



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA

PROYECTO FINAL DE CARRERA

ANÁLISIS DE LA TECNOLOGÍA DE CONCENTRACIÓN SOLAR MEDIANTE COLECTORES CILINDRO PARABÓLICOS PARA GENERACIÓN ELÉCTRICA

AUTOR

IGNACIO CIRIA REPÁRAZ

DIRECTORA

AMAYA MARTÍNEZ GRACIA

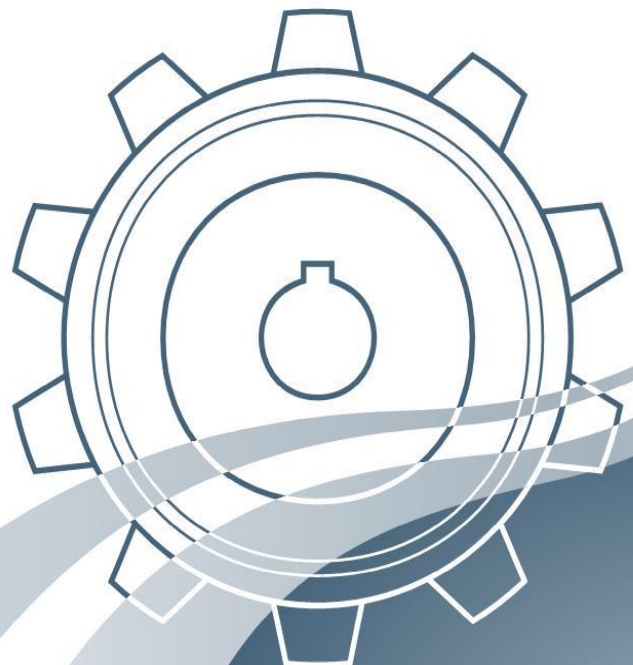
CARMEN VELASCO CALLAU

ESPECIALIDAD

MECÁNICA

CONVOCATORIA

SEPTIEMBRE 2010



ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS	6
LISTA DE TABLAS	10
RESUMEN	13
 CAPÍTULO 1: ESTUDIO DE LAS TECNOLOGÍAS DE CONCENTRACIÓN SOLAR MEDIANTE COLECTORES CILINDRO PARABÓLICOS	15
1.1. INTRODUCCIÓN	15
1.2. EL SOL Y LA RADIACIÓN SOLAR	17
1.2.1. La constante solar	18
1.2.2. Componentes de la radiación solar	18
1.2.3. El movimiento solar	20
1.2.4. Aprovechamiento de la energía solar	21
1.3. SISTEMAS TERMOSOLARES DE CONCENTRACIÓN	21
1.3.1. Clasificación de los sistemas termosolares de concentración	23
i) Sistemas cilindro parabólicos	23
ii) Concentradores lineales tipo Fresnel	23
iii) Sistemas de receptor central	24
iv) Discos parabólicos	25
1.3.2. Comparación de los distintos sistemas termosolares de concentración	25
1.3.3. Impacto ambiental	30
1.3.4. Situación actual de la energía termosolar de concentración en España	32
1.4. COLECTORES CILINDRO PARABÓLICOS	41
1.4.1. Componentes de un colector cilindro parabólico	41
i) El reflector cilindro parabólico	42
ii) El tubo absorbedor o receptor	42
iii) El sistema de seguimiento del sol	43
iv) La estructura metálica	44

1.4.2. Balance energético de un colector cilindro parabólico	45
1.4.2.1. Pérdidas en un colector cilindro parabólico	46
i) Pérdidas ópticas	47
ii) Pérdidas geométricas	48
iii) Pérdidas térmicas	49
1.4.2.2. Rendimiento de un colector cilindro parabólico	50
1.4.3. El ciclo de potencia en las plantas termosolares	52
1.4.3.1. Ciclos de turbina de vapor	53
CAPÍTULO 2: SOLAR ADVISOR MODEL	57
2.1. INTRODUCCIÓN	57
2.2. ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS DE COLECTORES CILINDRO PARABÓLICOS MEDIANTE SAM	60
2.2.1. Archivo meteorológico	62
2.2.2. Módulo del campo solar	62
2.2.3. Colector cilindro parabólico y tubo absorbedor	66
2.2.4. Módulo del bloque de potencia	68
2.2.5. Módulo de distribución y almacenamiento	70
2.2.6. Costes	71
2.3. RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANÁLISIS	72
2.3.1. Resumen de resultados	72
2.3.2. Resultados horarios simulación	73
CAPÍTULO 3: DISEÑO DE UNA PLANTA TERMOSOLAR EN ESPAÑA	76
3.1. ELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO ADECUADO POR SU IRRADIACIÓN SOLAR PARA LA PLANTA TERMOSOLAR	77
3.2. ELECCIÓN DEL TAMAÑO DE LA PLANTA TERMOSOLAR	82
3.3. ELECCIÓN DEL FLUIDO CALORÍFERO A EMPLEAR EN LA PLANTA TERMOSOLAR	84
3.3.1. Uso de aceite como fluido de trabajo en el campo solar	85

3.3.2. Uso de sales fundidas como fluido de trabajo en el campo solar	88
3.3.3. Uso de agua-vapor como fluido de trabajo en el campo solar	90
3.4. ELECCIÓN DEL COLECTOR CILINDRO PARABÓLICO A EMPLEAR DE LA PLANTA TERMOSOLAR	92
3.5. ELECCIÓN DEL TUBO ABSORBEDOR A EMPLEAR EN LA PLANTA TERMOSOLAR.....	97
3.6. ELECCIÓN DE LA TURBINA DE VAPOR A EMPLEAR EN LA PLANTA TERMOSOLAR	101
3.7. ELECCIÓN DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO A EMPLEAR EN LA PLANTA TERMOSOLAR	106
3.8. ELECCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR	111
3.8.1. Apoyo de combustible fósil	111
3.8.2. Tamaño del campo solar y del sistema almacenamiento térmico	113
3.8.3. Envíos desde los sistemas de almacenamiento y de apoyo fósil	117
3.9. DIMENSIONAMIENTO, ESTIMACIONES INICIALES Y CÁLCULOS DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR MEDIANTE EL PROGRAMA DE ORDENADOR “SOLAR ADVISOR MODEL”	124
3.9.1. Dimensionamiento de la central termosolar	125
3.10. ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CICLO DE POTENCIA	132
CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES	139
4.1. INTRODUCCIÓN	139
4.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS	139
4.2.1. Datos características planta	140
4.2.2. Datos simulación horaria	146
4.3. ESTUDIO ECONÓMICO	162
4.3.1. Inversión	163
4.3.2. Evaluación de ingresos y gastos	164
4.3.2.1. Costes	166
4.3.2.2. Ingresos	168
4.3.3. Análisis financiero	171

4.3.4. Valoración del proyecto	177
4.4. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y LAS ACTUALES LÍNEAS DE I+D	180
BIBLIOGRAFÍA GENERAL DEL PROYECTO FINAL DE CARRERA	188
ANEXO I: Listado de variables que utiliza la aplicación “ <i>Solar Advisor Model</i> ”	193
ANEXO II: Localización de las centrales termosolares en España	195
ANEXO III: Especificaciones técnicas del colector Eurotrough	196
ANEXO IV: Especificaciones técnicas del fluido de caloportador Therminol VP-1	203
ANEXO V: Especificaciones técnicas del tubo receptor Schott PTR 70	213
ANEXO VI: Especificaciones técnicas de la turbina Siemens SST-700 DHR	217

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. De izquierda a derecha, un disco parabólico, un concentrador lineal tipo Fresnel, un sistema de receptor central y un colector cilindro parabólico	16
Figura 1.2. Esquema general de una central termosolar	17
Figura 1.3. Mapa solar de España.	20
Figura 1.4. Colector cilindro parabólico	23
Figura 1.5. Concentrador lineal tipo Fresnel	24
Figura 1.6. Sistema de receptor central	24
Figura 1.7. Discos parabólicos	25
Figura 1.8. Esquema de funcionamiento de la planta SEGS-VIII y SEGS-IX.	29
Figura 1.9. Previsiones de conexión de las próximas centrales termosolares en España.....	35
Figura 1.10. Andasol 1	38
Figura 1.11. Montaje de los colectores cilindro parabólicos en el campo solar de la central Lebrija 1	40
Figura 1.12. Funcionamiento de un colector solar cilindro parabólico	41
Figura 1.13. Espejos reflectantes de un concentrador cilindro parabólico	42
Figura 1.14. Esquema de un tubo absorbedor de un colector cilindro parabólico	43
Figura 1.15. Seguimiento solar típico de un CCP	44
Figura 1.16. Orientación Este-Oeste	44
Figura 1.17. Estructura del colector Eurotrough	45
Figura 1.18. Ángulo de aceptación de un CCP	46
Figura 1.19. Pérdidas ópticas en un CCP	47
Figura 1.20. Pérdidas geométricas debidas a sombras entre filas paralelas	48
Figura 1.21. Corte longitudinal de un CCP, mostrando el ángulo de incidencia	49
Figura 1.22. Diagrama de pérdidas y rendimientos de un CCP	52
Figura 1.23. Representación del ciclo termodinámico de Carnot en el diagrama T-S	52
Figura 1.24. Esquema básico de un ciclo de Rankine, donde se muestran todos los equipos físicos por los que pasa el agua al describir el ciclo	54
Figura 1.25. Diagrama T-S de un ciclo de Rankine básico	54
Figura 2.1. Programa de análisis de sistemas solares “Solar Advisor Model”	58
Figura 2.2. Diagrama de bloques de SAM	61
Figura 2.3. Pagina de entrada del módulo del campo solar	66
Figura 2.4. Diagrama del módulo del bloque de potencia	68
Figura 2.5. Pagina de entrada del módulo del bloque de potencia	69
Figura 2.6. Esquema del sistema de almacenamiento indirecto en dos tanques de sales fundidas	70
Figura 3.1. Zonas geográficas adecuadas para la instalación de centrales termosolares	77
Figura 3.2. Ubicación geográfica del emplazamiento estudiado del desierto del Sahara	79
Figura 3.3. Ubicación geográfica del emplazamiento estudiado del desierto de Tabernas	80

Figura 3.4. Ubicación geográfica del emplazamiento estudiado del desierto de Bardenas Reales	81
Figura 3.5. Vista aérea de la plataforma solar que el CIEMAT tiene en Almería	82
Figura 3.6. Fases de entrada en funcionamiento de los proyectos incluidos en el registro de preasignaciones	84
Figura 3.7. Lazo de colectores cilindro parabólico del proyecto DISS en la PSA	85
Figura 3.8. Variación de las propiedades del Syltherm 800 y del Therminol VP-1 con la temperatura – Calor específico	86
Figura 3.9. Variación de las propiedades del Syltherm 800 y del Therminol VP-1 con la temperatura – Densidad	87
Figura 3.10. Variación de las propiedades del Syltherm 800 y del Therminol VP-1 con la temperatura – Conductividad térmica	87
Figura 3.11. Variación de las propiedades del Syltherm 800 y del Therminol VP-1 con la temperatura – Viscosidad	87
Figura 3.12. Comparación de la sal fundida Hitec XL y del aceite Therminol VP-1 para ver como varían sus propiedades físicas con la temperatura - Calor específico	89
Figura 3.13. Comparación de la sal fundida Hitec XL y del aceite Therminol VP-1 para ver como varían sus propiedades físicas con la temperatura – Densidad	89
Figura 3.14. Comparación de la sal fundida Hitec XL y del aceite Therminol VP-1 para ver como varían sus propiedades físicas con la temperatura - Conductividad térmica	89
Figura 3.15. Comparación de la sal fundida Hitec XL y del aceite Therminol VP-1 para ver como varían sus propiedades físicas con la temperatura – Viscosidad	90
Figura 3.16. Parte de atrás de la estructura de un colector LS-2	93
Figura 3.17. Parte de atrás de la estructura de un colector LS-3	93
Figura 3.18. Filas de colectores SKAL-ET en la planta solar Andasol-1	95
Figura 3.19. Parte de atrás de la estructura de un colector Solargenix	95
Figura 3.20. Tubo absorbedor Siemens UVAC 2010	98
Figura 3.21. Esquema de los componentes del tubo absorbedor Siemens UVAC 2010	98
Figura 3.22. Tubo absorbedor Schott PTR 70	98
Figura 3.23. Imagen de la planta que tiene la firma Schott en Aznalcóllar (Sevilla) para la fabricación de tubos absorbedores	101
Figura 3.24. Turbina SST-700 DHR de Siemens	104
Figura 3.25. Proyectos que utilizan la turbina SST-700 DHR de Siemens	104
Figura 3.26. Esquema de una turbina MHI de 150 MW con recalentamiento de dos cilindros	105
Figura 3.27. Vista de una turbina MHI de 150 MW con recalentamiento de un cilindro	106
Figura 3.28. Optimización del múltiplo solar en función del almacenamiento y del coste de la energía	114
Figura 3.29. Variación del factor de capacidad en función de las horas de almacenamiento y de los múltiplos solares asociados a estas	115
Figura 3.30. Variación de la producción eléctrica anual en función de las horas de almacenamiento y de los múltiplos solares asociados a éstas	116

Figura 3.31. Periodos de envío	117
Figura 3.32. Calendario de distribución	118
Figuras 3.33. Comparación de la demanda eléctrica entre un día entre semana y un día de fin de semana en España	119
Figura 3.34. Producción eléctrica sin apoyo de combustible fósil	121
Figura 3.35. Producción eléctrica con apoyo de combustible fósil	121
Figura 3.36. Esquema de la central termoeléctrica Andasol 1	123
Figura 3.37. Diagrama de bloques de SAM	125
Figura 3.38. Configuración de un lazo de cuatro colectores Eurotrough ET150	132
Figura 3.39. Esquema de generador de vapor desde el punto de vista del aceite	133
Figura 3.40. Esquema del ciclo de potencia agua-vapor	134
Figura 3.41. Ciclo de potencia de la planta termosolar	135
Figura 4.1. Producción eléctrica neta para cada mes del año en kWh	140
Figura 4.2. Perfil medio de la producción eléctrica neta en términos de potencia (MW) de los días del mes de julio de la central termosolar	141
Figura 4.3. Consumo horario en un día de verano en España	141
Figura 4.4. Evolución de los costes de generación solar en c€/kWh	144
Figura 4.5. Factor de capacidad energías renovables	145
Figura 4.6. Factor de capacidad energías convencionales	146
Figura 4.7. Flujos de energía anuales en la central termosolar en kWh	147
Figura 4.8. Radiación normal directa el día 21 de junio	149
Figura 4.9. Limitación de la radiación solar directa que llega a la superficie de los colectores debida al ángulo de incidencia (medias horarias mensuales)	150
Figura 4.10. Comparación entre la radiación normal directa incidente con la energía absorbida por el campo solar	152
Figura 4.11. Pérdidas ópticas y geométricas en los colectores del campo	152
Figura 4.12. Influencia de las pérdidas térmicas en el campo solar (medias horarias mensuales)	153
Figura 4.13. Pérdidas térmicas en los tubos absorbedores y en las tuberías del campo solar y geométricas en los colectores del campo	154
Figura 4.14. Energía de calentamiento del campo (media horaria mensual)	155
Figura 4.15. Producción eléctrica neta	156
Figura 4.16. Influencia de las pérdidas parásitas en la producción eléctrica	157
Figura 4.17. Energía térmica equivalente a la energía eléctrica generada por la caldera auxiliar	157
Figura 4.18. Energía de puesta en marcha del bloque de potencia (media horaria mensual)	158
Figura 4.19. Influencia de las pérdidas en el sistema de almacenamiento	159
Figura 4.20. Comparativa entre la energía desperdiciada porque el TES esta lleno y la energía desperdiciada por rebosar la capacidad de entrada al TES o al bloque de potencia	160
Figura 4.21. Funcionamiento de la planta termosolar-1	161
Figura 4.22. Funcionamiento de la planta termosolar-2	162

Figura 4.23. Funcionamiento de la planta termosolar-3	162
Figura 4.24. Pool media anual	170
Figura 4.25. El cinturón solar terrestre	181

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1. Comparación entre las principales tecnologías termosolares de concentración	26
Tabla 1.2. Cuadro resumen de las plantas SEGS	30
Tabla 1.3. PS10, de Abengoa en Sanlúcar la Mayor, Sevilla	32
Tabla 1.4. Andasol 1 y 2, de ACS-Cobra en Aldeire, Granada	33
Tabla 1.5. PS20, de Abengoa en Sanlúcar la Mayor, Sevilla	33
Tabla 1.6. Solnova 1 y Solnova 2 en Sanlúcar la Mayor, Sevilla	33
Tabla 1.7. Ibersol, de Iberdrola en Puertollano, Ciudad Real	34
Tabla 1.8. La Risca, de Acciona en Alvarado, Badajoz	34
Tabla 1.9. Extresol 1 de ACS-Cobra en Torre de Miguel, Ciudad Real	34
Tabla 1.10. PE1, de Novatec / Prointec en Puerto Errado, Murcia	35
Tabla 2.1. Programas informáticos existentes para el análisis de la tecnología de concentración solar mediante colectores cilindro parabólicos	59
Tabla 2.2. Fluidos disponibles en SAM	65
Tabla 2.3. Colectores cilindro parabólicos disponibles en SAM	67
Tabla 2.4. Tubos absorbedores disponibles en SAM	67
Tabla 3.1. Radiación normal directa, desierto del Sahara, medias diarias mensuales y la anual	78
Tabla 3.2. Radiación normal directa, desierto de Tabernas, Almería, medias diarias mensuales y la anual	79
Tabla 3.3. Radiación normal directa, desierto de Bardenas Reales, Navarra, medias diarias mensuales y anual	80
Tabla 3.4. Resumen de la radiación normal directa media diaria anual de los distintos emplazamientos estudiados	82
Tabla 3.5. Evolución del marco regulatorio español para el sector termoeléctrico	83
Tabla 3.6. Propiedades de los aceites térmicos	86
Tabla 3.7. Características principales de los colectores LS-2 y LS-3	94
Tabla 3.8. Características principales de los colectores Solargenix y Eurotrough	96
Tabla 3.9. Características técnicas del receptor Schott PTR 70 y del Siemens UVAC 2010	99
Tabla 3.10. Medios de almacenamiento utilizados en las plantas termosolares	107
Tabla 3.11. Fortalezas y debilidades de los sistemas de almacenamiento de un tanque, dos tanques y multitanque	110
Tabla 3.12. Parámetros de la simulación	113
Tabla 3.13. Resumen de los datos obtenidos	116
Tabla 3.14. Aporte de electricidad en el periodo uno gracias al combustible fósil	120
Tabla 3.15. Producción eléctrica del día 27 de diciembre (Con aporte de combustible fósil)	122
Tabla 3.16. Aporte de electricidad en el periodo cuatro gracias al combustible fósil	122
Tabla 3.17. Aporte de electricidad gracias al combustible fósil (periodos 1 y 4)	123

Tabla 3.18. Parámetros fundamentales de la central termosolar	125
Tabla 3.19. Entalpía del HTF en Julios por kilogramo como una función de la temperatura en grados Centígrados	131
Tabla 3.20. Características principales del sistema de fluido térmico	133
Tabla 3.21. Características principales del sistema agua-vapor	134
Tabla 4.1. Características generales de la planta termosolar	139
Tabla 4.2. Producción eléctrica anual	140
Tabla 4.3. Dimensiones de la central termosolar obtenidos del análisis de SAM	142
Tabla 4.4. Datos de costes planta termosolar	143
Tabla 4.5. Comparación entre el LEC calculado por el programa de ordenador y el calculado en el proyecto	143
Tabla 4.6. LEC de las tecnologías de producción eléctrica a partir de fuentes renovables y de ciclo combinado, en c€/kWh	144
Tabla 4.7. Factor de capacidad de la planta termosolar objeto de estudio	145
Tabla 4.8. Rendimiento de conversión para diferentes tecnologías de generación eléctrica	148
Tabla 4.9. Radiación directa	148
Tabla 4.10. Radiación normal directa	149
Tabla 4.11. Radiación directa incidente	149
Tabla 4.12. Radiación normal directa incidente	150
Tabla 4.13. La energía absorbida en el campo solar	151
Tabla 4.14. Energía térmica suministrada por el campo solar	153
Tabla 4.15. Energía térmica suministrada por el campo solar	154
Tabla 4.16. Producción eléctrica bruta de la turbina	155
Tabla 4.17. Producción eléctrica neta de la turbina	156
Tabla 4.18. Energía de apoyo fósil	157
Tabla 4.19. Energía de puesta en marcha del bloque de potencia	158
Tabla 4.20. Energía que entra al sistema de almacenamiento térmico	158
Tabla 4.21. Energía entregada por el sistema de almacenamiento térmico	159
Tabla 4.22. Energía de almacenamiento desperdiciada	160
Tabla 4.23. Energía desperdiciada	160
Tabla 4.24. Dimensiones de la central termosolar obtenidos del análisis de SAM	163
Tabla 4.25. Datos de costes planta termosolar	163
Tabla 4.26. Valores tarifa regulada y prima de referencia	169
Tabla 4.27. Valores actualizados tarifa regulada y prima de referencia	169
Tabla 4.28. Balance económico-1 (Tarifa regulada)	172
Tabla 4.29. Balance económico-2 (Tarifa regulada)	173
Tabla 4.30. Balance económico-3 (Tarifa regulada)	174
Tabla 4.31. Balance económico-4 (Tarifa regulada)	175
Tabla 4.32. Resumen balance económico (Prima + mercado)	176
Tabla 4.33. V.A.N. obtenido de los dos análisis económicos realizados	179
Tabla 4.34. T.I.R. obtenido de los dos análisis económicos realizados	179

Tabla 4.35. Importancia de la intensidad de la radiación solar en las centrales termosolares	181
Tabla 4.35. Comparación entre los distintos fluidos que se pueden emplear en tecnologías de concentración solar	187

RESUMEN

En este proyecto final de carrera se aborda el aprovechamiento de la energía proveniente del Sol para la generación eléctrica mediante sistemas de concentración solar cilindro parabólicos. La metodología que se va a utilizar este proyecto para profundizar en el conocimiento de dichos sistemas consiste en estudiar con detenimiento una central termosolar de colectores cilindro parabólicos de tecnología HTF. Para ello, como herramienta principal, se utilizará el programa de ordenador “*Solar Advisor Model*”, que permite configurar centrales eléctricas de este tipo y realizar un análisis de las mismas tanto desde un punto de vista termodinámico como económico.

Capítulo 1. Sirve como introducción al estudio de los sistemas cilindro parabólicos y a su uso en las denominadas centrales termosolares.

Al principio se dan unas nociones básicas sobre la energía solar, de que forma llega, en que cantidad, como se puede aprovechar, etc.

Seguidamente, se introducen los sistemas de concentración solar. Concentrar la radiación solar mediante superficies reflexivas consigue aumentar el flujo energético, pudiéndose así utilizar en aplicaciones de generación eléctrica vía ciclos de potencia de vapor.

Como este proyecto se va a centrar en los sistemas cilindro parabólicos, en este capítulo se van a abordar los mismos desde un punto de vista estructural y funcional. Se explicara de qué partes consta un colector cilindro parabólico, como consigue concentrar la radiación solar, como transfiere la energía al fluido de trabajo y las pérdidas que llevan aparejados estos procesos.

Para finalizar el capítulo se tratan los ciclos de potencia asociados a este tipo de sistemas, que son básicamente los mismos que los de cualquier central térmica convencional pero con alguna particularidad derivada de la forma en que se capta y transforma la energía solar en los colectores.

Capítulo 2. Se da a conocer en este capítulo el programa de ordenador “*Solar Advisor Model*”, que servirá para el análisis de la central termosolar objeto de este proyecto.

Dicho programa, combina el análisis termodinámico con el análisis financiero de la mayoría de tecnologías solares existentes en la actualidad (no sólo de concentración). Es una herramienta

muy útil pensada para facilitar la toma de decisiones de toda persona implicada en la industria solar: jefes de proyecto, ingenieros, diseñadores, investigadores, etc.

A lo largo del capítulo, se ponen de manifiesto las enormes posibilidades que ofrece el programa en cuanto al diseño y configuración de la planta, así como también, algunos aspectos que se han considerado mejorables según la opinión del autor de este proyecto. Además, se informa de los resultados que se obtienen con él, y de las opciones que proporciona para poder desarrollar análisis paramétricos, de sensibilidad y de optimización, para ver como afectan las distintas variables que entran en juego en los sistemas solares de concentración, al rendimiento y costes de los mismos.

Capítulo 3. Se dedica a analizar la elección de los parámetros y elementos más importantes de la central termosolar: localización, potencia, estructura del colector, tubo absorbedor, fluido de trabajo, turbina, sistema de almacenamiento, sistema auxiliar de combustible fósil, etc.

Estos parámetros y elementos serán los que se introduzcan en el programa de ordenador para realizar la simulación de la central termosolar, y como se vera, en ellos influirán una gran variedad de factores: tecnológicos, económicos, normativos, empresariales, etc.

Capítulo 4. Se presentan y analizan los datos obtenidos al llevar a cabo la simulación de la central termosolar mediante el programa de ordenador citado anteriormente. Se exponen los resultados de tal manera que se pueda ver con claridad la forma en que este tipo de plantas aprovechan la energía solar que les llega.

También se realiza en este capítulo un análisis económico de la planta, a la vista del cual, resulta más fácil entender el porque del gran desarrollo que han tenido las centrales termosolares en España en los últimos años.

Finalmente para acabar, se expondrán las conclusiones que el autor de este proyecto a obtenido al realizarlo, también se citaran las líneas de investigación más actuales en el campo de la energía solar de térmica de concentración y una serie de recomendaciones para el buen desarrollo del sector en un futuro próximo.

CAPÍTULO 1

ESTUDIO DE LAS TECNOLOGÍAS DE CONCENTRACIÓN SOLAR MEDIANTE COLECTORES CILINDRO PARABÓLICOS

En el capítulo 1 se aborda el aprovechamiento de la energía solar mediante tecnologías de concentración para generación eléctrica. Se exponen los beneficios que se obtienen al concentrar la radiación solar vía superficies reflexivas, así como las limitaciones tanto físicas como tecnológicas que tiene estos sistemas.

Dentro de las tecnologías de concentración solar, este proyecto se va a centrar en los sistemas de colectores cilindro parabólicos, consecuentemente en este capítulo se va a hablar en profundidad de ellos, tanto desde un punto de vista estructural, exponiendo las partes que los componen, como desde un punto de vista funcional, explicando como captan la radiación solar y como la transforman en energía térmica para su posterior aprovechamiento.

El ultimo apartado del capítulo se dedica a tratar los ciclos de potencia asociados a este tipo de sistemas de concentración, que son básicamente los mismos que los de cualquier central térmica convencional pero con alguna particularidad derivada de la forma en que se capta y transforma la energía solar en los colectores.

1.1. INTRODUCCIÓN

El planeta necesita de una fuente de energía que sea limpia, inagotable, segura, fácilmente accesible y gratuita para todos aquellos que posean los medios necesarios para utilizarla. Dicha fuente de energía existe ya: “ El Sol ”.

La creciente preocupación por los problemas medioambientales, ha estimulado la creación y puesta en marcha de tecnologías que funcionan a base de energías renovables como la radiación solar, el viento, etc., ya que son una opción sostenible para el desarrollo de procesos industriales que requieren grandes consumos de energía, como lo son las centrales eléctricas, las desalinizadoras de agua marina, el tratamiento de aguas contaminadas, etc. Para ello ya se han

diseñado equipos capaces de captar estos tipos de energía y transformarla para su aprovechamiento.

Cuando hablamos de **concentración solar**, nos referimos a una serie de sistemas basados en distintas tecnologías desarrolladas para la conversión de la componente directa de la radiación solar en otra forma de energía, apta para su utilización inmediata o para su almacenamiento, mediante el uso de concentradores.

Entre estas tecnologías existen cuatro que destacan sobre las demás por su elevado grado de desarrollo: los sistemas de colectores cilindro parabólicos, los concentradores lineales tipo Fresnel, los sistemas de receptor central y los discos parabólicos. Los dos primeros concentran la radiación solar en un eje (dos dimensiones), mientras que los dos últimos lo hacen en un punto (tres dimensiones), pudiendo alcanzar así mayores relaciones de concentración.

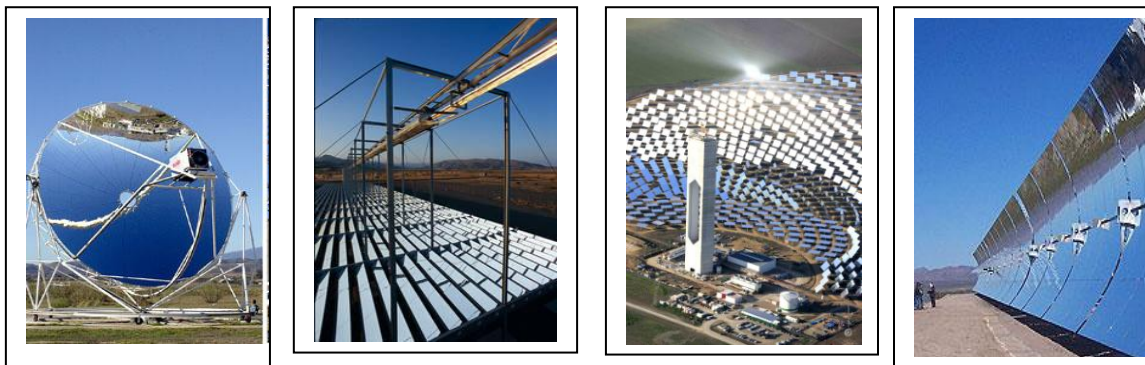


Figura 1.1. De izquierda a derecha, un disco parabólico, un concentrador lineal tipo Fresnel, un sistema de receptor central y un colector cilindro parabólico.

(Fuente: <http://www.rankingsolar.com>)

Los campos de aplicación de la energía solar térmica de concentración son muy amplios: calor de proceso, desalación, combustibles solares, etc., pero donde estos sistemas han alcanzado su mayor grado de desarrollo ha sido en el campo de la generación eléctrica, dando lugar a las conocidas como **Centrales Termosolares**. Estas centrales constituyen el medio más económico para la generación de electricidad a partir de la energía solar y añaden las ventajas correspondientes a una fuente renovable y respetuosa con el medio ambiente. Será en este campo, la generación eléctrica, en el que se va a centrar este proyecto.

Esquemáticamente, una central termosolar se compone de un **sistema colector**, un **sistema receptor** y un **sistema de conversión de potencia**, pudiendo además incorporar un **sistema de almacenamiento térmico** y un **sistema de apoyo de combustible fósil**.

El sistema colector capta y concentra la radiación solar sobre el receptor, donde la energía radiante se convierte en energía térmica, la cual finalmente se transforma en energía eléctrica en el sistema de conversión de potencia (ciclo termodinámico + alternador eléctrico).

Estas centrales termosolares pueden integrarse con un sistema de almacenamiento térmico o en operación híbrida con otros combustibles, así ofrecen una potencia firme y energía eléctrica despachable a las necesidades de la demanda. También de este modo son aptas para cargas punta y cargas base y la electricidad que generan se inyecta directamente a la red eléctrica.

Las centrales termosolares pueden llegar a sustituir algún día a las centrales eléctricas convencionales basadas en la quema de combustibles fósiles, lo que reduciría las emisiones de gases de efecto invernadero que provocan el cambio climático.

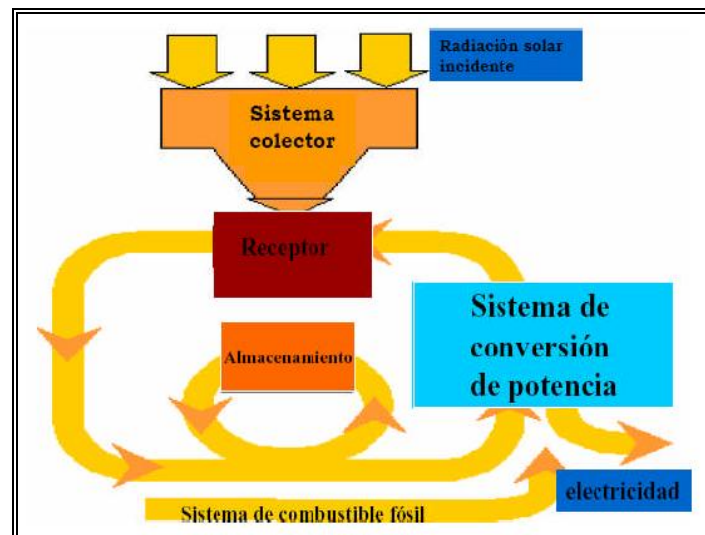


Figura 1.2. Esquema general de una central termosolar.

(Fuente: Mendieta Cruz y Pérez Montes, 2008)

Antes de comenzar con el estudio de las tecnologías solares de concentración, se estima oportuno dedicar un apartado a ciertos aspectos importantes relativos a la energía solar, como son los tipos de radiación solar que existen a nivel de la superficie terrestre, y los distintos aprovechamientos que se hacen de ella.

1.2. EL SOL Y LA RADIACIÓN SOLAR

La energía del sol llega a la tierra a través de los rayos solares que se propagan por el espacio en forma de ondas electromagnéticas de energía. Este fenómeno físico es conocido comúnmente con el nombre de radiación solar.

Las ondas electromagnéticas se caracterizan por la frecuencia con que se repiten completamente por unidad de tiempo. La frecuencia se mide en hercios y cuanto mayor sea ésta o lo que es lo mismo, mayor sea el número de oscilaciones, mayor es la cantidad de energía transportada por la onda.

Se denomina longitud de onda al cociente entre la velocidad de la luz ($3 \cdot 10^8$ m/s) y la frecuencia. Así, cuanto más pequeña sea la longitud de onda mayor será la frecuencia y más energía transportará.

1.2.1. La constante solar

La constante solar es la intensidad del flujo de radiación solar que incide sobre una unidad de superficie, medida en la parte externa de la atmósfera terrestre en un plano perpendicular a los rayos del sol.

La constante solar tiene un valor de 1367 W/m^2 . No es un valor fijo ya que sufre ligeras variaciones a lo largo del año (aproximadamente $\pm 7 \text{ W/m}^2$) debido a que la órbita terrestre no es circular sino elíptica. Supone un aporte energético anual sobre el planeta equivalente a 20 veces la energía almacenada en todas las reservas de combustibles fósiles del mundo (López Cózar, 2006).

1.2.2. Componentes de la radiación solar

Hay que tener en cuenta que toda la radiación solar que incide sobre la atmósfera no llega hasta la superficie de la tierra. Los rayos solares al entrar en contacto y atravesar el obstáculo que supone la atmósfera sufren una serie de fenómenos físicos entre los que cabe destacar:

- Reflexión. Una parte de la radiación se refleja en la parte superior de las nubes (tipo un espejo).
- Difusión. Los rayos solares chocan con las moléculas gaseosas y partículas de polvo en suspensión difundiéndose en todas direcciones, de forma que una parte vuelve al espacio.
- Absorción. Una parte de la radiación es absorbida por las moléculas presentes en la atmósfera. Por ejemplo, a una altura de la superficie terrestre de entre 15 y 40 km se encuentra la capa de ozono, la cual absorbe principalmente las radiaciones de los rayos ultravioletas.

Como resultado de los anteriores fenómenos físicos, un objeto situado en la superficie terrestre recibirá los siguientes tipos de radiación:

- **Radiación directa**. Es la radiación solar que alcanza la superficie terrestre sin que haya sufrido ningún cambio de dirección en su recorrido. Esta radiación en días nublados es muy pequeña y provoca sombras.
- **Radiación difusa**. La que llega a la superficie terrestre después de haber cambiado varias veces de dirección debido a los procesos de reflexión y difusión al atravesar la atmósfera. A mayor nubosidad más importante es la radiación difusa.
- **Radiación reflejada**. La parte de radiación reflejada por el terreno y otros elementos de la superficie terrestre y que puede ser reabsorbida por otros objetos. Al cociente entre la radiación reflejada y la incidente en la superficie terrestre se le llama radiación de albedo.

En días despejados la radiación directa será mucho mayor que la difusa. La radiación difusa puede llegar a significar el 10-15% en días claros y hasta un 95% en días nublados. A lo largo del año la radiación difusa supone aproximadamente un tercio de la radiación total que llega a la superficie terrestre (AVEN, 2009).

La radiación total será la suma de la radiación directa, difusa y reflejada. La palabra radiación a secas se suele utilizar como concepto genérico.

Para definir la energía solar que llega a una superficie se utilizan las siguientes magnitudes:

- **Irradiancia**: Potencia solar incidente por unidad de superficie sobre un plano dado. Se expresa en W/m^2 .
- **Irradiación**: Energía incidente por unidad de superficie sobre un plano dado, obtenida por integración de la irradiancia durante un intervalo de tiempo dado, normalmente una hora o un día. Se expresa en MJ/m^2 o kWh/m^2 .

La cantidad de radiación directa que una superficie recibe depende del ángulo formado entre ésta y los rayos solares incidentes, (**ángulo de incidencia**). Si la superficie está situada perpendicularmente a los rayos solares la radiación directa será máxima, disminuyendo a medida que aumenta el ángulo que forman los rayos con la normal al plano en que inciden.

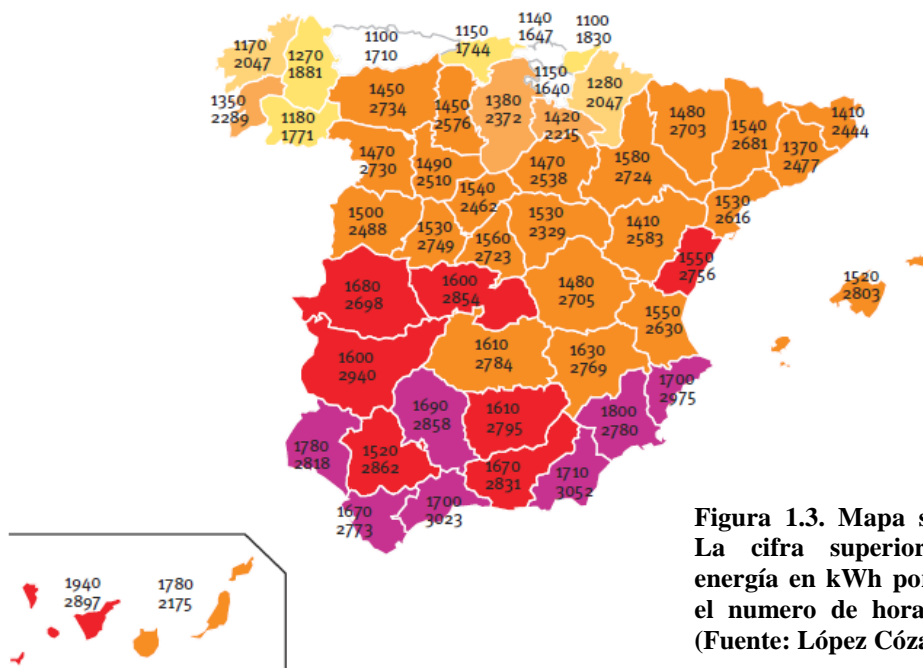


Figura 1.3. Mapa solar de España.
La cifra superior representa la energía en kWh por m². La inferior el numero de horas de sol al año.
(Fuente: López Cózar, 2006)

1.2.3. El movimiento solar

Diariamente la tierra efectúa una rotación completa sobre sí misma dando lugar a los días, aunque habitualmente se dice que el sol sale por el Este y se oculta por el Oeste como si fuese el sol quien realizase el movimiento.

Con el fin de definir correctamente la posición del sol en cada momento con respecto a un punto situado en la tierra se utilizan dos coordenadas, el azimut solar y la altura solar. El azimut es el ángulo de giro del sol con respecto al sur geográfico medido sobre el plano horizontal. Un valor de 0° del azimut se dará cuando el sol esté exactamente sobre el Sur geográfico y coincidirá con el mediodía solar.

La altura solar es el ángulo que forman los rayos solares sobre la horizontal. Este valor varía a lo largo del día y del año. El sol sale desde la horizontal para llegar a su máxima altura al mediodía solar y luego ir disminuyendo hasta que se pone por el Oeste. Además, cada día del año el sol alcanza una altura diferente consiguiendo la altura máxima durante el solsticio de verano (21 de junio en el hemisferio Norte) y la altura mínima durante el solsticio de invierno (21 de diciembre en el hemisferio Norte).

El azimut y la altura solar, así como las horas de sol diarias y la radiación solar, varían con la posición que se ocupe en la tierra.

Para determinar la posición de un objeto en la tierra recurrimos a los siguientes parámetros:

- Latitud. Ángulo que forma la vertical de un punto de la superficie de la tierra y el plano del ecuador. Se considera positiva en el hemisferio Norte y negativa en el hemisferio Sur.
- Longitud. Arco del ecuador comprendido entre el meridiano de un lugar y un meridiano de referencia, el meridiano de Greenwich.

1.2.4. Aprovechamiento de la energía solar

Conviene subrayar que el nivel de radiación solar que llega a la superficie de la tierra es relativamente moderado e incluso muy bajo para las aplicaciones industriales, lo cual comporta numerosos problemas que en definitiva se manifiestan como dificultades de coste y de tecnología para aprovechar esta energía. En el caso de necesitarse flujos de energía no muy altos, se puede utilizar radiación difusa, que tiene la ventaja de no requerir ningún tipo de movimiento de los paneles solares para hacer un seguimiento del sol a lo largo de su trayectoria diurna. Por el contrario, si las aplicaciones energéticas requieren mayores valores de flujo de radiación, hay que concentrar la radiación solar, y ello sólo puede hacerse con la radiación directa, lo cual restringe la ubicación de estas aplicaciones a lugares de gran insolación, ya que de otra forma se encontrarían muy pocas horas al año de radiación útil a los efectos buscados por este tipo de colectores.

1.3. SISTEMAS TERMOSOLARES DE CONCENTRACIÓN

Como se ha comentado anteriormente, en una central termosolar la energía primaria es la radiación solar. Esta energía, cuando llega a la superficie de la tierra, tiene una densidad energética insuficiente para poder alcanzar, mediante los procesos de absorción térmica convencionales, temperaturas de trabajo suficientemente elevadas como las requeridas por los ciclos de potencia de las centrales termosolares para funcionar con rendimientos aceptables. Se hace necesario entonces concentrar la radiación del sol de tal forma que el flujo energético se multiplique.

Por lo tanto, los sistemas termosolares de concentración se van a caracterizar por el uso de dispositivos que redireccionan la radiación solar incidente sobre una determinada superficie, superficie captadora, AC, y la concentran sobre una superficie de menor tamaño superficie

receptora, A_{Rec} o simplemente, receptor. El cociente de las áreas de estas dos superficies se denomina razón de concentración, C .

$$C = \frac{A_c}{A_{Rec}}$$

La máxima razón de concentración que puede obtenerse depende de la distribución angular de la radiación. Si se supone que los rayos solares son perfectamente paralelos, no existe límite teórico a la razón de concentración, siendo la geometría óptima del concentrador la de un paraboloide de revolución que se mueve de tal forma que siempre esté orientado hacia el sol. Cuanto mayor sea la razón de concentración solar de un colector, mayor es la temperatura alcanzable, pero a la vez más complicado el seguimiento del movimiento aparente del sol.

Aspectos positivos del uso de concentradores

- La cantidad de energía sobre la superficie de absorción por unidad de área crece, con lo cual se pueden alcanzar las altas temperaturas requeridas por los ciclos termodinámicos de potencia convencionales.
- Reducen las pérdidas de calor al utilizar un receptor de menor área mejorando el rendimiento térmico.
- Los costes se reducen pues se reemplaza un receptor costoso por un área reflectora menos cara y más duradera.
- Se obtienen altas temperaturas incluso en invierno.

Aspectos negativos del uso de concentradores

- Trabajan sólo con la componente directa de la radiación solar, quedando restringido su uso a lugares con altas tasas de insolación.
- Las superficies reflectivas pueden perder su reflectancia con el tiempo, además requieren de una protección selectiva y de limpieza y mantenimiento periódicos.

- Cuanto más alta sea la temperatura a la cual la energía tiene que ser entregada en un concentrador, mayor deberá ser la razón de concentración. Para lograr esto, la geometría del concentrador necesita ser la más precisa posible, así como del sistema que permite el seguimiento solar, lo que se ve reflejado en los costes de los sistemas termosolares.

1.3.1. Clasificación de los sistemas termosolares de concentración

Conforme a la razón de concentración se distinguen los siguientes sistemas termosolares de concentración:

i) **Sistemas cilindro parabólicos**: estos sistemas utilizan espejos en forma de canales parabólicos que enfocan la luz solar sobre receptores tubulares de alta eficiencia, por los cuales circula un fluido térmico. Este fluido, normalmente aceite, es calentado a temperaturas de hasta 400°C y se bombea a través de una serie de intercambiadores de calor para producir vapor sobrecalentado, el cual acciona una turbina de vapor y un generador eléctrico convencional para producir electricidad mediante un ciclo Rankine. La eficiencia solar-eléctrica alcanzada por estas centrales está sobre el 15%. Con estos sistemas se consiguen razones de concentración entre 70 y 100.



Figura 1.4. Colector cilindro parabólico.

(Fuente: <http://www.solarweb.net>)

ii) **Concentradores lineales tipo Fresnel**: es también una tecnología de un solo eje de seguimiento, pero difiere del colector cilindro parabólico porque el absorbedor está fijo en el espacio, en la zona focal. Utiliza reflectores planos, simulando un espejo curvo por variación del ángulo ajustable de cada fila individual de espejos, en relación con el absorbedor. Destaca por la

sencillez constructiva y por su bajo coste. Las eficiencias solar-eléctrica alcanzadas por estas centrales están en el rango de 8 a 10%. Se consiguen razones de concentración entre 30 y 70.



Figura 1.5. Concentrador lineal tipo Fresnel.

(Fuente: [http:// www.solarpaces.org](http://www.solarpaces.org))

iii) **Sistemas de receptor central:** utilizan un gran campo de espejos planos con seguimiento en dos ejes, llamados helióstatos, que siguen al sol para enfocar la radiación solar en un receptor central (intercambiador de calor) montado en lo alto de una torre y producen temperaturas aproximadas de 500 a 1500°C. Estas plantas son ideales para escalarse en el rango de 30 a 400 MW. Las eficiencias solar-eléctrica alcanzadas por estas centrales están en el rango del 15-20%. Los factores de concentración que se consiguen en este caso oscilan entre 600 y 1000.



Figura 1.6. Sistema de receptor central.

(Fuente: <http://www.solarweb.net>)

iv) **Discos parabólicos:** estos sistemas consisten en un concentrador en forma de plato parabólico con un receptor en la zona focal. Estos concentradores se montan en una estructura

con un sistema de seguimiento en dos ejes. El calor colectado es utilizado directamente por un motor térmico montado en el receptor que se mueve con la estructura del plato. Los motores de ciclo Stirling y de ciclo Brayton se utilizan actualmente para la conversión de energía térmica a mecánica-eléctrica. Este tipo tecnología es actualmente la más eficiente de todas las tecnologías solares, con cerca de 25% de eficiencia neta de conversión de la energía solar a eléctrica. Las razones de concentración también son las más altas, entre 1000 y 5000.



Figura 1.7. Discos parabólicos.
(Fuente: www.sitiosolar.com)

1.3.2. Comparación de los distintos sistemas termosolares de concentración

En este apartado se comparan las distintas tecnologías de concentración solar existentes actualmente y también se van a exponer los motivos por los que se ha elegido la tecnología de colectores cilindro parabólico para la realización de este proyecto final de carrera.

Las razones de dicha elección se pueden resumir en los siguientes tres puntos:

- De las tres tecnologías actuales de centrales térmicas solares descritas anteriormente, las plantas con colectores cilindro parabólicos son las que cuentan actualmente con una mayor experiencia comercial.
- Las centrales térmicas solares con colectores cilindro parabólicos son las que presentan actualmente un menor coste para generar electricidad.

- El escaso riesgo, desde el punto de vista tecnológico que conlleva la instalación de este tipo de plantas.

En la tabla 1.1 se comparan los cuatro sistemas termosolares de concentración actuales más relevantes utilizados en las plantas termosolares de generación eléctrica, en función de sus parámetros técnicos, estado comercial, etc.

	CILINDRO PARABÓLICOS	RECEPTOR CENTRAL	DISCO PARABÓLICO	CONCENTRADOR LINEAL FRESNEL
Generación eléctrica	Plantas conectadas a la red eléctrica Máxima potencia por central hasta la fecha: 80MW. Potencia total construida: más de 500MW y más de 10GW en desarrollo	Plantas conectadas a la red eléctrica Máxima potencia por central hasta la fecha: 20MW en construcción, Potencia total ~50MW con al menos 100MW en desarrollo	Sistemas pequeños independientes, sin conexión a red o centrales más grandes de discos conectados a la red eléctrica Máxima potencia por central hasta la fecha: 140kW, propuestas para 100MW y 500MW en Australia y EE.UU.)	Plantas conectadas a la red, o generación de vapor para su uso en plantas térmicas convencionales. Máxima potencia por central hasta la fecha: 5MW en EE.UU., con 177MW en proceso de desarrollo)
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> • Ya en el mercado – más de 16.000 millones de kWh de experiencia operativa; temperatura operativa potencial de hasta 500°C (400°C probado comercialmente) • Eficiencia neta anual de probado rendimiento de la planta del 15% (radiación solar a potencia eléctrica neta) • Inversión y costes operativos probados comercialmente • Modularidad • Buen uso del terreno • La menor demanda de materiales • Concepto híbrido probado • Capacidad de almacenamiento 	<ul style="list-style-type: none"> • Buenas perspectivas a medio plazo para grandes eficiencias de conversión, temperatura operativa potencial de más de 1000°C (565°C probado a escala de 10 MW) • Almacenamiento a altas temperaturas • Posible operación híbrida • Mejores para refrigeración en seco que los cilindro parabólicos • Mejores opciones para usar en lugares no llanos 	<ul style="list-style-type: none"> • Eficiencias de conversión muy altas – conversión solar pico a electricidad neta de más del 30% • Modularidad • Integra de la forma más efectiva el almacenamiento térmico en una central grande • Experiencia operativa de primeros proyectos de demostración • Fácil fabricación y producción en serie de piezas disponibles • No requiere agua para refrigerar el ciclo 	<ul style="list-style-type: none"> • Ya disponible • Pueden adquirirse espejos planos y doblarse in situ, menos costes de fabricación • Posible operación híbrida • Muy alta eficiencia solar alrededor del mediodía solar.

Desventajas	<ul style="list-style-type: none"> • El uso de medio de transferencia térmica a base de aceite restringe hoy las temperaturas operativas a 400°C, por lo que se obtienen sólo calidades de vapor moderadas 	<ul style="list-style-type: none"> • Los valores anuales de rendimiento previstos, los costes de inversión y su operación necesitan pruebas a mayor escala en operaciones comerciales 	<ul style="list-style-type: none"> • No hay ejemplos de uso comercial a gran escala • Objetivos de costes previstos de producción en serie aún por probar • Menor potencial de disponibilidad para integración a la red • Receptores híbridos aún en proceso de I+D 	<ul style="list-style-type: none"> • Reciente entrada en el mercado, sólo hay pequeños proyectos operativos
--------------------	---	--	---	--

Tabla 1.1. Comparación entre las principales tecnologías termosolares de concentración.
(Fuente: Greenpeace, 2009)

Las centrales de receptor central, los colectores cilindro parabólicos y Fresnel, son más apropiados para proyectos de gran tamaño conectados a red, en el rango de 30-250 MW, mientras que los sistemas de disco parabólicos son modulares y pueden ser usados en aplicaciones independientes o en grandes proyectos.

Un reflejo del distinto grado de madurez tecnológica de las distintas tecnologías lo constituyen los actuales proyectos en desarrollo. Aunque pudiera parecer que el desarrollo de nuevas tecnologías como los sistemas de receptor central, los discos parabólicos o los concentradores lineales de Fresnel están desplazando en importancia a los sistemas cilindro parabólicos, esto está todavía lejos de ocurrir. Para corroborar esta afirmación, se aporta el dato de que según la agencia española de la industria solar termoelectrica (Protermosolar) y basándose en la resolución del registro de preasignaciones, ha principios del 2013, en España deberían estar funcionando 60 centrales termoelectricas (actualmente hay operativas 10). De esas 60 centrales, el 80% utilizarán sistemas cilindro parabólicos.

Como cualquier otro captador de concentración, los colectores cilindro parabólicos sólo pueden aprovechar la radiación solar directa, lo que exige que el colector vaya modificando su posición durante el día. Este movimiento se consigue mediante el giro alrededor de un eje paralelo a su línea focal.

El tipo de fluido de trabajo que se utiliza en los colectores cilindro parabólicos depende de la temperatura a la que se desee alcanzar. Para aplicaciones en el campo de la generación eléctrica se utilizan aceites sintéticos porque posibilitan alcanzar altas temperaturas cercanas a los 400°C, a presiones moderadas, sobre 18 bares.

De las cuatro tecnologías actuales, las plantas con colectores cilindro parabólicos son las que cuentan actualmente con una mayor experiencia comercial. Las nueve plantas SEGS¹ (*Solar Electricity Generating Systems*) construidas en California en los años ochenta, con sus más de 2.5 millones de metros cuadrados de concentradores, son el mejor ejemplo del estado del arte de esta tecnología. Con una capacidad de producción en régimen comercial de 354 MW, las plantas SEGS han acumulado una gran experiencia.

Las plantas SEGS típicas carecen de almacenamiento térmico, pero cuentan con calderas de gas auxiliares que pueden ser usadas tanto como complemento del campo solar, como para generar electricidad en periodos en los que no existe radiación solar disponible (días nublados y durante la noche).

Las centrales termosolares de colectores cilindro parabólicos son las que presentan actualmente un menor coste para generar electricidad. El coste de la electricidad generada por las plantas de colectores cilindro parabólicos que se están implementando en estos momentos está entre los 10 y 20 c€/kWh (CSP Today), dependiendo del tamaño de la planta y de la insolación disponible. Además, la tecnología de las plantas termosolares de colectores cilindro parabólicos está totalmente probada y disponible.

El escaso riesgo, desde el punto de vista tecnológico que conlleva la instalación de plantas tipo SEGS es la causa de que existan en la actualidad varias empresas promoviendo la instalación de plantas termosolares de este tipo en un buen número de países con un buen nivel de insolación (Brasil, Egipto, España, Grecia, India, México y Pakistán).

Las centrales termosolares pueden contar con un sistema de almacenamiento y/o de hibridación que ayuda a que la central siga funcionando cuando hay intervalos de nubes o periodos sin sol. Esto también aporta una capacidad de gestionabilidad que no tienen otras energías renovables, pues permite dosificar la energía según los picos y caídas de la demanda energética diaria.

El almacenamiento puede complementarse o sustituirse con un sistema auxiliar de gas natural o biomasa, lo que ofrece una oportunidad importante de reducir los costes de la electricidad generada.

¹ De las nueve plantas SEGS instaladas en California (EE.UU.), existen en la actualidad ocho en operación diaria, con una potencia nominal de 340MW. Un incendio ocurrido en febrero de 1999 en la primera de las plantas (SEGS-I) la puso fuera de funcionamiento.

En La figura 1.8 se muestra el esquema básico operativo de las plantas termosolares de tecnología cilindro parabólica SEGS-VII y SEGS-IX.

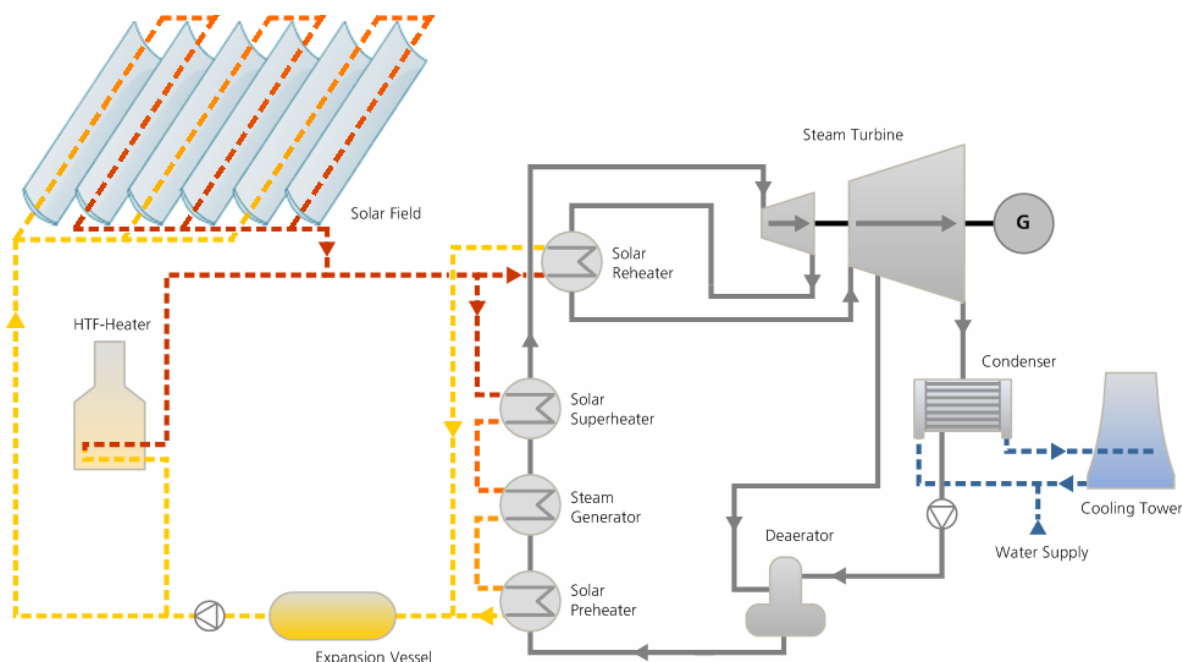


Figura 1.8. Esquema de funcionamiento de la planta SEGS-VIII y SEGS-IX.

(Fuente: Abengoa Solar, 2009)

En el esquema de las plantas SEGS de la figura 1.8, un campo solar compuesto por filas paralelas de colectores cilindro parabólicos conectados en serie convierte la radiación solar directa en energía térmica, calentando el aceite que circula por los tubos absorbentes de los colectores solares. El aceite así calentado, es posteriormente enviado a un generador de vapor de tres etapas (precalentador, evaporador y sobrecalentador) y también un recalentador. El vapor producido por el generador de vapor pasa a la turbina de alta presión, donde después de expandirse y transformar su energía térmica en energía mecánica, sale al recalentador nombrado anteriormente donde eleva su temperatura antes de introducirse en la turbina de baja presión, donde vuelve a expandirse y generar más energía mecánica. De la turbina de baja pasa al condensador. Una vez condensada, el agua vuelve al generador de vapor después de haber sido desaerada y precalentada en el desgasificador, el cual se nutre de una extracción realizada en la turbina de baja. También se puede observar en el esquema un calentador de aceite, el cual se utilizara para calentar el mismo en los periodos de baja radiación solar. Las plantas SEGS-VIII y SEGS-IX no cuentan con almacenamiento térmico como se puede ver.

En la tabla 1.2 se muestra un resumen de las características principales de las nueve plantas SEGS, todo un referente y pioneras en el campo de la generación eléctrica mediante sistemas solares de concentración de tecnología cilindro parabólica.

Planta	País	Potencia (MWe)	Fluido de Trabajo	Medio de Almacenamiento	Comienzo operación
SEGS-I	EE.UU.	14	Aceite (ESSO 500)	Aceite (ESSO 500)	1984
SEGS-II	EE.UU.	30	Aceite (Monsanto VP-1)	Sin Almacenamiento	1985
SEGS- III	EE.UU.	30	Aceite (Monsanto VP-1)	Sin Almacenamiento	1986
SEGS- IV	EE.UU.	30	Aceite (Monsanto VP-1)	Sin Almacenamiento	1986
SEGS-V	EE.UU.	30	Aceite (Monsanto VP-1)	Sin Almacenamiento	1987
SEGS-VI	EE.UU.	30	Aceite (Monsanto VP-1)	Sin Almacenamiento	1988
SEGS-VII	EE.UU.	30	Aceite (Monsanto VP-1)	Sin Almacenamiento	1988
SEGS-VIII	EE.UU.	80	Aceite (Monsanto VP-1)	Sin Almacenamiento	1989
SEGS-IX	EE.UU.	80	Aceite (Monsanto VP-1)	Sin Almacenamiento	1990

Tabla 1.2. Cuadro resumen de las plantas SEGS.

(Fuente: Fernández Salgado, 2008)

1.3.3. Impacto ambiental

Se ha considerado importante dedicar un apartado al impacto ambiental que este tipo de centrales ocasionan. No hay duda que este es uno de los aspectos más positivo de este tipo de tecnologías, sobre todo si se comparan con otras formas de generación eléctrica basadas en la quema de combustibles fósil.

La energía térmica solar de concentración forma parte del conjunto de energías renovables que generan energía eléctrica en ausencia de procesos de combustión y por tanto sin emisiones de gases que producen efecto invernadero.

La gran ventaja de la energía solar termoeléctrica es poder producir electricidad de la misma forma que las centrales convencionales pero utilizando como energía primaria la radiación solar concentrada. Se trata de una tecnología que puede producir grandes cantidades de energía y contribuir por lo tanto de una manera significativa al abastecimiento de las necesidades energéticas del mundo, sin destruirlo, sin agotar sus reservas y sin cambiar el clima.

No existen impactos sobre el medio físico, ni sobre la calidad del aire, ni sobre los suelos; tampoco se provocan ruidos ni se afecta a la hidrología existente. Tampoco entraña ningún riesgo para la seguridad de los operarios de las centrales.

La energía solar termoeléctrica comparativamente con otras tecnologías causa pequeños impactos negativos al medioambiente. Las principales repercusiones se relacionan con el uso de fluidos de transferencia de calor, con los consumos de agua, con la ocupación de terrenos y con el impacto visual:

Los fluidos de transferencia de calor normalmente utilizados en los cilindro parabólicos son hidrocarburos aromáticos como el óxido de biphenyl-diphenyl y producen algún nivel de emisiones de vapor durante la operación normal. En el caso de las plantas de receptor central no se emite ningún gas o líquido durante su operación. La sal utilizada como fluido caloportador no es tóxica y puede ser reciclada si es necesario.

La disponibilidad de agua puede ser un factor significativo en las regiones áridas donde pueden instalarse mejor las plantas termoeléctricas, debido a que se requieren de 15000 a 20000 m³/MW por año.

Respecto a la ocupación de terrenos existen diferencias entre las distintas tecnologías. Mientras que en las centrales de colectores cilindro parabólicos, la ocupación es de aproximadamente una hectárea por MW, para los proyectos de receptor central este ratio se multiplica por 6-8. Aunque los colectores lineales de tipo Fresnel ocupan más terreno que los cilindro parabólicos, pero cuentan con la ventaja de que su configuración permite que se pueda usar el suelo debajo de los colectores con fines agrícolas o constructivos (ej. la estructura de un aparcamiento).

Esta ocupación de terrenos en algunos emplazamientos específicos podría tener incidencia sobre la flora y la fauna del emplazamiento, aunque el impacto no es superior al de cualquier planta convencional.

En el caso del impacto visual, las plantas de tecnología cilindro parabólica la altura es inferior a 4 metros, lo que significa que a 100 m de distancia el impacto visual es nulo por ser el ángulo visual menor de 2.5° (Mooney, 2006).

Por otro lado, desmontar una central termoelectrica no entraña ninguna dificultad por lo que se podría hablar de reversibilidad, ya que la mayoría de los materiales que se utilizan en las plantas (acero, cristal, etc.) se pueden reciclar.

1.3.4. Situación actual de la energía termosolar de concentración en España

En la actualidad hay diez plantas termosolares operativas en territorio español. Andalucía es la Comunidad Autónoma que cuenta con más centrales (6), seguida de Extremadura (2), Castilla La Mancha (1) y Murcia (1). Por provincia, la que más tiene es Sevilla, donde operan cuatro plantas. Le siguen Granada y Badajoz, con dos centrales, y Ciudad Real y Murcia con una central cada una. Entre todas ellas totalizan una potencia nominal de 382.4 MW. A continuación se describen las características de cada una de estas plantas:

TABLA 1.3. PS10, DE ABENGOA EN SANLUCAR LA MAYOR, SEVILLA.	
Entrada en funcionamiento	Mediados de 2007
Tipo de tecnología	Receptor central
Potencia nominal	11 MW
Superficie total	55 ha
Superficie de captación	75000 m ²
Fluido de trabajo	Vapor saturado
Temperatura	250°C
Capacidad de almacenamiento	0.5 horas
Sistema de almacenamiento	Tanques de vapor saturado
Esta planta entró en la historia al convertirse en la primera planta de nueva generación en conectarse a la red 17 años después de que lo hiciera la última de las centrales SEGS en California en 1990.	

TABLA 1.4. ANDASOL 1 Y 2, DE ACS COBRA EN ALDEIRE, GRANADA.

Entrada en funcionamiento	ANDASOL1: finales de 2008 y ANDASOL2: mediados de 2009
Tipo de tecnología	Cilindro parabólico con almacenamiento térmico
Potencia nominal	50 MW
Superficie total	195 ha
Superficie de captación	510000 m ²
Fluido de trabajo	Aceite sintético
Temperatura	392°C
Capacidad de almacenamiento	7.5 horas
Sistema de almacenamiento	2 tanques de sales fundidas
Han sido las primeras plantas comerciales en el mundo en utilizar un sistema de almacenamiento térmico de gran tamaño en sales fundidas.	

TABLA 1.5. PS20, DE ABENGOA EN SANLUCAR LA MAYOR, SEVILLA.

Entrada en funcionamiento	Principios de 2009
Tipo de tecnología	Receptor central
Potencia nominal	20 MW
Superficie total	80 ha
Superficie de captación	150000 m ²
Fluido de trabajo	Vapor saturado
Temperatura	250°C
Capacidad de almacenamiento	0.5 horas
Sistema de almacenamiento	Tanques de vapor saturado

TABLA 1.6. SOLNOVA 1 Y SOLNOVA 2 EN SANLUCAR LA MAYOR, SEVILLA

Entrada en funcionamiento	SOLNOVA1 finales de 2009 y SOLNOVA 2 principios de 2010
Tipo de tecnología	Cilindro parabólico sin almacenamiento térmico
Potencia nominal	50 MW
Superficie total	115 ha
Superficie de captación	300000 m ²
Fluido de trabajo	Aceite sintético
Temperatura	392°C
Capacidad de almacenamiento	-
Sistema de almacenamiento	-

TABLA 1.7. IBERSOL, DE IBERDROLA EN PUERTOLLANO, CIUDAD REAL

Entrada en funcionamiento	Mediados de 2009
Tipo de tecnología	Cilindro parabólico sin almacenamiento térmico
Potencia nominal	50 MW
Superficie total	140 ha
Superficie de captación	300000 m ²
Fluido de trabajo	Aceite sintético
Temperatura	390°C
Capacidad de almacenamiento	-
Sistema de almacenamiento	-

TABLA 1.8. LA RISCA, DE ACCIONA EN ALVARADO, BADAJOZ.

Entrada en funcionamiento	Mediados de 2009
Tipo de tecnología	Cilindro parabólico sin almacenamiento térmico
Potencia nominal	50 MW
Superficie total	130 ha
Superficie de captación	300000 m ²
Fluido de trabajo	Aceite sintético
Temperatura	390°C
Capacidad de almacenamiento	-
Sistema de almacenamiento	-

TABLA 1.9. EXTRESOL 1 DE ACS-COBRA EN TORRE DE MIGUEL, CIUDAD REAL.

Entrada en funcionamiento	Finales de 2009
Tipo de tecnología	Cilindro parabólico con almacenamiento térmico
Potencia nominal	50 MW
Superficie total	195 ha
Superficie de captación	510000 m ²
Fluido de trabajo	Aceite sintético
Temperatura	392°C
Capacidad de almacenamiento	7.5 horas
Sistema de almacenamiento	2 tanques de sales fundidas

TABLA 1.10. PE1, DE NOVATEC / PROINTEC EN PUERTO ERRADO, MURCIA.	
Entrada en funcionamiento	Principios de 2009
Tipo de tecnología	concentradores lineales tipo Fresnel sin almacenamiento térmico
Potencia nominal	1.4 MW
Superficie total	5 ha
Superficie de captación	18000 m ²
Fluido de trabajo	Vapor saturado
Temperatura	270°C
Capacidad de almacenamiento	-
Sistema de almacenamiento	-

Aparte de las centrales en operación ya comentadas, existen en España otras dieciséis nuevas centrales en un estado de construcción avanzada, y que totalizan 768 MW. Entrarán en funcionamiento dentro de este año 2010 y junto con las ya operativas elevarán la potencia instalada a 831 MW, lo que triplicará prácticamente la capacidad instalada en la actualidad.

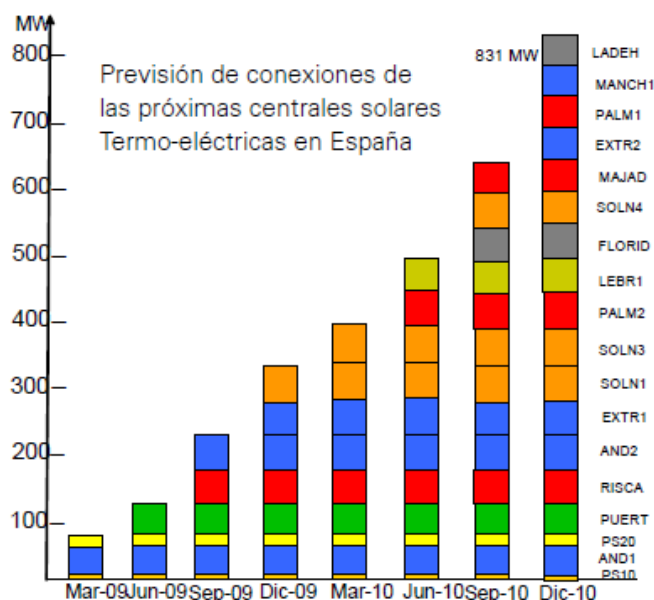


Figura 1.9. Previsiones de conexiones de las próximas centrales termosolares en España.

(Fuente: Protermosolar, 2010)

Además de las centrales nombradas anteriormente, existen treinta y cuatro centrales con preasignación de retribución que totalizan 1372 MW. En total, en España se contará con sesenta plantas termosolares distribuidas en once provincias que estarán finalizadas en 2013, y la potencia instalada en España ascenderá a 2500 MW.

España se ha convertido en el país de referencia, en el número uno en cuanto a la cantidad de proyectos y a la potencia instalada de centrales termosolares. Pero eso sólo no es lo más significativo, lo más importante es que este gran desarrollo se está llevando a cabo con tecnología nacional propia.

A continuación, se van a citar las empresas españolas más importantes del sector, así como los proyectos más relevantes en los que participan. La información se ha obtenido de diversas fuentes: las propias empresas, prensa especializada, etc., intentando en todo momento que sea lo más actualizada posible.

ABENGOA

- *Abengoa Solar* centra su actividad en la promoción, diseño, construcción y operación de plantas de generación de energía eléctrica que aprovechan el sol como fuente primaria de energía.
- *Abengoa Solar* dispone del conocimiento y la tecnología propia para la construcción de plantas solares termoeléctricas.
- Es la empresa con más proyectos en promoción, estudio y autorizaciones administrativas concedidas en España (más de 70 proyectos).
- En España, el proyecto más importante de la empresa *Abengoa* es la Plataforma Solúcar. Supondrá una potencia instalada de 300 MW, 50 MW a partir de tecnología de torre, 250 MW obtenidos de colectores cilíndrico parabólicos, 1.2 MW de tecnología fotovoltaica y 80 kW a partir de tecnología de disco parabólicos. La plataforma Solúcar supone 1200 millones de euros de inversión. Actualmente y como ya se ha visto anteriormente ya están construidas y operativas en dicha plataforma las centrales PS10, PS20, Solnova1 y Solnova3.
- Proyectos internacionales en los que participa *Abengoa*:

Marruecos: Planta híbrida de ciclo combinado-solar de 470 MW, de los cuales 20 MW provienen de un campo de colectores cilindro parabólico con aceite térmico (en construcción).

Argelia: Planta híbrida de ciclo combinado-solar de 150 MW de los cuales 20 MW procede de un campo de colectores cilindro parabólico con aceite térmico (en construcción).

Emiratos Árabes Unidos: Proyecto de 100 MW de tecnología cilindro parabólica llamado Shams-1, cuando se construya será la mayor planta solar de Oriente Medio.

EE.UU.: Planta Solana de 280 MW de tecnología cilindro parabólica en Arizona, cuando este construida será la mayor planta solar del mundo.

ACCIONA

- *Acciona Energía* es el operador global en energías renovables líder a nivel mundial, gracias a que está presente en casi todas las tecnologías limpias (eólica, hidráulica, termosolar, fotovoltaica, biocombustibles) y en un gran número de países.
- *Acciona* ocupa una posición de liderazgo en el desarrollo de plantas solares termoeléctricas.
- En España en la actualidad, esta involucrada en cuatro proyectos de plantas termosolares, las cuales tienen su correspondiente autorización administrativa.
- En España ya tiene operativa su primera planta termosolar en propiedad, La Risca, en Alvarado, Badajoz, de 50 MW de potencia.. La compañía tiene otras tres plantas en construcción de la misma potencia, Majadas (Cáceres), y Palma del Río 2 en Córdoba, que estarán terminadas a finales del 2010, y Palma del Río 1, que se prevé esté concluida para 2011. Las cuatro plantas implican una inversión total cercana a los 1000 millones de euros.
- En EE.UU. ha construido en el desierto de Nevada la mayor planta solar termoeléctrica de los últimos años la *Nevada Solar One*, 64 MW, tecnología cilindro parabólica y operativa desde el 2007. Además también ha construido otra planta, *Saguaro*, en Arizona, 1 MW, tecnología cilindro parabólica, operativa desde el 2006, que ha sido la primera planta en el mundo en incorporar tecnología de operación automática.

ACS - COBRA

- El Grupo ACS es una referencia mundial en las actividades de construcción y servicios. Un grupo que participa en el desarrollo de sectores clave para la economía como las infraestructuras y la energía.
- La empresa *Cobra* forma parte de dicho consorcio español de construcción ACS.
- ACS tiene operativa la planta termosolar Extresol 1, en Badajoz, 50 MW de potencia, tecnología cilindro parabólica, sistema de almacenamiento térmico y 300 millones de inversión. Supone la primera de las tres que la compañía tiene previsto promover en Extremadura.
- También tiene una participación del 75% del capital propio de las plantas Andasol 1 y Andasol 2 (el otro 25% *Solar Millennium AG*), ambas operativas en estos momentos.
- ACS logró el pasado mes de diciembre autorización del Ministerio de Industria para desarrollar seis plantas termosolares que suman 300 MW (50 MW cada una), repartidas en Andalucía, Castilla-La Mancha y Extremadura, lo que supone una inversión global de unos 1800 millones de euros.
- ACS también ha entrado en el negocio de las plantas termosolares en EE.UU. dado que actualmente está desarrollando dos, una en Nevada (50 MW) y otra en California (100 MW), respectivamente.



Figura 1.10. Andasol 1.

(Fuente: <http://news.soliclima.com>)

IBEREÓLICA SOLAR

- *Ibereólica Solar* fue creada en 1999 para la promoción, construcción y explotación de plantas termosolares a nivel nacional.
- Actualmente *Ibereólica Solar*, promociona 22 plantas termosolares. Tiene actualmente 4 autorizaciones administrativas de 4 plantas termosolares de 50 MW (todas ellas en Extremadura).
- También ha desarrollado una fábrica de logística y ensamblaje de espejos, ubicada en Torresfresneda (Badajoz) .

SAMCA

- Opera a través de las sociedades *GALILEO SOLAR*, *RENOVABLES SAMCA*, *PRODUCTOS RENOVABLES* y *HELIOS RENOVABLE*.
- Las plantas que proyecta están localizadas geográficamente en las comunidades autónomas de Aragón, Andalucía, Castilla-La Mancha, Castilla- León y Extremadura.
- En total proyecta la instalación de varias centrales solares termoeléctricas de 50 MW, que en conjunto alcanzarán los 350 MW.
- Actualmente tiene dos proyectos muy avanzados en su construcción como son las plantas de La Florida y La Dehesa, ambas en la localidad de Badajoz. Son instalaciones de 50 MW cada una, de tecnología cilindro parabólica, y con almacenamiento de sales fundidas (7.5 horas). Con autorizaciones administrativas concedidas en 2007 y 2008 respectivamente. Puestas en marcha previstas para 2010 La Florida, y 2011 La Dehesa.

SENER

- *SENER*, ha constituido con *MASDAR*, la empresa *Torresol Energy* para promover, construir y operar plantas de energía solar térmica de concentración.

- *Torresol Energy* lanzará en España tres plantas termosolares de un valor total aproximado de 800 millones de euros, una de las cuales tendrá tecnología de receptor central.
- Su proyecto más destacado es la central Gemasolar. Situado en la localidad de Fuentes de Andalucía (Sevilla) utiliza la tecnología de receptor central, con una potencia de 17 MW y con la peculiaridad de ser la primera central de este tipo de tecnología con almacenamiento con tanques de sales fundidas (15 horas).
- También está construyendo las centrales Valle 1 y Valle 2, en la provincia de Sevilla, de 50 MW cada una y de tecnología cilindro parabólica.

VALORIZA

- La empresa *Valoriza* forma parte del consorcio empresarial *Sacyr Vallehermoso*.
- Su campo de actuación se orienta hacia la ingeniería y construcción de proyectos energéticos, sobre todo relacionados con las energías renovables: biomasa, termosolar, fotovoltaica y eólica.
- *Valoriza Energía* está desarrollando en la actualidad los proyectos Lebrija 1, 2 y 3 de 50 MW de potencia cada una.
- Alcanzo un acuerdo estratégico con la multinacional israelí *Solel* (ahora *Siemens*) con el objetivo de lograr 500 MW de potencia instalada par el 2014.
- *Siemens* con la compra de *Solel* se ha convertido es la empresa líder en el diseño y fabricación de componentes de campos solares de concentración.



Figura 1.11. Montaje de los colectores cilindro parabólicos en el campo solar de la central Lebrija 1.

(Fuente: <http://www.siemens.com>)

1.4. COLECTORES CILINDRO PARABÓLICOS

En este apartado del capítulo 1, se van a conocer en detalle los colectores cilindro parabólicos, de que partes constan, como funcionan y que rendimiento ofrecen. Para ello se ha consultado diversa bibliografía especializada, pero cabe reseñar que los trabajos realizados por Eduardo Zarza Moya² ocupan un lugar prioritario. Sus estudios aúnan los aspectos científicos y docentes junto con una clara vocación de divulgación más allá de los ámbitos más especializados.

1.4.1. Componentes de un colector cilindro parabólico

Uno de los sistemas que más se ha desarrollado en los últimos años es el colector cilíndrico parabólico, conocido comúnmente con las siglas CCP. Este 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 la parábola. La radiación solar concentrada produce el calentamiento del fluido de trabajo que circula por el interior del tubo receptor, obteniendo de esta forma energía térmica a partir de la radiación solar. La Figura 1.12 muestra un esquema de un CCP e ilustra su modo de funcionamiento.

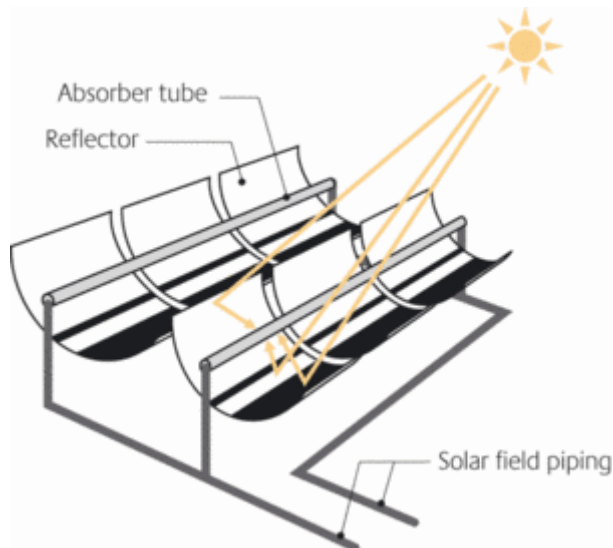


Figura 1.12. Funcionamiento de un colector solar cilindro parabólico.

(Fuente: <http://www.renewables-made-in-germany.com>)

² Eduardo Zarza Moya es Ingeniero Industrial y Doctor por la Universidad de Sevilla. Nacido en el año 1958, lleva 25 años dedicado a los sistemas solares de concentración, participando en numerosos proyectos y actividades de I+D. Actualmente es el responsable de la Unidad de Sistemas de Concentración Solar de la Plataforma Solar de Almería, PSA.

Desde el punto de vista estructural, cuatro son los elementos principales de un CCP:

- El reflector cilindro parabólico.
- El tubo absorbedor o receptor.
- El sistema de seguimiento solar.
- La estructura metálica.

i) El reflector cilindro parabólico

Es el componente clave de un concentrador cilindro parabólico ya que su misión es reflejar y concentrar sobre el tubo receptor la radiación solar directa que incide sobre su superficie. Se trata en definitiva de un espejo curvado en una de sus dimensiones con forma de parábola, que concentra sobre su línea focal toda la radiación solar que atraviesa su plano de apertura. Para llevar a cabo la reflexión, se utilizan películas de plata o aluminio depositadas sobre un soporte que le da suficiente rigidez. Estos medios soporte pueden ser chapa metálica, plástico o cristal..



Figura 1.13. Espejos reflectantes de un concentrador cilindro parabólico.

(Fuente: Solar Millennium AG, 2009)

ii) El tubo absorbente o receptor

El tubo absorbente es uno de los elementos más importantes de todo CCP, ya que de él depende en gran medida el rendimiento global del colector. El tubo absorbente de un CCP consta en realidad de dos tubos concéntricos. Un tubo interior metálico, por el que circula el fluido que se

calienta, y el exterior de cristal. El tubo metálico lleva un recubrimiento selectivo que posee una elevada absorptividad ($>90\%$) y una baja emisividad en el espectro infrarrojo ($<30\%$), lo que le proporciona un elevado rendimiento térmico. El tubo de cristal que rodea al tubo interior metálico tiene la doble misión de reducir las pérdidas térmicas por convección en el tubo metálico y de proteger de las inclemencias meteorológicas su recubrimiento selectivo. Para ello, entre el tubo metálico y el tubo de vidrio se hace el vacío.

Por el interior del tubo receptor circula el fluido de trabajo. El tipo de fluido que se utiliza en los CCP depende de la temperatura máxima de operación. Si las temperaturas que se desean son moderadas ($<200^{\circ}\text{C}$), se puede utilizar agua desmineralizada, o una mezcla con Etileno-Glicol, como fluido de trabajo. En cambio, se utiliza aceite sintético en aquellas aplicaciones donde se desean temperaturas más altas ($200^{\circ}\text{C} < T < 400^{\circ}\text{C}$). Este último es el caso que se va a dar en este proyecto, donde la aplicación va a ser la generación eléctrica.

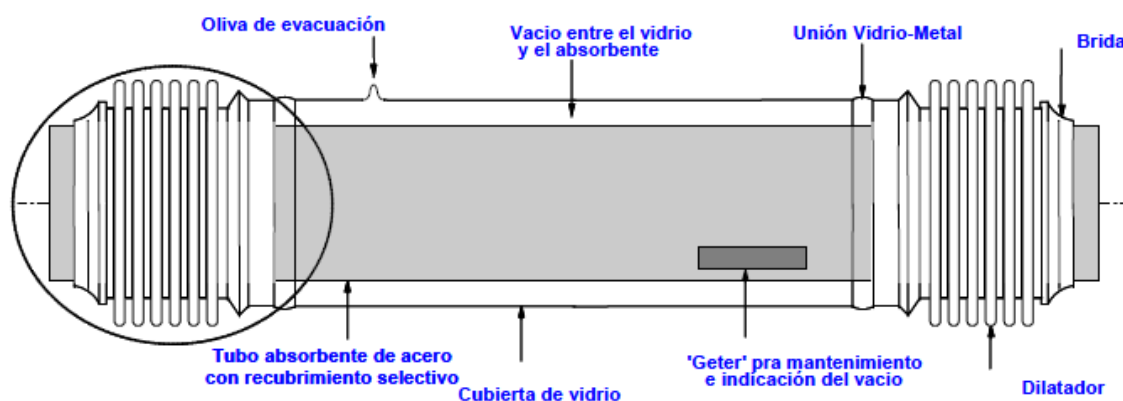


Figura 1.14. Esquema de un tubo absorbedor de un colector cilindro parabólico.

(Fuente: Zarza, 2004)

iii) El sistema de seguimiento del sol

Con el fin de poder concentrar sobre el tubo absorbedor la radiación solar, los CCP deben seguir al sol durante el día, por eso van dotados de un mecanismo de seguimiento solar que va cambiando la posición del CCP conforme el sol se va moviendo. El sistema de seguimiento más común consiste en un dispositivo que gira los reflectores cilindro parabólicos del colector alrededor de un eje. Con este sistema se maximiza el tiempo de exposición a la radiación solar directa de la superficie captadora.

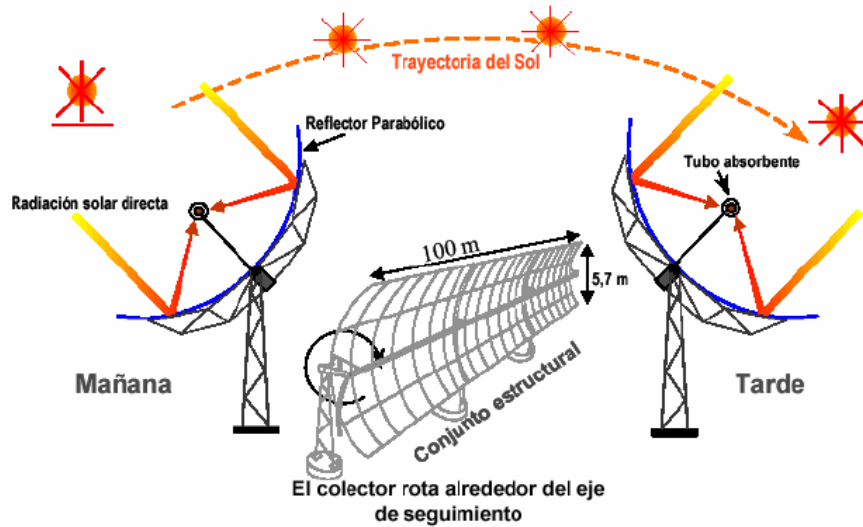


Figura 1.15. Seguimiento solar típico de un CCP.

(Fuente: Silva Pérez, 2004)

Normalmente los CCP se instalan de forma que su eje de giro queda orientado en la dirección Norte-Sur, o Este-Oeste según la latitud del emplazamiento. La orientación Norte-Sur es la más aconsejable para plantas ubicadas en España, ya que aunque existe una diferencia más acusada entre la energía colectada en invierno y en verano, el total de energía en un año es mayor que en el caso de orientación Este-Oeste (Montes Pita, 2008).

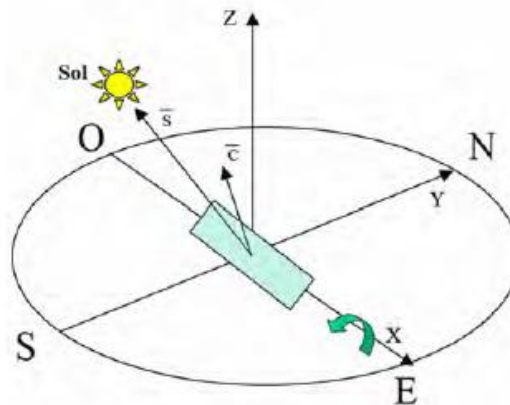


Figura 1.16. Orientación Este-Oeste.

(Fuente: Zarza, 2004)

iv) La estructura metálica

La misión de la estructura del colector es la de dar rigidez al conjunto de elementos que lo componen, a la vez que actúa de interfase con la cimentación del colector. Todos los colectores CCP actuales usan estructuras metálicas, que en algunos casos son del tipo espacial, como la del CCP modelo Eurotrough y en otros casos están fabricadas con perfiles llenos.

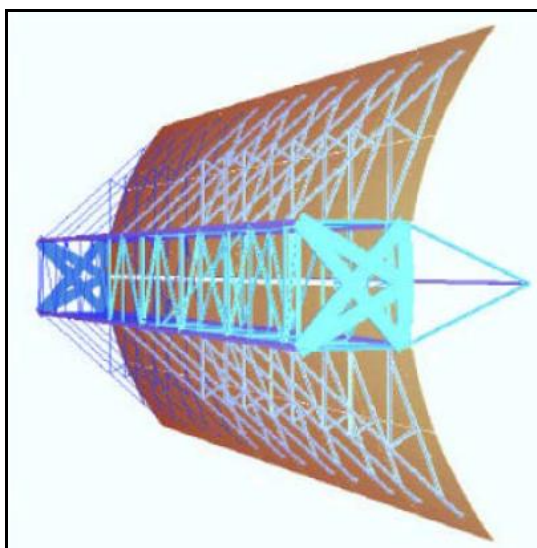


Figura 1.17. Estructura del colector Eurotrough.
(Fuente: De VV.AA. EUROTROUGH -
Parabolic Trough Collector, 2002)

1.4.2. Balance energético de un colector cilindro parabólico

Dos parámetros básicos de un colector cilindro parabólico son la razón de concentración (vista en el apartado 1.2.1. ahora se vuelve a ver pero para el caso en concreto de un colector cilindro parabólico) y el ángulo de aceptación.

La razón de concentración geométrica, C , es el cociente entre el área de apertura del colector y el área total del tubo absorbedor, para un CCP queda de la siguiente manera:

$$C = \frac{4 \cdot A}{L \cdot \pi \cdot D^2}$$

Siendo:

A: El área de apertura del colector.

D: El diámetro del tubo receptor.

C: Longitud del colector.

El ángulo de aceptación, θ , es el ángulo máximo que pueden formar dos rayos en un plano transversal de la apertura del colector de manera que, una vez reflejados, dichos rayos intercepten el tubo absorbente.

Los valores usuales de la razón de concentración de un colector cilindro parabólico están entre 70 y 100, aunque el valor máximo teórico está en torno a 220.

Los colectores cilindro parabólicos actuales tienen un ángulo de aceptación inferior a 1° y necesitan un sistema de seguimiento preciso, de lo contrario solamente captarían una pequeña fracción de la radiación solar directa disponible en cada momento, ya que necesitan seguir al sol con un error de seguimiento inferior al ángulo de aceptación del colector. La precisión que tienen los sistemas de posicionamiento usados actualmente suele ser del orden de 0.25° .

Los colectores cilindro parabólicos están diseñados para trabajar en un rango de temperaturas entre $150\text{--}400^\circ\text{C}$. Para temperaturas superiores, las pérdidas térmicas asociadas a este tipo de colectores son altas y reducen su rendimiento. Para temperaturas inferiores a 150°C hay otros colectores más económicos.

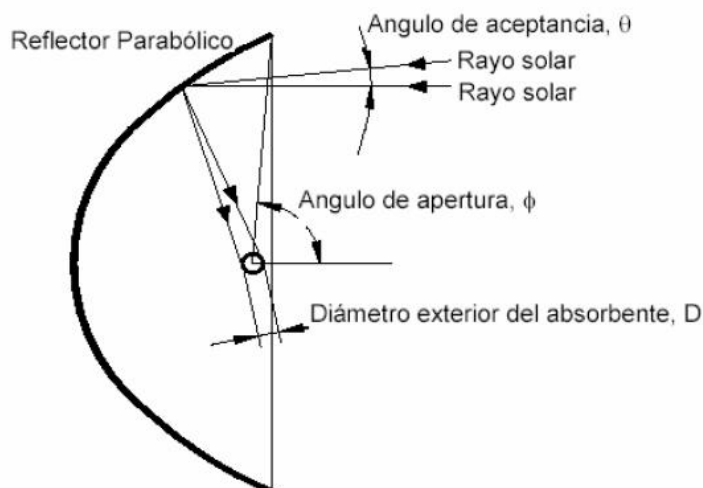


Figura 1.18. Ángulo de aceptación de un CCP.

(Fuente: Zarza, 2004)

1.4.2.1. Pérdidas en un colector cilindro parabólico

En el proceso de aprovechamiento térmico de radiación solar directa que va a alcanzar la superficie de un colector cilindro parabólico, se va a perder una cantidad importante de ella debido a diferentes factores. Estas pérdidas se pueden dividir en tres grupos:

- Pérdidas geométricas.
- Pérdidas térmicas.
- Pérdidas ópticas.

i) Pérdidas ópticas

Las pérdidas ópticas se deben a que ni la superficie reflexiva del concentrador es un reflector perfecto, ni el vidrio que cubre al tubo absorbente metálico es totalmente transparente, ni la superficie selectiva del tubo metálico es un absorbente perfecto, ni la geometría del concentrador parabólico es perfecta. Estas imperfecciones provocan que sólo una parte de la radiación solar directa que incide sobre la superficie del concentrador parabólico llegue al fluido que circula por el interior del tubo absorbente. La Figura 1.19. se muestran gráficamente los cuatro parámetros que intervienen en las pérdidas ópticas de un colector cilindro parabólico, los cuales son:

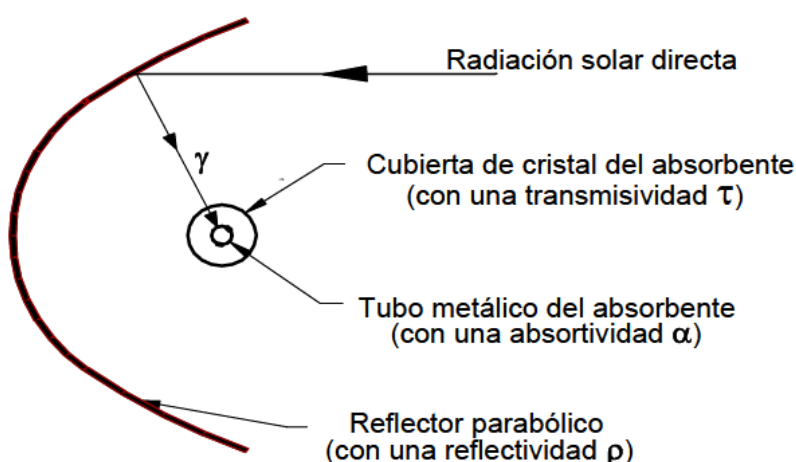


Figura 1.19. Pérdidas ópticas en un CCP.

(Fuente: Sabugal, 2009)

Reflectividad de la superficie del concentrador parabólico, ρ : Las superficies reflexivas de los colectores no son perfectas, por lo que sólo parte de la radiación incidente se refleja. Los valores típicos de la reflectividad están alrededor del 93.5%. Sin embargo, estos valores de reflectividad disminuyen progresivamente conforme aumenta la suciedad en la superficie, de ahí la importancia de que estas se limpien cada poco tiempo.

Factor de interceptación, γ : Parte de los rayos reflejados por los espejos no alcanzan a la cubierta de cristal del tubo absorbente debido a diversas causas, como imperfecciones microscópicas o macroscópicas de la cubierta especular, o por errores de posicionamiento del colector, o incluso por el bloqueo que pueden suponer los soportes del tubo receptor. Este tipo de pérdidas las tiene en cuenta el factor de interceptación. Un valor típico para este parámetro óptico es 95%.

Transmisividad de la cubierta de cristal, τ : El tubo receptor metálico está situado dentro de una cubierta de cristal cuya función es disminuir las pérdidas térmicas y proteger a la superficie selectiva. Parte de los rayos reflejados por los espejos y que alcanzan la cubierta de cristal del tubo absorbedor no son capaces de atravesarlo. La razón entre la radiación que pasa a través de la cubierta de cristal y la radiación total incidente sobre ella da la transmisividad de dicha cubierta de vidrio. Un valor típico de este parámetro está entre el 92-96%, dependiendo de si la cubierta ha sido objeto de un tratamiento antirreflexivo o no.

Absortividad de la superficie selectiva, α : Este parámetro cuantifica qué cantidad de la radiación incidente es finalmente absorbida por el tubo. Un valor típico de la absortividad se encuentra en el rango 90% – 96%.

ii) Pérdidas geométricas

Las pérdidas geométricas lo que provocan es una disminución del área efectiva de captación de los colectores. Las pérdidas geométricas en un colector cilindro parabólico se dividen a su vez en dos grupos:

- a) Las debidas a la posición relativa entre filas de colectores.
- b) Las inherentes a cada colector.

El primer grupo engloba a las denominadas “pérdidas por sombreado” y están causadas por la sombra parcial que algunos colectores pueden proyectar en los colectores adyacentes. Es claro que cuanto mayor distancia exista entre las filas paralelas de colectores, menor es el sombreado que unos pueden provocar sobre otros. La Figura 1.20 describe este tipo de pérdidas geométricas por sombra.

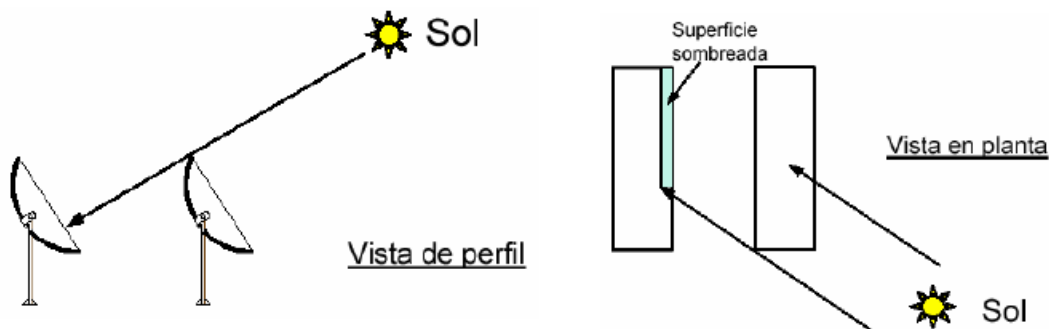


Figura 1.20. Pérdidas geométricas debidas a sombras entre filas paralelas.

(Fuente: Silva Pérez, 2004)

El segundo grupo de pérdidas geométricas, las inherentes a cada colector, son debidas a que estos colectores están provistos de un sistema de seguimiento solar en un solo eje, y por lo tanto, sólo pueden girar alrededor de este eje, lo que da lugar a la existencia del llamado ángulo de incidencia, φ , que es el ángulo formado por la radiación solar directa que incide sobre el plano de apertura del colector y la normal a dicho plano de apertura. Este ángulo de incidencia depende de la hora y el día del año y provoca que en los extremos del colector haya una pérdida de superficie reflexiva útil.

La Figura 1.21 muestra un corte longitudinal de un colector cilindro parabólico. Fijarse en que la radiación reflejada por el tramo de superficie reflexiva de longitud L_E no puede interceptar el tubo absorbente.

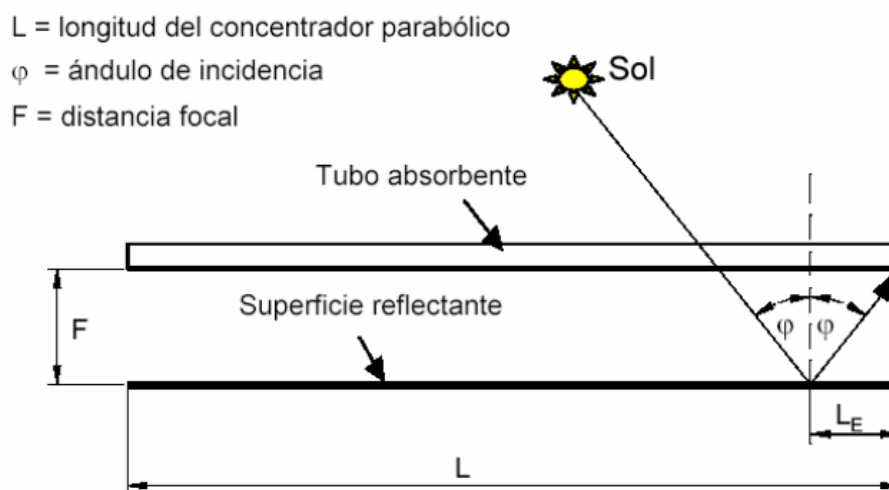


Figura 1.21. Corte longitudinal de un CCP, mostrando el ángulo de incidencia.

(Fuente: Silva Pérez, 2004)

La presencia de un ángulo de incidencia no sólo reduce el área efectiva de captación que tiene el colector, sino que también afecta a los valores de la reflectividad, absorptividad y transmisividad, ya que estos parámetros presentan un valor máximo cuando el ángulo de incidencia es 0° . El efecto del ángulo de incidencia en el rendimiento del colector se cuantifica mediante un parámetro que se denomina modificador por ángulo de incidencia, K , que se va a comentar más adelante.

iii) Pérdidas térmicas

Las pérdidas térmicas ocupan el segundo lugar en orden de importancia en un colector cilindro parabólico después de las pérdidas ópticas. Se producen principalmente en dos sitios: en el tubo

absorbedor y en las tuberías de fluido térmico en el campo solar, siendo bastante más importantes las producidas en el tubo absorbedor.

Las pérdidas térmicas en el tubo absorbedor se deben a: pérdidas de calor por conducción a través de los soportes de los tubos absorbentes, pérdidas por radiación, convección y conducción desde el tubo absorbente hacia la cubierta de cristal, y pérdidas por convección y radiación desde el tubo de cristal al ambiente. En aquellos tubos absorbentes en los que entre el tubo metálico y el de cristal hay vacío, las pérdidas térmicas por conducción y convección desde el tubo metálico hacia la cubierta de vidrio quedan eliminadas, y sólo hay entre el tubo metálico y la cubierta de cristal pérdidas por radiación.

1.4.2.2. Rendimiento de un colector cilindro parabólico

Debido a todas las pérdidas ópticas, geométricas y térmicas que existen en un colector cilindro parabólico, la energía térmica útil que da es menor que la que daría en condiciones ideales, sino existieran dichas pérdidas. Se va a comentar a continuación como se calcula la potencia térmica útil que puede dar un colector en función de la radiación solar directa disponible y de los parámetros característicos del colector.

El flujo de energía solar incidente sobre un colector cilindro parabólico viene dada por:

$$Q_{sol} = S_c \cdot I \cdot \cos(\varphi)$$

Siendo:

Q_{sol} = energía solar incidente sobre el colector (W).

S_c = área de apertura de la superficie reflexiva del colector (m^2).

I = radiación solar directa (W/m^2).

φ = ángulo de incidencia.

Por otra parte, la energía térmica útil suministrada por el colector viene dada, en términos del incremento entálpico que experimenta el fluido de trabajo en el colector, por:

$$Q_{\text{útil}} = qm \cdot (h_{sal} - h_{ent})$$

Siendo:

$Q_{\text{útil}}$ = energía térmica útil suministrada por el colector (W)

q_m = caudal másico del fluido de trabajo (kg/s)

h_{sal} = entalpía del fluido de trabajo a la entrada al colector (J/kg)

h_{ent} = entalpía del fluido de trabajo a la salida del colector (J/kg)

En un colector cilindro parabólico se suelen definir tres rendimientos diferentes y un parámetro:

Rendimiento global, η_{global} . Considera todas las pérdidas, tanto ópticas como geométricas y térmicas, que tienen lugar en el colector.

$$\eta_{global} = \frac{Q_{útil}}{Q_{sol}}$$

Rendimiento rendimiento óptico pico, η_{opt0° . Tiene en cuenta todas las pérdidas ópticas que tienen lugar en el colector con un ángulo de incidencia de nulo, 0° .

$$\eta_{opt0^\circ} = \rho \cdot \alpha \cdot \tau \cdot \gamma$$

Rendimiento térmico, η_{th} . Considera todas las pérdidas térmicas que tienen lugar en el colector.

Modificador por ángulo de incidencia, K . Considera todas las pérdidas ópticas y geométricas que tienen lugar en el colector para un ángulo de incidencia $\varphi \neq 0^\circ$ y que no se tienen en cuenta en $\eta_{opt,0^\circ}$.

La relación entre los rendimientos y el modificador por ángulo de incidencia viene dada por la siguiente expresión:

$$\eta_{global} = \eta_{opt0^\circ} \cdot K(\varphi) \cdot \eta_{th}$$

La Figura 1.22 representa gráficamente el balance energético en un colector cilindro parabólico. En ella se puede observar como una parte del flujo de energía incidente sobre el colector se pierde a causa del rendimiento óptico, mientras que otra se pierde por la existencia de un ángulo de incidencia distinto de 0° . Las pérdidas térmicas que se dan en el tubo absorbedor completan las pérdidas en el CCP.

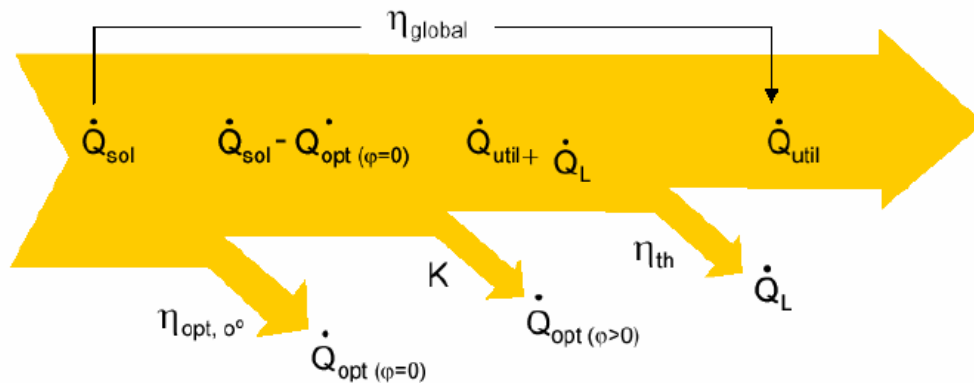


Figura 1.22. Diagrama de pérdidas y rendimientos de un CCP.

(Fuente: Silva Pérez, 2004)

Las plantas termosolares están compuestas esencialmente de dos partes: una que colecta la energía solar y la convierte en calor, y otra que convierte el calor en electricidad. En el punto 1.4.1 y 1.4.2 se han estudiado los colectores cilindro parabólicos, ahora se va a analizar los ciclos de potencia asociados a dichas plantas termosolares.

1.4 3. El ciclo de potencia en las plantas termosolares

La energía térmica procedente del campo solar se comunica mediante los intercambiadores de calor al fluido de trabajo de un ciclo de potencia. Este fluido experimenta una serie de procesos (compresiones, expansiones, e intercambios de calor), mediante los cuales parte de la energía térmica que se le ha comunicado se convierte en energía mecánica. Las distintas organizaciones posibles de los procesos a los que se somete a este fluido de trabajo es lo que da forma a los distintos ciclos de potencia de las centrales.

El ciclo termodinámico básico de referencia aplicado a un sistema termodinámico es el ciclo de Carnot, figura 1.23.

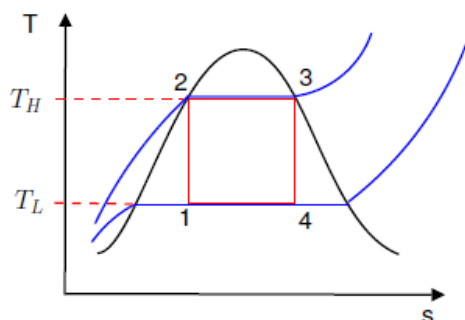


Figura 1.23. Representación del ciclo termodinámico de Carnot en el diagrama T-S.

(Fuente: Wagner, 2008)

El ciclo de Carnot consta de las siguientes fases:

- Una etapa de compresión adiabática y reversible.
- Una etapa de aportación de calor a temperatura constante en el foco caliente.
- Una etapa de expansión adiabática y reversible.
- Una cesión de calor a temperatura constante al foco frío.

El ciclo de Carnot representa el límite máximo del rendimiento energético de un ciclo de potencia y es función únicamente de la temperatura a la que entra la energía térmica en el ciclo (T_{caliente}) y de la temperatura a la que se retira la energía térmica residual del ciclo mediante el sistema de refrigeración ($T_{\text{fría}}$).

$$\eta_{\text{ciclo max}} = \eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{fría}}}{T_{\text{caliente}}}$$

La temperatura mínima viene impuesta por la forma en que se refrigera el ciclo de potencia. Existen dos maneras de refrigerar el ciclo, mediante una gran masa de agua (río, mar, pantanos) o con el aire del ambiente. La primera forma es más favorable desde un punto de vista termodinámico a la hora de elevar el rendimiento del ciclo que la segunda.

Normalmente, la temperatura máxima viene impuesta por limitaciones tecnológicas en los materiales empleados para implementar los equipos de la central, pero en el caso de las centrales termosolares de tecnología cilindro parabólica que usan aceite como fluido calorífico en el campo solar, la temperatura máxima esta limitada por el aceite elegido.

1.4.3.1. Ciclos de Turbina de Vapor

Los ciclos de turbina de vapor son los que se implementan normalmente en las centrales termosolares. El agua es uno de los fluidos de trabajo más disponibles y adecuados para emplear en un ciclo de potencia. La mayoría de las centrales termosolares que se han construido hasta la fecha y que se construirán en un futuro cercano emplean agua como fluido de trabajo en el ciclo de potencia.

El proceso termodinámico de comparación empleado para analizar el más elemental de estos ciclos es el denominado ciclo Rankine, porque en la práctica el ciclo de Carnot presenta una serie de problemas tecnológicos a la hora de implementarlo con agua. Luego para resolver estos problemas y disponer por tanto de un ciclo de potencia práctico con agua como fluido de trabajo, se emplea el ciclo Rankine o sus variantes.

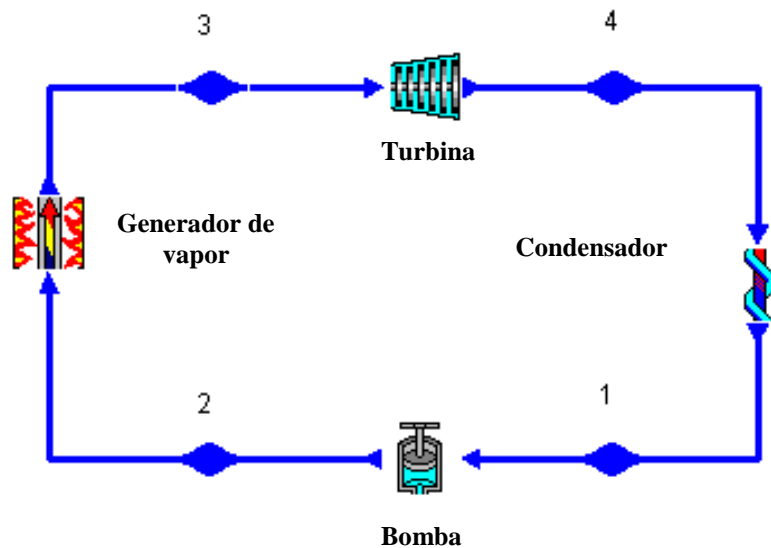


Figura 1.24. Esquema básico de un ciclo de Rankine, donde se muestran todos los equipos físicos por los que pasa el agua al describir el ciclo.

(Fuente: <http://www.todomonografias.com>)

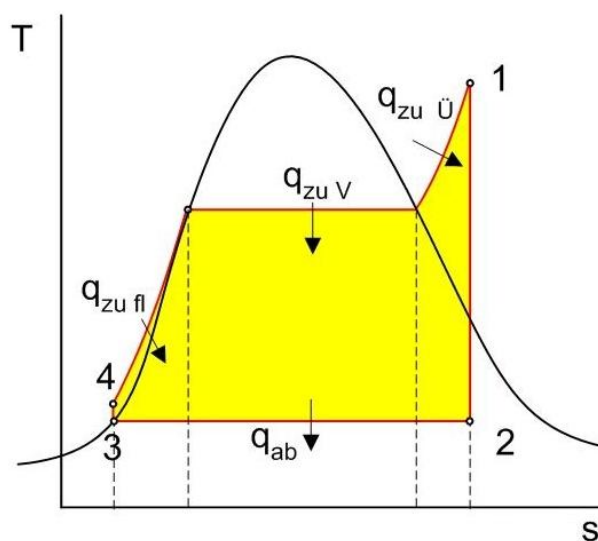


Figura 1.25. Diagrama T-S de un ciclo de Rankine básico.

(Fuente: Ortega Montero, 2008)

El agua que describe el ciclo pasa en primer lugar por el generador de energía térmica, (los intercambiadores de calor con el fluido utilizado en el campo) donde recibe el aporte de energía térmica, que provoca su evaporación y sobrecalentamiento. Posteriormente el vapor producido se dirige hacia la turbina de vapor donde se expande generando la energía mecánica que se usará para mover el generador eléctrico. A la salida de la turbina se extrae el calor residual del ciclo en el condensador, produciendo de nuevo el paso a fase líquida del agua, que a continuación se dirige a una bomba encargada de subir su presión hasta la necesaria en la entrada a la turbina. El rendimiento con el cual se convierte la energía térmica en trabajo en este ciclo depende de los siguientes factores:

- Temperatura de entrada del vapor en la turbina. Cuanto más elevada, mayor el rendimiento.
- Temperatura (o presión) de condensación del vapor. Cuanto más baja, mayor rendimiento.
- Presión del vapor en la entrada a la turbina. Cuanto más elevada, mayor rendimiento.
- Rendimiento de bombas y turbina. Cuanto más elevado, mejor.

Señalar que las restricciones tecnológicas y del entorno son las que imponen limitaciones en el valor de los parámetros que condicionan el rendimiento del ciclo de Rankine.

Las presiones de entrada en la turbina están limitadas por el contenido en humedad del vapor a la salida de la turbina: Si hay demasiadas gotas de agua en el vapor, se pueden romper los álabes de la turbina. Esta limitación es bastante severa, y obliga a introducir un recalentamiento del vapor antes de terminar su expansión en la turbina (ciclo Rankine recalentado) para poder trabajar con presiones elevadas.

Normalmente, las temperaturas de entrada en turbina están limitadas por la resistencia estructural de los materiales con los que se construyen los componentes del ciclo. Debido a las elevadas presiones empleadas, los materiales empleados son aceros, limitando la temperatura máxima de entrada en turbina en valores del orden de 550°C. Sin embargo, para el caso que se va a ver en este proyecto, esta temperatura va a estar condicionada por la temperatura máxima que puede alcanzar el fluido de trabajo en el campo solar. Cuando se utiliza aceite en un campo solar de colectores cilindro parabólicos dicha temperatura es bastante menor, ya que el aceite

sintético no admite trabajar por encima de 400°C , y siempre hay que dejar cierto margen de seguridad, por lo que en general la temperatura máxima se limita a 393°C . Si además de esto se tiene en cuenta el intercambio de calor aceite-agua que se realiza en el generador de vapor, la temperatura de entrada a turbina es de 380°C aproximadamente.

La temperatura de condensación está limitada por la temperatura de la masa de agua o el aire que empleemos para refrigerar el ciclo, encontrándonos en el rango de 30°C al refrigerar con agua fría hasta 60°C al refrigerar con aire.

Los rendimientos de bombas y turbinas vienen dados por el diseño de las mismas, encontrándose en la actualidad entre el 80–90%.

Dos modificaciones principales se aplican al ciclo de Rankine básico. Una de ellas ya se ha explicado, el *recalentamiento intermedio* del vapor antes de terminar su expansión en la turbina. El motivo fundamental de esta modificación es poder emplear mayores presiones de entrada en turbina, pero para valores elevados de dicha presión también contribuye a aumentar el rendimiento del ciclo. La otra modificación es el *precalentamiento regenerativo*, que consiste en hacer extracciones de vapor desde la turbina y emplearlas para precalentar el agua antes de entrar en la caldera (el campo solar en el caso que nos ocupa), lo cual tiene el efecto directo de aumentar el rendimiento del ciclo de potencia por incrementar la temperatura media a la cual introducimos la energía térmica en el mismo (García Casals, 2001).

CAPÍTULO 2

SOLAR ADVISOR MODEL

Se van a comentar a continuación, los aspectos que se consideran más relevantes del programa de ordenador utilizado en este proyecto para el diseño y análisis de una central termosolar de tecnología CCP. Se hace un fuerte hincapié en las enormes posibilidades que ofrece el programa en cuanto al diseño y configuración de la planta, así como también, en algunos aspectos que se han considerado mejorables según la opinión del autor de este proyecto. Si se quiere profundizar más en los cálculos que realiza este software, en la web <https://www.nrel.gov/analysis/sam/> se puede descargar tanto el programa de ordenador como un manual completo donde aparece toda la formulación que usa en su análisis de los sistemas cilindro parabólicos. Se pensó introducirlo en el proyecto pero finalmente se desestimó por considerarlo bastante farragoso y largo (90 páginas) y creyendo que lo verdaderamente importante era mostrar las fortalezas y debilidades de este programa.

2.1. INTRODUCCIÓN

El programa de ordenador *Solar Advisor Model* (SAM), combina el análisis termodinámico con el análisis financiero de la mayoría de tecnologías solares existentes en la actualidad. Esta pensado para facilitar la toma de decisiones de toda persona implicada en la industria solar: jefes de proyecto, ingenieros, diseñadores, investigadores, etc.

El programa hace predicciones y estimaciones económicas para proyectos de energía solar. Calcula el coste de la generación de electricidad basándose en informaciones como la ubicación geográfica del proyecto, instalaciones, equipos, costes de operación y mantenimiento, etc.

En 2004, el “*National Renewable Energy Laboratory*” (NREL), junto con el “*Sandia National Laboratory*” y en colaboración con el “*Department of Energy*” de EE.UU. (DOE), desarrollaron SAM. Desde entonces el programa no ha dejado de evolucionar, introduciendo más aplicaciones cada día.

Solar Advisor Model (SAM), es una implementación de TRNSYS del modelo EXCELERGY. El modelo de análisis SAM utiliza el motor de simulación de TRNSYS, (programa diseñado para simular el comportamiento transitorio de sistemas de energía térmica por la Universidad de Wisconsin) para hacer los cálculos de los flujos de energía por hora e incorpora EXCELERGY,

(programa de uso interno del National Renewable Energy Laboratory) para los cálculos económicos.

El programa proporciona opciones para poder desarrollar análisis paramétricos, de sensibilidad y de optimización para ver como afectan las distintas variables que entran en juego en las tecnologías solares al rendimiento y costes de los mismos.

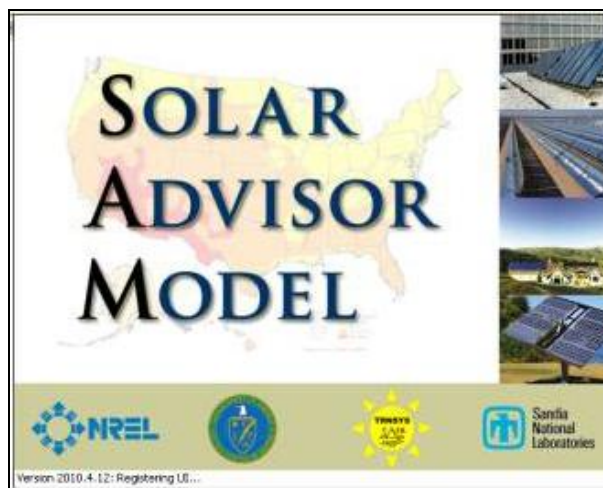


Figura 2.1. Programa de análisis de sistemas solares “Solar Advisor Model”.

El alcance del programa es bastante amplio. Las tecnologías solares a las que se destina incluyen actualmente:

Energía solar térmica (baja temperatura)

- Colectores planos

Energía solar térmica de concentración (media-alta temperatura)

- Colectores cilindro parabólicos
- Discos parabólicos
- Sistemas de receptor central

Sistemas Fotovoltaicos

- Sin concentración
- Con concentración

Como se ha podido observar, la única tecnología térmica de concentración solar no disponible en estos momentos es la de los colectores lineales tipo Fresnel, aunque por la constante evolución que se lleva a cabo en el desarrollo de este programa, es de esperar que esta situación no se prolongue mucho más tiempo.

En este proyecto se va a utilizar el programa para el diseño y análisis una central termosolar de tecnología de colectores cilindro parabólicos.

En la tabla 2.1 se muestran distintos programas de ordenador existentes actualmente, y que están pensados para el análisis de sistemas de concentración solar mediante colectores cilindro parabólicos. Algunos son modelos completos dentro del estudio de esta tecnología (rendimientos y costes) y otros se centran en algún aspecto concreto de la misma (diseño del colector, análisis del ciclo de potencia o del fluido calorífico del campo).

Programas de análisis completos (rendimiento y costes)	Programas de análisis del ciclo de potencia	Programas de análisis del sistema HTF	Programas de análisis de los colectores cilindro parabólicos
<i>EXCELERGY</i>	<i>GATECYCLE</i>	<i>FLUENT</i>	<i>ASAP</i>
<i>SAM</i>	<i>IPSEPRO</i>	<i>SAM</i>	<i>CIRCE</i>
<i>TRNSYS</i>	<i>STEAMPRO</i>	<i>SOLERGY</i>	<i>FLUENT</i>
		<i>TRNSYS</i>	<i>SOLTRACE</i>

Tabla 2.1. Programas informáticos existentes para el análisis de tecnología de concentración solar mediante colectores cilindro parabólicos. (Fuente: Clifford K. Ho, 2008)

Las razones por las que se eligió el programa *Solar Advisor Model* antes que otros fueron las siguientes:

- Es un software libre, a disposición de todo el mundo y que se puede descargar gratuitamente en la pagina: <https://www.nrel.gov/analysis/sam/>
- Contiene manuales de ayuda bastante completos a disposición de los usuarios, donde se explica paso a paso como funciona el programa. Además, cuenta con uno específico para los sistemas cilindro parabólicos donde informa de la metodología empleada y las formula utilizadas.

- A parte de los manuales ofrece otra serie de recursos como son la posibilidad de conectar con el NREL mediante correo electrónico o un grupo en Google donde poder realizar consultas (resueltas por expertos) e intercambiar opiniones con otros usuarios del programa: <http://groups.google.com/group/sam-user-group>.
- Es un programa muy completo ya que abarca todos los aspectos de una central termosolar, desde el campo solar, el sistema de almacenamiento, el bloque de potencia, el sistema de apoyo de combustible fósil, costes, etc.
- Se basa en experiencias reales. El programa utiliza ecuaciones para representar el rendimiento de los sistema cilindro parabólicos basadas en los datos empíricos obtenidos del análisis de los resultados de los sistemas CCP actualmente existentes. Sobre todo se basa en la experiencia acumulada durante cerca de 30 años en las plantas SEGS de California.
- Es un programa de fácil manejo e intuitivo, gracias al esfuerzo realizado en el diseño del mismo a la hora de la comunicación usuario-máquina.

2.2. ANÁLISIS DE LOS SISTEMAS DE COLECTORES CILINDRO PARABÓLICOS MEDIANTE SAM (METODOLOGÍA)

El programa utiliza un conjunto de ecuaciones para representar el rendimiento de los sistema cilindro parabólicos basadas en los datos empíricos obtenidos del análisis de los resultados de los sistemas CCP actualmente existentes. Se aprovecha de la experiencia acumulada durante cerca de 30 años en las plantas SEGS.

El modelo de análisis de sistemas cilindro parabólicos consta de tres módulos. Cada uno de ellos está representado por una página de entrada en el programa, de esta manera se proporciona una manera sencilla de introducir los parámetros de entrada al sistema que se quiere diseñar.

- El módulo del campo solar calcula la producción de energía térmica del campo basándose en los datos del tiempo del archivo meteorológico y en parámetros del campo solar, de los colectores y de los tubos absorbedores empleados. El módulo del campo solar calcula también las pérdidas térmicas y ópticas, la energía de puesta en marcha del campo (energía de calentamiento) y la energía necesaria para la protección contra heladas.

- El módulo de distribución y almacenamiento calcula el flujo de energía de entrada y salida del sistema de almacenaje y la energía que entra al bloque de potencia basándose en la producción de energía térmica del campo solar y en parámetros del sistema de almacenamiento. Este módulo también calcula las pérdidas térmicas y parásitas relativas al almacenamiento y la energía necesaria para la protección contra heladas de dicho sistema.
- El módulo del bloque de potencia calcula la producción eléctrica del sistema basándose en la entrada de energía térmica procedente del módulo de distribución y almacenamiento y en parámetros del bloque de potencia. Este módulo también calcula las pérdidas parásitas, y la entrada de energía térmica desde el sistema de apoyo de combustible fósil.

El modelo de análisis de sistemas cilindro parabólicos es un modelo de flujos de energía por hora. Cada módulo calcula esos flujos de energía usando factores de eficiencia, los cuales son calculados basándose en los parámetros más relevantes.

Como se observa en la figura 2.2, el módulo del campo solar calcula la energía térmica producida por el campo Q_{SF} . El módulo de distribución y almacenaje calcula el flujo de energía que entra Q_{toTES} y el que sale $Q_{fromTES}$ del sistema de almacenamiento y la energía que recibe el bloque de potencia Q_{toPB} . Este módulo también determina cuando tiene que entrar o salir energía del sistema de almacenamiento y que flujos de energía son necesarios en cada momento en el bloque de potencia. El módulo del bloque de potencia calcula la producción neta de energía eléctrica del sistema E_{Net} .

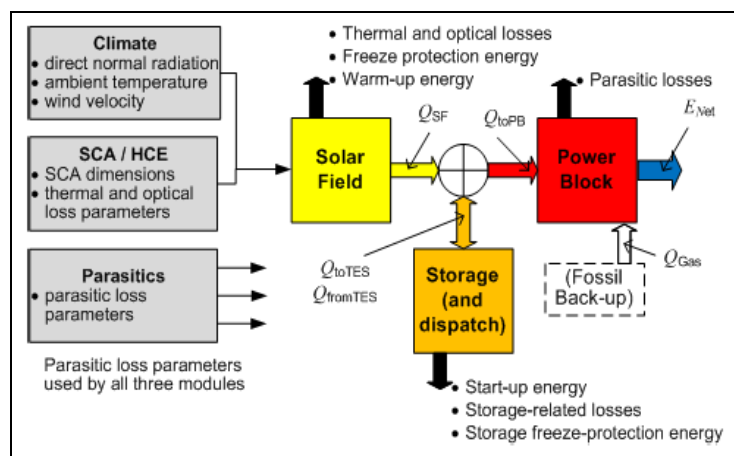


Figura 2.2. Diagrama de bloques de SAM.

(Fuente: Solar Advisor Model Reference Manual, 2009).

A partir de aquí se va a entrar a describir los aspectos que se consideran fundamentales para comprender como se trabaja con este programa.

2.2.1. Archivo meteorológico

La ubicación física de la central termosolar, tan importante en este tipo de proyectos, se define en el programa entrando en una sección llamada “clima”, en la cual podemos elegir entre decenas de sitios de todo el mundo donde instalar la central (ciudades de EE.UU., del Sur de España, Norte de África, etc.). Cada emplazamiento lleva asociado un archivo meteorológico muy completo con los datos geográficos y climatológicos más relevantes del lugar, muchos de los cuales serán usados en los cálculos que realiza el programa y entre los que se encuentran:

- Radiación normal directa
- Temperatura ambiente
- Velocidad del viento
- Precipitaciones
- Días nublados
- Latitud, longitud, etc.

Si se busca un lugar en concreto y éste no aparece en la base de datos del programa, siempre se tiene la opción de poder insertar los archivos del lugar que se quiera desde fuera. Téngase en cuenta también, que los datos meteorológicos son horarios, se conoce el valor de cada variable en cada hora del año.

2.2.2. Módulo del Campo Solar

El módulo del campo solar calcula la energía térmica neta suministrada por el campo solar y otras cantidades de energía relacionadas para cada hora del año.

Durante las horas donde hay sol, cuando el campo solar se encuentra a la temperatura de funcionamiento, la energía térmica suministrada por el campo solar es igual a la energía solar absorbida por los colectores menos las pérdidas de calor del campo.

La cantidad de energía absorbida por los colectores depende del tamaño del campo solar, de la posición y de la orientación solar de los colectores, del tamaño y del número de colectores, del tipo de fluido caloportador utilizado y de las pérdidas térmicas y ópticas de los mismos.

Durante las horas que el campo solar no alcanza la temperatura necesaria de funcionamiento, el programa calcula la energía necesaria de protección contra heladas para la noche y la energía requerida para calentar el fluido caloportador existente en el campo (energía de calentamiento) para así lograr que este alcance la temperatura necesaria de funcionamiento por la mañana.

Reseñar que el campo solar se puede encontrar en uno de estos cuatro posibles estados: No operativo, en calentamiento, con insuficiencia de energía de calentamiento y operativo.

El campo solar es la parte más importante de una central termosolar. Es la diferencia principal que tienen con las centrales térmicas convencionales, la forma de generar la energía térmica en los colectores del campo, que posteriormente se trasladará a un ciclo de potencia.

La pregunta clave es: ¿Qué tamaño va a tener el campo solar?, o lo que es lo mismo, ¿Cuánta energía térmica va a producir?. Parece una pregunta sencilla pero tiene su aquel.

El tamaño del campo solar va a depender de múltiples factores, como son: la potencia nominal de la central, el tipo de colectores utilizados, el fluido caloportador usado en el campo, si se cuenta o no con un sistema de almacenamiento, etc.

En el apartado 3.8 de este proyecto se explica detalladamente como elegir el parámetro más importante dentro de esta sección, el múltiplo solar¹. Como se verá, se utiliza el poder de simulación del programa y la oportunidad que éste da de realizar análisis de paramétricos. Pero para ir haciéndose una idea, se dirá que lo que se busca en todo momento es optimizar el tamaño del campo solar.

Un campo solar se diseña de manera que sea capaz de generar la energía térmica suficiente requerida por el bloque de potencia. Para ello, se toma como base de partida (punto de diseño) unas condiciones meteorológicas favorables (las de un día de verano soleado), donde el papel más relevante se lo lleva como no podía ser de otro modo la radiación solar normal directa, y en base a esas condiciones de referencia se calcula el número de colectores que harían falta bajo esas premisas para suministrar al bloque de potencia la energía térmica necesaria (siempre según la potencia que tenga éste).

¹El múltiplo solar 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.

Como es lógico, no siempre se va a contar con esas condiciones de radiación solar tan beneficiosas, por lo cual lo que se hace necesario sobredimensionar el campo solar, para que el bloque de potencia trabaje a pleno rendimiento más horas (sino trabajaría a plena carga muy poco tiempo), aunque esto conlleve el desperdicio de algo de energía en días con condiciones solares perfectas.

La clave está en cuanto se va a sobredimensionar el campo solar. Los colectores suponen el mayor coste dentro de una central de este tipo, por lo que se debe analizar con mucho detalle cuánta energía eléctrica se va a producir de más por el aumento del campo y que incremento de costes conlleva, con el fin de encontrar un equilibrio.

Si además, la central termosolar cuenta con un sistema de almacenamiento térmico esto complica aún más las cosas. Habrá que aumentar el campo para cubrir las necesidades del sistema de almacenamiento, y entrará también en juego el coste del sistema, el cual como es lógico aumentará conforme lo haga su tamaño.

Como se ha dicho, todo esto se explica más detalladamente en el apartado 3.8 de este proyecto. En el capítulo tres, se eligen razonadamente los elementos más importantes de la central termosolar como son:

- Ubicación geográfica
- Potencia nominal de la planta
- Tipo de fluido caloportador empleado en el campo solar
- Tipo de colectores cilindro parabólicos empleados
- Tubos absorbedores elegidos
- Tamaño del campo solar
- Tamaño del sistema de almacenamiento
- % de combustible de apoyo fósil a usar
- Turbina del ciclo de potencia elegida

Es importante comentar, que también es en este módulo del campo, donde se elige el tipo de fluido caloportador que se va a emplear en el campo solar. En la tabla 2.2 se ofrecen las distintas opciones de fluidos que da el programa.

NOMBRE DEL FLUIDO	TIPO DE FLUIDO
Solar salt	Sales fundidas
Caloria HT 43	Hidrocarburo (aceite mineral)
Hitec XL	Sales fundidas
Therminol VP-1	Aceite sintético
Hitec	Sales fundidas
Dowtherm Q	Aceite sintético
Dowtherm RP	Aceite sintético

Tabla 2.2. Fluidos disponibles en SAM.

Todos los fluidos que ofrece el programa, ya sean sales o aceites, corresponden a la tecnología HTF, *Heat Transfer Fluid*, la cual se caracteriza por emplear distintos fluidos de trabajo en el campo solar y en el bloque de potencia. No está disponible la opción de la tecnología DSG, *Direct Steam Generation*, la cual utiliza agua directamente en los tubos absorbedores.

No cabe duda que ésta es una de las limitaciones del programa aunque a efectos prácticos no tiene mucha importancia para la realización de este proyecto, puesto que la *generación directa de vapor* es una tecnología que todavía tiene que ser estudiada bastante para que se implemente definitivamente en los proyectos de plantas comerciales termosolares. No hay duda que traería muchísimas ventajas, tanto en el aspecto de costes, como en el de la eficiencia energética, pero las plantas comerciales actuales no se pueden arriesgar a implementar este sistema por el alto riesgo tecnológico que supone en estos momentos, y más cuando la tecnología HTF está plenamente probada y se encuentra en plena etapa de madurez.

Muy pronto, este programa de ordenador deberá disponer de la tecnología de *generación directa de vapor* ya que es una de las líneas de investigación más importante en estos momentos dentro de la energía solar de concentración y no cabe duda de que el desarrollo futuro de estos sistemas tiene que pasar por ella.

Por último, en la figura 2.3 se muestra la página de entrada al módulo del campo solar del programa. En ella se pueden observar la gran cantidad de variables que intervienen en su configuración. A parte del múltiplo solar y del fluido caloportador de los que ya se ha hablado, también influyen la temperatura ambiente, la radiación normal directa, la velocidad del viento, la distancia entre los colectores de una misma fila, la distancia entre filas, el número de colectores por fila, etc.

SAM 2010.4.12: C:\Documents and Settings\Ciria\Escritorio\envios amaya 5\sisisi.zsam

File Case Results Developer Help

Welcome Sample Case x

Select Technology and Market... [CSP Trough Empirical, Commercial Cash]

System Summary Σ
Climate
 Location: Almería, -
 Lat: 36.9 Long: -2.4
Utility Rate
Financing
 Analysis: 30 years
Tax Credit Incentives
Payment Incentives
Annual Performance
 Degradation: 0 %
 Availability: 100 %
Trough System Costs
Solar Field
SCA/HCE
Power Block
Thermal Storage
Parasitics

Field Layout
☒ Option 1: Solar Multiple
☐ Option 2: Solar Field Area m²
 Distance between SCAs in Row m
 Row spacing, center-to-center m
 Number of SCAs per Row
 Deploy Angle deg
 Stow Angle deg

Heat Transfer Fluid
 Solar Field HTF Type
 Property table for user-defined HTF
 Solar Field Inlet Temp. °C
 Solar Field Outlet Temp. °C
 Solar Field Initial Temp. °C
 Piping Heat Losses @ Design Temp. W/m²
 Piping Heat Loss Coeff 1
 Piping Heat Loss Coeff 2
 Piping Heat Loss Coeff 3
 Solar Field Piping Heat Losses W/m²
 Minimum HTF Temp. °C
 HTF Gallons per Area gal/m²

Solar Multiple (Design Point)
Calculated Values
 Solar Multiple (calc)
 Solar Field Area (calc) m²
Solar Multiple Reference Conditions
 Ambient Temp. °C
 Direct Normal Radiation W/m²
 Wind Velocity m/s
Reference Condition (SM=1)
 Exact Area m²
 Exact Num. SCAs
Values From Other Pages
 Aperture Area per SCA m²/SCA
 HCE Thermal Losses W/m²
 Optical Efficiency
 Design Turbine Thermal Input MWt

Orientation
 Collector Tilt deg
 Collector Azimuth deg
 Tilt: 0 deg = horizontal, 90 deg = vertical
 Azimuth: 0 deg = south, 90 deg = west, -90 deg = east

Figura 2.3. Pagina de entrada del módulo del campo solar.

2.2.3. Colector cilindro parabólico y tubo absorbedor

La aplicación informática da la posibilidad de elegir el tipo de colector que se va a usar en el campo solar. El programa ofrece varios modelos de colectores cilindro parabólicos entre los que elegir. Alguno ya no esta disponible comercialmente (ej. Luz LS-2), pero sirven para hacer simulaciones de plantas ya existentes como las SEGS, aunque lo normal es elegir entre los últimos modelos si lo que vamos a hacer como ocurre en este proyecto es el diseño de una central termosolar actual.

En la tabla 2.3 se pueden ver las distintas posibilidades que ofrece el programa en cuanto a la elección de los colectores solares del campo, se muestran los distintos modelos disponibles junto con alguna de sus características principales, tanto geométricas como técnicas. Si se quiere otro tipo de colector o modificar algún valor de las características del mismo el programa ofrece la opción de poder editarlos.

Tipo de colector	Longitud	Área de apertura	Error de seguimiento	Precisión geométrica	Reflectividad del espejo
Luz LS-2	50 m	235 m ²	0.99%	0.98%	0.935%
Luz LS-3	100 m	545 m ²	0.99%	0.98%	0.935%
Solargenix SGX-1	100 m	470.3 m ²	0.994%	0.98%	0.935%
Eurotrough ET150	150 m	817.5 m ²	0.99%	0.98%	0.935%

Tabla 2.3. Colectores cilindro parabólicos disponibles en SAM.

También se da la posibilidad de elegir el tipo de tubo absorbedor que se va a usar en los colectores del campo. El programa ofrece varios modelos de absorbedores entre los que elegir. Algunos están obsoletos ya, pero sirven para hacer simulaciones de plantas ya existentes como las SEGS, aunque lo normal es elegir entre los últimos modelos si lo que vamos a hacer como ocurre en este proyecto es el diseño de una central termosolar actual.

En la tabla 2.4 se pueden ver las distintas posibilidades que ofrece el programa en cuanto a la elección de los tubos absorbedores. Se muestran los distintos modelos disponibles junto con alguna de sus características principales:

Tipo de tubo absorbedor	Transmisividad (%)	Absorvitividad (%)
2008 Schott PTR70	0.963	0.96
Solel UVAC3	0.96	0.96
Solel UVAC2	0.96	0.96
Luz Cermet	0.935	0.925
Schott PTR70	0.963	0.96

Tabla 2.4. Tubos absorbedores disponibles en SAM.

Un aspecto curioso del programa, es que permite considerar que todos los tubos absorbedores no tienen porque estar en perfecto estado. Para ello se puede elegir un porcentaje de los que se consideran que están en óptimas condiciones y otros porcentajes para los que se piensa que están rotos, o que les falla la cámara de vacío, etc. De esta forma se puede realizar un análisis más real del rendimiento de la central, y será muy útil para analizar rendimientos de la misma a largo plazo.

Con las características de los colectores y de los tubos absorbedores el programa calcula la eficiencia óptica media de los colectores en conjunto y utiliza este valor para calcular las pérdidas que se dan en el campo solar.

2.2.4. Módulo del bloque de potencia

En el módulo del bloque de potencia se calcula la producción neta de electricidad por hora E_{Net} basada en la energía térmica suministrada al bloque de potencia Q_{ToPB} calculado por el módulo de distribución y almacenamiento.

El módulo de bloque de potencia calcula la producción neta de electricidad E_{Net} calculando primero la producción eléctrica bruta en el punto de diseño, y luego aplica una serie de factores de corrección y suma la energía aportada por la caldera auxiliar y resta las pérdidas parásitas debidas a las cargas eléctricas presentes en el sistema.

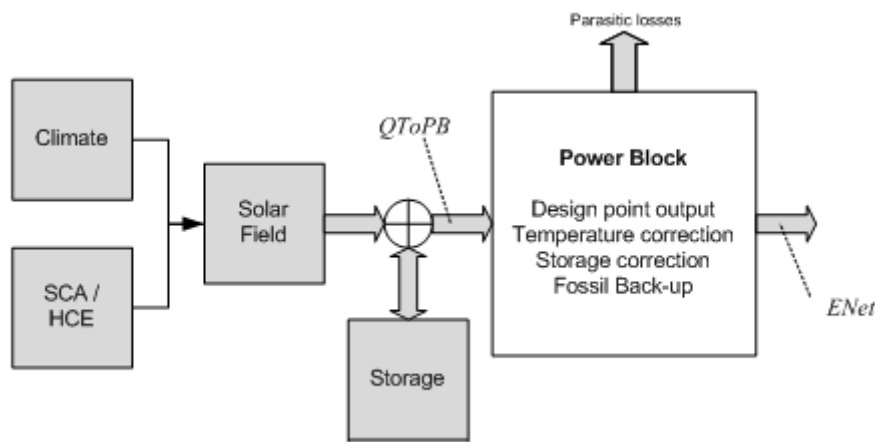


Figura 2.4. Diagrama del módulo del bloque de potencia.
(Solar Advisor Model Reference Manual, 2009).

En el módulo del bloque de potencia destacan tres aspectos fundamentales: Es aquí donde se introduce la potencia nominal de la central, el rendimiento que va a tener el ciclo de potencia asociado al sistema y además también se ofrece la opción de refrigeración húmeda o en seco.

La potencia nominal de la planta es el primer dato que se debe introducir a la hora de comenzar con el diseño de la central termosolar. Va a marcar la energía térmica que debe entrar al bloque de potencia y por lo tanto interviene determinadamente en el tamaño del campo solar.

La potencia nominal de la planta va a venir condicionada en este caso por la normativa legal vigente en España, ya que si se quiere incluir la central en el “régimen especial” de generación eléctrica esta potencia no podrá exceder de los 50 MW. Este aspecto hace que una de las variables de diseño se convierta en fija, con lo cual resultará más sencillo tal y como se ha dicho anteriormente optimizar el campo solar.

El rendimiento de los ciclos de potencia asociados a este tipo de plantas suele andar entorno al 38.5% (Sabugal S. 2009). Son ciclos de Rankine de vapor de agua con recalentamiento intermedio y regenerativos. Además de esta variable, se puede acceder a otros parámetros como son la energía necesaria de puesta en marcha del bloque de potencia, los rangos de carga máxima y mínima a los que puede operar la turbina, el rendimiento de la caldera auxiliar, etc.

El bloque de potencia tiene tres modos de funcionamiento: no operativo, puesta en marcha y operativo.

Recordar por último, que es en este módulo también donde se elige el tipo de refrigeración asociado al ciclo de potencia de la planta. Se puede elegir refrigeración húmeda (refrigeración directa con una gran masa de agua fría) o en seco (con aire del ambiente). Es importante recalcar, que dado que estas centrales necesitan estar ubicadas en lugares con muchas horas de sol directo, normalmente regiones semiáridas o directamente desérticas, en muchas ocasiones no se va a disponer de recursos hídricos muy abundantes, de ahí la gran importancia de poder contar con la posibilidad de la refrigeración en seco, que aunque conlleva mayores costes, 5-10% más caro que la refrigeración húmeda (Greenpeace, 2009) y es menos eficiente termodinámicamente, se hace totalmente imprescindible en algunos emplazamientos.

System Summary

Climate
Location: Almería, -
Lat: 36.9 Long: -2.4

Utility Rate

Financing
Analysis: 30 years

Tax Credit Incentives

Payment Incentives

Annual Performance
Degradation: 0 %
Availability: 100 %

Trough System Costs

Solar Field

SCA/HCE

Power Block

Thermal Storage

Parasitics

Plant Characteristics

Design Turbine Gross Output: 55 MWe
Estimated Gross to Net Conversion Factor: 0.9
Estimated Net Output at Design: 49.5 MWe
Note: Parasitic losses typically reduce net output to approximately 90 % of design gross power

Power Cycle

Current power block: No library match. Choose from library...

Design Turbine Thermal Input: 142.119 MWt
Design Turbine Gross Efficiency: 0.387
Max. Over Design Operation*: 1.15
Minimum Load*: 0.15

Turbine Startup Energy: 0.2
Boiler LHV Efficiency: 0.9
Max. Thermal Input: 163.122 MWt
Min. Thermal Input: 26.189 MWt

	F0	F1	F2	F3	F4
Turb. Part-load Therm to Elec	-0.037726	1.0062	0.076316	-0.044775	0
Turb. Part Load Elec to Therm	0.03737	0.98823	-0.064991	0.039388	0
Cooling Tower Correction	1	0	0	0	0
Temp. Correction Mode	Wet-bulb Basis				

* Fraction of Design Point

Figura 2.5. Pagina de entrada del módulo del bloque de potencia.

2.2.5. Módulo de distribución y almacenamiento

El módulo de distribución y almacenamiento realiza dos funciones: Primero determina como se distribuye la energía procedente del campo solar, cuanta va ir al sistema de almacenamiento y cuanta al bloque de potencia. Se encarga al mismo tiempo de decidir cuanta energía del sistema del almacenamiento y del sistema de apoyo fósil tiene que salir y en que momentos. Segundo, modela el sistema de almacenamiento. Todas estas funciones las realiza siempre y cuando la central termosolar sea diseñada con un sistema de almacenamiento y con apoyo de combustible fósil.

En este módulo es donde se va a fijar la capacidad del sistema de almacenamiento. La forma en el que el programa fija esa capacidad es introduciendo las horas equivalentes a plena carga que supone dicho sistema de almacenamiento.

El único modo de almacenamiento que permite el programa es en dos tanques. Como ya se ha dicho, este programa se basa en experiencias reales y en la mayoría de aplicaciones prácticas realizadas hasta la fecha se ha implementado este tipo de sistemas de almacenamiento (tanque caliente y tanque frío), por lo que no supone mayor problema.

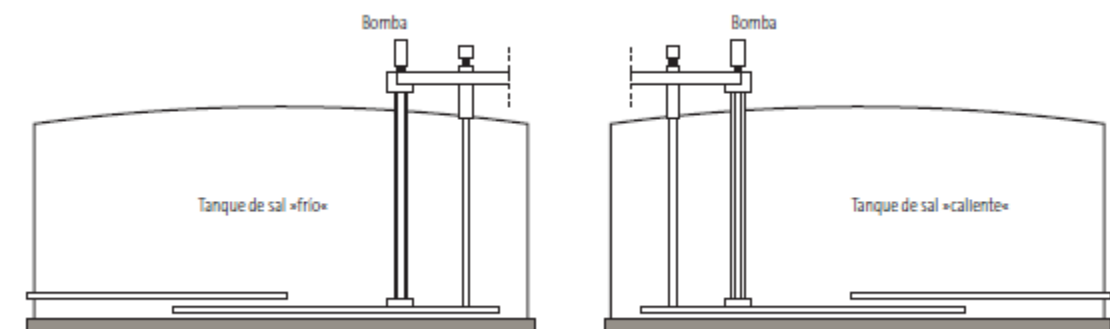


Figura 2.6. Esquema del sistema de almacenamiento indirecto en dos tanques de sales fundidas.
(Fuente: Solar Millennium AG, 2008)

La SEGS-I ya incorporaba almacenamiento térmico con dos tanques. Para ello, utilizaba para almacenar el mismo aceite usado en el campo solar, lo que se suele denominar con el nombre de almacenamiento directo.

Andasol 1, mucho más reciente, también incorpora un sistema de almacenamiento térmico en dos tanques pero en este caso es distinto el fluido del campo, aceite, que el fluido que se usa

para el almacenamiento, sales fundidas, esto se conoce con el nombre de almacenamiento indirecto.

Continuando con la distribución y el almacenamiento, en este módulo también se va a fijar cuando se va a enviar la energía almacenada y en que cantidades, así como la energía de apoyo aportada por el sistema de combustible fósil.

En el apartado 3.8.3 de este proyecto se explica razonadamente cuales van a ser los flujos de energía que se van a dar desde el sistema de almacenamiento y desde la caldera auxiliar, pero aquí se quiere hacer hincapié en otra de las limitaciones que se han encontrado al programa: donde se coloca el sistema de apoyo fósil dentro del esquema de la planta.

Según la reglamentación española, sólo está permitido el uso de combustible fósil para calentar el aceite del campo solar en periodos de insuficiencia de la radiación solar. El problema es que el programa supone que la caldera en vez de estar situada en el campo solar para calentar el aceite está situada en el bloque de potencia para calentar el agua del ciclo, con lo que a la hora de diseñar la planta termosolar va a existir un pequeño desfase/error debido a esta circunstancia.

A partir de ahora, se hablará en el proyecto que el sistema de apoyo fósil empleado es un calentador de aceite, aunque en la realidad el programa instala una caldera de vapor. Este error que se va a asumir no tiene mucha trascendencia, ya que no influye en la producción eléctrica final de la planta, pero debe recordarse y tener en cuenta porque se hablará de ello algunas veces más a lo largo del proyecto.

2.2.6. Costes

Otro apartado importante del programa es el de los costes. Esta aplicación permite asignar una serie de costes específicos a cada componente de la central termosolar:

- Precio del terreno en €/m²
- Precio del campo solar de colectores en €/m²
- Precio del sistema de HTF en €/m²
- Precio del sistema de almacenamiento €/MWh
- Precio del sistema auxiliar de combustible fósil €/MWe
- Precio del bloque de potencia en €/MWe

Cuando se habla de m^2 se refiere en todo momento a la superficie reflectiva que suponen los colectores cilindro parabólicos. Al referirse a MWe, se está considerando la potencia bruta de la planta y los MWht se refieren a la capacidad del sistema de almacenamiento térmico.

Además de estos costes que se podrían considerar como fijos, el programa también posibilita la opción de costes indirectos, como pueden ser las licencias de obra, los gastos de ingeniería, impuestos, contingencias, etc.

Los datos de costes o bien son asignados directamente por el programa, de la base de datos con que éste cuenta o bien pueden ser introducidos por el usuario. Esto a la vez que proporciona una gran flexibilidad, permite también comparar costes de otras fuentes con las del propio programa.

Con estos datos, el programa calcula la inversión necesaria para llevar a cabo el proyecto. Si a esto sumamos que se conoce la energía eléctrica que se va a generar, la aplicación es capaz de darnos el coste a la que se produce la energía eléctrica en la planta termosolar objeto de análisis.

2.3. RESULTADOS QUE SE OBTIENEN DEL ANÁLISIS

SAM muestra un resumen de los resultados en la página principal del programa, y resultados más detallados, incluyendo valores hora por hora, para una selección de variables en el *Dview* (visor de resultados).

2.3.1. Resumen de resultados

A continuación se ofrecen los resultados más relevantes que ofrece este programa en este apartado:

Producción eléctrica anual: Es la suma de la electricidad generada en cada una de las horas del año según la simulación realizada por el programa. Dicha producción tiene en cuenta si se quiere la disponibilidad de la planta (dando un valor a la misma).

LEC (Levelized Cost of Energy): Da una idea del coste de la energía eléctrica producida por la planta. Es una medida que se utiliza para estudiar y comparar la viabilidad económica de distintas alternativas de instalaciones de producción de energía eléctrica. El LEC se define como el coste anual dividido por la producción media anual prevista.

Factor de capacidad: El factor de capacidad 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.

Factor de conversión de energía bruta a neta: Sirve para estimar las pérdidas parásitas (consumos de cargas eléctricas: bombas, equipos electrónicos de control, calefacción, refrigeración, etc.) que se dan en la central.

2.3.2. Resultados horarios simulación

A continuación se ofrecen los resultados más relevantes que ofrece este programa dentro de su simulación horaria:

Variables de salida por cada hora calculadas por el módulo del campo solar

Radiación normal directa: Valor de radiación normal directa leída del archivo meteorológico. (W/m^2).

Insolación normal directa: La incidencia de la radiación normal directa sobre el campo solar en vatios térmicos, que es el producto de la radiación normal directa y el área de campo solar. (MWt)

Energía solar absorbida: La energía térmica absorbida por los colectores.

La energía absorbida en el campo solar: La energía absorbida por el campo solar antes de las pérdidas térmicas e incluidas las pérdidas ópticas.

Energía suministrada por el campo solar: Energía térmica suministrada por el campo solar.

Pérdidas de calor en las tuberías del campo solar: Energía perdida por las tuberías de los colectores en el campo solar.

Pérdidas de calor en el tubo absorbedor (HCE): La energía perdida en los tubos absorbedores del campo solar.

Variables de salida por cada hora calculadas en el módulo del bloque de potencia

Producción bruta de la turbina: Producción eléctrica de la turbina por hora teniendo en cuenta fuentes solares y fósiles, pero no se contabilizan las pérdidas parasitarias o por disponibilidad.

Producción eléctrica neta: Producción eléctrica neta de la turbina por hora teniendo en cuenta fuentes solares y fósiles, contabilizando las pérdidas parasitarias pero no las producidas por disponibilidad.

Pérdidas parásitas: Las pérdidas totales de energía eléctrica debido a las cargas eléctricas parásitas del sistema (bombas, controles electrónicos, etc.). No aportan energía y si la consumen, parásitos.

Potencia mínima de la turbina: La producción solar bruta calculada durante las horas cuando la energía solar es insuficiente para hacer funcionar la turbina.

El exceso de electricidad: Durante las horas cuando la potencia solar bruta sobrepasa el máximo de salida de diseño, la diferencia entre las dos se reporta como el exceso de electricidad.

Energía de apoyo fósil: La energía térmica equivalente a la energía eléctrica generada por la caldera de apoyo de gas natural.

Variables de salida por cada hora calculadas por el módulo de distribución y almacenamiento

Energía para almacenamiento térmico: La energía térmica que llega al TES, (sistema de almacenamiento térmico).

Energía a partir del almacenamiento térmico: La energía térmica que sale del TES (sistema de almacenamiento térmico).

Energía que entra al bloque de potencia: La energía térmica suministrada al bloque de potencia. Puede incluir la energía desde el campo solar únicamente, o la energía del campo solar y de almacenamiento térmico conjuntamente si este existe.

Energía de almacenamiento desperdiciada: La energía desperdiciada cuando el TES esta lleno. Esto sucede en horas cuando la energía calculada para el TES excede de la máxima capacidad.

Energía desperdiciada: La energía térmica desaprovechada bien porque la energía que entra al bloque de potencia o la que entra al TES excede del máximo fijado.

Energía de puesta en marcha: La energía requerida para poner en marcha el bloque de potencia. Esto ocurre en horas en que la energía está disponible desde el campo solar o desde el almacenamiento térmico y el bloque de potencia no ha operado en la hora anterior.

Energía de protección contra heladas suministrada por el TES: Energía suministrada por el TES cuando la temperatura del fluido caloportador cae por debajo de su punto de congelación.

Energía de protección contra heladas suministrada por calentador auxiliar: Energía suministrada por la caldera auxiliar cuando la temperatura del fluido caloportador cae por debajo de su punto de congelación.

Pérdidas de calor en el sistema de almacenamiento térmico: Las pérdidas de calor del tanque de almacenamiento.

También el sistema informa sobre las pérdidas parásitas que se dan en los siguientes sistemas:

- Equipos de seguimiento solar y controles electrónicos del colector
- Bombeo del HTF en el campo solar
- Bombeo de protección contra heladas
- Bombas en el sistema de almacenamiento
- Pérdidas fijas del bloque de potencia
- Pérdidas relacionadas con el balance de planta
- Pérdidas relacionadas con la caldera auxiliar
- Pérdidas relacionadas con la torre de refrigeración

CAPÍTULO 3

DISEÑO DE UNA PLANTA TERMOSOLAR EN ESPAÑA

Casi la totalidad del capítulo 3 se va a dedicar a analizar y justificar la elección de los parámetros y elementos principales que componen una central termosolar. Una vez elegidos, se trasladaran al programa de ordenador *Solar Advisor Model* ya presentado en el capítulo 2, para posteriormente en el capítulo 4 realizar un análisis de los resultados obtenidos gracias a él, tanto desde el punto de vista del rendimiento energético como desde el punto de vista financiero.

Los aspectos que se van a tratar abordan los siguientes campos:

- Ubicación geográfica
- Potencia nominal de la planta
- Tipo de fluido caloportador empleado en el campo solar
- Tipo de colectores cilindro parabólicos empleados en el campo solar
- Tubos absorbedores empleados en el campo solar
- Tamaño del campo solar
- Tamaño y tipo del sistema de almacenamiento
- % de combustible de apoyo fósil a usar en la central
- Turbina del ciclo de potencia

Como se irá viendo, en la elección de cada uno de esos parámetros o elementos influirán una gran variedad de factores, no sólo vale con buscar en cada uno de ellos el mayor rendimiento posible desde un punto de vista energético, aspectos tecnológicos, económicos, de normativa legal, de relaciones empresariales juegan un papel fundamental en la realidad diaria a la hora de su elección.

Como base de partida decir que se prestará una atención preferente a los elementos que se usan ya en las plantas termosolares existentes en España o que se van a poner próximamente en funcionamiento, así como también se tendrá muy en cuenta la gama de posibilidades que da el programa de ordenador a la hora de diseñar una planta termosolar.

Reseñar que los dos últimos apartados del capítulo se dedicaran a analizar dos cuestiones, que aunque son resueltas por el programa de ordenador, se considera interesante ver de donde

vienen: el dimensionamiento, estimaciones iniciales y cálculos de la central termosolar y el análisis termodinámico del ciclo de potencia.

3.1. ELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO ADECUADO POR SU IRRADIACIÓN SOLAR PARA LA PLANTA TERMOSOLAR

La energía termosolar de concentración emplea la luz solar directa, conocida como “radiación normal directa”. Se trata de la luz del sol que no es desviada por las nubes, el humo o el polvo en suspensión existente en la atmósfera y que llega a la superficie terrestre en forma de rayos paralelos para poder ser concentrados.

Por lo tanto, este tipo de centrales para que sean viables sólo tendrán sentido que se instalen en lugares que reciban una gran cantidad de sol al año. Especialmente son propicias las regiones áridas y semiáridas del planeta, donde la poca nubosidad no interfiere en los valores de la radiación directa.

Las regiones que cuentan con mejores condiciones atmosféricas para instalar centrales termosolares son: Norte y Sur de África, los países mediterráneos, lugares desérticos de la India y Pakistán, Oriente Próximo y Oriente Medio, partes de Brasil y Chile, México y la zona Sur-Oeste de Estados Unidos, Australia. Decir que se han elegido conforme al siguiente criterio (Greenpeace 2009):

**- Que cuenten con una cuota de irradiación solar anual de al menos 2000 kWh/m²/año.
(Las mejores localizaciones para este tipo de plantas reciben más de 2800 kWh/m²/año).**

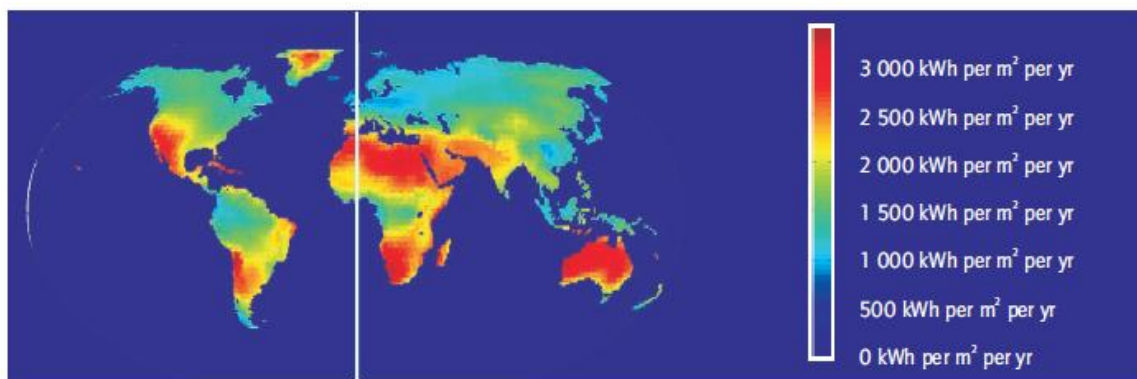


Figura 3.1. Zonas geográficas adecuadas para la instalación de centrales termosolares.

(Fuente: International Energy Agency, 2010)

La ubicación de la planta que va a ser objeto de análisis en este proyecto va a corresponder con las coordenadas geográficas de la Plataforma Solar de Almería (PSA), que está situada en el desierto de Tabernas, Almería. Se quería que la ubicación fuera nuestro país y que mejor sitio que éste, un referente dentro de la energía solar, ya no sólo en España sino a nivel mundial.

Aún así se va a llevar acabo un estudio sobre tres posibles emplazamientos (el desierto del Sahara, el desierto de Tabernas en Almería, y el desierto de Bardenas Reales en Navarra) para poner de manifiesto un par de aspectos:

- Que no es casualidad que la gran parte de las centrales termosolares que se han construido o se están proyectando en nuestro país, estén ubicadas en el Sur de España.
- Que no es descabellado que grandes empresas como las alemanas E.ON, Münchener Rück, Deutsche Bank... o la española Red Eléctrica se estén embarcando en proyectos como “Desertec”, el cual contempla instalar centrales solares térmicas en el desierto del Norte de África para la producción de electricidad, para ser transportada a Europa mediante redes de alta tensión.

Los datos de radiación normal directa que a continuación se van a presentar para los tres distintos emplazamientos se han obtenido de base de datos siguiente:

<http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>

En dicha base de datos, introduciendo los datos de longitud y latitud de un lugar geográfico se puede obtener toda clase de datos solares y atmosféricos, y de esta manera analizar conforme a los criterios anteriormente nombrados que emplazamientos son más adecuados y porque.

Análisis de los distintos emplazamientos:

1.- África, desierto del Sahara, situación geográfica 21° 50' Latitud Norte y 10° 50' Longitud Este:

Monthly Averaged Direct Normal Radiation (kWh/m ² /day)													
Lat 21 Lon 10	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	6.23	7.88	8.15	8.42	8.13	8.68	8.84	8.99	8.48	8.34	7.43	6.30	7.99

Tabla 3.1. Radiación normal directa, desierto del Sahara, medias diarias mensuales y la anual.



Figura 3.2. Ubicación geográfica del emplazamiento estudiado del desierto del Sahara.

Se observa que el resultado medio anual es de $7.99 \text{ kWh/m}^2/\text{día}$, para poder compararlo con los criterios anteriores multiplicamos ese valor por 365 días obteniéndose una irradiación solar anual de $2916.35 \text{ kWh/m}^2/\text{año}$, mayor que los $2000 \text{ kWh/m}^2/\text{año}$ requeridos, y mayor que los $2800 \text{ kWh/m}^2/\text{año}$, lo que hace que esta zona se considere como óptima desde el punto de vista solar para la instalación de una central termoeléctrica.

Según un estudio realizado por Siemens, sería suficiente una superficie de 300 kilómetros cuadrados en el Sahara para instalar los espejos parabólicos necesarios para cubrir la necesidad de electricidad de toda la tierra.

2.- Desierto de Tabernas (Almería), situación geográfica: $37^{\circ}05'$ Latitud Norte y $2^{\circ}21'$ Longitud Oeste:

Monthly Averaged Direct Normal Radiation ($\text{kWh/m}^2/\text{day}$)													
Lat 37 Lon -3	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	4.29	4.85	5.44	5.87	6.15	7.68	7.89	6.92	5.63	4.57	4.05	3.74	5.59

Tabla 3.2. Radiación normal directa, desierto de Tabernas, medias diarias mensuales y la anual.

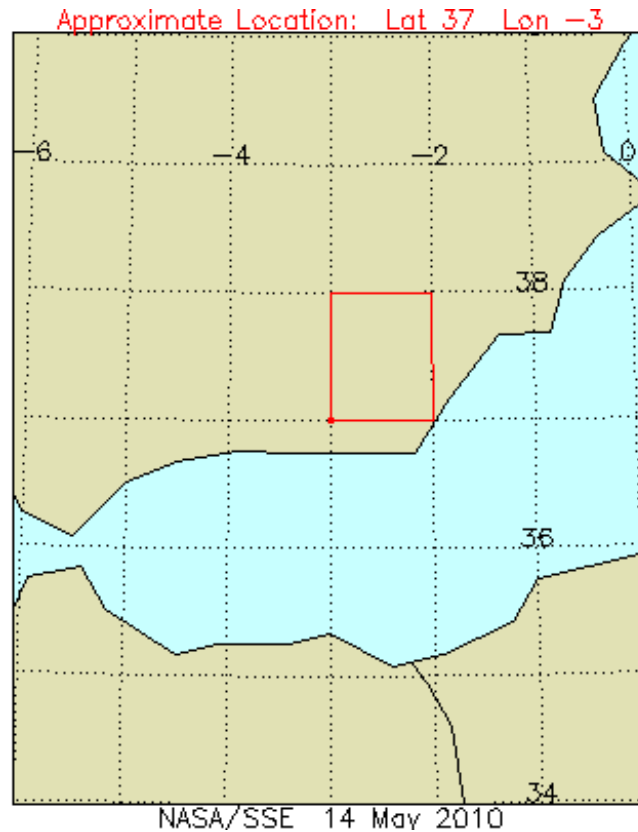


Figura 3.3. Ubicación geográfica del emplazamiento estudiado del desierto de Tabernas.

Se observa que el resultado medio anual es de $5.59 \text{ kWh/m}^2/\text{día}$, para poder compararlo con los criterios anteriores multiplicamos ese valor por 365 días obteniéndose una irradiación solar anual de $2040.35 \text{ kWh/m}^2/\text{año}$, mayor que los $2000 \text{ kWh/m}^2/\text{año}$ requeridos, siendo por lo tanto el desierto de Tabernas una zona idónea para la instalación de una central termosolar.

3.- Desierto de Bardenas Reales (Navarra), situación geográfica: $42^{\circ}20'$ Latitud Norte y $1^{\circ}45'$ Longitud Oeste.

Monthly Averaged Direct Normal Radiation ($\text{kWh/m}^2/\text{day}$)													
Lat 42 Lon -2	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Annual Average
22-year Average	2.84	3.73	4.73	4.23	4.88	5.96	6.39	6.01	5.11	3.61	2.86	2.63	4.42

Tabla 3.3. Radiación normal directa, desierto de Bardenas Reales (Navarra), medias diarias mensuales y anual.

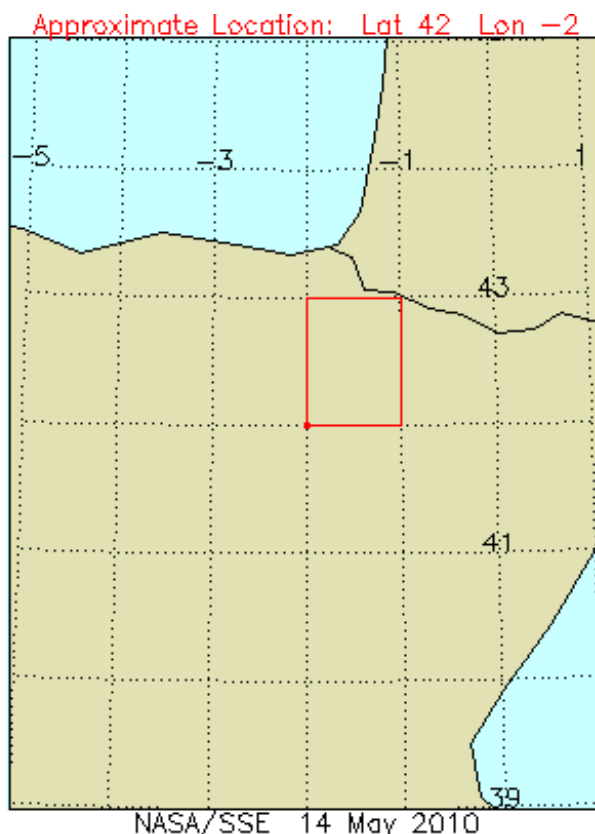


Figura 3.4. Ubicación geográfica del emplazamiento estudiado del desierto de Bardenas Reales.

Se observa que el resultado medio anual es de $4.42 \text{ kWh/m}^2/\text{día}$, para poder compararlo con los criterios anteriores multiplicamos ese valor por 365 días obteniéndose una irradiación solar anual de $1613.3 \text{ kWh/m}^2/\text{año}$, menor que los $2000 \text{ kWh/m}^2/\text{año}$ requeridos. Se concluye entonces que en este caso que el desierto de Bardenas Reales no sería una buena ubicación para la instalación de una central termosolar.

Comentar por último que en este apartado no se ha tenido en cuenta la disponibilidad de agua cerca del emplazamiento físico porque se piensa que el factor clave es la irradiación solar, ya que aunque las centrales termosolares necesitan de refrigeración en su extremo ‘frío’ del ciclo de potencia, este puede conseguirse mediante refrigeración evaporativa (húmeda) cuando se dispone de agua, o mediante refrigeración en seco (con aire), ambas tecnologías convencionales. Eso si, la refrigeración en seco supone una mayor inversión y sus costes son entre un 5% y un 10% mayores (Greenpeace 2009).

Luego como ya se ha dicho, la elección para el emplazamiento de la planta termosolar va a corresponder con las coordenadas de la Plataforma Solar de Almería (PSA), en el desierto de Tabernas, Almería.



Figura 3.5. Vista aérea de la Plataforma Solar que el CIEMAT tiene en Almería. (Fuente: PSA)

Localización	Desierto del Sahara (Níger)	Desierto de Tabernas (Almería)	Desierto de Bardenas Reales (Navarra)
Radiación Normal Directa (media diaria anual) (kWh/m ² /día)	7.99	5.59	4.42

Tabla 3.4. Resumen de la radiación normal directa media diaria anual de los distintos emplazamientos estudiados.

3.2. ELECCIÓN DEL TAMAÑO DE LA PLANTA TERMOSOLAR

En este caso en concreto, el tamaño de la planta va a venir condicionado fundamentalmente por la localización elegida: desierto de Tabernas en la provincia de Almería, España.

El gobierno español estableció en el REAL DECRETO 661/2007, de 25 de mayo un techo de 50 MW para proyectos de concentración solar, por encima del cual, no se aplicarían las tarifas del régimen especial. Sin estas tarifas sería muy difícil el desarrollo comercial de proyectos termoeléctricos en estos momentos.

También impuso inicialmente un límite inicial de 500 MW en capacidad total instalada. El techo de los 50 MW intentaba asegurar que las 10 plantas de 50 MW fueran puestas en marcha por varias compañías diferentes evitando así la construcción de sólo unas pocas plantas de mayor tamaño por una o dos empresas, para así lograr promover la innovación y competitividad en el sector.

Diferentes estudios apuntan a que el tamaño óptimo para las plantas de concentración solar en España asciende a 150 MW (CSP Today), aunque la experiencia también muestra que mantener las instalaciones en tamaños más bajos tiene sus ventajas.

En plantas cilindro parabólicas, el aumento del tamaño de las instalaciones, aparte del incremento del coste de la planta, implicaría también la necesidad de mayor aislamiento para evitar pérdidas de calor debido al aumento del tamaño y por lo tanto de las distancias.

Por lo tanto la planta de concentración solar de colectores cilindro parabólicos se dimensionará para un tamaño de 50 MW.

En la tabla 3.5 se ha querido mostrar la evolución del marco regulatorio español para el sector termoelectrico.

Marco regulatorio	Tarifas (Historia)
RD 2366/1994 Tarifa Regulada	Sin tarifa específica para Solar Termoelectrica.
RD 2818/1998 Tarifa Regulada	Revisión de tarifas y tecnologías. Se establecen grupos específicos. Grupo b.1 para todas las tecnologías solares.
RD 841/2002 Subgrupo b.1.2	Modificación del RD 2818/1998 Se establece el subgrupo b.1.2. Solar Termoelectrica Se establece la primera tarifa regulada específica para solar termoelectrica: 0.120202 c€/kWh (2002)
RD 436/2004 Tarifa Regulada Primas	Revisión de las tarifas y tecnologías. Se establece una tarifa regulada que permite la viabilidad económica de las centrales solares termoelectricas. Objetivo: 200 MW.
RD 661/2007 Tarifa Regulada Primas	Objetivo: 500 MW. Incremento de Tarifas y Primas. Cap & Floor para venta en el mercado eléctrico. Hibridación con Biomasa y Biogás.
RD-LEY 6/2009 Registro de preasignación	Se crea el Registro de preasignación de retribución. La inscripción es condición necesaria para el otorgamiento del derecho al régimen económico establecido en el R.D. 661/2007.
Resolución del registro de preasignaciones 15-21-09	Asignados proyectos hasta 2013. 2339 MW – 56 proyectos

Tabla 3.5. Evolución del marco regulatorio español para el sector termoelectrico.

En la figura siguiente 3.6 se puede observar el calendario que van a seguir los distintos proyectos de centrales termoeléctrica españolas incluidas en el registro de preasignaciones.



Figura 3.6. Fases de entrada en funcionamiento de los proyectos incluidos en el registro de preasignaciones. (Fuente: Martín Hernanz, 2010)

3.3. ELECCIÓN DEL FLUIDO CALORÍFERO A EMPLEAR EN LA PLANTA TERMOSOLAR

El funcionamiento de las plantas termosolares de colectores cilindro parabólicos depende en gran medida del fluido calorífero que se utilice en el campo solar, ya que no sólo condiciona el rango de temperaturas de trabajo, sino que determina otros aspectos de ingeniería como el almacenamiento térmico o la elección de materiales.

Existen dos tipos de tecnologías asociadas al fluido calorífico usado en el campo solar, la denominada *Heat Transfer Fluid* conocida con las siglas HTF, que se basa en el uso de un medio caloportador (aceite o sales fundidas) para transportar la energía térmica desde el campo solar al bloque de potencia y se caracteriza por emplear distintos fluidos de trabajo en el campo y en el bloque de potencia, y la tecnología de DSG, *Direct Steam Generation*, conocida con las siglas DSG, la cual utiliza agua directamente en los tubos absorbedores y que elimina la necesidad de utilizar dos fluidos diferentes, con lo que se prescinde de los intercambiadores de calor intermedios para la generación de vapor, además de otras diferencias notables que conlleva el uso de agua-vapor como fluido calorífico.

Como se vió en el capítulo 2, el programa de ordenador que se va a utilizar para realizar el diseño y simulación de la central termosolar objeto de este proyecto sólo tiene disponible la

tecnología HTF, aún así se ha considerado de interés analizar también la tecnología DSG, todavía en estado precomercial, pero en la que se centran muchos proyectos de investigación actuales. Como ejemplo, citar el lazo de ensayo DISS, en funcionamiento desde 1998 en la Plataforma Solar de Almería, que es el único campo de colectores cilíndrico parabólicos existente en el mundo que genera directamente vapor a alta presión y temperatura (100bar / 400°C) dentro de los propios concentradores en condiciones solares reales.



Figura 3.7. Lazo de colectores cilindro parabólico del proyecto DISS en la PSA.

(Fuente: PSA)

A continuación se analizan los distintos tipos de fluidos caloríficos que se están utilizando actualmente en las plantas de concentración solar, indicando en cada caso sus principales características, fortalezas y limitaciones. Para realizar dicho análisis se ha tomado como referencia diversas publicaciones, entre ellas destacar las Tesis de María José Montes Pita y de Javier Muñoz Antón, ambas del 2008 y las cuales aparecen citadas adecuadamente en la bibliografía general del proyecto.

3.3.1. Uso de aceite como fluido de trabajo en el campo solar

Dentro de las tecnologías HTF, el uso de aceite como fluido calorífero en el campo solar es la más extendida.

Tipos de aceites utilizados en el campo solar de colectores cilindro parabólicos:

Existen diversos tipos de aceite que se pueden emplear en el campo solar y la elección de uno u otro esta en función de la temperatura máxima de trabajo que se desea. Para temperaturas de hasta 400°C se suele utilizar el Therminol VP-1. Este aceite sintético trabaja bien a 400°C,

aunque tiene el problema de que su punto de congelación igual a 12°C , lo que obliga a mantener todo el circuito de aceite, de forma permanente, a una temperatura superior a este valor. No suele ser un problema, ya que la energía auxiliar necesaria para mantener la temperatura del aceite por encima del punto de congelación es baja, debido a que las pérdidas térmicas asociadas son pequeñas.

Si se quiere obviar el problema de la congelación, existen aceites que permiten trabajar a temperaturas del orden de 400°C y no tienen un punto de congelación tan alto. Por ejemplo, el punto de congelación del Syltherm-800 es -40°C , aunque este dato no es del todo representativo ya que a igualdad de temperaturas, el Syltherm es más viscoso que el Therminol, y puede que antes de llegar a los -40°C ya sea inviable su uso por un aumento excesivo de su viscosidad. Otro problema de este aceite es su precio, tres veces superior aproximadamente al Therminol VP-1.

Las propiedades de ambos aceites se presentan la tabla 3.6, y las variaciones de sus propiedades con la temperatura en las figuras contiguas (en la figura 3.8 calor específico, figura 3.9 densidad, figura 3.10 conductividad térmica y figura 3.11 viscosidad).

Aceites térmicos	Therminol VP-1	Syltherm 800
Precio (€/kg)	2-3	~10
Rango de funcionamiento ($^{\circ}\text{C}$)	12 – 400	-40 – 400

Tabla 3.6. Propiedades de los aceites térmicos.

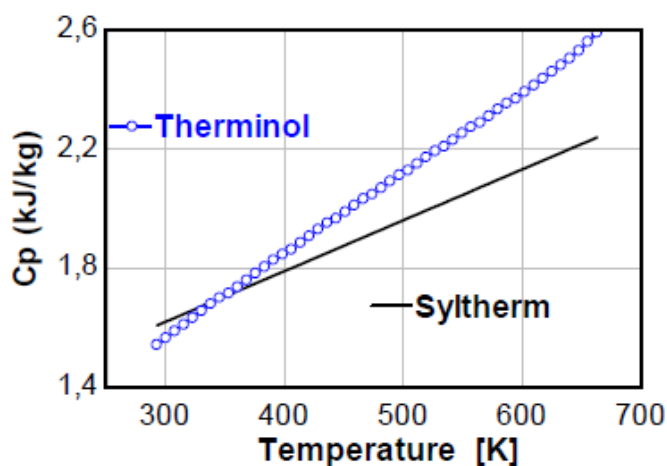


Figura 3.8. Variación de las propiedades del Syltherm 800 y del Therminol VP-1 con la temperatura – Calor específico (Fuente: Muñoz Antón, 2008).

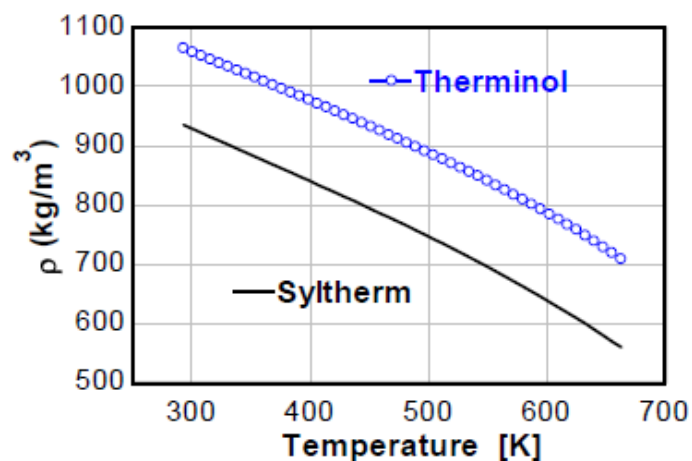


Figura 3.9. Variación de las propiedades del Syltherm 800 y del Therminol VP-1 con la temperatura – Densidad (Fuente: Muñoz Antón, 2008).

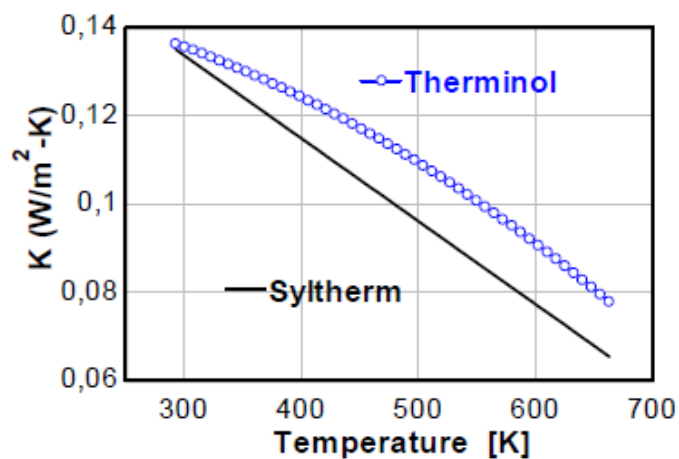


Figura 3.10. Variación de las propiedades del Syltherm 800 y del Therminol VP-1 con la temperatura – Conductividad térmica (Fuente: Muñoz Antón, 2008).

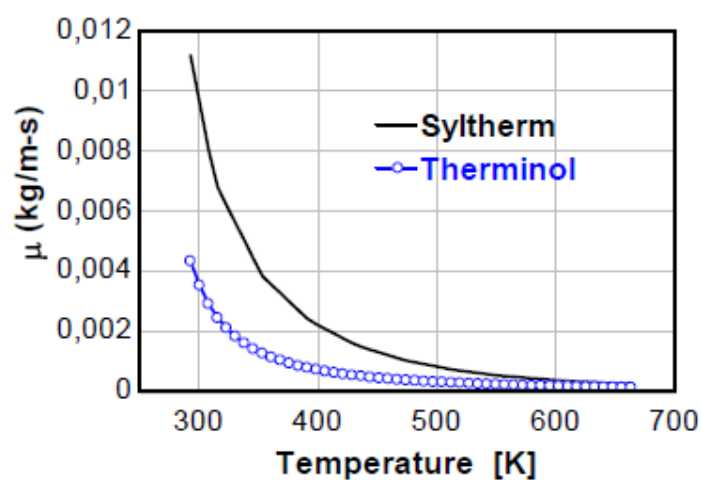


Figura 3.11. Variación de las propiedades del Syltherm 800 y del Therminol VP-1 con la temperatura – Viscosidad (Fuente: Muñoz Antón, 2008).

3.3.2 Uso de sales fundidas como fluido de trabajo en el campo solar

Las sales fundidas son fluidos que funden a temperaturas superiores a 150°C, pero que debido a su alta densidad y a su capacidad para trabajar a elevadas temperaturas de funcionamiento hacen de ellas fluidos muy interesantes desde un punto de vista térmico.

El uso de sales fundidas como fluido calorífico es una de las líneas de investigación más importantes que se están llevando a cabo en estos momentos. Actualmente en las plantas comerciales de colectores cilindro parabólicos sólo son usadas en el sistema de almacenamiento y no en el campo solar. Este fluido si se usa en sistemas de receptor central, como por ejemplo la planta *Solar Two*.

Tipos de sales utilizadas en el campo solar de colectores cilindro parabólicos:

Las sales empleadas en aplicaciones solares han sido las sales de nitrato, por sus buenas propiedades en comparación con otras. Estas sales producen bajas tasas de corrosión en los materiales habituales para tuberías, son térmicamente más estables en los altos rangos de temperatura requeridos por los ciclos Rankine, tienen presiones de vapor muy bajas, lo que permite trabajar a presiones moderadas en el campo solar, se pueden conseguir fácilmente y son relativamente baratas. Una sal muy usada (sobre todo en sistemas de torre central) es la Solar Salt, ya que tiene una temperatura límite de operación (600°C) que permite acoplar a estos sistemas a los ciclos de Rankine más avanzados. Además, es una de las sales de nitrato más baratas. Su mayor desventaja es que tiene un punto de congelación muy alto, 220°C. La sal ternaria Hitec presenta un punto de congelación mucho más bajo, en torno a 140°C, pero su coste es más alto y su temperatura límite más baja. Existe otra sal, la Hitec XL, con un punto de congelación todavía más bajo, alrededor de los 120°C.

En las siguientes figuras (figura 3.12 calor específico, figura 3.13 densidad, figura 3.14 conductividad térmica y figura 3.15 viscosidad) se pueden ver las propiedades de una sal fundida de uso en sistemas solares, la Hitec XL comparada con el aceite Therminol VP-1 y como varían sus propiedades con la temperatura.

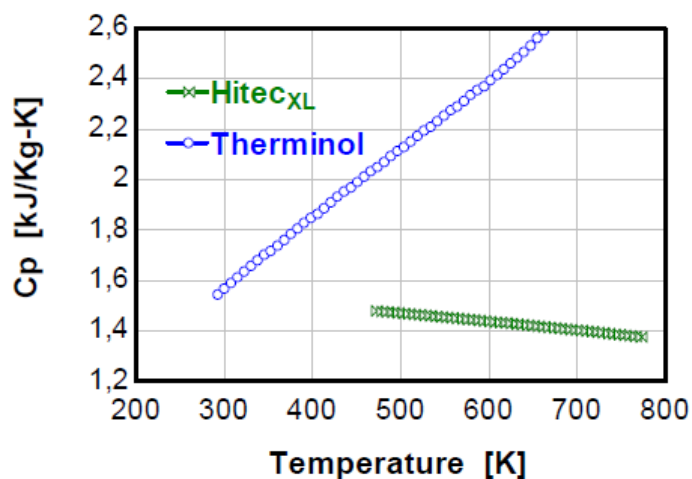


Figura 3.12. Comparación de la sal fundida Hitec XL y del aceite Therminol VP-1 para ver como varían sus propiedades físicas con la temperatura - Calor específico (Fuente: Muñoz Antón, 2008).

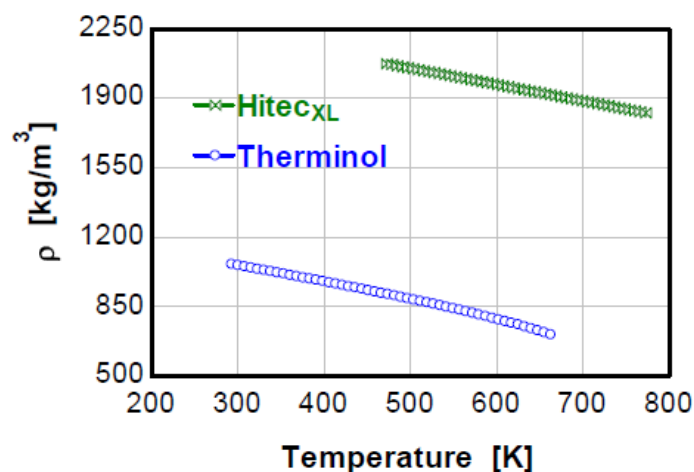


Figura 3.13. Comparación de la sal fundida Hitec XL y del aceite Therminol VP-1 para ver como varían sus propiedades físicas con la temperatura – Densidad (Fuente: Muñoz Antón, 2008).

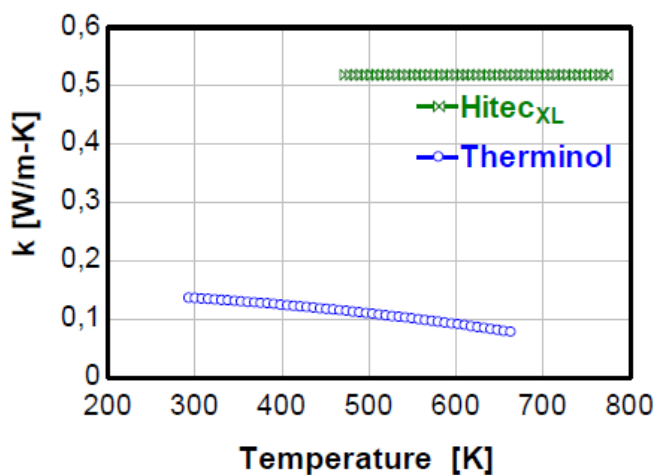


Figura 3.14. Comparación de la sal Hitec XL y del aceite Therminol VP-1 para ver como varían sus propiedades físicas con la temperatura - Conductividad térmica (Fuente: Muñoz Antón, 2008).

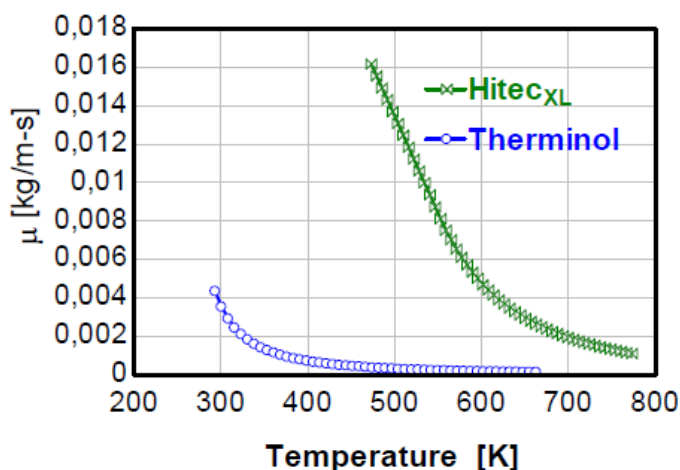


Figura 3.15. Comparación de la sal fundida Hitec XL y del aceite Therminol VP-1 para ver como varían sus propiedades físicas con la temperatura – Viscosidad (Fuente: Muñoz Antón, 2008).

3.3.3 Uso de agua-vapor como fluido de trabajo en el campo solar

El empleo de agua-vapor a través de los colectores cilindro parabólicos de un campo solar puede reducir el coste de la energía generada, aumentando el rendimiento de producción, al suprimir el intercambiador de calor intermedio entre el campo solar y el bloque de potencia.

Otras ventajas de la generación directa de vapor son:

- El fluido de trabajo en el campo solar no es, en ningún caso, ni contaminante ni peligroso: se elimina el riesgo de fugas o, en el caso del aceite, de incendios.
- La temperatura máxima de operación no está limitada por el fluido de trabajo, como en el caso del aceite (400°C), y los problemas de congelación no son tan acusados como en el caso del empleo de sales (con temperaturas de congelación entre 140°C y 220°C).
- Se suprimen muchos de los sistemas auxiliares del circuito de aceite (sistema antiincendios, piscina de recogida del aceite en caso de fugas, sistema de purga de inconfesables del aceite y sistema de inertización del aceite) o al circuito de sales (elementos calefactores, procedimientos y sistemas asociados a la protección frente a las congelaciones nocturnas, etc.).

No todo son ventajas, también hay inconvenientes:

- Se necesitan tuberías, válvulas y accesorios metálicos del campo solar más fuertes, con paredes más gruesas, capaces de soportar unas mayores presiones de trabajo.
- Los tubos absorbedores también necesitan ser mejorados para poder soportar las altas temperaturas y presiones de esta tecnología.

La tecnología de Generación Directa de Vapor es muy interesante pero necesita que se dé un salto tecnológico en el diseño de componentes y nuevos materiales para que ésta sea usada a nivel comercial.

Conclusión:

A las temperaturas de trabajo a las que operan los colectores cilindro parabólicos actualmente ($125^{\circ}\text{C} < T < 400^{\circ}\text{C}$), el fluido de trabajo que parece más adecuado es el aceite, por tener un punto de congelación y una presión de vapor bastante adecuadas para esas temperaturas. Concretamente se empleará en la planta termosolar el Therminol VP-1, que es el aceite que se está usando en casi todos los proyectos de plantas de tecnología HTF de cilindro parabólicos debido a sus buenas propiedades y a su precio competitivo (en comparación con el Syltherm-800).

Con el Therminol VP-1 se pueden alcanzar temperaturas de trabajo cercanas a los 400°C con presiones que no encarecen en exceso la instalación (~ 16 bar). Esta temperatura constituye un límite, el Therminol VP-1 es susceptible de degradación química cuando superan los 390°C , pero esto no es un problema debido al estado actual de la tecnología, que hace que no se superen esos valores.

Los otros fluidos analizados presentan mayores problemas:

Las sales cuentan con los problemas típicos de corrosión y de taponamiento por solidificación en puntos fríos, además de un punto de congelación alto.

La problemática de trabajar con agua, es que a presión ambiente cambia de fase a los 100°C , lo que implica, que para trabajar con este fluido, hay que ir a presiones elevadas para alcanzar temperaturas elevadas de trabajo. Como ya se ha comentado anteriormente, esto hace imprescindible el uso de espesores elevados en las tuberías para poder trabajar a presión elevada. Otro problema es la dificultad añadida del acoplamiento con un sistema de almacenamiento térmico.

3.4. ELECCIÓN DEL COLECTOR CILINDRO PARABÓLICO A EMPLEAR DE LA PLANTA TERMOSOLAR

En este apartado se va a elegir el tipo de colector que se va a colocar en el campo solar de la central termosolar objeto de este proyecto. Tener en cuenta que cuando se habla del tipo de colector se hace referencia en todo momento a la estructura del mismo, lo que ocurre es que se le atribuye el nombre de colector de forma genérica. La estructura del colector esta diseñada para proporcionar la rigidez necesaria al conjunto de elementos que lo componen, se podría decir que es el esqueleto del colector.

Funciones que realiza la estructura de un colector:

- Soporta los espejos y los tubos absorbedores, manteniéndolos alineados óptimamente.
- Resiste las fuerzas externas como las del viento.
- Permite que el colector gire, por lo que los espejos y los tubos absorbedores pueden llevar a cabo el necesario seguimiento solar.
- Actúa de interfase con la cimentación del colector.

El programa de ordenador usado en este proyecto y ya presentado en el capítulo 2, ofrece los siguientes cuatro tipos de colectores para poder elegir: LS-2, LS-3, Eurotrough y Solargenix. A continuación se va a pasar a comentar las características más importantes de cada uno de ellos, aunque hay que decir antes de nada, que los colectores LS-2 y LS-3 ya no están disponibles comercialmente, pero debido a que aparecen en el programa y sobre todo a la gran importancia que han tenido en el desarrollo de los colectores cilindro parabólicos más actuales, se ha creído conveniente estudiarlos.

Colectores Luz (LS-2 y LS-3)

Los colectores Luz representan el estándar en el cual se han fijado todos los colectores (también los más recientes) a la hora de su diseño y desarrollo. El carácter económico de estos colectores, fabricados en acero galvanizado, los ha hecho idóneos para aplicaciones comerciales en centrales termosolares. Han demostrado ser altamente eficientes a lo largo de sus años de

experiencia. Como ejemplo decir, que han sido los colectores utilizados en casi todas las plantas SEGS de California.

Hay dos tipos de colectores Luz principalmente, el LS-2 y el LS-3:

El colector LS-2 posee un diseño muy preciso. Cuenta con una estructura de tubo de soporte central (torque tube), es muy sencillo de montar y proporciona una gran resistencia a la torsión. Cuenta con seis módulos, tres a cada lado de la unidad de movimiento y cada módulo tiene dos tubos absorbedores de cuatro metros de largo cada uno. El principal inconveniente que presenta es que el sistema que lleva de tubo de soporte central utiliza una gran cantidad de acero y además requiere de una fabricación muy precisa para que después sea montado sin problemas.

Para reducir los costes de fabricación, Luz diseño un colector más grande, el LS-3, con una tolerancia de fabricación más baja y un requerimiento de acero menor. Demostró ser también un diseño muy fiable. El LS-3 utiliza una estructura espacial en lugar de la de tubo de soporte central. El colector LS-3 tiene tres módulos espaciales a cada lado de la unidad de movimiento. Cada módulo espacial, tiene tres tubos absorbedores de cuatro metros de largo.

Aún así, el colector LS-3 con su nuevo diseño no consiguió bajar los costes de fabricación tanto como se esperaba. También tenía el inconveniente de que contaba con una resistencia a la torsión algo insuficiente, lo que condujo a un menor rendimiento óptico y térmico de lo esperado.

En las dos figuras siguientes, se puede ver un colector LS-2 y un LS-3, pudiéndose observar el diferente diseño utilizado en cada uno a la hora de llevar a cabo su estructura.



Figura 3.16. Parte de atrás de la estructura de un colector LS-2. (Fuente: <http://www.nrel.gov/>)



Figura 3.17. Parte de atrás de la estructura de un colector LS-3. (Fuente: <http://www.nrel.gov/>)

En la siguiente tabla 3.7 se muestran las características principales de ambos colectores:

	LS-2	LS-3
Estructura	Tubo soporte central (torque tube)	Estructura espacial en “V”
Apertura (m)	5	5.76
Distancia focal (m)	1.49	1.71
Longitud de un módulo (m)	8	12
Longitud de un colector (m)	49	99
Área de espejo por colector (m ²)	235	545
Diámetro del receptor (m)	0.07	0.07
Concentración geométrica	71:1	82:1
Mecanismo de accionamiento	Mecánico	Hidráulico
Peso (kg/m ²)	29	33
Rendimiento óptico	76	80
Proyectos más significativos	SEGS II-VII	SEGS V-IX

Tabla 3.7. Características principales de los colectores LS-2 y LS-3.

(Fuente: Kearney, 2007)

Ahora se verán los otros dos tipos de colectores nombrados anteriormente, el Solargenix y el Eurotrough, son dos conceptos de colectores algo diferentes como se podrá comprobar pero ambos han demostrado una gran eficiencia en los proyectos en los que han intervenido.

Colector Eurotrough

Tras la desaparición de Luz, un consorcio de empresas y laboratorios de investigación europeos (Inabensa, Fichtner Solar, Flabeg Solar, SBP, Iberdrola, Ciemat DLR, Solel, CRES), inicio el desarrollo del diseño de un nuevo colector basándose en las experiencias de los colectores Luz y con la intención de aunar en él todos los conocimientos adquiridos en el diseño del LS-2 y LS-3. El colector Eurotrough utilizó un diseño de armazón soporte o torque box. Consiste básicamente en un armazón rectangular con brazos soporte, así consigue combinar una mayor resistencia a la torsión con una menor cantidad de acero utilizado en su fabricación. Menos componentes, menos costos, más eficiente.



Figura 3.18. Filas de colectores SKAL-ET en la planta solar Andasol 1.

(Fuente: Solar Millennium AG, 2009)

Colector Solargenix

La empresa Solargenix Energy apoyada por el departamento de energía de EE.UU. ha desarrollado un nuevo colector cilindro parabólico también de última generación. La estructura del colector de Solargenix está hecha de aluminio extruido y utiliza una estructura de diseño espacial. Las ventajas de este tipo de colector son que pesa menos que los de acero, requiere de muy pocos elementos de fijación, no necesita de una soldadura o fabricación especializada, se monta fácilmente y no requiere de una alineación en el campo solar.



Figura 3.19. Parte de atrás de la estructura de un colector Solargenix.

(Fuente: <http://www.nrel.gov>)

En la siguiente tabla 3.8 se muestran las características principales de ambos colectores. Los datos que se aportan corresponden a los modelos de última generación dentro de cada tipo de colector. Para el modelo Solargenix se dan las características del SGX-2, y para el modelo Eurotrough se dan las características del SKAL-ET, dicho colector esta fabricado por la empresa Flagsol:

	Solargenix	Eurotrough
Estructura	Estructura espacial de aluminio extruido	Estructura tipo armazón soporte (<i>torque box</i>)
Apertura (m)	5	5.77
Distancia focal media (m)	1.8	2.1
Longitud de un módulo (m)	8	12
Longitud de un colector (m)	100	150
Área de espejo por colector (m ²)	470	817.5
Diámetro del receptor (m)	0.07	0.07
Concentración geométrica	71:1	82:1
Mecanismo de accionamiento	Hidráulico	Hidráulico
Peso (kg/m ²)	22	28
Rendimiento óptico	77	80
Proyectos más significativos	Nevada Solar One	Andasol 1 y 2

Tabla 3.8. Características principales de los colectores Solargenix y Eurotrough.

(Fuente: Kearney, 2007)

El colector que se va a elegir para la planta termosolar va a ser el Eurotrough y más concretamente el modelo de última generación SKAL-ET de la empresa Flagsol. Los puntos fuertes de este colector son:

- Su reduciendo peso específico (28 kg/m²).
- La elevada rigidez del colector, lo que le posibilita obtener un rendimiento óptico del 80% y le permite operar en condiciones de viento más desfavorables, aumentando su rendimiento.
- Es un colector producido a gran escala, lo que hace que comercialmente tenga un precio bastante competitivo 190 €/m².
- Permite su construcción en el mismo campo solar reduciendo así los costes de fabricación.

Es un colector que está diseñado para que sea sencillo de manejar, tanto en las operaciones normales diarias como a la hora de realizar los trabajos de mantenimiento correspondientes.

3.5. ELECCIÓN DEL TUBO ABSORBEDOR A EMPLEAR EN LA PLANTA TERMOSOLAR

El tubo absorbedor es uno de los elementos más importantes que componen un colector cilindro parabólico, es en él donde la energía solar radiante se convierte en energía térmica por lo que el rendimiento global del colector depende en gran medida de este elemento.

Esquemáticamente, los tubos absorbedores que se utilizan en las plantas termosolares están constituidos por dos tubos concéntricos, uno interior metálico, por el que circula el fluido caloportador, y otro exterior de vidrio.

Es básico que el tubo metálico cuente con un recubrimiento selectivo el cual le va conferir una elevada absorptividad y una baja emisividad en el espectro infrarrojo, así se consigue que los tubos absorbedores tengan elevados rendimientos térmicos.

El tubo de vidrio que rodea exteriormente al tubo metálico tiene una doble función la de reducir las pérdidas térmicas por convección en el tubo metálico y la de proteger el recubrimiento selectivo de las inclemencias meteorológicas, para ello entre el tubo metálico y el tubo de vidrio se hace el vacío. El tubo de cristal suele llevar también un tratamiento antirreflexivo en sus dos caras, para aumentar su transmisividad a la radiación solar y consiguientemente, el rendimiento óptico del colector.

En la actualidad sólo dos fabricantes suministran tubos absorbedores para los nuevos proyectos de plantas termosolares comerciales, los dos son alemanes Siemens¹ y Schott.

A continuación se muestran los dos modelos de tubos absorbedores de última generación que ofrecen cada una de estas dos marcas, el receptor SCHOTT PTR 70 y el SIEMENS UVAC 2010. Ambos incorporan los últimos avances tecnológicos proporcionados por la gran experiencia acumulada por estas empresas en los últimos años en los distintos proyectos termosolares en los que han participado.

¹Siemens ha fortalecido su posición en el mercado de las centrales eléctricas termosolares al haber adquirido recientemente Solel Solar Systems, que era la empresa israelí que hasta ahora desarrollaba los tubos receptores Solel UVAC ahora Siemens.



Figura 3.20. Tubo absorbedor SIEMENS UVAC 2010.

(Fuente: Siemens, 2010)

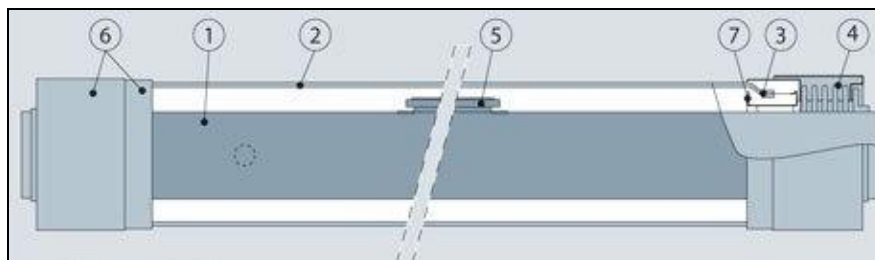


Figura 3.21. Esquema de los componentes del tubo absorbedor Siemens UVAC 2010.

(Fuente: Siemens, 2010)

Componentes del tubo absorbedor Siemens UVAC 2010

1. Tubo metálico
2. Tubo de vidrio
3. Unión mediante soldadura vidrio-metal
4. Fuelle metálico
5. Getter para mantenimiento de la cámara de vacío
6. Protectores externos
7. Protectores internos

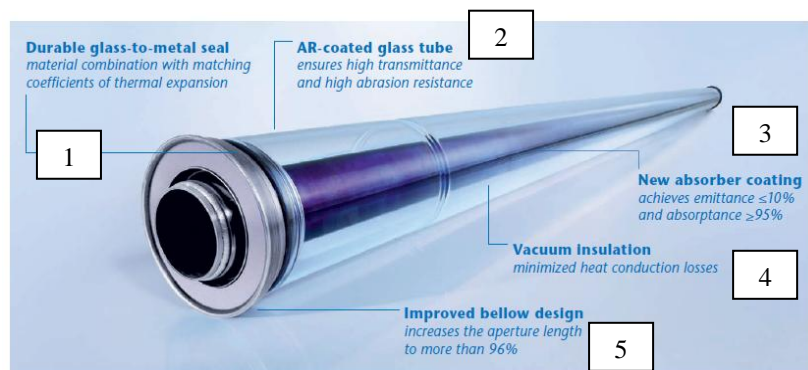


Figura 3.22. Tubo absorbedor SCHOTT PTR 70.

(Fuente: Schott, 2010)

Componentes del tubo absorbedor Schott PTR 70

1. Unión mediante soldadura vidrio-metal
2. Tubo de vidrio con tratamiento antirreflexivo
3. Tubo metálico recubrimiento selectivo
4. Cámara de vacío
5. Acoplamiento de los tubos con el fuelle

En la tabla 3.9 se muestran y comparan las características técnicas principales de ambos tubos absorbedores:

	SCHOTT PTR 70	SIEMENS UVAC 2010
Longitud	4060 mm	4060 mm
Ø exterior tubo metálico	70 mm	70 mm
Tipo de metal	Acero inoxidable	Acero inoxidable
recubrimiento selectivo	Cermet	Cermet
Ø exterior tubo vidrio	125 mm	115 mm
Tipo de vidrio	Vidrio borosilicatado ²	Vidrio borosilicatado
Transmisividad	≥ 96%	≥ 96.5%
Tratamiento antirreflexivo	En las dos caras del tubo de vidrio	En las dos caras del tubo de vidrio
Absortividad	≥ 95%	≥ 96%
Emisividad	≤ 10 % a 400 °C	≤ 9 % a 400 °C
Superficie útil	~ 95%	~ 96%
Cámara de vacío	Vida útil > 25 años	Vida útil > 25 años

Tabla 3.9. Características técnicas del receptor SCHOTT PTR 70 y del SIEMENS UVAC 2010.

(Fuente: Schott, 2010 y Siemens, 2010)

Como se puede apreciar, las diferencias que existen entre ambos son mínimas, tanto a nivel de diseño como a nivel de rendimiento térmico.

En ambos, los extremos del tubo de vidrio van soldados, mediante una soldadura vidrio-metal, a un fuelle metálico que, a su vez, va soldado al tubo metálico. De esta forma se logra que exista una cámara de vacío entre el tubo metálico y el de vidrio, y al mismo tiempo se compensa la

² Vidrio borosilicatado: es un tipo particular de vidrio que se emplea muy a menudo en instrumentos ópticos por sus buenas propiedades ópticas y mecánicas (baja dilatación).

diferente dilatación térmica de los tubos de vidrio y metal mediante el fuelle metálico.

Los dos modelos utilizan recubrimientos selectivos tipo cermet³ en el tubo metálico absorbedor, realizados mediante procesos de sputtering o PVD (Physical Vapour Deposition)⁴. El principal problema de la mayoría de este tipo de recubrimientos es que se degradan en contacto con el aire, de ahí la necesidad de que exista una cámara de vacío entre el tubo metálico y el tubo de vidrio.

En ambos, para asegurar la cámara de vacío se colocan unos dispositivos denominados getters, que tienen la función de absorber las posibles moléculas de diferentes sustancias (sobre todo hidrogeno) que con el paso del tiempo, pudieran ir penetrado en la cámara.

También cuentan con un recubrimiento antirreflexivo de alta resistencia al desgaste y que al mismo tiempo permite una elevada transmisión de la radiación solar.

Las únicas diferencias reseñables que existen entre ambos modelos se pueden resumir en las dos siguientes:

- Los getters, en el tubo diseñado por Siemens van adheridos al tubo metálico, mientras que en el tubo de Schott se adhieren al fuelle metálico.
- La forma de colocación del fuelle metálico es otra de las diferencias entre ambos modelos. Mientras que en el diseño de Siemens la unión tubo de cristal-fuelle-tubo metálico se da de manera consecutiva, el fuelle se une a cada tubo por uno de sus extremos, en el diseño de Schott no están dispuestos los elementos consecutivamente, sino unos encima de los otros, esto es, el fuelle queda en mitad. Así se consigue algo más de superficie útil en el tubo absorbedor y permite que los getters se pueden colocar en el fuelle.

³ Un cermet es un material compuesto formado por materiales metálicos y cerámicos. Los cermets están diseñados para combinar la resistencia a altas temperaturas y a la abrasión de los cerámicos con la maleabilidad de los metales.

⁴ Deposición física a partir de la fase vapor: esta técnica esta basada en la formación de un vapor del material que se pretende depositar como recubrimiento. Para ello, el material en forma de sólido es sometido bien sea a un proceso de calentamiento hasta la evaporación o bien se pulveriza mediante un bombardeo intenso con partículas cargadas en forma de iones, sputtering.

Como se ha podido ver, cualquiera de los dos modelos de tubos absorbedores analizados cumple perfectamente con los requisitos que se le exigen a un elemento tan importante como este dentro de un colector cilindro parabólico. El programa de ordenador que se va a utilizar en este proyecto para el diseño y análisis de la central termosolar tiene disponibles para ser elegidos ambos modelos, eso si, el UVAC de Siemens existente es un modelo más antiguo, debido a que la nueva generación acaba de salir en este año 2010. Esto no supone ningún problema porque basta con editar el tubo absorbedor y cambiar sus características por las nuevas y arreglado. Luego a la hora de elegir un tubo absorbedor u otro daría más o menos lo mismo. En la vida real entrarían en juego otros factores más de tipo económicos y de acuerdo entre las distintas empresas participantes en los proyectos termosolares.

Para este proyecto se contará con el SCHOTT PTR 70 porque a diferencia del modelo de Siemens, este receptor se fabrica en España, en la planta que la empresa tiene en el Parque de Actividades Medioambientales de Andalucía (PAMA) en Aznalcollar (Sevilla) y para el autor de este trabajo ello es razón suficiente.



Figura 3.23. Imagen de la planta que tiene la firma Schott en Aznalcóllar (Sevilla) para la fabricación de tubos absorbedores.
(Fuente: www.erasolar.es)

3.6. ELECCIÓN DE LA TURBINA DE VAPOR A EMPLEAR EN LA PLANTA TERMOSOLAR

La turbina de vapor juega un papel fundamental dentro de las plantas termosolares. Por las características específicas de este tipo de plantas, las cuales no funcionan las 24 horas del día, se requiere de turbinas de vapor con las que se puedan alcanzar altos rendimientos y por lo tanto que ayuden a generar el beneficio económico que en todo proyecto empresarial de este tipo se busca.

A continuación, se muestran las características principales con que cuentan las turbinas comerciales que actualmente se están implementando en los ciclos de potencia de las plantas de colectores cilindro parabólicos de tecnología HTF:

- Son turbinas que usan la idea del recalentamiento para mejorar la eficiencia y reducir los costes de inversión de la planta. La solución del recalentamiento mejora la eficiencia general de la planta y reduce problemas relacionados con la corrosión y la humedad en la turbina.
- Son turbinas que suelen estar divididas en dos módulos diferentes: una turbina de alta presión (HP) y una de baja presión (LP). Como se va a hacer uso de recalentamiento, es imprescindible una sección de alta presión y otra de baja presión. Un ciclo con recalentamiento permite que la turbina de vapor proporcione un rendimiento mayor con la misma entrada de calor. El vapor se recalienta una vez que se ha expandido a través de la turbina de alta. Esto reduce la cantidad de humedad en la turbina de baja, incrementando la eficiencia y minimizando la erosión causada por las gotas de agua.
- Son turbinas que permiten el precalentamiento regenerativo, esto es, extracciones de vapor desde la turbina de baja las cuales se emplean para precalentar el agua antes de entrar en el generador térmico, lo cual tiene el efecto directo de aumentar el rendimiento del ciclo de potencia.
- Son turbinas diseñadas para proporcionar arranques y paradas rápidas. Los arranques rápidos son muy positivos a la hora de comenzar lo antes posible a generar electricidad cuando se dan las condiciones necesarias, con los beneficios que esto conlleva. Las paradas rápidas son muy necesarias para permitir la desactivación nocturna de la planta.
- Poseen una carga mínima bastante baja, permitiendo de esta manera que la planta funcione durante mayores periodos de tiempo.
- Poseen carcasas diseñadas especialmente para que protejan a la turbina de vapor del excesivo enfriamiento nocturno y para acortar significativamente la fase de calentamiento durante los arranques.
- Los rotores que utilizan están fabricados con materiales de alta calidad especialmente elegidos para resistir los desgastes y las roturas debidos a la corrosión y la humedad, y así poder lograr una operatividad de la planta lo mayor posible.

Existe una marca líder en el mercado mundial para la fabricación de este tipo de turbinas, Siemens. Proyectos tan emblemáticos en España como los de Andasol, Ibersol o Extrasol han

confiado en ella, así como casi todas las plantas que se están ahora mismo construyendo como las de Helios, Manchasol, etc.

Turbina SST-700 de Siemens

La turbina que actualmente ofrece Siemens para aplicaciones de generación de energía en centrales termosolares es la SST-700. Una turbina de dos carcassas consistente en dos módulos: un módulo de AP (alta presión) con reductor y otro de BP (baja presión). Cada módulo se puede usar independientemente o combinado en una configuración ideal.

Datos técnicos

- Potencia entregada de hasta 175 MW
- Presión de entrada (con recalentamiento) de hasta 165 bar
- Temperatura de entrada (con recalentamiento) de hasta 585°C
- Temperatura de recalentamiento de hasta 415°C
- Velocidad de giro de 3000 – 13200 rpm
- Extracción controlada de hasta 40 bar y hasta 415°C
- Hasta 7 tomas; hasta 120 bar
- Presión del vapor de salida: contrapresión de hasta 40 bar o condensación de hasta 0,6 bar
- Presión del vapor de escape (recalentado) de hasta 3 bar
- Área de escape 1.7 – 11 m²

Dimensiones típicas

Longitud 22 m*

Ancho 15 m*

Altura 6 m* (*incluyendo condensador)

Características

- Contrapresión / Condensación
- Módulos de turbina prefabricados
- Posible disposición paralela
- AP como unidad de contrapresión, BP como cola de condensación
- Trayecto de vapor a medida del cliente

- Extracción simple en tubo de comunicación
- Escape radial / axial
- Aplicaciones de recalentamiento

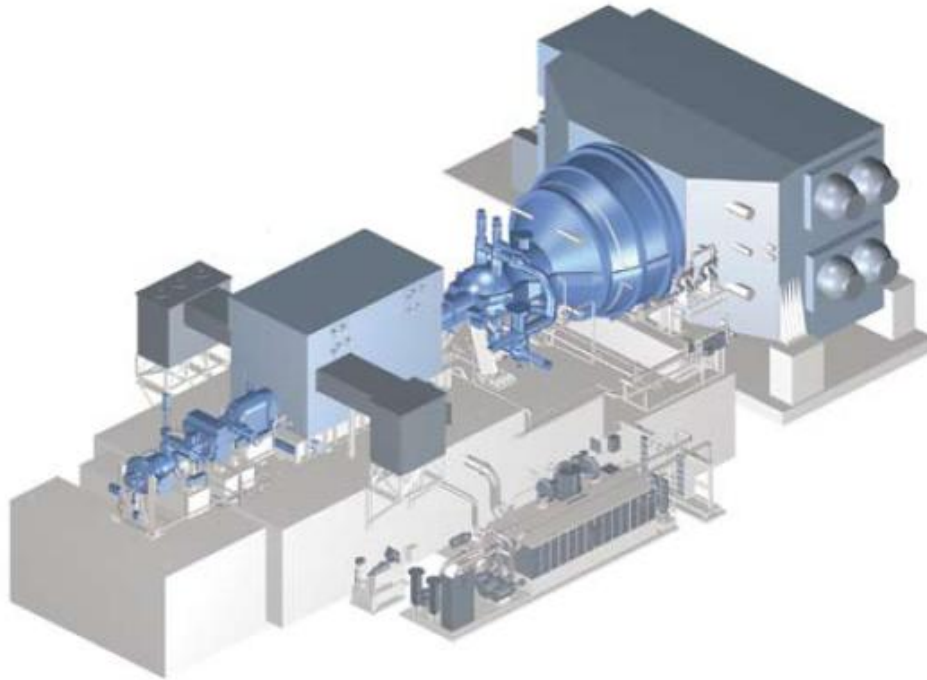


Figura 3.24. Turbina SST-700 de Siemens.

(Fuente: Siemens, 2008)

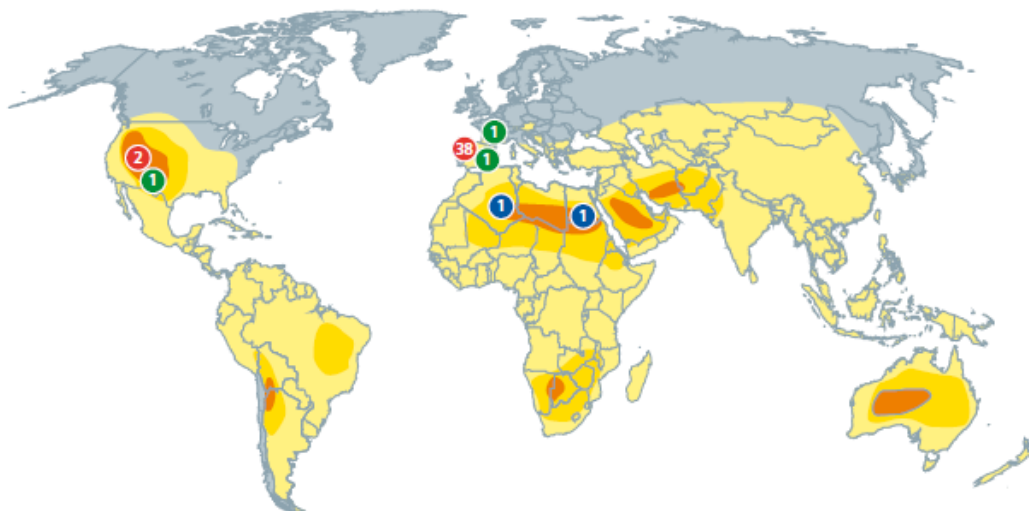


Figura 3.25. Proyectos que utilizan la turbina SST-700 de Siemens.

(Fuente: Siemens, 2008)

En la figura 3.25 se muestra primeramente la gran experiencia que tiene la empresa Siemens con esta turbina SST-700. Se indica el número de proyectos termosolares en los que se utiliza o se va a utilizar, con fondo rojo los que corresponden a tecnología de colectores cilindro parabólicos (40), con fondo verde los correspondientes a tecnología de receptor central (3) y con fondo azul las instaladas en plantas ISCCS⁵ (2). Además sobre el mapa del mundo, se pueden observar las zonas más propicias para la instalación de este tipo de plantas en función a sus niveles de irradiación solar, color gris zonas no apropiadas, color amarillo suave zonas buenas, color amarillo fuerte zonas muy buenas y color naranja zonas excelentes.

Existen otras marcas que fabrican turbinas para aplicaciones termoeléctricas. Como ejemplo citar las de la empresa *Mitsubishi Heavy Industries* (MHI). Las turbinas que se utilizaron en las primeras plantas SEGS de California eran de la marca MHI, luego esta empresa tiene también una gran experiencia en este campo. El problema es que dentro de la gama de productos que ofrece para este sector, no hay turbinas de potencia tan baja como la que se necesita en este proyecto, 50 MW. Actualmente MHI ofrece dos tipos de turbinas: turbinas de recalentamiento de un sólo cilindro (de 75 a 200 MW) y turbinas de recalentamiento con dos cilindros (de 75 a 200 MW). Las primeras tienen la ventaja de una menor necesidad de espacio, de una construcción y montaje en períodos más cortos y de una menor inversión inicial. Las segundas tienen la ventaja de que obtienen mayores eficiencias energéticas.

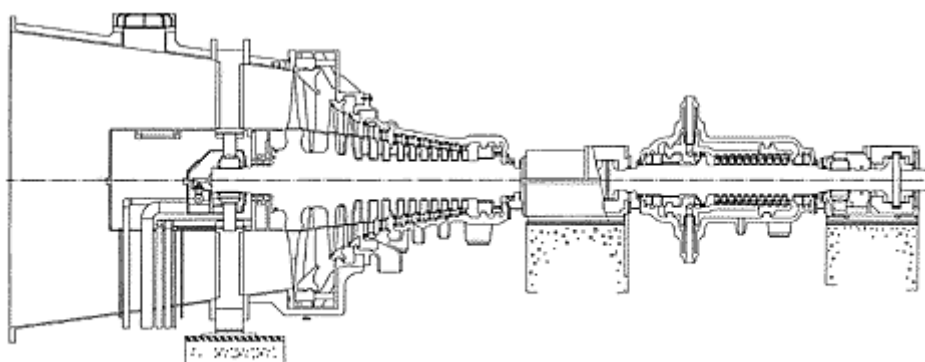


Figura 3.26. Esquema de una turbina MHI de 150 MW con recalentamiento de dos cilindros.

(Fuente: http://www.mhi.co.jp/en/products/category/steam_turbine.html)

⁵ ISCCS (Integrated Solar Combined Cycle System). La energía solar de los campos solares de cilindros parabólicos se puede integrar con un ciclo combinado para incrementar la eficiencia aún más y disminuir las ya bajas emisiones. Esto se logra con un sistema ciclo combinado integrado con el solar.

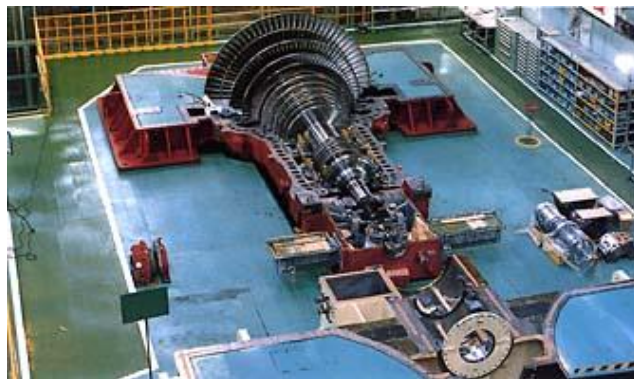


Figura 3.27. Vista de una turbina MHI de 150 MW con recalentamiento de un cilindro.

(Fuente: http://www.mhi.co.jp/en/products/category/steam_turbine.html)

Luego para el proyecto se va a elegir la turbina Siemens SST-700, Por que entra dentro de los tamaños que se buscan (50 MW), por su gran experiencia, por su buen rendimiento (~39% a plena carga en plantas como Andasol, Ibersol.....) y porque además, el programa de ordenador que vamos a utilizar cuenta con ella.

3.7. ELECCIÓN DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO A EMPLEAR EN LA PLANTA TERMOSOLAR

Los sistemas de almacenamiento permiten a las centrales termosolares una generación de energía eléctrica más estable e independiente de la variabilidad del recurso solar. Y no sólo eso, sino que la economía, el rendimiento y las estrategias de operación de las plantas se ven favorecidas por dichos sistemas al poder adaptarse mejor a las necesidades de la demanda del mercado eléctrico, por todo ello la planta termosolar objeto del proyecto contara con él.

Existe una gran variedad de tecnologías de almacenamiento que se pueden implementar en los sistemas termosolares:

- Almacenamiento en baterías
- Almacenamiento mecánico (aire comprimido, volantes de inercia o elevación mediante bombeo de agua en embalses)
- Almacenamiento magnético en superconductores.
- Almacenamiento térmico

La tecnología que se está usando actualmente en las plantas termosolares de colectores cilindro parabólicos corresponde exclusivamente a la del almacenamiento térmico, caracterizada

principalmente porque las entradas y las salidas energéticas del sistema de almacenaje son, como su nombre bien indica, en forma de energía térmica.

Las propiedades que debe cumplir un buen medio de almacenamiento térmico son:

- Elevada densidad energética
- Tener una buena transferencia de calor con el fluido caloportador del campo
- Tener una buena estratificación térmica
- Ser estable
- Tener unos costes relativamente bajos

El almacenamiento térmico puede realizarse con el material en distintos estados de agregación, sólido, líquido, cambio de fase, con mezcla de lecho de rocas con fluido de trabajo, etc.

Los medios de almacenamiento más frecuentes utilizados en las plantas termosolares se resumen a continuación en la tabla 3.10:

Sólido	Líquido	Materiales de cambio de fase
Arena-Roca-Aceite	Aceite mineral	NaNO_3
Hormigón armado	Aceite sintético	KNO_3
NaCl (sólido)	Aceite de silicona	KOH
Hierro colado	Sales de nitrito	Solución salina - cerámicos (Na_2CO_3 - BaCO_3 / MgO)
Acero colado	Sales de nitrato	NaCl
Ladrillos refractarios de sílice	Sales de carbonato	Na_2CO_3
Ladrillos refractarios de magnesita	Sodio líquido	K_2CO_3

Tabla 3.10. Medios de almacenamiento utilizados en las plantas termosolares.

El almacenamiento en un medio de cambio de fase es una tecnología que se encuentra en proceso de desarrollo y utiliza el punto de fusión o congelación de sales como los nitratos de sodio o de potasio para almacenar y obtener calor para la condensación y evaporación. Sólo ha sido probada en algunos prototipos, y no hay de momento aplicaciones comerciales.

Dentro del almacenamiento térmico la opción más extendida es la del **almacenamiento en forma de calor sensible**, en el cual se almacena energía térmica en un medio sólido, líquido o una combinación de ambos mediante un aumento de temperatura, y esa temperatura se mantiene

mediante las propiedades del fluido (calor específico y densidad) y gracias al correcto aislamiento térmico del recipiente que lo contiene.

El almacenamiento de energía térmica en fase sólida es conveniente para los procesos de alta temperatura (ej. sistemas de receptor central). El almacenamiento en fase líquida es conveniente para las medias temperaturas (ej. colectores cilindro parabólicos), porque para las altas temperaturas, la necesidad de presurizar el tanque y en muchos casos de tener una atmósfera inerte para evitar la oxidación, lo hace poco aconsejable. Además, en el almacenamiento líquido se puede emplear simultáneamente el mismo fluido en el sistema de almacenamiento y en los colectores del campo solar. Los materiales líquidos más adecuados son el agua, los aceites naturales o sintéticos, las sales fundidas y los metales líquidos.

El almacenamiento puede realizarse:

- En un tanque
- En dos tanques
- En un sistema multitanque

Los tipos de almacenamiento, independientemente de esta clasificación, pueden ser directos o indirectos. En un sistema directo se emplea como fluido de almacenamiento el mismo que se usa en el campo solar. Los sistemas indirectos emplean como fluido de almacenamiento uno distinto al que se usa en el campo solar.

Almacenamiento en un tanque

Hay dos opciones:

A) Almacenamiento en un tanque con efecto termoclino (fluido de trabajo único)

Este sistema se basa en la estratificación que se produce en el tanque por diferencia de densidad del fluido de trabajo, al existir diferentes niveles de temperatura. El funcionamiento es en doble ciclo, carga y descarga. La carga se produce extrayendo el fluido frío de la parte baja del tanque y calentarlo en el campo solar, de donde se envía de nuevo, ya caliente, a la parte alta del tanque. Al ser menos denso, quedará en la parte fría sin mezclarse. El proceso continúa hasta que termina de cargarse completamente. El proceso de descarga consiste en sacar el fluido caliente de la parte alta y, una vez enfriado, devolverlo a la parte baja del tanque. El proceso de carga y descarga se puede realizar simultáneamente manteniendo unos caudales y temperaturas

semejantes en ambos procesos o creando previamente una reserva que permita extraer más de lo que entra.

B) Almacenamiento dual en un tanque

Este sistema se basa en la estratificación producida en el material contenido en el tanque, consecuencia de su gran inercia térmica. Durante la carga, se hace pasar el fluido de trabajo a través del tanque, en sentido descendente, cediendo su energía al material de relleno. La parte superior de dicho material aumentará su temperatura rápidamente, pero la que se encuentra próxima a la salida permanecerá a una temperatura muy cercana a la inicial. Conforme aumenta el tiempo, el frente de temperaturas se va moviendo hacia la salida, hasta que alcanza dicho extremo y entonces la temperatura del fluido de trabajo a la salida comienza a aumentar. Se dice que el lecho está completamente cargado cuando su temperatura es uniforme. En ese momento se invierte el sentido del flujo, cediendo la energía a la carga, es el período de descarga.

Almacenamiento en dos tanques

En este sistema se tienen dos tanques aislados térmicamente, denominados generalmente como tanque caliente y tanque frío, de tal manera que el volumen de cada uno sea tal que pueda contener la totalidad del fluido de trabajo. Cada uno de ellos contiene el material de almacenamiento a temperatura aproximadamente constante. Durante la carga, se llena el tanque caliente con el fluido de trabajo procedente del campo solar, y se vacía el tanque frío, de donde sale el fluido que alimenta el campo solar. En la descarga, el fluido caliente cede su energía para posteriormente introducirse en el tanque frío.

Almacenamiento en un sistema multitanco

Este sistema consiste en disponer de más de dos tanques. En este caso, cada tanque no tendrá por qué contener todo el fluido, ya que estará repartido entre todos, lo que conlleva un menor tamaño de los mismos. Si por ejemplo fueran tres tanques, el volumen total se repartiría entre dos de ellos, de forma que siempre se podría separar la parte caliente de la fría.

Las fortalezas y debilidades de dichos sistemas se resumen en la siguiente tabla 3.11:

Almacenamiento en un único tanque		Almacenamiento en dos tanques	Almacenamiento en un sistema multitanque
Almacenamiento en un tanque con efecto termoclino	Almacenamiento dual en un tanque		
<p>-Valido para fluidos con baja conductividad térmica: agua, aceite, sales fundidas a bajas temperaturas</p> <p>-Se emplea el mismo fluido en el campo solar que en el sistema de almacenamiento, no existiendo por tanto intercambio de calor</p> <p>-El sistema de un tanque es un 25% más barato que el de dos.</p>	<p>-Existen pérdidas al producirse intercambio de calor entre el fluido del campo y el material utilizado de relleno</p> <p>-Es sistema de un tanque es un 25% más barato que el de dos.</p>	<p>-Este sistema de almacenamiento es imprescindible cuando se usa un fluido de conductividad térmica relativamente alta para almacenar como por ejemplo las sales fundidas.</p> <p>-Mayores costes de inversión se requieren al implantar este sistema.</p>	<p>-Menor tamaño de los tanques y se aprovecha mejor el volumen.</p> <p>-Es el sistema más caro, incluso que el de dos tanques sobre todo porque necesita de una mayor cantidad de equipos para su control.</p>

Tabla 3.11. Fortalezas y debilidades de los sistemas de almacenamiento de un tanque, dos tanques y del multitanque.

La opción que se va a elegir para implantar en la central termosolar objeto de este proyecto es la del almacenamiento indirecto en dos tanques de sales fundidas. Es la solución más viable para aplicar a las plantas termosolares actuales de colectores cilindro parabólicos, por ello, es la única opción que el programa de ordenador que se va a utilizar en este proyecto ofrece a la hora de diseñar el sistema de almacenamiento. Recordar que el programa se basa en experiencias reales y este tipo de sistemas es el más implementado y este tipo de tecnología esta probada y testada.

Para refrendar este dato, todas las centrales termosolares de colectores cilindro parabólicos que cuentan con un sistema de almacenamiento, que se han desarrollado en España y que se desarrollaran hasta el 2013 (datos del registro de preasignaciones), utilizan este tipo de sistemas. Como ejemplo las dos plantas Andasol (ya construidas) o las plantas Manchasol 1 y 2, Arcosol-50 (actualmente en construcción).

El proceso consiste en hacer pasar las sales frías por un intercambiador térmico con el aceite que ha sido previamente calentado en los colectores del campo solar, este transfiere su energía

térmica a las sales, y éstas se almacenan después en el tanque caliente para uso futuro. Para extraer el calor se invierte el proceso por el intercambiador, con el fin de transferir el calor de nuevo al aceite y producir vapor en el generador para el bloque de potencia.

En este apartado se ha elegido el tipo de sistema de almacenamiento con el que contará la planta, la capacidad de dicho sistema se razonará en el punto 3.8.

3.8. ELECCIÓN DE LA CONFIGURACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR

Dentro de este apartado se van a tratar aspectos tan importantes como el tamaño del campo solar, se expondrán con detalle las razones de porque la planta contará con un sistema de almacenamiento y cual será su tamaño, y se abordará el asunto del apoyo de combustible fósil, que importancia tiene y cuanto porcentaje va a suponer (dentro de la producción eléctrica anual de la planta).

3.8.1. Apoyo de combustible fósil

La planta va a contar con una caldera auxiliar de apoyo que se utilizará para calentar el fluido caloportador procedente del campo solar mediante la combustión de gas natural. Aunque este proyecto final de carrera se comenzó con la idea de profundizar en el conocimiento de las tecnologías de concentración solar, por considerarlas una alternativa respetuosa y sostenible con el medio ambiente a la hora de producir energía, y la quema de combustible fósil (gas natural) combina mal con esta idea, no se pueden obviar las ventajas que para este tipo de centrales tiene el uso de un combustible fósil de apoyo:

- Aumenta la capacidad de producción eléctrica.
- Permite una generación de energía más estable, reduciendo las irregularidades generadas por las intermitencias del recurso solar.
- Consigue abaratar el coste de la energía eléctrica producida mediante este tipo de tecnologías.

Pero también tiene sus inconvenientes:

- La quema de combustibles fósiles es la causa principal del cambio climático que está afectando al planeta.
- Las fluctuaciones del precio del petróleo y de sus derivados, causadas por los conflictos internacionales, el aumento de la demanda por parte de los países en vías desarrollo, los límites físicos del recurso, etc., generan incertidumbres, y más si se piensa que una planta como ésta va a estar operativa al menos 30 o 40 años.

La cantidad de combustible fósil que utilizaremos en la central va a venir marcada por la normativa legal vigente. Según el REAL DECRETO 661/2007, del 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial, existen dos posibilidades de venta para este tipo de plantas: a tarifa regulada o mediante prima de referencia.

El Real Decreto también dice que en estas instalaciones se podrán usar equipos que utilicen un combustible para el mantenimiento de la temperatura del fluido transmisor de calor para compensar la falta de irradiación solar que pueda afectar a la entrega prevista de energía.

La generación eléctrica a partir de dicho combustible deberá ser inferior, en cómputo anual al 12 por ciento de la producción total de electricidad si la instalación vende su energía de acuerdo con la opción de tarifa regulada, que estipula la posibilidad de ceder la electricidad al sistema a través de la red de transporte o distribución, percibiendo por ella una tarifa regulada, única para todos los períodos de programación, expresada en céntimos de euro por kilovatio hora.

Dicho porcentaje podrá llegar a ser el 15 por ciento si la instalación vende su energía de acuerdo a la opción prima de referencia, que posibilita vender la electricidad en el mercado de producción de energía eléctrica. En este caso, el precio de venta de la electricidad será el precio que resulte en el mercado organizado o el precio libremente negociado por el titular o el representante de la instalación, complementado en su caso, por una prima en céntimos de euro por kilovatio hora.

Se va a elegir esta última opción: vender la electricidad acogiéndose a la prima de referencia, luego el combustible de apoyo fósil supondrá el 15 por ciento de la producción total de electricidad. La justificación de dicha elección es porque como se verá más adelante en el estudio económico apartado 4.3, se considera la opción más rentable económicamente hablando, para este tipo de plantas.

3.8.2. Tamaño del campo solar y del sistema almacenamiento térmico

El uso de almacenamiento térmico ayudará a aumentar la capacidad de la planta y por lo tanto la producción eléctrica.

El almacenamiento está íntimamente ligado con el tamaño del campo solar. Habrá que optimizar el tamaño del campo con la capacidad de almacenamiento en base al coste de la energía producida.

Para realizar esta operación se va a utilizar el programa de ordenador que se presenta en el capítulo 2, *Solar Advisor Model*.

Dicho programa ofrece la posibilidad de hacer simulaciones para así ver la influencia que distintas variables tienen sobre el coste de la energía, la producción eléctrica, etc. En este caso se va a presentar la simulación paramétrica que realiza para la optimización del campo solar:

Optimización del tamaño del campo solar (del múltiplo solar) con SAM:

Datos de partida:

- Tamaño de la planta 50 MW.
- El 15% de la electricidad generada por la central se consigue a partir de la combustión de gas natural.

Parámetros utilizados en la simulación:

Horas de almacenamiento	0	2.5	5	7.5	10						
Múltiplos solares	1	1.25	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5

Tabla 3.12. Parámetros de la simulación.

Resultados de la simulación:

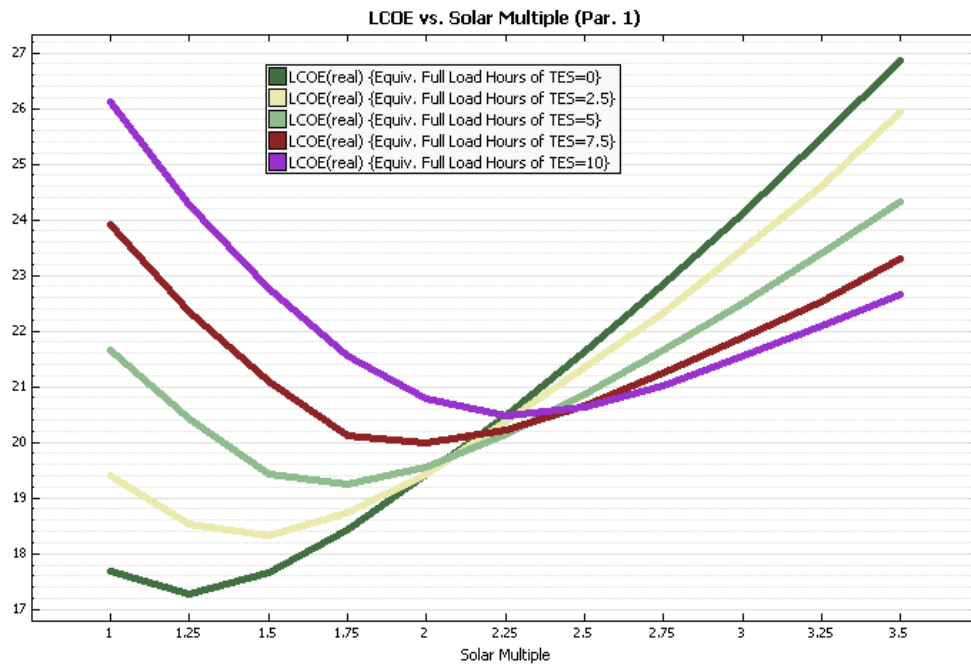


Figura 3.28. Optimización del múltiplo solar en función del almacenamiento y del coste de la energía.

Como se observa en la grafica, para un sistema de colectores cilindro parabólicos sin almacenamiento (horas del TES = 0), el coste óptimo normalizado de la energía se produce aproximadamente a un múltiplo solar de 1.25. Debido a que sino el sistema sólo funciona en su punto de diseño (múltiplo solar uno) muy pocas horas al año, sobredimensionar el sistema (múltiplos solares mayores que uno) le permite a este operar cerca del punto de diseño más horas al año. Un sistema con un campo solar de gran tamaño produce más electricidad, reduciendo así el coste normalizado de la energía. Esto ocurre hasta cierto punto, donde el mayor costo de la instalación supera el beneficio de la producción más alta de energía.

Si se añade almacenamiento al sistema (horas del TES $\neq 0$), este introduce un nivel de complejidad mayor. Los sistemas con almacenamiento pueden aumentar su producción almacenando energía del campo solar para luego usarla durante los periodos en que la producción del campo está por debajo de la del punto de diseño, pero el coste del aumento del tamaño del campo, del sistema de almacenamiento de energía y las pérdidas térmicas, tienen un efecto negativo sobre el coste normalizado de la energía.

El análisis realizado indaga sobre el coste normalizado de la energía (LEC o LCOE) buscando su valor mínimo para distintos tamaños de campos solares y para distintos tamaños de sistemas de almacenamiento.

Cuando el campo solar tiene un tamaño por encima de su punto de diseño, el análisis tiene en cuenta cualquier energía que podría desaprovecharse durante los períodos en que el campo solar produce más energía que la que el bloque de potencia y el sistema de almacenamiento puede manejar.

Como se observa en la figura 3.28 para un sistema con dos horas y media de almacenamiento, el coste óptimo normalizado de la energía se produce aproximadamente para un múltiplo solar de 1.5, para el de cinco horas de 1.75, para el de siete horas y media de 2 y para el de diez horas de 2.25.

Con estos datos ya se sabe el tamaño del campo solar que consigue optimizar el coste de energía para una capacidad de almacenamiento dada.

Para elegir las horas de almacenamiento que se elegirán, se cree oportuno fijarse en la influencia que éstas tienen en la capacidad de la planta para a la hora de producir energía eléctrica, así como en otros factores como el coste de la instalación.

Se utiliza de nuevo el simulador:

Tipo de interés de cambio que se va a utilizar en este proyecto: $1\$ = 0.769\text{€}$

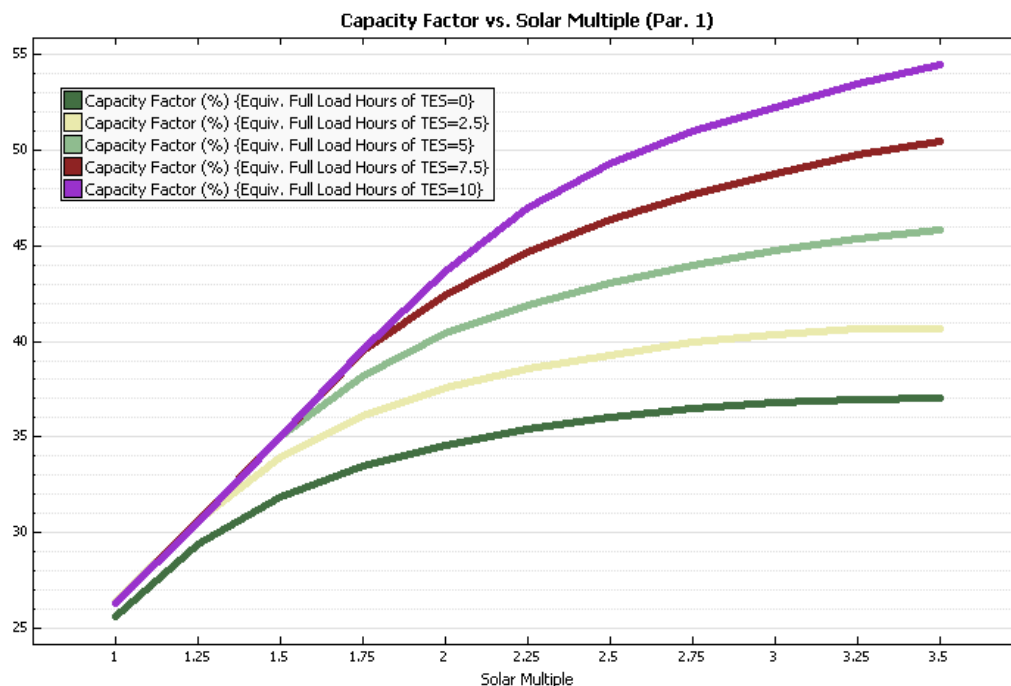


Figura 3.29. Variación del factor de capacidad en función de las horas de almacenamiento y de los múltiplos solares asociados a estas.

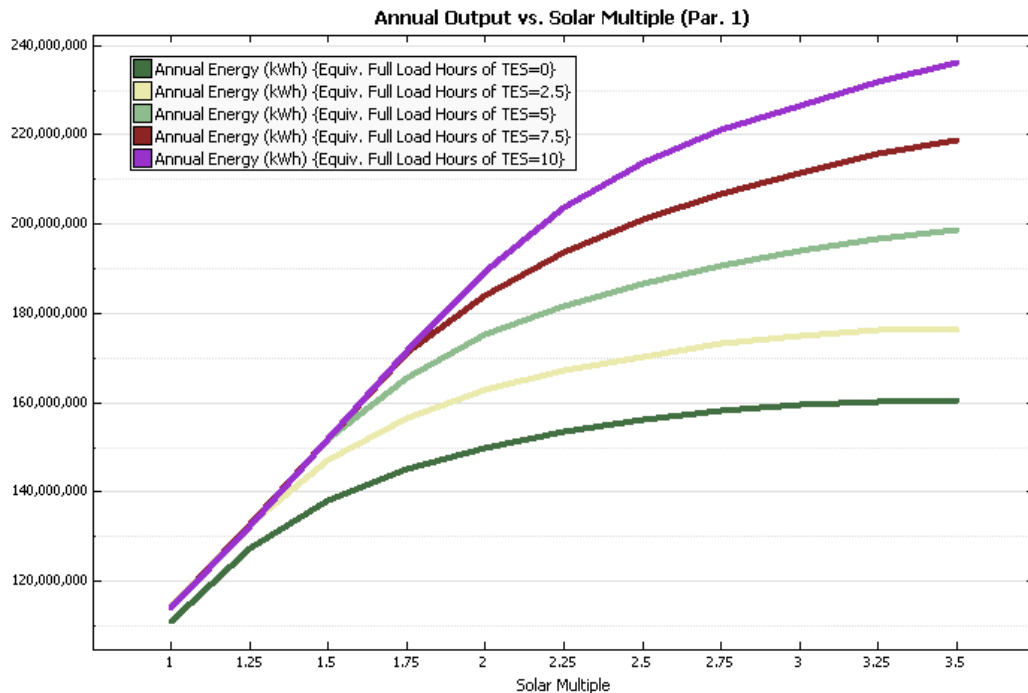


Figura 3.30. Variación de la producción eléctrica anual en función de las horas de almacenamiento y de los múltiplos solares asociados a estas.

Horas de almacenamiento	múltiplo solar (optimizado)	Producción anual eléctrica (kWh)	LCOE c\$/kWh	LCOE c€/kWh	Factor de Capacidad (%)	Coste de la planta M\$	Coste de la planta M€
0	1.25	128.000.000	17.27	13.28	29.45	185	142
2.5	1.5	147.000.000	18.31	14.08	33.95	213	164
5	1.75	166.000.000	19.24	14.8	38.21	250	192
7.5	2	184.000.000	20.07	15.43	42.04	290	223
10	2.25	204.000.000	20.79	15.99	46.33	330	254

Tabla 3.13. Resumen de los datos obtenidos.

En la tabla 3.13 se muestra un resumen de los datos obtenidos al llevar a cabo las distintas simulaciones de la planta termosolar con el programa de ordenador.

Para la planta termosolar objeto del proyecto se va a elegir 7.5 horas de almacenamiento. Luego el múltiplo solar que le corresponde optimizado como se ha explicado anteriormente es de dos. A continuación y basándonos en la tabla 3.13 se explican los motivos de porque esta elección:

- Se busca producir la máxima cantidad de electricidad posible.
- El factor de capacidad cuanto mayor sea mejor. Este factor nos da una idea del partido que se saca a las posibilidades de generación de la planta.
- El coste de la electricidad producida esta dentro de los parámetros aceptables para este tipo de plantas, 10-20 c€/kWh, (Castro Gil, 2006).

Cualquiera de las posibles configuraciones eran aceptables porque optimizaban los recursos, tanto físicos como económicos. Por supuesto que con un sistema de almacenamiento de energía de diez horas se lograría producir más electricidad y se tendría un factor de capacidad mayor. Pero esta configuración no se ha elegido por no existir ninguna central comercial en la actualidad de estas dimensiones. La razón es que campos solares tan extensos ($M.S=2.25$) y sistemas de almacenamiento tan grandes (10 horas) conllevan bastantes más problemas en las operaciones diarias de control del campo.

3.8.3. Envíos desde los sistemas de almacenamiento y de apoyo fósil

En este ultimo apartado se fijará cuanta energía se va enviar y en que momentos desde el sistema de almacenamiento y desde el sistema auxiliar de apoyo fósil, el programa ofrece para ello una serie de calendarios, donde todas las horas del año se distribuyen en seis posibles periodos de envío.

En la figura 3.27 se muestran los seis periodos de envío de energía posible desde el sistema de almacenamiento y desde la caldera auxiliar de gas natural y los parámetros elegidos a tal efecto:

	Storage Dispatch		Turb. out.	Fossil fill
	w/ solar	w/o solar	fraction	fraction
Period 1:	0.1	0.1	1	1
Period 2:	0.1	0.1	1	0
Period 3:	0.1	0.1	1	0
Period 4:	0.1	0.1	1	0.39
Period 5:	0.1	0.1	1	0
Period 6:	0.1	0.1	1	0

Figura 3.31. Periodos de envío.

A continuación se muestra el calendario, de entre los cuatro distintos ofrecidos por el programa, elegido para la realización de este proyecto.

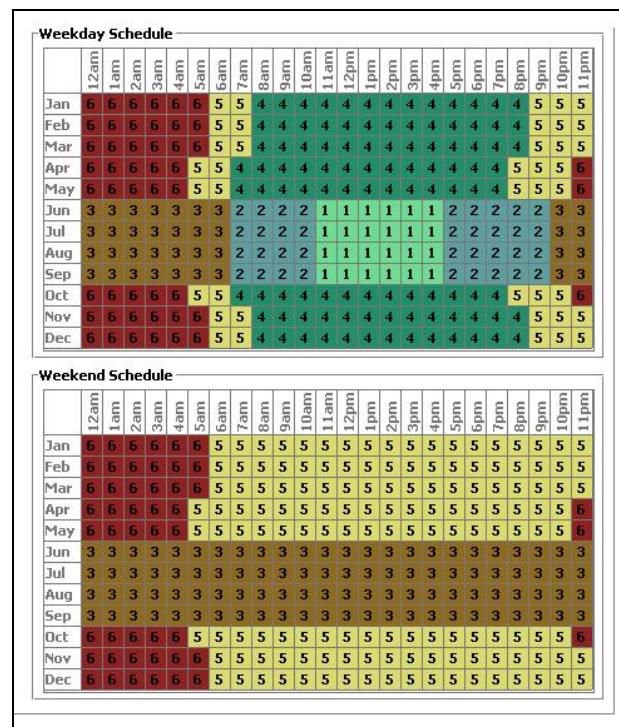


Figura 3.32. Calendario de distribución.

Para el sistema de almacenamiento, se ha optado por elegir envíos de energía que si el estado de llenado del sistema lo permite, podrían cubrir hasta el 100% de las necesidades del ciclo de potencia durante esa hora. Esto se consigue al poner en la columna tercera de la figura 3.31 un uno en cada periodo, que representa que se puede enviar hasta el 100% de la entrada de energía necesaria al bloque de potencia (de diseño), así se consigue que pueda funcionar a plena carga únicamente con la energía procedente del sistema de almacenamiento. Las dos primeras columnas sirven para fijar el mínimo de energía que debe haber en el sistema de almacenamiento para que este se ponga a funcionar. Este mínimo se marca al poner una fracción de energía de la capacidad máxima total de almacenamiento del sistema, en este caso se ha puesto un mínimo del 10%, esto son 106.589 MWt. Si no se dispone de esa energía en el sistema de almacenamiento se considera que no merece la pena ponerlo en marcha. La razón por la que existen dos columnas es porque el programa diferencia entre si hay energía procedente del campo solar que entra al bloque en esa hora (con sol) o no (sin sol).

Fijarse que se han rellenado los seis periodos de envíos posibles. Esto es porque nos interesa gastar siempre la energía almacenada en el mismo día, porque así se tiene el sistema preparado para cargarse al día siguiente. No tiene sentido no descargar casi completamente el sistema de almacenamiento. Sólo se conservará algo de energía para la protección contra heladas y para la

puesta en marcha de algunos sistemas, aunque al contar también la central con combustible fósil de apoyo, estas necesidades también pueden ser cubiertas por éste.

Como se puede observar en la figura 3.32, se diferencia en el calendario entre las horas que caen en fines de semana y las que no. Esto es debido a que la demanda de energía es menor en los fines de semana, por lo tanto el precio de venta de la energía en el mercado será menor. Interesa sobre todo producir electricidad en las horas de mayor consumo eléctrico, en las horas pico, que es cuando más cara se pagara la energía y por lo tanto el beneficio será mayor.

Las dos graficas que se muestra a continuación representan la demanda eléctrica en España para un día del mes de junio (11/6/2009 jueves) y (14/6/2009 domingo).



Figuras 3.33. Comparación de la demanda eléctrica entre un día entre semana y un día de fin de semana. (Fuente: REE, 2009)

Como se puede observar, para la distribución del combustible fósil sólo hay una columna, la cuarta de la figura 3.31. No tiene sentido preguntarse como en el almacenamiento cuando debe

ponerse en marcha ya que el flujo de gas natural disponible es continuo, cosa que no ocurre con el sistema de almacenamiento que depende de su nivel de llenado.

La fracción que se elige de envío también se toma respecto de la entrada de energía necesaria al bloque de potencia (de diseño).

Para la distribución de la energía procedente del sistema auxiliar de combustible fósil, se ha optado primero por reforzar el periodo de distribución número uno, que corresponde con las horas centrales de los días de verano, cuando el consumo de electricidad es mayor y por lo tanto la energía se paga más cara. Ciertamente es que casi no se va a quemar gas natural en esos periodos, porque con el campo solar y el sistema de almacenamiento se bastan, pero no se puede dejar que un día nublado dentro de este periodo deje a la central sin sus ingresos más elevados. El porcentaje de electricidad generado en este periodo número uno mediante el aporte auxiliar de gas natural supone el 2.23% de la electricidad generada al año. La fracción elegida para este periodo corresponde con el 100% de la entrada al bloque de potencia de diseño, esto es, si es necesario podrá hacer funcionar la turbina a plena carga.

Energía eléctrica producida anualmente sin aporte fósil en el periodo uno (MWh)	Energía eléctrica producida anualmente con el 15% de apoyo fósil (MWh)
180032	184139
Porcentaje anual de electricidad generada mediante el aporte de combustible fósil en el periodo uno	
2.23%	

Tabla 3.14. Aporte de electricidad en el periodo uno gracias al combustible fósil.

La segunda decisión que se ha tomado a la hora de la distribución de la energía procedente del sistema auxiliar de combustible fósil, es reforzar el periodo de envío número cuatro. Las razones estriban en que es un periodo muy grande que engloba a todos los meses del año excepto los de verano, de horas más o menos centrales y pertenecientes a días entre semana (no fines de semana). Además al quemar combustible fósil en ese periodo se logra que la central funcione mejor a cargas pico y también a cargas base. Además se soluciona uno de los problemas que al hacer las simulaciones con el programa (sin aporte de combustible fósil en este periodo) se había observado: en los días parcialmente nublados, sobre todo de invierno, la central no llegaba muchos días ni a ponerse en marcha por falta de aporte solar.

A continuación se muestran las graficas de generación eléctrica para un día como los comentados anteriormente. La primera corresponde a lo que ocurriría en la central si no se contase con el sistema auxiliar de apoyo fósil, y la segunda muestra como se soluciona el problema quemando gas natural en un día tipo como el comentado.

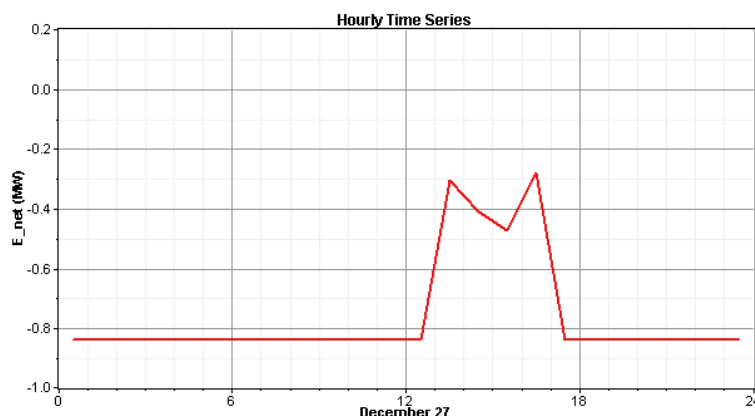


Figura 3.34. Producción eléctrica sin apoyo de combustible fósil.

La simulación realizada por el programa en base a los datos del archivo tiempo, muestra que el día 27 de diciembre no se produciría electricidad en la central termosolar, figura 3.34. Aparece la energía producida como negativa debido a ciertos consumos eléctricos que tiene la central este operativa o no.

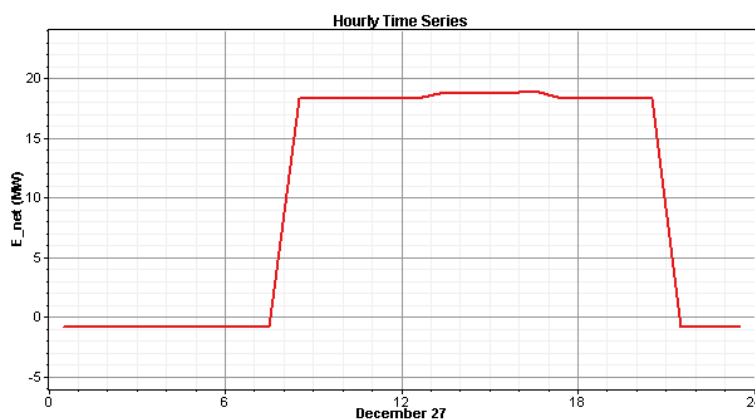


Figura 3.35. Producción eléctrica con apoyo de combustible fósil.

Aportando combustible fósil en el periodo de envío número cuatro, a razón del 39% de la entrada necesaria de energía al bloque de potencia (de diseño), se logra generar en ese día una potencia constante de ocho de la mañana a ocho de la tarde cercana a los 20 MW, lo que supone una producción eléctrica de 231.59 MWh para el día 27 de diciembre, figura 3.35. Además se logra también no tener parada la planta, con todos los problemas que esto conlleva relacionados con el mantenimiento de la misma.

Hora del día	Producción eléctrica (MWh)
0	-0.839
1	-0.839
2	-0.839
3	-0.839
4	-0.839
5	-0.839
6	-0.839
7	-0.839
8	18.357
9	18.357
10	18.357
11	18.357
12	18.855
13	18.906
14	18.357
15	18.925
16	18.925
17	18.357
18	18.357
19	18.357
20	18.357
21	-0.839
22	-0.839
23	-0.839
Total	231.59

Tabla 3.15. Producción eléctrica del día 27 de diciembre (Con aporte de combustible fósil).

Para el periodo de envío número cuatro se ha fijado una fracción que supone el 39% de la entrada de energía térmica al bloque de potencia. Este porcentaje es el máximo que se puede tomar para no superar el límite impuesto por la legislación del 15% de generación eléctrica a partir de combustibles fósiles si se quiere acogerse al régimen especial y más en concreto al sistema de prima de referencia.

Energía eléctrica producida anualmente sin aporte fósil en el periodo cuatro (MWh)	Energía eléctrica producida anualmente con el 15% de apoyo fósil (MWh)
161165	184139
Porcentaje anual de electricidad generada mediante el aporte de combustible fósil en el periodo cuatro	
12.47%	

Tabla 3.16. Aporte de electricidad en el periodo cuatro gracias al combustible fósil.

Energía eléctrica producida sin aporte de combustible fósil (MWh)	Energía eléctrica producida anualmente con el 15% de apoyo fósil (MWh)
157058	184139
Porcentaje anual de electricidad generada mediante el aporte de combustible fósil (Periodos 1 y 4)	
14.71%	

Tabla 3.17. Aporte de electricidad gracias al combustible fósil (periodos 1 y 4).

RESUMEN

Por todo lo expuesto con anterioridad, se piensa que la configuración ideal para la planta es:

- Contar con apoyo auxiliar fósil (15% G.N.)
- Dimensionarla para un múltiplo solar igual a dos
- Dotarla con 7.5 horas de almacenamiento térmico

Este tipo de configuración elegida para la central no es inusual. Las plantas de Andasol en Granada ya lo están siguiendo, con caldera auxiliar, con almacenamientos térmicos de similares capacidades y campos solares con múltiplos también cercanos a dos.

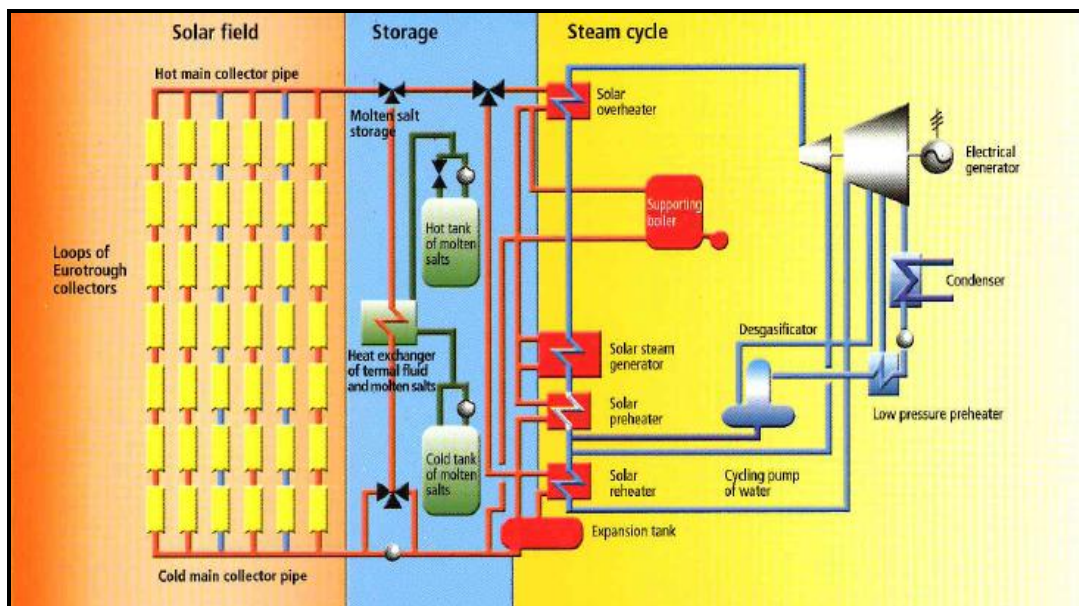


Figura 3.36. Esquema de la central termoelectrica ANDASOL 1.

(Fuente: SENER, 2007)

Los dos últimos apartados del tema 3, se van a dedicar a analizar dos cuestiones, que aunque son resueltas por el programa de ordenador, se considera interesante brevemente ver de donde vienen.

- Dimensionamiento, estimaciones iniciales y cálculos de una central termosolar.
- Análisis termodinámico del ciclo de potencia.

Comencemos con el dimensionamiento:

3.9. DIMENSIONAMIENTO, ESTIMACIONES INICIALES Y CÁLCULOS DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR MEDIANTE EL PROGRAMA DE ORDENADOR “SOLAR ADVISOR MODEL”

El modelo de análisis de sistemas cilindro parabólicos del programa Solar Advisor Model (SAM), es una implementación de TRNSYS del modelo EXCELERGY. El modelo de análisis SAM utiliza el motor de simulación de TRNSYS, (programa diseñado para simular el comportamiento transitorio de sistemas de energía térmica) para hacer los cálculos de los flujos de energía por hora e incorpora EXCELERGY, (programa de uso interno del *National Renewable Energy Laboratory*) para los cálculos económicos.

Calcula la producción de energía eléctrica anual total del sistema mediante la suma de los valores de producción por hora calculados por el modelo de análisis.

El modelo de análisis de sistemas cilindro parabólicos consta de tres módulos.

- El módulo del campo solar calcula la energía térmica producida por el campo Q_{SF} .
- El módulo de distribución y almacenaje calcula el flujo de energía que entra Q_{toTES} y el que sale $Q_{fromTES}$ del sistema de almacenamiento y la energía que recibe el bloque de potencia Q_{toPB} . Este módulo también determina cuando tiene que entrar o salir energía del sistema de almacenamiento y que flujos de energía son necesarios en cada momento en el bloque de potencia.
- El módulo del bloque de potencia calcula la producción neta de energía eléctrica del sistema E_{Net} .

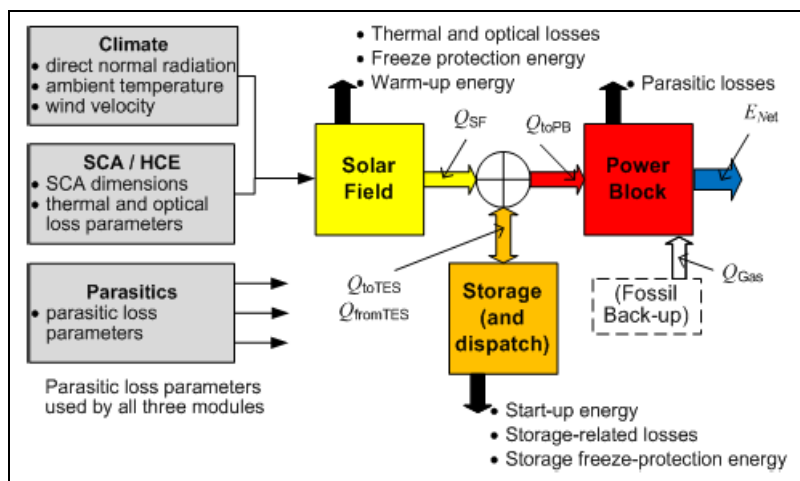


Figura 3.37. Diagrama de bloques de SAM.

(Fuente: Solar Advisor Model Reference Manual, 2009)

Hay que tener en cuenta que SAM utiliza dos tipos de valores. Algunos parámetros y cantidades utilizadas en los cálculos representan un valor de diseño y otros un valor simulado. Calcula valores simulados durante los cálculos del análisis de resultados por hora, y utiliza los valores de diseño (se indican mediante la inclusión de la palabra "diseño" o de la letra "D") para cálculos de dimensionamiento y estimaciones iniciales. A continuación, en el dimensionamiento de la central termosolar se van a utilizar valores de diseño.

3.9.1. Dimensionamiento de la central termosolar

Tipo de colectores cilindro parabólicos	Tipo de fluido caloportador	Tipo de tubos absorbedores	Potencia nominal de la central
EuroTrough SKAL-ET	Therminol VP-1	Schott PTR70	50 MW
Ubicación	Múltiplo solar	Sistema de almacenamiento	Combustible auxiliar
Almería	2	7.5 horas	15% GN

Tabla 3.18. Parámetros fundamentales de la central termosolar.

El programa calcula el área del campo basándose en el múltiplo solar, en la capacidad de entrada de energía térmica nominal al bloque de potencia, en las condiciones de referencia meteorológicas, y en parámetros de pérdidas de calor (de diseño). Para un múltiplo solar de uno, se calcula el área del campo solar que en las condiciones meteorológicas de referencia y

teniendo en cuenta las pérdidas de calor del campo, genera una cantidad de energía térmica igual a la de la entrada en la turbina (de diseño).

Múltiplo solar:

Como se comento en el capítulo anterior, para este proyecto se ha elegido un múltiplo igual a 2. Con un múltiplo solar de 2, se produce dos veces la energía térmica necesaria para hacer funcionar el bloque de potencia a su capacidad nominal durante las horas en las que la radiación normal directa, la temperatura y la velocidad del viento son iguales a los condiciones de referencia.

Condiciones meteorológicas de referencia:

La temperatura ambiente: 18.5 °C

La radiación normal directa: 800 W/m²

La velocidad del viento: 6.7 m/s

Las tres variables de condiciones meteorológicas de referencia, son las condiciones ambientales en las que la producción de energía térmica del campo solar es igual a la entrada de energía térmica al bloque de potencia (de diseño), multiplicada por el múltiplo solar. En otras palabras, en las condiciones de referencia, el sistema opera a la capacidad de diseño del sistema.

Las variables de referencia de la temperatura ambiente y de la velocidad del viento se utilizan para calcular las pérdidas de calor de diseño, y no tienen un efecto significativo en los cálculos del tamaño del campo solar. Los valores que se han tomado para estas dos variables son el promedio anual de las mediciones de la temperatura ambiente y de velocidad del viento del lugar de emplazamiento de la central.

El valor de la radiación normal directa de referencia, en cambio, tiene un impacto muy importante en el cálculo del tamaño del campo solar. Por ejemplo, un sistema con condiciones de referencia de 25°C, 950 W/m², y 5 m/s (temperatura ambiente, radiación normal directa, y velocidad del viento, respectivamente), con un múltiplo solar de 2, y un bloque de potencia de 100 MW, requiere un área de campo solar de 871940 m². El mismo sistema con una radiación normal directa de 800 W/m² requiere un área de campo solar de 1055350 m². (datos obtenidos mediante simulación realizada con el programa de ordenador).

Teniendo en cuenta las recomendaciones que se dan en el manual del programa se ha elegido una valor para la radiación normal directa de 800 W/m^2 , porque se entiende que como bien dice “para plantas del Sur de España es un valor razonable”. Si por ejemplo la planta fuese a instalarse en el desierto de Mojave de los Estados Unidos el programa recomienda 950 W/m^2 .

Capacidad de entrada al bloque de potencia:

$Q_{PBDesign}$: La energía térmica necesaria de entrada al bloque de potencia para generar la producción bruta de energía eléctrica en la turbina (de diseño).

Este es el primer cálculo que se realiza a la hora de realizar el dimensionamiento de la central:

$$Q_{PBDesign} = \frac{E_{Design}}{F_{GrossTurbineEffD}} = \frac{55 \text{ MWe}}{0.387} = 142.119 \text{ MWt}$$

Siendo:

E_{Design} : La producción eléctrica bruta de la turbina, normalmente se toma el 110% de la capacidad neta de la turbina. En este caso el 110% de 50 MW, que es la potencia nominal que marca el fabricante y que se mostró ya en el capítulo anterior.

La diferencia entre la producción eléctrica bruta y neta de diseño, se debe a que las pérdidas parásitas reducen aproximadamente un 90% la producción eléctrica.

$F_{GrossTurbineEffD}$: Eficiencia del ciclo de potencia a plena carga al pasar de energía térmica a eléctrica. El valor elegido se ha tomado a partir de las experiencias de centrales como Andasol, Solnova e Ibersol, donde todas montan la misma turbina Siemens de potencia 50 MW que se va a usar en este proyecto.

A continuación se calcula el área exacta (área de espejos concentradores):

Calculo del área exacta

A_{exact} : El área de campo solar requerida para que al bloque de potencia le entre la energía térmica necesaria (de diseño) $Q_{PBDesign}$, en las condiciones atmosféricas de referencia. Es equivalente a un múltiplo solar de uno.

$$A_{Exact} = \frac{Q_{PBDesign}}{Q_{DIN Ref} \cdot F_{SFOptEffD} - Q_{HCELossD} - Q_{SFPipeLossD}}$$

$$= \frac{142.119 \times 10^6 \text{ Wt}}{800 \text{ W/m}^2 \times 0.751436 - 32.6336 \text{ W/m}^2 - 10.8176 \text{ W/m}^2} = 254831 \text{ m}^2$$

Siendo:

$Q_{PBDesign}$: Entrada de energía térmica al bloque de potencia de diseño (calculado anteriormente).

Q_{DinRef} : La radiación normal directa de referencia en vatios por metro cuadrado.

$F_{SFOpticalEffD}$: Eficiencia óptica media del campo solar (de diseño).

El factor de la eficiencia óptica del campo solar (de diseño) $F_{SFOptEffD}$, tiene en cuenta la eficiencia óptica del colector, las pérdidas por sombreado entre filas, y las pérdidas por final de colector. El programa lo estima en 0.751436. Este valor de eficiencia óptica del programa, corresponde con el rendimiento óptico pico nombrado en el apartado 1.4.2.2.

$Q_{HCELossD}$: Pérdidas térmicas de los tubos absorbedores (de diseño).

Las pérdidas térmicas del tubo absorbedor (de diseño) $Q_{HCELossD}$ son las pérdidas de calor del tubo absorbedor calculadas usando las variables de referencia y de diseño. Las variables de referencia y de diseño usadas son: la temperatura de entrada y de salida al campo solar T_{SFinD} y T_{SFoutD} , la radiación normal directa de referencia Q_{DNIRef} , la velocidad del viento de referencia $v_{WindRef}$ y la temperatura ambiente de referencia $T_{AmbientRef}$. Dichas pérdidas son 32.6336 W/m^2

$Q_{SFPipeLossD}$: Pérdidas de calor en tuberías del campo solar (de diseño).

El calculo de las pérdidas de diseño en las tuberías del campo solar $Q_{SFPipeLossD}$ se realiza usando tres coeficientes de pérdidas de calor de tuberías $F_{PHL1} \dots 3$, y las siguientes variables de referencia y de diseño: pérdidas de calor en las tuberías del campo a la temperatura de diseño $Q_{PHLatDsgnT}$, temperatura de diseño de entrada y de salida al campo solar T_{SFinD} y T_{SFoutD} , y la temperatura ambiente de referencia $T_{AmbientRef}$. El resultado es 10.82 W/m^2 .

(Si se quieren ver las formulas que utiliza el programa para obtener $F_{SFOpticalEffD}$, $Q_{HCELossD}$ y $Q_{SFPipeLossD}$, como ya se dijo en el capítulo 2, en la web <https://www.nrel.gov/analysis/sam/> hay

un manual del programa donde se detallan cada una de las formulas utilizadas. Para estos tres valores se ha preferido detallar lo que suponen y poner los resultados tal cual los da el programa de ordenador (una vez comprobados), para facilitar la claridad del texto y porque se entienden que con el valor ya se da una idea precisa de lo que suponen.

Una vez calculada el área exacta, se calcula el número de colectores equivalentes a ese área de espejos concentradores:

Calculo del número de colectores

$N_{SCAExact}$: Número exacto de colectores. El área exacta dividida por la superficie de la apertura del colector. SAM utiliza el número entero más cercano mayor o igual a este valor para calcular el área del campo solar. El número exacto de colectores representa el número de SCAs en un campo solar de múltiplo solar uno.

$$N_{SCAExact} = \frac{A_{Exact}}{A_{Aperture}} = \frac{254831}{817.5} = 311.72 = 312 \text{ Colectores}$$

Siendo:

A_{exact} : El área exacta (calculada anteriormente)

$A_{SCAAperture}$: El área de apertura del colector. Es un dato del SCA elegido (EuroTrough ET150).

Con esto se obtiene el verdadero área que va a tener el campo solar:

$A_{solarField}$: El área de campo solar, expresada en metros cuadrados de espejos concentradores.

$$A_{SolarField} = N_{SCAExact} \cdot A_{SCAAperture} \cdot F_{SolarMultiple} = 312 \times 817.5 m^2 \times 2 = 510120 m^2$$

Siendo:

$N_{SCAExact}$: Número exacto de colectores. (calculado anteriormente)

$A_{SCAAperture}$: El área de apertura del colector.

$F_{solarMultiple}$: El área de campo solar expresado como un múltiplo del área exacta. Es un dato de partida (=2) justificado en el capítulo anterior.

Y se obtiene también la energía que debe producir el campo solar:

Energía suministrada por el campo solar

$Q_{SFDesign}$: La energía de diseño del campo de solar. Es la energía térmica que el campo debe producir bajo las condiciones de referencia del punto de diseño para así suministrar la energía térmica necesaria (de diseño) a la entrada del bloque de potencia $Q_{PBDesign}$.

$$Q_{SFDesign} = Q_{PBDesign} \cdot F_{SolarMultiple} = 142.119 \text{ MWt} \times 2 = 284.238 \text{ MWt}$$

Siendo:

$Q_{PBDesign}$: Entrada de energía térmica al bloque de potencia de diseño (calculado anteriormente)

$F_{solarMultiple}$: El área de campo solar expresado como un múltiplo del área exacta. Es un dato de partida (=2) justificado en el capítulo anterior.

Flujo másico de fluido en el campo

Otro dato que se calcula es el flujo másico de fluido caloportador:

$m_{SFMassFlowD}$: El flujo másico de diseño del fluido caloportador es una función de la energía de diseño suministrada por el campo solar $Q_{SFDesign}$, y de las entalpías de diseño a la entrada y a la salida del campo H_{SFInD} y H_{SFOutD} :

$$m_{SFMassFlowD} = \frac{Q_{SFDesign}}{H_{SFOutD} - H_{SFInD}} = \frac{284.238 \times 10^6 \text{ Wt}}{777895.137 \text{ J / Kg} - 538788.073 \text{ J / Kg}} = 1188.75 \text{ Kg / s}$$

$Q_{SFDesign}$: La energía de diseño del campo de solar.(Calculada anteriormente).

H_{SFInD} y H_{SFOutD} : Entalpías de diseño del fluido caloportador a la entrada y a la salida del campo solar.

Las entalpías de diseño del fluido caloportador a la entrada y a la salida del campo solar H_{SFinD} y H_{SFoutD} dependen del tipo de fluido usado en el campo solar (en este caso Therminol VP-1) y son una función de las temperaturas de entrada y salida al campo solar, T_{SFinD} y T_{SFoutD} . Las tablas de propiedades del fluido caloportador determinan los valores de las entalpías una vez dados los valores de las temperaturas de entrada y de salida.

T_{SFinD} y T_{SFoutD} son respectivamente 293°C y 391°C. Son las recomendadas para este tipo de aceite sintético en el manual del programa.

HTF	Enthalpy Equation
Nitrate salt	$H = 8.6 \times 10^{-2} \cdot T^2 + 1.443 \times 10^3 \cdot T$
Caloria HT 43	$H = 1.94 \cdot T^2 + 1.6060 \times 10^3 \cdot T$
Hitec XL	$H = -3.79667 \times 10^{-5} \cdot T^3 - 1.312 \times 10^{-1} \cdot T^2 + 1.536 \times 10^3 \cdot T$
Therminol VP-1	$H = 1.377 \cdot T^2 + 1.498 \times 10^3 \cdot T - 1.8340 \times 10^4$
Hitec	$H = 1.560 \times 10^3 \cdot T$
Dowtherm Q	$H = 1.51461 \cdot T^2 + 1.59867 \times 10^3 \cdot T - 2.50596 \times 10^0$
Dowtherm RP	$H = 1.4879 \cdot T^2 + 1.5609 \times 10^3 \cdot T - 2.4798$

Tabla 3.19. Entalpía del HTF en Julios por kilogramo como una función de la temperatura en grados Centígrados. (Fuente: Solar Advisor Model Reference Manual, 2009).

En este tipo de centrales se suele dar el flujo másico que atraviesa por cada lazo. Si se tiene en cuenta que el número exacto de colectores era de 312 y que el múltiplo solar es igual a 2, eso nos da 624 colectores en el campo. Como cada lazo tiene 4 colectores obtenemos 156 lazos. Dividiendo el flujo total por el número de lazos se obtiene un flujo másico por lazo de colectores de 7.62 kg/s.

$$m_{SFMassFlowD} / \text{lazo} = \frac{m_{SFMassFlow}}{N_{SCAExact} \cdot F_{SolarMultiple}} = \frac{1188.75 \text{ Kg} / s}{\frac{312 \times 2}{4}} = 7.62 \text{ Kg} / s$$

En las plantas termosolares de colectores cilindro parabólicos actuales que emplean aceite como fluido caloportador, la configuración del lazo de colectores que se está utilizando es la siguiente: 4 colectores EuroTrough ET150 en serie, compuestos a su vez por 12 módulos de 12.27 metros, por lo que se tienen lazos de 600 metros de longitud (300 metros de ida y 300 metros de vuelta).

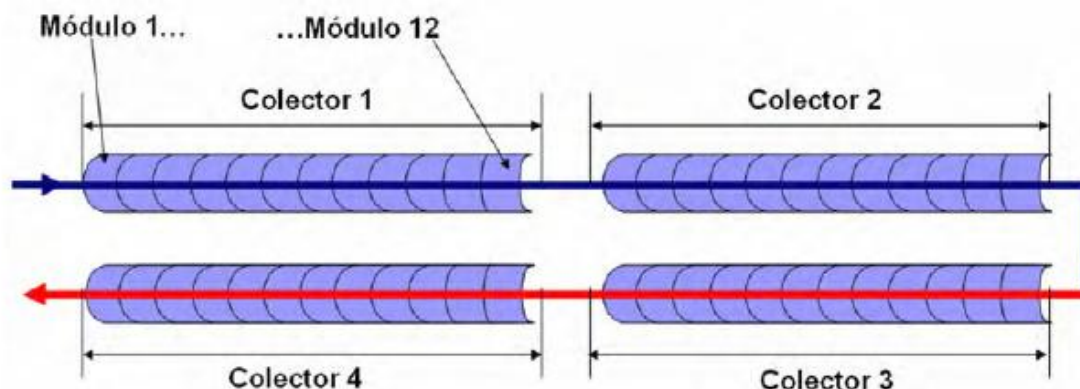


Figura 3.38. Configuración de un lazo de cuatro colectores EuroTrough ET150.

(Fuente: Montes Pita, 2008)

3.10. ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL CICLO DE POTENCIA

En el apartado 1.4.3 se habló ya de los ciclos de potencia asociados a las plantas termosolares, de como los ciclos de turbina de vapor son los que normalmente se implementan en este tipo de centrales y de cómo el proceso termodinámico de comparación empleado para analizar el más elemental de estos ciclos es el denominado ciclo Rankine.

También se vió que existían dos modificaciones principales al ciclo Rankine básico. Una el recalentamiento del vapor antes de terminar su expansión en la turbina. El motivo fundamental de esta modificación es poder emplear mayores presiones de entrada en turbina, lo cual contribuye a aumentar el rendimiento del ciclo. La otra modificación es el precalentamiento regenerativo, que consiste en hacer extracciones de vapor desde la turbina y emplearlas para precalentar el agua antes de entrar en el generador de vapor lo cual tiene el efecto directo de aumentar el rendimiento del ciclo de potencia por incrementar la temperatura media a la cual introducimos la energía térmica en el mismo.

En este apartado se quiere analizar más en concreto el ciclo termodinámico que se da en estas plantas. Para ello en las siguientes páginas se muestra el esquema del generador de vapor desde el punto de vista del aceite y el esquema de todo el ciclo de agua-vapor del bloque de potencia. También se ofrece la información de los diversos estados termodinámicos por los que atraviesan ambas sustancias (aceite y agua) en sus distintos procesos. Además, se realizan una serie de cálculos para ver los flujos de energía que se dan en cada uno de los elementos del sistema de potencia y por último se calcula el rendimiento del ciclo.

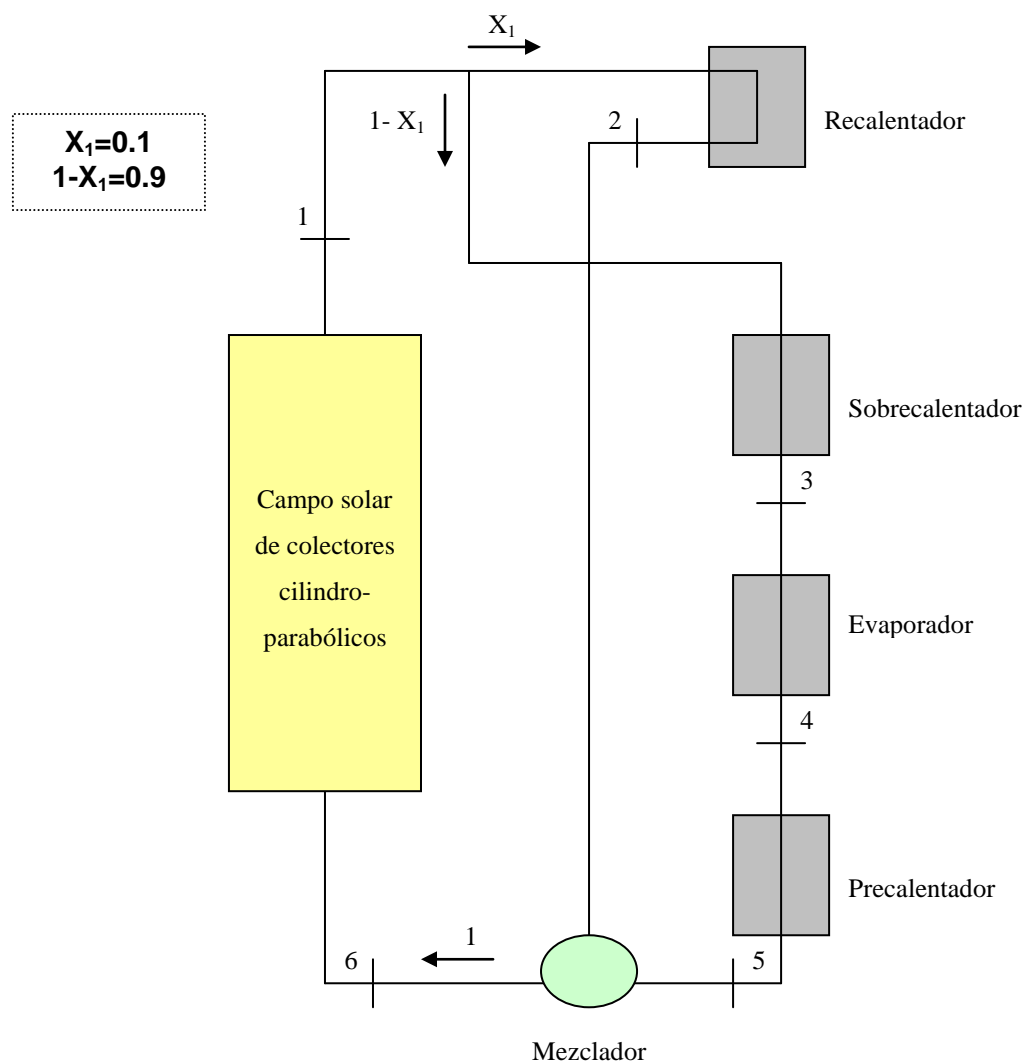


Figura 3.39. Esquema de generador de vapor desde el punto de vista del aceite.

Punto	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)
1	391	704	777.9	2.60
2	249	868	439.8	2.18
3	378	720	746.5	2.56
4	327	788	617.2	2.39
5	304	812	564.9	2.33
6	293	824	538.9	2.30

Tabla 3.19. Características principales del sistema de fluido térmico.

(Fuente: NREL, 2010)

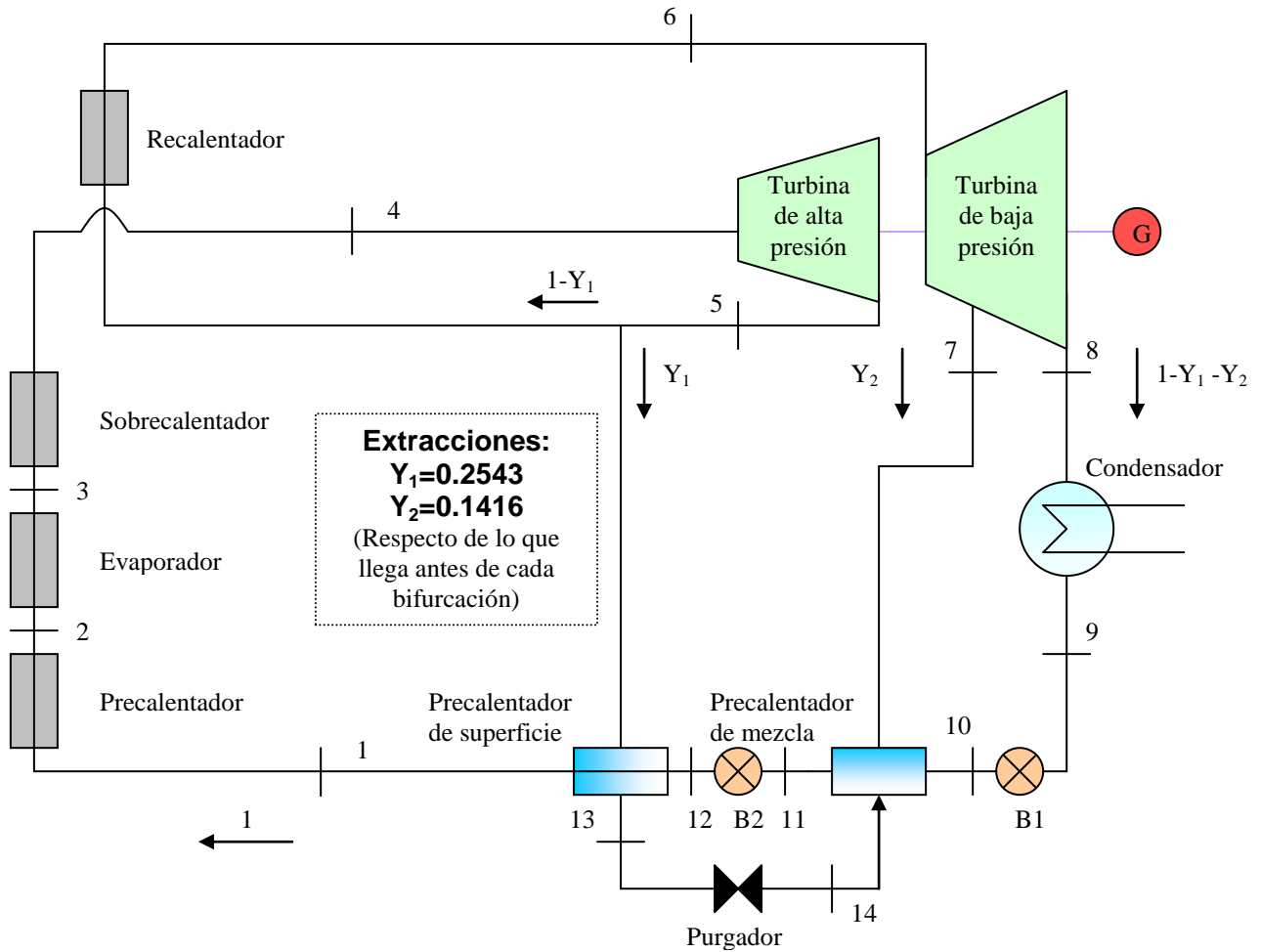


Figura 3.40. Esquema del ciclo de potencia agua-vapor.

Punto	Temperatura (°C)	Presión (bares)	Titulo	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)
1	280	100	Liq	1238.24	3.063
2	311.03	100	0	1408.1	3.361
3	311.03	100	1	2723.43	5.613
4	371	100	Vap	3000.86	6.067
5	290	51.84	Vap	2882.95	6.122
6	371	51.84	Vap	3118.23	6.514
7	169.3	7.791	1	2767.07	6.671
8	38.96	0.07	0.829	2159.7	6.955
9	38.96	0.07	0	163.106	0.55824
10	39.03	7.791	Liq	163.92	0.55838
11	159.5	7.791	Liq	673.25	1.937
12	161	100	Liq	685.85	1.943
13	171	51.84	Liq	726.34	2.047
14	169.3	7.791	0.005	726.34	2.058

Tabla 3.20. Características principales del sistema agua-vapor.

(Fuente: NREL, 2010)

Los datos de los distintos estados termodinámicos así como de los valores de las distintas extracciones han sido obtenidos de los existentes en plantas de este tipo como las SEGS californianas o como las de Andasol en la provincia de Granada.

A continuación se ofrece la simulación realizada del ciclo de potencia en el programa de ordenador Termograf v5.5:

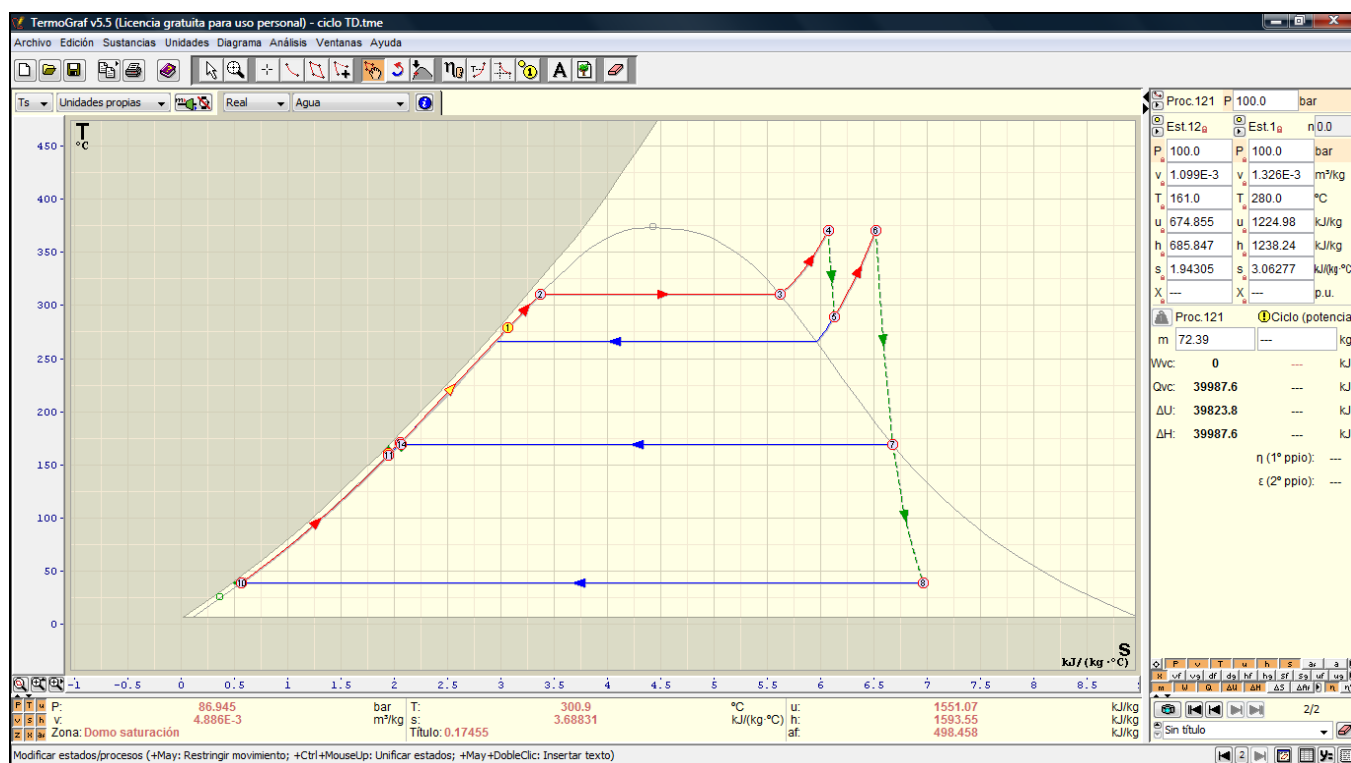


Figura 3.41. Ciclo de potencia de la planta termosolar.

Los parámetros fundamentales del ciclo de potencia son:

- Potencia de 50 MW. Limitación de potencia nominal establecida por el RD 661.
- Temperatura de entrada al ciclo de potencia del aceite 391°C. Los aceites térmicos disponibles tienen un límite superior de temperatura ligeramente inferior a 400°C.
- Temperatura de salida del vapor recalentado 371°C
- Presión de entrada en la turbina 100 bares
- Título a la salida de la turbina >0.85 , para proteger los alabes de la turbina.
- Condensador refrigerado con agua sin límites de caudal, se hará mediante torres de refrigeración.

CÁLCULOS

Lo primero que se va a hacer es calcular los flujos másicos necesarios de ambas sustancias (aceite y agua). En el apartado 3.9.1 se calculó el flujo másico de fluido caloportador en el campo solar (aceite sintético Therminol VP-1), se recuerda a continuación:

$$\dot{m}_{SF\text{MassFlowD}} = \frac{Q_{SF\text{Design}}}{H_{SF\text{outD}} - H_{SF\text{inD}}} = \frac{284.238 \times 10^6 \text{ Wt}}{777895.137 \text{ J / Kg} - 538788.073 \text{ J / Kg}} = 1188.75 \text{ Kg / s}$$

Este flujo es para un múltiplo solar igual a dos, con un múltiplo así se generaba el doble de la energía térmica necesaria para hacer funcionar el bloque de potencia en condiciones nominales. Luego el flujo debe considerarse la mitad, 594.375 kg/s, como si se tratase de un campo diseñado para múltiplo solar de uno.

Para conocer el flujo másico de agua necesaria en el sistema de potencia se va a realizar un balance de energía del generador de vapor, considerándolo como todo uno:

$$0 = \dot{m}_{\text{aceite}} \cdot (h_1 - h_6) + \dot{m}_{\text{agua}} \cdot (h_1 - h_4) = 594.375 \cdot 0.9 \text{ Kg / s} \cdot (777.9 \text{ KJ / Kg} - 538.9 \text{ KJ / Kg}) + \dot{m}_{\text{agua}} \cdot (1233 \text{ KJ / Kg} - 3000 \text{ KJ / Kg}) \Rightarrow 72.39 \text{ Kg / s} = \dot{m}_{\text{agua}}$$

Una vez conocidos los flujos másicos vamos a analizar más en profundidad lo que ocurre en el generador de vapor:

Pre calentador: se va a calcular el calor cedido por el aceite al agua realizando un balance de energía a la línea del agua.

$$0 = \dot{Q} + \dot{m}_{\text{agua}} \cdot (h_1 - h_2) = \dot{Q} + 72.39 \text{ kg / s} \cdot (1238.24 \text{ kJ / kg} - 1408.1 \text{ kJ / kg})$$

$$\dot{Q} = 12296.17 \text{ kWt}$$

Evaporador: se va a calcular el calor cedido por el aceite al agua realizando un balance de energía a la línea del agua.

$$0 = \dot{Q} + \dot{m}_{\text{agua}} \cdot (h_2 - h_3) = \dot{Q} + 72.39 \text{ kg / s} \cdot (1408.1 \text{ kJ / kg} - 2723.43 \text{ kJ / kg})$$

$$\dot{Q} = 95216.74 \text{ kWt}$$

Sobrecalentador: se va a calcular el calor cedido por el aceite al agua realizando un balance de energía a la línea del agua.

$$0 = \dot{Q} + \dot{m}_{agua} \cdot (h_3 - h_4) = \dot{Q} + 72.39 \text{ kg/s} \cdot (2723.43 \text{ kJ/kg} - 3000.86 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q} = 20083.16 \text{ kWt}$$

A continuación se va a calcular el calor cedido por la extracción de aceite X₁ al agua en el recalentador, para ello se va a realizar un balance de energía a la línea del agua.

$$0 = \dot{Q} + \dot{m}_{agua} \cdot (1 - y_1) \cdot (h_5 - h_6) = \dot{Q} + 72.39 \cdot (1 - 0.2543) \text{ kg/s} \cdot (2882.95 \text{ kJ/kg} - 3118.23 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q} = 12700.7 \text{ kWt}$$

A continuación se van a calcular los trabajos obtenidos en la turbina de alta y de baja:

$$\dot{W}_{Turb.Alta} = \dot{m} \cdot (h_4 - h_5) = 72.39 \text{ kg/s} \cdot (3000.86 \text{ kJ/kg} - 2882.95 \text{ kJ/kg}) = 8535.5 \text{ kW}$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{Turb.Baja} &= \dot{m} \cdot (h_6 - h_7) + \dot{m} \cdot (h_7 - h_8) = 72.39 \cdot (1 - 0.2543) \text{ kg/s} \cdot (3118.23 \text{ kJ/kg} - \\ &2767.07 \text{ kJ/kg}) + 72.39 \cdot (1 - 0.2543) \cdot (1 - 0.1416) \text{ kg/s} \cdot (2767.07 \text{ kJ/kg} - 2159.7 \text{ kJ/kg}) \\ &= 18956.05 \text{ kW} + 28144 \text{ kW} = 47100.05 \text{ kW} \end{aligned}$$

A continuación se van a calcular los trabajos consumidos por las bombas del sistema:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{Bomba1} &= \dot{m} \cdot (h_{10} - h_9) = 72.39 \cdot (1 - 0.2543) \cdot (1 - 0.1416) \text{ kg/s} \cdot (163.92 \text{ kJ/kg} - 163.106 \text{ kJ/kg}) \\ &= 37.72 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\dot{W}_{Bomba2} = \dot{m} \cdot (h_{12} - h_{11}) = 72.39 \text{ kg/s} \cdot (685.85 \text{ kJ/kg} - 673.25 \text{ kJ/kg}) = 912.11 \text{ kW}$$

Ya se está en disposición de calcular el rendimiento del ciclo:

$$\eta_{\text{ciclotérmico}} = \frac{\sum \dot{W}_{\text{Turbinas}} - \sum \dot{W}_{\text{Bombas}}}{\sum \dot{Q}_{\text{campo solar}}}$$

$$= \frac{(8535.5 + 47100.05 - 37.72 - 912.11) \text{ kW}}{(12296.17 + 95216.74 + 20083.16 + 12700.7) \text{ kW}}$$

$$= 0.3898 = 38.98\%$$

Por ultimo se calculan los calores cedidos en los intercambiadores del ciclo y empleados para llevar a cabo la regeneración:

Precalentador con mezcla: se analiza el calor absorbido por el flujo de agua más fría de los otros dos flujos de agua que llegan al mismo provenientes de las extracciones.

$$0 = \dot{Q} + \dot{m}_{\text{agua}} \cdot (h_{10} - h_{11}) = \dot{Q} + 72.39 \cdot (1 - 0.2543) \cdot (1 - 0.1416) \text{ kg/s} \cdot (163.92 \text{ kJ/kg} - 673.25 \text{ kJ/kg}) \Rightarrow \dot{Q} = 23601.07 \text{ kW}$$

Precalentador de superficie: se analiza el calor absorbido por el flujo de agua más fría de la extracción Y₁.

$$0 = \dot{Q} + \dot{m}_{\text{agua}} \cdot (h_{12} - h_1) = \dot{Q} + 72.39 \text{ kg/s} \cdot (685.85 \text{ kJ/kg} - 1238.34 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q} = 39994.75 \text{ kW}$$

Los rendimientos isoentrópicos de turbinas y bombas son:

- Turbina de alta presión: 79.5%
- Turbina de baja presión: 83.5% (hasta la extracción Y₂). 87.2% (hasta la entrada al condensador).
- Bomba 1: 95%
- Bomba 2: 80.4%

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

4.1. INTRODUCCIÓN

En el capítulo 4 se van a presentar y analizar los resultados obtenidos al llevar a cabo la simulación de la planta de concentración solar objeto de este proyecto. Posteriormente se realizará un análisis económico de la central termosolar y finalmente se expondrán las conclusiones que el autor de este proyecto a obtenido al realizarlo. El análisis como ya hemos comentado anteriormente se hará mediante el programa de ordenador *Solar Advisor Model*, ya presentado en el capítulo 2 y los parámetros y elementos fundamentales de la misma son los que se eligieron en el capítulo 3.

Se recuerda con la siguiente tabla las características fundamentales de la planta:

Tipo de colectores cilindro parabólicos	Tipo de fluido caloportador	Tipo de tubos absorbedores	Tipo de Turbina	Potencia nominal de la central
Eurotrough SKAL-ET	Therminol VP-1	Schott PTR 70	Turbina SST-700 de Siemens	50 MW
Ubicación	Múltiplo solar	Tipo de sistema de almacenamiento	Capacidad del sistema de almacenamiento	Combustible auxiliar
Almería	2	Indirecto en dos tanques de sales fundidas	7.5 horas	15% GN

Tabla 4.1. Características generales de la planta termosolar.

4.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se va a llevar a cabo el análisis de resultados dividiendo los mismos en dos apartados:

Datos características planta: Aquí se muestra la producción de electricidad anual, el coste de la energía, la capacidad de la central y algunos otros datos más, siempre basados en los datos termodinámicos obtenidos durante la simulación horaria pero teniendo en cuenta factores de costes, de financiación y de disponibilidad entre otros.

Datos termodinámicos: Los obtenidos de la simulación horaria, donde se reflejan los flujos de energía que se dan en el sistema (se obtienen ejecutando el “visor de resultados” del programa).

4.2.1. Datos características planta

a) El primer dato que ofrece el programa al realizar el análisis es la producción eléctrica neta anual de la planta:

Energía eléctrica neta producida anualmente en la planta	184139000 kWh \approx 184 GWh
---	---------------------------------

Tabla 4.2. Producción eléctrica anual.

Si tenemos en cuenta, que el consumo medio de los hogares españoles es de unos 3300 kWh/hogar al año (CNE, datos 2009), esta central estaría en disposición de cubrir las necesidades eléctricas de unas 55000 familias.

Como es lógico y se puede observar en la figura 4.1, la máxima producción de estas plantas se da en verano, cuando hay más horas de sol. Pero es que además, esa máxima producción se alcanza en las horas centrales del día, figura 4.2. Este es uno de los aspectos más positivos de este tipo de plantas, porque las horas punta o de mayor consumo eléctrico en verano se da en esas horas, cuando las temperaturas son más altas, figura 4.3.

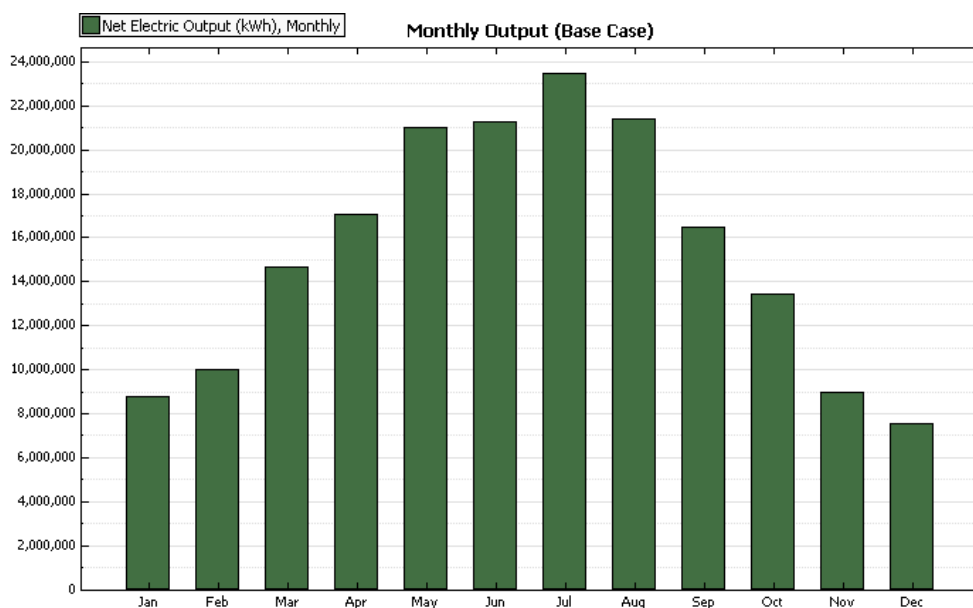


Figura 4.1. Producción eléctrica neta para cada mes del año en kWh.

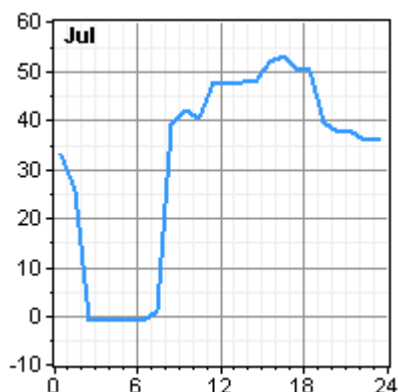


Figura 4.2. Perfil medio de la producción eléctrica neta en términos de potencia (MW) de los días del mes de julio de la central termosolar.

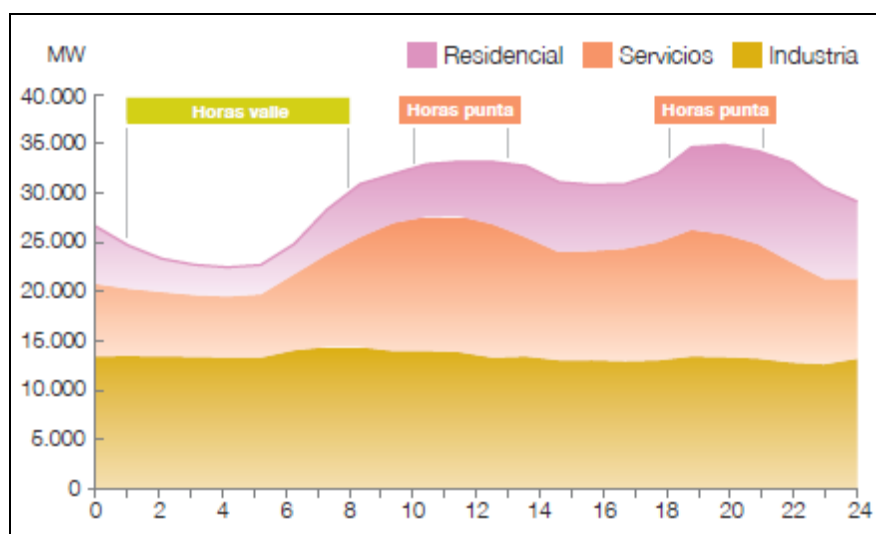


Figura 4.3. Consumo horario en un día de verano en España (Fuente: CNE, datos 2009)

Para optimizar la rentabilidad de este tipo de plantas es fundamental que se produzca la máxima energía posible durante las horas punta de demanda, que es cuando se paga el precio más alto de la energía eléctrica.

Por poner un ejemplo, en las plantas SEGS, actualmente el 16% de la energía eléctrica neta se produce durante las horas de demanda punta en verano, siendo los ingresos de esta producción del orden del 55% del total anual (Fernández Salgado, 2008). Estas cifras ponen de manifiesto la gran importancia que tiene para la rentabilidad de estas plantas el producir el máximo de energía eléctrica durante las horas punta.

En España, aunque el mercado eléctrico es distinto que el de Estados Unidos y cuenta con un régimen especial al que se acogen este tipo de plantas, también tiene gran importancia el producir la máxima electricidad en los momentos de máxima demanda. Como se verá más adelante en el análisis económico, en el sistema de prima de referencia también cuenta y mucho a que precio se vende la energía en el mercado eléctrico.

b) Otro dato fundamental que aporta el programa es el LCOE o LEC (*Levelized Cost of Energy*), es una medida que se puede utilizar para comparar y estudiar la viabilidad económica de distintas alternativas de instalaciones de producción de energía eléctrica. El LEC se define como el coste anual dividido por la producción media anual prevista. Para calcularlo se considera el coste de capital anualizado para la vida útil de la planta, el coste anual de operación y mantenimiento, y el coste anual de combustible fósil utilizado.

$$LEC = \frac{fcr \cdot C_{invest} + Cop + C_{fuel}}{E_{net}}$$

Siendo fcr el factor de amortización anual; C_{invest} (M€) el coste de inversión; Cop (M€) el coste de operación y mantenimiento; y C_{fuel} (M€) el coste del consumo de combustible fósil.

$$fcr = \frac{Kd \cdot (1 + Kd)^n}{(1 + Kd)^n - 1} + K_{insurance}$$

Se ha calculado el LEC mediante estas formulas para así poder compararlo con el que nos da el programa de ordenador. A continuación se muestran los datos de partida utilizados para dichos cálculos (tabla 4.3 y 4.4):

DATOS DE LA CENTRAL TERMOSOLAR	
Metros cuadrados de espejos concentradores	510120
Potencia (MWe)	50
Terreno ocupado (hectáreas)	195
Capacidad del sistema de almacenamiento (MWt)	1065.89
Consumo de combustible fósil (MWht)	91055
Producción eléctrica (MWhe)	184139
Consumo de agua (m ³)	570000

Tabla 4.3. Dimensiones de nuestra central termosolar obtenidos del análisis de SAM.

Datos de costes planta termosolar	
Inversión	
Coste específico de inversión en el campo solar (€/m ²)	190
Coste específico de inversión en el bloque de potencia (€/kWe)	700
Coste específico precalentador (€/kWe)	1.54
Coste específico evaporador (€/kWe)	10.45
Coste específico sobrecalentador (€/kWe)	1.625
Coste específico recalentador (€/kWe)	4.22
Coste específico caldera auxiliar (€/kWe)	300
Coste específico del terreno (€/m ²)	2
Recargo por construcción, ingeniería y contingencias (%)	20%
Operación y mantenimiento	
Coste por empleado y año (€/a)	48000
Número de personas para la operación de la planta	30
Número de personas para el mantenimiento del campo solar	10
Porcentaje del coste de inversión en mantenimiento de equipos (%)	1%
Parámetros financieros	
Tasa anual por seguro (%/año)	1
Vida útil (años)	30
Interés del dinero (%)	8.00
Coste del almacenamiento térmico	
Coste específico del almacenamiento térmico (€/kWhth)	31.6
Coste del combustible	
Tipo de combustible	Gas Natural
Poder calorífico superior (HHV) (MJ/m ³)	38.3
Poder calorífico inferior LHV (MJ/m ³)	34.6
Precio del gas natural (€/kWh)	0.0242803
Coste del agua	
Precio específico del agua utilizada (€/m ³)	0.25
Total inversión (Millones euros)	222.48
Total operación y mantenimiento + costes recursos (Millones euros)	6.50

Tabla 4.4. Datos de costes planta termosolar. (Fuente: Montes Pita, 2008)

LEC (Calculado en el proyecto)	20.12 c\$/kWh	15.478 c€/kWh
LEC (Calculado por SAM)	20.07 c\$/kWh	15.4388 c€/kWh

Tabla 4.5. Comparación entre el LEC calculado por el programa de ordenador y el calculado en el proyecto en base a las formulas, dimensiones y datos de costes citados anteriormente.

La tabla 4.6 sirve para comparar el LEC obtenido con el de otras tecnologías de producción eléctrica a partir de fuentes renovables y también con la generación en ciclo combinado, una de las tecnologías más competitivas actualmente. Lo primero que se observa es que la planta tiene unos costes de energía medios dentro de los sistemas termosolares existentes en la actualidad. Lo segundo que se observa es que la generación de electricidad a partir de sistemas solares de concentración, tiene unos costes de los más altos entre las diferentes tecnologías (sólo superados por la fotovoltaica), aunque según diversos informes, se espera que en un futuro no muy lejano, “sus costes puedan rondar entre los 6 y 8 c€/kWh” (Fuente IEA, 2010), gracias a los avances tecnológicos y a la madurez que están adquiriendo estos sistemas.

Solar fotovoltaica	Solar térmica	Eólica	Mini-hidráulica	Biomasa	Ciclo combinado
27-51 c€/kWh	10-20 c€/kWh	3.5-8.5 c€/kWh	4-15 c€/kWh	4-15 c€/kWh	2.9-6.4 c€/kWh

Tabla 4.6. LEC de las tecnologías de producción eléctrica a partir de fuentes renovables y de ciclo combinado, en c€/kWh. (Fuente: Castro Gil, 2006)

En la figura 4.4 se puede observar la evolución que han llevado y la que se prevé que lleven los costes de la generación eléctrica mediante centrales termosolares. Esta grafica ayuda a situar la planta objeto del proyecto comparándola con las ya existentes y las próximas que se van a incorporar. Así se puede observar que se encuentra a unos niveles de costes razonables. Recordar, LEC = 15.4388 c€/kWh para la planta de concentración solar objeto del proyecto.

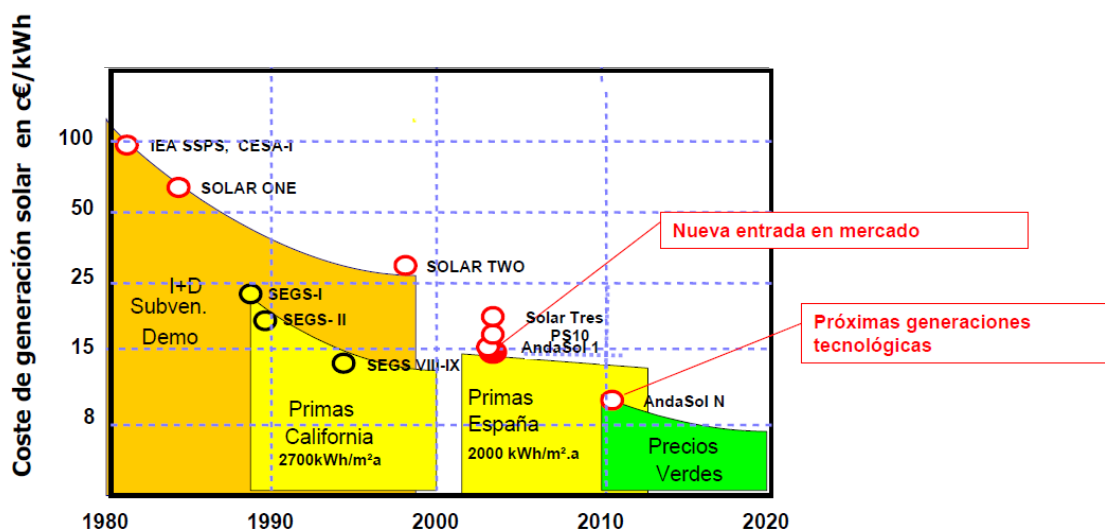


Figura 4.4. Evolución de los costes de generación solar en c€/kWh. (Fuente: SENER, 2010)

c) Otro dato importante que aporta la simulación es el factor de capacidad de la planta, esto es, la energía generada partida de la que generaría si trabajase las 8760 horas del año a su máxima potencia. Ya se habló de ello en el capítulo 3, entonces se vió la influencia del almacenamiento sobre este factor. Una planta sin almacenamiento ni apoyo fósil, es decir sólo solar, suele tener una capacidad no superior al 25%. Las plantas SEGS no superan el 30% aunque cuentan con apoyo fósil. La planta diseñada al contar con almacenamiento (7.5 horas) y con apoyo de combustible fósil (15% GN) consigue un factor de capacidad del 42.04%. Es un valor a tener en cuenta y además lo bueno que tiene es que generara su máxima potencia en los picos de demanda eléctrica como ya se ha visto. Configuraciones de plantas termosolares de este tipo (con almacenamiento térmico y apoyo de combustible fósil) suelen tener un factor de capacidad entre el 40-45% (Zarza, 2004).

Factor de capacidad (%)	42.04
--------------------------------	--------------

Tabla 4.7. Factor de capacidad de la planta termosolar objeto de estudio.

$$\begin{aligned}
 \text{Factor de capacidad} &= \frac{\text{Energía eléctrica neta producida anualmente}}{\text{Energía máxima producida teóricamente anualmente}} \\
 &= \frac{184139 \text{ MWh}}{50 \text{ MW} \cdot 8760 \text{ horas}} = 42.04\%
 \end{aligned}$$

En las figuras 4.5 y 4.6 se puede comparar el factor de capacidad de distintas tecnologías de producción eléctrica, a partir de fuentes renovables y también no renovables. Se observa que la planta tendría un factor de capacidad de los más altos dentro de las tecnologías de producción mediante energías renovables, esto es debido al tipo de configuración de la planta que la hace estar menos expuesta a las intermitencias del recurso solar.

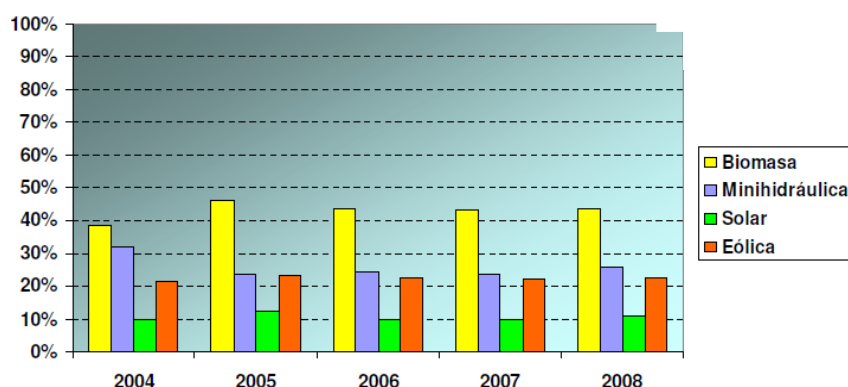


Figura 4.5. Factor de capacidad energías renovables.
(Fuente: Ibañez Lopez, 2009).

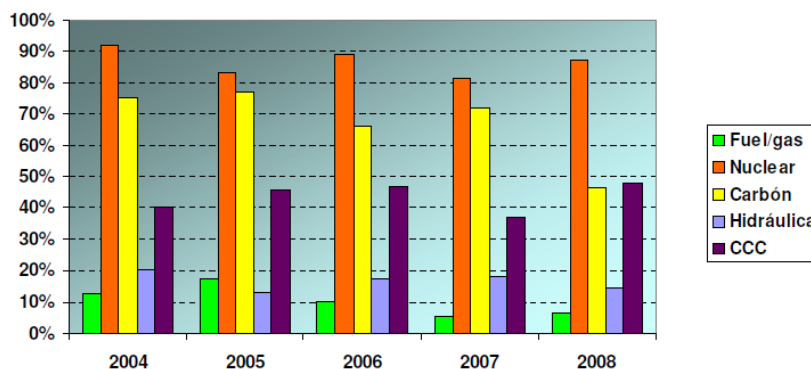


Figura 4.6. Factor de capacidad energías convencionales.
(Fuente: Ibañez Lopez, 2009).

Entre las causas más importantes que reducen el factor de capacidad de las distintas tecnologías de producción eléctrica se encuentran:

- Las operaciones de mantenimiento, los fallos más o menos largos de los equipos, etc.
- La ausencia de la demanda de electricidad que obliga a los administradores de red a disminuir o parar la producción en algunas unidades.
- La intermitencia o irregularidad de la fuente de energía, como es por ejemplo el caso de la energía solar, la eólica o la mini-hidráulica.

4.2.2. Datos simulación horaria

A continuación se presentan y se analizan los flujos de energía por hora más importantes calculadas por el programa de ordenador en relación a la planta termosolar:

En la figura 4.7 se observan los flujos de energía anuales principales de la central. De esta manera se puede hallar un dato tan importante como es el rendimiento de la central termosolar, que informa del grado de aprovechamiento que ésta hace de la energía solar disponible. También se hallará el rendimiento anual del campo solar y el del ciclo de potencia.

Los flujos que se observan de izquierda a derecha son: la radiación incidente sobre el campo solar, la producción térmica del campo (ya sea para abastecer directamente al ciclo de potencia o indirectamente a través del sistema de almacenamiento), la energía térmica que entra al bloque de potencia y la energía eléctrica producida, bruta y neta. Todos los flujos son anuales y vienen en kWh.

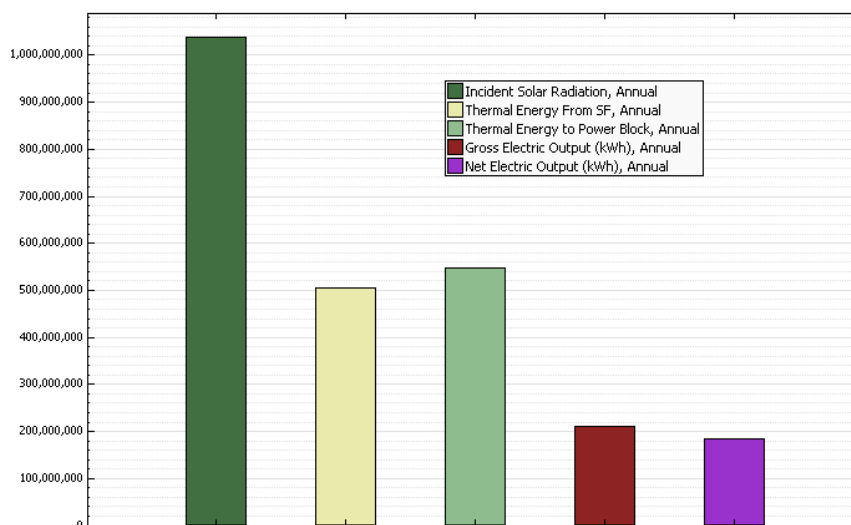


Figura 4.7. Flujos de energía anuales en nuestra central termosolar en kWh.

Nota: Tener en cuenta que la energía que entra al bloque de potencia es mayor que la energía entregada por el campo solar porque la primera tiene en cuenta el aporte del gas natural en la caldera auxiliar. Ya se explicó en el tema 2, que aunque se iba a suponer que la caldera auxiliar calentaba el aceite del campo en momentos de baja irradiación solar, tal como exige la legislación española, el programa sólo permite poner la caldera auxiliar dentro del ciclo de potencia, luego va a calentar directamente el agua.

Con estos datos se pueden sacar los rendimientos anuales de la central, del campo y del ciclo:

$$\text{Eficiencia de la central} = \frac{\text{Energía eléctrica neta producida}}{\text{Energía solar disponible}} = \frac{184139 \text{ MWhe}}{1037930 \text{ MWht}} = 17.74 \%$$

$$\text{Eficiencia del campo solar} = \frac{\text{Energía entregada por el campo}}{\text{Energía solar disponible}} = \frac{506215 \text{ MWht}}{1037930 \text{ MWht}} = 48.77 \%$$

$$\begin{aligned} \text{Eficiencia del bloque de potencia} &= \frac{\text{Energía eléctrica neta producida}}{\text{Energía que entra al bloque de potencia}} \\ &= \frac{184139 \text{ MWhe}}{548870 \text{ MWht}} = 33.55 \% \end{aligned}$$

	Rendimiento
Nuclear	30-40%
Ciclo combinado	42-58%
Eólica	30-47%
Mini-hidráulica	60-80%
Fotovoltaica	10-20%
Termosolar	12-19%

Tabla 4.8. Rendimiento de conversión para diferentes tecnologías de generación eléctrica.

En la tabla 4.8 se muestran los distintos rendimientos globales para distintos tipos de tecnologías de generación eléctrica. Se observa como la tecnología termosolar esta entre los sistemas con menor rendimiento, esto es debido a la forma de aprovechamiento que se hace de la energía disponible: Primero hay que coleccionar la radiación solar, pasarla a energía térmica apoyándose en un fluido caloportador, de éste al agua, y finalmente el ciclo de potencia. Todos estos procesos conllevan muchísimas pérdidas.

Pero como dato positivo, dentro de la tecnología termosolar, la central tiene un rendimiento muy alto, 17.74%, debido a que cuenta con sistema de almacenamiento térmico y apoyo de combustible fósil. Para centrales sólo solares, el rendimiento suele oscilar entre el 12% o 14% según ubicaciones (García Casals, 2001).

Ahora se va a ver y analizar más en profundidad los resultados, sobre todo para ver donde se dan esas pérdidas de la energía en un principio disponible. Al conocer estos datos, se podrá también ver en que puntos debe mejorar esta tecnología para obtener mayores eficiencias y con ellas menores costes de generación eléctrica. Para ello se van a examinar las variables de salida que ofrece el programa.

a) Variables de salida por cada hora calculadas por el módulo del campo solar

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Radiación directa	Q_nip	Valor de radiación directa leída del archivo de datos meteorológicos.	W/m ²	Q _{NIP}

Tabla 4.9. Radiación directa.

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Radiación normal directa	Q_nip CosTh	La componente normal de la radiación directa.	W/m ²	Q _{NIPICosTh}

Tabla 4.10. Radiación normal directa.

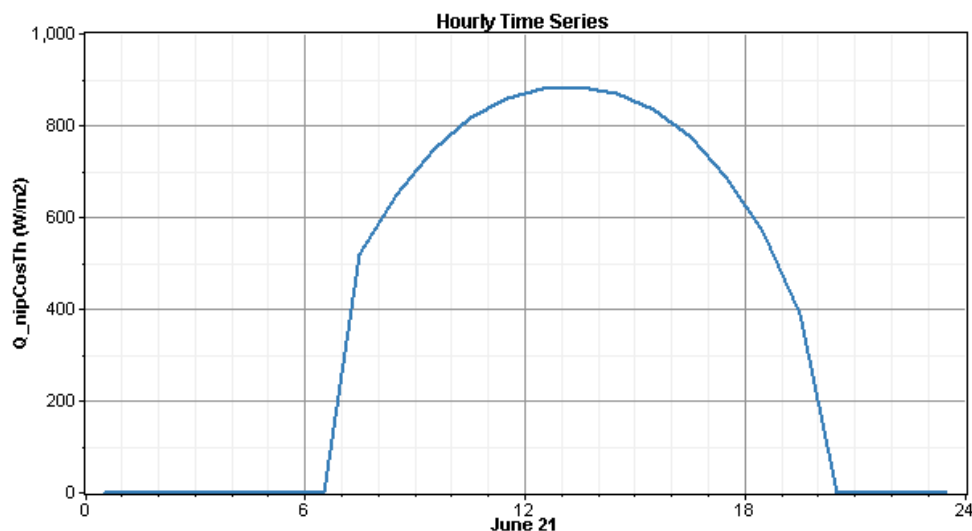


Figura 4.8. Radiación normal directa el día 21 de junio.

En la figura 4.8 se observaba la radiación normal directa que se da el día 21 de junio. Se ha creído interesante mostrar este grafico porque como se vio en el apartado 3.9 del proyecto, a la hora de dimensionar el campo solar de la central se tenía que elegir una radiación normal directa de referencia que sirviera al programa para ir realizando los primeros cálculos. Esta debía ser la típica de un día de verano despejado en las horas centrales del día. Se eligió en su momento el valor 800 W/m² tal como indicaba el programa para localizaciones del Sur de España. Con este grafico se quiere hacer ver como este valor elegido es bastante razonable. Casi todos los programas de diseño de centrales termosolares suelen coger las condiciones meteorológicas del día 21 de junio, solsticio de verano, como referencia para diseño.

Se sigue analizando el campo solar viendo más variables:

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Radiación directa incidente	Q_dni	Es el producto de la radiación directa y el área de campo solar.	MWt	Q _{DNI}

Tabla 4.11. Radiación directa incidente.

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Radiación normal directa incidente	QSF_nipCosTh	Es el producto de la radiación normal directa y el área de campo solar.	MWt	QSFNIPCosTh

Tabla 4.12. Radiación normal directa incidente.

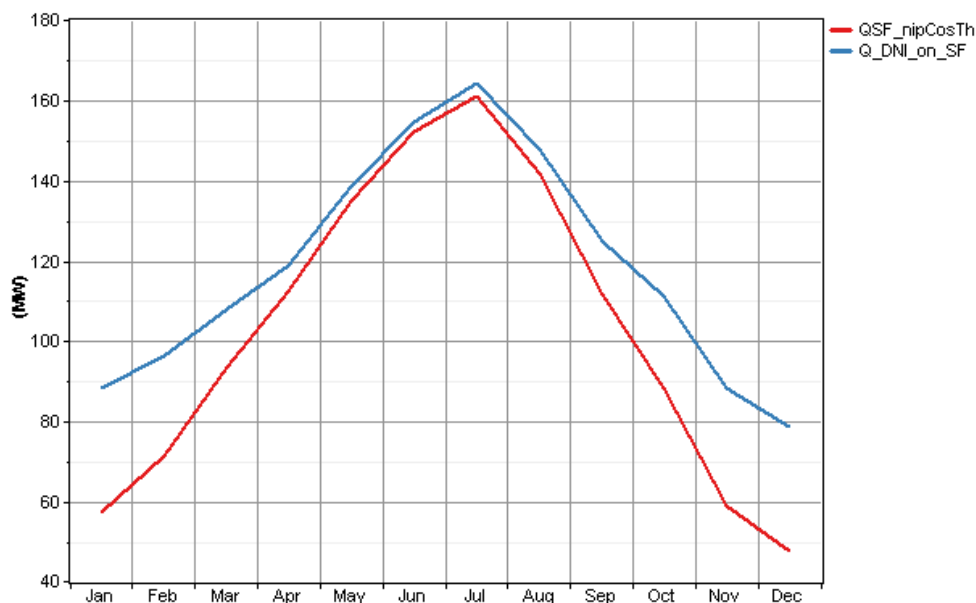


Figura 4.9. Limitación de la radiación solar directa que llega a la superficie de los colectores debida al ángulo de incidencia (medias horarias mensuales).

En la figura 4.9 se compara la radiación directa incidente con la radiación normal directa incidente (medias horarias mensuales). La diferencia entre ambas se debe al ángulo de incidencia, que limita la cantidad de radiación solar que resulta aprovechable por los colectores.

El ángulo de incidencia se ha visto ya en los apartados 1.2.2 y 1.4.2.1, pero como recordatorio decir que es el ángulo formado entre la superficie de los colectores y los rayos solares incidentes. Lo ideal sería que la radiación solar directa fuera perpendicular al plano de apertura del concentrador, así no se tendría dicha limitación, pero cuando se dispone de un único grado de libertad en el sistema de seguimiento solar, como es el caso de los colectores cilindro parabólicos, esto se consigue sólo en momentos muy puntuales.

Según los datos obtenidos al realizar el análisis, esta limitación del ángulo de incidencia supone que el 13.46% de la radiación directa incidente sobre los colectores del campo solar no se pueda aprovechar debido a este motivo, 140 GWh_t de pérdida al año.

$$\%_{\text{PERDIDAS}} = \frac{\text{Radiación normal directa incidente}}{\text{Radiación directa incidente}} = \left(1 - \frac{900 \text{ GWh}_t}{1040 \text{ GWh}_t}\right) \cdot 100 = 13.46\%$$

Más variables a analizar:

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
La energía absorbida en el campo solar	QSF_abs	Energía absorbida por los colectores del campo solar antes de las pérdidas térmicas e incluidas las pérdidas ópticas y geométricas.	MWt	QSFAbs

Tabla 4.13. La energía absorbida en el campo solar.

En la figura 4.10 de la página siguiente se compara la radiación normal directa incidente con la energía absorbida por el campo solar. La diferencia entre ambas corresponde a las pérdidas óptica más las geométricas que se dan en los colectores. En el apartado 1.4.2. de este proyecto, al analizar el balance energético de un colector ya se habló de ellas, pero para refrescar un poco la memoria se hace aquí un pequeño resumen de las pérdidas que se producen en un colector:

1.- Pérdidas geométricas

1.1- Debidas a la posición relativa entre las filas de colectores (pérdidas por sombreadamiento).

1.2- Las inherentes a cada colector (pérdidas debidas al ángulo de incidencia, que a parte de limitar la radiación solar aprovechable como se ha visto antes, también provoca una pérdida de superficie reflexiva útil del concentrador.

2.- Pérdidas ópticas debidas a que ni la superficie reflexiva del concentrador es un reflector perfecto, ni el vidrio que cubre al tubo absorbente metálico es totalmente transparente, ni la superficie selectiva del tubo metálico es un absorbente perfecto, ni la geometría del concentrador parabólico es perfecta.

3.- Pérdidas térmicas, las cuales se producen principalmente en dos sitios: en el tubo absorbedor y en las tuberías de fluido térmico en el campo solar.

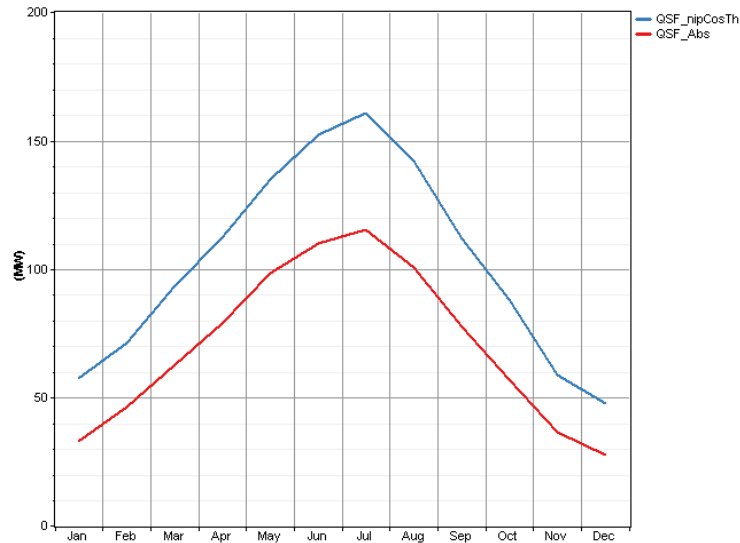


Figura 4.10. Comparación entre la radiación normal directa incidente con la energía absorbida por el campo solar. La diferencia entre ambas corresponde a las pérdidas óptica más las geométricas.

Según los datos obtenidos las pérdidas ópticas más las geométricas suponen que se desperdicie un 31.44% de energía térmica respecto de la radiación normal directa incidente anual.

$$\%_{\text{PERDIDAS}} = \frac{\text{Energía absorbida por el campo solar}}{\text{Radiación normal directa incidente}} = \left(1 - \frac{617 \text{ GWh}}{900 \text{ GWh}}\right) \cdot 100 = 31.44\%$$

De ese porcentaje del 31.44%, el 22.9% corresponden a las pérdidas ópticas y el 8.54% a las pérdidas geométricas. Como también se dijo en el apartado 1.4.2., por orden de importancia primero están las pérdidas ópticas, luego las térmicas, y finalmente las geométricas, vemos entonces como se cumple lo dicho hasta el momento.

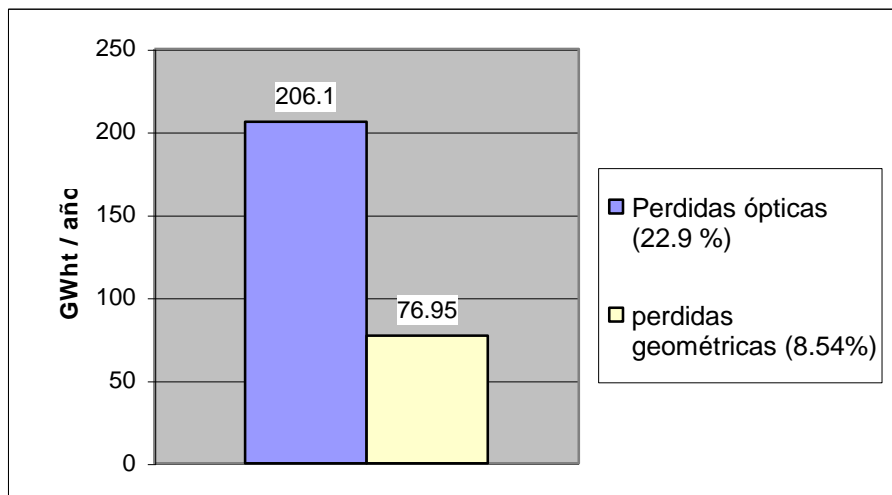


Figura 4.11. Pérdidas ópticas y geométricas en los colectores del campo.

En la figura 4.11 se ha podido observar la distinta importancia de las pérdidas ópticas y las geométricas, así como la cantidad de energía que dichas pérdidas suponen en GWh al año.

Más variables a analizar:

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Energía suministrada por el campo solar	Q_SF(MW)	Energía térmica suministrada por el campo solar	MWt	QSolarField

Tabla 4.14. Energía térmica suministrada por el campo solar.

En la siguiente figura se compara la energía absorbida por el campo solar y la energía suministrada por el campo solar, la diferencia entre ambas corresponde con las pérdidas térmicas que se producen en el campo, las cuales suponen que se desperdicie el 18% de la energía absorbida por el campo anualmente.

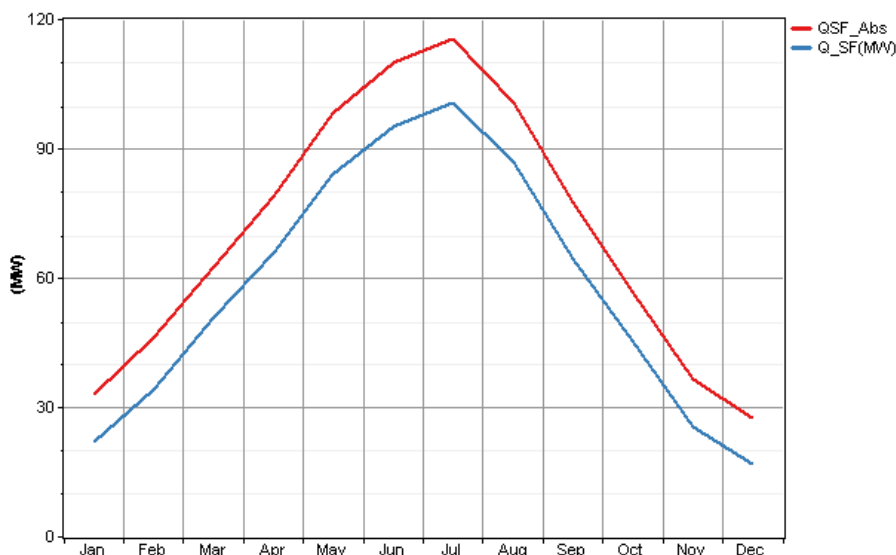


Figura 4.12. Influencia de las pérdidas térmicas en el campo solar (medias horarias mensuales).

$$\%_{\text{PERDIDAS}} = \frac{\text{Energía suministrada por el campo solar}}{\text{Energía absorbida por el campo solar}} = \left(1 - \frac{506 \text{ GWh}}{617 \text{ GWh}}\right) \cdot 100 = 18\%$$

De ese porcentaje del 18%, el 13.5% corresponden a las pérdidas que se dan en el tubo absorbedor y el 4.5% a las pérdidas que se dan en las tuberías del campo solar.

En la figura 4.13 se muestra la distinta importancia de las pérdidas que se dan en el tubo absorbedor y en las tuberías del campo solar, así como la cantidad que de energía que dichas pérdidas suponen en GWht al año.

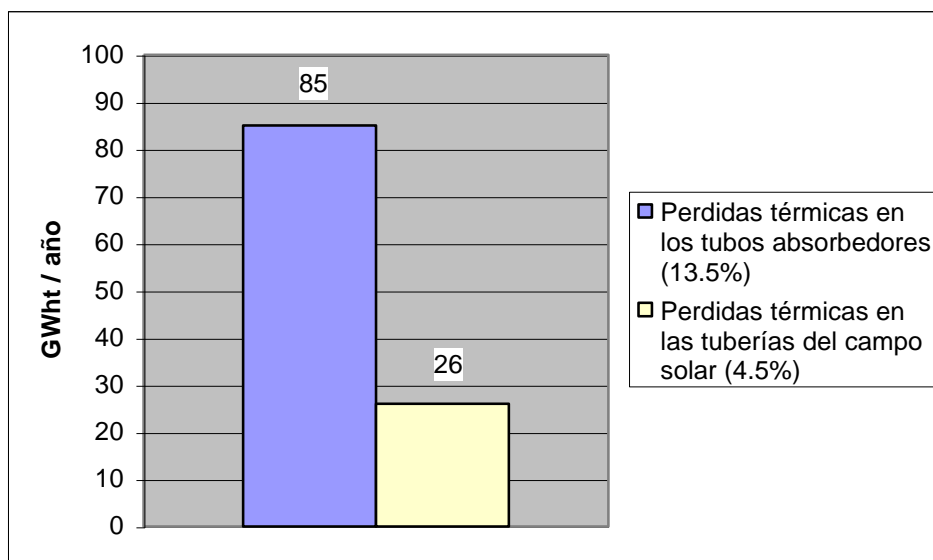


Figura 4.13. Pérdidas térmicas en los tubos absorbedores y en las tuberías del campo solar y geométricas en los colectores del campo.

La última variable que se va a ver que se calcula en el módulo del campo solar es la energía de calentamiento del campo:

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Energía de calentamiento del campo solar	$Q_{sfWarmup}$	Es la energía necesaria para que el fluido del campo solar alcance la temperatura para poder hacer funcionar la instalación	MWt	Q_{Warmup}

Tabla 4.15. Energía térmica suministrada por el campo solar.

Esta energía no se pierde pero si se podría considerar en cierta medida como “desaprovechada”, ya que hasta que el fluido del campo no alcanza la temperatura operativa, la planta no puede entrar en funcionamiento. Según los resultados de la simulación realizada por el programa, esta energía supone al año 44.63 GWht. Esta cifra supone el 4.23% de la radiación directa incidente sobre el campo solar anualmente ($Q_{dni} = 1040$ GWht).

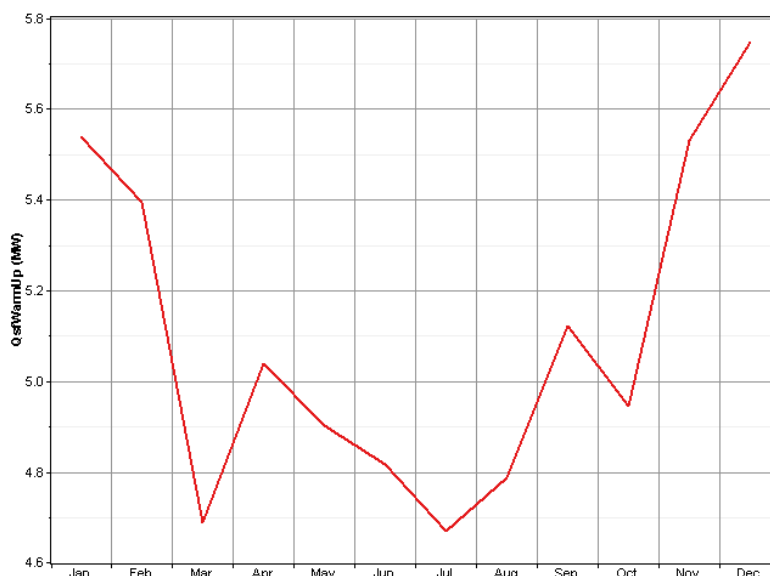


Figura 4.14. Energía de calentamiento del campo (media horaria mensual).

En la figura 4.14 se observa la energía de calentamiento del campo para los distintos meses del año. Como es lógico, en los meses de invierno es cuando más energía se necesitará, puesto que el fluido partirá de una temperatura más baja al comenzar la mañana después de haber tenido que soportar las bajas temperaturas nocturnas.

Ya se ha analizado lo que ocurre en el campo solar, el balance energético que se da en él, de ahí se entiende que se haya obtenido un rendimiento del 48.77% correspondiente al campo. Recordar que el campo solar es el principal elemento diferenciador de este tipo de plantas de generación eléctrica.

Ahora se va a seguir analizando más flujos de energía, los correspondientes al bloque de potencia:

b) Variables de salida por cada hora calculadas en el módulo del bloque de potencia

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Producción bruta de la turbina	E_gross	Producción eléctrica de la turbina por hora teniendo en cuenta fuentes solares y fósiles, no se contabilizan las pérdidas parásitas o por disponibilidad.	MWe	E_{Gross}

Tabla 4.16. Producción eléctrica bruta de la turbina.

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Producción eléctrica neta	E_net	Producción eléctrica neta de la turbina por hora teniendo en cuenta fuentes solares y fósiles, contabilizando las pérdidas parásitas pero no las producidas por disponibilidad	MWe	E_{Net}

Tabla 4.17. Producción eléctrica neta de la turbina.

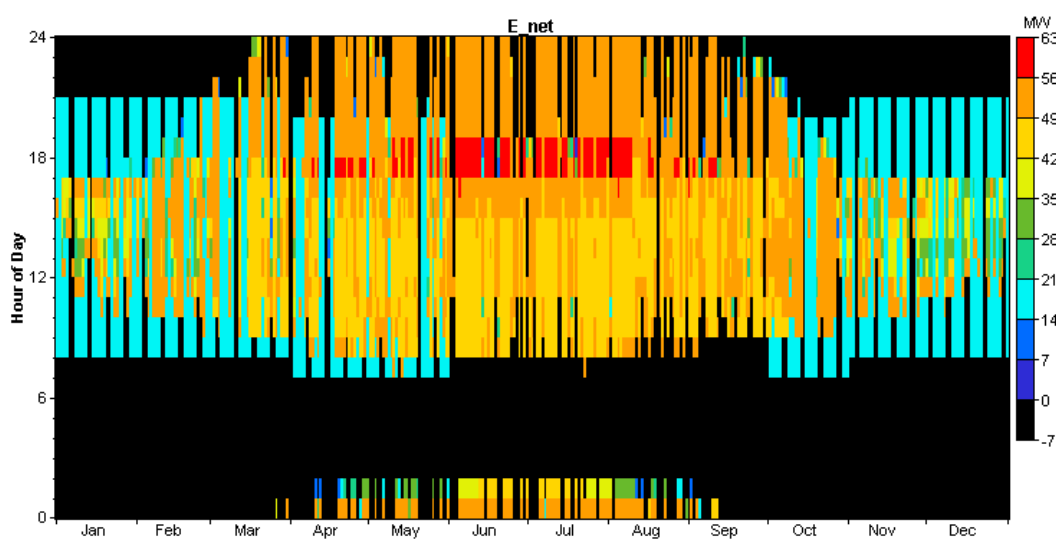


Figura 4.15. Producción eléctrica neta.

La figura 4.15 muestra la producción eléctrica neta en MW de la planta termosolar, y a la vez informa de su valor en función de los distintos meses y horas del día. Se observa como en los meses de verano se alcanza fácilmente la potencia máxima (domina el color naranja), y como gracias al sistema de almacenamiento de 7.5 horas, es capaz de entregar esa potencia máxima hasta las doce o la una de la noche. Esto también ocurre aunque en menor medida en meses contiguos al verano como abril, mayo u octubre. En los meses de invierno, domina el color azul, lo que hace referencia a que al haber peores condiciones de radiación solar, la planta logra una potencia estable de unos 20 MW gracias al aporte del combustible fósil. En las horas centrales de los días de invierno entre el aporte del gas natural y la radiación solar si se logran en muchos casos unas potencias mayores.

En la figura 4.16 se compara la producción bruta y neta (medias horarias mensuales). La diferencia entre ambas corresponde con las pérdidas parásitas del sistema, que no son otra cosa que las pérdidas totales de energía eléctrica debido a las cargas eléctricas del sistema (bombas,

controles electrónicos, etc. no aportan energía y si la consumen, parásitos). Dichos consumos eléctricos suponen unas pérdidas respecto de la electricidad bruta conseguida del 11.96%.

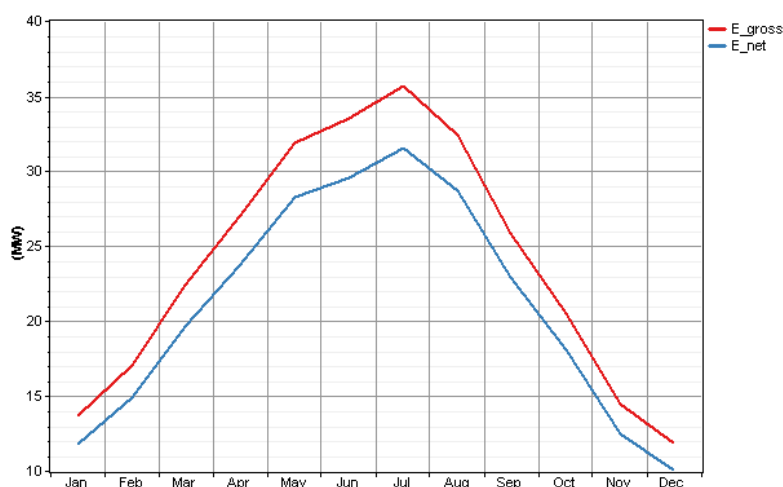


Figura 4.16. Influencia de las pérdidas parásitas en la producción eléctrica.

$$\%_{PERDIDAS} = \frac{\text{Energía eléctrica neta}}{\text{Energía eléctrica bruta}} = \left(1 - \frac{184 \text{ GWhe}}{209 \text{ GWhe}}\right) \cdot 100 = 11.96\%$$

Otro dato que se calcula en el módulo del bloque de potencia es la energía de apoyo fósil:

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Energía de apoyo fósil	Q_gas	La energía térmica equivalente a la energía eléctrica generada por la caldera auxiliar	MWt	Q _{Gas}

Tabla 4.18. Energía de apoyo fósil.

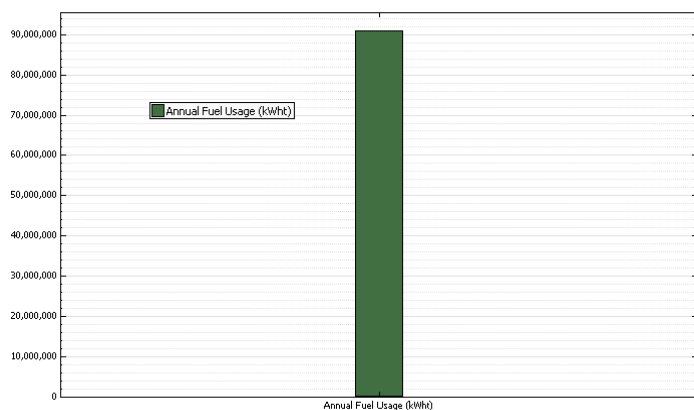


Figura 4.17. Energía térmica equivalente a la energía eléctrica generada por la caldera auxiliar.

Según los datos obtenidos al realizar el análisis, dicha energía de apoyo fósil equivale a 91.1 GWht al año.

Por último, dentro del bloque de potencia, vamos a ver la energía necesaria para su puesta en marcha:

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Energía de puesta en marcha del ciclo de potencia	Q_turb_SU	La energía requerida para poner en marcha el bloque de potencia. Ocurre en horas en que la energía está disponible desde el campo solar o desde el almacenamiento térmico y el bloque de potencia no ha operado en la hora anterior.	MWt	QPBStartup

Tabla 4.19. Energía de puesta en marcha del bloque de potencia.

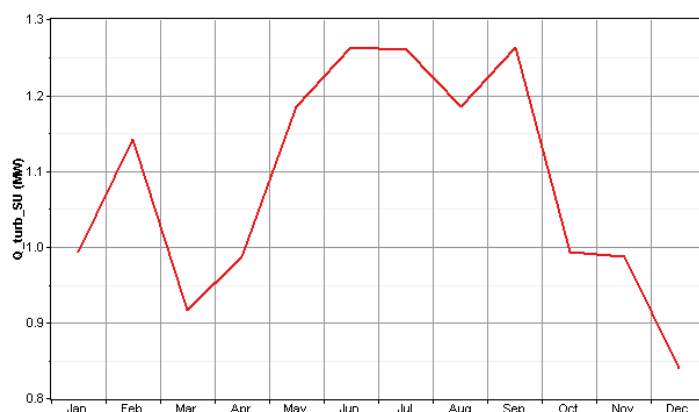


Figura 4.18. Energía de puesta en marcha del bloque de potencia (media horaria mensual)

La razón por la que la energía de puesta en marcha es mayor en los meses de verano es porque en estos la planta se pone más veces en funcionamiento. Recordar que no se han reforzado los fines de semana de los meses fuera del verano con gas natural, luego si en esos días no se dan las condiciones climatológicas necesarias, la planta puede no ponerse en funcionamiento. Según los datos obtenidos dicha energía supone al año 9.49 GWht. Esta cifra representa algo menos del 2% de la energía que entrega el campo solar ($Q_{SF} = 506$ GWht).

c) Variables de salida por cada hora calculadas por el módulo de distribución y almacenaje

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Energía que entra al sistema de almacenamiento térmico	Q_to_ts	La energía térmica que llega al TES (sistema de almacenamiento térmico)	MWt	Q _{toTES}

Tabla 4.20. Energía que entra al sistema de almacenamiento térmico.

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Energía entregada por el sistema de almacenamiento térmico	Q_from_ts	La energía térmica que sale del TES (sistema de almacenamiento térmico)	MWt	Q _{fromTES}

Tabla 4.21. Energía entregada por el sistema de almacenamiento térmico.

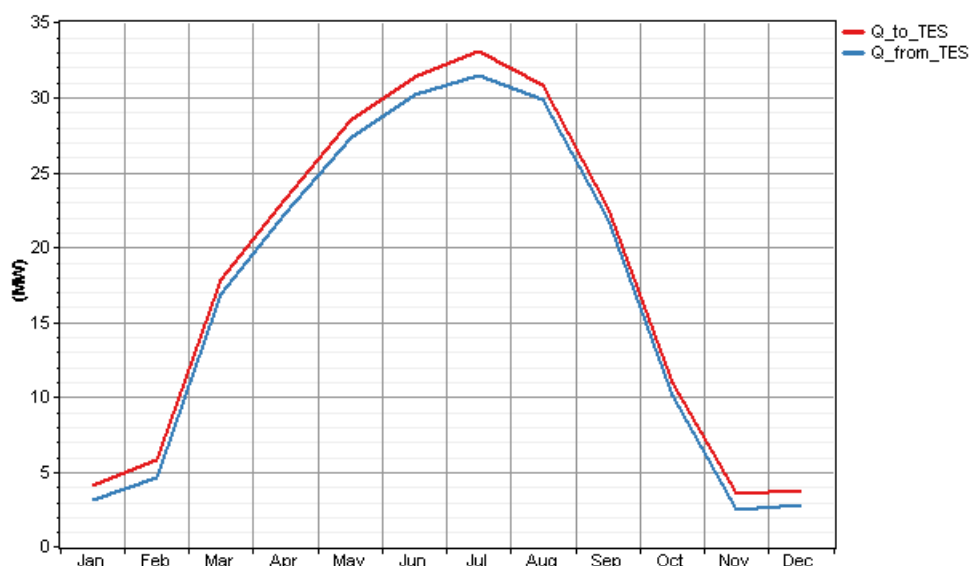


Figura 4.19. Influencia de las pérdidas en el sistema de almacenamiento.

En la figura 4.19 se compara la energía que entra y la que sale del sistema de almacenamiento. La diferencia entre ambas se corresponde con las pérdidas térmicas que se dan en dicho sistema. Dichas pérdidas suponen un 5.75% respecto de la energía que entró. Parece mucho pero no lo es, se pierden más o menos 10 de GWht al año. Por ejemplo las pérdidas ópticas ya vistas en el campo solar suponen la pérdida de 206 GWht al año.

$$\%_{\text{PERDIDAS}} = \frac{\text{Energía que sale del TES}}{\text{Energía que entra al TES}} = \left(1 - \frac{148598.3 \text{ MWht}}{157671.9 \text{ MWht}}\right) \cdot 100 = 5.75\%$$

A continuación se va a hacer referencias a otras variables calculadas por el módulo de distribución y almacenaje que tienen que ver con la energía que se desperdicia en dicho sistema:

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Energía de almacenamiento desperdiciada	Q_ts_Full	La energía que se desperdicia cuando el TES esta lleno. Esto sucede en horas cuando la energía calculada para el TES excede de la máxima capacidad.	MWt	QTESDump

Tabla 4.22. Energía de almacenamiento desperdiciada.

Nombre	Nombre en los resultados de la simulación	Descripción	Unidades	Símbolo
Energía desperdiciada	Q_dump	La energía térmica desaprovechada bien porque la energía que entra al bloque de potencia o la que entra al TES excede del máximo permitido	MWt	QDump

Tabla 4.23. Energía desperdiciada.

Las dos variables de las tablas 4.22 y 4.23 reflejan la energía térmica enviada por el campo solar que se desperdicia. Q_ts_Full es la energía que se desaprovecha porque el sistema de almacenamiento esta lleno y por lo tanto los envíos de energía asignados no se pueden realizar. Q_dump es la energía que se desperdicia porque aunque el sistema de almacenamiento no esta lleno, los envíos asignados sobrepasan su límite y no puede entrar toda esa energía, sólo parte. Lo mismo ocurre a la entrada al bloque de potencia si enviamos más de la que puede admitir.

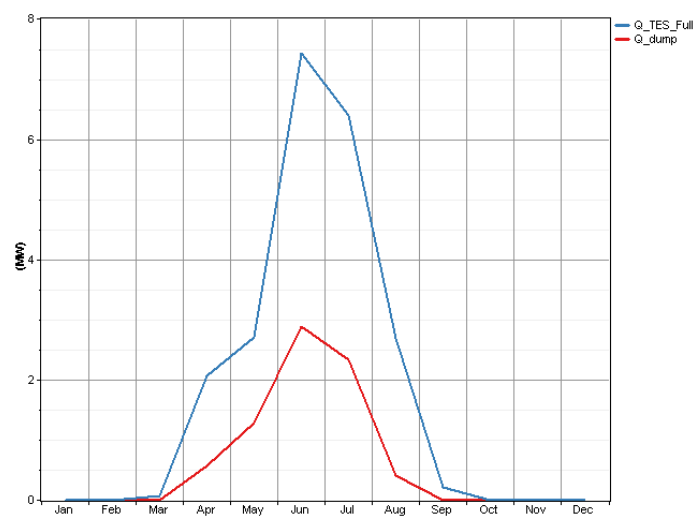


Figura 4.20. Comparativa entre la energía desperdiciada porque el TES esta lleno y la energía desperdiciada por rebosar la capacidad de entrada al TES o al bloque de potencia.

En la figura 4.20 se comparan ambos tipos de energías desperdiciadas. Como se ve tiene más importancia Q_{ts_Full} que Q_{dump} . La primera va a suponer al año 15.82 GWht, mientras que la segunda 5.488 GWht. Como se observa también, se desperdicia sólo energía en verano, ya que es cuando se pueden dar radiaciones solares mayores a las de diseño.

La energía desaprovechada tiene una importancia relativa. A groso modo se pierden 20 GWht al año por ambos conceptos. Por ejemplo, las pérdidas térmicas en los tubos absorbedores del campo solar suponen como ya se ha visto unas pérdidas de 85 GWht al año. Además hay que pensar que estas pérdidas son inevitables, si se quiere sacar un buen rendimiento al sistema de almacenamiento, y que a la hora de dimensionar y optimizar dicho sistema se tuvieron muy en cuenta, apartado del proyecto 3.9.

Por último las siguientes figuras que se van a mostrar sirven para comprender un poco mejor el funcionamiento de la central termosolar. Para ello se ha tomado como ejemplo un día cualquiera, el 21 de septiembre.

En la figura 4.21, se ve para cada hora del día en términos de potencia (MW) la radiación solar incidente sobre el campo solar en MW, se muestra como esta se reduce por la influencia del ángulo de incidencia, y al final la energía térmica que entrega el campo después de las pérdidas que se dan en él ya analizadas.

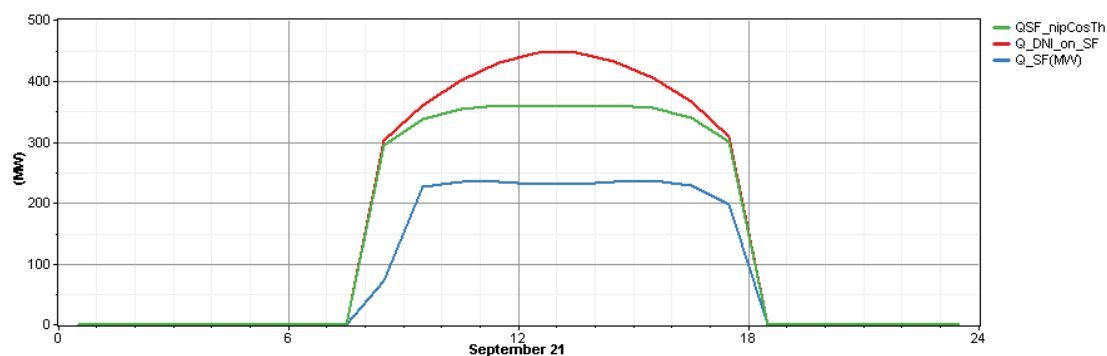


Figura 4.21. Funcionamiento de la planta termosolar-1.

En la figura 4.22, se ve como se distribuye la energía térmica entregada en el campo, como sirve para hacer funcionar el bloque de potencia a máximo rendimiento y como gracias al sobredimensionado del campo también se puede entregar energía térmica al sistema de almacenamiento.

También se observa que al disminuir la energía entregada por el campo, debido a que disminuye la radiación solar al caer la tarde-noche, el sistema de almacenamiento por si solo, sin ayuda de

combustible fósil, es capaz de hacer funcionar la turbina del bloque a plena carga durante al menos cinco horas.

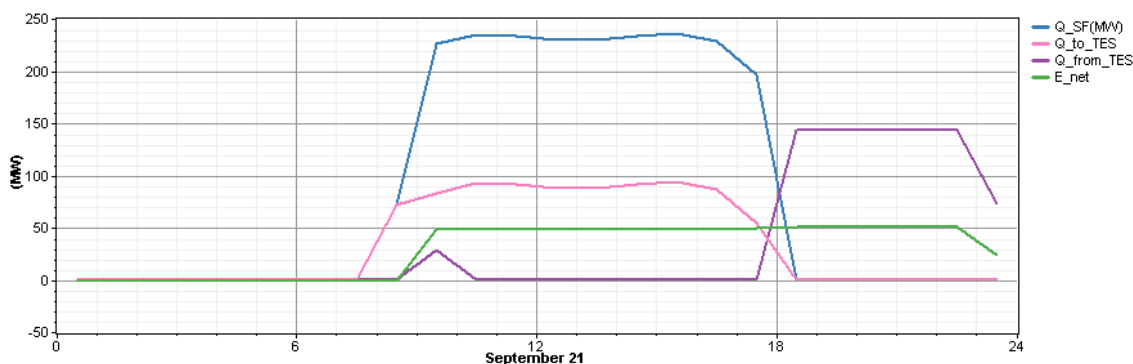


Figura 4.22. Funcionamiento de la planta termosolar-2.

En la figura 4.22 se ve que hay un pico de energía que entrega el sistema de almacenamiento sobre las nueve de la mañana. Esa energía sirve para la puesta en marcha del bloque de potencia, como se puede observar en la figura 4.23. En esta última figura también se puede ver la energía necesaria de calentamiento del campo en ese día. Esa energía es suministrada por el sol directamente. Si el programa dejase incluir la caldera de apoyo fósil en el campo solar, ésta podría ser suministrada por éste también.

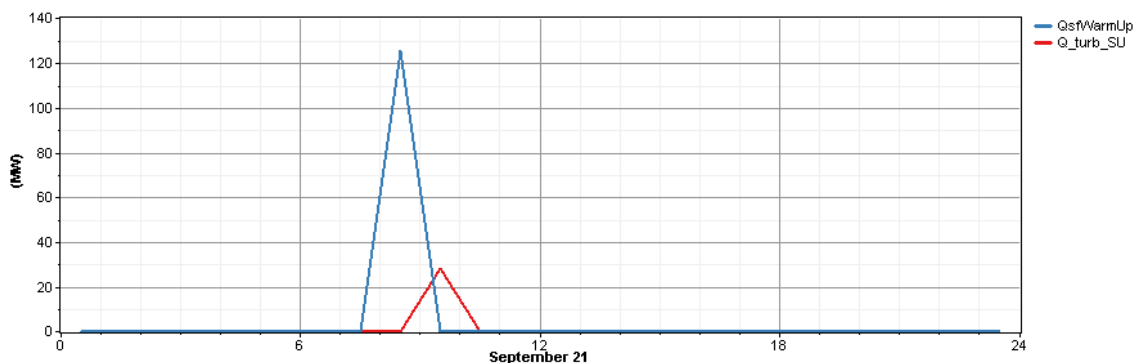


Figura 4.23. Funcionamiento de la planta termosolar-3.

4.3. ESTUDIO ECONÓMICO

A continuación se va a realizar la descripción del modelo económico del proyecto. Para ello se va a llevar a cabo una evaluación de la inversión, detallando los diversos conceptos que entran a formar parte de la misma y también se realizara un balance económico donde se identificarán los ingresos y los costes, y se definirán los flujos monetarios del proyecto.

4.3.1. Inversión

Llamamos inversión al capital necesario para la adquisición de los activos necesarios para poner en ejecución y producción el proyecto.

En el apartado 4.2.1 de este proyecto, al calcular el LEC, se realizó la estimación de la inversión para la central termosolar objeto del proyecto. Se recuerda mediante las dos siguientes tablas como se llevó a cabo:

DATOS DE LA CENTRAL TERMOSOLAR	
Metros cuadrados de espejos concentradores	510120
Potencia (MWe)	50
Terreno ocupado (hectáreas)	195
Capacidad del sistema de almacenamiento (MWt)	1065.89
Consumo de combustible fósil (MWht)	91055
Producción eléctrica (MWhe)	184139
Consumo de agua (m ³)	570000

Tabla 4.24. Dimensiones de nuestra central termosolar obtenidos del análisis de SAM.

DATOS INVERSIÓN CENTRAL TERMOSOLAR	
Coste específico de inversión en el campo solar (€/m ²)	190
Coste específico de inversión en el bloque de potencia (€/kWe)	700
Coste específico precalentador (€/kWe)	1.54
Coste específico evaporador (€/kWe)	10.45
Coste específico sobrecalentador (€/kWe)	1.625
Coste específico recalentador (€/kWe)	4.22
Coste específico caldera auxiliar (€/kWe)	300
Coste específico del almacenamiento térmico (€/kWhth)	31.6
Coste específico del terreno (€/m ²)	2
Recargo por construcción, ingeniería y contingencias (%)	20%
Total inversión (Millones euros)	222.48

Tabla 4.25. Datos de costes planta termosolar. (Fuente: Montes Pita, 2008).

El desembolso más fuerte corresponde a la partida del campo solar supone más del 30 % de la inversión total. Como ya se comentó en otros apartados nuestro campo solar será de múltiplo solar igual a dos, con lo que se genera el doble de energía térmica que se necesita en el bloque de potencia en condiciones nominales (de diseño). Un múltiplo tan elevado conlleva mayor gasto en colectores cilindro parabólicos pero también permite disponer y beneficiarse de un sistema de almacenamiento térmico y dar una mejor respuesta de generación eléctrica cuando las condiciones ambientales son tan favorables como las de diseño.

Otra inversión bastante fuerte es la del apartado de la obra civil. Hay que tener en cuenta que la manera en que generan electricidad estas centrales termosolares conlleva una ocupación del terreno muy amplia para instalar los concentradores solares con su correspondiente cimentación a base de pilotes de hormigón, y si además se tiene en cuenta los colectores cilindro parabólicos y el sistema de almacenamiento en dos tanques de sales fundidas, se obtiene que la inversión en este tipo de plantas es muy superior en relación a la que se debe acometer en una central térmica convencional.

De la inversión realizada en el bloque de potencia, aproximadamente el 50% corresponde a la fabricación y puesta en marcha de la turbina de vapor. El otro 50% corresponde a gastos en bombas, tuberías, válvulas, sistemas de agua, sistemas de refrigeración, precalentadores.

La inversión correspondiente al sistema de aceite térmico (HTF), supone aproximadamente el 5% del total de la inversión. Incluye el intercambiador de calor con sus tres etapas, más la de recalentamiento y también la caldera de auxiliar de gas natural.

La inversión correspondiente al sistema de almacenamiento térmico, supone aproximadamente el 9% del total e incluye el costo del sistema de almacenamiento indirecto en dos tanques mediante sales fundidas capaces de hacer funcionar a la turbina durante aproximadamente 7.5 horas a plena carga.

La inversión correspondiente al BOP incluyen las conexiones necesarias para aprovisionarse de agua, el sistema antiincendios, el sistema de aguas residuales, los equipos necesarios para el manejo del gas natural, sistemas de aire comprimido, de aire acondicionado, etc.

4.3.2. EVALUACIÓN DE INGRESOS Y GASTOS

En este tipo de proyectos, el análisis económico viene condicionado principalmente por la elevada inversión inicial requerida, vista en el apartado anterior, y por la diferencia existente

entre los ingresos obtenidos por la venta de la electricidad generada y los gastos derivados del uso de combustible auxiliar fósil y del mantenimiento general de la planta.

Un proyecto a lo largo de su vida útil, generará unos determinados ingresos a costa de incurrir en ciertos gastos, y esa diferencia entre ingresos y gastos anuales constituye el flujo de caja (cash flow) previsto para los distintos años de vida del proyecto. En el año cero del proyecto (año en que se realiza la inversión inicial) se lleva acabo un desembolso de 222.48 millones de euros. Para la realización del estudio económico se considera que en los dos primeros años se construye la planta y es a partir de entonces cuando comienzan los ingresos por la venta de electricidad. La vida útil de la instalación se ha fijado en 30 años desde su puesta en funcionamiento.

MARCO REGULATORIO

Este tipo de proyectos están sujetos a las disposiciones del Real Decreto 661/2007 en el que se regula la producción de energía eléctrica sujeta al régimen especial de generación, y donde se garantiza la venta de la electricidad a un precio mínimo para las diferentes instalaciones de energías renovables.

Las plantas termosolares se enmarcan dentro del subgrupo b.1.2:

Dentro del Grupo b.1. “ Instalaciones que utilicen como energía primaria la energía solar”, se incluye el Subgrupo b.1.2. “Instalaciones que utilicen únicamente procesos térmicos para la transformación de la energía solar, como energía primaria, en electricidad”. En estas instalaciones se podrán utilizar equipos que utilicen un combustible para el mantenimiento de la temperatura del fluido transmisor de calor para compensar la falta de irradiación solar que pueda afectar a la entrega prevista de energía.

La generación eléctrica a partir de dicho combustible deberá ser inferior, en cómputo anual al 12 por ciento de la producción total de electricidad si la instalación vende su energía de acuerdo a la opción a) del artículo 24.1 de este real decreto que estipula la posibilidad de ceder la electricidad al sistema a través de la red de transporte o distribución, percibiendo por ella una tarifa regulada, única para todos los períodos de programación, expresada en céntimos de euro por kilovatio hora.

En todo caso, dicho porcentaje podrá llegar a ser el 15 por ciento si la instalación vende su energía de acuerdo a la opción b) del citado artículo 24.1, que posibilita vender la electricidad

en el mercado de producción de energía eléctrica. En este caso, el precio de venta de la electricidad será el precio que resulte en el mercado organizado o el precio libremente negociado por el titular o el representante de la instalación, complementado, en su caso, por una prima en céntimos de euro por kilovatio hora.

Luego como se ha podido leer en el Real Decreto, los ingresos y costes de la instalación van a estar condicionados por la normativa legal vigente. Según se elija una opción u otra de venta de la energía eléctrica producida, se obtendrán unos ingresos y gastos algo distintos, porque variara la energía eléctrica producida, el consumo de gas natural y los precios de venta de la electricidad.

Con el objetivo de hallar los flujos de caja para el primer año de funcionamiento de la central se van a analizar los ingresos y los costes a los que va a ver sometida la central:

4.3.2.1 COSTES

Se va a incluir en este apartado de costes los relativos al combustible para la caldera auxiliar de gas natural, los consumos de agua de la central, los costes de operación y mantenimiento, los costes de personal y los gastos financieros.

Para calcular el incremento de los costes en los próximos 30 años se ha supuesto un incremento del IPC del 2% fijo anual.

COSTES DEL COMBUSTIBLE AUXILIAR

Para valorar el coste del gas natural se ha tomado como referencia el *CbmpGN*: coste base de la materia prima del gas natural. que aparece en la resolución de 7 de abril de 2010, de la Secretaría de Estado de Energía, en la cual se publican los valores del coste base de la materia prima del gas natural para el primer trimestre 2010, a los efectos del cálculo del complemento de eficiencia y los valores retributivos de las instalaciones de cogeneración y otras en el Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial.

$$CbmpGn = 2,2073 \text{ c€/kWh PCS.}$$

Se va a hacer una pequeña modificación para pasar de PCS a PCI, por considerarlo más restrictivo, y así obtener el coste que se considera como definitivo, $PCS/PCI = 1.1$

$$C_{bmpGn} = 2,42803 \text{ c€/kWh PCI.}$$

Opción tarifa regulada:

Mediante esta opción, el aporte de gas natural sirve para generar el 12% de la energía eléctrica de la planta, esto supone un consumo de combustible de 86000 MWh/año y una producción eléctrica neta total de 177000 MWh/año, según los datos obtenidos durante la simulación de la central termosolar.

$$\text{Coste combustible} = 2,42803 \text{ c€/kWh} \times 86000000 \text{ kWh} = 2088105 \text{ €}$$

Opción prima de referencia + mercado:

Mediante esta opción el aporte de gas natural sirve para generar el 15% de la energía eléctrica de la planta, esto supone un consumo de combustible de 90000 MWh/año y una producción eléctrica neta total de 184000 MWh/año, según los datos obtenidos durante la simulación de la central termosolar.

$$\text{Coste combustible} = 2,42803 \text{ c€/kWh} \times 90000000 \text{ kWh} = 2185227 \text{ €}$$

COSTES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

El coste de operación y mantenimiento para este tipo de plantas según el estudio “energías solar térmica de concentración, perspectiva mundial 2009” elaborado por Greenpeace, solarPACES y ESTELA es actualmente de 3 c€/kWh siendo por lo tanto el coste actual de este apartado para los dos sistemas de retribución estudiados son:

$$\text{Tarifa regulada: } 3 \text{ c€/kWh} \times 177000000 \text{ kWh} = 5.31 \text{ M€/año}$$

$$\text{Prima de referencia + mercado: } 3 \text{ c€/kWh} \times 184000000 \text{ kWh} = 5.52 \text{ M€/año}$$

COSTE DEL AGUA

El precio del agua superficial bruta para uso industrial según la Junta de Andalucía para localización elegida en Almería esta sobre los 25 c€/m³. Teniendo en cuenta que la planta tendrá

unos consumos de agua para refrigeración y limpieza de aproximadamente 570000 m³/año (datos obtenidos durante la simulación realizada mediante el programa de ordenador *Solar Advisor Model*) se obtiene que el coste del agua supone 142000 €/año.

$$\text{Coste agua} = 0.25 \text{ €/m}^3 \times 570000 \text{ m}^3 = 142000 \text{ €/año}$$

COSTE DE LOS SEGUROS DE LA PLANTA

En este apartado se tiene en cuenta los costes de los seguros del periodo de operación de la planta, que ascenderán a un 0.4% anual de la inversión total del proyecto:

$$\text{Coste seguros} = 0.4\% \times 222480000 \text{ €} = 889920 \text{ €/año}$$

4.3.2.2 INGRESOS

PRECIO DE VENTA DE LA ELECTRICIDAD

La retribución que se recibirá gracias a la venta de electricidad cambia dependiendo de la opción elegida entre las dos opciones que propone el artículo 24.1 del Real Decreto 661/2007:

a) Ceder la electricidad al sistema a través de la red de transporte o distribución, percibiendo por ella una tarifa regulada, única para todos los períodos de programación, expresada en céntimos de euro por kilovatio hora.

b) Vender la electricidad en el mercado de producción de energía eléctrica. En este caso, el precio de venta de la electricidad será el precio que resulte en el mercado organizado o el precio libremente negociado por el titular o el representante de la instalación, complementado, en su caso, por una prima en céntimos de euro por kilovatio hora.

Para el subgrupo b.1.2, existe, por tanto la posibilidad de venta a tarifa regulada o mediante prima de referencia (prima + mercado). Los valores correspondientes son los siguientes según el real decreto:

Plazo	Tarifa regulada c€/ kWh	Prima de referencia c€/ kWh	Límite Superior c€/ kWh	Límite Inferior c€/ kWh
Primeros 25 años	26.9375	25.4000	34.3976	25.4038
A partir de entonces	21.5498	20.3200		

Tabla 4.26. Valores tarifa regulada y prima de referencia.

Para la realización del estudio económico se han tomado las tarifas actualizadas de la Orden ITC/3519/2009, de 28 de diciembre, por la que se revisan los peajes de acceso a partir de 1 de enero de 2010 y las tarifas y primas de las instalaciones del régimen especial.

Plazo	Tarifa regulada c€/ kWh	Prima de referencia c€/ kWh	Límite Superior c€/ kWh	Límite Inferior c€/ kWh
Primeros 25 años	28.4983	26.8717	36.3906	26.8757
A partir de entonces	22.7984	21.4973		

Tabla 4.27. Valores actualizados tarifa regulada y prima de referencia.

Comparando los dos cuadros se puede observar como se han actualizado las tarifas desde su inicio hasta la fecha actual de realización de este proyecto. La revisión se produce anualmente aumentando con la inflación menos un punto porcentual.

Para calcular el precio de venta de la electricidad generada por la central, se debe de tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Precio medio del mercado: Como referencia del precio de venta de la energía, se ha tomado la media del *Pool* medio anual de mercado en base a 24 horas de los últimos

cuatro años, obteniéndose un precio de venta para la energía eléctrica del proyecto de 5.007 c€/kWh - 50 €/MWh.

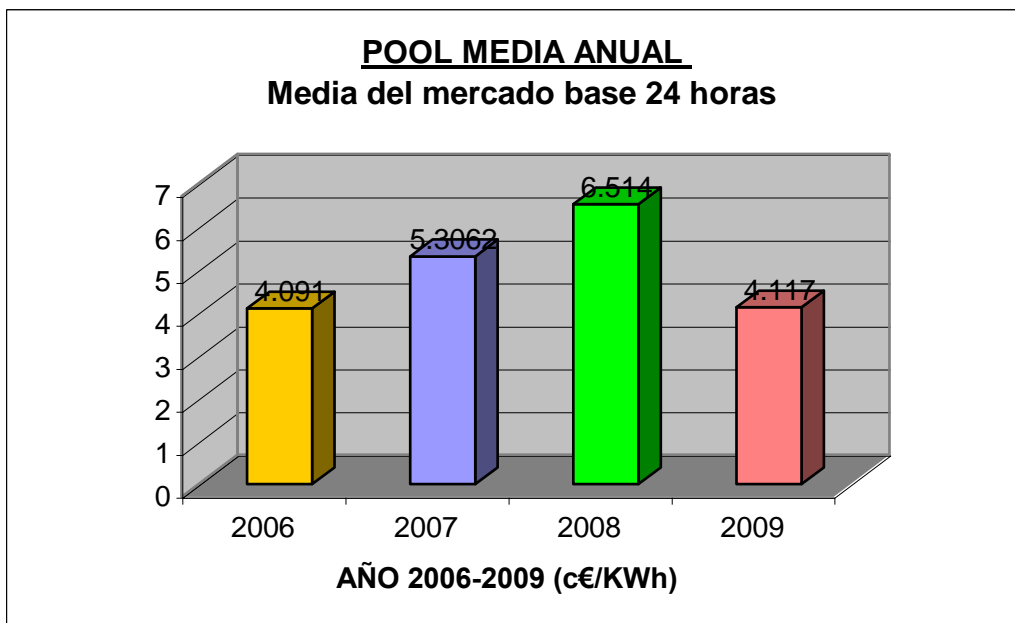


Figura 4.24. Pool media anual (Fuente: REE, 2009).

- Complemento por reactiva: Según lo dispuesto en el artículo 29 del Real Decreto 661/2007:

Toda instalación acogida al régimen especial, en virtud de la aplicación de este real decreto, independientemente de la opción elegida en el artículo 24.1, recibirá un complemento por energía reactiva por el mantenimiento de unos determinados valores de factor de potencia. Este complemento se fija como porcentaje, en función del factor de potencia con el que se entregue la energía del valor de 7.8441 c€/kWh, que será revisado anualmente.

El valor que se va a tomar para dicho complemento se va a coger de la actualización realizada en la Orden ITC/3519/2009, de 28 de diciembre, por la que se revisan los peajes de acceso a partir de 1 de enero de 2010 y las tarifas y primas de las instalaciones del régimen especial. En ella el complemento por energía reactiva, queda fijado en 8.2954 c€/kWh.

Opción tarifa regulada:

$$\text{Precio de la energía} = 28.4983 \text{ c€/kWh} + 8.2954 \text{ c€/kWh} \times 6\% = 28.996 \text{ c€/kWh}$$

Opción prima de referencia + mercado:

$$\text{Precio de la energía} = 5.007 \text{ c€/kWh} + 26.8717 \text{ c€/kWh} + 8.2954 \text{ c€/kWh} \times 6\% = 32.3764 \text{ c€/kWh}$$

4.3.3. Análisis financiero

A continuación se va a realizar el análisis financiero del proyecto, el balance económico. Para la realización del mismo se han considerado los siguientes condicionantes:

- Una disponibilidad de la planta del 94%. La disponibilidad es un concepto relacionado con el mantenimiento e indica “la probabilidad de que un bien realice la función asignada cuando se requiere de ella”.
- Una pérdida de rendimiento de la planta del 0.10% anual, debido a la degradación de los colectores, tubos absorbedores, equipos de seguimiento solar, turbina, etc.
- La inversión del proyecto asciende a 222.48 millones de euros. Se ha supuesto que el 20% de dicha inversión se afrontara con recursos propios y el 80% restante se financiara.
- El interés que se ha considerado para el capital a financiar es del 4%. Se ha considerado un valor actualmente adecuado a mercado. El Euribor en las fechas de realización de este proyecto está sobre el 1.4% por lo que un 4% parece ser un interés adecuado para la concesión de un préstamo de estas características por los bancos.

Para realizar el balance económico se ha tomado como ejemplo uno realizado por la empresa Iberdrola y utilizado en el Máster Europeo de Energías Renovables 2010, que desarrolla la Universidad de Zaragoza. A continuación se muestran en las siguientes figuras los datos más relevantes del mismo, a la vez que se explican los conceptos más importantes que lo componen.

Se han realizado dos balances, según la opción tarifa regulada y según la opción de prima + mercado, para al final ver cual de ellas es la más atractiva desde el punto de vista económico. Para que no resulte muy largo este apartado, sólo se mostraran las tablas correspondientes al balance de la primera opción: tarifa regulada.

A) Tarifa regulada

Como se puede observar en la tabla 4.28, los dos primeros años se consideran los necesarios para construir la central termosolar. Es a partir de ahí, cuando se va a poner en funcionamiento la central.

En la tabla 4.28 aparece la producción eléctrica anual, el precio a que se paga esa electricidad dentro de la opción de tarifa regulada, y los ingresos que se obtienen de su venta. Como se puede observar se ha estimado una vida útil de 30 años para dicha instalación.

Cuenta de resultados	Producción (MWh)	Ingresos por Ventas (miles de €)	€/MWh Tarifa
2010			
2011			
2012	167,000	50,010	299 €
2013	166,833	50,709	304 €
2014	166,666	51,418	309 €
2015	166,500	52,137	313 €
2016	166,333	52,867	318 €
2017	166,167	53,606	323 €
2018	166,001	54,356	327 €
2019	165,835	55,116	332 €
2020	165,669	55,887	337 €
2021	165,503	56,668	342 €
2022	165,337	57,461	348 €
2023	165,172	58,264	353 €
2024	165,007	59,079	358 €
2025	164,842	59,905	363 €
2026	164,677	60,743	369 €
2027	164,512	61,593	374 €
2028	164,348	62,454	380 €
2029	164,184	63,327	386 €
2030	164,019	64,213	391 €
2031	163,855	65,111	397 €
2032	163,692	66,022	403 €
2033	163,528	66,945	409 €
2034	163,364	67,881	416 €
2035	163,201	68,830	422 €
2036	163,038	69,793	428 €
2037	162,875	56,858	349 €
2038	162,712	57,653	354 €
2039	162,549	58,459	360 €
2040	162,387	59,277	365 €
2041	162,224	60,106	371 €

Tabla 4.28. Balance económico-1 (Tarifa regulada).

(Nota: La coma que aparece en las tablas del análisis financiero no es separador decimal sino de millares).

En la tabla 4.29 aparece el margen operativo, que son los ingresos de la central, los gastos operativos que incluyen el personal de la planta, los gastos de mantenimiento, el consumo de gas natural, el consumo de agua y el pago de los impuestos de del IAE e IBI (impuesto de actividades económicas e impuesto de bienes inmuebles). Por último se calcula el EBITDA, que es el margen bruto de la actividad, esto es, el beneficio sin contar las amortizaciones, los intereses y el impuesto de sociedades.

Balance	Margen Operativo (miles de €)	Gastos Operativos (miles de €)	EBITDA (miles de €)
2010			
2011			
2012	50,010	14,046	35,964
2013	50,709	14,327	36,382
2014	51,418	14,613	36,805
2015	52,137	14,906	37,232
2016	52,867	15,204	37,663
2017	53,606	15,508	38,098
2018	54,356	15,818	38,537
2019	55,116	16,134	38,981
2020	55,887	16,457	39,429
2021	56,668	16,786	39,882
2022	57,461	17,122	40,339
2023	58,264	17,464	40,800
2024	59,079	17,814	41,265
2025	59,905	18,170	41,735
2026	60,743	18,533	42,210
2027	61,593	18,904	42,688
2028	62,454	19,282	43,172
2029	63,327	19,668	43,659
2030	64,213	20,061	44,152
2031	65,111	20,462	44,649
2032	66,022	20,872	45,150
2033	66,945	21,289	45,656
2034	67,881	21,715	46,166
2035	68,830	22,149	46,681
2036	69,793	22,592	47,201
2037	56,858	23,044	33,814
2038	57,653	23,505	34,148
2039	58,459	23,975	34,484
2040	59,277	24,454	34,822
2041	60,106	24,944	35,162

Tabla 4.29. Balance económico-2 (Tarifa regulada).

En la tabla 4.30 aparece las amortizaciones, representan la depreciación que tiene un bien. Se utiliza una tasa de amortización del 3.33% ya que como ya se ha dicho se considera que la planta va a tener una vida útil de 30 años.

También aparece en la tabla el EBIT, que como el EBITDA pero incluyendo las amortizaciones.

El servicio de deuda refleja los intereses que se pagan por el préstamo de 178 M€ al 4% durante 15 años, y por ultimo aparece el BAT, que es el beneficio antes de impuestos.

Balance	Amortizaciones (miles de €)	EBIT (miles de €)	Servicio de deuda (miles de €)	BAT (miles de €)
2010				
2011				
2012	7,416	28,548	7,119	21,428
2013	7,416	28,966	6,823	22,144
2014	7,416	29,389	6,526	22,863
2015	7,416	29,816	6,229	23,586
2016	7,416	30,247	5,933	24,314
2017	7,416	30,682	5,636	25,046
2018	7,416	31,121	5,340	25,782
2019	7,416	31,565	5,043	26,522
2020	7,416	32,013	4,746	27,267
2021	7,416	32,466	4,450	28,016
2022	7,416	32,923	4,153	28,770
2023	7,416	33,384	3,856	29,527
2024	7,416	33,849	3,560	30,290
2025	7,416	34,319	3,263	31,056
2026	7,416	34,794	2,966	31,827
2027	7,416	35,272	-	35,272
2028	7,416	35,756	-	35,756
2029	7,416	36,243	-	36,243
2030	7,416	36,736	-	36,736
2031	7,416	37,233	-	37,233
2032	7,416	37,734	-	37,734
2033	7,416	38,240	-	38,240
2034	7,416	38,750	-	38,750
2035	7,416	39,265	-	39,265
2036	7,416	39,785	-	39,785
2037	7,416	26,398	-	26,398
2038	7,416	26,732	-	26,732
2039	7,416	27,068	-	27,068
2040	7,416	27,406	-	27,406
2041	7,416	27,746	-	27,746

Tabla 4.30. Balance económico-3 (Tarifa regulada).

En la tabla 4.31 aparece la casilla impuestos que refleja el 25% que se debe pagar por el impuesto de sociedades para este tipo de actividades con un beneficio tan elevado esperado.

También se muestra el valor residual de la instalación al final de su vida útil, el cual se ha estimado en un 5% de la inversión.

Por último aparece el resultado neto, que representa lo que se ha ganado al final de cada año y los flujos de caja, que es el resultado neto más la amortización, y que se utilizarán para sacar el V.A.N. y la T.I.R. un poco más adelante.

Balance	Impuestos (miles de €)	Valor Residual (miles de €)	Resultado neto (miles de €)	Flujos de caja (miles de €)
2010	25%	5%		- 222,48
2011				
2012	5,357	-	16,071	23,487
2013	5,536	-	16,608	24,024
2014	5,716	-	17,147	24,563
2015	5,897	-	17,690	25,106
2016	6,078	-	18,235	25,651
2017	6,261	-	18,784	26,200
2018	6,445	-	19,336	26,752
2019	6,631	-	19,892	27,308
2020	6,817	-	20,450	27,866
2021	7,004	-	21,012	28,428
2022	7,192	-	21,577	28,993
2023	7,382	-	22,146	29,562
2024	7,572	-	22,717	30,133
2025	7,764	-	23,292	30,708
2026	7,957	-	23,870	31,286
2027	8,188	-	26,454	33,870
2028	8,939	-	26,817	34,233
2029	9,061	-	27,183	34,599
2030	9,184	-	27,552	34,968
2031	9,308	-	27,924	35,340
2032	9,433	-	28,300	35,716
2033	9,560	-	28,680	36,096
2034	9,688	-	29,063	36,479
2035	9,816	-	29,449	36,865
2036	9,946	-	29,839	37,255
2037	6,599	-	19,798	27,214
2038	6,683	-	20,049	27,465
2039	6,767	-	20,301	27,717
2040	6,852	-	20,555	27,971
2041	6,937	11,124	31,934	39,350

Tabla 4.31. Balance económico-4 (Tarifa regulada).

B) Prima + mercado

Los conceptos del balance son los mismos del anterior pero con algunas diferencias: Se produce más electricidad con esta opción porque se permite utilizar hasta el 15% de gas natural como combustible de apoyo fósil frente al 12% de la otra opción. También cambia el precio de venta de la energía como ya se ha explicado en apartados anteriores.

Como resumen, se muestra en la tabla 4.32 el resultado neto del balance y los flujos de caja:

Balance	Resultado neto (miles de €)	Flujos de caja (miles de €)
2010		- 222,48
2011		
2012	21,768	29,184
2013	22,416	29,832
2014	23,070	30,486
2015	23,729	31,145
2016	24,393	31,809
2017	25,063	32,479
2018	25,739	33,155
2019	26,420	33,836
2020	27,107	34,523
2021	27,799	35,215
2022	28,498	35,914
2023	29,202	36,618
2024	29,912	37,328
2025	30,628	38,044
2026	31,350	38,766
2027	34,081	41,497
2028	34,593	42,009
2029	35,111	42,527
2030	35,636	43,052
2031	36,167	43,583
2032	36,704	44,120
2033	37,248	44,664
2034	37,799	45,215
2035	38,356	45,772
2036	38,920	46,336
2037	29,309	36,725
2038	29,744	37,160
2039	30,185	37,601
2040	30,630	38,046
2041	42,205	49,621

Tabla 4.32. Resumen balance económico (Prima + mercado).

4.3.4. Valoración del proyecto

Existen diversos métodos o modelos de valoración de inversiones. Se dividen básicamente entre métodos estáticos y métodos dinámicos.

Los estáticos son los siguientes:

- El método del Flujo neto de Caja (Cash-Flow estático).
- El método del Pay-Back o Plazo de recuperación.
- El método de la Tasa de rendimiento contable.

Estos métodos adolecen todos de un mismo defecto: No tienen en cuenta el tiempo. Es decir, no tienen en cuenta en los cálculos, el momento en que se produce la salida o la entrada de dinero y por lo tanto, su diferente valor.

Los métodos dinámicos:

- El Pay-Back dinámico o Descontado.
- El Valor Actual Neto (V.A.N.)
- La Tasa de Rentabilidad Interna (T.I.R.)

Para el análisis de nuestra inversión utilizaremos el método del V.A.N. y de la T.I.R. porque presentan la ventaja de tener en cuenta el “tiempo” y porque son los dos métodos más utilizados y aceptados a nivel económico-empresarial.

El Valor Actual Neto. (V.A.N.)

Por Valor Actual Neto de una inversión se entiende la suma de los valores actualizados de todos los flujos netos de caja esperados del proyecto, deducido el valor de la inversión inicial.

$$VAN = \frac{\sum_{j=0}^n R_j}{(1+r)^n} - I$$

Siendo I: la inversión, R: los flujos de caja (Resultado neto + amortización), j: el año del rendimiento, n: el número de años y r: la tasa de interés del mercado.

Si un proyecto de inversión tiene un V.A.N. positivo, el proyecto es rentable. Entre dos o más proyectos, el más rentable es el que tenga un V.A.N. más alto. Un V.A.N. nulo significa que la rentabilidad del proyecto es la misma que colocar los fondos en él invertidos en el mercado con un interés equivalente a la tasa de descuento utilizada. La única dificultad para hallar el V.A.N. consiste en fijar el valor para la tasa de interés, existiendo diferentes alternativas.

Como ejemplo de tasas de descuento, se indican las siguientes:

- a) Tasa de descuento ajustada al riesgo = Interés que se puede obtener del dinero en inversiones sin riesgo (deuda pública) + prima de riesgo).
- b) Coste medio ponderado del capital empleado en el proyecto.
- c) Coste de la deuda, si el proyecto se financia en su totalidad mediante préstamo.
- d) Coste medio ponderado del capital empleado por la empresa.
- e) Coste de oportunidad del dinero, entendiendo como tal el mejor uso alternativo, incluyendo todas sus posibles utilidades.

Tras consultar varias entidades financieras se decidió emplear una tasa de descuento del 6%.

La principal ventaja de este método es que al homogeneizar los flujos netos de caja a un mismo momento de tiempo ($t=0$), reduce a una unidad de medida común cantidades de dinero generadas (o aportadas) en momentos de tiempo diferentes. Además, admite introducir en los cálculos flujos de signo positivos y negativos (entradas y salidas) en los diferentes momentos del horizonte temporal de la inversión, sin que por ello se distorsione el significado del resultado final, como puede suceder con la T.I.R.

Dado que el V.A.N. depende muy directamente de la tasa de actualización, el punto débil de este método es la tasa utilizada para descontar el dinero (siempre discutible). Sin embargo, a efectos de “homogeneización”, la tasa de interés elegida hará su función indistintamente de cual haya sido el criterio para fijarla.

Tasa Interna de Rentabilidad (T.I.R.)

Se denomina Tasa Interna de Rentabilidad (T.I.R.) a la tasa de descuento que hace que el Valor Actual Neto (V.A.N.) de una inversión sea igual a cero. (V.A.N. =0).

Este método considera que una inversión es aconsejable si la T.I.R. resultante es igual o superior a la tasa exigida por el inversor, y entre varias alternativas, la más conveniente será aquella que ofrezca una T.I.R. mayor.

Pero la más importante crítica del método (y principal defecto) es la inconsistencia matemática de la T.I.R. cuando en un proyecto de inversión hay que efectuar otros desembolsos, además de la inversión inicial, durante la vida útil del mismo, ya sea debido a pérdidas del proyecto, o a nuevas inversiones adicionales.

La T.I.R. es un indicador de *rentabilidad relativa del proyecto*, por lo cual cuando se hace una comparación de tasas de rentabilidad interna de dos proyectos no tiene en cuenta la posible diferencia en las dimensiones de los mismos. Una gran inversión con una T.I.R. baja puede tener un V.A.N. superior a un proyecto con una inversión pequeña con una T.I.R. elevada.

$$0 = I - \frac{\sum_{j=0}^n R_j}{(1+x)^n}$$

RESULTADOS DEL ANÁLISIS FINANCIERO Y CONCLUSIONES

V.A.N.	
Opción: Tarifa regulada	101.179 M€
Opción: Prima + mercado	193.015 M€

Tabla 4.33. V.A.N. obtenido de los dos análisis económicos realizados.

T.I.R.	
Opción: Tarifa regulada	8.69%
Opción: Prima + mercado	10.82%

Tabla 4.34. T.I.R. obtenido de los dos análisis económicos realizados.

A la vista del análisis, se puede concluir, que elegir la opción de venta de prima de referencia resulta más beneficioso desde el punto de vista económico que la opción de tarifa regulada, que si bien es una opción más segura, con el tiempo resulta mucho menos rentable como se ha podido comprobar.

4.4. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y LAS ACTUALES LÍNEAS DE I+D

En este apartado se van a plasmar las conclusiones que el autor de este proyecto ha sacado con la realización del mismo. También se ofrecen algunas recomendaciones que desde distintos ámbitos relacionados con el sector de la energía solar térmica de concentración, se aportan para contribuir al desarrollo y consolidación de la misma. Por último, se exponen las líneas de investigación y desarrollo más importantes que se están llevando a cabo en la actualidad.

Al comenzar este proyecto, y hablaré por primera vez y única en primera persona, no tenía conocimiento de la existencia de este tipo de tecnologías de aprovechamiento solar. Buscando un tema para el proyecto final de carrera que fuera interesante y que me motivara para su realización, me encontré con la energía solar térmica de concentración. Aunaba todo lo que estaba buscando: Energía respetuosa con el medioambiente, sostenible, “real”, con una fuerte presencia en España y con unas grandes posibilidades tanto de presente como de futuro.

Las tecnologías de concentración solar se encuentran en pleno desarrollo comercial en estos momentos. Con este proyecto, se ha podido seguir la evolución que han llevado en los últimos tiempos. Su aplicación puede llegar a constituir una forma de generación de energía competitiva, como alternativa a la generación eléctrica tradicional mediante combustibles fósiles o energía nuclear y con las ventajas que corresponden a una fuente renovable y respetuosa con el medio ambiente. Además, puede y debe ser una pieza clave en la estrategia energética de España así como en la de muchos otros países situados en las regiones más soleadas del planeta.

.

Conclusiones

El Sol es una fuente de energía limpia, inagotable, segura, fácilmente accesible y gratuita. El sol emite anualmente una cantidad de energía de 1080000000 TWh, lo que corresponde a 60000 veces la demanda mundial de energía eléctrica. La energía solar tiene por lo tanto el mayor potencial de entre todas las energías renovables. Que la energía solar esté disponible in-situ supone una ventaja decisiva, por lo que a parte de la construcción de las centrales y la distribución de la corriente, no se requieren otras infraestructuras y ninguna logística, a diferencia de la extracción y el aprovechamiento de fuentes de energía fósiles (plantas petrolíferas, refinerías, gaseoductos, etc.)

La utilización de centrales termosolares para la generación de electricidad es especialmente apropiada para el llamado "cinturón solar" de la tierra, ya que en estas zonas no sólo se registra una mayor cantidad de horas de sol sino que también la intensidad de la radiación solar es mayor.

Tal es la importancia de la intensidad de la radiación solar, que si se cambiase por ejemplo únicamente la ubicación geográfica de la central termosolar objeto del proyecto, de la elegida en el desierto de Tabernas, Almería, al desierto de Mojave, EE.UU., esta produciría al año casi 42 GWh más de electricidad, aumentando así su factor de capacidad en casi 10 puntos porcentuales, y reduciendo los costes de la electricidad producida entorno a 3 c€/kWh.

Localización	Electricidad anual producida (GWh)	LEC (c€/kWh)	Factor de capacidad (%)	Radiación normal directa (media horaria anual) (Wh/m ²)
Desierto de Tabernas, Almería	184.14	15.44	42.04	232.3
Desierto de Mojave, EE.UU.	225.76	12.59	51.54	318.7

Tabla 4.35. Importancia de la intensidad de la radiación solar en las centrales termosolares.

Tabernas, Mojave, ambos sitios idóneos para la instalación de centrales termosolares por encontrarse situadas en el cinturón solar terrestre, el cual se extiende aproximadamente entre 40 grados de latitud Norte y 40 grados de latitud Sur, figura 4.25. En el cinturón solar existen zonas con un potencial altísimo, (desiertos del Norte de África o de China), pero es que además se concentra en él más del 75% de la población mundial.

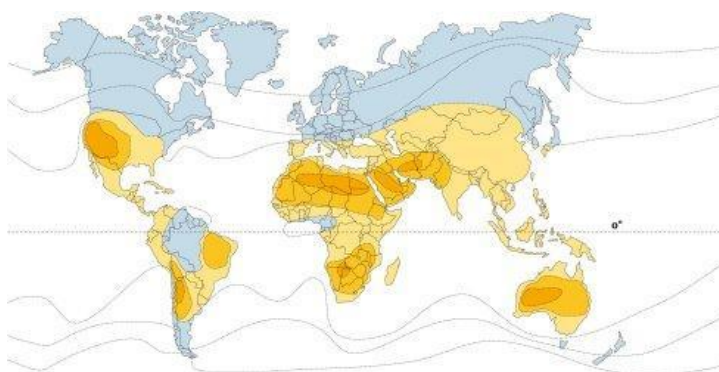


Figura4.25. El cinturón solar terrestre. (Fuente: Solar Millennium AG, 2010)

Centrales termosolares como la analizada en el proyecto, pueden proporcionar potencia de forma segura, planificable y estable al sistema de generación eléctrica, pudiendo producir electricidad incluso en períodos con bajos niveles de radiación y también por la noche. Esto lo consiguen mediante sistemas de almacenamiento térmico y/o mediante la hibridación con otros combustibles, reduciendo así las irregularidades generadas por las intermitencias del recurso solar lo cual permite aumentar el aporte total de las energías renovables y por tanto la sostenibilidad del sistema eléctrico.

También las tecnologías de concentración solar se pueden integrar en centrales térmicas convencionales. La utilización combinada comporta una considerable reducción de los costes de la energía eléctrica producida y facilita de esta forma la introducción en la explotación de las energías renovables en países de reciente industrialización.

Las centrales termosolares de colectores cilindro parabólicos son aptas para aplicaciones a gran escala, de entre 30 a 250 MW de potencia eléctrica. El carácter modular del campo solar permite adaptar a las necesidades locales la potencia de las plantas. Las dimensiones óptimas se sitúan actualmente entre los 150 y 250 MW, según localizaciones, para así poder aprovechar las economías de escala de esta tecnología. La central termosolar analizada en el proyecto esta diseñada para una potencia nominal de 50 MW, el límite máximo permitido si se quiere acoger la planta al régimen especial de generación eléctrica español. Por ello, en las recomendaciones que se darán un poco más adelante se sugiere cambiar este límite máximo de potencia.

Las centrales de colectores cilindro parabólicos pueden reemplazar a las centrales térmicas convencionales y además sin comportar alteraciones de las estructuras actuales de las redes eléctricas.

El rendimiento de las centrales termosolares de colectores cilindro parabólico esta entre el 12 y el 19% según la configuración de las mismas. La central analizada en el proyecto logra un rendimiento del 17.74%, bastante alto dentro del rango citado debido a que cuenta con sistema de almacenamiento térmico y apoyo de combustible fósil. Para centrales sólo solares, el rendimiento suele oscilar entre el 12% o 14%.

Si se compara este rendimiento con otras tecnologías es bastante bajo. Las centrales térmicas de ciclo combinado por ejemplo están en el rango del 42-58%. Pero la comparación no es justa. Las centrales termosolares utilizan energía renovable, el sol, y las centrales térmicas de ciclo combinado queman gas natural, con todo lo que esto conlleva.

Además, las centrales termosolares consiguen potencias como ya se ha dicho bastante respetables de hasta 250 MW, nada que ver con el otro aprovechamiento eléctrico de la energía solar como es el fotovoltaico que produce comparativamente poco y caro (27-51 c€/kWh).

Las centrales de colectores cilindro parabólicos son capaces en la actualidad de producir electricidad a precios competitivos de entre 10 y 20 c€/kWh, en función de la intensidad de la radiación solar de cada emplazamiento. El coste de la energía eléctrica producida por la central analizada en el proyecto es de 15.44 c€/kWh. Además, los elevados costes durante la fase de inversiones se contrarrestan con unos costes de explotación reducidos, que actualmente se cifran en tan sólo 3 c€/kWh.

El aprovechamiento de la energía solar hace posible la seguridad de los proyectos, dado que los costes de explotación no dependen de la fluctuación de los precios de los combustibles y que la energía solar está disponible de forma ilimitada, se pueden calcular de forma segura los costes para la totalidad del período de inversión. Únicamente, los sistemas retributivos de ayudas al fomento de estos sistemas diferentes en cada país, crean algún tipo de incertidumbre. Aún así, estos sistemas solares de concentración llegaran en poco tiempo a ser competitivos por si solos.

Otra consideración relevante es que estas centrales son ideales para dar servicio a los picos de demanda en las horas centrales del verano. Precisamente, en el periodo en el que en las regiones del cinturón solar existe una mayor demanda de corriente eléctrica para uso de climatización, es cuando las centrales termosolares producen de forma más efectiva.

Las líneas de transporte de corriente continua de alta tensión, son capaces de transportar la corriente a través de grandes distancias. Sus costes de explotación ascienden aproximadamente a 2 c€/kWh. Por lo tanto estas centrales termoeléctricas podrían generar electricidad por ejemplo en el Norte de África y esta ser consumida en Europa Central. La radiación solar en esa zona del planeta es muy elevada, el único inconveniente es la inestabilidad política de muchos de los países del Norte de África lo que puede retraer de realizar las costosas inversiones necesarias.

Las centrales de colectores cilindro parabólicos son una tecnología experimentada. A diferencia de las otras tecnologías solares de concentración (receptor central, disco parabólico, Fresnel), la tecnología de colectores solares cilindro parabólicos esta totalmente operativa, cuenta con un elevado grado de experiencia y madurez y en contraposición a los demás sistemas, disfruta de una ventaja tecnológica de como mínimo 20 años.

Las centrales termosolares de colectores cilindro parabólicos utilizan materiales de construcción de presencia masiva en todo el mundo, reciclables y de bajo coste: acero, vidrio y hormigón. Además, gran parte de los trabajos de construcción lo realizan empresas locales, fomentando el desarrollo económico de las zonas donde se implantan.

Las centrales termosolares de colectores cilindro parabólicos presentan un balance ecológico muy bueno. El tiempo que se tarda en recuperar la energía invertida (EPBT, Energy PayBack Time), es reducido, de 5 meses, poco comparado con otras energías renovables. Además, la tecnología de colectores cilindro parabólicos presenta los menores requerimientos de materiales de entre todas las tecnologías solares de concentración.

Recomendaciones

Potenciar el desarrollo de centrales termosolares en nuestro país tiene múltiples consecuencias positivas.

España es el país de referencia en cuanto a la energía solar térmica de concentración, no sólo a nivel de centrales operativas sino también por ser sus empresas poseedoras de la tecnología más avanzada. El sector termoelectrico, puede ayudar al cambio de sistema económico tan necesario en España, basado en los últimos tiempos en el sector inmobiliario y que como se ha demostrado no era sostenible.

Este tipo de tecnologías contribuyen a aumentar el aporte de las renovables en el sistema de generación nacional (y por tanto su grado de sostenibilidad). Esta tecnología puede ser una pieza clave en la elaboración de un modelo de desarrollo sostenible, no sólo en España, sino en muchos países del cinturón solar, donde se va a concentrar el mayor aumento de la demanda eléctrica en el futuro, contribuyendo por tanto a la sostenibilidad global.

La limitación de la potencia de las plantas a 50 MW de la legislación española carece actualmente de sentido. Se introdujo para favorecer su desarrollo repartiendo el negocio termoelectrico entre varias empresas, ya que había un límite de potencia instalada de sólo 500 MW (RD 661/2007). Una vez que el objetivo se ha cumplido, ya no tiene razón de ser. Las centrales termosolares pueden acceder a significativas economías de escala al subir por encima de los 50 MW, consiguiendo de esta forma introducir más sostenibilidad en nuestro sistema de generación a un menor coste. No parece adecuado que la legislación penalice precisamente esto.

Los costes de la electricidad termosolar todavía se pueden reducir mucho al acceder a economías de escala, llegando a resultar competitivos con los costes actuales de las tecnologías de generación eléctrica convencionales. Además, las tecnologías convencionales, a medida que vayan subiendo los costes de los combustibles fósiles y que se vayan añadiendo sus costes externos, van a ir aumentando su LEC respecto a los costes de generación que tienen en la actualidad.

Las tecnologías convencionales han alcanzado los LEC actuales gracias a las ayudas del pasado y presente que han permitido su desarrollo e introducción comercial. Las tecnologías termosolares también necesitan ayudas y políticas específicas por parte de las instituciones para permitir así su desarrollo comercial.

Principales líneas de investigación actuales en la tecnología de colectores cilindro parabólicos

Nuevos Tubos Absorbedores

- Tubos de bajo vacío y sin soldadura vidrio-metal

La soldadura vidrio-metal será sustituida por un cierre mecánico. Estos tubos durarán más y serán más fiables, pero su eficiencia será algo menor que la de los tubos de vacío.

- Nuevos tubos con vacío y soldadura vidrio-metal

Los nuevos diseños de estos tubos serán muy parecidos a los actuales de Schott y Siemens. El principal beneficio será si se logra incrementar la oferta con la introducción de nuevos fabricantes, lo que reduciría los precios.

- Nuevos recubrimientos selectivos y antirreflexivos

Ya existen a nivel experimental nuevos recubrimientos selectivos con emisividad menores a 0.1 a los 500°C y alta durabilidad térmica. Lo que ocurre es que la comercialización de estos recubrimientos está pendiente aún de llevarse a cabo.

Nuevos diseños de estructuras soporte (colectores)

Existen varios nuevos diseños que se están actualmente desarrollando con el objetivo de reducir el coste total del colector (fabricación + montaje). Algunos de los nuevos diseños usan un tubo central sobre el que se montan los brazos soportes de los espejos. La reducción del peso no es el objetivo primordial, sino alcanzar unos costes de montaje menores sin bajar la calidad, resistencia y precisión final del colector.

Nuevos fluidos a emplear en los colectores cilindro parabólicos

La tecnología HTF que usa aceite sintético es la predominante en estos momentos en las aplicaciones solares de concentración por su amplia experiencia y eficacia contrastada. Los principales inconvenientes de esta tecnología son:

- Temperatura máxima del vapor limitada (380°C)
- Contaminación en caso de fugas y riesgo de incendio

Actualmente, dos nuevos fluidos están siendo investigados para sustituir al aceite sintético y eliminar sus inconvenientes: las sales fundidas (también considerada tecnología HTF) y la generación directa de vapor (GDV), de ellos ya se habló convenientemente en el apartado 3.3 de este proyecto. Como resumen, la tabla 4.36:

Fluido	Ventajas sobre el aceite	Desventajas sobre el aceite
Sales Fundidas	<ul style="list-style-type: none"> - Temperatura de vapor más alta - Sin riesgo de contaminación o incendio - Mejor almacenamiento térmico 	<ul style="list-style-type: none"> - Alta temperatura de cristalización (>125°C) - Diseño del campo solar más complejo - Mayores consumos
Generación Directa de Vapor	<ul style="list-style-type: none"> - Diseño simple de la planta - Temperatura de vapor más alta - Sin riesgo de contaminación o incendio 	<ul style="list-style-type: none"> - Falta de un almacenamiento térmico adecuado - Sistema de control del campo solar más complejo - Mayor presión en el campo solar

Tabla 4.36. Comparación entre los distintos fluidos que se pueden emplear en tecnologías de concentración solar.

Nuevos sistemas de almacenamiento térmico

Hay tres líneas fundamentales de investigación actualmente relacionadas con el almacenamiento:

Calor sensible utilizando sales fundidas ($< 580^{\circ}\text{C}$)

En la actualidad, enormes sistemas de almacenamiento (1 GWht) con dos tanques de sales fundidas están siendo construidos en plantas de 50 MW de colectores cilindro parabólicos, como se ha podido ver en este proyecto, donde la central analizada cuenta con ellos. El único inconveniente que presentan es que es necesario evaluar el comportamiento a largo plazo de estos sistemas para ver como resultan.

Calor latente con sales fundidas (cambio de fase) ($< 320^{\circ}\text{C}$)

Las plantas generación directa de vapor necesitan sistemas de almacenamiento térmico que usen cambio de fase. Varias opciones para almacenamientos de este tipo están siendo investigadas actualmente, y un prototipo de 200 kWh ha sido evaluado en la Plataforma Solar de Almería.

Calor sensible con hormigón

El objetivo de estas actividades de I+D es lograr un coste específico de 20 €/kWh de capacidad. Un prototipo de 2x350 kWh ha sido ensayado en la Plataforma Solar de Almería con buenos resultados. Recientemente se ha ensayado un módulo de 400 kWh en Alemania con buenos resultados también (Greenpeace, 2009).

BIBLIOGRAFÍA

ABENGOA SOLAR, 2009. "SOLAR POWER FOR A SUSTAINABLE WORLD. SOLUTIONS TO GLOBAL CLIMATE CHANGE".

AVEN, AGENCIA VALENCIANA DE LA ENERGÍA, 2009. "GUÍA PRÁCTICA DE LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA".

ANDÚJAR SAGREDO, R. 2004. "ESTUDIO TÉCNICO-ECONÓMICO DE UNA PLANTA SOLAR DE ALTA TEMPERATURA EN UNA CENTRAL DE CICLO COMBINADO". PROYECTO FIN DE CARRERA, UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS. ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI).

BLAIR, N.; MEHOS, M.; CHRISTENSEN, C. 2008. "SENSITIVITY OF CONCENTRATING SOLAR POWER TROUGH PERFORMANCE, COST AND FINANCING WITH SOLAR ADVISOR MODEL." 2008 14TH BIENNIAL CSP SOLARPACES.

BLAIR, N.; CHRISTENSEN, C.; MEHOS, M.; JANZOU, S. 2006. "COST AND PERFORMANCE SOLAR ANALYSIS MODEL FOR ALL SOLAR TECHNOLOGIES." *SOLAR ENGINEERING 2005: PROCEEDINGS OF THE 2005 INTERNATIONAL SOLAR ENERGY CONFERENCE*.

BLANCO FERNÁNDEZ, P. 2008. "ANÁLISIS DEL MIX OPTIMO FUTURO DE TECNOLOGÍAS DE PRODUCCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN EL SISTEMA ESPAÑOL". UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS. ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI). MÁSTER UNIVERSITARIO EN SECTOR ELÉCTRICO. TESIS DE MÁSTER.

CASTRO GIL, M. 2006. "ENERGÍA SOLAR TÉRMICA DE MEDIA Y ALTA TEMPERATURA". PROGNSA. PROMOTORA GENERAL DE ESTUDIOS, S.A.,

CLAUDIO A., ESTRADA C.A., CAMILO A., ARANCIBIA C.A., DORANTES R., ISLAS J., 2005. "VISIÓN A LARGO PLAZO SOBRE LA UTILIZACIÓN DE LAS ENERGÍAS RENOVABLES EN MÉXICO" ENERGÍA SOLAR ANEXO 6 – I Y II. UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

CLIFFORD K. HO, SANDIA REPORT, 2008. "SOFTWARE AND CODES FOR ANALYSIS OF CONCENTRATING SOLAR POWER TECHNOLOGIES".

CRESPO, L. 2010. SECRETARIO GENERAL DE PROTERMOSOLAR. "LA ENERGÍA DEL FUTURO". ARTICULO DIVULGATIVO.

COMISIÓN NACIONAL DE ENERGÍA, 2010. "INFORMACIÓN ESTADÍSTICA SOBRE LAS VENTAS DE ENERGÍA DEL RÉGIMEN ESPECIAL". INFORMACIÓN HASTA JUNIO DE 2010.

DE SOTO, W.L. 2004. "IMPROVEMENT AND VALIDATION OF A MODEL FOR PHOTOVOLTAIC ARRAY PERFORMANCE".

DE VV.AA. 2009. "ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y DE CONCENTRACIÓN: MANUAL PRACTICO DE DISEÑO, INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO" ANTONIO MADRID VICENTE, EDITOR.

DE VV.AA. 2006. "EUROTROUGH. PARABOLIC TROUGH COLLECTOR. DEVELOPED FOR COST EFFICIENT SOLAR POWER GENERATION". NREL.

FERNÁNDEZ BENÍTEZ, J.A., 2004. "CENTRALES TERMOELÉCTRICAS CONVENCIONALES", PUBLICADO POR LA ETSII – UPM, MADRID.

FERNÁNDEZ SALGADO, J. M. 2008. "GUÍA COMPLETA DE LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y TERMOELÉCTRICA (ADAPTADA AL CÓDIGO TÉCNICO DE LA EDIFICACIÓN Y AL NUEVO RITE)".

FRESNEDA, A. IDAE, 2009. "ENERGÍA SOLAR TERMOELÉCTRICA, SITUACIÓN ACTUAL". POWERPOINT.

GARCÍA CASALS, X. 2001 "LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA DE ALTA TEMPERATURA COMO ALTERNATIVA A LAS CENTRALES TÉRMICAS CONVENCIONALES Y NUCLEARES"

GILMAN, P.; BLAIR, N.; MEHOS, M.; CHRISTENSEN, C.; JANZOU, S.; CAMERON, C. 2008. "SOLAR ADVISOR MODEL USER GUIDE FOR VERSION 2.0."

GONZÁLEZ COLLADOS, F.J. 2009. "ESTUDIO DE VIABILIDAD DE EVACUACIÓN A LA RED DE TRANSPORTE DE UNA CENTRAL SOLAR TÉRMICA". UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID. ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR, DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, PROYECTO FIN DE CARRERA.

GREENPEACE INTERNACIONAL,; SOLARPACES,; ESTELA, 2009. "ENERGÍA SOLAR TÉRMICA DE CONCENTRACIÓN. PERSPECTIVA MUNDIAL 2009".

IBÁÑEZ LÓPEZ, S. 2009. "LAS ENERGÍAS RENOVABLES EN EL SUMINISTRO ELÉCTRICO. SITUACIÓN DE ESPAÑA". UNIVERSIDAD PONTIFICIA DE COMILLAS.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2010. "TECHNOLOGY ROADMAP, CONCENTRATING SOLAR POWER", INFORME.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2003. "RENEWABLES FOR POWER GENERATION. STATUS AND PROSPECTS". IEA PUBLICATIONS, PARIS.

ITESO, 1995. "NOTAS SOBRE EL CURSO DE ENERGÍA SOLAR". DEPARTAMENTO DE PROCESOS TECNOLÓGICOS, DIVISIÓN DE INGENIERÍA.

KEARNEY, D.W. 2007. "PARABOLIC TROUGH COLLECTOR OVERVIEW". NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY.

LÓPEZ CÓZAR, J.M. 2006. "ENERGÍA SOLAR TÉRMICA". INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y AHORRO DE LA ENERGÍA (IDAE).

MCMAHAN, A.C. 2006. "DESIGN AND OPTIMIZATION OF ORGANIC RANKINE CYCLE SOLAR-THERMAL POWERPLANTS".

MENDIETA CRUZ T.; PÉREZ MONTES I.E. 2007. "DISEÑO, CONSTRUCCIÓN, CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN DE UN CONCENTRADOR SOLAR CILINDRO-PARABÓLICO". TESIS COLECTIVA. ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA DE MÉXICO D.F.

MONTES PITA, M.J. 2008. "ANÁLISIS Y PROPUESTAS DE SISTEMAS SOLARES DE ALTA ENERGÍA QUE EMPLEAN AGUA COMO FLUIDO CALORÍFERO". TESIS, UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID.

MOONEY, D.; MEHOS, M.; BLAIR, N.; CHRISTENSEN, C.; JANZOU, S.; GILMAN, P. 2006. "SOLAR ADVISOR MODEL (SAM) OVERVIEW". SOPORI, B.L., ED. *16TH WORKSHOP ON CRYSTALLINE SILICON SOLAR CELLS AND MODULES: MATERIALS AND PROCESSES*; EXTENDED ABSTRACTS, AND PAPERS.

MORENO PÉREZ, A. 2008. "GENERACIÓN ELÉCTRICA CON PLANTAS TERMOSOLARES. SITUACIÓN ACTUAL Y PERSPECTIVA".

MUÑOZ ANTÓN, J. 2008. "SISTEMAS DE GENERACIÓN ELÉCTRICA MEDIANTE CALDERAS DE VAPOR ENERGIZADAS POR RADIACIÓN SOLAR CONCENTRADA". TESIS. DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA Y FLUIDOMECAÁNICA. ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES. UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID.

NREL, 2007. "PARABOLIC TROUGH RECEIVER THERMAL PERFORMANCE". PARABOLIC TROUGH WORKSHOP. GOLDEN, COLORADO.

ORTEGA MONTERO, J.M. 2008. "ESTUDIO DE VIABILIDAD DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR EN EL SUR DE ESPAÑA", PROYECTO FINAL DE CARRERA UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI.

PAREJA APARICIO, M. 2010 "RADIACIÓN SOLAR Y SU APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO" MARCOMBO, S.A.

PATNODE, A.M. 2006. "SIMULATION AND PERFORMANCE EVALUATION OF PARABOLIC TROUGH SOLAR POWER PLANTS".

PLAN DE ENERGÍAS RENOVABLES EN ESPAÑA 2005-2010, CAPÍTULO 3.4, SECTOR TERMOELÉCTRICO.

QUINTEROS GRIJALVA, J. 2007. "ESTUDIO TEÓRICO Y EXPERIMENTAL DE COLECTOR SOLAR PARABÓLICO PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA", MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL ELECTRICISTA. UNIVERSIDAD DE CHILE .

RED ELÉCTRICA DE ESPAÑA, 2009. "EL SISTEMA ELÉCTRICO ESPAÑOL".

RUIZ, V.; SILVA, M.; BLANCO, M. 1999. "LAS CENTRALES ENERGÉTICAS TERMOSOLARES. ENERGÍA".

SABUGAL, S. 2009. "OPTIMIZACIÓN DE PROYECTOS DE CENTRALES TERMOSOLARES". SERVICIOS ENERGÉTICOS AUDITER.

SANTIAGO VELILLA, M.A. 2008. "ANÁLISIS Y DIMENSIONAMIENTO DE UNA CENTRAL TERMOSOLAR DE COLECTORES CILINDRO-PARABÓLICOS DE 50 MW". PROYECTO FINAL DE CARRERA, UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA, CENTRO POLITÉCNICO SUPERIOR.

SCHOTT, 2009. "MEMORANDO TECNOLÓGICO SCHOTT DE CENTRALES TÉRMICAS SOLARES".

SCHOTT, 2008. "SCHOTT PTR®70 RECEIVER THE NEXT GENERATION". MANUAL DE ESPECIFICACIONES TÉCNICAS.

SILVA, M. 2004. "SISTEMAS TERMOSOLARES DE CONCENTRACIÓN", CURSO DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA SOLAR EN MEDIA Y ALTA TEMPERATURA DEL DPTO. DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA DE FLUIDOS, UNIVERSIDAD DE SEVILLA, ESPAÑA.

SIEMENS, 2010. "CASE STUDY: STEAM TURBINES FOR WASTE-TO-ENERGY".

SIEMENS, 2010. "STEAM TURBINES FOR SOLAR THERMAL POWER PLANTS. INDUSTRIAL STEAM TURBINES".

SOLAR MILLENNIUM AG, 2009. "LAS CENTRALES ELÉCTRICAS DE COLECTORES CILINDRO PARABÓLICOS: DE ANDASOL 1 A 3". INFORME.

SOLAR MILLENNIUM AG,; FLAGSOL, 2006. "THERMAL STORGE CONCEPT FOR A 50 MW TROUGH POWER PLANT IN SPAIN". TROUGH WORKSHOP IN LAKE TAHOE. ULF HERRMANN, PAUL NAVA.

STUETZLE, T. 2002. "AUTOMATIC CONTROL OF THE 30 MWE SEGS VI PARABOLIC TROUGH PLANT".

WAGNER, M. 2008. "SIMULATION AND PREDICTIVE PERFORMANCE MODELING OF UTILITY-SCALE CENTRAL RECEIVER SYSTEM POWER PLANTS".

ZARZA, E. 2004. "GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR CON COLECTORES SOLARES CILINDRO PARABÓLICOS. PROYECTO DIRECT SOLAR STEAM (DISS)", CIEMAT, MADRID, ESPAÑA.

ANEXO I

LISTADO DE VARIABLES QUE UTILIZA LA APLICACIÓN “SOLAR ADVISOR MODEL”

Nombre de las variables y abreviaturas

En las tablas siguientes se muestran los nombres de las variables que son utilizadas por el programa de ordenador. Para cada variable, una letra en cursiva indica el tipo de magnitud de la variable, y el subíndice describe con más detalle la misma. Por ejemplo, la letra F indica un factor, y F_{TempCorr} representa el factor de corrección de la temperatura.

Nombre	Descripción	Unidades
A	Area	m^2
C_p	Capacidad calorífica	$\text{J/kg}\cdot\text{m}^3$
D	Longitud	m
E	Potencia eléctrica	We
F	Factor multiplicador	-
H	Entalpía	J/kg
h	Hora	h
m	Flujo másico	kg/s
N	Número	-
$[N]$	El mayor entero más cercano o igual al número encerrado entre corchetes	-
P	Potencia	We or Wt
Q	Energía térmica	Wh
T	Temperatura	$^{\circ}\text{C}$
t	Tiempo	hr
v	Velocidad	m/s
V	Volumen	gal
y	Año	y
θ	Ángulo	$^{\circ}$
ρ	Densidad	kg/m^3

. Nombre de las variables y unidades.

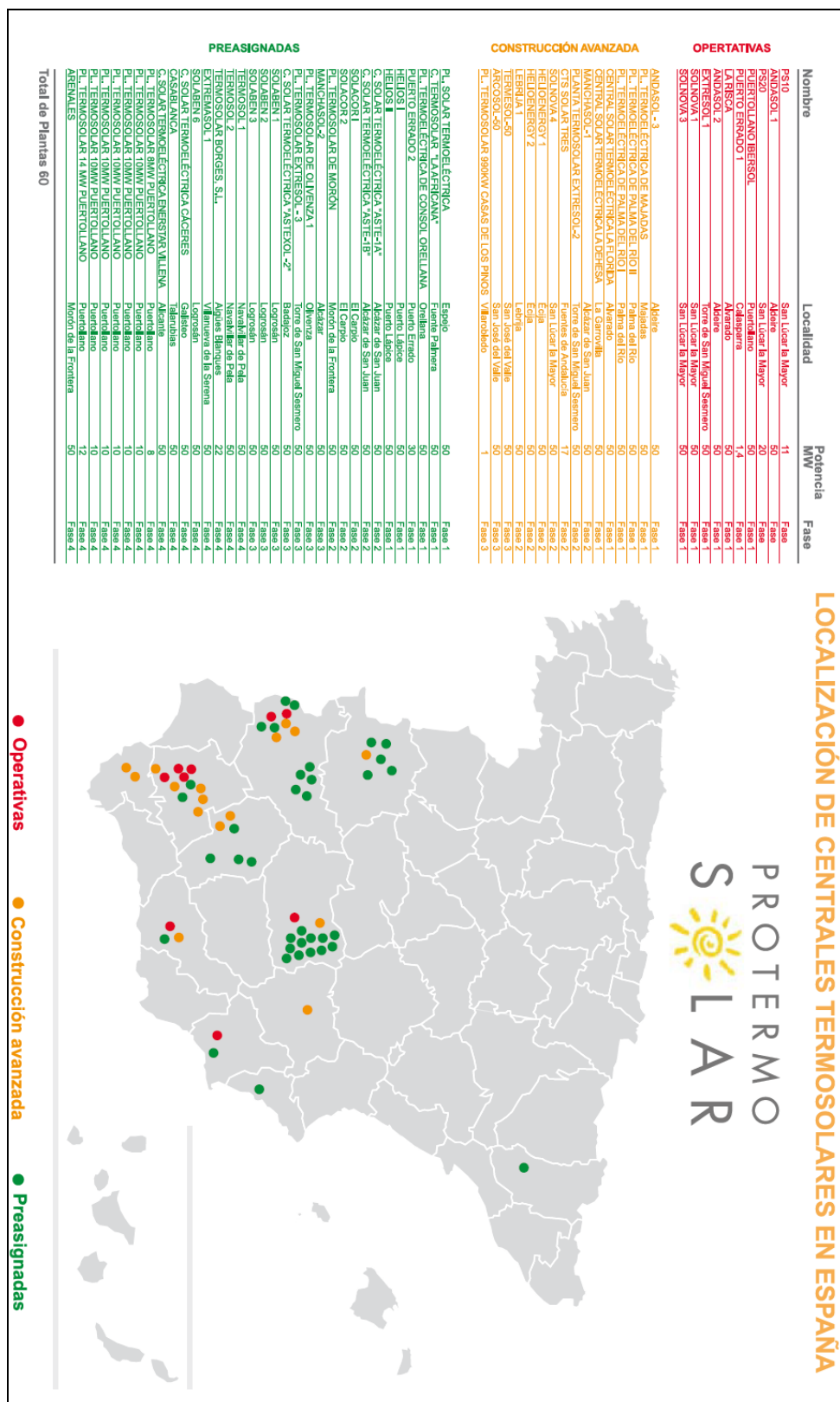
Algunas variables utilizan abreviaturas para ahorrar espacio. Por ejemplo, la variable F_{TempCorr} utiliza la abreviatura "corr" para referirse a "corrección". En la tabla siguiente se muestran las abreviaturas utilizadas en el programa:

Abreviatura	Descripción
abs	Absorbido
adjust	Ajustado
avg	Promedio / media
BOP	Balance de planta
clean	Limpio
corr	Corrección
costh	Coseno de θ
CT	Torre de refrigeración
D	Diseño
DNI	Irradiancia normal directa
eff	Eficiencia
env	Sobre
ET	Electro-térmica
FP	Punto de congelación
geom	Geométrico
HCE	Tubo absorbedor
HL	Pérdidas de calor
HTF	Fluido caloportador
htr	Caldera
IAM	Modificador del ángulo de incidencia
len	Longitud
LHV	Valor calorífico inferior
max	Máximo
min	Mínimo
NIP	Radiación normal directa
norm	Normalizado
opt	Óptico
par	Pérdidas parásitas
parasit	Pérdidas parásitas
PB	Bloque de potencia
PF	Factor de rendimiento
refl	Reflectividad
SCA	Colector
SF	Campo solar
SU	Puesta en marcha
TC	Corrección de la temperatura
TE	Termo-eléctrico
TES	Almacenamiento de energía térmica
trans	Transmisividad
ts	Almacenamiento de energía térmica
tur	Turbina

. Abreviaturas en los subíndices de las variables.

ANEXO II

LOCALIZACIÓN DE LAS CENTRALES TERMOSOLARES EN ESPAÑA



ANEXO III

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL COLECTOR EURO'TROUGH

presented at: 11th Int. Symposium on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Technologies,
September 4-6, 2002, Zurich, Switzerland

EURO'TROUGH - Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation

Michael Geyer^b, Eckhard Lüpfert^f,
Rafael Osuna^a, Antonio Esteban^a, Wolfgang Schiel^c, Axel Schweitzer^c, Eduardo Zarza^e, Paul Nava^b,
Josef Langenkamp^b, Eli Mandelberg^d

^a INABENSA Instalaciones Abengoa S.A., Avenida de la Buhaira 2, E-41018 Sevilla, Spain

^b FLABEG Solar International GmbH, Mülhenglasse 7, D-50667 Köln, Germany

^c Schlaich Bergermann und Partner, Hohenzollernstr.1, D-70178 Stuttgart, Germany

^d SOLEL Solar Systems, P.O. Box 811, Beit Shemesh 99107, Israel

^e CIEMAT Plataforma Solar, Apartado 22, E-04200 Tabernas (Almería), Spain

^f DLR Plataforma Solar, Apartado 39, E-04200 Tabernas (Almería), Spain

Abstract - The high-performance EuroTrough parabolic trough collector models ET100 and ET150 have been developed for the utility scale generation of solar steam for process heat applications and solar power generation. With corresponding receiver tubes they can be used in combination with various heat transfer fluids in large solar fields. With an optical concentration of 82:1 operating temperatures over 500°C may be reached. The ET100 and ET150 structure geometry has included wind channel and finite element method validation and is compatible with the standard receiver tubes and mirror panels of the market. The loop and field concept is also fully compatible with the proven solar field technology of the successful Solar Electric Generating Systems (SEGS) in California and can be integrated to field sizes for up to 200 MW_a solar plants. The collector modules have been fully qualified in the years 2000 - 2002 with a synthetic heat transfer fluid for 395°C operation at the Plataforma Solar in Almería with independent performance test certificates from the research laboratories. 14% solar field cost reduction are anticipated due to weight reduction and collector extension to 150 meters. A 50 MW solar power plant with 549 000 m² of EuroTrough collectors and 9h-thermal storage is projected for South Spain.

1. Technical Features

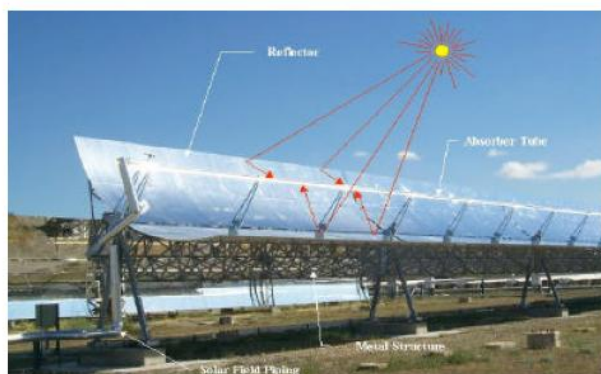


Figure 1: Working Principle of the EuroTrough collector

Figure 1 shows the working principle of the EURO'TROUGH collector at the Plataforma Solar. By tracking the sun from sunrise to sunset, the parabolic EuroTrough collectors concentrate the sun's radiation with their parabolic mirror facets on the absorber tubes along their focal line. Through these absorber tube circulates a heat transfer fluid (HTF), usually synthetic oil, which is heated to a temperature of nearly 400°C.

EuroTrough Model	ET100	ET150
Focal Length	1.71 m	1.71 m
Absorber Radius	3.5 cm	3.5 cm
Aperture Width	5.77 m	5.77 m
Aperture Area	545 m ²	817.5 m ²
Collector Length	99.5 m	148.5 m
Number of Modules per Drive	8	12
Number of Glass Facets	224	336
Number of Absorber Tubes (4.1 m)	24	36
Mirror reflectivity	94%	94%
Weight of steel structure and pylons, per m ² aperture area	19.0 kg	18.5 kg

Table 1: Main characteristic parameters of EuroTrough 100 m and 150 m

The EuroTrough collector models are made up of identical 12 m long collector modules. Each module comprises 28 parabolic mirror panels - 7 along the horizontal axis between pylons and 4 in a vertical cross-section. Each mirror is supported on the structure at four points on its backside. This permits the glass to bend within the range of its flexibility without effect on the focal point. The 100 m long ET100 has 8 collector modules and an aperture area of 545 m², the 150 m long ET150 has 12 collector modules and an aperture area of 817.5 m².

Detailed wind tunnel tests have been conducted for obtaining a reliable database for the expected wind loads at different locations in the collector field. Bending and torsion forces have been determined in these experiments. Horizontal forces and pitching moments have been evaluated for different wind speed and direction, different collector positions in the field and various elevations of the collector.

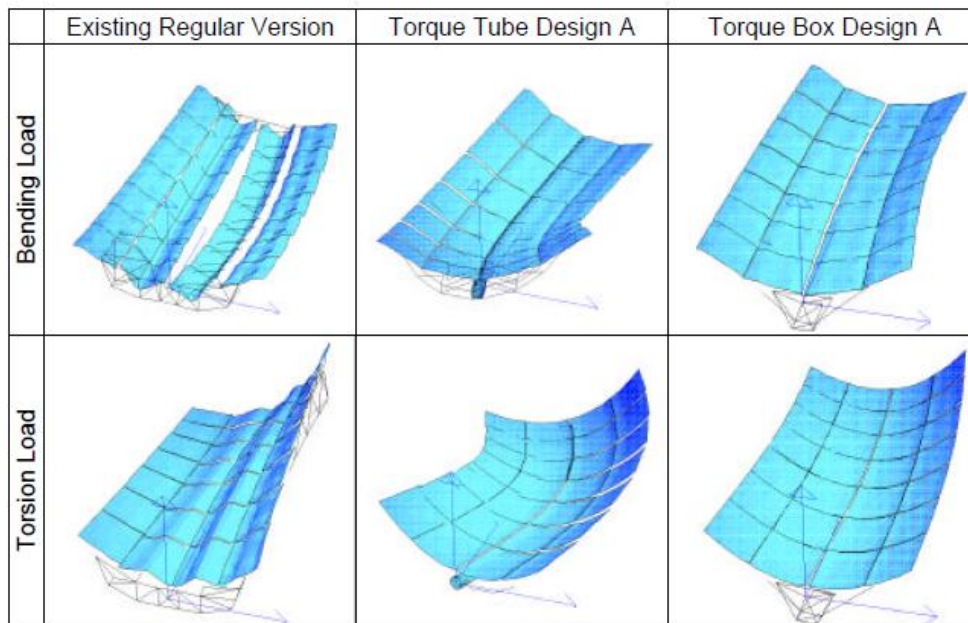


Figure 2: Concentrator deformation analysis for different support structures

Detailed FEM investigations (see Figure 2) on the structural behaviour under various load cases (dead load, wind loads for a range of pitching angles of the collector and wind directions) for alternate designs, complex computer modelling and ray tracing were performed to obtain the best possible relationship of optical accuracy and collector cost.

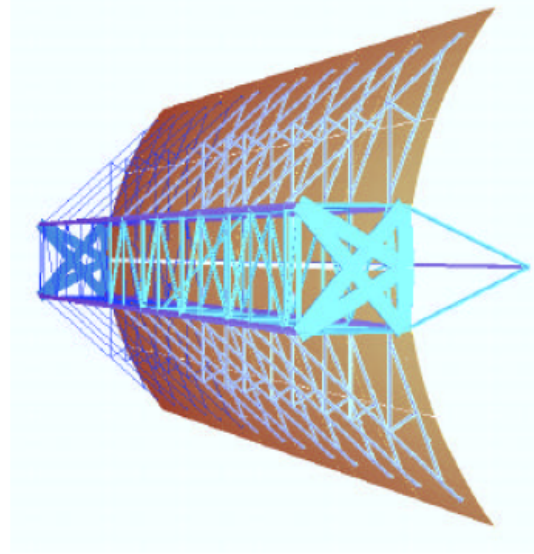


Figure 3: Computer Model of the EuroTrough Collector with Torque-Box Design

Based on these studies a so-called torque-box design has been selected for the EuroTrough, with less weight and less deformations of the collector structure due to dead weight and wind loading than the reference designs (LS-2 torque tube or the LS-3 V-truss design, both commercial in the Californian plants). This reduces torsion and bending of the structure during operation and results in increased optical performance and wind resistance. The weight of the steel structure has been reduced about 14% as compared to the available design of the LS-3 collector.

The central element of the box design is a 12-m long steel space-frame structure having a squared cross section that holds the support arms for the parabolic mirror facets. The torque box is built out of only 4 different steel parts. This leads to easy manufacturing, and decreases required efforts and thus cost for assembling on site. Transportation volume has been optimized for maximum packing. The structural deformation of the new design is considerably less than in the previous design (LS-3), which results in a better performance of the collector. Thus the spillage during operation can be reduced by approximately 2-10 percentage points.

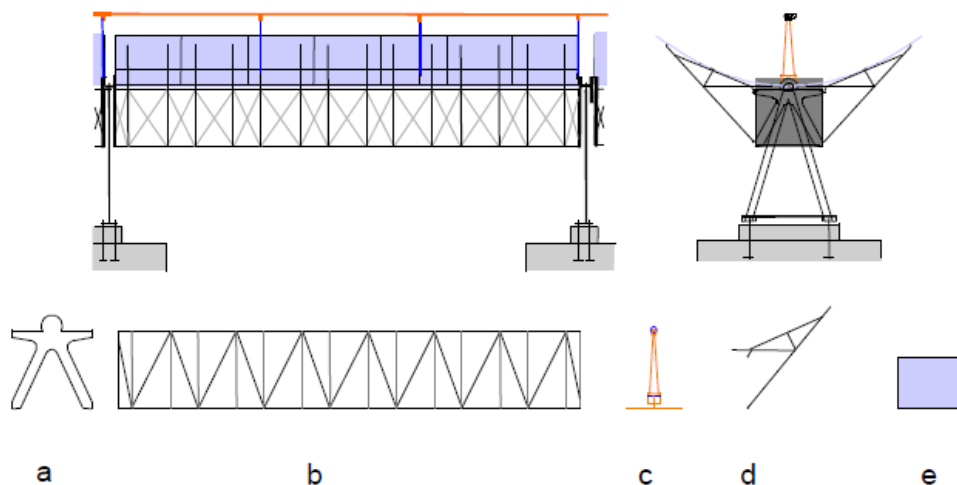


Figure 4: EuroTrough collector element consisting out of (a) 2 endplates; (b) 4 simple steel frames screwed to a torque box; (c) 3 absorber tube supports; (d) 28 cantilever arms and (e) 28 mirror facets.

The design utilizes mirror supports that make use of the glass facets as static structural elements, but at the same time reduce the forces on the glass sheets by a factor of three. This promises less glass

breakage with the highest wind speeds. Absorber tube supports were designed such to reduce the breakage risk and to ease mirror cleaning in comparison to the LS-3 collector.

The accuracy of the concentrator is achieved by a combination of prefabrication with jig mounting on site. The majority of the structural parts are produced with steel construction tolerances. The accuracy for the mirror supports is introduced with the glass brackets on each of the cantilever arms. This concept allows minimum assembly manpower and cost in series fabrication of solar fields.

The ET100 and ET150 are tracked with the sun during operation along their long axis with a hydraulic drive. The drive system consists out of two hydraulic cylinders mounted on the central drive pylon. From a control box mounted on the drive pylon signal and power lines lead to the hydraulic unit, the rotational encoder, limit switches and temperature sensors.

The tracking system developed for the ET100 and ET150 on the Plataforma Solar is based on 'virtual' tracking. The traditional sun-tracking unit with sensors that detect the position of the sun has been replaced by a system based on calculation of the sun position using a mathematical algorithm [2]. The unit is implemented in EuroTrough with a 13-bit optical angular encoder (resolution of 0.8 mrad) mechanically coupled to the rotation axis of the collector. Comparing both sun and collector axes positions by an electronic device, an order is sent to the drive system, inducing tracking. The latest version of the solar coordinates calculation algorithm was checked against the Multiyear Interactive Computer Almanac (MICA), a software product of the United States Naval Observatory. Errors in longitude and/or latitude of the site below 10 km do not provoke a significant positioning error, if the parabolic trough collectors are correctly aligned.

Following cost reduction potentials have been exploited:

1. Cost reduction by simplification of the design:
less different profiles, parts, better transportation; assembly concept; cost reduction by weight reduction of the structure; frame work structure, closed profiles, corrosion protection; finite element method for structural design calculations; wind analyses for proper definition of the load cases
2. Cost reduction by improvement of the optical performance of the collector:
rigid support structure --> frame work torque box; manufacturing, assembly accuracy
3. Cost reduction achieved in additional steps: possible tilt of the collector and extension of collector length per drive unit (ET150).

The anticipated overall cost reduction for the solar field is 14% for ET150 collectors. Additional reduction of solar electricity cost will be achieved by the higher annual performance due to improved optical parameters.

2. Performance

Tests were carried out and evaluated on thermal performance and structural torsion under external load. The EuroTrough collector showed a performance of 3 % points higher than LS-2 reported by Sandia, see Figure 5.

Because of the fact that the efficiency definitions used by Sandia for the LS-2 collector evaluation [5] are the same as used for the EuroTrough, both collector types can be compared directly. The measured specific thermal losses of the EuroTrough and the LS-2 collector are almost identical, which is explained by the use of the same heat collection element as absorber (Solel HCE tubes with Cermet coating). That leads to a similar thermal efficiency of both collectors. The EuroTrough collector behavior for incident angles of more than 30° is more efficient than the LS-2 collector. This is due to the larger collector module, higher geometric precision of the parabola, and less shading due to improved absorber support design.

Collector torsion under load was analyzed from the measurements of the angular encoders of each collector pylon.

A test with photogrammetric surface analysis has been performed. Its results served for detailed 3-dimensional insight in the reflector and support structure properties and improvements towards higher collector efficiency.

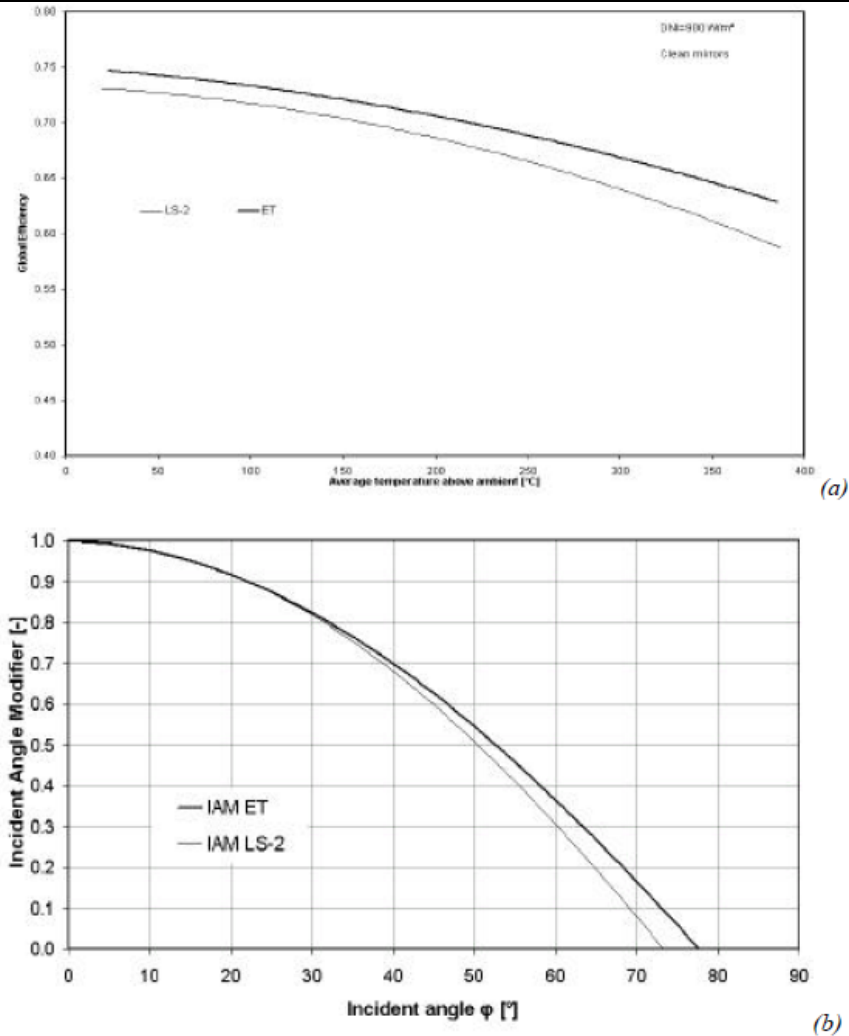


Figure 5: Global Collector Efficiency (a) and Incident Angle Modifier (b) for the EUROTROUGH collector (upper line) and the LS-2 reference measurements (Sandia, USA), both using previous version of Solel HCE absorber tubes, for clean mirrors, reference area $4 \times 11.98 \times 5.77 \text{ m}^2$, and $\text{DNI} = 900 \text{ W/m}^2$.

The new model of absorber tube – the UVAC (Universal vacuum collector, SOLEL), has the same external size and shape as the previous model (HCE), but higher performance and better durability. The following product improvements were achieved:

1. Coefficients of absorptivity α and emissivity ε are improved to give additional thermal annual output of up to 20% (depending on site conditions).
2. The original selective coating was designed to be stable at high temperature and in vacuum but the stability at exposed environment (air & humidity) was relatively limited. The applied UVAC selective coating is designed to work at vacuum and exposed outdoor conditions, with no oxidation or oxide deposit on the glass tubes. Operating temperature at exposed environment (air) is 400°C .
3. A new solar radiation shield set was designed in such a way, that it shields the glass to metal connection zone and the bellow connections, maintaining the fixed relative position in spite of the axial displacement of the tube during heat up. The design specification demands of the shield set are to protect the glass-to-metal connection even at extremely low radiation angles of the sun, of both direct and reflected sunrays, while it interferes as little as possible with the effective collecting area of the UVAC, so as not to deteriorate the overall efficiency of the solar system.

Possible heat transfer fluids are ranging from the proven synthetic oils to silicon oil, water/steam and molten salts.

3. Solar Field Design with EuroTrough Collectors

The ET100 and ET150 EuroTrough collector models can be serially connected with flexible ball joints to loops. Each loop can consist of six to eight ET100 EuroTrough collectors or four to six ET150 EuroTrough collectors, depending on the site conditions and solar field size.

Figure 6 shows a layout example of a solar field with the 100 m long ET100 EuroTrough collectors. The two collector loops located at the outside borders of the solar field are reinforced, so-called “strong” ET100 models to withstand the higher wind loads; the inner ET100 loops are of regular type.

Cold HTF flows from the power block area into a cold heat transfer fluid (HTF) header that distributes it to the parallel loops of EuroTroughs in the solar field. Two adjacent rows of collectors are connected by a crossover pipe near the edge of the solar field and form a loop. HTF is heated in the loop and enters the hot header, which returns hot HTF from all loops to the Power Block area.

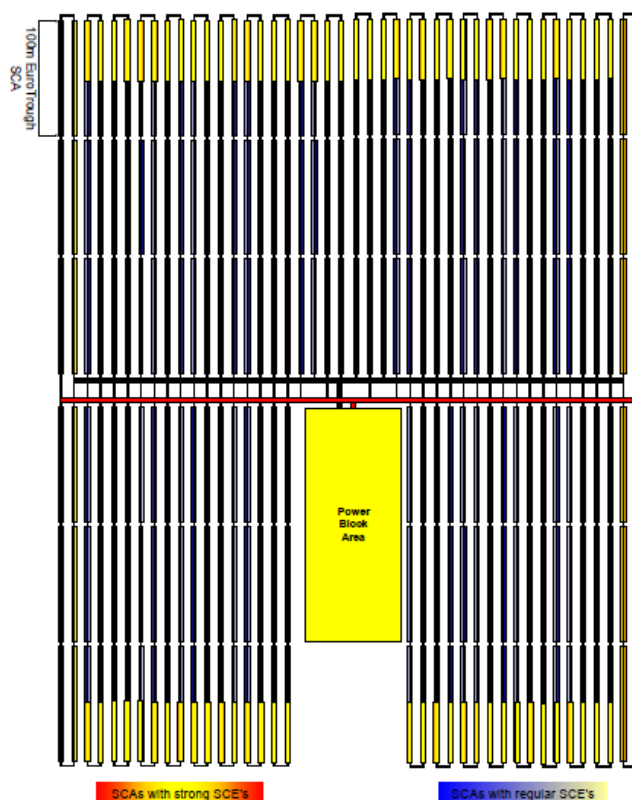


Figure 6: Principle layout of solar field with strong and regular 100m EuroTrough collectors

4. EuroTrough Costs and Market Perspectives

The industrial EuroTrough partners are prepared to offer solar fields with the EuroTrough collectors ET100 and ET150 on a turn-key basis to utilities, IPP developers and process heat users; they have been prequalified with EuroTrough solar field offers for the Integrated Solar Combined Cycle projects in Mathania (India) and Kuraymat (Egypt). EuroTrough solar field cost depends on field size and specific site. For a first of ET150 solar field with at least 500 000 m² in Southern Spain, the EuroTrough partners count with solar field cost of 206 €/m² including HTF system and installation.

Under the contract of the Solar Millennium AG of Germany, the EuroTrough industrial partners are now engineering the Andasol project, a 50 MW solar only plant with 549 360 m² EuroTrough solar field and 9 hours of storage for implementation in Southern Spain under the framework of the Royal Decree 2818 and its expected premium for solar thermal power. With a measured annual direct normal irradiation of 2200 kWh/a, this field of ET150 EuroTrough collectors will annually supply 594 312 MWh_{th}/a of solar steam to a Rankine cycle of 38% gross annual efficiency, which feeds 181 700 MWh_e/a of net solar electricity to the grid. The cost of the EPC contract (without land and without contingencies) amount to

181 M€. With an expected lifetime of 25 years, an annual depreciation of 6.7%, an annual discount rate of 9.0%, an annual insurance rate of 1.0% and an annual income tax rate of 35%, the Levelized Electricity Costs according to the IEA method are 0.15 €/kWh for this project.

5. EUROTROUGH Consortium

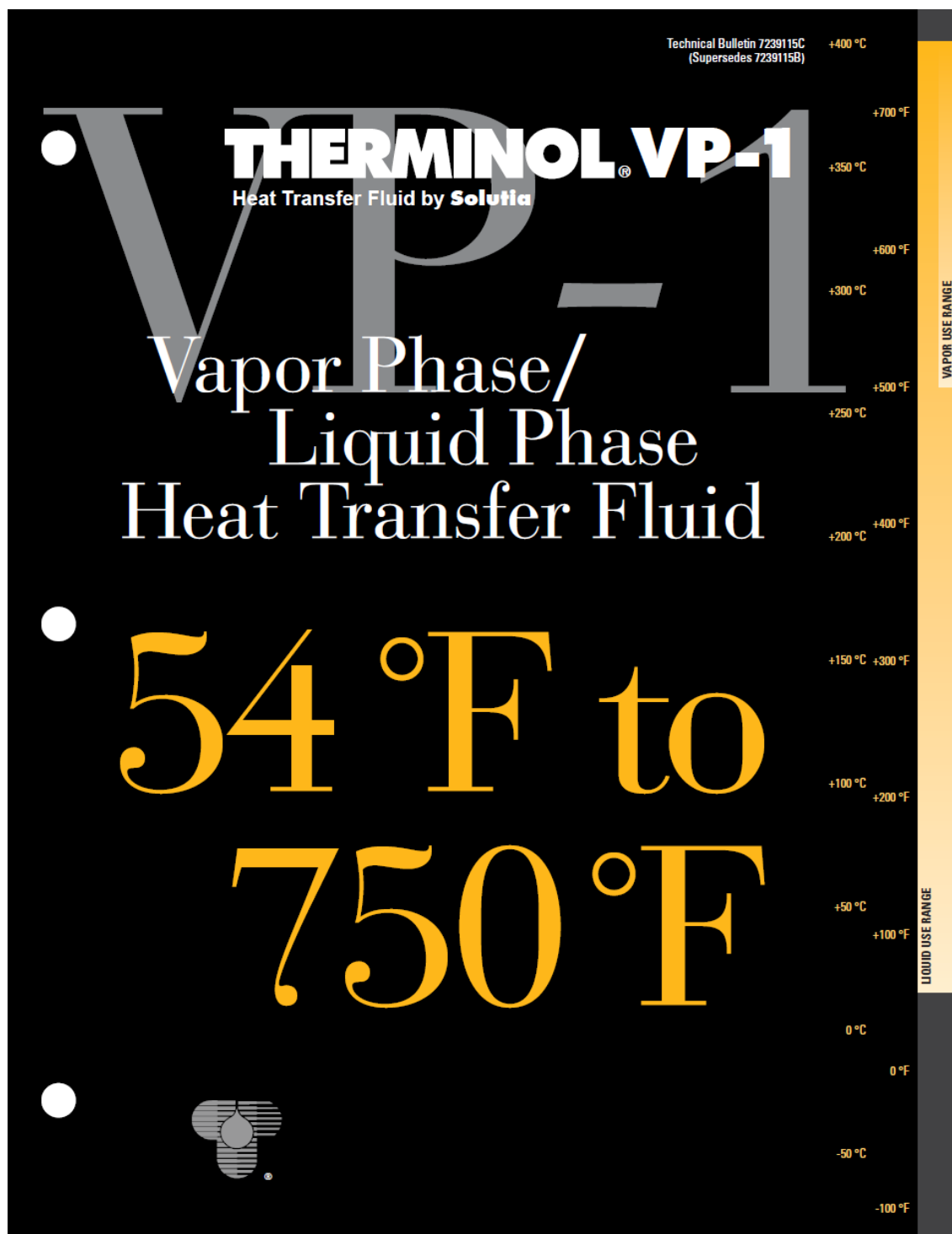
Mediterranean Solar Process heat applications of the EuroTrough technology have been investigated by the independent consultant Fichtner Solar GmbH (Germany) and the research laboratory CRES (Greece). Power equipment costs have been verified by the Spanish utility partner Iberdrola. The EuroTrough technology and engineering is fully backed by the industrial supply partners of the EuroTrough consortium, i.e. the companies Abengoa/Inabensa (Spain), Flabeg Solar International GmbH (Germany) and Schlaich Bergermann & Partner (Germany). Solel (Israel) contribute the high efficient UVAC absorber tubes for the ET100 and ET150 modules at the PSA. Ciemat (Spain) and DLR (Germany/Spain) support the development mainly with their experience on collector development and testing on PSA. The development and qualification testing of the EuroTrough was financially supported by the European Commission within the 4th and 5th Framework Programs under contracts JOR3-CT98-0231 and ERK6-CT-1999-00018. The development was further supported by the Spanish and German Governments to Ciemat and DLR respectively.

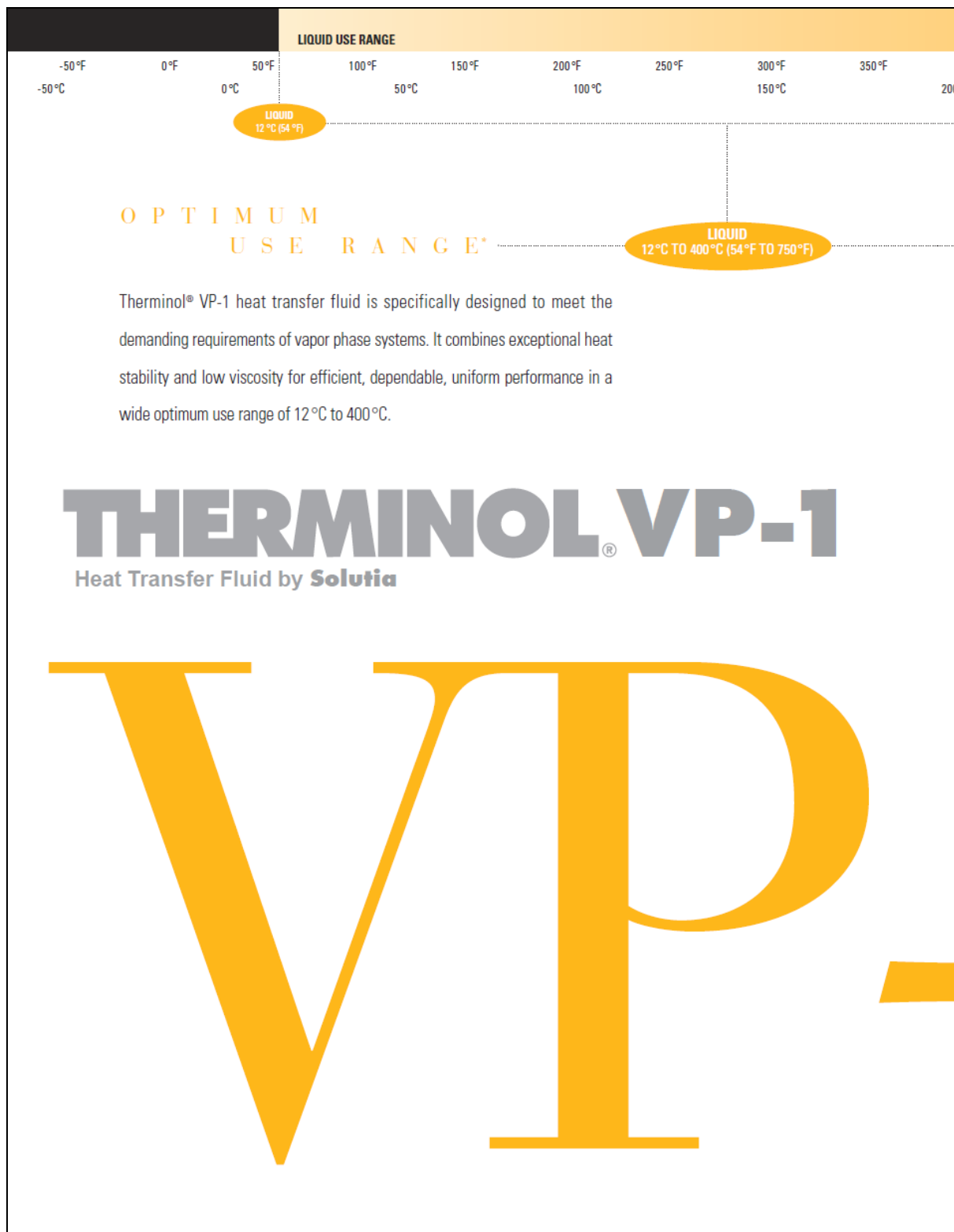
References

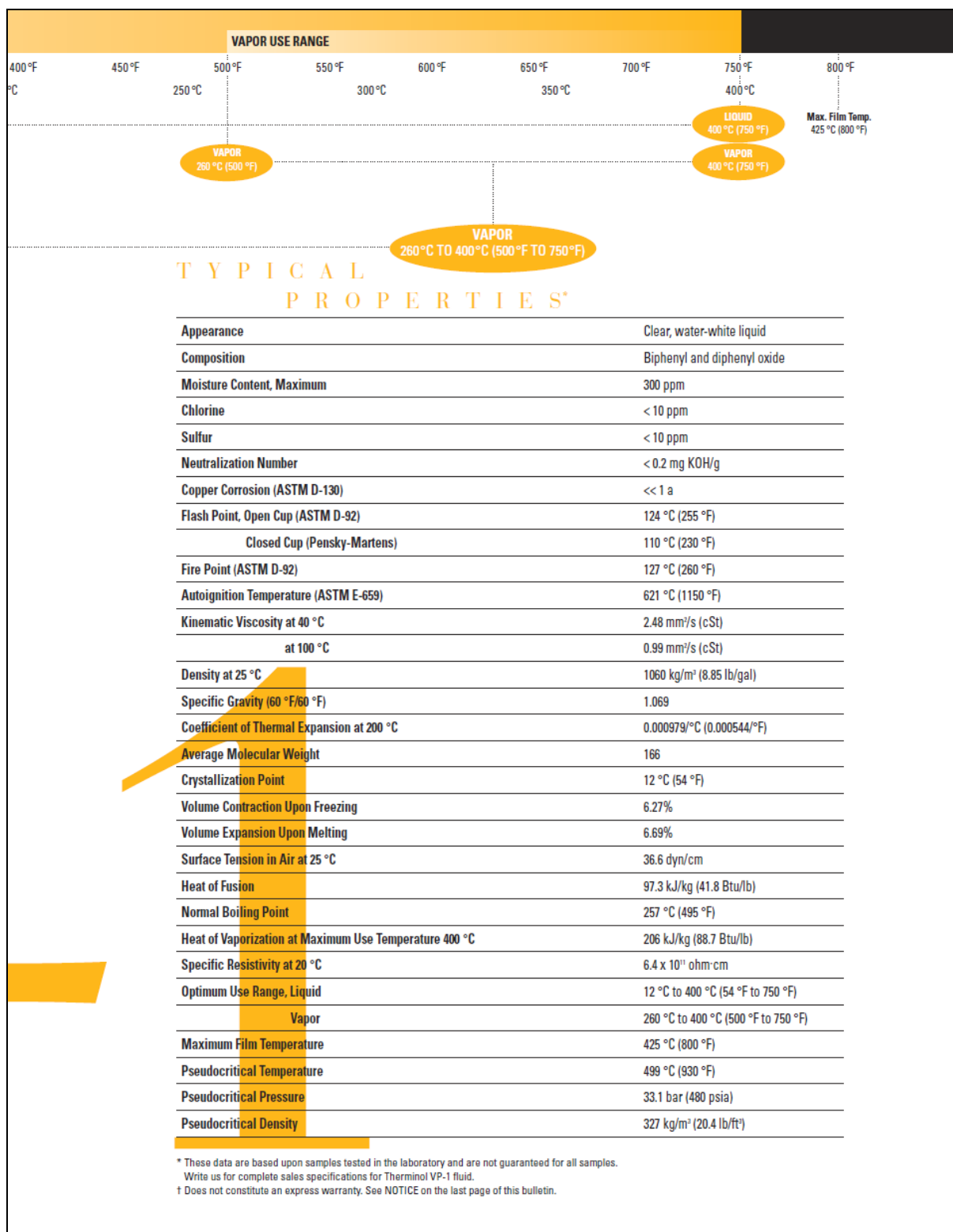
- [1] EuroTrough Project. Final Public Report, European Commission Contract No. JOR3-CT98-00231, Sevilla/Almería/Brussels, 2001
- [2] Manuel Blanco-Muriel, Diego C. Alarcón-Padilla, Teodoro López-Maratalla, Martín Lara-Coira: „Computing the Solar Vector“, Solar Energy 2001;70 (5):431-441.
- [3] Lüpfer E, Geyer M, Schiel W, Esteban A, Osuna R, Zarza E, Nava P. EuroTrough Design Issues and Prototype Testing at PSA. Proceedings of the ASME International Solar Energy Conference – Forum 2001, Solar Energy: The Power to Choose (R. Campbell-Howe, Ed.), Washington, DC, April 21-25, 2001, pp. 389-394. www.eren.doe.gov/troughnet/
- [4] Pilkington Solar. Status Report on Solar Thermal Power Plants - Experience, Prospects and Recommendations to Overcome Market Barriers of Parabolic Trough Collector Power Plant Technology. Cologne 1996. ISBN 3-9804901-0-6.
- [5] Dudley VE, Kolb GJ, Mahoney AR, Mancini TR, Matthews CW, Sloan M, Kearney D. SEGS LS-2 Collector Test Results. Sandia National Laboratories, SAND94-1884, USA 1994
- [6] www.eurotrough.com

ANEXO IV

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL FLUIDO DE TRANSFERENCIA DE CALOR THERMINOL VP-1







LIQUID PROPERTIES OF THERMINOL®

Temperature		Liquid Density			Liquid Heat Capacity		Liquid Enthalpy**	
°F	°C	lb/gal	lb/ft ³	kg/m ³	Btu/(lb·°F) [cal/(g·°C)]	kJ/(kg·K)	Btu/lb	kJ/kg
54	12	8.93	66.8	1071	0.364	1.52	0.0	0.0
60	16	8.91	66.7	1068	0.366	1.53	2.3	5.4
80	27	8.84	66.1	1059	0.374	1.57	9.8	22.7
100	38	8.76	65.5	1050	0.382	1.60	17.3	40.2
120	49	8.69	65.0	1041	0.390	1.63	25.0	58.2
140	60	8.61	64.4	1032	0.397	1.66	32.9	76.4
160	71	8.53	63.8	1023	0.405	1.69	40.9	95.1
180	82	8.46	63.3	1014	0.412	1.73	49.1	114.1
200	93	8.38	62.7	1004	0.420	1.76	57.4	133.4
220	104	8.31	62.1	995	0.427	1.79	65.9	153.1
240	116	8.23	61.6	986	0.435	1.82	74.5	173.1
260	127	8.15	61.0	977	0.442	1.85	83.3	193.5
280	138	8.07	60.4	967	0.449	1.88	92.2	214.2
300	149	7.99	59.8	958	0.457	1.91	101.2	235.3
320	160	7.91	59.2	948	0.464	1.94	110.4	256.7
340	171	7.83	58.6	939	0.471	1.97	119.8	278.4
360	182	7.75	58.0	929	0.478	2.00	129.3	300.5
380	193	7.67	57.4	919	0.485	2.03	138.9	322.9
400	204	7.59	56.8	909	0.492	2.06	148.7	345.6
420	216	7.50	56.1	899	0.499	2.09	158.6	368.6
440	227	7.42	55.5	889	0.506	2.12	168.7	392.0
460	238	7.33	54.9	879	0.514	2.15	178.9	415.7
480	249	7.25	54.2	868	0.521	2.18	189.2	439.8
495	257	7.18	53.7	860	0.526	2.20	197.0	457.4
500	260	7.16	53.5	857	0.528	2.21	199.7	464.1
520	271	7.07	52.8	847	0.535	2.24	210.3	488.8
540	282	6.97	52.2	835	0.542	2.27	221.1	513.8
560	293	6.88	51.4	824	0.549	2.30	232.0	539.2
580	304	6.78	50.7	812	0.556	2.33	243.0	564.9
600	316	6.68	50.0	800	0.563	2.36	254.2	590.9
620	327	6.58	49.2	788	0.570	2.39	265.5	617.2
640	338	6.47	48.4	775	0.578	2.42	277.0	643.9
660	349	6.36	47.6	762	0.586	2.45	288.7	671.0
680	360	6.25	46.7	749	0.594	2.48	300.5	698.4
700	371	6.13	45.9	734	0.602	2.52	312.4	726.2
720	382	6.01	44.9	720	0.612	2.56	324.6	754.4
740	393	5.88	43.9	704	0.622	2.60	336.9	783.1
750	399	5.81	43.4	696	0.627	2.62	343.1	797.6
760	404	5.74	42.9	687	0.633	2.65	349.4	812.2
780	416	5.59	41.8	670	0.646	2.70	362.2	842.0
800	427	5.43	40.6	651	0.662	2.77	375.3	872.4

* These data are based upon samples tested in the laboratory and are not guaranteed for all samples. Write us for complete sales specifications for Therminol VP-1 fluid.

** The enthalpy basis is liquid at the crystallizing point, 12 °C (53.6 °F).

† Does not constitute an express warranty. See NOTICE on the last page of this bulletin.

VP - 1 HEAT TRANSFER FLUID * †

Liquid Thermal Conductivity			Liquid Viscosity			Vapor Pressure				Temperature	
Btu/ (ft·h·°F)	kcal/ (m·h·°C)	W/(m·K)	lb/(ft·h)	cSt [mm²/s]	cP [mPa·s]	psia	mm Hg	kgf/cm²	kPa	°F	°C
0.0792	0.1179	0.1370	13.26	5.12	5.48					54	12
0.0790	0.1176	0.1367	11.84	4.58	4.89					60	16
0.0784	0.1167	0.1357	8.64	3.37	3.57	0.0004	0.019	0.00003	0.0026	80	27
0.0778	0.1158	0.1346	6.60	2.60	2.73	0.0010	0.054	0.00007	0.0071	100	38
0.0772	0.1148	0.1334	5.23	2.08	2.16	0.0026	0.134	0.00018	0.0178	120	49
0.0765	0.1138	0.1323	4.26	1.707	1.761	0.0059	0.307	0.00042	0.0409	140	60
0.0758	0.1128	0.1310	3.55	1.434	1.467	0.0127	0.655	0.00087	0.0874	160	71
0.0750	0.1117	0.1298	3.01	1.228	1.244	0.0254	1.31	0.00179	0.175	180	82
0.0743	0.1106	0.1285	2.59	1.067	1.071	0.0483	2.50	0.00339	0.333	200	93
0.0735	0.1094	0.1271	2.26	0.938	0.934	0.0872	4.51	0.00613	0.602	220	104
0.0727	0.1082	0.1257	1.990	0.834	0.823	0.151	7.81	0.0106	1.04	240	116
0.0719	0.1070	0.1243	1.769	0.749	0.731	0.251	13.0	0.0177	1.73	260	127
0.0710	0.1057	0.1228	1.585	0.677	0.655	0.404	20.9	0.0284	2.78	280	138
0.0701	0.1044	0.1213	1.430	0.617	0.591	0.629	32.5	0.0442	4.33	300	149
0.0692	0.1030	0.1197	1.298	0.566	0.537	0.951	49.2	0.0669	6.56	320	160
0.0683	0.1017	0.1181	1.185	0.522	0.490	1.40	72.6	0.0986	9.67	340	171
0.0674	0.1002	0.1165	1.086	0.483	0.449	2.02	105	0.142	13.9	360	182
0.0664	0.0988	0.1148	1.001	0.450	0.414	2.85	147	0.200	19.6	380	193
0.0654	0.0973	0.1131	0.926	0.421	0.383	3.94	204	0.277	27.2	400	204
0.0644	0.0958	0.1113	0.859	0.395	0.355	5.35	277	0.376	36.9	420	216
0.0633	0.0942	0.1095	0.800	0.372	0.331	7.15	370	0.503	49.3	440	227
0.0622	0.0926	0.1076	0.748	0.352	0.309	9.41	487	0.661	64.9	460	238
0.0611	0.0910	0.1057	0.700	0.333	0.290	12.2	631	0.858	84.2	480	249
0.0603	0.0897	0.1043	0.668	0.321	0.276	14.7	760	1.03	101	495	257
0.0600	0.0893	0.1038	0.658	0.317	0.272	15.6	808	1.10	108	500	260
0.0588	0.0876	0.1018	0.620	0.303	0.256	19.8	1020	1.39	136	520	271
0.0577	0.0858	0.0998	0.585	0.289	0.242	24.8	1280	1.74	171	540	282
0.0565	0.0841	0.0977	0.553	0.278	0.229	30.7	1590	2.16	211	560	293
0.0552	0.0822	0.0956	0.524	0.267	0.217	37.6	1940	2.64	259	580	304
0.0540	0.0804	0.0934	0.498	0.257	0.206	45.7	2360	3.21	315	600	316
0.0527	0.0785	0.0912	0.474	0.248	0.1958	55.1	2850	3.87	380	620	327
0.0514	0.0765	0.0890	0.451	0.241	0.1866	65.8	3400	4.63	454	640	338
0.0501	0.0746	0.0867	0.431	0.234	0.1781	78.1	4040	5.49	539	660	349
0.0488	0.0726	0.0844	0.412	0.227	0.1703	92.1	4760	6.47	635	680	360
0.0474	0.0705	0.0820	0.394	0.222	0.1630	108	5580	7.58	743	700	371
0.0460	0.0685	0.0796	0.378	0.217	0.1562	125	6490	8.82	865	720	382
0.0446	0.0663	0.0771	0.363	0.213	0.1500	145	7510	10.2	1000	740	393
0.0439	0.0653	0.0759	0.356	0.211	0.1470	156	8060	11.0	1070	750	399
0.0431	0.0642	0.0746	0.349	0.210	0.1441	167	8640	11.7	1150	760	404
0.0417	0.0620	0.0721	0.335	0.207	0.1387	191	9890	13.4	1320	780	416
0.0402	0.0598	0.0695	0.323	0.205	0.1336	218	11300	15.3	1500	800	427

TECHNICAL SERVICE HOTLINE (800) 433-6997



VAPOR PROPERTIES OF THERMINOL[®]

Temperature		Vapor Density		Vapor Heat Capacity		Heat of Vaporization		Vapor Enthalpy**	
°F	°C	lb/ft ³	kg/m ³	Btu/(lb·°F)	kJ/(kg·K)	Btu/lb	kJ/kg	Btu/lb	kJ/kg
54	12			0.233	0.98	180.3	419.0	180.3	419.0
60	16			0.236	0.99	179.4	417.1	181.8	422.5
80	27	0.00001	0.00017	0.245	1.03	176.8	411.1	186.6	433.7
100	38	0.00003	0.00046	0.254	1.06	174.3	405.1	191.6	445.3
120	49	0.00007	0.00110	0.263	1.10	171.7	399.2	196.8	457.3
140	60	0.00015	0.00245	0.272	1.14	169.2	393.3	202.1	469.8
160	71	0.00032	0.00507	0.280	1.17	166.7	387.5	207.6	482.6
180	82	0.00061	0.00985	0.289	1.21	164.2	381.8	213.3	495.8
200	93	0.00113	0.0181	0.298	1.25	161.8	376.1	219.2	509.5
220	104	0.00199	0.0318	0.306	1.28	159.4	370.4	225.2	523.5
240	116	0.00334	0.0535	0.315	1.32	156.9	364.8	231.4	537.9
260	127	0.00541	0.0866	0.323	1.35	154.5	359.2	237.8	552.7
280	138	0.00846	0.136	0.331	1.39	152.2	353.7	244.3	567.9
300	149	0.0128	0.206	0.340	1.42	149.8	348.2	251.0	583.5
320	160	0.0189	0.303	0.348	1.45	147.4	342.7	257.9	599.4
340	171	0.0273	0.437	0.356	1.49	145.1	337.2	264.8	615.6
360	182	0.0384	0.615	0.363	1.52	142.7	331.7	272.0	632.2
380	193	0.0529	0.848	0.371	1.55	140.4	326.3	279.3	649.1
400	204	0.0717	1.15	0.379	1.58	138.0	320.8	286.7	666.4
420	216	0.0954	1.53	0.386	1.62	135.6	315.3	294.2	683.9
440	227	0.125	2.00	0.394	1.65	133.2	309.7	301.9	701.7
460	238	0.162	2.59	0.401	1.68	130.8	304.1	309.7	719.9
480	249	0.206	3.31	0.408	1.71	128.4	298.5	317.6	738.2
495	257	0.246	3.93	0.414	1.73	126.6	294.2	323.6	752.1
500	260	0.260	4.17	0.416	1.74	125.9	292.7	325.6	756.9
520	271	0.325	5.20	0.423	1.77	123.4	286.9	333.7	775.7
540	282	0.401	6.43	0.430	1.80	120.9	281.0	342.0	794.8
560	293	0.492	7.87	0.437	1.83	118.3	274.9	350.2	814.1
580	304	0.597	9.57	0.444	1.86	115.6	268.7	358.6	833.6
600	316	0.720	11.5	0.451	1.89	112.9	262.3	367.1	853.2
620	327	0.862	13.8	0.458	1.91	110.0	255.8	375.6	873.0
640	338	1.03	16.4	0.464	1.94	107.1	249.0	384.2	893.0
660	349	1.22	19.5	0.471	1.97	104.1	242.0	392.8	913.0
680	360	1.43	22.9	0.478	2.00	101.0	234.7	401.4	933.1
700	371	1.68	26.9	0.485	2.03	97.7	227.1	410.1	953.3
720	382	1.96	31.4	0.492	2.06	94.2	219.1	418.8	973.5
740	393	2.29	36.6	0.500	2.09	90.6	210.6	427.5	993.7
750	399	2.47	39.5	0.504	2.11	88.7	206.2	431.9	1003.8
760	404	2.66	42.6	0.508	2.12	86.8	201.7	436.2	1013.9
780	416	3.08	49.4	0.516	2.16	82.6	192.1	444.9	1034.0
800	427	3.57	57.2	0.526	2.20	78.1	181.6	453.4	1054.0

1 Vapor properties given are for saturated vapor.

* Does not constitute an express warranty. See NOTICE on the last page of this bulletin.

** The enthalpy basis is liquid at the crystallizing point, 12 °C (53.6 °F).

† These data are based upon samples tested in the laboratory and are not guaranteed for all samples. Write us for complete sales specifications for Therminol VP-1 fluid.

VP - 1 HEAT TRANSFER FLUID ^{1 * †}

Vapor Thermal Conductivity			Vapor Viscosity			Temperature	
Btu/ (ft-h-°F)	kcal/ (m-h-°C)	W/(m-K)	lb/(ft-h)	cSt [mm ² /s]	cP [mPa-s]	°F	°C
0.0047	0.0069	0.0081	0.0138		0.0057	54	12
0.0048	0.0071	0.0082	0.0140		0.0058	60	16
0.0051	0.0076	0.0088	0.0145		0.0060	80	27
0.0054	0.0081	0.0094	0.0150		0.0062	100	38
0.0057	0.0086	0.0099	0.0156		0.0064	120	49
0.0061	0.0090	0.0105	0.0161	2720	0.0067	140	60
0.0064	0.0095	0.0111	0.0167	1360	0.0069	160	71
0.0068	0.0100	0.0117	0.0172	723	0.0071	180	82
0.0071	0.0106	0.0123	0.0178	405	0.0074	200	93
0.0074	0.0111	0.0129	0.0183	238	0.0076	220	104
0.0078	0.0116	0.0135	0.0189	146	0.0078	240	116
0.0082	0.0121	0.0141	0.0194	92.8	0.0080	260	127
0.0085	0.0127	0.0147	0.0200	61.0	0.0083	280	138
0.0089	0.0132	0.0154	0.0206	41.3	0.0085	300	149
0.0092	0.0138	0.0160	0.0211	28.8	0.0087	320	160
0.0096	0.0143	0.0166	0.0217	20.5	0.0090	340	171
0.0100	0.0149	0.0173	0.0222	15.0	0.0092	360	182
0.0104	0.0154	0.0179	0.0228	11.1	0.0094	380	193
0.0107	0.0160	0.0186	0.0234	8.41	0.0097	400	204
0.0111	0.0166	0.0192	0.0239	6.47	0.0099	420	216
0.0115	0.0171	0.0199	0.0245	5.05	0.0101	440	227
0.0119	0.0177	0.0206	0.0250	3.99	0.0103	460	238
0.0123	0.0183	0.0213	0.0256	3.20	0.0106	480	249
0.0126	0.0187	0.0218	0.0260	2.73	0.0107	495	257
0.0127	0.0189	0.0220	0.0261	2.59	0.0108	500	260
0.0131	0.0195	0.0226	0.0267	2.12	0.0110	520	271
0.0135	0.0201	0.0233	0.0272	1.75	0.0113	540	282
0.0139	0.0207	0.0240	0.0278	1.46	0.0115	560	293
0.0143	0.0213	0.0248	0.0284	1.22	0.0117	580	304
0.0147	0.0219	0.0255	0.0289	1.04	0.0120	600	316
0.0152	0.0225	0.0262	0.0294	0.882	0.0122	620	327
0.0156	0.0232	0.0269	0.0300	0.754	0.0124	640	338
0.0160	0.0238	0.0277	0.0306	0.649	0.0126	660	349
0.0164	0.0244	0.0284	0.0311	0.560	0.0128	680	360
0.0169	0.0251	0.0292	0.0316	0.486	0.0131	700	371
0.0173	0.0257	0.0299	0.0322	0.423	0.0133	720	382
0.0177	0.0264	0.0307	0.0327	0.369	0.0135	740	393
0.0180	0.0267	0.0310	0.0330	0.345	0.0136	750	399
0.0182	0.0270	0.0314	0.0332	0.323	0.0137	760	404
0.0186	0.0277	0.0322	0.0338	0.283	0.0140	780	416
0.0191	0.0284	0.0330	0.0343	0.248	0.0142	800	427

TECHNICAL SERVICE HOTLINE (800) 433-6997



P H Y S I C A L A N D C H E M I C A L C H A R A C T E R I S T I C S

Therminol® VP-1 is a eutectic mixture of 73.5% diphenyl oxide and 26.5% biphenyl, usable as a liquid or as a boiling-condensing heat transfer medium up to 750°F (400°C). It is miscible and interchangeable (for top-up or design purposes) with other similarly constituted diphenyl-oxide/biphenyl fluids.

The physical characteristics of Therminol VP-1 heat transfer fluid should be considered in the general arrangement of any heat transfer system in which it is to be used.

Therminol VP-1 has a low viscosity between its melting point (12°C/54°F) and the temperature at which it vaporizes. In geographic areas where the system may be exposed to temperatures below this level, all piping that may contain the fluid in its liquid state should be heat traced.

FIRE SAFETY CONSIDERATIONS

Leaks from pipes, valves or joints that saturate insulation are potentially hazardous because of the wicking effect and large surface exposure. Under such conditions, along with high temperatures, many organic liquids can spontaneously ignite. Leaks should be promptly repaired and the contaminated insulation replaced.

Leaks from a direct-fired vaporizer into the fire chamber normally result in burning of the vapor. Obviously, this should be avoided.

When vapor leaks from a pressurized system to the atmosphere, it is condensed by the relatively cold air which it contacts. This causes formation of a fog of tiny liquid droplets. Fogs

THERMINOL® VP-1

Heat Transfer Fluid by Solutia

Therminol VP-1 is exceptionally heat stable. However, care must be taken to avoid overheating, which could lead to deposition of solids on the heating surfaces of the vaporizer. Circulation rates in the heater should be selected to limit skin temperatures to reasonable values, with due consideration to the cost of replacing damaged fluid and the cost of maintaining an adequate heat flux. This is normally accomplished by the vaporizer or heater manufacturer in the course of recommending a particular unit and stipulating its operating parameters.

Under normal operating conditions, a vapor phase fluid will accumulate low-boiling contaminants such as air, water and degradation products. These noncondensables must be vented from the system to avoid aberrations in temperature control. Each user, or group of users if arranged in series, that operates after the same control valve should have at least one vapor accumulator (VA) installed for detecting and venting noncondensables. This is especially true if close temperature control is needed.

The physical and thermodynamic properties of Therminol VP-1 can be found on pages 2-5.

of combustible liquids, of sufficiently high concentration in air, will burn if ignited. The fogs are flammable even though the overall temperature of the fog-air mixture may be below the flash point of the liquid and even though the vapor saturation concentration is below the flammable level.

The combustion of a fog-air mixture can result in an explosion, much like the combustion of a flammable vapor-air mixture. Such a fog-air mixture, however, does not normally ignite spontaneously. An ignition source is necessary, together with a sufficient concentration of the combustible fog.

Good safety practice in design, maintenance and operation can circumvent the potential dangers associated with pressurized organic vapor systems. In addition, further safeguards can be provided through the installation of special safety systems.

For further information on such safety devices for vapor phase systems, refer to the Solutia Central Engineering Study on this topic, available in reprint from the American Institute of Chemical Engineers* (CEP Technical Manual, Volume 10, "Loss Prevention").

*1. G. C. Vincent and W. B. Howard, Hydrocarbon Mist Explosions, Part I - Prevention by Explosion Suppression.

*2. G. C. Vincent and R. C. Nelson, W. B. Howard and W. W. Russell, Hydrocarbon Mist Explosions, Part II - Prevention by Water Fog.

TOXICITY AND HANDLING

Toxicity: The rat acute oral LD50 of Therminol VP-1 heat transfer fluid is 2.05 grams/kilogram, administered as the undiluted material. When held in continuous 24-hour contact with rabbit skin, the dermal LD50 was estimated to be greater than 5.01 grams/kilogram. Thus, Therminol VP-1 is considered to be slightly toxic by ingestion in single doses and practically non-toxic by single dermal applications.

When 0.1 milliliter of undiluted Therminol VP-1 was placed into the conjunctival sac of the rabbit's eye, a slight degree of irritation resulted. The average score of the 24-, 48- and 72-hour readings was 3.8 on a scale of 110.0. All eyes had regained a normal appearance 72 hours after they were dosed.

A mild degree of irritation resulted when 0.5 milliliter of Therminol VP-1 was held in continuous 24-hour contact with intact and abraded rabbit skin. The Primary Irritation Index was 2.9 on a scale of 8.0.

Rats were exposed to a stream of air which was passed through Therminol VP-1 and led directly into the experimental chamber. Due to its low volatility, there was essentially no vaporization of test material, and the animals survived both the six-hour exposure and the subsequent 14-day observation period without observable effects.



TO PROVIDE FURTHER INFORMATION ON THE
PROPER USE AND APPLICATIONS OF THERMINOL
HEAT TRANSFER FLUIDS, SOLUTIA PRODUCES A
NUMBER OF TECHNICAL BULLETINS AND DESIGN
GUIDES THAT CAN BE OBTAINED FROM YOUR
LOCAL THERMINOL SALES REPRESENTATIVE OR
THROUGH OUR WEBSITE AT
www.therminol.com

REGIONAL SALES OFFICES

NORTH AMERICA

Solutia, Inc. - Headquarters
P.O. Box 66760
St. Louis, Missouri 63166-6760
Customer Service (800) 426-2463
Technical Service (800) 433-6997
Fax: (314) 674-7907

SOUTH AMERICA

Solutia Brazil Ltda.
Rua Gomes de Carvalho
1306-6 andar 04547-005
Sao Paulo, SP, Brazil
Tel: +55-11-3146-1800
Fax: +55-11-3146-1818

EUROPE/AFRICA/ MIDDLE EAST

Solutia Europe N.V./S.A.
Rue Laid Burniat, 3
Parc Scientifique - Fleming
B-1348 Louvain-la-Neuve (Sud)
Belgium
Tel: +32.10.48.12.11
Fax: +32.10.48.12.12

ASIA/PACIFIC

China

Solutia International Trading Co. Ltd.
Unit 1018, Ocean Towers,
No. 550 Yan'an Road (E),
Shanghai, P. R. China 200001
Tel: +86-21-6361-2266
Fax: +86-21-6361-7708

India

Solutia Chemicals India Pvt Ltd.
205-207, Midas Building, 2nd Floor
Sahar-Plaza Complex
Andheri-Kurla Road
Andheri East
Mumbai-400059 India
Tel: +91-22-2830-2860
Fax: +91-22-2830-2859

Japan

Solutia Japan Ltd.
Shinkawa Sanko Building
Second Floor
1-3-17, Shinkawa, Chuo-ku
Tokyo 104-0033, Japan
Tel: +81-3-3523-2080
Fax: +81-3-3523-2070

Singapore

Solutia Singapore Pte. Ltd.
101 Thomson Road
#19-01/02 United Square
Singapore 307591
Tel: +65-6357-6100
Fax: +65-6357-6201

A complete list of worldwide Therminol sales offices can be found in the "Contact us" section of our website,
www.therminol.com.

Visit our Web site at
www.therminol.com.

SAFETY AND HANDLING: Material Safety Data Sheets may be obtained from Environmental Operations, Industrial Products, Solutia Inc. Heat transfer fluids are intended only for indirect heating purposes. Under no circumstances should this product contact or in any way contaminate food, animal feed, food products, food packaging materials, food chemicals, pharmaceuticals or any items which may directly or indirectly be ultimately ingested by humans. Any contact may contaminate these items to the extent that their destruction may be required. Precautions against ignitions and fires should be taken with this product.

NOTICE: Although the information and recommendations set forth herein (hereinafter "Information") are presented in good faith and believed to be correct as of the date hereof, Solutia Inc. makes no representations or warranties as to the completeness or accuracy thereof. Information is supplied upon the condition that the persons receiving same will make their own determination as to its suitability for their purposes prior to use. In no event will Solutia Inc. be responsible for damages of any nature whatsoever resulting from the use of or reliance upon Information or the product to which Information refers. Nothing contained herein is to be construed as a recommendation to use any product, process, equipment or formulation in conflict with any patent, and Solutia Inc. makes no representation or warranty, express or implied, that the use thereof will not infringe any patent. NO REPRESENTATIONS OR WARRANTIES, EITHER EXPRESS OR IMPLIED, OF MERCHANTABILITY, FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE OR OF ANY OTHER NATURE ARE MADE HEREUNDER WITH RESPECT TO INFORMATION OR THE PRODUCT TO WHICH INFORMATION REFERS.



FOR YOUR PEOPLE
FOR YOUR FACILITY

Start-Up Assistance

Operational Training

Technical Service Hotline

System Design

Quality Therminol
Products

Sample
Analysis

Flush Fluid & Refill

Fluid Trade-in Program*

Therminol TLC Total Lifecycle Care is a complete program of products and services from Solutia designed to keep your heat transfer system in top operating condition through its entire lifecycle.

*Available only in North America

SOLUTIA
Solutions for a better life.

Solutia
P.O. Box 66760
St. Louis, MO 63166-6760
Tel: (314) 674-1000

Litho in U.S.A. MCTH-4013
Therminol, TLC Total Lifecycle Care, Solutia,
Solutions for a Better Life and Infinity Logo are
registered trademarks of Solutia Inc. in the
USA and other countries

© Solutia Inc., 2008. All rights reserved.

♻️ Printed on recycled paper

ANEXO V

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL RECEPTOR SCHOTT PTR70

SCHOTT PTR[®]70 Receiver The Next Generation

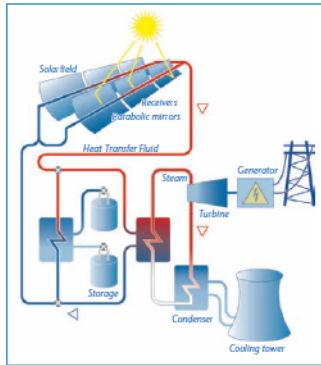
new absorber coating – innovative glass-to-metal seal
patented bellow design – unique quality assurance system



SCHOTT
solar

Energy in abundance.

How Parabolic Trough Power Plants work.

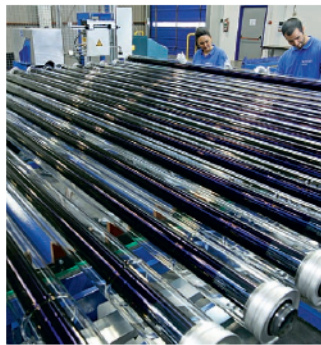


Concentrated Solar Power (CSP) plants use steam to produce energy, in a similar manner to conventional steam power plants. The key difference is that CSP plants use emission-free, clean solar radiation to produce heat instead of fossil or nuclear fuels. And unlike other CSP technologies, parabolic trough power plants are proven and ready for use today. In order to achieve the necessary temperatures, solar radiation is concentrated in parabolic trough arrays. These troughs are more than 400 meters (1,300 feet) in length and are made of parabolical shaped mirror segments. The troughs track the sun over the course of the day and focus the solar radiation along the focal point of the mirrors onto specially coated, evacuated receiver tubes that convert solar radiation into heat. A heat transfer fluid, which is circulating through the receiver, is heated up to 400 °C (750 °F) and then used to generate steam.

SCHOTT Solar – Technology and Market Leader in Solar Receivers.

The receiver, being the key component of a CSP plant, has a decisive influence on the overall efficiency of the plant. It must show high solar absorptance as well as low thermal emittance. In both respects, the SCHOTT PTR®70 Receiver delivers outstanding results.

Introducing the next generation of the SCHOTT PTR®70 Receiver with new absorber coating.



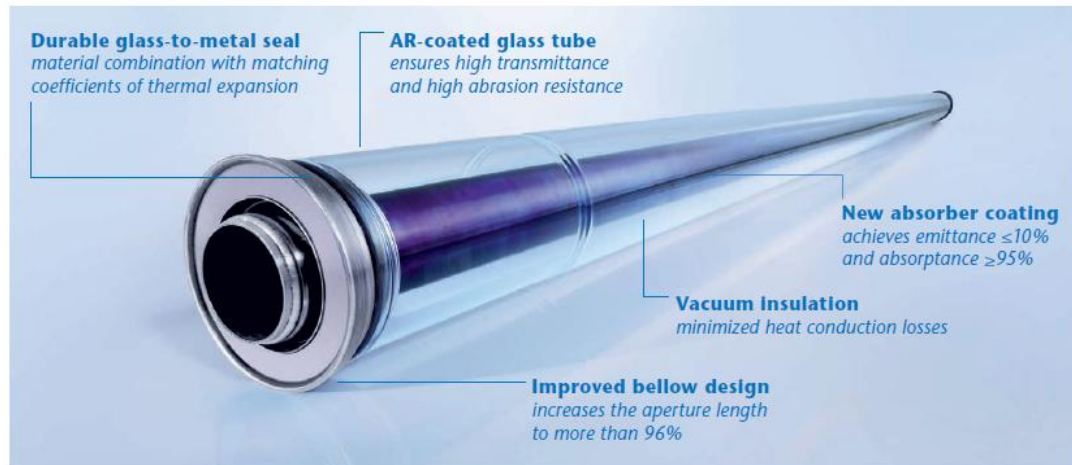
Quality without compromise.
The certified state-of-the-art production facilities for SCHOTT Solar® receivers in Germany, Spain and the USA have a globally installed capacity of 1 GW per year. Due to a unique quality assurance system with specially developed and complex measuring technology, SCHOTT Solar can provide products of consistently high quality across all production facilities.

New absorber coating with emittance $\leq 10\%$ and absorptance $\geq 95\%$

Crucial for the performance of the collector field are the optical properties of the absorber coating. SCHOTT Solar has developed and patented a new absorber coating with remarkable optical values and long-term thermal stability. Heat loss measurements by NREL (US National Renewable Energy Laboratory) have confirmed emittance values of $\leq 10\%$ at working temperature (400 °C/750 °F), thus corresponding to a heat loss of only ~250W/m, in comparison to 350–450W/m for other receivers. This contributes significantly to lower levelized costs of electricity and maximized output.

Innovative glass-to-metal seal

To minimize heat conduction losses, the absorber is usually insulated with vacuum enclosed by a glass tube. The durability of the vacuum depends on the mechanical strength and temperature resistance of the glass-to-metal seal. Due to the combination of materials with matching coefficients of thermal expansion, the glass-to-metal seal of the SCHOTT PTR®70 Receiver can handle dramatic temperature changes and ensures vacuum stability. For maximum quality assurance, every single glass-to-metal seal at SCHOTT Solar undergoes a thermal shock test.



High-quality glass with anti-reflective coatings

The glass tubes of the receivers are usually coated with anti-reflective (AR) films for improved solar transmittance. However, the weak point of most AR-coatings is their low adhesion to the borosilicate glass. Due to a patented production process, SCHOTT Solar has been able to introduce a composition of the AR-layer with maximum adhesion and long-term abrasion resistance, achieving transmittance values of more than 96%.

Improved bellow design

The patented bellow design by SCHOTT Solar increases the active aperture area of the receiver to more than 96% of the total area, which is at least 2% more compared to other designs. Furthermore, by integrating the getter material in the bellow and thus the coolest position of the receiver, the full getter capacity can be utilized. This increases the lifetime of the receiver up to 30% in comparison to other designs where the getter is positioned on the absorber tube.

Technical specification – SCHOTT PTR®70 with new absorber coating

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"> length: 4,060 mm at 20°C ambient temperature (159.8 in. at 68°F) aperture length: $>96\%$ of the bulk length at working temperature ($>300^\circ\text{C}/>572^\circ\text{F}$)
Absorber	<ul style="list-style-type: none"> outer diameter: 70 mm/2.75 in. steel type: DIN 1.4541 or similar solar absorptance: $\alpha_{\text{ISO}} \geq 95\%$; $\alpha_{\text{ASTM}} \geq 95.3\%$ thermal emittance (at approx. $400^\circ\text{C}/\text{approx. } 752^\circ\text{F}$): $\varepsilon \leq 10\%$
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"> borosilicate glass outer diameter: 125 mm/4.9 in. antireflective coating solar transmittance: $\tau \geq 0.96$
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"> gas pressure $\leq 10^{-3}$ mbar
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> ≤ 40 bar (absolute)

A well-established & quality-oriented partner.

As a fully owned subsidiary of the global SCHOTT group, SCHOTT Solar builds on solid know-how and a strong financial backing, giving all customers the security to deal with a well-established, quality-oriented company. Whatever the future holds™.



SCHOTT Solar CSP GmbH

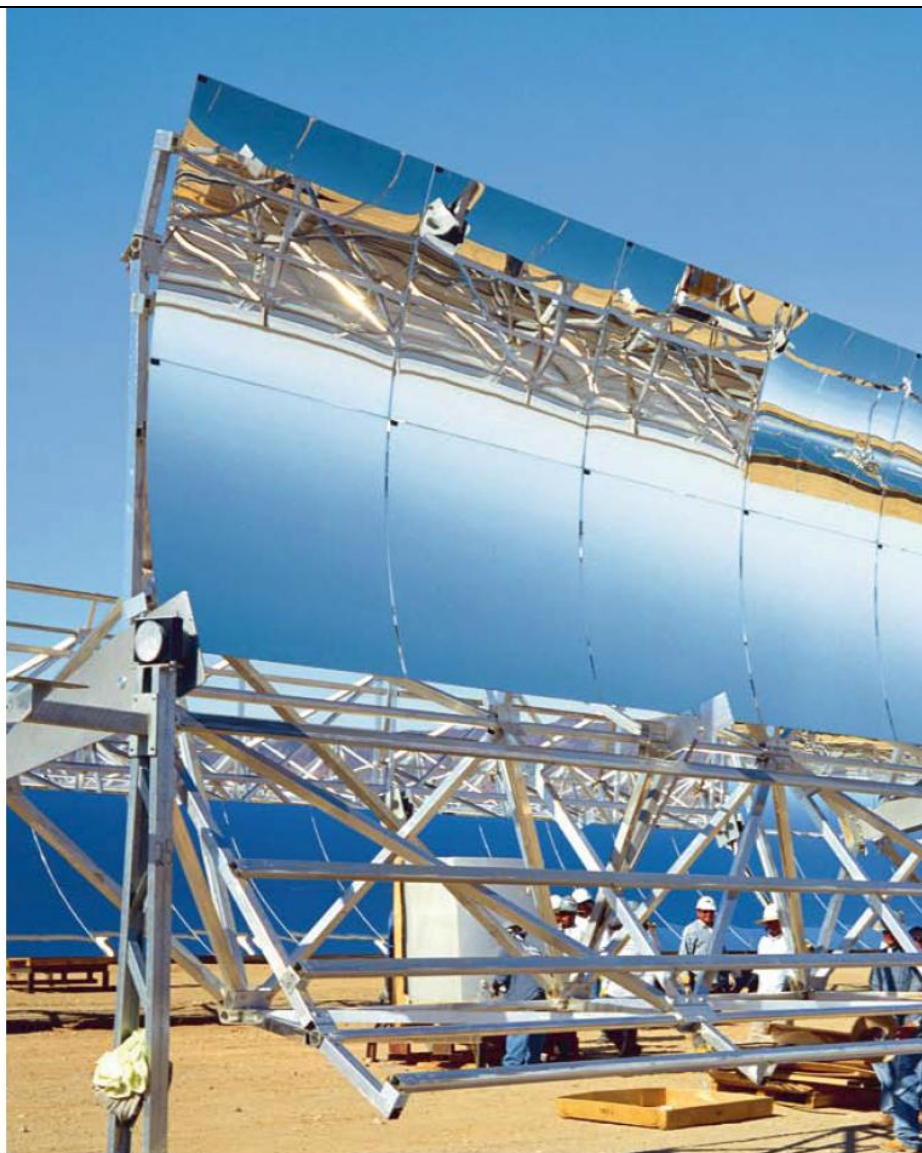
Erich-Schott-Str. 14
95666 Mitterteich, Germany
Phone: +49 (0) 9633 80-291
Fax: +49 (0) 3641 2888-9231
csp@schottsolar.com
www.schottsolar.com

SCHOTT
solar

D 2009 SCHOTT Solar CSP GmbH

ANEXO VI

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA TURBINA SIEMENS SST-7000 DHR



Steam turbines for
solar thermal power plants

Industrial steam turbines

Answers for energy.

SIEMENS

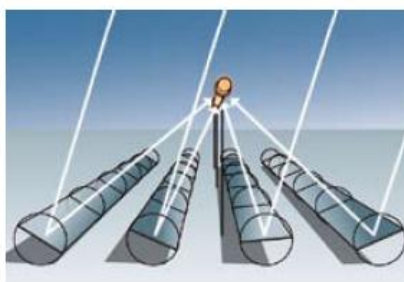


Power without carbon dioxide

The advantage of solar energy is that the fuel is free, abundant and inexhaustible. In the face of global warming, with energy policies calling for wide-scale use of renewable and sustainable technologies, solar projects are proving increasingly valuable in the reduction of energy use and costs.



Parabolic trough collectors



Linear Fresnel collector panels



Solar tower plant

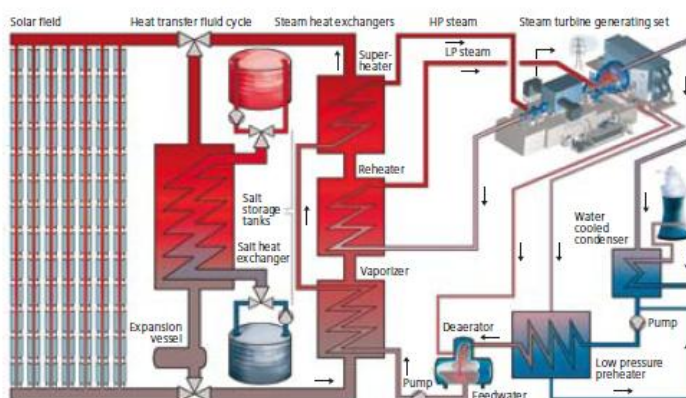
Solar power technologies

Since the solar boom of the eighties in USA, solar thermal energy is considered to be proven technology. The most common type of plant until now is the parabolic trough collectors, but other technologies are rapidly coming to the fore, such as linear Fresnel collector plants with flat mirrors and central tower plants with slightly curved mirrors or heliostats.

The basic principle is the same for all plants, only the details vary. In central tower plants, mirrors are used to focus the sun's rays on to the tower, where the heat is transferred into a steam cycle or other kind of heat-receiving medium, such as liquid sodium. The linear Fresnel concept uses flat mirrors close to the ground to reflect and concentrate sunlight on water-filled pipes that hang over the mirrors.

In a parabolic trough plant, sunlight is focussed onto a receiver tube filled with thermal oil in the center of the parabolic mirror collectors, the heat being transferred via heat exchangers to the steam turbine, which generates electrical power. In all cycles, surplus heat can be stored in large storage tanks and used to extend the running hours of the steam turbine during times without sun radiation.

Siemens turbine technology can fit all of these concentrated solar power (CSP) concepts.



Siemens CSP solution: SST-700 DRH

Efficiency from the word go

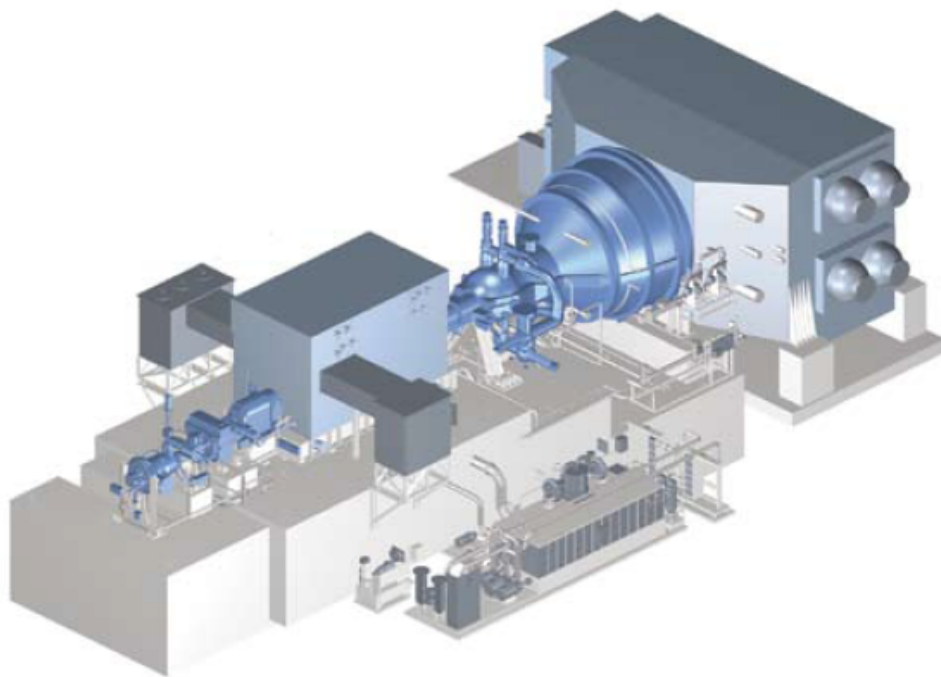
In order to justify the high investment cost for a CSP plant, which will not be run twenty-four hours per day, high demands for efficiency and increasing economic returns are imposed on the steam turbine used in the process. Siemens has cooperated closely with leading solar thermal EPC companies to develop and finetune the SST-700 DRH (dual-casing reheat) steam turbine, now optimized for solar steam cycles and capable of generating up to 175 MW in CSP applications. This highly efficient turbine with its high-speed, high-pressure module enables a smaller solar mirror collector field with associated reduction in investment cost for generation of the required electrical power output. Alternatively, the surplus heat can be put into thermal storage to extend the production time for the plant.

The reheat solution improves efficiency and reduces problems with erosion / corrosion and moisture in the LP turbine.

Excellent daily-cycling capacity

When focusing on annual power production, the short start-up times the turbine can provide are of great benefit to the CSP plant owner. Daily cycling and temperature variations require special attention. The SST-700 DRH, with its low-mass rotors and casings, is ideal for daily cycling and has a low minimum load, enabling maximum running hours per day for plants without heat storage. The cycle has also been optimized for stand-still at night and rapid restart in the mornings. The SST-700 DRH uses high quality materials specially chosen for long and trouble-free operation in a solar plant, bearing in mind the potential wear and tear of the special cycle conditions.

In Southern Spain, due largely to government-granted price surplus for solar-produced power from units under 50 MW, the 50-MW size has proved to have the optimal fit and flexibility for single or multiple units.



3-D schematic of the SST-700DRH (dual casing reheat) solution for solar thermal applications

Features of the solution

- Modular design
- High quality
- Low-profile foundation
- Geared HP-turbine with optimal speed
- Proven design

Advantages of the solution

- Flexible solutions, customization
- Long lifetime, high availability
- Short start-up time
- Fast and easy assembly, lower installation cost
- High efficiency, savings on the solar field
- High reliability, easier to finance

The high technical efficiency is a prerequisite for operational cost-efficiency. Siemens' solar thermal experience is best-in-class and the solidity and reach of the Siemens global network is an advantage in terms of security of investment, supply and aftersales service.

Installing the low-pressure steam turbine on the Boulder City site, Nevada, USA



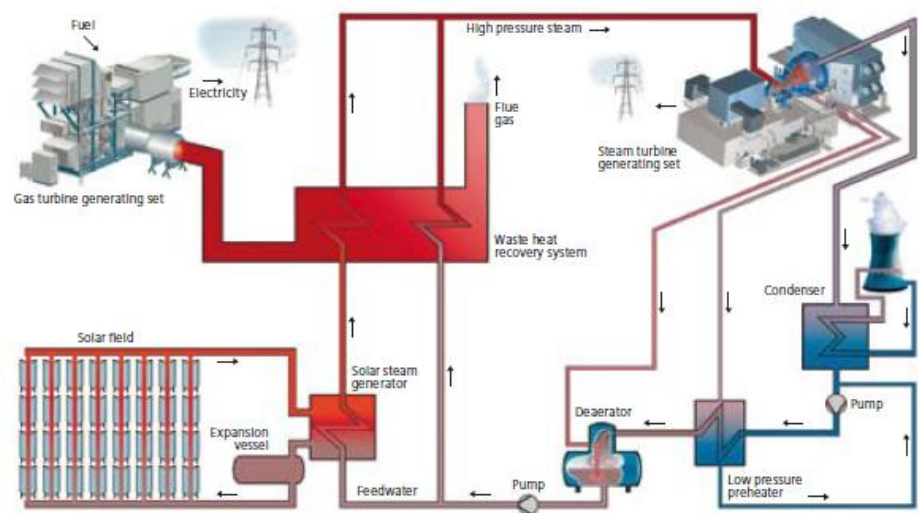
Rotor assembly in the Swedish workshops



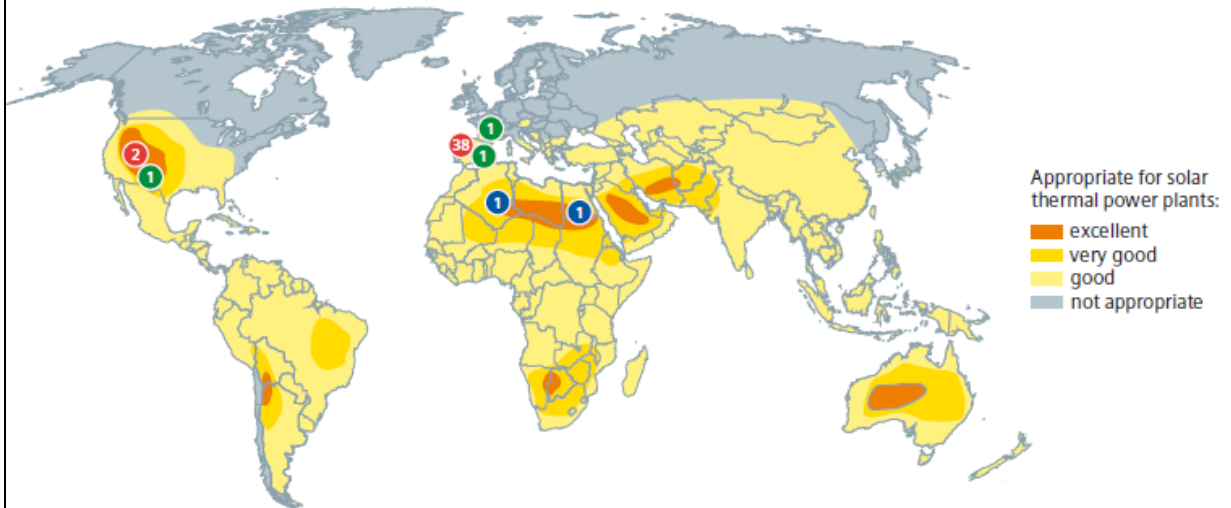
ISCCS – Integrated Solar Combined-Cycle System

For excellent performance and attractive emissions reductions, parabolic troughs can be effectively integrated with a conventional combined-cycle plant, as well as a steam-cycle plant. The Siemens ISCCS (integrated solar combined-cycle system) is a single-casing high-pressure non-reheat unit, suited to demands of the combined cycle. This SST-900 can be used with any gas turbine, or in combination with one or more Siemens 47-MW SGT-800 gas turbines, as in a pioneering ISCCS in Morocco.

This configuration is doubly effective. It not only minimizes the investment associated with the solar field by sharing components with the combined cycle, it also reduces the CO₂ emissions associated with a conventional plant. The integration maximizes operation efficiency even though solar energy intensity varies according to the weather and time of day. Peak thermal-to-electric efficiency can exceed 70% for an ISCCS plant compared to 50–55% for a conventional gas-fired combined cycle plant.



Siemens experience



Siemens turbines power solar plants all over the world

As per September 2008, Siemens has secured orders for 45 steam turbines for solar thermal power plants:

- **CSP trough technology:** 40 steam turbines for CSP trough technology
- **CSP solar tower technology:** 3 steam turbines for solar tower
- **ISCCS trough technology:** 2 steam turbines for ISCCS power plants

Alternative Siemens solutions

The SST-700 DRH turbine configuration is the most used on the market, but all Siemens steam turbines have the potential for solar applications. Demonstration tests are currently underway with leading institutions in Spain and Germany to test both the lower end of the industrial turbine range – around 1.5 MW – and also the mid-range – around 20 MW – in solar tower applications. One commercial order has been placed for an 19MW SST-600 steam turbine for the solar tower project Solar Tres in southern Spain.

Future prospects

Market trends indicate that solar power will increase up to twenty-fold in the mid-term future. The benefits of solar power are compelling: environmental protection, economic growth, job creation, diversity of fuel supply and rapid deployment, technology transfer and innovation.

Solar thermal technology undoubtedly has a large global potential. Where there is sun there is heat, where there is heat, there is power – clean and renewable power. Development is rapid, and a number of different solutions are coming to the fore. The proven high quality, reliability and flexibility of the Siemens industrial turbine range, as well as the early experience gained in the field, contributing to financeability, ensure that customer confidence is not misplaced.

Published by and copyright © 2008:

Siemens AG
Energy Sector
Freyeslebenstrasse 1
91058 Erlangen, Germany

Siemens AG
Energy Sector
Oil & Gas
Wolfgang-Reuter-Platz
47053 Duisburg, Germany

Siemens Energy Inc.
10730 Telge Road
Houston, Texas 77095, USA

Siemens Industrial Turbomachinery AB
Slottsvägen
SE-612 83 Finspang, Sweden

For more information, contact our
Customer Support Center.
Phone: +49 180/524 70 00
Fax: +49 180/524 24 71
(Charges depending on provider)
e-mail: support.energy@siemens.com
www.siemens.com/energy

Oil & Gas Division
Order No. E50001-W410-A105-V1-4A00
Printed in Germany
Dispo 05400, c4bs 1387 S WS 11083

All rights reserved.
Subject to change without prior notice.
Printed on paper treated with chlorine-free bleach

Trademarks mentioned in this document are
the property of Siemens AG, its affiliates, or their
respective owners.

The information in this document contains general
descriptions of the technical options available, which
may not apply in all cases. The required technical
options should therefore be specified in the contract.

www.siemens.com/energy