



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

ESTUDIOS PROSPECTIVOS PARA LA IMPLEMENTACIÓN
DE SISTEMAS SWHP PARA APLICACIONES DE CALEFACCIÓN Y
AGUA CALIENTE SANITARIA EN CHILE

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

ARTURO IGNACIO MENA ARMELLA

PROFESOR GUÍA:
LEONEL NÚÑEZ LAZO

MIEMBROS DE LA COMISIÒN:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM
GABRIEL ROJAS VIADA

SANTIAGO DE CHILE
2018

Estudios prospectivos para la implementación de sistemas SWHP para aplicaciones de calefacción y agua caliente sanitaria en Chile

El elevado consumo de calefacción y los elevados índices de contaminación ambiental provocado por el consumo leña (u otro combustible fósil) en algunas regiones de Chile. Han motivado al desarrollo del presente trabajo de título como una alternativa eficiente, limpia y sustentable. Este consiste en la realización de estudios prospectivos técnicos-económicos para la implementación de tecnologías de bombas de calor (BC) de fuente de agua superficial (SWHP, *Surface Water Heat Pump*) para el suministro de calefacción (CC) y agua caliente sanitaria (ACS) en Chile.

Específicamente se busca desarrollar el diseño básico de 3 centrales de calefacción distrital, que utilicen como mecanismo de generación de calor los sistemas SWHP para 3 casos de estudio en Chile, en donde el suministro de CC y ACS se realiza mediante la circulación de agua caliente por una red de distribución. Posteriormente se estudia la factibilidad económica de los sistemas diseñados para el modelo de negocio propuesto.

Para el desarrollo de este trabajo se emplea la siguiente metodología: i) Recopilación de antecedentes generales, ii) Investigación del estado del arte de los sistemas SWHP, iii) Selección y caracterización de los casos de estudio, iv) Caracterización de la demanda térmica de los casos de estudio, v) Desarrollo de diseños de las centrales de calefacción distrital de tipo RWSHP (*River Water Source Heat Pump*), SWSHP (*Sea Water Source Heat Pump*) y LWSHP (*Lake Water Source Heat Pump*), vi) Análisis de desempeño y eficiencia energética y vii) evaluación de la factibilidad económica de las soluciones.

Los principales resultados son los siguientes:

	RWSHP (Valdivia)		SWSHP (S. P. de la Paz)		LWSHP (Puerto Octay)		
Usuarios	553 casas		125 casas y 340 deptos.		5 Edificios públicos		
Reservorio	Río Calle-Calle		Océano pacífico		Lago Llanquihue		
Captación	<i>Open loop direct</i>		<i>Open loop indirect</i>		<i>Open loop direct</i>		
Demanda Térmica	3.533[GWh/año]	2.989[kW]	2.859 [GWh/año]	2.542[kW]	889[GWh/año]	341[kW]	
Bomba de Calor	(6) Mayekawa N6HK		(6) Mayekawa N6HK		(1) Sabroe Dual Pack		
COP Sistema	3,82		3,62		3,94		
VAN (10%)	TIR	977.579 [USD]	13 %	1.046.150 [USD]	14 %	582.569 [USD]	22 %
Tarifa [CLP/kWh]	165		185		162		

Se concluye los sistemas SWHP son competitivos para aplicaciones de CC y ACS presentando COP medio de 3,79 y una buena rentabilidad si se considera un modelo de negocio tipo ESCO, sin embargo, las tarifas no son competitivas en relación con el costo de las alternativas convencionales de calefacción; razón por la cual se justifica algún subsidio de gobierno, fijando así el precio en 78 [CLP/kWh] para los usuarios beneficiados con esta tecnología. También aprecia que sistemas SWHP *open loop directo* (RWSHP y LWSHP) tienen un mejor desempeño en comparación al tipo *open loop indirecto* (SWSHP), esto se debe a que el directo aprovecha todo el potencial del reservorio; mientras que los indirectos deben entregar parte de ese calor a un fluido secundario para hacer el transporte hacia la BC. Finalmente se observa que el COP del sistema es sensible a la temperatura del reservorio y de la temperatura de diseño a la salida del condensador de la BC (mayor COP a mayor T° del acuífero y menor T° de diseño).

Tabla de contenido

1.	Introducción	1
2.	Motivación	1
3.	Objetivos	2
	3.1 General	2
	3.2 Específicos	2
4.	Alcances	2
5.	Antecedentes	3
	5.1 Mercado de la Calefacción y Producción de ACS	3
	5.2 Calefacción centralizada y producción de ACS	5
	5.2.1 Sistema de generación	6
	5.2.2 Sistema de distribución	7
	5.2.3 Sistema de emisión	7
	5.2.4 Calefacción distrital en Chile	8
	5.2.5 Producción de ACS	9
	5.3 Bomba de calor	10
	5.3.1 Componentes	10
	5.3.2 Funcionamiento	11
	5.3.3 Ciclo termodinámico	11
	5.3.4 Refrigerantes	14
	5.3.5 Tipos de BC	16
	5.4 Estado del arte de bombas de calor de agua superficial (SWHP)	16
	5.4.1 Datos de diseño	18
	5.4.2 Física y modelado de cuerpos de agua superficiales	18
	5.4.3 Sistemas de bucle abierto (<i>open loop</i>)	22
	5.4.4 Sistemas de bucle cerrado (<i>close loop</i>)	24
	5.4.5 Componentes principales de los sistemas SWHP	25
	5.4.6 Sea Water Source Heat Pump (SWSHP)	28
	5.4.7 Lake Water Source Heat Pump (LWSHP)	29
	5.4.8 River Water Source Heat Pump (RWSHP)	32
	5.5 Potenciales reservorios en Chile	33
	5.6 SWHP en el mundo	34
	5.6.1 Central de climatización Drammen (SWSHP)	34
	5.6.2 Central de calefacción de Laussane (LWSHP)	34
	5.6.3 Estación térmica Shangai (RWSHP)	34
	5.7 Mercado Chileno de bombas de calor	35
6.	Metodología	38
	6.1 Recopilación de antecedentes tecnología de bombas de calor	38
	6.2 Revisión del estado del arte SWHP	38
	6.3 Selección y caracterización de los casos de estudio	38
	6.4 Desarrollo del modelo de estudio	39
	6.5 Análisis de desempeño y eficiencia energética de los casos de estudio	39
	6.6 Modelo de negocio	39

6.7	Análisis económico	39
7.	Selección de los casos de estudio	40
7.1	RWSHP localidad de Valdivia	42
7.1.1	Río Calle-Calle	43
7.1.2	Valdivia	45
7.1.3	Villa Altos del Calle-Calle y Rivera del Calle-Calle	47
7.2	SWSHP localidad de San Pedro de la Paz	49
7.2.1	Océano pacífico	49
7.2.2	San Pedro de la Paz	50
7.2.3	Edificio y Condominio Olas	52
7.3	LWSHP localidad de Puerto Octay	54
7.3.1	Lago Llanquihue	55
7.3.2	Puerto Octay	56
8.	Caracterización de la demanda de CC y ACS	57
8.1	Condiciones operacionales de estudio	58
8.2	Balance térmico para una vivienda	59
8.2.1	Cargas por transmisión de calor a través de la envolvente	59
8.2.2	Cargas por ventilación e infiltraciones	61
8.2.3	Ganancia por radiación solar	62
8.2.4	Ganancia internas	63
8.3	Producción de ACS para una vivienda	63
8.4	Estimación de la demanda térmica para cada caso de estudio	64
8.4.1	Demanda térmica caso Valdivia	64
8.4.2	Demanda térmica del caso de San Pedro de la Paz	67
8.4.3	Demanda térmica del caso Puerto Octay	69
9.	Descripción general de las soluciones	71
10.	Modelamiento termodinámico de la Bomba de Calor	72
10.1	Descripción del modelo	72
10.2	Selección fluido refrigerante	73
11.	Diseño sistema RWSHP (Valdivia)	74
11.1	Descripción de la solución	74
11.1.1	Sistema de generación principal (RWSHP)	78
11.1.2	Sistema de generación auxiliar (Caldera)	84
11.2	Selección bomba de calor	85
11.3	Condiciones de operación	86
11.4	Dimensionamiento Equipos	89
11.4.1	Pozos	90
11.4.2	Bombas Centrífugas	92
11.4.3	Piping	95
11.4.4	Electric Trace	100
11.4.5	Caldera y Acumulador ACS	101
11.5	Selección de equipos	103
11.5.1	Bombas centrífugas	103
11.5.2	Redes de tuberías	104
11.5.3	Estanque acumulador	104
11.5.4	Caldera	105

11.5.5 Electric Trace	105
12. Diseño del Sistema SWSHP (San Pedro de la Paz)	107
12.1 Descripción de la solución.....	107
12.2 Selección de la bomba de calor	110
12.3 Condiciones de operación	110
12.4 Dimensionamiento Equipos	113
12.4.1 Intercambiador de calor	113
12.4.2 Pozos	116
12.4.3 Bombas Centrífugas	116
12.4.4 Piping	117
12.5 Selección de equipos	117
12.5.1 Bombas centrifugas	118
12.5.2 Redes de tuberías.....	118
12.5.3 Intercambiador de calor	118
13. Diseño del Sistema LWSHP (Puerto Octay)	119
13.1 Descripción de la solución.....	119
13.2 Selección de la Bomba de Calor	121
13.3 Condiciones de operación	122
13.4 Dimensionamiento Equipos	124
13.4.1 Bombas hidráulicas	124
13.4.2 Piping	124
13.5 Selección de equipos	125
13.5.1 Bombas hidráulicas	125
13.5.2 Redes de tuberías.....	126
14. Análisis teórico.....	127
14.1 RWSHP	127
14.2 14.2 SWSHP	128
14.3 14.3 LWSHP.....	129
15. Análisis de eficiencia energética de las soluciones	131
16. Modelo de negocios.....	135
16.1 mercado objetivo	135
16.2 Producto/Servicio	136
16.3 Cadena de valor	136
16.4 Actividades claves.....	136
16.5 Participantes	137
16.6 Estructura de ingresos y costos	138
16.7 Modelo de negocios de los casos de estudio	140
17. Evaluación económica	141
17.1 Costos de inversión	141
17.2 Costos operacionales	142
17.3 Costo mantención	143
17.4 Ingresos.....	143
17.5 Flujo de caja.....	144
17.6 Análisis de sensibilidad	145
18. Discusión.....	148
18.1 Análisis Técnico	148

18.2 Análisis Económico.....	150
19. Conclusión	152
Bibliografía	154
Anexos	159

1. Introducción

La problemática asociada a la calefacción (alto costo y niveles de contaminación) de las viviendas ha sido abordada mediante dos estrategias en el mundo. Una considera mejoras en la tecnología de calefacción individual, como es por ejemplo, el incentivo al uso de calefactores certificados. La otra considera el desarrollo de métodos centralizados de generación de calor, bajo la cual surge la alternativa de la calefacción distrital, la cual al ser bien gestionada puede derivar en menores niveles de contaminación y en mayores niveles de eficiencia

Bajo este contexto se han identificado oportunidades de ahorro energético como políticas de eficiencia energética, implementando las tecnologías de bombas de calor (BC) para aplicaciones de climatización de ambientes y producción agua caliente sanitaria (ACS) para redes distritales.

En Chile hoy en día las aplicaciones típicas de BC corresponden a climatización mediante aerotermia (ASHP) y geotermia (GSHP), sin embargo los bajos COP (Coeficiente de Performance) desarrollados por los sistemas ASHP y los altos periodos de retorno de la inversión de los sistemas GSHP, posicionan a las TBC de fuente de agua superficial (SWHP) como una opción factible tanto técnica como económicamente, puesto que tienen costos de inversión inferiores a la geotermia pero superiores a la aerotermia, sin embargo posee COP superior a los ASHP e inferiores a los GSHP.

Se busca en este trabajo desarrollar estudios prospectivos para la utilización de las bombas de calor de fuente de agua superficial en nuestro país, al hacer uso de acuíferos superficiales de tipo lago, río y mar, para estudiar el potencial real que tienen estas tecnologías y justificar la instalación de estos sistemas que ya han sido implementados en Europa y Asia satisfactoriamente.

2. Motivación

La principal motivación de este trabajo de título consiste en lograr demostrar la factibilidad técnico- económica de las bombas de calor de fuente de agua superficial, las cuales pueden competir con las tecnologías convencionales de calefacción como lo son las calderas a gas, calefactores a combustión, calefactores y termos eléctricos, incluso con los sistemas geotérmicos (GSHP). Esto a razón de que la principal matriz energética térmica del sur de Chile corresponde a calefacción mediante leña o gas, dentro de los cuales la leña presenta uno de los mayores contaminantes por MP2,5 [1] por lo que es importante mitigar su utilización y en cuanto a la calefacción mediante gas podría resultar como un importante competidor a este tipo de tecnología puesto que se presentan grandes porcentajes de ahorro energético, esto se debe a la alta eficiencia desarrollada por las bombas de calor de agua superficial (SWHP) las cuales pueden alcanzar COP entre 3 y 6 dependiendo del potencial térmico del acuífero.

3. Objetivos

3.1 General

Realizar estudios técnicos-económicos para evaluar la aplicación de las tecnologías de bombas de calor (BC) en el mercado de calefacción (CC) y producción de agua caliente sanitaria (ACS) para una red distrital en tres localidades de Chile, utilizando aguas superficiales como fuente de calor (Surface Water Heat Pumps, SWHP).

3.2 Específicos

- a) Evaluar el estado del arte de las tecnologías SWHP.
- b) Desarrollar el diseño de 3 centrales térmicas de tipo SWHP para el suministro de CC y ACS para redes distritales en tres localidades de Chile y evaluar la factibilidad técnica de cada solución.
- c) Evaluar la factibilidad económica de cada sistema SWHP para el modelo de negocio seleccionado.

4. Alcances

El presente trabajo de memoria consiste en el estudio técnico económico para la implementación de bombas de calor agua-agua para aplicaciones de calefacción y producción de agua caliente sanitaria en tres localidades de la zona sur del país. Los alcances de estudio contemplan los siguientes aspectos:

- Desarrollar el diseño y dimensionamiento de una planta de calefacción centralizada y producción de ACS mediante la implementación de BC de tipo agua-agua para un reservorio de agua superficial de baja entalpía (SWHP).
- Seleccionar tres tipos de reservorios de agua superficial (ríos, lagos y mar.) cercanos a las localidades seleccionadas en función de la factibilidad técnica de la implementación tecnológica y estudiar las características ambientales de la zona y reservorio en cuestión.
- Calcular demanda de CC y ACS para una vivienda representativa y eficiente de la región de estudio, con altos estándares de eficiencia energética según normas y recomendaciones vigentes.
- Considerar solo la implementación del sistema de generación térmica (BC y equipos auxiliares), es decir, se asume que la red de distribución y emisión (losa radiante o split) de calefacción y ACS es desarrollado y financiado por el gobierno o una inmobiliaria según sea el caso.
- Desarrollar la ingeniería y el análisis económico a nivel de un proyecto a nivel de perfil, lo cual incluye diagramas de flujo, modelamiento termodinámico de la bomba de calor, dimensionamiento y selección de los equipos principales, definición del modelo de negocio, estimaciones de CAPEX y OPEX, realización de flujos de caja y obtención de los principales indicadores económicos para cada caso de estudios.

5. Antecedentes

5.1 Mercado de la Calefacción y Producción de ACS

Hoy en Chile el mercado de la calefacción y producción de ACS, se encuentra ampliamente dominado por los combustibles fósiles y calefactores/termos eléctricos, los cuales ofrecen costos operacionales y de inversión bastante accesible para el usuario promedio chileno; por lo que competir contra estos sistemas de calefacción es bastante complicado para las nuevas tecnologías aun cuando éstas garantizan un gran ahorro energético siendo eficientes y de bajo impacto ambiental. Esto se debe al elevado costo de instalación y de inversión de los equipos y accesorios involucrados en dichos sistemas.

Romero et al. (2009) sostiene que el 59% del gasto energético mensual de una residencia en Chile corresponde a calefacción y producción de ACS, por ello cuando estos son ineficientes, los niveles de contaminación medioambiental aumentan considerablemente y, la calidad del aire dentro de las viviendas empeora, afectando a la salud y calidad de vida.

En la figura 5.1 se aprecia que la principal fuente de calefacción de los chilenos corresponde a la leña con un 47% de la distribución total.

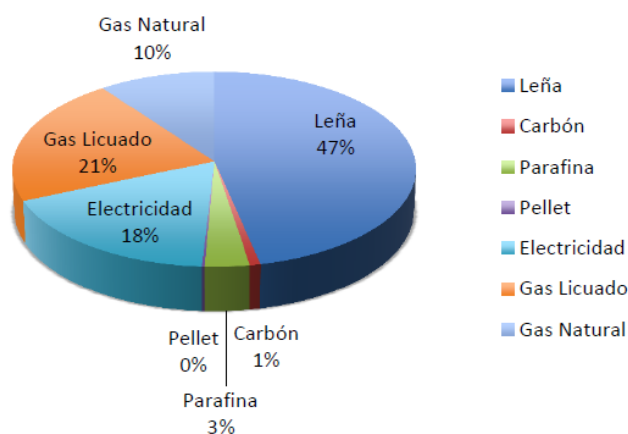


Figura 5.1 Distribución del Consumo Energético en Calefacción y Producción de ACS en el Sector Residencial. Fuente: [2].

En la figura 5.2 se observa que el principal consumo de energía de una residencia en la zona sur del país corresponde a la calefacción con un 81% del consumo energético total y un 8% a producción de ACS.

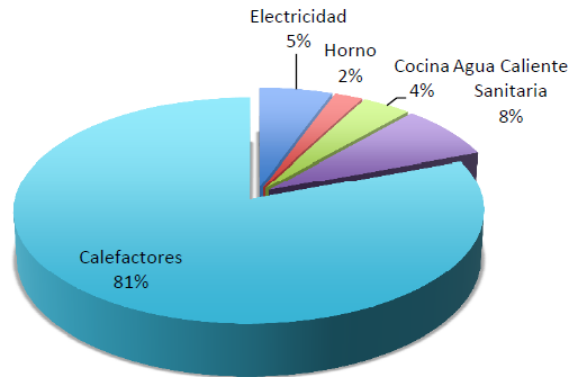


Figura 5.2 Distribución del Consumo Energético de una Residencia en la Zona Sur. Fuente: [2]

De las figuras 5.1 y 5.2 se puede notar que existe una oportunidad de ahorro energético en aplicaciones de calefacción y ACS, lo cual permite estudiar nuevas tecnologías sustentables y eficientes tales que satisfagan las necesidades de los usuarios y al mismo tiempo le posibiliten el ahorro de capital y la reducción de las emisiones de gases contaminantes.

En Chile, la contaminación del aire es uno de los temas ambientales que afecta directamente a la población. De acuerdo con la información entregada por el Ministerio del Medio Ambiente [2], cerca de 10 millones de chilenos están expuestos a una contaminación atmosférica por sobre los estándares recomendados por la Organización Mundial de la Salud (OMS)), lo que causa alrededor de 4.000 muertes prematuras cada año.

En la zona centro-sur de nuestro territorio este problema se encuentra en una situación bastante crítica. Los límites de concentración de contaminantes están siendo superados en varias ciudades como Coyhaique, Osorno, Valdivia y Temuco, en donde la mala calidad del aire puede asociarse al uso masivo de leña para la calefacción de los hogares. Este combustible representa la principal fuente emisora de material particulado fino (MP2,5), una de las sustancias contaminantes más dañinas para la salud de las personas [2].

Sin embargo, eliminar o reducir el uso de la leña representa un gran reto. Su bajo costo, su disponibilidad y su masivo uso en la calefacción de los hogares, además de toda la cultura y tradiciones que rodean a esta materia prima, hacen que sea muy difícil sustituirla. Ante esto, la política pública adquiere el rol relevante de promover mejoras en la calidad de vida de las personas y en el resguardo del medio ambiente.

La problemática asociada a la calefacción de las viviendas ha sido abordada mediante dos estrategias en el mundo. Una considera mejoras en la tecnología de calefacción individual, como es por ejemplo, el incentivo al uso de calefactores certificados. La otra considera el desarrollo de métodos centralizados de generación de calor, bajo la cual surge la alternativa de la calefacción distrital, que tiene una clara ventaja debido a que reduce las fuentes de emisión de material particulado, concentrándolas en una sola (centrales de calefacción), la cual al ser bien gestionada

puede derivar en menores niveles de contaminación y en mayores niveles de eficiencia, transformándola en una gran alternativa para atacar el problema descrito anteriormente, sobre todo si se implementa un sistema de calefacción mediante bombas de calor, las cuales se caracterizan por no emitir sustancias contaminantes y operar a altos rendimientos, por lo cual su implementación merece ser evaluada en Chile.

5.2 Calefacción centralizada y producción de ACS

La calefacción centralizada (CC) consiste en una instalación de climatización (refrigeración y/o calefacción) para un grupo de viviendas (distrito). El sistema de CC más utilizado es el de agua caliente, el cual funciona como fluido caloportador entre el sistema de generación y los emisores o elementos terminales de tipo radiador o losa radiante y acumuladores (ACS) ubicados en los locales a calefactar, llevando el agua caliente por medio de una red de tuberías. En la figura 5.3; **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se presenta el esquema representativo de un sistema de calefacción distrital donde se destaca la central de generadora de agua de caliente, líneas de transmisión y distribución (agua de suministro y retorno), caracterizando que los edificios a calefactar sufren pérdidas de calor [4].

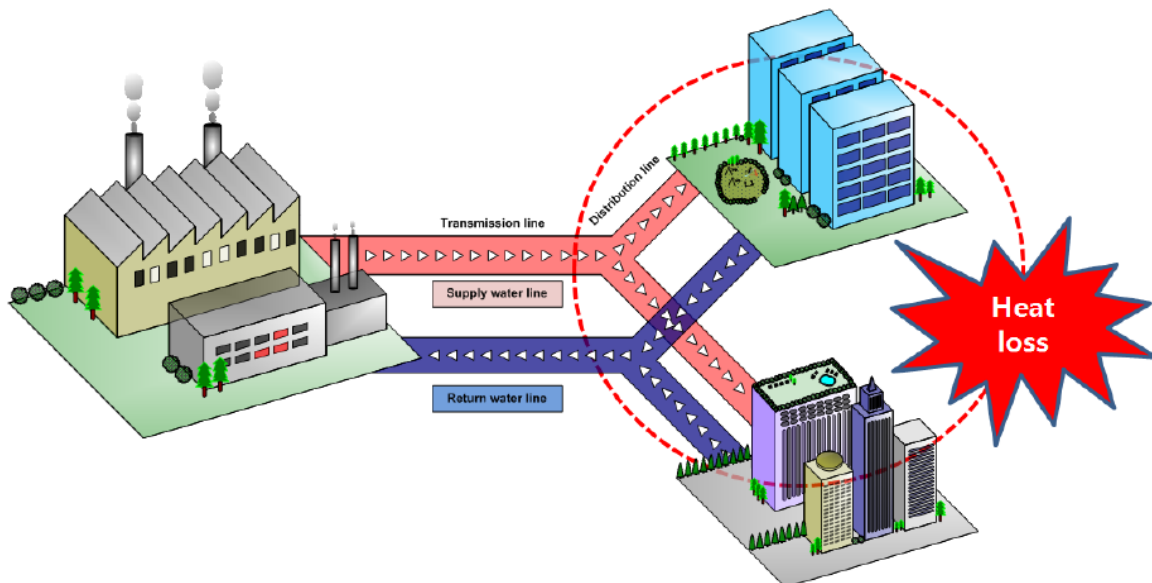


Figura 5.3 Esquema representativo de un sistema de calefacción centralizada.

Los sistemas de calefacción centralizada están siendo cada vez más utilizados para condominios y departamentos, esto se debe a que la producción de calefacción y ACS a gran escala permite un mayor aprovechamiento del potencial térmico de generación debido al factor de simultaneidad (Werner (1984)) [4], el cual considera la existencia de una gran diversidad de consumidores al momento de establecer los flujos de agua caliente y calefacción de diseño. Es por esto que el calor a suplir y la red principal de distribución se dimensionan para una carga máxima que es menor a la suma de todas las cargas máximas individuales de los suscriptores. El valor del factor varía entre 0,57 y 0,79 según el tipo y materialidad de la construcción de las viviendas.

Los sistemas de calefacción centralizado presentan las siguientes ventajas:

- A mayor potencia térmica instalada, mayor eficiencia.
- Rendimiento del sistema aumenta con el tamaño de la instalación.
- Consumo repartido provoca menos paradas y arranques, debido a esto el sistema posee mayor eficiencia que un sistema de climatización individual.
- Se puede utilizar un sistema modular, que arranque por módulos cuando su potencia no sea suficiente. Varios módulos a plena potencia son más eficientes que muchos generadores de agua caliente individuales a media potencia.
- El uso es más intensivo y se amortiza antes la inversión.

Este tipo de calefacción se utiliza para edificaciones de gran volumen, pertenecientes al sector terciario/comercial (hoteles, hospitales, geriátricos, escuelas, polideportivos, etc.) y residencial (condominios y departamentos), en la cual se instala una sala de calderas, esta funciona como centro de calor del edificio, permitiendo obtener calefacción y ACS de manera eficiente y de bajo coste.

Una instalación de calefacción se compone de tres sistemas:

- ❖ Sistema de generación.
- ❖ Sistema de distribución.
- ❖ Sistema de emisión.

5.2.1 Sistema de generación

Transforman la energía primaria (combustible, solar, eléctrica, etc.) en energía térmica. Según el tipo de energía primaria se utilizan diversas tecnologías generadoras de calor. En la tabla 5.1 se observa el esquema de distribución de tecnologías en función del tipo de energía aprovechada.

Parámetro	Energía Química	Energía Eléctrica	Energía solar	Energía Hidrotérmica y geotérmica	Biomasa
Mecanismo de generación	Reacción de oxidación (Combustión)	Efecto Joule	Captadores solares	Ciclo de refrigeración (transporte de calor)	Reacción de oxidación (Combustión)
Tecnología	Caldera	Caldera eléctrica	Paneles planos o tubos de vacío	Bomba de calor	Caldera
Combustible	Sólido (leña o carbón), líquido (Fuel-oil o gasóleo), gas (Propano, butano o gas natural)	Electricidad	Radiación electromagnética procedente del sol (renovable)	Electricidad + reservorio térmico (renovable)	Biomasa residual. (renovable)

Tabla 5.1 Caracterización de las energías utilizadas para calefacción y producción de ACS.

Fuente: Elaboración propia.

La generación de ACS se realiza mediante el calentamiento de agua proveniente de la red de agua potable, la cual es calentada en acumuladores, dentro de los cuales circula el fluido caloportador por un serpentín, aquí calienta el agua sanitaria hasta una temperatura apta para consumo de usuario. Por lo general la temperatura del ACS oscila entre 45-60 [°C].

En cuanto al sistema de calefacción se tiene que las temperaturas de suministro oscilan entre 30-70 [°C] [5] según sea el tipo de emisor y las condiciones ambientales.

La tecnología de bomba de calor se ofrece como alternativa sustentable y eficiente para la realización de los procesos de calefacción y producción de ACS, por lo que será el objeto de estudio para su implementación en el país, teniendo en cuenta los parámetros ambientales y operacionales para la zona sur de Chile.

5.2.2 Sistema de distribución

Es el encargado de transportar el fluido caloportador desde el generador hasta los emisores a través de una red de tuberías. El conjunto del sistema de tuberías y accesorios necesarios para la realización del transporte, conforman el sistema de distribución.

5.2.3 Sistema de emisión

Lo conforman aquellos elementos terminales que reciben el calor transportado y lo transmiten o lo intercambian con el ambiente. Entre ellos tenemos:

- ❖ Radiador
- ❖ Suelo radiante
- ❖ Fan-coils
- ❖ Aerotermos

En la figura 5.4 se presenta la curva de calefacción que indica la temperatura de agua caliente de calefacción suministrada a la vivienda en función de la temperatura ambiental exterior. El objetivo principal de la curva corresponde al control del generador de agua caliente de calefacción (caldera, bomba de calor, etc.) para que caliente las estancias de un edificio o vivienda a una temperatura confortable y lo más constante posible, aunque cambien las temperaturas exteriores. La temperatura de agua de calefacción aumenta cuando la temperatura exterior disminuye y viceversa. La curva se ajusta en función del tipo de emisor (suelo radiante, radiadores, fan-coils, etc.), tipo de generador de agua de calefacción, temperaturas exteriores, estación del año y el grado de aislamiento térmico del edificio o vivienda.

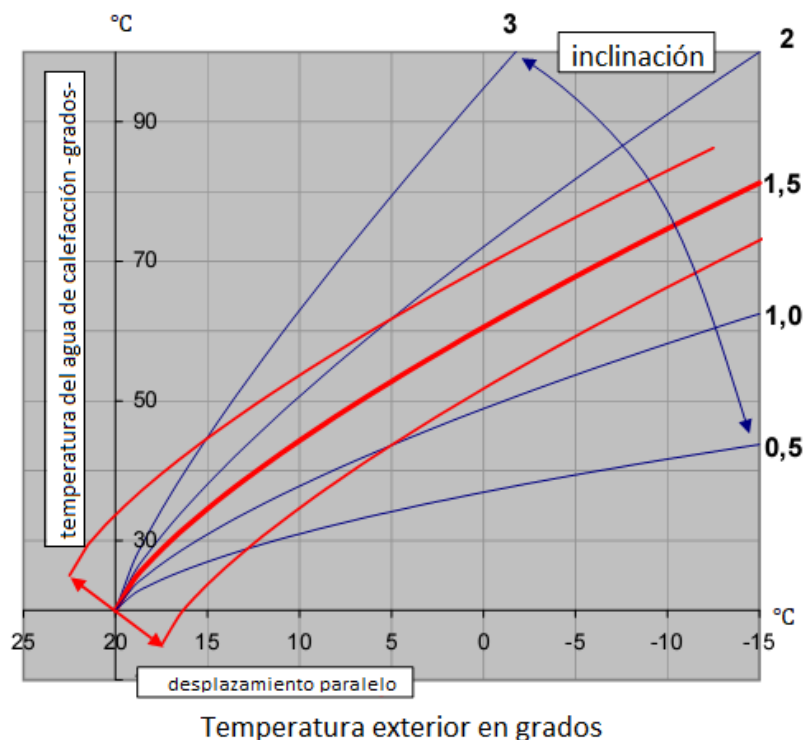


Figura 5.4 Curva característica de calefacción ¹.

Para calefacción de mediante suelo radiante la temperatura del agua impulsión entre 30 y 45 [°C] utiliza la curva entre 0,2 y 0,5. Los emisores de tipo radiador son de la baja y alta temperatura de impulsión y utilizan las curvas de entre 1 y 1,6, dependiendo del grado de aislamiento (1 a 1,2 edificios bien aislados y 1,4 a 1,6 edificios mal aislados) y las condiciones ambientales. Los calefactores de tipo convector y ventilador (alta temperatura de impulsión) emplean las curvas entre 2 y 3.

5.2.4 Calefacción distrital en Chile

En Chile el desarrollo de sistemas como el de la calefacción distrital es aún muy incipiente, limitándose a algunos sectores residenciales acotados como son las torres San Borja en la comuna de Santiago y ciertos proyectos inmobiliarios que han innovado con este sistema (principalmente edificios).

Es muy complejo llevar a cabo proyectos de este tipo, y su implementación conlleva grandes desafíos. Por una parte, estos sistemas deben ser competitivos en términos de precios con respecto a otros métodos de calefacción, tal que sean autosustentables y no dependan de subsidios. Por otra parte, se espera que el servicio que puedan ofrecer sea de calidad y seguro, superando los estándares de los calefactores individuales, de manera que los usuarios no opten por sustituir el uso de este sistema. Por último, la incorporación de estos sistemas debe lograr reducir de forma efectiva los niveles de contaminación del aire.

¹ Recuperado de: <https://www.heizsparer.de/spartipps/heizung-optimieren/heizkurve-verstehen-und-richtig-einstellen>.

5.2.5 Producción de ACS

Las instalaciones de ACS por lo general se integran a la red de calefacción centralizada de los edificios. La producción de calor se realiza en la sala de calderas/BC y el agua de red de consumo se lleva desde la instalación (edificio o red de proveedor de agua potable) hasta la sala de producción de ACS. Debido a que el agua de calderas no es apta para el consumo humano, siempre deben existir intercambiadores en cuyo interior se transfiera el calor de las calderas (primario) al ACS (secundario) sin que exista mezcla entre ambos circuitos.

Una vez calentada el agua se distribuye por todo el edificio hasta los puntos de consumo, mediante una red de tuberías exclusivas para este servicio. Como las distancias que normalmente existen entre los puntos de producción y los de consumo son largas, los usuarios deben esperar un tiempo excesivo para recibir el ACS. Para evitar este suceso, las instalaciones centrales cuentan con los circuitos de recirculación, que consisten en una red de tuberías que retornan el agua desde los puntos de consumo mas alejados, hasta el lugar de producción, mediante bombas de recirculación, que la mueven continuamente por toda la instalación, manteniendo las tuberías a la temperatura adecuada para el uso, de manera que salga de forma prácticamente inmediata por los grifos y además se distinguen dos tipos de instalaciones, con o sin acumulación; respecto a las distribuciones todas las instalaciones son similares [6].

Producción instantánea

La característica más destacable de los sistemas de producción instantánea es que el diseño de los intercambiadores está condicionado al momento de máxima demanda de la instalación, pues en ellos el agua de calderas calienta el agua de consumo al mismo tiempo que se demanda.

Como elementos auxiliares estos sistemas requieren de bombas en el circuito primario, encargadas de hacer circular el agua de los colectores de calderas a los intercambiadores.

Producción con acumulación

Para reducir la potencia necesaria en producción y al mismo tiempo obtener funcionamientos mas homogéneos, se utilizan los sistemas con acumulación en depósitos en los que se mantiene el agua caliente hasta el momento de su uso, de manera que en las puntas de demanda del edificio se utiliza el agua acumulada, solicitándose una potencia inferior a la del sistema de producción.

Los sistemas de acumulación a su vez se clasifican, dependiendo del volumen de acumulación, en:

- Acumulación.
- Semiacumulación.

Los volúmenes de acumulación se diseñan para atender a la demanda punta con el agua acumulada, mientras que los de semiacumulación (figura 5.5) solo pueden hacer frente a una parte de esa demanda, requiriendo el apoyo de la producción para cubrir la punta completa.

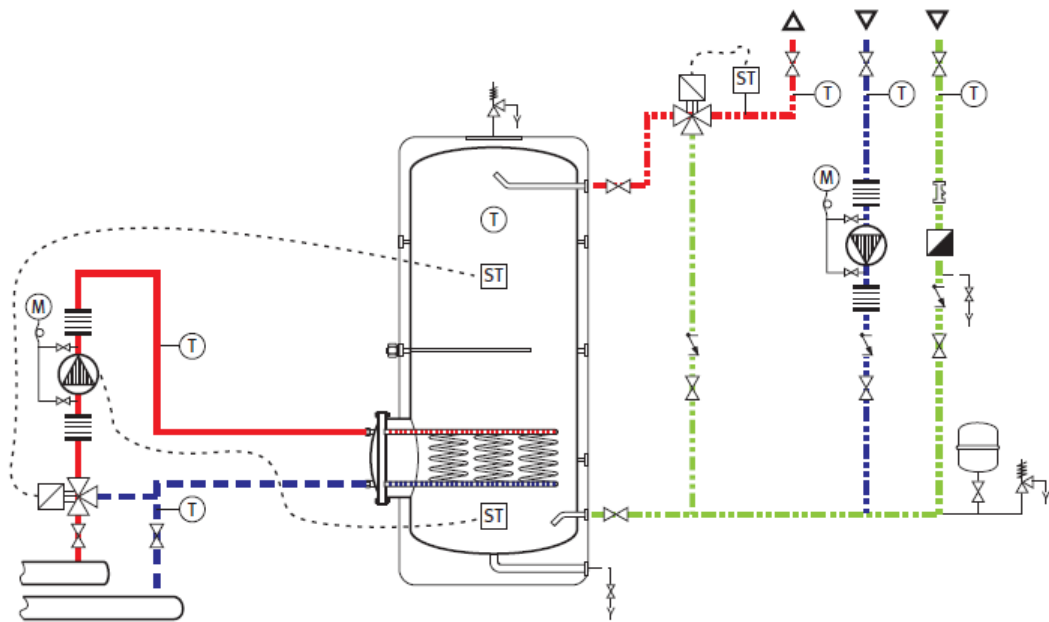


Figura 5.5 Esquema de producción de ACS por acumulador. Fuente: [6].

5.3 Bomba de calor

La bomba de calor (BC) consiste en una máquina térmica que transporta calor de un espacio frío hacia otro más caliente, gracias a un trabajo aportado desde el exterior. Para realizar este proceso, se basa en las propiedades de cambio de estado de un fluido refrigerante y la 2ª Ley de la termodinámica: “*el calor se dirige de manera espontánea de un foco caliente a otro frío, y no al revés, hasta que sus temperaturas se igualan.*”

Las bombas de calor son uno de los dispositivos de climatización que basan su funcionamiento en la técnica de “refrigeración por compresión”, la cual se aplica igualmente en otros aparatos, como los frigoríficos, los sistemas de aire acondicionado, calefacción, producción de agua caliente sanitaria (ACS) y procesos industriales.

El funcionamiento de la bomba de calor para calefacción se basa en el ciclo de Carnot inverso y en el ciclo de refrigeración por compresión. Es por ello que la BC en modo calefacción se centra en extraer energía de una fuente de calor a baja temperatura (*heat source*) y la transforma en energía a un nivel deseable (compresión del fluido refrigerante) para entregar este calor a un espacio de interés, por lo tanto, la energía es vinculada a la potencia del condensador. Se debe destacar que el funcionamiento de las bombas de calor puede ser reversible, es decir, puede ser utilizado para refrigeración de recintos [7].

5.3.1 Componentes

Los principales componentes de una bomba de calor corresponden a:

- **Evaporador:** Intercambiador de calor que absorbe calor del fluido proveniente de la fuente de calor (*heat source*), evaporando el fluido refrigerante que circula por el circuito cerrado de la BC. Esta parte de la maquina es similar a un radiador, puesto que es un serpentín por el que circula un líquido muy frío el cual absorbe calor del aire que pasa a través del serpentín. En el caso de la configuración de la BC para calefacción, el refrigerante absorbe la energía del ambiente exterior, por lo que el líquido se transforma en gas
- **Compresor:** Su función es comprimir y ceder a alta presión y temperatura el fluido refrigerante, como éste se encuentra a alta presión facilita su cambio a estado líquido. En otras palabras, el compresor licua y calienta el gas refrigerante. Este dispositivo se ubica generalmente fuera del habitáculo o zona de interés a climatizar debido a que genera demasiado ruido.
- **Condensador:** Corresponde a un intercambiador de calor, cuyo interior se dispone de un tubo estrecho y largo en forma de serpentín. En este equipo circula el fluido proveniente del compresor, donde el refrigerante (gas licuado y caliente) cede poco a poco el calor que tiene hacia el aire/agua externo que pasa por el serpentín. Posteriormente el gas se convierte en líquido y calienta el ambiente exterior (aire/agua).
- **Válvula de expansión:** Este dispositivo permite que el fluido frigorífico subenfriado en el condensador se expanda (disminuye su presión) transformándose en gas nuevamente y a una temperatura muy baja. Además, cumple la función de regular el caudal del refrigerante y separar junto al compresor las zonas de alta y baja presión, se debe señalar que el fluido de trabajo se expande conservando su entalpía.

5.3.2 Funcionamiento

La BC transfiere el calor desde un foco frío hasta otro más caliente, esto se realiza mediante la actividad de un compresor; cuya función no es generar calor, sino aumentar la presión del fluido refrigerante en estado gaseoso y en consecuencia incrementar su temperatura. Posteriormente este fluido a alta temperatura atraviesa un intercambiador de calor denominado condensador, donde cede energía al aire/agua hacia el ambiente interés. En este equipo el refrigerante pasa de estado gaseoso a líquido, el fluido que sale del condensador atraviesa una válvula de expansión que disminuye la presión y temperatura de forma brusca del refrigerante. Posteriormente el refrigerante líquido pasa al intercambiador de calor llamado evaporador donde absorbe calor del aire/agua del ambiente exterior. Este fluido en estado gaseoso es llevado nuevamente al compresor donde se cierra el ciclo.

5.3.3 Ciclo termodinámico

El ciclo termodinámico experimentado por el fluido refrigerante en un ciclo de refrigeración por compresión mecánica simple se puede observar en la figura 5.6, donde los puntos 1, 2, 3 y 4 representan los estados termodinámicos del fluido de trabajo [7].

- 1-2: El calor proveniente de una fuente de calor a baja temperatura (*heat source*) se transfiere al fluido caloportador (refrigerante) mediante un intercambiador de calor llamado evaporador. El fluido refrigerante se encuentra en un estado líquido saturado y a una temperatura inferior a la del *heat source* cumpliendo así, la segunda ley de la termodinámica. El calor absorbido evapora y sobrecalienta al refrigerante, aumentando su temperatura. Se debe destacar que el fluido caloportador se evapora isobáricamente.
- 2-3: Esta trayectoria representa la compresión isentrópica fluido frigorífico. Donde este aumenta su presión y en consecuencia también su temperatura.
- 3-4: Luego el líquido es subenfriado en el condensador (condensación isobárica). En este equipo el refrigerante transfiere calor hacia el agua de interés a calefaccionar.
- 4-1 El refrigerante se expande isoentálpicamente a través de la válvula de expansión y se genera la mezcla bifásica (estado 1).

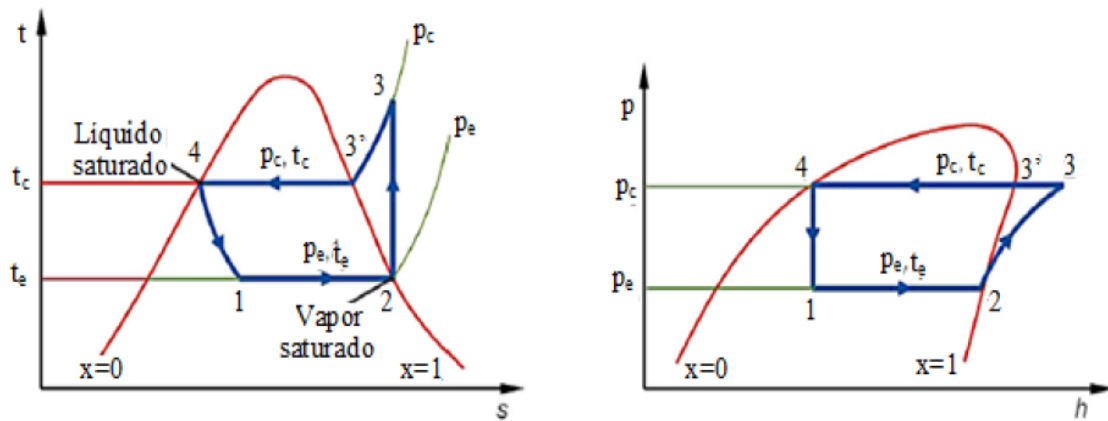


Figura 5.6 Esquemas de diagramas termodinámicos del ciclo de Carnot inverso (modo calefacción) o de refrigeración por compresión (modo refrigeración). Izquierda: Diagrama T-s. Derecha: Diagrama P-v. Fuente: [7]

El rendimiento de la bomba de calor se caracteriza por el coeficiente de operatividad (COP, “*Coeficient of performance*”) y para el caso de la calefacción se define como el cociente entre la potencia térmica efectiva (Q_d) de la BC y la potencia del compresor (Q_c) necesaria para lograr el objetivo de la BC. Se calcula como ec. 5.1 [6].

$$COP_c = \frac{Q_d [kW]}{Q_c [kW]} \quad (5.1)$$

Al ser un ciclo cerrado, y con un proceso isoentálpico durante el paso del fluido en la válvula de expansión, se tiene que:

$$Q_c = W_c + Q_e \text{ [kW]} \quad (5.2)$$

Donde Q_e corresponde a la potencia térmica del evaporador.

Por otra parte la BC tiene un máximo rendimiento teórico, el cual corresponde al COP de Carnot. Este depende exclusivamente de las temperaturas de foco frío y caliente. En caso de calefacción, la temperatura del foco frío corresponde a la temperatura del agua del circuito del evaporador T_{1-2} y la temperatura del foco caliente corresponde a la temperatura del agua del circuito de distribución de calor a la salida del condensador $T_{3'-4}$. El COP de Carnot en calefacción se calcula como ec. 5.3.

$$COP_{carnot} = \frac{T_{3'-4}}{T_{3'-4} - T_{1-2}} \quad (5.3)$$

A partir de esta definición se puede definir la eficiencia del sistema de calefacción respecto al máximo teórico que pudiese alcanzar en condiciones ideales. Se calcula según la ecuación (5.4).

$$\varepsilon_{BC} = \frac{COP}{COP_{carnot}} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (5.4)$$

Termodinámicamente el ciclo se define de la siguiente manera [7]:

$$W_c = m_r \cdot (h_3 - h_2) \text{ [kW]} \quad (5.5)$$

$$Q_e = m_r \cdot (h_2 - h_1) \text{ [kW]} \quad (5.6)$$

$$Q_c = m_r(h_3 - h_4) \text{ [kW]} \quad (5.7)$$

Donde,

- $W_c, Q_e, Q_c \text{ [kW]}$ corresponde a la potencia del compresor, potencia calórica del evaporador y condensador respectivamente.
- $h_i \left[\frac{kJ}{kg} \right], i \in \{1,2,3,4\}$ corresponde a la entalpía específica del refrigerante en el punto i del ciclo termodinámico.
- $m_r \left[\frac{kg}{s} \right]$ corresponde al flujo másico fluido de trabajo.

Luego el fluido refrigerante al pasar por la válvula de expansión experimenta un proceso isoentálpico, por lo que:

$$h_4 = h_1 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (5.8)$$

Otro punto importante que se debe determinar, corresponde al punto de descarga del proceso de compresión isoentrópico (S_3), se expresa mediante:

$$s_2 = s_{3s} \left[\frac{kJ}{kg} \cdot K \right] \quad (5.9)$$

Con s_3 y P_c se puede determinar la entalpia especifica en este punto (h_{3s}), esto se realiza mediante tablas de refrigerante.

$$n_{s \text{ comp}} = \frac{s_{3s} - s_2}{s_3 - s_2} \quad (5.10)$$

Se supone una eficiencia isentrópica del compresor igual a 0,8.

Para calcular el flujo másico de agua (foco frío/foco caliente) requerido para la transferencia de calor tanto en el evaporador como en el condensador, se utiliza la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = \frac{\dot{Q}}{Cp_{\text{agua}} \cdot \Delta T} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (5.11)$$

Donde:

\dot{m}_{agua} : Flujo másico de agua [kg/s]

\dot{Q} : Flujo de calor en el evaporador o Condensador [kW]

Cp_{agua} : Calor especifico del agua [kJ/kg°C]

ΔT : Diferencial de temperatura del agua entre la entrada y salida del evaporador/condensador [°C]

5.3.4 Refrigerantes

Los fluidos refrigerantes deben tener ciertas propiedades termodinámicas de tal manera que condensen y evaporen a las temperaturas adecuadas para lograr su objetivo.

Para la selección del fluido refrigerante se deben tener en cuenta los siguientes criterios:

- **Presión:** a una temperatura dada, la presión de condensación es diferente para diferentes refrigerantes. Para ciertos refrigerantes a altas temperaturas, la presión será demasiado alta y ya no se podrán aplicar los componentes normales de la bomba de calor. La baja presión es otro riesgo: a bajas presiones, el volumen que debe barrerse aumenta. Esto requiere mayores componentes y por lo tanto un aumento de las inversiones.
- **Temperatura crítica:** Por encima de cierta temperatura, un refrigerante alcanza su área supercrítica. Dentro del rango supercrítico, la fase fluida y gaseosa del refrigerante ya no se puede distinguir.
- **Eficiencia energética:** la eficiencia de una bomba de calor depende de la elección del refrigerante.
- **Refrigerantes naturales versus sintéticos:** la mayoría de los refrigerantes sintéticos (HFC) contribuyen en gran medida al efecto invernadero en caso de fugas. Este impacto puede ser 3000 veces mayor en comparación con el CO₂.

Además de los criterios mencionados anteriormente, varios otros factores también están involucrados en la toma de decisiones. Los costos de inversión, el tamaño requerido de la instalación, la seguridad y los permisos deben tenerse en cuenta al decidir qué refrigerante usar.

Refrigerantes para bombas de calor

R134a se utiliza como refrigerante para sistemas de bombas de calor de tamaño mediano o grande. En comparación con los refrigerantes R407c y R410a, su eficiencia es mucho mayor. Sin embargo, en comparación con el refrigerante NH₃, su eficiencia es menor. La presión en R134 es bastante baja (ver figura 5.7). Debido a esto, el volumen que necesita ser barrido por el compresor es bastante alto y, por lo tanto, se necesitan mayores inversiones para la instalación.

R407c y R410a se usan frecuentemente en sistemas de bomba de calor de tamaño pequeño a mediano. Estos refrigerantes se usan regularmente en instalaciones que tienen la doble función de aire acondicionado y calefacción. R410a es supercrítico por encima de una temperatura de 71 [°C]. Por encima de esta temperatura, ya no se puede hacer una diferencia entre la fase gaseosa y líquida. R410a se puede aplicar en sistemas de bomba de calor de baja temperatura. En comparación con R134a, el volumen que puede barrer el compresor es menor; lo que implica menores costos de inversión. Por otro lado: su eficiencia en comparación con R134a también es menor.

R717 (Amoníaco) es el refrigerante más adecuado para el uso en una bomba de calor en entornos industriales. El amoníaco tiene una alta eficiencia y se puede aplicar fácilmente a temperaturas de 80 [°C]. El R717 es un refrigerante natural que no contribuye al efecto invernadero. El amoníaco se ha utilizado con frecuencia como refrigerante en sistemas de refrigeración y calefacción de mediante SWHP. Es inflamable y tóxico, pero debido a su fuerte olor, las fugas pueden detectarse rápidamente. Una instalación de amoníaco debe cumplir con los requisitos de PGS-13. Sus propiedades se presentan en la figura 5.7.

Refrigerant	Pressure at 15 °C [bar a]	Pressure at 70 °C [bar a]	Pressure ratio [bar a / bar a]	Heat of evaporation at 70 °C [kJ/kg]	Density at 15 °C [kg/m ³]
R134a	4,9	21,2	4,3	124	23,8
R407c	7,5	35,0	4,7	107	31,9
R600 (n-butaan)	1,8	8,1	4,5	307	4,5
R600a (isobutaan)	2,6	10,9	4,2	269	6,8
R717 (NH ₃)	7,3	33,1	4,5	939	5,7
R410A*	12,5	47,7	3,8	45	48,0
R744 (CO ₂)	50,9	Critical temperature is 31 °C			160,7

* Critical temperature R410A is 71 °C

Figura 5.7 Características operacionales de los fluidos refrigerante utilizados en BC.²

² Recuperado de: http://industrialheatpumps.nl/en/how_it_works/refrigerants/.

5.3.5 Tipos de BC

Las bombas de calor se pueden clasificar según su tipo de proceso:

Es la clasificación más utilizada, donde la bomba de calor se define mediante dos palabras, la primera corresponde al medio que absorbe calor (foco frío) y la segunda al medio receptor (foco caliente).

- Bombas de calor aire-aire (ASHP): son utilizadas principalmente para climatización de habitáculos.
- Bombas de calor aire-agua (ASHP): se utilizan para producir agua fría para refrigeración o agua caliente para calefacción y ACS.
- Bombas de calor agua-aire (SWHP): Permite aprovechar la energía contenida en el agua de los ríos, mares, aguas residuales, etc. Poseen COP's más elevados que las que utilizan aire exterior, debido a la mayor uniformidad de la temperatura del agua a lo largo del año.
- Bombas de calor agua-agua (SWHP): utilización similar a las anteriores, excepto que los emisores son radiadores a baja temperatura, fan-coils o suelo/pared radiante.

Bombas de calor tierra-aire y tierra-agua (GSHP): Aprovechan el calor contenido en el terreno o reservorios geotérmicos. Son instalaciones poco habituales debido a la alta inversión y a la necesidad de disponer de grandes superficies de terreno, sin embargo, su implementación es similar a los sistemas SWHP.

5.4 Estado del arte de bombas de calor de agua superficial (SWHP)

Un sistema de bomba de calor de fuente de agua superficial SWHP (*Surface Water Heat Pump*) funciona mediante la recuperación de la energía solar almacenada naturalmente en el agua de río, en mar abierto, lagos, etc. el agua del reservorio pasa a través de la bomba de calor para producir su calor de bajo grado, posteriormente es devuelto al depósito de agua superficial con un diferencial térmico variable entre 1 y 10 [°C].

El agua tiene una alta capacidad para mantener el calor en relación con su volumen; absorbe fácilmente el calor y lo libera fácilmente: disfruta de una alta tasa de transferencia. Es más eficiente que una bomba de calor intercambie calor con agua que con aire, lo que permite que una BC con fuente de agua tenga un mejor rendimiento que una bomba de calor aerotérmica. Una bomba de calor de fuente de tierra también usa agua para transferir calor del suelo a su bomba de calor (GWSHP).

La capacidad térmica y la inercia térmica del agua le permite retener parte del calor solar obtenido en el verano hasta el invierno. El agua del río y las aguas subterráneas en los acuíferos serán más cálidas que las temperaturas del aire en los días fríos de invierno y, por lo tanto, proporcionarán una temperatura de entrada más atractiva a una bomba de calor.

Un sistema de bomba de calor con fuente de agua bien diseñada tiene acceso a un gran volumen de agua: esto le permite extraer calor de una fuente de calor muy grande cuya temperatura no cambiará significativamente a medida que se extraen cantidades relativamente pequeñas de calor (ver figura 5.8). Para la extracción de calor de un río que fluye, no habrá cambios en la temperatura de entrada desde el río si la descarga está aguas abajo del punto de extracción [8].

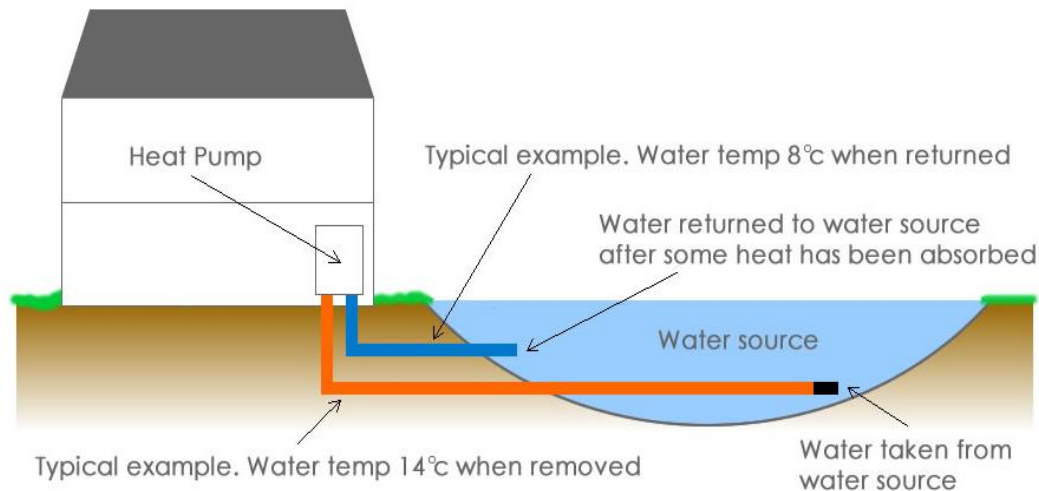


Figura 5.8 Esquema típico de un sistema Surface Water Heat Pump (SWHP).³

Las desventajas de un sistema de bomba de calor de fuente de agua superficial incluyen la necesidad de cumplir con los desafíos de ingeniería adicionales de tratar con agua abierta que puede contener desechos, valores de pH inestables o crecimiento biológico y puede requerir cargas de bombeo adicionales. La mayoría de estos problemas se pueden eludir mediante el empleo de un sistema de circuito cerrado con intercambiadores de calor inmersos en el río o en aguas abiertas.

El interés por los sistemas de calefacción y refrigeración energéticamente eficientes aumentó en el tiempo de la crisis energética de los años setenta y ochenta. Donde las bombas de calor aumentaron su popularidad, incluyendo los sistemas de bomba de calor de agua superficial (SWHP). Más tarde, se identificaron oportunidades para sistemas de calefacción y producción de ACS de gran capacidad, concluyendo que esta tecnología posee factibilidad económica para grandes escalas.

Las bombas de calor que intercambian calor con el aire de ambiente son más económicas de instalar que las bombas de calor geotérmicas e hidrotérmicas, sin embargo, son menos eficientes en los días de menor temperatura ambiental por lo que son de bajo rendimiento durante el invierno. En cambio, las bombas de calor agua-agua de fuente de agua superficial son más eficientes que la aerotermia debido a que el agua de río, mar, lago, etc. posee una mayor inercia térmica que el aire, razón por la cual el agua es más cálida que el aire en periodos invernales [8].

³ Microgreening (2012). Recuperado de: <http://www.microgreening.com/insulating-heating-and-cooling/geothermal-heating-and-cooling.php>

Existen dos tipos de configuración para este sistema de climatización (ver figura 5.9 Figura 5.):

1. Bucle Abierto (*Open-loop*): En los sistemas de bucle abierto, el agua se extrae del cuerpo del reservorio, pasando a través de un intercambiador para para posteriormente ser recirculado a la fuente de agua superficial.
2. Bucle cerrado (*Closed-loop*): Los sistemas de bucles cerrados hacen circular el agua entre la carga y un intercambiador de calor sumergido en el reservorio de agua (*surface water source*).

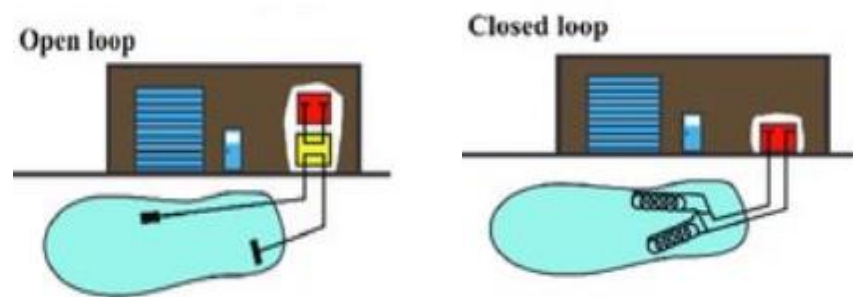


Figura 5.9 Esquema representativo de un sistema Open Loop (izquierda) y Closed Loop (derecha). Fuente: [9].

5.4.1 Datos de diseño

Para efectos de diseño de sistemas SWHP, es ideal contar con las características y estadísticas de la fuente de agua superficial de estudio, tales como las temperaturas mínimas y máximas durante el año, perfil de temperatura, composición del agua, fauna y flora aledañas al reservorio. Además, se deben considerar los factores climáticos (temperatura ambiental, humedad del aire, velocidad del viento, radiación y nubosidad) y estructurales (superficie, materiales de construcción, número de ocupantes, etc.) de la zona de estudio para así estimar la demanda de calefacción que debe satisfacer el sistema de SWHP. Desafortunadamente los datos estadísticos de temperaturas mínimas y máximas de lagos y ríos en algunas ocasiones no se encuentran disponibles, por lo que comparar lagos similares físicamente puede no ser la estimación más precisa puesto que los perfiles de temperatura del lago o río de estudio dependen de las condiciones climáticas y el perfil batimétrico. Por ejemplo, si se comparan dos lagos de igual superficie: uno que es mucho más profundo puede permanecer estratificado gran parte del año, mientras que un lago menos profundo puede volverse completamente no estratificado, incluso durante el verano. Por lo tanto, la extrapolación de datos de un lago a otro lago es problemático [8].

5.4.2 Física y modelado de cuerpos de agua superficiales

Esta sección describe brevemente la física de los lagos, embalses, arroyos y ríos a lo largo de con enfoques de modelado utilizados para predecir las temperaturas del agua.

Física de lagos y embalses

La distribución espacial y temporal de las temperaturas en lagos y embalses depende tanto de las ganancias y pérdidas de calor como de los mecanismos de mezcla de aguas. En lagos no congelados, radiación solar generalmente representa la entrada de calor dominante. Parte de la radiación solar incidente se absorbe en la superficie del cuerpo del reservorio; la energía restante se transmite a través del cuerpo de agua y es absorbida en el fondo del lago. La profundidad de penetración de la radiación solar a través del cuerpo de la fuente de agua dependerá de la transmisividad del agua, que a su vez depende de su turbidez. En cuanto a los mecanismos de pérdidas de calor se tiene que la evaporación es la principal responsable del enfriamiento de lagos y estanques. La transferencia de calor por convección superficial y la radiación de onda larga pueden calentar o enfriar el cuerpo de agua dependiendo de las temperaturas relativas del agua en la superficie y entorno. También está presente la transferencia de calor desde el suelo (base del lago o estanque) o también referido como transferencia de calor de los sedimentos, la cual puede volverse significativa en los inviernos especialmente durante los tiempos cuando el reservorio se congela en la superficie (Fang y Stefan, 1996 a,b) [10][11].

La mezcla en los lagos puede deberse a la advección o difusión. La advección puede ser conducida por cizalladura del viento, entradas, salidas, flotabilidad y ondas internas. A menudo la mezcla turbulenta es considerada como si fuera un proceso de difusión, refiriéndose a él como difusión turbulenta. La difusión turbulenta se caracteriza por fluctuaciones irregulares y aleatorias debidas a remolinos turbulentos en el cuerpo del agua. Otros mecanismos para mezclar incluyen el estrés del viento en la superficie, ondas internas, ondas de cizalla, entradas y salidas de agua. La formación y causa de estos diferentes mecanismos de mezcla en el cuerpo del reservorio y sus efectos sobre la temperatura del agua son discutidos en detalle por Imberger et al. (1978) [12]. La figura 5.10 ilustra algunos de los mecanismos de transferencia de calor y mezcla para un cuerpo de agua superficial típico.

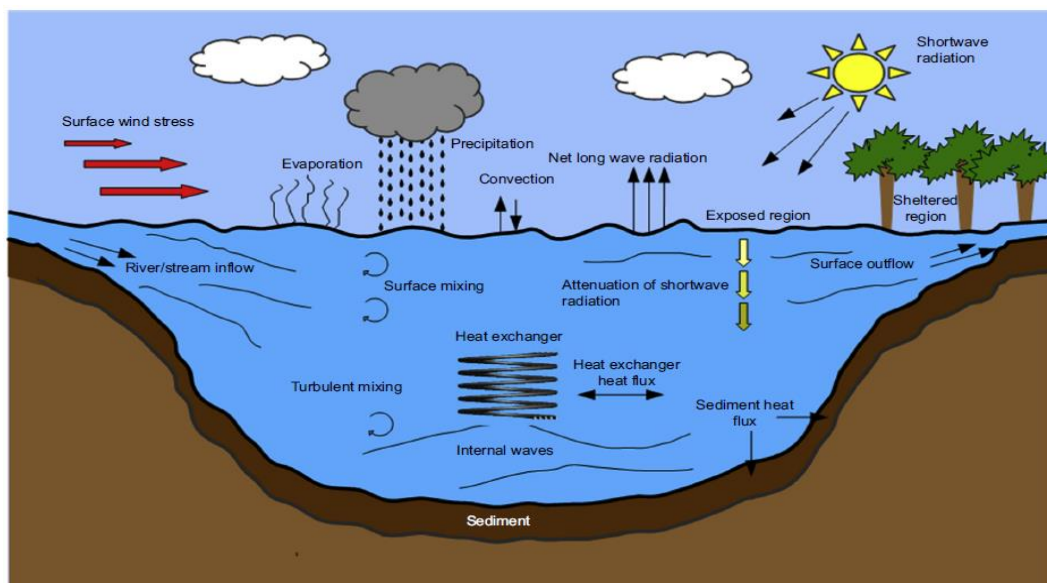


Figura 5.10 Esquema de los mecanismos de transferencia de calor y mezcla para un reservorio de agua superficial. Fuente [8]

Para un lago no congelado, la formación de la estratificación (propiedad que tienen las aguas de un cuerpo líquido de ordenarse en capas según su densidad, la que a su vez es causada por las variaciones térmicas, químicas, o ambas) está controlada por el equilibrio entre dos fenómenos: la entrada de calor en la superficie que conduce a la estabilización natural de los gradientes de temperatura y la concentración de sólidos disueltos y de sólidos en suspensión en las aguas superficiales y profundas.

La formación del gradiente térmico de la densidad es el caso más frecuente de la estratificación. Es debida generalmente al calentamiento diferencial de las capas superficiales con respecto a las profundas. En los lagos ubicados en zonas templadas y cálidas, las capas superficiales durante el verano están más calientes que las capas frías, formándose la estratificación. Sin embargo, los vientos en la superficie sobre un cuerpo de agua poco profunda pueden alterar completamente los gradientes naturales de densidad de temperatura del lago y hacer que se mezcle completamente. Por lo tanto, en lagos y estanques poco profundos generalmente no se encuentran estratificados durante gran parte del año. La estratificación se observa más comúnmente en lagos profundos donde la mezcla inducida por el viento está restringida a una cierta profundidad cerca de la superficie.

En todo lago estratificado térmicamente se distinguen tres zonas (figura 5.10):

- Epilimnion o región mixta: La zona superior de temperatura más elevada.
- Metalimnion región termoclina: La zona intermedia de transición entre la zona superior más caliente y la inferior más fría.
- Hipolimnion: La zona profunda de temperatura más fría, próxima a los 4° C (el punto de máxima densidad de agua).

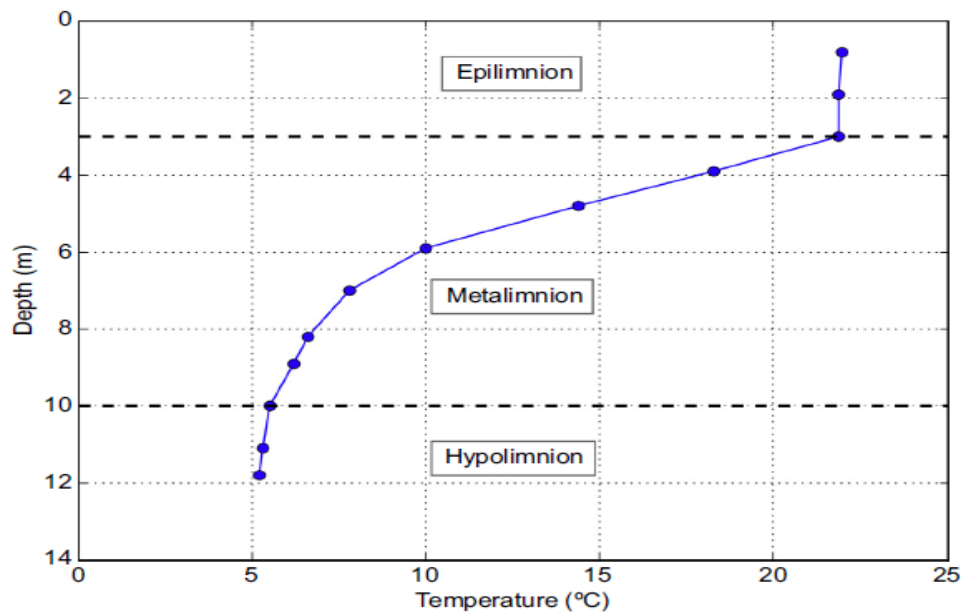


Figura 5.11 Perfil térmico estratificado de un lago congelado en Minnesota. Fuente [8]

La mayoría de los lagos profundos exhiben estas distintas regiones de estratificación de temperatura durante todo el verano y la mayor parte de la temporada de otoño. A fines del otoño, la temperatura de la superficie del lago se enfría, y el gradiente de densidad en la columna de agua disminuye lentamente. En este periodo, la energía turbulenta de la superficie del viento es suficiente para desestabilizar el perfil térmico del agua. Posteriormente en primavera- verano ocurre el período de renovación, la temperatura del lago es aproximadamente uniforme desde la superficie hasta el fondo.

Física de ríos

Los ríos también se utilizan como fuentes para los sistemas SWHP. Comparado con lagos y embalses, los ríos tienden a estar menos estratificados y el perfil de temperaturas se comporta similar al del aire. Las temperaturas del río se ven afectadas por las condiciones atmosféricas, el sombreado, la naturaleza del flujo, las entradas de agua subterránea y la transferencia de calor de conducción hacia/desde el lecho del arroyo. Existe un modelo simple basado en el perfil de temperatura del aire, el cual a sido utilizado para estimar la temperatura de algunos ríos en China [13].

$$T_{río} = 1,0349 \cdot T_{aire} - 2,0888 \quad (5.12)$$

Donde $T_{río}$ corresponde a la temperatura del río en [°C] y T_{aire} a la temperatura del aire ambiental en [°C].

Física de océanos

Los océanos se estructuran de la siguiente manera: La parte superior de los océanos es conocida como capa superficial (Epilimnion). Después sigue una capa limítrofe llamada termoclina (Metalimnion). La termoclina separa la capa superficial de las aguas profundas de los océanos. Las profundidades del océano son la tercera parte de los océanos (Hipolimnion), similar a las zonas estratificadas de lagos y embalses (ver figura 5.12).

El Sol llega a la capa superficial de los océanos y calienta el agua. El viento y las olas mezclan esta capa de la superficie con las que le siguen, de manera que el calor también se mezcla en dirección descendente. El agua de los océanos se congela a -1.94 [°C] y la temperatura promedio en las aguas de la superficie océanos es de aproximadamente 17 [°C].

Un 90 % del volumen total de los océanos se encuentra por debajo de la termoclina, en las profundidades de los océanos. Las profundidades de los océanos no están bien mezcladas. Las profundidades de los océanos están formadas por capas horizontales de la misma densidad. Muchas de las aguas de las profundidades de los océanos tienen una temperatura entre 0 y 3 [°C] [8,14].

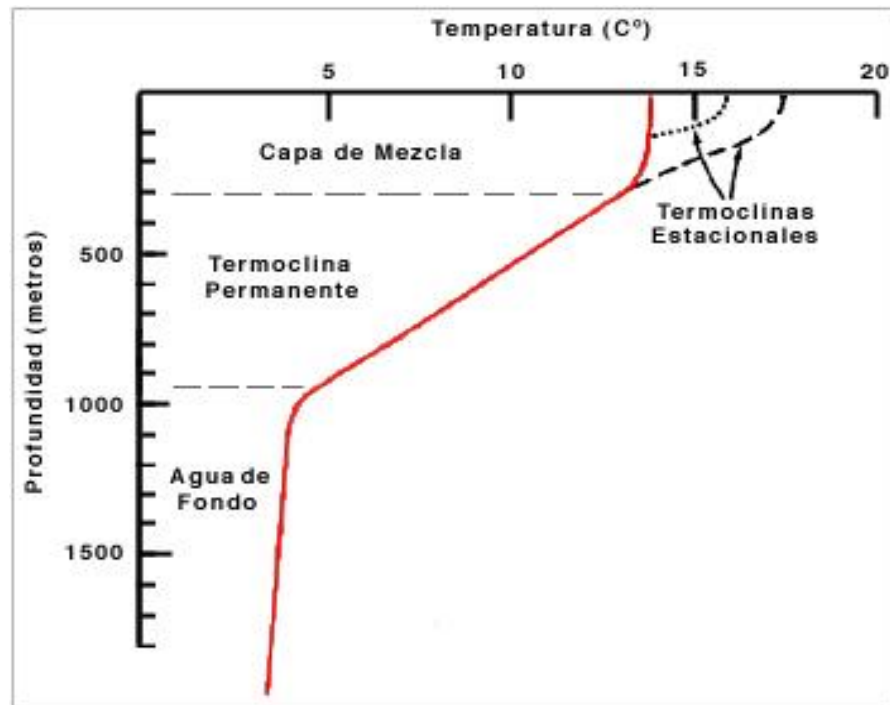


Figura 5.12 Perfil térmico de los océanos en función de la profundidad.

Fuente [14]

La termoclina actúa como una barrera de densidad a la circulación vertical. Sobre ella se encuentran aguas cálidas superficiales de baja densidad (capa de mezcla) y por debajo de ella las aguas frías y densas de profundidad. A gran profundidad, la temperatura al igual que la salinidad, es baja y muy uniforme, siendo para el conjunto de los océanos entre 2 [°C] y 0 [°C]. De esto resulta que tres cuartas partes del volumen de los océanos tiene una temperatura comprendida entre 0 [°C] y 6 [°C], así la temperatura promedio general es de 3.25 [°C].

5.4.3 Sistemas de bucle abierto (*open loop*)

Los sistemas de circuito abierto se pueden utilizar en casi cualquier aplicación, incluidos los edificios residenciales, edificios comerciales e institucionales, y sistemas de calefacción y refrigeración distritales. Existen dos tipos de sistema de bucle abiertos, entre ellos se tiene los de tipo directo e indirecto [7,15].

Open loop indirecto

Los sistemas SWHP de circuito abierto de tipo indirectos, utilizan un fluido secundario para transferir el calor desde el reservorio, ya que este posee impurezas que pueden dañar el evaporador de la bomba de calor, es por ello que es necesario la implementación de un intercambiador intermedio entre la fuente de agua y la bomba de calor (ver figura 5.13).

Algunos autores se han referido a estos sistemas como "utilización indirecta del agua de mar" (Akashi y Watanabe, 2003) [16], "Enfriamiento del condensador de agua de mar" (Chien et al., 1986)[17], "Sistema de bomba de calor de Lakewater de ciclo abierto" (Kavanaugh y Pezent, 1990; Chen et al., 2006) [18,19], "bombeo de agua, sistema indirecto" (en noruego, "Oppumpet vandd" indirekte løsning "; Smebye et al., 2011) [20].

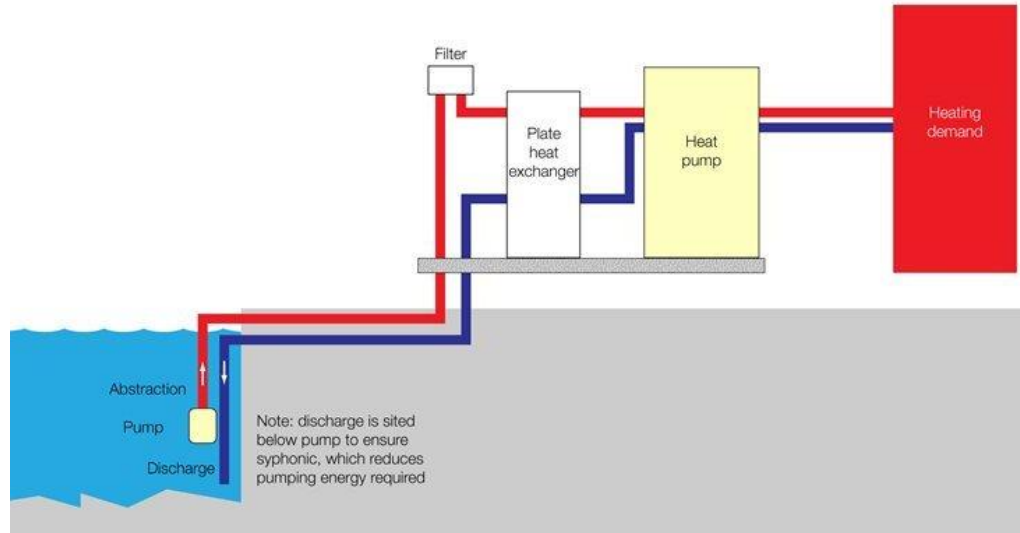


Figura 5.13 Esquema general de un sistema de producción de calefacción y ACS del tipo SWHP (open loop indirecto). Fuente: [8]

Eggen y Slettahjell (2005)[21] estudiaron 19 sistemas SWHP de circuito abierto instalados en Noruega entre 1981 y 1995. Todos los sistemas proporcionaron calefacción y capacidades entre 35[kW] y 6,8 [MW]. Hasta el 2005, 15 de los 19 sistemas todavía estaban en funcionamiento a partir de 2005. Durante el tiempo de operación, las bombas de calor operaron con un COP promedio de 3,1 y el sistema completo con un COP promedio de 2,7 durante el periodo de calefacción. Los coeficientes de rendimiento variaron durante la temporada entre 2,1 y 4,2.

Open loop directo

Corresponde a la utilización directa del agua de reservorio, con un tratamiento previo para permitir la operación directa con la bomba de calor. Los autores de Chien et al. (1986) [17] sostienen que se reduce el consumo de energía del sistema en un 10-15% en comparación a los sistemas indirectos. El documento también discute detalles de instalación como filtración, ubicación de admisión, materiales intercambiadores de calor y etcétera. En la Tabla 5.2 se presentan las condiciones operacionales del agua tratada para uso directo de la bomba de calor [22].

PARÁMETROS	PH	CAO [MG/L]	RANGO SALINIDAD [G/L]	Cl^- [MG/L]	SO_4^{-2} [MG/L]	Fe^{2+} [MG/L]	H_2S [MG/L]	CONTENIDO SEDIMENTO [MG/L]
CONTENIDO PERMITIDO	6,5-8,5	<200	<3	<100	<200	<1	<0,5	10

Tabla 5.2 Condiciones operacionales del agua de proceso permitidas para el uso en bombas de calor. Fuente [22].

5.4.4 Sistemas de bucle cerrado (*close loop*)

Los sistemas de bucle cerrado intercambian energía con la fuente de agua superficial a través de intercambiadores de calor que estén sumergidos en el cuerpo de agua del reservorio. En lugar del agua de la fuente circulante directamente, se hace circular una solución anticongelante entre SWHP y las bombas de calor (ver figura 5.14 Figura 5.). Los sistemas *close-loop* se pueden implementar para casi cualquier aplicación. Estos sistemas tienen la ventaja de no requerir filtrado del agua de la fuente, pero la desventaja de mantener el SWHP sumergido en el agua lo cual dificulta el mantenimiento. Los sistemas SWHP de bucle cerrado se han instalado con fines comerciales desde la década de 1970 (Johannsson, 1983) [23] y continúa siendo popular hoy en día.

Hay algunas consideraciones importantes con respecto al diseño de sistemas de bucle cerrado. Cuando el sistema es utilizado para proporcionar calefacción, existe el riesgo de formación de hielo o escarcha en los equipos cuando la temperatura del cuerpo del agua superficial es baja y la mezcla de anticongelante dentro de SWHE (*Source Water Heat Exchanger*) cae por debajo del punto de congelación del agua. El aumento de cantidad de hielo aumentará la resistencia térmica, por lo tanto, causará una disminución en el rendimiento del sistema. Pero, si la tasa de extracción de calor es alta por un largo período de tiempo, y la capa de hielo se acumula hasta el punto de bloquear el flujo de agua entre los tubos en un intercambiador de calor de HDPE, la resistencia térmica aumentará dramáticamente y la temperatura del refrigerante de la bomba de calor puede caer lo suficientemente bajo como para activar el apagado automático de la bomba de calor. Por lo tanto, es posible que se requiera una fuente de calor de respaldo en algunas circunstancias. Además, la formación de hielo en el SWHE crea una fuerza de empuje. Si el anclaje es insuficiente, el SWHE puede flotar hacia la superficie. Existen casos donde el SWHE fue dañado bajo estas circunstancias; Spitler et al. (2014) [24] documenta uno de esos casos. Sin embargo, también ha habido relatos anecdóticos de fallas en los SWHE, donde es dañado por el sistema de anclaje.

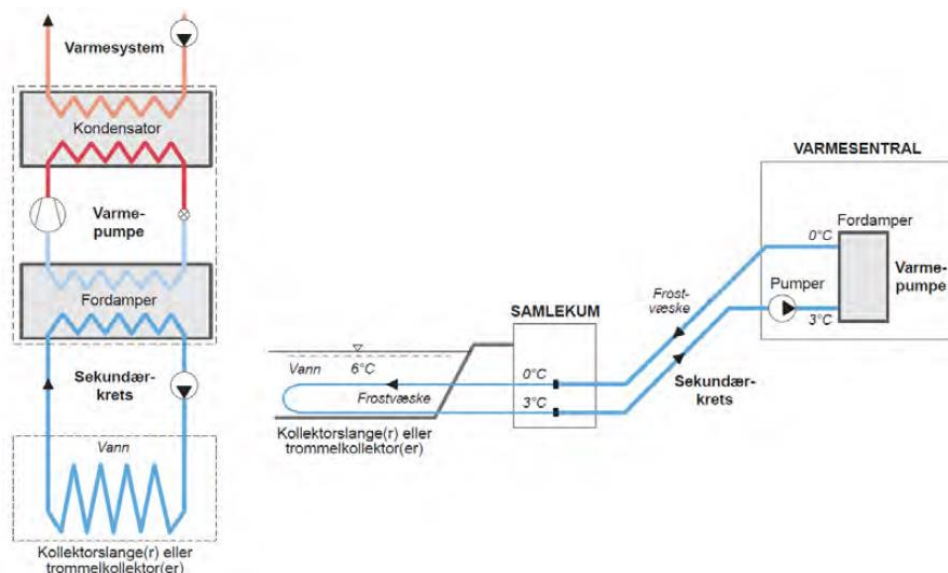


Figura 5.14 Esquema representativo de un sistema SWHP tipo Closed Loop. Central térmica (Varmesentral), bomba de calor (Varmepumpe), evaporador (Fordamper), condensador (Kondensator), SWHE (Kollektorslanger eller trommelkolektor), acuífero (Vann), fluido anticongelante (Frost Væske), sumidero (Samlekum) y bomba impulsión (Pumper). Fuente [20].

5.4.5 Componentes principales de los sistemas SWHP

Los sistemas de SWHP se componen de distintos equipos y accesorios que permiten la captación, transporte, tratamiento, utilización y descarga del agua de reservorio. Entre ellos se tiene:

- Tubería de entrada y captación
- Pozos de captación
- Intercambiadores de calor
- Bombas de calor
- Tubería de retorno y descarga

Tubería de entrada y captación

El dimensionamiento y el diseño de las condiciones de operación de la toma de agua dependen de varios factores importantes: superficie, batimetría, temperatura del agua, carga máxima de calefacción, tamizado y filtrado.

Se han utilizado diferentes variedades de tubos de acero y fibra de vidrio para aplicaciones submarinas, pero en la actualidad el HDPE es el material más utilizado para tuberías bajo el mar (Hirhman et al., 1975 y Matt S. Mitchell et al, 2013) [25, 26] porque es químicamente inerte, fusible, flexible, resistente, y flota en el agua, lo cual ayuda a la instalación de la tubería. Además, los HDPE tienen una baja conductibilidad térmica en comparación a la tubería de acero inoxidable que posee una alta conductibilidad.

Para evitar el arrastre de organismos biológicos u otros desechos sumergidos, se implementan mecanismos de detección y filtración en la toma de agua. En la figura 5.15 se observa una instalación típica de la toma de agua y el dispositivo de filtración en la entrada de agua [26]. Este tipo de filtro radial se instala sobre los 2-3 [m] sobre el lecho del mar o del lago para evitar el arrastre de partículas, organismos, sedimentos, etc.

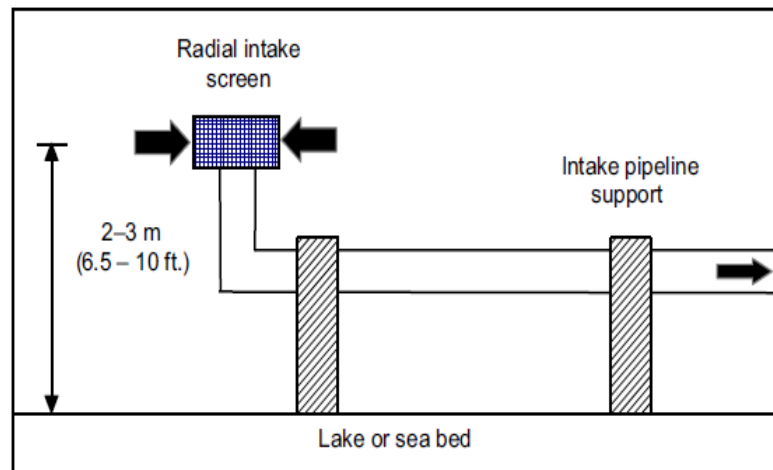


Figura 5.15 Configuración típica para la toma de agua. Fuente [26].

Configuración de bombas y bombeo / sumideros secos y húmedos

Para sistema SWHP de bucle abierto, la bomba de agua superficial es un consumidor de energía primaria, por lo que el diseño de tuberías y selección de bombas son muy importantes para el éxito general del sistema. En la literatura, parece haber dos estrategias principales de diseño para la configuración de bombas de agua superficiales, donde se tiene la instalación de sumideros húmedos y secos (figura 5.16), es decir, si la bomba de circulación se encuentra o no sumergida en el reservorio. Kavanaugh y Pezent (1990) [18] sugieren que, para sistemas residenciales de baja potencia, utilizar bombas sumergidas en la fuente de agua e instalar directamente en la zona de admisión. Sin embargo, debido a las profundidades y distancias típicamente involucradas con grandes sistemas de admisión, mantenimiento e instalación los costos hacen que esta configuración sea poco práctica para sistemas grandes (Hirshman et al., 1975) [25], por lo que se opta por implementar pozos de captación con el objetivo de mantener un fino control de los flujos de agua en el sistema.

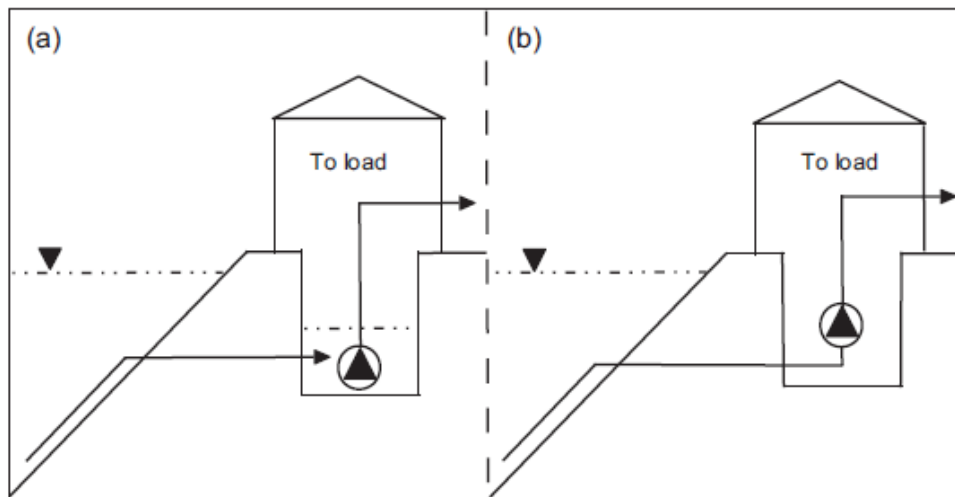


Figura 5.16 Esquema sumidero húmedo (a) y seco (b) para bombeo. Fuente [26]

Los sistemas de bombeo de sumidero húmedo están configurados para que la bomba de agua de circulación esté situada en el pozo de bombeo, como se observa en la figura 5.16 (a). Cuando el sistema no se encuentra en funcionamiento, el nivel de agua del pozo húmedo es el mismo que el de la fuente de agua. A medida que el agua se bombea desde el pozo hacia el intercambiador de calor o bomba de calor, el nivel de agua del sumidero disminuye. La diferencia de elevación resultante entre el nivel del agua de la fuente de agua y el pozo húmedo es la fuerza impulsora que hace que el agua fluya hacia el sumidero a través de la entrada y la tubería de admisión. Este proceso también es reversible permitiendo bombear agua desde el pozo húmedo hacia la fuente de agua para ayudar a la eliminación de residuos en los filtros en la toma de agua (admisión).

La configuración de bombeo de agua desde el sumidero está limitada por la profundidad del pozo de captación, el cual debe estar a una profundidad por debajo de la tubería de admisión. La

instalación de las bombas puede requerir la excavación de zanjas adicionales en el lecho de la fuente de agua para instalar el piping de admisión y equipos [25, 26].

Las estaciones de bombeo de sumidero seco se configuran de tal manera que la bomba se conecta directamente a la tubería de admisión como se representa en la figura 5.16 (b). La bomba puede estar ubicada sobre o bajo el nivel de la fuente de agua, siempre cuando el NPSHA sea mayor que NPSHR. Se recomienda instalar la bomba debajo del nivel reservorio para disminuir la probabilidad de cavitación en la bomba.

Intercambiadores de calor intermedios

Para la selección del intercambiador de calor intermedio entre el agua de la fuente y el fluido secundario (agua desmineralizada) se deben considerar los siguientes factores: la tasa de transferencia de calor, requisitos de mantenimiento, características físicas y químicas de la fuente de agua superficial, resistencia a la incrustación de sales y minerales, caídas de presión, requisitos de espacio y costo. Para sistemas DSWC y SWHP que utilizan fuentes de agua salada o salobres, deben combatir la corrosión electroquímica.

Para aplicaciones de agua de mar, el titanio es el material de intercambio de calor mas utilizado en los intercambiadores de calor actuales en los sistemas SWHP en todo el mundo. Smebye et al. (2011) [16] recomienda titanio para sistemas de agua de mar y acero de alta aleación para sistemas de agua dulce.

Otro desafío para los sistemas SWHP de bucle abierto es la disminución del rendimiento del intercambiador de calor debido al incrustamiento de sustancias biológicas. Si no se tratan estos problemas la película biológica de alga, limo y/o moluscos podrían aumentar la resistencia térmica del intercambiador, en consecuencia, aumentaría la potencia de bombeo para mantener el intercambio de calor requerido. Para controlar el crecimiento y acumulación de organismos biológico se han implementado biocidas (véase en Mitchell y Spitler, 2013) [26].

Kavanaugh y Rafferty (1997) [27] describen otros métodos para hacer frente a la contaminación del intercambiador, incluyendo la instalación de sistemas de cepillado continuo y el desmontaje y limpieza de los intercambiadores de placa es también otra opción de mantenimiento para la mitigación de incrustaciones.

Bombas de calor

Para grandes sistemas de SWHP, las bombas de calor suelen ser diseñados específicamente para las condiciones y aplicaciones del lugar. Esto se debe a la amplia gama de funcionamiento de temperaturas y condiciones bajo las cuales los sistemas SWHP pueden operar. Varios sistemas escandinavos, por ejemplo, están suministrando agua caliente a 75-90 °C para sistemas de calefacción distrital. Algunos de estos sistemas [8] utilizan compresión en dos etapas. Debido a que la mayoría de las empresas proveedoras de sistemas de calefacción distrital son privadas, mantienen la información de sus sistemas SWHP de manera confidencial, para mantener la competitividad del mercado [8].

Tubería de retorno y descarga

El sistema de retorno de agua o descarga para los sistemas SWHP para bucles abiertos retornan el agua más fría que la fuente para el modo calefacción. La reinyección de agua se realiza a una profundidad tal que no altere la fauna y flora del reservorio (Davidson, 2003; War, 2011) [28]. El agua superficial contiene mayores cantidades de nutrientes que las aguas profundas, es por ello que la descarga debe ser a una profundidad tal que no promueva el crecimiento de algas. El sistema de descarga funciona mezclando el agua superficial con el cuerpo de agua del reservorio, en un área lo suficientemente grande como para que la gradiente de temperatura sea mínima. Para minimizar los efectos del estrés térmico, se emplean emisarios más largos y se adoptan difusores para permitir una mayor dispersión de los efluentes calentados [15].

5.4.6 Sea Water Source Heat Pump (SWSHP)

Los sistemas SWSHP corresponden aquellos que aprovechan la energía térmica de los océanos como fuente de calor de agua superficial. Similar a la energía geotérmica, el agua de mar ofrece excelentes características como fuente de calor para la bomba de calor. Esto es porque tiene menos variación de temperatura estacional y menor temperatura de congelación (alrededor de 2 [°C]) que el agua del río, y también mantiene entre 5 y 10 [°C] de diferencia de temperatura con la atmósfera, lo que hace esta tecnología ideal para calefacción o refrigeración.

Requerimientos técnicos de la temperatura del agua de mar para SWSHP

La temperatura del medio de transferencia de calor en SWHP, es decir, la temperatura del agua de mar, debe variar dentro de un rango limitado de tal forma de cumplir con los requisitos técnicos para el uso de este tipo de tecnología, donde el reservorio debe alcanzar temperaturas mínimas de hasta 2°C, para evitar el escarchamiento en la zona del evaporador y alimentación de agua. Otro factor por considerar es la profundidad de la extracción de agua del reservorio donde las fluctuaciones de temperatura se reducen a medida que la profundidad va en aumento, lo cual permite un suministro de calor estable desde la fuente. Sin embargo, a profundidad creciente los costos y las dificultades técnicas aumentan de igual manera. Generalmente, cuando la profundidad se incrementa en 10 [m], las diferencias medias entre las temperaturas máximas y mínimas del agua de mar se reducen en 18% [29].

Métodos de empleo de agua de mar en SWSHP

Existen dos métodos para la transferencia del calor desde la fuente de agua hacia la bomba de calor, específicamente el evaporador, dichos modos corresponden a la extracción ciclo abierto (open loop) e indirecto (close loop), donde el primero se caracteriza por extraer y enviar (bomba de circulación) el agua de mar directamente hacia un intercambiador de calor intermedio, donde el calor es transferido a un flujo de agua desmineralizada, el cual posteriormente cederá calor al refrigerante de la bomba de calor, posteriormente el agua es retornada al reservorio [29]. El segundo método consiste en disponer de un intercambiador de calor en las profundidades del mar el cual permite la transferencia de calor desde el agua de mar hacia un fluido secundario que por lo general es agua desmineralizada más aditivos anticongelantes, luego este líquido es bombeado hacia el evaporador para el posterior intercambio térmico con el refrigerante. En contraste eficiencias de

calefacción para ciclos *open loop* directo son más altos que las de tipo indirecto bajo las mismas condiciones operacionales [30].

Los intercambiadores de calor son los únicos equipos que contactan directamente con el agua de mar. Por lo general se utilizan intercambiadores de placas desmontables, debido a que se pueden cambiar o lavar convenientemente cuando están corroídos u obstruidos [8].

Principio general del sistema

El sistema SWHP consta de varios componentes, incluidos un sistema de circulación de agua de mar, bomba de calor, de circuito de agua de calefacción y ACS. Como se ilustra en la Fig. 5.17, el agua de mar con una temperatura más alta que el refrigerante le entrega calor a este mediante el evaporador de la bomba de calor posteriormente es transferido al edificio para calefacción y producción de ACS. En el capítulo 5.3 se presenta la memoria de cálculo para dimensionar los equipos y accesorios principales.

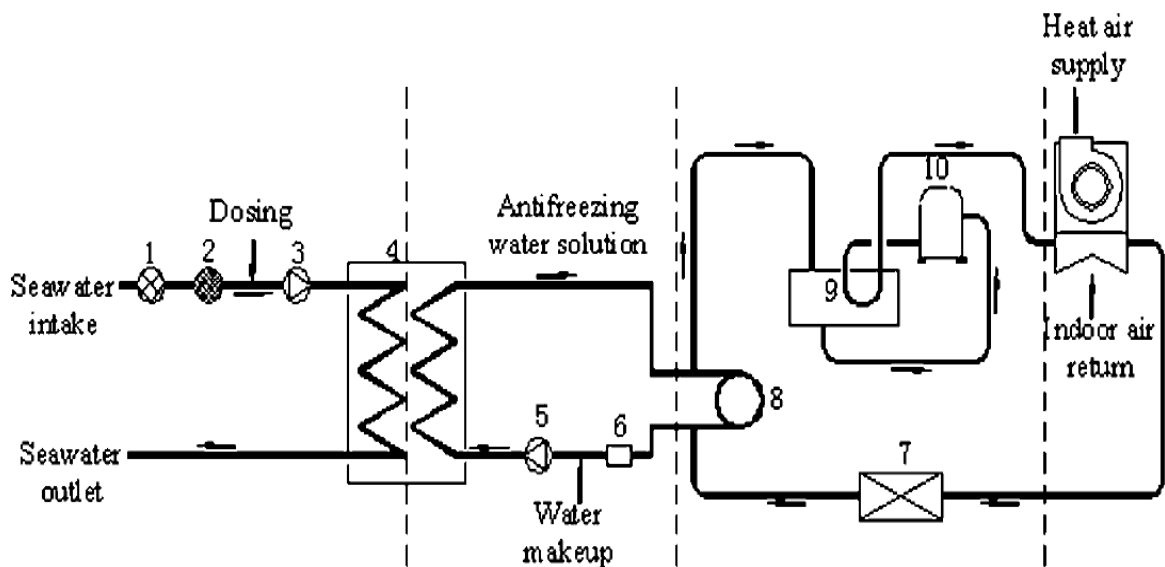


Figura 5.17 Diagrama de un sistema SWSHP en modo calefacción: 1, filtro grueso; 2, filtro fino; 3, bomba de circulación; 4, intercambiador de placas; 5, bomba de agua desmineralizada; 6, dispositivo electrónico para el tratamiento de agua; 7, válvula de expansión; 8, evaporador; 9, válvula reversible; 10, compresor; 11, condensador. Fuente [29].

5.4.7 Lake Water Source Heat Pump (LWSHP)

La implementación de los SWSHP de fuente de calor de agua superficial (lagos y estanques) puede significar una importante oportunidad para sistemas de climatización de alto COP permitiendo extraer calor de manera sustentable, estable y continua de un reservorio de baja entalpia superficial. Durante las temporadas las temperaturas de los lagos y estanques pueden oscilar entre 2-5 C más bajo / más alto que el promedio diario de la temperatura ambiental durante

la mayoría de las temporadas de enfriamiento / calefacción. Incluso en ocasiones la diferencia entre ambas temperaturas puede alcanzar los 8 C. Lo cual convierte a los lagos en una buena fuente de calor alternativa a los sumideros de aire ambiental y pozos geotérmicos para bombas de calor.

Fang X. et al (1996) indica que en los lagos de profundidad 9 [m], la estratificación térmica se produce en casi todos los sitios del cuerpo de agua, a excepción de zonas estrechas del lago que poseen una alta tasa de entrada de agua, lo cual provoca que haya una constante renovación de las zonas estratificadas. En los meses invernales, las temperaturas de los lagos en zonas templadas pueden oscilar entre 7-13 °C en todas las profundidades, lo cual califica dichos lagos como potenciales fuentes de calor para BC. Durante los meses de verano en agua poco profundas se tienen perfiles de temperatura elevados alcanzando los 15-30 °C permitiendo así ser una fuente confiable para la refrigeración o calefacción según sea la temperatura de diseño. Una fuerte disminución de la temperatura ocurre en la zona denominada termoclina, donde normalmente se observa una zona con temperaturas de agua por debajo del rango de 7-13 °C en algunos lagos. Cuando las profundidades del lago son mayores a 9 m, la estratificación térmica en verano no es significativa.

Selección de reservorio

Para la selección del reservorio es necesario que tenga un área superficial tal que permita que la descarga de agua no disminuya o aumente la temperatura general de este en 2 °C [18] por lo que es necesario que cumpla características dimensionales mínimas que permitan hacer uso de lagos y estanques de manera sustentable y sostenible. Otro factor a considerar es la profundidad de la fuente ya que esto permite conocer la manera en que esta estratificado el lago y si es no factible su utilización. Finalmente es importante que el reservorio se encuentre lo mas cercano posible a los edificios a climatizar, puesto que permita disminuir los costos de infraestructura y equipos de la planta [8].

El caso del lago más pequeño utilizado como fuente de calor para sistemas SWSHP corresponde al lago Mengze ubicado en la localidad de Xiangtan, China. El reservorio tiene 67,000 m² de área y 3 m de profundidad promedio, alcanzando temperatura de 25 °C en verano y de 6°C en invierno. La toma de agua se encuentra 110 m de la planta y la descarga a 280 m.

Configuración y funcionamiento del sistema

En la figura 5.18 se puede observar el esquema simplificado del funcionamiento del sistema LWSHP, en donde se presenta el reservorio al cual se le extrae agua mediante una bomba la cual puede estar sumergida o sobre nivel agua del lago. El agua de reservorio es bombeada hasta el evaporador de la bomba de calor, pero antes de ingresar es filtrada mediante filtros gruesos y finos, de tal forma de eliminar la partículas suspendidas y material orgánico disuelto en el agua, esto se realiza sin el uso de aditivos químicos, por lo que posteriormente es descargado al lago nuevamente. Esto ocurre en los casos en que se emplean sistemas de bucle abierto, el cual es el mas utilizado para estos tipos de reservorios, que presentan temperaturas sobre los 5°C desde la zona estratificada de extracción, de otro modo se instala un sistema de bucle cerrado.

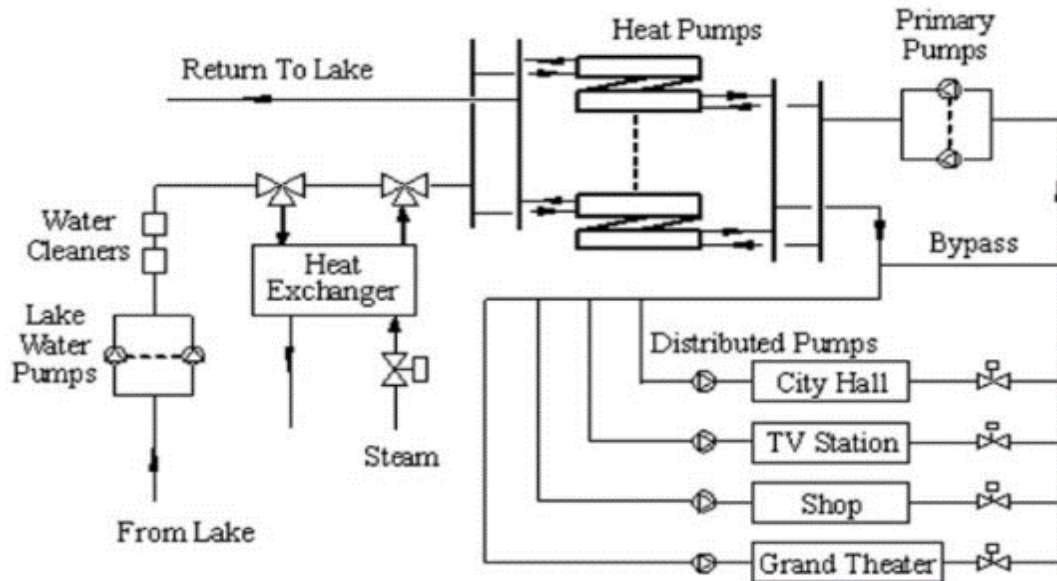


Figura 5.18 Configuración típica de un sistema LWSHP. Fuente [18]

Para SWHP aplicadas a sector comercial o redes distritales de climatización se utilizan sistemas de bombeo distribuido con el propósito de ahorrar energía de bombeo. Dicho sistema consta de bombas primarias de velocidad constante, las cuales son instaladas en la planta, y de bombas secundarias de velocidad variable que se encuentran ubicadas en cada edificio (centro cívico, estación de TV, teatro, mall, etc) o sector residencial (villas, condominios, edificios residenciales, etc.).

El sistema de LWSHP está diseñado para mantener diferencias de temperatura de admisión y descarga de agua entre 8°C para modo refrigeración y de $3\text{-}5^{\circ}\text{C}$ aproximadamente para el modo calefacción. Si la temperatura de salida del evaporador cae a 4°C , la temperatura de la superficie posiblemente sea inferior a 0°C , lo cual causará la acumulación de hielo, en consecuencia, las unidades de bomba de calor se detendrán a menos que el sistema cuente con una resistencia eléctrica anti-escarchamiento o un equipo auxiliar (flujo de vapor) que aumente la temperatura de entrada de agua al evaporador. Cuando se presenta sistema de bucle abierto indirecto o sistemas bucle cerrado se debe tener en consideración que la temperatura de agua de entrada al sistema será inferior a la del punto de extracción de agua ubicado en la zona estratificada de admisión por lo que se deben tomar medidas al respecto. Cuando la EWT (*entering water temperature*) cae cerca de los 9°C , las bombas primarias aumentan el flujo de agua de lago de tal manera de alcanzar una diferencia de temperatura mínima de 3°C . Cuando la EWT cae cerca de 7°C , la válvula de control de dos vías se utiliza para regular la velocidad del flujo. Posteriormente se activan los equipos auxiliares y se da el paso al flujo de vapor posterior al intercambiador de calor intermedio, esto permite que la temperatura de entrada en el evaporador sea de 7°C aunque la EWT sea inferior, esto debido a la contribución de calor auxiliar [18,19 y 31].

5.4.8 River Water Source Heat Pump (RWSHP)

Los sistemas de bomba de calor de fuente de agua de río (RWSHP) se consideran uno de las más prometedoras tecnologías para el ahorro de energía y el desarrollo sostenible. Para extender la aplicación de RWSHP, muchos los eruditos han llevado a cabo una gran cantidad de trabajos en este campo. Kavanaugh [18] estudió el calor de fuente de agua de circuito abierto sistemas de bombeo y propuso algunas consideraciones de diseño importantes. Büyükalaca et al. [32] estudió la posibilidad de usar Seyhan El río como fuente de calor y los resultados mostraron que el uso del río Seyhan en lugar de aire ambiental podría ser ventajoso durante toda la temporada de calefacción y refrigeración. Wang et al. [33] propuso los métodos de diseño óptimos de toma de agua para mejorar la eficiencia energética de los sistemas de bomba de calor de fuente de agua superficial de circuito abierto.

En la se observa el diagrama de flujo (figura 5.19) para una configuración RWSHP donde se aprecia la aplicació de bombas de calor (HP) para una red de calefacción. El sistema de la figura corresponde a un sistema *open loop* de tipo indirecto, puesto que existe un intercambiador de calor (HE) intermedio entre el agua de reservorio y la BC [34].

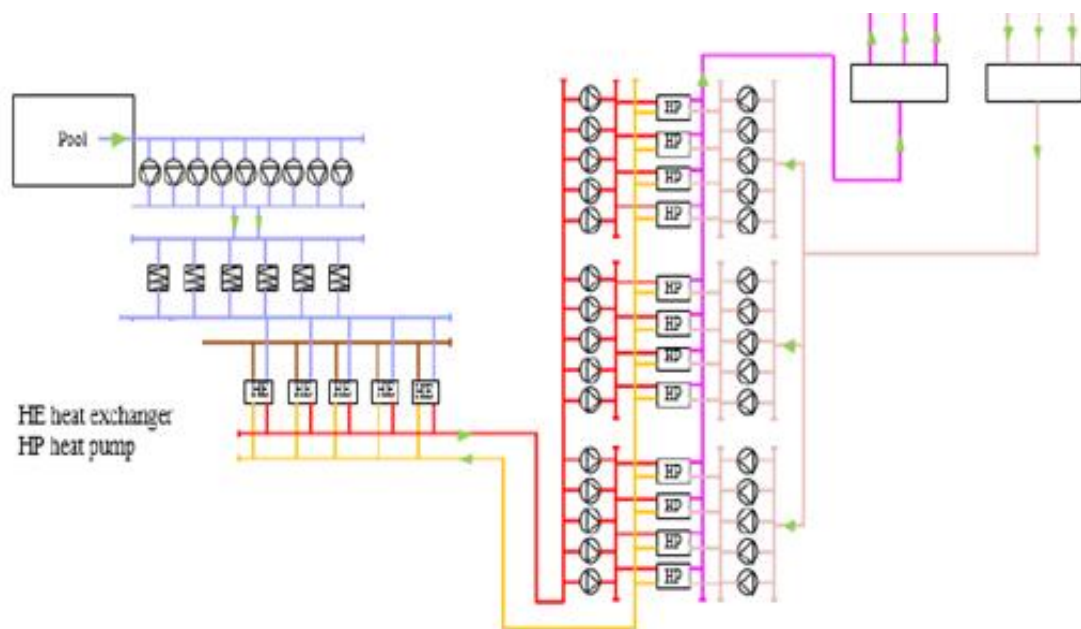


Figura 5.19 Configuración de un sistema RWSHP. Fuente [34]

Temperatura del agua

Los datos de temperatura del agua de una fuente prospectiva del río son necesarios para determinar el cambio de temperatura que es posible. Esto está limitado por la necesidad de evitar condiciones de congelación. Si la bomba de calor reduce la temperatura del agua a 0°C o menos, se producirá la congelación del agua. Para evitar esto, es necesario asegurar que los datos históricos de temperatura se obtengan y analicen para identificar a qué temperatura es posible reducir el agua antes de que se congele. Otra razón importante es que la temperatura del río determina la

temperatura a la que se evapora el refrigerante, lo que tiene un gran efecto sobre la posible COP del sistema. Es deseable para lograr esto a una temperatura tan alta como sea posible. Las temperaturas más altas del río conducen a bombas de calor COP más elevadas [35].

5.5 Potenciales reservorios en Chile

Chile posee una vasta cantidad de reservorios con potencial utilización de la tecnología SWHP, puesto que presenta voluminosos lagos, ríos de alto caudal y toda una costa de océano pacífico. Es importante notar que los acuíferos potenciales deben ubicarse próximos a las localidades de interés a climatizar, puesto que es un requerimiento básico de los sistemas SWHP con el objetivo de optimizar el rendimiento de la tecnología y disminuir las pérdidas de calor por distribución. Además, se debe destacar que la gran mayoría de ríos y lagos presentes en el territorio nacional no presentan congelación durante los periodos invernales (alto inercia térmica y temperaturas sobre 4 [°C]), lo que permite hacer uso de sistemas *open loop* de tipo directo e indirecto y de esta manera aprovechar el alto potencial térmico presente en dichas fuentes de calor. En la tabla 5.3 se observa la caracterización de los principales reservorios utilizables para la implementación de sistemas SWHP para aplicaciones de climatización para cada las zonas de interés (ver figura 5.22Figura 5. para conocer la distribución de zonas).

Tipo de reservorio	Nombre reservorio	Zona	T° [°C]	Superficie [km2]	Profundidad media [m]	Caudal [m3/s]
Lagos	Llanquihue	6	13	864	182	-
	G. Carrera	7	14	978	590	-
	Ranco	6	12	424	122	-
	Calafquen	6	14	120	212	-
	Rapel	4	16,4	73	7,4	-
	Rupanco	6	13	230	350	-
	Villarica	5	11	175	120	-
	Panguipulli	6	12	116	268	-
Ríos	Bío Bío	5	15	-	-	899
	Baker	7	11,7	-	-	875
	Valdivia	6	9	-	-	687
	Puelo	6	11	-	-	670
	Aisén	7	10,3	-	-	628
	Pascua	7	13	-	-	574
	Bueno	7	10,5	-	-	570
	Maule	4	13	-	-	467
	Yelcho	7	8,4	-	-	363
	Cisnes	7	9,2	-	-	240
Océano	Pacífico	1-7	14	-	-	-

Tabla 5.3 Caracterización de potenciales acuíferos para implementación de SWHP.⁴

⁴ MOP (Ministerio de Obras Públicas), “Diagnostico clasificación de los cursos de agua según objetivo de calidad”, Santiago Chile, 2004.

5.6 SWHP en el mundo

A continuación, se presentan los casos más importantes de SWHP en la industria mundial para cada tipo de sistema (SWSHP, LWSHP y RWSHP).

5.6.1 Central de climatización Drammen (SWSHP)

Esta planta posee la bomba de calor de mayor potencia térmica del mundo con 13,2 [MWt] y suministra calefacción mediante una red distrital. El sistema aprovecha el bajo precio de la electricidad en Noruega y se encuentra en funcionamiento desde el año 2010. Las tres unidades de bomba de calor utilizan el agua de alta mar a 8 [°C] del fiordo para suministrar agua caliente a una temperatura de 90 [°C] logrando alcanzar un COP de más de 3. El refrigerante utilizado es el amoníaco, el cual permite una mayor eficiencia que otros refrigerantes sintéticos y no contribuye al calentamiento global.

Las bombas de calor logran cubrir el 85% de la demanda de calefacción urbana, El resto está cubierto por calderas de aceite durante las cargas máximas. Con el uso de este sistema de calefacción, la planta reduce las emisiones de CO₂. en aproximadamente 15.000 [ton/ año], ya que la electricidad proviene de fuentes renovables y ahorra hasta 6,7 millones de litros de combustible por año [36] [37].

5.6.2 Central de calefacción de Laussane (LWSHP)

Opera con dos bombas de calor de 4,5 [MWt] y utilizan el agua del lago Lemán como fuente de calor. Al extraer el agua a un flujo de aproximadamente 260 [l/segundo], con una temperatura constante de 6 - 7 [°C], las bombas de calor pueden suministrar calor en dos redes de calefacción de distrito y un tanque de almacenamiento.

Las BC funcionan a plena capacidad incluso cuando hay una menor demanda de los sistemas de calefacción de distrito al llenar el tanque de almacenamiento. La opción de almacenamiento tiene la función de limitar los arranques de las bombas de calor, limitando así su desgaste mecánico. Las bombas de calor funcionan solo cuando la temperatura es inferior a 16 [°C], suministrando entre 28 y 65 [°C] en la red de temperatura media y entre 26 y 50 [°C] en la red de baja temperatura. Sin embargo, para las cargas máximas, cuando las temperaturas exteriores son muy bajas, las bombas de calor están soportadas por dos turbinas de gas. Las mismas bombas de calor aseguran las capacidades de enfriamiento, para los laboratorios y la ventilación. El refrigerante utilizado Es NH₃ y el COP alcanzado es 4,8 [37].

5.6.3 Estación térmica Shangai (RWSHP)

La estación térmica climatiza un complejo comercial a gran escala, ubicado junto al río Huangpu, cuyas características arquitectónicas incluyen oficinas, Negocios, conferencias, hotel, etc., tiene un área de construcción de 520.000 [m²]. Suministra frío y calor al edificio (aire acondicionado, agua fría y agua caliente 45[°C]). Se estableció la estación de Shangai, que utiliza

como reservorio térmico el agua de río. Las fuentes de frío y calor de los equipos del sistema para verano e invierno se configuran de forma independiente. Los enfriadores (unidad de tornillo y unidad centrífuga de dos condiciones) se aplican en verano y calor. Las bombas de calor se utilizan en invierno y en el modo de calefacción (capacidad 1.950 [kWt]) durante el periodo de invierno, el COP promedio de las unidades de bomba de calor y el sistema RWSHP corresponden aproximadamente 7.4 y 5.2, respectivamente. En modo de enfriamiento (capacidad 1.450 [kWt]) de verano, el promedio de COP de calor. Las unidades de bombeo y el sistema RWSHP son de aproximadamente 6.5 y 2.6, respectivamente (ver figura 5.3) [34].

5.7 Mercado Chileno de bombas de calor

Actualmente en Chile el mercado de bombas de calor esta principalmente dominado por la utilización de sistemas ASHP (climatización) y GSHP (climatización, servicios, industria, etc.), donde no se han identificado proyectos del tipo SWHP. Al día de hoy Chile cuenta con 8,6 [MWt] de sistemas GSHP, de los cuales el 64% corresponde al sector de servicios, industrias y edificios, y únicamente el 36% al sector residencial (ver figura 5.20). Según Harvagard et al (2016) hasta el año 2015 se han instalado 6,9 [MWt] distribuido en 29 proyectos con uso de BC, principalmente ubicados en la región metropolitana y Bío Bío con un 40% y 45% de los proyectos respectivamente [36].

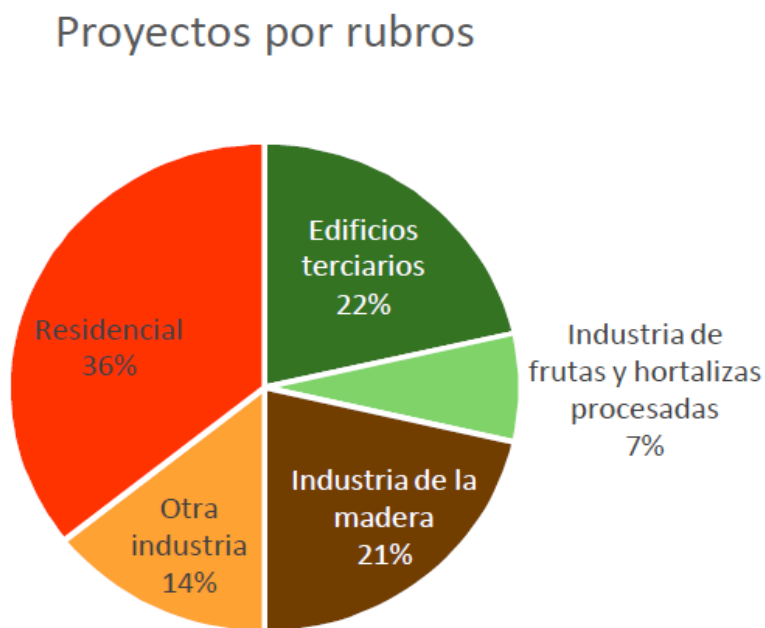


Figura 5.20 Distribución de proyectos por rubros identificados en el presente. Fuente [39]

Con respecto al tamaño de los sistemas, se tiene una tendencia a los sistemas de tamaño mediano pequeño, con un 45% de los sistemas por debajo de los 100 [kWth] y un 90% por debajo

de los 1.000 [kWth]. Aun así, cabe destacar que el mayor número de instalaciones se encuentra entre 100 [kWth] y 500 [kWth].

Harvagard et al realizó el estado de desarrollo de la industria y la tecnología de bomba de calor (GSHP) en Chile. Donde identificó 38 empresas que declaran prestar uno o varios servicios asociados a esta tecnología, los cuales están distribuidos de forma muy poco uniforme en la geografía del país (ver figura 5.21), siendo la región metropolitana la zona de máxima concentración de servicios.

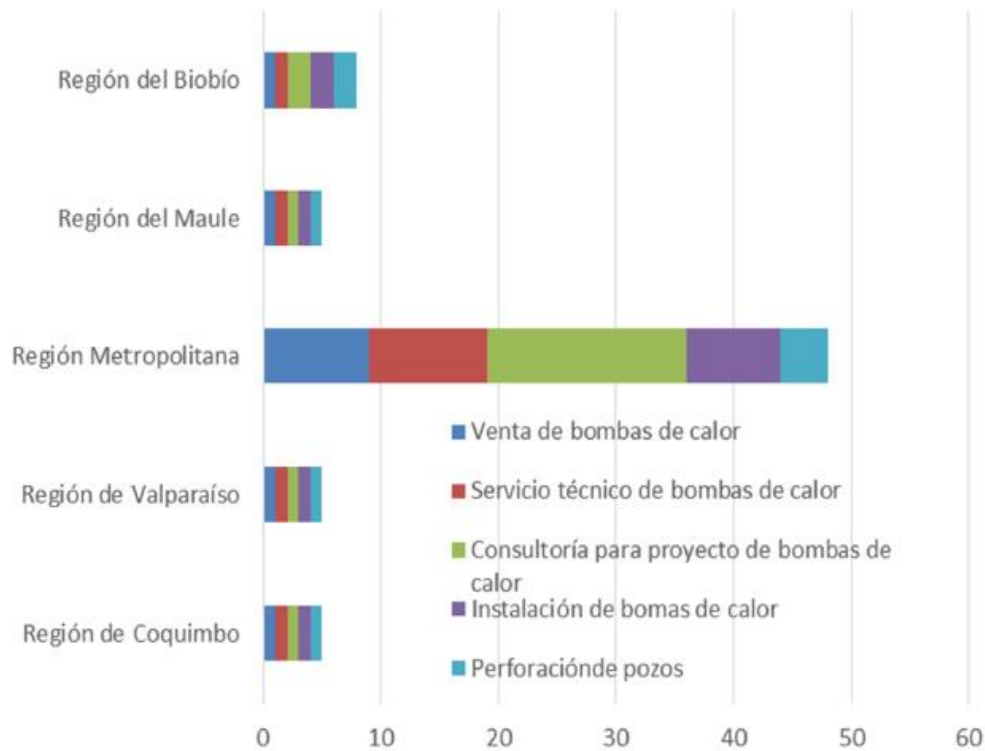


Figura 5.21 Distribución de servicios asociados a bombas de calor por regiones.
Fuente [39]

Harvagard analizó el mercado potencial de las bombas de calor para distintos sectores y regiones en base al análisis de viabilidad de sendos sistemas de climatización mediante GSHP, el cual también puede extrapolarse como un indicador para sistemas SWHP, pese a que no se han realizado estudios de mercado a dicha tecnología. En la 5.22 se presenta un gráfico que muestra el periodo de retorno correspondiente a la inversión que supondría instalar un sistema GSHP incluyendo sistemas auxiliares (sistemas híbridos), con respecto a instalar un sistema convencional. También estima el ahorro porcentual de emisiones de CO₂ entre ambos casos. Los valores de retorno que no aparecen corresponden a valores negativos y por lo tanto no viables.

Cada caso está indicado por una o dos letras y uno o dos números. Los números corresponden a las 7 zonas geográficas definidas para todo el estudio y que incluyen singularidades climáticas,

pero también de costos, fuentes de energía, matriz eléctrica, etc., siendo la zona 1 la más al norte y la 7 la más al sur. Las letras corresponden a los sectores productivos:

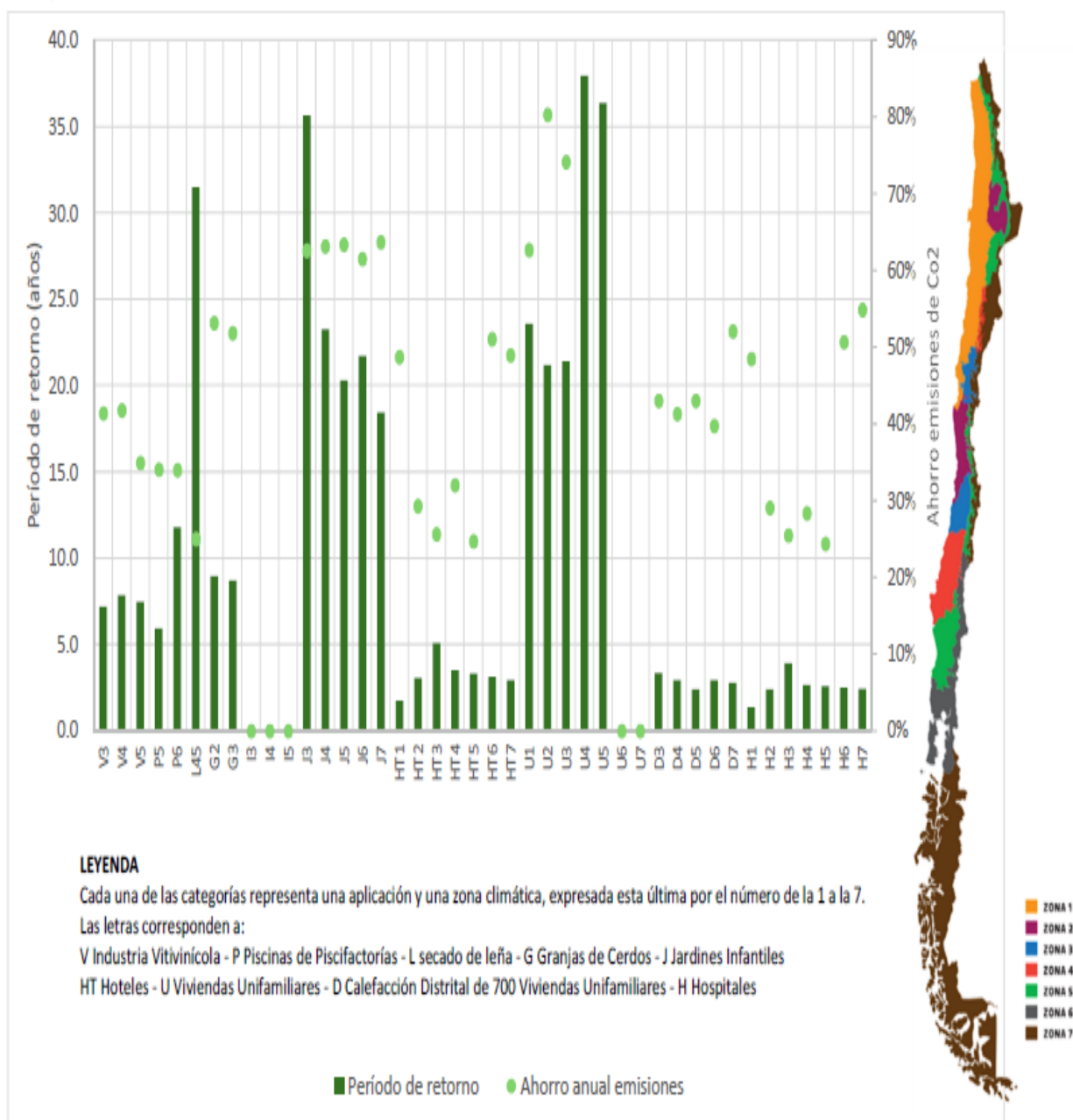


Figura 5.22 Principales indicadores (periodo de retorno y ahorro anual emisiones CO2) de los casos de estudio. [39]

De la figura 5.22 se puede observar, tan solo las viviendas unifamiliares, el secado de leña y un caso de piscifactoría presentan períodos de retorno superiores a los 10 años, identificándose importantes oportunidades, tanto en Vitivinícola, como en Calefacción Distrital, Hoteles y Hospitales. Recordando que el estudio realizado [39] solo contempla la implementación de GWHP.

6. Metodología

La metodología adoptada para la realización de este trabajo de título corresponde a la siguiente.

6.1 Recopilación de antecedentes tecnología de bombas de calor

El estudio comienza con la comprensión de los principios básicos de funcionamiento de una bomba de calor (BC), identificando sus principales componentes, funcionamiento físico y termodinámico, parámetros de interés, tipos de BC y aplicaciones. Con el objetivo de obtener los antecedentes que permitan la correcta selección y modelamiento de bomba de calor a utilizar en los 3 casos de estudio.

6.2 Revisión del estado del arte SWHP

Se investiga el estado del arte de las tecnologías de BC de agua superficial (Surface Water Heat Pump), estudiando los tipos de sistemas, reservorios, configuraciones, equipos, refrigerantes, aplicaciones y condiciones de operación requeridas. Esto se realiza para obtener la mayor cantidad de antecedentes de aplicaciones de este tipo de tecnología y así, diseñar las soluciones conforme a los estudios realizados y proyectos implementados en el mundo.

6.3 Selección y caracterización de los casos de estudio

Se seleccionan tres casos de estudio con potencial técnico y económico que pueda ser desarrollado en el mercado nacional, con el objetivo de implementar un modelo de negocio y soluciones ingenieriles para los casos de estudio a tratar. Los criterios para la selección del caso de estudio son los siguientes:

- Localidades de Chile que requieran suministro de CC y ACS la mayor parte del año.
- Reservorio disponible en la localidad de interés y de potencial térmico importante.
- Selección del sistema SWHP acorde a las condiciones ambientales y del reservorio.
- Factibilidad de implementación en el terreno disponible.
- Experiencia mundial en la implementación del tipo de tecnología seleccionada.

Una vez seleccionado los casos de estudio se procede con:

- Caracterización ambiental la localidad.
- Caracterización del reservorio.
- Caracterización de las viviendas de estudio.
- Caracterización de la demanda térmica del caso de estudio

6.4 Desarrollo del modelo de estudio

Desarrollar el modelo de estudio a nivel de ingeniería de perfil para los tres sistemas SWHP seleccionados, se realiza el diseño de la solución incluyendo diagramas de flujo (PFD) de los sistemas, metodologías de cálculo para el modelo termodinámico del ciclo de refrigeración de la BC, dimensionamiento y selección de los principales equipos y accesorios de cada solución. El proceso de desarrollo se estructura de la siguiente manera:

- Descripción general de la solución ingenieril: definición de factores de diseño para la instalación del sistema SWHP, criterios de diseño y diagrama de flujo.
- Selección de la BC.
- Modelamiento termodinámico de la BC seleccionada.
- Definición de las condiciones de operación.
- Dimensionamiento de los principales equipos del sistema.
- Selección de los principales equipos y accesorios del sistema

6.5 Análisis de desempeño y eficiencia energética de los casos de estudio

Se analiza el desempeño de los sistemas SWHP diseñados, considerando el funcionamiento de todos los equipos involucrados en el sistema y las condiciones de operación definidas. El objetivo es obtener el COP de cada sistema.

Luego se compara el desempeño de la producción de CC y ACS mediante otras tecnologías y combustibles disponibles frente a los sistemas SWHP diseñados, para evaluar la eficiencia energética.

6.6 Modelo de negocio

Se procede con la descripción del modelo de negocio a utilizar para un proyecto de calefacción distrital utilizando tecnologías ERNC.

6.7 Análisis económico

Se realiza el análisis económico conforme al modelo de negocios definido. En el análisis se incluye.

- Estimación de CAPEX y OPEX.
- Realización flujo de caja.
- Obtención de los indicadores VAN y TIR.
- Análisis de sensibilidad
- Estudio de la rentabilidad de cada sistema.

7. Selección de los casos de estudio

Para la selección de los casos de estudio se procede como se observa en el diagrama presentado a continuación (figura 7.1), donde se destacan dos importantes elementos a considerar como lo es la selección del reservorio y la selección de la localidad. Se debe notar que para la selección de la localidad es dependiente de la selección del reservorio, es por ello la importancia de caracterizar el potencial térmico de los distintos reservorios de aguas superficiales disponibles a lo largo del territorio chileno.

Posteriormente en función del tipo de reservorio seleccionado, se define a priori el tipo de sistema SWHP a implementar destacando los sistemas RWSHP (River Water Source Heat Pump), SWSHP (Sea Water Source Heat Pump) y LWSHP (Lake Water Source Heat Pump) todas de carácter *open loop* indirecto y directo según sean las condiciones ambientales/operacionales del reservorio.

Para la selección del reservorio participaran distintos factores a considerar entre ellos se tiene:

- Temperatura mensual del reservorio: Corresponde al perfil de temperatura que presenta la fuente térmica de estudio mensualmente durante un año, donde se asumirá que ocurre estratificación de los reservorios. Además, se asume que el flujo de agua de extracción se realiza a la temperatura media del depósito de agua natural y ocurre en el límite entre epilimnion y metalimnion, aproximadamente a 5 [m] de profundidad. Se debe tener en consideración que el reservorio será enfriado mediante la BC, sin embargo, debido a los bajos caudales de utilización de agua de fuente, se asumirá que el enfriamiento es marginal y localizado en comparación al vasto área de la *heat source* [8].
- Propiedades físicas de reservorio: Se refiere a las características físicas de la fuente, tales como dimensiones, profundidad, PH, salinidad y composición orgánica.
- Flujo del reservorio: En el caso de fuentes térmicas en movimiento como lo son los ríos, es necesario obtener el perfil del caudal mensual de este debido a que no se puede hacer uso de más del 10% del flujo de este [8].
- Factibilidad de instalación de planta de calefacción y producción de ACS: este ítem corresponde a la factibilidad de instalación de una planta de calefacción central que permita abastecer de agua de calefacción para sistemas de loza radiante y/o fan coils y además ACS para condominios (casas y/o departamentos) residenciales. Para ello es necesario contar con una superficie plana que permita la instalación y montaje de una planta de CC en las cercanías de la reserva de agua.
- Zona urbana cercana: además para aprovechar el potencial térmico del reservorio y disminuir el máximo posible las pérdidas de calor de transporte de fluido caloportador, se desea seleccionar aquellos reservorios que se encuentren en la cercanía de poblados

urbanos que cumplan las características ya señaladas anteriormente (factibilidad técnica de instalación de planta de CC y sistema de distribución de agua de calefacción y ACS).

- Potencial térmico del reservorio: Una vez seleccionado el reservorio se procede con el cálculo del potencial térmico para determinar la cantidad de calor extraíble de esta *heat source*.

Posteriormente una vez seleccionado el reservorio, se procede con la selección de la localidad o comunidad dependiendo de los siguientes factores a considerar:

- Demanda de calefacción y ACS: Se estudia la demanda de calefacción y ACS histórica de las potenciales localidades, con el objetivo de seleccionar aquellos condominios que requieran alta demanda térmica durante el mayor periodo posible.
- Factibilidad técnica de instalación de CC y ACS en la localidad: Es necesario seleccionar aquellas localidades que posean una red de distribución de agua de calefacción y ACS y además se encuentre disponible una red domiciliar de distribución (loza radiante y/o fan coils) y sistemas de acumulación de ACS.
- Alta densidad de viviendas: Se pretende abastecer la demanda térmica de la mayor cantidad de viviendas posibles y que cuenten con similitudes estructurales. De preferencia condominios nuevos a partir del año 2007, puesto que desde ese año comenzó a regir la nueva ley de construcción de viviendas que contempla mejoras en los sistemas de aislamiento térmico.
- Tipo de calefacción instalada en la vivienda: La mayoría de las viviendas basan su calefacción en la quema de combustibles fósiles ya sea gas, leña, carbón o petróleo. Se busca seleccionar aquellas regiones que posean un tipo de calefacción basado en la combustión de dichos elementos, debido a que representan la competencia directa con la tecnología BC y además son altamente contaminantes con el medio ambiente.
- Altos niveles de contaminación: Preferentemente se seleccionan aquellas zonas que presenten una alta concentración de CO₂ en la atmósfera y ppm de material en suspensión.



Figura 7.1 Diagrama de proceso para la selección de reservorio y localidad. Fuente: Elaboración propia.

7.1 RWSHP localidad de Valdivia

Se seleccionan las villas Altos del Calle-Calle y Rivera del Calle-Calle, ambas se encuentran ubicadas en la comuna de Valdivia, IX región de los Ríos (ver figura 7.2). Dichas comunidades se encuentran ubicadas a metros del río Calle-Calle, el cual posee un elevado potencial térmico y características fisicoquímicas favorables, lo cual faculta técnicamente la implementación de un sistema SWHP de tipo RWSHP (*River Water Source Heat Pump*).

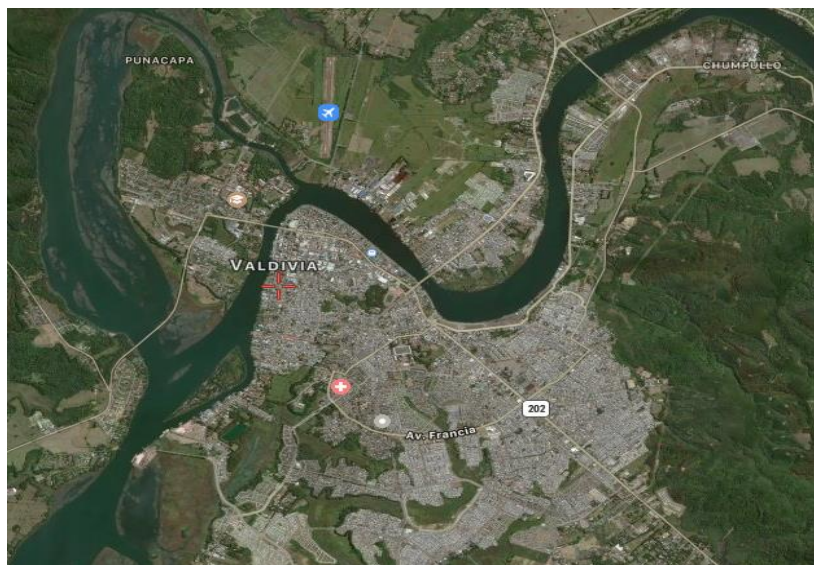


Figura 7.2 Imagen satelital de la ciudad de Valdivia.⁵

7.1.1 Río Calle-Calle

El río Calle-Calle nace en el poblado de Calle-Calle, localidad ubicada en los límites de las comunas de Valdivia y Los Lagos, y termina en la ciudad de Valdivia, donde pasa a llamarse río Valdivia. Este río es originado por el río San Pedro, que a su vez recoge las aguas de varios lagos, como el Riñihue, esto hace que sus niveles y caudales sean muy estables. El río Calle-calle tiene una longitud total de 55 [km] y una profundidad media en su eje central que varía entre 7-22 [m] aproximadamente. Posee un caudal medio anual de 547 [m³/s] con una temperatura promedio anual de 10 [°C]. En la tabla 7.1 se puede observar las características fisicoquímicas del reservorio en estudio [40].

Parámetro	Valor
Factores incidentes naturales	Aportes de aguas subterráneas, escorrentías y ríos San Pedro y Remehue.
Factores incidentes antropogénicos	Descarga difusa agua servida, ganadería, plaguicidas y fertilizantes.
Profundidad [m]	7-22
PH	7,1
Compuestos Inorgánicos (Nh⁴⁺,CN⁻,CL⁻,F⁻,No²⁻,SO⁴⁻²,S⁻²) [mg/l]	<0.05, <0.005, <0.1, <0.05, <0.5, <0.5, <0.001
Orgánicos [Aceites, grasas, plaguicidas, etc.]	No hay información
Metales disueltos (B,Cu,Cr,Mn,Al,Hg)[mg/l]	<0.5, <0.0011, <0.0028, 0, <0.33, <0.006
Sólidos disueltos [mg/l]	24
Coliformes fecales [NPM/100 ml]	300

Tabla 7.1 Característica fisicoquímicas del río Calle-Calle. Fuente [41].

⁵ Google. (s.f). [Mapa de Valdivia, Chile en Google maps]. Recuperado el 10 de Diciembre, 2018, de: <https://www.google.cl/maps/place/Valdivia,+Regi%C3%B3n+de+los+R%C3%ADos/@-39.7987593,-73.2097343,857m/data=>

De la tabla 7.1 se puede notar que este reservorio presenta favorables condiciones operacionales para ser utilizada como fuente térmica, esto se debe a que la composición fisicoquímica presente cumple las concentraciones permitidas en la Tabla 5.2, por lo que el tratamiento a realizar es ínfimo reduciendo así, los costos operacionales respectivos. Además, la temperatura y caudal medio del reservorio es idóneo para la implementación de un sistema RWSHP, acorde a las condiciones operacionales estándar para tecnologías de bombas de calor de aguas superficiales las cuales oscilan entre 0,1-0,5 [m³/s]y con temperaturas entre 0,5 - 16 [°C] (reservorios superficiales de baja entalpía) [8].

Para conocer la profundidad a la que se extrae el flujo de agua, es necesario estudiar el perfil estratificado del río Calle-Calle. Sin embargo, este no se encuentra disponible por lo que se utiliza el estudio hidrográfico realizado al río Valdivia (ver figura 7.3) [40]. De la figura se observa que el río mantiene la temperatura superficial los primeros 10 [m] de profundidad, por tanto, a esa distancia se realiza la extracción de fluido, tal como indica Matt S. Mitchell (2013).

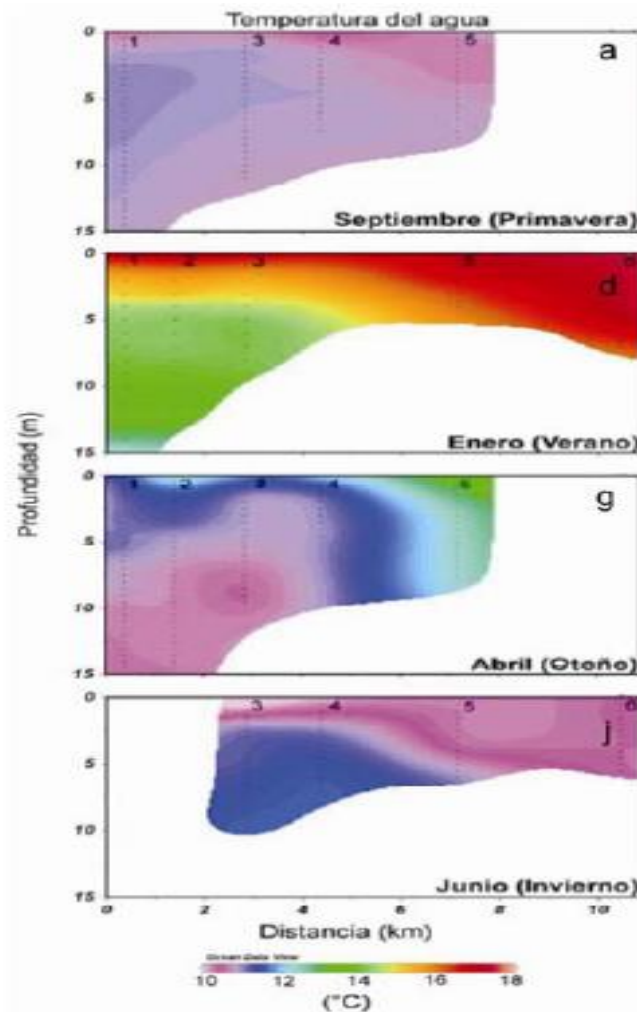


Figura 7.3 Hidrografía del estuario del río Valdivia.

Fuente: [40]

Para obtener el perfil de temperatura anual del reservorio se relacionan la temperatura del agua del río y la temperatura del bulbo seco del aire del ambiente ($T_a, ^\circ\text{C}$) a lo largo del año, la expresión que caracteriza el perfil se muestran en la ec. (5.12) [23]. En la tabla 7.2 se presenta el perfil térmico superficial del río Calle-Calle obtenido mediante la ecuación 5.12.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Julio	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
T° [$^\circ\text{C}$]	15,9	14	11,9	7,4	7,9	3,9	5,2	7,1	7,4	9,1	12	13,2

Tabla 7.2 Perfil de temperatura del río Calle-Calle. Fuente: Elaboración propia.

7.1.2 Valdivia

El clima de Valdivia es de tipo oceánico, lo que faculta una flora exuberante. Las temperaturas sobrepasan los 20 [$^\circ\text{C}$] de máxima en los meses de verano (diciembre, enero y febrero), existiendo varios registros por sobre los 30 [$^\circ\text{C}$], mientras que en la época invernal las máxima son cercanas a los 10[$^\circ\text{C}$]. Las precipitaciones son abundantes, alcanzando anualmente 1.783 [mm], repartidos durante todo el año pero con mayor caída de lluvia durante los meses de mayo, junio y julio. En la tabla 7.3 se presentan los parámetros climáticos promedio de la comuna de Valdivia, obtenidos del anuario realizado por la Dirección Meteorológica de Chile [42, 43 y 44].

Mes	T° Med. ($^\circ\text{C}$)	T° Máx. ($^\circ\text{C}$)	T° Mín. ($^\circ\text{C}$)	H. relativa (%)	D.Aire (g/m ³)	Rad. (Mj/m ²)
Enero	17,4	26,1	8,4	65	1,25	9,6
Febrero	15,5	24,3	7,5	68	1,25	8,7
Marzo	13,5	24,1	5,3	70	1,27	8,1
Abril	9,2	17,2	3,7	78	1,28	5,2
Mayo	9,7	15,0	3,4	94	1,26	2,4
Junio	5,8	11,0	2,4	94	1,29	2,9
Julio	7,0	11,1	3,4	92	1,28	1,5
Agosto	8,9	13,1	3,7	88	1,27	2,7
Septiembre	9,2	16,9	4,6	79	1,28	5,5
Octubre	10,8	17,9	4,9	79	1,27	5,8
Noviembre	13,6	21,0	6,2	71	1,26	7,8
Diciembre	14,8	22,0	7,4	69	1,26	8,7

Tabla 7.3 Condiciones ambientales mensuales de la ciudad de Valdivia. Fuente Elaboración propia.

Las familias valdivianas satisfacen sus necesidades de calefacción de manera individual, lo que implica que cada hogar cuenta con su propia estufa o calefactor, el que normalmente utiliza leña puesto que la energía producida con este combustible es entre 4 y 6 veces más económico que otras fuentes de energía⁶. En Valdivia el 97% de los hogares utilizan leña a un promedio de 7,3 m³ solidos/hogar/año. Además, el 57% de los calefactores a leña corresponden a estufas de combustión lenta y 39% a cocinas tradicionales. El 0,5% de los hogares cuentan con estufas a pellets y el 1,3% a calderas a leña (calefacción central). Del total de viviendas el 30% utilizan sistemas complementarios de calefacción y producción de ACS mediante gas licuado (8%), kerosene (8%) y electricidad (14%) [1].

Según Ortega, V. et al (2016) cada hogar de la ciudad de Valdivia consume en promedio 14.180 [kWh/año] por concepto de calefacción, con una desviación estándar de 7.724 [kWh/año]. Donde aproximadamente el 80% de las viviendas utiliza la CC durante un periodo promedio entre 10 y 12 horas al día.

El consumo de leña en Valdivia está generando graves problemas de contaminación atmosférica por material particulado y otros gases, lo cual se debe a una serie de factores: alto contenido de humedad en la leña utilizada, baja eficiencia de los calefactores, y la mala aislación térmica de las viviendas. Este último aspecto determina además una alta demanda de energía para calefacción.

En la figura 7.4 se puede observar el registro histórico de material particulado en la ciudad de Valdivia entre 2008 y 2016 (promedios diarios de MP_{2,5}). Las líneas rectas muestran las concentraciones máximas de MP_{2,5} que establecen distintas normas: la OMS de 25 ug/m³⁷, mientras que EPA establece 35 ug/m³⁸, y la norma chilena 50 ug/m³⁹. Todos los valores corresponden a promedios en 24 horas. Los picos registrados se presentan en los periodos invernales debido al aumento del uso en calefacción y en los registros oficiales superan de 2 a 3 veces lo establecido por la norma chilena. He allí la importancia de buscar nuevas tecnologías alternativas a los calefactores a leña y combustibles fósiles, tal que, permitan disminuir los niveles de contaminación y disminuir los costos de calefacción.

⁶ Schueftan, A., González, A. 2013. Reduction of firewood consumption by households in southcentral Chile associated with energy efficiency programs. *Energy Policy* 63(1): 823–832.

⁷ OMS (Organización Mundial de la Salud). 2005. WHO Air quality guidelines for particulate matter, ozone, nitrogen dioxide and sulfur dioxide. Global update 2005. 22 p. Disponible en: http://apps.who.int/iris/bitstream/10665/69477/1/WHO_SDE_PHE_OEH_06.02_eng.pdf

⁸ Environmental Protection Agency of United State (EPA). 2016. National Ambient Air Quality Standards (NAAQS). Disponible en: http://www3.epa.gov/ttn/naaqs/standards/pm/s_pm_index.html

⁹ MMA (Ministerio de Medio Ambiente). 2011. Establece norma primaria de calidad ambiental para material particulado fino respirable MP 2,5. Disponible en: <http://www.mma.gob.cl/transparencia/mma/doc/D12.pdf>

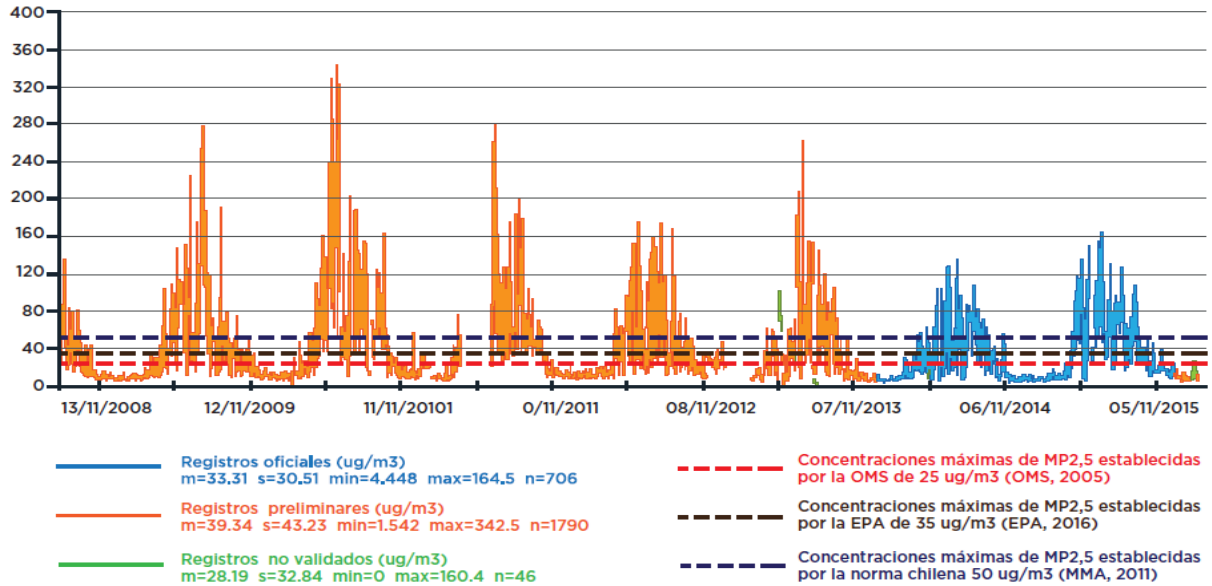


Figura 7.4 Concentración de material particulado en la ciudad de Valdivia entre 2008 y 2016 (promedios diarios de MP2,5) [1]

7.1.3 Villa Altos del Calle-Calle y Rivera del Calle-Calle

Las Villas Altos del Calle-Calle y Rivera del Calle-Calle componen un total de 553 casas aisladas y se encuentran a solo 50 [m] de distancia de la orilla del río Calle-Calle. Ambos poblados tienen una antigüedad de 5 años siendo construidas en el año 2013, por lo tanto, cumplen la reglamentación térmica chilena (2007) [45]. A continuación, se presenta la caracterización de las viviendas.

Caracterización de la construcción de las viviendas

Debido a la baja disponibilidad de información del condominio de estudio, la vivienda es dimensionada en cuanto a superficie mediante el servidor Google Maps. Las dimensiones de la vivienda y los materiales de la envolvente son definidas según OGUC (2007) para edificaciones térmicamente eficientes para la zona de estudio [46 y 47]. En las tablas 7.4 y 7.5 se presentan las dimensiones estimadas y caracterización de la envolvente para una vivienda representativa de ambos condominio.

Largo [m]	Alto [m]	Ancho [m]	Área Techo [m2]	Área Muro [m2]	Área Suelo [m2]	Área Ventana [m2]	Volumen [m3]
13	2,5	6,5	161	61	85	9	211

Tabla 7.4 Dimensiones de una vivienda representativa del condominio Altos del Calle-Calle y Rivera del Calle-Calle. Fuente: Elaboración propia.

Zona	Material	Espesor [m]	Conductividad Térmica [W/m2K]	Coficiente de transferencia global [W/m ² K]
Paredes	Cholguan	0,004	0,10	0,54
	Estuco	0,015	0,24	
	Ladrillo Chonchón	0,130	0,49	
	Poliestireno	0,050	0,04	
	Fibro cemento	0,008	0,24	
	Cinc Alum	0,002	0,40	
Suelo	Baldosa cerámica	0,010	0,81	1,09
	Poliestireno	0,025	0,04	
	Cemento	0,100	1,05	
Techo	Lana Mineral	0,090	0,04	0,4
	Pino Radiata	0,030	0,25	
	Cinc Alum	0,002	0,40	
Ventana	Vidrio doble	0,002	0,50	2,28

Tabla 7.5 Caracterización de la envolvente de la vivienda representativa de los condominios Rivera del Calle-Calle y Altos del Calle-Calle. Elaboración propia.

Se asume que se encuentra instalado un sistema de emisión de tipo losa radiante como mecanismo de calefacción centralizado para cada vivienda. Por lo tanto la temperatura de agua de calefacción se fija en 35 [°C] según la Figura 5. (curva de calefacción).

En la figura 7.5 se aprecia una posible zona (ubicada a 40 [m] de la orilla del río) en donde podría instalarse la planta de calefacción, por lo que sería factible la instalación y montaje de una central.



Figura 7.5 Imagen satelital de la villa Altos del Calle-Calle y Rivera del Calle-Calle.

7.2 SWSHP localidad de San Pedro de la Paz

Son seleccionados como objetos de estudio el edificio Olas y el futuro condominio Olas ubicado en el sector sur de la ciudad San Pedro de la Paz (SPP), región del Bío Bío (ver figura 7.6). Las viviendas se encuentran ubicadas a metros de la costa del océano pacifico, el cual posee un elevado potencial térmico favorables, lo cual faculta técnicamente la implementación de un sistema SWHP de tipo SWSHP (Sea Water Source Heat Pump) de tipo open loop indirecto.

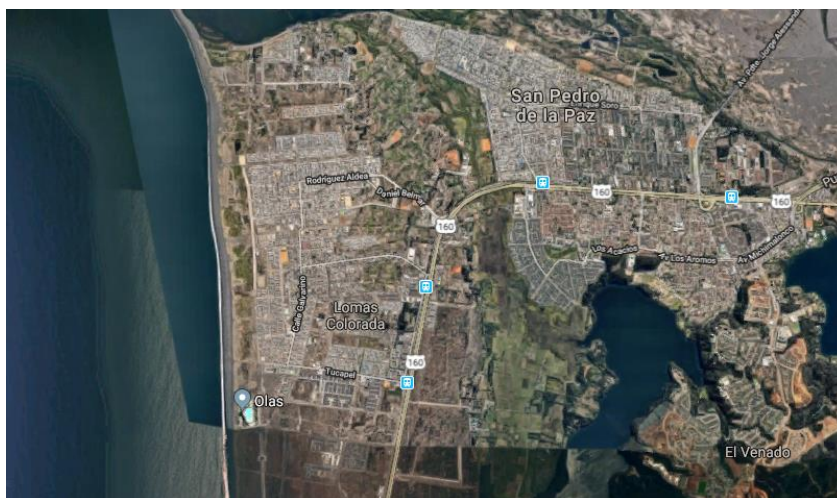


Figura 7.6 Imagen satelital comuna San Pedro de la Paz.¹⁰

7.2.1 Océano pacífico

La fuente térmica seleccionada corresponde al océano pacifico, este se caracteriza por poseer temperaturas estables y de gran potencial térmico tanto para calefacción o refrigeración según se requiera. Al ocupar un basto volumen, una de sus características es la baja inercia térmica por lo que las variaciones de temperaturas provocadas por el SWSHP no implican un gran impacto al ecosistema del lugar.

En cuanto al potencial térmico, en la tabla 7.6 se muestra el perfil de temperatura anual de agua superficial de la zona de estudio y se sume una estratificación acorde a la figura 5.12 para efectos de cálculo, donde la extracción de agua de mar se realizará a 50 [m] profundidad.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Julio	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
T° [°C]	15	14	14	13	13	12	11	11	12	12	13	13

Tabla 7.6 Perfil de temperatura océano pacífico de San Pedro de la Paz.¹¹

¹⁰ Google. (s.f). [Mapa de San Pedro de la Paz, Chile en Google maps]. Recuperado el 10 de Diciembre, 2018, de: <https://www.google.cl/maps/place/San+Pedro+de+la+Paz,+Región+del+Bío+Bío/@-36.8507809,-73.1589569,3078m/data=>

¹¹Recuperado el 10 Diciembre, 2018, de: <https://seatemperature.info/es/chile/sanpedrodelapaz-temperatura-del-agua-del-mar.html>

7.2.2 San Pedro de la Paz

El territorio de la comuna de San Pedro de la Paz (SPP) se encuentra en el dominio del Clima Subtropical o Mediterráneo de Costa Occidental, tipo Cordillera de la Costa, con amplitud térmica moderada, actuando como regulador térmico la proximidad con el Océano Pacífico.

A diferencia de lo que ocurre en la Isla Santa María, en San Pedro de la Paz se puede apreciar una temperatura anual promedio de 12,4° C, con una variación anual que oscila entre los 15° C promedio en los meses de verano y los 10° C promedio para los meses de invierno, alcanzando máximas de 26° C en verano y mínimas que llegan a los 0,4° C en invierno, según los datos registrados por las estaciones de monitoreo de la calidad del aire y parámetros meteorológicos localizadas en (SPP) [42,43 y 44].

En cuanto a la Humedad Relativa del Aire, se presentan valores promedio superiores al 66%, indistintamente de la época del año, con valores mínimos de Humedad Relativa en torno al 15% en los meses de verano.

.En la tabla 7.7 se presentan las condiciones ambientales mensuales para la localidad de San Pedro de la Paz.

Mes	T° Med. (°C)	T° Máx. (°C)	T° Mín. (°C)	H. relativa (%)	D. Aire (g/m3)	Rad. (Mj/m2)
Enero	17,6	24,6	10,7	69	1,214	9,2
Febrero	17,0	24,0	10,1	67	1,216	11,0
Marzo	15,4	21,9	8,9	74	1,223	7,8
Abril	13,3	18,8	7,8	78	1,232	6,0
Mayo	11,7	16,2	7,2	88	1,238	3,2
Junio	10,2	14,0	6,5	83	1,245	4,8
Julio	9,7	13,7	5,7	86	1,247	3,5
Agosto	9,8	14,3	5,3	83	1,247	5,2
Septiembre	10,9	16,0	5,8	75	1,242	7,3
Octubre	12,5	18,1	7,0	78	1,236	7,4
Noviembre	14,4	20,3	8,6	70	1,227	8,0
Diciembre	16,4	22,7	10,2	69	1,219	9,2

Tabla 7.7 Condiciones ambientales mensuales de la ciudad de San Pedro de la Paz.

Fuente Elaboración propia.

La localidad de San Pedro de la Paz al igual que Concepción presentan altos índices de contaminación ambiental por material particulado debido a que el 69,8% de las viviendas basan su calefacción en calefactores a leña, además de que la industria regional es carbonífera y petrolera lo cual aumenta el aporte de MP.

En la actualidad, uno de los mayores problemas ambientales de la comuna de SPP es el fuerte deterioro de la calidad del aire, el cual obedece en forma directa a la importante concentración de industrias y de centrales de generación de energía emplazadas al interior de la zona urbana, a lo cual se agrega la quema de leña para calefacción domiciliar por parte de la población.

De acuerdo a lo informado en el Reporte del Medio Ambiente [48] en la figura 7.7 (Ministerio del Medio Ambiente, año 2013), estas tres fuentes de emisión son las que generan el mayor aporte de gases contaminantes a la atmósfera en Chile (procesos industriales, termoeléctricas y leña). Todas ellas se encuentran fuertemente representadas en la comuna de Coronel, razón por la cual se explica la deficiente calidad del aire, encontrándose oficialmente declarada como Zona Saturada.

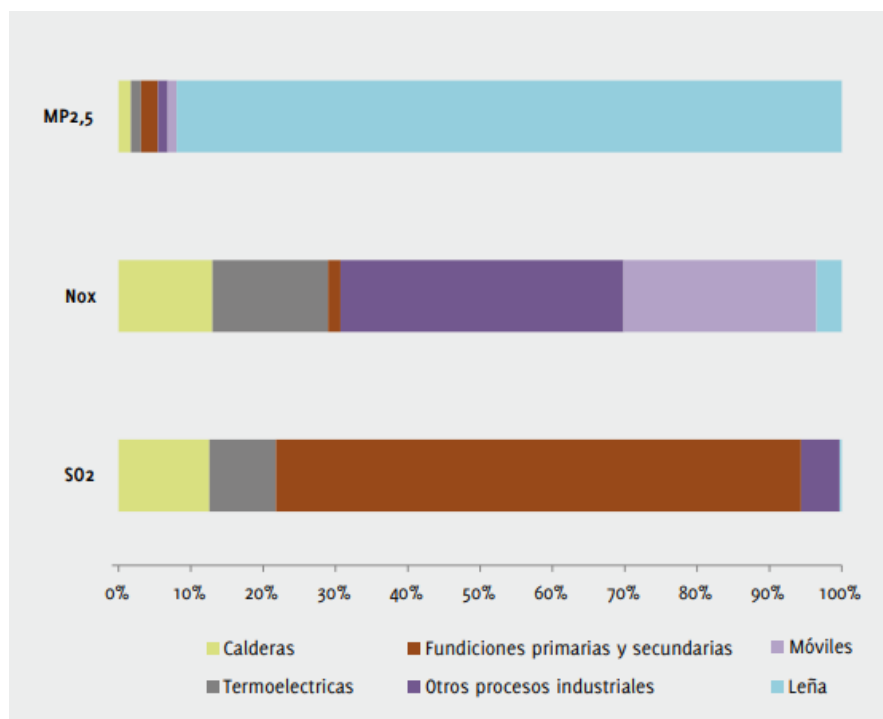


Figura 7.7 Contaminante según fuentes de emisión Fuente [48].

Las comunas de SSP, Coronel y Concepción son las que emiten la mayor cantidad de material particulado MP10 y MP2,5 proveniente de fuentes fijas industriales, con 1.338 y 1.169 toneladas al año respectivamente, lo que significa que el 45% de todas las emisiones industriales de la intercomuna provienen de las empresas instaladas en la zona [48].

El uso de leña en el sector residencial es el responsable del 37% y 52% de las emisiones totales anuales de MP10 y MP2,5, respectivamente; y equivale a la emisión anual de varias industrias de gran tamaño (6.608 tons/año).

El problema de la contaminación por el uso de leña como combustible depende de a lo menos 4 factores que han convertido a la combustión residencial de la leña en una de las dos principales fuentes de contaminación, junto a las emisiones de origen industrial:

- Una alta demanda de leña para mantener una temperatura de confort al interior de viviendas con precaria aislación térmica.

- El uso de leña en artefactos de baja eficiencia y que carecen de la tecnología adecuada para generar bajas emisiones.
- La comercialización y uso de leña húmeda, sin contar con estándares mínimos de calidad. Consumidores irresponsables que utilizan leña húmeda, usan de mala forma los aparatos, y sobre utilizan la calefacción.

7.1.3 Edificio y Condominio Olas

El edificio Olas esta distribuido por 3 tipos de departamentos con una total de 300 deptos., y se asume la existencia del condominio Olas compuesto por 150 casas (proyecto inmobiliario futuro). Las viviendas se ubican a 40 m de la costa marina lo cual facilita técnicamente la instalación de una planta de calefacción distrital para suministrar agua de calefacción (35 [°C]) y ACS (55 [°C]). Se asume la existencia del sistema de distribución y emisión (loza radiante) para cada vivienda.

En cuanto al condominio se estima el suministro de calefacción y ACS para 50 casas aisladas, 100 casas pareadas, 220 departamentos tipo 1, 100 departamentos tipo 2 y 34 departamentos tipo 3.



Figura 7.8 Imagen satelital del edificio y "futuro" condominio Olas

A continuación, se presenta la caracterización de las viviendas de estudio.

Caracterización de la construcción de las viviendas

Se dimensiona la vivienda y caracteriza la envolvente según Muriel Diaz et al (2015) evalúa el impacto de medidas de eficiencia energética en la envolvente de una vivienda característica de

la ciudad de concepción. Este estudio permite estimar una domicilio característico del poblado de SPP ya que este se ubicada a 10 [km] al oeste de la ciudad Concepción, razón por la que las dimensiones y los materiales de construcción de las residencias son similares ya que pertenecen a la misma zona climática (zona 6, ver Figura 5.). En las tablas 7.8 se presentan las dimensiones estimadas de las viviendas representativas la localidad de Concepción y las tablas 7.9 y 7.10 presentan la caracterización de la envolvente para una vivienda representativa de tipo casa y departamento respectivamente (se considera la misma construcción para los tres tipo de departamentos)

Vivienda	Área Techo [m ²]	Área Muro [m ²]	Área Suelo [m ²]	Área Ventana [m ²]	Volumen [m ³]
Casa aislada	85	121	85	6,05	391
Depto. 1	60	78,2	60	4,69	138
Depto. 2	85	101,2	85	6,07	195,5
Depto. 3	130	142,6	130	8,55	299

Tabla 7.8 Dimensiones de las viviendas de estudio. Fuente elaboración propia

Zona	Material	Espesor [m]	Conductividad Térmica [W/m ² K]	Coefficiente de transferencia global [W/m ² K]
Muro 1er Piso	Estuco mortero hidrofugo	0,010	1,400	1,78
	Ladrillo hueco estructural	0,140	0,330	
	Placa yeso cartón	0,010	0,240	
Muro 2do Piso	Entablado Fibrocemento	0,011	0,150	0,51
	Entramado madera pino	0,100	0,104	
	Placa yeso cartón	0,010	0,240	
Cubierta	Plancha Zincaalum	0,050	112,0	0,39
	Fieltro	0,010	0,240	
	Plancha OSB	0,011	0,150	
	Madera pino insigne/ lana mineral	0,014	0,104	
Cielo	Entramado madera pino/ poliestireno exp.	0,015	0,104	0,37
	Placa yeso cartón	0,015	0,240	
Suelo	Radier de hormigón	0,150	1,500	1,7
	Poliestireno	0,025	0,040	
Ventana	Vidrio doble	0,002	0,50	2,28

Tabla 7.9 Características de la construcción de las casas estudiadas. Fuente: Elaboración propia.

Zona	Material	Espesor [m]	Conductividad Térmica [W/m ² K]	Coefficiente de transferencia global [W/m ² K]
Muro	Cholguan	0,004	0,10	0,54
	Estuco	0,015	0,24	
	Ladrillo Chonchón	0,130	0,49	
	Poliestireno	0,050	0,04	
	Fibrocemento	0,008	0,24	
	Cinc Alum	0,002	0,40	
Suelo/Techo	Baldosa cerámica	0,010	0,81	1,09
	Poliestireno	0,025	0,04	
	cemento	0,100	1,05	
Ventana	Vidrio doble	0,002	0,50	2,28

Tabla 7.10 Características de la construcción de los departamentos estudiados. Fuente: Elaboración propia.

7.3 LWSHP localidad de Puerto Octay

En esta localidad se realiza el diseño de una planta de calefacción centralizada de tipo LWSHP (Lake Water Source Heat Pump) puesto que el recurso térmico (lago Llanquihue) se encuentra próximo al poblado en cuestión y posee un elevado potencial térmico, por lo que facultan a priori, la implementación de un sistema SWHP. En este caso los edificios beneficiados con el suministro de calefacción y ACS corresponden a; Liceo Benjamín Muñoz, la escuela Alberto Hurtado, la estación de bomberos, la municipalidad y hospital (ver figura 7.9).



Figura 7.9 Vista en planta de los edificios a calefaccionar. Fuente: [Google Earth]

7.3.1 Lago Llanquihue

El lago Llanquihue corresponde al segundo lago de mayor superficie de Chile tras el lago General Carrera, con una extensión de 860 km². Su profundidad puede alcanzar profundidades del orden de los 350 [m]. Se encuentra a una altitud de 70 [m.s.n.m] y está ubicado en la Región de los lagos, Chile, entre las provincias de Llanquihue y Osorno, además posee ciudades costeras como frutillar y puerto Octay.

Los ríos afluentes que alimentan al lago Llanquihue son el Pescado, Blanco y Tepu, en tanto el efluente corresponde al río Maullin.

Como anteriormente se señaló, la región presenta un clima templado de tipo lluvioso. Las precipitaciones tienen lugar durante todo el año y aumentan de norte a sur. La amplitud térmica asciende hacia el interior y son moderadas a causa de la influencia del mar, otorgando una baja inercia térmica permitiendo que el perfil de temperatura del lago se mantenga estable a lo largo del año. En la figura 7.10 se puede observar el perfil estratificado del lago Llanquihue, el cual hace idóneo este reservorio para poder implementar un sistema de calefacción LWSHP.

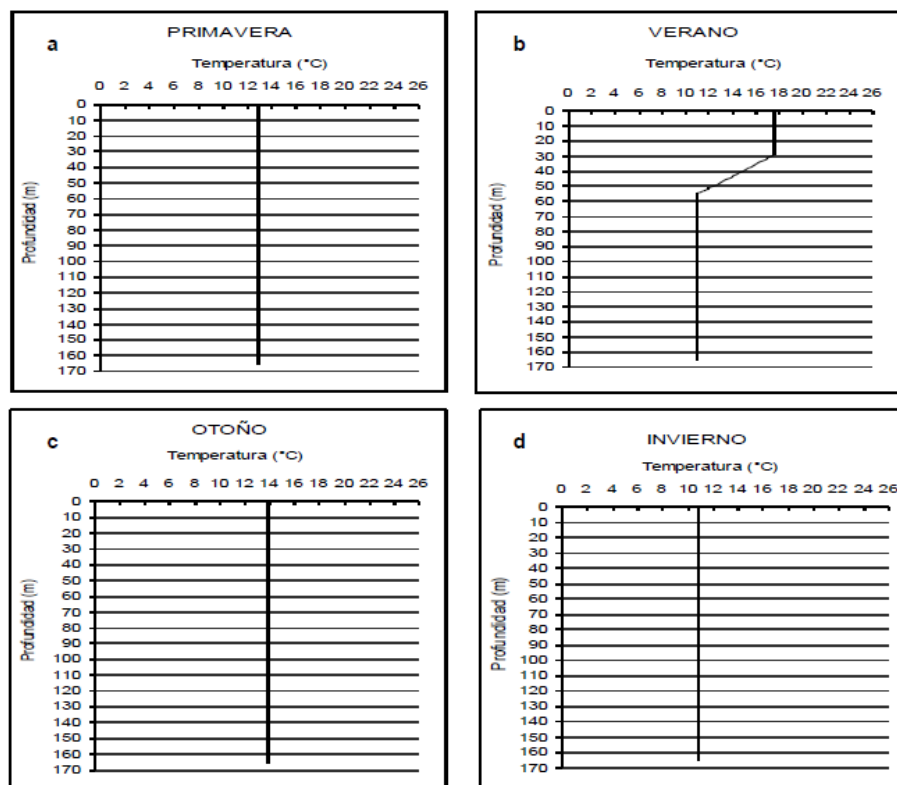


Figura 7.10 Variación estacional de la condición hidrodinámica del lago Llanquihue. a) Mezcla en primavera, b) Estratificación verano, c) Mezcla Otoño y d) Mezcla invierno. [50]

7.3.2 Puerto Octay

Puerto Octay es un pueblo perteneciente a la provincia de Osorno, región de los Lagos y se encuentra ubicada a la orilla del lago Llanquihue, posee una población de 10.236 habitantes, algunos de los servicios disponibles en dicha localidad consisten en establecimientos educacionales, servicios de bomberos, municipalidad, industrias agropecuarias y comercio general.

El poblado basa su sistema de calefacción mediante combustibles fósiles contribuyendo a la contaminación por material particulado, puesto que basan su calefacción principalmente en calefactores a leña. Es importante satisfacer la demanda térmica de dichas instituciones públicas de manera eficiente sustentable con el medio ambiente, por lo que se procede con la evaluación técnica-económica de la instalación de una central térmica de calefacción LWSHP que abastezca la demanda de calefacción y ACS.

El clima en Puerto Octay es cálido y templado. La temperatura media anual es de 11.4 ° C. En un año, la precipitación media es 1522 mm.

8. Caracterización de la demanda de CC y ACS

La función principal de los sistemas SWHP seleccionados es suministrar las cargas térmicas necesarias para satisfacer la demanda de calefacción y ACS de las localidades. Precisamente para determinar dichas cargas es necesario definir el concepto de confort térmico. Este se define como la configuración ambiental en donde el individuo se encuentra en un estado tanto físico como mental de satisfacción por las condiciones ambientales de su entorno [5]. Se debe considerar que las condiciones de confort estarán determinadas por la actividad y vestimenta del individuo.

La demanda de calefacción y ACS en función de las condiciones ambientales que permitan alcanzar el confort térmico y necesidad de agua caliente sanitaria, dependerán de los siguientes factores:

- Climáticos
 - ❖ Temperatura externa de la vivienda y la temperatura de confort establecida.
 - ❖ Humedad relativa del ambiente y humedad de confort establecida.
 - ❖ Velocidad del viento.
 - ❖ Incidencia radiación solar.
- Estructura de la vivienda
 - ❖ Dimensiones del recinto a climatizar.
 - ❖ Calidad de la envolvente.
 - ❖ Tipo de agrupación de las construcciones.
- Operacionales de la vivienda
 - ❖ Nivel de infiltraciones de aire externo.
 - ❖ Numero de ocupantes y actividades desarrolladas.
 - ❖ Número de equipos eléctricos que tengan aporte térmico.

Para realizar el cálculo de la demanda térmica se debe realizar un balance térmico de la vivienda, por lo tanto, es necesario cuantificar las pérdidas y ganancias de calor que experimenta el domicilio en el transcurso del año. En la figura 8.1 se presenta el esquema representativo de las cargas que influyen en las variaciones térmicas de la vivienda.

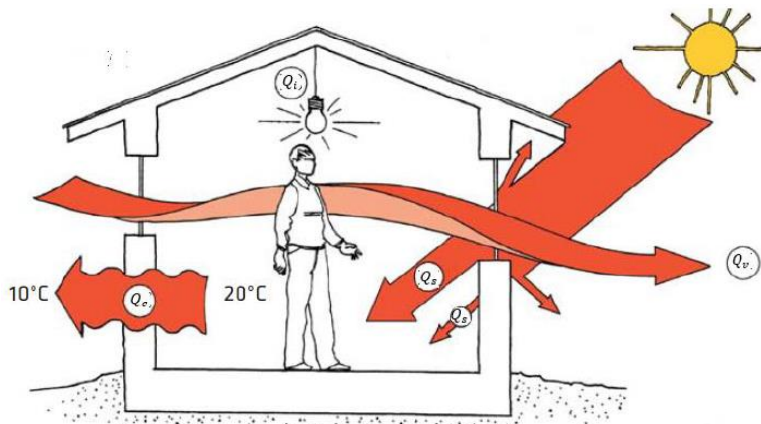


Figura 8.1 Esquema representativo de las cargas térmicas en la vivienda. Fuente [48].

Donde:

- Q_c : Carga por transmisión, [kW].
- Q_v : Carga por ventilación e infiltraciones, [kW].
- Q_s : Carga por radiación solar, [kW].
- Q_i : Carga internas por habitantes y equipos electricos, [kW]

Finalmente, la demanda térmica Q_d se expresa mediante la ecuación 8.1.

$$Q_d = Q_c + Q_v + Q_s + Q_i \text{ [kW]} \quad (8.1)$$

La carga térmica de la vivienda corresponderá a la máxima potencia energética demandada, razón por la cual el resultado se expresa en unidades de potencia (Watts [W] o [J/s]) y no en unidades de energía (Joules [J]) como debería ser ya que la energía consumida corresponde a la capacidad de realizar un trabajo y la potencia se define como el ritmo en que el trabajo se desarrolla. Por lo tanto, expresar la demanda en unidades de potencia es de utilidad para conocer la máxima potencia que se debe instalar en bombas de calor. También se expresa la energía como la potencia empleada o consumida a través del tiempo (Watt-hora [Wh]), lo cual permite calcular el costo de la energía consumida.

La demanda térmica de las viviendas se constituye de dos partes, una corresponde a la calefacción del hogar para alcanzar el confort térmico definido en la tabla 8.1 y la otra a la demanda de carga térmica destinada a la producción de ACS, cuyas características se presentan en la tabla 8.2. Por lo tanto la demanda térmica total se constituye de la carga térmica requerida para la producción de CC + ACS. En la sección 8.2 y 8.3 se define la metodología de cálculo para la determinación de la demanda térmica.

8.1 Condiciones operacionales de estudio

Se definen las condiciones de operación del sistema de calefacción que permita lograr el confort térmico de la vivienda y abastecer la demanda de ACS.

T° confort verano	23 [°C]
Horario verano	7 [hrs]
T° confort invierno	21 [°C]
Horario invierno	10 [hrs]
Renovaciones de aire	1 [rev/h]
Humedad rel. Confort	55 [%]

Tabla 8.1 Condiciones de operación calefacción. Fuente: Elaboración propia.

De la tabla 8.1 las condiciones definidas para las temperaturas de confort y humedad son las recomendadas por la ASHRAE [5] y los horarios de funcionamiento de la calefacción en verano e invierno se definieron en relación con los datos de utilización de los calefactores por las familias valdivianas [1] disminuyendo en dos horas el promedio de tiempo puesto que se considera la alta calidad de envolvente, lo cual hace que las perdidas por transmisión sean menores que las de una casa promedio.

Luego se definen las condiciones de operación para la demanda de ACS (tabla 8.2), las cuales se han definido según [5 y 6].

T° ACS	45 [°C]
Demanda ACS	40 [l/ocupante]
N° ocupantes	4
Eficiencia Transferencia de Calor	0,8
Horario Producción ACS	2 [h]

Tabla 8.2 Condiciones de operación para la producción de ACS centralizada.

Fuente: Elaboración propia.

8.2 Balance térmico para una vivienda

El balance térmico de la vivienda para estimar la demanda de calefacción de cada vivienda. Para el cálculo del balance estarán involucrado los siguientes factores (ver figura 8.1):

- ❖ Cargas por transmisión de calor a través de la envolvente.
- ❖ Cargas por infiltraciones y ventilación.
- ❖ Ganancias por radiación solar incidente en la envolvente.
- ❖ Ganancias por calor sensible y latente de los habitantes y electrodomésticos.

8.2.1 Cargas por transmisión de calor a través de la envolvente

Uno de los principales mecanismos de pérdida de calor de una vivienda corresponde a la transferencia de calor hacia el exterior mediante los medios materiales de la envolvente (conducción y convección). La ecuación 8.2 da cuenta de las pérdidas de calor por transmisión [7].

$$Q_c [W] = \sum_i U_i \cdot A_i \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad (8.2)$$

Donde:

- U_i : Coeficiente de transferencia global $\left[\frac{W}{m^2K} \right]$
- A_i : Área de transferencia de calor $[m^2]$.
- T_{int} : Temperatura interna de la vivienda (T° confort de la temporada) $[^\circ C]$.
- T_{ext} : Temperatura ambiental exterior $[^\circ C]$.

Se debe señalar que el coeficiente global de transferencia de calor y el área de intercambio del componente i , corresponde a la transferencia de calor a través de muros, ventanas, techo y suelo, según sea el caso.

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor global, se consideran los fenómenos de transferencia de calor de conducción y convección (interior y exterior del habitáculo). La expresión 8.3 permite el cálculo de este parámetro U_i .

$$U_i \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \sum_j \frac{e_j}{k_j}} \quad (8.3)$$

Donde:

- h : Coeficiente convectivos interno y externo, $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$.
- e_j : Espesor del material, [m].
- k_j : Conductividad del material, $\left[\frac{W}{mK} \right]$.

Para obtener el coeficiente convectivo interno se utiliza la ecuación 8.4 [5].

$$h_{int} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] = h_c + 5,72 \cdot e_k \quad (8.4)$$

Donde:

- e_i : Emisividad del material, $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$.
- h_c : Coeficiente de orientación de superficie, $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$.

Para la emisividad de material se considera el valor típico para recubrimientos de vivienda [5] el cual tiene un valor de 0,8.

En la tabla 8.3 se muestran los valores del coeficiente h_c , el cual depende de la orientación de la superficie en que se produce la convección.

Orientación	$H_c \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$
Vertical hacia arriba	4,04
45° hacia arriba	3,87
Horizontal	3,08

Tabla 8.3 Valores del coeficiente de orientación de superficie [5].

Se consideran los valores de “orientación vertical hacia arriba” para muros, “45° hacia arriba” para techo y “horizontal” para suelo.

En cuanto al coeficiente convectivo externo se calcula mediante la ecuación 8.5 para velocidades de viento promedio superior a 7 [km/h] [5].

$$h_{ext} \left[\frac{W}{m^2K} \right] = 18,6 * 0,25 * v_{viento}^{0,605} \quad (8.5)$$

Donde v_{viento} corresponde a la velocidad del viento en [m/s] y para efectos de cálculo, se desprecia el efecto de descomponer el vector velocidad del viento, asumiendo que la incidencia de este es perpendicular a la envolvente de la vivienda y en una sola dirección, con un valor promedio anual de 13 [km/h] para Valdivia y SPP (velocidad promedio anual del viento según [meteored anuario 2016]). El valor final del coeficiente convectivo externo e de 21,2 [W/m2K] Valdivia y SPP.

En las tablas 7.5, 7.9 y 7.10 se presenta el valor de los coeficientes de transferencia de calor global para cada zona de la envolvente para las viviendas de Valdivia y SPP respectivamente.

Una vez obtenido el coeficiente de transferencia global se pueden estimar las pérdidas de calor por conducción a través de la envolvente mediante la ecuación 8.3.

8.2.2 Cargas por ventilación e infiltraciones

Las infiltraciones se producen por el aire que se transporta a través de fisuras o aberturas de la envolvente (muros, puertas, ventanas, techumbres) de manera no intencional debido a diferencias de presión de aire entre el interior y exterior de las viviendas, que a su vez dependen del viento, efecto chimenea y sistema de ventilación. En consecuencia, las infiltraciones son no controladas.

El efecto más importante de las infiltraciones de aire es el mayor consumo energético para calefacción, asociado a la pérdida de calor que conlleva el aire que se mueve desde el interior hacia el exterior a través de la envolvente.

Para cuantificar la tasa de infiltraciones de aire existen diversos indicadores, pero uno de los más usados internacionalmente es la tasa de cambio del volumen de aire de una vivienda por unidad de tiempo (hora) a una diferencia de presión de referencia (ambiente). Tal que las infiltraciones se expresan en 1/h (cambios de aire por hora).

Las cargas por infiltración se pueden calcular según la ecuación 8.6 [5].

$$Q_{infiltración}[kw] = \frac{rev}{h} \cdot vol_{vivienda} \left(\rho_{agua} \cdot Cp_{agua} \cdot R + \rho_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot (1 - R) \right) \cdot (T_{confort} - T_{ambiente}) \quad (8.6)$$

Donde

- $Vol_{vivienda}$: Volumen de la vivienda [m³].
- ρ : Densidad del agua (1.000 [kg/m³]) y densidad del aire seco .
- Cp : Calor específico del vapor de agua (1,82 [kJ/kgK]) y aire seco (1,012 [kJ/kgK]) .
- R : relación de masa de vapor de agua por unidad de masa de aire.
- T : Temperatura de confort y ambiente [°K].

La proporción entre la masa de agua y aire se obtiene a partir de la siguiente ecuación 8.7.

$$R = \frac{Y \cdot HR}{1000} \quad (8.7)$$

Donde:

- Y : Humedad absoluta, [g_{agua}/kg_{aire}].
- HR : Humedad relativa, [%].

Para obtener la humedad absoluta que corresponde a los gramos de agua contenidos en un kilogramo de aire seco, mediante la ecuación 8.8.

$$Y \left[\frac{g_{agua}}{kg_{aire}} \right] = 0,622 \cdot \frac{P_{sat}(T)}{P_{atm} - P_{sat}(T)} \quad (8.8)$$

Donde:

- $P_{sat}(T)$ = Presión de saturación del agua en función de la temperatura exterior, [bar].
- P_{atm} : Presión atmosférica, [bar].

Factor 0,622 [g de agua/ kg de aire] relaciona los pesos molares del agua y el aire seco.

Finalmente, la presión de saturación del agua en función de la temperatura exterior se obtiene de la siguiente expresión 8.9.

$$P_{sat} [bar] = 0,00002 \cdot T^2 + 0,0005 \cdot T + 0,0059 \quad (8.9)$$

8.2.3 Ganancia por radiación solar

Corresponde a la carga térmica provocada por la radiación solar, la cual atraviesa las superficies traslúcidas y transparentes e incide sobre las superficies interiores del local, calentándolas, lo que a su vez incrementa la temperatura del ambiente interior.

Para el cálculo de la carga por radiación solar se debe realizar un cambio de unidades a los datos presentados en la tabla 7.1. Debido a que se encuentran en unidades de energía por superficie [MJ/m²], por lo que es necesario transformar a unidades de [kWh/m²] para efectos de cálculo. Este cambio se efectúa al multiplicar los valores de radiación por el coeficiente 0,278 el que considera los órdenes de magnitud y la energía irradiada durante las horas de sol. Sin embargo, es necesario obtener la potencia instantánea en [kW], para ello se considera un tiempo de irradiación de 12 [h]. La carga térmica por radiación a través de cristales y superficies traslúcidas (Q_{sr}) se calcula según la ecuación 8.10.

$$Q_{solar} [kW] = \gamma \cdot Rad_{solar} \cdot A_{ventana} \quad (8.10)$$

Donde:

- γ : Reflexividad del vidrio (se asume 0,9)[46].
- Rad_{solar} : Radiación solar incidente en el vidrio [kw/m²].

- $A_{ventana}$: Área de la ventana, [m^2].

8.2.4 Ganancia internas

La ganancia debido a las aportaciones internas del local (Q_i) se determina a su vez como suma de los siguientes tipos de cargas que se generan dentro del mismo (ec 8.11)

$$Q_i = Q_{ocupantes} + Q_{equipos} \quad (8.11)$$

Donde:

- $Q_{ocupantes}$: Carga interna sensible y latente debido a los ocupantes, [kW].
- $Q_{equipos}$: Carga sensible debido a los equipos electricos, [kW].

Los ocupantes de la vivienda aportan calor latente y sensible según la actividad que estén desarrollando. Donde para efectos de cálculo se estimara el aporte de calor en 0,2 [$kW/ocupante$] (CDT 2010) por lo que el calor aportado por los ocupantes en [kW].

$$Q_{ocupantes} = n \cdot (Q_{lat} + Q_{sen}) \quad (8.12)$$

Donde

- n : Número ocupantes en la vivienda
- Q_{lat} : calor latente promedio del ocupante [kW]
- Q_{sen} : calor sensible promedio del ocupante [kW]

En cuanto al calor aportado por lo equipos eléctricos de la vivienda, dicho valor se estima de manera estandarizada para simplificar el cálculo, donde a partir del informe de CDT (2010) es posible obtener el aporte térmico de los equipos, se estima en 0,186 [kWh] por vivienda.

8.3 Producción de ACS para una vivienda

El agua caliente sanitaria (ACS) corresponde al agua apta para el consumo humano (potable) que ha sido calentada. Se utiliza para sanitarios (baños, duchas, etc.) y para otros usos de limpieza (lavadora, lavavajillas, fregado de platos y suelos). El agua de red suministrada por el proveedor de agua potable de la región se encuentra a una cierta temperatura (Anexos, A.1 y A.2), por lo que para la estimación de requerimientos térmicos por concepto de producción de agua caliente sanitaria a 45 [$^{\circ}C$] se utiliza la ecuación 8.13.

$$Q_{ACS}[kW] = \frac{F_{ac} \cdot D_{ACS} \cdot n \cdot Cp_{agua} \cdot \rho_{agua} \cdot (T_{acs} - T_{(i)red})}{\eta \cdot 3.600 \cdot t_{rep}} \quad (8.13)$$

Donde:

- D_{ACS} : Demanda ACS, [m^3]
- n : Número de ocupantes en la vivienda
- Cp_{agua} : Calor específico agua (4,18 [kJ/kgK]).
- ρ_{agua} : Densidad del agua (1.000 [kg/m^3]).
- T_{ACS} : Temperatura de diseño ACS, [$^{\circ}C$].
- $T_{(i)red}$: Temperatura de agua de red en el mes i , [$^{\circ}C$].
- η : eficiencia en base al poder calorífico superior de generación de ACS, (80%).[5]
- t_{rep} : Tiempo de recuperación ACS en estanque, [hr].
- F_{ac} : Porcentaje de acumulación ACS del estanque, [%].

El tanque acumulador es un equipo característico de instalaciones de producción de ACS e idealmente es dimensionado para depositar la suficiente cantidad de agua para cubrir la demanda en hora punta. Se considera el factor acumulación F_{ac} , puesto que corresponde a la cantidad de ACS acumulada en un tanque para suministrar lo demandado de manera inmediata. En cuanto a t_{rep} corresponderá al periodo de tiempo de recuperación o llenado de estanques de ACS para consumo inmediato, este valor se determina en función de las necesidades de ACS instantánea. Se asume que la demanda de ACS es principalmente para cubrir necesidades higiénicas de los habitantes y que la generación se distribuye uniformemente en 2 [h] de producción al día (t_{rep}). El factor 1/3.600 [kWh/kJ] corresponde a la conversión de unidades de kJ a kWh.

8.4 Estimación de la demanda térmica para cada caso de estudio

A continuación, se presenta la demanda térmica por concepto de CC y ACS para cada caso de estudio (localidad de Valdivia, SPP y Puerto O.). La información presenta el consumo energético (kWh) mensual para el suministro de CC y ACS y la potencia térmica requerida para los horarios de máxima demanda (kW), esto se realiza con el objetivo de dimensionar la potencia a instalar de la central de calefacción y estimar el consumo energético de la vivienda y edificios característicos de las zonas de estudio.

8.4.1 Demanda térmica caso Valdivia

Siguiendo la metodología de cálculo de la sección 8.2 y 8.3 se obtiene la demanda térmica de CC y ACS para cada vivienda.

Vivienda individual

En primer lugar, se realiza el balance térmico de la vivienda (anexos, tabla B.1) y se procede con la metodología de cálculo de la sección 8.2. Luego, en la tabla 8.4 se presenta el consumo energético o demanda térmica instantánea (kW) mensual y la energía requerida (kWh) para mantener las condiciones de confort en el periodo definido (tabla 8.1). Estos valores permiten obtener una unidad cuantificable para la posterior estimación de costos operacionales y además entrega una noción de la cantidad de energía que se está consumiendo por concepto de CC.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Demanda [kW]	0	0	0,32	1,36	1,80	2,58	2,16	1,60	1,31	1,38	0,35	0
Demanda [kWh]	0	0	63	408	539	773	648	481	392	270	69	0

Tabla 8.4 Demanda energética instantánea [kW] y total [kWh] por concepto de CC para cada vivienda.

Fuente: Elaboración propia.

Posteriormente se calcula la demanda térmica para la producción de ACS (anexos B.1) siguiendo las consideraciones de la tabla 8.2 y realizando el procedimiento de cálculo de la sección 8.3. Los resultados se presentan en la tabla 8.5.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Demanda [kW]	3,5	3,4	3,4	3,7	4,0	4,1	4,1	4,0	4,0	3,9	3,8	3,7
Demanda [kWh]	104	101	206	225	238	247	247	245	242	235	229	111

Tabla 8.5 Demanda energética instantánea [kW] y total [kWh] para la producción de ACS. Fuente:

Elaboración propia.

Finalmente, en la tabla 8.6 muestra la demanda térmica total para cada vivienda.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Demanda [kW]	3,45	3,38	3,75	5,11	5,77	6,69	6,27	5,69	5,35	5,31	4,17	3,71
Demanda [kWh]	104	101	268	632	778	1.020	894	727	634	505	298	111

Tabla 8.6 Demanda total de calefacción y ACS para una vivienda particular. Fuente: Elaboración propia

De la tabla 8.6 se obtiene que la demanda total de CC y ACS por vivienda es de 3.641 [kWh/año] y 42,8 [kWh/m2año] para el caso de estudio. En comparación a los datos entregados en el estudio de calefacción de la región de los ríos [1], donde se estima que la demanda de calefacción de la familia valdiviana promedio es de 60 [kWh/m2año], se tiene que los resultados obtenidos son consistentes debido a que la vivienda de estudio corresponde a una casa construida con la reglamentación térmica (2007) [46] y los materiales de la envolvente se estimaron según la guía técnica de eficiencia energética para una vivienda social [47].

Villas Rivera y Altos del Calle-Calle

A continuación, la tabla 8.7 presenta los resultados obtenidos al estimar la demanda térmica en kWh para los condominios Altos del Calle-Calle y Rivera del Calle-Calle compuestos por 553 casas de agrupación aislada en total.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Demanda [GWh]	114,5	112,1	148,4	349,8	429,9	563,8	494,5	401,8	350,8	279,5	164,7	123,0

Tabla 8.7 Demanda de calefacción y ACS [kWh/mes] de los condominios Altos y Rivera del Calle-Calle.
Fuente: Elaboración propia

De la tabla 8.7 se obtiene que los condominios consumen anualmente 3.533 [GWh/año] en total.

En la figura 8.2 representa la distribución del consumo energético para calefacción y ACS, donde se aprecia que el consumo de los condominios es de 2.014[GWh/año] en calefacción y 1.519 [GWh/año] en producción de ACS. Se debe destacar que durante los meses veraniegos (noviembre, diciembre, enero y febrero) predomina la demanda por ACS, en cambio para meses invernales (abril, mayo, junio, julio agosto y septiembre) la demanda de calefacción es mayor.

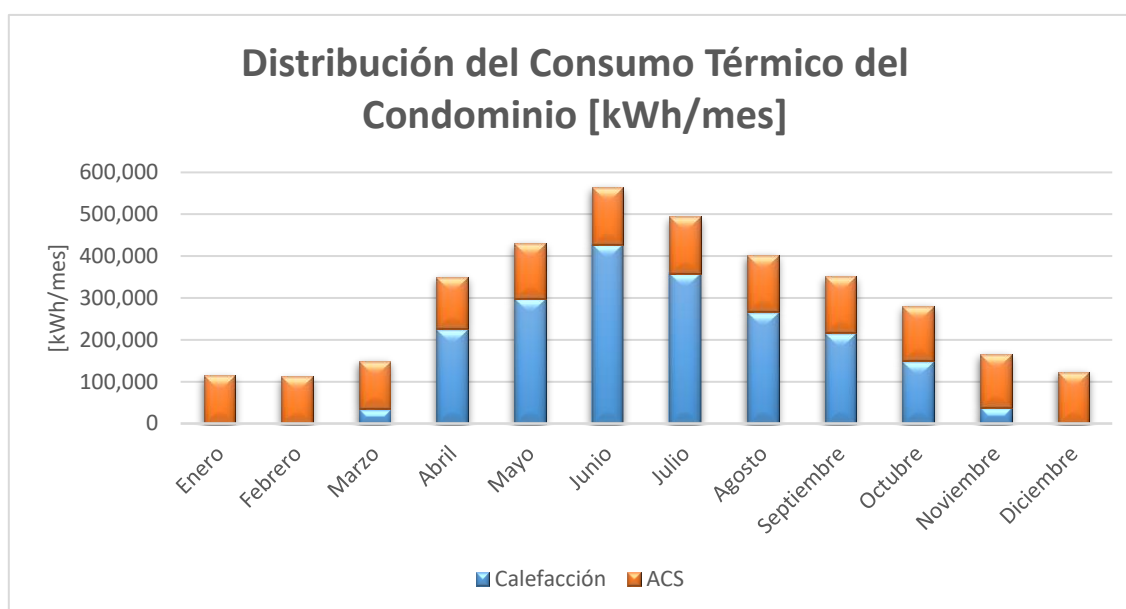


Figura 8.2 Distribución de la demanda de calefacción y ACS para los condominios Altos del Calle-Calle y Rivera del Calle-Calle Fuente: Elaboración propia.

Luego se procede con el cálculo de la potencia térmica requerida en kW, este parámetro permite dimensionar a priori la potencia que se debe instalar en la planta de RWSHP.

Para el suministro de CC y ACS se considera el factor de simultaneidad de Werner (1983) el cual considera la simultaneidad en la producción de ACS, esto implica en que la carga máxima requerida para la producción de agua caliente es menor a la suma de todas las cargas máximas individuales de los suscriptores y se estima en un valor de 0,79 [4]. En la tabla 8.8 se presenta la distribución mensual de potencia instantánea requerida para calefacción, ACS y total.

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
CC [kW]	-	-	177	751	994	1.425	1.194	887	722	766	195	-
ACS [kW]	1.508	1.476	1.498	1.637	1.735	1.796	1.796	1.786	1.765	1.715	1.669	1.620
TOTAL [kW]	1.508	1.476	1.675	2.388	2.729	3.220	2.989	2.673	2.488	2.480	1.863	1.620

Tabla 8.8 distribución mensual de potencia instantánea requerida para calefacción, ACS y sistema. Fuente: Elaboración propia.

De la tabla 8.8 se tiene que la central de calefacción tendrá a priori, una potencia instalada de 3.220 [kW], puesto que corresponde al mes crítico donde se presenta la mayor demanda del año, la cual debe suministrada por la/s bomba/s de calor a utilizar.

8.4.2 Demanda térmica del caso de San Pedro de la Paz

En la sección 8.2 y 8.3 se desarrolla el procedimiento para el cálculo de la demanda térmica de las viviendas de estudio, donde se aprecian las cargas térmicas que experimenta la envolvente de la vivienda, esto permite el cálculo de la demanda de calefacción y ACS según los factores climáticos de la zona, la estructura de las viviendas de estudio y las condiciones de operación de la vivienda.

Vivienda individual

Se realiza el balance térmico para las condiciones climáticas y estructurales de la zona de estudio (sección 7.2), y se realiza el mismo procedimiento de cálculo realizado en el caso de Valdivia. Finalmente, una vez obtenido todas cargas involucradas en el balance térmico de la vivienda en kW, se presenta el consumo energético instantáneo para satisfacer la demanda de calefacción. Los resultados obtenidos se presentan a continuación en la tabla 8.9 para cada tipo de vivienda.

Mes	Condominio		Edificio		
	Casa aislada [kW]	Casa Pareada [kW]	Depto. 1 [kW]	Depto. 2 [kW]	Depto.3 [kW]
Enero	0,22	0,20			
Febrero	0,20	0,18			
Marzo	1,72	1,55			0,24
Abril	2,15	1,94	0,09	0,15	0,59
Mayo	3,32	2,99	0,53	0,98	1,79
Junio	3,65	3,29	0,54	1,00	1,85
Julio	3,68	3,31	0,38	0,93	1,92
Agosto	3,45	3,11	0,25	0,72	1,57
Septiembre	2,93	2,64	0,10	0,42	1,01
Octubre	2,89	2,60	0,23	0,61	1,29
Noviembre	2,09	1,88	0,01	0,07	0,50
Diciembre	0,65	0,58			

Tabla 8.9 Balance de energía para cada tipo de vivienda: Fuente: Elaboración propia.

Luego se realiza el procedimiento de cálculo del consumo de ACS (sección 8.3). Los resultados se presentan en la tabla 8.10 que presenta la potencia requerida para la producción de ACS para cada tipo de vivienda.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
ACS [kW]	4,1	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,5	4,6	4,5	4,4	4,2

Tabla 8.10 Consumo térmico para la producción de ACS para una familia de 4 personas en la localidad de SPP. Fuente: Elaboración propia.

En la tabla B.2, B.3, B.4 y B.5 (anexos) se puede obtener que el consumo para cada vivienda es de 122 [kWh/m2año] para la casa aislada, 115 [kWh/m2año] para la casa pareada, 56 [kWh/m2año] para el depto. tipo 1, 49 [kWh/m2año] para el depto. tipo 2 y 44 [kWh/m2año] para el depto. tipo 3. Lo cual según el estudio realizado Muriel Diaz (2013) es consistente con el consumo de una vivienda representativa de alta eficiencia en Concepción, presentando una demanda de calefacción entre 61 y 125 [kWh/m2año] [49].

Edificio y condominio Olas

Siguiendo el mismo procedimiento que en el caso de Valdivia y acorde a las condiciones climáticas y operacionales de la zona de estudio, se obtiene la potencia térmica necesaria para la producción de ACS para cada el edificio y el condominio. En la tabla 9.6 se presenta la distribución del consumo energético [kWh] del edificio y el condominio para el suministro calefacción y ACS mensuales.

MES	EDIFICIO [kWh]	CONDOMINIO [kWh]	TOTAL [kWh]
ENERO	78.055	41.701	119.756
FEBRERO	76.945	40.575	117.521
MARZO	79.501	83.978	163.479
ABRIL	90.715	129.995	220.710
MAYO	164.451	181.499	345.951
JUNIO	168.392	196.799	365.191
JULIO	158.289	198.516	356.804
AGOSTO	140.742	189.515	330.258
SEPTIEMBRE	117.095	166.947	284.042
OCTUBRE	116.826	120.872	237.698
NOVIEMBRE	84.048	97.280	181.329
DICIEMBRE	80.793	55.002	135.794

Tabla 8.11 Consumo energético mensual del edificio y condominio estudiados. Fuente: Elaboración propia.

De la tabla 8.11 se tiene que la demanda térmica anual es de 2.858 [GWh].

Luego en la tabla 8.12 se detalla la potencia requerida para el suministro de calefacción y ACS tanto para el edificio como para el condominio, destacándose el mes de junio como el de máxima demanda, debido a las bajas temperaturas ambientales y del agua de red.

Mes	Edificio			Condominio			Total [kW]
	CC [kW]	ACS [kW]	Total [kW]	CC [kW]	ACS [kW]	Total [kW]	
Enero	0	1.142	1.142	31	484	515	1.657
Febrero	0	1.126	1.126	28	477	505	1.630
Marzo	8	1.140	1.148	241	483	724	1.872
Abril	36	1.171	1.207	302	496	798	2.005
Mayo	274	1.203	1.477	465	510	974	2.451
Junio	281	1.229	1.510	511	521	1.032	2.542
Julio	243	1.251	1.494	515	530	1.045	2.538
Agosto	179	1.272	1.451	483	539	1.022	2.474
Septiembre	99	1.279	1.378	410	542	952	2.330
Octubre	156	1.265	1.421	404	536	941	2.361
Noviembre	24	1.230	1.254	293	521	814	2.068
Diciembre	0	1.182	1.182	91	501	591	1.773

Tabla 8.12 Distribución de la potencia térmica requerida para la producción de calefacción y ACS para el edificio y condominio de estudio. Fuente: Elaboración propia.

Entonces la potencia por instalar a priori, corresponde a la máxima demanda térmica durante el año, el cual corresponde al mes de junio con una potencia térmica de 2.542 [kW] la cual se distribuye en 1.510 [kW] por concepto de calefacción y 1.032[kW] para producción de ACS.

8.4.3 Demanda térmica del caso Puerto Octay

Se caracteriza la demanda de calefacción y ACS para los establecimientos educacionales según R. Araya et al (2007), el cual estudió la demanda térmica del colegio San Javier en Puerto Montt, por lo que su trabajo permite estimar el consumo térmico del liceo y la escuela de Puerto Octay. Para estimar el consumo de CC y ACS de los recintos públicos se utiliza el estudio realizado por R. Vera (2008) el cual desarrolla una metodología de cálculo para determinar el desempeño energético en hospitales. Entonces se obtiene que el consumo para recintos públicos (liceo, escuela, municipalidad y bomberos) es de 137 [kWh/m² año] y en el caso del hospital se estima como 865 [kWh/cama año], se considera que el hospital de puerto Octay cuenta con 20 camas disponibles. En la tabla 8.13 se presenta el consumo [kWh/año] consumido por los recintos de estudio.

EDIFICIO	ÁREA [m ²]	ANUAL [kWh]
HOSPITAL	1.735	17.300
LICEO BENJAMÍN MUÑOZ	2.875	394.450
ESCUELA A. HURTADO	1.880	257.936
MUNICIPALIDAD	1.295	177.674
BOMBEROS	300	41.160

Tabla 8.13 Consumo energético de los edificios estudiados. Fuente: elaboración propia

Luego en base al consumo de CC y ACS del estudio realizado por R. Araya (2007) se estima el porcentaje utilizado del consumo total anual para cada mes, para así, obtener la energía térmica requerida mensual para cada edificio de estudio. La tabla 8.14 se presenta el consumo mensual total de todos los edificios en simultáneo (detalle en anexos, B6).

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
DEMANDA [GWh]	41,8	40,5	54,1	79,9	79,9	97,7	79,9	124,4	88,8	88,8	71,1	53,3

Tabla 8.14 Demanda energética mensual de todos los edificios estudiados. Fuente: Elaboración propia.

Posteriormente asumiendo un periodo de funcionamiento de 12 [h] para el hospital y bomberos, 10[h] para el liceo y municipalidad, y 8 [h] para la escuela se calcula la potencia térmica requerida que debe ser suministrada por la central de CC y ACS. Los resultados respectivos se presentan en la tabla 8.15 (detalle en anexos, B.7).

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
DEMANDA [kW]	115	111	148	219	219	268	219	341	244	244	195	146

Tabla 8.15 Potencia térmica mensual requerido para el suministro de calefacción y ACS de los edificios estudiados. Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto, lo potencia térmica que se debe instalar es de 341 [kW].

9. Descripción general de las soluciones

El diseño de las soluciones consiste en desarrollar un sistema de calefacción distrital para los tres casos de estudio, aprovechando el potencial térmico de los reservorios disponibles. El sistema de generación de agua caliente para suministro CC y ACS utiliza bombas de calor para la generación principal y calderas a gas como mecanismo auxiliar para los periodos críticos. El tipo de tecnología de BC corresponde a RWSHP para la localidad de Valdivia, SWSHP para la localidad de SPP y LWSHP para la localidad de Puerto Octay.

El sistema de distribución y emisión de CC y ACS se considera existente en algunos casos de estudio, sin embargo, solo se realiza el diseño de ingeniería del sistema de generación de agua caliente, por lo que los costos asociados a distribución y emisión se estimaran según bibliografía respectiva para el posterior análisis económico.

En cuanto al funcionamiento del sistema de generación se diseña de tal manera que opere de manera modular, esto con el objetivo de utilizar la mayor cantidad de bombas de calor a su máxima capacidad aprovechando la máxima eficiencia del equipo (sección 5.2).

Las condiciones operacionales del sistema de generación se definen de tal manera de maximizar el rendimiento de cada BC, por lo tanto, cada equipo puede operar tanto en modo calefacción (agua caliente a 35 [°C]) como en modo producción de ACS (agua caliente a 55 [°C]).

A continuación, en la tabla 9.1 se presenta diseño general de cada solución.

Localidad	Sistema de Generación	Sistema de Generación Auxiliar	Sistema de Distribución	Sistema de Emisión	T° Operación [°C]	Potencia Térmica [kW]
Valdivia	RWSHP	Caldera a Gas	No	Suelo radiante	35[°C] CC 55[°C] ACS	3.220
SPP	SWSHP	No	Sí	Suelo radiante	35 [°C] CC 55[°C] ACS	2.542
Puerto O.	LWSHP	No	No	Split	55 [°C] CC y ACS	341

Tabla 9.1 Diseño general de cada solución. Fuente: Elaboración propia.

10. Modelamiento termodinámico de la Bomba de Calor

Se modela el ciclo de refrigeración en función de la demanda de calor y de las características térmicas del reservorio de trabajo. Esto con el objetivo de seleccionar refrigerante que tenga las mejores prestaciones y se comporte de manera eficiente para el potencial térmico disponible. El resultado del modelamiento permite la posterior selección de la BC a utilizar en el sistema de generación principal. También permite comparar el modelo con las especificaciones técnicas del fabricante y corroborar el modelo.

10.1 Descripción del modelo

La herramienta utilizada para la simulación del ciclo de refrigeración corresponde al software computacional Engineering Equation Solver (EES). El cual es un programa general de resolución de ecuaciones desarrollado por F-Chart Software (productor de software de análisis térmico desde 1975) y puede resolver numéricamente miles de ecuaciones matemáticas complejas. Una característica importante de EES es que posee una extensa librería estándar de funciones y propiedades termodinámicas de alta precisión para cientos de fluidos, de manera que permite modelar ciclos termodinámicos. Posibilitando así, la resolución de ecuaciones matemáticas programadas y además el modelamiento de los ciclos de refrigeración requeridos para el desarrollo de la presente memoria.

El algoritmo del ciclo de refrigeración se desarrolla utilizando las ecuaciones (5.5), (5.6), (5.7), (5.8), (5.9) y (5.10) y se utiliza la librería de propiedades termodinámicas para los fluidos refrigerantes estudiados. También es necesario introducir las condiciones de borde característicos del ciclo de refrigeración. Esto permite modelar termodinámicamente los equipos involucrados y calcular el consumo energético del compresor, calor transferido evaporador y condensador, COP, flujo másico y las propiedades termodinámicas de todos los puntos de interés.

Entonces, se definen las condiciones de borde del ciclo tales como:

- Temperatura del fluido refrigerante a la salida del evaporador, punto 1.
- Compresión isentrópica proceso 1-2.
- Título fluido en el punto 1. ($x=1$)
- Calor suministrado por el condensador.
- Título fluido en el punto 3. ($x=0$)
- Expansión isoentálpica proceso 3-4.
- Caída de presión despreciable en intercambiadores de calor proceso 2-3 y 4-1.

En la sección de anexos C se presenta el código de modelamiento del ciclo de refrigeración.

10.2 Selección fluido refrigerante

Se estudian los posibles fluidos refrigerantes a utilizar (R134, R407c, R410a y R717). Para ello se modela un ciclo de refrigeración para cada uno y se efectúa el análisis de performance. El criterio de selección es en función del COP del ciclo (ecuación 5.1), flujo másico en los intercambiadores de calor, presiones de operación y energía consumida por la bomba de calor.

Para efectos de estudio, se estima que el calor suministrado de la bomba de calor será el 25% de la demanda máxima anual [kW] del caso de estudio de Valdivia, esto debido a que no se instalará una BC que suministre el 100% de la demanda ya que el sistema de generación funciona por módulos. Dicho esto, las condiciones de operación son las siguientes:

- $T_1=4$ [°C]
- $T_3=55$ [°C]
- $Q_c=533$ [kW]

Los resultados se presentan la tabla 10.1 donde se exponen los parámetros de interés.

REFRIGERANTE	T1 [°C]	P2 [BAR]	FLUJO MÁSIICO REFRIGERANTE [KG/S]	COP REAL	COP CARNOT	EFICIENCIA SISTEMA [%]	CONSUMO BC [KW]
R134	4	14,9	4,4	2,6	5,4	47,9	204,6
R407C	4	24,8	4,2	1,8	5,4	33,3	294,8
R410A	4	34,4	4,2	1,8	5,4	33,6	291,8
R717 (NH3)	4	23,1	0,4	3,9	5,4	71,9	136,3

Tabla 10.1 Caracterización de los fluidos refrigerantes utilizados en la industria de la calefacción.

Fuente: Elaboración propia

De la tabla 10.1 se concluye entonces que el refrigerante R134, R407c y R410a no pueden utilizarse debido al alto flujo másico requerido para su operación bajo dichas condiciones. Además, estos tres fluidos operan con un bajo COP, donde se espera un rendimiento para SWHP entre 3 y 6 (sección 5.4). R410a opera muy altas presiones por lo que no es viable su aplicación para este tipo de operación. Finalmente, R717 tienen un comportamiento eficiente para las condiciones operacionales requeridas, con un COP de 3,9 y flujo másico de refrigerante de 0,4 [kg/s], esto indica que la BC utiliza una cantidad de fluido bastante menor en comparación a los otros tipos, permitiendo un diseño compacto, además notar que las presiones de trabajo son menores. Razones por la que se selecciona el refrigerante R717 para su utilización.

11. Diseño sistema RWSHP (Valdivia)

Se desarrolla un sistema RWSHP (*River Water Source Heat Pump*) de tipo *open-loop* directo, en la localidad de Valdivia, el cual permite abastecer la demanda de CC y ACS (2,5 [GWh/año]) de las familias pertenecientes a los condominios Altos y Rivera del Calle-Calle, ubicado en la zona oriente de la ciudad. El sistema utiliza como reservorio térmico el río Calle-Calle ubicado a 50 [m] de la comunidad beneficiada. La central tiene una potencia instalada de 3,3 [MW] en bombas de calor. El diseño del sistema RWSHP consta de los siguientes puntos.

- Descripción de la solución.
- Selección de la bomba de calor.
- Definición de las condiciones de operación
- Dimensionamiento de equipos.
- Selección de equipos.

11.1 Descripción de la solución

La solución propuesta consiste en el diseño y dimensionamiento de una planta de calefacción centralizada (CC+ACS) híbrida (RWSHP + caldera a gas), con el objetivo de obtener un sistema energética y económicamente eficiente, y además satisfacer la demanda térmica de los condominios en el transcurso del año.

Para simplificación del diseño se asume que existe el sistema de emisión (loza radiante) para el transporte de agua caliente al interior de la vivienda, por lo que el sistema la central de calefacción solo debe conectarse a la matriz domiciliaria. El sistema de distribución solo se considera para la estimación del costo del proyecto.

El diseño de la solución se divide en dos sistemas y presentan los siguientes equipos:

- Sistema de generación principal (RWSHP).
 - Bomba de calor
 - Bombas de alimentación y circulación
 - Planta de tratamiento de agua
 - Estanque de acumulación ACS
- Sistema de generación auxiliar (caldera a gas).
 - Caldera
 - Bomba de circulación

En la figura 11.1 se aprecia el diagrama de proceso de la configuración del sistema de generación principal y la integración de todos los equipos que lo componen. El agua de reservorio es captado (intake) y depositado en el pozo de captación para luego ser impulsado hacia la planta de tratamiento de agua en donde se realiza la descontaminación el agua de río (agua cruda) hasta transformarla en agua de proceso (apta para el uso directo de la BC). Luego el agua de proceso es

depositada en el pozo de circulación y desde este punto el fluido es distribuido hacia las distintas bombas de calor. El agua tratada transfiere su potencial térmico hacia la BC y estas se encargan de la producción de agua caliente para suministro de CC y ACS de las viviendas. Finalmente, el agua de proceso enfriada es descargada en el reservorio mediante difusores con el objetivo de disminuir el impacto ambiental por el choque térmico

En la figura 11.2 se presenta el diagrama de proceso de distribución de agua de calefacción y ACS hacia las viviendas. El proceso de producción de ACS consiste en calentar el agua potable de red, que se encuentra depositada en el interior del acumulador (ver figura 5.5), mediante un serpentín por donde circula el agua de calefacción producida en el sistema de generación.

Cuando el potencial térmico del reservorio es insuficiente para que las bombas de calor puedan suministrar el calor demandado, es puesto en marcha la caldera a gas para respaldar el sistema y encargarse de la producción de ACS (figura 11.2).

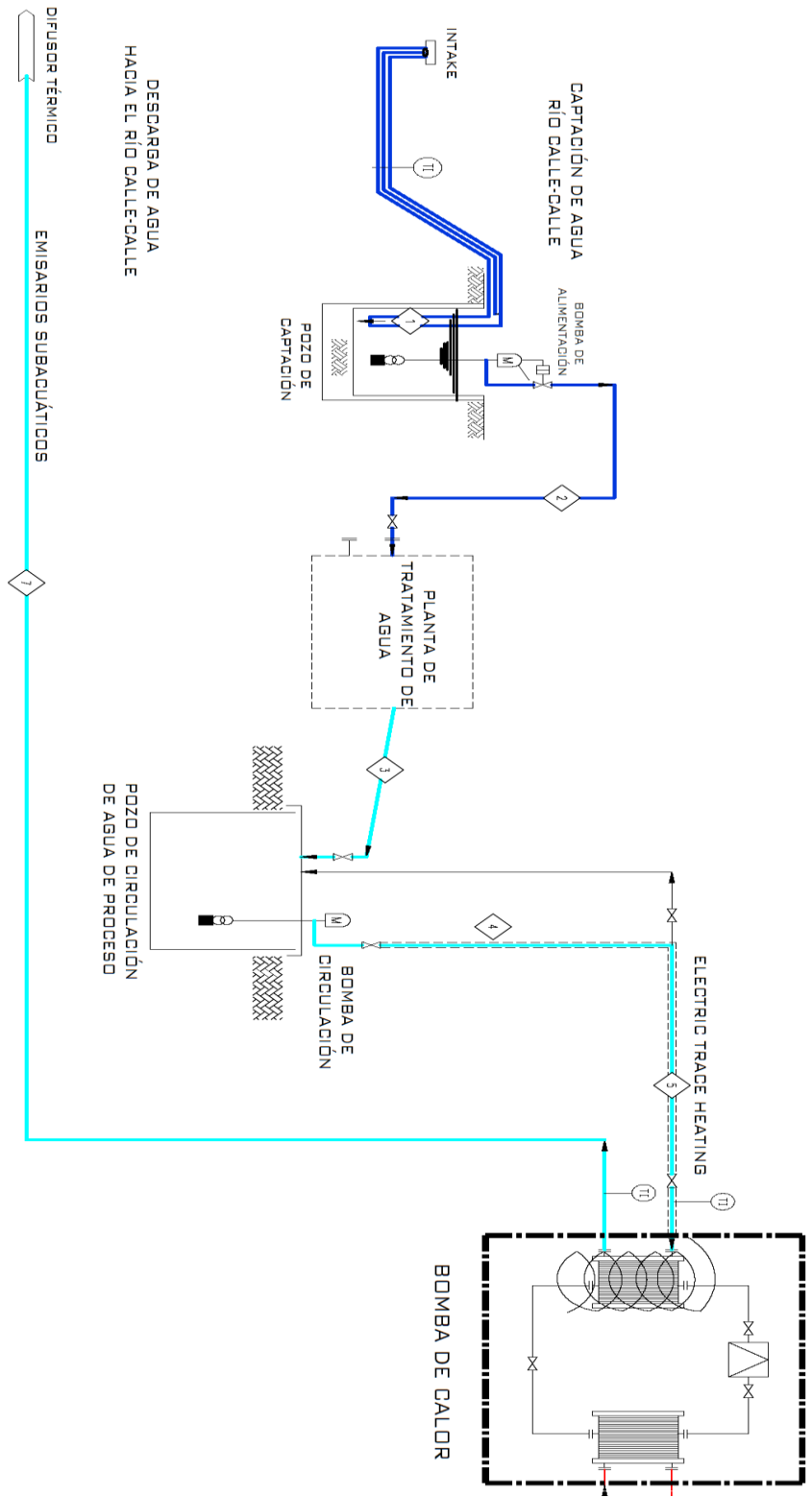


Figura 11.1 Diagrama de proceso del sistema de generación principal. Fuente: Elaboración propia.

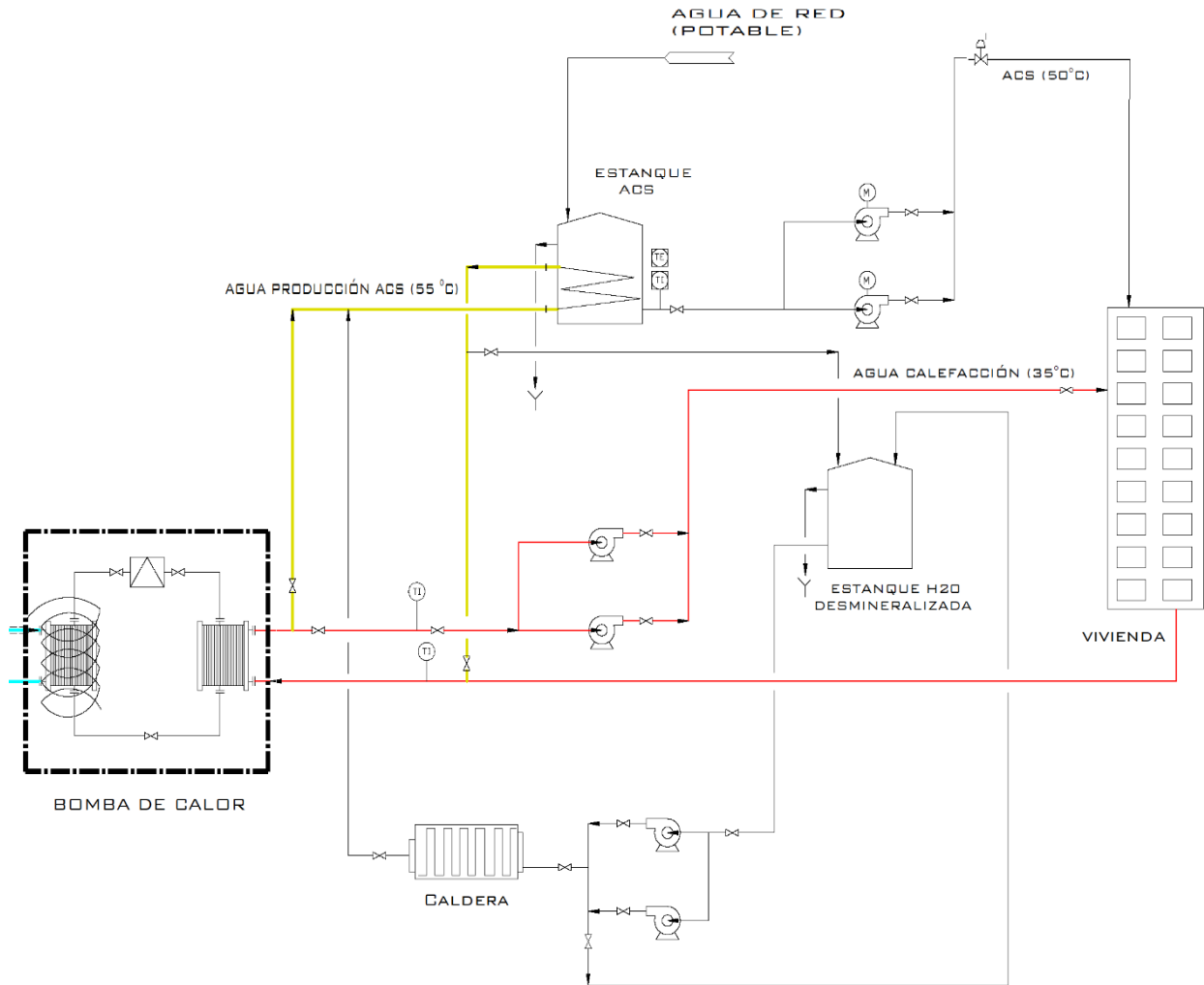


Figura 11.2 Diagrama de proceso del sistema de generación auxiliar y red de distribución. Fuente: Elaboración propia.

El sistema de generación auxiliar funciona en los periodos en que el potencial térmico del reservorio es insuficiente para satisfacer la demanda de CC y ACS de la comunidad. El proceso de funcionamiento se presenta en la figura 11.2, donde la caldera se encarga de la producción de ACS.

Además, en la figura 11.2 se presenta el funcionamiento de la red de distribución, donde las bombas de calor en modo calefacción suministran directamente el agua caliente hacia las viviendas, e cambio cuando operan en modo producción de ACS el flujo de agua circula por el interior de los acumuladores de ACS, calentando el agua de red depositada al interior de estos estanques. Posteriormente el agua recircula hacia la BC para repetir el ciclo.

11.1.1 Sistema de generación principal (RWSHP)

El sistema RWSHP funciona básicamente aprovechando el potencial térmico del río Calle-Calle como reservorio de agua superficial (foco frío). Parte del flujo de este, ingresa al sistema y es transportado hacia las bombas de calor, las cuales aprovechan el potencial térmico que transporta el agua y lo transfieren el calor hacia el fluido caloportador (agua caliente de calefacción), el cual tiene por función transportar el calor hasta los emisores (foco caliente). Posteriormente el agua de río (agua de proceso) es descargada hacia el reservorio mediante un difusor con el objetivo de generar el menor impacto posible al medio ambiente, ya que se está reinyectando el fluido a menor temperatura.

El sistema de generación principal se compone por los siguientes subsistemas:

- Captación
- Tratamiento de agua
- Circulación
- Generación
- Descarga

Captación

Este subsistema se encarga del transporte de fluido desde el reservorio hacia el pozo de captación, esto se realiza mediante el principio de Torricelli, el cual es una aplicación del teorema de Bernoulli y estudia el flujo de un líquido desde un recipiente (punto A, río), a través de un pequeño orificio (ducto de captación), bajo la acción de la gravedad hacia otro recipiente (punto B, pozo captación) como se aprecia en la figura 11.3.

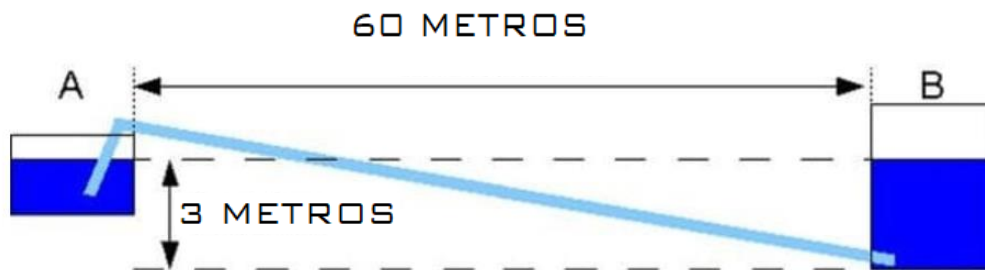


Figura 11.3 Esquema representativo del sistema de captación.

Cuando se ponen en comunicación dos depósitos que contienen un mismo líquido que inicialmente están a distinta altura, el nivel de uno de los depósitos baja mientras que el del otro sube hasta que ambos se igualan. Esta aplicación recibe el nombre de vasos comunicantes figura 11.4. Entonces se tienen dos recipientes de secciones S_1 (río) y S_2 (pozo) los cuales están comunicados por un tubo (tubería de captación) de sección s inicialmente cerrado (válvula de corte). Si las alturas iniciales de fluido en los recipientes h_{01} y h_{02} son distintas, al abrir la válvula de comunicación, el fluido pasa desde el reservorio al pozo hasta que las alturas h_1 y h_2 del fluido en los dos recipientes se igualan.

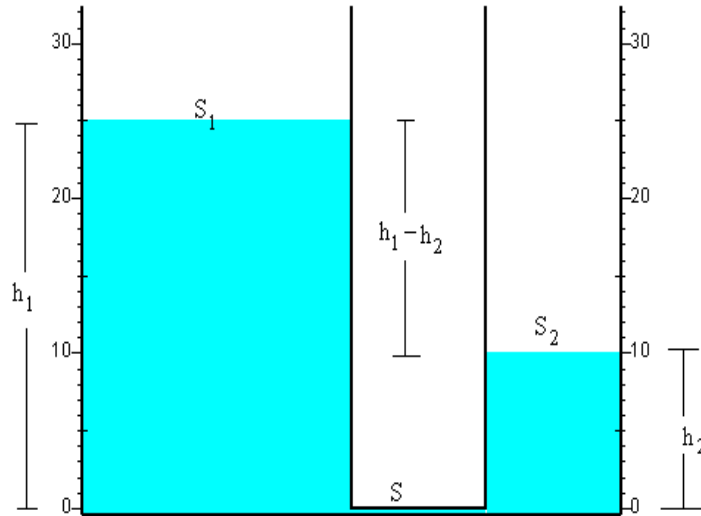


Figura 11.4 Esquema representativo de una aplicación de vasos comunicantes.

Si $h_{01} > h_{02}$, la altura h_1 del fluido en el primer recipiente disminuye y aumenta la altura h_2 en el segundo recipiente. La cantidad total de fluido no cambia, de modo que en la ecuación 8.14 se tiene que:

$$S_1 h_1 + S_2 h_2 = S_{01} h_{01} + S_2 h_{02} = (S_1 + S_2) h_{eq} \quad (11.1)$$

Donde h_{eq} es la altura final de equilibrio.

Posteriormente se puede deducir la función que describe la evolución de la altura h_1 o h_2 con el tiempo t . para ello se debe hacer uso del teorema de Torricelli [14], el cual sostiene en la ecuación 8.15 que la velocidad de salida de un fluido por un orificio situado en el fondo de un recipiente es:

$$v = \sqrt{2gh} \quad (11.2)$$

Siendo h la altura del fluido en el recipiente por encima del orificio.

Luego si se conectan ambos depósitos, se puede describir el comportamiento de los vasos comunicantes suponiendo que la velocidad del fluido en el tubo de comunicación es proporcional a la raíz cuadrada de la diferencia de alturas que alcanza el fluido en ambos recipientes.

$$v = \sqrt{2g(h_1 - h_2)} \quad (11.3)$$

El flujo que ingresa al sistema desde el río a través del tubo que comunica ambos recipientes se puede definir como vS , y en el tiempo dt será $vSdt$.

La disminución de la altura h_1 en el primer recipiente se expresa de la siguiente manera utilizando ec. 11.2.

$$-S_1 dh_1 = S \sqrt{2g(h_1 - h_2)} dt$$

Escribiendo h_2 en función de h_1 , podemos integrar la ecuación 11.3.

$$\int_{h_{01}}^{h_1} \frac{dh_1}{\sqrt{h_1 - h_{eq}}} = -\frac{S}{S_1} \sqrt{2g \left(1 + \frac{S_1}{S_2}\right)} \int_0^t dt$$

Resolviendo la integral resulta la siguiente expresión:

$$\sqrt{h_1 - h_{eq}} - \sqrt{h_{01} - h_{eq}} = -2t \frac{S}{S_1} \sqrt{2g \left(1 + \frac{S_1}{S_2}\right)} \quad (11.4)$$

Se alcanza la altura de equilibrio h_{eq} transcurrido un tiempo t , al evaluar en la ecuación 11.4 $h_1 = h_{eq}$. Por lo tanto, se debe definir los parámetros h_{eq} , S_2 y h_2 permiten dimensionar el pozo de alimentación, S permite definir el diámetro de la tubería de comunicación en función del tiempo que toma alcanzar la altura de equilibrio.

La instalación de los ductos de captación de agua de reservorio se realiza mediante la implementación de emisarios subacuáticos, los cuales permiten anclar la tubería en el sustrato del río, con el objetivo de prestar estabilidad a la estructura, evitando la deflexión y esfuerzos sobre las cañerías de captación.

El dispositivo de captación primario (*intake*) se compone de un filtro grueso y rejillas, para evitar el ingreso de organismos y sustancias orgánicas e inorgánicas suspendidas en el reservorio.

Para la puesta en marcha se utiliza una bomba de succión de vacío para suplir la diferencia de presión y generar el flujo de agua desde el reservorio hacia pozo alimentación. De esta manera el proceso de llenado del pozo se opera de manera continua, puesto que el llenado se realiza hasta que se alcanza la altura de equilibrio de diseño. En la sección 11.4.1 y 12.4.2 se aborda el cálculo del dimensionamiento del pozo de alimentación y piping de admisión para las condiciones de operación definidas.

Posteriormente desde el pozo se impulsa el agua de río (agua cruda) hasta la planta de tratamiento de agua mediante una bomba de impulsión vertical. Existen sensores de nivel y controladores que monitorean el funcionamiento de esta bomba, por lo que el sistema se encuentra programado para no impulsar fluido una vez sobrepasado el nivel mínimo de succión de seguridad, esto se realiza para evitar la ocurrencia de cavitación en la bomba.

Tratamiento de agua

En la sección 7.1 se presentaron las características físico- químicas del reservorio de estudio (tabla 7.1), donde resulto ser un río con presencia de solidos suspendidos, coliformes fecales, compuestos orgánicos e inorgánicos, sin embargo, en bajas concentraciones, por lo que el tratamiento de agua a realizar no resulta de todo invasivo al fluido, por lo que es factible su utilización.

Se debe considerar la incorporación de una planta de tratamiento de agua ya que la directa utilización del agua de río puede ser perjudicial para el funcionamiento de la bomba de calor, equipos y accesorios del sistema de generación. Las condiciones operacionales que debe cumplir el agua tratada (agua de proceso) se detallan en la Tabla 5.2.

Los principales equipos que componen la planta de tratamiento de agua corresponden a filtros gruesos, finos, ablandadores, bombas dosificadoras, estanque de almacenamiento y desgasificador. En la figura 11.5 se observa el esquema representativo del funcionamiento de una planta estándar para tratamiento de agua de una caldera.

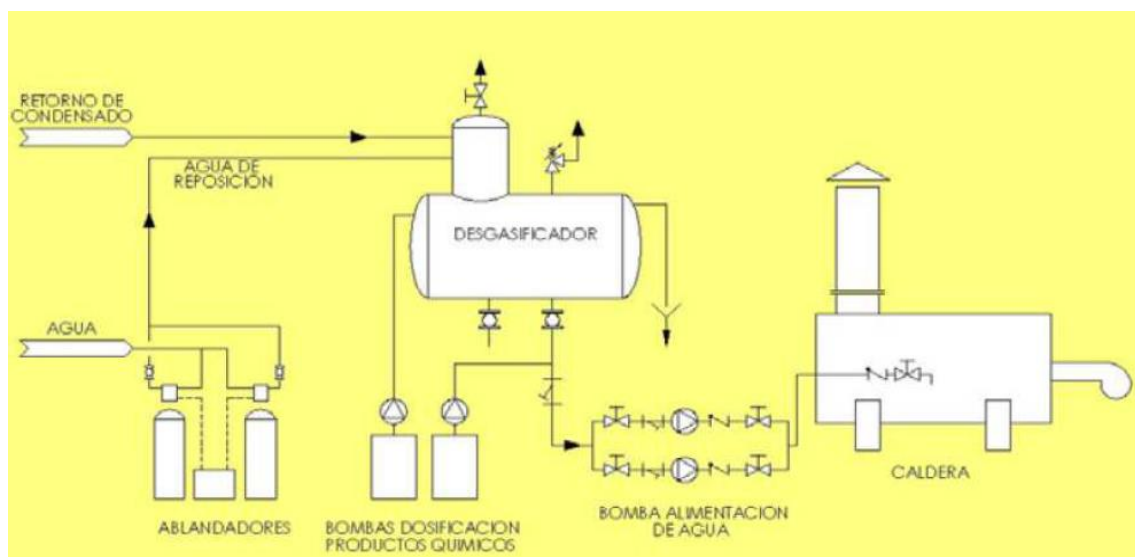


Figura 11.5 Esquema representativo del funcionamiento de una planta de tratamiento de agua de río.

Fuente: [55]

Una vez realizado el proceso de filtrado y descontaminación química, el agua es depositada en un estanque de acumulación, posteriormente se descarga el agua hacia el pozo de agua de circulación. La descarga de agua se realiza mediante el principio de Torricelli (gravedad) para evitar la utilización de bombas centrífugas para el transporte de fluido.

Circulación

Equipos y accesorios involucrados en este subsistema corresponden a las bombas de circulación, piping, sistema de aislación, cable de calentamiento eléctrico (*Electric Trace Heating, ET*), elementos de seguridad y control.

Este subsistema se encarga de impulsar el agua desde el pozo de circulación hasta el difusor del subsistema de descarga pasando antes por las bombas de calor, por lo tanto, la presión de operación debe superar las pérdidas de carga de las tuberías y la bomba de calor. Es importante que durante todo el proceso de generación, la temperatura del agua de operación se mantenga estable, puesto que de este parámetro, depende la cantidad de flujo de agua a requerir en el evaporador y el coeficiente de performance de la bomba de calor. Por ello se aplican métodos de aislación térmica (lana mineral) y se introduce la tecnología *electric trace heating (ET)* en el tramo de tuberías de ingreso a la bomba de calor con el objetivo de mantener la temperatura de ingreso a la bomba de calor mínimamente a 4[°C] para los periodos de bajo potencial térmico.

El sistema *electric trace heating* se utiliza principalmente para mantener o elevar la temperatura de un equipo o tuberías de interés y también para protegerlos frente a la congelación (ver figura 11.6), esto permite la operación del sistema a temperatura y flujo constante. Se instala alrededor del equipo de interés y mediante contacto directo (conducción) se calienta la zona a proteger. El funcionamiento del ET consiste en generar calor por medio de una resistencia eléctrica en el interior del cable. Una de las condicionantes para su instalación es que la tubería o equipo debe estar cubierto por aislamiento térmico para retener las pérdidas de calor de la tubería. El sistema ET mantiene un equilibrio térmico donde el calor proporcionado por este coincide con las pérdidas de calor de la tubería, por lo tanto, cuenta con sistema de control programable a las condiciones de operación. [56 y 57].

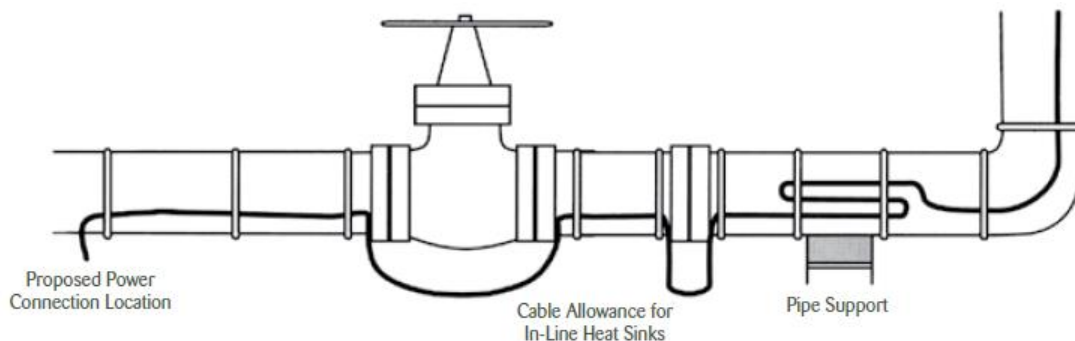


Figura 11.6 Esquema representativo de la instalación de un cable ET. Fuente: [56]

Generación

Este sistema es el más importante de la planta, puesto que en punto se aprovecha el potencial térmico del reservorio mediante BC. El funcionamiento del equipo fue detallado en la sección 5.2 y 5.3.

La bomba de calor debe trabajar bajo ciertas condiciones de operación de temperatura, flujo de agua y calor transferido. Dichos parámetros definirán el rendimiento de la bomba de calor. Por lo tanto, la determinación de las condiciones de borde debe ser en función de optimizar el funcionamiento de la bomba de calor.

Para los casos en que la temperatura del reservorio se encuentra en el orden de los 4 [°C] se debe tener especial cuidado, puesto que puede existir probabilidad de escarchamiento (congelamiento) en la superficie del evaporador de la BC y tuberías, si es que la temperatura ambiental es inferior a los 4 [°C]. Esto provoca que la maquina térmica se detenga automáticamente, imposibilitando el funcionamiento de esta hasta retirar la escarcha (sección 5.3). Para contrarrestar este efecto y permitir que la BC pueda operar bajo condiciones desfavorables, se utiliza la tecnología *electric trace heating* como fue señalado anteriormente.

El calentamiento mediante ET mantiene la temperatura por encima del punto de congelación, al equilibrar el calor perdido con el calor suministrado. Normalmente se utiliza un termostato para energizar el sistema cuando mide una temperatura que cae por debajo del nivel mínimo de temperatura establecido (3-5°C) y se le denomina “punto de ajuste”. El termostato desactiva la calefacción del electric trace cuando detecta que la temperatura sube más allá de la T° de juste, generalmente 1-2 [°C] por sobre ese nivel. Sin embargo, esto implica un gasto eléctrico, lo que implica una disminución del COP del sistema.

El sistema de generación es capaz de satisfacer las necesidades de calefacción y ACS de los condominios, suministrando agua para calefacción a 35 [°C] y agua para producción de ACS a 55 [°C]. El sistema de generación es controlado mediante controladores y actuadores automáticos que regulan el flujo de agua y la potencia eléctrica de funcionamiento de los equipos involucrados en la producción de agua caliente. El sistema se rige por la lógica de control programada y desde la sala de control y PLC.

En cuanto al sistema de producción de ACS, se realiza de manera indirecta, como se explica en la sección 5.1, el agua de proceso de calefacción es calentada en la BC y es impulsada hasta un serpentín ubicado en el interior del estanque acumulador de ACS, aquí es donde transfiere el calor hacia el agua de red depositado en estanque, a la salida de este el agua de red se denomina ACS y es puede ser utilizada directamente por los ocupantes de la vivienda.

El proceso de calefacción domiciliaria ocurre de forma similar a la producción de ACS, solo que en vez de utilizar como emisor un estanque acumulador, se emplean terminales de tipo loza radiante con un flujo de agua caliente a 35 [°C].

El sistema RWSHP funciona por módulos, donde cada bomba de calor funciona bajo modo calefacción o producción de ACS según sea la demanda del condominio. Para ello el sistema es programado y controlado para suministro de agua a 35 [°C] para CC y ACS 55 [°C] para ACS, esto permite mejorar la eficiencia del sistema y hace directo el uso de agua de calefacción en los domicilios, evitando el uso de un tanque de inercia térmica.

Descarga

Una vez aprovechado el potencial térmico del acuífero, el agua de proceso es transportada por el emisario y se descarga en el reservorio por medio de difusores, localizados en el tramo final. Desde el punto de vista hidráulico y sanitario, los difusores son los elementos mas importantes en la disposición de cualquier líquido subacuático natural. Puesto que minimizan el impacto generado por el choque térmico de fluidos.



Figura 11.7 Sistema de descarga mediante difusor y emisarios subacuáticos.

Los difusores están constituidos por una serie de salidas circulares, localizados en la parte final del emisario y abierto, sobre la generatriz superior de la tubería, tal como se observa en la figura 11.7.

El difusor tiene la capacidad de descarga máxima con la menor pérdida de carga posible además de impedir el ingreso de fauna y sustancias orgánicas e inorgánicas. La acumulación de estos elementos en las tuberías y difusores disminuyen el caudal de descarga y dificultan la limpieza.

11.1.2 Sistema de generación auxiliar (Caldera)

Para los periodos de alta demanda y bajo potencial térmico del reservorio (meses junio y julio), la bomba de calor no es capaz de suplir la demanda energética de CC y ACS de la comunidad, debido a que según la ecuación 5.11 al disminuir el diferencial térmico aprovechable del reservorio es necesario aumentar el flujo de agua, sin embargo, la bomba de calor posee un máximo de caudal de operación, lo cual limita la cantidad de calor generado. Para suplir el diferencial térmico restante, se instala un sistema de generación de respaldo, el cual es puesto en marcha solo para los periodos en que la BC no permite el completo suministro de calefacción. El equipo principal de este sistema corresponde a una caldera de condensación de alta eficiencia, que funciona mediante a gas.

Se utiliza como combustible gas natural, debido a su bajo costo, facilidad de transporte y bajo impacto ambiental. No se emplean combustibles fósiles sólidos como leña o carbón ya que requieren de un espacio importante para su almacenaje (canchas de acopio) lo cual genera más complicaciones para su implementación y también contribuyen con la polución de CO₂ y MP_{2,5} en el ambiente.

El sistema auxiliar es puesto en marcha cada vez que la demanda térmica supere la capacidad energética de producción del sistema de generación principal. El sistema de respaldo opera solo para la producción de ACS debido a que la temperatura de salida del agua de calefacción producida en la caldera es elevada (70 [°C]) lo cual no permite su operación directa en los emisores de calefacción domiciliaria disponibles en el condominio, por simplicidad se utilizan las BC únicamente como sistema de calefacción domiciliaria.

Los principales equipos constituyentes corresponden a la caldera de baja condensación, estanques de expansión, bombas de circulación, válvulas y controladores.

11.2 Selección bomba de calor

Se utiliza un sistema modular, que opera en función de la demanda térmica del momento, permitiendo la puesta en marcha de las BC según se requiera (modo CC o modo ACS). Debido a que varios módulos a plena potencia son más eficientes que emplear una unidad bomba de calor que funcione a media potencia la mayor parte del año. Se definen los criterios de diseño presentados continuación para la selección de la BC a utilizar acorde de los requerimientos de un sistema modular de calefacción distrital.

Las condiciones operacionales de la bomba de calor a seleccionar son las siguientes:

- Aportar mínimamente el 25% de la demanda total de calefacción mensual.
- N^o de BC en función de la distribución distrital de la demanda de calefacción.
- Fluido refrigerante R717.

Por lo tanto, es seleccionada la bomba de calor Mayekawa N6HK modelo PHX-R90. En la tabla 11.1 se exhiben las principales prestaciones de la BC (agua-agua) seleccionada y en la figura 11.8 se observa la forma física de la bomba de calor.

Refrigerante		R717	Evaporador	Tipo IC	Shell & plate HE
T° agua de calefacción		65 [°C]		T° reservorio	35/40 [°C]
Capacidad	Calefacción	523 [kW]		Flujo agua reservorio	64,9 [m3/h]
	Reservorio	399 [kW]	Condensador	Tipo IC	Shell & plate HE
	COP	6,5		T° agua de calefacción	60/65 [°C]
Potencia Compresor		105 [kW]		Flujo agua de calefacción	78,8 [m3/h]

Tabla 11.1 Características técnicas de la bomba de calor Mayekawa N6HK modelo PHX-R90. Fuente [58].



Figura 11.8 Fotografía de la bomba de calor MAYEKAWA N6HK.
Fuente [58]

11.3 Condiciones de operación

Para definir las condiciones de operación se realiza un proceso iterativo para seleccionar la temperatura T1 del ciclo de refrigeración correspondiente a la temperatura de salida del agua de proceso desde el evaporador. Entonces se procede con la simulación del ciclo obteniendo el calor requerido por el evaporador. Luego se calcula el caudal de agua de proceso (ecuación 5.11) necesario para entregar dicha cantidad calor. El proceso de cálculo se itera hasta que el flujo de agua de proceso sea de 64 [m3/h] (tabla 11.1). Esto con el objetivo de que el sistema opere a su máxima capacidad.

Se fijan las condiciones de operación para el modo calefacción y producción de ACS:

- T° agua de calefacción: 35 [°C]
- T° agua de producción ACS: 55 [°C]

Finalmente se obtienen las condiciones de operación de las bombas de calor que operan en modo calefacción y modo producción de ACS, cuyos resultados se encuentran en la tabla 11.2 y 11.3 respectivamente.

<i>Mes</i>	<i>T° reservorio</i> [°C]	<i>T₁</i> [°C]	<i>Q_{ev}</i> [kW]	<i>Q_c</i> [kW]	<i>w_c</i> [kW]	<i>COP</i>	<i>Heat Demand</i> [kW]	<i>N° BC_{CC}</i>
Enero	15,9							0
Febrero	14,0							0
Marzo	11,9	6	432	523	90,3	5,8	177	1
Abril	7,4	1,9	424	523	98,6	5,4	751	2
Mayo	7,9	2,3	425	523	97,9	5,3	994	2
Junio	3,9	1	217	270	51,9	5,2	1.425	6
Julio	5,2	1	313	390	73,6	5,3	1.194	3
Agosto	7,1	1,5	423	523	100	5,2	887	2
Septiembre	7,4	1,8	424	523	98,9	5,3	722	2
Octubre	9,1	3,4	427	523	95,6	5,5	766	2
Noviembre	12,0	6,2	433	523	89,8	5,8	195	1
Diciembre	13,2							0

Tabla 11.2 Condiciones de operación para la bomba de calor en modo calefacción.

Fuente: Elaboración propia.

<i>Mes</i>	<i>T° reservorio</i> [°C]	<i>T₁</i> [°C]	<i>Q_{ev}</i> [kW]	<i>Q_c</i> [kW]	<i>w_c</i> [kW]	<i>COP</i>	<i>Heat Demand</i> [kW]	<i>N° BC_{ACS}</i>
Enero	15,9	10	440	523	119,4	4,4	1.508	3
Febrero	14,0	8,6	399	523	123,6	4,2	1.476	3
Marzo	11,9	6,6	394	523	127,6	4,1	1.498	3
Abril	7,4	2,3	385	523	137,6	3,8	1.637	3
Mayo	7,9	3,2	358	523	135,5	3,9	1.735	3
Junio	3,9							0
Julio	5,2	1	312	425	113,9	3,7	1.796	3
Agosto	7,1	2	385	523	138,0	3,8	1.786	4
Septiembre	7,4	2,3	385	523	137,6	3,8	1.765	4
Octubre	9,1	3,9	389	523	134,1	3,9	1.715	4
Noviembre	12,0	6,7	395	523	127,6	4,1	1.669	3
Diciembre	13,2	7,9	397	523	125,7	4,2	1.620	3

Tabla 11.3 Condiciones de operación para la bomba de calor en modo producción ACS. Fuente: Elaboración propia.

De las tablas 11.2 y 11.3 se tiene que el número promedio de bombas de calor requerido para satisfacer la demanda de calefacción es de 2,4 y ACS es de 3,3. por lo que el sistema modular de BC constara de 6 unidades.

Es de notar que los meses junio y julio son los meses de mayor demanda agua de calefacción y ACS por lo que el sistema de generación mediante bombas de calor no permite suministrar la demanda térmica para las condiciones térmicas del reservorio. Por tanto, en teoría se requieren más de 6 BC para satisfacer lo requerido. Es aquí donde entra en funcionamiento el sistema de respaldo (caldera) el cual se encargará de suministrar la demanda de ACS y las bombas de calor se encargarán de suministrar la calefacción domiciliaria y suplir la demanda que no se está suministrando.

Se aprecia que en los meses de junio y julio la temperatura T1 será inferior a 4 [°C], lo cual presenta riesgo de escarchamiento de las cañerías y evaporador si es que la temperatura ambiental desciende bajo los 4 [°C] igualmente. Entonces, durante estos meses se hará uso de la tecnología *electric trace* para contrarrestar este efecto y asegurar el funcionamiento continuo del sistema de generación principal.

Ciclo de refrigeración

A continuación, en las figuras 11.9 y 11.10 se presenta el ciclo termodinámico para el mes de julio, el cual corresponde al periodo utilización de las bombas de calor a máxima capacidad.

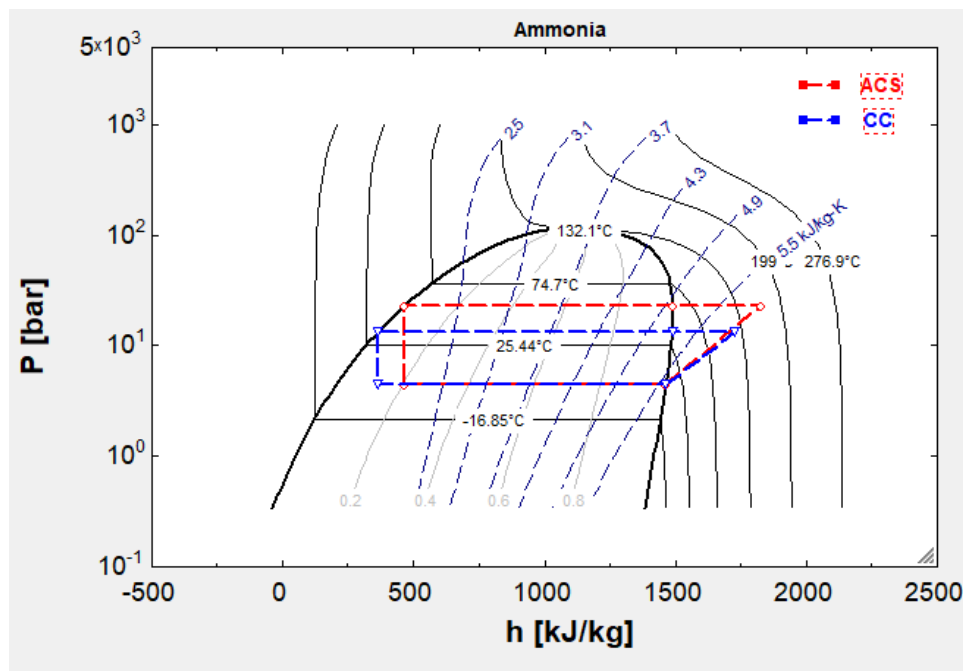


Figura 11.9 Diagrama P-h de las bombas de calor operando en modo CC y ACS durante el mes de julio. Fuente: Elaboración propia.

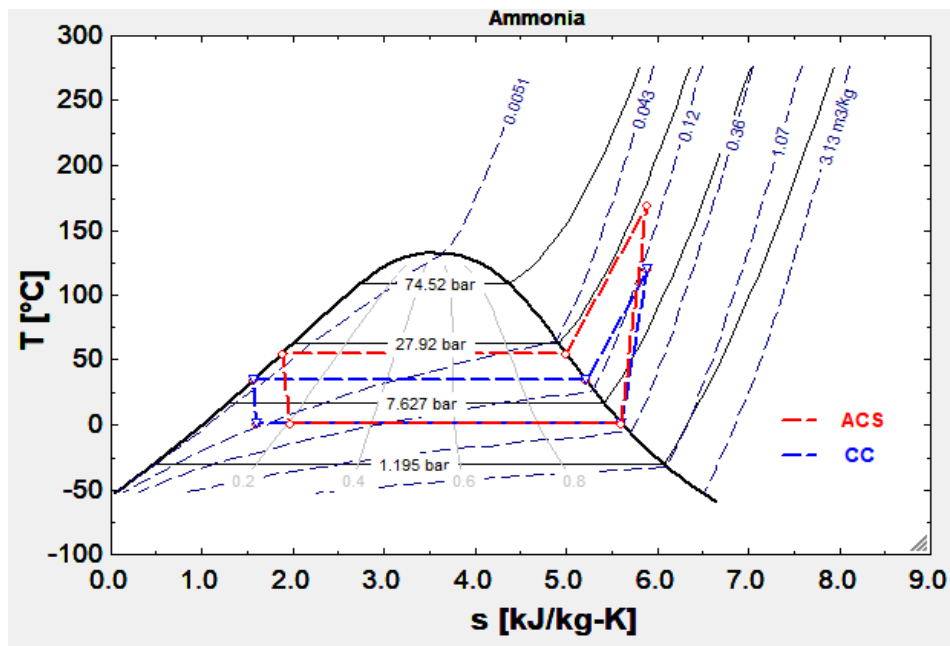


Figura 11.10 Diagrama T-s de las bombas de calor operando en modo CC y ACS durante el mes de julio. Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 8.19 y 8.20 presentan las propiedades termodinámicas para los ciclos de refrigeración en modo calefacción y ACS respectivamente durante el mes de julio.

<i>Estado</i>	T° [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x
1	1	4,5	1.463	5,6	1
2	121	13,5	1.724	5,8	Sobrecalentado
3	35	13,5	366	1,5	0
4	1	4,5	1.463	1,6	Saturado

Tabla 11.4 Estados termodinámicos de la bomba de calor en modo calefacción para el mes de julio. Fuente: Elaboración propia.

<i>Estado</i>	T° [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x
1	1	4,5	1.463	5,6	1
2	169	23,1	1.824	5,9	Sobrecalentado
3	55	23,1	466	1,8	0
4	1	4,5	466	1,9	Saturado

Tabla 11.5 Estados termodinámicos de la bomba de calor en modo producción ACS para el mes de julio. Fuente: Elaboración propia.

11.4 Dimensionamiento Equipos

Una vez descrita la solución y definidas las condiciones de operación de la bomba de calor, se procede con el dimensionamiento de los equipos involucrados, para posteriormente realizar una selección adecuada de equipos. Este proceso de cálculo se realiza en función de la operatividad del

sistema de generación a su máxima capacidad. Cabe destacar que solo serán dimensionados los equipos y obras principales del sistema de generación principal y auxiliar. Los cuales se presentan a continuación.

Sistema de generación principal

- Pozo de captación
- Pozo de proceso
- Bombas de alimentación
- Bombas de circulación
- Piping captación
- Piping circulación
- Electric Trace

Sistema de generación auxiliar

- Caldera
- Estanque acumulación ACS

El método de cálculo se realiza en función del mes de julio debido a que corresponde al periodo de máxima demanda térmica donde operan todos los módulos de BC disponibles. El requerimiento calorífico de 1.194 [kW] en calefacción y 1.796 [kW] en ACS.

11.4.1 Pozos

El dimensionamiento de los pozos consiste básicamente en la estimación del volumen útil. Se deben tener presente los tiempos de detención mínimo y máximo de las bombas hidráulicas, además de los caudales máximo y mínimo de fluido de operación en el sistema de captación (bomba de alimentación impulsando el agua de reservorio hacia la planta de tratamiento). A priori se diseña en función de los caudales de agua de proceso requerido por la bomba de calor.

Pozo captación

El pozo de captación posee flujos de entrada que corresponden al proceso de llenado, el cual se realiza de manera automática mediante el principio de Torricelli (vasos comunicantes), sección 11.1.1 (captación). En cuanto a los flujos de salida se refiere al caudal de agua de es impulsada desde el pozo de captación hacia la planta de tratamiento de agua mediante la bomba de alimentación. El cálculo a realizar en esta sección corresponde a determinar la profundidad del pozo de captación para una superficie definida, en función del periodo de detención de la bomba (configurado a 5 [min]), de tal forma que logre alcanzar el nivel de agua de seguridad (heq) en un tiempo t_{eq} inferior a 5 [min].

El proceso de llenado del pozo de captación es mediante vasos comunicantes los cuales utilizan como principio de funcionamiento el teorema de Torricelli. En la sección 11.1.1 (captación) se desarrolla la memoria de cálculo para obtener los parámetros de interés

correspondiente a la velocidad de salida del fluido desde un orificio, la altura de equilibrio y el tiempo de llenado.

Para los efectos de cálculo se asumirán las siguientes condiciones de borde acorde a los parámetros necesitados en la ecuación 11.4. En las figuras 11.3 y 11.4 se aprecia el funcionamiento del sistema de captación, donde el pozo 1 corresponderá al río y el pozo 2 el de captación. En la tabla 11.6 se aprecian las condiciones de operación.

Parámetro	Caudal Máximo [l/min]	Tiempo detención [min]	Superficie Río (S1) [m ²]	Superficie Pozo (S2) [m ²]	Nivel de agua río (h1) [m]	Nivel de agua mínimo del pozo (h2) [m]
Valor	8,3	5	31.400	11	3	0,5

Tabla 11.6 Condiciones de operación pozo de captación de agua de río. Fuente: Elaboración propia.

La superficie del río se estima como área circular tomando como diámetro la distancia desde una orilla a la otra de la zona de extracción de agua (ver figura 7.5) y la superficie del pozo de captación como el área disponible en la zona de instalación de la planta. Se estima el caudal máximo con un 10% extra sobre el requerido por la bomba de calor, para considerar factores de almacenaje y pérdidas de fluido.

En primer lugar, se calcula el volumen útil del pozo, el cual corresponde a la multiplicación entre el caudal máximo de operación y el tiempo de detención (corresponde al periodo de tiempo de llenado del pozo) y se obtiene un volumen 40[m³]. Posteriormente se iteran de los siguientes parámetros de: profundidad y superficie del pozo y el diámetro del ducto de captación y se utiliza la ecuación 11.4 para la obtención de h_{eq} y la fórmula 11.2 para el tiempo de que tarda en alcanzar h_{eq} . Este proceso se repite hasta que t_{eq} sea inferior en 1 [min] al tiempo de detención y h_{eq} se encuentre 0,5 [m] bajo la profundidad del pozo (ecuación 11.5).

$$h_{eq}[m] = Profundidad_{pozo} - 0,5 \quad (11.5)$$

En la tabla 11.7 se presentan los resultados obtenidos para el dimensionamiento del pozo de captación y el ducto de captación.

Parámetro	Volumen [m ³]	Profundidad [m]	Superficie S ₂ [m ²]	Diámetro Ducto [in]	t_{eq} [min]
Valor	40	3,5	11	15	4

Tabla 11.7 Parámetros de diseño del pozo de captación. Fuente: Elaboración propia.

Pozo de agua de proceso

El dimensionamiento de este se realiza de manera similar, con la particularidad de que el proceso de llenado no ocurre por el fenómeno de vasos comunicantes, sino por gravedad solamente. Para ello se asumirá que el agua de tratamiento tiene una capacidad de almacenamiento de agua del 25% del volumen útil del pozo de captación y mediante un proceso contante de tratamiento de agua, es alimentado el pozo de proceso.

Se utiliza el principio de Torricelli ecuación 11.2 para obtener la velocidad de salida del agua de proceso en función del diámetro del ducto el cual será iterado hasta que el volumen de descarga al pozo sea un 5% superior al requerido por la bomba de calor sea alcanzado en un tiempo inferior a 5 [min], de esta manera se estima el volumen útil del pozo y el tiempo de llenado de este. Posteriormente queda definir las dimensiones de profundidad y superficie en función del espacio disponible en la planta. En la tabla 11.8 se presentan los resultados obtenidos.

Parámetro	Volumen [m ³]	Profundidad [m]	Superficie S ₂ [m ²]	Diámetro Ducto [in]	t _{eq} [min]
Valor	33	3,5	10	4	4

Tabla 11.8 Parámetros de diseño del pozo de agua de proceso. Fuente: Elaboración propia.

La superficie se estima en función del espacio disponible de la planta, al igual que la profundidad (ver figura 7.5).

11.4.2 Bombas Centrífugas

El objetivo del dimensionamiento es el de obtener los parámetros de operación de la bomba para posteriormente seleccionar la bomba hidráulica más adecuada para la aplicación requerida. Los parámetros de interés corresponden a: la capacidad de impulsión en términos de caudal, la altura de energía total que la o las bombas deben imprimir al flujo, la presión de operación y el tipo de fluido a impulsar. La capacidad de la bomba es el volumen de líquido que puede bombear por una unidad de tiempo y se expresa en m³/h. La altura de energía o altura totales que deben aportar las bombas es igual a la suma de las pérdidas de carga a través del sistema, más la diferencia de cotas entre el nivel de descarga y el nivel de agua en el pozo de bombeo. Finalmente es necesario obtener la presión de operación de la bomba para el posterior dimensionamiento del sistema de cañerías, el cálculo de este parámetro se realiza mediante la ecuación 11.6.

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot H_t}{1.000} \quad (11.6)$$

En donde:

- P: Presión de operación [kPa].
- ρ: Densidad del fluido [kg/m³].
- g: Aceleración de gravedad, equivalente a 9,8 [m/s²].
- H_t: Altura manométrica total [mca].

La altura manométrica total H_t está compuesta por la altura geométrica de elevación, las pérdidas por rozamiento, la altura de velocidad y las pérdidas de carga singulares y lineales y se obtiene al resolver la ecuación 11.7.

$$H_t = H_{gt} + H_f + H_s + H_{out} \quad (11.7)$$

En donde:

- H_t : Presión total [mca].
- H_{gt} : Altura geométrica total [mca].
- H_f : Pérdidas de cargas por fricción [mca].
- H_s : Pérdidas de cargas singulares [mca].
- H_{out} : Altura de velocidad.

La altura geométrica total (H_{gt}) es la diferencia de cotas del líquido en los niveles de la descarga y aspiración, está compuesta por la altura geométrica de aspiración (h_s) que es la diferencia de cotas existentes entre el nivel del líquido en la aspiración (simplicidad se asume de 1 [mca]) y el eje del rodete de la bomba y la altura geométrica de elevación (h_d) que es la diferencia de cotas existentes entre el nivel del líquido en la descarga y el eje del rodete (ecuación 11.8).

$$H_{gt} = h_s + h_d \quad (11.8)$$

La pérdida por rozamiento corresponde a la fricción que produce el flujo del agua a través de las tuberías. Estas pérdidas se pueden calcular mediante la fórmula de Darcy-Weisbach (ecuación 11.9), tanto para la tubería de aspiración (h_{fs}) como la de impulsión (h_{fd}).

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (11.9)$$

Donde:

- h_f : Pérdida de carga debida a la fricción, [mca].
- f : Factor de fricción de Darcy.
- L : Longitud de la tubería, [m].
- D : Diámetro de la tubería [m].
- v : Velocidad media del fluido, [m/s].
- g : aceleración de gravedad [m/s²].

Luego la ecuación de Darcy-Weisbach se puede escribir en función del caudal Q [m³/s] como:

$$h_f = f \frac{8 \cdot L \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5} \quad (11.10)$$

Posteriormente el factor de fricción de Darcy f o también conocido como coeficiente de rozamiento se calcula mediante la fórmula de Colebrook-White 11.11.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \cdot \left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (11.11)$$

Donde

- Re : Número de Reynolds.
- k/D : Rugosidad relativa.
- k : Rugosidad [mm].

El número de Reynolds se expresa mediante la ecuación 11.12.

$$Re = \frac{vD}{\nu_s} \quad (11.12)$$

Donde:

- ν_s : Viscosidad relativa del fluido, [m²/s]
- v : Velocidad del fluido, [m/s].
- D : Diámetro de la tubería, [m].

Para la obtención de f es necesario el uso de métodos iterativos y el diagrama de Moddy la rugosidad relativa se evalúa para tuberías lisas.

Las pérdidas de carga singulares (h_m) son las que se producen en las piezas especiales (codos, T, cambios de sección etc), válvulas y equipos. Suelen estimarse como una fracción de la altura de velocidad utilizando la siguiente expresión 11.13.

$$h_m = k \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (11.13)$$

Donde

- k = coeficiente de pérdida de carga
- v = velocidad del liquido, [m/s]

La Altura de velocidad corresponde a la energía cinética contenida en el líquido bombeado en cualquier punto del sistema y viene dado por la ec. 11.14.

$$h_m = \frac{v^2}{2g} \quad (11.14)$$

En la ecuación la altura de velocidad se considera que se pierde en la descarga de la tubería de impulsión. En la práctica, esta pérdida de energía se toma como equivalente a una pérdida en la salida y se incluye como pérdida localizada.

A continuación, en la tabla 11.9 se presentan los resultados para las condiciones de operación del sistema de generación.

Equipo	Línea	Subsistema	Fluido	Q_{max} [m ³ /h]	Q_{medio} [m ³ /h]	H_t [mca]	P [bar]
Bomba alimentación	2	Captación y Planta de Tratamiento	Agua río (cruda)	480	311	18,1	2
Bomba Circulación	4-5-6-7	Circulación y Descarga	Agua río (procesada)	400	280	23,7	2,4

Tabla 11.9 Condiciones de operación requeridos por los sistemas de bombeo. Fuente Elaboración propia.

11.4.3 Piping

Para llevar a cabo el diseño de las tuberías que componen las distintas líneas de proceso se dividen éstas en tramos, cada uno de los cuales está formado por la porción de línea comprendida entre dos equipos consecutivos. De esta forma los diferentes aspectos a calcular (diámetro óptimo de la conducción, pérdidas de carga, etc.) se evalúan independientemente para cada uno de estos tramos. La definición y descripción de los diferentes tramos de tubería se realizará sobre el correspondiente diagrama de flujo, usándose para designar cada uno de ellos los nombres de los equipos que constituyen su principio y su final.

Selección del material

Se define entonces el tipo de material a utilizar para la construcción de la red de cañerías del sistema de generación de agua caliente de calefacción, considerando los siguientes requerimientos:

- Requerimientos de código/norma.
- Fluido (propiedades físico-químicas del fluido).
- Presión y temperatura del fluido.
- Ambiente externo de la cañería.
- Costo instalación.

La adecuada selección del material es fundamental dado que determina la rugosidad de las cañerías (pérdidas de carga), la resistencia térmica, propiedades químicas y mecánicas.

Siguiendo lo recomendado por la literatura [8], [25], [26] se utiliza material HDPE (High Density Polyethylene), el cual destaca por su baja conductividad térmica (0,45 [W/mK] comparada con los metales, convirtiéndose así en un excelente aislante, sus cambios de temperatura se producen después de varias horas hasta alcanzar su equilibrio.

Las principales ventajas se encuentran que no se ve afectado por la corrosión, resistencia a fluidos de alcalinos y ácidos, baja conductividad térmica, resistencia mecánica frente al congelamiento del fluido, baja pérdida de carga, fácil instalación, etc.

Las principales propiedades del material seleccionado se presentan en la tabla 11.10.

Propiedad	Unidades	Valor	Normas
Densidad (resina base)	g/cm ³	0,949	ISO 1183
Módulo de elasticidad	N/mm ²	1.400	ISO 527
Tensión máxima elástica	N/mm ²	25	ISO 6259
Coefficiente medio de dilatación lineal	n/m°C	$2 \cdot 10^{-4}$	ASTM D 396
Conductividad térmica a 20[°C]	w/mK	0,4	DIN 52612

Tabla 11.10 Características técnicas del material HDPE. Fuente [59]

Aislación

Para evitar la transferencia de calor no deseada desde el agua de proceso hacia el ambiente, es necesario la instalación de un aislante térmico. Algunos factores a considerar para dimensionar el aislamiento.

- Tipo de aislante.
- Conductividad térmica.
- Campo de temperaturas de trabajo.
- Densidad del aislante.
- Facilidad de instalación.

Además, otra razón para la implementación de aislación se debe a que para la instalación del electric trace heating, es requisito operacional la instalación de un sistema de aislación.

El parámetro por dimensionar corresponde al espesor del aislante seleccionado, el cual estará definido en función del radio de la tubería, radio del aislante, conductividad térmica de este y la resistencia térmica deseada.

Se selecciona la lana de vidrio como material de aislamiento debido cumple con los requisitos técnicos de operación requeridos en el sistema y corresponde a uno de los aislantes más utilizados para este tipo de aplicaciones ya que opera hasta temperaturas de 200 [°C]. Se destacándose su alto aislamiento térmico, incombustibilidad, inalterabilidad, flexibilidad y absorbente acústico.

Posee un bajo coeficiente de conductividad térmica, debido a la fijación de aire quieto y seco alrededor de cada una de las miles de fibras que lo conforman. Su coeficiente de conductividad térmica varía entre 0,03 y 0,043 [W/m°C], según sea la densidad del material.

Se debe corroborar la conveniencia de la instalación del material seleccionado. Para ello se realiza el cálculo del espesor crítico de aislamiento (r_c). Si este valor es menor al radio exterior del ducto, la transferencia de calor disminuirá al colocar el aislante. Este se calcula mediante la relación entre la conductividad del aislante y el coeficiente convectivo del ambiente $h_{ambiente}$ [W/m°C] (se asume un valor de 2 para convección natural) que rodea el ducto, se relaciona mediante la ecuación 11.15.

$$r_c = \frac{k_{aislante}}{h_{ambiente}} \quad (11.15)$$

Segmentación de las líneas

En la figura 11.11 se presenta la distribución de la red de cañerías del sistema de generación principal y auxiliar, expresando las condiciones operación de flujo y largo. Esto permitirá el posterior análisis por separado de cada tramo en función de los requerimientos térmicos y flujo. De esta forma es posible dimensionar las tuberías y equipos con mayor para su posterior selección. En la figura 11.11 los números (1-7) representan los tramos de red de cañerías mientras que los casilleros los equipos del proceso.

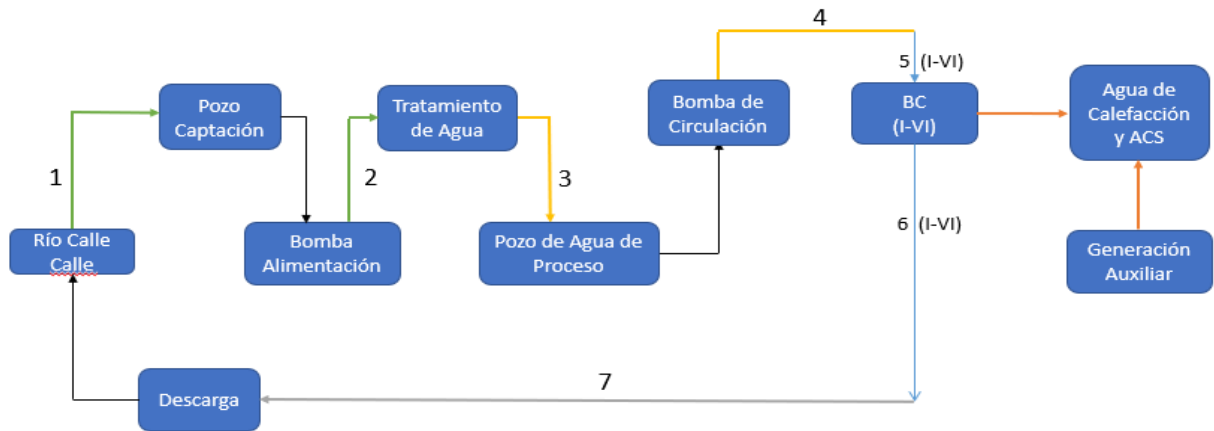


Figura 11.11 Diagrama resumen del trazado de red del sistema RWSHP.
Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 11.11 se presenta el detalle las condiciones de operación para el mes de julio.

Parámetro\Línea	1	2	3	4	5 (I-VI)	6 (I-VI)	7
Fluido	Agua Cruda	Agua Cruda	Agua de Proceso	Agua de Proceso	Agua de Proceso	Agua de Proceso	Agua de Proceso
P [bar]	0,1	0,8	0,1	1,8	1,8	1,2	0,4
T° [°C]	6	6	5	5	5	1	1
Flujo [m3/h]	526	480	516	390	65	65	390

Tabla 11.11 Condiciones de operación para el mes de máxima demanda térmica de estudio.
Fuente: Elaboración Propia.

Para efectos de cálculo se estima que la planta de tratamiento de agua almacena un 10% del flujo de agua que ingresa en el sistema de captación, por lo tanto, el flujo de agua de proceso (3) no corresponde al mismo de la línea 2. Esto se debe a que el proceso de tratamiento de agua no es inmediato y es necesario contar con cierta cantidad de agua almacenada de tal manera de disponer de agua de proceso para uso inmediato.

Como se señala en la sección 10, la red de tuberías de agua caliente (sistema de distribución) se considera solo para la estimación de costos, por lo que no está considerado en el cálculo realizado.

Dimensionamiento tubería

El dimensionamiento del diámetro de las líneas de cañerías se resuelve en función del caudal necesario el fluido, de las diferencias de cota existentes, de las presiones disponibles, de las velocidades y pérdida de carga admisibles, de la naturaleza del fluido y del material de la tubería. En cuanto al dimensionamiento del largo de las cañerías se realizará de manera estimativa en función de las dimensiones de la planta.

Para calcular el diámetro interno de la cañería se tiene la ecuación 11.16.

$$D_{int} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{V \cdot \pi}} \quad (11.16)$$

En donde:

- D_{int} : Diámetro interno de la cañería [m].
- V : Velocidad del fluido [m/s] (Se asume una velocidad de proceso de 2 [m/s]).
- Q : Caudal de Diseño[m³/s]

Luego se calcula el espesor de la tubería con la expresión 11.17.

$$e = \frac{P \cdot D_{int}}{2 \cdot \sigma_{adm}} \quad (11.17)$$

En donde:

- D_{int} : Diámetro interno de la cañería [m].
- P : Presión de operación [kPa].
- σ_{adm} : Tensión admisible del material de la cañería [kPa]

En la tabla 11.12 se tienen los resultados para el dimensionamiento de las líneas.

Parámetro\Línea	1	2	3	4	5 (I-VI)	6 (I-VI)	7
Fluido	Agua Cruda	Agua Cruda	Agua de Proceso	Agua de Proceso	Agua de Proceso	Agua de Proceso	Agua de Proceso
Largo[m]	70	10	10	20	40	40	120
Diámetro nominal [in]	15	12	8	12	4	4	12
Espesor [mm]	22	24	22	22	10	10	22

Tabla 11.12 Parámetros dimensionales de las líneas de cañerías. Fuente: Elaboración propia.

Dimensionamiento aislación

De la ecuación 8.28 se tenía que el coeficiente convectivo tendrá un valor de 2 para convección natural con una temperatura ambiental 20 [°C], luego la conductividad térmica de la lana mineral es de 0,035 [W/m°C], obteniendo un espesor crítico de 17,5 [mm] el cual es menor al diámetro externo del ducto, por lo que si es factible utilizar lana mineral como elemento de aislación.

Posteriormente se calcula el calor que escapa (W/m) de la cañería para las condiciones de operación mas desfavorables (mes de julio) donde se tiene el peor potencial térmico del reservorio. El agua de rio tendrá una temperatura de 4 [°C] y la temperatura ambiental media corresponde a -1 [°C]. Para obtener el calor disipado por la tubería se resuelve mediante la ecuación 11.18.

$$Q_{aislado} = \frac{2\pi \cdot (T_i - T_e)}{\ln\left(\frac{r_c}{r_e \cdot k_{aislante}}\right) + \frac{1}{r_c \cdot h_{ambiente}}} \quad (11.18)$$

Donde:

- $Q_{aislado}$: Calor disipado al ambiente, [W/m].
- T_i : Temperatura interna del ducto, [°C].
- T_e : Temperatura ambiental exterior, [°C].
- r_e : Radio exterior del ducto, [m].

Finalmente, para realizar el cálculo del espesor del aislante se procede mediante [62] y en función del calor disipado y el diferencial de temperatura entre el fluido que circula por el ducto y el ambiente. Los principales resultados para el dimensionamiento del espesor del sistema de aislación se presentan en la tabla 11.13.

Parámetro\Línea	1	2	3	4	5 (I-VI)	6 (I-VI)	7
Fluido	Agua Cruda	Agua Cruda	Agua de Proceso	Agua de Proceso	Agua de Proceso	Agua de Proceso	Agua de Proceso
$Q_{aislado}$ [W/m]	-	-	-	5	3	3	5
Espesor aislante [mm]	-	-	-	30	20	20	30

Tabla 11.13 Parámetros dimensionales del sistema de aislación. Fuente: Elaboración propia.

11.4.4 Electric Trace

Para el dimensionamiento del *electric trace heating*, es necesario fijar las condiciones operación correspondiente a los periodos en que el potencial térmico del reservorio es insuficiente para suministrar la totalidad de la demanda de calefacción y ACS del condominio. Este sistema sirve de apoyo para que las BC en modo calefacción sigan en funcionamiento, mientras que la producción de ACS se delega al sistema auxiliar (caldera). En la tabla 11.14 se definen las condiciones de operación.

Temperatura mantenimiento [°C]	4		Factor de Seguridad	1	
Temperatura mínima ambiental [°C]	1		Tipo Aislante	Lana mineral	
Ubicación	Indoor		Espesor Aislante [mm]	30	20
Velocidad Viento [m/s]	2		Diferencial T° [°C]	23	
Diámetro Nominal [in]	12	4			

Tabla 11.14 Condiciones de operación para *Electric Trace Heating*. Fuente: Elaboración propia

Luego se definen las pérdidas de calor de la tubería, las cuales se estiman de la guía *Chromalox heat trace design guide* [57]. ET. En donde se selecciona en función del diámetro nominal de la tubería y el espesor del aislamiento (tabla 11.13), para luego multiplicar por un factor de ajuste de para el tipo de aislación (1,15) según la guía *Chromalox*. Los resultados obtenidos se presentan en la tabla 11.15.

Parámetro\Línea	4	5 (I-VI)	6 (I-VI)
Diámetro Nominal [in]	12	4	4
Espesor Aislante [mm]	38	25,4	25,4
Perdida de Calor [W/m]	22,9	12,1	12,1

Tabla 11.15 Parámetros de diseño del *Electric Trace Heating*. Fuente: Elaboración propia.

Posteriormente se obtiene el consumo eléctrico del cable por metro lineal, siguiendo el procedimiento de guía de diseño [57], resultando 7,9[W/m], sin embargo, la tabla entregada por el proveedor considera un diferencial de temperatura de 23 [°C], lo cual no ocurre en este caso puesto que el diferencial máximo corresponde a 7 [°C].

A continuación, se calcula el largo total del cable electric heating. Donde se debe sumar el largo de todas las tuberías involucradas y los accesorios auxiliares del piping (válvulas, flanges, etc.). en cuanto al ET de la BC, esta será solicitada al proveedor, por lo que la estimación del largo del cable para la BC se considerará como 4 vueltas al evaporador (perímetro), resultando 6 [m]. Para la estimación del largo de los equipos accesorios se obtienen mediante estipula la guía [57]. En la tabla 11.16 se presenta el resumen del cálculo del largo total del cable requerido.

Tipo	Largo unitario [m]	Cantidad	Largo total [m]
Tubería	20	1	25
	10	6	65
Válvulas	3	8	18
BC	6	6	38

Tabla 11.16 Dimensiones cable *Electric Trace Heating*. Fuente Elaboración propia.

Finalmente se tiene que el largo total del cable de calentamiento es de 151[m] y se multiplica por un factor de seguridad de 1,2 [57]. Resultando el largo de cable requerido es de 175 [m].

11.4.5 Caldera y Acumulador ACS

La producción de ACS se encuentra determinada por el binomio “potencia/capacidad de la acumulación”. Se denominan sistemas de acumulación a aquellos cuyo volumen cubre la hora punta, mientras que la denominación semi acumulación se conserva solo para capacidades de acumulación que solo cubren unos minutos punta.

Se tiene que la energía útil que proporciona el sistema debe ser capaz de cubrir la demanda de la hora punta y se calcula según la ecuación 11.19 [6]:

$$E_{hp} = Q_{punta} \cdot (T_{ACS} - T_{red}) \cdot 1,16 \quad (11.19)$$

Donde

- E_{hp} : Energía util, [kWh].
- Q_{punta} : Consumo ACS horario punta, [l].
- T_{ACS} : Temperatura de utilización ACS, [°C].
- T_{red} : Temperatura del agua de red, [°C]
- 1,16: Factor cambio unidades, [Wh/l · °C].

Luego se tiene que la energía proporcionada por el sistema es la suma de lo aportado por la producción (intercambiador de calor) más la almacenada por en los depósitos acumuladores.

Entonces la energía que aporta la producción referida a 1 hora resulta la ecuación 11.20.

$$E_{producción} = P_{caldera} \cdot 1[h] \cdot \eta_{prdACS} \quad (11.20)$$

Donde

- $P_{caldera}$: Potencia util de la caldera, [kW].
- η_{prdACS} : Rendimiento del sistema de producción de ACS

El rendimiento de sistema de producción de ACS incluye las perdidas por intercambio, acumulación, distribución y recirculación. Se estima en un 75% [6].

La energía acumulada en los depósitos acumuladores potencialmente utilizable durante la hora punta de consumo se puede estimar según 11.21.

$$E_{acumulación} = V_{acumulación} \cdot (T_{acumulación} - T_{red}) \cdot 1,16 \cdot F_{uso\ acumulación} \quad (11.21)$$

Donde

- $E_{acumulación}$: Energía acumulada, [kWh]

- $V_{acumulación}$: Volumen total de todos los depósitos acumuladores, [l].
- $T_{acumulación}$: Temperatura de acumulación, [°C].
- $F_{uso\ acumulación}$: Factor acumulación.

El factor acumulador corresponde al uso del volumen del acumulador, depende de las dimensiones y del número de depósitos de acumulación, ya que en el interior de los mismo existe una zona de mezcla entre las agua fría y caliente, en la cual la temperatura resulta inferior a la de uso, razón por la cual no puede ser utilizado para consumo. Este factor se calcula según ecuación 11.22 [6].

$$F_{uso\ acumulación} = 0,63 + 0,14 \cdot \frac{H}{D} \quad (11.22)$$

Donde

- H : Altura del depósito, [m].
- D : Diámetro del depósito, [m].

Como los depósitos están conectados en serie, el factor de uso se aplica a uno solo, lo demás contribuirán con su volumen total.

Finalmente, para dimensionar la caldera de producción de ACS es necesario considerar la energía aportada (producción más acumulación), la cual ha de ser igual a la consumida en hora punta. Por ello si los volúmenes de acumulación son menores se requerirá de una potencia de producción mayor, caso contrario si se utilizan altos volúmenes de acumulación sin embargo esto es riesgoso puesto que se corre el riesgo de producir legionelosis [6]. Entonces la potencia a instalar se obtiene de 11.23.

$$P_{caldera} = [Q_{punta} \cdot (T_{ACS} - T_{red}) + V_{acumulación} \cdot (T_{acumulación} - T_{red}) \cdot 1,16 \cdot F_{uso\ acumulación}] \cdot 1,16 / \eta_{prdACS} \quad (11.23)$$

Se estima el consumo de hora punta como el 50% del consumo diario [6], el cual no ocurrirá todos los días, sino en la hora punta del año, por lo que la instalación debe ser capaz de suministrar el ACS demandado para todo el condominio.

Luego en la tabla 11.17 se resumen las condiciones de operación para el mes de mayor demanda ACS (julio).

Consumo diario vivienda [l]	160	T_{ACS} [°C]	45
Consumo diario Condominio [l]	88.480	T_{red} [°C]	8
Consumo hora punta [l]	44.240	$T_{acumulación}$ [°C]	50

Tabla 11.17 Condiciones operacionales de consumo de ACS. Fuente: Elaboración propia.

El sistema acumulador se dimensiona definiendo un porcentaje de acumulación, en este caso se estima una capacidad de acumulación del 50% del consumo punta, obteniendo un volumen de 22.120 [l].

Se selecciona un depósito característico [60] de 4.000 [l], de 1910 [mm] diámetro y 2310 [mm] de altura. Utilizando 8.35, se tiene que el factor acumulación toma un valor de 0,8.

La temperatura de acumulación se considera 50°C debido a que al distribuir el ACS, este pierde calor y en consecuencia disminuye su T°.

Finalmente resolviendo la ecuación 11.23, se obtiene que la potencia de la caldera tiene un valor de 959 [kW].

El tiempo de recuperación para el calentamiento del depósito se calcula con la ecuación 11.24.

$$T_{recuperación}(h) = \frac{volumen_{acumulación} \cdot (T_{acumulación} - T_{red}) \cdot 1,16}{P_{caldera} \cdot \eta_{prdACS}} \quad (11.24)$$

Evaluando las condiciones de operación, el tiempo de recuperación es de 2,3 [h].

11.5 Selección de equipos

Una vez dimensionado los equipos principales, se procede con la selección de equipos industriales disponibles en el mercado actual, tal que cumplan con las condiciones de operación estipuladas en la sección anterior. Cabe destacar que una vez se hallan seleccionado los equipos reales, se ajustara el modelo según los parámetros previamente estipulado (flujos máxicos, dimensiones, eficiencias, energía transferida entre otros).

Los equipos por seleccionar corresponden a las bombas hidráulicas, intercambiador de calor, caldera, estanques acumuladores, cable electric trace, redes de tuberías y la bomba de calor.

11.5.1 Bombas centrifugas

Para la selección del modelo adecuado de bomba se recurre a las llamadas curvas características de la bomba, aportadas por el fabricante de las mismas. Se necesitan tres curvas diferentes:

- Las de caudal y carga de la bomba, llamadas curvas QH
- Las de potencia del motor necesario, kW

Los parámetros de operación de las bombas requeridas se encuentran definidas en la tabla 11.9. La cual define el fluido a bombear, la temperatura de bombeo y las propiedades físicas del

fluido (densidad y viscosidad) a dicha temperatura. También establecer el caudal volumétrico a desarrollar (m³/h) y la carga de la bomba.

Las condiciones de operación de la bomba hidráulicas seleccionadas se presentación a continuación en la tabla 11.18.

Bombas	T° [°C]	Caudal trabajo [m ³ /h]	Presión máxima [kPa]	Potencia máxima [CV]	Altura manométrica [m.c.a.]	Diámetro rodete [mm]	Proveedor
Alimentación	4-17	200-650	176	50	11-28	200	Bombas
Circulación	3-16	200-650	205	50	11-28	200	Omega

Tabla 11.18 Condiciones operacionales de las bombas de impulsión seleccionadas. Fuente: Elaboración propia.

11.5.2 Redes de tuberías

La selección de las redes de tuberías se realiza en función de los parámetros operacionales para cada línea de ducto del sistema. Cada una de ellas transportan fluidos con características específicas de temperatura, presión, velocidad, caudal, entre otros.

En la sección de dimensionamiento se ha seleccionado el material de tubería para cada línea donde destaca únicamente el material HDPE, debido a que posee excelentes propiedades mecánicas y térmicas, que lo hacen adecuado para el tipo de aplicación que se requiere en el sistema [25 y 26]. Es por ello que la selección de diámetros y espesores se realizan en función de los valores de la Tabla 11.12. En la tabla 11.19 se presentan las cañerías de HDPE seleccionas [59].

Línea	Subsistema	Diámetro nominal [mm]	Espesor [mm]	PN	Largo Tira [m]	Largo Requerido [m]	N° Tiras	Proveedor
1	Captación	400	22,7	6	12	70	6	Tigre HDPE
2	Captación	315	23,2	10	12	10	1	
3	Circulación	200	22,4	8	12	10	1	
4	Circulación	315	23,2	12	12	20	2	
5(I-VI)	Generación	100	10	12,5	12	40	4	
6(I-VI)	Descarga	100	10	12,5	12	40	4	
7	Descarga	315	23,2	10	12	120	10	

Tabla 11.19 Características Ductos HDPE seleccionados NORMA DIN 8074. Fuente: Elaboración propia.

11.5.3 Estanque acumulador

Los estanques de acumulación seleccionados corresponden a depósitos de gran capacidad para producción y acumulación de ACS. Son fabricados en acero vitrificados s/DIN 4753y capacidades de 1500 a 6000 litros.

Incorporan un sistema de serpentines desmontables, fabricado en acero inoxidable, como sistema de producción propia de ACS a través de una fuente de calórica externa correspondiente al circuito de agua caliente de BC y Caldera. Los modelos seleccionados tienen la superficie de intercambio del conjunto de serpentines aumentada para un mejor aprovechamiento de la energía procedente de BC.

Se encuentran aislados térmicamente con espuma rígida de poliuretano inyectada en molde, libre de CFC. Además, disponen de conexiones para la incorporación de resistencias eléctricas de calentamiento como sistema de apoyo.

También incorporan protección catódica permanente “Lapesa Correx-up”.

Posee las siguientes características técnicas [60]:

- Modelo: MVV4000 RB
- Proveedor: Lapesa
- Capacidad de ACS: 4.000
- Temperatura máx. depósito de ACS: 90 [°C]
- Presión máx. depósito ACS: 8 [bar]
- Diámetro interior: 1.910 [mm]
- Altura total: 2.310 [mm]

11.5.4 Caldera

Según el dimensionamiento de la caldera realizado en la sección 11.4.5, se debe seleccionar una caldera capaz de suministrar 934 [kW] térmicos por la producción de ACS.

Luego parámetros característicos de la caldera [61] son los siguientes:

- Proveedor: VISSMANN
- Modelo: VITOMAX 200 HW
- Potencia: 1,04 [MW]
- Temperatura a proceso (salida): 70
- Diferencia de temperatura (salida – retorno): 20
- Presión de trabajo 6-25 [bar]
- Longitud: 3,2 [m] Ancho: 1,8 [m] Alto: 2,1 [m]
- Volumen caldera: 3 [M3]

11.5.5 Electric Trace

Para la selección del cableado se basa el estudio en la guía para “*Chromalox Heat Trace Design Guide*” [57] proveedor de los sistemas de electric heat tracing, el cual tiene por función compensar las pérdidas térmicas en las tuberías o equipos de interés a través del sistema de aislación térmica. Se utilizan como parámetros de diseño los datos de la tabla 11.15 y 11.16. El procedimiento de selección se describe a continuación:

1. Selección de la familia del cable de calefacción, el cual se basa en la máxima temperatura de mantenimiento de diseño y la mínima temperatura ambiental a la que se expondrá el

equipo o ducto. Se selecciona un cable de calefacción autorregulable y de baja temperatura del tipo SRL.

2. Selección Construcción del cable, debido a que el fluido es agua, se utiliza cable de construcción tipo C: cobre estañado trenzado solamente.
3. Selección del ratio de pérdida de calor compensada se realiza según [57] para cable autorregulable y para tubería de plástico HDPE. Es necesario emplear las pérdidas de calor actuales obtenidas en la tabla 11.13.
4. Chequea la clasificación T del cable calefacción, siendo SRL - T6.
5. Selección del voltaje de operación el cual corresponde a 240 V.
6. Finalmente, se selecciona el modelo:

Cable: SRL Self-Regulating Low Temperature.

Número modelo: SRL 3-1C

Voltaje: 240 [V]

T° mantenimiento: 5[°C]

Pérdida compensada 5 [W/mK]

Numero de circuitos: 2

12. Diseño del Sistema SWSHP (San Pedro de la Paz)

Se realiza el diseño para un sistema SWSHP (*Sea Water Source Heat Pump*), cuya función es suministrar calefacción y ACS (2.858 [GWh/año]) al edificio y condominio Olas ubicados en la costa sur de la localidad de San Pedro de la Paz. El sistema utiliza como reservorio térmico el agua del océano pacífico ubicado a 30 [m] del sector de interés. La potencia instalada del sistema corresponde a 2.542 [MW]. El desarrollo del modelo sigue el mismo procedimiento que para RWSHP.

12.1 Descripción de la solución

La solución SWSHP consiste en el diseño y dimensionamiento de un sistema de producción de agua caliente para el suministro de calefacción y producción de ACS. El principio general de funcionamiento del sistema SWSHP se refiere a la captación de agua de mar, cuyo potencial térmico es aprovechado por la bomba de calor. El tipo de sistema de captación es *open loop indirecto* ya que el agua del acuífero es muy corrosiva para ser utilizado directamente por la bomba de calor, por lo que es necesario utilizar un fluido caloportador secundario (fluido anticongelante) para que el reservorio le transfiera su calor. Esto se realiza mediante un intercambiador de calor dispuesto entre ambos fluidos, tal cual como se aprecia en la figura 5.13. Luego el agua de mar es descargada en el océano a una temperatura menor a la que fue captada. Por otro lado, el agua de proceso (fluido secundario) transfiere el calor hacia la BC, la cual suministra agua caliente para uso directo (calefacción) e indirecto (producción de ACS).

El desarrollo del sistema SWSHP considera solo el sistema de generación, y se asume que el sistema de distribución y emisores de calor se encuentran disponibles, esto a razón de que el caso de estudio corresponde a edificio que presenta sistema de CC centralizada para cada depto., y el proyecto inmobiliario del condominio Olas considera la instalación de un sistema de calefacción centralizada igualmente.

El diseño de la solución consta solo del sistema de generación y se compone de:

- Bomba de calor
- Bomba de alimentación y circulación
- Intercambiador de calor de transición
- Estanque de acumulación de ACS

Este sistema de generación no necesita de un sistema de auxiliar de respaldo para los periodos de bajo potencial térmico del acuífero. Esto se debe a que el agua de proceso utilizada no sufre de congelamiento al trabajar a temperaturas bajo cero, lo cual permite una mayor versatilidad en el sistema de generación. Sin embargo, es necesario implementar un sistema *electric trace* en la zona del evaporador de la BC con el objetivo de evitar el escarchamiento en la cubierta de este.

Se debe destacar que el funcionamiento de las BC será del tipo modular al igual que en el sistema RWSHP, lo cual permite operar con un sistema eficiente según el tipo de demanda térmica

requerido, por lo tanto, un cierto número de BC operaran en modo calefacción y otro en modo producción de ACS.

En cuanto a los subsistemas que componen el proceso de generación, se tiene:

- Captación
- Transferencia
- Circulación
- Generación
- Descarga

Cada uno de los subsistemas tiene el mismo principio de funcionamiento que el sistema RWSHP a excepción del subsistema de transferencia que es donde se produce el intercambio térmico entre el reservorio y agua de proceso.

En la figura 12.1 se aprecia el diagrama de flujo del SWSHP donde el proceso comienza en la captación de agua desde reservorio (punto 1). El agua es recepcionada en el pozo de captación al igual que en el sistema RWSHP. Posteriormente es impulsada hacia un intercambiador de calor de transición (punto 2), en el cual se transfiere el potencial térmico del reservorio hacia el agua de proceso (agua desmineralizada). Luego el agua de mar es descargada en el reservorio (punto 3) mediante emisarios subacuáticos y difusores dispuestos en la recta final de la línea de descarga, esto permite mitigar el choque térmico y disminuir el impacto ambiental al ecosistema presente.

Luego se presenta el circuito de agua de proceso (anticongelante) la cual está compuesta por un agua desmineralizada + glicol 30%. En este circuito el fluido es impulsado hacia el intercambiador de calor (punto 4) y posteriormente las BC (punto 5) a través de la bomba de circulación. El agua circula desde intercambiador de calor hacia la bomba de calor (punto 5 y 6), la cual se encarga de generar calor y calentar agua para su posterior utilización como calefacción o para producir ACS. La BC aprovecha el potencial del agua de proceso y enfría (punto 7) esta para que a posteriori sea calentada nuevamente en el intercambiador de calor de transición. El proceso ocurre cíclicamente y las variables que se manejan corresponde al flujo de agua de mar y agua de proceso en función de la temperatura del reservorio y la demanda térmica requerida.

El sistema de producción de ACS y distribución de agua CC y ACS corresponde a la misma configuración de la figura 11.2, con la diferencia de que en este caso existe la ausencia de un sistema auxiliar (caldera) de calefacción. El PFD respectivo se aprecia en la sección anexos G.

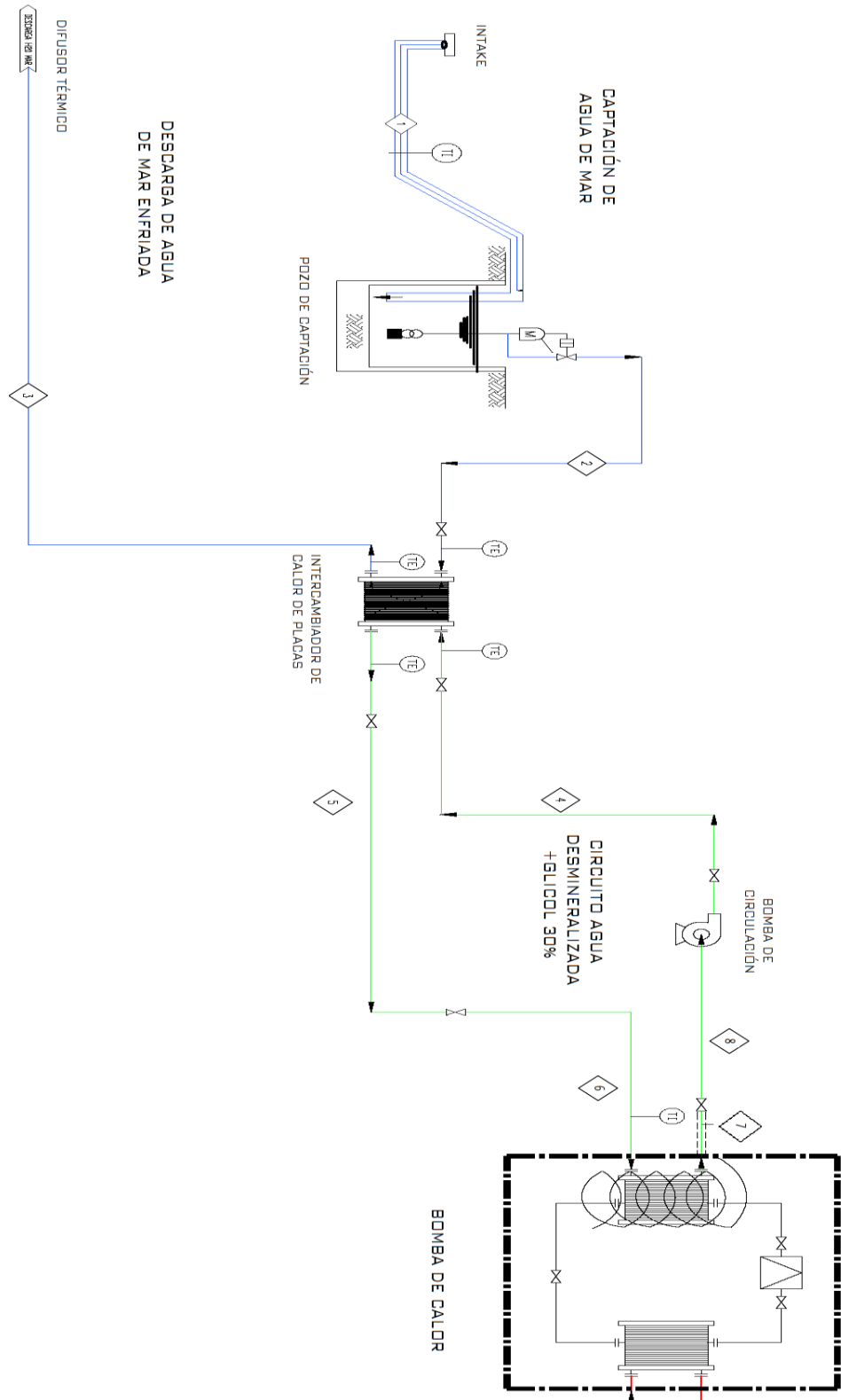


Figura 12.A PFD del sistema de generación de SWSHP. Fuente Elaboración propia.

12.2 Selección de la bomba de calor

Se utiliza la misma metodología de selección realizada en la sección 11.2, por lo que la BC seleccionada corresponde de igual manera a una Mayekawa N6HK ya que las demandas térmicas son similares de los casos de estudio son similares.

12.3 Condiciones de operación

Al igual que la sección 11.3 se itera la temperatura T_1 , estimándose como la temperatura a la que ingresa el fluido refrigerante al compresor y como la temperatura del agua de proceso a la salida del evaporador. Posteriormente el fluido secundario (agua de proceso) es calentada por el agua de mar en el intercambiador de calor.

Las condiciones de operación para los modos calefacción y ACS corresponden a:

- T° agua de calefacción: 35 [°C]
- T° agua de producción ACS: 55 [°C]
- Flujo máximo de agua en el evaporador: 65 [m³/h]

Finalmente se obtienen las condiciones de operación de las bombas de calor que operan en modo calefacción y modo producción de ACS, cuyos resultados se encuentran en la tabla 12.1.

<i>Mes</i>	<i>T° reservorio</i> [°C]	T_1 [°C]	Q_{ev} [kW]	Q_c [kW]	\dot{w}_c [kW]	<i>COP</i>	<i>Heat Demand</i> [kW]	<i>N° BC_{CC}</i>
Enero	15							0
Febrero	14							0
Marzo	14	6,7	218	262	44,4	5,89	249	1
Abril	13	5,2	431	523	91,9	5,69	337	1
Mayo	13	5,2	431	523	91,9	5,69	739	2
Junio	12	4,3	429	523	93,7	5,58	793	2
Julio	11	3,3	427	523	95,8	5,46	757	2
Agosto	11	3,3	427	523	95,8	5,46	663	2
Septiembre	12	4,3	429	523	93,7	5,58	509	1
Octubre	12	4,3	429	523	93,7	5,58	560	1
Noviembre	13	5,2	431	523	91,9	5,69	317	1
Diciembre	13							0

Tabla 12.1 Condiciones de operación para la bomba de calor en modo calefacción. Fuente: Elaboración propia.

Mes	T° reservorio [°C]	T_1 [°C]	Q_{ev} [kW]	Q_c [kW]	\dot{w}_c [kW]	COP	Heat Demand [kW]	N° BC _{ACS}
Enero	15	7,7	397	523	126,6	4,13	1.626	3
Febrero	14	6,7	395	523	128,2	4,08	1.603	3
Marzo	14	6,7	395	523	128,2	4,08	1.623	3
Abril	13	5,8	392	523	130,1	4,02	1.667	3
Mayo	13	5,8	392	523	130,1	4,02	1.712	3
Junio	12	4,8	391	523	132,1	3,96	1.749	3
Julio	11	3,8	388	523	134,4	3,89	1.781	4
Agosto	11	3,8	388	523	134,4	3,89	1.811	4
Septiembre	12	4,8	391	523	132,1	3,96	1.821	4
Octubre	12	4,8	391	523	132,1	3,96	1.801	4
Noviembre	13	5,8	392	523	130,1	4,02	1.751	3
Diciembre	13	5,8	392	523	130,1	4,02	1.683	3

Tabla 12.2 Condiciones de operación para la bomba de calor en modo producción ACS. Fuente: Elaboración propia

De la tabla 12.1 y 12.2 se tiene que el número promedio de bombas de calor requeridos para satisfacer la demanda de calefacción es de 1,4 y de ACS de 3,3, por lo que para un sistema modular se estima que la sala de BC consta de 5 unidades de operación y 1 BC de respaldo.

Ciclo de refrigeración

A continuación, en las figuras 12.2 y 12.3 se presenta el ciclo termodinámico para el mes de junio, el cual corresponde al periodo utilización de las bombas de calor a máxima capacidad.

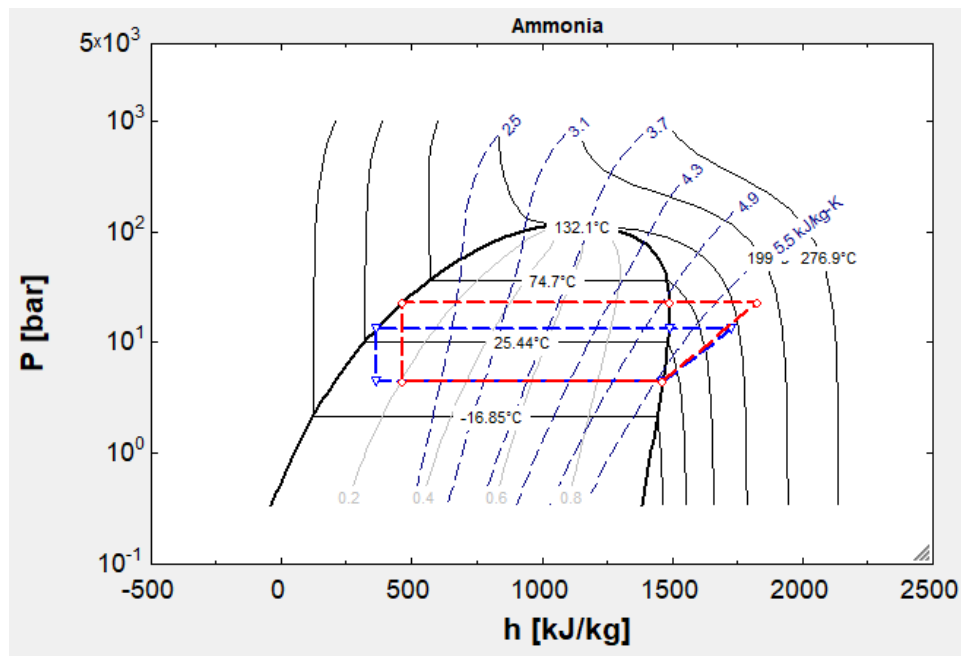


Figura 12.2 Diagrama P-h de las bombas de calor operando en modo CC y ACS durante el mes de junio. Fuente: Elaboración propia.

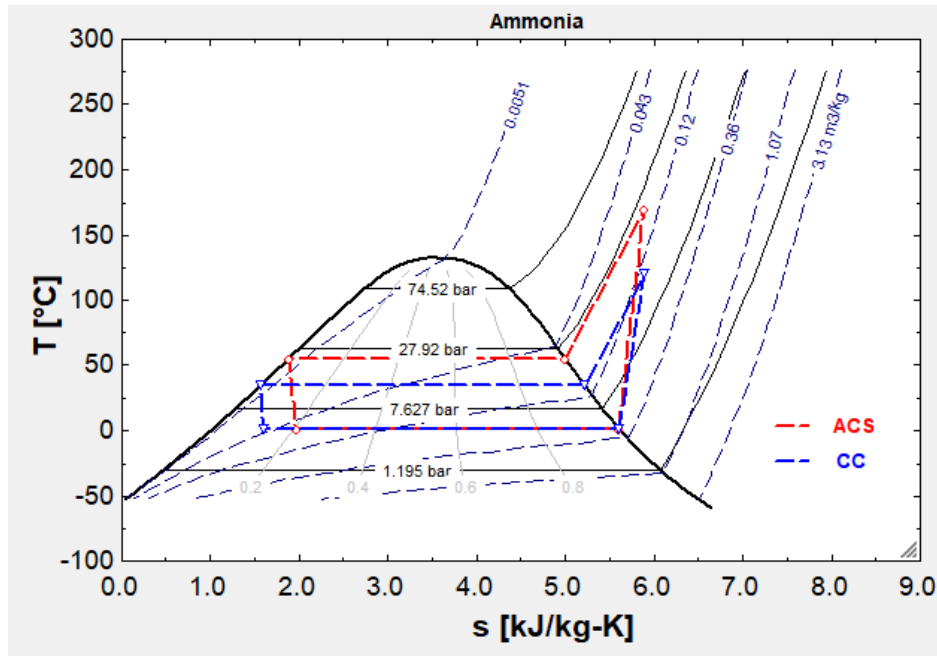


Figura 12.3 Diagrama T-s de las bombas de calor operando en modo CC y ACS durante el mes de junio. Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 12.3 y 12.4 se presentan las propiedades termodinámicas para los ciclos de refrigeración en modo calefacción y ACS respectivamente durante el mes de junio.

Estado	T° [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x
1	4,8	5,1	1.467	5,5	1
2	112,7	13,5	1.704	5,8	Sobrecalentado
3	35	13,5	366	1,5	0
4	4,8	5,1	366	1,6	Saturado

Tabla 12.3 Estados termodinámicos bomba de calor en modo calefacción para el mes de julio. Fuente: Elaboración propia.

Estado	T° [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x
1	4,8	5,1	1.467	5,5	1
2	161	23,1	1.806	5,8	Sobrecalentado
3	55	23,1	466	1,8	0
4	4,8	5,1	1.467	1,9	Saturado

Tabla 12.4 Estados termodinámicos bomba de calor en modo producción ACS para el mes de julio. Fuente: Elaboración propia.

12.4 Dimensionamiento Equipos

El dimensionamiento de los equipos se realiza en función de las condiciones de operación de la bomba de calor. En primer lugar, se dimensiona el intercambiador de calor, puesto que es el equipo que posibilita la transferencia de calor desde el reservorio hacia el agua de proceso, esto permite definir las condiciones de operación y dimensiones de los equipos de impulsión de agua tanto de alimentación (agua mar) como de circulación (agua desmineralizada), además de los ductos y pozos. Por lo tanto, solo se dimensionan los equipos y obras principales, entre ellos:

- Pozo de captación
- Bomba de alimentación
- Bomba de circulación
- Intercambiador de calor
- Piping de captación y circulación

El método de cálculo se realiza en función del mes de máxima demanda térmica, Julio con un requerimiento calorífico de 793[kW] en calefacción y 1.749 [kW] en ACS.

12.4.1 Intercambiador de calor

Para dimensionar el intercambiador de calor es necesario obtener el área de intercambio térmico requerido para las condiciones de operación del sistema. En primer lugar, se debe calcular la cantidad de calor \dot{Q}_{ACS} que debe ser transferida desde el agua de mar hacia el agua de proceso. De la tabla 12.1 se tiene que el calor requerido por el evaporador es de 427 [kW] para satisfacer la demanda de la hora punta y luego es necesario estimar el coeficiente de transferencia global y diferencial de temperatura medio logarítmico. Una vez obtenidos estos valores se utilizar la fórmula de intercambiadores de calor (ec. 12.1) para estimar el área de intercambio [62].

$$\dot{Q}_{ACS} = U \cdot A \cdot \Delta T_{log} \quad (12.1)$$

Donde

- U : Coeficiente de transferencia global, [W/m²K].
- A : Área de transferencia de calor, [m²].
- ΔT_{log} : Diferencia de temperatura media logarítmica.

Se calcula el valor del coeficiente U para un intercambiador de placas cuya expresión viene dada por 12.2 [63].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_m} + \frac{e}{K_{mat}} + \frac{1}{h_d} + ff_m + ff_d} \quad (12.2)$$

Donde

- h_m : Coeficiente de conveccion agua mar, $[W/m^2K]$.
- h_d : Coeficiente de conveccion agua demi, $[W/m^2K]$.¹²
- e : Espesor placa, $[m]$.
- K_{mat} : Conductividad térmica del material, $[W/mK]$.
- ff_d y ff_m : Factor de ensuciamiento agua demi y agua de mar, $[m^2K/W]$.

El factor de ensuciamiento para agua demi es de 0,0005 $[m^2K/W]$ y agua de mar 0,0001 $[m^2K/W]$ [63]. También para efectos de cálculo se estima un espesor de 0,0002 $[m]$, una la conductividad térmica para placas de titanio de 21,9 $[W/m^2K]$ y un ancho de canal de 0,004 $[m]$.

El coeficiente convectivo se obtiene de la expresión 12.3.

$$h_{agua} = \frac{Nu_{agua} \cdot k_{agua}}{D_h} \quad (12.3)$$

Donde

- Nu_{agua} : Número de nusselt
- D_h : longitud característica, $[m]$
- k_{agua} : Conductividad del agua, $[W/mK]$

Es necesario calcular el número de Nusselt mediante la siguiente correlación

$$Nu_{agua} = 0,193 \cdot Re^{0,618} Pr^{1/3} \quad (12.4)$$

Donde:

- Re : Número de Reynolds.
- Pr : Número de Prandtl.

Para calcular el número de Reynolds, se sabe que la longitud característica corresponde al doble del ancho del canal y la velocidad del agua se estima en 0,5 $[m/s]$ [63 y 64].

$$Re_{agua} = \frac{\rho_{agua} \cdot v_{agua} \cdot D_h}{\mu_{agua}} \quad (12.5)$$

Donde

- ρ_{agua} : densidad del agua, $1.000[kg/m^3]$
- μ_{agua} : viscosidad del agua, $[Pa/s]$
- v_{agua} : velocidad del agua, $[m/s]$
- D_h : longitud característica, $0,008[m]$

¹² Guasch 2013. "Características del líquido refrigerante", Barcelona, España.

Luego de obtener el Reynolds se debe tener el número de Prandtl mediante:

$$Pr_{agua} = \frac{Cp_{agua} \cdot \mu_{agua}}{k_{agua}} \quad (12.6)$$

Donde

- Cp_{agua} : Calor específico del agua, 4.181 [J/kgK]
- k_{agua} : Conductividad del agua, 0,58 [W/mK]

Habiendo obtenido un valor de numero de Reynolds de $Re_{agua\ mar} = 2000$ y $Re_{agua\ demi} = 1.330$, un Prandtl de $Pr_{agua\ mar} = 7,21$ y $Pr_{agua\ demi} = 14,19$ se tiene que el coeficiente convectivo de para cada flujo es de $h_m = 5.928$ y $h_d = 4.410,7$ [W/m²K].

Finalmente se tiene que el coeficiente de transferencia de calor es 2.421 [W/mK]. Lo cual es un valor dentro de los rangos de operación de los intercambiadores de calor de placas (1.000 – 3.000 [W/mK]) [63].

Por otro lado, ΔT_{log} se define como:

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (12.7)$$

Con $\Delta T_1 = T_{m(in)} - T_{m(out)}$ y $\Delta T_2 = T_{d(in)} - T_{d(out)}$ donde los valores de $T_{m(in)} = 12$ [°C], $T_{m(out)} = 10$ [°C], $T_{d(in)} = 4,3$ [°C] y $T_{d(out)} = 10$ [°C]. Entonces $\Delta T_{log} = 3,5$, lo cual permite calcular el area de intercambio termico requerido al despejar “A” en la ecuación 12.1, obteniendo área de intercambio de 50,2 [m²].

Falta calcular el flujo másico de operación de ambos flujos, y esto se realiza mediante la fórmula 12.8 para flujo de agua de mar y 12.9 para el flujo de agua demi.

$$\dot{m}_m = \frac{Cp_{agua} \cdot \Delta T_1}{\dot{Q}_{ACS}} \quad (12.8)$$

y

$$\dot{m}_d = \frac{Cp_{agua} \cdot \Delta T_2}{\dot{Q}_{ACS}} \quad (12.9)$$

Se obtiene que el intercambiador opera con $\dot{m}_m = 257,3$ [kg/s] y $\dot{m}_d = 89,9$ [kg/s].

Finalmente se obtiene un área de intercambio de 301,2 [m²] para las 6 bombas de calor operativas.

12.4.2 Pozos

El procedimiento de dimensionamiento de pozo es el mismo que para RWSHP, donde el principio de llenado se realiza de manera continua y mediante el principio de Torricelli (vasos comunicantes) sección 11.1. Se tiene que el flujo de salida del pozo corresponde al caudal de agua de mar requerido para transferir el calor hacia el agua de proceso, este es definido por la demanda térmica que requiere el evaporador de la BC para entregar 432 [kW] térmicos en el periodo de máxima demanda. Al igual que en RWSHP el cálculo a realizar en esta sección corresponderá a la estimación de la profundidad del pozo de captación considerando el periodo de detención de la bomba en 5 [min]. Se itera el proceso hasta que el pozo logre alcanzar el nivel de agua (heq) en un tiempo t_{eq} inferior a 5 [min].

Para efectos de cálculo se asumirán las siguientes condiciones de borde acorde a los parámetros necesitados en las ecuaciones 11.2 y 11.4 y en función de la figura 11.3 donde el pozo 1 corresponde a la estimación de la superficie de mar utilizado y el pozo 2 corresponde a la superficie del pozo de captación. En la tabla 12.5 se aprecian las condiciones de diseño

Parámetro	Caudal Máximo [l/min]	Tiempo detención [min]	Superficie Mar (S1) [m ²]	Superficie Pozo (S2) [m ²]	Nivel de agua mar (h1) [m]	Nivel de agua mínimo del pozo (h2) [m]
Valor	15,4	5	50.000	22	3	0,5

Tabla 12.5 Condiciones de operación del pozo de captación. Fuente: Elaboración propia.

Realizando el mismo procedimiento que en el capítulo 8.3, se obtiene la tabla 12.6 la cual muestra los resultados obtenidos para el dimensionamiento del pozo de captación.

Parámetro	Volumen [m ³]	Profundidad [m]	Superficie S ₂ [m ²]	Diámetro Ducto [in]	t_{eq} [min]
Valor	77,2	3,5	22	20	4

Tabla 12.6 Dimensiones del pozo de captación. Fuente: Elaboración propia

12.4.3 Bombas Centrífugas

Se definen las condiciones de operación para cada bomba (alimentación y circulación) y posteriormente se procede con la misma metodología de cálculo señalada en el capítulo 11.4. En la tabla 12.7 se presenta el resumen de las condiciones de operación para cada equipo.

Equipo	Línea	Subsistema	Fluido	Q_{max} [m ³ /h]	Q_{medio} [m ³ /h]	H_t [mca]	P [bar]
Bomba alimentación	2-3	Captación y transferencia	Agua de mar	926	555	16,7	1,6
Bomba Circulación	4-5	Circulación y generación	Agua desmineralizada + glicol (30%)	323	263	15,4	1,5

Tabla 12.7 Condiciones de operación de las bombas hidráulicas. Fuente: Elaboración propia.

12.4.4 Piping

S. Mitchell (2013) y Jitco (1978) sugieren que el material utilizado para la implementación de estos sistemas SWSHP sea HDPE debido a las excelentes prestaciones que posee este material (sección 5.3 y 11.4), por lo tanto, las líneas de red de tuberías serán dimensionadas en función de este tipo de material y acorde a las condiciones de operación de caudal y presión del sistema. En la Tabla 11.19 se presentan las características técnicas del material HDPE.

Segmentación en tramos

Tal cual como en la sección 11.4 las líneas se segmentan en tramos, donde cada una posee condiciones de operación distinta y requieren de un dimensionamiento acorde a ellas (figura 12.4).

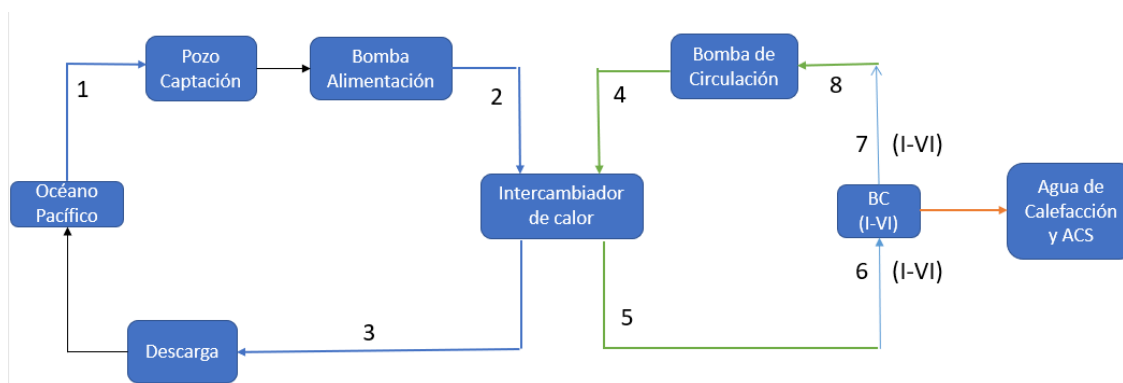


Figura 12.4 Diagrama resumen del trazado de red del sistema SWSHP.

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 12.8 se observan las condiciones de funcionamiento de las líneas de tuberías del sistema y el dimensionamiento de los ductos.

Línea	1	2	3	4	5	6 (I-VI)	7 (I-VI)	8
Subsistema	Captación	Alimentación	Descarga	Circulac.	Circulac.	Generación	Generación	Circulac.
Fluido	Agua mar	Agua mar	Agua mar	Agua demi	Agua demi	Agua demi	Agua demi	Agua demi
T° [°C]	12	12	10	3,8	10	10	3,8	3,8
Flujo [m3/h]	926	926	926	323	323	65	65	323
Largo [m]	100	30	120	30	30	40	40	30
Diámetro nominal [in]	20	15,9	15,9	14	9,5	4,3	4,3	9,5
Espesor [mm]	23	28,7	28,7	28,7	28,7	10	10	28,7

Tabla 12.8 Condiciones de operación de las líneas de piping. Fuente: Elaboración propia.

12.5 Selección de equipos

Los equipos seleccionados corresponden aquellos que permiten operar con las condiciones de diseño del sistema SWSHP, los cuales fueron dimensionados en la sección anterior. Los

principales equipos por seleccionar corresponden a bomba de calor (sección 8.5), bombas de impulsión, red de tuberías e intercambiador de calor.

12.5.1 Bombas centrifugas

En la tabla 12.9 se presenta las condiciones de operación de las bombas de impulsión seleccionadas.

Bombas	T° [°C]	Caudal trabajo [m3/h]	Presión máxima [kPa]	Potencia máxima [CV]	Altura manométrica [m.c.a]	Diámetro rodete [mm]	Proveedor
Alimentación	11-18	270- 1080	980	60	12-30	290	Bombas
Circulación	7-15	90-360	400	40	10-35	150	Omega

Tabla 12.9 Condiciones operacionales de las bombas de impulsión seleccionadas. Fuente: Elaboración propia.

12.5.2 Redes de tuberías

La selección de las redes de tuberías se realiza en función de los parámetros operacionales para cada línea de ducto del sistema. Cada una de ellas transportan fluidos con características específicas de temperatura, presión, velocidad, caudal, entre otros. El material seleccionado corresponde a HDPE y el detalle del dimensionamiento de la línea se presenta en la tabla 12.10.

Línea	Subsistema	Diámetro nominal [mm]	Espesor [mm]	PN	Peso [kg/m]	Largo Requerido [m]	N° Tiras	Proveedor
1	Captación	500	23,9	6	36,4	100	9	Tigre HDPE
2	Alimentación	400	29,4	10	34,57	30	3	
3	Descarga	400	29,4	10	34,57	120	10	
4	Circulación	355	32,2	10	32,95	30	3	
5	Circulación	250	27,9	16	19,6	30	3	
6 (I-VI)	Generación	110	10	12,5	3,18	40	4	
7 (I-VI)	Generación	110	10	12,5	3,18	40	4	
8	Circulación	250	27,9	16	19,6	30	3	

Tabla 12.10 Características operacionales las tuberías HDPE seleccionadas. Fuente: Elaboración propia.

12.5.3 Intercambiador de calor

El intercambiador seleccionado corresponde al modelo T20 de Alfa Laval [64] el cual puede ser utilizado para este tipo de aplicaciones ya que posee un área máxima de transferencia de calor de 600 [m2] y posee las siguientes características:

- Flujo operación: 250 [m3/h]
- Material placa: Titanio
- Presión de operación: 3 [MPa]
- Area de intercambio 630 [m2]
- Conexiones: 200 [mm]

13. Diseño del Sistema LWSHP (Puerto Octay)

Se realiza el diseño de una central de calefacción distrital de tipo LWSHP (Lake Water Source Heat Pump). La central suministra 888.520 [kWh/año] para el hospital, el Liceo Benjamín Muñoz, la Escuela Alberto Hurtado, Municipalidad y Bomberos en la localidad de Puerto Octay. La potencia instalada es de 444 [kW]. El reservorio utilizado por las BC corresponde al lago Llanquihue el cual posee elevado potencial térmico con temperaturas medias anuales de 14 [°C]. El desarrollo del sistema LWSHP contempla solo el sistema de generación de calor, por lo que el sistema de distribución y emisión son considerados solo para la estimación del costo de la inversión (sección 15.1).

13.1 Descripción de la solución

La solución LWSHP consiste en el diseño y dimensionamiento de una planta de calefacción centralizada para el distrito de Puerto Octay, el cual suministra agua de calefacción y ACS para edificios públicos. El calor generado es aprovechado mediante emisores del tipo Split y acumuladores de ACS que actúan como depósitos de agua para uso inmediato.

El principio general de funcionamiento del sistema LWSHP (*Lake Water Source Heat Pump*) consiste en la captación de agua del acuífero en cuestión y hacer uso directo de esta por parte de la BC seleccionada. Sin embargo, el agua debe pasar por un proceso de purificación hasta cumplir las condiciones operacionales estipuladas en la Tabla 5.2. El tipo de captación de agua corresponde a *open loop directo* ya que el fluido es utilizado directamente por la BC y no necesita un flujo secundario (agua demi + glicol) como fluido caloportador.

En la figura 13.1 se aprecia el diagrama de flujo del sistema LWSHP donde el proceso comienza en la captación del agua de reservorio directamente desde la costa del lago, por lo que no se utiliza un pozo de captación. El agua es impulsada por una bomba hacia la planta de tratamiento de agua, para dejar operativa el agua de lago y ser directamente utilizada por la bomba de calor. Luego el agua es descargada hacia el lago nuevamente. El calor generado por la BC es transferido hacia el agua de calefacción a 55 [°C] la cual es utilizada tanto para la producción de ACS como para calefacción de los edificios mediante un emisor tipo split.

El sistema de producción de ACS y distribución de agua CC y ACS corresponde a la misma configuración de la figura 11.2, con la diferencia de que en este caso existe la ausencia de un sistema auxiliar (caldera) de calefacción. El PFD respectivo se aprecia en la sección anexos G.

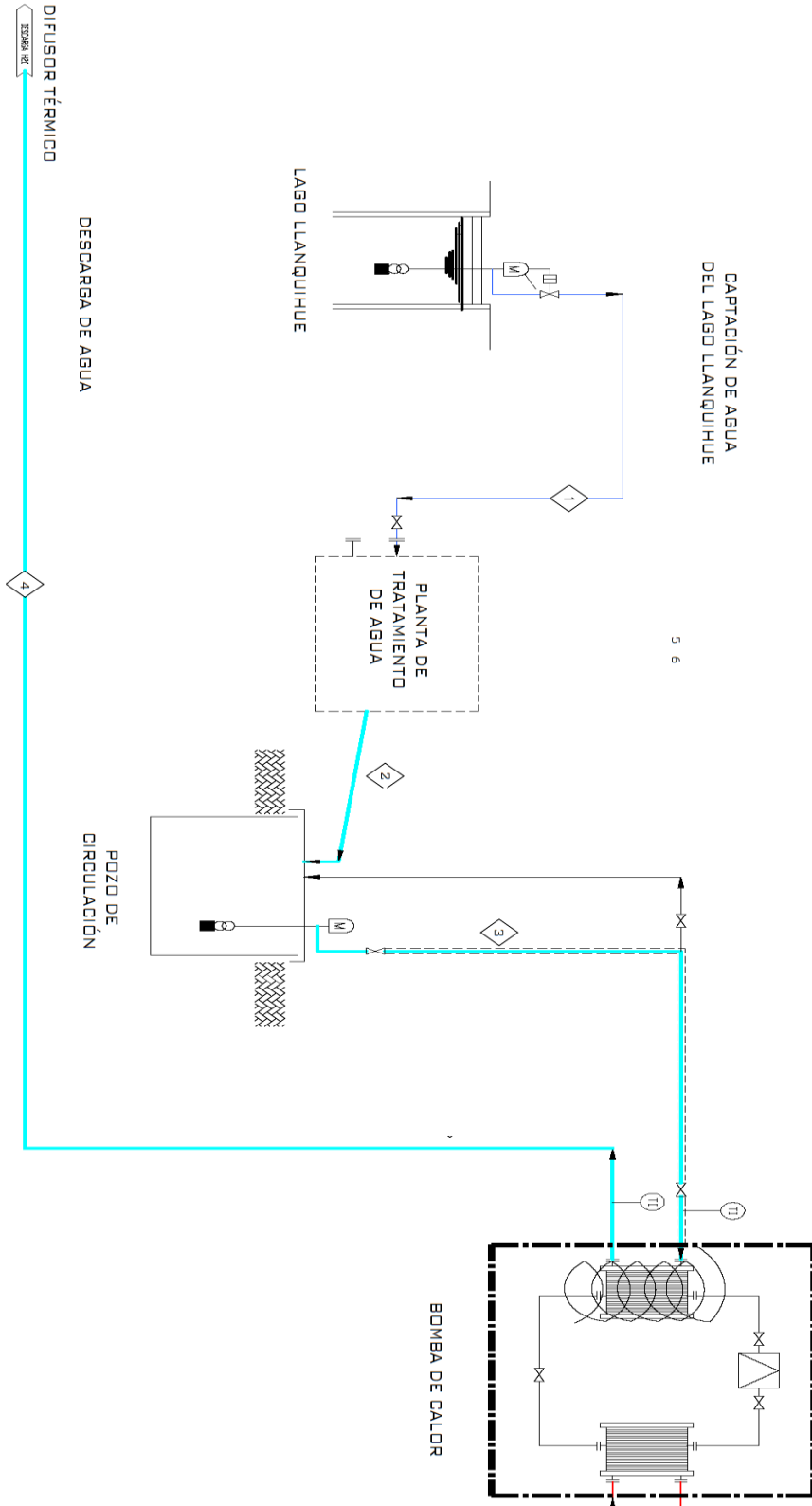


Figura 13.A PFD sistema de generación de calefacción y ACS de LWSHP. Fuente: Elaboración propia.

El diseño de la solución consta solo del sistema de generación y se compone de:

- Bomba de calor
- Bomba de alimentación y circulación
- Estanque de acumulación de ACS

El sistema de generación no utiliza un sistema auxiliar de respaldo debido a que el alto potencial térmico del reservorio permite operar la bomba de calor a su máxima capacidad durante todo el año, sin requerir de elementos auxiliares (calderas a gas), pero si el sistema de calentamiento *electric trace heating* como mecanismo de seguridad.

El sistema de funcionamiento no es modular, pero generalizado, puesto que el agua de calefacción es utilizada tanto para calefaccionar como para producir ACS. El sistema de generación se compone de los siguientes subsistemas.

- Captación
- Tratamiento de agua
- Circulación
- Generación
- Descarga

Cada uno de los subsistemas tiene el mismo principio de funcionamiento que el sistema RWSHP, por lo tanto, el detalle del funcionamiento se aprecia en la sección 11.1.

13.2 Selección de la Bomba de Calor

La bomba de calor seleccionada es la SABROE DualPAC heat pumps [65] (figura 13.2) la cual presenta las siguientes prestaciones:

- Modelo: DualPAC 704-W
- Compresor de dos etapas.
- Fluido refrigerante: Amoniaco (R717).
- Evaporador: water inlet 15[°C] y water outlet [5°C].
- Condensador: Water inlet 70 [°C] y water outlet 90 [°C].
- Capacidad calefacción: 444 [kW].
- Consumo compresor: 140 [kW].
- COP: 3,1.
- Dimensiones [mm]: L=3500, W=3000, H=2100.
- Peso: 6.500 [kg]

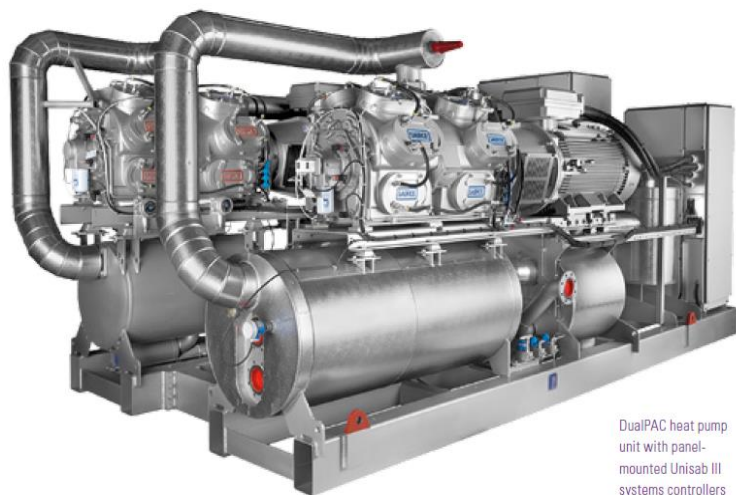


Figura 13.B Fotografía bomba de calor DualPAC 704-W. Fuente [65]

Es seleccionada esta BC debido a que es una de las pequeñas que utilizan como fluido refrigerante R717. La potencia térmica sobrepasa la demanda máxima de calefacción, sin embargo, se deja como potencia excedente para la adición de nuevos edificios a la red de CC.

13.3 Condiciones de operación

Para el modelamiento termodinámico de la BC seleccionada se procede con la definición de las condiciones de operación, donde se tiene que la potencia máxima de operación de la bomba de calor es de 140 [kW] por lo tanto el diseño del ciclo termodinámico y de operación se realiza en función de la temperatura del reservorio, el flujo de agua máximo permitido por el evaporador (40 [m³/h]). La BC suministra agua caliente a 55 [°C] para calefacción y ACS.

Finalmente se obtienen las condiciones de operación de las bombas de calor que operan en modo calefacción y modo producción de ACS, cuyos resultados se encuentran en la tabla 13.1.

<i>Mes</i>	<i>T° reservorio</i> [°C]	<i>T₁</i> [°C]	<i>Q_{ev}</i> [kW]	<i>Q_c</i> [kW]	<i>w_c</i> [kW]	<i>COP</i>	<i>Heat Demand</i> [kW]	<i>N° BC_{CC}</i>
Enero	17,8	15,8	90	114,8	24,1	4,76	114,8	1
Febrero	17,8	15,8	90	111,3	23,4	4,76	111,3	1
Marzo	14	11,5	113	148,3	33,5	4,42	148,3	1
Abril	14	10,3	168	219,4	50,8	4,32	219,4	1
Mayo	14	10,3	168	219,4	50,8	4,32	219,4	1
Junio	10,5	6	203	268,1	66,5	4,03	268,1	1
Julio	10,5	6	203	219,4	54,4	4,03	219,4	1
Agosto	10,5	5	255	341,3	86,0	3,97	341,3	1
Septiembre	13	9	185	243,8	57,5	4,24	243,8	1
Octubre	13	9	185	243,8	57,5	4,24	243,8	1
Noviembre	13	9,7	149	195,0	45,6	4,28	195,0	1
Diciembre	17,8	15,3	112	146,3	31,1	4,71	146,3	1

Tabla 13.1 Condiciones de operación de la bomba de calor durante el año. Fuente: Elaboración propia.

De la demanda térmica de los edificios y de la potencia térmica máxima entregada por la BC se tiene que numero de equipos por instalar corresponde a dos (1 unidad de respaldo), los cuales son suficientes para satisfacer la demanda de ACS y calefacción, además el sobredimensionamiento se realiza con el objetivo de adicionar más edificios o viviendas a la red distrital de CC.

Ciclo de refrigeración

Se modela el ciclo de refrigeración del sistema para el mes de agosto, el cual corresponde al periodo de mayor demanda térmica (341 [kW]). En la figura 13.1 y 13.2 se presentan los ciclos de refrigeración P-h y T-s respectivamente.

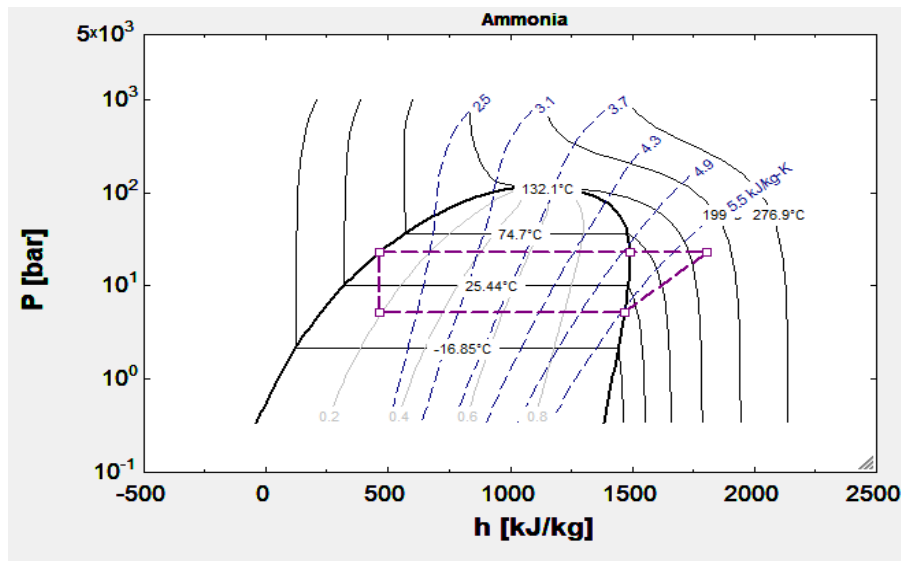


Figura 13.C Diagrama P-h de la BC durante el mes de agosto.

Fuente: Elaboración propia.

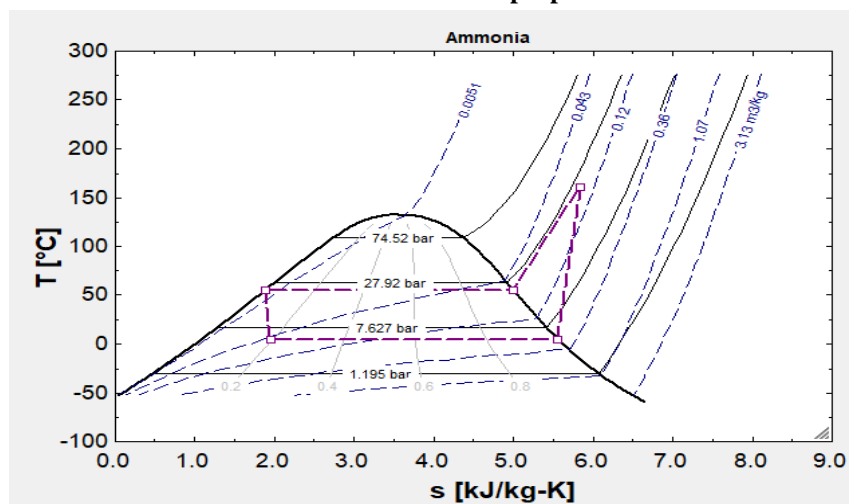


Figura 13.D Diagrama T-s de la BC durante el mes de agosto. Fuente:

Elaboración propia.

En la tabla 13. Se presentan las propiedades termodinámicas para el ciclo de refrigeración de la BC estudiada para el periodo crítico (agosto)

Estado	T° [°C]	P[bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x
1	5	5,16	1.467	5,56	1
2	160,5	23,1	1.804	5,83	Sobrecalentado
3	55	23,1	466	1,87	0
4	5	5,16	466	1,96	Saturado

Tabla 13.2 Estados termodinámicos de la BC durante el mes de agosto. Fuente: Elaboración propia.

13.4 Dimensionamiento Equipos

El dimensionamiento de equipos al igual que para los demás sistemas de calefacción. Se realiza en función de las condiciones de operación de la BC seleccionada (tabla 13.1). Para ello se estudia solo los equipos principales del sistema LWSHP entre ellos se encuentra:

- Bomba de alimentación
- Bomba de circulación
- Piping de captación y circulación

Este sistema de calefacción es uno de los más simple puesto que el reservorio utilizado posee un elevado potencial térmico anual, lo que disminuye la cantidad de equipos involucrados.

El método de cálculo se realiza en función del mes de máxima demanda térmica correspondiente a agosto con un requerimiento calorífico de 341 [kW] en calefacción y ACS.

13.4.1 Bombas hidráulicas

En la tabla 13.3 se presentan las condiciones operacionales y dimensiones de las bombas hidráulicas de impulsión involucrados en el sistema de generación de agua caliente para calefacción y ACS.

Equipo	Línea	Subsistema	Fluido	Q_{max} [m ³ /h]	Q_{medio} [m ³ /h]	H_t [mca]	P [bar]
Bomba alimentación	2-3	Captación y transferencia	Agua de mar	926	555	16,7	1,6
Bomba Circulación	4-5	Circulación y generación	Agua desmineralizada + glicol (30%)	323	263	15,4	1,5

Tabla 13.3 Condiciones de operación de bombas hidráulicas. Fuente: Elaboración propia.

13.4.2 Piping

Para el dimensionamiento del piping se realiza una segmentación de red (figura 13.5) para luego especificar las dimensiones y condiciones operacionales de cada tramo (tabla 13.4).

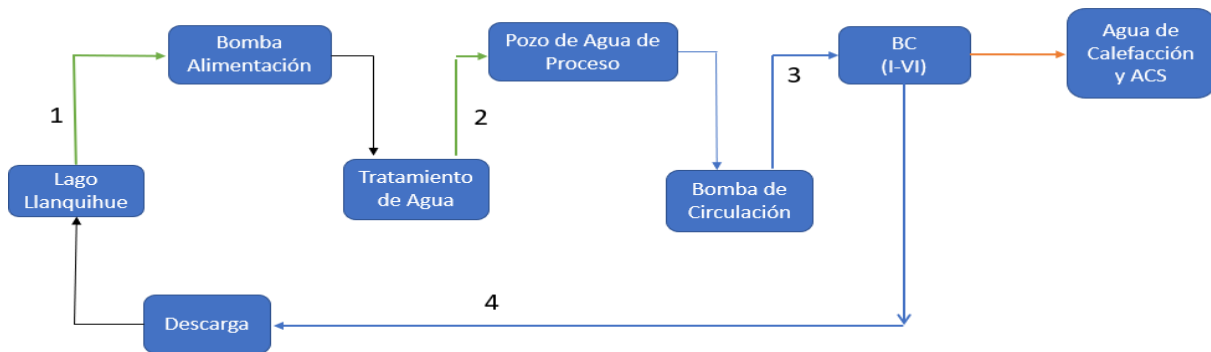


Figura 13.E Diagrama resumen del trazado de red del sistema LWSHP. Fuente: Elaboración propia.

Parámetro	1	2	3	4
Subsistema	Captación	Alimentación	Generación	Descarga
Fluido	Agua lago cruda	Agua lago procesada	Agua lago procesada	Agua lago procesada
T° [°C]	11	10,5	10,5	5
Flujo [m3/h]	50	40	40	40
Largo [m]	100	5	40	150
Diámetro nominal [in]	5	4	4	4
Espesor [mm]	28,7	28,7	28,7	28,7

Tabla 13.4 Condiciones de operación y dimensionamiento de las líneas de piping del sistema. Fuente: Elaboración propia.

13.5 Selección de equipos

13.5.1 Bombas hidráulicas

Según prestaciones obtenidas por el fabricante *Bombas Omega* se seleccionan las bombas 6C-300/500 para la alimentación de agua de mar y la bomba 4C-150/330 para la circulación de agua desmineralizada.

En la tabla 13.3 se presenta las condiciones de operación de las bombas de impulsión seleccionadas. Cuyos requisitos se explicitan en la tabla 13.5.

Bombas	T° [°C]	Caudal trabajo [m3/h]	Presión máxima [kPa]	Potencia máxima [CV]	Altura manométrica [m.c.a]	Diámetro rodete [mm]	Proveedor
Alimentación	11-18	²⁷⁰ 1080	980	60	12-30	290	Bombas Omega
Circulación	7-15	⁹⁰ 360	400	40	10-35	150	

Tabla 13.5 Condiciones de operación de la bomba seleccionada. Fuente: Elaboración propia.

13.5.2 Redes de tuberías

La selección de las redes de tuberías (tabla 13.6) se realiza en función de los parámetros operacionales, el material seleccionado corresponde a HDPE y el detalle del dimensionamiento de la línea se presenta en la tabla 13.2.

Línea	Subsistema	Diámetro nominal [mm]	Espesor [mm]	PN	Peso [kg/m]	Largo Requerido [m]	N° Tiras	Proveedor
1	Captación	125	20,8	25	6,84	100	9	Tigre HDPE
2	Alimentación	110	18,30	20	5,3	5	1	
3	Generación	110	18,30	20	5,3	40	4	
4	Descarga	110	18,30	20	5,3	150	12	

Tabla 13.6 Condiciones de operación del piping HDPE seleccionado. Fuente: Elaboración propia

14. Análisis teórico

El análisis del rendimiento de los sistemas SWHP se realiza mediante el cálculo del calor suministrado (Q_c) ponderado por el consumo eléctrico (Q_w) de todos los equipos involucrados entre ellos se encuentra: Bombas de calor, bombas de impulsión, sistema *electric trace heating* y operaciones de planta

14.1 RWSHP

Se realiza el cálculo del coeficiente de performance del sistema RWSHP modelando el ciclo de refrigeración en los modos CC y ACS. Además, se estiman los consumos de las bombas de impulsión y *electric trace heating* y operaciones de planta se consideran para el cálculo del COP del sistema total (anexos H.1).

El resultado del desempeño del sistema estudiado se presenta en la figura 14.1 con un COP promedio de 5.25, 3.91 y 3,82 para CC, ACS y el sistema respectivamente, lo cual es consistente con los resultados esperados (COP 3-6) [8]. Se observa que la tendencia del COP durante los meses invernales es decreciente, debido principalmente a las bajas temperaturas del reservorio durante estos periodos, lo cual implica un mayor consumo eléctrico por el compresor de la BC para suministrar el calor demandado. En cambio, durante los meses veraniegos se presentan los COP's más altos del año en consecuencia al aumento de la temperatura del acuífero durante estos meses (ver Tabla 7.2). Sin embargo, en general el comportamiento del COP del sistema permanece casi constante durante el año.

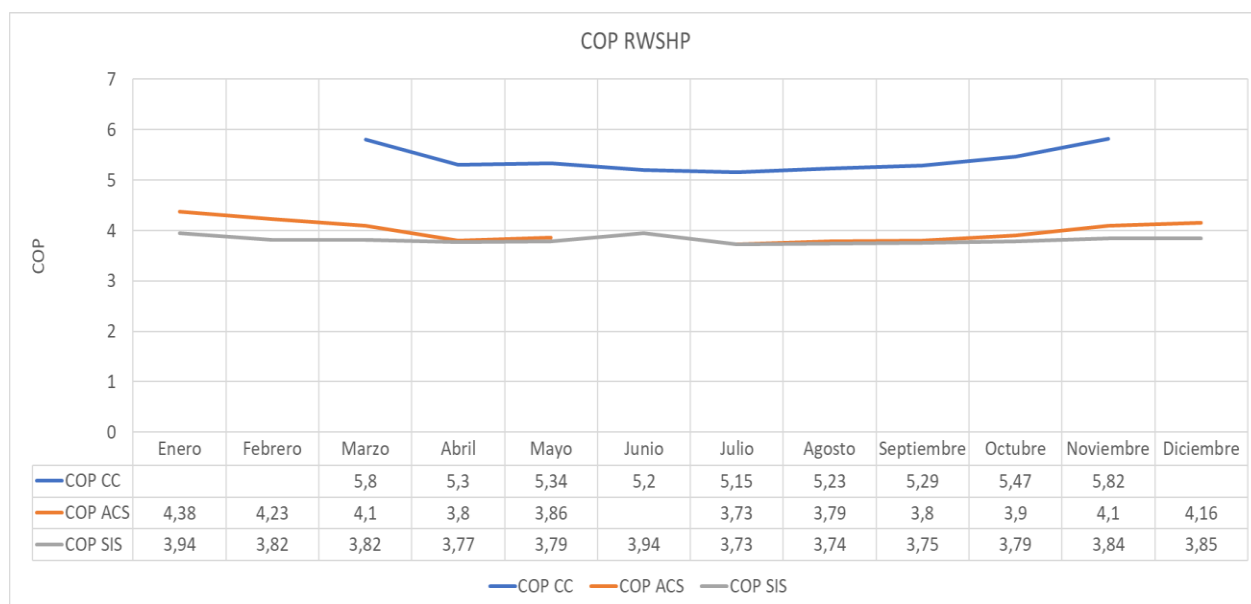


Figura 14.1 Coeficiente de performance del sistema RWSHP, localidad de Valdivia.

Fuente: Elaboración propia.

Se observa que el desempeño de la BC en modo CC es superior al de modo producción ACS, esto se debe a que las condiciones operacionales de ambos modos difieren en la temperatura a la cual están suministrando el agua caliente, pese a que están entregado la misma cantidad de calor en el condensador. Este fenómeno se explica en que el compresor debe trabajar mas para aumentar la temperatura del R717 desde T1 hasta 55 [°C] (modo ACS) a diferencia del modo CC en el cual debe suministrar agua caliente a solo 35 [°C] por lo que el requerimiento eléctrico para realizar dicho proceso es inferior. Este comportamiento COP de las BC es consistente con lo expresado por A. Lyden (2015), en que el rendimiento de la BC mejora operar a bajas temperatura a la salida del condensador.

En cuanto al COP del sistema completo RWSHP es consistente que sea menor en comparación al funcionamiento en modo CC y ACS, ya que esas curvas solo consideran el consumo eléctrico de las BC y no el consumo de logística para su funcionamiento (bombas de impulsión y ET). Se presenta un pico de rendimiento durante el mes de junio debido a que el sistema solo opera en modo CC el cual es uno de los de mejor desempeño. Se destaca que para los meses más críticos junio julio el rendimiento del sistema no desciende del mínimo permitido 2,9 COP (B. Ortega, 2017). Por lo que el sistema funciona bajo los estándares operacionales permitidos para la implementación de tecnologías eficientes en Chile.

No se considera en el análisis el consumo de combustible para los periodos en que funciona el sistema auxiliar de calefacción (caldera), este consumo será considerado para el cálculo de gastos operacionales.

14.2 SWSHP

El análisis del rendimiento del sistema SWSHP se realiza mediante el cálculo del calor suministrado (kW) ponderado por el consumo eléctrico (kW) de todos los equipos involucrados entre ellos se encuentra: Bombas de calor, bombas de impulsión y operaciones de planta (anexos H.2), para efectos de cálculo se desprecia el consumo de los instrumentos de medición y control.

Luego en la figura 14.2 se presenta el COP del sistema SWSHP. El análisis de rendimiento se realiza mensualmente para un año donde se aprecia la disminución de la eficiencia de la BC durante los meses invernales, debido a la disminución de la temperatura del reservorio. Sin embargo, se debe destacar el comportamiento estable del COP del sistema en general durante el año con variaciones de 0,5 puntos en modo calefacción y 0,2 puntos en modo producción de ACS, esto debido a que el océano posee gran estabilidad térmica gracias al gran volumen de agua que contiene. El COP medio en modo CC es de 5,68, modo ACS 4,01 y del sistema completo es de 3,62 lo cual es consistente con la teoría [29].

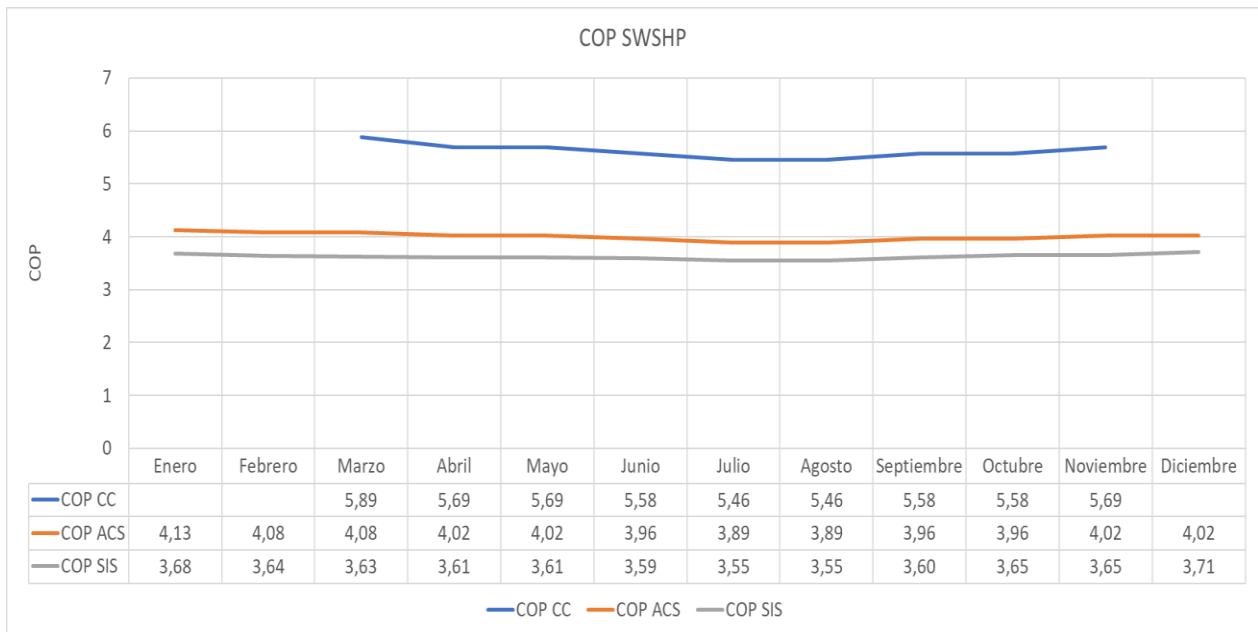


Figura 14.2 Coeficiente de performance del sistema SWSHP, localidad de San Pedro de la Paz.

Fuente: Elaboración propia

Se observa además que el COP del SWSHP es superior al observado en RWSHP esto se debe a que el potencial térmico del río calle-calle es inferior y más inestable que el océano, lo cual implica que el la BC requiere de un mayor trabajo para producir la misma cantidad de calor (523 [kW]) ya que ambos sistemas operan con la misma bomba de calor, pero con distintas condiciones de operación (T1). Además, la eficiencia del sistema RWSHP se ve mermado por el consumo de electric trace para evitar el escarchamiento de tuberías y evaporador, dicha tecnología no es aplicada para el SWSHP debido a que las condiciones ambientales y el fluido caloportador (agua + glicol 30%) permita una operatividad a bajas temperaturas sin sufrir congelamientos.

14.3 LWSHP

El análisis del rendimiento del sistema SWSHP se realiza mediante el cálculo del calor suministrado (kW) ponderado por el consumo eléctrico (kW) de todos los equipos involucrados entre ellos se encuentra: Bombas de calor, bombas de impulsión y operaciones de planta (anexos H.3).

En la figura 14.3 se aprecia que le COP del sistema LWSHP es bastante elevado, y constante Se debe notar al igual que en los casos anteriores, el coeficiente de rendimiento tiene una disminución durante los meses invernales. El COP medio es de 3,94 y supera en creces a los sistemas RWSHP y SWSHP con COP de 3,82 y 3,62 respectivamente. Esto se debe a que el potencial térmico del lago Llanquihue más elevado y estable (figura 7.10) que el río Calle-Calle y

el océano pacífico, sumado a que corresponde a un sistema de tipo *open loop* directo el cual aprovecha al máximo el potencial del acuífero al no requerir un flujo secundario para el transporte de calor (caso SWSHP).

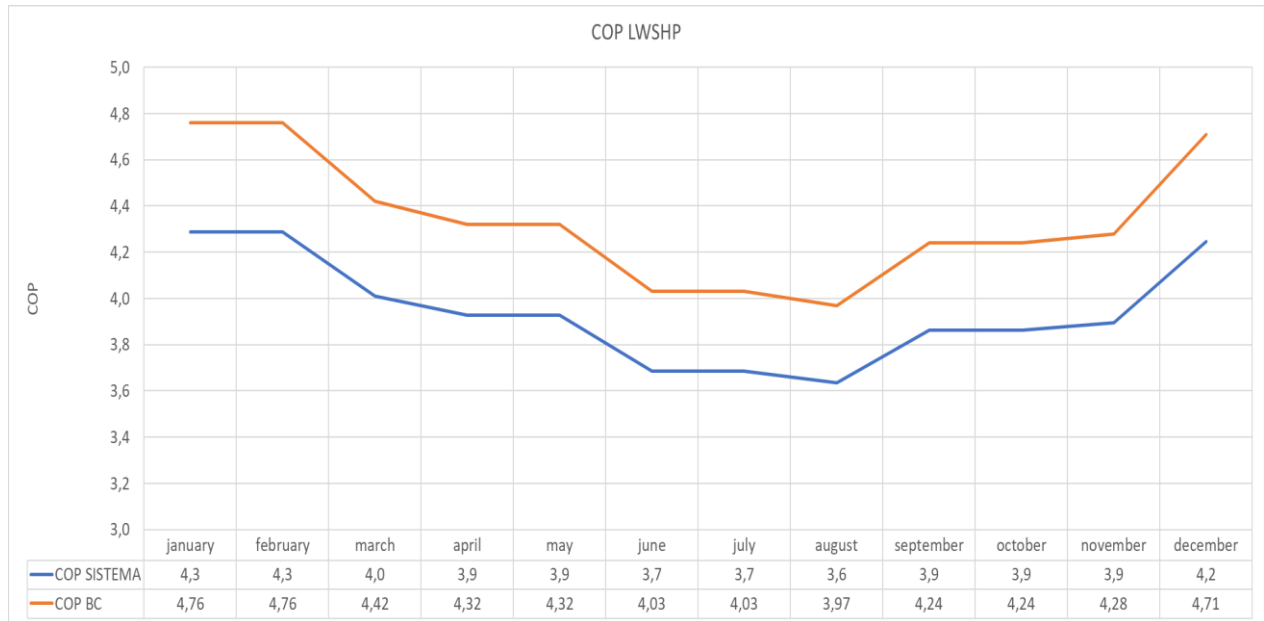


Figura 14.3 Coeficiente de performance del sistema LWSHP, localidad de Puerto Octay.
Fuente: Elaboración propia

15. Análisis de eficiencia energética de las soluciones

A continuación, se realiza el análisis comparativo de la solución por implementar con las demás alternativas de calefacción disponibles en la región, se compara el consumo y los costos energéticos para cada tipo de tecnología.

Se define la línea base para las para las diferentes tecnologías de calefacción y producción de ACS de uso tradicional, además de sus eficiencias y precios de combustibles para realizar un estudio comparativo de eficiencia energética.

Equipos de producción de ACS

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

Equipos de CC

- Estufas infrarrojas a kerosene, gas o electricidad.
- Calefacción central con caldera a gas, leña, carbón o pellet
- Chimeneas a leña o biomasa.

En la tabla 15.1 se presenta la información del poder calorífico para cada tipo de combustibles y su costo, y en la tabla 15.2 las eficiencias de las tecnologías disponibles para aprovechar el potencial térmico de cada combustible

Combustible	PCI [kWh/kg]	Costo	
Gas licuado	14	1266	[CLP/kg]
Gas natural	12,3	887	[CLP/m3]
Electricidad	-	120	[CLP/kWh]
Carbón	8,14	85	[CLP/kg]
Pellet	5,23	70	[CLP/kg]
Leña	4	60	[CLP/kg]
Biogás	5*	48	[CLP/kWh]

Tabla 15.1 Características combustibles utilizados en la zona sur de Chile. Fuente[66].

Eficiencia Tecnologías		
Caldera	Gas natural	0,9
	Carbón/Leña	0,8
	Pellet	0,9
Estufa	Gas	0,8
Calefactores/Chimeneas	Leña	0,7

Tabla 15.2 Eficiencia de las tecnologías disponibles para calefacción.

Fuente Elaboración propia. [66]

Una vez obtenidos los parámetros de eficiencia energético, poder calorífico, energía térmica requerida, es posible realizar el cálculo de la masa de combustible a utilizar para satisfacer la demanda de calefacción y ACS de las localidades estudiadas. La masa de combustible ($M_{combustible}$ [kg]) requerido se calcula mediante.

$$M_{combustible} = \frac{E_{requerida}}{\eta_{tec} \cdot PCI} \quad (15.1)$$

Donde:

- $E_{requerida}$: Energía termica demandada [kWh].
- η_{tec} : Eficiente de la tecnología utilizada.
- PCI : Poder calorífico inferior del combustible utilizado, [kJ/kg].

Luego para determinar el costo económico del consumo de combustible se determina según la ecuación 15.2.

$$Costo = P_{comb} \cdot C_{comb} \quad (15.2)$$

Donde:

- P_{comb} : Precio combustible, $\left[\frac{CLP}{kg}\right]$, $\left[\frac{CLP}{m^3}\right]$, $\left[\frac{CLP}{kWh}\right]$
- C_{comb} : Cantidad de combustible, [kg], [m³], [kWh].

Posteriormente se muestra el consumo anual de combustible para satisfacer la demanda de calefacción y ACS de las localidades de estudio (ver tabla 15.3).

	Gas L. [kg]	Gas N. [kg]	Carbón [kg]	Leña [kg]	Pellet [kg]	Biogás [m3]	Elect. BC [kWh]
Valdivia	280.382	327.112	542.508	2.523.438	750.545	12.953.649	655.296
SPP	226.868	264.679	438.964	2.041.808	607.294	10.481.283	718.311
Puerto O.	71.476	83.388	138.28	643.282	191.331	3.302.179	211.831

Tabla 15.3 Consumo anual de la calefacción para cada tipo de combustible. Fuente: Elaboración propia.

Luego el costo [USD] (estimado en \$680 [CLP] fecha: 3 de noviembre 2018) asociado a cada tecnología se observa en la tabla 15.4.

	Gas L.	Gas N.	Carbón	Leña	Pellet	Biogás	Elect.	Elect. BC
Valdivia	522.280	426.689	67.814	185.547	197.262	249.375	566.762	130.465
SPP	422.597	565.984	54.870	150.133	202.516	201.779	458.588	126.761
Puerto O.	133.141	108.773	17.287	47.300	59.696	63.571	158.928	37.382

Tabla 15.4 Costo anual [USD] de calefacción para cada tipo de tecnología. Fuente: Elaboración propia.

De los resultados obtenidos se obtiene el gráfico comparativo de costos para cada combustible, notar que el consumo siempre es mayor durante los meses invernales. Se observa además que el combustible biogás es el más caro de todos los combustibles disponibles, esto se debe a su bajo poder calorífico, sin embargo, es uno de los combustibles más limpio y de bajo emisión CO₂ y material particulado. Luego se presenta el gas natural y gas licuado ambos con costos anuales de 426.689 [USD] y 522.280 [USD] respectivamente (RWSHP), no obstante, su costo sigue siendo elevado pese a tener un mejor rendimiento de combustión y baja emisión de material articulado en comparación con los combustibles fósiles sólidos como carbón pellet y leña. Dentro de los combustibles más económicos se encuentra el carbón, pellet y leña con valores de 67.814 [USD], 77.262 [USD] y 185.547 [USD] respectivamente, esto se debe al bajo costo del combustible. Sin embargo, estos combustibles pese a contar con tecnologías que mitigan las emisiones de material particulado y de CO₂, continúan deteriorando la calidad del aire de las localidades debido a que poseen un bajo rendimiento de combustión, por ello representan una amenaza para la salud de los habitantes de la zona donde se utiliza este tipo de calefacción. Finalmente, se tiene que la bomba de calor posee una importante ventaja competitiva pese tener costos operacionales de valor superior a los convencionales (calderas a leña y carbón), pero con nulas emisiones de MP 2,5 y CO₂, además el costo es un 10 % superior a los combustibles sólidos por lo que costo extra se compensa con el mejoramiento de la calidad del aire. Posteriormente si se compara el costo de operación de las BC versus los combustibles gaseosos, resulta considerablemente más económico la utilización de este tipo de tecnología debido al alto COP del sistema RWSHP. Finalmente en la figura 15.1 se presenta el costo por kWh para cada combustible.

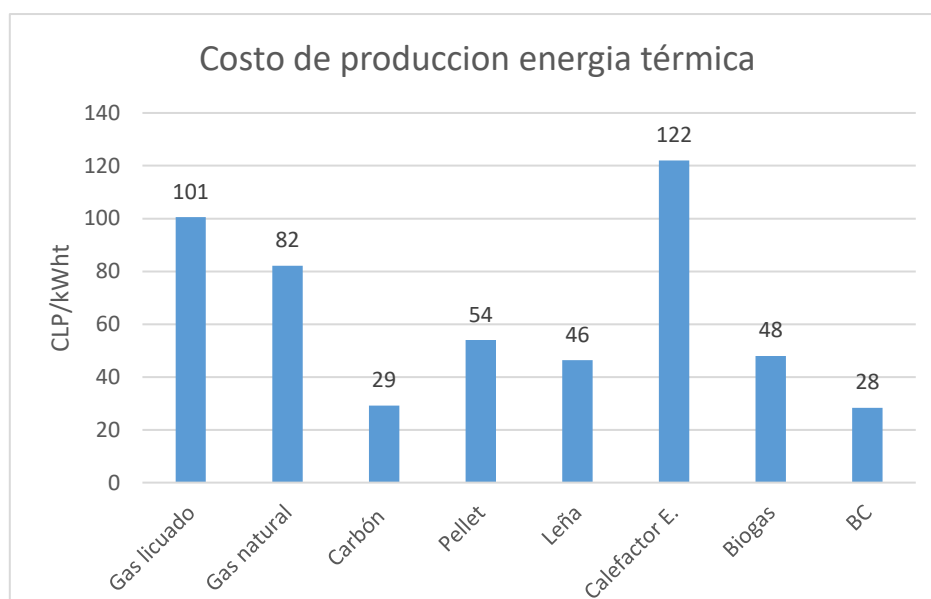


Figura 15.1 Gráfico representativo del costo de producción de energía térmica para cada tipo de combustible/tecnología. Fuente: Elaboración propia.

De la figura 15.1 se observa que la tecnología más eficiente para la producción de CC y ACS corresponde a la bomba de calor con un costo de 28 [CLP/kWh] a diferencia del costo de operación mediante leña con un 46 [CLP/kWh] y el gas natural con 82 [kWh], esto se debe al excelente desempeño de esta tecnología SWHP. Esto posiciona la tecnología de BC como un importante competidor de las tecnologías convencionales de CC y producción de ACS, debido a la eficiencia operación de estos equipos por tanto es importante considerar su implementación en los mercados de calefacción y ACS de nuestro país.

16. Modelo de negocios

Un modelo de negocio se entiende como la arquitectura mediante la cual los distintos participantes en un negocio interactúan entre sí y se benefician de la entrega de un producto o servicio al consumidor final.

Diseñar un modelo de negocio consiste en determinar las actividades que ejecuta cada uno de los participantes, desde las materias primas hasta el producto/servicio final, qué responsabilidades y riesgos recaen en cada uno y cómo se distribuyen las utilidades obtenidas. El instrumento mediante el cual se dictan las reglas de operación de este modelo es el contrato. A su vez, el tipo de contrato va a depender del modelo de negocio diseñado.

El modelo seleccionado corresponde a un modelo de negocios tipo ESCO. Este consiste en implementar una medida de Eficiencia Energética o ERNC estableciendo las condiciones a través de un Contrato por Desempeño Energético (CDE). El CDE a implementar corresponde al de venta de energía térmica.

La vigencia del contrato dependerá del tiempo determinado, a través del cual, ambas partes (cliente y ESCO), acuerdan términos y condiciones para llevar a cabo un proyecto de Eficiencia Energética o ERNC [67].

La estructura del modelo de negocios se compone de [68]:

- Mercado objetivo
- Producto/Servicio
- Cadena de valor
- Actividades clave
- Participantes
- Estructura de ingresos y costos

16.1 mercado objetivo

El principal parámetro que caracteriza el mercado objetivo de un sistema de calefacción distrital es la naturaleza de los edificios conectados. Por lo tanto, se define como personas naturales a los consumidores de los proyectos realizados en Valdivia (RWSHP) y SPP (SWSHP) al tratarse de sectores residenciales, mientras que los beneficiados en la localidad de Puerto O. (LWSHP) corresponden a instituciones públicas.

En el caso de los proyectos exclusivamente residenciales (Valdivia y SPP), el mercado objetivo está compuesto por la comunidad de vecinos (persona jurídica) de los condominios, en cuyo caso la ESCO firmará un contrato de prestación de servicios con esa agrupación.

Para la localidad de Puerto O. se define como un proyecto mixto (clientes residenciales y de otra naturaleza), donde existen clientes que podrían ser personas naturales (futura adición de viviendas a la red), asociaciones vecinales, el sistema de administración público (municipalidad), instituciones públicas (hospital, colegio, liceo, bomberos, etc.), entre otros.

16.2 Producto/Servicio

El producto consiste en el suministro de un servicio integral de calefacción y agua caliente sanitaria. El servicio se caracteriza por su excelente desempeño, tarifas convenientes y bajo impacto ambiental.

A diferencia de los sistemas de calefacción individuales, en los que las actividades relacionadas al abastecimiento de combustible, operación y mantenimiento de los equipos son responsabilidad del usuario, en un sistema de calefacción distrital, el cliente paga una única factura mensual por los servicios energéticos suministrados.

16.3 Cadena de valor

La cadena de valor reúne todas las fases del negocio, desde el reservorio hasta el cliente final, pasando por transformaciones intermedias que van agregando valor al producto. En el caso de la calefacción distrital con bombas de calor, la cadena de valor se compone de las fases que se describen a continuación:

Energía primaria

La energía primaria está compuesta por la disponibilidad térmica del reservorio para producir energía térmica e incluye todas las actividades de captación y tratamiento transporte del fluido hacia el sistema de generación principal (BC).

En el caso de Valdivia para el sistema auxiliar (Caldera a gas), la energía primaria esta compuesta por la oferta de gas natural o licuado disponible para producir energía térmica incluyendo las actividades de transporte y almacenamiento de gas en la planta de calefacción.

Energía secundaria

A partir de la energía primaria suministrada, se obtiene la energía secundaria/final mediante la producción de calor en la central térmica. Es decir, corresponde al agua caliente producida mediante las BC o calderas para el suministro de CC y ACS.

Servicio de energía útil

Corresponde a la distribución de calor hasta el cliente final, además del servicio integral de venta de calefacción y ACS.

16.4 Actividades claves

Son actividades clave de este negocio, aquellas que corresponden a la producción de energía útil a partir de BC o calderas auxiliares y aquellas que corresponden a la distribución del servicio, gestión de venta y servicio al cliente.

En la operación del negocio, se distinguen las siguientes actividades claves:

Instalación, operación y mantenimiento del sistema

La instalación, operación y mantenimiento del sistema es responsabilidad de la ESCO, dado que cuenta con el conocimiento técnico y equipos tecnológicos para hacerse cargo del diseño del proyecto, instalación, operación y mantenimiento de los servicios del sistema.

Contrato entre empresa de servicios y consumidor final

Para disminuir el riesgo de la prestación del servicio, se requiere establecer un contrato entre el generador y el consumidor final. El contrato debe especificar las características del servicio, la regulación del cálculo de la tarifa, las responsabilidades de las partes, las condiciones de servicio, sanciones y arbitrajes.

La mantención y la reparación de la red de distribución de calor deben ser realizadas por la empresa de servicios, garantizando la calidad del servicio para los clientes finales.

Los clientes finales deben respetar las condiciones de servicio establecidas por el contrato, promoviendo el uso eficiente del sistema y la protección del mismo.

Mediciones, cobro y servicio post-venta

El cobro del servicio será conducido por la empresa de servicios energéticos o una empresa externa con las capacidades para ello. El servicio debería ser regulado por una institución pública, tal como la Superintendencia de Electricidad y Combustibles (SEC) supervisa los servicios de electricidad y combustibles líquidos y gaseosos.

Promoción de la tecnología

La estrategia de la relación con los clientes se debe orientar a la retención de éstos y un aumento de la demanda de servicios. Es importante concientizar al cliente sobre los beneficios de un sistema de calefacción distrital, lo que generará lealtad y evitará la fuga de clientes.

16.5 Participantes

Los participantes del negocio son todas aquellas entidades, privadas o públicas, que gestionan, financian o promocionan cada una de las actividades clave del negocio. Cada participante tiene la responsabilidad de asumir por lo menos una parte de alguna de las actividades clave del negocio, pudiendo integrarse hacia atrás o adelante en la cadena de valor.

Empresa de Servicios Energéticos (ESCO)

Corresponde a la organización que proporcionan servicios energéticos en las instalaciones de un usuario determinado. Tiene a cargo la instalación, operación y mantenimiento de la planta de calefacción distrital. Tiene a cargo el financiamiento de la planta de calefacción distrital.

Empresa Inmobiliaria

Incluye a las empresas inmobiliarias y constructoras. Deben estar informadas sobre los beneficios de los sistemas de calefacción distrital, de tal forma de que éstos se incorporen como una alternativa segura y confiable para los nuevos proyectos inmobiliarios.

Comunidad

Los usuarios/clientes deben estar conscientes de los beneficios económicos, técnicos y ambientales de los sistemas de calefacción distrital a partir de bombas de calor. Es necesario contar con mecanismos efectivos que motiven la conexión a sistemas de calefacción distrital y buenos hábitos de consumo.

Gobierno

Se debe encargar en el desarrollo de mecanismos de fomento para la implementación de sistemas de calefacción distrital. También de la creación de programas para financiar proyectos piloto (GORE, CORFO). Además, realiza la evaluación ambiental de proyectos (Servicio de Evaluación Ambiental).

16.6 Estructura de ingresos y costos

Para cada uno de los participantes del negocio, se evalúa su nivel de participación, el nivel de riesgo que está asumiendo y la rentabilidad que se esperaría de sus inversiones. El margen total obtenido de toda la cadena de valor, debe ser distribuido en base a este criterio, de forma que todas las partes vean un interés en participar de este negocio.

Financiamiento

Para el financiamiento se estudian las distintas alternativas disponibles, donde en base a estudios realizados para centrales de CC en Chile, han obtenido que la mejor forma de implementar proyectos de este estilo (ESCO), es recurriendo a un sistema de financiamiento mediante subsidios gubernamentales y delegando el acondicionamiento de las viviendas y red distribución a la empresa inmobiliaria según sea el caso.

El Gobierno chileno tiene las siguientes oportunidades para hacer que el proyecto sea económicamente más atractivo:

- *Reducción de los costes de inversión:* El Gobierno chileno puede ofrecer a los inversionistas un “A Fond Perdú”, esta sería una contribución del sector público con el fin de reducir los costos de inversión para promover una tecnología con alto potencial e impactos positivos al medio ambiente.
- *Reducción de los costos anuales de energía térmica para los usuarios:* El gobierno chileno podría cubrir un cierto porcentaje de los costos anuales de energía térmica para los usuarios.

A continuación, se presenta el sistema de financiamiento para los sistemas de calefacción distrital en las tres localidades estudiadas (ver tabla 16.1).

Componente	Alternativa de Financiamiento	
Planta de generación	Propiedad ESCO	Disposición a financiar la inversión
Red de Distribución	Copropiedad de los propietarios del condominio o edificio. (SPP)	Inversión incluida en el valor de la vivienda/departamento (Ley N° 19.537, ley copropiedad inmobiliaria)
	Aporte del estado (Valdivia y Puerto Octay)	Inversión subsidiada totalmente por el estado
Equipamiento de la vivienda	Propietarios de la vivienda (Valdivia)	Inversión realizada por el propietario de la vivienda.
	Aporte del estado (Puerto Octay)	Inversión subsidiada totalmente por el estado

Tabla 16.1 Alternativa de financiamiento para cada componente del modelo de negocio. Fuente: Elaboración propia.

La forma más simple de enfocar un subsidio estatal es mediante el financiamiento directo de los elementos que son más complejos de administrar por una empresa privada. En este caso, los elementos de distribución al interior de las viviendas son directamente manipulados por los usuarios finales y la red de distribución primaria de calor es también un tema complejo, porque las inversiones asociadas no son rescatables, lo que constituye un mayor nivel de riesgo.

Sistema tarifario

Se consideran distintos elementos para el cálculo de la tarifa mensual, el que será conducido mensualmente por la empresa de servicios. Los elementos considerados son:

- Tarifa base: destinada a garantizar la recuperación de la inversión inicial hecha por la empresa de servicio.

$$\text{Tarifa base} = \frac{\text{Costo inversión} * (\% \text{ de recuperación})}{\text{Consumo mensual de la energía térmica del cliente (en kWh)}} \quad (16.1)$$

- Cuota de mantención: destinada a cubrir los costos de mantención del sistema, necesarios para garantizar un servicio continuo al cliente.

$$\text{Cuota de mantención} = \frac{\text{Costo Mantención}}{\text{Consumo mensual de la energía térmica del cliente (en kWh)}} \quad (16.2)$$

- Costo de la energía: valor que el cliente final cancelará por el consumo de energía térmica empleada en el periodo de un mes.

$$\text{Costo de la Energía} = \frac{\text{Costos operacionales}}{\text{Consumo mensual de la energía térmica del cliente (en kWh)}} \quad (16.3)$$

- Cuota Impuesto a la utilidad: Destinado a cubrir los gastos por el impuesto a la utilidad.

$$\text{Cuota impuesto} = \frac{\text{Costo impuesto a la utilidad}}{\text{Consumo mensual de la energía térmica del cliente (en kWh)}} \quad (16.4)$$

16.7 Modelo de negocios de los casos de estudio

En la tabla 16.2 se presenta el modelo de negocio para los proyectos estudiados.

	Valdivia (RWSHP)	SPP (SWSHP)	Puerto O. (LWSHP)
Modelo de Negocio	Modelo ESCO (Servicio de energía útil.)		
Mercado objetivo	Proyecto dirigido a familias de clase socioeconómica media o media-alta Condominio Altos del Calle-Calle y Rivera del Calle-Calle. (avalúo 2.000 y 2.500 UF)	Proyecto dirigido a familias de clase socioeconómica media-alta. Condominio y Edificio Olas. (avalúo 2500- 3000 UF)	Proyecto dirigido a edificio e instituciones públicas.
Producto/Servicio	Calefacción y ACS por circulación de agua caliente.		
Actividades clave y participantes	<ul style="list-style-type: none"> -Instalación, operación y mantención de la planta térmica: ESCO -Instalación, operación, mantención de la red de distribución: Gobierno. -Instalación de equipos de emisión: Cliente/ Gobierno. -Mediciones, cobros y servicio postventa: ESCO. -Seguros, contratos y financiamiento: ESCO -Supervisión del servicio: cliente/ autoridades públicas. -Promoción de las tecnologías: ESCO/ Gobierno regional. 	<ul style="list-style-type: none"> -Instalación, operación y mantención de la planta térmica: ESCO -Instalación, operación, mantención de la red de distribución: Inmobiliaria. -Instalación de equipos de emisión: inmobiliaria. -Mediciones, cobros y servicio postventa: ESCO. -Seguros, contratos y financiamiento: ESCO -Supervisión del servicio: cliente/ autoridades públicas. -Promoción de las tecnologías: ESCO/ Gobierno regional. 	<ul style="list-style-type: none"> -Instalación, operación y mantención de la planta térmica: ESCO -Instalación, operación, mantención de la red de distribución: Gobierno. -Instalación de equipos de emisión: Gobierno. -Mediciones, cobros y servicio postventa: ESCO. -Seguros, contratos y financiamiento: ESCO -Supervisión del servicio: cliente/ autoridades públicas. -Promoción de las tecnologías: ESCO/ Gobierno regional.
Estructura de ingresos y costos	<ul style="list-style-type: none"> -Se establece un contrato de prestación de servicios con cada cliente. Se instala un medidor de consumo en cada vivienda y se cobra tarifa establecida en contrato, ajustable según lo señalado en el mismo. -Tarifa incluye toda la gestión de la operación: energía primaria (captación agua de reservorio), energía secundaria (generación de calor en central térmica) y servicio de energía útil (distribución hasta las viviendas y en circuito de distribución al interior de las viviendas). -En caso de haber subsidio estatal, este monto no será traspasable a la tarifa, lo que se traduce en un beneficio económico para el cliente final y un beneficio social para el Estado. 		

Tabla 16.2 Modelo de negocio para los casos de estudio. Fuente: Elaboración propia.

17. Evaluación económica

En este capítulo se presenta el análisis económico de los sistemas SWHP estudiados, esto permite obtener la rentabilidad de la implementación de un sistema de calefacción mediante bombas de calor de fuente de agua superficial para el suministro de calefacción y ACS en las localidades de Valdivia, SPP y Puerto Octay. El contenido del análisis consta de la estimación de los costos de inversión, costos de operación, costos de montaje e ingreso por ventas entre otros. Para así obtener finalmente el flujo de caja del proyecto junto con los indicadores económicos de interés. Esto permite decidir si el proyecto es o no rentable.

17.1 Costos de inversión

Corresponden a los costos directos (asociado al costo e instalación de los equipos) e indirectos (asociados a la ingeniería y estudios de proyecto junto los gastos de construcción y contingencias) en la implementación de una planta de calefacción distrital En el libro de Abdón Zamosa [70], se detalla la lista de factores que permiten estimar el capital fijo en una industria de procesos, a partir del costo de los equipos principales de la planta (ver tabla 17.1).

Costo Directo		Costo Indirecto	
Costo equipo: 100%			
Costo Instalación	30%	Ingeniería y Supervisión	33%
Costo instrumentación y control (instalado)	18%	Gastos de Construcción	41%
Instalación Eléctrica	10%	Utilidad Contratista	21%
Instalaciones Auxiliares	70%	Contingencias	41%
Edificios (incluye servicios)	18%	-	-

Tabla 17.1 Factores para estimar el valor de capital fijo en una industria de proceso de fluidos. Fuente [70]

Por lo tanto, se presentan a continuación en la tabla 17.2 y 17.3, el resumen de costos para los 3 sistema de estudio, donde el detalle de costos se presenta en la (anexos E1,E2 y E3).

Sistema	Equipos	Instalación	Instrum. Y Control	Instalación Eléctrica	Instalación Auxiliar	Edificios
RWSHP	1.094.118	328.235	196.941	109.412	765.882	196.941
SWSHP	923.529	277.059	166.235	92.353	646.471	166.235
LWSHP	179.412	53.824	32.294	17.941	125.588	32.294

Tabla 17.2 Estimación de costos directos de inversión para cada sistema SWHP. Fuente: Elaboración propia.

Sistema	Ingeniería y Supervisión	Gastos y Construcción	Utilidad Contratista	Contingencias
RWSHP	361.059	448.588	229.765	448.588
SWSHP	304.765	378.647	193.941	378.647
LWSHP	59.206	73.559	37.676	73.559

Tabla 17.3 Estimación de costos indirectos de inversión para cada sistema SWHP. Fuente: Elaboración propia.

Finalmente se tiene que los costos inversión corresponden a \$4.179.529 [USD] para el sistema RWSHP, \$3.527.882 [USD] para el sistema SWSHP y \$ 685.353 [USD] para el sistema LWSHP.

Se excluyen las inversiones en los elementos de distribución al interior de las viviendas y la red de distribución primaria de calor por ser de financiamiento público la ciudad de Valdivia y Puerto Octay, mientras que en la SPP este gasto es realizado por la inmobiliaria. Por lo tanto, solo se considera la inversión privada en la central térmica y los estudios de preinversión.

17.2 Costos operacionales

Los costos de operación considerados en la evaluación de los proyectos son [69]:

- **Consumo de electricidad:** corresponde principalmente al consumo de las BC y las bombas de circulación. Se utilizan los resultados obtenidos de la tabla 15.4 donde el consumo anual corresponde a \$115.640 [USD] para el sistema RWSHP, \$126.761 [USD] para el sistema SWSHP y \$37.382 [USD] para el sistema LWSHP.
- **Consumo de combustible:** Para el sistema RWSHP el consumo de gas anual se resume al periodo de operación durante los meses de bajo potencial térmico el reservorio, donde la caldera debe suministrar 136.100 [kWh] durante el mes de junio y 500 [kWh] el mes de julio, estimando el costo del gas en 82 [\$/kWh] se obtiene un costo anual de \$18.530 [USD] en gas.
- **Horas hombre de operación:** Se considera el sueldo de los funcionarios y operadores de planta durante el periodo de operación de la planta, el cual se distribuye en dos turnos (06:00 – 18:00 y 18:00- 06:00). finalmente se estima el costo horas hombre en 94.588 [USD/año] para el sistema RWSHP, \$92.353 [USD/año] para el sistema SWSHP y \$17.941 [USD/año] para el sistema LWSHP (anexos E.4).
- **Seguros:** los seguros corresponden, principalmente, al equipamiento; se estima un monto de seguros de un 1% de la inversión inicial en equipos e infraestructura se estima en \$41.795 [USD] para el sistema RWSHP, \$ 35.279 [USD] para el sistema SWSHP y \$6.854 [USD] para el sistema LWSHP.

Finalmente, en la tabla 17.4 se obtiene un costo operacional anual en [USD] para cada sistema SWHP.

Sistema	RWSHP	SWSHP	LWSHP
Costo [USD]	216.349	198.407	45.667

Tabla 17.4 Costos operacionales para cada sistema SWHP. Fuente: Elaboración propia

17.3 Costo mantención

El costo de mantención de los sistemas de bombas de calor se puede calcular como 60% del costo total del equipo y se realiza cada 7 años [71]. En cuanto a los costos de mantención del sistema de bombeo se estima en un 20% cada 3 años al igual que el costo de mantención de intercambiadores de calor. Los equipos auxiliares como la caldera, red de tuberías e instrumentación se asume un gasto anual de mantención de 8% del costo de capital de cada uno de los equipos. En la tabla 17.5 se presenta el costo de mantención para los sistemas de estudio.

Sistema	RWSHP	SWSHP	LWSHP
Costo [USD]	351.059	340.647	75.000

Tabla 17.5 Costos mantención para cada sistema SWHP. Fuente: Elaboración propia

17.4 Ingresos

Tal como se mencionó previamente, las tarifas de calefacción y ACS se componen a partir de los costos específicos de capital, más los costos específicos de operación, más los costos específicos por impuesto a las utilidades, más un retorno sobre la inversión de 15% (tarifa base) y más un costo específico por concepto de mantención (se utilizan las ecuaciones 16.1, 16.2, 16.3 y 16.4). En la tabla 17.6, se reportan las tarifas calculadas por proyecto y se expresan por unidad energética [68].

Tarifa calefacción (CLP/kWht)	RWSHP	SWSHP	LWSHP
Costos de capital	25,2	29,1	22,3
Costos de operación	32,5	38,8	29,7
Impuesto a la utilidad	20,2	22,3	21,3
Impuesto de mantención	11,3	13,5	9,6
Retorno sobre la inversión (15%)	77,7	81,1	78,7
Total tarifa (CLP/kWht)	167	185	162

Tabla 17.6 Composición de la tarifa de los casos de estudio. Fuente: Elaboración propia.

Como el nivel de tarifas calculado resulta muy elevado en comparación a otros sistemas alternativos de calefacción, es necesario recurrir a un mecanismo de subsidio estatal que rentabilice estos proyectos.

En estas condiciones, las tarifas en calefacción y ACS se reducen al valor de 78 [CLP/kWh] correspondiendo al costo del 95% del costo del gas natural (competidor directo central térmica), siendo una tarifa que puede competir directamente con los combustibles alternativos como el gas licuado (101 CLP/kWh) y gas natural (83 CLP/kWh), pero con una calidad muy superior en el servicio. Se observa que los proyectos más pequeños, como edificios públicos en puerto Octay y Condominio Olas en SPP, se ven desfavorecidos por menores economías de escala y costos específicos más elevados por lo que el subsidio por parte del gobierno es mayor en estos casos.

Con las tarifas calculadas, el gasto anual promedio en calefacción y ACS de los usuarios conectados a la red de calefacción distrital en los proyectos evaluados se presenta en la tabla 17.7.

Localidad	Recinto	Costo [CLP] CC + ACS
Valdivia	Casa Aislada	498.299
San Pedro de la Paz	Casa Aislada	809.454
	Casa Pareada	767.363
	Depto. 1	263.651
	Depto. 2	325.925
	Depto. 3	445.904
Puerto Octay	Hospital	1.349.400
	Liceo Benjamín Muñoz	30.767.100
	Escuela A. Hurtado	20.119.008
	Municipalidad	13.858.572
	Bomberos	3.210.480

Tabla 17.7 Gasto anual de una familia/institución para cada caso de estudio. Fuente: Elaboración propia.

17.5 Flujo de caja

Una vez que se calculan los costos asociados a la inversión y operación, y la estimación de ingresos del sistema, se procede con la realización del flujo de caja del proyecto. Esto permite obtener los indicadores económicos de interés VAN y TIR del proyecto. Se consideran las siguientes condiciones para la realización del flujo de caja (anexos F1, F2 y F3).

- Horizonte de evaluación de 20 años.
- El impuesto a las utilidades para una empresa privada corresponde al 27% (SII).
- Tasa de descuento 10% para un proyecto privado.
- La inversión inicial no se considera un préstamo.
- Los equipos que sufren depreciación corresponden a la bomba de calor, intercambiadores de calor, bombas de impulsión, acumuladores y calderas.

En la tabla 17.8 se presentan los indicadores económicos obtenidos para los tres sistemas estudiados.

Sistema	VAN [USD]	TIR [%]
RWSHP	977.579	13
SWSHP	1.046.150	14
LWSHP	582.569	22

Tabla 17.8 Indicadores económicos para cada sistema SWHP, considerando la venta de la tabla 17.6. Fuente: Elaboración propia.

De la tabla 17.8 se tiene que los proyectos presentan una rentabilidad positiva para el CAPEX y OPEX estimados. Se debe notar que el proyecto RWSHP presenta una menor tasa interna de retorno y VAN que el sistema SWSHP, lo cual puede deberse al mayor costo de la inversión en el primer proyecto sumado a que el sistema implementado en Valdivia fue evaluado a un menor precio de venta del kWh en comparación al sistema de SPP. Se destaca la alta rentabilidad que presenta el sistema LWSHP, debido a la baja inversión requerida, considerando además la elevada tarifa de venta del kWh (ver tabla 17.6).

17.6 Análisis de sensibilidad

Al realizar el análisis de sensibilidad económico del proyecto se tiene que el VAN y TIR del proyecto es bastante sensible al valor de venta del [kWh] térmico, por lo que es necesario, realizar una buena estimación del precio de venta. El flujo de caja del sistema RWSHP se realiza con un precio de venta de \$167 [CLP/kWh], el cual puede descender hasta \$140 [CLP/kWh] puesto que bajo este valor el VAN tiende a ser un valor negativo y la tasa de retorno tiene valores desde 9% hacia abajo, indicando una baja rentabilidad. Para el caso de SWSHP se tiene que el valor de venta puede descender hasta 150 [CLP/kWh] con una tasa de retorno de 10% y un VAN de 1.213 [USD] y finalmente se tiene que el sistema LWSHP puede bajar su valor hasta \$101 [CLP/kWh] con una tasa de retorno de 10% y VAN de 4.603 [USD].

En la figura 17.1 y 17.2 se observa la tendencia del VAN y TIR en función del precio del [kWh] térmico de los proyectos SWHP.

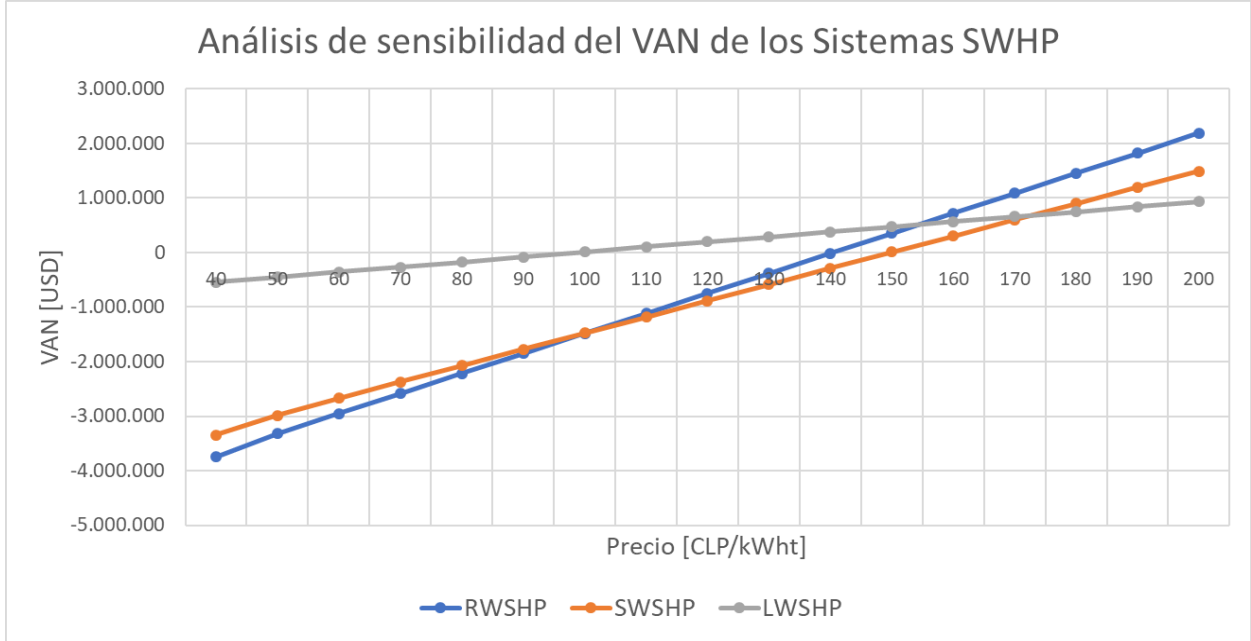


Figura 17.A Análisis de sensibilidad del valor actual neto para cada sistema SWHP estudiado. Fuente: Elaboración propia.

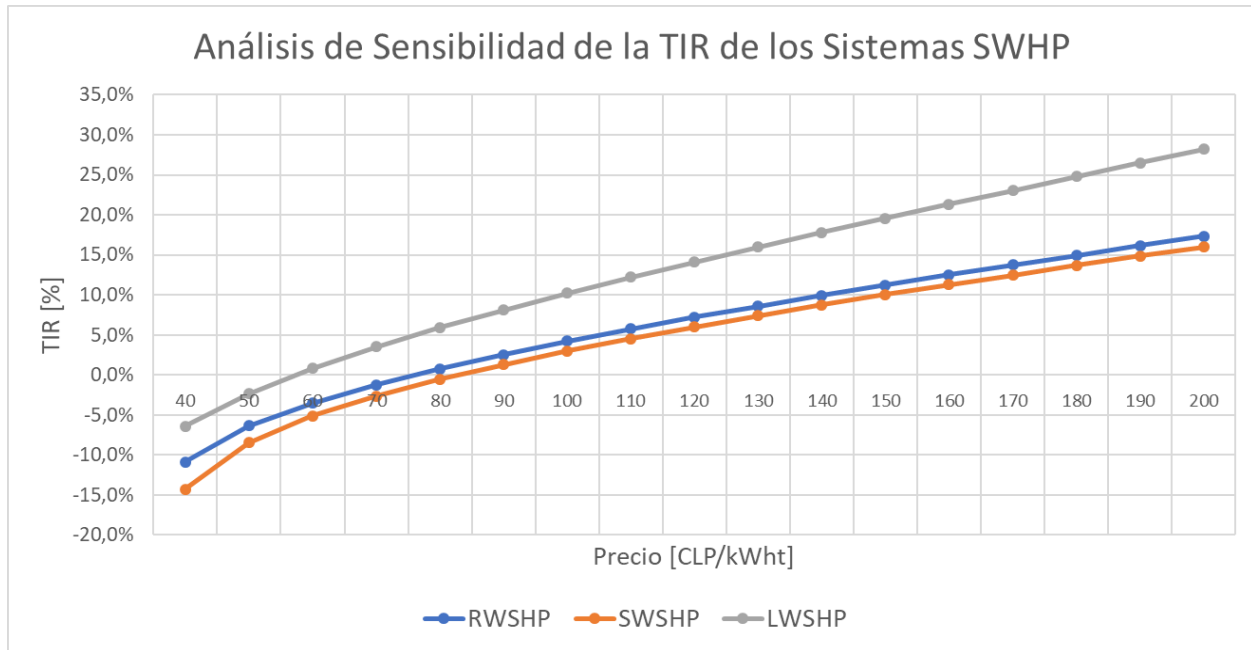


Figura 17.B Análisis de sensibilidad de la tasa interna de retorno para cada sistema SWHP estudiado. Fuente: Elaboración propia.

Del análisis de sensibilidad se puede observar que la rentabilidad de los sistemas estudiados es bastante sensible a la variación de precio de venta del kWh, es por ello que para mantener precios competitivos y que el usuario prefiera la implementación de la tecnología de BC, es necesario el subsidio de la tarifa de calefacción por parte del gobierno. Mientras mas elevado sea el subsidio mayor será la rentabilidad de los proyectos y por ende mayor el incentivo por parte de los inversionistas para realizar este tipo de proyectos.

De la figura 17.1 se observa que, a mayor costo de inversión mayor es la sensibilidad de la rentabilidad al precio de venta del kWh como ocurre en el caso del sistema RWSHP, mientras que los sistemas SWSHP y LWSHP mantienen una tendencia estable.

Para asegurar una buena rentabilidad se recomienda que el precio de venta debe ser fijado en \$180 [CLP/kWh] para sistema RWSHP para asegurar un VAN y TIR (1.454.828 [USD] y 15% respectivamente) que permitan incentivar la implementación de esta tecnología mediante un modelo ESCO, luego para el sistema SWSHP se desea asegurar que el usuario se conecte al sistema de red de CC al tratarse de una zona critica en cuanto a contaminación, por lo que el precio de venta se fija en \$191 [CLP/kWh] con un VAN de \$1.194.673 [USD] y TIR de 15% y finalmente se tiene que el para el sistema LWSHP por tratarse de un proyecto para el suministro de edificios públicos, se estima el precio de venta en \$125 [CLP/kWh] obteniendo un VAN de 240.944 [USD] y una TIR de 15%.

18. Discusión

En la presente memoria se analizaron varias configuraciones de bombas de calor de fuente de agua superficial, cuya función principal es aprovechar el potencial térmico de un reservorio (en este caso río, mar y lago) para generar agua caliente para suministro de CC y ACS. El estudio se realiza para un régimen estacionario donde el sistema ya ha sido puesto en marcha en las localidades de Valdivia (Condominio Altos del Calle-Calle y Rivera del Calle-Calle) que utiliza como reservorio el río Calle- Calle, por lo que se instaura un sistema RWSHP de tipo open loop directo. Luego se tiene la localidad de SPP, donde se utiliza como objeto de estudio el edificio y condominio Olas, ubicado a metros de la costa sur de la ciudad utiliza un sistema SWSHP de tipo open loop indirecto y emplea el océano pacifico como fuente térmica. Finalmente se estudia el proyecto LWSHP de tipo open loop directo. Dicho sistema empleado en la ciudad de Puerto Octay pretende suministrar calefacción ACS a los edificios públicos (liceo, escuela, municipalidad, bomberos y hospital) disponibles en la localidad, utilizando el lago Llanquihue como acuífero.

El estudio en este trabajo de título se centra en cuantificar el desempeño técnico y la factibilidad económica de las configuraciones previamente mencionadas. Se detallan a continuación los principales análisis de cada uno de ellos.

18.1 Análisis Técnico

RWSHP

- En primer lugar, se debe destacar el rendimiento del sistema (ver figura 14.1), donde se observa que el funcionamiento por módulos (calefacción 35[°C] y producción ACS 55[°C]) permite operar con un COP promedio de 3,82 siendo un valor bastante elevado y dentro del rango esperado de funcionamiento (COP 3,1 - 6,3 [8,22]) lo que valida el modelo resultante. El elevado rendimiento del sistema se debe al alto potencial térmico que posee el reservorio en cuestión agregando además el máximo aprovechamiento al tratarse de un sistema open loop directo. Pese a que las T° del acuífero son bajas durante los meses invernales llegando casi a 3,5 [°C], no resulta ser un impedimento para el funcionamiento de las BC debido a que el sistema cuenta con la tecnología *electric trace heating* y un sistema de aislación de tipo lana mineral, permitiendo una operación continua durante el año. Sin embargo, la implementación del sistema ET merma el COP del sistema al consumir electricidad durante los periodos de baja temperatura.
- En cuanto a la demanda térmica, el sistema de generación principal de RWSHP suministra calefacción durante todo el periodo que se le requiera, siendo su máxima utilización durante el mes de junio donde las 6 bombas de calor disponible se encargan de suministrar toda la CC con una potencia de 1.425 [kW] y 427.413 [kWh] en energía (ver tabla 8.4 y tabla 11.2) , sin embargo la demanda de ACS debe ser suplida por el sistema de generación auxiliar a una potencia de 1.489 [kW] y 107.741 [kWh] en energía (ver tabla 8.5 y 11.3). Se debe notar que las bombas de calor no operan a su máximo potencial durante los meses críticos,

debido a que el agua de río no transporta suficiente calor requerido por el evaporador para un flujo máximo de 65 [m³/h] (ver tabla 8.4 y 8.5).

- En cuanto a la demanda térmica anual de ambos condominios se tiene que la planta de RWSHP puede suministrar el 96% de la demanda térmica solo utilizando bombas de calor como medio de generación, mientras que el 4% restante es producido por la caldera a gas. Esto da cuenta de la autonomía que posee el sistema RWSHP.
- Se debe destacar de la figura 14.1 que mientras mas bajo es la temperatura de salida en el condensador de la BC mayor es el COP del equipo, esto se observa claramente durante el mes de noviembre donde ambas maquinas operan a su máxima capacidad pero a distintas condiciones de operación (Qcalefacción 35[°C] y Qacs 55 [°C]) y se tiene que la BC en modo calefacción presenta un COP 5,81 y la BC modo producción ACS un COP 4,1. Esta diferencia se debe a que el compresor requiere de una mayor potencia de trabajo para lograr alcanzar los 55 [°C] lo que implica que el COP sea menor en esta modalidad.
- En general el fluido refrigerante R717 tiene un comportamiento adecuado para la operación en BC de alta potencia, logrando alcanzar COP de 5,25 en modo CC y 3,91 en modo ACS.

SWSHP

- Se observa que el COP disminuye durante los meses invernales (abril-septiembre) producto de la disminución de la entalpia del reservorio. Operando con COP medio anual de 3,62.
- Se destaca que el COP del sistema tiene un comportamiento estable durante el año, presentando variaciones de 0,43 para el modo calefacción y 0,24 para modo producción de ACS (ver Tabla 12.1 y 12.2). La diferencia registrada entre ambos modos de funcionamiento se debe la utilización de las BC en modo CC no operan a su máxima potencia disponible en algunos periodos. Esto implica un aumento en el consumo de kW de los equipos y no un aumento en la entrega de kWt. En cambio, el sistema en modo producción ACS, o mejor dicho la demanda de ACS se mantiene constante durante todo el año, por lo que las mismas BC operan la mayor parte del año bajo el mismo régimen y a casi la totalidad de su potencia.
- Se debe destacar que el tipo de captación corresponde a un sistema *open loop* indirecto, esto implica que parte del potencial térmico del reservorio (océano pacífico) se le entrega a un fluido secundario (agua desmineralizada + glicol 30%) esto permite una operación del flujo en la BC, bajo los 4 [°C] evitando problemas de solidificación y ensuciamiento de las líneas del equipo. Sin embargo, los equipos pueden sufrir escorchamiento en su cubierta. Esto se soluciona al igual que el RWSHP mediante el sistema *electric trace heating* el cual es integrado al evaporador para asegurar el correcto funcionamiento de la BC durante todo el año.
- Se aprecia de la figura 14.1 y 14.2 que el COP medio anual del sistema RWSHP (3,82) es superior al del sistema SWSHP (3,62), esto se debe a que el primero corresponde a un *open*

loop direct lo cual implica que el sistema aprovecha directamente el potencial térmico del acuífero mientras que el sistema SWSHP corresponde a un *open loop indirect*, en dichos sistemas se pierde parte del potencial en el intercambiador de calor intermedio, el cual se encarga de transferir calor desde el reservorio hacia el fluido secundario.

LWSHP

- Este sistema es uno de los más simples, puesto que no utiliza un pozo de captación ya que el lago permite la instalación de una estación de bombeo en la costa del lago. Además, el alto potencial térmico que presenta durante todo el año el lago Llanquihue, lo hace una fuente ideal para la aplicación de este tipo de tecnología SWHP *open loop direct*, lo cual se refleja en el alto COP desde 4,3 en enero y 3,6 en agosto considerando que la BC opera suministrando calefacción y ACS simultáneamente a 55 [°C].
- En cuanto su COP medio anual supera a los sistemas RWSHP y SWSHP ya que tiene un rendimiento de 3,94. Debido a las altas temperaturas experimentadas por el lago durante el año y a la baja estratificación que posee, adicionalmente se debe destacar que corresponde a un sistema que aprovecha directamente el potencial del acuífero.

18.2 Análisis Económico

- Con las condiciones estipuladas en la sección 17 al momento de realizar el flujo de caja, los proyectos son factibles para estimaciones de ingreso del 95% del costo que tendría el usuario si tomara la decisión de no conectarse a la red centralizada de calefacción (78 [CLP/kWh]). Obteniendo un VAN de 977.579 [USD] y TIR de 13% en el caso de RWSHP, una VAN 1.046.150 [USD] y TIR 14 % para SWSHP y una VAN 582.569 [USD] y TIR de 22[%] para LWSHP para los proyectos evaluados en un horizonte de 20 [años] con una tarifa de venta subsidiada por el gobierno de 167, 185 y 162 [CLP/kWh] para los sistemas RWSHP, SWSHP y LWSHP respectivamente. La diferencia entre los indicadores de RWSHP y SWSHP pese a que ambos suministran cantidades similares de energía termina (kWh) y potencias instaladas similares, se debe a que la inversión del primer proyecto es más elevada que la SWSHP, lo cual implica en que se requiere de un mayor periodo para comenzar a recibir retornos de la inversión, además se debe notar que la tarifa de venta en el sistema SWSHP es superior lo cual rentabiliza en mayor grado el proyecto (ver figura 17.1 y 17.2). Caso similar ocurre con LWSHP, donde la inversión es baja debido a que requiere de mucho menos equipos y el reservorio estudiado permite una operación continua durante todo el año y con alto rendimiento, por lo que el gasto operación sumado a la baja inversión en comparación a los otros proyectos, hacen que el sistema LWSHP sea el más rentable de los 3, sin embargo a menor potencia instalada y menor suministro de energía.
- De la figura 17.1 y 17.2 se observa que el mercado de la calefacción es bastante sensible a los precios de venta y también a los costos de operación, puesto que según sea el valor del kWh de electricidad influirá en los costos operacionales del sistema y en consecuencia en

los indicadores económicos. Por ello es necesario realizar un buen análisis predictivo de los costos de la electricidad kWh y precio de venta del kWh térmico. Se requieren hacer estudios de cuánto dinero están dispuesto a pagar los usuarios y cuanto está dispuesto a subsidiar el gobierno, suponiendo un modelo de negocio tipo ESCO.

- De la figura 15.1 se tiene que el costo de calefacción mediante medios alternativos como lo es la leña (46 [CLP/kWh]) y el gas natural (82 [CLP/kWh]), confieren un gran gasto operacional si se compara al costo de producción de las BC (28 [CLP/kWh]). Esto se debe a las bajas eficiencias de las tecnologías disponibles y al bajo poder calorífico que algunos combustibles poseen. Por ello las BC se levantan como la gran alternativa tecnológica para calefaccionar y suministrar el ACS requerido por las localidades estudiadas. Los costos operacionales de la BC son un 29% más económicos que la leña y un 290% más económico que el gas natural.

Finalmente se obtiene que los 3 sistemas permiten el suministro de calefacción y ACS para las 3 localidades estudiadas, logrando un 100% de autonomía mediante BC para las localidades de SPP y Puerto Octay y un 96% de autonomía en Valdivia. Además, se logra concebir que la rentabilidad depende del precio de venta del kWh térmico, por lo que el valor de este no puede descender 140 [CLP/kWh], 150 [CLP/kWh] y 101 [CLP/kWh] para los sistemas RWSHP, SWSHP y LWSHP respectivamente. Sin embargo, se recomienda realizar un estudio predictivo de los costos de electricidad y venta de kWh térmico para ejecutar una estimación de flujo de caja más fino.

19. Conclusión

Los sistemas SWHP resultan ser tecnologías con un importante potencial de implementación en el mundo. Hoy en día su desarrollo se lleva a cabo en países europeos y Asia oriental, los cuales llevan la vanguardia en los sistemas de bombas de calor de agua superficial. Se destacan tres tipos de sistemas; *River Water Source Heat Pump* (RWSHP), los *Sea Water Source Heat Pump* (SWSHP) y los *Lake Water Source Heat Pump* (LWSHP), los cuales utilizan como acuífero los ríos, océanos y lagos respectivamente. Su importancia radica en que representan nuevas formas de aprovechar la energía térmica contenida en reservorios de baja entalpía de manera simple y económica puesto que solo se requiere un sistema de captación de agua superficial, la BC y un sistema de descarga, diferenciándose de los sistemas GSHP (*Geothermal Source Heat Pump*) que requieren la perforación de pozos, los cuales encarecen de manera importante la inversión de estos sistemas. Además de la ventaja económica, esta tecnología presenta altos desempeños presentando COP desde 3 hasta 7 según los casos registrados en el mundo. Para aplicaciones de sistemas de calefacción distrital se utiliza como fluido refrigerante el R717 (amoníaco) debido a las propiedades termodinámicas que posee, permite operar reservorios de baja entalpía con temperaturas entre 0 y 15 [°C]

Chile posee un alto potencial térmico para la implementación de sistemas de tipo *open loop* y *close loop* sumado a esto la alta demanda de calefacción en la zona sur de Chile, permiten identificar una importante oportunidad de negocio para la instalación de esta tecnología. Contribuyendo paralelamente a la disminución de la emisión de MP2,5, dióxido de carbono, NOx, etc., por parte de los sistemas convencionales de calefacción existentes hoy en día.

Los sistemas SWHP diseñados presentaron un COP medio de funcionamiento de 3,79 presentando comportamientos decrecientes en los periodos invernales debido a la disminución de la temperatura en los reservorios estudiados (río Calle-Calle, océano pacífico y lago Llanquihue). Se corrobora la operación del fluido refrigerante R717 para aplicaciones de alta potencia. Se debe notar que mientras mayor sea la temperatura del reservorio estudiado, mayor será el desempeño de la BC.

Los sistemas que manifestaron el mejor desempeño fueron los sistemas de tipo *open loop direct* RWSHP (Valdivia) y LWSHP (Puerto Octay) con un COP de 3,82 y 3,94 respectivamente debido a que presentan un aprovechamiento directo del potencial térmico del reservorio. En cambio el sistema SWSHP es de tipo *open loop indirect* lo cual merma el desempeño del sistema al entregar parte del potencial térmico del acuífero a un fluido secundario, obteniendo así, un COP de 3,62.

Refiriéndose a la modalidad dual de las BC para los sistemas RWSHP y SWSHP permite operar el sistema de generación de calor con mejores desempeños obteniendo COP's de 5,25 y 5,68 en modo CC respectivamente. El alto desempeño de las bombas de calor seleccionadas posibilita obtener un costo operacional de 28 [CLP/kWh] presentando una ventaja importante en comparación a los métodos alternativos de calefacción principalmente a la leña (46 [CLP/kWh]) y el gas natural (82 [CLP/kWh]) que son los combustibles más utilizados en las regiones estudiadas.

Los 3 sistemas diseñados permiten el suministro de calefacción y ACS para las 3 localidades estudiadas, logrando un 100% de autonomía mediante BC para las localidades de SPP y Puerto Octay y un 96% de autonomía en Valdivia.

Los sistemas SWHP para aplicaciones de calefacción y agua caliente sanitaria son competitivos si se considera un modelo de negocios tipo ESCO, considerando un subsidio del Estado, y financiamiento privado de las plantas de generación de calor diseñadas. Las tarifas de venta del servicio deben estar en el orden de 165, 185 y 162 [CLP/kWh] para los sistemas RWSHP, SWSHP y LWSHP respectivamente para que los proyectos resulten rentables, sin embargo, los precios no son competitivos en relación al costo de las alternativas convencionales de calefacción, razón por la cual se justifica el subsidio por parte del gobierno, fijando así el precio en 78 [CLP/kWh] para los usuarios beneficiados con esta tecnología.

El sistema de mayor rentabilidad resulto ser el LWSHP implementado en la localidad de Puerto Octay con un VAN de 582.569 [USD] y una TIR de 22% esto se debe al elevado potencial térmico presentado por el lago Llanquihue presentando temperaturas medias anuales de 15 [°C]. El sistema SWSHP (VAN 1.046.150 [USD] y TIR 14 %) resulta ser más rentable que el RWSHP (VAN de 977.579 [USD] y TIR de 13%) pese a que este sistema presenta un mayor COP, debido a que el costo de la inversión de este sistema es superior en 651.647 [USD] además el precio de venta del sistema SWSHP supera en 20 [CLP].

Se logra concebir que la rentabilidad depende del precio de venta del kWh térmico, por lo que el valor de este no puede descender 140 [CLP/kWh], 150 [CLP/kWh] y 101 [CLP/kWh] para los sistemas RWSHP, SWSHP y LWSHP respectivamente.

Bibliografía

- [1] V. Ortega; R. Reyes; A. Schueftan.; A. González «Contaminación atmosférica: Atacando el síntoma, no la enfermedad. Análisis de los sistemas de calefacción residencial y los programas de descontaminación atmosférica en la Región de Los Ríos» En: Boletín BES, Bosques - Energía - Sociedad, Año 2. N° 3. Febrero 2016.
- [2] Ministerio del Medio Ambiente, «Reporte Futuro de la Calefacción en Chile» Santiago, 2015.
- [3] N. Romero, «Consumo de energía a nivel residencial en Chile y análisis de eficiencia energética en calefacción» Santiago, 2011.
- [4] S.Werner, «The heat load in district heating systems. Chalmers University of Technology». Göteborg, Suecia. 1984.
- [5] ASHRAE. «ASHRAE Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems and Equipment (I-P Edition)» E.E.U.U., 2008.
- [6] Asociación Técnica Española de climatización y refrigeración (ATECYR).«Guía técnica de agua caliente sanitaria» Madrid, España. 2010.
- [7] M. J. Morán y H.N. Shapiro. «Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Fourth Edition», USA., 2004.
- [8] J.D. Spitler, M.S. Mitchell. «Surface Water Heat Pump Systems». Oklahoma State University, Stillwater, OK, USA. 2016.
- [9] J. Raymond and R. Therrien. «Low-temperature geothermal energy in mining environments». Université Laval, Québec. 2010.
- [10] X. Fang, H.G. Stefan. «Long-term lake water temperature and ice cover simulations and measurements» University of Minnesota, Minneapolis, USA. 1995.
- [11] X. Fang, H.G. Stefan. «Dynamics of heat exchange between sediment and water in a lake» University of Minnesota, Minneapolis, USA. 1996.
- [12] J. Imberger, J. Patterson, B. Hebbert, I. Loh. 1974. « Dynamics of reservoir of medium size». Journal of Hydraulics Division 104 (5), 725-743.
- [13] L. Zhaohui, T. Hongwei, L. Zhenyu. «Heating and Cooling Performances of River-Water Source Heat Pump System for Energy Station in Shanghai» Tongji University, Shanghai, China. 2017.
- [14] Curso geografía del mar, UC, 2013. Recuperado: http://www7.uc.cl/sw_educ/geo_mar/html/h332.html. Última visita 30/11/2018.

- [15] A. Lyden. «Viability of river source heat pumps for district heating». University of Strathclyde, U.K. 2015.
- [16] A. Yasunori and W. Toshiyuki. «Energy and Cost Performance of a Cooling Plant System with Indirect Seawater Utilization for Air-Conditioning in a Commercial Building» Kyushu University, Japan. 2003.
- [17] P. Chien, V. Tse., D. Yeung, 1986. «Using seawater for cooling». ASHRAE Journal 28, 18-24. Atlanta, ASHRAE.
- [18] S. Kavanaugh, M. Pezent. «Lake Water Application of Water-to-Air Heat Pumps». Tuscaloosa, Alabama, USA. 1990.
- [19] C. Xiao, Z. Guoqiang, P. Jianguo, L. Xuanjun, L. Tingting. «The performance of an open-loop lake water heat pump system in south of China». Hunan University, Changsha, China. 2006.
- [20] Smebye, H., Midttømme, K., Stene, J., 2011. «Energi fra overflatevann i Norge e artlegging av økonomisk potensial». Norges vassdrags- og energidirektorat.
- [21] Eggen, G., Sletthjell, O., 2005. «Varmepumpens bidrag til redusert energibruk i Norge. Norges Vassdragsog Energidirektorat, Oslo, Norway.2005.
- [22] Ministry of Construction of the People's Republic of China. «Technical code for ground-source heat pump system.» China Architecture & Building Press, Beijing. 2009.
- [23] Johansson, I., 1983. «Comparison between soil, rock, groundwater and lakes as heat source for heat pumps e theory and practice.» In: XVth International Congress of Refrigeration, Paris.
- [24] J. D. Spitler, J.R. Culling, K. Conjeevaram, M. Ramesh, M. Selvakumar. «Improved Design Tools for Surface Water and Standing Column Well Heat Pump System,» Oklahoma State University, USA. 2012.
- [25] T. Jitco, «Feasibility of a district cooling system using natural cold water», Department of Energy, USA. 1978.
- [26] M.S. Mitchell, J. D. Spitler. «Open-loop direct surface water cooling and surface water heat pump systems» USA. 2013.
- [27] S. Kavanaugh, K. Rafferty. «Surface Water Heat Pumps. Ground-Source Heat Pumps: Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings». American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers. 1997.
- [28] J.R. Davidson, 2003. «California's Energy Future and Cold Ocean Water». Sea Technology 44 (7), 30-34.

- [29] Z.K. Cao, H. Han, B.Gu, L. Zhang & S.T. Hu. (2016) «Application of sea water source heat pump» Journal of the Energy Institute, 82:2, 76-81.
- [30] L. Zhen, D.M. Lin, H.W. Shu, S. Jiang & Y.X. Zhu. «District cooling and heating with seawater as heat source and sink in Dalian, China», Tsinghua University, China. 2007.
- [31] X. Cheng, G. Zhang, J. Peng & X. Lin. «Application of lake-water heat pump system for district heating and cooling in south China». Hunan university, China. 2003.
- [32] O. Buyukalaca, F. Ekinici, T. Yılmaz. «Experimental investigation of Seyhan River and dam lake as heat source–sink for a heat pump» Department of Mechanical Engineering, University of Cukurova, Adana, Turkey. 2001.
- [33] J.C. War, 2011. «Seawater Air Conditioning (SWAC) » A Renewable Energy Alternative. Oceans 2011. Kailua-Kona, Hawaii, pp. 1-9.
- [34] Z. Liu, H. Tan & Z. Li «Heating and Cooling Performances of River-Water Source Heat Pump System for Energy Station in Shanghai» Tongji University, Shanghai, China. 2017.
- [35] P. Si, A. Li, X. Rong Y. Feng , Z. Yang & Q. Gao. « New optimized model for water temperature calculation of riverwater source heat pump and its application in simulation of energy consumption» Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an, China. 2015.
- [36] S. Foster, J. Love & I. Walker. «Heat Pumps in District Heating-Final report», Element Energy and Carbon Alternatives, London, U.K. (2016).
- [37] ICHP WG (Industrial and Commercial Heat Pumps). «Large scale heat pumps in europe». (2016).
- [38] W. Zeiler. «Heat pump: The Dutch way» Netherlands, 2017.
- [39] S. Harfagard, I. Sanchez, M. Flores & D. Castellví. «Estado del Desarrollo de proyectos de bombas de calor geotérmicas instalados en Chile» CIFES y el Ministerio de Energía, Santiago, Chile. 2016.
- [40] Cade-Idepe, «Diagnostico y clasificación de los cursos y cuerpos de agua según objetivos de calidad, Cuenca del río Valdivia», 2004.
- [41] J. Vargas, M. Ruiz, L.M. Pardo, S. Nuñez & I. Pérez. «Caracterización hidrográfica del estuario del río Valdivia, centro-sur de Chile» Instituto de Ciencias Marinas y Limnológicas, Laboratorio Costero Calfuco Facultad de Ciencias, Universidad Austral de Chile. 2013.
- [42] DGAC & Dirección de meteorológica de Chile «Anuario meteorológico 2016» Santiago, Chile. 2017.

- [43] Dirección de meteorológica de Chile «Informe solarimétrico I semestre 2016» Santiago, Chile. 2017.
- [44] Dirección de meteorológica de Chile «Informe solarimétrico II semestre 2016» Santiago, Chile. 2017.
- [45] Ordenanza General de Urbanismo y Construcción (OGUC). «Reglamentación Térmica en la edificación» 2007.
- [46] Instituto Nacional de Normalización (INN). «Arquitectura y construcción: Zonificación climático habitacional para Chile y recomendaciones para el diseño arquitectónico» NCh1079, Santiago, Chile. 2008.
- [47] W. Bustamante «Guía de diseño para la eficiencia energética en la vivienda social» Santiago, Chile. 2009.
- [48] Ministerio del medio ambiente «Primer Reporte del Estado del Medio Ambiente» 2013.
- [49] M. Díaz. «Evaluación de impacto de mejoras aplicadas a la hermeticidad al aire y aislación térmica para la verificación de la eficiencia energética mediante simulación térmica dinámica de dos viviendas tipo en concepción, Chile» Universidad del Bío Bío, Concepción, Chile. 2015.
- [50] Centro Nacional del Medio Ambiente (CENMA), «Apoyo al programa de vigilancia de las normas de calidad secundaria. Cuenca del lago Llanquihue» Santiago, Chile. 2011.
- [51] M&W Ambientales. «Evaluación de la condición trófica de la red de control de lagos de la DGA» Santiago. 2014.
- [52] Corporación del Desarrollo Tecnológico (CDT). «Estudio de usos finales y curva de la conservación de la energía en el sector residencial» Santiago. 2010.
- [53] R. Araya. «Centro de educación con eficiencia energética y calidad ambiental» Universidad de Chile, Santiago. 2007.
- [54] R. Vera. «Aplicación metodológica para la determinación del desempeño energético en hospitales de la región metropolitana» Universidad de Chile, Santiago. 2008.
- [55] A. Oelken. «Tratamiento de agua para calderas» 2005.
- [56] C. Sandberg, J. Lonsdale & J. Erickson. «Heat-Tracing of piping systems» 2016.
- [57] Chromalox. «Electrical heat tracing systems design guide» 2003.
- [58] Mayekawa MYCOM «Mayekawa plus+heat X data sheet» 2012.
- [59] Tigre «Catalogo técnico HDPE» 2015

- [60] Lapesa «Catálogo de depósitos para producción y acumulación de A.C.S.» 2003.
- [61] Viesmann «Catálogo de calderas de mediana y alta potencia.» 2014.
- [62] A. Cengel & J. Ghajar «Fundamentos y Aplicaciones de Transferencia de Calor y Masa» 2011.
- [63] J. Salazar «Diseño de equipos de transferencia de calor» 2001.
- [64] Alfa Laval «Data Sheet T20 Plate Heat Exchanger» 2015.
- [65] Sabroe «SABROE products catalogue: Heat Pumps» 2018.
- [66] Ministerio de Energía «Reporte: “Balance nacional de energía”» 2015.
- [67] ANESCO «Modelo ESCO», 2015.
- [68] Unidad de Desarrollo Tecnológico (UDT) «Evaluación de soluciones tecnológicas térmicas y eléctricas, marco regulatorio e instrumentos» 2013.
- [69] TBE Chile «Estudio de Prefactibilidad de un sistema de calefacción distrital y agua caliente sanitaria en base a ERNC en Coyhaique.»
- [70] A. Zomosa «Manual de proyectos de Ingeniería Química.» Segunda edición. 1993.

Anexos

A. CARACTERIZACIÓN DE LA LOCALIDAD Y RESERVORIO

Presión Saturación [bar]	Humedad Absoluta	Relación Agua/aire	T° agua red [°C]	Caudal Río [m3/s]
0,021	0,013	0,00084	15,3	275
0,018	0,012	0,00078	15,9	189
0,016	0,010	0,00072	15,5	160
0,012	0,008	0,00059	12,7	257
0,013	0,008	0,00074	10,8	609
0,009	0,006	0,00055	9,6	948
0,010	0,006	0,00059	9,6	1162
0,012	0,007	0,00065	9,8	862
0,012	0,008	0,00060	10,2	688
0,014	0,008	0,00067	11,2	550
0,016	0,010	0,00072	12,1	474
0,018	0,011	0,00077	13,1	389

Tabla A1: Parámetros ambientales de la localidad Valdivia. Fuente: Elaboración propia.

Presión Saturación [bar]	Humedad absoluta	Relación Agua/air	T° agua red [°C]
0,021	0,013	0,00091	9,8
0,020	0,013	0,00084	10,3
0,018	0,011	0,00085	9,9
0,016	0,010	0,00078	8,9
0,014	0,009	0,00080	8,0
0,013	0,008	0,00068	7,2
0,013	0,008	0,00068	6,5
0,013	0,008	0,00066	5,8
0,014	0,009	0,00064	5,6
0,015	0,010	0,00074	6,0
0,017	0,011	0,00075	7,1
0,019	0,012	0,00085	8,6

Tabla A2: Parámetros ambientales de la localidad San Pedro de la Paz. Fuente Elaboración propia.

B. CARACTERIZACIÓN DE LA DEMANDA TÉRMICA

Mes	Ganancias Casa Aislada [kW]				Pérdidas Casa Aislada [kW]				Consumo Vivienda	
	Rad	C. Lat	Equip	Tot	Trans	Infil	Tot	ACS	[kW]	[kWht]
Enero	1,7	0,7	0,186	2,61	1,18	0,24	1,42	3,5	3,45	207
Febrero	1,6	0,7	0,186	2,45	1,57	0,31	1,88	3,4	3,38	203
Marzo	1,5	0,4	0,186	2,04	1,99	0,37	2,36	3,4	3,75	268
Abril	0,9	0,4	0,186	1,52	2,48	0,40	2,88	3,7	5,11	632
Mayo	0,4	0,4	0,186	1,02	2,37	0,44	2,81	4,0	5,77	778
Junio	0,5	0,4	0,186	1,11	3,19	0,49	3,68	4,1	6,69	1.020
Julio	0,3	0,8	0,186	1,25	2,94	0,48	3,41	4,1	6,27	894
Agosto	0,5	0,7	0,186	1,37	2,54	0,44	2,97	4,1	5,69	727
Septiembre	1,0	0,4	0,186	1,57	2,48	0,40	2,88	4,0	5,35	634
Octubre	1,0	0,4	0,186	1,63	2,56	0,45	3,01	3,9	5,31	505
Noviembre	1,4	0,4	0,186	1,98	1,97	0,36	2,34	3,8	4,17	298
Diciembre	1,6	0,8	0,186	2,55	1,72	0,00	1,72	3,7	3,71	222

Tabla B1: Demanda termica de una casa representativa del condominio Altos o Rivera del Calle-Calle: Fuente: elaboración propia.

Mes	Ganancias [kW]				Pérdidas [kW]				Consumo Vivienda condominio			
	Rad	C. Lat	Eq	Tot	Trans	Infil	Tot	ACS	Ais. [kW]	Par. [kW]	Ais. [kWht]	Par. [kWht]
Enero	1,4	0,7	0,2	2,3	2,0	0,5	2,5	4,1	4,3	4,1	288	273
Febrero	1,7	0,7	0,2	2,6	2,3	0,5	2,7	4,0	4,2	4,0	280	266
Marzo	1,2	0,4	0,2	1,8	2,9	0,6	3,5	4,1	5,8	5,5	580	550
Abril	0,9	0,4	0,2	1,5	2,9	0,7	3,6	4,2	6,3	6,0	898	851
Mayo	0,5	0,4	0,2	1,1	3,5	0,9	4,4	4,3	7,6	7,2	1.253	1.188
Junio	0,7	0,4	0,2	1,3	4,1	0,9	5,0	4,4	8,0	7,6	1.359	1.288
Julio	0,5	0,8	0,2	1,5	4,3	0,9	5,2	4,5	8,1	7,7	1.371	1.300
Agosto	0,8	0,7	0,2	1,7	4,2	0,9	5,1	4,5	8,0	7,6	1.309	1.241
Septiembre	1,1	0,4	0,2	1,7	3,8	0,8	4,6	4,6	7,5	7,1	1.153	1.093
Octubre	1,1	0,4	0,2	1,7	4,0	0,6	4,6	4,5	7,4	7,0	835	791
Noviembre	1,2	0,4	0,2	1,8	3,3	0,6	3,9	4,4	6,5	6,2	672	637
Diciembre	1,4	0,8	0,2	2,4	2,5	0,5	3,0	4,2	4,9	4,6	380	360

Tabla B2: Demanda termica de una casa representativa del condominio Olas. Fuente: elaboración propia.

Mes	Ganancias [kW]				Pérdidas [kW]				Consumo Depto 1.	
	Rad	C. Lat	Equ	Tot	Trans	Infil	Tot	ACS	[kW]	[kWht]
Enero	1,2	0,7	0,2	2,1	0,8	0,2	0,9	4,1	5,9	220
Febrero	1,4	0,7	0,2	2,3	0,9	0,2	1,0	4,0	5,7	217
Marzo	1,0	0,4	0,2	1,6	1,1	0,2	1,3	4,1	7,3	220
Abril	0,8	0,4	0,2	1,4	1,1	0,2	1,3	4,2	7,7	226
Mayo	0,4	0,4	0,2	1,0	1,3	0,2	1,5	4,3	9,1	390
Junio	0,6	0,4	0,2	1,2	1,5	0,2	1,7	4,4	9,8	398
Julio	0,4	0,8	0,2	1,4	1,6	0,2	1,8	4,5	10,2	357
Agosto	0,7	0,7	0,2	1,6	1,6	0,2	1,8	4,5	10,3	319
Septiembre	0,9	0,4	0,2	1,5	1,4	0,2	1,6	4,6	9,8	277
Octubre	0,9	0,4	0,2	1,5	1,5	0,3	1,8	4,5	9,7	289
Noviembre	1,0	0,4	0,2	1,6	1,2	0,2	1,4	4,4	8,3	237
Diciembre	1,2	0,8	0,2	2,2	0,9	0,2	1,1	4,2	6,4	228

**Tabla B3: Demanda termica de un departamento tipo 1 representativo del condominio
Olas. Fuente: elaboración propia.**

Mes	Ganancias [kW]				Pérdidas [kW]				Consumo Depto 2.	
	Rad	C. Lat	Equ	Tot	Trans	Infil	Tot	ACS	[kW]	[kWht]
Enero	1,5	0,7	0,2	2,4	1,1	0,2	1,3	4,1	5,9	220
Febrero	1,8	0,7	0,2	2,7	1,2	0,2	1,4	4,0	5,7	217
Marzo	1,3	0,4	0,2	1,9	1,5	0,3	1,8	4,1	7,3	220
Abril	1,0	0,4	0,2	1,6	1,5	0,2	1,7	4,2	7,7	272
Mayo	0,5	0,4	0,2	1,1	1,8	0,3	2,1	4,3	9,1	525
Junio	0,8	0,4	0,2	1,4	2,1	0,3	2,4	4,4	9,8	538
Julio	0,6	0,8	0,2	1,6	2,2	0,3	2,5	4,5	10,2	521
Agosto	0,9	0,7	0,2	1,8	2,2	0,3	2,5	4,5	10,3	461
Septiembre	1,2	0,4	0,2	1,8	2,0	0,3	2,2	4,6	9,8	374
Octubre	1,2	0,4	0,2	1,8	2,0	0,4	2,4	4,5	9,7	363
Noviembre	1,3	0,4	0,2	1,9	1,7	0,3	2,0	4,4	8,3	237
Diciembre	1,5	0,8	0,2	2,5	1,3	0,3	1,6	4,2	6,4	228

**Tabla B4: Demanda termica de un departamento tipo 1 representativo del condominio
Olas. Fuente: elaboración propia.**

Mes	Ganancias [kW]				Pérdidas [kW]				Consumo Depto 3	
	Rad	C. Lat	Equ	Tot	Trans	Infil	Tot	ACS	[kW]	[kWht]
Enero	2,2	0,7	0,2	3,1	1,6	0,3	1,9	4,1	7,5	220
Febrero	2,6	0,7	0,2	3,5	1,7	0,4	2,1	4,0	7,3	217
Marzo	1,8	0,4	0,2	2,4	2,2	0,5	2,7	4,1	9,5	267
Abril	1,4	0,4	0,2	2,0	2,2	0,4	2,6	4,2	10,0	404
Mayo	0,8	0,4	0,2	1,3	2,7	0,4	3,1	4,3	11,9	768
Junio	1,1	0,4	0,2	1,7	3,1	0,4	3,6	4,4	12,7	791
Julio	0,8	0,8	0,2	1,8	3,3	0,5	3,7	4,5	13,4	817
Agosto	1,2	0,7	0,2	2,1	3,3	0,4	3,7	4,5	13,3	718
Septiembre	1,7	0,4	0,2	2,3	2,9	0,4	3,3	4,6	12,5	551
Octubre	1,7	0,4	0,2	2,3	3,0	0,6	3,6	4,5	12,4	497
Noviembre	1,9	0,4	0,2	2,5	2,5	0,5	3,0	4,4	10,6	237
Diciembre	2,2	0,8	0,2	3,2	1,9	0,4	2,3	4,2	8,1	228

Tabla B5: Demanda termica de un departamento tipo 1 representativo del condominio
Olas. Fuente: elaboración propia.

Consumo [kWht]												
	Ene	Feb	Mar	Abr	may	jun	jul	ago	sept	oct	nov	dic
Hospital	815	790	1.052	1.557	1.557	1.903	1.557	2.422	1.730	1.730	1.384	1.038
Liceo	18.580	18.011	23.992	35.501	35.501	43.390	35.501	55.223	39.445	39.445	31.556	23.667
Escuela	12.150	11.778	15.689	23.214	23.214	28.373	23.214	36.111	25.794	25.794	20.635	15.476
Municipalidad	8.369	8.113	10.807	15.991	15.991	19.544	15.991	24.874	17.767	17.767	14.214	10.660
Bomberos	1.939	1.879	2.504	3.704	3.704	4.528	3.704	5.762	4.116	4.116	3.293	2.470

Tabla B6: Demanda termica [kWht] de las instituciones en Puerto Octay. Fuente: elaboración propia.

Consumo [kW]												
	ene	feb	mar	abr	may	jun	jul	ago	sept	oct	nov	dic
Hospital	2	2	3	4	4	5	4	7	5	5	4	3
liceo	62	60	80	118	118	145	118	184	131	131	105	79
Escuela	51	49	65	97	97	118	97	150	107	107	86	64
Municipalidad	28	27	36	53	53	65	53	83	59	59	47	36
Bomberos	5	5	7	10	10	13	10	16	11	11	9	7
Total	115	111	148	219	219	268	219	341	244	244	195	146

Tabla B7: Demanda termica [kW] de las instituciones en Puerto Octay. Fuente: elaboración propia.

C. MODELAMIENTO TERMODINAMICO

Se presenta el código EES utilizado

```
Q_c=341
T[4]=55
T[1]= 5
x[4]=0
x[1]=1
x[3]=1

P[1]=Pressure(Ammonia,T=T[1],x=x[1])
s[1]=Entropy(Ammonia,P=P[1],x=x[1])
h[1]=Enthalpy(Ammonia,P=P[1],x=x[1])

P[4]=Pressure(Ammonia,T=T[4],x=x[4])
h[4]=Enthalpy(Ammonia,P=P[4],x=x[4])
s[4]=Entropy(Ammonia,P=P[4],x=x[4])

P[4]=P[3]
h[3]=Enthalpy(Ammonia,P=P[3],x=x[3])
s[3]=Entropy(Ammonia,P=P[3],x=x[3])
T[3]=Temperature(Ammonia,P=P[3],x=x[3])

P[4]=P[2]
s[1]*1.05=s[2]
h[2]=Enthalpy(Ammonia,P=P[2],s=s[2])

P[1]=P[5]
h[4]=h[5]
s[5]=Entropy(Ammonia,P=P[5],h=h[5])
T[5]=Temperature(Ammonia,P=P[5],h=h[5])

P[6]=P[1]
h[6]=h[1]
s[6]=s[1]
T[6]=T[1]

Q_c=m*(h[2]-h[4])
W_dot=m*(h[2]-h[1])
eta=Q_c/W_dot
r=P[4]/P[1]
T[2]=Temperature(Ammonia,P=P[2],h=h[2])
eta_2=(T[1]+273)/(T[4]+273-T[1]-273)
epsilon_BC=(eta/eta_2)*100
Q_e=m*(h[1]-h[5])
```

D. DESEMPEÑO DE LAS TECNOLOGÍAS

Consumo anual [kg] Valdivia							
	Gas licuado	Gas natural	Carbón	Pellet	Leña	Biogás	RWSHP [kWh]
January	9.091	10.606	35.181	24.336	81.821	420.015	26.153
February	8.898	10.381	34.432	23.818	80.078	411.069	26.503
March	11.775	13.738	45.568	31.521	105.978	544.021	33.715
April	27.759	32.385	107.419	74.306	249.827	1.282.444	75.250
May	34.125	39.812	132.055	91.347	307.123	1.576.565	89.980
June	44.746	52.203	173.155	119.778	402.710	2.067.243	82.195
July	39.246	45.788	151.875	105.057	353.218	1.813.187	104.134
August	31.888	37.203	123.400	85.360	286.993	1.473.232	86.676
September	27.838	32.478	107.728	74.519	250.544	1.286.128	76.244
October	22.182	25.879	85.839	59.378	199.636	1.024.798	60.678
November	13.070	15.249	50.580	34.988	117.634	603.855	37.433
December	9.764	11.391	37.784	26.137	87.875	451.093	29.573
Total	280.382	327.112	1.085.016	750.545	2.523.438	12.953.649	728.535

Tabla D1: Estimación del consumo anual de combustibles o electricidad para satisfacer la demanda del caso de estudio en Valdivia. Fuente: Elaboración propia.

Consumo anual [kg] SPP							
	Gas licuado	Gas natural	Carbón	Pellet	Leña	Biogás	SWSHP [kWh]
January	9.504	11.089	36.780	25.442	85.540	439.105	28.997
February	9.327	10.882	36.094	24.967	83.943	430.909	28.804
March	12.975	15.137	50.209	34.731	116.771	599.423	40.068
April	17.517	20.436	67.786	46.890	157.650	809.271	54.903
May	27.456	32.032	106.250	73.497	247.108	1.268.486	86.057
June	28.983	33.814	112.159	77.585	260.850	1.339.032	92.220
July	28.318	33.037	109.584	75.803	254.860	1.308.282	91.723
August	26.211	30.579	101.430	70.163	235.898	1.210.944	84.899
September	22.543	26.300	87.236	60.344	202.887	1.041.486	71.728
October	18.865	22.009	73.003	50.499	169.784	871.560	60.025
November	14.391	16.790	55.691	38.523	129.520	664.871	45.107
December	10.777	12.574	41.706	28.849	96.996	497.912	33.780
Total	226.868	264.679	877.927	607.294	2.041.808	10.481.283	718.311

Tabla D2: Estimación del consumo anual de combustibles o electricidad para satisfacer la demanda del caso de estudio en San Pedro de la Paz. Fuente: Elaboración propia.

Consumo anual [kg] Puerto Octay							
	Gas licuado	Gas natural	Carbón	Pellet	leña	Biogás	LWSHP [kWh]
January	3.322	3.875	12.854	8.892	29.895	153.461	8.793
February	3.220	3.757	12.460	8.619	28.979	148.759	8.523
March	4.289	5.004	16.598	11.481	38.602	198.158	12.227
April	6.347	7.404	24.560	16.989	57.119	293.212	18.511
May	6.347	7.404	24.560	16.989	57.119	293.212	18.511
June	7.757	9.050	30.018	20.764	69.812	358.370	24.252
July	6.347	7.404	24.560	16.989	57.119	293.212	19.843
August	9.872	11.518	38.204	26.427	88.852	456.107	31.333
September	7.052	8.227	27.289	18.877	63.466	325.791	20.956
October	7.052	8.227	27.289	18.877	63.466	325.791	20.956
November	5.641	6.582	21.831	15.101	50.773	260.633	16.608
December	4.231	4.936	16.373	11.326	38.079	195.474	11.319
total	71.476	83.388	276.595	191.331	643.282	3.302.179	211.831

Tabla D3: Estimación del consumo anual de combustibles o electricidad para satisfacer la demanda del caso de estudio en Puerto Octay. Fuente: Elaboración propia.

Costo CLP VALDIVIA								
	Gas licuado	Gas natural	Carbón	Pellet	Leña	Calefactor eléctrico	Biogás	RWSHP (Electricidad/Gas)
January	11.515.573	9.407.920	3.342.204	1.946.882	5.318.377	12.496.325	5.498.383	3.138.347
February	11.270.286	9.207.527	3.271.014	1.905.412	5.205.093	12.230.148	5.381.265	3.180.417
March	14.915.438	12.185.520	4.328.958	2.521.680	6.888.577	16.185.748	7.121.729	4.045.781
April	35.160.803	28.725.451	10.204.840	5.944.465	16.238.740	38.155.360	16.788.358	9.030.045
May	43.224.722	35.313.460	12.545.259	7.307.792	19.962.997	46.906.062	20.638.667	10.797.545
June	56.677.647	46.304.146	16.449.747	9.582.213	26.176.124	61.504.738	27.062.085	9.863.367
July	49.712.186	40.613.548	14.428.138	8.404.596	22.959.181	53.946.047	23.736.261	12.496.069
August	40.391.643	32.998.910	11.723.005	6.828.818	18.654.562	43.831.697	19.285.947	10.401.117
September	35.261.817	28.807.977	10.234.158	5.961.543	16.285.392	38.264.977	16.836.590	9.149.298
October	28.096.914	22.954.439	8.154.663	4.750.208	12.976.338	30.489.857	13.415.537	7.281.410
November	16.555.899	13.525.734	4.805.075	2.799.025	7.646.211	17.965.923	7.905.006	4.491.970
December	12.367.622	10.104.022	3.589.497	2.090.933	5.711.889	13.420.941	5.905.214	3.548.807
Total	355.150.552	290.148.655	103.076.558	60.043.567	164.023.478	385.397.824	169.575.042	100.025.196

Tabla D4 : Estimación del costo anual para satisfacer la demanda del caso de estudio en Valdivia. Fuente: Elaboración propia.

Costo CLP SPP								
	Gas licuado	Gas natural	Carbon	Pelet	Leña	Calefactor Eléctrico	Biogas	SWSHP
January	12.038.964	9.835.517	3.494.110	2.035.369	5.560.100	13.064.292	5.748.288	3.479.593
February	11.814.257	9.651.937	3.428.892	1.997.379	5.456.321	12.820.447	5.640.997	3.456.493
March	16.434.407	13.426.478	4.769.814	2.778.485	7.590.101	17.834.084	7.846.997	4.808.209
April	22.187.818	18.126.864	6.439.646	3.751.186	10.247.269	24.077.499	10.594.099	6.588.370
May	34.778.115	28.412.805	10.093.771	5.879.766	16.061.998	37.740.079	16.605.635	10.326.887
June	36.712.280	29.992.966	10.655.130	6.206.766	16.955.277	39.838.971	17.529.147	11.066.381
July	35.869.214	29.304.204	10.410.445	6.064.233	16.565.913	38.924.104	17.126.606	11.006.816
August	33.200.497	27.123.932	9.635.894	5.613.046	15.333.387	36.028.099	15.852.364	10.187.894
September	28.554.437	23.328.223	8.287.452	4.827.559	13.187.641	30.986.346	13.633.992	8.607.318
October	23.895.581	19.522.061	6.935.296	4.039.909	11.035.986	25.930.707	11.409.511	7.202.974
November	18.228.792	14.892.443	5.290.604	3.081.853	8.418.824	19.781.292	8.703.768	5.412.791
December	13.651.276	11.152.733	3.962.056	2.307.954	6.304.734	14.813.920	6.518.125	4.053.560
Total	287.365.637	234.770.163	83.403.110	48.583.503	132.717.551	311.839.839	137.209.529	86.197.288

Tabla D5: Estimación del costo anual para satisfacer la demanda del caso de estudio en San Pedro de la Paz. Fuente: Elaboración propia.

Costo [CLP] PUERTO OCTAY								
MES	Gas licuado	Gas natural	Carbón	Pellet	Leña	Calefactor Eléctrico	Biogás	LWSHP
January	4.207.454	3.437.379	1.221.144	711.334	1.943.179	5.022.371	2.008.949	1.055.120
February	4.078.540	3.332.060	1.183.729	689.539	1.883.642	4.868.489	1.947.396	1.022.792
March	5.432.915	4.438.549	1.576.814	918.516	2.509.149	6.485.185	2.594.074	1.467.236
April	8.038.990	6.567.644	2.333.184	1.359.113	3.712.744	9.596.016	3.838.406	2.221.300
May	8.038.990	6.567.644	2.333.184	1.359.113	3.712.744	9.596.016	3.838.406	2.221.300
June	9.825.433	8.027.120	2.851.669	1.661.138	4.537.799	11.728.464	4.691.386	2.910.289
July	8.038.990	6.567.644	2.333.184	1.359.113	3.712.744	9.596.016	3.838.406	2.381.145
August	12.505.096	10.216.335	3.629.397	2.114.175	5.775.380	14.927.136	5.970.854	3.759.984
September	8.932.212	7.297.382	2.592.426	1.510.125	4.125.271	10.662.240	4.264.896	2.514.679
October	8.932.212	7.297.382	2.592.426	1.510.125	4.125.271	10.662.240	4.264.896	2.514.679
November	7.145.769	5.837.905	2.073.941	1.208.100	3.300.217	8.529.792	3.411.917	1.992.942
December	5.359.327	4.378.429	1.555.456	906.075	2.475.163	6.397.344	2.558.938	1.358.247
Total	90.535.930	73.965.472	26.276.552	15.306.467	41.813.304	108.071.310	43.228.523,94	25.419.714

Tabla D6 : Estimación del costo anual para satisfacer la demanda del caso de estudio en Puerto Octay. Fuente: Elaboración propia.

E. ESTIMACIÓN CAPEX

EQUIPOS	CANTIDAD	COSTO/UNID	COSTO/EQ'S	INSTALACIÓN	INTRUMENT	INST. ELECT	EDIFICIOS	INST. AUX	INGENIERÍA	CONSTRUCCIÓN	UTILIDADES	CONTINGENCIA
bomba de calor	6	132.353	794.118	238.235	142.941	79.412	142.941	555.882	262.059	325.588	166.765	325.588
Bomba hidraulica	4	14.706	58.824	17.647	10.588	5.882	10.588	41.176	19.412	24.118	12.353	24.118
Electric trace	120	294	35.294	10.588	6.353	3.529	6.353	24.706	11.647	14.471	7.412	14.471
Planta tratamiento	1	44.118	44.118	13.235	7.941	4.412	7.941	30.882	14.559	18.088	9.265	18.088
Estanque ACS	3	14.706	44.118	13.235	7.941	4.412	7.941	30.882	14.559	18.088	9.265	18.088
Caldera	1	117.647	117.647	35.294	21.176	11.765	21.176	82.353	38.824	48.235	24.706	48.235
Total [USD]			1.094.118	328.235	196.941	109.412	196.941	765.882	361.059	448.588	229.765	448.588

Tabla E1: Estimación CAPEX (USD) sistema RWSHP. Fuente elaboración propia.

EQUIPOS	CANTIDAD	COSTO/UNID	COSTO/EQ'S	INSTALACIÓN	INTRUMENT	INST. ELECT	EDIFICIOS	INST. AUX	INGENIERÍA	CONSTRUCCIÓN	UTILIDADES	CONTINGENCIA
bomba de calor	6	132.353	794.118	238.235	142.941	79.412	142.941	555.882	262.059	325.588	166.765	325.588
Bomba hidraulica	4	14.706	58.824	17.647	10.588	5.882	10.588	41.176	19.412	24.118	12.353	24.118
Electric trace	120	294	35.294	10.588	6.353	3.529	6.353	24.706	11.647	14.471	7.412	14.471
Planta tratamiento	1	22.059	22.059	6.618	3.971	2.206	3.971	15.441	7.279	9.044	4.632	9.044
Estanque ACS	3	14.706	44.118	13.235	7.941	4.412	7.941	30.882	14.559	18.088	9.265	18.088
Caldera	1	191.176	191.176	57.353	34.412	19.118	34.412	133.824	63.088	78.382	40.147	78.382
Total [USD]			1.145.588	343.676	206.206	114.559	206.206	801.912	378.044	469.691	240.574	469.691

Tabla E2: Estimación CAPEX (USD) sistema SWSHP. Fuente elaboración propia.

EQUIPOS	CANTIDAD	COSTO/UNID	COSTO/EQ'S	INSTALACIÓN	INTRUMENT	INST. ELECT	EDIFICIOS	INST. AUX	INGENIERÍA	CONSTRUCCIÓN	UTILIDADES	CONTINGENCIA
bomba de calor	1	117.647	117.647	35.294	21.176	11.765	21.176	82.353	38.824	48.235	24.706	48.235
Bomba hidraulica	4	735	2.941	882	529	294	529	2.059	971	1.206	618	1.206
Electric trace	0	294	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Planta tratamiento	1	44.118	44.118	13.235	7.941	4.412	7.941	30.882	14.559	18.088	9.265	18.088
Estanque ACS	1	14.706	14.706	4.412	2.647	1.471	2.647	10.294	4.853	6.029	3.088	6.029
Caldera	0	191.176	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Total [USD]			179.412	53.824	32.294	17.941	32.294	125.588	59.206	73.559	37.676	73.559

Tabla E3: Estimación CAPEX (USD) sistema LWSHP. Fuente elaboración propia.

F. FLUJO DE CAJA

ÍTEM / AÑO	0	1-19	20
Ingresos operacionales		\$ 857.227	\$ 857.227
Egresos operacionales		\$ 174.554	\$ 174.554
Margen Operacional		\$ 682.673	\$ 682.673
Depreciación Activos	\$ 75.568	\$ 75.568	\$ 75.568
UTILIDAD ANTES DE IMPUESTOS		\$ 607.104	\$ 607.104
IMPUESTOS		\$ 103.208	\$ 103.208
UTILIDAD DESPUÉS DE IMPUESTOS		\$ 503.897	\$ 503.897
Depreciación Activos		\$ 75.568	\$ 75.568
Reinversión		\$ 0	\$ 0
Inversión	-\$ 4.179.529		
Capital de trabajo	\$ 130.916		\$ 130.916
FLUJO DE CAJA	-\$ 4.048.614	\$ 579.465	\$ 710.380

Tabla F1: Flujo de caja sistema RWSHP

ÍTEM / AÑO	0	1-19	20
Ingresos operacionales		\$ 777.689	\$ 777.689
Egresos operacionales		\$ 163.128	\$ 163.128
Margen Operacional		\$ 614.561	\$ 614.561
Depreciación Activos	\$ 62.774	\$ 62.774	\$ 62.774
UTILIDAD ANTES DE IMPUESTOS		\$ 551.787	\$ 551.787
IMPUESTOS		\$ 93.804	\$ 93.804
UTILIDAD DESPUÉS DE IMPUESTOS		\$ 457.983	\$ 457.983
Depreciación Activos		\$ 62.774	\$ 62.774
Inversión	-\$ 3.527.882		
Capital de trabajo (5 meses)	\$ 122.346		\$ 122.346
FLUJO DE CAJA	-\$ 3.405.537	\$ 520.757	\$ 643.103

Tabla F2:0.1 Flujo de caja sistema SWSHP

ÍTEM / AÑO	0	1-19	20
Ingresos operacionales		\$ 211.677	\$ 211.677
Egresos operacionales		\$ 43.813	\$ 43.813
Margen Operacional		\$ 167.864	\$ 167.864
Depreciación Activos	\$ 8.971	\$ 8.971	\$ 8.971
UTILIDAD ANTES DE IMPUESTOS		\$ 158.893	\$ 158.893
IMPUESTOS		\$ 27.012	\$ 27.012
UTILIDAD DESPUÉS DE IMPUESTOS		\$ 131.882	\$ 131.882
Depreciación Activos		\$ 8.971	\$ 8.971
Inversión	-\$ 685.353		
Capital de trabajo (5 meses)	\$ 32.860		\$ 32.860
FLUJO DE CAJA	-\$ 652.493	\$ 140.852	\$ 173.712

Tabla F3: Flujo de caja sistema LWSHP

G. PFD SISTEMA ACS SWSHP Y LWSHP

