



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

DISEÑO Y ANÁLISIS TÉCNICO- ECONÓMICO DE UNA CENTRAL SOLAR TERMOELÉCTRICA CON ALMACENAMIENTO TÉRMICO EN EL NORTE DE CHILE

TESIS PARA OPTAR AL GRADO DE MAGISTER EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA MENCIÓN
MECÁNICA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

EDUARDO ANDRÉS CHANDÍA ABUÍN

PROFESOR GUÍA:

ALFREDO MUÑOZ RAMOS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:

ROBERTO ROMÁN LATORRE

WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

CLAUDIA RAHMANN ZÚÑIGA

SANTIAGO DE CHILE

OCTUBRE 2012

RESUMEN DE LA TESIS PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO Y
MAGISTER EN CS. DE LA ING. MENCIÓN MECÁNICA
POR: EDUARDO ANDRÉS CHANDÍA ABUÍN
FECHA: 22/10/2012
PROF. GUÍA: SR. ALFREDO MUÑOZ RAMOS

“DISEÑO Y ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE UNA CENTRAL SOLAR TERMOELÉCTRICA CON ALMACENAMIENTO TÉRMICO EN EL NORTE DE CHILE”

La generación de energía eléctrica se está convirtiendo en un problema como consecuencia de la contaminación producida por las centrales termoeléctricas. Las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero (GEI) aumentan cada año debido a las crecientes necesidades energéticas de los países, lo cual contribuye al calentamiento global. Para disminuir estas emisiones es posible realizar programas de eficiencia energética en conjunto con el desarrollo de sistemas de generación eléctrica mediante fuentes de energías renovables no convencionales (ERNC). Chile, debido a sus características geográficas, tiene un enorme potencial para desarrollar ERNC en el corto plazo. Dentro de los lugares con mayor potencial se encuentra el norte de Chile, donde se tiene una de los mayores niveles de radiación solar en el mundo.

Este trabajo tiene como objetivo principal el dimensionamiento de una central solar termoeléctrica cilindro parabólico con sistema de almacenamiento térmico (SAT) para la generación de energía eléctrica en el norte de Chile. Junto con esto, se dimensiona la central con distintos tamaños de SAT, con lo que junto a un análisis económico se intenta obtener el tamaño de SAT óptimo que minimice el costo normalizado de generación eléctrica (LEC).

Para lograr el objetivo del estudio se genera una plataforma de simulación en el software TRNSYS, donde se obtienen los parámetros de funcionamiento de la central para los distintos tamaños de SAT a lo largo de un año de operación. Dentro de los resultados de la simulación obtenidos se encuentran: energía térmica producida por el campo de colectores, energía térmica en el SAT, energía eléctrica neta producida por el bloque de potencia y factor de planta de la central.

Los casos en estudio fueron tamaños de SAT de: 0, 1, 3, 6, 7,5, 9, 12 y 15 horas; donde se obtiene que el rango de menor LEC se encuentra entre las 9 y 12 horas de capacidad. Además, para este rango se logran factores de planta de 63 a 72%, llegando a incluso un 79% para un SAT de 15 horas; valor muy cercano al factor de planta de centrales térmicas convencionales.

Finalmente, se estima que el costo de generación eléctrica de la central solar con SAT ronda los 80\$/kWh. Con lo que, junto a estimaciones futuras de costos en el SING y de la tecnología cilindro parabólico, se proyecta que este tipo de centrales solares se tornarían completamente competitivas entre los años 2016-2018 en el norte de Chile.

Índice

Índice de tablas	vii
Índice de figuras	ix
1 Introducción y Objetivos	1
1.1 Introducción	1
1.2 Objetivos	3
1.2.1 Objetivo general.....	3
1.2.2 Objetivos específicos.....	3
2 Antecedentes	4
2.1 Tecnologías de colectores solares.....	4
2.1.1 Colectores Cilindro Parabólico (CCP).....	5
2.2 Plantas solares termoeléctricas	7
2.2.1 Plantas Solares Termoeléctricas con Colectores Cilindro-Parabólicos	8
2.3 Parámetros para diseño de centrales termosolares	19
2.3.1 Radiación de diseño	19
2.3.2 Múltiplo Solar	19
2.3.3 Factor de planta	20
2.4 Sistema Eléctrico Chileno	21
2.4.1 Sistema interconectado Norte grande (SING).....	21
2.4.2 Tarifación sistema eléctrico chileno	22
2.5 Antecedentes económicos.....	23
2.5.1 Proyección precios de combustibles fósiles.....	23
2.5.2 Costos proyectados de generación de electricidad fuentes convencionales	23
2.5.3 Indicador financiero LEC.....	27
2.5.4 Valores de LEC para centrales solares térmicas.....	27
2.5.5 Proyección de reducción de costos para cilindro parabólico.....	30
2.5.6 Registro histórico de precios nudos en SING y SIC.....	33
2.5.7 Mercado Bonos de Carbono.....	36
2.6 Cálculo de Emisiones.....	39

3	Metodología	40
3.1	Establecer condiciones de diseño	40
3.2	Estimar recurso solar disponible	40
3.3	Dimensionamiento bloque solar	40
3.4	Dimensionamiento bloque de potencia	41
3.5	Simulación central termosolar	41
3.5.1	Descripción Software TRNSYS	41
4	Condiciones de diseño planta solar.....	44
4.1	Condiciones de diseño ciclo HTF	46
4.2	Lugar de emplazamiento.....	47
4.3	Colector cilindro parabólico a utilizar	47
4.4	Elección fluido térmico ciclo solar (HTF)	49
4.4.1	Propiedades del HTF Therminol VP1.....	50
4.5	Elección fluido térmico a utilizar en SAT	52
4.5.1	Sales a utilizar	52
5	Estimación DNI	56
5.1	Análisis resultados DNI.....	56
5.1.1	Radiación Normal Directa de Diseño	58
5.2	Eficiencia Colector cilindro parabólico	59
6	Dimensionamiento componentes del campo CCP	62
6.1	Estimación campo CCP central sin SAT	62
6.2	Estimación campo CCP central con SAT	65
6.2.1	Área mínima de diseño	65
6.2.2	Potencia del campo CCP.....	68
6.3	Layout campo de colectores	70
6.3.1	Configuración en “I”	70
6.3.2	Configuración en “H”.....	71
6.3.3	Configuración a utilizar.....	72
6.4	Dimensionamiento componentes de Bloque Solar.....	72
6.4.1	Dimensionamiento tanques de sales fundidas	72
6.4.2	Intercambiador de calor sal-aceite	75
6.4.3	Bombeo de HTF	78

6.4.4	Tuberías de alimentación y descarga de HTF	79
6.4.5	Pérdida de Carga Global	80
6.4.6	Bomba de HTF	82
6.4.7	Tanque de Expansión	82
6.4.8	Carga de HTF en el sistema	84
6.4.9	Sistema de calentamiento de respaldo de HTF.....	84
6.4.10	Sistema Anti-congelamiento de HTF.....	85
7	Dimensionamiento del bloque de potencia.....	86
7.1	Dimensionamiento inicial del ciclo de potencia.....	86
7.1.1	Consideraciones de diseño.....	86
7.1.2	Características a considerar en la selección de la turbina	87
7.2	Dimensionamiento propuesto para el bloque de potencia	89
7.2.1	Interfase Sistema Solar con Bloque de Potencia.....	90
7.2.2	Sistema Condensador – Torre de Enfriamiento	94
7.2.3	Desgasificador	96
7.2.4	Bombeo en ciclo de potencia	96
7.2.5	Diagrama termodinámico para la condición de diseño propuesta.....	99
8	Resultados	100
8.1	Resultados simulación (para cada SAT).....	100
8.2	Costos del SAT	101
8.3	LEC para cada SAT	102
8.4	Valor de LEC en función de potencia nominal de la central	104
8.4.1	Ajuste múltiplo solar según LEC	104
8.4.2	Resultados de LEC según potencia nominal de la central	105
8.5	Comparación LEC con combustibles convencionales en el SING.....	106
8.5.1	Proyecciones de costos de generación en el SING de tecnología solar y fuentes convencionales.....	107
8.6	Emisiones de gases efecto invernadero	108
8.7	Desempeño central termosolar	109
8.7.1	Desempeño en buen día de verano	111
8.7.2	Desempeño en día despejado de invierno.....	112
8.7.3	Desempeño en día nublado de otoño.....	113

9 Conclusiones.....	115
Bibliografía	117
Anexos.....	122
Anexo A: Propiedades Therminol VP-1	122
Anexo B: Bombas de HTF Campo de Colectores	125
Planta sin almacenamiento térmico	125

Índice de tablas

Tabla 2.1 Tipos de colectores solares y su concentración (2).....	4
Tabla 2.2: Características principales de las diferentes plantas solares termoeléctricas (6).....	8
Tabla 2.3: Potencia instalada y fuente de generación para cada sistema eléctrico para el año 2010 (21).	22
Tabla 2.4: Evolución precios de combustible para escenario de referencia (dólares por unidad) (22)	23
Tabla 2.5: Valores medios de LEC según fuente de generación (5% tasa de retorno) (24)	24
Tabla 2.6: Características de centrales solares y sus costos estimados de generación eléctrica (tasa de retorno 8%)(28).....	28
Tabla 2.7: Precio nudo SIC y SING (31).....	34
Tabla 2.8: Costos de generación eléctrica promedio en el SING (32).....	35
Tabla 4.1 Condiciones del Ciclo de Vapor (43) (44).....	46
Tabla 4.2 Parámetros de diseño central solar.....	47
Tabla 4.3: Características del colector SKAL-ET 150(46)	49
Tabla 4.4: Aceites térmicos utilizados en plantas solares.....	50
Tabla 4.5: Propiedades termodinámicas de Therminol VP-1 (48)	51
Tabla 4.6 Características Sales utilizadas en almacenamientos térmicos en plantas solares.....	53
Tabla 4.7 Propiedades Sal Solar	54
Tabla 4.8: Contenido máximo de impurezas en sal solar (50).	55
Tabla 5.1: Coeficientes de la ecuación de eficiencia para el colector SKAL-ET 150.	60
Tabla 6.1: Propiedades termodinámicas lazo SKAL-ET 150	64
Tabla 6.2: Dimensionamiento del campo para configuración sin almacenamiento.....	64
Tabla 6.3: Cálculo de Qútil para el día de 21 de Diciembre	66
Tabla 6.4: Dimensionamiento campo de colectores según DNI diario	68
Tabla 6.5 Valores de potencia máxima a distintos tamaños de almacenamiento.....	69
Tabla 6.6: Dimensionamiento campo CCP para los tamaños de SAT a estudiar.	70
Tabla 6.7 Dimensiones de tanques de almacenamiento de sales fundidas para 3 horas de SAT.....	74
Tabla 6.8: Dimensionamiento tanques y sales para distintos tamaños del SAT.....	75
Tabla 6.9: Parámetros utilizados para el dimensionamiento del intercambiador HTF-sales	76
Tabla 6.10: Resultados dimensionamiento intercambiador de calor de sales-HTF para cada tamaño de SAT.....	78
Tabla 6.11: Diámetro para las cañerías de alimentación y descarga de HTF.....	79
Tabla 6.12: Cañerías seleccionadas para cada tramo de tuberías de alimentación y descarga de HTF, planta sin almacenamiento.....	80
Tabla 6.13: Pérdidas de carga para los distintos tamaños de almacenamiento.....	81
Tabla 6.14: Condiciones de operación del bombeo de HTF.....	82
Tabla 6.15: Volumen del Tanque de Expansión de la planta.	83
Tabla 6.16: Volumen total de HTF en distintas condiciones de operación.....	84

Tabla 6.17 Masa de HTF necesaria para los distintos tamaños de SAT.	84
Tabla 7.1: Puntos Diagrama de Mollier.....	87
Tabla 7.2: Condición operación de la Turbina y Generador eléctrico.....	90
Tabla 8.1: Valores energéticos anuales para central de 10 MW y sus respectivos tamaños de SAT.	100
Tabla 8.2: Costos de respectivos SAT para central de 10 MW en millones de pesos.	101
Tabla 8.3: Costos de Inversión, O&M, Electricidad anual generada y LEC para cada tamaño de SAT.	102
Tabla 8.4: Resultados de ajuste de múltiplo solar para central termosolar de 50MW y 9 horas de SAT.....	104
Tabla 8.5: Resultados LEC para centrales termosolares de distinta potencia	105
Tabla 8.6: Costos de generación eléctrica promedio en el SING (32).....	106
Tabla 8.7: Emisiones de gases efecto invernadero evitadas en el SING y nuevo LEC de las centrales termosolares.	108
Tabla 8.8: Valores energéticos anuales para central de 50MW y 9 horas de SAT.....	109

Índice de figuras

Figura 2.1 Esquema funcionamiento CCP (3).....	5
Figura 2.2: Los tres tipos de plantas solares termoeléctricas	7
Figura 2.3: Principio de funcionamiento y componentes de un colector cilindro-parabólico.....	9
Figura 2.4: Esquema típico simplificado de una planta solar termoeléctrica con colectores cilindro-parabólicos.	9
Figura 2.5: Vista general de una planta solar termoeléctrica con colectores cilindro-parabólicos..	10
Figura 2.6: Esquema típico de una <i>Planta Solar Integrada de Ciclo Combinado</i>	13
Figura 2.7: Diseño de paredes y cimentación del tanque propuesta por Gabrielli (18).	18
Figura 2.8: Energía térmica diaria para distintos múltiplos solares	20
Figura 2.9: Rango de valores de LEC según fuente de generación y zona geográfica (tasa de retorno de 5%) (24).	24
Figura 2.10: Valores de LEC según fuente de generación para Estados Unidos (en dólares) (25)....	26
Figura 2.11: Variación de LEC en función del DNI anual (28) (29).	29
Figura 2.12: Mapa de ruta para generación de electricidad mediante energía solar (29).	30
Figura 2.13: Reducción esperada para el valor de LEC de la tecnología CCP entre los años 2012-2025 (29).	31
Figura 2.14: Impacto de mejoras en la tecnología en el valor de LEC para central CCP (28).....	32
Figura 2.15: Valores de LEC proyectados para año 2020 según DNI (28).	32
Figura 2.16: Comparación de LEC para generación solar y fuentes convencionales (29).....	33
Figura 2.17: Precios nudos históricos para SIC y SING (30).....	34
Figura 2.18: Proyecciones costos del SING y tecnología cilindro parabólico	36
Figura 2.19: Evolución precio de certificados de bonos de carbono (35).....	38
Figura 3.1: Diagrama de la metodología	40
Figura 3.2: Ejemplo de interface en TRNSYS	42
Figura 3.3: Interface simulación planta termosolar en TRNSYS	43
Figura 4.1 Esquema detallado central solar en estudio.	45
Figura 4.2: Vista lateral de un colector SKAL-ET 150 de 150 m de largo (46).	48
Figura 4.3: Lazo de colectores solares cilindro parabólico(4)	48
Figura 4.4: Layout campo de colectores cilindro parabólico (4).	49
Figura 4.5: Número de Reynolds para flujo turbulento.	52
Figura 5.1: Radiación en un día soleado para las distintas estaciones del año.....	56
Figura 5.2: Energía acumulada diaria para cada estación del año.	57
Figura 5.3: DNI acumulado para meses del año 2005.....	58
Figura 5.4 Histograma de frecuencias de DNI	59
Figura 5.5 Eficiencia térmica de los colectores en función de la DNI incidente	61
Figura 5.6 Eficiencia térmica de los colectores en función de la hora del día y radiación solar.	61
Figura 6.1 Histograma DNI diaria para un año	67
Figura 6.2: Configuración en "I" para campo de colectores.	71

Figura 6.3: Configuración en "H" para campo de colectores	72
Figura 6.4: relación área/volumen para minimizar las pérdidas térmicas de los tanques de sales .	74
Figura 6.5: Pérdidas de carga en función del flujo másico de HTF circulante.....	81
Figura 7.1: Diagrama de Mollier para la expansión del vapor a ser modelada.....	88
Figura 7.2: Esquema de expansiones en la Turbina de Vapor.	89
Figura 7.3: Esquema de componentes de Generador de Vapor.	91
Figura 7.4: Variaciones de temperatura de HTF y Agua/vapor en Generador de Vapor.....	93
Figura 7.5: Diagrama termodinámico para la condición de diseño del bloque de potencia	99
Figura 8.1: Porcentaje de distribución costos del SAT.	102
Figura 8.2: Valor de LEC para central de 10 MW y distintos tamaños de SAT.....	103
Figura 8.3: Valor de LEC en función del múltiplo solar de la central termosolar de 50 MW y 9 horas de SAT.....	105
Figura 8.4: Proyecciones costos del SING y tecnología cilindro parabólico	107
Figura 8.5: Diagrama Sankey central termosolar 50 MW y 9 horas de SAT.....	110
Figura 8.6: Distribución Energía eléctrica anual bruta disponible	111
Figura 8.7: Balance térmico día de Verano central 50 MW y 9 horas de SAT.....	112
Figura 8.8: Balance térmico día despejado de Invierno para central 50 MW y 9 horas de SAT.	113
Figura 8.9: Balance térmico día nublado central 50 MW y 9 horas de SAT.	114

1 Introducción y Objetivos

1.1 Introducción

En el momento actual y debido al agotamiento de los recursos fósiles, el aumento de la dependencia con el exterior y las amenazas que se ciernen sobre el medio ambiente debemos preparar un mejor futuro para nuestro abastecimiento energético reduciendo la dependencia, creada desde la revolución industrial, respecto de los combustibles fósiles. Es decir, la producción de energía en el futuro, además de considerar las distintas tecnologías energéticas con sus posibilidades y limitaciones debe enfrentarse con desafíos mayores, más allá de las dificultades técnicas o científicas, desafíos que se mueven en la esfera política y que a su vez, éstas se debieran basar en unos planteamientos éticos sobre el desarrollo económico de la sociedad en general. Incluso antes del agotamiento de las materias primas fósiles, el aumento de los conflictos económicos por unos recursos convencionales en declive parece inevitable debido a la convergencia de dos curvas antagónicas: la disponibilidad decreciente de energías fósiles y la del aumento en el consumo (sobre todo en aquellos países con una economía pujante). Con lo cual el desarrollo de energías renovables es un punto básico para conseguir frenar nuestra dependencia respecto los combustibles fósiles.

Inicialmente, el modelo de explotación de recursos energéticos se basó en combustibles baratos y abundantes. El espectacular desarrollo industrial que se alcanzó entre los años 1945-1973 fue posible porque se dispuso de energía barata y abundante: el petróleo en primer lugar y después el resto de combustibles fósiles. Este sistema entró en crisis repetidamente (años 1973-74 y 1979) debido a las crisis del petróleo y activó la voz de alarma por primera vez sobre el agotamiento de los recursos energéticos del planeta. El aumento en el precio del petróleo provocó, entre otros efectos nocivos, una inestabilidad monetaria internacional y un empobrecimiento de los países del tercer mundo. Todo esto desembocó en un replanteamiento global de las políticas energéticas de los países afectados. Pero no fueron sólo estos hechos los que influyeron decisivamente en ir más allá del criterio de energía barata y abundante: la fuerte oposición social a la energía nuclear debido al accidente de Three Mile Island II (Harrisburg, EEUU 1979) y la demanda de reducir las emisiones de CO₂, realizada por primera vez en la conferencia de Toronto de 1988 en base a posibles cambios climáticos mundiales, fueron los principales hechos desencadenantes del cambio. Es decir, se dieron los hechos suficientes para percatarse de que era necesario un sistema energético que permitiera conseguir un desarrollo viable o sostenible y que a su vez fuera respetuoso y compatible con el medio ambiente.

En la actualidad se ha llegado a la conclusión de que la producción de energía no sólo se puede basar en criterios puramente económicos (primer criterio: recurso abundante y barato). Tampoco es suficiente si añadimos los criterios medioambientales. La producción de energía también debe basarse en criterios éticos, es decir, en una distribución más justa de los recursos energéticos y de su riqueza. Esto es así porque se evidencia que el sistema energético es un parámetro decisivo en el desarrollo de la humanidad: el uso de los recursos energéticos no sólo debe hacerse para

mantener un sistema energético económica y ecológicamente estable y sostenible sino hacer que el desarrollo global de la humanidad en condiciones dignas y justas sea sostenible y viable.

Chile, larga y angosta faja de tierra, tiene kilómetros de mar, un desierto con una de las radiaciones más altas del planeta, una cordillera con actividad volcánica y un sur con increíbles ráfagas de viento; condiciones ideales para la producción de las diversas Energías Renovables No Convencionales (ERNC).

La energía solar es una fuente de energía inagotable, que cumple con los criterios de ser compatible con el medio ambiente y de equitativo acceso, por lo demás muy poco aprovechada en la actualidad. El norte de Chile se ubica dentro de los posibles grandes centros de desarrollo de la energía solar a nivel mundial, debido a que tiene una de las mayores niveles de radiación existentes (1), por lo que el potencial de desarrollar proyectos relacionados con energía solar es enorme.

A pesar de las grandes virtudes que tiene la energía solar, el desarrollo de tecnologías que permitan su aprovechamiento ha sido frenado paulatinamente por sus desventajas, entre ellas sus altos costos de inversión e imposibilidad de generar energía en momentos no exista radiación solar o esta sea intermitente debido al paso de nubes. Por esto, en este trabajo de investigación se desarrolla un sistema de almacenamiento térmico (SAT), el cual acumula energía en los periodos en que existe alta radiación solar para despacharla cuando la radiación disminuye durante el día. Esto permite generar electricidad en periodos de baja o nula radiación solar, lo cual convierte al SAT en un componente necesario para mejorar el desempeño de la central aumentando en un gran porcentaje su factor de planta, llegando incluso a factores de planta cercanos a tecnologías convencionales de generación eléctrica.

De lo anterior nace la principal motivación para este trabajo, el cual consiste en diseñar y evaluar económicamente una central solar termoeléctrica con almacenamiento térmico en el norte chileno y determinar la factibilidad de su interconexión en el SING. Con lo cual se trataría de buscar un sistema eléctrico con una mayor robustez, seguridad de suministro, viable, sostenible, y lo más importante, que permita un justo y equitativo desarrollo de nuestro país.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

El objetivo general de este trabajo consiste en realizar el dimensionamiento básico de una central solar térmica con almacenamiento térmico emplazada en el norte de Chile, determinando sus beneficios y costos para lograr obtener la capacidad del almacenamiento térmico que optimice de mejor manera la central desde un punto de vista técnico-económico.

1.2.2 Objetivos específicos

Se definen los siguientes objetivos específicos:

1. Realizar el dimensionamiento de una central solar con y sin almacenamiento térmico.
2. Crear una plataforma de simulación en el software TRNSYS, con lo cual se puedan obtener los resultados básicos de operación de la central para un año de funcionamiento.
3. Simular en la plataforma creada la central solar con distintos tamaños de almacenamientos térmicos. Los casos a estudiar son tamaños de almacenamientos de 0, 3, 6, 7,5, 9, 12 y 15 horas.
4. Estimar costos de la central con y sin almacenamiento térmico.
5. Estimar el costo normalizado de generación eléctrica (LEC) de la central solar para los distintos tamaños del SAT.
6. Determinar desde un punto de vista técnico-económico el tamaño de almacenamiento térmico óptimo.

2 Antecedentes

2.1 Tecnologías de colectores solares

En la actualidad existen múltiples tecnologías de captación de radiación solar para ser traspasada en forma de calor a un fluido circulante. Estas se clasifican generalmente dependiendo del rango de temperaturas a las que puede llegar el fluido circulante y el tipo de concentración de los rayos solares. Bajo esta clasificación, en la siguiente tabla se presentan las principales tecnologías de colectores solares existentes a la fecha:

Tabla 2.1 Tipos de colectores solares y su concentración (2)

Colector Solar	Tipo de concentración	Razón de Concentración	Temperaturas Operación °C
Placa Plana (CPP)		1	80-150
Tubo al vacío (CTV)	-	1	70-170
Fresnel (CF)		25-100	100-400
Cilindro Parabólico (CCP)	Lineal	70-80	350-550
Receptor Central (CRC)		300-1000	800-1000
Disco Parabólico (CDP)	Puntual	1000-3000	-

Los colectores solares de placa plana y tubos al vacío, al no tener una elevada razón de concentración, tienen temperaturas de operación relativamente bajas. Sus bajos costos, rango de temperaturas de operación y sencillo funcionamiento permiten su aplicación en temas domésticos (producción de agua caliente, calefacción, climatización de piscinas, etc.) como también en procesos industriales generalmente para la producción de grandes cantidades de agua caliente. Los colectores planos, al ofrecer eficiencias razonables con altas cantidades de radiación difusa, son también convenientes de instalar en lugares con una cantidad de razonable de días nublados en el año.

Los colectores que concentran la radiación solar de forma lineal se utilizan generalmente en la generación de electricidad debido a las altas temperaturas que se pueden alcanzar. Estos funcionan solo con radiación directa, ya que la radiación difusa no es posible de concentrar.

Las tecnologías de Receptor Central (CRC) y Disco Parabólico (CDP), debido a la concentración puntual de la radiación solar, operan con temperaturas muy por sobre las demás tecnologías solares. Por el momento estas tecnologías se encuentran en proceso de desarrollo tecnológico,

donde la tecnología de Receptor de Torre Central lleva la delantera al encontrarse en funcionamiento la primera planta a escala comercial en el mundo¹.

2.1.1 Colectores Cilindro Parabólico (CCP)

La tecnología de colectores solares de cilindro parabólico, corresponde básicamente a reflectores solares que concentran la radiación en un foco que se extiende a lo largo de una línea. De esta forma, al orientar el colector hacia el sol, la radiación incidente en las paredes parabólicas del colector se refleja hacia el foco de la parábola en donde un receptor tubular absorbe este calor radiante traspasándolo a un fluido de trabajo, generalmente un aceite térmico que circula por su interior.

A continuación, la Figura 2.1 muestra los principales componentes de un CCP.

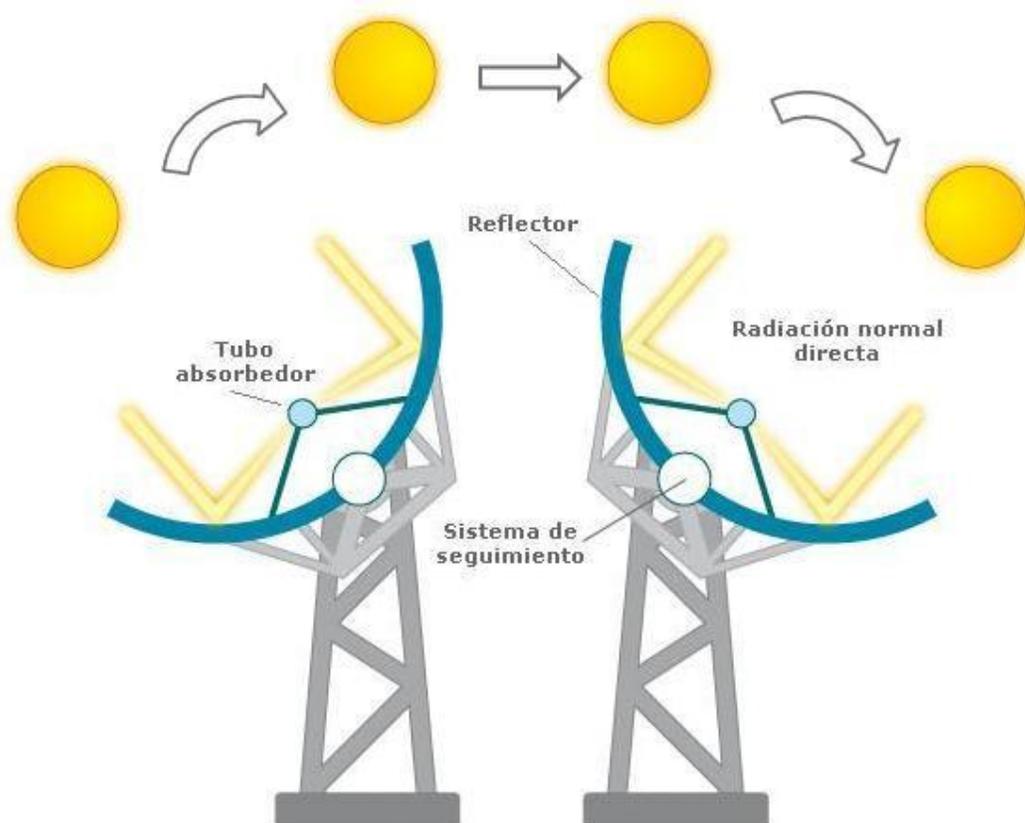


Figura 2.1 Esquema funcionamiento CCP (3)

El CPP realiza un seguimiento de la trayectoria del sol por lo general de Este a Oeste debido a que aumenta la energía anual recibida (4). En la Figura 2.1 se puede ver como se realiza el seguimiento al sol. Gracias al sistema de seguimiento se logra que los rayos del sol incidan sobre el colector en la dirección más cercana a la vertical posible, así maximiza la cantidad de radiación que puede ser

¹La primera planta de escala comercial en el mundo que aplica la tecnología de receptor de torre central se llama Gemasolar y se encuentra en España. Más información en la página web <http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/planta-gemasolar/es>

absorbida. Para poder llevarlo a cabo con mayor precisión el seguimiento del sol, este se realiza mediante un sistema de control motorizado.

2.1.1.1 Características técnicas

Existen múltiples diseños de colectores de cilindro parabólico. A continuación se detallan los componentes mostrados en la Figura 2.1:

- **Reflector cilindro-parabólico:** La misión del receptor cilindro parabólico es reflejar y concentrar sobre el tubo absorbente la radiación solar directa que incide sobre la superficie. La superficie especular se consigue a través de películas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte que le da la suficiente rigidez. En la actualidad los soportes más utilizados son la chapa metálica, el vidrio y el plástico.
- **Tubo absorbedor:** El tubo absorbedor consta de dos tubos concéntricos separados por una capa de vacío. El interior, por el que circula el fluido que se calienta es metálico y el exterior de cristal. Su misión es contener al fluido térmico y lograr traspasar la energía térmica concentrada por el cilindro parabólico. El fluido de trabajo que circula por el tubo interior es diferente según la tecnología. Para bajas temperaturas ($<200\text{ }^{\circ}\text{C}$) se suele utilizar agua desmineralizada con Etileno-Glicol mientras que para mayores temperaturas ($200^{\circ}\text{C}<T<450^{\circ}\text{C}$) se utiliza aceite sintético.
- **Sistema de seguimiento del sol:** El sistema seguidor más común consiste en un dispositivo que gira los reflectores cilindro-parabólicos del colector alrededor de un eje. Este trata de mantener la superficie apuntando en la dirección normal al sol, para así aprovechar de mejor manera la radiación solar.
- **Estructura metálica:** La misión de la estructura del colector es dar rigidez al conjunto de elementos que lo componen.

2.1.1.2 Fluido térmico (HTF) en campo de colectores

El fluido térmico o HTF por sus siglas en inglés (Heat Transfer Fluid) en las centrales solares termoeléctricas es el encargado de recibir la energía solar y transmitirla al ciclo agua-vapor, para que este pueda generar vapor que acciona a la turbina.

Por lo general, el HTF utilizado es un aceite térmico. No se utiliza agua debido a que a la temperatura a la cual es HTF es calentado (cerca de los 400°C) se necesitarían presiones mayores a los 200 bar para mantener al agua en su estado líquido, lo que encarece todo el sistema debido a que se necesitarían tuberías más resistentes y bombas de una mayor potencia.

Los aceites térmicos utilizados generalmente tienen el inconveniente que a temperaturas sobre los 400°C tienden a perder sus propiedades termodinámicas, por lo tanto al realizar el diseño de la central térmica se debe considerar no sobrepasar esta temperatura en el campo de colectores.

2.2 Plantas solares termoelectricas

La finalidad de las plantas solares termoelectricas (PST) es la produccion de electricidad a partir de la radiacion solar directa, la cual es convertida previamente en energia termica. Aunque la produccion de electricidad mediante energia solar termica no es una innovacion del siglo XXI, ni siquiera del siglo XX, no es hasta comienzos de los años 70, cuando tiene lugar el gran empujon a las tecnologias solares termoelectricas, tal y como se conocen hoy en dia. Un estudio independiente promovido por el Banco Mundial (5) ha puesto de manifiesto que las plantas solares termoelectricas son actualmente la forma mas economica de producir electricidad a gran escala a partir de la radiacion solar. No obstante, la existencia de ciertas barreras esta dificultando el despegue comercial de este tipo de plantas.

Existe un aumento en el interes sobre las plantas solares termoelectricas como consecuencia de la indudable limitacion de los recursos fosiles existentes, a esto se le aaden las grandes ventajas medioambientales que conllevan: una planta solar termoelectrica evita 2000 t/año de emisiones de CO₂ por cada MW de potencia instalada.

En la actualidad existen tres tecnologias diferentes para las PST, cuyo principio de funcionamiento se muestra en la Figura 2.2. Estas tecnologias se denominan: *colectores cilindro-parabolicos*, *de receptor central*, y *discos Stirling*. Todas ellas hacen uso solamente de la componente directa de la radiacion solar, lo que les obliga a tener dispositivos de seguimiento solar.

En los colectores cilindro-parabolicos (ver Figura 2.2), la radiacion solar directa es reflejada por espejos cilindro-parabolicos que la concentran sobre su linea focal, en la que se situa el tubo receptor o absorbedor por el que circula un fluido que se calienta como consecuencia de la radiacion solar concentrada que incide sobre el. De este modo, la radiacion solar es convertida en energia termica que se utiliza posteriormente para generar electricidad mediante un ciclo Rankine de agua/vapor.

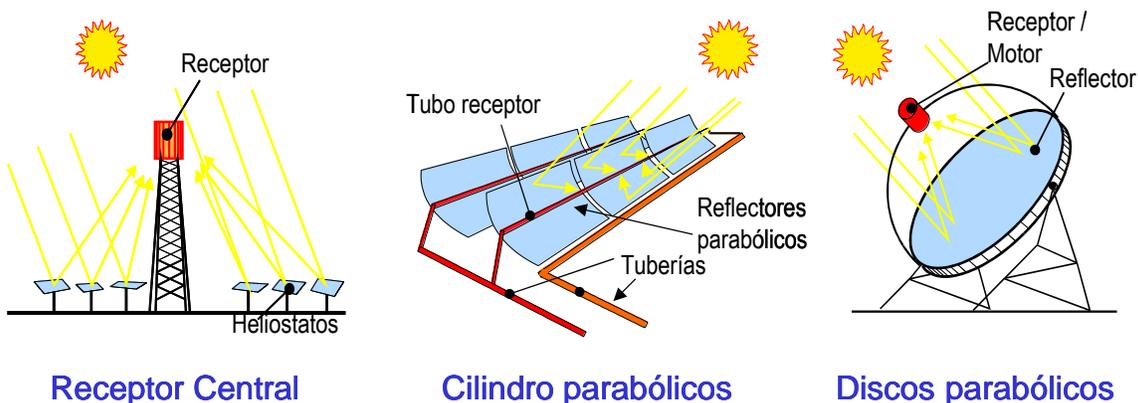


Figura 2.2: Los tres tipos de plantas solares termoelectricas

Los sistemas de receptor central utilizan espejos de gran superficie (40-125 m² por unidad) denominados heliostatos, que están dotados de un sistema de control para reflejar la radiacion solar directa sobre un receptor central situado en la parte superior de una torre (Figura 2.2). En

esta tecnología, la radiación solar concentrada calienta en el receptor un fluido a temperaturas entre 500°C y 1000°C, cuya energía térmica puede después utilizarse para la generación de electricidad.

Los sistemas de discos parabólicos Stirling utilizan una superficie de espejos montados sobre una parábola de revolución que reflejan y concentran los rayos del Sol en un foco puntual, donde se sitúa el receptor en el que se calienta el fluido de trabajo de un motor Stirling que, a su vez, acciona un pequeño generador eléctrico (ver Figura 2.2).

La Tabla 2.2 muestra de forma resumida las características más importantes de cada una de las tres tecnologías que existen en la actualidad para plantas solares termoeléctricas.

Tabla 2.2: Características principales de las diferentes plantas solares termoeléctricas (6).

	Cilindro-parabólicos	Receptor Central	Discos Parabólicos
Potencia por planta	10-200 MW	10-200 MW	5-25 kW
Temperatura operación	395 °C	250 - 1000 °C	750 °C
Eficiencia pico (solar-eléctrica)	22%	23%	30%
Eficiencia Neta Anual	11-16 %	7-20 %	12-25 %
Estado comercial	Ocho plantas en operación rutinaria	Primera planta comercial en construcción	Prototipos demostración
Riesgo Tecnológico	Bajo	Medio	Alto
Almacenamiento disponible	Si	Sí	Si
Diseños híbridos	Sí	Sí	Sí
Costo Watt instalado (USD/W)	3,34-7	3,22-7	4,2-15,4

A continuación se analiza con más detalle las tecnologías actualmente disponibles para plantas solares termoeléctricas (PST) cilindro parabólico.

2.2.1 Plantas Solares Termoeléctricas con Colectores Cilindro-Parabólicos

Como ya se ha expuesto en la sección anterior, un colector solar cilindro-parabólico, conocido mediante las siglas CCP, está compuesto básicamente por un espejo cilindro-parabólico que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo receptor colocado en la línea focal de dicho espejo (Figura 2.3) y de esta forma el fluido que circula por su interior se calienta, transformando así la radiación solar en energía térmica.

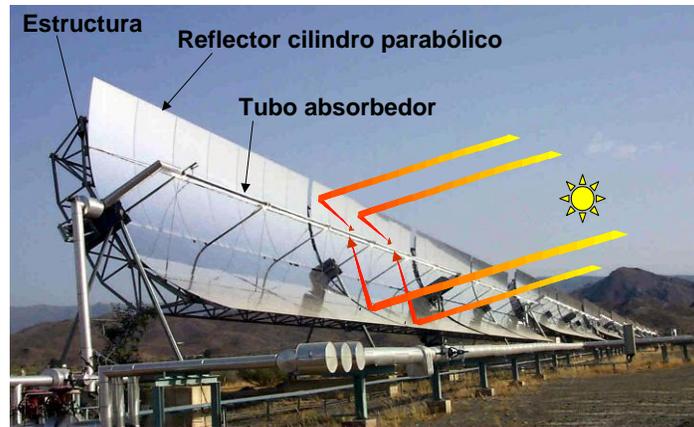


Figura 2.3: Principio de funcionamiento y componentes de un colector cilindro-parabólico.

El rango de temperaturas en el que un colector cilindro-parabólico (CCP) puede trabajar con una buena eficiencia (100°C – 450°C) hace posible que un campo solar de CCP pueda acoplarse a un ciclo Rankine de agua/vapor para producir electricidad. A la planta solar que se obtiene mediante este acople se le denomina *Planta Solar Termoeléctrica con Colectores Cilindro-parabólicos*. El esquema típico simplificado de una planta solar de este tipo es como el mostrado en la Figura 2.4, en la que se distinguen tres elementos básicos: el *sistema solar*, el *generador de vapor* y el *sistema de potencia*.

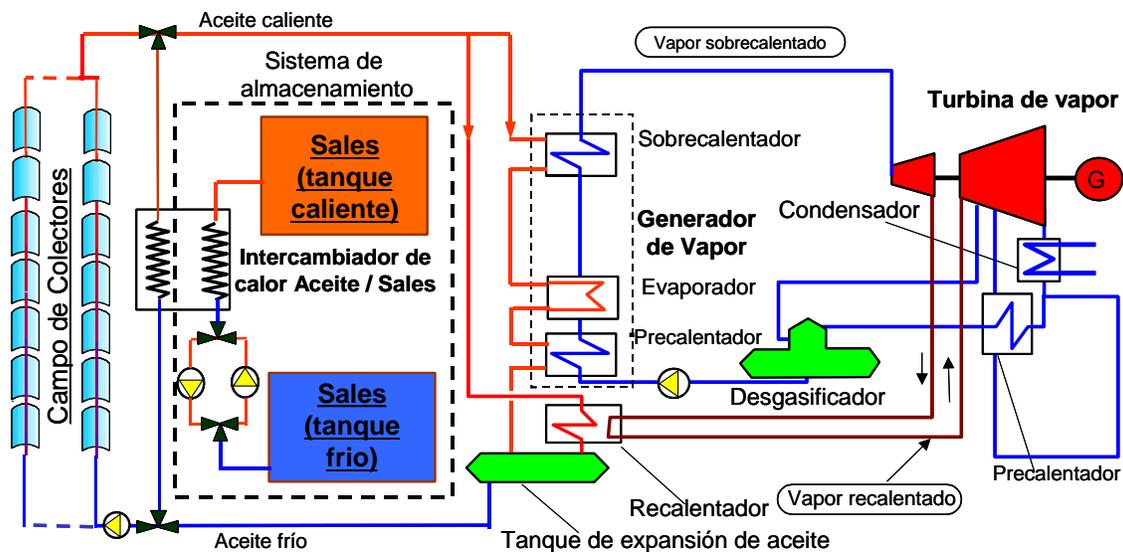


Figura 2.4: Esquema típico simplificado de una planta solar termoeléctrica con colectores cilindro-parabólicos.

El **Sistema Solar** está compuesto por el campo de CCPs, el circuito de aceite y el sistema de almacenamiento térmico. El campo solar transforma la radiación solar directa disponible en calor sensible del aceite que circula por los tubos receptores de los CCPs. Un campo típico de CCPs (ver Figura 2.5) está compuesto por filas paralelas de colectores, y cada fila, a su vez, está compuesta por varios CCPs conectados en serie de manera que el fluido de trabajo que circula por los tubos

receptores es calentado conforme pasa desde la entrada a la salida de cada fila. El número de filas conectadas en paralelo depende de la potencia térmica nominal del campo solar, siendo mayor cuanto mayor sea esta. Por su parte, el número de CCPs conectados en serie dentro de cada fila depende del incremento de temperatura que deba experimentar el fluido de trabajo en el campo de colectores. Cuanto mayor sea este salto de temperatura, mayor debe ser el número de CCPs conectados en serie dentro de cada fila.

El aceite caliente suministrado por el campo solar es enviado a un intercambiador de calor aceite/agua (generador de vapor en Figura 2.4) donde el aceite transfiere su energía térmica al agua y de este modo se genera el vapor sobrecalentado que demanda la turbina de vapor del sistema de potencia. *El Generador de Vapor* es, pues, la interfase entre el sistema solar y el sistema de potencia. Los generadores de vapor normalmente usados en este tipo de plantas solares constan de tres cuerpos: el Precalentador (donde el agua es precalentada hasta una temperatura próxima a la de saturación), el Evaporador (donde el agua precalentada es convertida en vapor saturado), y el Sobrecalentador (donde el vapor saturado es convertido en vapor sobrecalentado con las condiciones de temperatura/presión requeridas por la turbina).



Figura 2.5: Vista general de una planta solar termoeléctrica con colectores cilindro-parabólicos

El *Sistema de Potencia* transforma en electricidad la energía térmica suministrada por el campo solar a través del generador de vapor. El sistema de potencia de una PST de este tipo es similar al de una central eléctrica convencional que funcione con un ciclo Rankine.

Con el fin de poder producir electricidad en los momentos en los que no hay radiación solar directa, estas plantas pueden ir provistas de una caldera auxiliar de gas. Aunque la instalación de dicha caldera dentro de la planta puede hacerse de diversas formas (dentro del circuito de agua/vapor o dentro del circuito de aceite), en la actualidad se prefiere instalarla en el circuito de aceite, porque simplifica la operación de la planta en su conjunto.

También es posible disponer de un sistema de almacenamiento térmico que permita a la planta producir electricidad cuando no hay radiación solar directa o esta resulta insuficiente. En este

caso, el campo solar debe estar sobredimensionado para que durante las horas de Sol pueda alimentar no solamente el generador de vapor, sino también cargar el sistema de almacenamiento térmico. La energía térmica así guardada en el sistema de almacenamiento puede ser posteriormente usada para alimentar el generador de vapor y producir electricidad durante periodos nublados o después de la puesta de Sol. Aunque hay varias opciones disponibles, el sistema de almacenamiento que se considera actualmente como mejor opción para plantas solares termoeléctricas con CCP en las que se desea una importante capacidad de almacenamiento, consiste en sales fundidas. En este caso, una mezcla eutéctica de nitratos de sodio y potasio se almacena en estado líquido en dos tanques (uno frío y otro caliente). Es evidente que la temperatura más baja en un sistema de almacenamiento de este tipo debe ser siempre superior a la temperatura de fusión de las sales (150°C - 250°C), ya que en caso contrario se solidificarían y bloquearían el sistema de tuberías. La Figura 2.4 muestra el esquema simplificado de una planta solar termoeléctrica con un sistema de almacenamiento de este tipo. Puesto que en este caso el fluido de trabajo en los colectores solares (aceite) es diferente del medio de almacenamiento (sales fundidas) se necesita un intercambiador de calor entre el circuito de aceite y el sistema de almacenamiento. De acuerdo con el esquema de la Figura 2.4, el aceite que alimenta el generador de vapor puede ser calentado o bien por el campo de colectores solares, o bien por el sistema de almacenamiento.

2.2.1.1 Plantas solares termoeléctricas con CCPs en el mundo

Las plantas SEGS (Solar Electric Generation Systems) del desierto Mojave en California, constituyeron la primera experiencia en la realización y operación de plantas solares. Las plantas SEGS son sistemas híbridos formados por un campo de colectores cilindro parabólicos, una caldera o un calentador de aceite y un ciclo Rankine. Las 9 plantas SEGS, cuentan con un total de 354 MWe instalados.

Estas plantas fueron construidas entre los años 1984 y 1990 al ritmo de al menos una planta nueva cada año, con potencias de 13,8 MWe, 30 MWe, y 80 MWe. Sin embargo, también se han desarrollado diseños conceptuales de plantas SEGS con potencias hasta 200 MWe, y en la actualidad se han realizado estudios sobre la viabilidad de utilizar esta tecnología en la región del mediterráneo (España, Marruecos, Creta, Italia).

La operación diaria de las plantas SEGS es la mejor prueba de la madurez que ha alcanzado esta tecnología, logrando una disponibilidad del campo solar del 98% y una eficiencia global media anual solar-eléctrica entre el 11% y el 18%, con un valor pico del 22%. La eficiencia térmica media anual (energía solar – energía térmica útil) de un campo solar con CCPs es de un 50%. Teniendo en cuenta el éxito de las plantas SEGS, los diversos proyectos de plantas solares termoeléctricas que están siendo promovidos en España con colectores cilindro-parabólicos se inspiran en la experiencia de dichas plantas, aunque se está introduciendo un elemento nuevo que consiste en la incorporación de un sistema de almacenamiento térmico mediante sales fundidas, del estilo al mostrado en la Figura 2.4.

España, con una radiación directa normal (DNI por sus siglas en inglés) promedio de 2000 kWh/m² al año es uno de los líderes mundiales en implementar tecnologías de concentración solar. El marco legal que rige la instalación de proyectos de generación eléctrica ha considerado subsidios que promueven el desarrollo de la energía solar(7), lo que ha posibilitado la construcción de centrales solares cilindro parabólico como Andasol I y II. La particularidad de estas centrales es que contienen un almacenamiento térmico en sales fundidas con una capacidad de 7,5 horas. Esto quiere decir que la central puede seguir operando a plena carga durante 7,5 horas sin luz solar.

Como Andasol I y II (8) (9), se encuentran en operación centrales de similares características como Extresol I y II, Manchasol I, además se encuentran en construcción las centrales Andasol III y IV, Extresol III y anunciada para su pronto construcción Manchasol II, todas ellas con almacenamiento térmico mediante sales. Además de las centrales construidas, se encuentran 13 centrales en construcción y se ha anunciado más de 200 proyectos, esto sólo en España (7).

Los CCPs pueden integrarse también dentro de una planta de ciclo combinado, dando lugar a un tipo de planta solar termoeléctrica denominado *Planta Solar Integrada de Ciclo Combinado*, y a pesar de que esta configuración presenta una contribución muy pequeña del sistema solar al total de la planta (10% - 15%), puede ser una buena forma de penetración en el mercado eléctrico de algunos países. Por este motivo el Banco Mundial está actualmente apoyando iniciativas de este tipo en Egipto, México y Marruecos. La Figura 2.6 muestra el esquema típico de una planta de este tipo.

2.2.1.2 Principales líneas actuales de I+D en relación con las plantas solares termoeléctricas con colectores cilindro-parabólicos

Estudios llevados a cabo recientemente han puesto de manifiesto la posibilidad de conseguir una importante reducción de costos en el mediano plazo (10) (11). Una fabricación de componentes a gran escala y la mejora tecnológica de algunos elementos pueden conducir en el mediano plazo a un costo de 0,13 USD/kWh para la electricidad producida, y a 0,07 USD/kWh en el largo plazo (12).

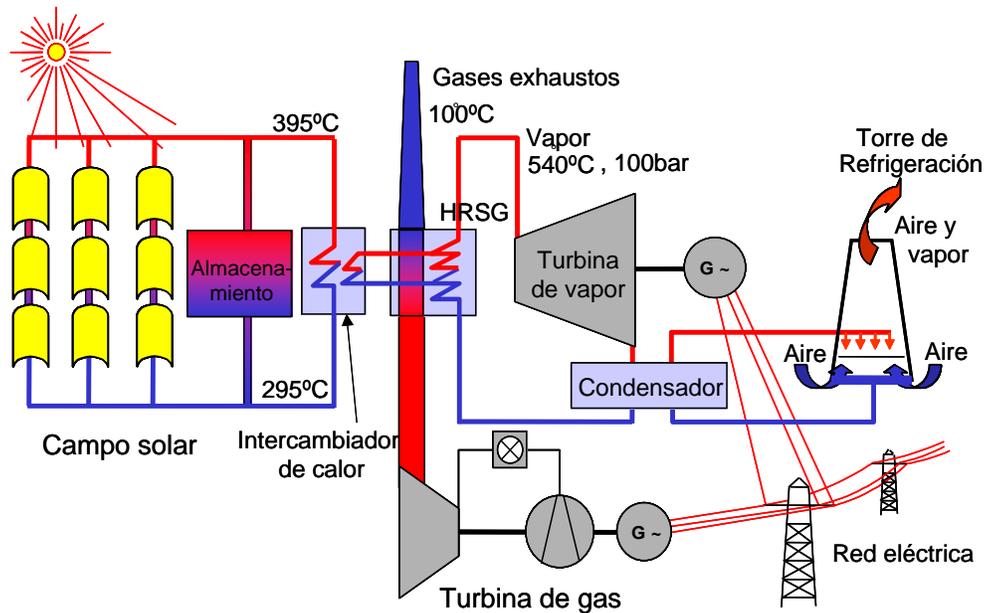


Figura 2.6: Esquema típico de una *Planta Solar Integrada de Ciclo Combinado*

Actualmente, con el fin de conseguir esta reducción de costos, se está trabajando en el desarrollo de componentes con una mejor relación calidad/precio que los actuales (nuevos espejos, nuevos recubrimientos selectivos, nuevos diseños de CCP para plantas termoeléctricas, etc.). Europa alberga actualmente la mayor parte del trabajo en este campo y el interés de empresas en estas actividades es cada vez más fuerte. Aparte del desarrollo de nuevos componentes, merece especial mención el trabajo que se está llevando a cabo en dos líneas de I+D relacionadas con las plantas termosolares con CCPs. A continuación se exponen brevemente estas dos principales líneas.

2.2.1.2.1 La Generación Directa de Vapor (GDV)

Todas las plantas solares termoeléctricas con colectores cilindro-parabólicos instaladas hasta el momento usan aceite como fluido de trabajo en el campo solar y generan el vapor sobrecalentado que demanda la turbina mediante un intercambiador de calor aceite/agua. Esta tecnología se conoce internacionalmente como *tecnología HTF (Heat Transfer Fluid)*.

La generación directa de vapor sobrecalentado en los propios colectores solares ha sido vista desde hace décadas como una opción muy interesante para reducir el costo de la electricidad generada por este tipo de plantas, ya que conlleva importantes ventajas. Por un lado, permitiría poder alimentar el sistema de potencia con vapor a mayor temperatura que con el aceite. Con los aceites actuales resulta imposible producir vapor sobrecalentado a una temperatura superior a los 380°C, mientras que temperaturas del orden de los 500°C resultan factibles con la generación directa de vapor. Esto permitiría aumentar considerablemente el rendimiento de la planta solar. Pero la generación directa de vapor supone otras ventajas adicionales importantes que conducen a una reducción del costo de inversión de la planta y a un aumento de su eficiencia:

- eliminación del riesgo de incendio y de polución medioambiental que conlleva el aceite,

- eliminación de todos los sistemas auxiliares asociados al aceite (sistema anti-incendios, tanque de expansión, piscina de recogida, etc.), y
- eliminación del intercambiador de calor aceite/agua que actúa como interfase entre el sistema solar y el sistema de potencia.

No obstante, la generación directa de vapor en los tubos receptores de los propios colectores solares conlleva también una serie de incertidumbres técnicas que tienen que ser resueltas antes de poder ser implementada comercialmente (13). La mayor parte de estas cuestiones se derivan de la existencia de un flujo bifásico agua/vapor en la zona de evaporación del campo solar, lo que puede introducir ciertos interrogantes con respecto a la controlabilidad del proceso y al estrés que se origina en los propios tubos receptores cuando se produce una estratificación de la fase líquida.

Las interrogantes técnicas que pesaban sobre la generación directa de vapor han sido estudiadas experimentalmente dentro del proyecto DISS (13), cuyas actividades han demostrado la viabilidad técnica de la generación directa de vapor y han permitido desarrollar las herramientas de diseño y simulación necesarias para campos de colectores cilindro-parabólicos que usen esta tecnología. Tras el éxito del proyecto DISS, y una vez que las incertidumbres que pesaban sobre la generación directa de vapor han sido resueltas, actualmente se está finalizando dentro del proyecto INDITEP la ingeniería de detalle de la que se espera que sea la primera planta solar termoeléctrica comercial con este tipo de tecnología (14). Debido a su carácter pionero, la potencia eléctrica nominal de esta planta es de solo 5 MWe, la cual resulta suficiente para demostrar la viabilidad a escala comercial de la generación directa de vapor y abrir la puerta a la instalación futura de otras plantas de una mayor potencia.

2.2.1.2.2 Nuevos Sistemas de Almacenamiento Térmico

Las actividades de I+D que se están llevando a cabo actualmente en relación con el almacenamiento de energía térmica en plantas solares con CCP persiguen dos objetivos diferentes, pero con una misma meta en cuanto a costos de inversión: 29 USD/kWh de capacidad.

Actualmente se está trabajando tanto en el desarrollo de un sistema de almacenamiento de energía térmica usando hormigón como medio de almacenamiento, mediante calor sensible, como en el desarrollo de un sistema de almacenamiento térmico específico para plantas con generación directa de vapor. En este caso se trata de un sistema basado en el uso de materiales con cambio de fase, en concreto se trata de mezclas de nitratos de sodio y potasio cuya temperatura de fusión esté de acuerdo con la temperatura del vapor saturado que proporcione el campo solar. Puesto que el vapor producido por un campo solar con generación directa de vapor libera calor a temperatura constante cuando condensa, los sistemas de almacenamiento térmico actualmente disponibles para plantas con tecnología HTF no son aptos y es necesario utilizar sistemas de almacenamiento en calor latente, con cambio de fase.

A continuación se explica con mayor detalle los alcances del almacenamiento térmico.

2.2.1.3 Sistema de almacenamiento térmico (SAT)

El sistema de almacenamiento térmico (SAT) en una central solar, como su nombre lo indica, consiste en almacenar energía térmica durante las horas del día, para luego utilizarlas en horarios en los cuales la radiación no permita un funcionamiento a cargas considerables, por lo general después del atardecer. Esto permite aumentar las horas de operación y la energía generada durante el día.

En una central térmica solar, el aporte primario de energía (radiación solar) es variable a lo largo del año, debido a las estaciones, y a lo largo del día, debido al día y noche. Estas variaciones son predecibles mediante modelos matemáticos, lo cuales permiten estimar la radiación en función del tiempo para el periodo en estudio. Existe una variable aleatoria que es más difícil de predecir cómo es la variación climática diaria. Las nubes, niebla o algún otro factor climático realizan cambios en la radiación incidente y por ende en la generación de electricidad durante el día, siendo este uno de los mayores problemas a resolver.

A continuación, se darán algunas razones sobre la conveniencia de utilizar almacenamiento térmico en la implementación de una central solar:

- El SAT permite una inyección estable y constante de electricidad a la red eléctrica. Al no depender completamente de las condiciones climáticas y de radiación se puede asegurar una inyección de electricidad a largo plazo. Esto es un valor agregado tanto para el explotador de la central solar como para el sistema eléctrico.
- La demanda de electricidad de la red eléctrica no es constante a lo largo del día. Existen periodos de demanda valle con muy poca demanda de electricidad, y periodos de demanda punta con una gran demanda. Estos periodos de gran demanda coinciden con el mayor precio de la electricidad y, por lo general, limitada o nula radiación solar. El almacenamiento térmico es útil desde el punto de vista de la explotación de una central solar, pues permite aumentar sus horas de operación anuales y el precio de la electricidad generada, con lo que mejoran las condiciones económicas de explotación de la misma. Por lo tanto, a menudo conviene prolongar o desfasar la generación de electricidad desde las horas del día en las que se dispone de aporte solar hacia las horas del día de demanda punta en las que se obtendrán mayores ingresos por la venta de la electricidad generada.
- Internamente, muchos de los equipos que componen una central solar presentan problemas de regulación y control si están alimentados por un suministro energético aleatorio, y además pueden ver seriamente afectada su vida útil si se les someten continuamente a una operación con una gran variabilidad en el tiempo.

En una central solar, dadas las características de los procesos que en ella acontecen, existen tres posibilidades para poder producir electricidad independiente de la radiación solar. Las opciones serían: hibridación con combustible fósil, almacenamiento térmico y almacenamiento químico.

Comúnmente la hibridación con combustible puede complementarse con almacenamiento térmico o químico.

Se han realizado y analizado variados proyectos solares con distintos tipos y tecnologías de almacenamientos térmicos (15) (16) Los únicos que han sido demostrados a gran escala son almacenamiento térmico mediante 2 tanques con aceite térmico (SEGS I) y sal binaria o sal solar (Andasol) como fluido térmico. Se ha concluido a partir de costos, experiencia técnica y confiabilidad que la mejor opción de almacenamiento térmico para una planta solar cilindro parabólico es mediante 2 tanques de almacenamiento con sal binaria como fluido térmico (17).

2.2.1.3.1 Funcionamiento almacenamiento mediante tanque de sales

El almacenamiento térmico consiste en 2 tanques donde son almacenadas las sales. El tanque que almacena las sales “frías” se denomina “tanque frío” y el que almacena las sales “calientes” se denomina “tanque caliente”. Cabe destacar que las temperaturas de los tanques frío y caliente son de 291°C y 384°C respectivamente, por lo que estas se encuentran en estado líquido en todo momento.

Al aumentar la radiación incidente a medida que va avanzando el día, el flujo másico de HTF en el campo de colectores empieza a aumentar. Cabe recordar que del campo de colectores siempre se obtiene la misma temperatura de HTF a la salida, por lo tanto al haber bajas radiaciones se disminuye el flujo másico saliente para obtener la temperatura deseada. Cuando el flujo másico de HTF está por sobre el flujo nominal², el flujo sobrante está encargado, mediante un intercambiador de calor, de traspasar su energía al fluido térmico encargado del almacenamiento de energía.

En el proceso de carga las sales pasan del “tanque frío” al intercambiador de calor, donde el HTF es el encargado de traspasarle su energía térmica, para luego ingresar al “tanque caliente”.

El proceso de descarga se produce generalmente cuando las radiaciones sobre el campo de colectores son muy bajas, por lo que el flujo másico de HTF disminuye bajo el flujo nominal. En este caso las sales realizan el camino inverso que en la carga, es decir, pasan desde el “tanque caliente” por el intercambiador transmitiendo su energía térmica al HTF para luego almacenarse en el “tanque frío”. Con esto se logra producir electricidad en horas para las cuales la radiación no permite generar.

2.2.1.3.2 Descripción de los tanques de sales

Los tanques deben ser construidos con materiales que soporten las cargas producidas por la presión de las sales a las temperaturas de trabajo. Además de esto, deben tener resistencia a la corrosión.

La alternativa de utilizar un tanque de acero inoxidable es descartada por Gabbrielli (18), debido a los altos costos asociados. El mismo estudio recomienda un tanque de estructura de acero

² El flujo nominal se refiere al volumen de flujo necesario para abastecer el generador de vapor y generar la energía eléctrica bruta dada por la potencia de la central.

carbono, el cual no estará en contacto con las sales fundidas. La superficie interior del acero carbono protegida con ladrillos refractarios de alta porosidad con un espesor de unos 250 mm, los cuales son separados de las sales con una lámina de acero inoxidable que presente buenas propiedades para trabajo a altas temperaturas, tal como el AISI 321H. Este acero, además de tener buenas propiedades mecánicas presenta alta resistencia a la corrosión intergranular.

Debido a los cambios de temperatura a los que puede verse sometido el tanque, la lámina de acero inoxidable debe ser corrugada en ambas direcciones, de modo de poder absorber las dilataciones y contracciones térmicas.

Se debe asegurar un completo contacto entre la placa de acero inoxidable y los ladrillos refractarios y entre estos y las planchas de acero carbono, de modo de que no existan concentraciones de esfuerzos debidos a la presión de las sales. Para ello se utiliza un relleno de material fibroso (fibra cerámica por ejemplo) entre los ladrillos y las dos superficies de acero.

La superficie exterior de la estructura de acero carbono es cubierta por fibra cerámica de unos 150 mm de espesor y una plancha delgada de aluminio.

Las fundaciones del tanque deben soportar las cargas debidas a las sales y al techo y paredes del tanque, a la vez de servir como aislante para minimizar pérdidas térmicas. Gabbrielli, propone fundaciones conformadas por varias capas (ver Figura 2.7: Diseño de paredes y cimentación del tanque propuesta por Gabbrielli .Figura 2.7). Sobre el fondo del tanque una capa de ladrillos refractarios de unos 300 mm de espesor. La base de acero carbono soportados por una capa de arena fina, bajo ella más ladrillos refractarios (unos 200 mm de espesor) y bajo ellos una capa de aislante en base a vidrio tipo "Foamglas" de unos 50 mm e espesor. Bajo estas capas se realiza una base de concreto, la que debe considerar un sistema de enfriamiento que mantenga la temperatura por debajo de los 100 °C. El sistema recomendado por Gabbrielli contempla ductos para circulación de agua. Sin embargo, existen experiencias que consideran ductos de circulación de aire, alternativa que parece más apropiada para un sector donde el consumo de agua pueda resultar un problema.

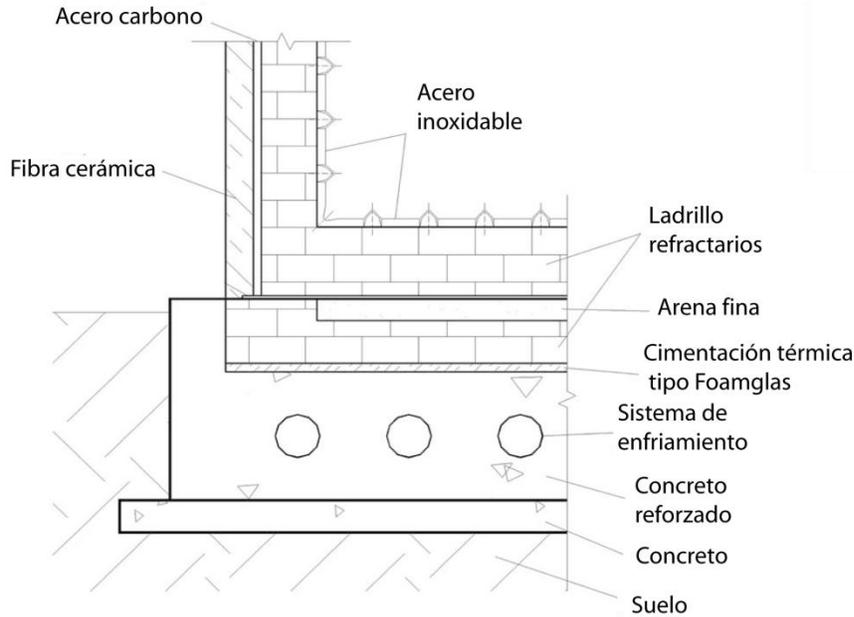


Figura 2.7: Diseño de paredes y cimentación del tanque propuesta por Gabrielli (18).

El techo del tanque recomendado por Gabrielli es de forma elipsoidal, apoyado sobre el manto de acero carbono del tanque. Esta geometría debe ser corroborada en función de minimizar las sobrecargas de nieve que pudieran generarse sobre el techo en días de invierno.

Al igual que las paredes y el fondo, el cielo del tanque debe ser protegido por láminas de acero inoxidable, sobre las que se debe instalar una capa de fibra cerámica de unos 200 mm, material utilizado con el fin de minimizar pérdidas térmicas y no agregar peso excesivo al cielo. Sobre el techo elipsoidal también debe instalar una capa de fibra cerámica de unos 150 mm.³

Los tanques de sales deben contar con un sistema de inertización de la atmósfera que minimice el contacto entre las sales calientes y oxígeno, CO₂ y humedad ambiental. Según expresado por Bernardos⁴, las reacciones con el CO₂ del aire y vapor de agua tienden a elevar la temperatura de congelación e incluso a formar precipitados. Por otra parte, el sistema de inertización evita el contacto del aceite térmico con el aire en caso de existir fugas en los intercambiadores, evitando de esta forma los riesgos de explosión.

La presión del nitrógeno al interior de cada estanque debe estar regulada. Para reducir el consumo de nitrógeno, ambos tanques deben estar conectados en su parte superior, de modo de que al llenarse uno de los tanques, el nitrógeno fluya automáticamente al otro, manteniendo la presión atmosférica en ambos tanques.

³ Debe aclararse que los espesores aquí indicados corresponden a valores referenciales y no corresponden a una optimización, la cual debería considerar costos de materiales, montaje y energía.

⁴ Contacto personal con Ana Bernardos García, CENER, España.

El sistema debe contar con mecanismos de seguridad que permitan la entrada o salida de nitrógeno a los tanques para evitar sobre o subpresiones al interior de los tanques ante una posible falla o mala operación del sistema.

Además, los tanques deben contar con un sistema de calefacción de emergencia, estos deben cumplir principalmente 2 funciones:

- a) Evitar que las sales se congelen, es decir, que no alcancen los 220 °C.
- b) Luego de cargar las sales en estado sólido al sistema, lograr que estas se calienten y fundan.

2.3 Parámetros para diseño de centrales termosolares

Los parámetros de diseño son los requisitos necesarios que se deben cumplir para dar las condiciones requeridas a un proyecto en específico. A continuación se explican los de mayor relevancia para una central termosolar.

2.3.1 Radiación de diseño

La radiación de diseño es la utilizada para dimensionar la potencia de la central, por lo tanto debe ser un valor cercano a la máxima radiación incidente en el año, este valor coincidirá con el valor nominal de diseño del campo solar. Dada la variación de la radiación a lo largo del año, el criterio más usado para seleccionar la radiación de diseño es medirla el día 21 de Junio a las 12:00 hora solar, esto para el hemisferio Norte (19) (20) (4). El momento seleccionado es supuestamente el de mayor radiación del año, ya que coincide con el solsticio de verano en el hemisferio Norte. En la región sur de España, esta radiación equivale aproximadamente a 850 W/m². Para el hemisferio Sur, utilizando el mismo criterio, la radiación debería ser medida el día 21 de Diciembre a las 12:00 hora solar.

Después que se elige una radiación de diseño se puede calcular el calor útil que puede recolectar cada lazo de colector junto con la demanda térmica del ciclo. Con estos datos se puede calcular el múltiplo solar de la planta.

2.3.2 Múltiplo Solar

El múltiplo solar (SM) es un concepto específico de las centrales termosolares, y se define como el cociente entre la potencia térmica útil que proporciona el receptor solar en condiciones de diseño respecto a la potencia térmica que requiere el ciclo de potencia en condiciones de diseño. La ecuación se muestra a continuación:

$$SM_{diseño} = \frac{\dot{Q}_{th,campo\ solar}}{\dot{Q}_{th,bloque\ potencia}} \Big|_{diseño}$$

Como la radiación solar variará a lo largo del día y de las estaciones, la potencia térmica útil producida por el receptor solar será función del tiempo, mientras que lo óptimo para el ciclo de potencia es tenerlo funcionando a plena carga. Con el fin de aumentar las horas en que el ciclo de potencia trabaje a plena carga, se puede aumentar el múltiplo solar. Sin embargo, en ausencia de

capacidad de almacenamiento térmico, en las épocas de mayor insolación, no será posible aprovechar toda la energía solar disponible. En general, para una aplicación dada se deberá optimizar la combinación múltiplo solar – capacidad de almacenamiento. La Figura 2.8 muestra la energía térmica diaria producida por el campo de colectores para distintos múltiplos solares.

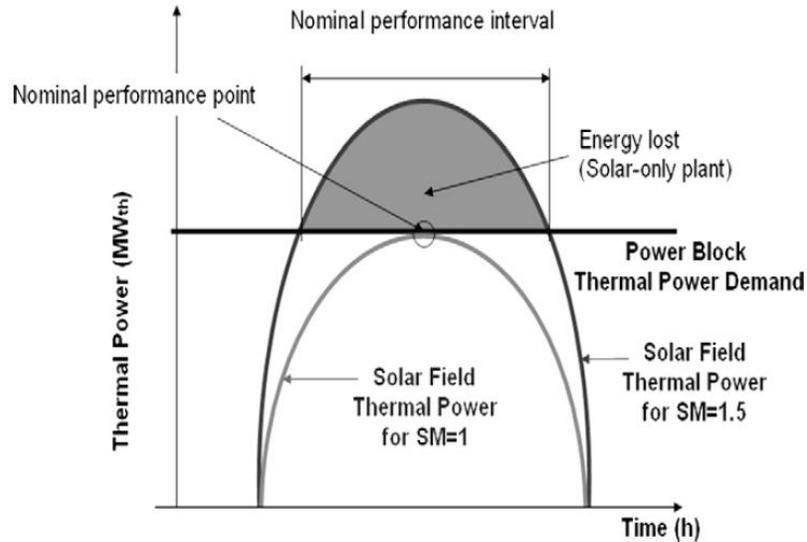


Figura 2.8: Energía térmica diaria para distintos múltiplos solares

2.3.3 Factor de planta

El factor de planta (FP) es un concepto aplicable a cualquier central eléctrica, y se define como el cociente entre la energía anual que genera la central y la que produciría si estuviera trabajando las 8760 horas del año a su potencia nominal. La ecuación se muestra a continuación:

$$FP = \frac{Energia_{anual\ generada}}{8760 \times Potencia_{nominal}}$$

El factor de planta es una medida de la utilización de la capacidad de la planta en el tiempo. Un factor de planta de 100 % querría decir que la central está trabajando a plena carga las 8760 horas del año. Sin embargo, esto no es posible por necesitar parar la central para practicar el correcto mantenimiento de los equipos o posibles fallas en ésta. Una central de carga base, opera de 4000 a 7000 horas al año equivalentes a plena carga, con lo que alcanza factores de planta de 46 – 80 %. Una central de carga media opera de 2000 a 4000 horas al año equivalentes a plena carga, con lo que alcanza factores de planta de 23 - 46 %. Una central de carga punta opera de 500 a 2000 horas al año equivalentes a plena carga, con lo que alcanza factores de planta de 6 - 23 %. Evidentemente, el costo de la electricidad generada por la central de carga punta es, a igualdad de tecnología, mucho más elevado que el de la central de carga base.

A continuación se muestran factores de planta para distintas tecnologías:

- Parque eólico: 20-40%
- Panel fotovoltaico: 10-15%

- Central hidroeléctrica: 60%
- Central Nuclear: 60-98%
- Central termoeléctrica a carbón: 70-90%
- Central de Ciclo combinado: 60%

2.4 Sistema Eléctrico Chileno

En Chile existen cuatro sistemas eléctricos interconectados. El Sistema Interconectado del Norte Grande (SING), que cubre el territorio comprendido entre las ciudades de Arica y Antofagasta con un 22,98% de la capacidad instalada en el país; el Sistema Interconectado Central (SIC), que se extiende entre las localidades de Taltal y Chiloé con un 76,13% de la capacidad instalada en el país; el Sistema de Aysén que atiende el consumo de la Región XI con un 0,31% de la capacidad; y el Sistema de Magallanes, que abastece la Región XII con un 0,57% de la capacidad instalada en el país.

A continuación, se detallan las características del SING debido a que es donde se ubicada la central termosolar.

2.4.1 Sistema interconectado Norte grande (SING)

El SING está constituido por el conjunto de centrales generadoras y líneas de transmisión interconectadas que abastecen los consumos eléctricos ubicados en las regiones I y II del país.

Aproximadamente, el 90% del consumo del SING está compuesto por grandes clientes, mineros e industriales, tipificados en la normativa legal como clientes no sometidos a regulación de precios. El resto del consumo, está concentrado en las empresas de distribución que abastecen los clientes sometidos a regulación de precios.

2.4.1.1 Segmento de Generación

Operan en el SING un total de 6 empresas de generación que junto a una empresa de transmisión conforman el Centro de Despacho Económico de Carga del SING (CDEC-SING).

El SING cuenta con una capacidad instalada de 3.574,9 MW a Diciembre de 2010. El parque generador es eminentemente termoeléctrico, constituido en un 99,6% por centrales térmicas a carbón, fuel, diesel y de ciclo combinado a gas natural. Sólo existen dos unidades hidroeléctricas correspondientes a las centrales Chapiquiña y Cavanca, que representan sólo un 0,4% de la capacidad instalada.

Durante el año 2007 la demanda máxima alcanzó los 1.665 MW, y la generación bruta de energía se ubicó en torno a los 12.674,3 GWh.

La siguiente tabla muestra la participación de cada sistema eléctrico a la red nacional y sus fuentes de generación:

Tabla 2.3: Potencia instalada y fuente de generación para cada sistema eléctrico para el año 2010 (21).

Sistema	Capacidad (MW)	Participación	Fuente		
			Térmica	Hidroeléctrica	Eólica
Sistema Interconectado Norte Grande (SING)	3.575	22,98%	99,6%	0,4%	0,0%
Sistema Interconectado Central (SIC)	11.845	76,13%	53,6%	45,1%	1,4%
Sistema Eléctrico de Aysén	49	0,31%	57,2%	38,8%	4,0%
Sistema Eléctrico de Magallanes	89	0,57%	100%	0,0%	0,0%
Total nacional	15.558	100%	59,1%	35,8%	0,2%

2.4.2 Tarifificación sistema eléctrico chileno

La legislación vigente establece como premisa básica que las tarifas deben representar los costos reales de generación, transmisión y de distribución de electricidad asociados a una operación eficiente, de modo de entregar las señales adecuadas tanto a las empresas como a los consumidores, a objeto de obtener un óptimo desarrollo de los sistemas eléctricos.

En los sistemas eléctricos cuyo tamaño es superior a 1.500 kW en capacidad instalada de generación la Ley distingue dos niveles de precios sujetos a fijación:

1. **Precios a nivel de generación-transporte**, denominados "*Precios de Nudo*" y definidos para todas las subestaciones de generación-transporte desde las cuales se efectúe el suministro. Los precios de nudo tendrán dos componentes: precio de la energía y precio de la potencia de punta;
2. **Precios a nivel de distribución**. Estos precios se determinarán sobre la base de la suma del precio de nudo, establecido en el punto de conexión con las instalaciones de distribución, un valor agregado por concepto de distribución y un cargo único o peaje por concepto del uso del sistema de transmisión troncal.

Mientras los generadores pueden comercializar su energía y potencia en alguno de los siguientes mercados:

- Mercado de grandes consumidores, a precio libremente acordado;
- Mercado de las empresas distribuidoras, a Precio de Nudo, tratándose de electricidad destinada a clientes de precio regulado; y
- El Centro de Despacho Económico de Carga del respectivo sistema (CDEC), a costo marginal horario.

El precio que las empresas distribuidoras pueden cobrar a usuarios ubicados en su zona de distribución, por efectuar el servicio de distribución de electricidad, dado por la siguiente expresión:

Precio a usuario final = Precio de Nudo + Valor Agregado de Distribución + Cargo Único por uso del Sistema Troncal

2.5 Antecedentes económicos

2.5.1 Proyección precios de combustibles fósiles

Los combustibles fósiles son responsables de más de un 80% de la producción mundial de energía para el año 2007 (22). Se estima que el valor de los combustibles fósiles aumentará sostenidamente con el correr de los años, con lo cual las fuentes de generación convencionales basadas en hidrocarburos aumentarán significativamente su costo de generación en el mediano y largo plazo. La Tabla 2.4 muestra las proyecciones sobre el precio del petróleo, carbón y gas hasta el año 2035.

Tabla 2.4: Evolución precios de combustible para escenario de referencia (dólares por unidad) (22)

	Unit	2000	2008	2015	2020	2025	2030
Real terms (2008 prices)							
IEA crude oil imports	barrel	34.30	97.19	86.67	100.00	107.50	115.00
Natural gas imports							
<i>United States</i>	<i>MBtu</i>	<i>4.74</i>	<i>8.25</i>	<i>7.29</i>	<i>8.87</i>	<i>10.04</i>	<i>11.36</i>
<i>Europe</i>	<i>MBtu</i>	<i>3.46</i>	<i>10.32</i>	<i>10.46</i>	<i>12.10</i>	<i>13.09</i>	<i>14.02</i>
<i>Japan LNG</i>	<i>MBtu</i>	<i>5.79</i>	<i>12.64</i>	<i>11.91</i>	<i>13.75</i>	<i>14.83</i>	<i>15.87</i>
OECD steam coal imports	tonne	41.22	120.59	91.05	104.16	107.12	109.40
Nominal terms							
IEA crude oil imports	barrel	28.00	97.19	101.62	131.37	158.23	189.65
Natural gas imports							
<i>United States</i>	<i>MBtu</i>	<i>3.87</i>	<i>8.25</i>	<i>8.55</i>	<i>11.66</i>	<i>14.78</i>	<i>18.73</i>
<i>Europe</i>	<i>MBtu</i>	<i>2.82</i>	<i>10.32</i>	<i>12.27</i>	<i>15.89</i>	<i>19.27</i>	<i>23.11</i>
<i>Japan LNG</i>	<i>MBtu</i>	<i>4.73</i>	<i>12.64</i>	<i>13.96</i>	<i>18.07</i>	<i>21.83</i>	<i>26.17</i>
OECD steam coal imports	tonne	33.65	120.59	106.77	136.84	157.67	180.42

Notes: Gas prices are expressed on a gross calorific-value basis. All prices are for bulk supplies exclusive of tax. Nominal prices assume inflation of 2.3% per year from 2008. Detailed price assumptions for the 450 Scenario can be found in Chapter 5.

El aumento del precio del petróleo se sostiene debido al fuerte crecimiento económico de países emergentes como China, India y Brasil; y una constante disminución de reservas de crudo a nivel mundial (23). El mismo fenómeno ocurre con las demás fuentes energéticas como gas y carbón.

2.5.2 Costos proyectados de generación de electricidad fuentes convencionales

Los costos de generación de electricidad varían entre regiones geográficas debido a múltiples factores, entre ellos se distinguen la disponibilidad de materias primas, precios de combustibles fósiles, regulaciones del mercado, etc. Para poder realizar una comparación de los distintos costos de generación se utiliza el indicador LEC explicado en la sección anterior.

A continuación se muestra un estudio (24) realizado por la IEA (International Energy Agency) sobre los valores de LEC según fuente de generación para diferentes locaciones geográficas.

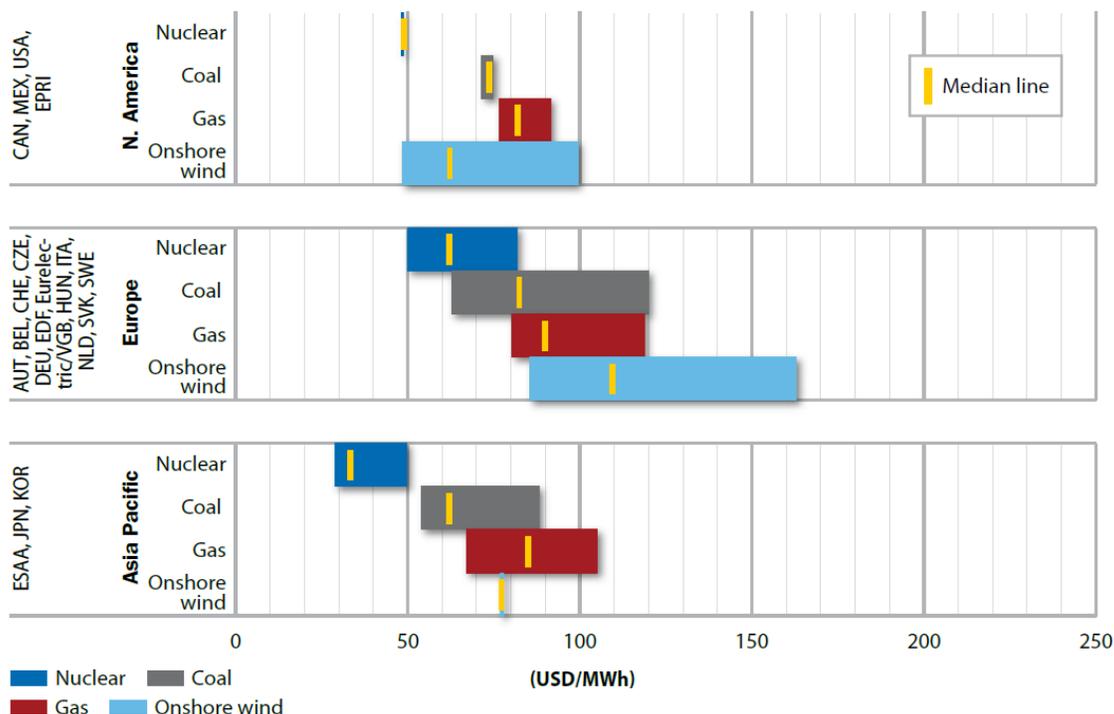


Figura 2.9: Rango de valores de LEC según fuente de generación y zona geográfica (tasa de retorno de 5%) (24).

En la Figura 2.9 se puede ver el gran rango de dispersión de precios para una misma región y fuente de generación, lo cual dificulta el análisis para obtener un valor generalizado de generación eléctrica a nivel global. A pesar de esto, la International Energy Agency (IEA) para realizar un análisis sobre la variación del LEC, estimó un caso promedio. Este se muestra a continuación:

Tabla 2.5: Valores medios de LEC según fuente de generación (5% tasa de retorno) (24)

Fuente de Generación	LEC (US\$/MWh)
Nuclear	29
Gas	42
Diesel ⁵	193
Carbón	32
Eólico	47
Solar PV	201

⁵ El valor de generación Diesel se obtuvo de una central de generación en Sudáfrica. No se pudo utilizar una mayor cantidad de datos debido a que no se tiene más información.

Estos valores no incluyen costos de transmisión ni distribución y deben interpretarse solo como estimativos por las razones anteriormente mencionadas.

A continuación se muestra un estudio (25) sobre el valor de LEC para Estados Unidos realizado por el Banco de inversión Lazard Ltd.

De la Figura 2.10 cabe destacar que para la generación eléctrica termosolar los valores más bajos dentro del rango de precio corresponden a la tecnología de Torre Central y los valores altos dentro del rango corresponden a la tecnología cilindro parabólico.

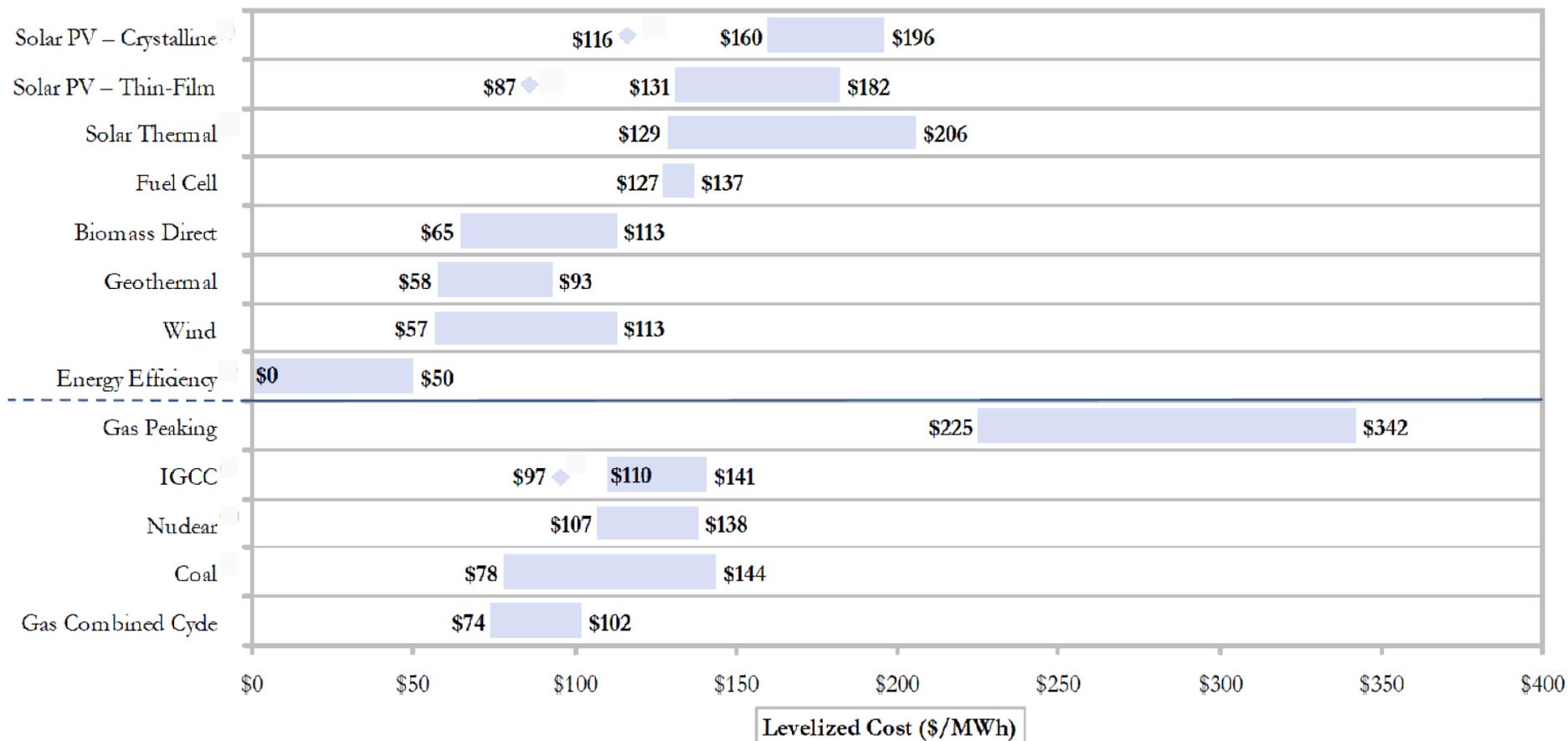


Figura 2.10: Valores de LEC según fuente de generación para Estados Unidos (en dólares) (25)

2.5.3 Indicador financiero LEC

El indicador LEC (Levelized Energy Cost) es utilizado para comparar los costos de diferentes tecnologías de generación eléctrica a lo largo de la vida útil de cada una. Este indicador muestra el precio promedio al cual la energía debe ser vendida para pagar a los inversores del proyecto. Para obtener este costo de generación se utilizan como variables: inversión inicial, costo de operación y mantenimiento, costo del combustible a utilizar, y la energía eléctrica neta generada en un año, esto junto con una tasa de retorno y un horizonte de evaluación determinado. Así LEC muestra el precio mínimo al cual la energía debe ser vendida para que el proyecto sea rentable en las tasas esperadas.

La manera de calcular LEC se muestra a continuación (4):

$$LEC = \frac{fcr \cdot Inversión + O\&M + Fuel}{E_{generada}}$$

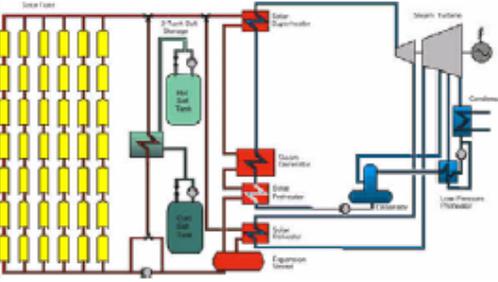
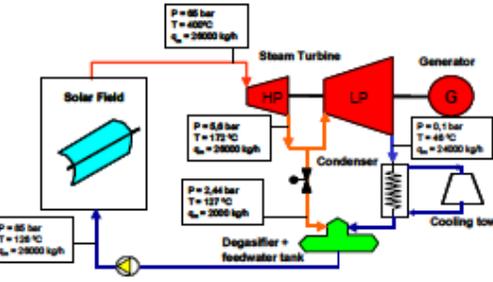
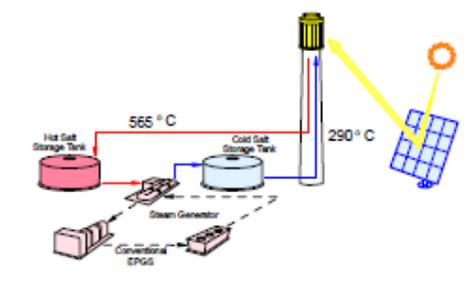
Donde:

- fcr: Factor de anualidad. Dependiendo de las condiciones económicas a evaluar, para condiciones de evaluación estándar su valor puede variar en un rango de 9,37-10,4%.(26) (4) (27).
- Inversión: Inversión total de la planta
- O&M: Costo anual de operación y mantenimiento
- Fuel: Costo anual de combustible
- Egenerada: Energía eléctrica neta generada

2.5.4 Valores de LEC para centrales solares térmicas

Por el momento, los costos de generación de electricidad mediante energía solar son mayores a los costos de generación mediante fuentes convencionales, según las características de cada región, estos pueden llegar a ser más del doble. La siguiente tabla muestra algunas características y costos de generación para distintas centrales de generación de energía eléctrica mediante energía solar.

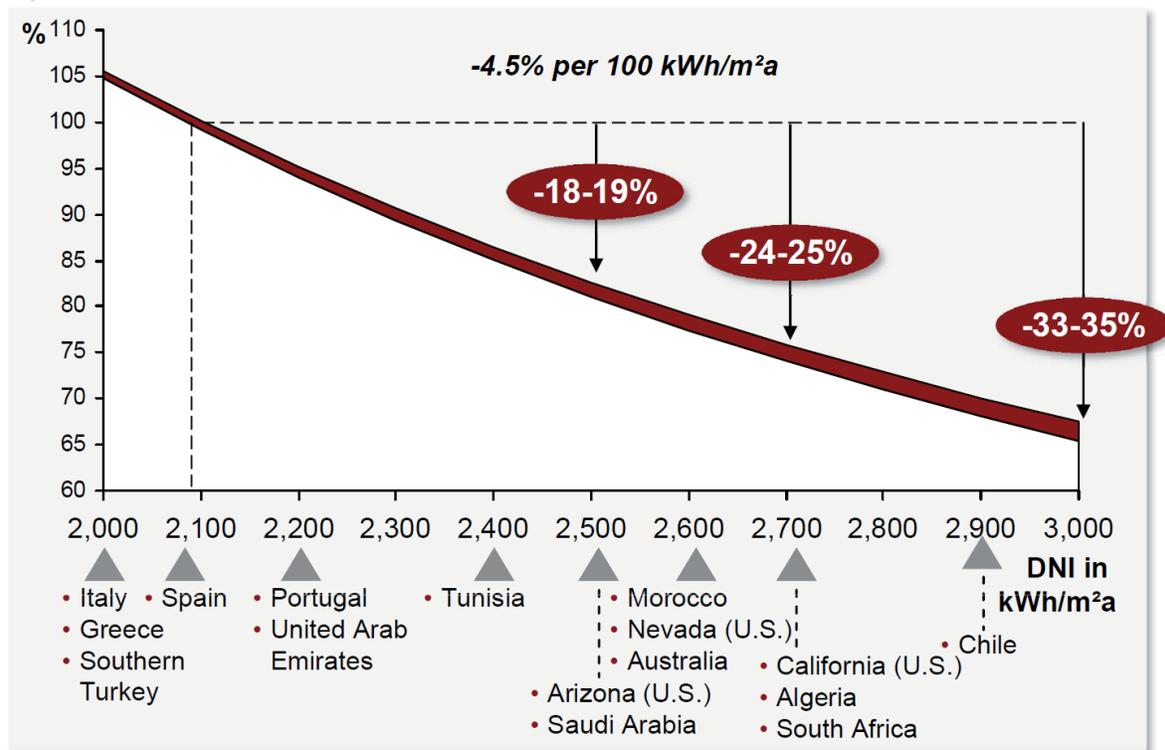
Tabla 2.6: Características de centrales solares y sus costos estimados de generación eléctrica (tasa de retorno 8%)(28).

Technology	Parabolic trough / HTF	Parabolic trough DSG ⁴	Molten salt Central receiver system
			
Technical design parameter:			
Collector	Parabolic trough	Parabolic trough	Heliostat field
Receiver	Linear receiver (tubes)	Linear receiver (tubes)	Molten salt receiver
Storage system	2-tank-molten-salt storage	No storage system available up to date	2-tank-molten-salt storage
Cycle	Rankine steam cycle	Rankine steam cycle	Rankine cycle
Planned / built power size			
	50 MW Andasol I & II, under preparation, Spain	4.7 MW INDITEP study	Solar Tres (17MW), planned, Spain
Maturity	Several commercial units up to 80 MW _e are in operation in southern USA	Single row experimental plant in Spain	Solar 2 (11 MW) experimental plant in California in the 1990ies
Temperature	393°C	411°C	565°C
Size of the reference system	50 MW _e	10 × 4.7 MW _e	3 × 17 MW _e
Solar capacity factor	29 %	22 %	33 %
LEC for a single ECOSTAR reference system, solar-only			
	0.172 €/kWh _e	0.187 €/kWh _e	0.183 €/kWh _e
LEC for power plant park consisting of several reference systems with total capacity of 50 MW, solar-only			
	0.172 €/kWh _e	0.162 €/kWh _e	0.155 €/kWh _e

Andasol es de las centrales más representativas que se encuentran en funcionamiento actualmente. Se encuentra localizada en la provincia de Granada, sur de España, donde existe una irradiancia directa normal de 2136 kWh/m² al año (8).

En la ciudad de Calama, norte de Chile, existe una irradiancia directa normal de 2870 kWh/m² al año, lo cual es un 34% más de radiación al año, lo cual permite una reducción significativa de los costos de generación debido a la mayor producción de energía. Como se muestra en la Figura 2.11, debido a las diferencias de DNI entre Calama y la provincia de Granada, el valor del indicador LEC en Calama debe estar en el rango de un 30% menor.

% compared to reference plant in Spain¹



¹Reference plant location has a DNI of 2,084 kWh/m²a at 100 percent
Source: A. T. Kearney analysis

Figura 2.11: Variación de LEC en función del DNI anual (28) (29).

El valor de LEC estimado para Calama debería rondar los 0,17 USD/kWh para una tasa de retorno de 8%. Este valor es más cercano a valores de generación para tecnologías convencionales. Si se considera un subsidio para promover el desarrollo de esta tecnología, y una posible venta de bonos de carbono el desarrollo de esta tecnología se vuelve atractivo desde el punto de vista financiero.

2.5.5 Proyección de reducción de costos para cilindro parabólico

Las tecnologías de concentración solar se encuentran en una etapa de temprano desarrollo. Después de un par de años de exitoso funcionamiento la generación de electricidad mediante energía solar está comenzando su etapa comercial con proyectos de mayor potencia (mayor a 50MW). Se estima que al alcanzar una mayor madurez tecnológica, para el año 2020 las tarifas de generación bajarán considerablemente y la potencia de las centrales aumentará hasta los 250MW. Para después del 2020, al alcanzar una madurez tecnológica y comercial, los proyectos de centrales solares se diseñarán a gran escala y precios muy competitivos con las demás fuentes. Un esquema sobre la posible evolución de la tecnología solar se ve en la Figura 2.12

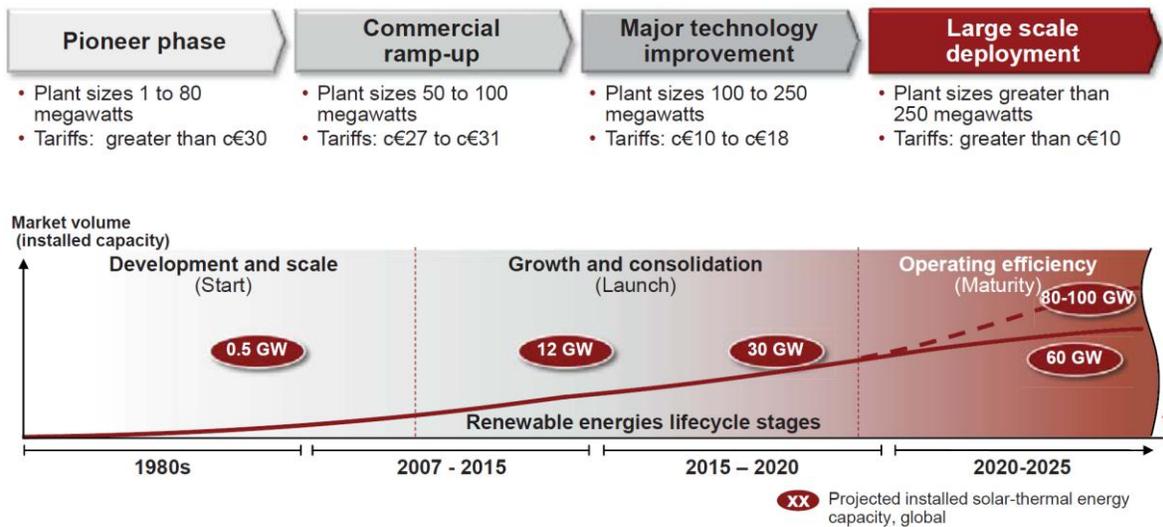


Figura 2.12: Mapa de ruta para generación de electricidad mediante energía solar (29).

Mediante desarrollo tecnológico, construcción de grandes proyectos para aprovechar las economías de escala y aumento en la eficiencia; se espera una disminución en los costos de generación eléctrica de un 5-30% para el año 2015 y mayor a un 50% para el año 2025. Un detalle de cómo se podría lograr este objetivo se muestra en la Figura 2.13.

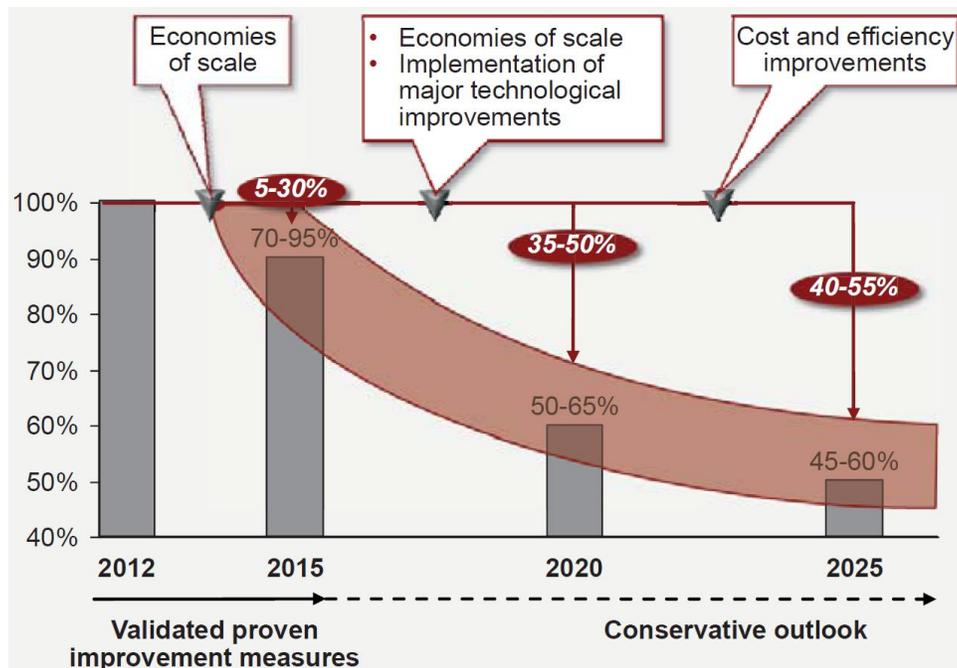


Figura 2.13: Reducción esperada para el valor de LEC de la tecnología CCP entre los años 2012-2025 (29).

Las mejoras tecnológicas permitirían una reducción de aproximadamente un 29% del valor de LEC para centrales cilindro parabólico, según las estimaciones más optimistas (28). Un detalle de las mejoras se ven en la Figura 2.14. La mayor limitante en las centrales CCP es el aceite térmico utilizado como HTF (Heat Transfer Fluid), debido a su costo y límite de temperatura que puede alcanzar. El campo de colectores, como mayor costo asociado a la inversión de la planta termosolar, todavía tiene un margen considerable para mejoras técnicas y una significativa reducción de costos, principalmente debido a mejoras en los materiales para el soporte de la estructura y reflector.

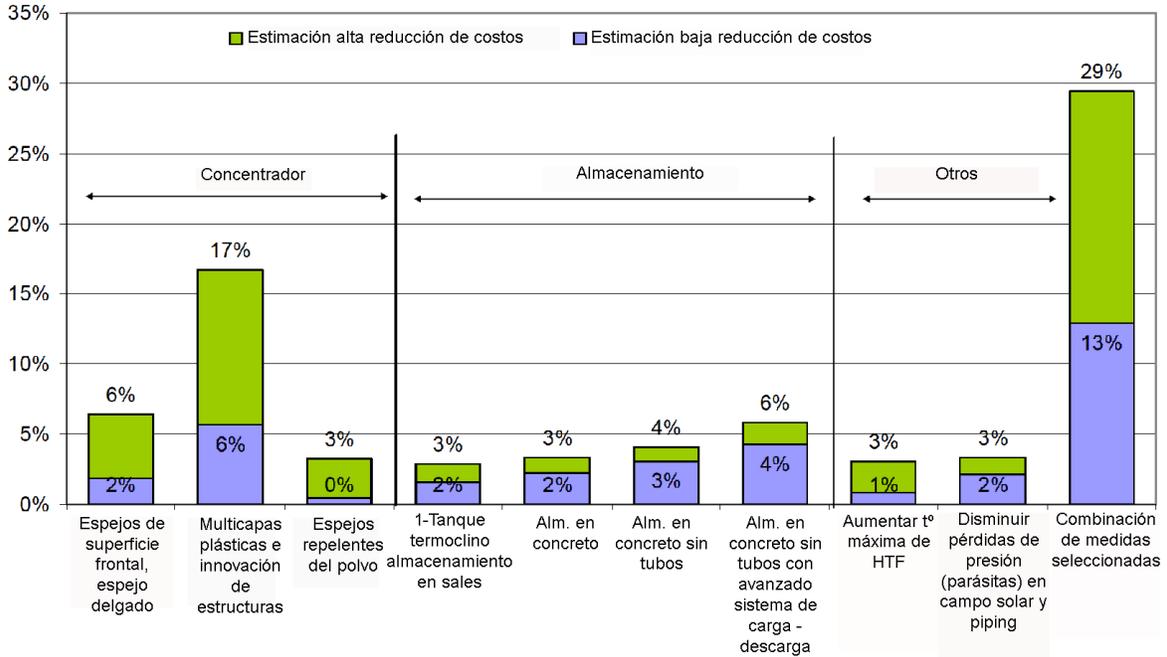


Figura 2.14: Impacto de mejoras en la tecnología en el valor de LEC para central CCP (28).

Dependiendo de la radiación anual, se espera una considerable reducción del valor de LEC para el año 2020, estos disminuirían en prácticamente un 50% (28) debido al aumento de la energía generada y una disminución de los costos aprovechando las economías de escala y desarrollo tecnológico. Sin considerar un costo por emisiones de CO₂, la tecnología solar tendrá valores muy competitivos en un horizonte de 10 años más.

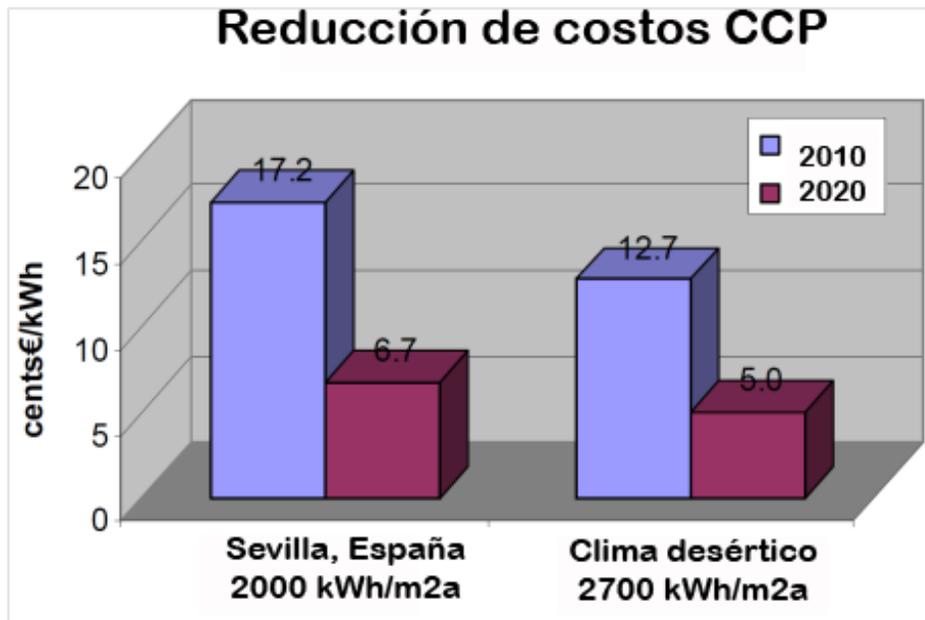


Figura 2.15: Valores de LEC proyectados para año 2020 según DNI (28).

Los actuales valores de LEC para generación térmica solar no son competitivos con las fuentes de generación convencionales. Sin embargo, considerando las proyecciones de LEC para generación termosolar, expectativas de aumento de costos de carbón y gas, como también los futuros costos por emisión de CO₂, permiten presupuestar que la generación termosolar se volverá competitiva en el largo plazo, como se muestra en la Figura 2.16.

Para el mediano plazo, la generación termosolar puede competir directamente con generación de ciclo combinado para en un largo plazo competir con la generación mediante carbón. Si se consideran costos adicionales por emisión de CO₂ a la atmosfera estos plazos disminuirían.

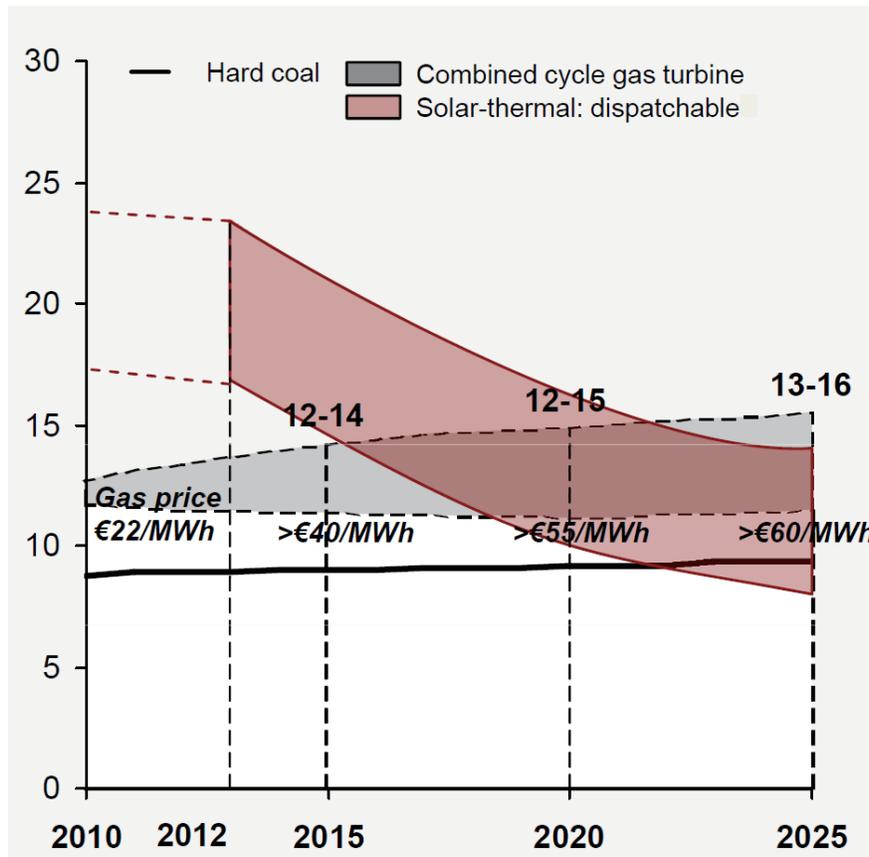


Figura 2.16: Comparación de LEC para generación solar y fuentes convencionales (29)

2.5.6 Registro histórico de precios nudos en SING y SIC

Los precios nudos de generación en el SIC y SING han registrado gran variabilidad a lo largo de los años, debido a que factores como la cantidad de precipitaciones y precios de combustibles fósiles afectan fuertemente el costo de generación eléctrica. A continuación la Figura 2.17 muestra el registro histórico de los precios nudos en el SIC y SING.

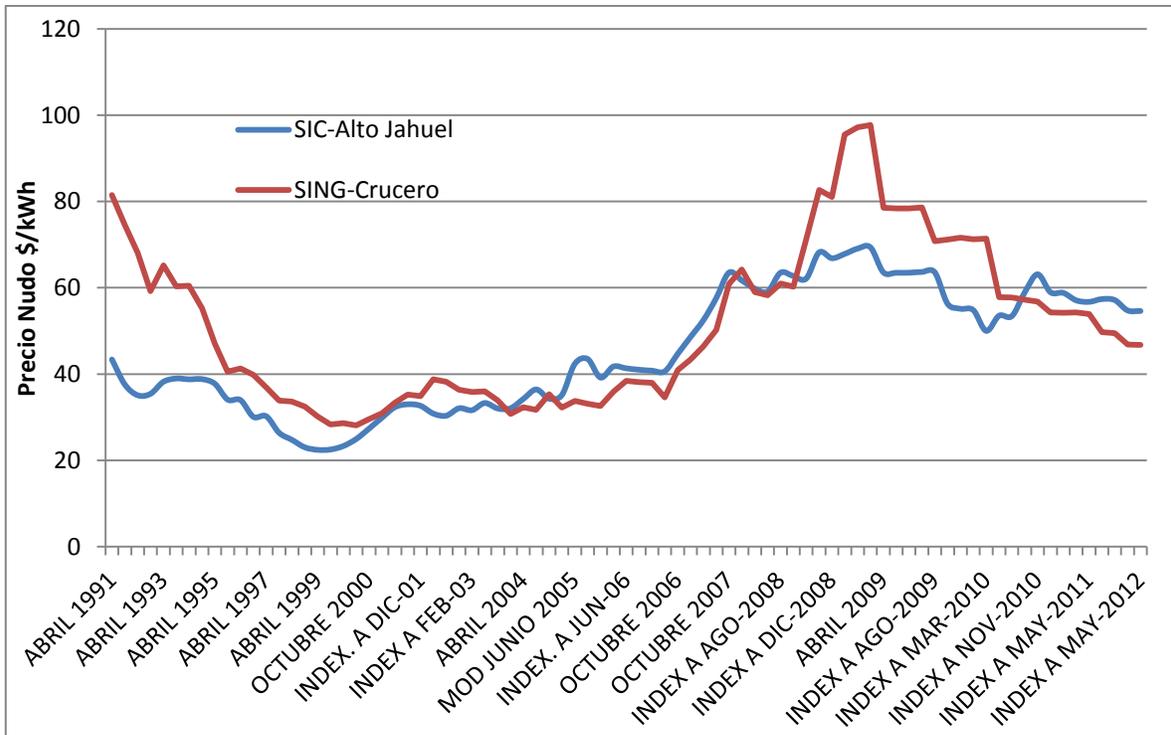


Figura 2.17: Precios nudos históricos para SIC y SING (30).

Debido a la matriz de generación que lo compone, el valor del precio nudo en el SIC se ve afectado prácticamente en partes iguales por la cantidad de precipitaciones anuales y valor de combustibles fósiles. Por otra parte el valor del precio nudo en el SING es fuertemente influenciado por el costo de combustibles fósiles.

Debido a la variabilidad en los precios nudos del SIC y SING, en la Tabla 2.7 se muestra un análisis sobre los precios nudos promedios para ciertos periodos de tiempo.

Tabla 2.7: Precio nudo SIC y SING (31)

Sistema eléctrico	Precio Nudo \$/kWh		
	Promedio 1991-2012	Promedio 2006-2012	Mayo 2012
SIC	45,47	57,17	54,61
SING	51,29	61,50	46,73

En los últimos años se han registrado los valores de precio nudo más altos en la historia, empujándose por los 97,70 y 69,38 \$/kWh en Abril del 2009 para el SING y SIC respectivamente, para ir decreciendo su valor hasta los 46,73 y 54,61 \$/kWh para el mes de Mayo de 2012 como se muestra en la Tabla 2.7. Si se considera el periodo entre 2006-2012, donde el valor del precio nudo tuvo un incremento hasta el año 2009, los precios nudo promedios están por sobre el periodo histórico quedando en 61,50 y 57,17 \$/kWh para el SING y SIC respectivamente.

2.5.6.1 Costos de generación en el SING según combustible utilizado

El costo del precio nudo está dado en gran medida por el promedio en el tiempo de los costos marginales de energía del sistema eléctrico de cada central térmica que se encuentran operando para abastecer la demanda eléctrica. Por lo tanto, el sistema eléctrico trata de suplir la demanda eléctrica generando electricidad, primero con las centrales de menor costo marginal; y a medida que la demanda eléctrica aumenta, progresivamente ir supliéndola con centrales de mayor costo de generación.

La Tabla 2.8 muestra los valores promedio de generación eléctrica para distintas fuentes en el SING.

Tabla 2.8: Costos de generación eléctrica promedio en el SING (32)

Combustible	Costo generación \$/kWh
Diesel	150
Gas Natural	30
Carbón	25
Precio Nudo	51,29 ⁶

De la Tabla 2.8 se desprende que los costos de generación del carbón y gas natural están muy por debajo de los costos de generación de las centrales a Diesel, incluso por debajo del precio nudo promedio. Por lo tanto, las centrales Diesel son utilizadas solo en momentos de alta demanda eléctrica en el SING, encareciendo en gran manera sus costos promedios de generación.

2.5.6.2 Proyecciones de costos de generación en el SING para el largo plazo

Para proyectar los costos de generación en el SING se deben considerar ciertos factores:

- El 99,6% de la energía generada en el SING es mediante fuentes térmicas como carbón, gas natural y petróleo. Con lo cual el precio nudo en el SING está fuertemente ligado a los costos de estos combustibles.
- En el largo plazo se prevé un notorio aumento en el valor de los combustibles fósiles en el mundo, como se muestra en la Tabla 2.4
- Debido al crecimiento económico, pero en mayor medida a los nuevos proyectos mineros, el SING crecerá desde los 10.870 GWh anuales para el año 2008 hasta los 15.850 GWh para el año 2020 (33), lo que significa un aumento del 45,81% en energía anual generada. Si no se cubre de manera adecuada esta alta demanda energética los costos de generación podrían tender al alza.

Para obtener una estimación del valor del precio nudo a largo plazo en el SING se han proyectado 3 casos sobre el precio nudo promedio de éste que se muestra en la Tabla 2.8. Se ha elegido el precio promedio del SING y no el valor actual debido a su gran variabilidad en el tiempo. Por ejemplo, si este trabajo se hubiera realizado en Abril del año 2009 el valor del precio nudo en ese

⁶ Valor obtenido en la sección 2.5.6 de este informe.

momento era de 97,70 \$/kWh y probablemente las proyecciones futuras estarían lejos de ser acertadas. Los 3 casos a considerar son los siguientes:

- Un aumento leve de un 0,5% anual en el valor promedio del precio nudo en el SING hasta el año 2025.
- Un aumento uniforme de un 3% anual en el valor promedio del precio nudo en el SING hasta el año 2025.
- Un aumento considerable de un 5% anual en el valor del promedio precio nudo en el SING hasta el año 2025.

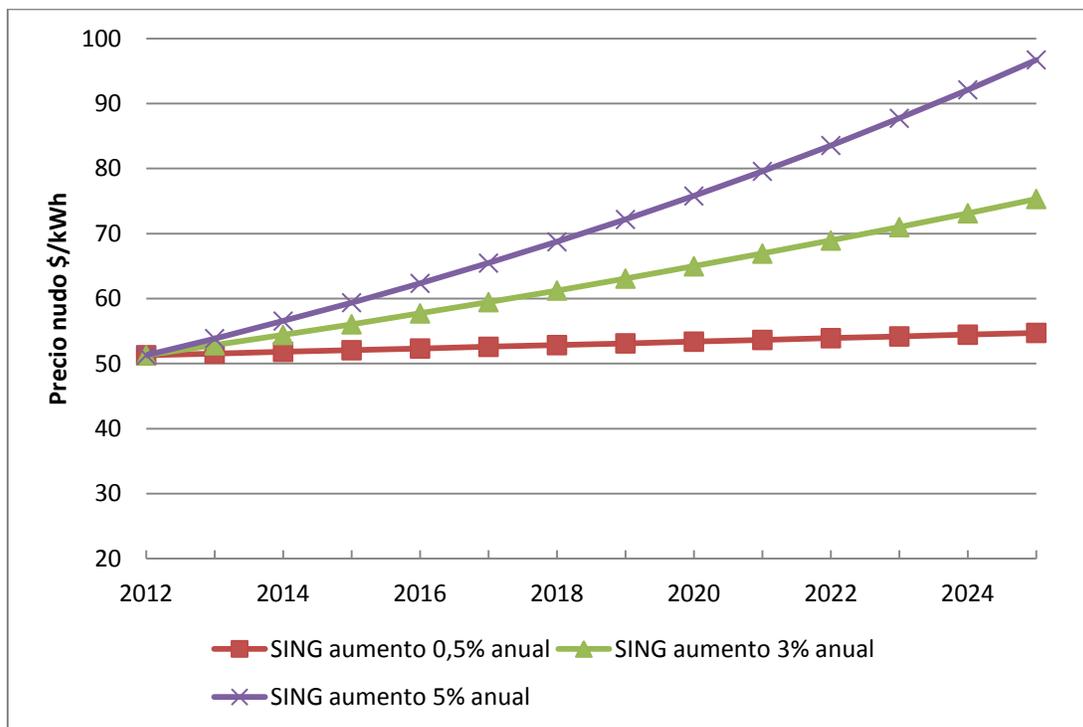


Figura 2.18: Proyecciones costos del SING y tecnología cilindro parabólico

2.5.7 Mercado Bonos de Carbono

A comienzos de los años 90's se crea la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre Cambio Climático (CMNUCC), impulsados por la creciente preocupación sobre el aumento de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) alrededor del mundo. En el año 1997, se crea el protocolo de Kioto, el cual establece objetivos de reducción de emisiones para la mayoría de los países industrializados (países del Anexo 1 del protocolo de Kioto).

Dentro de este acuerdo, se crean los llamados Mecanismos de Desarrollo Limpio (MDL), los cuales permiten que países del Anexo I (es decir, los países desarrollados), inviertan en proyectos de reducción de emisiones en países en desarrollo. De esta forma, estos mecanismos permiten la participación de países en desarrollo que no tengan objetivos de reducción de emisiones en el protocolo de Kioto.

El sistema ofrece incentivos económicos para que empresas privadas contribuyan a la mejora de la calidad ambiental y se consiga regular la emisión generada por sus procesos productivos, considerando el derecho a emitir CO₂ como un bien canjeable y con un precio establecido en el mercado. La transacción de los bonos de carbono (un bono de carbono representa el derecho a emitir una tonelada de dióxido de carbono) permite mitigar la generación de gases invernadero, beneficiando a las empresas que no emiten o disminuyen la emisión y haciendo pagar a las que emiten más de lo permitido.

Las reducciones de emisiones de GEI se miden en toneladas de CO₂ equivalente, y se traducen en Certificados de Emisiones Reducidas (CER). Un CER equivale a una tonelada de CO₂ que se deja de emitir a la atmósfera, y puede ser vendido en el mercado de carbono a países Anexo I. Los tipos de proyecto que pueden aplicar a una certificación son, por ejemplo, generación de energía renovable, mejoramiento de eficiencia energética de procesos, forestación, limpieza de lagos y ríos, etc.

2.5.7.1 Bonos de Carbono en Chile

Chile emerge como una de las naciones más atractivas en el mercado de bonos de carbono a nivel mundial. Y es que en pocos años, de acuerdo a un análisis de la Consultora Point Carbon, es el tercer oferente de bonos de carbono y ha sido clasificado además como el segundo país más confiable para realizar este tipo de transacciones. Actualmente, se encuentran 42 proyectos registrados o en vías de registro, con lo cual se proyecta la reducción de 5.280.571 toneladas de CO₂ emitidas al ambiente (34).

Lo cierto es que hasta la fecha Chile ocupa una posición de vanguardia, después de Brasil en América Latina, ya que cuatro empresas, Hidroeléctrica Guardia Vieja, Nestlé, Watt's y Agrosuper han vendido sus bonos de carbono, siendo todos comprados por Japón. Además, de las 21 metodologías aprobadas a nivel mundial, Chile cuenta con tres. Uno de los motivos de porque no ha existido una mayor diversificación en estas iniciativas es su alto costo económico, por lo cual las grandes empresas han tomado la delantera en la materia.

El valor de los certificados de bonos de carbono ha sufrido variaciones a lo largo del tiempo. Debido a que se transan libremente responden a la oferta y demanda en el mercado. Debido a las últimas crisis económicas que han afectado al mundo su valor se ha visto depreciado en este último periodo. La evolución del precio de bonos de carbono se puede ver en la Figura 2.19.

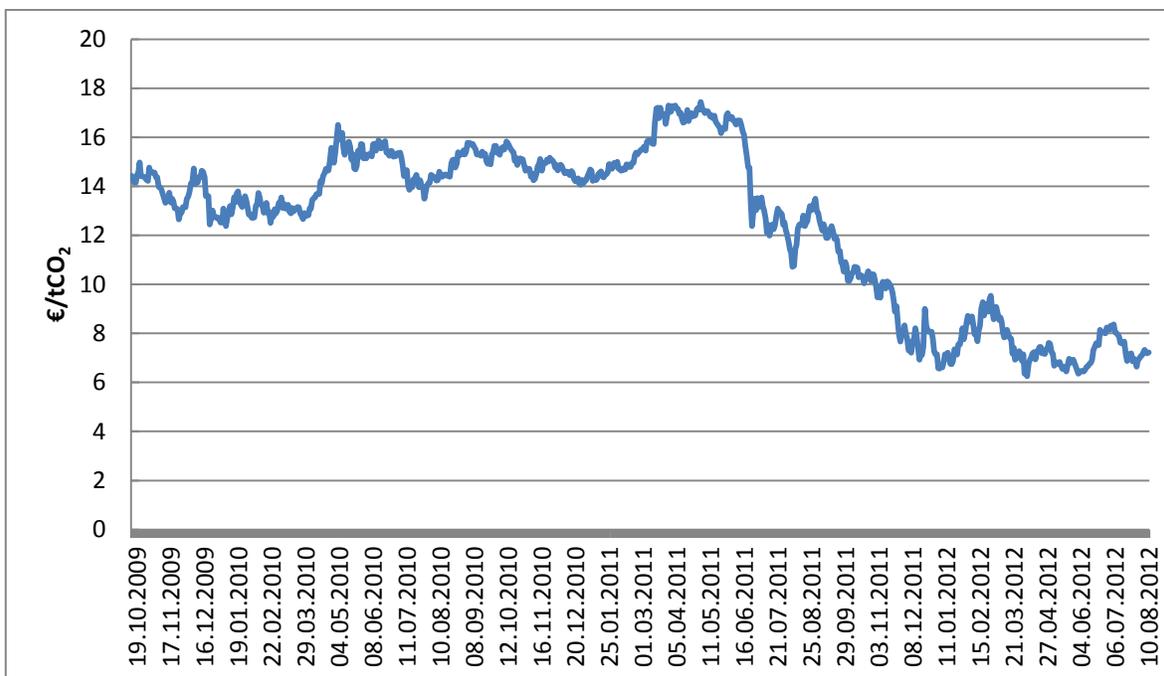


Figura 2.19: Evolución precio de certificados de bonos de carbono (35).

Entre fines del año 2009 hasta mediados del año 2012 el valor promedio de bonos de carbono ha sido de 12,51 €/tCO₂, con un máximo de 17,44 €/tCO₂ en Mayo de 2011 y un mínimo de 6,25 €/tCO₂ en 2012.

Se estima que los países desarrollados requerirán comprar alrededor de mil millones de toneladas métricas al año durante cada uno de los 5 años del primer periodo de cumplimiento. Si se calcula a US\$ 10 dólares la tonelada (alrededor de 7,5 €/tCO₂), las ventas anuales podrían llegar a los US\$ 10 mil millones, es decir casi un 50% de las exportaciones chilenas. Entre las nuevas oportunidades de proyectos figuran la eficiencia energética, cogeneración y las energías renovables.

2.6 Cálculo de Emisiones

El cálculo de emisiones es realizado según modelos matemáticos, desarrollados para estimar los distintos tipos de emisiones al medio ambiente en un periodo determinado. De las metodologías utilizadas se encuentra la utilizada por el Ministerio de Salud (MINSAL) para el desarrollo del inventario de emisiones nacional.

La metodología general empleada para la estimación de emisiones atmosféricas es la siguiente (36):

$$E = Fe \times Na \times \left(1 - \frac{Ea}{100}\right)$$

Donde:

- **E:** Emisión [t/año].
- **Fe:** Factor de Emisión [t/t_{combustible}].
- **Na:** Nivel de actividad diaria, semanal y mensual de la fuente estimada [t_{combustible}/año].
- **Ea:** Eficiencia de Abatimiento [% abatimiento emisiones].

3 Metodología

La metodología implementada en esta investigación está dividida en 5 etapas; éstas se muestran a continuación:

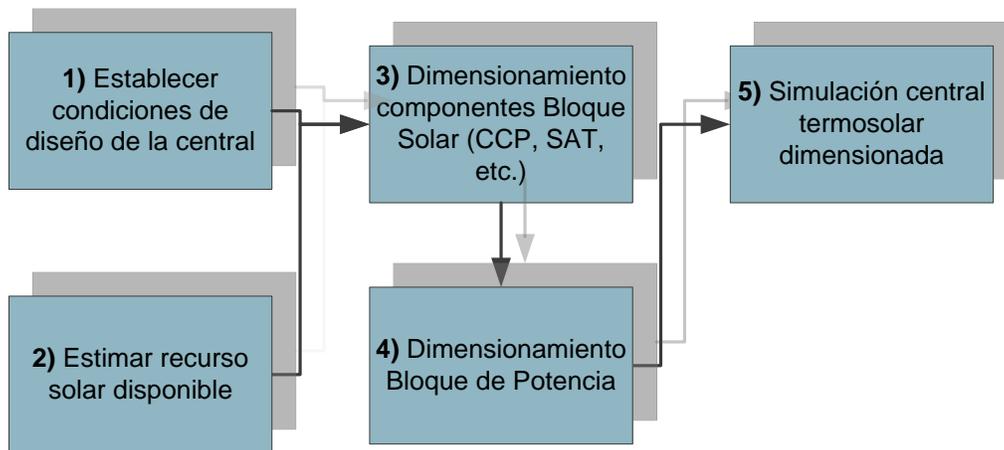


Figura 3.1: Diagrama de la metodología

3.1 Establecer condiciones de diseño

Lo primero a realizar es establecer las condiciones de diseño de la central. Esto quiere decir definir parámetros como: potencia nominal de la central, tamaño del almacenamiento térmico, si implementar caldera diesel de respaldo, temperaturas de entrada y salida del HTF en el campo de colectores, temperaturas de entrada y salida en los tanques de almacenamientos, etc.

3.2 Estimar recurso solar disponible

En paralelo al proceso de establecer las condiciones de diseño se estima el recurso solar disponible para el lugar seleccionado. Por lo general, se obtienen mediciones de radiación global desde las estaciones meteorológicas en el país. La radiación global es la suma de la radiación difusa y directa, por lo cual se necesitan realizar una serie de procesos matemáticos para obtener la radiación que efectivamente será captada por el CCP, ésta es la Radiación Normal Directa (DNI por sus siglas en inglés). Los datos obtenidos que entregan información sobre el potencial del lugar de emplazamiento de la central son: DNI anual acumulada en kWh/m² y DNI peak instantáneo a lo largo del año en W/m².

3.3 Dimensionamiento bloque solar

Después de estimada la DNI del lugar junto con las condiciones de diseño de la central, se dimensiona el área del campo de colectores cilindro parabólico. Por motivo de que en este trabajo se estudian los casos de centrales termosolares con distintos tamaños de almacenamiento térmico (0, 3, 6, 7,5, 9, 12 y 15 horas), se tiene una superficie de campo CCP asociado a cada tamaño del SAT.

Los demás componentes del bloque solar se dimensionan con respecto al caso de la central termosolar sin almacenamiento térmico. Esto se debe a que el SAT no aumenta la potencia de la planta, sino la cantidad de horas en funcionamiento y, por ende, la energía anual generada.

3.4 Dimensionamiento bloque de potencia

A continuación del dimensionamiento del bloque solar, se utiliza el flujo nominal calculado de HTF que es enviado al circuito de intercambiadores de calor: sobrecalentador- evaporador- precalentador, que son la interface entre el bloque solar y bloque de potencia, para obtener el flujo de agua/vapor en el bloque de potencia.

Para obtener el flujo de HTF que proviene del bloque solar como para realizar el dimensionamiento de los demás componentes del bloque de potencia como: bombas, torre de enfriamiento, turbina, etc., se realiza según la potencia nominal de la central solar, debido a que los parámetros termodinámicos del bloque de potencia no varían según la cantidad de horas de almacenamiento que tenga el SAT.

3.5 Simulación central termosolar

Luego de realizado el dimensionamiento de los componentes de la central, se realiza la simulación de la central térmica mediante el software TRNSYS.

A continuación se realiza una descripción de este software.

3.5.1 Descripción Software TRNSYS

Para realizar la simulación de la central existen diversos programas computacionales, en particular el software TRNSYS(37), diseñado para la simulación transiente de sistemas de energía.

TRNSYS (TraNsient simulation SYStems) es un programa de simulación transitoria de sistemas con una filosofía modular orientado a la resolución de sistemas energéticos entre los que se encuentran los sistemas solares térmicos para producción de A.C.S, calefacción, piscinas, y procesos industriales. La filosofía modular de TRNSYS proporciona al programa una tremenda flexibilidad además de facilitar la adición de modelos y componentes no incluidos en la librería estándar del programa.

Con la simulación se intenta reproducir de forma teórica el funcionamiento de un sistema, pudiéndose obtener información detallada del comportamiento de cada uno de los componentes que conforman el sistema. Los errores de buenos programas de simulación como TRNSYS respecto al comportamiento real de los sistemas pueden ser menores al 1%. TRNSYS es un programa de reconocido prestigio a nivel mundial en el campo de la investigación, la docencia y la ingeniería aplicada. Fue desarrollado en el SEL (Solar Energy Laboratory) de la Universidad de Wisconsin-Madison. La primera versión pública fue la 6.0 en Marzo 1975 y el programa fue desarrollado para la simulación de sistemas solares.

El sistema de TRNSYS es un solver de ecuaciones algebraicas y diferenciales que incorpora una librería con los más comunes sistemas termoenergéticos y diseñado especialmente para

simulaciones transitorias, para la cual se adopta una estructura modular para la resolución de sistemas de componentes, donde cada uno de los componentes se describe mediante una subrutina que en la nomenclatura que utiliza TRNSYS recibe el nombre de TYPE. Esta técnica modular permite analizar un sistema entero como la suma de componentes o sistemas individuales y la interconexión entre éstos. Desde un punto de vista práctico, consiste en abordar la resolución de pequeños problemas en vez de un gran problema. Cada type o subrutina contiene uno o varios modelos de un componente de sistema. Por ejemplo, la subrutina Type 4, es un modelo detallado de tanque de almacenamiento. Especificando los parámetros (valores independientes del tiempo como por ejemplo el volumen del tanque) y las variables de entrada (valores dependientes del tiempo como la temperatura del agua de entrada y el flujo másico), el modelo calcula las variables de salida dependientes del tiempo (como por ejemplo, la temperatura del agua a la salida del tanque o las pérdidas de calor a través de la pared del tanque). Estos valores de salida calculados pueden ser usados como variables de entrada para otros modelos, con lo cual el sistema que se quiere simular se crea en forma de diagrama de flujo, donde cada módulo recibe información del módulo anterior.

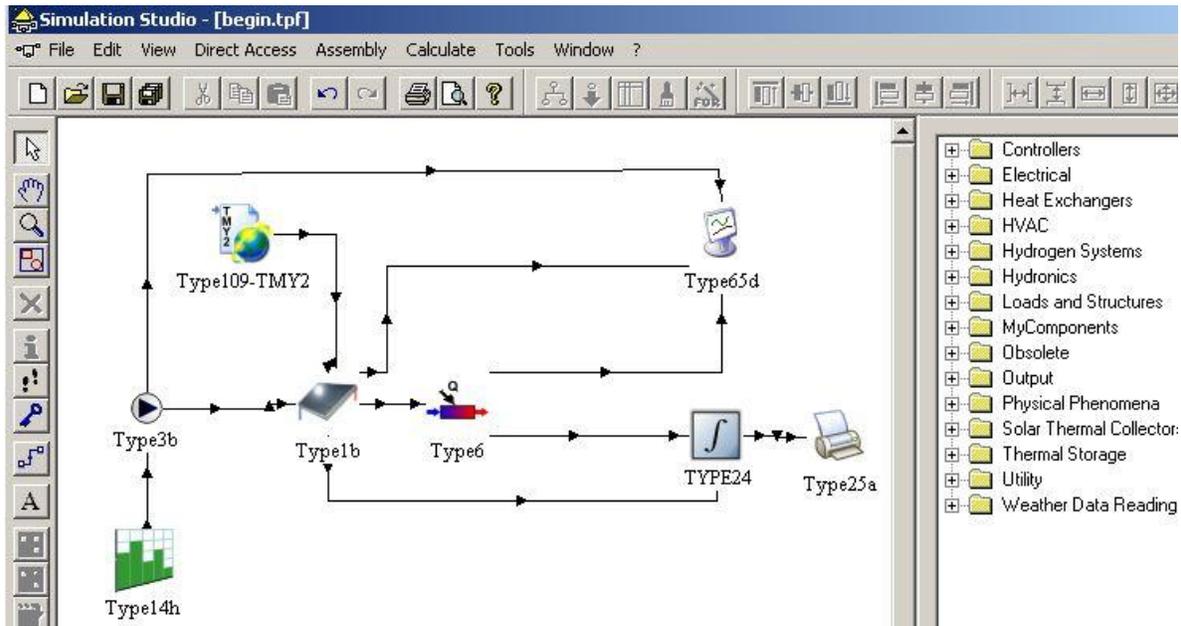


Figura 3.2: Ejemplo de interface en TRNSYS

El usuario debe crear para simular un sistema, un fichero de entrada para el ejecutable de TRNSYS que consiste en una descripción de los componentes que constituyen el sistema y sus interconexiones. El ejecutable de TRNSYS resuelve los componentes del sistema e itera para cada instante de tiempo hasta que el sistema de ecuaciones converge.

Las simulaciones son de carácter transitorio y pueden realizarse en los rangos de espacios de tiempo especificados por el usuario: desde varias horas hasta varios segundos, dependiendo del

tipo de proceso que requiera ser estudiado. La modularidad del programa permite al usuario tener tantos elementos, (bombas, refrigeradores, colectores solares, etc.), como sea necesario, en cualquier configuración. Además se han realizado simulaciones de centrales solares con SAT, obteniendo resultados satisfactorios (38).

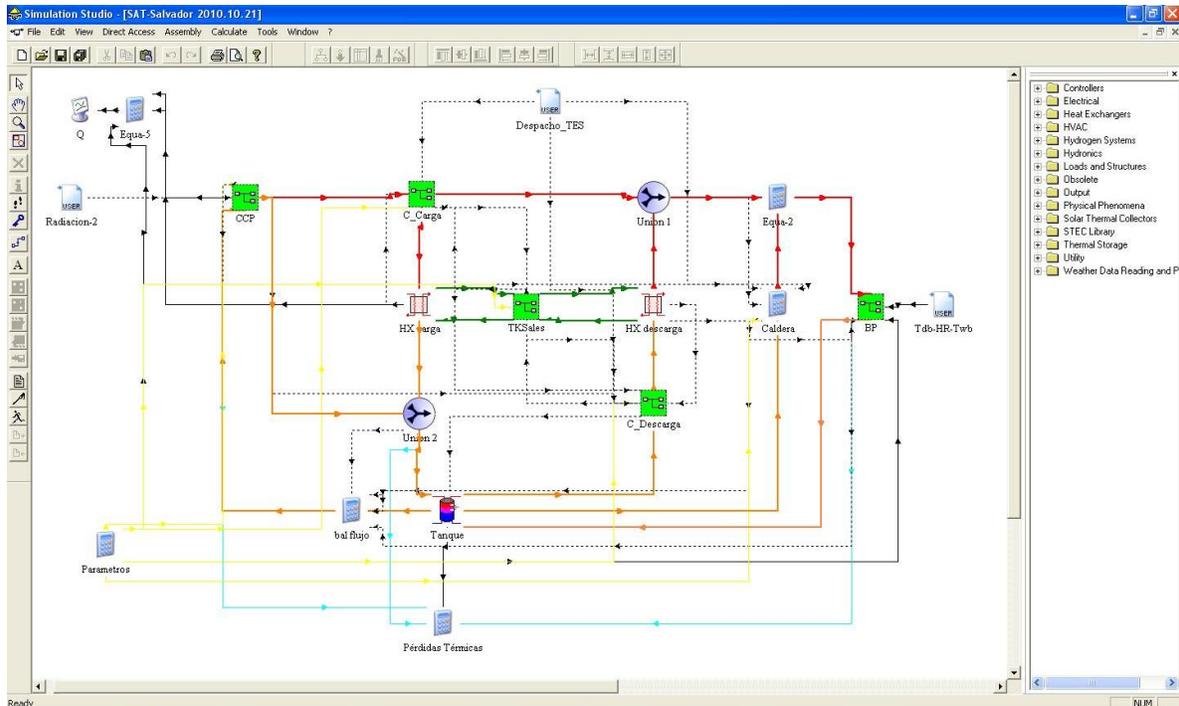


Figura 3.3: Interface simulación planta termosolar en TRNSYS

4 Condiciones de diseño planta solar

Las condiciones generales de diseño de la planta son las siguientes:

- **Potencia nominal:** 10 MW.
- **Tamaño de SAT:** se realizan simulaciones para 0, 1, 3, 6, 7.5, 9, 12, 15 horas.
- **Hibridación:** solo para los arranques de la central en la mañana.

La planta solar utilizará la tecnología cilindro parabólico para captar la energía solar y traspasarla hacia un fluido térmico, o HTF (por Heat Thermal Fluid). El HTF tiene como objetivo primario traspasar su energía térmica al ciclo de potencia, y así producir vapor sobrecalentado el cual se expande en la turbina produciendo energía. El objetivo secundario del HTF es entregar su energía térmica a las sales almacenadas. Esto se produce en momentos en que el flujo másico de HTF está por sobre el nominal, en otras palabras, cuando la radiación solar es mayor que la necesaria para alimentar al bloque de potencia. Un esquema más detallado se muestra en la

Figura 4.1

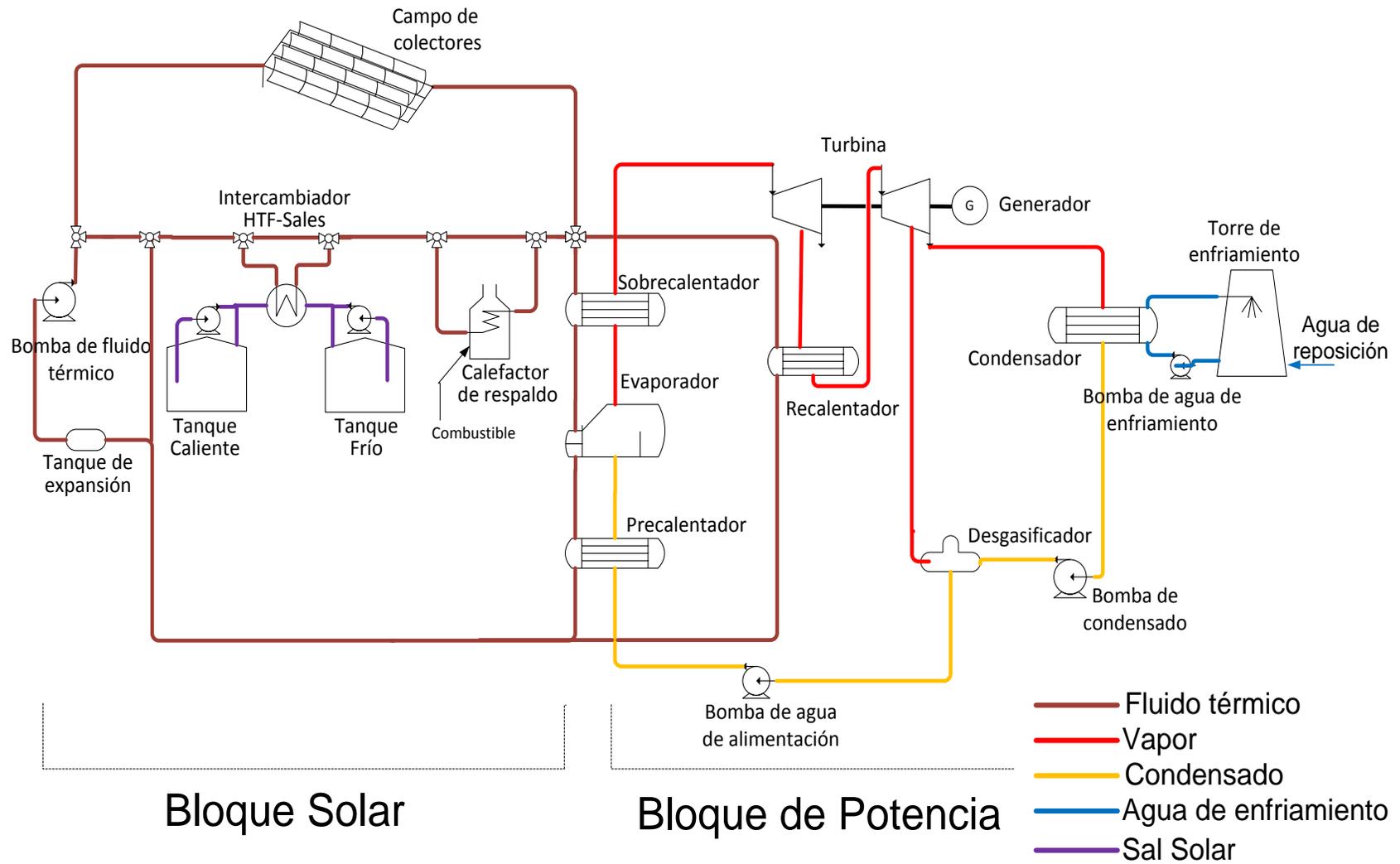


Figura 4.1 Esquema detallado central solar en estudio.

Como parámetro inicial de diseño, la potencia neta de la planta debe ser de 10 MWe. Como cálculo preliminar, mediante una serie de análisis sobre la potencia, componentes de la central y estudio bibliográfico (27)(39) (40), los consumos propios se estiman en 12,2%. Lo que entrega una potencia bruta preliminar de la central de 11,4 MWe. Mediante la simulación de la central se calculará el valor de consumos propios para cada tamaño de almacenamiento térmico.

4.1 Condiciones de diseño ciclo HTF

Las temperaturas del ciclo de HTF están limitadas por la máxima temperatura al cual el HTF está diseñado para operar. La temperatura de salida del campo CCP no puede ser mayor a 400°C debido a la degradación del HTF sobre esta temperatura. Por causa de esta limitante, la temperatura de operación del HTF a la entrada y salida del campo de colectores será de 393°C y 293°C respectivamente. Este rango de temperatura ha sido utilizado en las centrales de Andasol y otras que se encuentran en construcción (7) (41).

Con respecto al ciclo termodinámico se ha considerado, como es usual en este tipo de centrales térmicas, un ciclo Rankine con recalentamiento de vapor (40) (42). Las condiciones usuales para el ciclo de vapor en este tipo de centrales se muestran a continuación:

Tabla 4.1 Condiciones del Ciclo de Vapor (43) (44)

Parámetro	Unidad	
Presión vapor vivo	bar	100
Temperatura de vapor vivo	°C	371
Presión de vapor recalentado	bar	17,5
Temperatura salida vapor recalentado	°C	390
Presión de descarga en Condensador	bar	0,06

Se realizó un balance de energía del ciclo de Hirn, con el cual mediante revisión bibliográfica(39) (45) y condiciones termodinámicas de la central se estimó preliminarmente un rendimiento bruto de un 33,26%. Con esto se puede cuantificar el aporte térmico mínimo para la central térmica de 10 MWe sin almacenamiento térmico.

$$Q_{col} = \frac{P_{bruta}}{\eta_{bruto\ ciclo}} = \frac{11,4\ MW_e}{0,3326} = 34,28\ MW_{th}$$

De manera que se requiere un aporte térmico solar del campo CCP mínimo de 34,28 MW_{th} para que entre en funcionamiento sólo el bloque de potencia. Cabe destacar que para el caso con SAT, el aporte térmico necesario debe ser mayor, debido a la necesidad de almacenar energía aparte del funcionamiento del bloque de potencia. Un resumen de los parámetros mínimos de diseño para la central se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 4.2 Parámetros de diseño central solar

Parámetro	Unidad	Valor
Potencia Nominal	MWe	10
Potencia Bruta	MWe	11,4
Rendimiento bruto ciclo térmico	%	33,26
Temperatura HTF entrada al campo	°C	293
Temperatura HTF salida al campo	°C	393

4.2 Lugar de emplazamiento

El lugar de emplazamiento será la ciudad de **Calama**, municipio de la segunda región y ciudad capital de la provincia de El Loa, ubicada en los 22° 28' de latitud sur con 68° 54' de longitud oeste, a una altitud de 2.270 metros. Rodeada de tierras agrícolas regadas, Calama es hoy el oasis más extenso de toda la cordillera nortina.

Su clima se clasifica como desértico marginal de altura y se caracteriza por una aridez extrema durante todo el año (las precipitaciones no muestran un régimen marcado), ausencia de humedad y una carencia casi absoluta de nubosidad, dejando vía libre a la radiación solar durante el día. Las temperaturas en consecuencia presentan un ciclo diario con una significativa amplitud que promedia los veinte grados en verano e invierno. En cuanto al ciclo anual, la amplitud térmica es cercana a los siete grados.

4.3 Colector cilindro parabólico a utilizar

En la actualidad los modelos de colectores de cilindro parabólicos disponibles que se encuentran en funcionamiento en plantas comerciales son los modelos LS-2 y LS-3 de Solel, el SGX2 de SolarGenix y el SKAL-ET (o EuroTrough), de Flagsol. Otros colectores de cilindro parabólico existentes corresponden al Solucar TR Trough de Abengoa -España- y SenerTrough de Sener, -España- los que se encuentran en un estado importante de desarrollo, sin embargo, aún no existe ninguna planta comercial operativa que utilice estas tecnologías. El colector SGX2 de SolarGenix, -E.E.U.U. - representa una de las alternativas de mayor experiencia, al ser la tecnología utilizada en la central Nevada Solar ONE, actualmente en operación.

Sin embargo, se ha seleccionado el colector cilindro parabólico EuroTrough, desarrollado por Flagsol -Alemania- un consorcio de grupos de investigación y empresas europeas. Este colector presenta ventajas frente a las versiones previas de colectores existentes en operación (LS-2 y LS-3), las que se detallan a continuación:

- **Mayor eficiencia**, dada por una mayor eficiencia óptica de los reflectores y menores pérdidas térmicas en los receptores.
- **Diseño optimizado**, con componentes más livianos y un mejor diseño para soportar las cargas máximas de torque.

- **Módulos más largos**, y por ende un menor número de motores para tracking, menor número de interconexiones entre módulos y menores costos de montaje.
- **Menor costo**, al compararlo con los modelos LS-2 y LS-3.
- **Positivas experiencias**, tanto en los test preliminares en la central SEGS V como en su uso a nivel comercial en Andasol-1, Andasol-2.

La estructura completa del colector SKAL-ET 150 está construida por sub-módulos idénticos de 12 metros de largo, esta estructura es llamada “Montaje del colector solar” (SCA por sus siglas en Inglés). Cada SCA tiene 148,5 metros de largo y 12 sub-módulos con un área de apertura de 817,5 m². Los módulos están constituidos por 28 paneles reflectores parabólicos (7 a lo largo del eje horizontal y 4 en la sección transversal vertical). Una vista lateral del arreglo de colectores se ve en la Figura 4.2.

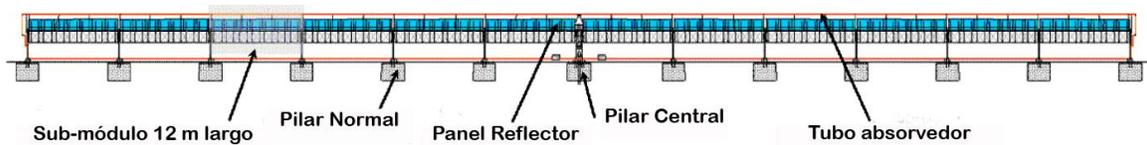


Figura 4.2: Vista lateral de un colector SKAL-ET 150 de 150 m de largo (46).

Los SCA son conectados en serie para subir la temperatura del HTF cercano a los 400°C; los SCA conectados en serie son llamados “lazo” o “loop” en inglés. Cada lazo está conformado, dependiendo del largo de cada SCA, por lo general de 4 o más SCA. La Figura 4.3 muestra la manera en que se conectan los colectores solares para formar un “lazo”.

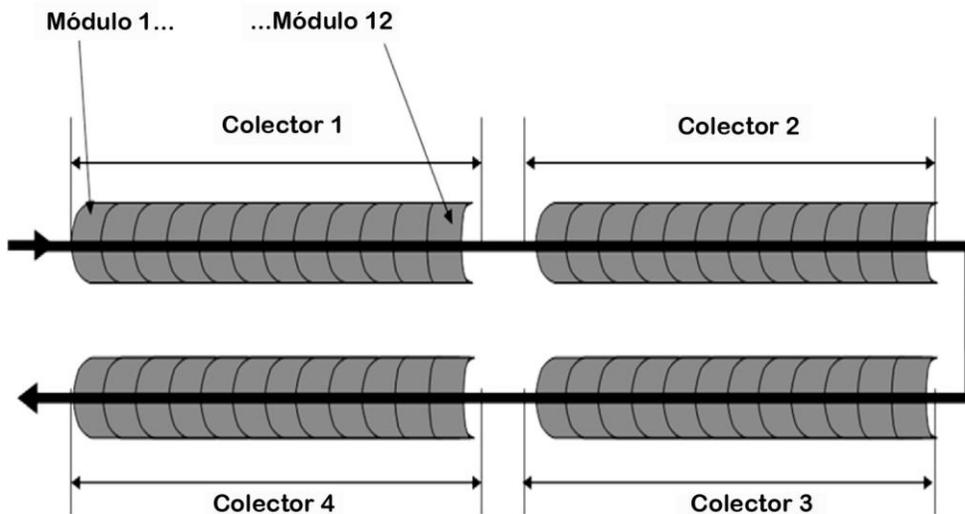


Figura 4.3: Lazo de colectores solares cilindro parabólico(4)

En la Figura 4.4 se muestra como se agregan los “lazos” para formar el layout del campo de colectores cilindro parabólico. En este caso cada “lazo” está conformado por 4 arreglos de colectores (SCA) orientados de Este a Oeste.

El HTF frío (293°C) que sale del bloque de potencia es conducido por la tubería “fría” hasta el “lazo” de colectores. Luego de pasar por el “lazo”, el HTF se calienta hasta la temperatura deseada (393°C) para devolverse por la tubería “caliente” hasta el bloque de potencia y, mediante intercambiadores de calor, realizar el intercambio térmico con el ciclo agua-vapor o con el tanque de sales, dependiendo del caso.

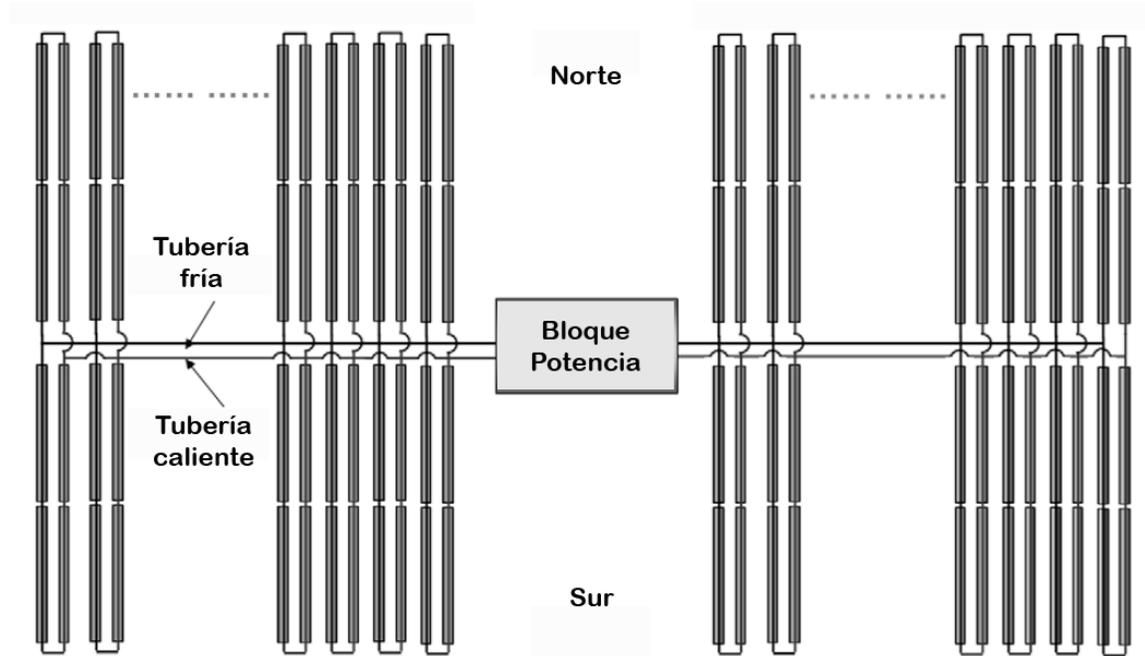


Figura 4.4: Layout campo de colectores cilindro parabólico (4).

La Tabla 4.3 muestra las principales características del colector cilindro parabólico SKAL-ET 150, el cual será utilizado para el desarrollo de este proyecto.

Tabla 4.3: Características del colector SKAL-ET 150(46)

Parámetro	Valor
Largo Focal [m]	1,71
Diámetro Receptor [mm]	70
Diámetro interior Tubo receptor [mm]	66,2
Ancho apertura [m]	5,77
Largo neto SCA [m]	148,5
Área total c/SCA [m ²]	817,5
Eficiencia Óptica	80%
Receptor	PTR 70
Peso estructura [kg/m ²]	18,5

4.4 Elección fluido térmico ciclo solar (HTF)

En la selección del fluido térmico o HTF por sus siglas en ingles (Heat Transfer Fluid) a considerar en el diseño de esta planta solar, se han tomado las recomendaciones brindadas por González

(47). En dicha referencia se mencionan 3 HTF disponibles comercialmente para este tipo de aplicaciones:

Tabla 4.4: Aceites térmicos utilizados en plantas solares.

HTF	Fabricante	Material	Rango de Trabajo °C	Precio €/kg
Therminol 75	Solutia	Aceite	80°-385° (1)	---
Therminol VP-1	Solutia	Aceite	12°-400° (1)	2
Shyltherm 800	Dow Chemical	Silicona	-40°-400° (2)	10

(1) Información extraída de *Therminol A Selection Guide*.

(2) Información extraída de *“Curso sobre Sistemas Solares de Concentración. Ejemplo práctico de dimensionamiento de un Campo HTF de Colectores Cilindro parabólicos” del CIEMAT-PSA.*

Los criterios importantes a considerar para la selección del HTF son:

- El rango de temperatura de trabajo
- La degradación con el uso
- El costo de inversión y operación

El diseño de los tubos de los colectores determina que durante las noches el HTF se enfría, alcanzándose frecuentemente en los meses de otoño e invierno temperaturas bajo los 80°C, a demás su comparativamente baja temperatura máxima de operación disminuye en demasía la eficiencia de la central. Con estos antecedentes se descarta el uso de Therminol 75.

El HTF Shyltherm si bien tiene una temperatura de cristalización de -40°C, la información del fabricante indica que se degrada con el uso; por otro lado, su precio es 5 veces superior al precio del HTF Therminol VP1.

Por estos motivos, el HTF a considerar en el diseño de la planta solar es el Therminol VP1 de Solutia.

4.4.1 Propiedades del HTF Therminol VP1

Una de las características importantes del HTF Therminol VP1 que determinó su selección es su estabilidad térmica a alta temperatura (temperaturas entre 370°-400°C): la cual determina una larga vida útil del fluido con operaciones de mantenimiento mínimas. Aún así, se debe evitar el sobrecalentamiento porque se depositan sólidos en las superficies de transferencia de calor. Por este motivo, los “calefactores” de HTF deben diseñarse con temperaturas de película razonables y se deben considerar en los costos, el reemplazo periódico del fluido dañado y mantenimiento para tener una adecuada transferencia de calor.

Las propiedades del HTF Therminol VP-1 varían considerablemente con la temperatura, en el rango de temperaturas de operación del HTF en la planta solar. A ello se suma que puede operar en fase líquida y vapor; por ello, para mantenerlo en estado líquido, la presión de operación debe

ser superior a la presión de vapor a las temperaturas de trabajo del HTF. En la tabla siguiente se dan valores de algunas propiedades importantes del HTF seleccionado, para algunas temperaturas:

Tabla 4.5: Propiedades termodinámicas de Therminol VP-1 (48)

Temperatura °C	Presión de Vapor kPa abs	Densidad kg/m³	Calor Específico kJ/kg·°K	Viscosidad Dinámica mPa·s
12	-	1.071	1,52	5,48
60	-	1.032	1,66	1,761
260	108	857	2,21	0,272
290	198	828	2,29	0,232
340	470	773	2,43	0,185
390	959	709	2,59	0,152
400	1.090	694	2,63	0,146

La presión de vapor determina que a la salida de un lazo de colectores del campo solar, la zona de mayor temperatura del HTF, la presión no debe ser inferior a 1.000 kPa abs (aprox. 10 bar). En el Anexo A se encuentran las tablas detalladas de las propiedades del Therminol VP-1 para distintas temperaturas.

4.4.1.1 Vida útil y transferencia de calor

Todos los fluidos de transferencia de calor tienen una relación de descomposición por tiempo-temperatura; de esta descomposición se forman algunos componentes con menor y otros con mayor punto de ebullición que el del HTF en condiciones normales (el punto de ebullición del Therminol VP1 es de 257°C a presión atmosférica). Los componentes de menor punto de ebullición se ventean manualmente desde el estanque de expansión que opera en caliente; los componentes de mayor punto de ebullición son solubles en el HTF hasta cierto nivel, después del cual, el HTF debe ser reemplazado.

Las propiedades del fluido deben ser consideradas en el diseño del sistema de transferencia de calor; en este sentido cabe destacar lo siguiente: la película de fluido en contacto con la fuente de calor está sometida a temperaturas mayores que el volumen de fluido en el tubo respectivo (máxima temperatura de película 425°C; debe considerarse un margen de seguridad razonable respecto a esta temperatura para una mayor vida útil del fluido; la máxima temperatura de uso es 400°C, de aquí el criterio de temperatura media del fluido a la salida del campo de colectores de 393°C).

En las fichas técnicas del HTF se menciona que en el Therminol VP1 el flujo turbulento totalmente desarrollado se alcanza con número de Reynolds (Re) de 10.000. Sin embargo, el Diagrama de Moody señala que: a partir de Re 10.000 el flujo está en la zona de transición entre régimen turbulento y régimen laminar; el Re a partir del cual el flujo es totalmente turbulento depende de la rugosidad relativa del tubo, así, para tubos de hierro colado se requiere Re 250.000 y para tubos de hierro forjado se requiere Re 2.000.000, como se indica en la figura que sigue.

Por otro lado, el flujo turbulento totalmente desarrollado en el HTF asegura una buena transferencia de calor en los colectores solares.

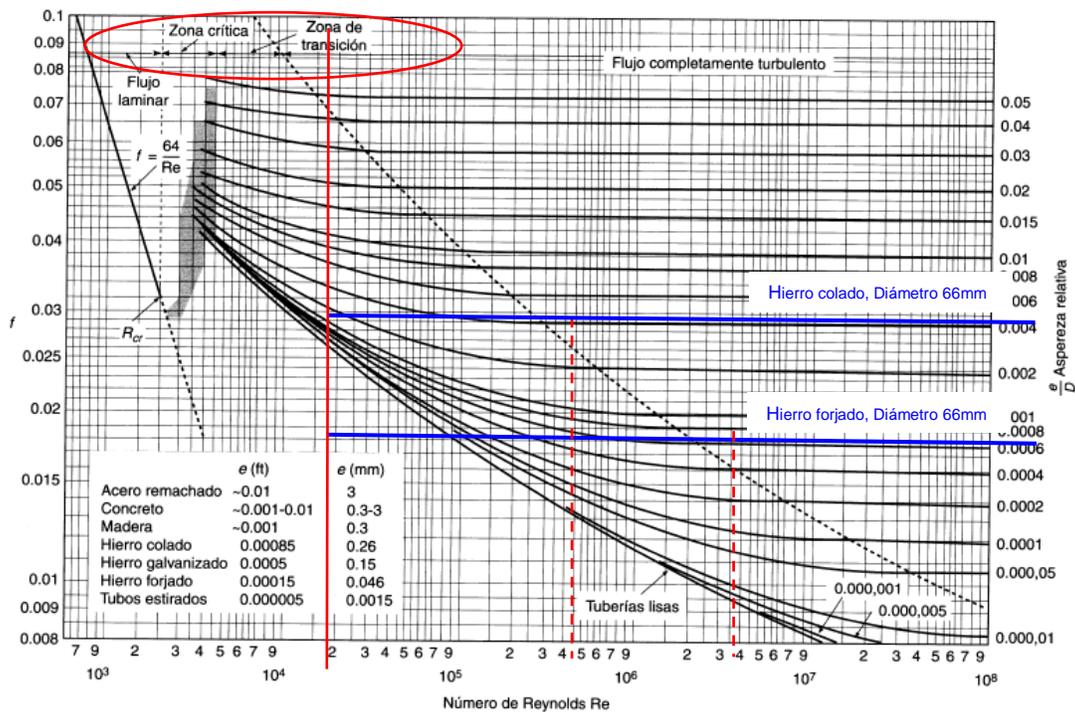


Figura 4.5: Número de Reynolds para flujo turbulento.

En el “Curso sobre Sistemas Solares de Concentración” del CIEMAT-PSA se señala usar el triple de Re 200.000 para el diseño del sistema en verano, de manera de tener Re 200.000 en los días más frío de invierno, asegurando así la transferencia de calor.

4.5 Elección fluido térmico a utilizar en SAT

Dentro de los fluidos térmicos a utilizar en el SAT, los que llevan la delantera en tema de costos y propiedades térmicas son los basados en sales; a continuación se mostrarán las diferentes opciones disponibles.

4.5.1 Sales a utilizar

En la selección de las sales para a considerar en el diseño del sistema de almacenamiento térmico de la central, se han considerado las alternativas presentadas por Marcelino Sánchez (19). En dicha referencia se mencionan 3 tipos de sales disponibles comercialmente para esta aplicación:

Tabla 4.6 Características Sales utilizadas en almacenamientos térmicos en plantas solares.

Sales	Fabricante	Composición	T° de solidificación °C	Rango de Trabajo °C	Cp (1) J/Kg°K	Precio (1) \$/kg
Hitec XL	Coastal Chemical	48%Ca(NO ₃) ₂ 7%NaNO ₃ 45%KNO ₃	120	150-500	1447	1,43
Hitec	Coastal Chemical	40%NaNO ₂ 7%NaNO ₃ 53%KNO ₃	142	142-500 (1)	1560	0,93
Solar Salt	Coastal Chemical/ Soquimich	60%NaNO ₃ 40%KNO ₃	222	250-600	1495	0,49

(1) Información extraída de "Curso sobre Sistemas Solares de Concentración. Ejemplo práctico de dimensionamiento de un Campo HTF de Colectores Cilindro parabólicos" del CIEMAT-PSA.

Los criterios importantes a considerar para la selección de las sales a utilizar son:

- Rango de temperatura de trabajo (principalmente la temperatura de fusión).
- Degradación con el uso.
- Volumen de almacenamiento requerido.
- Costo de inversión y operación.
- Experiencias en plantas comerciales.

En el manejo de las sales es crítico mantener una temperatura de trabajo por sobre su temperatura de solidificación. Desde este punto de vista, las sales ternarias Hitec presentan una ventaja por sobre la sal binaria. Sin embargo, su alto costo hace que pierdan competitividad.

En el estudio llevado a cabo por Bradshaw (49) se realizan test de estabilidad entre 400 °C y 500 °C a sales ternarias. En estas pruebas se concluye que las sales presentan una estabilidad aceptable en este rango de temperaturas. En cuanto a las sales binarias, el mismo estudio señala que estas son las que mantienen su estabilidad hasta las mayores temperaturas y que son estables hasta los 600 °C. Considerando que las temperaturas señaladas superan en más de 100 °C a las temperaturas de operación, se puede considerar que la degradación de las sales para las condiciones consideradas en el presente estudio es mínima.

El volumen de almacenamiento depende principalmente del poder calorífico de las sales. Dado que la diferencia entre el poder calorífico (C_p) de las sales evaluadas varía en menos de un 5% a lo largo de su rango de operación, se considera que los volúmenes a almacenar, y por lo tanto, de los tanques contenedores casi idénticos.

Dado que el volumen de almacenamiento de las sales analizadas es muy similar, el costo asociado con los tanques e intercambiador de calor es similar independientemente de la sal a escoger. De esta manera, la conveniencia de una alternativa sobre la otra es función principalmente del costo

por kg de las sales. Tal como se aprecia en la tabla anterior, las sales binarias tienen un costo de entre un 50% y 70% menor que las sales ternarias. Si bien la temperatura de solidificación de las sales ternarias es menor a la de las binarias, esto no debería redundar en una reducción en costos de aislación térmica y calefactores, ya que la temperatura de operación normal es independiente de la temperatura de solidificación. De haber un ahorro de inversión, este sería en los calefactores de emergencia, los que podrían tener menor potencia para evitar la solidificación de las sales.

Además, Bradshaw (49) señala que las sales binarias no son corrosivas para materiales como los aceros inoxidable y los aceros de aleación, indicando que al momento de la publicación de dicho estudio se estaban realizando estudios para determinar si esta aseveración era aplicable a sales de más de 2 componentes.

Las centrales comerciales que utilizan almacenamiento de sales fundidas han optado, hasta ahora, por el uso de sales binarias (60%NaNO₃-40%KNO₃). Actualmente las centrales de Andasol I y II y Extresol II se encuentran operando con tecnología de concentración cilindro parabólica y almacenamiento térmico por sales binarias. También existe una serie de centrales en construcción que se diseñaron para operar con almacenamiento en este tipo de sales como Valle 1 y 2, entre otras.

Por estos motivos, la sal a considerar para ser utilizada como medio de almacenamiento térmico es la sal binaria (60%NaNO₃-40%KNO₃), la cual en adelante será referida como “sal solar”.

4.5.1.1 Propiedades

A continuación se presenta una tabla con las propiedades más relevantes de la sal solar:

Tabla 4.7 Propiedades Sal Solar

Temperatura °C	Densidad kg/m ³	Calor especifico kJ/kg °C	Viscosidad absoluta cps	Conductividad térmica W/m °K
260	1.924	1,49	4,3	0,493
288	1.906	1,50	3,6	0,498
316	1.888	1,50	2,9	0,503
343	1.870	1,51	2,4	0,508
371	1.853	1,51	2,1	0,514
399	1.835	1,52	1,8	0,519

El rango de temperaturas presentado en la tabla anterior está definido por el mínimo recomendado para la operación y un máximo arbitrario, superior a la máxima temperatura de almacenamiento.

Una característica importante de la sal solar (característica compartida con las sales ternarias) es su baja presión de vapor, lo que permite su almacenamiento en tanques atmosféricos, con la disminución en los costos de inversión y operación que esto implica.

Al especificar una sal solar (60%NaNO₃ 40%KNO₃) de grado industrial, se debe tener cuidado en indicar el contenido máximo impurezas, la presencia de las cuales puede favorecer fenómenos como el *pitting*⁷.

En la siguiente tabla se indican las concentraciones de impurezas recomendadas para una sal solar de uso industrial.

Tabla 4.8: Contenido máximo de impurezas en sal solar (50).

Componentes	Mínimo, %	Máximo, %
NaNO ₃	59	61
KNO ₃	39	41
NaCl		0,3
Na ₂ SO ₄		0,3
CaO		0,03
MgO		0,03
SiO ₂		0,02
Al ₂ O ₃		0,025
Fe ₂ O ₃		0,025
Insolubles		0,06
Na ₂ CO ₃		0,15

⁷ El *pitting* es una forma muy localizada de corrosión que lleva a la creación de pequeños hoyos en la superficie del metal.

5 Estimación DNI

Las tecnologías que concentran radiación solar, como se mencionó anteriormente, sólo aprovechan radiación directa y no difusa, por lo cual es necesario separar la radiación directa de la radiación global. Además se debe considerar la radiación directa que incide directamente sobre el cilindro parabólico, esta radiación es denominada DNI. Para este estudio se obtuvieron directamente los valores de DNI del emplazamiento, por lo tanto no fue necesario su cálculo. Una buena referencia de cómo se puede realizar este cálculo es el libro de John Duffie y William Beckman “*Solar Engineering of Thermal Process*” (51).

5.1 Análisis resultados DNI

De los datos obtenidos para la radiación en un día soleado para las distintas estaciones en Calama, mostrados en la Figura 5.1, se puede ver que la radiación directa normal máxima no tiene grandes variaciones a lo largo del año. La razón por la cual esto ocurre es debido al clima desértico, carente de humedad y nubosidades, de la ciudad de Calama. Además, debido a la latitud del lugar, se puede explicar otro fenómeno que está dado por la posición del sol con respecto a la horizontal en las distintas estaciones del año; este ángulo es llamado “Altura Solar”. Entre más cercana este ubicada la central termosolar del Ecuador, la radiación solar alcanzará la superficie con un ángulo más cercano a la perpendicular, con lo que aumenta la magnitud de la radiación solar durante el año. En este punto Calama tiene ventajas comparativas con respecto a los emplazamientos donde se encuentran una gran cantidad de proyectos en el mundo, pues se ubica en la latitud 22 Sur. Por ejemplo, Sevilla se encuentra en la latitud 37 Norte.

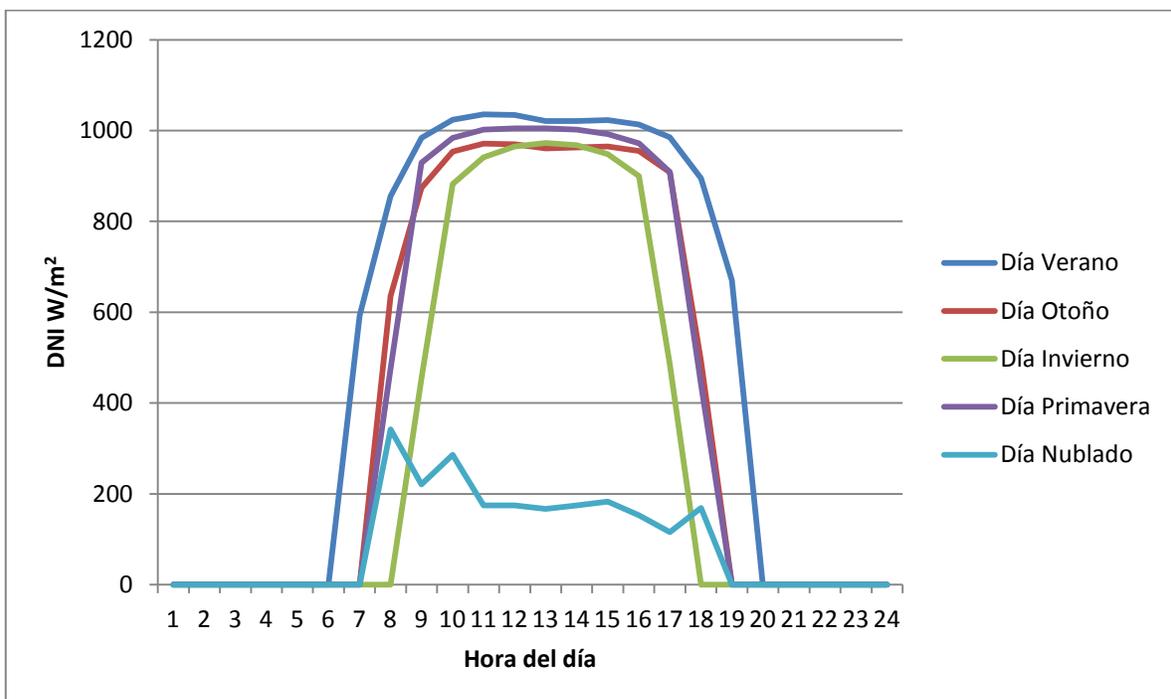


Figura 5.1: Radiación en un día soleado para las distintas estaciones del año

La latitud del emplazamiento está también asociada a las diferencia de horas de sol entre las distintas estaciones. A mayor distancia del Ecuador, mayor será la diferencia de horas de sol entre invierno y verano. Por ejemplo, para el caso de Calama se tienen alrededor de 13 horas de radiación en verano, en contraste con las 11 horas en invierno. Para el caso de primavera y otoño las horas de radiación son similares, rondando las 12 horas diarias. Para el caso de Sevilla, en verano se tienen 14 horas de sol y en invierno solo 9 horas. La menor diferencia en horas de radiación entre las distintas estaciones, asociado a la latitud del lugar, permite una mayor homogeneidad en la generación de electricidad durante el año.

En la Figura 5.2 se muestra la DNI acumulada para un día promedio en cada estación del año.

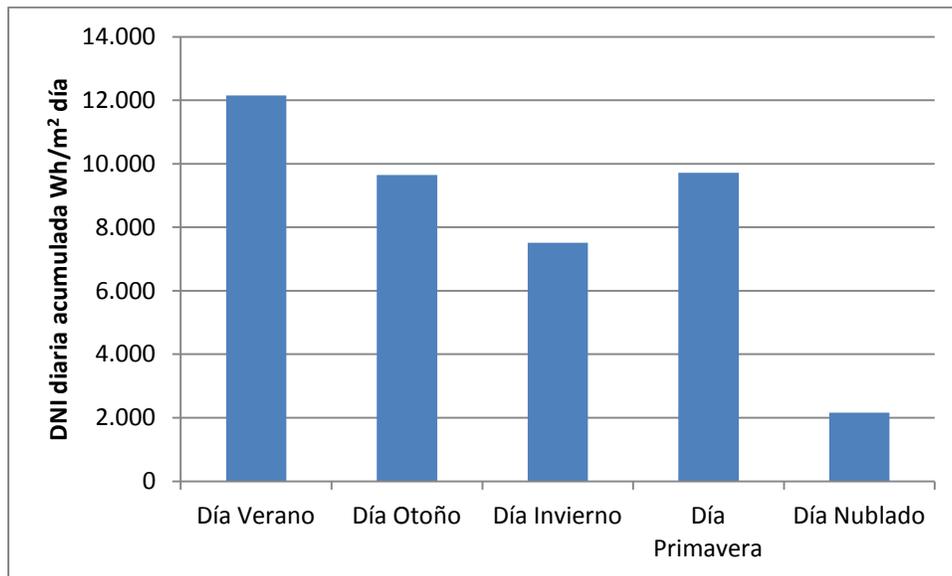


Figura 5.2: Energía acumulada diaria para cada estación del año.

Debido a la mayor cantidad de horas de sol un día promedio de verano llega a acumular cerca de 12 kW/m², en contraste con un día de invierno donde se acumulan en promedio 7,5 kW/m². Los días nublados, debido a que disminuye enormemente la radiación directa, acumulan cerca de los 2 kW/m² diarios.

La Figura 5.3 muestra el DNI acumulado para los distintos meses del año, en ella se puede ver la diferencia de radiación entre los meses de invierno y verano. Esta diferencia no es considerable exceptuando el mes de Diciembre, donde se tiene un 40% más de radiación que en el mes de Junio.

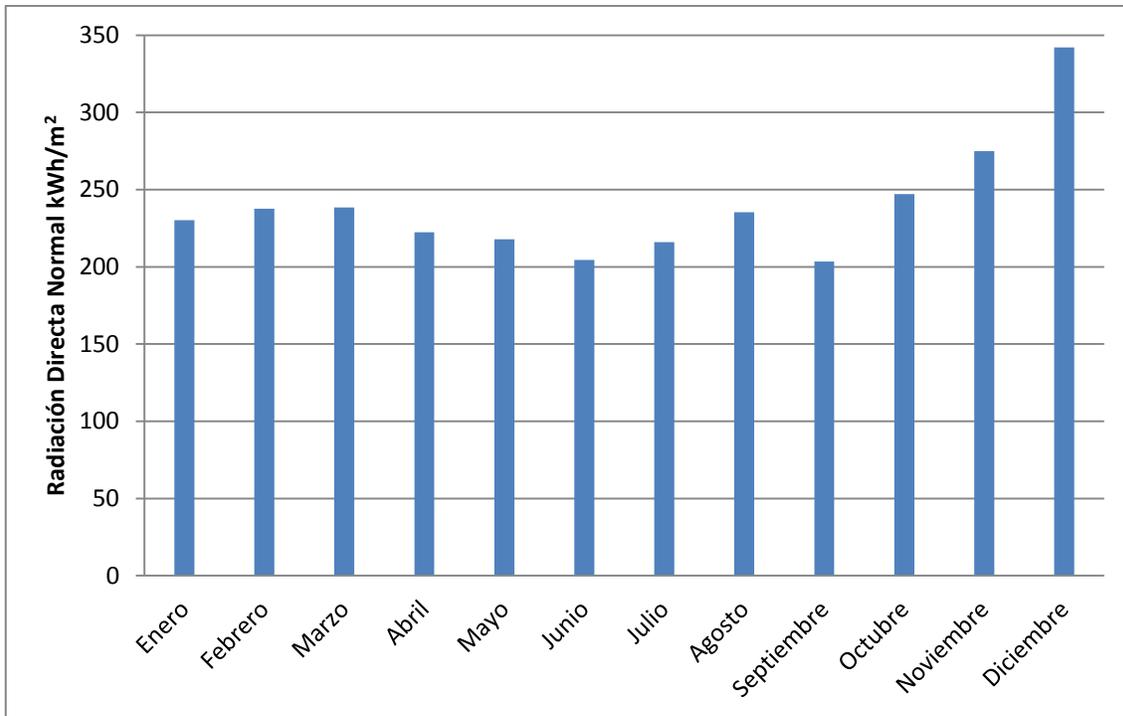


Figura 5.3: DNI acumulado para meses del año 2005.

El valor anual de DNI en Calama es de 2870 kWh/m^2 , lo que lo sitúa dentro de los lugares de mejor radiación anual en el mundo. Como modo de comparación; la central Andasol está ubicada en la provincia de Granada al sur de España. Este emplazamiento tiene un DNI anual de 2136 kWh/m^2 , (8) un 25% menos que el lugar en estudio.

5.1.1 Radiación Normal Directa de Diseño

Para obtener la radiación normal directa (DNI) de diseño se utilizó el procedimiento de tomar la DNI para el día del solsticio de verano a las 12:00; esto es el 21 de Diciembre a las 12:00 hora solar. Según este método los proyectos termosolares ubicados en Europa, más específicamente en Andalucía, España, tienen una radiación de diseño que oscila entre los $850\text{-}900 \text{ W/m}^2$ (20) (42). Se estima que debido a la mayor radiación en el lugar de estudio la radiación de diseño debiera ser ligeramente superior a la radiación de diseño utilizada en España.

Para los datos de radiación de Calama el valor obtenido según este método fue de 1090 W/m^2 , lo cual se consideró un valor muy elevado en comparación a la radiación de diseño de los proyectos ubicados en Europa por lo que se realizó un histograma de la DNI a lo largo del año. La Figura 5.4 muestra el histograma de la radiación normal directa en el lugar seleccionado.

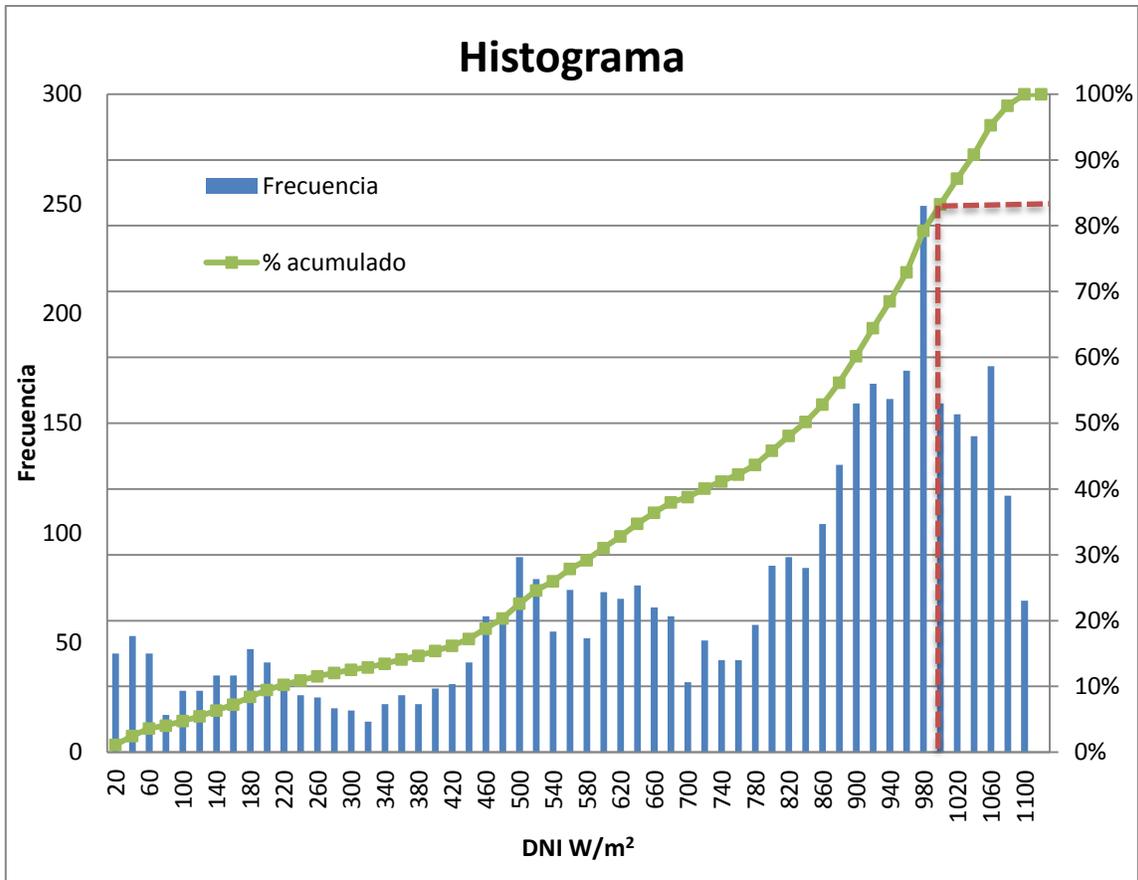


Figura 5.4 Histograma de frecuencias de DNI

La mayor radiación para el lugar en estudio es de 1093 W/m², aunque radiaciones entre 1080 y 1093 W/m² tienen una frecuencia de 1,75% de horas en todo un año, por lo cual su ocurrencia es muy esporádica. Se determinará el valor de 1000 W/m² como radiación de diseño, debido a que es un valor cercano a la radiación de diseño en España, donde el 83,28% de horas en el año se encuentran bajo este valor. Es decir, sigue siendo un valor alto de radiación y a la vez tiene una frecuencia considerable a lo largo del año.

Lo que se consigue disminuyendo el valor del DNI de diseño es que la planta solar funcione una mayor cantidad de horas a plena carga, con esto aumenta la eficiencia de la central. En los momentos que la radiación incidente sea mayor a la de diseño se deberían desenfocar algunos “loops” del campo de colectores para no recalentar el HTF.

5.2 Eficiencia Colector cilindro parabólico

Para describir la eficiencia del campo de colectores en función de la radiación y la temperatura de trabajo se utilizará una ecuación estándar de eficiencia dada por (52):

$$\eta = F'\eta_0 - F'K(T) \cdot \frac{T_m - T_a}{DNI}$$

Donde:

η_0 : Eficiencia óptica

F' : Factor de eficiencia

K : Coeficientes de transferencia de calor (en este caso son pérdidas térmicas del receptor al ambiente)

$$K(T) = K_0 + K_1(T_m - T_a)$$

$$T_m = \frac{T_{in\,CCP} - T_{out\,CCP}}{2} \text{ Temperatura media de operación HTF}$$

$T_{in\,CCP}$ =Temperatura del HTF a la entrada del campo de CCP

$T_{out\,CCP}$ =Temperatura del HTF a la salida del campo de CCP

T_a = Temperatura ambiente

F' : Factor de eficiencia del colector

El factor de eficiencia del colector representa la proporción entre la energía que actualmente se encuentra absorbida y la que sería absorbida si la superficie del tubo absorbedor del colector estuviera a la temperatura del fluido circulante (53) (54). Este factor no será considerado en el cálculo de la eficiencia, debido a que no se obtuvo información exacta sobre su valor. Se encontraron referencias (53) en las cuales el valor variaba entre 0.9-1, por lo cual no afecta en demasía el cálculo final.

Los coeficientes para el SKAL-ET 150 fueron proporcionados por Eckhard Lüpfert, investigador del proyecto EuroTrough perteneciente a la DLR alemana. Estos coeficientes se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 5.1: Coeficientes de la ecuación de eficiencia para el colector SKAL-ET 150.

Coeficiente	Unidades	Valor
η_0		0,756
K_0	W/m ² K	0,1
K_1	W/m ² K ²	0,0005

La eficiencia óptica es cercana al 80% mientras la superficie del espejo se encuentra totalmente limpia(46). A medida que aumentan sus horas de operación, el espejo comienza a ensuciarse, lo que afecta su rendimiento óptico. Para el cálculo de la eficiencia del colector este parámetro se tomará como constante como se muestra en la Tabla 5.1.

La DNI incidente en el colector no es uniforme durante el día, por la tanto la eficiencia del colector no es constante todo el día. Esto puede apreciarse en la Figura 5.5.

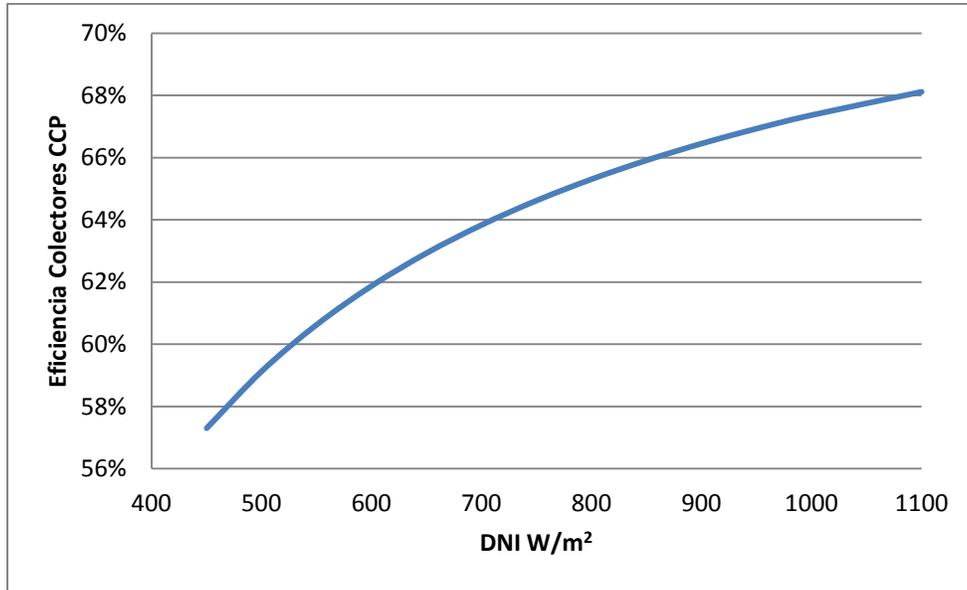


Figura 5.5 Eficiencia térmica de los colectores en función de la DNI incidente

A medida que aumenta la radiación incidente, aumenta de igual manera la eficiencia de los colectores. Se puede ver que con muy poca radiación la eficiencia es baja (menor a un 61% a 500 W/m²), aunque radiaciones bajo 500 W/m² son escasas (menores a un 12% de las radiaciones totales en un año, exceptuando las noches). En un día de verano, la DNI se mueve en un rango entre 900 y 1000 W/m² exceptuando en el amanecer y atardecer, por lo cual la eficiencia se mueve en un rango no muy grande. Esto se puede ver en la Figura 5.6, donde el día en estudio fue el 23 de Diciembre.

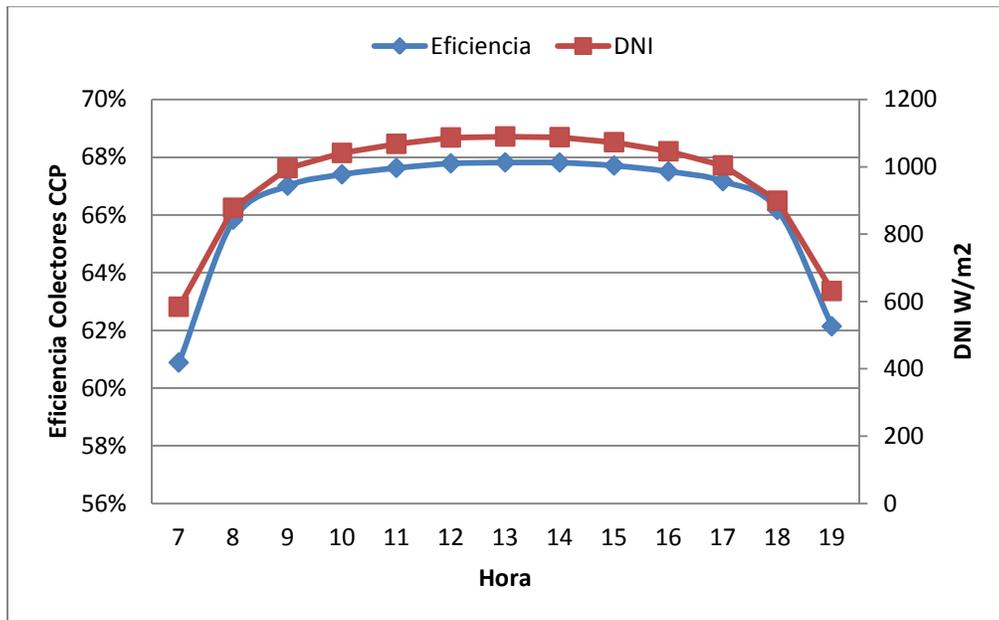


Figura 5.6 Eficiencia térmica de los colectores en función de la hora del día y radiación solar.

6 Dimensionamiento componentes del campo CCP

6.1 Estimación campo CCP central sin SAT

El calor a aportar por el campo de colectores solares al ciclo de potencia, trabajando a carga máxima, corresponde a:

$$Q_{CCP} = \frac{P_{bruta}}{\eta_{bruto\ ciclo}} = \frac{11,4\ MW_e}{0,3326} = 34,28\ MW_{th}$$

Con respecto al flujo circulante por el campo de colectores, se requiere mantener un número de Reynolds mínimo que asegure una buena transferencia de calor entre el receptor y el HTF. Para esto, se ha utilizado como criterio de diseño que el número de Reynolds sea superior a 2×10^5 , para la operación en invierno (47).

Considerando que el dimensionamiento del campo de colectores se realiza para la carga máxima en verano, y que el flujo de HTF en el campo de colectores puede caer hasta un 60% en invierno, se utilizará un Reynolds de diseño 4 veces mayor al Reynolds mínimo para que la transferencia siga siendo óptima en invierno⁸. El número de Reynolds a utilizar es mayor a la recomendación vista en la sección 4.4.1.1; la razón de aumentar el Reynolds es debido a las condiciones climáticas y el rango de trabajo requerido.

Así,

$$Re_{diseño} = 8 \cdot 10^5$$

De esta forma, es posible calcular la velocidad de flujo dentro de los CCP, de forma de alcanzar el Reynolds de diseño. Las propiedades termodinámicas del aceite Therminol VP-1 han sido determinadas para una temperatura media dentro del campo de colectores, de 343°C (promedio entre la entrada y la salida). Así, es posible calcular la velocidad mínima de diseño del campo de colectores, operando a plena carga en verano:

$$v = \frac{Re_{diseño} \cdot \mu_{HTF}}{\rho_{HTF} \cdot d} = \frac{(8 \cdot 10^5) \cdot (1,86 \cdot 10^{-4} [Pa\ s])}{(767,1 [kg/m^3]) \cdot (0,066 [m])} = 2,92 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Obtenido este valor, es posible calcular el caudal a circular por cada tubo bajo estas condiciones.

$$\dot{m} = \rho_{HTF} \cdot v \cdot A = 767,1 \left[\frac{kg}{m^3}\right] \cdot 2,92 \left[\frac{m}{s}\right] \cdot \pi \cdot \frac{(0,066 [m])^2}{4} = 7,72 \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Así, el valor obtenido representa el mínimo caudal másico de diseño para el momento de mayor radiación del año. Con esto, al momento de diseñar el layout del campo de colectores, éstos deben ser dispuestos de forma tal que el caudal circulante de HTF en verano sea igual o mayor que 7,72 kg/s.

⁸ Tomando en cuenta que la DNI en Junio es un 60% de la DNI en Diciembre, como se mostró en la Figura 5.3.

Por otro lado, el momento de mayor radiación del año estará dado por la radiación normal directa máxima anual. Por lo tanto, el dimensionamiento se realizará considerando una radiación normal directa máxima de 1.000 W/m^2 (explicado en sección 5.2) como punto nominal de diseño, con una eficiencia de colectores de 67,4%, y temperaturas de operación de 293°C a la entrada y 393°C a la salida del campo de colectores.

Dada las dimensiones del colector escogido, el área de apertura de cada colector es de $817,5 \text{ m}^2$. De esta manera, el calor útil obtenido por cada colector es:

$$Q_{\text{útil}} = DNI \cdot \eta \cdot A_{\text{colector}} = 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot 0,674 \cdot 817,5 \text{ m}^2$$

$$Q_{\text{útil}} = 551 \frac{\text{kW}}{\text{SCA}}$$

Donde SCA: *Solar Collector Assembly*

Se debe calcular el mínimo número de colectores (par⁹) en serie que asegura un flujo mayor a $7,72 \text{ kg/s}$. A continuación se realiza el cálculo con 2 colectores:

$$\dot{m}_{\text{HTF/lazo}} = \frac{Q_{\text{útil}} \cdot 2 \text{ colectores}}{C_{p\text{HTF}} \cdot (393 - 293)} = 4,52 \text{ kg/s}$$

El valor obtenido está por debajo del valor necesario, por lo cual se realiza el cálculo con 4 colectores:

$$\dot{m}_{\text{HTF/lazo}} = \frac{Q_{\text{útil}} \cdot 4}{C_{p\text{HTF}} \cdot (393 - 293)} = 9,03 \text{ kg/s}$$

Así que cada *loop* o *lazo* de colectores consistirá de 4 colectores SKAL-ET 150 en serie, ya que estos aseguran un flujo mayor a $7,72 \text{ kg/s}$.

Por lo tanto, operando a plena carga, el calor absorbido por cada lazo es:

$$Q_{\text{útil_lazo}} = 4 \cdot Q_{\text{útil}} = 2.204 \frac{\text{kW}}{\text{lazo}}$$

Por otro lado, se requiere estimar las pérdidas térmicas por piping en el sistema. Para esto, se utilizó como referencia las pérdidas de calor en la central solar SEGS VI, equivalentes a un 5,2% (55) del calor útil captado por los colectores (se estima que de estas aproximadamente un 40% se producen en los intercambiadores de calor HTF-agua vapor y un 60% en el piping y estanque de expansión, considerando aislación en todos los equipos).

Así, el número de filas estará dado por la fracción entre el calor aportado por cada lazo y el calor requerido por el bloque de potencia. El detalle del cálculo se detalla a continuación:

⁹ Es recomendable que el número de colectores por lazo sea número par, ya que de lo contrario, el "loop" no sería simétrico y se utilizaría más cañería de lo óptimo.

$$N^{\circ} \text{ filas} = \frac{34,28 \text{ MW}}{2,2 \frac{\text{MW}}{\text{lazo}} \cdot \frac{(100 - 5,2)}{100}} = 16,40 \approx 17 \text{ lazos}$$

Con esto, el área total de captación solar del campo de colectores es:

$$A_{\text{campo CCP}} = n^{\circ} \text{ lazos} \cdot n^{\circ} \text{ colec/lazo} \cdot A_{\text{colector}} = 17 \cdot 4 \cdot 817,5 \text{ m}^2 = 55.590 \text{ m}^2$$

Conjuntamente, la potencia térmica nominal del campo CCP es:

$$Q_{\text{CCP_final}} = Q_{\text{útil_lazo}} \cdot n^{\circ} \text{ lazos} = 37,47 \text{ MW}$$

Finalmente, se debe calcular el caudal nominal de HTF dentro del campo de colectores y la velocidad de flujo dentro de cada fila. Es importante destacar que el flujo nominal del HTF por fila debe ser re-calculado, ya que el flujo de 9,03 kg/s corresponde al valor que se obtendría si se tuvieran 16,40 lazos y por lo tanto será distinto al obtenido con 17 filas.

$$\dot{m}_{\text{HTF}} = 153,52 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{HTF/lazo}} = 9,03 \text{ kg/s}$$

$$v_{\text{lazo}} = 3,42 \text{ m/s}$$

Luego de haber realizado el dimensionamiento quedan establecidas las propiedades de los lazos en el campo de colectores cilindro parabólico, los detalles se muestran en la tabla a continuación:

Tabla 6.1: Propiedades termodinámicas lazo SKAL-ET 150

Potencia colector	W/m ²	674
N° de SCA por lazo		4
Potencia por lazo	kW	2.204
Flujo de HTF	kg/s	9,03
Velocidad lazo	m/s	3,42

Así, el presente cuadro resume la configuración calculada.

Tabla 6.2: Dimensionamiento del campo para configuración sin almacenamiento.

Parámetro	Unidad	Valor
N° de colectores por lazo	----	4
N° de lazos	----	17
Área total CCP	m ²	55.590
Potencia Térmica Neta	MW _{th}	37,47
Flujo Total de HTF	kg/s	153,52
Flujo de HTF por lazo	kg/s	9,03
Velocidad de flujo en lazo	m/s	3,42

6.2 Estimación campo CCP central con SAT

La energía total almacenada por el SAT debe ser tal que permita a la planta operar lo más cerca posible de su capacidad nominal durante un tiempo determinado.

La potencia térmica requerida para una planta de similares características sin almacenamiento térmico, como se calculó en el punto anterior, está dada por:

$$Q_{CCP} = \frac{P_{bruta}}{\eta_{bruto\ ciclo}} = \frac{11,4\ MW_e}{0,3326} = 34,28\ MW_{th} \quad (6.1)$$

Si el SAT fuera un sistema sin pérdidas térmicas, la energía a almacenar sería simplemente la potencia térmica calculada multiplicada por el número de horas en que se requiere que la planta opere. Sin embargo, la realidad muestra que existen pérdidas térmicas tanto dentro de los tanques de almacenamiento (0,32% de la potencia térmica almacenada (55)) como durante el intercambio térmico en los intercambiadores de calor (orden de 3% (43)).

Se realizará el dimensionamiento del tanque para 3 horas de almacenamiento, para los demás casos el procedimiento es análogo.

De esta forma, para 3 horas de almacenamiento considerando las pérdidas térmicas del sistema, la energía que el SAT deberá almacenar es:

$$\begin{aligned} Q_{SAT_3h} &= Cap_{alm} \cdot Q_{CCP} \cdot (1 + \text{pérd TKs} + \text{pérdHX}) \\ &= 3(\text{horas}) \cdot 34,28(MW_{th}) \cdot (1 + 0,0032 + 0,03 \cdot 2) \\ &= 109,32\ MW_{th} \end{aligned} \quad (6.2)$$

Para continuar con el dimensionamiento del campo CCP, se debe introducir el concepto de área mínima de diseño. Este se muestra a continuación.

6.2.1 Área mínima de diseño

El área mínima de diseño del campo de colectores será la que cumpla el requisito de transferir la energía necesaria al bloque de potencia y almacenamiento térmico para una cantidad de días determinado. Para realizar el dimensionamiento se necesita obtener la energía diaria que el campo de colectores transmite al HTF.

La energía captada por unidad de superficie para un día determinado es:

$$\hat{Q}_{\text{Útil_día}} \left[\frac{kWh}{m^2\ día} \right] = \sum_{i=1}^{24} DNI_i \cdot \cos \theta_i \cdot \eta_i \quad (6.3)$$

Donde:

- DNI_i : Radiación Normal Directa en kW/m^2 .
- $\cos \theta_i$: Efecto coseno para la hora i .
- η_i : Eficiencia del campo de colectores en la hora i .

Para entender cómo se calcula el valor de $\hat{Q}_{\text{Útil_día}}$, a continuación se muestra el cálculo para el día 11 de Diciembre:

Tabla 6.3: Cálculo de Qútil para el día de 21 de Diciembre

Hora	DNI cos θ_i , W/m ²	Ta i, °C	Tm* i	η_i	Qútil i, kWh/m ²
1	-	13,4	-	-	-
2	-	15,3	-	-	-
3	-	14,0	-	-	-
4	-	13,7	-	-	-
5	-	14,1	-	-	-
6	-	12,8	-	-	-
7	865	16,2	0,38	66%	0,54
8	972	21,8	0,33	67%	0,62
9	1.028	22,7	0,31	67%	0,66
10	894	23,5	0,36	66%	0,56
11	1.069	24,1	0,30	68%	0,69
12	1.059	24,5	0,30	68%	0,68
13	1.050	25,0	0,30	68%	0,67
14	1.057	25,3	0,30	68%	0,68
15	1.044	25,6	0,30	68%	0,67
16	831	25,2	0,38	66%	0,52
17	959	24,2	0,33	67%	0,61
18	823	23,3	0,39	66%	0,51
19	546	22,2	0,59	60%	0,31
20	-	19,5	-	-	-
21	-	18,2	-	-	-
22	-	17,2	-	-	-
23	-	17,4	-	-	-
24	-	13,9	-	-	-
Total					7,71

Por lo tanto, de la ecuación (6.3) y de la tabla anterior se tiene que $\hat{Q}_{\text{Útil_día}} = 7,71 \left[\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ día}} \right]$.

Esto significa que al utilizar el valor de $\hat{Q}_{\text{Útil_día}}$ anterior para realizar el dimensionamiento del campo de colectores, junto a otros parámetros, se logrará llenar el total de carga del almacenamiento térmico y permite el correcto funcionamiento del bloque de potencia. Para los días con mayor radiación diaria, se necesitará desenfocar un porcentaje de horas y los días con menor radiación el almacenamiento no logrará completar su capacidad máxima al final del día.

En la Figura 6.1 se puede ver la DNI diaria para un año calendario.

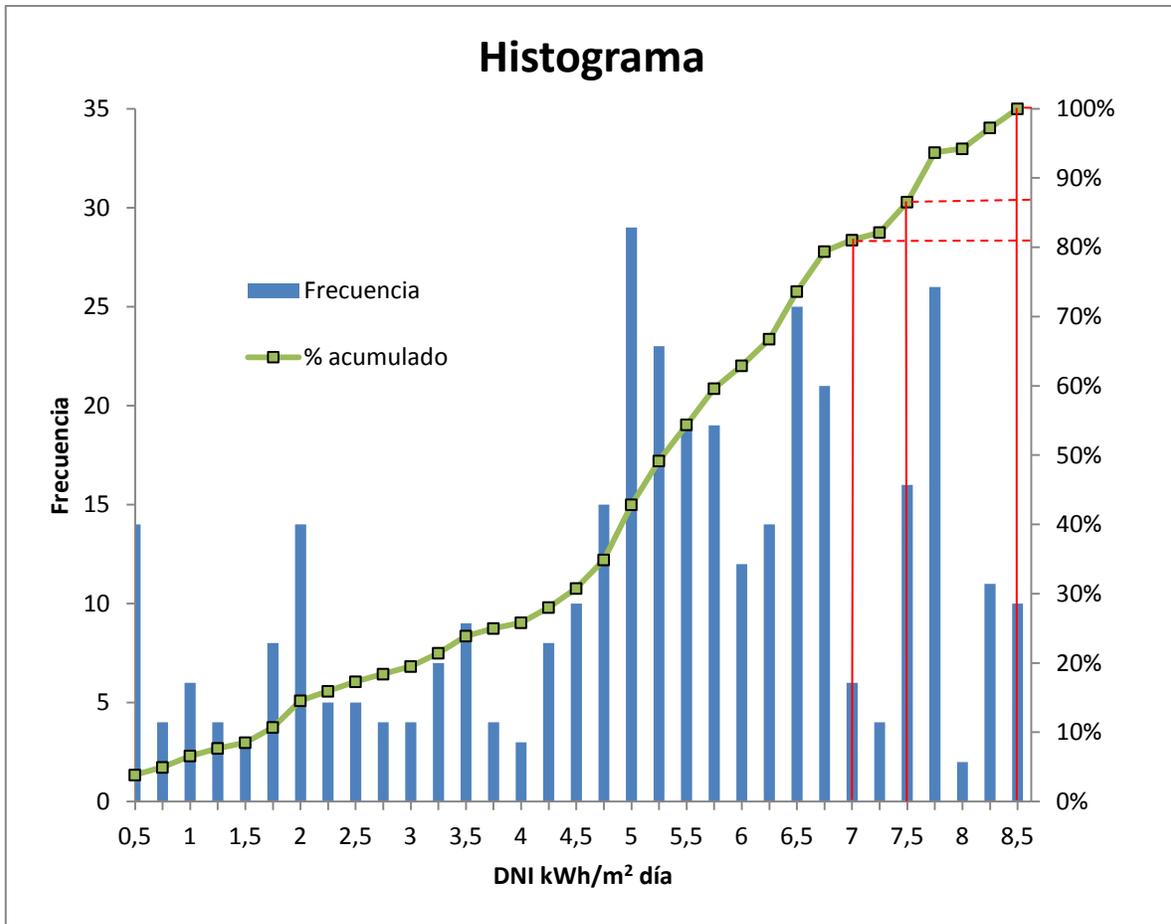


Figura 6.1 Histograma DNI diaria para un año

Del histograma se eligen 3 valores para realizar el dimensionamiento. El criterio para su elección fue el de estar dentro del 20% de mejores días en el año, con lo cual se asegura no subestimar en demasía el dimensionamiento de campo CCP. Las radiaciones elegidas son:

- $8,36 \frac{kWh}{m^2 \text{ día}}$ que corresponde al máximo DNI diario acumulado.
- $7,5 \frac{kWh}{m^2 \text{ día}}$ que corresponde al 86,54% de la frecuencia acumulada de días,
- $7 \frac{kWh}{m^2 \text{ día}}$ que corresponde al 81,04% de la frecuencia acumulada de días.

Por ejemplo, para el caso de $7,5 \left[\frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right]$ el 86,54% de días tendrán una DNI acumulada menor a este valor y solo un 13,46% de días acumularán una mayor cantidad de energía. Es determinante elegir un valor adecuado para realizar un correcto dimensionamiento del campo de colectores cilindro parabólico.

Para entender las diferencias que producen los en el área del campo CCP dependiendo del criterio a elegir, se realiza el dimensionamiento para un almacenamiento de 3 horas. Los resultados se muestran en la Tabla 6.4.

Tabla 6.4: Dimensionamiento campo de colectores según DNI diario

Energía diaria	kWh/m ² día	8,36	7,5	7
Área total CCP	m ²	68.667	70.167	71.208
N° de col. en serie		4	4	4
N° de lazos		24,32	24,85	25,22

De la Tabla 6.4 se puede ver que la diferencia del número de filas según los distintos valores de DNI diaria acumulada no es considerable dentro del rango en estudio. En este caso, la diferencia fue de tan solo 1 fila lo cual no reviste gran diferencia. La recomendación es, para el dimensionamiento de campo CCP, seleccionar valores de DNI acumulada diaria cercanas al valor máximo anual. Con esto se logra no sobreestimar el área del campo CCP.

Debido a los argumentos esgrimidos se utilizará el valor de $7,5 \frac{kWh}{m^2 \text{ día}}$ para el dimensionamiento. Entonces, el tamaño mínimo del campo solar debe ser tal que permita la operación de la planta en la condición sin SAT, más las horas definidas por la capacidad de almacenamiento del SAT definido.

A continuación se muestra el dimensionamiento del campo CCP mínimo un SAT de 3 horas:

$$A_{min_{CCP \text{ c/SAT}}} = \frac{\hat{Q}_{\text{Útil_día}} \cdot A_{CCP \text{ s/SAT}} + Q_{SAT_{3h}}}{\hat{Q}_{\text{Útil_día}}} \quad (6.4)$$

$$A_{min_{CCP \text{ c/SAT}}} = \frac{7,5 \left(\frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right) \cdot 55.590(m^2) + 109.320 (kWh/día)}{7,5 \left(\frac{kWh}{m^2 \text{ día}} \right)}$$

$$A_{min_{CCP \text{ c/SAT}}} = 70.167 m^2$$

6.2.2 Potencia del campo CCP

La potencia que es capaz de aportar el campo de colectores solares al ciclo de potencia y al sistema de almacenamiento, trabajando a carga máxima, corresponde al valor máximo que adopta el producto de la energía absorbida por el campo de colectores por unidad de área y el área mínima definida, esto es:

$$\dot{Q}_{col} = \text{Max}\{DNI_i \cdot \cos \theta_i \cdot \eta_i\}_{i:1..24} \cdot A_{min_{CCP \text{ c/SAT}}} \quad (6.5)$$

El valor encontrado para los datos de radiación para la ciudad de Calama fue de

$$\text{Max}\{DNI_i \cdot \cos \theta_i \cdot \eta_i\}_{i:1..24} = 0,740 \text{ kWh/m}^2$$

A medida que aumentan las horas de almacenamiento térmico aumenta la potencia máxima de la central debido a que es necesaria una mayor área de CCP para poder suministrar la energía térmica necesaria al SAT.

La siguiente tabla se muestra el valor del área mínima y potencia máxima calculada para los distintos tamaños de almacenamiento:

Tabla 6.5 Valores de potencia máxima a distintos tamaños de almacenamiento.

Nº horas almacenamiento	Área mínima CCP m ²	Potencia térmica a carga máxima MWth
1	60.449	44,73
3	70.167	51,92
6	84.743	62,71
7,5	92.032	68,10
9	99.320	73,50
12	113.897	84,28
15	128.473	95,07

Luego de tener el cálculo de la potencia máxima con los distintos tamaños de almacenamiento se puede dimensionar el campo CCP. A continuación se muestra el dimensionamiento del campo CCP para un almacenamiento de 3 horas:

$$N^{\circ} \text{ filas} = \frac{51,92 \text{ MW}}{2,2 \frac{\text{MW}}{\text{lazo}} \cdot \frac{(100 - 5,2)}{100}} = 24,85 \approx 25 \text{ lazos}$$

Así, el área total de captación solar del campo de colectores será:

$$A_{\text{campo CCP}} = n^{\circ} \text{ lazos} \cdot n^{\circ} \text{ colec/lazo} \cdot A_{\text{colector}} = 25 \cdot 4 \cdot 817,5 \text{ m}^2 = 81.750 \text{ m}^2$$

Entonces debido al aumento del número de lazos, la potencia térmica nominal del campo CCP será:

$$Q_{\text{CCP}_{\text{final}}} = Q_{\text{útil}_{\text{lazo}}} \cdot n^{\circ} \text{ lazos} = 55,10 \text{ MW}$$

Finalmente, se debe calcular el caudal nominal de HTF dentro del campo de colectores y la velocidad de flujo dentro de cada lazo.

$$\dot{m}_{\text{HTF}} = 225,76 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{HTF/lazo}} = 9,03 \text{ kg/s}$$

$$v_{\text{lazo}} = 3,42 \text{ m/s}$$

El dimensionamiento de los demás tamaños de campo CCP se realizan de manera análoga al procedimiento anterior, a continuación se muestran los resultados de estos dimensionamiento:

Tabla 6.6: Dimensionamiento campo CCP para los tamaños de SAT a estudiar.

Horas SAT		0	1	3	6	7,5	9	12	15
N° de Lazos		17	22	25	30	33	36	41	46
$A_{campo\ CCP}$	m^2	55.590	71.940	81.750	98.100	107.910	117.720	134.070	150.420
Q_{CCP}	MW_{th}	37,47	48,49	55,1	66,12	72,73	79,34	90,36	101,38
Q_{SAT}	$MW_{th}/día$	-	36,44	109,32	218,65	273,31	327,97	437,30	546,62
\dot{m}_{HTF}	kg/s	153,52	198,67	225,76	270,92	298,01	325,1	370,25	415,41
Múltiplo Solar		1,09	1,41	1,61	1,93	2,12	2,31	2,64	2,96

6.3 Layout campo de colectores

El layout con el cual se realiza el piping de la central es muy importante, ya que las tuberías pueden suponer hasta un 10% del costo de inversión (56). Además, a mayor recorrido de tuberías aumenta la potencia de bombeo requerida en el campo. La potencia de bombeo constituye una de las pérdidas parásitas más importantes en el sistema. Además, aunque en menor medida, las pérdidas de calor en dichas tuberías van a reducir la potencia térmica útil que puede aportar el campo solar.

Para lograr minimizar estas pérdidas, se debe lograr disminuir el recorrido total de tuberías disponiéndolas en la posición óptima dependiendo del área total del campo de colectores. De acuerdo con el reporte de los laboratorios NREL (56), en Estados Unidos, para campos de colectores menores a 400.000 m^2 , el layout más eficiente es la configuración en “I”. Por otro lado, para campos con área mayor a 400.000 m^2 el layout más eficiente es la llamada configuración en “H”.

6.3.1 Configuración en “I”

Este tipo de configuración se emplea para plantas con superficies de campo de colectores menor a 400.000 m^2 ; donde éste se divide en dos secciones (este y oeste) con el bloque de potencia localizado en el centro. La tubería del fluido frío, en paralelo con la tubería de aceite caliente, recorre el campo desde el bloque de potencia hacia el campo de colectores, disminuyendo su diámetro conforme distribuye el fluido en los diferentes lazos, para mantener constante su velocidad. De forma parecida, la tubería colectora caliente va aumentando su diámetro conforme va recogiendo el fluido procedente de los lazos.

Un ejemplo de la configuración en “I” se aprecia en la Figura 6.2.

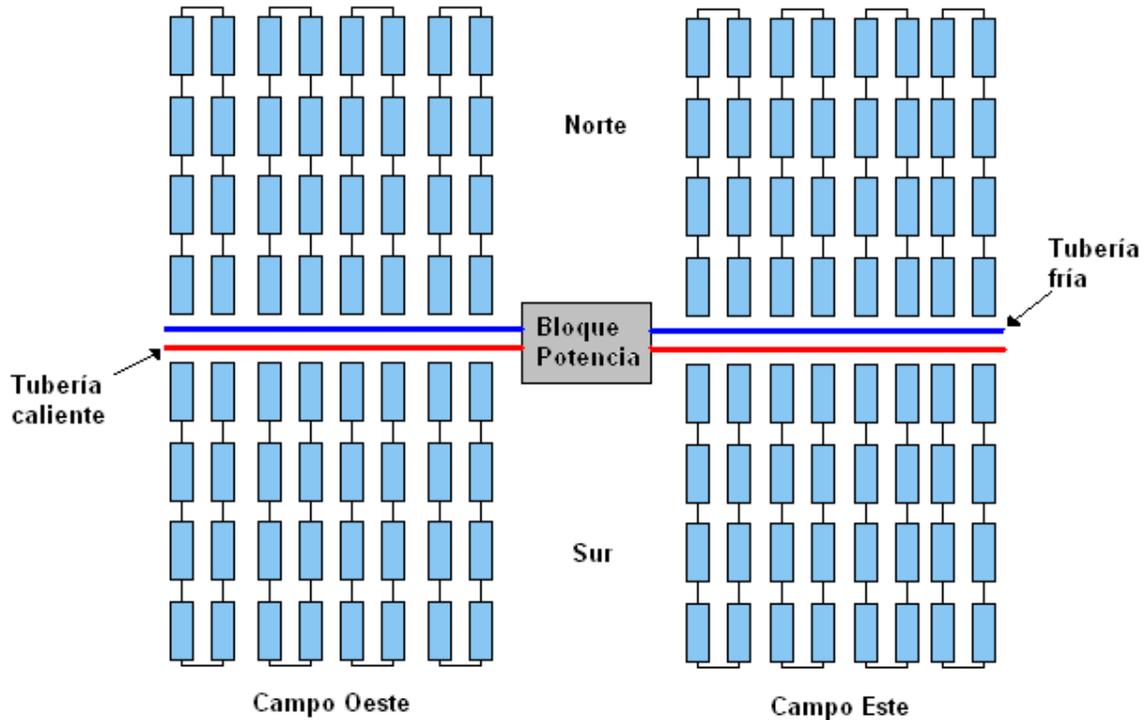


Figura 6.2: Configuración en "I" para campo de colectores.

6.3.2 Configuración en "H"

Este tipo de configuración se emplea para plantas con superficies de campo de colectores mayor a 400.000 m²; lo que significa que se utiliza en plantas de gran potencia.

El campo se divide en 4 secciones, con el bloque de potencia colocado en el centro del campo. Las tuberías colectoras tienen una dirección E-O, de forma que el eje de los colectores esté orientado en dirección N-S.

El fluido procedente del bloque de potencia se distribuye a todos los lazos a través de la tubería colectora fría. Esta tubería va disminuyendo su diámetro conforme va distribuyendo el caudal, de forma que se mantenga la velocidad en el circuito. En el lazo, el fluido va aumentando su temperatura conforme recorre la fila de ida, invierte dirección y vuelve al mismo punto, donde es recogido por la tubería colectora caliente e ir hacia el bloque de potencia.

La tubería colectora caliente, conforme va recogiendo el fluido de los lazos, va aumentando su diámetro para mantener la velocidad de diseño.

Un ejemplo de la configuración en "H" se aprecia en la Figura 6.3.

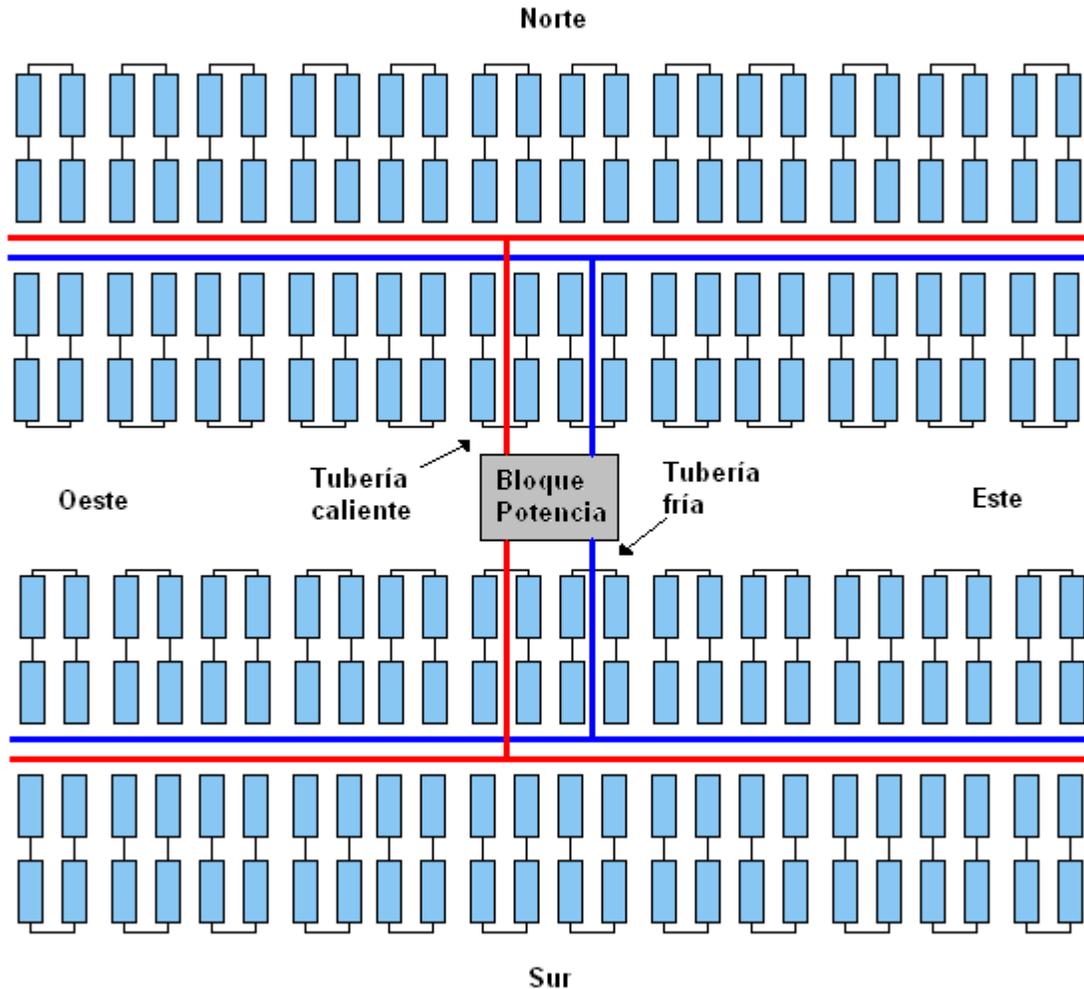


Figura 6.3: Configuración en "H" para campo de colectores.

6.3.3 Configuración a utilizar

Debido a que no se calculan áreas de colectores mayores a 400.000 m²; se utilizará la configuración en "I" para todos los casos en estudio.

6.4 Dimensionamiento componentes de Bloque Solar

A continuación se muestra el dimensionamiento de los demás elementos del sistema solar como: Tanque de Sales, Intercambiador de Calor sal-aceite, Bombas, etc.

6.4.1 Dimensionamiento tanques de sales fundidas

Los tanques de sales, como se ha dicho anteriormente, permiten la generación de electricidad cuando no se tiene el recurso solar suficiente; comúnmente en las noches y días nublados. La siguiente sección muestra el dimensionamiento de los tanques junto con la cantidad necesaria de sales para su correcto funcionamiento.

6.4.1.1 Carga mínima de sales fundidas.

El inventario de sales queda determinado por la cantidad de sales requeridas para el intercambio térmico, más la cantidad de sales residuales que quedan en cada tanque de sales que permiten una adecuada operación de las bombas de sales, es decir:

$$m_{sales} = m_{min_IT} + m_{residual\ en\ TKs} \quad (6.6)$$

La cantidad mínima de sales para hacer el intercambio térmico (m_{min_IT}), dependerá de la energía almacenada para la condición de diseño (Q_{SAT}), las temperaturas de operación de cada uno de los tanques de sales (frío y caliente) y de las propiedades termodinámicas de las sales seleccionadas. Las condiciones de temperatura del HTF (393°C y 293°C) y de los tanques de sales frío y caliente (384°C y 291°C) (57) se han establecido según los parámetros de diseño de la central termosolar Andasol. El valor de C_p es evaluado a 337,5°C que corresponde a la temperatura media de los tanques. El siguiente dimensionamiento es realizado para un almacenamiento térmico de 3 horas, luego:

$$m_{min\ IT} = \frac{Q_{SAT}}{C_p(T_{caliente} - T_{frío})} = \frac{3,6 \cdot \frac{10^6\ kJ}{MWh_{th}} \cdot 109,32\ MW_{th}}{1,501 \frac{kJ}{kgK} \cdot \frac{10^3\ kg}{ton} \cdot (384\ ^\circ C - 291\ ^\circ C)} = 2819\ ton \quad (6.7)$$

Esta es la carga mínima para transportar el calor necesario para 3 horas de funcionamiento a carga nominal.

6.4.1.2 Dimensiones de tanques de sales

En el diseño de cada uno de los tanques de almacenamiento se considera el volumen para contener la carga mínima de sales (m_{min_IT}), a éste se le agrega 0,5 metros que corresponde a la altura mínima para la operación de las bombas de sales, y un 8% del volumen total, que considera el rebose y el volumen del calefactor de inmersión.

El diseño óptimo de los tanques de sales debe incorporar criterios térmicos, mecánicos y económicos, sin embargo, dado los alcances de este estudio, se ha considerado que las pérdidas térmicas de los tanques se minimizan al disminuir la razón entre la superficie expuesta de tanque y el volumen del mismo. A continuación, se presenta la razón entre área y volumen del tanque en función de la razón entre la altura y el diámetro del mismo.

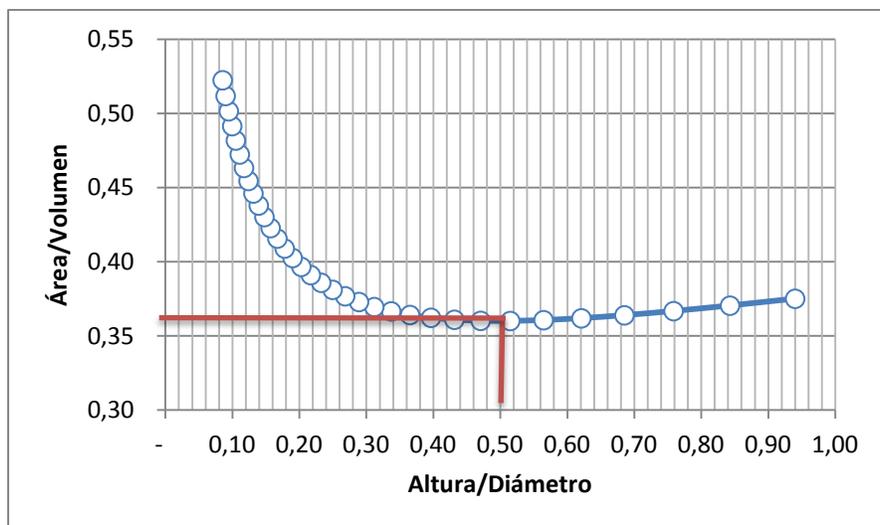


Figura 6.4: relación área/volumen para minimizar las pérdidas térmicas de los tanques de sales

Como se puede observar, la razón entre el área y el volumen del tanque es mínima cuando el diámetro es alrededor del doble de la altura.

La tabla siguiente resume las consideraciones tomadas para el dimensionamiento del tanque de 3 horas de almacenamiento. Estas consideraciones son utilizadas para el dimensionamiento de los demás SAT.

Tabla 6.7 Dimensiones de tanques de almacenamiento de sales fundidas para 3 horas de SAT

ítem	Unidad	Tanque caliente	Tanque frío
Carga mínima de sales	Ton	2.819	2.819
Temperatura máx. en tanque caliente	°C	384	291
Densidad (a 384°C.)	kg/m ³	1.846	1.905
Porcentaje de rebose	%	8%	8%
Altura mínima de sales en tanque	m	0,5	0,5
Volumen	m ³	1.765	1.713
Altura interior tanque	m	8,3	8,0
Diámetro	m	16,5	16,5

Para permitir flexibilidad en las operaciones los roles de los tanques caliente y frío deberán ser intercambiables. De esta manera, ante una falla eventual en el manto o en la aislación de uno de los tanques podría ser necesario por razones de seguridad traspasar rápidamente toda la carga de sales al otro tanque incluso sin pasar por el intercambiador de calor. Por lo mismo, a pesar de que las condiciones de temperatura por lo general serán distintas en cada tanque, las dimensiones y el sistema de aislación deberán ser idénticos e iguales a las condiciones del tanque caliente.

6.4.1.3 Carga total de sales

De acuerdo a lo establecido más arriba la carga total de sales corresponde a la masa de sales que participa en el intercambio térmico más la cantidad de sales residuales que permanecen en cada

uno de los tanques. Dado que se estableció una altura mínima de 0,5 m para la operación de las bombas, la carga residual total, considerando ambos tanques, estará dada por:

$$m_{residual\ en\ TKs} = 2 \cdot V_{seguridad} \cdot \rho_{sales} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot (16,5\ m)^2}{4} \cdot 0,5(m) \cdot 1,875 \left(\frac{Ton}{m^3}\right) \quad (6.8)$$

$$= 401\ Ton$$

Donde la densidad de las sales está evaluada a la temperatura media entre los tanques, esto es 337,5°C.

Por lo tanto, la carga total de sales que se necesita, dada por la ecuación (6.6) es:

$$m_{sales} = m_{min_IT} + m_{residual\ en\ TKs} = 2819 + 401 = 3220\ Ton \quad (6.9)$$

Se realizó de manera análoga para los demás tamaños de SAT, los resultados se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 6.8: Dimensionamiento tanques y sales para distintos tamaños del SAT.

N° horas almacenamiento	h	1	3	6	7,5	9	12	15
Calor almacenado	MWh _{th}	36,44	109,32	218,65	273,31	327,97	437,30	546,62
Diámetro tanque caliente	m	11,5	16,5	20,5	22,0	23,5	26,0	28,0
Altura tanque caliente	m	5,8	8,3	10,5	11,4	11,9	13,0	13,9
Volumen tanque caliente	m ³	606	1.765	3.478	4.329	5.183	6.885	8.581
Carga mínima de sales	Ton	940	2.819	5.639	7.048	8.458	11.277	14.097
Carga residual de sales	Ton	195	401	619	713	813	996	1155
Carga total de sales	Ton	1.135	3.220	6.258	7.761	9.271	12.273	15.251

6.4.2 Intercambiador de calor sal-aceite

6.4.2.1 Descripción del intercambiador de calor sal-aceite

El intercambiador térmico sales-aceite opera transfiriendo calor del HTF a las sales cuando, debido a la alta radiación solar, el flujo másico de HTF es mayor que el nominal; y transfiriendo calor de las sales al HTF cuando el flujo másico es menor al nominal al final del día.

El circuito de HTF mantiene, siempre que la radiación incidente lo permita, un flujo másico cercano al nominal, esto es 153,52 kg/s que es el flujo másico para la configuración sin almacenamiento térmico con el cual se realiza el intercambio térmico con el bloque de potencia. Para las configuraciones con SAT, en días de buena radiación solar, el flujo másico excede el nominal de intercambio con el bloque de potencia, por lo cual el flujo másico excedente es utilizado en el traspaso de energía térmica desde el HTF a las sales mediante el intercambiador de calor. Este proceso es denominado “carga”.

La “descarga” de sales se realiza cuando la radiación solar es limitada, por lo general en días nublados y al final del día, por lo cual el flujo másico de HTF disminuye bajo el nominal. En este

momento, las sales traspasan energía térmica al HTF, para así completar el flujo másico faltante y tratar de volver a operar a flujo nominal. En el peor de los casos, cuando no existe radiación solar, por lo tanto no existe flujo másico desde el campo de colectores, el tanque de sales deberá descargarse y traspasar energía térmica al HTF para que este circule al flujo másico nominal. En el desarrollo de este trabajo no se considera la descarga de sales debido al paso de nubes en el día; solo se considera la descarga de sales al final del día.

Estas consideraciones se tomaron en cuenta para realizar el dimensionamiento del intercambiador de calor sales-HTF.

Los intercambiadores utilizados en las plantas que operan actualmente en España son de tipo carcasa y tubo. En ellos, según Kopp (43), el HTF a alta presión circula por los tubos y las sales a baja presión (atmosférica) lo hacen por la carcasa.

6.4.2.2 Dimensionamiento del intercambiador de calor

Basado en la bibliografía consultada (43) (44), el intercambiador de calor para el modelo de simulación fue dimensionado como un intercambiador de contraflujo.

A continuación, se muestran los parámetros utilizados para el dimensionamiento del intercambiador de calor, estos son:

Tabla 6.9: Parámetros utilizados para el dimensionamiento del intercambiador HTF-sales

Ítem	Unidad	Carga		Descarga	
		Sales	HTF	Sales	HTF
T_{in}	°C	291	393	384	287
T_{out}	°C	384	299	291	379
c_p promedio	J/kg°K	1.504	2.467	1.504	2.428

Para el cálculo de este intercambiador se realizó un balance térmico considerando que:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{HTF} \cdot c_{p HTF} \cdot \Delta T_{HTF} = \dot{m}_{sales} \cdot (1 - 0.03) \cdot c_{p sales} \cdot \Delta T_{sales} \quad (6.10)$$

Dónde,

\dot{Q} : Flujo de calor que se entrega al HTF.

$\dot{m}_{sales}, \dot{m}_{HTF}$: Flujo másico de sales y HTF por el intercambiador.

$c_{p sales}, c_{p HTF}$: Poder calorífico promedio de las sales y del HTF, respectivamente.

$\Delta T_{HTF}, \Delta T_{sales}$: Cambio de temperatura que experimentan el HTF y las sales en el intercambiador, respectivamente.

Se considera que el calor entregado por las sales debe ser un 3% mayor al recibido por el HTF, debido a las pérdidas que ocurren durante el intercambio térmico(43).

Fijadas las temperaturas en la Tabla 6.9, la ecuación (6.10) permite calcular el flujo másico de sales \dot{m}_{sales} y el flujo de calor \dot{Q} que se requiere para entregar la potencia necesaria.

Para definir el intercambiador en el modelo, se utiliza el factor UA , que corresponde al coeficiente global de transferencia térmica, multiplicado por el área de intercambio térmico. El factor UA queda definido por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = UA \cdot \Delta T_{Lm} \quad (6.11)$$

Dónde,

\dot{Q} : Flujo de calor entregado al HTF.

ΔT_{Lm} : Temperatura media logarítmica del intercambiador, indicada

El valor de ΔT_{Lm} permite caracterizar la transferencia de calor como la diferencia promedio de temperatura. Esta se define, según la bibliografía (58), como:

$$\Delta T_{Lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left[\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right]}$$

Para un intercambiador de calor a contraflujo, se define ΔT_1 y ΔT_2 como¹⁰:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

Cabe destacar que para un intercambiador de calor de flujo paralelo los valores de ΔT_1 y ΔT_2 son diferentes, debido a que estas temperaturas corresponden a la diferencia en los extremos del intercambiador de calor. Para flujo paralelo estos valores serían:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o}$$

Los resultados del dimensionamiento de los intercambiadores de calor para cada tamaño del SAT se muestran en la Tabla 6.10.

¹⁰ Los subfijos representan h: hot; c: cold; i: in; o: out.

Tabla 6.10: Resultados dimensionamiento intercambiador de calor de sales-HTF para cada tamaño de SAT.

Horas SAT		1		3		6		7,5	
		<i>carga</i>	<i>descarga</i>	<i>carga</i>	<i>descarga</i>	<i>carga</i>	<i>descarga</i>	<i>carga</i>	<i>descarga</i>
m_{htf}	kg/s	45,15	153,52	72,24	153,52	117,40	153,52	144,49	153,52
m_{sales}	kg/s	77	258	123	258	200	258	247	258
Q	MW _{th}	10,79	36,09	17,26	36,09	28,04	36,09	34,51	36,09
ΔT_{Lm}	°C	8,5	4,5	8,5	4,5	8,5	4,5	8,5	4,5
UA	kW/°C	1270,3	8053,1	2032,5	8053,1	3302,8	8053,1	4064,9	8053,1
		9		12		15			
		<i>carga</i>	<i>descarga</i>	<i>carga</i>	<i>descarga</i>	<i>carga</i>	<i>descarga</i>		
m_{htf}	kg/s	171,58	153,52	216,73	153,52	261,89	153,52		
m_{sales}	kg/s	293	258	370	258	447	258		
Q	MW _{th}	40,98	36,09	51,77	36,09	62,55	36,09		
ΔT_{Lm}	°C	8,5	4,5	8,5	4,5	8,5	4,5		
UA	kW/°C	4827,1	8053,1	6097,4	8053,1	7367,7	8053,1		

Cabe destacar que el intercambiador necesario en la carga es siempre de menor área que en la descarga, debido a que en la descarga la potencia entregada siempre es cercana a la potencia nominal.

El intercambiador de calor queda definido con la misma área para los distintos tamaños de almacenamiento térmico. Esto es debido a que la tasa de intercambio térmico necesaria es la misma, sólo que a mayor cantidad de horas de almacenamiento, mayor cantidad de horas de uso del intercambiador de calor.

Por lo tanto, el intercambiador de calor queda definido por el factor UA en la descarga de sales.

6.4.3 Bombeo de HTF

Las bombas que se utilizan para el bombeo de HTF en el campo de colectores son de flujo variable. Esto debido a que la temperatura del HTF a la salida del campo de colectores debe ser constante, independiente de la radiación incidente. Por lo tanto, en momentos en que la radiación es menor a la de diseño se debe disminuir el flujo másico para así obtener la temperatura deseada de HTF a la salida. Cuando la radiación es mayor a la de diseño se produce el proceso opuesto, en el cual se debe aumentar el flujo másico de HTF por sobre el nominal para “bajar” la temperatura.

En casos extremos, en el cual el flujo másico sea el máximo posible y la temperatura del HTF suba por sobre la deseada, se deben desenfocar tramos del campo de colectores.

Para estimar el consumo eléctrico por concepto de bombeo de HTF, es necesario conocer las pérdidas de carga que se producen fundamentalmente en el campo de colectores cilindro parabólico; las tuberías de alimentación y descarga de HTF del campo de colectores. A

continuación se llevará a cabo los cálculos necesarios para conocer las pérdidas de carga en el bloque de HTF.

6.4.4 Tuberías de alimentación y descarga de HTF

En primer lugar, es necesario dimensionar los diámetros de tuberías de alimentación y descarga de HTF del campo de colectores. Con respecto a esto, es una práctica común diseñar estas tuberías de forma tal que la velocidad de flujo no supere los 3 m/s en condiciones nominales. Siguiendo las mismas recomendaciones, el laboratorio Estadounidense NREL, realizó una optimización económica para el sistema de piping de una planta solar de generación eléctrica (56). Con respecto al diámetro de las tuberías de alimentación y descarga de HTF, el estudio muestra que los costos de ciclo de vida de una planta de este tipo alcanzan un valor mínimo para velocidades de flujo entre 2 y 3 m/s.

Para conocer la velocidad del flujo en las distintas cañerías se utiliza la siguiente ecuación:

$$v = \frac{\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right]}{\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot A [m^2]}$$

Al ingresar al campo de colectores, el caudal másico disminuye paulatinamente a medida que parte de ese flujo va ingresando a las filas de colectores. Así, es posible mantener una velocidad del HTF que vaya entre 2 y 3 m/s, disminuyendo el diámetro de las cañerías principales a medida que el flujo dentro de estas va siendo menor.

La siguiente tabla muestra los diámetros requeridos para cada tramo de cañerías de alimentación y descarga de HTF, para que la velocidad del flujo sea de 2,5 m/s para la planta sin almacenamiento térmico.

Tabla 6.11: Diámetro para las cañerías de alimentación y descarga de HTF.

Tramo	Flujo [kg/s]	D _i diseño	
		[m]	[in]
BP	76,8	0,226	8,9
1-2	76,8	0,226	8,9
3-4	58,7	0,197	7,8
5-6	40,5	0,164	6,5
7-8	22,6	0,122	4,8

Se puede ver en la Tabla 6.11 que el flujo utilizado para el dimensionamiento de las cañerías es la mitad al indicado. Esto es debido a la forma de distribución de los colectores, visto en la sección 6.3.

Dado que los diámetros de tuberías no son continuos, estos se deben seleccionar de dimensiones estándar. En este caso, se han utilizado los diámetros existentes para tuberías ASTM A – 106 Grado B. SCH 40, en donde, para cada tramo, se ha seleccionado el diámetro que hace que la velocidad del flujo varíe entre 2 y 3 m/s.

La siguiente tabla muestra el diámetro seleccionado, en conjunto con la velocidad de flujo real para cada tramo de tuberías.

Tabla 6.12: Cañerías seleccionadas para cada tramo de tuberías de alimentación y descarga de HTF, planta sin almacenamiento.

Tramo	D _i real [m]	D _{nominal} [in]	Velocidad [m/s]
BP	0,2027	8	3,10 ¹¹
1-2	0,2027	8	3,10
3-4	0,2027	8	2,37
5-6	0,1541	6	2,84
7-8	0,1282	5	2,28

6.4.5 Pérdida de Carga Global

Utilizando el software de diseño de piping *Pipe Flow Expert*, se generó un modelo de piping con las siguientes características:

- 2 tuberías centrales (alimentación y descarga) con 8 tramos de 36m de longitud de diámetro variable cada una, cuyos valores aparecen en la Tabla 6.12: Cañerías seleccionadas para cada tramo de tuberías de alimentación y descarga de HTF, planta sin almacenamiento..
- Presión a la salida del precalentador de 12 bar.
- 16 filas de colectores cilindro parabólico que incluyen, cada una:
 - 4 colectores SKAL-ET de 150m de largo (600m de largo x 66,2mm de diámetro)
 - 63 metros de tubería de 66,2mm de diámetro
 - 6 codos rectos estándar, de 2" ½ de diámetro.
 - Una válvula de control de flujo por fila, para asegurar un flujo de HTF idéntico entre ellas en el campo de colectores.

Mediante la configuración anteriormente descrita se obtuvo la siguiente curva de pérdidas de carga para distintos flujos máxicos circulantes:

¹¹ Hay que destacar que ni la tubería de 10 u 8 pulgadas logran que la velocidad del fluido se mantenga en el rango de 2-3 m/s. Se optó por el valor más cercano a ese rango.

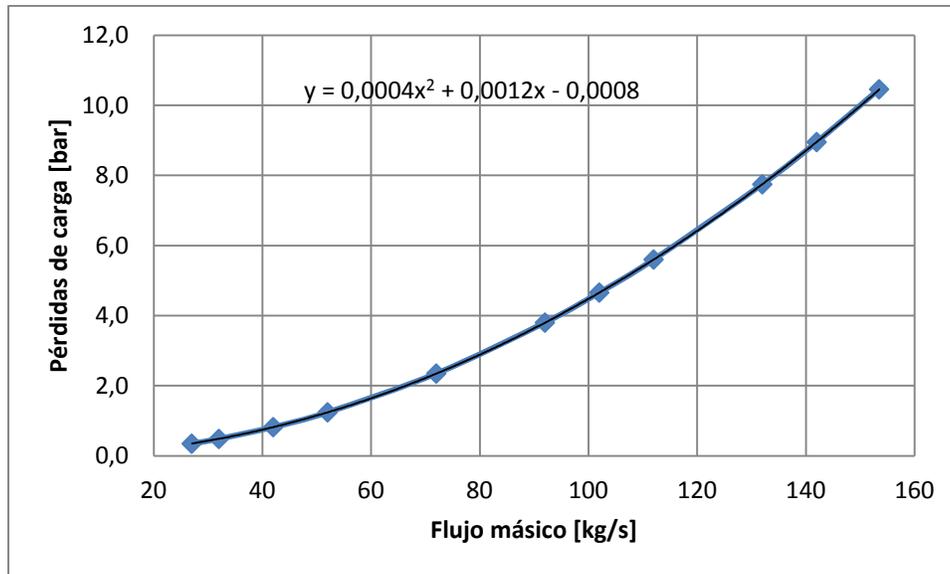


Figura 6.5: Pérdidas de carga en función del flujo másico de HTF circulante.

De esta forma, para el caudal nominal de HTF a plena carga (153,52 kg/s) se ha calculado una pérdida de carga de aproximadamente 10,46 bar. La curva mostrada anteriormente se expresa matemáticamente de la siguiente forma:

$$\Delta P [\text{bar}] = (4 \cdot 10^{-4}) \cdot x^2 + (1,2 \cdot 10^{-3}) \cdot x - 8 \cdot 10^{-4}$$

Es importante destacar que, en forma similar a lo que sucede en Andasol, el sistema de HTF se encuentra presurizado, en donde la presión mínima del sistema –a la entrada de la bomba de HTF– corresponde a 12 bar. Esto se debe a que el HTF, a una temperatura de 390 °C se evapora a 9,6 bar (a 400°C la presión de vapor es de 10,9 bar), requiriéndose una presión de 12 bar para asegurar que no exista evaporación bajo los 393°C¹².

A continuación, se muestran los resultados de pérdidas de carga para los distintos tamaños de campo de colectores.

Tabla 6.13: Pérdidas de carga para los distintos tamaños de almacenamiento.

Tamaño SAT	Presiones Bombeo HTF								
	h	0	1	3	6	7,5	9	12	15
Presión obtenida	bar	22,46	22,47	22,50	22,67	22,78	22,95	23,45	23,83
Presión mínima	bar	12	12	12	12	12	12	12	12
Pérdida carga	bar	10,46	10,47	10,50	10,67	10,78	10,95	11,45	11,83

Las pérdidas de carga en el campo de colectores aumentan a medida que se agregan lazos al campo de colectores. Esto se debe a que al aumentar el área de piping aumenta de igual manera

¹²Therminol VP-1: Propiedades del Therminol® VP-1 en función de las temperaturas-fase líquida.

las pérdidas de energía dinámica del fluido debido a la fricción de este con las tuberías. Las pérdidas aumentan en secciones donde, por ejemplo, el fluido cambia de dirección, estrechamientos de sección del tubo, presencia de válvulas, etc.

Las mayores fuentes de pérdida de carga fueron:

- Entradas y salidas de los colectores (4 entradas y 4 salidas por fila).
- En el manifold ubicado en la tubería principal hacia los loops.

Aunque no sea demasiada la diferencia entre las pérdidas de carga dependiendo del tamaño del campo, la diferencia de costos al realizar el piping si es considerable, debido a que se necesitan cañerías de mayor diámetro para mantener constante la velocidad con un mayor caudal de HTF.

6.4.6 Bomba de HTF

La bomba de HTF, en condiciones nominales, debe elevar la presión del Therminol VP-1 a la salida del precalentador desde 12 hasta la presión necesaria de entrada al campo de colectores, para el caso sin almacenamiento, hasta los 22,46 bar. Las pérdidas de presión en el campo de colectores dependen de su tamaño y configuración, esto debido a que al aumentar su área crecen las pérdidas por fricción (roce en codos, tuberías, etc.) y el flujo másico. Por lo tanto, se debe seleccionar una bomba acorde al flujo de HTF y la cantidad de presión que necesita elevar.

La siguiente tabla muestra las condiciones de operación de la bomba de HTF para cada tamaño de almacenamiento térmico:

Tabla 6.14: Condiciones de operación del bombeo de HTF.

Tamaño SAT	h	0	1	3	6	7,5	9	12	15
Flujo másico	kg/s	153,52	198,67	225,76	270,92	298,01	325,10	370,25	415,41
Flujo volumétrico	m ³ /h	721	932	1060	1272	1399	1526	1738	1950
Presión entrada	Bar	12	12	12	12	12	12	12	12
Presión salida	Bar	22,46	22,47	22,5	22,67	22,78	22,95	23,45	23,83
Δ presión	Bar	10,46	10,47	10,5	10,67	10,78	10,95	11,45	11,83

6.4.7 Tanque de Expansión

El tanque de expansión es un elemento que permite absorber el aumento de volumen del HTF al calentarse. Con esto se logra controlar de buena manera el golpe de ariete entre otros problemas.

De acuerdo a las especificaciones entregadas por el fabricante del aceite VP1¹³, Therminol, el tanque de expansión debe tener un tamaño tal que a la temperatura media de operación (343°C) el estanque de expansión se encuentre lleno en un 75%, esto es:

$$[V_{Total\ HTF}]_{343^{\circ}C} = V_{Tuberías} + \frac{3}{4} \cdot V_{TE}$$

¹³ Therminol Information Bulletin N°4: Heat Transfer System Expansion Tank Design.

Donde $V_{tuberías}$, corresponde al volumen total de cañerías y campo de colectores, y V_{TE} el volumen total del tanque de expansión.

Existe, a su vez, otra importante consideración relacionada con el diseño del tanque de expansión. A temperatura ambiente, el tanque de expansión debe estar un 25% lleno, de forma de asegurar una altura de succión mínima a la bomba de HTF, es decir:

$$[V_{Total\ HTF}]_{12^{\circ}C} = V_{Tuberías} + \frac{1}{4} \cdot V_{TE}$$

Considerando conservación de masa en ambos casos, se puede calcular el volumen del estanque de expansión conociendo el volumen total de tuberías

$$V_{TE} = \frac{V_{Tuberías}(\rho_{12^{\circ}C} - \rho_{343^{\circ}C})}{\left(\frac{3}{4}\rho_{343^{\circ}C} - \frac{1}{4}\rho_{12^{\circ}C}\right)}$$

Se han estimado los volúmenes de totales de tuberías y tanque de expansión para los distintos tamaños de almacenamiento. Hay que precisar que para el volumen de tuberías se consideró un 10% más como margen de seguridad. Los resultados se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 6.15: Volumen del Tanque de Expansión de la planta.

Horas de almacenamiento		0	1	3	6	7,5	9	12	15
Volumen Tuberías	m ³	64,2	78,5	105,5	137,7	154,9	171,0	207,8	243,0
Volumen CCP	m ³	38,3	44,6	56,4	67,6	74,8	81,2	95,8	109,8
Volumen red de distribución	m ³	20,0	26,8	39,6	57,5	65,9	74,3	93,1	111,2
Volumen Tanque de expansión	m ³	63,1	77,2	103,9	135,5	152,4	168,3	204,5	239,2
Volumen total del sistema	m³	127,3	155,6	209,4	273,2	307,3	339,3	412,2	482,2

Como se menciona anteriormente, el volumen de HTF dentro del sistema es tal que el estanque de expansión se encuentra un 25% lleno a 12°C, y un 75% lleno a 343°C (temperatura promedio de operación).

Tabla 6.16: Volumen total de HTF en distintas condiciones de operación.

Horas de almacenamiento		0	1	3	6	7,5	9	12	15
Volumen HTF a 12 °C	m ³	79,9	97,8	131,5	171,6	193,0	213,1	258,9	302,8
Volumen HTF a 343 °C	m ³	111,5	136,3	183,4	239,3	269,2	297,2	361,1	422,4

Al haber calculado el volumen total de HTF se puede encontrar la masa necesaria para alimentar la central termosolar para casa tamaño de almacenamiento térmico.

6.4.8 Carga de HTF en el sistema

Para obtener la masa total de HTF en el sistema, se considera el volumen del HTF a la temperatura media de operación (343°C). Además, se estima que debido a la degradación del HTF (comentada en la sección 4.4.1.1) se requerirá un recambio anual de un 9% de la carga total (59), por lo tanto, el stock anual necesario solo para reposición del HTF para cada tamaño del SAT, además de la masa total de HTF en el sistema, se muestra en la Tabla 6.17.

Tabla 6.17 Masa de HTF necesaria para los distintos tamaños de SAT.

Horas SAT		0	1	3	6	7,5	9	12	15
Masa HTF	Ton	85,5	104,6	140,7	183,6	206,5	228,0	277,0	324,1
Reposición anual HTF	Ton	7,7	9,4	12,7	16,5	18,6	20,5	24,9	29,2

6.4.9 Sistema de calentamiento de respaldo de HTF

Los sistemas de calentamiento de respaldo permiten apoyar la generación de electricidad cuando el DNI es menor al nominal. Por lo general corresponden a calderas Diesel que sirven de apoyo a la fuente principal de energía cuando esta está por debajo de lo requerido.

El sistema de respaldo térmico en cuestión estará compuesto por un calefactor de fluido térmico (HTF) operado con Diesel. Su función será elevar la temperatura del HTF hasta los 393 °C.

El calefactor de HTF estará dispuesto en paralelo al campo solar después de la bomba de alimentación de HTF tal como se presenta en la

Figura 4.1.

El calor útil aportado por el calefactor de HTF $Q_{\text{útil calefactor HTF}}$ está dado por:

$$Q_{\text{útil calefactor}_i} = m_{\text{calefactor}_i} \cdot CP_{\text{HTF}} \cdot (393 - T_{\text{HTF}_i}) \quad \text{para } i: 1 \dots 8760 \text{ hrs}$$

Se ha considerado un $C_{p_{HTF}}$ de 2.44057 kJ/kg $^{\circ}$ K que corresponde a una temperatura media de 343 $^{\circ}$ C. La temperatura de salida del calefactor debe ser 393 $^{\circ}$ C y la temperatura del estanque T_{HTF_i} , es la temperatura de HTF estimada por TRNSYS al retorno al campo solar en cada instante de tiempo.

6.4.9.1 Estrategia de operación del calefactor de HTF

El calefactor se utilizará por las mañanas cuando salga el sol. Su función será complementar la DNI incidente para poder llegar al flujo nominal de manera más rápida y comenzar lo antes posible la generación de electricidad. Al momento que el flujo de HTF alcance su valor nominal el calefactor no seguirá funcionando. Además, el calefactor no será utilizado en periodos ajenos al arranque de la central termosolar, como pueden ser periodos de nubes en el día o al caer la noche.

Con esta estrategia de operación se busca aumentar la eficiencia de la central con el mínimo aporte de combustibles fósiles posible.

6.4.10 Sistema Anti-congelamiento de HTF

Existen pérdidas térmicas durante la recirculación nocturna, tanto en piping y tanque de expansión, así como en el mismo campo de colectores (en sus tubos). Éstas pérdidas llevan a que el HTF pueda alcanzar temperaturas muy bajas en los días más fríos, y por tanto, que exista el riesgo de congelamiento de HTF en el circuito.

Se ha modelado un sistema de calentamiento de HTF, que impide que la temperatura del HTF disminuya hasta el punto de congelamiento. De forma similar a otras plantas solares, el sistema anti-congelamiento se activará cuando la temperatura del HTF disminuye bajo los 60 $^{\circ}$ C, manteniendo esta temperatura límite. No obstante, de acuerdo con el fabricante del VP1 – Therminol– la temperatura de activación del sistema de calentamiento podría ser incluso inferior a este valor, pudiendo fijarse una temperatura de 50 $^{\circ}$ C sin problemas. Una vez que se ha puesto el sol, el HTF continúa recirculando a través del campo de colectores, ya que si se detuviera existiría el riesgo de rápido congelamiento en los puntos de menor aislación del campo.

7 Dimensionamiento del bloque de potencia

A continuación se presenta el análisis realizado para el dimensionamiento de los principales equipos que componen el Bloque de Potencia en condiciones nominales de operación.

7.1 Dimensionamiento inicial del ciclo de potencia

7.1.1 Consideraciones de diseño

La Turbina de Vapor – Generador es el principal equipo condicionante del balance de masa y energía del bloque de potencia de la central solar, así como del rendimiento del ciclo termodinámico. Una vez determinada la línea de expansión del vapor en la turbina en el Diagrama de Mollier y conocidos (o estimados) los rendimientos o pérdidas del conjunto turbina – generador, se determina el flujo de vapor que se expandirá en la turbina para generar 10 MWe netos. Este flujo de vapor junto con las condiciones del vapor en la admisión, extracciones y descarga de la turbina, define la capacidad térmica de todos los equipos de transferencia de calor del ciclo de potencia y de los equipos de bombeo. Cabe destacar que el flujo de vapor será determinado según el flujo de HTF que circula por el *Generador de Vapor*, que es constituido por el circuito *sobrecalentador- evaporador- precalentador*, este flujo será igual al flujo másico para la planta en condición sin almacenamiento térmico, en cual será el flujo nominal. Al aumentar el número de horas de almacenamiento térmico aumenta el área del campo de colectores y por ende, el flujo másico de HTF en éste. Cuando debido a buenas condiciones climáticas el flujo másico en el campo de colectores está por sobre el nominal, el flujo excedente es utilizado en la “carga” de los tanques de sales. Esto quiere decir que al aumentar el número de horas de almacenamiento no aumenta la potencia de la planta, sino la energía total generada.

Las condiciones de presión y temperatura de la expansión en la turbina, en la admisión y descarga del equipo, quedan limitadas por la temperatura máxima de la fuente de calor, en este caso el HTF a 393°C. La temperatura de bulbo húmedo del aire en la torre de enfriamiento, por su parte, determina la mínima temperatura a la que es posible llevar a cabo la condensación del vapor en la descarga de la turbina (la temperatura de bulbo húmedo corresponde aproximadamente a 14°C para condiciones de operación nominal, en verano). En estas condiciones, el vapor sobrecalentado de admisión a la turbina puede alcanzar como máximo los 380°C y las condiciones del condensado de descarga quedan en 0,06 bar y 36°C, respetando los rangos y pinch point de la torre de enfriamiento y el condensador.

Utilizando antecedentes del balance de masa y energía de plantas solares de 50 MW neto, con vapor sobrecalentado a 100 bar y un recalentamiento a 18 bar se inició un análisis para definir la expansión en el caso en estudio. Las expansiones conocidas para los 50 MW determinaban que al final la primera expansión del vapor, antes del recalentamiento, el vapor caía en una condición húmeda con título 0,97 lo cual se estimó como inapropiado para el cuidado de la turbina.

Dados los límites de temperatura (máxima y mínima) para la expansión total en la turbina, el recalentamiento debía hacerse a una presión entre 18 bar y 25 bar (para evitar la condensación al

final de la etapa de Alta Presión), con una eficiencia isoentrópica de su expansión en torno al 85%, para ser descargado al condensador a 0,06 bar (36°C) con un título mínimo de 0,9 para no dañar la última etapa de álabes de la turbina (ver Figura 7.1).

Finalmente la presión en el recalentamiento se fijó en 21 bar al estar dentro del rango permitido. Luego, considerando un rendimiento isoentrópico de 85% para la expansión del vapor sobrecalentado (la primera admisión de la turbina), se estimó que la presión de sobrecalentamiento debía ser 86 bar, porque para presiones mayores, al final de la primera expansión, el vapor sale húmedo.

Assumiendo los rendimientos isoentrópicos y las condiciones de presión y temperatura de las expansiones que se citaron, un 4,8% de pérdidas hasta los bornes del generador (fugas y sellos en la turbina, caja reductora y eficiencia del generador) y un 12,2% de consumos propios de electricidad, se requiere un flujo de vapor de aproximadamente 13,61 kg/s para generar 10 MWe netos (1,4 MWe de consumos propios).

La extracción de vapor para el desgasificador, único precalentador considerado en el estudio, se obtiene de alguna etapa intermedia de la expansión del vapor recalentado en la turbina, cuya presión puede estar entre 2 y 10 bar.

7.1.2 Características a considerar en la selección de la turbina

La importancia de aprovechar al máximo la radiación solar desde la salida hasta la puesta de sol y sus fluctuaciones, determina que la turbina a considerar debe cumplir con las siguientes características:

- Debe tener la capacidad de partida rápida, especialmente importante para los meses de invierno, en que las horas de sol son escasas o intermitentes.
- Debido a las variaciones horarias de la radiación solar durante el día, la turbina debe poder realizar rápidos cambios de carga.
- La radiación solar disminuye en invierno respecto al verano, ante lo cual, es necesario que la turbina tenga un rendimiento aceptable al operar a carga parcial.
- El rango de operación a carga parcial debe ser lo más amplio posible, idealmente que pueda trabajar a cargas tan bajas como un 10%.

Finalmente, la expansión a ser modelada se presenta en el siguiente Diagrama de Mollier, donde:

Tabla 7.1: Puntos Diagrama de Mollier

Punto del Diagrama	Punto de operación
1	Vapor sobrecalentado
2	Descarga primera etapa
3	Vapor recalentado
4	Extracción al desgasificador
5	Descarga al condensador

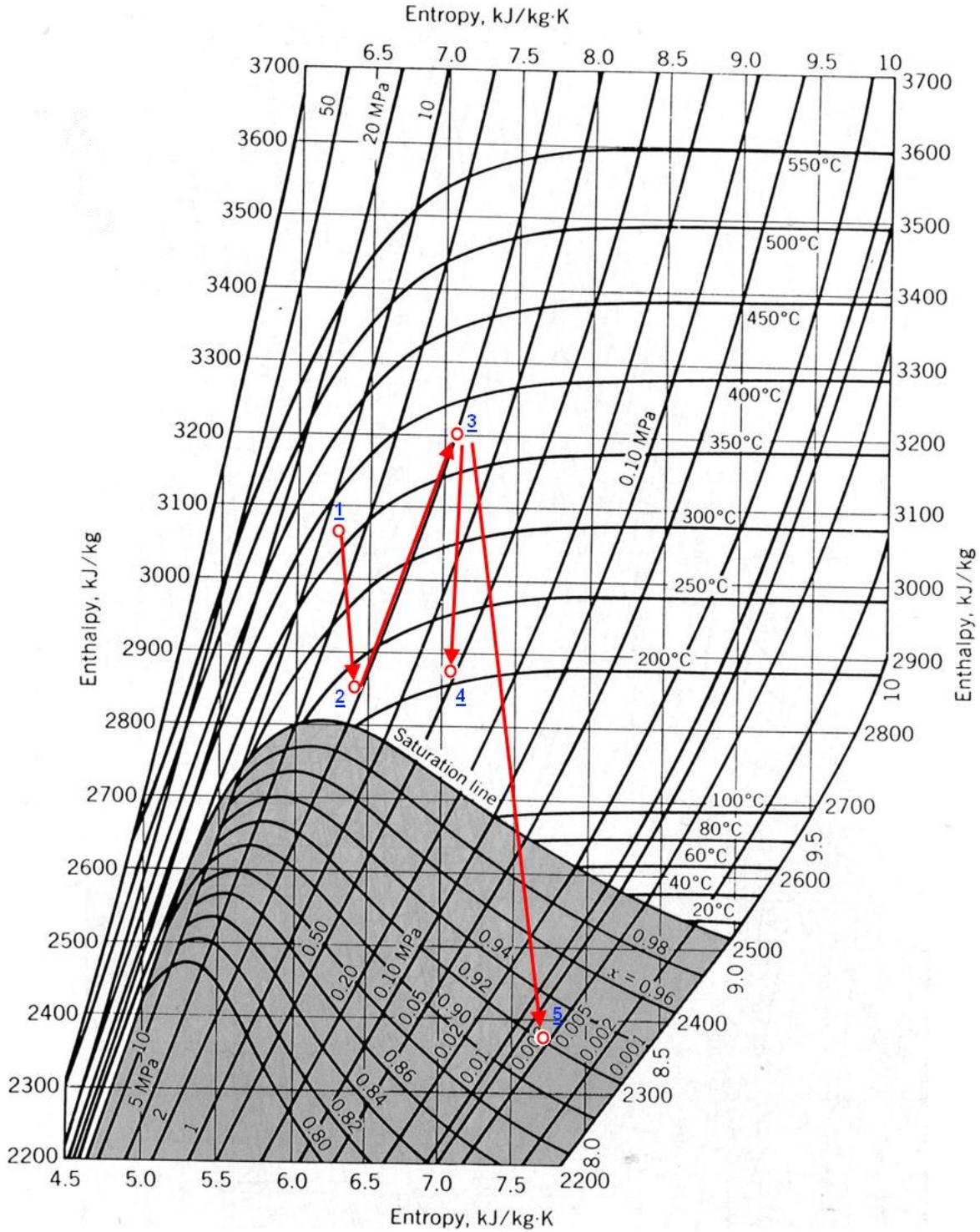


Figura 7.1: Diagrama de Mollier para la expansión del vapor a ser modelada.

7.2 Dimensionamiento propuesto para el bloque de potencia

El presente capítulo detalla los criterios utilizados en el dimensionamiento y simulación de los principales equipos del bloque de potencia. Un diagrama termodinámico para la condición nominal de diseño de la central, que resulta del análisis aquí presentado, se encuentra al final de este capítulo en la Figura 7.5

La figura siguiente indica los puntos relevantes de la operación en la turbina mostrados en el diagrama de Mollier de la Figura 7.1.

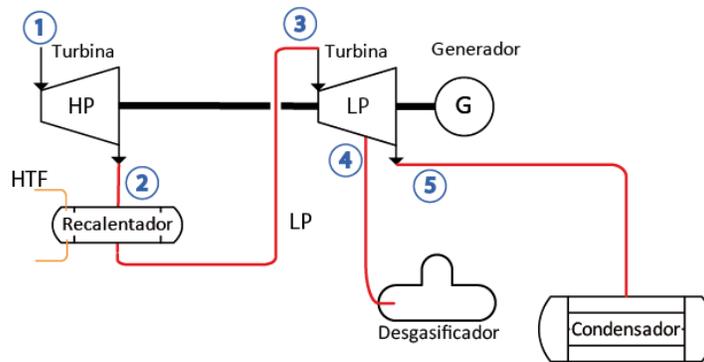


Figura 7.2: Esquema de expansiones en la Turbina de Vapor.

Las condiciones de operación de la turbina de vapor son las mostradas en la Tabla 7.1 las que corresponden a los puntos del diagrama de Mollier presentado en la Figura 7.1 y al esquema de la turbina de la Figura 7.2.

Tabla 7.2: Condición operación de la Turbina y Generador eléctrico.

Punto del Diagrama	Dato de operación	Unidad	Valor
	Potencia bruta generada	MWe	12,19
1	Vapor sobrecalentado		
	Flujo	kg/s	13,61
	Presión	Bar	86
	Temperatura	°C	380
	Rendimiento isoentrópico	%	79,0
2	Descarga primera etapa		
	Flujo	kg/s	13,61
	Presión	Bar	21
	Temperatura	°C	229,87
3	Vapor recalentado		
	Flujo	kg/s	13,61
	Presión	Bar	20
	Temperatura	°C	380
	Rendimiento isoentrópico	%	79,0
	Pérdidas de Carga recalentamiento	Bar	1,0
4	Extracción al desgasificador		
	Flujo	kg/s	2,51
	Presión	Bar	5,4
	Temperatura	°C	286,43
5	Descarga al condensador		
	Flujo	kg/s	11,1
	Presión	Bar	0,059
	Temperatura	°C	36
	Título		0,92

7.2.1 Interfase Sistema Solar con Bloque de Potencia

La manera en que el HTF proveniente del circuito solar transfiere su energía al fluido del bloque de potencia, en este caso agua, es a través del Generador de Vapor que, como se dijo anteriormente, está compuesto por un circuito de 3 intercambiadores de calor (sobrecalentador-evaporador-precalentador).

En la Figura 7.3 se puede ver un esquema de los intercambiadores de calor que componen el Generador de Vapor.

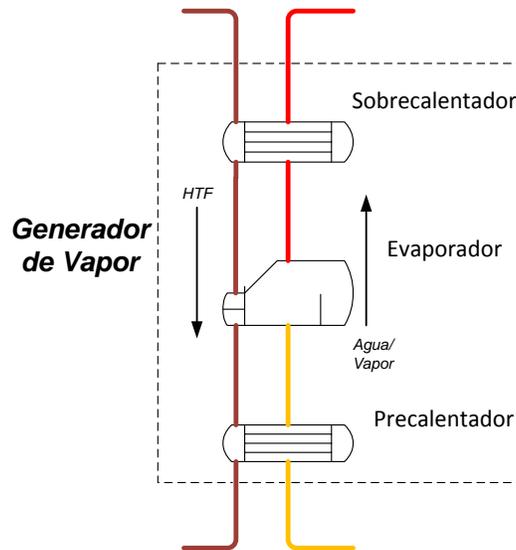


Figura 7.3: Esquema de componentes de Generador de Vapor.

El agua al pasar por el Generador de vapor sufre un aumento de la temperatura de los 154,79°C a los 380°C, produciéndose un cambio de fase desde agua sub-enfriada hasta vapor sobrecalentado.

Se ha establecido que la temperatura de entrada del HTF al sobrecalentador será la máxima posible, esto es de 393°C y la salida del HTF del equipo precalentador será igual a la temperatura de entrada al campo solar es decir 293°C. Con esto se logra traspasar toda la energía posible del HTF al fluido del bloque de potencia.

Es importante notar que el flujo total de HTF se divide entre el que va al recalentador y el que ingresa a la serie sobrecalentador-evaporador-precalentador. Mediante un análisis termodinámico y estudio bibliográfico(43), se resolvió el porcentaje de flujo nominal que debe a cada sección. Se concluyó que el 12,8% del flujo nominal debe ir al recalentador y el 87,2% a la serie sobrecalentador-evaporador-precalentador; esto quiere decir que el flujo es de 19,65 kg/s y 133,87 kg/s respectivamente. La manera en que el flujo de HTF es dividido puede observarse esquemáticamente en la Figura 7.5. Se han considerado las pérdidas de carga en 3 bar en el Generador de Vapor.

7.2.1.1 Sobrecalentador

El objetivo de este Intercambiador de calor es elevar la temperatura del vapor saturado producido en el evaporador. Se ha definido en 380°C la temperatura del vapor sobrecalentado considerando que la temperatura de operación del HTF es de 393°C.

Por lo tanto, la potencia del sobrecalentador será igual al flujo de vapor por la variación de entalpía entre la entrada y la salida del equipo para las condiciones dadas.

En resumen, las condiciones operación del Sobrecalentador a carga nominal serán:

Tabla 7.2: Condición de diseño de sobrecalentador.

Parámetro	Unidad	Vapor	HTF
Temperatura de entrada	°C	302,5	393
Temperatura de salida	°C	380	381,67
ΔT_{Lm}	°C		36,6
Presión de vapor	bar	89	-
Flujo entrada	kg/s	13,61	133,87
Variación de entalpía	kJ/kg	285,94	29,07
Potencia Térmica	kW_{th}	3.891,42	
UA	kW_{th}/°C	106,25	

7.2.1.2 Evaporador

El objetivo de este intercambiador de calor es generar el cambio de fase, desde líquido saturado a vapor saturado. Se ha definido en 89 bar la presión de saturación y que el agua sale del precalentador a la temperatura de saturación.

Por lo tanto, la potencia del evaporador será igual al flujo de vapor por la variación de entalpía entre la entrada y la salida del equipo para las condiciones dadas.

Para entregar esta potencia, el HTF entra al evaporador a la temperatura de salida del sobrecalentador, es decir a 381,67°C. Considerando un flujo de HTF de 133,87 kg/s la temperatura del HTF a la salida del evaporador es de 323,39°C.

En resumen las condiciones del evaporador a carga nominal serán:

Tabla 7.3: Condición de diseño de Evaporador.

Parámetro	Unidad	Vapor	HTF
Temperatura de entrada	°C	302,5	381,67
Temperatura de salida	°C	302,5	323,39
ΔT_{Lm}	°C		43,7
Presión de vapor a la salida	bar	89	-
Flujo entrada	kg/s	13,61	133,87
Variación de entalpía	kJ/kg	1.415,27	143,88
Potencia Térmica	kW_{th}	19.260,73	
UA	kW_{th}/°C	440,32	

7.2.1.3 Precalentador

El objetivo de este intercambiador de calor es elevar la temperatura del agua de alimentación hasta la temperatura de cambio de fase. Por lo tanto, el precalentador calienta el agua de alimentación hasta la temperatura de saturación a 89 bar.

La potencia del precalentador será igual al flujo de vapor por la variación de entalpía entre la entrada y la salida del equipo para las condiciones dadas.

Para entregar esta potencia, el HTF entra al precalentador a la temperatura de salida del evaporador, es decir, a 323,39°C y la temperatura a la salida será de 293°C.

En resumen las condiciones del precalentador a carga nominal serán:

Tabla 7.4: Condición de diseño de Precalentador.

Parámetro	Unidad	Vapor	HTF
Temperatura de entrada	°C	154,79	323,39
Temperatura de salida	°C	302,05	293
ΔT_{Lm}	°C	62,1	
Presión a la salida	bar	89	-
Flujo entrada	kg/s	13,61	133,87
Variación de entalpía	kJ/kg	701,37	71,31
Potencia Térmica	kW_{th}	9.546,80	
UA	kW_{th}/°C	153,76	

La figura siguiente muestra el diagrama de Temperatura vs Potencia Térmica para los Intercambiadores de calor: Precalentador, Evaporador y Sobrecalentador.

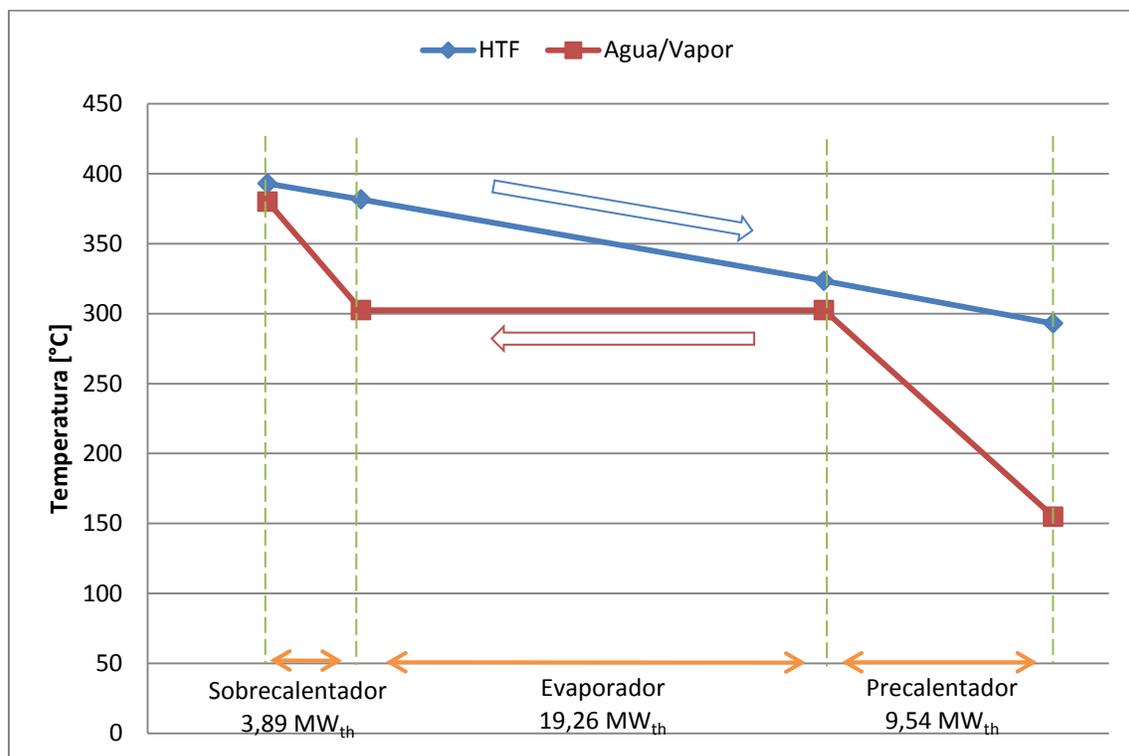


Figura 7.4: Variaciones de temperatura de HTF y Agua/vapor en Generador de Vapor.

7.2.1.4 Recalentador

El objetivo de este intercambiador de calor es aumentar la temperatura del vapor que sale de la primera expansión de la turbina. La temperatura del vapor recalentado se definió igual a la temperatura del vapor sobrecalentado (380°C).

La potencia del Recalentador será igual al flujo de vapor por la variación de entalpía entre la entrada y la salida del equipo para las condiciones dadas, en este caso la potencia del Recalentador se ha estimado en 4.799,89 kW_{th}.

Para entregar esta potencia, el HTF entra al recalentador a la temperatura de 393°C. Definido el flujo másico de HTF con el valor de 19,65 kg/s se ha determinado que la temperatura de salida sea de 293°C.

Bajo estas consideraciones las condiciones a plena carga del vapor a la entrada y salida del recalentador son las siguientes:

Tabla 7.5: Condición de diseño en recalentador.

Parámetro	Unidad	Vapor	HTF
Temperatura de entrada	°C	229,87	393
Temperatura de salida	°C	380	293
ΔT_{Lm}	°C	31,7	
Presión de vapor a la salida	bar	21	-
Flujo entrada	kg/s	13,61	133,87
Variación de entalpía	kJ/kg	346,19	239,76
Potencia Térmica	kW_{th}	4.799,89	
UA	kWth/°C	151,31	

7.2.2 Sistema Condensador – Torre de Enfriamiento

Luego de pasar por la última etapa de la turbina, el flujo de vapor (con excepción del flujo de vapor enviado al desgasificador) entra en el condensador. Este consiste en un intercambiador de calor de carcasa y tubos con el agua de enfriamiento circulando por los tubos y el vapor por la carcasa. El objetivo de este intercambiador de calor es condensar el vapor de manera que pueda ser bombeado nuevamente al evaporador.

Se asume, por simplicidad, que no hay pérdida de carga en el lado del vapor y que no hay sobreenfriamiento del condensado. La entalpía del vapor en la salida del condensador es igual a la entalpía del líquido saturado a la presión de condensación.

Las condiciones del vapor a la salida de la turbina son las siguientes:

Tabla 7.6: Condiciones del ciclo de vapor a la entrada del condensador

Parámetro	Unidad	valor
Flujo de vapor vivo	kg/s	11,1
Presión de condensación	bar	0,0594
Temperatura del condensado	°C	36,0
Título de vapor	-----	0,92
Entalpía entrada condensador	kJ/kg	2.372,81
Entalpía salida condensador	kJ/kg	150,96

Para las condiciones definidas, el sistema Condensador–Torre de Enfriamiento (TE) debe disipar una potencia térmica de 24,66 MW_{th} cuando la planta opera a plena carga. La potencia a disipar es muy elevada debido a que el vapor debe condensarse desde un título de 0,92 hasta el límite del estado subenfriado.

En orden de disipar esta potencia térmica circula por el condensador agua de enfriamiento. El flujo de agua de enfriamiento queda determinado por dos parámetros definidos para la operación del sistema Condensador-Torre de Enfriamiento. Estos son: el Pinch Point, es decir, la diferencia de temperaturas entre el agua de enfriamiento a la salida del condensador y la temperatura de condensación y por el aumento de la temperatura del agua de enfriamiento en el condensador.

Estos parámetros se adoptaron de acuerdo a lo establecido en la tabla siguiente:

Tabla 7.7: Parámetros de diseño del condensador

Parámetro	Unidad	valor
Pinch point condensador	°C	7
Aumento de temperatura agua de enfriamiento	°C	7

En operación a plena carga, la temperatura de condensación es 36°C para la presión de condensación, por lo tanto, el agua de enfriamiento a plena carga entrará al condensador a 22°C y saldrá a 29°C. Considerando que el agua tiene un calor específico constante de 4,1868 kJ/kg°K, el flujo de agua de enfriamiento a plena carga es de 3.038,51 m³/h. Este valor puede considerarse excesivo si se compara con el consumo residencial de agua en Calama que se estima en 744 m³/h¹⁴ para toda la ciudad. En cambio, la minería en promedio consume 42.840 m³/h (60), muy por encima del consumo residencial en Calama.

La condición ambiental que deberá vencer la Torre de enfriamiento en la condición de diseño, se definió para la temperatura de bulbo húmedo más alta del año. Los datos son los siguientes:

¹⁴ Se consideró el consumo promedio de Calama en 121 l/día por persona (64) y la población de Calama en 147.605 para el año 2008.

Tabla 7.8: Condiciones ambientales de diseño para Torre de Enfriamiento

Condiciones ambientales de diseño	Unidad	Valor
Presión	kPa	84,3
Temperatura de bulbo seco	°C	24,1
Humedad relativa	%	37%
Temperatura de bulbo húmedo	°C	14,4

7.2.3 Desgasificador

La función principal de este equipo es extraer del fluido de trabajo (agua-vapor) gases como oxígeno y CO₂ para evitar la corrosión de las cañerías y equipos. Este equipo funciona además como precalentador del agua de alimentación al ciclo de vapor y como un estanque de almacenamiento que absorbe fluctuaciones en la carga de los equipos. Los gases extraídos son liberados a la atmósfera mediante un venteo de vapor. Esta función del equipo, requiere usar aditivos químicos.

La presión y temperatura de operación del desgasificador en un ciclo de potencia de vapor, queda determinada por la extracción de vapor de la turbina que permite calefaccionar este equipo, elevando la temperatura del condensado.

En la tabla siguiente se presentan las condiciones de operación del desgasificador a plena carga.

Tabla 7.9: Condiciones de operación para desgasificador a plena carga

Parámetro	Unidad	Vapor (extracción turbina)	Condensado	Agua de Alimentación (salida del equipo)
Flujo	kg/s	2,50	11,1	13,61
Presión	bar	5,4	5,4	5,4
Temperatura	°C	207,54	36	154,79
Potencia Térmica	kW_{th}		8.883	

7.2.4 Bombeo en ciclo de potencia

El sistema de bombeo de agua en el ciclo de potencia consta principalmente de tres unidades: la bomba de condensado, la bomba de agua de enfriamiento y la de agua de alimentación.

A diferencia del circuito de HTF, la altura que deben entregar las bombas en el bloque de potencia está relacionada principalmente con la presión de operación de la turbina y los componentes del bloque. En este contexto, las pérdidas por fricción en tuberías son menores, y para efectos del dimensionamiento básico de las bombas es despreciable.

De esta forma, es posible determinar las condiciones nominales de operación de estas bombas, las que se muestran a continuación.

7.2.4.1 Bomba de condensado

La bomba de condensado, en condiciones nominales, debe elevar la presión del flujo a la salida del condensador desde la presión de condensación hasta 5,4 bar que es la presión a la cual se realiza

la extracción en el desgasificador. La siguiente tabla muestra las condiciones de operación de la bomba de condensado:

Tabla 7.10: Condiciones de operación del bombeo de condensado.

Bomba de Condensado	Unidad	Valor
Flujo de condensado	kg/s	11,1
Densidad	kg/m ³	993,65
Flujo volumétrico	m³/h	40,22
Presión entrada	Bar	0,0594
Presión salida	Bar	5,4
Δ presión	Bar	5,34

7.2.4.2 Bomba de Alimentación

Para el caso de bomba de alimentación, en condiciones nominales, se debe elevar la presión del flujo a la salida del desgasificador desde 5,4 hasta 90 bar. La siguiente tabla muestra las condiciones de operación de la bomba de alimentación:

Tabla 7.11: Condiciones de operación del bombeo de alimentación.

Bomba de Alimentación	Unidad	Valor
Flujo nominal a bombear	kg/s	13,61
Densidad*	kg/m ³	913,25
Flujo volumétrico	m³/h	53,65
Presión entrada	Bar	5,4
Presión salida	Bar	90,0
Δ presión	Bar	84,6

(*) Densidad correspondiente a agua a 5,4 bar y 154°C.

7.2.4.3 Bomba Torre de Enfriamiento

En el caso de la torre de enfriamiento, la bomba debe vencer las pérdidas de carga en el condensador, levantar el agua de enfriamiento a la parte superior de la torre en donde se encuentran los aspersores y entregar el agua a una presión adecuada para su operación. La siguiente tabla muestra los valores considerados para el cálculo del diferencial de presión a levantar por la bomba.

Tabla 7.12: Diferencial de presión a vencer por la bomba de la torre de enfriamiento, en m de H₂O.

Requerimientos	Unidad	Valor
Altura de boquillas	m	12,00
Presión recomendada en boquillas ¹⁵	m	4,20
Pérdidas de carga en condensador	m	10,19
Δ presión total	m	26,39

¹⁵ Perry R.: Perry's Chemical Engineers' Handbook, McGraw-Hill, (1984), p.12-21.

De esta forma, el diferencial de presión a levantar por la bomba corresponde a 26,39 m, es decir, 2,59 bar. Por otro lado, el flujo nominal a bombear corresponde a aproximadamente de 841,5 kg/s –calculado en la sección 7.2.2–, equivalentes a 3.038,51 m³/h de agua de enfriamiento. Este valor es bastante alto, por lo que se estima conveniente la utilización de 2 bombas en paralelo, de forma de dividir el flujo entre ambas bombas –al trabajar a alta carga–, o trabajar con sólo una bomba en funcionamiento –a baja carga–.

De esta forma, las condiciones nominales para la bomba a seleccionar serán:

Tabla 7.13: Condiciones de operación del bombeo de la torre de enfriamiento.

Bomba Torre de Enfriamiento	Unidad	Valor
Δ presión	bar	2,59
Flujo de agua de enfriamiento	kg/s	841,5
Flujo volumétrico de agua de enfriamiento	m³/h	3.038,51

7.2.5 Diagrama termodinámico para la condición de diseño propuesta.

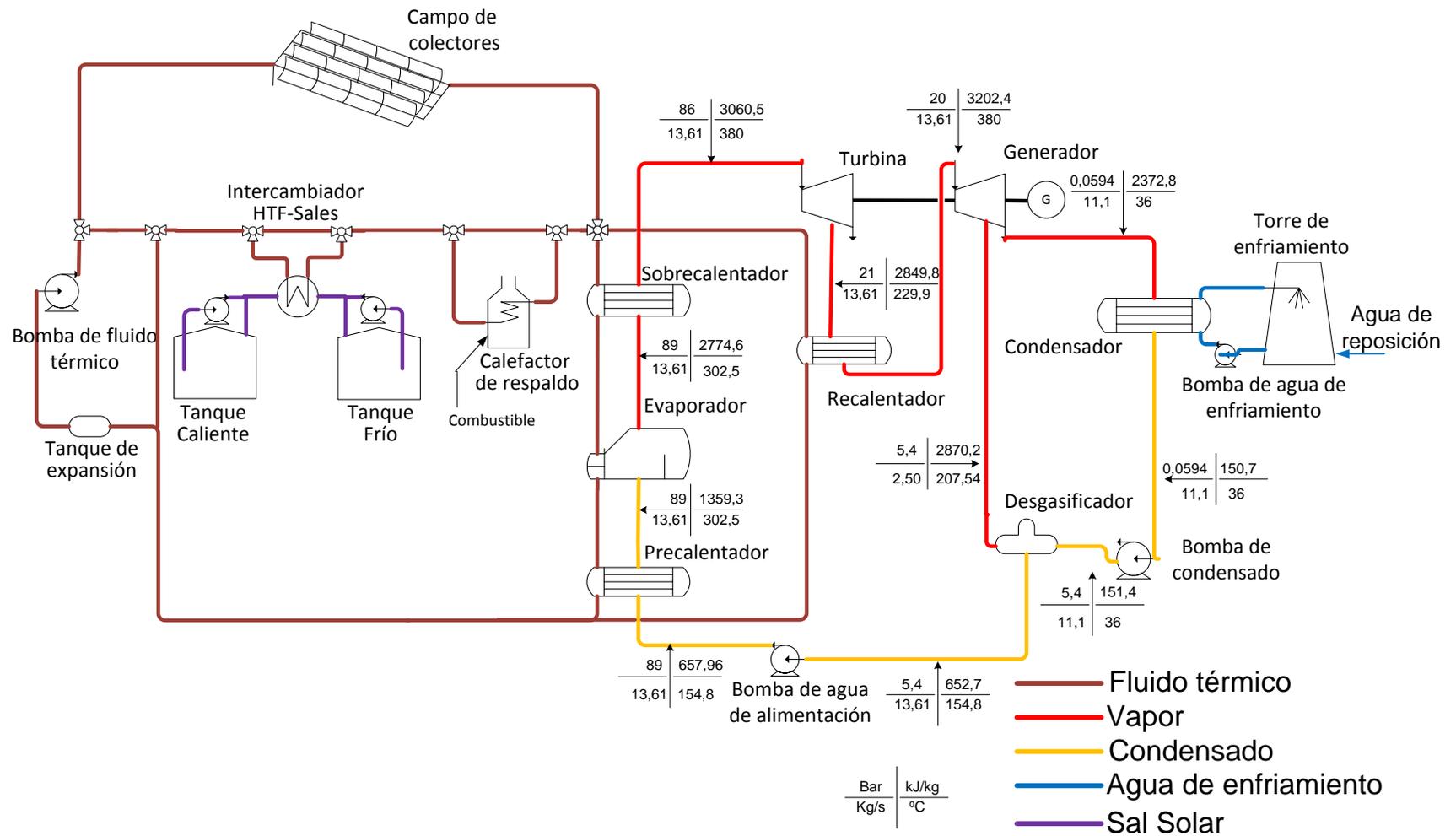


Figura 7.5: Diagrama termodinámico para la condición de diseño del bloque de potencia

8 Resultados

A continuación se muestran los resultados obtenidos para las distintas simulaciones de la central termosolar de acuerdo con el dimensionamiento de la central y sus componentes realizado en los capítulos previos.

8.1 Resultados simulación (para cada SAT)

Los siguiente tabla muestra los valores energéticos anuales obtenidos para la central termosolar de 10 MW con sus respectivos tamaños de almacenamiento térmico.

Tabla 8.1: Valores energéticos anuales para central de 10 MW y sus respectivos tamaños de SAT.

Horas de Almacenamiento		0	1	3	6	7,5	9	12	15
Nº de Lazos		17	22	25	30	33	36	41	46
Tamaño campo solar	m ²	55.590	71.940	81.750	98.100	107.910	117.720	134.070	150.420
Múltiplo Solar		1,02	1,32	1,50	1,80	1,98	2,16	2,45	2,75
Energía solar disponible	GWh _t	168,60	218,19	247,95	297,54	327,29	357,04	406,63	456,22
Energía térmica bruta campo	GWh _t	85,55	102,23	119,31	145,62	160,00	174,44	200,57	220,66
Energía térmica recuperada de SAT	GWh _t	0,00	8,14	23,05	46,10	58,64	71,47	95,00	112,70
Energía térmica caldera para start up	GWh _t	3,27	3,17	3,12	3,03	2,99	2,94	2,76	2,60
Consumo combustible auxiliar	t	307,17	298,42	292,98	284,88	280,84	276,38	259,48	244,81
Energía térmica a BP	GWh _t	88,81	105,11	121,63	147,08	160,90	174,88	199,79	218,62
Energía eléctrica bruta producida	GWh _e	31,16	37,50	43,72	53,18	58,27	63,48	72,84	80,15
Consumos parásitos	GWh _e	3,13	4,04	5,21	6,36	6,95	7,87	9,73	11,28
Energía eléctrica neta producida	GWh _e	28,03	33,47	38,51	46,82	51,32	55,61	63,10	68,87
Factor de planta		0,32	0,38	0,44	0,53	0,58	0,63	0,72	0,79

Como se dijo anteriormente, la caldera auxiliar es utilizada solo para ayudar en el arranque de la central por las mañanas, por lo tanto su aporte energético anual es muy bajo; éste se encuentra entre el 1-2% de la generación térmica anual del campo dependiendo del caso. La menor relevancia de la caldera se debe a que se intenta que la generación eléctrica sea mayormente mediante energía solar, y así emitir la menor cantidad de gases de efecto invernadero posible al ambiente. A medida que el área del campo CCP aumenta, el aporte térmico de la caldera disminuye debido a que una mayor área de CCP permite un mayor aporte energético al HTF lo que repercute en un menor tiempo para que este alcance su temperatura óptima de operación.

Cabe destacar que obviamente los factores de planta aumentan a medida que se analizan mayores tamaños de SAT. Lo que hay que destacar es que para almacenamientos térmicos sobre las 7,5 horas se logran sobre las 5081 horas de funcionamiento anuales, lo cual se encuentra dentro del rango de horas de funcionamiento de las tecnologías de generación eléctrica convencionales.

8.2 Costos del SAT

La siguiente tabla muestra el costo detallado de los respectivos sistemas de almacenamiento térmico para la central de 10 MW. Los datos sobre precios son obtenidos tomando como referencia costos de centrales termosolares ubicadas en España para el año 2010. El valor referencial para el euro es de 640 \$.

Estos costos incluyen materiales, obra civil y no incluyen los costos ingenieriles de desarrollar el proyecto.

- Entre los equipos mecánicos destacan: bombas, tanques, válvulas, etc. Todos estos son relativos al almacenamiento térmico y no tienen relación con el campo solar o bloque de potencia.
- La categoría “Otros” consiste en los costos de montaje y llenado inicial de los tanques para el sistema de almacenamiento térmico.

Tabla 8.2: Costos de respectivos SAT para central de 10 MW en millones de pesos.

Horas de Almacenamiento	1	3	6	7,5	9	12	15
Sal Solar	350	1.049	2.099	2.623	3.148	4.197	5.247
Equipos mecánicos y piping	269	806	1.613	2.016	2.419	3.226	4.032
Intercambiador de Calor	109	326	653	816	979	1.306	1.632
Otros (Llenado, etc.)	26	77	154	192	230	307	384
Obra Civil	64	192	384	480	576	768	960
Total	817	2.451	4.902	6.127	7.353	9.804	12.255

Como se puede ver en la tabla anterior, la inversión en “Sal Solar” corresponde a más de un 40% de la inversión total del sistema de almacenamiento térmico y junto a los equipos mecánicos y piping representan 2/3 de la inversión total del SAT. El porcentaje de distribución de costos se puede ver en la Figura 8.1.

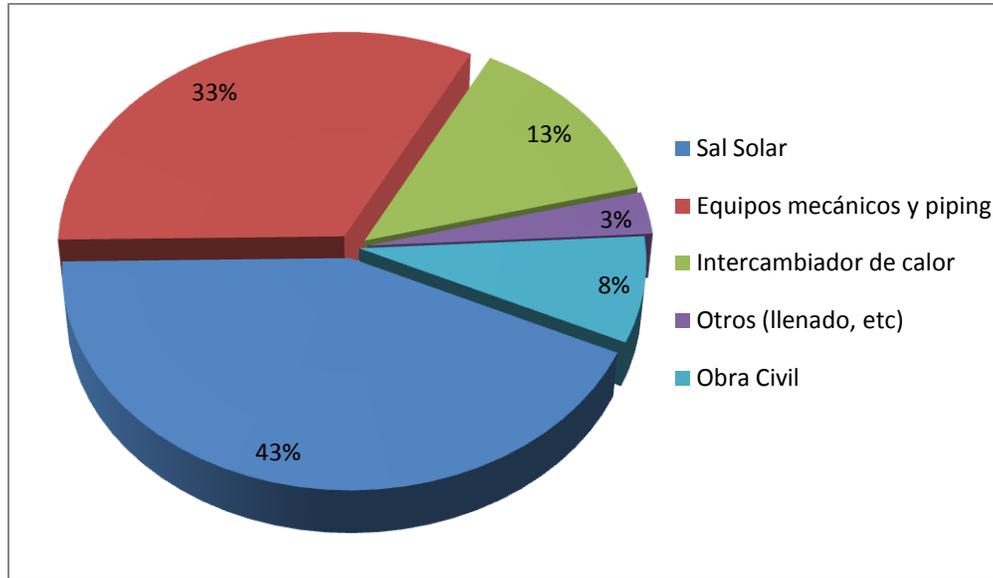


Figura 8.1: Porcentaje de distribución costos del SAT.

8.3 LEC para cada SAT

Para realizar una comparación entre los distintos tamaños de SAT se utilizó el indicador LEC (Levelized Energy Cost), el cual es calculado de la siguiente manera:

$$LEC = \frac{(Inversión) \times (Tasa fija) + Combustible + O\&M}{Electricidad neta generada}$$

- El valor de la “Tasa fija” depende de criterios económicos como: vida útil de la planta, tasa de interés. El valor de “Tasa fija” utilizado fue 0,0988.¹⁶
- Los costos de Inversión corresponden al valor de la totalidad de la central termosolar, esto es: sistema captación de energía solar y sus componentes, sistema de almacenamiento térmico, bloque de potencia, costos de ingeniería y construcción, etc.
- Debido a los pequeños valores de combustibles utilizados en la central termosolar, estos no fueron considerados en el cálculo.

A continuación se muestran los resultados obtenidos para la central termosolar de 10 MW para el cálculo de valor de LEC.

Tabla 8.3: Costos de Inversión, O&M, Electricidad anual generada y LEC para cada tamaño de SAT.

Horas SAT		0	1	3	6	7,5	9	12	15
Inversión	M\$	23.277	27.797	31.825	38.225	41.783	45.341	51.741	58.141
O&M	M\$ año	430,7	481,9	510,3	530,6	549,6	561,0	600,5	654,5
Energía neta	GWhe año	28,0	33,5	38,5	46,8	51,3	55,6	63,1	68,9
LEC	\$/kWh	97,43	96,48	94,92	92,02	91,14	90,67	90,55	92,93

¹⁶ Más información sobre el indicador LEC y los parámetros de tasa fija se encuentran en la sección 2.5.3

Los datos sobre precios son obtenidos tomando como referencia costos de centrales termosolares ubicadas en España para el año 2010. El valor referencial para el euro es de 640 \$.

La Figura 8.2 muestra el valor de LEC en \$/kWh para la central de 10 MW y distintos tamaños de SAT, calculados según los datos de la tabla anterior.

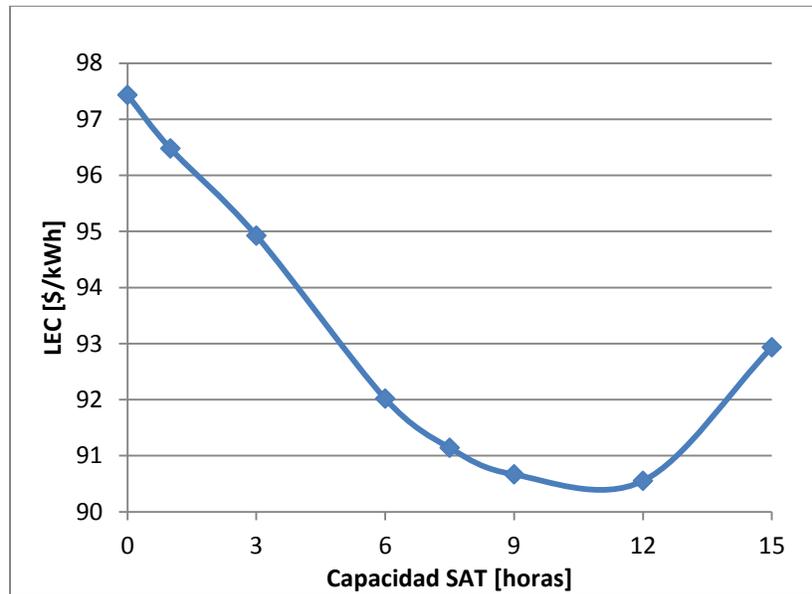


Figura 8.2: Valor de LEC para central de 10 MW y distintos tamaños de SAT.

De la Figura 8.2 se puede ver que los valores de LEC calculados para las centrales termosolares con SAT fueron todos menores a la central sin sistema de almacenamiento térmico. Esto convierte al SAT en sales fundidas en una alternativa económicamente rentable al momento de estudiar el diseño de una central termosolar. Similares resultados se encuentran en un estudio realizado por Herrmann (27).

Capacidades de almacenamiento térmico entre 9 y 12 horas son los más atractivos en materia económica, donde el mínimo valor de LEC encontrado fue para un almacenamiento térmico de 12 horas. Para almacenamientos térmicos de mayor capacidad el valor de LEC aumenta debido a que en buenos días de verano, por causa de la gran cantidad de horas de sol y buen nivel de radiación, el almacenamiento térmico no logra descargarse completamente en horas de la noche siendo éste subutilizado en algunos días.

Las centrales con almacenamientos térmicos sobre 9 horas ya doblan el factor de capacidad de la central termosolar sin almacenamiento; y un almacenamiento térmico de 15 horas permite más de 6920 horas al año de funcionamiento a plena capacidad, esto es un 79% de factor de planta.

Cabe destacar que los valores de generación se encuentran en la parte alta del rango de precios para la generación solar térmica de la Figura 2.10, debido a que la información que se muestra fue obtenida de un estudio el cual utilizó una central con tecnología cilindro parabólico con una potencia de 200 MW sin almacenamiento térmico ubicada en el sur-oeste de Estados Unidos.

Debido a la gran magnitud de la potencia de la central, esta debiera tener costos de generación considerablemente menor que la planta termosolar sin almacenamiento térmico de este trabajo. Lo cual no ocurre, ya que las mejores condiciones de radiación solar del norte de Chile tienden a compensar, en cierta manera, la diferencia en la magnitud de las potencias nominales de ambas centrales termosolares.

8.4 Valor de LEC en función de potencia nominal de la central

Como consecuencia en las diferencias en los costos de generación en función de la potencia nominal de la central termosolar, se ha considerado que una central de 10 MW no reúne las condiciones necesarias para iniciar su desarrollo comercial en el SING. Dentro de las desventajas se tiene su baja potencia en comparación con los proyectos energéticos existentes; lo que es una razón para obtener mayores costos de generación. Con lo cual se ha optado a realizar el dimensionamiento y simulación de centrales termosolares con una potencia nominal de 10, 50, 100, 200 MW, todas ellas con un almacenamiento térmico de 9 horas, con la razón de obtener sus costos de generación y poderlos comparar con los costos de generación existentes en el SING.

8.4.1 Ajuste múltiplo solar según LEC

El múltiplo solar va de la mano con el número de lazos y por ende el tamaño del campo solar como se muestra en la sección 2.3.2. Por lo tanto el objetivo es, para una potencia nominal y tamaño de almacenamiento térmico en específico, determinar el tamaño de campo en el cual se maximice la generación de energía eléctrica y se minimice los costos asociados. A continuación se muestran los resultados del ajuste del múltiplo solar para una central de 50 MW y 9 horas de almacenamiento térmico.

Tabla 8.4: Resultados de ajuste de múltiplo solar para central termosolar de 50MW y 9 horas de SAT.

Lazos	Múltiplo Solar	Inversión (M\$)	Costos O&M (M\$)	E. generada GWhe año	LEC \$/kWh
110	1,59	171.029	1.860	198,6	94,46
130	1,88	185.354	2.146	229,2	89,26
140	2,02	192.517	2.255	240,8	88,36
150	2,16	199.679	2.359	252,0	87,70
160	2,31	206.842	2.444	261,1	87,67
170	2,45	214.005	2.524	269,6	87,80
190	2,74	228.333	2.659	284,0	88,82
210	3,03	242.656	2.756	294,3	90,85
230	3,32	256.979	2.818	300,9	93,75

En la Tabla 8.4 se muestran los resultados de los costos de inversión y operación y mantenimiento, junto con la energía eléctrica generada y el valor de LEC correspondiente a los distintos números de lazos en el campo CCP. La diferencia en los valores de LEC es debido a que un excesivo tamaño del campo solar repercute en una mayor cantidad de energía generada, a expensas de un excesivo nivel de desenfoque en el campo CCP y mayores costos de inversión. Por otro lado, con un tamaño

de campo bajo el óptimo la cantidad de energía generada es menor, pero a la vez conlleva a una menor inversión. Por lo tanto el mínimo valor de LEC entrega el tamaño óptimo en el cual se maximiza la energía anual generada minimizando los costos asociados.

Como se puede ver en la Figura 8.3 el menor valor de LEC encontrado es para un valor de múltiplo solar de 2,31, lo que representa un tamaño de campo CCP de 160 lazos. Pese a esto, se ha considerado seleccionar un tamaño de campo de 150 lazos correspondiente a un múltiplo solar de 2,16, debido a que esta configuración requiere una menor inversión, y por ende, un menor riesgo económico para el inversionista, sin que la diferencia en el valor LEC sea considerable. Lo que hay que considerar es que según las necesidades de diseño, para una central termosolar con almacenamiento térmico de 9 horas, el rango del múltiplo solar puede ir de 2,15 a 2,45 dependiendo de los requerimientos técnicos y económicos a considerar por el inversor.

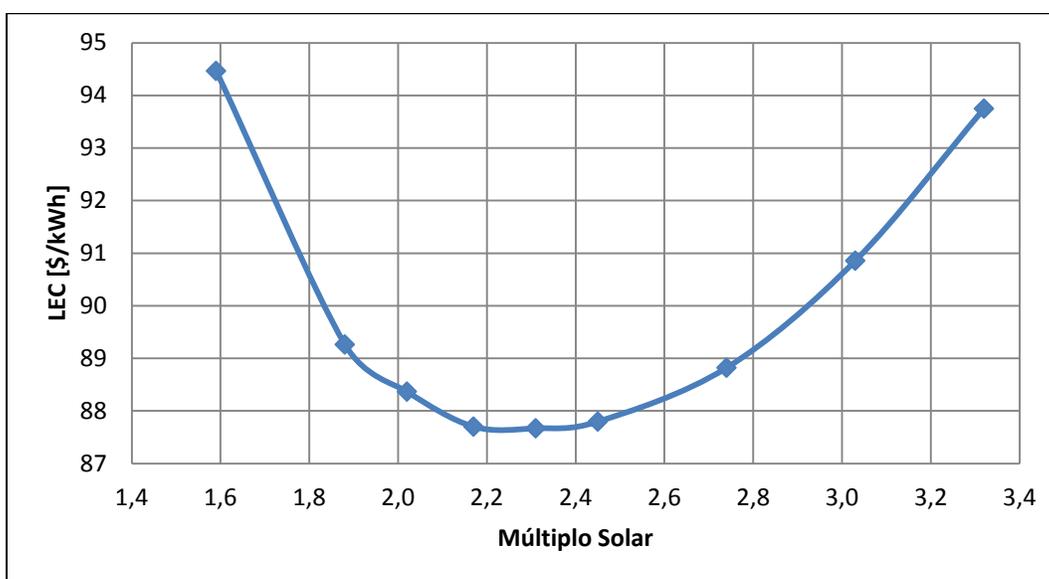


Figura 8.3: Valor de LEC en función del múltiplo solar de la central termosolar de 50 MW y 9 horas de SAT.

8.4.2 Resultados de LEC según potencia nominal de la central

Para el dimensionamiento de las demás centrales termosolares se utiliza el múltiplo solar óptimo encontrado en el análisis anterior para una central con un almacenamiento térmico de 9 horas. Los resultados se muestran a continuación en la Tabla 8.5.

Tabla 8.5: Resultados LEC para centrales termosolares de distinta potencia

		10 MW	50 MW	100 MW	200 MW
Múltiplo Solar		2,16	2,16	2,16	2,16
Horas de SAT		9	9	9	9
Inversión	M\$	45.341	199.680	397.975	794.566
O&M	M\$ año	561	2.359	4.606	7.918
E. generada	GWhe año	55,6	251,953	526,019	1071,43
LEC	\$/kWh	90,67	87,69	83,53	80,68

Como era de esperar, debido a las economías de escala, a medida que aumenta la potencia nominal disminuye el valor de LEC, donde el menor valor fue para la central termosolar de 200 MW y 9 horas de almacenamiento térmico con 80,68 \$/kWh. Este valor es un 11,02% menor que el valor de LEC de la central termosolar de 10 MW con 9 horas de almacenamiento térmico y un 17,2% menor que la central de 10 MW sin almacenamiento térmico. Estos resultados se encuentran en la parte media-baja dentro del rango de precios estimados en la Figura 2.10.

Con respecto a los costos de generación de centrales termosolares ubicadas en otras latitudes, por ejemplo la central termosolar Andasol en España, según la Tabla 2.6 rondan los 0,172 €/kWh, esto es alrededor de 110 \$/kWh¹⁷. Si comparamos el costo de generación de la central Andasol¹⁸ con el de la central termosolar de 50 MW y 9 horas de almacenamiento térmico de este trabajo, estimado en 87,69 \$/kWh, se calcula que el costo de generación de ésta última es un 20% menor que el de Andasol. Esta estimación está por debajo de las proyecciones realizadas en la Figura 2.11, las cuales debido a las diferencias en recursos solares proyectan costos de generación un 30% menor. No obstante, si la comparación se realiza con respecto al menor costo obtenido, esto es la central de 200 MW y 9 horas de almacenamiento, la reducción de costo llega a ser más de un 27% menor, muy cercano al 30% estimado en la Figura 2.11.

8.5 Comparación LEC con combustibles convencionales en el SING

Los valores de LEC obtenidos en las secciones anteriores se compararán con los valores de generación eléctrica en el SING, ya que sería el sistema interconectado en el cual se instalaría la planta termosolar.

La Tabla 8.6 muestra los valores promedio de generación eléctrica para distintas fuentes en el SING (), junto a los costos proyectados de generación eléctrica mediante energía solar para la central de 200 MW y 9 horas de SAT obtenidos en este trabajo.

Tabla 8.6: Costos de generación eléctrica promedio en el SING (32)

Combustible	Costo generación \$/kWh
Diesel	150
Gas Natural	30
Carbón	25
Solar	80,68
Precio Nudo	51,29 ¹⁹

Según los resultados de la sección anterior y datos de las distintas fuentes de generación eléctrica en el SING obtenidos de la CNE²⁰, los valores de LEC obtenidos en los mejores casos para la

¹⁷ Considerando el valor de 1 € en 640 \$

¹⁸ Andasol tiene una potencia de 50 MW y 7,5 horas de almacenamiento térmico.

¹⁹ Valor obtenido en la sección 2.5.6 de este informe.

tecnología termosolar ronda los 80 \$/kWh, un poco lejano del valor del precio nudo promedio en el SING. Además el valor de generación mediante carbón y gas natural están muy por debajo del valor de la generación mediante energía solar; sólo la generación con diesel excede de gran manera este valor, además de ser muy contaminante.

Los costos de generación que se muestran en la Tabla 8.6 revelan que en estos momentos la tecnología termosolar, sin considerar los costos asociados a contaminación, no es competitiva con los costos de generación mediante carbón, gas natural y el precio nudo en el SING. Sin embargo, debido a factores como el aumento en los combustibles fósiles, disminución en los costos de inversión de la tecnología termosolar y sus mejoras técnicas, junto a una mayor conciencia medioambiental de las autoridades, llevarán en un mediano plazo a estrechar e incluso igualar los costos de generación de la tecnología termosolar contra las energías convencionales. A continuación se muestran proyecciones de precios futuros sobre el SING y la tecnología termosolar.

8.5.1 Proyecciones de costos de generación en el SING de tecnología solar y fuentes convencionales

Para realizar la estimación de costos de generación, se utilizan las proyecciones realizadas en la sección 2.5.6.2 junto a la proyección de costos de generación de la tecnología cilindro parabólico.

Para la estimación de costos de generación para la tecnología cilindro parabólico en el SING, se considera el valor de LEC obtenido en este informe para la central de 200 MW y 9 horas de almacenamiento térmico, esto es 80,68 \$/kWh, y la proyección de reducción de costos realizada por Estela Solar (29) en la Figura 2.13 hasta el año 2025.

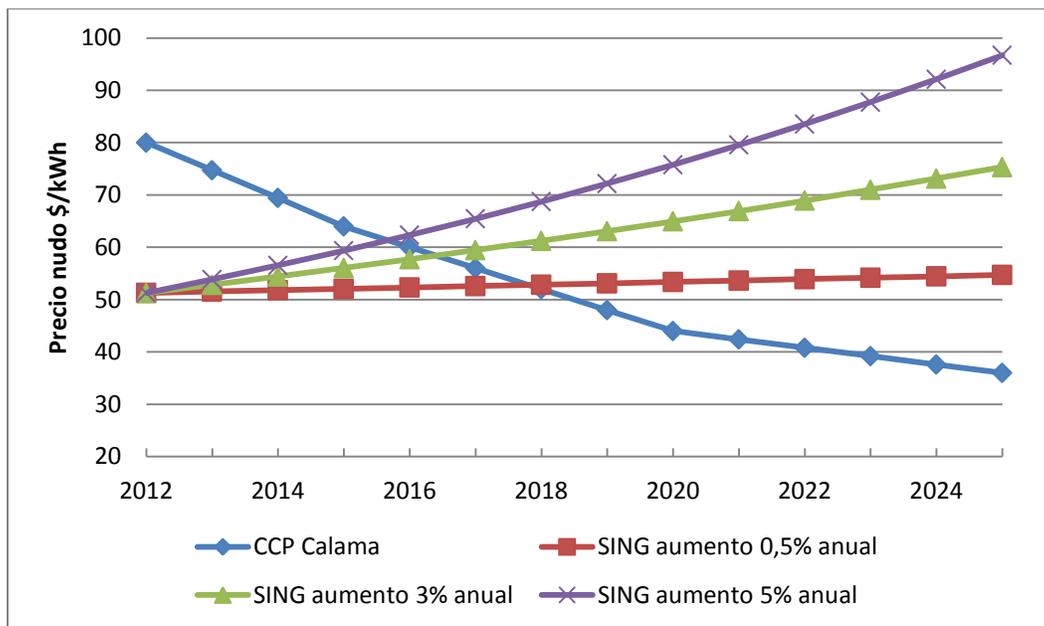


Figura 8.4: Proyecciones costos del SING y tecnología cilindro parabólico

²⁰ CNE es la Comisión Nacional de Energía, Chile.

Mediante estas estimaciones se proyecta que el rango de años en los cuales la energía solar comenzará a ser realmente competitiva va desde 2016 al 2018 dependiendo del caso. Esto sin considerar algún tipo de subvención ni los posibles impuestos a la emisión de gases de efecto invernadero que probablemente se implementen en el mediano plazo a las tecnologías que utilizan combustibles fósiles.

8.6 Emisiones de gases efecto invernadero

Las centrales termosolares, debido a que no necesitan combustibles fósiles para su funcionamiento, no emiten CO₂ al ambiente. Por lo tanto, el cálculo que se muestra corresponde a las emisiones evitadas si esa energía fuera producida por el Sistema Interconectado Norte Grande (SING), donde se encuentra ubicada la central termosolar.

El Ministerio de Energía licitó un estudio en el cual se calcularon los Factores de Emisión del Sistema Interconectado Central (SIC) y el Sistema Interconectado Norte Grande (SING), donde los valores calculados fueron de 0,48 y 0,51 tCO₂/MWh (61) (62) respectivamente.

Con el factor de emisión del SING junto a la energía anual generada por las distintas plantas termosolares se pueden calcular las emisiones evitadas por el uso de la tecnología solar. Además, como se ve en la sección 2.5.7, existe un mercado de bonos de carbono el cual permite transar las emisiones de CO₂ que por distintas razones (eficiencia energética, generación de energías renovables, etc.) se dejan de emitir al ambiente. Si se considera en 7,5 €/tCO₂ (esto es 4.800 \$/tCO₂) el valor de cada bono de carbono, siendo ésta una estimación conservadora considerando el valor de los bonos de carbono en los últimos 3 años como se ve en la sección 2.5.7.1, los ingresos por la venta de bonos de carbono pueden ser considerados como un ingreso extra a la venta de electricidad.

La Tabla 8.7 muestra la cantidad de emisiones de gases efecto invernadero evitadas por las centrales termosolares estudiadas en la sección 8.4.2 y ubicadas en el SING, junto con el ingreso por venta de bonos de carbono y el nuevo cálculo de LEC considerando estos ingresos. Como se dijo en el párrafo anterior, se considera en 4.800 \$/tCO₂ el precio de cada tonelada de CO₂ que se deja de emitir y los ingresos extras se restan al valor total de O&M anuales.

Tabla 8.7: Emisiones de gases efecto invernadero evitadas en el SING y nuevo LEC de las centrales termosolares.

Potencia		10 MW	50 MW	100 MW	200 MW
SAT		9 horas	9 horas	9 horas	9 horas
E. generada	GWhe año	55,6	252,0	526,0	1.071,4
Emisiones evitadas	tCO ₂ año	28.356	128.496	268.270	546.429
Bonos de Carbono	M\$ año	136,1	616,8	1.287,7	2.622,9
Nuevo LEC ²¹	\$/kWh	88,24	85,24	81,08	78,23

²¹ El nuevo valor de LEC considera un ingreso extra debido a la venta de bonos de carbono, el cual se le resta al costo anual de O&M.

Como se muestra en la Tabla 8.7, debido a los ingresos extras mediante la venta de bonos de carbono los valores de LEC disminuyeron en 2,44 \$/kWh, lo cual es cercano a un 3% del costo total de generación.

Por motivo de las causas y consecuencias que conlleva el calentamiento global, grandes empresas han empezado a estudiar su huella de carbono. Una de ellas es la Compañía Minera Doña Inés de Collahuasi la cual es el tercer productor de cobre en Chile con 536.000 toneladas de cobre fino y 2.541 toneladas de concentrado de molibdeno para el año 2009. Según sus mediciones la totalidad de sus faenas mineras emiten, directa e indirectamente, 1.531.304 tCO₂ anuales (63). Por lo tanto, si Collahuasi se comprometiera desarrollar alguno de estos proyectos solares o en su defecto comprar los bonos de carbono, por ejemplo de la central de 200 MW y 9 horas de almacenamiento, podrían reducir en más de un tercio su huella anual de carbono.

8.7 Desempeño central termosolar

La Tabla 8.8 muestra los valores energéticos anuales para la central termosolar optimizada según el valor de LEC y múltiplo solar de la sección 8.4.1, esto es 50 MW con 150 lazos y 9 horas de almacenamiento, para distintos escenarios en el año. A continuación se muestran los valores energéticos anuales de la central.

Tabla 8.8: Valores energéticos anuales para central de 50MW y 9 horas de SAT

N° de Lazos		150
Tamaño campo solar	m ²	490.500
Múltiplo Solar		2,16
Energía solar disponible	GWht	1.487.687
Energía térmica bruta campo	MWht	769.271
Energía térmica recuperada de SAT	MWht	296.956
Energía térmica caldera para start up	MWht	3.078
Consumo combustible auxiliar	kg	289.517
Energía térmica a BP	MWht	765.328
Energía eléctrica bruta producida	MWhe	277.391
Consumos parásitos	MWhe	25.438
Energía eléctrica neta producida	MWhe	251.953
Factor de planta		0,58

La Figura 8.5 muestra un diagrama de Sankey en el cual se ven los flujos de energía desde que la radiación solar impacta a los colectores cilindro parabólico hasta la generación de electricidad. Cabe destacar que de la energía solar disponible en la superficie total del campo CCP un 51,3% es finalmente destinada al Bloque de Potencia (BP), la restante es considerada pérdidas del sistema. Dentro de las pérdidas destacan las ópticas con un 38,4%, luego le siguen las pérdidas térmicas en CCP y piping con un 5,7% junto con las de desenfoque, debido a la excesiva radiación solar en algunos momentos del día, con un 4,2%. Las menores pérdidas se encuentran en el sistema de almacenamiento térmico (SAT) con un 0,5%.

Con esto se desglosa que del 51,3% de energía térmica que recibe el BP un 31,3% es proporcionado por el campo CCP y el 20% por el SAT. Dentro del 51,3% de energía térmica que recibe el BP un 32,8%, además de las pérdidas térmicas, es utilizado para realizar el cambio de fase al vapor para así producir electricidad en las turbinas. Por lo tanto solo un 18,6% de la energía térmica total disponible en el campo CCP es convertido en energía eléctrica. Conjuntamente, como la energía eléctrica producida debe alimentar los consumos propios de la central con aproximadamente un 9% de la energía eléctrica generada, la generación de energía eléctrica neta queda en un 16,9% de la energía solar disponible en el campo CCP.

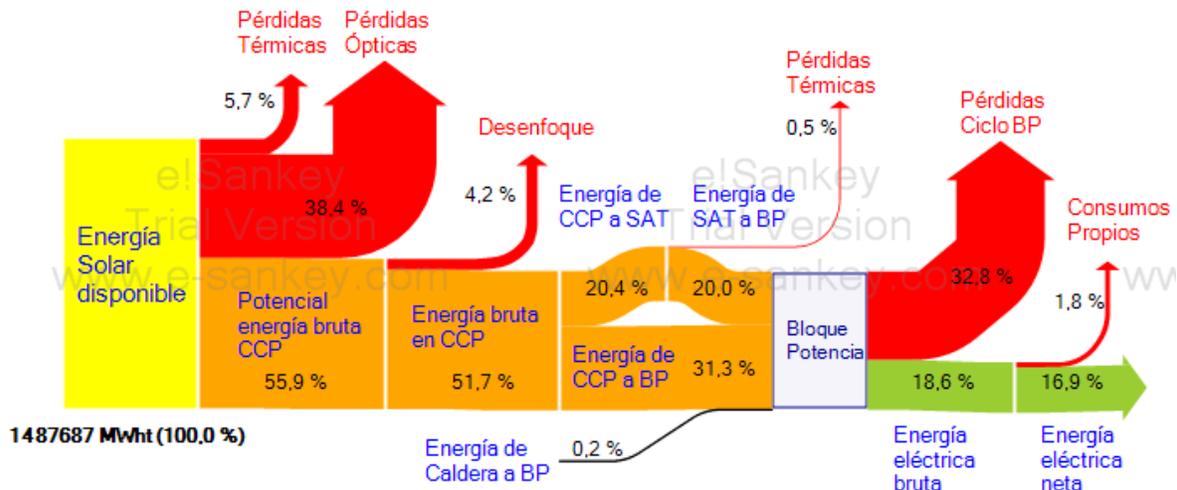


Figura 8.5: Diagrama Sankey central termosolar 50 MW y 9 horas de SAT.

La Figura 8.6 muestra la distribución de la energía eléctrica bruta generada, donde un 9% es utilizada para abastecer los consumos propios de la central. De este 9% necesario para alimentar los consumos propios, un 7% es utilizado para abastecer los consumos del bloque de potencia y el 2% restante para los consumos del campo solar.

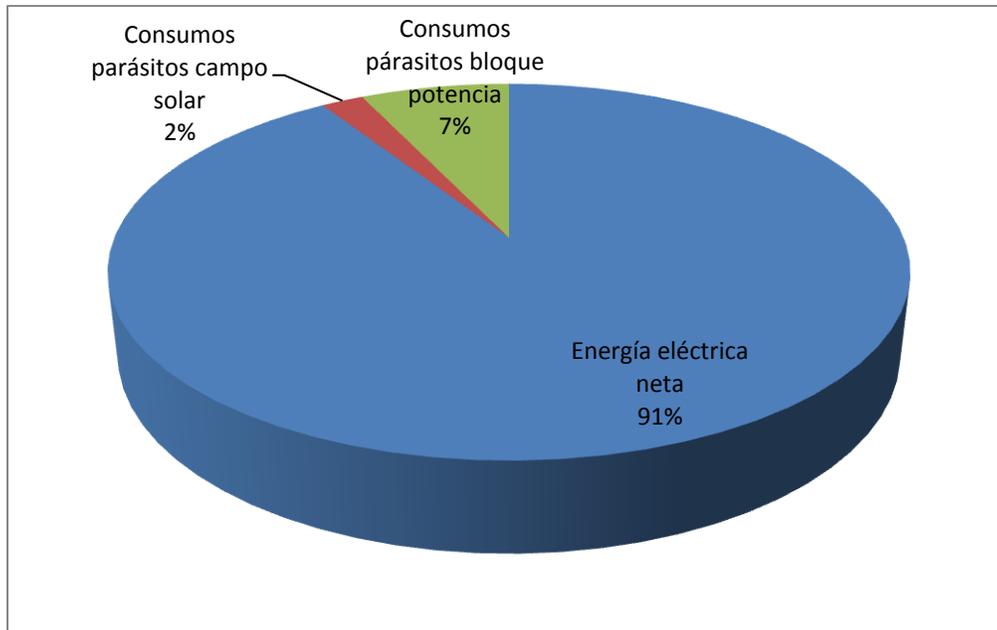


Figura 8.6: Distribución Energía eléctrica anual bruta disponible

8.7.1 Desempeño en buen día de verano

Los días de verano se caracterizan por un gran nivel de radiación solar y cantidad de horas de luz solar (alrededor de 13 horas), además de la pequeña cantidad de días nublados.

Debido a la gran cantidad de DNI el sistema de almacenamiento térmico logra “cargarse” y “descargarse” en su totalidad, produciendo electricidad por 21 horas diarias. En horas de la tarde (entre las 14 y 17 horas) se produce un desenfoque parcial del campo de captadores, esto producido por la excesiva cantidad de radiación incidente. Si el desenfoque no se realizara, la temperatura del HTF subiría sobre los 400°C produciendo su degradación y mal funcionamiento de la central.

Como consecuencia en la utilización de sales para la generación de electricidad, en periodos en que la radiación incidente esté por debajo de la radiación nominal, la energía producida por el bloque de potencia disminuye en un 1,3% con respecto a la energía producida en momentos de funcionamiento a la potencia nominal, aunque la energía neta generada permanece prácticamente constante. Esto es por efecto de la disminución en los consumos propios debido a que el campo CCP utiliza un flujo másico muy por debajo del nominal en la noche.

La caldera solo funciona en las primeras horas de la mañana, junto con la salida del sol, por lo cual su apoyo solo es necesario hasta que la central logre su flujo nominal; con lo cual su aporte energético en mínimo.

La Figura 8.7 muestra el desempeño de la central termosolar para un día despejado de verano.

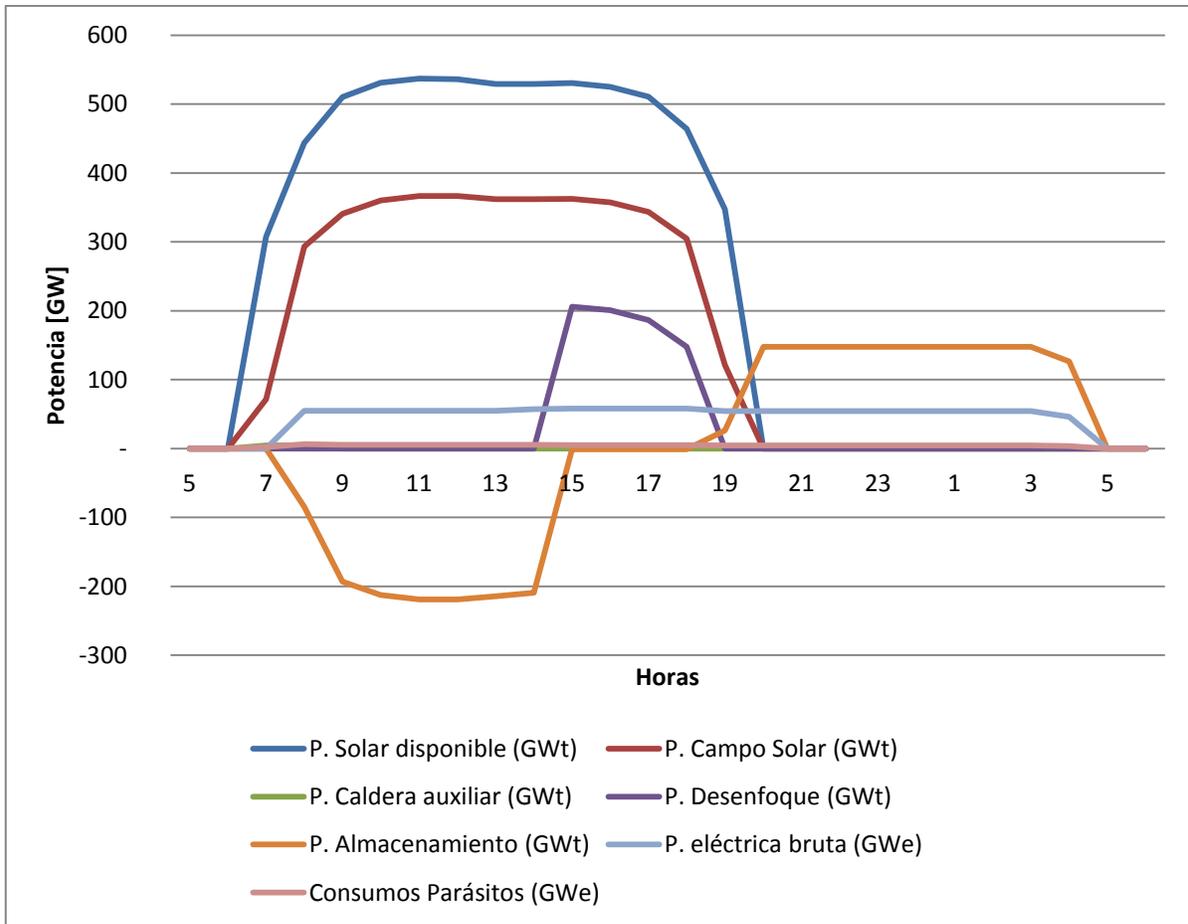


Figura 8.7: Balance térmico día de Verano central 50 MW y 9 horas de SAT.

8.7.2 Desempeño en día despejado de invierno

Los días de Inverno se caracterizan por una menor DNI y horas de luz durante el día (alrededor de 9 horas), esto repercute en que el almacenamiento térmico no se “cargue” en su totalidad y no se produzca desenfoco del campo CCP. En promedio la “carga” alcanza para generar electricidad durante 3 horas, con lo cual se produce electricidad por alrededor de 11 horas diarias.

La Figura 8.8 muestra el desempeño de la central termosolar para un día despejado de Inverno.

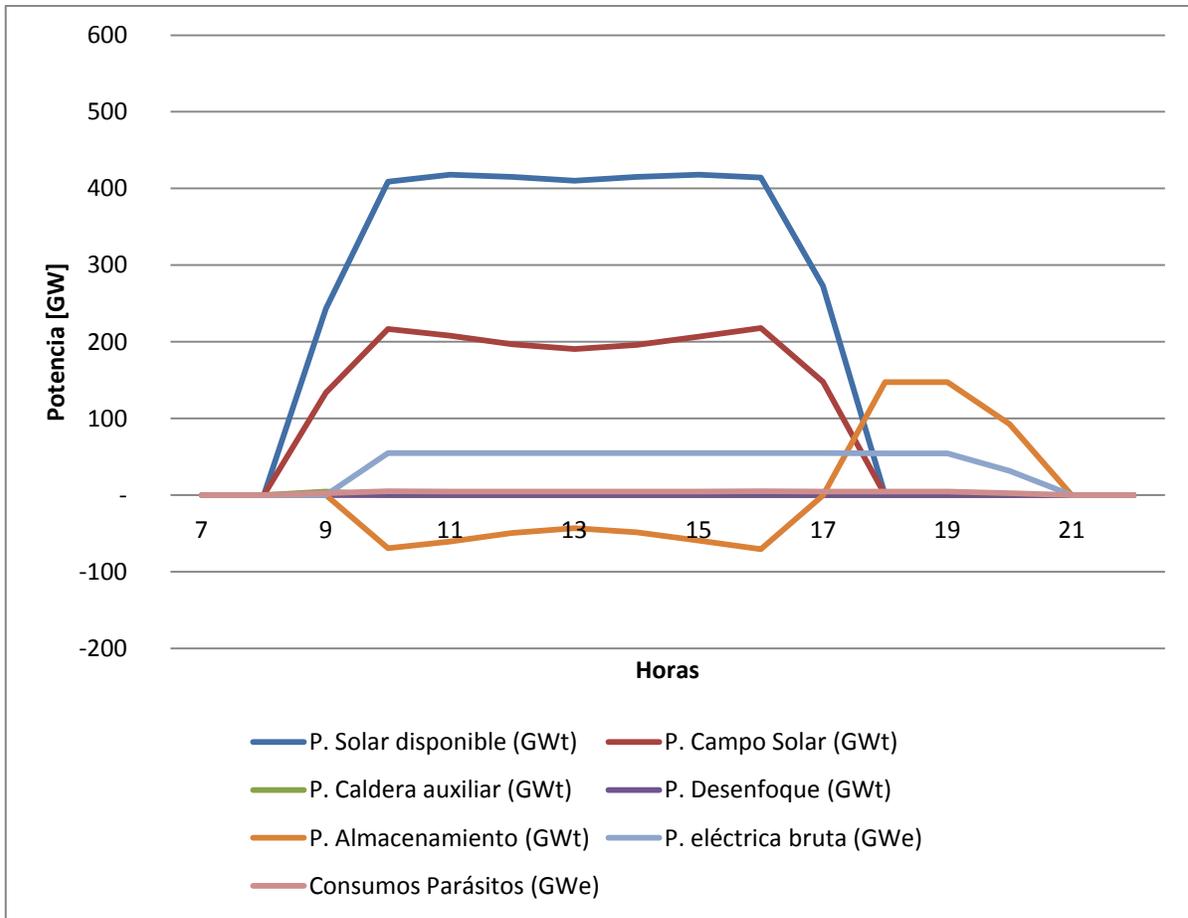


Figura 8.8: Balance térmico día despejado de Invierno para central 50 MW y 9 horas de SAT.

8.7.3 Desempeño en día nublado de otoño

Los días nublados se caracterizan por tener prácticamente nula radiación directa, la cual es la radiación que recibe el campo cilindro parabólico. Por lo cual el desempeño de la central termosolar en estos días es muy bajo.

En la Figura 8.9 se muestra el desempeño de la central termosolar para un día nublado. Para este día se generó electricidad por 7 horas a un 25% de la capacidad nominal y no se utilizó energía para “cargar” el almacenamiento térmico.

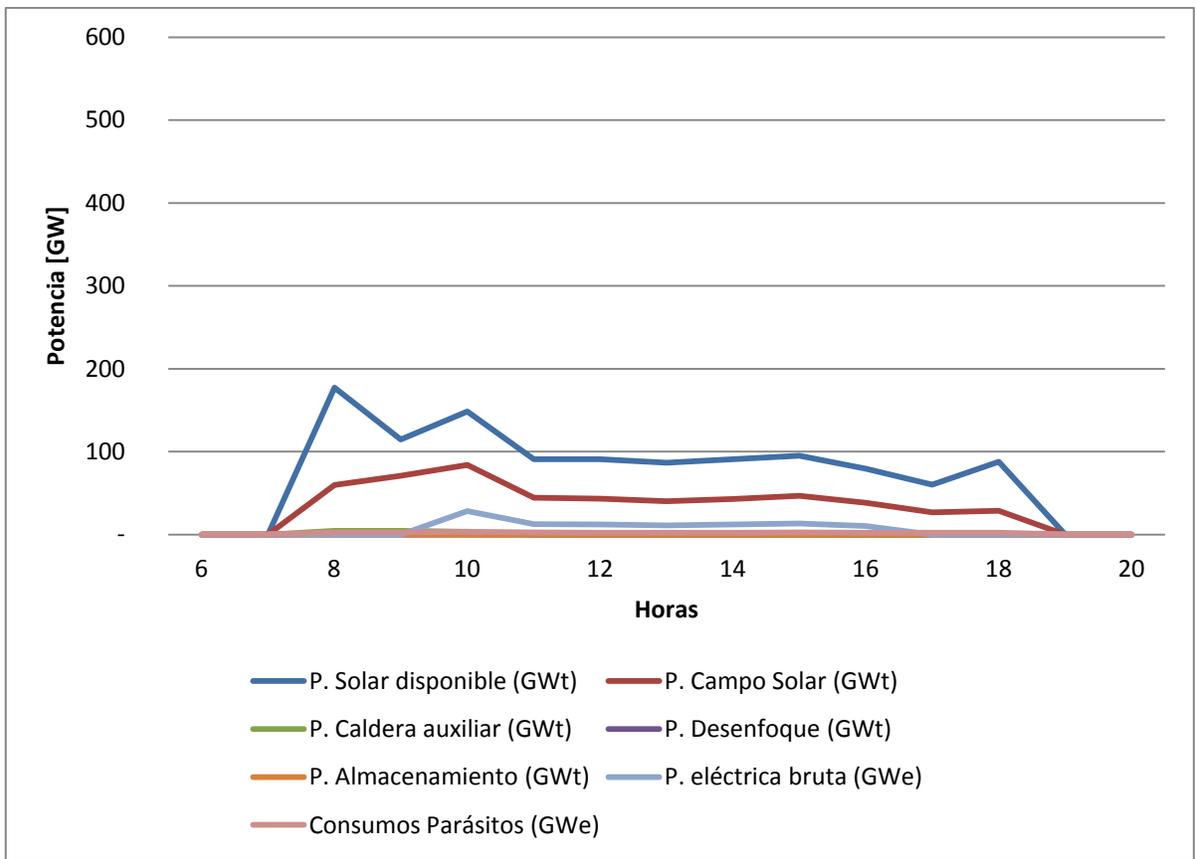


Figura 8.9: Balance térmico día nublado central 50 MW y 9 horas de SAT.

9 Conclusiones

Se ha realizado el dimensionamiento de la central termosolar con almacenamiento térmico emplazada en la comuna de Calama, con el propósito de determinar sus costos de generación junto con los beneficios ambientales asociados. Además se ha introducido una plataforma en el software TRNSYS, mediante la cual se obtienen datos del funcionamiento de la central termosolar a lo largo de un año para distintos tamaños de almacenamientos térmicos.

Dentro de los resultados presentados y discutidos anteriormente se puede concluir que los altos factores de planta obtenidos, asociados al funcionamiento del almacenamiento térmico (79% para un almacenamiento de 15 horas), logran que la tecnología termosolar pueda llegar a tener una cantidad de horas anuales de funcionamiento similares a las tecnologías de generación eléctrica convencionales, lo que en cierta manera logran romper el argumento de que la tecnología solar puede generar electricidad solo de día. Para los distintos tamaños de almacenamientos térmicos en estudio se encontró que el rango entre 9-12 horas, para una central de 10 MW de potencia nominal, es el que concibe menores valores de generación eléctrica (LEC) que rondan los 90 \$/kWh, sin dejar de lado almacenamientos entre 6 y 9 horas los cuales tienen un valor mayor pero no muy lejano al óptimo.

Al realizar un aumento de la potencia nominal de la central y mantener el almacenamiento térmico con un tamaño constante, de 9 horas en este caso, se ven grandes disminuciones en los costos de generación de electricidad. Para una central de 200 MW y 9 horas de almacenamiento térmico se calculó un costo de generación de 80,68 \$/kWh, lo que significa una reducción de 10\$/kWh con respecto a la central de 10 MW de potencia. Ahora, si comparamos el costo de generación de la central Andasol (50 MW de potencia y 7,5 horas de almacenamiento térmico) estimado en 110 \$/kWh (esto es 0,172 €/kWh con un valor de 640 \$ por €) con el calculado en 87,69 \$/kWh para la central de 50 MW y 9 horas de almacenamiento, se ve una reducción en los costos de generación de 22,39 \$/kWh. Esta reducción es considerable y es debida mayormente a la mayor radiación solar existente en la ciudad de Calama la que bordea los 2870 kWh/m² año (un 34% mayor de radiación anual que en la localidad donde se emplaza la central Andasol), con la cual aumenta la energía eléctrica anualmente generada y los ingresos por venta asociados.

Comparando el costo de generación de la central de 200 MW y 9 horas de almacenamiento (80,68 \$/kWh) con el precio nudo en el SING, que tiene un costo de generación promedio de 51,29 \$/kWh, se concluye que en estos momentos el costo de generación eléctrica mediante energía solar para la tecnología cilindro parabólico se encuentra alejado de los costos de generación mediante el uso de carbón (25 \$/kWh) y gas natural (30 \$/kWh), pero bajo los costos de generación mediante Diesel (150 \$/kWh). Si se consideran las estimaciones de reducción de costos de generación mediante energía solar y el muy probable incremento en el mediano-largo plazo del precio de los combustibles fósiles, lo que conllevaría en un aumento en el valor del precio nudo en el SING, se estima según los cálculos realizados que la generación de energía eléctrica mediante energía solar esté en condiciones de ser competitiva en el SING entre los años 2016 y 2018.

La mayor ventaja de las tecnologías de generación eléctrica mediante fuentes renovables con respecto a las que utilizan combustibles fósiles es que las primeras no emiten gases de efecto invernadero al ambiente, ayudando a controlar el “calentamiento global”. A medida que los problemas de contaminación aumenten y afecten a un mayor porcentaje de la sociedad, las personas encargadas de tomar decisiones en los distintos países se verán en la necesidad de implementar tecnologías renovables lo cual ayudará a incentivar en un mediano plazo su desarrollo. Por ejemplo la central de 200 MW y 9 horas de almacenamiento, debido a su energía eléctrica anual generada, permitiría que 546.429 tCO₂ anuales no se emitan al medio ambiente en el SING. Esta cantidad de emisiones representa un tercio del total que produce la compañía minera Collahuasi, la tercera a nivel de producción en Chile, en todas sus faenas.

Además de las ventajas ambientales también existen ventajas económicas por la no emisión de gases efecto invernadero, debido a la venta de bonos de carbono. Las 546.429 tCO₂ anuales que se dejan de emitir en el SING, si son tranzadas a un precio promedio de \$4.800, pueden resultar en ingresos extras por más de 2.662 millones de pesos anuales. Estos ingresos extras pueden resultar en una disminución del costo de generación eléctrica en un 3%, pudiendo llegar a los 78,23 \$/kWh.

Con respecto al desempeño de la central termosolar, cabe destacar que de la energía solar disponible en el campo CCP un 51,3% alcanza al bloque de potencia. De ese porcentaje un 20% es proporcionado por el sistema de almacenamiento térmico y el restante 31,3% por el campo CCP. Debido a los procesos realizados en el bloque de potencia un 18,6% de la energía térmica disponible en el campo CCP es finalmente convertida en energía eléctrica y un 16,9% puede ser inyectada al SING. Dentro de las mayores pérdidas se encuentran las pérdidas ópticas, debido a la eficiencia de los colectores cilindro parabólico, con un 38,4% y la energía utilizada por el bloque de potencia, para transformar energía térmica en eléctrica, con un 32,8% de la energía solar disponible.

Tras haber cumplido los objetivos propuestos, se sugiere realizar en el futuro un análisis sobre la implementación de otras tecnologías solares como puede ser la de Torre Central. Además se sugiere estimar la cantidad de agua disponible en el lugar de emplazamiento de cada central, ya que debido a los altos flujos hídricos necesarios por la torre de enfriamiento puede llegar a ser un problema en terrenos con geografía desértica y escaso suministro hídrico, como comúnmente son los lugares con alta radiación solar. Con lo cual se estima conveniente realizar el cálculo para el funcionamiento de una central termosolar cilindro parabólico pero con una torre de refrigeración seca.

Bibliografía

1. *The state of solar energy resource assessment in Chile*. **Ortega, Alberto, y otros**. 35, Santiago, Chile : Renewable Energies, 2010, Renewable Energy 35, págs. 2514-2524.
2. *Concentrating solar power. A review of the technology*. **Müller-Steinhagen, Hans y Trieb, Franz**. Stuttgart, Alemania : s.n., 2004, Ingenia Magazine, págs. 43-50. <http://www.ingenia.org.uk/ingenia/issues/issue18/Muller-Steinhagen.pdf>.
3. **Abengoa**. Abengoa Solar. [En línea] 2008. http://www.abengoasolar.com/corp/web/es/tecnologias/termosolar/tecnologia_ccp/index.html.
4. *Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors*. **Montes, M. J., Abánades, A. y al., et**. 83, Madrid : Solar Energy, 2009.
5. **Enermodal Engineering Ltd**. *Cost Reduction Study for Solar Thermal Power Plants Final Report*. Washington : s.n., 1999. Informe elaborado por Enermodal Engineering Ltd En colaboración con Marbek Resource Consultants Ltd, en contrato del Banco Mundial/GEF .
6. **DeMeo, E. A. y Galdo, J. F.** *Renewable Energy Tecnology Characterizations*. Palo Alto, California : U.S. DOE-Washington and EPRI, 1997. TR-109496 Topical Report.
7. *Parabolic-trough solar collectors and their applications*. **Fernández-García, A. y al., et**. 14, Almería, Spain : Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010, Renewable and Sustainable Energy Reviews 14, págs. 1695-1721.
8. **Solar Millennium**. Las centrales eléctricas de colectores cilindro parabólico: De Andasol 1 a 3. [En línea] <http://www.solarmillennium.de/upload/pdf/Andasol1-3spanisch.pdf>.
9. **Ulf Herrmann, Michael Geyger, Rainer Kistner**. The AndaSol Proyect . *Workshop on thermal Storage for Trough Power Systems*. [En línea] 20-21 de Febrero de 2002. [Citado el: 15 de Octubre de 2010.] http://www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfs/uh_anda_sol_ws030320.pdf.
10. **Sargent y Lundy**. *Assesment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts*. Golden (Colorado), USA : National Rewenable Energy Lab Report NREL, 2003.
11. *Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology*. **Price, H, y otros**. s.l. : Solar Energy, 2002, Vol. 124, págs. 109-125.
12. **Turkenburg, W. C.** *Renewable Energy Technologies*. United Nations Development Programme. New York : World Energy Assesment, 2000. págs. 219-272. 92-1-126126-0.
13. *Direct Steam Generation in Parabolic Troughs Final Results and Conclusions of the DISS Project*. **Zarza, E., y otros**. [ed.] A Steinfeld. Zurich : s.n., 2002. Proceedings del 11th SolarPACES

International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies. págs. 21-27. 3-9521409-3-7.

14. *INDITEP: The first DSG Pre-commercial Solar Power Plant*. **Zarza, E., y otros**. Oxaca (México) : s.n., 2004. Proceeding del 12th Solar PACES International Symposium .

15. *State of art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1 - Concepts, materials and modellization*. **Gil, Antoni y Medrano, Marc**. 14, Lleida, Spain : s.n., 2010, Renewable and Sustainable Energy Reviews, págs. 31-55.

16. *State of art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2 - Case studies*. **Medrano, Marc y Gil, Antoni**. 14, Lleida, España : s.n., 2010, Renewable and Sustainable Energy Reviews, págs. 56-72.

17. *Survey of Thermal Energy Storage for Parabolic Trough Power Plants*. **Herrmann, Ulf y Kearney, David W**. 124, Köln : s.n., Mayo de 2002, Journal of Solar Energy Engineering.

18. *Optimal Design of a Molten Salt Thermal Storage Tank for Parabolic Trough Solar Power Plants*. **Gabrielli, R. y Zamparelli, C**. 131, November de 2009, Journal of Solar Energy Engineering.

19. **Sánchez, Marcelino**. Consideraciones sobre el diseño de plantas termoeléctricas. *Energía Solar Térmica*. [Presentación]. 2010. pág. 25.

20. **Colegio Oficial de Ingenieros Industriales de Madrid**. Curso de centrales termosolares. *Almacenamiento masivo de la energía del sol*. Madrid : s.n., Mayo de 2010.

21. **Comisión Nacional de Energía**. CNE-Comisión Nacional de Energía. [En línea] 2010. http://www.cne.cl/cnewww/opencms/06_Estadisticas/Documentos/capacidad_instalada_de_generacion.xls.

22. **International Energy Agency (IEA)**. World Energy Outlook 2009. [En línea] 2009. <http://www.iea.org/textbase/nppdf/free/2009/weo2009.pdf>. 978 92 64 06130 9.

23. **U.S. Energy Information Administration** . Annual Energy Outlook 2011 with projections to 2035. [En línea] 2011. [http://www.eia.gov/forecasts/aeo/pdf/0383\(2011\).pdf](http://www.eia.gov/forecasts/aeo/pdf/0383(2011).pdf).

24. **International Energy Agency (IEA)**. Proyected Costs of Generating Electricity - 2010 Edition. [En línea] 2010. <http://www.iea.org/Textbase/npsum/ElecCost2010SUM.pdf>.

25. **Lazard Ltd**. *Levelized Cost of Energy Analysis - Version 3.0*. 2009.

26. **Zhang, Wen**. *Concentrating Solar Power - State of art, cost analysis and pre-feasibility study for the implementation in China*. Stuttgart : Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung, Universität Stuttgart, 2009.

27. *Two tank molten salt for prabolic trough solar power plants*. **Hermann, Ulf**. Köln, Germany : s.n., 2004, Energy 29, págs. 883-893.

28. *An European Roadmap For Concentrating Solar Power technologies (ECOSTAR)*. **Pitz-Paal, R., y otros**. Orlando, Florida : s.n., 2005. Proceedings del ISEC 2005, International Solar Energy Conference.
29. **Estela Solar**. *Solar Thermal Electricity 2025*. 2010.
30. **Comisión Nacional de Energía (CNE)**. CNE-Comisión Nacional de Energía. [En línea] 2012. http://www.cne.cl/images/stories/estadisticas/energia/Electricidad/hist_pn.xls.
31. **Comisión Nacional de Energía**. CNE-Comisión Nacional de Energía. [En línea] http://www.cne.cl/cnewww/opencms/07_Tarificacion/01_Electricidad/OTros_1/Precios_nudo/PM/pmm_sing.html.
32. **CNE**. sitio web de la Comisión Nacional de Energía, Chile. *Fijación de precios de nudo Octubre 2011 SING* . [En línea] Octubre de 2011. <http://www.cne.cl/tarificacion/electricidad/precios-de-nudo-de-corto-plazo/octubre-2011>.
33. **Comisión Chilena del Cobre (COCHILCO)**. *Demanda de energía eléctrica en la minería del cobre y perspectivas de seguridad en su abastecimiento*. Santiago, Chile : COCHILCO, 2010.
34. **Centro de Gestión y Fortalecimiento para el Mecanismo de Desarrollo Limpio**. Proyectos MDL-Chile. [En línea] 2012. <http://www.cgfmdl.cl/proyectos/proyectos-mdl-chile/>.
35. **FOREXPROS**. FOREXPROS Financial Markets Worldwide. *Precios Históricos de emisión de Carbonos*. [En línea] 2012. <http://www.forexpros.es/commodities/carbon-emissions-historical-data>.
36. **Comisión Nacional del Medio Ambiente (CONAMA)**. *Guía metodológica para la estimación de emisiones atmosféricas de fuentes fijas y móviles en el registro de emisiones y transferencia de contaminantes*. Santiago : Departamento de Control de la Contaminación de CONAMA, 2009. 978-956-7204-36-6.
37. **University of Wisconsin**. *TRNSYS Program Manual*. Madison, USA : s.n., 1996.
38. **Katipamula, S**. *Simulation of Diurnal Thermal Energy Storage Systems: Preliminary Results*. Richland, Washington, USA : Pacific Northwest Laboratory, 1994.
39. *First 50 MW Solar Thermal Power Plant in Europe*. **Doenitz, Fritz Dieter**. Perpignan, France : Derbi II. International Conference, 2007.
40. **Kelly, B**. Nexant Parabolic Trough Solar Power Plant Systems Analysis. [En línea] 2005. <http://large.stanford.edu/publications/power/references/troughnet/powerplant/docs/40164.pdf>.
41. **Relloso, Sergio y Delgado, Emilio**. *Experience with molten salt thermal storage in a commercial parabolic trough plant. Andasol I commissioning and operation*. Viscaya, España : SENER Ingeniería y Sistemas S.A., 2009.

42. *Exergoeconomic comparison of wet and dry cooling technologies for the Rankine cycle of a solar thermal power plant.* **Habl, Philipp, Blanco-Marigorta, Ana M. y Berit Erlach.** Perugia, Italy : Proceedings fo ECOS 2012, June, 2012.
43. **Kopp, Joshep E.** Two-tank indirect thermal storage designs for solar parabolic trough power plants. [En línea] 2009. Dissertations/Professional Papers/Capstones. Paper 61.. <http://digitalcommons.library.unlv.edu/thesesdissertations/61>. UNLV Theses/Dissertations/Professional Papers/Capstones. Paper 61..
44. **Patnode, Angela M.** *Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants.* Madison : s.n., 2006.
45. **Khaled, Ahmad.** *Technical an Economic performance of of Parabolic Trough in Jordan.* Kassel, Germany : University of Kassel, 2012.
46. **Herrmann, Ulf y Nava, Paul.** *Performance of the SKAL-ET collectors of the Andasol power plants.* FLAGSOL GmbH. Köln, Germany : FLAGSOL GmbH.
47. **González Matínez, Lourdes.** Curso sobre sistemas solares de concentración. *Ejemplo práctico de dimensionado de un campo HTF de colectores cilindroparabólico.* Madrid : CIEMAT, Octubre de 2006.
48. **Solutia Inc.** Therminol VP-1 Vapor Phase/ Liquid Phase Heat Transfer Fluid. [En línea] [Citado el: 10 de Noviembre de 2010.] <http://seungguk.webbridge.co.kr/img/product/THERMINOLVP1.pdf>.
49. *High-temperature stability of ternary nitrate molten salts for solar thermal energy systems.* **Bradshaw, R.W.** 1, Levermore : Solar Energy Materials, 1990, Vol. 21.
50. **Coastal Chemical Co.** Hitec Solar Salt. [En línea] [Citado el: 26 de Abril de 2011.] <http://www.coastalchem.com/PDFs/HITECSALT/Hitec%20Solar%20Salt.pdf>.
51. **Duffie, John A. y William, Beckman A.** *Solar Engineering of Thermal Processes.* Tercera Edición. Madison : John Wiley & Sons, Inc., 2006.
52. *Towards standar perfomance analysis for parabolic trough collector.* **Lüpfert, Eckhard.** Oxaca, Mexico : SolarPaces Conference Proceedings, 2004.
53. *Solar thermal collectors and applications.* **Kalogirou, Soteris A.** 30, Nicosia, Cyprus : Elsevier, 2004, Progress in energy and combustion science, págs. 231-295.
54. *Exergy Optimization Applied to Linear Parabolic Solar Collectors.* **Kahrobaian, A. y Malekmohammadi, H.** 1, Tehran : s.n., 2008, Journal of Faculty of Engineering, Vol. 42.
55. *A Parabolic Trough Solar Power Plant Simulation Model.* **Price, Henry.** Hawaii : NREL, 2003.
56. **Kelly, B. y Kearney, D.** *Parabolic Trough Solar System Piping Model.* San Francisco : NREL, 2004.

57. **Gómez Zamora, Antonio.** Universidad Pontificia Comillas de Madrid. [En línea] 2005. <http://www.upcomillas.es/catedras/crm/report05/Comunicaciones/Mesa%20IV/D.%20Antonio%20G%C3%B3mez%20Zamora%20-%20Andasol%20I%20y%20II,%20ACS-Cobra.pdf>.
58. **Incropera, Frank P. y DeWitt, David P.** Fundamentos de Transferencia de Calor. Cuarta Edición. s.l. : Prentice Hall, 1999, 11, págs. 588-591.
59. **RENOVETEC.** TERMOSOLAR: Degradación del fluidos térmicos Centrales termosolares. [En línea] <http://www.centralestermosolares.com/avanzadodegradacionfluidotermico.html>.
60. **Comisión Chilena del Cobre (COCHILCO).** Buenas prácticas y uso eficiente del agua en la industria minera. [En línea] 2008. http://www.cochilco.cl/pdf/libro_final.pdf.
61. **ICONTEC.** *Herramienta para calcular el Factor de Emisión de un Sistema Eléctrico.* Santiago : Ministerio de Energía, 2010.
62. **Agencia Chilena de Eficiencia Energética.** AChEE - Agencia Chilena de Eficiencia Energética. [En línea] Octubre de 2010. <http://www.acee.cl/577/article-62054.html>.
63. **Collahuasi.** Compañía Minera Doña Inés de Collahuasi. [En línea] 2009. <http://www.collahuasi.cl/espanol2/huella-carbono/resultados-hc-collahuasi.pdf>.
64. **Gobierno de Chile.** Superintendencia de Servicios Sanitarios. *SISS da a conocer nivel de consumo de agua potable en el país.* [En línea] 2008. http://www.siss.gob.cl/577/articles-7663_recurso_5.pdf.

Anexos

Anexo A: Propiedades Therminol VP-1

THERMINOL® VP-1

Therminol VP-1 liquid/vapour phase heat transfer fluid, is a stable, high temperature medium that delivers process heat at temperatures up to 400°C with reliability and precise control.

Therminol VP-1 is a eutectic mixture of 73.5% diphenyl oxide / 26.5% diphenyl, and as such can be used in existing liquid, or vapour phase systems, for top-up or replacement of heat transfer fluids of the same composition. Vapour phase operation is possible at temperature above 257°C.

Heat Tracing System

Since Therminol VP-1 heat transfer fluid solidifies at 12°C, precautions must be taken to ensure lines do not freeze, particularly in outdoor installations. Heat tracing must be installed wherever lines run a danger of cooling below this point. All pipelines and equipment which may contain stagnant liquid should be traced, including all streams, vapour, drain and charge lines.

Thermal Stability at 400°C

Thermal stability of a heat transfer is one of the most important considerations in the selection of a fluid for operation under specific heat transfer conditions. Therminol VP-1 has a reputation for outstanding stability in operation.

Therminol VP-1 is based on raw materials of high purity produced by a first intent manufacturing process. This results in a reduced level of high boiler formation, superior thermal stability and benefits to the user in terms of extended fluid life and dependable trouble-free system operation.

Therminol VP-1 is thermally stable and suitable for operation over long periods at bulk temperatures up to 370-400°C.

Flammability

Although the DP/DPO eutectic can burn at elevated temperature, its chemical nature is such that its use as heat transfer medium in a properly designed and operated system does not normally constitute a serious fire or explosion hazard. Vapour freed into the air rapidly cools to below the fire point. High pressure mists, however, can form an explosive mixture with air.

Typical Physical, Chemical and Thermal Properties of Therminol VP-1

Composition		Diphenyl oxide/diphenyl
Appearance		Clear, sediment free liquid
Max. bulk temperature		400°C
Max. film temperature		430°C
Kinematic viscosity @ 40°C	DIN 51562 - 1	2.48 mm ² /s (cSt)
Density @ 15°C	DIN 51757	1068 kg/m ³
Flash point	DIN EN 22719	110°C
	DIN 51376	124°C
Fire point	ISO 2592	127°C
Autoignition temperature	DIN 51794	621°C
Pour point	ISO 3016	12°C
Boiling point @ 1013 mbar		257°C
Coefficient of thermal expansion		0.00097/°C
Moisture content	DIN 51777 - 1	< 300 ppm
Total acidity	DIN 51558 - 1	< 0.2 mg KOH/g
Chlorine content	DIN 51577 - 3	< 10 ppm
Copper corrosion	EN ISO 2160	<< 1a
Average molecular weight		166

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

Properties of Therminol VP-1 vs Temperatures - Liquid Phase

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Viscosity		Vapour pressure (absolute) kPa*	Enthalpy kJ/kg	Latent Heat vap. kJ/kg
				Dynamic mPa.s	Kinematic mm ² /s**			
12	1071	0,137	1,523	5,48	5,12	-	0	419,0
20	1064	0,136	1,546	4,29	4,03	-	12,3	414,7
30	1056	0,135	1,575	3,28	3,10	-	27,9	409,3
40	1048	0,134	1,604	2,60	2,48	-	43,8	403,9
50	1040	0,133	1,633	2,12	2,03	-	60,0	398,6
60	1032	0,132	1,662	1,761	1,707	-	76,4	393,3
70	1024	0,131	1,690	1,492	1,458	-	93,2	388,1
80	1015	0,130	1,719	1,284	1,265	-	110,3	382,9
90	1007	0,129	1,747	1,119	1,111	-	127,6	377,8
100	999	0,128	1,775	0,985	0,986	0,5	145,2	372,7
110	991	0,126	1,803	0,875	0,884	0,8	163,1	367,6
120	982	0,125	1,831	0,784	0,798	1	181,3	362,6
130	974	0,124	1,858	0,707	0,726	2	199,7	357,5
140	965	0,123	1,886	0,642	0,665	3	218,4	352,6
150	957	0,121	1,913	0,585	0,612	5	237,4	347,6
160	948	0,120	1,940	0,537	0,566	7	256,7	342,7
170	940	0,118	1,968	0,494	0,526	9	276,2	337,7
180	931	0,117	1,995	0,457	0,491	13	296,0	332,8
190	922	0,115	2,021	0,424	0,460	18	316,1	327,9
200	913	0,114	2,048	0,395	0,432	24	336,5	323,0
210	904	0,112	2,075	0,368	0,407	32	357,1	318,0
220	895	0,111	2,101	0,345	0,385	42	378,0	313,0
230	886	0,109	2,128	0,324	0,366	54	399,1	308,0
240	877	0,107	2,154	0,305	0,348	68	420,5	303,0
250	867	0,106	2,181	0,288	0,332	86	442,2	297,9
260	857	0,104	2,207	0,272	0,317	108	464,1	292,7
270	848	0,102	2,234	0,258	0,304	133	486,3	287,5
280	838	0,100	2,260	0,244	0,292	163	508,8	282,2
290	828	0,098	2,287	0,232	0,281	198	531,6	276,8
300	817	0,096	2,314	0,221	0,271	239	554,6	271,2
310	806	0,095	2,341	0,211	0,262	286	577,8	265,6
320	796	0,093	2,369	0,202	0,254	340	601,4	259,7
330	784	0,091	2,397	0,193	0,246	401	625,2	253,8
340	773	0,089	2,425	0,185	0,239	470	649,3	247,6
350	761	0,086	2,454	0,177	0,233	548	673,7	241,3
360	749	0,084	2,485	0,170	0,227	635	698,4	234,7
370	736	0,082	2,517	0,164	0,222	732	723,4	227,8
380	723	0,080	2,551	0,158	0,218	840	748,8	220,7
390	709	0,078	2,588	0,152	0,214	959	774,4	213,2
400	694	0,076	2,628	0,146	0,211	1090	800,5	205,3
410	679	0,073	2,674	0,141	0,208	1230	827,0	197,0
420	662	0,071	2,729	0,137	0,206	1390	854,0	188,0
425	654	0,070	2,760	0,134	0,205	1470	867,7	183,3

* 1 bar = 100 kPa - ** 1 mm²/s = 1 cSt

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Liquid

$$\text{Density (kg/m}^3\text{)} = - 0,90797 * T(^{\circ}\text{C}) + 0,00078116 * T^2(^{\circ}\text{C}) - 2,367 * 10^6 * T^3(^{\circ}\text{C}) + 1083,25$$

$$\text{Heat capacity (kJ/kg.K)} = + 0,002414 * T(^{\circ}\text{C}) + 5,9591 * 10^6 * T^2(^{\circ}\text{C}) - 2,9879 * 10^8 * T^3(^{\circ}\text{C}) + 4,4172 * 10^{11} * T^4(^{\circ}\text{C}) + 1,498$$

$$\text{Thermal Conductivity (W/m.K)} = - 8,19477 * 10^5 * T(^{\circ}\text{C}) - 1,92257 * 10^7 * T^2(^{\circ}\text{C}) + 2,5034 * 10^{11} * T^3(^{\circ}\text{C}) - 7,2974 * 10^{15} * T^4(^{\circ}\text{C}) + 0,137743$$

$$\text{Kinematic viscosity (mm}^2\text{/s)} = e \left(\frac{544,149}{T(^{\circ}\text{C})+114,43} - 2,59578 \right)$$

$$\text{Vapour pressure (kPa)} = - 0,190859 * T(^{\circ}\text{C}) + 4,35824 * 10^3 * T^2(^{\circ}\text{C}) - 3,6106 * 10^5 * T^3(^{\circ}\text{C}) + 1,08408 * 10^7 * T^4(^{\circ}\text{C}) + 2,12329$$

$$\text{Latent Heat Vaporisation (kJ/kg)} = - 0,528933 * T(^{\circ}\text{C}) - 7,50103 * 10^5 * T^2(^{\circ}\text{C}) + 1,5622 * 10^6 * T^3(^{\circ}\text{C}) - 3,771 * 10^9 * T^4(^{\circ}\text{C}) + 425,18$$

Properties of Therminol VP-1 vs Temperatures - Vapour Phase

Temperature °C	Density kg/m ³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Enthalpy* kJ/kg	Dynamic Viscosity mPa.s
12	-	0,0081	0,975	419,0	0,0057
20	-	0,0085	1,003	427,0	0,0059
30	-	0,0090	1,037	437,2	0,0061
40	-	0,0095	1,070	447,7	0,0063
50	-	0,0100	1,104	458,6	0,0065
60	-	0,0105	1,137	469,7	0,0067
70	-	0,0110	1,170	481,3	0,0069
80	-	0,0116	1,203	493,2	0,0071
90	-	0,0121	1,235	505,4	0,0073
100	-	0,0126	1,267	517,9	0,0075
110	0,042	0,0132	1,299	530,7	0,0077
120	0,065	0,0137	1,331	543,9	0,0079
130	0,099	0,0143	1,362	557,2	0,0081
140	0,148	0,0149	1,393	571,0	0,0083
150	0,214	0,0154	1,424	585,0	0,0085
160	0,303	0,0160	1,454	599,4	0,0087
170	0,422	0,0166	1,484	613,9	0,0089
180	0,575	0,0171	1,514	628,8	0,0091
190	0,772	0,0177	1,543	644,0	0,0094
200	1,02	0,0183	1,572	659,5	0,0096
210	1,33	0,0189	1,601	675,1	0,0098
220	1,71	0,0195	1,629	691,0	0,0100
230	2,17	0,0201	1,657	707,1	0,0102
240	2,72	0,0207	1,685	723,5	0,0104
250	3,38	0,0213	1,712	740,1	0,0106
260	4,17	0,0220	1,739	756,8	0,0108
270	5,09	0,0226	1,766	773,8	0,0110
280	6,17	0,0232	1,792	791,0	0,0112
290	7,42	0,0238	1,819	808,4	0,0114
300	8,86	0,0245	1,845	825,8	0,0116
310	10,5	0,0251	1,871	843,4	0,0118
320	12,4	0,0258	1,897	861,1	0,0120
330	14,6	0,0264	1,923	879,0	0,0122
340	17,0	0,0271	1,948	896,9	0,0124
350	19,8	0,0277	1,974	915,0	0,0126
360	22,9	0,0284	2,001	933,1	0,0128
370	26,5	0,0291	2,027	951,2	0,0130
380	30,5	0,0298	2,054	969,5	0,0132
390	35,0	0,0304	2,082	987,6	0,0134
400	40,1	0,0311	2,111	1005,8	0,0136
410	45,8	0,0318	2,142	1024,0	0,0138
420	52,4	0,0325	2,175	1042,0	0,0140

* the enthalpy basis is ideal gas at 12°C

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Vapour

$$\text{Density (kg/m}^3\text{)} = - 0,0303917 * T(^{\circ}\text{C}) + 4,34615 * 10^{-4} * T^2(^{\circ}\text{C}) - 2,41006 * 10^{-6} * T^3(^{\circ}\text{C}) + 5,33458 * 10^{-9} * T^4(^{\circ}\text{C}) + 0,553905$$

$$\text{Heat Capacity (kJ/kg.K)} = + 0,003703 * T(^{\circ}\text{C}) - 3,0274 * 10^{-6} * T^2(^{\circ}\text{C}) + 2,9324 * 10^{-9} * T^3(^{\circ}\text{C}) + 0,92709$$

$$\text{Dynamic Viskosity (mPa.s)} = + 2,0124 * 10^{-5} * T(^{\circ}\text{C}) + 3,4557 * 10^{-9} * T^2(^{\circ}\text{C}) - 7,1288 * 10^{-12} * T^3(^{\circ}\text{C}) + 0,005449$$

$$\text{Thermal Conductivity (W/m.K)} = + 4,84257 * 10^{-5} * T(^{\circ}\text{C}) + 2,9067 * 10^{-8} * T^2(^{\circ}\text{C}) - 6,5306 * 10^{-12} * T^3(^{\circ}\text{C}) + 0,0075110$$

Anexo B: Bombas de HTF Campo de Colectores

Planta sin almacenamiento térmico

- **Fabricante:** Sulzer
- **Modelo:** BBS 8x10x15L

