



UNIVERSIDAD DE CHILE

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO BÁSICO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS
SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA
APLICACIÓN INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MW_t**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

MANUEL GABRIEL ROJAS VIADA

PROFESOR GUÍA:
LEONEL NUÑEZ LAZO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
ROBERTO ROMÁN LATORRE
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

SANTIAGO DE CHILE
MARZO DE 2013

RESUMEN DE LA MEMORIA
PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO
POR: MANUEL ROJAS VIADA
FECHA: 20 DE MARZO DE 2013
PROF. GUÍA: LEONEL NUÑEZ L.

DISEÑO BÁSICO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MW_t

En Chile y el mundo alrededor de un 50% de la energía consumida en la industria se obtiene de derivados del petróleo. Los sistemas solares térmicos híbridos (SSTH) constituyen una posibilidad viable de ahorro de combustibles y disminución de las emisiones de gases de efecto invernadero (GI).

El objetivo de este proyecto es desarrollar soluciones de SSTH que integren bombas de calor geotérmicas (BCG) y/o sistemas de almacenamiento térmico (SAT) para instalaciones de gran envergadura. Específicamente: i) Generar estudios a nivel de perfil para desarrollar soluciones de SSTH para potencias de 2 a 60 MW_t; ii) Desarrollar el diseño conceptual y básico de las soluciones; iii) Evaluar a nivel preliminar los SSTH pre ingenierados.

Innovatec Ltda. ha proporcionado el diseño básico de una instalación SSTH para una planta de SX-EW en el Norte chileno. Éste es el diseño base para esta memoria y consiste en un campo solar que aporta calor, en serie con una caldera, al electrolito rico previo a la electroobtención.

Las tecnologías consideradas para la evaluación son: colectores planos (FPC), cilindro parabólicos (PTC), Lineal Fresnel (LFC), campo de helióstatos (HFC), SAT en agua y BCG con intercambiador geotérmico vertical y loop cerrado.

Para el desarrollo del proyecto se emplea la siguiente metodología: i) Creación de una base de datos de tecnologías; ii) Desarrollar las metodologías de cálculo para el dimensionamiento, eficiencias y pérdidas de los equipos; iii) Desarrollo de una metodología de integración de los sistemas térmicos; iv) Balance térmico de los SSTH, y v) Evaluación técnica y económica de las soluciones. Un SSTH factible debe cumplir las condiciones: a) VAN positivo; b) Ahorro en emisiones de CO₂ positivo, y c) TIR > 12%.

La evaluación técnica económica de los SSTH revela que: i) en general la mejor solución es integrar SSTH con SAT; ii) Hasta 5 MW_t todas las tecnologías solares son competitivas entre ellas a nivel de perfil; iii) Sobre 5 MW_t las soluciones más rentables son con LFC o PTC y SAT; iv) la solución que maximiza el ahorro de emisiones de CO₂ es SSTH con HFC y SAT, con 80% de ahorro, y vi) no se recomienda la aplicación de BCG, debido al alto consumo eléctrico.

TABLA DE CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. ANTECEDENTES Y MOTIVACIÓN.....	1
1.2. OBJETIVOS.....	2
2. ESTADO DEL ARTE	3
2.1. SISTEMA SOLAR TÉRMICO HÍBRIDO (SSTH) CODELCO NORTE.....	3
2.1.1. Diseño del campo solar para calentamiento de electrolito	4
2.2. PLANTAS DE HIDROMETALURGIA EN CHILE	5
2.3. CONSIDERACIONES ECONÓMICAS DE PLANTAS DE HIDROMETALURGIA	6
2.3.1. Consumo de energía térmica en la producción de cobre	6
2.3.2. Precio del petróleo crudo	7
2.4. COLECTORES SOLARES TÉRMICOS (CST)	8
2.5. SST DE GRAN ENVERGADURA	8
2.6. DIMENSIÓN DE SSTH PARA POTENCIAS MAYORES A 2 MW _T	11
2.7. COSTOS DE INSTALACIÓN DE SSTH	13
2.8. SISTEMAS TÉRMICOS AUXILIARES	13
2.8.1. Bombas de calor geotérmicas (BCG).....	13
2.8.2. Sistemas de almacenamiento térmico (SAT)	14
2.9. COSTOS DE INSTALACIÓN DE LOS SISTEMAS AUXILIARES	15
2.9.1. Bombas de calor geotérmicas	15
2.9.2. Sistemas de almacenamiento térmico	18
3. SELECCIÓN DE TECNOLOGÍAS	20
3.1. CALDERA	20
3.2. COLECTORES SOLARES	20
3.2.1. Colector solar plano (FPC)	21
3.2.2. Concentrador solar parabólico (PTC)	22
3.2.3. Concentrador solar Lineal Fresnel (LFC)	23
3.2.4. Concentrador solar Campo de Heliostatos (HFC).....	24
3.3. SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO	25
3.4. BOMBA DE CALOR GEOTÉRMICA	26
4. METODOLOGÍA DE DISEÑO SSTH BASE	27
4.1. DIAGRAMA DE FLUJO DEL SSTH BASE	27
4.2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DEL CAMPO SOLAR.....	28
4.2.1. Ángulos solares.....	28
4.2.2. Radiación incidente en una superficie inclinada	30
4.2.3. Recurso solar y climatología del lugar	32
4.2.4. Balance térmico en un colector solar.....	38
4.2.5. Eficiencia térmica de colectores FPC.....	39

4.2.6.	Eficiencia térmica concentrador PTC.....	42
4.2.7.	Eficiencia térmica de un concentrador LFC	47
4.2.8.	Eficiencia térmica del concentrador HFC	57
4.2.9.	Dimensionamiento del campo solar.....	63
4.3.	METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LA CALDERA	63
4.3.1.	Dimensionamiento de la caldera	63
4.3.2.	Eficiencia energética de la caldera	64
4.4.	METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES TÉRMICOS.....	65
4.4.1.	Dimensionamiento del intercambiador térmico	65
4.4.2.	Temperaturas de salida del intercambiador térmico	66
4.4.3.	Pérdida de carga en el intercambiador térmico	68
4.5.	METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE PÉRDIDAS EN CAÑERÍAS	69
4.5.1.	Pérdidas térmicas	69
4.5.2.	Caída de presión en la cañería	74
4.6.	DIMENSIONAMIENTO DE BOMBAS	75
4.7.	BALANCE ENERGÉTICO DE LA PLANTA SSTH	75
5.	METODOLOGÍA DE DISEÑO SSTH BASE CON SAT.....	78
5.1.	DIAGRAMA DE FLUJO SSTH CON SAT	78
5.2.	METODOLOGÍA DE CÁLCULO DEL SAT.....	79
5.2.1.	Dimensionamiento del estanque	79
5.2.2.	Pérdidas de calor en el estanque	81
5.3.	BALANCE TÉRMICO SSTH CON SAT	83
6.	METODOLOGÍA DE DISEÑO SSTH BASE CON BCG	85
6.1.	DIAGRAMA DE FLUJO SSTH CON BCG.....	85
6.2.	METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE LA BCG.....	86
6.2.1.	Dimensionamiento del intercambiador geotérmico (ICG)	86
6.2.2.	Eficiencia energética de la bomba de calor.....	92
6.3.	BALANCE ENERGÉTICO DEL SISTEMA SSTH CON BCG	96
7.	DISEÑO DE SSTH PARA POTENCIAS DE 2 – 60 MWT.....	97
7.1.	DISEÑO DEL CIRCUITO DE LA CALDERA	97
7.2.	DISEÑO DEL CIRCUITO SOLAR.....	97
7.2.1.	Módulo de colectores FPC	98
7.2.2.	Módulo de concentradores PTC.....	100
7.2.3.	Módulo de concentradores LFC.....	101
7.2.4.	Módulo de concentradores HFC	103
7.3.	DISEÑO DEL CIRCUITO SAT	103
7.4.	DISEÑO DEL CIRCUITO BCG	105
7.4.1.	Módulo de BC.....	106
7.4.2.	Módulo de ICG	106
7.5.	DISEÑO DE UN SSTH BASE	107

7.5.1.	Funcionamiento del sistema.....	108
7.5.2.	Dimensionamiento para las diferentes tecnologías	109
7.6.	DISEÑO SSTH CON SAT	110
7.6.1.	Funcionamiento del sistema.....	111
7.6.2.	Dimensionamiento del circuito del SAT.....	113
7.7.	DISEÑO DE UN SSTH CON BCG.....	113
7.7.1.	Funcionamiento del sistema.....	114
7.7.2.	Dimensionamiento del circuito BCG	115
7.8.	DISEÑO DEL SSTH CON SAT Y BCG	116
7.8.1.	Funcionamiento del sistema.....	117
8.	METODOLOGÍA DE EVALUACIÓN TÉCNICA ECONÓMICA	119
8.1.	ESTRUCTURA DE INVERSIÓN (CAPEX) Y COSTOS DE OPERACIÓN (OPEX)....	119
8.1.1.	Sistema solar térmico	120
8.1.2.	Sistema de almacenamiento térmico.....	120
8.1.3.	Sistema de bomba de calor geotérmica	121
8.1.4.	Otros equipos	121
8.1.5.	Costos generales.....	122
8.1.6.	Resumen de inversiones.....	123
8.1.7.	Resumen costos de operación	127
8.2.	EVALUACIÓN ECONÓMICA	132
9.	EVALUACIÓN TÉCNICA ECONÓMICA DE SSTH PARA POTENCIAS ENTRE 2 – 60 MW_T.....	134
9.1.	SSTH BASE.....	134
9.1.1.	Campo solar FPC	134
9.1.2.	Campo solar PTC.....	137
9.1.3.	Campo solar LFC	140
9.1.4.	Campo solar HFC.....	143
9.2.	SSTH CON SAT	146
9.2.1.	Campo solar FPC	146
9.2.2.	Campo solar PTC	147
9.2.3.	Campo solar LFC	149
9.2.4.	Campo solar HFC.....	150
9.3.	SSTH CON BCG	152
9.3.1.	Campo solar FPC	152
9.3.2.	Campo solar PTC	153
9.3.3.	Campo solar LFC	154
9.3.4.	Campo solar HFC.....	155
9.4.	SSTH CON SAT Y BCG	157
9.4.1.	Campo solar FPC	157
9.4.2.	Campo solar PTC.....	158
9.4.3.	Campo solar LFC	160

9.4.4.	Campo solar HFC.....	161
9.5.	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	163
9.5.1.	SSTH base.....	163
9.5.2.	SSTH con SAT.....	164
9.5.3.	SSTH con BCG	165
9.5.4.	SSTH con SAT y BCG	166
9.5.5.	SSTH en general	167
10.	CONCLUSIONES.....	168
11.	BIBLIOGRAFÍA	174
ANEXO A	: PLANOS SSTH PLANTA SBL CODELCO NORTE.....	178
ANEXO A.1	: DIAGRAMA P&ID DEL SSTH	178
ANEXO A.2	: PLANO DE EMPLAZAMIENTO DE LA GRANJA SOLAR	180
ANEXO B	: BASE DE DATOS DE TECNOLOGÍAS	182
ANEXO B.1	: SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS	182
ANEXO B.2	: SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO.....	185
ANEXO B.3	: BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS	187
ANEXO B.4	: CONSOLIDACIÓN DE LOS DATOS OBTENIDOS POR TECNOLOGÍA	189
ANEXO C	: CATÁLOGOS Y FICHAS DE EQUIPOS Y TECNOLOGÍAS	193
ANEXO C.1	: FICHA TÉCNICA CALDERA LOOS	193
ANEXO C.2	: FICHA TÉCNICA COLECTOR SOLAR BUDERUS SKS 4.0 s.....	201
ANEXO C.3	: CATÁLOGO TÉCNICO RECEPTOR TUBO AL VACÍO SCHOTT PTR 70 ...	203
ANEXO C.4	: CATÁLOGO TÉCNICO COLECTOR LINEAL FRESNEL LF11	205
ANEXO C.5	: CATÁLOGO TÉCNICO HELIÓSTATO TOUGH TROUGH	210
ANEXO C.6	: FICHA TÉCNICA BOMBA DE CALOR HYDROCIAT LW R134A	212
ANEXO C.7	: COTIZACIÓN INTERCAMBIADOR SONDEX.....	214
ANEXO C.8	: CATÁLOGO DE CAÑERÍAS DE HDPE.....	221
ANEXO C.9	: CATÁLOGO COMERCIAL DE CAÑERÍAS DE HDPE	223
ANEXO C.10	: COTIZACIÓN BOMBAS CENTRÍFUGAS EBARA	225
ANEXO C.11	: COTIZACIÓN ACEITE TÉRMICO THERMIA OIL B	228
ANEXO D	: PLANOS DE DISEÑO DE SSTH PROPUESTOS.....	230
ANEXO D.1	: DIAGRAMA P&ID DE UN SSTH BÁSICO.....	230
ANEXO D.2	: DIAGRAMA P&ID DE UN SSTH CON SAT	232
ANEXO D.3	: DIAGRAMA P&ID DE UN SSTH CON BCG.....	234
ANEXO D.4	: DIAGRAMA P&ID DE UN SSTH CON SAT Y BCG	236
ANEXO D.5	: EMPLAZAMIENTO SSTH CON FPC Y SAT DE 5 MW _T	238
ANEXO D.6	: EMPLAZAMIENTO SSTH CON PTC Y SAT DE 30 MW _T	241

ANEXO D.7	: EMPLAZAMIENTO SSTH CON LFC Y SAT DE 30 MW _T	244
ANEXO D.8	: EMPLAZAMIENTO SSTH CON HFC, SAT Y BCG DE 30 MW _T	247
ANEXO E	: ESTRUCTURA DE COSTOS DE SSTH	251
ANEXO E.1	: COSTOS DE INVERSIÓN (CAPEX)	251
ANEXO E.2	: COSTOS DE OPERACIÓN (OPEX)	253

1. Introducción

1.1. Antecedentes y motivación

En Chile se consumen anualmente alrededor de 290.750 GWh de energía. De los cuales alrededor del 35 % se gastan en la producción industrial y minera, sin contabilizar las empresas de transporte ni las generadoras de energía. De la energía consumida en el sector minero industrial, un 66 % se obtiene de combustibles fósiles y el resto de electricidad. En la Figura 1.1 se muestra el resumen del balance energético de Chile el año 2009. En la Figura 1.1.a se observa el balance general en Chile, sin contabilizar las empresas de generación de energía, en la Figura 1.1.b se muestra el balance específico del sector industrial y minero [1].

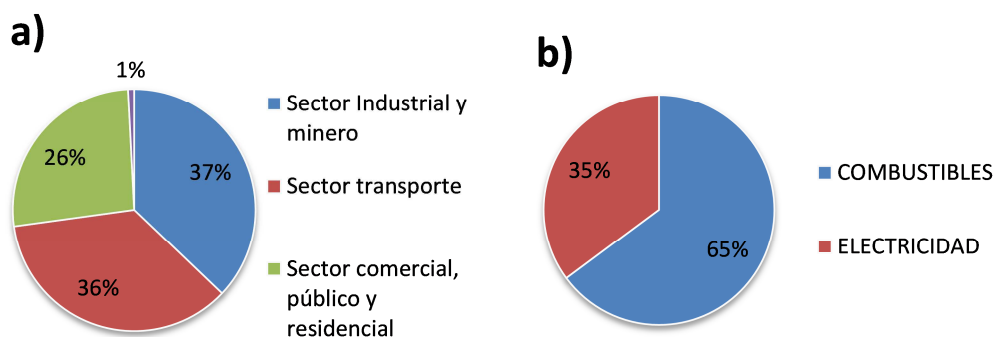


Figura 1.1: Balance energético en el sector industrial, el año 2009 [1].

El consumo de combustibles se relaciona con los requerimientos calóricos de los distintos procesos industriales. De esta manera utilizar tecnologías no convencionales en la generación de calor parece ser una buena herramienta de ahorro en combustible y de emisiones de gases de efecto invernadero (GI).

Los sistemas solares térmicos (SST), consisten en un campo solar con o sin almacenamiento térmico y una caldera, los cuales aportan calor en serie a un fluido de trabajo, de esta manera el sistema permite reducir el consumo de combustible en la caldera y bajar las emisiones de CO₂. Los sistemas solares térmicos híbridos (SSTH) tienen el apellido de híbridos por que son diseñados con una caldera capaz de utilizar por lo menos dos tipos de combustibles.

Dentro del sector industrial, el rubro minería es el que consume mayor cantidad de energía. Gran parte de los cátodos de cobre se obtienen a través del proceso de lixiviación (LIX), extracción por solvente (SX) y electroobtención (EW). Este proceso industrial requiere gran cantidad de energía térmica entre las etapas SX y EW.

El año 2011 Codelco licita un proyecto para apoyar la electroobtención de cobre, en Minera Gaby, con un SSTH, que entregue un 30 % de la energía térmica requerida [2]. Ese mismo año Innovatec Ltda. participa en un estudio de pre-factibilidad de la instalación de una planta solar térmica híbrida para calentamiento de electrolito rico y agua de lavado de cátodos, para una planta de Extracción por solvente y Electro obtención (SX – EW). El estudio se realiza en conjunto con empresas especializadas en el tema de colectores solares y calderas [3]. Estos ejemplos hacen pensar en una próxima demanda de sistemas solares híbridos para cubrir los requerimientos energéticos en electro obtención de cobre.

En la Tabla 1.1 se muestran los principales datos técnicos de un sistema SST en operación para generación de energía, dos SST en operación para uso industrial y dos SSTH en evaluación para la minería Chilena.

Tabla 1.1: Plantas solares térmicas para distintas aplicaciones.

Nombre	Lugar	Aplicación	PT [MWt]	Colector solar	Área [ha]	Estado	Ref.
P. Errado 1	Murcia	Central de potencia	7	Fresnel	2,6	Operación	[4]
Hammerer T.C.	Austria	Agua caliente de procesos	0,126	Plano	0,018	Operación	[5]
EI NASR Químico farmacéutico	Egipto	Vapor saturado	1,33	Parabólico	0,19	Operación	[5]
CODELCO Norte	Calama	Planta de obtención por solventes y electro obtención de cobre	5	Plano	0,4	Estudio conceptual	[3]
Minera Gaby	Calama	Planta de obtención por solventes y electro obtención de cobre	60	Parabólico	-	Estudio	[2]

PT: Potencia Térmica. Ref.: Referencia

1.2. Objetivos

El objetivo general de este proyecto es desarrollar soluciones de SSTH que integren bombas de calor y/o almacenamiento térmico para instalaciones de gran envergadura.

Los objetivos específicos del trabajo de título son: i) Efectuar estudios de ingeniería de nivel perfil y conceptual para generar una batería de soluciones de SSTH de uso industrial para rangos de potencia mayores a 2 MW_t; ii) Realizar el diseño conceptual y básico de una familia de soluciones escalables a los rangos de potencia térmica previamente definidos, incluyendo especificaciones técnicas generales y planos de diseño , y iii) Evaluar a nivel preliminar la estructura de inversiones requerida, la eficiencia energética y los indicadores de pre factibilidad técnica y económica para los sistemas SSTH preingenierados.

La investigación busca cumplir los objetivos con las características que hoy se encuentran de los sistemas solares térmicos, calderas, bombas geotérmicas y almacenamiento térmico. El trabajo de título no busca involucrarse con la eficiencia y diseño de estos equipos y tan poco con la de las plantas tipo a diseñar.

2. Estado del arte

2.1. Sistema solar térmico híbrido (SSTH) Codelco Norte

Como base para este proyecto se emplea un SSTH para una planta de extracción por solventes y electroobtención (SX-EW) en Codelco norte, desarrollado durante el 2011.

La iniciativa consiste en diseñar y evaluar un SSTH para aportar energía térmica al calentamiento de agua de lavado de cátodos y electrolito en la planta de sulfuros de baja ley (SBL) de Codelco Norte, con el objetivo de disminuir los costos de operación y las emisiones de CO₂.

El consumo de operación de la planta es alrededor de 12 GWh/año de los cuales un 82 % es para calentar electrolito y un 12 % para calentar agua para el lavado de cátodos. Actualmente la planta SBL opera con una caldera que aporta la energía térmica necesaria para los dos procesos.

La solución recomendada por los participantes en el estudio es la de insertar en la actual planta SBL un sistema híbrido de dos campos independientes de colectores solares planos en serie con una caldera dual (diesel/gas) en permanente funcionamiento. En la Figura 2.1, se muestra el diseño conceptual de la solución recomendada, ver diagrama P&ID de la planta en el Anexo A.1.

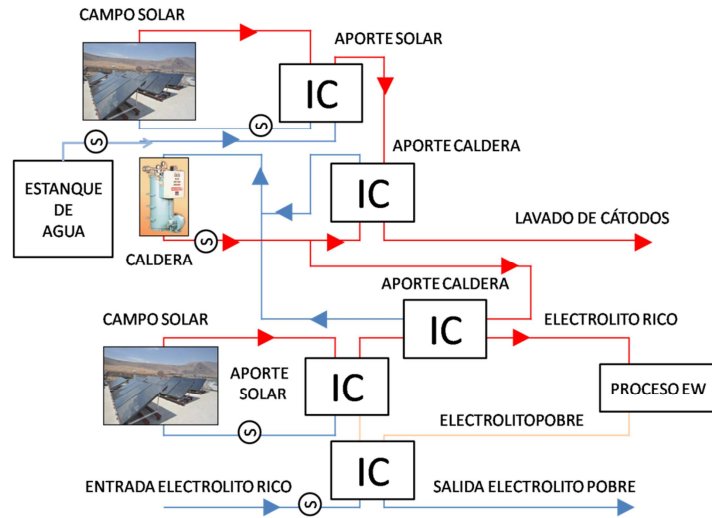


Figura 2.1: Diagrama general del SSTH para la planta SBL en Codelco Norte [Anexo A.1].

De acuerdo al estudio el campo solar para el lavado de cátodos es de 200 colectores y el campo para electrolito rico de 900 colectores. Ambos campos solares suman un total de 2.310 m² de captación solar y se emplazan en un área de 4.000 m². El aporte energético a la planta es de un 25 % de la demanda energética con lo que se ahorra USD\$ 450.000 al año y se disminuyen las emisiones de CO₂ en 4.860 t/año. De acuerdo al análisis económico realizado sobre el SSTH seleccionado, el costo de la inversión (CAPEX) es de USD\$ 3.204.000 y los costos de operación (OPEX) de USD\$ 4.000 al año [3].

2.1.1. Diseño del campo solar para calentamiento de electrolito

Este sistema SSTH, para la planta SBL de Codelco Norte, es el sistema base para el desarrollo de las soluciones a evaluar en el presente proyecto. En la Tabla 2.1, se especifican los datos de operación de la planta de electroobtención de Codelco Norte [3].

Tabla 2.1: Datos de operación planta SBL Codelco Norte [3].

Datos de operación flujo de electrolito rico		
Flujo másico [kg/s]	m_f	63,25
Temperatura de entrada [°C]	$T_{e,EW}$	38,00
Temperatura de salida [°C]	$T_{s,EW}$	46,20
Calor específico [kJ/kg·K]	C_{pEW}	3,31
Potencia térmica [MW]	PEW	1,93

En la Tabla 2.2, se muestran los aspectos y resultados generales del campo solar de la solución para Electroobtención.

Tabla 2.2: Diseño del campo solar para la planta SBL Codelco Norte [3].

Solución para el campo solar de colectores planos		
Ángulo Azimut [°]	z	-17
Ángulo de inclinación [°]	β	25
N° de colectores	Nc	900
Calor aportado anual [kWh/año]	Qs	3.780.663
Consumo de la planta SX-EW [kWh/año]	QEW	9.694.009
Porcentaje de cobertura solar [%]	CS	39

2.2. Plantas de hidrometalurgia en Chile

El mercado potencial de plantas SSTH en Chile son las plantas de SX-EW de la minería del cobre. Esta aplicación es una innovación a nivel mundial para los sistemas SSTH.

El norte chileno posee los puntos de mayor radiación solar del mundo y una de las producciones de cobre más grandes del mundo. La mayor parte de este material se exporta como cátodos de cobre, los cuales son obtenidos mediante el proceso de Electrobtencción (EW), para el cual se requiere energía térmica. Para esta aplicación específica fue diseñada la planta SSTH base de este proyecto. En la Tabla 2.3, se muestran más ejemplos de producción de cátodos de cobre y la potencia térmica que requieren [6]. La potencia requerida para cada planta se calcula de acuerdo a los ejemplos de potencia de las plantas Gabriela Mistral y Codelco Norte.

Tabla 2.3: Plantas de hidrometalurgia en Chile [6].

N°	Planta Hidrometalúrgica	Cátodos [t/año]	Potencia térmica [MW_t]
1	Codelco Norte Hidro Norte	305.000	57
2	El Abra	226.648	42
3	Gabriela Mistral	170.000	32
4	Escondida	150.000	26
5	Zaldívar	148.000	26
6	Cerro Colorado	130.000	22
7	Codelco Norte Hidro sur Óxidos	126.000	21
8	El Tesoro	92.000	14
9	Quebrada Blanca	76.250	11
10	Collahuasi	63.399	8
11	Lomas Bayas	60.000	8
12	Mantoverde	60.000	8
13	Mantos Blancos	57.000	7
14	Michilla	50.400	11
15	Codelco Norte Hidro sur Sulfuros ¹	22.526	2
	Total	1.737.223	289

2.3. Consideraciones económicas de plantas de hidrometalurgia

2.3.1. Consumo de energía térmica en la producción de cobre

En la Figura 2.2, se observa el consumo energético para la producción de cobre durante el año 2009 [1]. El consumo de combustibles se asocia con la generación de calor. De la figura se concluye que la mayor parte de la energía calórica es generada con combustibles derivados del petróleo, el equivalente a un 43,2 % del consumo total.

¹ Planta SBL de Codelco Norte para la cual se realizó el estudio de prefactibilidad del SSTH base del proyecto.

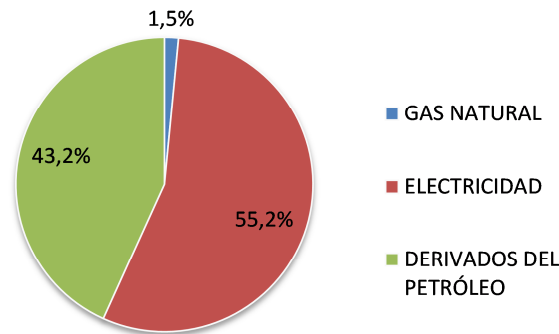


Figura 2.2: Consumo energético en la producción de cobre [1].

2.3.2. Precio del petróleo crudo

En la Figura 2.3, se muestra el precio promedio del WTI (West Texas Intermediate) desde el año 2003 a mayo del 2012 [7]. El WTI es el petróleo crudo producido en Texas, Estados Unidos. Este valor es utilizado como referencia para las exportaciones a Sudamérica. Se observa una tendencia al aumento en el valor del petróleo, por lo que los SSTH son cada vez más rentables para la producción de cobre e industria en general.

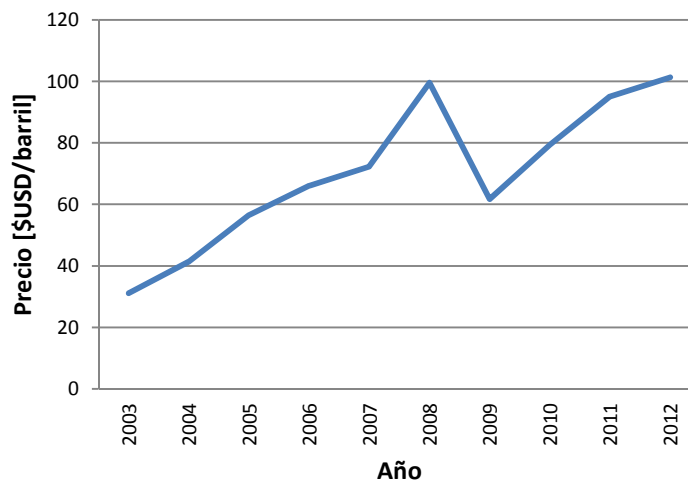


Figura 2.3: Precio WTI del petróleo entre los años 2003 y 2012 [7].

2.4. Colectores solares térmicos (CST)

Los colectores solares captan la radiación solar y la transforman en energía térmica, la cual en este caso es transferida a un fluido de trabajo. Bajo éste concepto los colectores solares básicos, constan de un absorbedor o receptor de radiación, que recibe la radiación y la transforma en calor, y de un transmisor de calor, que permite la transferencia de calor al fluido de trabajo. En algunos casos se agrega una etapa de reflexión solar, la que permite concentrar la radiación en el absorbedor.

Los colectores solares térmicos se clasifican de acuerdo al seguimiento del sol (Tracking) que requieren, en este sentido existen tres tipos de colectores: i) Estáticos, ii) de un grado de libertad (1 GL) y iii) de dos grados de libertad (2 GL). La Tabla 2.4, muestra una clasificación de las diferentes tecnologías de colectores solares [8]. Para entender la discusión posterior conviene aclarar que el coeficiente de concentración solar (CCS) es el cociente del área de captación solar por el área del receptor solar.

Tabla 2.4: Clasificación y comparación de colectores solares [8].

Tracking	Colector	Receptor	CCS	Temperatura de trabajo [°C]
Estático	Plano (FPC)	Plano	1	30 – 80
	Tubo al vacío (ETC)	Plano	1	50 – 200
1 GL	Parabólico compuesto (CPC)	Tubular	1 – 5	60 – 240
			5 - 15	60 – 300
	Fresnel lineal (LFC)	Tubular	10 – 40	60 – 250
	Cilíndrico (CTC)	Tubular	15 – 50	60 – 300
2 GL	Parabólico (PTC)	Tubular	10 – 85	60 – 400
	Disco parabólico (PDR)	Puntual	600 – 2.000	100 – 1.500
	Campo de heliostatos (HFC)	Puntual	300 – 1.500	150 – 500

2.5. SST de gran envergadura

La mayor parte de los procesos industriales requieren temperaturas menores a 250 °C. Este tipo de procesos pueden ser perfectamente potenciados por un campo solar [5]. Algunos SST para uso industrial son presentados en la Tabla 2.5, ver base de datos de SST en el Anexo B.1.

Tabla 2.5: SST para uso industrial en el mundo [Anexo B.1].

Nombre, Lugar	Aplicación	Potencia térmica [MWt]	Colector solar	Tecnología	Área [ha]	Almacenamiento térmico	Empresa
Hamerer TC, Austria	Agua caliente	0,126	FPC	Fitchner Solar	0,02	No	Fitchner Solar
NASR, Egipto	Vapor saturado	1,33	PTC	Euro through	0,19	No	Fitchner Solar
Coopledos, Costa Rica	Secado de café	0,595	FPC Aire	Fitchner Solar	0,09	No	Fitchner Solar
SunChips, California	Calentamiento de aceite	0,7	PTC	n.a.	0,33	1 Estanque	n.a.
Tonopah, Coalinga	Extracción de petróleo	29	HFC	Bright energy	6	No	Bright energy

Los SST más grandes utilizados han sido construidos para la generación de energía eléctrica, este sector es el que ha permitido el mayor desarrollo de la tecnología de concentradores solares y almacenamiento térmico. En la Tabla 2.6, se muestran algunas plantas de generación de energía eléctrica, en operación, alrededor del mundo, ver Anexo B.1.

Tabla 2.6: SST para generación de energía eléctrica en el mundo [Anexo B.1].

Nombre, Lugar	Potencia térmica [MW _t]	Colector solar	Tecnología	Área [ha]	SAT	Inversión [MMUSD]	Propietario
La Dehesa, Badajoz	143	PTC	SAMCA Trough	55	Dos estanques, Indirecto	-	SAMCA
El Rebozo II, Sevilla	141	PTC	Skal-ET 150	32	Tanque de Inercia	241,14	Bogaris
Extresol 1, Badajoz	118	PTC	Extresol-1	51	Dos estanques, indirecto	-	ASC/Cobra
ISCC, Argelia	78	PTC	ASTR-Φ	18	No	-	Abener
Andasol 1, Granada	118	PTC	Skal-ET 150	51	Dos estanques, indirecto	312	Andasol
Archimide, Sicilia	31	PTC	ENEA	3,2	Dos estanques, directo	-	ENEL
Nevada One, Nevada	200	PTC	SGX-2	35,7	No	266	Acciona Solar
PS-10, Sevilla	55	HFC	Solucar-120	7,5	Compresión mecánica	42	Abengoa Solar
Gema solar, Sevilla	59	HFC	Senner	51	Dos estanque, directo	260	Torre Sol
Puerto Errado 1, Murcia	7	LFC	Nova-1	2,6	Termocline	-	Novatec
Liddell PS, Liddell	9	LFC	Ausra	1,8	No	-	Ausra
Kimberlina, Backersfield	25	LFC	Ausra	2,6	No	-	Ausra

La Tabla 2.7, muestra los colectores solares para bajas temperaturas instalados en Europa el año 2011 [9].

Tabla 2.7: Colectores solares para bajas temperaturas instalados en Europa el año 2011 [9].

Colector solar	Área instalada [ha]
Colector plano (FPC)	311
Tubos al vacío (ETC)	43
Colectores sin protección vítrea	14

La Tabla 2.8, presenta un resumen de la información recolectada, para cada una de las tecnologías de concentración solar, ver Anexo B.1.

Tabla 2.8: Potencia instalada según tecnología de concentrador solar [Anexo B.1].

Colector solar	Potencia térmica instalada [MW_t]	Área [ha]
PTC	1.489	533
LFC	191	37
HFC	143	44

2.6. Dimensión de SSTH para potencias mayores a 2 MW_t

El SSTH base para este proyecto considera un campo de 2.310 m² para generar el 25 % de la energía térmica necesaria para la planta de menor producción de cátodos de cobre de la Tabla 2.3. En la Tabla 2.9, se muestra la comparación de 3 SST, hoy en día en operación, con el SSTH base del proyecto. Un dato a tomar en cuenta es que la radiación en el norte de Chile es por lo menos igual a la de las localidades de los sistemas solares térmicos considerados.

Tabla 2.9: Análisis de sistemas solares en operación [Anexo B.1].

Planta	SSTH base	PS-10	Kimberlina	NASR
Colectores	Planos	Helióstatos	Concentrador Fresnel	Cilindro parabólico
Potencia térmica Planta [MW_t]	5	55	25	1,33
Cobertura solar	25 %	100 %	100 %	100 %
Potencia térmica solar²[MW_t]	1,25	55	25	1,33
Área de colectores [m²]	2.310	75.000	26.000	1.900
Razón Área / Potencia [m²/MW_t]	1.848	1.364	1.040	1.429

En la Figura 2.4, se grafica una estimación del área necesaria de cada tecnología, para las tres plantas de producción de cátodos de cobre de Codelco Norte: i) Hidro Sur Sulfuros 5 MW_t, ii) Hidro Sur Óxidos 39 MW_t y iii) Hidro Norte 105 MW_t. Se considera una cobertura solar del 100 % de la potencia térmica demandada.

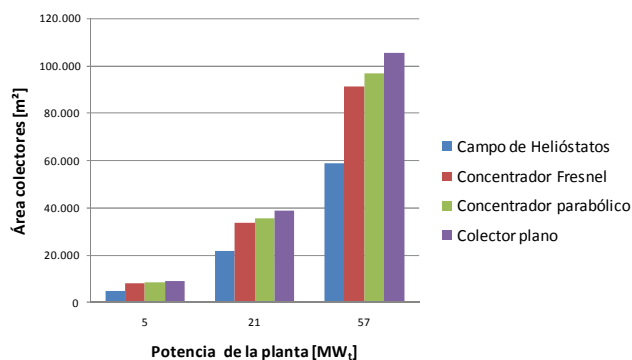


Figura 2.4: Área requerida de los distintos colectores solares para las tres plantas de hidrometalurgia de Codelco norte.

² La potencia solar se calcula como el porcentaje solar de la potencia demandada por la planta. Esto no quiere decir que el campo solar no alcance la potencia demandada en algún momento del día.

De la Figura 2.4 se desprende que la tecnología solar más eficiente en relación al espacio utilizado corresponde al campo de Helióstatos.

2.7. Costos de instalación de SSTH

En la Tabla 2.10, se muestra la inversión de algunos SSTH sin o con muy poco almacenamiento térmico, ver Anexo B.1. Hay que considerar que las plantas Nevada One y PS-10 contemplan la instalación de la central térmica completa a diferencia de Kogan Creek y el SSTH base.

Tabla 2.10: Ejemplos de la inversión requerida para SSTH alrededor del mundo [Anexo B.1].

Planta	Colector	Área [ha]	Almacenamiento [h]	Inversión [MMUSD]	Inversión [USD/m ²]	Año
Nevada One	PTC	35,7	0	266	745	2007
PS-10	HFC	7,5	0,5	42	560	2007
Kogan Creek	LFC	30	0	105	350	Construcción
SSTH base	FPC	0,23	0	3	1.304	Prefactibilidad

2.8. Sistemas térmicos auxiliares

El mayor problema de la energía solar es que varía considerablemente durante el día y durante el año, por esta razón es muy difícil mejorar el aporte solar a una demanda dada ya que si se agranda el campo solar para entregar mayor energía durante las horas de poco sol se pierde gran parte de la energía en las horas de mayor radiación. El presente proyecto pretende evaluar dos metodologías que permiten disminuir el apoyo de la caldera al sistema híbrido: i) agregando una nueva fuente de energía y ii) almacenando la energía perdida en los horarios de alta radiación.

2.8.1. Bombas de calor geotérmicas (BCG)

En la Figura 2.5, se observan mediciones realizadas de la temperatura del suelo a diferentes profundidades [10]. A profundidades de 4 m la oscilación de la temperatura es muy baja y a 5 m ya es imperceptible [10]. Generalmente las bombas de calor geotérmicas industriales utilizan intercambiadores geotérmicos cerrados verticales con profundidades del orden de 100 m donde la temperatura del suelo es muy constante.

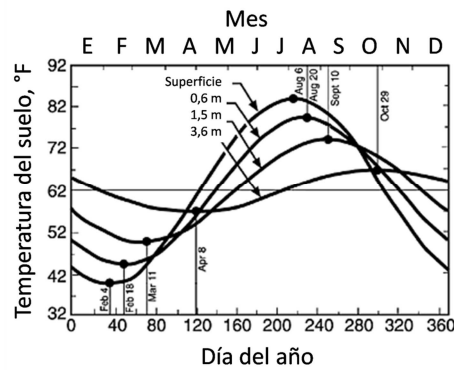


Figura 2.5: Medición de la temperatura del suelo según la profundidad en el estado de Virginia.

2.8.2. Sistemas de almacenamiento térmico (SAT)

En la Figura 2.6, se grafica el potencial de almacenamiento energético para un aporte solar y demanda dados. Esta misma representación se puede extrapolar a semanas, meses, años, obviamente tomando en cuenta las complicaciones que representa cada una de las expectativas temporales [11]. El almacenamiento térmico permite agrandar el campo solar para disminuir el aporte de la caldera durante las horas con y sin radiación solar.

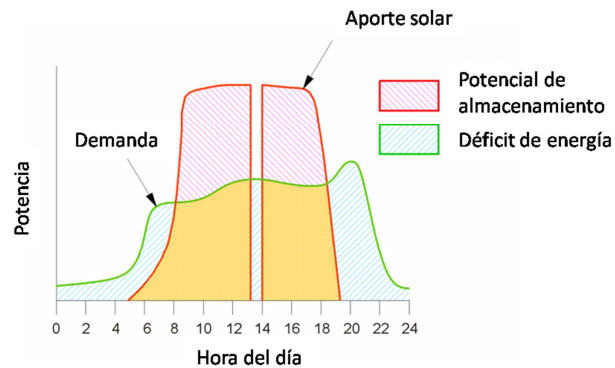


Figura 2.6: Potencial de almacenamiento térmico.

2.9. Costos de instalación de los sistemas auxiliares

Hoy en día existen SSTH, de gran envergadura, con almacenamiento térmico, principalmente para generación de energía eléctrica y calentamiento de agua sanitaria distrital. En cuanto a las bombas de calor geotérmicas, estas son principalmente utilizadas para climatización de ambientes, en este rubro existen algunas combinaciones con colectores solares térmicos y/o placas fotovoltaicas.

2.9.1. Bombas de calor geotérmicas

Las bombas de calor son una tecnología diseñada para recuperar la energía, de baja calidad, muchas veces desechada en los procesos industriales contaminando el ambiente. Estos equipos consumen trabajo mecánico para transformar esta energía en utilizable. [12].

Una bomba de calor es un sistema que permite obtener calor a partir de un foco frío por medio de un ciclo de refrigeración. Las bombas de calor funcionan con un fluido que absorbe energía de baja calidad en un evaporador, luego se aplica trabajo para aumentar la presión y la temperatura del fluido, obteniendo energía utilizable en muchos procesos residenciales o industriales. Estos equipos, al funcionar con un foco caliente y otro frío pueden utilizarse como refrigeradores [13]. En la Figura 2.7 se muestra un ciclo típico de refrigeración.

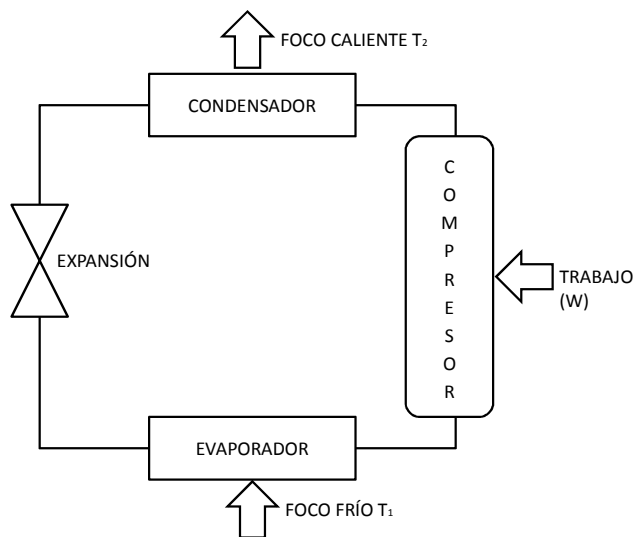


Figura 2.7: Ciclo de refrigeración cerrado.

Los equipos básicos y su función en una bomba de calor son [12]: i) evaporador, permite el traspaso de energía desde la fuente al refrigerante; ii) compresor o absorbedor, aumenta la presión y temperatura del fluido de trabajo (es la única fuente de consumo de energía); iii) condensador, permite el traspaso de energía desde el refrigerante al objetivo, y iv) dispositivo de expansión, permite bajar la presión del refrigerante.

Las bombas de calor se clasifican de acuerdo a la naturaleza de su fuente de energía y ciclo termodinámico. Las fuentes de energía son típicamente agua, aire, geotermia y solar.

De acuerdo al ciclo termodinámico las BC se clasifican en [13]:

Ciclo termodinámico cerrado: Es el ciclo de refrigeración mostrado en la Figura 2.7.

- Re compresión mecánica del vapor: Utiliza directamente el vapor proveniente de algún proceso y le aporta presión y temperatura para ser utilizado en otro proceso. Puede ser totalmente abierto o semi abierto, en el primero no existe ni evaporador ni compresor y en el último existe un condensador.
- Bombas de calor por absorción: Reemplazan el compresor por un absorbedor, el cual utiliza energía térmica y sales que absorben el fluido de trabajo.
- Ciclo Brayton inverso: Recupera sustancias disueltas en gases mediante la compresión y posterior expansión del gas.

Las BCG son bombas de calor donde su fuente/sumidero de energía es la tierra. Para obtener energía térmica de la tierra utilizan un intercambiador de calor geotérmico (ICG), el cual absorbe o entrega energía a/o desde la bomba de calor [14]. En la Figura 2.8 se muestra un diagrama explicativo de una bomba de calor geotérmica para demanda de frío y calor.

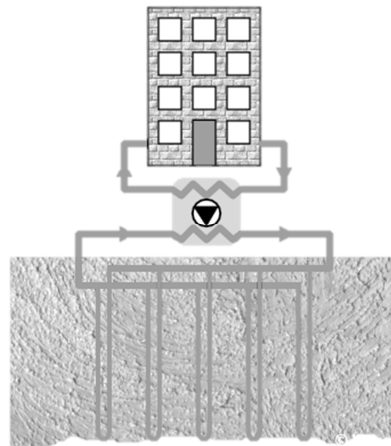


Figura 2.8: Diagrama conceptual de una bomba de calor geotérmica.

Estas bombas de calor alcanzan coeficientes de performance (COP) entre 4 y 5 [15]. En la ecuación 2.1, se define el coeficiente de performance.

$$COP = \frac{\text{Energía térmica entregada}}{\text{Consumo eléctrico en el compresor}} \quad 2.1$$

Las bombas de calor han sido utilizadas los últimos años principalmente para mantener el confort térmico en recintos cerrados ya sea en el área industrial como en el residencial. En Zurich una bomba de calor genera 1,3 MW_t para enfriar la estación de trenes de la ciudad, la fuente de energía es el agua del río Limmat [16]. En la Tabla 2.11, se muestran las bombas de calor geotérmicas instaladas en algunos países de Europa durante el año 2010.

Tabla 2.11: Instalaciones de bombas de calor geotérmicas en Europa durante el 2010 [16].

País	N° de Instalaciones	Energía térmica [MWh_t]
Suecia	378.311	4.005
Alemania	205.150	2.570,1
Francia	151.938	1.671,3
Austria	61.808	729,5

En la Tabla 2.12, se enumeran las empresas líderes en la instalación de esta tecnología [16].

Tabla 2.12: Líderes en instalaciones de bombas geotérmicas en Europa [16].

Compañía	País	Capacidad térmica [kW_t]
Nibe Energy Systems	Suecia	5 a 60
Buderus	Alemania	6 a 91,2
IVT Industrier	Suecia	6 a 70
Thermia Värme AB	Suecia	4 a 45
Ochsner Wärmepumpen	Austria	2 a 1.000
Viessman	Alemania	1,5 a 2.000
Alpha-Innotec	Alemania	6 a 160
Stieble Eltron	Alemania	4 a 67
Waterkotte	Alemania	5 a 1.000
Thermatie Technologies, Marque Sofah	Francia	2,3 a 31
Vaillant	Alemania	1,5 a 64

En Chile se han instalados bombas de calor para uso en calefacción y calentamiento de agua sanitaria. En la Tabla 2.13, se presentan algunos casos.

Tabla 2.13: Instalaciones de bombas de calor en Chile [17].

Ciudad	Proyecto	Tecnología	Aplicación	Demanda	Año
Temuco	Condominio Frankfurt	Central geotérmica distrital (Agua)	Agua sanitaria	34 viviendas 5.500 m ² , calefacción de 148 MWh/año	2009
Santiago, San Bernardo, Maipú y Los Angeles	Edificios ACHS	Bombas de calor con cielos radiativos (Aire)	Calefacción	n.a	n.a.
Puerto Varas	Colegio Alemán	Bomba de calor agua – agua (Agua)	Calefacción	8.500 m ²	2005
Temuco	Edificio Rotterdam	Bomba de calor Aire-agua (Agua)	Calefacción	10.000 m ²	2007
Osorno	Mall Portal Osorno	Bomba de calor agua-agua (Agua)	Calefacción y ventilación	88.000 m ²	2008

2.9.2. Sistemas de almacenamiento térmico

Los almacenamientos térmicos se clasifican de acuerdo a su funcionamiento en directos e indirectos, los primeros utilizan el mismo fluido de trabajo proveniente del campo solar como medio de almacenamiento; los sistemas indirectos utilizan un material diferente para conservar la energía o por lo menos existe un intercambiador de calor entre el campo solar y el SAT [11].

Los SAT pueden funcionar con una o dos estructuras de almacenamiento. La primera forma aprovecha el gradiente de temperatura que se genera dentro de la unidad estructural, estos sistemas se cargan desde la parte inferior y se descargan de la parte superior donde existe la mayor temperatura. Los sistemas con dos estanques se cargan pasando el material de almacenamiento de un estanque a otro recibiendo calor directamente o indirectamente desde el campo solar, luego se descargan realizando la operación inversa.

De acuerdo a la forma de almacenamiento los SAT se pueden clasificar en sistemas de calor sensible, latente y químicos. En la Figura 2.9, se grafica una clasificación detallando la utilización de materiales de cambio de fase (PCM) los cuales son del interés de este trabajo [18].

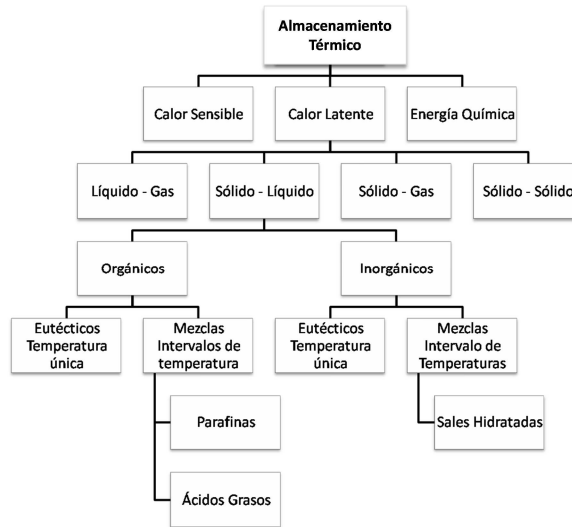


Figura 2.9: Clasificación de los materiales para almacenamiento térmico [18].

La energía se puede almacenar como calor sensible, es decir sin cambio de fase, en algún material líquido o sólido; en el calor latente de un material al cambiar de fase y en alguna reacción química que requiera calor.

En la Figura 2.10, se observan sistemas de almacenamiento térmico utilizados alrededor del mundo, de acuerdo a la capacidad de cada uno y el año de inicio de operación [19].

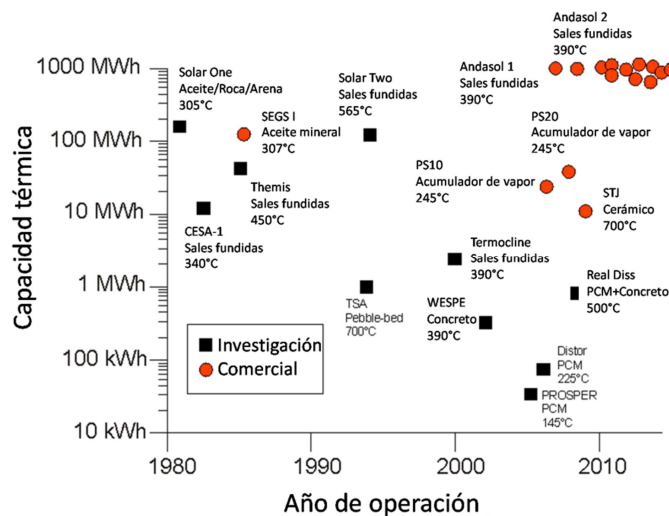


Figura 2.10: Ejemplos de sistemas de almacenamiento térmico en el mundo [19].

3. Selección de tecnologías

El desempeño de cada uno de los SSTH en evaluación en el presente proyecto depende directamente de los equipos a utilizar en el sistema de caldera, solar, de almacenamiento térmico y bomba de calor geotérmica; por lo tanto, para obtener resultados en la evaluación técnica económica cercanos a la realidad, se seleccionan tecnologías presentes hoy en día en el mercado y se utilizan datos técnicos y económicos reales.

La selección de tecnologías justifica la utilización o descarte de una tecnología en el presente proyecto.

A continuación se muestra la selección de equipos para cada uno de los sistemas térmicos. Para el sistema de caldera se selecciona una tecnología que funciona con petróleo o gas natural, por esta razón son sistemas térmicos híbridos.

Los equipos centrales del proyecto son los colectores solares; por lo que se evalúan cuatro tecnologías diferentes en este caso. Para los sistemas de almacenamiento térmico y bomba de calor geotérmica, se selecciona una tecnología.

3.1. Caldera

Para el sistema de caldera se selecciona el equipo LOOS Flame de 3 MW_t; ya que es el mismo equipo seleccionado para el diseño del SSTH de innovatec Ltda para la planta SBL de Codelco Norte. En la Tabla 3.1, se muestran las características técnicas de la caldera, ver catálogo de la caldera en el Anexo C.1. Estas características se extrapolan para potencias mayores.

Tabla 3.1: Datos técnicos caldera [Anexo C.1.].

Potencia térmica [MW_t]	P _b	3
Eficiencia petróleo a 75% de carga	η _b	0,947
Eficiencia petróleo a 50% de carga	η _b	0,949
Eficiencia petróleo a 25% de carga	η _b	0,944
Caída de presión en el lado agua [bar]	ΔP _{b,a}	0,038
Caída de presión petróleo [bar]	ΔP _{b,oil}	0,000075

3.2. Colectores solares

De las tecnologías solares destacadas en los antecedentes, se selecciona un grupo para ser evaluado en el proyecto. La selección de las tecnologías se basa en el análisis previo realizado por Innovatec Ltda. Para la planta SBL de Codelco Norte [1] y la base de datos de tecnologías, ver la base de datos de tecnologías solares en el Anexo B.4. En la Tabla 3.2, se presenta la disponibilidad en el mercado de las tecnologías solares.

Tabla 3.2: Desarrollo de las tecnologías solares en el mercado [Anexo B.4].

Tecnología	Abreviación	Desarrollo
Colector solar de placa plana	FPC	Comercial
Concentrador solar Cilindro parabólico	PTC	Comercial
Concentrador solar Lineal Fresnel	LFC	Comercial
Concentrador solar Campo de Helióstatos	HFC	Semi Comercial
Concentrador solar Disco parabólico	PDR	Prototipos

Las tecnologías de interés para el proyecto son aquellas que hoy en día son sistemas probados y desarrollados comercialmente. Por esta razón los concentradores solares Disco Parabólico no son tomados en cuenta para la evaluación técnico económica.

En la selección de colectores solares realizada por Innovatec Ltda. para una planta de 5 MW_t se descarta la utilización de Colectores de Tubos al Vacío y concentradores solares [3]. En este caso se estudian SSTH de gran envergadura para potencias mayores a 2 MW_t, por lo que los concentradores solares son considerados.

3.2.1. Colector solar plano (FPC)

Para esta tecnología se selecciona el colector solar plano Buderus, el cual es utilizado en el diseño conceptual del SSTH para la planta SBL de Codelco Norte, planta de electroobtención por solventes de 5 MW_t. En la Tabla 3.3, se enumeran las principales características del colector, ver catálogo del colector solar plano Buderus Sks 4.0 s en el Anexo C.2.

Tabla 3.3: Características del colector solar plano Buderus Sks 4.0 s [Anexo C.2].

Eficiencia traspaso térmico	FR	0,85
Transmitancia – Absorción	($\tau\alpha$)	0,86
Pérdidas de energía [W/m²K]	U _L	4,036
Área útil colector [m²]	A _c	2,1

La Figura 3.1 muestra una ilustración del colector solar plano considerado para el presente proyecto.

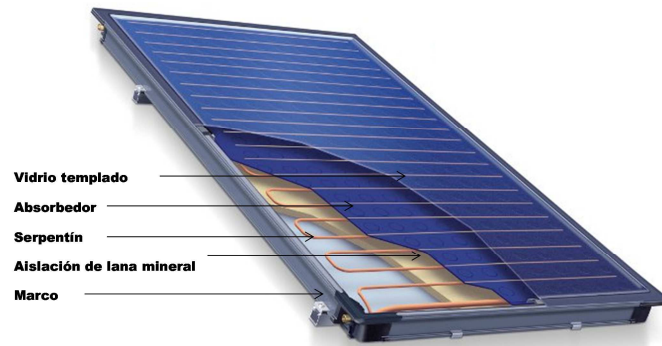


Figura 3.1: Colector solar plano Buderus Sks 4.0s.

3.2.2. Concentrador solar parabólico (PTC)

Para el diseño del campo solar con concentradores parabólicos se utilizan los datos técnicos del colector SKAL-ET 150 desarrollado por la Unión Europea en los campos solares prototipos SEGS [20]. Para el receptor se utilizan los datos técnicos del receptor PTR 70 desarrollado por Schott Solar CSP GmbH. En la Tabla 3.4, se muestran los datos técnicos del colector solar.

Tabla 3.4: Datos técnicos del concentrador solar parabólico SKAL-ET 150 [20].

Máxima velocidad del viento de diseño [m/s]	V_v	31,5
Apertura de la parábola [m]	W_r	5,77
Longitud focal [m]	F	1,71
Ángulo de llanta [rad]	Ψ_r	1,40
Longitud del colector [m]	L_c	12
Coefficiente de concentración solar	CCS	82
Área colector [m²]	A_c	207,7
Reflectividad	ρ_c	0,9

La Tabla 3.5, enumera las propiedades del receptor, ver catálogo del receptor en el Anexo C.3.

Tabla 3.5: Receptor al vacío Schott PTR 70 [Anexo C.3].

Transmitancia	τ	0,965
Abosorción	α	0,95
Emitancia	ε	0,095
Pérdidas de calor 300 ° C [W/m]	U'_L	125
Longitud efectiva del receptor [m]	L_R	11,52
Presión absoluta de operación [bar]	P_{op}	40
Diámetro absorbedor [m]	D_{abs}	0,07
Área absorbedor [m²]	A_{abs}	2,533
Diámetro cobertura [m]	D_R	0,125

En la Figura 3.2, se muestra una fotografía de una línea de colectores SKAL-ET 150.

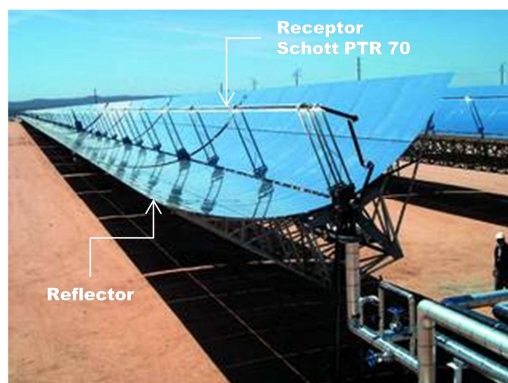


Figura 3.2: colector parabólico SKAL-ET 150.

3.2.3. Concentrador solar Lineal Fresnel (LFC)

El campo solar con colectores solares Lineal Fresnel se diseña con los datos técnicos del producto ofrecido por Industrial Solar GmbH. Estos colectores utilizan el receptor Schott PTR 70, referido anteriormente. Las especificaciones técnicas del colector Fresnel se detallan en la Tabla 3.6, ver catálogo del concentrador solar en el Anexo C.4.

Tabla 3.6: Datos técnicos del colector solar Lineal Fresnel LF 11 [Anexo C.4].

Largo módulo básico [m]	L_c	4,06
Ancho módulo básico [m]	W_c	7,5
Área módulo básico [m²]	A_c	22
Altura del receptor [m]	h_R	4
Altura de reflectores al piso [m]	h_c	0,5

El diagrama del concentrador solar considerado para el presente proyecto, se muestra en la Figura 3.3.

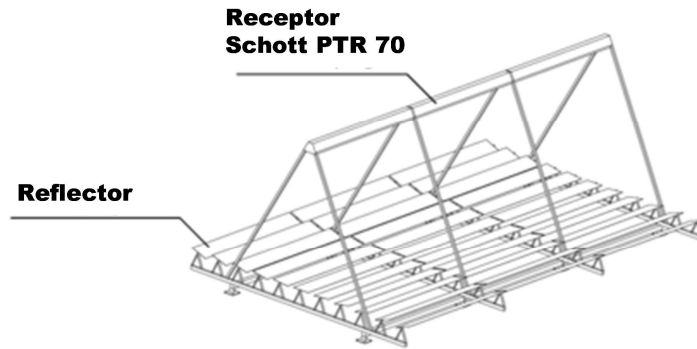


Figura 3.3: Concentrador solar Lineal Fresnel LF 11.

3.2.4. Concentrador solar Campo de Heliostatos (HFC)

En el diseño del campo solar de Torre y Heliostatos se consideran los datos técnicos del heliostato de ToughTrough y los datos medidos en la planta solar PS10 de Solucar para el Receptor de Torre y la transmitancia atmosférica [21]. En la Tabla 3.7, se muestran las especificaciones técnicas del heliostato, ver catálogo del equipo en el Anexo C.5.

Tabla 3.7: Datos técnicos del heliostato de ToughTrough [Anexo C.5].

Longitud Heliostato [m]	L_c	14
Ancho reflector [m]	W_c	3
Área reflectores [m²]	A_c	160
Reflectividad	ρ	0,96

Debido a la falta de imágenes del heliostato ToughTrough, se emplea el diagrama de la Figura 3.4 como ejemplo.

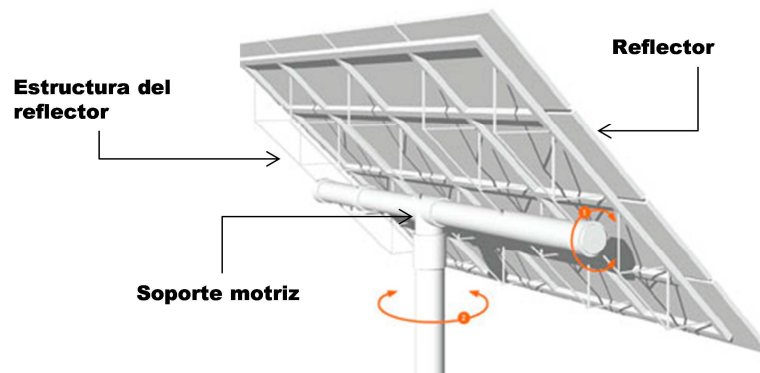


Figura 3.4: Diagrama de un heliostato tipo.

En la Tabla 3.8, se enumeran los valores de eficiencia de la reflexión, recepción y absorción de la radiación medidos en la planta PS 10 de Almería.

Tabla 3.8: Eficiencia promedio anual relacionada con la reflexión, recepción y absorción de la radiación de la planta PS10 [21]

Eficiencia por desborde de la radiación	η_i	0,94
Eficiencia en el receptor	η_R	0,99
Eficiencia por transferencia de calor	FR	0,98
Eficiencia por sombras y bloqueo	$\eta_{s,b}$	0,95

En la Figura 3.5, se muestra un diagrama de un campo solar de heliostatos. En el esquema se ejemplifican las pérdidas por sombra y bloqueo y por desborde de la radiación.

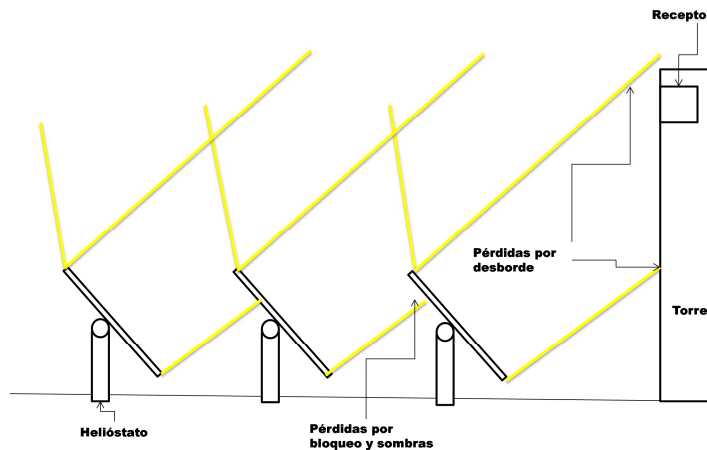


Figura 3.5: Diagrama de una planta solar de heliostatos.

3.3. Sistema de almacenamiento térmico

La Tabla 3.9, muestra el estado en el mercado de los sistemas SAT utilizados alrededor del mundo, ver el resumen de la base de datos en el Anexo B.4.

Tabla 3.9: Resumen sistemas de almacenamiento térmico [Anexo B.4].

Almacenamiento	Temperatura de trabajo [°C]	Desarrollo
Sales fundidas	285 - 550	Comercial
Concreto	244 - 305	Prototipo
Cerámicas moldeables	300 - 390	Prototipo
PCM	Hasta 350	Prototipo
Generador de vapor	Hasta 550	Comercial
Agua	50 - 95	Comercial

De acuerdo a los alcances del proyecto aquellos sistemas que se encuentran en el principio de su desarrollo no son considerados. El generador de vapor es descartado debido a que es el de mayor costo de los sistemas consultados, son sistemas con eficiencias bajas y aún no han sido probados para más de una hora de funcionamiento, ver base de datos de sistemas de almacenamiento térmico en el Anexo B.2. Finalmente se evalúa un sistema de almacenamiento de calor sensible en agua, con un estanque aislado e intercambiadores de calor externos, en la Figura 3.6, se ilustra el diseño conceptual del estanque.

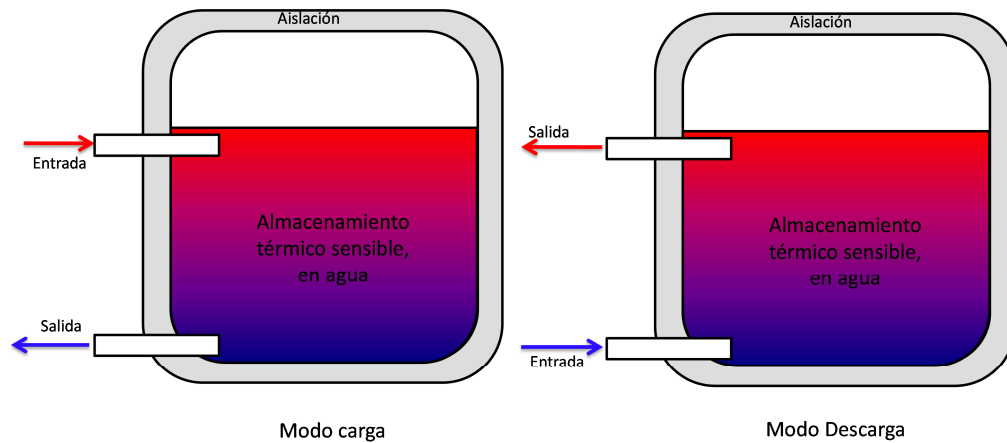


Figura 3.6: Estanque de almacenamiento térmico indirecto mediante agua.

3.4. Bomba de calor geotérmica

Para el diseño conceptual de este sistema se seleccionó una bomba de calor de compresión mecánica y un intercambiador geotérmico vertical de tubos "U" con cañerías de polietileno rodeadas por concreto. Este es el sistema comúnmente utilizado de acuerdo a la revisión de antecedentes, ver la base de datos de bombas de calor geotérmicas en el Anexo B.3. Se selecciona un intercambiador térmico vertical ya que son el sistema más eficiente y permite obtener energía a un nivel constante. En la Figura 3.7, se ilustra el diseño conceptual del intercambiador geotérmico vertical.

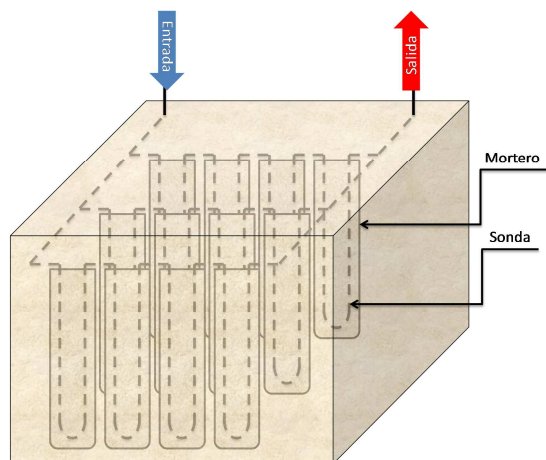


Figura 3.7: Diseño conceptual del intercambiador geotérmico.

En la Tabla 3.10, se muestran especificaciones de la bomba de calor, ver catálogo de la bomba de calor en el Anexo C.6.

Tabla 3.10: Datos técnicos de la bomba de calor agua – agua CIAT [Anexo C.6].

Refrigerante	R-134 A
Potencia frigorífica neta [kW]	1.164
Potencia absorbida neta compresor [kW]	258
Compresor doble tornillo hermético accesible	Cantidad 2
Evaporador multitubular de expansión sin tensión	Cantidad 1
Flujo másico máximo por evaporador [kg/s]	m_{vap} 81
Condensador multitubular	Cantidad 2
Flujo másico máximo por condensador [kg/s]	m_c 80
Presión de trabajo en evaporador y condensador [bar]	P_f 10

4. Metodología de diseño SSTH base

4.1. Diagrama de flujo del SSTH base

De acuerdo al proyecto para la planta SBL de Codelco norte, el diagrama de flujo del sistema solar térmico híbrido base que se evalúa en el presente proyecto, para diferentes tecnologías solares, se muestra en la Figura 4.1, donde: i) CST es el campo solar térmico, y ii) IC es un intercambiador de calor.

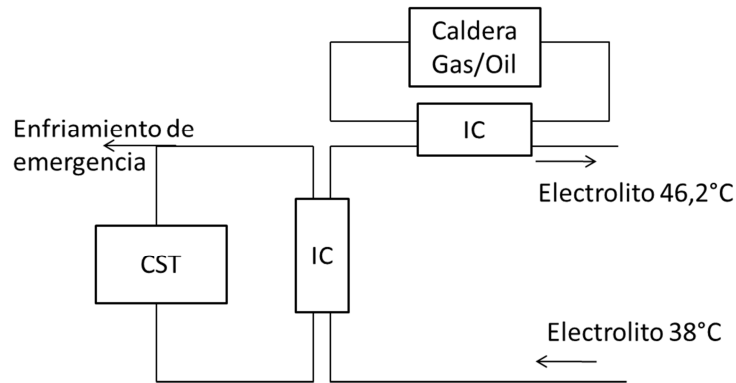


Figura 4.1: Sistema térmico híbrido base.

El flujo de electrolito recibe calor desde los colectores solares, de la caldera o de ambos, dependiendo del aporte solar del momento. La eficiencia del sistema depende del circuito solar y de la caldera. A continuación se desarrolla una metodología de cálculo de los distintos equipos que participan en el sistema térmico híbrido.

4.2. Metodología de cálculo del campo solar

Para obtener el tamaño necesario del campo solar para una cierta potencia y factor de potencia, es necesario conocer la eficiencia de cada uno de los colectores térmicos. Conociendo además los valores de la radiación en la localidad de diseño, se obtiene el tamaño del campo solar y es posible dimensionar el circuito completo.

4.2.1. Ángulos solares

La superficie de absorción solo es capaz de transformar en energía térmica la porción normal de la radiación. Por esta razón es fundamental determinar los ángulos relacionados con los rayos solares que llegan a la superficie terrestre en la localidad para la cual se diseña la planta solar. La Figura 4.2, ilustra el hemisferio norte y los ángulos solares sobre el sistema de referencia (O) [24].

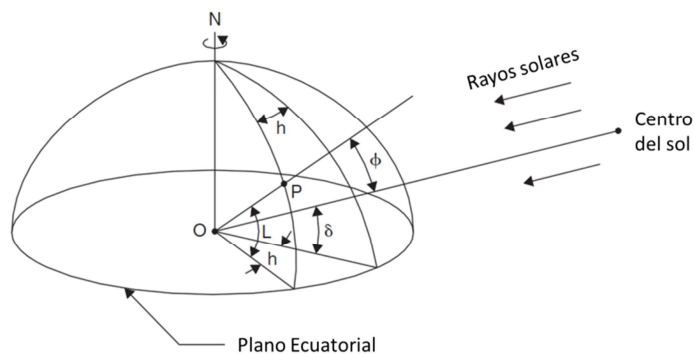


Figura 4.2: Ángulos solares.

En la Figura 4.2, se distinguen cinco datos importantes para el diseño de la planta solar, i) P es la localidad; ii) L es la latitud del punto P; iii) δ es la declinación solar debida a la inclinación del eje de la tierra respecto al sol y su movimiento de traslación; iv) h es el ángulo horario debido a la rotación terrestre, y v) θ es la altitud del sol respecto a la normal de la superficie terrestre en el punto P a una hora determinada.

La declinación solar no depende de la localidad específica y se estima como promedio mensual. En la Tabla 4.1, se presenta la declinación solar promedio mensual para cada mes del año [24].

Tabla 4.1: Declinación solar promedio mensual [24].

Mes	Día promedio del mes		
	Fecha	Número del día	Declinación solar δ [rad]
Enero	17	17	-20,92
Febrero	16	47	-12,95
Marzo	16	75	-2,42
Abril	15	105	9,41
Mayo	15	135	18,79
Junio	11	162	23,09
Julio	17	198	21,18
Agosto	16	228	13,45
Septiembre	15	258	2,22
Octubre	15	288	-9,60
Noviembre	14	318	-18,91
Diciembre	10	344	-23,05

La tierra rota alrededor de su eje aproximadamente 15 °/h y el ángulo horario es nulo para cada localidad a las 12 h solar. De esta manera se determina la hora solar aparente (AST) para cada localidad en función de la hora estándar local (LST). A continuación se muestran los pasos para calcular la hora solar aparente.

Con la ecuación 4.1, se calcula el coeficiente de la ecuación del tiempo, B, para un día promedio, N, de cada mes.

$$B = \frac{360}{364} \cdot (N - 81) \text{ [}^\circ\text{]} \quad 4.1$$

La ecuación 4.2, es la ecuación del tiempo, ET.

$$ET = 9,87 \cdot \text{seno}(2 \cdot B) - 7,53 \cdot \cos(B) - 1,5 \cdot \text{seno}(B) \text{ [h]} \quad 4.2$$

La ecuación 4.3, muestra cómo se calcula la hora solar aparente de acuerdo a los siguientes datos de la localidad de diseño: i) la hora estándar local; ii) la longitud estándar, SL; iii) la longitud local, LL; iv) el promedio mensual de la ecuación del tiempo, y v) el ahorro energético entre marzo y septiembre, DS.

$$AST = LST + ET \pm 4 \cdot (SL - LL) - DS [h] \quad 4.3$$

Conociendo la hora estándar local, con la ecuación 4.4 se calcula el ángulo horario del sol, para cada intervalo de tiempo.

$$h = (AST - 12) \cdot 15 [^\circ] \quad 4.4$$

Con los valores de los ángulos solares respecto al origen, O, en el centro de la tierra, se calculan los ángulos solares respecto al sistema de referencia de una localidad P, como la que se muestra en la Figura 4.3.

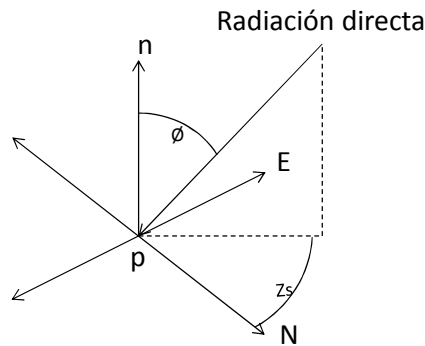


Figura 4.3: Ángulos solares en una localidad P.

En la ecuación 4.5, se muestra el cálculo del ángulo de altitud [24] y en la ecuación 4.6, el ángulo de azimut solar, Z_s [24].

$$\cos(\phi) = \text{seno}(L) \cdot \text{seno}(\delta) + \cos(L) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(h) \quad 4.5$$

$$\text{seno}(Z_s) = \frac{\cos(\delta) \cdot \text{seno}(h)}{\text{seno}(\phi)} \quad 4.6$$

4.2.2. Radiación incidente en una superficie inclinada

Los datos horarios de radiación global se obtienen de las mediciones realizadas por el Ministerio de Energía y la cooperación internacional alemana (GIZ) [22] cada diez minutos en San Pedro de Atacama durante el 2011.

Los datos disponibles de radiación se miden en una superficie horizontal a la superficie terrestre, por lo que se cuantifica solamente la radiación normal a la tierra en la localidad de diseño. De esta manera la radiación solar global disponible, H_G , se calcula con la ecuación 4.7, donde: H_{GH} es la radiación global horizontal medida [24].

$$H_G = \frac{H_{GH}}{\cos(\theta)} \quad 4.7$$

Para una superficie inclinada un ángulo β sobre la superficie terrestre el ángulo de incidencia de la radiación, θ , es distinto a la altitud solar.

El ángulo de incidencia se forma entre la normal a la superficie de absorción y la radiación solar. Depende de: i) de la posición de los colectores de acuerdo al plano terrestre; ii) del ángulo azimutal de los colectores, z_c , y iii) de la inclinación respecto al plano, β , y si es fija o si está en permanente movimiento (tracking solar). En la Figura 4.4, se presentan los ángulos antes mencionados para una superficie dada.

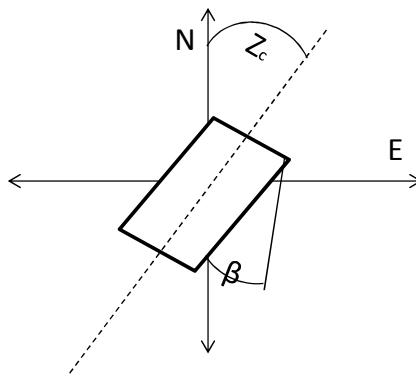


Figura 4.4: Ángulos relacionados con el diseño del campo solar.

Con la información anterior se define el vector unitario de la normal a la superficie donde se quiere transformar la energía, \vec{n} , y el de la radiación disponible. Con la ecuación 4.8, se calcula el vector unitario de la radiación global, \vec{i}_G .

$$\vec{i}_G = \begin{pmatrix} \text{Seno}(\theta) \cdot \text{Cos}(Z_s) \\ \text{Cos}(\theta) \\ \text{Seno}(\theta) \cdot \text{Seno}(Z_s) \end{pmatrix} \quad 4.8$$

En la ecuación 4.9, se presenta el vector unitario de la normal a la superficie.

$$\vec{n} = \begin{pmatrix} \text{Seno}(\beta) \cdot \text{Cos}(Z_c) \\ \text{Cos}(\beta) \\ \text{Seno}(\beta) \cdot \text{Seno}(Z_c) \end{pmatrix} \quad 4.9$$

La radiación incidente es la proyectada sobre el vector normal; por lo tanto, el ángulo de incidencia se calcula con la ecuación 4.10.

$$\begin{aligned} \cos(\theta) &= \langle \vec{i}_G | \vec{n} \rangle & 4.10 \\ &= \text{Seno}(\phi) \cdot \text{Cos}(Z_s) \cdot \text{Seno}(\beta) \cdot \text{Cos}(Z_c) + \text{Cos}(\phi) \cdot \text{Cos}(\beta) \\ &\quad + \text{Seno}(\phi) \cdot \text{Seno}(Z_s) \cdot \text{Seno}(\beta) \cdot \text{Seno}(Z_c) \end{aligned}$$

La radiación incidente se calcula con la ecuación 4.11.

$$H_i = H_G \cdot \text{Cos}(\theta) \quad 4.11$$

4.2.3. Recurso solar y climatología del lugar

Para diseñar los sistemas híbridos del estudio se elige la ciudad de Calama. En la Tabla 4.2, se presenta el punto cardinal de dicha ciudad.

Tabla 4.2: Datos cardinales de la localidad de Calama.

Latitud [°]	L	22,46
Longitud estándar [°]	LS	-68,92
Longitud local [°]	LL	-60,00

En la Figura 4.5, se muestran los valores de radiación global horizontal (H_{GH}) promedio en San Pedro de Atacama [22]. Esta localidad se encuentra a 90 km de distancia al sudeste de la ciudad de Calama, lugar escogido para el desarrollo del presente proyecto, y a una altitud de 2.450 m sobre el nivel del mar, 100 m más alta que dicha ciudad. Se considera que la distancia y la diferencia de altura de las localidades es despreciable; por lo que los datos de radiación medidos en San Pedro de Atacama son representativos para la ciudad de Calama.

Puesto que las mediciones de radiación son para cada diez minutos, los siguientes cálculos se realizan para cada intervalo de tiempo.

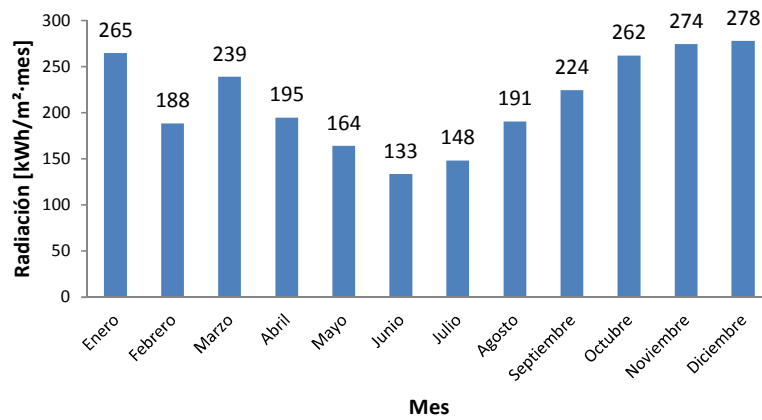


Figura 4.5: Promedio de la radiación global horizontal medida en San Pedro de Atacama para cada mes durante el año 2011.

Para no presentar todos los valores que se manejan en el proyecto y confundir al lector, se presentan los datos horarios para los meses de noviembre, por tener una radiación elevada, febrero, por tener una nubosidad alta y julio o junio, por ser meses con baja radiación. En la Figura 4.6, se grafica la radiación global horizontal en cada hora de un día promedio de los meses febrero, julio y noviembre.

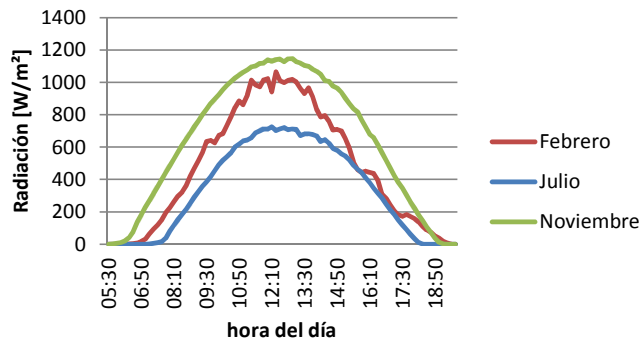


Figura 4.6: Promedio horario de la radiación global horizontal medida en San Pedro de Atacama durante el año 2011.

Con la ecuación 4.7, se calcula la radiación global disponible en la ciudad de Calama empleando los datos medidos para la localidad de San Pedro de Atacama. En la Figura 4.7, se grafica la radiación global disponible promedio para cada mes.

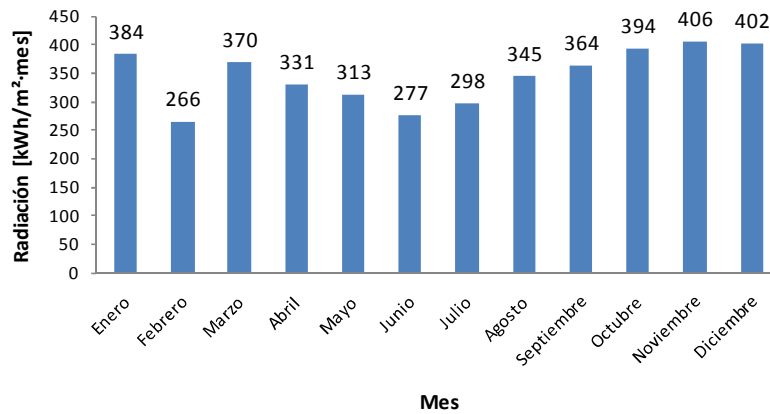


Figura 4.7: Promedio mensual de la radiación global disponible en Calama.

En la Figura 4.8, se presenta la radiación global horaria promedio para los meses de febrero, julio y noviembre, calculada con los datos de localidad de Calama.

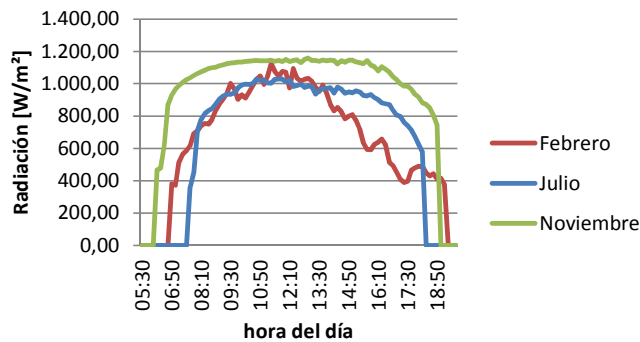


Figura 4.8: Promedio horario de la radiación global en Calama durante los meses de febrero, julio y noviembre.

Debido a que las mediciones de radiación difusa no son suficientemente confiables, se utiliza el siguiente modelo para calcular el porcentaje de radiación difusa.

La ecuación 4.12, muestra cómo se calcula la radiación extraterrestre, H_0 , en una superficie normal a la radiación del sol [24], donde: la constante solar es 1.366 W/m^2 y N es el número del día para el cual se calcula la radiación extraterrestre.

$$H_0 = 1.366 \cdot \left(1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{360 \cdot N}{365}\right) \right) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad 4.12$$

Al igual que para la declinación solar, se utiliza el día promedio de cada mes para calcular la radiación extraterrestre. En la Figura 4.9, se muestra la radiación extraterrestre mensual promedio para una superficie normal a la radiación.

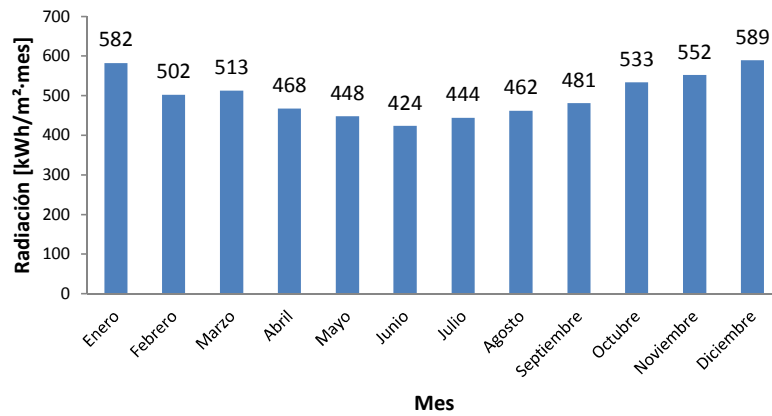


Figura 4.9: Radiación extraterrestre promedio mensual.

Con la radiación extraterrestre y la medida en San Pedro de Atacama se calcula la transparencia de la atmósfera en San Pedro de Atacama. La ecuación 4.7, muestra el cálculo la transparencia atmosférica, K_T .

$$K_T = \frac{H_G}{H_0} \quad 4.13$$

La ecuación 4.14, es una correlación empírica entre la radiación difusa, H_D , y la transparencia atmosférica [24].

$$\frac{H_D}{H_G} = 1,39 - 4,03 \cdot K_T + 5,53 \cdot K_T^2 - 3,11 \cdot K_T^3 \quad 4.14$$

De esta manera se obtiene el porcentaje de radiación difusa. En la Figura 4.10, se grafica el promedio diario mensual del porcentaje de radiación difusa en la ciudad de Calama.

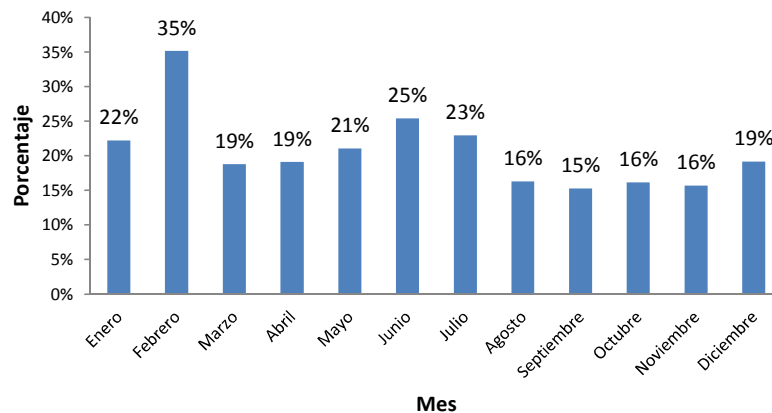


Figura 4.10: Porcentaje de radiación difusa promedio mensual en Calama.

En la Figura 4.11, se grafica el promedio horario del porcentaje de radiación difusa durante los meses de febrero, junio y noviembre, calculado para la ciudad de Calama.

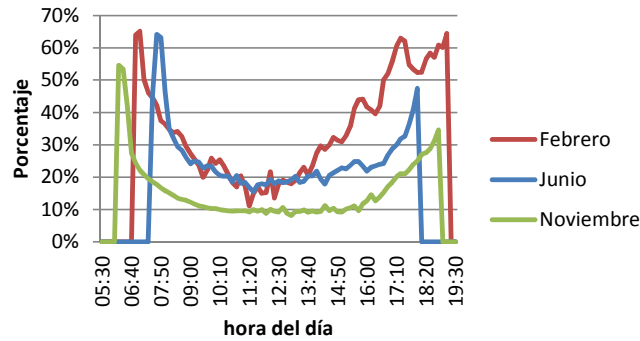


Figura 4.11: Promedio horario del porcentaje de radiación difusa durante los meses de febrero, junio y noviembre calculado para la ciudad de Calama.

Restando el porcentaje de radiación difusa a la radiación global, se obtiene la radiación directa que se muestra en la Figura 4.12.

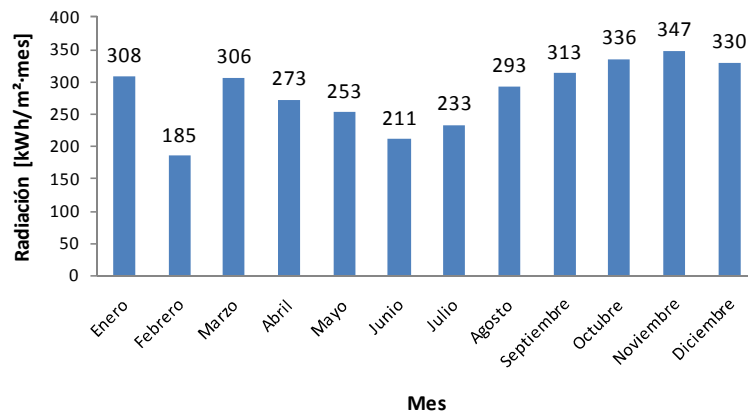


Figura 4.12: Radiación directa mensual promedio disponible en Calama.

En la Figura 4.13, se grafican los resultados de la radiación global directa, para cada diez minutos durante los meses de febrero, junio y noviembre.

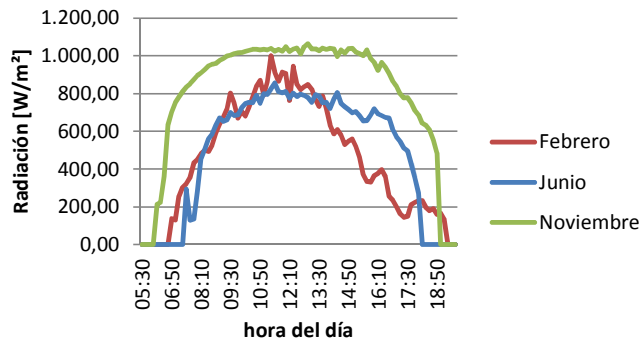


Figura 4.13: Promedio horario de la radiación global directa en Calama durante los meses de febrero, junio y noviembre.

En la Figura 4.14, se muestran los valores promedio, máximo y mínimo de la temperatura ambiente medidos en San Pedro de Atacama durante el 2011. Se utilizan los datos para ésta localidad debido a que se requería mediciones para cada diez minutos y así coordinarlos con los datos de radiación.

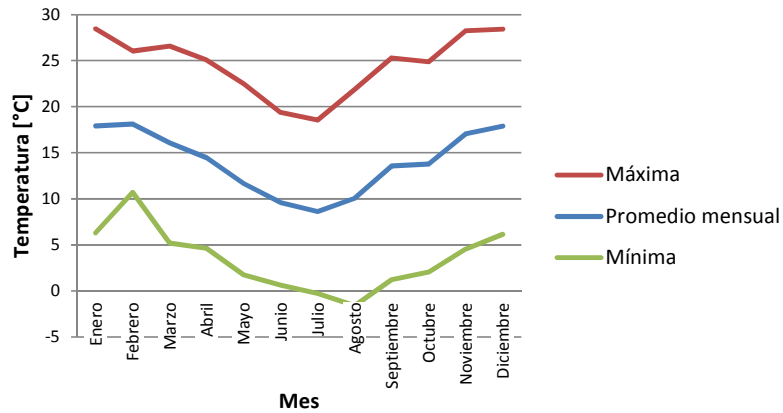


Figura 4.14: Temperatura ambiente promedio, máxima y mínima mensual medida en San Pedro de Atacama durante el año 2011.

En la Figura 4.15, se muestra el promedio horario de la temperatura ambiente, para los meses de febrero, junio y noviembre.

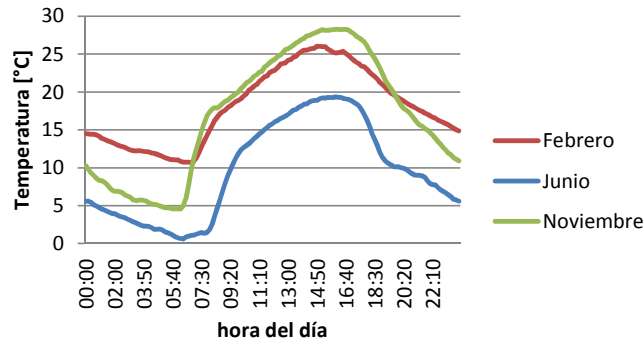


Figura 4.15: Promedio horario de la temperatura ambiente medido en San Pedro de Atacama durante el año 2011 para los meses de febrero, junio y noviembre.

4.2.4. Balance térmico en un colector solar

Este método permite calcular el aporte energético en un colector solar por un intervalo de tiempo. Para transferir energía térmica al fluido de trabajo, los colectores solares requieren una radiación mínima, que supere las pérdidas térmicas propagadas al ambiente.

En la ecuación 4.15, se expresa el balance térmico de un colector solar [24], donde: i) A_c es el área total de absorción de los elementos colectores; ii) α es la absorción; iii) τ la transmitancia; iv) U_L el coeficiente de transferencia térmico entre el colector solar y el ambiente; v) $T_{s,c}$ la temperatura de salida de los colectores; vi) T_o la temperatura ambiente, y vii) FR es la eficiencia de transferencia del calor del colector. Para que un colector solar transfiera energía útil al fluido de trabajo la radiación incidente debe superar la radiación incidente crítica, I_{tc} , que se calcula con la ecuación 4.16, cuando el aporte térmico q_c es nulo. La ecuación 4.17, es la suma del aporte térmico de los colectores del campo solar, donde N_c es el número de colectores.

$$q_c = A_c \cdot FR \cdot (\alpha \cdot \tau \cdot I_t - U_L \cdot (T_f - T_o)) \quad 4.15$$

$$I_{tc} = U_L \cdot \frac{T_f - T_o}{\alpha \cdot \tau} \quad 4.16$$

$$Q_c = N_c \cdot q_c \quad 4.17$$

Con la energía calórica por colector, q_c , y la radiación disponible, se calcula la eficiencia térmica por colector con la ecuación 4.18.

$$\varepsilon_{FPC} = \frac{q_c}{H_G \cdot A_c} \quad 4.18$$

4.2.5. Eficiencia térmica de colectores FPC

Los colectores solares planos constan de: i) una o dos etapas de vidrios que permiten la entrada de la radiación, impiden la salida de la radiación reflejada en el receptor y aíslan térmicamente la cara frontal del colector del ambiente; ii) una placa de absorción de la radiación, donde se transforma la energía solar a térmica; iii) una tubería de circulación del fluido de trabajo, donde se transfiere la energía del absorbedor al fluido; iv) una capa de aislación posterior, y v) un marco que sostiene los componentes del colector. En la Figura 4.16, se ilustra el funcionamiento de un colector solar FPC.

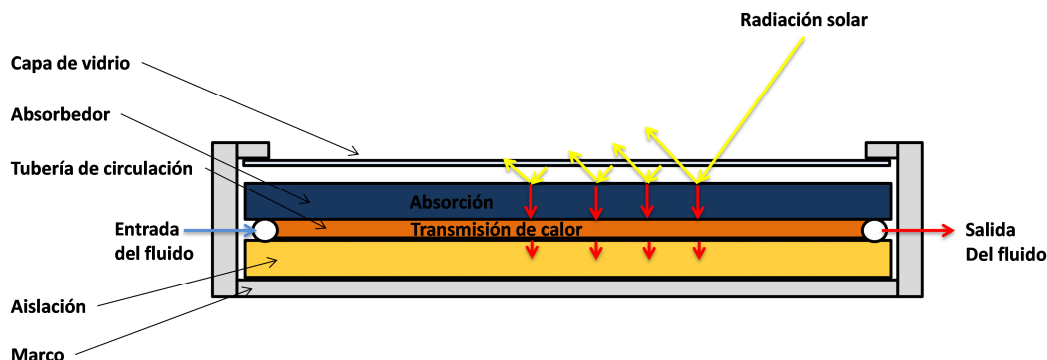


Figura 4.16: Diagrama explicativo del un colector solar FPC.

Para el diseño del campo solar se utilizan los resultados obtenidos en el estudio para la planta SBL de Codelco Norte [3]. En la Tabla 4.3, se muestran los valores de temperatura de entrada y salida de los colectores.

Tabla 4.3: Operación del fluido de trabajo de colectores.

Fluido de trabajo Etilen Glicol		
Temperatura de entrada [°C]	$T_{e,c}$	53
Temperatura de salida [°C]	$T_{s,c}$	98

Con la ecuación 4.19, se calcula la temperatura media dentro de los colectores.

$$T_{m,c} = \frac{T_{e,c} + T_{s,c}}{2} = \frac{53 + 98}{2} = 75,5 [^{\circ}C] \quad 4.19$$

Para determinar la posición óptima de los colectores se siguen los siguientes pasos: i) con la ecuación 4.10, se determina el ángulo de incidencia de la radiación en los colectores para cada intervalo de tiempo; ii) con el ángulo de incidencia, la temperatura media, las características del colector y la ecuación 4.15, se calcula el balance térmico del colector para cada intervalo de tiempo; iii) con la ecuación 4.18, se determina la eficiencia del colector para cada intervalo de tiempo, y iv) modificando el ángulo de orientación, z_c , se busca la posición óptima del campo solar, luego se realiza el mismo procedimiento para determinar el ángulo de inclinación, β .

La Figura 4.17, muestra la eficiencia energética anual para diferentes ángulos de orientación y una inclinación de 20° . El óptimo es en una orientación norte de 0° respecto al eje.

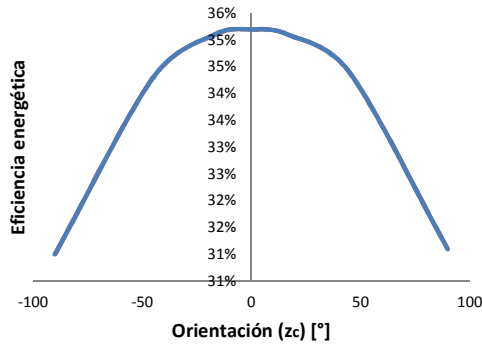


Figura 4.17: Eficiencia energética en relación al ángulo de orientación.

En la Figura 4.18, se muestra el análisis para una orientación de 0° norte variando el ángulo de inclinación. El óptimo es de una eficiencia energética de 35% a 21° de inclinación.

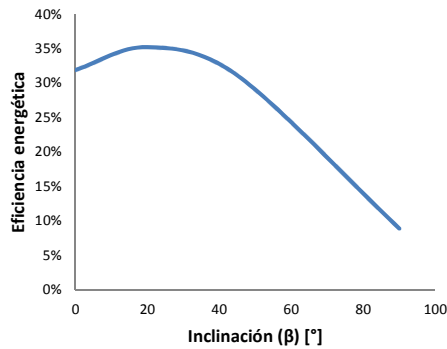


Figura 4.18: Eficiencia energética en función del ángulo de inclinación del colector.

En la Figura 4.19, se grafica el balance térmico promedio mensual por colector plano para la orientación óptima antes determinada.

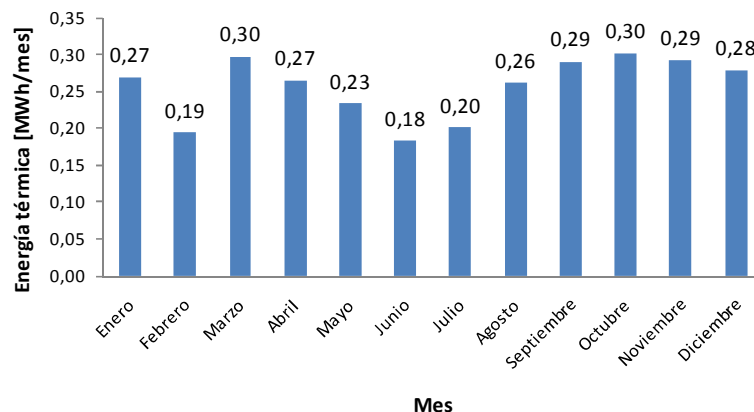


Figura 4.19: Energía térmica promedio mensual por colector solar plano en Calama.

En la Figura 4.20, se presenta el balance energético de un colector solar plano, en la posición óptima determinada.

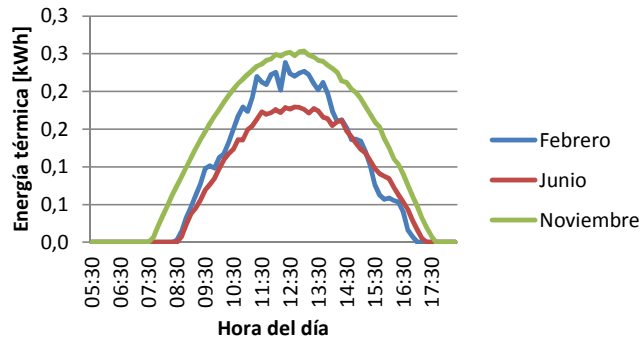


Figura 4.20: Promedio horario de energía térmica entregada por un colector solar plano en Calama.

En la Figura 4.21, se muestra la eficiencia térmica de la tecnología de colectores solares planos.

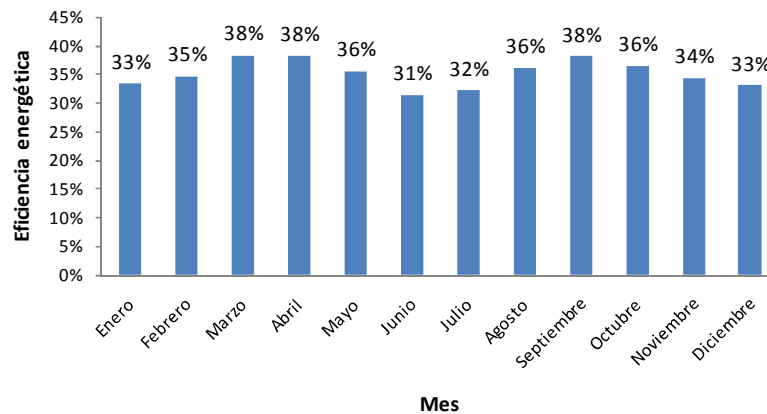


Figura 4.21: Eficiencia térmica mensual de los colectores FPC.

En la Figura 4.22, se muestra el promedio horario de la eficiencia térmica de un colector solar plano.

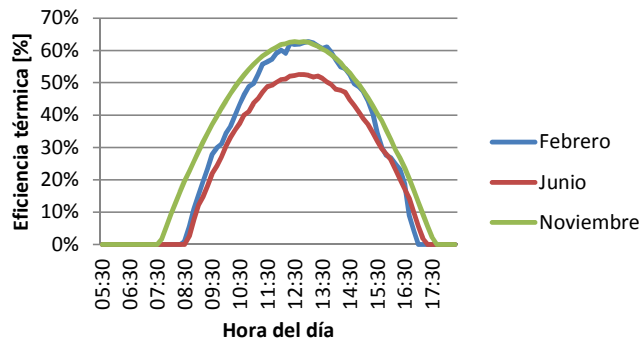


Figura 4.22: Promedio horario de la eficiencia térmica de un colector solar plano.

Debido a que en este caso los colectores planos no realizan un seguimiento del sol, la eficiencia térmica sigue una curva parecida a una parábola. La cual comienza alrededor de las 8:00 am, llega a su pick al medio día y termina en 0% cerca de las 17:30. Si bien el pick de la eficiencia térmica (55%) es alto, el efecto de la parábola genera que el promedio diario (35%) sea bajo. Se observa que el efecto de la nubosidad es despreciable; ya que las curvas casi no tienen oscilaciones durante el día.

4.2.6. Eficiencia térmica concentrador PTC

El concentrador cilindro parabólico utiliza un reflector móvil en forma de parábola, el cual permite concentrar la radiación solar a lo largo del foco del cilindro parabólico, donde se encuentra el receptor. En la Figura 4.23, se ilustra el funcionamiento básico de un concentrador PTC.

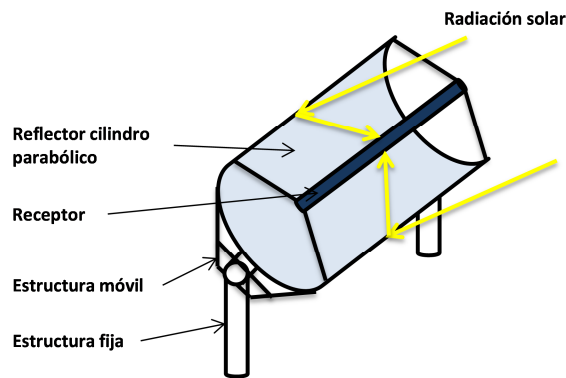


Figura 4.23: Diagrama explicativo de un concentrador PTC.

Este diseño de colector solar permite concentrar gran cantidad de radiación sobre el receptor en un área casi totalmente continua, a demás el absorbedor está cerca del reflector lo que disminuye las pérdidas en la reflexión.

El receptor que emplea este colector solar es un tubo al vacío dentro del cual está el absorbedor de radiación y una cañería para la circulación del fluido. En la Figura 4.24, se muestra una ilustración del receptor de tubo al vacío.

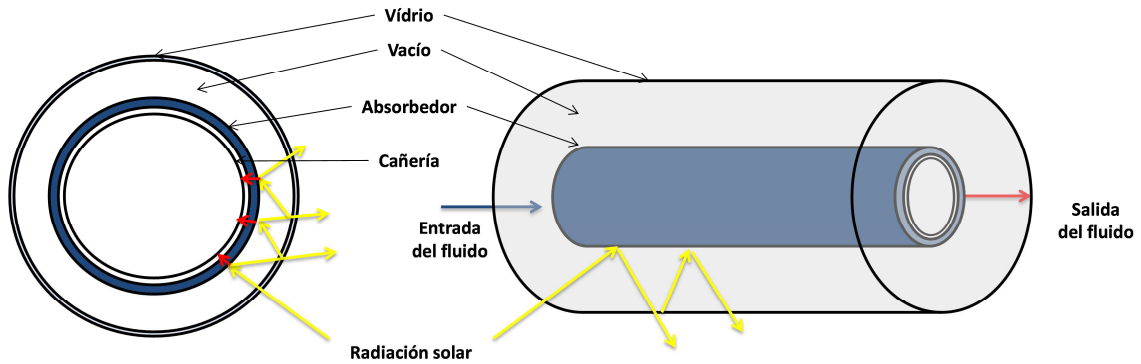


Figura 4.24: Receptor de tubo al vacío.

En la Tabla 4.4, se presentan los valores de temperatura de entrada y salida del fluido de trabajo de los colectores. Los concentradores solares generalmente operan con una diferencia de temperatura de 100 °C, ver Anexo B.1.

Tabla 4.4: Operación del fluido de trabajo en los colectores PTC.

Aceite térmico Thermia B		
Temperatura de entrada [°C]	$T_{e,c}$	53
Temperatura de salida [°C]	$T_{s,c}$	153
Temperatura media [°C]	$T_{m,c}$	103

Para el caso de los colectores cilindro-parabólicos el ángulo de incidencia cambia respecto al de los FPC debido a la geometría del colector ya que deben realizar un seguimiento o tracking solar. Para el caso de concentradores solares debe tomarse en cuenta que solo la radiación directa es utilizable, por lo que debe restarse el porcentaje de radiación difusa medido para la ciudad de Calama.

Existen cuatro posibilidades de seguimiento o tracking del sol: i) total, con dos grados de libertad; ii) con un grado de libertad, paralelo al eje N-S; iii) con un grado de libertad, paralelo al eje E-O, y iv) con un grado de libertad de este a oeste, paralelo a un eje rotado en el plano terrestre respecto al eje N-S. Los PTC utilizan un tracking de un grado de libertad y el más eficiente es aquel que es paralelo al eje N-S [25]. Para este tipo de configuración el ángulo de incidencia se calcula con la ecuación 4.20 [24].

$$\cos(\theta) = \sqrt{\cos(\phi)^2 + \cos(\delta)^2 \cdot \text{seno}(h)^2} \quad 4.20$$

Para los concentradores solares, la eficiencia óptica es distinta a la del colector plano, debido a que existe una etapa de reflexión antes de la absorción de la radiación y su posterior transformación en energía térmica. Por esta razón se deben agregar las pérdidas por reflectividad de los espejos, sombras y bloqueos entre los componentes del equipo. En la ecuación 4.21, se calcula el área pérdida A_L por el llamado "end effect" o efecto de borde, la ecuación 4.22, muestra el coeficiente geométrico K_L para calcular la eficiencia óptica, η_o , de la ecuación 4.23 [24]. El cálculo de la eficiencia óptica supone una intercepción perfecta de los rayos solares, ya que se utilizan colectores parabólicos largamente probados y que no especifican este valor en su hoja técnica. Para el cálculo del "end effect", se utilizan los valores geométricos del colector solar seleccionado: i) W_r es la apertura de la parábola, y ii) f es el largo focal, ambos especificados en los datos técnicos del colector SKAL-ET 150 [20].

$$A_L = f \cdot W_r \cdot \left(1 + \frac{W_r^2}{48 \cdot f^2}\right) = 1,71 \cdot 5,77 \cdot \left(1 + \frac{5,77^2}{48 \cdot 1,71^2}\right) = 12,2 \text{ [m}^2\text{]} \quad 4.21$$

$$K_L = \frac{A_L}{A_c} = \frac{12,2}{207,7} = 0,06 \quad 4.22$$

$$\eta_o = \rho \cdot \alpha \cdot \tau \cdot (1 - K_L \cdot \tan(\theta)) \cdot \cos(\theta) \quad 4.23$$

Para las pérdidas térmicas el fabricante especifica un coeficiente (U'_L) de 125 W/m a 300 °C de temperatura del fluido de trabajo y 20°C de temperatura ambiente. Se calcula así el coeficiente de pérdidas térmicas por área del colector y temperatura, con la ecuación 4.24.

$$U_L = \frac{U'_L}{T_f - T_a} \cdot \frac{L_R}{A_c} = \frac{125}{300 - 20} \cdot \frac{11,52}{207,7} = 0,02 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad 4.24$$

La ecuación 4.15, se modifica a la ecuación 4.25 para calcular el balance térmico por colector solar.

$$q_c = A_c \cdot FR \cdot (\eta_o \cdot H_G \cdot (1 - D) - U_L \cdot (T_f - T_a)) \quad 4.25$$

En la Figura 4.25, se muestra el balance energético promedio mensual de un colector solar parabólico tipo SKAL-ET 150 para la radiación solar de la localidad de Calama.

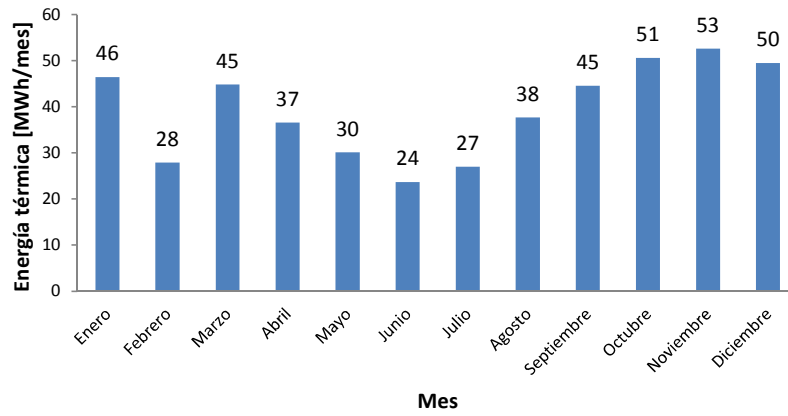


Figura 4.25: Energía térmica promedio mensual de un colector PTC en Calama.

En la Figura 4.26, se grafica el promedio horario del balance térmico de un concentrador solar parabólico en Calama para los meses de febrero, junio y noviembre.

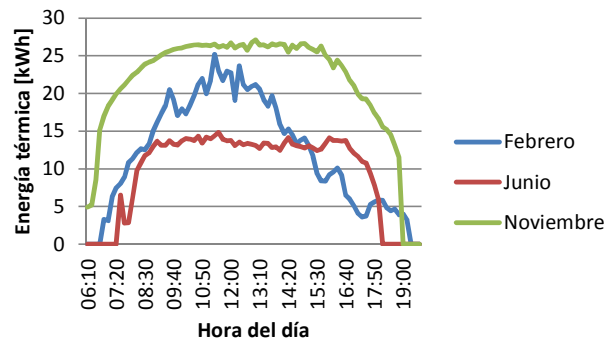


Figura 4.26: Promedio horario de la energía térmica que entrega un colector PTC en Calama.

Con los datos anteriores se calcula la eficiencia térmica promedio del colector solar parabólico que se muestra en la Figura 4.27. El valor anual de la eficiencia energética para esta tecnología es de 57 %.

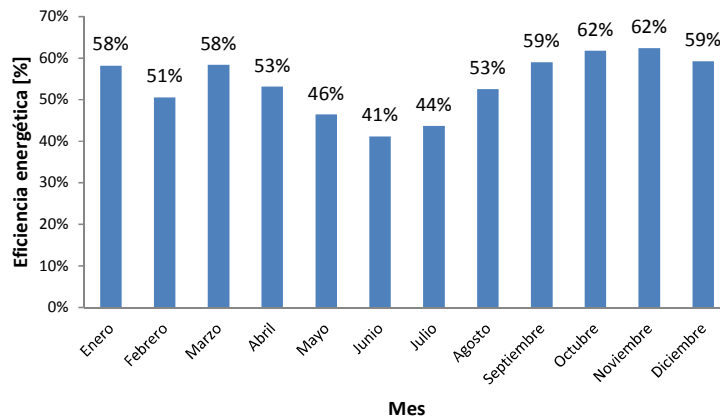


Figura 4.27: Eficiencia energética mensual de un colector PTC en Calama.

El promedio horario de la eficiencia térmica de un concentrador parabólico en Calama para los meses de febrero, junio y noviembre, se grafica en la Figura 4.28.

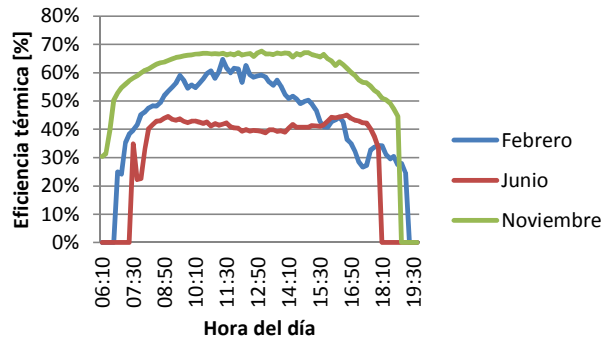


Figura 4.28: Promedio horario de la eficiencia térmica de un colector PTC en Calama para los meses de febrero, junio y noviembre.

El tracking solar del colector genera que la eficiencia térmica sea prácticamente constante durante el día y permite captar radiación aproximadamente desde las 6:20 am hasta las 19:00, por esto existe una gran diferencia entre los concentradores PTC (57%) y los colectores FPC (35%). Se observa que en comparación a los colectores planos, la nubosidad tiene un efecto mayor sobre la eficiencia, esto debido a que los concentradores solares utilizan solamente radiación directa.

4.2.7. Eficiencia térmica de un concentrador LFC

El concentrador Lineal Fresnel utiliza una serie de reflectores planos y móviles que reflejan la radiación solar sobre un receptor de tubo al vacío como el del concentrador parabólico. En la Figura 4.29, se ilustra como el concentrador LFC desvía la radiación hacia el receptor.

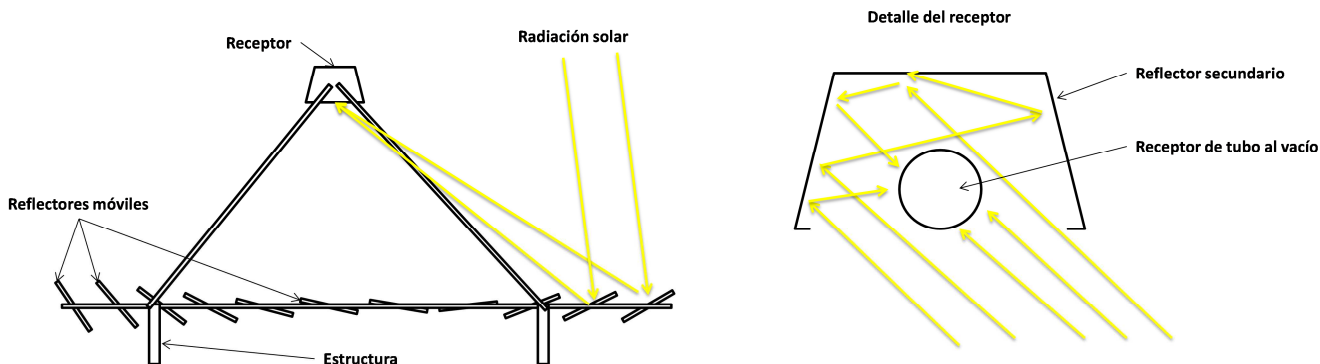


Figura 4.29: Diagrama explicativo de un concentrador Lineal Fresnel.

Este diseño de concentrador solar permite posicionar los reflectores cerca del piso, por lo que el viento tiene un bajo efecto en el desempeño de la tecnología. Además los reflectores son planos, lo que los hace más baratos en comparación con la parábola del concentrador parabólico. Otra ventaja de este diseño es que el receptor no es móvil, por lo que no es necesario utilizar flexibles, los cuales deben ser constantemente cambiados en los PTC.

Los reflectores del colector solar LFR deben generar un ángulo entre la radiación y la normal a su superficie para reflejar la radiación en el absorbedor, de acuerdo a este objetivo se programa el tracking del sol para cada espejo del colector. En la Figura 4.30, se muestra la disposición general del colector solar Fresnel. De acuerdo al fabricante, Industrial Solar GmbH., la orientación más eficiente, es un seguimiento del sol de E-O en un eje paralelo a la dirección N-S, ver Anexo C.4.

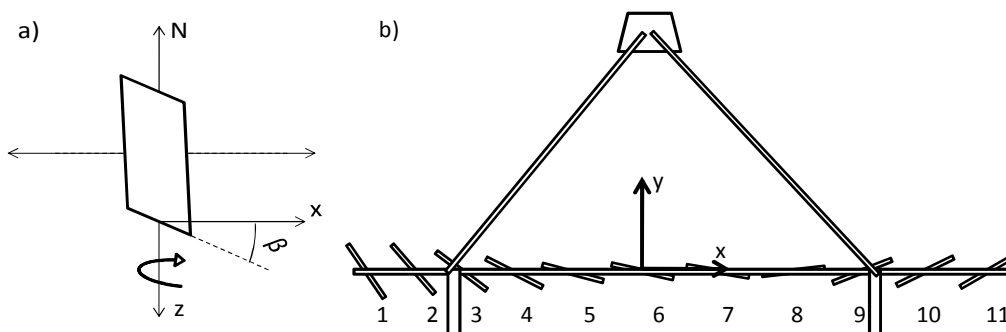


Figura 4.30: Sistema de referencia en el colector solar LFR.

En la Figura 4.30.a, se define el sistema de referencia del modelo de cálculo, donde: β es el ángulo de inclinación, el cual es diferente para cada reflector que se muestra en la Figura 4.30.b. Para calcular la eficiencia óptica del colector, se utiliza el modelo en dos dimensiones, que se describe a continuación [33].

Los componentes y dimensiones que integran el modelo son: a) el receptor, R; b) el reflector, i; c) la posición en el eje x, x_i , del reflector i, respecto a un origen bajo el receptor; d) la altura, y_i , del reflector i, respecto a un origen al nivel de los reflectores; e) el ángulo de inclinación, β_i , del reflector i; f) el ángulo de incidencia, θ_i , del reflector i, y g) el ángulo de incidencia desde el reflector i al receptor, Ψ_i .

Durante el día, se destacan los siguientes escenarios de reflexión solar:

1) La Figura 4.31, muestra un reflector al lado este del receptor cuando el ángulo azimutal del sol, z_s , es tal que los rayos solares inciden en el colector desde el Este.

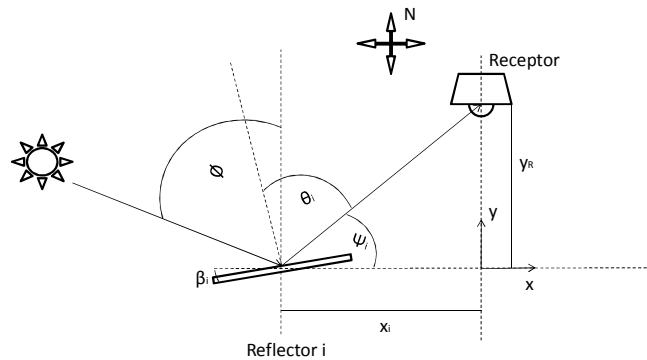


Figura 4.31: Reflector Este ante radiación solar Este.

2) En la Figura 4.32, se ilustra el mismo reflector con los rayos solares incidentes desde el Oeste y por sobre el receptor R.

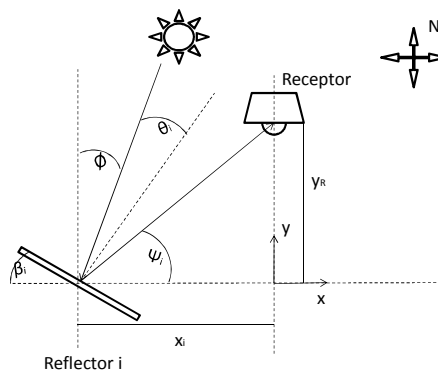


Figura 4.32: Reflector Este con radiación incidente desde el Oeste y por sobre el receptor.

3) En la Figura 4.33, se muestra el mismo reflector con radiación incidente Oeste y por debajo del receptor R.

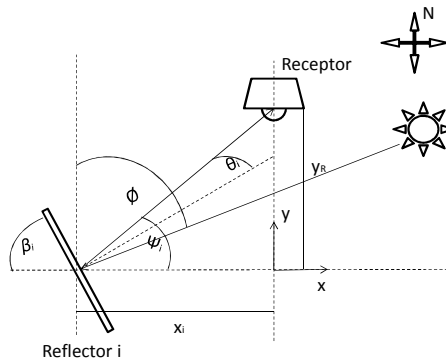


Figura 4.33: Reflector este con radiación incidente oeste y por debajo del receptor.

4) En la Figura 4.34, se ilustra el reflector del centro del colector ($i=6$), reflejando radiación al receptor.

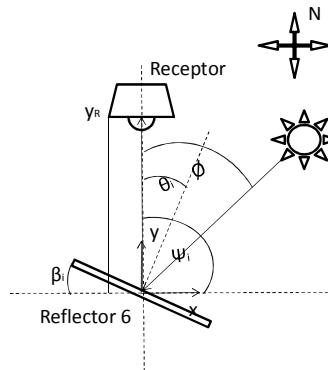


Figura 4.34: Reflector del centro ante radiación desde el Oeste.

Para el modelo en dos dimensiones la radiación se representa como un vector en los ejes x e y antes definidos. La ecuación 4.26, es la representación cartesiana de la radiación directa.

$$\vec{H}_D = H_D \cdot \vec{i}_{2D} = H_D \cdot \begin{bmatrix} \text{Sen}(\phi) \cdot \text{Cos}(Z_s - Z_c) \\ \text{Cos}(\phi) \end{bmatrix} \quad 4.26$$

La radiación reflejada al receptor por cada reflector i , se representa con el vector unitario (\vec{r}_i) de la ecuación 4.31.

$$\vec{r}_i = \begin{bmatrix} \text{Cos}(\psi_i) \\ \text{Sen}(\psi_i) \end{bmatrix} \quad 4.27$$

De acuerdo al sistema de referencia de la Figura 4.30, se determinan la posición cartesiana de los reflectores del lado este respecto al origen, el ángulo de incidencia al receptor y el vector unitario de cada reflector que se muestran en la Tabla 4.5. La posición de los reflectores del lado Oeste es simétrica a los del lado Este.

Tabla 4.5: Posición cartesiana de cada reflector y su ángulo de incidencia al reflector.

Reflector	i	1	2	3	4	5	6	Receptor
Posición horizontal [m]	x	-3,50	-2,76	-2,01	-1,26	-0,52	0,00	0,00
Posición vertical [m]	y	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	4,00
Ángulo de r [°]	ψ	48,78	55,42	63,31	72,45	82,61	90,00	0,00
Coordenada x de r	rx	0,66	0,57	0,45	0,30	0,13	0,00	-
Coordenada y de r	ry	0,75	0,82	0,89	0,95	0,99	1,00	-

Con la ecuación 4.28, se calcula el ángulo de incidencia θ_i .

$$\theta_i = \frac{1}{2} \cdot \text{Acoss} \left(\frac{\langle \vec{r}_i | \vec{t}_{2D} \rangle}{\|\vec{r}_i\| \|\vec{t}_{2D}\|} \right) [^\circ] \quad 4.28$$

Para el caso 1, la inclinación del reflector i se calcula con la ecuación 4.29.

$$\beta_i = \emptyset - \theta_i [^\circ] \quad 4.29$$

Con la ecuación 4.30, se calcula la inclinación del reflector i para el caso 2. Es importante notar que tanto la altitud \emptyset como el ángulo incidente θ_i son positivos y la inclinación β_i negativa.

$$\emptyset < 90 - \psi_i ; \beta_i = -\emptyset - \theta_i [^\circ] \quad 4.30$$

El caso 3, se calcula con la ecuación 4.31. Donde β_i también es negativa.

$$\emptyset > 90 - \psi_i ; \beta_i = \theta_i - \emptyset [^\circ] \quad 4.31$$

Para el caso 4, el ángulo de inclinación se calcula con las ecuaciones 4.37 y 4.38 para cuando la radiación proviene del este y del oeste respectivamente.

$$|Z_s - Z_c| > 90 ; \beta_i = -\frac{\theta_i}{2} [^\circ] \quad 4.32$$

$$|Z_s - Z_c| < 90 ; \beta_i = \frac{\theta_i}{2} [^\circ] \quad 4.33$$

Para los reflectores del oeste del colector solar, se aplican las ecuaciones de los reflectores del este de manera simétrica.

Conociendo los ángulos de inclinación de los reflectores, se calcula el porcentaje de área en sombra del colector solar. Para esto se obtiene la posición cardinal de los vértices de cada reflector que se muestran en la Figura 4.35, donde: a) W_E es el ancho del reflector; b) $(x_{D,i} ; y_{D,i})$ indica la posición del vértice derecho del reflector i , y c) $(x_{I,i} ; y_{I,i})$ la posición del vértice izquierdo del reflector i .

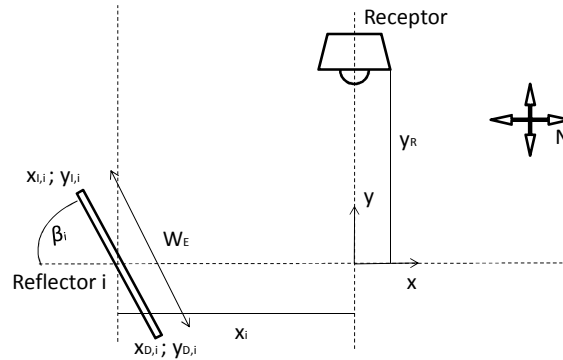


Figura 4.35: Posición de los vértices del reflector i .

Con las ecuaciones 4.34, 4.35 y 4.36, se calcula la posición de los vértices para cada reflector.

$$x_{I,i} = x_i - \frac{W_E}{2} \cdot \text{Cos}(\beta_i) \quad 4.34$$

$$y_{I,i} = \frac{W_E}{2} \cdot \text{Sen}(-\beta_i) = -y_{D,i} \quad 4.35$$

$$x_{D,i} = x_i + \frac{W_E}{2} \cdot \text{Cos}(\beta_i) \quad 4.36$$

Con la posición de cada vértice, se calcula el porcentaje de área en sombra de cada reflector. En la Figura 4.36, se esquematiza el brazo de sombra, l_i , sobre el reflector i , donde (A, B) es el punto límite de la sombra.

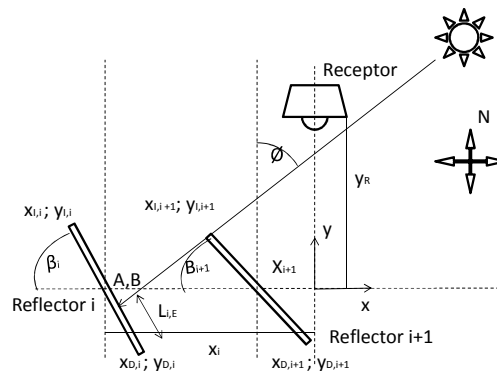


Figura 4.36: Brazo de sombra sobre el reflector i .

La ecuación 4.37, es la recta a la que pertenecen los puntos $(x_{I,i+1} ; y_{I,i+1})$ y (A,B) .

$$Y = \frac{(X - x_{I,i+1})}{\tan(\emptyset)} + y_{I,i+1} \quad 4.37$$

La ecuación 4.38, es la recta a la que pertenecen los puntos $(x_{D,i} ; y_{D,i})$ y (A,B) .

$$Y = \tan(\beta_i) \cdot (X - x_{D,i}) + y_{D,i} \quad 4.38$$

La intercepción de las rectas es el punto $(A ; B)$ que se calcula con las ecuaciones 4.39 y 4.40.

$$A = \frac{(y_{D,i} - y_{I,i+1}) \cdot \tan(\emptyset) + x_{I,i+1}}{1 - \tan(\beta_i) \cdot \tan(\emptyset)} - x_{D,i} \quad 4.39$$

$$B = \frac{(A - x_{I,i+1})}{\tan(\emptyset)} + y_{I,i+1} = \tan(\beta_i) \cdot (A - x_{D,i}) + y_{D,i} \quad 4.40$$

Cuando el ángulo de inclinación del reflector $i+1$ es positivo, la tangente del ángulo de altitud del sol debe ser negativa.

El brazo de sombra sobre el reflector i , se calcula con la ecuación 4.41.

$$l_i = \sqrt{(A - x_{D,i})^2 + (B - y_{D,i})^2} \quad 4.41$$

Durante ciertas horas del día, el receptor genera sombra sobre el colector solar. Se considera que el receptor solo cubre parte de los reflectores del lado sur. Se definen los siguientes casos para modelar el problema:

i) La sombra del receptor cubre parte del borde derecho del reflector i , como se muestra en la Figura 4.37.

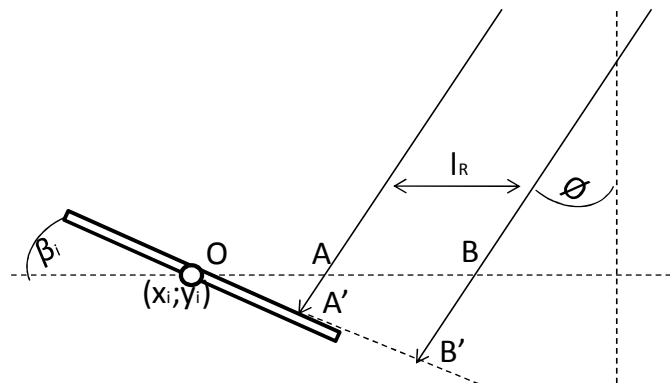


Figura 4.37: Sombra sobre el borde derecho del reflector i .

ii) La sombra está totalmente dentro del área del reflector i, como se ilustra en la Figura 4.38.

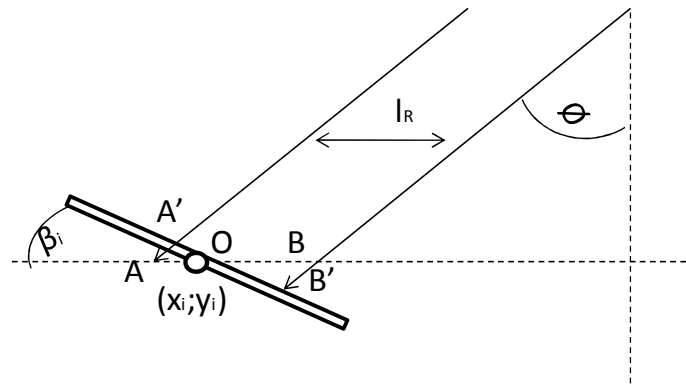


Figura 4.38: Sombra totalmente dentro del área del reflector i.

iii) La sombra cubre parte del borde izquierdo del reflector i, como se muestra en la Figura 4.39.

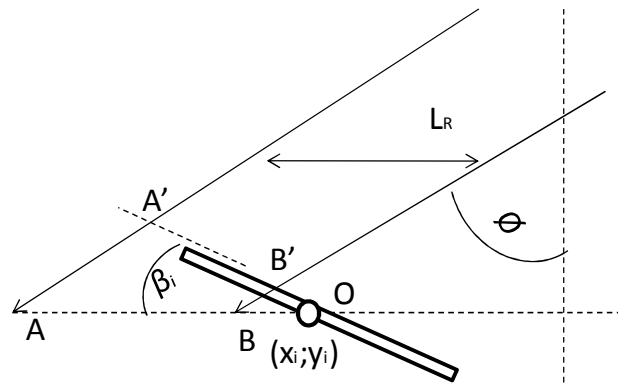


Figura 4.39: La sombra del receptor cubre parte del borde izquierdo del reflector i.

Con las ecuaciones 4.42 y 4.43, se calcula OA y OB.

$$\overline{OA} = x_i + \left(h_R \cdot \text{Tan}(\phi) + \frac{L_R}{2} \right) \quad 4.42$$

$$\overline{OB} = \overline{OA} - L_R \quad 4.43$$

Conociendo los trazos anteriores, se determinan los puntos en el plano del reflector i, con las ecuaciones 4.44 y 4.45.

$$\overline{OA'} = \overline{OA} \cdot \frac{\text{Seno}(90 - \phi)}{\text{Seno}(90 + \phi - \beta)} \quad 4.44$$

$$\overline{OB'} = \overline{OB} \cdot \frac{\text{Seno}(90 - \phi)}{\text{Seno}(90 + \phi - \beta)} \quad 4.45$$

Con las ecuaciones 4.46, 4.47 y 4.48, se calcula el brazo de sombra sobre el reflector i para los casos mencionados.

Caso i):

$$l_{i,R} = \frac{W_E}{2} + \overline{OA'} \quad 4.46$$

Caso ii):

$$l_{i,R} = \overline{OA'} - \overline{OB'} \quad 4.47$$

Caso iii):

$$l_{i,R} = \frac{W_E}{2} - \overline{OB'} \quad 4.48$$

El brazo de sombra total sobre el reflector i , se calcula con las ecuaciones 4.49, 4.50 y 4.51.

$$l_{i,E} = 0; l_i = l_{i,R} \quad 4.49$$

$$l_{i,R} = 0; l_i = l_{i,E} \quad 4.50$$

$$l_{i,E}; l_{i,R} \neq 0; l_i = \frac{l_{i,R} + l_{i,E}}{2} \quad 4.51$$

El porcentaje de sombra por reflector, se calcula con la ecuación 4.52.

$$P_s = \frac{l_i}{W_E} \quad 4.52$$

Con la metodología anterior, es posible calcular la eficiencia óptica del colector. Con la ecuación 4.53, se calcula la eficiencia óptica de un colector solar Fresnel.

$$\eta_o = \rho \cdot \alpha \cdot \tau \cdot (1 - P_s) \cdot \cos(\theta) \quad 4.53$$

Con los datos anteriores, es posible obtener el balance térmico del colector solar. En la Figura 4.40, se grafica la energía calórica por colector para cada mes del año calculada para la ciudad de Calama.

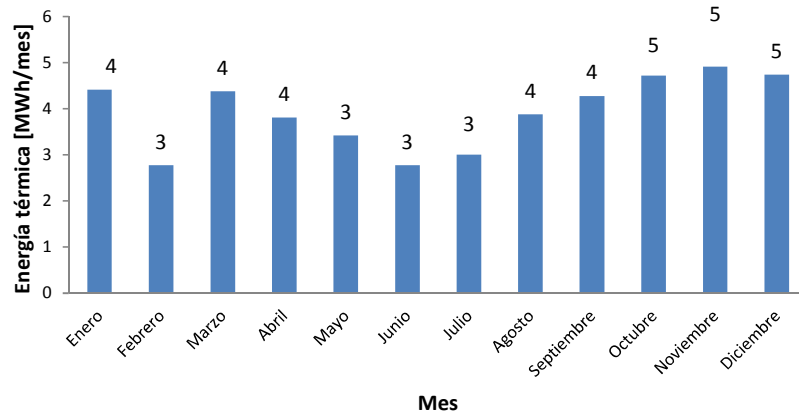


Figura 4.40: Energía térmica mensual de un colector solar Fresnel LF11 en Calama.

En la Figura 4.41, se muestra el promedio horario de la energía térmica entregada por un colector Lineal Fresnel, durante un día de febrero, junio y noviembre.

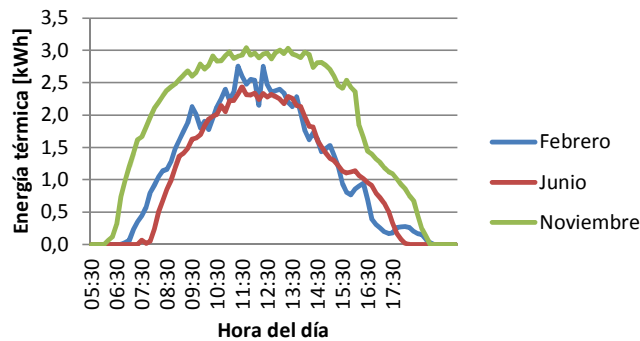


Figura 4.41: Promedio horario de la energía térmica entregada por un colector LFC.

La Figura 4.42, muestra la eficiencia térmica mensual del colector solar LF 11 calculada para la localidad de Calama. En este caso la eficiencia térmica anual es de 47%.

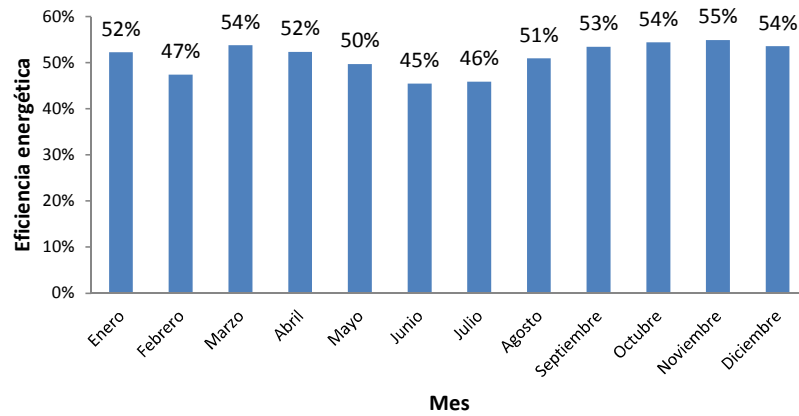


Figura 4.42: Eficiencia térmica mensual colector solar Fresnel LF 11 en Calama.

En la Figura 4.43, se grafica el promedio horario de la eficiencia térmica del colector LF 11 para la ciudad de Calama en los meses de febrero, junio y noviembre.

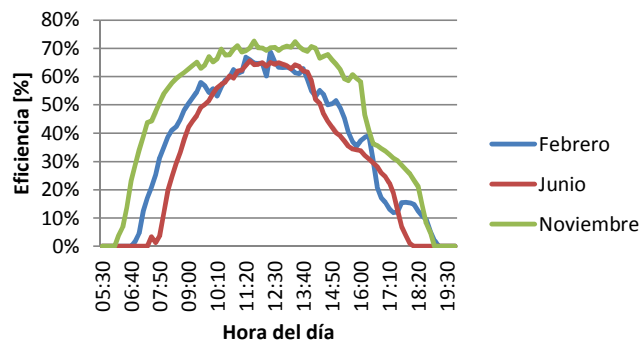


Figura 4.43: Promedio horario de la eficiencia energética de un colector Lineal Fresnel LF11 en Calama para los meses de febrero, junio, noviembre.

De la Figura 4.43 se concluye que este tipo de tecnología capta radiación aproximadamente entre las 6:40 am y las 18:20. En este caso a pesar de que estos colectores si emplean un seguimiento del sol, la eficiencia no es tan constante como en el caso de los concentradores PTC, esto se debe a que la posición de los reflectores genera un alto porcentaje de sombra y bloqueo entre ellos en las horas en que la altitud solar es baja. En relación a los otros colectores solares analizados, se observa que los valores de la eficiencia térmica de los colectores LFC (47% anual) se comportan como una mezcla entre la forma de los valores de eficiencia térmica de los colectores FPC (35% anual) y de los concentradores PTC (57% anual).

4.2.8. Eficiencia térmica del concentrador HFC

El campo solar de helióstatos consta de un campo de reflectores (helióstatos) que desvía la radiación hacia un receptor que se encuentra, a una mayor altura que los helióstatos, en una torre. En la Figura 4.44, se explica a grandes rasgos como se concentra la radiación solar sobre el receptor en un concentrador HFC.

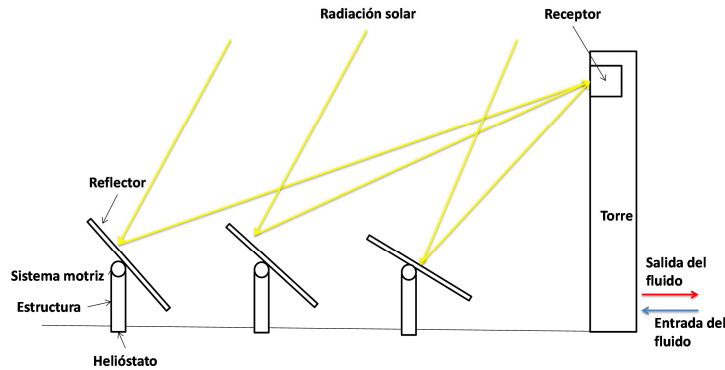


Figura 4.44: Diagrama explicativo de un campo de helióstatos.

Este diseño de colector solar permite elevar las temperaturas de trabajo del fluido, lo que es muy bueno para el caso de las centrales de potencia y a demás reduce el sistema de cañerías del campo solar.

En la Tabla 4.6, se presentan las temperaturas de operación del fluido de trabajo en el circuito solar con HFC.

Tabla 4.6: Datos de operación del fluido de trabajo.

Aceite térmico Thermia B		
Temperatura de entrada [°C]	$T_{e,c}$	53
Temperatura de salida [°C]	$T_{s,c}$	153
Temperatura media [°C]	$T_{m,c}$	103

En este caso, el ángulo de incidencia es distinto para cada uno de los helióstatos del campo solar en función de su posición respecto a la torre del receptor. Para diseñar el trazado (layout) del campo solar, se itera sobre la posición de cada uno de los helióstatos optimizando la eficiencia óptica anual del campo. Este proceso se realiza con programas como Matlab [26]. El estudio para generar el layout del campo solar está fuera de los alcances de este proyecto.

Los helióstatos se posicionan en filas una detrás de la otra, y en cada fila, radialmente uno al lado del otro. La posición de cada uno sigue ciertas reglas buscando evitar la sombra y el bloqueo entre los helióstatos. Para efectos del cálculo, cada helióstatos se modela como un círculo de diámetro D_H , formando cada tres de ellos un triángulo equilátero, como se muestra en la Figura 4.45.

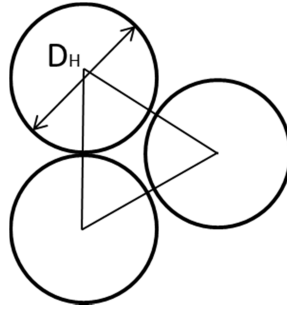


Figura 4.45: Vecindad de heliostatos.

El diámetro de cada círculo, se calcula con en la ecuación 4.54, donde w_{rH} es la relación entre el ancho del heliostato, w_H , y el alto de éste, h_H , d_H es un factor de seguridad para evitar bloqueos y sombras entre los reflectores [27].

$$D_H = \left(\sqrt{1 + w_{rH}^2} + d_H \right) \cdot h_H \quad 4.54$$

Según esta configuración, la distancia entre las filas de heliostatos, ΔR_H , y el ángulo entre reflectores de la misma fila, $\Delta \alpha_H$, se calculan respectivamente con las ecuaciones 4.55 y 4.56 [27], donde: i) θ_H es el ángulo de incidencia para cada heliostato; ii) ε_H es el ángulo entre la torre y el reflector; iii) $f_{s,b}$ es el factor de sombra y bloqueo, y iv) R_1 es la distancia de la primera fila a la torre.

$$\Delta R_H = \left(\frac{\cos(\theta_H)}{\cos(\varepsilon_H)} \cdot \left(1 - (1 - f_b) \cdot \frac{w_{rH}}{2 \cdot w_{rH} - \frac{D_H}{h_H}} \right) \right) \cdot h_H \quad 4.55$$

$$\Delta \alpha_H = 2 \cdot \text{Atan} \left(\frac{D_H}{2 \cdot R_1} \right) \quad 4.56$$

La distancia entre reflectores aumenta a medida que se alejan de la torre. Para evitar el proceso iterativo del cálculo de la distancia de cada fila, se toma el valor del ángulo de incidencia promedio y el factor de bloqueo promedio de la planta PS10 [26], utilizando además como aproximación la posición de la fila anterior y la altura de la torre en la planta PS10 [28] para calcular el ángulo entre el receptor y el heliostato.

Para determinar el layout tipo de la planta solar, se emplea como ejemplo la configuración de la planta solar PS10 que se ilustra en la Figura 4.46 [26] y se determina la posición de cada uno de los heliostatos con las ecuaciones 4.55 y 4.56.

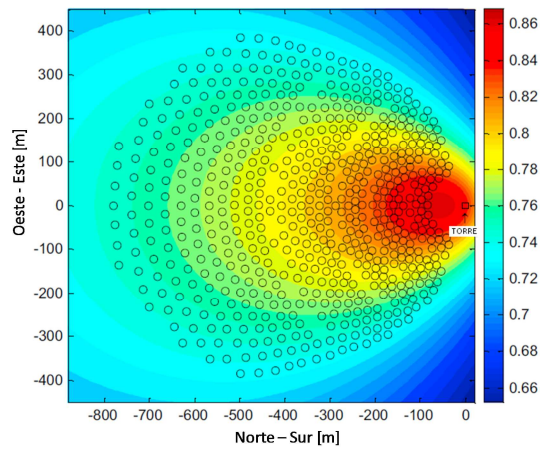


Figura 4.46: Layout planta solar PS10 [26].

Con la metodología descrita se calcula cada posible posición para un heliostato en la planta. En la Figura 4.47, se muestra el layout del campo de heliostatos para el presente proyecto. Para calcular la eficiencia de reflexión del campo solar, se rellena el campo desde el centro de la primera fila hacia los costados y hacia las filas posteriores a medida que se requieren más heliostatos.

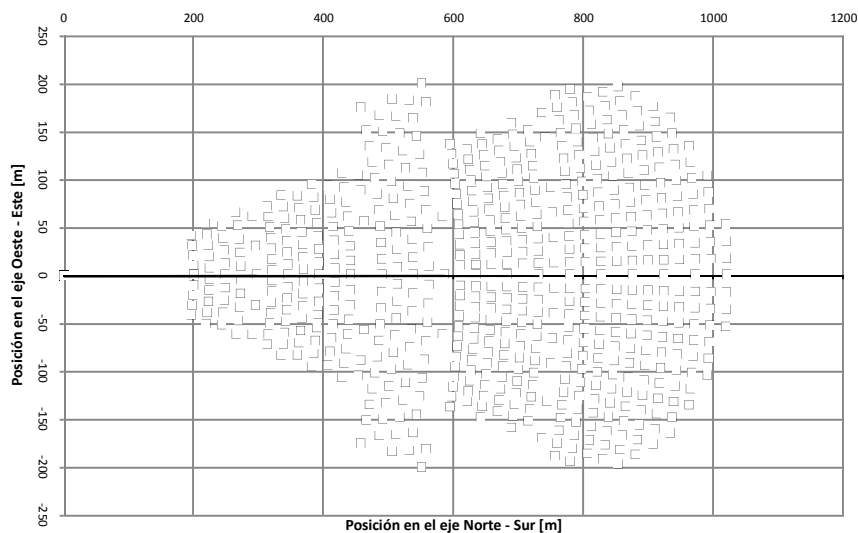


Figura 4.47: Posición de cada uno de los posibles heliostatos en el campo solar HFC para el presente proyecto.

En la Tabla 4.7, se muestran los datos generales obtenidos del layout de heliostatos para obtener la eficiencia óptica del campo solar.

Tabla 4.7: Dimensiones generales del campo de heliostatos obtenidas del estudio.

Altura de la torre [m]	hT	160,00
Distancia de la primera fila [m]	R1	200,00
Distancia a la última fila [m]	R35	1.019,00
Ancho máximo del campo [m]	Ws	400,60

El ángulo incidente para cada heliostato se calcula con la Ecuación 4.57 [26], donde λ es el ángulo entre el rayo incidente en el receptor y la vertical y z_H es el ángulo azimutal del heliostato respecto a la torre.

$$\cos(\theta_H) = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot (\cos(\varnothing) \cdot \cos(\lambda) - \cos(Z_H - z) \cdot \text{seno}(\varnothing) \cdot \text{seno}(\lambda) + 1)^{\frac{1}{2}} \quad 4.57$$

Por la lejanía del receptor, se deben tomar en cuenta las pérdidas de la reflexión de radiación por la transmitancia óptica de la atmósfera, calculada para cada heliostato en función de la distancia desde su centro al centro del receptor. Las ecuaciones 4.58 y 4.59, expresan la correlación para las pérdidas (η_T) a la atmosfera de cada heliostato [26].

$$\eta_T = 0,99321 - 0,0001176 \cdot d_H + 1,97 \times 10^{-8} \cdot d_H^2; d_H \leq 1.000 [m] \quad 4.58$$

$$\eta_T = e^{-0,0001106 \cdot d_H}; d_H \geq 1.000 [m] \quad 4.59$$

La eficiencia de cada uno de los heliostatos es el producto del coseno de θ y la eficiencia atmosférica. La eficiencia de transmisión de la radiación del campo es el promedio de aquella de los heliostatos. A medida que el campo de heliostatos crece, disminuye la eficiencia de transmisión, por lo que se calculan las distintas eficiencias de campos con número de heliostatos entre 0 y 130, 130 y 225, 225 y 378, 378 o más. En la Tabla 4.8, se muestran los promedios anuales de la eficiencia de reflexión y transmisión de la radiación para cada intervalo.

Tabla 4.8: Promedio anual de las eficiencias de reflexión y transmisión de la radiación para distintos tamaños de campo de heliostatos en Calama.

N° de heliostatos	Promedio anual
130	0,79
225	0,78
378	0,77
630	0,75

Los datos disponibles sobre este tipo de plantas comprenden las eficiencias: i) por desborde de la radiación en el receptor, η_i ; ii) del receptor, η_R ; iii) de transferencia de calor, η_q , y iv) por sombras y bloqueos, η_{sb} . De esta manera, el balance térmico del campo solar para un heliostato se calcula con la ecuación 4.60.

$$q_c = A_c \cdot H_G \cdot (1 - D) \cdot \rho \cdot \overline{\cos(\theta)} \cdot \overline{\eta_T} \cdot \eta_i \cdot \eta_R \cdot \eta_q \cdot \eta_{sb} \quad 4.60$$

La Figura 4.48, muestra el promedio mensual del balance térmico calcula para un campo de heliostatos con un solo reflector en Calama.

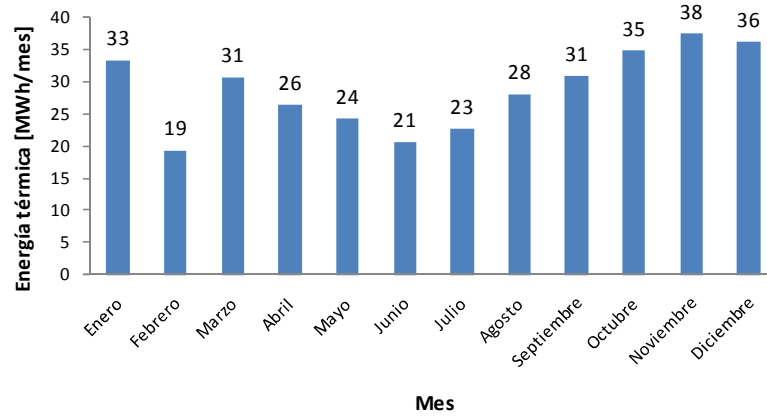


Figura 4.48: Promedio mensual del balance térmico calculado para un campo de heliostatos con un reflector en Calama.

En la Figura 4.49, se grafica el promedio horario de la energía térmica que entrega un campo HFC con un heliostato en Calama para los meses de febrero, junio y noviembre.

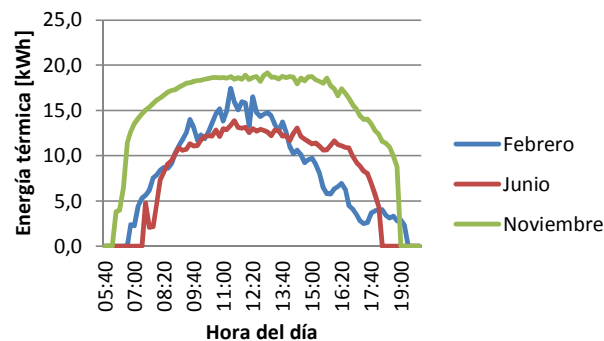


Figura 4.49: Promedio horario de energía térmica que entrega un heliostato en Calama para los meses de febrero, junio y noviembre.

En la Figura 4.50, se muestra el promedio mensual de la eficiencia térmica calculada para este tipo de tecnología en la localidad de Calama. El valor anual de la eficiencia térmica es de 55 %.

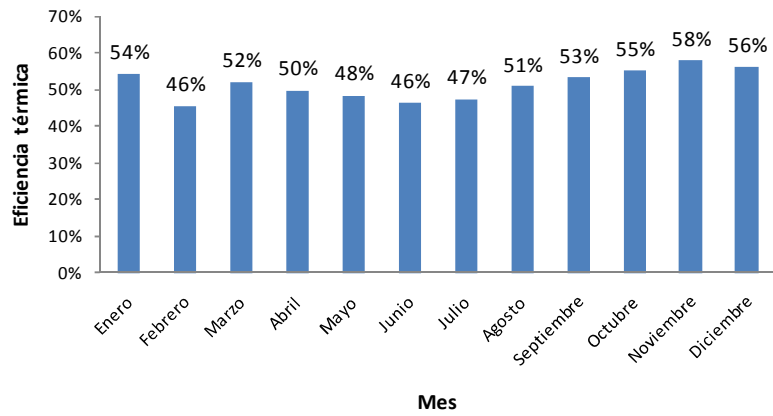


Figura 4.50: Eficiencia energética de un campo HFC con un heliostato en Calama.

En la Figura 4.51, se grafica el promedio horario de la eficiencia térmica de un campo HFC con un heliostato en Calama durante los meses de febrero, junio y noviembre.

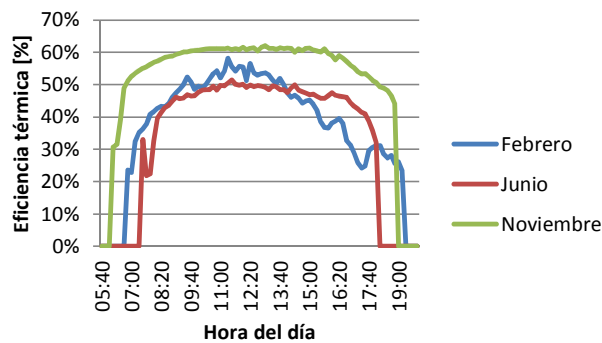


Figura 4.51: Promedio horario de la eficiencia térmica de un campo HFC con un heliostato para los meses de febrero, junio y noviembre en Calama.

Se observa que el comportamiento de la eficiencia térmica del concentrador HFC (55% anual) es parecido al del concentrador PTC (57% anual), la diferencia radica en la eficiencia de la reflexión solar. Se debe tomar en cuenta que la disposición de los heliostatos en el campo solar no está optimizada lo que implica una baja en la eficiencia térmica de la tecnología.

4.2.9. Dimensionamiento del campo solar

El propósito de la presente fase de la metodología es obtener una estimación del campo solar requerido conforme a la potencia de la planta EW-SX y el factor de potencia solar (FP_s). El factor de potencia se define como el cociente de la potencia térmica máxima de diseño del campo solar y la potencia de la planta de electroobtención para la cual se diseña el SSTH. El factor de potencia influye en la evaluación económica, de manera que un campo solar diseñado a un FP de 1 tiene una rentabilidad distinta que uno diseñado, por ejemplo, con un FP de 0,5.

Para calcular el número de colectores necesarios se utiliza el valor máximo anual de calor transmitido por unidad de área de colector solar, como situación crítica para cubrir la demanda requerida, evitando pérdidas de energía térmica desde los colectores.

Con el cálculo del balance de calor máximo anual de un colector solar y el área útil del colector por dimensionar, se determina el número unidades de colección solar (N_c) con la ecuación 4.61.

$$N_c = P_{EW} \cdot \frac{FP_s}{q_{c,m\acute{a}x} \cdot A_c} \quad 4.61$$

Para determinar el flujo másico mínimo permitido a pasar a través de los colectores solares, se utiliza el caso crítico, cuando el aporte solar es máximo, de manera que el fluido de trabajo no supere la temperatura máxima de operación antes definida. Con la ecuación 4.62, se calcula dicho flujo másico mínimo.

$$\dot{m}_{f,m\acute{i}n} = N_c \cdot q_{c,m\acute{a}x} \cdot \frac{A_c}{Cp_f \cdot (T_{s,c} - T_{e,c})} = P_{EW} \cdot \frac{FP_s}{Cp_f \cdot (T_{s,c} - T_{e,c})} \quad 4.62$$

4.3. Metodología de cálculo de la caldera

Para completar el dimensionamiento del SSTH, es necesario calcular las dimensiones de la caldera para cada potencia en el rango de 2 a 60 MWt. La potencia térmica y la eficiencia energética de la caldera son fundamentales para poder calcular el balance térmico de la planta, y con esto, su eficiencia energética, consumo de combustible y emisiones de CO_2 .

4.3.1. Dimensionamiento de la caldera

Para calcular la caldera, se utiliza el ejemplo del diseño para la planta SBL de Codelco Norte [3].

Para la planta SBL de Codelco Norte, Innovatec Ltda. utiliza una caldera de 3 MW_t para una planta de potencia de 2 MW_t. Por lo tanto, el factor de carga (FC_b) de diseño se calcula con la ecuación 4.63.

$$FC_b = \frac{P_{EW}}{P_b} \cdot 100 = \frac{2}{3} \cdot 100 = 66,67 \quad 4.63$$

El sistema de caldera se dimensiona de manera que sea capaz de aportar todo el calor necesario de la planta SX – EW, calculando así el flujo másico mínimo de agua para no sobrepasar 98°C, con la ecuación 4.64.

$$\dot{m}_{a,min} = \frac{P_{EW}}{c p_a \cdot (T_{s,b} - T_{e,b})} = \frac{1.000.000}{4.180 \cdot (98 - 53)} = 5,31 \left[\frac{kg}{s \cdot MW} \right] \quad 4.64$$

4.3.2. Eficiencia energética de la caldera

De las características técnicas de la caldera LOOS Flame, de la empresa BOSCH, se obtiene una curva de la eficiencia térmica de acuerdo a la carga exigida, ver Anexo C.1. En la Figura 4.52, se muestra la curva de eficiencia de la caldera LOOS.

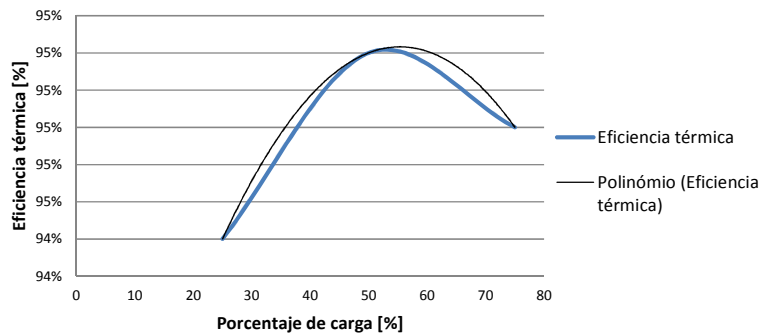


Figura 4.52: Interpolación de la eficiencia térmica de la caldera LOOS Flame.

La curva de eficiencia se modela mediante la ecuación 4.65, con una desviación estándar, R², de 1.

$$\begin{aligned} \eta_{IC}(FC_b) &= 0,932 + 6 \cdot 10^{-4} \cdot FC_b - 6 \cdot 10^{-6} \cdot FC_b^2 \\ &= 0,932 + 6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,66 - 6 \cdot 10^{-6} \cdot 0,66^2 = 0,945 \end{aligned} \quad 4.65$$

El diseño para la planta SBL de Codelco Norte es para una exigencia máxima de la caldera de 66%, el valor obtenido en la ecuación 4.65 es la eficiencia térmica a este nivel de carga. Para el diseño de los SSTH del presente proyecto se emplea este mismo punto máximo de operación.

4.4. Metodología de cálculo de intercambiadores térmicos

La importancia de los intercambiadores de calor en el sistema térmico no reside solamente en la labor de transmitir el calor entre los circuitos del sistema, sino también en su costo elevado. Por lo tanto, el tamaño del IC requerido influye directamente sobre los costos de inversión del sistema.

La siguiente metodología tiene como objetivo: i) dimensionar el intercambiador geotérmico para los distintos puntos de operación del sistema y para la exigencia de potencia térmica; ii) encontrar la temperatura de salida del intercambiador térmico, para poder realizar un balance térmico de la planta en el tiempo, y iii) conocer las pérdidas de carga del sistema para estimar la potencia de bombeo requerida.

4.4.1. Dimensionamiento del intercambiador térmico

Para dimensionar los intercambiadores de calor se deben tomar en cuenta las características de cada caso de intercambio dentro de los SSTH. El cálculo del tamaño necesario utiliza los datos del intercambiador de placas Sondex, modelo S42-IS10-88-TK-LIQUID, ver datos técnicos en el Anexo C.7. En la Tabla 4.9, se presentan las características técnicas del intercambiador.

Tabla 4.9: Propiedades del intercambiador térmico Sondex [Anexo C.7].

Máximo número de placas	$N_{p,máx}$	134,00
Área de transferencia por placa [m²]	A_p	0,45
Presión máxima de trabajo [bar]	$P_{máx}$	10,00
Caída de presión por flujo de agua [bar·h/m³]	Δp_a	$6,81 \times 10^{-4}$
Caída de presión por flujo de electrolito [bar·h/m³]	Δp_{EW}	$2,27 \times 10^{-3}$
Eficiencia de transferencia	η_{IC}	0,99

El coeficiente global de transferencia de calor, U_L , [31] del intercambiador de agua a agua es de $850 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Para la resistencia por suciedad en el intercambiador (R_f) se utiliza $0,09 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, ver Anexo C.7. Estos valores se emplean para dimensionar el intercambiador de calor en cada caso presente en el diseño del SSTH.

En función de la potencia térmica de la planta se dimensiona el intercambiador de calor con los puntos de operación de cada caso. Con las ecuaciones 4.66, 4.67 y 4.68, se calcula el número de placas requerido (N_p) [31], donde: i) ΔT_{Log} es la temperatura media logarítmica en el intercambiador; ii) $T_{e,c}$ es la temperatura de entrada del lado caliente del intercambiador; iii) $T_{s,c}$ es la temperatura de salida del lado caliente del intercambiador; iv) $T_{e,f}$ es la temperatura de entrada del lado frío del intercambiador; v) $T_{s,f}$ es la temperatura de salida del lado frío del intercambiador; vi) A_{IC} es el área requerida de intercambio térmico; vii) \dot{m} es el flujo másico del lado caliente o frío; viii) C_p es el calor específico del lado caliente o frío correspondiente al anterior; ix) T_e es la temperatura de entrada del lado caliente o frío, y x) T_s es la temperatura de salida del lado caliente o frío.

$$\Delta T_{Log} = \frac{(T_{e,c} - T_{s,f}) - (T_{s,c} - T_{e,f})}{LN \left(\frac{(T_{e,c} - T_{s,f})}{(T_{s,c} - T_{e,f})} \right)} \quad 4.66$$

$$A_{IC} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{T_s - T_e}{U_L \cdot \Delta T_{Log}} \quad 4.67$$

$$N_p = \frac{A_{IC}}{A_p} \quad 4.68$$

Si el número de placas necesario es mayor al máximo del modelo SONDEX, se consideran intercambiadores de calor necesarios en paralelo.

4.4.2. Temperaturas de salida del intercambiador térmico

El dimensionamiento del intercambiador térmico se realiza para un punto de operación específico de diseño de la planta. El cálculo de las temperaturas del lado frío y caliente del intercambiador térmico cuando se está fuera de los puntos de operación comprende la siguiente metodología [31].

Se inicia la iteración con los datos de entrada al intercambiador térmico del lado caliente y frío. Se selecciona una temperatura de salida del lado caliente ($T_{s,c}'$) y se calcula la temperatura de salida del lado frío con la ecuación 4.69

$$T'_{s,f} = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot \frac{T'_{s,c} - T_{e,c}}{\dot{m}_f \cdot C_{p_f}} + T_{e,f} \quad 4.69$$

Con los valores obtenidos, se calcula la temperatura logarítmica mediante la ecuación 4.66, luego se emplea la ecuación 4.70 para calcular el error sobre la potencia (ϵ_p) respecto a la primera estimación de la temperatura de salida en el lado caliente.

$$\varepsilon_P = \frac{\dot{m}_c \cdot C p_c \cdot (T'_{s,c} - T_{e,c}) - A_{IC} \cdot U_L \cdot \Delta T_{Log}}{\text{Minimo}(\dot{m}_c \cdot C p_c \cdot (T'_{s,c} - T_{e,c}); A_{IC} \cdot U_L \cdot \Delta T_{Log})} \cdot 100 \quad 4.70$$

Cuando $\varepsilon < 0\%$, la temperatura de salida del lado caliente debe ser mayor para la próxima iteración. El resultado se obtiene cuando el módulo del error es menor a 0,1%.

Utilizando la metodología anterior y los valores de la Tabla 4.10, se obtienen los siguientes resultados donde: el fluido del lado caliente es Thermia B y del lado frío electrolito.

Tabla 4.10: Valores para determinar la temperatura de salida del aceite térmico de los colectores y del electrolito en función de la temperatura del aceite en la entrada al intercambiador.

Coefficiente global de transferencia [W/m²·K]	U_L	850,00
Área de transferencia [m²]	A_{IC}	100,62
Flujo másico Thermia B [kg/s]	m_f	18,41
Temperatura de entrada electrolito [°C]	$T_{e,EW}$	38,00
Flujo másico electrolito [kg/s]	m_{EW}	147,47

Para distintos valores de entrada del fluido Thermia B, con la metodología anterior se obtuvieron las temperaturas de salida del lado caliente y del lado frío. En la Figura 4.53, se grafican las temperaturas de salida de los lados caliente y frío.

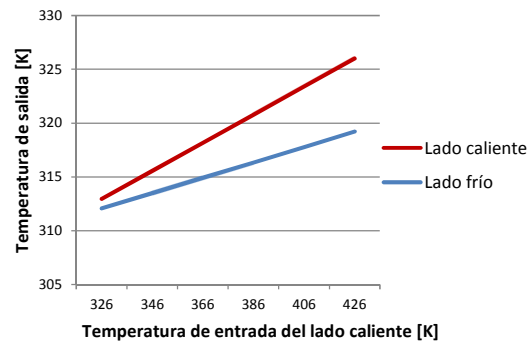


Figura 4.53: Temperaturas de salida del intercambiador de calor para el caso de intercambio térmico desde los colectores solares al electrolito rico empleando aceite térmico Thermia B como fluido de trabajo.

Duacerdo a la metodología de cálculo de las temperaturas de salida del caso de intercambio térmico entre los colectores solares y el electrolito, empleando aceite térmico Thermia B como fluido de trabajo, el módulo del error sobre la potencia transmitida del lado caliente al lado frío es menor al 0,1%, como se muestra en la Figura 4.54.

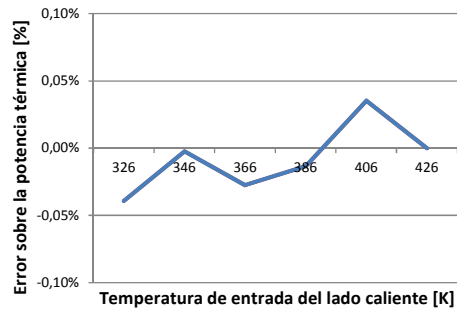


Figura 4.54: Error entre la potencia entregada y la recibida de la metodología de cálculo de las temperaturas de salida en el intercambiador térmico entre los colectores solares y el electrolito rico empleando aceite térmico Thermia B como fluido de trabajo.

Se observa que el comportamiento es muy parecido a una recta, por lo que se ocupa un polinomio de orden uno como modelo. En la Figura 4.55, se grafica el error de utilizar una recta como modelo.

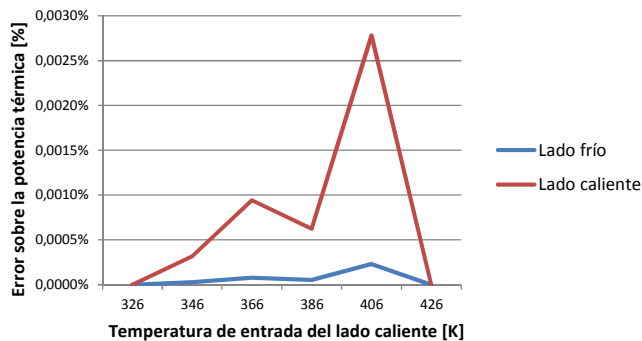


Figura 4.55: Error de emplear una recta para calcular la temperatura de salida del intercambiador térmico entre el campo solar y el electrolito empleando Thermia B.

El error de utilizar una recta para modelar las temperaturas de salida del intercambiador térmico del caso antes descrito es menor a 0,003%, por lo que se considera válida la aproximación.

4.4.3. Pérdida de carga en el intercambiador térmico

Para determinar la pérdida de carga en el intercambiador, se utilizan los coeficientes de caída de presión de la Tabla 4.9. Con flujos de aceite térmico o Etilene Glicol se emplea el coeficiente del intercambiador Sondex para agua, en tanto que el coeficiente determinado para el mismo fluido, se usa para el electrolito. Con la ecuación 4.71, se calcula la pérdida de carga para el lado frío o caliente del intercambiador térmico, donde N_{IC} es el número de intercambiadores.

$$\Delta P = \dot{m} \cdot \frac{\Delta p}{N_{IC}} \quad 4.71$$

4.5. Metodología de cálculo de pérdidas en cañerías

La siguiente metodología busca conocer las pérdidas térmicas y de carga cuando los fluidos portadores de calor pasan a través del sistema de cañerías (piping) del SSTH, a efectos de poder calcular en detalle el balance térmico del sistema y evaluar con precisión las eficiencias y los aspectos técnicos del SSTH diseñado.

Para determinar las pérdidas en las cañerías de circulación de los flujos, son necesarias las características de la cañería a emplear y las distancias desde las distintas fuentes de calor al intercambio térmico con el electrolito. Las características de la cañería se seleccionan en la siguiente metodología y las distancias de circulación del flujo de los sistemas térmicos se estiman en función de las características del sistema térmico y el plano de emplazamiento de la granja solar para la planta SBL de Codelco Norte, ver plano en el Anexo A.2.

4.5.1. Pérdidas térmicas

Las pérdidas térmicas en las cañerías se calculan para cada SSTH en evaluación con la siguiente metodología [31]. La Tabla 4.11, presenta las propiedades típicas del aire ambiente [31].

Tabla 4.11: Propiedades del aire ambiente [31].

Temperatura ambiente promedio en Calama [°C]	T_{air}	14,00
Viscosidad cinemática [m²/s]	ν_{air}	$1,54 \times 10^{-5}$
Densidad [kg/m³]	ρ_{air}	1,19
Calor específico [J/kg·K]	Cp_{air}	1.000,00
Conductividad térmica [W/m·K]	k_{air}	0,024

Con la ecuación 4.72 para gases ideales, se calcula el coeficiente de expansión térmica (β) del aire.

$$\beta_{air} = \frac{1}{T_{air}} = \frac{1}{14 + 273} = 0,003 \left[\frac{1}{K} \right] \quad 4.72$$

Con la ecuación 4.73, se calcula el número de Prantdl de un fluido y específicamente del aire.

$$Pr_{air} = \mu_{air} \cdot \frac{Cp_{air}}{k_{air}} = \nu_{air} \cdot \frac{Cp_{air}}{\rho_{air} \cdot k_{air}} = 1,54 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{1.000}{1,19 \cdot 0,024} = 0,763 \quad 4.73$$

En la Tabla 4.12, se muestran las propiedades de los fluidos para uso en los SSTH de acuerdo a las características de operación antes definidas y suponiendo un flujo necesario para una planta SX – EW de 1 MW_t.

Tabla 4.12: Datos de los fluidos para transferencia de calor.

Fluido		Etilene Glicol	Thermia B	Agua
Flujo másico	m_f	8,840	0,13	5,316
Densidad [kg/m ³]	ρ_f	1.083,800	868,000	1.000,000
Calor específico [J/kg·K]	Cp_f	2.592,000	2.173,000	4.180,000
Conductividad térmica [W/m·K]	k_f	0,261	0,13	0,580
Viscosidad dinámica [Pa·s]	μ_f	0,004	0,0041	0,0004
Temperatura media [°C]	$T_{m,f}$	75,500	103,000	75,5
Prantdl	Pr_f	42,803	69,257	2,915

Se seleccionan cañerías de acero al carbono SCH 40 aislado térmicamente con lana mineral de 80 kg/m³ para el transporte del fluido. El espesor de la aislación se considera de 5 cm. En la Figura 4.56, se ilustra la sección transversal de la cañería tipo.

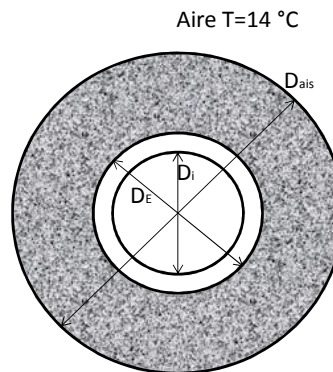


Figura 4.56: Sección transversal de la cañería.

La conductividad térmica del acero (k_{ca}) es 55 W/m·K y la de la lana mineral (k_{ais}), 0,038 W/m·K. A continuación, se explica la metodología de iteración sobre la temperatura de pared en el exterior de la cañería para el cálculo de la pérdida térmica por largo de cañería. Los cálculos se realizan para el caso de tener Etilene Glicol y una cañería SCH 40 de 5" de diámetro nominal.

El primer paso de la metodología consiste en calcular el número de Grashof del aire (Gr_{air}) con la ecuación 4.74, tomando una temperatura de pared (T_p) inicial de 44,75 °C. En la ecuación, (g) es la aceleración de gravedad.

$$Gr_{air} = \frac{g \cdot \beta_{air} \cdot (T_p - T_{air}) \cdot D_{ais}^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \cdot 0,003 \cdot (44,75 - 14) \cdot 0,241^3}{0,0000154^2} \quad 4.74$$

$$= 6,24 \cdot 10^7$$

Con la ecuación 4.75, se calcula el número de Rayleigh.

$$Ra_{D,air} = Gr_{air} \cdot Pr_{air} = 6,24 \cdot 10^7 \cdot 0,763 = 4,76 \cdot 10^7 \quad 4.75$$

Para $Ra_D < 10^{12}$, con la ecuación 4.76, se calcula el coeficiente de convección del aire (h_{air}).

$$h_{air} = \left(0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{air}} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \cdot \frac{k_{air}}{D_{ais}} \quad 4.76$$

$$= \left(0,6 + \frac{0,387 \cdot (4,76 \cdot 10^7)^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \left(\frac{0,559}{0,763} \right)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2 \cdot \frac{0,024}{0,241} = 4,53 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Con la ecuación 4.77, se calcula la velocidad del flujo dentro de la cañería, donde (A_i) es el área interior de la cañería.

$$v_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f \cdot A_i} = \frac{8,84}{1.083,8 \cdot 0,013} = 0,62 \left[\frac{m}{s} \right] \quad 4.77$$

El número de Reynolds se calcula con la ecuación 4.78.

$$Re_f = \rho_f \cdot v_f \cdot \frac{D_i}{\mu_f} = 1.083,8 \cdot 0,621 \cdot \frac{0,129}{0,004} = 2,02 \cdot 10^4 \quad 4.78$$

Para $Re > 10^4$, el coeficiente de convección (h_f) se calcula con la ecuación 4.79.

$$h_f = 0,023 \cdot Re_f^{0,8} \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_f}{D_i} = 0,023 \cdot (2,02 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 42,803^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{0,261}{0,129} \quad 4.79$$

$$= 451,67 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Con la ecuación 4.80, se calcula el coeficiente global de transferencia térmica (U_L).

$$\begin{aligned}
U_L &= \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot h_f} + \frac{\ln\left(\frac{D_E}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ca}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ais}}{D_E}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ais}} + \frac{1}{\pi \cdot D_{ais} \cdot h_{air}}} & 4.80 \\
&= \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot 0,129 \cdot 451,67} + \frac{\ln\left(\frac{0,141}{0,129}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 55} + \frac{\ln\left(\frac{0,241}{0,141}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0,038} + \frac{1}{\pi \cdot 0,241 \cdot 4,53}} \\
&= 0,394 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]
\end{aligned}$$

Por lo tanto, la pérdida de calor por metro lineal de cañería se calcula con la ecuación 4.81.

$$q_{ca} = U_L \cdot (T_{m,f} - T_{air}) = 0,394 \cdot (75,5 - 14) = 24,23 \left[\frac{W}{m} \right] \quad 4.81$$

Por otro lado, la resistencia térmica hasta la pared exterior (R_p) se calcula con la ecuación 4.82.

$$\begin{aligned}
R_p &= \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot h_f} + \frac{\ln\left(\frac{D_E}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ca}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ais}}{D_E}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ais}} & 4.82 \\
&= \frac{1}{\pi \cdot 0,129 \cdot 451,67} + \frac{\ln\left(\frac{0,141}{0,129}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 55} + \frac{\ln\left(\frac{0,241}{0,141}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0,038} = 2,25 \left[\frac{m \cdot K}{W} \right]
\end{aligned}$$

Por lo tanto, la temperatura de la pared exterior de la cañería se calcula con la ecuación 4.83 y el error (ε) con la ecuación 4.84.

$$T'_p = T_{m,f} - R_p \cdot q_{ca} = 75,5 - 2,25 \cdot 24,2 = 21,02 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad 4.83$$

$$\varepsilon = T_p - T'_p = 23,73 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad 4.84$$

Luego, se comienza una nueva iteración con el valor $T_p=21,02$. Los resultados para diferentes diámetros de cañería, se muestran a continuación.

En la Tabla 4.13, se muestran los resultados para el caso en que se utiliza Etilen Glicol como fluido de trabajo.

Tabla 4.13: Pérdida térmica en cañería para el caso con Etilen Glicol.

Diámetro nominal cañería D_{ca} [in]	Pérdida de calor q_{ca} [W/m]	Temperatura de pared T_p [°C]	Error ϵ [%]
5,00	23,10	23,56	0,03%
6,00	26,34	23,83	0,03%
8,00	32,38	24,22	0,03%
10,00	38,70	24,50	0,03%
12,00	44,60	24,70	0,03%

En la Tabla 4.14, se enumeran los resultados con Thermia B como fluido de trabajo.

Tabla 4.14: Pérdida térmica en cañería para el caso con fluido Thermia B.

Diámetro nominal cañería D_{ca} [in]	Pérdida de calor q_{ca} [W/m]	Temperatura de pared T_p [°C]	Error ϵ [°C]
5,00	23,15	23,54	0,01%
6,00	26,42	23,81	0,02%
8,00	32,51	24,20	0,02%
10,00	38,91	24,50	0,02%
12,00	44,91	24,71	0,03%

En la Tabla 4.15, se presentan los resultados en el caso con agua.

Tabla 4.15: Pérdida térmica en cañería para el caso con Agua.

Diámetro nominal cañería D_{ca} [in]	Pérdida de calor q_{ca} [W/m]	Temperatura de pared T_p [°C]	Error ϵ [°C]
5,00	33,83	26,83	0,06%
6,00	38,59	27,19	0,05%
8,00	47,42	27,69	0,04%
10,00	56,65	28,07	0,03%
12,00	65,24	28,32	0,03%

Se considera suficiente un error menor a 0,1%, por lo que estos valores son utilizados para el cálculo de las pérdidas térmicas en las cañerías de acuerdo al fluido de trabajo empleado.

4.5.2. Caída de presión en la cañería

Para el cálculo de caída de presión a lo largo de la cañería, se emplea la siguiente metodología [31], en los mismos casos.

Mediante las ecuaciones 4.77 y 4.78, se obtienen respectivamente la velocidad del flujo y el número de Reynolds.

El factor de fricción en la cañería se calcula con la aproximación de S. E. Halan, correspondiente a la ecuación 4.85, para una rugosidad del acero (ϵ) de 0,045 mm [31].

$$f = \frac{1}{\left(-1,8 \cdot \text{Log} \left(\frac{6,9}{Re_f} + \left(\frac{\epsilon}{3,7} \right)^{1,11} \right)\right)^2} \quad 4.85$$

$$= \frac{1}{\left(-1,8 \cdot \text{Log} \left(\frac{6,9}{2,02 \cdot 10^4} + \frac{4,5 \cdot 10^{-5}}{3,7 \cdot 0,129} \right)\right)^2} = 0,026$$

La pérdida de carga por metro de cañería se calcula con la ecuación 4.86.

$$\Delta P_{ca} = f \cdot \rho_f \cdot \frac{v^2}{2 \cdot D_i} = 0,026 \cdot 1083,80 \cdot \frac{0,62^2}{2 \cdot 0,129 \cdot 100.000} = 0,00085 \left[\frac{\text{bar}}{\text{m}} \right] \quad 4.86$$

En la Tabla 4.16, se presenta la pérdida de carga en cañerías con Etilen Glicol.

Tabla 4.16: Pérdida de carga a lo largo de la cañería caso con Etilen Glicol.

Diámetro nominal cañería D [in]	Reynolds Re_f	Factor por fricción f	Pérdida de presión ΔP_{ca} [bar/m]
5,000	2,02E+04	0,026	0,00085
6,000	1,69E+04	0,027	0,00037
8,000	1,29E+04	0,029	0,00010
10,000	1,02E+04	0,031	0,00003
12,000	8,60E+03	0,032	0,00001

En la Tabla 4.17, se muestra la pérdida de presión en cañerías con el fluido Thermia B.

Tabla 4.17: Pérdida de carga a lo largo de la cañería caso con Thermia B.

Diámetro nominal cañería D [in]	Reynolds Re_f	Factor por fricción f	Pérdida de presión ΔP_{ca} [bar/m]
5,000	3,14E+02	0,112	9,82E-07
6,000	2,63E+02	0,124	4,46E-07
8,000	2,00E+02	0,145	1,32E-07
10,000	1,59E+02	0,166	4,87E-08
12,000	1,34E+02	0,186	2,27E-08

En la Tabla 4.18, se presenta la pérdida de carga en cañerías por donde fluye agua.

Tabla 4.18: Pérdida de carga a lo largo de la cañería caso con Agua.

Diámetro nominal cañería D [in]	Reynolds Re_f	Factor por fricción f	Pérdida de presión ΔP_{ca} [bar/m]
5,000	1,29E+05	0,019	0,000237
6,000	1,08E+05	0,019	0,000099
8,000	8,24E+04	0,019	0,000026
10,000	6,56E+04	0,020	0,000009
12,000	5,51E+04	0,021	0,000004

Estos resultados son utilizados para calcular las pérdidas de carga en el transporte del fluido de trabajo por las cañerías. Las pérdidas aparentemente son bajas, pero dependerá de cuan largo sea el recorrido de las cañerías alrededor del campo solar y desde éste a la planta de electrobtención.

4.6. Dimensionamiento de bombas

Para el dimensionamiento del sistema de bombeo, se deben calcular todas las pérdidas de carga del circuito. Con la ecuación 4.87, se calcula la potencia de bombeo necesaria para el circuito del campo solar, donde (η_{pump}) es la eficiencia de bombeo.

$$P_{pump} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f} \cdot \left(\frac{\Delta P_{ca} \cdot L_{ca} + \Delta P_{IC} + \Delta P_s}{\eta_{pump}} \right) \quad 4.87$$

4.7. Balance energético de la planta SSTH

El objetivo de la presente fase es determinar: i) el aporte energético solar; ii) la eficiencia energética del campo solar; iii) el aporte calórico de la caldera al sistema; iv) el consumo de combustible, y v) la reducción de emisiones de carbono.

El aporte solar (Q_s) es el balance energético entre el calor aportado por el campo solar, las pérdidas térmicas de transporte del fluido de trabajo por las cañerías y la eficiencia del intercambiador de calor con el electrolito rico.

Las variables del balance térmico de los SSTH cambian constantemente durante el día. Por lo tanto, el balance térmico se realiza para cada diez minutos, intervalo de tiempo para el cual se tienen mediciones de radiación.

Las ecuaciones 4.88, 4.89, 4.90 y 4.91, muestran cómo se calcula el aporte solar para una hora del día t , donde: i) T_{ec} es la temperatura de entrada a los colectores; ii) T_{sc} la temperatura de salida de los colectores; iii) $T_{e,IC}$ la temperatura de entrada al intercambiador de calor; iv) $T_{s,IC}$ la temperatura de salida del intercambiador de calor; v) Q_{ca} las pérdidas térmicas en las cañerías; vi) η_{IC} la eficiencia térmica del intercambiador térmico; vii) \dot{m}_f es el flujo másico del fluido de trabajo, y viii) Cp_f es el calor específico del fluido de trabajo.

$$T_{ec_t} = T_{sIC_{t-1}} + \frac{Q_{ca_t}}{\dot{m}_f \cdot Cp_f} \quad 4.88$$

$$T_{sc_t} = T_{ec_t} + \frac{Q_{c_t}}{\dot{m}_f \cdot Cp_f} \quad 4.89$$

$$T_{eIC_t} = T_{sc_t} + \frac{Q_{ca_t}}{\dot{m}_f \cdot Cp_f} \quad 4.90$$

$$Q_{s_t} = \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_{sIC_t} - T_{eIC_t}) \cdot \eta_{IC} \quad 4.91$$

La caldera de apoyo aporta la energía faltante para calentar el electrolito rico lo necesario. Con las ecuaciones 4.92 y 4.93, se calcula el consumo energético en la caldera, Q_{bt} , para un intervalo de tiempo, donde: i) T_{est} es la temperatura de entrada del electrolito rico al aporte solar, de 38 °C; ii) T_{sst} es la temperatura de salida del aporte solar; iii) T_{sbt} es la temperatura de salida del electrolito rico del sistema de caldera, 46 °C; iv) η_b es la eficiencia térmica de la caldera; v) m_{EW} es el flujo másico del electrolito, y vi) Cp_{EW} es el calor específico del electrolito rico.

$$T_{sst} = T_{est} + \frac{Q_{st}}{m_{EW} \cdot Cp_{EW}} \quad 4.92$$

$$Q_{bt} = m_{EW} \cdot Cp_{EW} \cdot \frac{(T_{sbt} - T_{sst})}{\eta_{IC}} + Q_{cat} \quad 4.93$$

El consumo térmico de la caldera, se calcula con la ecuación 4.94.

$$Q'_{bt} = \frac{Q_{bt}}{\eta_{bt}} \quad 4.94$$

Sumando los valores horarios obtenidos se calculan los valores anuales con los que se obtienen las eficiencias energéticas y la reducción de emisiones de carbono.

Para el cálculo de la eficiencia energética del campo solar, el consumo energético total es la radiación solar disponible (H_{Gt}) por el área de colección solar, más el consumo energético por bombeo en el circuito solar (W_{pst}) y por el tracking solar (W_{st}) en los casos requeridos. En la ecuación 4.95, se expresa el cálculo de la eficiencia energética solar (ε_{st}).

$$\varepsilon_{st} = \frac{Q_{st}}{A_c \cdot N_c \cdot H_{Gt} + W_{pst} + W_{st}} \quad 4.95$$

Para el cálculo de la eficiencia energética del sistema de la caldera, el consumo energético total es el consumo térmico de la caldera (Q'_{bt}), más el consumo energético por bombeo en el circuito de la caldera (W_{pbt}) y el consumo eléctrico de la caldera (W_{bt}). Con la ecuación 4.96, se calcula la eficiencia energética del circuito de la caldera (ε_{bt}).

$$\varepsilon_{bt} = \frac{Q_{bt}}{Q'_{bt} + W_{pbt} + W_{bt}} \quad 4.96$$

Por lo tanto, la eficiencia total del SSTH (ε_t) se calcula con la ecuación 4.97.

$$\varepsilon_t = \frac{Q_{st} + Q_{bt}}{A_c \cdot N_c \cdot H_{Gt} + W_{ps_t} + W_{st} + Q'_{bt} + W_{pb_t} + W_{bt}} \quad 4.97$$

El consumo de combustible (CC) es el cociente del aporte calórico anual de la caldera ($Q_{b,anual}$) y el poder calorífico del combustible en evaluación (PC). La ecuación 4.98, expresa el cálculo del consumo de combustible y la ecuación 4.99, el cálculo de las emisiones de CO₂ anuales, donde FE_c es el factor de emisión del combustible y FE_e el factor de emisión de la energía eléctrica del sistema interconectado del norte grande (SING).

$$CC_{anual} = \frac{Q'_{b_{anual}}}{PC} \left[\frac{kg}{año} \right] \quad 4.98$$

$$E_{CO_2} = FE_c \cdot CC_{anual} + FE_e \cdot (W_{ps_{anual}} + W_{s_{anual}} + W_{pb_{anual}} + W_{b_{anual}}) \left[\frac{t}{año} \right] \quad 4.99$$

5. Metodología de diseño SSTH base con SAT

5.1. Diagrama de flujo SSTH con SAT

Este sistema térmico comporta además un estanque de almacenamiento térmico que permite sobredimensionar el campo solar, sin perder la energía térmica sobrante durante las horas de mayor radiación.

La Figura 5.1, es el diagrama de flujo del SSTH con almacenamiento térmico, donde: i) SAT es el sistema de almacenamiento térmico; ii) el intercambiador de calor entre el campo solar y el SAT es ICS, y iii) SIC es el intercambiador térmico entre el almacenamiento térmico y el electrolito. Los demás componentes son los utilizados en el sistema SSTH base.

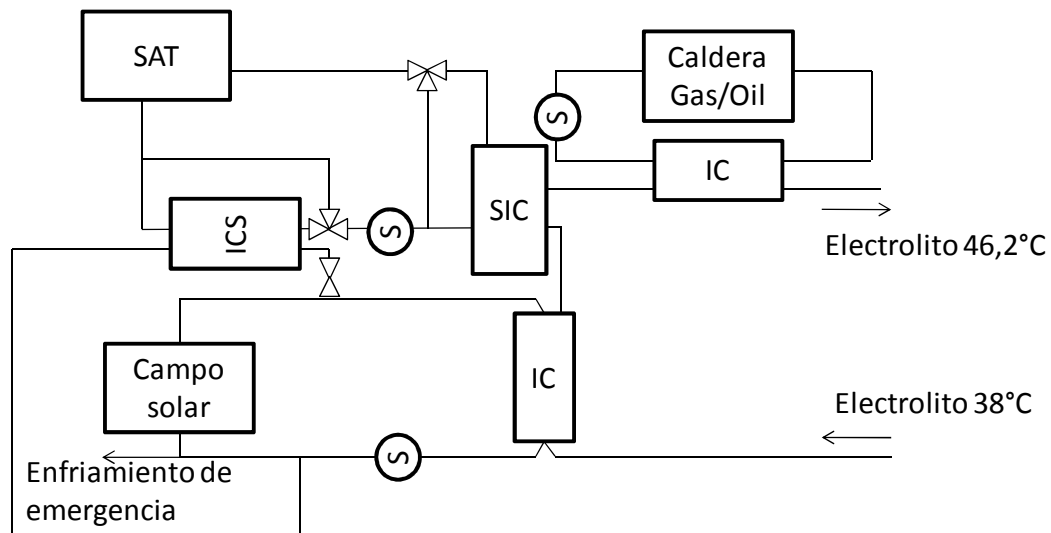


Figura 5.1: Diagrama de flujo SSTH con almacenamiento térmico.

5.2. Metodología de cálculo del SAT

Con la tecnología de almacenamiento térmico seleccionada, se conserva energía en forma de calor sensible en un medio, agua en este caso. El tamaño del estanque depende directamente de la capacidad de almacenar energía del medio utilizado. En el caso del agua, se requieren generalmente bastantes cantidades, debido a que la temperatura máxima alcanzable es de 95 °C, lo que es bajo en relación a las potencias a las que se quiere trabajar.

El depósito debe ser suficientemente grande para almacenar la energía térmica máxima que sobra del campo solar al sobre dimensionar el tamaño de éste.

5.2.1. Dimensionamiento del estanque

De los capítulos anteriores, se obtiene la potencia térmica por colector solar (q_c). Cuando la potencia solar supera la de la planta, hay un excedente de energía, $Q_{E,c}$, que se almacena en el estanque de agua. La ecuación 5.1, muestra el cálculo del excedente de energía que se produce por un período de tiempo, t_E .

$$Q_{E,c} = (q_c \cdot N_c - P_{EW}) \cdot t_E \quad 5.1$$

El excedente diario es la suma de cada uno de los intervalos de tiempo. Del análisis anterior, se obtiene el exceso de energía diario.

Para asegurar que no se pierda energía, el almacenamiento térmico se diseña para el día de más energía. Con la ecuación 5.2, se calcula la masa de agua (M_a) necesaria para almacenar el excedente de energía, donde: i) Cp_a es el calor específico del agua; ii) T_E es la temperatura máxima a la cual se quiere llegar en el estanque, y iii) T_0 es la temperatura ambiente promedio del día.

$$M_a = \frac{\sum Q_{E,c_{máx}}}{Cp_a \cdot (T_E - T_0)} \quad 5.2$$

Con la masa de agua necesaria, se dimensiona el tamaño del estanque, minimizando el área del manto. V_{a1} es el volumen de agua a la temperatura inicial del estanque.

El estanque debe ser capaz de absorber la expansión térmica del agua, que se calienta de 40 a 95 °C. En la ecuación 5.3, se expresa el cálculo del volumen inicial de agua requerida.

$$V_{a1} = M_a \cdot \rho_a \quad 5.3$$

El agua tiene un coeficiente de expansión térmica de $0,00021 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Para este valor se calcula el volumen de expansión de 40 a $95 \text{ } ^\circ\text{C}$, con la ecuación 5.4.

$$V_{aexp} = V_{a1} \cdot (95 - 40) * 0,00021 = 0,012 \cdot V_{a1} \quad 5.4$$

El diseño recomendado para estanques de expansión térmica es aumentar el volumen al doble de la expansión. De esta manera el volumen del estanque (V_E) se calcula con la ecuación 5.5.

$$V_E = V_{a1} \cdot (1,024) \quad 5.5$$

Con las ecuaciones 5.6, 5.7, 5.8 y 5.9, se determina el diámetro óptimo del estanque ($D_{E,o}$), donde: i) h_E es la altura del estanque; ii) D_E es el diámetro del estanque, y iii) A_E es el área del manto del estanque.

$$A_E = D_E \cdot h_E \cdot \pi + \frac{D_E^2}{2} \cdot \pi \quad 5.6$$

$$h_E = 4 \cdot \frac{V_E}{\pi \cdot D_E^2} \quad 5.7$$

$$\frac{dA_E}{dD_E} = -4 \cdot \frac{V_E}{D_E^2} + D_E \cdot \pi \quad 5.8$$

$$D_{E,o} = \sqrt[3]{4 \cdot \frac{V_E}{\pi}} \quad 5.9$$

Con la segunda derivada, se comprueba que el diámetro minimiza el área del estanque. En la ecuación 5.10, se muestra la segunda derivada de la ecuación 5.6.

$$\frac{d^2 A_E}{dD_E^2} = 8 \cdot \frac{V_E}{D_E^2} + \pi > 0 \quad 5.10$$

En la Figura 5.2, se ilustra el diseño conceptual del estanque de agua.

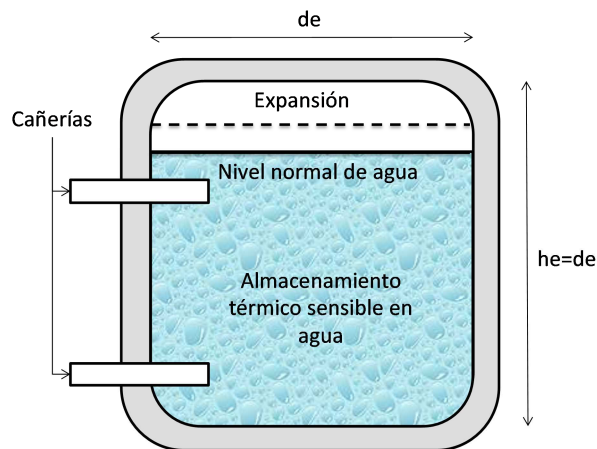


Figura 5.2: Dimensiones del estanque de almacenamiento térmico.

5.2.2. Pérdidas de calor en el estanque

Para el estanque aislado térmicamente se consideran las características de la Tabla 5.1.

Tabla 5.1: Características estanque térmico.

Conductividad térmica del acero al carbono [W/m·K]	k_{manto}	55
Espesor relativo a la altura del estanque [mm/m]	e_{manto}	2
Conductividad térmica de la lana mineral 80 kg/m³ [W/m·K]	k_{ais}	0,038
Espesor aislación [m]	e_{ais}	0,1

Para calcular las pérdidas térmicas, se considera el estanque como un cilindro vertical y se utiliza la metodología iterativa del capítulo 4.5.1.

Con la ecuación 5.11, se calcula el número de Grashof del aire (Gr_{air}).

$$Gr_{\text{air}} = g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot \frac{h_e^3}{\nu^2} \quad 5.11$$

Con la ecuación 4.75, se obtiene el número de Rayleigh, que se emplea en el cálculo del coeficiente de convección mediante la ecuación 5.12.

$$h_{\text{air}} = \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{7 \cdot Ra_H \cdot Pr_{\text{air}}}{5 \cdot (20 + 21 \cdot Pr_{\text{air}})} \right)^{\frac{1}{4}} + \frac{4 \cdot (272 + 315 \cdot Pr_{\text{air}}) \cdot h_e}{35 \cdot (64 + 63 \cdot Pr_{\text{air}}) \cdot d_e} \quad 5.12$$

En la Tabla 5.2, se presentan las propiedades del agua necesarias para calcular el coeficiente de convección dentro del estanque.

Tabla 5.2: Características del agua.

Prantdl	Pr_a	2,92
Conductividad térmica [W/mK]	k_a	0,58
Coefficiente de expansión térmica [1/k]	β_a	0,21

Mediante la ecuación 5.11, se calcula el número de Grashof del agua (Gr_a), con la ecuación 4.75, el número de Rayleigh, y con las ecuaciones 5.13 y 5.14, el coeficiente de convección del agua en una pared vertical.

$$h_a = 0,75 \cdot Ra_H^{\frac{1}{5}} \cdot \frac{k_a}{h_E} ; 10^5 < Ra_H < 10^{13} \quad 5.13$$

$$h_a = 0,645 \cdot Ra_H^{0,22} \cdot \frac{k_a}{h_E} ; 10^{13} < Ra_H < 10^{16} \quad 5.14$$

El área de transferencia de calor del estanque térmico, se calcula con la ecuación 5.15.

$$A_e = \pi \cdot D_E \cdot h_E + 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_E}{2}\right)^2 \quad 5.15$$

El coeficiente global de pérdidas de calor, se calcula con la ecuación 5.16.

$$U_{L,E} = \frac{A_E}{\frac{1}{h_{air}} + \frac{\ln\left(\frac{D_E + 2 \cdot e_{manto}}{D_E}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{manto}} + \frac{\ln\left(\frac{D_E + 2 \cdot e_{manto} + 2 \cdot e_{manto}}{D_E + 2 \cdot e_{manto}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ais}} + \frac{1}{h_a}} \quad 5.16$$

Las pérdidas de calor, se calculan con la ecuación 5.17.

$$Q_e = U_{L,E} \cdot (T_o - T_E) \quad 5.17$$

Debido a que el presente proyecto es una evaluación a nivel de perfil, las diferencias entre las pérdidas térmicas del estanque de la cara superior e inferior respecto al manto se consideran despreciables y se calcula la pérdida de calor del almacenamiento térmico con el mismo coeficiente de transferencia de calor $U_{L,E}$ para todo el manto del estanque.

5.3. Balance térmico SSTH con SAT

Para el balance térmico, se ocupa una metodología muy parecida a la utilizada en el capítulo 4.7, con la diferencia de que se agrega el aporte del sistema de almacenamiento térmico. Con las ecuaciones 5.18 y 5.19, se calculan las temperaturas de entrada y salida del campo solar.

$$T_{ec_t} = T_{s,IC_{t-1}} + \frac{Q_{ca_{t-1}}}{\dot{m}_f \cdot Cp_f} \quad 5.18$$

$$T_{sc_t} = T_{ec_t} + \frac{Q_{c_t}}{\dot{m}_f \cdot Cp_f} \quad 5.19$$

Si la potencia del fluido de transferencia de calor, a la salida de los colectores solares es mayor que el requisito de potencia del electrolito, parte de la energía es transmitida al sistema SAT. Con las ecuaciones 5.20, 5.21, 5.22 y 5.23, se calculan respectivamente la energía térmica que se debe almacenar y la temperatura del estanque, donde: i) Q'_{SAT_t} es la energía térmica que se debe almacenar en t; ii) \dot{m}_{f,SAT_t} es el flujo másico al intercambiador del SAT; iii) T_{e,ICS_t} es la temperatura de entrada al ICS; iv) Q_{SAT_t} es la energía almacenada, y v) T_{s,ICS_t} es la temperatura de salida del intercambiador térmico campo solar – SAT.

$$\dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_{sc_t} - 53) + Q_{ca_t} > P_{EW} \cdot FP_s ; \quad 5.20$$

$$Q'_{SAT_t} = (\dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_{sc_t} - 53) + Q_{ca_t} - P_{EW} \cdot FP_s) \cdot \eta_{IC}$$

$$\dot{m}_{f,SAT_t} = \frac{Q'_{SAT_t}}{Cp_f \cdot (T_{s,c_t} - 53)} \quad 5.21$$

$$T_{e,ICS_t} = T_{s,c_t} + \frac{Q_{ca_t}}{\dot{m}_{f,SAT_t} \cdot Cp_f} \quad 5.22$$

$$Q_{SAT_t} = \dot{m}_{f,SAT} \cdot Cp_f \cdot (T_{e,ICS_t} - T_{s,ICS_t}) \quad 5.23$$

La temperatura de entrada al intercambiador del campo solar con el electrolito se calcula con la ecuación 5.24.

$$T_{eIC_t} = T_{s,c_t} + \frac{Q_{ca_t}}{(\dot{m}_f - \dot{m}_{f,SAT_t}) \cdot Cp_f} \quad 5.24$$

Si el aporte solar directo (de los colectores al electrolito) no es suficiente para cubrir la demanda del electrolito rico, se extrae energía del almacenamiento térmico. Con las ecuaciones 5.25, 5.26, 5.27 y 5.28, se calculan el aporte indirecto solar y la temperatura del estanque para el próximo período, donde: i) \dot{m}_a es el flujo másico del circuito de almacenamiento térmico; ii) T_{Et} es la temperatura del agua en el estanque en el tiempo t ; iii) Q_{s,SAT_t} es el calor aportado desde el sistema de almacenamiento térmico, y iv) $Q_{SAT,pt}$ son las pérdidas térmicas al ambiente.

$$M_a \cdot Cp_a \cdot (T_{Et} - 51) > \dot{m}_{EW} \cdot Cp_{EW} \cdot (46 - T_{ss_t}) \cdot \frac{\Delta t}{\eta_{IC}} ; \quad 5.25$$

$$Q_{s,SAT_t} = \dot{m}_{EW} \cdot Cp_{EW} \cdot (46 - T_{ss_t})$$

$$0 < M_a \cdot Cp_a \cdot (T_{Et} - 51) < \dot{m}_{EW} \cdot Cp_{EW} \cdot (46 - T_{ss_t}) \cdot \frac{\Delta t}{\eta_{IC}} ; \quad 5.26$$

$$Q_{s,SAT_t} = \dot{m}_a \cdot Cp_a \cdot (T_{Et} - T_{s,SIC_t}) \cdot \eta_{IC}$$

$$0 > M_a \cdot Cp_a \cdot (T_{Et} - 51) ; \quad 5.27$$

$$Q_{s,SAT_t} = 0$$

$$T_{Et+1} = T_{Et} + \frac{(Q_{SAT,pt} - Q_{s,SAT_t}) \cdot \Delta t}{M_a \cdot Cp_a} \quad 5.28$$

De esta manera, se calcula respectivamente el aporte solar y la temperatura de salida del electrolito con las ecuaciones 5.29 y 5.30.

$$Q_{st} = \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_{sIC_t} - T_{eIC_t}) \cdot \eta_{IC} + Q_{s,SAT_t} \quad 5.29$$

$$T_{ss_t} = T_{est} + \frac{Q_{st}}{\dot{m}_{EW} \cdot Cp_{EW}} \quad 5.30$$

De no ser suficiente el aporte solar, el sistema de la caldera de apoyo contribuye con la energía faltante para calentar el electrolito rico. Con la ecuación 4.93, se calcula el aporte térmico de la caldera y con la ecuación 4.94, el consumo energético de la caldera.

Con la ecuación 5.31, se calcula la eficiencia energética del sistema de almacenamiento térmico (ϵ_{SAT}), donde (W_{p,SAT_t}) es el consumo eléctrico por bombeo del circuito de almacenamiento.

$$\varepsilon_{st} = \frac{Q_{s,SAT_t}}{Q'_{SAT_t} + W_{p,SAT_t}} \quad 5.31$$

Con las ecuaciones 4.95 y 4.96, se calcula respectivamente la eficiencia del circuito solar y de la caldera. Agregando el efecto del sistema de almacenamiento térmico, la eficiencia energética total del SSTH con SAT (ε_t), se calcula con la ecuación 5.32.

$$\varepsilon_t = \frac{Q_{st} + Q_{bt} + Q_{s,SAT_t}}{A_c \cdot N_c \cdot H_{Gt} + W_{pst} + W_{st} + Q'_{bt} + W_{pbt} + W_{bt} + Q'_{SAT_t} + W_{p,SAT_t}} \quad 5.32$$

Con la ecuación 4.98, se calcula el consumo de petróleo y con la ecuación 5.33, se calculan las emisiones de CO₂ a la atmosfera.

$$E_{co_2} = FE_c \cdot CC_{anual} + FE_e \cdot (W_{ps_{anual}} + W_{s_{anual}} + W_{pb_{anual}} + W_{b_{anual}} + W_{p,SAT_{anual}}) \left[\frac{t}{año} \right] \quad 5.33$$

6. Metodología de diseño SSTH base con BCG

6.1. Diagrama de flujo SSTH con BCG

El sistema consiste en una bomba de calor que extrae energía térmica de la tierra a profundidades mayores a 10 m y la transfiere al electrolito rico.

Cuando no existe aporte térmico de los colectores, la bomba de calor geotérmica comienza a funcionar y a entregar calor al electrolito. El sistema BCG se conecta en serie a los demás sistemas térmicos del SSTH para aportar calor al electrolito rico.

En la Figura 6.1, se muestra el diagrama de flujo del sistema, donde: i) ICG es el intercambiador de calor geotérmico, y ii) BCG es la bomba de calor. Los demás equipos son los mencionados anteriormente para el SSTH base.

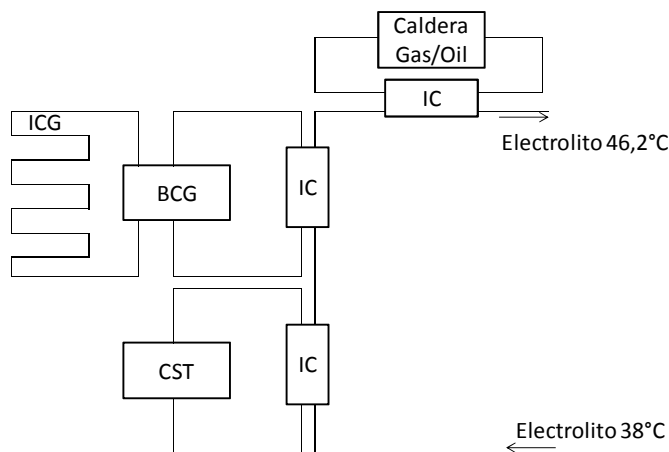


Figura 6.1: Diagrama de flujo del SSTH con BCG

6.2. Metodología de cálculo de la BCG

El circuito de la bomba geotérmica depende: i) del rendimiento del intercambiador geotérmico ICG; ii) del desempeño de la bomba de calor BC, y iii) del funcionamiento de los demás componentes del circuito.

El ICG se calcula para que la bomba de calor aporte 1 MWt, potencia máxima de una bomba de calor HYDROCIAT LW R134a, ver Anexo C.6.

Una configuración típica de un ICG, se compone de una serie de líneas en paralelo, con una serie de pozos o sondas, que transportan el fluido de trabajo a través de la tierra, llegando a profundidades de 100 m, ver Anexo B.3.

A continuación se muestra el cálculo del intercambiador geotérmico y de bomba de calor para determinar los aspectos técnicos del circuito.

6.2.1. Dimensionamiento del intercambiador geotérmico (ICG)

La energía transferida de la tierra al fluido de trabajo en el intercambiador geotérmico dice relación con: i) con las propiedades del suelo del lugar; ii) con la temperatura del suelo, T_G ; iii) con las características del pozo; iv) con las propiedades de la sonda utilizada y el trazado de pozos, y v) con el fluido de trabajo y la operación en el intercambiador.

La litología general de la II Región de Antofagasta se describe como: "Depósitos consolidados o rocas sedimentarias de: i) Areníscas, ii) Lutitas, iii) Limolitas y iv) Arcillolitas de deposición lacustre o marina. Localmente presenta intercalaciones de carbono" [29]. En la Tabla 6.1, se presentan las propiedades típicas para un suelo similar a la litología general de la II Región de Antofagasta [30].

Tabla 6.1: Propiedades térmicas típicas del suelo sedimentario seco [30].

Conductividad térmica [W/m·K]	KG	2,2
Capacidad calorífica volumétrica [MJ/m³·K]	CpG	2,2
Difusividad térmica [m²/s]	αG	3,6x10 ⁻³

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor del intercambiador geotérmico, se utiliza una temperatura del suelo, bajo 10 m, de 16 °C, información medida para la ciudad de Santiago de Chile [30]. Se utiliza este valor de la temperatura del suelo, ya que no se encuentran estadísticas sobre la temperatura a profundidades mayores a 10 m [30].

Para el diseño del ICG, se selecciona una sonda llamada "Simple U", porque consta de una sola cañería y tiene forma de "U". Se considera una profundidad de pozo de 100 m y se rellena con un mortero pobre el pozo alrededor de la cañería "U" de HDPE. En la Figura 6.2, se aprecia el diseño de la sonda. Esta es una configuración típicamente utilizada en bombas geotérmicas, ver Anexo B.3.

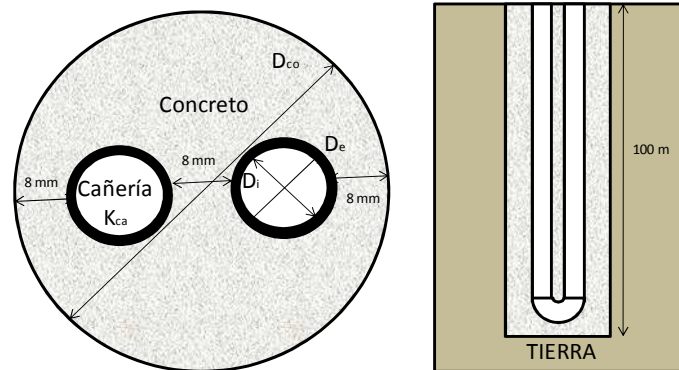


Figura 6.2: Sonda típica para intercambiadores de calor geotérmicos.

Con los datos técnicos de la bomba de calor seleccionada, ver Anexo C.6, se calcula el calor que se debe extraer de la tierra (Q_G) con la ecuación 6.1, donde: i) (Q_{tot}) es el calor total aportado por el sistema BC de 1 MW_t, y ii) (W_{comp}) es la potencia absorbida por el compresor para el punto máximo de operación [14].

$$Q_G = Q_{tot} - W_{comp} = 1.000 - 258 = 742 \text{ [kW]} \quad 6.1$$

Para mejorar la transferencia de calor y disminuir la longitud del intercambiador geotérmico, se opera con el flujo másico máximo permitido por la BC según el catálogo, ver Anexo C.6. Con la ecuación 6.2, se calcula el flujo másico para un número inicial de líneas de pozos en paralelo (N_{sp}).

$$\dot{m}_{f,s} = \frac{\dot{m}_{f,G}}{N_{s,p}} \quad 6.2$$

De acuerdo a la cañería a que se emplee, el fluido de trabajo y los datos anteriores, se pueden calcular respectivamente la velocidad del flujo y el número de Reynolds con las ecuaciones 6.3 y 6.4.

$$v_{f,s} = \frac{\dot{m}_{f,s}}{\pi \cdot \left(\frac{D_i}{2}\right)^2 \cdot \rho_f} \quad 6.3$$

$$Re = v_{f,s} \cdot D_i \cdot \frac{\rho_f}{\mu_f} \quad 6.4$$

Para asegurar un flujo turbulento por las sondas, se calcula un número máximo de líneas en paralelo tal que $Re > 2300$. En la Tabla 6.2, se presentan las opciones de cañerías de polietileno PE 100 para 10 bar, ver el catálogo de cañerías de HDPE en el Anexo C.8. La conductividad térmica del polietileno es de 0,43 W/m·K.

Tabla 6.2: Cañería de polietileno PE 100 [Anexo C.8].

Diámetro nominal [in]	Diámetro interior [mm]	Espesor [mm]
1	27,4	2,3
2 ½	66,0	4,5
3	79,2	5,4
4	96,8	6,6
5	110,2	7,4
5 ½	123,4	8,3
6	141,0	9,5
7	158,6	10,7
8	176,2	11,9
9	198,2	13,4

Para una primera aproximación se utiliza la cañería de 1". Con la ecuación 6.5, se obtiene el número máximo de líneas en paralelo para asegurar flujo turbulento.

$$N_{s,p,máx} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{f,G}}{2.300 \cdot \mu_f \cdot \pi \cdot D_i} = \frac{4 \cdot 81}{2.300 \cdot 0,0605 \cdot \pi \cdot 0,032} = 27,18 \quad 6.5$$

Se selecciona el mayor número de sondas en paralelo para disminuir los pozos en serie y la caída de presión, $N_{s,p}=27$.

Si $Re > 2.300$, el flujo es turbulento, con la ecuación 6.6, se calcula el coeficiente de convección del flujo [31].

$$h_f = 0,23 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \frac{k_f}{D_i} = 0,23 \cdot 2.315^{0,8} \cdot 757^{0,4} \cdot \frac{0,2}{0,032} \quad 6.6$$

$$= 1.170,62 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Para calcular la transferencia de calor por el manto de cañería, se determina la resistencia térmica del intercambiador geotérmico. La resistencia térmica del ICG se compone de: i) la resistencia térmica de la sonda (R_s), y ii) La resistencia térmica del suelo (R_G). Las dimensiones y la composición de la sonda se muestran en la Figura 6.3, entre medio de las cañerías y entre las cañerías y el perímetro existen 20 mm de distancia a relleno con un mortero pobre.

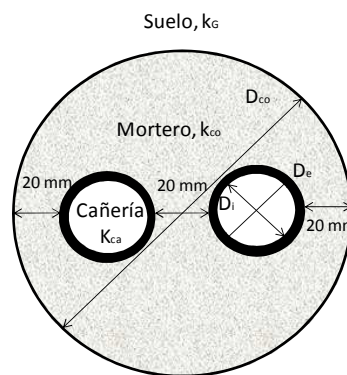


Figura 6.3: Dimensiones y composición de la sonda geotérmica.

La ecuación 6.7, expresa el cálculo de la resistencia térmica del fluido que circula por el intercambiador térmico (R_f).

$$R_f = \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot h_f} = \frac{1}{\pi \cdot 0,027 \cdot 1.170} = 0,01 \left[\frac{m \cdot K}{W} \right] \quad 6.7$$

Con la ecuación 6.8, se calcula la resistencia térmica de la cañería (R_{ca}), donde: i) D_e es el diámetro exterior de la cañería, y ii) k_{ca} es la conductividad térmica de la cañería.

$$R_{ca} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ca}} = \frac{\ln\left(\frac{0,032}{0,027}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0,43} = 0,06 \left[\frac{m \cdot K}{W} \right] \quad 6.8$$

La ecuación 6.9, expresa el cálculo de la resistencia térmica entre el concreto y la cañería de una sonda tipo "U" de tuberías equidistantes del centro y del perímetro del concreto [32].

$$R_{co} = \frac{1}{17,44 \cdot \left(\frac{D_s}{D_e}\right)^{-0,6052} \cdot k_{co}} = \frac{1}{17,44 \cdot \left(\frac{0,124}{0,032}\right)^{-0,6052} \cdot 1,6} \quad 6.9$$

$$= 0,08 \left[\frac{m \cdot K}{W} \right]$$

Con la ecuación 6.10, se calcula la resistencia térmica del suelo para un tiempo determinado de utilización del intercambiador geotérmico a toda carga. Se considera que la bomba de calor se utiliza durante la noche por lo que el tiempo de utilización diario (t) es de 10 h.

$$R_G = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_G} \cdot \text{Ln} \left(\frac{4 \cdot \alpha_G \cdot t}{1,78 \cdot \left(\frac{D_s}{2}\right)^2} \right) = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 2,2} \cdot \text{Ln} \left(\frac{(4 \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \cdot 10)}{1,78 \cdot \left(\frac{0,124}{2}\right)^2} \right) \quad 6.10$$

$$= 0,22 \left[\frac{m \cdot K}{W} \right]$$

La resistencia térmica total del intercambiador geotérmico, es la suma de las resistencias térmicas y se calcula con la ecuación 6.11.

$$R_{tot} = R_f + R_{ca} + R_{co} + R_G = 0,01 + 0,06 + 0,08 + 0,22 = 0,38 \left[\frac{m \cdot K}{W} \right] \quad 6.11$$

De acuerdo a una temperatura de entrada a la bomba de calor desde el intercambiador geotérmico ($T_{s,ICG}$), se calcula la temperatura de entrada al intercambiador geotérmico ($T_{e,ICG}$) con la ecuación 6.12. Con la temperatura del suelo (T_G) y aquellas de entrada y salida del flujo en el intercambiador geotérmico, se calcula la diferencia de temperatura logarítmica con la ecuación 6.13.

$$T_{eICG} = T_{sICG} - \frac{Q_G}{\dot{m}_f \cdot C_{p_f}} = 10 - \frac{742}{81 \cdot 2,5} = 6,36 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad 6.12$$

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_G - T_{eICG}) - (T_G - T_{sICG})}{\text{Ln} \left(\frac{T_G - T_{eICG}}{T_G - T_{sICG}} \right)} = \frac{(16 - 6,36) - (16 - 10)}{\text{Ln} \left(\frac{16 - 5,55}{16 - 10} \right)} = 7,79 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad 6.13$$

Con la ecuación 6.14, se calcula la transferencia de calor por longitud de cañería del intercambiador geotérmico y con la ecuación 6.15, la longitud del intercambiador.

$$q_G = \frac{\Delta T_{log}}{R_{tot}} = \frac{7,79}{0,38} = 21,44 \left[\frac{W}{m} \right] \quad 6.14$$

$$L_{ICG} = \frac{Q_G}{q_G} = \frac{742.000}{21,44} = 37,3 [km] \quad 6.15$$

El número de pozos de 100 m de profundidad (h_{ICG}) dispuestos en serie por línea en paralelo, se calcula con la ecuación 6.16. Por lo tanto, el total de pozos se obtiene con la ecuación 6.17.

$$N_{s,s} = \frac{L_{ICG}}{100 \cdot N_{s,p}} = \frac{37.320,82}{100 \cdot 27} = 7 \quad 6.16$$

$$N_{tot} = N_{s,p} \cdot N_{s,s} = 27 \cdot 7 = 189 \quad 6.17$$

El flujo turbulento permite una mejor transferencia de calor, pero aumenta a la vez la caída de presión en los tubos, lo que exige mayor consumo en la bomba de circulación y por lo tanto empeora la eficiencia de la BCG. La caída de presión de una cañería (Δp) se calcula con la ecuación 6.19. Para determinar el coeficiente de fricción (f) se utiliza el modelo de la ecuación 6.18.

$$2 \times 10^3 < Re < 2 \times 10^4; f = 0,079 \cdot Re^{-\left(\frac{1}{4}\right)} = 0,079 \cdot 2.315^{-\left(\frac{1}{4}\right)} = 0,011 \quad 6.18$$

$$\Delta p = f \cdot \frac{4 \cdot \rho_f \cdot v_f^2}{2 \cdot D_i} = 0,011 \cdot \frac{4 \cdot 863 \cdot 9,08^2}{2 \cdot 0,027 \cdot 100.000} = 0,252 \left[\frac{bar}{m} \right] \quad 6.19$$

La caída de presión total del ICG (ΔP), se calcula para la longitud de las sondas en serie. La ecuación 6.20, muestra el cálculo de dicha pérdida de presión total.

$$\Delta P = \Delta p \cdot N_{s,s} \cdot h_{ICG} = 0,252 \cdot 7 \cdot 200 = 352 [bar] \quad 6.20$$

La caída de presión de la serie de sondas es la total para el ICG, por lo tanto, la potencia de bombeo necesaria se resuelve conforme a la ecuación 6.21.

$$W_{pump} = \dot{m}_G \cdot \frac{\Delta P}{\eta_{pump} \cdot \rho_f} = 81 \cdot 352 \cdot \frac{100}{0,88 \cdot 863} = 3,78 [MW] \quad 6.21$$

La potencia de bombeo es mayor incluso que la potencia térmica que se obtiene de los pozos, por esto se modifica el diámetro de la cañería y pozo a emplear. En la Tabla 6.3, se presentan los resultados para diferentes tamaños de tuberías.

Tabla 6.3: Resultados para sondas con distintos diámetros.

Diámetro nominal cañería [in]	Diámetro del pozo [m]	Número de sondas en paralelo	Número de sondas en serie	Potencia de bombeo [kW]
2 1/2	0,210	11	13	518,73
3	0,224	9	14	333,83
4	0,280	7	17	242,6
5	0,310	6	18	181,72
5 1/2	0,340	6	17	100,28
6	0,380	5	18	77,54
7	0,420	4	21	76,46
8	0,460	4	19	41,97
9	0,510	3	22	45,97

Se selecciona la sonda con cañería de 8" de diámetro nominal, ya que implica un menor consumo en bombeo.

6.2.2. Eficiencia energética de la bomba de calor

Con los datos del intercambiador geotérmico, se calcula el ciclo de refrigeración dentro de la bomba de calor de acuerdo a las tablas termodinámicas del refrigerante R-134A [34] y [35].

Para la transferencia de calor desde la BCG al electrolito rico, se utiliza un flujo de Etilene Glycol. En la ecuación 6.22, se muestra el cálculo de la temperatura de entrada a la BCG del Etilene Glycol, de acuerdo a la operación del electrolito rico. Para que la temperatura de condensación en la BCG sea bajo y disminuya así el trabajo del compresor, se utiliza el flujo másico máximo permitido por la BC seleccionada, ver Anexo C.6. La bomba de calor geotérmica seleccionada entrega por diseño 1 MW_t, por lo que, se realiza los cálculos para una planta SX-EW de dicha potencia agregándose bombas de calor geotérmicas en paralelo para plantas de mayor potencia.

$$T_{e,BC} = \frac{P_{EW}}{m_{f,BC} \cdot Cp_e} + T_{s,BC} = \frac{1.000.000}{173,41 \cdot 2.592} + 53 = 55,3 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad 6.22$$

Se impone una diferencia de temperatura (ΔT_{BC}) de 5 °C entre el refrigerante y el Eilene Glycol para asegurar la transferencia de calor. Con la ecuación 6.23, se calcula la temperatura de condensación.

$$T_{c,BC} = T_{e,BC} + \Delta T_{BC} = 55,3 + 5 = 60,3 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad 6.23$$

La temperatura de evaporación del R-134^a, se calcula con la ecuación 6.24.

$$T_{f,BC} = T_{e,ICG} - \Delta T_{BC} = 5,55 - 5 = 0,55 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad 6.24$$

Con la ecuación 6.25, se calcula el coeficiente de operación ideal COP_{ideal} [14].

$$COP_{ideal} = \frac{T_{f,BC}}{T_{c,BC} - T_{f,BC}} = \frac{273,55}{330,3 - 273,55} = 5,5 \quad 6.25$$

Para describir el cálculo del COP de operación y la eficiencia energética de la bomba de calor geotérmica, se presentan los resultados del ciclo termodinámico del refrigerante de la bomba de calor en la Figura 6.4.

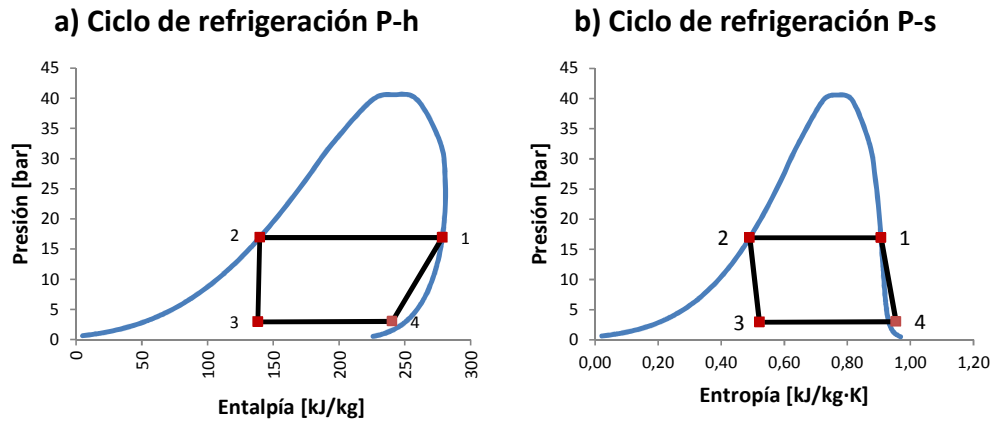


Figura 6.4: Ciclo de refrigeración en los diagramas de saturación.

A continuación se describe como obtener las propiedades termodinámicas del refrigerante, para los puntos 1, 2, 3 y 4 de la Figura 6.4. Con estas propiedades es posible calcular la potencia entregada y el consumo en el compresor.

En el ciclo de refrigeración, es necesario tener vapor saturado a 60,3 °C a la entrada del condensador. En la Tabla 6.4, se muestran las propiedades termodinámicas del refrigerante a la entrada del condensador.

Tabla 6.4: Vapor saturado de R-134A a 60,3 °C.

Punto 1	
Entalpía [kJ/kg]	h_1 278,54
Presión [bar]	P_1 16,93
Entropía [kJ/kg·K]	S_1 0,91

Para obtener el flujo másico de refrigerante, se supone que éste se condensa completamente hasta la saturación en líquido. En la Tabla 6.5, se muestran las propiedades termodinámicas para el refrigerante como líquido saturado a 60,3 °C.

Tabla 6.5: Líquido saturado de R-134A a 60,3 °C.

Punto 2		
Entalpía [kJ/kg]	h_2	139,77
Presión [bar]	P_2	16,93
Entropía [kJ/kg·K]	S_2	0,49

Con la Ecuación 6.26, se obtiene el flujo másico requerido de refrigerante.

$$\begin{aligned} \dot{m}_R &= \dot{m}_{f,BC} \cdot C_{p_e} \cdot \frac{T_{s,BC} - T_{e,BC}}{h_1 - h_2} = 173,41 \cdot 2,59 \cdot \frac{55,3 - 53}{278,54 - 139,77} & 6.26 \\ &= 7,28 \left[\frac{kg}{s} \right] \end{aligned}$$

Luego de la condensación, el refrigerante se expande isoentálpicamente hasta una temperatura de 0,55 °C, para recibir el calor desde el intercambiador geotérmico. En la Tabla 6.6, se presentan las propiedades termodinámicas del refrigerante en el punto 3.

Tabla 6.6: Mezcla líquido vapor de R-134A a 0,55 °C.

Punto 3		
Entalpía [kJ/kg]	h_3	139,77
Presión [bar]	P_3	2,93

Luego de la expansión, el refrigerante se evapora con el calor desde el ICG. Con la ecuación 6.27, se calcula la entalpía del punto 4.

$$h_4 = \frac{Q_G}{\dot{m}_R} + h_3 = \frac{742.000}{7,28} + 139,77 = 241,71 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad 6.27$$

La entalpía del refrigerante para vapor saturado a 0,55 °C es de 250,46 kJ/kg, es decir que en el punto 4 hay mezcla de líquido y vapor.

Para aumentar la entalpía al punto 1 se consume energía eléctrica en el compresor. Con la ecuación 6.28, se calcula dicho consumo suponiendo una eficiencia eléctrica mecánica del compresor (η_e) de 80 %.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_R \cdot \frac{(h_1 - h_4)}{\eta_e} = 7,43 \cdot \frac{(278,54 - 241,71)}{0,8} = 335,13 [kW] \quad 6.28$$

La potencia del compresor es mayor que para el caso máximo del catálogo de la bomba de calor escogida, ver Anexo C.6. Para bajar la potencia del compresor, se itera sobre la metodología aumentando la energía térmica exigida al intercambiador geotérmico.

Con un aporte térmico del ICG de 800 kW, se obtiene una potencia del compresor de 262,63 kW. Potencia aceptable según el catálogo de la bomba de calor geotérmica, ver Anexo C.6.

Para entregar esta potencia, el intercambiador geotérmico crece. Para este requerimiento, son necesarias 4 series de 20 pozos cada una y la potencia de bombeo es de 44,17 kW.

En la Figura 6.5, se grafica el ciclo termodinámico del refrigerante en la bomba de calor, empleando la configuración antes determinada.

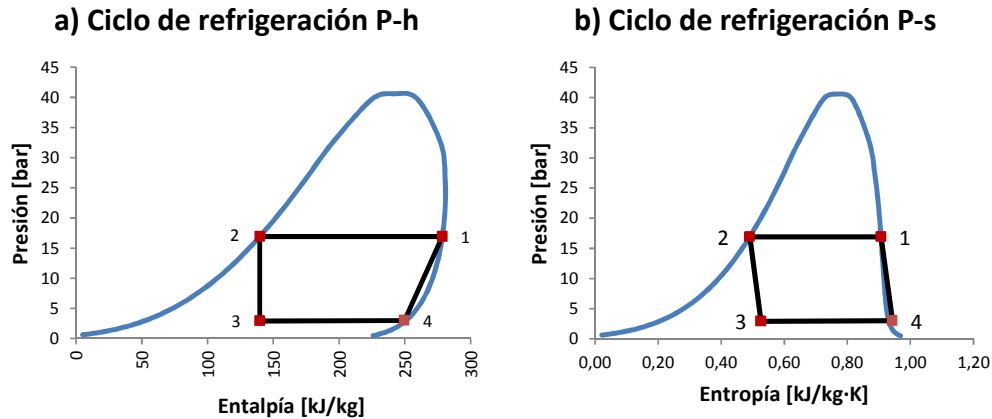


Figura 6.5: Ciclo termodinámico del refrigerante de la bomba de calor.

Con el aumento del aporte térmico del ICG, aumenta la entalpía del refrigerante en el punto 4 a 249,68, bordeando la curva de saturación del vapor.

La energía térmica entregada al flujo de Etilene Glycol, se calcula con la ecuación 6.29.

$$Q_{BC} = \dot{m}_R \cdot (h_1 - h_2) = 7,43 \cdot (278,54 - 139,77) = 1,01 \text{ [MW]} \quad 6.29$$

Con las ecuaciones 6.30 y 6.31, se calculan respectivamente el COP y la eficiencia energética de la BC.

$$COP = \frac{Q_{BC}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{1010,10}{262,63} = 3,85 \quad 6.30$$

$$\eta_o = \frac{COP}{COP_{ideal}} = \frac{3,85}{5,50} = 0,70 \quad 6.31$$

Estos valores son comunes en una bomba de calor en modo caliente [14].

6.3. Balance energético del sistema SSTH con BCG

Para este caso el balance térmico del circuito solar es el mismo que para el SSTH base. La diferencia está en que cuando el aporte solar es nulo las BCG comienzan a funcionar y entregan calor al electrolito apoyado por la caldera.

Las BCG se dimensionan para 1 MWt. De esta manera, el número de bombas de calor geotérmicas instaladas depende de la potencia y del factor de planta que se requieran. En la ecuación 6.32, se muestra el cálculo de la temperatura de salida del electrolito del sistema solar y la bomba de calor.

$$T_{SSt} = T_{eSt} + \frac{Q_{St} + Q_{BCG}}{m_{EW} \cdot Cp_{EW}} \quad 6.32$$

La eficiencia energética del circuito de bomba de calor (ε_{BCGt}), se calcula con la ecuación 6.33, donde: i) η_0 es la eficiencia energética de la bomba de calor; ii) W_{pBCt} es el consumo de potencia por bombeo del circuito de la bomba de calor, y iii) W_{pBCGt} es el consumo de potencia por bombeo del intercambiador geotérmico.

$$\varepsilon_{BCGt} = \frac{Q_{BCGt}}{\frac{Q_{BCGt}}{\eta_0} + W_{pBCt} + W_{pBCGt}} \quad 6.33$$

Para calcular el aporte térmico de la caldera y el consumo de combustible, se emplean las ecuaciones desarrolladas en los capítulos anteriores.

Con la ecuación 6.34, se calcula la eficiencia energética del SSTH con BCG (ε_t).

$$\varepsilon_t = \frac{Q_{St} + Q_{bt} + Q_{BCG}}{A_c \cdot N_c \cdot H_{Gt} + W_{ps_t} + W_{St} + Q'_{bt} + W_{pb_t} + W_{bt} + \frac{Q_{BCG}}{\eta_0} + W_{p_{BC}} + W_{p_{BCG}}} \quad 6.34$$

Con la ecuación 6.35, se calculan las emisiones de CO₂ a la atmosfera.

$$E_{CO_2} = FE_c \cdot CC_{anual} + FE_e \cdot (W_{ps_{anual}} + W_{s_{anual}} + W_{pb_{anual}} + W_{b_{anual}} + W_{compresor_{anual}} + W_{p_{BC_{anual}}} + W_{p_{BCG_{anual}}}) \left[\frac{t}{año} \right] \quad 6.35$$

7. Diseño de SSTH para potencias de 2 – 60 MWt

7.1. Diseño del circuito de la caldera

El circuito de la caldera consta de: i) la caldera; ii) el sistema de bombeo de recirculación, y iii) el intercambiador de calor común con el electrolito. En la Figura 7.1, se muestra el diseño del circuito térmico. El electrolito proveniente de la primera parte del SSTH pasa por el intercambiador de calor alcanzando 46,2 °C, temperatura de entrada al proceso de electroobtención.

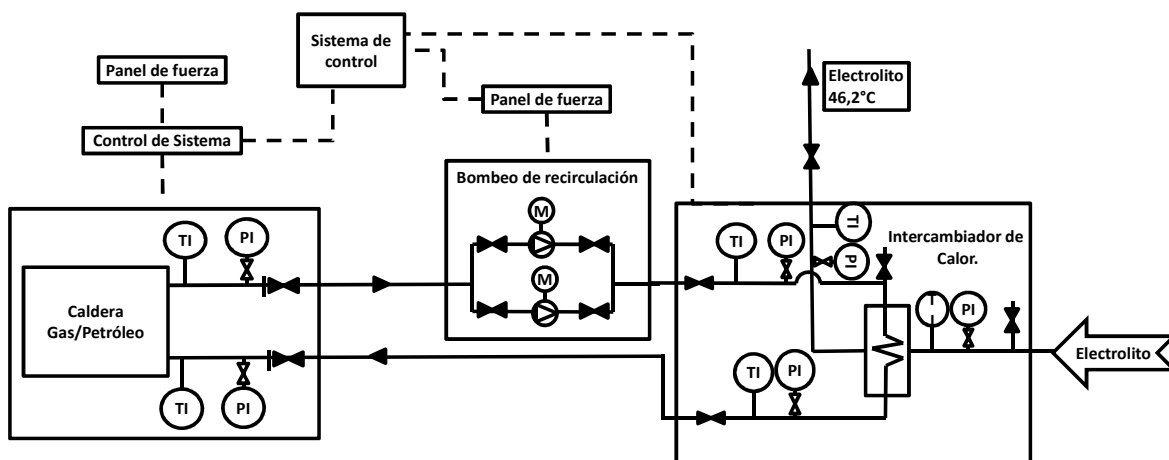


Figura 7.1: Diseño circuito de la caldera de apoyo.

7.2. Diseño del circuito solar

El diseño del circuito solar consta de los siguientes equipos: i) campo solar; ii) sistema de bombeo de recirculación; iii) intercambiador térmico en el electrolito; iv) estanque de expansión, y v) Aeroventiladores cuando sea necesario. La Figura 7.2, muestra el circuito solar térmico. En el circuito del electrolito, la válvula de tres vías dispuesta antes del intercambiador de calor direcciona el flujo hacia el mismo o a la próxima etapa del SSTH.

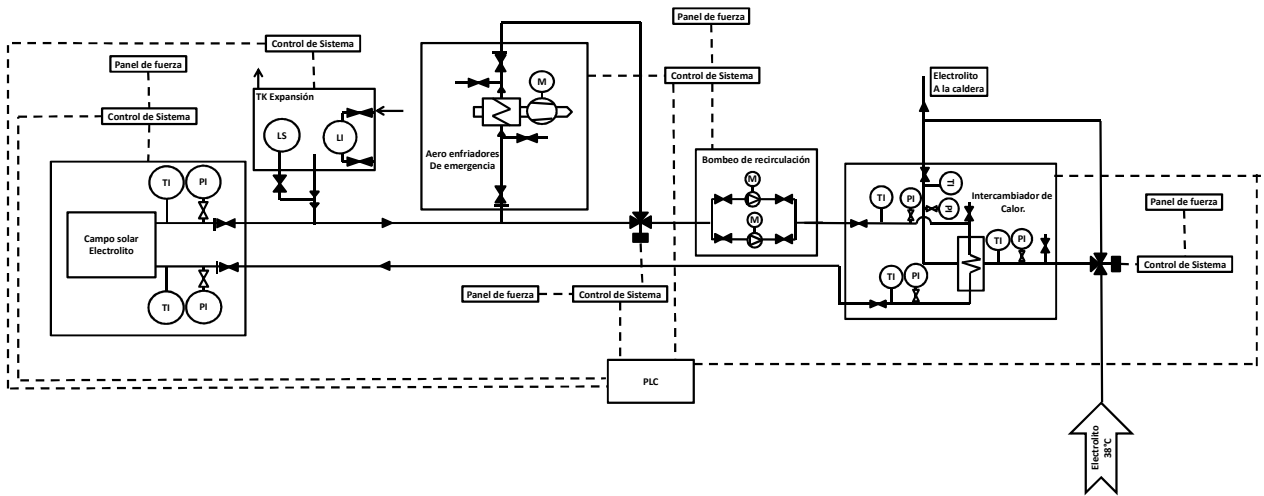


Figura 7.2: Circuito solar térmico.

El campo solar se ordena por módulos conectados en paralelo al flujo. La configuración del módulo del campo solar es distinta para cada tecnología de colector solar. En la Figura 7.3, se muestra la configuración general del campo solar para cualquier tecnología de las evaluadas en el presente proyecto.

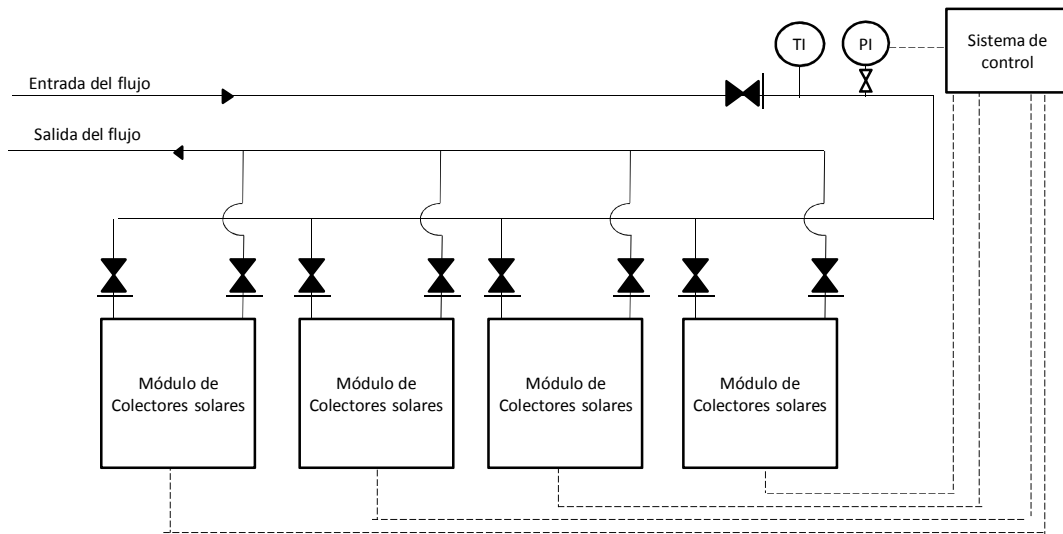


Figura 7.3: Diagrama general del campo solar de cualquier tecnología de las evaluadas en el presenten proyecto.

7.2.1. Módulo de colectores FPC

Cada módulo de FPC consiste de un máximo de quince líneas en paralelo, de diez colectores solares planos conectados en serie. En la Figura 7.4 se muestra la configuración de un módulo de colectores. Determinar la cantidad de colectores solares planos en serie, requiere un análisis detallado, que optimice la eficiencia del campo solar, para efectos de este proyecto se emplea el diseño desarrollado para la planta SBL de Codelco Norte, ver Anexo A.2.

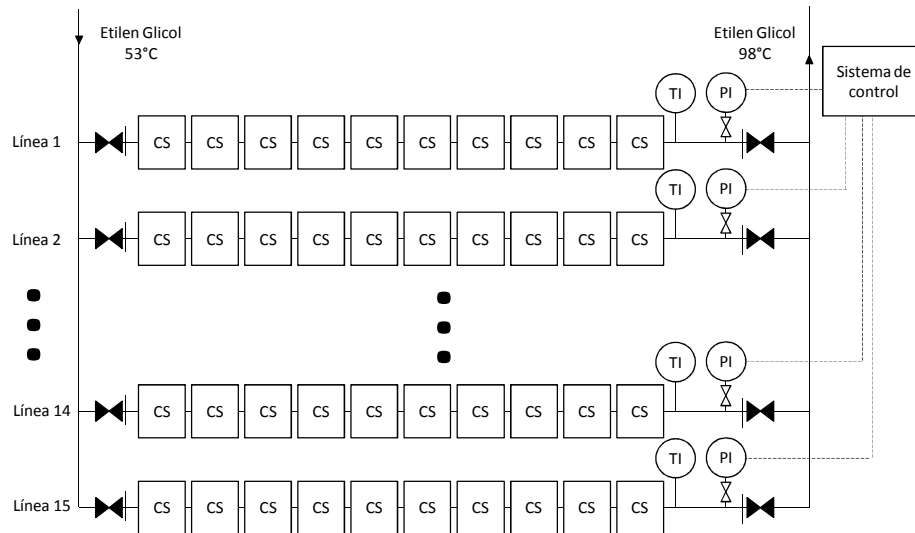


Figura 7.4: Módulo de colectores solares planos.

Las mediciones de temperatura y presión a la salida de cada una de las líneas permiten conocer el funcionamiento de cada una de las series de colectores comparando los valores con las mediciones a la entrada del campo solar.

El espacio entre los colectores recomendado por el fabricante es de 25 mm, y el ancho del colector, 1,145 m, ver la ficha técnica del colector solar Buderus en el Anexo C.2. Para evitar la sombra entre las líneas de colectores solares, se considera una distancia de 2 m entre las series. En la Figura 7.5, se muestra el dimensionamiento de un módulo de quince líneas de colectores planos.

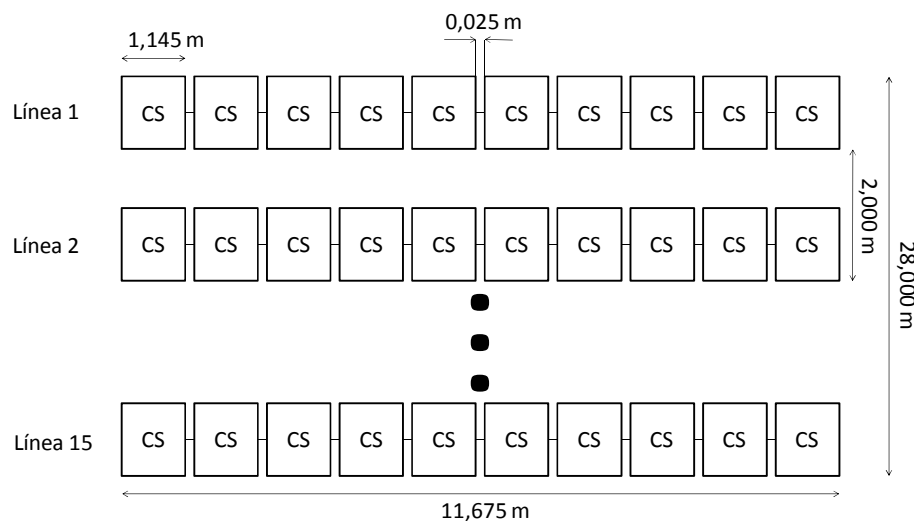


Figura 7.5: Dimensiones de un módulo de colectores planos completo.

Para permitir un buen acceso a las instalaciones, así como el traslado de repuestos y herramientas, se considera un espacio de 5 m alrededor del perímetro de cada módulo. En la Figura 7.6, se muestra las dimensiones del campo solar.

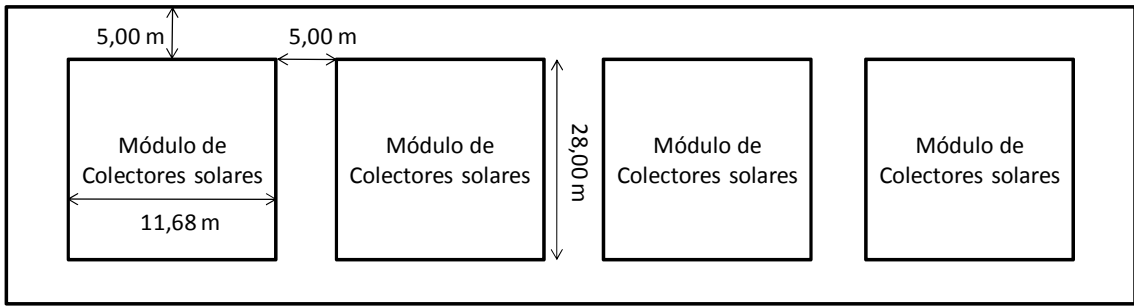


Figura 7.6: Dimensiones del campo solar de colectores planos.

7.2.2. Módulo de concentradores PTC

Este tipo de colectores generalmente se acoplan en series de 148,5 m de largo [20]. Lo que equivale a un máximo de doce colectores. El máximo de líneas en un módulo de colectores es de quince. En la Figura 7.7, se muestra la configuración de un módulo de PTC.

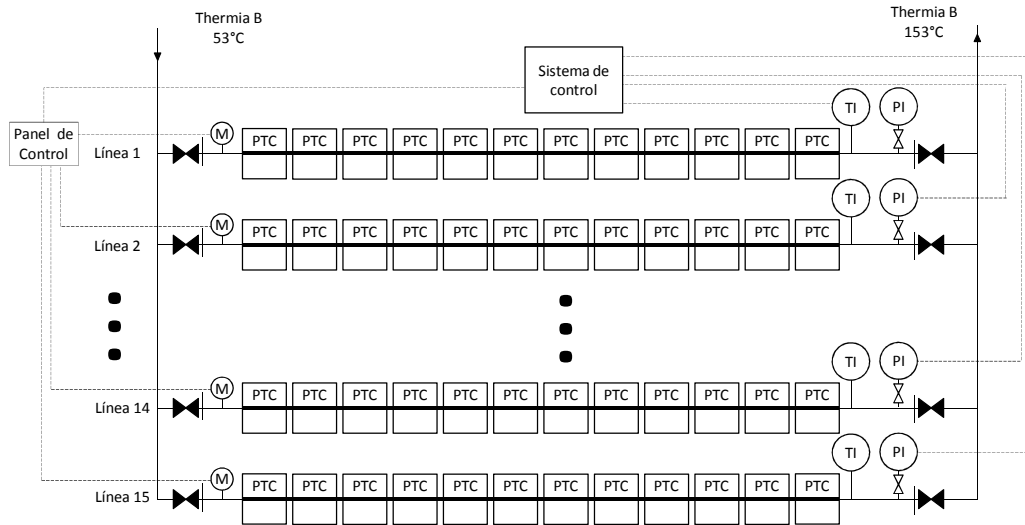


Figura 7.7: Configuración de un módulo de PTC.

En la Figura 7.8, se ilustran las dimensiones de un módulo completo de colectores PTC.

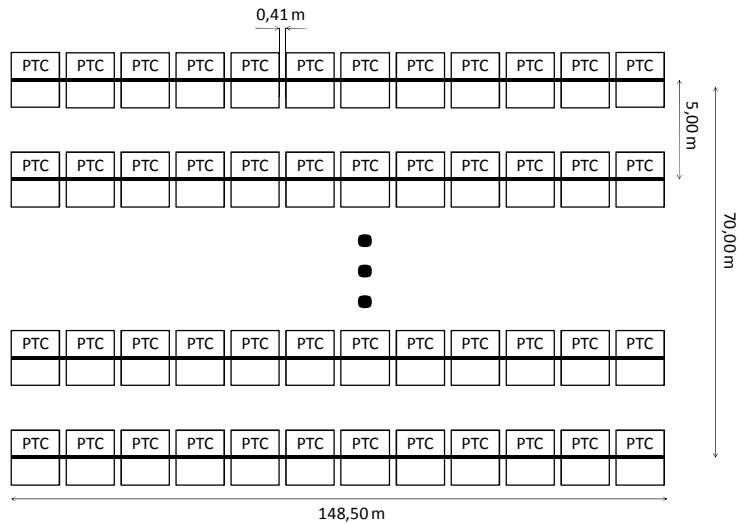


Figura 7.8: Dimensiones de un módulo de PTC completo.

En la Figura 7.9, se presentan las dimensiones del campo solar.

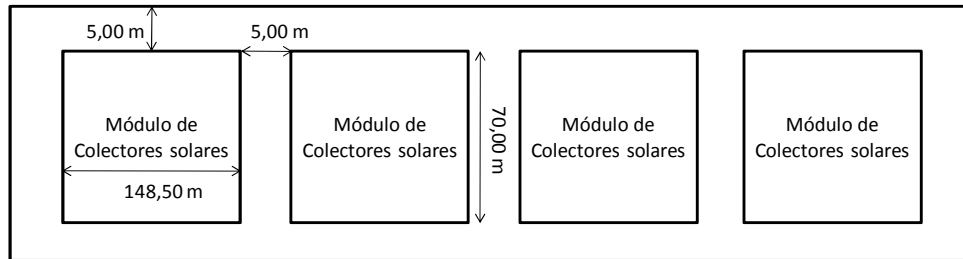


Figura 7.9: Dimensiones del campo solar de PTC.

7.2.3. Módulo de concentradores LFC

Siguiendo la línea de los colectores antes presentados, los módulos de esta tecnología se componen de un máximo de quince líneas. El fabricante recomienda utilizar dieciséis colectores en serie, ver la ficha técnica del colector LF 11 en el Anexo C.4. En la Figura 7.10, se diagrama un módulo de colectores solares LFC.

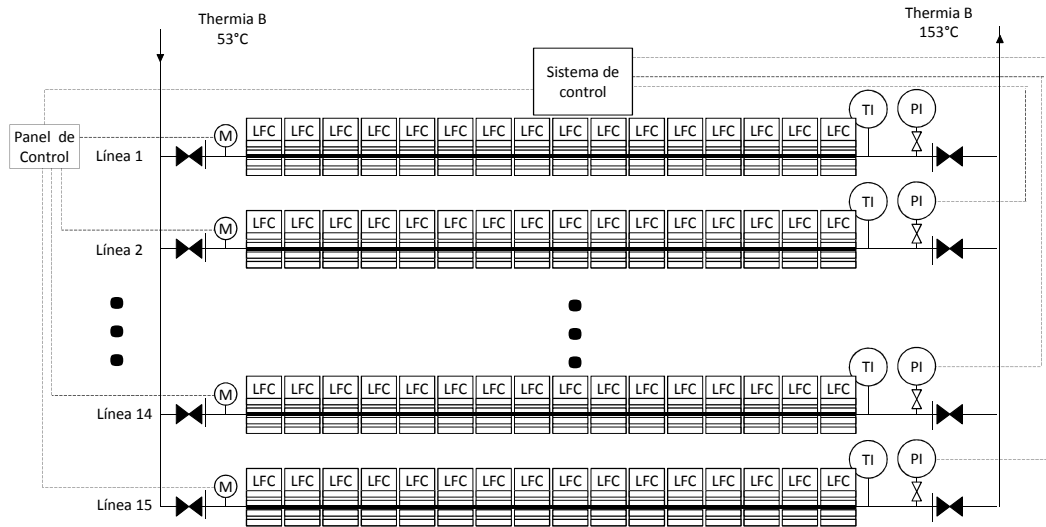


Figura 7.10: Módulo de colectores LFC.

Se considera un espacio entre los colectores de una línea de 0,1 m. Las dimensiones de un módulo de colectores Lineal Fresnel se presentan en la Figura 7.11.

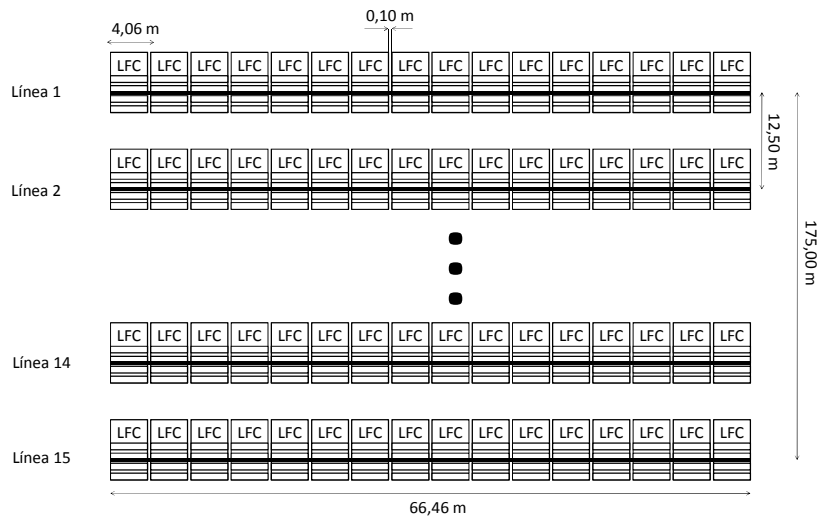


Figura 7.11: Dimensiones del módulo de LFC completo.

En la Figura 7.12, se aprecian las dimensiones finales del campo solar de LFC.

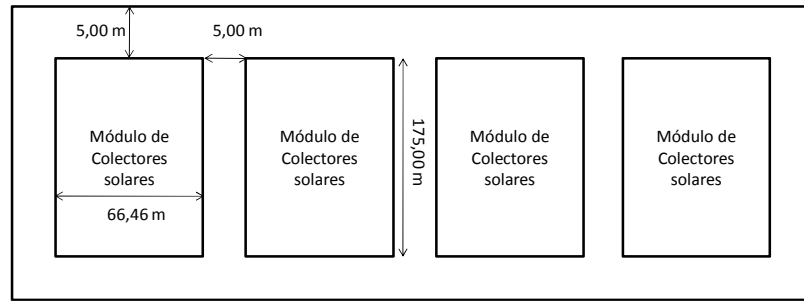


Figura 7.12: Dimensiones campo solar LFC.

7.2.4. Módulo de concentradores HFC

El módulo de heliostatos consiste en un campo de espejos y la torre receptora. En la Figura 7.13, se diagrama un módulo de HFC.

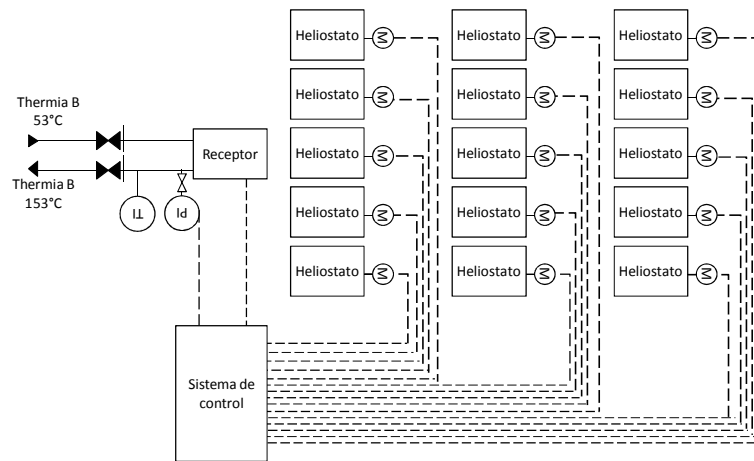


Figura 7.13: Módulo de HFC.

Las dimensiones del campo solar de heliostatos dependen de la cantidad de reflectores dispuestos de acuerdo al layout de la planta solar PS 10. La distancia entre los heliostatos es suficiente para el acceso a los componentes del campo solar. La altura de la torre es fija y de 160 m, tamaño común para este tipo de sistemas, ver Anexo B.1.

7.3. Diseño del circuito SAT

El circuito de almacenamiento térmico debe permitir la carga y descarga térmica del agua del estanque. Los equipos necesarios para el circuito en modo de carga comprenden: i) el estanque de almacenamiento térmico; ii) el sistema de bombeo de recirculación, y iii) el intercambiador de calor en común con el campo solar.

En la Figura 7.14, se ilustra el circuito SAT en modo de carga. El flujo de agua sale del fondo del estanque (la parte más fría), recibe calor en el intercambiador y entra al estanque por la parte más alta.

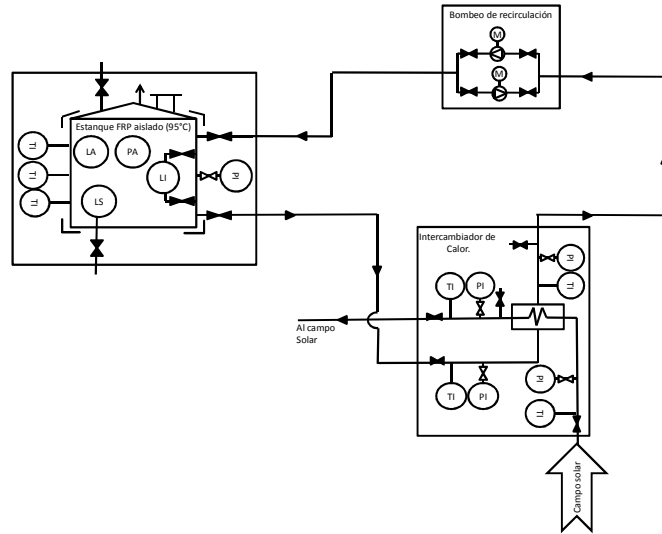


Figura 7.14: Circuito SAT en modo de carga.

En la Figura 7.15, se diagrama el circuito SAT en modo de descarga. El agua fluye de lo más alto del estanque (mayor temperatura), pasando por las bombas de recirculación al intercambiador con el electrolito y vuelve a entrar al estanque por la parte baja.

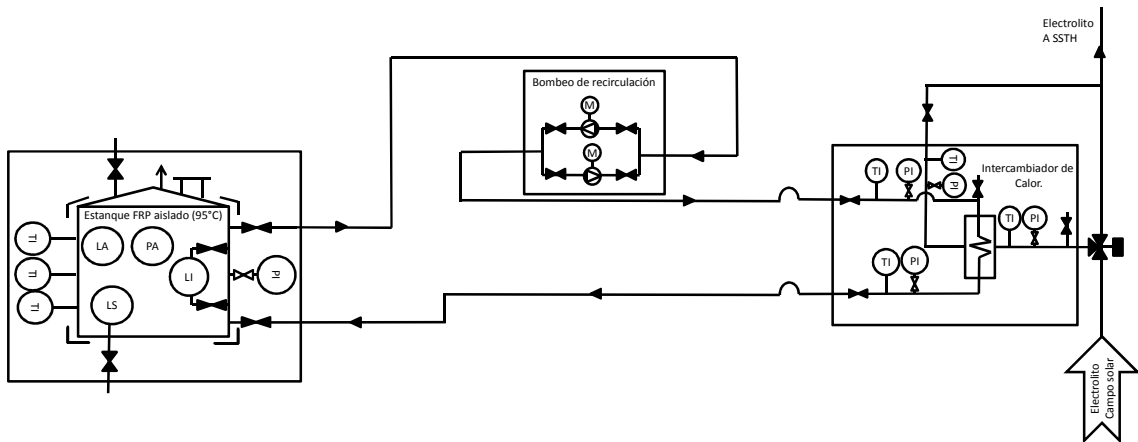


Figura 7.15: Circuito SAT en modo de descarga.

Para permitir el funcionamiento dual del circuito, se instalan válvulas de tres vías, que permiten direccionar el flujo de acuerdo al modo en que se quiera operar. La Figura 7.16, muestra el diagrama del circuito en general.

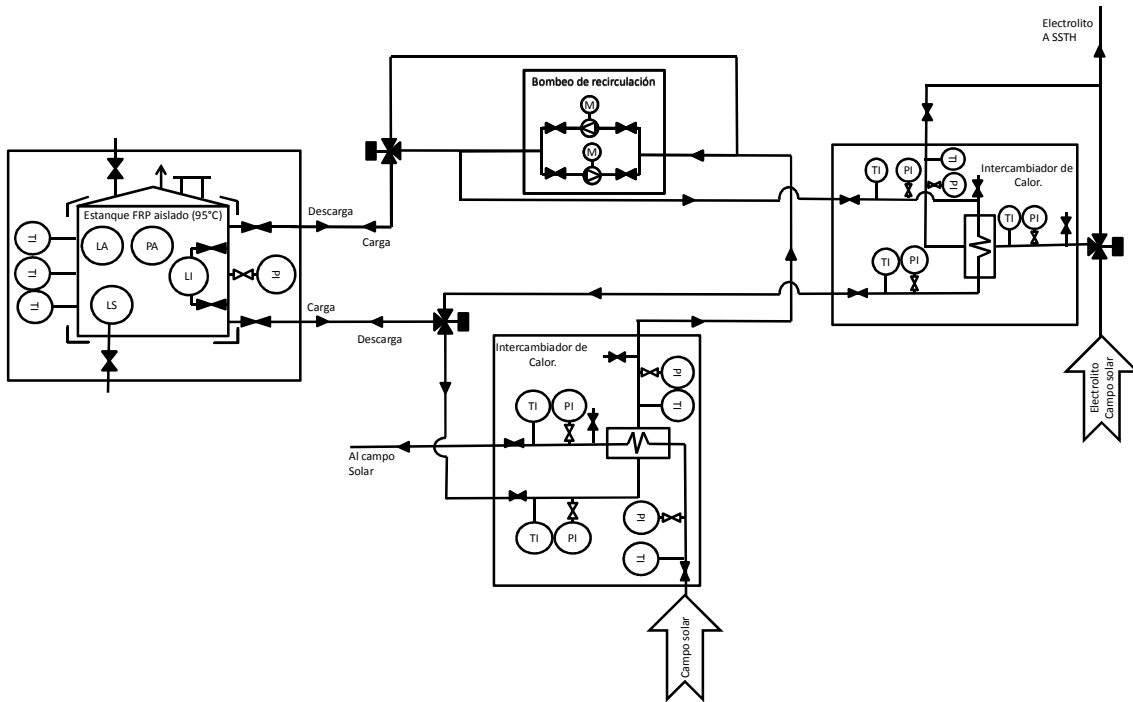


Figura 7.16: Circuito del SAT completo.

7.4. Diseño del circuito BCG

El circuito de la bomba de calor geotérmica consta de los siguientes equipos: i) bomba de calor; ii) intercambiador geotérmico; iii) sistema de bombeo de recirculación ICG; iv) sistema de bombeo de recirculación BC, y v) intercambiador de calor con el electrolito. En la Figura 7.17 se, diagrama el circuito del sistema de bomba de calor geotérmica.

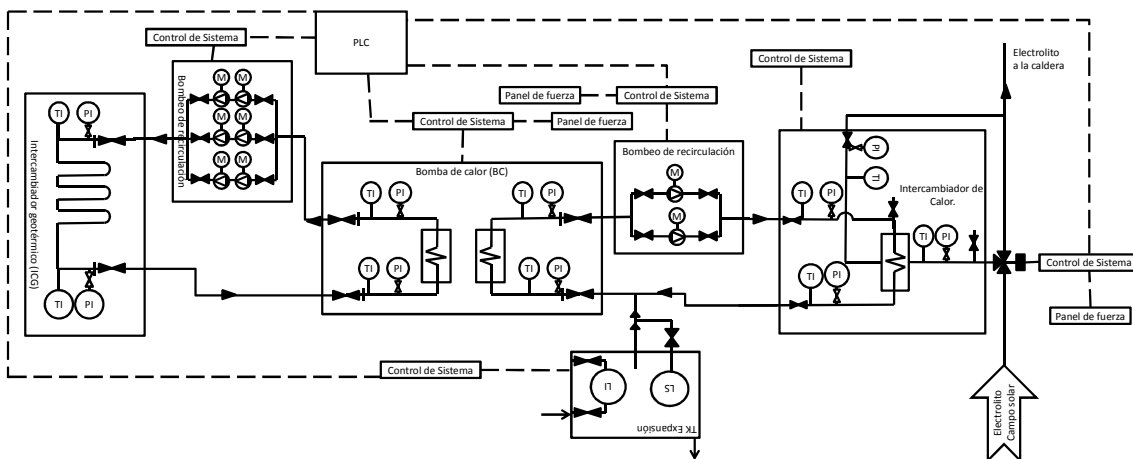


Figura 7.17: Circuito de la BCG.

7.4.1. Módulo de BC

Cada bomba de calor se considerada un módulo y cada sistema de BCG entrega 1 MWt de potencia; por lo tanto, para potencias mayores se deben instalar en el mismo circuito las BCG necesarias en serie, como se ilustra en la Figura 7.18.

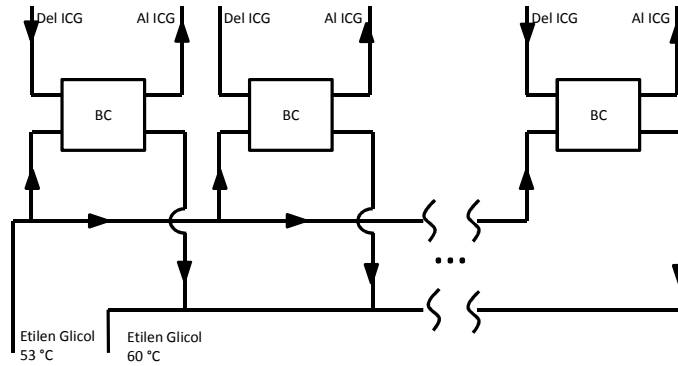


Figura 7.18: Instalación de módulos de BC.

7.4.2. Módulo de ICG

La configuración escogida para el intercambiador geotérmico consiste en una cañería tipo "U" de 8" de diámetro nominal y pozos de 0,46 m de diámetro. Para este tipo de sonda se requieren 20 pozos en serie y 4 líneas en paralelo. En la Figura 7.19, se muestra el diagrama del intercambiador geotérmico.

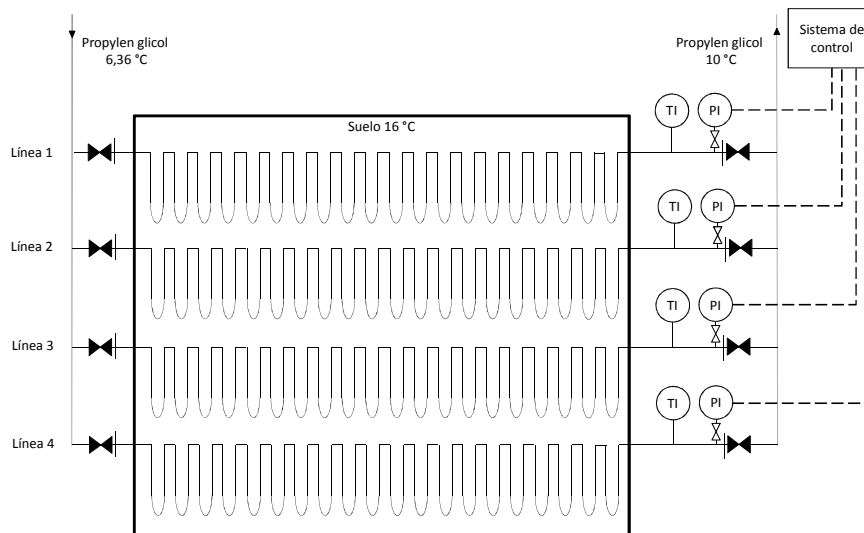


Figura 7.19: Diagrama intercambiador geotérmico de 800 kW_t.

Se recomienda utilizar pozos a 6 m de distancia entre ellos [30]. El dimensionamiento del campo de sondas se presenta en la Figura 7.20.

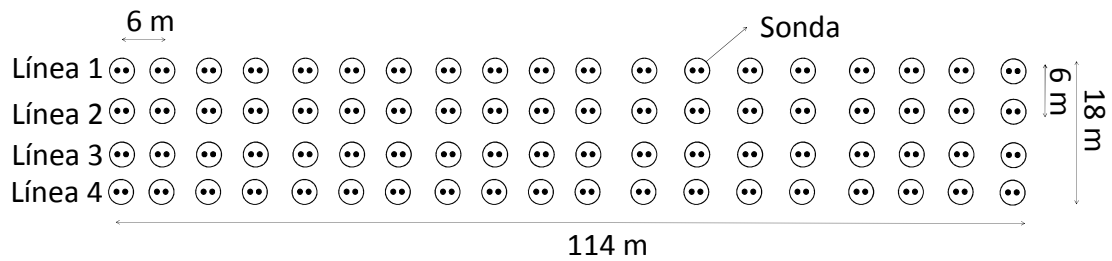


Figura 7.20: Dimensiones del intercambiador geotérmico de 800 kW_t.

7.5. Diseño de un SSTH base

El sistema térmico híbrido base consiste en un campo solar que aporta energía térmica en serie a una caldera que entrega la energía térmica faltante para levantar la temperatura del electrolito rico de 38 °C a 46,2 °C. La Figura 7.21, es el diagrama P&ID del sistema solar térmico híbrido base, ver diagrama en el Anexo D.1.

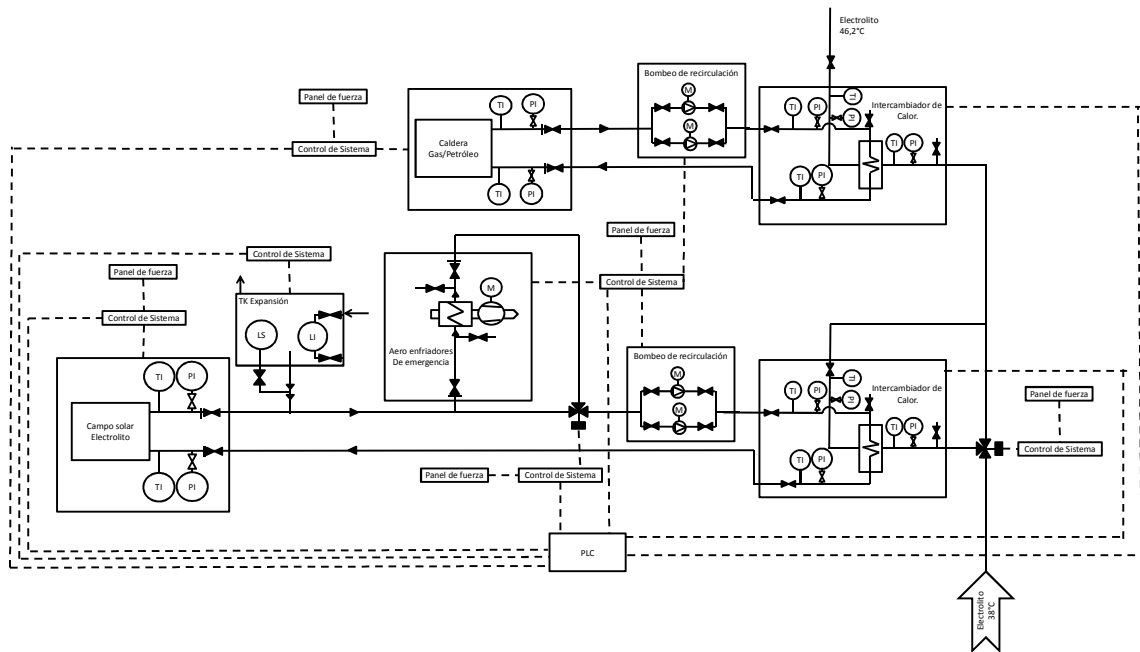


Figura 7.21: Diagrama P&ID del sistema SSTH base [Anexo D.1].

7.5.1. Funcionamiento del sistema

El flujo de electrolito pasa a través del intercambiador de calor común con el campo solar solamente cuando hay aporte térmico de los colectores. El intercambiador de calor en común con la caldera de apoyo está siempre en funcionamiento, ya que aporta calor en todo momento para evitar pérdidas por encendido y apagado de la misma.

En la Figura 7.22, se grafica el aporte energético del campo solar y la caldera para una potencia de planta (PP) de 2 MWt y factor de potencia (FP_s)³ 1 durante un día de enero. Se distingue que, cuando aumenta el aporte solar, la carga de la caldera baja, manteniendo el mismo nivel de aporte térmico del sistema SSTH para cada hora.

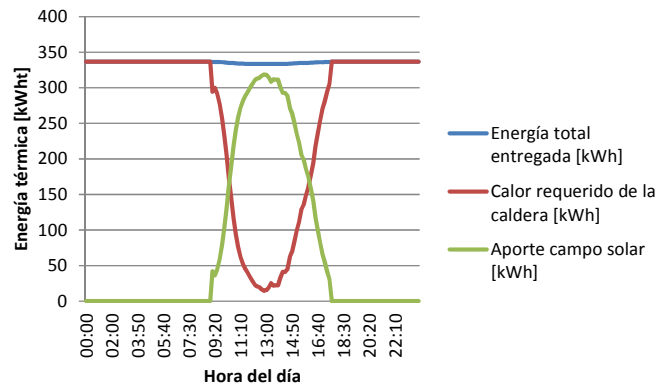


Figura 7.22: Balance térmico en enero del SSTH base con FPC.

En la Figura 7.23, se grafica el balance térmico del SSTH base con concentrador parabólico, para una potencia de 1 MWt y factor de potencia 1. Se observa que la modulación es conceptualmente la misma a la de la Figura 7.22. En este caso, el aporte solar es errático, debido a que solamente se utiliza la radiación directa, y por lo tanto, aumenta el efecto de la nubosidad en la energía aportada por el campo solar.

³ El factor de potencia, FP_s , es el cociente de la potencia térmica máxima del campo solar con la potencia de la planta de electroobtención.

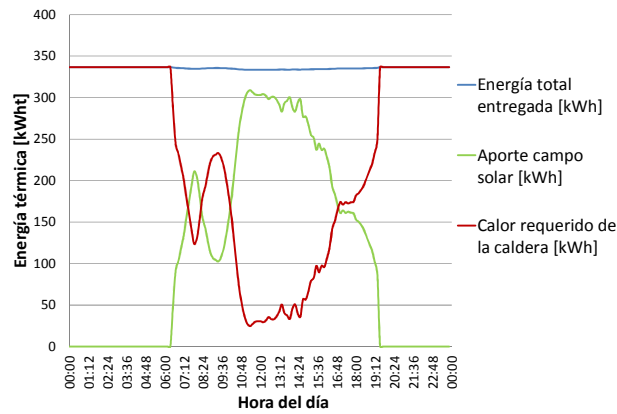


Figura 7.23: Balance térmico en enero del SSTH base con PTC.

7.5.2. Dimensionamiento para las diferentes tecnologías

A continuación se muestran los resultados del dimensionamiento de sistemas solares térmicos híbridos base, para las diferentes tecnologías de colectores solares.

En la Tabla 7.1, se presenta el dimensionamiento de los equipos del circuito solar, para potencias entre 2 y 60 MW_t y factor de potencia de 1, utilizando colectores solares planos.

Tabla 7.1: Dimensionamiento circuito solar con FPC.

Potencia [MW_t]	2	15	30	45	60
Nº colectores	1.264	9.480	18.960	28.440	37.921
Emplazamiento [ha]	0,56	4,07	8,07	12,06	16,05
Bombas de recirculación 1,5 kW	2	9	16	24	31
Aeroventiladores	24	180	360	540	720
Número de IC Solar – EW	2	10	20	30	40
Placas por IC Solar - EW	89	133	133	133	133

En la Tabla 7.2, se enumeran los equipos para la misma configuración anterior, utilizando concentradores solares cilindro parabólico.

Tabla 7.2: Dimensionamiento circuito solar con PTC.

Potencia [MW_t]	2	15	30	45	60
Nº colectores	11	87	174	261	349
Emplazamiento [ha]	0,25	1,45	2,64	3,85	5,20
Bombas de recirculación 1,5 kW	2	6	10	14	18
Número de IC Solar – EW	1	7	13	19	26
Placas por IC Solar - EW	112	120	130	133	130

En la Tabla 7.3, se presenta el dimensionamiento del sistema solar con colectores LFC.

Tabla 7.3: Dimensionamiento circuito solar con LFC.

Potencia [MW_t]	2	15	30	45	60
N° colectores	102	768	1.537	2.305	3.074
Emplazamiento [ha]	0,55	4,29	8,72	12,41	17,28
Bombas de recirculación 1,5 kW	2	6	11	16	21
Número de IC Solar – EW	1	7	13	19	26
Placas por IC Solar - EW	112	120	130	133	130

En la Tabla 7.4, se muestran los resultados del sistema solar con campo de heliostatos HFC. Según configuraciones típicas, la altura de la torre de recepción de la radiación es de 160 m [21].

Tabla 7.4: Dimensionamiento circuito solar para HFC.

Potencia [MW_t]	2	15	30	45	60
N° colectores	15	118	247	370	494
Emplazamiento [ha]	0,39	4,88	16,76	21,42	22,35
Bombas de recirculación 1,5 kW	2	6	11	16	21
Número de IC Solar – EW	1	7	13	19	26
Placas por IC Solar - EW	112	120	130	133	130

En la Tabla 7.5, se muestra el dimensionamiento del circuito de la caldera.

Tabla 7.5: Dimensionamiento circuito caldera.

Potencia [MW_t]	2	15	30	45	60
Potencia caldera [MW_t]	3,00	22,50	45,00	67,50	90,00
Bombas de recirculación 2,5 kW	2,00	9,00	16,00	24,00	31,00
Número de IC Caldera – EW	2,00	10,00	20,00	30,00	40,00
Placas por IC Caldera - EW	89,00	133,00	133,00	133,00	133,00

7.6. Diseño SSTH con SAT

Para este caso el diseño del campo solar consiste en una cierta cantidad de colectores que entregan calor al electrolito rico y otra parte destinada a almacenar energía térmica en el sistema de almacenamiento. De esta manera el SSTH consiste en: i) campo solar; ii) sistema de almacenamiento térmico, y iii) sistema de caldera. La Figura 7.24, es el diagrama P&ID del sistema térmico híbrido con sistema de almacenamiento térmico, ver plano en el Anexo D.2.

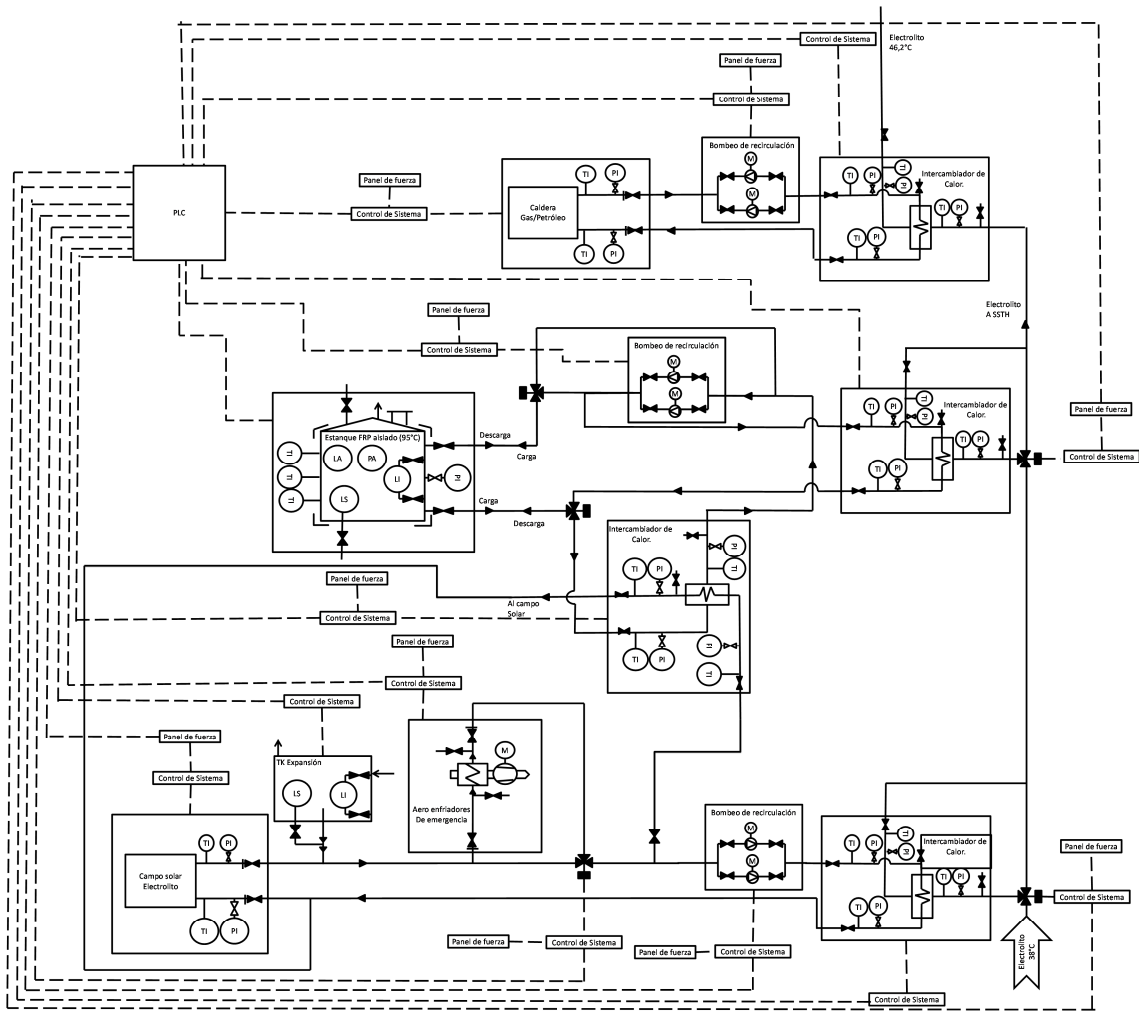


Figura 7.24: Diagrama P&ID del sistema SSTH con SAT [Anexo D.2].

7.6.1. Funcionamiento del sistema

El flujo de electrolito rico pasa a través del intercambiador de calor en común con el circuito de colectores solares solamente cuando existe aporte energético solar. Asimismo, el paso a través de intercambiador de calor en común con el circuito SAT, se produce cuando existe aporte energético del almacenamiento térmico. El electrolito rico recibe calor del sistema de caldera de apoyo en todo momento.

La diferencia de este sistema con el SSTH base reside en que el campo solar está conectado a un intercambiador de calor común con el sistema de almacenamiento térmico, destinando así parte del flujo del campo solar a cargar el almacenamiento térmico, y otra parte, a calentar el electrolito rico. En teoría si el campo solar es diseñado con un factor de potencia (FP_s) de 5, una parte de la energía térmica del campo solar se destina al electrolito y 4 partes se destinan a almacenar energía térmica en el estanque de agua.

El circuito del sistema SAT funciona en carga cuando la temperatura del fluido proveniente de los colectores solares es mayor a la del fluido del estanque. El agua del estanque almacena así la energía como calor sensible, aumentando su temperatura. El sistema de almacenamiento se descarga cuando el circuito de colectores solares ya no es capaz de calentar totalmente el electrolito. El SAT entrega calor al electrolito hasta que la temperatura del fluido del estanque ya no es suficiente.

En la Figura 7.25, se explica gráficamente el funcionamiento del sistema térmico con el balance energético de un día de enero de un SSTH con SAT y concentrador solar PTC, diseñado para 2 MWt y un FP_s de 2. La curva de color naranja es la energía total entregada por el sistema térmico y es equivalente al requerimiento de calor de la planta.

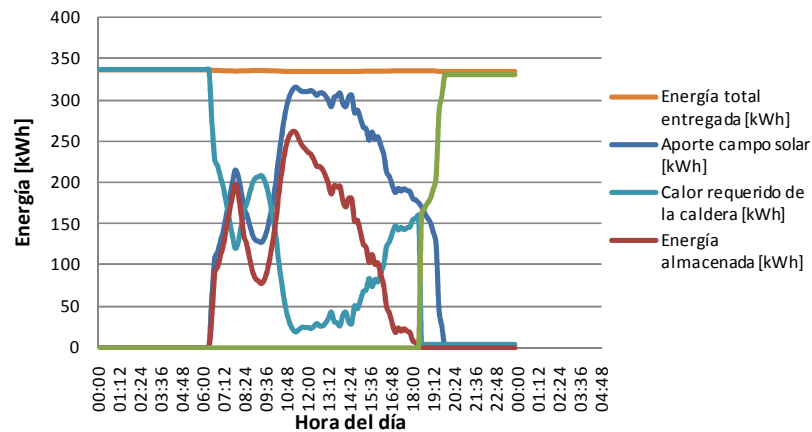


Figura 7.25: Balance térmico en enero del SSTH con SAT y concentradores PTC.

La Figura 7.26, es la curva del balance térmico en un día de enero para la misma planta, pero con 5 como factor de potencia. Se observa que la energía térmica almacenada crece respecto al caso anterior, esto debido a que el FP_s es mayor.

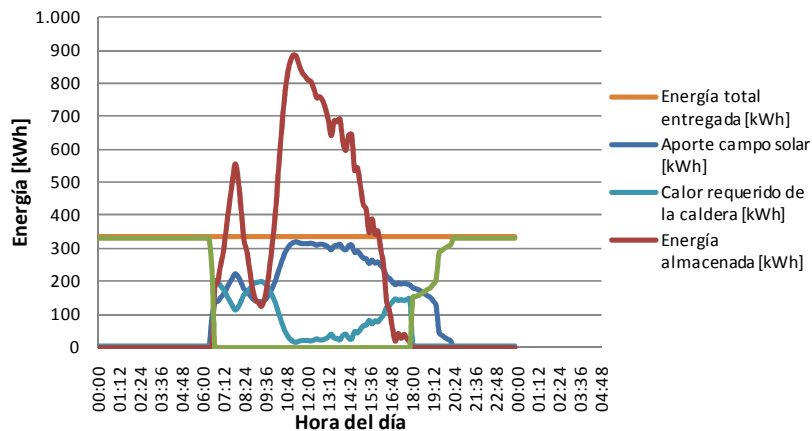


Figura 7.26: Balance térmico en enero del SSTH con SAT y PTC.

7.6.2. Dimensionamiento del circuito del SAT

El circuito del sistema de almacenamiento depende de la potencia almacenable y la potencia requerida por la planta SX-EW.

A modo de ejemplo, se muestra a continuación el dimensionamiento de la planta SSTH con SAT y colectores planos. En la Tabla 7.6, se muestran los resultados utilizando un factor de potencia de 2.

Tabla 7.6: Dimensionamiento circuito SAT aumentando potencia planta SX-EW.

Potencia almacenable [MW_t]	2	15	30	45	60
Altura del estanque [m]	5,79	11,34	14,29	16,35	18,00
Volumen de almacenamiento [m³]	152,64	1.144,79	2.289,74	3.434,53	4.579,47
Bombas de recirculación 1,5 kW	2	7	12	17	22
Número de IC Solar – SAT	2	12	24	35	47
Placas por IC Solar – SAT	103	129	129	133	132
Número de IC SAT – EW	2	11	21	31	41
Placas por IC SAT – EW	92	125	131	133	134

La Tabla 7.7, presenta el dimensionamiento del circuito SAT con colectores planos, para una planta SX-EW de 15 MW_t, evaluado para diferentes factores de potencia.

Tabla 7.7: Dimensionamiento del circuito SAT en función del factor de potencia.

Factor de potencia	3	4	5
Altura del estanque [m]	15,19	17,83	19,89
Volumen de almacenamiento [m³]	2.754	4.451	6.178
Bombas de recirculación 1,5 kW	12	17	22
Número de IC Solar – SAT	24	35	47
Placas por IC Solar – SAT	129	133	132
Número de IC SAT – EW	11	11	11
Placas por IC SAT – EW	125	125	125

7.7. Diseño de un SSTH con BCG

Este sistema híbrido comporta: i) campo solar; ii) bomba de calor geotérmica, y iii) caldera de apoyo. Los sistemas térmicos conectados en serie aportan calor al electrolito, ver diagrama de proceso e instrumentación en el Anexo D.3. La Figura 7.27, es el diagrama P&ID del sistema solar térmico híbrido con bomba de calor geotérmica.

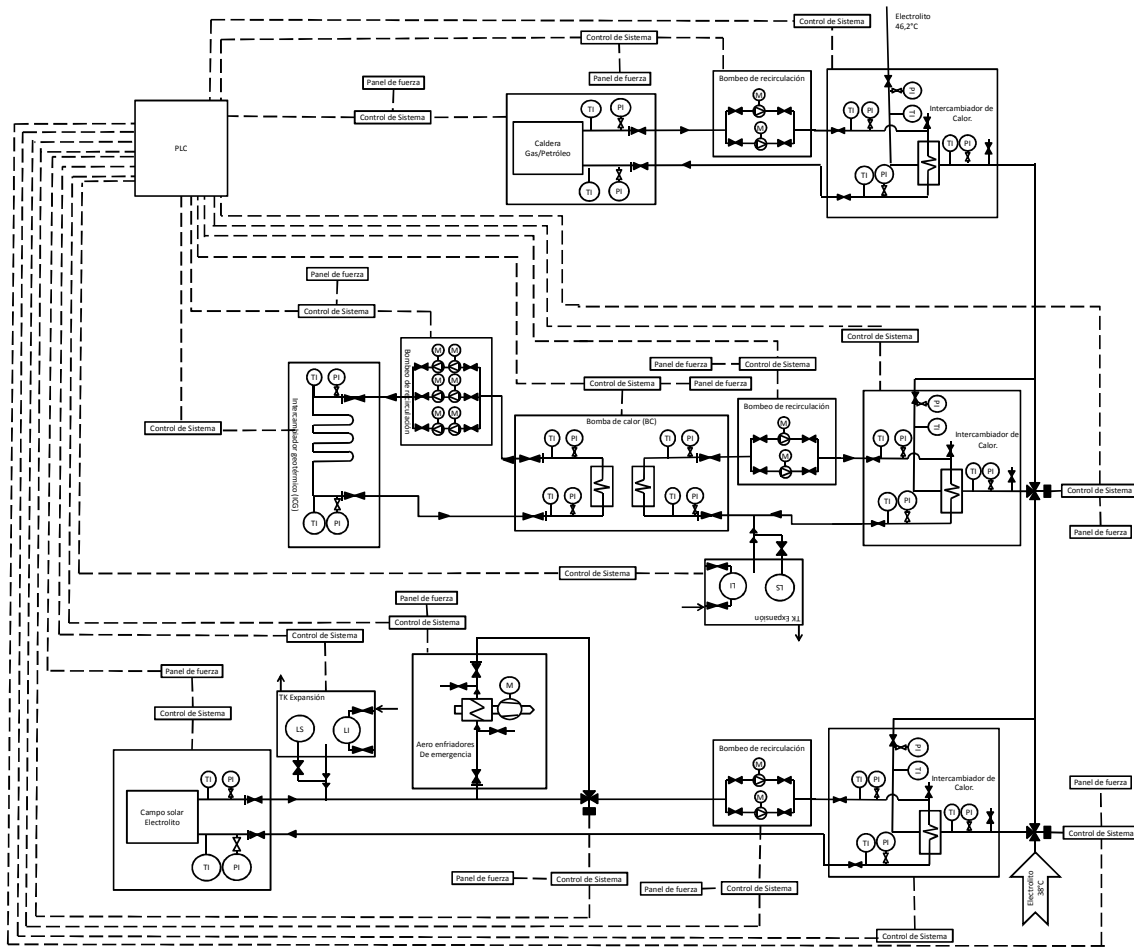


Figura 7.27: Diagrama P&ID de un SSTH con BCG [Anexo D.3].

7.7.1. Funcionamiento del sistema

El flujo de electrolito rico pasa por el intercambiador de calor con el circuito solar solamente cuando éste es capaz de entregar calor. En los momentos en que no hay radiación solar, el sistema de la bomba de calor geotérmica comienza a funcionar y el electrolito rico pasa por el intercambiador de calor en común con dicho circuito. El flujo de electrolito rico nunca deja de pasar por el intercambiador de calor del circuito de caldera.

Para explicar el funcionamiento del sistema térmico, se muestra en la Figura 7.28 un SSTH con una bomba de calor geotérmica y un campo solar de PTC para una planta EW de 2 MW_t. Se observa que el sistema de BCG aporta calor solamente en ausencia de aporte solar.

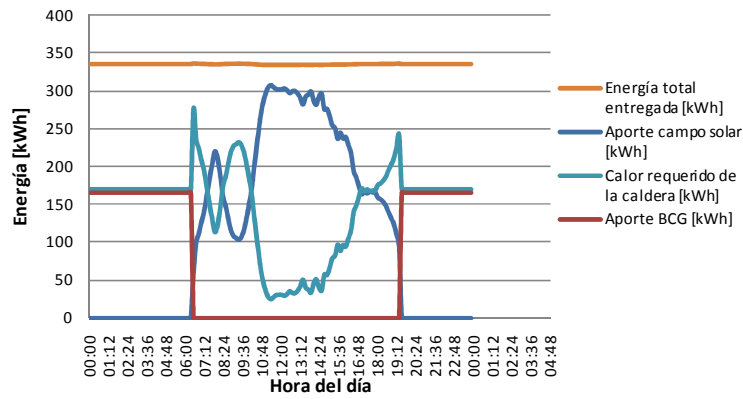


Figura 7.28: Balance energético en enero de un SSTH con una BCG y concentrador PTC.

En la Figura 7.29 se muestra el mismo sistema térmico anterior, pero con dos bombas de calor geotérmicas.

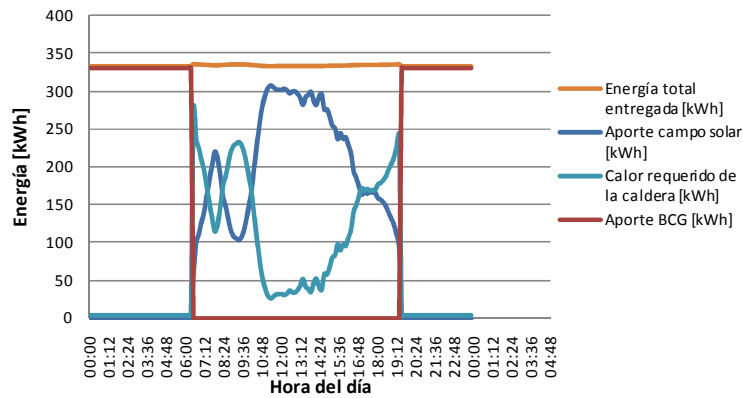


Figura 7.29: Balance energético en enero de un SSTH con dos BCG y concentrador PTC.

7.7.2. Dimensionamiento del circuito BCG

Las bombas geotérmicas funcionan en ausencia de aporte solar de los colectores. Se requieren así tantos sistemas BCG de 1 MW_t como sea necesario para cubrir el porcentaje deseado del consumo de la planta de EW. En la Tabla 7.8, se muestra el dimensionamiento de los equipos necesarios para el circuito.

Tabla 7.8: Dimensionamiento de los equipos necesarios para el circuito de la BCG.

Potencia de la planta [MW_t]	2	15	30	60
Bombas de calor de 1 [MW_t]	2	15	30	60
N° total de pozos	132	990	1.980	3.960
Emplazamiento [ha]	0,42	3,15	6,30	12,60
Bombas de recirculación del ICG 15 kW	12	90	180	360
Bombas de recirculación BC 1,5 kW	2	9	16	31
Número de IC BCG – EW	3	21	41	82
Placas por IC BCG - EW	122	130	133	133

7.8. Diseño del SSTH con SAT y BCG

Este sistema consiste en el acoplamiento de los sistemas híbridos antes descritos. El sistema comporta: i) un campo solar; ii) un sistema de almacenamiento térmico; iii) un sistema de bomba geotérmica, y iv) una caldera de apoyo, ver plano P&ID en el Anexo D.4. La Figura 7.30, es el diagrama de proceso e instrumentación del sistema solar térmico híbrido con almacenamiento térmico y bomba de calor geotérmica.

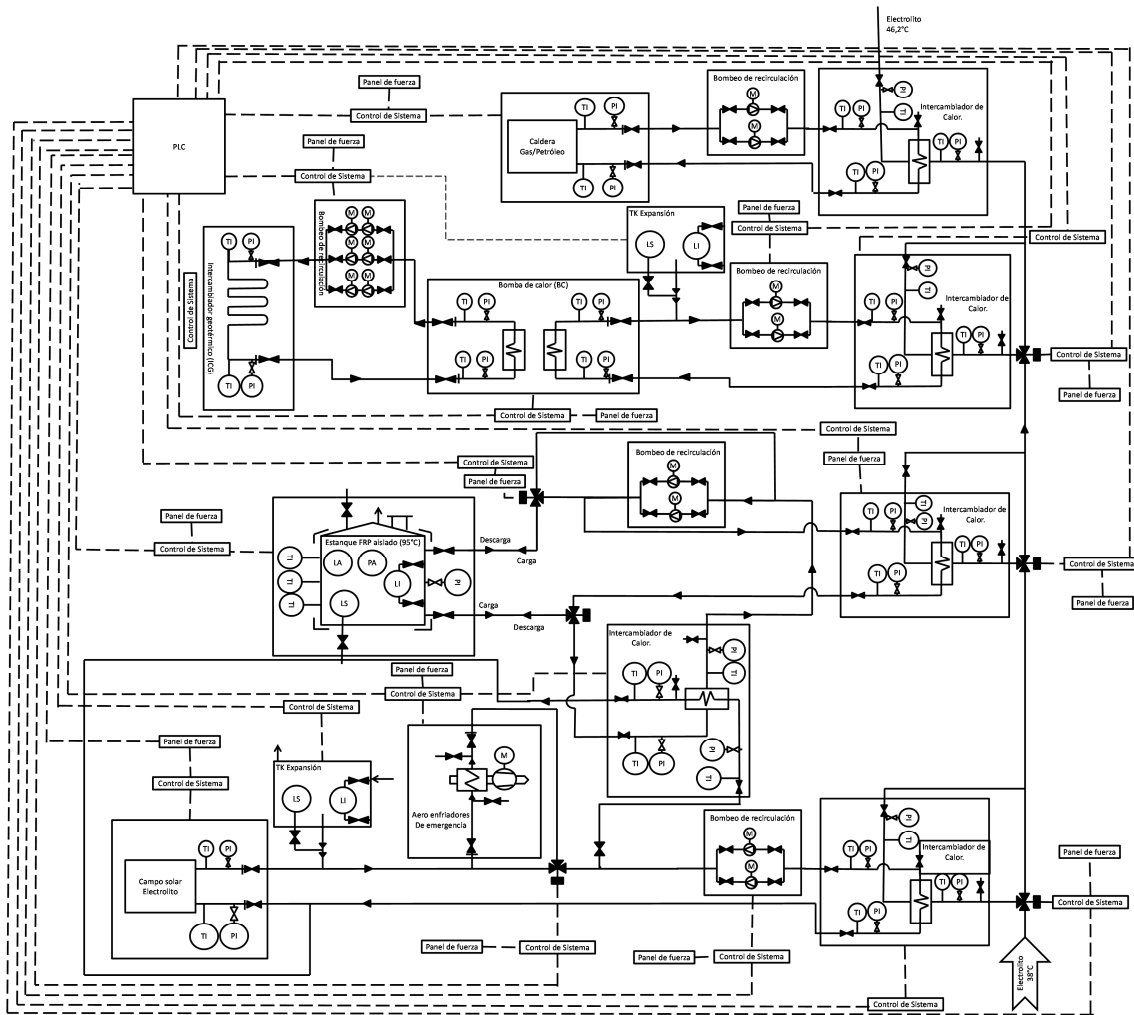


Figura 7.30: Diagrama P&ID de un SSTH con SAT y BCG [Anexo D.4].

7.8.1. Funcionamiento del sistema

El funcionamiento y los equipos necesarios de los diferentes circuitos son los mismos descritos anteriormente. El orden de aporte calórico al electrolito desde la primera prioridad a la última es el siguiente: 1) campo solar; 2) carga del almacenamiento térmico; 3) descarga del almacenamiento térmico; 4) bomba geotérmica, y 5) caldera de apoyo.

Las siguientes figuras permiten explicar el funcionamiento del sistema térmico híbrido con bomba de calor geotérmica, almacenamiento térmico y campo solar.

La Figura 7.31, muestra el balance térmico de un día de enero de una planta SSTH con concentradores PTC, una BCG y SAT, diseñada para 2 MW_t y factor de potencia de 2.

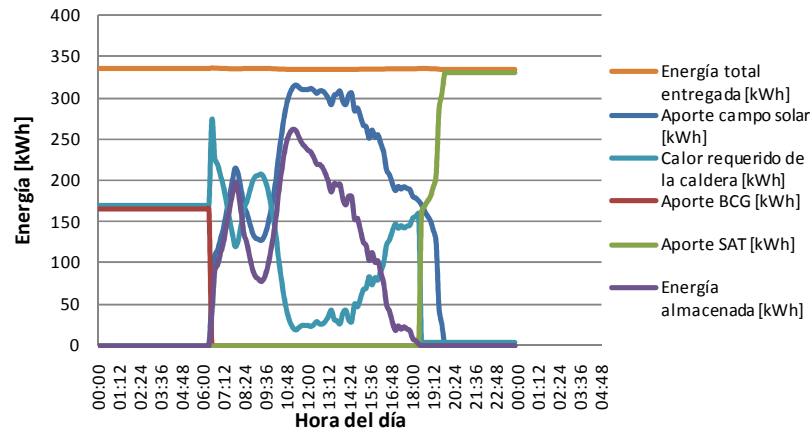


Figura 7.31: Balance térmico en enero de un STH con una BCG, SAT con FP 2 y PTC.

La Figura 7.32, es un día de enero de la misma planta térmica anterior, pero con dos BCG.

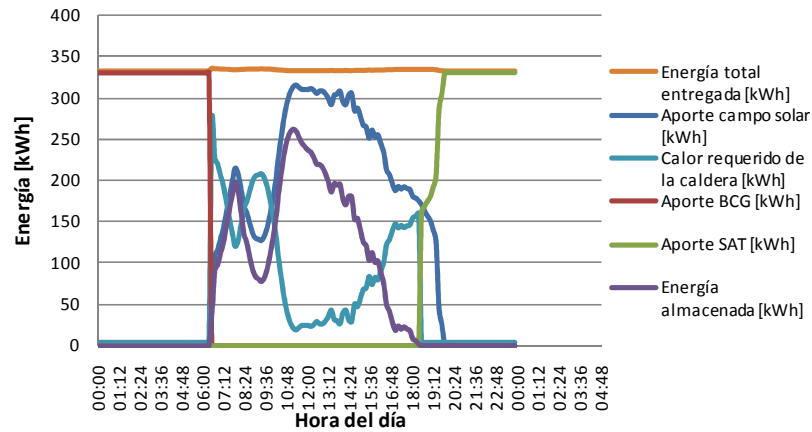


Figura 7.32: Balance térmico en enero de un STH con dos BCG, SAT con factor de potencia 2 y concentrador PTC.

La Figura 7.33, muestra el balance térmico en un día de enero para la planta térmica de la Figura 7.32, pero diseñada con un factor de potencia de 2,5.

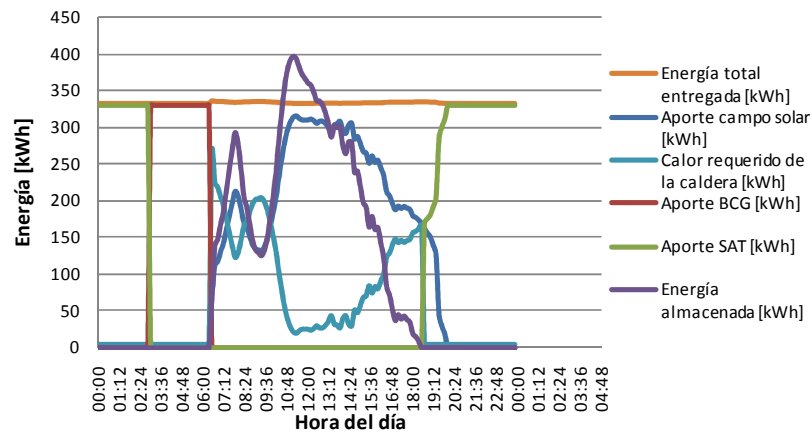


Figura 7.33: Balance térmico en enero de un STH con dos BCG y SAT.

8. Metodología de evaluación técnica económica

8.1. Estructura de inversión (CAPEX) y costos de operación (OPEX)

Para la estructura de inversión y costos de operación del presente estudio de sistemas térmicos se cuenta con la siguiente información: i) los costos marginales de los equipos; ii) los costos de consumo eléctrico y petróleo, y iii) los costos por personal capacitado para la operación de la planta. Para completar los costos de inversión y de operación, se realiza una aproximación para interpolar o extrapolar los costos de las demás partidas [36].

Es importante recalcar que una evaluación de perfil conlleva un error aproximado del 35% y una evaluación conceptual o de pre factibilidad alrededor del 25% [37]. El presente proyecto es una evaluación perfil-conceptual de los STH, por lo tanto, este tipo de evaluación económica permite determinar aquellas soluciones que cumplen los requisitos para ser evaluadas en una etapa conceptual-básica del desarrollo del proyecto [37].

La estructura genérica de costos de inversión se presenta en el Anexo E.1 y la de los costos de operación en el Anexo E.2.

8.1.1. Sistema solar térmico

La información sobre los costos de las tecnologías solares es hoy en día clasificada, por lo que existen solo costos de referencia. Para los costos del colector solar plano escogido, se utiliza la información antes obtenida por Innovatec Ltda. para el diseño y evaluación de un SSTH destinado a calentar el electrolito rico [3]. Para los concentradores solares se utilizan los costos que proporciona la plataforma System Advisor Model (SAM), elaborada por el National Renewable Energy Laboratory (NREL) de Estados Unidos. Puesto que dichos costos son para EE.UU., se considera un factor de aumento de 2 por internación de las tecnologías a Chile. En la Tabla 8.1, se presentan los costos utilizados por metro cuadrado y los índices referenciales de inversión (IDI) de obtenidos de la base de datos de tecnologías, ver Anexo B.4.

Tabla 8.1: Costos de inversión colectores solares.

Tecnología	Costos [USD/m²]	IDI [USD/kW]
FPC Buderus Sks 4.0	435	2.784
PTC Skal-ET 150	540	1.330 – 9.100
LFC LF-11	450	2.380-6.300

En la Tabla 8.2, se muestra el desglose de los costos de inversión para el campo de heliostatos.

Tabla 8.2: Desglose de costos del campo de heliostatos.

Partida	Costo	IDI [USD/kW]
Heliostatos [USD/m²]	360	
Torre (Costo fijo) [USD]	1.927.000	
Receptor [USD/m²]	226.887	764-8.400

8.1.2. Sistema de almacenamiento térmico

Para el sistema de almacenamiento térmico en agua se considera un costo de inversión de 5 USD/kWh obtenido desde la base de datos de tecnologías, ver Anexo B.4. Considerando el calor específico del agua y las temperaturas de operación, se calcula un costo de inversión de 523 USD/m³.

8.1.3. Sistema de bomba de calor geotérmica

Los costos de inversión para el sistema BCG son: i) Bomba de calor, y ii) intercambiador geotérmico. Para la bomba de calor se utilizan los antecedentes de costos en EE.UU. ver Anexo B.4, y se considera un factor de 2 por la internación del equipo a Chile. Para el intercambiador geotérmico se considera el costo de mercado de cañerías de HDPE de 12 m, ver catálogo comercial de cañerías de HDPE en el Anexo C.9. Para calcular el costo de la sonda geotérmica se utiliza un costo de perforación por metros de profundidad de 400 USD/m. Se considera una mezcla de 1:3 de cemento y arena a emplear como mortero para rellenar el pozo, un costo del saco de cemento de 42 kg de USD\$ 8,12 y del saco de arena de 40 kg de USD\$ 1,52. Para la recirculación del fluido de trabajo por el ICG se emplea la bomba centrífuga EBARA 3LM - 80 160/18.5 18,5 kW, ver cotización de la bomba en el Anexo C.10. En la Tabla 8.3, se desglosan los costos de inversión para el sistema de BCG.

Tabla 8.3: Costos de inversión BCG.

Partida	Costo [USD/un]
Bomba de calor Agua- Agua CIAT, HYDROCIAT LW -LWP R134A	762.000
Intercambiador geotérmico	
Cañería HDPE Ø 9" nominal	187
Sonda Ø 46 cm	40.410
Bomba centrífuga EBARA 3LM - 80 160/18.5 18,5 kW	6.310

8.1.4. Otros equipos

Otros equipos necesarios para el funcionamiento de la planta son: i) intercambiador de calor, ver Anexo C.7; ii) estanque de expansión, precio de referencia Anwo, y iii) Bomba centrífuga de recirculación de 1,5 kW, ver Anexo C.10. En la Tabla 8.4, se muestran los costos de inversión de los equipos.

Tabla 8.4: Costos de inversión de equipos para el funcionamiento de la planta.

Partida	Costo	Unidad
Intercambiador de calor de placas Sondex S42-IS10-TK-LIQUID	139,50	USD/Placa
Estanque de expansión	3.651	USD/m ³
Bomba centrífuga CMB 2.00 - M 1,5 kW	444	USD/un
Bomba centrífuga EBARA 3LM - 80 160/18.5 18,5 kW	6.310	USD/un

Para el fluido de trabajo se utiliza el costo de referencia del aceite térmico Shell Thermia B. El costo por barril de 209 lt es de USD\$ 510,16, ver cotización en el Anexo C.11.

8.1.5. Costos generales

Los costos generales se refieren a aquellos costos que son obligatorias para cada una de las tecnologías, pero no son necesariamente iguales.

En el caso de los costos de inversión, todas las tecnologías necesitan un gasto en: i) piping; ii) control de sistema; iii) ingeniería básica; iv) instalación, y v) administración. Estos costos requieren un análisis detallado para ser evaluados con precisión, como el presente proyecto es una evaluación de perfil, dichos costos se consideran como porcentaje de la inversión y varían con cada tecnología de acuerdo a las cualidades o defectos de cada una de ellas. En la Tabla 8.5, se enumeran los costos generales de inversión de cada tecnología.

Tabla 8.5: Costos generales de inversión.

Partida	FPC	PTC	LFC	HFC	SAT	BCG
Piping	10%	10%	10%	5%	5%	10%
Control	5%	10%	10%	8%	5%	10%
Ingeniería básica	6%	8%	8%	8%	6%	8%
Instalación	80%	85%	85%	85%	80%	80%
Administración	6%	8%	8%	8%	6%	6%

Se considera un bajo porcentaje de control del sistema para los colectores solares planos, ya que no requieren tracking solar. Para el campo de helióstatos, se considera un bajo porcentaje de piping y control de sistema, porque el fluido de trabajo no recorre el campo solar como en las demás tecnologías. El sistema de almacenamiento térmico amerita un piping y control de sistema sencillo, lo que se ve reflejado en los porcentajes empleados. Aquellas tecnologías que no representan una novedad tienen bajos costos en ingeniería básica, instalación y administración.

En la Tabla 8.6, se presentan los valores de los costos generales de operación de los sistemas solares térmicos híbridos en evaluación. Como estándar para todas las plantas, se considera un jefe de operaciones.

Tabla 8.6: Costos generales de operación.

Partida	Costo
Jefe de planta [USD/mes]	10.000
Operador [USD/mes]	2.000
Eléctrico SING [USD/kWh]	0,11
Barril de petróleo de 0,16 m² [USD/Barril]	100

En cuanto a los costos de operación por tecnología, se calculan como un porcentaje sobre la inversión y reflejan las ventajas y desventajas de cada una de ellas. En la Tabla 8.7, se desglosan los costos fijos por tecnología.

Tabla 8.7: Costos fijos.

Personal	Caldera	FPC	PTC	LFC	HFC	SAT	BCG
Por sistema [operadores]	2	2	2	2	2	3	2
Por tamaño [operadores/ha]		5	9	9	9		1

En la Tabla 8.8, se muestran los costos variables por tecnología. Los sistemas que requieren piezas móviles tienen un mayor costo en mantención. Se asigna un mayor costo por operación a las tecnologías novedosas. Los sistemas PTC y LFC emplean piezas que requieren constante recambio, por lo que tienen mayor costo en mantención y repuestos. Los porcentajes son los típicos utilizados en este tipo de evaluaciones [36].

Tabla 8.8: Costos variables como porcentaje de la inversión.

Partida	FPC	PTC	LFC	HFC	SAT	BCG
Gastos operacionales	2%	5%	5%	5%	2%	2%
Gastos de mantención	2%	5%	5%	3%	2%	2%
Gastos por repuestos	2%	4%	3%	2%	1%	1%
Gastos por herramientas	0,2%	0,2%	0,2%	0,2%	0,2%	0,2%

8.1.6. Resumen de inversiones

A continuación se presentan el estimado de la inversión de cada uno de los sistemas térmicos en función de la capacidad exigida. En el caso de los colectores solares y bombas de calor geotérmicas la capacidad es la potencia térmica máxima que puede entregar el sistema y en el caso del almacenamiento térmico, es la energía máxima que puede almacenar.

Las partidas más relevantes de la inversión en sistemas solares térmicos son el suministro de colectores solares y la instalación de estos. En la Figura 8.1, se muestra el desglose de la inversión en colectores FPC para potencias de 2, 30 y 60 MW_t. A modo de antecedente, la inversión en el sistema térmico para la planta SBL de Codelco Norte fue estimada en USD\$ 2.784.000 por MW_t.

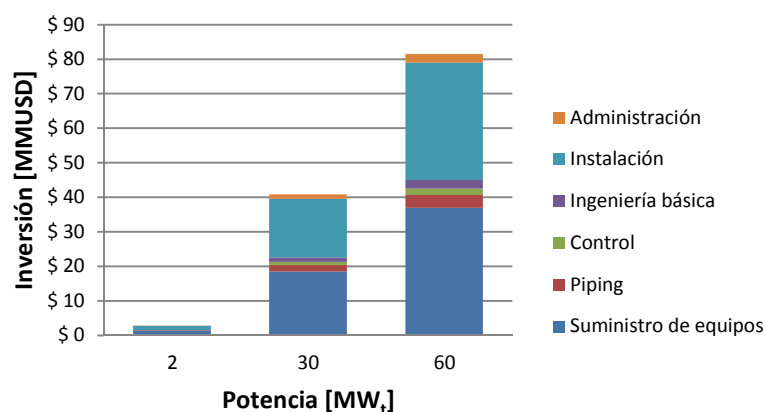


Figura 8.1: Desglose de la inversión en colectores FPC.

En la Figura 8.2, se presenta el desglose de la inversión en concentradores parabólicos. De acuerdo a la información de otros sistemas térmicos con esta tecnología, la inversión está entre USD\$ 1.330.000 y 7.770.000 por MW_t, ver Anexo B.4.

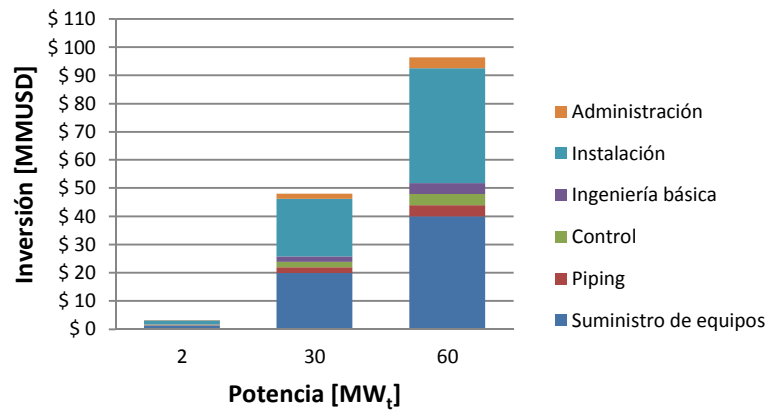


Figura 8.2: Desglose de la inversión en concentradores PTC.

Típicamente la inversión en concentradores Lineal Fresnel está entre USD\$ 2.380.000 y 3.920.000 por MW_t, ver Anexo B.4. En la Figura 8.3, se grafica el desglose de la inversión en concentradores Lineal Fresnel.

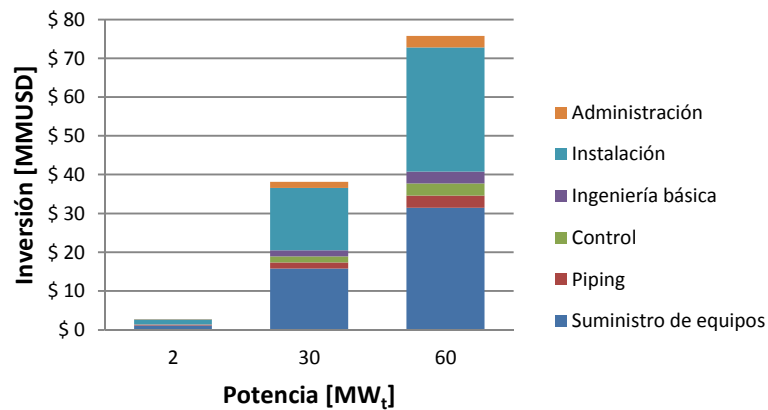


Figura 8.3: Desglose de la inversión en concentradores LFC.

En la Figura 8.4, se presenta el desglose de la inversión en el campo de helióstatos. Las inversiones en este tipo de tecnología, típicamente son de USD\$ 764.000 a 7.636.000 por MW_t, ver Anexo B.4.

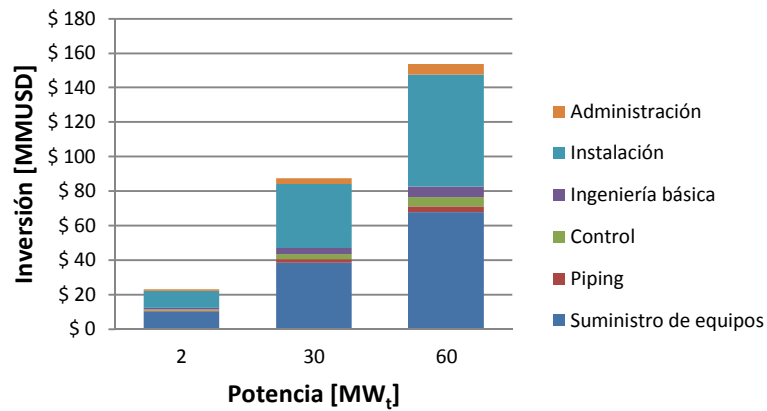


Figura 8.4: Desglose de la inversión en el campo HFC.

De los resultados anteriores, se calcula la inversión por MW_t de cada una de las tecnologías. Comparativamente la tecnología más barata es el concentrador LFC y la más cara el campo HFC. En la Figura 8.5, se grafican las inversiones marginales de cada una de las tecnologías solares. El campo de helióstatos reduce la inversión por MW_t a medida que aumenta la potencia térmica, esto porque la inversión tiene un costo fijo por la construcción de la torre de recepción de radiación y el receptor solar. Las demás tecnologías tienen una inversión por unidad de potencia térmica constante.

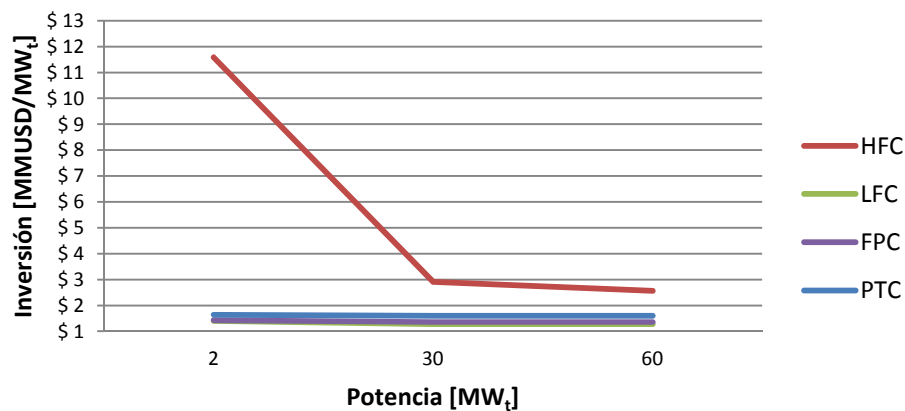


Figura 8.5: Comparación de la inversión por MW_t de las tecnologías solares.

La curva de la inversión en el campo de helióstatos, tiene un cambio de pendiente debido a que la relevancia del costo fijo por la construcción de la torre decae, por lo que si bien la inversión por MW_t disminuye a medida que aumenta la potencia, ésta cada vez disminuye menos.

Los siguientes resultados sobre la inversión en el sistema de almacenamiento térmico, se calcularon en el contexto de un sistema solar con colectores planos, diseñados con un factor de potencia de 2 y para requerimientos de 2, 30 y 60 MW_t. La Figura 8.6, grafica el desglose de la inversión en un sistema de almacenamiento térmico, dichas inversiones no consideran el aumento de colectores en el campo solar que implica agregar este sistema. A modo de antecedente, típicamente la inversión en este tipo de tecnologías es de USD\$ 2 a 5 por kWh, ver Anexo B.4.

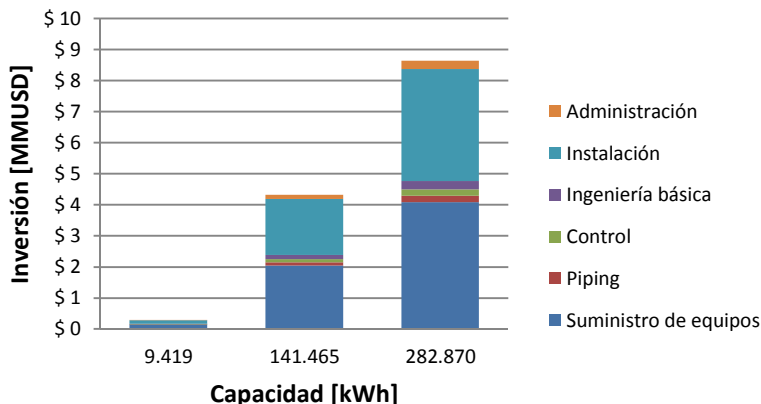


Figura 8.6: Desglose de la inversión en almacenamiento térmico.

En la Figura 8.7, se muestra la inversión en función de la capacidad de energía almacenable del estanque. La inversión por energía térmica es constante y de USD\$ 31 por kWh.

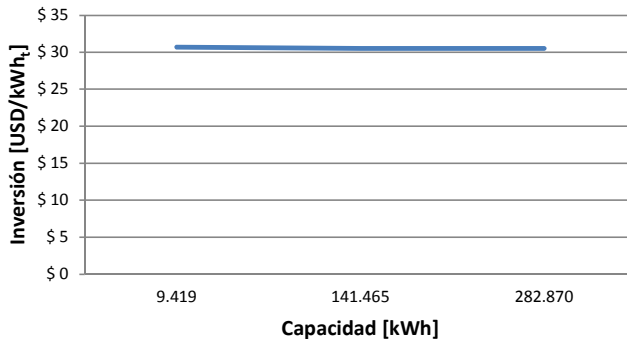


Figura 8.7: Inversión por unidad de energía térmica almacenable por el almacenamiento térmico.

En la Figura 8.8, se presentan inversiones en el sistema de bomba de calor geotérmica en función de la cantidad de dichos sistemas acoplados en serie.

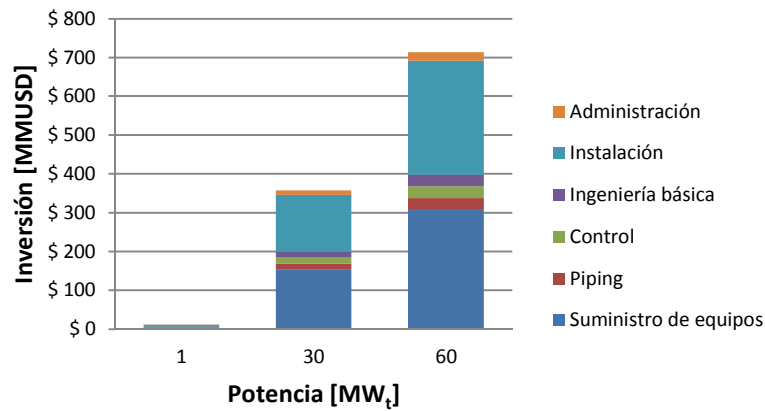


Figura 8.8: Desglose de la inversión en bombas de calor geotérmicas.

En la Figura 8.9, se grafica la inversión por unidad de potencia térmica en bombas de calor geotérmicas. De acuerdo a los antecedentes de dicho sistema, la inversión por MW_t es del orden de MMUSD\$ 1,8 por MW_t, la diferencia con los resultados se debe a que el contexto de diseño e instalación de dichos sistema es bastante diferente al del considerado en el presente proyecto.

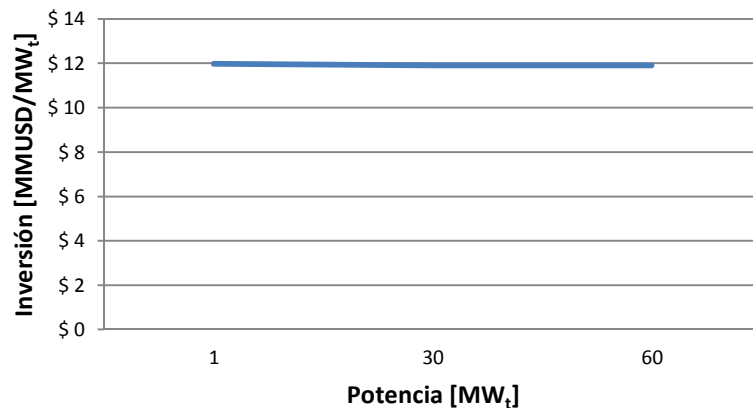


Figura 8.9: Inversión marginal en bombas de calor geotérmicas.

8.1.7. Resumen costos de operación

A continuación, se resumen los costos de operación de cada una de las tecnologías. Se presenta el desglose de los costos en función de la capacidad exigida. Los costos operacionales constan de una parte variable que tiene relación principalmente con el consumo energético del sistema térmico y una parte fija que representan los gastos en operadores.

Para evaluar los SSTH se compara la situación sin proyecto y con proyecto. En la Figura 8.10, se presentan los costos operacionales del sistema de caldera sin aporte de otras tecnologías. Se observa que los costos variables son más relevantes que los fijos.

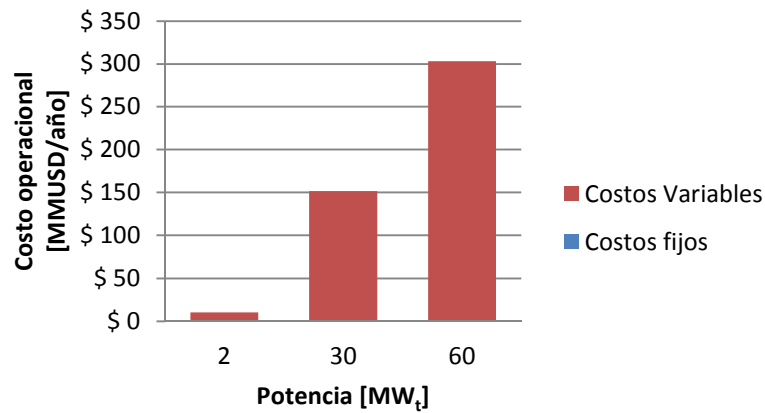


Figura 8.10: Desglose de los costos operacionales en el caso sin proyecto.

Dependiendo del SSTH que se evalúa, se emplean los costos operacionales de las tecnologías que se acoplan al sistema de la caldera. Los costos operacionales de un sistema térmico de colectores planos se muestran en la Figura 8.11.

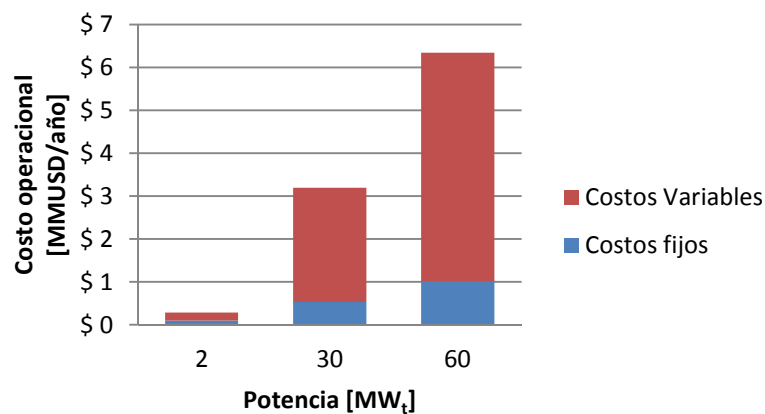


Figura 8.11: Desglose de los costos operacionales en un sistema térmico de colectores FPC.

En la Figura 8.12, se presenta el desglose de los costos operacionales de la tecnología de concentradores parabólicos.

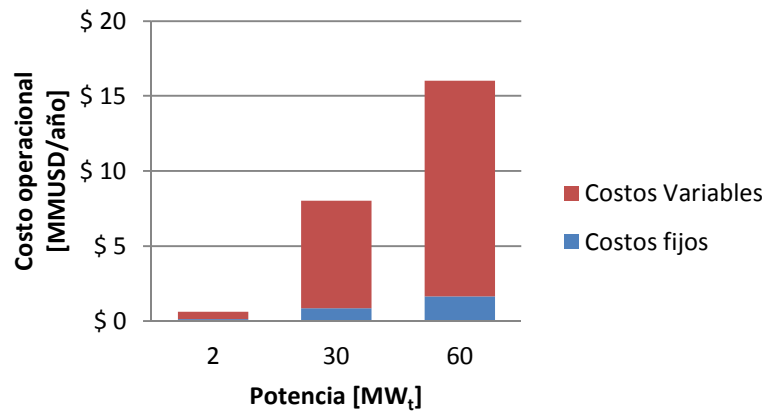


Figura 8.12: Desglose de los costos operacionales en un sistema térmico de concentradores PTC.

Los costos operacionales fijos y variables en un sistema térmico con concentradores LFC, se grafican en la Figura 8.13.

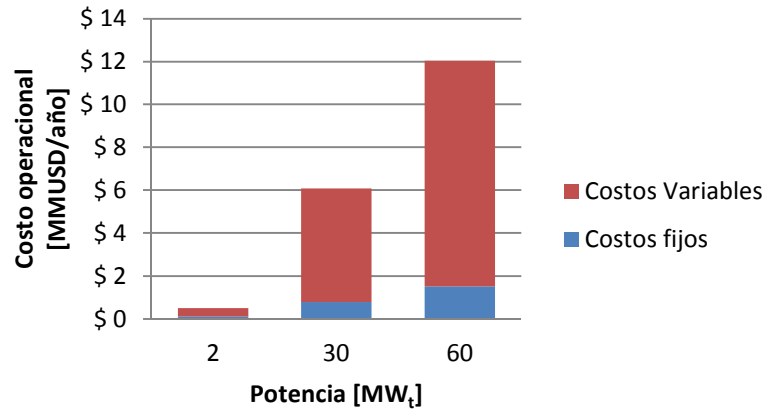


Figura 8.13: Desglose de los costos operacionales en un sistema térmico de concentradores LFC.

En la Figura 8.14, se presentan los costos operacionales en un campo de helióstatos.

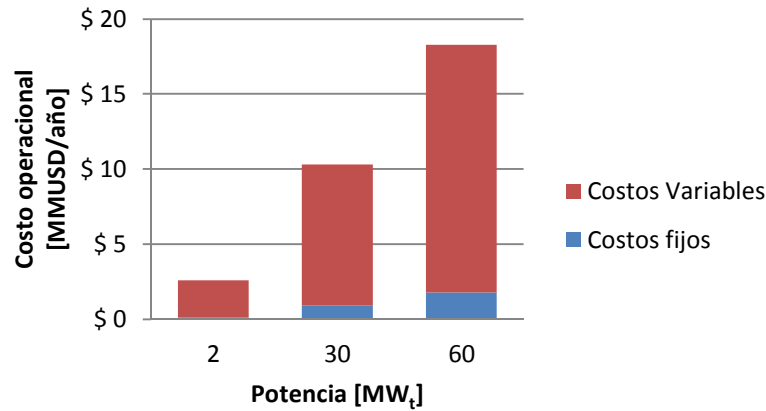


Figura 8.14: Desglose de los costos operacionales en un sistema térmico de HFC.

De acuerdo al objetivo del proyecto, es interesante comparar los distintos aspectos de las tecnologías. En la Figura 8.15, Se grafican los costos operacionales por unidad de potencia de las tecnologías solares.

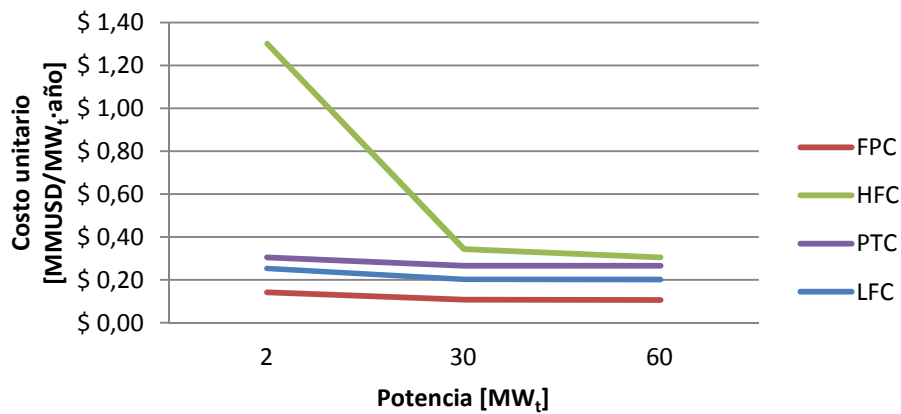


Figura 8.15: Comparación de los costos operacionales unitarios de las tecnologías solares.

El caso de los helióstatos tiene el mismo quiebre de pendiente en la curva de costo unitario que en la inversión por unidad de potencia térmica y se debe a que para cualquier potencia es necesario construir y mantener una torre de 160 m de altura.

Los costos operacionales en un sistema de almacenamiento comprenden costos relacionados con el circuito de almacenamiento y con el aumento del tamaño del campo solar. En la Figura 8.16, se muestran los costos operacionales del SAT sin considerar la ampliación del campo solar.

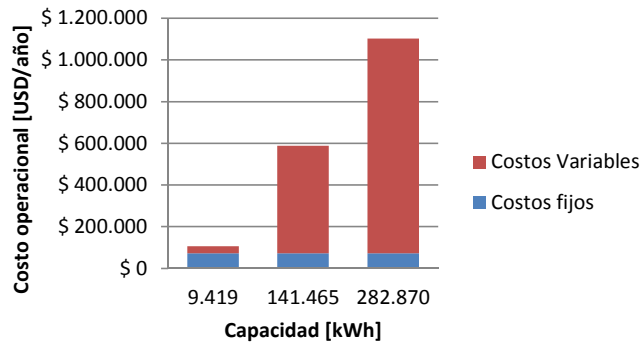


Figura 8.16: Desglose de los costos operacionales en un sistema de almacenamiento térmico.

En la Figura 8.17, se presenta el costo unitario en el sistema de almacenamiento térmico.

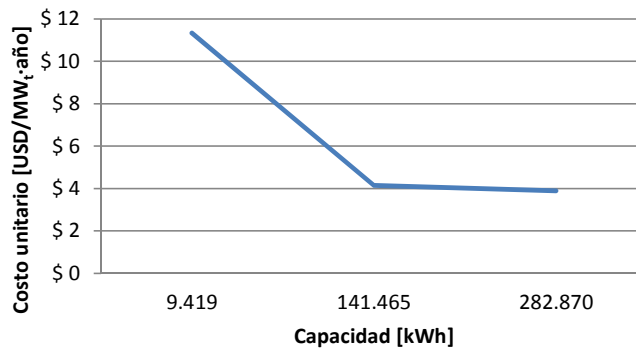


Figura 8.17: Costo operacional por unidad de energía almacenable en el SAT.

El cambio de pendiente en la curva se debe a que los costos fijos de operación no dependen de la potencia y por lo tanto a bajas capacidades tienen una gran relevancia en relación con los costos variables, ver Figura 8.16.

Las bombas de calor geotérmicas implican altos costos operacionales debido al consumo eléctrico por el compresor y las bombas de circulación. En la Figura 8.18, se grafican los costos operacionales de dicha tecnología.

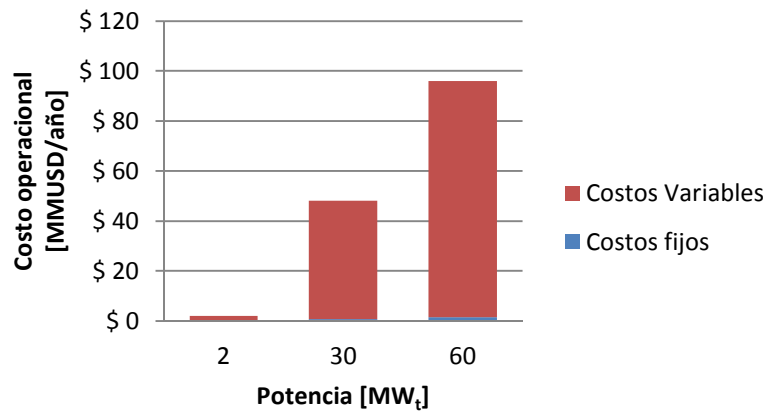


Figura 8.18: Desglose de los costos operacionales en una BCG.

En la Figura 8.19, se presenta el costo unitario en la tecnología de bomba de calor geotérmica.

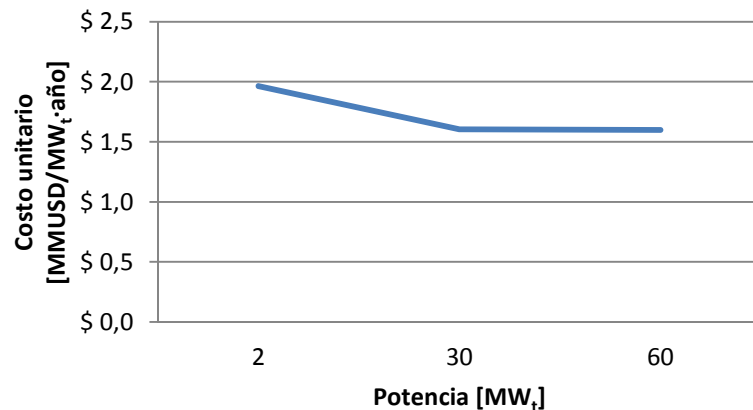


Figura 8.19: Costo operacional por unidad de potencia en la BCG.

En el caso de las bombas de calor se produce el mismo efecto, pero más atenuado, que en la curva del costo unitario del almacenamiento térmico, esto se debe a que a potencias bajas los costos fijos de operación tienen mayor importancia, en relación con los costos variables, que a potencias altas.

8.2. Evaluación económica

Las plantas SX-EW necesariamente cuentan con el sistema de caldera para calentar el electrolito rico, de esta manera las soluciones factibles económicamente son las que permitan un ahorro en el consumo de combustible y energía eléctrica que permita recuperar la inversión en 20 años a una tasa del 12%.

De los capítulos anteriores se obtienen los datos necesarios para realizar una evaluación económica de agregar los sistemas renovables para el calentamiento de electrolito rico en plantas SX-EW.

Para evaluar los sistemas térmicos, se calcula el flujo de caja para el caso sin proyecto, luego el flujo de caja para el caso con proyecto y finalmente se calcula el flujo de caja marginal, que consiste en la resta de la situación con proyecto menos la situación sin proyecto.

Para calcular el CAPEX y OPEX de la situación sin proyecto, se considera solamente el circuito de la caldera. La situación con proyecto considera el circuito de caldera, el circuito solar, el circuito de almacenamiento y el circuito de bomba de calor geotérmica de acuerdo al SSTH en evaluación.

Para calcular el consumo energético de la caldera en la situación sin proyecto, se considera que la planta de electroobtención funciona las 24 horas del día, los 365 días del año, lo que es un caso extremo, considerando que existen fluctuaciones en la demanda energética y que existen paradas de la planta durante el año. Para una potencia de planta PP se calculan respectivamente los consumos de petróleo y de electricidad en un año con las ecuaciones 8.1 y 8.2, donde: i) Q_{Total} es la energía térmica total entregada por el sistema térmico durante el año; ii) FCE_b es el factor de consumo eléctrico por potencia según el catálogo de la caldera, ver Anexo C.1; iii) CC_{SP} es el consumo de combustible anual sin proyecto, y iv) CE_{SP} es el consumo eléctrico anual sin proyecto.

$$CC_{SP} = \frac{Q_{Total}}{\eta_b \cdot Pc} \quad 8.1$$

$$CE_{SP} = PP \cdot FCE_b \cdot 24 \cdot 365 \quad 8.2$$

Con estos valores y la ecuación 8.3, se calculan las emisiones de CO₂ en la situación sin proyecto.

$$E_{CO_2} = FE_c \cdot CC_{SP} + FE_e \cdot CE_{SP} \quad 8.3$$

Con estos valores se completa el cálculo de los costos operacionales de la situación sin proyecto. Junto con los gastos operacionales de la situación con proyecto y los costos de inversión, se calcula el flujo de caja a 20 años.

Con los datos anteriores se calcula la TIR y el VAN con una tasa de riesgo de 12%. Las soluciones factibles económicamente serán las que tengan TIR > 12%, VAN > 0.

Existen dos criterios para seleccionar la tecnología a utilizar para cada potencia, escoger la opción que entrega el mayor VAN de todas las opciones y que implique un ahorro en las emisiones de CO₂ o aquella que permiten el mayor ahorro en las emisiones de carbono y a la vez es factible económicamente.

9. Evaluación técnica económica de SSTH para potencias entre 2 – 60 MW_t

9.1. SSTH base

Para cada una de las tecnologías solares se evalúan los sistemas térmicos para potencias de planta (PP) de 2, 5, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55 y 60, variando el factor de potencia (FP) de diseño de la planta, entre 0,1 y 1 aumentando el valor en un décima.

9.1.1. Campo solar FPC

A modo de ejemplo se presenta la metodología de evaluación de un SSTH con colectores FPC para una planta de 30 MW_t y un factor de planta de 1. En la Tabla 9.1, se enumeran los coeficientes empleados en la evaluación técnica.

Tabla 9.1: Coeficientes empleados en la evaluación técnica.

Eficiencia térmica de la caldera a 75% de carga [%]	95%
Poder calorífico del petróleo [GJ/t]	4,27
Factor de emisiones de CO₂ del petróleo [kgCO₂/t_p]	3,19
Factor de emisiones de CO₂ del SING [kgCO₂/kWh]	0,73

Mediante el balance energético del SSTH en evaluación, se obtienen los indicadores técnicos que se muestran en la Tabla 9.2. El factor de planta renovable es el porcentaje de energía entregada que no proviene del petróleo o de energía eléctrica.

Tabla 9.2: Indicadores técnicos del sistema sin proyecto y con proyecto.

Partida	Sin proyecto	Con proyecto
Energía térmica entregada [GJ/año]	946.080	946.080
Consumo de petróleo [t/año]	236.678	195.913
Consumo de electricidad [GWh/año]	5,99	2,06
Emisiones de CO₂ [t/año]	5.095	2.120
Factor de planta renovable [%]	-	17%
Eficiencia energética de la caldera [%]	94%	94%
Eficiencia energética del sistema solar [%]	-	26%
Eficiencia energética del SSTH [%]	94%	66%
Inversión [USD]	-	41.912.228
Costos operacionales fijos [USD]	168.000	696.000
Costos operacionales variables [USD]	151.589.442	127.956.696

En la Figura 9.1, se grafican los porcentajes de ahorro en el consumo de petróleo y energía eléctrica y en las emisiones de carbono a la atmosfera.

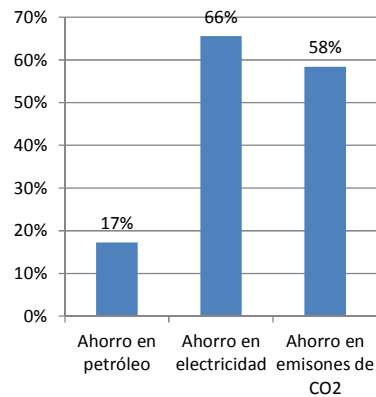


Figura 9.1: Ahorros energéticos y de emisiones de CO₂.

Se cuenta con la información necesaria para calcular el costo marginal y el flujo de caja que se grafica en la Figura 9.2.

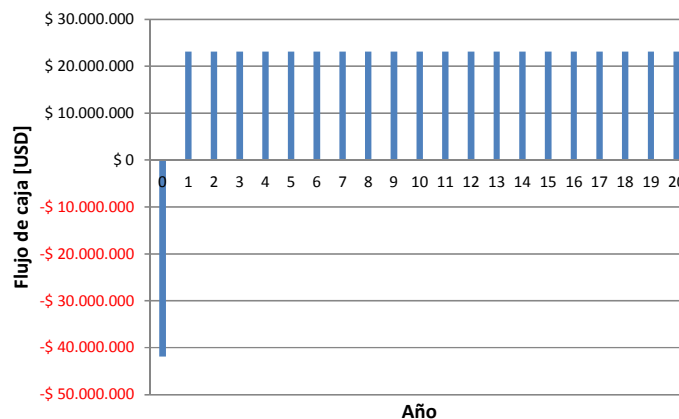


Figura 9.2: Flujo de caja marginal a 20 años del SSTH con colectores FPC de 30 MW_t.

Del flujo de caja, se calcula el VAN, la TIR y el año de retorno de la inversión. En la Tabla 9.3, se presentan los resultados de la evaluación económica del sistema térmico.

Tabla 9.3: Resultados de la evaluación económica marginal del SSTH con colectores FPC de 30 MW_t.

Valor Actual Neto (VAN) [USD]	116.667.291
Período de Retorno de la inversión [Años]	1,81
Tasa interna de retorno (TIR) [%]	55%

En este caso, el VAN es positivo, la TIR es mayor al 12% y el ahorro de emisiones de carbono es del 58%, por lo tanto, el SSTH con colectores planos de 30 MW_t es factible técnica y económicamente.

A continuación se presentan los resultados de la evaluación del SSTH con colectores planos. En la Figura 9.3, se grafica la evolución del VAN de acuerdo al aumento del factor de potencia, para distintas capacidades de planta.

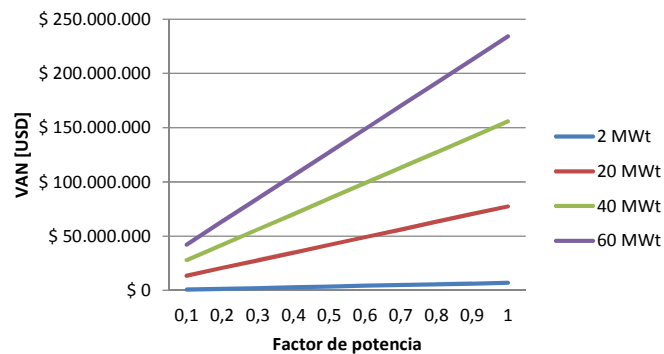


Figura 9.3: Evolución del VAN, de la evaluación económica marginal, respecto al factor de potencia de sistemas solares FPC.

En la Figura 9.4, se presenta la evolución del ahorro de emisiones de CO₂ a medida que aumenta el factor de potencia de diseño del campo solar. Las curvas de 20 y 40 MW_t son iguales a la de 60 MW_t, debido a que a bajas potencias el consumo eléctrico del campo solar es más notorio que a potencias altas y el consumo eléctrico en el SING tiene un alto coeficiente de emisiones de CO₂.

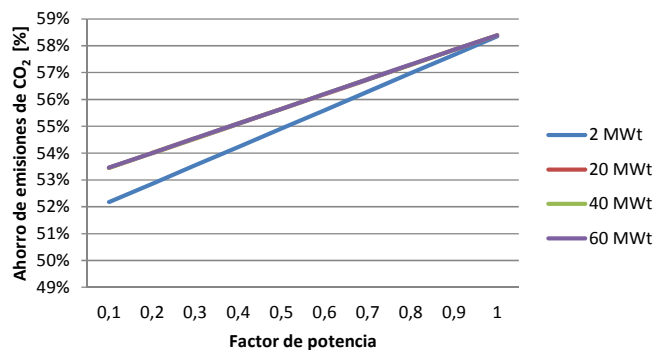


Figura 9.4: Ahorro de las emisiones de carbono respecto al factor de potencia de sistemas solares FPC.

En la Figura 9.5, se grafica la TIR para distintos factores de potencia de diseño del campo solar y potencias de la planta. Analizando los resultados, para toda potencia y factor de potencia, el SSTH con colectores FPC es factible técnica y económicamente.

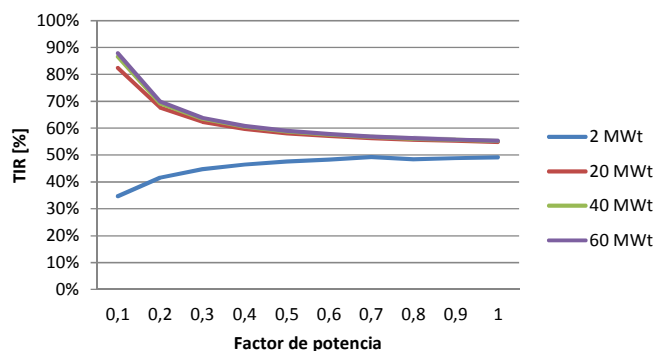


Figura 9.5: TIR de la evaluación económica marginal, respecto al factor de potencia de sistemas solares FPC.

De acuerdo a los resultados obtenidos, la opción más rentable es aquella que permite el mayor ahorro de emisiones de carbono, por lo tanto, la solución óptima se logra dimensionando el campo solar con un factor de planta de 1. La eficiencia energética del SSTH es de 66% y es constante en función de la potencia.

9.1.2. Campo solar PTC

A continuación se presentan los resultados técnicos y económicos de la evaluación de un SSTH con concentrador parabólico de 30 MW_t y diseñado para un factor de potencia de 1. Con los resultados del balance energético anual del SSTH en evaluación, se calculan los indicadores técnicos y económicos de la Tabla 9.4.

Tabla 9.4: Indicadores técnicos y económicos del SSTH con concentrador PTC de 30 MW_t.

Partida	Sin proyecto	Con proyecto
Energía térmica entregada [GJ/año]	946.080	946.080
Consumo de petróleo [t/año]	236.678	163.443
Consumo de electricidad [GWh/año]	5,99	1,79
Emisiones de CO₂ [t/año]	5.095	1.818
Factor de planta renovable [%]	-	30%
Eficiencia energética de la caldera [%]	94%	94%
Eficiencia energética del sistema solar [%]	-	53%
Eficiencia energética del SSTH [%]	94%	76%
Inversión [USD]	-	49.253.303
Costos operacionales fijos [USD]	168.000	1.008.000
Costos operacionales variables [USD]	151.489.176	111.810.973

En la Figura 9.6, se grafica el ahorro de petróleo, de consumo eléctrico y de emisiones de CO₂ a la atmosfera.

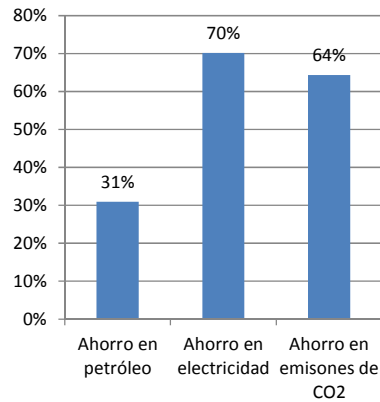


Figura 9.6: Desglose del ahorro energético y en emisiones de carbono del STH con concentrador PTC de 30 MW_t.

Con los datos anteriores, se puede calcular el costo marginal anual y el flujo de caja a 20 años del STH con concentrador PTC. En la Figura 9.7, se grafica el flujo de caja a 20 años de la solución en evaluación.

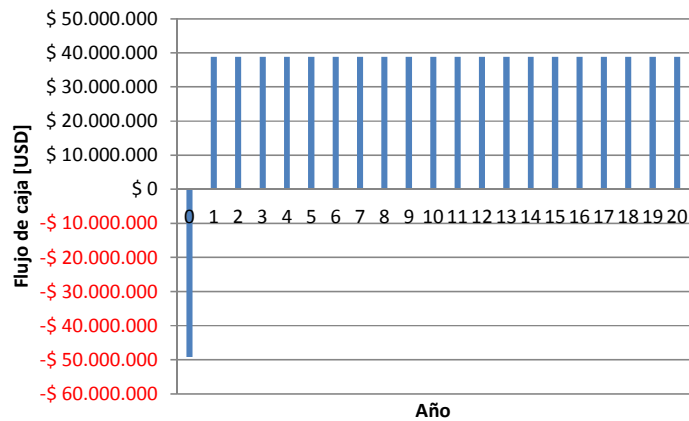


Figura 9.7: Flujo de caja marginal a 20 años del STH con concentrador PTC de 30 MW_t.

En la Tabla 9.5, se enumeran los indicadores económicos obtenidos del flujo de caja anterior. De acuerdo a los resultados, la solución de agregar un campo solar con concentrador parabólico de 30 MW_t es factible técnica y económicamente.

Tabla 9.5: Resultados de la evaluación económica marginal del SSTH con concentrador PTC de 30 MW_t.

Valor Actual Neto (VAN) [USD]	215.041.486
Tiempo de Retorno [Años]	1,27
Tasa interna de retorno (TIR) [%]	79%

A continuación se presentan los resultados de los SSTH con concentrador PTC. En la Figura 9.8, se muestra la evolución del VAN para diferentes factores de potencia y potencias de planta.

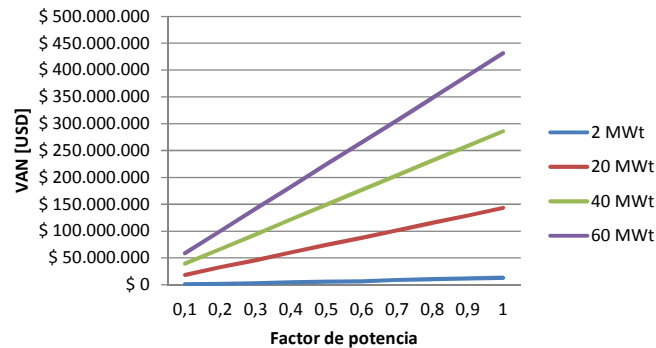


Figura 9.8: Evolución del VAN, de la evaluación económica marginal, de acuerdo al factor de potencia y potencia de planta con PTC.

La Figura 9.9, grafica el ahorro de emisiones de carbono para distintas potencias y factores de potencia.

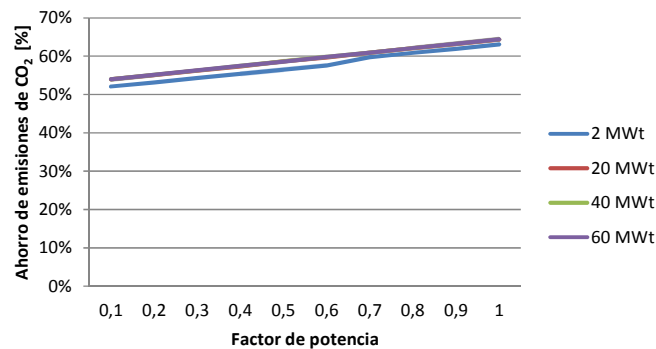


Figura 9.9: Ahorro de las emisiones de carbono respecto al factor de potencia de sistemas solares PTC.

En la Figura 9.10, se presenta la TIR para las distintas soluciones en evaluación.

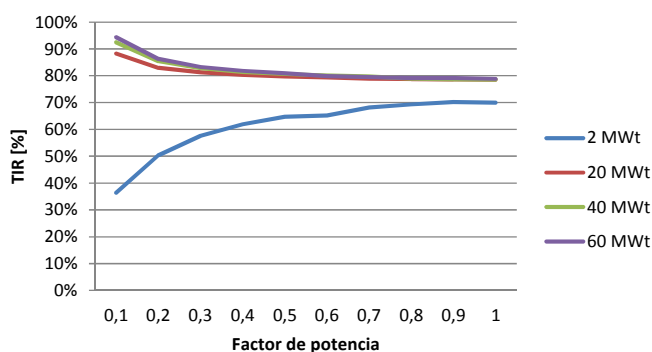


Figura 9.10: TIR de la evaluación económica marginal, respecto al factor de potencia de sistemas solares PTC.

De los resultados, se desprende que todas las soluciones son factibles técnica y económicamente. Los diseños que ofrecen el mayor ahorro en emisiones de carbono y VAN, son aquellos que emplean un factor de planta de 1. La eficiencia energética es de 76% cuando se diseña con dicho factor de potencia.

9.1.3. Campo solar LFC

A modo de ejemplo, se presenta la metodología de evaluación técnica y económica de un SSTH con concentrador LFC de 30 MW_t con factor de potencia de 1. En la Tabla 9.6, se enumeran algunos de los resultados técnicos y económicos del SSTH dicho.

Tabla 9.6: Indicadores técnicos y económicos del SSTH con concentrador LFC de 30 MW_t.

Partida	Sin proyecto	Con proyecto
Energía térmica entregada [GJ/año]	946.080	946.080
Consumo de petróleo [t/año]	236.678	191.636
Consumo de electricidad [GWh/año]	5,99	2,02
Emisiones de CO ₂ [t/año]	5.095	2.077
Factor de planta renovable [%]	-	18%
Eficiencia energética de la caldera [%]	94%	94%
Eficiencia energética del sistema solar [%]	-	34%
Eficiencia energética del SSTH [%]	94%	71%
Inversión [USD]	-	39.035.009
Costos operacionales fijos [USD]	168.000	960.000
Costos operacionales variables [USD]	151.536.902	127.911.180

En la Figura 9.6, se grafica el ahorro de petróleo, de consumo eléctrico y de emisiones de CO₂ a la atmosfera.

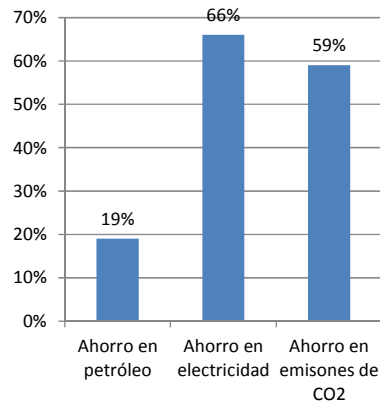


Figura 9.11: Desglose del ahorro energético y en emisiones de carbono del SSTH con concentrador LFC de 30 MW_t.

Con los datos anteriores, se puede calcular el costo marginal anual y el flujo de caja a 20 años del SSTH con concentrador LFC. En la Figura 9.12, se grafica dicho flujo de caja.

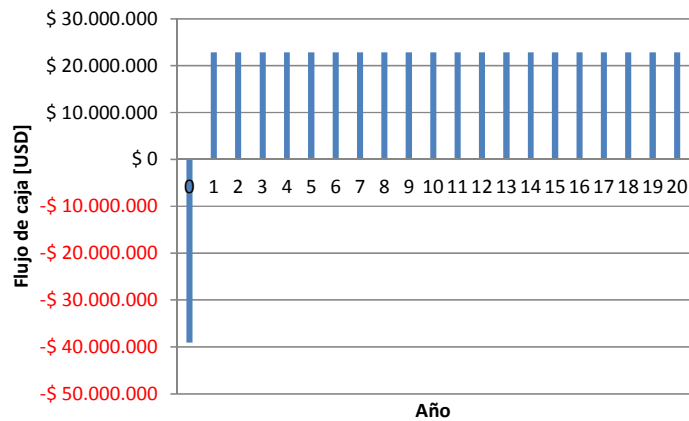


Figura 9.12: Flujo de caja marginal a 20 años del SSTH con concentrador LFC de 30 MW_t.

En la Tabla 9.7, se enumeran los indicadores económicos obtenidos del flujo de caja anterior. De acuerdo a los resultados, la solución de agregar un campo solar con concentrador Lineal Fresnel de 30 MW_t es factible técnica y económicamente.

Tabla 9.7: Resultados de la evaluación económica marginal del STH con concentrador LFC de 30 MW_t.

Valor Actual Neto (VAN) [USD]	117.428.745
Tiempo de Retorno [Años]	1,71
Tasa interna de retorno (TIR) [%]	58%

A continuación se presentan los resultados de los STH con concentrador LFC. En la Figura 9.13, se muestra la evolución del VAN para diferentes factores de potencia y potencias de planta.

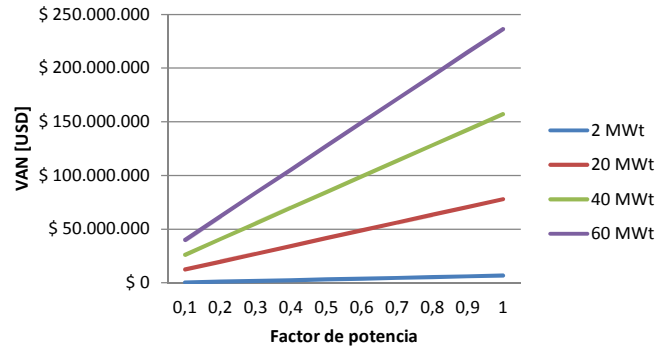


Figura 9.13: Evolución del VAN, de la evaluación económica marginal, de acuerdo al factor de potencia y potencia de planta con LFC.

La Figura 9.14 grafica el ahorro de emisiones de carbono para distintas potencias y factores de potencia.

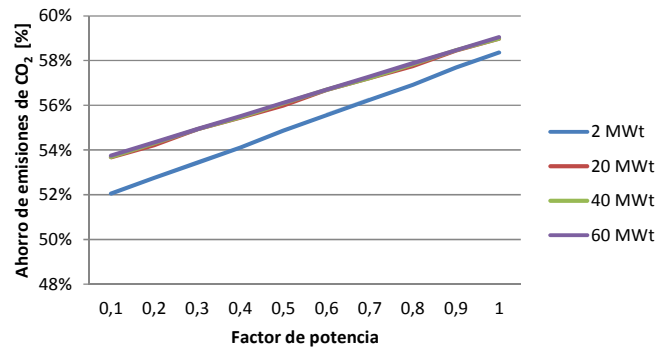


Figura 9.14: Ahorro de las emisiones de carbono respecto al factor de potencia de sistemas solares LFC.

En la Figura 9.15, se presenta la TIR para las distintas soluciones en evaluación.

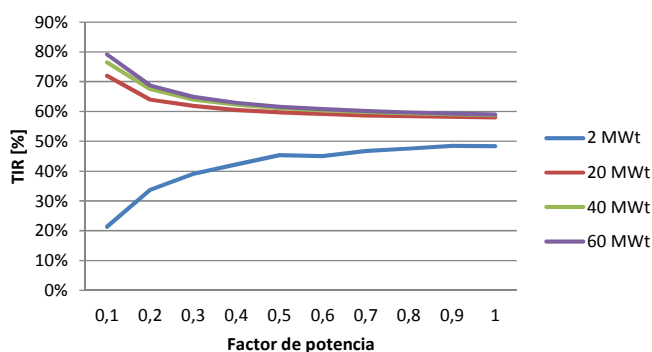


Figura 9.15: TIR de la evaluación económica marginal, respecto al factor de potencia de sistemas solares LFC.

Si bien todas las soluciones son factibles técnica y económicamente, aquellas diseñadas con factor de potencia de 1 son las más rentables y las que permiten un mayor ahorro en emisiones de CO₂. La eficiencia energética de dichos SSTH es de 71%.

9.1.4. Campo solar HFC

Se presentan los resultados técnicos y económicos de un SSTH con campo de helióstatos de 30 MW_t y diseñado un factor de potencia de 1. Con los resultados del balance energético anual del SSTH en evaluación, se calculan los indicadores de la Tabla 9.8.

Tabla 9.8: Indicadores técnicos y económicos del SSTH con campo HFC de 30 MW_t.

Partida	Sin proyecto	Con proyecto
Energía térmica entregada [GJ/año]	946.080	946.080
Consumo de petróleo [t/año]	236.678	159.248
Consumo de electricidad [GWh/año]	5,99	0,52
Emisiones de CO₂ [t/año]	5.095	888
Factor de planta renovable [%]	-	32%
Eficiencia energética de la caldera [%]	94%	94%
Eficiencia energética del sistema solar [%]	-	51%
Eficiencia energética del SSTH [%]	94%	74%
Inversión [USD]	-	89.710.537
Costos operacionales fijos [USD]	168.000	1.080.000
Costos operacionales variables [USD]	150.484.976	111.223.874

En la Figura 9.16, se grafica el ahorro de petróleo, de consumo eléctrico y de emisiones de CO₂ a la atmosfera.

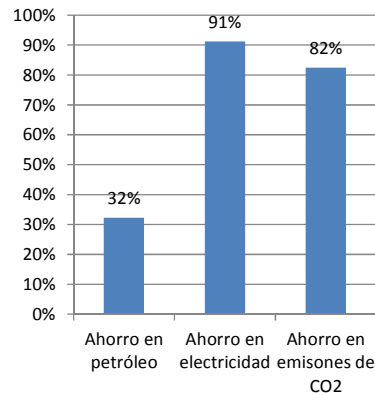


Figura 9.16: Desglose del ahorro energético y en emisiones de carbono del SSTH con campo HFC de 30 MW_t.

Con los datos anteriores, se puede calcular el costo marginal anual y el flujo de caja a 20 años del SSTH con campo de helióstatos. En la Figura 9.17, se grafica el flujo de caja a 20 años de la solución en evaluación.

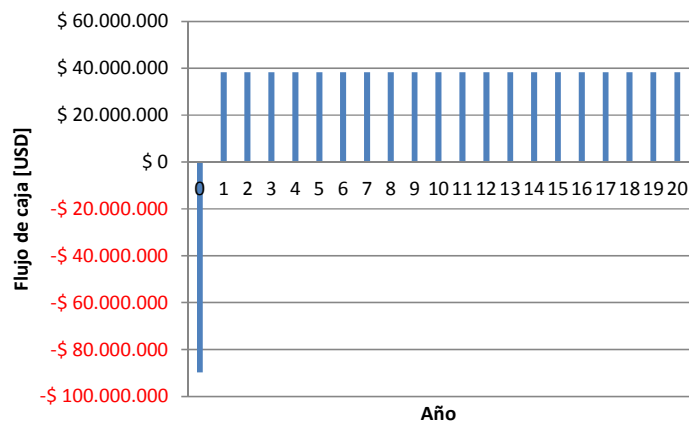


Figura 9.17: Flujo de caja marginal a 20 años del SSTH con campo HFC de 30 MW_t.

En la Tabla 9.9, se enumeran los indicadores económicos obtenidos del flujo de caja anterior. De acuerdo a los resultados, la solución de agregar un campo solar de helióstatos de 30 MW_t es factible técnica y económicamente.

Tabla 9.9: Resultados de la evaluación económica marginal del SSTH con campo HFC de 30 MW_t.

Valor Actual Neto (VAN) [USD]	175.657.071
Tiempo de Retorno [Años]	2,34
Tasa interna de retorno (TIR) [%]	43%

A continuación se presentan los resultados de los SSTH con campo HFC. En la Figura 9.18, se muestra la evolución del VAN para diferentes factores de potencia y potencias de planta.

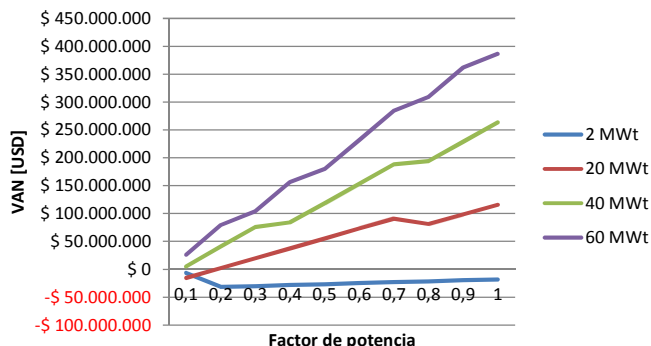


Figura 9.18: Evolución del VAN, de la evaluación económica marginal, del SSTH con HFC.

La Figura 9.19, grafica el ahorro de emisiones de CO₂ del SSTH con HFC.

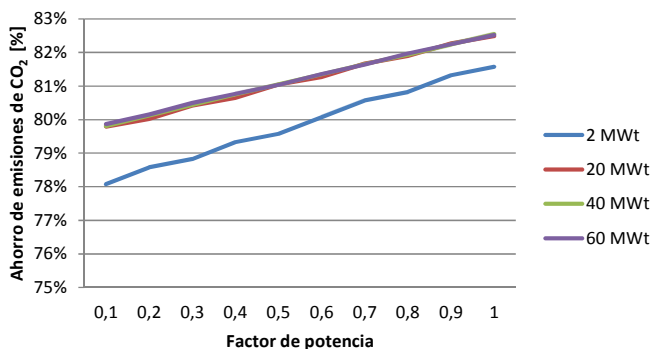


Figura 9.19: Ahorro de las emisiones de carbono respecto al factor de potencia de sistemas solares HFC.

En la Figura 9.20, se presenta la TIR para las distintas soluciones.

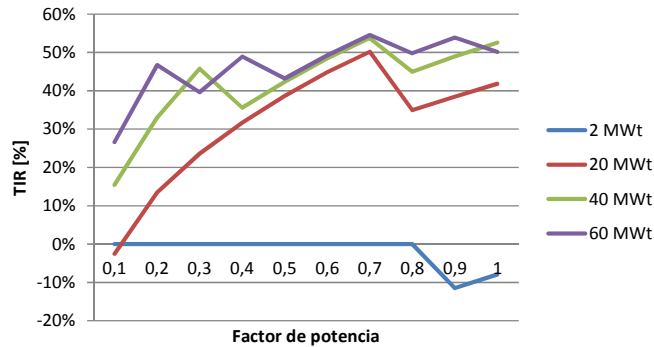


Figura 9.20: TIR de la evaluación económica marginal, respecto al factor de potencia de sistemas solares HFC.

De los resultados, se desprende que las soluciones son factibles técnica y económicamente sobre 3,5 MW_t. Los diseños que ofrecen el mayor ahorro en emisiones de carbono y VAN, son aquellos que emplean un factor de planta de 1. La eficiencia energética es de 74% cuando se diseña con dicho factor de potencia.

9.2. SSTH con SAT

Para cada una de las tecnologías solares se evalúan los sistemas térmicos con almacenamiento térmico para potencias de planta (PP) de 2, 5, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55 y 60, variando el factor de potencia (FP) de diseño de la planta, entre 2 y 14 aumentando el valor en una unidad.

9.2.1. Campo solar FPC

Se emplea la misma metodología mostrada con los SSTH base, para evaluar los SSTH con SAT. A continuación se presentan los resultados de la evaluación con sistema de almacenamiento. En la Figura 9.21, se grafica el VAN obtenido de la evaluación del SSTH con FPC y SAT.

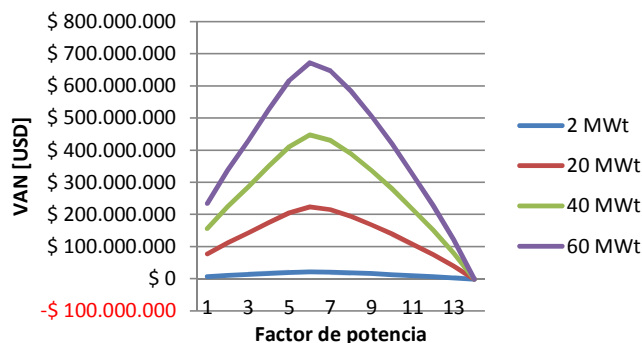


Figura 9.21: Evolución del VAN, de la evaluación económica marginal, de un SSTH con FPC y SAT.

En la Figura 9.22, se presenta el ahorro en emisiones de dióxido de carbono empleando un SSTH con FPC y SAT.

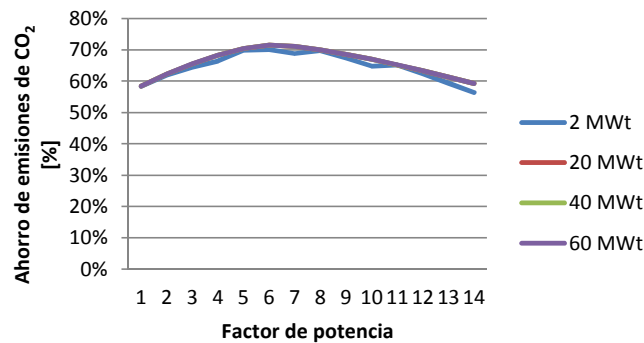


Figura 9.22: Ahorro en emisiones de CO₂ con un SSTH con FPC y SAT.

En la Figura 9.23, se grafica la tasa interna de retorno para distintos factores de potencia y potencias de planta.

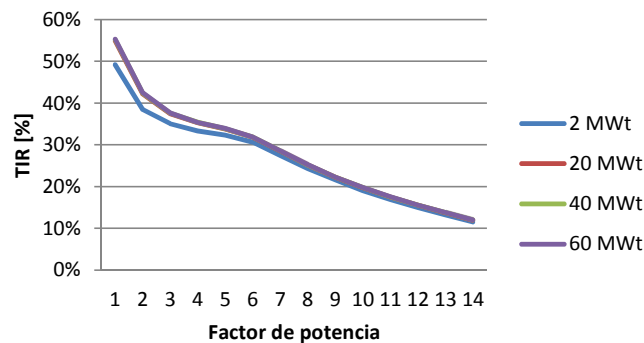


Figura 9.23: Evolución de la TIR en la evaluación del SSTH con FPC y SAT.

De los resultados se desprende que el sistema térmico es factible hasta factores de potencia de 13, con factor de potencia 6 se alcanza el máximo VAN y ahorro en emisiones de CO₂. La eficiencia energética de dichas soluciones es de 24% y la eficiencia energética del SAT del orden del 90%.

9.2.2. Campo solar PTC

Se aplica la metodología de evaluación económica para evaluar un SSTH con PTC y SAT. En la Figura 9.24, se muestra el VAN del sistema térmico.

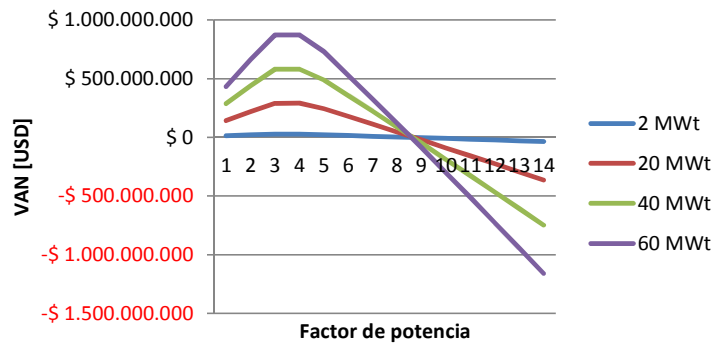


Figura 9.24: Evolución del VAN en función del factor de potencia para distintas potencias de planta en un SSTH con PTC y SAT.

En la Figura 9.25, se grafica el ahorro de emisiones de dióxido de carbono a la atmosfera.

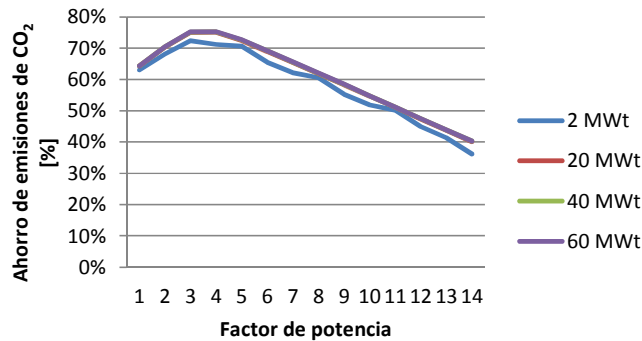


Figura 9.25: Ahorro de emisiones de CO₂ del SSTH con PTC y SAT.

La Figura 9.26, presenta la tasa interna de recuperación para distintos factores de potencia y potencias de planta.

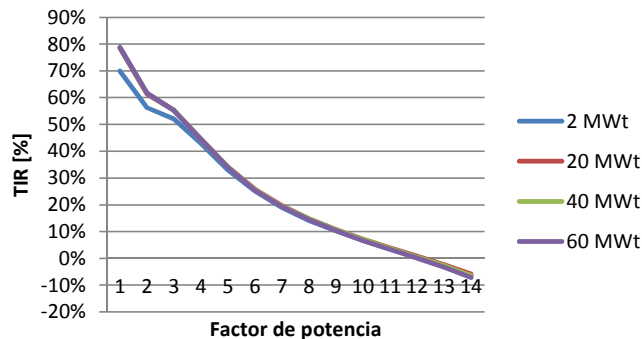


Figura 9.26: Evolución de la TIR del SSTH con PTC y SAT.

Las soluciones son factibles hasta un factor de potencia de 8. La solución diseñada con un factor de potencia de 4 optimiza el VAN y el ahorro de emisiones. La eficiencia energética de dichas soluciones es de 40% y del SAT del orden de 90%.

9.2.3. Campo solar LFC

A continuación se muestran los resultados del SSTH con LFC y SAT. En la Figura 9.27, se grafica el VAN en función del factor de potencia y la potencia de la planta.

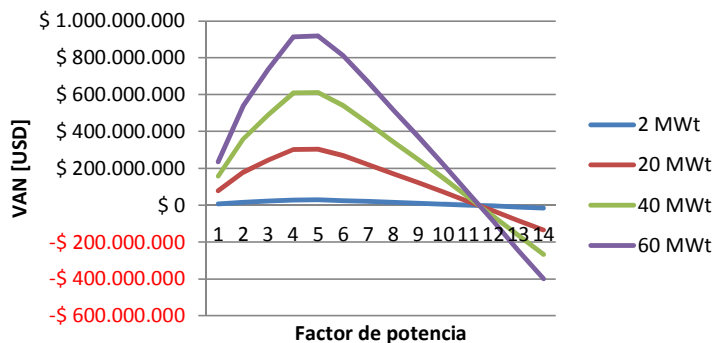


Figura 9.27: Evolución del VAN en función del factor de potencia para distintas potencias de planta en un SSTH con LFC y SAT.

En la Figura 9.28, se presenta el ahorro de emisiones de dióxido de carbono en función del factor de potencia y potencia de la planta.

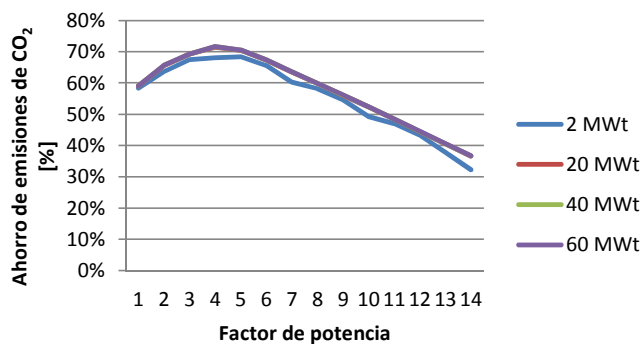


Figura 9.28: Ahorro de emisiones de CO₂ del SSTH con LFC y SAT.

La Figura 9.29, grafica la TIR en función de los requerimientos del diseño del SSTH con LFC y SAT.

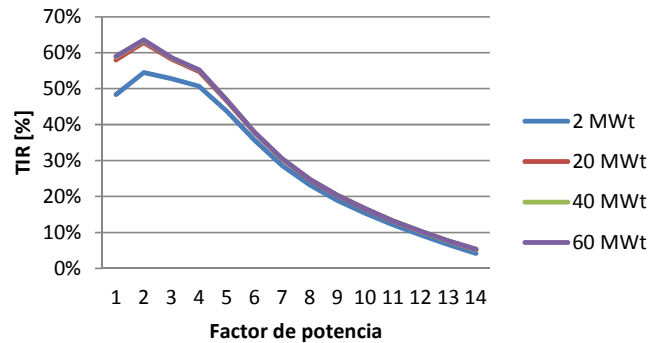


Figura 9.29: Evolución de la TIR en función del factor de potencia del SSTH con LFC y SAT.

Hasta el factor de potencia de 11 las soluciones son factibles. Para optimizar el VAN se debe diseñar con un factor de potencia de 5 y para llegar al mayor ahorro de emisiones un factor de potencia de 4. Si se optimiza el VAN la eficiencia energética del sistema térmico es de 35%, si se le da prioridad al ahorro de emisiones dicha eficiencia es de 42%. La eficiencia energética del sistema de almacenamiento es del orden de 90%.

9.2.4. Campo solar HFC

Se presentan a continuación, los resultados de la evaluación del SSTH con HFC y SAT. En la Figura 9.30, se grafica el VAN para distintas configuraciones del sistema térmico.

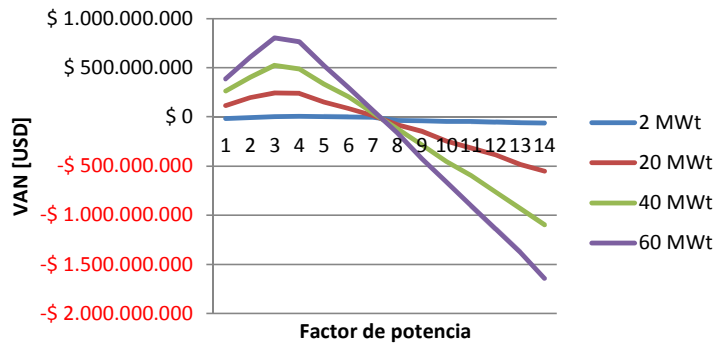


Figura 9.30: Evolución del VAN en función del factor de potencia para distintas potencias de planta en un SSTH con HFC y SAT.

En la Figura 9.31, se muestra el ahorro en emisiones de CO₂ en función del factor de potencia y la potencia de la planta.

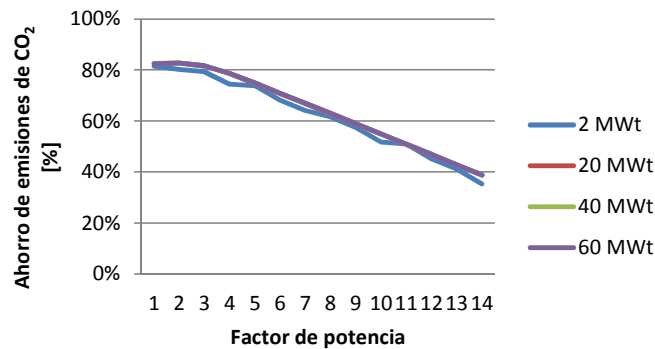


Figura 9.31: Ahorro de emisiones de CO₂ del SSTH con LFC y SAT.

La Figura 9.32, grafica la evolución de la TIR en función de la configuración del SSTH con HFC y SAT.

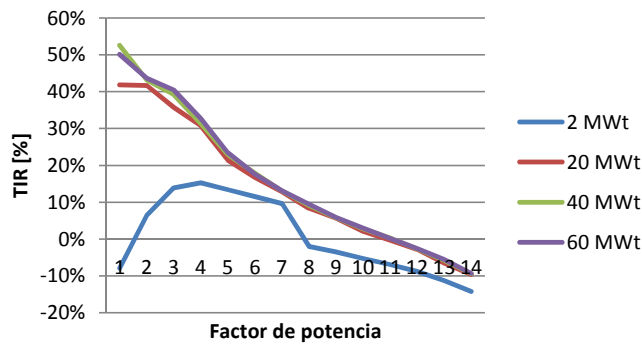


Figura 9.32: Evolución de la TIR en función del factor de potencia del SSTH con LFC y SAT.

A grandes rasgos, estas plantas son factibles hasta factores de potencia de 7. Para optimizar el ahorro en emisiones se debe diseñar con un factor de planta de 2. El VAN óptimo es con factores de planta entre 3 y 4. Si se optimiza el ahorro en emisiones de dióxido de carbono la eficiencia energética es de 58%, si se le da prioridad al VAN la eficiencia es de 47%. La eficiencia energética del SAT es del orden del 90%.

9.3. SSTH con BCG

Para cada una de las tecnologías solares se evalúan los sistemas térmicos con bomba de calor geotérmica para potencias de planta (PP) de 2, 5, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55 y 60, con factor de potencia 1 y variando la cantidad de bombas de calor (NBC) desde 1 hasta la potencia de la planta.

La evaluación del sistema de bomba de calor geotérmica no considera los siguientes aspectos técnicos que dificultan la aplicación de esta tecnología: i) el sistema aporta calor en todo momento, por lo que, el recurso energético del intercambiador geotérmico se agota periódicamente, ya que la tierra no recupera la energía aportada, y ii) las mineras evitan el consumo eléctrico durante la noche, horario en el que se requiere el aporte de la bomba de calor.

9.3.1. Campo solar FPC

En la Figura 9.33, se muestran los valores del VAN para diferentes potencias de planta y número de bombas de calor.

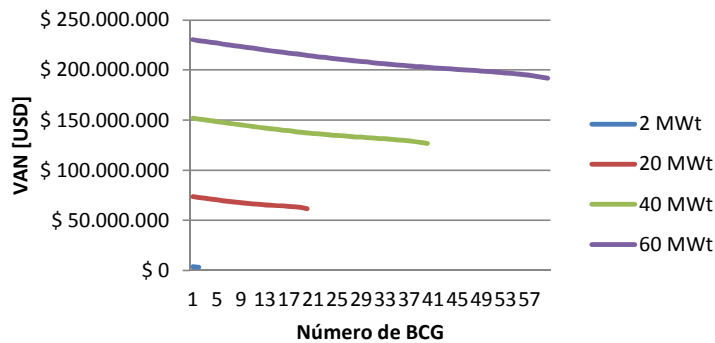


Figura 9.33: Evolución del VAN del SSTH con FPC y BCG.

En la Figura 9.34, se muestra el ahorro en emisiones de dióxido de carbono para diferentes potencias y cantidades de bombas de calor.

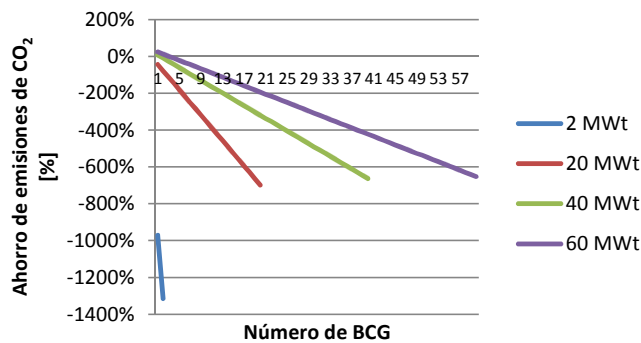


Figura 9.34: Ahorro en emisiones de CO₂ del SSTH con FPC y BCG.

En la Figura 9.35, se grafica la TIR para distintos casos de factor de potencia y potencia de la planta.

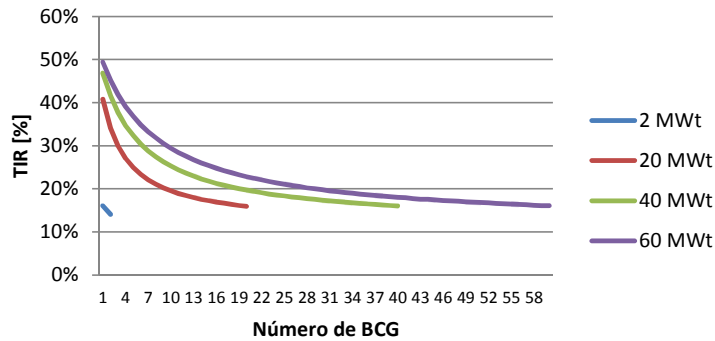


Figura 9.35: Evolución de la TIR del SSTH con FPC y BCG.

Económicamente todas las soluciones son factibles pero el aumento de las bombas de calor provoca un aumento en las emisiones de CO₂ debido al consumo eléctrico. Desde 35 MW_t de potencia la mejor solución es tener una bomba de calor geotérmica. En este caso la eficiencia energética es de 66%.

9.3.2. Campo solar PTC

En la Figura 9.36, se muestran los valores del VAN para diferentes tamaños de planta solar térmica híbrida con bomba de calor geotérmica.

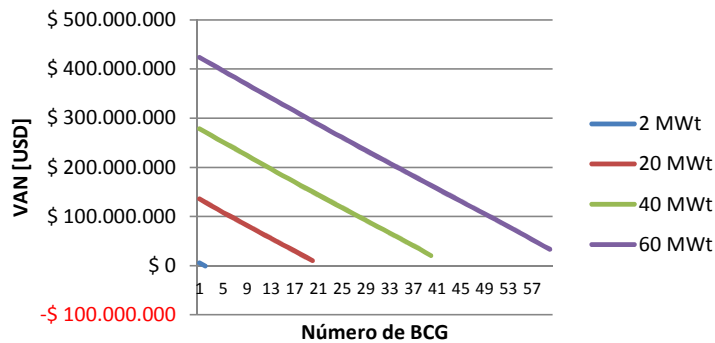


Figura 9.36: Evolución del VAN del SSTH con PTC y BCG.

En la Figura 9.37, se grafica el ahorro de emisiones de dióxido de carbono en función del número de bombas de calor y la potencia de la planta.

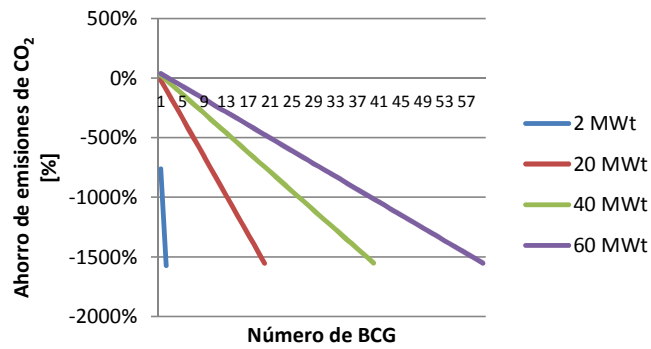


Figura 9.37: Ahorro en emisiones de CO₂ del SSTH con PTC y BCG.

En la Figura 9.38, se presentan los resultados de la TIR en función del número de bombas de calor y la potencia de la planta.

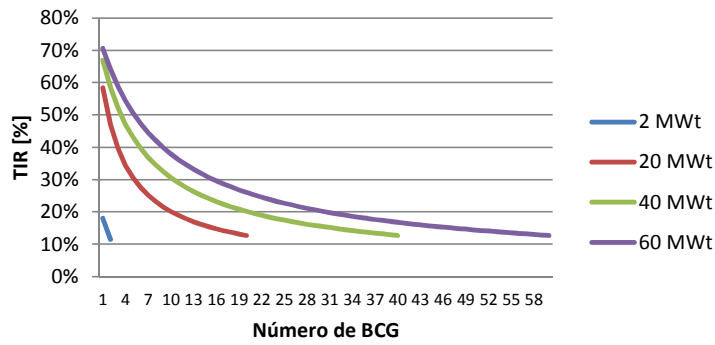


Figura 9.38: Evolución de la TIR del SSTH con PTC y BCG.

Para potencias mayores a 30 MW_t es factible acoplar bombas de calor geotérmicas y la opción óptima es emplear solo un sistema BCG. Para esta configuración de planta, la eficiencia energética es de 76%.

9.3.3. Campo solar LFC

Los resultados del VAN del sistema solar térmico híbrido con concentrador Lineal Fresnel y bombas de calor geotérmica, se grafican en la Figura 9.39.

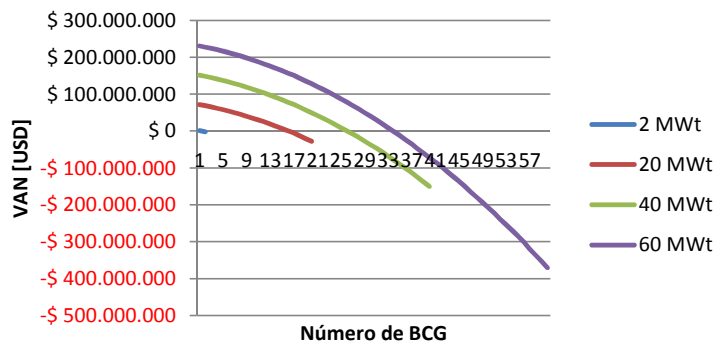


Figura 9.39: Evolución del VAN del SSTH con LFC y BCG.

En la Figura 9.40, se muestra el ahorro de emisiones de dióxido de carbono para diferentes potencias y número de bombas de calor geotérmicas.

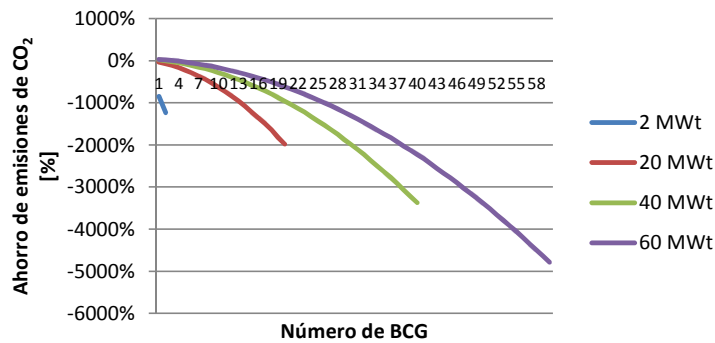


Figura 9.40: Ahorro en emisiones de CO₂ del SSTH con LFC y BCG.

En la Figura 9.41, se grafican los resultados obtenidos de la TIR en la evaluación del SSTH con LFC y BCG.

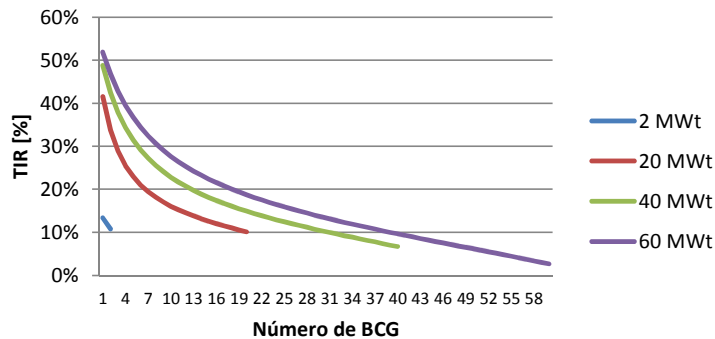


Figura 9.41: Evolución de la TIR en función de la potencia de la planta y el número de bombas de calor geotérmicas.

Existen soluciones factibles para potencias mayores a 35 MW_t. En estos casos la solución óptima es instalar una bomba de calor geotérmica. Dichos sistemas térmicos tienen una eficiencia energética de 71%.

9.3.4. Campo solar HFC

En la Figura 9.42, se muestra la tendencia del VAN al aumentar la potencia de planta y el número de BCG.

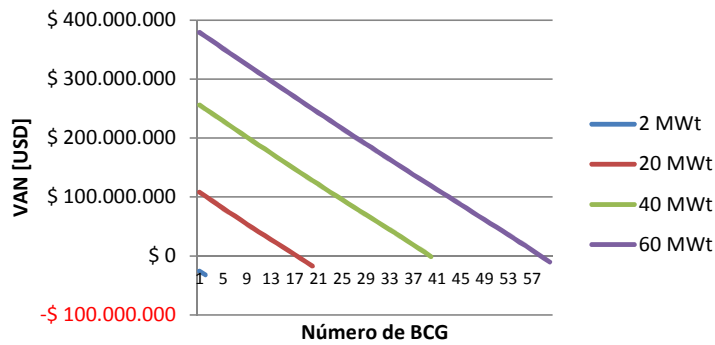


Figura 9.42: Evolución del VAN en relación al factor de potencia y potencia de planta con HFC y BCG.

En la Figura 9.43, se muestra el factor de planta renovable para distintos tamaños de planta SSTH con BCG.

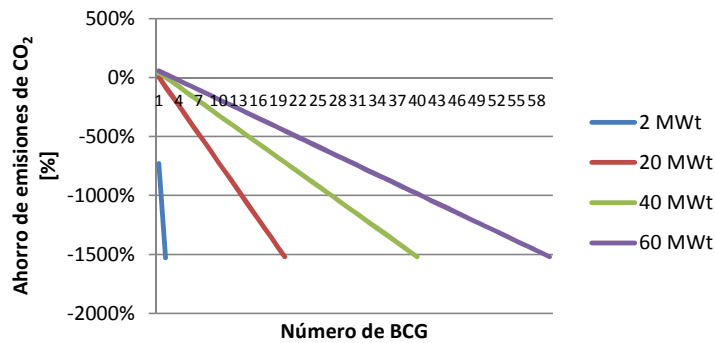


Figura 9.43: Ahorro en emisiones de CO₂ del SSTH con HFC y BCG.

En la Figura 9.44, se presentan los resultados de la TIR en función del número de bombas de calor y la potencia de la planta.

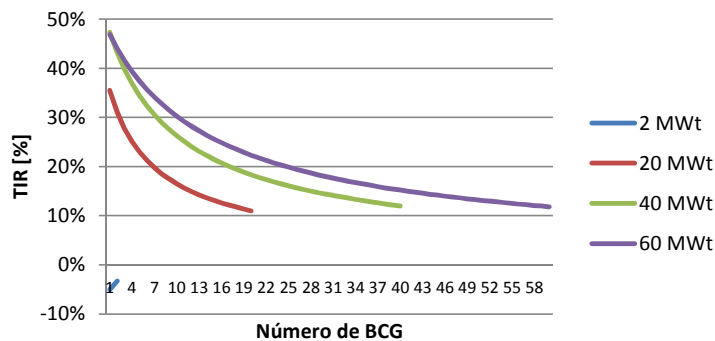


Figura 9.44: Evolución de la TIR del SSTH con HFC y BCG.

Las soluciones factibles son de potencias mayores a 20 MW_t. En estos casos el óptimo es emplear un BCG. En este caso la eficiencia energética del SSTH es de 75%.

9.4. SSTH con SAT y BCG

Para cada una de las tecnologías solares se evalúan los sistemas térmicos con almacenamiento térmico y bomba de calor geotérmica para potencias de planta (PP) de 2, 5, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55 y 60, con factores de potencia (FP) de 2 a 10 y variando la cantidad de bombas de calor (NBC) desde 1 hasta la potencia de la planta. Para cada potencia se escoge la solución con mayor VAN o mayor factor de planta renovable (FPR) entre las soluciones.

9.4.1. Campo solar FPC

Salvo para 2 MW_t de potencia, donde no existen soluciones factibles, las soluciones que optimizan el VAN se diseñan con un factor de potencia de 6 y dos bombas de calor geotérmicas, la eficiencia energética del sistema es de 11%. En la Figura 9.45, se grafica el VAN óptimo en función de la potencia de la planta.

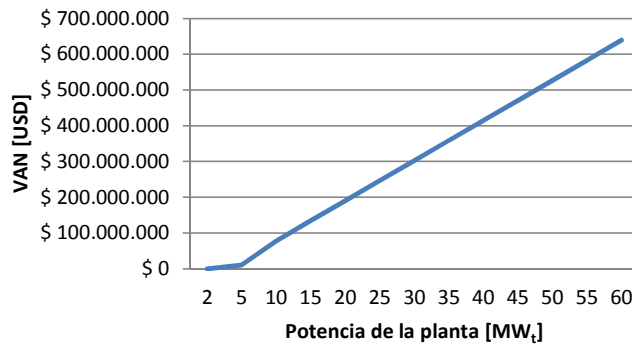


Figura 9.45: VAN óptimo del SSTH con FPC, SAT y BCG.

En la Figura 9.46, se grafica el ahorro en emisiones de dióxido de carbono de las soluciones que optimizan el VAN.

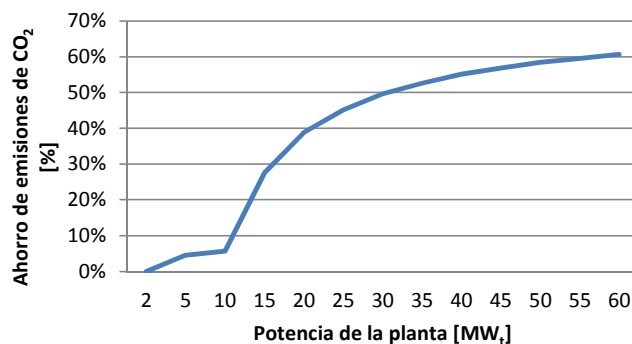


Figura 9.46: Ahorro en emisiones de CO₂ del SSTH con FPC, SAT y BCG.

Para potencias desde 5 MW_t, las soluciones que optimizan el ahorro de emisiones a la atmosfera, tienen un factor de potencia entre 9 y 12 con dos bombas de calor geotérmicas, la eficiencia energética es de 11%. En la Figura 9.47, se grafica el ahorro de emisiones de CO₂.

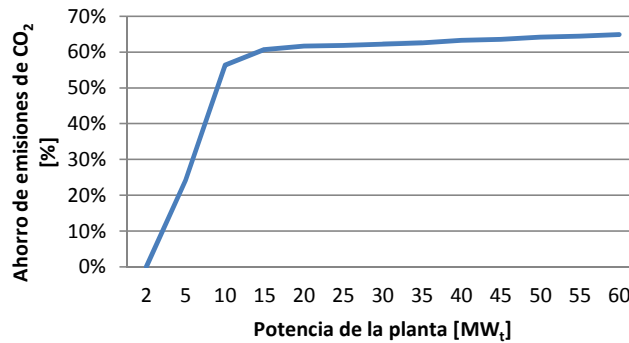


Figura 9.47: Ahorro en emisiones de dióxido de carbono óptimo.

9.4.2. Campo solar PTC

Desde potencias de 5 MW_t existen soluciones factibles. Las soluciones que optimizan el VAN se diseñan con un factor de potencia de 3 y dos bombas de calor geotérmicas, en este caso la eficiencia energética es del 12%. En la Figura 9.48, se grafica el VAN óptimo en función de la potencia de la planta.

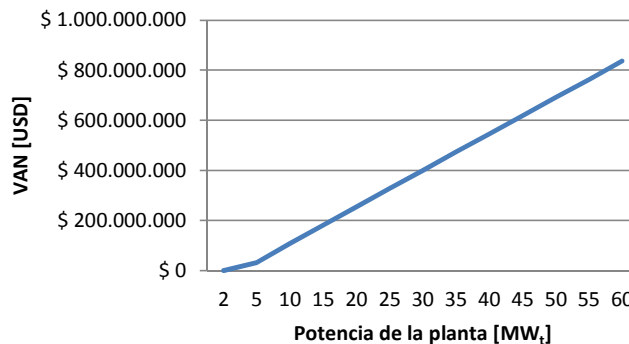


Figura 9.48: VAN óptimo del SSTH con PTC, SAT y BCG.

En la Figura 9.49, se muestra el ahorro en emisiones de dióxido de carbono de las soluciones que optimizan el VAN.

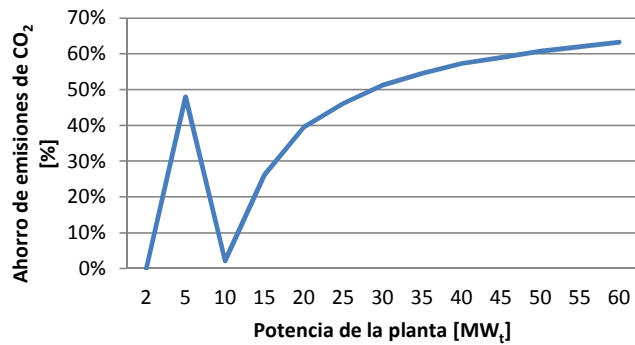


Figura 9.49: Ahorro en emisiones de CO₂ del SSTH con PTC, SAT y BCG.

Para potencias desde 5 MW_t, las soluciones que optimizan el ahorro de emisiones a la atmosfera tienen un factor de potencia de 4 y dos bombas de calor geotérmicas, en este caso la eficiencia energética es del 12% y el ahorro en emisiones de CO₂ es de 48%, por que el uso de las bombas de calor es bajo y por lo tanto lo es también el consumo eléctrico. Desde potencias de 10 MW_t el óptimo económico es con un factor de potencia de 3 y dos BCG, por lo tanto el uso de la bomba de calor geotérmica es, comparativamente, mayor que en el caso de 5 MW_t y también lo es el consumo eléctrico, esto produce una baja en el ahorro de emisiones de carbono el cual aumenta al requerir mayor potencia y bajar, comparativamente, el efecto del consumo eléctrico por las dos BCG. En la Figura 9.50, se grafica el ahorro de emisiones de CO₂ de los SSTH que lo optimizan.

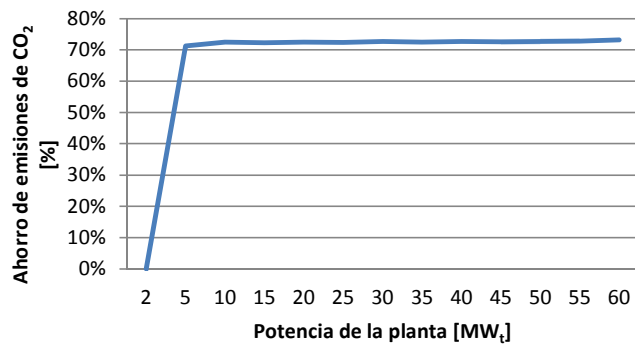


Figura 9.50: Ahorro óptimo de emisiones de dióxido de carbono de SSTH con PTC, BCG y SAT.

Desde 5 MW_t a 45 MW_t el SSTH que optimiza las emisiones de carbono a la atmosfera, se diseña para un FP_s de 5 y con dos BCG. Sobre 45 MW_t se emplean dos BCG pero con un diseño para un factor de potencia de 4. Ambas configuraciones permiten alrededor de un 72% de ahorro en emisiones de CO₂, el cual es el máximo para este tipo de sistemas térmicos. No es posible sobre pasar esta línea porque al agrandar el almacenamiento térmico o aumentar las BCG, las emisiones de CO₂ por consumo eléctrico se vuelve más preponderante que el ahorro que generan las energías limpias empleadas.

9.4.3. Campo solar LFC

Hay soluciones factibles para potencias desde 5 MW_t. Las soluciones que optimizan el VAN se diseñan con un factor de potencia de 4 o 5 y dos bombas de calor geotérmicas, en este caso la eficiencia energética es del 13%. En la Figura 9.51, se grafica el VAN óptimo en función de la potencia de la planta.

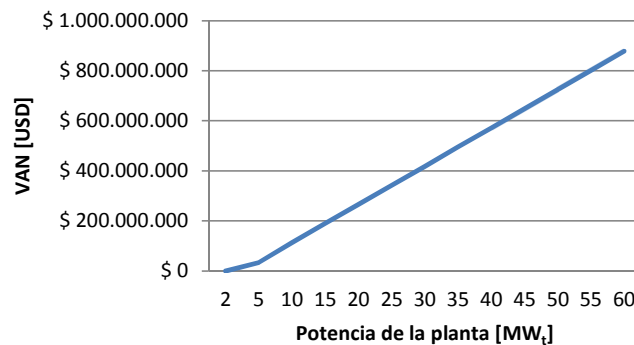


Figura 9.51: VAN óptimo del SSTH con LFC, SAT y BCG.

En la Figura 9.52, se muestra el ahorro en emisiones de dióxido de carbono de las soluciones que optimizan el VAN.

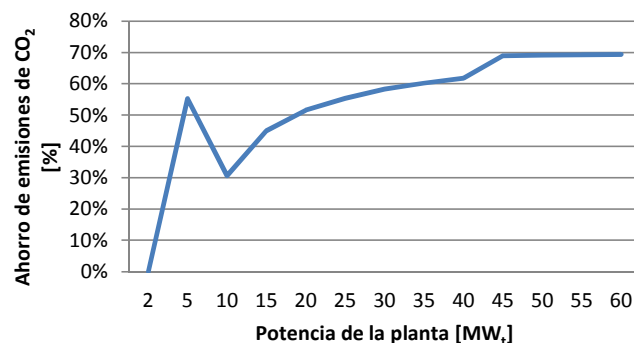


Figura 9.52: Ahorro en emisiones de CO₂ del SSTH con LFC, SAT y BCG.

Para potencias de 10 MW_t o más, el factor de potencia que optimiza el VAN baja de 5 (para una planta de 5 MW_t) a 3 pero el número de BCG es de dos para toda potencia. Al bajar el factor de potencia y utilizar el mismo número de BCG, las horas de funcionamiento de la bomba de calor geotérmica son mayores y por lo tanto aumenta el consumo eléctrico. Lo que genera que las emisiones de CO₂ de la BCG sean preponderantes en el resultado, bajando el porcentaje de ahorro de emisiones de dióxido de carbono.

De las soluciones factibles, las que optimizan el ahorro de emisiones a la atmósfera, tienen un factor de potencia de 5 o 6 con dos BCG, en este caso la eficiencia energética es del 13%. En la Figura 9.53, se grafica el ahorro de emisiones de CO₂ de SSTH que lo optimizan.

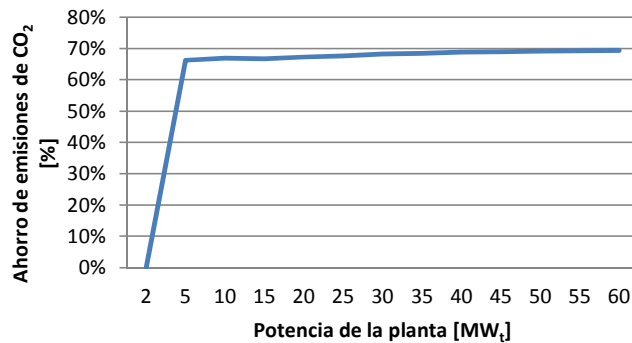


Figura 9.53: Ahorro óptimo en emisiones de dióxido de carbono de SSTH con LFC, BCG y SAT.

El máximo de ahorro en emisiones de carbono a la atmósfera es cercano al 69% y para toda potencia existen una combinación entre el factor de potencia y el número de bombas de calor, que se acercan a ese número.

9.4.4. Campo solar HFC

Salvo para 2 y 5 MW_t de potencia, donde no existen soluciones factibles, las soluciones que optimizan el VAN se diseñan con un factor de potencia de 3 y dos bombas de calor geotérmicas, en este caso la eficiencia energética es del 11%. En la Figura 9.54, se muestra el VAN óptimo en función de la potencia de la planta.

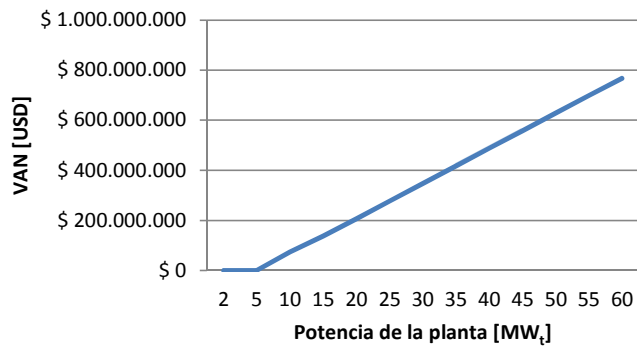


Figura 9.54: VAN óptimo del SSTH con HFC, SAT y BCG.

En la Figura 9.55, se muestra el ahorro en emisiones de dióxido de carbono de las soluciones que optimizan el VAN.

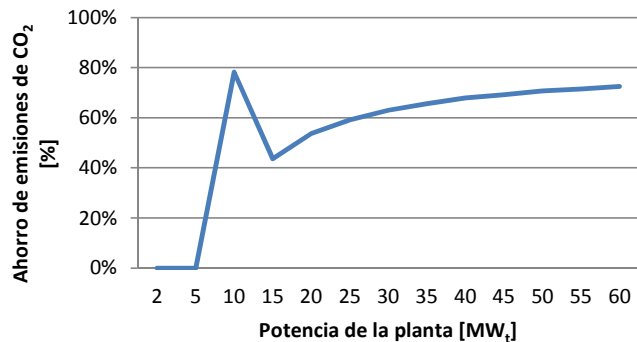


Figura 9.55: Ahorro en emisiones de CO₂ de SSTH con HFC, SAT y BCG que optimizan el VAN.

Para potencias desde 10 MW_t, las soluciones que optimizan el ahorro de emisiones a la atmosfera, tienen un factor de potencia de 4 con dos bombas de calor geotérmicas, en este caso la eficiencia energética es del 11%. En la Figura 9.56, se grafica el ahorro de emisiones de CO₂.

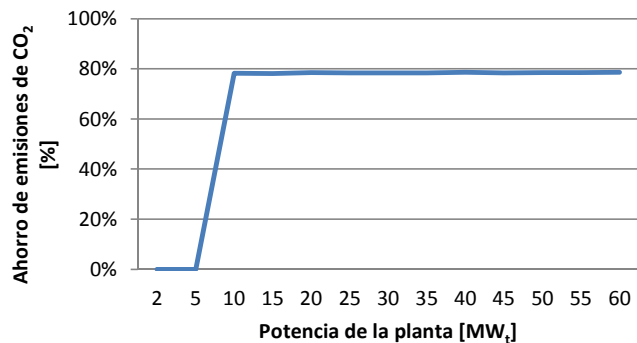


Figura 9.56: Ahorro óptimo de emisiones de dióxido de carbono de SSTH con HFC, BCG y SAT.

9.5. Análisis de los resultados

9.5.1. SSTH base

Para este tipo de sistemas térmicos híbridos, la opción más rentable para todo el rango de potencias de planta, es combinar el sistema de caldera con un campo solar de concentrador parabólico, diseñado para un factor de potencia de 1. Este tipo de plantas permite un ahorro en las emisiones de CO₂ de 33%. En la Figura 9.57, se muestra el VAN óptimo de las tecnologías solares en función de la potencia de la planta.

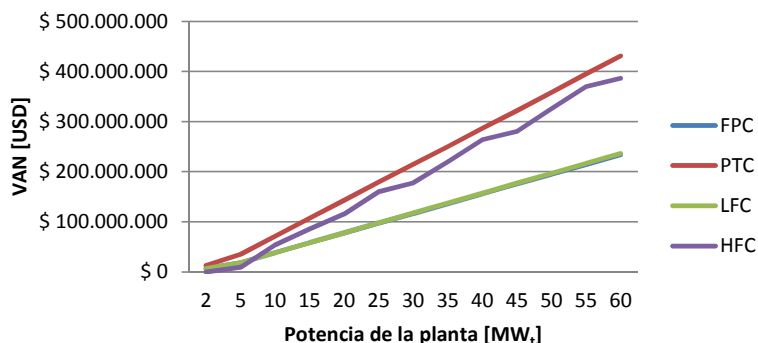


Figura 9.57: VAN óptimo de cada tecnología solar.

Si lo que se quiere es maximizar el ahorro en emisiones, la mejor solución es utilizar concentrador parabólico para la potencia de 2 MW_t y campo de helióstatos para mayores potencias. Esta solución permite un 80% de ahorro en emisiones a la atmósfera. En la Figura 9.58, se muestra el ahorro máximo de cada tecnología.

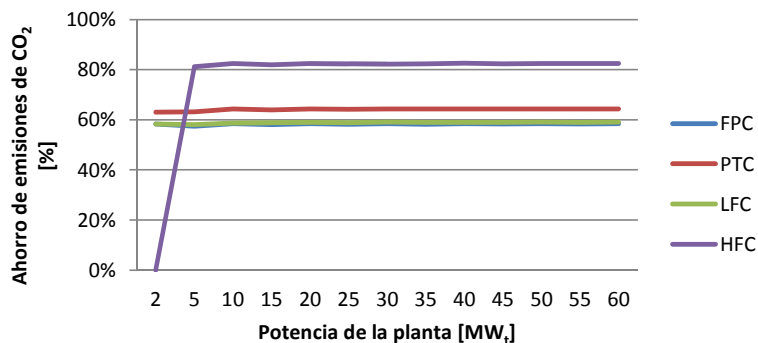


Figura 9.58: Ahorro máximo en emisiones de CO₂.

9.5.2. SSTH con SAT

Este tipo de sistemas térmicos permite aumentar el tamaño del campo solar sin perder energía en las horas pick, por lo tanto, la evaluación económica está directamente ligada al desempeño de la tecnología solar. En comparación con un sistema SSTH básico, agregar almacenamiento térmico a un factor de potencia óptimo, entrega una mayor rentabilidad y ahorro en emisiones de CO₂.

Siendo mejor opción un SSTH con SAT que uno básico, se diseñan sistemas térmicos para FPC y PTC con almacenamiento térmico. Para el caso de los colectores planos, se diseña con un factor de potencia de 6 para una planta EW de 5 MW_t, ver plano en el Anexo D.5. El sistema térmico con PTC, se diseña con un FP_s de 4 para una planta de electroobtención de 30 MW_t, ver plano en el Anexo D.6.

La opción más rentable de las soluciones con almacenamiento térmico es utilizar colectores solares Lineal Fresnel diseñados con un factor de potencia de 5, ver plano de emplazamiento de un SSTH con Lineal Fresnel diseñado con FP_s de 5 para una planta EW de 30 MW_t en el Anexo D.7. En la Figura 9.59, se grafica el VAN óptimo de cada tecnología.

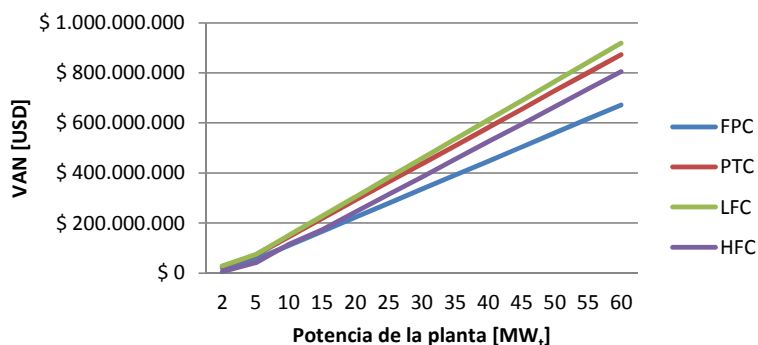


Figura 9.59: VAN óptimo de cada tecnología solar.

Para maximizar el ahorro en emisiones de dióxido de carbono, la mejor solución es el campo de heliostatos diseñado con un factor de potencia de 2. En la Figura 9.60, se muestran las curvas de ahorro máximo por tecnología solar.

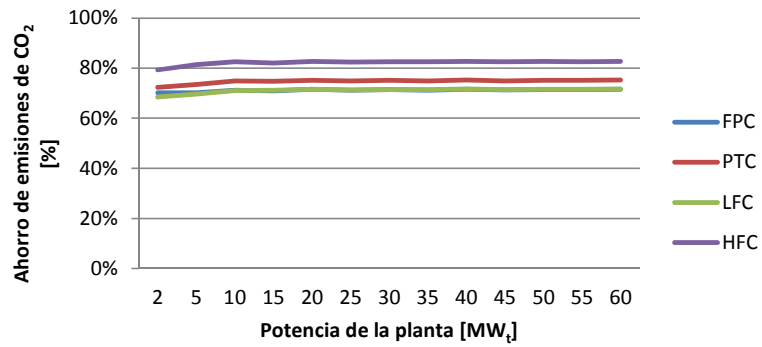


Figura 9.60: Ahorro máximo en emisiones de CO₂.

9.5.3. SSTH con BCG

si lo que se quiere es optimizar el VAN entre potencias de 15 y 30 MW_t, la solución más rentable es el campo de heliostatos con una bomba de calor. Para potencias desde 30 MW_t la mejor opción son los concentradores parabólicos con una BCG. En la Figura 9.61, se grafica el VAN máximo de cada tecnología solar.

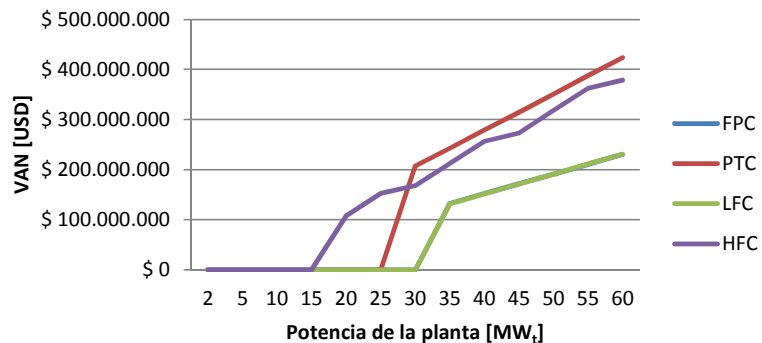


Figura 9.61: VAN óptimo de cada tecnología solar.

Si se quiere optimizar el ahorro en emisiones de CO₂, la solución es instalar campo de heliostatos con una bomba de calor para potencias desde 15 MW_t. En la Figura 9.62, se ilustra el ahorro máximo de emisiones de CO₂ empleando distintas tecnologías.

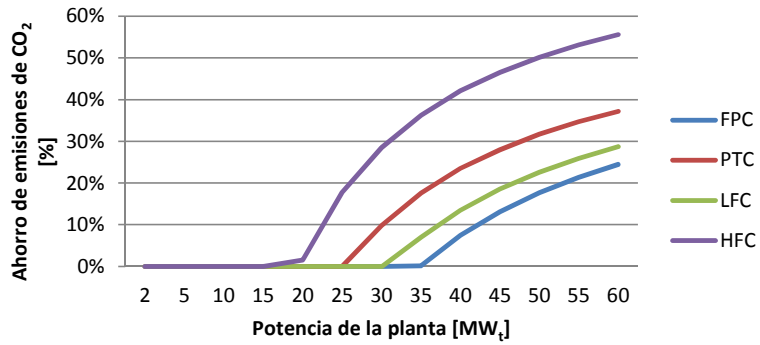


Figura 9.62: Ahorro máximo en emisiones de CO₂.

9.5.4. SSTH con SAT y BCG

Para este tipo de plantas, desde la potencia de 2 MW_t la mejor solución es concentrador LFC diseñado con un factor de potencia de 4 o 5 y con dos bombas de calor geotérmicas. La Figura 9.63, son las curvas del VAN máximo de cada tecnología solar.

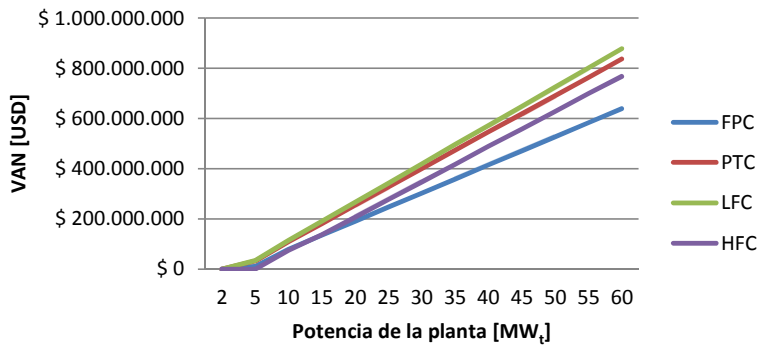


Figura 9.63: VAN óptimo de cada tecnología solar.

Para maximizar el ahorro en emisiones de CO₂ a la atmosfera, se recomienda un campo de helióstatos con factor de potencia de 4 y dos bombas de calor geotérmicas. En la Figura 9.64, se muestran las curvas de ahorro de emisiones máximas por tecnología solar.

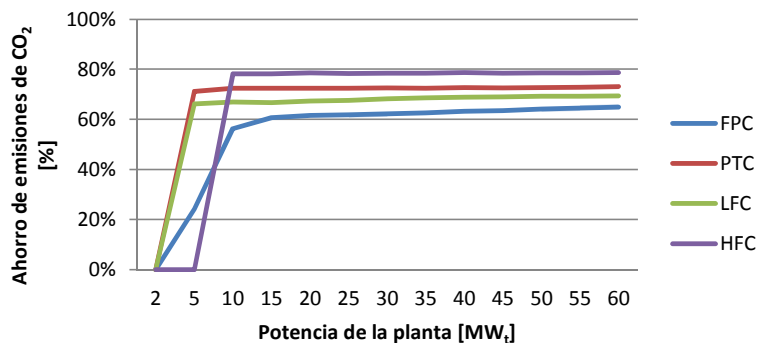


Figura 9.64: Ahorro máximo en emisiones de CO₂.

Para este caso se diseña un SSTH con campo de helióstatos diseñado con FP_s de 2 y una bomba de calor geotérmica, para una planta EW de 30 MW_t , ver plano de emplazamiento en el Anexo D.8.

9.5.5. SSTH en general

Con los resultados obtenidos para cada tecnología, tipo de sistema térmico y tamaños de planta, se determina la mejor configuración de sistema térmico híbrido para cada potencia de planta SX-EW.

En términos generales, la mejor solución son los colectores solares con almacenamiento térmico, ya sea para optimizar el VAN o el ahorro en emisiones.

De acuerdo a los resultados de la evaluación de los SSTH, la configuración que optimiza el VAN es con LFC con factor de potencia 5 y la solución que optimiza el ahorro en emisiones de CO_2 es el HFC con factor de potencia 2. Las curvas del VAN óptimo por tecnología, se grafican en la Figura 9.65.

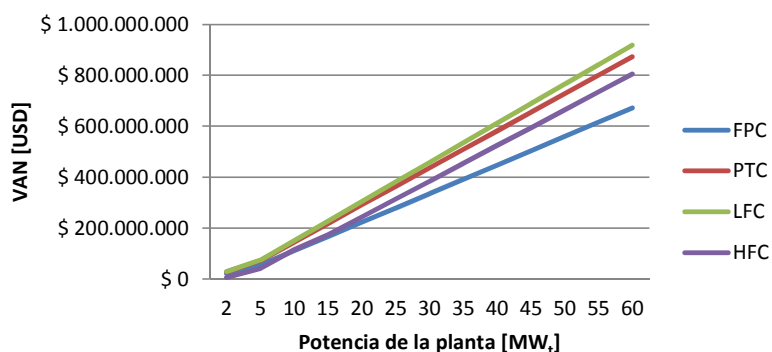


Figura 9.65: VAN óptimo de cada tecnología solar.

En la Figura 9.66, se presentan las curvas de ahorro de emisiones máximo por tecnología.

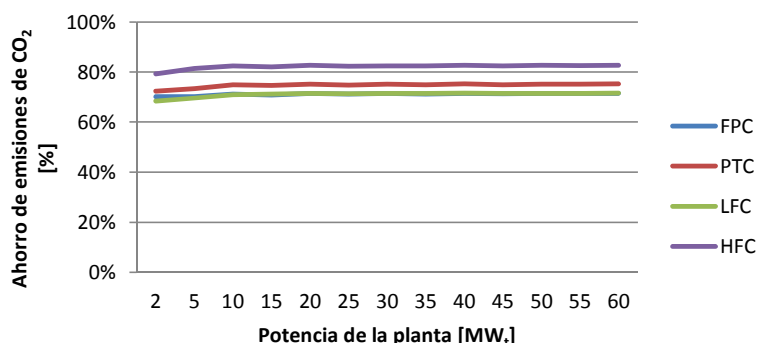


Figura 9.66: Ahorro máximo en emisiones de CO_2 .

10. Conclusiones

El presente proyecto cumple a cabalidad con los objetivos preestablecidos, Se desarrollan sistemas solares térmicos híbridos para cuatro tecnologías solares, a los cuales se agrega un sistema de almacenamiento térmico, un sistema de bomba de calor geotérmica o ambos, resultando en un total de doce plantas térmicas con sus respectivas dimensiones, y con balances energéticos y eficiencias, además de costos de inversión y operación de cada una de ellas. Se evaluó técnica y económicamente cada una de las soluciones para potencias entre 2 y 60 MW_t.

Se recopilan antecedentes sobre plantas solares térmicas, almacenamiento térmico y bombas de calor para distintos propósitos industriales o residenciales y con potencias mayores a 2 MW_t. La información recopilada permite crear una base de datos con más de cincuenta sistemas térmicos o de generación de energía eléctrica que utilizan las tecnologías relevantes para el proyecto.

En cuanto a las tecnologías de colectores solares, se desprende que los concentradores cilindros parabólicos (PTC) son la tecnología más desarrollada, de todas las evaluadas en el proyecto, para sistemas solares térmicos de gran envergadura. De todas maneras las tecnologías lineal Fresnel (LFR) y campo de heliostatos (HFC) prometen mejorar su desarrollo en los próximos años y convertirse en competidores importantes de los PTC.

Los sistemas de almacenamiento que presentan mayor desarrollo en la actualidad comprenden: i) el estanque de agua; ii) los estanques directos, indirectos y de uno o dos estanques con sales fundidas, y iii) la tecnología de estanque Termocline. En relación con los sistemas de almacenamiento térmico, los materiales de cambio de fase (PCM) están en desarrollo y prometen ser una opción más eficiente y menos costosa que las actuales.

Las bombas geotérmicas son una tecnología bastante masificada alrededor del mundo e incluso en Chile para la aplicación de climatización de ambientes. Si bien existen sistemas con potencias superiores a 1 MW_t, la aplicación de aportar energía térmica a un proceso industrial es una innovación.

Del análisis de la base de datos, se concluye que las tecnologías que se evalúan en el presente proyecto son: i) sistemas solares térmicos con FPC, PTC, LFC o HFC; ii) sistema de almacenamiento térmico de un estanque, en agua, y iii) sistema de bomba de calor con intercambiador geotérmico vertical cerrado, con sondas tipo "U simple" de 100 m de profundidad.

En función de la planta solar térmica desarrollada por Innovatec Ltda. y la base de datos de las tecnologías, se desarrolla una metodología de integración de los sistemas térmicos, obteniendo diagramas de flujo de los SSTH.

Los SSTH emplean un circuito de la caldera de apoyo en constante funcionamiento. Éste circuito contempla: i) la caldera; ii) sistema de bombeo de recirculación, y iii) intercambiador de calor con el electrolito.

El circuito térmico del campo solar comprende: i) un campo solar; ii) un sistema de bombeo de recirculación, y iii) un intercambiador de calor con el electrolito. Este circuito térmico se acopla en serie al circuito de la caldera y mediante una válvula de tres vías se controla si el electrolito intercambia calor con el campo solar o no.

El circuito de almacenamiento térmico (SAT) consta de: i) estanque de almacenamiento de agua; ii) sistema de bombeo de recirculación; iii) intercambiador de calor con el campo solar, y iv) intercambiador de calor con el electrolito. Mediante válvulas de tres vías, se coordina el funcionamiento del circuito en el modo de carga y descarga del almacenamiento. Otra válvula de tres vías regula el paso del electrolito por el intercambiador de calor del sistema de almacenamiento.

El sistema de bomba de calor geotérmica (BCG) tiene: i) el número de bombas de calor (BC) requerido; ii) intercambiadores de calor geotérmicos (ICG) requeridos; iii) sistema de bombeo de recirculación por el circuito de las BC; iv) sistema de bombeo de recirculación por los ICG, y v) un intercambiador de calor con el electrolito.

Se crea una metodología de cálculo del balance térmico de cada uno de los sistemas en base a la teoría existente de transferencia de calor y la metodología propia de cada una de las tecnologías que se combinan en dichos sistemas térmicos.

Para la caldera se calcula la eficiencia térmica en función de la carga exigida, en promedio ésta es de 94%.

Los colectores planos deben instalarse con orientación norte y una inclinación con la horizontal de 21°. La eficiencia térmica de este tipo de tecnología, varía con el transcurso del día, llegando a máximos de 60%, siendo el promedio anual de 35%.

Los concentradores parabólicos se orientan en el eje norte – sur, con un seguimiento del sol de este a oeste. Con esta configuración la eficiencia térmica es muy constante durante el día, alcanzando máximos de casi 70%, anualmente dicha eficiencia es de 54%.

Los concentradores Lineal Fresnel se orientan de la misma manera que los parabólicos. En este caso la eficiencia energética varía durante el día como en los colectores planos, llegando a máximos de 70%, pero con un valor promedio anual de 51%.

El diseño de un campo de heliostatos es complejo y se escapa de los alcances de esta memoria. Para estimar el dimensionamiento del HFC se utiliza como ejemplo la planta PS-10 de Almería y se diseña para una orientación norte del campo de heliostatos, diseño que no es para nada el óptimo en este caso. La eficiencia energética es más parecida a la del concentrador parabólico durante el día, alcanzando máximos de 60% y un promedio anual de 51%.

El estanque de almacenamiento se dimensiona minimizando el área del manto para minimizar pérdidas térmicas, para esto, la altura del estanque debe ser igual al diámetro.

Para el caso de la bomba de calor geotérmica, se determina la utilización de 4 líneas de 20 pozos con sondas tipo "U simple" de 8" de diámetro y 100 m de profundidad para que el intercambiador geotérmico entregue 800 kW a la bomba de calor, la cual transmite 1.010 kW al fluido de trabajo que luego intercambia calor con el electrolito. El coeficiente de performance es de 3,8 y la eficiencia térmica de 70%.

Para completar el balance térmico del SSTH base, se calculan las pérdidas en las cañerías, el consumo por bombeo y el desempeño del intercambiador de calor.

Con el cálculo de cada uno de los sistemas, se trabaja en el diseño de los sistemas térmicos, obteniendo como resultado diagramas de cañerías e instrumentación (P&ID) que permiten determinar el funcionamiento y los equipos de cada planta y así proceder a una evaluación técnica y económica.

Los colectores planos se ordenan en módulos de máximo quince líneas de diez colectores en serie. Cada módulo se conecta en paralelo al circuito y existen caminos de 5 m de ancho entre cada uno de ellos para permitir el paso del personal. El tamaño del campo solar es en promedio de 0,27 ha/MW_t.

Los concentradores parabólicos se alinean en series de doce colectores y los módulos constan como máximo de quince líneas. Entre los módulos existen caminos de 5 m de ancho. En promedio el campo solar es de 0,10 ha/MW_t.

Los concentradores Lineal Fresnel se acoplan en líneas de dieciséis colectores y los módulos son de máximo quince líneas. Entre los módulos se emplazan caminos de 5 m de ancho. Se requieren 0,28 ha por MW_t de potencia.

El campo de heliostatos se ordena de acuerdo a la configuración de la planta PS-10. La distancia entre los heliostatos permite el acceso del personal, por lo que, no se requiere espacio extra. El tamaño del campo es de 0,2 ha/MW_t para una potencia de 2 MW_t y 0,37 ha/MW_t para 60 MW_t.

En el caso del SAT es el estanque el que crece a medida que se requiere mayor capacidad de almacenamiento, en este sentido el módulo es siempre de un estanque aislado. En promedio se requieren $76,3 \text{ m}^3/\text{MW}_t$ de agua.

Las bombas de calor se sitúan en serie a una distancia que no afecte los intercambiadores geotérmicos, los cuales se ordenan en cuatro líneas de veinte pozos con una separación de 6 m entre cada pozo. El emplazamiento de un intercambiador de calor geotérmico es de 0,21 ha.

Con el dimensionamiento de los equipos y el balance energético del SSTH, se pueden calcular los costos de inversión y de operación, para luego evaluar el sistema térmico.

Las inversiones en colectores planos, Lineal Fresnel y parabólicos son bastante parecidas entre ellas y del orden de USD\$ 1.500.000 por MW_t , siendo la tecnología más cara el concentrador parabólico y la más barata el Lineal Fresnel. El costo de inversión en el campo de helióstatos es del orden de USD\$ 11.500.000 por MW_t para una potencia de 2 MW_t , luego decae a USD\$ 2.500.000 para una potencia de 60 MW_t , esto se debe a que requiere una inversión obligada para toda potencia en la torre y el receptor del campo solar.

El resultado de las inversiones en sistemas de almacenamiento térmico es de USD\$ 31 por kWh de capacidad del estanque. Este valor no considera el aumento del campo solar.

La inversión en un sistema de bomba de calor geotérmica es de USD\$ 12.000.000 y es de una potencia de 1 MW_t .

Los costos de operación anuales en colectores solares son del orden de USD\$ 100.000 por MW_t para colectores planos, USD\$ 200.000 por MW_t en concentradores Lineal Fresnel, USD\$ 300.000 por MW_t en concentradores parabólicos y USD\$ 1.200.000 por MW_t para un campo de helióstatos de 2 MW_t y USD\$ 300.000 para uno de 60 MW_t .

Los costos de operación anuales en el SAT son del orden de USD\$ 10 por kWh para 2 MW_t y de USD\$ 4 por kWh para potencias desde 30 MW_t .

Los costos de operación anuales en una BCG son del orden de USD\$ 1.500.000, sin muchas fluctuaciones a medida que aumenta el número de bombas.

La evaluación económica se basa en una comparación de la situación con y sin proyecto. Los costos operacionales anuales sin proyecto, los cuales son principalmente el consumo energético de la caldera, son de USD\$ 5.000.000 por MW_t .

En esta parte del proyecto se cuenta con la información necesaria para realizar la evaluación técnica económica y concluir sobre la mejor opción en cada caso.

Los SSTH básicos son factibles para el rango de potencia predefinido y la mejor opción consiste en diseñar el campo solar para el 100% de la potencia tanto para optimizar el VAN como el ahorro en emisiones de CO₂. En este contexto la tecnología más rentable son los concentradores parabólicos y la tecnología que emite menos CO₂ el campo de helióstatos, con un ahorro de 82% de las emisiones.

Este tipo de sistemas con colectores planos tiene una eficiencia energética de 66%, con concentrador parabólico de 76%, de 71% con Lineal Fresnel y 74% con un campo de helióstatos.

Los SSTH con SAT son factibles en la mayoría de los casos evaluados. Si se quiere optimizar el VAN, se debe emplear concentradores LFC diseñados con un factor de potencia (FP_s) de 5 y si se quiere minimizar las emisiones de CO₂ a la atmosfera, la mejor opción es el campo de helióstatos diseñado con un FP_s de 2, con un ahorro de 80% de las emisiones. Para los casos anteriores la eficiencia energética es respectivamente 35% y 58%.

Las otras soluciones que optimizan el VAN son: i) colectores planos diseñados con un factor de potencia de 6, la eficiencia energética es de 24%; ii) concentradores PTC diseñados con un FP_s de 4, la eficiencia energética es de 40%, y iii) HFC diseñado entre 3 y 4 de de factor de potencia, la eficiencia energética es de 47%.

Las otras soluciones que minimizan las emisiones de CO₂ son: i) FPC diseñado con un FP_s de 6, con 70% de ahorro en emisiones de CO₂; ii) PTC diseñado con FP_s de 4, con 75% de ahorro en emisiones de CO₂, y iii) LFC diseñado con FP_s de 4, con 70% de ahorro en emisiones de CO₂.

En cuanto a los SSTH con BCG, en general no es recomendable instalar más de dos bombas de calor, ya que el consumo eléctrico es tal que aumenta las emisiones de CO₂ respecto a la situación sin proyecto. El sistema que entrega mayor VAN desde 15 a 30 MW_t es el campo de helióstatos con una bomba de calor geotérmica y sobre 30 MW_t, un SSTH con PTC y una BCG. La solución que reduce las emisiones de dióxido de carbono es, desde 15 MW_t, el campo de helióstatos con una BCG. La eficiencia energética con campo de helióstatos es de 75% y con PTC de 76%.

Sobre 35 MW_t es posible instalar colectores FPC o LFC con una BCG, para estos casos la eficiencia es respectivamente 66% y 71%.

En el caso de los SSTH con BCG y SAT la solución más rentable son los LFC diseñados al 600% con dos bombas de calor geotérmicas, en este caso la eficiencia térmica del sistema es de 13%. La solución que minimiza las emisiones es con HFC diseñado con factor de potencia de 4 y dos BCG, en este caso el ahorro en emisiones es de 39%.

Comparando todos los SSTH en evaluación, la conclusión es que la solución que optimiza finalmente el VAN son las plantas con colectores LFC diseñadas con FP_s de 5 y sin bombas de calor geotérmicas, y la solución que optimiza el ahorro en emisiones de CO_2 es un HFC diseñado con FP_s 2 y sin bomba de calor.

A continuación se presentan las conclusiones generales para cada una de las tecnologías empleadas en los SSTH.

Los colectores planos están por muy debajo del desempeño que muestran los concentradores solares, si bien éste proyecto es una evaluación de perfil, permite concluir que los colectores planos no son una buena opción para este rango de potencias.

En cuanto a los concentradores solares, los de mejor desempeño son los parabólicos y Lineal Fresnel, con esta evaluación no se puede hacer una distinción entre ambos ya que el 35% de error promedio puede favorecer a uno u a otro. Si bien el campo de helióstatos está por debajo que el desempeño de los anteriores, permite ahorros en emisiones bastante más altos que los demás, esto lo posiciona como una opción a evaluar, sobre todo para potencias mayores a $30 MW_t$.

La implementación de un sistema de almacenamiento térmico mejora el desempeño técnico y económico del campo solar. De los resultados se concluye que si se instala un sistema solar térmico, se debe pensar en la implementación conjunta con un almacenamiento térmico en agua.

Las bombas de calor geotérmicas pareciera que están fuera de contexto, ya que el intercambiador geotérmico es bastante más grande que los empleados regularmente. Esto se debe a que el terreno sedimentario seco es lo peor en cuanto a transferencia de calor. Si bien existen puntos en que es factible implementar la tecnología, es descartada, ya que tienen un desempeño bastante más bajo que implementar un almacenamiento térmico, por ejemplo, y además tiene el problema del consumo eléctrico nocturno y la pérdida de energía de la tierra.

En síntesis las soluciones que debieran ser evaluadas a un próximo nivel de detalle, son los SSTH con SAT y concentradores LFC, PTC o HFC.

11. Bibliografía

- [1] Gobierno de Chile, Ministerio de energía. Balance energético de Chile para el año 2009. [Santiago de Chile]. Año 2010. [En línea] <<http://www.minem.gob.pe/minem/archivos/file/DGEE/eficiencia%20energetica/Estadistica/BNE2009.xls>>
- [2] Codelco llama a licitación internacional para incorporar planta de energía solar térmica en Minera Gaby. Santiago de Chile: Emol, 6 de septiembre de 2011. [En línea] <<http://www.emol.com/noticias/economia/2011/09/06/501865/codelco-llama-a-licitacion-internacional-para-incorporar-energia-solar-en-minera-gaby.html>>
- [3] Análisis de alternativas de uso térmico de energía solar en la refinería SBL: Calentamiento de electrolito rico y agua de lavado de cátodos. [Santiago de Chile]: ESCO, 2011.
- [4] Novatec Biosol abre en España la primera planta termo solar con tecnología Linear Fresnel. [España]: DYNA, 23 de abril de 2009. España. [En línea] <<http://www.revistadyna.com/dyna/cms/noticias/NoticiaFicha.asp?IdMenu=3&IdNoticia=233>>
- [5] Solar industrial processes heat: Key issues for renewable heat in Europe. [Alemania]: European Solar Thermal Industry Federation, 25 de agosto de 2006.
- [6] Plantas hidrometalúrgicas en Chile. [Chile]: Septiembre de 2004, N° 279, Minería Chilena. [En línea] <https://www.ucursos.cl/ingenieria/2006/1/MI51G/1/material_docente/>
- [7] *Price of West Texas Intermediate Crude; Monthly NSA, Dollars per Barrel.* [Estados Unidos]: 2012. [En línea] <<http://www.economagic.com/em-cgi/data.exe/var/west-texas-crude-long>>
- [8] Duffie, John et al; Beckman, William. Solar Engineering of Thermal Processes. Segunda Edición. Wisconsin E.E.U.U: A Wiley-interscience publications, 1991. 919 p.
- [9] Baromètre Solaire Thermique Et Héliothermodynamique. [Europa] : Euroserv'er, mayo de 2012, N° 209-2012. [En línea] < http://www.euroserv-er.org/pdf/baro209-ST_H.pdf>

- [10] Earth Temperature and Site Geology. [Virginia]: Virginia Department of Mines Minerals and Energy (DMME). [En línea]
< <http://www.geo4va.vt.edu/A1/A1.htm>>
- [11] Energy Efficiency and Renewable Energy (EERE). Thermal Storage Systems for Concentrating Solar Power [En línea]. U.S Department of Energy. 8 de diciembre de 2011. [En línea]
<http://www.eere.energy.gov/basics/renewable_energy/thermal_storage.html>
- [12] EERE. Industrial Heat Pumps For Steam and Fuel Savings. U.S. Department of Energy. Año 2011.
- [13] Toro López, Mauricio et al; Isaza Raldán, Cesar; Chejne Janna, Farid. Uso de las bombas de calor de alta temperatura como alternativa para uso racional de energía en la industria. Universidad Pontificia Bolivariana, Año 2007.
- [14] Facultad de Ingeniería (FING). Curso de refrigeración. Bombas de calor. Universidad de Uruguay. Instituto de Ingeniería Mecánica e Industrial (IIMPI). Año 2004
- [15] Geni, Patricio. Bombas de calor, ventajas y aplicaciones. [Santiago]: Chilectra, Ciclo de charlas de ecoenergías 2012. 27 de junio de 2012.
- [16] Baròmetre Pompes à Chaleur. [Europa] : Euroobserv'er, Septiembre de 2011, N° 205-2011. [En línea]
<<http://www.euroserv-er.org>>
- [17] Proyectos en desarrollo. [Santiago de Chile] : EE Chile, 2012 [En línea] : < www.eechile.cl>
- [18] Zalba, Belén et al; Marín, José María; Cabeza, Luisa; Harald, Mehling. Review on Thermal Energy Storage with Phase Change: Materials, Heat Thermal Analysis and Applications. 11 de octubre de 2011. Applied Thermal Energy Capítulo 23. paginas 251 - 283.
- [19] Steinmann, Wolf-Dieter. Thermal Energy Storage for Dispatchable Solar Energy. [Santiago]: VIII Foro Chileno-Alemán de Energías Renovables, 30 de mayo de 2012. [En línea]
<http://www.energiasalemanas.cl/presentaciones/12_DieterSteinmann.pdf>
- [20] Kearney, David W. Parabolic trough collector overview. [Colorado USA]: National Renewable Energy Laboratory, Parabolic trough Workshop, año 2007.
- [21] Fernandez, Valerio. PS10: A 11.0 – Mwe Solar Tower Power Plant with Saturated Steam Receiver. Solucar. [En línea]: <www.upcomillas.es>

- [22] Datos solares crudos 2011, San Pedro de Atacama. [Chile]: Gobierno de Chile, Ministerio de Energía, 30 de abril de 2012. [En línea] <http://antiguo.minenergia.cl/minwww/opencms/03_Energias/Otros_Niveles/renovables_noconvencionales/Tipos_Energia/san_pedro/>
- [23] Anuario Climatológico 2010. [Santiago de Chile]: Dirección General de Aeronáutica Civil, Dirección Meteorológica de Chile, Sub Departamento Climatología y Met. Aplicada, 2011.
- [24] Soteris A. Kalogirou. Solar Energy Engineering, Processes and Systems. [San Diego, California]: Elsevier, 2009.
- [25] Conversaciones con Roberto Román, Profesor de la Escuela de ingeniería mecánica de la Universidad de Chile y especialista en energía solar.
- [26] Xiudong, Wei. A new method for the design of the heliostats field layout for solar tower power plants. [Changchun, China]: Elsevier, 2010.
- [27] Collado, Francisco J. Preliminary design of surrounding heliostats field. [Zaragoza, España]: Elsevier, 2008.
- [28] PS10: a 11.0-MWe Solar Tower Power Plant with Saturated Steam Receiver. [España]: Solucar.
- [29] Mapa Hidrogeológico de Chile. [Santiago de Chile]: República de Chile, Ministerio de Obras Públicas, Dirección General de Aguas, Diciembre 1986.
- [30] Geothermal Heat Pump Design. [Virginia, USA]: McQuay, Application Guide AG 31-008, Febrero de 2007.
- [31] Bejan, Adrian. Heat Transfer. [USA]: John Wiley & Sons, Inc. 1993.
- [32] Sharqawy, Mostafa, H. Effective pipe-to-borehole thermal resistance for vertical ground heat exchangers. [Cambridge, USA]: Geothermics, Elsevier, 10 de marzo de 2009. Pag. 271 – 277.
- [33] Spoladore, Marco. Analysis and Modeling of Thermosolar Plant. [Padova, Italia] Università Degli Studi di Padova, Facoltà di Ingegneria, 12 de julio de 2010.
- [34] Ethane Saturation Properties – Temperature Table. [USA]: National Institute of Standards and Technology (NIST), NIST Chemistry WebBook, 2011. [En línea]: <<http://webbook.nist.gov/chemistry/>>
- [35] R134a - TetraFlouroEthane Superheated Properties. [USA]: National Institute of Standards and Technology (NIST), NIST Chemistry WebBook, 2011. [En línea]: <<http://webbook.nist.gov/chemistry/>>

- [36] Conversaciones con Leonel Nuñez. Profesor de la Escuela de ingeniería mecánica de la Universidad de Chile y especialista en ingeniería de proyectos.
- [37] Ugarte, Guillermo. Taller de proyecto. [Santiago, Chile]: Universidad de Chile, Facultad de ciencias físicas y matemáticas, Departamento de ingeniería mecánica, 2012.

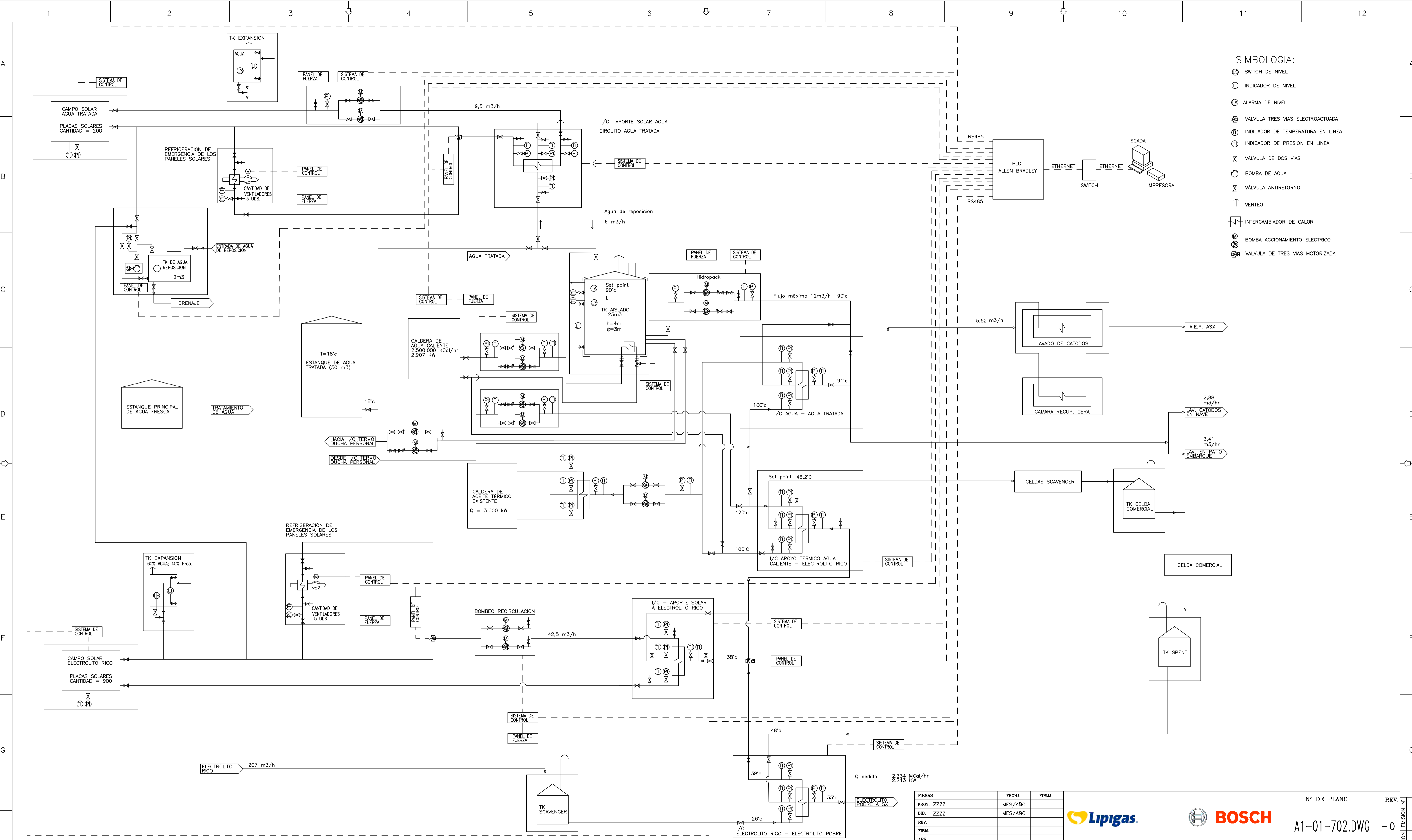
Anexo A : Planos SSTH planta SBL Codelco Norte

El presente proyecto se basa en el diseño de un sistema solar térmico híbrido desarrollado el año 2011, para la planta SBL de Codelco Norte de 2 MW_t. El anexo A describe el diseño de éste SSTH, el cual es el sistema básico para el desarrollo de los sistemas solares térmicos del proyecto.

Para la descripción de ésta planta solar térmica, se presenta un diagrama P&ID de la solución y un plano de emplazamiento del campo solar en la planta de electroobtención de Codelco Norte.


Si usted está leyendo la edición impresa de la memoria, los planos se encuentran en el porta planos de la contra portada.

Anexo A.1 : Diagrama P&ID del SSTH





- SIMBOLOGIA:**
- ⊖ SWITCH DE NIVEL
 - ⊕ INDICADOR DE NIVEL
 - ⊗ ALARMA DE NIVEL
 - ⊗ VALVULA TRES VIAS ELECTROACTUADA
 - ⊕ INDICADOR DE TEMPERATURA EN LINEA
 - ⊕ INDICADOR DE PRESION EN LINEA
 - ⊗ VALVULA DE DOS VIAS
 - ⊖ BOMBA DE AGUA
 - ⊗ VALVULA ANTIRETORNO
 - ↑ VENTEO
 - ⊗ INTERCAMBIADOR DE CALOR
 - ⊗ BOMBA ACCIONAMIENTO ELECTRICO
 - ⊗ VALVULA DE TRES VIAS MOTORIZADA

DOCUMENTOS	REFERENCIAS	N°	FECHA	EMITIDO PARA CONSTRUCCION	REVISIONES	DIB	FIR	APR	NOTAS
		12.07.2011		EMITIDO PARA CONSTRUCCION					

CLAVE B-46-2-5
 PROYECCION 
 ESCALA S/E FORMATO 8
 REEMPLAZA AL PLANO
 REEMPLAZADO POR PLANO

FIRMAS	FECHA	FIRMA
PROY. ZZZZ	MES/AÑO	
DIB. ZZZZ	MES/AÑO	
REV.		
FIRM.		
APR.		

N° DE PLANO
A1-01-702.DWG

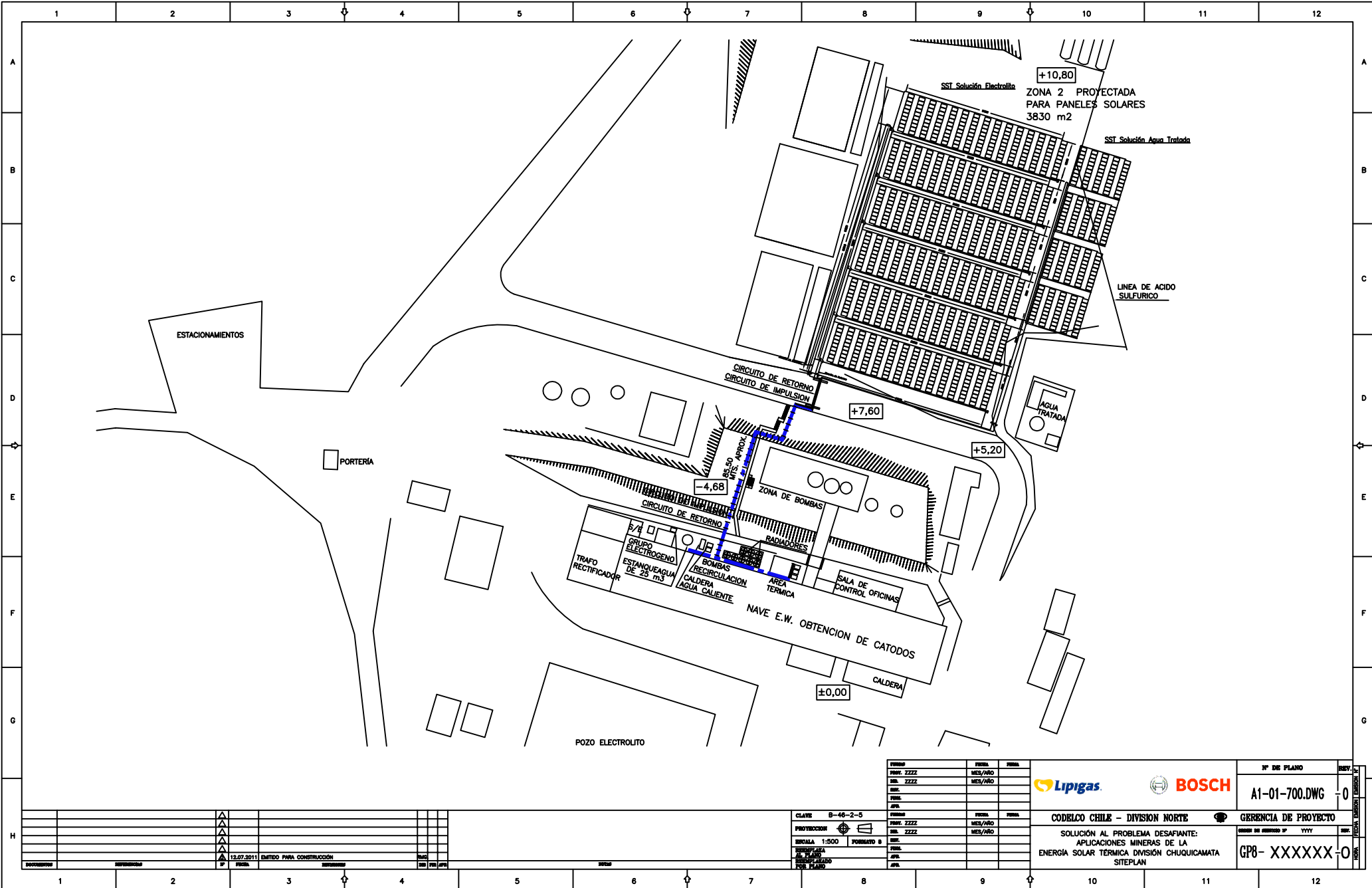
GERENCIA DE PROYECTO

ORDEN DE SERVICIO N° YYYY

GP8-XXXXXX-0

CODELCO CHILE - DIVISION NORTE
 SOLUCION AL PROBLEMA DESAFIANTE:
 APLICACIONES MINERAS DE LA
 ENERGIA SOLAR TERMICA DIVISION CHUQUICAMATA
 DIAGRAMA DE FLUJO

Anexo A.2 : Plano de emplazamiento de la granja solar



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

CLAVE	B-46-2-5
PROYECTO	
ESCALA	1:500
FORMA	FORNADO B
FECHA	
ELABORADO	
REVISADO	
APROBADO	

	Nº DE PLANO A1-01-700.DWG
CODELCO CHILE - DIVISION NORTE SOLUCION AL PROBLEMA DESAFIANTE: APLICACIONES MINERAS DE LA ENERGIA SOLAR TERMICA DIVISION CHUQUICAMATA SITEPLAN	GERENCIA DE PROYECTO CANTIDAD DE HOJAS: 01 YYY GP8-XXXXXX

Anexo B : Base de datos de tecnologías

El anexo consiste en una recopilación y análisis de datos de sistemas solares térmicos, de almacenamiento térmico y bombas de calor geotérmicas alrededor del mundo.

La información se emplea como base para seleccionar las tecnologías evaluadas en le presente proyecto y como antecedente para el diseño de los SSTH y costos de inversión y operación de las plantas térmicas diseñadas.

Anexo B.1 : Sistemas solares térmicos

DISEÑO BÁSICO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA USO INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MW_t

BASE DE DATOS DE TECNOLOGÍAS

Sistemas solares térmicos

1. Sistemas solares térmicos híbridos

Nombre	Ubicación / País	Potencia térmica [MW]	Porcentaje Solar [%]	Sistema solar										
				Potencia solar [MW]	Colector	Área [Ha]	Tecnología	Fabricante	Receptor	Fabricante	T° de entrada [°C]	Delta T [°C]	T° de salida [°C]	Fluido de transferencia
Ivanpah	California / EE.UU	1352	100%	1.352	HFC	230		Brighenergy	SMSG	Reley Power	249	317	566	Agua
Tonopah Solar	California / EE.UU	29	100%	29	HFC	6		Brighenergy	SMSG	Reley Power				Agua
Crecent Dunes SEP	Nevada / EE.UU	379	100%	379	HFC	107		TBD	Cilíndrico externo	TBD	288	278	566	Sales fundidas
Rice Solar	California / EE.UU	517	100%	517	HFC	107		Pratt Whitney	Cilíndrico externo	Pratt Whitney	288	278	566	Sales fundidas
Gema solar	Sevilla / España	69	85%	59	HFC	31		Senner		Sener	290	275	565	Sales fundidas
Sierra	California / EE.UU	17	100%	17	HFC	3		eSolar	Externo	Badcock & Wilcox	218	222	440	Agua
Puerto Errado 1	Murcia / España	7	100%	7	LFC	2,6	Nova-1	Novatec		Novatec	140	130	270	Agua
Puerto Errado 2	Murcia / España	150	100%	150	LFC	30,2	Nova-1	Novatec		Novatec	140	130	270	Agua
LIDDELL PS	Liddell / Australia	9	100%	9	LFC	1,8		Ausra		Ausra			270	Agua
Kimberlina	Bakersfield / Australia	25	100%	25	LFC	2,6		Ausra	No al vacío	Ausra			270	Agua
Kogan Creek	Queensland / Australia			44	LFC	30		Ausra		Ausra			270	Agua
Tucson	Tucson / Australia	5			LFC									
Hammerer TC	Austria	0,126			FPC									Agua
Coopledos	Costa rica	0,595			FPC									Aire
El NASR	Egipto	1,33			PTC									Agua
Kuraymat	Egipto				PTC									
Nevada one	Nevada / USA	200	100%	200	PTC	35,7	SGX-2	Acciona Solar		Schott/Solel	318	75	393	
Alvarado 1	Badajóz / España				PTC			Acciona Solar		Schott/Solel			393	Diphenyl/Biphenyl oxido
Solnova 1	Sevilla / España	156			PTC	30	ASTR-Φ							VP-1
SEGS 1	California / EE.UU				PTC									
SEGS 2	California / EE.UU				PTC									
SEGS 3	California / EE.UU				PTC									
SEGS 4	California / EE.UU				PTC									
SEGS 5	California / EE.UU				PTC									
SEGS 6	California / EE.UU				PTC									
SEGS 7	California / EE.UU				PTC									
SEGS 8	California / EE.UU				PTC									
SEGS 9	California / EE.UU				PTC									
La Dehesa	Badajóz / España	163	88%	143	PTC	55	SAMCA Trough	Ingemetal		Schott	298	95	393	Diphenyl/Biphenyl oxido
La Florida	Badajóz / España	163	88%	143	PTC	55	SAMCA Trough	Ingemetal	PTR-70	Schott	298	95	393	Diphenyl/Biphenyl oxido
El Rebozo II	Sevilla / España	160	88%	141	PTC	32	Skal-ET 150				296	97	393	Diphenyl/Biphenyl oxido
El Rebozo III	Sevilla / España	160	100%	160	PTC	52	Skal-ET 150				296	97	393	Diphenyl/Biphenyl oxido
Extresol 1	Badajóz / España	134	88%	118	PTC	51	Extresol 1	Senner	PTR-70	Schott	293	100	393	Diphenyl/Biphenyl oxido
Extresol 2	Badajóz / España	134	88%	118	PTC	51	Extresol 2	Senner	UVAC 2008	Solel	293	100	393	Diphenyl/Biphenyl oxido
Manchasol 1	Badajóz / España	134	88%	118	PTC	51	Skal-ET 150	Senner	UVAC 2008	Solel	293	100	393	Diphenyl/Biphenyl oxido
Manchasol 2	Badajóz / España	134	88%	118	PTC	51	Skal-ET 150	Senner	UVAC 2008	Solel	293	100	393	Diphenyl/Biphenyl oxido
ISCC Argelia	Argelia	78	100%	78	PTC	18	ASTR-Φ			Schott	293	100	393	Aceite térmico
Andasol 1	Granada / España	134	88%	118	PTC	51	Skal-ET 150	Andasol	HCE	Schott	293	100	393	Diphenyl/Biphenyl oxido
Archimide	Ssicilia / Italia	32	100%	32	PTC	3,2	ENEA	COMES	HCE	Archimide SE	290	260	550	Sales fundidas
PS 10	Sevilla / España	55	100%	55	HFC	7,5	Solucar 120	Abengoa Solar	Cavidad	Abengoa Solar			300	Agua
PS 20	Sevilla / España	100	100%	100	HFC	15	Solucar 120	Abengoa Solar	Cavidad	Abengoa Solar			300	Agua
Codelco Norte: SBL	Calama / Chile	5	25%	1,25	FPC	0,21	SKS-4.0	Buderus	SKS-4.0	Buderus	53	40,8	93,8	Etilen Glycol

DISEÑO BÁSICO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA USO INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MW_t

BASE DE DATOS DE TECNOLOGÍAS Sistemas solares térmicos

Nombre	ubicación / País	Aplicación	Caldera		Almacenamiento			Emplazamiento [Ha]	Inversión [USD]	Inversión [USD/kW]	Costo operación [USD/año]	Empresa	Estado	Año Operación / Diseño	REF.	
			Combustible	Combinación	Tecnología	Cantidad [t]	Tamaño [m ³]									Capacidad [h]
Ivanpah	California / EE.UU	Central de potencia	Gas natural			No		1.458				Brighthenergy	En construcción	2013	1	
Tonopah Solar	California / EE.UU	Extracción de petróleo		No		No		42				Brighthenergy	Operación	2011	1	
Crecent Dunes SEP	Nevada / EE.UU	Central de potencia	No		Dos estanques, directo			667				Solar reserve's	Desarrollo	2013	1	
Rice Solar	California / EE.UU	Central de potencia	No		Dos estanques, directo			588	850.000.000	1.643	7.000.000	Solar reserve's	Desarrollo	2013	1	
Gema solar	Sevilla / España	Central de potencia	Gas natural		Dos estanques, directo		15	195	276.000.000	4.708		Torre sol	Operación	2011	1	
Sierra	California / EE.UU	Central de potencia		No		No						eSolar			1	
Puerto Errado 1	Murcia / España	Central de potencia			Termocline			5				Novatec	Operación	2008	1	
Puerto Errado 2	Murcia / España	Central de potencia			Termocline			65							2	
LIDDELL PS	Liddell / Australia	Central de potencia				No						Areva solar	Operación		3	
Kimberlina	Bakersfield / Australia	Central de potencia				No		5				Areva solar	Operación	2009	3	
Kogan Creek	Queensland / Australia	Central de potencia				No			104.700.000	2.380		Areva solar			3	
Tucson	Tucson / Australia	Central de potencia													3	
Hammerer TC	Austria	Agua caliente				No									4	
Coopledos	Costa rica	Secado de café				No									4	
El NASR	Egipto	Vapor saturado				No									4	
Kuraymat	Egipto	Central de potencia													5	
Nevada one	Nevada / USA	Central de potencia	Gas natural	Paralelo		No		167	266.000.000	1.330		Acciona Solar	Operación	2007	6	
Alvarado 1	Badajóz / España	Central de potencia						135				Acciona Solar	Operación	2009	7	
Solnova 1	Sevilla / España	Central de potencia	Gas natural	Paralelo		No		115				Abengoa Solar	Operación	2009	1	
SEGS 1	California / EE.UU	Central de potencia													1	
SEGS 2	California / EE.UU	Central de potencia													1	
SEGS 3	California / EE.UU	Central de potencia													1	
SEGS 4	California / EE.UU	Central de potencia													1	
SEGS 5	California / EE.UU	Central de potencia													1	
SEGS 6	California / EE.UU	Central de potencia													1	
SEGS 7	California / EE.UU	Central de potencia													1	
SEGS 8	California / EE.UU	Central de potencia													1	
SEGS 9	California / EE.UU	Central de potencia													1	
La Dehesa	Badajóz / España	Central de potencia			Dos estanques, indirecto	29.000		8	200			SAMCA	Operación	2011	8	
La Florida	Badajóz / España	Central de potencia			Dos estanques, indirecto	29.000		8	200			SAMCA	Operación	2010	1	
El Rebozo II	Sevilla / España	Central de potencia	Gas natural		Estanque HTF			1	136	241.140.000	1.713	16.250	Bogaris	Operación	2012	9
El Rebozo III	Sevilla / España	Central de potencia	Gas natural		Dos estanques, indirecto	28.500	1.557					16.250	Bogaris	Construcción	2015	9
Extresol 1	Badajóz / España	Central de potencia	Gas natural	Paralelo	Dos estanques, indirecto	28.500	14.250	8	200			ASC/Cobra	Operación	2010	10	
Extresol 2	Badajóz / España	Central de potencia	Gas natural	Paralelo	Dos estanques, indirecto	28.500	14.250	8	200			ASC/Cobra	Operación	2010	10	
Manchasol 1	Badajóz / España	Central de potencia	Gas natural	Paralelo	Dos estanques, indirecto	28.500	14.250	8	200			ASC/Cobra	Operación	2011	11	
Manchasol 2	Badajóz / España	Central de potencia	Gas natural	Paralelo	Dos estanques, indirecto	28.500	14.250	8	200			ASC/Cobra	Operación	2011	11	
ISCC Argelia	Argelia	Central de potencia				No						Abener	Operación	2011	1	
Andasol 1	Granada / España	Central de potencia	Gas natural	Paralelo	Dos estanques, indirecto	28.500	14.250	8	195	312.000.000	2.638		ASC/Cobra	Operación	2008	12
Archimide	Ssicilia / Italia	Central de potencia			Dos estanques, directo	1.580	930	8	8			ENEL			21	
PS 10	Sevilla / España	Central de potencia	Gas natural		Generador de vapor			1	55	42.000.000	764		Abengoa solar	Operación	2007	13,15
PS 20	Sevilla / España	Central de potencia	Gas natural		Generador de vapor			1	80				Abengoa solar	Operación	2009	13
Codelco Norte: SBL	Calama / Chile	Industrial	Gas natural	Serie					0,4	3.480.039	2.784	1.895.573			14	

Anexo B.2 : Sistemas de almacenamiento térmico

DISEÑO BÁSICO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA USO INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MW_t

BASE DE DATOS DE TECNOLOGÍAS

Sistemas de almacenamiento térmico

2. Sistemas de almacenamiento térmico

Planta	Ubicación / País	Aplicación	Objetivo	Almacenamiento											
				Tecnología	Almacenamiento de energía	Material		temperatura de fusión [°C]	Costo [USD/t]	Cantidad por material [t]		Cantidad total [t]	Tanque caliente		
													Material	Diametro [m]	Alto [m]
Solar One	California / EE.UU	neración de vapor indirecto	Investigación	un estanque indirecto	Calor Sensible	Granito triturado	Arena			4.120	2.060	6.180			
Solar Two	California / EE.UU	neración de vapor indirecto	Investigación	Dos estanques directos	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	260		Un material		1.600	Acero Inox	12	7,8
PSA	Almería / España	neración de vapor directo	Investigación	un estanque indirecto	Calor Latente	KNO3 - NaNO3		230		Un material					
PS10	Sevilla / España	neración de vapor directo	Comercial	Generador de vapor	Calor sensible y presión	Vapor				Un material					
Solar Tower Jülich	Jülich / Alemania	neración de vapor indirecto	Comercial	un estanque indirecto	Calor Sensible	Ceramicas moldeables			112	Un material					
WESPE			Investigación	un estanque indirecto	Calor Sensible	Concreto para alta temperatura			80	Un material		23.520		0,23	46
WESPE			Investigación	un estanque indirecto	Calor Sensible	Ceramicas moldeables			112	Un material		33.320		0,23	46
La Dehesa	Badajoz / España	neración de vapor indirecto	Comercial	Dos estanques, indirecto	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	260		Un material		29.000			
La Florida	Badajoz / España	neración de vapor indirecto	Comercial	Dos estanques, indirecto	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	260		Un material		29.000			
El Rebozo III	Sevilla / España	neración de vapor indirecto	Comercial	Dos estanques, indirecto	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	260		Un material		28.500			
Extresol 1	Badajoz / España	neración de vapor indirecto	Comercial	Dos estanques, indirecto	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	260		Un material		28.500			
Extresol 2	Badajoz / España	neración de vapor indirecto	Comercial	Dos estanques, indirecto	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	260		Un material		28.500			
Manchasol 1	Badajoz / España	neración de vapor indirecto	Comercial	Dos estanques, indirecto	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	260		Un material		28.500			
Manchasol 2	Badajoz / España	neración de vapor indirecto	Comercial	Dos estanques, indirecto	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	260		Un material		28.500			
Andasol 1	Granada / España	neración de vapor indirecto	Comercial	Dos estanques, indirecto	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	260		Un material		28.500			
Archimide	Ssicilia / Italia	neración de vapor indirecto	Investigación	Dos estanques, directo	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	260		Un material		1.580			
Crecent Dunes SEP	Nevada / EE.UU	neración de vapor indirecto	Comercial	Dos estanques, directo	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	261		Un material					
Rice Solar	California / EE.UU	neración de vapor indirecto	Comercial	Dos estanques, directo	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	262		Un material					
Gema solar	Sevilla / España	neración de vapor indirecto	Comercial	Dos estanques, directo	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	263		Un material					
Puerto Errado 1	Murcia / España	neración de vapor indirecto	Comercial	un estanque indirecto	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	264		Un material					
Puerto Errado 2	Murcia / España	neración de vapor indirecto	Comercial	un estanque indirecto	Calor Sensible	40% Nitrato de potasio	60% Nitrato de sodio	265		Un material					

Planta	Ubicación / País	Tanque frío			Tamaño [m³]	Capacidad [MW·h]	Capacidad [h]	Presión de trabajo [bar]	Temperatura de trabajo [°C]		Costo [USD/kWh]	Propietario	Estado	Año de operación	REF.
		Material	Diametro [m]	Alto [m]											
Solar One	California / EE.UU				4.230			244	305		Rocketdyne	De baja		17	
Solar Two	California / EE.UU	Acero	12	8,4	888	105	3	285	565		Rocketdyne	Operacional		17	
PSA	Almería / España					0,1	1	30-100		28		Operacional	2008	18	
PS10	Sevilla / España					20	0,4	40		140		Operacional		17	
Solar Tower Jülich	Jülich / Alemania								100					19	
WESPE						0,5	1	300	390		WESPE	Operacional	2000	20	
WESPE						0,5	1	300	390	31	WESPE	Operacional	2000	20	
La Dehesa	Badajoz / España						7,5	285	565			Operacional	2011	8	
La Florida	Badajoz / España						7,5	285	565			Operacional	2010	1	
El Rebozo III	Sevilla / España				1.557			285	565			Operacional	2012	17	
Extresol 1	Badajoz / España				14.250		7,5	285	565			Operacional	2010	10	
Extresol 2	Badajoz / España				14.250		7,5	285	565			Operacional	2010	10	
Manchasol 1	Badajoz / España				14.250		7,5	285	565			Operacional	2011	11	
Manchasol 2	Badajoz / España				14.250		7,5	285	565			Operacional	2011	11	
Andasol 1	Granada / España				14.250		7,5	285	565			Operacional	2008	12, 17	
Archimide	Ssicilia / Italia				930		8	285	565			Operacional		21	
Crecent Dunes SEP	Nevada / EE.UU							285	565			Operacional	2013	1	
Rice Solar	California / EE.UU							285	565			Operacional	2013	1	
Gema solar	Sevilla / España						15	285	565			Operacional	2011	1	
Puerto Errado 1	Murcia / España							285	565			Operacional	2008	2	
Puerto Errado 2	Murcia / España							285	565			Operacional		2	

Anexo B.3 : Bombas de calor geotérmicas

BASE DE DATOS DE TECNOLOGÍAS Bombas de calor geotérmicas

3. Bombas de calor geotérmicas

Planta	Ubicación / EE.UU	Aplicación	Propietario	Bomba de calor							
				Potencia térmica en calor [MW]	Potencia térmica en frío [MW]	Tipo	Fluido calo portador	N° de bombas	Potencia térmica [KW]	Temperatura de la tierra [°C]	Costo [USD/kW]
Galt House	Luisville	Climatización	Schneider	19,6	15,80	Agua-aire		1200	16,33	14	
Golf Hause	Pennsylvania	Climatización		0,07		Agua-aire	Glicol propileno/agua	4	17,55		
				0,02		Agua-aire	Glicol propileno/agua	2	9,65		
Great Bridge Middle School	Virginia	Climatización			1,58	Agua-aire					
Fuqua School	Virginia	Climatización		0,20		Agua-aire					
Taylor Elementari School	Virginia	Climatización		0,99		Agua-aire					
Pease Elementari School	Austin	Climatización		0,32		Agua-aire					\$ 291
Health and Humand Service	Virginia	Climatización		0,35		Agua-aire		23	0,02		\$ 471
Cambria County Prision	Pennsylvania	Climatización		1,10	1,00	Agua-aire		52	35,10		
New River Marine Corps Air Station	North Carolaina	Climatización		0,18		Agua-aire					
Municipal Building	Missouri	Climatización		0,11		Agua-aire		9	12,48		\$ 377
Font Polk	Lusiana	Climatización		2314		Agua-aire		3996	5,79		
Beaumont	Pennsylvania	Climatización y Agua caliente sanitaria		0,11	0,12	Variado					
		Climatización	Bill Johnson	2,95		Agua-aire		316	9,33		

Planta	Ubicación / USA	Intercambiador Geotérmico										Inversión [USD]	Inversión [US\$/kW]	Costo operacional [US\$/kW/año]	Estado	Año de operación	REF.
		Loop	Tipo	Ø Cañería [mm]	Material Cañería	N° Pozos	Capacidad por pozo [kW]	Profundi-dad del Pozo [m]	Caudal en el Loop [m³/min]	Costo [USD/kW]							
Galt House	Luisville	Loop abierto	Vertical			4	4.900	40	2,65			\$ 8.376.068	\$ 427	\$ 0,67	Operación	1984	22
Golf Hause	Pennsylvania	Loop cerrado	Vertical	38,10	Polietileno	4	18	15	0,29			\$ 40.000	\$ 447	\$ 151	Operación	1991	22
		Loop cerrado	Vertical	38,10	Polietileno	2	10	8	0,29								
Great Bridge Middle School	Virginia	Loop cerrado	Vertical			464	0	49		\$ 152					Operación	1994	22
Fuqua School	Virginia	Loop cerrado	Vertical		Polietileno	36	5	87					\$ 82		Operación	1994	22
Taylor Elementari School	Virginia	Loop cerrado				89	11				\$ 1.090.000	\$ 1.101			Operación	1994	22
Pease Elementari School	Austin							79		\$ 304	\$ 268.700	\$ 851				1989	22
Health and Humand Service	Virginia	Loop cerrado	Vertical			96	4	50		\$ 262	\$ 325.800	\$ 928	\$ 66		Operación		22
Cambria County Prision	Pennsylvania	Loop cerrado	Vertical	31,75	Polietileno	134	8	76					\$ 17		Operación	1997	22
New River Marine Corps Air Station	North Carolaina	Loop cerrado	Vertical	25,40	Polietileno	128	1	71									22
Municipal Building	Missouri	Loop abierto	Agua geotérmica					122	0,28		\$ 202.400	\$ 1.802	\$ 103		Operación	1995	22
Font Polk	Lusiana	Loop cerrado	Vertical U		Polietileno	7992	290	91			\$ 18.000.000	\$ 8	\$ 1		Operación	1996	22
Beaumont	Pennsylvania	Loop cerrado	Vertical U	25,40	Polietileno SDR-11	40	3	79		\$ 1.273	\$ 600.000	\$ 5.455			Operación	2002	22
		Loop cerrado	Vertical	38,10	Polietileno	187	16	13							Operación		22

Anexo B.4 : Consolidación de los datos obtenidos por tecnología

4. Resumen Bombas de calor geotérmicas

Tecnología	Bomba de calor		Intercambiador geotérmico	
Aplicación	Calefacción y agua caliente sanitaria			
Capacidades de planta instaladas [MW]	0,02 - 20			
Capacidad unitaria [kW]	0,02 - 35		1 - 4.900	
Fluido de trabajo	Refrigerante		Glicol piliopileno / Agua	
Rango de Inversiones recopiladas [USD/kW]	291	471	152	1.273

Esto es un resumen de la información recolectada en la base de datos 3. Bombas de calor geotérmicas.

5. Resumen colectores Solares Térmicos

Tecnología	Colector de placa plana (FPC)	Colector cilindro parabólico (PTC)	Colector Lineal Fresnel (LFR)	Campo de Helióstatos (HFC)	Disco parabólico (PDR)
Aplicaciones	Agua caliente sanitaria residencial, Calefacción residencial, Procesos industriales	Agua caliente sanitaria, Procesos industriales, Generación de energía eléctrica	Procesos industriales, Generación de energía eléctrica	Procesos industriales, Generación de energía eléctrica	Generación de energía eléctrica
Rango de potencia [MWt]	Hasta 1,25	1,33 - 250	7 - 250	10 - 1350	0,1 - 1
Potencia instalada [MWt]	Solo en Europa el 2010: 1.297	1.946	196	2.518	Algunos prototipos
Fluidos de trabajo	Agua, Aceite térmico	Agua, Aceite térmico, Sales fundidas	Agua, Aceite térmico	Aire, Agua, Sales fundidas	Aire, H2, He
Temperatura de trabajo [°C]	0 - 100	100 - 550	270-450	300 - 550	750 - 900
Coefficiente de concentración solar (CCS)	1	10 - 90	10 - 170	300 - 1500	600 - 3000
Factor de utilización de espacio	0,6	0,3	0,5	0,16	0,2
Área por potencia [m ² /MW]	1.800	2.900	2.200	2.200	-
Rango de inversiones recopiladas [USD/kW]	2.784	1.330 9.100	2.380 6.300	764 8.400	8.400 14.000
Desarrollo	Comercial	Comercial	Recientemente comercial	Semi comercial	Prototipos
Almacenamiento energético aplicado	Estanque de agua	Sales fundidas, Concreto, PCM	Concreto, PCM	Sales fundidas, PCM, Concreto, Cerámicas, Generador de vapor	-
Confiabilidad	Probados durante largos períodos	Probados durante largos períodos	Probados recientemente	Probados recientemente	Demostrado
Ventajas	- Captan radiación difusa - Resistentes - No requieren seguimiento del sol - Sistemas sencillos	- Resistentes - Comercialmente desarrollados	- Estructura sencilla - Tolerancia a suaves pendientes - Generación de vapor directa	- Alta temperatura de trabajo - Tolerancia a terrenos no planos	- Alta temperatura - Independiente del terreno - Modular
Desventajas	- Baja temperatura de trabajo - Baja eficiencia	- Limitada temperatura de trabajo - Estructura compleja - Requiere terreno plano	- Tecnología en sus primeras etapas	- Altos costos por mantención	- No probado comercialmente - No hay almacenamiento térmico

Esta tabla es un resumen en la información recolectada en la tabla 1. Sistemas solares térmicos híbridos e información de la referencia [16]

6. Resumen almacenamiento térmico

Tecnología	Sales fundidas	Concreto	Cerámicas moldeables	Cambio de fase (PCM)	Generador de vapor	Agua
Aplicación	Generación de energía eléctrica	En investigación	En investigación	En investigación	Generación de energía eléctrica	Agua caliente sanitaria residencial
Capacidad [MWh]	500 - 3.000	1 - 3.000	-	1 - 3.000	1 - 200	1 - 3.000
Máxima capacidad construida [MWh]	1.000	2	0,5	0,1	50	1.000
Máxima capacidad construida [h]	7,7	1	1	1	1	-
Eficiencia anual [%]	98	98	-	98	90	98
Fluido de trabajo	Aceite térmico, Almacenamiento directo	Aceite térmico, agua, vapor	Aceite térmico, agua, vapor	Agua, vapor	Agua, vapor	Agua
Temperatura de trabajo [°C]	285 - 550	244 - 305	300 - 390	Hasta 350	Hasta 550	50 - 95
Promedio de Inversiones [USD/kWh]	40 - 60	30 - 40	31	28 - 50	140 - 180	2 - 5
Ventajas	- Alta capacidad de almacenamiento y relativamente bajo costo - Desarrollado comercialmente - Probado para aceite térmico	- Buen funcionamiento para aceite térmico - Material común	- Buen funcionamiento para aceite térmico - Material común	- Permite almacenar a temperatura constante - Se requiere poco material - Probado para generación de vapor	- Permite almacenar a temperatura constante - Se a utilizado industrialmente - Probado para generación de vapor	- Bajo costo - Tecnología probada
Desventajas	- Calor sensible implica deferencia de temperatura - Las sales se congelan a 230 °C	- No funciona para generar vapor - Desarrollo reciente	- No funciona para generar vapor - Desarrollo reciente	- Temprana etapa de desarrollo	- No permite pre calentar o sobre calentar	- Requiere cambio de temperatura

Esta tabla es un resumen en la información recolectada en la tabla 2. Sistemas de almacenamiento térmico e información de la referencia [16]

DISEÑO BÁSICO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA USO INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MWt

Manuel Rojas Viada
21 de agosto de 20123

BASE DE DATOS DE TECNOLOGÍAS

Consolidación de los datos obtenidos por tecnología

7. Simbología

Unidades:

%	Procentaje
°C	Temperatura, grados Celsius
h	Tiempo, horas
Ha	Área, Hectáreas
m	Distancia, metros
min	Tiempo, minutos
t	Masa, toneladas

Potencias:

K	kilo, 10^3
M	Mega, 10^6
m	mili, 10^{-3}

Abreviación:

CCS	Coeficiente de concentración solar
FPC	Colector solar de placa plana
HFC	Concentrador solar Campo de Helióstatos
HTF	Fluido de transferencia de calor
LFC	Concentrador solar Lineal Fresnel
N°	Número, referido a cantidad
PTC	Concentrador solar parabólico
REF	Referencia
EE.UU	Estados Unidos de América
USD	Dolares estadounidenses

Subíndices:

t	Referido a térmico
---	--------------------

8. Bibliografía

- 1.- National Renewable Energy Laboratory Data base. [En Web]:
www.nrel.com
- 2.- Hernandez Valles, Isaac. Tecnología termosolar en España. Genera 2012
- Jornada de centrales termosolares, 2012.
- 3.- Areva Solar. [En web]: www.areva.com
- 4.- Solar industrial processes heat, state of art. [Europe]: European Solar
Thermal Industri Federation (ESTIF), Key issues for renewable heat in
Erupe, 25 de agosto de 2006.
- 5.- Brakmann, Gorge. Solar Power For Egypt - ISCC Kuraymat. [Abu Dhabi]:
Arabian Power & Water Summit, 29 - 31 de marzo de 2010.
- 6.- E. Cohen, Gilbert. Solar Steam at Nevada Solar One. [Las Vegas, NV]
SolarPeaces, AccionaEnergy, 2008.
- 7.- Tecnología y experiencia en energía termosolar. [España]: Acciona
Energy. [En web]: www.acciona-energia.es
- 8.- Plantas Termosolares: Situación actual y evolución tecnológica.
[Zaragoza]: II Ciclo de conferencias, Cátedra para la diversifiacación
industrial y tecnología, 10 y 11 de diciembre 2008.
- 9.- El Reboso II 50-MW solar thermal power plant with parabolic trough
collectors. Julio 2009, Aisa Novo S.L.U. Dossier Project
- 10.- Extresol-1, Energía termosolar, Planta termo solar en torre de Miguel
Sesmero. [Badajoz]: ACS Cobra.

DISEÑO BÁSICO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA USO INDUSTRIAL, DE POTENCIAS

Manuel Rojas Viada
21 de agosto de 2012

MAYORES A 2 MWt

BASE DE DATOS DE TECNOLOGÍAS

Consolidación de los datos obtenidos por tecnología

- 11.- Estudio de impacto ambiental, Planta termosolar Manchasol-1.
[España]: Térmico Municipal de Alcazar de San Juan.
- 12.- Gómez Zamora, D. Antonio. Central termoeléctrica Andasol - 1.
[En Web]: www.upcomillas.es
- 13.- Osuna Gonzalez - Aguilar, Rafael. PS 10 and PS20. [USA]: NREL CSP Technology Workshop, Power Towers in Sevilla Spain, 7 de marzo 2007
- 14.- Análisis de alternativas de uso térmico de energía solar en la refinería SBL: Calentamiento de electrolito rico y agua de lavado de cátodos.
[Santiago]: EscoChile, 12 de julio de 2011.
- 15.- 10 MW Solar Thermal Power plant for Southern Spain. [Europa]: Sólucar, Final Technical Report, Noviembre 2006.
- 16.- Moser Fichter, Trieb. Mena regional water outlook. [Alemania]: Part II, Desalination using renewable energy, 15 de febrero de 2011.
- 17.- Martinez-Val, José María. Almacenamiento térmico en plantas termosolares. [España]: grupo de investigaciones termoenergéticas UPM-ETS II, 29 de octubre 2009. [En web]: www.fundacionenergia.es
- 18.- Geyer, Michel. PSA solar thermal technology 1997 Milestone and international cooperation in solar power development. Annual report 1997.
- 19.- Gerrit Koll. The Solar Tower Jülich - A Research and Demonstration Plant for Central Receiver Systems. [Alemania]
- 20.- Tamme, Rainer. Concrete Storage: update on concrete TES program. [EE.UU]: Workshop on thermal storage for trough power systems, 20 - 21 de febrero 2003.
- 21.- Gigliucci, Gianluca. Innovación hacia un futuro sostenible. [Valparaíso]: Seminario "Energía para Chile", 14 de septiembre 2011.
- 22.- GEOexchange. [En web]: www.geoexchange.org

Anexo C : Catálogos y fichas de equipos y tecnologías

Los siguientes anexos son datos técnicos sobre los materiales, equipos y tecnologías empleadas para el diseño de los SSTH.

En algunos casos la información fue cotizada en empresas del rubro y en otros es información recopilada desde la web de proveedores de las tecnologías.

Anexo C.1 : Ficha técnica caldera LOOS

Technical Data

Position	Description		
	Attribute	Unit	Value
	General Data		
	Country of destination		Chile
	Location		indoors
	Assembly and operating conditions		Free of frost, dust as well as dripping water
	Erection altitude max. about sea level	m	2260
	Ambient temperature min.	°C	20
	Ambient temperature max.	°C	40
	Voltage	V	400
	Voltage fluctuations max. +/-	%	5
	Neutral conductor		yes
	Earth connection		yes
	Frequency	Hz	50
	Max. frequency fluctuations (+/-)	%	1
	Direct switching up to	kW	5,5
	Water quality		acc. to Operating Manual "Directive water condition" B002 resp. B004

Position	Description	Unit	Value
01	Hot water boiler plant		
	Power output system boundary	kW	3000
	Trip temperature for the safety limiter	°C	180
	Trip pressure safety valve	bar	13,0
	Supply flow temperature	°C	160
	Return flow temperature	°C	145
	Max. allowable geodetic height difference	m	14,31
	Fuel		LPG / propane-butane
	Net calorific value (rated to 0 °C / 1013 mbar) (gas)	kWh/nm3	27,96
	Gas flow pressure on gas regulation module inlet	mbar	500
	Fuel		LFO / Light fuel oil EL
	All details ref. to the O2-contents in the dry smoke gas of	%	2,7
	Fuel standard		(DIN 51603 T1)
	Net calorific value (rated to 0 °C) (oil)	kWh/kg	11,89
	Max. viscosity	mm ² /s	6
	Reference temperature for viscosity (oil)	°C	20
	Max. permissible N-content for emission promises	mg/kg	140
01.01	LOOS Flame-Tube Smoke-Tube Boiler UNIMAT, Type UT-M		
	Nominal capacity	kW	3000
	Door hinge		left
	Response pressure safety pressure limiter min.	bar	9,23
	Test pressure	bar	24,05
	Category (DGRL)		IV
	Max. adm. temperature difference	K	50,0
	Min. permitted return flow temperature	°C	50,0
	Min. permitted flow temperature	°C	70,0
01.01.01	Boiler and equipment		
	Design pressure	bar	13,0
	Boiler type		UT-M 24
	Trip pressure safety valve	bar	13,0
	Number of safety valve sockets		2,0
	Nominal size Safety valve socket	DN	40
	nominal pressure stage safety valve socket	PN	40
	Nominal size Supply flow socket	DN	200

Position	Description	Unit	Value
	nominal pressure stage Supply flow socket	PN	25
	Nominal size Return flow socket	DN	200
	nominal pressure stage Return flow socket	PN	25
	Water-side resistance boiler	mbar	38,15
	Nominal diameter flue gas connection (DIN24151, DIN24154)	DN	400
	Insulation thickness min.	mm	100,0
	Thickness of insulation cladding	mm	0,6
	Ascent side cat walk on boiler top		right
	Mounting place		Vorderer Kesselbereich links oben (10 Uhr Position)
	Efficiency gas	%	94,4
	calculation of efficiency (gas)		acc. to EN 12953 part 11 - indirect method
	Efficiency (gas) at 75% load	%	94,8
	Efficiency (gas) at 50% load	%	95,0
	Efficiency (gas) at 25% load	%	94,5
	Efficiency oil	%	94,2
	calculation of efficiency (oil)		acc. to EN 12953 part 11 - indirect method
	Efficiency (oil) at 75% load	%	94,7
	Efficiency (oil) at 50% load	%	94,9
	Efficiency (oil) at 25% load	%	94,4
	Total burner capacity (gas)	kW	3179
	Total burner capacity (oil)	kW	3184
	Norm volume flow fuel (gas)	m ³ /h	114
	Mass flow fuel (oil)	kg/h	268
	Radiation loss gas (TI 005/01)	%	0,4
	Radiation loss oil (TI 005/01)	%	0,4
	Norm volume flow moist smoke gas (gas)	m ³ /h	3525
	Norm volume flow moist smoke gas (oil)	m ³ /h	3621
	Mass flow moist smoke gas (gas)	kg/h	4471
	Mass flow moist smoke gas (oil)	kg/h	4678
	Flue gas loss approx. (acc. to prEN 12953 Part 11) (gas)	%	5,2

Position	Description	Unit	Value
	Flue gas loss approx. (acc. to prEN 12953 Part 11) (oil)	%	5,4
	Flue gas temperature approx. (gas)	°C	149
	Flue gas temperature approx. (oil)	°C	149
	Furnace volume load (gas)	MW/m ³	1,8
	Furnace volume load (oil)	MW/m ³	1,8
	Maximum permissible local flue gas pressure at the limit of supply	mbar	0,0
	Minimum permissible local flue gas pressure at the limit of supply	mbar	-1,0
	Total sound pressure level caused by flue gas noises from the boiler system at the chimney top (see TI032)	db(A)	87,0
	Water flow	m ³ /h	177,1
	Water contents full	l	2240
	Resistance on heating gas side - ECO (fuel gas) (based on altitude)	mbar	0,71
	Resistance on heating gas side - ECO (oil) (based on altitude)	mbar	0,75
	Resistance on heating gas side - boiler without ECO (fuel gas) (based on altitude)	mbar	11,35
	Resistance on heating gas side - boiler without ECO (oil) (based on altitude)	mbar	11,86
	Total volume on flue gas side	m ³	4
	heating surface - boiler	m ²	66,9
	heating surface - Economizer	m ²	35,1
	Transportation weight boiler body approx.	kg	6030
	Total weight boiler body (full) approx. +/- 2%	kg	8310
	transportation weight (complete with burner and all mounted parts)	kg	6300
	operation weight boiler (complete with all mounted parts)	kg	9100
01.01.02	Economizer Type ECO 7 [integrated]		
	Thermal capacity of economizer in operation with gas	kW	174,53
	Thermal capacity of economizer in operation with oil	kW	173,58

Position	Description	Unit	Value
	Type of ECO		integrated
	Water inlet temperature ECO (gas)	°C	100,0
	Water inlet temperature ECO (oil)	°C	100,0
	temperature water outlet ECO (gas)	°C	103
	Temperature water outlet ECO (oil)	°C	102
	Resistance on water side	mbar	170
	Hydraulic integration Economizer		in secondary system
	Water flow ECO	m³/h	62,62
	connecting branch flue gas heat exchanger		left
	Eco flow		part flowed
	Thermal capacity of economizer		included in nominal heat capacity
	water flow flue gas condensate max.	l/h	0,0
	Type Economizer ECO		ECO 7 /890/592/1 WZ2
	water content economizer	l	34,0
	Number of bundles		1
	material bundle		Steel galvanized
	Min. admissible flow temperature ECO	°C	60,0
	Nominal diameter flue gas connection (DIN24151, DIN24154)	DN	400
	Nominal diameter water connecting piece ECO	DN	100
	nominal pressure water inlet socket ECO	PN	40
01.01.03	Boiler control panel		
	Extra space in the boiler control panel	%	20
	Installed load	kW	19,42
	Protection type		IP54
	Width control cabinet	mm	1160
	Height control cabinet	mm	640
	Depth control cabinet	mm	300
	Surface		grey
	mounting place boiler control panel		wall-mounted switchgear cabinet
	Cable harness feeder at the boiler (o'clock)		12
	Cable harness length	m	10,0
01.01.04	Firing equipment		

Position	Description	Unit	Value
	Emission evaluation according to emissions		EN 267/676 (Basis for NOx: NO2 related to 3% O2 in dry flue gas)
	Type of control (gas)		Continuous modulating
	Type of control (oil)		Continuous modulating
	Additional resistance on flue gas side	mbar	0,0
	Additional air pressure resistance	mbar	0,0
	Temperature of aspirated air	°C	25,0
	Burner brand		Weishaupt
	Assembly side of gas fitting		right-hand side
	Type of burner		monobloc
	Type Designation Burner		WM-GL30/3-A ZM-R
	Rated Capacity engine(s)	kW	14,2
	Weight burner	kg	190
	Nominal diameter safety shut-off valve	DN	40
	Turn down ratio burner (gas)		3,5
	Turn down ratio burner (oil)		2,9
	Sound pressure level burner (without sound insulation)	db(A)	85
	separate medium for ignition		not required
	General characteristics of fuel		free of bubbles and filtered
	Max. permissible particle size		< 100 µm
	Min. required oil pressure before burner	bar	-0,3
	Max. required oil pressure before burner	bar	5,0
	Max. fuel temperature before burner oil pump:	°C	90
01.01.05	Gas regulation module GRM		
	Gas flow pressure at inlet of gas regulation module	mbar	500
	Max. possible standard volume flow	m³/h	115
	Nominal diameter gas shut-off valve	DN	50
	Max. permissible gas flow pressure of the gas regulation module (safeguarding pressure of gas transfer station)	mbar	1000
	Shipment weight GRM +/- 4%	kg	60,11
01.01.06	Gas meter		

Position	Description		
	Attribute	Unit	Value
	Type gas consumption meter		QA 65
	Total weight GZM	kg	16,63
01.01.07	Oil Circulation Module (OCM)		
	Applicable up to fuel volume (oil)	kg/h	330,0
	Discharge medium		Fuel LFO
	Size OCM		1
	Dispatch weight oil circulation module +/- 4%	kg	20
	Operating weight oil circulation module +/- 2%	kg	26
01.01.08	Safety equipment		
	Design		Hot water
	Nominal diameter	DN	200
	Nominal pressure	PN	25
	manufacturer safety valve		ARI
	Nominal diameter	DN	40
	Number of safety valves		2
01.01.09	Return temperature boosting equipment		
	min. necessary residual feed pressure	mbar	50,0
	min. return flow temperature	°C	120,0
	admixing water flow	m ³ /h	118,5
	Nominal diameter admixing line	DN	150
	nominal pressure admixing line	PN	40
	Nominal diameter	DN	200
	Nominal pressure	PN	25
	Transportation weight Return flow temperature safeguard	kg	410,0

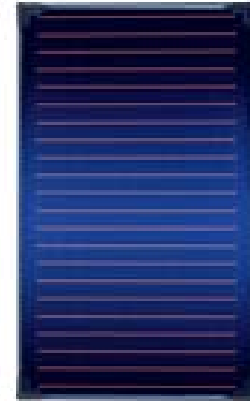
Anexo C.2 : Ficha técnica colector solar Buderus Sks 4.0 s

IDENTIFICACIÓN

Equipo	Panel solar térmico
Marca	Buderus
Tipo	Sks 4.0 S
Descripción	Panel solar plano y vertical para calentamiento de agua

CARACTERIZACIÓN DIMENSIONAL

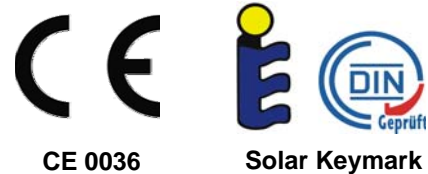
Longitud [mm]	2070
Anchura [mm]	1145
Altura [mm]	90
Distancia entre los colectores [mm]	25
Superficie exterior [m ²]	2,4
Superficie del absorbedor [m ²]	2,1
Volumen del absorbedor [l]	1,43
Peso neto (vacío) [kg]	46



PARÁMETROS DE EFICIENCIA DEL COLECTOR

η_0	0,851
a1 [W/m ² K]	4,036
a2 [W/m ² K]	0,0108
Capacidad térmica efectiva [J/K]	10080

CERTIFICACIÓN



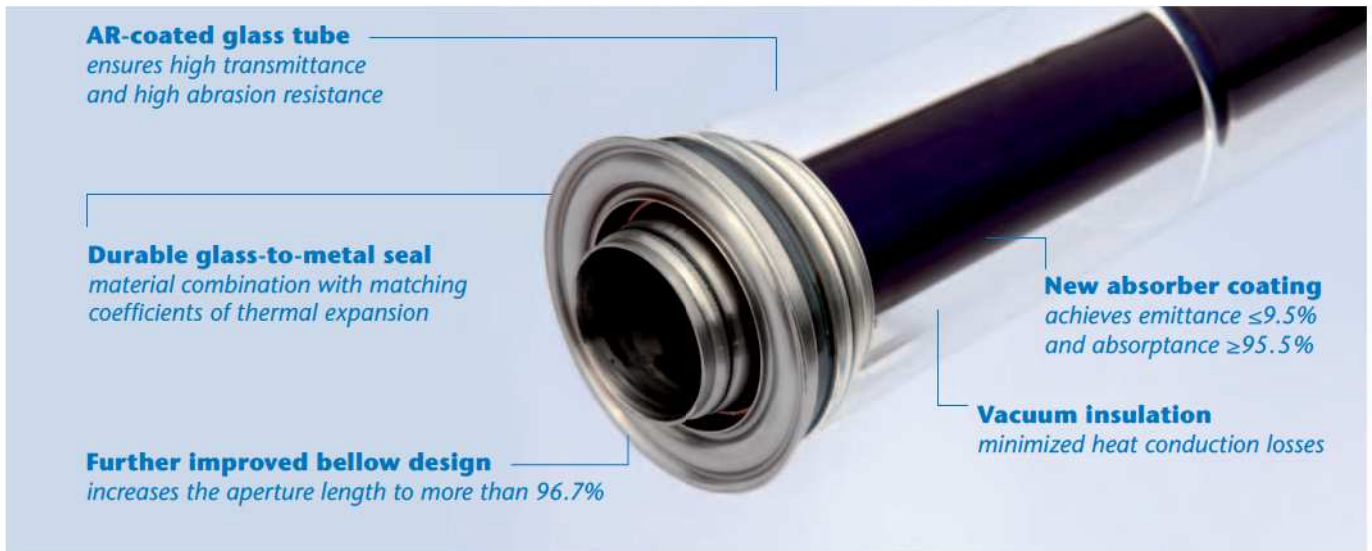
PARÁMETROS LIMITES DE FUNCIONAMIENTO

Temperatura de estagnación [°C]	202
Presión máxima de operación [bar]	10
Flujo nominal [l/h]	50

COMPOSICIÓN DEL COLECTOR

Absorbedor	Material	Cobre
	Hidráulica	Doble serpentín
	Diseño	Absorbedor de area
Revestimiento	Tipo	Recubrimiento selectivo (PVD)
	Absorción [%]	95 ± 2
	Emisión [%]	5 ± 2
Vidrio	Tipo	Vidrio solar de alta transmisividad
	Espesor [mm]	3,2
	Transmisión solar [%]	91.5 ± 0.5
Aislación	Material	Lana mineral inerte a la humedad
	Espesor [mm]	55
Marco	Material	Perfil en fibra de vidrio con los esquineros en plástico
		Cámara cerrada herméticamente rellena de gas argón
		Resistencia a las temperaturas extremas e a ambientes salinos
		Resistencia a la corrosión, degradación química y radiación UV
Panel trasero	Material	Panel en acero galvanizado (Al-Zn)
	Espesor [mm]	0,6

**Anexo C.3 : Catálogo técnico receptor tubo al vacío SCHOTT PTR
70**



High-quality glass with anti-reflective coating

The glass tubes of the receivers are usually coated with anti-reflective (AR) films for improved solar transmittance. However, the weak point of most AR-coatings is their low adhesion to the borosilicate glass. Due to a patented production process, SCHOTT Solar CSP has been able to introduce a composition of the AR-layer with maximum adhesion and long-term abrasion resistance, achieving transmittance values of more than 96.5%.

Improved bellow design

The patented bellow design by SCHOTT Solar CSP increases the active aperture area of the receiver to more than 96.7% of the total area. In conjunction with SCHOTT Solar CSP's patented innovative shields with reflector disks the active length can be further increased. Especially in winter time SCHOTT Solar CSP's shields lead to a higher power plant efficiency.

Furthermore, by integrating the getter material in the bellow and thus the coolest position of the receiver, the full getter capacity can be utilized. This increases the lifetime of the receiver up to 30% in comparison to other designs where the getter is positioned on the absorber tube.



Technical specification – SCHOTT PTR® 70 with new absorber coating and bellow design

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"> length: 4,060 mm at 20°C ambient temperature (159.8 in. at 68°F) aperture length: >96.7% of the bulk length at working temperature (>300°C/>572°F)
Absorber	<ul style="list-style-type: none"> outer diameter: 70 mm/2.75 in. steel type: DIN 1.4541 or similar solar absorptance: α ISO $\geq 95.5\%$; α ASTM $\geq 96\%$ thermal emittance (at approx. 400°C/approx. 752°F): $\varepsilon \leq 9.5\%$
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"> borosilicate glass outer diameter: 125 mm/4.9 in. antireflective coating solar transmittance: $\tau \geq 96.5\%$
Thermal Losses	<ul style="list-style-type: none"> <250 W/m (400°C); <175 W/m (350°C); <125 W/m (300°C) <p>in conjunction with SCHOTT Solar's patented shield design</p>
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"> gas pressure $\leq 10^{-3}$ mbar
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> ≤ 40 bar (absolute)

A well-established & quality-oriented partner.

As a fully owned subsidiary of the global SCHOTT group, SCHOTT Solar builds on solid know-how and a strong financial backing, giving all customers the security to deal with a well-established, quality-oriented company. Whatever the future holds™.

Anexo C.4 : Catálogo técnico colector Lineal Fresnel LF11

Technical Data

Industrial Solar linear Fresnel collector LF-11

The Industrial Solar linear Fresnel collector LF-11 is a linear focussing solar system for generating process heat in the range of 100 kW to 10 MW at pressures up to 120 bar (standard 40 bar) and temperatures up to 400°C. Different heat transfer fluids can be used like pressurized water or thermal oil, but it is also possible to directly generate or even super-heat steam. The Industrial Solar LF-11 includes all necessary components for generating process heat.

The use of high quality safety glass mirrors and optimized row spacing results in a high thermal peak output of 562 W/m² (under reference conditions, see p.3) in terms of primary reflector aperture area, and 375 W/m² in terms of installation area usage.

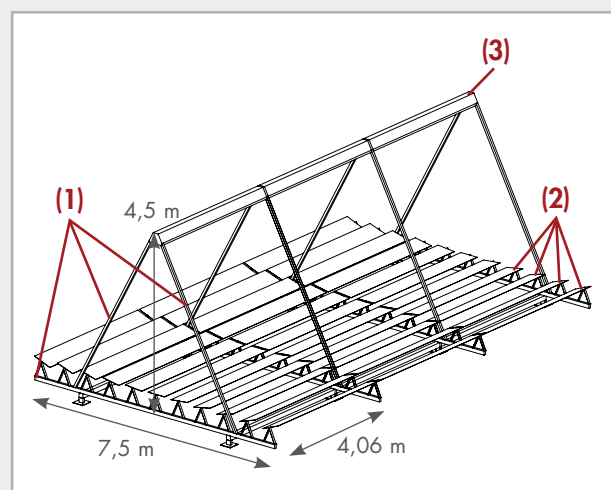
The lightweight, modular system, in combination with the high heat gain per installed area, makes it optimal for rooftop installation for industrial and utility facilities.

Main components of the system are:

- supporting structure ⁽¹⁾
- primary reflectors ⁽²⁾
- receiver, consisting of secondary reflectors and vacuum absorber tubes ⁽³⁾
- control systems for the primary reflector tracking and the solar array output.

Optional components are:

- package for monitoring of the collector performance
- hydraulic circuit designed to meet the customers' needs



Technical Data Industrial Solar LF-11

General description

The LF-11 process heat collector uses individually tracked reflector rows to concentrate direct solar irradiance on a stationary linear receiver.

Advantages are:

- simple power control
- optimized stow positions for various weather conditions, i.e. protection during hail and sand storms
- self-cleaning position in rain
- easy maintenance access to individual rows, thereby allowing continued operation of the plant

The basic module for the Industrial Solar LF-11 consists of 11 primary reflector units with a total mirror surface area of 22 m² and 1 receiver unit (= 1 Schott PTR absorber tube plus secondary mirrors).

The basic modules are combined in a longitudinal direction to form collector rows. These rows can be arranged in parallel to form a solar array of any size, with a maximum packing density (aperture area/ground area) of 67%.

Recommended minimum row length:

- 8 modules, 32.5 m in length

Standard row length:

- 16 modules, 65 m in length

Economically recommended array:

- multiple of 16 modules

Orientation:

- optimal orientation for maximum gain is north-south, but any orientation is possible
- foundation spacing adaptable to existing infrastructure (e.g. roof trusses spacing)

General data of the basic module

Module width	7.5 m
Module length	4.06 m
Aperture surface of primary reflectors	22 m ²
Receiver height above primary reflector	4.0 m
Height of primary reflector above ground level	0.5 m
Recommended minimum clearance between parallel rows	0-0.5 m
Specific weight (related to installation surface area)	27 kg/m ²
Maximum operational wind speed	100 km/h
Maximum wind speed stowed	180 km/h
Life expectancy	+20 years

Thermal performance characteristics

Due to the vacuum absorber, thermal performance is independent of wind speed.

Maximum operating temperature: 400°C

Thermal loss per m² of primary reflector:

$$u_1 = 0.00043 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$$

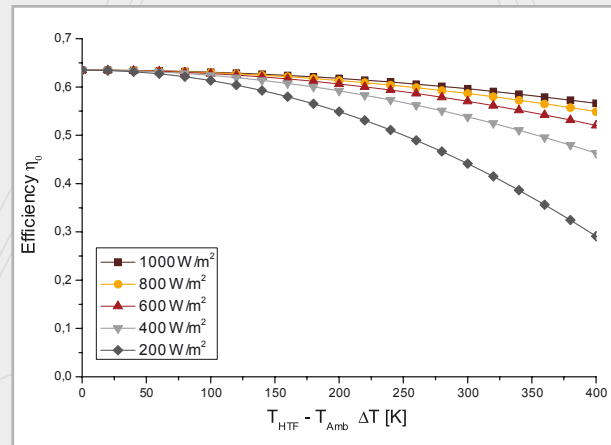
(according to DLR)

Thermal output (under reference conditions*)

12.3 kW per standard module

562 W/m² in terms of aperture surface area of primary reflectors

377 W/m² in terms of total installation surface area



Characteristic collector curve

***reference conditions:**

30°C ambient temperature
160°C inflow temperature
180°C outflow temperature

900 W/m² direct normal radiation
Azimuth angle 90°
Zenith angle 30°

Optical performance characteristics

Angle-independent optical efficiency

(with 100% clean primary and secondary reflectors and receiver glass tube)

$$\eta_0 = 0.635 \text{ (for sun in zenith)}$$

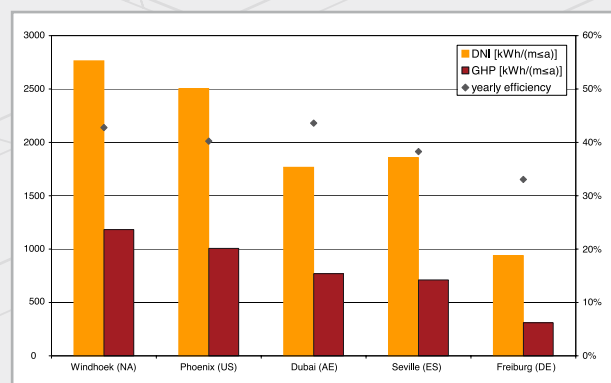
$$\eta_{max} = 0.663 \text{ (for sun at } 5^\circ \text{ transversal zenith angle)}$$

Mirror reflectivity 95%

Schott PTR[®]70 Receiver:

thermal emittance (@380°C): 9%

solar absorptance direct: 95%

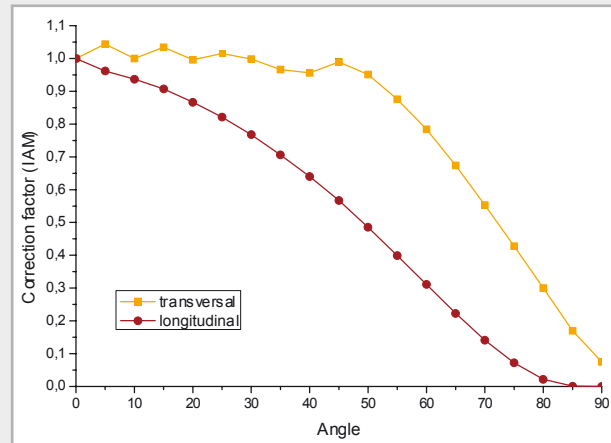


Yearly sum of direct normal irradiance (DNI), gross heat production (GHP) as well as the yearly efficiency for various locations.

Technical Data Industrial Solar LF-1 1

Correction factor (IAM)

Angle	Transversal	Longitudinal
00	1.000	1.000
05	1.044	0.962
10	1.000	0.937
15	1.034	0.907
20	0.996	0.867
25	1.015	0.821
30	0.998	0.768
40	0.956	0.640
50	0.951	0.485
60	0.784	0.311
70	0.553	0.141
80	0.300	0.022
90	0.075	0.000



Correction factor

Control

The individual control of each mirror row allows perfect stow and cleaning positions, integrated maximum temperature protection and shutdown procedures.

A touch-screen with graphical user interface allows comfortable operation and easy monitoring.

Remote control via internet is possible.

External piping and hydraulic system

Stainless steel hydraulic components are recommended, but other steel types are possible, too.

Pressure class PN16 - PN160.

Piping diameter optimised for individual field size requirements.

Electrical

Electrical connection: 220/110 VAC

Electrical peak consumption (16 Modules): < 600 W

Typical electrical consumption:

Touch-screen and switchboard: 200W

Tracking system per 8 Modules: 50 W

Monitoring package

Temperature sensors, 2 per row, PT100

Mass flow measurement

Pressure sensors

Irradiance measurement

Webcam

Anexo C.5 : Catálogo técnico helióstato ToughTrough

toughTrough® – Heliostat

Technical Specifications

Geometry/Dimensions

Length of Heliostat	14 m	(max. 18 m)
Element Width	3.0 m	
Reflecting Surface/Element	40 m ²	
Reflecting Surface/Heliostat	160 m ²	
Spec. Structural Weight of Mirror incl. Supporting Structure	~ 16 kg/m ²	

Construction

Horizontal Torsion Tube	Ø < 800 mm	
Supporting Structure	internal, 4 screw plates	
Number of Mirror Elements	4 resp. 2, in two parts	
Max. Operational Wind Speed	16 m/s	(58 km/h)
Survival Wind Speed	> 50 m/s	(180 km/h)

Mirror Element

Thickness of Sandwich Construction	> 80 mm	
Layers (Front/Back)		
- Thin Glass	0.95 mm	
- Steel/Aluminum/GFK	0.6 mm	
Reflectivity (ISO 9050 AM1.5)	~ 96 %	



**Anexo C.6 : Ficha técnica bomba de calor HYDROCIAT LW
R134a**



Grupos de producción de agua fría condensados por agua

HYDROCIAT LW R134a

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

HYDROCIAT LW - LWP			3050BX HPS	3500BX HPS	3600BX HPS	3900BX HPS	4200BX HPS	4500BX HPS	4800BX HPS
Versiones Estándar Low Noise	Potencia frigorífica neta (1)	kW	811	918	953	1040	1075	1129	1164
	Potencia absorbida neta(2)	kW	170	198	201	221	229	248	258
	EER neto		4,77	4,64	4,75	4,71	4,69	4,55	4,52
	ESEER neto		5,49	5,17	5,51	5,44	5,39	5,24	5,21
	Lw/Lp estándar (3)	dB(A)	92/60	94/62	93/61	94/62		95/63	
	Lw/Lp Low Noise (3)	dB(A)	89/57	90/58	89/57	90/58			91/59
Circuito frigorífico	Refrigerante (GWP)		R134a (1300)						
	Número		2						
	Fluido refrigerante	Circuito 1 kg	71	74	71	73	75	75	75
		Circuito 2 kg	60	60	71	72	73	74	75
Compresor	Tipo		Doble tornillo hermético accesible						
	Número		2						
	Velocidad de rotación	rpm	2900						
	Regulación de potencia		Continua del 25 al 100% (del 50 al 100% en cada compresor)						
	Tipo de aceite para R134a		BITZER BSE 170						
	Carga de aceite para compresor	litros	30 + 19		2 x 30				
Evaporador	Tipo		Multitubular de expansión sin tensión						
	Número		1						
	Capacidad de agua	litros	180	335	180	335	391		
	Conexión hidráulica		VICTAULIC DN 200						
	Presión máx. en el lado del agua	bar	10						
	Caudal de agua mín./máx.	m³/h	80 / 231	80 / 246	80 / 231	80 / 246	80 / 293		
Condensador de agua	Tipo		Multitubular						
	Número		2						
	Capacidad de agua	litros	36 + 57		2 x 57				
	Conexión hidráulica		VICTAULIC DN 150						
	Presión máx. en el lado del agua	bar	10						
	Caudal de agua mín./máx.	m³/h	43 / 232		54 / 288				
Dimensiones	Longitud	mm	4538	4567	4538	4567			
	Anchura	mm	1500						
	Altura estándar	mm	1895						
Peso	Peso en vacío	kg	4691	4719	5106	5234	5293	5302	5362
	Peso en servicio	kg	5064	5235	5502	5772	5820	5841	5901

(1) Potencia frigorífica neta para régimen de agua fría 12 °C/7 °C y régimen de agua caliente del condensador 30 °C/35 °C

- Condiciones norma EN 14511, EUROVENT

(2) Potencia absorbida en compresores

(3) **Lw**: nivel de potencia acústica global, según la norma ISO 3744

Lp: niveles de presión acústica global a 10 metros en campo libre, se calculan según la fórmula siguiente $LP=LW-10 \log S$

Anexo C.7 : Cotización intercambiador SONDEX

Señores : Universidad de Chile.
Att. : Sr. Manuel Gabriel Rojas.
Teléfono : 95320388
Fax N° :
Fecha : 23 de Octubre de 2012
N° Paginas : 6
Referencia : Nuestra Cotización N° 2012-10-T082

Estimados señores:

De acuerdo a lo solicitado, adjunto sírvase encontrar nuestra cotización N° 2012-10-T082 por 1 intercambiador de calor a placas marca Sondex.

Agradecemos a Ustedes vuestra solicitud y la oportunidad de participar de sus proyectos con nuestros equipos y repuestos, y quedamos atentos para atender cualquier duda respecto a nuestra cotización y/o nuevo requerimiento.

Atentamente,

Victor Ortiz Magna
Gerente Técnico.
Tecno-In Ltda.



Item	Cant.	Descripción	PrecioUnit. Euros	Precio Total Euros
1	1	Intercambiador de calor a placas Sondex modelo S42-IS10-88-TK-LIQUID con 88 placas de AISI 316, 0,5 mm de espesor, empaquetaduras de EPDM HT SONDER LOCK. Según hoja técnica adjunta.		
		Precio Neto Internado Euros	10.230	10.230

Condiciones Generales

Precio de Venta : Los precios de venta se presentan netos de IVA, expresados en Euros, convertibles a pesos chilenos al tipo de cambio informado por el Banco Central el día de facturación.

Plazo de entrega : 10-12 semanas en nuestras bodegas.

Forma de Pago : Contado 30 días Fecha de Factura.

Validez de la oferta : 30 días.



Garantías

1. -El intercambiador de calor a placas marca Sondex esta garantizado para su desempeño mecánico y térmico siempre y cuando sea operado bajo las condiciones de diseño especificadas por el cliente, las cuales están adjuntas en nuestras cotizaciones.
2. -Todos nuestros equipos tienen una garantía 12 meses desde la puesta en marcha o 18 meses desde la fecha de embarque desde la fábrica, cualquiera de las dos que se cumpla primero.
3. -Garantizamos que los materiales de construcción de los equipos Sondex son todos nuevos y de primera calidad.
4. -Todos nuestros equipos son diseñados con tecnología de ultima generación y en ningún caso son prototipos.
- 5.-Tecno-in Ltda. se compromete a reparar en el menor plazo posible y sin costo para el cliente, cualquier daño de la unidad que sea imputable a una falla de fabricación, todo lo anterior en el periodo de garantía.
6. -Tecno-in Ltda. no se hace responsable por los daños que pueda sufrir el equipo producto de la manipulación del mismo por parte de personas no autorizadas y/o debidamente capacitadas. Asimismo, no se responsabiliza por daños que sufra la unidad producto de falta de mantención y/o uso inadecuado producido por sustancias extrañas ajenas a la operación normal del equipo.
7. - La presente garantía no cubre los repuestos y reparaciones normales que requiere el equipo producto de su uso normal, lo cual es parte de los costos de operación que debe asumir el Cliente.
8. - Tecno-in Ltda deja constancia que la garantía ofrecida cubre lo mencionado en los puntos precedentes y por tanto no se hace responsable de ninguna otra garantía, salvo las mencionadas en el presente documento.

Sondex A/S PHE - Design & Datalist

V10B32
23-10-2012
Item: 1

Universidad de Chile
001

PHE-Type	S42-IS10-88-TK-LIQUID	Hot side	Cold side
Flowrate	(m ³ /h)	117,43	428,21
Inlet temperature	(°C)	98,00	38,00
Outlet temperature	(°C)	69,59	46,00
Pressure drop	(bar)	0,08	0,97
Heat exchanged	(kW)	3771	

Thermodynamic properties:

		Water	Electrolito
Density	(kg/m ³)	969,45	1.128,00
Specific heat	(kJ/kg*K)	4,20	3,51
Thermal conductivity	(W/m*K)	0,67	0,58
Mean viscosity	(mPa*s)	0,36	1,09
Wall viscosity	(mPa*s)	0,64	0,95
Fouling factors	(m ² *K/kW)	0,09	0,09
Dimensioning factor	%	75,90	
Inlet branch		F1	F3
Outlet branch		F4	F2

Design of Frame / Plates:

Plate arrangement (passes*channel)		1	x	43	+	0	x	0
Plate arrangement (passes*channel)		1	x	44	+	0	x	0
Number of plates		88						
Effective heat surface	(m ²)	39,56						
Overall K-value Duty/Clean	(W/m ² *K)	2.328,22		4.095,30				
Plate material		0.5 mm AISI 316						
Gasket material / Max. temp.		NITRIL HT SONDER LOCK (S) / 140						
Max. design temperature	(°C)	100,00						
Max. Working/test pressure	(bar)	10,00		13,00				
Max. Differential pressure	(bar)	10,00						
Approval		None						
Liquid volume	(liter)	139						
Frame length	(mm)	1400	Max. No. of Plates 134					
Net weight	(kg)	959						
Frame type		IS						
Connections HOT side :	6 INCH Fl. cl. with AISI 316 ANSI B16.5 #150							
Connections COLD side:	6 INCH Fl. cl. with AISI 316 ANSI B16.5 #150							

DESIGNED BY

VHOM

Sondex A/S
Tel: +45 76306100

Jernet 9

DK-6000 Kolding
Fax: +45 75538968/75505019

Sondex A/S PHE - Design & Datalist

V10B32
23-10-2012
Item: 2

Universidad de Chile
001

PHE-Type	S42-IS10-88-TK-LIQUID	Hot side	Cold side
Flowrate	(m ³ /h)	81,34	428,21
Inlet temperature	(°C)	153,00	38,00
Outlet temperature	(°C)	111,68	46,00
Pressure drop	(bar)	0,04	0,97
Heat exchanged	(kW)	3771	

Thermodynamic properties:		Water	Electrolito
Density	(kg/m ³)	957,58	1.128,00
Specific heat	(kJ/kg*K)	4,22	3,51
Thermal conductivity	(W/m*K)	0,68	0,58
Mean viscosity	(mPa*s)	0,31	1,09
Wall viscosity	(mPa*s)	0,64	0,95
Fouling factors	(m ² *K/kW)	0,33	0,33
Dimensioning factor	%	228,92	
Inlet branch		F1	F3
Outlet branch		F4	F2

Design of Frame / Plates:

Plate arrangement (passes*channel)		1	x	43	+	0	x	0
Plate arrangement (passes*channel)		1	x	44	+	0	x	0
Number of plates		88						
Effective heat surface	(m ²)	39,56						
Overall K-value Duty/Clean	(W/m ² *K)	1.067,59		3.511,54				
Plate material		0.5 mm AISI 316						
Gasket material / Max. temp.		EPDM HT SONDER LOCK (S) / 150						
Max. design temperature	(°C)	160,00						
Max. Working/test pressure	(bar)	10,00		13,00				
Max. Differential pressure	(bar)	10,00						
Approval		None						
Liquid volume	(liter)	139						
Frame length	(mm)	1400	Max. No. of Plates 134					
Net weight	(kg)	959						
Frame type		IS						
Connections HOT side :	6 INCH Fl. cl. with AISI 316 ANSI B16.5 #150							
Connections COLD side:	6 INCH Fl. cl. with AISI 316 ANSI B16.5 #150							

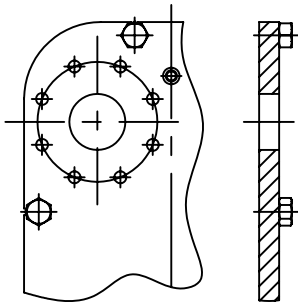
DESIGNED BY VHOM

Sondex A/S
Tel: +45 76306100

Jernet 9

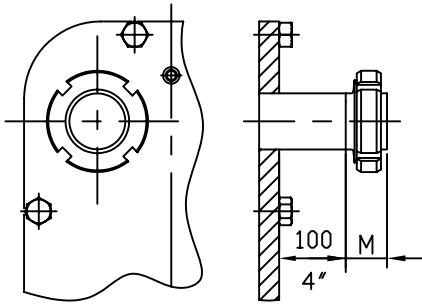
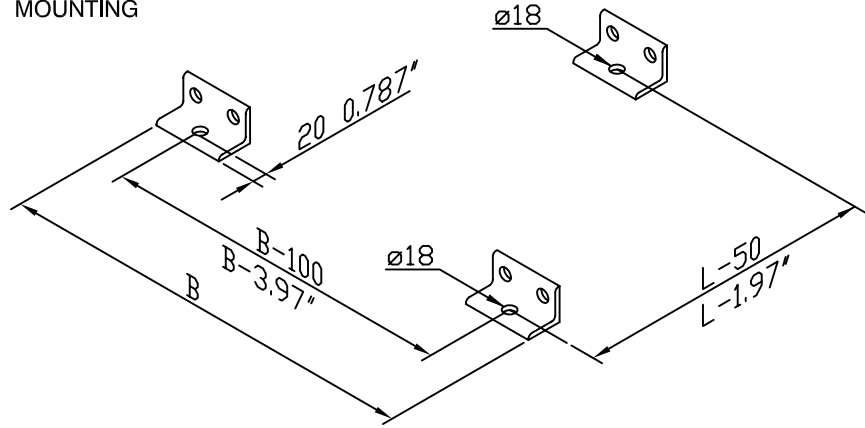
DK-6000 Kolding
Fax: +45 75538968/75505019

CONNECTIONS:

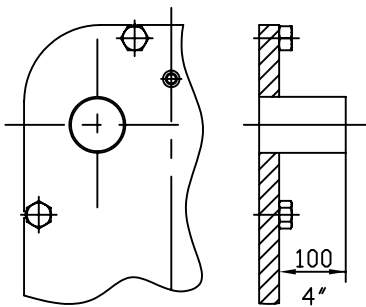


FLANGE

MOUNTING

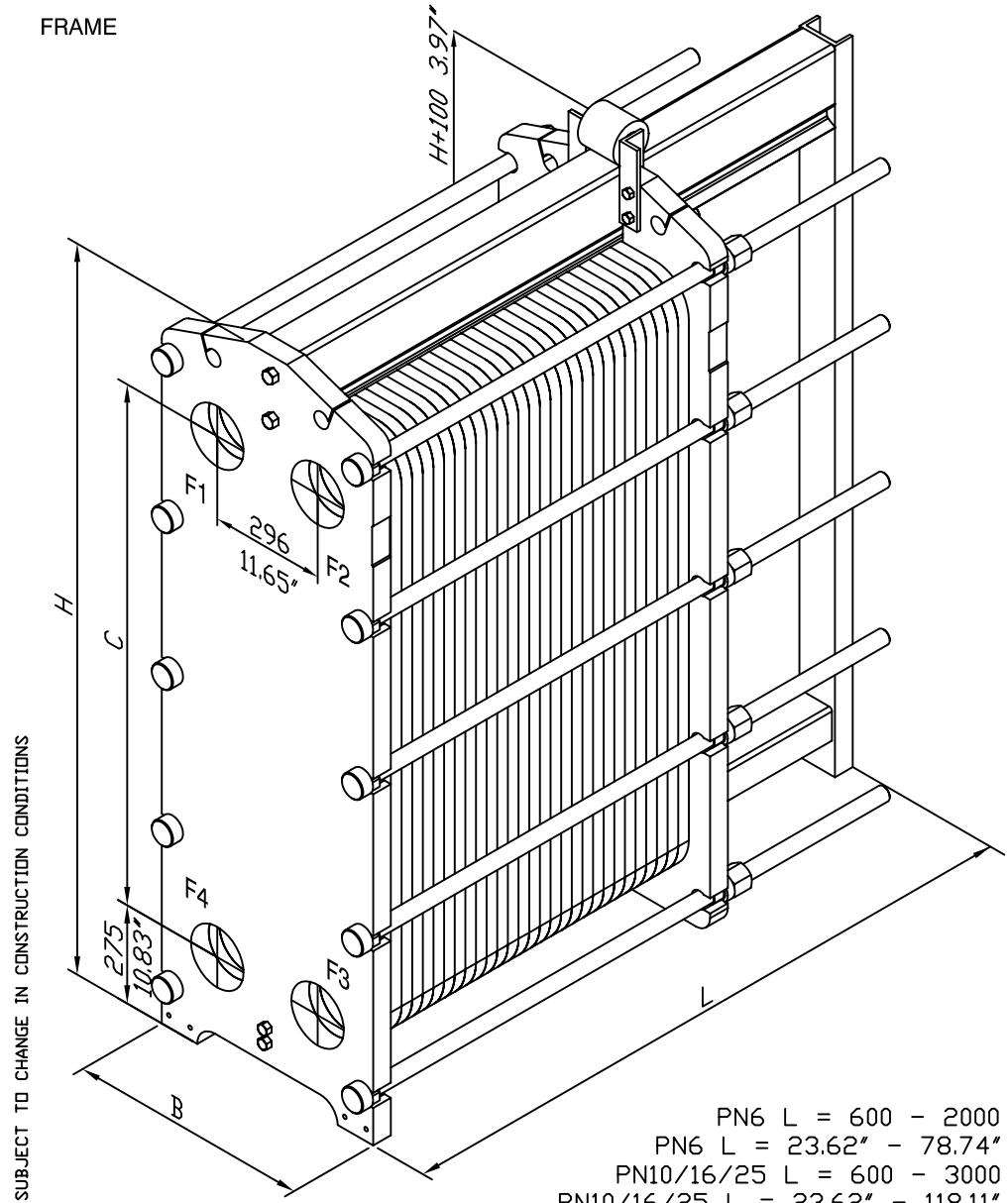


DAIRY UNION
M ACCORDING TO STANDARD



DAIRY PIPE

FRAME



SUBJECT TO CHANGE IN CONSTRUCTION CONDITIONS

PN6 L = 600 - 2000
 PN6 L = 23.62" - 78.74"
 PN10/16/25 L = 600 - 3000
 PN10/16/25 L = 23.62" - 118.11"

FRAME SIZE	DIM H	DIM C	DIM B PN 6, 10/16, 25		
S41a / S41ae / S42	1450/57.09"	890/35.04"	588-23.15"	608-23.94"	640-25.20"
S62 / S62ae	1852/72.91"	1292/50.87"	588-23.15"	608-23.94"	640-25.20"
S86	2254/88.74"	1694/66.69"	588-23.15"	608-23.94"	640-25.20"
S110	2654/104.49"	2094/82.44"	588-23.15"	608-23.94"	640-25.20"



PLATE HEAT EXCHANGER GROUP:

S41a/S41ae/S42 /S62 /S62ae / S86 / S110 - IS

DWG. FILE NO.:	DRAWN:	DATE:	REV. NR.:
S41a-S42-S62-S86-S110-IS-PN6-10-16-25	LGK	22.04.08	1

Anexo C.8 : Catálogo de cañerías de HDPE



Tubería HDPE

PE 100

Las Tuberías Lisas de HDPE se fabrican con resinas de alta calidad y confiabilidad de acuerdo a las más estrictas normas internacionales ISO 4427 y DIN 8074.

Este producto termofusionable ofrece una solución a los problemas tradicionales de conducción, garantizando una larga vida útil y minimizando costos de mantención en sus diferentes aplicaciones como: conducción de fluidos (líquido o gas), relaves y soluciones de lixiviación; en emisarios marinos, obras sanitarias, sistemas de riego, entre otros.

Actualmente POLYTEX fabrica tuberías hasta 630 mm de diámetro.

Tuberías de Polietileno PE 100, según norma ISO 4427

Diámetro		PN6		PN8		PN10		PN12,5		PN16		PN20	
externo mm	Pulg	Espesor mm	Peso Kg/m	Espesor mm	Peso Kg/m	Espesor mm	Peso Kg/m	Espesor mm	Peso Kg/m	Espesor mm	Peso Kg/m	Espesor mm	Peso Kg/m
20	1/2	2,3	0,14	2,3	0,14	2,3	0,14	2,3	0,14	2,3	0,14	2,3	0,14
25	3/4	2,3	0,17	2,3	0,17	2,3	0,17	2,3	0,17	2,3	0,17	2,8	0,20
32	1	2,3	0,23	2,3	0,23	2,3	0,23	2,4	0,24	3,0	0,28	3,6	0,33
40	1 1/4	2,3	0,29	2,3	0,29	2,4	0,30	3,0	0,36	3,7	0,44	4,5	0,52
50	1 1/2	2,3	0,37	2,4	0,38	3,0	0,46	3,7	0,56	4,6	0,68	5,6	0,81
63	2	2,3	0,47	3,0	0,59	3,8	0,73	4,7	0,90	5,8	1,08	7,1	1,28
75	2 1/2	2,8	0,67	3,6	0,84	4,5	1,03	5,6	1,26	6,8	1,51	8,4	1,81
90	3	3,3	0,94	4,3	1,20	5,4	1,49	6,7	1,82	8,2	2,18	10,1	2,62
110	4	4,0	1,38	5,3	1,80	6,6	2,21	8,1	2,69	10,0	3,23	12,3	3,89
125	5	4,6	1,80	6,0	2,32	7,4	2,84	9,2	3,45	11,4	4,20	14,0	5,02
140	5 1/2	5,1	2,24	6,7	2,92	8,3	3,55	10,3	4,34	12,7	5,25	15,7	6,31
160	6	5,8	2,91	7,7	3,82	9,5	4,65	11,8	5,67	14,6	6,87	17,9	8,36
180	7	6,6	3,72	8,6	4,79	10,7	5,90	13,3	7,18	16,4	8,84	20,1	10,58
200	8	7,3	4,57	9,6	5,95	11,9	7,26	14,7	8,85	18,2	10,91	22,4	13,08
225	9	8,2	5,80	10,8	7,53	13,4	9,22	16,6	11,44	20,5	13,81	25,2	16,57
250	10	9,1	7,13	11,9	9,20	14,8	11,31	18,4	14,07	22,7	17,02	27,9	20,38
280	11	10,2	8,97	13,4	11,63	16,6	14,48	20,6	17,67	25,4	21,32	31,3	25,62
315	12	11,4	11,28	15,0	14,63	18,7	18,34	23,2	22,38	28,6	27,03	35,2	32,42
355	14	12,9	14,37	16,9	18,91	21,1	23,33	26,1	28,38	32,2	34,29	39,7	41,20
400	16	14,5	18,17	19,1	24,12	23,7	29,52	29,4	35,99	36,3	43,55	44,7	52,27
450	18	16,3	23,44	21,5	30,50	26,7	37,42	33,1	45,63	40,9	55,19	50,3	66,17
500	20	18,1	28,95	23,9	37,68	29,7	46,24	36,8	56,34	45,4	68,08	55,8	81,64
560	22	20,3	36,33	26,7	47,19	33,2	57,90	41,2	70,66	50,8	85,34	-	-
630	24	22,8	45,92	30,0	59,61	37,4	73,35	46,2	89,18	57,2	108,12	-	-

Tuberías que se pueden suministrar en rollos.



ISO 9001 - ISO 14001 - OHSAS 18001



Planta Santiago: Panamericana Norte 21000 Colina • Teléfono: [56 - 2] 677 10 00, Fax: [56 - 2] 677 10 81 • E-mail: santiago@polytex.cl • Santiago - Chile

Planta Iquique: Santa Rosa de Huara 29 Barrio Industrial • Teléfono: [56 - 57] 362600, Fax: [56 - 57] 422823 • E-mail: iquique@iqpolytex.cl • Iquique - Chile

Planta Perú: Calle D Manzana A Lote 17 - Las Praderas de Lurin • Teléfono: [51 - 1] 6169393, • www.polytex.cl • Lima - Perú

Anexo C.9 : Catálogo comercial de cañerías de HDPE



HDPE

Tubería PE 100

CUMPLE NORMA ISO 4427
PRODUCTO CERTIFICADO POR CESMEC

SDR 41 PN 4			
Diám. Nominal mm	Diám. Nominal equiv. a pulg.	Código	Precio USD / m
50 T	1 ½		1,85
63 T	2		2,35
75 T	2 ½		2,80
90 T	3	587.213.090-4	3,40
110 T	4	587.214.110-4	4,80
125 T	5		6,25
140 T	5 ½		7,85
160 T	6	587.211.204-0	10,15
180 T	6		12,60
200 T	8		15,60
225 T	8		19,75
250 T	10		24,65
280 T	10		30,75
315 T	12	587.211.205-9	38,55
355 T	14	587.211.356-4	49,15
400 T	16	587.211.401-4	62,20
450 T	18	587.212.450-4	78,60
500 T	20	587.215.500-4	97,60
560 T	22		121,70
630 T	24	587.216.630-4	154,10
710 T	28	587.217.710-4	199,70
800 T	32		253,90
900 T	36		320,10
1000 T	40		396,15
1200 T	48		570,60

SDR 27,6 PN 6			
Diám. Nominal mm	Diám. Nominal equiv. a pulg.	Código	Precio USD / m
50 T	1 ½	587.211.050-1	1,85
63 T	2	587.211.063-3	2,60
75 T	2 ½	587.211.075-7	3,43
90 T	3	587.211.090-0	4,96
110 T	4	587.211.110-9	7,26
125 T	5	587.211.125-7	9,43
140 T	5 ½	587.211.140-0	11,88
160 T	6	587.211.160-5	15,55
180 T	6	587.211.180-0	19,46
200 T	8	587.211.200-8	24,08
225 T	8	587.211.225-3	30,21
250 T	10	587.211.250-4	37,55
280 T	10	587.211.280-6	46,94
315 T	12	587.211.315-2	59,65
355 T	14	587.211.355-1	75,47
400 T	16	587.211.400-0	95,49
450 T	18	587.211.450-7	123,32
500 T	20	587.211.500-7	152,24
560 T	22	587.211.560-0	190,81
630 T	24	587.211.630-5	242,05
710 T	28	587.210.710-0	307,77
800 T	32	587.210.800-0	390,29
900 T	36	587.210.900-7	493,26
1000 T	40	587.211.000-5	608,96
1200 T	48	587.211.201-6	877,43

- 1.- R: Rollo/ T:Tira.
- 2.- Tiras se entregan en largo estándar de 12 m.
- 3.- Tubería suministrada en rollos entre 16 y 63 mm se entregan en largo estándar de 100 m.
- 4.- Tubería suministrada en rollos entre 75 y 110 mm se entregan en largo estándar de 50 m.
- 5.- SDR: Relación Dimensional Estándar (cuociente entre el diámetro y espesor de la tubería).

Anexo C.10 : Cotización bombas centrífugas EBARA

Bombas Holzapfel

José M. Infante 1737 - Providencia - Santiago - Chile
Fono - 056- 02- 2040900 - Fax - 056- 02- 2043500
E-mail: ventas@holzapfel.cl

MENSAJE - 6608

FECHA : 27 DE NOVIEMBRE 2012
PARA : INNOVATEC LTDA.-
DE : BOMBAS HOLZAPFEL
EMAIL : manrojas@ug.uchile.cl
PRESENTE

ATT. SR.MANUEL ROJAS.

ESTIMADOS SEÑORES:

Por intermedio de la presente tenemos el agrado de cotizar lo siguiente :

* MOTOBOMBA CENTRIFUGA EN FIERRO FUNDIDO MARCA
EBARA MODELO CMB-200/ T DE 2.0 HP, 380 VOLT DE 2"X 1 1/4"
2900 RPM.

V A L O R.....\$ 222.000 .- + I.V.A.- C/U

* MOTOBOMBA CENTRIFUGA EN FIERRO FUNDIDO MARCA
EBARA MODELO CMB-300/ T DE 3.0 HP, 380 VOLT DE 2"X 1 1/4"
2900 RPM.

V A L O R.....\$ 261.000 .- + I.V.A.- C/U

DESCUENTO : - 15%.

CONDICIONES DE PAGO : DOCUMENTADO

PLAZO DE ENTREGA : **INMEDIATO , SALVO VENTA PREVIA.**

Sin otro particular y esperando una favorable acogida le saluda atte.a uds

MARCO HENRIQUEZ C
DEPTO DE VENTAS

Bombas Holzapfel

José M. Infante 1737 - Providencia - Santiago - Chile
Fono - 056- 02- 2040900 - Fax - 056- 02- 2043500
E-mail: ventas@holzapfel.cl

MENSAJE - 6594

FECHA : 23 DE NOVIEMBRE 2012
PARA : INNOVATEC LTDA.-
DE : BOMBAS HOLZAPFEL
EMAIL : manrojas@ug.uchile.cl
PRESENTE

ATT. SR.MANUEL ROJAS.

ESTIMADOS SEÑORES:

Por intermedio de la presente tenemos el agrado de cotizar lo siguiente :

* MOTOBOMBA CENTRIFUGA EN ACERO **INOX.316** MARCA
EBARA NORMALIZADA MODELO 3LM80 -160 /15 DE 20 HP,
380 VOLT 2900 RPM .DE 4" X 3" .

V A L O R.....\$ 3.155.000 .- + I.V.A.- C/U

DESCUENTO : - 15%.

CONDICIONES DE PAGO : DOCUMENTADO

PLAZO DE ENTREGA : **INMEDIATO , SALVO VENTA PREVIA.**

Sin otro particular y esperando una favorable acogida le saluda atte.a uds

MARCO HENRIQUEZ C
DEPTO DE VENTAS

Anexo C.11 : Cotización aceite térmico Thermia oil B



N° 060520110910

Santiago, 06 de Mayo de 2011

Señores
INNOVATEC CHILE
CESAR MUÑOZ
7845220
cesarmunoz@innovatecchile.cl



De acuerdo a lo solicitado, tengo el agrado de hacerle llegar la siguiente cotización de nuestros productos.

Cotización

Cantidad	U de Medida	Descripción	Precio Unitario	Precio Total
1	TB 209	<i>SHELL THERMIA OIL B Fluído para transferencia de calor. Aplicación Industrial, Plantas Químicas. Clasificado como ISO 6743-12 Familia Q, Cumple con: DIN 51522- SAP 41473</i>	\$ 255.081	\$ 255.081

En caso de requerir un servicio, materiales o visitas adicionales a lo considerado, estas tendrán un costo el que será informado previamente.

Condiciones Generales

Condiciones de pago	CH/ CONTRAENTREGA
Valores	Netos más IVA
Plazo de entrega	24 horas.
Lugar de entrega	En sus bodegas
Validez del presupuesto	10 días

Sin otro particular, quedo a sus órdenes por cualquier consulta que estime realizarnos
Se despide atentamente

Atte.
Eduardo Pizarro F.
LUBRICANTES SHELL
PRODALAM S.A.
Fono: (56) (2) 6851000 Fax: (56) (2) 6851050
Movil: (09) 79991140



www.prodalam.cl
www.shell.cl/lubematch

Si acepta la cotización envíe orden de compra o correo aceptando a:
eduardopizarro@prodalam.cl

Razón Social: Prodalam S.A. - Rut: 93.772.000-9 - Fono: 685 1000 - Dirección: Alberto Pepper # 1610 Renca

Anexo D : Planos de diseño de SSTH propuestos

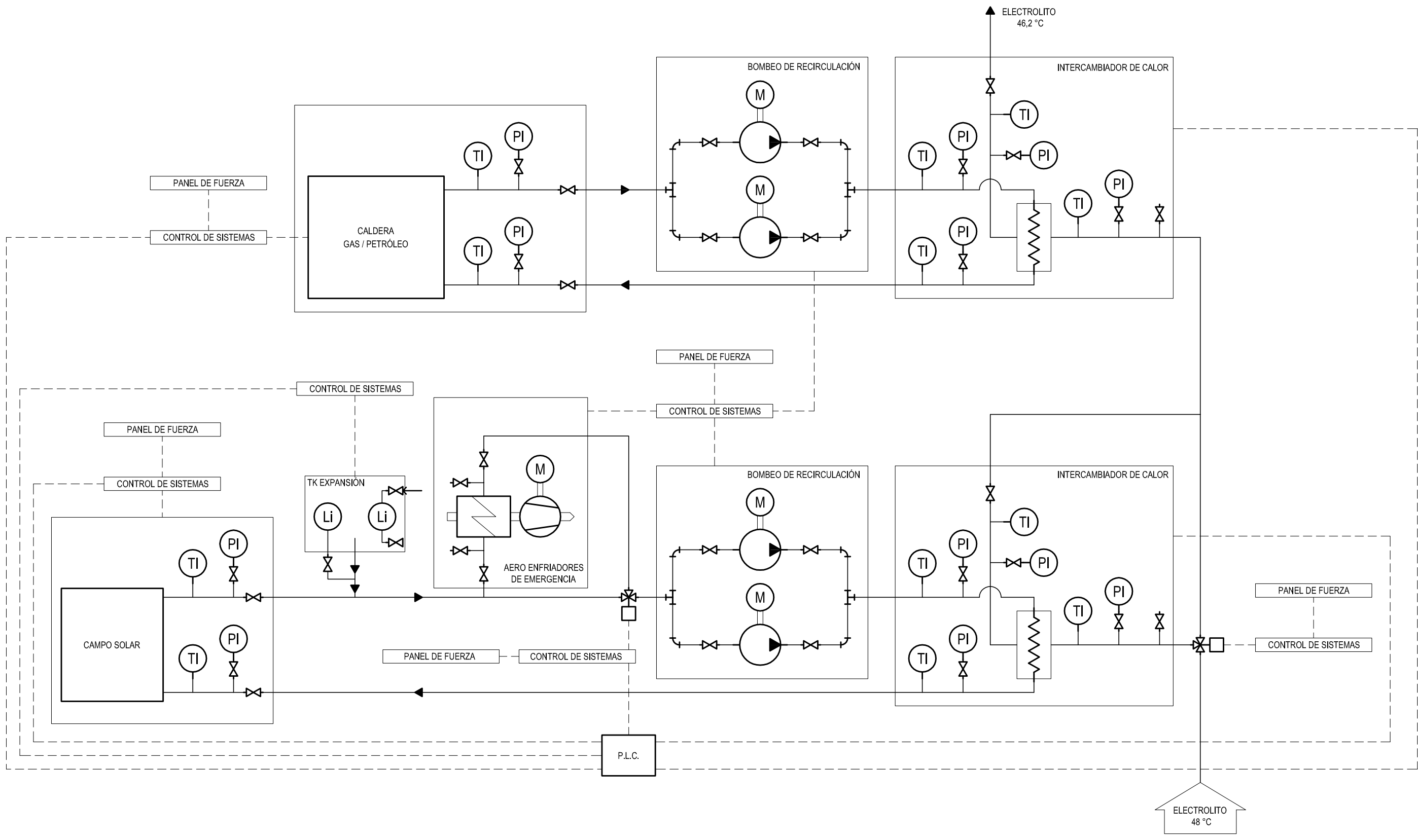
Los siguientes anexos son parte del diseño de los SSTH para la evaluación técnico económica.

Los planos consisten en diagramas P&ID para un: SSTH básico, SSTH con SAT, SSTH con BCG y SSTH con SAT y BCG. Planos de emplazamiento para plantas, de cada una de las tecnologías, factibles técnicamente y económicamente.

Se generan planos para una planta de colectores planos, parabólicos y Lineal Fresnel con almacenamiento térmico y para un SSTH con un campo de helióstatos, almacenamiento térmico y un sistema de bomba de calor geotérmica.

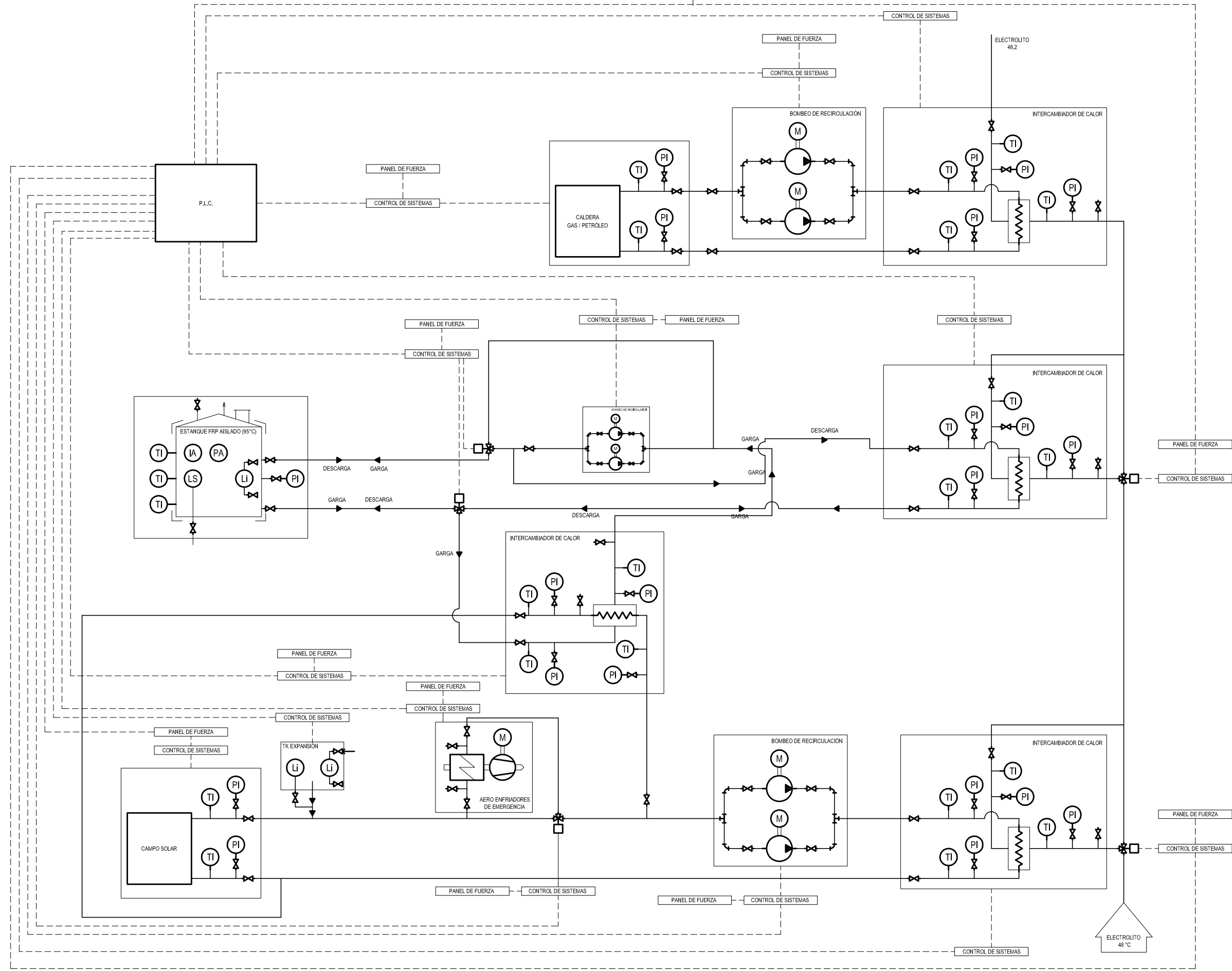
Los planos cuentan con vistas adicionales de los campos solares y del intercambiador geotérmico.



Anexo D.1 : Diagrama P&ID de un SSTH básico



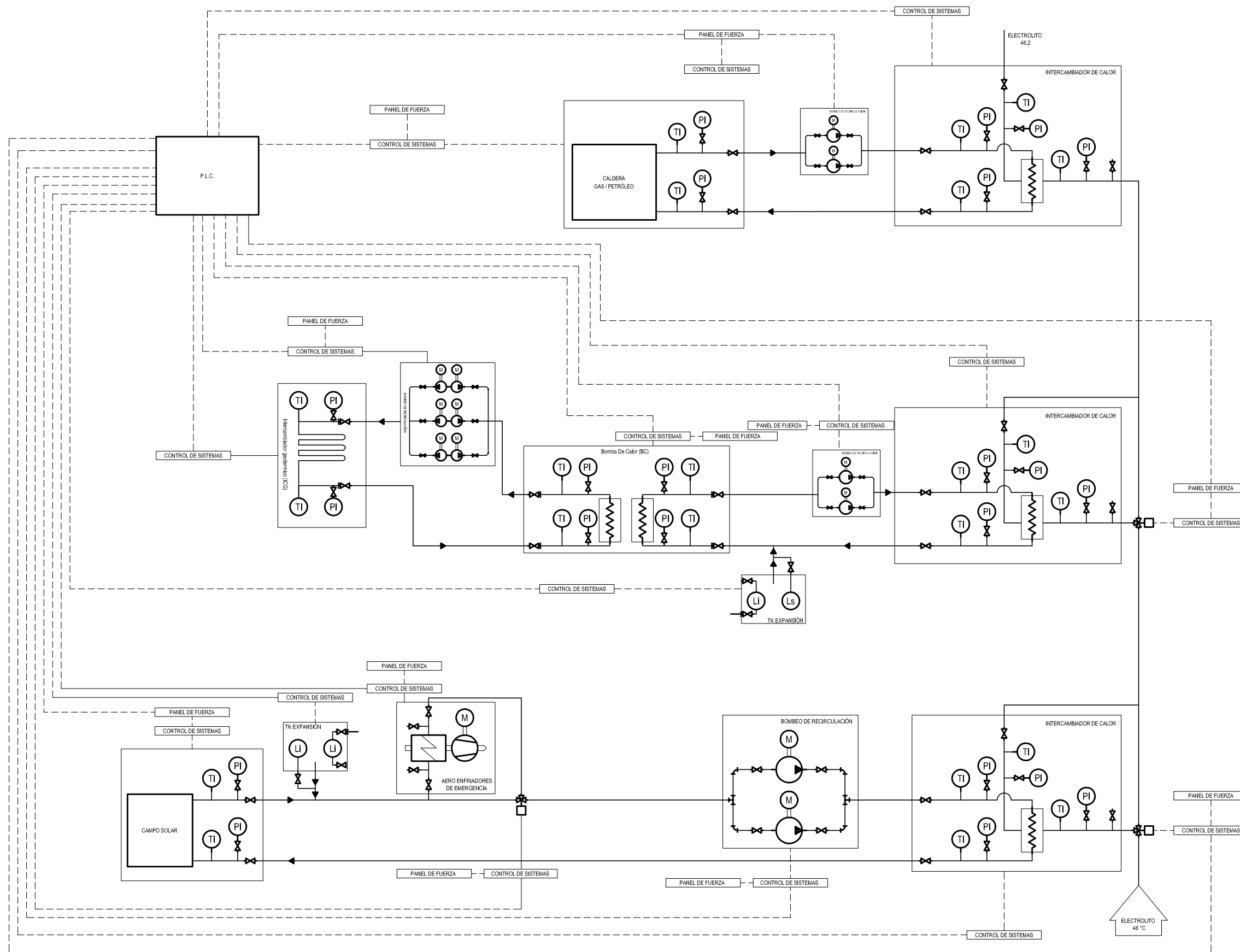
 UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA		PROYECTO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2MWt	
 Innovatec <small>Innovatec: S.p.A. Ltda. Paseo Bulnes 139 of. 51, Stgo. Fono: (56 - 2) 784-5200 www.innovatec.cl</small>		DESCRIPCIÓN: Sistema solar térmico híbrido base (SSTH) Diagrama de procesos e instrumentación P&ID	
PROYECTO MR / LN DIBUJO JG / DN REVISO MR / LN APROBO LN		ESCALA: Indicadas ARCHIVO: SSTH-AD-1.dwg PLANO N° SSTH-AD-1	
		LAMINA: 1 de 1 REV. 	
		FORMATO: A2	

Anexo D.2 : Diagrama P&ID de un STH con SAT



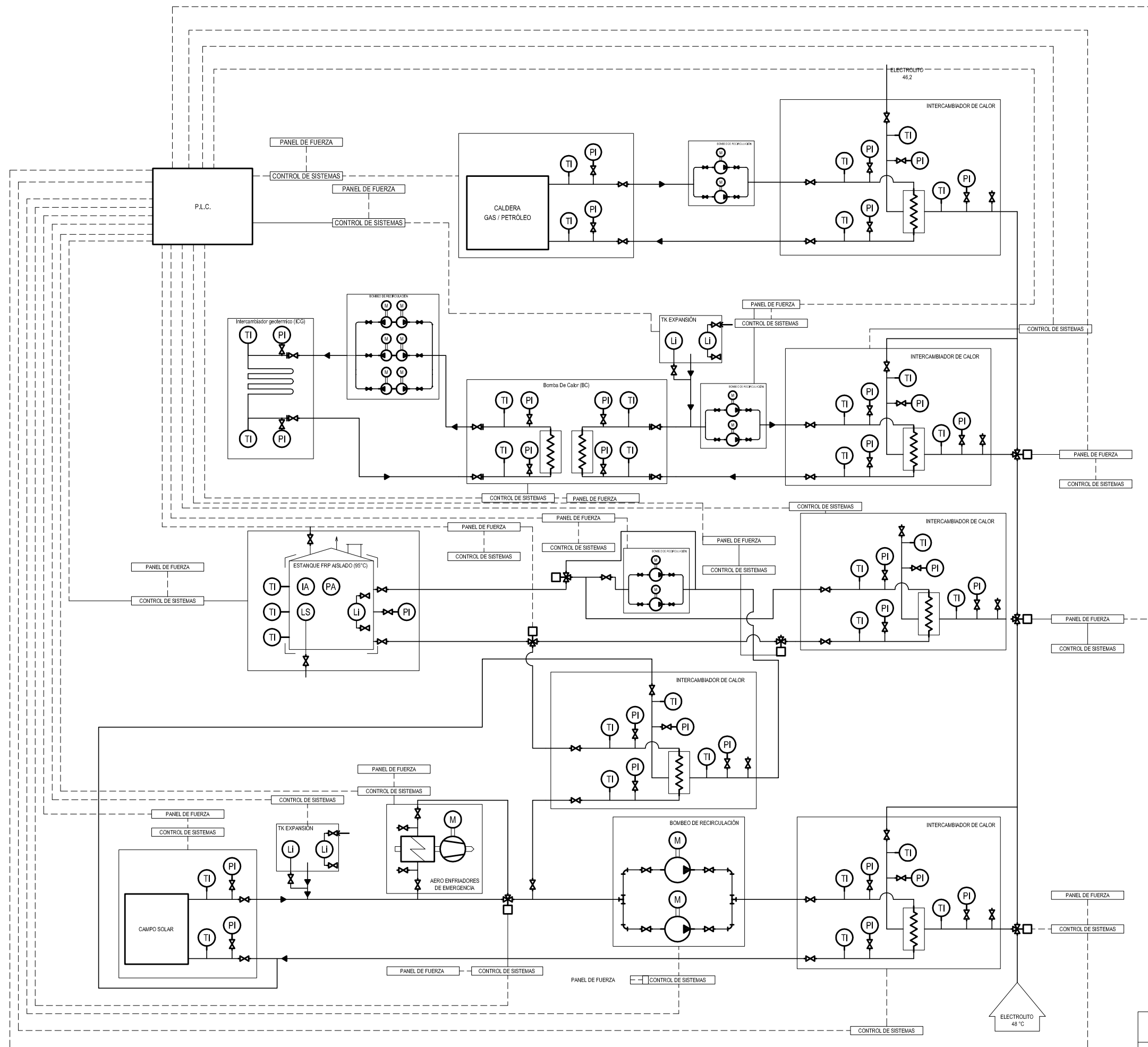
 UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA				PROYECTO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2MW.		
 Innovatec				DESCRIPCIÓN: SSTH con almacenamiento térmico (SAT) Diagrama de procesos e instrumentación P&ID		
PROYECTO	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESCALA:	ARCHIVO:	LAMINA:
DIBUJO	MR / LN		28/11/12	Indicadas	SSTH-AD-2.dwg	1 de 1
REVISO	JG / DN		28/11/12		PLANO N°	REV.
APROBO	MR / LN		28/11/12		SSTH-AD-2	
	LN		28/11/12	FORMATO: A0		



Anexo D.3 : Diagrama P&ID de un STH con BCG



 UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA				PROYECTO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL DE POTENCIAS MAYORES A 2MW			
 Innovatec				DESCRIPCIÓN: SSTH con bomba de calor geotérmica (BCG) Diagrama de procesos e instrumentación P&ID			
PROYECTO	MR / LN	FIRMA	FECHA	ESCALA:	ARCHIVO:	LAMINA:	
DIBUJO	JG / DN		28/11/12	Indicadas	SSTH-AD-3.dwg	1 de 1	
REVISO	MR / LN		28/11/12		PLANO N°	REV.	
APROBO	LN		28/11/12		SSTH-AD-3		
				FORMATO: A0			

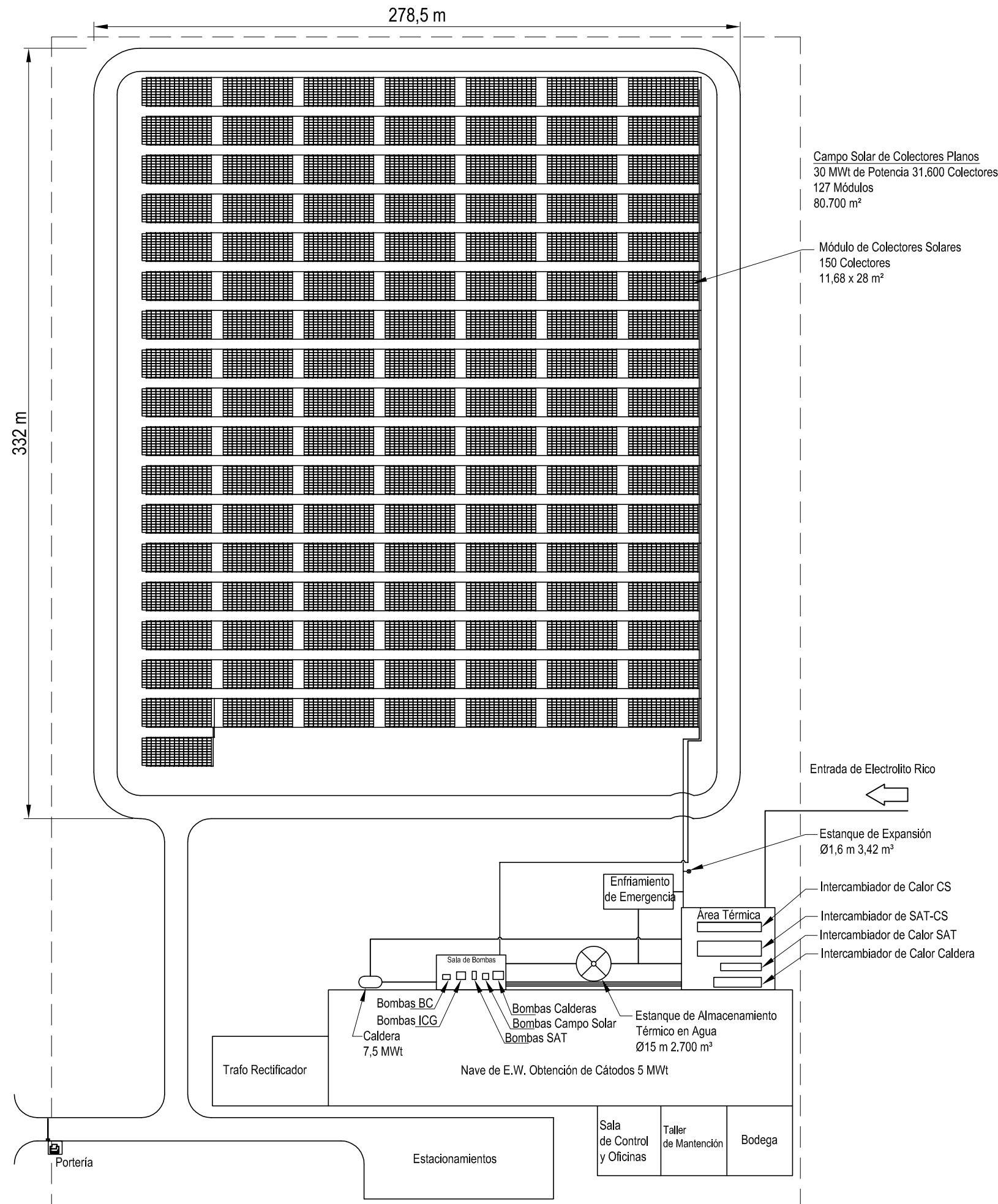
Anexo D.4 : Diagrama P&ID de un STH con SAT y BCG



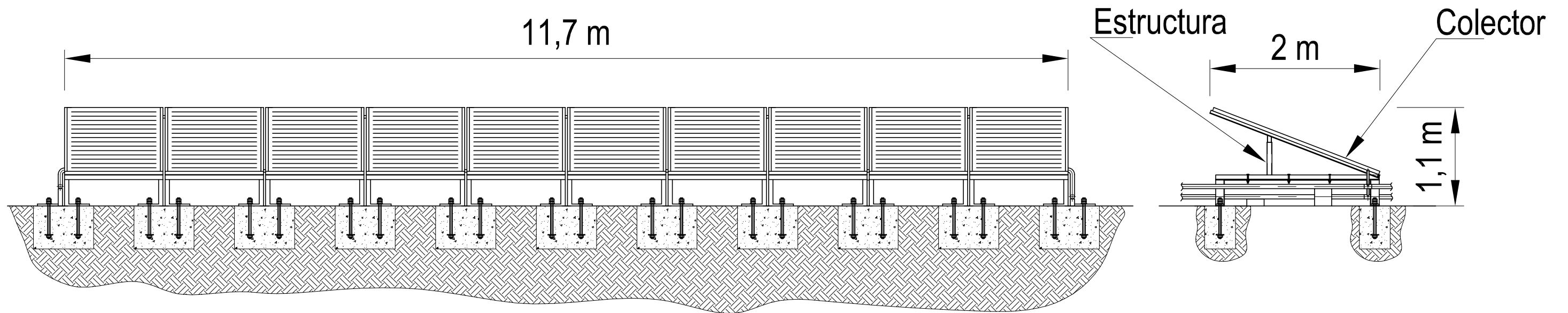
 UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA				PROYECTO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2MW		
 Innovatec				DESCRIPCIÓN: SSTH con SAT y BCG Diagrama de procesos e instrumentación P&ID		
PROYECTO	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESCALA:	ARCHIVO:	LAMINA:
DIBUJO	MR / LN		28/11/12	Indicadas	SSTH-AD-4.dwg	1 de 1
REVISO	JG / DN		28/11/12		PLANO N°	REV.
APROBO	MR / LN		28/11/12		SSTH-AD-4	
				FORMATO: A2		

Anexo D.5 : Emplazamiento SSTH con FPC y SAT de 5 MW_t

**EMPLAZAMIENTO PLANTA DE ELECTROOBTENCIÓN DE 5 MWt CON SISTEMA SOLAR TÉRMICO
DE COLECTORES PLANOS DE 30 MWt Y ALMACENAMIENTO TÉRMICO DE 2.700 m³**



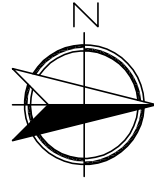
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA	PROYECTO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MWt				
	Innovatec: S.p.A. Paseo Bulnes 139 of. 51, Stgo. Fono: (56 - 2) 784 5200 www.innovatec.cl	DESCRIPCIÓN Emplazamiento SSTH con FPC y SAT de 5 MWt Planta EW de 5 MWt con FPC de 30 MWt y SAT de 2.700 m ³			
NOMBRE MR / LN	FIRMA	FECHA 15/03/13	ESCALA: Indicadas	ARCHIVO: SSTH-AD-5.dwg	LAMINA: 1 de 2
DIBUJO DN / GB		15/03/13		PLANO N° SSTH-AD-5	REV.
REVISO MR / LN		15/03/13			
APROBO LN		15/03/13			



 UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA	PROYECTO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MWt.					
	DESCRIPCION: Emplazamiento SSTH con FPC y SAT de 5 MWt Vista lateral Colector Plano (Tip.)					
 Innovatec <small>Innovatec: VNC Ltda. Paseo Bulnes 139 of. 51, 5to. Fonos: (56 - 2) 784 5200 www.innovatec.cl</small>	NOMBRE MR / LN	FIRMA	FECHA 15/03/13	ESCALA: Indicadas	ARCHIVO: SSTH-AD-5.dwg	LAMINA: 2 de 2
PROYECTO	DIBUJO	REVISO	APROBO		PLANO N° SSTH-AD-5	REV. 
				FORMATO: A2		

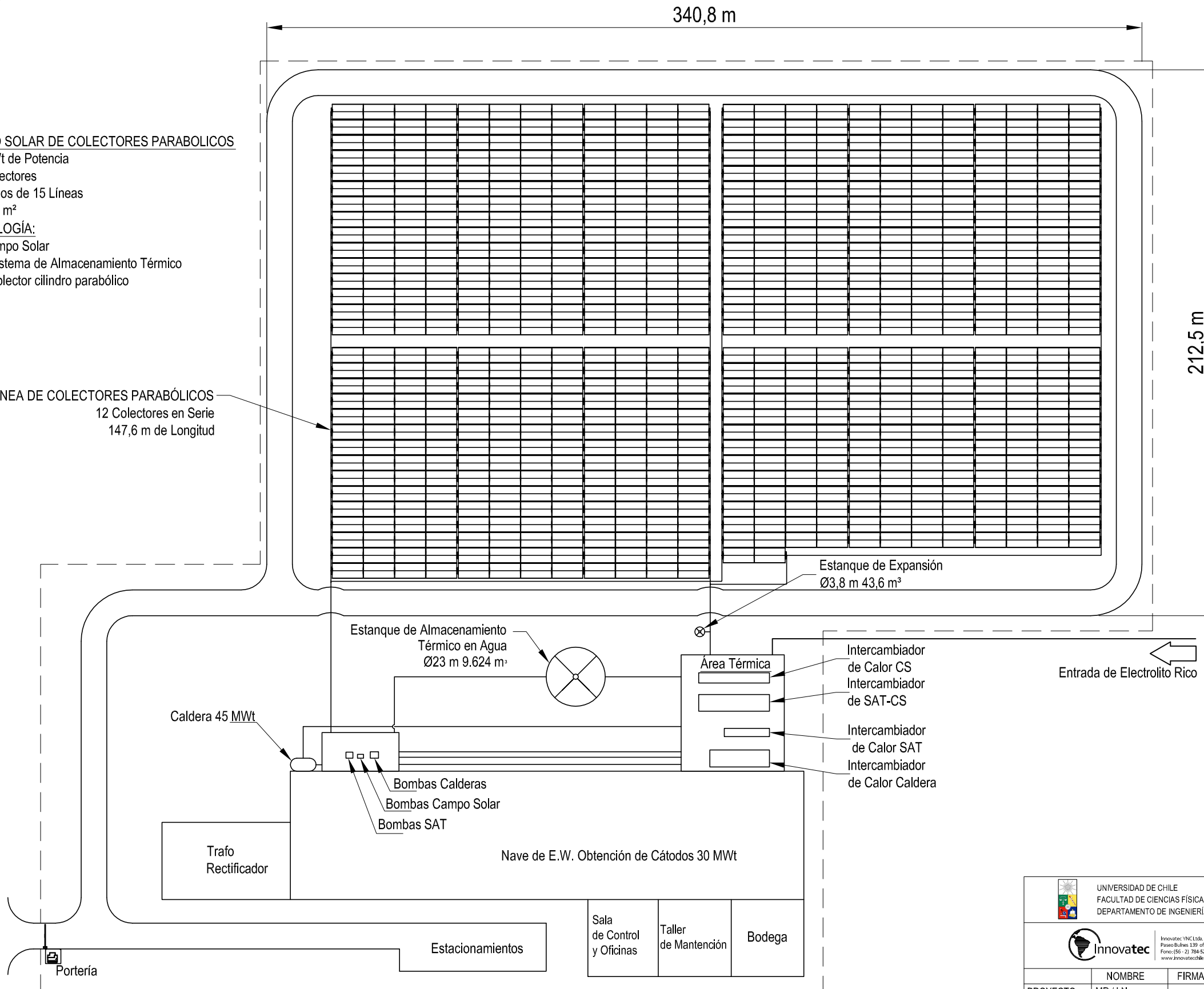
Anexo D.6 : Emplazamiento SSTH con PTC y SAT de 30 MW_t

EMPLAZAMIENTO PLANTA DE ELECTROOBTENCIÓN DE 30 MWt CON SISTEMA SOLAR TÉRMICO DE COLECTORES PARABÓLICOS Y ALMACENAMIENTO TÉRMICO

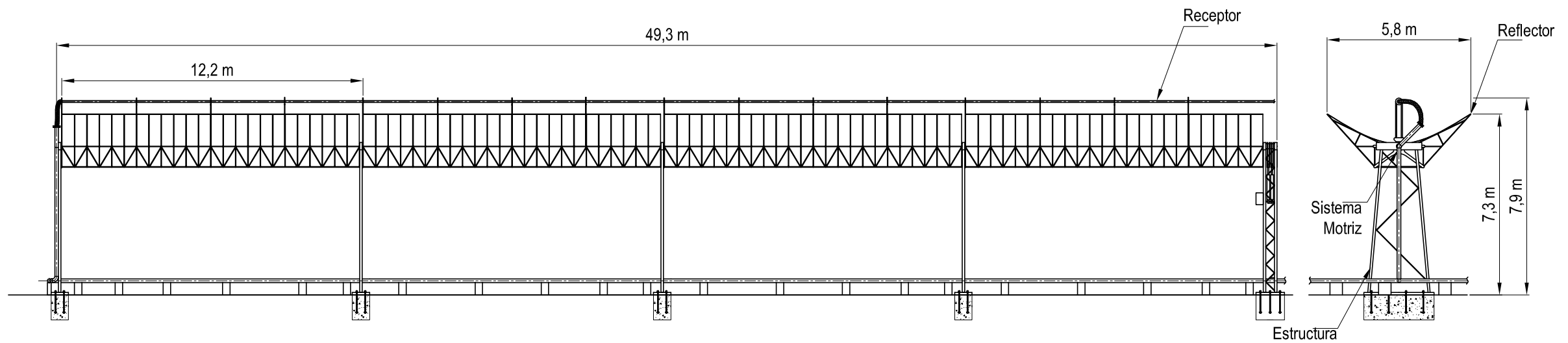


CAMPO SOLAR DE COLECTORES PARABOLICOS
 120 MWt de Potencia
 698 Colectores
 4 módulos de 15 Líneas
 103.090 m²
SIMBOLOGÍA:
 CS: Campo Solar
 SAT: Sistema de Almacenamiento Térmico
 PTC: Colector cilindro parabólico

LÍNEA DE COLECTORES PARABÓLICOS
 12 Colectores en Serie
 147,6 m de Longitud



UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA	PROYECTO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MWt		
	Innovatec <small>Innovatec: S.p.A. Ltda. Paseo Bulnes 139 of. 51, Stgo. Fono: (56 - 2) 784-5200 www.innovatec.cl</small>	DESCRIPCIÓN Emplazamiento de un SSTH con PTC y SAT de 30 MWt Planta solar PTC de 120 MWt y SAT de 9.624 m ²	
NOMBRE MR / LN	FIRMA	FECHA 15/03/13	ESCALA: Indicadas
DIBUJO MR / DN		15/03/13	ARCHIVO: SSTH-AD-6.dwg
REVISO MR / LN		15/03/13	
APROBO LN		15/03/13	LAMINA: 1 de 2
			REV.

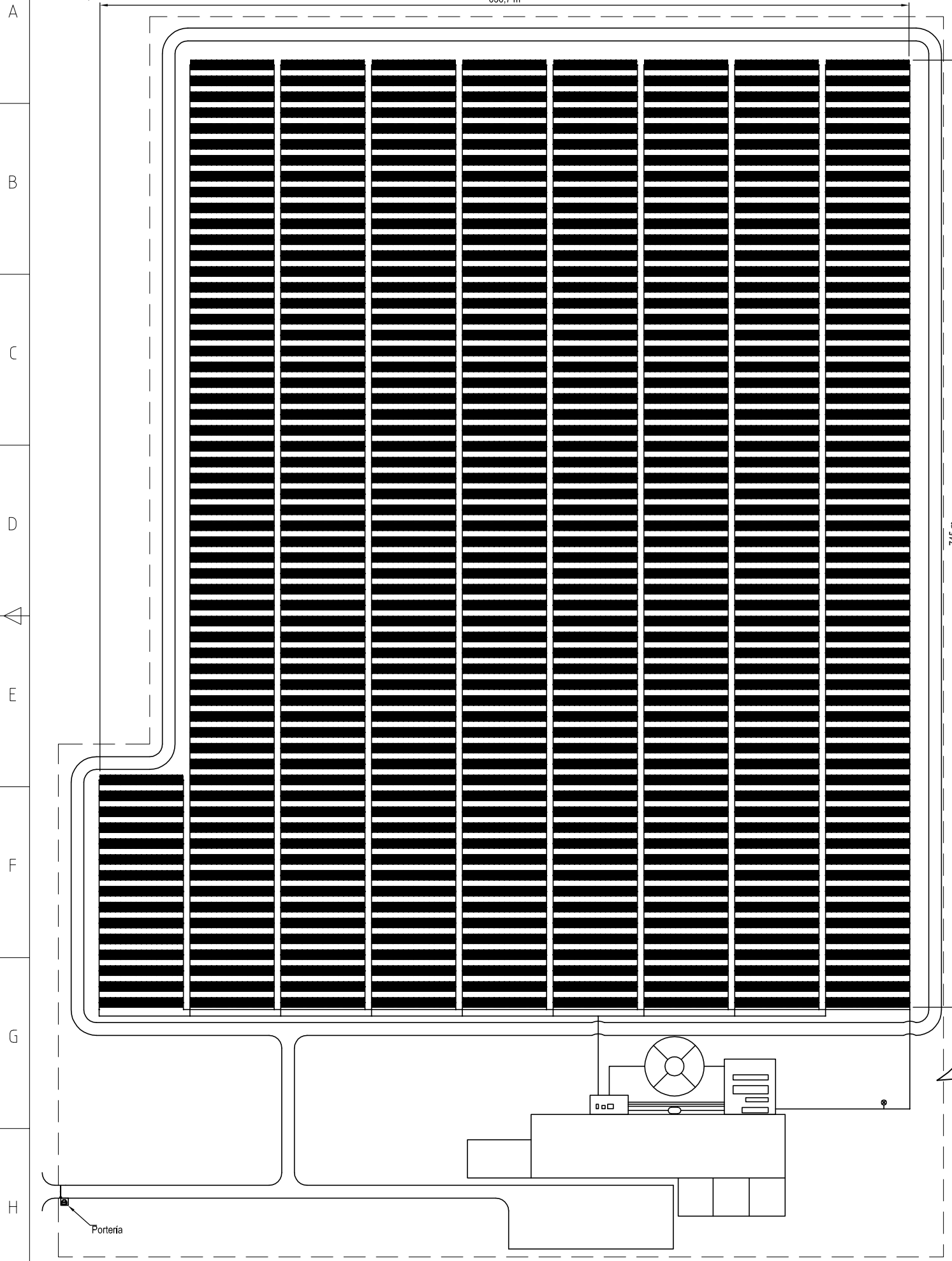


 UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA DE GRAN ESCALA	PROYECTO: ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MWt						
	DESCRIPCION Emplazamiento de un SSTH con PTC y SAT de 30 MWt Línea de concentradores PTC en serie y vista lateral						
 Innovatec YNC Ltda. Paseo Bulnes 139 of. 51, Stgo. Fonos: (56-2) 784-5220 www.innovatecchile.cl	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESCALA:	ARCHIVO:	LAMINA:	
	PROYECTO	MR / LN		15/03/13	Indicadas	SSTH-AD-6.dwg	2 de 2
	DIBUJO	MR / DN		15/03/13		PLANO N°	REV.
	REVISO	MR / LN		15/03/13		SSTH-AD-6	A
	APROBO	LN		15/03/13	FORMATO: A2		

Anexo D.7 : Emplazamiento SSTH con LFC y SAT de 30 MW_t

**EMPLAZAMIENTO PLANTA DE ELECTROOBTENCIÓN DE 30 MWt
CON SISTEMA SOLAR TÉRMICO DE COLECTORES LINEAL FRESNEL Y ALMACENAMIENTO TÉRMICO**

636,7 m



745 m

Estanque de Almacenamiento
Térmico en Agua
Ø23,32 m
10.196 m³

Entrada de Electrolito Rico
←

Bombas Campo Solar
Bombas SAT

Área Térmica

Intercambiador de Calor CS
Intercambiador de SAT-CS
Intercambiador de Calor SAT
Intercambiador de Calor Caldera

Bombas Calderas

Sala de Bombas

Caldera 4,5 MW

Estanque de Expansión
Ø4 m 54,86 m³

Trafo Rectificador

Nave de E.W. Obtención de Cátodos 30 MWt

Estacionamientos

Sala de Control y Oficinas

Taller de Mantenimiento

Bodega

Campo Solar de Colectores Líneal Fresnel

150 MWt De Potencia
7.686 Colectores
33 Módulos de 15 Líneas
437.200 m²

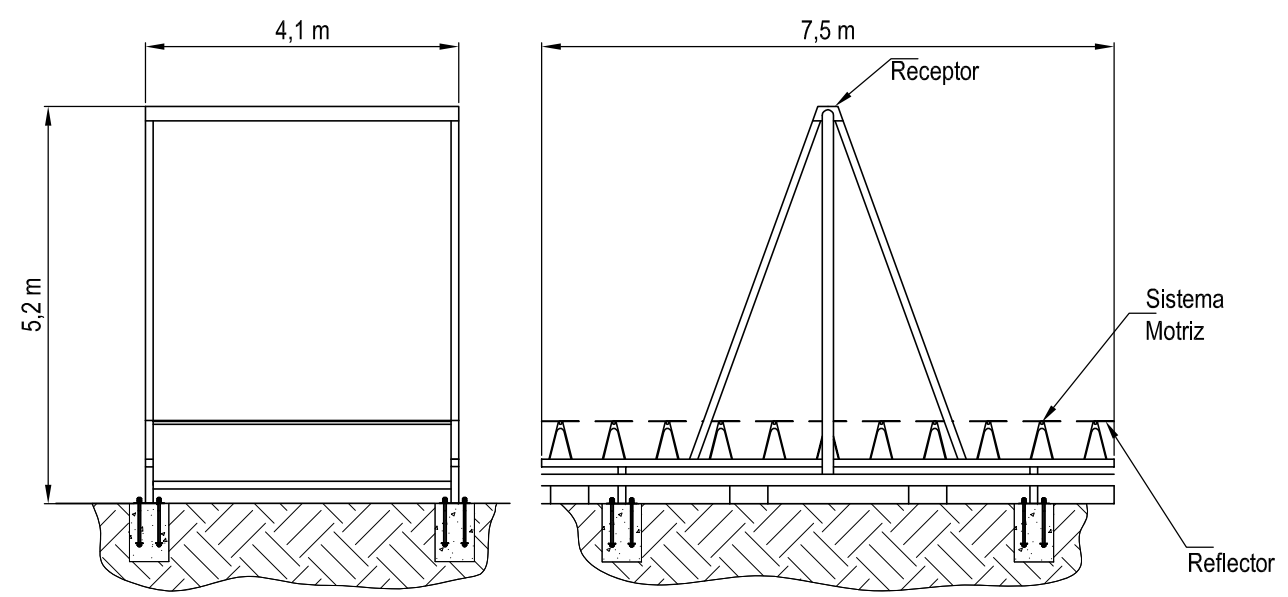
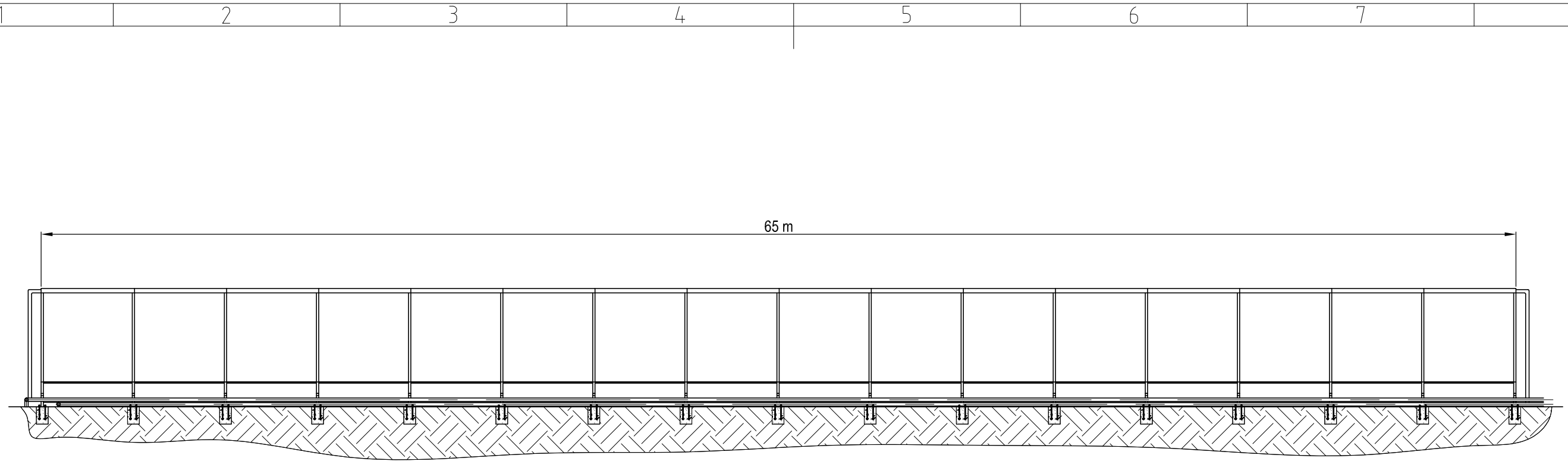
Módulo de Colectores Solares

240 colectores
175 x 67 m²

Simbología:

CS: Campo Solar
SAT: Sistema de Almacenamiento Térmico
LFC: Colector Líneal Fresnel

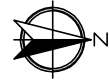
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA	PROYECTO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MWt.			
	Innovatec: YNC Ltda. Paseo Bulnes 139 of. 51, 5to. P. Fonos: (56 - 2) 784 5200 www.innovatec.cl	DESCRIPCIÓN Plano de Diseño Planta LFC 150 MWt Planta solar de 150 MWt con SAT de 10.196 m ³		
PROYECTO DIBUJO REVISO APROBO	NOMBRE MR / LN DN / GB MR / LN LN	FIRMA FECHA 15/03/13 15/03/13 15/03/13 15/03/13	ESCALA: Indicadas ARCHIVO: SSTH-AD-7 PLANO N° SSTH-AD-7 FORMATO: A2	LAMINA: 1 de 2 REV.



 UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA	PROYECTO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MWt					
	 Innovatec YNC Ltda. Paseo Bulnes 139 of. 51, Stgo. Fonos: (56-2) 784-5220 www.innovatecchile.cl	DESCRIPCION	Emplazamiento de un SSTH con SAT de 30 MWt			
		Línea de concentradores LFC en serie y vistas frontal y lateral				
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESCALA:	ARCHIVO:	LAMINA:
PROYECTO	MR / LN		15/03/13	Indicadas	SSTH-AD-7.dwg	2 de 2
DIBUJO	MR / GB		15/03/13		PLANO N°	REV.
REVISO	MR / LN		15/03/13		SSTH-AD-7	
APROBO	LN		15/03/13	FORMATO: A2		

Anexo D.8 : Emplazamiento SSTH con HFC, SAT y BCG de 30 MW_t

EMPLAZAMIENTO PLANTA DE ELECTROOBTENCIÓN DE 30 MWt CON SISTEMA SOLAR TÉRMICO DE COLECTORES CAMPO DE HELIÓSTATOS, ALMACENAMIENTO TÉRMICO Y BOMBA DE CALOR GEOTÉRMICA

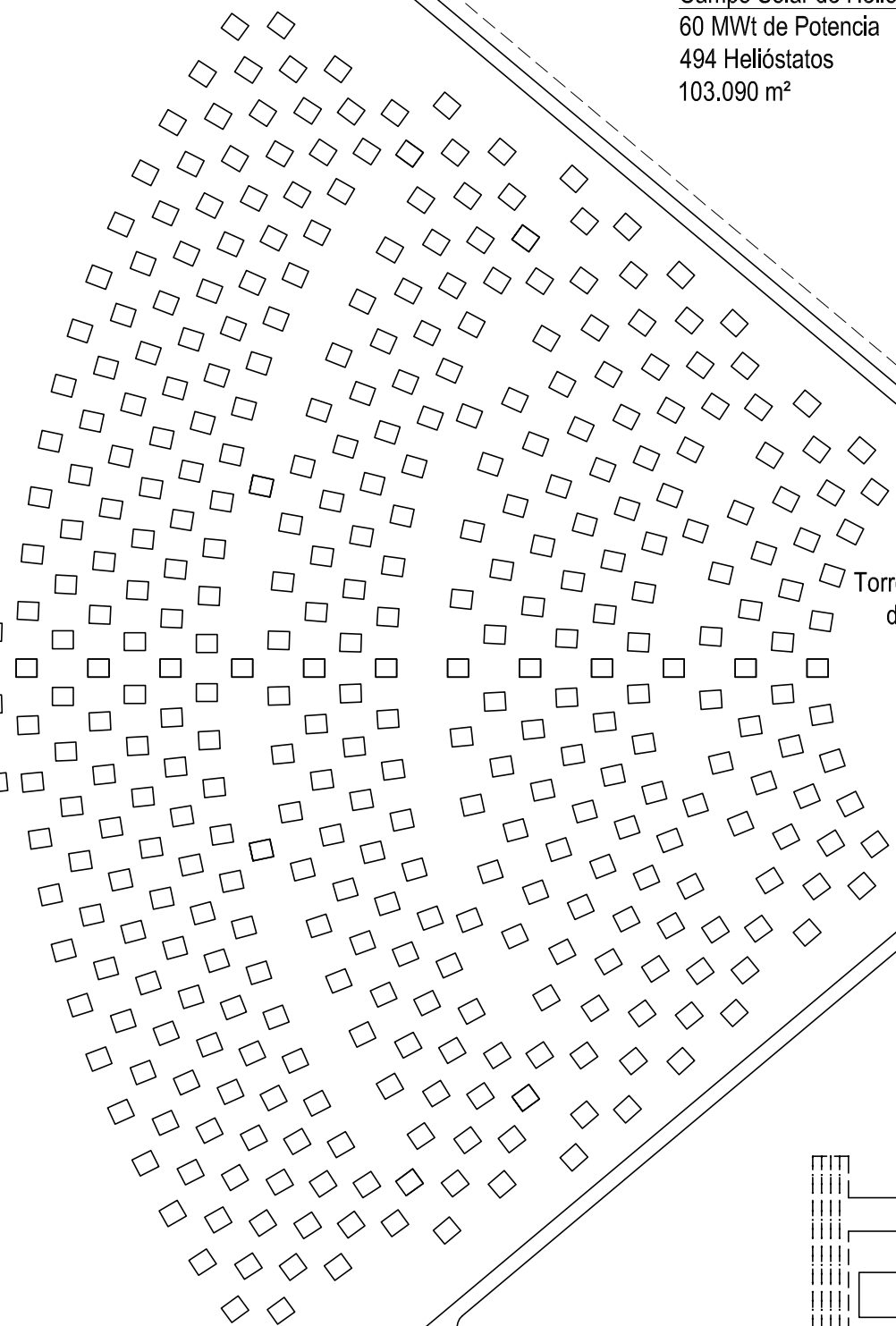


847,4 m

Campo Solar de Helióstatos
60 MWt de Potencia
494 Helióstatos
103.090 m²

Torre de Recepción de Radiación

923,4 m



Porteria

04 Líneas de Pozos
20 Pozos por línea

Intercambiador Geotérmico
800 kWt de Potencia
80 Pozos de 0,46 m de Diámetro
Sonda U de 8" y 100 m Profundidad
2.737 m²

Bomba de Calor 1 MWt

Caldera 7,5 MWt

Estanque de Expansión
Ø1,6 m
3,42 m³

Sala de Bombas

Bombas BC
Bombas ICG

Estanque de Almacenamiento Térmico en Agua
Ø15 m
2.770 m³

Trafo Rectificador

Nave de E.W. Obtención de Cátodos 30 MWt

Sala de Control y Oficinas

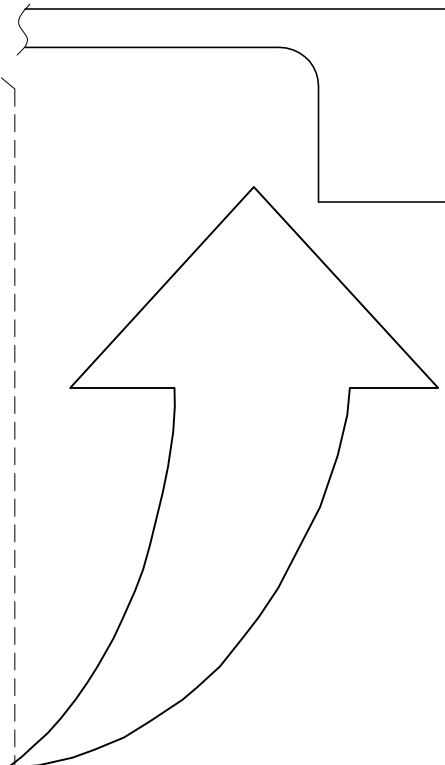
Taller de Mantenimiento

Bodega

Estacionamientos

Entrada de Electrolito Rico

Intercambiador de Calor CS
Intercambiador de SAT-CS
Intercambiador de Calor SAT
Intercambiador de Calor BCG
Intercambiador de Calor Caldera



SIMBOLOGÍA:

- CS: Campo Solar
- SAT: Sistema de Almacenamiento Térmico
- BC: Bomba de Calor
- ICG: Intercambiador Geotérmico
- BCG: Bomba de Calor Geotérmica
- ITFC: Campo de Helióstatos

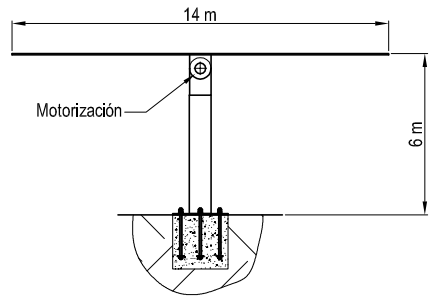
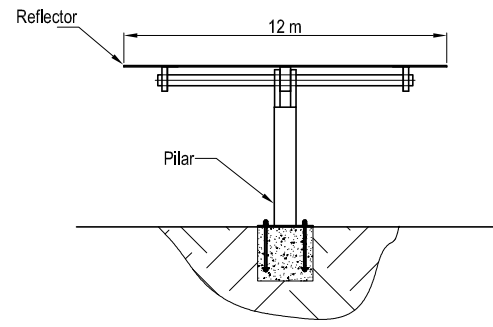
UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA				PROYECTO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE PRE-FACIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL DE POTENCIAS MAYORES A 2 MWt			
Innovatec				DESCRIPCIÓN: Emplazamiento de un SSTH con HFC, SAT y BCG de 30 MWt			
PROYECTO	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESCALA:	ARCHIVO:	LAMINA:	
DIBUJO	DN / GB		15/03/13	Indicadas	SSTH-AD-8.dwg	1 de 3	
REVISO	MR / LN		15/03/13		PLANO N°	REV.	
APROBO	LN		15/03/13	FORMATO: A2	SSTH-AD-8		

Helióstato

12 Paneles 12x14@48 L=528 m

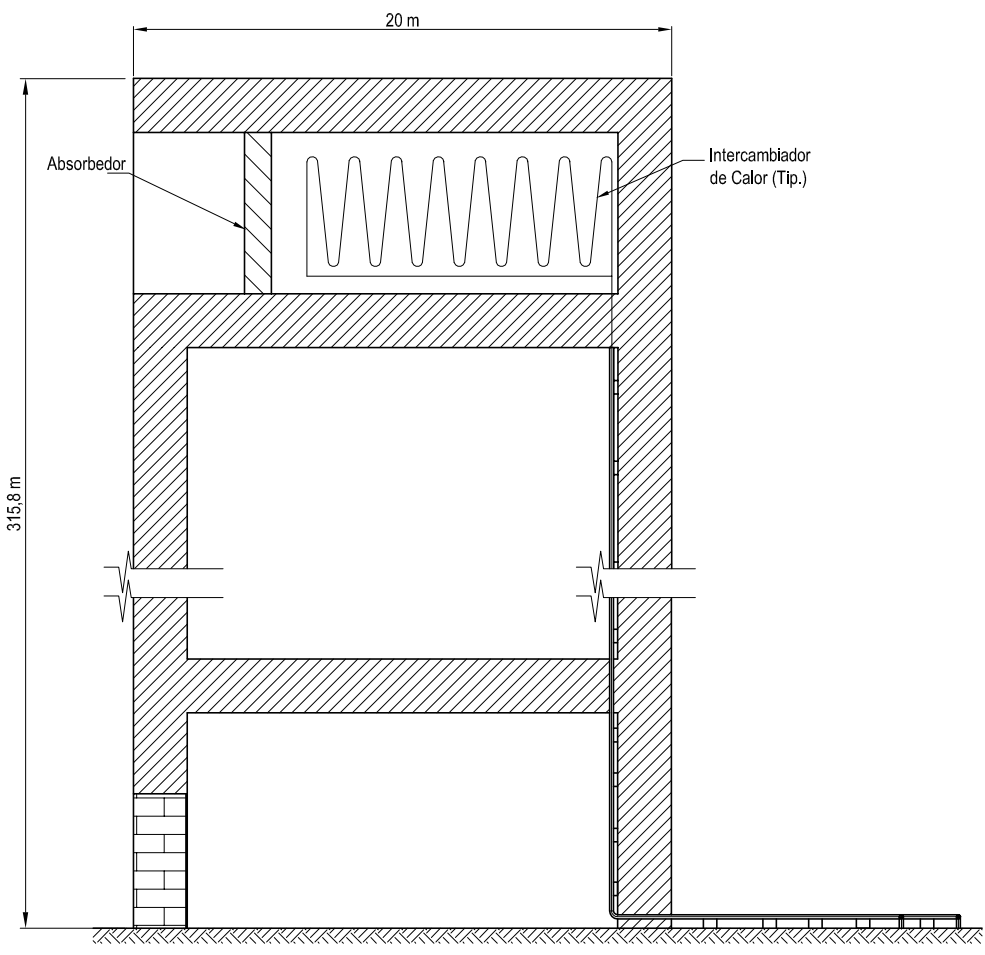
Torre de Recepción de Radiación

200 m



Helióstato

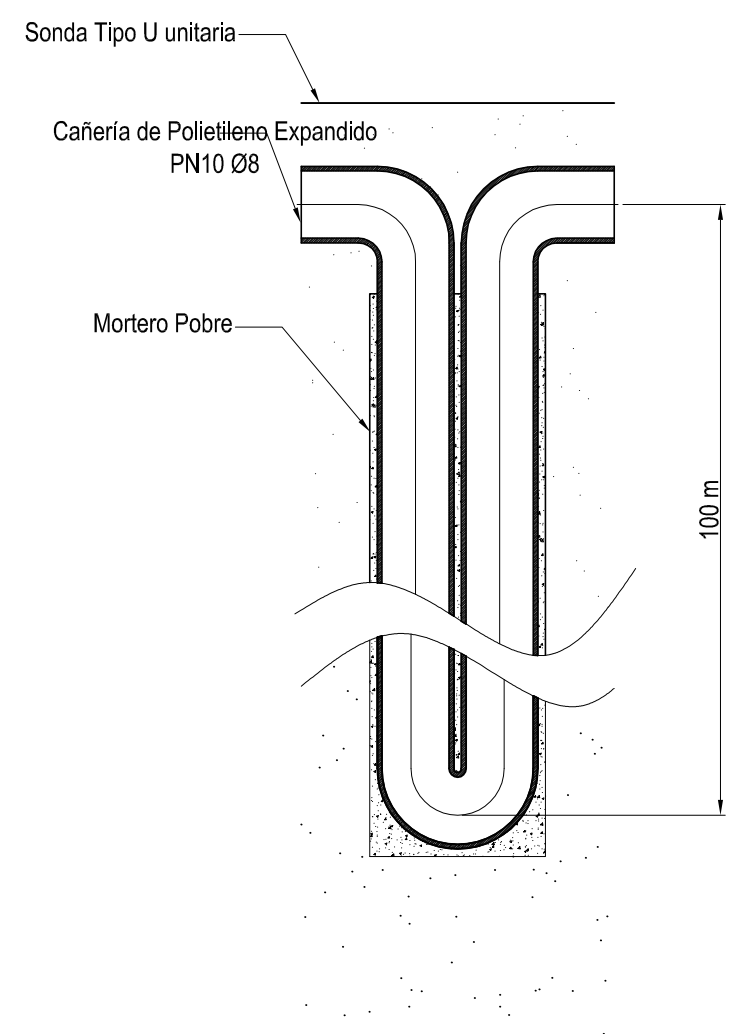
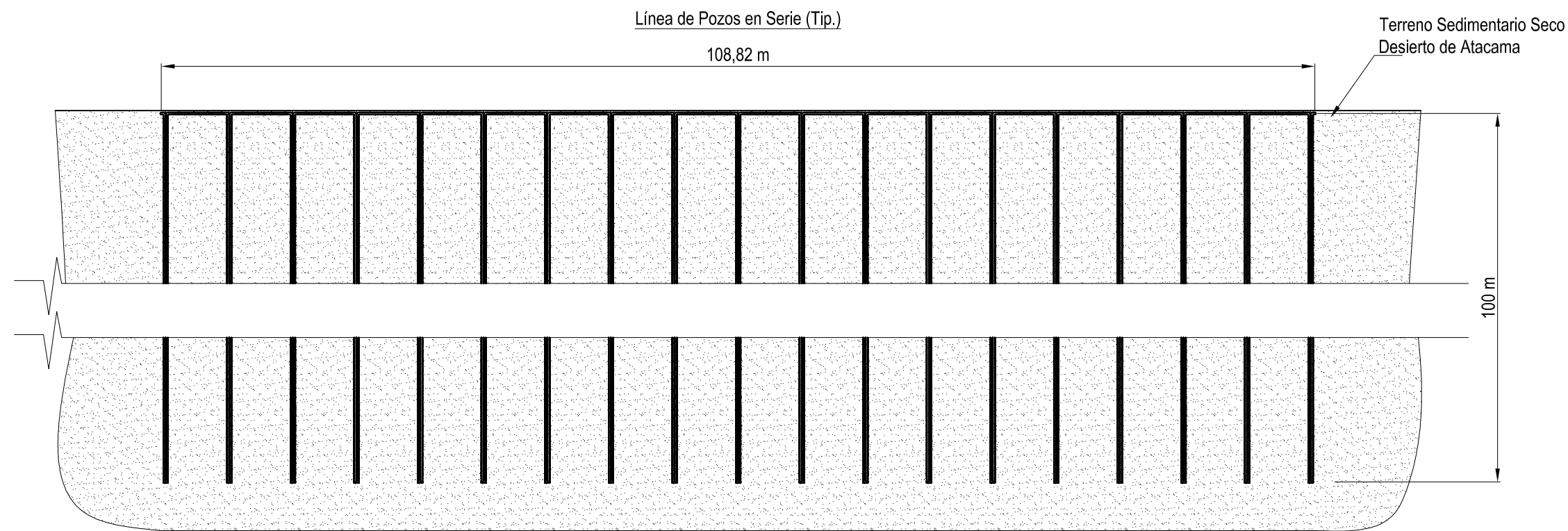
Cant.: 494 Unidades
Esc.: 10/1



Torre de Recepción de Radiación

Esc.: 10/1

UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA		PROYECTO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL DE POTENCIAS MAYORES A 2 MW				
Innovatec		DESCRIPCIÓN: Emplazamiento de un SSTH con HFC, SAT y BCG de 30 MWt Distribución Colectores Helióstatos & Torre de Recepción de Radiación				
PROYECTO	NOMBRE: MR / LN	FIRMA	FECHA: 15/03/13	ESCALA: Indicadas	ARCHIVO: SSTH-AD-8.dwg	LAMINA: 2 de 3
DIBUJO	DN / GB		15/03/13	PLANO N° SSTH-AD-8	REV.	
REVISO	MR / LN		15/03/13			
APROBO	LN		15/03/13	FORMATO: A2		



Sonda Tipo "U" Unitaria
Esc.: 1/20

 UNIVERSIDAD DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA			PROYECTO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE PRE FACTIBILIDAD DE SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS HÍBRIDOS DE GRAN ENVERGADURA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL, DE POTENCIAS MAYORES A 2 MWt			
 Innovatec YNC Ltda. Paseo Bulnes 139 of. 51, Stgo. Fonos: (56-2) 784-5220 www.innovatecchile.cl			DESCRIPCION	Emplazamiento de un SSTH con HFC, SAT y BCG		
				Vista en corte de una línea de pozos geotérmicos del ICG		
				Detalle pozo geotérmico		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESCALA:	ARCHIVO:	LAMINA:
PROYECTO	MR / LN		20/03/2013	Indicadas	SSRH-AD-8.dwg	3 de 3
DIBUJO	MR / DN		20/03/2013	 	PLANO N°	REV.
REVISO	MR / LN		20/03/2013			
APROBO	LN		20/03/2013	FORMATO: A3	SSTH-AD-8	

Anexo E : Estructura de costos de SSTH

Para la evaluación económica se diseña una estructura de costos general para cada una de las tecnologías, que permite determinar los costos de inversión y de operación los SSTH diseñados para distintas potencias.

La estructura de costos se diseña mediante los antecedentes recopilados en la base de datos de tecnologías, cotizaciones, el System Advisor Model y de acuerdo a la experiencia de ingenieros de proyectos.

Anexo E.1 : Costos de inversión (CAPEX)

Ítem de inversión	Sub ítem	Capacidad unitaria	Unidad	Costo unitario	Unidad	Capex de referencia	Unidad
Sistema solar térmico	FPC	2,10	m ²	\$ 435 USD/m ²		2784 USD/kW	
	PTC	207,70	m ²	\$ 540 USD/m ²		5215 USD/kW	
	LFC	22,00	m ²	\$ 450 USD/m ²		4340 USD/kW	
	HFC					4582 USD/kW	
	Heliostatos	160,00	m ²	\$ 360 USD/m ²			
	Torre			\$ 1.927.000 USD			
Sistema SAT	Receptor	32,40	m ²	\$ 226.887 USD/m ²			
	Estanque de almacenamiento para agua			\$ 523 USD/m ³		5 USD/kWh	
Sistema BCG	Bomba de calor Agua- Agua CIAT, HYDROCIAT LW -LWP R134A	1.000,00	kW	\$ 762 USD/kW		381 USD/kW	
	Intercambiador geotérmico					712,5 USD/kW	
	Cañería HDPE Ø 9" nominal	12,00	m	\$ 187 USD/ud			
	Sonda Ø 42 cm	10,53	kW	\$ 3.848 USD/kW			
Otros equipos	Intercambiador de calor de placas Sondex S42-IS10-TK-LIQUID			\$ 139,50 USD/Placa			
	Estanque de expansión			\$ 3.651 USD/m ³			
	Bomba centrífuga CMB 2.00 - M 1,5 [kW]	1,50	kW	\$ 444 USD/un			
	Bomba centrífuga EBARA 3LM - 80 160/18.5 18,5 [kW]	18,50	kW	\$ 6.310,00 USD/un			
Fluidos de trabajo	Shell Thermia B	0,21	m ³	\$ 510,16 USD/un			
	Glicol	0,20	m ³	\$ 440,98 USD/un			
Pipping	FPC	10%					
	PTC	10%					
	LFC	10%					
	HFC	5%					
	SAT	5%					
	BCG	10%					
Control	FPC	5%					
	PTC	10%					
	LFC	10%					
	HFC	8%					
	SAT	5%					
	BCG	10%					
Ingeniería básica	FPC	6%					
	PTC	8%					
	LFC	8%					
	HFC	8%					
	SAT	6%					
	BCG	8%					
Instalación	FPC	80%					
	PTC	85%					
	LFC	85%					
	HFC	85%					
	SAT	80%					
	BCG	80%					
Administración	FPC	6%					
	PTC	8%					
	LFC	8%					
	HFC	8%					
	SAT	6%					
	BCG	6%					

Anexo E.2 : Costos de operación (OPEX)

Costos de operación (OPEX)

Tecnología	Costos	Concepto	Fijo	Variable	Unidad	Valor	Unidad
General	Costos Fijos	Jefe de operaciones	1			\$ 10.000,00	USD/mes
	Costos Variables	Petróleo		0,16	m ³ /Barril	\$ 100,00	USD/Barril
		Energía Eléctrica					\$ 0,11
FPC	Costos Fijos	Personal	2	5	Personal/ha	\$ 2.000,00	USD/mes
	Costos Variables	Gastos operacionales	2%		%Inversión		
		Gastos mantención	2%		%Inversión		
		Repuestos	2%		%inversión		
		Herramientas	0,2%		%Inversión		
PTC	Costos Fijos	Personal	2	9	Personal/ha	\$ 2.000,00	USD/mes
	Costos Variables	Gastos operacionales	5%		%Inversión		
		Gastos mantención	5%		%Inversión		
		Repuestos	4%		%inversión		
		Herramientas	0,2%		%Inversión		
LFC	Costos Fijos	Personal	2	9	Personal/ha	\$ 2.000,00	USD/mes
	Costos Variables	Gastos operacionales	5%		%Inversión		
		Gastos mantención	5%		%Inversión		
		Repuestos	3%		%inversión		
		Herramientas	0,2%		%Inversión		
HFC	Costos Fijos	Personal	2	9	Personal/ha	\$ 2.000,00	USD/mes
	Costos Variables	Gastos operacionales	5%		%Inversión		
		Gastos mantención	3%		%Inversión		
		Repuestos	2%		%inversión		
		Herramientas	0,2%		%Inversión		
Caldera	Costos Fijos	Personal	2			\$ 2.000,00	USD/mes
	Costos Variables						
SAT	Costos Fijos	Personal	3			\$ 2.000,00	USD/mes
	Costos Variables	Gastos operacionales	5%		%Inversión		
		Gastos mantención	5%		%Inversión		
		Repuestos	1%		%inversión		
		Herramientas	0,2%		%Inversión		
BCG	Costos Fijos	Personal	2	1	Personal/BC	\$ 2.000,00	USD/mes
	Costos Variables	Gastos operacionales	5%		%Inversión		
		Gastos mantención	5%		%Inversión		
		Repuestos	1%		%inversión		
		Herramientas	0,2%		%Inversión		