



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

APLICACIÓN DE PANELES SOLARES TERMODINÁMICOS EN SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

SERGIO HERNÁN ORMEÑO MUÑOZ

PROFESOR GUIA
LEONEL NUÑEZ LAZO

MIEMBROS DE LA COMISION
ALVARO VALENCIA MUSALEM
EDELMIRO VARELA IZARNOTEGUI

SANTIAGO DE CHILE
2016

Aplicación de paneles solares termodinámicos en sistemas solares térmicos

Para la producción de agua caliente y calefacción es común utilizar energía eléctrica o combustibles fósiles, tanto para consumo domiciliario como comercial. Sin embargo, esas tecnologías poseen una amplia huella de carbono. Para reducir la contaminación de carbono se han desarrollado tecnologías que aprovechan la energía del sol, tanto para calefacción como para agua caliente, aquí es donde destacan los Paneles Solares Termodinámicos (PST); que funcionan bajo el principio de bomba de calor con expansión súbita y asistencia solar. Este proyecto busca contribuir a introducir esta tecnología en Chile.

El objetivo general del proyecto es evaluar la introducción de Paneles Solares Termodinámicos (PST) en Sistemas Solares Térmicos (SST) para Agua Caliente Sanitaria (ACS), Calefacción Central (CC) y otras aplicaciones como Climatización de Piscinas (CP); generando un manual elemental de proyectos típicos. Los objetivos específicos son evaluar el estado del arte de la tecnología de PST, sus posibilidades, aplicaciones y potencial introducción en Chile; desarrollar una metodología de cálculo, con proyectos típicos para segmentos domiciliarios y comerciales, desarrollar ingenierías conceptuales, con P&IDs, lay-out y los principales detalles sistémicos; y efectuar evaluaciones de pre-factibilidad de las configuraciones previamente ingenieradas. La metodología para desarrollar los objetivos específicos del proyecto se basa en 3 pilares: Evaluar el estado del arte de los PST; desarrollar una metodología de cálculo; y diseñar proyectos típicos incluyendo P&ID, lay-out y evaluación económica.

Los principales resultados del proyecto se centran en 4 aplicaciones típicas y sus combinaciones: ACS domiciliario, ACS comercial, CC+CP domiciliario y ACS+CC domiciliario. El análisis comparativo de los proyectos muestra los siguientes parámetros y resultados:

Criterio	ACS domiciliaria	ACS comercial	CC+CP domiciliaria	ACS+CC domiciliaria
Tamaño	190[l]	1.280 [l]	CC:86[m ²] CP: 18[m ²]	CC:86[m ²] ACS: 190[l]
Consumo típico	3.194 [kWh]	21.801 [kWh]	50.935 [kWh]	17.550 [kWh]
N° PST	1	7	6	7
Inversión (\$)	1.552.063	6.139.182	4.206.703	4.689.823
VAN (\$)	390.719	6.606.542	27.813.534	2.847.354
TIR (%)	14%	24%	89%	18%
PRI (años)	7	5	2	6

Valor actual neto (VAN), Tasa interna de retorno (TIR), Periodo interno de retorno (PRI)

La principal conclusión es que las aplicaciones a nivel domiciliario requieren relativamente altos niveles de inversión y están dirigidas a un estrato socioeconómico alto, incluso para instalaciones de carácter mixto. Las aplicaciones comerciales son completamente factibles ya que los ahorros energéticos son importantes y permiten recuperaciones de la inversión en 5 años o menos.

Agradecimientos

Con la necesidad de partir con quien me dio la vida, mi madre. Es a quien le tengo que agradecer todo el esfuerzo realizado desde el momento en que nací, si no hubiera sido por todos los sacrificios que hizo completamente sola seguramente yo no estaría donde estoy ahora, terminando la carrera que me gusta en la universidad que siempre quise. Desde muy pequeño me motivó a seguir mis sueños y a esforzarme por ellos a costa de cualquier adversidad y hoy le puedo decir que lo hemos logrado, juntos como la pequeña familia que somos.

También tengo que agradecer a Francisco por ser como es, por el simple hecho de soportar a una persona difícil como lo soy yo, por apoyarme en cada uno de mis aciertos y fracasos, y por alegrarme el día a día con su sencillez.

A Dios por todas las bendiciones que he recibido y que haya puesto en mi camino las circunstancias y a las personas correctas. Por conocer el ideal del Movimiento de los Focolares y a toda la gran familia que la compone. Al movimiento GEN por darme los valores que moldearon mi visión del futuro y construir mis objetivos en cada ámbito de mi vida en torno a la unidad y al amor recíproco.

Agradecer a mis amigos partiendo por la Romina y su familia, que a pesar que no nos vemos hace mucho tiempo, soy consciente de toda la ayuda que me ofrecieron cuando mi madre y yo pasamos por momentos difíciles, sin ustedes hubiera sido todo más complejo.

A mis amigos del INSUCO la Camila, el Jordán, el Seba, la Karin, la Camila Silva, el Javier y la Claudia por mantenernos unidos a pesar de los años, por motivarme y darme la confianza para cumplir mis sueños, y por darme los años de mi vida más locos y entretenidos que nunca me aburro de recordar.

A mis amigos de la Universidad, en especial al Guru y al Uli, por compartir con ustedes todo este crecimiento universitario, en especial los primeros años, que ha sido una aventura llena de alegrías, anécdotas, momentos de esparcimiento, ventanas y mucho, pero mucho estudio, sin olvidar todos los carretes y locuras que se nos han ocurrido. A mis amigos y compañeros de mecánica como el Ignacio, el Cristóbal, el Mirtan, el Pipe Flores y el Andrade que hicieron más entretenidas y más amenas los días de universidad y que me ayudaron en incontables ocasiones.

Por último y no menos importante, a mis profesores de la especialidad de ingeniería civil mecánica, pero en especial a mi profesor guía Leonel Núñez, por apoyarme en esta etapa final de mi carrera y tener con él un tema de memoria tan entretenido y desafiante como este.

Tabla de contenido

1	Introducción	1
1.1	Motivación	1
1.2	Objetivos	2
1.2.1	Objetivo General.....	2
1.2.2	Objetivos Específicos	2
1.3	Alcances.....	2
2	Metodología	3
3	Antecedentes	5
3.1	Paneles Solares Termodinámicos (PST).....	5
3.2	Refrigerante	6
3.2.1	R134A.....	6
3.2.2	R407C.....	6
3.3	Funcionamiento de las Bombas de Calor (BC)	7
3.4	Principales componentes de una bomba de calor	8
3.4.1	Evaporador.....	9
3.4.2	Compresor	9
3.4.3	Condensador	9
3.4.4	Válvula de expansión.....	10
3.5	Ciclo de compresión mecánica	10
3.6	Configuraciones de bomba de calor.....	12
3.6.1	Bomba de calor geotérmica (GHP)	12
3.6.2	Bomba de calor con asistencia solar SAHP.....	13
3.6.3	Bomba de calor de expansión directa con asistencia solar (DXSAHP)	14
3.7	Recurso solar.....	15
3.8	Situación en Chile.....	17
4	Configuraciones principales.....	18
4.1	Agua Caliente Sanitaria (ACS).....	18
4.2	Calefacción Central (CC).....	19
4.3	Climatización de Piscinas (CP).....	20

4.4	Configuraciones Mixtas	21
4.4.1	ACS+CC.....	21
4.4.2	CC+CP.....	22
5	Metodología de cálculo de instalaciones PST.....	24
5.1	Calculo de condiciones de operación en bomba de calor	24
5.1.1	Modelo de absorción de calor.....	24
5.1.2	Datos de entrada	26
5.1.3	Determinación de Resistencias Térmicas	27
5.1.4	Potencia disponible.....	30
5.1.5	Calculo de estados termodinámicos	30
5.1.6	Flujo Másico	34
5.1.7	Absorción de calor en el Evaporador	34
5.1.8	Equilibrio térmico.....	34
5.1.9	Trabajo en el Compresor	35
5.1.10	Coficiente desempeño COP.....	35
5.2	Calculo de demanda térmica para Agua Caliente Sanitaria (ACS)	35
5.3	Cálculo de demanda térmica para Calefacción Central (CC).....	38
5.3.1	Calor sensible absorbido por radiación en superficies acristaladas.....	39
5.3.2	Calor sensible perdido por transmisión	39
5.3.3	Calor sensible perdido por infiltraciones de aire exterior.	42
5.3.4	Calor sensible por aportaciones internas	42
5.3.5	Calor latente perdido por infiltración y renovación de aire exterior.	43
5.3.6	Calor latente aportado por los ocupantes.....	44
5.3.7	Carga térmica total para Calefacción Central (CC).....	44
5.4	Calculo de demanda térmica para Climatización de Piscinas (CP).....	44
5.4.1	Pérdidas de calor por evaporación de agua del vaso	45
5.4.2	Transferencia de calor por radiación del agua de piscina.....	46
5.4.3	Transferencia de calor por convección.....	47
5.4.4	Perdida de calor por conducción a través de las paredes.....	47
5.4.5	Perdidas por renovación de agua del vaso.....	47
5.4.6	Carga térmica total para climatización de piscina (CP)	48

5.5	Calculo de demanda térmica para Configuraciones Mixtas.	48
5.5.1	ACS+CC.....	48
5.5.2	ACS y CP	49
5.5.3	CC+CP.....	50
5.5.4	ACS, CC+CP	50
6	Análisis teórico del PST	52
6.1	Variación del COP a Temperatura de evaporación variable.....	52
6.2	Variación del COP durante el año	53
6.3	Variación del COP durante el día	54
7	Resultados de aplicaciones de PST	55
7.1	Aplicación de ACS a nivel domiciliario	55
7.2	Aplicación de ACS a nivel comercial.....	58
7.3	Aplicación de CC+CP a nivel domiciliario	62
7.4	Aplicación de ACS+CC a nivel domiciliario	68
8	Análisis de eficiencia energética de ACS, CC+CP empleando PST vs sistemas convencionales 73	
8.1	Línea base de aplicaciones.....	73
8.1.1	Método de cálculo para determinar consumo de combustibles.....	74
8.2	ACS a nivel domiciliario	75
8.3	ACS a nivel comercial	77
8.4	CC+CP a nivel domiciliario.....	79
8.5	ACS+CC a nivel domiciliario.....	81
9	Evaluación económica.....	85
9.1	Costos de inversión	85
9.1.1	ACS a nivel domiciliario	85
9.1.2	ACS a nivel comercial	85
9.1.3	CC+CP a nivel domiciliario	86
9.1.4	ACS+CC a nivel domiciliario	86
9.2	Evaluación de pre-factibilidad	87
10	Discusión de resultados	88
10.1	Configuraciones principales	88

10.2	Metodología de calculo.....	88
10.3	Análisis teórico de PST.....	89
10.4	Aplicaciones de PST.....	89
10.5	Análisis de eficiencia energética.....	90
10.6	Evaluación económica.....	91
11	Conclusiones.....	92
	Bibliografía.....	94
	Anexos.....	96
	Anexo A – Caudales de demanda de ACS.....	96
	Anexo B – Aire de renovación.....	97
	Anexo C – Datos de análisis teórico.....	99
	Anexo D – Demanda energética de aplicaciones.....	101
	Anexo E – Flujos de Ahorros.....	107

1 Introducción

Debido al aumento en la contaminación ambiental, causada por la quema de combustibles fósiles, se han desarrollado nuevas tecnologías que aprovechan recursos renovables como el sol, el aire y el agua; pero especialmente la energía del sol. Para la radiación solar se puede destacar no solo la generación eléctrica a través de paneles fotovoltaicos, sino también colectores térmicos que sirven para producir agua caliente sanitaria (ACS) entre otras aplicaciones.

Es común relacionar el ACS con los colectores solares planos (SST-CP), sin embargo, existe una tecnología conocida como los paneles solares termodinámicos (PST), que funcionan bajo el principio del ciclo de Carnot y bomba de calor con expansión súbita, con un refrigerante que evapora a muy baja temperatura y absorbe energía tanto del sol, como también de la temperatura ambiente, el viento y la lluvia.

A diferencia de la tecnología de SST-CP, en los PST el compresor de la bomba de calor necesita energía eléctrica para producir calor útil, sin embargo, el cociente que existe entre el calor producido y la energía eléctrica consumida, denominado coeficiente de performance (COP) puede ser tan alto como 5:1, siendo capaces de funcionar durante todo el año, las 24 horas del día y sin importar el efecto del sol, produciendo calor útil para agua caliente sanitaria, calefacción central (CC), climatización de piscinas (CP), entre otras aplicaciones.

En este proyecto se presenta el desarrollo de los paneles solares termodinámicos en sistemas solares térmicos, comenzando con las configuraciones típicas, su metodología de cálculo, aplicaciones a situaciones reales y su factibilidad técnica-económica de nivel perfil.

1.1 Motivación

La principal motivación de este proyecto es estudiar una tecnología poco difundida que tiene como principal fuente de energía la del sol y el ambiente, lo que significa un avance medioambiental importante, considerando que el sol es una fuente inagotable de energía y que disminuir el consumo de combustibles fósiles siempre es positivo. Además, se desarrolla una metodología de cálculo para diferentes aplicaciones, lo que ayuda a hacerla más reconocida para que en el futuro se pueda normalizar su instalación en Chile, cosa que actualmente no existe.

A pesar de que los PST utilizan algo de energía eléctrica para funcionar, son capaces de operar durante todo el año en condiciones adversas, que otras tecnologías solares tradicionales no son capaces de suplir. Por lo tanto, los PST vienen a revolucionar la industria solar térmica que en Chile no está lo suficientemente masificada, lo que motiva a potenciar su reconocimiento tanto para personas naturales como en la industria y en el comercio.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Evaluar la introducción de Paneles Solares Termodinámicos (PST) en Sistemas Solares Térmicos (SST) para Agua Caliente Sanitaria (ACS), Calefacción Central (CC) y otras aplicaciones, generando un manual elemental de proyectos típicos.

1.2.2 Objetivos Específicos

- i. Evaluar el estado del arte de la tecnología de PST, sus posibilidades, aplicaciones y potencial introducción en Chile.
- ii. Desarrollar una metodología de cálculo, con proyectos típicos para segmentos domiciliarios y comerciales, desarrollar ingenierías conceptuales, con P&IDs, lay-out y los principales detalles sistémicos.
- iii. Efectuar evaluaciones de pre-factibilidad de las configuraciones previamente ingenieras.

1.3 Alcances

El alcance del trabajo es obtener una ingeniería de nivel perfil para desarrollar una metodología de cálculo, P&ID típicos y lay-out, lo que contempla los siguientes aspectos.

- Desarrollar estudios iniciales para entender y dimensionar el proyecto.
- Efectuar estudios para dimensionamientos principales: capacidad recursos, equipos principales.
- Desarrollo de lay-out y P&ID como herramienta básica para itemizado de inversión.
- Evaluación económica incluyendo estimaciones de costos de operación, costos de inversión y flujo de caja.
- Pronunciamiento sobre pre-factibilidad técnica económica con una precisión no superior al 30%.

2 Metodología

La metodología para desarrollar los objetivos específicos se describe a continuación:

- i. Evaluar el estado del arte de las tecnologías de PST, sus posibilidades, aplicaciones y potencial introducción en Chile.

Para determinar el estado del arte de los paneles solares termodinámicos se revisan artículos de revistas científicas, papers, libros de termodinámica y transferencia de calor, manuales de instalaciones tanto nacionales como internacionales, normas nacionales para sistemas solares térmicos, métodos de cálculos y recursos online como el explorador solar. Todo con el fin de comprender mejor la caracterización de los PST y sus principales equipos.

En el caso de las principales aplicaciones, posibilidades y potencial introducción en Chile de los PST, tanto de nivel domiciliario y comercial, se utiliza la información recopilada en el estado del arte; además se consultan catálogos de empresas que comercializan los PST.

Como resultado de esta etapa se desarrollan los antecedentes con las características de los PST, sus principales componentes y el funcionamiento teórico de las bombas de calor, principales fluidos de trabajo y condiciones de funcionamiento, incluyendo las condiciones ambientales de operación.

Por otro lado, también se obtienen como resultado las configuraciones principales del funcionamiento de los PST que se pueden introducir en Chile, incluyendo las aplicaciones más comunes como el Agua Caliente Sanitaria (ACS), la Calefacción Central (CC) y la Climatización de Piscinas (CP) y, a la vez, se dan las bases para evaluar las aplicaciones mixtas y analizar su comportamiento y factibilidad.

- ii. Desarrollar una metodología de cálculo, con proyectos típicos para segmentos domiciliarios y comerciales, incluyendo el desarrollo de ingenierías conceptuales con P&ID, lay-out y principales detalles sistémicos.

El desarrollo de la metodología de cálculo se basa principalmente en el cálculo de la demanda térmica a través del método estándar de cargas térmicas para ACS, CC, CP y configuraciones mixtas. Luego el cálculo de los estados termodinámicos de la bomba de calor y el dimensionamiento del compresor y el condensador; así como también el número de paneles óptimos para operación. Para eso se desarrolla un análisis de transferencia de calor en el panel y el principio de funcionamiento de una bomba de calor con expansión súbita y asistencia solar. Todo lo anterior se programa con el software Engineering Equation Solver (EES).

El diseño de los proyectos tipos comienza con definir 4 aplicaciones de carácter domiciliario y comercial, siendo la aplicación domiciliaria una vivienda para 4 personas y

una piscina de 18 [m²] ubicada en Santiago centro. Para aplicaciones comerciales un hostel para 30 personas también ubicado en Santico centro. Con esto se determinan las ingenierías conceptuales que incluyen parámetros de operación, dimensionamiento de equipos y número de paneles, obteniendo el diagrama de procesos e instrumentación (P&ID) que contiene los equipos principales de funcionamiento y los instrumentos para el sistema de control y también se obtiene el lay-out que contiene el emplazamiento de los equipos en una vivienda y en un hostel modelo. Además, la ingeniera conceptual incorpora principales detalles sistémicos que corresponden a bombas de recirculación, válvulas y tuberías. Se usa el software AutoCAD para dibujar los P&ID y lay-out elementales

Los resultados que se obtienen en esta etapa son una metodología de cálculo que se utiliza para determinar las condiciones de operación, número de PST y dimensionamiento de equipos para las configuraciones más comunes y para las configuraciones mixtas. Además, se obtiene un análisis teórico de los PST bajo distintas condiciones de operación.

También se obtienen como resultado las ingenierías conceptuales con los parámetros de operación, P&ID, lay-out y principales detalles sistémicos, junto con un análisis de eficiencia energética generando una línea base para ACS, CC+CP con consumo de fuentes tradicionales como gas natural, gas licuado, electricidad, etc.

iii. Evaluaciones de pre-factibilidad de las configuraciones previamente ingeniadas.

Para desarrollar esta fase de la metodología se utilizan los proyectos propuestos de la etapa anterior y se procede a estudiar los ahorros anuales (A_i) que produce la introducción de la tecnología PST, luego la valorización de A_i versus el flujo de ahorros para un periodo de 20 años. Después se realiza la preparación del estimado de inversiones considerando precios de mercado de equipos y obras desde fuentes comerciales y consulta a expertos. Por último, se calculan los indicadores valor actual neto (VAN), tasa interna de retorno (TIR) para el flujo de ahorros versus la inversión que los genera, según las siguientes ecuaciones:

$$VAN = \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{(1+k)^i} - I \quad TIR = \frac{-I + \sum_{i=1}^n F_i}{\sum_{i=1}^n i * F_i} \quad PRI = \frac{Inversion}{ahorro\ anual}$$

Donde F_i es el flujo de ahorro del año i en pesos, i el periodo en años, I inversión inicial en pesos y k es la tasa de descuento típica (10%).

El resultado de esta etapa es el pronunciamiento de pre-factibilidad técnica y económica con un error del 30% en función de los parámetros de VAN, TIR y PRI definiendo que configuraciones se pueden aplicar, en cual es conveniente invertir y que aplicaciones requieren un análisis más profundo.

3 Antecedentes

3.1 Paneles Solares Termodinámicos (PST)

Los paneles solares termodinámicos son colectores solares capaces de obtener energía del sol, y en general, de la atmósfera los 365 días del año. Su principal característica es que a través del panel circula un refrigerante con baja temperatura de evaporación, que sigue el principio de refrigeración del Ciclo de Carnot y utiliza una bomba de calor con expansión súbita y asistencia solar. En la Figura 3.1 se puede ver un PST típico y el trazado de los tubos por donde circula el refrigerante [1].



Figura 3.1 – Panel Solar Termodinámico PST. Fuente: [1]

Algunas características de los PST son las siguientes:

- Son pequeños y fáciles de manejar con respecto a los tradicionales colectores solares planos.
- Son ligeros, ya que pesan del orden de 8 kg por unidad.
- No dejan de funcionar en las estaciones frías, por lo que no necesitan de una fuente alternativa de energía como las calderas.
- El mantenimiento es muy reducido.
- Son resistentes a agresiones exteriores.
- No se congelan ni se sobrecalientan.

El refrigerante que circula por el panel suele evaporar a temperaturas entre -5 y -15 [°C] cuando las condiciones atmosféricas son desfavorables, en condiciones ambientales promedio el refrigerante evapora en torno a 5 [°C] y con buenas condiciones ambientales la temperatura del refrigerante puede llegar a 15 [°C].

3.2 Refrigerante

Los refrigerantes generalmente utilizados como fluido de trabajo son el 134-A y el 407-C, con un punto de ebullición de -30 [°C], lo que los hace muy convenientes para trabajar a temperaturas ambiente de hasta -5 [°C] si el sistema está bien dimensionado [1].

Estos refrigerantes además no son tóxicos ni corrosivos y son incombustibles. No generan impactos nocivos al ambiente o a la capa de ozono, son químicamente estables bajo altas presiones y temperatura [2].

3.2.1 R134A

El R134A un tetra-fluoro-etano, es un refrigerante que viene a reemplazar al R12, se usa para propulsar aerosoles y como agente de espumado en las espumas de poliestireno extruidas. También es utilizado en aire acondicionado de automóviles y en refrigeradores domésticos. Tiene un factor 0 ODP (potencial destructivo de capa de ozono), por lo que no daña la capa de ozono, no es inflamable y tiene niveles de toxicidad aceptables [2].

Las propiedades físicas del refrigerante se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 – Propiedades físicas de R134A

Propiedades Físicas	R134A
Formula química	$CH_2F - CF_3$
Nombre químico	1,1,1,2- Tetrafluoroetano
Peso molecular [g/mol]	102
Punto de ebullición [°C]	-26,2
Punto de congelación [°C]	-101
Presión crítica [bar]	40,67
Temperatura crítica [°C]	101,1
Calor latente de vaporización [kJ/kg]	215,9
Inflamabilidad	No

Fuente: [2]

3.2.2 R407C

El R407C es una mezcla ternaria no azeotrópica (varia su temperatura al cambiar de fase a presión constante) compuesta de R32, R125 y R134a. Químicamente es estable, tiene unas buenas propiedades termodinámicas, desarrolla bajo impacto ambiental y se considera de muy baja toxicidad.

A pesar de que el R32 es inflamable la composición global de la mezcla ha sido formulada para que el producto no sea inflamable en situaciones en que se pueden producir fraccionamientos de la mezcla. Está clasificado dentro del grupo de los refrigerantes de Alta Seguridad.

Se utilizan principalmente en el sector del aire acondicionado, en los nuevos equipos que se fabrican actualmente (en estas aplicaciones su comportamiento es muy parecido al del R22). A bajas temperaturas su rendimiento es muy reducido, por lo que está desaconsejado su uso [2].

Las propiedades físicas del refrigerante en la Tabla 3.2:

Tabla 3.2 – Propiedades físicas de R407C

Propiedades Físicas	R134A
Mezcla	R32 / R125 / R134A
Composición	23 / 25 / 52
Peso molecular [$kg/kmol$]	86,2
Punto de ebullición [$^{\circ}C$] (burbuja)	-44,2
Punto de ebullición [$^{\circ}C$] (rocío)	-36,8
Presión crítica [bar]	54,5
Temperatura crítica [$^{\circ}C$]	87
Calor latente de vaporización [kJ/kg]	253
Inflamabilidad	No

Fuente: [2]

3.3 Funcionamiento de las Bombas de Calor (BC)

Antes de ahondar más en los PST es importante saber cómo funciona el sistema que acompaña al colector y bajo qué principio funciona [3], [4]. En la Figura 3.2 se muestra el esquema del proceso termodinámico de una bomba de calor.

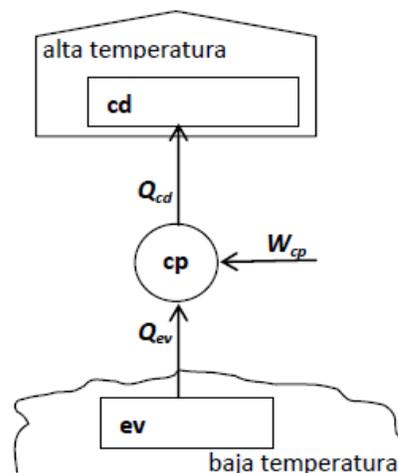


Figura 3.2 – Funcionamiento termodinámico de una bomba de calor. Fuente [3].

Los PST funcionan bajo el principio de bombas de calor o máquinas térmicas inversas, en donde se transfiere calor de un ambiente de baja temperatura a otro con una temperatura más alta. Para

poder absorber calor de un ambiente de baja temperatura se consume energía mecánica en una máquina y el calor rechazado se transporta a un ambiente de alta temperatura.

En la Figura 3.2 se identifica el evaporador ev absorbiendo calor Q_{ev} del ambiente de baja temperatura, la bomba de calor (compresor cp) realiza un trabajo W_{cp} consiguiendo un aumento de energía, produciendo un calor Q_{cd} , que cede al condensador cd en el ambiente de alta temperatura [5].

Según el principio de conservación de la energía se cumple la ecuación (3.1).

$$Q_{ev} + W_{cp} - Q_{cd} = 0 \quad (3.1)$$

Para el análisis de las bombas de calor se suele emplear el COP (coefficient of performance) que establece el cociente entre el calor producido en el condensador Q_{cd} y el trabajo de compresión W_{cp} en la ecuación (3.2).

$$COP = \frac{Q_{cd}}{W_{cp}} = \frac{Q_{cd}}{Q_{cd} - Q_{ev}} \quad (3.2)$$

Para un sistema reversible se cumple, según la segunda ley de la termodinámica, la ecuación (3.3).

$$\frac{Q_{ev}}{T_{ev}} - \frac{Q_{cd}}{T_{cd}} = 0 \quad (3.3)$$

Con lo cual el COP ideal reversible (COP_{rev}) es:

$$COP_{rv} = \frac{T_{cd}}{T_{cd} - T_{ev}} \quad (3.4)$$

De la ecuación (3.4) se puede desprender que a medida que aumenta la temperatura de evaporación T_{ev} y disminuye la temperatura de condensación T_{cd} el COP_{rv} es creciente.

El ciclo real de una bomba de calor difiere del ciclo teórico en varios aspectos. Los principales son que la compresión del refrigerante no es isoentrópica, en la salida del evaporador se trata de obtener un gas sobrecalentado y en la salida del condensador se trata de obtener un líquido subenfriado. También tienen efecto los rendimientos mecánico y eléctrico de los equipos que componen la bomba de calor.

3.4 Principales componentes de una bomba de calor

A continuación se describen los principales equipos en una bomba de calor [3]:

- Evaporador
- Condensador
- Compresor
- Dispositivo de Expansión

3.4.1 Evaporador

El evaporador corresponde al equipo que hace un intercambio de calor con un medio (del medio de baja temperatura), absorbiendo energía térmica del ambiente para evaporar la mezcla bifásica del refrigerante y dejarla en estado gaseoso antes de entrar al compresor. El intercambio de calor con el ambiente exterior puede ser por convección natural, por convección forzada o por radiación.

La forma en que se produce el intercambio de calor depende del tipo de evaporador que se esté usando, tema que se detallará en la sección siguiente.

El evaporador corresponde al PST, un evaporador que funciona bajo el principio de expansión súbita y asistencia solar, en donde la transferencia de calor ocurre por convección natural, convección forzada y radiación directa e indirecta con el medio exterior

3.4.2 Compresor

El compresor consigue llevar el calor del medio de baja temperatura al medio de alta temperatura. Aquí el refrigerante entra al compresor en estado gaseoso a la temperatura cedida por el evaporador, para salir con un aumento de presión y temperatura. La energía absorbida por el refrigerante proviene del trabajo W_{cp} que acciona el movimiento del compresor. El trabajo de accionamiento aumenta mientras la presión de entrada disminuye y la presión de salida aumenta.

Las características de cada compresor y sus límites de operación dependen principalmente del tipo de configuración.

3.4.3 Condensador

El condensador corresponde a un intercambiador de calor que recibe el refrigerante a una alta temperatura en estado de vapor sobrecalentado y se enfría hasta la temperatura de saturación, después se condensa y se sub-enfría.

El calor rechazado en el condensador puede ser cedido a un segundo sistema de consumo de agua caliente o puede ser evacuado directamente al aire, con el fin de transportar el calor hasta un circuito de suelo radiante, fan-coils, radiadores o un tanque de acumulación de agua caliente sanitaria ACS.

Cuando el calor rechazado es trasferido a un circuito secundario se utilizan intercambiadores de carcasa, de placas, o de tubos. En el caso de calefacción central (CC) pueden ser intercambiadores de convección natural o forzada, configurados con tubos aleteados.

Cuando el calor es utilizado para calefacción central CC, los intercambiadores pueden ser de convección libre o forzada

3.4.4 Válvula de expansión

El dispositivo de expansión cumple la función de regular el caudal del refrigerante y separar junto con el compresor las zonas de alta y baja presión. Además, en este punto del ciclo termodinámico el refrigerante se expande conservando su entalpia.

La válvula de expansión termostática no controla la máquina de forma activa, es decir, ningún elemento actúa para regular el caudal másico de refrigerante. La regulación del caudal másico también se puede hacer mediante una válvula de expansión electrónica, sustituyendo elementos mecánicos por elementos electrónicos logrando una precisión mayor y baja oscilación en los parámetros de funcionamiento.

3.5 Ciclo de compresión mecánica

El ciclo experimentado por el refrigerante se basa en un ciclo de refrigeración de compresión mecánica simple como se muestra en la Figura 3.3, los punto 1 y 2 corresponden a vapor sobrecalentado, el punto 3 a liquido subenfriado y el punto 4 a vapor con título [6], [7] y [8].

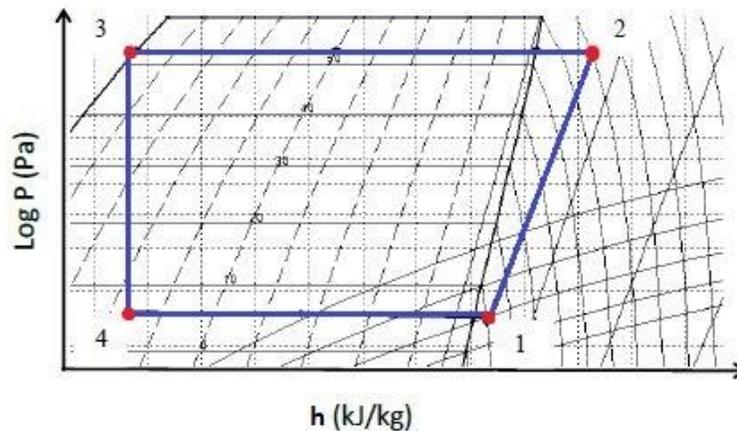


Figura 3.3 – Diagrama típico de presión entalpia para mostrar un ciclo de refrigeración mecánica. Fuente: [3]

El ciclo comienza con el refrigerante entrando al evaporador (colectores PST), en el estado 4 como mezcla bifásica en donde aumenta su entalpia (proceso 4-1), hasta quedar como vapor sobrecalentado en el estado 1. Una vez que sale del evaporador se comprime (proceso 1-2), donde aumenta su presión, temperatura y entalpia, quedando como un vapor sobrecalentado a alta temperatura en el estado 2. Desde ahí pasa al condensador (proceso 2-3), donde entrega calor a presión constante hasta quedar como líquido subenfriado en el estado 3. Finalmente, el refrigerante entra a la válvula de expansión (proceso 3-4), disminuyendo su presión en una expansión isentálpica hasta el estado 4 [3].

El trabajo realizado por el compresor está dado por la ecuación (3.5).

$$W_{cp} = \dot{m}_r \cdot \frac{h_2 - h_1}{\eta_{is} \cdot \eta_{me-el}} \quad (3.5)$$

Que se obtiene a partir de las diferencias entálpica ($h_2 - h_1$), el rendimiento isoentrópico del compresor η_{is} , de los rendimientos mecánicos y eléctricos η_{me-el} (rendimientos que dependen del compresor) y del flujo másico del refrigerante \dot{m}_r

El flujo másico del refrigerante que pasa por el compresor está dado por la ecuación (3.6).

$$\dot{m}_r = \frac{V_{desp}}{v} \cdot \eta_v \quad (3.6)$$

Donde $V_{desp} [m^3/s]$ corresponde al desplazamiento volumétrico, η_v es el rendimiento volumétrico, (valor característico del compresor) y $v [m^3/kg]$ es el volumen específico del refrigerante.

Por otro lado, la potencia térmica por el evaporador está dada por la ecuación (3.7).

$$Q_{ev} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) \quad (3.7)$$

Un fenómeno importante que ocurre con el refrigerante es que una vez que sale del evaporador produce un aumento de su volumen específico; lo que conlleva a una disminución de su caudal, que se compensa con el aumento de entalpia por recalentamiento. Por lo que no existe una variación importante de la presión al interior del evaporador.

Finalmente, el calor cedido por el condensador está dada por la ecuación (3.8)

$$Q_{cd} = (Q_{ev} + W_{cp}) \cdot \eta_{uh} \quad (3.8)$$

Donde η_{uh} corresponde a la eficiencia del condensador.

Por último, en la válvula de expansión termostática existe una expansión isoentálpica por lo que la entalpia de a la salida del condensador en la misma entalpia a la entrada del compresor; según la ecuación (3.9).

$$h_3 = h_4 \quad (3.9)$$

3.6 Configuraciones de bomba de calor

Los tipos de configuraciones que usan las bombas de calor, son variados, y se diferencian principalmente en el método de transferencia de calor del foco frío; que puede ser por conducción, por convección, por radiación o por una mezcla de tales mecanismos. También varían en los fluidos que utilizan y por su aplicación [3].

Aunque existen diferencias en las configuraciones, todas presentan la misma complicación; que es cuando la temperatura en el evaporador es inferior a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, provocando una capa de escarcha o hielo que dificulta la transferencia de calor, lo que afecta al COP del sistema.

La configuración convencional es la Bomba de calor de expansión directa (DXHP), que absorbe calor directamente del ambiente por convección forzada y nunca por radiación.

A pesar que las bombas de calor son consideradas como tecnologías que consumen energías renovables, no lo hacen del todo, ya que el compresor consume energía eléctrica; por lo tanto, produce emisiones de CO_2 . Sin embargo, la demanda energética no siempre coincide con el tiempo de generación, por lo que el empleo de máquinas para satisfacer la demanda, independiente de las condiciones exteriores, son necesarias para conseguir el confort deseado [3].

3.6.1 Bomba de calor geotérmica (GHP)

Las bombas de calor geotérmicas GHP (Geothermal Heat Pump por sus siglas en ingles), aprovechan la energía de la tierra y están compuestas de un compresor, una válvula de expansión, un intercambiador de calor en el foco frío (bajo tierra) y un condensador que entrega calor mediante sistemas apropiados. Como se muestra en la Figura 3.4, las GHP se basan en las maquinas convencionales de DXHP (bombas de calor con expansión directa), solo que la transferencia de calor no es por convección forzada, sino por conducción.

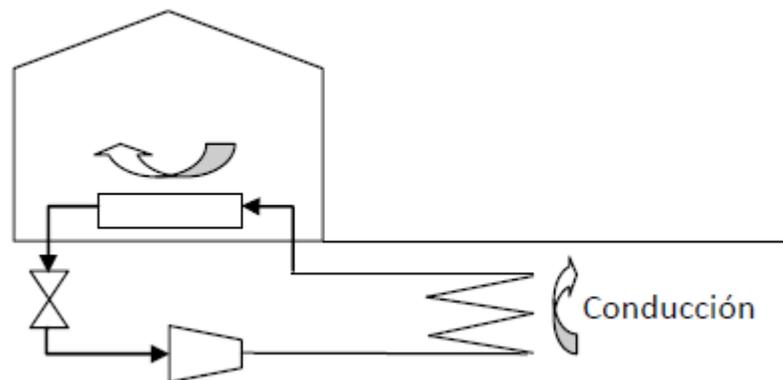


Figura 3.4 – Esquema básico de una bomba de calor geotérmica. Fuente: [3].

Los sistemas GHP aprovechan el hecho que el gradiente de la tierra es en promedio $25\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{km}$ logrando alcanzar una temperatura constante entre $10\text{ y }15\text{ }^{\circ}\text{C}$, por donde circula un refrigerante

que puede estar a unos -5 [$^{\circ}\text{C}$] y calentarse entre unos 6 y 10 [$^{\circ}\text{C}$], el COP puede ser unas unidades mayores que el COP de las bombas de calor con expansión directa DXHP.

Para poder instalar este tipo de configuraciones, es necesario hacer un análisis geológico al terreno, ya que en algunos casos el material constituyente del terreno tiene mala conductividad, o en otros casos porque la presencia de agua puede formar hielo alrededor del intercambiador de calor; mermando el COP del sistema.

Una de las principales ventajas de las GHP, es que se pueden utilizar reversiblemente para refrigeración en verano, lo que la deja por delante de otros tipos de configuraciones; manteniendo la temperatura del suelo entre unos 13 y 20 [$^{\circ}\text{C}$] y disipando calor entre unos 35 y 50 [$^{\circ}\text{C}$].

Otra ventaja que está por sobre las demás configuraciones, es que en su instalación no necesita un espacio físico en la superficie, y mucho menos elementos mecánicos en los equipos exteriores, lo que conlleva a no tener tantas mantenciones. Sin embargo, este tipo de instalaciones puede afectar a napas subterráneas; o la sobreexplotación de acuíferos que están en contacto con bucles subterráneos [3].

3.6.2 Bomba de calor con asistencia solar SAHP

En este tipo de configuraciones el sistema absorbe calor por radiación, pero no de forma directa, sino que a través de un tanque inter-acumulador de agua; que es calentado por energía solar y convección natural. Los equipos generales presentes en este tipo de configuraciones son el colector solar, el tanque inter-acumulador y la bomba hidráulica que corresponden al circuito primario. El circuito secundario está constituido por el inter-acumulador, el compresor, la válvula de expansión y el condensador; como se muestra en la Figura 3.5.

La principal función del inter-acumulador es almacenar y traspasar la energía a la bomba de calor, dependiendo del tipo de colector solar utilizado su temperatura puede variar.

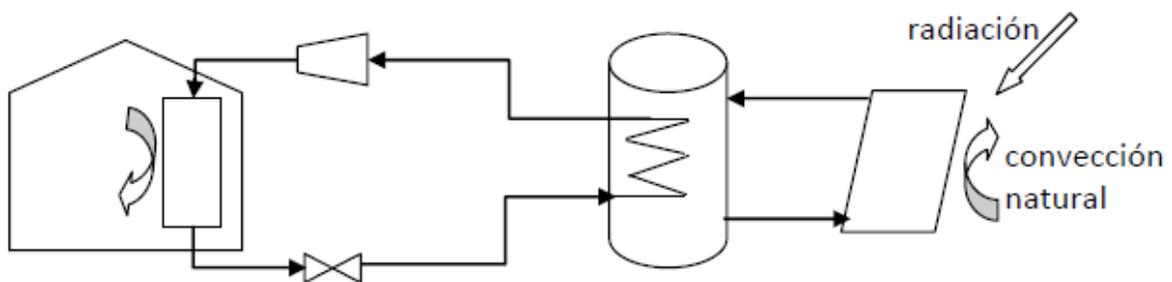


Figura 3.5 – Esquema básico de una bomba de calor con asistencia solar. Fuente [3].

La ventaja de este tipo de configuraciones es que, si se consigue la suficiente energía almacenada, la temperatura de evaporación se puede controlar, bajando la relación de compresión. Sin embargo, el volumen del inter-acumulador y la superficie de captación pueden ser muy grandes haciéndolo

inviable económicamente. También el hecho de existir 2 circuitos provoca una alta pérdida de calor por las conexiones [3].

3.6.3 Bomba de calor de expansión directa con asistencia solar (DXSAHP)

La configuración DXSAHP (Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump por sus siglas), funciona como una mezcla entre las 2 configuraciones anteriores, solo que se reemplaza el intercambiador de calor convencional por un campo de colectores solares en donde el refrigerante es expandido directamente por la radiación solar.

El sistema funciona bajo el principio del ciclo de refrigeración por compresión mecánica simple y se diferencia de forma importante a las otras configuraciones por el sistema de captación. En la Figura 3.6 se puede ver un esquema básico de un DXSAHP, el cual está compuesto básicamente por el campo colector o evaporador solar, el compresor, el condensador y la válvula de expansión.

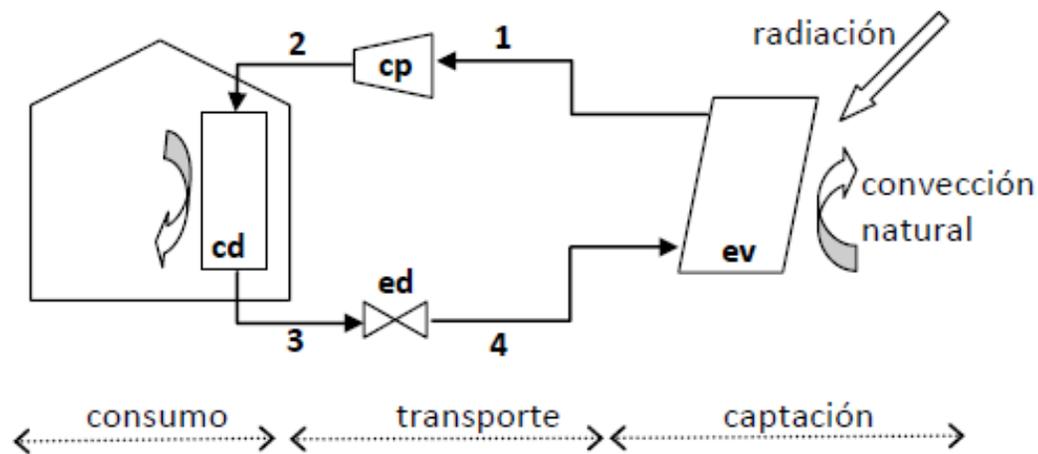


Figura 3.6 – Esquema básico de una bomba de calor de expansión directa con asistencia solar. Fuente: [3].

En la Figura 3.6 se pueden destacar 3 sectores:

- Captación: Formada por un campo de colectores o evaporadores solares, que absorben la energía ambiental por medio del refrigerante que circula en su interior. La energía puede ser captada por radiación, convección natural y convección forzada.
- Transporte: La energía es direccionada hacia las unidades de consumo y se constituye principalmente por el resto del ciclo de refrigeración de compresión mecánica simple, es decir el compresor, el condensador y la válvula de expansión. Además, para CC y, optativamente, para el ACS se puede incluir un segundo ciclo con agua como fluido de trabajo, que recibe el calor del condensador y lo transporta a un tanque de acumulación; por medio de un intercambiador de calor y una bomba hidráulica.

- Consumo: La configuración de este sector, depende de cómo se quiere consumir la energía térmica almacenada en el tanque de acumulación, puede ser muy simple para el ACS, en donde solo se conecta el intercambiador de calor con el agua de suministro. O si es para CC comprende la conexión a radiadores o fan-coils, que corresponde a un intercambiador de calor con un ventilador.

La principal diferencia que tienen los DXSAHP con las GHP y SAHP es la forma de captación, teniendo como principales ventajas que:

- Absorbe energía térmica por captación de la radiación solar.
- Cuando la radiación solar sobre el colector es importante la temperatura de evaporación T_{ev} puede ser mayor a la temperatura ambiental, disminuyendo la relación de compresión, lo que conlleva a un menor consumo de energía por el compresor y aumenta el COP del sistema.
- Al no tener elementos móviles en los colectores, como ventiladores, no se requiere mantenimiento y además no hay consumo energético de equipos auxiliares.
- A pesar de producirse escarcha sobre el colector, aún puede existir intercambio térmico.

Por otro lado, los principales inconvenientes son:

- Que necesitan un espacio físico en el exterior para ser instalados, idealmente libre de elementos que impidan el acceso a radiación solar.
- Cuando la temperatura de evaporación es menor a $0\text{ [}^\circ\text{C]}$, se produce una película de escarcha que no desaparece cuando que T_{ev} es mayor a $0\text{ [}^\circ\text{C]}$ [3].

3.7 Recurso solar

Como la implementación y evaluación técnico-económica de los PST es, en un comienzo, en el gran Santiago; se hace necesario revisar el recurso solar de la región utilizando el explorador solar de la Universidad de Chile, para poder dimensionar el sistema [9].

Para la comuna de Santiago se tiene una Irradiación Global promedio horizontal de $5,57\text{ [kWh/m}^2\text{]}$ al día, que varía entre $2,2\text{ [kWh/m}^2\text{]}$ en invierno y $8,9\text{ [kWh/m}^2\text{]}$ en verano como se muestra en el gráfico de la Figura 3.7.

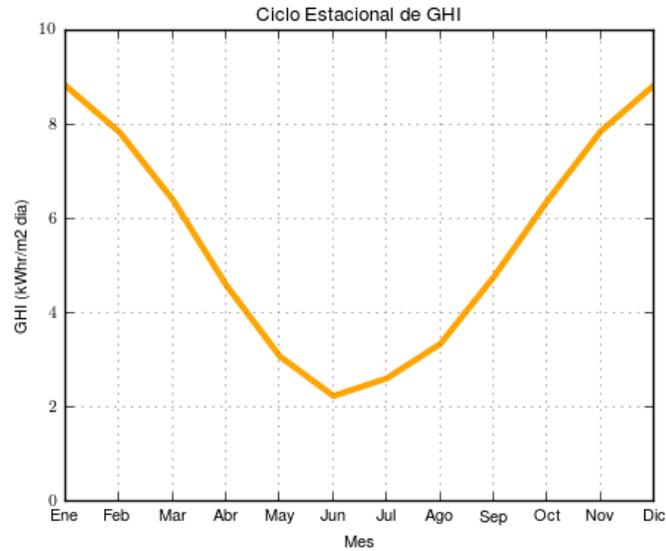


Figura 3.7 – Variación de la irradiación solar en Santiago. Fuente: [9]

Por otro lado, la variación de la temperatura máxima, mínima y media de Santiago durante el año se puede ver en la Figura 3.8, donde se alcanza una temperatura media de entre 7,5 [°C] en el mes de Julio y 20 [°C] en el mes de enero.

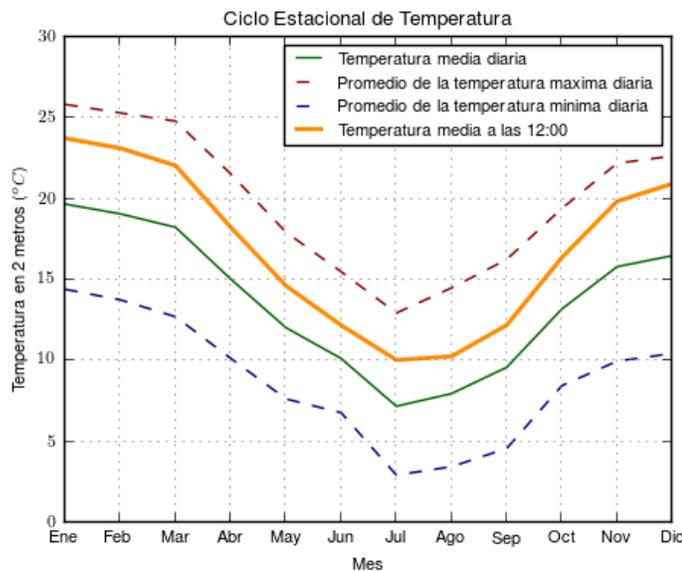


Figura 3.8 – Variación de la temperatura en Santiago. Fuente: [9]

Como no solo la energía del sol aporta calor a los PST, el viento también juega un papel fundamental; aunque para la comuna de Santiago presenta una baja variación y baja velocidad media durante el año, como se ve en la Figura 3.9.

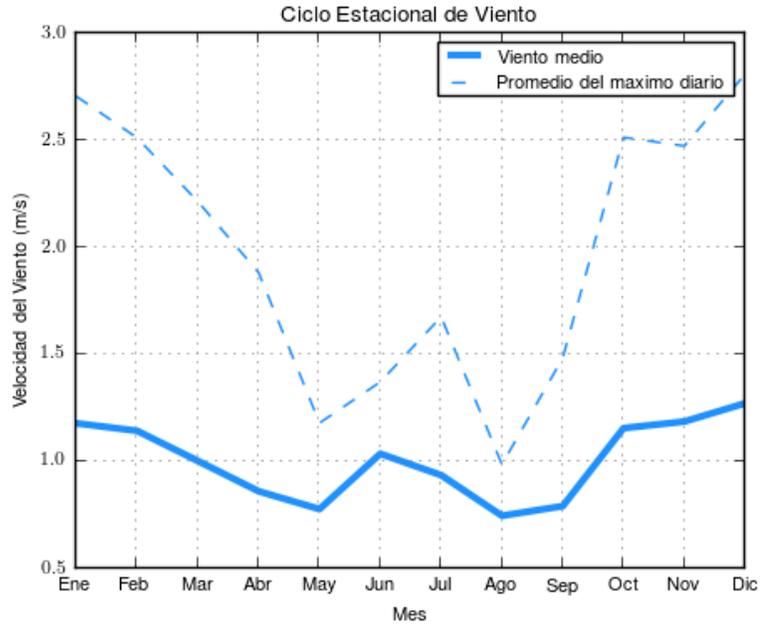


Figura 3.9 – Variación de velocidad del viento. Fuente: [9]

3.8 Situación en Chile

Actualmente en Chile, cuando se habla de equipos que generan un potencial térmico con energía solar, esta tecnología no es tan reconocida como son los colectores solares, ya que su introducción en Chile no ha sido publicitada por medios locales ni tampoco se ha legislado por el Gobierno.

Las empresas que actualmente distribuyen, venden e instalan los PST no son pocas; entre estas se puede encontrar a:

- Enalteco con Energy Panel
- Golden Energy
- Solar Vento
- Famacon
- Entre otros

Como no es una tecnología comúnmente conocida, tiene una potencial introducción en Chile; ya que varias empresas lo han logrado, sin embargo, la mayoría se guía por catálogos con parámetros de otras latitudes. En este proyecto se pretende entender el comportamiento de la tecnología PST y encontrar sus mejores condiciones de uso para condiciones locales.

4 Configuraciones principales

En esta sección se describen las configuraciones definidas para el proyecto, con sus principales equipos; además de su principio de funcionamiento.

4.1 Agua Caliente Sanitaria (ACS)

El agua caliente sanitaria ACS consiste en suministrar agua caliente en torno a $50\text{ [}^{\circ}\text{C]}$ para distintas aplicaciones, tanto de nivel comercial; como de nivel domiciliario. El uso de ACS es generalmente para duchas y servicios higiénicos en viviendas, hoteles, centros deportivos, camarines, etc. La Figura 4.1 muestra un diagrama de procesos (PFD) típico de esta aplicación, donde se aprecian los equipos principales que conforman una instalación de ACS.

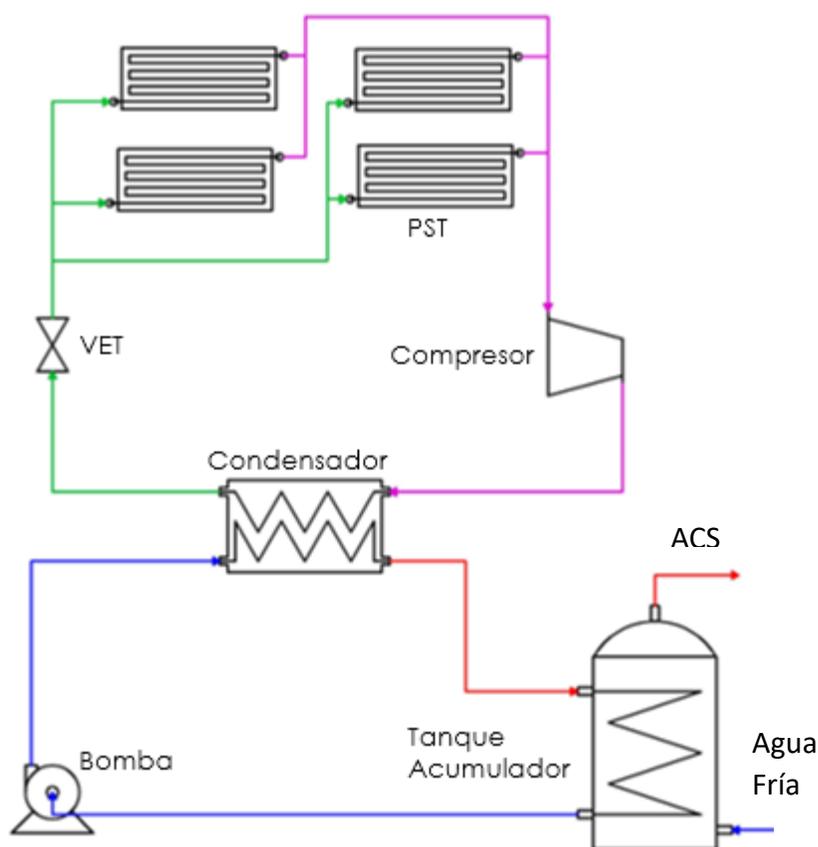


Figura 4.1 – PFD de ACS. Fuente: Elaboración propia

En las instalaciones de ACS destacan 2 ciclos de distinto fluido de trabajo. El primero corresponde al ciclo de refrigerante en la bomba de calor, compuesto por el PST, el Compresor, el Condensador y la Válvula de Expansión Termostática (VET).

El refrigerante (que puede ser R407C o R134A) entra a los PST, donde aumenta su temperatura y se vaporiza, luego pasa al compresor aumentando su temperatura y presión, para después pasar al

condensador donde entrega calor al segundo ciclo, disminuyendo su temperatura. Y finalmente, pasa a la VET donde disminuye su presión isoentálpicamente, para quedar en condiciones de entrar a los PST nuevamente.

Por otro lado, los equipos del segundo ciclo son el condensador, la Bomba de circulación, y el Tanque acumulador de ACS. El ciclo comienza con el fluido de trabajo (agua/etilenglicol), entrando al condensador para absorber calor del refrigerante, luego el fluido caliente se dirige al Tanque acumulador donde calienta agua proveniente de la red y la deja en condiciones como ACS. Finalmente, se va hacia la bomba de circulación que la devuelve al condensador a una temperatura más baja, reiniciando el ciclo.

4.2 Calefacción Central (CC)

La calefacción central (CC) consiste en suministrar calefacción a un local sea comercial o domiciliario a través de agua caliente y un sistema de radiadores. Los radiadores pueden ser de hierro fundido, aluminio o de acero. En la Figura 4.2 se muestra el PFD de los principales equipos de una instalación de calefacción central con bomba de calor.

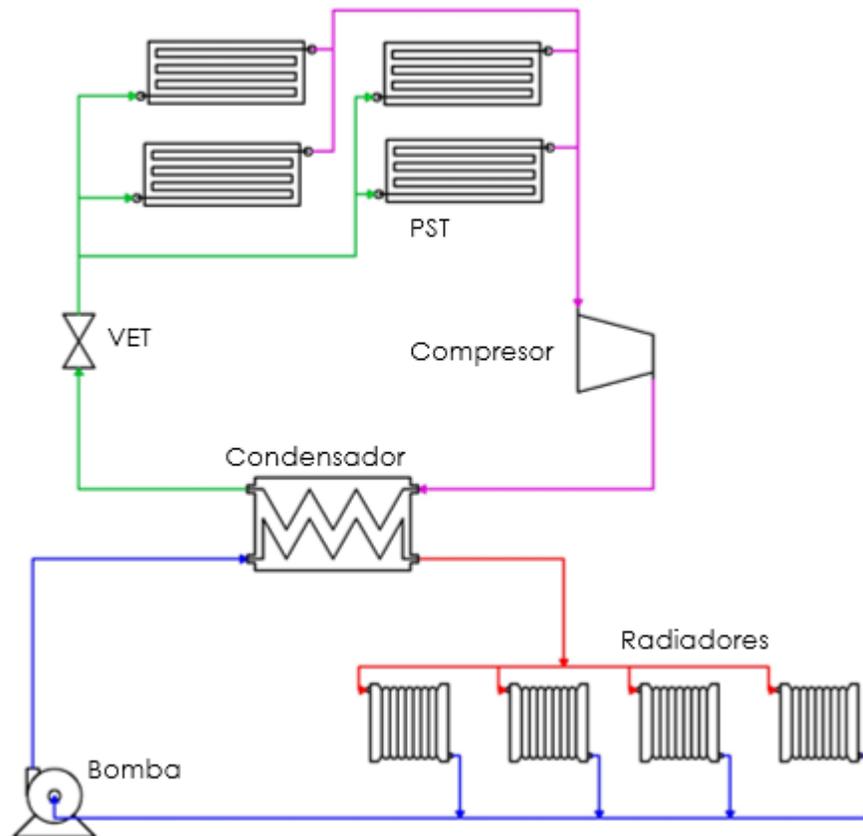


Figura 4.2 – PFD de Calefacción Central. Fuente: Elaboración Propia

El primer ciclo corresponde al de una bomba de calor con expansión directa, explicada en la sección anterior. El segundo ciclo corresponde al condensador, los radiadores y la bomba de circulación.

Como fluido de trabajo se tiene agua, que inicia su ciclo entrando al condensador donde aumenta su temperatura absorbiendo calor del refrigerante a alta presión, alcanzando unos 70 [°C] aproximadamente. Para luego pasar por los radiadores que emiten calor al ambiente a través de radiación y convección con el aire (radiación principalmente), el agua puede circular por más de un radiador en serie o en paralelo. Por último, el agua ya fría pasa por la bomba de circulación que la devuelve al condensador.

4.3 Climatización de Piscinas (CP)

La Climatización de piscina se da comúnmente para centros deportivos en piscinas olímpicas o para piscinas pequeñas de uso personal o incluso jacuzzis. La CP es una de las aplicaciones menos conocidas de los paneles solares termodinámicos, ya que a nivel domiciliario es muy poco común.

En la Figura 4.3 se pueden apreciar el PFD de los principales equipos de esta configuración.

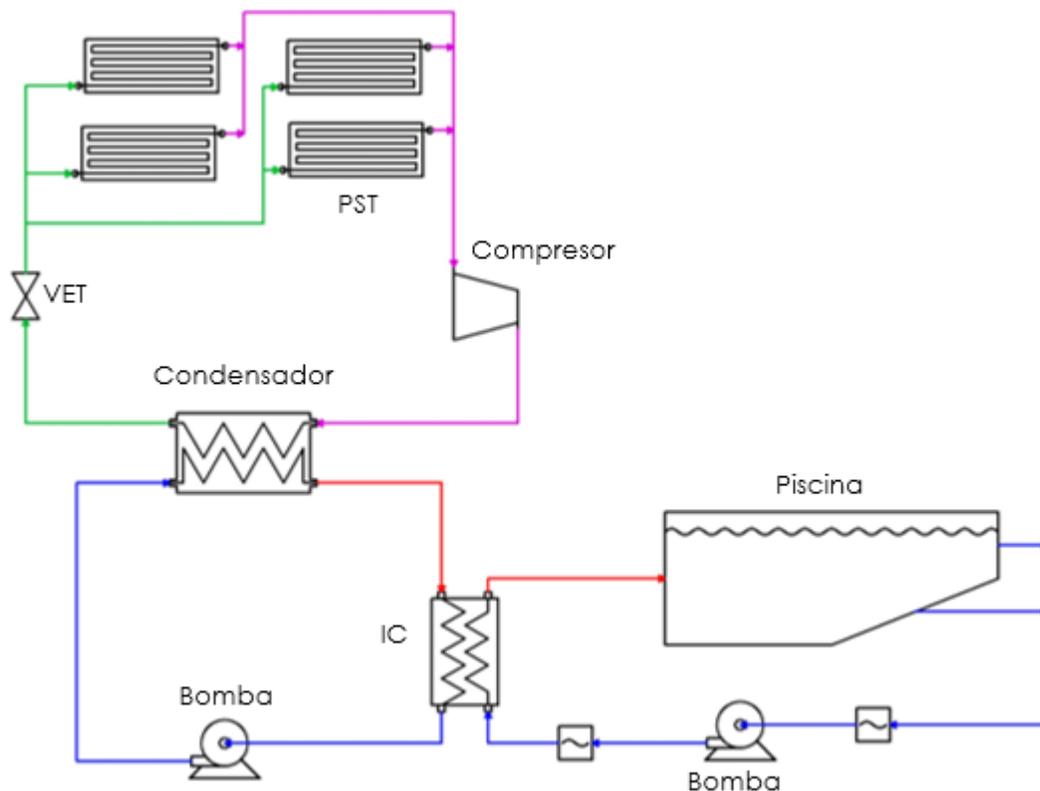


Figura 4.3 – PFD de Climatización de Piscina. Fuente: Elaboración propia

El sistema tiene el ciclo de refrigeración con bomba de calor, al igual que todas las configuraciones anteriores. Sus diferencias parten por tener un segundo y tercer ciclo de intercambio térmico para climatizar la piscina.

El segundo ciclo parte después de que el refrigerante cede su calor al agua aumentando su temperatura, el cual es enviado en un ciclo cerrado a un intercambiador de calor (IC), que vuelve a ceder calor a el tercer ciclo. Al salir del IC con una temperatura baja, entra a la bomba de recirculación que la devuelve a iniciar el ciclo.

El tercer ciclo corresponde a un ciclo abierto, que corresponde al agua del vaso de la piscina. Comienza con el agua del vaso saliendo de la piscina y mezclándose en el agua de red, para pasar por un filtro, que elimina impurezas y después pasa a la bomba de circulación; haciéndola pasar por un segundo filtro. Al salir del filtro entra al IC donde se calienta y queda en condiciones para entrar a la piscina nuevamente.

4.4 Configuraciones Mixtas

Las configuraciones mixtas nacen de la combinación de ACS, CC o CP, si bien en la práctica hay unas más utilizadas que otras. A continuación, se exponen las combinaciones más relevantes.

4.4.1 ACS+CC

La configuración mixta de ACS+CC es una de las más comunes, ya que suple las necesidades térmicas más demandantes de una vivienda. Los equipos del sistema son los mismos que para las configuraciones de ACS+CC, lo único nuevo es una válvula de 3 vías (VTV) que regula el flujo de agua caliente según las necesidades del momento.

En la Figura 5.8 se puede ver el PFD de la configuración mixta entre ACS+CC.

El agua caliente que sale del condensador se dirige a la válvula de 3 vías en donde puede pasar hacia el ciclo de ACS o el de CC, según las necesidades del sistema. Al pasar por los radiadores o por el tanque acumulador, el agua cede calor a los respectivos sistemas, saliendo a una temperatura más baja y dirigiéndose a la bomba de circulación para ser impulsado al condensador para reiniciar el ciclo.

Naturalmente, cuando funcionan los 2 ciclos de forma simultánea, la bomba de circulación debe hacer más trabajo, por lo tanto su dimensionamiento debe estar considerado para esa exigencia.

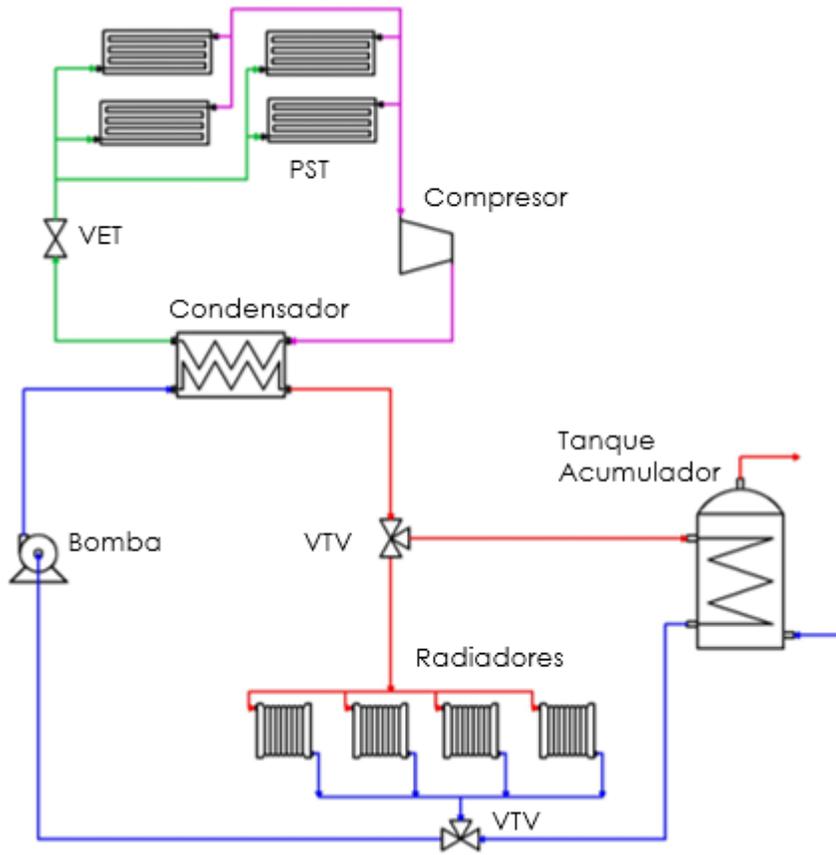


Figura 4.4 – PFD de ACS+CC. Fuente: Elaboración Propia

4.4.2 CC+CP

La CC y la CP destacan por su forma particular de funcionamiento a nivel domiciliario, ya que se obtienen mejores resultados cuando no operan de forma simultánea, es decir la CC opera durante los meses más fríos y la CP opera durante los meses más cálidos; ocupando de esta forma toda la instalación durante todo el año y no solamente en invierno como lo es para la CC.

Al igual que en ACS+CC se agrega a su instalación una VTV, que cambia el fluido de trabajo dependiendo de la estación del año.

El agua que sale del condensador se dirige a la VTV y dependiendo del mes, se dirige hacia los radiadores o hacia la piscina; una vez que cede calor, el agua a baja temperatura se dirige a la bomba de circulación para que vuelva a ingresar al condensador y cierre el ciclo.

En la Figura 4.5 se puede ver el PFD de la instalación mixta de ACS+CC.

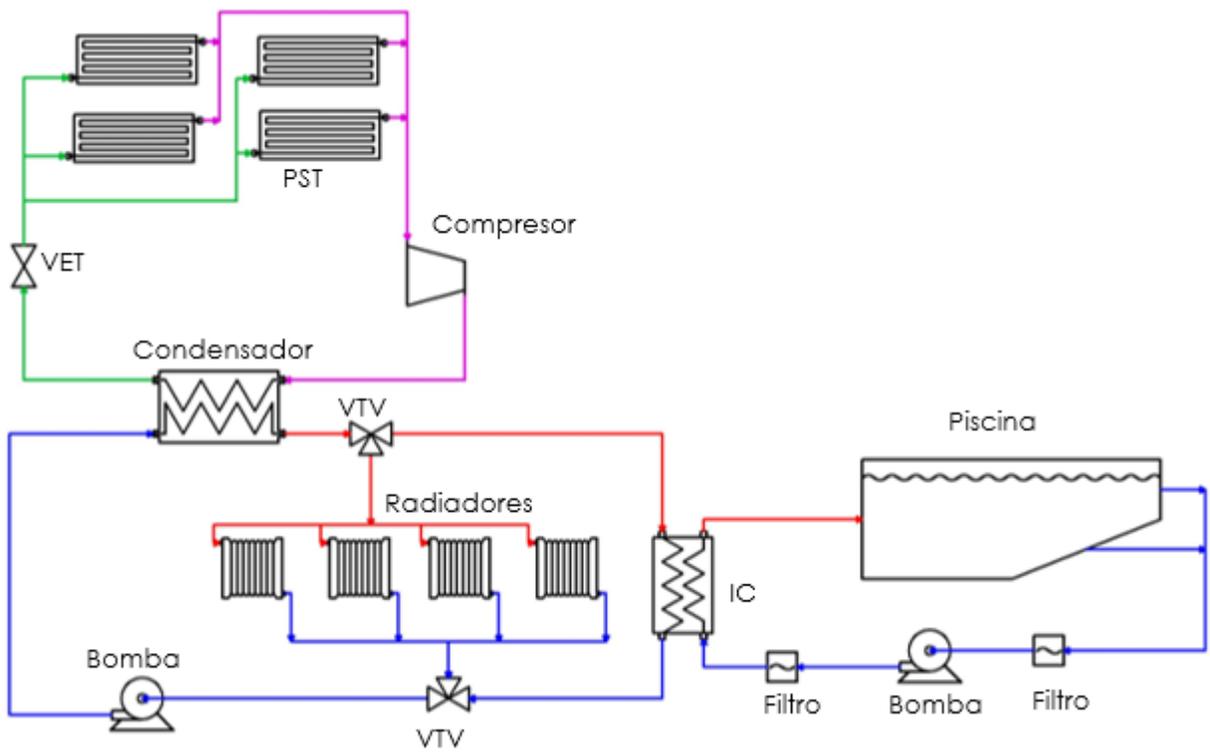


Figura 4.5 – PFD de CC+CP (Fuente: Elaboración Propia)

5 Metodología de cálculo de instalaciones PST.

5.1 Calculo de condiciones de operación en bomba de calor

Para determinar las condiciones en las que trabaja la bomba de calor se utiliza la siguiente metodología de cálculo, partiendo con el modelo básico a seguir.

5.1.1 Modelo de absorción de calor

El panel solar termodinámico (PST) absorbe energía del sol, pero también de la lluvia, del viento, de la nieve y del aire. Como la lluvia y la nieve son variables muchos menos probables y más aleatorias, para temas de cálculo se consideran los efectos de la velocidad del viento y del sol. Ver modelo en la Figura 5.1.

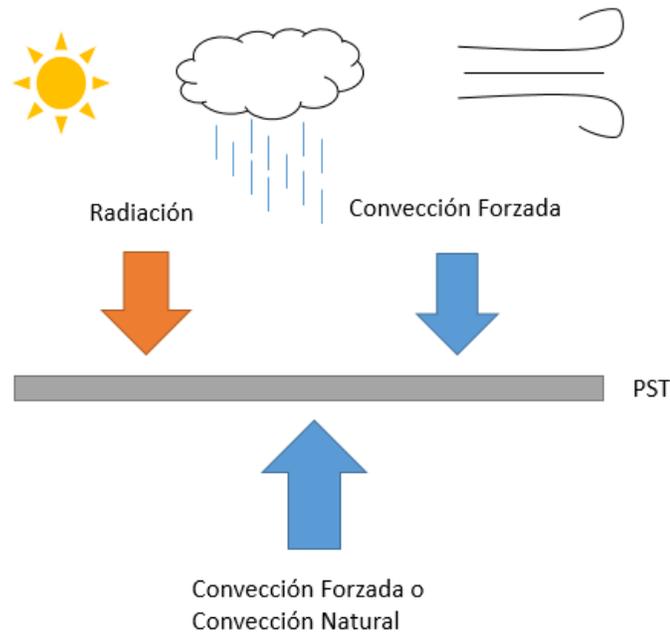


Figura 5.1 – Esquema de modelo de absorción de calor. Fuente: Elaboración propia

El sol aporta tanto con radiación directa como difusa sobre el panel solar, la que es absorbida en función de la absorptividad y emisividad del panel. Por otro lado, el viento aporta con convección forzada y el aire quieto con convección natural o forzada; dependiendo de la instalación.

La transferencia de calor en el panel se puede ver en la Figura 5.2, con un cuadro diferencial del panel. En donde se tiene que por la cara anterior (es decir, la expuesta al sol) entra calor por radiación solar y convección forzada del aire, dejando la superficie del panel a temperatura T_1 ; luego existe transferencia de calor conducción quedando la superficie interior a la temperatura T_3 ; y luego la convección forzada del refrigerante alcanza la temperatura del refrigerante T_r .

Por el otro lado, se tiene la cara posterior (aquella no expuesta al sol), por donde ingresa calor por convección natural o forzada a T_{amb} y deja la superficie del panel a T_2 ; luego hay transferencia de calor por conducción quedando el interior de la tapa del panel a temperatura a T_4 y, finalmente, la convección forzada del refrigerante que alcanza la temperatura del refrigerante T_r .

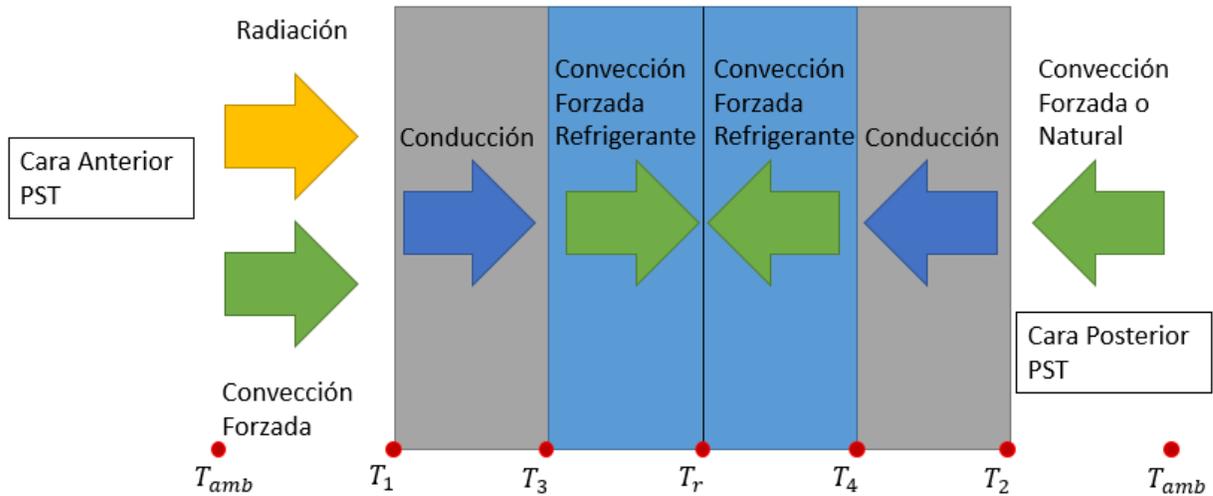


Figura 5.2 – Transferencia de calor en PST orientado verticalmente. Fuente: Elaboración propia

Ahora bien, se considera como primera aproximación que las temperaturas de placa T_1 y T_4 (superficie del panel), son idénticas la temperatura del refrigerante, por lo tanto, el efecto que tiene la transferencia de calor por conducción del panel y la transferencia de calor por convección forzada del refrigerante se desprecia. Teniendo en cuenta también que la diferencia de temperaturas entre T_r y T_1 o T_2 , es muy baja, el efecto de no considerarlas no es importante. En la Figura 5.3 se encuentra el esquema de la nueva aproximación.

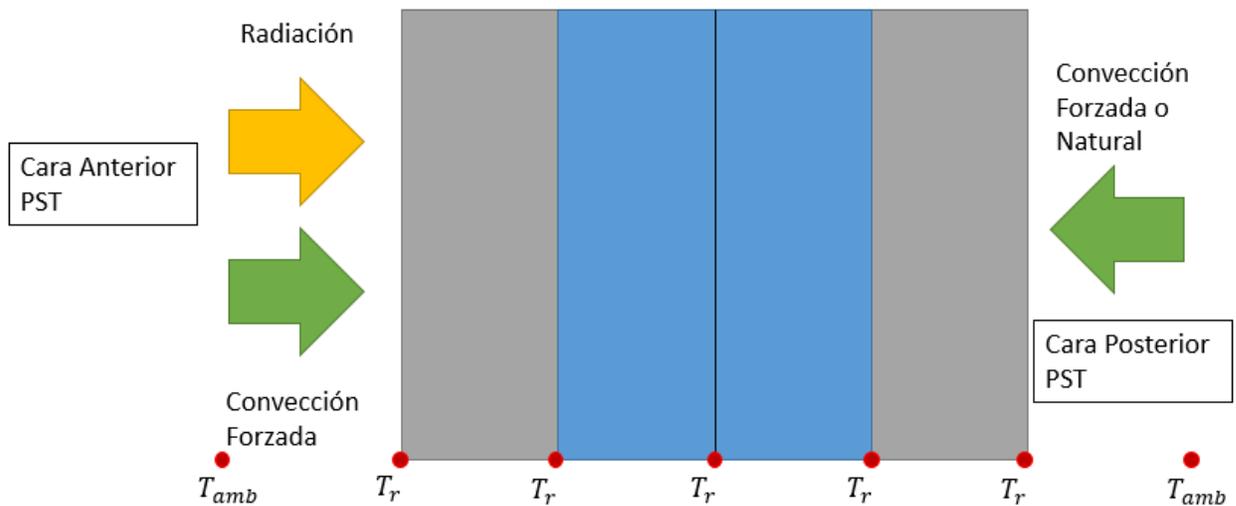


Figura 5.3 – Aproximación de transferencia de calor en PST orientado verticalmente. Fuente: Elaboración propia

Para determinar el calor que es capaz de absorber el PST del ambiente, se utilizan resistencias térmicas; las cuales tienen la siguiente configuración mostrada en la Figura 5.4

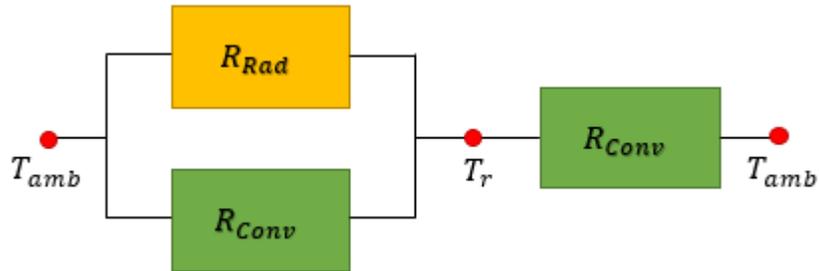


Figura 5.4 – Resistencias Térmicas. Fuente: Elaboración Propia

Lo que no es más que 3 resistencias térmicas en paralelo como muestra la Figura 5.5

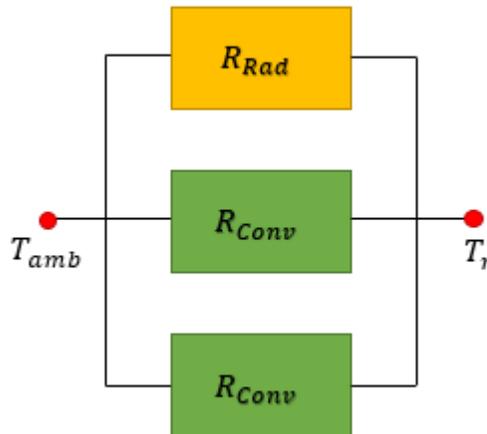


Figura 5.5 – Resistencias térmicas en paralelo. Fuente: Elaboración propia

Con la definición de las resistencias térmicas que simplifica el modelo de absorción de calor del PST, se puede comenzar con la metodología de cálculo en la bomba de calor.

5.1.2 Datos de entrada

Se necesita:

- La radiación promedio mensual en el año $R_g [W/m^2]$.
- La temperatura ambiente mensual en el año $T_{amb} [°K]$.
- Velocidad promedio del viento $V_w [m/s]$.
- La Presión Ambiental promedio $P_{amb} [Pa]$.

La información referente al panel que se necesita es:

- Superficie útil S_u
- Largo del panel $l_{panel}[m]$
- Ancho del panel $a_{panel}[m]$
- Absortividad del panel α_{panel}
- Emisividad del panel ε_{panel}

Por último y más importante, se necesita la carga térmica en el condensador Q_{cd} , que se determina según la configuración en las secciones siguientes.

5.1.3 Determinación de Resistencias Térmicas

Para determinar el calor disponible se utiliza el método de resistencia térmicas, donde se necesita calcular las resistencias térmicas de radiación, de convección forzada y de convección natural.

5.1.3.1 Cálculo de la resistencia térmica de Radiación

La resistencia térmica de radiación R_{Rad} [K/W] no es directa, para poder usar este método se despeja la ecuación de transferencia de calor por radiación Q_{Rad} [W], donde

$$Q_{Rad} = Q_{rad,irrad} - Q_{rad,emi} \quad (5.1)$$

Donde $Q_{rad,irrad}$ [W] es la radiación captada por la irradiación solar y $Q_{rad,emi}$ es la radiación por la emisividad de la placa y el sol. Expandiendo la ecuación (5.1), queda la ecuación (5.2) como:

$$Q_{Rad} = \alpha \cdot R_g \cdot A_{panel} - \sigma \cdot (\varepsilon \cdot T_r^4 - T_{sky}^4) \cdot A_{panel} \quad (5.2)$$

Ahora reemplazando la ecuación (5.2) en la ecuación de calor, se obtiene la expresión de la resistencia térmica de radiación según la ecuación (5.3).

$$Q_{Rad} = \frac{T_{amb} - T_r}{R_{Rad}} \quad \Rightarrow \quad R_{Rad} = \frac{T_{amb} - T_r}{(\alpha \cdot R_g + \sigma \cdot (T_{sky}^4 - \varepsilon \cdot T_r^4)) \cdot A_{panel}} \quad (5.3)$$

Donde T_{amb} [°K] es la temperatura ambiente, T_r [°K] es la temperatura del refrigerante, α es la absortividad del PST, R_g [W/m²] es la radiación global, ε es la emisividad del panel, A_{panel} [m²] es el área de panel y $\sigma = 5,6704 \cdot 10^{-8}$ [W/m²°K⁴] es la constante de Stefan Boltzman [4].

T_{sky} [°K] es la temperatura de cielo y se calcula con la ecuación (5.4), que ya incluye la emisividad promedio del cielo [3].

$$T_{sky} = 0,0552 \cdot T_{amb}^{1,5} \quad (5.4)$$

5.1.3.2 *Calculo de la resistencia térmica por convección forzada*

Para determinar la resistencia térmica por convección forzada R_{Conv} [$^{\circ}K/W$], se utiliza la siguiente expresión de la ecuación (5.5):

$$R_{Conv} = \frac{1}{\overline{h_{cc}} \cdot A_{panel}} \quad (5.5)$$

Donde A_{panel} [m^2] corresponde al área del panel y $\overline{h_{cc}}$ [W/m^2K] es el coeficiente convectivo promedio.

Para obtener el coeficiente convectivo promedio se utiliza la expresión del Nusselt de la ecuación (5.6).

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h_{cc}} \cdot L_c}{k_{air}} \Rightarrow \overline{h_{cc}} = \frac{\overline{Nu} \cdot k_{air}}{L_c} \quad (5.6)$$

Donde k_{air} [W/mK] es la conductividad del aire, L_c [m] es el largo característico y \overline{Nu} es el número de Nusselt promedio que se calcula con la ecuación (5.7).

$$\overline{Nu} = 0,664 \cdot Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (5.7)$$

Para determinar el número de Nusselt se tiene que determinar el número de Reynolds definido en la ecuación (5.8).

$$Re = \frac{V_w \cdot L_c}{\nu_{air}} \quad (5.8)$$

Donde V_w [m/s] es la velocidad promedio del viento, ν_{air} [m^2/s] es la viscosidad cinemática y L_c [m] es el largo característico, que se calcula como muestra la ecuación (5.9).

$$L_c = \frac{A_{panel}}{P_{panel}} \quad (5.9)$$

Con A_{panel} [m^2] es el área del panel y P_{panel} [m] es el perímetro del panel.

Por otro lado, el número de Prandtl se define como dice la ecuación (5.10).

$$Pr = \frac{C_{p,air} \cdot \mu_{air}}{k_{air}} \quad (5.10)$$

Donde $C_{p,air}$ [J/kgK] es el calor específico del aire, μ_{air} [kg/ms] es la viscosidad dinámica y k_{air} [W/mK] es la conductividad del aire.

5.1.3.3 *Calculo de la resistencia térmica por Convección Natural*

La resistencia térmica por convección natural se calcula de igual modo que la convección forzada, como muestra la ecuación (5.11).

$$R_{conv,n} = \frac{1}{\bar{h}_{cc,n} \cdot A_{panel}} \quad (5.11)$$

Donde $\bar{h}_{cc,n}$ [W/m²K] es el coeficiente convectivo natural promedio. Para obtener el coeficiente convectivo promedio se utiliza el Nusselt mostrado en la ecuación (5.6).

Existen 2 formas en que se puede manifestar la convección libre y para cada una existe una correlación distinta: cuando el PST está en forma vertical (pegado a una pared, por ejemplo), o cuando está en forma horizontal e inclinado (sobre el techo, por ejemplo).

Para el caso de convección libre cuando el PST está de forma vertical se utiliza la siguiente expresión de Nu en (5.12).

$$\bar{Nu} = \left(0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{(1 + (0,492/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right)^2 \quad (5.12)$$

En donde Ra es el número de Rayleigh expresado en la ecuación (5.13).

$$Ra = \frac{g \cdot C_{p,air} \cdot \beta_{air} \cdot \rho_{air}^2 (T_l - T_{amb}) \cdot L_c^3}{\mu_{air} \cdot k_{air}} \quad (5.13)$$

Donde β el coeficiente de expansión térmica del aire, g [m/s²] es la aceleración de gravedad, ρ_{air} [kg/m³] es la densidad del aire y T_l [°K] es la temperatura de capa límite, también hay que señalar que las propiedades del aire, utilizadas en las ecuaciones anteriores deben ser evaluadas para la temperatura de la capa límite T_l de la ecuación (5.14).

$$T_l = \frac{T_x + T_{amb}}{2} \quad (5.14)$$

Cuando el PST se encuentra horizontal o inclinado, con la cara inferior de la placa más fría que la temperatura ambiente, se utiliza la siguiente correlación para determinar el Nusselt en las ecuaciones (5.15) y (5.16).

$$\overline{Nu} = 0,54 \cdot Ra^{1/4} \quad 10^4 < Ra < 10^7 \quad (5.15)$$

$$\overline{Nu} = 0,15 \cdot Ra^{1/3} \quad 10^7 < Ra < 10^{11} \quad (5.16)$$

5.1.3.4 Resistencia Equivalente

Finalmente, se puede calcular la resistencia equivalente según como se vio anteriormente en la Figura 5.5. La resistencia equivalente R_{eq} [K/W] en una configuración paralela se calcula según la ecuación (5.17).

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{R_{Rad}} + \frac{1}{R_{Conv,ant}} + \frac{1}{R_{Conv,post}}} \quad (5.17)$$

Donde R_{Rad} [K/W] es la resistencia térmica de radiación, $R_{Conv,ant}$ [K/W] es la resistencia térmica convectiva en la cara anterior y $R_{Conv,post}$ [K/W] es la resistencia térmica convectiva en la cara posterior.

5.1.4 Potencia disponible

El método de resistencias térmicas sugiere una ecuación muy simple para el calor disponible Q_{disp} [W] en la ecuación (5.18).

$$Q_{disp} = N_{panel} \cdot Su \cdot \frac{(T_{amb} - T_r)}{R_{eq}} \quad (5.18)$$

Donde N_{panel} es el número de paneles y Su la superficie útil del panel.

5.1.5 Calculo de estados termodinámicos

Los estados termodinámicos corresponden a los puntos de entrada y salida del fluido refrigerante a los equipos que conforman un ciclo termodinámico, en este caso un ciclo de refrigeración. Al definir unos parámetros de entrada es posible determinar de manera única todas las variables del sistema.

En la Figura 5.6 se puede ver un ejemplo de un ciclo de refrigeración ideal por compresión, en un diagrama de Mollier del refrigerante R134A para presión y entalpia.

$$h_1 = h_1(T_1; x_1) \quad (5.21)$$

$$s_1 = s_1(T_1; x_1) \quad (5.22)$$

Con P_1 [Pa] la presión en el estado 1, h_1 [J/kg] la entalpía en el estado 1 y s_1 [J/kgK] la entropía en el estado 1.

5.1.5.2 Estado 3

El estado 3 corresponde a la salida del condensador y a la entrada de la válvula de expansión termostática. Al igual que en el punto 1, como se está evaluando un ciclo de refrigeración ideal, el título en el punto 3 debe ser igual a 0 y la temperatura en 3 según la ecuación (5.23)

$$x_3 = 0 \quad y \quad T_3 = T_{req} + 10 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (5.23)$$

Donde x_3 es el título en el estado 3, T_3 [°C] la temperatura en el estado 3 y T_{req} [°C] es la temperatura máxima requerida según la configuración a evaluar (que puede ser ACS, CC, CP, etc.). Los 10 [°C] depende de la eficiencia del condensador.

Los demás estados termodinámicos se calculan según el Diagramas de Mollier con las ecuaciones (5.24), (5.25) y (5.26).

$$P_3 = P_3(T_3; x_3) \quad (5.24)$$

$$h_3 = h_3(T_3; x_3) \quad (5.25)$$

$$s_3 = s_3(T_3; x_3) \quad (5.26)$$

Con P_3 [Pa] la presión en el estado 3, h_3 [J/kg] la entalpía en el estado 3 y s_3 [J/kgK] la entropía en el estado 3.

5.1.5.3 Estado 2

El estado 2 corresponde a la salida del compresor y a la entrada del condensador. Para un ciclo de refrigeración ideal se considera una compresión isoentrópica al interior del compresor. Por lo que se cumple la siguiente condición para la entropía en el estado 2 s_2 [J/kgK] en la ecuación (5.27).

$$s_2 = s_1 \quad (5.27)$$

Con s_1 [J/kgK] la entropía en el estado 1. Por otro lado, como la presión dentro del condensador no cambia (para un ciclo ideal), se tiene la siguiente correlación para la presión en 2, P_2 [Pa] en la ecuación (5.28).

$$P_2 = P_3 \quad (5.28)$$

Con P_3 [Pa] la presión en el estado 3. De esta forma se pueden determinar los demás estados termodinámicos en el diagrama del Mollier según las ecuaciones (5.29) y (5.30).

$$T_2 = T_2(P_2; s_2) \quad (5.29)$$

$$h_2 = h_2(P_2; s_2) \quad (5.30)$$

Con T_2 [$^{\circ}C$] la temperatura en el estado 2 y h_2 [J/kg] la entalpia en el estado 2.

5.1.5.4 Estado 4

El estado 4 corresponde a la salida de la válvula de expansión termostática (VET) y a la entrada del PST. Para un ciclo ideal se cumple que la expansión en la VET es isoentálpica, por lo tanto, se cumple que la entalpia en el estado 4 es según la ecuación (5.31).

$$h_4 = h_3 \quad (5.31)$$

Con h_3 [J/kg] la entalpia en el estado 3. Por otro lado, la presión en el PST no varía en un ciclo ideal, por lo tanto, la presión en el estado 4, P_4 [Pa] según la ecuación (5.32).

$$P_4 = P_1 \quad (5.32)$$

Donde P_1 [Pa] es la presión en el estado 1. Los demás estados termodinámicos se determinan a través del diagrama de Mollier según (5.33), (5.34) y (5.35).

$$T_2 = T_2(P_4; h_4) \quad (5.33)$$

$$s_4 = s_4(P_4; h_4) \quad (5.34)$$

$$x_4 = x_4(P_4; h_4) \quad (5.35)$$

5.1.5.5 Algunas Consideraciones

Es importante destacar que el ciclo no ocurre de forma ideal, por lo tanto es recomendable dimensionar los equipos para un sub-enfriamiento a la salida del condensador para evitar la

proliferación de burbujas antes de entrar a la VET y un sobrecalentamiento a la salida del evaporador para asegurar que ingrese vapor seco al compresor. Lo que se traduce en una disminución en T_3 y un aumento en T_1 , es decir, como describen las ecuaciones (5.36) y (5.37).

$$T_{3,real} = T_3 - \Delta T_3 \quad (5.36)$$

$$T_{1,real} = T_1 + \Delta T_1 \quad (5.37)$$

Los valores típicos para ΔT_3 y ΔT_1 según [3] son:

- $\Delta T_3 \sim 4$ [°C]
- $\Delta T_1 \sim 3$ [°C]

5.1.6 Flujo Másico

Para determinar el flujo másico del refrigerante \dot{m}_r [kg/s] se utiliza la ecuación (5.38) para calcular la potencia del condensador según:

$$Q_{cd} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_r = \frac{Q_{cd}}{h_2 - h_3} \quad (5.38)$$

5.1.7 Absorción de calor en el Evaporador

El calor en el evaporador Q_{ev} [W] se calcula con la ecuación (5.39)

$$Q_{ev} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) \quad (5.39)$$

5.1.8 Equilibrio térmico

Para tener seguridad que la temperatura T_1 [°C] es la correcta, tiene que existir equilibrio térmico entre la carga térmica disponible y la capacidad del evaporador. Esto se consigue siguiendo el criterio de las ecuaciones (5.40) y (5.41) usando la diferencia entre Q_{disp} [W] y Q_{ev} [W].

$$\text{Si } Q_{disp} - Q_{ev} < 0 \quad \Rightarrow \quad \text{Disminuir } T_1 \quad (5.40)$$

$$\text{Si } Q_{disp} - Q_{ev} > 0 \quad \Rightarrow \quad \text{Aumentar } T_1 \quad (5.41)$$

Lo ideal es que el Q_{disp} sea siempre un poco mayor que Q_{ev} . Cuando la disminución de T_1 se acerca al punto de ebullición del refrigerante es porque el número de paneles de PST es muy bajo y hay que aumentarlo. Por otro lado, si el aumento de T_1 lo acerca a la temperatura ambiente es porque el número de PST es muy alto y hay que disminuirlo. Bajo esas condiciones es posible encontrar las dimensiones apropiadas del sistema

5.1.9 Trabajo en el Compresor

El trabajo en el compresor W_{cp} [W] se determina para un ciclo de refrigeración ideal según la ecuación (5.42) .

$$W_{cp} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) \quad (5.42)$$

Para obtener el trabajo del compresor real $W_{cp,real}$ [W] (y así poder dimensionar el compresor), se utiliza la eficiencia del compresor η_{cp} según la ecuación (5.43).

$$W_{cp,real} = \frac{W_{cp}}{\eta_{cp}} \quad (5.43)$$

Donde $\eta_{cp} \sim 0,8$.

5.1.10 Coeficiente desempeño COP

Por último, para evaluar la eficiencia de la bomba de calor se calcula el COP, según la ecuación (5.44).

$$COP = \frac{Q_{cd}}{W_{cp}} \quad (5.44)$$

El COP real del sistema es usando el trabajo real del compresor, por lo tanto, según la ecuación (5.45) se tiene que:

$$COP_{real} = \frac{Q_{cd}}{W_{cp,real}} \quad (5.45)$$

5.2 Calculo de demanda térmica para Agua Caliente Sanitaria (ACS)

El ciclo secundario de ACS corresponde al segundo ciclo del sistema, con agua como fluido de trabajo, que utiliza el calor extraído del condensador Q_{cd} y lo transfiere al tanque de acumulación de agua caliente sanitaria. Este ciclo está compuesto por el condensador del primer ciclo, una bomba hidráulica y el tanque de acumulación de ACS; tal y como se muestra en la Figura 5.7.

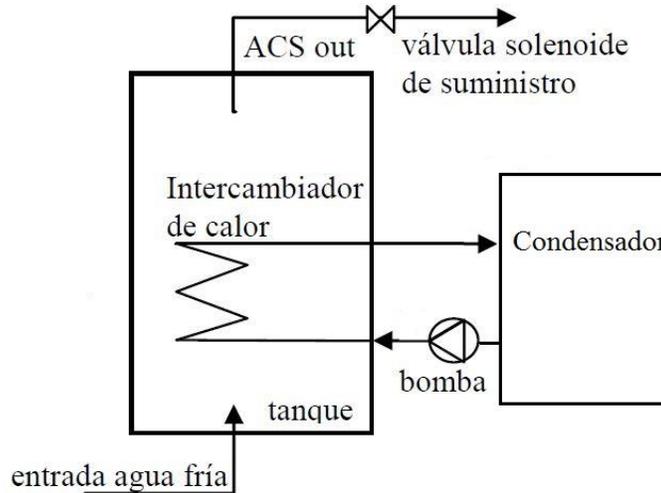


Figura 5.7 – Ciclo Secundario de ACS. Fuente: [3]

Para determinar la carga térmica del agua caliente sanitaria (ACS) es necesario determinar el caudal diario de ACS para suplir las necesidades del local. Cada local necesita un caudal particular para funcionar, según norma del código de edificación [10].

La tabla del Anexo A representa la demanda de ACS en función del criterio de demanda a 60[°C] con $T_{Agua\ fría} = 12\ [^{\circ}C]$, sin embargo, si se desea calentar el agua a otra temperatura, se utiliza la ecuación (5.46), para determinar $D_i(T_{ACS})[m^3]$ la demanda de agua a $T_{ACS}\ [^{\circ}C]$ [11].

$$D_i(T_{ACS}) = D_i(60[^{\circ}C]) \cdot \frac{60 - T_{Agua\ fría}}{T_{ACS} - T_{Agua\ fría}} \quad (5.46)$$

Donde $D_i(60[^{\circ}C])\ [l/dia]$ corresponde al criterio de demanda a 60 [°C], $T_{ACS}\ [^{\circ}C]$ Corresponde a la temperatura de ACS deseada, y $T_{Agua\ fría}\ [^{\circ}C]$ la temperatura promedio de agua fría de suministro.

En caso de aplicaciones residenciales, con desconocimiento de uso por persona, se utilizan los valores mínimos de ocupación de cálculo en uso residencial privado de la Tabla 5.1

Tabla 5.1 – Aproximación de demanda de ACS en consumo domiciliario

Nº de dormitorios	1	2	3	4	5	>5
Nº de personas	1,5	3	4	6	7	Nº de Dormitorios

Fuente [10]

Para los casos de viviendas multifamiliares (edificios o condominios, por ejemplo), se utiliza el factor de centralización que corresponde a la cantidad de viviendas simultaneas que utilizan ACS y que depende del número de viviendas del edificio, que multiplica la demanda diaria de ACS a 60 [°C]. El factor de centralización F_{cen} se encuentra en la Tabla 5.2 [11], [12].

Tabla 5.2 – Valor de factor de centralización

N° viviendas	1 a 3	4 a 10	11 a 20	21 a 50	51 a 75	76 a 100	100>
Factor de Centralización	1	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7

Fuente [10]

Finalmente, la demanda de agua caliente sanitaria diaria total D_{ACS} [m^3] se determina según la ecuación (5.47).

$$D_{ACS} = F_{cen} \cdot N_{per} \cdot D_i(T_{ACS}) \quad (5.47)$$

Donde F_{cen} es el factor de centralización, N_{per} es el número de personas y $D_i(T_{ACS})$ [m^3] la demanda de agua a la temperatura de ACS, T_{ACS} [$^{\circ}C$].

Con lo que se puede calcular la energía que debe proporcionar la bomba de calor al tanque acumulador diario, E_{ACS} [kWh/dia], según la ecuación (5.48):

$$E_{ACS} = D_{ACS} \cdot \rho_{agua} \cdot C_{p,agua} \cdot (T_{ACS} - T_{sum}) \cdot \frac{1}{3600} \quad (5.48)$$

Donde $\rho_{agua} = 1.000$ [kg/m^3] es la densidad del agua, $C_{p,agua} = 4,18$ [$kJ/kg^{\circ}C$] es el calor específico del agua, T_{ACS} [$^{\circ}C$] la temperatura de diseño para el ACS, T_{sum} [$^{\circ}C$] la temperatura del agua fría de suministro y $1/3600$ [kWh/kJ] corresponde a la conversión de unidades de kJ a kWh .

Ahora bien, con la demanda de ACS diaria determinada queda por definir el tiempo de recuperación (cuando se tiene acumulación), que corresponde al tiempo en que el tanque acumulador alcanza la T_{ACS} desde la T_{sum} y depende del caudal usado en hora pico. El tiempo de recuperación se determina en función de las necesidades de ACS instantánea. Según la ecuación (5.49) Q_{ACS} [W] corresponde a la potencia necesaria en el tanque de acumulación, para un tiempo H_{rep} .

$$Q_{ACS} = \frac{F_{acum} \cdot E_{ACS}}{H_{rep}} \quad (5.49)$$

Donde, H_{rep} [h] es el tiempo de recuperación en horas y F_{acum} es el porcentaje de acumulación. El valor de F_{acum} , corresponde a la cantidad de ACS acumulada en un tanque para suplir la demanda de forma inmediata. Idealmente se tiene que tener un contenedor con la cantidad de agua suficiente para cubrir la demanda en hora pico.

Finalmente, como hay pérdidas en la distribución del agua se asume una eficiencia entre el condensador y el tanque acumulador η_{cd} (generalmente de un 80%), según la ecuación (5.50).

$$\dot{Q}_{cd} = \frac{\dot{Q}_{ACS}}{\eta_{cd}} \quad (5.50)$$

5.3 Cálculo de demanda térmica para Calefacción Central (CC)

Para el cálculo de las condiciones de operación de la configuración de Calefacción Central CC, se utiliza el calor de diseño Q_d dentro de la habitación (comercial o domiciliaria) empleando la temperatura interior de diseño T_{in} , la temperatura exterior de diseño T_{ex} y el volumen de aire de renovación.

Para determinar la temperatura de diseño se recomienda utilizar los valores de la Tabla 5.3 para la temperatura de confort en verano e invierno y, además, la humedad relativa de confort, con eso se asegura una temperatura adecuada en la etapa de diseño; y no sobredimensionar algunos equipos.

Tabla 5.3 – Temperatura y humedad relativa de confort

Estación	Temperatura [°C]	Humedad Relativa [%]
Verano	23-25	45-60
Invierno	21-23	40-50

Fuente [13]

Primero que todo, para dimensionar el calor necesario y así obtener las condiciones óptimas de operación, es necesario considerar la transferencia de calor a través de los muros, las ventanas y el techo de la vivienda, local comercial o edificio, con sus características constructivas [14] [15].

Esto se hace a través de las denominadas cargas térmicas, que reflejan las pérdidas de calor para una determinada temperatura interior (temperatura interior de diseño T_{in} [°C]). Se pueden identificar 2 tipos de carga térmica según su incidencia:

- Carga Térmica Sensible: Aquellas que van a originar una variación de la temperatura del aire.
- Carga Térmica Latentes: las que van a originar una variación en la humedad absoluta del ambiente.

Para la calefacción el cálculo de las cargas térmicas sensible Q_s [W] se emplea la siguiente expresión en la ecuación (5.51)

$$Q_s = -Q_{sr} + Q_{st} + Q_{si} - Q_{sai} \quad (5.51)$$

- Q_{sr} [W] es el valor de la carga sensible debida a la radiación solar a través de las superficies acristaladas,

- Q_{st} [W] es la carga sensible por transmisión a través de paredes, techos, suelos y puertas interiores,
- Q_{si} [W] es la carga sensible transmitida por infiltraciones de aire exterior,
- Q_{sai} [W] es la carga sensible debida a aportaciones internas.

En el caso de las cargas térmicas latentes Q_l [W] se emplea la siguiente expresión (5.52).

$$Q_l = Q_{li} - Q_{lp} \quad (5.52)$$

- Q_{li} [W] es la carga latente transmitida por infiltraciones de aire exterior,
- Q_{lp} [W] es la carga latente debida a la ocupación del local.

A continuación, se detallan el método de cálculo para cada una de las cargas térmicas mencionadas anteriormente.

5.3.1 Calor sensible absorbido por radiación en superficies acristaladas

La radiación solar se convierte en un aporte calorífico durante la tarde, es por eso que en la ecuación (5.51) tiene signo negativo. Como la radiación solar atraviesa las superficies transparentes y translucidas, calienta las superficies interiores cuando incide en ellas, lo que incrementa la temperatura ambiente interior. La expresión que calcula la carga térmica de radiación por superficies acristaladas, Q_{sar} [W], se calcula en la ecuación (5.53):

$$Q_{sar} = S_{vent} \cdot R_{solar} \cdot \text{sen}(\theta) \quad (5.53)$$

Donde S_{vent} [m^2] es la superficie de todas las ventanas, R_{solar} corresponde a la radiación en la ventana, y θ al ángulo entre la superficie horizontal y el sol.

5.3.2 Calor sensible perdido por transmisión

5.3.2.1 Calor sensible perdido por transmisión en ventanas

Corresponde al calor que cede el local o vivienda por las ventanas, como se muestra en la ecuación (5.54).

$$Q_{vent} = K_{vent} \cdot S_{vent} \cdot (T_{ex} - T_{in}) \quad (5.54)$$

Con S_{vent} [m^2] la superficie total de las ventanas, T_{ex} [$^{\circ}C$] la temperatura exterior media, y K_{vent} [$W/m^2^{\circ}C$] el coeficiente de transmisión que se obtiene mediante la Tabla 5.4.

Tabla 5.4 – Cálculo de coeficiente de transmisión para ventanas

$K_{vent} = K_1 * K_2$	K_1	K_2			
		Sin Protección	Cortinaje Interior	Persiana Exterior	Toldo Exterior
Cristal doble	3,1	1,14	0,85	0,58	0,70
Cristal simple	6,5	1,16	0,88	0,74	0,74

Fuente [15]

5.3.2.2 Calor sensible perdido por transmisión en paredes o muros

Otra carga térmica a considerar es la pérdida de calor sensible a través de las paredes, según la ecuación (5.55).

$$Q_{muros} = K_{muros} \cdot S_{muros} \cdot (T_{in} - T_{ex}) \quad (5.55)$$

Donde $S_{muros} [m^2]$ corresponde a la superficie total de muros y $K_{muros} [W/m^2\text{°C}]$ el coeficiente de transmisión de muros que se puede obtener de la Tabla 5.5.

Tabla 5.5 – Coeficiente de transmisión por los muros

Material	K_{muro}
Termo-arcilla + recubrimiento con mortero	0,70
Hormigón + recubrimiento con mortero + aislamiento	0,81
Ladrillo + recubrimiento con mortero + aislamiento	0,93
Hormigón + cámara	1,28
Ladrillo + recubrimiento con mortero + cámara	1,40
Hormigón + recubrimiento con mortero	2,09
Ladrillo + recubrimiento con mortero	2,21

Fuente [15]

5.3.2.3 Calor sensible perdido por transmisión en cubiertas o techos.

El calor perdido por el techo se puede calcular al igual que todas las pérdidas de transmisión como se muestra en la ecuación (5.56)

$$Q_{techo} = K_{techo} \cdot S_{techo} \cdot (T_{in} - T_{ex}) \quad (5.56)$$

Donde $S_{techo} [m^2]$ es la superficie total del techo del local o vivienda y $K_{techo} [W/m^2\text{°C}]$ corresponde al coeficiente de transmisión para techos.

Para las cubiertas o techos el coeficiente de transmisión se puede obtener de la Tabla 5.6.

Tabla 5.6 – Coeficiente de transmisión por techos

Material	K_{techo}
Hormigón + cámara + aislamiento	0,58
Cielo raso bajo teja y cámara de aire	1,05
De hormigón	1,16
De teja + cámara + aislamiento	1,28
Bajo terraza de baldosín	1,40
De fibrocemento + aislamiento + cámara	1,51
De teja únicamente	3,37
De fibrocemento únicamente	5,23

Fuente [15]

5.3.2.4 Calor sensible perdido por transmisión en el piso.

Las pérdidas de calor sensible por el piso corresponden a la ecuación (5.57).

$$Q_{suelo} = K_{suelo} \cdot S_{suelo} \cdot (T_{in} - T_{ex}) \quad (5.57)$$

Donde S_{suelo} [m^2] es la superficie total del piso del local o vivienda y K_{suelo} [$W/m^2\text{°C}$] corresponde al coeficiente de transmisión para el piso.

El coeficiente de transmisión para pisos se obtiene de la Tabla 5.7

Tabla 5.7 – Coeficiente de transmisión de suelos

Material	K_{suelo}
Embaldosado sobre hormigón	1,63
Parquet sobre hormigón	1,74

Fuente [15]

5.3.2.5 Calor sensible perdido por transmisión

Las pérdidas de calor por transmisión se obtienen sumando las pérdidas de calor por todos los tipos de superficie, según la ecuación (5.58).

$$Q_{st} = Q_{vent} + Q_{muros} + Q_{techo} + Q_{suelo} \quad (5.58)$$

Aunque en estas tablas se dan algunos cerramientos típicos, en la página web <http://cte-web.iccl.es/sistemas.php> del código técnico de edificación, se pueden obtener el coeficiente de transmisión de superficie para distintas fachadas y cubiertas, en función del grosor y tipo de aislante.

5.3.3 Calor sensible perdido por infiltraciones de aire exterior.

La carga térmica perdida por infiltraciones de aire o por ventilación de aire exterior se determina según la ecuación (5.59).

$$Q_{st} = V_{aire} \cdot \rho_{aire} \cdot C_{p,aire} \cdot (T_{in} - T_{ex}) \quad (5.59)$$

Donde V_{aire} [m^3/s] es el caudal de aire por infiltración y ventilación, ρ_{aire} [kg/m^3] es la densidad del aire y $C_{p,aire}$ [$J/kg^\circ C$] es el calor específico del aire.

Para el cálculo del volumen de aire de renovación se utilizan los datos de la tabla del Anexo B, con los volúmenes de renovación en m^3/h para distintos tipos de locales, para el caso domiciliario se pueden utilizar los datos de la Tabla 5.8

Tabla 5.8 – Caudales de ventilación mínimos exigidos a nivel domiciliario

Estancia	l/s	m^3/h	unidad
Dormitorios	5	18	por ocupante
Salas de Estar y Comedores	3	10,8	por ocupante
Aseos y Baños	15	54	por local
Cocinas	2	7,3	por m^2 útil
Trasteros y zonas comunes	0,7	2,52	por m^2 útil

Fuente [16]

5.3.4 Calor sensible por aportaciones internas

El calor sensible por aportaciones internas puede ser bajo comparado con las demás cargas térmicas, en aplicaciones domiciliarias es poco relevante; pero gana importancia dependiendo del tipo de local y número de ocupantes (como los locales de carácter público). La ganancia de carga térmica sensible debida a aportaciones internas del local, Q_{sai} [W], se estima según la ecuación (5.60).

$$Q_{sai} = Q_{sil} + Q_{sp} \quad (5.60)$$

- Q_{sil} [W] corresponde a la ganancia interna por la iluminación interior del local,
- Q_{sp} [W] es la ganancia interna de carga debida a los ocupantes del local,

5.3.4.1 Calor Sensible aportado por iluminación.

Para el cálculo de la carga térmica sensible aportada por la iluminación se utiliza la potencia de las lámparas como indica la expresión (5.61).

$$Q_{sil} = n \cdot Pot_{lamp} \quad (5.61)$$

Con n el número de lámparas y Pot_{lamp} [W] la potencia de consumo de la lámpara.

5.3.4.2 Carga sensible aportado por los ocupantes

La carga térmica aportada por los ocupantes Q_{sp} [W] se origina por distintas fuentes como:

- Radiación: debido a la temperatura media del cuerpo,
- Convección: la transferencia de calor entre la piel y el aire,
- Conducción: originada al contacto con los elementos del local,
- Respiración: El aire exhalado a una mayor temperatura que el ambiente.

En la Tabla 5.9 se encuentra el calor sensible y el calor latente aportado por un ocupante, en función de su actividad y la temperatura del local

Tabla 5.9 – Calor sensible y latente aportado por ocupante según su actividad en Watts

Actividad realizada	28 [°C]		27 [°C]		26 [°C]		24 [°C]	
	Q_{se} [W]	Q_{la} [W]						
Sentado en Reposo	52	52	58	47	64	41	70	35
Senado trabajo ligero	52	64	58	58	64	52	70	47
Oficinista actividad ligera	52	81	58	76	64	70	70	58
Persona de pie	52	81	58	87	64	81	76	70
Persona que pasea	52	93	58	87	64	81	76	70
Trabajo Sedentario	58	105	64	99	70	93	81	81
Trabajo ligero taller	58	163	64	157	70	151	87	134
Persona que baila	81	215	87	203	99	198	110	180
Persona en trabajo	134	291	140	291	145	285	151	267

Fuente [15]

La ecuación para obtener Q_{sp} [W] es la (5.62)

$$Q_{sp} = n \cdot Q_{se} \quad (5.62)$$

Donde n es el número de ocupantes y Q_{se} [W] es el calor sensible extraído de la Tabla 5.9, por ocupante.

5.3.5 Calor latente perdido por infiltración y renovación de aire exterior.

El aire de renovación también produce un cambio en la carga térmica debido a la diferencia de humedad absoluta entre el interior y el exterior. La expresión para Q_{li} [W] en la ecuación (5.63).

$$Q_{li} = V_{aire} \cdot \rho_{aire} \cdot C_{p,agua} \cdot (w_{int} - w_{ext}) \quad (5.63)$$

Donde V_{aire} [m^3/s] es el caudal de aire por infiltración y ventilación, w_{int} [$kg_{agua}/kg_{aire\ seco}$] la humedad específica al interior y w_{ext} [$kg_{agua}/kg_{aire\ seco}$] la humedad específica en el exterior al recinto.

5.3.6 Calor latente aportado por los ocupantes

Al igual que para el cálculo de calor sensible en la sección 5.3.4, lo ocupantes aportan calor latente al ambiente Q_{lp} [W], cuyo computo utiliza la ecuación (5.64) y la Tabla 5.9.

$$Q_{lp} = n \cdot Q_{la} \quad (5.64)$$

Donde n es el número de ocupantes y Q_{la} [W] es el calor latente extraído de la Tabla 5.9, por ocupante.

5.3.7 Carga térmica total para Calefacción Central (CC)

La carga térmica total para calefacción se calcula como la suma de todas las cargas térmicas calculadas anteriormente, según la ecuación (5.65).

$$Q_{CC} = Q_s + Q_l \quad (5.65)$$

5.4 Calculo de demanda térmica para Climatización de Piscinas (CP)

Para el cálculo de la demanda energética en la climatización de piscinas (CP) se caracterizan todas las pérdidas de calor que tiene la piscina [17]. En la Figura 5.8 se puede ver un esquema con las pérdidas de calor por:

- $Q_{evap}[W]$ representa las pérdidas de calor por la evaporación de agua del vaso.
- $Q_{rad}[W]$ representa las pérdidas de calor por radiación entre el agua de la piscina y el recinto (cubierto).
- $Q_{conv}[W]$ representa la transferencia de calor por convección entre la superficie de la piscina y el aire.
- $Q_{cond}[W]$ representa las pérdidas de calor por conducción por las paredes de la piscina.
- $Q_{renv}[W]$ representa las pérdidas de calor por renovación del agua del vaso.

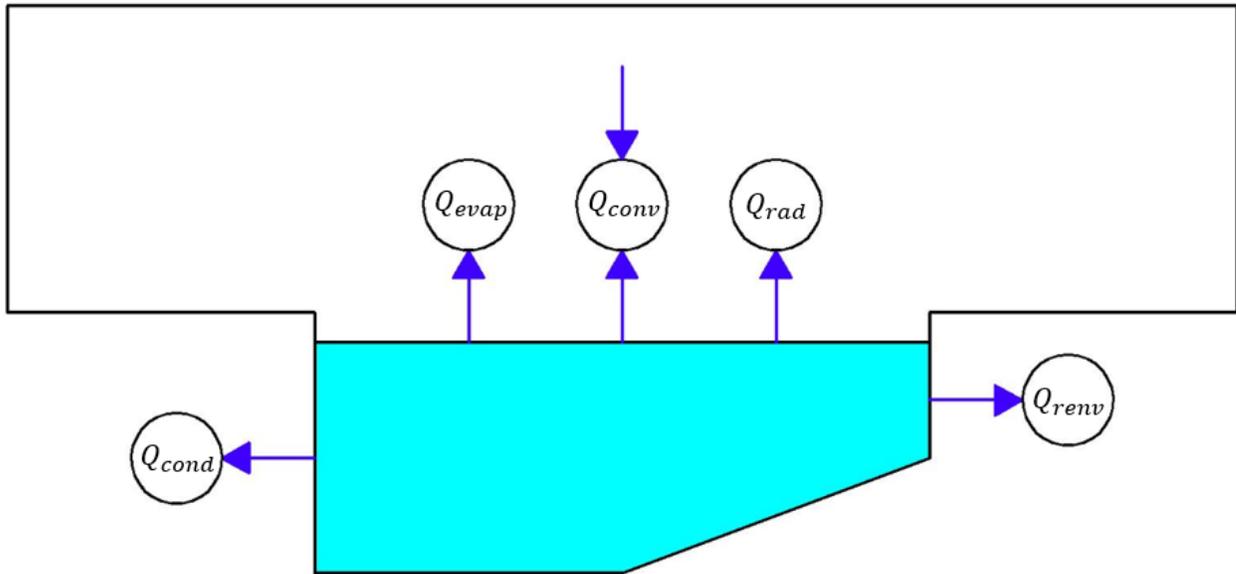


Figura 5.8 – Aportes y pérdidas de calor en la piscina. Fuente: elaboración propia

5.4.1 Pérdidas de calor por evaporación de agua del vaso

Para determinar las pérdidas de calor por evaporación se utiliza una expresión de deshumidificación, escogiendo la expresión de Bernier [17] para obtener la tasa de agua evaporada M_e [kg/s], ecuación (5.66), que contempla la suma de 2 términos:

- Piscina sin agitación (coeficiente 16 [$kg_{aire}/h \cdot m^2$])
- Piscina con ocupación (coeficiente 133 [kg_{aire}/h])

$$M_e = s_{pisc} \cdot \frac{(16 + 133 \cdot n_o)}{3600} \cdot (w_e - G_a \cdot w_{as}) \quad (5.66)$$

Donde s_{pisc} [m^2] es la superficie superior de la piscina, n_o [m^{-2}] es el número de ocupantes en la piscina por metro cuadrado, w_e [kg_{agua}/kg_{aire}] es la humedad absoluta de aire saturado a la temperatura del agua, w_{as} [kg_{agua}/kg_{aire}] es la humedad absoluta de aire saturado a la temperatura de aire interior y G_a es la humedad relativa del ambiente.

n_o suele estar comprendido entre $0,10 - 0,20$. Donde mientras sea mayor, indica mayor número de ocupantes por m^2 .

En la Tabla 5.10 se tienen los valores de humedad absoluta del aire saturado [17].

Tabla 5.10 – Humedad absoluta del aire saturado

$T [^{\circ}C]$	Humedad absoluta $w [kg_{agua}/kg_{aire}]$
15	0,0108
16	0,0114
17	0,0123
18	0,0130
19	0,0139
20	0,0147
21	0,0155
22	0,0165
23	0,0177
24	0,0187
25	0,0200
26	0,0213
27	0,0225
28	0,0240
29	0,0255
30	0,0270

Fuente [17]

Ahora bien, para determinar las pérdidas de calor por evaporación $\dot{Q}_{evap} [W]$ se usa la siguiente expresión (5.67).

$$\dot{Q}_{evap} = M_e \cdot L_{V,agua} \quad (5.67)$$

Donde $M_e [kg/s]$ es la masa de aire evaporado y $L_{V,agua} = 2,257 \cdot 10^6 [J/kg]$ es el calor latente de evaporación del agua.

5.4.2 Transferencia de calor por radiación del agua de piscina.

Para calcular la transferencia de calor por radiación $\dot{Q}_{rad} [W]$, se utiliza la expresión de transferencia de calor entre 2 cuerpos grises, siendo uno el agua de piscina y el otro el recinto de la piscina cubierta, como se muestra en la ecuación (5.68).

$$\dot{Q}_{rad} = s_{pisc} \cdot \varepsilon_{ag} \cdot \sigma \cdot (T_{pisc}^4 - T_{rec}^4) \quad (5.68)$$

Donde $s_{pisc} [m^2]$ es la superficie de la piscina, $\varepsilon_{ag} = 0,95$ la emisividad del agua, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} [W/m^2K^4]$ la constante de Stefan-Boltzman, $T_{pisc} [^{\circ}K]$ la temperatura de la superficie de la

piscina y T_{rec} [$^{\circ}K$] la temperatura del recinto (en caso de que la piscina no esté cubierta, se utiliza la T_{sky} [$^{\circ}K$]).

5.4.3 Transferencia de calor por convección.

La transferencia de calor por convección es un tanto más compleja que las demás cargas térmicas, ya que es necesario calcular el coeficiente convectivo que se desarrolla en el aire para piscina cubierta o no cubierta. Sin embargo, es posible utilizar la expresión propuesta por Sebastián Jordi Noruega en [17].

La correlación conserva el signo de la diferencia de temperaturas, una vez calculado (esto porque la transferencia de calor por convección puede ser pérdida o ganancia de calor). En la ecuación (5.69) se expresa la correlación para la transferencia de calor por convección \dot{Q}_{conv} [W].

$$\dot{Q}_{conv} = s_{pisc} \cdot 0,6426 \cdot |T_{pisc} - T_{aire}|^{4/3} \quad (5.69)$$

Donde s_{pisc} [m^2] es la superficie superior de la piscina, T_{pisc} [$^{\circ}K$] es la temperatura del agua del vaso de la piscina y T_{aire} [$^{\circ}K$] la temperatura del aire.

5.4.4 Pérdida de calor por conducción a través de las paredes.

Otra carga térmica que tiene como consecuencia pérdidas de calor, es a través de las paredes de la piscina, por lo que se utiliza la transferencia de calor por conducción \dot{Q}_{cond} [W], expresado en la ecuación (5.70).

$$\dot{Q}_{cond} = s_{cerr,vaso} \cdot k_{cerr,vaso} \cdot (T_{pisc} - T_{pared}) \quad (5.70)$$

Donde $s_{cerr,vaso}$ [m^2] es la superficie de todos los cerramientos del vaso de la piscina, $k_{cerr,vaso}$ [W/m^2K] es el coeficiente de transmisión térmica de los cerramientos, T_{pisc} [$^{\circ}K$] es la temperatura de la piscina y T_{pared} [$^{\circ}K$] la temperatura al otro lado de la pared usualmente menor a 5 [$^{\circ}C$] que la temperatura ambiente.

5.4.5 Pérdidas por renovación de agua del vaso.

Una pérdida asociada al uso de la piscina, es decir, el agua removida por los bañistas y el agua evaporada corresponde a calentar agua de renovación para que la piscina se mantenga al mismo nivel y temperatura. Las pérdidas por renovación de agua del vaso \dot{Q}_{renv} [W], se estiman según la ecuación (5.71).

$$\dot{Q}_{renv} = F_{renv} \cdot V_{pisc} \cdot \rho_{agua} \cdot C_{p,agua} \cdot (T_{pisc} - T_{sum}) \quad (5.71)$$

Donde F_{renv} [1/día] porcentaje de renovación del volumen de la piscina al día (5% usualmente) y V_{pisc} [m^3] volumen de agua de la piscina.

5.4.6 Carga térmica total para climatización de piscina (CP)

Finalmente, la carga térmica total para la climatización de piscina corresponde a la suma de todas las cargas térmicas calculadas anteriormente, según la ecuación (5.72).

$$\dot{Q}_{CP} = \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{renv} \quad (5.72)$$

5.5 Calculo de demanda térmica para Configuraciones Mixtas.

Las configuraciones de ACS, CC+CP, se pueden hacer de forma combinada, es decir se puede instalar por ejemplo ACS+CC, a nivel domiciliario y comercial.

5.5.1 ACS+CC

Esta es una de las configuraciones más comunes a nivel domiciliario, ya que logra reemplazar la totalidad de otras fuentes de calor en una vivienda. Para el cálculo de la potencia térmica total Q_{ACS-CC} [W], implica solo sumar las cargas térmicas de ACS+CC como muestra la ecuación (5.73).

$$Q_{ACS-CC} = Q_{ACS} + Q_{CC} \quad (5.73)$$

Donde Q_{ACS} [W] es la potencia térmica de diseño de ACS y Q_{CC} [W] es la potencia térmica de diseño de CC.

Como la CC requiere un dimensionamiento más grande que el de ACS, es factible que, en perjuicio del COP y un mayor trabajo por parte de compresor, sea suficiente para obtener ACS con los mismos paneles del dimensionamiento para CC. Además, asumiendo que la simultaneidad del ACS y la CC es baja, y que a mayor cantidad de paneles menor es el tiempo de reposición, se podría obtener ACS por la noche y calefacción por la tarde.

Por otro lado, para calcular el consumo de energía eléctrica del sistema, se determinan las horas al día que el sistema funciona para ACS y para CC por separado y cuanto consume el compresor para cada sistema, como se muestra en la ecuación (5.74) se obtiene la Energía eléctrica para ACS+CC $E_{ACS-CC,dia}$ [Wh].

$$E_{ACS-CC,dia} = W_{ACS} \cdot h_{rep} + W_{CC} \cdot h_{uso} \quad (5.74)$$

Donde W_{ACS} [W] es el consumo del compresor para ACS, W_{CC} [W] es el consumo del compresor para CC, h_{rep} [h/dia] tiempo de reposición en horas del tanque de ACS y h_{uso} [h/dia] es el tiempo de uso en horas de CC.

Y la Energía consumida por el compresor al mes $E_{ACS-CC,mes}$ [kWh] según la ecuación (5.75)

$$E_{ACS-CC,mes} = D_{mes} \cdot E_{ACS-CC,dia} \quad (5.75)$$

Con D_{mes} [dias/mes] los días del mes.

5.5.2 ACS+CP

La configuración mixta de ACS y CP, es usualmente utilizada en piscinas de acceso a público con camarines, especialmente para centros deportivos.

Para determinar la potencia térmica total de ACS y CP, Q_{ACS-CP} [W], se utiliza la expresión de la ecuación (5.76), que es la suma de la potencia térmica de ACS y CP.

$$Q_{ACS-CP} = Q_{ACS} + Q_{CP} \quad (5.76)$$

Donde \dot{Q}_{CP} [W] es la potencia térmica de diseño de CP.

A diferencia de ACS+CC, es muy difícil que el sistema de CP supla al de ACS, ya que en uso comercial, el ACS se utiliza para camarines; lo que requiere una alta demanda de agua y, además, la climatización de piscina se hace durante las 24 horas del día.

Por lo tanto en el cálculo de consumo eléctrico del sistema mixto $E_{ACS-CP,dia}$ [Wh] se utiliza la ecuación (5.77).

$$E_{ACS-CP,dia} = \dot{W}_{ACS} \cdot h_{rep} + \dot{W}_{CP} \cdot h_{uso} \quad (5.77)$$

Donde W_{ACS} [W] es el consumo del compresor para ACS y W_{CP} [W] es el consumo del compresor para ACS.

Y la energía consumida por el compresor por mes $E_{ACS-CP,mes}$ [kWh], según la ecuación (5.78).

$$E_{ACS-CP,mes} = D_{mes} \cdot E_{ACS-CP,dia} \quad (5.78)$$

5.5.3 CC+CP

El caso de la configuración mixta de CC+CP, es muy particular, ya que según el uso que se le dé y las dimensiones que tenga; solo es necesario el dimensionamiento para la configuración de mayor tamaño. En el caso que sea para nivel domiciliario es posible tener CC durante los meses más fríos, y CP en los meses templados y más cálidos. Así el sistema se usa durante todo el año.

Si el tamaño de los equipos para CC y para CP es de similar capacidad, es conveniente utilizar esta opción para nivel domiciliario.

En el caso que el uso sea para nivel comercial y se busque climatizar el ambiente de la piscina cubierta y además climatizar el agua de la piscina, se sigue la misma línea de las configuraciones mixtas anteriores y se calcula la potencia térmica total de CC+CP, \dot{Q}_{CC-CP} [W]. Se utiliza la expresión de la ecuación (5.79), que es la suma de la potencia térmica de CC+CP

$$\dot{Q}_{CC-CP} = \dot{Q}_{CC} + \dot{Q}_{CP} \quad (5.79)$$

Donde \dot{Q}_{CC} [W] es la potencia térmica de diseño de CC y \dot{Q}_{CP} [W] es la potencia térmica de diseño de CP.

Para el cálculo de consumo eléctrico del sistema mixto $E_{CC-CP,dia}$ [Wh] se utiliza la ecuación(5.80).

$$E_{CC-CP,dia} = \dot{W}_{CC} \cdot h_{uso,CC} + \dot{W}_{CP} \cdot h_{uso,CP} \quad (5.80)$$

Y la Energía consumida por el compresor al mes $E_{CC-CP,mes}$ [kWh] según la ecuación (5.81).

$$E_{CC-CP,mes} = D_{mes} \cdot E_{CC-CP,dia} \quad (5.81)$$

5.5.4 ACS+CC+CP

Esta es la última configuración mixta posible y es la que considera a todas las tecnologías. Esta configuración es totalmente factible a nivel domiciliario para tener ACS todo el año, CC en los meses de más fríos y CP en los meses más cálidos.

A nivel comercial esta también es una alternativa viable que puede corresponder a un centro deportivo con piscina.

La potencia térmica total de ACS+CC+CP, $Q_{ACS-CC-CP}$ [W], utiliza la expresión de la ecuación (5.82), que es la suma de la potencia térmica de ACS+CC+CP.

$$\dot{Q}_{ACS-CC-CP} = \dot{Q}_{ACS} + \dot{Q}_{CC} + \dot{Q}_{CP} \quad (5.82)$$

Para el cálculo de consumo eléctrico del sisma mixto $E_{ACS-CC-CP,dia}$ [Wh] se utiliza la ecuación (5.83).

$$E_{ACS-CC-CP,dia} = \dot{W}_{ACS} \cdot h_{rep} + \dot{W}_{CC} \cdot h_{uso,CC} + \dot{W}_{CP} \cdot h_{uso,CP} \quad (5.83)$$

Donde $h_{uso,CC}$ [h/dia] tiempo de uso en horas de CC y $h_{uso,CP}$ [h/dia] es el tiempo de uso en horas de CP (usualmente las 24 horas del día).

Y la Energía consumida por el compresor al mes $E_{ACS-CC-CP,mes}$ [kWh], según la ecuación (5.84).

$$E_{ACS-CC-CP,mes} = D_{mes} \cdot E_{ACS-CC-CP,dia} \quad (5.84)$$

6 Análisis teórico del PST

Una vez desarrollada la metodología de cálculo se hace necesario analizar cómo se comporta el PST cuando varían las condiciones ambientales, para evaluar cuales son las mejores condiciones de funcionamiento.

El COP se encuentra fuertemente afectado por la temperatura de evaporación T_{ev} y por la temperatura de condensación T_{cd} , ya que mientras mayor sea la diferencia entre T_{ev} y T_{cd} ; mayor es el trabajo del compresor W_{cp} y según la ecuación (5.44) menor va a ser el COP del sistema.

6.1 Variación del COP a Temperatura de evaporación variable.

Este análisis se construye para 1 solo PST con la metodología de cálculo del capítulo 5 considerando las condiciones ambientales de la ciudad de Santiago de Chile, donde se varia la temperatura ambiental junto con la radiación para provocar la variación T_{ev} . Además, se considera la aplicación del PST para ACS a nivel domiciliario con un tiempo de recuperación que se ajusta al calor disponible, ya que es la aplicación más básica de todas.

El refrigerante utilizado para el análisis es el R134A, con una temperatura de condensación constante en todo el análisis de $T_{cd} = 60[^\circ\text{C}]$.

En el gráfico de la Figura 6.1 se puede ver la variación del COP a medida que se cambia la T_{ev} y se mantiene constante la $T_{cd} = 60[^\circ\text{C}]$, calculado con el COP real del ciclo de refrigeración (los datos numéricos de este gráfico y de los demás se encuentran en el Anexo C).

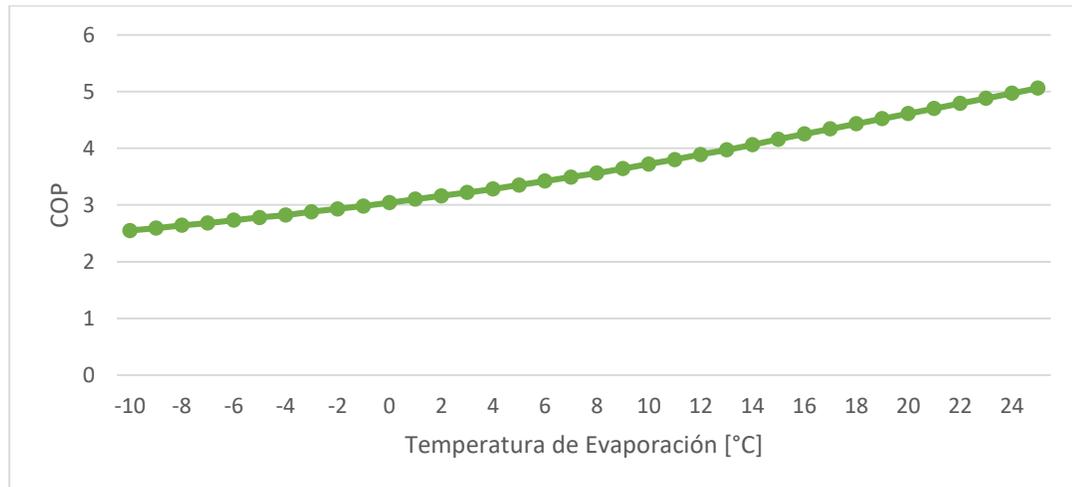


Figura 6.1 – Variación del COP a T_{ev} variable para $T_{cd} = 60[^\circ\text{C}]$. Fuente: Elaboración propia.

Se puede ver que a medida que se aumenta T_{ev} el COP aumenta de forma prácticamente lineal. En $T_{ev} = 0[^\circ\text{C}]$ se alcanza un COP de 3, lo que sigue siendo bastante bueno para periodos de invierno.

Hay que mencionar que cuando $T_{ev} < 0[^\circ C]$ la humedad contenida en el aire puede producir una capa de escarcha sobre el PST, lo que dificulta la transferencia de calor, por lo tanto, en la etapa de diseño es recomendable considerar temperaturas superiores a cero.

6.2 Variación del COP durante el año

Por otro lado, a medida que avanza el año las condiciones ambientales cambian; por lo tanto, también se hace relevante conocer como varía el COP a medida que avanza el año.

Este análisis se construye para 1 PST con la metodología de cálculo del capítulo 5 aplicado a ACS a nivel domiciliario con tiempo de recuperación ajustable, considerando las condiciones ambientales anuales de la ciudad de Santiago de Chile. Al igual que para el análisis anterior se utiliza el refrigerante R134A con una temperatura de condensación constante en todo el análisis de $T_{cd} = 60[^\circ C]$.

Se utilizan las condiciones ambientales promedio de cada mes, lo que resulta en un trabajo consumido por el compresor y una potencia térmica producida por el condensador, para luego utilizar la ecuación del COP. En el gráfico de la Figura 6.2 se puede ver como varía el COP mes a mes, utilizando el COP real del ciclo.

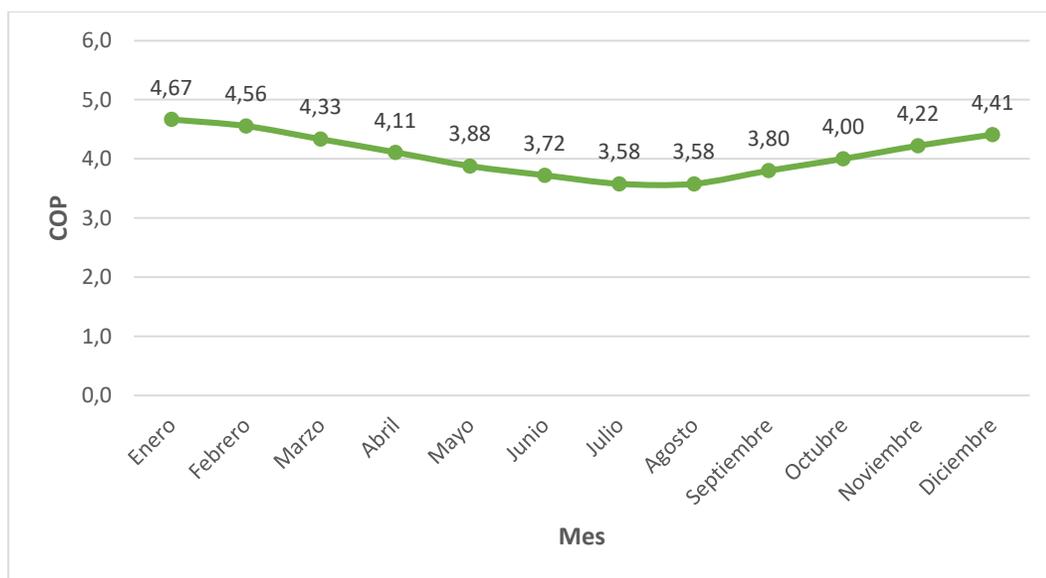


Figura 6.2 – Variación del COP durante el año con $T_{cd} = 60[^\circ C]$. Fuente: Elaboración propia.

Es claro que en verano se alcanza el COP más alto de 4,67 en el mes de enero y el más bajo en invierno de 3,58 en el mes de julio.

6.3 Variación del COP durante el día

Y al igual de como varia el COP durante el año, la variación del COP durante un día de invierno o de verano se hace interesante de revisar; es por esto que se hace un análisis para 1 PST aplicado a ACS a nivel domiciliario con tiempo de recuperación ajustable. En este caso se utilizan las condiciones ambientales para un día promedio en verano e invierno a cada hora del día para la ciudad de Santiago de Chile.

También se utiliza el Refrigerante R134A con una temperatura de condensación igual a $T_{cd} = 60[^\circ C]$. Todo esto se consigue con la metodología de cálculo del capítulo 5.

El gráfico de la Figura 6.3 se tiene la variación del COP durante un día de invierno, de verano y para un día de condiciones ambientales promedio en el año, utilizando el COP real del ciclo de refrigeración.

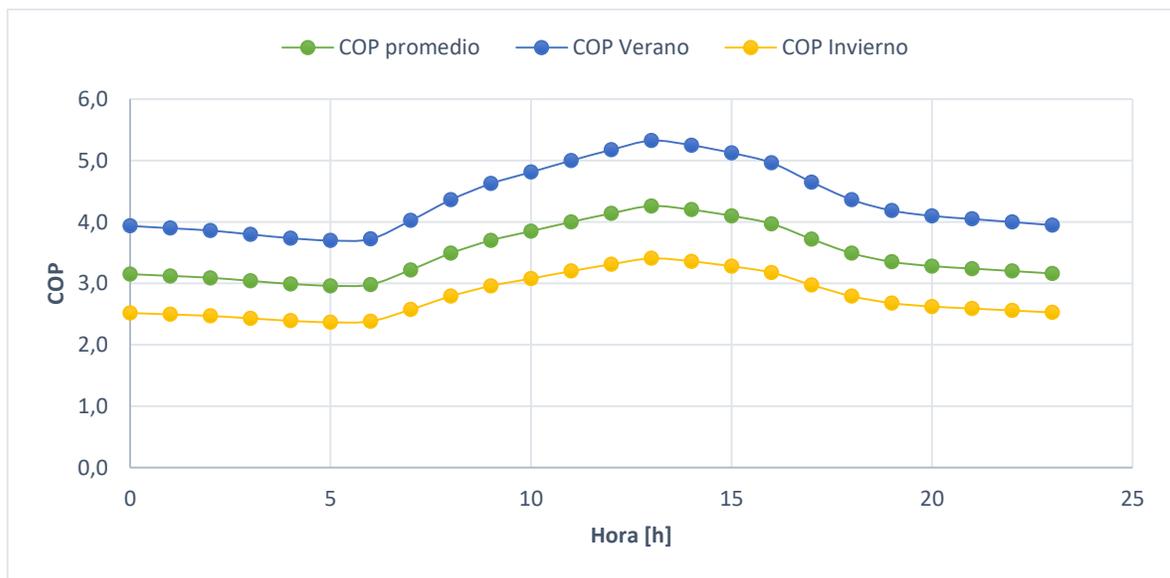


Figura 6.3 – Variación del COP durante el día con $T_{cd} = 60[^\circ C]$. Fuente: Elaboración propia.

En este último gráfico se puede ver que en verano se alcanzan COP muy altos, superando el valor de 5,3, lo cual significa un ahorro significativo de energía. Incluso durante una noche de verano se alcanza a obtener COP de 4, según lo anterior es ideal que el funcionamiento sea durante el día, después de que amanece, para así conseguir el mejor COP posible.

El COP durante un día de invierno sigue siendo positivo, ya que un COP de 3 implica un ahorro significativo a pesar de las condiciones adversas. Durante la noche las condiciones son más negativas, pero con un COP de 2,5 sigue siendo bueno, aunque es conveniente programar el funcionamiento después del amanecer.

7 Resultados de aplicaciones de PST

En esta sección se determinan las condiciones de diseño para distintas aplicaciones de los PST, utilizando la metodología de cálculo de la sección 5; tanto para nivel domiciliario como para nivel comercial.

7.1 Aplicación de ACS a nivel domiciliario

La situación más básica para la instalación de PST corresponde al ACS aplicado a nivel domiciliario, para una vivienda tipo unifamiliar.

Se escoge una vivienda ficticia de 3 habitaciones y 2 baños, ubicada en Santiago centro, las condiciones de la vivienda y los datos de ACS se tienen en la Tabla 7.1, para más detalles revisar el lay-out en el plano adjunto llamado ACS-D-LO-1 y el P&ID en el plano ACS-D-P&ID-1.

Tabla 7.1 – Datos de entrada para determinar la carga térmica de ACS

Numero de Dormitorios	3
Número de personas	5
Tipo de vivienda	Unifamiliar
Temperatura de ACS [°C]	50
Temperatura de Red [°C]	10
Demanda de ACS por persona [m^3]	0,038
Demanda de ACS diaria [m^3]	0,190
Tiempo de Reposición [h]	7
Factor de Acumulación	1

Fuente: Elaboración Propia

Las condiciones ambientales promedio del año en la Tabla 7.2.

Tabla 7.2 – Condiciones ambientales durante el año

Condición ambiental	Promedio
Radiación Global Promedio [W/m^2]	450
Velocidad del Viento [m/s]	1,5
Temperatura Ambiente Promedio [°C]	15
Presión Atmosférica [kPa]	101,325

Fuente: Elaboración Propia

Con la información de la Tabla 7.2 se obtiene una primera aproximación de las condiciones de operación del PST y el número de paneles óptimo para su funcionamiento, como se observa en la Tabla 7.3.

Tabla 7.3 – Dimensión de Equipos para ACS nivel domiciliario.

Condición de diseño	Promedio
Numero de Paneles	1
Tiempo de reposición [h]	7
Temperatura de Evaporación [°C]	9
Temperatura de Condensación [°C]	60
Carga Térmica Condensador [W]	1.385
Carga Térmica Evaporador [W]	1.113
Trabajo de Compresor [W]	339
COP real	4,08

Fuente: Elaboración propia

Ahora bien, con esta primera aproximación se realiza un análisis de sensibilidad de la demanda energética anual para una instalación de 1 PST y de 2 PST. En el gráfico de la Figura 7.1 se aprecia la demanda energética anual y el porcentaje de aporte del sistema para 1 PST.

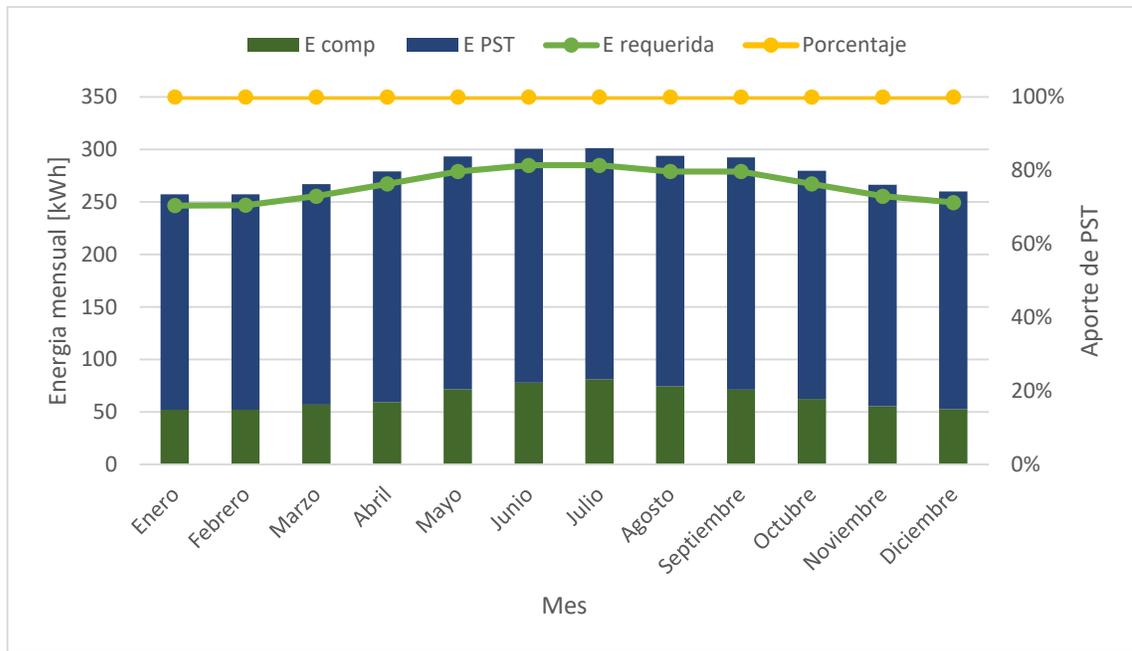


Figura 7.1 – Gráfico de demanda energético y aporte solar para 1 PST. Fuente: Elaboración propia

Los datos del gráfico anterior provienen de la Tabla D.1 del Anexo D en donde se obtiene que la energía anual consumida por el compresor es 768 [kWh] para un solo PST, con un tiempo de recuperación promedio de ACS de 6,8 [h].

En el caso de una instalación de 2 PST se obtiene la demanda de energía anual en el gráfico de la Figura 7.2.

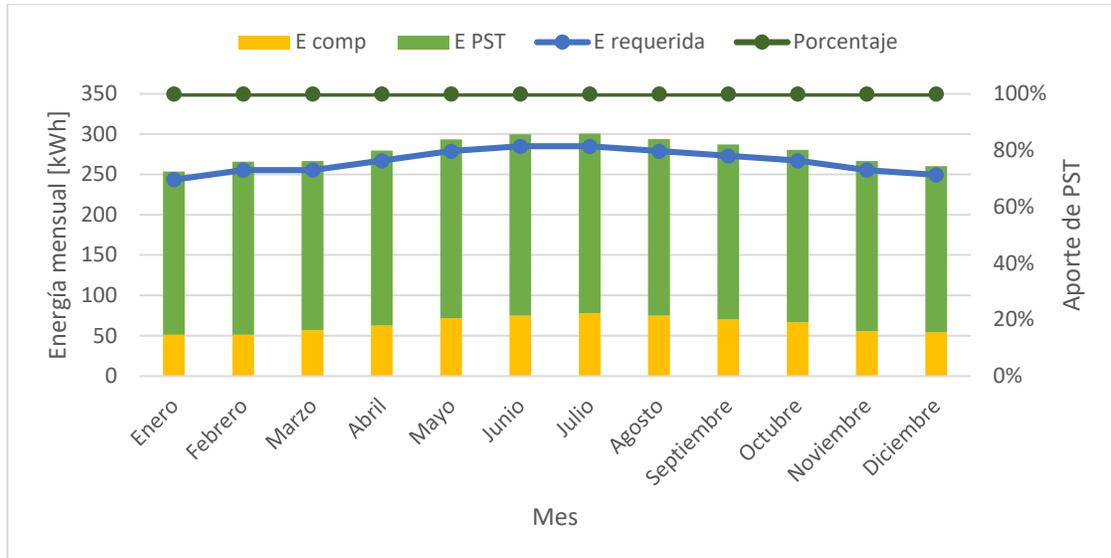


Figura 7.2 – Gráfico de demanda energético y aporte solar para 2 PST. Fuente: Elaboración propia

En este caso, con los datos provenientes de la Tabla D.2 del Anexo D se tiene que la energía consumida anual por el compresor es de 767 [kWh] con un tiempo de recuperación promedio de ACS de 3,4 [h].

Comparando las 2 instalaciones se puede ver que ambos cubren la totalidad de la demanda energética requerida, por lo tanto, ninguno está sobre-dimensionado o sub-dimensionado. La pequeña diferencia que existe entre la energía requerida en el condensador y la suma de la energía producida por el PST y el compresor, es porque se considera el rendimiento del compresor.

En las 2 instalaciones se aprecia que el consumo energético anual del compresor es prácticamente el mismo, en lo único que varía es en el tiempo de recuperación del sistema. Como el costo de operación es el mismo, sale más conveniente adquirir 1 solo PST en vez de 2, disminuyendo así los costos de inversión, ya que el tiempo de recuperación para una instalación de 1 PST no es demasiado alto, se ajusta a los tiempos de cualquier sistema de acumulación de ACS.

Los estados termodinámicos promedios para el R134A se pueden ver en la Tabla 7.4.

Tabla 7.4 – Estados termodinámicos de una instalación de ACS a nivel domiciliario.

Estado	Temperatura [°C]	Presión [bar]	Entalpia [kJ/kg]	Entropía [kJ/kgK]	Título
1	9	3,9	255,5	0,9269	1
1'	11	3,9	257,4	0,9336	Sobrecalentado
2	67	16,7	287,4	0,9336	Sobrecalentado
3	60	16,7	139,1	0,4885	0
3'	57	16,7	134,2	0,4736	Subenfriado
4	9	3,9	134,2	0,4967	0,367

Fuente: Elaboración propia

En el gráfico de la Figura 7.3 se tiene el ciclo de refrigeración para el refrigerante R134A y los estados termodinámicos promedios para una instalación de ACS a nivel domiciliario.

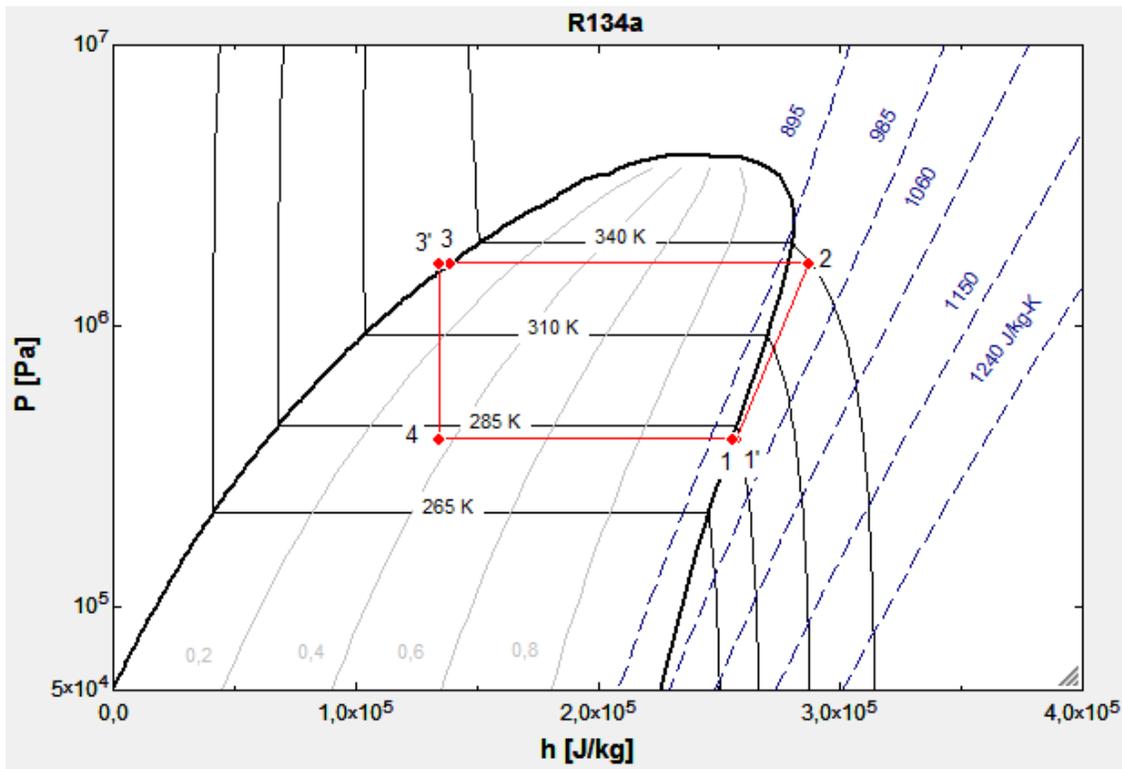


Figura 7.3 – Estados termodinámicos de una instalación de ACS a nivel domiciliario. Fuente: Elaborado con EES.

7.2 Aplicación de ACS a nivel comercial

La aplicación de agua caliente sanitaria a nivel comercial es muy variada, puede ser aplicada tanto para camarines y hoteles, o camping, hospitales y restaurant.

En este caso se revisa el dimensionamiento para un hostel en la sexta región del Libertador General Bernardo O'Higgins, llamada “Centro Mariapolis Amore”. Este hostel cuenta con una capacidad para 30 personas, habitaciones usadas en todas las épocas del año. Además, también cuenta con cabañas independientes, dando una capacidad total de 72 personas.

Se evalúa la demanda de ACS para la casona principal de 30 personas, considerado como un hostel/hotel de 2 estrellas. Siguiendo la metodología de cálculo de ACS, se tienen los siguientes datos de entrada en la Tabla 7.5.

Para mayor información revisar el lay-out de la instalación en el plano adjunto llamado ACS-C-LO-1 y el P&ID en el plano adjunto llamado ACS-C-P&ID-1.

Tabla 7.5 – Datos de entrada para determinar la demanda térmica de ACS

Número de personas	30
Tipo de local	hostal
Temperatura de ACS [°C]	50
Temperatura de Red [°C]	10
Demanda de ACS por persona [m ³]	0,043
Demanda de ACS diaria [m ³]	1,28
Tiempo de Reposición [horas]	8
Factor de Acumulación	1

Fuente: Elaboración Propia

Las condiciones ambientales promedio del año en la Tabla 7.6.

Tabla 7.6 – Condiciones ambientales durante el año

Condición ambiental	Promedio
Radiación Global Promedio [W/m ²]	450
Velocidad del Viento [m/s]	1,5
Temperatura Ambiente Promedio [°C]	15
Presión Atmosférica [kPa]	101,325

Fuente: Elaboración Propia

Se puede ver que lo que más puede variar entre una instalación de ACS de gran volumen y otra domiciliaria es el tiempo de reposición y el factor acumulación. Si la variación de demanda de ACS es muy alta, entonces es recomendable tener un factor de acumulación igual a 1. Ahora utilizando la metodología de cálculo para el dimensionamiento de equipos de la bomba de calor, se tienen los resultados en la Tabla 7.7.

Tabla 7.7 – Dimensión de los equipos de ACS nivel comercial

Condición de diseño	Promedio
Numero de Paneles	7
Tiempo de recuperación [h]	7
Temperatura de Evaporación [°C]	10
Temperatura de Condensación [°C]	60
Carga Térmica Condensador [W]	9.415
Carga Térmica Evaporador [W]	7.612
Trabajo de Compresor [W]	0,0615
COP real	4,18

Fuente: Elaboración Propia

Con las condiciones ambientales promedio se tiene como primera aproximación que el número de paneles recomendable es de 7. Así que ahora se hace un análisis de sensibilidad para el número de paneles y la demanda energética requerida. En el gráfico de la Figura 7.4 se tiene la demanda energética requerida anualizada con 7 PST.

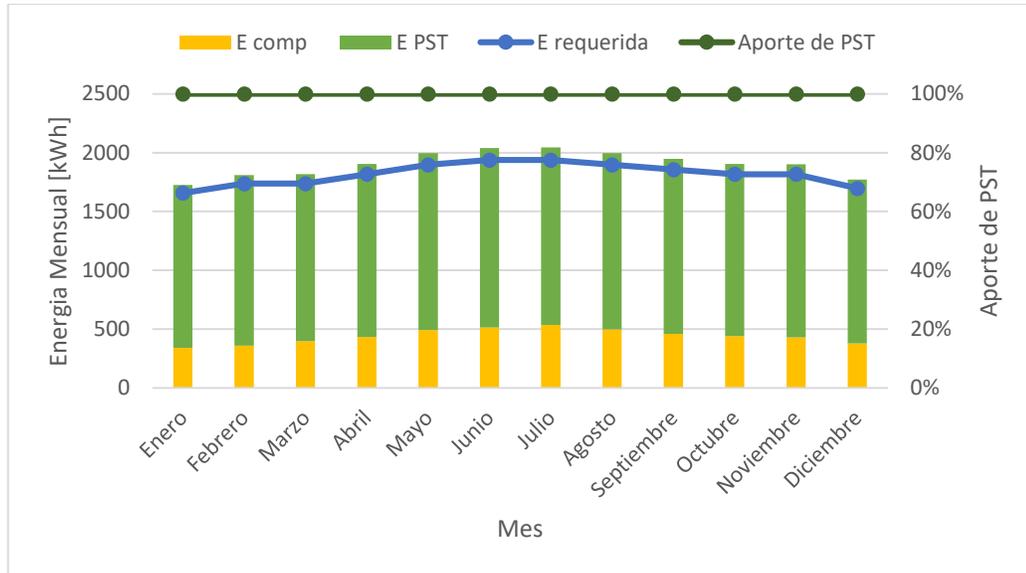


Figura 7.4 – Gráfico de demanda energético y aporte solar para 7 PST. Fuente: Elaboración propia

Los datos de gráfico anterior provienen de la Tabla D.3 del Anexo D en donde el consumo anual del compresor es de 5.288 [kWh] con un tiempo de recuperación promedio de 6,5 [h].

En el gráfico de la Figura 7.5 se tiene la demanda energética requerida anualizada con 6 PST.

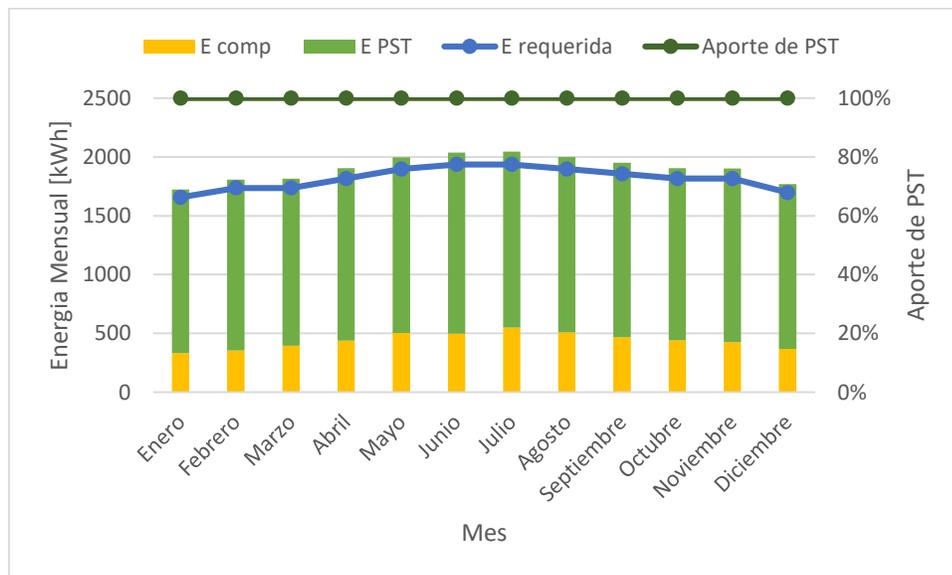


Figura 7.5 – Gráfico de demanda energético y aporte solar para 6 PST. Fuente: Elaboración propia

Los datos de gráfico anterior provienen de la Tabla D.4 del Anexo D en donde el consumo anual del compresor es de 5.383 [kWh] con un tiempo de recuperación promedio de 7,5 [h].

En el gráfico de la Figura 7.6 se tiene la demanda energética requerida anualizada con 8 PST.

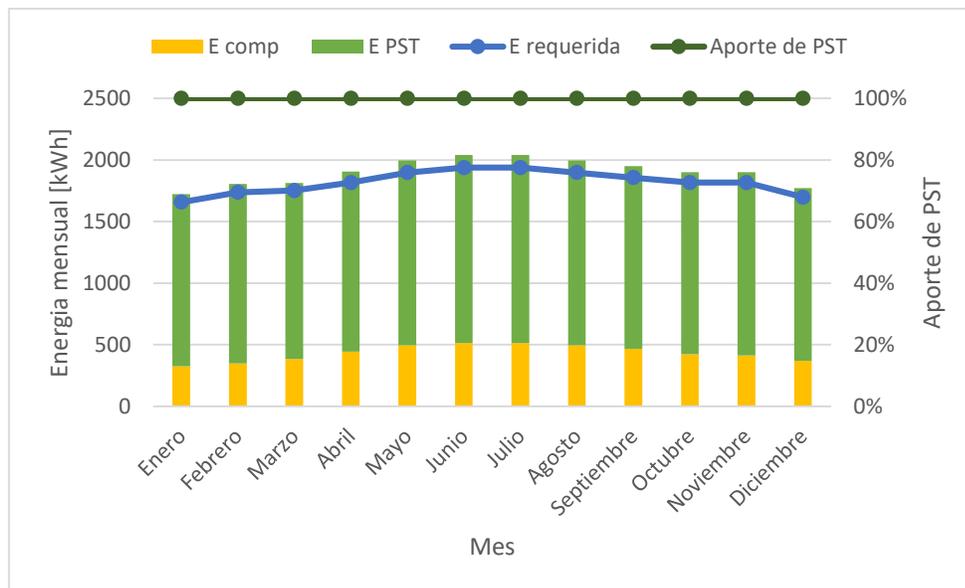


Figura 7.6 – Gráfico de demanda energético y aporte solar para 8 PST. Fuente: Elaboración propia

Los datos de gráfico anterior provienen de la Tabla D.5 del Anexo D en donde el consumo anual del compresor es de 5.200 [kWh] con un tiempo de recuperación promedio de 5,8 [h].

Las 3 instalaciones logran cubrir de forma completa la energía requerida anual para todos los meses del año. Entre las 3 instalaciones se obtiene una diferencia muy pequeña en el consumo del compresor anual, siendo el de 8 PST el que tiene un consumo menor de 5.200 [kWh] con un tiempo de recuperación promedio de 5,8 [h].

La instalación de 6 PST queda completamente descartada ya que el tiempo de recuperación en invierno tiene un máximo de 9,5 [h], siendo prácticamente un calentamiento durante todo el tiempo que hay radiación solar en el mes de julio, pudiendo no dar abasto cuando trabaje durante la noche.

La alternativa más conveniente es la de 7 PST, a pesar tener un consumo energético mayor que el de 8 PST, el ahorro no es lo suficientemente significativo para justificar la compra de otro PST.

En el gráfico de la Figura 7.7 se aprecian los estados termodinámicos promedios para una instalación de ACS a nivel comercial con 7 PST.

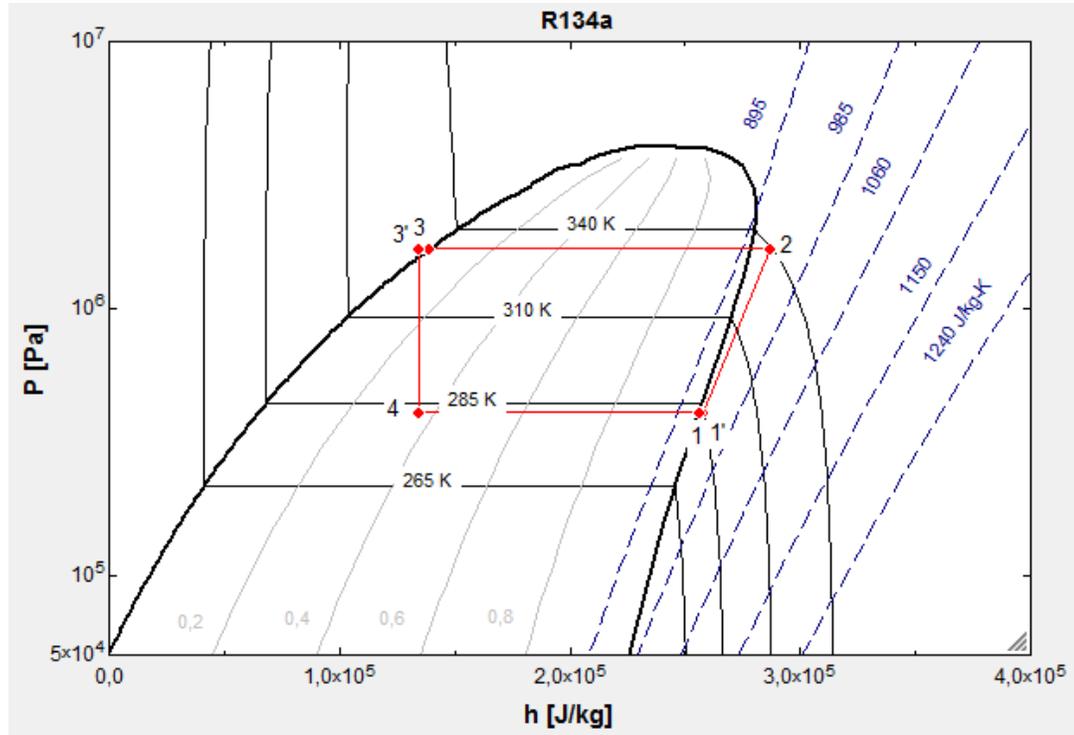


Figura 7.7 – Estados termodinámicos para instalación de ACS comercial con 7 PST. Fuente: Elaborado con EES

Los datos del gráfico anterior se pueden ver en la Tabla 7.8.

Tabla 7.8 – Estados termodinámicos de una instalación de ACS a nivel comercial.

Estado	Temperatura [°C]	Presión [bar]	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kgK]	Título
1	10	4,1	256,1	0,9265	1
1'	12	4,1	258,0	0,9331	Sobrecalentado
2	67	16,8	287,3	0,9331	Sobrecalentado
3	60	16,8	139,1	0,4885	0
3'	57	16,8	134,2	0,4736	Subenfriado
4	10	4,1	134,2	0,4958	0,3614

Fuente: Elaboración propia

7.3 Aplicación de CC+CP a nivel domiciliario

Una situación interesante ocurre cuando se instala CC a nivel domiciliario, ya que al utilizarse durante el invierno o los meses fríos; durante el verano y los meses más cálidos se encuentra inoperativa, es aquí donde se puede utilizar para CP en ese periodo. De esta forma la bomba de calor se utiliza durante todo el año.

Para dimensionar esta instalación se calculan las potencias térmicas por separado (para que funcionen en distintas estaciones del año) y el sistema se diseña para la máxima capacidad. Para el caso de CC a nivel domiciliario se utiliza una vivienda ficticia con las características constructivas mostradas en la Tabla 7.9, que opera como CC durante los 5 meses más fríos (esto puede variar dependiendo de la localización geográfica)

Por otro lado, durante los 7 meses restantes es posible utilizar la instalación para climatización de piscina. Las condiciones constructivas de la piscina en la Tabla 7.10.

Para mayor información revisar el lay-out de la instalación en el plano adjunto llamado CCyCP-C-LO-1 y el P&ID en el plano adjunto llamado CCyCP-C-P&ID-1.

Tabla 7.9 – Datos de la vivienda para diseño de CC+CP domiciliaria

Tipo de Ventana	Cristal simple con cortinaje interior
Superficie de Ventanas [m^2]	10,1
Tipo de muro	Hormigón + enfoscado + aislamiento
Superficie de Muros [m^2]	87,9
Tipo de techo	Cielo raso bajo teja y cámara de aire
Superficie de techo [m^2]	85,8
Tipo de suelo	Embaldosado sobre hormigón
Superficie de suelo [m^2]	85,8
Numero de dormitorios	3
Numero de baños	2
Superficie de cocina [m^2]	8,4
Flujo de Ventilación [m^3/s]	0,0788

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 7.10 – Condiciones constructivas de la piscina.

Tipo de piscina	Descubierta
Largo piscina [m^2]	6
Ancho piscina [m^2]	3
Profundidad media piscina [m^2]	1,6
Material piscina	Azulejos + capa de hormigón
Coefficiente de transmisión de pared [$W/m^2\text{°K}$]	1,5
Ocupantes por metro cuadrado n_n [m^{-2}]	0,1
Temperatura de vaso de piscina [$^{\circ}C$]	25

Fuente: Elaboración Propia

Las condiciones ambientales promedio al exterior de la vivienda en la Tabla 7.11.

Tabla 7.11 – Condiciones ambientales durante el año

Condición ambiental	Promedio
Radiación Global Promedio [W/m^2]	450
Velocidad del Viento [m/s]	1,5
Temperatura Ambiente Promedio [$^{\circ}C$]	15
Presión Atmosférica [kPa]	101,325
Humedad Relativa	65%

Fuente: Elaboración Propia

Ahora para dimensionar los equipos de la bomba de calor se utiliza la metodología de cálculo descrita en la sección anterior, obteniendo los resultados de la Tabla 7.12. Estos resultados corresponden a la operación de CC durante el invierno y la operación de CP durante los meses más cálidos.

Tabla 7.12 – Dimensionamiento de los equipos para CC+CP

Condición de diseño	Invierno (CC)	Verano (CP)
Numero de Paneles	6	6
Temperatura de Evaporación [$^{\circ}C$]	2,5	17
Temperatura de Condensación [$^{\circ}C$]	75	35
Carga Térmica Condensador [W]	8.058	7.360
Carga Térmica Evaporador [W]	5.587	6.896
Trabajo de Compresor [W]	3.088	580,6
Flujo másico de refrigerante [kg/s]	0,0591	0,0416
COP real	2,61	12,68

Fuente: Elaboración Propia

En la Tabla 7.13 se tienen los estados termodinámicos para la instalación de CC.

Tabla 7.13 – Estados termodinámicos de una instalación de CC a nivel domiciliario.

Estado	Temperatura [$^{\circ}C$]	Presión [bar]	Entalpia [kJ/kg]	Entropía [kJ/kgK]	Título
1	2	3,1	251,5	0,9304	1
1'	4	3,1	253,3	0,9369	Sobrecalentado
2	84	23,6	295,5	0,9369	Sobrecalentado
3	75	23,6	164,7	0,5617	0
3'	72	23,6	159,1	0,5455	Subenfriado
4	2	3,1	159,1	0,5944	0,5314

Fuente: Elaboración propia

En el gráfico de la Figura 7.8 se tienen los estados termodinámicos para CC.

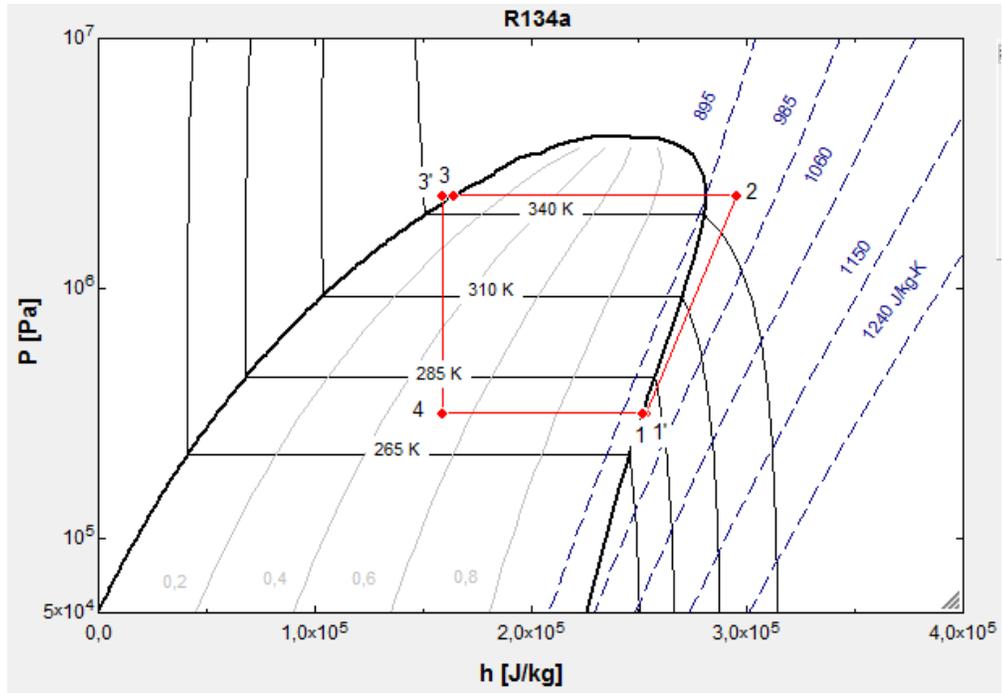


Figura 7.8 – Estados termodinámicos para cuando trabaja en CC con 6 PST. Fuente: Elaborado con EES

Por otro lado, en el gráfico de la Figura 7.9 se tienen los estados termodinámicos cuando el sistema funciona para CP.

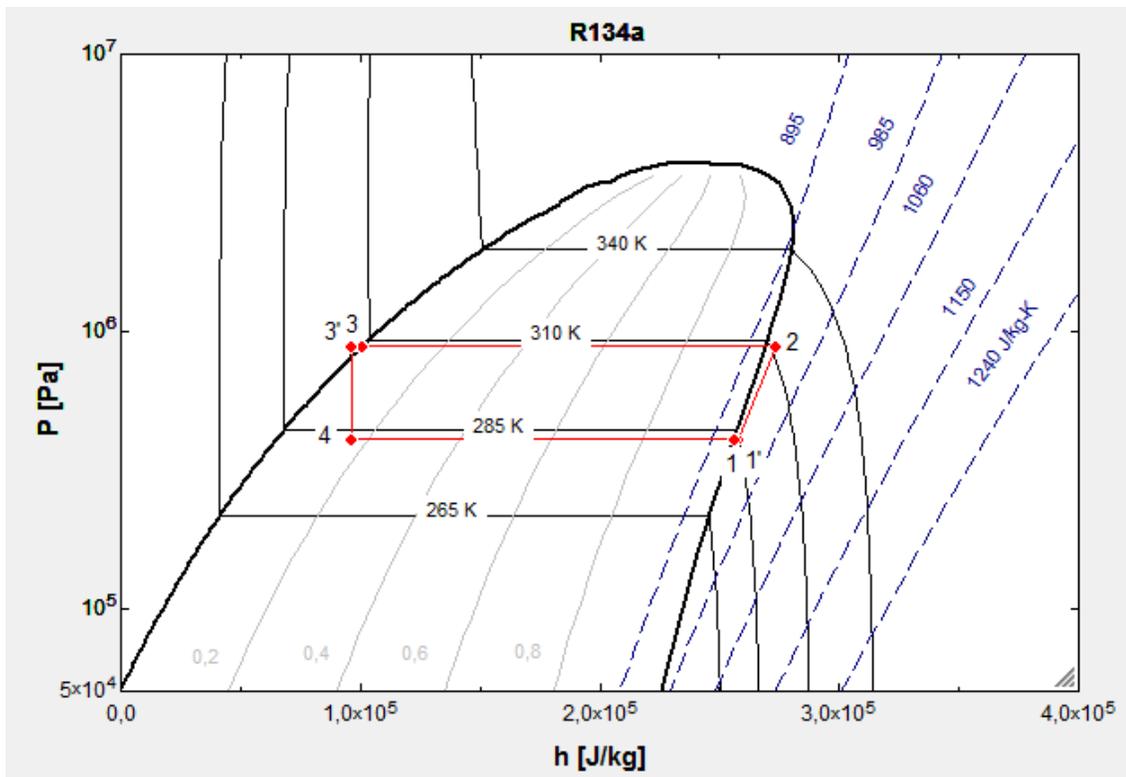


Figura 7.9 – Estados termodinámicos para una instalación de CP con 6 PST. Fuente: Elaborado con EES

En la Tabla 7.14 se tienen los estados termodinámicos para la instalación de CP.

Tabla 7.14 – Estados termodinámicos de una instalación de CP a nivel domiciliario.

Estado	Temperatura [°C]	Presión [bar]	Entalpia [kJ/kg]	Entropía [kJ/kgK]	Título
1	12	4,3	256,9	0,9258	1
1'	14	4,3	258,8	0,9325	Sobrecalentado
2	39	8,8	273,7	0,9325	Sobrecalentado
3	35	8,8	100,6	0,3707	0
3'	32	8,8	96,26	0,3564	Subenfriado
4	12	4,3	96,26	0,3612	0,1528

Fuente: Elaboración propia

Se construye un análisis de sensibilidad de las instalaciones para 5, 6 y 7 PST, para analizar si la energía requería puede ser aportada por otro número de PST. En el gráfico de la Figura 7.10 se tiene la demanda energética requerida anualizada para 6 PST, considerando que de mayo a septiembre existe CC y de octubre a abril existe CP.

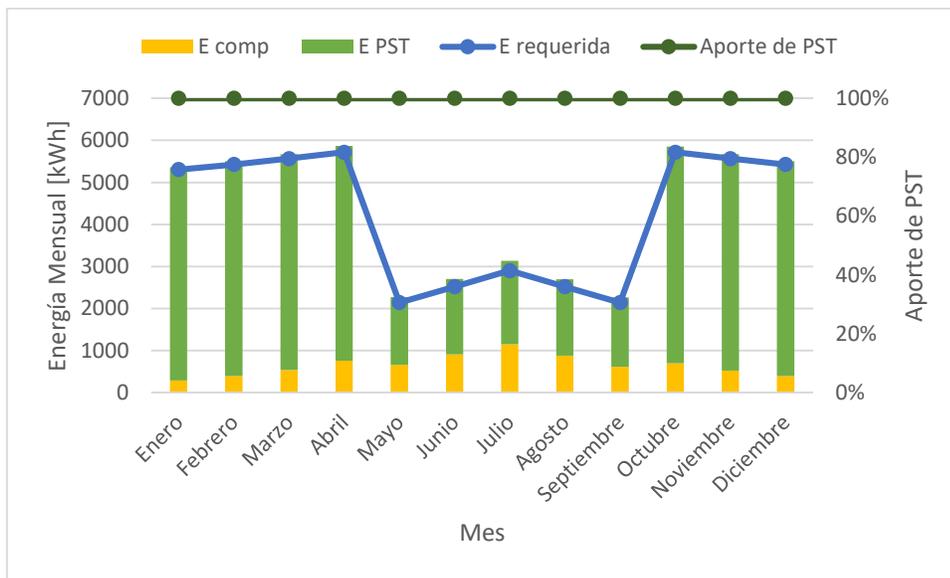


Figura 7.10 – Gráfico de demanda energético y aporte solar para 6 PST. Fuente: Elaboración propia

Los datos del gráfico son extraídos de la Tabla D.6 del Anexo D donde la energía que consume anualmente el compresor para 6 PST es de 7.788 [kWh] produciendo el 100% de la energía requerida anualmente. En el gráfico de la Figura 7.11 se tiene la demanda energética requerida anualizada para 5 PST y el porcentaje de aporte del sistema.

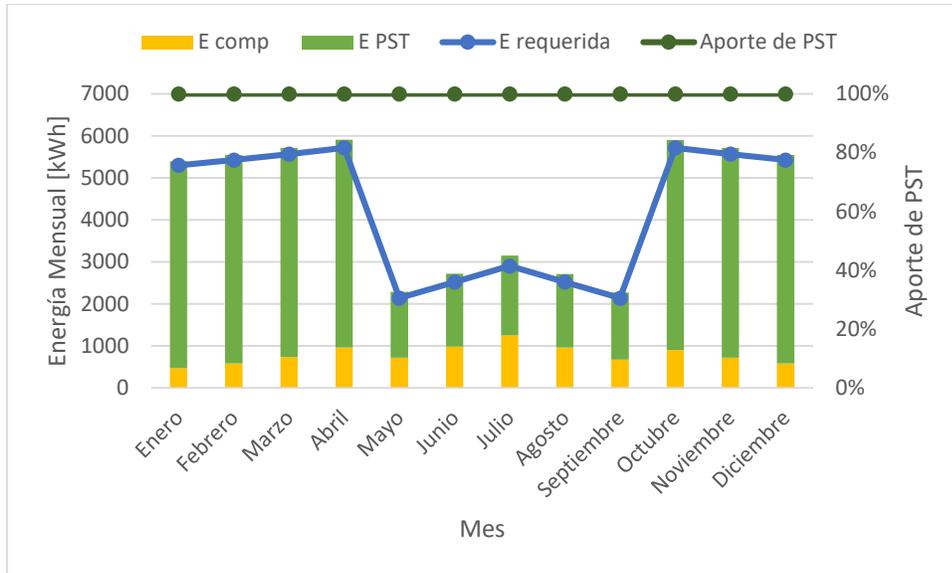


Figura 7.11 – Grafico de demanda energético y aporte solar para 5 PST. Fuente: Elaboración propia

Los datos del gráfico son extraídos de la Tabla D.7 del Anexo D donde la energía que consume anualmente el compresor para 5 PST es de 9.560 [kWh] produciendo el 100% de la energía requerida anualmente. En el gráfico de la Figura 7.12 se tiene la demanda energética requerida anualizada para 7 PST y el aporte porcentual del sistema.

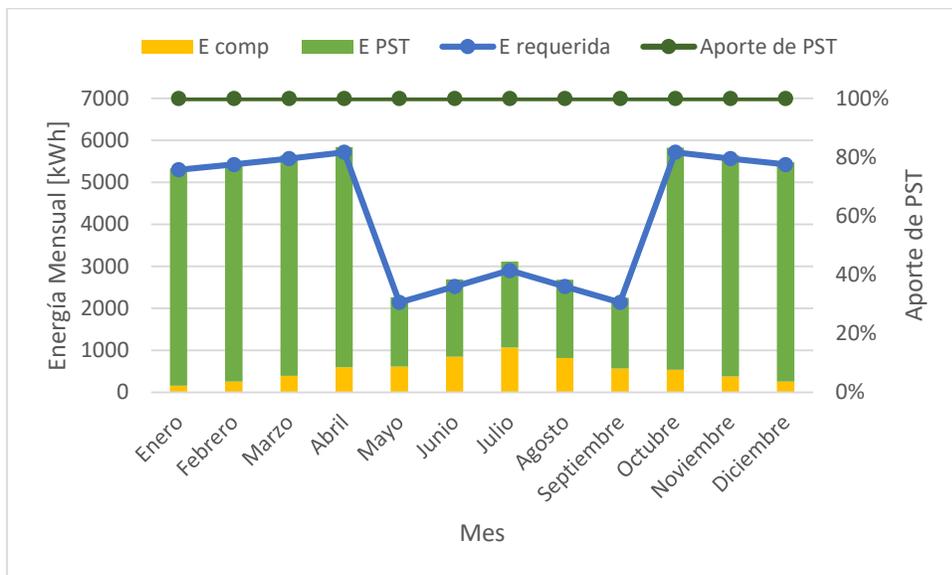


Figura 7.12 – Grafico de demanda energético y aporte solar para 7 PST. Fuente: Elaboración propia

Los datos del gráfico son extraídos de la Tabla D.8 del Anexo D donde la energía que consume el compresor anualmente para 7 PST es de 6.493 [kWh] produciendo el 100% de la energía requerida anualmente.

Las 3 instalaciones logran cubrir el 100% de la energía requerida y como es natural la instalación de mayor número de PST, ósea 7 PST, es la que consume menos energía anual, sin embargo a pesar de su buen comportamiento en invierno; en el verano la instalación de CP queda sobredimensionada, obteniendo un COP excesivamente alto, que podría producir un sobrecalentamiento del fluido antes de entrar al compresor.

Por otro lado, la configuración de 5 PST tiene un comportamiento adecuado durante el verano para la instalación de CP, sin embargo en invierno el compresor consume mucha más energía para cubrir la demanda requerida; obteniendo una temperatura inferior a 0 [°C] lo que puede producir una capa de escarcha sobre el panel, que dificulta la transferencia de calor.

La configuración de 6 PST se adapta de forma equilibrada durante todo el año, a pesar de tener un mayor consumo energético del compresor con respecto a 7 PST.

7.4 Aplicación de ACS+CC a nivel domiciliario

La aplicación de ACS+CC es una de las más apropiadas ya que logra satisfacer las necesidades básicas tanto para una vivienda promedio como para una aplicación comercial (hotelería, restaurant, gimnasios, etc.).

En esta oportunidad se aplica para nivel domiciliario a una vivienda ficticia ubicada en la comuna Santiago centro, Chile. Las características constructivas de la vivienda para CC en la Tabla 7.15. Para mayor información revisar el lay-out en el plano adjunto llamado ACS/CC-D-LO-1 y el P&ID en el plano adjunto llamado ACS/CC-D-P&ID-1.

Tabla 7.15 – Aspectos constructivos de una vivienda para CC

Tipo de Ventana	Cristal simple con cortinaje interior
Superficie de Ventanas [m^2]	10,1
Tipo de muro	Hormigón + enfoscado + aislamiento
Superficie de Muros [m^2]	87,9
Tipo de techo	Cielo raso bajo teja y cámara de aire
Superficie de techo [m^2]	85,8
Tipo de suelo	Embaldosado sobre hormigón
Superficie de suelo [m^2]	85,8
Numero de dormitorios	3
Superficie de cocina [m^2]	8,4
Flujo de Ventilación [m^3/s]	0,0788

Fuente: Elaboración Propia

Las características de demanda de ACS en la Tabla 7.16.

Tabla 7.16 – Datos de entrada para determinar la carga térmica de ACS

Numero de Dormitorios	3
Número de personas	5
Tipo de vivienda	Unifamiliar
Temperatura de ACS [°C]	50
Temperatura de Red [°C]	10
Demanda de ACS por persona [m ³]	0,038
Demanda de ACS diaria [m ³]	0,190
Tiempo de Reposición [h]	8
Factor de Acumulación	1

Fuente: Elaboración Propia

A diferencia de la CC+CP, el ACS funciona de forma simultánea con la CC durante el invierno, por lo tanto, la carga térmica de diseño para esta aplicación es la suma de ACS+CC. Sin embargo, al pasar el invierno, la CC deja de usarse, por lo que la bomba de calor opera para las condiciones del ACS. Se recomienda inhabilitar algunos PST para no generar sobrecargas en el tanque acumulador. Las condiciones ambientales para el invierno, el verano y el promedio del año en la Tabla 7.17.

Tabla 7.17 – Condiciones ambientales durante el año

Condición ambiental	Promedio
Radiación Global Promedio [W/m ²]	450
Velocidad del Viento [m/s]	1,5
Temperatura Ambiente Promedio [°C]	15
Presión Atmosférica [kPa]	101,325

Fuente: Elaboración Propia

Las condiciones de diseño de los equipos, en una primera aproximación en la Tabla 7.18.

Tabla 7.18 – Dimensionamiento de los equipos en la bomba de calor para CC y ACS

Condición de diseño	Invierno (CC y ACS)	Promedio (ACS)
Numero de Paneles	7	2
Tiempo de recuperación ACS [h]	8	7
Temperatura de Evaporación [°C]	3	9
Temperatura de Condensación [°C]	75	60
Carga Térmica Condensador [W]	9.269	2.770
Carga Térmica Evaporador [W]	6.452	2.226
Trabajo de Compresor [W]	3.522	680
COP real	2,63	4,08

Fuente: Elaboración Propia

En el gráfico de la Figura 7.13 se tienen los estados termodinámicos de ACS+CC.

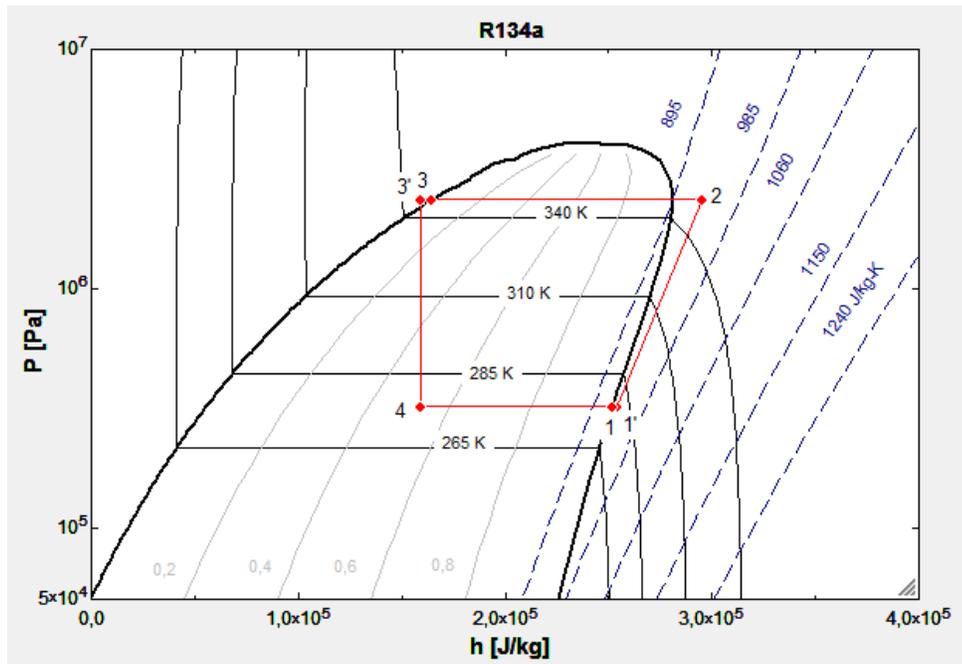


Figura 7.13 – Estados termodinámicos para una instalación de ACS+CC. Fuente: Elaborado con EES.

Los datos del gráfico anterior con los estados termodinámicos en la Tabla 7.19.

Tabla 7.19 – Estados termodinámicos de una instalación de ACS+CC a nivel domiciliario.

Estado	Temperatura [°C]	Presión [bar]	Entalpía [kJ/kg]	Entropía [kJ/kgK]	Título
1	7	3,7	254,4	927,9	1
1'	9	3,7	256,2	934,5	Sobrecalentado
2	84	23,6	294,6	934,5	Sobrecalentado
3	75	23,6	164,7	561,7	0
3'	72	23,6	159,1	545,5	Subenfriado
4	7	3,7	159,1	587,6	0,5071

Fuente: Elaboración propia

Se construye un análisis de sensibilidad variando el número de PST en la configuración, para determinar las mejores condiciones de operación y analizar si la energía requerida puede ser suministrada por 6, 7 u 8 PST.

En el gráfico de la Figura 7.14 se tiene la demanda energética requerida anualizada para 7 PST, considerando que de mayo a septiembre existe CC con ACS y el resto del año solo ACS.

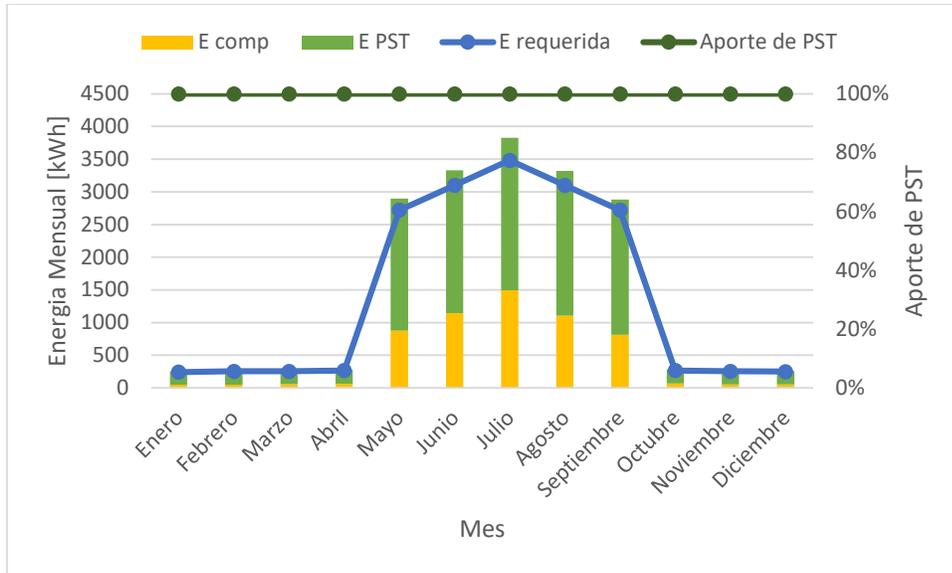


Figura 7.14 – Gráfico de demanda energética y aporte solar para 7 PST. Fuente: Elaboración propia

Los datos del gráfico son extraídos de la Tabla D.9 del Anexo D donde la energía que consume el compresor anualmente para 7 PST es de 5.835 [kWh] produciendo el 100% de la energía requerida anualmente. En el gráfico de la Figura 7.15 se tiene la demanda energética requerida anualizada para 6 PST y el aporte porcentual del sistema.

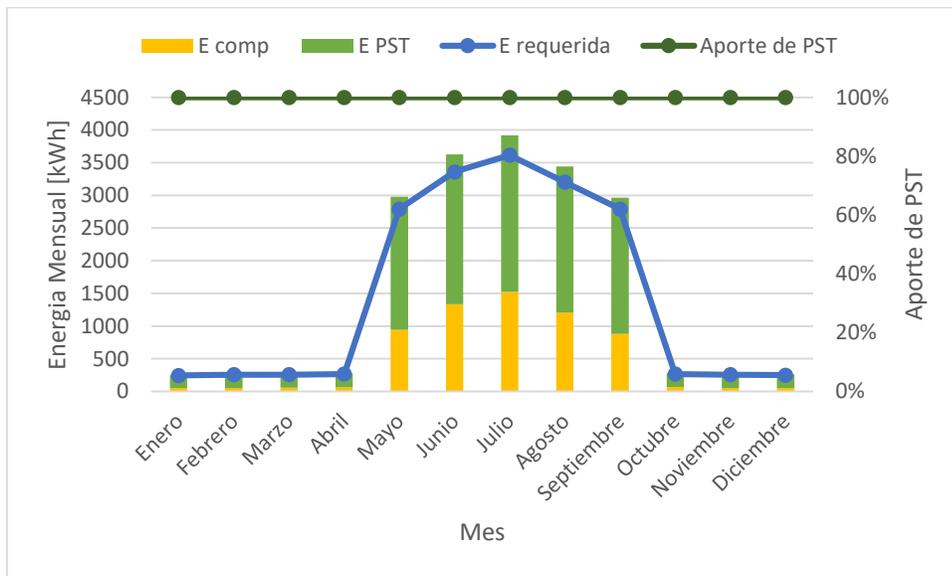


Figura 7.15 – Gráfico de demanda energética y aporte solar para 6 PST. Fuente: Elaboración propia

Los datos del gráfico son extraídos de la Tabla D.10 del Anexo D donde la energía que consume el compresor anualmente para 6 PST es de 6.284 [kWh] produciendo el 100% de la energía requerida anualmente. En el gráfico de la Figura 7.16 se tiene la demanda energética requerida anualizada para 8 PST y el aporte porcentual del sistema.

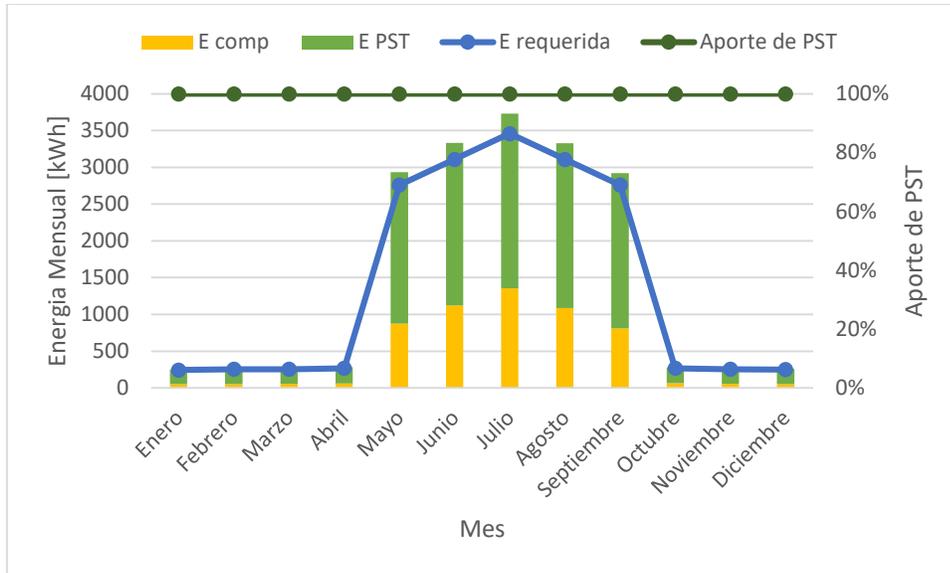


Figura 7.16 – Grafico de demanda energético y aporte solar para 8 PST. Fuente: Elaboración propia

Los datos del grafico son extraídos de la Tabla D.11 del Anexo D donde la energía que consume el compresor anualmente para 8 PST es de 5.604 [kWh] produciendo el 100% de la energía requerida anualmente.

Las configuraciones son capaces de producir la totalidad de la energía requerida, sin embargo, el que consume menor energía en el compresor es la configuración de 8 PST; aun así, el ahorro que produce no es tan alto en comparación con una instalación de 7 PST.

Por otro lado, para la configuración de 6 PST se tiene un consumo energético del compresor comparativamente alto con una COP reducida y una temperatura de evaporación menor a 0 [°C] en invierno lo que provoca una película de escarcha sobre el panel que dificulta la transferencia de calor por lo que estas consideraciones descartan este diseño.

Se recomienda una instalación de 7 PST para obtener mejores resultados y utilizar 2 PST cuando no hay CC para evitar sobrecargas en el tanque acumulador de ACS.

8 Análisis de eficiencia energética de ACS, CC+CP empleando PST vs sistemas convencionales

En este capítulo se presenta el análisis comparado de consumo y costos energéticos de todos los casos desarrollados.

8.1 Línea base de aplicaciones

A continuación se define la línea base para las diferentes aplicaciones que se evalúan en este proyecto, considerando las tecnologías tradicionales que se utilizan, sus eficiencias y precios de los combustibles.

Los equipos que producen ACS son:

- Calefón a gas natural y gas licuado,
- Calderas a gas natural y gas licuado,
- Termo-tanques eléctricos,
- Colectores solares planos.

En el caso de CC los equipos tradicionales utilizados son:

- Estufas infrarrojas a kerosene, gas y electricidad,
- Calefacción central con calderas a gas o electricidad,
- Chimeneas a leña o biomasa.

Para el caso de CP los equipos utilizados son únicamente las calderas a gas natural o gas licuado.

Por otro lado, los precios de los combustibles están contenidos en la Tabla 8.1.

Tabla 8.1 – Precio actual de los combustibles en Chile

Fuente	Precio
Gas licuado	1.000 [CL\$/kg]
Gas natural	859 [CL\$/m ³]
Electricidad	108 [CL\$/kWh]
Kerosene	650 [CL\$/l]

Fuente: Superintendencia de Electricidad y Combustibles, Chile.

Las eficiencias de los equipos evaluados en la Tabla 8.3.

Tabla 8.2 – Precio de combustibles

Fuente	Eficiencia
Calefón	78%
Caldera	76%
Termo-tanque	82%
Estufa infrarroja	100%
Calefacción central	76%

No se consideran gastos de mantenimiento para ninguno de los equipos evaluados.

8.1.1 Método de cálculo para determinar consumo de combustibles

A continuación se desarrollan los métodos de cálculo para determinar el costo energético de los diferentes equipos para ACS, CC+CP.

8.1.1.1 Combustibles fósiles

Primero se determina la masa de combustible m_{comb} [kg] según la ecuación (8.1).

$$m_{comb} = \frac{E_{req,año}}{\eta_{eq} \cdot PCI} \quad (8.1)$$

Donde $E_{req,año}$ [kWh] es la energía requerida por año, η_{eq} es la eficiencia del equipo evaluado y PCI [kWh/kg] es el poder calorífico inferior del combustible seleccionado. Luego se determina el costo económico del combustible, $Costo_{comb}$ [CL\$], según la ecuación (8.2).

$$Costo_{comb} = P_{comb} \cdot m_{comb} \quad (8.2)$$

Donde P_{comb} [CL\$/kg] es el precio del combustible.

En el caso de una instalación de colectores solares planos (SST-CP), con equipo auxiliar a combustible fósil (caldera) se utiliza la ecuación (8.3).

$$m_{comb} = \frac{(E_{req,año} - E_{cont,año})}{\eta_{eq} \cdot PCI} \quad (8.3)$$

Donde $E_{cont,año}$ [kWh] es la energía que aporta el SST-CP al sistema.

8.1.1.2 Fuente eléctrica

Para determinar el costo económico de electricidad $Costo_{elect}$ [CL\$], se utiliza la ecuación (8.4).

$$Costo_{elect} = E_{req,año} \cdot P_{elec} \quad (8.4)$$

Donde P_{elec} [CL\$/kWh] es el precio de la electricidad. Para el uso de PST el costo económico por PST, $Costo_{PST}$ [CL\$], se determina según la ecuación (8.5).

$$Costo_{PST} = E_{comp,año} \cdot P_{elec} \quad (8.5)$$

Donde $E_{comp,año}$ [kWh] es la energía anual consumida por el compresor. En el caso de instalaciones de SST-CP con equipo auxiliar eléctrico se utiliza la ecuación (8.6).

$$Costo_{SST-CP,elec} = (E_{req,año} - E_{cont,año}) \cdot P_{elec} \quad (8.6)$$

Donde $Costo_{SST-CP,elec}$ [CL\$] es el costo económico de SST-CSP con electricidad.

8.2 ACS a nivel domiciliario

A nivel domiciliario el ACS puede ser conseguida a través de varias fuentes de energía, las más comunes son gas natural (GN), gas licuado de petróleo (GLP), electricidad (E), leña (L), carbón (C) y fuentes solares a partir de colectores solares planos (SST-CP). Para este caso solo se consideran las fuentes de energía menos dañinas ambientalmente y que pueden ser utilizadas en todo Chile, es decir, gas natural, gas licuado, electricidad y colectores solares.

El gráfico de la Figura 8.1 muestra la energía requerida anual para ACS a nivel domiciliario junto con la energía producida por SST-CP y la energía producida a demanda de GN, GLP, E y PST.

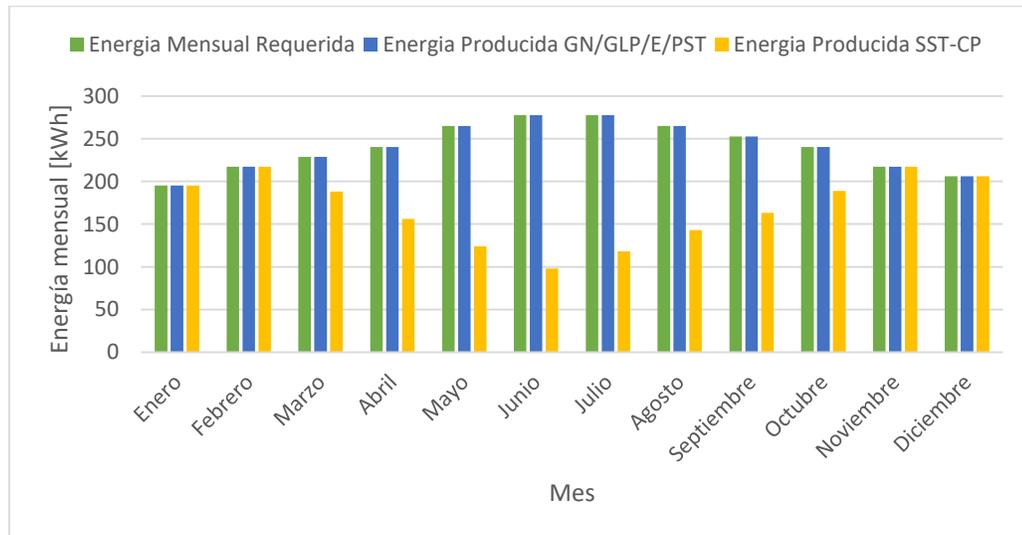


Figura 8.1 – Análisis de eficiencia energética. Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 8.3 se tienen los datos del gráfico anterior.

Tabla 8.3 – Análisis de eficiencia energética para ACS domiciliaria para distintas fuentes de energía

Mes	Demanda de ACS [l]	Energía Mensual Requerida [kWh]	Energía Producida con GN/GLP/E/PST [kWh]	Energía Producida SST-CP [kWh]	Energía Consumida por PST [kWh]
Enero	175	195	195	195	52
Febrero	183	217	217	217	52
Marzo	188	229	229	188	57
Abril	192	240	240	156	60
Mayo	200	265	265	124	72
Junio	204	277	277	98	78
Julio	204	277	277	118	81
Agosto	200	265	265	143	75
Septiembre	196	252	252	163	71
Octubre	192	240	240	189	62
Noviembre	183	217	217	217	55
Diciembre	179	206	206	206	53
Total	191	2.881	2.881	2.014	768

Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 8.4 se tienen los resultados del costo económico anualizado para producir ACS que tiene cada una de las fuentes de energía, siendo el ACS eléctrica como la más costosa.

Tabla 8.4 – Costo económico por fuente de energía.

Fuente	Costo por unidad	Costo Anual [CL\$]
GLP	1.000 [CL\$/kg]	260.324
GN	859 [CL\$/m ³]	289.571
Electricidad	108 [CL\$/kWh]	311.164
SST-CP electricidad	108 [CL\$/kWh]	93.652
SST-CP GLP	1.000 [CL\$/kg]	78.351
PST	108 [CL\$/kWh]	82.973

En el gráfico de la Figura 8.2 se tiene una muestra esquemática de la Tabla 8.4.

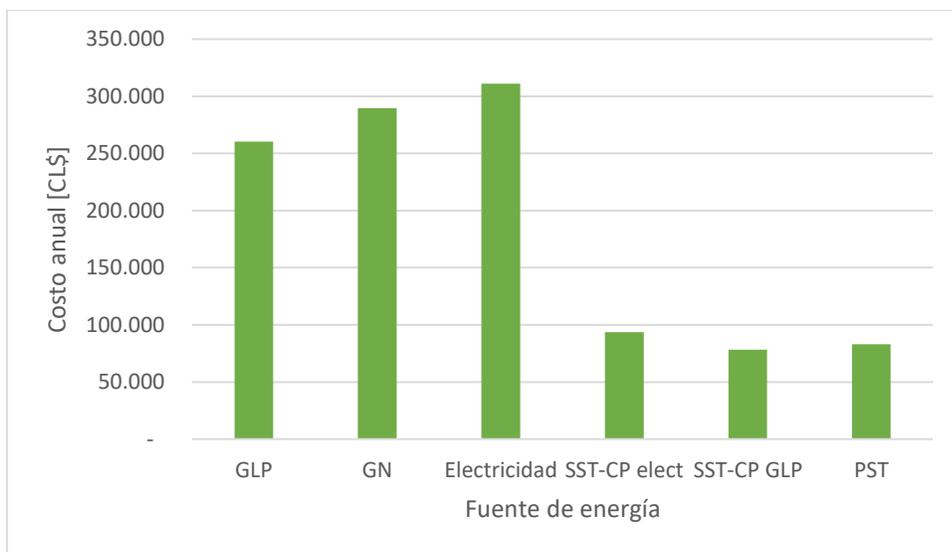


Figura 8.2 – Costo económico por fuente de energía de ACS a nivel domiciliario. Fuente: Elaboración propia

8.3 ACS a nivel comercial

Al igual que el ACS a nivel comercial esta puede ser conseguida a través de varias fuentes de energía, siendo las más comunes el GPL, GN, E y SST-CP. A continuación, se determinará el costo económico de cada una de las fuentes de energía para obtener ACS a nivel comercial según el proyecto definido previamente.

En el gráfico de la Figura 8.3 se tiene la energía requerida anual para ACS a nivel comercial junto con la energía producida por SST-CP y la energía producida a demanda de GN, GPL, E y PST.

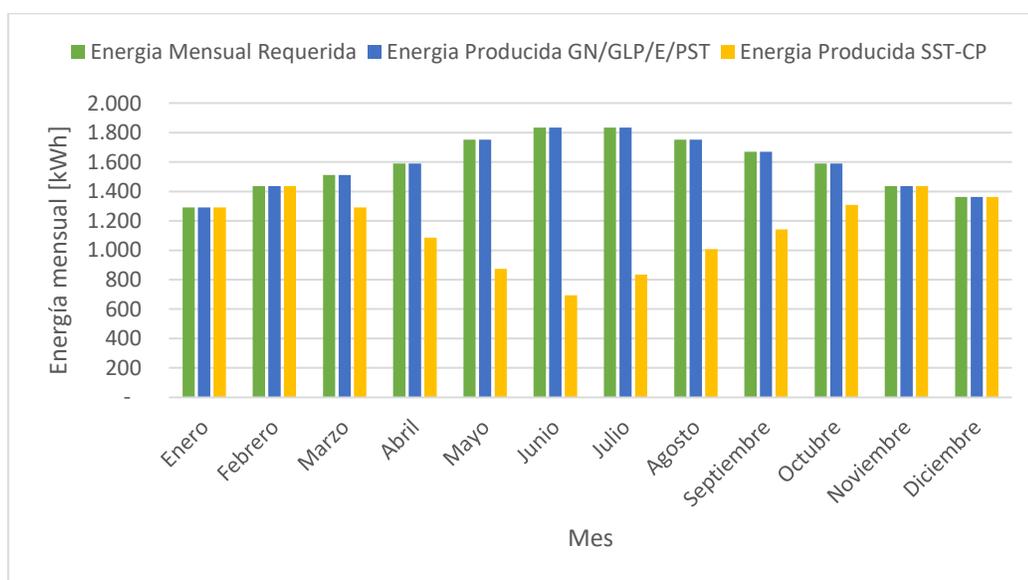


Figura 8.3 – Análisis de eficiencia energética para ACS a nivel comercial. Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 8.5 se tienen los datos del grafico anterior, incluyendo el consumo del compresor de los PST y la demanda de ACS diaria.

Tabla 8.5 – Análisis de eficiencia energética para distintas fuentes de energía en ACS nivel comercial

Mes	Demanda de ACS diaria [l]	Energía Mensual Requerida [kWh]	Energía Producida GN/GLP/E/PST [kWh]	Energía Producida SST-CP [kWh]	Energía Consumida por PST [kWh]
Enero	1.158	1.291	1.291	1.291	326
Febrero	1.213	1.437	1.437	1.437	348
Marzo	1.241	1.512	1.512	1.291	385
Abril	1.268	1.590	1.590	1.086	445
Mayo	1.323	1.752	1.752	873	497
Junio	1.351	1.835	1.835	693	513
Julio	1.351	1.835	1.835	835	514
Agosto	1.323	1.752	1.752	1.008	497
Septiembre	1.296	1.670	1.670	1.141	467
Octubre	1.268	1.590	1.590	1.308	425
Noviembre	1.213	1.437	1.437	1.437	414
Diciembre	1.185	1.363	1.363	1.363	368
Total	1.266	19.062	19.062	13.763	5.200

En la Tabla 8.6 se tienen los resultados del costo económico que tiene cada una de las fuentes de energía para producir ACS, siendo la producida por electricidad la más costosa.

Tabla 8.6 – Costo económico por fuente de energía en ACS a nivel comercial

Fuente	Costo por unidad	Costo Anual [CL\$]
GLP	1.000 [CL\$/kg]	1.722.357
GN	859 [CL\$/m ³]	1.915.863
Electricidad	108 [CL\$/kWh]	2.058.731
SST-CP electricidad	108 [CL\$/kWh]	572.327
SST-CP GLP	1.000 [CL\$/kg]	478.815
PST	108 [CL\$/kWh]	561.623

En el gráfico de la Figura 8.4 se tiene una muestra esquemática de la Tabla 8.6.

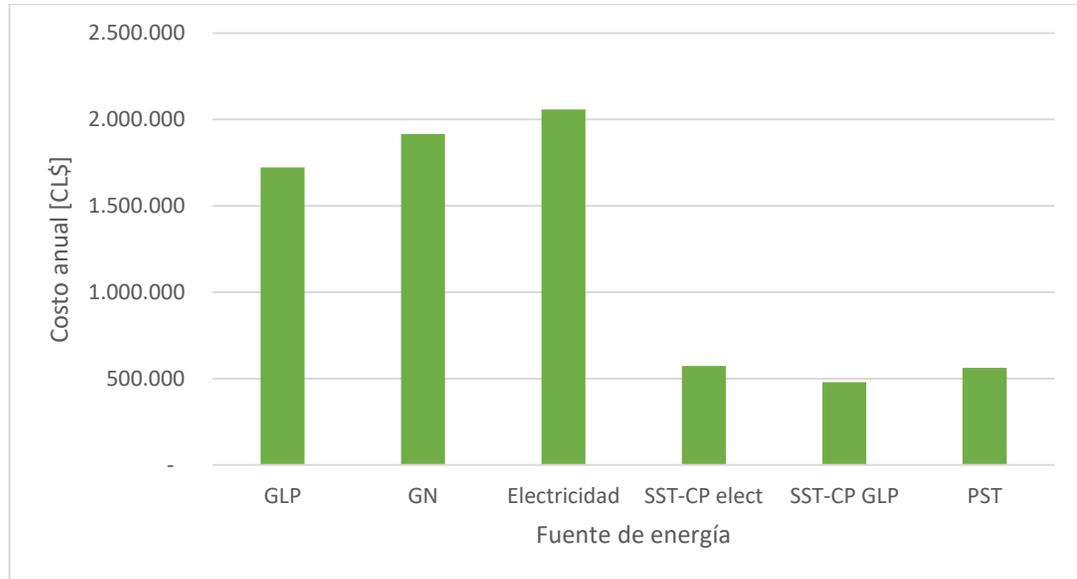


Figura 8.4 – Costo económico por fuente de energía para ACS a nivel comercial. Fuente: Elaboración propia

8.4 CC+CP a nivel domiciliario

Esta es la primera aplicación mixta en que se evalúa su consumo económico para distintas fuentes de energías. Como las aplicaciones no funcionan en forma simultánea, se divide el costo económico por CC y el costo económico por CP.

La calefacción tiene variadas formas de funcionar, siendo la calefacción central solo una de tantas formas para calefaccionar una vivienda o local; con la ventaja que es una de las más limpias y sanas entre todas las que existen.

Algunas de las aplicaciones comunes de calefacción incluyen:

- Estufas Infrarrojas a GLP.
- Estufas Infrarrojas a Electricidad.
- Estufas Infrarrojas a Kerosene.
- Calefacción central con caldera a gas.
- Calefacción central con caldera a biomasa.
- Entre otras.

En el siguiente análisis de CC se consideran las siguientes fuentes de energía GN, GLP, E, Kerosene (K) y PST. Para el caso de la CP se consideran calderas que funcionan a GN, GLP y E, más los PST.

En el gráfico de la Figura 8.5 se tiene la energía requerida para CC entre los meses de mayo a septiembre y la energía requerida para CP entre los meses de octubre a abril, junto con la energía producida a demanda por una selección de equipos para CC y otra selección de equipos para CP.

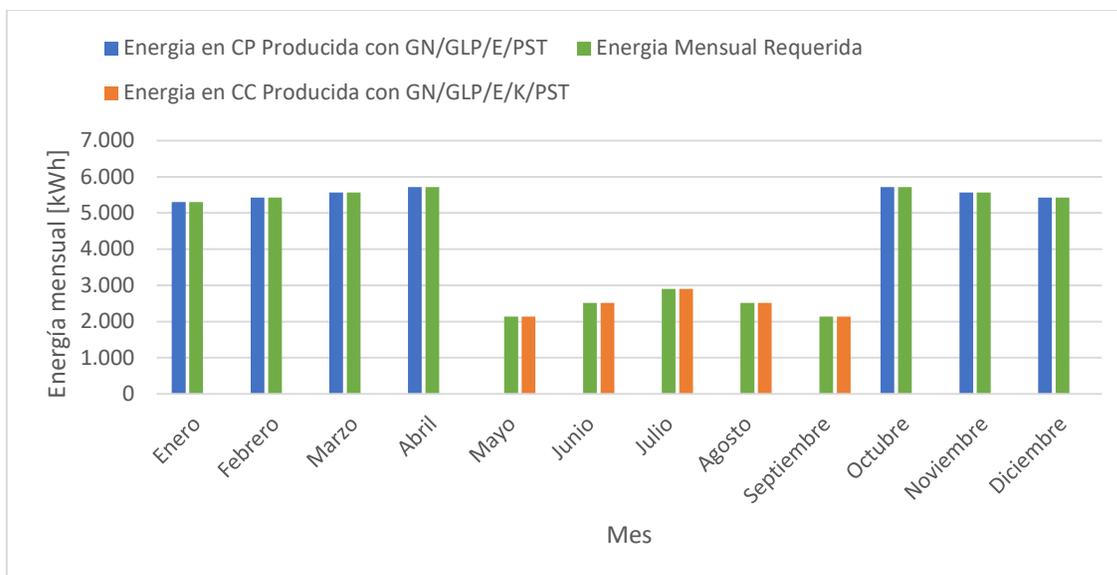


Figura 8.5 – Análisis de eficiencia energética para CC+CP a nivel domiciliario. Fuente: Elaboración propia

Los datos del gráfico anterior son extraídos de la Tabla 8.7 además de la energía consumida por los PST cuando funciona para CC o para CP.

Tabla 8.7 – Análisis de eficiencia energética para distintas fuentes de energía en CC+CP a nivel domiciliario

Mes	Energía Mensual Requerida [kWh]	Energía en CP Producida con GN/GLP/E/PST [kWh]	Energía en CC Producida con GN/GLP/E/K/PST [kWh]	Energía Consumida por PST en CP [kWh]	Energía Consumida por PST en CC [kWh]
Enero	5.304	5.304		289	
Febrero	5.425	5.425		393	
Marzo	5.565	5.565		539	
Abril	5.717	5.717		755	
Mayo	2.139		2.139		660
Junio	2.519		2.519		906
Julio	2.901		2.901		1.146
Agosto	2.519		2.519		877
Septiembre	2.139		2.139		612
Octubre	5.717	5.717		695	
Noviembre	5.565	5.565		523	
Diciembre	5.425	5.425		393	
Total	50.935	38.717	12.218	3.586	4.202

En la Tabla 8.8 se puede ver los costos económicos de usar distintas fuentes de energía para calefacción o para CP.

Tabla 8.8 – Costo económico por fuente de energía en CC+CP a nivel domiciliario

Fuente	Costo por unidad	Costo de CC	Costo de CP
Infrarroja a GLP	1.000 [CL\$/kg]	868.782	-
Kerosene	650 [CL\$/l]	840.903	-
Caldera GLP	1.000 [CL\$/kg]	1.103.916	3.498.260
Caldera GN	859 [CL\$/m ³]	1.227.941	3.891.289
Electricidad	108 [CL\$/kWh]	1.319.509	4.181.466
PST	108 [CL\$/kWh]	453.768	387.323

En el gráfico de la Figura 8.6 se puede ver un análisis esquemático de la Tabla 8.8.

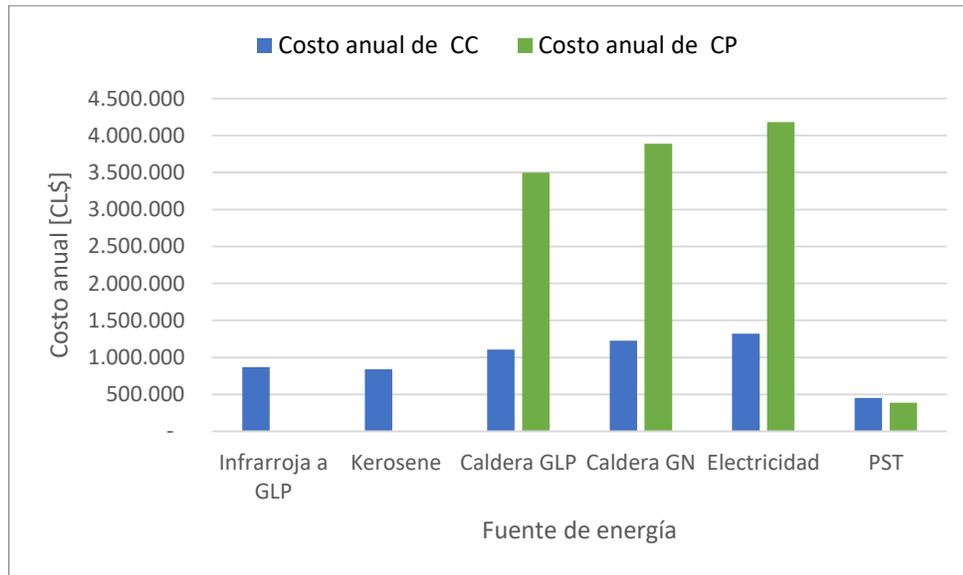


Figura 8.6 – Costo económico por fuente de energía en CC+CP en nivel domiciliario. Fuente: Elaboración propia

8.5 ACS+CC a nivel domiciliario

En esta ocasión se determinan los consumos energéticos para una de las aplicaciones más comunes y que satisface las necesidades básicas de una vivienda común.

Se presentan los cálculos de ACS+CC por separado para una mejor interpretación de éstos, siendo que funcionan de forma simultánea.

En la Figura 8.7 se tiene la demanda requerida para ACS y la producción de energía por GN, GLP, E y PST junto con la producción energética por SST-CP.

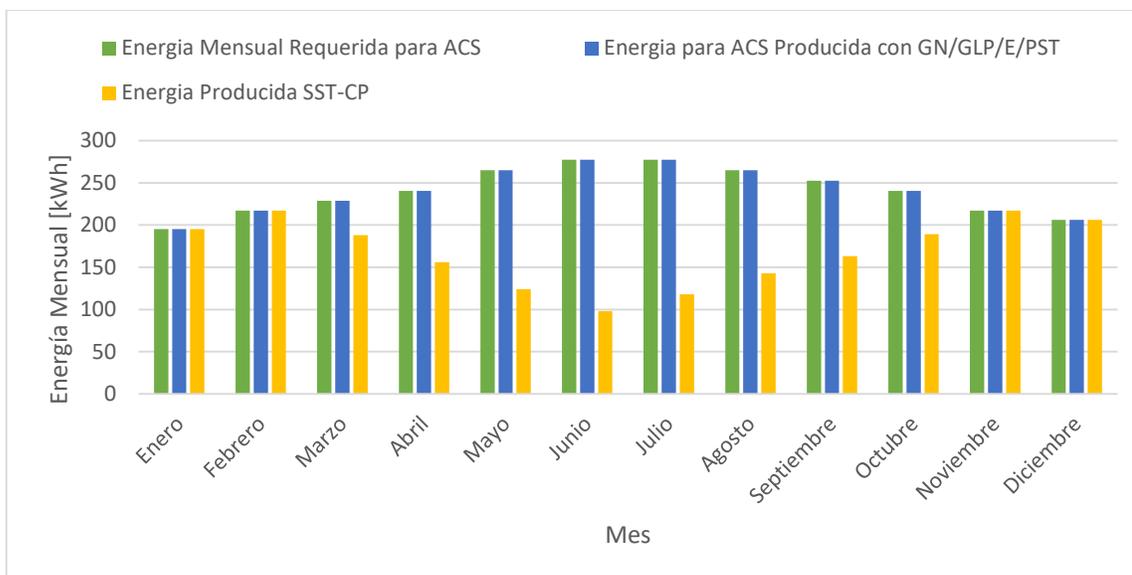


Figura 8.7 – Análisis de eficiencia energética para ACS+CC a nivel comercial. Fuente: Elaboración propia

Los datos del gráfico anterior provienen de la Tabla 8.9 junto con la energía requerida para producir ACS+CC de forma simultánea y la energía consumida por el compresor en una instalación de PST para ACS.

Tabla 8.9 – Análisis de eficiencia energética para distintas fuentes de energía solo para ACS a nivel domiciliario

Mes	Energía Mensual Requerida ACS+CC [kWh]	Energía Mensual Requerida para ACS [kWh]	Energía para ACS Producida con GN/GLP/E/PST [kWh]	Energía Producida SST-CP [kWh]	Energía Consumida por PST en ACS [kWh]
Enero	195	195	195	195	52
Febrero	217	217	217	217	52
Marzo	229	229	229	188	57
Abril	240	240	240	156	59
Mayo	2.790	265	265	124	72
Junio	3.359	277	277	98	78
Julio	3.615	277	277	118	81
Agosto	3.202	265	265	143	75
Septiembre	2.790	252	252	163	71
Octubre	240	240	240	189	62
Noviembre	217	217	217	217	55
Diciembre	206	206	206	206	53
Total	17.301	2.881	2.881	2.014	768

Para el caso de CC se tiene el gráfico de la Figura 8.8 con la energía requerida para CC y la energía producida a demanda por GN, GLP, E, K, y PST.

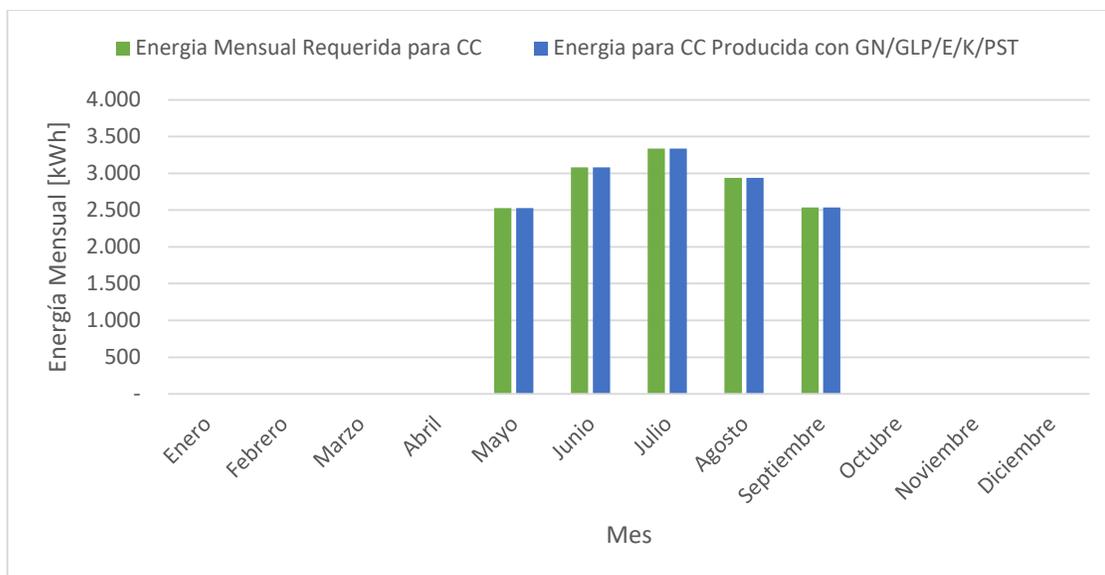


Figura 8.8 – Análisis de eficiencia energética para CC a nivel comercial. Fuente: Elaboración propia

Los datos del gráfico anterior provienen de la Tabla 8.10 junto con la energía requerida para ACS+CC funcionando de forma simultánea y la energía consumida por el compresor de la instalación de PST en CC.

Tabla 8.10 – Análisis de eficiencia energética para distintas fuentes de energía solo para CC a nivel domiciliario

Mes	Energía Mensual Requerida ACS+CC [kWh]	Energía Mensual Requerida para CC [kWh]	Energía para CC Producida con GN/GLP/E/K/PST [kWh]	Energía Consumida por PST en CC [kWh]
Enero	195			
Febrero	217			
Marzo	229			
Abril	240			
Mayo	2.790	2.525	2.525	872
Junio	3.359	3.082	3.082	1.254
Julio	3.615	3.338	3.338	1.444
Agosto	3.202	2.937	2.937	1.130
Septiembre	2.790	2.538	2.538	809
Octubre	240			
Noviembre	217			
Diciembre	206			
Total	17.301	14.420	14.420	5.509

Por último, en la Tabla 8.11 se tienen los costos para producir Calefacción y los costos para producir ACS con diferentes fuentes de energía.

Tabla 8.11 – Costo económico por fuente de energía para CC y ACS a nivel domiciliario

Fuente	Costo por unidad	Costo de Calefacción	Costo de ACS
Infrarroja a GLP	1000 [CL\$/kg]	1.025.372	-
Kerosene	650 [CL\$/l]	992.469	-
SST-CP electricidad	108 [CL\$/kWh]	-	93.623
SST-CP GLP	1.000 [CL\$/kg]	-	78.326
Caldera GLP	1.000 [CL\$/kg]	1.302.887	260.324
Caldera GN	859 [CL\$/m ³]	1.449.266	289.571
Electricidad	108 [CL\$/kWh]	1.557.339	311.164
PST	108 [CL\$/kWh]	594.924	82.973

Una vista esquemática de lo anterior en el gráfico de la Figura 8.9.

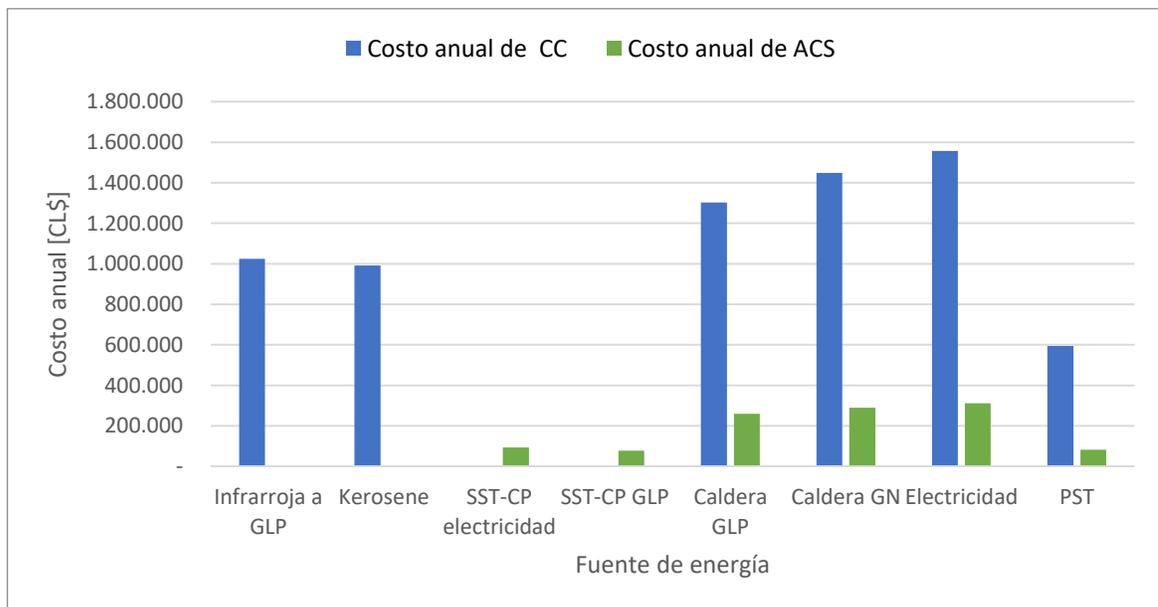


Figura 8.9 – Costo económico por fuente de energía para ACS+CC a nivel domiciliario. Fuente: Elaboración propia

9 Evaluación económica

9.1 Costos de inversión

Para determinar los costos de inversión se utilizan los precios aportados por SOLNERG, los cuales venden la bomba de calor completa, incluyendo los PST y el bloque termodinámico que contiene el compresor, el condensador y la válvula de expansión termostáticas, además de una bomba de circulación. Los costos de instalación y obras se consultaron a expertos (Edelmiro Varela).

Con la potencia térmica de diseño, el número de paneles y el trabajo compresor se puede determinar la bomba de calor que se ajusta a las condiciones de trabajo de las configuraciones. A continuaciones se obtienen los costos de inversión para cada una de las aplicaciones que se están evaluando.

9.1.1 ACS a nivel domiciliario

Según los datos de obtenidos en las secciones anteriores, las condiciones de operación del ACS a nivel domiciliario en la Tabla 7.3.

La bomba de calor que se ajusta estas condiciones es el modelo TYN-15 con un estanque de 200 [l], en donde el estimado de inversiones en la Tabla 9.1 para una importación marítima y aérea.

Tabla 9.1 – Costo de inversion para TYN-15

Modelo TYN-15	Marítimo [CL\$]	Aéreo [CL\$]
Estanque de ACS 200 [l]	300.000	300.000
Bomba de Calor	593.775	973.775
Costo de equipos	893.775	1.273.775
Precio de Instalación	70.000	70.000
Costo con Instalación (CI)	963.775	1.343.775
Precio sugerido 32% CI	1.272.183	1.773.783
Margen distribuidor 22%	279.880	390.232
Precio de Venta Final	1.552.063	2.164.015

9.1.2 ACS a nivel comercial

De las secciones anteriores, las condiciones de diseño para ACS a gran volumen en la Tabla 7.7.

La bomba de calor que se ajusta a estas condiciones de operación es el modelo TYN-150, en donde la estructura de costos para una importación marítima y aérea en la Tabla 9.2.

Tabla 9.2 – Costos de inversion para modelo TYN-150

Modelo TYN-150	Marítimo [CL\$]	Aéreo [CL\$]
Estanque ACS 800 [l]	1.200.000	1.200.000
Bomba de Calor	2.212.210	3.138.850
Costo de equipos	3.412.210	4.338.850
Precio de Instalación	400.000	400.000
Costo con Instalación (CI)	3.812.210	4.738.850
Precio sugerido 32%CI	5.032.117	6.255.282
Margen distribuidor 22%	1.107.065	1.376.162
Precio de Venta Final	6.139.182	7.631.444

9.1.3 CC+CP a nivel domiciliario

Para CC+CP las condiciones de diseño determinadas en las secciones anteriores en la Tabla 7.12.

La bomba de calor que se ajusta a estas condiciones de operación es el modelo TYN-150, en donde la estructura de costos para una importación marítima y aérea en la Tabla 9.3.

Tabla 9.3 – Costos de Inversion para modelo TYN-150

Modelo TYN-150	Marítimo [CL\$]	Aéreo [CL\$]
Bomba de Calor	2.212.210	3.138.850
Costo de equipos	2.212.210	3.138.850
Precio de Instalación	400.000	400.000
Costo con Instalación (CI)	2.612.210	3.538.850
Precio sugerido 32%CI	3.448.117	4.671.282
Margen distribuidor 22%	758.586	1.027.682
Precio de Venta Final	4.206.703	5.698.964

9.1.4 ACS+CC a nivel domiciliario

Las condiciones de diseño que obtenidas de las secciones anteriores en la Tabla 7.18.

La bomba de calor que se ajusta a las condiciones de diseño es el modelo TYN-150, en donde la estructura de costos para una importación marítima y aérea en la Tabla 9.4.

Tabla 9.4 – Costos de Inversión para el modelo TYN-150

Modelo TYN-150	Marítimo [CL\$]	Aéreo [CL\$]
Estanque de ACS 200 [I]	300.000	300.000
Bomba de Calor	2.212.210	3.138.850
Costo de equipos	2.512.210	3.438.850
Precio de Instalación	400.000	400.000
Costo con Instalación (CI)	2.912.210	3.838.850
Precio sugerido 32%CI	3.844.117	5.067.282
Margen distribuidor 22%	845.706	1.114.802
Precio de Venta Final	4.689.823	6.182.084

9.2 Evaluación de pre-factibilidad

En esta sección se presentan las evaluaciones económicas de pre-factibilidad para cada uno de los proyectos estudiados, construyendo flujos de ahorros de los proyectos.

Los resultados del flujo de ahorro de todas las aplicaciones evaluadas en la Tabla 9.5, considerando una proyección de 20 años y una tasa de descuento del 10%.

Tabla 9.5 – Resultados de flujo de ahorro para las aplicaciones evaluadas.

Criterio	ACS domiciliaria	ACS comercial	CC+CP domiciliaria	ACS+CC domiciliaria
VAN	\$ 390.719	\$ 6.606.542	\$ 27.813.534	\$ 2.847.354
TIR	14%	24%	89%	18%
Periodo Recuperación de Inversión (PRI) años	7	5	2	6
Factibilidad Económica	Factible	Factible	Factible	Factible

De lo anterior se puede extraer que todas las aplicaciones son factibles económicamente ya que tienen un VAN positivo, sin embargo hay algunas que son más atractivas que otras.

Claramente el ACS a nivel domiciliario es la menos atractiva, por el bajo VAN que se obtiene y un PRI muy alto, a diferencia de la aplicación de ACS a nivel comercial, ya que aquí se obtiene un VAN interesante y un PRI mucho más atractivo; dando a entender que para aplicaciones comerciales los PST tienden a estar mejor evaluados.

En las aplicaciones mixtas destaca la CC+CP a nivel domiciliario, con un increíble TIR del 89% y un PRI de tan solo 2 años, a diferencia del ACS+CC con un TIR del 18% y un PRI de 6 años, dando a entender que la CP por si sola es enormemente atractiva.

Los flujos de ahorros de cada aplicación se encuentran en el Anexo E.

10 Discusión de resultados

10.1 Configuraciones principales

Las configuraciones principales presentadas al comienzo del capítulo resultados corresponden a las configuraciones típicas para los PST. Cuando se compara con instalaciones de distintos proveedores los equipos principales, no muestran grandes diferencias, solo cuando se agregan la instrumentación al sistema se pueden encontrar instalaciones distintas. También se pueden diferenciar en el tamaño, es decir para una instalación de ACS a gran volumen y una instalación domiciliaria, cambia el número de paneles y el número de tanques de agua, entre otros equipos, sin embargo, los equipos siguen siendo los mismos.

Por otro lado, cuando se habla de configuraciones mixtas, éstas pueden ser muy variadas pero solo se escogen las de ACS con CC y CC con CP; ya que son las que se estudian a fondo en su aplicación a nivel domiciliario. Y aunque en su momento se pretende que funcionen de forma simultanea la CC con la CP, al igual que el ACS con CC, se descarta la idea porque se obtienen mejores resultados cuando funcionan en momentos diferentes.

10.2 Metodología de calculo

Con respecto a la metodología de cálculo se destaca la construcción de un modelo simplificado de transferencia de calor en el panel, aun así se obtiene una aproximación bastante buena de la realidad. A pesar que la lluvia contribuye con calor en el PST, no se considera en los cálculos al tener una frecuencia menos predecible y que varía mucho con cada año.

También se debe destacar que el método de las resistencias térmicas resulta una forma sencilla de calcular la transferencia de calor en el PST. Sin embargo como las resistencias térmicas actúan de forma independiente y en paralelo, puede no ser necesario utilizar y calcular la transferencia de calor por radiación en la cara frontal, y la transferencia de calor por convección en la cara frontal y posterior de forma directa, obteniendo similares resultados.

Cuando se compara este método de resistencias térmicas, con otros métodos para obtener la transferencia de calor en el panel, como por ejemplo el propuesto por Amancio Moreno Rodríguez en "*Modelo teórico y validación experimental de una bomba de calor de expansión directa con asistencia solar: eficiencia energética*" [3] se aprecia que el método de resistencias térmicas resulta ser más preciso en el estado estacionario de la transferencia de calor que el de Amancio Moreno Rodríguez, esto porque las ecuaciones son más simples y entregan información a medida que se calculan, en cambio lo propuesto por A. Moreno Rodríguez entrega resultados en el régimen transitorio de la transferencia de calor, lo cual es un análisis más complejo que se escapa de los alcances de este proyecto.

10.3 Análisis teórico de PST

Cuando se analiza a fondo el comportamiento del PST se obtienen resultados interesantes que pueden sentar las bases para diferentes aplicaciones futuras de estos paneles.

Lo primero recae en como varia el COP de un sistema cuando se hace variar la temperatura de evaporación T_{ev} . En el gráfico de la Figura 6.1 e puede ver una tendencia a aumentar el COP cuando aumenta T_{ev} , dando claras señales que cuando es verano y en plena tarde con las tasas de radiación más alta se puede alcanzar un COP de 5, esto se debe a que el ΔT es baja y el compresor hace menos trabajo para conseguir una temperatura de condensación T_{cd} de 60 [°C]. Por otro lado, cuando T_{ev} baja a -10 [°C] se sigue consiguiendo un COP favorable de 2,5 y el PST sigue absorbiendo calor del ambiente, incluso en situaciones extremas.

Cuando se revisa el análisis del COP durante el año de la Figura 6.2, es natural conseguir mejores COP en verano, sin embargo en invierno se consiguen COP igual de positivos; teniendo una diferencia aproximada de 1 unidad entre el COP máximo y mínimo.

Por último, en un análisis del COP durante el día, para el invierno, el verano y el promedio del año, resultan los COP mínimos a las 6:00 horas y los COP máximos a las 13:00 horas, lo cual es bastante natural. Varía entre 3,7 y 5,3 durante el verano y entre 2,4 y 3,4 en invierno. Siendo en verano la variación más alta, esto debido a que prácticamente no hay nubosidad durante el día, por lo que cuando hay sol, los rendimientos son máximos.

10.4 Aplicaciones de PST

Las aplicaciones escogidas finalmente fueron 4 ACS a nivel domiciliario, ACS a nivel comercial (de gran volumen), CC con CP a nivel domiciliario y ACS con CC a nivel domiciliario.

Cuando se aplica el sistema de PST en ACS a nivel domiciliario, se entiende que un PST es capaz de generar aproximadamente 200 litros diarios de ACS, lo cual significa que para familias promedio 1 solo panel es más que suficiente para suministrar las necesidades de forma completa. También a medida que se aumentan el número de paneles, como en el ACS a nivel comercial, se disminuye el tiempo de calentamiento o aumenta el volumen de ACS. Si se conserva el tiempo de recuperación, el volumen de ACS que se puede calentar aumenta de forma lineal, es decir, con 6 paneles se pueden obtener 1200 litros de ACS al día.

Por otro lado, cuando se hace un análisis más a fondo de la aplicación de CC, es donde se obtienen los COP más desfavorables de todas las aplicaciones; esto porque se necesita una temperatura más alta para obtener una potencia de calentamiento más efectiva ya que se aumenta la T_{cd} además, como la aplicación es durante el invierno, con las condiciones más desfavorables, el ΔT es mayor y el compresor debe aplicar más trabajo para obtener la temperatura deseada.

Lo que se contrapone a la CC, es la CP, ya que al tener una temperatura de condensación T_{cd} mucho más baja y funcionar idealmente durante la primavera, otoño y verano, el ΔT es mucho menor, y el trabajo del compresor se ve considerablemente disminuido, ya que la mayor parte del calor es aportado por el PST, obteniendo un COP de incluso 12 en verano. Lo cual es enormemente favorable. Es por lo anterior que es conveniente tener la CC con el CP en una misma instalación, y que funcionen en épocas diferentes, así se consiguen mejores rendimientos anuales.

10.5 Análisis de eficiencia energética

Cuando se revisa el análisis de eficiencia energética, se puede apreciar de mejor manera los ahorros que son capaces de obtener las instalaciones de PST. En el caso de ACS a nivel domiciliario se pueden conseguir ahorros de hasta un 74% entre un tanque eléctrico y el PST. Además, si se compara con una instalación tradicional de colectores solares, los costos promedio anuales son similares, considerando que los colectores solares son más pesados y requieren una instalación auxiliar para funcionar durante el invierno.

En la aplicación de ACS a nivel comercial los resultados son similares a los de ACS a nivel domiciliario obteniendo el mismo porcentaje de ahorro.

Por otro lado, cuando se hace un análisis de eficiencia energética para la CC se puede ver que con la calefacción central tradicional los ahorros son de un 53%, muy por debajo de lo que consigue el ACS. Esto porque el COP en invierno tiende a ser menor, aun así, es un ahorro de más de la mitad en dinero. Sin embargo, cuando se compara con aplicaciones tradicionales como estufa a combustión de GLP o Kerosene, los resultados siguen siendo favorables para la CC con PST, pero en menor medida. El porcentaje de ahorro entre la calefacción a kerosene y la CC a PST es de un 31%. A pesar de todo hay que recordar que la CC tiene ventajas por sobre la calefacción a kerosene, y es que no genera gases de combustión ni humedad, siendo la CC más buena para la salud, por lo mismo se compara la CC a GLP y la CC a PST.

En el caso de la CP los rendimientos y ahorros son gigantescos, esto debido a la baja temperatura de condensación que debe alcanzar el sistema y que además funciona preferentemente en verano, primavera y otoño. Aquí entre una caldera de condensación a gas y la CP a PST el ahorro es de un 84% del total gastado por la caldera de condensación. Es por lo anterior que utilizando la CC junto con la CP se obtienen resultados anuales mucho más favorables, ya que la misma instalación se aplica a 2 sistemas.

En el caso del ACS con CC, los resultados conjuntos no son tan favorables como en el caso de CC con CP, esto porque una instalación grande después del invierno está sobredimensionada para el ACS, ya que solo necesita aproximadamente un 20% de la instalación completa; por lo que para cuando se acaba el uso de la CC es conveniente cerrar el flujo del refrigerante por los paneles sobrantes, para no obtener sobrecalentamientos innecesarios.

10.6 Evaluación económica

Revisando los costos de inversión se puede apreciar que a medida que aumenta el tamaño de la instalación y al mismo tiempo, el número de paneles, el precio final de la instalación no aumenta de forma lineal; lo cual conlleva beneficios para instalaciones grandes.

Por otro lado, cuando se observan los resultados del flujo de ahorro para ACS domiciliaria, se tiene que la recuperación de la inversión es de 7 años, con un VAN positivo de CL\$390.719 y un TIR de 14%, quedando en una posición poco ventajosa siendo menos atractivo que las demás configuraciones. De todos modos, hay que tener en cuenta que la proyección fue de 20 años, que coincide con la vida útil de los paneles solares.

En el caso de la instalación de ACS a nivel comercial, los ahorros producidos por el cambio de sistema se ven reflejados más rápido, ya que el periodo retorno de inversión es en 5 años, teniendo un VAN de CL\$6.606.542 y un TIR de 24%; la razón por la cual se obtienen mejores resultados que a nivel domiciliario, es que a nivel comercial el costo de inversión aumenta de forma logarítmica, por lo que la inversión de ACS a nivel domiciliario tiende a ser más costosa por capacidad instalada.

Otro resultado sorprendente es la combinación de CC con CP, ya que se obtiene una recuperación de tan solo 2 años, con un VAN de CL\$27.813.534 y un TIR de 89%, esto se debe principalmente al increíble COP obtenido en la CP provocando que los ahorros sean mucho mayores monetariamente.

Por último, en el caso de ACS con CC se obtiene un periodo de retorno de la inversión muy positivo de 6 años (considerando la envergadura de la instalación), con un VAN de CL\$2.847.354 y un TIR del 18%. Hay que destacar que en esta instalación se tiene CC con una segunda aplicación de menor tamaño, por lo tanto, el efecto que puede tener en el flujo de ahorros es menor, dando a entender que la CC por sí sola podría tener una evaluación económica positiva. Además, si se compara con el ACS a nivel domiciliario, da a entender que es conveniente instalar estas 2 configuraciones juntas antes que separadas.

11 Conclusiones

Basado en todos los análisis y resultados obtenidos en el desarrollo del proyecto se puede concluir que:

- i. El estado del arte de la tecnología PST permite construir los antecedentes del proyecto que responden a cómo funcionan los PST, para que sirven, cuales son los elementos fundamentales y cuáles son las aplicaciones recurrentes.

Los PST basan su funcionamiento en las bombas de calor de expansión súbita con asistencia solar, absorbiendo calor por radiación de forma directa, mecanismo totalmente diferente al de bombas de calor tradicionales; ya que éstas absorben calor por conducción o por convección, nunca de forma directa por radiación.

Los principales elementos de las bombas de calor son el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión termostática; siendo el PST el evaporador. El compresor es el que consume energía para que el condensador pueda ceder calor útil. El tamaño del condensador define cuanto calor útil es capaz de ceder, siendo recomendable que el líquido que sale del condensador sea un líquido saturado, si el líquido está subenfriado se pueden obtener temperaturas más bajas que lo esperado.

Los PST tienen variadas aplicaciones de carácter térmico tales como ACS, la CC y la CP, incluyendo configuraciones mixtas de estas 3. La que más destaca es la de ACS, ya que se ajusta la demanda térmica a las condiciones ambientales, es decir, en periodo de menor radiación se obtienen tiempos de recuperación más largos y en periodos de mayor radiación tiempo de recuperación más cortos.

Las condiciones ambientales el Chile, dan a entender que Santiago de Chile recibe una cantidad privilegiada de radiación solar y posee buenas condiciones atmosféricas para que los PST puedan operar con rendimientos atractivos. Siendo su introducción comercial y popularidad, en Chile, prácticamente inminente.

- ii. La metodología de cálculo que se construye aproxima de buena manera la realidad y las condiciones de operación de los PST, a pesar de no considerar la transferencia de calor por conducción y convección interna del fluido; los resultados no difieren de manera significativa.

Los proyectos típicos evaluados corresponden a las aplicaciones más comunes de los PST, por lo tanto son lo suficientemente representativas de lo que existe actualmente en el mercado.

Los diseños de instalaciones de PST logrado a nivel perfil se pueden perfeccionar más adelante, ajustando el sistema de control e instrumentación de la instalación.

Los planos resultantes de P&ID y lay-out funcionan como herramientas básicas para determinar los costos de inversión, aunque solo incluyen los detalles sistémicos de carácter general, y que pueden ser mejor desarrollados en proyectos futuros.

El análisis de eficiencia energética logra comparar a los PST con las tecnologías tradicionales, donde no solo destaca el bajo consumo energético y que pueden funcionar durante todo el año; también que funcionan a demanda, es decir, son capaces de producir la demanda energética instantánea de la aplicación.

- iii. Los resultados de la evaluación económica son muy variados, por un lado el ACS a nivel domiciliario resulta ser una de las menos atractivas económicamente, ya que al tener un bajo VAN de CL\$390.719 y un TIR de 14% con un PRI de 7 años, resulta atractivo para sectores socioeconómicos altos. En cambio cuando el ACS se evalúa para nivel comercial resulta ser mucho más atractivo, con un VAN de CL\$6.606.542 y un TIR de 24% con un PRI de 5 años, lo cual es mucho mejor que a nivel domiciliario, quedando en una situación más competitiva con las tecnologías tradicionales.

Los resultados obtenidos para las aplicaciones mixtas muestran ser mucho más convenientes, en especial la aplicación de CC+CP, principalmente por que se utilizan todo el año y porque la aplicación de CP funciona principalmente en condiciones ambientales favorables.

Incluso para ACS+CC a nivel domiciliario, que por sí solas no son atractivas, pero cuando funcionan juntas consiguen un VAN de CL\$2.847.354 y un TIR del 18% con un PRI de 6 años, lo cual da a entender que a nivel domiciliario es recomendable utilizar aplicaciones mixtas.

Finalmente se puede concluir que los PST son una tecnología completamente competitiva frente a las tecnologías tradicionales, considerando que en Chile existen condiciones ambientales lo suficientemente buenas para ser instalados.

Bibliografía

- [1] Golden Energy, *Catalogo: Panel Solar Termodinamico de última generacin*, La coruña: Solar PST, 2015.
- [2] Air Liquide, «Enciclopedia de los gases,» Air Liquide, 2013. [En línea]. Available: <http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp>. [Último acceso: 11 Octubre 2016].
- [3] A. Moreno Rodríguez, «Modelo teórico y validación experimental de una bomba de calor de expansión directa con asistencia solar: eficiencia energética,» Tesis Doctoral de Ingeniería Termica y de Fluidos, Leganés, Universidad Carlos III de Madrid, 2013.
- [4] F. P. Incropera , *Fundamentos de Transferencia de Calor*, México: Pearson Educación, 1999.
- [5] A. Moreno-Rodríguez, A. González-Gil, M. Izquierdo y N. Garcia-Hernando, «Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications,» *Energy*, vol. 45, pp. 704-715, 2012.
- [6] D. Zhang, Q. Kong, Y. Li y Q. M. Yang, «Thermal performance analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater,» *Energy*, vol. 36, pp. 6830-6838, 2011.
- [7] S. Vladimir, C. Tonko y B. Igor, «Thermal Performance of a Direct Expansion Solar, Croacia,» *Purdue University*, vol. 127, nº 724, pp. 416-423, 2004.
- [8] J. Fernandez Seara, C. Piñeiro, A. Dopazo y F. Fernandes, «Experimental analysis of a direct expansion solar assisted heat pump with integral storage tank for domestic water heating under zero solar radiation conditions,» *Energy Conversion and Management*, vol. 59, pp. 1-12, 2012.
- [9] Universidad de Chile, «Explorador Solar,» 24 Noviembre 2015. [En línea]. Available: <http://walker.dgf.uchile.cl/Explorador/Solar2/>. [Último acceso: 24 Noviembre 2015].
- [10] Ministerio de Fomento de España, *Código técnico de la Edificación: Documento Básico HE Ahorro de Energia*, España: Real Decreto, 2013.

- [11] Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR), *Guía técnica de agua caliente sanitaria central*, Madrid: Ahorra Energía, 2010.
- [12] Ministerio de Vivienda y Urbanismo de Chile, *Manual de Sistemas Solares Térmicos*, Santiago: Construcción Sustentable, 2014.
- [13] H. R. Galbaro, «IngeMecanica,» [En línea]. Available: <http://ingemecanica.com/>. [Último acceso: 11 Octubre 2016].
- [14] A. Moreno Rodriguez, N. Garcia Hernando, A. Gonzalez Gill y M. Izquierdo, «Experimental validation of a theoretical model for a direct-expansion solar-assisted heat pump applied to heating,» *Energy*, vol. 60, pp. 242-253, 2013.
- [15] Ministerio de Industria, Energía y Turismo de España, «Reglamento de Instalaciones Térmicas de Edificios,» BOE, Madrid, 2013.
- [16] Consejería de Economía y Hacienda, Organización Dirección General de Industria, Energía y Minas, «Guía de Renovación de aire eficiente en el sector residencial,» Fundación de Energía de la Comunidad de Madrid, Madrid, 2014.
- [17] J. N. Sebastián, «Climatización de una piscina cubierta mediante la combinación de energía solar térmica, geotermia y caldera de apoyo de biomasa,» Magister de Ingeniería en Energía. Universidad de Barcelona - Universidad politecnica de Catalunya, Barcelona, 2011.

Anexos

Anexo A – Caudales de demanda de ACS

Tabla A.1 – Caudales de demanda de ACS para distintos criterios de demanda

Criterio de demanda	Litros/día	m ³ /día	Unidad
Vivienda Multifamiliar	22	0,022	Por Persona
Vivienda Unifamiliar	30	0,030	Por Persona
Hospitales y Clínicas	55	0,055	Por Persona
Ambulatorio y centro de salud	41	0,041	Por Persona
Hotel *****	69	0,069	Por Persona
Hotel ****	55	0,055	Por Persona
Hotel ***	41	0,041	Por Persona
Hotel/Hostal **	34	0,034	Por Persona
Camping	21	0,021	Por Persona
Hostal/Pensión*	28	0,028	Por Persona
Residencia	41	0,041	Por Persona
Centro Penitenciario	28	0,028	Por Persona
Albergue	24	0,024	Por Persona
Vestuario/Duchas colectivas	21	0,021	Por Persona
Escuela sin ducha	4	0,004	Por Persona
Escuela con ducha	21	0,021	Por Persona
Cuarteles	28	0,028	Por Persona
Fábricas y talleres	21	0,021	Por Persona
Oficinas	2	0,002	Por Persona
Gimnasios	21	0,021	Por Persona
Restaurantes	8	0,008	Por Persona
Cafeterías	1	0,001	Por Persona

Fuente [10]

Anexo B – Aire de renovación

Tabla B.1 – Aire de renovación para distintos tipos de lugares.

Tipo de local	Por Persona	Por m2	Por Local
Almacenes		2,7	
Aparcamientos		18	
Archivos		0,9	
Aseos individuales			15
Aseos Públicos			25
Auditorios	28,8		
Aulas	28,8		
Autopsia	9	9	
Bares	43,2	43,2	
Cafeterías	54	54	
Canchas para el deporte		9	
Cocinas	28,8	7,2	
Comedores	36	21,6	
Descanso (salas)	72	54	
Dormitorios colectivos	28,8	5,4	
Escenarios	28,8	21,6	
Espera y recepción	28,8	14,4	
Estudios fotográficos		9	
Exposiciones	28,8	14,4	
Fiestas (salas)	54	54	
Fisioterapia (salas)	36	5,4	
Gimnasios	43,2	14,4	
Gradas de recintos deportivos	28,8	43,2	
Grandes almacenes	28,8	7,2	
Habitación de hotel			15
Habitaciones de hospital	54		
Imprentas, reproducción y planos		9	
Juegos (salas)	43,2	36	
Laboratorios	36	10,8	
Lavanderías Industriales	54	18	
Oficinas	36	3,6	
Paseos de centros comerciales	3,6	3,6	
Piscinas		9	
Quirófanos y anexos	54	10,8	
Reuniones (salas de)	36	18	
Salas de curas	43,2	7,2	

Tipo de local	Por Persona	Por m2	Por Local
Salas de recuperación	36	5,4	
Supermercados	28,8	5,4	
Talleres de reparación automática		27	
Talleres en centros docentes	36	10,8	
Talleres en general	108	10,8	
Templos para culto	28,8		
Tiendas de animales		18	
Tiendas en general	36	2,7	
Tiendas especiales		7,2	
UVIs	36	5,4	
Vestíbulos	36	54	
Vestuarios		9	

Fuente [15]

Anexo C – Datos de análisis teórico

Tabla C.1 – Tabla de datos con la variación del COP a temperatura de Evaporación variable.

T_{ev}	COP
-10	2,55
-9	2,59
-8	2,64
-7	2,68
-6	2,73
-5	2,78
-4	2,82
-3	2,88
-2	2,93
-1	2,98
0	3,04
1	3,1
2	3,16
3	3,22
4	3,28
5	3,35
6	3,42
7	3,49
8	3,56
9	3,64
10	3,72
11	3,8
12	3,89
13	3,97
14	4,06
15	4,16
16	4,25
17	4,34
18	4,43
19	4,52
20	4,61
21	4,7
22	4,79
23	4,88
24	4,97
25	5,06

Fuente: Elaboración propia

Tabla C.2 – Tabla de datos para variación del COP durante el año.

Mes	COP
Enero	4,67
Febrero	4,56
Marzo	4,33
Abril	4,11
Mayo	3,88
Junio	3,72
Julio	3,58
Agosto	3,58
Septiembre	3,80
Octubre	4,00
Noviembre	4,22
Diciembre	4,41

Fuente: Elaboración propia

Tabla C.3 – Tabla de datos para variación del COP durante el día.

Hora	COP promedio	COP Verano	COP Invierno
0	3,2	3,9	2,5
1	3,1	3,9	2,5
2	3,1	3,9	2,5
3	3,0	3,8	2,4
4	3,0	3,7	2,4
5	3,0	3,7	2,4
6	3,0	3,7	2,4
7	3,2	4,0	2,6
8	3,5	4,4	2,8
9	3,7	4,6	3,0
10	3,9	4,8	3,1
11	4,0	5,0	3,2
12	4,1	5,2	3,3
13	4,3	5,3	3,4
14	4,2	5,3	3,4
15	4,1	5,1	3,3
16	4,0	5,0	3,2
17	3,7	4,7	3,0
18	3,5	4,4	2,8
19	3,4	4,2	2,7
20	3,3	4,1	2,6
21	3,2	4,1	2,6
22	3,2	4,0	2,6
23	3,2	4,0	2,5

Fuente: Elaboración propia

Anexo D – Demanda energética de aplicaciones

Tabla D.1 – Demanda energética de ACS a nivel domiciliario con 1 PST

Mes	Tiempo de recup [h]	E PST [kWh]	E requerida [kWh]	E comp [kWh]	Aporte de PST
Enero	5,0	205	247	52	100%
Febrero	5,5	205	247	52	100%
Marzo	6,0	210	255	57	100%
Abril	6,5	220	267	59	100%
Mayo	8,0	222	279	72	100%
Junio	8,5	223	285	78	100%
Julio	8,5	220	285	81	100%
Agosto	8,0	219	279	75	100%
Septiembre	7,0	221	279	71	100%
Octubre	6,5	217	267	62	100%
Noviembre	6,0	211	255	55	100%
Diciembre	5,5	207	249	53	100%
Total	6,8	2.579	3.194	768	

Fuente: Elaboración propia

Tabla D.2 – Demanda energética de ACS a nivel domiciliario con 2 PST

Mes	Tiempo de recup [h]	E PST [kWh]	E requerida [kWh]	E comp [kWh]	Aporte de PST
Enero	2,5	202	244	51	100%
Febrero	3,0	214	255	51	100%
Marzo	3,0	210	255	57	100%
Abril	3,5	217	267	62	100%
Mayo	4,0	222	279	72	100%
Junio	4,5	225	285	75	100%
Julio	4,5	222	285	78	100%
Agosto	4,0	219	279	75	100%
Septiembre	3,5	217	273	70	100%
Octubre	3,0	214	267	67	100%
Noviembre	3,0	211	255	55	100%
Diciembre	2,7	206	250	54	100%
Total	3,4	2.580	3.194	767	

Fuente: Elaboración propia

Tabla D.3 – Demanda energética de ACS a nivel comercial con 7 PST

Mes	Tiempo de recup [h]	E PST [kWh]	E requerida [kWh]	E comp [kWh]	Aporte de PST
Enero	5,0	1.384	1.657	342	100%
Febrero	5,5	1.448	1.737	361	100%
Marzo	5,5	1.417	1.737	399	100%
Abril	6,5	1.470	1.817	434	100%
Mayo	7,5	1.502	1.897	494	100%
Junio	8,5	1.525	1.937	515	100%
Julio	8,5	1.508	1.937	536	100%
Agosto	8,0	1.499	1.897	497	100%
Septiembre	7,0	1.488	1.857	461	100%
Octubre	6,0	1.464	1.817	441	100%
Noviembre	5,5	1.473	1.817	430	100%
Diciembre	5,0	1.394	1.697	379	100%
Total	6,5	17.571	21.801	5.288	

Fuente: Elaboración propia

Tabla D.4 – Demanda energética de ACS a nivel comercial con 6 PST

Mes	Tiempo de recup [h]	E PST [kWh]	E requerida [kWh]	E comp [kWh]	Aporte de PST
Enero	6	1.391	1.657	343	100%
Febrero	6,5	1.452	1.737	366	100%
Marzo	6,5	1.421	1.737	394	100%
Abril	7,5	1.466	1.817	448	100%
Mayo	8,5	1.494	1.897	514	100%
Junio	9	1.538	1.937	499	100%
Julio	9,5	1.497	1.937	559	100%
Agosto	9	1.489	1.897	519	100%
Septiembre	8	1.483	1.857	478	100%
Octubre	7	1.464	1.817	451	100%
Noviembre	6,5	1.477	1.817	435	100%
Diciembre	6	1.402	1.697	378	100%
Total	7,5	17.574	21.801	5.383	

Fuente: Elaboración propia

Tabla D.5 – Demanda energética de ACS a nivel comercial con 8 PST

Mes	Tiempo de recup [h]	E PST [kWh]	E requerida [kWh]	E comp [kWh]	Aporte de PST
Enero	4,5	1.397	1.657	326	100%
Febrero	5	1.458	1.737	348	100%
Marzo	5	1.429	1.752	385	100%
Abril	5,5	1.461	1.817	445	100%
Mayo	6,5	1.499	1.897	497	100%
Junio	7,5	1.526	1.937	513	100%
Julio	8	1.525	1.937	514	100%
Agosto	7	1.499	1.897	497	100%
Septiembre	6	1.483	1.857	467	100%
Octubre	5,5	1.477	1.817	425	100%
Noviembre	5	1.485	1.817	414	100%
Diciembre	4,5	1.402	1.697	368	100%
Total	5,8	17.641	21.816	5.200	

Fuente: Elaboración propia

Tabla D.6 – Demanda energética de CC+CP a nivel domiciliario con 6 PST

Mes	COP	E PST [kWh]	E requerida [kWh]	E comp [kWh]	Aporte de PST
Enero	18,3	5.067	5.304	289	100%
Febrero	13,8	5.111	5.425	393	100%
Marzo	10,3	5.134	5.565	539	100%
Abril	7,6	5.113	5.717	755	100%
Mayo	3,2	1.611	2.139	660	100%
Junio	2,8	1.795	2.519	906	100%
Julio	2,5	1.984	2.901	1.146	100%
Agosto	2,9	1.817	2.519	877	100%
Septiembre	3,5	1.650	2.139	612	100%
Octubre	8,2	5.161	5.717	695	100%
Noviembre	10,6	5.147	5.565	523	100%
Diciembre	13,8	5.111	5.425	393	100%
Total		44.699	50.935	7.788	

Fuente: Elaboración propia

Tabla D.7 – Demanda energética de CC+CP a nivel domiciliario con 5 PST

Mes	COP	E PST [kWh]	E requerida [kWh]	E comp [kWh]	Aporte de PST
Enero	11,3	4.923	5.299	470	100%
Febrero	9,3	4.959	5.425	582	100%
Marzo	7,5	4.974	5.565	738	100%
Abril	5,9	4.945	5.717	965	100%
Mayo	3,0	1.561	2.139	723	100%
Junio	2,6	1.730	2.519	987	100%
Julio	2,3	1.902	2.901	1.249	100%
Agosto	2,6	1.752	2.519	959	100%
Septiembre	3,2	1.599	2.139	675	100%
Octubre	6,3	4.992	5.717	905	100%
Noviembre	7,7	4.986	5.565	724	100%
Diciembre	9,3	4.959	5.425	582	100%
Total		43.282	50.931	9.560	

Fuente: Elaboración propia

Tabla D.8 – Demanda energética de CC+CP a nivel domiciliario con 7 PST

Mes	COP	E PST [kWh]	E requerida [kWh]	E comp [kWh]	Aporte de PST
Enero	32,9	5.170	5.299	161	100%
Febrero	21,3	5.221	5.425	255	100%
Marzo	14,2	5.251	5.565	392	100%
Abril	9,5	5.237	5.717	600	100%
Mayo	3,5	1.647	2.139	615	100%
Junio	3,0	1.843	2.519	845	100%
Julio	2,7	2.045	2.901	1.070	100%
Agosto	3,1	1.866	2.519	817	100%
Septiembre	3,8	1.686	2.139	566	100%
Octubre	10,6	5.285	5.717	540	100%
Noviembre	14,8	5.263	5.565	377	100%
Diciembre	21,3	5.221	5.425	255	100%
Total		45.735	50.931	6.493	

Fuente: Elaboración propia

Tabla D.9 – Demanda energética de ACS+CC a nivel domiciliario con 7 PST

Mes	COP	E PST [kWh]	E requerida [kWh]	E comp [kWh]	Aporte de PST
Enero	4,8	202	244	51	100%
Febrero	5,0	214	255	51	100%
Marzo	4,5	210	255	57	100%
Abril	4,3	217	267	62	100%
Mayo	3,0	2.035	2.790	943	100%
Junio	2,5	2.294	3.359	1.332	100%
Julio	2,4	2.395	3.615	1.525	100%
Agosto	2,7	2.238	3.202	1.205	100%
Septiembre	3,2	2.086	2.790	880	100%
Octubre	4,0	214	267	67	100%
Noviembre	4,6	211	255	55	100%
Diciembre	4,6	206	250	54	100%
	Total	12.523	17.550	6.284	

Fuente: Elaboración propia

Tabla D.10 – Demanda energética de ACS+CC a nivel domiciliario con 7 PST

Mes	COP	E PST [kWh]	E requerida [kWh]	E comp [kWh]	Aporte de PST
Enero	4,8	202	244	51	100%
Febrero	5,0	214	255	51	100%
Marzo	4,5	210	255	57	100%
Abril	4,3	217	267	62	100%
Mayo	3,0	1.879	2.575	871	100%
Junio	2,5	2.117	3.101	1.230	100%
Julio	2,4	2.211	3.337	1.408	100%
Agosto	2,7	2.066	2.956	1.112	100%
Septiembre	3,2	1.925	2.575	813	100%
Octubre	4,0	214	267	67	100%
Noviembre	4,6	211	255	55	100%
Diciembre	4,6	206	250	54	100%
	Total	11.673	16.338	5.831	

Fuente: Elaboración propia

Tabla D.11 – Demanda energética de ACS+CC a nivel domiciliario con 7 PST

Mes	COP	E PST [kWh]	E requerida [kWh]	E comp [kWh]	Aporte de PST
Enero	4,8	202	244	51	100%
Febrero	5,0	214	255	51	100%
Marzo	4,5	210	255	57	100%
Abril	4,3	217	267	62	100%
Mayo	3,2	2.061	2.760	875	100%
Junio	2,8	2.211	3.109	1.123	100%
Julio	2,6	2.376	3.459	1.353	100%
Agosto	2,9	2.240	3.109	1.087	100%
Septiembre	3,4	2.111	2.760	811	100%
Octubre	4,0	214	267	67	100%
Noviembre	4,6	211	255	55	100%
Diciembre	4,6	206	250	54	100%
	Total	12.474	16.991	5.646	

Fuente: Elaboración propia

Anexo E – Flujos de Ahorros

Tabla E.1 – Flujo de caja para una instalación de ACS a nivel domiciliario

Año	Costo Normal	Costo PST	Ahorro	Inversión	Flujo de ahorro	Recuperación de Inv.
0	\$ 0	\$ 0	\$ 0	-\$ 1.552.000	-\$ 1.552.000	\$ 0
1	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	-\$ 1.323.809
2	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	-\$ 1.095.618
3	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	-\$ 867.427
4	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	-\$ 639.236
5	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	-\$ 411.045
6	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	-\$ 182.854
7	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 45.337
8	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 273.528
9	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 501.719
10	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 729.910
11	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 958.101
12	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 1.186.292
13	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 1.414.483
14	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 1.642.674
15	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 1.870.865
16	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 2.099.056
17	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 2.327.247
18	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 2.555.438
19	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 2.783.629
20	\$ 311.164	\$ 82.973	\$ 228.191	\$ 0	\$ 228.191	\$ 3.011.820
VAN						\$ 390.719
TIR						14%

Tabla E.2 – Flujo de caja para una instalación de ACS a nivel comercial

Año	Costo Normal	Costo PST	Ahorro	Inversión	Flujo de ahorro	Recuperación de I
0	\$ 0	\$ 0	\$ 0	-\$ 6.139.182	-\$ 6.139.182	\$ 0
1	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	-\$ 4.642.074
2	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	-\$ 3.144.966
3	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	-\$ 1.647.858
4	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	-\$ 150.750
5	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 1.346.358
6	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 2.843.466
7	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 4.340.574
8	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 5.837.682
9	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 7.334.790
10	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 8.831.898
11	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 10.329.006
12	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 11.826.114
13	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 13.323.222
14	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 14.820.330
15	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 16.317.438
16	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 17.814.546
17	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 19.311.654
18	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 20.808.762
19	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 22.305.870
20	\$ 2.058.731	\$ 561.623	\$ 1.497.108	\$ 0	\$ 1.497.108	\$ 23.802.978
VAN						\$ 6.606.542
TIR						24%

Tabla E.3 – Flujo de caja para una instalación de CC+CP a nivel domiciliario

Año	Costo Normal	Costo PST	Ahorro	Inversión	Flujo de ahorro	Recuperacion de I
0	\$ 0	\$ 0	\$ 0	-\$ 4.206.703	-\$ 4.206.703	\$ 0
1	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	-\$ 445.618
2	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 3.315.467
3	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 7.076.552
4	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 10.837.637
5	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 14.598.722
6	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 18.359.807
7	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 22.120.892
8	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 25.881.977
9	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 29.643.062
10	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 33.404.147
11	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 37.165.232
12	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 40.926.317
13	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 44.687.402
14	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 48.448.487
15	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 52.209.572
16	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 55.970.657
17	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 59.731.742
18	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 63.492.827
19	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 67.253.912
20	\$ 4.602.176	\$ 841.091	\$ 3.761.085	\$ 0	\$ 3.761.085	\$ 71.014.997
					VAN	\$ 27.813.534
					TIR	89%

Tabla E.4 – Flujo de caja de una instalación de ACS+CC a nivel domiciliario

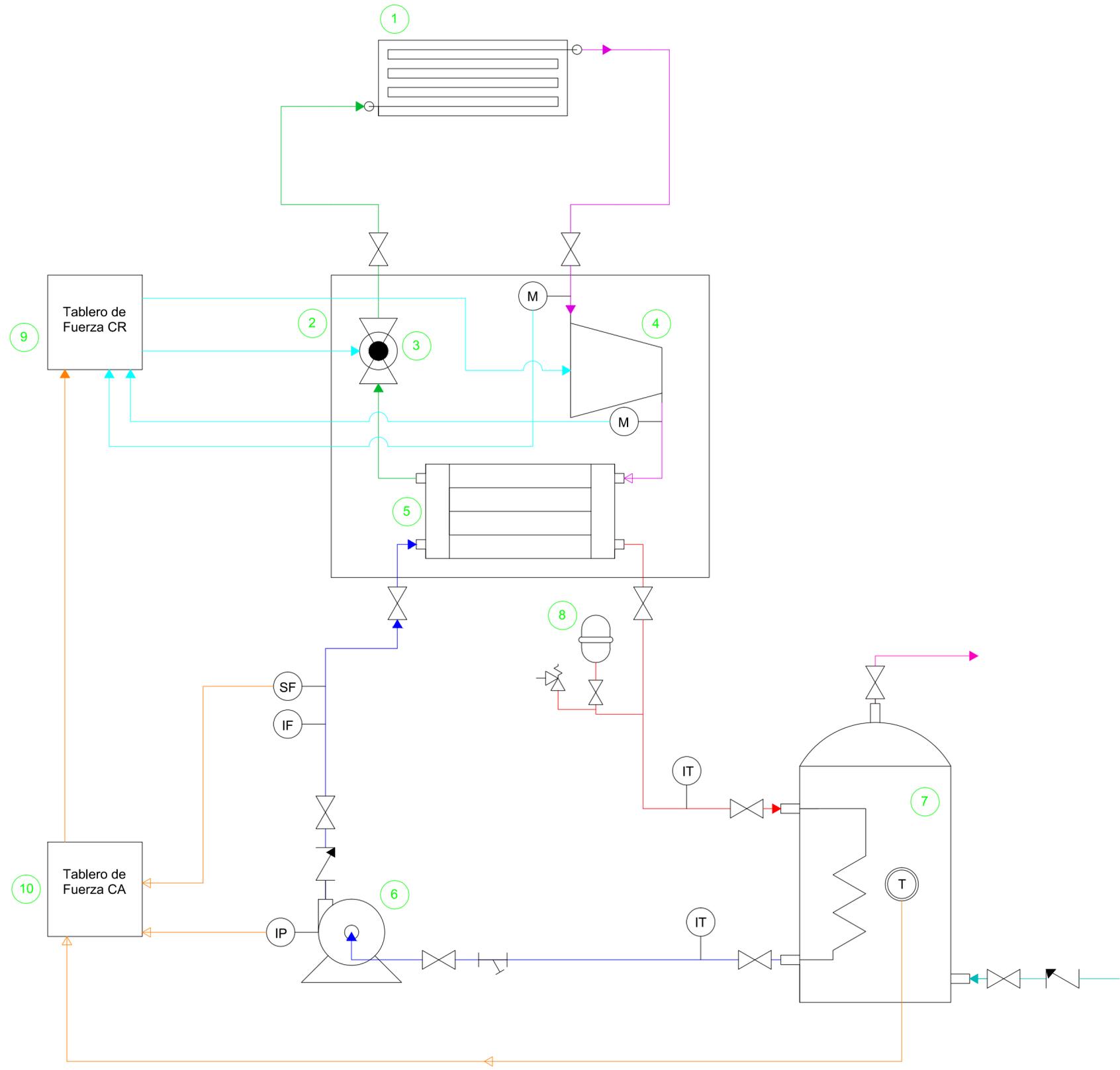
Año	Costo Normal	Costo PST	Ahorro	Inversión	Flujo de ahorro	Recuperacion de Inv
0	\$ 0	\$ 0	\$ 0	-\$ 4.689.823	-\$ 4.689.823	\$ 0
1	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	-\$ 3.804.509
2	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	-\$ 2.919.195
3	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	-\$ 2.033.881
4	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	-\$ 1.148.567
5	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	-\$ 263.253
6	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 622.061
7	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 1.507.375
8	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 2.392.689
9	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 3.278.003
10	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 4.163.317
11	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 5.048.631
12	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 5.933.945
13	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 6.819.259
14	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 7.704.573
15	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 8.589.887
16	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 9.475.201
17	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 10.360.515
18	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 11.245.829
19	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 12.131.143
20	\$ 1.563.211	\$ 677.897	\$ 885.314	\$ 0	\$ 885.314	\$ 13.016.457
					VAN	\$ 2.847.354
					TIR	18%

Item	Equipo
1	Panel Solar Termodinámico
2	Bloque Termodinámico
3	Válvula de Expansión Termostática
4	Compresor
5	Condensador
6	Bomba de Circulación
7	Tanque Acumulador de ACS
8	Estanque de Expansión
9	Tablero de Fuerza Bloque Termodinamico
10	Tablero de Fuerza Ciclo de Agua

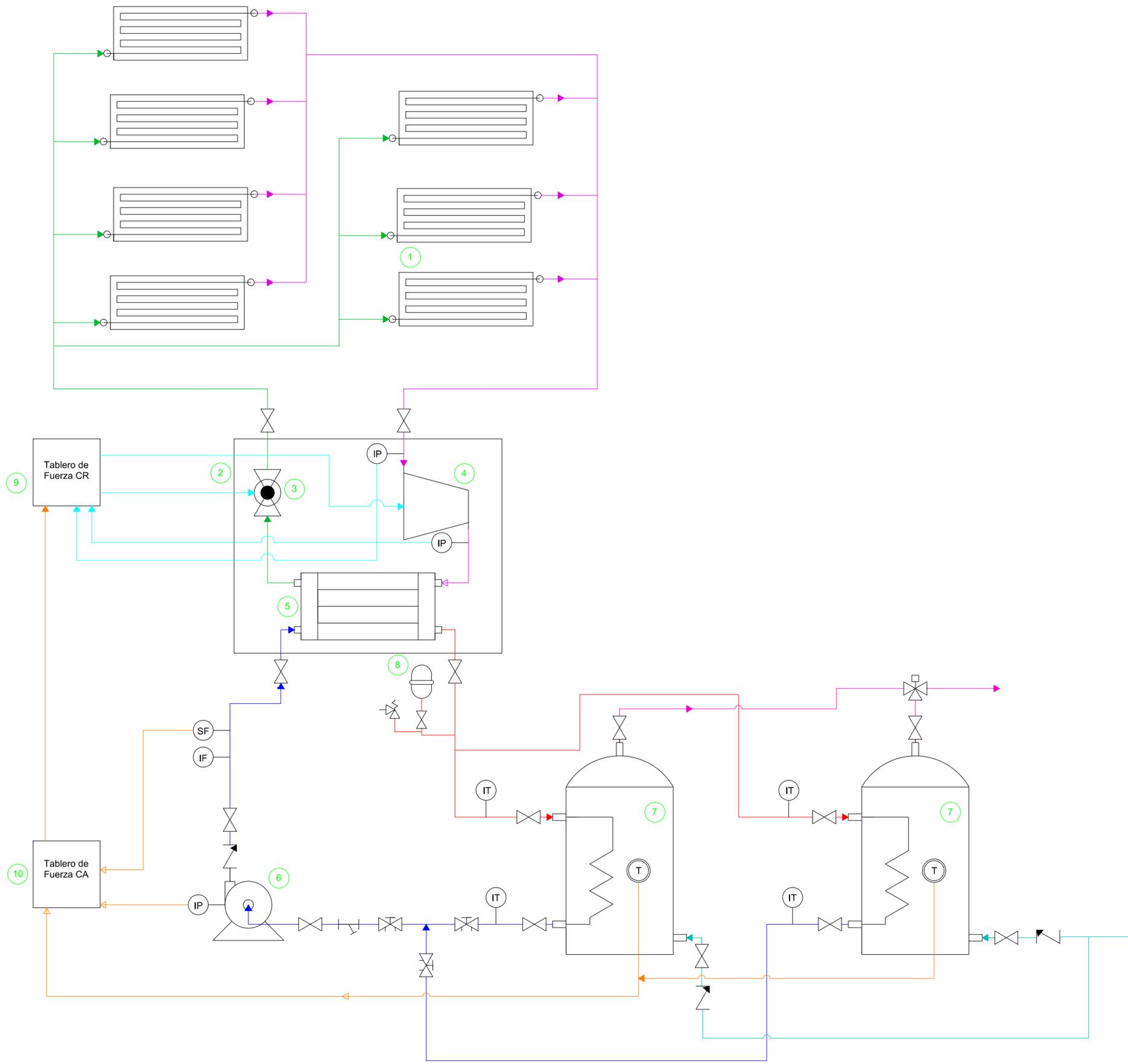
	Válvula de Expansión
	Válvula de Seguridad
	Válvula de Anti-retorno
	Válvula Y

Linea	Atributo
	Refrigerante Caliente
	Refrigerante Frío
	Agua Caliente
	Agua Fría
	ACS
	Agua Fría de red
	Control ciclo de agua
	Control de Bloque Termodinámico

Simbolo	Instrumento
T	Termoestato
SF	Switch Flow / Interruptor de Flujo
IT	Indicador de Temperatura
IP	Indicador de Presión
IF	Indicador de Caudal



				PROYECTO: ACS a nivel domiciliario		
				DESCRIPCION: P&ID para ACS a nivel domiciliario		LAMINA: 1
INNOVATEC <small>Innovatec YNC Ltda. Paseo Búfones 139 of. 51, Stgo. Fono: (56-2) 784-5220 www.innovatechile.cl</small>		ESCALA: INDICADAS	CÓDIGO PROJ: ACS-D-P&ID		REV. 0	
PROYECTO LN / SO	FIRMA	FECHA 30/11/2016	PLANO N° ACS-D-P&ID-1	REV. 0		
DIBUJO SO	FECHA 30/11/2016	FORMATO: A2	REV. 0			
REVISO LN / GR	FECHA 30/11/2016	REV. 0				
APROBO LN	FECHA 30/11/2016	REV. 0				



Item	Equipo
1	Panel Solar Termodinámico
2	Bloque Termodinámico
3	Válvula de Expansión Termostática
4	Compresor
5	Condensador
6	Bomba de Circulación
7	Tanque Acumulador de ACS
8	Estanque de Expansión
9	Tablero de Fuerza Bloque Termodinámico
10	Tablero de Fuerza Ciclo de Agua

	Válvula de Expansión
	Válvula de Seguridad
	Válvula de Anti-retorno
	Válvula Y
	Válvula de equilibrado hidráulico
	Válvula mezcladora termostatica

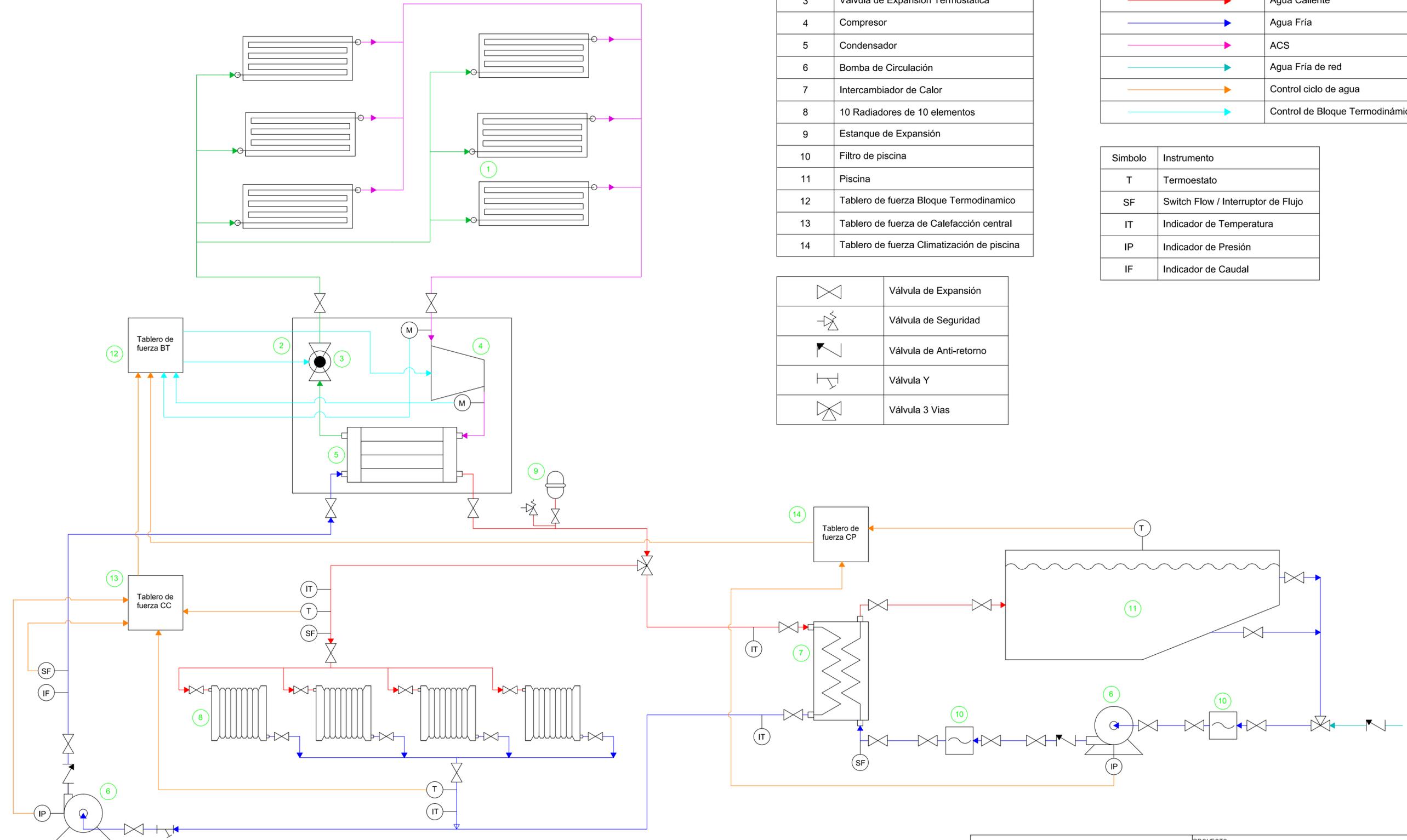
Linea	Atributo
	Refrigerante Caliente
	Refrigerante Frío
	Agua Caliente
	Agua Fría
	ACS
	Agua Fría de red
	Control ciclo de agua
	Control de Bloque Termodinámico

Simbolo	Instrumento
F	Caudalimetro
T	Termoestato
SF	Switch Flow / Interruptor de Flujo
IT	Indicador de Temperatura
IP	Indicador de Presión

				PROYECTO: ACS a nivel comercial		
				DESCRIPCION: P&ID para ACS a nivel comercial		P&ID para ACS a nivel comercial
INNOVATEC <small>Innovatec YNC Ltda. Paseo Búfones 139 of. 51, Sgo. Fono: (56-2) 784-5220 www.innovatec.cl</small>		ESCALA: INDICADAS		CÓDIGO PROY: ACS-C-P&ID		LAMINA: 1
PROYECTO LN / SO	FIRMA	FECHA 30/11/2016	PLANO N° ACS-C-P&ID-1		REV. 0	
DIBUJO SO		30/11/2016	FORMATO: A2			
REVISO LN / GR		30/11/2016				
APROBO LN		30/11/2016				

1 2 3 4 5 6 7 8

A
B
C
D
E
F
G
H



Item	Equipo
1	Panel Solar Termodinámico
2	Bloque Termodinámico
3	Válvula de Expansión Termostática
4	Compresor
5	Condensador
6	Bomba de Circulación
7	Intercambiador de Calor
8	10 Radiadores de 10 elementos
9	Estanque de Expansión
10	Filtro de piscina
11	Piscina
12	Tablero de fuerza Bloque Termodinamico
13	Tablero de fuerza de Calefacción central
14	Tablero de fuerza Climatización de piscina

Linea	Atributo
	Refrigerante Caliente
	Refrigerante Frío
	Agua Caliente
	Agua Fría
	ACS
	Agua Fría de red
	Control ciclo de agua
	Control de Bloque Termodinámico

Simbolo	Instrumento
T	Termoestato
SF	Switch Flow / Interruptor de Flujo
IT	Indicador de Temperatura
IP	Indicador de Presión
IF	Indicador de Caudal

	Válvula de Expansión
	Válvula de Seguridad
	Válvula de Anti-retorno
	Válvula Y
	Válvula 3 Vias

DIMEC

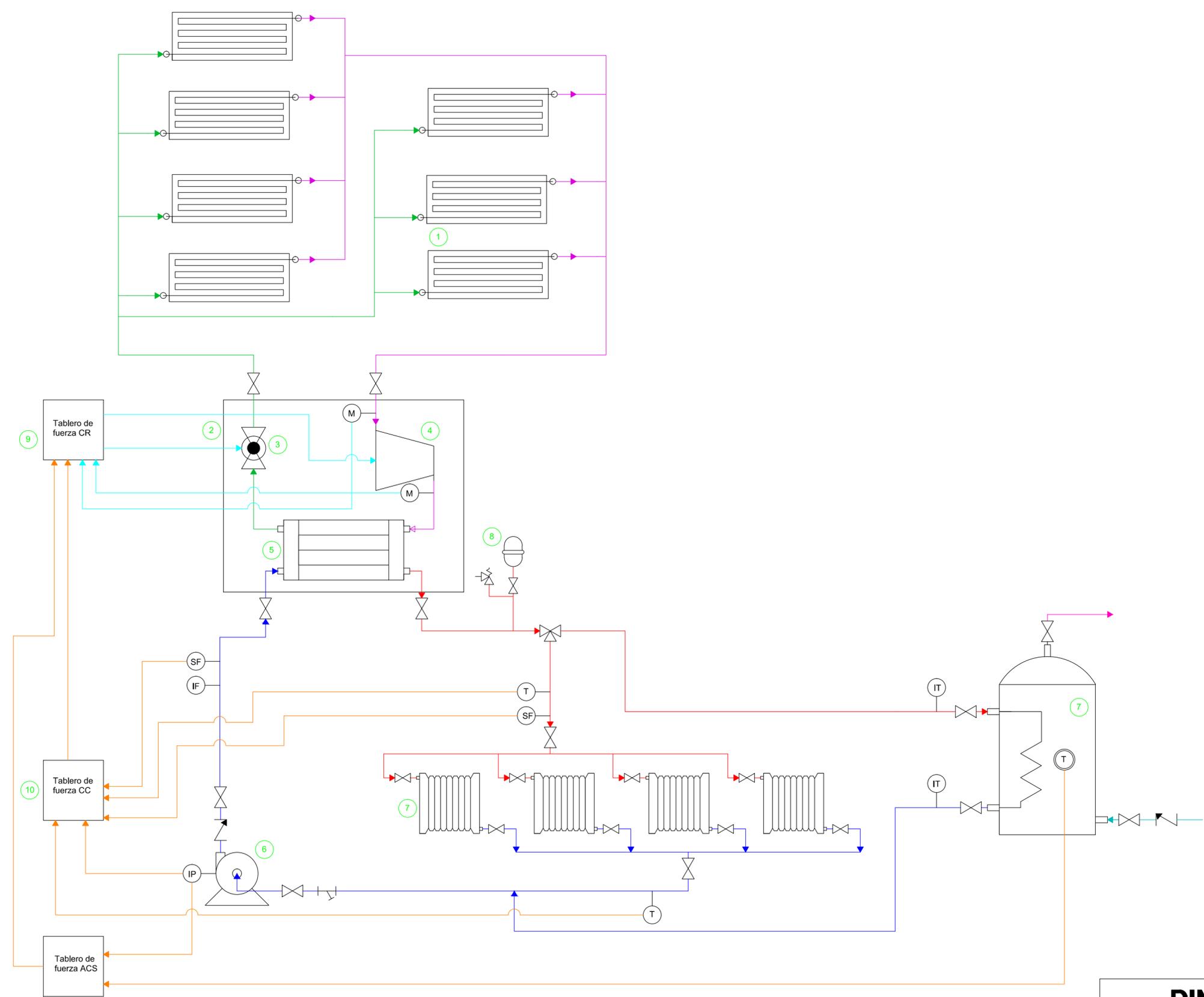
Innovatec YNC, Ltda.
Pasaje Búfones 139 of. 51, Stgo.
Fono: (56-2) 784-5220
www.innovatec.cl

PROYECTO: CC y CP a nivel domiciliario

DESCRIPCION: P&ID para CC y CP a nivel domiciliario

PROYECTO	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESCALA:	CÓDIGO PROJ:	LAMINA:
	LN / SO		30/11/2016	INDICADAS	CC/CP-D-P&ID	1
	SO		30/11/2016		PLANO N°	REV.
	LN / GR		30/11/2016		CC/CP-D-P&ID-1	0
	LN		30/11/2016	FORMATO: A2		

1 2 3 4 5 6 7 8



Item	Equipo
1	Panel Solar Termodinámico
2	Bloque Termodinámico
3	Válvula de Expansión Termostática
4	Compresor
5	Condensador
6	Bomba de Circulación
7	Tanque Acumulador de ACS
8	Estanque de Expansión
9	Tablero de fuerza Bloque Termodinámico
10	Tablero de fuerza Calefacción Central
11	Tablero de fuerza Agua Caliente Sanitaria

	Válvula de Expansión
	Válvula de Seguridad
	Válvula de Anti-retorno
	Válvula Y
	Válvula 3 Vias

Linea	Atributo
	Refrigerante Caliente
	Refrigerante Frío
	Agua Caliente
	Agua Fría
	ACS
	Agua Fría de red
	Control ciclo de agua
	Control de Bloque Termodinámico

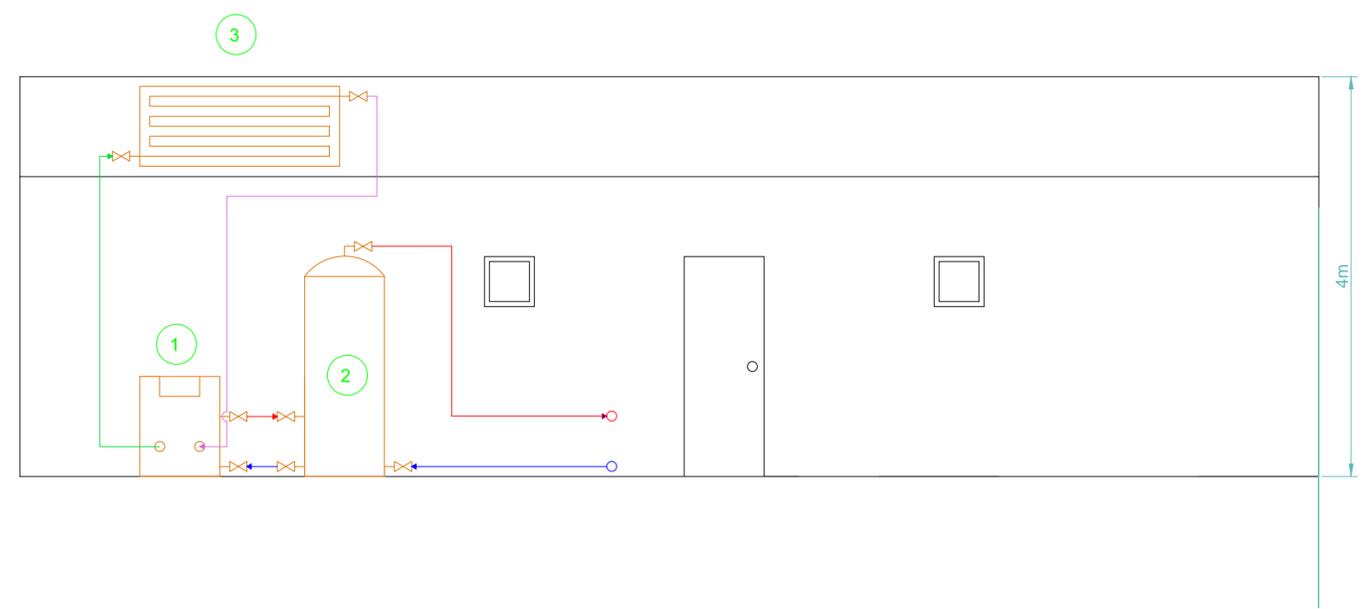
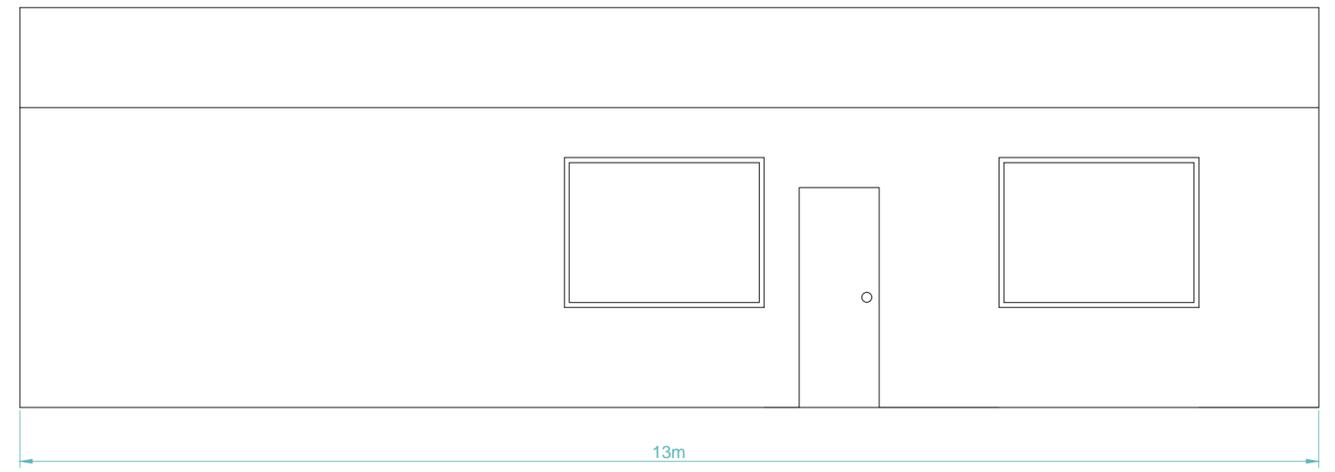
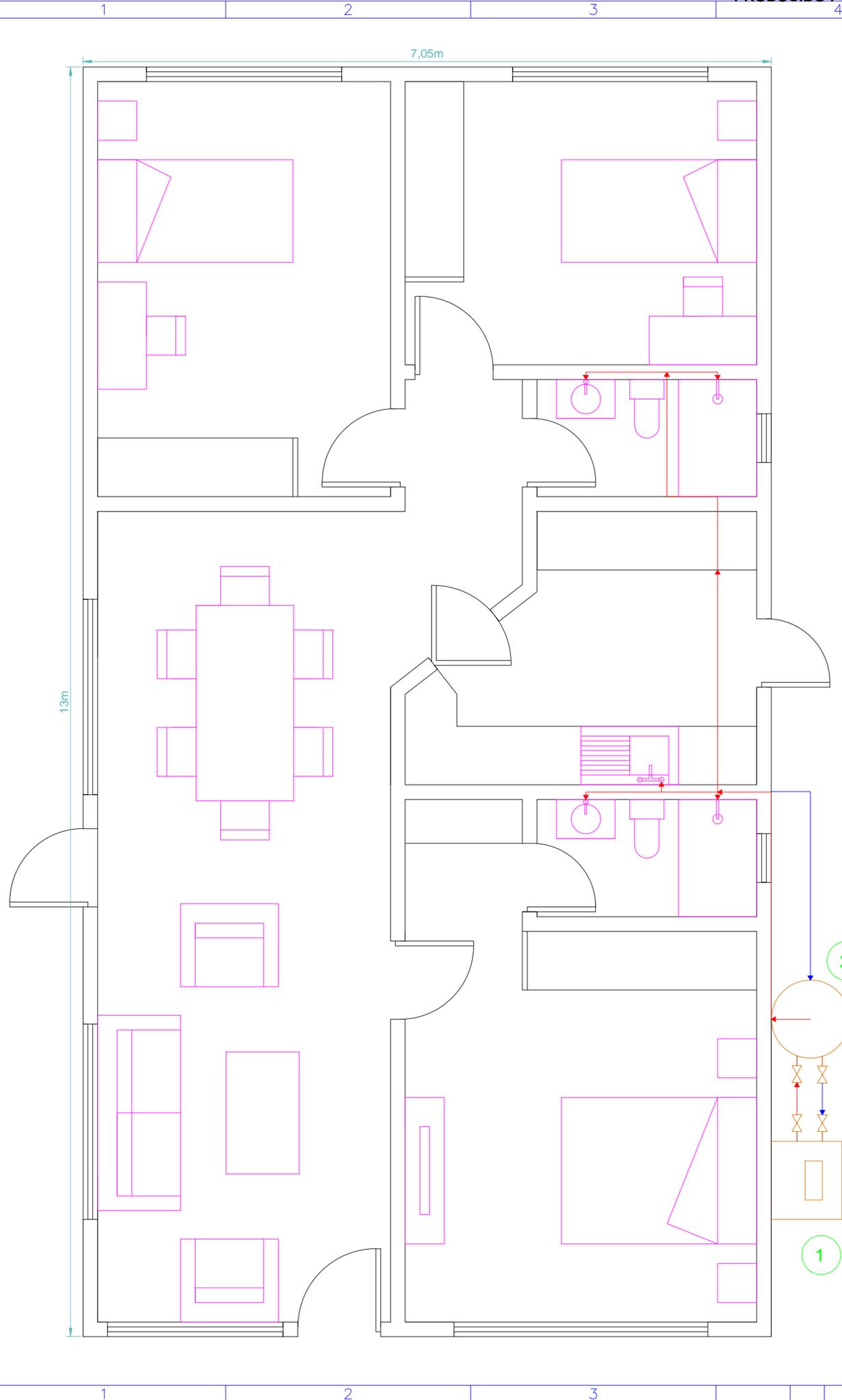
Simbolo	Instrumento
T	Termoestato
SF	Switch Flow / Interruptor de Flujo
IT	Indicador de Temperatura
IP	Indicador de Presión
IF	Indicador de Caudal

DIMEC

PROYECTO: ACS y CC a nivel domiciliario

DESCRIPCION: P&ID para ACS y CC a nivel domiciliario

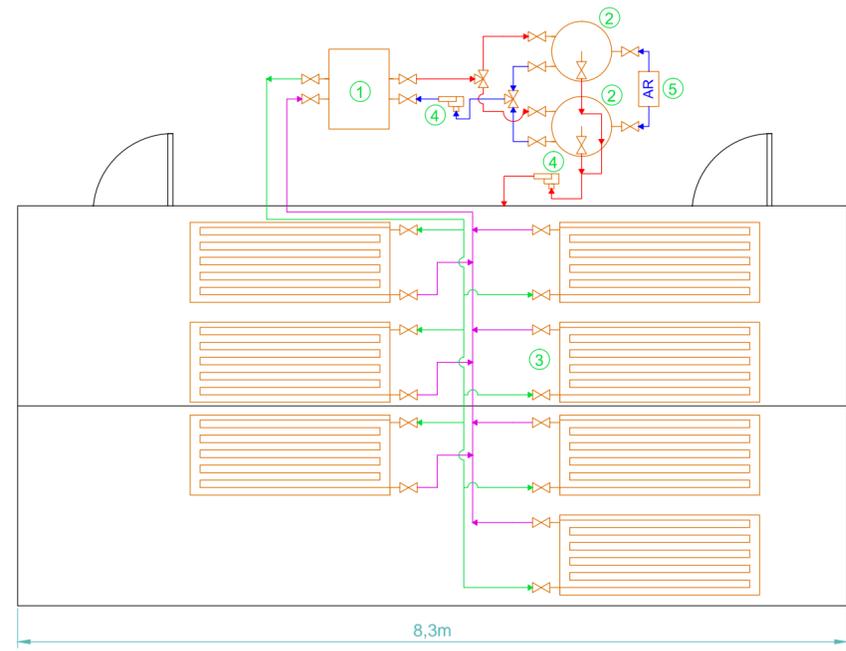
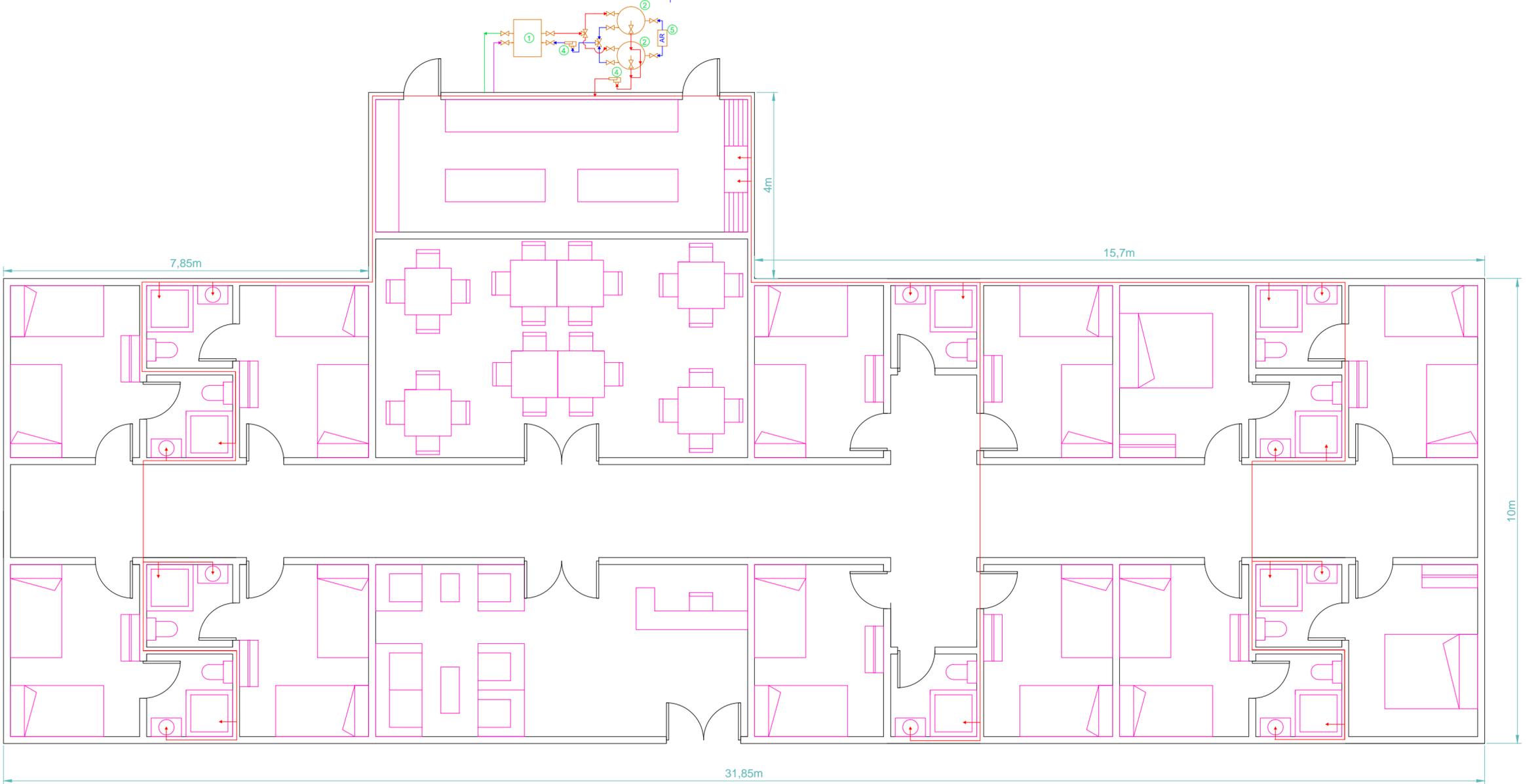
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESCALA:	CÓDIGO PROY:	LAMINA:
PROYECTO	LN / SO		30/11/2016	INDICADAS	ACS/CC-D-P&ID	1
DIBUJO	SO		30/11/2016		PLANO N°	REV.
REVISO	LN / GR		30/11/2016			
APROBO	LN		30/11/2016	FORMATO: A2		



Linea	Atributo
	Refrigerante Caliente
	Refrigerante Frío
	Agua Caliente
	Agua Fría

Equipo	Descripción
1	Bomba de Calor
2	Tanque Acumulador de ACS
3	PST

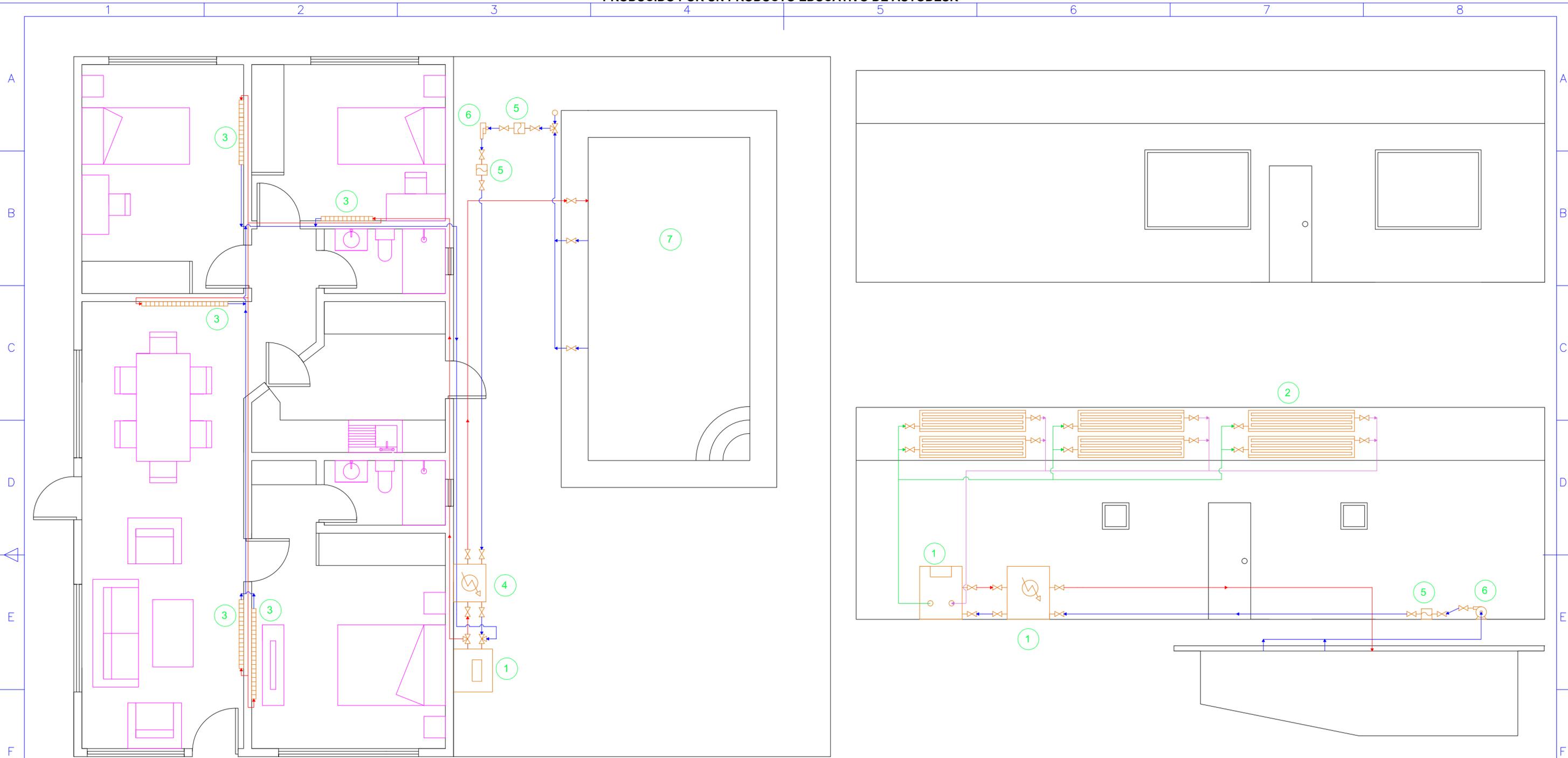
				PROYECTO: ACS a nivel domiciliario		
				DESCRIPCION: Layout para ACS a nivel domiciliario		
INNOVATEC <small>Innovatec YNC Ltda. Paseo Buñes 139 of. 51, Stgo. Fono: (56-2) 784-5220 www.innovatec.cl</small>		ESCALA: INDICADAS		CÓDIGO PROY: ACS-D-LO		LAMINA: 1
PROYECTO LN / SO	FIRMA	FECHA 30/11/2016		PLANO N° ACS-D-LO-1		REV. 0
DIBUJO SO		30/11/2016				
REVISO LN / GR		30/11/2016				
APROBO LN		30/11/2016				
FORMATO: A2						



Línea	Atributo
	Refrigerante Frío
	Refrigerante Caliente
	Agua Caliente
	Agua Fría

Equipo	Descripción
1	Bomba de Calor
2	Tanque Acumulador de ACS
3	PST
4	Bomba hidráulica
5	Conexión al agua de red

		PROYECTO: ACS a nivel comercial	
		DESCRIPCIÓN: Layout para ACS a nivel comercial de un hostel	ESCALA: INDICADAS
INNOVATEC	Innovatec YNC Ltda. Paseo Bulnes 139 of. 51, Stgo. Fono: (56-2) 784-5220 www.innovatechile.cl	CÓDIGO PROY: ACS-C-LO	LAMINA: 1
PROYECTO LN / SO	FIRMA	FECHA: 30/11/2016	PLANOS N°: ACS-C-LO-1
DIBUJO SO	REVISO LN / GR	APROBO LN	REV. 0
FORMATO: A2			



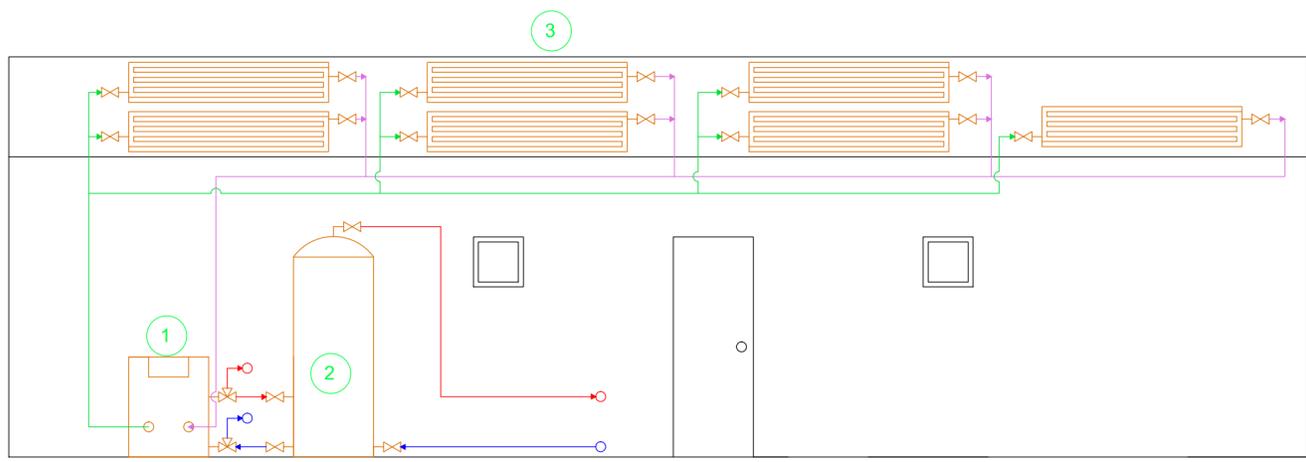
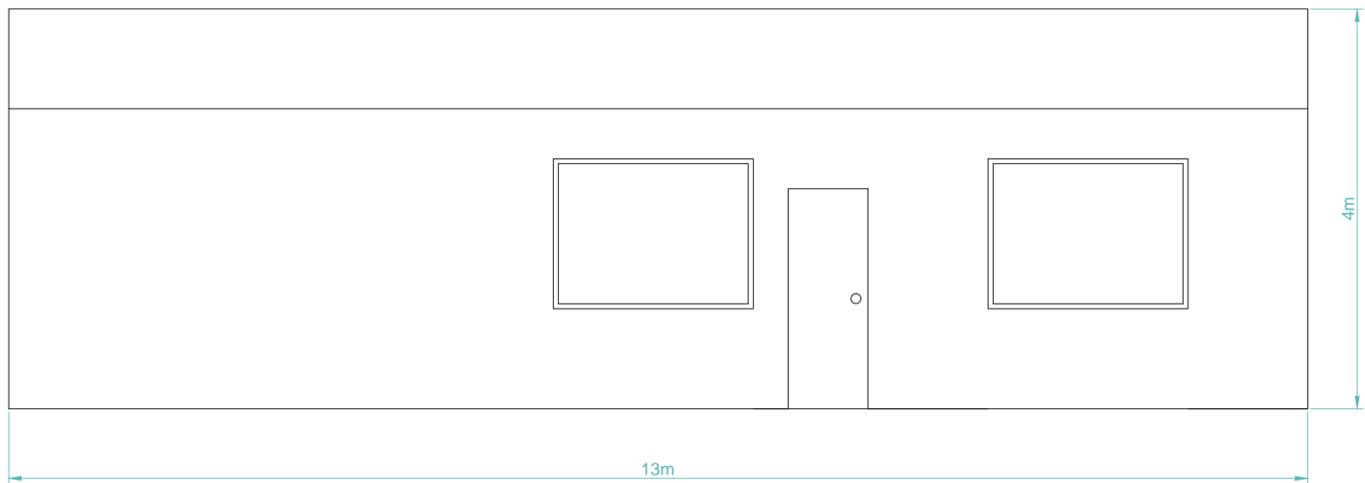
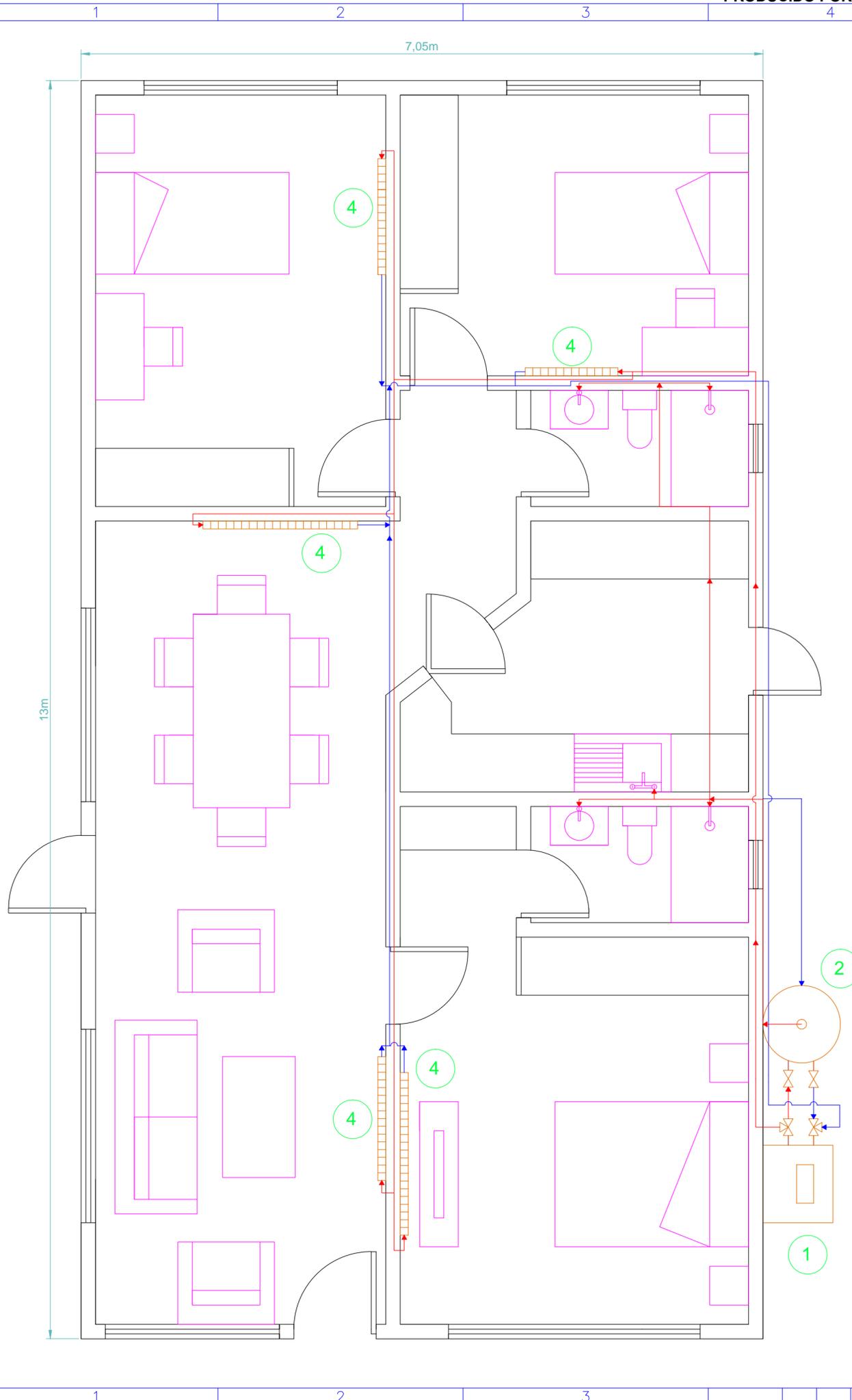
Linea	Atributo
	Refrigerante Caliente
	Refrigerante Frio
	Agua Caliente
	Agua Fría

Equipo	Descripción
1	Bomba de Calor
2	PST
3	Radiadores
4	Intercambiador de Calor
5	Filtro de agua
6	Bomba hidráulica
7	Piscina

				PROYECTO: CC y CP a nivel domiciliario		
				DESCRIPCIÓN Layout para CC y CP a nivel domiciliario		
Innovatec YNC Ltda. Paseo Buñes 139 of. 51, Stgo. Fono: (56-2) 784-5220 www.innovatechile.cl		ESCALA: INDICADAS	CÓDIGO PROY: CC/CP-D-LO	LAMINA: 1		
PROYECTO LN / SO	FIRMA	FECHA 30/11/2016	PLANO N° CC/CP-D-LO-1	REV. 0		
DIBUJO SO		30/11/2016				
REVISO LN / GR		30/11/2016				
APROBO LN		30/11/2016				
		FORMATO: A2				

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK

PRODUCIDO POR UN PRODUCTO EDUCATIVO DE AUTODESK



Linea	Atributo
	Refrigerante Caliente
	Refrigerante Frío
	Agua Caliente
	Agua Fría

Equipo	Descripción
1	Bomba de Calor
2	Tanque Acumulador de ACS
3	PST
4	Radiadores

DIMEC

Innovatec YNC Ltda.
Pasaje Bulnes 139 of. 51, Stgo.
Fono: (56-2) 784-5220
www.innovatechile.cl

PROYECTO: ACS y CC a nivel domiciliario

DESCRIPCION: Layout para ACS y CC a nivel domiciliario

PROYECTO	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESCALA:	CÓDIGO PROY:	LAMINA:
	LN / SO		30/11/2016	INDICADAS	ACS/CC-D-LO	1
DIBUJO	SO		30/11/2016		PLANO N°	REV.
REVISO	LN / GR		30/11/2016			
APROBO	LN		30/11/2016	FORMATO: A2	ACS/CC-D-LO-1	