS DE EQUIPOS DE ACONDICIONAMIENTO TÉRMICO					
Sistema/equipo	N° de equipos	Potencia [kW]	Tiempo de uso [h]	Consumo [kWh <sub>e</sub> ]	Fracción del total [%]
Sistema PST	5	3,977	10,6	40,0828	61%
Sistema DEC	8	1,245	12	15,72	24%
Consumo total [kWh <sub>e</sub> ]				55,8028	85%
Consumo total neto [kWh <sub>e</sub> ]				65,4178	100%

## Anexo F: Niveles de radiación horizontal media anual del recinto

Tabla F.1: Radiación global, directa y difusa horizontal. Fuente: [2]

Mes	Global Horizontal (GHI) [kWh/m <sup>2</sup> /día]	Directa Horizontal (BHI) [kWh/m <sup>2</sup> /día]	Difusa Horizontal (DHI) [kWh/m <sup>2</sup> /día]
Enero	8,25	7,38	0,87
Febrero	7,95	7,15	0,8
Marzo	7,03	6,3	0,73
Abril	5,59	4,89	0,7
Mayo	4,4	3,73	0,67
Junio	3,61	2,94	0,67
Julio	3,73	3,03	0,7
Agosto	4,51	3,7	0,81
Septiembre	5,52	4,62	0,9
Octubre	6,63	5,68	0,95
Noviembre	7,61	6,66	0,95
Diciembre	8,39	7,51	0,88

## Anexo G: Evaluación económica

Tabla G.1: Costos de inversión desagregados. Fuente: Elaboración propia

Activo	Valor neto (\$CLP)
<b>Conjunto Total</b>	\$ 32.900.221
<b>Sistema Solar Térmico (PST)</b>	\$ 16.705.724
Bomba de calor	\$ 7.438.220
Bloque solar 12 HT ENERGIE EST	\$ 7.348.230
Refrigerante R134a	\$ 89.990
<b>Equipos de gestión de calor</b>	\$ 9.267.503
Bomba circuladora ACS	\$ 179.573
Bomba circuladora CC	\$ 281.346
Bomba circuladora DX-SAHP	\$ 591.449
Estanque de ACS 1500 l	\$ 4.102.061
Estanque de inercia térmica 500 l	\$ 1.340.670
Piping y aislamiento	\$ 942.875
Radiadores	\$ 1.221.758
Sistema de respaldo térmico	\$ 607.770
<b>Equipos de Enfriamiento Evaporativo Directo (DEC)</b>	\$ 1.981.055
IK 3500	\$ 342.500
IK 3500	\$ 342.500
IK 7000	\$ 308.963
IK 5000	\$ 235.649
IK 3500	\$ 342.500
IK 7000	\$ 308.963
KET-705	\$ 99.980
<b>Sistema Solar Fotovoltaico (PV off grid)</b>	\$ 10.180.508
Módulos fotovoltaicos	\$ 2.125.440
Sistema de almacenamiento	\$ 3.591.000
Regulador de carga	\$ 680.600
Inversor	\$ 3.660.000
Cableado	\$ 18.752
Conduit eléctrico	\$ 104.716
<b>Costos de instalación</b>	\$ 4.032.935

Tabla G.2: Estudio de pre - factibilidad en 3 escenarios de ahorro. Fuente: Elaboración propia

Tasa de descuento (%)		0%																				
Periodo	→	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ahorro (SCLP)	→	\$0	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250
Inversión (SCLP)	→	-\$32,900,221	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Flujo	→	-\$32,900,221	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250
Recuperación de la inversión	→	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
VAN (SCLP)	→	\$-31,113,099	\$-32,660,307	\$-32,480,397	\$-32,270,479	\$-32,060,561	\$-31,850,650	\$-31,640,736	\$-31,430,821	\$-31,220,907	\$-31,010,993	\$-30,801,079	\$-30,591,164	\$-30,381,250	\$-30,171,336	\$-29,961,422	\$-29,751,506	\$-29,541,590	\$-29,331,675	\$-29,121,759	\$-28,911,843	\$-28,701,915
TR (%)	→	-15%																				
PIR ( años)	→	157																				

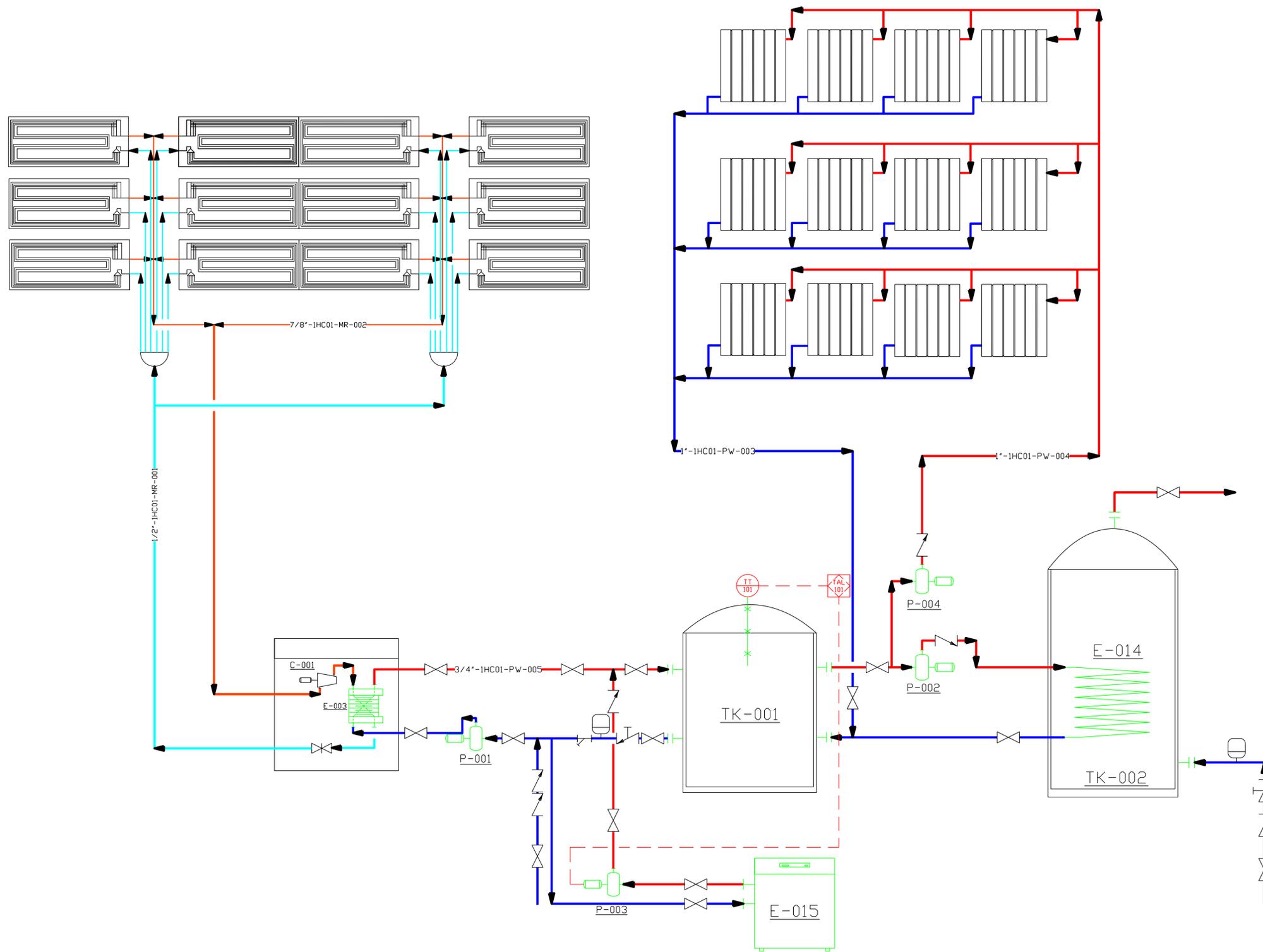
  

Tasa de descuento (%)		10%																				
Periodo	→	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ahorro (SCLP)	→	\$0	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250
Inversión (SCLP)	→	-\$32,900,221	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Flujo	→	-\$32,900,221	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250
Recuperación de la inversión	→	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
VAN (SCLP)	→	\$-30,78,646	-\$32,645,972	-\$32,391,722	-\$32,137,472	-\$31,883,222	-\$31,628,972	-\$31,374,723	-\$31,120,473	-\$30,866,223	-\$30,611,973	-\$30,357,724	-\$30,103,474	-\$29,849,224	-\$29,594,975	-\$29,340,725	-\$29,086,474	-\$28,832,223	-\$28,577,970	-\$28,323,716	-\$28,069,461	-\$27,815,205
TR (%)	→	-15%																				
PIR ( años)	→	129																				

Tasa de descuento (%)		10%																				
Periodo	→	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ahorro (SCLP)	→	\$0	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250
Inversión (SCLP)	→	-\$32,900,221	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Flujo	→	-\$32,900,221	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250	\$24,250
Recuperación de la inversión	→	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
VAN (SCLP)	→	\$-30,358,193	-\$32,601,636	-\$32,303,051	-\$32,004,466	-\$31,705,880	-\$31,407,295	-\$31,108,710	-\$30,810,125	-\$30,511,539	-\$30,212,954	-\$29,914,369	-\$29,615,784	-\$29,317,198	-\$29,018,613	-\$28,720,028	-\$28,421,442	-\$28,122,855	-\$27,824,266	-\$27,525,677	-\$27,227,087	-\$26,928,496
TR (%)	→	-15%																				
PIR ( años)	→	110																				

Anexo H: Layout de instalaciones y P&ID de sistema ACS+CC



General Notes

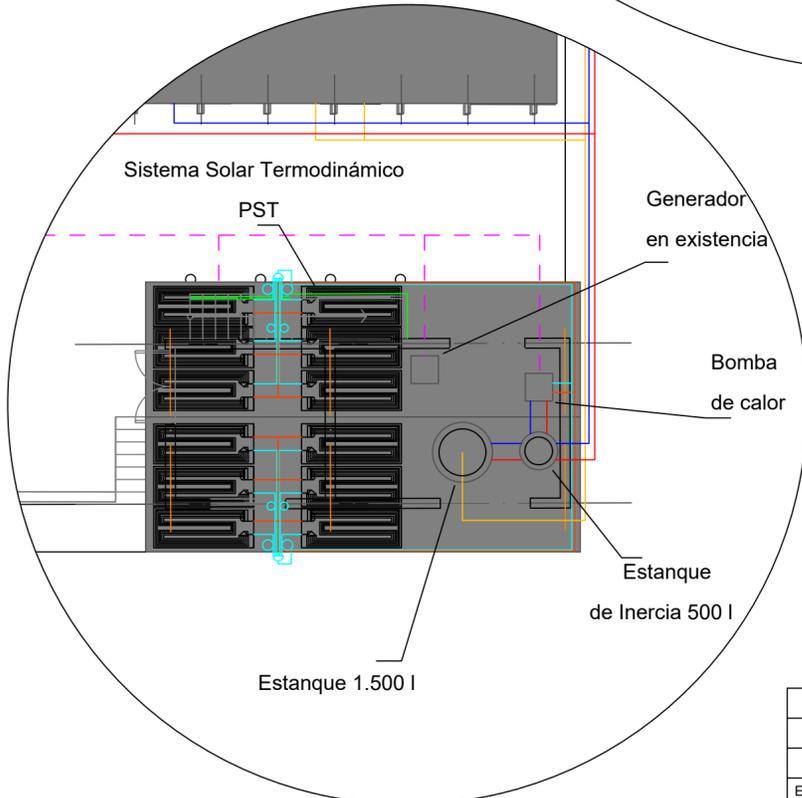
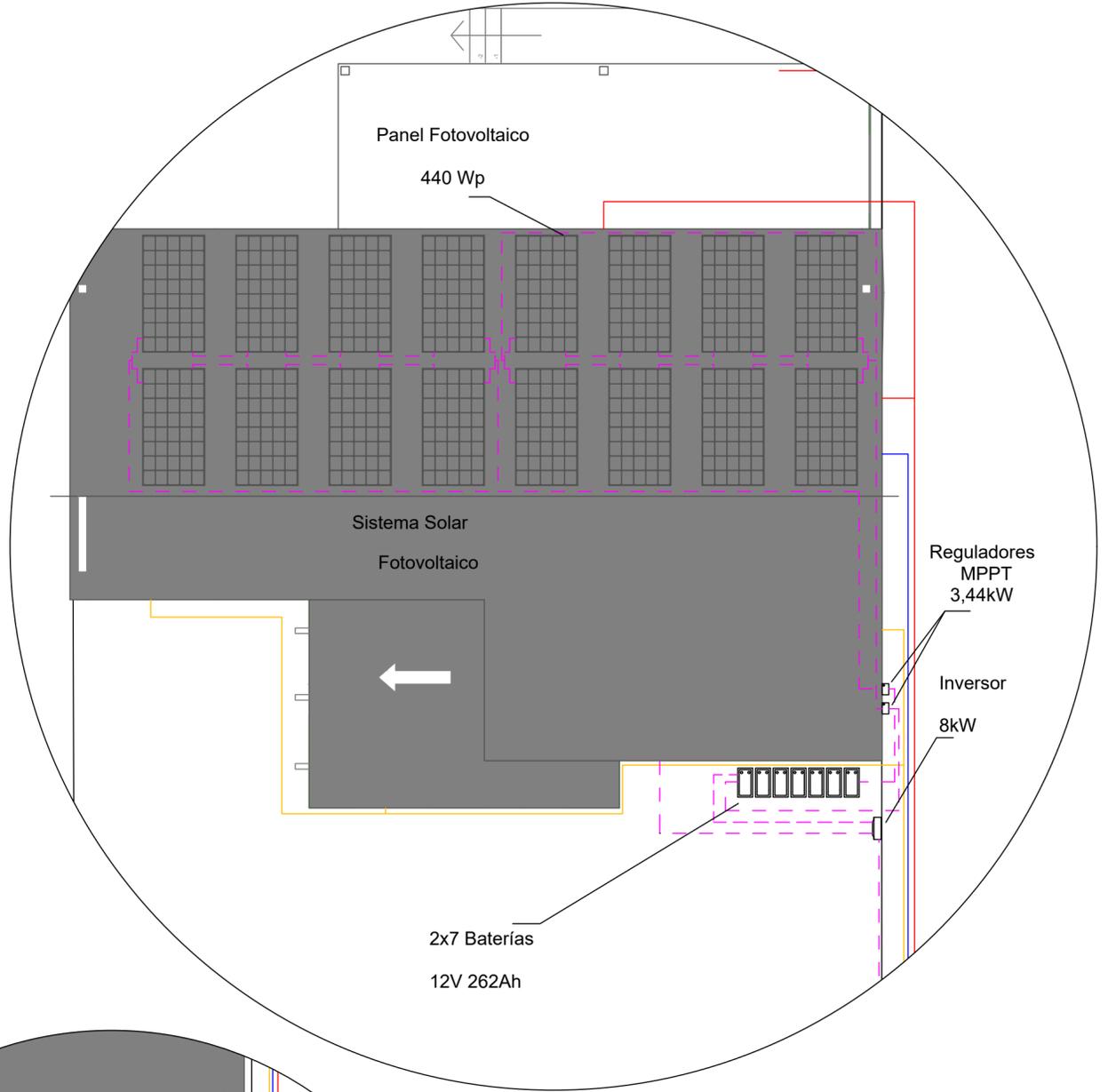
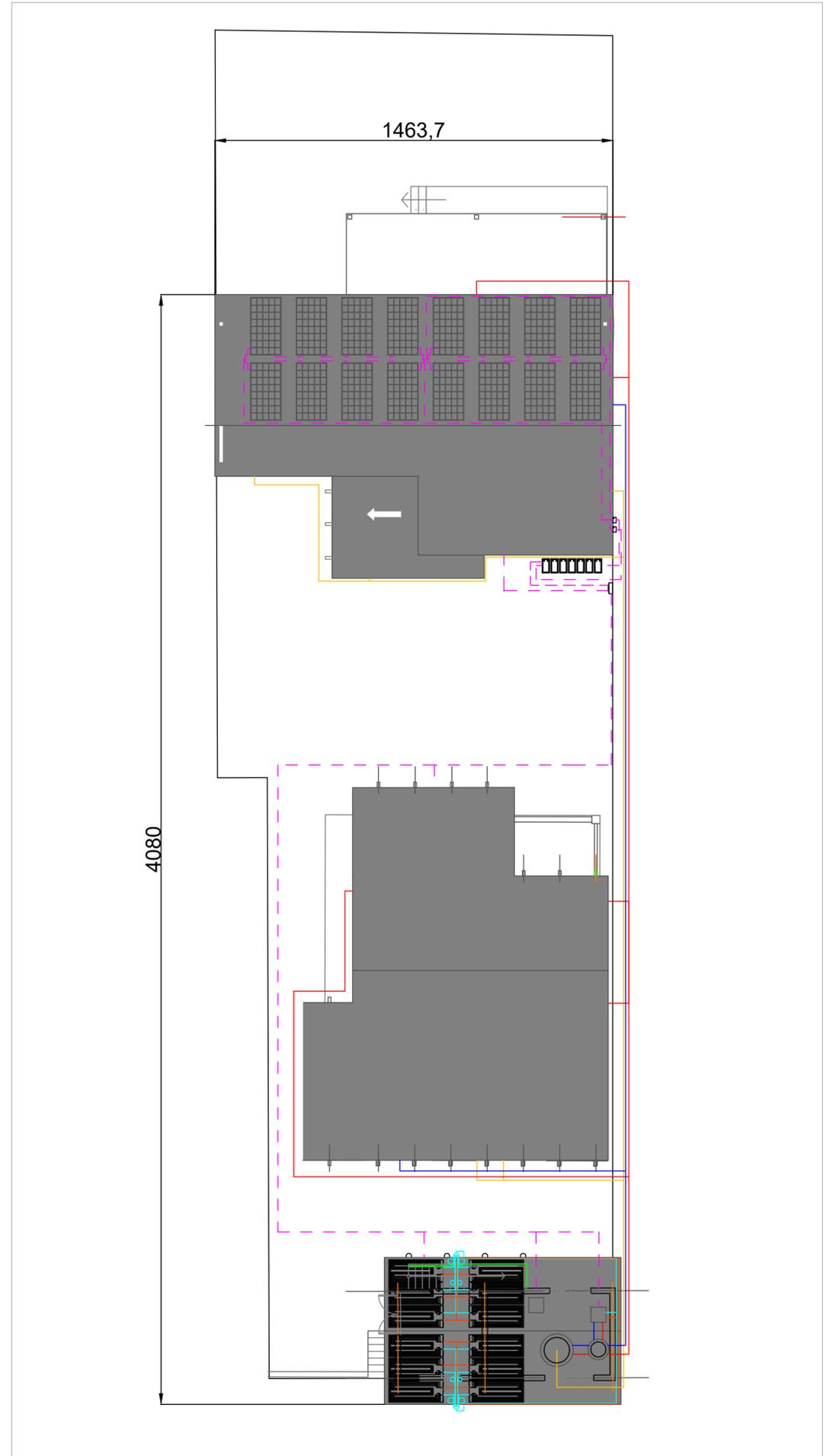
- ▶ Agua fria de proceso
- ▶ Agua caliente de proceso
- ▶ Refrigerante líquido
- ▶ Refrigerante vaporizado
- - - Señal eléctrica
- ××× Sonda de temperatura

No.	Revision/Issue	Date

Drawing Name  
 P&ID  
 ####

Project Name and Address  
 Sistema ACS + CC  
 P&ID  
 ---  
 ---

Area ####	Stomp
Drawing Number ####	
Author DH	



	Agua caliente sanitaria
	Agua fría de proceso
	Agua caliente de proceso
	Refrigerante líquido
	Refrigerante vaporizado
	Línea eléctrica

	Fecha	Nombre	Firmas	Número:
Dibujó		DH		
Aprobó		LN		
Escala:	<b>Conjunto Hornitos</b>			Sustituye a:
S/E				Sustituido por: