

Departamento de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Tesis Doctoral – Versión No Confidencial

# **EVALUACIÓN TÉCNICO ECONÓMICA DE CENTRALES SOLARES DE TORRE CON RECEPTORES DE AIRE PRESURIZADO INTEGRADOS EN TURBINAS DE GAS**

---



Por: Manuel Martín Sánchez

Diciembre 2017



Departamento de Ingeniería Energética

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Tesis Doctoral – Versión No Confidencial

# **EVALUACIÓN TÉCNICO ECONÓMICA DE CENTRALES SOLARES DE TORRE CON RECEPTORES DE AIRE PRESURIZADO INTEGRADOS EN TURBINAS DE GAS**

---

Autor:

Manuel Martín Sánchez

Director:

David Sánchez Martínez

Departamento de Ingeniería Energética

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Tesis presentada por D. Manuel Martín Sánchez para la obtención del  
Grado de Doctor en Ingeniería en el Programa de Doctorado en Ingeniería  
Energética, Química y Ambiental

VºBº

Doctorando

Director de tesis

Prof. Dr. David Sánchez Martínez

D. Manuel Martín Sánchez

## **Agradecimientos**

La tesis doctoral se ha desarrollado bajo el programa de Doctorado en Ingeniería Energética, Química y Ambiental, concretamente en la línea de investigación Sistemas de Conversión de Energía y Producción de Potencia. El trabajo se ha desarrollado en el departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de la Universidad de Sevilla bajo la tutela de David Sánchez Martínez, Catedrático.

El trabajo de investigación se ha compaginado con mi actividad profesional en Abengoa Solar New Technologies, empresa de la que soy empleado desde el año 2006.

En estas líneas quiero expresar mi más sincero agradecimiento a David por darme la oportunidad de hacer el trabajo, por la formación técnica y sobre todo por la confianza depositada junto con la empatía demostrada para entender mis circunstancias personales y profesionales durante el transcurso de la tesis.

Mi agradecimiento a Abengoa por compartir información restringida y permitirme esta formación. Agradecer también a aquellos compañeros que me han apoyado indirectamente en este trabajo.

A mi mujer Patricia, por su apoyo incondicional a pesar del sacrificio personal.

A mis hijos, por darme fuerza cada día.

A mis padres, por ser como son y por todo lo que me han dado.

## **Resumen**

El objetivo principal de la tesis es el análisis técnico y económico de centrales solares de tecnología de torre con receptores de aire presurizado integrados en turbinas de gas. Este tema ha sido previamente estudiado por diversos autores pero los modelos técnicos y económicos utilizados fueron excesivamente simplificados por lo que se consideró necesario un análisis pormenorizado.

Con este propósito se realizó un análisis técnico modelando la planta termosolar en diferentes subsistemas -campo solar, receptor solar y turbina de gas- con el acoplamiento de un receptor de aire presurizado en la cámara de combustión. La herramienta desarrollada permite realizar las estimaciones anuales de producción en base horaria en función de las variables principales de planta (área de apertura del campo solar, potencia eléctrica, altura de torre, etc.) y localización geográfica. Paralelamente, se desarrolló un modelo económico que evalúa los costes del proyecto para distintas alternativas de negocio en todas las fases del proyecto (promoción, construcción y operación) parametrizando los equipos en función de las variables principales de planta. Los resultados anteriores se integran en un modelo financiero que considera el ciclo de vida completo del proyecto: costes de desarrollo, construcción, operación y mantenimiento y los costes de desmantelamiento.

La obtención de resultados y análisis de viabilidad se obtiene sobre un espacio de diseño que cubre el rango de operación previsto para la tecnología. El análisis se realiza para dos perfiles de operación distintos, operación carga base y operación diurna. El trabajo incluye un análisis de sensibilidad del funcionamiento y variables económico-financieras en función de las posibles configuraciones, coste de combustible, localizaciones geográficas y tamaño de los equipos.

En último lugar, se listan las conclusiones, se describen las debilidades y fortalezas de este tipo de centrales y se enumeran los requisitos técnicos de los equipos con el objetivo de definir las líneas de investigación necesarias para convertir esta tecnología en una opción comercialmente ejecutable.

Como principales resultados, el trabajo propone una configuración de los equipos así como unas características del motor capaces de acomodarse a las irregularidades del recurso solar. El desarrollo de una “turbina solarizada” y de tecnologías de receptor solar adecuadas es imprescindible para avanzar en la tecnología. Los resultados técnico-económicos arrojan que en un escenario de alto coste de combustible y operación diurna de la central proporcionan resultados competitivos frente a otras tecnologías convencionales.

## **Glosario**

<u>Acrónimo</u>	<u>Descripción</u>
BC	Ciclo Brayton
BEC	Breakeven Electricity Cost
CC	Ciclo combinado
CCP	Central termosolar de colectores cilindro parabólico
CS	Campo solar
EPC	Engineering, Procurement and Construction
HCC-MST	Central de ciclo combinado con integración de un campo solar de receptor de sales fundidas
ISCC	Ciclo combinado solar integrada con colectores cilindro parabólico
LCoE	Levelized Cost of Electricity
MRL	Manufacturing Readiness Level
MST	Central termosolar de un campo solar de receptor de sales fundidas
O&M	Operación y Mantenimiento
ORC	Organic Rankine Cycle
PSA	Plataforma Solar de Almería
PV	Planta fotovoltaica

RC	Ciclo Rankine
SAM	Solar Advisor Model (software)
SHGT	Central termosolar de un campo solar de receptor de aire integrado en turbina de gas
SS	Solar Share
TG	Turbina de gas
TIT	Temperatura de entrada a la turbina
TLCC	Total Life Cycle Cost
TLCI	Total life cycle income
TRL	Technology readiness level
WACC	Weighted Average Capital Cost

<u>Símbolo</u>	<u>Descripción</u>	<u>Unidad</u>
C	Coste suministro	€
D	Diámetro de la torre	m
DNI	Irradiación directa normal	W/m <sup>2</sup>
E	Energía generada	MWh
F	Coste de combustible	€
H	Altura de la torre	m



$i$	Tipo de interés	%
$I$	Inversión anual	€
$\dot{m}_i$	Flujo másico	Kg/s
$M$	Costes de operación y mantenimiento	€
$n$	Duración del proyecto	Año
$\eta_{BOP}$	Rendimiento Bloque de Potencia	%
$\eta_R$	Rendimiento Receptor	%
$\eta_{SF}$	Rendimiento Campo Solar	%
$NH$	Número de heliostatos	#
$P$	Potencia de la turbina	MW
$Q_{f,i}$	Flujo calor	W
$r$	Tasa de descuento	%
$R_c$	Relación de Compresión	#
$S_{ed}$	Superficie Edificios	m <sup>2</sup>
$S_{urb}$	Superficie Urbanización	m <sup>2</sup>

## Índice de contenido

<b>Resumen .....</b>	<b>ii</b>
<b>Glosario .....</b>	<b>iii</b>
<b>Índice de contenido .....</b>	<b>vi</b>
<b>Índice de figuras .....</b>	<b>x</b>
<b>Índice de tablas .....</b>	<b>xvi</b>
<b>1      <b>Introducción .....</b></b>	<b>20</b>
1.1    Preámbulo.....	20
1.2    Objetivos.....	23
1.3    Metodología.....	25
<b>2      <b>Revisión del Estado del Arte .....</b></b>	<b>27</b>
2.1    Campo solar .....	27
2.1.1    Códigos de simulación .....	28
2.1.2    Programas de simulación.....	29
2.1.3    Conclusiones .....	30
2.2    Receptores.....	30
2.2.1    Classification of Solar Receivers .....	31
2.2.2    Gas Receivers.....	33
A.      Air/gas receivers .....	38
A)      Dense particle suspension receivers .....	39
2.2.3    Liquid Receivers .....	41
2.2.4    Solid Particles.....	46
2.2.5    Central Receiver Systems State of the art .....	47
2.2.6    Remarks and conclusions .....	54
2.3    Turbinas de gas .....	55
2.3.1    Costes.....	55
2.3.2    Rendimiento .....	56
2.3.3    Superficie en planta y peso.....	61

2.3.4	Contribución solar en turbinas de gas .....	63
2.3.5	Conclusiones .....	64
2.4	Trabajos previos en integración de receptores de aire en turbinas de gas ...	65
2.4.1	Estudios teóricos.....	65
2.4.2	Experiencias reales .....	71
2.4.3	Conclusiones .....	78
2.5	Evaluaciones económicas en plantas termosolares .....	78
2.5.1	Medidas de evaluación económica de proyectos .....	79
2.5.2	Costes de plantas termosolares .....	83
2.5.3	Conclusiones .....	92
<b>3</b>	<b>Análisis económico de la planta .....</b>	<b>93</b>
3.1	Generalidades .....	93
3.1.1	Introducción a la valoración de proyectos de ingeniería .....	93
3.1.2	Planificación de proyectos .....	95
3.1.3	Estructura financiera de proyectos termosolares .....	96
3.1.4	Sociedad de Propósito Específico .....	100
3.2	Análisis de costes .....	102
3.2.1	Costes en fase de promoción .....	102
3.2.2	Costes en fase de construcción .....	102
3.2.3	Costes en fase de operación y mantenimiento (O&M).....	143
3.2.4	Costes en fase de desmantelamiento .....	155
3.3	Modelo Económico Financiero .....	157
3.3.1	Fase del proyecto.....	157
3.3.2	Perfil del inversor/evaluador .....	158
3.3.3	Estructura financiera .....	159
3.3.4	Medidas de valoración económica .....	160
3.3.5	Metodología de cálculo .....	162
<b>4</b>	<b>Modelo de prestaciones .....</b>	<b>165</b>
4.1	Campo solar .....	165

4.2	Receptor solar.....	171
4.2.1	Metodología.....	172
4.2.2	Resultados.....	178
4.2.3	Justificación del modelo .....	181
4.3	Tuberías conexión turbina-receptor.....	183
4.4	Ciclo de potencia.....	187
4.5	Modelo de producción .....	192
4.6	Metodología de cálculo .....	195
<b>5</b>	<b>Estudio del espacio de diseño .....</b>	<b>196</b>
5.1	Definición del espacio de diseño .....	196
5.2	Resumen de resultados .....	200
5.3	Selección de los casos de estudio.....	202
5.4	Resultados de los casos de estudio .....	204
5.4.1	Análisis de funcionamiento del motor .....	204
5.4.2	Análisis de funcionamiento intradiario .....	212
5.4.3	Análisis de funcionamiento mensual/anual .....	216
5.5	Análisis económico del caso de estudio .....	217
<b>6</b>	<b>Análisis de resultados ante cambios en especificaciones técnicas y condiciones de contorno.....</b>	<b>219</b>
6.1	Evaluación de economías de escala. Influencia de la potencia de la turbina .....	219
6.2	Evaluación técnico-económica de la localización del proyecto .....	220
6.3	Influencia de las condiciones meteorológicas.....	222
6.4	Incremento de la temperatura de salida del receptor .....	223
6.5	Análisis económico para distintas configuraciones del proyecto .....	225
6.6	Cambio de condiciones de contorno económicas.....	227
6.7	Influencia del coste de combustible .....	229
6.8	Influencia del perfil del inversor .....	231
6.9	Evaluación técnico-económica de la ubicación de la turbina en el bloque de potencia. Limitaciones técnicas.....	232

<b>7</b>	<b>Comparativa económica con otras tecnologías.....</b>	<b>236</b>
<b>8</b>	<b>Requisitos técnicos de los equipos. Debilidades y Fortalezas .....</b>	<b>239</b>
<b>9</b>	<b>Conclusiones y Futuras Líneas de Investigación .....</b>	<b>243</b>
9.1	Conclusiones generales .....	243
9.2	Conclusiones particulares .....	244
9.3	Futuras líneas de investigación.....	246
<b>10</b>	<b>Apéndices .....</b>	<b>248</b>
10.1	Resultados Campo solar otras localizaciones .....	248
10.1.1	Marruecos.....	248
10.1.2	Sudáfrica .....	249
10.1.3	USA (Dagget).....	250
10.1.4	Emiratos Árabes (Abu Dhabi) .....	251
10.2	Resultados Ampliados del caso de estudio .....	252
10.2.1	Análisis del motor .....	252
10.2.1	Resultados mensuales anuales .....	253
10.3	Resultados Ampliados de la influencia del coste de combustible.....	257
<b>11</b>	<b>Referencias .....</b>	<b>260</b>

## Índice de figuras

Figura 1. Esquema de tecnologías solares de producción eléctrica.....	20
Figura 2. Integración de Torres de receptor central en ciclos de potencia.....	23
Figura 3. Coste energía en centrales de torre .....	23
Figura 4. Coste de turbinas de gas comerciales. ....	55
Figura 5. Rendimiento de turbinas industriales vs potencia. Frecuencia 50 Hz .....	57
Figura 6. Rendimiento de turbinas industriales vs potencia. Frecuencia 60 Hz .....	57
Figura 7. Rendimiento de turbinas aeroderivadas vs potencia. Frecuencia 50 Hz .....	58
Figura 8. Rendimiento de turbinas aeroderivadas vs potencia. Frecuencia 60 Hz .....	58
Figura 9. Rendimiento de turbinas industriales vs Temperatura entrada turbina .....	59
Figura 10. Rendimiento de turbinas aeroderivadas vs Temperatura entrada turbina ..	60
Figura 11. Rendimiento de turbinas industriales vs ratio de compresión .....	60
Figura 12. Rendimiento de turbinas aeroderivadas vs ratio de compresión .....	61
Figura 13. Peso total y específico de turbinas de gas.....	62
Figura 14. Superficie en planta total y específica de turbinas de gas .....	62
Figura 15. Ciclo termodinámico de las turbinas de gas.....	63
Figura 16. Solar Share en función de relación de compresión.....	64
Figura 17. Tipos de planta por localización física de los equipos.....	67
Figura 18. Configuración “Beam Down Optical Configuration”. ....	68
Figura 19. Turbina ORMAT OST3 .....	74
Figura 20. Imágenes Proyecto Solugas .....	75
Figura 21. Receptor Soltrec .....	75
Figura 22. Microturbina Capstone .....	76
Figura 23. Proyecto AORA Israel.....	77
Figura 24. Coste de torre solar vs altura. Worley Parsons .....	89
Figura 25. Diagrama Gantt de etapas de un proyecto termosolar .....	95

Figura 26. Tipos de proyecto y reparto de responsabilidades en proyectos de colaboración público privada .....	98
Figura 27. Esquema de funcionamiento de una SPE .....	101
Figura 28. Implantación de isla de potencia para distintas alternativas de potencia y ubicación de turbina .....	106
Figura 29. Superficie de urbanización y edificios principales vs potencia .....	107
Figura 30. Coste de suministro de turbinas de gas .....	109
Figura 31. Costes de receptor solar .....	110
Figura 32. Coste lineal de tubería conexión receptor-turbina. ....	112
Figura 33. Costes sistema de aire comprimido .....	114
Figura 34. Costes del sistema de gas natural .....	116
Figura 35. Costes del sistema de protección contra incendios .....	118
Figura 36. Costes planta de tratamiento de agua .....	120
Figura 37. Costes de equipamiento de la nave de montaje de heliostatos .....	121
Figura 38. Costes de la subestación eléctrica .....	123
Figura 39. Costes de los transformadores principales .....	125
Figura 40. Costes de equipos eléctricos principales.....	126
Figura 41. Costes del sistema de control distribuido .....	128
Figura 42. Coste del sistema de comunicaciones.....	130
Figura 43. Coste de cableado y fibra óptica del campo solar.....	132
Figura 44. Costes de edificios .....	136
Figura 45. Diámetro torre solar vs altura de torre .....	139
Figura 46. Costes de la torre solar .....	139
Figura 47. Costes de urbanización.....	141
Figura 48. Costes de cimentaciones principales.....	142
Figura 49. Organigrama del personal de O&M .....	146
Figura 50. Costes de personal O&M vs Potencia planta. España, 2015.....	147
Figura 51. Coste del contrato de mantenimiento de turbina en función de la potencia (todos).....	149

Figura 52. Coste del contrato de mantenimiento de turbina en función de la potencia. .....	149
Figura 53. Estimación de costes de la Sociedad de Propósito Específico. ....	152
Figura 54. Coste anual de alquiler de terrenos. ....	153
Figura 55. Coste total anual de agua en función del coste de suministro. ....	155
Figura 56. Ratio Coste/producción de campo solar vs altura de torre. Sevilla .....	169
Figura 57. Altura de torre en función del número de heliostatos. Sevilla .....	169
Figura 58. Esquema de receptor de cavidad .....	172
Figura 59. Balance térmico en los tubos del receptor.....	173
Figura 60. Transferencia de calor según analogía eléctrica en tubos del receptor .....	173
Figura 61. Coeficiente convectivo exterior.....	176
Figura 62. Rendimiento de receptor en función de la temperatura de entrada .....	179
Figura 63. Rendimiento de receptor en función de la temperatura ambiente .....	179
Figura 64. Rendimiento de receptor en función de la potencia incidente .....	179
Figura 65. Variación porcentual del rendimiento de receptor en función de temperatura de entrada .....	180
Figura 66. Variación porcentual del rendimiento de receptor en función de temperatura ambiente .....	180
Figura 67. Variación porcentual del rendimiento de receptor en función de la potencia incidente .....	181
Figura 68. Receptor Solugas .....	182
Figura 69. Esquema de tuberías concéntricas en torre solar. Spelling [49] .....	185
Figura 70. Turbina de gas y receptor solar en serie sin by-pass.....	188
Figura 71. Turbina de gas y receptor solar en serie con by-pass .....	189
Figura 72. Configuración con doble cámara de combustión.....	190
Figura 73. Configuración con doble cámara de combustión y by-pass salida receptor. .....	190
Figura 74. Configuración con doble cámara de combustión en serie .....	191
Figura 75. Modelo Thermoflex de la turbina de gas y receptor solar .....	192
Figura 76. Distribución porcentual por niveles de radiación Enero. ....	193
Figura 77. Distribución porcentual por niveles de radiación Julio. ....	193



Figura 78. Esquema de la metodología de cálculo.....	195
Figura 79. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 800°C .....	197
Figura 80. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 1000°C .....	197
Figura 81. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 1250°C .....	198
Figura 82. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 1400°C .....	199
Figura 83. LCOE y Solar Share en casos de diseño (Op. Diurna).....	203
Figura 84. LCOE, Solar Share y ahorro de emisiones en casos de diseño (Carga Base)	203
Figura 85. Efecto de la temperatura ambiente sobre las variables de operación del motor (I).....	206
Figura 86. Efecto de la temperatura ambiente sobre las variables de operación del motor (II).....	206
Figura 87. Efecto de la temperatura ambiente sobre las variables de operación del receptor (III).....	206
Figura 88. Efecto de la temperatura ambiente sobre las variables de operación del receptor (IV).....	206
Figura 89. Efecto de la temperatura ambiente sobre eficiencia del motor (V) .....	207
Figura 90. Efecto de la temperatura ambiente sobre eficiencia del motor (VI) .....	207
Figura 91. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 25°C (I). .....	208
Figura 92. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 25°C (II). .....	208
Figura 93. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 25°C (III). .....	208
Figura 94. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 25°C (IV). .....	208
Figura 95. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 15°C (I). .....	209
Figura 96. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 15°C (II). .....	209
Figura 97. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 15°C (III). .....	210
Figura 98. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 15°C (IV). .....	210

Figura 99. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 40°C (I). .....	211
Figura 100. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 40°C (II). .....	211
Figura 101. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 40°C (III). .....	211
Figura 102. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 40°C (IV). .....	211
Figura 103. Funcionamiento diario día representativo de invierno (1). .....	213
Figura 104. Funcionamiento diario día representativo de invierno (2). .....	213
Figura 105. Funcionamiento diario día representativo de verano (1). .....	214
Figura 106. Funcionamiento diario día representativo de verano (2). .....	214
Figura 107. Funcionamiento diario día nublado (1). .....	215
Figura 108. Funcionamiento diario día nublado (2). .....	215
Figura 109. Funcionamiento diario día representativo de invierno. Carga base (1)....	216
Figura 110. Funcionamiento diario día representativo de invierno. Carga base (2)....	216
Figura 111. Solar Share promedio mensual .....	217
Figura 112. Potencia horaria media mensual. Operación diurna .....	217
Figura 113. Distribución de costes del caso de estudio .....	218
Figura 114. LCOE y Solar Share en función de la localización del proyecto .....	221
Figura 115. LCoE para distintas condiciones meteorológicas .....	223
Figura 116. Distribución de costes para distintas configuraciones de planta.....	226
Figura 117. Coste total del proyecto para distintas configuraciones.....	227
Figura 118. Distribución de coste para distintos emplazamientos .....	228
Figura 119. Coste total del proyecto para distintos emplazamientos .....	229
Figura 120. LCoE vs coste combustible (Operación diurna).....	230
Figura 121. LCoE vs coste combustible (Operación a carga base) .....	231
Figura 122. LCoE vs. Solar Share. (1) Operación diurna. (2) Operación carga base.....	231
Figura 123. Comparativa de LCOE entre tecnologías .....	237
Figura 124. Ratio Coste/producción de campo solar vs altura de torre. Marruecos...	248

Figura 125. Altura de torre en función del número de heliostatos. Marruecos .....	248
Figura 126. Ratio Coste/producción de campo solar vs altura de torre. Sudáfrica .....	249
Figura 127. Altura de torre en función del número de heliostatos. Sudáfrica .....	249
Figura 128. Ratio Coste/producción de campo solar vs altura de torre. USA.....	250
Figura 129. Altura de torre en función del número de heliostatos. USA.....	250
Figura 130. Ratio Coste/producción de campo solar vs altura de torre. UAE .....	251
Figura 131. Altura de torre en función del número de heliostatos. UAE.....	251
Figura 132. Efecto de la temperatura ambiente sobre eficiencia del motor (VII) .....	252
Figura 133. Efecto de la temperatura ambiente sobre eficiencia del motor (VIII) .....	252
Figura 134. Efecto de la temperatura ambiente sobre eficiencia del motor (IX) .....	253
Figura 135. Efecto de coste de combustible en TLCC. Operación diurna .....	257
Figura 136. Efecto de coste de combustible en TLCC. Operación Carga Base .....	257
Figura 137. Efecto de coste de combustible en BEC. Operación diurna .....	258
Figura 138. Efecto de coste de combustible en BEC. Operación Carga Base.....	258

## Índice de tablas

Tabla 1. Molten salts properties.....	43
Tabla 2. List of CSP tower projects using liquid receivers. ....	45
Tabla 3. Definition of MRL. ....	52
Tabla 4. Definition of TRL. ....	52
Tabla 5. Expected plant performance for various receiver and power block integration layouts.....	53
Tabla 6. Rendimiento de turbinas industriales en función de la potencia. Valores medios y desviaciones típicas.....	56
Tabla 7. Rendimiento de turbinas aeroderivadas en función de la potencia. Valores medios y desviaciones típicas.....	59
Tabla 8. Peso y huella específico de turbinas de gas. Valores medios y desviaciones típicas.....	63
Tabla 9. Costes de energía del proyecto NOOR III (Maruuecos).....	84
Tabla 10. Desglose coste de capital en plantas de torre con almacenamiento. NREL ..	87
Tabla 11. Evolución de coste de capital en plantas de torre con almacenamiento. NREL .....	88
Tabla 12. Evolución coste de capital y LCOE en plantas de torre con almacenamiento. NREL.....	88
Tabla 13. Evolución del coste de capital y O&M en plantas de torre con almacenamiento. NREL.....	88
Tabla 14. Desglose coste de capital y O&M en plantas de torre con almacenamiento. SAM y Worley Parsons.....	89
Tabla 15. Resumen de costes publicados de plantas termsolares.....	91
Tabla 16. Principales partidas de costes en fase promoción .....	102
Tabla 17. Factores de corrección de costes por localización .....	104
Tabla 18. Factores de corrección de costes por fecha (IPC anuales) .....	105
Tabla 19. Valores de Superficies de urbanización y edificios para islas de potencia..	107
Tabla 20. Principales partidas de costes en fase construcción .....	108

Tabla 21. Tubería interconexión receptor - turbina. Costes originales y normalizados. .....	112
Tabla 22. Sistema de aire comprimido. Costes de construcción originales y normalizados.....	114
Tabla 23. Sistema de suministro de gas. Costes de construcción originales y normalizados.....	115
Tabla 24. Sistema de protección contra incendios. Costes de construcción originales y normalizados.....	118
Tabla 25. Equipamiento de la nave de montaje de heliostatos. Costes de construcción originales y normalizados. ....	121
Tabla 26. Subestación eléctrica. Coste de construcción original y normalizado. ....	123
Tabla 27. Transformadores principales. Costes de construcción originales y normalizados.....	124
Tabla 28. Equipos eléctricos. Costes de construcción originales y normalizados. ....	126
Tabla 29. Sistema de control distribuido. Costes de construcción originales y normalizados.....	127
Tabla 30. Sistema de comunicaciones. Costes de construcción originales y normalizados.....	129
Tabla 31. Desglose costes heliostatos .....	130
Tabla 32. Desglose de coste de heliostatos. Costes de construcción originales y normalizados.....	131
Tabla 33. Cableado y fibra óptica del campo solar. Costes de construcción originales y normalizados.....	132
Tabla 34. Movimiento de tierra del campo solar. Costes de construcción originales y normalizados.....	133
Tabla 35. Edificios. Costes de construcción originales y normalizados.....	135
Tabla 36. Torre solar. Costes de construcción originales y normalizados. Estimaciones .....	138
Tabla 37. Urbanización. Costes de construcción originales y normalizados.....	140
Tabla 38. Cimentaciones principales. Costes de construcción originales y normalizados. .....	142
Tabla 39. Desglose de costes de O&M .....	144
Tabla 40. Personal y costes de O&M.....	146

Tabla 41. Costes de contratos de mantenimiento de turbina de gas (año 2015).....	150
Tabla 42. Personal y costes de la Sociedad de Propósito Específico.....	151
Tabla 43. Coste anual de alquiler de terrenos.....	153
Tabla 44. Coste total anual de agua en función del coste de suministro. ....	154
Tabla 45. Idoneidad de medidas económicas según tipo de decisión. ....	160
Tabla 46. Parámetros físicos y ópticos del heliostato. ....	166
Tabla 47. Datos obtenidos de simulaciones de campo solar. Sevilla. Potencia receptor 174,8 MW. ....	168
Tabla 48. Casos óptimos de las simulaciones de campo solar. Sevilla.....	170
Tabla 49. Dimensiones del receptor (m) .....	173
Tabla 50. Definición de números adimensionales y coeficiente de película .....	175
Tabla 51. Resultados del modelo del receptor (punto nominal) .....	178
Tabla 52. Comparativa de datos diseño receptor Solugas vs. modelo .....	183
Tabla 53. Pérdidas de carga en tubería receptor-turbina. Temperatura salida de receptor 800°C.....	187
Tabla 54. Pérdidas de carga en tubería receptor-turbina. Temperatura salida de receptor 1000°C.....	187
Tabla 55. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 800°C.....	197
Tabla 56. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 1000°C.....	198
Tabla 57. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 1250°C.....	198
Tabla 58. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 1400°C.....	199
Tabla 59. Contornos del espacio de diseño.....	199
Tabla 60. Datos generales de las configuraciones del espacio de diseño.....	200
Tabla 61. Costes de las configuraciones del espacio de diseño .....	200
Tabla 62. Datos de producción de las configuraciones del espacio de diseño .....	201
Tabla 63. Resultados financieros de las configuraciones del espacio de diseño .....	201
Tabla 64. Ahorro de emisiones de casos del espacio de diseño vs combustible fósil .	204
Tabla 65. Costes absolutos y distribución de costes del caso de estudio .....	218
Tabla 66. Costes absolutos y comparativa 50 MW vs. 20 MW .....	219
Tabla 67. Variables financieras y comparativa 50 MW vs 20 MW .....	220

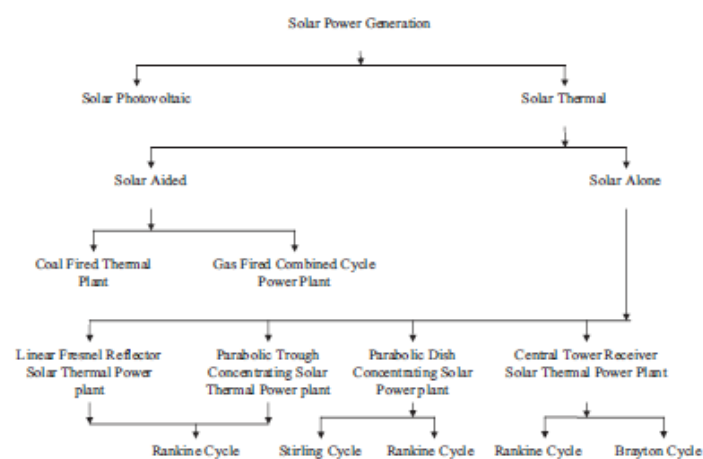
Tabla 68. Sensibilidad de los resultados con la localización del proyecto .....	221
Tabla 69. Sensibilidad de los resultados con las condiciones meteorológicas .....	222
Tabla 70. Comparativa Temperatura Salida Receptor 1000°C vs 800°C (1) .....	224
Tabla 71. Comparativa Temperatura Salida Receptor 1000°C vs 800°C (2) .....	225
Tabla 72. Costes absolutos y distribución de costes para distintas configuraciones...	226
Tabla 73. Costes absolutos y distribución de costes para distintos emplazamientos (1) .....	228
Tabla 74. Costes absolutos y distribución de costes para distintos emplazamientos (2) .....	228
Tabla 75. Influencia del perfil inversor en variables financieras .....	232
Tabla 76. Comparativa Turbina en BOP vs. Turbina en torre.....	235
Tabla 77. Casos óptimos de las simulaciones de campo solar. Marruecos.....	249
Tabla 78. Casos óptimos de las simulaciones de campo solar. Sudáfrica .....	249
Tabla 79. Casos óptimos de las simulaciones de campo solar. USA .....	250
Tabla 80. Casos óptimos de las simulaciones de campo solar. UAE .....	251
Tabla 81. Resultados anuales meteorológicos y campo solar.....	254
Tabla 82. Resultados anuales campo solar. Promedios diarios mensuales .....	254
Tabla 83. Resultados anuales campo solar. Valores acumulados mensuales.....	255
Tabla 84. Resultados anuales del ciclo de potencia. Promedios diarios mensuales. Operación Carga base .....	255
Tabla 85. Resultados anuales del ciclo de potencia. Valores acumulados mensuales. Operación Carga base .....	256
Tabla 86. Resultados anuales del ciclo de potencia. Promedios diarios mensuales. Operación diurna .....	256
Tabla 87. Resultados anuales del ciclo de potencia. Valores acumulados mensuales. Operación diurna .....	257
Tabla 88. Influencia del coste de combustible. Resultados para 4 €/MBTU.....	258
Tabla 89. Influencia del coste de combustible. Resultados para 8 €/MBTU.....	258
Tabla 90. Influencia del coste de combustible. Resultados para 12 €/MBTU.....	259

## 1 Introducción

### 1.1 Preámbulo

La energía solar termoeléctrica es una prometedora alternativa entre las opciones de energías renovables encargadas de sustituir a los combustibles fósiles. Históricamente, los costes de energía de estas tecnologías han sido significativamente superiores a los costes del mercado eléctrico por lo que la proliferación de este tipo de centrales ha estado supeditada a subvenciones o ayudas públicas. En los últimos años, el esfuerzo de investigadores y empresas del sector ha permitido una reducción de costes gracias al factor economía de escala y por otro lado a la evolución de la tecnología. A nivel internacional existen centrales en promoción, construcción y operación principalmente en tecnologías cilindro parabólico y centrales de receptor central. Destacar, que en ubicaciones con un recurso solar alto y escasez de combustible fósil a precios bajos, tales como Chile, la tecnología solar termoeléctrica ha llegado a ser competitiva frente a fuentes convencionales.

Dentro de la energía solar para producción de potencia hay un amplio abanico de tecnologías. En la Figura 1 se resume esquemáticamente las posibilidades descritas por Siva Reddy [1] en un artículo con evidente interés formativo.



**Figura 1. Esquema de tecnologías solares de producción eléctrica**



Las plantas termosolares híbridas pueden considerarse un paso intermedio entre los combustibles fósiles y las centrales solares termoeléctricas. En estas plantas, la energía térmica obtenida del recurso solar se invierte o integra en una central convencional como puede ser una central térmica de carbón, un ciclo combinado o una turbina de gas operando a ciclo abierto. Entre las ventajas puede destacarse la oportunidad de obtener una eficiencia solar-eléctrica elevada, menores niveles de inversión capital marginal, posibilidad de diseñar plantas gestionables sin necesidad de almacenamiento y eventualmente menores consumos de agua y/o costes de energía.

Una revisión de configuraciones de plantas solares híbridas fue publicada por Jamel [2], en la que se exponen multitud de opciones de integración en plantas convencionales, tanto ciclos de vapor como ciclos combinados así como integración con energía geotérmica. La integración con ciclos de vapor puede realizarse de distintos métodos, desde precalentamiento de agua de alimentación hasta la generación directa de vapor pero no es objeto de este estudio profundizar en esta línea.

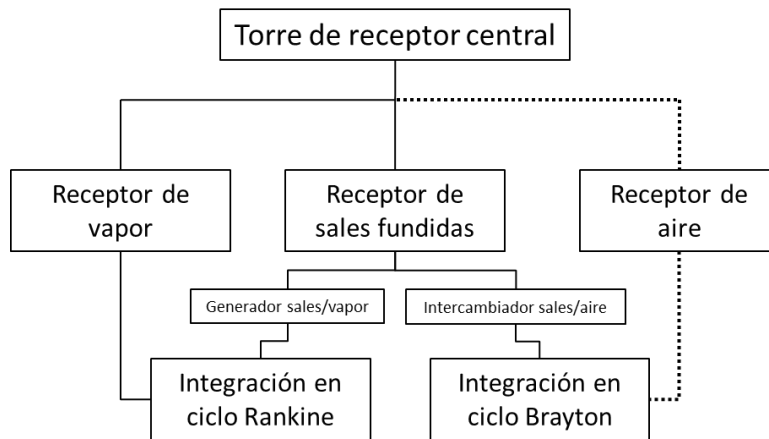
El concepto de centrales solares híbridas de ciclo combinado (ISCC) empezó a principios de los 90, inicialmente propuesto por Luz Solar International mediante la integración de colectores cilindro parabólicos en centrales de CC. Diversas publicaciones describiendo esta tecnología existen en la literatura desde hace más de una década [3], [4] y llegaron a culminar en plantas comerciales tales como Ain Beni Mathar (Marruecos)[5], Hassi R'Mel (Argelia) [6], Kuraymat (Egipto) o Waad Al Shamal (Arabia Saudí). Esta tecnología se considera madura ya que estas plantas operan satisfactoriamente desde hace años. Sin embargo, tienen ciertas limitaciones asociadas a la temperatura máxima del vapor que pueden generar, el escaso aporte solar que logran y que el rendimiento asociado a la parte solar viene fijado por el ciclo rankine.

Una alternativa a estas plantas es la generación directa de vapor en colectores cilindro parabólicos que permite obtener altas temperaturas [7], si bien, no ha llegado a culminar en plantas comerciales.

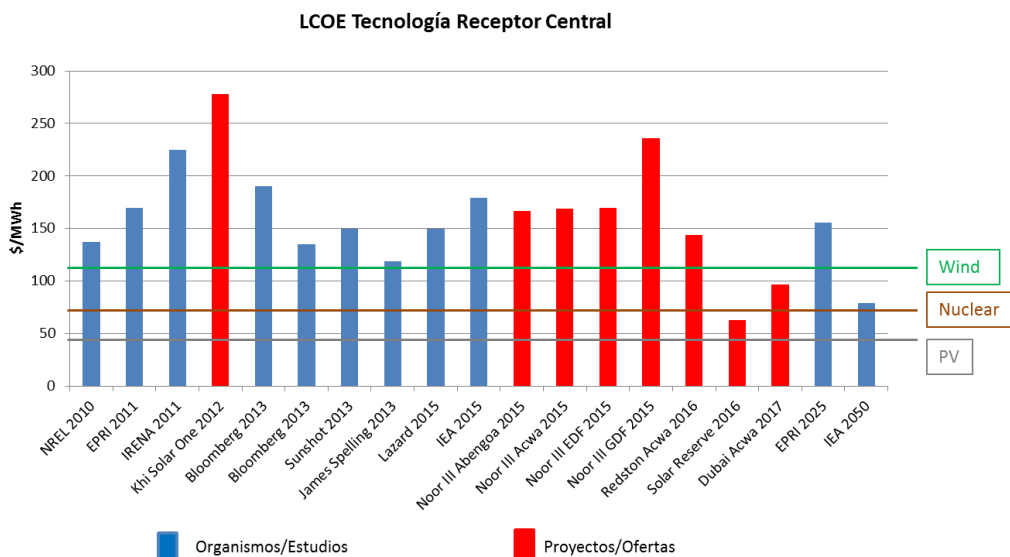
La integración de centrales de torre es una prometedora posibilidad ya que permite alcanzar mayores factores de concentración que tecnologías solares de seguimiento a un eje (CCP o Fresnel) lo que capacita la consecución de altas temperaturas del fluido caloportador en el receptor y por lo tanto permitir más flexibilidad en la integración de la energía térmica en el ciclo térmico. Adicionalmente una mayor temperatura en el fluido permite alcanzar mejores eficiencias en la captación solar.

Los receptores solares pueden integrarse en ciclos de potencia de varios modos en función del tipo de receptor y del fluido integrado en el ciclo. En la Figura 2 se muestra un esquema de las posibilidades de integración más destacables clasificando según el tipo de fluido en el receptor. En primer lugar, los receptores de generación directa de vapor permiten la opción de inyectar el vapor generado en el ciclo Rankine de una central de ciclo combinado; en función de los parámetros del vapor generado existen diferentes opciones de integración como puede ser en una etapa intermedia del recuperador del calor o en la entrada a la turbina de vapor. Como segunda alternativa, los receptores de sales fundidas permiten la generación de vapor para su integración en el ciclo de cola (similar al caso anterior) o bien precalentar el aire de salida del compresor de la turbina de gas mediante un intercambiador sales/aire y ser inyectado en la cámara de combustión de la turbina de gas (concepto presentado por Price [8]). La tercera opción es la generación directa de aire a alta temperatura en el receptor solar para ser integrado en el ciclo Brayton, del mismo modo al descrito unas líneas arriba. Con este tipo de integración se obtiene un rendimiento solar-eléctrico potencialmente similar al de una turbina de gas a ciclo abierto o ciclo combinado. Adicionalmente, presenta como ventajas un bajo consumo de agua y una producción gestionable independiente del recurso solar mediante el aporte de combustible fósil. Esta tecnología tiene un comportamiento más homogéneo que un ciclo combinado solar con cilindros parabólicos (ISCC), así como un mayor rendimiento global de la planta y una mayor contribución solar [9].

Esta última tecnología será objeto de análisis en esta tesis. A pesar de existir en esta línea de investigación multitud de estudios y publicaciones, así como proyectos experimentales, se considera necesario un análisis de viabilidad más equilibrado desde el punto de vista técnico y económico orientado especialmente a un futuro proyecto comercial. Los estudios económicos existentes carecen de rigor suficiente para evaluar y comparar correctamente las tecnologías. Para el caso de tecnología de receptor central, los valores de LCoE publicados por diversas fuentes y ordenados cronológicamente son mostrados en la Figura 3. Se han destacado en rojo los valores correspondientes a proyectos ejecutados u ofertados en licitaciones. Cabe destacar que el valor promedio de LCoE se sitúa en 162 \$/MWh con una desviación típica de 50, de lo que se concluye la gran dispersión de costes y por tanto la incertidumbre existente en la bibliografía. También remarcar que la evolución a largo plazo de los costes no presenta una caída excesiva, situándose los costes de energía lejos de otras tecnologías como la fotovoltaica.



**Figura 2. Integración de Torres de receptor central en ciclos de potencia**



**Figura 3. Coste energía en centrales de torre**

## 1.2 Objetivos

El objetivo principal de la tesis es la determinación con la mayor confianza posible del precio de producción eléctrica que puede obtenerse en centrales solares de tecnología de torre con receptores de aire presurizado integrados en turbinas de gas. A la vez, un objetivo secundario es estudiar configuraciones de integración que garanticen la flexibilidad del sistema (dispatchability), entendida esta como la capacidad para combinar diferentes combinaciones de suministro de combustible fósil

y energía solar para atender a demandas variables e independientes de la disponibilidad de recurso solar.

Para alcanzar este ambicioso objetivo, se establecen las siguientes tareas:

1) Estudio del estado del arte de la tecnología:

Este objetivo se basa en la búsqueda bibliográfica exhaustiva de los diferentes subsistemas y/o líneas de investigación incluidas en el estudio. Entre estos subsistemas se incluyen el dimensionamiento de campos solares de heliostatos, los receptores solares de alta temperatura, los proyectos previos de integración de receptores solares de aire presurizado en turbinas de gas, la influencia de la integración de receptores solares de aire presurizado en turbinas de gas, los modelos económicos de plantas termosolares, los costes de promoción, construcción y operación de plantas termosolares.

2) Desarrollo de un modelo técnico de centrales termosolares de torre con receptor de aire presurizado, integrado en turbina de gas:

Definición y modelización del sistema. Dimensionado y cálculo de eficiencia de campos de heliostatos y receptor solar. Integración de receptores solares de aire presurizado en turbinas de gas. Análisis de sensibilidad en función de la configuración de los equipos, localización de la central termosolar y parámetros técnicos remarcables. La configuración de motor considerada supone una de las aportaciones originales de esta tesis pues supone abordar un esquema de integración que garantiza la estabilidad de funcionamiento y la gestionabilidad del sistema. Es decir, como se verá, el motor es suficientemente flexible para atender una demanda arbitraria independientemente de la disponibilidad de recurso solar gracias al esquema de integración del sistema de combustión.

3) Desarrollo de un modelo económico y financiero para estimar el coste de instalación y producción de energía eléctrica de centrales termosolares de torre con receptor de aire presurizado integrados en turbinas de gas:

Definición de equipos en función de la configuración y tamaño de la central. Parametrización de los componentes. Influencia de la localización en los costes. Evaluación de costes de promoción, construcción, operación y mantenimiento. Definición del modelo financiero del proyecto de desarrollo, construcción y

explotación de la central. El modelo económico empleado para desarrollar esta tarea está fuertemente basado en la práctica industrial de Abengoa, lo que supone un elemento original o innovador de la tesis en el sentido de que la práctica totalidad de los estudios disponibles en la literatura se basan en estimaciones de dudosa validez, bien por la imprecisión de sus datos, bien por no contar con todos los elementos necesarios.

4) Estudio de viabilidad técnica y económica de centrales solares de tecnología de torre con receptores de aire presurizado integrados en turbinas de gas:

Estimaciones de producción. Cálculo de costes nivelados de electricidad. Análisis de sensibilidad. Análisis de incertidumbre. Conclusiones acerca de las perspectivas que ofrece esta tecnología desde el punto de vista técnico (equipos, construcción y operación/mantenimiento) y económico. Debilidades y potenciales líneas de investigación necesarias para convertir esta tecnología en una posibilidad comercial.

### **1.3 Metodología**

La metodología seguida para alcanzar los objetivos previstos consta de una primera etapa –concebida como periodo de formación- basada en la búsqueda, estudio y evaluación de referencias bibliográficas en el área. Naturalmente, esta tarea de revisión del estado del arte, fue muy intensa en la primera parte del doctorado pero ha seguido actualizándose durante la duración completa del doctorado.

Tras esta fase de revisión del estado del arte, la metodología se ha dividido en tres ramas independientes:

1) Análisis técnico:

La planta termosolar se modela en diferentes subsistemas -campo solar, receptor solar y turbina de gas- con el acoplamiento de un receptor de aire presurizado en la cámara de combustión. Se utilizan programas de cálculo específicos (SAM en el caso del campo solar y Thermoflex en el caso del ciclo térmico turbina-receptor solar) así como el programa de cálculo numérico (EES) para el modelado del receptor solar. La validación del modelo se realiza por subsistemas y de manera integrada para la central en su conjunto. A partir de las salidas de estos programas se generan hojas de cálculo Excel (Visual Basic) para combinar los resultados y contar con una herramienta capaz de realizar las estimaciones anuales de producción en base horaria en función de las

variables principales de planta (área de apertura del campo solar, potencia eléctrica, altura de torre, etc.) y localización geográfica.

### 2) Análisis económico:

El estudio económico se compone de un apartado introductorio con la definición de conceptos generales. Se define un modelo de estimación económica que evalúa distintas alternativas de negocio en todas las fases del proyecto (promoción, construcción y operación) parametrizando los equipos en función de las variables principales de planta (área de apertura del campo, potencia eléctrica, altura de torre, etc.).

Los resultados de las estimaciones anteriores se integran en un modelo financiero que considera el ciclo de vida completo del proyecto: costes de desarrollo, construcción, operación y mantenimiento y los costes de desmantelamiento. Para completar el modelo financiero se integra la estimación económica con los resultados de la herramienta de estimación de producción de la central termosolar en función de las variables principales de planta y localización, tal y como fueron descritas en el punto anterior.

### 3) Análisis de viabilidad

La última fase está enfocada en definir las conclusiones del estudio a partir de los resultados de los modelos. Incluye un análisis de sensibilidad del funcionamiento de las turbinas en función de las posibles configuraciones, localizaciones geográficas y tamaño de los equipos. Se describen las debilidades y fortalezas de este tipo de centrales. En último lugar, se enumeran los requisitos técnicos de los equipos específicos de esta aplicación en vistas a definir las líneas de investigación necesarias para convertir esta tecnología en una opción comercialmente ejecutable.

---

## 2 Revisión del Estado del Arte

---

### 2.1 Campo solar

La simulación de campos de heliostatos es una tarea necesaria para la evaluación técnica de una central, ya que se requiere cuantificar su eficiencia y producción térmica (en términos de potencia incidente en el receptor), así como la generación de mapas de flujo sobre el receptor solar. Por lo tanto, se plantea la necesidad de conocer programas o códigos para la generación/optimización de campos solares, cálculo de eficiencia de campo solar y cálculo de potencia incidente en receptor.

El objetivo buscado en esta tesis, en lo que a la simulación del campo se refiere, es contar con una herramienta o código informático que evalúe campos de heliostatos para integrar los resultados en otra herramienta a un nivel superior que calcule las prestaciones de la planta en su totalidad. Por lo tanto, se busca generar un algoritmo de uso suficientemente sencillo para ser integrado con los otros sistemas y a la vez suficientemente exhaustivo para dar fiabilidad a los resultados. En ningún caso el propósito es generar un nuevo código ni mejorar los existentes.

Tras la búsqueda exhaustiva de referencias y su correspondiente análisis, se resumen a continuación los siguientes aspectos de cada una de ellas:

- (i) Fecha y lenguaje de programación.
- (ii) Capacidades del programa y/o código.
- (iii) Disponibilidad pública y facilidad de uso.

Esta información se divide en dos apartados. El primero de ellos incluye los códigos de simulación que no cuentan con una interfaz de usuario (o no se refleja su existencia en las publicaciones) y el segundo enumera los programas de libre distribución que pueden ser ejecutados por cualquier usuario. Se destaca que dentro de la descripción de las capacidades de los programas o códigos no se realiza ninguna comparativa entre ellos al no tener datos suficientes para evaluar la bondad de los mismos, si bien algunas referencias proporcionan dichas comparativas e indican ligeras

diferencias en la estimación de eficiencia. Únicamente se describe la potencialidad del código.

Antes de presentar el resultado de la búsqueda, se destaca el trabajo de Pierre García [10] quien publicó una revisión de los códigos disponibles hasta 2007. Esta referencia se emplea aquí como base, si bien la información se completa con otros códigos y programas posteriores o no citados en ella.

### 2.1.1 Códigos de simulación

1. “HGM” es un algoritmo de optimización de campos radiales en base económica o producción publicado en el 2006 [11]. Está programado en Matlab. Se fundamenta en un concepto denominado *cálculo de la energía anual disponible en superficie normalizada*. El código no está disponible ni se aporta información sobre una interfaz usuario.
2. “CAMPO” [12] es un código programado en Matlab a principios de esta década para la optimización del rendimiento de campos radiales -sin consideraciones económicas-. El código no está disponible ni se aporta información sobre una interfaz usuario.
3. El algoritmo de cálculo “Noone” [13] fue publicado en el año 2012, programado en Fortran y basado en la metodología *biomimetic pattern*. Permite minimizar el tamaño de campo a la vez que mejora el rendimiento respecto a otros códigos, según se confirma en la referencia citada para una aplicación a la central termosolar PS10. El código no está disponible ni se aporta información sobre una interfaz usuario.
4. Otro código de simulación publicado por Besarati en 2012 [14] permite la optimización de campos de heliostatos en base al rendimiento anual ponderado por la radiación directa. Se destaca en la publicación la reducción de los tiempos de cálculo. El código no está disponible ni se aporta información sobre una interfaz usuario.
5. “HFLD” [15] es un código de optimización de campos de heliostatos en base al ratio entre la eficiencia y el coste. Fue publicado en el año 2015. El código no está disponible ni se aporta información sobre una interfaz usuario.
6. Atif en el año 2015 [16] publica un nuevo código de simulación basado en metodologías distintas a las anteriores. El código no está disponible ni se aporta información sobre una interfaz usuario.
7. Recientemente se ha publicado un código de optimización de campos que presenta como novedad una comparativa entre campos radiales y espirales [17], así como la combinación de ambos tipos en la que las diferencias entre ellos son pequeñas. Al



igual que en casos anteriores, el código no está disponible ni se aporta información sobre una interfaz usuario.

8. UHC codes (University of Houston) [18]. La Universidad de Houston desarrolló (1974) un código en Fortran 77 para optimizar campos solares (disposición de heliostatos, altura de torre) incluyendo la geometría de receptor con base económica o producción. Permite simulaciones anuales. Se fue actualizando hasta 1996. Es un código ejecutable y disponible públicamente.
9. Delsol [19] es una herramienta con código en Fortran desarrollada para análisis, diseño y optimización de plantas en conjunto. Permite optimizar disposición de heliostatos, altura de torre, capacidad de almacenamiento y geometría de receptor con base económica. También es posible la generación de mapas de flujo aunque con una flexibilidad muy limitada. No tiene interfaz gráfica por lo que su uso no es inmediato. Es un código sin limitación de acceso.

### 2.1.2 Programas de simulación

1. Windelsol es una adaptación de Delsol [20] en la que se incorpora interfaz más amigable con Windows que permite su uso de un modo más sencillo. No obstante, aún sigue siendo limitado para versiones actuales de los sistemas operativos. Al igual que el anterior, está disponible públicamente.
2. HFLCAL [21][21]: “Heliostats Field Layout CALculations” es un código desarrollado durante el proyecto GAST para calcular la producción de campos de heliostatos. Permite la optimización de la planta completa: layout de heliostatos, altura de torre y tamaño de receptor para maximizar producción o minimizar coste de energía. Actualmente es una herramienta que sigue siendo utilizada y actualizada por DLR (por ejemplo en el proyecto SOLGATE). No está disponible públicamente.
3. Solar Advisor Model (SAM) [22] es un programa de optimización de plantas de energías renovables programado y actualizado por NREL. Incluye gran variedad de sistemas solares como fotovoltaicos, torre, cilindro parabólico, discos Stirling y Fresnel, y también de viento o biomasa entre otros. Permite un análisis técnico y económico-financiero completo de los proyectos. El código de optimización de campos solares que utiliza se denomina SolarPilot y es una evolución del código Delsol 3. Es un programa de libre distribución y tiene una interfaz amigable aunque poco flexible dependiendo del uso que quiera hacerse del programa.
4. Otros códigos/programas: En la literatura pueden encontrarse otras herramientas desarrolladas para cálculos ópticos exhaustivos, utilizadas en diversos proyectos. Cabe citar MIRVAL o FIAT LUX como ejemplos. También es conveniente citar SOLTRACE que es una herramienta para evaluar sistemas ópticos complejos solares

para varias tecnologías (torre, cilindro parabólico y discos Stirling). No obstante, estos programas no se adaptan adecuadamente al objeto perseguido.

### 2.1.3 Conclusiones

A partir de la búsqueda bibliográfica anterior se decide descartar el uso de un código específico de optimización de campo solar por los siguientes motivos: (i) no disponibilidad inmediata (hay publicaciones pero no incluyen el código); (ii) falta de información para decidir cuál es el más conveniente en términos de fiabilidad de resultados y tiempos de computación (sería necesario o conveniente contar con una comparativa entre ellos); (iii) falta de información para decidir la conveniencia de los códigos de cara a su integración en el trabajo de esta tesis, es decir, posibilidad de integración con el resto de modelos de la planta.

En esta situación, se decide usar el programa SAM por tener la interfaz más amigable, estar actualizado (versión 2016) y permitir extraer la información necesaria para integrar el campo en el modelo completo de prestaciones que se describirá en apartados posteriores.

## 2.2 Receptores

En el siguiente apartado se describe el estado del arte de los receptores solares de alta temperatura. El alcance del estudio no sólo incluye receptores de aire sino que está ampliado a todo tipo de receptores de alta temperatura y presta atención a otros aspectos descritos a continuación. El resultado de la revisión del estado del arte no está disponible en la literatura de manera unificada por lo que el autor ha elaborado un artículo científico (*review*) para su publicación. Por ello, a continuación se presenta el artículo tal cual ha sido enviado al editor.

The present chapter aims to provide the reader with a clear picture of the current state of the art of the solar receivers used in central receiver power plants. This study sets out the following objectives:

- Establish a receiver classification system to build a complete picture of the technologies and designs disclosed in prior publications.
- Give a brief description of previous designs in respect to efficiency, outlet temperature, power and main performance parameters with the aim of obtaining an operational comparison.

- Estimate the level of maturity of each receiver topology.
- Describe the potential integration of receivers into the conversion system remarking technological implications.
- Give a general perspective about the present market situation and its evolution.

### 2.2.1 Classification of Solar Receivers

A solar receiver serves as a heat exchanger which absorbs the concentrated solar flux coming from the field of heliostats and transfers it to the power block (thermodynamic cycle) in the form of internal energy of a heat transfer fluid (whether via temperature rise, phase change or both). Many possible classifications are possible according to criteria such as:

- Heat transfer fluid (HTF): air, CO<sub>2</sub>, particle suspensions, water/steam, molten salts, thermal oil, liquid metals, solid particles, helium, hydrogen [23].
- Geometry and/or arrangement of the absorption plane (surface impinged by the concentrated solar flux): external or cavity receivers.
- Internal layout/disposition of the heat exchanger: tubular, volumetric, suspension of particles, falling film receivers.

These receiver types are explained below.

#### 2.2.1.1 External Receivers

In external arrangements, the incident solar irradiation strikes the outer surface of the receiver. Different configurations are known, such as the cylindrical plane or crescent receiver, the truncated receiver, billboard receiver or flat-plate tubular panel [24].

#### 2.2.1.2 Cavity Receivers

Concentrated sunlight enters the receiver across the aperture plane (window) and is trapped hence bringing about less heat losses than an external receiver wherein the absorber is exposed to massive heat exchange with the environment. This high apparent absorption capacity makes cavity receivers especially favourable when high operating temperature are sought, for instance when pursuing higher solar shares (i.e. fraction of heat input to the cycle coming from concentrated solar energy) [25].

Cavity receivers may incorporate a secondary concentrator mounted in front of the aperture area. Its main objectives are [25]:

- To increase the incident irradiation on the aperture area of the modules and thus the concentration ratio.
- To reduce the re-radiation losses.
- To yield an homogeneous distribution of the solar flux on the absorber elements.

### 2.2.1.3 Tubular Receivers

According to the mechanical layout and flow arrangement of the heat exchanger components, tubular receivers are the most commonly used devices. They consist of longitudinal pipes arranged in panels which are later assembled in arrays, i.e. a number of panels atop the tower to best exploit the solar energy collected and concentrated by the receiver [26]. The heat flux impinges on the one side of the panel where it is absorbed and conducted across the metal or ceramic wall to be eventually removed on the inside by the heat transfer fluid flow under forced convection. Tubular receivers have been developed and used in various commercial projects since the 1980s, using both external and cavity layouts.

### 2.2.1.4 Volumetric Receivers

Volumetric receivers are designed to increase the surface contact to intensify the heat exchange [26]. To this aim, incoming solar radiation strikes on a porous absorber material whose temperature tends to increase due to heat absorption. To off-set this effect though, a heat transfer fluid flows through the receiver (absorber) and gradually becomes heated up under forced convection. Overall, the absorber material remains at constant temperature whilst heat is absorbed by the heat transfer fluid; this temperature equilibrium must nonetheless be carefully controlled in off design operation in which the inevitable energy imbalances can bring about overheating of the receiver and non-uniform flow distribution. In this regard, flow stability should be carefully assessed during design phase, in particular in as far as material selection and boundary conditions are concerned, if the safe operation of the receiver is to be ensured [27], [28].

Volumetric absorbers have the ability to spread the radiation absorption process over the whole surface of the absorber. This feature leads to larger heat transfer area and then reducing the local flux density on the absorber. Another benefit

is the fact of reducing the re-radiation losses by lowering the surfaces' temperature. The absorber usually consists of interlocking shapes made of metal or ceramics. These can be thin wires in knitted or layered grids or open-cell matrix structures such as reticulated ceramic foams, etc.

Most volumetric receivers run on air and can operate at ambient pressure or as pressurised systems. In the former case, the cavity is open to the environment across the aperture window whereas in the latter, a transparent material is used to close the cavity whilst still enabling the flow of concentrated solar energy. The most common design option in pressurized receivers is quartz windows engineered in a domed shape. These enable an optimum angle of incidence as well as uniform pressure distribution to minimise mechanical stress. However, the size is limited to prevent cracks and the design poses several challenges which often lead to operating failures, as described later in experimental projects. The reliable operation of this window constitutes one of the main goals of these developments and has been historically one of the critical obstacles during the experiments. Nevertheless, recent publication exposes the successful test certification and the development of a large-scale production process of a fused silica window [29].

Lots of prototypes of volumetric receivers have been designed and tested since the 1990 as will be described afterwards.

#### *2.2.1.5 Suspension Particle Receivers*

In particle receivers, the concentrated flux is absorbed by particles suspended in air or gas in a pressurized cavity or circulating through absorber irradiated tubes. These particles may be sand-like ceramic particles to provide good properties and storage capability at high temperature and avoiding freezing.

#### *2.2.1.6 Falling film Receivers*

A falling film receiver is typically based on a HTF (liquid or particles) flowing down a wall (gravity-driven) while being irradiated or indirectly heated by the wall.

### **2.2.2 Gas Receivers**

According to the heat transfer fluid, receivers can be categorised into gas receivers, liquid receivers and particle receivers. Gas receivers can be again divided into volumetric, tubular and particle suspension models depending on the

configuration. It is noted though that even suspension receivers are also included in this section, they should purely lie in a different category.

### 2.2.2.1 Volumetric

Volumetric receivers may be classified according to many factors such as potential power plant configuration (i.e. open or closed loop systems), geometry, material, power, etc. Due to this and to the large number of designs and prototypes, this review summarizes most of the receiver developments in a schematic way. The options are divided into atmospheric and pressurized systems and then ordered depending on material (metallic-ceramic) and research progress (as proposed by Ávila-Marín in a previous review [30]).

The possibility of storage cannot be directly considered in this category of receivers making necessary the inclusion of an intermediate media for that purpose.

#### **A. Atmospheric Receiver System**

This type of receiver is usually integrated into an open loop configuration in combination with a Rankine cycle. A blower forces a stream of air through the absorber material wherein the air temperature rises. A waste heat recovery boiler downstream of the receiver takes advantage of the energy in the air stream to generate steam and eventually drive a turbine. It is interesting to note that the PS10 power plant in Spain, which is currently makes use of a cavity receiver for direct steam generation, was originally conceived with an atmospheric air receiver [31].

##### (i) Metallic absorber material.

Metals have been used as absorber materials in volumetric receivers: stainless steel, Incoloy and alloy are options used in the prototypes described next.

One of the first research lines started with a lab-scale prototype “Mk-I” formed by a mesh of thin wires. It was mounted in a parabolic dish in the Swiss Alps and tested with an average flux of 1 MW/m<sup>2</sup> for a total absorbed power of 3 kWt. Thermal efficiencies in the range of 70-90% and 842°C outlet air temperature were reached [32]. Based on the same concept, “Sulzer 1” prototype of 200 kWt was tested at the Plataforma Solar de Almería (PSA) getting 780°C outlet temperature and 68% efficiency at 550°C. The main problem experienced with this design was due to insufficient cooling of some areas which eventually led to lower efficiencies than expected. “Sulzer 2” was a later concept based on a coiled knit-wire was also tested at

the PSA, achieving 79% mean efficiency at 550°C. A peak air temperature of 689°C at 757 kW/m<sup>2</sup> was reportedly reached, even though issues with hot spots in the absorber also took place [33]. Satisfactory results of Sulzer 2 encouraged a pre-commercial scale-up to a 2.5 MWt prototype and feasibility design assessments for a 30 MWe plant [34], [35]. Based on a volumetric-type receiver, the absorber made use of coiled knit-wire knitted packs forming hexagonal cups which enabled operation above full capacity (thermal power near 3 MWt), 700°C stable air temperature and 85% efficiency [36].

Another research line by Sandia in the 90's began with a cylindrical receiver made of a multi-layered wire mesh of knitted oxidized nichrome (80% Ni-20% Cr alloy) [37]. The system was tested at 2,3 kWt with efficiencies ranging between 80 and 69 % for temperature levels between 320 and 820°C. Incident peak flux on the front face was 890 kW/m<sup>2</sup> at the center. The next phase was to scale-up the prototype to 250 kWt. In this design, the receiver comprised a stack of fifteen screen rings supported by a steel housing. Test results at PSA confirmed 563 ° C maximum average temperature with 63% efficiency, values that were far from design specifications. The main reasons for poor performance were arguably an unbalanced air flow due to temperature differences between rings, hot spots in the wire pack and paint issues [30].

A similar concept of the former to was based on a stack of screen rings (230 wire mesh) was adopted by the receiver prototype of 300 kWt [38]. The test results reported 48% efficiency for 710°C peak outlet temperature, increasing to 85% when the air temperature was reduced to 500°C. Remarkable issues with air flow distribution and thermal gradients, as well as problems with cooling system were experienced during the tests. The prototype "Catrec 1" consisting in a metal foil volumetric receiver made of stainless steel (X5CrAl2O5+Ce) was designed and tested at PSA. Tests were run at 844 kW/m<sup>2</sup> reaching air temperatures up to 826°C and 80% efficiency for a total heat input of 200 kWt. A second generation of this design ("Catrec 2") was also tested at PSA but with poor results due to unstable air flow distribution through the absorber [39].

(ii) Ceramic absorber material.

In the case of ceramic materials, temperature limitation is far from metals'. 1200°C is an achievable target with SiSiC ceramics and SiC. Bend strength of these materials decreases slightly (nearly flat) up to this level of temperature [30].

Some developments were designed and tested from 1987 to 1990 at PSA by Sanders Associates Inc. The last design was made of alumina 92% and coated with Pyromark paint. 730°C of average air outlet temperature and 54% efficiency were

achieved during the tests, though these values were lower than expected [40]. A multi-cavity receiver was designed with an absorber made of SiSiC. The prototype, “Conphoebus-Naples”, was tested at 917 kW/m<sup>2</sup> and reached up to 788°C of average outlet temperature with 60% efficiency. This efficiency then increased to 70% when the air temperature decreased to 550°C [41].

DLR has developed a number of designs in this area. First concept, “CeramTec”, was tested at PSA in 1989 and 1990. The prototype, made of SiSiC, was tested at 500°C mean outlet temperature yielding 234 kWt thermal output and 89% efficiency. A second set of tests allowed stable operation with a peak air temperature of 782°C and 59% efficiency, for a thermal output of 330 kWt. It is worth noting that even though the ceramic absorber broke during the tests, it had virtually no effect on performance. This is a confirmation that there is an inherent advantage of this type of receivers when it comes to robustness and reliability [42]. A new concept, “Selective receiver”, based on a ceramic absorber (SiSiC) was covered by a quartz-glass structure in order to reduce re-radiation losses [43]. Tests were carried out with and without quartz glass cover showing interesting results. At high temperature, using the quartz cover enabled air outlet temperatures of 620°C and 62% efficiency whereas the low temperature performance was better without cover due to the absence of reflection losses from the glass outer surface. “HiTRec I” was another concept developed by DLR based on a group of modular hexagonal ceramic cups forming the front of the receiver. Each module consisted of an absorber structure and a SiSiC cup. The measured thermal efficiency was in the range 75-80% with outlet temperatures of about 800°C. The maximum outlet temperature was 980°C for which efficiency dropped to 68%. Deformation of the structure due to problems with the cooling system was also reported [44]. Next phase, “HiTRec II”, had the main goal of solving the problems experienced by previous design in the stainless steel structure. The aim was fulfilled achieving 76% efficiency at 700°C outlet air temperature and 72% efficiency at 800°C [45]. “HiTRec” was further developed into the “SOLAIR” projects [46]. These two projects were the evolution of “HiTRec”. The first of them (“SOLAIR 200”) consisted on the implementation of a 200 kWt module based on the previous technology. Three different absorber materials were tested, achieving the target performance of 800°C mean outlet temperature and 74-75% efficiency. The next phase, “SOLAIR 3000”, integrated several 200 kWt modules for a total receiver capacity of 3 MWt which again achieved 800°C average outlet temperature and between 70 and 75% efficiency. After this successful test campaign at the PSA, the decision to scale up the technology was made which gave place to the construction of a 12 MWt pre-commercial power plant in Jülich, Germany [47], [48].

## **B. Pressurized receiver**



These devices have mostly been considered for gas turbine applications where they are installed downstream of the compressor to increase the temperature of compressed air. A closed loop configuration hence consists of a volumetric receiver receiving pressurised air at low or moderate temperature (this depends on the pressure ratio of the engine) and delivering it at a higher temperature either to a supplementary combustor in series or to the turbine directly. It is easily deduced that the lower the temperature gap between receiver outlet and turbine inlet, the higher the solar share and hence the lower the carbon footprint of the electricity produced. Pressurised air receivers are widely regarded as an alternative to fossil fuels, addressing issues such as increased efficiency, reduced water consumption and higher flexibility and dispatchability through hybridization [49].

As discussed in section 2, high pressure operation makes it necessary to install transparent windows to effectively separate the receiver cavity from the environment. The reliable operation of this window turns out to be critical to achieve the aforementioned goals both in terms of performance and reliability; this is commented in the following paragraphs where some of the most relevant projects involving pressurized receivers are summarized:

“PLVCR-5” foam absorber made of SIRCON (Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>) and rated at 5 kWt output thermal power was designed and tested at Sandia solar furnace. Peak performance was achieved for operation at 4.2 bar and 1050° C outlet temperature, yielding 3.7 kWt and 71 % efficiency. A domed window was checked to fail at 10 bar operating pressure [50]. A modular system, “PLVCR-500”, consisting of a pressure vessel with a quartz-glass window and with a secondary concentrator was designed to operate at 1000° C outlet temperature yielding 500 kWt. Three different test campaigns took place at PSA but they were mostly unsuccessful as the system could only achieve 92.4 kWt and 57.3% efficiency when operating at 4.15 bar. These disappointing results were caused by problems with the secondary concentrator and, specially, the window frame [51].

The series of developments “DIAPR 30-50” took place from 1992 to 1998. The first design [52] was an 11 kWt output power prototype based on porcupine alumina-silica absorber, a high pressure window and a secondary concentrator. The most remarkable figures of the tests were 1200° C mean outlet temperatures, 17-20 bar working pressure and efficiencies in the range of 70-80% [53]. Based on this concept, a Solar Thermal Plant of 100 kWe was built in Israel by Aora. Next phase, “DIAPR multistage” receiver was composed of two separate stages with different incident flux. In a first stage, the preheaters were cavity tubular receivers with secondary concentrators around the centre, where the high temperature receiver (second

heating stage) was located. A quartz window was also incorporated in the design and refrigerated by means of an air blast [54]. The test were successful, achieving 1000°C maximum air outlet temperature for an operating pressure in the range from 16 to 19 bar in the range of thermal power outputs between 30 and 60 kWt.

The project “REFOS” was the first development of this category by DLR [55][54]. This receiver was designed in order to deliver 350 kWt thermal output at 80% of efficiency when operating at 800°C and 15 bar pressure. The volumetric absorber was installed in a pressure vessel and was formed by several layers of wire screens of Incoloy 600. A quartz window was installed closing the system and secondary concentrator as well. The main results of the tests were below expectations since the efficiency reached a value of 67 % when generating 400 kWt. In spite of the short duration of the tests, first symptoms of degradation were detected over the quartz window. This design was followed by the “SOLGATE” project [56], [57], whose aim was the development of a solar receiver cluster able to provide pressurized air at 1000°C to drive a gas turbine. Three 400 kWt output modules connected in series were designed: the low temperature module was a multi-tube coil, intermediate module was based in a previous REFOS prototype and the high temperature module was concept similar to REFOS but using ceramic material (SiC). Two testing campaigns were carried out, achieving 70% efficiency when running at 960°C peak outlet temperature (close to target value) and 6 bar air pressure. Average values 78% efficiency at 800°C outlet temperature were also reported.

The project “SOLTREC” had the main goal to achieve 1000° C average temperature at the outlet section of the receiver and demonstrate continuous operation in a real operating environment [58]. The system was tested in the second phase of Solugas, just after tests with the tubular receiver were completed (note that this is explained in section 3.2 in detail) but unfortunately, no experimental performance data has been published to date. The little information available reports some design problems in the secondary concentrator which did not allow the fulfillment of the project objectives.

#### 2.2.2.2 Tubular

##### **A. Air/gas receivers**

Tubular air receivers can conceptually be integrated into an open loop or closed loop configuration depending on the design pressure of the air flow, although, historically the integration into a Brayton Cycle is the usual approach.

In the 80's, the "GAST" project was conceived in two stages. The first stage used metallic tubes made of Incoloy 800H in order to achieve 800°C at 9,5 bar pressure. The second stage, targeting 1000°C outlet temperature used ceramic pipes (Si/SiC) instead [59]. "Solhyco" was an ambitious project aiming to test a solar-hybrid micro gas turbine system [60]. The solar receiver consisted on a truncated cone formed by a set of profiled multilayer tubes and two distributors. The design specifications were 800°C outlet temperature and 87 % efficiency although some issues affecting system integration (not receiver design) prevented the receiver from achieving the rated conditions. In particular, test results yielded 39-43 % of efficiency at 4 bar operating pressure and 800° C air delivery temperature.

The "Solugas" plant was the first megawatt scale hybrid gas turbine system operating on concentrated solar energy and natural gas simultaneously [61]. It was designed, constructed and operated by Abengoa Solar in Solúcar Platform in Seville, Spain. The receiver was a tubular cylinder composed of tubes of 6 metre long pipes, with a total diameter of 5 metres. Neither secondary concentrator nor glass window was considered. The design specifications were outlet temperature of 800°C and 80 % efficiency. The demonstration phase was successful and confirmed the operability/feasibility of the system [62].

In the framework of the French "PEGASE" project, an elementary absorber module of 20 kWt was designed and tested. The goal was to preheat pressurized air from 300°C at the inlet to 750°C at the outlet, with a maximum pressure drop of 300 mbar. The pilot receiver area was 120 cm x 120 cm, comprising 16 identical absorber modules. During the test phase, a maximum air temperature of 800°C at the outlet with 349°C temperature rise were achieved [63].

#### **A) Dense particle suspension receivers**

A dense suspension of particles (DPS) is a combination of the classical solid particle heat transfer medium and an air/gas stream. It takes advantage of the high temperature properties of solid particles and the ease of handling of gases. The DPS consists of very small particles which can be fluidised at low gas speeds, thus being easily transported similarly to a gas.

The operating principle of a DPS receiver relies on creating the upward circulation of a DPS (solid fraction in the range 30-40%) in vertical absorbing tubes subjected to concentrated solar energy irradiation. The higher the particle velocity, the higher the heat transfer coefficient, because the particle agitation increases. In addition, the higher the particle volume fraction, the higher the heat transfer coefficient, since particles occupy a larger volume and hence the contact area with the

tube walls is larger as well [64]. The main advantages of this technology are the capability to reach high temperatures of up to 1000°C [65] and the possibility to be used directly as a storage solution. Also, from the point of view of reliability and safety, the lack of freezing issues and risk of explosion are very positive features of particles.

As said, the fraction of particles within the fluidised suspension can reach up to around 40% (v) resulting in a fluid with a high apparent density above 1000 kg/m<sup>3</sup> [65], which is similar to a liquid, and a significant improvement in heat transfer compared to the entraining gas alone. Therefore, the integration of this topology of receiver into the power cycle might be through a fluidised bed heat exchanger, with vapour or gases being possible heat transfer fluids depending on heat exchanger design. This means that the technology can be integrated into both Rankine and Brayton cycles, as discussed by some recent references presenting the concept of dense particle suspension receivers using absorber tubes. In particular, on sun experiments concluded that recommended values for air velocity and mean solid fraction are 10 mm/s and 35%, these being the most critical parameters influencing the heat transfer coefficient [66], [67], [68]. On the other hand, numerical calculations have confirmed that 74% thermal efficiency at 650°C could be achieved with a quartz tube design [69], and a preliminary design of a 10 MWt receiver using silicon carbide particles to achieve 64% efficiency with 825°C outlet temperature has been disclosed in [70].

The “CSP2” project funded by the Europea Commission has the objective to develop the technology of dense suspension of solid particles and demonstrate it at pilot scale [64], [67], [68]. At the lab-scale, the prototype achieved 750°C particle outlet temperature and the results confirmed the capital importance of several parameters on the heat transfer coefficient: solid mass flow rate inside the absorber tube, aeration flow rate, temperature and recirculation (downward flow) of particles in the vicinity of the wall. In addition to this information, the heat transfer was observed to decrease with the aeration flow rate, due to the reduced particle volume fraction [52]. A pilot prototype of 150 kWt was tested at the CNRS’ solar facility controlling the mass flow rate under various operating parameters. A mean particle temperature close to 500°C and 90% efficiency were the main performance figures reported [71].

### 2.2.2.3 *Small particles air receivers*

Small particles air receiver designs are based on heating submicron carbon particles, which are suspended in air, by concentrated sunlight in a pressurized cavity air-receiver. Some theoretical analyses and experiments were published from the 1970’s to 2000 and even a 25 kWt prototype was tested, achieving 700°C outlet air

temperature [72]. No further research has been found afterwards, at least at the experimental/prototype level.

### 2.2.3 Liquid Receivers

#### 2.2.3.1 Tubular

Tubular receivers have been developed and used in various projects since the 1980's (demonstration plants Solar One [73], Solar Two [74], RAS [75] and CESA-1 [76] are some remarkable examples). Fluids typically used have been water/steam and molten salts. Alternative fluids mentioned in the literature are LiCl/KCl, fluorides and metals [76].

Using water as a basic fluid has important environmental advantages but there are also several shortcomings. Amongst the former, it is worth noting the almost null environmental impact of any water/steam leakage and the direct use of this fluid as working fluid in the power block (as long as this is a Rankine cycle). Amongst the disadvantages, the maximum heat flux that the receiver is able to withstand, in the range from 200-500 kW/m<sup>2</sup>, and the lower thermal capacity when compared to molten salts or sodium.

The first commercial projects implementing these receivers used saturated steam at medium pressure and temperature (PS10 and PS20), due to design (just one evaporator receiver), safety (lower risk of hot spots due to absence of superheater) and operability (just wet steam production) concerns. Later commercial projects though, like Khi Solar One or Ivanpah, used superheated steam working fluid with temperatures in excess of 500°C [63]. As already cited, even if a superheated steam receiver brings about more difficulties in terms of design and operation, it also allows higher efficiencies in the Rankine cycle. Hence, the efficiency of water/steam evaporators is in the range from 90 to 92% whereas steam superheaters have efficiencies between 87 and 89% depending on the topology (cavity or external) and geometry as well as in the operating conditions.

Molten salt receivers (typically a mixture of NaNO<sub>3</sub> and KNO<sub>3</sub>) are on the other hand getting more and more usual in the commercial projects that are currently under development and construction. The main reason for this popularity is the very easy implementation of thermal energy storage systems, which are currently considered a mandatory feature if this technology is to have a commercial success in the future (i.e., dispatchability). In effect, in tubular receivers using molten salts a fraction of these are

sent to the steam generator heat exchanger whilst the remaining flow is sent to a hot insulated tank for storage. When needed, these hot salts are retrieved and used to generate steam. Another clear advantage of using molten salts is the higher heat flux admissible on the solar receiver surface (thanks to a higher heat capacity of the fluid flowing on the inside), enabling higher concentration factors than for steam technology and hence higher efficiencies of receiver and plant (global). In other words, the utilization of molten salts brings about a generalized increase in performance both at component and system levels.

On the negative side, the decomposition of salts limits the operational temperature in the range on 600°C [77], the large amount of salts that are needed, in particular when large storage capacities are incorporated, and their high freezing point (over 220°C), which requests auxiliary equipment to prevent solidification, have to be acknowledged. Nonetheless, in spite of these operational and constructive difficulties, the number of molten salts based power plants in the pipeline is not declining.

The first tower tested with a molten salt tubular (external) receiver was the Solar Two Project [74] which achieved sustained operation at 565°C output temperature with a maximum peak flux of about 850 kW/m<sup>2</sup>. Receiver efficiencies were in the range between 84 to 89%.

Nowadays, suppliers have reported their designs of cylindrical external receivers, commonly used in commercial projects. As an example, it is worth to note the design of a system consisting of 24 tube panels located at the top of and positioned along the outside circumference (external arrangement) of a tower. Each panel consists of 56 tubes that are 40.9 mm in outside diameter, wall thickness of 1.65 mm which are longitudinally welded to form a 2.29 m wide flat panel. The effective heat transfer length of the pipes is 29.9 m and this configuration enables peak efficiencies over 91 % with thermal outputs up to 795 MWt at 600°C salt temperature at the outlet [78].

Tabla 1 summarizes the main physical properties of several molten salts available in the market. The current commercial projects make use of the column labeled as standard technology [23].

	Standard	HiTec	Hitec XL
<b>Composition (%)</b>			
<b>NaNO3</b>	60	7	15
<b>KNO3</b>	40	53	43
<b>NaNO3</b>		40	
<b>Ca (NO3)2</b>			42
<b>Melting Point (°C)</b>	220	142	130
<b>Maximum Temperature (°C)</b>	565	535	550
<b>Heat Capacity (J/kgK)</b>	1540 (565°C)	1560	1362 (550°C)

**Tabla 1. Molten salts properties**

The utilization of liquid metals as heat transfer fluid has important advantages such as thermal stability and very high saturation temperature (i.e, it remains in liquid state even at very high temperatures), even if the low specific heat capacity prevents it from being used as heat storage medium.

In case of liquid sodium, the high thermal conductivity (73W/mK) enables a very high heat flux on the receiver surface, over 1500 kW/m<sup>2</sup> [76]. During the 80's, a sodium prototype was tested at PSA but an operational issue caused a fire and stopped further advance. Hence, even if promising, further research at the prototype level must be still completed before scaling up the technology [79].

Other liquid metals mentioned in literature are lead–bismuth eutectic alloy and molten tin with the main disadvantage of corrosion to steels [80][78]. Tabla 2 shows a summary of the current tower projects using liquid receivers [81]-[91].

Project	Status	Developer	Location	Heliostat area (m2)	Tower height (m)	Output (MW)	Receiver Manufacturer	HTF	T In (°C)	T Out (°C)
ACME	Operational	ACME group/eSolar	India	16222	46	2,5	Victory Energy	Water/steam	218	440
Ashalim	Under construction	Alstom/Bright Source/NOY Infrastructure	Israel		240	121	Alstom	Water/steam		
Atacama 1	Under construction	Abengoa Solar	Chile	1484000	243	110	CMI Solar	Molten Salts	290	565
Coaling	Operational	Bright Source/Chevron	USA			29 thermal		Water/steam		
Copiapó	Under development	Solar Reserve	Chile			260		Molten Salts		
Crescent Dunes	Under construction	Solar Reserve	Tonopah (USA)	1071361	165	110		Molten Salts	288	565
Dahan	Operational	Institute of Electrical Engineering of Chines Academy of Sciences	Beijing	10000	118	1	Xi'an Jiatong University	Water/steam	104	400
Gemasolar	Operational	MASDAR/Sener	Seville (Spain)	304750	140	19,9	Sener	Molten Salts	275	565
Greenway CSP Mersin	Operational	Greenway CSP	Turkey			5 thermal		Water/steam		550
Ivanpah	Operational	Bright Source	California	2600000	140	392	Riley Power	Water/steam	299	565
Jemalong Solar	Under construction	Vast Solar	Australia	15000	30	1,1	Vast Solar	Liquid Sodium	270	560



<b>Khi Solar One</b>	Operational	Abengoa Solar	South Africa	576800	200	50	CMI Solar	Water/steam		550
<b>Lake Cargelligo</b>	Operational	Lloyd Energy System Pty Ltd	Australia	6080		3	Lloyd Energy System Pty Ltd	Water/steam	200	500
<b>Noor III</b>	Under construction	Acwa	Morocco			150		Molten Salts	285	565
<b>PS 10</b>	Operational	Abengoa Solar	Seville (Spain)	75000	115	11	Aalborg	Water/steam		250
<b>PS 20</b>	Operational	Abengoa Solar	Seville (Spain)	150000	165	20	Aalborg	Water/steam		250
<b>Quinghai</b>	Under development	Bright Source/Shanghai Electric Group				270		Molten Salts		
<b>Redstone</b>	Under development	Acwa/Solar Reserve	South Africa			100		Molten Salts	288	566
<b>Rice Solar Energy Project</b>	Under development	Solar Reserve	California	1071361	140	150	Pratt Whitney Rocketdyne	Molten Salts	288	565
<b>SEDC</b>	Operational	Bright Source	Israel		60	6 (thermal)		Water/steam		540
<b>Sierra SunTower</b>	Operational	eSolar	California	27670	55	5	Victory Energy	Water/steam	218	440
<b>Supcon</b>	Under construction	Supcon Solar	China	434880	80	50		Molten Salts		

**Tabla 2. List of CSP tower projects using liquid receivers.**

### 2.2.3.2 *Falling film*

Falling film receivers are based on gravity-driven fluid motion: the HTF in liquid phase flows down an inclined wall whilst being directly or indirectly. Consequently, two main types of receivers can be defined as direct absorption or indirect absorption receivers depending whether the fluid is heated by solar radiation or by an illuminated surface.

Some analysis and prototypes are available in references from the 1980's and 1990's. The comprehensive review by Ho [72] and the recently published report evaluating the impact of adding sand and moisture to molten salts on their thermal performance (under laboratory conditions) provide a good overview of the technology [92]. With the latter exception, no significant research to further develop this technology further has been found though.

### 2.2.4 **Solid Particles**

The concept of the falling solid particles receiver consists of sand-like ceramic particles falling through across a directly illuminated cavity receiver and absorbing heat by radiation. This concept enables easier implementation of storage capability and scale-up of the technology, hence exploiting the thermal properties of solid particles. Ceramic materials such as alumina, silica and zircon are good candidates and other materials like iron-doped Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> spheroid have also been proposed for the particles [93].

Receivers with windows and aerowindows have been considered with expected efficiencies in the range of 80%, even if prototypes have not exceed 50% [94]. In this regard, there are some parameters of influence that have been taken into consideration in the desing phase, such as particle [95], [96] and the aerowindow air jet flow [97], [98]. Other innovative solutions like the use of magnetic fields to increase the residence time and thermal absortance of particles, as well as to reduce the particle flow destabilization, has been assessed with computational models [99]. From an experimental standpoint, a centrifugal particle prototype has been designed by DLR with a thermal power of 500 kW and target particle temperature of 900 °C; this prototype is expected to be tested in the near term in Jülich Tower facility [100].

On the negative side, technical solutions for other aspects like heat exchanger design and particle conveyance technologies are noted as important concerns for this technology. In this regard, remarkable research is on going at Sandia National Labs, where various solutions are being developed and tested aiming to enable the demonstration of a complete unit in the small scale [101], [102].

Finally, regarding the practical implementation of solid particles receivers into the power plant, this category of receivers can be integrated into the power cycle through a fluidized bed heat exchanger. Steam or gases are possible heat transfer fluids, depending on heat exchanger design, thus both Rankine and Brayton cycles are feasible power block technologies.

## 2.2.5 Central Receiver Systems State of the art

### 2.2.5.1 Power plant conversion system

The power block (also termed power conversion unit) is in charge of converting the thermal energy absorbed by the receiver into mechanical work and, eventually, electricity. Its design and configuration plays a key role in concentrated solar power plants as its efficiency affects directly the global energy yield along with the performances of the solar field and receiver. This is shown in Ecuación 1 where E stands for the annual yield (MWh), DNI is the direct normal irradiance (kWh/m<sup>2</sup>), A the total aperture area of the solar field (m<sup>2</sup>) and  $\eta_{SF}$ ,  $\eta_R$  and  $\eta_{PB}$  are the efficiencies of solar field, receiver and power block respectively.

$$E = DNI * A * \eta_{SF} * \eta_R * \eta_{PB}$$

**Ecuación 1**

This basic introduction aims to remark the importance of balancing the improvements in receiver technology and cycle technology simultaneously. For instance, higher efficiency power cycles are being sought by means of higher temperature HTF and supercritical layouts, whether using steam or other working fluids like CO<sub>2</sub>, but this will only be possible if new receivers and balance of plant components (i.e., supercritical heat exchangers, particle conveyance methods, supercritical turbines, etc.) are available. Moreover, if a lower levelised cost of energy is to be obtained. a simultaneous optimisation of all three subsystems (solar field, receiver and power block) has to be

carried out in order to find the optimum trade-off between relative costs and performance.

In order to assess the potential gains in global plant performance, the expected efficiency of the various receiver technology reviewed in this work is summarised in Tabla 5. It is noted that for each receiver type, one or more power cycle technologies might be possible.

The actual efficiency of a power plant depends on the working cycle and the particular performance specifications of the plant components (operational equipment). The second aspect is difficult to assess in a fundamental (or even applied) research work like this and thus it will not be mentioned further. Regarding the working cycle in a Concentrating Solar Power application, possible candidates are the open Brayton cycle (BC), the Rankine cycle (RC) and the combination of these, namely the combined cycle (CC), as discussed in [103]. Even if other technologies like Organic Rankine Cycles (ORC) or even Stirling engines are also possible, these are more suitable for a lower scale and hence they have been left out from the discussion.

The efficiency of the Brayton cycle is characterised by that of the associated gas turbine engine (GT), which ranges between 35 and 45% for the engines available in the market [104]. Nevertheless, these engines are designed for internal combustion of gaseous and liquid fuels and thus these figures do not take into account that the integration of a central receiver into a Brayton cycles requires the heating of high pressure gas, commonly air, between the compressor and combustor (or turbine if it happens to be a solar-only engine). Indeed, the integration of a receiver into a gas turbine requires mandatory modifications on the engine in order to enable either solar-only or hybrid operation, as previously described by Fisher [105]. This is so in spite of some small-scale plants having been run successfully in real operational conditions [60], [61], inasmuch as these were fairly small engines (ca. 10 MWe for the MAN THM 1304 and ca. 4.5 MWe for the Solar Mercury 50) with easy to modify architectures; i.e., there was room to take the high pressure air from compressor delivery, heat it up in the solar receiver and send it back to the combustor. In a regular heavy-duty engine, this modification of the flow-path is not possible and thus a costly and complex redesign of the engine is necessary. Furthermore, even if this were possible, an additional performance drop due to the higher pressure losses in the high pressure section would have to be expected [106].

Another major concern in central receiver stations using gas turbines is the installation of the turbine atop the tower [107]. This poses big challenges due to the very heavy weight of the engine that adds up to that of the receiver, and the dynamic effects brought about by rotating equipment (compressor, turbine and electric generator). An alternative layout locates the engine at ground level (or at a lower level inside the tower) and makes use of high pressure and temperature piping to convey air from the engine to the receiver and back [49]. Whilst this makes the design and construction of the entire system less complex, it brings with it additional non-negligible pressure and heat losses that are bound to reduce the engine efficiency by a few percentages.

All these considerations depict a scenario where major engineering challenges have yet to be addressed, even if the integration of pressurised air receivers and gas turbines appears to be an alternative to fossil fuel power stations and other renewable energy technologies. These challenges include issues such as better environmental performance, lower water consumption and higher flexibility/dispatchability of energy production (in particular if hybridisation is enabled). In particular, the solarisation of gas turbines (i.e., the development of customised commercial gas turbines for solar/fuel hybrid operation) is a crucial issue still to be addressed through collaborative work between the scientific community and the original equipment manufacturers.

Rankine cycle power plants (water/steam) have been on the other hand historically used in the energy sector. Conversion systems usually operate with subcritical (live steam temperature and pressure in the ranges from 525- 590°C and 100-180 bar respectively) or supercritical steam parameters (live steam temperature and pressure in the ranges from 580-625°C and 235-300 bar respectively), making use of reliable, consolidated equipment. The particularities of Concentrating Solar Power plants such as daily start-up/shut down cycles or the integration of thermal energy storage systems are not an issue anymore as demonstrated by the successful operation of commercial central receiver plants driving subcritical steam cycles with these features.

The demonstrated efficiencies of these facilities have been reported to be in the range from 35 to 42% depending on steam parameters, Tabla 5.

Supercritical steam technology (sRC) is well proven, consolidated and commercially available both for the major and balance of plant equipment, in the steam generator and power cycle, for operating temperatures up to 600-620°C in coal power stations [108]. For higher temperatures though, there is no technology available which poses the need for

new materials and equipment designs. For instance, previous design concepts for boilers can no longer be adopted without modifications, especially in the evaporator [109] and similar conclusions may be extracted with the rest of high temperature, main and auxiliary equipment. As recently exposed by Peterseim [110], supercritical CSP plants provide potential efficiency gains and LCOE cost reductions that may justify the effort to overcome the technical challenge with respect to using subcritical technology. Hence, the efficiency of a sRC power block integrated into a high temperature molten salt tower is estimated to be close to 44%, which is a very attractive performance even if it would demand the development and industrialisation of specific plant components and of new control schemes to tackle the operational issues that are specific to supercritical steam turbines.

A very brief discussion about the combination of Brayton and Rankine cycles into a hybrid gas and steam combined cycle power plant is finally provided, even if this is beyond the scope of this paper. Two main integration layouts can be adopted:

1. Addition of concentrated solar energy to the Brayton cycle. The solar receiver provides heat to the pressurised air leaving the compressor, thus placing the receiver between this component and the combustor. This configuration is nonetheless affected by the previous comments regarding engine architecture and pressure losses and thus some performance decay must be expected. Still, the main benefits are the potentially increased efficiency and solar share provided by this integration [33] which is also favoured by:
  - a) Combined cycle gas turbines are designed with lower pressure ratios than open-cycle engines. This brings about a lower pressure ratio and thus compressor delivery temperature, hence enabling high solar shares than in the latter case.
  - b) Even if lowering pressure ratio has a negative impact on efficiency, the implementation of a bottoming steam cycle boosts efficiency by some 50%, yielding a combined cycle efficiency of ca. 60% (i.e., 20 percentage points higher than the open -cycle gas turbine) [104].

It is thus clear that this integration layout has the potential to yield higher efficiency and solar share.

2. Addition of concentrated solar energy to the Rankine cycle. In this configuration, the solar system acts as an auxiliary steam generator for the Rankine cycle. Steam is typically produced at intermediate pressure and injected into the Heat Recovery

Steam Generator (HRSG) where it is eventually sent to the steam turbine. Solar thermal energy is therefore transformed into electricity with the efficiency of the Rankine cycle, thus not getting any benefits from the existing topping gas turbine (i.e., it does not benefit from the higher global efficiency of the combined cycle). This is the case of parabolic trough combined cycles in commercial operation (namely Integrated Solar Combined Cycles - ISCC) [95].

#### 2.2.5.2 *Technology and manufacturing readiness levels*

Technology and manufacturing readiness levels are figures of merit used by the scientific and industrial communities to categorize the stage of development of a given technology. This is deemed crucial in a number of disciplines and tasks:

1. When assessing the work program needed to develop an incipient technology, it is fundamental to set appropriate milestones to ensure that the progress is tracked timely. This milestones will very soon detect if there is any delay or inconsistency, thus saving both time and costs in the process. The achievement of a particular TRL or MRL level is an excellent figure of merit to monitor product development.
2. When evaluating the economic potential of an innovative technology new to the market, it is important to identify as accurately as possible its real state of development. This must be done in an as objective as possible way, for which TRL and MRL can be found very useful.
3. When comparing different innovative technologies for a particular service, it is often found that not all of them are in the same stage of development. Hence, in order to perform a fair comparison, the performance of the technologies under consideration must be accompanied by their respective TRL and MRL levels, as these indicate added costs that must be incurred before commercialization.

The latter case applies to this review work where many different technologies have been screened and compared directly even if their maturity is, more often than not, very different to one another. That is why columns for TRL and MRL have been added to Tabla 5, adopting the scale used by the Directorate-General for Research and Innovation of the European Commission [112] and based on the information contained in the references cited for each technology. It is noted that the scales shown in Tabla 3 and Tabla 4 have been considered representative, even if there are many others that are also possible.

<b>Manufacturing Readiness Levels</b>	
<b>1</b>	Basic manufacturing implications identified
<b>2</b>	Manufacturing concepts identified
<b>3</b>	Manufacturing proof of concept developed
<b>4</b>	Capability to produce the technology in a laboratory environment
<b>5</b>	Capability to produce prototype components in a production relevant environment.
<b>6</b>	Capability to produce a prototype system or subsystem in a production relevant environment.
<b>7</b>	Capability to produce systems, subsystems or components in a production representative environment.
<b>8</b>	Pilot line capability demonstrated. Ready to begin low rate production.
<b>9</b>	Low rate production demonstrated. Capability in place to begin full rate production.
<b>10</b>	Full rate production demonstrated and lean production practices in place.

**Tabla 3. Definition of MRL.**

<b>Technology Readiness Levels</b>	
<b>1</b>	Basic principles observed
<b>2</b>	Technology concept formulated
<b>3</b>	Experimental proof of concept
<b>4</b>	Technology validated in lab
<b>5</b>	Technology validated in industrially relevant environment
<b>6</b>	Technology demonstrated in industrially relevant environment
<b>7</b>	System prototype demonstration in operational environment
<b>8</b>	System complete and qualified
<b>9</b>	Actual system proven in operational environment

**Tabla 4. Definition of TRL.**



Receiver Category	HTF	$\eta_R$ : Receiver Efficiency/ T Outlet	TRL	MRL	Heat exchanger	TES	Power Cycle	$\eta_{PB}$ (%)	$\eta_R \cdot \eta_{PB}$ (%)
Gas Volumetric Atmospheric	Atmospheric Air	85 %/ 600°C	3-4	3-4	Air/H2O		RC	40 - 42	32 - 36
		75 %/ 800°C					sRC	44 - 46	33 - 35
Gas Volumetric Pressurized	Pressurized Air/Gas	70%/ 1000°C	2-3	2-3	-		BC	35 - 45	25 - 32
Gas Tubular	Pressurized Air/Gas	80%/ 800°C	6-7	5-6	-		BC	35 - 45	28 - 36
Dense Particle Suspension	Air+Particles	90%/500°C	3-4	3-4	Particles /H2O	Yes	RC	40 - 42	36 - 38
		74%/ 650°C			Particles /H2O	Yes	sRC	44 - 46	33 - 34
		74%/ 650°C			Particles/Air	Yes	BC	35 - 45	26 - 33
		64%/ 750°C			Particles/Air	Yes	BC	35 - 45	22 - 29
Liquid Tubular Molten Salts	Molten Salts	92%/ 565°C	8-9	9-10	Msalts/H2O	Yes	RC	40 - 42	37 - 39
Liquid Tubular Superheated Steam	H2O	88%/ 550°C	8-9	9-10	-		RC	40 - 42	35 - 37
Liquid Tubular Saturated Steam	H2O	92%/ 330°C	8-9	9-10	-	(*)	RC	30 - 35	28 - 32
Solid Particles	Particles	80%/ 475°C	3-4	3-4	Particles /H2O	Yes	RC	40 - 42	32 - 34
Solid Particles	Particles	70%/ 900°C			Particles/Air	Yes	BC	35 - 45	25 - 32

**Tabla 5. Expected plant performance for various receiver and power block integration layouts.**

**((\*) Short duration direct storage by means of saturated steam is possible).**

### 2.2.6 Remarks and conclusions

The following list provides a summary of the main conclusions drawn from the wide literature review performed by the author in the topic of central receiver systems:

- Volumetric atmospheric gas receivers (metallic and ceramic materials) for open cycle applications have demonstrated average outlet temperature in the range of 600-800°C. The efficiencies vary from 75 to 85% depending mainly on output temperature. Prototypes power includes 2.5 and 3 MWth. The low level of maturity and no storage capability are obstacles for technology evolution.
- Volumetric pressurized gas receivers have proven outlet temperatures in the range of 900–1000°C with efficiencies under 70%. Secondary concentrator and quartz windows have been the reasons for performance failing to meet expectations and also the main problems during tests.
- Tubular pressurized gas receivers have been tested up to pre-commercial state, even integrated into a real solar power plant, with values of efficiency and outlet temperature of 80% and 800°C respectively. In spite of this, the integration into the power plant at industrial stage requires modifications on the GT and other technical issues not solved up to date. No direct storage is a shortcoming.
- Dense particle suspension receivers are currently under development. Storage and high temperature capabilities are main benefits of this technology. Test prototypes have achieved values of efficiency and outlet temperature that vary in the range 65 – 90 % and 500 – 750° C. Particle conveyance methods (elevators and lifts), storage and heat exchangers are still a challenge.
- Tubular liquid receivers have been already industrialized. Manufacturers typically guarantee 85 – 88 % of efficiency in steam (outlet temperature up to 550°C) and 90-92 % in molten salts (outlet temperature of 565°C).
- Research on solid particles receivers is currently on going. Numerical calculations provide efficiency and outlet temperature up to 70 % and 900°C, however there are no tests evidencing the assessments. Technical issues regarding particle management still need further research.
- The maturity level of non-liquid receivers is not enough to scale up to commercial stage.
- High temperature applications require not only receiver development and testing but also the deployment of equipment to be integrated into the power cycle. The customization of gas turbines for hybrid solar/fuel performance is a crucial step. The industrialization of equipment for high temperature and supercritical conditions in the case of water/steam applications is also necessary.

## 2.3 Turbinas de gas

En el siguiente apartado se resume el estado del arte de las turbinas comerciales y se comentan algunos aspectos en relación a la idoneidad para la integración de receptores de aire presurizado.

Para tener una visión amplia del mercado se analizan las características principales de las turbinas disponibles comercialmente, usando como fuentes de información contenida en software especializado [113], revistas especializadas del sector [104] y diversas páginas web de los fabricantes.

### 2.3.1 Costes

En primer lugar se presentan en la Figura 4 los costes de suministro (M\$) en función de la potencia del motor (MW). Se observa que existe una tendencia clara de evolución de los costes con la potencia así como unas ciertas economías de escala.

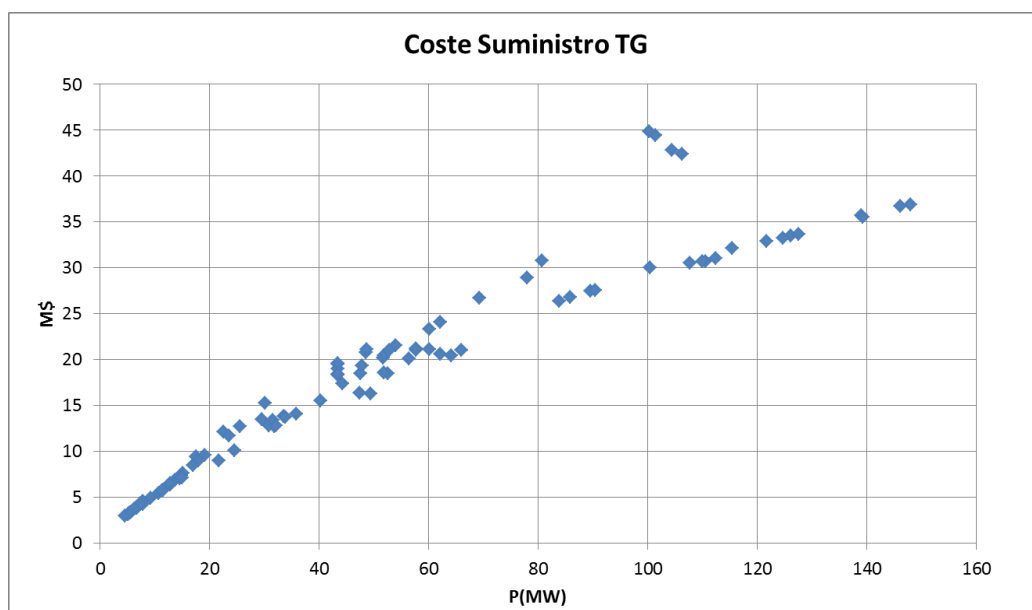


Figura 4. Coste de turbinas de gas comerciales.

Otros aspectos reseñables son:

- Entre 60 y 80 MWe aparecen dos franjas de costes. Los costes menores corresponden a las turbinas de gas industriales mientras los superiores corresponden a los motores aeroderivados.

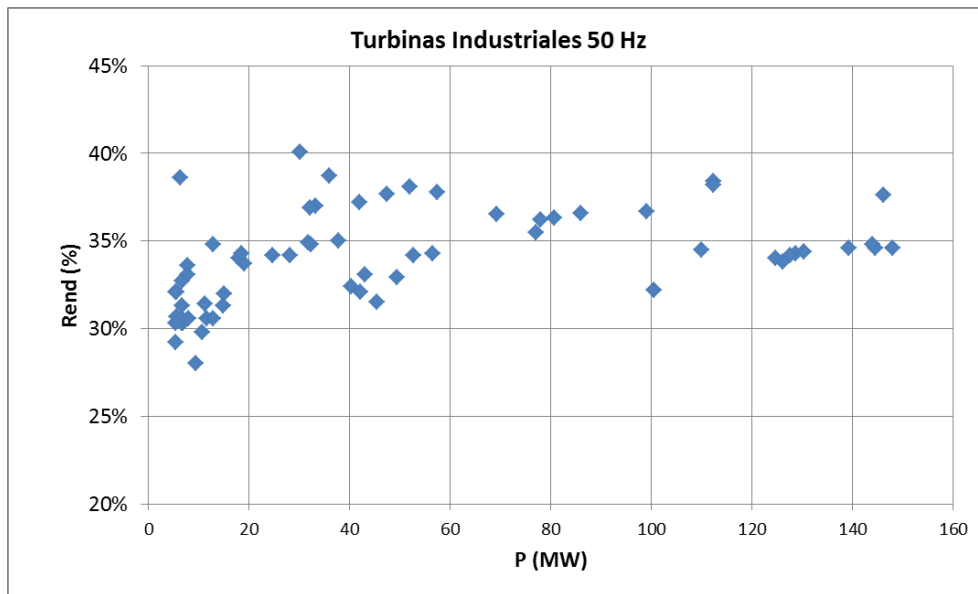
- Por encima de 80 MWe (aproximadamente), todos los costes se alinean en una evolución aproximadamente lineal. Esto se debe a dos factores. Por un lado, no existen motores aeroderivados y todas las turbinas de gas disponibles son de tipo industrial. En segundo lugar, se han agotado las economías de escala por lo que el coste se incrementa proporcionalmente a la potencia.
- Los datos correspondientes a la región 100 MW y 40-45 M\$ corresponden al motor General Electric LMS100. Este motor es ciertamente singular porque dispone de un sistema de enfriamiento intermedio del compresor (*intercooling*) y una relación de compresión anormalmente alta en motores de este tamaño. Por ello el coste es tan elevado (aunque también las prestaciones son superiores a la media).

### 2.3.2 Rendimiento

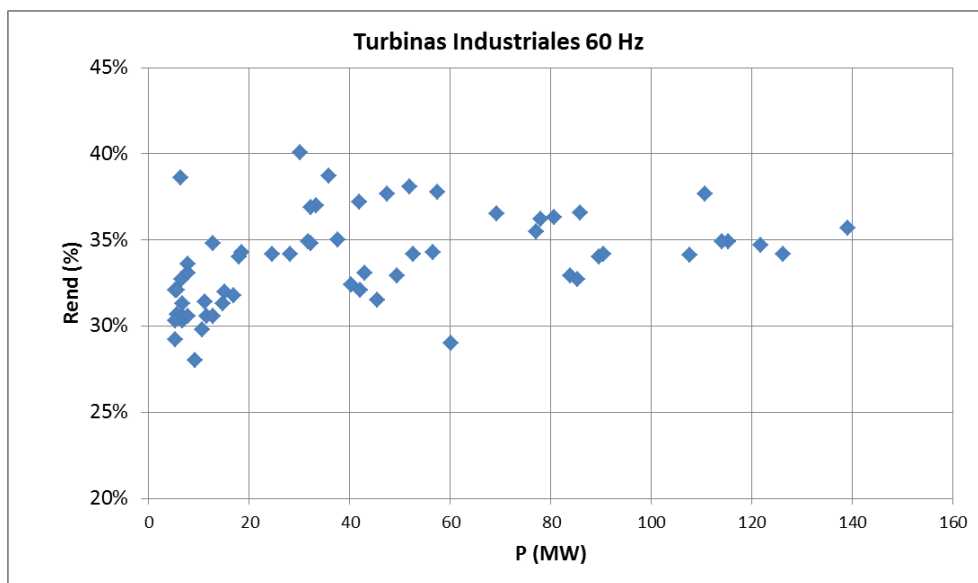
En relación a la eficiencia de las turbinas analizadas, a continuación se muestran los valores de rendimiento (LHV) de las turbinas en función de su potencia (condiciones ISO) para mercados con redes de diferente frecuencia (50 o 60 Hz) y según el tipo de turbina (industrial o aeroderivada). Esta información se muestra para las turbinas industriales en la Figura 5 y la Figura 6 cuya información se refiere a 50 y 60 Hz respectivamente. En la Tabla 6 se muestra un análisis estadístico de estos valores con las medias aritméticas y desviaciones típicas para distintos rangos de potencia. En todos los casos, los datos para mercados de 50/60 Hz incluyen igualmente motores que, no girando a 3000 ni 3600 rpm, disponen de reductoras de velocidad.

	50 HZ		60 HZ	
	Valor medio	Desviación típica	Valor medio	Desviación típica
<b>0-50</b>	33,1%	2,8%	30,8%	8,8%
<b>50-100</b>	36,2%	1,2%	34,9%	2,3%
<b>100-150</b>	35,0%	1,7%	35,2%	1,1%

**Tabla 6. Rendimiento de turbinas industriales en función de la potencia. Valores medios y desviaciones típicas**



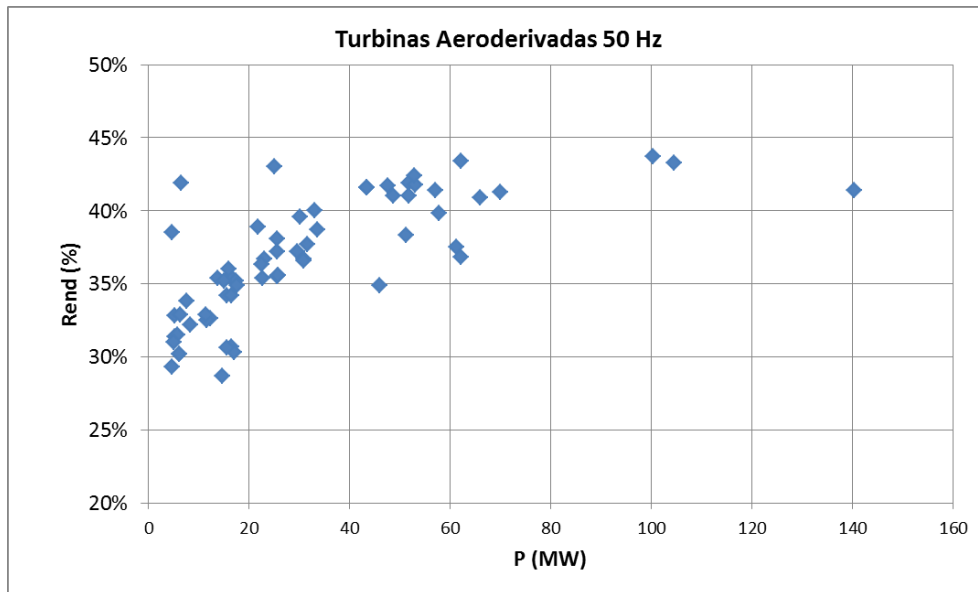
**Figura 5. Rendimiento de turbinas industriales vs potencia. Frecuencia 50 Hz**



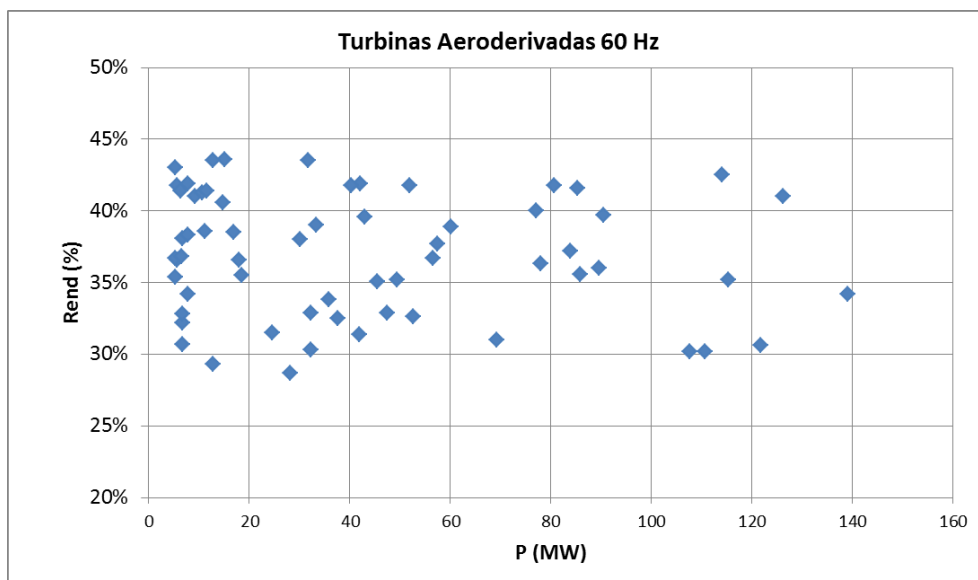
**Figura 6. Rendimiento de turbinas industriales vs potencia. Frecuencia 60 Hz**

En el caso de turbinas aeroderivadas (análogamente para frecuencias de 50 y 60 Hz), pueden observarse los valores de rendimiento en la Figura 7 y Figura 8, mientras que los valores medios y desviaciones estándar se presentan en la Tabla 7. En este caso, las conclusiones que derivan serían que para potencias inferiores a 20 MW existe cierta dispersión de valores en el rango 28 - 36 %, destacando únicamente dos motores con rendimientos superiores de 38 y 41 %. En el rango de potencias 20 - 40

MW el rendimiento sube al intervalo 35 -40%, destacando el motor Rolls Royce WR21 cuyo rendimiento alcanza el 43 % gracias a la utilización de un ciclo regenerativo. Para potencias superiores a 40 MW, la mayor parte de las turbinas aeroderivadas presentan eficiencias superiores al 40 %, siendo el máximo aproximadamente 44%.



**Figura 7. Rendimiento de turbinas aeroderivadas vs potencia. Frecuencia 50 Hz**



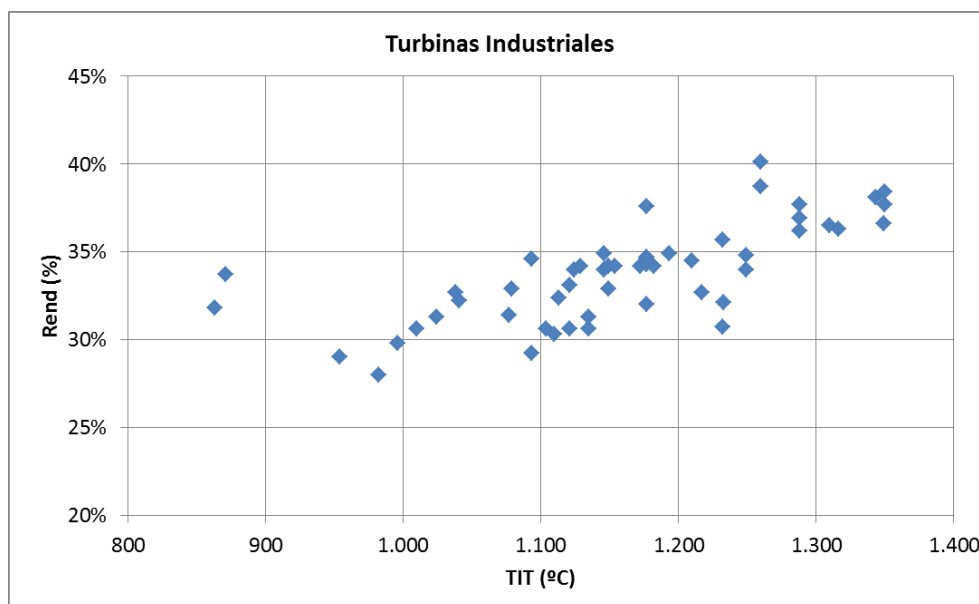
**Figura 8. Rendimiento de turbinas aeroderivadas vs potencia. Frecuencia 60 Hz**

Potencia (MW)	50 HZ		60 HZ	
	Valor medio	Desviación típica	Valor medio	Desviación típica
0-50	35,5%	3,7%	35,7%	3,9%
50-100	40,5%	1,9%	40,8%	1,8%
100-150	42,8%	1,0%	42,8%	1,0%

**Tabla 7. Rendimiento de turbinas aeroderivadas en función de la potencia. Valores medios y desviaciones típicas**

El análisis del rendimiento en función de la temperatura de entrada a la turbina (TIT) se presenta en la Figura 9 y Figura 10 para turbinas industriales y aeroderivadas. En turbinas industriales se observa un aumento del rendimiento en función de TIT con valores en el intervalo de 30 - 35% para TIT < 1250°C, mientras que el rendimiento alcanza cifras en torno al 37% para TIT hasta 1350°C. En turbinas aeroderivadas se cuenta con menor número de referencias observándose una tendencia similar con valores ligeramente superiores, debido a que estas suelen emplear relaciones de compresión más elevadas.

Este último aspecto se pone de manifiesto en la Figura 11 y la Figura 12 donde se muestran los valores de rendimiento de estos motores en función de la relación de compresión (PR). Como era de esperar, se observa un incremento de rendimiento para valores mayores de este parámetro.



**Figura 9. Rendimiento de turbinas industriales vs Temperatura entrada turbina**

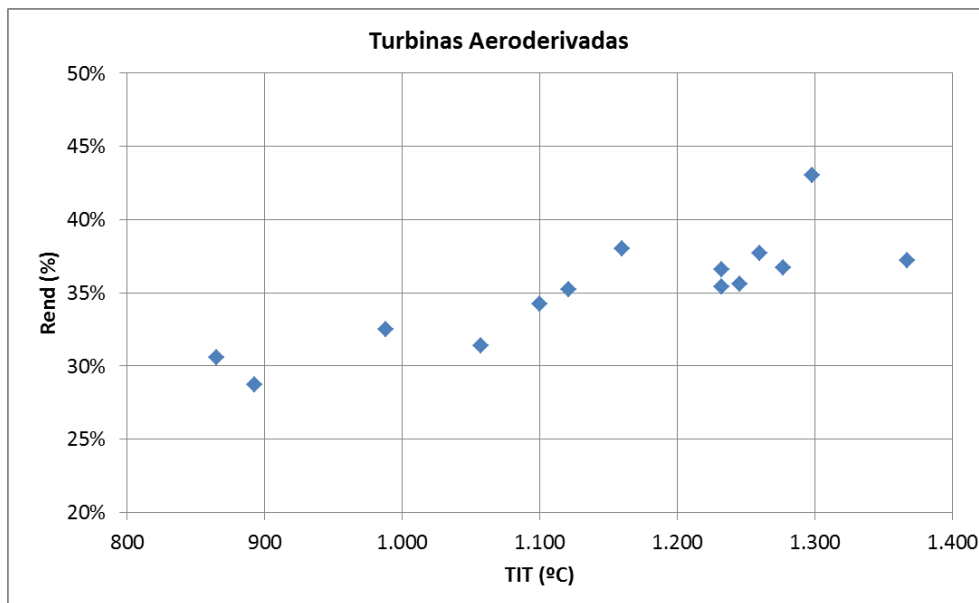


Figura 10. Rendimiento de turbinas aeroderivadas vs Temperatura entrada turbina

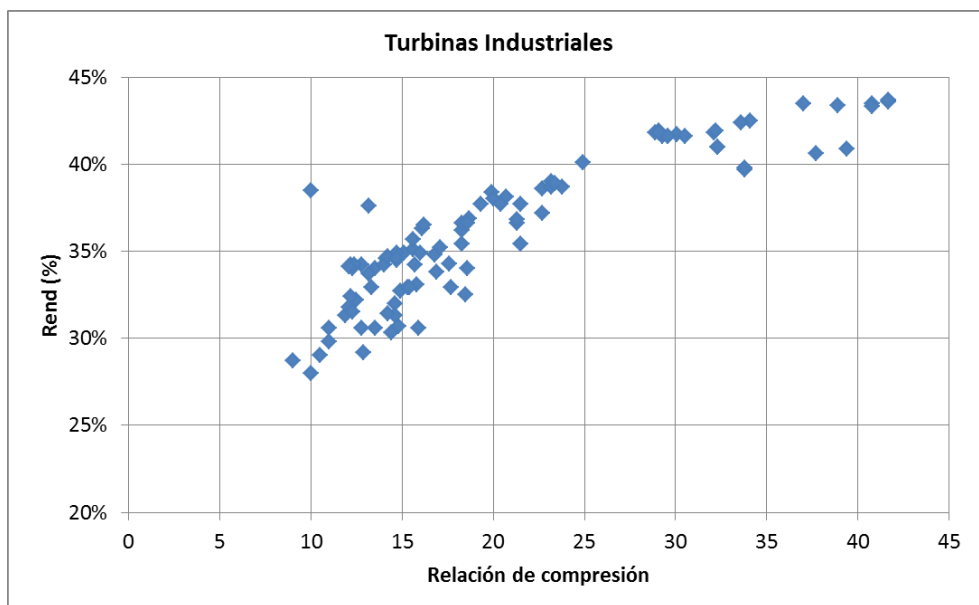


Figura 11. Rendimiento de turbinas industriales vs relación de compresión



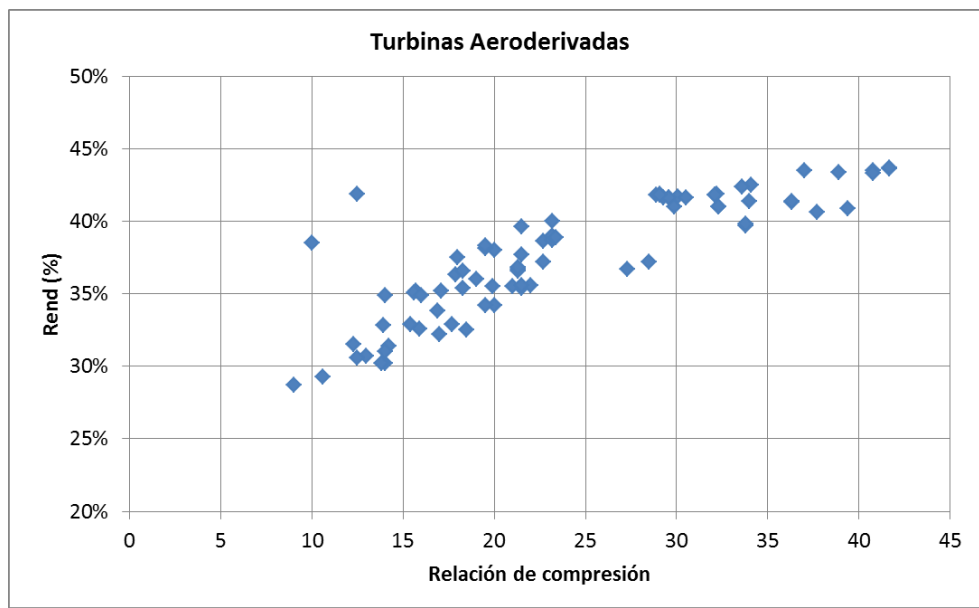


Figura 12. Rendimiento de turbinas aeroderivadas vs relación de compresión

### 2.3.3 Superficie en planta y peso

El peso y las dimensiones físicas (superficie ocupada o huella) de las turbinas tienen, en el contexto de este trabajo, una importancia crítica ya que influyen de manera determinante sobre su potencial ubicación en una torre solar. En este sentido, se muestran en la Figura 13 y la Figura 14 el peso y superficie en planta del motor (nótese que la superficie indicada no incluye el espacio requerido para la operación y mantenimiento). Se incluyen en las gráficas valores totales y específicos (por megavatio) del peso y superficie.

En la Tabla 8 se resumen los valores medios y desviaciones típicas de la huella y peso específico de las turbinas para dos rangos de potencia. Se observa que las solicitudes a la torre (en términos de peso) toman valores muy diferentes para potencias menores a 50 MW (rango 1 - 7 Tn/MW). Para potencias superiores la dispersión es menor y las solicitudes están del orden de 3 Tn/MW. En el caso de superficie ocupada se tienen valores en el rango 1 - 3,5 m<sup>2</sup>/MW para potencias hasta 50 MW y 0,9 m<sup>2</sup>/MW en caso de motores mayores. Igualmente la dispersión es mayor para las potencias bajas.

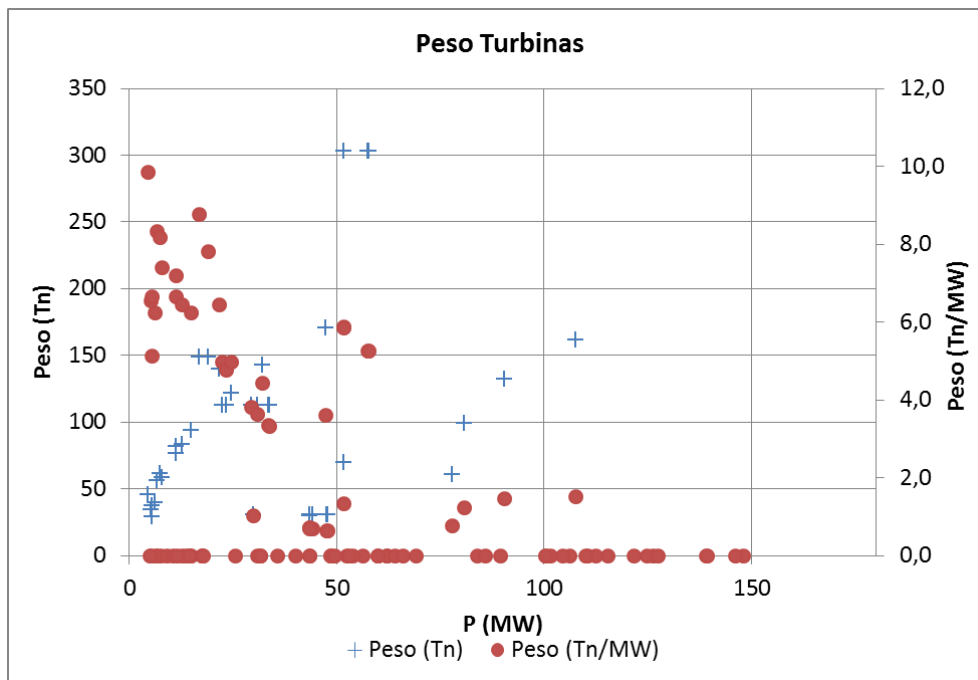


Figura 13. Peso total y específico de turbinas de gas

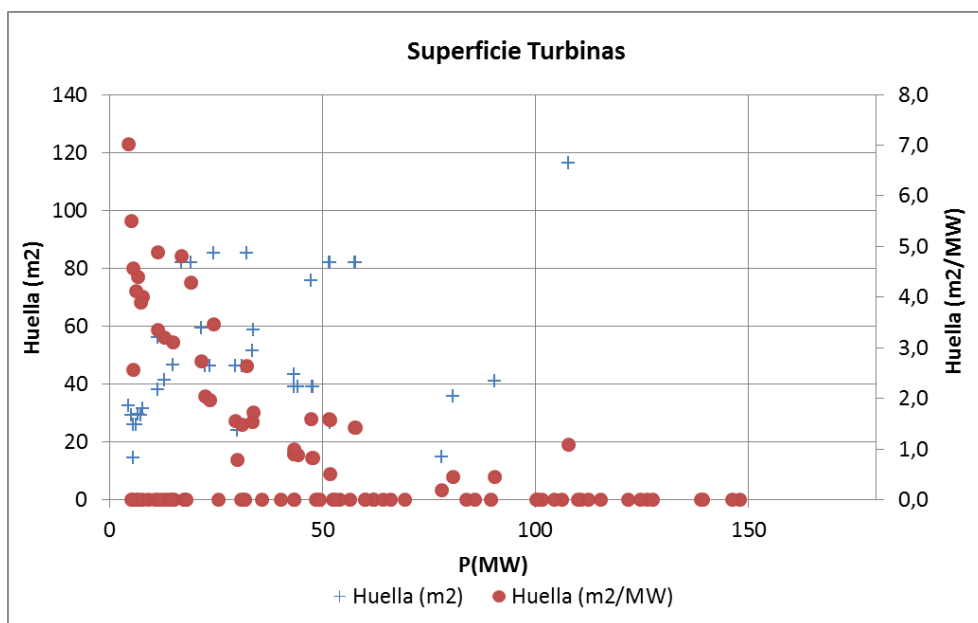


Figura 14. Superficie en planta total y específica de turbinas de gas

Potencia (MW)	Peso específico (Tn/MW)		Huella (m2/MW)	
	Valor medio	Desviación típica	Valor medio	Desviación típica
0-50	3,53	2,96	2,23	1,70
50-150	2,91	1,96	0,91	0,46

Tabla 8. Peso y huella específico de turbinas de gas. Valores medios y desviaciones típicas

### 2.3.4 Contribución solar en turbinas de gas

La contribución solar o solar share (SS) en una planta solar híbrida se define como el porcentaje de la energía total aportada al sistema (generalmente al bloque de potencia) que proviene del campo solar. En el caso de una turbina de gas convencional operando según un ciclo Brayton simple, el aporte de energía térmica está asociado a la combustión del combustible. En el caso de tener un aporte de energía en un receptor solar, el receptor proporciona un salto de temperatura al fluido de trabajo y ocasiona una pérdida de presión de remanso a la salida del compresor. La Figura 15 esquematiza el proceso real de una turbina de gas, sobre el que se ha superpuesto el aporte térmico de origen solar en el receptor.

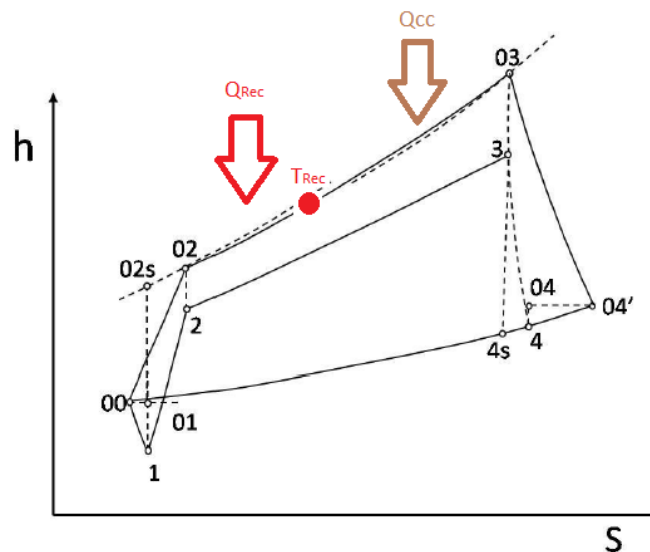


Figura 15. Ciclo termodinámico de las turbinas de gas

Se estima el solar share a partir de la Ecuación 2 y la Ecuación 3, donde los subíndices “a” y “g” corresponden a aire y gases de combustión respectivamente, F es el dosado,  $\eta_c$  es el rendimiento del compresor y  $R_c$  la relación de compresión. Puede concluirse que la contribución solar aumenta a bajas relaciones de compresión (baja temperatura salida de compresor), baja temperatura de entrada a turbina y alta temperatura de salida de receptor.

$$SS = \frac{m_a * Cp_a * (T_{Rec} - T_{02})}{m_a * Cp_a * (T_{Rec} - T_{02}) + m_g * Cp_g * (T_{03} - T_{Rec})}$$

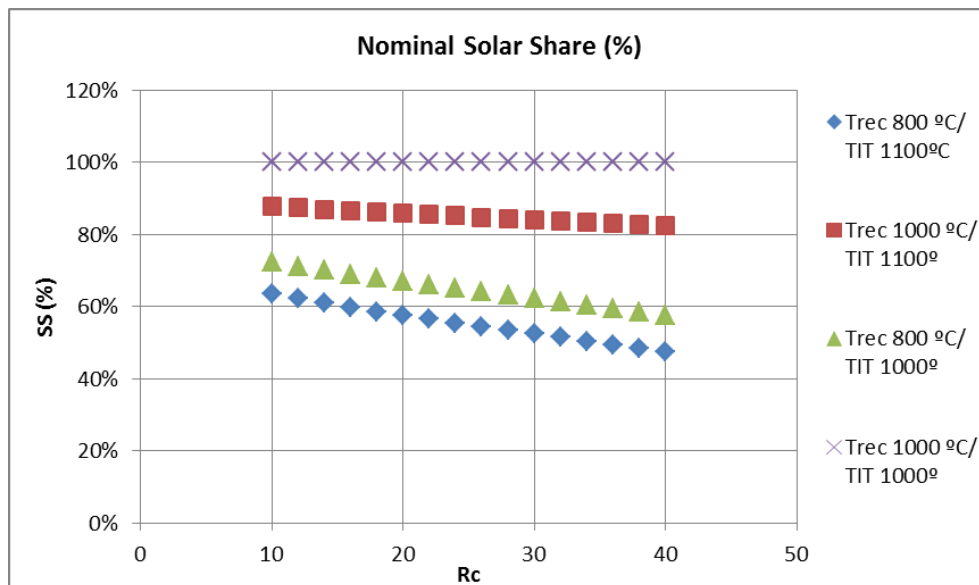
$$\cong \frac{T_{Rec} - T_{02}}{(T_{03} - T_{02}) + F * (T_{03} - T_{Rec})}$$

**Ecuación 2**

$$T_{02} = T_{01} + \frac{(T_{02S} - T_{01})}{\eta_c} = T_{01} + \frac{T_{01}}{\eta_c} * \left[ (R_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

**Ecuación 3**

La Figura 16 muestra la relación de las temperaturas de salida del receptor solar y de entrada a la turbina y la relación de compresión con el solar share de una turbina de gas. Los cálculos están realizados de manera simplificada por lo que los valores son meramente orientativos.



**Figura 16. Solar Share en función de relación de compresión**

### 2.3.5 Conclusiones

Mediante el análisis de ciertos parámetros operacionales de las turbinas de gas comerciales más relevantes, se ponen de manifiesto las tendencias de evolución de rendimiento en función de la potencia, temperatura de entrada a la turbina y relación de compresión. Complementando esta información con cálculos teóricos de contribución solar pueden alcanzarse ciertas conclusiones que se enumeran a continuación:

- Existen efectos contrapuestos para seleccionar el tipo de turbina más idóneo para la aplicación bajo estudio ya que la relación de compresión y la temperatura de entrada a turbina mejoran el rendimiento del motor pero disminuyen el solar share. No obstante, debe destacarse que la contribución solar se ve menos influenciada por la relación de compresión cuando la temperatura de salida del receptor está cercana a la temperatura de entrada a turbina.
- Existe una gran dispersión de valores en la superficie ocupada por una turbina de gas, especialmente en potencias inferiores a 50 MW. Este factor no es decisivo en una tecnología convencional de generación pero puede ser muy importante en el caso de querer ubicar la turbina en una torre solar.
- Los recuperadores de calor (ciclo regenerativo) mejoran el rendimiento pero penalizan el solar share al aumentar la temperatura de salida del compresor (tras el recuperador).
- La refrigeración del aire del compresor tiene efecto positivo tanto en rendimiento como en contribución solar pero aumenta la superficie en planta y el peso del motor.
- Los valores de contribución solar (valor nominal) están entre el 50 y 70 % para temperaturas de salida de receptor de 800 °C, alcanzando valores superiores al 80 % en caso de aumentar esta temperatura hasta los 1000°C. La relación de compresión y la temperatura de entrada de turbina influyen notablemente en este parámetro.

## **2.4 Trabajos previos en integración de receptores de aire en turbinas de gas**

En este apartado se describen los trabajos realizados y publicados anteriormente en el campo de la integración de receptores en turbinas de gas. Se divide el contenido en dos secciones, la primera compuesta por estudios teóricos y la segunda con las experiencias reales en las que hubo un prototipo o proyecto a escala de laboratorio (o pre-comercial) en la que se obtuvieron resultados empíricos.

### **2.4.1 Estudios teóricos**

La integración de receptores solares en turbinas de gas no es un campo novedoso de investigación, ha sido estudiada por diversos autores desde hace décadas. Las publicaciones encontradas analizan distintos aspectos de la tecnología como pueden ser estudios de viabilidad, características de los equipo, etc., de ahí que se haga una clasificación por contenido en este apartado.

#### 2.4.1.1 Configuración de los equipos

La integración de receptores solares en TG puede clasificarse según diferentes criterios que son enumerados a continuación. Estas categorías no son excluyentes, es decir, pueden combinarse entre ellas:

a) Tipos de receptor (fluido caloportador).

La mayor parte de los estudios encontrados así como las experiencias reales publicadas utilizan aire presurizado como fluido en el receptor. Las ventajas principales de este medio son su bajo o nulo impacto ambiental, la ausencia de límite de temperatura, su total disponibilidad y que puede inyectarse directamente en la cámara de combustión sin necesidad de intercambiador de calor al ser el mismo fluido usado por la turbina. Como inconvenientes presenta la baja capacidad térmica y la dificultad de implementar almacenamiento térmico.

No obstante, el aire comprimido no es el único fluido potencialmente válido para esta aplicación. También es posible la integración de centrales de torre de receptores de sales fundidas [118] en las que las sales fundidas a alta temperatura precalientan el aire de entrada a la cámara de combustión mediante un intercambiador de calor aire-sales. La temperatura máxima de las sales está actualmente limitada en torno a los 565 °C por lo que el precalentamiento del aire y como consecuencia la contribución solar están igualmente condicionados por este límite. Otros fluidos alternativos pueden ser partículas sólidas y suspensiones de aire con alto contenido de partículas. Estos medios de transferencia permiten potencialmente el almacenamiento térmico y muy altas temperaturas, si bien el desarrollo de esta tecnología está aún en un estado de madurez bajo tal y como se describe en el capítulo 2.2 de esta tesis. También es posible el uso de CO<sub>2</sub> que sería de aplicación con turbinas supercríticas que utilicen este fluido. No existen (o no son conocidos por el autor) desarrollos de receptores con esta tecnología hasta la fecha. Únicamente se conoce un proyecto lanzado por NREL para el desarrollo de un receptor de esta tecnología pero no ha habido publicaciones ya que el proyecto se encuentra inactivo hasta la fecha [119]. Otros fluidos alternativos como Helio o Argón también han sido evaluados en la literatura [120].

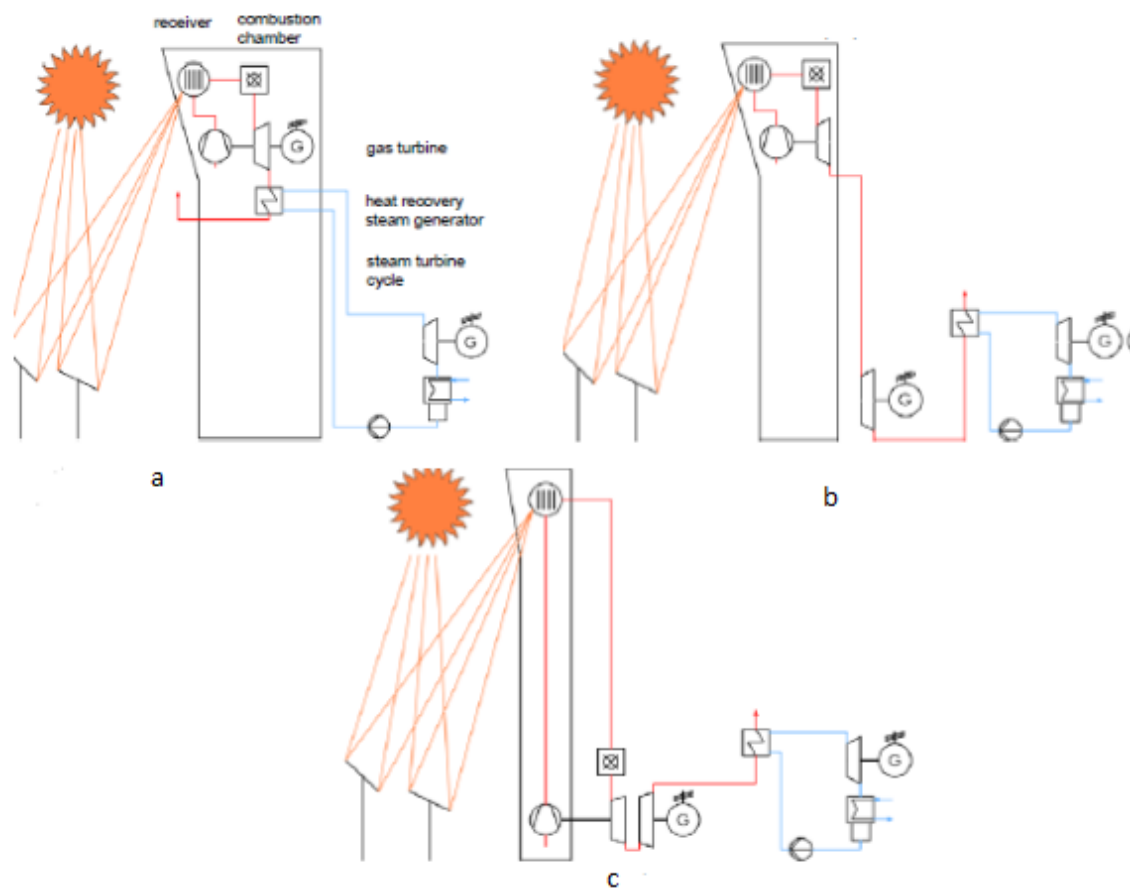
b) Tipo de integración del receptor en la turbina.

El receptor solar puede utilizar el mismo fluido que es inyectado en la cámara de combustión de la turbina (*directly heated*) o bien utilizar un medio independiente (*indirectly heated*). En este segundo caso el fluido solar calienta el aire previamente a la inyección en la cámara de combustión y también puede generar simultáneamente vapor para ser aprovechado en un ciclo Rankine de cola. La comparación entre ambas

alternativas concluye que el rendimiento nominal es mejor en el caso de calentamiento directo pero el aporte anual de energía (ahorro de combustible) es mayor en el segundo caso [121].

c) Localización física de los equipos en la central.

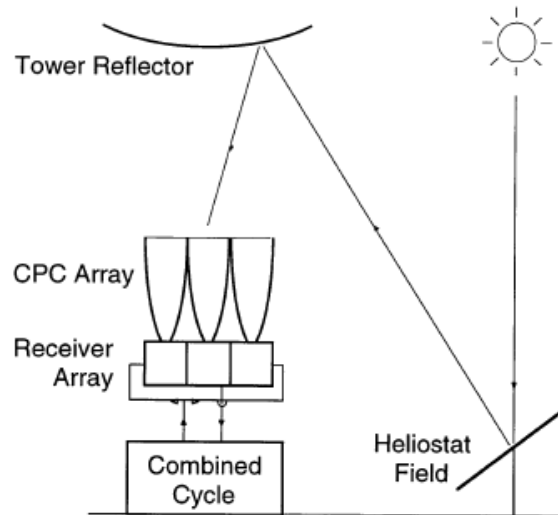
La ubicación de la turbina de gas en la central permite clasificar los proyectos según puede verse gráficamente en la Figura 17; (a) TG en la torre a nivel del receptor solar, (b) partiendo el equipo y ubicando el generador de gas en la torre y la turbina de potencia en suelo (si la configuración de la turbina es en doble eje) (c) TG a nivel de suelo. Estas configuraciones descritas por Stephan Heide [122] se conocen como (concepto registrado) SHCC (Solar Hybrid Combined Cycle).



**Figura 17. Tipos de planta por localización física de los equipos.**

Por otro lado, también ha sido analizada [123] la tecnología “*beam down optical configuration*” basada en colocar un reflector/concentrador en el punto alto de la torre solar y ubicar el receptor a nivel de suelo para solventar de forma alternativa

las dificultades que presenta la operación de una turbina de gas situada en una torre solar. Puede verse el esquema en la Figura 18.



**Figura 18. Configuración "Beam Down Optical Configuration".**

d) Ciclo de potencia

En función del ciclo de potencia de la central es posible definir varias tipologías según la siguiente clasificación: turbina de gas a ciclo abierto simple, turbina de gas a ciclo abierto con intercooler (enfriador de aire en el compresor) y recuperador de calor (precalentador de aire a la cámara de combustión), ciclo combinado con ciclo de vapor (Rankine) en cola y ciclo combinado con ciclo orgánico de Rankine (ORC) en cola. Estas configuraciones han sido analizadas dentro del proyecto Hygate (Hybrid High Solar Share Gas Turbines Systems) formado por el consorcio MAN Diesel & Turbo, German Aerospace Center (DLR), la Universidad de Dresden y VGB Powertech. Un análisis comparativo de los ciclos de cola concluye que el ciclo combinado con ciclo de vapor en cola es mejor opción frente a los ciclos ORC por el nivel de madurez de la tecnología, a pesar de ser ligeramente inferior en prestaciones [124]. También pueden encontrarse curvas paramétricas del rendimiento de turbina de gas a ciclo abierto y con ciclo orgánico de cola dentro de este mismo programa [125].

*2.4.1.2 Estudios de viabilidad y prestaciones*

Las centrales termosolares de torre central con receptores de aire presurizado integrados en turbinas de gas han sido evaluados técnica y económicamente por diversos autores.



Destaca por ejemplo el análisis publicado por Schwarzbözl [126] en el que pone de manifiesto las perspectivas de futuro de la tecnología evaluando técnico económicamente tres turbinas de gas solarizadas (Mercury 50, Heron H1 y GE PGT10) en dos ubicaciones (Sevilla y Dagget, EE.UU.).

Stephan Partzinger realizó su tesis doctoral en la evaluación del coste de energía de esta tecnología proyectando la producción y coste a potencias comerciales mediante el uso de campos solares multitorre [127]. Este estudio utilizaba la turbina Solar Mercury 50 como base en las simulaciones y sirvió como propulsor del posterior proyecto Solugas.

James Spelling desarrolló una herramienta de optimización de planta termosolar de torre con receptor de aire integrado en una turbina de gas [49]. Para ello implementó un modelo teórico mediante Transys que permite obtener producciones anuales y resto de parámetros operacionales. El modelo económico lo incorporó al código de Transys para obtener el modelo técnico-económico que consta de una serie de indicadores utilizados por el algoritmo de optimización. El método de optimización se basa en un algoritmo evolutivo multi-objetivo basado en curvas de Pareto. Adicionalmente, realizó comparativas de plantas a ciclo abierto y ciclo combinado así como la integración de almacenamiento [128][129][130]. La similitud de estos trabajos con en el objetivo de esta tesis hace que se tome como referencia en muchos aspectos. No obstante, como puntos a mejorar están la búsqueda bibliográfica, la metodología seguida y la rigurosidad de los modelos técnicos y económicos descritos por este autor.

#### *2.4.1.3 Turbinas*

En este apartado se resume el estado del arte en relación a turbinas de gas solarizadas, entendiendo por éstas aquellas que han sido modificadas para recibir aporte de energía solar además del convencional (combustible fósil). Entre las principales publicaciones encontradas se abordan dos temas diferenciados; por un lado se describen las modificaciones técnicas necesarias para llevar a cabo la solarización y por otro lado existen modelos de prestaciones para estimar la influencia de la solarización en el funcionamiento de la turbina.

La mayor parte de los estudios realizados o proyectos prototipo hasta la fecha ha considerado turbinas con posibilidad de integrar un recuperador de calor, ya que este tipo de turbinas vienen preparadas para insertar este elemento entre la salida del compresor y la entrada a la cámara de combustión. Por tanto, la integración de un

receptor solar se realiza sin modificaciones físicas relevantes. Entre estas turbinas cabe citar las siguientes:

- Solar Mercury 50.
- MAN THM 1304.
- Heron H1.
- RR WR21.
- Ormat ST3.
- General Electric PGT10.

Desde el punto de vista teórico, debe destacarse el estudio publicado por Roberts [131] que ya en el año 1979 describe las potenciales modificaciones necesarias en un modelo concreto de turbina (Solar Centaur). Concluye que la configuración conveniente es instalar el receptor en paralelo a la cámara de combustión, modificar la cámara de combustión para la nueva entrada del receptor y ampliar el rango de operación describiendo los cambios que sería necesario implementar en el sistema de control.

Debe también destacarse el artículo publicado en el marco del programa Hygate [121] en el que se propone la turbina MAN THM 1304 como potencial candidata para esta aplicación por tres motivos:

- Está provista de una conexión a la salida del compresor y otra antes de la entrada a turbina para integrar un recuperador de calor. Ambas con fácil accesibilidad.
- Es una turbina con montaje en dos ejes que permitiría colocar el generador de gas en la torre y la turbina de potencia en el suelo (según el esquema *c*) mostrado en la Figura 17).
- La temperatura de entrada está en el rango 975-1100°C por lo que es factible un funcionamiento nominal con nulo o escaso consumo de combustible fósil.

Información adicional en relación a modificación de turbinas se exponen en el apartado de experiencias reales.

Uno de los modelos más interesantes sobre prestaciones de turbinas solarizadas ha sido realizado por Barigozzi et al. Estos autores han desarrollado una herramienta de simulación de un campo de heliostatos y receptor de aire (mediante Transys) así como su integración en una turbina de gas de 36 MWe (SGT 750 Siemens) que es simulada mediante herramientas del paquete Thermoflow. La herramienta tiene un código iterativo para simular el funcionamiento fuera de diseño de la TG. Los resultados muestran un descenso de eficiencia del 3% y una caída de potencia del 14% para una temperatura ambiente de 29°C [132].

En otra publicación, los mismos autores analizan la influencia de la solarización de la turbina incluyendo ciclo de vapor en cola comparando las prestaciones de tres turbinas de distinta configuración: (i) Siemens SGT 800 turbina industrial de un solo eje, (ii) Siemens SGT 750 turbina industrial con montaje en doble eje, (iii) GE LM6000PF turbina aeroderivada con la misma configuración. Las conclusiones presentadas revelan que la influencia de la solarización en términos de eficiencia global en el CC es baja en los tres casos, siendo la turbina de un solo eje la que ve menos afectado su comportamiento ya que el compresor se ve ciertamente favorecido al aumentar su relación de compresión [133][134].

La Universidad de Atenas ha publicado en 2016 los resultados de simular la influencia de un receptor de aire sobre cuatro tipo de motores (de distinta tipología) adaptados para funcionamiento solar o diseñados expresamente en el punto de operación solar. Utilizando un entorno de simulación denominado Proosis, los autores concluyen que el comportamiento de los motores adaptados es mejor y que las prestaciones demuestran ahorros de combustible del 35% anual y decrementos de energía generada anual entre el 4 y 9% (respecto al funcionamiento con combustible fósil) según el tipo de motor [135].

También es destacable el análisis de funcionamiento de microturbinas publicado por Aichmayer [136]. En este estudio se muestran las prestaciones estimadas tras la simulación de tres microturbinas con diferentes diseños: (i) ciclo simple no regenerativo, (ii) ciclo simple regenerativo con combustión interna, (iii) ciclo simple regenerativo y combustión externa.

En último lugar, aunque no sea el objetivo de esta tesis, cabe destacar la existencia de las turbinas de gas con inyección de vapor generado por energía solar (conocida como tecnología STIG) ya que es una alternativa que ha sido planteada en diversas publicaciones [137][138][139].

#### **2.4.2 Experiencias reales**

En este capítulo se describen cronológicamente los proyectos en los que se ha desarrollado una planta o ensayo de integración de receptores solares en turbinas de gas a nivel prototipo o a escala pre-comercial.

##### *2.4.2.1 Solgate*

El proyecto Solgate [140] es una referencia para esta tecnología al ser el primer proyecto desarrollado (a nivel prototipo) que incluía todos los componentes de una

planta. Sus objetivos fueron demostrar la viabilidad de la tecnología, probar su funcionamiento en condiciones reales y estimar el potencial de futuras reducciones de costes a escala comercial.

Para cumplir estos objetivos fueron desarrollados y probados tres receptores a distintos niveles de temperatura (detallados anteriormente en el capítulo 2.2.2 de esta tesis) que se integraron en una turbina ORMAT OST3 de 250 kW. Se muestra una imagen de la turbina ensayada montada en el skid (Figura 19). Esta turbina proveniente de un motor de helicóptero fue modificada para tal fin. Los aspectos más relevantes para definir estas modificaciones fueron los siguientes [141]:

- El flujo volumétrico a la entrada de la cámara de combustión es mayor en modo solar.
- Los componentes de la turbina normalmente refrigerados con aire de la entrada a la cámara de combustión recibirán aire a alta temperatura.
- Habrá incrementos rápidos y lentos en la inyección de calor a la cámara de combustión.
- El rango de dosados será muy amplio.
- El volumen muerto de aire entre compresor y cámara de combustión será mucho mayor y con mayor pérdida de carga.

En base a estos puntos, se definieron una serie de cambios tales como reprogramar el sistema de control para mantener un mínimo de energía en la cámara de combustión del 10-15% y modificar el sistema de control de combustible y arranque para mayores constantes de tiempo (mayores tiempos característicos o inercias térmicas) y mayor volumen. Además, dentro de las conclusiones del proyecto se citan las siguientes recomendaciones de diseño del sistema:

- Usar para el diseño de turbinas solarizadas aquellas que tengan dos o tres ejes. Las turbinas de un solo eje alcanzan condiciones de bloqueo con un aumento pequeño de la pérdida de carga compresor-cámara de combustión mientras que las turbinas que tienen montaje en doble eje permiten extender la operación con bajo caudal de aire en el generador de gas.
- Diseñar la tubería de descarga del compresor hacia el receptor recta, lo que sería más sencillo en el caso de que la turbina está diseñada para llevar un recuperador.
- Instalar cámaras de combustión tubulares en los laterales del motor, cuya modificación resulta más fácil.
- Aumentar los conductos de aire de retorno del receptor y entrada a la cámara de combustión.

- En turbinas grandes, aumentar el tamaño de la cámara de combustión estando los quemadores en la parte inicial y la integración del receptor en la parte posterior.
- Colocar un by-pass a la salida del compresor y antes del receptor para derivar flujo a la cámara de combustión y mezclar con la salida del receptor.
- Añadir una válvula de control aguas arriba del receptor para controlar el flujo de aire entre receptor y by-pass.
- Añadir válvula de emergencia a la salida del receptor.
- El material del tubo de llama de la cámara de combustión debe ser apto para alta temperatura.
- El conducto de aire entre cámara de combustión y turbina para refrigeración debe sellarse.
- Deben añadirse tuberías para la refrigeración de los cojinetes de la turbina con aire de salida de compresor.
- Los componentes de la turbina de gas deben diseñarse en el rango completo de operación y no sólo en el punto de diseño.
- El motor de arranque debe estar preparado para el volumen de aire adicional y mayores tiempos de arranque.
- El sistema de control debe adaptarse a las nuevas condiciones de operación y tener en cuenta el modo de operación según la contribución solar.

Otro objetivo del proyecto fue la programación de herramientas de simulación con diferentes configuraciones: (i) turbina ORMAT OST3, (ii) turbina Solar Mercury 50 y (iii) turbina Nuovo Pignone PGT10. Las potencias de las turbinas estaban en el rango 1,4 – 11,1 MW y los resultados se evaluaron para las localizaciones Sevilla y Daggett (EE.UU.).

Según las conclusiones reflejadas en el informe final se alcanzó el objetivo de demostrar satisfactoriamente la integración de los componentes con un comportamiento bueno en general pero con algunas dificultades menores. La operación de los receptores también fue satisfactoria hasta una temperatura de salida de aire en torno a los 960°C. Finalmente, hubo un buen ajuste entre las simulaciones de producción y las mediciones experimentales.



Figura 19. Turbina ORMAT OST3

#### 2.4.2.2 Solugas/Soltrec

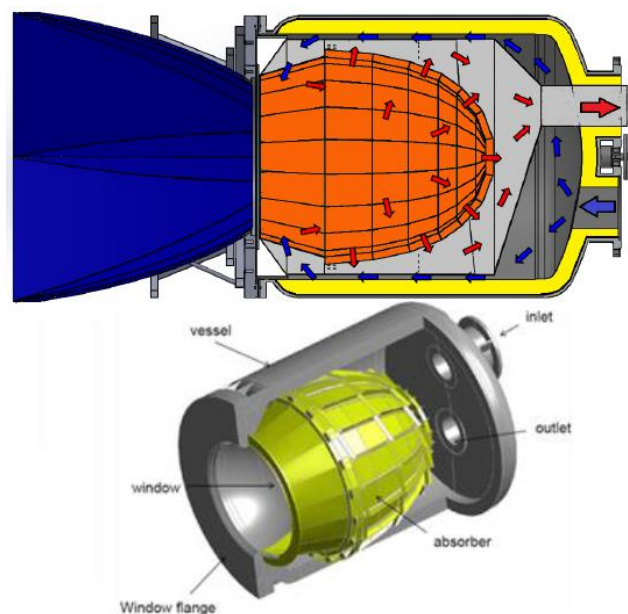
El proyecto Solugas [62] fue desarrollado en consorcio entre Abengoa Solar, DLR, GEA, NEAL y Turbomach. El objetivo del proyecto era diseñar, construir y operar una central termosolar de torre con receptor de aire integrado en una turbina Solar Mercury 50 (en fase pre-comercial). El campo solar estaba formado por 69 heliostatos de 121 m<sup>2</sup> y la torre tenía una altura aproximada de 85 metros. Las instalaciones fueron construidas por Abengoa en el complejo Solúcar, situado en Sevilla. El receptor, diseñado por DLR y fabricado por GEA tenía como parámetros de diseño una temperatura de salida de 800°C y un rendimiento del 80%. Fue instalado con una inclinación de 35° respecto de la vertical y a una altura aproximada de 65 metros en su centro de apertura. La turbina de potencia 4,6 MWe fue modificada físicamente para eliminar el recuperador de calor, adaptar las conexiones y la cámara de combustión para integrar el receptor. Adicionalmente, el sistema de control tuvo que adaptarse a las condiciones de operación híbrida solar-combustible para conseguir un funcionamiento estable. El proyecto estuvo operando satisfactoriamente en 2012 logrando los objetivos de demostrar la viabilidad de la tecnología a escala pre-comercial [61].

En la Figura 20 se muestra el campo solar en operación y el receptor en su posición de funcionamiento antes de instalarse el aislamiento térmico.



**Figura 20. Imágenes Proyecto Solugas**

En una fase posterior a Solugas y como continuación de este proyecto fue instalado el receptor Soltrec [58]. Este receptor fue diseñado para una temperatura de salida de 1000°C que se obtenía tras su precalentamiento en el receptor Solugas, es decir, tenían una conexión en serie para lograr su objetivo de temperatura de salida. No se han publicado resultados de las pruebas hasta la fecha. En la Figura 21 pueden verse su diseño interno y principales componentes.



**Figura 21. Receptor Soltrec**

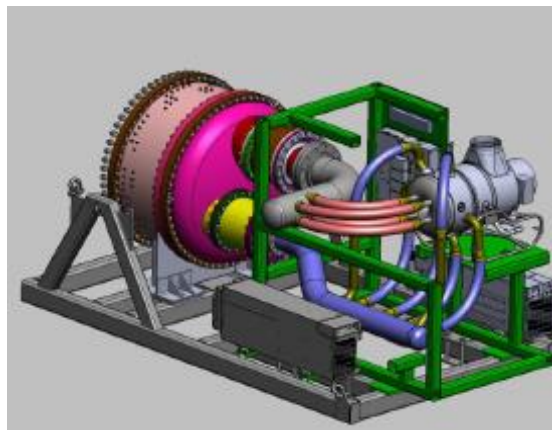
#### 2.4.2.3 PEGASE:

El proyecto PEGASE (*Production of Electricity with GAs turbine and Solar Energy*) es un ambicioso programa de desarrollo y pruebas de una planta de torre con receptor de aire presurizado incluyendo su integración en una turbina de gas de 2 MWe en la torre solar Themis (situada en los pirineos franceses) [142]. El proyecto está aún en fase de construcción por lo que no hay datos empíricos publicados.

La información revelada son únicamente estudios teóricos con simulaciones del funcionamiento previsto de la futura central con y sin almacenamiento térmico [143][144]. Estiman las mejoras que aporta el almacenamiento en contribución solar y destacan la estabilidad que proporciona el almacenamiento en la temperatura de entrada a la cámara de combustión. En el apartado 2.2.2 de esta tesis puede encontrarse más información del desarrollo y pruebas del receptor.

#### 2.4.2.4 Microturbina Capstone

La compañía Capstone Turbine Corp. ha diseñado y fabricado una microturbina de 65 kW con un receptor de aire integrado (Figura 22). El equipo fue ensayado en condiciones reales de operación (incluyendo campo de heliostatos). El receptor alcanzó los 860°C y un rendimiento cercano al 90 % aunque la potencia no llegó a cubrir las expectativas debido a un problema de fugas en el motor [145].



**Figura 22. Microturbina Capstone**

#### 2.4.2.5 AORA

La compañía AORA Green Energy Local Power es fruto de la cooperación entre E.D.I.G. Industries y el Instituto Weizmann de Israel. Han desarrollado un producto integrado formado por una microturbina de gas de 100 kW eléctricos y posibilidad de 165 kWt adicionales de agua caliente (Turbec T100), torre solar y campo de



heliostatos. Tienen dos instalaciones prototipo en Israel y Almería [146]. No se han localizado publicaciones con detalles técnicos ni prestaciones del sistema.



**Figura 23. Proyecto AORA Israel.**

#### *2.4.2.6 Helio 100*

El proyecto Helio 100, fruto de un desarrollo por parte de la Universidad de Stellenbosch (Sudáfrica), consiste en una central de torre con receptor de aire integrado en turbina de gas de 100 kW con un campo solar formado por heliostatos de tamaño reducido. Los objetivos perseguidos son la reducción de costes y facilidad en el montaje así como un bajo impacto ambiental y escasos requisitos respecto a la localización. La información del sistema publicada no revela detalles técnicos ni prestaciones [147].

#### *2.4.2.7 Wilson Solar Power: 247 Solar Plants*

La compañía americana Wilson Solar Power [148] comercializa plantas de torre de receptor central de aire presurizado integrado en microturbinas de potencia en el rango 400 kW - 1 MW. Las centrales incluyen un sistema de almacenamiento térmico

en partículas cerámicas que permiten el funcionamiento 24 horas. La información técnica encontrada es muy limitada, únicamente las descripciones generales de los sistemas. No existen referencias a proyectos piloto ni se cuenta con resultados de funcionamiento o prestaciones. El producto está orientado para su instalación aislada alimentando industrias o poblaciones, aunque también podrían diseñarse centrales de mayor potencia mediante múltiples plantas de menor potencia.

### **2.4.3 Conclusiones**

La tecnología de receptor solar de aire presurizado integrado en turbinas de gas ha sido ampliamente estudiada hasta la fecha, existiendo multitud de estudios y simulaciones. Así, en los últimos años se han construido y operado varios proyectos prototipo y pre-comerciales que han demostrado la viabilidad técnica de la tecnología. En estos proyectos se han operado turbinas aeroderivadas con recuperador de calor por las facilidades que implica la integración del receptor en este tipo de turbinas.

Adicionalmente, existen varias empresas o consorcios que comercializan plantas termosolares con esta tecnología para potencias bajas (<1 MW). Desafortunadamente se cuenta con pocos datos técnicos y de prestaciones de estos productos. No obstante, bajo el juicio del autor, los estudios carecen de un rigor equilibrado entre la parte técnica y la parte económica, requiriendo profundizar en algunos aspectos:

- Desde un punto de vista tecnológico, existen puntos débiles o inmaduros por desarrollar en la parte técnica para dar el salto tecnológico a escala comercial
- Respecto a la parte económica, es necesario un análisis más profundo para juzgar la viabilidad de la tecnología.

## **2.5 Evaluaciones económicas en plantas termosolares**

El objetivo buscado en este apartado es resumir la información encontrada y desarrollada previamente de cara a la evaluación económica de proyectos termosolares. Para realizar la evaluación económica de proyectos se requiere por un lado las medidas o variables económicas financieras que permitan comparar proyectos entre sí y por otro lado se requiere la información económica tanto en términos de costes como en términos financieros para poder realizar el cálculo de estas variables. Ambos aspectos se tratan independientemente a continuación.

### 2.5.1 Medidas de evaluación económica de proyectos

Existen multitud de métodos para la evaluación de proyectos o inversiones. En la mayor parte de las publicaciones científicas, la evaluación económica de proyectos de producción de potencia - y en el caso que nos aplica de centrales termosolares - se realiza mediante cálculos de coste de energía a largo plazo (LCOE), cabiendo citar como ejemplos a Wagner [149] o Ávila-Marín [150] que hacen estudios detallados de viabilidad en centrales termosolares.

El presente apartado se divide en dos secciones, en la primera se exponen algunas metodologías de cálculo de coste de electricidad según diversas fuentes y posteriormente se describen otras variables económicas para la evaluación de proyectos.

#### 2.5.1.1 Cálculo de LCOE

El coste nivelado de electricidad *Levelized Cost of Electricity* (LCOE) se define como el coste de propiedad y uso de un activo, actualizado a lo largo de la vida del proyecto convertido en unidades equivalentes de coste de generación. Se calcula como el ratio entre la totalidad de costes (capital y costes de operación) y la electricidad generada a lo largo de la vida del proyecto, ambos en valores presentes o actualizados. Es una herramienta que simula un mercado regulado de electricidad con tarifa constante garantizada. No tiene en cuenta los costes de transmisión y distribución ni tampoco el impacto sobre la red eléctrica en conjunto. La Ecuación 4 presenta la definición más extendida de este concepto.

$$LCOE = \frac{\sum_{t=1}^n \frac{I_t + M_t + F_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{E_t}{(1+r)^t}}$$

**Ecuación 4**

Donde “*I*” representa la inversión anual, “*M*” son los costes de operación y mantenimiento, “*F*” el coste de combustible, “*E*” la energía generada, “*r*” es la tasa de descuento y “*n*” la duración total del proyecto.

La Ecuación 4 es una fórmula bastante generalizada pero no única. Como se verá a continuación existen variantes a esta formulación. Por otro lado y de modo no menos importante, su aplicación permite cierto grado de libertad ya que sus variables no quedan unívocamente definidas. Según las fuentes consultadas pueden encontrarse diferencias que inevitablemente modifican los resultados finales y pueden conllevar

comparaciones erróneas. Se enumeran a continuación algunas particularidades encontradas:

1. Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems [158] aplica la inversión inicial sin actualización temporal, es decir asume que se realiza en el año 0 según la Ecuación 5.

$$LCOE = \frac{I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{M_t + F_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{E_t}{(1+r)^t}}$$

Ecuación 5

2. La Agencia Internacional de la Energía (IEA) [114] y otras fuentes [157] incluyen los costes de emisiones de CO<sub>2</sub>.
3. Los costes de desmantelamiento son considerados en algunas metodologías [157]. En otras estos costes se incluyen como valor residual, es decir, tiene un tratamiento numérico similar pero asumiendo que es un coste negativo [116]. En la Ecuación 5 se presenta esta consideración.
4. La tasa de descuento aplicada en algunos casos es un valor constante, mientras que en otros casos se usa el coste medio ponderado de capital (*Weighted Average Capital Cost* o *WACC*) cuya definición se muestra con la Ecuación 6. En esta fórmula “DT” es la deuda total de la cual “Eq” corresponde al *equity* y “DF” sería la cantidad financiada de la deuda total. “TI” es el tanto por uno de impuestos y “r” es el coste (de deuda financiada o *equity*).

$$WACC = \frac{Eq}{DT} * r_{eq} + \frac{DF}{DT} * r_{DF} * (1 - T_I)$$

Ecuación 6

5. La definición de *WACC* presentada no es única, pudiendo calcularse en términos reales o nominales (incluyendo o no la inflación en el coste de capital) [115].
6. El escalado temporal o inflación es incluida en algunos modelos de cálculo tanto en costes como en la generación eléctrica [115]. El resultado es similar a no aplicar esta corrección y carece de sentido técnico-económico.
7. También se propone contemplar la amortización de los bienes de modo que la inversión quede reducida
8. La inclusión de los tipos impositivos se considera en algunas fuentes afectando a la amortización y a los costes operativos.

9. La producción eléctrica es un parámetro parcialmente indefinido según la Ecuación 4; por ejemplo, no se define explícitamente si considerar una producción bruta o neta de la central y tampoco se menciona la consideración de la degradación de los equipos.

Las particularidades enumeradas en los puntos 6 -8 se recogen en la Ecuación 7 [116].

$$LCOE = \frac{I - \sum_{t=1}^n \frac{A_t}{(1+r)^t} * TI + \sum_{t=1}^n \frac{M_t}{(1+r)^t} * (1 - TI) - \frac{V_R}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{E_t * (1 - Deg)^t}{(1+r)^t}}$$

**Ecuación 7**

Donde “I” representa la inversión inicial, “M” son los costes de operación y mantenimiento anuales, “F” el coste de combustible, “E” la energía generada, “r” es la tasa de descuento, “V<sub>R</sub>” es el valor residual, “TI” la tasa impositiva, “Deg” la degradación anual de los equipos y “n” la duración total del proyecto.

Finalmente, Feretic [117] presenta una variante a la Ecuación 4 de LCOE dividiendo la vida útil del proyecto antes y después del pago de la deuda.

### 2.5.1.2 Otras medidas de evaluación de proyectos [151] [152] [153].

1. Valor actualizado neto VAN (*Net Present Value NPV*). El valor actualizado neto se define como el sumatorio de los *cash flow* de proyecto (beneficios menos costes) actualizados al año base mediante la tasa de descuento aplicable. Se recomienda para evaluar inversiones y decisiones excluyentes. Evalúa el tamaño de la inversión y es recomendable como medida secundaria tras la validación de otra medida económica previa. Es posible encontrar este concepto como Método del valor presente (*Present worth evaluation*).
2. Método del coste anual (*Annualized value AV*). El coste anual (*annual cost*) se define como la cantidad de dinero necesaria al final de cada año para amortizar la inversión a una tasa de descuento en un cierto número de años. Es una medida útil para valorar en ciclos anuales, usada normalmente cuando las pérdidas/beneficios, impuestos, costes, etc. se declaran en esta unidad temporal. El factor de anualidad es el valor presente de todos los valores anuales de las tasas de descuento en el periodo. La inversa de su valor se

- conoce como *Capital Rrecovery Ffactor*” (*CRF*). Estas variables puede incorporarse a la definición de *LCOE* presentada anteriormente y es compatible a ella.
3. Coste total del ciclo de vida (*Total Life Cycle Ccost TLCC*). Este parámetro se define como el total de costes incurridos (actualizados al año base) por la propiedad de un activo en su vida útil o en el periodo de interés del inversor. No es una medida recomendada para la aceptación o rechazo de proyectos ya que no proporciona una referencia de qué costes son aceptables o no, además no es indicativo del beneficio ni retorno de la inversión. Es un parámetro adecuado para clasificar u ordenar proyectos.
  4. Requerimientos de ingresos (*Revenue Requirements RR*). Esta medida representa el montante económico total de ingresos que se requieren para cubrir los costes totales (con impuestos) de un determinado proyecto. Su valor coincide con el parámetro *TLCC* si no se consideran las tasas impositivas.
  5. Tasa interna de retorno *TIR* (*Internal Rate of Return IRR*). Se define esta tasa como el valor de tasa de descuento que hace cero el valor actualizado neto en un proyecto; es decir, la tasa de descuento que anula el sumatorio de flujos de caja actualizados de una inversión. Se utiliza habitualmente para la aceptación o rechazo de proyectos a pesar de que no tiene en cuenta el tamaño de la inversión. Este parámetro asume la reinversión del retorno a una tasa de descuento igual a la *TIR*. Esto es conceptualmente erróneo ya que debería hacerse al coste de oportunidad.
  6. Tasa interna de retorno modificada *TIRM* (*Modified Internal Rate of Return MIRR*). Es una variante de la *TIR* en la que se asume que las reinversiones dentro del periodo de análisis se hacen a la tasa de descuento correspondiente mientras que las actualizaciones al valor presente se hacen con la tasa de cálculo. Es un parámetro recomendado para clasificar u ordenar proyectos aunque al igual que la *TIR* no considera el tamaño de la inversión.
  7. Periodo de retorno simple (*Simple Payback Period SPB*). Este parámetro determina el número de años necesarios para recuperar la inversión (utilizando valores nominales no actualizados). Es una medida apropiada para evaluar riesgos ya que permite una estimación rápida del tiempo en el que la inversión está en riesgo. No tiene en cuenta el tamaño del proyecto ni es recomendable para ordenar los proyectos. Tampoco tiene en consideración la reinversión tras el periodo de retorno.
  8. Periodo de retorno actualizado (*Discounted Payback Period DPB*). Es una variante de la medida anterior pero teniendo en consideración el valor temporal del dinero (actualizando los costes a valores presentes).

Adicionalmente a estos parámetros es habitual en la evaluación de inversiones el uso de ratios económicos. Se definen a continuación algunos ejemplos.

1. Ratio beneficio / coste (*Benefit to cost ratio B/C*). Es una medida de cuánto exceden los beneficios a los costes asociados a un proyecto y actualizados al año base. Es un término también es conocido como “Retorno de la inversión” (*ROI*) definido como el beneficio neto frente a la inversión realizada.
2. Ratio ahorro / inversión (*Saving to investment ratio S/I*). Es una variante del ratio anterior que considera en el denominador únicamente las inversiones y el resto de costes los considera como reducciones de coste o ahorros en el numerador.
3. Ratio Van / (Inversión más deuda). Este ratio mide la rentabilidad en relación con el capital y deuda asumidos. Es un indicador de eficiencia que permite comparar proyectos con distinto volumen de inversión.

### **2.5.2 Costes de plantas termosolares**

El objetivo del siguiente apartado es resumir algunos costes publicados de los diferentes componentes que forman las plantas termosolares de receptor central. El objetivo no es conseguir un estudio exhaustivo de todas las publicaciones ya que sería un trabajo excesivamente laborioso que no tendría una justificación clara. Con esta recopilación del estado del arte se pretende tener una idea clara de cómo se han tratado el tema de evaluación de los costes en publicaciones previas, los órdenes de magnitud presentados y las diferencias que aparecen entre ellos. También se incluyen datos de costes de energía de los últimos proyectos de torre a nivel internacional.

El alcance de la búsqueda incluye costes de inversión así como de operación y mantenimiento (O&M). La localización en la que se incurre el coste y la fecha de origen del mismo se indican en los casos en que ha sido posible.

Las fuentes de información que se han localizado han sido por un lado artículos científicos y por otro lado informes económicos de instituciones públicas o privadas que contienen datos de valoración de proyectos e información proveniente de documentación interna de Abengoa.

1. Costes de energía del proyecto NOOR III (Marruecos) licitado en el año 2015 (inicio de construcción en 2016). El proyecto requería la construcción de una torre de sales fundidas de máximo 150 MW con 7,5 horas de almacenamiento. Datos de oferta presentadas por los principales competidores en Tabla 9.

Abengoa (\$/MWh)	Acwa (\$/MWh)	EDF (\$/MWh)	GDF (\$/MWh)
166,73	169,19	169,98	235,64

**Tabla 9. Costes de energía del proyecto NOOR III (Maruuecos).**

2. Costes de energía de proyectos en Sudáfrica:
  - Khi Solar One (Abengoa): 278 \$/MWh. Torre de vapor sobrecalentado de 50MW y 2,5 horas de almacenamiento. Proyecto en operación comercial desde final de 2015.
  - Redstone (Acwa): 144 \$/MWh. Torre de sales fundidas de 100 MW y 12 horas de almacenamiento. Proyecto en fase de desarrollo.
3. Costes de energía en las licitaciones de Chile en el año 2016.
  - La empresa Solar Reserve presentó un proyecto de torre de sales fundidas de 240 MW y 14 horas de almacenamiento a un precio de energía de 63 \$/MWh.
4. Costes de energía en las licitaciones de Dubai en el año 2017.
 

El proyecto requería la construcción de 3 torres de sales fundidas de máximo 110 MW (cada una) sin definir las horas de almacenamiento con la restricción de no pagar la producción entre las 16 y 22 horas del día.

  - La empresa Acwa se adjudicó el proyecto con una tarifa entre 95 y 100 \$/MWh. Posteriormente (agosto 2017) renegoció las condiciones del proyecto transformando los tres proyectos de torre en 3 proyectos de colector cilindro parabólico de 200 MW (cada uno) con 12 horas de almacenamiento y una torre de sales igual a la original. La tarifa combinada de los 4 proyectos se redujo hasta 76 \$/MWh.
5. International Renewable Energy Agency (IRENA). La agencia internacional de energía renovable, IRENA, publica periódicamente un informe con valoraciones de plantas de generación eléctrica renovable. En el informe de 2012 [155] indica las siguientes valoraciones utilizando costes en dólares año 2011 y localización en USA. Los costes corresponden a plantas termosolares de torre:
  - Coste de capital: 6430-10740 \$/kW
  - Coste variable de O&M: 3 c\$/kWh
  - LCOE 2015: 175-275 \$/MWh
6. Electric Power Research Institute (EPRI): el instituto EPRI (Electric Power Research Institute) revela costes de capital y costes de energía eléctrica a futuro en su informe de 2012 [156]. Los costes los evalúa en USA en el año 2011 y corresponden a plantas termosolares sin especificar la tecnología. Se destaca que para el cálculo de coste de energía a largo plazo no se realiza actualización de costes sino que se utiliza como tasa de descuento el coste



- ponderado de capital (WACC) al 5%, una deuda a 30 años y un periodo de construcción de 2 años.
- Coste de capital 2015: 4050-7550 \$/kW
  - Coste de capital 2025: 3675-6750 \$/kW
  - LCOE en el año 2015: 159-180 \$/MWh
  - LCOE en el año 2025: 144-167 \$/MWh
7. Bureau of Resources and Energy Economics (BREE): El organismo australiano “Bureau of Resources and Energy Economics (BREE)” publica los siguientes costes [157]. Destacar que estima la vida de las centrales en 40 años.
- Coste de Capital en plantas de torre sin almacenamiento: 5900 A\$/kW
  - Coste de Capital en plantas torre con 15 horas almacenamiento: 8308 A\$/kW
  - Coste fijo O&M: 60 A\$/kW\*año
  - Coste variable O&M: 1.5 cA\$/kWh
8. Fraunhofer Institute for Solar Energy (FISE): el instituto Fraunhofer [158] estima una proyección de costes de energía eléctrica hasta el 2030 para centrales de colector cilindro-parabólico, por lo que no se incluyen en la tabla resumen. Únicamente se incluyen a título informativo para notar que a pesar de ser un centro de referencia en investigación sigue sin incluir la tecnología de torre. Este hecho delata la falta de datos y la inmadurez de esta tecnología en este aspecto.
- LCOE 2013: 140-195 \$/MWh
  - LCOE 2030: 90-115 \$/MWh
9. California Energy Commission (CEC): la Comisión de energía de California expuso en 2013 una proyección de costes de capital para los años 2010-2030 para plantas de torre con almacenamiento, con base de costes en dólares 2011 y con ubicación en USA [159]:
- Coste de capital 2010: 7000-8000 \$/kW
  - Coste de capital 2030: 2000-6000 \$/kW
10. U.S. Energy Information Administration (EIA): otro organismo americano de energía (EIA) publicó en el mismo año los siguientes costes de capital y O&M, utilizando costes ubicados en USA y en el año 2012 [160]. No especifican ninguna tecnología termosolar en concreto.
- Coste de capital 5067 \$/kW
  - Coste fijo O&M: 67 \$/kW\*año
11. World Energy Council UK (Bloomberg): el organismo británico World Energy Council publicó en 2013 las estimaciones de costes de capital, O&M y LCOE que se muestran a continuación [161]:
- Central de torre sin almacenamiento:

- Coste de capital: 4080-6120 \$/kW
  - Coste fijo O&M: 64-68 \$/kW\*año
  - LCOE: estiman el rango 167-399 \$/MWh con valor promedio de 190 \$/MWh.
  - Central de torre con 6 horas almacenamiento:
    - Coste de capital: 6000-8660 \$/kW
    - Coste fijo O&M: 70-117 \$/kW\*año
    - LCOE: estiman el rango 105-317 \$/MWh con valor promedio de 130-140 \$/MWh.
12. Energy and Environmental Economics, Inc.: otra publicación [162] se basa en fuentes bibliográficas anteriores para dar una recomendación de coste de capital y O&M para el año 2013 en USA.
- Central de torre sin almacenamiento:
    - Coste de capital 5500 \$/kW
    - Coste fijo O&M: 60 \$/kW\*año
  - Central de torre con 3 horas almacenamiento:
    - Coste de capital 8000 \$/kW
    - Coste fijo O&M: 60 \$/kW\*año

La misma fuente presentan también una proyección de la potencial reducción de costes en las próximas décadas:

- Central de torre sin almacenamiento 2013-2035: 5500-4000 \$/kW.
  - Central de torre con 6 horas almacenamiento 2013-2035: 8000-6000 \$/kW.
13. International Energy Agency (IEA): en el caso de la Agencia Internacional de la Energía, los costes se revelan en el Technology Roadmap [163] anual sin que se especifique el tipo de tecnología termosolar ni los parámetros y metodología de cálculo del LCOE.
- Coste de Capital CSP sin almacenamiento: 2000-4000 \$/kW
  - Coste de Capital CSP con almacenamiento: 3500-7000 \$/kW
  - LCOE 2015: 146-213 \$/MWh
  - LCOE 2050: 64-94 \$/MWh
14. Sunshot: Los datos más actualizados de Sunshot a fecha 2015 [164] presentan una estimación de costes basada en los datos de las plantas construidas en USA hasta el año 2013 con el siguiente resultado para tecnología de torre (sin indicar información sobre existencia de almacenamiento):
- Coste de capital 6010 \$/kW
  - Coste fijo O&M: 40-50 \$/kW\*año

Esta fuente incluye adicionalmente una estimación de LCOE en el rango de 125-175 \$/MWh, si bien no se indica a qué tecnología CSP corresponde.

15. LAZARD: las estimaciones del grupo Lazard en el año 2015 para centrales de torre con almacenamiento se resumen a continuación [165]. El cálculo de energía usa como hipótesis 3 años de período de construcción, 35 años de duración del préstamo, porcentajes deuda a largo plazo del 60% (al 8% de coste de capital) y de *equity* del 40% (al 12% de coste tipo de interés).

- Coste de capital: 10000-10300 \$/kW
- Coste fijo O&M: 80-115 67 \$/kW\*año
- LCOE 2015: 119-181 \$/MWh

16. National Renewable Energy Laboratories (NREL): esta institución ha publicado multitud de referencias en las que se incluyen estimaciones de costes de centrales termosolares de torre. A continuación se resumen los datos más relevantes y su origen.

- Cost and performance data for power generation technologies 2012. [166]: se presentan costes de capital, O&M en el año 2015 (Southwest Usa) y proyección de la evolución de los costes hasta el 2050.
  - CCP sin almacenamiento:
    - Coste de capital 4720 \$/kW
    - Coste fijo O&M: 50 \$/kW\*año
  - CCP con 6 horas almacenamiento:
    - Coste de capital 6800 \$/kW
    - Coste fijo O&M: 50 \$/kW\*año
  - Plantas de torre con 6 horas almacenamiento:
    - Coste de capital 7040 \$/kW según el siguiente desglose:

	Año 2010
Heliostatos (\$/kW)	2700
Receptor (\$/kW)	680
Torre (\$/kW)	170
Bloque potencia (\$/kW)	950
Almacenamiento (\$/kW)	420
Indirectos y otros	2120
<b>Total (\$/kW)</b>	<b>7040</b>

**Tabla 10. Desglose coste de capital en plantas de torre con almacenamiento. NREL**

- Evolución de coste de capital desde 7040 \$/kW (año 2010) hasta 4749 \$/kW (año 2050) según el siguiente desglose:

	Año 2010	Año 2050
Heliostatos (\$/m <sup>2</sup> )	235	155
Receptor (\$/m <sup>2</sup> ap)	80000	50000
Torre (\$/m <sup>2</sup> ap)	0,01298	0,01298
Bloque potencia (\$/kW)	950	875
Almacenamiento (\$/kWh)	30	18
Total (\$/kW)	7040	4749

Tabla 11. Evolución de coste de capital en plantas de torre con almacenamiento. NREL

- Current and Future Costs for Parabolic Trough and Power Tower Systems in the US Market 2010. [167]: esta publicación presenta un desglose y proyección de costes hasta 2015 en USA, Tabla 12. Nótese que la columna del año 2015 de esta tabla considera 6 horas de almacenamiento mientras que las otras consideran 12 horas, de ahí se justifica la tendencia del coste de capital.

	Año 2015	Año 2020	Año 2025
Heliostatos (\$/m <sup>2</sup> )	200	143	120
Receptor (\$/kWt)	200	200	170
Torre (\$/kWt)	30	20	20
Bloque potencia (\$/kW)	1140	1140	975
Almacenamiento (\$/kWh)	30	20	20
Total (\$/kW)	6300	7300	5900
LCOE (\$/MWh)	137	109	94

Tabla 12. Evolución coste de capital y LCOE en plantas de torre con almacenamiento. NREL

- Kolb et al. [168]

	2010	Long Term goal
Heliostatos (\$/m <sup>2</sup> )	200	120
Receptor (\$/kWt)	200	170
Bloque potencia (\$/kW)	1000	800
Almacenamiento (\$/kWh)	30	20
Generación vapor (\$/kW)	280-350	250
O&M (\$/kWyear)	65	50

Tabla 13. Evolución del coste de capital y O&M en plantas de torre con almacenamiento. NREL

- Molten Salt Power Tower Cost Model for the SAM 2013. [169]: en esta publicación muestran una comparativa entre el informe anterior, una valoración contratada al grupo Worley Parsons y los costes que utiliza el programa de simulación SAM.

	Worley Parsons	SAM (2012)
Heliostatos (\$/m2)	N/A	180
Site Improvement (\$/m2)	20	15
Receptor (\$/kWt)	142	173
Bloque potencia (\$/kW)	1000	1200
Almacenamiento (\$/kWh)	35,5	27
Generación vapor (\$/kW)	365	350
O&M (\$/kWyear)	N/A	65
O&M (\$/MWh)	N/A	4

Tabla 14. Desglose coste de capital y O&M en plantas de torre con almacenamiento. SAM y Worley Parsons

De este informe se destaca también la estimación de coste de torre solar en función de la altura (H), Figura 24:

$$C(\$) = 1835,7 * H(m)^2 - 285868 * H(m) + 3 * 10^7$$

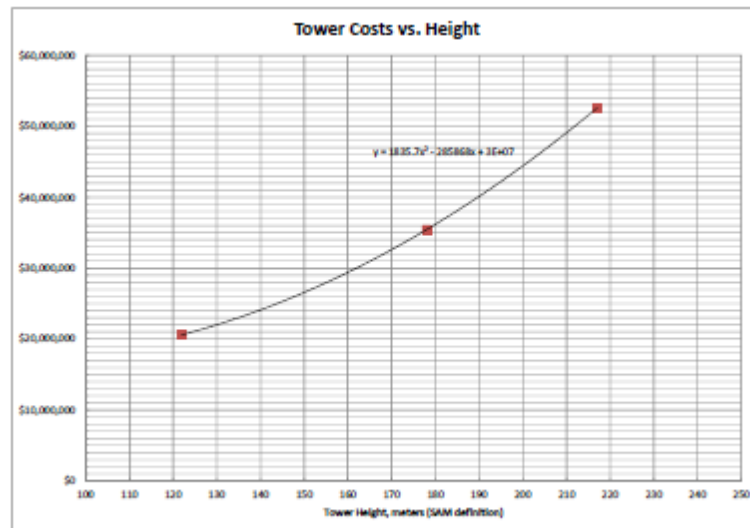


Figura 24. Coste de torre solar vs altura. Worley Parsons

17. Sandia: el centro de investigación Sandia en varias publicaciones [170], [171] presenta un desglose de costes de componentes en heliostatos con un resultado de 164 \$/m2. Estiman los costes O&M de torre de sales 100 MW en el rango 1.2-1.7 c\$/kWh.

18. Proyecto Solgate: dentro de las publicaciones encontradas, son de especial interés para este trabajo los costes publicados durante el proyecto Solgate, basado igualmente en centrales de torre con receptor de aire presurizado [57]. Los costes proporcionados para los tres tipos de receptores probados durante el proyecto, así como la correlación entre potencia térmica de los receptores y superficie de apertura son:

- Temperatura de salida 600°C: 16.000 €/m<sup>2</sup>
- Temperatura de salida 800°C: 33.000 €/m<sup>2</sup>
- Temperatura de salida 1000°C: 37.500 €/m<sup>2</sup>

En los informes económicos anteriores se ha observado que normalmente se presentan ratios de costes por potencia de planta y proyecciones de costes futuros, no existiendo desglose ni justificación de los datos en la mayor parte de los casos.

En los artículos científicos, las estimaciones de costes se realizan con escaso rigor, habitualmente basándose en información previa, normalmente desactualizada, y con un desglose insuficiente para dar un nivel de exactitud aceptable en una evaluación de inversión.

Destaca el caso de los costes de operación y mantenimiento (O&M). Estos aparecen en ocasiones como variables (en función de la generación), en otras ocasiones como fijos (en función de la potencia instalada) o como una combinación de ambos. Esta variabilidad hace difícil hacer comparativas entre ellas.

Finalmente, se destaca que en la mayor parte de los casos el cálculo de los costes de energía a lo largo de la vida de la central (LCOE) se realiza con hipótesis distintas (vida útil del proyecto, tasa de descuento, etc.) y sin detallar la metodología seguida. Esto conlleva que los resultados no sean comparables de un modo inmediato, o que su comparación no sea totalmente válida. A título informativo, se resumen los datos previamente presentados en la Tabla 15.

Fuente	Año	Localización	Tecnología	Almacenamiento	Coste capital (\$/kW)	Coste O&M fijo (\$/kW*año)	Coste O&M var. (c\$/kWh)	LCOE (\$/MWh)
E.E.E	2013	USA	Torre	No	5500	60	-	
E.E.E	2013	USA	Torre	3 horas	8000	60	-	
Sunshot	2013	USA	Torre	-	6010	40-50	-	125-175
NREL	2010-2015	USA	Torre	6 horas	6300-7040	65-70	3-4	137
CEC	2011	USA	Torre	Si	7000-8000			
EPRI	2011	USA	CSP	-	4050-7550			159-180
EIA	2011	USA	CSP	-	5067	67		
IRENA	2011	USA	Torre	-	6430-10740		3	175-275
Lazard	2015	USA	Torre	10 horas (extremo superior)	10000-10300	80-115	-	119-181
BREE	2012	Australia/Spain	Torre	15 horas	8308	60	1,5	
BREE	2012	Australia/Spain	Torre	no	5900	70	-	
IEA	2015	-	CSP	No	2000-4000	-	-	146-213
IEA	2050	-	CSP	Si	3500-7000	-	-	64-94
Bloomberg	2013	-	Torre	No	4080-6120	64-68		190
Bloomberg	2013	-	Torre	6 horas	6000-8660	70-117		130-140

**Tabla 15. Resumen de costes publicados de plantas termsolares.**

### 2.5.3 Conclusiones

A partir de la revisión del estado del arte expuesta anteriormente pueden obtenerse las siguientes conclusiones:

- Existen múltiples variables para la evaluación de proyectos. Habitualmente se utiliza el coste nivelado de energía como herramienta de comparación, si bien este no tiene en consideración todos los factores que afectan la toma de decisiones, por ejemplo el tamaño de la inversión o la rentabilidad esperada. En este sentido, dependiendo de la fase del proyecto en la que se realice el estudio de viabilidad y por tanto el nivel de información con la que se cuenta puede ser necesario utilizar otras medidas de evaluación o bien complementar esta medida económica con otras que permitan incorporar la información no considerada en el LCOE.
- La metodología de cálculo del LCOE no es unívoca, existiendo diferentes formulaciones en la bibliografía. Adicionalmente, las variables utilizadas en el cálculo se interpretan y calculan de modos distintos según la fuente de información, por ejemplo los costes incluidos, la tasa de retorno, etapas del proyecto, etc.
- Los costes utilizados en la evaluación de plantas termosolares en general, y especialmente en la tecnología en estudio, carecen de respaldo técnico y comercial sólido. Se utilizan habitualmente ratios de €/MW o costes por sistemas completos (del tipo campo de heliostatos o bloque de potencia) que no consideran la ubicación de la planta, la escala temporal de los costes u otros condicionantes que influyen considerablemente en la estimación económica de un proyecto.
- El coste de equipos particulares de la tecnología de receptor de aire integrado en turbinas de gas, como son el receptor, la turbina solarizada o las tuberías de interconexión receptor-turbina no está disponible o hay referencias muy pobres en la bibliografía.



### **3 Análisis económico de la planta**

---

Este capítulo está compuesto de una introducción con conceptos generales en la evaluación de proyectos; un apartado describiendo un análisis de costes pormenorizado y una sección exponiendo las medidas económicas consideradas en el presente trabajo para la valoración de proyectos así como la metodología de cálculo utilizada.

#### **3.1 Generalidades**

##### **3.1.1 Introducción a la valoración de proyectos de ingeniería**

El proceso de valoración de proyectos y toma de decisiones en el contexto de la ingeniería puede necesitar no sólo la definición y evaluación de diferentes opciones, sino también definir cómo el proyecto puede ser llevado a cabo. Esto conlleva complejos procesos de definición y valoración de alternativas.

La toma de decisiones en proyectos de gran envergadura no es una decisión individual sino que es habitualmente responsabilidad de un colectivo de personas, como puede ser un Ministerio público o un Consejo de Administración de una compañía privada. Los grupos que influyen directamente en la toma de la decisión se denominan *Stakeholders* mientras que terceras partes que ejercen cierta presión (medioambiental, social o económica) y que influyen en la decisión sólo en términos generales suelen denominarse *Secondary Stakeholders*.

Existen dos posibilidades para la toma de decisiones, usar técnicas no analíticas o bien métodos analíticos. El primero de ellos suele utilizarse para decisiones menores en las que el responsable de la decisión elige la alternativa que considera correcta bajo su juicio de un modo relativamente intuitivo sin fundamentación evidente. El otro tipo de método es más racional y se basa en seleccionar la opción que mejor resultado proporciona según unos criterios definidos. El proceso de decisión analítica racional puede ser resumido mediante cinco pasos fundamentales:

- Definición de objetivos: conlleva la traducción de objetivos (normalmente abstractos) en medidas cuantificables o medibles que servirán como base para establecer un criterio de elección.
- Establecimiento de un criterio (s) que permita definir o establecer el grado de efectividad o cumplimiento de los objetivos definidos.
- Identificación o generación de alternativas: consiste crear un abanico de opciones tan amplio como sea posible y necesario para alcanzar los objetivos fijados.
- Evaluación de alternativas o valoración de la efectividad para el cumplimiento de los objetivos: suele realizarse con modelos matemáticos y permite ordenar o clasificar las alternativas en términos relativos y/o absolutos mediante la estimación del mérito de las opciones.
- Selección o recomendación de una opción a partir de la evaluación del paso anterior.

Un paso fundamental en el proceso de decisión es la identificación de los atributos de las opciones de modo que puedan ser medidos o escalados de algún modo y por lo tanto sea posible establecer un criterio de selección. En este sentido, es habitual que el criterio se base en seleccionar la alternativa que haga mejor uso de los recursos limitados. Ciertos autores recomiendan reducir el criterio a términos monetarios siempre que sea posible.

Una vez que las opciones y los criterios de decisión han sido fijados, a continuación la fase más importante es la valoración de las alternativas. Esto conlleva calcular el mérito relativo de los proyectos para alcanzar los objetivos con éxito. En muchas ocasiones es complejo desarrollar una metodología de valoración aceptable por limitación de información disponible. Por otro lado, la existencia de varios criterios puede conllevar discrepancias en la valoración; es decir, que la mejora en la satisfacción de un objetivo provoque el empeoramiento en otro objetivo distinto. Por lo tanto es necesario que la alternativa óptima equilibre el resultado total, por ejemplo, asignando pesos relativos a los distintos criterios de decisión.

Las técnicas de valoración de proyectos pueden dividirse en dos ramas diferenciadas:

- Métodos multicriterio que requieren evaluar un rango de atributos económicos, sociales, ambientales o técnicos. Estos criterios pueden no tener una valoración económica por lo que deben definirse otras escalas que permitan cuantificar estos criterios ya sea de un modo cualitativo o cuantitativo. Este tipo de problemas suelen valorarse según el “principio de

compromiso”. En este contexto el concepto “optimización” puede considerarse inadecuado siendo más habitual la búsqueda de la opción “deseada” (desired situation), siendo esta la que mejor equilibrio proporciona en el cumplimiento de los objetivos. Esta selección necesita juicio personal, experiencia y compromiso por parte de los responsables de decisión.

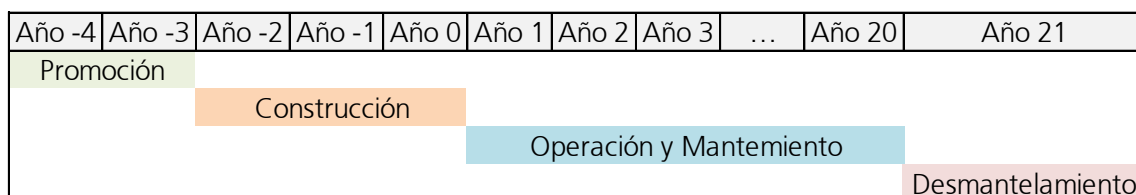
- Métodos de optimización o puramente económicos basados en la valoración monetaria de los criterios influyentes en la toma de decisión. A partir de cálculos, normalmente computacionales, se obtienen una o más medidas de valoración. Algunas medidas típicas son la tasa interna de retorno (TIR/IRR), valor actualizado neto (VAN/NPV) o el ratio beneficio/coste (B/C).

### 3.1.2 Planificación de proyectos

La ejecución de un proyecto termosolar en su ciclo de vida está compuesto por una serie de etapas o fases. Todas estas etapas deben ser consideradas para realizar correctamente la evaluación económica y financiera del proyecto completo ya que la cuantificación de costes e ingresos en cada etapa es distinta. Aunque cada una de las etapas será descrita pormenorizadamente en el apartado correspondiente de este mismo capítulo, se adelanta una breve descripción y un diagrama Gantt (Figura 25) para facilitar la comprensión. Las fases principales de un proyecto son las siguientes:

- La etapa inicial de promoción o desarrollo del proyecto.
- La fase de construcción.
- La vida útil del proyecto o fase de explotación (O&M).
- La fase de desmantelamiento.

La fase de desarrollo o promoción del proyecto tiene una duración aproximada de entre 1 y 2 años. Este periodo puede ser distinto dependiendo de muchos factores (como localización, promotor, legalización) o de la estructura del proyecto. La fase de construcción oscila entre los 24 y 36 meses dependiendo de la envergadura del proyecto, tipo de tecnología y localización. La etapa de O&M suele durar entre los 20 y 25 años. Por último, la duración de la etapa de desmantelamiento está sometida a una gran incertidumbre a día de hoy debido a la ausencia de referencias.



**Figura 25. Diagrama Gantt de etapas de un proyecto termosolar**

### **3.1.3 Estructura financiera de proyectos termosolares**

#### *3.1.3.1 Antecedentes*

Las plantas termosolares son proyectos de capital intensivo; es decir, requieren unas inversiones de capital iniciales muy elevadas. El coste de inversión CAPEX (*capital expenditures*) del proyecto es considerablemente superior a los costes de operación y mantenimiento OPEX (*operational expenditures*) que se necesitan durante la operación y mantenimiento a lo largo de la vida útil del mismo. Esto se debe fundamentalmente a que el coste de combustible es nulo o bajo en comparación a una central de producción de potencia de combustible fósil. Sin embargo, la inversión necesaria para la construcción es superior a causa del campo solar y de sistemas como el almacenamiento, torre solar o sistema de aceite caloportador típicos de estos proyectos.

Por otro lado, los proyectos de producción de potencia son habitualmente instalaciones de interés público al ser en muchos casos promovidas por necesidades sociales. Estas dos particularidades de este tipo de proyectos conllevan que habitualmente se lleven a cabo mediante un esquema de colaboración público privada (PPP) o bien con contratos de compra garantizada de energía (PPA) entre entidades públicas, privadas o mixtas. Además, por tratarse de tecnologías innovadoras el riesgo suele transferirse a la empresa promotora quedando el gobierno, entidad pública o empresa promotora privada (no especializada en el sector) exenta de cualquier tipo de riesgo asociado a la financiación, construcción y operación del proyecto.

#### *3.1.3.2 Estructuras de proyecto*

A pesar de no estar directamente conectado con los proyectos termosolares, se resumen a continuación diferentes tipologías de proyectos tipo asociación público-privada o grandes infraestructuras con el objeto de tener una mejor visión de las posibles opciones de estructuras de proyecto, a título informativo o introductorio. La diferencia fundamental entre los distintos tipos está en la responsabilidad que cede la empresa promotora (normalmente sector público) en la compañía objeto del proyecto. El esquema mostrado en la Figura 26 aclara este reparto de responsabilidades entre tipos de proyecto [173].

Concesiones

Una concesión es un tipo de proyecto que otorga al operador los derechos a largo plazo de usar los activos de la empresa (habitualmente de servicio público), incluyendo la responsabilidad de todas las operaciones e inversiones. Los bienes retornan a manos de la autoridad después de terminar el periodo de la concesión, incluso aquellos bienes comprados por el operador durante este periodo. En una concesión, usualmente el operador recibe sus ganancias a través del consumidor. Este esquema es típico en autopistas de peaje o aparcamientos públicos [174].

- *Proyectos BOT/BOOT/BTO*

En un proyecto BOT (*Build-Operate-Transfer*, Construcción-Operación-Traspaso), también denominado BOOT (*Build-Own-Operate-Transfer*), la compañía objeto del proyecto se encarga de construir y operar una infraestructura durante un determinado periodo traspasando la propiedad al final del contrato. Una variante de este esquema es el tipo BTO (*Build-Transfer-Operate*) en el que la transferencia de propiedad se realiza justo al finalizar la construcción. Finalmente, un último esquema sería BOO (*Build-Own-Operate*) en el que no hay retorno de la propiedad al final del contrato de explotación [172].

En todos estos casos, la construcción y operación del proyecto está del lado del sector privado por lo que el riesgo de la construcción y operación, así como la propiedad queda en la empresa contratada. Respecto a la financiación, este esquema habitualmente conlleva una financiación privada, si bien en algunos casos puede estar del lado público [175]. Este esquema es usado típicamente en proyectos de agua y residuos.

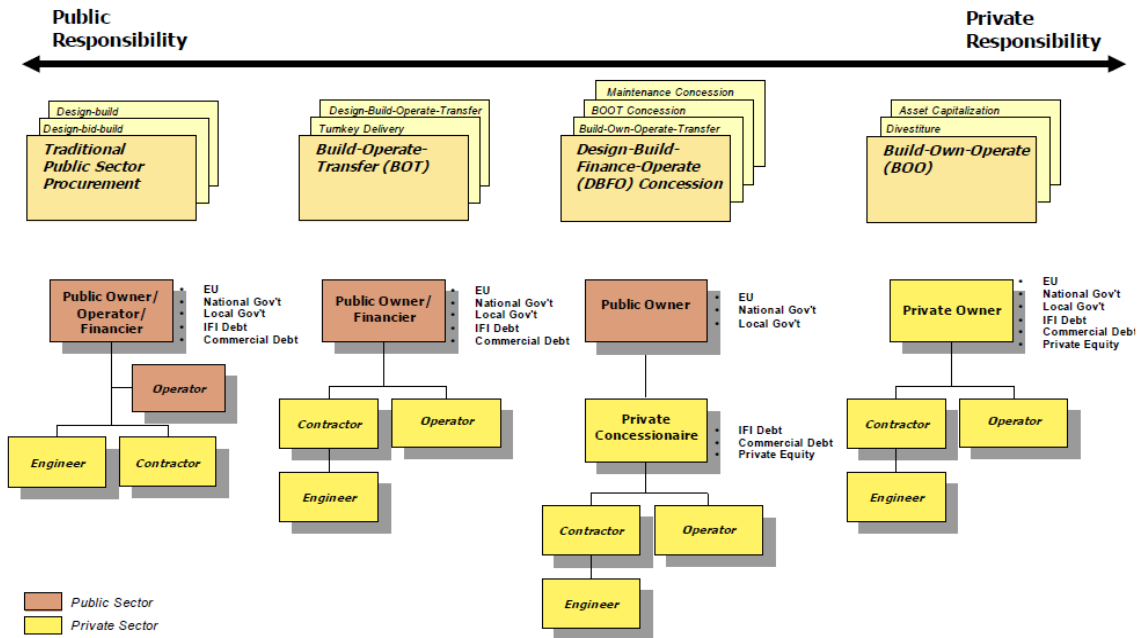
- *Proyectos DBFO*

En un proyecto DBFO (*Design-Build-Finance-Operate*, Diseño-Construcción-Financiación-Operación) la compañía objeto del proyecto se encarga de diseñar, construir, financiar y operar una infraestructura durante un determinado periodo, manteniendo la propiedad al final del contrato. Elimina el riesgo de financiación y la necesidad de recursos del lado autoridad, además del riesgo de construcción y operación de la instalación. Existe la variante DBFOT (*Design-Build-Finance-Operate-Transfer*) que incluye la transferencia de propiedad al final del periodo de operación [175]. Este esquema es típico de proyectos de carreteras, agua y residuos.

- *Proyectos BLT*

Este tipo de proyecto (*Build-Leasing-Transfer*) -no considerado por algunas fuentes bibliográficas- establece un contrato de alquiler de la instalación por parte de la empresa de proyecto a la autoridad promotora durante el tiempo de operación, además de incluir el diseño y construcción de la infraestructura. Se deduce que no es más que una variante de casos anteriores pero con un

retorno de inversión pactado a inicios del proyecto, independiente de la operación del proyecto.



**Figura 26. Tipos de proyecto y reparto de responsabilidades en proyectos de colaboración público privada**

El esquema bajo el que se ejecutan los proyectos termosolares no es único; históricamente ha habido desde licitaciones por parte de organismos públicos hasta promociones financiadas totalmente por entidades privadas. El marco de remuneración también ha sido variable, empleándose tanto precios pactados de energía (PPA) con un *off-taker* como primas al precio de mercado. Igualmente, las subvenciones públicas han sido variables en modo de ayudas a la inversión inicial, ayudas a la financiación o ayudas en el régimen impositivo.

Desafortunadamente, no se han encontrado referencias específicas del sector donde se defina o describa la estructura financiera de un proyecto termosolar. Ha sido por tanto necesario acudir a fuentes menos específicas como pueden ser referencias del sector eléctrico en general u organismos como la Comisión Europea o el Banco Mundial. Aun así, dentro de esta escasez de referencias destaca el libro publicado por Hisham Khatib [172] en el que se define de modo no exhaustivo las fases de un proyecto de cara a realizar una evaluación financiera del mismo. El mismo libro describe también las distintas perspectivas para la evaluación de proyectos; es decir,

perspectiva del accionista o perspectiva del proyecto conjunto. En este sentido, se concluye que para una evaluación financiera de un proyecto es fundamental definir la perspectiva desde la que se realiza el análisis financiero; no es el mismo análisis ni tendrá un mismo resultado si evaluamos un proyecto termosolar como inversor, como empresa constructora (y eventualmente operadora) o si lo evaluamos desde un punto de vista social.

Se citan a continuación ejemplos de proyectos termosolares describiendo diferentes esquema de negocio:

Plantas termosolares en España y Sudáfrica: proyectos tipo BOO con un precio de energía pactado y garantizado en un determinado plazo, en los que la empresa promotora es responsable de la promoción, construcción y operación. En estos proyectos, la empresa promotora puede ser única o estar formada por varios socios que pueden ser a su vez técnicos o exclusivamente financieros. El precio de la energía es fijo (indexado a un coeficiente de escalado temporal) o estar definido mediante una prima sobre el precio de energía del mercado (subvención pública).

Rondas termosolares en Marruecos: una empresa subsidiaria del gobierno (MASEN) licita el proyecto con un pliego de condiciones definido, un contrato de venta de energía con condiciones conocidas y con la promoción desarrollada en cuestión de terrenos, permisología, suministro de agua, evacuación eléctrica, etc. El resultado de la licitación es obtener el mínimo precio de energía y la empresa ganadora del concurso se encarga de diseñar, construir, financiar y operar el activo con la particularidad que MASEN es dueña subsidiaria del 25 % del proyecto y garantiza la financiación por parte de ellos. El esquema en este caso es tipo BOO con la propiedad compartida.

Proyectos Solana y Mojave (USA): una empresa privada del sector eléctrico contrata el proyecto en esquema BOO. La empresa ganadora es responsable de la promoción, construcción y operación bajo un contrato garantizado de compra de energía a largo plazo pactado.

Proyecto Eskom (SA): una empresa privada del sector eléctrico sudafricano licita el proyecto en esquema DBO y con un contrato de O&M de duración determinada asociado. La empresa que obtiene el concurso diseña, construye y opera el proyecto por el plazo marcado en el contrato de O&M. En este caso la propiedad y financiación quedan excluidas del alcance.

### 3.1.4 Sociedad de Propósito Específico

Una herramienta habitual para la ejecución de proyectos termosolares es la creación de una sociedad de propósito específico, SPE (en inglés *Special Purpose Vehicle*, SPV) que se encarga de gestionar el proyecto en las distintas etapas del mismo. Esta sociedad es formada por una empresa promotora (o conjunto de socios) tras una serie de estudios de viabilidad con resultado favorable.

Las tareas de esta sociedad se inician en la fase de promoción y se prolongan en las fases de operación y mantenimiento hasta el desmantelamiento de la central.

En la fase inicial del proyecto o fase de promoción una de las tareas más importantes es la financiación del proyecto, siendo la modalidad de financiación mayoritariamente utilizada la de *Project Finance*. Este modelo permite financiar un proyecto basándose exclusivamente en los recursos generados por el propio proyecto, de manera que sus flujos de caja y el valor de sus activos puedan responder por sí solos como garantía de reembolso de la financiación recibida. Es una estructura financiera de elevado apalancamiento y de recurso limitado ya que la garantía de los prestamistas se basa en la capacidad de generar flujos de caja (*cash flows*) positivos y en el valor de los activos. De este modo es posible afrontar proyectos que exceden las capacidades financieras teóricas de los promotores. El porcentaje de *equity* (*equity/debt ratio*) o inversión inicial por parte de los promotores respecto a la financiación a largo plazo aportada por las entidades crediticias variará dependiendo de la capacidad financiera de los promotores y de las condiciones del mercado, encontrándose actualmente en el entorno del 20-30%.

A continuación se enumeran algunas de las responsabilidades principales de la SPE para las distintas fases del proyecto:

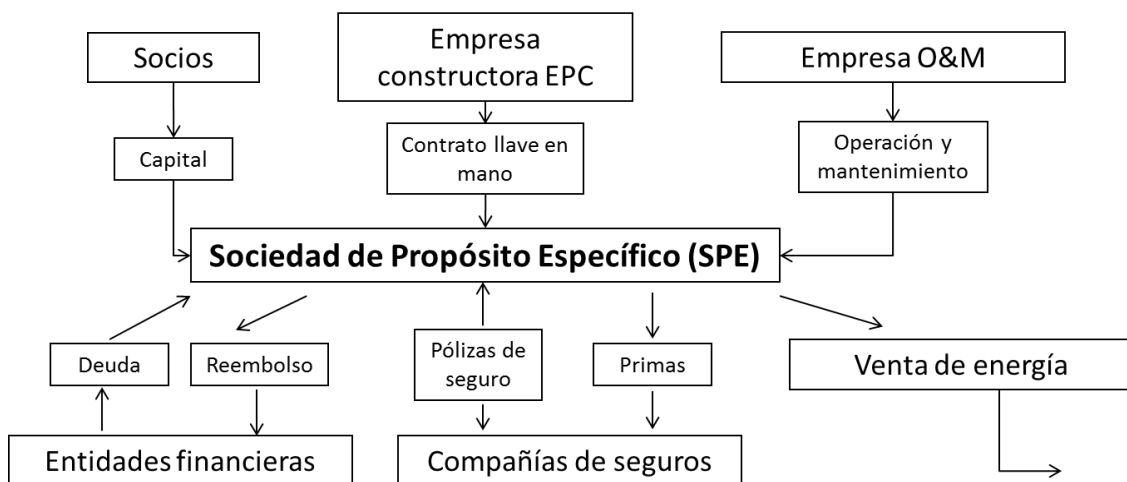
- Búsqueda de una localización apropiada, es decir, con un recurso solar bueno, disponibilidad y capacidad de evacuación en un punto de interconexión eléctrico con la red local, disponibilidad de agua para el consumo de la central, punto de vertido, etc. No obstante, la tendencia en este tipo de proyectos es la utilización de refrigeración seca en el ciclo de potencia (por medio de aerocondensadores), dada la limitación de agua que suele existir en localizaciones con altos niveles de radiación solar, típicamente zonas desérticas, así como el uso de balsas de evaporación para la eliminación de vertidos.
- Obtención de la permisología necesaria para la construcción y operación de la central. Estos permisos abarcan autorizaciones medioambientales, permisos de construcción, conexión y evacuación a la red eléctrica, etc. La consecución de estos permisos conlleva dificultades y considerable tiempo de tramitación en



cualquier proyecto, especialmente en caso de proyectos termosolares debido a las particularidades de los países en los que se promocionan y en algunos casos a la ausencia de normativa específica.

- Cierre de contratos con socios, entidades financieras, empresa de construcción (EPC), empresa de operación y mantenimiento (O&M), suministradores, etc.
- *Due Diligence* del proyecto consistente en la aprobación de las características técnicas del proyecto por parte de la asesoría técnica de las entidades financieras. Este aspecto resulta de especial importancia para esta entidad pues incide directamente en los riesgos asumidos.
- Gestión de seguros y asuntos legales.
- La culminación de estas tareas se completa con el cierre financiero a largo plazo con las entidades crediticias, hito que da inicio a la construcción conocida como NTP (*Notice to proceed*).
- Seguimiento y control de los contratos de construcción y O&M.
- Seguimiento y control económico del plan financiero en todas las fases del proyecto.
- Gestión contable y legal del proyecto.

Para una mejor comprensión del concepto, el esquema de funcionamiento de estas sociedades se presenta en la Figura 27.



**Figura 27. Esquema de funcionamiento de una SPE**

## 3.2 Análisis de costes

### 3.2.1 Costes en fase de promoción

La valoración de la fase de promoción y desarrollo del proyecto depende en gran medida de la localización del proyecto al influir notablemente en los costes de terreno, tasas impositivas y permisología. Sin embargo, el tamaño del proyecto en términos de potencia de evacuación no es una variable muy relevante en estos costes.

En la Tabla 16 se enumeran las partidas principales de costes. La estimación de los mismos son valores promedios basados en la experiencia de diversos proyectos en distintas geografías. Al carecer de correlaciones y datos suficientes, estas estimaciones se mantendrán constantes en el presente estudio, no modificándose por cambios de localización. Por otro lado, estos costes se distribuyen de modo uniforme durante dos años previos al inicio de construcción.

<b>Partida</b>
<b>Tramitación de permisos</b>
<b>Asesoría legal y fiscal</b>
<b>Asesoría técnica</b>
<b>Asesoría financiera</b>
<b>Estudios técnicos (topográfico, geotécnico, captación de agua, evacuación eléctrica, recurso solar, impacto ambiental, etc.)</b>
<b>Asesoría de entidades crediticias (<i>due diligence</i>)</b>
<b>Personal</b>
<b>Viajes</b>
<b>Gastos generales</b>
<b>Fee promotor</b>

**Tabla 16. Principales partidas de costes en fase promoción**

### 3.2.2 Costes en fase de construcción

Tras la fase de promoción se inicia el periodo de construcción durante el cual la empresa constructora o EPC (*Engineering, Procurement and Construction*) juega el papel más importante de ejecutar el proyecto con las características y en el plazo comprometidos. El papel de la SPE en esta etapa es certificar el cumplimiento de los hitos así como supervisar las variaciones del proyecto durante su ejecución. Típicamente, la duración de esta etapa oscila entre los 24 y 36 meses dependiendo del tipo de tecnología, envergadura del proyecto y localización. Esta etapa engloba tanto

la construcción como la puesta en marcha de la central y normalmente la formación del personal de operación y mantenimiento. Por lo tanto, se inicia con el cierre financiero del proyecto, es decir una vez que las entidades financieras aprueban la ejecución del mismo, y finaliza con la aceptación provisional de la central tras la prueba de prestaciones (conocida como *COD Commercial Operation Date*). Debe destacarse no obstante que el contrato de construcción suele garantizar tanto los equipos como una producción de energía mínima en los 2-3 años siguientes a la puesta en servicio de la central.

La valoración de la fase de construcción consiste fundamentalmente en el mantenimiento de la SPE (personal y gastos generales), costes a cargo de la SPE no incluidos en contrato EPC (fundamentalmente seguros y suministros) y el coste EPC que se abona progresivamente según la curva de ejecución del proyecto. Los costes financieros de construcción no se evalúan de modo independiente, considerándose que están incluidos en el coste de construcción. En el presente análisis se considera únicamente el coste EPC ya que las otras partidas son despreciables frente a la cuantía de esta.

En el presente trabajo, la estimación económica del EPC se realizará desglosando los diferentes subsistemas que forman el proyecto por partidas y/o disciplinas. Para cada ítem a valorar se generará una correlación en base a uno o varios parámetros característicos de la partida que permita estimar económicamente en función de esa variable. Este proceso se realizará individualmente ya que existe una amplia tipología de proyectos que genera una casuística enorme que debe ser analizada pormenorizadamente.

Para la obtención de las correlaciones se han usado datos históricos reales de proyectos ofertados o ejecutados en los últimos años. Dado que esta base de datos proviene de distintas localizaciones y en distintos momentos, los valores deben ser corregidos por dos factores: ubicación y fecha de oferta.

#### *3.2.2.1 Corrección por ubicación*

Los costes de origen utilizados se corresponden a proyectos en distintas localizaciones, dando lugar a diferencias de costes tanto de la mano de obra como de suministro que pueden ser muy notables. Por lo tanto, ante un cambio de ubicación será necesario aplicar un factor de corrección al coste de las partidas de montaje, el cual dependerá del coste de mano de obra local, y otro a las valoraciones de suministros.

Durante el análisis de la base de datos disponible, ha sido necesario en muchos casos estimar el porcentaje de montaje/suministro en algunas partidas ya que habitualmente el esquema de subcontratación exigido en las ofertas incluye tanto el suministro, como el montaje y transporte. Esto implica la ausencia de desglose de estos conceptos. En este contexto, se han utilizado los factores correctores en mano de obra y suministro incluidos en la Tabla 17.

Localización	Factor localización suministro	Coste mano obra 2014 (€/hora)	Factor mano obra
<b>España</b>	1	21,4	1,00
<b>Sudáfrica</b>	1,06	8,54	0,40
<b>USA</b>	1,02	28,4	1,33
<b>Marruecos</b>	0,94	7,76	0,36
<b>Emiratos</b>	0,96	8,92	0,42

**Tabla 17. Factores de corrección de costes por localización**

### 3.2.2.2 Corrección por fecha de oferta

Como ha sido indicado en apartados anteriores, los presupuestos utilizados para la estimación de costes no tienen el mismo marco temporal ya que provienen de proyectos de los últimos 8 años. Para actualizar los valores económicos a fecha de hoy se ha utilizado la Ecuación 8.

$$C_n = C_0 * (1 + k_1) * (1 + k_2) * \dots * (1 + k_n)$$

**Ecuación 8**

Donde:

- $C_n$  es el coste actualizado al año n.
- $C_0$  es el coste original en el año 0.
- n es el número de años desde la emisión del presupuesto.
- $k_i$  es la tasa de actualización del año i.

Los valores utilizados de tasa de actualización son los índice de precios al consumo (IPC) anuales dependiendo de la mostrada en la Tabla 18.

Año	España	Sudáfrica	USA	Marruecos	Emiratos
2015	0,171	4,59	-0,708	0,9	2
2014	1,664	5,91	-0,095	1,2	2,3
2013	0,964	5,53	-0,1	0,9	1,1
2012	2,162	5,52	3,476	1,3	0,7
2011	3,525	6,20	3,013		0,8
2010	1,172	3,38	2,332		1
2009	-0,183	5,67	-0,661		1,6
2008	3,655	10,60	3,557		
2007	3,536	6,90	3,584		
2006	1,305	4,49	2,507		

**Tabla 18. Factores de corrección de costes por fecha (IPC anuales)**

### 3.2.2.3 Estimación de superficie de edificios y bloque de potencia

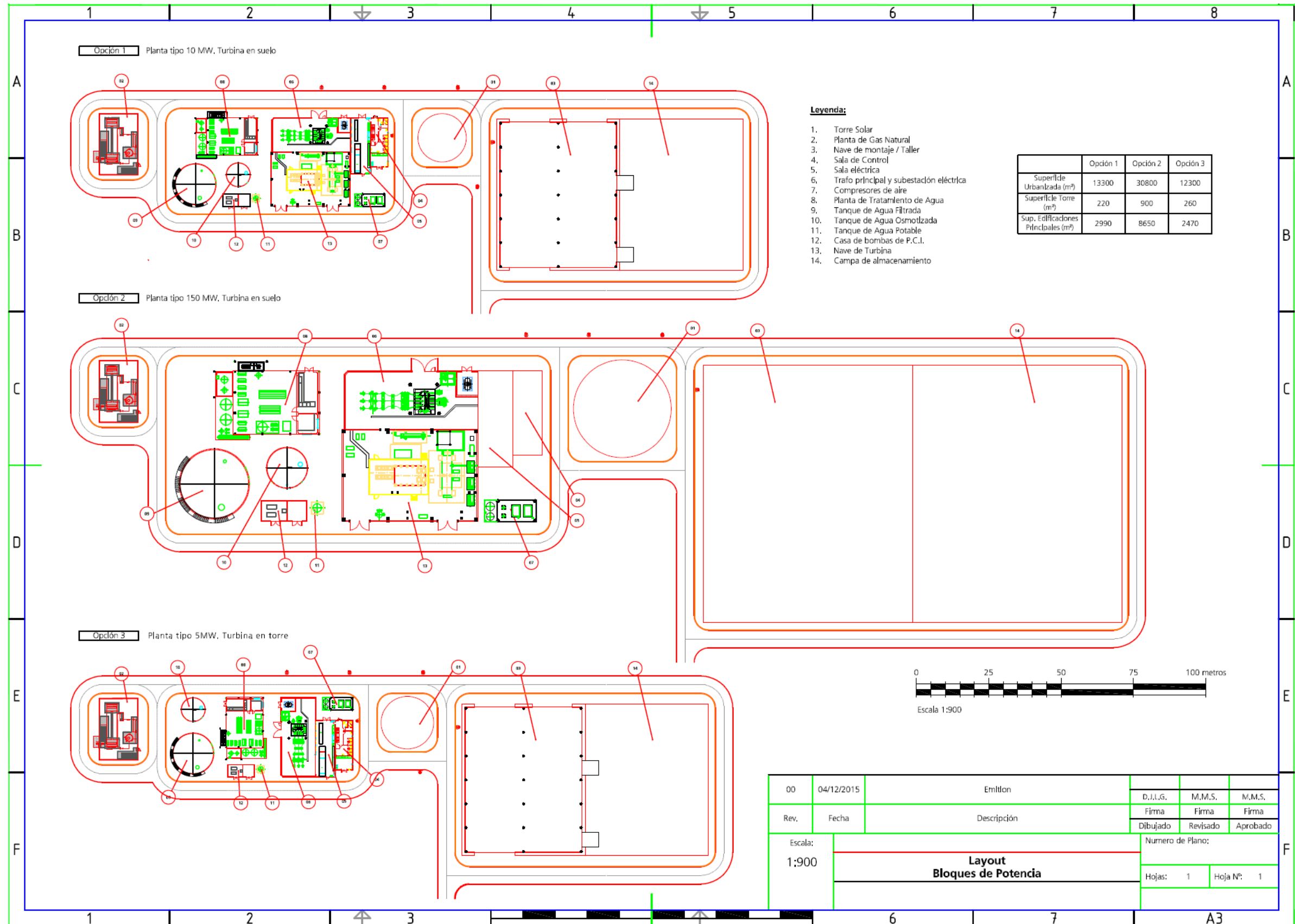
La superficie del bloque de potencia es una variable importante en la estimación de costes de un proyecto. Influye en varias partidas, tales como costes de urbanización, viales o sistema de protección contra incendios. Por otro lado, el coste de los edificios también tiene un peso importante en el presupuesto global y por tanto la superficie de los mismos es otro parámetro que debe definirse con cierto nivel de rigurosidad.

El problema al que nos enfrentamos para estimar ambas superficies es que los criterios son muy diversos entre proyectos y los valores de proyectos previos no pueden correlacionarse con criterios técnicos. Por ejemplo, distintos clientes pueden exigir edificios diferentes o distancias diferentes entre ellos, etc. Por lo tanto, homogeneizar los datos de costes existentes no se considera una opción viable.

Para mitigar este problema se decidió diseñar una implantación particularizada para cada uno de los casos estudiados en este trabajo, tomando criterios lógicos y dimensiones reales de equipos en base a implantaciones de proyectos anteriores. Con esta filosofía se definieron tres implantaciones que se describen a continuación y que pueden verse en la Figura 28.

- Implantación para una turbina de 10 MW de potencia con el motor situado en el suelo.
- Implantación para una turbina de 150 MW de potencia con el motor situado en el suelo.
- Implantación para una turbina de 5 MW de potencia con el motor situado en la torre.

**Figura 28. Implantación de isla de potencia para distintas alternativas de potencia y ubicación de turbina**



Con estas implantaciones se obtuvieron las siguientes dimensiones:

	Opción 1	Opción 2	Opción 3
Superficie urbanizada (m <sup>2</sup> )	13300	30800	12300
Superficie edificios principales (m <sup>2</sup> )	2990	8650	2470

**Tabla 19. Valores de Superficies de urbanización y edificios para islas de potencia**

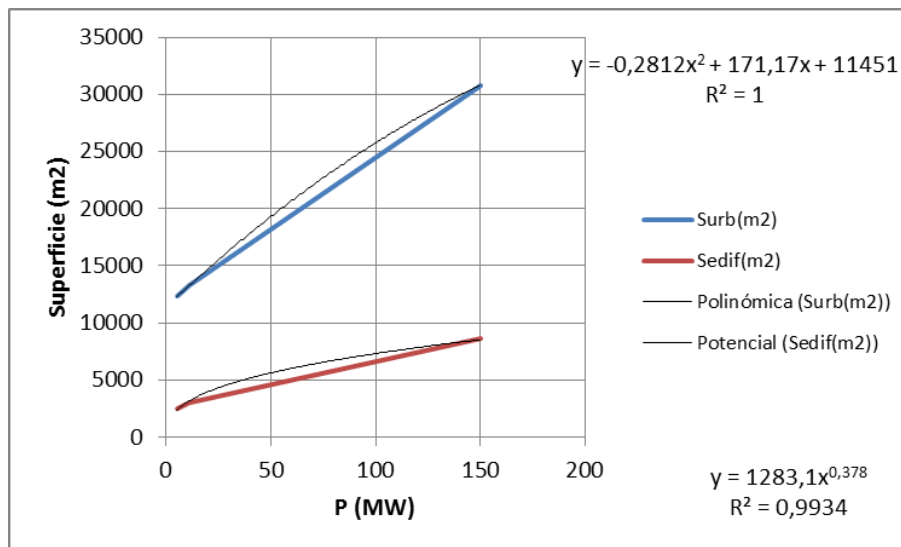
A partir de la información recogida en la tabla anterior, se definen las correlaciones de ajuste mostradas en la Ecuación 9 y Ecuación 10 para estimar la superficie de edificios ( $S_{ed}$ ) y urbanización ( $S_{urb}$ ) en función de la potencia de la turbina ( $P$ ) en m<sup>2</sup> y MW respectivamente. Estas correlaciones son empleadas independientemente de la ubicación de la turbina ya que tiene un fundamento eminentemente técnico sobre el que la localización influye de manera muy leve.

$$S_{ed} = 1283,1 * P^{0,378}$$

**Ecuación 9**

$$S_{urb} = -0,2812 * P^2 + 171,17 * P + 11451$$

**Ecuación 10**



**Figura 29. Superficie de urbanización y edificios principales vs potencia**

### 3.2.2.4 Breakdown de costes de construcción

En la Tabla 20 se enumeran las partidas principales en las que se ha desglosado el presupuesto de construcción del proyecto, conocido como *breakdown* de costes o resumen económico.

<b>Equipos principales</b>	<b>Sistema I&amp;C</b>
Turbina de gas	Sistema de Control Distribuido
Receptor solar	Estaciones Meteorológicas
<b>Equipos auxiliares</b>	Sistema de comunicaciones
Tuberías interconexión Torre-Turbina	<b>Obra Civil</b>
Sistema Aire Comprimido	Edificios
Sistema suministro gas	Torre Solar
Vehículos O&M	Urbanización
Sistema Protección Contra Incendios	Cimentaciones Principales
Planta Tratamiento Agua	<b>Costes Indirectos</b>
Herramientas montaje heliostatos	Ingeniería
<b>Campo solar</b>	Puesta en Marcha
Heliostatos	Garantía
Cableado y Fibra Óptica	Repuestos
Movimiento de Tierra	Gastos Generales
<b>Sistema Eléctrico</b>	Contingencias
Línea de Evacuación	<b>Beneficio Industrial</b>
Subestación	
Transformadores Principales	
Equipos Eléctricos	

**Tabla 20. Principales partidas de costes en fase construcción**

A continuación se detallará cada partida individualmente incluyendo una breve descripción del alcance, los proyectos de los que proceden los costes origen, así como una justificación de la variable(s) y correlación utilizada en la automatización de la estimación de los presupuestos.

#### 3.2.2.4.1 Equipos principales del bloque de potencia

##### a) Turbina de Gas

La turbina de gas es uno de los equipos más importantes en el bloque de potencia y por tanto es crucial hacer una estimación correcta de su coste. La fuente de información utilizada ha sido Thermoflex que proporciona una base de datos de coste de suministro actualizada y fiable. Se ha asumido que estos costes tienen origen en España y se ha tomado el año 2015 como referencia para los cálculos, aplicándose los factores de corrección por ubicación indicados anteriormente (no así por fecha pues los datos son actualizados). Por otro lado, los precios han sido incrementados en un 10% en concepto de montaje, puesta en marcha y transporte de los equipos.



Citar que el coste de las turbinas de gas está influenciado por la temperatura de entrada de los gases a la turbina, parámetro que está relacionado con la evolución temporal del motor, es decir, los motores más actuales han evolucionado a temperaturas superiores y a costes mayores. Esta influencia no ha sido considerada en el modelo económico, es decir, las estimaciones al estar basadas en los costes de múltiples modelos incluyendo tanto los más actuales como motores ya en desuso proporcionarán costes conservadores respecto a motores de menores temperaturas de entrada o tipologías más antiguas y viceversa en motores más actuales.

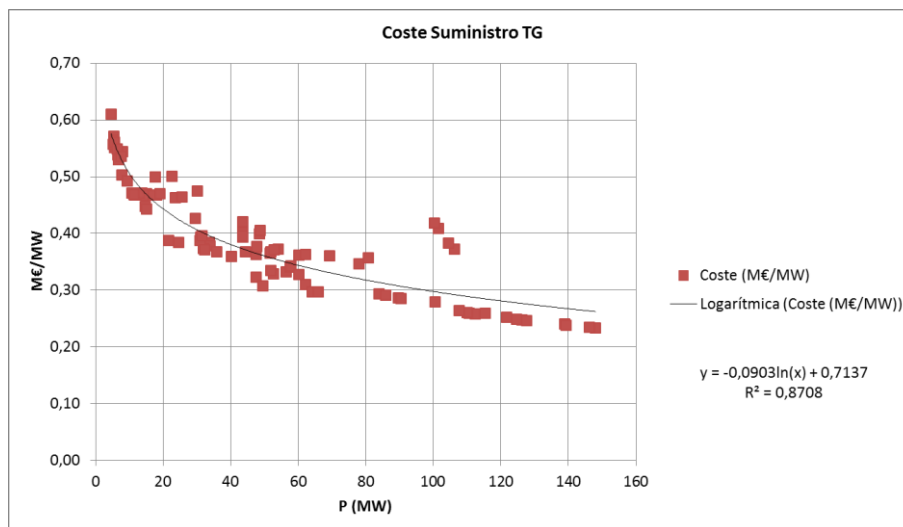
En la Figura 30 se muestra el coste por MWe en función de la potencia del motor en bornas de alternador. A partir de estos datos se ha generado una curva de regresión logarítmica para ajustar los valores que proporciona la mejor aproximación (Ecuación 11).

$$C_1 = (a * \ln(P_1) + b) * P_1$$

**Ecuación 11**

Dónde:

- $C_1$  es el coste de suministro [M€] en el caso de cálculo con potencia de turbina  $P_1$  [MWe].
- $a = -0,0903$
- $b = 0,7137$



**Figura 30. Coste de suministro de turbinas de gas**

b) Receptor solar

El coste del receptor solar es una partida de enorme incertidumbre en la tecnología. Como se vio en el apartado de búsqueda bibliográfica, la información existente es dispersa y de fiabilidad cuestionable pues los datos encontrados en bibliografía son costes objetivo o costes de tecnologías diferentes como pueden ser receptores de sales fundidas.

En esta situación, el coste considerado en el presente trabajo será igualmente el coste objetivo establecido para la tecnología (información aportada por Director de I+D Abengoa Research). Se cuenta también con el coste real de suministro del receptor del proyecto Solugas que se interpreta como umbral máximo de coste al ser diseñado y fabricado como prototipo. Es decir, este coste de Solugas es un coste demostrado y por tanto se puede asumir que el coste real no será superior a él.

Los mencionados costes objetivo (por MWt absorbido) son:

- Receptor tubular metálico 800°C: €/MWt.
- Receptor 1000°C: €/MWt.
- Receptor Solugas: €/MWt.

Los costes indicados no incluyen el montaje, estimado en un 30 % (según costes de proyectos de receptores tubulares). Es necesario destacar también que el receptor de 1000°C estaría compuesto por un módulo hasta 800°C y otro hasta 1000° C por lo que el coste final sería un valor promediado entre los indicados anteriormente. Ambas estimaciones se muestran en la Figura 31.

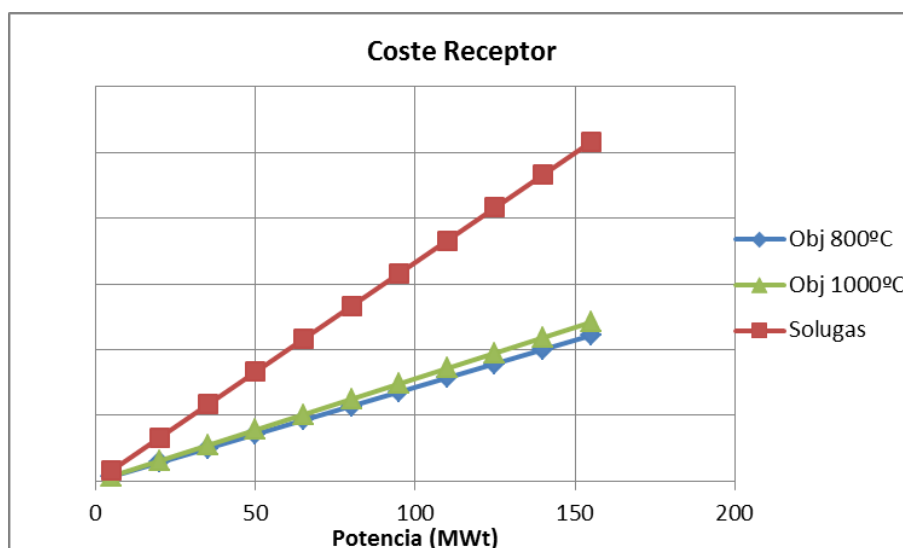


Figura 31. Costes de receptor solar

#### 3.2.2.4.2 Equipos auxiliares del bloque de potencia

##### a) Tuberías receptor - turbina

Esta partida incluye el coste del suministro, montaje y aislamiento de las tuberías de interconexión entre la turbina y el receptor. El coste de estas tuberías será despreciable frente al resto del proyecto en caso de estar situada la turbina en la parte superior de la torre, ya que su longitud será de pocos metros, pero tendrá un coste considerable en caso de que la turbina y el receptor estén situados en la parte inferior y superior de la torre solar respectivamente.

El diseño de esta tubería tiene una importancia notable en el funcionamiento (prestaciones) de la turbina, de ahí que deba analizarse con detalle. Además para su cotización es necesario especificar y pre-dimensionar tanto la tubería caliente (bajada) como la fría (subida) en función de las condiciones de operación (caudal másico, temperatura y presión del aire). En el caso de la tubería de subida, las condiciones de entrada serán las condiciones de salida del compresor mientras que en la tubería de bajada serán las condiciones de salida del receptor solar.

Aunque el diseño de estas tuberías (selección de material, estimación de diámetro y pérdida de carga) se explica pormenorizadamente en el capítulo 0, se adelanta que la tubería de subida a la torre (conexión compresor-receptor) se diseña en material acero al carbono A 106 B mientras que la tubería de bajada (conexión receptor-cámara de combustión) se diseña en acero aleado P 91 aislado internamente mediante material cerámico.

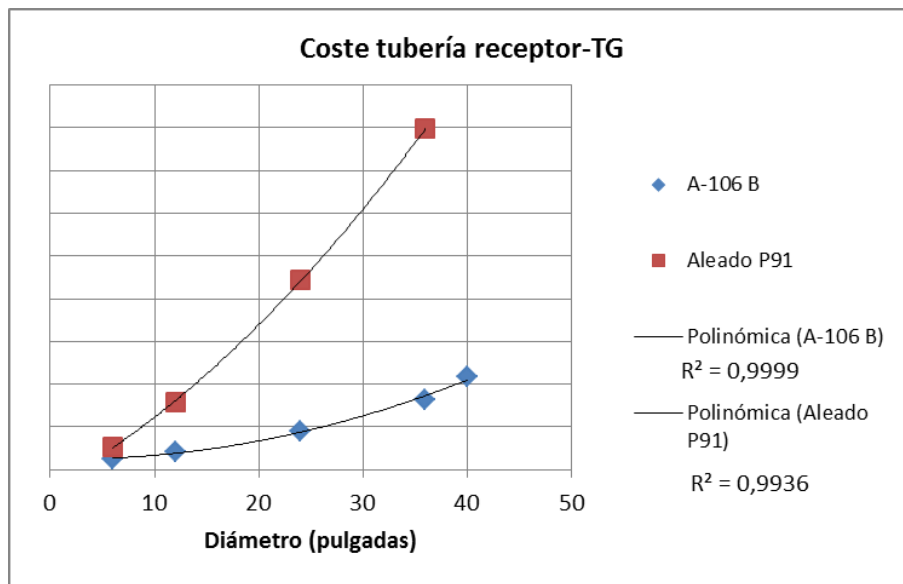
Para la cotización de estas tuberías se han tomado costes lineales de suministro, montaje y aislamiento de un proyecto real y se han ajustado en función del diámetro de la tubería. El resultado puede observarse en la Figura 32, en función del diámetro, y en la Tabla 21 donde se muestran datos de origen de costes para un diámetro de tubería de 24 pulgadas. Nótese que no se ha hecho distinción de costes por variaciones de presión del aire asumiendo que el diámetro interior calculado se corresponde siempre con el mismo diámetro comercial. El ajuste se ha realizado para ambos tipos de material A 106 B y P 91. En el caso de la tubería de bajada, el coste estimado por la correlación se incrementa en un 50 % para tener en cuenta el coste del aislamiento interno. Este incremento está basado en costes del proyecto Solugas donde se utilizó esta solución técnica, si bien en longitudes mucho menores que las necesarias en caso de situar la turbina a nivel de suelo. La longitud considerada para la tubería de subida y bajada será la altura de la torre incrementada en un 20 % en concepto de liras y conexiones.

El ajuste de los datos experimentales se realiza mediante una relación polinómica cuadrática mostrada mediante la Ecuación 12.

$$C_t = a * D^2 + b * D + c$$

**Ecuación 12**

Dónde  $C_t$  es el coste [€/m] de la tubería para un diámetro  $D$  [pulgadas] normalizado en España para el año 2015.



**Figura 32. Coste lineal de tubería conexión receptor-turbina.**

Material	A 106 B	P 91
Coste (€/m)		
Año	2013	2013
Localización	SA	SA
Proyecto	Xina	Xina
Tipo	CCP	CCP
Diámetro (pulgadas)	24	24
Factor Inflación	1,11	1,11
Coste actualizado(€/m)		
Porcentaje montaje	30%	30%
Coste Suministro (€/m)		
Coste Montaje (€/m)		
Factor localización	1,06	1,06
Factor mano obra	0,40	0,40
Coste normalizado (€/m)		

**Tabla 21. Tubería interconexión receptor - turbina. Costes originales y normalizados.**

b) Sistema aire comprimido

Esta partida incluye el sistema de aire comprimido así como la conexión de tubería entre el sistema y los consumidores. El sistema incluido está compuesto de los siguientes equipos principales:

- Compresores redundantes.
- Tanque de aire de servicios.
- Tanque de aire de instrumentación.
- Secadores y filtros.

El coste de este sistema, dada una configuración y criterios de especificación de los equipos y tanques, depende fundamentalmente del caudal de aire de diseño fijado por los consumidores, si bien es un coste relativamente plano en los diferentes proyectos. Se elige como variable de ajuste la potencia eléctrica de la planta.

La curva de tendencia que mejor ajuste proporciona resulta una exponencial de exponente 0,25. Se toma como coste referencia un coste de € / 11 MW (normalizado en España, año 2015) a partir del cual se emplea la Ecuación 13.

$$C_1 = C_0 * (P_1/P_0)^{0,25}$$

**Ecuación 13**

Dónde:

- $C_1$  es el coste en el caso de cálculo con potencia de turbina  $P_1$ .
- $C_0$  es el coste en el caso de referencia definido anteriormente, correspondiente a una potencia  $P_0$ .de 11 MW.

<b>Coste (€)</b>				
<b>Año</b>	2010	2006	2007	2007
<b>Localización</b>	España	España	España	España
<b>Proyecto</b>	Solugas	PS10	PS20	Solnova
<b>Tipo</b>	Torre aire	Torre vapor	Torre vapor	CCP
<b>Potencia (MW)</b>	5	11	20	50
<b>Factor Inflación</b>	1,09	1,18	1,14	1,14
<b>Coste actualizado(€)</b>				
<b>Porcentaje montaje</b>	15%	15%	15%	15%
<b>Coste Suministro (€)</b>				
<b>Coste Montaje (€)</b>				
<b>Factor localización</b>	1	1	1	1
<b>Factor mano obra</b>	1,00	1,00	1,00	1,00

Coste normalizado (€)				
-----------------------	--	--	--	--

Tabla 22. Sistema de aire comprimido. Costes de construcción originales y normalizados.

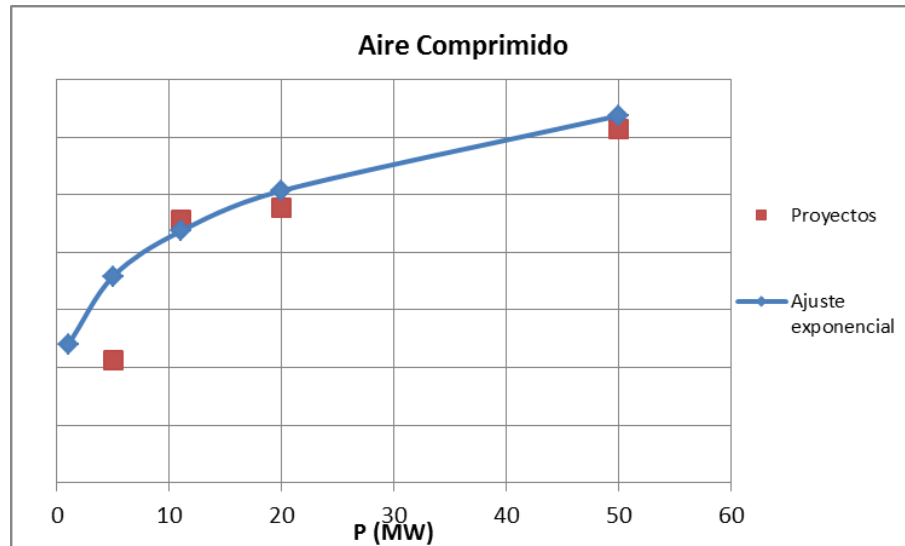


Figura 33. Costes sistema de aire comprimido

c) Sistema suministro de gas

Este sistema incluye todos los equipos de gasificación y almacenamiento de gas natural suponiendo que existe un gasoducto de alimentación hasta la central.

Los equipos principales que forman el sistema son:

- Tanques almacenamiento.
- Sistema de regasificación del GNL (gas natural licuado) por intercambiadores atmosféricos.
- Sistema de recalentamiento eléctrico del GN (gas natural) regasificado.
- Sistema de odorización.
- Estación de regulación y medida.

El coste del sistema para unas condiciones de diseño similares (ubicación, línea de conexión, tamaño de almacenamiento, etc.) dependerá fundamentalmente del consumo nominal de gas y por tanto, suponiendo eficiencias similares del ciclo, de la potencia eléctrica de la turbina.

La curva de tendencia que mejor ajuste proporciona para la base de datos disponible resulta una exponencial de exponente 0,70. Se toma como coste referencia un coste promedio de los proyectos de € / 36,19 MW (normalizado en España, año 2015), Ecuación 14.

$$C_1 = C_0 * (P_1/P_0)^{0,70}$$

**Ecuación 14**

Dónde:

- $C_1$  es el coste en el caso de cálculo con potencia de turbina  $P_1$ .
- $C_0$  es el coste en el caso de referencia definido anteriormente, correspondiente a una potencia  $P_0$ .de 36,19 MW.

La Tabla 23 muestra la información empleada para realizar el ajuste. Respecto de la misma, debe aclararse que que la diferencia de coste entre los proyectos Shams y Solnova (para potencias térmicas similares) se justifica en cierta medida por diferentes criterios en la especificación y alcance de los equipos, por lo que se considera que un valor promedio entre ambas series resulta aceptable en primera aproximación.

<b>Coste (€)</b>			
<b>Año</b>	2014	2009	2007
<b>Localización</b>	Marruecos	Emiratos	España
<b>Proyecto</b>	HCC	Shams	Solnova
<b>Tipo</b>	ISCC	CCP	CCP
<b>Potencia (MW)</b>	77	15*	16,56*
<b>Factor Inflación</b>	1,01	1,08	1,14
<b>Coste actualizado(€)</b>			
<b>Porcentaje montaje</b>	25%	25%	25%
<b>Coste Suministro (€)</b>			
<b>Coste Montaje (€)</b>			
<b>Factor localización</b>	0,94	0,96	1
<b>Factor mano obra</b>	0,36	0,42	1,00
<b>Coste normalizado (€)</b>			

**Tabla 23. Sistema de suministro de gas. Costes de construcción originales y normalizados**

\*Estos valores corresponden a la potencia eléctrica equivalente a la potencia térmica proporcionada por las calderas en su punto nominal de funcionamiento.

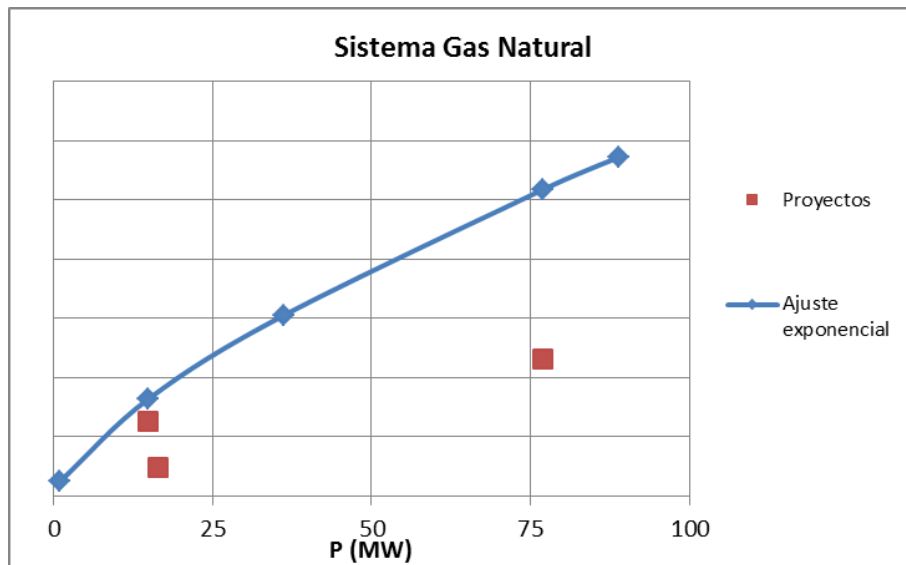


Figura 34. Costes del sistema de gas natural

#### d) Vehículos de operación y mantenimiento

Los vehículos de O&M tienen un tratamiento diferente en función del proyecto. En unos casos son vehículos en alquiler por parte del equipo de operación, en otros los vehículos son parte del alcance de los servicios de construcción y puesta en marcha, o también puede darse una mezcla de las anteriores. Esto depende del pliego de condiciones del promotor del proyecto.

La valoración incluye lo siguiente:

- Vehículos de limpieza de espejos. El número de vehículos depende del tamaño del campo de heliostatos y de los turnos de limpieza. En base a históricos de las plantas en operación se incluye una unidad para campos solares de 1000 heliostatos o inferiores; dos para campos entre 1000 y 3000 heliostatos y tres vehículos en caso de campos mayores. El coste de un camión automatizado es de 350.000 € (España, año 2015).
- Furgoneta Pick up. Se considera la misma cantidad que los vehículos de limpieza. El coste de una furgoneta se estima en 30.000 € (España, año 2015).
- En concepto de otros vehículos tipo carretilla o tijeras elevadoras se incluye un importe constante de 100.000 € (España, año 2015).

Adicionalmente, el equipo de O&M necesita alquilar vehículos en determinadas tareas, como puede ser alquiler de grúa en mantenimiento de turbina, pero este coste se tiene en cuenta en los costes de O&M.



e) Sistema de protección contra incendios

Este sistema engloba todos los equipos manuales (extintores, pulsadores, etc.) y automáticos (detectores, rociadores, etc.) para la detección y extinción de incendios en una planta solar de torre. Incluye el sistema de bombeo (bombas tipo Jack) así como las tuberías asociadas. No incluye tanque de agua ya que las bombas aspiran del tanque de agua filtrada que está incluido en la partida de la planta de tratamiento de agua.

El coste de este sistema depende del número de equipos, ubicación, distancias, etc. En base a esto, se utiliza como parámetro para escalar el coste la superficie ocupada por las instalaciones (superficie de la isla de potencia). No obstante, analizando los precios históricos se observa que no existe una economía de escala evidente con la superficie. Por ello se decide estimar el coste del sistema como dependiente de manera lineal con la superficie de la isla de potencia afectándose del coste promedio por metro cuadrado (calculado de proyectos de torre).

La superficie de la isla de potencia se calcula mediante la Ecuación 15.

$$C_1 = C_0 * S_1$$

**Ecuación 15**

Dónde:

- $C_1$  es el coste en el caso de cálculo con una superficie  $S_1$ .
- $C_0$  es el coste por unidad de superficie de referencia calculado como promedio de proyectos históricos (€/m<sup>2</sup>, normalizado en España 2015).

<b>Coste (€)</b>			
<b>Año</b>	2010	2006	19,1
<b>Localización</b>	España	España	2014
<b>Proyecto</b>	Solugas	PS10	Noor III
<b>Tipo</b>	Torre aire	Torre vapor	Torre sales
<b>Potencia (MW)</b>	5	11	150
<b>Superficie BOP (m2)</b>	4457	14420	57255
<b>Factor Inflación</b>	1,09	1,18	1,01
<b>Coste actualizado(€)</b>			
<b>Porcentaje montaje</b>	30%	30%	30%

<b>Coste Suministro (€)</b>			
<b>Coste Montaje (€)</b>			
<b>Factor localización</b>	1	1	0,94
<b>Factor mano obra</b>	1,00	1,00	0,36
<b>Coste normalizado (€)</b>			
<b>Coste normalizado (€/m2)</b>			
<b>Coste promedio (€/m2)</b>			

Tabla 24. Sistema de protección contra incendios. Costes de construcción originales y normalizados.

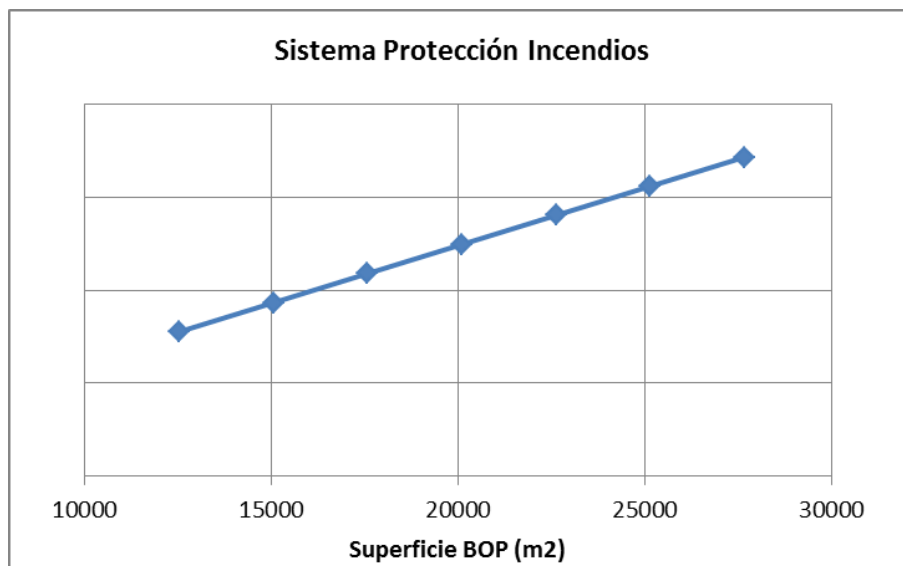


Figura 35. Costes del sistema de protección contra incendios

f) Planta de tratamiento de agua

La planta de tratamiento de agua para una central termosolar de turbina de gas tiene unas características distintas a una central térmica de ciclo Rankine. La diferencia fundamental es la ausencia de consumos del ciclo agua-vapor, tanto de agua desmineralizada para agua de ciclo como de agua filtrada en caso de refrigeración en torre húmeda. En el caso que nos compete los consumos principales de agua serán los siguientes:

- Agua de servicios y baldeos.
- Agua potable.
- Agua osmotizada para limpieza de espejos.
- Agua para limpieza de filtros.

El alcance de los equipos a estimar incluye tanque de agua filtrada, tanque de agua potable y tanque de agua osmotizada así como los equipos de filtración, decantación, potabilización y osmotización con sus correspondientes conexiones, equipos de bombeo, etc. No se incluye tubería de agua de captación a la central y el volumen de los tanques se ha calculado para una autonomía de 3 días de consumo sin reposición.

Para la estimación de costes de esta partida se tuvieron en consideración los siguientes puntos:

- La calidad del agua origen es un parámetro muy influyente en el diseño del sistema y por tanto en su coste. Consecuentemente, no se pueden usar datos económicos de diferentes localizaciones y se decide emplear costes provenientes de la plataforma Solúcar únicamente durante el desarrollo del trabajo.
- Puesto que la base de datos de costes disponibles incluían tanques y equipos de desmineralización, ha sido necesario la eliminación de esta parte del sistema de tratamiento.
- El consumo anual de agua de la central se ha calculado considerando dos limpiezas de espejos mensuales con una demandad de 0.4 l/m<sup>2</sup> (valor garantizado por suministrador del vehículo de limpieza). Añadiendo un margen del 50 % por otros consumos, se obtiene un consumo anual por heliostato de 2,01 m<sup>3</sup>.
- Se considera un porcentaje de montaje del 15% sobre el coste total de la partida.

Con esta información el coste se calcula escalando exponencialmente con factor 0,6 (factor típico de escala de equipos mecánicos y tanques) según la Ecuación 16.

$$C_1 = C_0 * (N_{H,1}/N_{H,0})^{0,6}$$

**Ecuación 16**

Dónde:

- $C_1$  es el coste en el caso de cálculo con  $N_{H,1}$  heliostatos.
- $C_0$  es el coste en el caso de referencia con  $N_{H,0}$  heliostatos (€/hl / 624 heliostatos, normalizado en España 2015). Este coste de referencia proviene del presupuesto por equipos de las plantas de tratamiento de agua de PS10 y Solnova.

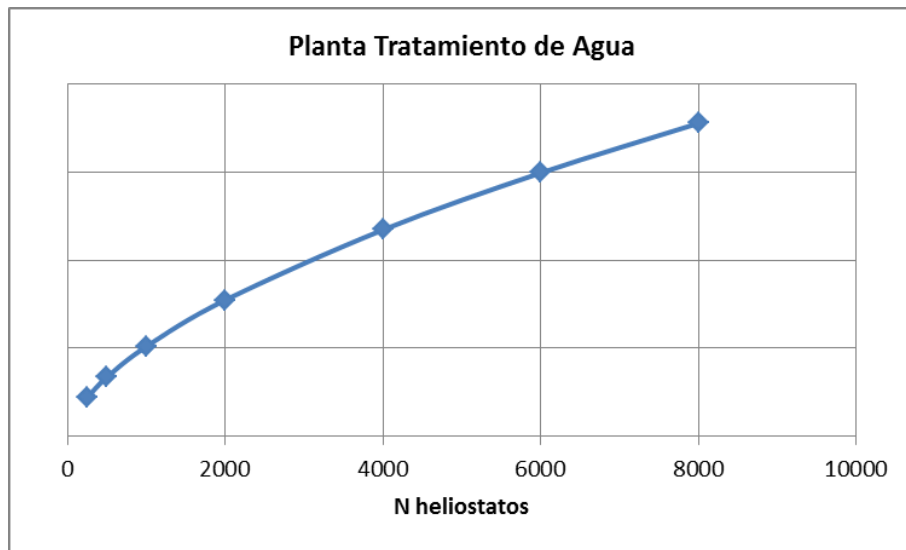


Figura 36. Costes planta de tratamiento de agua

g) Equipamiento de nave de montaje de heliostatos

Esta partida incluye los equipos necesarios para la fabricación, montaje y certificación de calidad los heliostatos durante la fase de construcción y ensamble de los mismos. Estos equipos se disponen en una línea de fabricación para garantizar un ritmo de montaje acorde a la planificación de proyecto. A priori, el importe asociado a este utillaje y equipos no sería lineal, ya que las líneas de montaje tienen que montarse completas y el número de líneas dependería del ritmo de montaje considerado para el proyecto y al personal (turnos) dedicado al montaje de los heliostatos. No obstante, dado que el coste de estos equipos y la nave de montaje tienen un importe sustancial, la mayor parte de los proyectos se planifican con una única línea de montaje.

Para la estimación de esta partida se establece una aproximación lineal según la Ecuación 17.

$$C_1 = a * N_H + b$$

Ecuación 17

Dónde:

- $C_1$  es el coste en el caso de cálculo con  $N_H$  heliostatos normalizado en España 2015.
-

<b>Coste (€)</b>		
<b>Año</b>	2006	2014
<b>Proyecto</b>	Estimación PS10	Noor III
<b>Tipo</b>	Torre vapor	Torre sales
<b>Potencia (MW)</b>	11	150
<b>N heliostatos</b>	624	9800
<b>Factor Inflación</b>	1,18	1,01
<b>Coste actualizado(€)</b>		
<b>Porcentaje montaje</b>	20%	20%
<b>Coste Suministro (€)</b>		
<b>Coste Montaje (€)</b>		
<b>Factor localización</b>	1	0,94
<b>Factor mano obra</b>	1,00	0,36
<b>Coste normalizado(€)</b>		

Tabla 25. Equipamiento de la nave de montaje de heliostatos. Costes de construcción originales y normalizados.

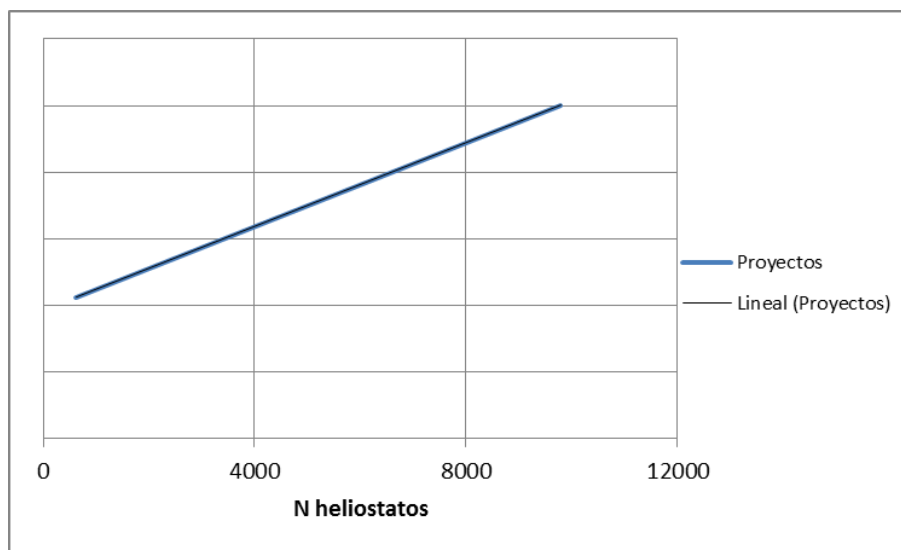


Figura 37. Costes de equipamiento de la nave de montaje de heliostatos

#### 3.2.2.4.3 Electricidad

A continuación se enumeran las partidas del sistema eléctrico de la central a excepción del cableado de campo solar incluido en el apartado correspondiente de campo solar.

##### a) Línea de evacuación eléctrica

La línea de evacuación de la central es el tendido eléctrico entre la subestación de planta y el punto de conexión con la red de transporte de la comercializadora. Por lo tanto, será particular de cada proyecto. Debido a esto, se incluye en la valoración únicamente una línea de alta tensión desde la subestación hasta el límite de parcela. Se considera una línea aérea a 132 kV con una longitud estimada de 1 km. Estas condiciones serán similares en todos los casos.

El coste considerado asciende a 119.524 € (normalizado en España 2015). El coste de referencia se toma de la plataforma Solúcar (105.000 € año 2007), asumiendo un porcentaje de montaje del 15 %.

#### b) Subestación eléctrica

La subestación eléctrica incluye la aparamenta y equipos eléctricos necesarios para la medición, protección, evacuación y consumo de energía eléctrica. La valoración de este sistema fundamentalmente depende de los criterios de diseño, las condiciones de red, nivel de tensión y potencia de evacuación. Manteniendo los mismos criterios de diseño y nivel de tensión, el parámetro de escalado de los costes es la potencia en bornas de la turbina. El coste de este sistema tiene una tendencia bastante plana con la potencia para un nivel de tensión fijo lo que justifica la elección de un exponente de escala 0,2 (ver Ecuación 18).

$$C_1 = C_0 * (P_1/P_0)^{0,2}$$

**Ecuación 18**

Dónde:

- $C_1$  es el coste en el caso de cálculo con potencia de turbina  $P_1$ .
- $C_0$  es el coste en el caso de referencia con potencia de turbina  $P_0$ . Se usa como coste de referencia € para una turbina de 50 MW (normalizado en España 2015).

<b>Coste (€)</b>	
<b>Año</b>	2008
<b>Localización</b>	España
<b>Proyecto</b>	Solnova
<b>Tipo</b>	CCP
<b>Potencia (MW)</b>	50
<b>Factor Inflación</b>	1,10
<b>Coste actualizado(€)</b>	
<b>Porcentaje montaje</b>	15%
<b>Coste Suministro (€)</b>	
<b>Coste Montaje (€)</b>	
<b>Factor localización</b>	1
<b>Factor mano obra</b>	1,00
<b>Coste normalizado(€)</b>	

Tabla 26. Subestación eléctrica. Coste de construcción original y normalizado.

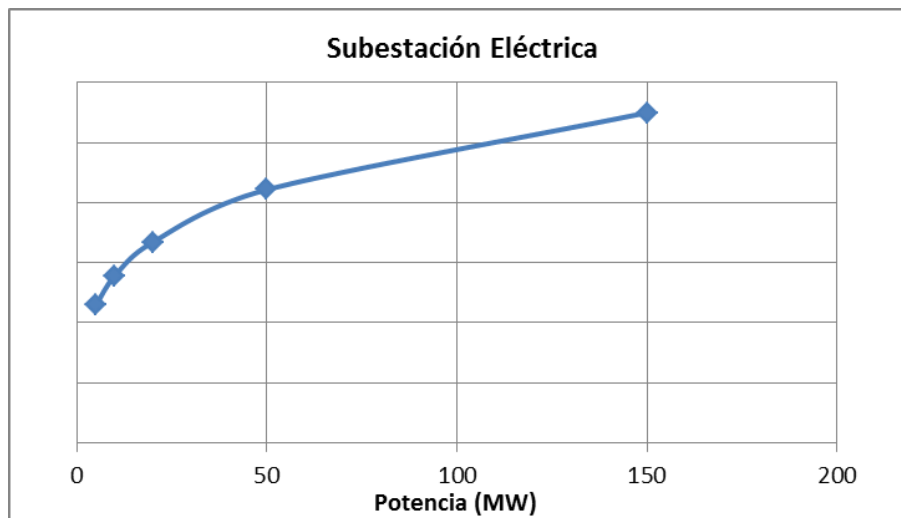


Figura 38. Costes de la subestación eléctrica

c) Transformadores

Este capítulo incluye los transformadores principales de baja (LV/MV) y media tensión (MV/HV) necesarios para adecuar los niveles de tensión de la central. El parámetro condicionante para la obtención de las estimaciones es similar al caso anterior, es decir, la potencia de la turbina. El ajuste de los datos experimentales se

realiza mediante una relación polinómica cuadrática detallada mediante la Ecuación 19.

$$C_1 = a * P_1^2 + b * P_1 + c$$

**Ecuación 19**

Dónde:

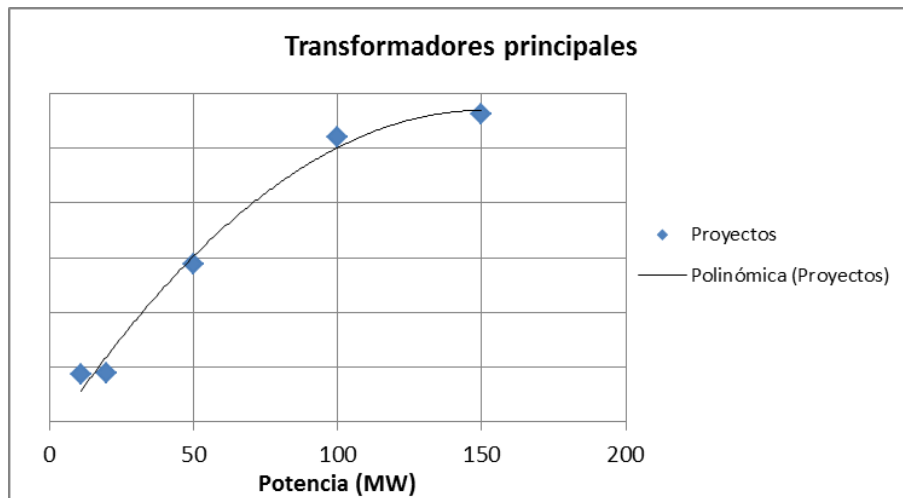
- $C_1$  es el coste en el caso de cálculo con potencia de turbina  $P_1$  normalizado en España 2015.

Este ajuste sobre los datos de la Tabla 27 se muestra en la Figura 39 en la que se puede ver que la Ecuación 19 no es aplicable para potencias superiores a 150 MW, punto en el que la pendiente de la curva cambia.

<b>Coste (€)</b>					
<b>Año</b>	2006	2008	2007	2015	2014
<b>Localización</b>	España	España	España	SA	Mor
<b>Proyecto</b>	PS10	PS20	Solnova	Kai Garib	Noor III
<b>Tipo</b>	Torre vapor	Torre vapor	CCP	Torre sales	Torre sales
<b>Potencia</b>	11	20	50	100	150
<b>Factor Inflación</b>	1,18	1,10	1,14	1,00	1,01
<b>Coste actualizado(€)</b>					
<b>Porcentaje montaje</b>	15%	15%	15%	15%	15%
<b>Coste Suministro (€)</b>					
<b>Coste Montaje (€)</b>					
<b>Factor localización</b>	1,00	1,00	1,00	1,06	0,94
<b>Factor mano obra</b>	1,00	1,00	1,00	0,40	0,36
<b>Coste normalizado(€)</b>					

**Tabla 27. Transformadores principales. Costes de construcción originales y normalizados.**





**Figura 39. Costes de los transformadores principales**

#### d) Equipos eléctricos

Este concepto incluye todos los equipos eléctricos de media y baja tensión así como cableado de la isla de potencia y costes de instalación asociados. Entre los equipos incluidos están las cabinas de media tensión, cuadros de distribución, centros de control de motores, interruptor general del generador, cuadro de protección de la turbina (sincronización, excitación, control de reactiva), sistema de alimentación ininterrumpida, grupo diésel de emergencia, cableado, canalizaciones, alumbrado de planta, red general de toma de tierra y pararrayos. El coste se ha obtenido mediante ajuste de datos reales obteniendo una relación polinómica cuadrática (Ecuación 20).

$$C_1 = a * P_1^2 + b * P_1 + c$$

**Ecuación 20**

Dónde:

- $C_1$  es el coste en el caso de cálculo con potencia de turbina  $P_1$  normalizado en España 2015.

<b>Coste (€)</b>					
<b>Año</b>	2006	2008	2011	2015	2014
<b>Localización</b>	ESP	ESP	USA	SA	Mor
<b>Proyecto</b>	PS10	PS20	PS50	Kai Garib	Noor III
<b>Tipo</b>	Torre vapor	Torre vapor	Torre vapor	Torre sales	Torre sales
<b>Potencia</b>	11	20	50	100	150
<b>Factor Inflación</b>	1,18	1,10	1,03	1,00	1,01
<b>Coste actualizado(€)</b>					
<b>Porcentaje montaje</b>	15%	15%	15%	15%	15%
<b>Coste Suministro</b>					
<b>Coste Montaje</b>					
<b>Factor localización</b>	1	1	1,02	1,06	0,94
<b>Factor mano obra</b>	1,00	1,00	1,33	0,40	0,36
<b>Coste normalizado(€)</b>					

Tabla 28. Equipos eléctricos. Costes de construcción originales y normalizados.

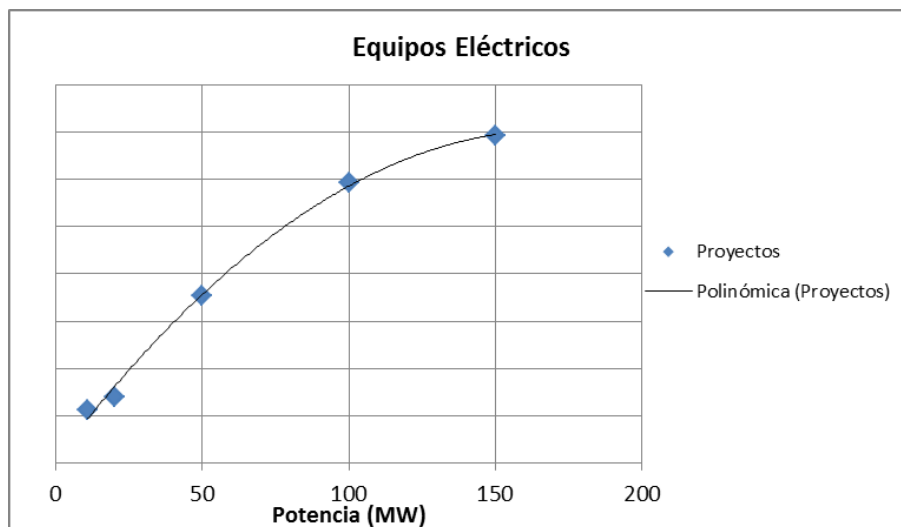


Figura 40. Costes de equipos eléctricos principales

#### 3.2.2.4.4 Instrumentación y control

##### a) Sistema de control distribuido

El sistema de control distribuido incluye todo el hardware y software encargado del control directo y remoto desde la sala de control del bloque de potencia y del campo solar. El alcance del sistema incluye la programación, suministro y puesta en

servicio del paquete completo, y su coste está muy influenciado por el número de señales y por la arquitectura de control definida. Por ello, y considerando que la arquitectura de control es similar entre proyectos, el parámetro más importante que condiciona el coste es el número de heliostatos ya que la mayor parte de las señales provienen del control del campo solar en una planta de estas características.

El ajuste de los costes vs número de heliostatos se realiza mediante expresión logarítmica mostrada en la Ecuación 21.

$$C_1 = a * \ln(N_H) + b$$

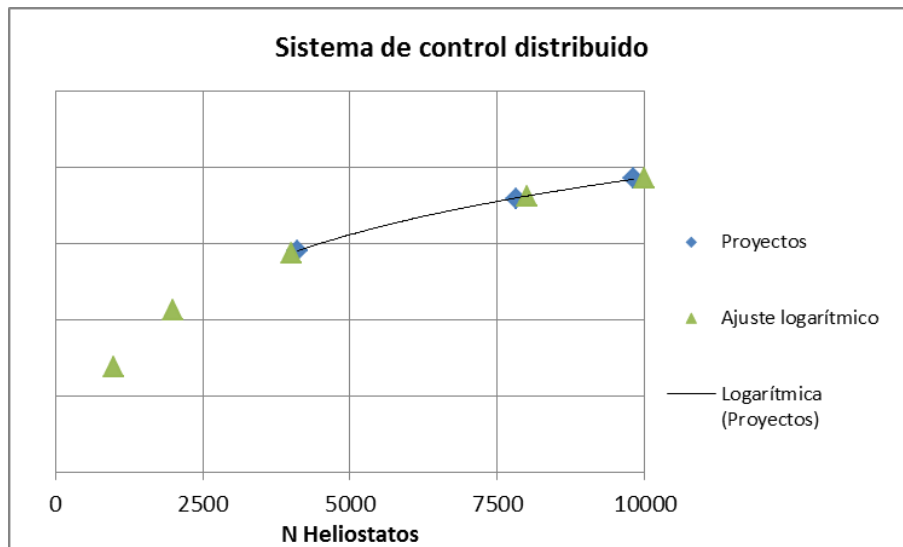
**Ecuación 21**

Donde:

- $C_1$  es el coste (normalizado en España en 2015) en el caso de cálculo para un número de heliostatos  $N_H$ .

<b>Coste (€)</b>			
<b>Año</b>	2014	2011	2015
<b>Localización</b>	Mor	USA	SA
<b>Proyecto</b>	Noor III	PS50	Kai Garib
<b>Tipo</b>	Torre sales	Torre vapor	Torre sales
<b>Heliostatos</b>	9800	4118	7820
<b>Potencia</b>	150	50	100
<b>Factor Inflación</b>	1,01	1,03	1,00
<b>Coste actualizado(€)</b>			
<b>Porcentaje montaje</b>	0%	0%	0%
<b>Coste Suministro</b>			
<b>Coste Montaje</b>	0	0	0
<b>Factor localización</b>	0,94	1,02	1,06
<b>Factor mano obra</b>	0,36	1,33	0,40
<b>Coste normalizado(€)</b>			

**Tabla 29. Sistema de control distribuido. Costes de construcción originales y normalizados.**



**Figura 41. Costes del sistema de control distribuido**

b) Estaciones meteorológicas

En las plantas termosolares existen habitualmente dos tipos de estaciones meteorológicas. Por un lado está la estación central, ubicada en la isla de potencia, que incluye pirheliómetro de precisión además de piranómetro y resto de sensores convencionales (temperatura ambiente, humedad relativa, pluviómetro, anemómetro). Además, en el perímetro del campo solar existen estaciones que no incluyen pirheliómetro y cuyo número depende del tamaño (y forma) del campo de heliostatos.

El coste considerado en esta sección incluye los equipos, estructuras de sujeción, vallado, montaje y cableado. Para la estimación se considera una única estación central y el número de perimetrales será tres para campos solares de 1000 heliostatos o inferiores, cuatro para campos entre 1000 y 3000 heliostatos y cinco en caso de campos mayores a 3000 heliostatos. El coste considerado es € para la estación central y € para las unidades perimetrales (costes normalizado en España, 2015). El origen de estos costes es el proyecto Solugas para los que se estima un porcentaje de montaje de un 10 % el coste total.

c) Sistema de comunicaciones

El sistema de comunicaciones incluye el suministro y la instalación del sistema de megafonía y cámaras de supervisión del bloque de potencia. No se incluyen cámaras de vigilancia del campo solar por práctica habitual en la mayor parte de los proyectos estudiados. La estimación se basa en una aproximación lineal con la superficie de la isla de potencia y con el coste promedio por metro cuadrado de proyectos anteriores de torre, Ecuación 22.

$$C_1 = C_0 * S_1$$

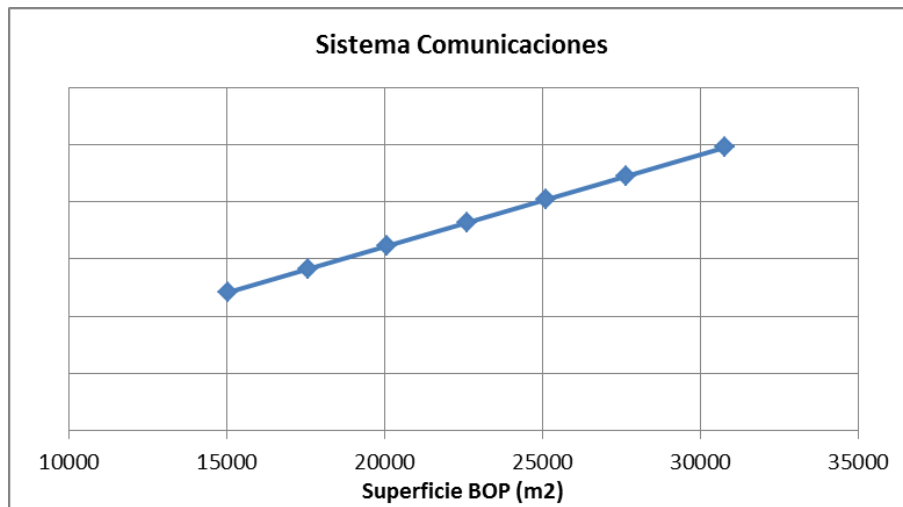
**Ecuación 22**

Donde:

- $C_1$  es el coste (normalizado en España en 2015) en el caso de cálculo con una superficie de bloque de potencia  $S_1$ .
- $C_0$  es el coste por unidad de superficie de referencia (€/m<sup>2</sup> normalizado en España en 2015).

<b>Coste (€)</b>	
<b>Coste (€/m2)</b>	
<b>Año</b>	2014
<b>Localización</b>	Marruecos
<b>Proyecto</b>	Noor III
<b>Tipo</b>	Torre sales
<b>Potencia (MW)</b>	150
<b>Superficie BOP (m2)</b>	57255
<b>Factor Inflación</b>	1,01
<b>Coste actualizado (€/m2)</b>	
<b>Porcentaje montaje</b>	15%
<b>Coste Suministro (€/m2)</b>	
<b>Coste Montaje (€/m2)</b>	
<b>Factor localización</b>	0,9
<b>Factor mano obra</b>	0,36
<b>Coste normalizado (€/m2)</b>	

**Tabla 30. Sistema de comunicaciones. Costes de construcción originales y normalizados.**



**Figura 42. Coste del sistema de comunicaciones**

#### 3.2.2.4.5 Campo solar

##### a) Heliostatos

La partida correspondiente a heliostato incluye suministro y montaje de todos los elementos estructurales, espejos, caja de control, instrumentación, mecanismo actuador y cimentación. El coste considerado no se basa en un promedio o ajuste de costes históricos ya que tanto los elementos estructurales como control y actuador han ido evolucionando temporalmente. En el caso de la cimentación, ha sido incluido un coste de cimentación promedio de varios proyectos ya que depende del tipo de terreno y cargas de viento locales. Por lo tanto, el coste más representativo corresponde a la última generación desarrollada, basada en un heliostato de 138,6 m<sup>2</sup> accionado mediante mecanismo hidráulico situado en la parte superior del pedestal.

En la Tabla 31 y la Tabla 32 se presenta el desglose de costes considerado (normalizado en España, 2015).

Partida	Coste (€/m <sup>2</sup> )
Estructura	
Espejos	
Actuador hidráulico	
I&C	
Montaje	
Cimentación	
Total	

**Tabla 31. Desglose costes heliostatos**

	Estructura	Espejos	Actuador hidráulico	I&C	Montaje	Cimentación
<b>Coste (€/m<sup>2</sup>)</b>						
<b>Año</b>	2015	2015	2015	2015	2015	-
<b>Localización</b>	SA	SA	SA	SA	SA	-
<b>Proyecto</b>	Eskom	Eskom	Eskom	Eskom	Eskom	Promedio
<b>Tipo</b>	Torre sales	Torre sales	Torre sales	Torre sales	Torre sales	-
<b>Heliostatos</b>	7820	7820	7820	7820	7820	-
<b>Factor Inflación</b>	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	-
<b>Coste actualizado(€)</b>						
<b>Porcentaje montaje</b>	0	0	0	0	100%	50 %
<b>Coste Suministro</b>						
<b>Coste Montaje</b>						
<b>Factor localización</b>	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	-
<b>Factor mano obra</b>	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	-
<b>Coste normalizado (€/m<sup>2</sup>)</b>						
<b>Coste normalizado total (€/m<sup>2</sup>)</b>						

**Tabla 32. Desglose de coste de heliostatos. Costes de construcción originales y normalizados.**

b) Cableado y fibra óptica

Este capítulo engloba el coste de suministro e instalación del cableado eléctrico y fibra óptica en el campo solar así como los equipos de I&C auxiliares del campo solar (sistema de cámaras de visión y calibración). El coste de obra civil (zanjas) se encuentra en el apartado de obra civil correspondiente.

Este coste es lineal con los metros de cableado y no tiene una economía de escala evidente en base a los datos de costes. Por este motivo, el factor de escala empleado ha sido el número de heliostatos que será en primera aproximación proporcional a la longitud de cableado, obteniéndose el coste marginal como promedio del coste de diversos proyectos. El coste obtenido es €/m<sup>2</sup> (coste normalizado en España 2015).

<b>Coste (€/m2)</b>						
<b>Año</b>	2006	2008	2014	2011	2012	2015
<b>Localización</b>	ESP	ESP	Mor	USA	SA	SA
<b>Proyecto</b>	PS10	PS20	Noor III	PS140	Khi	Kai Garib
<b>Tipo</b>	Torre vapor	Torre vapor	Torre sales	Torre vapor	Torre vapor	Torre sales
<b>Heliostatos</b>	624	1255	9800	7032	4120	7820
<b>Factor Inflación</b>	1,18	1,10	1,01	1,03	1,17	1,00
<b>Coste actualizado(€)</b>						
<b>Porcentaje montaje</b>	20%	20%	20%	20%	20%	20%
<b>Coste Suministro</b>						
<b>Coste Montaje</b>						
<b>Factor localización</b>	1	1	0,94	1,02	1,06	1,06
<b>Factor mano obra</b>	1,00	1,00	0,36	1,33	0,40	0,40
<b>Coste normalizado(€/m2)</b>						

Tabla 33. Cableado y fibra óptica del campo solar. Costes de construcción originales y normalizados.

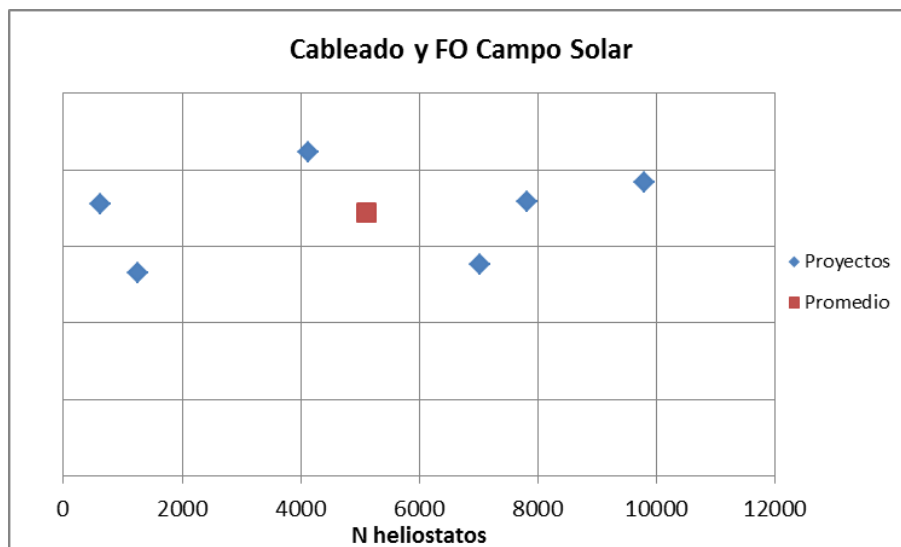


Figura 43. Coste de cableado y fibra óptica del campo solar

c) Movimiento de tierra del campo solar

La obra civil del campo solar incluye todas las actividades de desbroce, terraplenado o desmonte para cumplir con unas pendientes aceptables en el campo solar así como la ejecución de los caminos de operación y mantenimiento para vehículos (especialmente vehículos de limpieza de espejos). También está incluido en



este concepto el coste de las zanjas para el cableado en el campo solar. Esta partida está muy condicionada por el tipo de terreno y por la topografía del mismo, a pesar de que los requisitos de nivelación en un campo de heliostatos son poco exigentes (en comparación a un campo cilindro parabólicos). Los caminos de mantenimiento pueden ser simples compactaciones y mejoras de superficie en caso de ser un terreno bueno mientras que en un terreno arcilloso se requiere añadir material para garantizar la durabilidad del camino.

El coste considerado en esta partida corresponde a un terreno de propiedades medias, concretamente datos de la plataforma Solúcar. El coste no tiene una economía de escala significativa (en base a la experiencia) por lo que se decide estimar en función del número de heliostatos del proyecto de modo lineal.

El coste obtenido resulta de (coste normalizado en España 2015) calculado como promedio de las plantas de torre en una misma localización.

<b>Desbroce y nivelación (€)</b>		
<b>Caminos (€)</b>		
<b>Zanjas (€)</b>		
<b>Coste total (€)</b>		
<b>Año</b>	2006	2008
<b>Localización</b>	ESP	ESP
<b>Proyecto</b>	PS10	PS20
<b>Tipo</b>	Torre vapor	Torre vapor
<b>Heliostatos</b>	624	1255
<b>Factor Inflación</b>	1,18	1,10
<b>Coste actualizado(€)</b>		
<b>Porcentaje montaje</b>	15%	15%
<b>Coste Suministro</b>		
<b>Coste Montaje</b>		
<b>Factor localización</b>	1	1
<b>Factor mano obra</b>	1,00	1,00
<b>Coste normalizado(€)</b>		
<b>Coste normalizado(€/hl)</b>		
<b>Promedio (€/hl)</b>		

**Tabla 34. Movimiento de tierra del campo solar. Costes de construcción originales y normalizados.**

#### 3.2.2.4.6 *Obra civil*

Los costes de obra civil están muy asociados a la localización por varios motivos:

- Tipo de terreno en base al estudio geotécnico.
- Velocidad de viento de diseño.
- Sismicidad del lugar.
- Topografía.

Por lo tanto, las estimaciones económicas y los datos de origen usados para las estimaciones deben ser cuidadosamente analizados y filtrados para usarlos correctamente. En este sentido, se han utilizado (en la medida que ha sido posible por la información disponible) datos comparables entre sí, rechazando aquellos que tenían unos requisitos de diseño muy diferentes (por ejemplo Chile por sismo tiene costes de obra civil frente a otras ubicaciones o los Emiratos debido al terreno desértico). Un estudio exhaustivo de costes de obra civil conllevaría que las valoraciones tuviesen en consideración estos aspectos (resistividad del terreno, viento, sismo y topografía) pero se considera fuera del alcance de este estudio llegar a este nivel de detalle.

#### a) Edificios

En una planta de potencia, en concreto termosolar, existen diversos tipos de edificios para alojar equipos, personal, sala de control, almacén, etc. Estos edificios dependen no sólo del tamaño o tipo de proyecto sino también de la ingeniería que defina la planta. En algunos casos los pliegos de condiciones exigen requisitos no contemplados en otros o simplemente existe diversidad de criterios de tamaño o uso de los edificios entre proyectos similares. Esto conlleva que los proyectos estudiados sean difícilmente comparables entre sí y por tanto complica la comparación de costes entre proyectos. La metodología seguida ha sido por un lado calcular costes marginales ( $\text{€/m}^2$ ) para diferentes tipos de edificios y por otro lado, comparar las superficies de los edificios en varios proyectos con el objetivo de obtener un precio promedio de construcción por  $\text{m}^2$  y también definir una superficie de edificios promedio en base a históricos. Los edificios considerados en el análisis fueron los siguientes:

- Nave turbina.
- Eléctrico/administrativo/control.
- Nave de montaje de heliostatos.
- Edificios auxiliares (planta tratamiento de agua, taller, aire comprimido).

El resultado de las superficies promedio de edificios fue presentado en la Figura 28 y su valor se obtiene mediante la Ecuación 23.

A partir del cálculo de la superficie y del coste promedio por unidad de superficie se calcula linealmente el coste de los edificios mediante la siguiente expresión:

$$C_1 = C_0 * S_1$$

**Ecuación 23**

Donde:

- $C_1$  es el coste (normalizado en España en 2015) en el caso de cálculo con una superficie  $S_1$ .
- $C_0$  es el coste por unidad de superficie de referencia calculado como promedio del histórico de proyectos (€/m<sup>2</sup> normalizado en España en 2015).

<b>Coste (€/m<sup>2</sup>)</b>						
<b>Año</b>	2006	2008	2014	2015	2008	2008
<b>Localización</b>	ESP	España	Mor	SA	ESP	España
<b>Proyecto</b>	PS10	Solugas	Noor III	Kai Garib	PS20	Solnova
<b>Tipo</b>	Torre vapor	Torre	Torre sales	Torre sales	Torre vapor	CCP
<b>Potencia (MW)</b>	11	5	150	100	20	50
<b>Superficie edificios (m<sup>2</sup>)</b>	3232	202	9770	13740	1200	5544
<b>Factor Inflación</b>	1,18	1,10	1,01	1,00	1,10	1,10
<b>Coste actualizado (€/m<sup>2</sup>)</b>						
<b>Porcentaje montaje</b>	30%	30%	30%	30%	30%	30%
<b>Coste Suministro (€/m<sup>2</sup>)</b>						
<b>Coste Montaje (€/m<sup>2</sup>)</b>						
<b>Factor localización</b>	1	1	0,94	1,06	1,00	1
<b>Factor mano obra</b>	1,00	1,00	0,36	0,40	1,00	1,00
<b>Coste normalizado (€/m<sup>2</sup>)</b>						
<b>Coste promedio normalizado (€/m<sup>2</sup>)</b>						

**Tabla 35. Edificios. Costes de construcción originales y normalizados.**

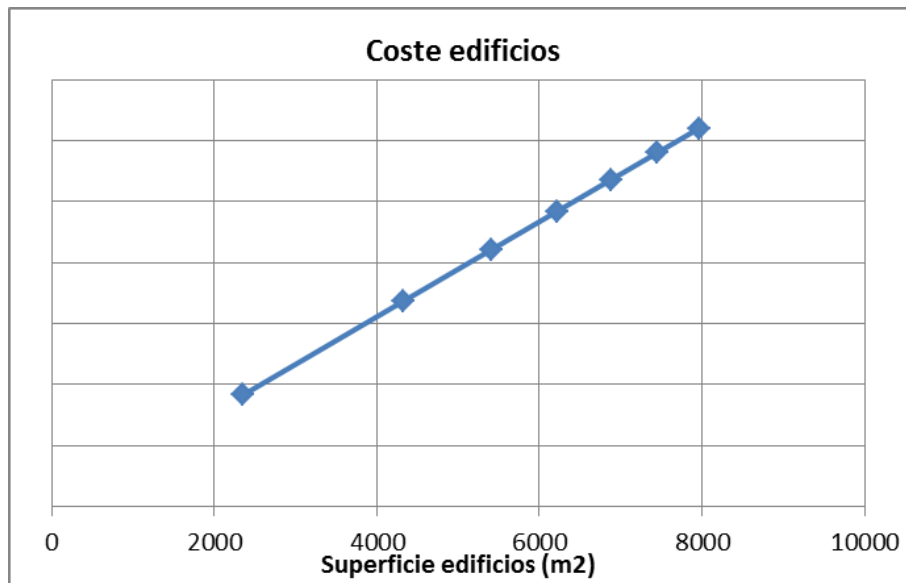


Figura 44. Costes de edificios

b) Torre Solar

La estimación de coste de una torre solar en una fase prematura de proyecto presenta una gran complejidad ya que su coste está muy influenciado por su diseño (habitualmente existe bajo nivel de detalle en esta etapa) además de por otros aspectos generales dependientes del sitio (resistividad del terreno, viento y sismo). Debe notarse que el coste de una torre solar no sólo depende de la altura, que es el parámetro usado en algunas de las referencias encontradas, sino que hay multitud de parámetros condicionantes. A continuación se describirán con más detalle algunos de estos aspectos.

- Tipo de torre: hormigón, metálica o mixta; circular o trapezoidal; fuste deslizante o trepante; fuste corrido o con hueco...
- Tipo y tamaño de receptor: un receptor de cavidad puede requerir la ejecución de uno o varios huecos frontales y pisos para este propósito (PS10 o Solugas) o la ejecución de cavidades externas (proyecto Khi); mientras que un receptor externo no tiene estos requerimientos pero su montaje es más complejo y costoso.
- Área de la torre.
- Auxiliares: tipo y número de ascensores/montacargas, protecciones térmicas del receptor, diana para calibración de heliostatos, grúas de mantenimiento, pintura...

Todos estos puntos afectan a la valoración de la torre y habitualmente son diferentes entre proyectos. Esto dificulta el uso de series históricas de costes. Para

realizar una estimación deben asumirse simplificaciones considerando que la mayor parte de estos aspectos serán comunes ya que en caso contrario se tendría una función de costes con multitud de variables. Para el análisis en cuestión se decide que el área y la altura serán las variables que definan el coste. Esta decisión se basa en que son los parámetros más influyentes en la cuantía total, en que el tipo de receptor en análisis será de cavidad y en que no se dispone de una base de datos que permita incluir otros aspectos. Se destaca igualmente que todos los datos e información presentada corresponde a torres de hormigón, sin que se entre en este análisis en comparativas con estructuras metálicas.

En base a estos dos parámetros (área de torre y altura) se utiliza la Ecuación 24 que, si bien no tiene un fundamento físico evidente (o este es desconocida por el autor), es empleada habitualmente por especialistas del sector. Si la torre no fuera de sección circular, esta ecuación debería emplearse con diámetros equivalentes.

$$C_1 = C_0 * (H_1/H_0) * (D_1/D_0)^2$$

**Ecuación 24**

Donde:

- $C_1$  es el coste (normalizado en España en 2015) en el caso de cálculo para altura  $H_1$  y diámetro  $D_1$ .
- $C_0$  es el coste de la torre de referencia (€, normalizado en España en 2015).
- $H_0$  es la altura de la torre de referencia (160 m).
- $D_0$  es el diámetro de la torre de referencia (23,9 m).

En la Tabla 36 se muestran datos reales de proyectos y la estimación obtenida mediante la aplicación de la Ecuación 24.

<b>Coste (€)</b>					
<b>Año</b>	2006	2008	2008	2014	2015
<b>Localización</b>	ESP	ESP	España	Mor	SA
<b>Proyecto</b>	PS10	PS20	Solugas	Noor III	Kai Garib
<b>Tipo</b>	Torre vapor	Torre vapor	Torre	Torre sales	Torre sales
<b>Altura</b>	125	160	90	230	230
<b>Superficie</b>	221	448	260	900	900
<b>Do</b>	16,77	23,88	18,19	33,85	33,85
<b>Factor Inflación</b>	1,18	1,10	1,10	1,01	1,00
<b>Coste actualizado(€)</b>					
<b>Porcentaje montaje</b>	10%	10%	10%	10%	10%
<b>Coste Suministro (€)</b>					
<b>Coste Montaje (€)</b>					
<b>Factor localización</b>	1,00	1,00	1,00	0,94	1,06
<b>Factor mano obra</b>	1,00	1,00	1,00	0,36	0,40
<b>Coste normalizado(€)</b>					
<b>Coste estimado (€)</b>					

**Tabla 36. Torre solar. Costes de construcción originales y normalizados. Estimaciones**

La superficie de la torre es un parámetro independiente de la altura y viene definida en función de los equipos a ubicar dentro de la misma, es decir, receptor, tuberías y turbina de gas (si va situada en su interior), además de por otros factores como pueden ser espacios para mantenimiento de equipos o espacio necesario durante la fase de construcción. A pesar de esto, dado el peso que tiene la superficie de la torre en su coste, cualquier proyecto será diseñado para minimizar este valor. Por tanto, es razonable pensar que proyectos de características similares tendrán superficies de torre sensiblemente parecidas. En este sentido, se decide buscar una relación entre la altura y diámetro de torre para simplificar la Ecuación 24 a una única variable. El resultado de esta aproximación es un ajuste lineal según la Ecuación 25.

$$D = a * H + b$$

**Ecuación 25**

Donde:

- $D$  es el diámetro para una altura  $H$ .
- $a=0,1118$       $b=7,4162$

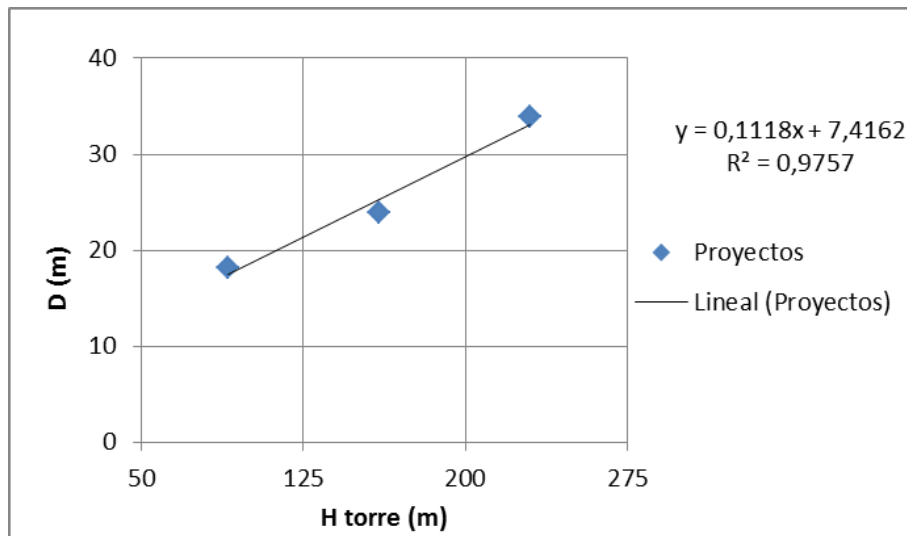


Figura 45. Diámetro torre solar vs altura de torre

Combinando la Ecuación 24 y la Ecuación 25 se obtiene la Ecuación 26.

$$C_1 = C_0 * (H_1/H_0) * ((a * H_1 + b)/D_0)^2$$

Ecuación 26

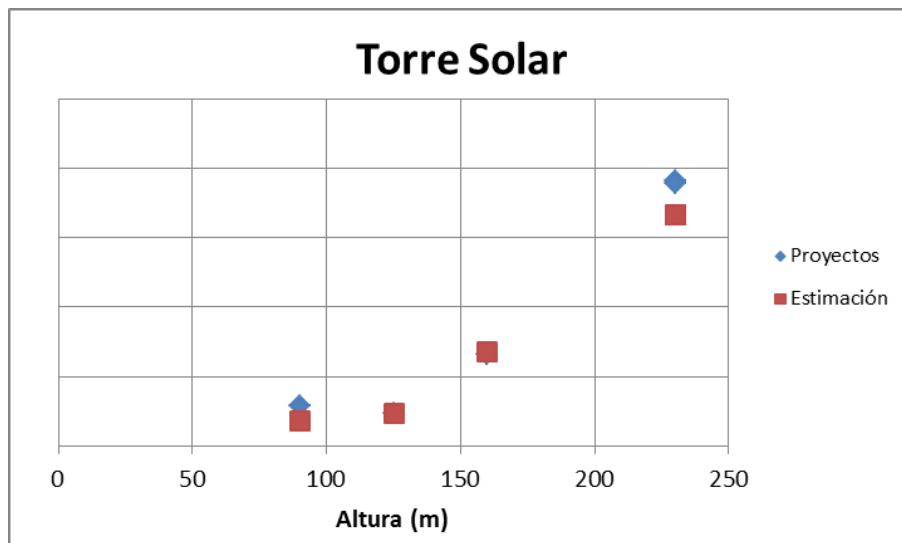


Figura 46. Costes de la torre solar

c) Urbanización

Los costes englobados en la estimación de urbanización incluyen el vial de acceso a la planta, viales en el bloque de potencia y costes de obra civil de la isla de potencia (drenajes, Acerados, etc.). Para la estimación de esta partida se considera que depende fundamentalmente de la superficie del bloque de potencia, hipótesis que se

considera lógica al mejor juicio del autor si el diseño de los viales sigue criterios similares. Con los datos mostrados en la Tabla 37 se ha calculado un coste promedio por unidad de superficie de la isla de potencia y a partir de este valor se calcula el coste de esta partida linealmente según la Ecuación 27.

$$C_1 = C_0 * S_1$$

**Ecuación 27**

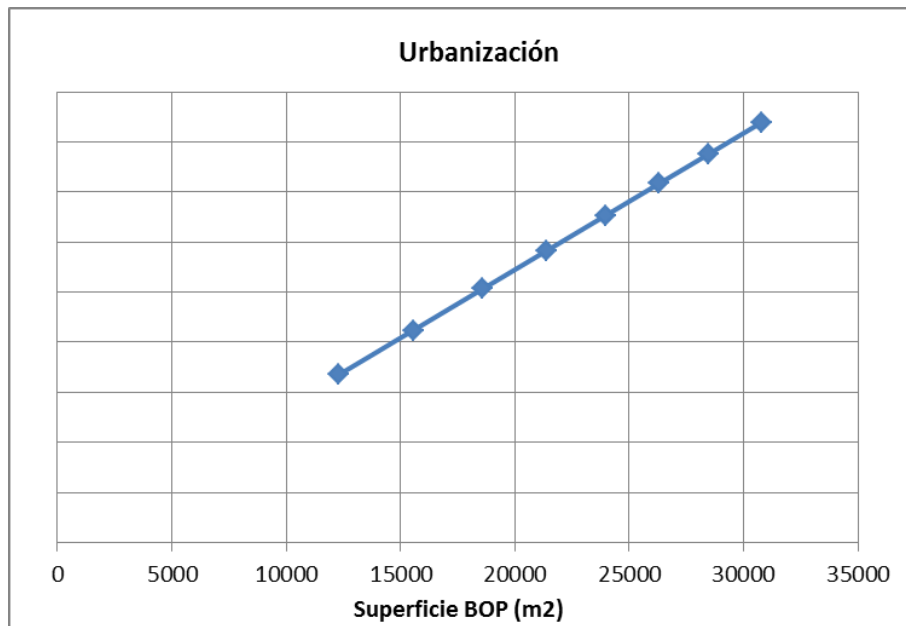
Donde:

- $C_1$  es el coste en el caso de cálculo con una superficie  $S_1$  (calculada según la Ecuación 10).
- $C_0$  es el coste por unidad de superficie de referencia calculado como promedio de la serie histórica de proyectos (€/m<sup>2</sup>, normalizado en España en 2015).

<b>Coste (€)</b>				
<b>Coste (€/m<sup>2</sup>)</b>	21,5	26,5	19,1	36,2
<b>Año</b>	2006	2008	2014	2008
<b>Localización</b>	ESP	España	Mor	España
<b>Proyecto</b>	PS10	Solugas	Noor III	Solnova
<b>Tipo</b>	Torre vapor	Torre	Torre sales	CCP
<b>Potencia (MW)</b>	11	5	150	50
<b>Superficie BOP (m<sup>2</sup>)</b>	14420	4457	57255	25920
<b>Factor Inflación</b>	1,18	1,10	1,01	1,10
<b>Coste actualizado (€/m<sup>2</sup>)</b>				
<b>Porcentaje montaje</b>	30%	30%	30%	30%
<b>Coste Suministro (€/m<sup>2</sup>)</b>				
<b>Coste Montaje (€/m<sup>2</sup>)</b>				
<b>Factor localización</b>	1,0	1,0	0,9	1,0
<b>Factor mano obra</b>	1,00	1,00	0,36	1,00
<b>Coste normalizado (€/m<sup>2</sup>)</b>				
<b>Coste promedio normalizado (€/m<sup>2</sup>)</b>				

**Tabla 37. Urbanización. Costes de construcción originales y normalizados.**





**Figura 47. Costes de urbanización**

d) Cimentaciones principales

Este concepto engloba la ejecución de las cimentaciones de los equipos principales: turbina, transformadores, aire comprimido, planta de tratamiento de agua y tanques. Las cimentaciones de los heliostatos están en la partida de heliostatos de campo solar y la cimentación de la torre está incluida en la partida de torre.

Los valores la serie histórica de proyectos se han ajustado por una regresión lineal, proporcionando un coeficiente de ajuste bueno. Se concluye de esto que no existe economía de escala, es decir, que no se obtiene mejora en el precio marginal por un aumento de potencia del proyecto. Ver Ecuación 28.

$$C_1 = a * P_1 + b$$

**Ecuación 28**

Donde:

- $C_1$  es el coste en el caso de cálculo con una potencia de turbina  $P_1$ , normalizado en España en 2015.

<b>Coste (€)</b>					
<b>Año</b>	2006	2014	2008	2013	2011
<b>Localización</b>	ESP	Mor	España	España	USA
<b>Proyecto</b>	PS10	Noor III	Solnova	Mazara	PS50
<b>Tipo</b>	Torre vapor	Torre sales	CCP	Torre	Torre vapor
<b>Potencia</b>	11	150	50	50	50
<b>Factor Inflación</b>	1,18	1,01	1,10	1,02	1,03
<b>Coste actualizado(€)</b>					
<b>Porcentaje montaje</b>	30%	30%	30%	30%	30%
<b>Coste Suministro (€)</b>					
<b>Coste Montaje (€)</b>					
<b>Factor localización</b>	1,00	0,94	1,00	1,00	1,02
<b>Factor mano obra</b>	1,00	0,36	1,00	1,00	1,33
<b>Coste normalizado(€)</b>					

Tabla 38. Cimentaciones principales. Costes de construcción originales y normalizados.

Es necesario destacar que en los costes presentados no se han considerado los costes de cimentación de tanques de sales (NOOR y Kai Garib) ni los costes de cimentación del subsistema de aceite térmico o HTF (Solnova) por no ser de aplicación en el análisis de la planta de referencia.

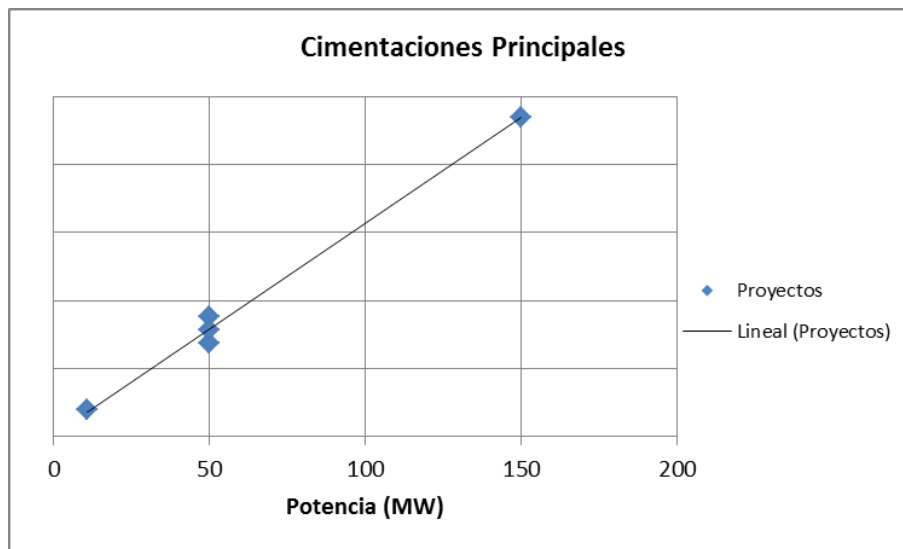


Figura 48. Costes de cimentaciones principales

#### 3.2.2.4.7 Costes Indirectos

A continuación se enumeran los costes incluidos y las estimaciones consideradas en estas partidas. Dichas partidas pueden estar afectadas por la

localización u otros aspectos pero estos no serán tenidos en cuenta por la casuística tan grande que podría plantearse. Por el contrario, estas estimaciones (realizadas como porcentaje del coste total del proyecto) provienen de información proporcionada por personal experto en ofertas de plantas de potencia.

- Ingeniería: se estima este coste como un porcentaje del coste total de proyecto, entre % dependiendo del tamaño en el rango 5 - 150 MW.
- Puesta en marcha: se considera un % del coste total de proyecto.
- Garantías: se considera un % del coste total de proyecto.
- Repuestos: se considera un % del coste total de proyecto.
- Gastos generales: personal, implantación, seguros y otros. Se considera un % del total.
- Contingencias: % del total del proyecto.

#### 3.2.2.4.8 Beneficio Industrial

El beneficio industrial o margen económico del proyecto (para la empresa constructora) considerado como un % del coste total de construcción.

### 3.2.3 Costes en fase de operación y mantenimiento (O&M)

La etapa de operación y mantenimiento se inicia contractualmente tras la superación de prueba de prestaciones de la central (conocida como COD, *Commercial Operation Date*). En este momento, el equipo de puesta en marcha perteneciente a la empresa de construcción EPC cede la responsabilidad de funcionamiento de la central a la empresa de O&M. Es práctica habitual que el equipo de O&M sea contratado entre 6 meses y 1 año anterior a esta fecha para iniciar su formación y poder realizar esta transición de modo controlado.

En un esquema habitual de proyecto termosolar, la SPE contrata la O&M a una empresa especializada en estas funciones que puede ser la empresa de construcción, una subsidiaria de ella o incluso una empresa independiente. Adicionalmente a este contrato, la SPE tiene que sufragar otra serie de costes no incluidos en el alcance de estos servicios. En este contexto, los costes de O&M de un proyecto termosolar pueden desglosarse en dos capítulos diferenciados, el primero de los cuales corresponde al contrato de mantenimiento con la empresa de O&M (denominados como costes directos O&M) mientras el segundo englobaría todos aquellos costes adicionales excluidos en el contrato anterior, tales como los costes de mantenimiento de la SPE, costes de imprevistos (por ejemplo son típicos los cambios de

condicionantes legales o medioambientales), costes de combustible, agua, terrenos, seguro de producción garantizada y otros que habitualmente no soporta la empresa de mantenimiento. En la Tabla 39 se engloban las partidas principales que se irán cuantificando a lo largo del apartado.

<b>Costes directos O&amp;M</b>	Personal
	Contratistas externos
	Mantenimiento de turbina
	Repuestos
	Consumibles
	Seguros equipos
	Gastos generales
	Margen
<b>Otros costes O&amp;M</b>	Personal SPE
	Seguro de producción garantizada
	Combustible
	Agua
	Terrenos
	Contingencias

**Tabla 39. Desglose de costes de O&M**

Los costes de O&M tienen una componente fija y una componente variable, es decir, existe una serie de costes que son independientes de la generación (como puede ser el personal o alquiler de los terrenos) y existen partidas cuyo importe está influenciado por la producción de la central (como son los consumibles o repuestos). Las centrales termosolares se diseñan y financian en base a un año meteorológico tipo para la localización y a unos modos de operación, empleando para ello modelos de funcionamiento adecuados. En base a esta predicción de producción se pueden planificar las horas de funcionamiento de los equipos, las paradas de mantenimiento, etc. Por lo tanto es posible estimar los costes variables que tendrá la central a partir del funcionamiento esperado de la misma. En este sentido, los costes variables de O&M se transforman en costes fijos siempre y cuando no haya variaciones significativas respecto del modelo de prestaciones de diseño.

### 3.2.3.1 Costes directos O&M

En el presente trabajo se denomina costes directos O&M a todos aquellos incluidos en el contrato de O&M que es suscrito a una empresa especializada. A continuación se cuantifican todos estos costes dividiendo según las categorías enumeradas en la Tabla 39. La información para llevar a cabo las estimaciones se basa

en datos económicos de series históricas de proyectos, en conversaciones mantenidas con expertos del sector y en el mejor criterio del autor.

a) Coste de personal

Una de las partidas más importantes del presupuesto de O&M se dedica al pago del personal directamente contratado por la empresa de operación. Este coste está influido por la localización del proyecto ya que los salarios locales varían considerablemente de una ubicación a otra.

El organigrama genérico de un proyecto termosolar ha sido definido incluyendo la definición de los puestos tal y como refleja la Figura 49. Por otro lado, el número de personas asignadas a cada puesto ha sido estimado en función de la potencia del proyecto tal y como se detalla en la Tabla 40. La representación gráfica de la estimación se muestra en la Figura 50 y el cálculo de costes se realiza mediante la Ecuación 29.

Los costes reflejados en la Tabla 40 corresponden a España, año 2015. Igualmente, el número de personas incluidas en la valoración tiene en cuenta los turnos de trabajo en los que son necesarias 3 personas para cubrir una jornada laboral de 7 días a la semana y 12 horas al día, o 5 personas para cubrir un puesto de dedicación 7 días a la semana y 24 horas al día.

En el modelo económico del proyecto se ha incluido una partida correspondiente a la incorporación del personal el año anterior a la entrada en operación del proyecto y se ha considerado que el personal se contrata 6 meses antes de la puesta en operación de la central.

$$C = a * P^2 + b * P + c$$

**Ecuación 29**

Donde:

- $C$  es el coste en el caso de cálculo con una potencia de turbina  $P$ , normalizado en España en 2015.

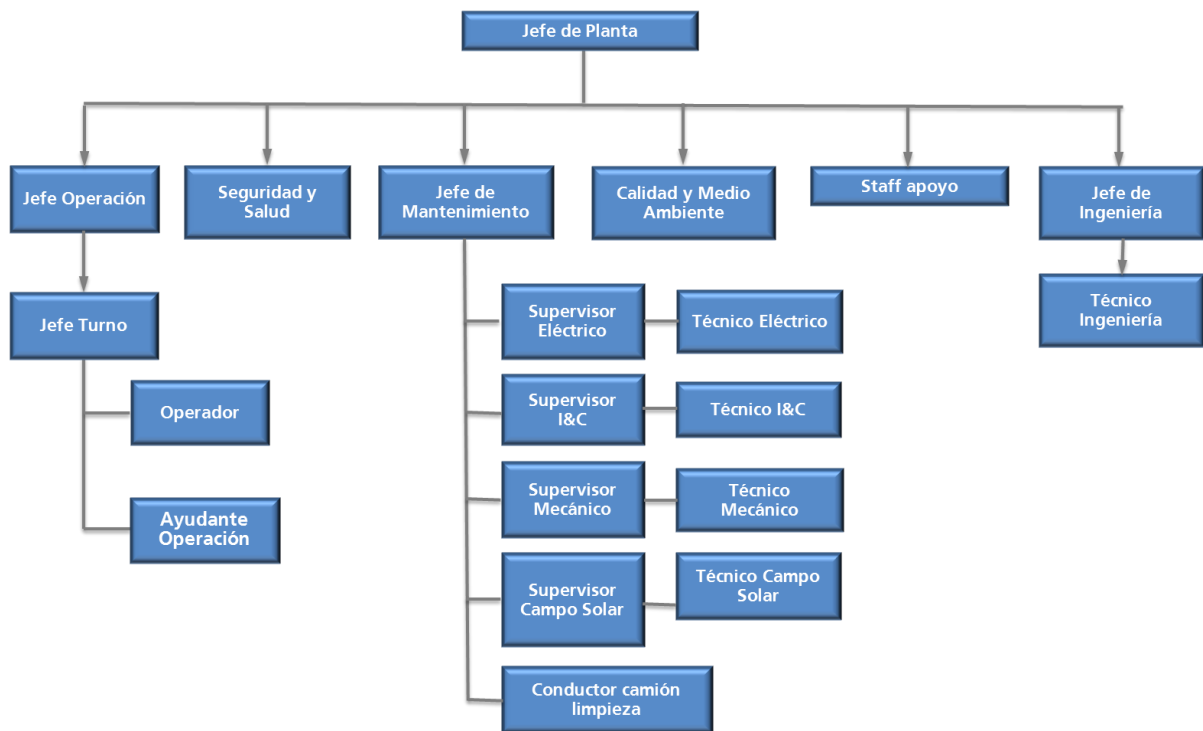
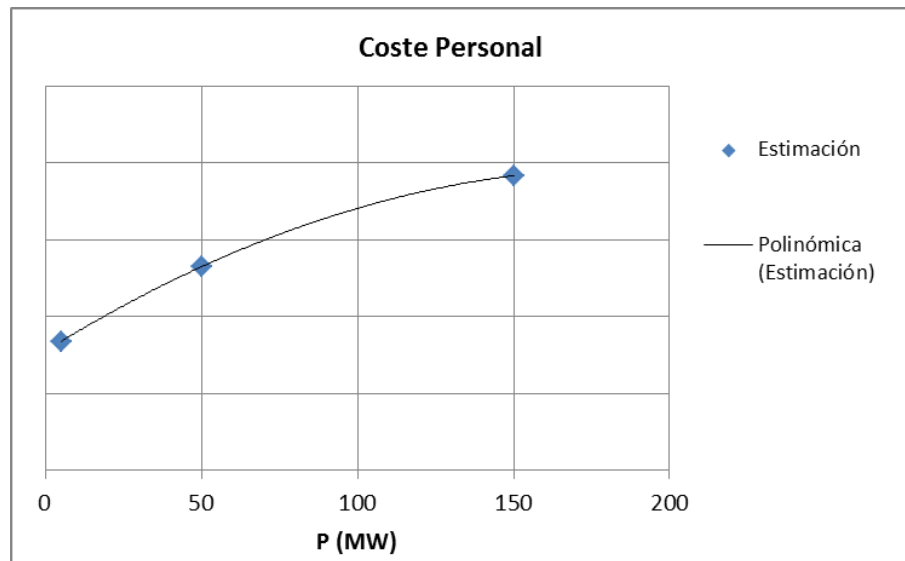


Figura 49. Organigrama del personal de O&M

Cargo	Sueldo (€/año)	Coste empresa (€/año)	Empleados 5 MW	Empleados 50 MW	Empleados 150 MW
Jefe Planta			1	1	1
Jefe Operación			1	1	1
Jefe de Turno			3	3	5
Operador			5	5	5
Ayudante Operación			0	5	10
Jefe Mantenimiento			1	1	1
Supervisor			2	3	4
Técnicos			0	3	8
Conductor			1	2	3
Jefe Ingeniería			0	1	1
Técnico Ingeniería			1	1	1
Técnico seguridad y salud			1	1	2
Técnico calidad			0	1	1
Personal apoyo			1	2	3
<b>Total</b>			<b>17</b>	<b>30</b>	<b>46</b>

Tabla 40. Personal y costes de O&M.

Con la información mostrada anteriormente se obtienen los costes de personal reflejados en la Figura 50.



**Figura 50. Costes de personal O&M vs Potencia planta. España, 2015.**

b) Contratistas externos

- El presupuesto dedicado a contratistas externos incluye aquellas tareas que no son realizadas por el personal perteneciente a la plantilla de O&M, es decir, aquellas que son externalizadas. Por citar algunos ejemplos es habitual contar con los siguientes servicios subcontratados: empresa o laboratorio de análisis químicos.
- Empresa de gestión de residuos.
- Alquiler vehículos (grúas, máquinas elevadoras, etc.).
- Empresa de mantenimiento del terreno (herbicidas, desbroces).
- Empresa de mantenimiento de equipos de tratamiento de agua.

Es importante hacer notar que el esquema de subcontratación puede variar de un proyecto a otro. Es decir, los servicios que la empresa de O&M hace mediante contratación externa no siempre son iguales sino que dependen del tamaño del proyecto y de otras razones particulares como la disponibilidad de personal especializado y/o empresas cualificadas. Por citar un ejemplo, un proyecto de un tamaño pequeño probablemente no cuente con un especialista en instrumentación y control ya que puede ser más económico pagar por los servicios de forma puntual a un tercero que tener una persona en plantilla. Esto no ocurriría si el proyecto tiene un tamaño mayor. Por lo tanto, las partidas “Personal” y “Contratistas Externos” tienen una posible interacción entre ellas que no se puede valorar en esta fase previa de estimación. Por ello el importe asociado a esta partida es del 5% del presupuesto total de mantenimiento.

- Mantenimiento de turbina

El mantenimiento de las turbinas lo realiza en la mayoría de los casos el fabricante del equipo bajo un contrato denominado LTSA (*Long Term Service Agreement*). Este contrato se negocia durante la fase de compra del equipo y suele durar hasta la primera revisión completa o “major overhaul” (prorrogable). Mediante este contrato el fabricante garantiza las prestaciones de la máquina sujeta a una serie de condicionantes y requisitos durante la operación. De este modo, en lo que concierne a este subsistema, el operador cumple con las prestaciones previstas (incluidas en los modelos financieros) y asegura el buen funcionamiento de un equipo clave en la operación de la planta.

En este contrato, el fabricante establece un plan detallado de las tareas de mantenimiento necesarias para garantizar la curva de degradación prevista durante la operación de la turbina. Esta curva de degradación tiene forma de dientes de sierra en la que se recupera el valor de rendimiento tras las paradas programadas. El número y tipo de inspecciones (*overhauls*) depende de las horas de operación equivalente de la turbina. A su vez, el número de horas de operación equivalente depende de la operación del equipo; se obtiene a partir del número de arranques y paradas, cambios bruscos de carga, composición del combustible, número total de horas reales de operación, operación fuera de sincronismo y otros factores. Según una formulación que se establece en el contrato LTSA, se calcula el periodo entre mantenimientos programados que se reduce al endurecer las condiciones de operación (mayor número de arranques y paradas, operación a carga parcial...). El plan de mantenimiento define una serie de inspecciones con diferentes alcances (*standby inspections, running inspections*, otras). En función del tipo de parada, el alcance será diferente: inspección de la cámara de combustión, rotor, *hot path*, sistema de lubricación, otros.

Para establecer el plan de mantenimiento de la turbina y poder cerrar un alcance/coste del contrato de mantenimiento del equipo, se realiza una planificación de funcionamiento de la central termosolar en base a un año meteorológico tipo y a los condicionantes operativos que tenga el proyecto en cuestión. Esta información se extrae del “Performance Model” (o modelo de prestaciones) de la planta.

El coste de este contrato se estima en base a costes de proyectos anteriores mostrados en la Tabla 41 y gráficamente en la Figura 51. Como puede apreciarse, la distribución de los valores es bastante dispersa por diversos motivos como pueden ser la localización, el suministrador o las condiciones comerciales específicas de cada caso. Para evitar esta dispersión se filtran y promedian algunos de los valores presentados y se muestran de nuevo en la Figura 52. La estimación usada para esta partida de costes se calcula mediante ajuste logarítmico de los valores según la Ecuación 30.

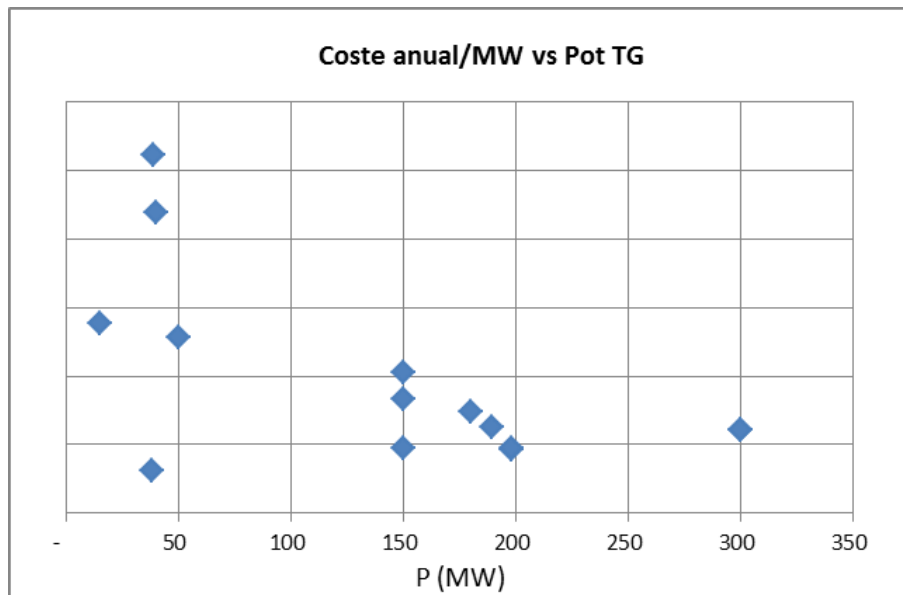


$$C = a * e^{b * P}$$

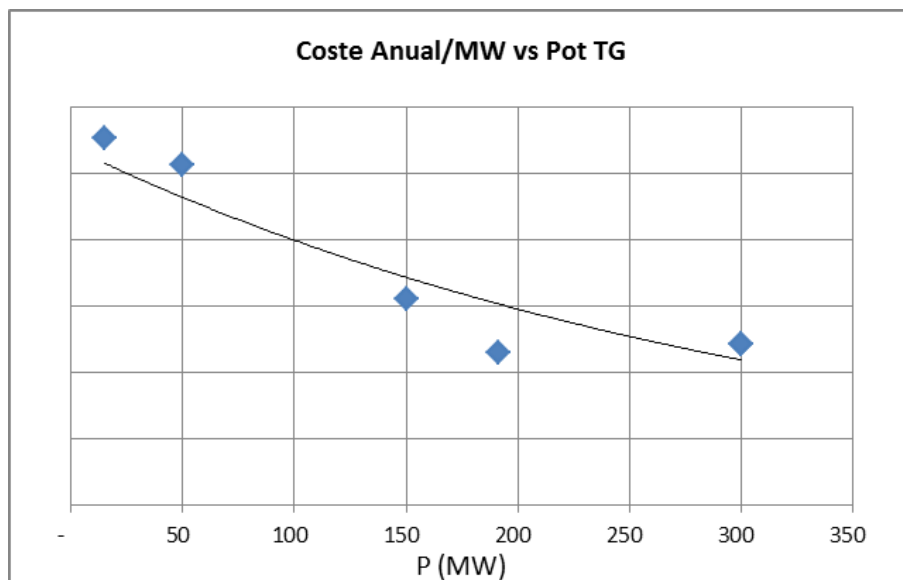
**Ecuación 30**

Donde:

- $C$  es el coste en el caso de cálculo con una potencia de turbina  $P$ , normalizado en España en 2015.



**Figura 51. Coste del contrato de mantenimiento de turbina en función de la potencia (todos).**



**Figura 52. Coste del contrato de mantenimiento de turbina en función de la potencia.**

Proyecto	GTs	Modelo GTs	Potencia Unitaria GT (MW)	Coste anual (\$/Año)	Coste anual por turbina (\$/año)	Coste anual (\$/MW)
Enernova	1	GE: LM 1600	15			
Rompetrol	2	GE: LM 6000 PD	38			
Agua Prieta	2	GE: LM 6000 PH Sprint	39			
Hassi R'Mel	2	Siemens: SGT 800	40			
Sniace	2	GE: LM 6000	50			
Abent3T	1	GE: 7FA 05	150			
El Salto	1	Mitsubishi: M501GAC	198			
Ain Benni Mathar	2	Alstom: GT13E2	150			
Agua Prieta (500MW)	2	GE: 7FA.04	180			
A4T	2	GE: 7FA.05	198			
Topolobampo III	2	MHP SA: M501JGE	300			
NorOeste (Topolobampo II)	2	MHP SA: M501JGE	300			
Nuevo Norte III	4	GE: 7FA04	150			
NorEste	4	GE: 7FA.04	189			

**Tabla 41. Costes de contratos de mantenimiento de turbina de gas (año 2015)**

- Repuestos y consumibles

Los repuestos y consumibles son los costes variables más destacados durante la operación de la central. Según esta clasificación su estimación debería realizarse por unidad de generación. No obstante es muy complicado disponer de información suficiente y contrastada para esta valoración unitaria ya que en la práctica estos costes variables se transforman en costes fijos. La producción de una central termosolar tiene una producción prevista y planificada en función de un año meteorológico y de los condicionantes de cada proyecto, por lo tanto la generación es sensiblemente similar anualmente y los costes variables son por lo tanto del mismo orden cada año.

En esta línea, se considera que estas partidas representan un porcentaje anual constante del % del coste O&M total en caso de los repuestos y un % en el caso de los consumibles.

- Seguros y gastos generales

Otras partidas menores del coste directo de O&M se dedican al seguro de equipos (vehículos, personal) y gastos generales (luz, limpieza, telefonía). Al igual que

los repuestos y consumibles, su estimación se realiza mediante un porcentaje constante anual del coste O&M total, en este caso del %.

- Beneficio industrial

Las valoraciones anteriores indicadas en este capítulo eran costes directos de la empresa subcontratada para la O&M, esto conlleva que deba incluirse un porcentaje de margen o beneficio de esta empresa. El margen se calcula como un % del coste del contrato O&M o coste de venta de la empresa; es decir, no es un porcentaje del coste O&M total sino un porcentaje del coste más margen.

### 3.2.3.2 Costes no incluidos en el contrato de O&M

El total de costes de O&M de una central incluye otras partidas adicionales al contrato de O&M descrito en el apartado anterior. A continuación se describen y cuantifican las más significativas.

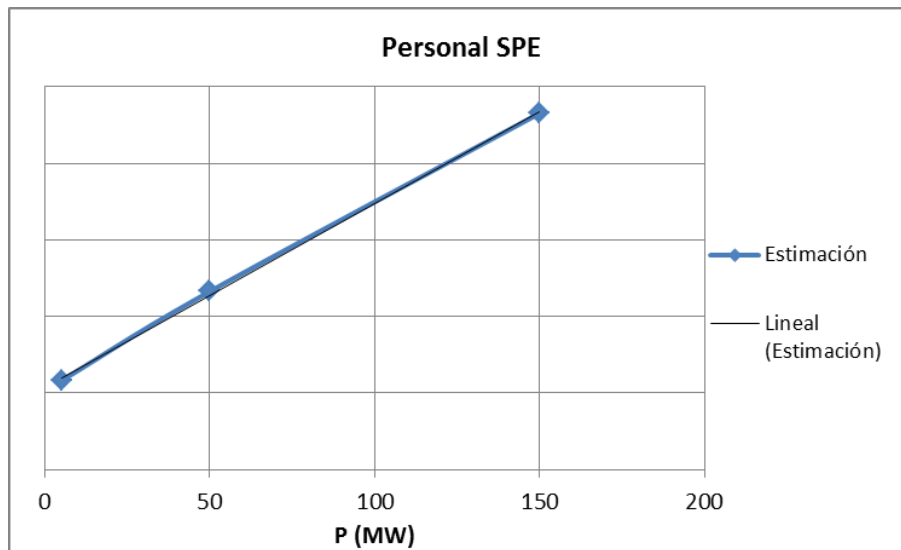
- Personal SPE

La plantilla de la Sociedad de Propósito Específico encargada de gestionar la planta a lo largo de su vida útil estará formada al menos por un director general, un responsable económico y un responsable técnico. Estas personas estarán a dedicación completa para un proyecto de cierta envergadura y compartirán su desempeño entre varias sociedades (u otras tareas) en caso de ser un proyecto pequeño. En base a este criterio se considera el escenario mostrado en la Tabla 42 (costes España, año 2015)

Cargo	Sueldo (€/año)	Coste empresa (€/año)	Empleados 5 MW	Empleados 50 MW	Empleados 150 MW
Director General			0,25	0,5	1
Responsable Económico			0,25	0,5	1
Responsable Técnico			0,25	0,5	1
<b>Total</b>			<b>0,75</b>	<b>1,5</b>	<b>3</b>

**Tabla 42. Personal y costes de la Sociedad de Propósito Específico.**

Con la información mostrada anteriormente se obtienen los costes de personal reflejados en la Figura 53.



**Figura 53. Estimación de costes de la Sociedad de Propósito Específico.**

- Seguro Garantía de Producción

La Sociedad de Propósito Específico contrata un seguro de garantía de producción cuyo objetivo es asegurar los ingresos incluidos en el modelo financiero en caso de un problema operativo o de fallo de algún equipo de la central. El coste anual de este seguro se estima en el % del coste de venta EPC.

- Combustible

El coste de combustible se fija en 8 €/MBTU. Adicionalmente se realiza un análisis de sensibilidad de resultados para costes de 4 y 12 €/MBTU. Ver apéndice 10.3

- Terrenos

El coste de los terrenos se imputa en régimen de alquiler que es la práctica más habitual en este tipo de proyectos. Se considera para la estimación un coste anual de €/ha sin incluir correcciones por localización. Esta hipótesis puede resultar errónea en ciertas localizaciones con terrenos de cultivo de regadío. No obstante, por la naturaleza del estudio se decide no incluir esta casuística, dándose por válido un coste promedio.

La estimación de superficie e importes se muestran en la Tabla 43 y se calculan mediante la Ecuación 31. Debe notarse que la estimación de superficie se basa en datos reales de implantaciones de proyectos.

$$C = a * N_H^2 + b * N_H + c$$

**Ecuación 31**

Donde:

- $C$  es el coste en el caso de cálculo con  $N_H$  heliostatos, normalizado en España en 2015.

Ver Figura 54 para más información.

Número heliostatos	Superficie (Ha)	Coste (€/año)
300	30	
4000	250	
10000	700	

Tabla 43. Coste anual de alquiler de terrenos.

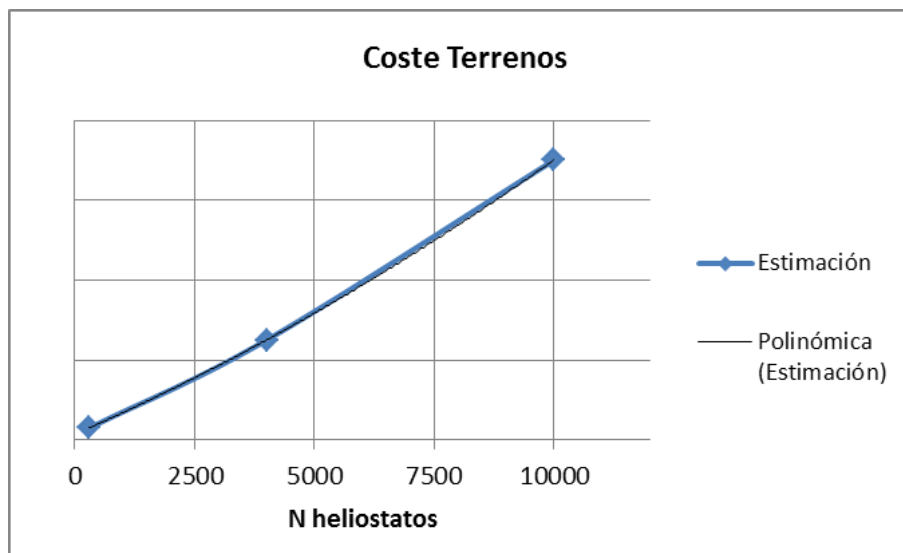


Figura 54. Coste anual de alquiler de terrenos.

- Agua

En esta partida se valora el coste de suministro de agua bruta a la central, es decir, sin incluir el coste posterior de tratamiento o depuración. El coste de suministro del agua en una central puede tener un abanico de coste amplio en función del origen del suministro. Cabe citar como ejemplos los proyectos situados en España en los que el agua se toma de un río o pozo por medio de una concesión. En este caso el coste de suministro es nulo. Sin embargo en el caso del desierto Antofagasta (Chile), el agua es un bien muy escaso y valorado, llegando a tener un coste del orden de 5 \$/m<sup>3</sup>.

En el caso en estudio, el consumo de agua principalmente es de agua de limpieza de espejos (agua osmotizada) tal y como se explicó en la sección 3.3.2. El resultado fue un consumo anual de agua bruta de 2,01 m<sup>3</sup>.

Debido a la potencial disparidad en el coste de suministro se calcula el coste del suministro total de agua en función del número de heliostatos para el rango 2 – 5 €/m<sup>3</sup> de coste marginal, a fin de evaluar la influencia de esta partida en el cómputo global de los costes O&M. Los resultados se presentan en la Tabla 44 y en la Figura 55. Se observa que el coste total de suministro de agua respecto del total del coste O&M supone un porcentaje inferior al 1% en el caso más desfavorable (5€/m<sup>3</sup>). Se toma por tanto un valor de 2 €/m<sup>3</sup> (coste promedio) para los cálculos de esta tesis. En la Ecuación 32 se muestra la relación con el número de heliostatos del campo solar.

$$C = a * N_H$$

**Ecuación 32**

Donde:

- $C$  es el coste en el caso de cálculo con  $N_H$  heliostatos, normalizado en España en 2015.
- $a=4,02$

Número heliostatos	Consumo (m3/año)	Coste agua (2€/m3)	Coste agua (5€/m3)
<b>100</b>	201	402	1005
<b>500</b>	1005	2010	5025
<b>2000</b>	4020	8040	20100
<b>3000</b>	6030	12060	30150
<b>10000</b>	20100	40200	100500

**Tabla 44. Coste total anual de agua en función del coste de suministro.**

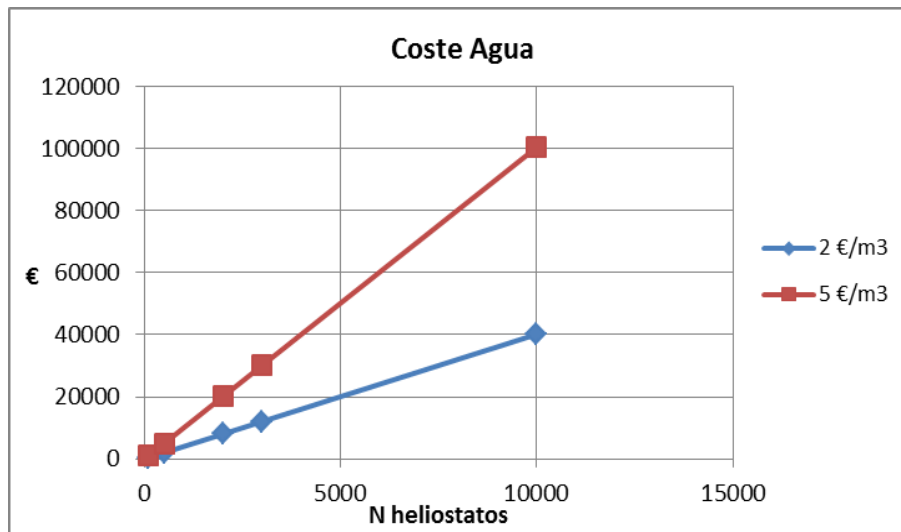


Figura 55. Coste total anual de agua en función del coste de suministro.

- Contingencias

Dentro de los costes soportados durante la fase de O&M es muy habitual la aparición de imprevistos, modificaciones de proyecto, reparaciones no cubiertas por la garantía ni por el contrato O&M ni seguros, etc. A modo de ejemplo se citan:

- Modificaciones en normativa que impliquen modificaciones de proyecto: disminución de los parámetros legales de vertido de efluentes.
- Cambios en los requisitos medioambientales (emisiones).
- Modificación de la calidad de suministro del agua.
- Errores o modificaciones de las hipótesis de partida durante la promoción del proyecto.

Para hacer frente a estos imprevistos, es habitual incluir una partida de contingencias o colchón económico. Esta importe puede contabilizarse en su totalidad a inicios de la O&M o prorratearse anualmente. Esta bolsa económica puede resultar insuficiente (lo que disminuiría el beneficio neto de la SPE) o tener superávit (con efecto contrario). En este trabajo se considera un coste anual para contingencias del % del coste EPC que sería satisfecho en el mismo año que se contabiliza.

### 3.2.4 Costes en fase de desmantelamiento

Los costes de desmantelamiento (*decommissioning costs*) o valor residual de las instalaciones corresponden al coste (positivo o negativo) de desmantelar la planta una vez finalizado su periodo de operación. Por lo tanto, deben ser estimados e incluidos

en un modelo financiero de evaluación de proyectos ya que deben considerarse todos los flujos de caja en la vida útil del mismo.

La fase de desmantelamiento del proyecto es la fase final del mismo en la que la operación concluye y se procede a desmontar todos los equipos. La duración de esta etapa así como los costes asociados son descritos con mucha incertidumbre en las referencias encontradas y la información publicada es muy poco detallada. Según fuentes consultadas (Agencia Internacional de la Energía [176]) los costes de desmantelamiento de una central nuclear pueden ser del orden del 15%, mientras que descienden al 5% del coste de construcción en una central térmica convencional; finalmente, en una central fotovoltaica o aerogenerador estos costes pueden llegar a tener un valor residual. Otras fuentes consultadas (EU Commission Ecofys [177] 273, UK Electricity Cost [178]) defienden que los costes de desmantelamiento se sufragan con la venta de equipos y chatarra existentes en la central.

Las razones principales de esta falta de información o de la existencia de información contradictoria son:

- Falta de referencias previas ya que los proyectos termosolares (comerciales) aún no han llegado a la fase de desmantelamiento.
- La actualización de los costes de desmantelamiento al año cero del proyecto hace que estos costes sean prácticamente despreciables en valores actuales por lo que tienen una influencia muy pequeña sobre la viabilidad del proyecto.
- Dificultad de estimar con tanta antelación el valor residual de los equipos.
- Desconocimiento del estado de los equipos al final del proyecto (posibles sustituciones y/o reparaciones).

En este contexto de incertidumbre contar con una estimación rigurosa en base a ofertas de proveedores no sería tarea fácil, requeriría multitud de hipótesis cuya ocurrencia no estaría asegurada. Por otro lado cualquier estimación en base a históricos debería estar respaldada o justificada con un histórico de proyectos ya desmantelados, si bien esto no es posible conseguirlo en proyectos termosolares que no han llegado aún a esta fase.

Por lo tanto, los datos de partida están limitados a los siguientes puntos:

- El valor de la chatarra (acero proveniente de las estructuras del campo solar) tendrá un importe no despreciable.
- El valor de los equipos al final de su vida útil para ser usados en otra instalación es cuestionable dado el carácter innovador de este tipo de centrales y por lo tanto su dudosa aplicación dentro de 25 años.



- El uso de los equipos en una central termosolar es muy severo dadas las duras condiciones de operación, no sólo por cuestiones meteorológicas sino también por el carácter cíclico de la operación.
- Baja influencia del coste de desmantelamiento en los resultados del modelo financiero al actualizar al año cero.

En base a la incertidumbre y escaso impacto en los resultados se considera para los cálculos de la tesis considerar coste nulo de desmantelamiento en el modelo financiero.

### **3.3 Modelo Económico Financiero**

La evaluación del proyecto termosolar y por tanto el modelo económico dependen de varios aspectos que se describen a continuación:

#### **3.3.1 Fase del proyecto**

La valoración de un proyecto será distinta según el grado de avance del mismo o fase temporal en la que se realice la evaluación al tener una disponibilidad de datos así como unos objetivos diferentes. De modo ilustrativo se definen cuatro posibles fases en las que puede evaluarse un proyecto aunque podrían hacerse clasificaciones distintas.

- 1- Análisis de Previabilidad: esta evaluación se realizaría en una fase temprana del proyecto, en la que se cuenta con datos limitados. Desde el punto de vista técnico los datos disponibles podrían ser típicamente una ingeniería conceptual del proyecto, mientras que desde el punto de vista económico es habitual no tener información concreta de la retribución por la energía o marco fiscal. Otros factores como la localización o planificación del proyecto no suelen estar definidos. El objetivo del análisis en esta fase puede ser comparar frente a proyectos de otras tecnologías; también es posible durante la fase de diseño o especificación del proyecto comparar entre diferentes tamaños o configuraciones de equipos dentro de una misma tecnología. La estimación de los costes de proyecto en esta fase se realiza típicamente en base a ratios de potencia, extrapolaciones de proyectos similares, etc. Los cálculos de producción son poco exhaustivos. Una herramienta económica de comparación adecuada sería el LCOE que podría ser complementado por otra medida o ratio que tenga en cuenta el tamaño de la inversión en el caso de existir rangos de presupuestos muy amplios. En

este tipo de evaluaciones, el grado de incertidumbre es elevado por lo que la precisión de la estimación es previsiblemente baja.

- 2- **Análisis de Viabilidad:** en una fase posterior de progreso se puede realizar una evaluación más concreta. Para ello se debería contar con una definición técnica del proyecto (descripción de equipos, características principales, necesidades de O&M, etc.), así como una estructura financiera definida. El modelo económico de proyecto se puede realizar con una estimación de costes desglosada, adaptada a la localización y con una planificación determinada. El modelo de producción puede incluir las particularidades de los equipos y de la localización tales como curvas de corrección o degradación. Con este nivel de información se puede valorar el proyecto de un modo más preciso. En este caso también sería válida una herramienta de cálculo como el LCOE pero con mayor nivel de rigurosidad en los cálculos respecto al caso anterior.
- 3- **Análisis de Rentabilidad:** en el supuesto de existir un marco retributivo y fiscal definido (además de la información disponible en la fase anterior) será posible analizar la rentabilidad y/o comparar con otras inversiones (no limitadas a plantas de potencia) mediante el uso de otras medidas de cálculo como son la TIR o el VAN.
- 4- **Control económico de proyecto:** esta evaluación económica se realiza durante alguna de las fases del proyecto una vez está iniciado (construcción o explotación). Se basa en el análisis de datos económicos reales (ya acometidos o por acometer en el ejercicio contable en análisis). Las herramientas habituales de control son la cuenta de resultados y los balances económicos.

Puede extraerse que a mayor nivel de definición del proyecto, el modelo económico puede ser más exhaustivo. En el presente trabajo, el análisis económico será un estudio de viabilidad con una estimación de costes basada en una definición de equipos concreta, una localización definida y una planificación de proyecto determinada. Al carecerse de una estimación de ingresos se descarta cualquier análisis de rentabilidad.

### **3.3.2 Perfil del inversor/evaluador**

La valoración de un proyecto depende de la perspectiva o el punto de vista desde el que se realiza el análisis. En este sentido el evaluador se entiende como la figura encargada de definir las variables de decisión para realizar la valoración. Puede ser una institución u organismo público, un inversor o accionista, una empresa constructora, operadora (mantenedora), promotora o varios roles simultáneamente. El

objetivo buscado es diferente según el evaluador, pueden existir factores sociales o medioambientales que influyan en los criterios o ser factores únicamente económicos.

En el contexto de este trabajo se sigue la recomendación de expresar en términos monetarios todos los criterios y utilizar únicamente estos términos siempre que sea posible (como propone Hisham Khatib en su libro [172]). Se analizarán los proyectos desde un punto de vista puramente empresarial o económico en el que los factores sociales o medioambientales no son cuantificados. Con esta consideración se definen varios casos de cálculo según el evaluador que serán:

- **Accionista:** en este caso la evaluación considera íntegramente los costes de promoción, construcción y explotación ya que suponen una carga sobre la rentabilidad del proyecto.
- **Accionista y Promotor:** en este supuesto el modelo no incluye el margen de promoción incluido en la estimación de estos costes ya que no afectan la rentabilidad consolidada desde el punto de vista del evaluador.
- **Accionista, Promotor, Constructor y Operador:** en este caso el modelo no incluye los márgenes de promoción, construcción y O&M incluidos en la estimación de estos costes por una razón similar al caso previo.

### 3.3.3 Estructura financiera

A partir de los conceptos descritos en la sección 3.1 de este capítulo, se considera en el presente estudio una estructura financiera tipo BOO (*Build, Operate and Own*). Con este esquema, una empresa promotora crea una sociedad de propósito específico para la ejecución del proyecto. Esta SPE es financiada parcialmente por parte de los accionistas o inversores mediante una aportación/inversión inicial (equity) durante la fase de promoción y construcción mientras que el resto de la inversión se financia a largo plazo a través de entidades financieras o fondos de inversión. Esta sociedad es responsable de la promoción, construcción, mantenimiento y desmantelamiento de las instalaciones una vez finalizado el periodo contractual, típicamente entre 20 y 25 años.

Cabe destacar una variante a este supuesto encontrada en ciertos proyectos termosolares. Esta consiste en que el cliente o autoridad pública asuma ciertas responsabilidades durante la fase promoción o licitación del proyecto, como puede ser la aportación de los terrenos, la permisosología o la conexión eléctrica a la red existente (subestación o línea de evacuación). En este supuesto, el modelo presentado en este documento sería válido simplificando los costes considerados en la fase de promoción (y/o construcción) descritos en la sección 3.2.

Se hace notar en último lugar que no se consideran en el análisis subvenciones públicas ni en la inversión o financiación de los proyectos al estar este tipo de medidas muy asociadas a una geografía determinada. Incorporarlas no permitiría comparar casos ni se obtendrían resultados objetivos de viabilidad de proyectos frente a otro tipo de tecnologías.

### 3.3.4 Medidas de valoración económica

Tal y como fue expuesto en la sección 2.5.1 de este trabajo existen diversas medidas económicas para la evaluación de proyectos termosolares. La elección de una medida u otra depende fundamentalmente de la información disponible y del objetivo buscado durante la evaluación. En la Tabla 45 (acrónimos descritos en la sección 2.5.1) se presenta una matriz de potenciales medidas económicas a utilizar en función del tipo de decisión a adoptar. Las decisiones consideradas en la matriz son “rechazo/aceptación”, “selección única entre alternativas incompatibles” y “clasificación/ordenación de alternativas”. Para cada tipo de decisión se indica la idoneidad de las medidas de valoración a criterio del autor del siguiente modo:

- A / NA: Medida adecuada o no adecuada para tomar ese tipo de decisión.
- U: Medida útil pero no suficiente para decidir; es decir, ayuda en la toma de la decisión pero no aporta información suficiente para decidir correctamente.
- R: Medida recomendable para decidir.

Tipo de Decisión	VAN	TLCC	LCOE	TIR TIRM	SPB DPB	B/C S/I	VAN/D+I
Aceptación/Rechazo	A	NA	NA	A (1), R	U	A (1)	A
Elección entre alternativas incompatibles	A, R	U	U	U	U	U	A, R
Ordenación alternativas	A, R	U	U	U	U	U	A, R

Tabla 45. Idoneidad de medidas económicas según tipo de decisión.

En el contexto de esta tesis, las medidas a utilizar no pueden valorar la rentabilidad del proyecto al no existir una cuantificación de los ingresos previstos. Esto reduce considerablemente las medidas que es posible utilizar. En este contexto, la variable de valoración más extendida como se vio en el apartado de estado del arte es el coste nivelado de energía (LCOE). Esta medida, no obstante, no tiene en cuenta ciertos aspectos que condicionan o pueden condicionar la decisión del inversor como son:

- El volumen económico total de la inversión.
- La duración de la inversión o ciclo de vida del proyecto.
- Los desembolsos monetarios (en cantidad e instante temporal) por parte del inversor para la ejecución del proyecto.
- El riesgo asociado al proyecto.
- Competitividad frente a otras tecnologías (en las que no se cuente con un LCOE calculado en condiciones idénticas).

En este trabajo se utilizará el LCOE como medida de valoración (calculado siguiendo la metodología expuesta en el apartado 0), si bien se pretende complementar este parámetro para tener en consideración los aspectos que esta medida no refleja, a continuación se describen varias consideraciones:

1. El volumen de la inversión se cuantificará mediante el cálculo del TLCC o coste total en el ciclo de vida (*Total Life Cycle Cost*) que se define como el total de costes incurridos (actualizados al año base) por la propiedad de un activo en su vida útil o en el periodo de interés del inversor. En este estudio el ciclo de vida engloba las fases de promoción, construcción, O&M y desmantelamiento descritas en apartados anteriores, estando los costes afectados según el perfil del inversor tal y como se definió en el apartado 3.3.2. El cálculo se realiza mediante la Ecuación 33, donde  $I_t$  representa la inversión anual en el año  $t$ ,  $M_t$  son los costes de operación y mantenimiento en el año  $t$ ,  $F_t$  el coste de combustible,  $r$  es la tasa de descuento y  $n$  la duración total del proyecto. La cuantificación de estas variables se detallan en la metodología de cálculo que se describe posteriormente.

$$TLCC = \sum_{t=1}^n \frac{I_t + M_t + F_t}{(1+r)^t}$$

**Ecuación 33**

2. La duración del proyecto en sus diferentes etapas será la definida en el apartado 3.1.2 de la tesis por lo que no supondrá una variable en una posible comparación entre proyectos.
3. Los desembolsos por parte del inversor se limitan a la inversión inicial por lo que se considerará este importe como una variable de decisión. Este valor está relacionado con el volumen económico del proyecto pero también está relacionado con el apalancamiento de la inversión por lo que no puede utilizarse con este propósito.
4. El riesgo tecnológico no será abordado en este estudio al tratarse de una única tecnología y por lo tanto ser sensiblemente similar en todos los casos.

5. Para poder tener una medida de la competitividad de la tecnología se introducen los conceptos “*Total Life Cycle Income*” y “*Breakeven Electricity Cost*” descritos a continuación:

- a. “*Total life cycle income*” (TLCI) se define como el sumatorio de ingresos previstos durante la vida del proyecto en valores presentes o actualizados al año 0 (Ecuación 34). En esta ecuación,  $E_t$  indica la energía generada anual,  $V_t$  es el precio de la energía por unidad de generación,  $r$  es la tasa de descuento y  $n$  la duración total del proyecto.

$$TLCI = \sum_{t=1}^n \frac{E_t * V_t}{(1+r)^t}$$

**Ecuación 34**

- b. “*Breakeven Electricity Cost*” (BEC) se define como el valor de venta de energía (en el año de inicio de la explotación del proyecto) que equilibra el total de costes e ingresos en la vida útil del proyecto. Debe notarse que este valor es afectado por la inflación en la metodología de cálculo. Análogamente podría definirse este valor como el precio de venta de la electricidad (en el año de inicio de la operación) que anula el valor actualizado neto (VAN) de la inversión. Se obtiene mediante la resolución de la Ecuación 35.

$$0 = \sum_{t=1}^n \frac{I_t + M_t + F_t}{(1+r)^t} + \sum_{t=1}^n \frac{E_t * BEC_t}{(1+r)^t}$$

**Ecuación 35**

### 3.3.5 Metodología de cálculo

El cálculo del coste nivelado de electricidad se realiza según la Ecuación 4 descrita en el apartado 2.5.1.1 y que se expone nuevamente para facilitar la comprensión del apartado. Tal y como se describió en el apartado, su aplicación debe detallarse y realizarse de modo homogéneo para poder comparar los valores.

$$LCOE = \frac{\sum_{t=1}^n \frac{I_t + M_t + F_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{E_t}{(1+r)^t}}$$

**Ecuación 4**

Donde  $I_t$  representa la inversión anual,  $M_t$  son los costes anuales totales,  $F_t$  el coste de combustible,  $E_t$  la energía generada anual,  $r$  es la tasa de descuento y  $n$  la duración total del proyecto. Cada una de las variables se calcula anualmente a lo largo de la vida del proyecto (promoción, construcción, O&M y desmantelamiento). El valor total de estos costes (en el caso de promoción y construcción) y el valor del coste O&M en el primer año se detalló en el apartado 3.2.

A continuación se describen las particularidades del cálculo aplicado.

- Los costes de promoción se reparten al 50 % en los dos años considerados para esta fase del proyecto.
- Los costes de construcción se distribuyen en los tres años de construcción en porcentajes del 30 %, 50% y 20 %. Esta distribución es típica de proyectos similares en los que la mayor parte del coste está en el año 2 en los que se realizan gran parte de las compras de equipos principales.
- Los costes de O&M se incrementan anualmente (respecto al valor del año de entrada en operación) con una inflación del 2 %. El coste de implantación del equipo de O&M se imputa durante el último año de construcción, antes de la entrada en operación.
- El coste de desmantelamiento se imputaría un año posterior al fin de operación.
- La inversión inicial o *equity* aportado por los accionistas se aporta durante el primer año de construcción y corresponde con un 25% del coste total de construcción, es decir, el 75 % restante de este coste se financia mediante deuda a largo plazo.
- La deuda a largo plazo se distribuye mediante tres créditos (uno cada año que dura la construcción) por los importes necesarios para cubrir los costes de construcción menos la inversión inicial. Estos créditos tienen una duración de 15 años, una comisión de apertura del 2 % y un tipo de interés anual del 6,5 %. El cálculo anual de devolución de deuda se realiza mediante la Ecuación 36 , donde  $D_0$  es el capital nominal del préstamo,  $i$  el tipo de interés y  $n$  la duración.

$$D_t = D_0 * \frac{i * (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1}$$

**Ecuación 36**

- La tasa de descuento se calcula mediante la ecuación del coste ponderado de capital (WACC) descrita en el apartado 2.5.1.1. El coste de oportunidad considerado es del 15 %, el coste de la deuda 6,5 % y tipo impositivo del 25%.

- La generación eléctrica anual se aplica mediante la producción del año cero (*New and Clean*) sin aplicar factores de disponibilidad de los equipos.



---

## 4 Modelo de prestaciones

---

### 4.1 Campo solar

El modelo técnico del subsistema campo solar tiene como objetivo diseñar y evaluar las prestaciones del campo de heliostatos y torre solar para cuantificar la potencia incidente sobre el receptor solar. Para lograr este propósito la herramienta debe ser capaz de optimizar los heliostatos del campo solar así como la torre y simular su funcionamiento.

El rendimiento del campo solar depende de los siguientes factores:

- Características físicas y ópticas del heliostato.
- Localización de la planta solar.
- Atenuación atmosférica.
- Instante (hora solar y día juliano).
- Potencia de diseño.
- Cantidad y disposición de los heliostatos (coordenadas). De aquí en adelante se denominará distribución o layout del campo solar.
- Altura de torre.

El diseño de un campo solar (si no existiese ningún condicionante) requeriría la optimización de todos estos parámetros para conseguir la máxima producción térmica anual al menor coste de inversión y operación. Alcanzar este objetivo es una tarea muy compleja dada la cantidad de variables en juego y por lo tanto se considera fuera del alcance del presente trabajo. Se realizan una serie de simplificaciones y se toman algunas decisiones que se describen y justifican a continuación:

- 1- En base al estado del arte de la optimización de campos solares expuesta en el apartado 2.1 se decide utilizar el programa SAM siguiendo la metodología que se describirá posteriormente. El cálculo se realizará en base horaria.
- 2- Se define un único tipo de heliostato, es decir, se fija el modelo de heliostato para conocer tanto las dimensiones físicas como los parámetros ópticos de cálculo. Las dimensiones físicas determinan la superficie reflectiva útil, es decir, el área total del heliostato eliminando los huecos

que existen entre los espejos. Entre los parámetros ópticos se encuentran la reflectividad de los espejos (se usa el valor garantizado por el suministrador) y el nivel de ensuciamiento de los mismos que es un valor que depende de la limpieza del campo solar y toma valores en torno al 97 % habitualmente. Otras características ópticas del heliostato determinan la calidad en la concentración de los rayos reflejados. Este parámetro es de gran importancia en campos solares de gran tamaño en los que las distancias entre heliostato y torre son elevadas y por tanto el haz de rayos de cada heliostato tiende a tener un tamaño elevado que no incide totalmente en el receptor provocando pérdidas por desbordamiento o *spillage*. La calidad óptica del heliostato depende adicionalmente del canteo de los espejos, es decir de su curvatura dentro de la superficie del heliostato así como de la calidad de fabricación. Por otro lado, existen pérdidas asociadas a la calidad del seguimiento solar del heliostato que se deben por un lado a que el movimiento del heliostato no es continuo sino intermitente (la posición es corregida por el sistema de seguimiento cada cierto intervalo de tiempo) y por otro lado a que la posición real del heliostato no es perfecta respecto al cálculo teórico de la posición solar. Los parámetros utilizados para la cuantificación de estos factores se resumen en la Tabla 46.

<b>Ancho heliostato (m)</b>	11,77
<b>Alto heliostato (m)</b>	11,78
<b>Área del heliostato (m<sup>2</sup>)</b>	138,65
<b>Ratio de área reflectiva total/útil</b>	1
<b>Reflectividad de espejo y ensuciamiento</b>	0,92
<b>Image error (mrad)</b>	1,53
<b>Reflected image conical error (mrad)</b>	4,33

**Tabla 46. Parámetros físicos y ópticos del heliostato.**

- 3- La herramienta permite la simulación en cinco localizaciones que se corresponden con la base de datos de costes utilizadas en el modelo económico. Para cada localización se utiliza un año meteorológico tipo que en los casos de EE.UU. (Dagget, CA), Marruecos y Emiratos Árabes proviene de la base de datos de NREL mientras que en Sudáfrica y Sevilla se utilizan un año meteorológico generado para proyectos reales de Abengoa de fiabilidad contrastada con datos medidos.
- 4- La transmisividad del aire o atenuación atmosférica es un parámetro que afecta directamente a la potencia incidente del campo solar disminuyendo los rayos reflejados entre heliostatos y torre. La atenuación atmosférica afecta en mayor medida a los heliostatos alejados de la torre al aumentar la distancia del rayo reflejado. En la práctica, el registro de este parámetro no

es una práctica muy extendida en las estaciones meteorológicas existentes y por lo tanto existen pocos datos a nivel mundial. Para su medición se utilizan instrumentos conocidos como visibiliómetros de un coste elevado y escaso desarrollo comercial. Su comportamiento depende de la localización pero no se cuenta con datos para hacer esta distinción. Para su cuantificación se utiliza la Ecuación 37 [179], donde  $R$  es la distancia del receptor al heliostato.

$$\text{Pérdida (\%)} = 0,6739 + 10,46 * R - 1,7 * R^2 + 0,2845 * R^3$$

**Ecuación 37**

La metodología utilizada tiene como objetivo final obtener el rendimiento del campo solar en función de una potencia incidente de diseño. Para alcanzar este propósito se requiere definir una distribución de campo solar y una altura de torre óptimas en función de la localización. Se describen a continuación los pasos seguidos:

- 1- Mediante el programa SAM se realizan simulaciones de plantas de torre (concretamente de sales fundidas aunque esto no afecta en los resultados buscados) para una batería de casos cubriendo distintas potencias de planta y alturas de torre. Los pasos del análisis siguen el siguiente orden:
  - 1.1- Optimización del layout de campo solar, torre y parámetros del receptor con el código comercial para cada nivel de potencia de planta. En todos los casos el programa mantiene una relación unívoca entre potencia de planta y potencia incidente en receptor.
  - 1.2- Para cada configuración de receptor (manteniendo fijos sus parámetros) y partiendo del óptimo obtenido en el paso previo, se simulan diversos casos modificando la altura de torre y se registra el rendimiento de campo solar para cada simulación. Para obtener el rendimiento óptico del campo evitando la influencia del receptor es necesario modificar los parámetros de absortividad del receptor al valor 1. No obstante, aun así, el programa incluye un umbral de radiación para la operación del receptor y parámetros relativos al precalentamiento que no es posible eliminar pero que también son aplicables en las simulaciones de este trabajo [180]. Es decir, sigue siendo necesario un umbral de radiación para poder iniciar la operación de la planta.
  - 1.3- Generación de una matriz de rendimiento de campo solar en función de la potencia de receptor (número de heliostatos) y altura de torre.
- 2- A continuación se calcula la producción térmica anual a partir del rendimiento horario, superficie reflectiva y DNI para cada caso de la matriz.

- 3- Se calcula el coste del campo solar y torre solar para cada caso de la matriz, utilizándose para ello las correlaciones expuestas en el apartado 3.3.2.
- 4- Con los valores de los pasos 2-3 se puede obtener el ratio coste/producción (€/Gwh) de las diferentes opciones consideradas. Este parámetro proporciona la relación entre el coste del campo solar y la producción térmica del mismo, por lo tanto puede ser utilizado como medida simple del valor económico de la producción térmica de cada caso y se elige como variable de decisión para la configuración de campo y torre. A modo de ejemplo, la Tabla 47 presenta los datos de simulaciones para una potencia de receptor (localización Sevilla).

<b>Potencia receptor (MW)</b>	174,8	174,8	174,8	174,8	174,8
<b>Altura torre (m)</b>	90	100	110	120	130
<b>Nº heliostatos</b>	2203	2193	2158	2122	2090
<b>Coste torre (€)</b>	1.808.000	2.274.108	2.811.342	3.424.634	4.118.916
<b>Coste Campo Solar (€)</b>	48.539.232	48.318.900	47.547.736	46.754.540	46.049.476
<b>Coste total (€)</b>	50.347.233	50.593.007	50.359.078	50.179.173	50.168.392
<b>Producción térmica anual (GWh/año)</b>	348,98	364,13	365,81	365,06	363,16
<b>Ratio coste/producción (€/año/GWh)</b>	144.270	138.943	137.665	137.455	138.142

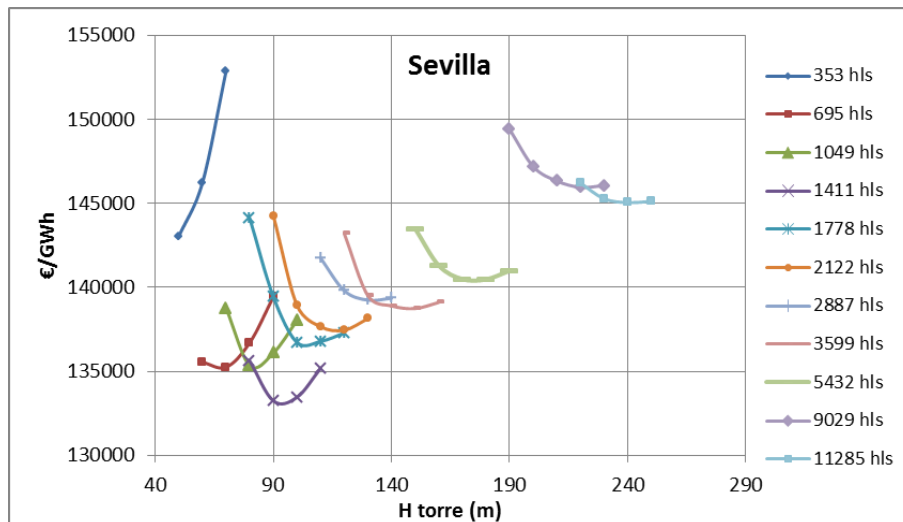
**Tabla 47. Datos obtenidos de simulaciones de campo solar. Sevilla. Potencia receptor 174,8 MW.**

- 5- El siguiente paso consiste en generar las curvas de ratio coste/producción (€/Gwh) frente a la altura de torre y número de heliostatos para cada nivel de potencia de receptor. El valor de altura de torre (y número de heliostatos asociado) que proporciona el menor valor del ratio se selecciona como el óptimo de distribución de campo solar y altura de torre para cada nivel de potencia de receptor. En la Figura 56 se muestran las curvas obtenidas para la localización Sevilla.
- 6- A partir de los óptimos de cada potencia de receptor/número de heliostatos/altura de torre, se realiza un ajuste potencial para eliminar una de las variables permitiendo simplificar el problema a una variable de entrada. En la Figura 57 se representan las parejas de valores [altura de torre-Número de heliostatos] así como la curva de regresión potencial obtenida para la localización Sevilla (Ecuación 38).
- 7- Estos pasos se repiten para cada localización.

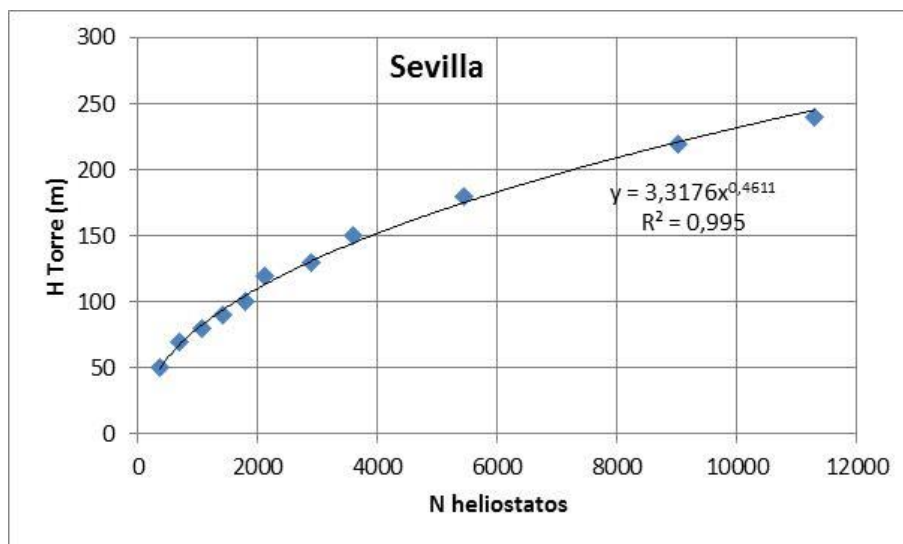
Los casos óptimos obtenidos para las simulaciones en la localización Sevilla se presentan en la Tabla 48 donde aparecen los valores de potencia de receptor, altura

de torre, número de heliostatos y rendimiento anual medio ponderado con la radiación directa (calculado según la Ecuación 39).

El resultado del resto de simulaciones en otras localizaciones se presenta en el Apéndice 10.1 del presente documento.



**Figura 56. Ratio Coste/producción de campo solar vs altura de torre. Sevilla**



**Figura 57. Altura de torre en función del número de heliostatos. Sevilla**

$$H = a * N_H^b$$

**Ecuación 38**

Dónde:

- $H$  es la altura de torre (m)
- $N_H$  es el número de heliostatos.
- $a= 3,3176$      $b = 0,4611$

$$\bar{\eta} = \frac{\sum_{i=1}^{8760} DNI_i * \eta_i}{\sum_{i=1}^{8760} DNI_i}$$

**Ecuación 39**

Dónde:

- $\eta$  es el rendimiento (medio anual u horario).
- $DNI$  es el valor de radiación directa normal ( $W/m^2$ ).

Pot. Receptor (MW)	Altura torre (m)	Nº heliostatos	Rend. medio (%)
29,1	50	353	59,2%
58,3	70	695	62,5%
87,4	80	1075	61,8%
116,5	90	1411	62,7%
145,6	100	1778	61,1%
174,8	120	2122	61,7%
233,0	130	2887	60,4%
291,3	150	3599	61,1%
436,9	180	5432	60,5%
699,0	220	9029	58,2%
873,8	240	11285	58,5%

**Tabla 48. Casos óptimos de las simulaciones de campo solar. Sevilla**

A continuación se presentan varios argumentos que justifican la validez de la metodología propuesta:

- 1- Los valores de rendimiento medio anual obtenidos entre simulaciones de distinto número de heliostatos difieren menos de un 5% sin presentar discontinuidades abruptas. Por tanto, puede considerarse que el número de casos simulados es adecuado y que utilizar la interpolación entre estos valores

puede aceptarse como método de aproximación para casos intermedios (ver valores de Tabla 48).

- 2- Los valores óptimos de altura de torre en función del número de heliostatos tiene una tendencia lógica y la curva de regresión tiene un coeficiente de ajuste  $R^2$  superior a 0,99 en todos los casos.
- 3- No existe discontinuidad en los valores de rendimiento de campo solar a pesar de no haber distinción entre campos de tipología circular y campos de tipología norte (o sur).
- 4- Si aplicamos esta metodología para un campo como PS10 de 624 heliostatos y una altura de torre de 90 metros (valor máximo simulado) se obtiene un rendimiento anual de 63,8 %. Según datos publicados el rendimiento de PS10 calculado mediante Windelsol, código Noone o código Berasati [14] tiene un valor entre el 63 y 64%.
- 5- En relación a la altura de torre podría cuestionarse la metodología si la aplicamos a los proyectos PS10 y PS20, pues se obtienen valores de 65 y 89 m respectivamente mientras que en la realidad estas torres tienen alturas de 125 y 160 m. Esta diferencia puede achacarse a que la optimización en estos proyectos se realizó con unas tarifas de energía altas (en el entorno de 33 c€/kWh) por lo que el aumento de producción (rendimiento de campo solar) se veía más favorecido que con el ratio económico definido con el método utilizado en esta tesis. Sin embargo, si repetimos el ejercicio con proyectos más actuales como Atacama (última planta en construcción por Abengoa a la fecha), Kai Garib (Sudáfrica) o NOOR III (Marruecos) se obtienen alturas de torre en el entorno de 220 – 240 m que se corresponden con los valores reales.

Se destaca en último lugar que los puntos 4 y 5 podrían parecer discrepantes respecto al rendimiento de los proyectos PS10 y PS20 ya que por un lado las alturas de torre reales no son fieles al método y, sin embargo, el valor de rendimiento de campo solar es bastante similar. Esto se debe a que la variación de rendimiento del campo solar no es muy significativa ante un aumento de altura de la torre. De nuevo, el alto valor de la tarifa de venta de energía en el caso concreto de los proyectos PS10 y PS20 conllevó que el óptimo de torre fuese superior al obtenido de la aplicación del método utilizado en este trabajo.

## 4.2 Receptor solar

El modelo técnico del subsistema receptor solar tiene como objetivo evaluar las prestaciones de este equipo a partir de la potencia incidente que proviene del campo solar; el rendimiento de este equipo se cuantifica mediante el cociente entre la

potencia/energía absorbida por el fluido y la potencia/energía total incidente en el receptor.

En base al estudio bibliográfico descrito en el apartado 2.2 es complejo sacar una conclusión o un diseño tipo con el que modelar el sistema. Existen multitud de topologías de receptores, materiales, etc. por lo que definir los parámetros necesarios para tener un modelo de receptor adecuado es una tarea que queda fuera del alcance de esta tesis. Para salvar esta dificultad, se decide diseñar un receptor tubular (metálico) de cavidad con unos parámetros de diseño similares al receptor del proyecto Solugas, como se detallará posteriormente en este mismo apartado.

#### 4.2.1 Metodología

El modelo térmico propuesto es estacionario basado en las ecuaciones y correlaciones de transferencia de calor que se describen a continuación. El receptor consta de tres paneles de tubos verticales y es simétrico respecto a un eje vertical central. La apertura de la cavidad es inferior al ancho del receptor con el objetivo de aumentar el efecto “cavidad” y de este modo reducir las pérdidas térmicas, especialmente las radiantes. Las dimensiones del receptor se indican en la Figura 58 y Tabla 49.

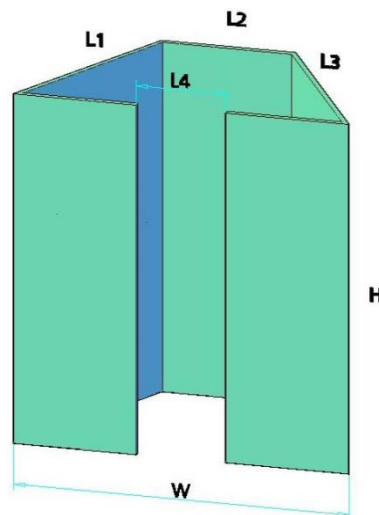


Figura 58. Esquema de receptor de cavidad

L1	L2	L3	L4	W	H
1	1,8	1	2,9	3,2	5



**Tabla 49. Dimensiones del receptor (m)**

El balance de transferencia al fluido se refleja en la Ecuación 40, donde el subíndice i hace referencia a cada panel.

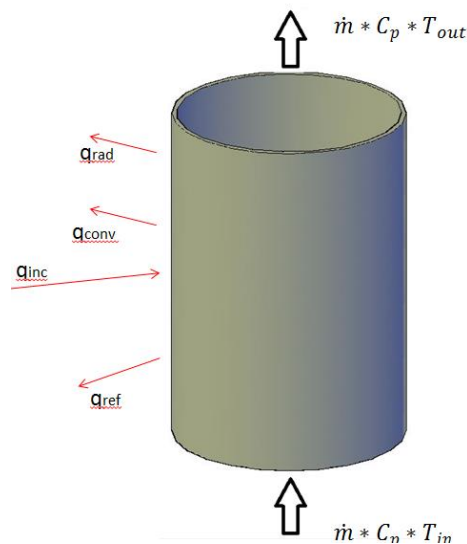
$$q_{f,i} = \dot{m}_i * C_{p_i} * (T_{out_i} - T_{in})$$

**Ecuación 40**

El balance de los tubos con el exterior (flujos de calor) es cuantificado mediante la Ecuación 41.

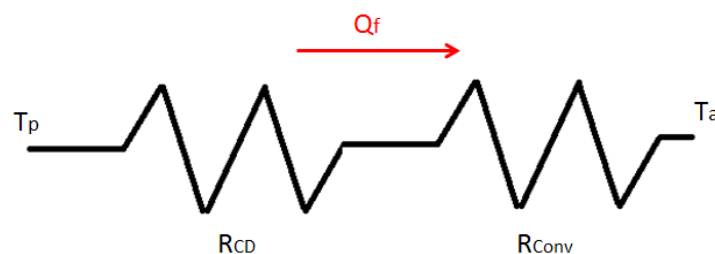
$$q_{f,i} = q_{inc,i} - (q_{rad,i} + q_{ref,i} + q_{conv,i})$$

**Ecuación 41**



**Figura 59. Balance térmico en los tubos del receptor.**

La transferencia de energía de los tubos al aire se obtiene mediante analogía eléctrica, evaluada para cada panel según la Ecuación 42, Ecuación 43 y Ecuación 44.



**Figura 60. Transferencia de calor según analogía eléctrica en tubos del receptor**

$$T_{p,i} - \bar{T}_{a,i} = \dot{m}_i * C_{pi} * (T_{out,i} - T_{in}) * (R_{CDi} + R_{CONVi})$$

**Ecuación 42**

$$R_{CDi} = \frac{\ln \frac{D_e}{D_{int}}}{\pi * 2 * k * H * n_{ti}}$$

**Ecuación 43**

$$R_{CONVi} = \frac{1}{\pi * h_{cin} * H * D_{int} * n_{ti}}$$

**Ecuación 44**

La potencia incidente total en la apertura se distribuye de modo homogéneo sobre los paneles del receptor mediante los factores de forma entre la apertura y las superficies de los paneles (Ecuación 45).

$$q_{inc,i} = F_{4i} * q_{inc}$$

**Ecuación 45**

Las pérdidas por reflexión en cada panel se obtienen mediante la Ecuación 46 en la que se usa el valor de la absortividad de la pintura del receptor, concretamente 0,95, (pintura Pyromark).

$$q_{ref,i} = (1 - \alpha) * q_{inc,i} * F_{i4}$$

**Ecuación 46**

Las pérdidas convectivas con el exterior se obtienen mediante la Ecuación 47. El área de panel se corresponde con la superficie de los tubos.

$$q_{conv,i} = h_{cext} * A_{pi} * (T_{pi} - T_{amb})$$

**Ecuación 47**

#### 4.2.1.1 Coeficientes convectivo exterior

Para el cálculo del coeficiente de película externo es habitual el uso de correlaciones de la bibliografía que se adapten al caso en análisis. A continuación se presentan algunas de estas adaptadas al caso específico de receptores de cavidad.

Siebers [181] diferencia el cálculo del coeficiente convectivo para convección natural y convección forzada ya que evalúa los coeficientes tanto para receptores de

cavidad como receptores externos. Adicionalmente introduce el concepto de coeficiente de convección mixto calculado a partir de los anteriores. En el caso de receptores de cavidad parece más apropiado el uso de la correlación de flujo natural expuesta en la Ecuación 48.

$$Nu = 0.088 * Gr^{1/3} * \left(\frac{T_p}{T_{amb}}\right)^{0.18}$$

**Ecuación 48**

Le Quere [182] presenta una correlación para el cálculo del número de Nusselt a partir del Grashof mostrada en la Ecuación 49 donde  $a$  y  $b$  dependen del ángulo de inclinación del eje del receptor respecto a la horizontal y toman el valor 0,0925 y 0,33 respectivamente, en caso de no existir inclinación.

$$Nu = a * Gr^b$$

**Ecuación 49**

A partir del número de Nusselt se obtiene el coeficiente convectivo. La definición de los números adimensionales Grashof, Raleigh, Prandtl y Reynolds se detalla en la Tabla 50, donde  $k$ ,  $\nu$ ,  $c_p$  son la conductividad, viscosidad cinemática, y capacidad calorífica del aire,  $L$  la longitud característica,  $g$  la constante gravitatoria ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ) y  $\beta$  es la inversa de la temperatura de panel (K).

Gr	Ra	Pr	Re	h
$g * L^3 * \beta * (T_p - T_{amb}) / \nu^2$	$Gr * Pr$	$\mu * c_p / k$	$D * m / (k * L)$	$Nu * k / L$

**Tabla 50. Definición de números adimensionales y coeficiente de película**

También se han calculado los coeficientes de transferencia según otras correlaciones encontradas en la bibliografía para flujo laminar (Ecuación 50) y flujo turbulento (Ecuación 51) en placas verticales [183].

$$Nu = 0,68 + \frac{0.67 * Ra^{1/4}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$$

**Ecuación 50**

$$Nu = 0,825 + \frac{0.387 * Ra^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}}$$

**Ecuación 51**

Los valores de las distintas correlaciones en función de la temperatura superficial de los paneles se muestran en la Figura 61. Puede observarse que los valores son poco sensibles a la temperatura del receptor y que, exceptuando la correlación de flujo laminar, el resto tiene estimaciones similares en el rango 6,5 – 8,5 W/m<sup>2</sup>K. Debe notarse que los valores del número de Raleigh obtenidos en los cálculos descartan la correlación de flujo laminar por tomar valores menores a 10<sup>9</sup>.

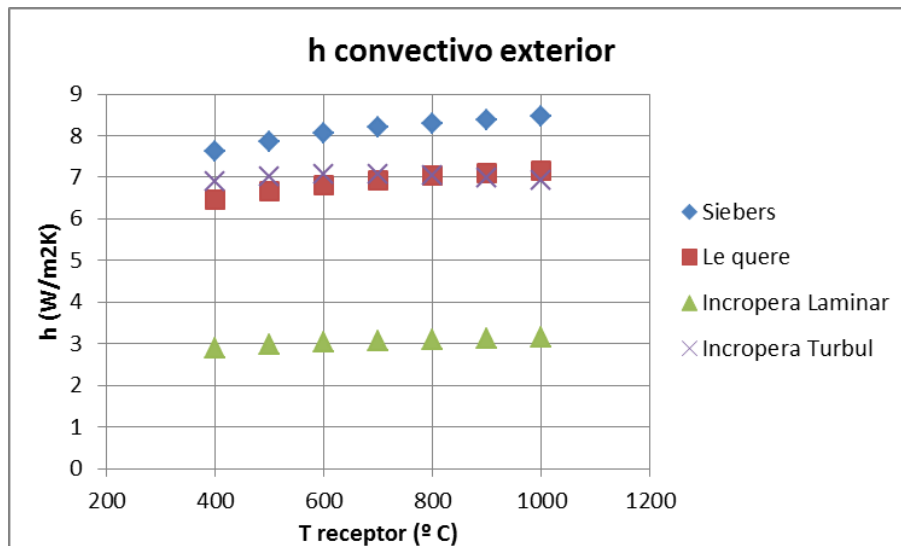


Figura 61. Coeficiente convectivo exterior

#### 4.2.1.2 Coeficiente convectivo interno

El coeficiente convectivo interno se calcula mediante la correlación de Gnielinski, Ecuación 52 y Ecuación 53.

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} * (Re - 1000) * Pr}{1 + 12,7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} * (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

Ecuación 52

$$f = (0,79 * \ln(Re) - 1,64)^{-2}$$

Ecuación 53

#### 4.2.1.3 Modelo radiante

El modelo radiante está basado en una configuración de receptor de seis superficies. El modelo está fundamentado en las ecuaciones de radiosidades e intercambio radiante particularizados al modelo descrito utilizando nuevamente la analogía eléctrica (Ecuación 54, Ecuación 55, Ecuación 56), donde el subíndice  $i$  corresponde a cada superficie. Este modelo lleva implícita la consideración de superficies opacas, grises y difusas. Los paneles 1 y 3 del receptor son simétricos y las superficies frontales de la apertura se tratan como superficies rerradiantes (adiabáticas en la cara frontal y sin pérdidas convectivas en la cara interior) por lo que los intercambios radiantes de las superficies 5 y 6 son nulos. El intercambio radiante con el ambiente se modela como un cuerpo negro ( $\varepsilon = 1$ ) de área la apertura del receptor y temperatura de cielo (K) calculada según la Ecuación 60 [184].

$$q_{rad,i} = \frac{E_i - J_i}{\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon * A_{p,i}}}$$

**Ecuación 54**

$$q_{rad,i} = \sum_{j=1}^6 \frac{J_i - J_j}{(A_{p,i} * F_{ij})^{-1}}$$

**Ecuación 55**

$$E_i = \sigma * T_{p,i}^4$$

**Ecuación 56**

Los factores de forma se calculan mediante la Ecuación 57 y la Ecuación 58.

$$A_i * F_{ij} = A_j * F_{ji}$$

**Ecuación 57**

$$\sum_j F_{ij} = 1$$

**Ecuación 58**

Adicionalmente se utiliza la Ecuación 59 para el cálculo del factor de forma entre placas paralelas, planas e infinitas. El cálculo del factor de forma entre placas 1-5 y 3-6 se obtiene mediante una subrutina del programa EES.

$$F_{ij} = \frac{\left[\left(\frac{L_i}{L} + \frac{L_j}{L}\right) + 4\right]^{1/2} - \left[\left(\frac{L_j}{L} - \frac{L_i}{L}\right) + 4\right]^{1/2}}{2 * \frac{L_i}{L}}$$

**Ecuación 59**

$$T_{Sky} = 0,037536 * T_{amb}^{1,5} + 0,32 * T_{amb}$$

**Ecuación 60**

#### 4.2.2 Resultados

El modelo térmico anterior es simulado mediante el programa Engineering Equation Solver (EES). El comportamiento térmico del receptor en su punto nominal se resume en la Tabla 51:

<b>Potencia Incidente (MW)</b>	3,948	
<b>Pérdidas por reflexión (MW / %)</b>	0,153	3,88
<b>Pérdidas por radiación (MW / %)</b>	0,731	18,52
<b>Pérdidas por convección (MW / %)</b>	0,146	3,70
<b>Pérdidas totales (MW / %)</b>	1,030	26,09
<b>Potencia transferida al aire (MW)</b>	2,919	
<b>Eficiencia (%)</b>	73,9	
<b>Temperatura de salida (°C)</b>	790	
<b>Temperatura ambiente (°C)</b>	25	
<b>Temperatura entrada (°C)</b>	330	
<b>Flujo másico (kg/s)</b>	5,75	

**Tabla 51. Resultados del modelo del receptor (punto nominal)**

Las variables de afección al rendimiento son la temperatura de entrada al receptor, la temperatura ambiente y la potencia incidente. El resto de parámetros del modelo son poco influyentes, son constantes o se calculan en base a éstos. En la Figura 62, Figura 63 y Figura 64 se muestran los resultados del rendimiento en función cada uno de estos parámetros manteniendo constante el resto (en valores nominales).

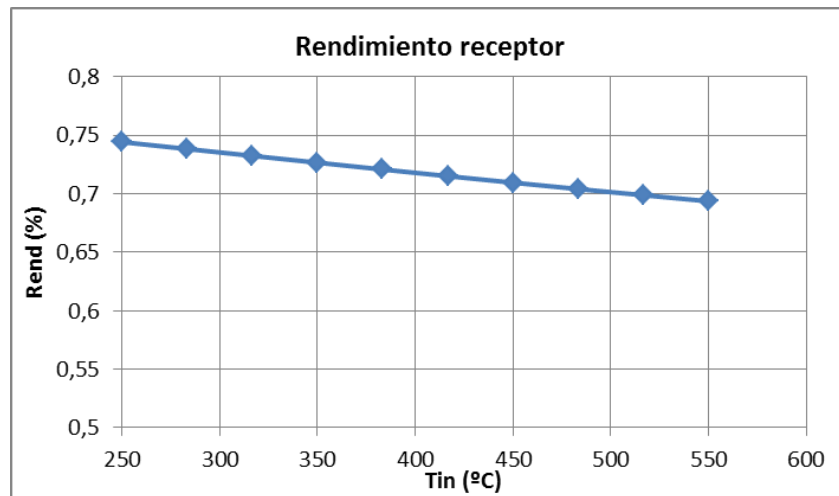


Figura 62. Rendimiento de receptor en función de la temperatura de entrada

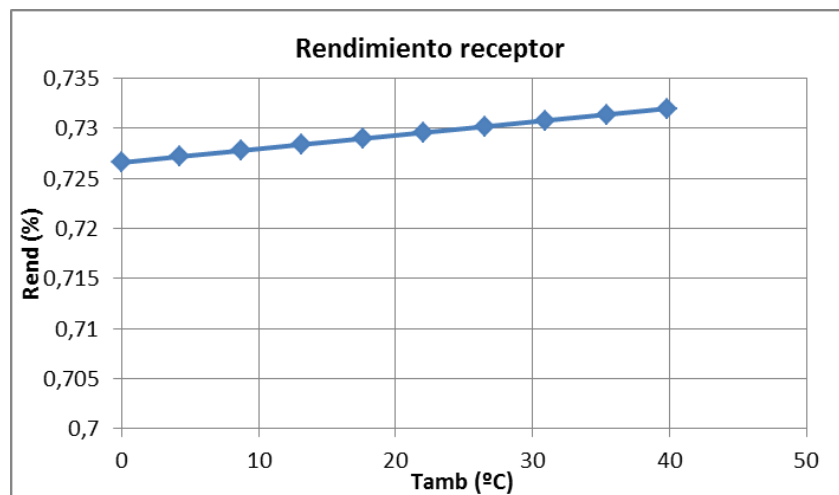


Figura 63. Rendimiento de receptor en función de la temperatura ambiente

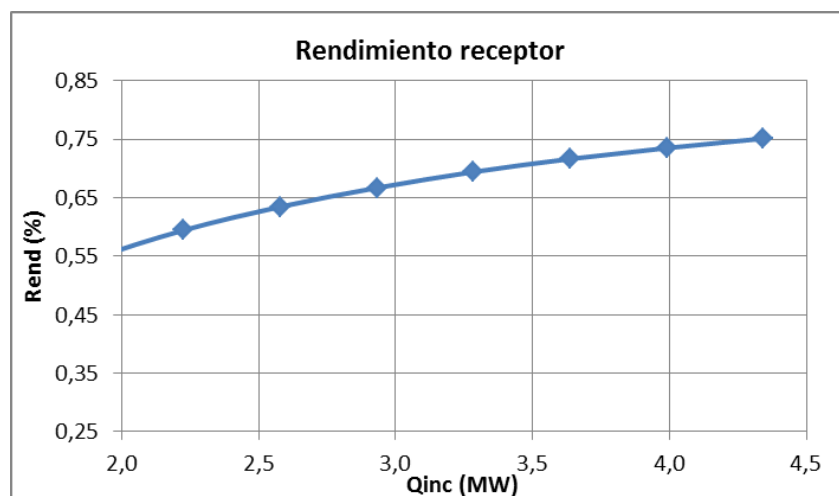


Figura 64. Rendimiento de receptor en función de la potencia incidente

Las variaciones (porcentuales) de rendimiento nos proporcionan el comportamiento del receptor en condiciones fuera de diseño. De un modo similar al anterior se muestran en la Figura 65, Figura 66 y Figura 67 las variaciones en función de la temperatura de entrada al receptor, temperatura ambiente y potencia incidente. Destacar de estas gráficas que la afección por temperatura ambiente es pequeña mientras que la potencia incidente es una variable muy condicionante.

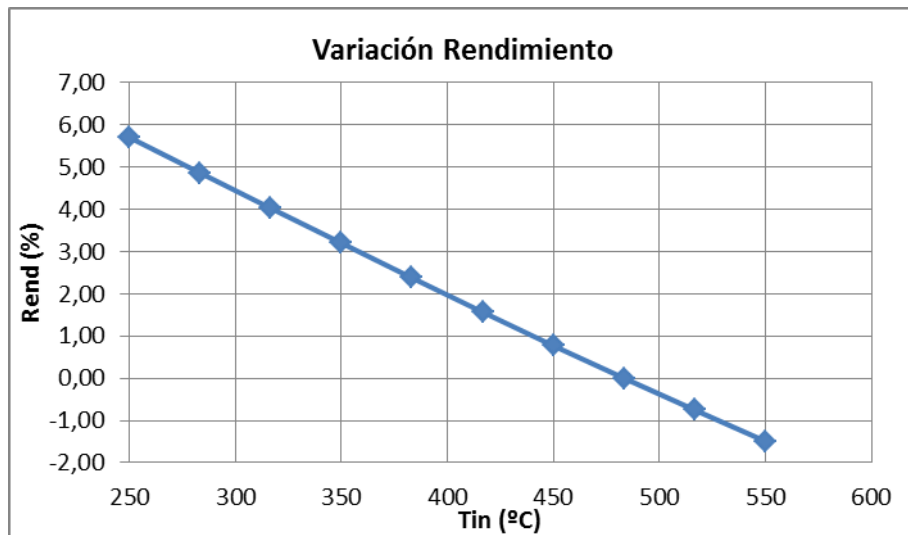


Figura 65. Variación porcentual del rendimiento de receptor en función de temperatura de entrada

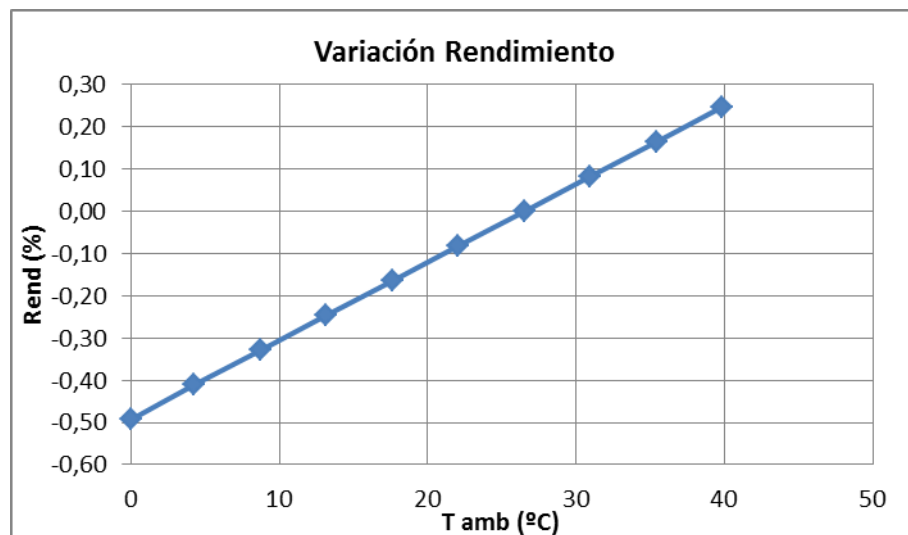


Figura 66. Variación porcentual del rendimiento de receptor en función de temperatura ambiente



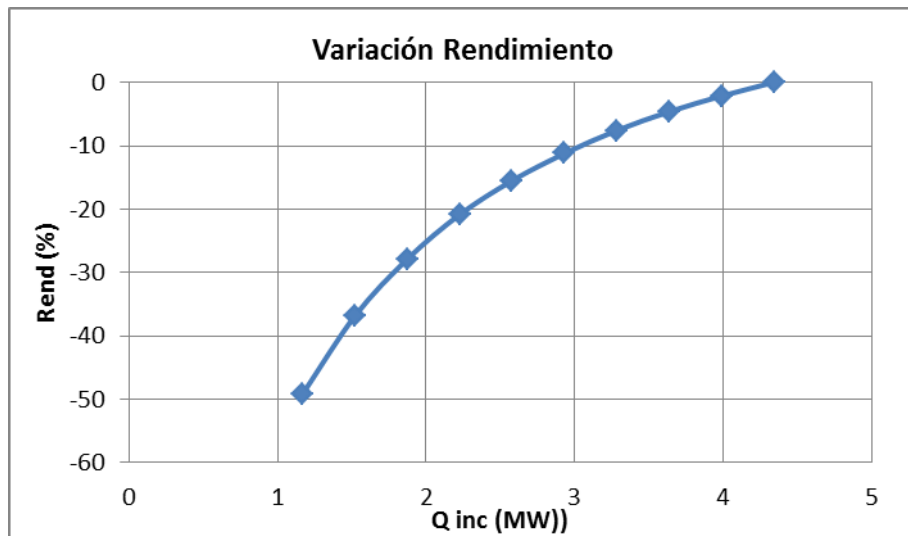


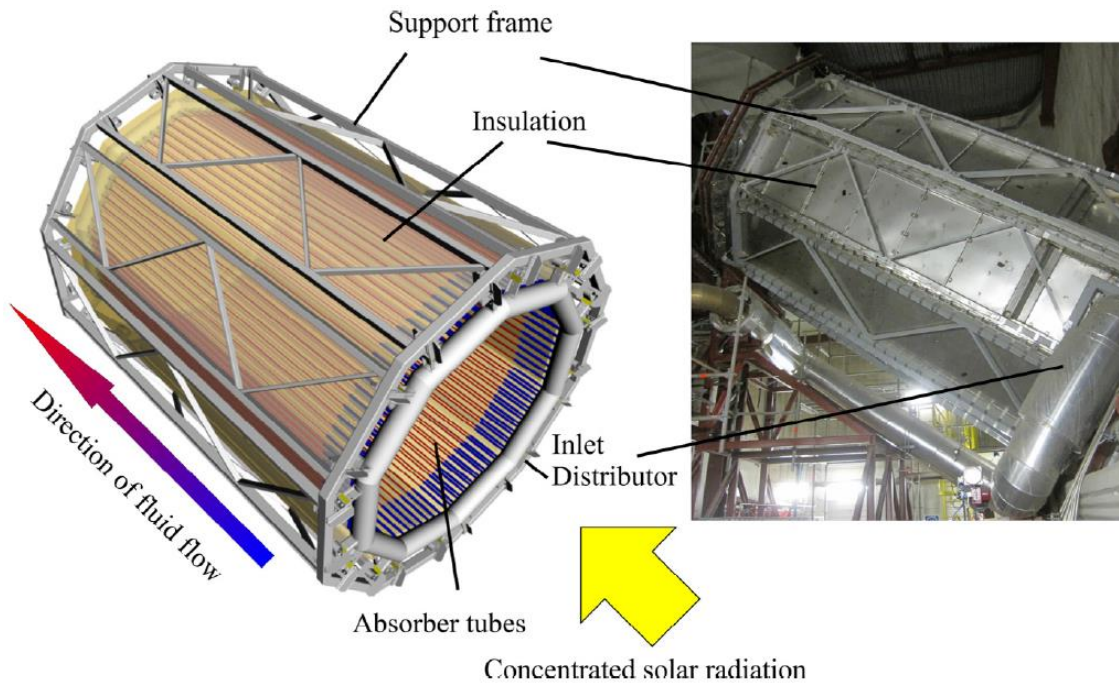
Figura 67. Variación porcentual del rendimiento de receptor en función de la potencia incidente

#### 4.2.3 Justificación del modelo

El modelo térmico propuesto consiste en un receptor tubular (metálico) de cavidad (Figura 58). Este tipo de receptores es típicamente utilizado en unidades comerciales de generación directa de vapor. Como se vio en el apartado 2.2.2 de esta tesis, los receptores de aire suelen tener diseños más complejos, tipo espirales metálicas tubulares, núcleos absorbedores de material cerámico u otros. El diseño y modelado de estos prototipos se realiza habitualmente mediante programas de cálculo de elementos finitos.

El receptor tubular modelado tiene como ventaja poder utilizar parámetros de diseño similares al receptor del proyecto Solugas, cuyos datos de diseño y prestaciones son conocidos y por lo tanto pueden usarse como referencia e incluso validación de los resultados obtenidos. No obstante, la configuración utilizada no es la misma. En el caso del receptor Solugas se dispone de dos anillos toroidales (receptores de admisión y salida) que son conectados mediante tubos de pequeño espesor y diámetro formando un cilindro abierto en una de sus tapas (por la que entra la radiación) y aislado térmicamente por el resto de superficies (ver Figura 68). En el receptor modelado se tienen paneles de tubos verticales, siendo el motivo fundamental de este cambio que el receptor Solugas es difícilmente escalable a potencias mayores. Durante las fases de construcción y operación de este proyecto, sus diseñadores (DLR) indicaron que el escalado a potencias mayores debía hacerse mediante la utilización de varios receptores en una misma torre o mediante un cambio de diseño a paneles verticales como se ha realizado en este trabajo. La opción de utilizar varios receptores en

paralelo (torre multirreceptor) se descarta porque elimina toda ventaja que se pueda conseguir gracias a economías de escala.



**Figura 68. Receptor Solugas**

A continuación se enumeran algunas similitudes entre ambos diseños:

- Longitud de tubos: en ambos casos los tubos longitudinales de captación que unen los colectores de admisión y salida tenían la misma longitud: 5 metros. Esto conlleva que el salto térmico conseguido en el fluido para un mismo caudal y potencia incidente sea igual.
- Parámetros físicos de tubos: además de la longitud, las características de los tubos tales como diámetro interior (19,6 mm) y exterior (22,4 mm), así como la rugosidad superficial toman valores similares por lo que los valores de pérdidas de carga en el receptor también serán iguales.
- Material de los tubos: se supone que los tubos del receptor modelado serán de aleaciones de Inconel idénticas al receptor de Solugas por lo que el comportamiento mecánico del equipo en términos de resistencia, fatiga y estrés térmico debería ser análogo en caso de recibir flujos radiantes del mismo orden (y patrón de operación similar).
- Numero de tubos: para conseguir un flujo de aire (total y por tubo) similar y por tanto tener pérdidas de carga y saltos térmicos equiparables se utiliza el mismo número de tubos (170 unidades). Es importante destacar que la separación

entre tubos no es la misma; en el caso de Solugas los tubos no tienen aislamiento en contacto directo en su parte posterior ni están en contacto lateral unos con otros como se ha supuesto en el modelo de esta tesis. Estas diferencias provienen de las particularidades asociadas al tipo de receptor utilizado en cada caso.

A título informativo se muestran en la Tabla 52 los resultados de las simulaciones en el punto nominal del receptor Solugas y del modelo de esta tesis. Puede observarse de esta comparativa que el valor de rendimiento es sensiblemente igual, si bien el reparto de pérdidas térmicas no es equivalente. Las pérdidas por radiación son superiores en el caso de paneles verticales mientras que las pérdidas por convección son mayores en el receptor cilíndrico.

	Modelo		Solugas	
Potencia Incidente (MW)			4,086	
Pérdidas por reflexión (MW / %)		3,88	0,284	6,95
Pérdidas por radiación (MW / %)		18,52	0,435	10,65
Pérdidas por convección (MW / %)		3,70	0,345	8,45
Pérdidas por conducción (MW / %)		0	0,047	1,16
Pérdidas totales (MW / %)		26,09	1,112	27,21
Potencia transferida al aire (MW)			2,974	
Eficiencia (%)			73,0	
Temperatura de salida (°C)	790		790	
Temperatura entrada (°C)	330		330	
Flujo másico (kg/s)	5,75		5,75	
Pérdida de carga nominal (%)	2,5		2,5	

Tabla 52. Comparativa de datos diseño receptor Solugas vs. modelo

### 4.3 Tuberías conexión turbina-receptor

El objeto de esta sección es analizar el diseño de las tuberías de conexión entre la turbina y el receptor solar. Este diseño tiene una importancia notable en el funcionamiento de la turbina ya que la pérdida de carga generada afecta las prestaciones del equipo, especialmente cuando la turbina está situada en la parte inferior de la torre y por lo tanto la longitud de estas tuberías es del orden de magnitud de la altura de la torre. Por otro lado, como se vio en secciones anteriores (3.2.2), para su cotización es necesario especificar y pre-dimensionar tanto la tubería caliente (bajada) como la fría (subida) en función de las condiciones previstas de operación (flujo, temperatura y presión del aire) y de las dimensiones físicas (longitud, diámetro y espesor). En el caso de la tubería de subida, las condiciones de operación

serán las condiciones de salida del compresor mientras que en la tubería de bajada serán las condiciones de salida del receptor solar.

La tubería de subida a la torre (conexión compresor-receptor) tiene una temperatura de operación en el rango de 300 – 400° C. El material seleccionado para tuberías de aire con temperaturas de operación en el rango descrito es acero al carbono (típicamente A 106 B).

La tubería de bajada (conexión receptor-cámara de combustión) tiene una temperatura de operación entre 800°C y 1000°C. Según normativas de diseño de tuberías, como puede ser ASME 31.1 Power Piping, la utilización de tuberías metálicas comerciales no es una opción técnicamente posible ya que las tensiones admisibles por tuberías de material acero aleado de alta temperatura disminuyen drásticamente a niveles en torno a los 650°C.

Como alternativa a tuberías metálicas se plantean dos opciones:

- 1- Diseño de tuberías concéntricas en las que el aire caliente desciende por la tubería interior mientras que el aire de subida circula concéntricamente por la parte exterior. Este diseño presentado por Spelling [49] se aclara mediante el esquema mostrado en la Figura 69. No existen (o se desconocen) referencias específicas de este diseño y de su coste, únicamente la correlación utilizada por Spelling (Ecuación 61).

$$C = \left( a * \frac{R_{ext}}{1,31} + b * \frac{R_{int}}{0,87} \right) * H + d * \frac{R_{int}}{0,87}$$

**Ecuación 61**

Donde:

- $C$  es el coste (\$) de la tubería para una altura de torre  $H$  (m) y radios exterior e interior de tubería  $R_{ext}$  y  $R_{int}$  (m).
- $a = 3.600$        $b = 420$        $d = 90.000$
- Esta estimación de coste no tiene en cuenta la presión del aire y no hace referencia a la localización ni la fecha de validez de la estimación.

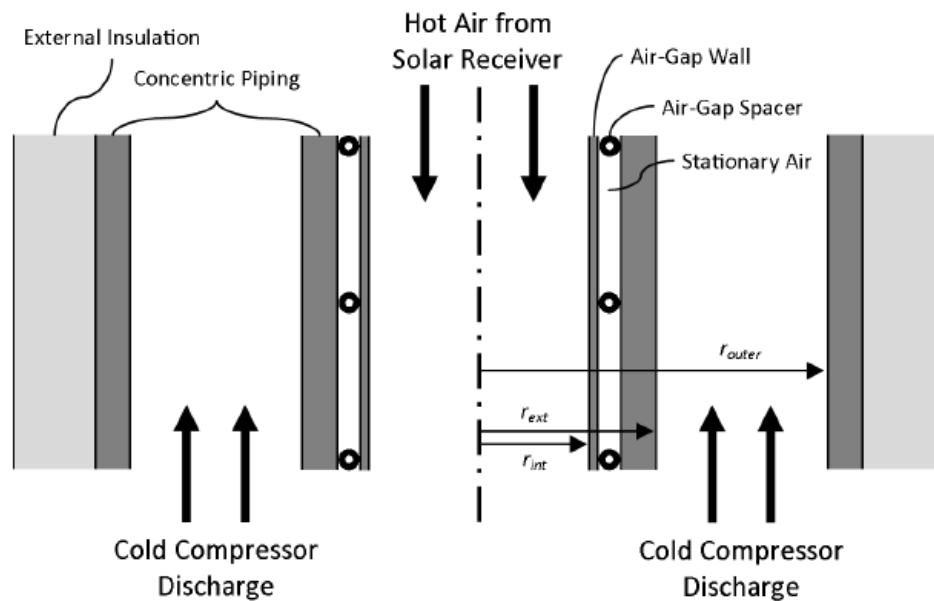


Figura 69. Esquema de tuberías concéntricas en torre solar. Spelling [49]

- 2- Diseño en base a tuberías metálicas de acero aleado P 91 pero incorporando un sistema de aislamiento cerámico interno para evitar altas temperaturas en el metal. Este concepto fue desarrollado y probado en el proyecto Solugas [62] a pequeña escala ya que la distancia receptor-turbina era corta al estar la turbina situada a la misma altura que el receptor. No existen referencias de esta solución para tuberías de longitudes del orden de magnitud de la altura de la torre.

Ninguna de las opciones propuestas tiene madurez técnica ni disponibilidad comercial, estando ambas alternativas pendientes de un desarrollo más profundo tanto técnico como económico. En esta situación se decide optar por la segunda alternativa (de aislamiento cerámico interno) que se considera en una fase más avanzada de desarrollo ya que ha sido probada satisfactoriamente en un proyecto pre-comercial. De este modo quedarían definidos los materiales de las tuberías (A 106 B y P 91), el paso siguiente sería el dimensionado de las tuberías en términos de diámetro y espesor.

En plantas de potencia, la ingeniería del dimensionado de tuberías se realiza habitualmente mediante un proceso iterativo de optimización del diámetro y espesor en base al coste de los consumos eléctricos auxiliares a lo largo de la vida útil del proyecto (definido por la pérdida de carga) y el coste inicial de las tuberías. Este proceso de cálculo de diámetro y espesor en función de las condiciones de diseño del proyecto se realiza en base a la normativa de aplicación y posteriormente requiere la

selección del tipo de tubería comercial más próximo a los parámetros calculados. Este proceso iterativo sería complejo de automatizar por lo que queda fuera del alcance de este trabajo. En el modelo técnico de esta tesis, el criterio de diseño será fijar los porcentajes de pérdida de carga por tramos de tubería que es la metodología habitual en fases iniciales de ingeniería de procesos.

Con este objetivo se desarrolla un modelo de cálculo basado en correlaciones estándar de pérdida de carga para tuberías y elementos accesorios. Este modelo proporciona el valor de pérdida de carga en función de la longitud, diámetro interior de tubería y caudal (para unas condiciones de operación). El modelo no incluye el cálculo de espesor de la tubería al no afectar los resultados de pérdida de carga. Mediante esta herramienta se llega a los resultados mostrados en la Tabla 53 (temperatura de salida de receptor 800°C) y Tabla 54 (temperatura de salida de receptor 1000°C) en los que se ha considerado una longitud de 100 metros entre receptor-turbina y una presión de trabajo de 12 bar. Destacar que se ha establecido un diámetro máximo de tubería de 40 pulgadas ya que este valor es tentativamente el valor máximo de fabricación de tuberías comerciales estándar en la actualidad. Si bien en el mercado podrían obtenerse tuberías de mayor diámetro bajo pedido, esto conllevaría unos costes superiores a los utilizados en el modelo económico.

En base a los resultados expuestos se extraen las siguientes conclusiones y se deciden los criterios de diseño aplicados en el modelo de cálculo:

- Es posible dimensionar las tuberías con un criterio de 1 % de pérdida de carga (en ambos tramos) para caudales volumétricos inferiores a 80 m<sup>3</sup>/s a la entrada del compresor (90 kg/s aproximadamente).
- Para caudales de entrada al compresor entre 80 y 120 m<sup>3</sup>/s (90 y 140 kg/s aproximadamente), el criterio debe relajarse hasta el 2 % de pérdida de carga para tuberías comerciales estándar (< 40 pulgadas). Para caudales entre 120 y 140 m<sup>3</sup>/s (140 y 170 kg/s), el criterio debe ser el 3 % de pérdida de carga. Por encima de estos caudales, la pérdida de carga no se puede mantener en estos porcentajes por lo que se considera límite técnico este valor de 140 m<sup>3</sup>/s a la entrada de turbina.
- Las pérdidas de carga de la tubería a 800 °C y 1000 °C son sensiblemente similares por lo que pueden usarse los mismos criterios en ambos casos.
- Los diámetros seleccionados en función del caudal son los expuestos en las tablas y los caudales de operación se obtienen a partir de la potencia nominal del receptor.

Caudal másico, kg/s	10	30	50	70	90	110	130	150	170	190
Caudal volumétrico, m <sup>3</sup> /s (condiciones atmosféricas)	8,4	25,3	42,2	59,1	76,0	92,9	109,8	126,7	143,6	160,5
Caudal subida, m <sup>3</sup> /s	1,5	4,6	7,7	10,8	13,9	17,0	20,1	23,2	26,3	29,4
Caudal bajada, m <sup>3</sup> /s	2,6	7,8	13,0	18,2	23,3	28,5	33,7	39,0	44,3	49,7
Diámetro subida (pulgadas)	8	15	24	27	35	40	40	40	40	40
Pérdida de carga subida (bar)	0,08	0,09	0,06	0,08	0,06	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17
Diámetro bajada (pulgadas)	12	26	29	40	40	40	40	40	40	40
Pérdida de carga bajada (bar)	0,04	0,03	0,06	0,04	0,06	0,10	0,13	0,17	0,23	0,28
Pérdida total, bar	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,16	0,21	0,28	0,37	0,45
Pérdida total, %	0,98	0,99	0,98	1,00	1,00	1,30	1,78	2,34	3,09	3,74

Tabla 53. Pérdidas de carga en tubería receptor-turbina. Temperatura salida de receptor 800°C

Caudal, kg/s	10	30	50	70	90	110	130	150	170	190
Caudal volumétrico, m <sup>3</sup> /s (condiciones atmosféricas)	8,4	25,3	42,2	59,1	76,0	92,9	109,8	126,7	143,6	160,5
Caudal subida, m <sup>3</sup> /s	1,5	4,6	7,7	10,8	13,9	17,0	20,1	23,2	26,3	29,4
Caudal bajada, m <sup>3</sup> /s	3,1	9,2	15,3	21,5	27,6	33,8	40,0	46,3	52,6	58,9
Diámetro subida (pulgadas)	9	16	27	29	39	40	40	40	40	40
Pérdida de carga subida (bar)	0,05	0,07	0,04	0,06	0,04	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17
Diámetro bajada (pulgadas)	10	23	27	37	40	40	40	40	40	40
Pérdida de carga bajada (bar)	0,07	0,05	0,08	0,06	0,08	0,11	0,16	0,21	0,26	0,33
Pérdida total, bar	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,17	0,24	0,28	0,40	0,50
Pérdida total, %	0,98	0,97	0,97	0,99	1,00	1,41	1,99	2,66	3,36	4,14

Tabla 54. Pérdidas de carga en tubería receptor-turbina. Temperatura salida de receptor 1000°C

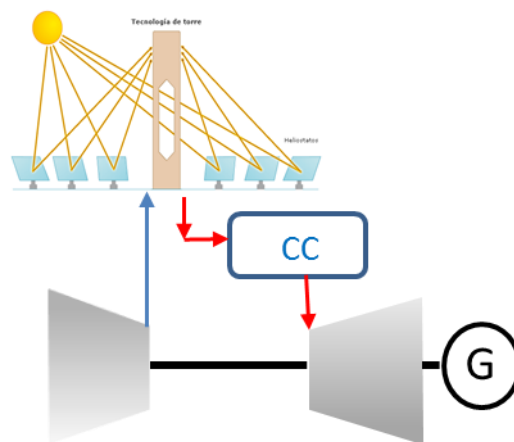
#### 4.4 Ciclo de potencia

El subsistema ciclo de potencia está compuesto por la turbina de gas con todos sus sistemas auxiliares y el receptor de aire presurizado integrado en la cámara de combustión. En este apartado se describen distintas opciones de integración del receptor en la turbina describiendo los puntos fuertes y débiles de las diferentes alternativas y justificando la selección de la configuración final.

En esta discusión juegan un papel importante la situación de la turbina (en la parte superior o inferior de la torre) y la disponibilidad/viabilidad técnica de la configuración como podrá verse a continuación. En primer lugar, se destaca que no se contempla la separación de compresor y turbina en ubicaciones independientes, colocando el compresor en la parte alta de la torre y la turbina en la parte inferior. Esta

configuración ha sido propuesta en algún estudio previo [122] pero no se considera técnicamente factible debido a las vibraciones que ocasionaría el compresor en sus arranques y paradas o en un episodio de operación en bombeo. También se aumenta el riesgo de embalamiento de la turbina que quedaría sin ningún elemento que la frenara en un eventual disparo.

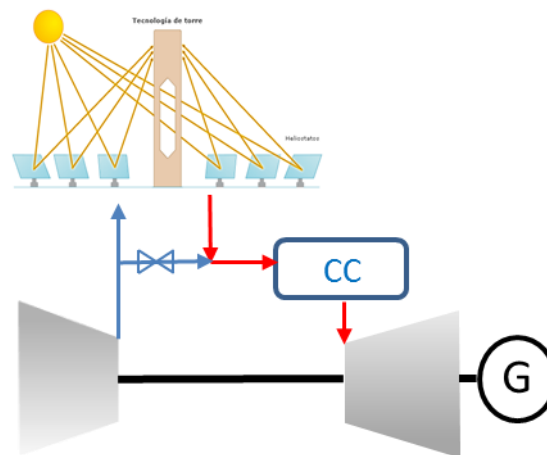
La configuración más sencilla para integrar el receptor en la turbina de gas sería conectar el equipo en línea con el compresor y la cámara de combustión, sin elementos hidráulicos adicionales. Se correspondería con un esquema como el mostrado en la Figura 70. Esta configuración fue la implementada en el proyecto Solhyco y es citada en muchos artículos de la bibliografía, especialmente aquellos que no entran en detalles técnicos de la integración. La ventaja fundamental que presenta es la sencillez de integración al carecer de elementos adicionales como válvulas o tuberías. Sin embargo, presenta desventajas como la necesidad de que pase todo el flujo de aire por el receptor, independientemente de la potencia térmica intercambiada en este. Esto conlleva que la temperatura de entrada a la cámara de combustión tenga un rango de operación muy amplio (desde la temperatura de salida del compresor hasta la temperatura nominal de operación del receptor). Otro inconveniente es no poder regular el caudal de aire por el receptor (fijado por la turbina) por lo que la temperatura de salida del mismo presentará importantes oscilaciones en caso de transitorios de nubes o, simplemente, a lo largo del día como consecuencia de la variación de la irradiancia. Además, en horas de generación sin aporte solar existirán importantes pérdidas térmicas y de presión en el receptor que afectarán considerablemente a la producción. En el caso de que la turbina (el motor completo) esté situada en la parte superior de la torre, este inconveniente tiene menor peso que en el caso de instalar la turbina en la parte inferior, aunque en ambos casos penalizará la producción en las horas sin radiación solar.



**Figura 70. Turbina de gas y receptor solar en serie sin by-pass**



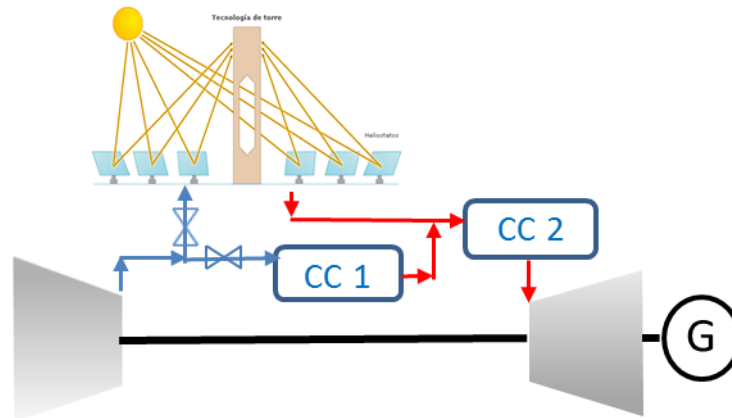
Una evolución de la configuración anterior es añadir un by-pass al receptor solar que permita regular el caudal por el mismo y por tanto evitar el flujo de aire en horas sin aporte solar, posibilitando de este modo el control de la temperatura de salida del receptor en función de la potencia incidente en el equipo. Esta configuración fue utilizada en el proyecto Solugas y su esquema simplificado puede verse en la Figura 71. Respecto al caso previo, esta configuración requiere añadir una tubería y una (o varias) válvula(s) a la entrada del receptor, por tanto con una temperatura de operación del orden de 350 - 500 °C. Estos elementos existen en el mercado y no deberían suponer una limitación técnica ni una penalización económica significativa. La configuración sería válida en caso de instalar la turbina a nivel de suelo. No obstante, esta integración sigue requiriendo que el rango de operación de la cámara de combustión sea muy amplio, desde la temperatura de salida del compresor hasta la temperatura nominal del receptor.



**Figura 71. Turbina de gas y receptor solar en serie con by-pass**

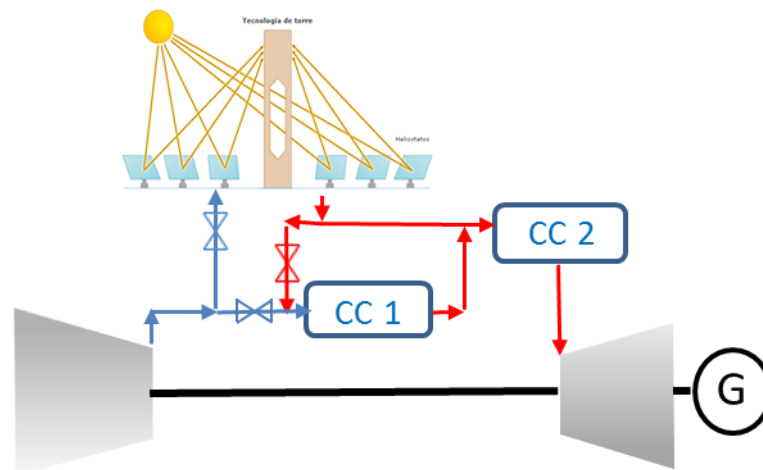
Con el objeto de disminuir el rango de operación de la cámara de combustión se decide añadir una segunda cámara de combustión que haga de back-up del receptor y esté colocada en paralelo al mismo (Figura 72). Este equipo se encargará de elevar la temperatura del aire desde la salida del compresor hasta la temperatura nominal del receptor, asegurando que la temperatura de entrada a la segunda cámara de combustión tenga un rango de operación prácticamente constante (es decir, trabaje continuamente con las mismas temperaturas de entrada y salida). Puesto que esta cámara de combustión trabaja a temperaturas del orden de 800°C, no se prevé la generación de gases NOx y por lo tanto no sería necesario emplear una cámara de combustión con premezcla como las que se emplean en los motores actuales (Referencias [185][186]). De este modo se consigue también extender la amplitud del rango de operación, desde las condiciones nominales hasta cargas muy bajas. La segunda cámara de combustión, por el contrario, presenta un diseño más complejo

por trabajar a temperaturas muy superiores, siendo necesario diseñarla con unos parámetros de operación más acotados y estables durante la operación.



**Figura 72. Configuración con doble cámara de combustión.**

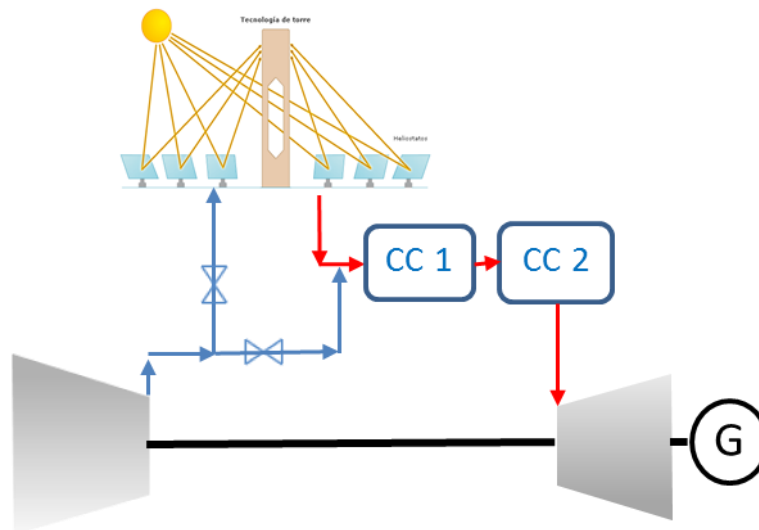
Una mejora a esta configuración desde el punto de vista operativo sería la inclusión de una conexión desde la salida del receptor solar hasta la entrada a la cámara de combustión 1 (Figura 73). Esta línea se utilizaría en arranques del campo solar y períodos transitorios de nubes en los que no se pueda garantizar una temperatura de salida constante en el receptor solar. No obstante, esta opción se descarta al no ser a día de hoy tecnológicamente factible disponer de válvulas de control con temperaturas de operación de 800 °C o superiores.



**Figura 73. Configuración con doble cámara de combustión y by-pass salida receptor.**

Una alternativa a la opción previa sería colocar la cámara de combustión 1 en serie al receptor solar (Figura 74). Presentaría como ventajas que la temperatura de entrada a la cámara de combustión 2 sería prácticamente constante (independientemente de las condiciones meteorológicas y operativas del receptor)

pero tendría como inconvenientes que la temperatura de entrada a la cámara de combustión 1 sería variable (desde la salida del compresor hasta la temperatura de salida del receptor) y además tendría una pérdida de carga superior al tener ambos equipos secuenciales. La pérdida de rendimiento por esta pérdida de carga adicional se ha calculado mediante Thermoflex, siendo aproximadamente de un punto porcentual. Por estos motivos se descarta esta configuración.

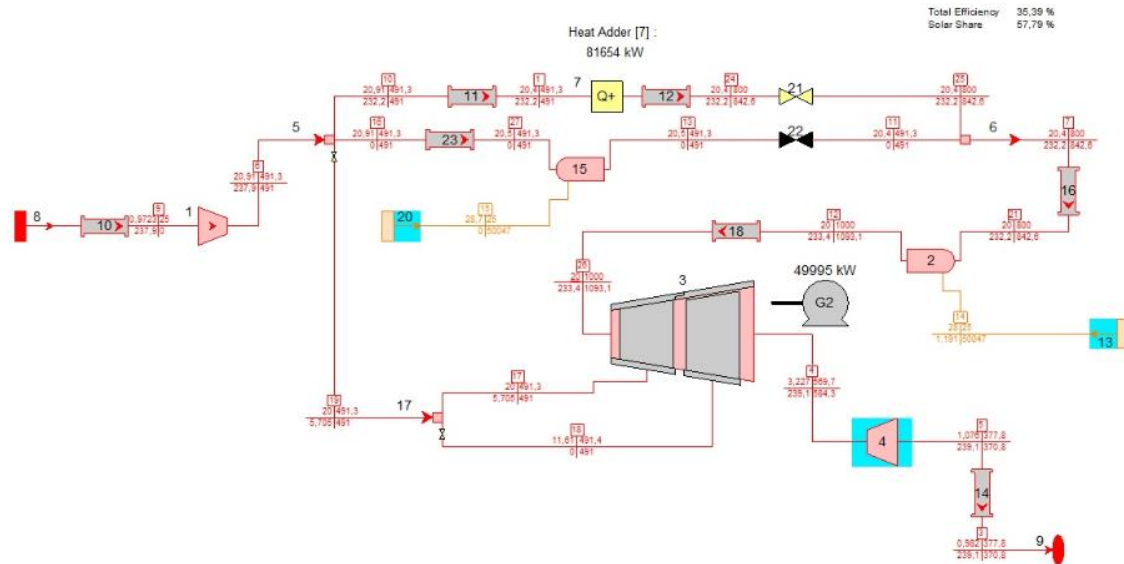


**Figura 74. Configuración con doble cámara de combustión en serie.**

En la Figura 75 puede verse la configuración del ciclo seleccionado. Se observa que la integración del receptor permite el dividir el caudal de salida del compresor, de modo que este fluya total o parcialmente por cada una de las dos líneas posibles: el receptor solar o la cámara de combustión. El caudal a través del receptor se regula para de modo que la temperatura de salida del mismo se mantenga constante independientemente de la potencia incidente del campo de heliostatos y de las condiciones ambientales. El resto del caudal no dirigido al receptor es calentado en la primera cámara de combustión hasta la temperatura de salida del receptor, consiguiendo de esta manera que la temperatura de entrada a la segunda cámara de combustión, que controla la temperatura de entrada a la turbina (TIT), sea virtualmente constante. La turbina de gas se modela en dos ejes. El eje de alta presión acopla el compresor y la turbina de alta presión (generador de gas) mientras el eje de baja presión (turbina de potencia) se emplea para accionar el generador eléctrico.

La pérdida de carga en el receptor se considera igual a un 2,5 % de la presión de entrada, según lo visto en el apartado 4.2.3, mientras que la pérdida de carga en las tuberías de la torre se calcula según lo visto en el apartado 4.3. En el caso de las cámaras de combustión se ha considerado una pérdida de carga nominal (con el caudal 100% del caudal circulando por cada una de ellas) del 2 %. En todos los casos, estos

critérios se corresponden con valores de diseño que generan los correspondientes coeficientes de fricción para el resto de cálculos off-design.



**Figura 75. Modelo Thermoflex de la turbina de gas y receptor solar**

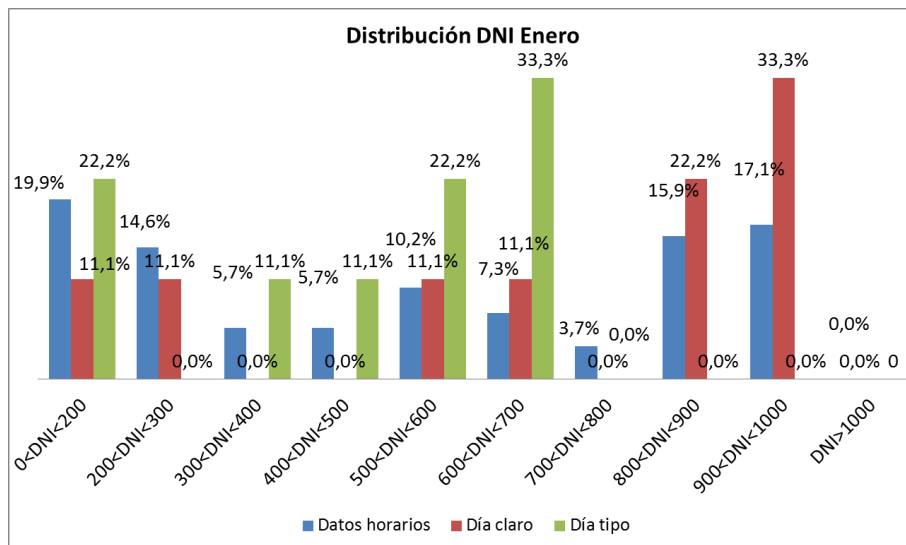
#### 4.5 Modelo de producción

El modelo de producción es la herramienta que calcula los resultados en base anual mediante la integración de las salidas del modelo de campo solar, receptor y ciclo de potencia. Esta herramienta puede implementarse de dos maneras. En primer lugar pueden realizarse simulaciones horarias. Es decir, se calcula producción eléctrica de cada hora del año a partir de las condiciones de operación al inicio de las mismas. La segunda opción consiste en asumir un cierto número de días tipo, para los cuales se resuelve el modelo de producción en base horaria, para luego multiplicar la producción del día tipo por el número de días iguales a dicho día tipo que se estima hay en un año. Estos cálculos pueden realizarse de manera mensual o, incluso, trimestral.

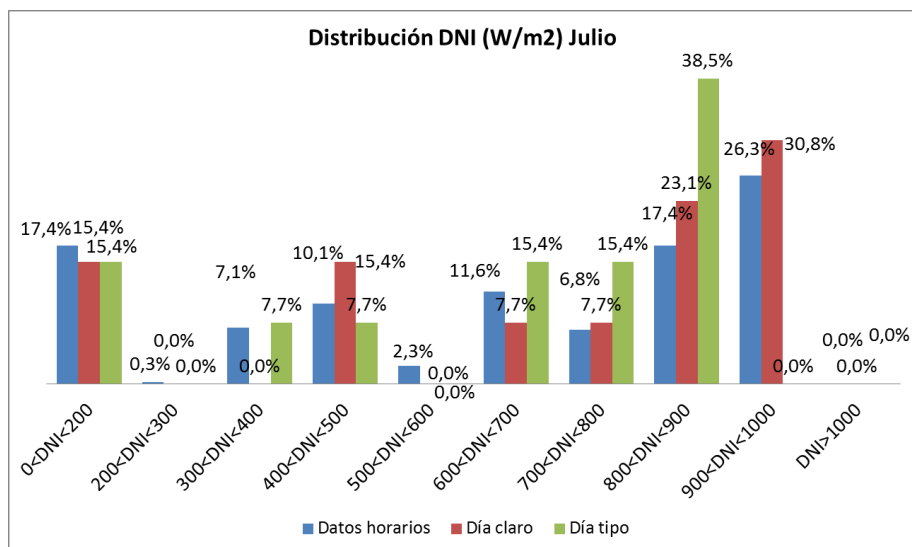
La idoneidad de utilizar un tipo de cálculo u otro se evalúa mediante un análisis del recurso solar (radiación directa) ya que es el parámetro que más influencia tiene en los resultados en un modelo estacionario como el usado en este trabajo. Para que la utilización de días tipo tenga un resultado válido respecto a un cálculo realizado en base horaria tendría que cumplirse que la distribución porcentual de horas de radiación directa así como la energía acumulada fuesen similares comparando ambos métodos.

En la Figura 76 y la Figura 77 se representa la distribución porcentual de horas para cada nivel de irradiancia, en un mes de invierno y otro de verano. Se representan en tres casos:

- Valores horarios.
- Día claro representativo del mes.
- Un día tipo definido como un día claro (en forma) pero minorado de tal modo que la energía acumulada en el mes fuese idéntica a la energía de ese mes calculada con valores horarios.



**Figura 76. Distribución porcentual por niveles de radiación Enero.**



**Figura 77. Distribución porcentual por niveles de radiación Julio.**

Puede observarse claramente que la distribución de horas para los distintos niveles de radiación cambia considerablemente con el uso de valores horarios respecto

de haber utilizado días claros representativos o días tipo artificiales. Por este motivo, se concluye que el modelo de producción debe basarse en cálculos horarios, no siendo admisible la utilización de días representativos o días promedio para reducir la carga computacional.

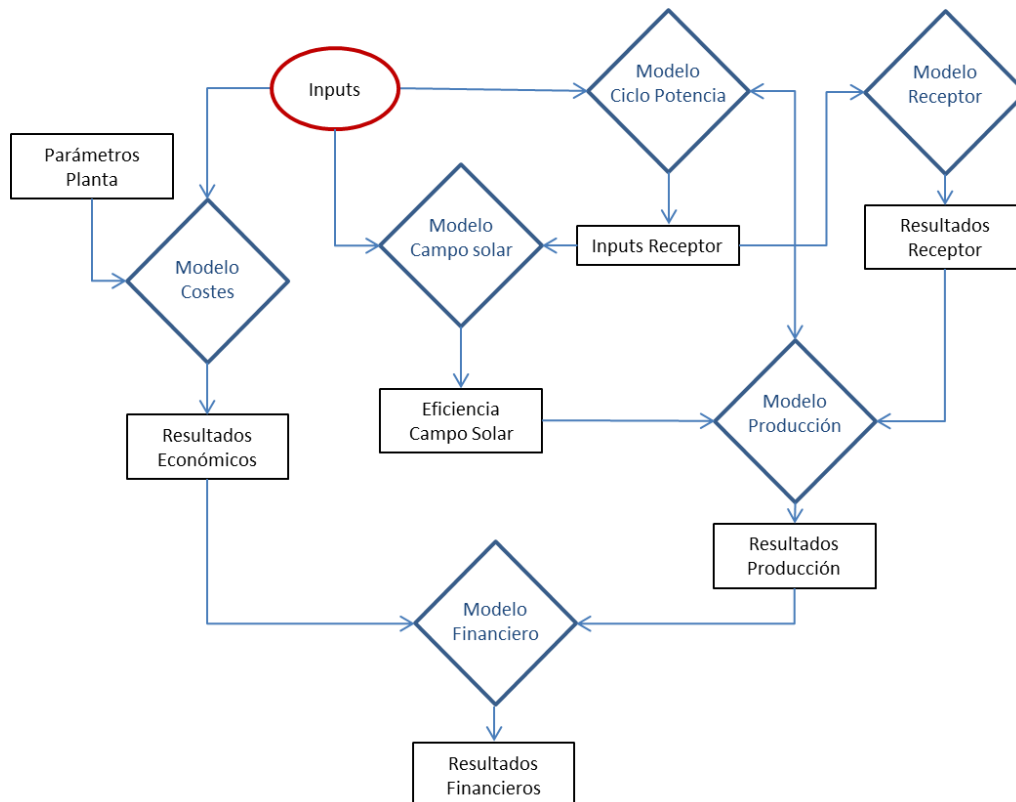
Con este planteamiento, el modelo de producción proporciona la producción eléctrica del primer año de la central, sin aplicar factores de disponibilidad ni degradación de equipos.

El cálculo de producción se realiza para dos escenarios de operación:

- Operación a carga base: la planta opera 8760 horas a plena potencia.
- Operación diurna: la planta opera únicamente las horas en las que existe aporte solar. Durante estas horas se consume gas si es necesario para operar la turbina a carga máxima.

#### 4.6 Metodología de cálculo

La metodología de cálculo seguida en este proyecto se basa en la utilización de las herramientas descritas en los apartados previos. La Figura 78 expone la sistemática e interacción entre las distintas herramientas de cálculo.



**Figura 78. Esquema de la metodología de cálculo.**

## 5 Estudio del espacio de diseño

---

### 5.1 Definición del espacio de diseño

Los modelos técnicos presentados en el presente trabajo son válidos para un rango de potencias amplio (5 -150 MW), distintas ubicaciones así como múltiples parámetros de entrada.

Con el objetivo de acotar los casos a estudiar se fijan una serie de parámetros enumerados a continuación:

- 1- Potencia nominal en bornas de alternador 50 MWe (potencia máxima admisible 52,5 MWe).
- 2- Motor situado en la parte superior de la torre.
- 3- Proyecto ubicado en Marruecos (ver apartado 4.1 para más detalles).
- 4- Coste de combustible constante en la vida del proyecto: 8 \$/MBTU

Una vez fijadas estas condiciones de contorno se decide generar un espacio de diseño para la obtención de los resultados. Este espacio de diseño se define mediante un rango de temperaturas de entrada a la turbina (TIT) y de relaciones de compresión que cubran un abanico de posible diseños suficientemente amplio. La TIT mínima considerada es 800 °C, correspondiente a un caso de solar share nominal del 100 %, y la TIT máxima elegida es de 1400 °C, correspondiente a una tecnología F-Frame. Se incluyen dos casos intermedios a 1000 y 1250 °C para cubrir el espectro completo y se decide no considerar turbinas de gas con temperaturas mayores (tecnologías G y J) por dar éstas lugar a menores valores de solar share. Además, este último tipo de turbinas presenta unos requerimientos de condiciones de contorno para la combustión mucho más restrictivos.

Para cada una de estas temperaturas de entrada a la turbina se calcula la eficiencia, trabajo específico y solar share en función de la relación de compresión. Los resultados obtenidos se presentan en las Figura 79 a Figura 82 así como las Tabla 55 a Tabla 58.



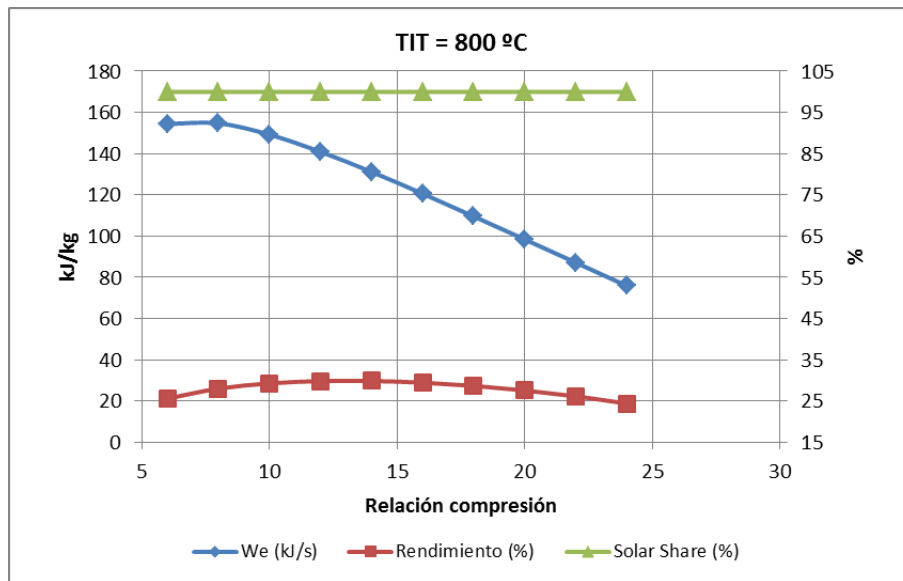


Figura 79. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 800°C

Relación compresión	6	8	10	13	15	17	19	21	23	25
Rendimiento (%)	25,6	28,0	29,3	29,9	29,9	29,5	28,7	27,6	26,2	24,4
Trabajo específico (kJ/s)	154,4	154,7	149,2	140,9	131,2	120,6	109,6	98,4	87,1	75,9
Solar Share (%)	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Tabla 55. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 800°C

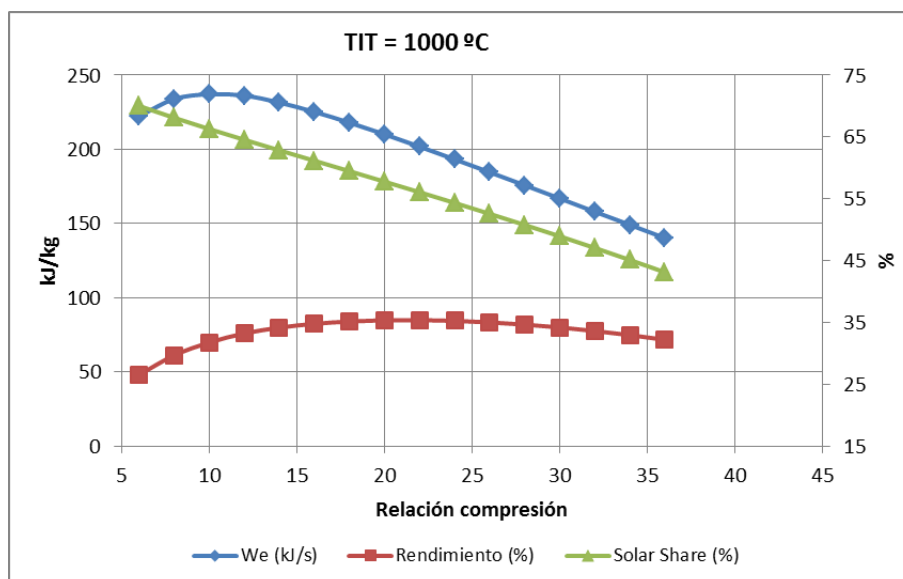


Figura 80. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 1000°C

Relación compresión	6	9	13	17	21	26	30	34	38	6
Rendimiento (%)	26,6	29,7	33,3	34,8	35,4	35,3	34,7	33,6	32,2	26,6
Trabajo específico (kJ/s)	222,4	233,9	236,3	225,3	210,2	193,3	175,8	158,0	140,3	222,4
Solar Share (%)	70,0	68,1	64,6	61,2	57,8	54,4	50,8	47,1	43,1	70,0

Tabla 56. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 1000°C

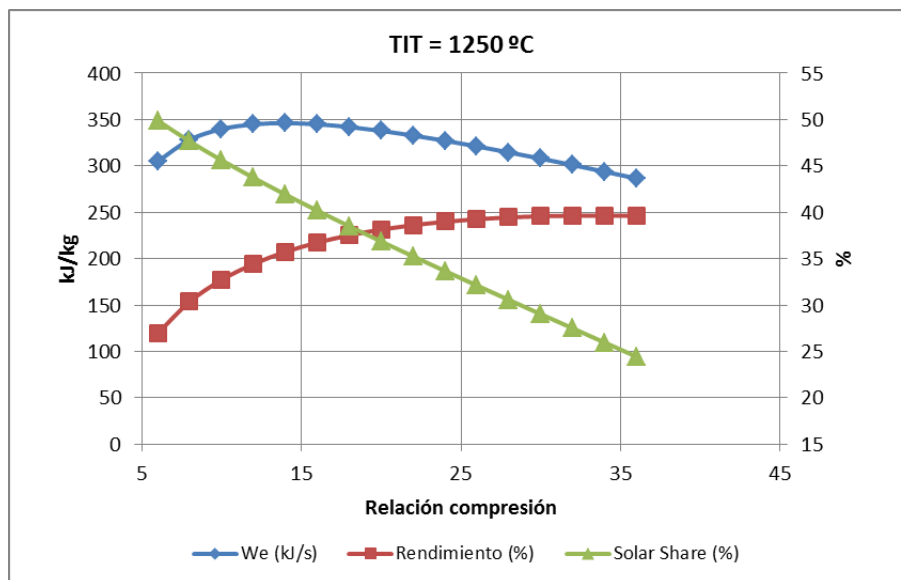


Figura 81. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 1250°C

Relación compresión	6	9	13	17	21	26	30	34	38
Rendimiento (%)	27,0	30,4	34,4	36,7	38,2	39,0	39,5	39,6	39,6
Trabajo específico (kJ/s)	304,9	328,2	344,9	344,9	337,9	327,3	314,7	301,0	286,5
Solar Share (%)	49,9	47,7	43,7	40,2	36,9	33,7	30,6	27,5	24,4

Tabla 57. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 1250°C

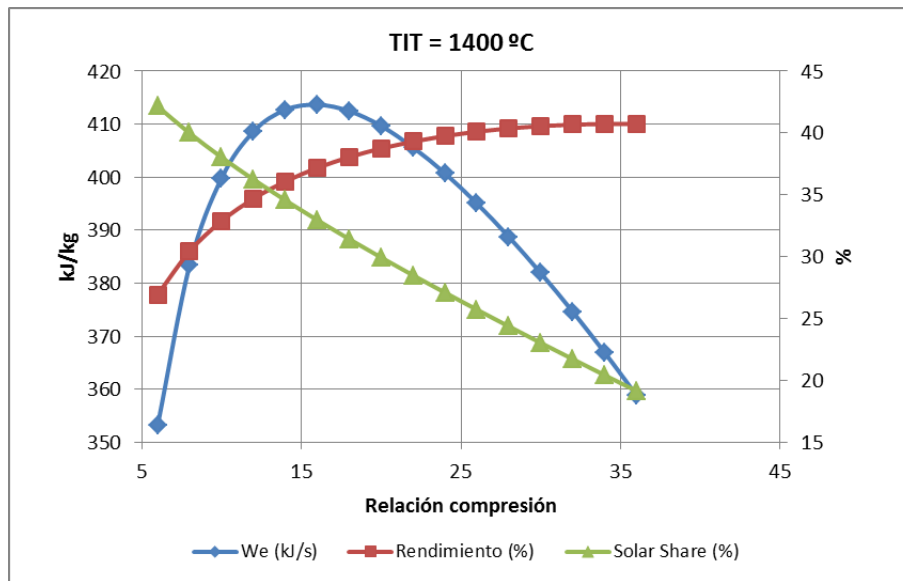


Figura 82. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 1400°C

Relación compresión	6	8	12	16	20	24	28	32	36
Rendimiento (%)	26,9	30,4	34,7	37,2	38,8	39,8	40,4	40,7	40,7
Trabajo específico (kJ/s)	353,2	383,4	408,6	413,7	409,7	400,7	388,7	374,6	358,8
Solar Share (%)	42,2	40,0	36,2	33,0	29,9	27,1	24,4	21,7	19,1

Tabla 58. Prestaciones de la turbina de gas con TIT= 1400°C

En base a estos resultados se decide seleccionar dos presiones de entrada a la turbina por cada valor de TIT. Las dos relaciones de compresión se seleccionan con el objetivo de maximizar el rendimiento en un caso y el trabajo específico en el otro fijando una condición de contorno de mínima fracción solar en valores del 25 – 30 %. Los casos seleccionados se muestran en la Tabla 59, quedando de este modo definido un espacio de diseño de 8 casos.

	Presión entrada turbina (bar)	
	TIT = 800 °C	8
TIT = 1000 °C	10	20
TIT = 1250 °C	12	30
TIT = 1400 °C	18	28

Tabla 59. Contornos del espacio de diseño

## 5.2 Resumen de resultados

A continuación se resumen los resultados obtenidos de la simulación del espacio de diseño. En este resumen se muestran resultados de producción anuales, resumen de costes y resultados financieros con el objetivo de seleccionar los casos más prometedores y fijar un caso de estudio.

Destacar que se han contemplado dos escenarios de operación en las simulaciones, en primer lugar se considera una planta operando a carga base, es decir, la turbina está operando la totalidad de las horas del año mientras que el segundo caso la turbina sólo está arrancada las horas de sol. En ambos casos la turbina está funcionando a máxima carga, evidentemente con apoyo de combustible cuando el recurso solar es insuficiente.

	Número heliostatos	Potencia Abs Receptor (MWt)	Múltiplo solar	Solar Share nominal (%)	Eficiencia nominal (%)
<b>Caso 800/8</b>	2761	178,4	1,2	100	28,03
<b>Caso 800/12</b>	2623	167,5	1,2	100	29,85
<b>Caso 1000/10</b>	1563	104,3	1,2	66,3	31,79
<b>Caso 1000/20</b>	1228	81,7	1,2	57,79	35,39
<b>Caso 1250/12</b>	895	63,4	1,2	43,72	34,44
<b>Caso 1250/30</b>	475	36,6	1,2	29,03	39,59
<b>Caso 1400/18</b>	539	41,3	1,2	31,42	38,06
<b>Caso 1400/28</b>	362	30,2	1,2	24,37	40,38

Tabla 60. Datos generales de las configuraciones del espacio de diseño

	Coste planta (€)	Coste Promoción (€)	Coste O&M (€/año)
<b>Caso 800/8</b>			
<b>Caso 800/12</b>			
<b>Caso 1000/10</b>			
<b>Caso 1000/20</b>			
<b>Caso 1250/12</b>			
<b>Caso 1250/30</b>			
<b>Caso 1400/18</b>			
<b>Caso 1400/28</b>			

Tabla 61. Costes de las configuraciones del espacio de diseño

	Carga Base			Producción diaria		
	Producción Anual (MWh)	Consumo combustible (MWh)	Solar Share anual (%)	Producción Anual (MWh)	Consumo combustible (MWh)	Solar Share anual (%)
Caso 800/8	453493	1238363	25,3%	172133	201614	67,6%
Caso 800/12	453421	1169201	25,0%	172088	194670	66,7%
Caso 1000/10	453476	1218704	16,3%	167001	293428	44,8%
Caso 1000/20	453289	1123475	14,1%	164522	286516	39,1%
Caso 1250/12	453398	1197565	10,6%	163460	336759	29,8%
Caso 1250/30	453015	1083418	6,7%	159035	327487	19,2%
Caso 1400/18	453283	1119791	7,4%	159191	332214	21,3%
Caso 1400/28	452993	1073352	5,7%	159007	333161	16,2%

Tabla 62. Datos de producción de las configuraciones del espacio de diseño

	Carga Base			Producción diaria		
	LCOE (c€/kWh)	TLCC (M€)	BEC (c€/kWh)	LCOE (c€/kWh)	TLCC (M€)	BEC (c€/kWh)
Caso 800/8	13,24	491,8	11,10	14,52	206,9	12,17
Caso 800/12	12,63	469,1	10,58	14,27	201,19	11,96
Caso 1000/10	12,29	456,4	10,30	14,77	202,1	12,38
Caso 1000/20	11,36	421,7	9,52	14,22	191,63	11,92
Caso 1250/12	11,67	433,5	9,78	14,71	196,9	12,32
Caso 1250/30	10,55	391,43	8,84	14,10	183,65	11,81
Caso 1400/18	10,86	403,1	9,10	14,31	186,7	12,00
Caso 1400/28	10,40	385,80	8,71	14,00	182,34	11,73

Tabla 63. Resultados financieros de las configuraciones del espacio de diseño

### 5.3 Selección de los casos de estudio

En este apartado se exponen los criterios utilizados para la selección de un caso de análisis a partir de los resultados del modelo. Las variables de decisión elegidas son el coste nivelado de electricidad (LCoE) y el aporte solar.

A partir de las tablas anteriores Tabla 60 se deduce que la configuración del proyecto de menor coste de energía tiende a ser la planta de mayor eficiencia y un campo solar cada vez menor, es decir, la penalización de eficiencia por aumento del campo solar conlleva un incremento en el coste de electricidad mayor que el ahorro de combustible asociado. Por este motivo, en la elección de los casos de estudio se decide introducir un criterio medioambiental adicional al LCoE.

Podrían considerarse en el análisis otros criterios financieros del tipo inversión máxima en términos del coste inicial o un coste total acumulado máximo a partir del TLCC. Se descarta esta opción al no tener un requerimiento definido en esta línea.

La selección de los casos de estudio se realiza en base a dos criterios distintos en función del tipo de operación de la planta:

- 1- La selección de la configuración en operación diurna se realiza en base al mínimo LCoE y exigiendo un solar share mínimo del 50 % anual en términos de energía. Con este criterio, el caso resultante de interés es TIT = 800°C y presión entrada a turbina 12 bar (ver Figura 83).
- 2- La selección de la configuración operando a carga base se realiza cuantificando las emisiones de CO<sub>2</sub> en cada caso. Las emisiones de CO<sub>2</sub> se comparan con un una turbina de ciclo abierto de alto rendimiento. Se establece un doble criterio de LCOE mínimo con un objetivo de ahorro de emisiones del 50 % respecto a una turbina sin aporte solar. Con este criterio el caso seleccionado sería TIT=1000°C y presión de entrada a turbina 20 bar que prácticamente alcanza el ahorro de emisiones objetivo con una eficiencia considerablemente superior al caso de menor presión (ver Figura 84 y Tabla 64).

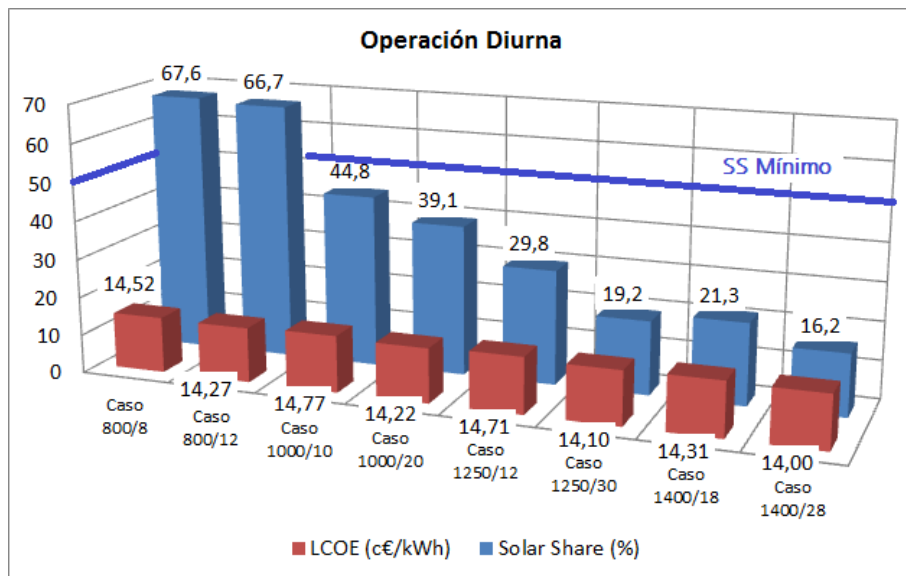


Figura 83. LCOE y Solar Share en casos de diseño (Op. Diurna)

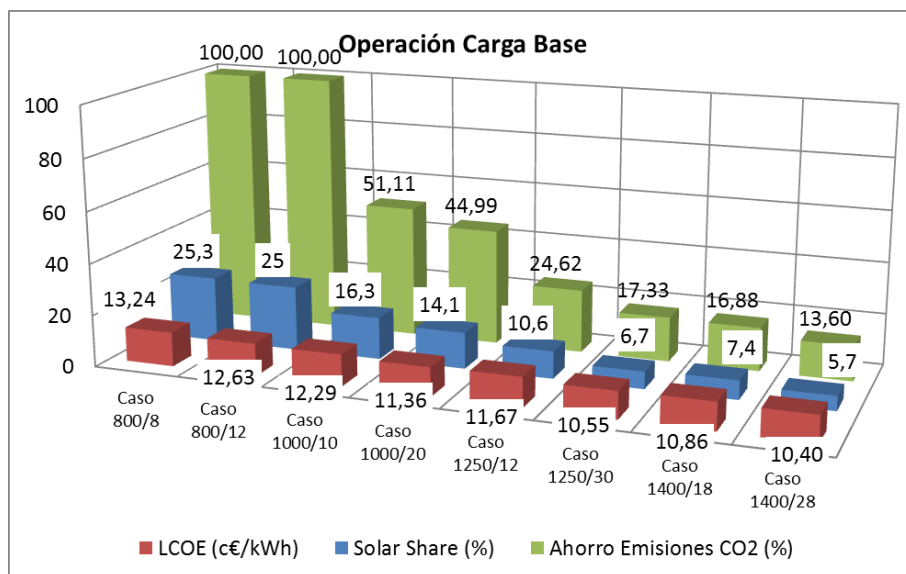


Figura 84. LCOE, Solar Share y ahorro de emisiones en casos de diseño (Carga Base)

	Solar Share nominal (%)	Eficiencia nominal (%)	Consumo nominal combustible (kg/s)	Emisiones CO2 Nominal (Tn CO2/h)	Ahorro Emisiones (%)
Caso 800/8	100	28,03	0	0,00	100%
Caso 800/12	100	29,85	0	0,00	100%
Caso 1000/10	66,3	31,79	1,059	10,46	51%
Caso 1000/20	57,79	35,39	1,191	11,77	45%
Caso 1250/12	43,72	34,44	1,632	16,12	25%
Caso 1250/30	29,03	39,59	1,790	17,68	17%
Caso 1400/18	31,42	38,06	1,800	17,78	17%
Caso 1400/28	24,37	40,38	1,871	18,48	14%
GE LM6000	0	41,9	2,166	21,39	0%

Tabla 64. Ahorro de emisiones de casos del espacio de diseño vs combustible fósil

## 5.4 Resultados de los casos de estudio

El objetivo del presente apartado es mostrar un estudio pormenorizado de los resultados obtenidos para los casos de referencia seleccionados en el capítulo previo. El estudio se divide en tres sub-apartados en función del tipo de análisis al modelo:

- 1- Análisis del funcionamiento del motor.
- 2- Análisis del funcionamiento diario de la planta.
- 3- Análisis mensual y anual de producción.

### 5.4.1 Análisis de funcionamiento del motor

El estudio del motor descrito a continuación tiene como objetivo profundizar en las variaciones de comportamiento del conjunto turbina-receptor en función de las variables más significativas de entrada al modelo. En este caso se consideran la temperatura ambiente y la potencia térmica transferida en el receptor. Los resultados presentados corresponden al caso TIT=800°C y presión de entrada a turbina 12 bar.

Debe destacarse que el caso de estudio tiene una temperatura de entrada de 800°C, coincidente con la temperatura de salida de receptor y la primera cámara de combustión, por lo que no existe segunda cámara de combustión en esta configuración. Las variaciones de comportamiento en función de la temperatura ambiente se exponen a una potencia máxima y nula de receptor. Se comprueba que,

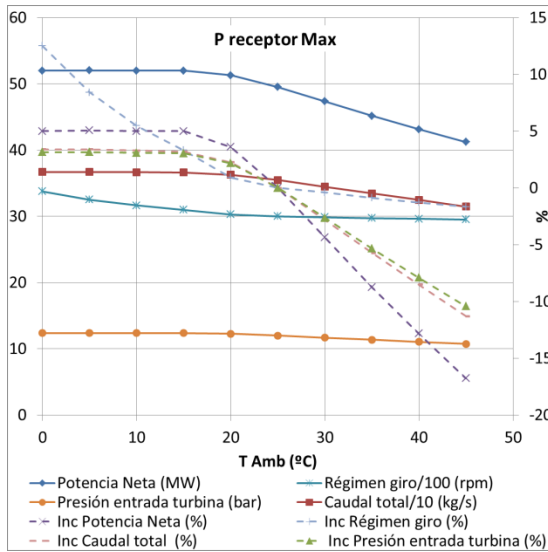


para potencias intermedias de receptor, este análisis arroja conclusiones similares tal y como se puede observar en los resultados mostrados en el Anexo 10.1.

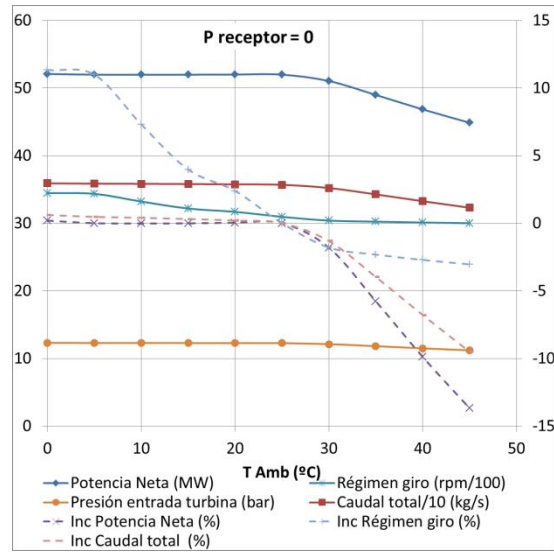
Nótese que para una mejor comprensión, las representaciones gráficas de este apartado se representan líneas continuas para el eje de ordenadas principal y punteadas para el eje secundario.

Así, en la Figura 85 y Figura 86 se presentan las variables principales de la turbina así como sus variaciones porcentuales respecto a la temperatura de diseño (fijada en 25°C). Se observa que a temperaturas menores de diseño aumenta el régimen de giro y se satura el caudal másico total, mientras que a temperaturas superiores disminuyen progresivamente la potencia y el caudal másico que atraviesa el motor.

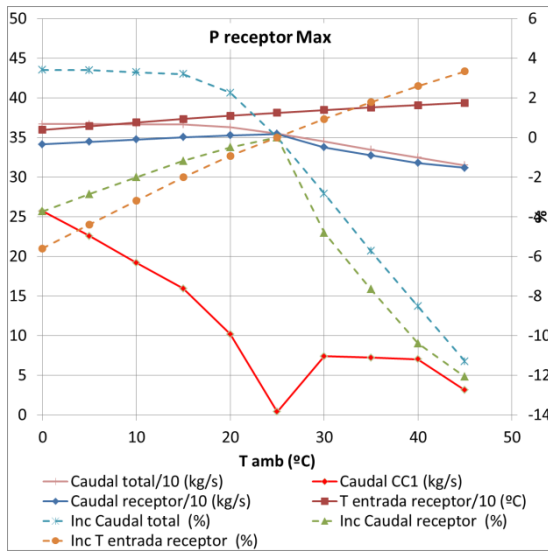
Las variables de operación más relevantes del receptor se exponen en la Figura 87 y Figura 88. Puede concluirse que a temperaturas inferiores a la de diseño disminuye la temperatura de entrada al receptor y, consecuentemente, el caudal másico que circula por el mismo. Esta disminución de caudal másico por el receptor es compensada por un incremento de caudal aproximadamente igual a través de la cámara de combustión 1, siempre que la potencia del motor no haya saturado en su valor máximo. Cuando se alcanza la máxima potencia del motor, la disminución del caudal másico de aire a través del receptor no se ve compensada por un incremento igual sino proporcionalmente menor del caudal másico de aire que circula en paralelo por la cámara de combustión 1. A temperaturas mayores de la nominal aumenta ligeramente la temperatura de entrada al receptor y se observa una disminución del caudal másico circulante por este equipo. La reducción de gasto por el receptor se debe a que el caudal volumétrico máximo que puede circular por el mismo, a fin de garantizar que la temperatura de salida de este equipo sea constante, está limitado por la pérdida de carga máxima lo cual a su vez limita la potencia máxima del receptor. Esto, en la práctica, se traduce en un rechazo de potencia del campo solar (desenfoco de heliostatos). El caudal másico que atraviesa la cámara de combustión a temperaturas menores a la de diseño es el caudal no admisible por el receptor mientras que a temperaturas superiores es un valor mínimo para mantener llama piloto (estimado en torno al 2%).



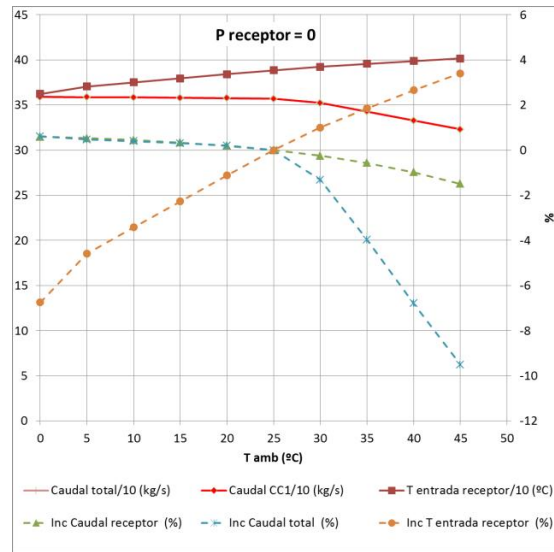
**Figura 85. Efecto de la temperatura ambiente sobre las variables de operación del motor (I)**



**Figura 86. Efecto de la temperatura ambiente sobre las variables de operación del motor (II)**



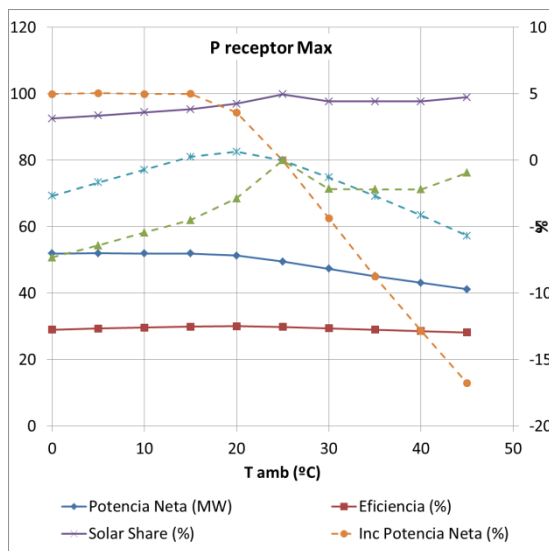
**Figura 87. Efecto de la temperatura ambiente sobre las variables de operación del receptor (III)**



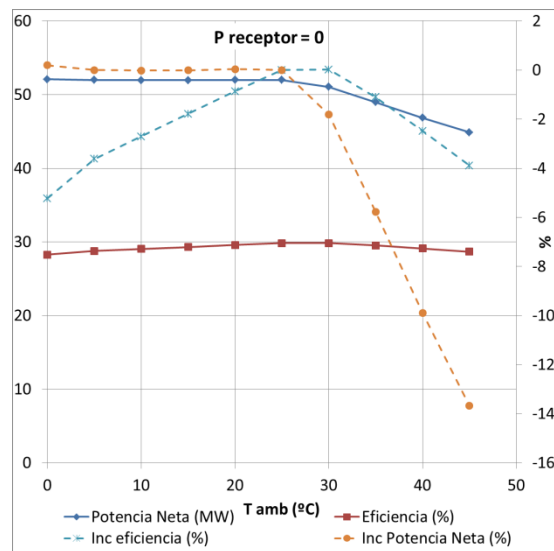
**Figura 88. Efecto de la temperatura ambiente sobre las variables de operación del receptor (IV)**

La Figura 89 y Figura 90 muestran las eficiencias del sistema. A temperaturas ligeramente menores a la de diseño, cuando la potencia generada por el motor no ha saturado en su valor máximo, la eficiencia aumenta ligeramente como consecuencia del menor consumo de potencia en el compresor (en relación a la potencia generada

por la turbina). No obstante, si la temperatura ambiente es aún menor la potencia en bornas satura y el motor limita el valor de este parámetro a través de una reducción del gasto másico habilitada mediante la utilización de geometría variable en el compresor (estrategia de control más propia de motores que operan integrados en ciclo combinado que se emplea aquí previendo la ampliación futura de la planta a una instalación de este tipo). La consecuencia de esta reducción de TIT es una pérdida de rendimiento que se aprecia claramente en la figura. Respecto de la operación a temperaturas mayores a las de diseño, se observa una disminución de la potencia neta y de la eficiencia bruta como consecuencia de la reducción de la relación de compresión del motor. De este modo, el máximo de rendimiento se alcanza a una temperatura ambiente próxima al valor nominal, no apreciándose variaciones de solar share significativas en el rango de análisis.

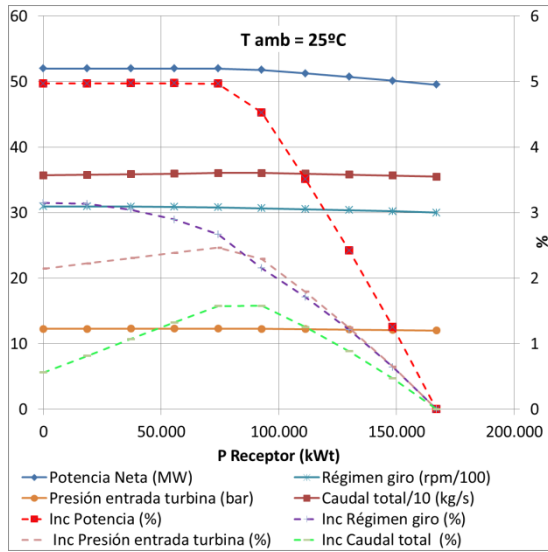


**Figura 89. Efecto de la temperatura ambiente sobre eficiencia del motor (V)**

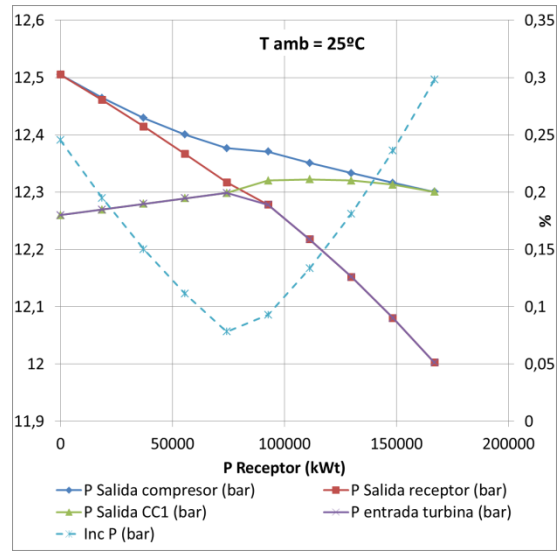


**Figura 90. Efecto de la temperatura ambiente sobre eficiencia del motor (VI)**

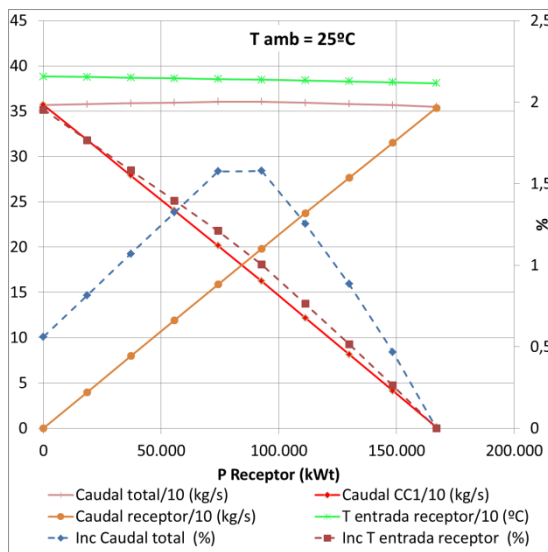
Una vez analizado el comportamiento del motor para el caso en el que la potencia térmica disponible en el receptor es igual a la nominal (máxima) y nula, se evalúa ahora el efecto de las variaciones de temperatura ambiente sobre el comportamiento del conjunto turbina-receptor en función de la potencia térmica disponible en el receptor, para distintos valores de temperatura ambiente. En primer lugar se muestra el comportamiento a la temperatura de diseño, Figura 91 a Figura 94.



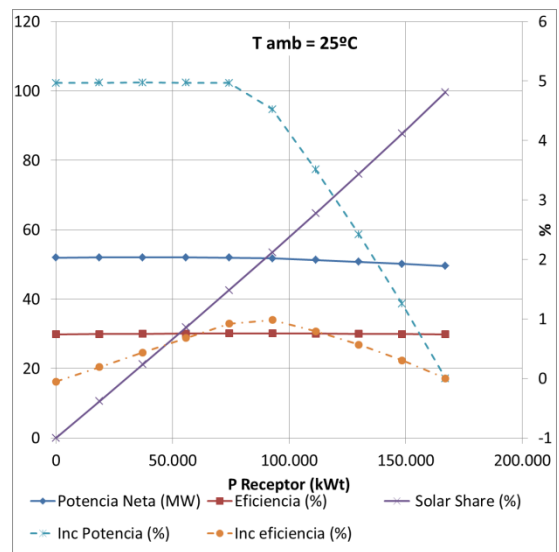
**Figura 91. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 25°C (I).**



**Figura 92. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 25°C (II).**



**Figura 93. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 25°C (III).**



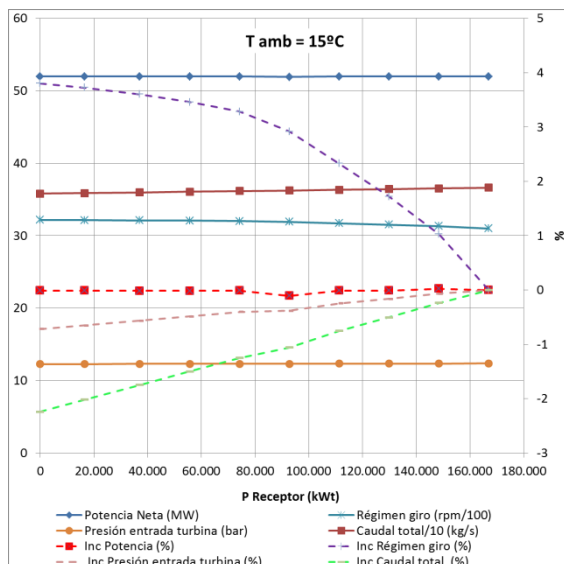
**Figura 94. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 25°C (IV).**

La reducción de potencia térmica en el receptor ocasiona una reducción del caudal circulante por el mismo y un incremento del caudal circulante por la cámara de combustión 1. Esto implica una menor pérdida de carga total, un mayor gasto másico

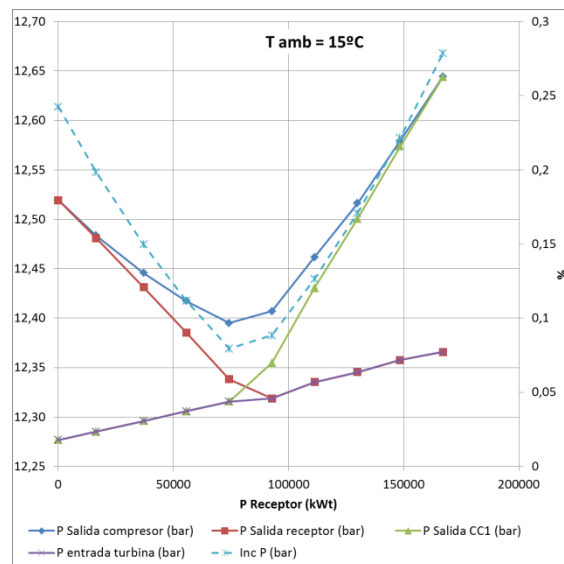
total y salto entálpico disponible en la turbina, Figura 91 y Figura 92, como consecuencia de los cuales aumenta la potencia eléctrica en bornas de alternador de la turbina. La variación de las condiciones operativas del motor también está asociada a un incremento del régimen de giro cuando la fracción de combustible aportado a la cámara de combustión se incrementa (nótese la reducción lineal de solar share para potencia térmica solar decreciente).

Es interesante observar que esta tendencia cambia cuando se alcanza la potencia máxima admisible en bornas de alternador (52,5 MWe), correspondiente a unos 80 MWt solares disponibles en el caso mostrado. A partir de ese momento, la pérdida de carga en la rama de la cámara de combustión se hace mayor. Por debajo de este punto, el régimen de giro se estabiliza, mientras que el caudal total y la presión de entrada a turbina disminuyen ligeramente. Este cambio de tendencia se observa claramente por el mínimo de pérdida de carga entre compresor y turbina que aparece en un valor de potencia de receptor de 80 MWt (Figura 92).

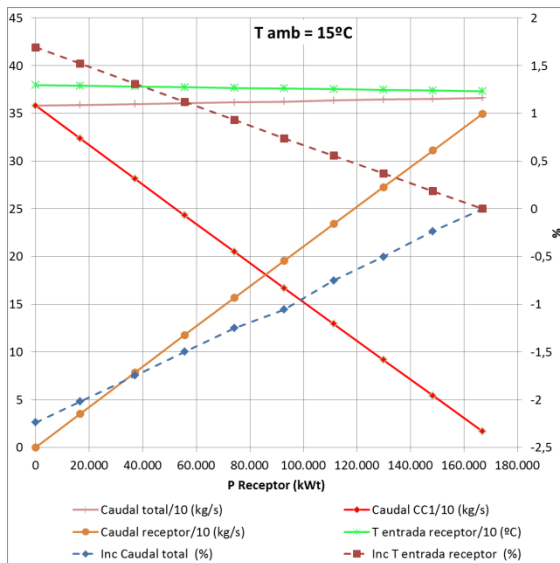
Las siguientes figuras (Figura 95 a Figura 98) muestran los mismos resultados cuando la operación se realiza a 15°C. La mayor diferencia respecto del caso anterior es que, en este caso, la potencia en bornas de alternador de la turbina ha saturado completamente y, por tanto, no se aprecia el cambio de tendencias que se observaba en la serie de figuras anterior (operación a 25°C). Así, el caudal por el receptor baja de manera monótona en todo el rango de potencias solares mientras sube el caudal por la cámara de combustión situada en paralelo con aquel. Ambas variaciones se compensan y, en consecuencia, el caudal total circulante por el motor se mantiene constante.



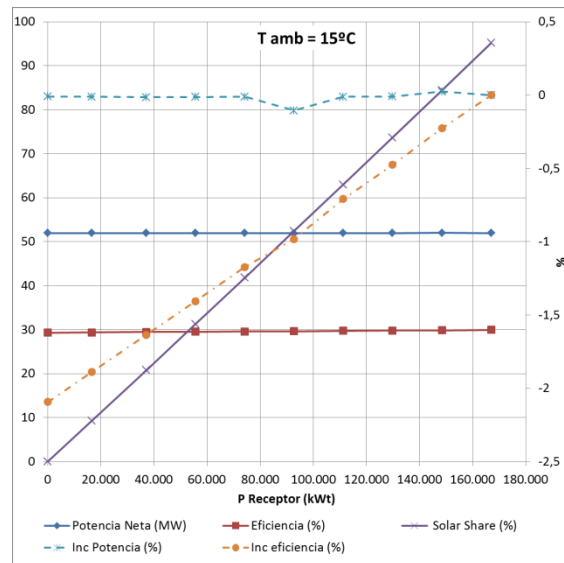
**Figura 95. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 15°C (I).**



**Figura 96. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 15°C (II).**

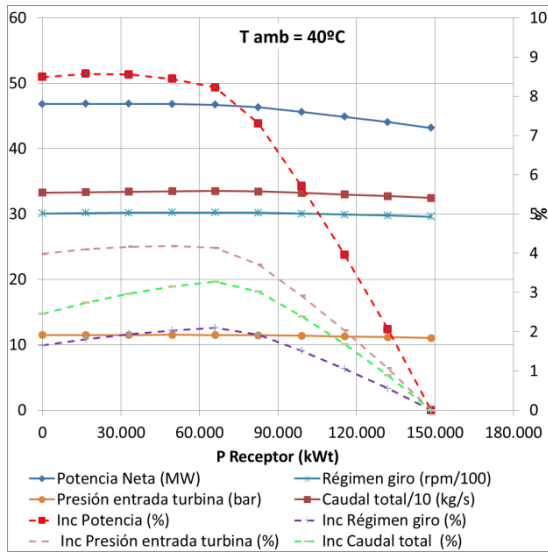


**Figura 97. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 15°C (III).**

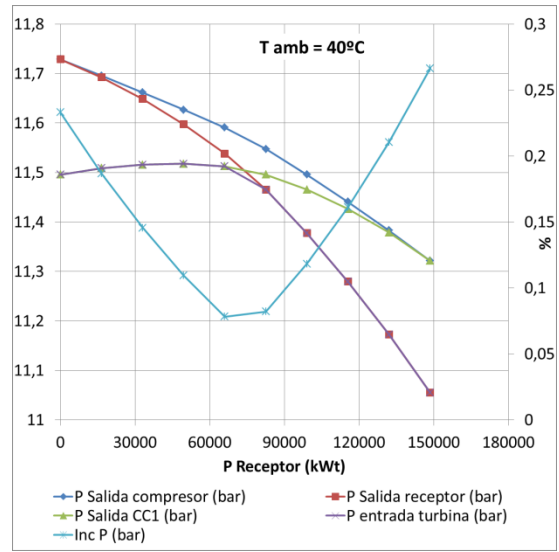


**Figura 98. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 15°C (IV).**

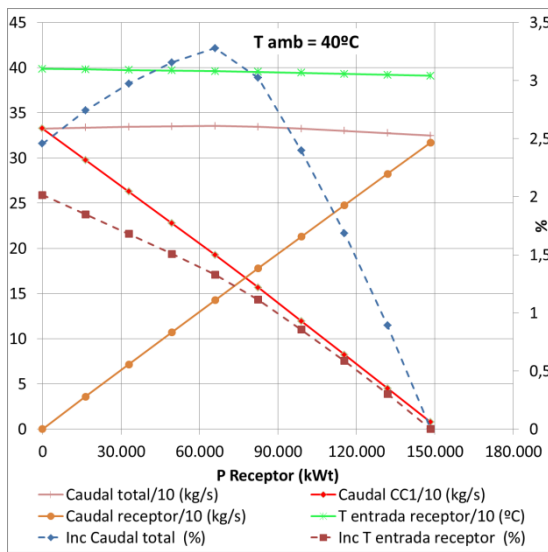
La última serie de figuras (Figura 99 a Figura 102) ilustra el comportamiento del motor cuando la temperatura ambiente es 40°C, superior a la temperatura de diseño del motor. En este caso puede comprobarse que, al igual que en el caso de 25°C, también se alcanza un valor máximo de la potencia en bornas de alternador para una potencia térmica intermedia (aproximadamente 80 MWt). No obstante, esta potencia es menor a la potencia nominal ya que a temperaturas muy elevadas la máxima potencia no viene limitada por la capacidad del generador eléctrico sino por el máximo caudal volumétrico que puede trasegar el motor (caudal máximo del compresor). Salvando esta diferencia, el patrón de comportamiento a 40°C es muy similar al de 25°C.



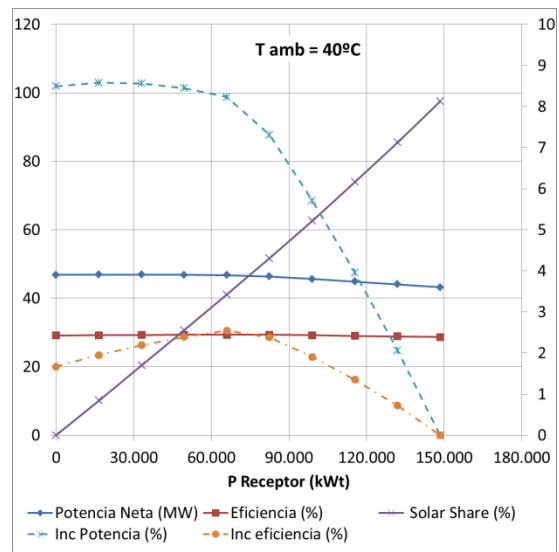
**Figura 99. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 40°C (I).**



**Figura 100. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 40°C (II).**



**Figura 101. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 40°C (III).**



**Figura 102. Efecto de la potencia térmica disponible sobre el comportamiento del motor a 40°C (IV).**

## 5.4.2 Análisis de funcionamiento intradiario

El comportamiento intradiario de la planta se expone a través de una serie de figuras de diferentes días representativos extraídos del año de diseño. De cara a tener un entendimiento global del funcionamiento de la planta estas gráficas muestran un día despejado de invierno (baja temperatura ambiente y recurso solar sin oscilaciones), día despejado de verano (alta temperatura ambiente y recurso solar sin nubes) y un día nuboso, es decir, con oscilaciones horarias de la radiación directa. Todas las figuras se corresponden con el modo de operación diurno excepto la Figura 109 y Figura 110 que muestran la operación a carga base de un día despejado de invierno. Al igual que en el apartado previo, las líneas discontinuas se cuantifican en el eje secundario de las figuras para mejor comprensión.

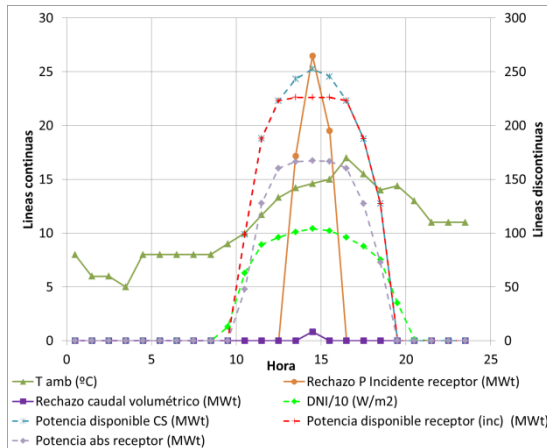
### 5.4.2.1 Día típico de invierno:

La Figura 103 muestra los resultados de operación de diaria en un día de invierno (Día Juliano 12) con una temperatura ambiente máxima inferior a 20°C. Se aprecia claramente la disponibilidad de recurso solar que ocasiona, entre las 12.30 y las 16.30 aproximadamente, un rechazo de potencia térmica disponible a pesar del cual la potencia en bornas de alternador alcanza el máximo admisible por el generador eléctrico.

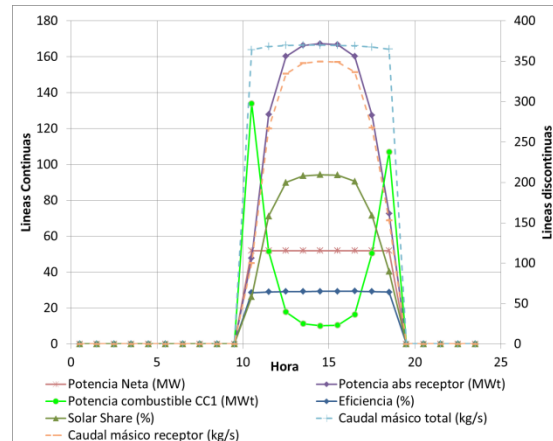
Otro aspecto interesante en la Figura 104 es el consumo de combustible fósil orientado a facilitar las operaciones de arranque y parada, reduciendo el tiempo necesario para realizar estas e incrementando la producción anual (a fin de garantizar el funcionamiento a plena carga en el periodo “diurno”). En efecto, se identifica un primer pico de consumo hasta que la radiación disponible es suficientemente elevada y se ha producido el calentamiento del receptor. Posteriormente la cámara de combustión se mantiene con una llama piloto (gasto mínimo) para facilitar su entrada en servicio en caso de ser necesario. Finalmente, en las horas finales del día vuelve a incrementarse el caudal de gas natural para facilitar la operación de parada.

Según muestra la Figura 104, la configuración y modos de operación considerados permite alcanzar valores de solar share muy elevados.





**Figura 103. Funcionamiento diario día representativo de invierno (1).**



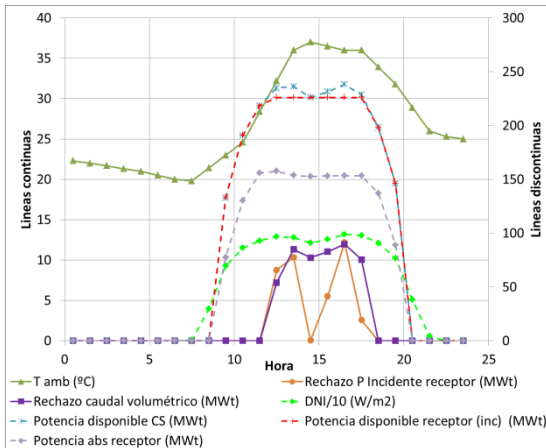
**Figura 104. Funcionamiento diario día representativo de invierno (2).**

#### 5.4.2.2 Día típico de verano

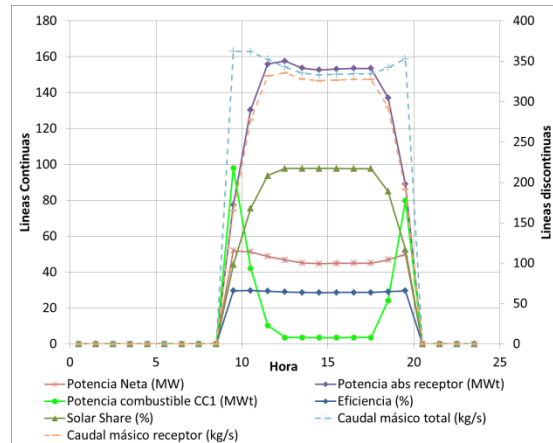
El día típico de verano considerado se corresponde con el Día Juliano 230 y en él la temperatura ambiente máxima alcanza los 40°C. La Figura 105 muestra una evolución del recurso solar disponible (DNI) casi uniforme en las horas centrales del día, a diferencia del caso de invierno mostrado en la, aunque alcanzando un valor absoluto de radiación directa más bajo.

Es interesante observar la combinación de dos efectos aparentemente opuestos en la Figura 105 y Figura 106, no observados en la Figura 103 y Figura 104 anterior. En efecto, el incremento de temperatura ambiente en las horas centrales del día supone que el motor no es capaz de alcanzar la potencia máxima por falta de caudal másico. Esto debería, en principio, provocar un rechazo de la potencia térmica disponible en el receptor y sin embargo esto no se observa en todas las horas centrales del día. La razón de ello es el menor recurso solar disponible (DNI) argumentado en el párrafo anterior.

También es interesante destacar de la Figura 105 el rechazo de potencia en el receptor por exceso de caudal volumétrico a causa de la elevada temperatura ambiente, es decir, el motor no acepta la potencia nominal del receptor ya que supone un gasto volumétrico inadmisibles. Este exceso de energía se lleva a la práctica por un desenfoco de heliostatos y por tanto una reducción de la potencia aportada por el receptor.



**Figura 105. Funcionamiento diario día representativo de verano (1).**

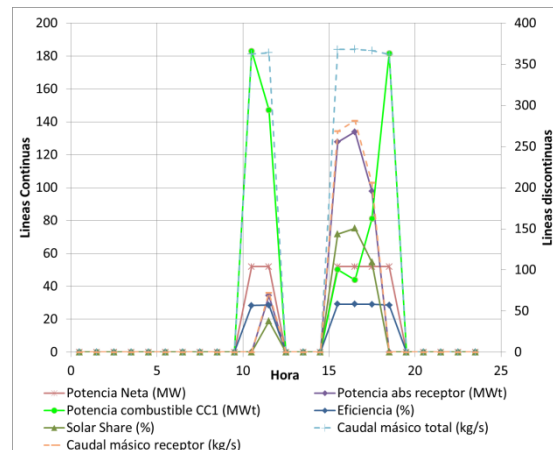
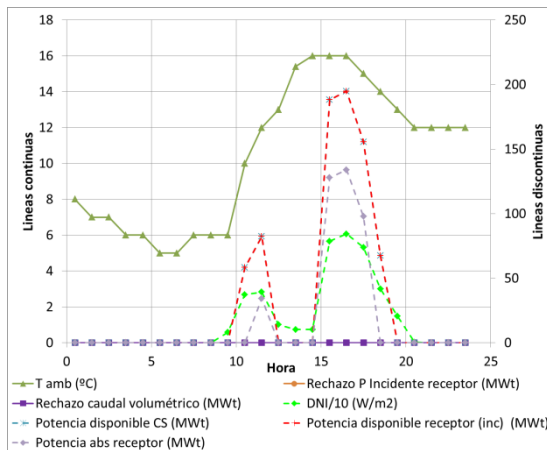


**Figura 106. Funcionamiento diario día representativo de verano (2).**

#### 5.4.2.3 Día con transitorios de nubes

En este último apartado se estudia el comportamiento de la planta en días con un comportamiento irregular del recurso solar (Día Juliano 131). Se consideran días con presencia de nubes en periodos de tiempo prolongados (transitorios de baja frecuencia), no teniendo en cuenta el comportamiento de la planta ante los cambios de radiación incidente de baja amplitud y alta frecuencia.

La información de la potencia térmica incidente se muestra en la Figura 107. Tras un inicio del día similar al mostrado en la Figura 103 una nube cubre el campo solar poco después de mediodía durante unas tres horas aproximadamente. Esto provoca la parada de la planta tal y como se aprecia en la Figura 108 y, transcurrido este periodo de tiempo, su arranque de nuevo en una rampa de carga muy acusada hasta alcanza la potencia máxima de la planta.

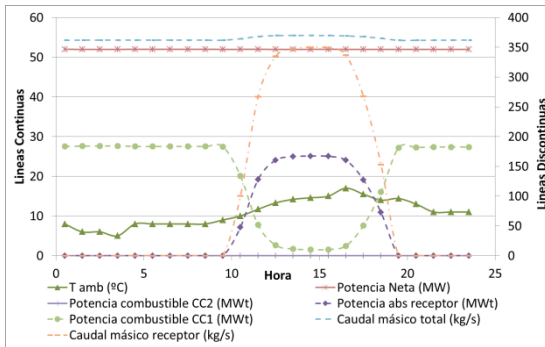


**Figura 107. Funcionamiento diario día nublado (1).** **Figura 108. Funcionamiento diario día nublado (2).**

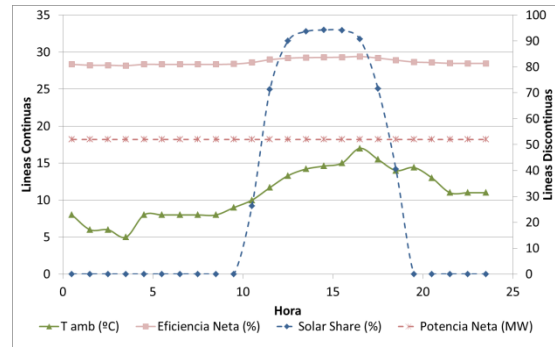
Las figuras anteriores muestran uno de los aspectos más interesantes del análisis: la capacidad de la configuración propuesta para gestionar las irregularidades del suministro de energía térmica. Esta flexibilidad de la planta reside en la posibilidad combinar en paralelo el aporte de gas natural a la cámara de combustión con el aporte solar en el receptor. La Figura 108 pone de manifiesto cómo el gasto de combustible facilita la maniobra de arranque a primera hora de la mañana y también tras el periodo de ausencia de radiación a mediodía. Este último, de hecho, se enlaza con el aporte de combustible característico de la maniobra de parada a final del día. De este modo se confirma que la operación de ambos sistemas de aportación de energía térmica, receptor y cámara de combustión, en paralelo redundan en la capacidad de la planta para reducir el tiempo de respuesta ante condiciones de operación cambiantes.

#### 5.4.2.4 Día típico de invierno con funcionamiento en carga base

Se muestran a continuación resultados obtenidos para la operación en carga base, Figura 109 y Figura 110. El comportamiento es muy similar al comentado anteriormente con la única diferencia de un consumo de combustible fósil muy elevado durante la noche y un solar share medio mucho menor.



**Figura 109. Funcionamiento diario día representativo de invierno. Carga base (1)**



**Figura 110. Funcionamiento diario día representativo de invierno. Carga base (2)**

### 5.4.3 Análisis de funcionamiento mensual/anual

El análisis mensual y anual de resultados se presenta de modo pormenorizado en el apéndice 10.2.1 del presente documento debido a la gran cantidad de información generada y principalmente a la dificultad de sintetizarla e interpretarla.

En el cuerpo de este documento se muestran las variables que se consideran más significativas. En la Figura 111 se representa la evolución del solar share promedio mensual y en la Figura 112 se indican los valores de potencia horaria media mensual además de un código de colores donde los valores en verde indican planta sin operación y los tonos rojizos corresponden a la máxima potencia. Este gráfico pone de manifiesto la necesidad de realizar simulaciones de paso horario (o menor) en lugar de promediar días o meses tipo para cálculos anuales. Ambas figuras se corresponden con una operación sólo diurna.

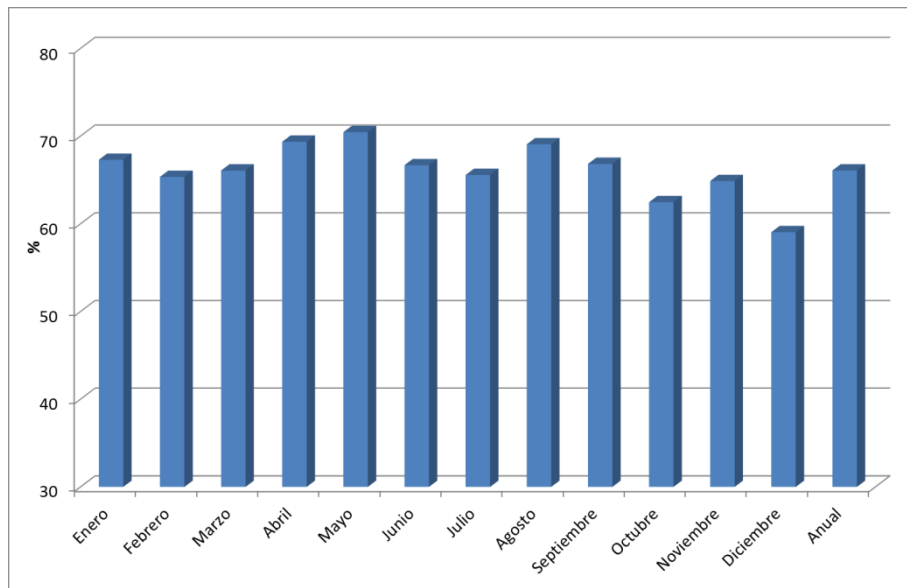


Figura 111. Solar Share promedio mensual

Hora	Potencia Horaria Media Mensual (kW)											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
1	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
3	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
5	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
6	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
7	0,00	0,00	0,00	3464,88	40232,98	38115,16	13412,28	1676,98	0,00	0,00	0,00	0,00
8	0,00	0,00	31863,19	45044,25	45267,99	45047,67	38542,88	40248,75	39848,87	38561,86	6930,28	0,00
9	48638,24	44551,78	46948,73	43313,27	45254,59	46789,91	43412,68	46878,85	43285,68	43595,49	46777,99	46950,04
10	50299,66	44550,18	46946,65	48514,98	46713,48	46378,84	48112,95	47853,87	49689,13	45198,28	46778,99	46946,26
11	48622,91	44555,03	45230,74	50221,03	46504,63	47491,09	50973,95	46763,25	50715,89	46584,99	46774,19	45268,26
12	45271,11	44497,92	44900,14	50088,45	51070,00	50511,91	49925,94	44320,40	46553,78	44412,91	46663,82	45226,46
13	45257,53	44482,42	44780,17	51753,49	49332,82	50251,70	49754,58	47368,99	47980,98	42520,31	48261,87	45235,04
14	46929,90	44473,88	46379,03	44829,54	49231,27	48679,37	49843,38	47527,77	44618,63	42445,56	48174,63	43567,89
15	46939,90	46317,92	46471,03	41417,95	47768,27	49144,51	43727,42	43147,14	41523,92	42749,52	44852,90	43572,38
16	46949,63	44510,13	48428,48	45039,30	41400,26	40997,63	35618,62	35289,12	40427,14	41690,90	45051,18	43593,00
17	46943,42	42692,23	46935,21	45060,07	38459,86	39643,45	30945,97	26048,99	39586,13	40248,90	41581,89	43591,01
18	0,00	22273,79	40238,95	43311,74	35195,78	36367,90	21545,64	23387,35	32922,76	3354,67	0,00	0,00
19	0,00	0,00	0,00	0,00	15090,10	29458,17	20021,24	5031,38	0,00	0,00	0,00	0,00
20	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
21	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
22	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
23	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
24	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Figura 112. Potencia horaria media mensual. Operación diaria

### 5.5 Análisis económico del caso de estudio

El objetivo de este capítulo es profundizar en la estimación económica del caso de estudio. Para ello se muestra la distribución de costes de la configuración con temperatura de entrada TIT=800°C y relación de compresión RC=12 así como los valores numéricos en la Tabla 65 y Figura 113. Como era de esperar, el campo solar supone el mayor gasto de la planta, un tercio del total, y dicho porcentaje asciende al 50% cuando se añade el coste del receptor solar. Este porcentaje es mayor si cabe que

en una central convencional basada en turbina de vapor, debido por un lado al menor coste del bloque de potencia y, por otro, a la caída de rendimiento cuando se emplea una turbina de gas (mayor demanda de potencia térmica). En efecto, un aspecto a resaltar es la escasa contribución del motor principal al coste de la central, sólo un 10%. Esto supone una diferencia importante respecto de las instalaciones comerciales basadas en turbina de vapor.

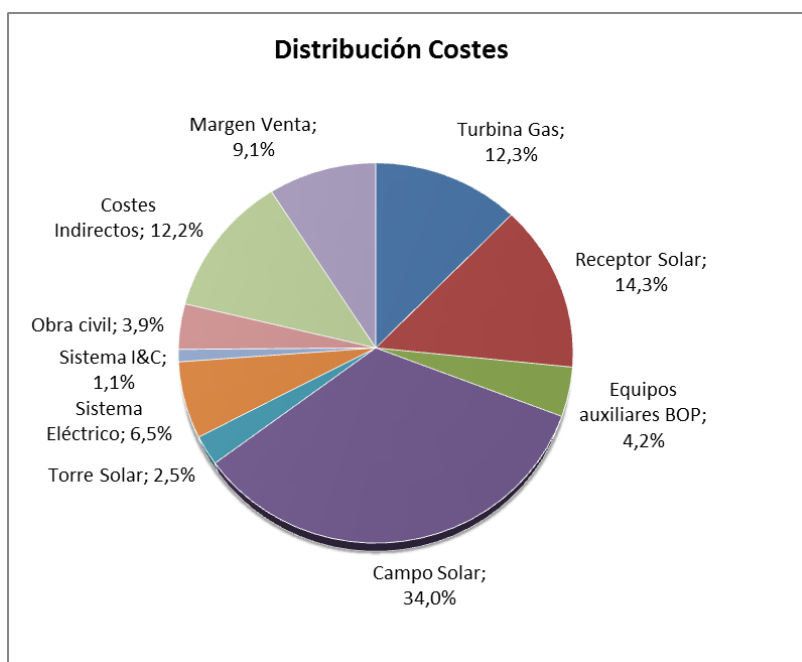


Figura 113. Distribución de costes del caso de estudio

	Costes (€)	
<b>Turbina Gas</b>		12,3%
<b>Receptor Solar</b>		14,3%
<b>Equipos auxiliares BOP</b>		4,2%
<b>Campo Solar</b>		34,0%
<b>Torre Solar</b>		2,5%
<b>Sistema Eléctrico</b>		6,5%
<b>Sistema I&amp;C</b>		1,1%
<b>Obra civil</b>		3,9%
<b>Costes Indirectos</b>		12,2%
<b>Margen Venta</b>		9,1%
<b>Total</b>		100%

Tabla 65. Costes absolutos y distribución de costes del caso de estudio

## 6 Análisis de resultados ante cambios en especificaciones técnicas y condiciones de contorno

### 6.1 Evaluación de economías de escala. Influencia de la potencia de la turbina

Las centrales termosolares de cualquier tecnología, colector lineal o torre, presentan fuertes economías de escala tal y como se discute ampliamente en [187]. En el presente apartado se pretende abordar la influencia de dichas economías de escala en un proyecto que emplea turbina de gas en una torre. Para ello se decide diseñar y simular un caso de menor potencia a los casos de estudio con vistas a ver la tendencia de los costes, su distribución y el coste de energía para un proyecto de menor envergadura. Concretamente, se realiza el análisis para la configuración de 1000°C y 20 bar de temperatura y presión de entrada a turbina. Los resultados económicos y financieros tras los cálculos de producción y estimaciones de coste se muestran en la Tabla 66 y la Tabla 67.

Costes (€)	50 MW	20 MW	Ratio Incremental
Turbina Gas			2,03
Receptor Solar			2,49
Equipos auxiliares BOP			1,28
Campo Solar			3,09
Torre Solar			2,78
Sistema Eléctrico			2,04
Sistema I&C			2,74
Obra civil			1,56
Costes Indirectos			2,11
Margen Venta			2,18
Total Venta (€)			2,18

Tabla 66. Costes absolutos y comparativa 50 MW vs. 20 MW

	Operación carga base		Operación diurna		Incremento porcentual	
	50 MW	20 MW	50 MW	20 MW	Carga Base	Op. Diurna
<b>TLCC (M€)</b>	421,7	185,9	191,6	89,2	55,9%	53,4%
<b>LCoE (c€/kWh)</b>	11,36	12,10	14,22	16,78	-6,6%	-18,0%
<b>BEC(c€/kWh)</b>	9,52	10,14	11,92	14,07	-6,6%	-18,0%

**Tabla 67. Variables financieras y comparativa 50 MW vs 20 MW**

Los resultados muestran que una relación de potencia de 2,5 (50 vs. 20) que, naturalmente, no se traduce de manera proporcional en términos de costes de instalación. Por el contrario, la relación de costes es de tan solo 2,18, indicando la existencia de economías de escala notables. En términos de coste de electricidad, el incremento de potencia desde 20 hasta 50 MW permite reducir el LCoE en un 6%.

Es interesante observar en la Tabla 66 que la variación de cada uno de los capítulos del presupuesto es diferente. Así, el incremento del coste del campo solar es muy notable y superior a la relación de potencias. Esto se debe a que el incremento del tamaño del campo supone una pérdida de rendimiento óptico de los heliostatos que están más distantes de la torre, necesitándose por tanto una mayor área de apertura de lo que cabría suponer a partir de la mayor demandada de potencia térmica. Por el contrario, otros subsistemas como los equipos englobados en el Balance of Plant apenas incrementan su coste pues sólo es necesario incrementar su capacidad ligeramente.

## 6.2 Evaluación técnico-económica de la localización del proyecto

En este apartado se comparan las características técnicas y económicas de una planta en caso de ser diseñada y construida en cinco localizaciones diferentes. Es decir, se diseña específicamente cada caso con las condiciones meteorológicas de su ubicación y, por tanto, se obtienen configuraciones de planta distintas (es decir, no se trata de comparar la misma planta instalada en cinco localizaciones diferentes). El caso de referencia analizado se corresponde con 1000°C y 20 bar de temperatura y presión de entrada a turbina.

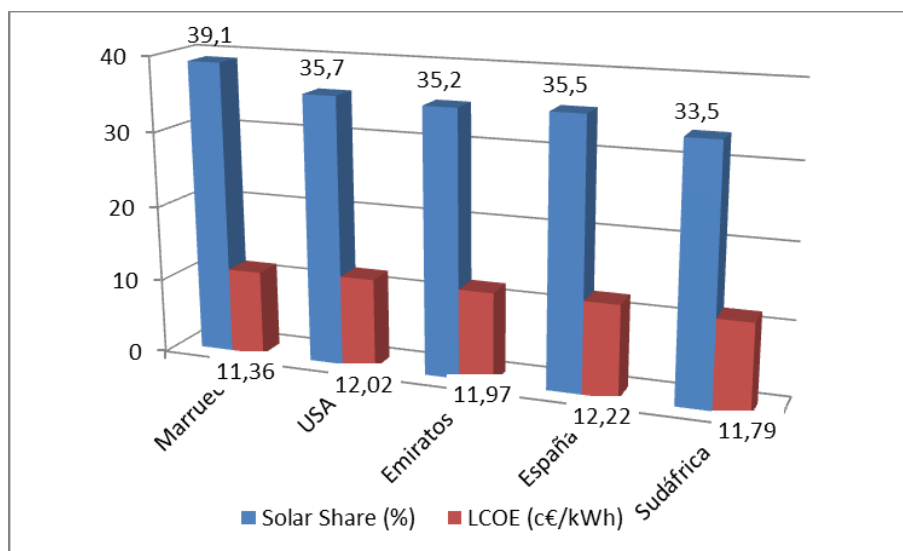
Los resultados numéricos se muestran en la Tabla 68, ilustrándose el coste de electricidad y la contribución solar en la Figura 114. A la vista de los resultados, se



concluye que la localización preferente sería Marruecos con el menor coste y mayor aporte solar.

	Marruecos	USA	Emiratos	España	Sudáfrica
<b>Nº Heliostatos</b>	1.228	1.293	1.474	1.386	1.171
<b>Potencia absorbida Receptor (MWt)</b>	81,6	80,4	82,2	82,2	79,9
<b>DNI (kWh/m<sup>2</sup>año)</b>	2.783	2.791	2.294	2.012	2.884
<b>Solar Share (%)</b>	39,1	35,7	35,2	35,5	33,5
<b>Coste (M€)</b>					
<b>LCoE (c€/kWh)</b>	11,36	12,02	11,97	12,22	11,79
<b>TLCC (M€)</b>	421,7	443,5	443,8	452,9	436,1

**Tabla 68. Sensibilidad de los resultados con la localización del proyecto**



**Figura 114. LCoE y Solar Share en función de la localización del proyecto**

La información mostrada en esta sección pone de manifiesto que, aun cuando se consideren localizaciones aparentemente favorables, es posible encontrar entre ellas diferencias notables en cuanto a la capacidad para aprovechar el aporte de energía solar y al precio final de la electricidad producida. También es interesante observar que la relación entre solar share y LCoE no es lineal. Así, mientras Sudáfrica presenta un solar share más bajo que Estados Unidos, Emiratos Árabes Unidos o España, el coste de la electricidad LCoE es inferior que en dichos países. Esto se debe a las diferencias existentes en los costes de instalación en cada país.

### 6.3 Influencia de las condiciones meteorológicas

En el apartado anterior se mostró una comparativa de las características técnicas y económicas de cinco plantas diseñadas en localizaciones diferentes; es decir, el estudio consideraba tanto las condiciones meteorológicas del país, empleadas en el diseño de equipos y los cálculos de la producción, como las condiciones económicas utilizadas en la estimación de costes y en el modelo financiero. En esta sección se pretende analizar únicamente la influencia de las condiciones meteorológicas en las variables económicas resultantes, sin introducir las variaciones económicas que supone construir en un país u otro.

Con este objetivo se toman los resultados de configuración de equipos y cálculos de producción en los países considerados anteriormente pero la estimación económica se realiza en un mismo país de referencia (es decir, atribuyendo los costes locales de este país a todas las plantas). En este caso se selecciona Marruecos. A partir de esta estimación económica se calculan las variables financieras.

Los resultados numéricos del análisis se presentan en la Tabla 69. En ella puede observarse, en primer lugar, la relación no proporcional que existe entre el recurso solar disponible anual (kWh/m<sup>2</sup>año) y el tamaño del campo como consecuencia de la diferente temperatura ambiente en cada localización (diferente eficiencia del bloque de potencia) y de la diferente distribución horaria de la radiación. Otro aspecto interesante de la tabla es que, en este caso, el coste de la planta está ordenado de manera proporcional al tamaño del campo. Esto supone una diferencia respecto del caso presentado en la sección anterior y confirma lo establecido anteriormente. Es decir, los costes locales afectan de manera muy notable al coste final de la planta y al coste de la electricidad producida.

	DNI España	DNI Emiratos	DNI Marruecos	DNI USA	DNI Sudáfrica
Nº Heliostatos	1.386	1.474	1.228	1.293	1.171
Potencia absorbida receptor (MWt)	82,2	82,2	81,6	80,4	79,9
DNI (kWh/m <sup>2</sup> año)	2.012	2.294	2.783	2.791	2.884
Solar Share (%)	35,5	35,2	39,1	35,7	33,5
Coste (M€)					
LCoE (c€/kWh)	16,39	14,84	14,22	14,11	14,31
TLCC (M€)	186,5	208,4	191,6	205,0	204,4

Tabla 69. Sensibilidad de los resultados con las condiciones meteorológicas

La Figura 115 sintetiza los resultados anteriores y los dota de cierto carácter general. Presenta la dependencia del coste de electricidad LCoE respecto del recurso solar disponible cuando se emplean los mismos costes locales (aunque en cada caso se considera no sólo el valor acumulado anual del recurso solar sino también su distribución horaria y el resto de condiciones ambientales como la velocidad del viento). Puede observarse que el LCoE disminuye inicialmente con el incremento de DNI anual pero, a medida que se alcanzan valores de DNI mayores, esta reducción del coste de la electricidad tiende asintóticamente a un valor límite. En este caso, para las condiciones de contorno consideradas, el valor límite se sitúa en torno a 13 c€/kWh.

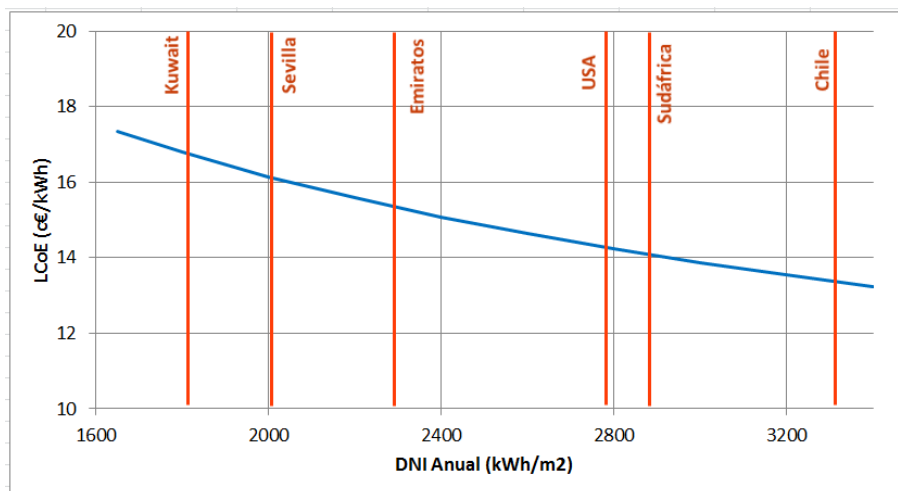


Figura 115. LCoE para distintas condiciones meteorológicas

#### 6.4 Incremento de la temperatura de salida del receptor

Tal y como se expuso detalladamente en la búsqueda bibliográfica de la tesis (ver conclusiones de estado del arte en la sección 2.2.6), dentro de los prototipos experimentales de receptores solares de aire comprimido con mayores temperaturas de salida, los más prometedores eran los del tipo volumétrico, los cuales habían alcanzado temperaturas de salida en el rango 900–1000°C. Sin embargo, por diversos motivos del tipo fallos en concentradores secundarios o ventanas de cuarzo, no había sido posible alcanzar las eficiencias esperadas a partir de los cálculos de diseño.

No obstante a pesar de la inmadurez del desarrollo de receptores (y elementos auxiliares) en este rango de temperaturas tan elevado, se decide evaluar técnica y económicamente una planta de las características consideradas en esta tesis, a fin de ver el potencial de futuros desarrollos. A continuación se presentan las características técnicas y económicas de una planta cuyo receptor solar alcanza una temperatura de salida de 1000 °C y está integrado con una turbina de gas con una 1000°C y 20 bar de

temperatura y presión de entrada a la turbina. Los resultados se comparan con el caso equivalente (en términos de ciclo de potencia) analizado en el espacio de diseño.

Otra de las conclusiones obtenidas en la sección 2.2.6 era la poca información relativa a los costes de receptores para esta tecnología así como de otros componentes de la instalación. Debido a esta falta de información económica fiable, el modelo económico fue afectado por coeficientes de mayoración (al mejor juicio del autor) en ciertas partidas como las tuberías de interconexión entre el receptor y la turbina de gas. En el caso del receptor se utilizó el coste descrito en el apartado 3.2.2.

La Tabla 70 y la Tabla 71 muestran los principales resultados y parámetros de diseño para plantas con dos temperaturas de salida del receptor: 1000°C y 800°C. Se puede observar que un receptor a mayor temperatura permite un aporte solar más alto en caso nominal (mayor potencia aportada por el receptor a la cámara de combustión), lo que implica una mayor área de apertura del campo solar y, naturalmente, un solar share anual superior que no afecta al rendimiento del ciclo de manera significativa. Como era de esperar, el rendimiento del ciclo es ligeramente superior en el caso de 1000°C debido a la ausencia de la segunda cámara de combustión (cuando la temperatura de entrada a turbina nominal es 1000°C) y, por tanto, la menor pérdida de carga en el sistema. Los valores mostrados corresponden a una operación diurna y un coste de combustible de 8 €/MBTU.

	Receptor 1000°C	Receptor 800°C
<b>Nº Heliostatos</b>	2218	1228
<b>Pot abs Receptor (MWt)</b>	140,1	81,7
<b>Solar Share nominal (%)</b>	100	57,79
<b>Solar Share anual (%)</b>	64,6	39,1
<b>Eficiencia Nominal (%)</b>	35,68	35,39
<b>Coste (€)</b>		
<b>LCoE (c€/kWh)</b>	13,33	14,22
<b>TLCC (M€)</b>	188,1	191,6

**Tabla 70. Comparativa Temperatura Salida Receptor 1000°C vs 800°C (1)**

Merece la pena destacar dos de los resultados en la Tabla 70. En primer lugar, se aprecia un incremento de más del 50% en el solar share como consecuencia del aumento de la temperatura de operación del receptor, si bien esto es a costa de un campo solar de dimensiones mucho mayores. El segundo aspecto a destacar es la reducción notable del coste de la electricidad, existiendo una diferencia de aproximadamente 1 c€/kWh, todo ello a pesar de un coste de la planta mucho mayor.

En la Tabla 71 se exponen una comparación en la que se añaden las variaciones relativas entre los dos casos. Se confirma que el aumento de temperatura del receptor conlleva un destacable aumento del aporte solar, en torno al 40% en valores nominales, y una disminución del coste de energía en el rango 2,2–6,7% aproximadamente en función de la operación de la turbina de gas.

	Receptor 1000°C		Receptor 800°C		Incremento porcentual 1000°C vs 800°C	
	Operación Carga Base	Operación diurna	Operación Carga Base	Operación diurna	Operación Carga Base	Operación diurna
<b>Eficiencia neta nominal (%)</b>	35,68		35,39		0,81 %	
<b>Solar Share nominal (%)</b>	24,2	64,6	14,1	39,1	41,74 %	39,47 %
<b>Producción neta (MWh/año)</b>	453.289	164.522	453.594	172.251	-0,07 %	-4,70 %
<b>Consumo combustible (MWh/año)</b>	1.123.475	286.516	991.807	173.477	11,72 %	39,45 %
<b>LCOE (c€/kWh)</b>	11,11	13,33	11,36	14,22	-2,17 %	-6,68 %

Tabla 71. Comparativa Temperatura Salida Receptor 1000°C vs 800°C (2)

## 6.5 Análisis económico para distintas configuraciones del proyecto

El objetivo de esta sección es profundizar en las estimaciones económicas del modelo cuando se modifica la configuración del proyecto. A continuación se muestra una comparativa entre tres configuraciones de planta. Los casos analizados corresponden a configuraciones con un campo solar grande (solar share elevado), intermedio y pequeño respectivamente. Las características concretas de las configuraciones se muestran en la sección 5.3. y el desglose de costes en euros así como el porcentaje respecto al coste total que representa se muestra en la Tabla 72.

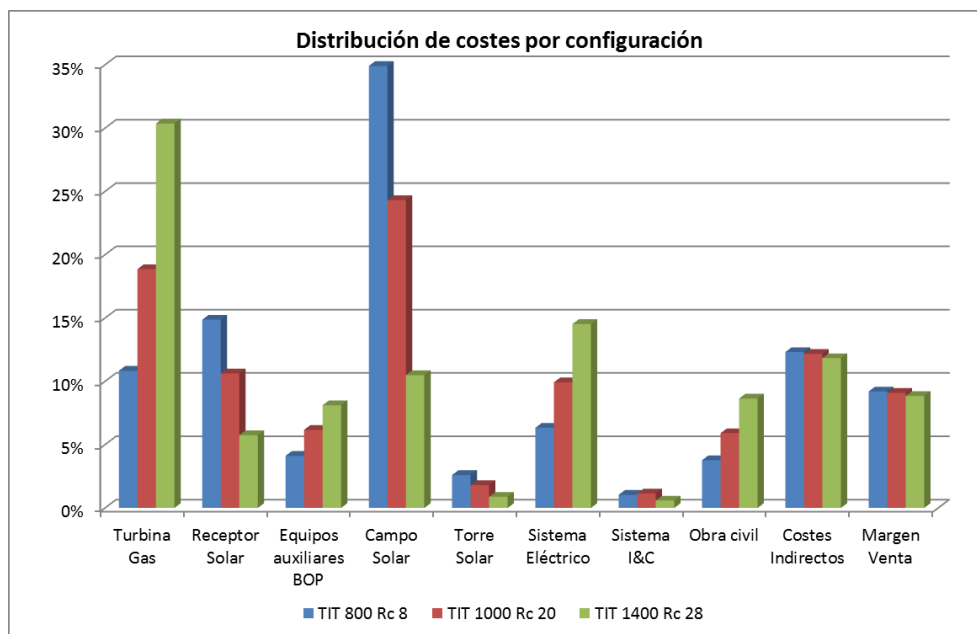
Se puede apreciar en la tabla una evolución paralela de los costes del subsistema solar formado por receptor y campo. Ello se debe a que en la comparación, al igual que se hizo anteriormente, se ha considerado la misma potencia nominal en bornas de la turbina para todos los casos. De este modo, el incremento de la temperatura de entrada a la turbina supone un incremento del trabajo específico que permite reducir el gasto másico de aire a través del motor. El motor que trabaja a

800°C requiere más caudal másico y, en consecuencia, un receptor de mayores dimensiones. Igualmente, la pérdida de eficiencia del motor que trabaja a menor temperatura supone un incremento de la potencia térmica demandada por el sistema y, por tanto, el tamaño del campo solar debe aumentar. La Figura 116 ilustra de manera gráfica la información presentada en la Tabla 72.

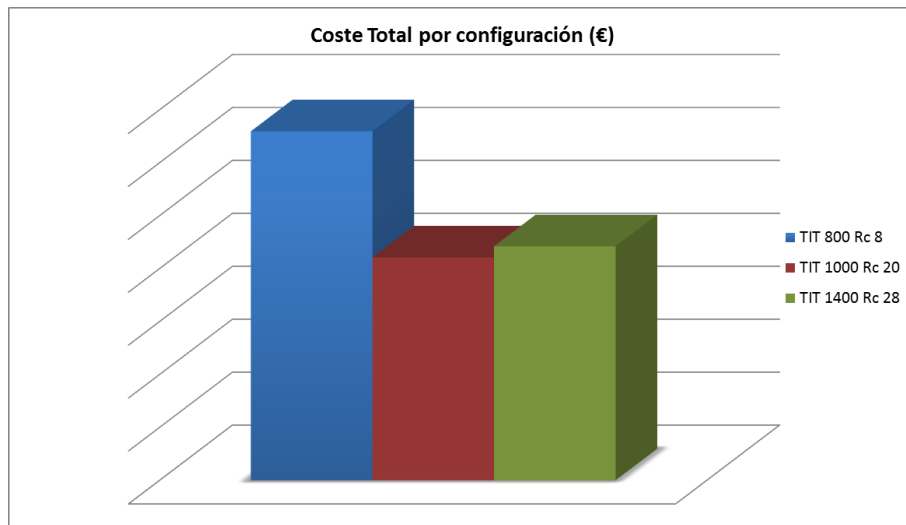
Costes (€)	TIT 800 RC 8	TIT 1000 RC 20	TIT 1400 RC 28
Turbina Gas (*)	10,8%	18,9%	18,9%
Receptor Solar	14,9%	10,6%	10,6%
Equipos auxiliares BOP	4,1%	6,2%	6,2%
Campo Solar	34,9%	24,3%	24,3%
Torre Solar	2,6%	1,8%	1,8%
Sistema Eléctrico	6,3%	9,9%	9,9%
Sistema I&C	1,0%	1,1%	1,1%
Obra civil	3,8%	5,9%	5,9%
Costes Indirectos	12,3%	12,2%	12,2%
Margen Venta	9,2%	9,1%	9,1%
<b>Total</b>	<b>100%</b>	<b>100%</b>	<b>100%</b>

**Tabla 72. Costes absolutos y distribución de costes para distintas configuraciones**

(\*) Destacar que en esta comparativa se ha tenido en cuenta la variación de coste del motor en función de la temperatura de entrada considerando el aumento de coste del equipo a medida que evoluciona este parámetro, en base a los costes de los modelos Siemens SGT-800, Siemens SGT-1000 y GE LM6000.



**Figura 116. Distribución de costes para distintas configuraciones de planta**



**Figura 117. Coste total del proyecto para distintas configuraciones**

Los resultados muestran claramente que la configuración de la planta tiene gran repercusión tanto en el coste total como en la distribución de costes del proyecto, al afectar al tamaño del campo solar y al receptor solar, ambas partidas de un valor importante.

## 6.6 Cambio de condiciones de contorno económicas

El objetivo de esta sección es analizar en detalle las estimaciones económicas del modelo al modificar la ubicación del proyecto suponiendo que éste tiene las mismas características. Es decir, a diferencia del apartado 6.1 anterior, se mantienen todos los parámetros de planta tales como el número de heliostatos o potencia del receptor y sólo se cambia las condiciones de contorno. De este modo se pretende ver la influencia de la ubicación del proyecto sobre los costes para una configuración fija. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 73 y la Tabla 74, así como en la Figura 118 y la Figura 119.

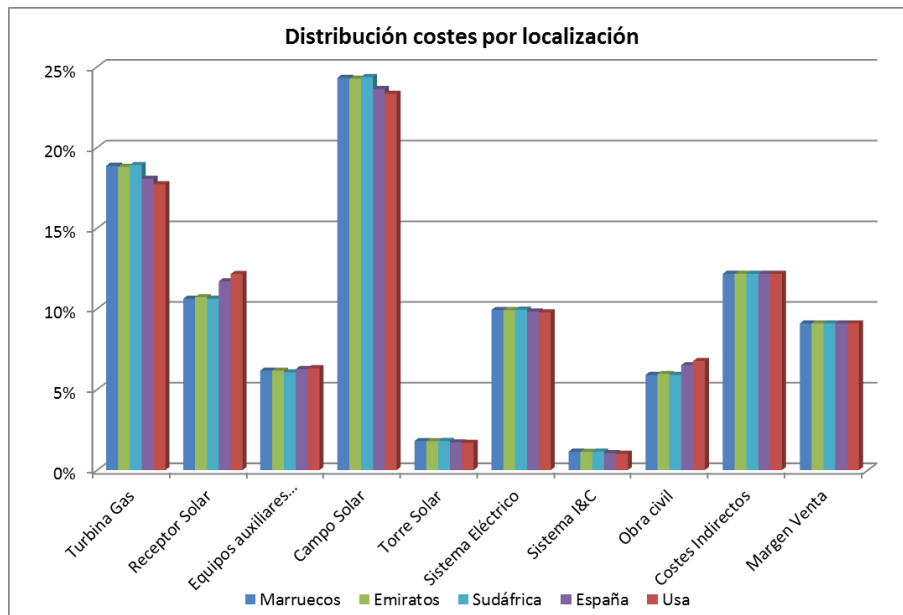
	Marruecos		USA		Emiratos Árabes	
<b>Turbina Gas</b>		18,9%		17,7%		18,8%
<b>Receptor Solar</b>		10,6%		12,2%		10,7%
<b>Equipos auxiliares BOP</b>		6,2%		6,3%		6,2%
<b>Campo Solar</b>		24,3%		23,3%		24,3%
<b>Torre Solar</b>		1,8%		1,7%		1,8%
<b>Sistema Eléctrico</b>		9,9%		9,8%		9,9%
<b>Sistema I&amp;C</b>		1,1%		1,0%		1,1%
<b>Obra civil</b>		5,9%		6,8%		6,0%

<b>Costes Indirectos</b>		12,2%		12,2%		12,2%
<b>Margen Venta</b>		9,1%		9,1%		9,1%
<b>Total</b>		100,0%		100,0%		100,0%

**Tabla 73. Costes absolutos y distribución de costes para distintos emplazamientos (1)**

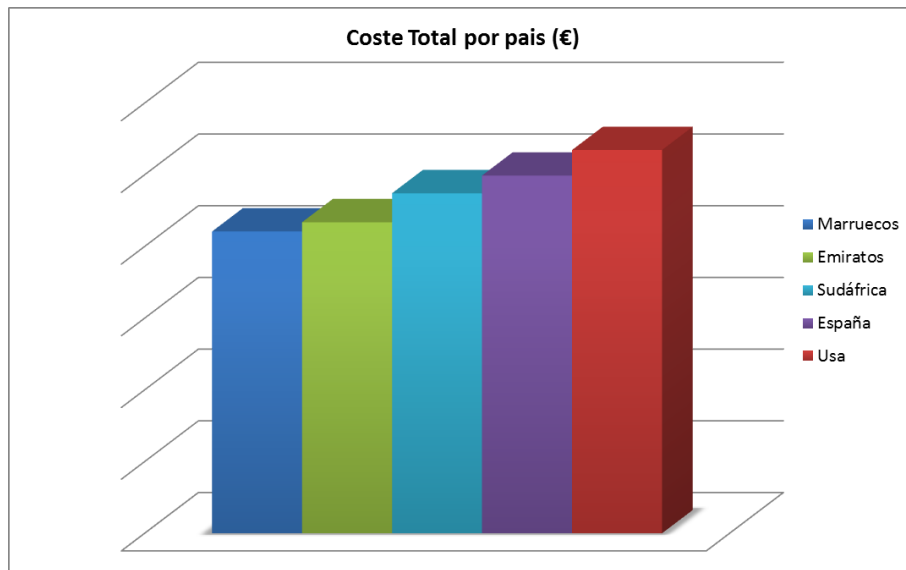
	España		Sudáfrica	
<b>Turbina Gas</b>		18,1%		18,9%
<b>Receptor Solar</b>		11,7%		10,6%
<b>Equipos auxiliares BOP</b>		6,3%		6,1%
<b>Campo Solar</b>		23,6%		24,4%
<b>Torre Solar</b>		1,7%		1,8%
<b>Sistema Eléctrico</b>		9,8%		9,9%
<b>Sistema I&amp;C</b>		1,1%		1,2%
<b>Obra civil</b>		6,5%		5,9%
<b>Costes Indirectos</b>		12,2%		12,2%
<b>Margen Venta</b>		9,1%		9,1%
<b>Total</b>		100,0%		100,0%

**Tabla 74. Costes absolutos y distribución de costes para distintos emplazamientos (2)**



**Figura 118. Distribución de coste para distintos emplazamientos**





**Figura 119. Coste total del proyecto para distintos emplazamientos**

Respecto de la información en la Tabla 73 y la Tabla 74 es interesante observar que, aunque el tamaño y características de elementos tales como el campo solar y el receptor sean comunes a todas las localizaciones, el precio varía de una a otra. Esto se debe al efecto de los costes locales. Así, puede concluirse que la localización del proyecto tiene una influencia notable en el coste total del mismo, con variaciones superiores del 20%. Sin embargo, es también interesante observar que estas variaciones no afectan a la distribución porcentual de los costes de las diferentes partidas del desglose económico.

## 6.7 Influencia del coste de combustible

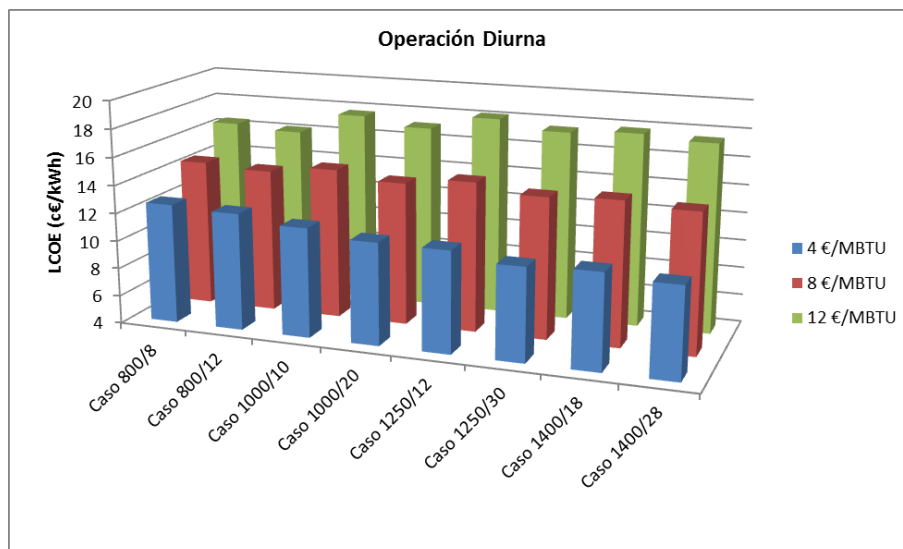
El coste de combustible es una variable muy relevante en el análisis técnico-económico de un proyecto. Sin embargo, es una variable sobre la que no se tiene control alguno, especialmente en cuanto a las proyecciones a futuro.

En este contexto, en el análisis de apartados previos se decidió tomar un precio base del combustible de 8 €/MBTU, constante durante toda la vida del proyecto, afectado únicamente por la inflación. No obstante, en este capítulo se añaden los resultados en escenarios de bajo coste y alto coste de combustible (4 y 12 €/MBTU respectivamente). Los resultados de coste de electricidad en las distintas configuraciones del motor y costes de combustible se exponen por separado para

operación a carga base y operación diurna en la Figura 120 y Figura 121. De las figuras pueden extraerse las siguientes conclusiones:

- En un escenario de precios de combustible bajos, incrementar la fracción de electricidad producida a partir de combustible fósil permite reducir el coste de la electricidad producida, independientemente de la estrategia de operación adoptada.
- Entre las dos estrategias, el menor LCoE se obtiene en carga base, como era de esperar, dado que este parámetro está dominado por el coste de inversión inicial (que es el mismo en ambos casos).
- Este patrón es diferente si el precio de los combustibles es elevado. En este caso, incrementar la fracción de electricidad producida a partir de combustible fósil (mayor temperatura de entrada a turbina) supone un mayor LCoE si la planta opera solamente durante el día mientras que el LCoE disminuye si la planta opera en carga base.

Estas consideraciones permiten confirmar que, en un escenario futuro con precios de combustible elevados, será posible obtener menores costes de electricidad LCoE al emplear turbinas de gas con temperaturas máximas de operación moderadas para aprovechar energía solar cuando esta esté disponible (operación diurna), en lugar de utilizar turbinas con especificaciones más avanzadas. Esta afirmación está avalada por los resultados mostrados en la Figura 122 en la que las líneas sólidas y discontinuas corresponden a la operación diaria y en carga base respectivamente.



**Figura 120. LCoE vs coste combustible (Operación diurna)**

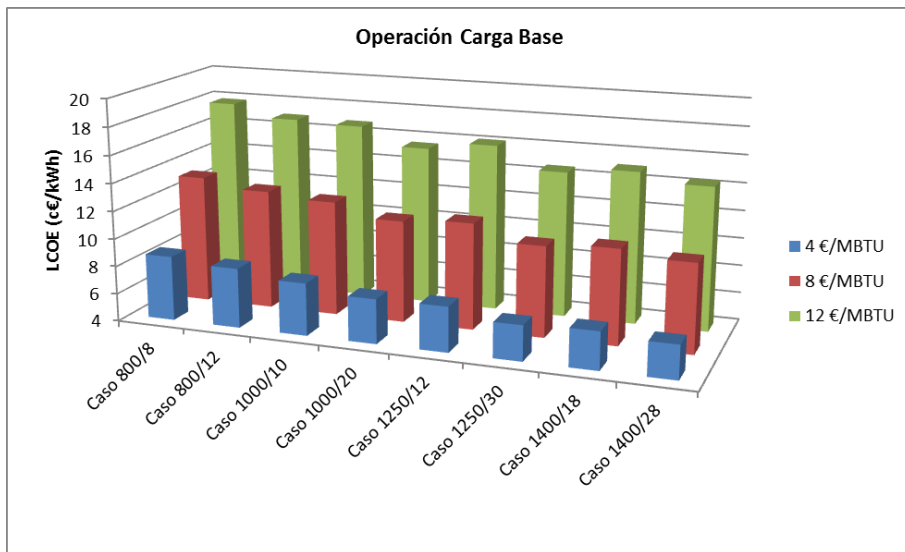


Figura 121. LCOE vs coste combustible (Operación a carga base)

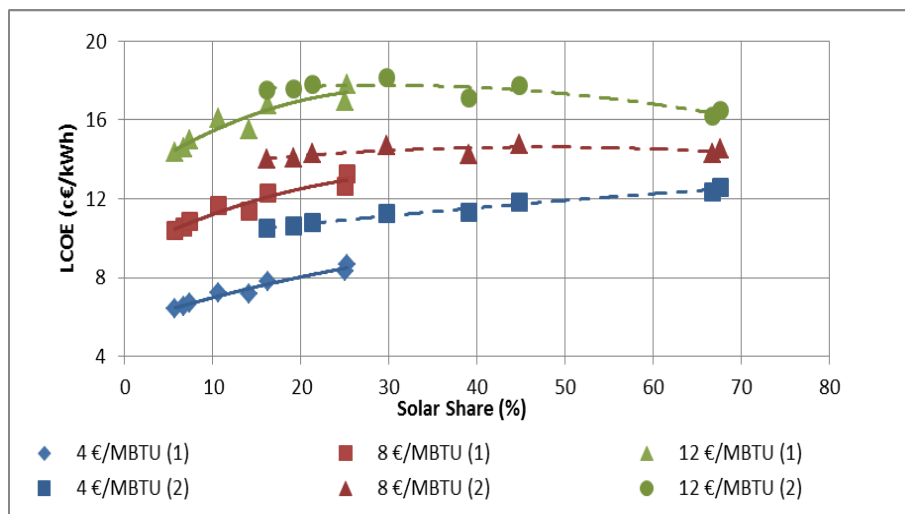


Figura 122. LCOE vs. Solar Share. (1) Operación diurna. (2) Operación carga base.

La sección 10.3 de los apéndices contiene más información numérica sobre este análisis así como resultados correspondientes a otras variables financieras.

## 6.8 Influencia del perfil del inversor

El perfil del inversor afecta a los cálculos financieros tal y como fue descrito en el apartado 3.1. En dicho apartado se especificó que el inversor puede ser promotor

del proyecto (caso 1), promotor-constructor (caso 2) y promotor-constructor-operador (caso 3). Los resultados mostrados en todas las secciones anteriores corresponden al último de estos casos, si bien en la Tabla 75 pueden verse los valores de variables financieras y sus incrementos porcentuales al pasar de un perfil a otro de inversor.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	$\Delta$ 1-3 (%)	$\Delta$ 2-3 (%)
<b>TLCC (M€)</b>	218,4	217,6	201,2	8,5%	8,1%
<b>LCoE (c€/kWh)</b>	15,49	15,43	14,27	8,5%	8,1%
<b>BEC (c€/kWh)</b>	12,98	12,93	11,96	8,5%	8,1%

**Tabla 75. Influencia del perfil inversor en variables financieras**

Es interesante observar la reducción del coste de la energía cuando el inversor asume más funciones dentro de la cadena de valor de la central, aspecto por otro lado común a la gran mayoría de las actividades empresariales.

## 6.9 Evaluación técnico-económica de la ubicación de la turbina en el bloque de potencia. Limitaciones técnicas

La turbina de gas en una central como las consideradas en este trabajo puede ubicarse en la parte inferior de la instalación (bien a cota cero, bien dentro de la torre a una altura moderada) o en la parte superior de la torre. Esta decisión técnico económica debe tomarse en fase de diseño del proyecto. La colocación en la parte alta tiene un menor coste asociado a las tuberías pero tiene mayor complejidad de ejecución puesto que requiere elevar la turbina hasta la parte superior de la torre. También el diseño y la construcción de dicha torre son más complejos pues es necesario contemplar todas las maniobras de instalación y mantenimiento de los equipos. Por otro lado, el coste de la torre también puede verse afectado en caso de requerirse refuerzos en el forjado de sustentación de la turbina o un aumento de superficie de la torre necesaria para su instalación y mantenimiento.

Desde el punto de vista de la producción, es más conveniente la instalación en la parte alta pues esta configuración ocasiona menores pérdidas térmicas y de presión entre receptor y turbina. Respecto al riesgo tecnológico, la tubería de salida del receptor a alta temperatura presenta actualmente dudas respecto de cómo debería diseñarse así como de cuál sería su coste tal y como fue descrito anteriormente en este trabajo. Por otro lado un menor volumen muerto entre compresor y turbina implica un menor efecto dinámico asociado a la operación en régimen transitorio.

Como consecuencia de este análisis conceptual, podría concluirse que para potencias pequeñas la colocación en la parte superior es la mejor alternativa; no obstante, a medida que aumenta la potencia los inconvenientes de colocar el equipo arriba van ganando relevancia y por lo tanto habrá un nivel de potencia de turbina en el que sea mejor opción la instalación del equipo en la parte inferior. El problema al que nos enfrentamos no es fácilmente cuantificable sin realizar una ingeniería de detalle que permita una estimación de costes que considere todos los factores influyentes.

En esta situación se decide evaluar límites técnicos de la tecnología encontrándose los siguientes:

- Tamaño y huella de la turbina:

El diseño de la torre está condicionado por los equipos a instalar, fundamentalmente el receptor y la turbina. Tal y como fue expuesto en el apartado 2.3.3 del presente trabajo, el peso de una turbina de potencia superior a 50 MW es del orden de 3 Tn/MW y la superficie en planta del equipo es de 1 m<sup>2</sup>/MW. A modo de ejemplo una turbina de 50 MW pesaría 150 Tn y ocuparía 50 m<sup>2</sup>.

Está fuera del alcance de esta tesis realizar un estudio pormenorizado de la ingeniería de la torre que permita avanzar en esta cuestión (requeriría de un estudio a nivel de ingeniería de detalle). No obstante, como referencia se incluyen los siguientes valores:

Superficie horizontal de las torres Solugas/PS20/Atacama: 260/448/900 m<sup>2</sup>.

Peso de un receptor de sales para una planta 50 MWe (300 MWt): 1500 Tn.

A pesar de carecer de un diseño estructural de la torre solar que considere las cargas por peso y vibración transmitidas por la turbina, y en ausencia de una ingeniería de implantación de equipos en la torre, podría asumirse a partir de los valores anteriores que la limitación por huella y peso estaría en potencias de turbina por encima de los 50 MW.

- Pérdida de carga en tuberías:

La tubería de conexión entre el receptor y turbina tiene una influencia notable en las prestaciones puesto que crea una pérdida de carga entre compresor y turbina que penaliza la eficiencia del motor. Como se expuso en el apartado 3.2.2.4.1 a), el caudal volumétrico de las tuberías está limitado para cumplir con unos valores razonables de pérdida de presión sometida a la restricción de diámetros de tubería disponibles comercialmente. Estos límites aplican en el caso de colocar la turbina

en el bloque de potencia, sin tener que ser considerados en caso de estar en la parte superior. A continuación se resumen los cálculos obtenidos para cumplir con una pérdida de carga máxima del 3% (para más información ver capítulo específico):

- a) El caudal volumétrico máximo a 800°C y 12 bar es aproximadamente 44 m<sup>3</sup>/s en la tubería de bajada. Esto conlleva un caudal másico de 170 kg/s y está asociado a una potencia de receptor de 80 MWt.
- b) El caudal volumétrico máximo a 1000°C y 12 bar es del orden de 48 m<sup>3</sup>/s en tubería de bajada. Esto implica un caudal másico de 160 kg/s y una potencia receptor de 115 MWt.

Estos límites en la potencia del receptor deben considerarse en caso de ubicar la turbina en la parte inferior de la torre y suponen, naturalmente, una limitación en cuanto al tamaño máximo del campo solar y, por tanto, del solar share asociado a esta potencia/tamaño de receptor.

Adicionalmente a lo comentado anteriormente, y de cara a tener valores aproximados de las dos alternativas de ubicación de la turbina, se realiza una comparativa de producción y económica para una misma configuración de planta (mismos parámetros de operación) en caso de colocar la turbina arriba en la torre o en el bloque de potencia. Concretamente, se analiza una turbina de 20 MW de potencia con temperatura de entrada 1000°C y relación de compresión 20.

Los resultados se muestran en la Tabla 76. Puede observarse que hay una mayor producción en caso de situar la turbina en la parte inferior si bien esto conlleva un aumento del consumo de combustible. La consecuencia en términos financieros es un menor coste de la electricidad en caso de estar la turbina en la parte superior, con una diferencia del orden del 0,22 – 0,46 % respecto el caso contrario en función de las horas de operación de la turbina.

Operación	Turbina en torre		Turbina en BOP		Incremento porcentual torre vs. BOP	
	Carga Base	Diurna	Carga Base	Diurna	Carga Base	Diurna
<b>Eficiencia neta nominal (%)</b>	35,16		34,9		0,74	
<b>Solar Share nominal (%)</b>	13,3	38,5	13,2	38,2	0,75	0,78
<b>Producción neta (MWh/año)</b>	187.503	64.883	187.964	65.075	-0,25 %	-0,30 %

<b>Consumo combustible (MWh/año)</b>	465.782	114.018	470.354	115.519	-0,98 %	-1,32 %
<b>LCOE (c€/kWh)</b>	12,10	16,78	12,16	16,82	-0,46 %	-0,22 %

**Tabla 76. Comparativa Turbina en BOP vs. Turbina en torre**

Como conclusiones de este apartado se llega a:

- Para potencias de turbina inferiores a 50 MW, la ubicación de la turbina en la parte superior de la torre parece factible en términos de ingeniería y ejecución, sin implicar costes excesivos.
- En caso de turbinas de potencias superiores, sería recomendable un diseño estructural de la torre, una ingeniería de implantación de equipos y un análisis más exhaustivo de la instalación de la turbina en la parte superior antes de tomar una decisión sobre la ubicación del motor.
- Desde el punto de vista de prestaciones, la colocación en la parte superior tiene un mejor comportamiento. La producción anual es del orden del 0,25% superior.
- En caso de colocar la turbina en el suelo, el tamaño del receptor estaría limitado por el caudal volumétrico de las tuberías, estimándose el valor límite en unos 80 MWt (para una temperatura de salida de 800°C).

## 7 Comparativa económica con otras tecnologías

Una vez estudiada la propuesta tecnológica de emplear turbinas de gas en centrales de torre, es muy interesante situar esta tecnología frente a otras centrales termosolares presentes en el mercado. En la sección 3.3.4 de la tesis se expuso que una correcta comparativa de LCoE entre diferentes estudios debe realizarse calculando esta variable en las mismas condiciones, con la misma ecuación y con parámetros iguales; es decir, con un mismo modelo financiero, en un mismo país (y emplazamiento), en una fecha similar, etc. Por este motivo, esta comparativa se ha realizado tomando los costes de construcción y producciones eléctricas de varias tecnologías y se han calculado los LCoE con el modelo financiero empleado en los capítulos anteriores. De esto modo se obtienen resultados comparables sin incertidumbres respecto a que las diferencias de resultados provengan de la metodología o datos de entrada empleados. Las tecnologías consideradas han sido:

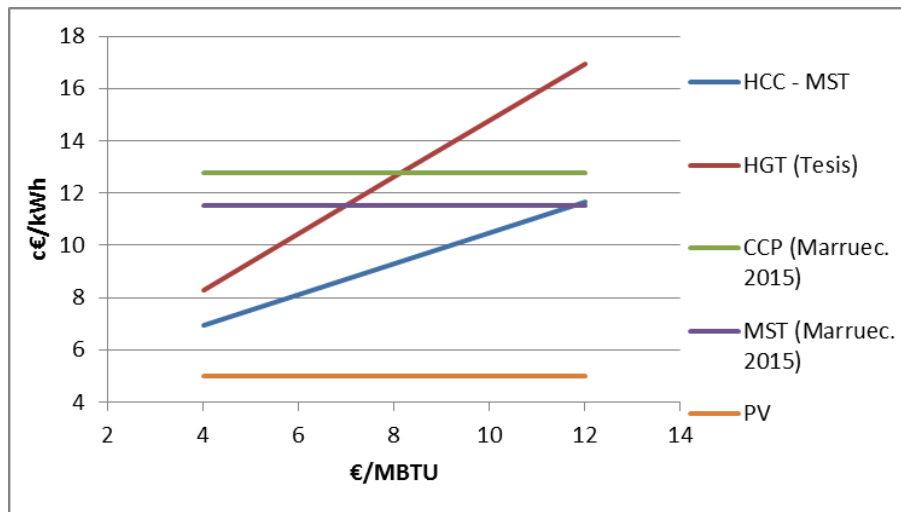
- Central termosolar de colectores cilindro parabólico (resultados basados en la oferta del proyecto NOOR II. Fecha: 2015. Emplazamiento: Marruecos.) [CCP].
- Central de receptor central de sales fundidas (resultados basados en la oferta del proyecto-oferta NOOR III. Fecha: 2015. Emplazamiento: Marruecos.) [MST].
- Central de ciclo combinado con integración de un campo solar de receptor de sales fundidas. Los resultados presentados corresponden a un proyecto de innovación que se llevó a cabo mediante un contrato de colaboración entre la Universidad de Sevilla y Abengoa, cuya coordinación estuvo a cargo del autor de la tesis y que posteriormente continuó con la cotización económica por parte del equipo de ofertas de Abengoa. Fecha: 2015. Emplazamiento: Marruecos.) [HCC-MST].
- Planta fotovoltaica [PV]. En este caso se ha tomado un coste de energía de mercado sin cálculos particulares, dada la ausencia de datos más contrastados.

En la Figura 123 se representa la variación de LCoE frente al coste de combustible para los casos anteriores. Se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Existe un valor del precio de combustible que iguala los costes de energía obtenidos mediante tecnologías puramente termosolares (CSP) y mediante la tecnología propuesta en esta tesis. Es decir, por encima de este umbral de precio de combustible, una central CSP tiene un menor coste de electricidad y



- viceversa. Este fenómeno ocurre para 8 €/MBTU en el caso de plantas CCP y 7 €/MBTU en el caso de plantas de receptor central de sales fundidas.
- Los costes de electricidad obtenidos con receptores de aire comprimido son superiores a los costes de plantas híbridas de ciclo combinado que emplean una torre con receptor de sales fundidas. Debe notarse en este punto que la planta híbrida tiene una potencia neta de 200 MW frente a los 50 MW de la planta SHGT por lo que la economía de escala tiene cierto peso a favor de la primera opción. No obstante, el solar share anual (operando a carga base) es similar en ambas tecnologías (en el entorno del 25-30 %) de modo que se considera pertinente la comparación.
  - En el caso de plantas fotovoltaicas, el coste de electricidad PV se encuentra siempre por debajo del resto de tecnologías.



**Figura 123. Comparativa de LCOE entre tecnologías**

A la vista de los resultados se pueden obtener dos conclusiones de manera más general. En primer lugar, la utilización de turbinas de gas en centrales de torre tiene potencial para reducir de manera muy significativa los costes de electricidad producida a partir de energía solar (exclusivamente o mayoritariamente; es decir, con solar share elevado). Este potencial de reducción de LCoE se estima entre un 10 y un 25% respecto de las tecnologías de colector cilindro-parabólico o torre con turbina de vapor actuales. En segundo lugar, la tecnología fotovoltaica se mantiene como la opción más barata para convertir energía solar en electricidad. No obstante, debe destacarse que en esta comparación no se ha valorado económicamente la gestionabilidad, aspecto en el que las tecnologías basadas en energía térmica son infinitamente más competitivas que la fotovoltaica. Sería interesante ampliar este estudio en un futuro

para estudiar la repercusión de un mayor grado de penetración de electricidad de origen fotovoltaico en la red así como de las medidas que serían necesarias para asegurar el equilibrio de la misma.

## 8 Requisitos técnicos de los equipos. Debilidades y Fortalezas

---

El estudio pormenorizado de la tecnología a lo largo de la tesis ha permitido identificar los requisitos y características idóneas de los equipos para lograr un correcto desempeño de la central. De la información obtenida respecto de estos requerimientos de los equipos, así como del análisis de la operación y costes pueden extraerse las principales debilidades y fortalezas de la tecnología. En este capítulo se abordarán estos aspectos.

En primer lugar se describen las características de ciertos equipos que se consideran más destacables. No se pretende hacer un análisis de todos los equipos de la central sino describir aquellos que son particulares de la tecnología y comentar algunos aspectos, equipos o particularidades que difieren respecto de otras tecnologías termosolares.

- Las características principales que tendría el receptor solar son:
  - Una inercia térmica reducida debido principalmente al reducido espesor de los tubos absorbedores (frente a los tubos empleados en receptores que trabajan con vapor a presiones mucho mayores).
  - Un rango de potencia amplio que permita cubrir distintas configuraciones y localizaciones de la central. Por lo tanto el diseño debería tener en cuenta la modularidad y/o escalabilidad del equipo, considerando campos solares de diferentes tamaños (área de apertura) y disposición de heliostatos (campos circulares y norte/sur).
  - La temperatura de salida del aire sería idealmente lo más elevada que permita el diseño (materiales, flujos máximos, etc), por encima de 800°C para tener solar share significativos.
  - La eficiencia del receptor es un parámetro muy condicionante en los resultados de producción térmica y, por tanto, en la rentabilidad de la central. Los valores utilizados en los cálculos están tomados de pruebas experimentales de proyectos previos, si bien estos valores están lejos de eficiencias obtenidas por receptores de otras tecnologías. Debe destacarse que el rendimiento nominal del receptor considerado en este trabajo es 73% frente a rendimientos aproximados del 88% en receptores de sales fundidas, una diferencia notable que naturalmente está afectada por que la temperatura nominal de salida del fluido en el primer caso es 800°C frente a 565°C del segundo.

- La pérdida de carga del conjunto receptor e interconexiones a la turbina tendría un valor nominal en el entorno del 2,5%.
- La turbina propuesta tendría una configuración en doble eje y con doble cámara de combustión. La primera cámara (de baja temperatura) estaría instalada en paralelo al receptor y la segunda (de alta temperatura) en serie al conjunto previo. El diseño del equipo debería orientarse a minimizar la superficie en planta, peso y vibraciones de cara a facilitar y no encarecer el diseño de la torre solar.
- Otro aspecto importante son los elementos hidráulicos de interconexión entre receptor y cámara de combustión ya que las temperaturas de trabajo exceden los rangos habituales de tuberías y válvulas comerciales.

Adicionalmente a estos requisitos en los equipos principales, se destacan algunos puntos desde un punto de vista de ingeniería, construcción, operación y mantenimiento:

- El número de equipos mecánicos es reducido: ausencia de bombas de agua, precalentadores, condensador, sistema de refrigeración, calderas, tuberías y elementos auxiliares, etc. No obstante, hay que considerar los auxiliares propios de una turbina de gas que no existen en una turbina de vapor.
- El sistema de control distribuido del ciclo de potencia es más simple que en un ciclo vapor tanto en su arquitectura como en el número de instrumentos.
- No existen variadores de frecuencia y el número de cuadros de control de motores frente es más reducido que en ciclos de vapor. También, los sistemas de alimentación ininterrumpida, grupos de generación de emergencia y sistemas de corriente continua son de menor potencia.
- Los equipos de tratamiento de agua y tanques de almacenamiento son de menor tamaño pues se destinan únicamente a la limpieza de espejos, consumos de agua potable y sistema de protección contra incendios. No es necesario disponer de un laboratorio ni de almacenamiento de productos químicos.
- La superficie del ciclo de potencia y urbanización es menor. Tampoco existe nave de turbina si ésta está ubicada en la torre.
- Menores consumos parasíticos del ciclo de potencia frente a un ciclo de vapor, especialmente si se consideran todos los consumos de la central termosolar completa; es decir, incluyendo el sistema de aceite térmico en una central cilindro parabólico o el sistema de sales en una planta tipo torre de sales fundidas.
- Es necesaria una ingeniería y planificación detallada para el montaje y posterior mantenimiento de los equipos en la parte superior de la torre.

- En relación a la operación y mantenimiento de la central, se destaca la simplificación de las tareas respecto a una central de ciclo de vapor por diferentes motivos como pueden ser la reducción de equipos rotativos, válvulas, conexiones bridadas, instrumentos, sistemas de dosificación química y tratamiento de aguas, menor número de equipos eléctricos, etc.
- Destaca el ahorro en el suministro de agua, aspecto que tiene una importancia vital, especialmente por la escasez de este recurso en muchas de las localizaciones idóneas para centrales termosolares.

A partir de la información anterior se justifican algunas debilidades de la tecnología:

- Inmadurez de desarrollo de equipos principales. En este punto hay que diferenciar:
  - La turbina (y elementos de interconexión) son elementos cuyos requerimientos específicos para la aplicación propuesta exigen un desarrollo y adaptación del motor que debe ser realizado por los fabricantes. Aunque pero no se han detectado barreras tecnológicas importantes, esta adaptación es difícilmente realizable por otras entidades. Se trataría por tanto de una inversión económica y temporal.
  - El receptor solar ha sido ampliamente estudiado, diseñado y probado en prototipos a escala de laboratorio e incluso pre-comercial. Sin embargo, a pesar de haber obtenido resultados satisfactorios a nivel pre-comercial, no existen referencias ni resultados concluyentes de diseños a escala industrial. Empleando una escala de madurez tecnológica y de capacidad de fabricación, se concluye que los índices TRL y MRL descritos en el apartado 2.2.5 toman valores de 6-7 y 5-6 (ver Tabla 3 y Tabla 4). A juicio del autor, este punto sería la debilidad más importante dado el reto técnico que supone un diseño de receptor capaz de alcanzar valores de eficiencia, saltos térmicos y potencias incidentes en los niveles que requiere un proyecto comercial.
- En los últimos años, el mercado termosolar en plantas termosolares (sin aporte de combustible fósil) está teniendo una clara tendencia a requerir gestionabilidad en la producción eléctrica mediante el uso de almacenamiento térmico. La tecnología en estudio permite la adaptación a la demanda por medio de combustible no renovable que consecuentemente limita el aporte solar total de la central. No obstante, en el caso de buscar altos niveles de contribución solar y competir en este mercado, sería una importante debilidad la ausencia de un sistema de almacenamiento térmico disponible comercialmente para esta tecnología.

De igual modo se listan algunas fortalezas identificadas:

- La central permite adaptarse a cambios en la demanda eléctrica de modo inmediato dado que las turbinas de gas admiten rápidas subidas y bajadas de potencia a la vez que los receptores de aire comprimido no imponen limitaciones en los cambios de carga por la baja inercia térmica de los tubos absorbedores.
- El ciclo de potencia trabaja en condiciones casi constantes independientemente del recurso solar; es decir, es capaz de absorber los cambios bruscos en la irradiación sin cambios significativos en la potencia generada.
- La simplificación técnica del bloque de potencia se traduce en un menor tiempo de ingeniería y construcción. La reducción de las tareas de O&M conllevan una plantilla laboral más reducida y menores costes recurrentes en consumibles y repuestos.

## 9 Conclusiones y Futuras Líneas de Investigación

---

El trabajo presentado en esta tesis doctoral presenta una evaluación técnica y económica de una central termosolar de receptor central de aire comprimido integrado con turbina de gas. El trabajo ha propuesto una configuración de los equipos así como unas características del motor capaces de acomodarse a las irregularidades del recurso solar, sin perjuicio de las virtudes inherentes de las turbinas de gas tales como el bajo/nulo consumo de agua, la rapidez de respuesta ante cambios de demanda o la reducida superficie en planta (huella) del ciclo de potencia.

A continuación se enumeran las conclusiones generales y particulares alcanzadas así como futuras líneas de investigación propuestas.

### 9.1 Conclusiones generales

Las principales conclusiones son las siguientes:

- Es posible la integración de receptores solares de aire comprimido en turbinas de gas, para lo que es necesario el desarrollo de una turbina “solarizada” con una configuración (montaje mecánico) definida y formada por elementos presentes en la industria, bien en conjunto (motor), bien como componentes individuales (compresores y turbinas fundamentalmente) que requerirán las adaptaciones necesarias.
- La madurez del receptor solar se estima en un TRL/MRL de 6-7 por lo que se encuentra en un estado inmaduro en términos de diseño y fabricación a escala comercial.
- La simplificación de la ingeniería y equipos del ciclo de potencia frente a ciclos de vapor permite reducir los costes de mantenimiento y el tiempo de construcción.
- Es posible alcanzar aportes solares anuales del 25 % con factor de capacidad 100% y del 67 % con operación diurna con un ciclo de potencia cuyo rendimiento es del 30 %.
- El mínimo LCoE para un coste de combustible de 8 €/MBTU es 10,4 c€/kWh para producción carga base y 14 c€/kWh para producción diurna.

- Los costes de energía son superiores (~ 20 %) a los ciclos combinados híbridos con torre de sales, si bien la tecnología propuesta permitiría cubrir un rango de potencia más amplio, especialmente hacia potencias más bajas.
- El perfil de operación y el coste de combustible son variables muy relevantes en la rentabilidad del proyecto. Alto número de horas de operación (factor de capacidad) y bajo coste de combustible favorecen a las plantas de mayor eficiencia y menor aporte solar, como era de esperar.

## 9.2 Conclusiones particulares

Desde un punto de vista de la operación, las conclusiones más importantes han sido:

- La central permite modular los cambios de demanda eléctrica de modo inmediato gracias a las características intrínsecas de las turbinas de gas y gracias a que la poca inercia térmica de los receptores de aire comprimido no imponen limitaciones adicionales.
- El motor opera en condiciones estables independientemente de la radiación solar, incluyendo los cambios bruscos de radiación por transitorios de nubes (al margen de los cambios del resto de variables meteorológicas), asegurando un adecuado control de las emisiones y por tanto cumpliendo las regulaciones medioambientales vigentes.
- El arranque de la central se puede realizar en cuestión de minutos por las mismas razones del punto primero de esta lista. Destaca que aunque existe un tiempo de precalentamiento del receptor, éste puede obviarse al realizarse con previsión al arranque del motor o de modo simultáneo a este dada la baja inercia de los tubos absorbedores.
- La parada de la planta se realiza únicamente con las restricciones marcadas por el motor debido a que el desenfoque de heliostatos puede realizarse instantáneamente.

El análisis del motor permitió alcanzar las siguientes conclusiones:

- La eficiencia nominal del ciclo está en el rango del 28 % al 40 %, en función de la temperatura de entrada a la turbina y de la relación de compresión seleccionados. Sin embargo, el aporte solar nominal tiene una tendencia inversa, siendo menor al aumentar la eficiencia del ciclo vía presión/temperatura máximas. Los valores calculados varían entre el 24 % y el 100 % (ambos rangos de valores corresponden al espacio de diseño analizado).
- El aporte solar anual, es decir en términos de energía, cubre el rango del 16 % al 68 % si consideramos una producción únicamente en horas de radiación



- (operación diurna) y un intervalo del 6 % al 25 % si la operación se realiza a carga base (en el espacio de diseño del estudio).
- El comportamiento del motor en función de la temperatura ambiente, fijado un valor de potencia térmica del receptor, tiene un funcionamiento sensiblemente similar a un ciclo sin aporte solar. A alta temperatura, la eficiencia y la potencia eléctrica disminuyen, con la particularidad de que aumenta el porcentaje solar de energía. Esto se debe a que la densidad del aire de entrada al compresor aumenta mientras que la potencia térmica al receptor se mantiene prácticamente constante. A temperaturas inferiores a la nominal, la potencia eléctrica satura en su valor máximo, con una ligera disminución del rendimiento.
  - El funcionamiento del ciclo en función de la potencia aportada por el receptor, para valores constantes de temperatura ambiente, obtiene el máximo de eficiencia en valores de potencia de receptor intermedios entre la nominal (máxima) y cero. La justificación se encuentra en que la pérdida de carga en el conjunto receptor y cámara de combustión de baja temperatura presenta un mínimo cuando el reparto de caudales es similar en ambos ramales. Este hecho se evidencia a temperaturas cercanas y por encima del valor nominal; sin embargo para temperaturas ambiente menores a 15°C no existe esta tendencia, observándose un comportamiento lineal de pérdida de eficiencia con la reducción de potencia térmica solar.

Las principales conclusiones del análisis económico y financiero son:

- El coste de electricidad en un escenario de precios medios de combustible (8 €/MBTU) está en el rango 14 - 14,5 c€/kWh para producción diurna y en el intervalo 10,4 - 13 c€/kWh en el caso de operación ininterrumpida. El rango inferior del intervalo corresponde a los ciclos más eficientes y por lo tanto el mayor coste corresponde a las configuraciones de mayor aporte solar (solar share anuales superiores al 65 %).
- Un escenario de costes de combustible bajo favorece las configuraciones de ciclo de mayor eficiencia independientemente de la estrategia de operación. Este criterio nos llevaría a diseñar centrales con un aporte solar marginal, similar a centrales ISCC (ciclos combinados con campo solar cilindro parabólico), dificultando la implementación comercial de esta tecnología.
- Un escenario de alto coste de combustible y operación diurna de la central nos conduce a conclusiones inversas en las que centrales con turbinas de baja temperatura de entrada logran menores costes de energía que las de mayor eficiencia. En este caso sí se obtienen resultados competitivos frente a otras tecnologías convencionales, creándose condiciones que permitirían la implantación comercial de la tecnología.

- En efecto, destaca el caso de turbinas de baja temperatura de entrada en un escenario de bajo coste de combustible con operación en carga base ya que permite alcanzar costes de energía en el entorno de 8,5 c€/kWh. Este resultado puede ser alentador en países con costes de gas bajos.
- La localización (país) del proyecto tiene una influencia notable en la rentabilidad de un proyecto no sólo por cuestiones de recurso solar que evidentemente son cruciales en un proyecto termosolar, sino por el coste de construcción que puede cambiar hasta un 20 % en los países estudiados.
- En relación a otras tecnologías termosolares híbridas, los costes de energía son superiores a los ciclos combinados híbridos con torre de sales, si bien la potencia de estos es superior (200 MW vs 50 MW) así como la inversión necesaria.
- Las centrales termosolares sin aportación de combustible fósil (CSP) tienen un valor de LCoE independiente del coste de combustible. Hay por lo tanto un precio de combustible que iguala los costes de electricidad de centrales CSP no híbridas con los costes de la tecnología propuesta en esta tesis. Para costes de combustible superiores, las plantas CSP convencionales logran menores costes de energía y viceversa. En el caso de la tecnología de captadores cilindro parabólico, este coste de combustible es 8 €/MBTU mientras que para las centrales de receptor central de sales fundidas es 7 €/MBTU aproximadamente.

### 9.3 Futuras líneas de investigación

A partir de estas conclusiones y de lo mostrado a lo largo del trabajo, se definen las futuras líneas de investigación que permitirían avanzar en el desarrollo de esta tecnología y posicionarla en un nivel de madurez adecuado para su construcción y posterior explotación comercial. Entre estas se incluyen:

- Desarrollo tecnológico de turbinas de gas solarizadas en potencias superiores a 25 MWe; es decir, potencias típicas de turbinas de gas aeroderivadas (<60 MWe).
- Desarrollo de tecnologías de receptor solar adaptadas a las características y el tamaño de la turbina de gas indicada en el punto anterior.

Además de estas líneas de desarrollo técnico se proponen ampliaciones al estudio realizado para profundizar en los resultados:

- Ampliar el espacio de diseño aumentando el número de casos de estudio.
- Abordar la optimización de la potencia de planta con un análisis del espacio de diseño para distintas potencias de turbina.

- Abordar el estudio dinámico del motor, estudiando las operaciones transitorias más características como cambios de carga y pasos de nubes sobre el campo, así como operaciones de arranque y parada ordinarias y de emergencia.

Naturalmente, por encima de todas estas líneas de desarrollo, se considera fundamental la construcción de una primera planta piloto con una potencia relevante, más allá de SOLUGAS, que permita abordar el reto del escalado de la planta. Se estima que sería necesario llevar la potencia nominal hasta al menos 10 MWe para poder desarrollar tecnologías verdaderamente pre-comerciales y estudiar los retos propios de las plantas comerciales cuya implantación se espera en la próxima década.

## 10 Apéndices

### 10.1 Resultados Campo solar otras localizaciones

En este apartado se muestran los resultados del cálculo del campo solar para el resto de localizaciones no incluidas en apartados anteriores.

#### 10.1.1 Marruecos

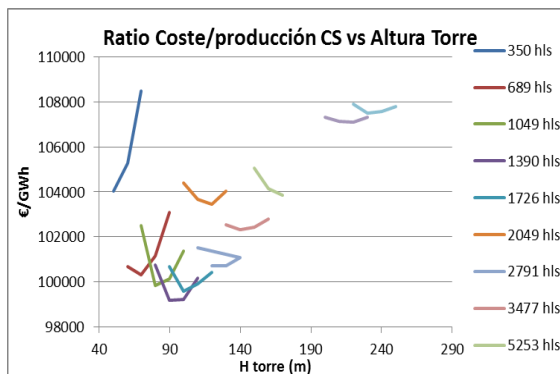


Figura 124. Ratio Coste/producción de campo solar vs altura de torre. Marruecos

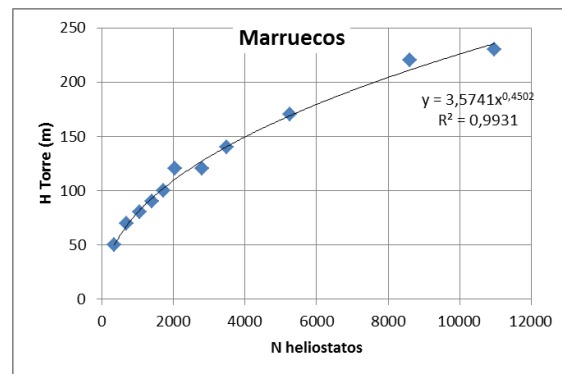


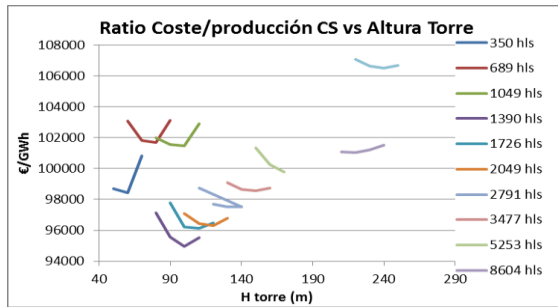
Figura 125. Altura de torre en función del número de heliostatos. Marruecos

Pot. Receptor (MW)	Altura torre (m)	Nº heliostatos	Rend. medio (%)
39,2	50	350	58,9%
77,1	70	689	61,0%
114,8	80	1049	60,7%
152,2	90	1390	61,0%
187,4	100	1726	60,8%
214,9	120	2049	59,4%
292,3	120	2791	59,9%
361,1	140	3477	59,4%
538,2	170	5253	58,7%

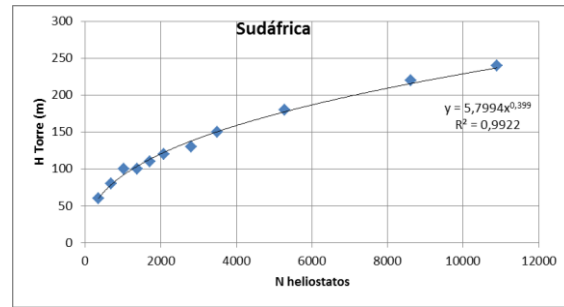
858,5	220	8604	57,5%
1073,1	230	10967	56,8%

**Tabla 77. Casos óptimos de las simulaciones de campo solar. Marruecos**

**10.1.2 Sudáfrica**



**Figura 126. Ratio Coste/producción de campo solar vs altura de torre. Sudáfrica**

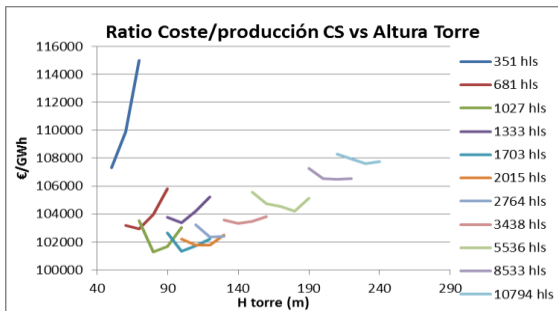


**Figura 127. Altura de torre en función del número de heliostatos. Sudáfrica**

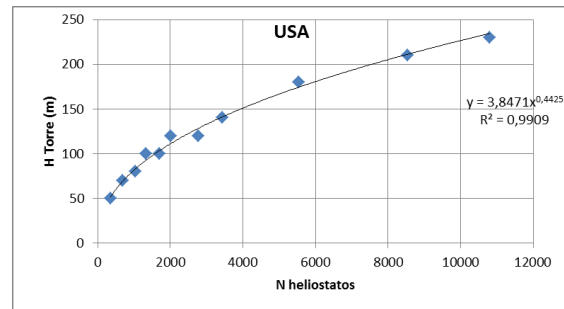
Pot. Receptor (MW)	Altura torre (m)	Nº heliostatos	Rend. medio (%)
41,1	60	354	61,6%
77,3	80	690	59,2%
118,3	100	1020	59,8%
156,9	100	1382	62,4%
192,6	110	1708	61,6%
226,8	120	2074	61,5%
301,2	130	2800	60,3%
374,6	150	3496	60,1%
561,2	180	5278	59,5%
903,9	220	8617	58,8%
1137,3	240	10900	58,0%

**Tabla 78. Casos óptimos de las simulaciones de campo solar. Sudáfrica**

**10.1.3 USA (Dagget)**



**Figura 128. Ratio Coste/producción de campo solar vs altura de torre. USA**



**Figura 129. Altura de torre en función del número de heliostatos. USA**

Pot. Receptor (MW)	Altura torre (m)	Nº heliostatos	Rend. medio (%)
37,3	50	351	56,9%
71,7	70	681	59,3%
107,3	80	1027	59,7%
141,2	100	1333	59,4%
173,9	100	1703	59,6%
209,2	120	2015	60,3%
273,0	120	2764	58,8%
340,0	140	3438	58,7%
515,3	180	5536	58,7%
812,4	210	8533	57,2%
1021,1	230	10794	56,6%

**Tabla 79. Casos óptimos de las simulaciones de campo solar. USA**

### 10.1.4 Emiratos Árabes (Abu Dhabi)

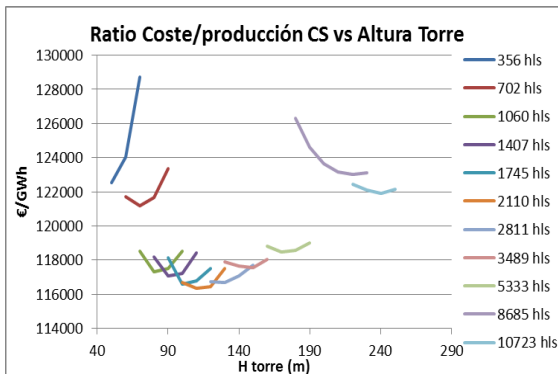


Figura 130. Ratio Coste/producción de campo solar vs altura de torre. UAE

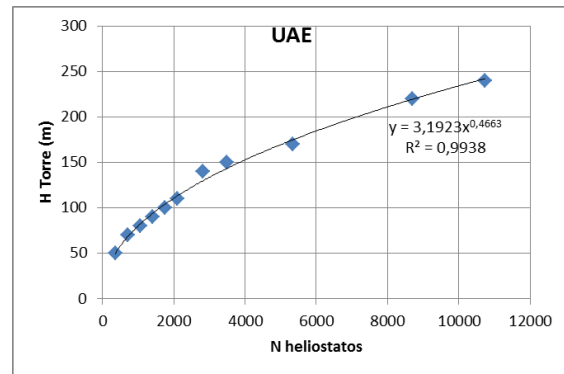


Figura 131. Altura de torre en función del número de heliostatos. UAE

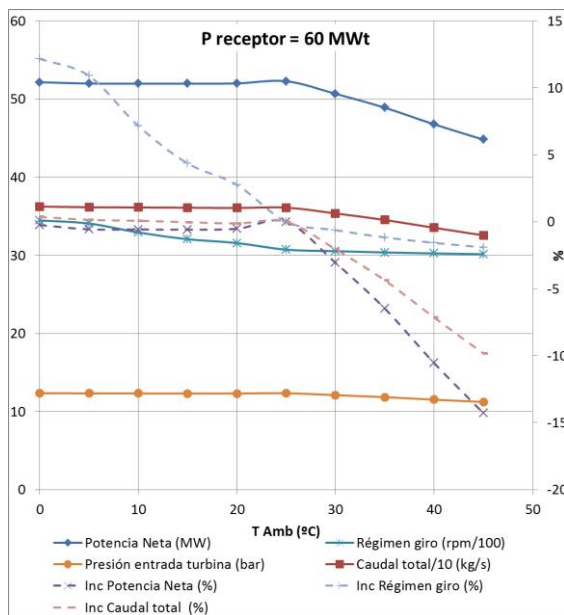
Pot. Receptor (MW)	Altura torre (m)	Nº heliostatos	Rend. medio (%)
34,7	50	356	60,5%
65,3	70	702	61,1%
100,6	80	1060	62,6%
130,1	90	1407	62,6%
160,3	100	1745	62,9%
191,4	110	2110	63,1%
260,0	140	2811	63,3%
322,3	150	3489	63,3%
477,2	170	5333	62,4%
752,4	220	8685	60,7%
969,1	240	10723	61,3%

Tabla 80. Casos óptimos de las simulaciones de campo solar. UAE

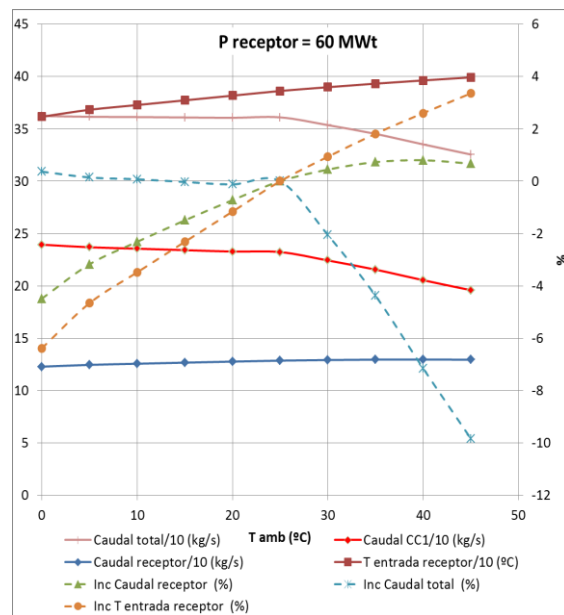
## 10.2 Resultados Ampliados del caso de estudio

### 10.2.1 Análisis del motor

A continuación se muestran los resultados del análisis del motor a potencias menores de la nominal, a un valor medio entre la máxima y cero que fueron presentados en el grueso del documento.



**Figura 132. Efecto de la temperatura ambiente sobre eficiencia del motor (VII)**



**Figura 133. Efecto de la temperatura ambiente sobre eficiencia del motor (VIII)**



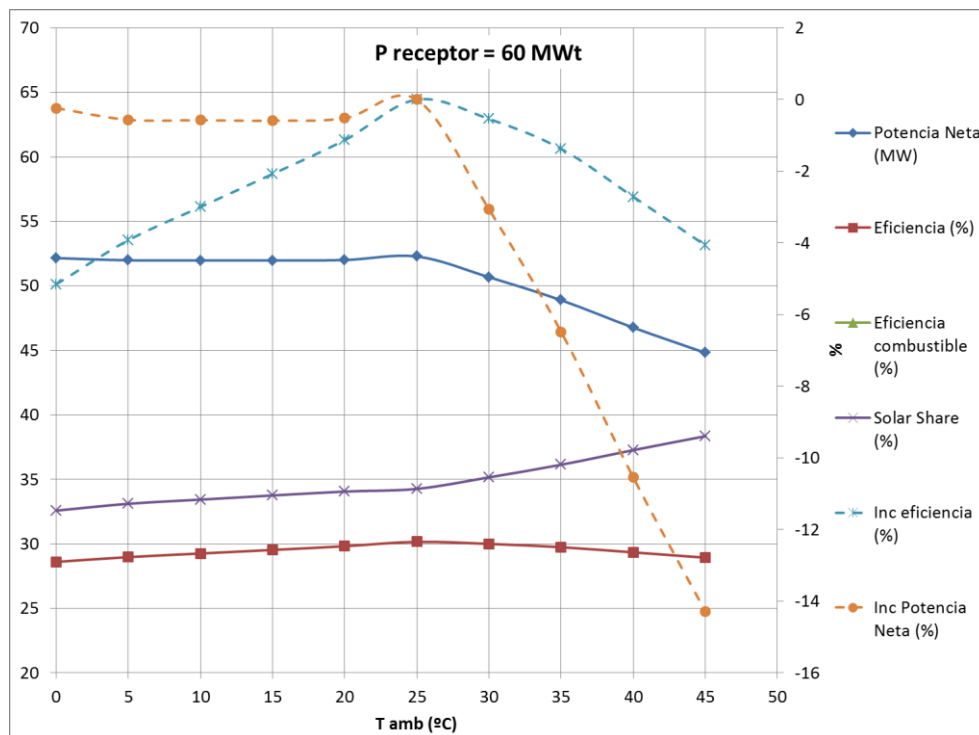


Figura 134. Efecto de la temperatura ambiente sobre eficiencia del motor (IX)

### 10.2.1 Resultados mensuales anuales

En este capítulo se muestran los datos obtenidos de las simulaciones mediante tablas. Todos los resultados corresponden al caso de estudio TIT=800°C y presión de entrada 12 bar. Se subdividen los resultados en campo solar, operación a carga base y operación diaria.

#### 10.2.1.1 Resultados Datos meteorológicos y Campo Solar

	DNI (promedio diario)	DNI (acumulado)	T amb	P atm
	Wh/m2	kWh/m2	°C	bara
<b>Enero</b>	7518,87	233,09	11,43	1,00
<b>Febrero</b>	7547,21	211,32	12,20	1,00
<b>Marzo</b>	8120,10	251,72	14,46	0,99
<b>Abril</b>	8526,27	255,79	15,33	0,99
<b>Mayo</b>	8772,32	271,94	18,03	0,99
<b>Junio</b>	8522,80	255,68	20,53	0,99
<b>Julio</b>	7209,55	223,50	23,01	0,99

<b>Agosto</b>	7080,03	219,48	23,30	0,99
<b>Septiembre</b>	7739,70	232,19	21,92	0,99
<b>Octubre</b>	6997,48	216,92	19,04	0,99
<b>Noviembre</b>	6810,93	204,33	15,16	0,99
<b>Diciembre</b>	6670,55	206,79	13,09	1,00
<b>Anual</b>	7626,32	2782,75	17,29	0,99

**Tabla 81. Resultados anuales meteorológicos y campo solar**

	Potencia disponible CS	Rechazo Potencia incidente receptor	Potencia disponible receptor (incidente)	Energía pre calentamientos	Potencia disponible receptor (absorbida)	Potencia absorbida receptor	Rechazo caudal volumétrico
	MWth	MWth	MWth	MWth	MWth	MWth	MWth
<b>Enero</b>	1544,39	48,23	1496,16	0,64	1018,29	1017,59	0,70
<b>Febrero</b>	1577,24	74,30	1502,94	0,69	1032,08	1029,33	2,75
<b>Marzo</b>	1753,23	68,79	1684,44	5,44	1141,22	1139,23	1,99
<b>Abril</b>	1836,79	42,91	1793,88	3,30	1217,55	1217,53	0,02
<b>Mayo</b>	1900,19	22,11	1878,08	14,05	1247,06	1245,55	1,52
<b>Junio</b>	1860,95	0,03	1860,92	4,93	1214,80	1214,80	0,00
<b>Julio</b>	1571,97	0,00	1571,97	7,73	1005,46	1005,46	0,00
<b>Agosto</b>	1564,74	7,09	1557,65	2,47	1028,55	1022,08	6,47
<b>Septiembre</b>	1703,85	47,59	1656,27	1,19	1115,79	1108,87	6,91
<b>Octubre</b>	1508,74	31,86	1476,89	4,55	988,52	987,42	1,10
<b>Noviembre</b>	1418,93	9,53	1409,40	8,64	931,18	931,18	0,00
<b>Diciembre</b>	1374,00	28,99	1345,01	1,86	896,93	896,89	0,04
<b>Anual</b>	1634,58	31,78	1602,80	4,63	1069,78	1067,99	1,79

**Tabla 82. Resultados anuales campo solar. Promedios diarios mensuales**

	Potencia disponible CS	Rechazo Potencia incidente receptor	Potencia disponible receptor (incidente)	Energía pre calentamientos	Potencia disponible receptor (absorbida)	Potencia absorbida receptor	Rechazo caudal volumétrico
	MWth	MWth	MWth	MWth	MWth	MWth	MWth
<b>Enero</b>	47876,04	1495,08	46380,96	19,94	31566,87	31545,14	21,73
<b>Febrero</b>	44162,70	2080,26	42082,44	19,25	28898,19	28821,16	77,03
<b>Marzo</b>	54350,20	2132,63	52217,56	168,73	35377,78	35316,07	61,70
<b>Abril</b>	55103,61	1287,27	53816,33	99,06	36526,51	36525,98	0,53
<b>Mayo</b>	58905,87	685,38	58220,49	435,64	38658,95	38611,98	46,97
<b>Junio</b>	55828,46	0,90	55827,56	147,75	36443,93	36443,93	0,00

Julio	48731,11	0,00	48731,11	239,78	31169,22	31169,22	0,00
Agosto	48507,04	219,81	48287,23	76,49	31885,15	31684,54	200,61
Septiembre	51115,54	1427,59	49687,96	35,75	33473,69	33266,25	207,44
Octubre	46771,04	987,54	45783,49	141,09	30643,98	30609,90	34,07
Noviembre	42567,83	285,83	42282,00	259,11	27935,26	27935,26	0,00
Diciembre	42593,89	898,65	41695,24	57,78	27804,77	27803,66	1,11
Anual	596513,34	11500,95	585012,39	1700,38	390384,28	389733,10	651,18

**Tabla 83. Resultados anuales campo solar. Valores acumulados mensuales**

10.2.1.2 Operación TG 8760 horas

	Potencia bruta	Potencia neta	Potencia combustible CC1	Potencia combustible CC2	Energía bruta diaria	Energía neta diaria	Energía combustible CC1 diaria	Potencia combustible CC2
	MW	MW	MW	MW	MWh	MWh	MWh	MWh
Enero	52,52	51,99	138,84	0,00	1260,43	1247,83	3332,09	0,00
Febrero	52,49	51,96	137,54	0,00	1259,68	1247,08	3300,84	0,00
Marzo	52,41	51,88	131,53	0,00	1257,80	1245,22	3156,69	0,00
Abril	52,46	51,94	128,00	0,00	1259,10	1246,51	3071,98	0,00
Mayo	52,28	51,76	125,44	0,00	1254,78	1242,23	3010,56	0,00
Junio	52,16	51,64	125,76	0,00	1251,79	1239,27	3018,20	0,00
Julio	51,98	51,46	133,52	0,00	1247,45	1234,98	3204,56	0,00
Agosto	51,84	51,32	132,43	0,00	1244,20	1231,76	3178,34	0,00
Septiembre	52,02	51,50	129,52	0,00	1248,54	1236,05	3108,40	0,00
Octubre	52,31	51,78	136,22	0,00	1255,39	1242,84	3269,24	0,00
Noviembre	52,46	51,94	140,25	0,00	1259,04	1246,45	3366,06	0,00
Diciembre	52,49	51,97	142,66	0,00	1259,83	1247,24	3423,93	0,00
Anual	52,28	51,76	133,48	0,00	1254,84	1242,29	3203,41	0,00

**Tabla 84. Resultados anuales del ciclo de potencia. Promedios diarios mensuales. Operación Carga base**

	Potencia bruta	Potencia neta	Potencia combustible CC1	Potencia combustible CC2
	MWh	MWh	MWh	MWh
Enero	39073,43	38682,69	103294,91	0,00
Febrero	35270,98	34918,27	92423,63	0,00

<b>Marzo</b>	38991,73	38601,81	97857,54	0,00
<b>Abril</b>	37773,00	37395,27	92159,49	0,00
<b>Mayo</b>	38898,20	38509,21	93327,38	0,00
<b>Junio</b>	37553,69	37178,15	90546,05	0,00
<b>Julio</b>	38670,96	38284,25	99341,37	0,00
<b>Agosto</b>	38570,27	38184,57	98528,59	0,00
<b>Septiembre</b>	37456,08	37081,52	93252,12	0,00
<b>Octubre</b>	38917,20	38528,03	101346,47	0,00
<b>Noviembre</b>	37771,13	37393,42	100981,76	0,00
<b>Diciembre</b>	39054,85	38664,30	106141,87	0,00
<b>Anual</b>	458001,51	453421,49	1169201,20	0,00

**Tabla 85. Resultados anuales del ciclo de potencia. Valores acumulados mensuales. Operación Carga base**

*10.2.1.3 Operación diurna*

	Potencia bruta	Potencia neta	Potencia combustible CC1	Potencia combustible CC2	Energía bruta diaria	Energía neta diaria	Energía combustible CC1 diaria	Potencia combustible CC2
	MW	MW	MW	MW	MWh	MWh	MWh	MWh
<b>Enero</b>	52,50	51,97	54,00	0,00	430,15	425,85	442,43	0,00
<b>Febrero</b>	52,50	51,97	55,16	0,00	427,18	422,91	414,86	0,00
<b>Marzo</b>	52,50	51,97	55,54	0,00	494,06	489,12	523,68	0,00
<b>Abril</b>	52,50	51,97	55,17	0,00	517,23	512,06	519,52	0,00
<b>Mayo</b>	52,50	51,97	54,78	0,00	557,09	551,52	623,86	0,00
<b>Junio</b>	52,50	51,97	54,55	0,00	574,62	568,88	710,28	0,00
<b>Julio</b>	52,50	51,97	52,48	0,00	500,85	495,84	673,03	0,00
<b>Agosto</b>	52,50	51,97	52,06	0,00	460,14	455,54	521,97	0,00
<b>Septiembre</b>	52,50	51,97	51,86	0,00	481,97	477,15	506,34	0,00
<b>Octubre</b>	52,50	51,97	50,28	0,00	435,72	431,36	472,29	0,00
<b>Noviembre</b>	52,50	51,97	49,85	0,00	426,11	421,85	501,72	0,00
<b>Diciembre</b>	52,50	51,97	49,45	0,00	408,03	403,95	482,04	0,00
<b>Anual</b>	52,50	51,97	52,93	0,00	476,10	471,34	532,67	0,00

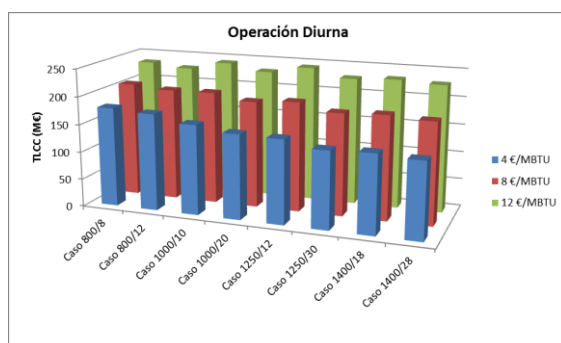
**Tabla 86. Resultados anuales del ciclo de potencia. Promedios diarios mensuales. Operación diurna**

	Potencia bruta	Potencia neta	Potencia combustible CC1	Potencia combustible CC2
	MWh	MWh	MWh	MWh
Enero	13334,74	13201,39	13715,23	0,00
Febrero	11960,96	11841,35	11615,95	0,00
Marzo	15315,95	15162,79	16234,05	0,00
Abril	15516,94	15361,77	15585,56	0,00
Mayo	17269,88	17097,18	19339,75	0,00
Junio	17238,71	17066,32	21308,43	0,00
Julio	15526,23	15370,96	20863,92	0,00
Agosto	14264,47	14121,83	16181,06	0,00
Septiembre	14459,18	14314,59	15190,15	0,00
Octubre	13507,34	13372,26	14641,06	0,00
Noviembre	12783,26	12655,43	15051,57	0,00
Diciembre	12648,95	12522,46	14943,38	0,00
Anual	173826,61	172088,34	194670,10	0,00

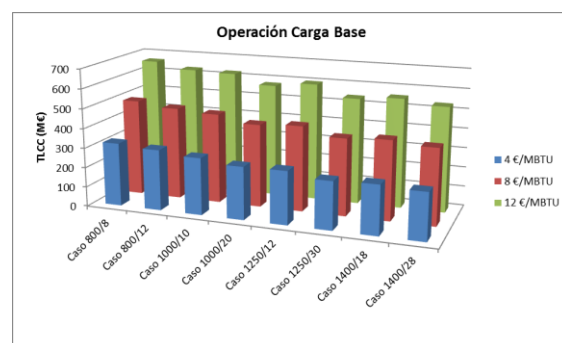
**Tabla 87. Resultados anuales del ciclo de potencia. Valores acumulados mensuales. Operación diurna**

### 10.3 Resultados Ampliados de la influencia del coste de combustible

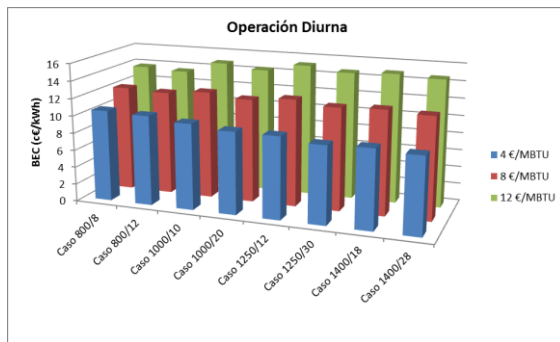
A continuación se muestran los resultados completos de la influencia del coste de combustible en las variables financieras del proyecto. Por un lado se muestran los valores numéricos en la Tabla 88 y Tabla 90 y adicionalmente se ilustran gráficamente las variables TLCC y BEC definidos anteriormente (Figura 135 a Figura 138).



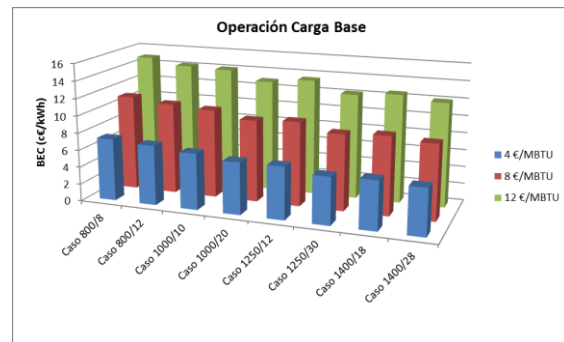
**Figura 135. Efecto de coste de combustible en TLCC. Operación diurna**



**Figura 136. Efecto de coste de combustible en TLCC. Operación Carga Base**



**Figura 137. Efecto de coste de combustible en BEC. Operación diurna**



**Figura 138. Efecto de coste de combustible en BEC. Operación Carga Base**

	Carga Base			Producción diurna		
	LCOE	TLCC	BEC	LCOE	TLCC	BEC
<b>Caso 800/8</b>	8,66	321,6	7,26	12,58	179,2	10,54
<b>Caso 800/12</b>	8,30	308,4	6,96	12,37	174,4	10,37
<b>Caso 1000/10</b>	7,78	289,0	6,52	11,83	161,8	9,91
<b>Caso 1000/20</b>	7,20	267,3	6,03	11,30	152,2	9,47
<b>Caso 1250/12</b>	7,24	268,9	6,07	11,25	150,6	9,43
<b>Caso 1250/30</b>	6,54	242,5	5,48	10,64	138,64	8,92
<b>Caso 1400/18</b>	6,71	249,2	5,63	10,81	141,0	9,06
<b>Caso 1400/28</b>	6,42	238,3	5,38	10,48	136,55	8,79

**Tabla 88. Influencia del coste de combustible. Resultados para 4 €/MBTU.**

	Carga Base			Producción diurna		
	LCOE	TLCC	BEC	LCOE	TLCC	BEC
<b>Caso 800/8</b>	13,24	491,8	11,10	14,52	206,9	12,17
<b>Caso 800/12</b>	12,63	469,1	10,58	14,27	201,19	11,96
<b>Caso 1000/10</b>	12,29	456,4	10,30	14,77	202,1	12,38
<b>Caso 1000/20</b>	11,36	421,7	9,52	14,22	191,63	11,92
<b>Caso 1250/12</b>	11,67	433,5	9,78	14,71	196,9	12,32
<b>Caso 1250/30</b>	10,55	391,43	8,84	14,10	183,65	11,81
<b>Caso 1400/18</b>	10,86	403,1	9,10	14,31	186,7	12,00
<b>Caso 1400/28</b>	10,40	385,80	8,71	14,00	182,34	11,73

**Tabla 89. Influencia del coste de combustible. Resultados para 8 €/MBTU.**

	Carga Base			Producción diaria		
	LCOE	TLCC	BEC	LCOE	TLCC	BEC
<b>Caso 800/8</b>	17,82	662,0	14,93	16,47	234,6	13,80
<b>Caso 800/12</b>	16,95	629,7	14,21	16,17	227,94	13,55
<b>Caso 1000/10</b>	16,80	623,9	14,08	17,72	242,4	14,85
<b>Caso 1000/20</b>	15,51	576,1	13,00	17,14	231,0	14,36
<b>Caso 1250/12</b>	16,10	598,1	13,50	18,16	243,2	15,22
<b>Caso 1250/30</b>	14,56	540,33	12,20	17,55	228,66	14,71
<b>Caso 1400/18</b>	15,00	557,0	12,57	17,81	232,31	14,93
<b>Caso 1400/28</b>	14,37	533,31	12,04	17,51	228,13	14,68

**Tabla 90. Influencia del coste de combustible. Resultados para 12 €/MBTU.**

## 11 Referencias

---

- [1] State of the art of solar thermal power plants. A review. Siva Reddy, V. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 27 (2013) 258–273.
- [2] Advances in the integration of solar thermal energy with conventional and non-conventional power plants. Jamel, M. S. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 20 (2013) 71–81
- [3] Trough integration into power plants—a study on the performance and economy of integrated solar combined cycle systems. Dersch, J. *Energy* 29 (2004) 947–959
- [4] Technical and economic assessment of the integrated solar combined cycle power plants in Iran. Hosseini, R. *Renewable Energy* 30 (2005) 1541–1555
- [5] ISCC Ain Beni Mathar Integrated Solar Combined Cycle Power Plant in Morocco. Gerog Brakmann. in: 13th International Symposium on Solar Power and Chemical Energy Systems, Sevilla 2006.
- [6] Instantaneous performance of the first Integrated Solar Combined Cycle System in Algeria. Omar Behar. *Energy Procedia* 6 (2011) 185–193
- [7] Performance analysis of an Integrated Solar Combined Cycle using Direct Steam Generation in parabolic trough collectors. Montes, M. J. *Applied Energy* 88 (2011) 3228–3238.
- [8] Mark S. Bohn, Tom A. Williams, Henry W. Price. Combined-Cycle Power Tower. NREL TP-471-7017. American Society of Mechanical Engineers/Japanese Society of Mechanical Engineers/Japan Solar Energy Society international solar energy conference, Lahaina, HI (United States), 19-24 Mar 1995.
- [9] Simulation of solarized combined cycles: comparison between hybrid GT and ISCC plants. Barigozzi, G. *Proceedings of ASME Turbo Expo. GT2013-95483*.
- [10] Codes for solar flux calculation dedicated to central receiver system applications: A comparative review. García, P. Ferriere, A., Bezan, Jj. *Solar Energy* 82 (2008) 189-197.



- [11] Methodology for generation of heliostat field layout in central receiver systems based on yearly normalized energy surfaces. Sánchez, M., Romero M. *Solar Energy* 80 (2006) 861–874.
- [12] F.J. Collado, J. Guallar, Campo: generation of regular heliostat fields, *Renew. Energy* 46 (2012) 49-59.
- [13] Heliostat field optimization: A new computationally efficient model and biomimetic layout. Noone, Corey, et al. *Solar Energy* 86 (2012) 792–803
- [14] A computationally efficient method for the design of the heliostat field for solar power tower plant. Besarati, Saeb. *Renewable Energy* 69 (2014) 226-232
- [15] Heliostat field layout methodology in central receiver systems based on efficiency-related distribution. Yingxue Yao. *Solar Energy* 117 (2015) 114–124
- [16] Optimization of heliostat field layout in solar central receiver systems on annual basis using differential evolution algorithm. Atif, Maimoon. *Energy Conversion and Management* 95 (2015) 1–9.
- [17] An efficient code to optimize the heliostat field and comparisons between the biomimetic spiral and staggered layout. Maolong Zang, et al. *Renewable Energy* 87 (2016) 720-730
- [18] A Handbook for Solar Central Receiver Design, Sandia Report SAND86-8009. Falcone, P.K. 1986.
- [19] Kistler, B.L., 1986. A User\_s Manual for DELSOL3: A Computer Code for Calculating the Optical Performance and Optimal system Design for Solar Thermal Central Receiver Plants, SAND86-8018.
- [20] AICIA. CIEMAT, SOLUCAR Central Receiver Technologies. WinDelsol 1.0 Users Guide, Spain; 2002.
- [21] P. Schwarzbözl, M. Schmitz, R. Pitz-paal, Visual HFLCALe Software Tool for Layout and Optimization of Heliostat Fields, SolarPACES, Berlin, 2009.
- [22] Gilman P, et al. Solar advisor model user guide for version 2.0, National Renewable Energy Laboratory Technical, Report NREL/TP-670-43704, August 2008. <[www.nrel.gov/analysis/sam/](http://www.nrel.gov/analysis/sam/)>.
- [23] H. Benoit, L. Spreafico, D. Gauthier, G. Flamant, Review of heat transfer fluids in tube-receivers used in concentrating solar thermal systems: Properties and heat transfer coefficients, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 55 (2016) 298–315.

- [24] W. Apley, System Analysis of Solar Thermal Power Systems, Tech. rep. Pacific Northwest Laboratory, Richland, WA (1978).
- [25] P. Kuntz, A Handbook of Solar Central Receiver Design, Tech. rep. Sandia National Laboratories, Livermore, CA (1986).
- [26] F. Téllez, Recevier Technology: Short Course on Concentrating Solar Systems (in spanish), Tech. rep., Ciemat, Madrid (2009).
- [27] M. Becker, T. Fenda, B. Hoffschmidt, R. Pitz-Paal, O. Reutter, M. Stamatov, M. Steven, D. Trimis, Theoretical and numerical investigation of flow stability in porous materials applied as volumetric solar receivers, *Solar Energy* 80 (10) (2006) 1241–1248.
- [28] A. Kribus, H. Ries, W. Spirkel, Inherent Limitations of Volumetric Solar Receivers, *Journal of Solar Energy Engineering* 118 (3) (1996) 151–155.
- [29] J. Hertel, R. Uhlig, M. Söhn, C. Schenk, G. Hensch, H. Bornhöft, Fused Silica Windows for Solar Receiver Applications, in: 21st International Symposium on Solar Power and Chemical Energy Systems, Cape Town, 2015.
- [30] A. Ávila Marín, Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review, *Solar Energy* 85 (5) (2011) 891–910.
- [31] M. Romero, M. Marcos, R. Osuna, V. Fernández, PS10, The First Year Operation Experience, in: *Solar 2000, Solar Powers Life - Share the Energy*, Madison, WI, 2000, pp. 1–10.
- [32] H. Fricker, Volumetric Receivers in Solar Thermal Plants with Central Receiver System Technology, in: *International Seminar on Solar Thermal Heat Production*, Stuttgart, 1983, pp. 38–40.
- [33] M. Becker, M. Sanchez, Report of the Wire Pack Volumetric Receiver Test Performed at the PSA in 1987-1989, Tech. rep., DLR-Ciemat-PSA, Almería (1989).
- [34] P. De Laquil, PHOEBUS project. 30 MWe solar central receiver plant conceptual design, in: *12th Annual International Solar Energy Conference*, Miami, FL, 1990.
- [35] W. Meinecke, M. Kiereka, P. Wehowsky, 30 MWe PHOEBUS feasibility study: results of system engineering, *Solar Energy Materials* 24 (1991) 95–107.
- [36] S. Cordes, M. Haeger, W. Meinecke, Phoebus technology program solar air receiver (TSA)-operational experience and test evaluation of the 2.5 MWth

- volumetric air receiver facility at the PSA, in: 7th International Symposium on solar Thermal Concentrating Technologies, Moscow, 1994.
- [37] T. Hellmuth, L. Matthews, J. Chavez, C. Hale, Performance of a wire mesh solar volumetric air receiver, in: ASME/JSME/JSES International Solar Energy Conference, San Francisco, CA, 1994, pp. 573–578.
- [38] F. Téllez, M. Romero, M. Marcos, Design of “SIREC-1” wire mesh open volumetric air receiver, in: International Solar Energy Conference, Washington, WA, 2001, pp. 357–364.
- [39] R. Pitz-Paal, B. Hoffschmidt, M. Böhmer, M. Becker, Experimental and numerical evaluation of the performance and flow stability of different types of open volumetric absorbers under non-homogeneous irradiation, *Solar Energy* 60 (3-4) (1997) 135 – 150.
- [40] J. Chavez, C. Chaza, Testing of a porous ceramic absorber for a volumetric air receiver, *Solar Energy Materials* 24 (1) (1991) 172–181.
- [41] A. Carotenuto, F. Reale, G. Ruocco, U. Nocera, F. Bonomo, Thermal behaviour of a multi-cavity volumetric solar receiver: Design and tests results, *Solar Energy* 50 (2) (1993) 113–121.
- [42] M. Bohmer, C. Chaza, The ceramic foil volumetric receiver, *Solar Energy Materials* 24 (1-4) (1991) 182–191.
- [43] R. Pitz-Paal, J. Morhenne, M. Fiebig, A new concept of a selective solar receiver for high temperature applications, *Solar Energy Materials* 24 (1-4) (1991) 293–306.
- [44] B. Hoffschmidt, V. Fernández, A. Konstandopoulos, I. Mavroidis, M. Romero, P. Stobbe, F. Téllez, Development of ceramic volumetric receiver technology, in: 5th Solar Symposium, Cologne, 2001, pp. 51–61.
- [45] B. Hoffschmidt, F. Téllez, A. Valverde, F. Fernández, V. Fernández, Performance Evaluation of the 200-kwth hiTRec-II Open Volumetric Air Receiver, *Journal of Solar Energy Engineering* 125 (1) (2003) 87–94.
- [46] F. Téllez, M. Romero, P. Heller, A. Valverde, P. Dibowski, S. Ulmer, Thermal Performance of “SolAir 3000 kWt Ceramic Volumetric Solar Receiver, in: 12th International Symposium on Solar Power and Chemical Energy Systems, Oaxaca, 2002.
- [47] G. Koll, P. Schwarzbözl, K. Hennecke, T. Hartz, M. Schmitz, B. Hoffschmidt, The Solar Tower Jülich - A Research and Demonstration Plant for

- Central Receiver Systems, in: 15th International Symposium on Solar Power and Chemical Energy Systems, Berlin, 2009.
- [48] G. Koll, P. Schwarzbözl, K. Hennecke, T. Hartz, M. Schmitz, B. Hoffschmidt, Solar Power Tower Jülich - The First Test and Demonstration Plant for Open Volumetric Receiver Technology in Germany, in: 14th Biennial CSP Solar PACES Symposium, Las Vegas, NV, 2008.
- [49] J. Spelling, Hybrid Solar Gas Power Plants, Tech. rep., KTH, Stockholm (2013).
- [50] W. Pritzkow, Pressure loaded volumetric ceramic receiver, Solar Energy Materials 24 (1991) 498–507.
- [51] V. Lauchsner, The PLVCR 500 and HCPC, tests and results – DLR Mitt.93-04, Tech. rep., DLR, Stuttgart (1993).
- [52] J. Karni, P. Kribus, P. Doron, P. Rubin, A. Fiterman, D. Sagie, The DIAPR: A High-Pressure, High-Temperature Solar Receiver, Journal of Solar Energy Engineering 119 (1) (1997) 74–78.
- [53] J. Karni, P. Kribus, B. Ostraich, E. Kochavi, A High-Pressure Window for Volumetric Solar Receivers, Journal of Solar Energy Engineering 120 (2) (1998) 101–107.
- [54] J. Karni, P. Kribus, R. Rubin, P. Doron, The “Porcupine”: A Novel High-Flux Absorber for Volumetric Solar Receivers, Journal of Solar Energy Engineering 120 (2) (1998) 85–95.
- [55] R. Buck, T. Bräuning, T. Denk, M. Pfänder, P. Schwarzbözl, F. Tellez, Solar-Hybrid Gas Turbine - based Power Tower Systems (REFOS), Journal of Solar Energy Engineering 124 (1) (2002) 2–9.
- [56] P. Heller, M. Pfänder, T. Denk, F. Tellez, A. Valverde, J. Fernandez, A. Ring, Test and evaluation of a solar powered gas turbine system, Solar Energy 80 (10) (2006) 1225 – 1230.
- [57] SOLGATE Final Publishable Report, Tech. rep., European Commission, Stuttgart (2005).
- [58] A. del Río, R. Korzynietz, J. Brioso, M. Gallas, I. Ordóñez, M. Quero, C. Díaz, Soltrec - Pressurized Volumetric Solar Air Receiver Technology, Energy Procedia 69 (2015) 360–368.
- [59] M. Becker, M. Böhmer, Energy Conversion, Springer-Verlag, Lahnstein, 1989.

- [60] P. Heller, SolarHybrid Power and Cogeneration Plant - Final Public Report, <http://cordis.europa.eu/result/rcn/52948en.html>; retrieved November 6th 2015 (2010).
- [61] M. Quero, R. Korzynietz, M. Ebert, A. Jiménez, A. del Río, J. Brioso, Solugas - Operation Experience of the First Solar Hybrid Gas Turbine System at MW Scale, *Energy Procedia* 49 (2014) 1820–1830.
- [62] R. Korzynietz, J. A. Brioso, A. Del Río, M. Quero, R. Uhlig, et al. SOLUGAS - Comprehensive analysis of the solar hybrid Brayton plant, *Solar Energy* 135 (2016) 578-589.
- [63] D. Bellard, A. Ferrière, F. Pra, R. Couturier, Experimental characterization of a high-temperature pressurized air solar absorber for the Pegase project, in: *International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems*, Marrakesch, 2012.
- [64] G. Flamant, D. Gauthier, H. Benoit, J. Sans, B. Boissiere, R. Ansart, M. Hemati, A New Heat Transfer Fluid for Concentrating Solar Systems: Particle Flow in Tubes, *Energy Procedia* 49 (2014) 617–626.
- [65] P. Falcone, J. Noring, J. Hruby, Assessment of a Solid Particle Receiver for a High Temperature Solar Central Receiver System - SAND85-8208, Tech. rep., SANDIA National Laboratories, Alburquerque, NM (1985).
- [66] Concentrated Solar Power in Particles, <http://www.csp2-project.eu/>, retrieved February 25th 2016 (2015).
- [67] G. Flamant, D. Gauthier, H. Benoit, J. Sans, R. Garcia, B. Boissiere, R. Ansart, M. Hemati, Dense suspension of solid particles as a new heat transfer fluid for concentrated solar thermal plants: On-sun proof of concept, *Chemical Engineering Science* 102 (2013) 567–576.
- [68] H. Benoit, I. Perez Lopez, D. Gauthier, J. Sans, G. Flamant, On-sun demonstration of a 750°C heat transfer fluid for concentrating solar systems: Dense particle suspension in tube, *Solar Energy* 118 (2015) 622– 633.
- [69] A. Gallo, J. Spelling, M. Romero, J. Gonzalez-Aguilar, Preliminary Design and Performance Analysis of a Multi-megawatt Scale Dense Particle Suspension Receiver, *Energy Procedia* 69 (2015) 388–397.
- [70] F. Wang, F. Bai, Z. Wang, X. Zhang, Numerical Simulation of Quartz Tube Solid Particle Air Receiver, *Energy Procedia* 69 (2015) 573–582.
- [71] I. Pérez, H. Benoit, D. Gauthier, J. Sans, E. Guillot, C. R., G. Mazza, G. Flamant, On sun first operation of a 150 kwt pilot solar receiver using a dense

- particle suspension as heat transfer fluid, in: 21st International Symposium on Solar Power and Chemical Energy Systems, Cape Town, 2015.
- [72] C. Ho, B. Iverson, Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 29 (2014) 835–846.
- [73] L. Radosevich, A. Skinrood, The Power Production Operation of Solar One, the 10 MWe Solar Thermal Central Receiver Pilot Plant, *Journal of Solar Energy Engineering* 111 (2) (1989) 144–151.
- [74] B. Kelly, M. Singh, Summary of the Final Design for the 10 MWe Solar Two Central Receiver Project, in: ASME/JSME/JSES International Solar Energy Conference, Maui, HI, 1995, p. 575.
- [75] M. Sánchez, Advanced molten salt receiver RAS (in spanish), Tech. rep., Ciemat, Madrid (1998).
- [76] R. Fernández, Receiver Technology: Short Course on Concentrating Solar Systems (in spanish), Tech. rep., Ciemat, Madrid (2009).
- [77] E. Freeman, The Kinetics of the Thermal Decomposition of Sodium Nitrate and of the Reaction between Sodium Nitrite and Oxygen, *Journal of Physical Chemistry* 60 (11) (1956) 1487–1493.
- [78] D. Tilley, Advanced Baseload Molten Salt Tower, in: Sunshot Concentrating Solar Power Program Review, Phoenix, AZ, 2013.
- [79] J. Coventry, J. Pye, C. Andraka, M. Blanco, J. Fisher, Sodium receivers for solar power towers: a review, in: 20st International Symposium on Solar Power and Chemical Energy Systems, Beijing, 2014.
- [80] J. Pacio, T. Wetzel, Assessment of liquid metal technology status and research paths for their use as efficient heat transfer fluids in solar central receiver systems, *Solar Energy* 93 (2013) 11–22.
- [81] ACME Solar, <http://www.acme.in/about.php?id=32>, retrieved February 25th 2016 (2016).
- [82] eSolar - CSP Tower Technology Provider, <http://www.esolar.com>, retrieved February 25th 2016 (2016).
- [83] Torresol Energy, <http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/home/en>, retrieved February 25th 2016 (2016).
- [84] Greenway CSP Solar Tower, <http://www.greenwaycsp.com>, retrieved February 25th 2016 (2016).

- [85] Acwa Power, <http://acwapower.com>, retrieved February 25th 2016 (2016).
- [86] Vast Solar, <http://www.vastsolar.com>, retrieved February 25th 2016 (2016).
- [87] Bright Source Energy, <http://www.brightsourceenergy.com>, retrieved February 25th 2016 (2016).
- [88] Abengoa, <http://www.abengoa.es/web/es/index3.html>, retrieved February 25th 2016 (2016).
- [89] Solar Reserve, <http://www.solarreserve.com/en>, retrieved February 25th 2016 (2016).
- [90] Csp today, <http://social.csptoday.com>, retrieved February 25th 2016 (2016).
- [91] National Renewable Energy Laboratories - Concentrating Solar Power, <http://www.nrel.gov/csp/>, retrieved February 25th 2016 (2016).
- [92] M. AlQaydi, T. Delclos, T. McKrell, N. Calvet, Effect of Sand and Moisture on Molten Salt Properties for Open Direct Absorption Solar Receiver Storage System, in: 21st International Symposium on Solar Power and Chemical Energy Systems, Cape Town, 2015.
- [93] K. Stahl, J. Griffin, B. Matson, R. Pettit, Optical Characterization of Solid Particle solar central Receiver Materials - SAND-1215, Tech. rep., Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM (1985).
- [94] N. Siegel, C. Ho, S. Khalsa, G. Kolb, Development and Evaluation of a Prototype Solid Particle Receiver: On-Sun Testing and Model Validation, *Journal of Solar Energy Engineering* 132 (2) (2010) 021008–8.
- [95] H. Chen, Y. Chen, H. H.T., N. Siegel, Computational Fluid Dynamics Modeling of Gas-Particle Flow Within a Solid-Particle Solar Receiver, *Journal of Solar Energy Engineering* 129 (2) (2007) 160–170.
- [96] K. Kim, N. Siegel, G. Kolb, V. Rangaswamy, S. Moujaes, A study of solid particle flow characterization in solar particle receiver, *Solar Energy* 83 (10) (2009) 1784–1793.
- [97] T. Tan, Y. Chen, Z. Chen, N. Siegel, G. Kolb, Wind effect on the performance of solid particle solar receivers with and without the protection of an aerowindow, *Solar Energy* 83 (10) (2009) 1815–1827.
- [98] T. Tan, Y. Chen, Review of study on solid particle solar receivers, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (1) (2010) 265–276.

- [99] K. Armijo, C. Ho, R. Anderson, J. Christian, S. Babiniec, J. Ortega, Magnetic Field Flow Phenomena in a Falling Particle Receiver, in: 21st International Symposium on Solar Power and Chemical Energy Systems, Cape Town, 2015.
- [100] L. Amsbeck, R. Buck, T. Prosin, Particle Tower Technology Applied to Metallurgic Plants and Peak-Time Boosting of Steam Power Plants, in: 21st International Symposium on Solar Power and Chemical Energy Systems, Cape Town, 2015.
- [101] J. Christian, C. Ho, Design Requirements, Challenges, and Solutions for High-Temperature Falling Particle Receivers, in: 21st International Symposium on Solar Power and Chemical Energy Systems, Cape Town, 2015.
- [102] C. Ho, J. Christian, J. Yellowhair, N. Siegel, S. Jeter, M. Golob, S. Abdel-Khalik, C. Nguyen, H. Al-Ansary, On-Sun Testing of an Advanced Falling Particle Receiver System, in: 21st International Symposium on Solar Power and Chemical Energy Systems, Cape Town, 2015.
- [103] O. Behar, A. Khellaf, K. Mohammedi, A review of studies on central receiver solar thermal power plants, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 23 (2013) 12–39.
- [104] Gas Turbine World 2014-2015 Handbook, Tech. rep., Fairfield, CT (2015).
- [105] U. Fisher, C. Sugarmen, A. Ring, J. Sinai, Gas Turbine “Solarization” - Modifications for Solar/Fuel Hybrid Operation, *Journal of Solar Energy Engineering* 126 (3) (2004) 872–878.
- [106] G. Barigozzi, G. Bonetti, G. Franchini, A. Perdichizzi, S. Ravelli, Thermal performance prediction of a solar hybrid gas turbine, *Solar Energy* 86 (7) (2012) 2116–2127.
- [107] S. Heide, U. Gampe, U. Orth, M. Beukenberg, B. Gericke, M. Freimark, R. Langnickel, U. Pitz-Paal, R. Buck, S. Giuliano, Design and Operational Aspects of Gas and Steam Turbines for the Novel Solar Hybrid Combined Cycle SHCC, in: ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, Glasgow, 2010.
- [108] A. Leizerovich, Steam turbines for modern fossil-fuel power plants, The Fairmont Press, Inc., Lilburn, GA, 2007.
- [109] J. Franke, R. Kral, Supercritical boiler technology for future market conditions, in: 6th Charles Parson Turbine Conference, Dublin, 2003.



- [110] J. Peterseim, A. Veeraragavan, Solar Towers with Supercritical Steam Parameters - is the Efficiency Gain worth the Effort?, Energy Procedia 69 (2015) 1123–1132.
- [111] O. Behar, A. Khellaf, K. Mohammedi, S. Ait-Kaci, A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology, Renewable and Sustainable Energy Reviews 39 (2014) 223–250.
- [112] Horizon 2020 - the EU Framework Programme for Research and Innovation, <https://ec.europa.eu/programmes/horizon2020/>, retrieved November 6th 2015 (2016).
- [113] Thermoflex 25.
- [114] IEA. Projected Costs of Generating Electricity. 2010
- [115] Is there an optimal entry time for carbon capture and storage? A case Study for Australian’s national electricity market. Liam Wagner and John Foster. University of Queeland. 2011.
- [116] The drivers of LCOE for Utility Scale PV. Sunpower. 2008.
- [117] Probabilistic analysis of electrical energy costs comparing: production costs for gas, coal and nuclear power plants. Feretic, D. Energy Policy 33 (2005) 5–13.
- [118] Mark S. Bohn, Tom A. Williams, Henry W. Price. Combined-Cycle Power Tower. NREL TP-471-7017. American Society of Mechanical Engineers/Japanese Society of Mechanical Engineers/Japan Solar Energy Society international solar energy conference, Lahaina, HI (United States),19-24 Mar 1995.
- [119] Direct Supercritical Carbon Dioxide Receiver Development. <https://energy.gov/eere/sunshot/project-profile-direct-supercritical-carbon-dioxide-receiver-development>. NREL. Program Sunshot CSP R&D 2012.
- [120] Comparative study of solar thermal Brayton cycles operated with Helium or Argon. Karsten Kusterer, René Braun, Norbert Moritz, Takao Sugimoto, Kazuhiko Tanimura, Dieter Bohn. Proceedings of ASME Turbo Expo. GT2013-94990.
- [121] High solar share gas turbine systems. Institute of Power Engineering. Workshop 3: Energy Engineering and Desertec. 2012
- [122] Design and operational aspects of gas and steam turbines for the novel solar hybrid combined cycle SHCC®. Heide, Stephan. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010. GT2010-22124

- [123] A Solar-driven combined cycle power plant. Kribus, A., et al. *Solar Energy* Vol. 62, No. 2, pp. 121–129, 1998
- [124] Hybrid high solar share gas turbine systems with innovative gas turbine cycles. Puppe, M., et al. *Solar Paces 2014*. (2015) *Energy Procedia* 69 (2015) 1393 – 1403
- [125] Parametrization of high solar share gas turbine systems. Heide, S. et al. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2012-68608.
- [126] Solar gas turbine systems: Design, cost and perspectives. Schwarzbözl, P., et al. *Solar Energy* 80 (2006) 1231–1240
- [127] Up scaling of a Solar Tower Plant with combined cycle technology. Stephan Parzinger. Phd Thesis. DLR 2008.
- [128] Optimal Gas-Turbine design for hybrid solar power plant operation. Spelling, J. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2012-68054.
- [129] A comparative thermoeconomic study of hybrid solar Gas-Turbine power plants. Spelling, J. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2013-94046.
- [130] Air-Based Bottoming-Cycles for Water-Free Hybrid Solar Gas-Turbine Power Plants. Spelling, J. et al. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (2013). V. 135
- [131] Application of the Centaur Industrial Gas Turbine to the Central Receiver Concept for Solar Electric Power. Roberts, P.B. ASME Publication 79-GT-45. 1979
- [132] Thermal performance prediction of a solar hybrid gas turbine. Barigozzi, G., et al. *Solar Energy* 86 (2012) 2116–2127
- [133] Solar hybrid combined cycle performance prediction: Influence of GT model and spool arrangement. Barigozzi, G., et al. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2012-68881.
- [134] Simulation of solarized combined cycles: Comparison between hybrid GT and ISCC plants. Barigozzi, G. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2013-95483.
- [135] Investigation of different solar hybrid GT's and exploitation of rejected sun power. Kalathakis C. et al. *Proceedings of ASME Turbo Expo*. GT2016-57700.
- [136] Micro Gas-Turbine Design for Small-Scale Hybrid Solar Power Plants. Aichmayer, L. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (2013). V. 135.

- [137] An economic analysis of solar hybrid steam injected gas turbine (STIG) plant for Indian conditions. Selwinraj, A. I., et al. Applied Thermal Engineering 75 (2015) 1055-1064.
- [138] Solar hybrid steam injection gas turbine (STIG) cycle. Livshits, M. Solar Energy 86 (2012) 190–199.
- [139] Assesment of solar steam injection in GT's. Kalathakis C. et al. Proceedings of ASME Turbo Expo. GT2016-57272.
- [140] SOLGATE. Final Report V18.
- [141] Test and evaluation of a solar powered gas turbine system. Heller, P., et al. Solar Energy 80 (2006) 1225–1230
- [142] <http://www.promes.cnrs.fr/pegase/>
- [143] Solar Field Efficiency and Electricity Generation Estimations for a Hybrid Solar Gas Turbine Project in France. Garcia, Pierre. Journal of Solar Energy Engineering. 2008. V. 130.
- [144] Simulation of a hybrid solar gas-turbine cycle with storage Integration. Grange, B. et al. Solar Paces 2013. Energy Procedia 49 ( 2014 ) 1147 – 1156
- [145] Test results from a concentrated solar microturbine Brayton cycle integration. Dickey, Brian. Proceedings of ASME Turbo Expo. GT2011-45918.
- [146] <http://aora-solar.com/product-2/?lang=es>
- [147] <http://helio100.sun.ac.za/>
- [148] <http://www.wilsonsolarpower.com/>
- [149] Economic implications of thermal energy storage for concentrated solar thermal power. Sharon J. Wagner. Renewable Energy 61 (2014) 81-95
- [150] Evaluation of the potential of central receiver solar power plants: Configuration, optimization and trends. Ávila-Marín A. Applied Energy 112 (2013) 274–288
- [151] A Manual for the Economic Evaluation of Energy Efficiency and Renewable Energy Technologies. March 1995. NREL TP 462-5173.
- [152] Engineering Project Appraisal: the evaluation of alternative development schemes. Martin Rogers, Aidan Duffy. ISBN 978-0-470-67299-0. 2012.
- [153] Curso Finanzas Avanzadas. Formación interna Abengoa. 2009.
- [154] “Master in Business Administration”. Cámara de Comercio de Sevilla. 2005.

- [155] Renewable Power Generation Costs in 2012: An Overview. [www.irena.org](http://www.irena.org)
- [156] Program on Technology Innovation: Integrated Generation Technology Options 2012. [www.epri.com](http://www.epri.com)
- [157] Australian Energy Technology Assessment 2012. [www.bree.gov.au](http://www.bree.gov.au)
- [158] Levelized cost of electricity renewable energy technologies 2013. Fraunhofer Institute for Solar Energy.
- [159] Staff Workshop on the Cost of New Renewable and Fossil-Fueled Generation in California 2013. [www.energy.ca.gov](http://www.energy.ca.gov)
- [160] Updated Capital Cost Estimates for Utility Scale Electricity Generating Plants 2013. [www.eia.gov](http://www.eia.gov)
- [161] World Energy Perspective. Cost of Energy Technologies 2013
- [162] Capital Cost Review of Power Generation Technologies. March 2014
- [163] IEA. Technology Roadmap Solar. 2014
- [164] An empirical analysis of project cost, performance and market trends in the United States. Lawrence Berkeley National Laboratories. September 2015.
- [165] Lazard's levelized cost of energy analysis. Version 9.0.
- [166] Cost and performance data for power generation technologies. 2012
- [167] Current and Future Costs for Parabolic Trough and Power Tower Systems in the US Market 2010.
- [168] Kolb GJ, Ho CK, Mancini TR, Gary JA. Power tower technology roadmap and cost reduction plan. Sandia National Laboratories Report, Albuquerque, USA. 2010.
- [169] Molten Salt Power Tower Cost Model for the SAM 2013
- [170] Heliostat Cost Reduction Study. Sandia Report 2007
- [171] An Evaluation of Molten Salt Power Towers Including Results of the Solar Two Project. Hugh E. Reilly, Gregory J. Kolb. SAND2001-3674
- [172] Economic Evaluation of Projects in the Electricity Supply Industry. 3<sup>rd</sup> Edition 2014. Hisham Khatib.
- [173] Guidelines for Successful Public-Private Partnerships. European Commission. 2003
- [174] <http://pppirc.worldbank.org>
- [175] Resource Book on PPP Case Studies. European Commission. Roberto Ridolfi. 2004
- [176] IEA. Projected Costs of Generating Electricity. 2010

- [177] Methodologies for Estimating Levelized Cost of Electricity. Ecofys 2014
- [178] UK Electricity Costs Update. Mott McDonald Report 2010
- [179] Simulation and Predictive Performance Modeling of Utility-Scale Central Receiver System Power Plants. Michael J. Wagner. Phd Thesis. University of Wisconsin. 2008
- [180] Personal communication. Craig Truchi. NREL. 2016
- [181] Estimating convective energy losses from Solar Central Receivers. D. L. Siebers, J. S. Kraabel. SAND84-717.
- [182] Convection heat loss from cavity receiver in parabolic dish solar thermal power system: A review. S. Wu, Lan Xiao, Yiding Cao, Y. Li. Solar Energy 84 (2010) 1342-1355
- [183] Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Frank E. Incropera. 7<sup>th</sup> Ed. ISBN 13 978-0470-50197-9.
- [184] Long-wave radiation from clear skies. W. C. Swinbank. 1963
- [185] Modern Gas Turbine systems, Peter Jansohn (ed.), Woodhead Publishing, 2013
- [186] Gas Turbine Combustion, A.H. Lefebvre, CRC Press, 1998
- [187] Alternative Approach to Determining the Preferred Plant Size of Parabolic Trough CSP Power Plants. D. Sánchez, H. Frej, J. M. Muñoz de Escalona, R. Chacartegui, T. Sánchez. ASME Turbo Expo, June 2011, Vancouver, CA.