

Trabajo Fin de Máster

Máster en Sistemas de Energía Térmica

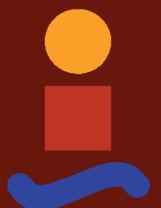
Revisión de receptores solares y estado del arte de receptores solares para centrales de nueva generación

Autor: Vicente Cerezo Bueno

Tutor: Manuel Felipe Rosa Iglesias

Dpto. Ingeniería Energética
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018



Trabajo Fin de Máster
Máster en Sistemas de Energía Térmica

Revisión de receptores solares y estado del arte de receptores solares para centrales de nueva generación

Autor:

Vicente Cerezo Bueno

Tutor:

Manuel Felipe Rosa Iglesias

Catedrático de la Universidad

Dpto. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2018

Trabajo Fin de Máster: Revisión de receptores solares y estado del arte de receptores solares para centrales de nueva generación

Autor: Vicente Cerezo Bueno

Tutor: Manuel Felipe Rosa Iglesias

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2018

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

Agradecimientos

Agradezco este Trabajo Fin de Máster a todos mis seres queridos, mi familia y mi pareja, que me han apoyado en todo momento para que llegue a concluirlo. Sin ellos no habría tenido las fuerzas suficientes para que el trabajo llegue a tener fin. Ellos me han escuchado y atendido en los momentos en los que necesitaba un consuelo y una palabra de ánimo.

A mis compañeros y profesores de este curso. He aprendido mucho de ellos sobre el aspecto de la Ingeniería que más me gusta. He disfrutado con la realización de este máster y mi estancia en Sevilla.

Gracias a mis amigos de la Ronda de Capuchinos. Los compañeros de piso me han ayudado mucho en mi año en Sevilla. Me han escuchado y han valorado mis esfuerzos.

Gracias a Pepe Guerra, Felipe y Manolo por acompañarme en esta aventura que ha ayudado a comprender mi vocación en esta vida.

A todos ellos, gracias.

Vicente Cerezo Bueno

Sevilla, 2018

Resumen

Desde la década de los 80, se viene estudiando y mejorando la tecnología de las plantas termosolares. Las primeras en implantarse fueron las centrales cilindro-parabólicos utilizando vapor y aceites térmicos como fluidos de transferencia de calor.

Más tarde, llegaron las centrales de torre central. Estas se han construido ya se han construido y continúan funcionando en la primera década del siglo XXI. Estas centrales utilizan vapor o sales fundidas.

En este trabajo se recopilan las tecnologías que se usarán en la próxima generación de futuras centrales termosolares, en las que los receptores utilizados serán de partículas o de metales líquidos. Así que, en este escrito se desarrollarán las tecnologías y el estado del arte de las investigaciones realizadas hasta el momento.

También, se realizará en última estancia, un análisis pequeño de los posibles ciclos que se podrán utilizar en las plantas termosolares futuras.

Abstract

Since the 1980s, the technology of solar thermal power plants has been studied and improved. The first to be implanted were the parabolic trough power plants using steam and thermal oils as heat transfer fluids.

Later, the central tower plants arrived. These have been built and have been built and continue to operate in the first decade of the 21st century. These plants use steam or molten salts.

In this work the technologies that will be used in the next generation of future solar thermal power plants are compiled, in which the receptors used will be particles or liquid metals. So, in this writing the technologies and the state of the art of the investigations carried out until now will be developed.

Also, a final analysis will be made of the possible cycles that may be used in future solar thermal power plants.

Índice

Agradecimientos	8
Resumen	10
Abstract	12
Índice	13
Índice de Tablas	15
Índice de Figuras	17
1 Introducción	1
1.1. <i>La energía solar</i>	1
1.2. <i>Tipología de centrales</i>	2
2 Resumen de centrales solares convencionales	9
2.1. <i>Plantas CSP con receptores comerciales</i>	9
2.1.1. Receptores de vapor directo	9
2.1.2. Receptores de sal fundida	11
2.1.3. Receptores basados en sólidos	12
3 Revisión de receptores solares para centrales solares	13
2.2. <i>Receptor lineal</i>	15
2.3. <i>Receptores de torre</i>	18
2.3.1. Receptor externo	18
2.3.2. Receptor de cavidad	20
2.3.3. Receptor para generación directa de vapor	22
2.4. <i>Receptores volumétricos</i>	23
2.5. <i>Receptores de caída libre de fluido</i>	25
4 Receptores de centrales de nueva generación	27
4.1. <i>Receptores de partículas</i>	27
4.1.1. Receptores de partículas directos	28
4.1.2. Receptores de partículas de calentamiento indirecto	32
4.2. <i>Receptores con metales líquidos</i>	33
4.2.1. Introducción	33
4.2.2. Propiedades termofísicas de los metales líquidos	33
4.2.3. El proyecto CRS-SPSS de la International Energy Agency	37
4.2.4. Otros proyectos de receptores solares de metales líquidos	40
4.2.5. Ciclos de potencia innovadores con metales líquidos como fluidos térmicos	41
4.3. <i>Otros diseños de receptores de alto rendimiento</i>	44
4.3.1. Diseños de receptores para atrapar más luz solar	45
4.3.2. Cortinas de aire	46
5 Ciclos de potencia para centrales de nueva generación	51

5.1.	<i>Ciclos simples</i>	52
5.1.1.	Ciclos de vapor de Rankine	52
5.2.	<i>Ciclos de Brayton</i>	52
5.3.	<i>Comparación entre los ciclos presentados</i>	57
5.4.	<i>Ciclos combinados</i>	58
5.4.1.	Ciclo de Rankine Orgánico	58
5.4.2.	Ciclos de Rankine Orgánico Supercrítico	59
5.4.3.	Ciclos de absorción de potencia	60
6	Conclusiones	¡Error! Marcador no definido.
6.1.	<i>Resumen de la tecnología de receptores de partículas</i>	63
6.2.	<i>Resumen de la tecnología de receptores de metales líquidos</i>	64
	Referencias	67

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Tabla de resultados de las centrales con dos tipos de receptores.	23
Tabla 2. Comparación de las propiedades termofísicas de varios metales líquidos y la sal solar	34
Tabla 3. Especificaciones técnicas del receptor de sodio externo y de cavidad probados en el proyecto CRS-SSSP, Almería	38
Tabla 4. Rendimiento de los sistemas de una central solar con diferentes ciclos termodinámicos	43
Tabla 5. Tamaño de la turbina de CO ₂ para diferentes potencias (66)	58
Tabla 6. Resumen de los receptores de partículas	63

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Relación energía consumida y recibida por el Sol	1
Figura 2. Esquema básico de una central termosolar	2
Figura 3. Central cilindro parabólico	3
Figura 4. Esquema central cilindro parabólico	4
Figura 5. Valle 1 y Valle 2	4
Figura 6. Vista artística de la central NOORo III	5
Figura 7. Distribución del campo de heliostatos de la central Gemasolar (izquierda) y PS20 (derecha)	5
Figura 8. Esquema central de torre	6
Figura 9. Campo solar de una central Fresnel	6
Figura 10. Central Fresnel de la Escuela Superior de Ingeniería de Sevilla	7
Figura 11. Matriz de espejos de un disco parabólico	7
Figura 12. Disco parabólico de la Plataforma Solar de Almería	8
Figura 13. Centrales PS10 y PS20 en Sevilla	9
Figura 14. Central Ivanpah	10
Figura 15. Receptor de la central Khi Solar One	10
Figura 16. Torre de la central Gema Solar, en Sevilla.	11
Figura 17. Proyecto de la central solar Crescent Dunes, en Nevada	11
Figura 18. Central SunCan Dunhuang de 10MW, China.	12
Figura 19. Eficiencia del receptor solar en función de la temperatura del absorbedor y de la concentración solar.	14
Figura 20. Eficiencia total de la planta	14
Figura 21. Grado de concentración y rendimiento de los diferentes tipos de receptores	14
Figura 22. Esquema de un tubo receptor	15
Figura 23. Esquema receptor lineal aislado	15
Figura 24. Dependencia de las temperaturas en el receptor en función del flujo másico del fluido térmico. (4)	16
Figura 25. Esquema central Fresnel con reflector secundario	17
Figura 26. Aspecto del reflector secundario de un receptor Fresnel.	17
Figura 27. Esquema de un receptor externo	18
Figura 28. Esquema del estudio de tubos del receptor externo. (9)	19

Figura 29. Distribución del flujo de calor en el análisis térmico del receptor externo	19
Figura 30. Construcción del receptor externo con tubos concéntricos.	20
Figura 31. Esquema del receptor de cavidad de la central PS10.	21
Figura 32. Comparación del tamaño y la altura de la torre de un receptor externo y de un receptor de cavidad	21
Figura 33. Esquema de un receptor de cavidad de aire	22
Figura 34. Esquema del receptor y campo de heliostatos de R. Ben-Zvi (21)	23
Figura 35. Esquema de las centrales propuestas por Yan Luo en (22)	23
Figura 36. Esquema del ciclo de aire para el receptor atmosférico (izquierda) y presurizado (derecha)	24
Figura 37. Comparación de un receptor tubular con un volumétrico	24
Figura 38. Receptores de caída libre de fluido. (a) Receptor de absorción directa externo; (b y c) Receptor de absorción directa interno; (d) Receptor de absorción indirecta	26
Figura 39. Sistema de un receptor de caída de partículas con almacenamiento e intercambiador integrado	27
Figura 40. Cortina de partículas	28
Figura 41. Prueba con sol de un receptor de partículas en el National Solar Thermal test Facility en Sandia National Laboratories, Albuquerque	28
Figura 42. Modelos de cortina de aire para receptores de partículas (izquierda). Sistema experimental para pruebas de cortinas de aire para receptores de partículas (derecha)	29
Figura 43. Imágenes de la malla de un receptor de partículas obstruido	30
Figura 44. Esquema del movimiento en un reactor de partículas.	30
Figura 45. Esquema de un receptor centrífugo	31
Figura 46. Imágenes de una prueba en un receptor de aire de tubo de cuarzo.	32
Figura 47. Receptor de partículas indirectos con el flujo de partículas dentro de una cavidad cerrada alrededor de tubos cuyas paredes interiores son calentadas por la luz solar.	33
Figura 48. Rango de temperaturas del agua, metales líquidos y sales fundidas	34
Figura 49. Número de Reynolds para fluidos de transferencia en función de la temperatura para 0.025m de diámetro de tubo y 2 m/s de velocidad	36
Figura 50. Coeficiente de transferencia de calor para tubos ($D=12\text{mm}$; $u=1\text{ m/s}$; $\text{espesor}=0.1\text{mm}$) (50)	36
Figura 51. Eficiencia y temperatura máxima para receptores de Hitec y sodio con diferentes diámetros (emisividad =0.85; concentración =1300; Longitud del tubo: 4m)	36
Figura 52. Niveles máximos de flujo permitidos en función de la vida del tubo para receptores de sodio y sales fundidas y 9Cr1Mo y 316SS	37
Figura 53. Receptor de sodio de cavidad del proyecto SSPS	38
Figura 54. Esquema e imagen del receptor de sodio externo (ARS) del proyecto SSPS.	39
Figura 55. Flujo máximo obtenido en el receptor de sodio externo (ASR) para diferentes estrategias de punto objetivo y potencia incidente (60)	39
Figura 56. Rendimiento potencial de los receptores de sodio de alto flujo mejorados en pruebas con ASR en el proyecto SSPS	40
Figura 57. Diagrama de flujo de un sistema de sodio como fluido térmico y de almacenamiento	41
Figura 58. Receptor de sodio con reflujo. (64)	42
Figura 59. Esquema conceptual de la integración de un metal líquido con convertidor MHD en un sistema de receptor solar central.	44
Figura 60. Diseño de receptor con una matriz de pirámides hexagonales.	45

Figura 61. Geometrías de receptor con cuchillas	46
Figura 62. Variaciones de la densidad del CO ₂ para diferentes temperaturas y presiones.	53
Figura 63. Variaciones de la conductividad térmica del CO ₂ para diferentes condiciones de operación	54
Figura 64. Variación del calor específico a la temperatura crítica para diferentes presiones	54
Figura 65. Ciclo Brayton s-CO ₂ simple	55
Figura 66. Ciclo Brayton s-CO ₂ de recompresión	56
Figura 67. Ciclo Brayton s-CO ₂ con enfriamiento parcial	56
Figura 68. Eficiencia térmica para diferentes ciclos de potencia para la temperatura de alimentación de la turbina	57
Figura 69. Tipos de fluidos orgánicos (67)	58
Figura 70. Diagrama diferencia de entalpía y temperatura en un ORC con R152a (izquierda) y en un SORC con R143a (derecha)	60
Figura 71. Proceso de condensación de una mezcla de R134a y R32	60
Figura 72. Ciclo Kalina	61
Figura 73. Esquema del ciclo de Goswami	62

1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se introducirán aspectos generales que son necesarios conocer para entender el trabajo que se presenta. Se mostrarán conceptos básicos sobre la energía solar y las centrales termo solares.

1.1. La energía solar

El Sol es una esfera de 1,39 millones de km y se encuentra a una distancia promedio de $1.5 \cdot 10^{11}$ m de la Tierra. Está considerado como un cuerpo negro a 5777 K de temperatura, siendo la temperatura de su núcleo variable entre $8 \cdot 10^6$ y $40 \cdot 10^6$ K. La energía que la Tierra recibe del Sol se transmite a través de la radiación solar, energía difundida por ondas electromagnéticas que recorre el espacio.

Dicha energía se origina en el Sol debido a la cadena de reacciones para producir helio a través de hidrógeno. La conversión de cada segundo de 564 millones de toneladas de hidrógeno en 560 millones de toneladas de helio, producen $3.83 \cdot 10^{26}$ W, es decir, cada segundo en el Sol se produce 760.000 veces la producción energética anual a nivel mundial.

Existen tres razones que son claves para explicar porque no se puede aprovechar esta cantidad inmensa de energía: La Tierra se encuentra alejada del Sol, y la energía emitida se extiende y difumina a lo largo del sistema solar, alcanzando a la Tierra sólo una pequeña parte de ella. Además, debido al movimiento giratorio de la Tierra, cualquier dispositivo de captación solar recibirá la energía del Sol durante una parte de cada día. Por último, la atmósfera produce pérdidas de al menos un 30 % adicional sobre la energía recibida en el límite de la atmósfera terrestre.

La tasa a la que la energía solar llega a la Tierra por unidad de superficie se denomina irradiación solar, midiéndose en $[W/m^2]$. La cantidad de irradiación solar que recibe la superficie terrestre es algo superior a $1 \text{ kW}/m^2$, aunque la radiación que se emite desde el Sol resulta ser de $63 \text{ MW}/m^2$.

Con un pequeño cálculo se puede contemplar la energía que se recibe del Sol en la superficie terrestre. Si se asume que la mitad del área de la Tierra recibe la energía del Sol y esta obtiene $1000 \text{ W}/m^2$, se tendrán $255 \cdot 10^6 \text{ MW}$ de energía recibida en la superficie terrestre. En 2016 se consumieron aproximadamente 13000 millones de barriles de petróleo, esto quiere decir, unos 80 000 MJ anuales. Esto supone que la energía procedente del Sol satisface la totalidad del consumo energético. El problema se encuentra en la capacidad de aprovechar esta energía. En la Figura 1 se pueden observar las magnitudes de energía consumida y energía recibida por el Sol.

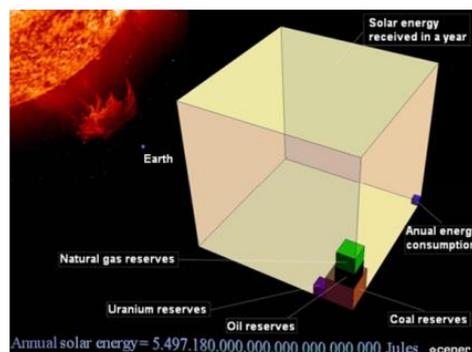


Figura 1. Relación energía consumida y recibida por el Sol

Aun así, se puede observar claramente que el estudio y la investigación para mejorar el aprovechamiento de esta energía es necesario y casi obligatorio para mejorar la tecnología y conseguir aumentar la relación: entre energía consumida y energía aprovechada.

La energía solar tiene diferentes ventajas e inconvenientes con respecto al resto de energías renovables que se aprovechan actualmente. Las principales ventajas de la energía solar son:

- Abundante
- Renovable
- Distribuida geográficamente

En la actualidad, existen dos formas de aprovechar la energía procedente del Sol: solar térmica y solar fotovoltaica. La solar térmica es aquella que aprovecha la energía del Sol para calentar un fluido. Este, se puede utilizar para uso directo (sistemas de agua caliente sanitaria) o para producir energía eléctrica en sistemas de producción de potencia en centrales termosolares. La solar fotovoltaica utiliza paneles para generar energía eléctrica a través de los fotones que portan las ondas electromagnéticas.

Este trabajo se centra en la energía solar térmica en centrales termosolares.

1.2. Tipología de centrales

Las centrales termosolares son un conjunto de sistemas cuyo objetivo es obtener energía eléctrica al final del proceso. Estas funcionan a través de un ciclo termodinámico, en el cual la energía calorífica necesaria proviene de la concentración de rayos solares.

En la Figura 2 se puede observar el esquema fundamental de la central termosolar. Como se aprecia, está constituida por el elemento concentrador, el receptor y el bloque de potencia. El concepto básico de funcionamiento de las plantas de producción de energía mediante energía solar es bastante sencillo: el concentrador solar direcciona los rayos solares para centrarlos en un foco lineal o puntual, donde se encuentra el receptor solar que transfiere energía a un fluido térmico. Dicho fluido tiene la misión de obtener energía mecánica directamente o de calentar un fluido de trabajo, que si transformará la energía térmica.

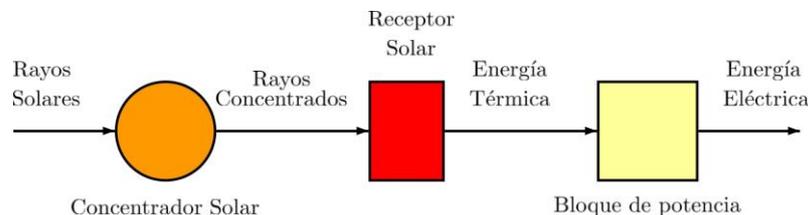


Figura 2. Esquema básico de una central termosolar

Las centrales termosolares se dividen en dos partes bien diferenciadas: una el campo solar, que se encarga de concentrar los rayos solares y convertir la energía solar en energía térmica, y otra, el bloque de potencia, que convierte la energía térmica recolectada en el campo solar, en electricidad a través de un ciclo termodinámico.

Las 10 centrales con mayor potencia instalada en el mundo hasta junio de 2016 son:

1. Kurnool Ivanpah. 392 MW. Estados Unidos. Central de torre.
2. SEGS (Sistemas de generación de Energía Solar). 354 MW. Estados Unidos. Central cilindro parabólico.
3. Solana. 280 MW. Estados Unidos. Central cilindro parabólico.
4. Mojave Solar. 280 MW. Estados Unidos. Central de torre.
5. Genesis. 250 MW. Estados Unidos. Central cilindro parabólico.
6. Solaben. 200 MW. España. Central cilindro parabólico.
7. Noor I-Ouarzazate. 160 MW. Marruecos. Central cilindro parabólico.
8. Andasol. 150 MW. España. Central cilindro parabólico.
9. Solnova. 150 MW. España. Central de torre.
10. Extresol. 150 MW. España. Central cilindro parabólico.

Actualmente existen cuatro tipos de centrales termosolares con carácter comercial, es decir, usadas para la producción de energía eléctrica. Estas son: central cilindro parabólico, central de torre, central Fresnel y central de discos parabólicos. Cada una, tiene distinto grado de concentración de los rayos solares y por tanto la temperatura que adquiere el fluido de trabajo también.

A continuación, se dispone un pequeño apunte sobre cada una de las centrales mencionadas.

- **Central cilindro parabólico**

La tecnología de este tipo de centrales es una tecnología madura, ya que desde los años 80 se ha estudiado y puesto en práctica. Desde sus inicios ha experimentado mejoras en costes y rendimiento.

Los centrales cilindros parabólicos son espejos que reflejan la radiación solar a focos lineales que trabajan entre 150-400 °C. La radiación solar directa es concentrada en una superficie absorbedora (una tubería) que transforma la energía radiante en energía térmica, calentando un fluido de trabajo que circula dentro de la misma. En la Figura 3 se muestra un ejemplo de este tipo de centrales.

Estos espejos son completamente dinámicos ya que deben tener un sistema de seguimiento solar para captar la mayor cantidad de rayos solares. Actualmente, en todo este tipo de centrales se tiene seguimiento en un eje, el de dirección de flujo. El seguimiento en dos ejes permite al concentrador permanecer mayor tiempo con ángulos de incidencia iguales a 0°, es decir, disminuyen las pérdidas ópticas. Esto, sin embargo, requiere un mayor coste de operación y de mantenimiento en la vida de la planta y, por supuesto, una mayor inversión. Por tanto, lo comercialmente más rentable es el seguimiento en un solo eje.

Los aceites térmicos son los fluidos de trabajo más utilizados, ya que, para temperaturas superiores a 200 °C, el agua necesita trabajar a presiones muy elevadas. Estas presiones, requerirían uniones más robustas y tubos con mayor capacidad de soportar esfuerzos. Para temperaturas menores de 200 °C se puede utilizar agua con presiones moderadas de 20 MPa.



Figura 3. Central cilindro parabólico

Con los aceites térmicos se tiene una temperatura de trabajo máxima cercana a 395 °C. Esto es debido a la degradación que se produce en el aceite térmico cuando se sobrepasa dicha temperatura.

En la Figura 4 se puede contemplar un esquema de la instalación completa de un central cilindro parabólico. También se ha querido mostrar una imagen de una central en funcionamiento. La Figura 5 muestra una visión global de la instalación Valle 1 y Valle 2 en San José del Valle (Cádiz) propiedad de Arcosol 50 y Tornasol 50, respectivamente. Es una instalación que genera 50 MW de energía eléctrica.

- Central de torre

La central de torre está compuesta de un campo de heliostatos y una torre, en cuya parte superior se encuentra el receptor solar. Estas centrales se consideran suficientemente maduras después de la experiencia de gran cantidad de plantas piloto, con potencias entre 0.5 y 10 MW.

Entre los años 2005-2010 se construyeron las primeras plantas comerciales, entre ellas, se encuentra la

central PS10 en San Lúcar la Mayor (Sevilla) que otorga 10 MW a la red. Esta y otros pequeños proyectos de centrales de 10MW demostraron que el precio por kWh generado era mucho más reducido del estimado.

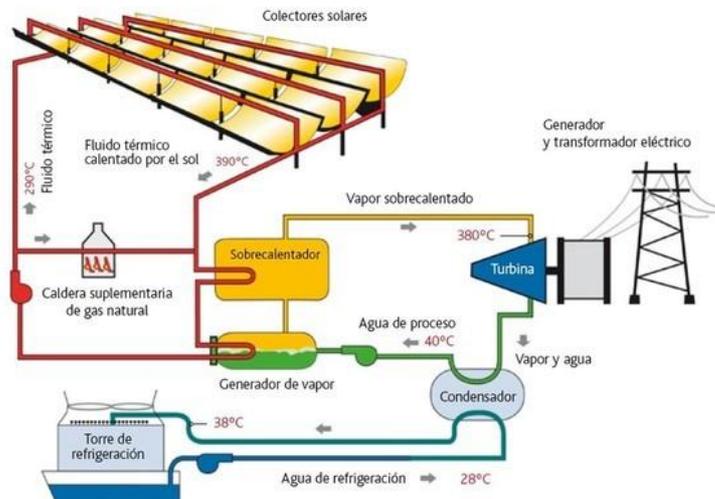


Figura 4. Esquema central cilindro parabólico

Las centrales de torre poseen una gran superficie bañada por un campo de heliostatos que, al igual que en las centrales cilindros parabólicos, direccionan los rayos del Sol hacia un punto en la torre. En este caso, el grado de concentración es mucho mayor y, por tanto, la temperatura alcanzada también lo es.

En el receptor solar se transfiere la energía radiante concentrada procedente del Sol al fluido térmico, convirtiéndose en energía térmica. A continuación, se dirige el fluido para que se genere energía eléctrica en el bloque de potencia. La integración con el bloque de potencia puede ser a través de un simple ciclo Rankine o un ciclo Brayton, donde las temperaturas conseguidas pueden alcanzar, en el mejor de los casos 600 - 1000 °C.



Figura 5. Valle 1 y Valle 2

En la Figura 6 se muestra una ilustración de la central NOORo III en Marruecos. En ella se puede observar la disposición de la torre y los heliostatos. Esta central dispone de una torre de 250m de altura, un campo solar de 1.300.000 m² y genera una potencia eléctrica de 150 MW.



Figura 6. Vista artística de la central NOORo III

El campo de heliostatos se puede posicionar de dos formas, dando lugar a distintos tipos de receptores. La primera, sitúa el campo de heliostatos rodeando de forma total, o casi total, a la torre. Con esta configuración el receptor recibirá rayos concentrados en los 360 °C. La segunda, dispone los heliostatos de tal forma que sólo parte del receptor recibe los rayos concentrados. En la Figura 7 se puede observar ambas disposiciones. La distribución en la central Gemasolar es totalmente envolvente y en la PS20, es parcial.



Figura 7. Distribución del campo de heliostatos de la central Gemasolar (izquierda) y PS20 (derecha)

En este tipo de centrales, como ya se ha dicho, la concentración y, por tanto, la temperatura, aumentan. Esto provoca que se utilicen distintos fluidos de trabajo, como el aire, las sales fundidas o el vapor recalentado. De todos ellos, el que mejores ventajas presenta, son las sales fundidas. Esta permite desarrollar un sistema de almacenamiento que capacita a la central operar grandes periodos de tiempo en los que no hay Sol. Como gran inconveniente, las sales, no pueden superar los 600°C y no puede bajar de 290°C, ya que, en ambos casos el fluido comienza a degradarse y forzar a un mal funcionamiento en la planta. Por último, se muestra, en la Figura 8, un esquema de la central de torre para producción de energía eléctrica con sales fundidas.

Las sales fundidas se calientan en el receptor y pasan al tanque de sales calientes. Tras esto, transfieren calor en el generador de vapor, de donde se obtiene cierta cantidad de vapor que circula en un ciclo termodinámico, que genera energía eléctrica. Las sales continúan su ciclo y después del generador de vapor fluyen hasta el tanque de sales frías que alimenta al receptor.

- **Central Fresnel**

Las centrales con captadores tipo Fresnel pretenden ser una competencia a los cilindro parabólicos, o al menos, en algunas aplicaciones concretas. Las centrales Fresnel son sistemas de foco lineal, que al igual que en las cilindro parabólicos, concentran la radiación solar a lo largo de una línea, que corresponde a un tubo de absorción por el que circula un fluido térmico.

El sistema concentrador está constituido por un gran número de pequeñas superficies reflectoras que, con un elevado radio de curvatura y buena disposición, no se necesitará gran altura, y así evitar sombrear las superficies reflectoras circundantes. Los reflectores concentran y dirigen la energía solar a la superficie absorbadora. Una vez la radiación llega al receptor, esta se convierte en energía térmica mediante una transferencia de energía al fluido de trabajo.

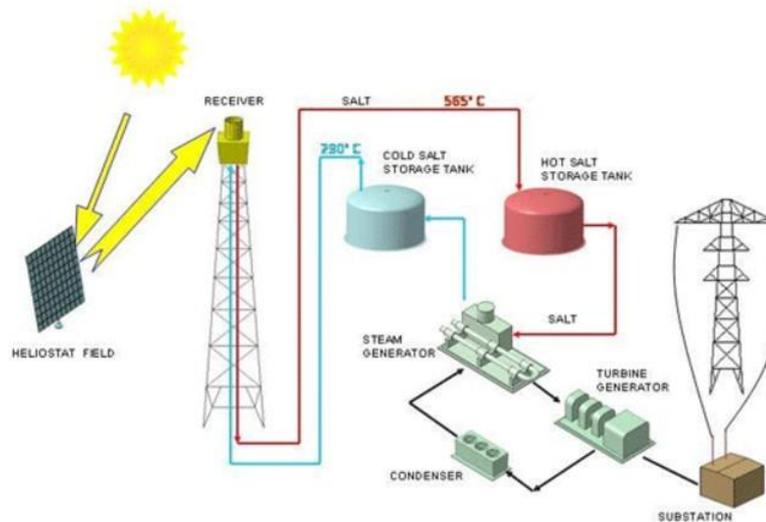


Figura 8. Esquema central de torre

Las principales ventajas de un colector tipo Fresnel, respecto a los cilindro parabólicos, son:

- Los espejos planos son mucho más económicos y tienen un sistema de seguimiento solar más sencillo.
- Facilita la generación directa de vapor, eliminando la necesidad y el coste asociado de la utilización de fluidos de trabajo e intercambiadores de calor.
- El sistema receptor fijo no requiere de articulaciones flexibles que soporten elevadas presiones de trabajo.
- No se requiere tecnología de vacío ni por ello sellos de vidrio-metal.
- Mayor eficiencia de uso de la superficie, porque los colectores se pueden colocar uno junto a otro.

En la Figura 9 se muestra un esquema del campo solar de una central Fresnel.

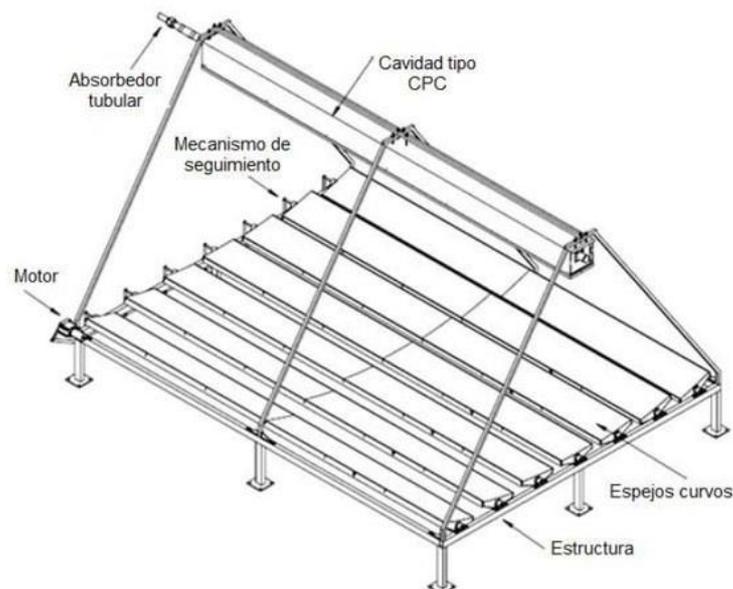


Figura 9. Campo solar de una central Fresnel

El esquema de una central Fresnel tiene un aspecto parecido al de una central cilindro parabólico, ya que, lo único que cambia es el grado de concentración. En la Figura 10 se puede observar una planta real con captadores Fresnel.



Figura 10. Central Fresnel de la Escuela Superior de Ingeniería de Sevilla

- Central de discos parabólicos

Una central de discos parabólicos está compuesta de concentradores de alta temperatura, en forma de disco parabólico, un receptor de cavidad y un motor Stirling o microturbina. El funcionamiento consiste en calentar un fluido térmico en torno a los 750°C . Esta energía calorífica es utilizada para la generación de energía mecánica por el motor o la microturbina. Para que la central tenga un funcionamiento óptimo es necesario un dispositivo de seguimiento solar en dos ejes.

De todas las tecnologías solares, las centrales de discos parabólicos han demostrado la mayor eficacia para convertir la energía solar en energía eléctrica y, por tanto, está llamada a ser una de las fuentes renovables más baratas.

Una ventaja muy valorable de este tipo de centrales es su modularidad, ya que pueden ser desplegados de forma individual para aplicaciones remotas, o en grupos formando una pequeña red.

Como se muestra en la Figura 11, el disco parabólico puede ser una matriz de espejos con gran radio que reflejan los rayos del Sol hacia el receptor de cavidad.



Figura 11. Matriz de espejos de un disco parabólico

En la mayoría de los casos, el fluido térmico, es el fluido de trabajo, siendo el más utilizado el aire. El resto de los fluidos en este tipo de centrales están en fase de investigación y experimentación.

El sistema más ampliamente utilizado es la combinación de discos parabólicos y el motor Stirling, con el cual se alcanza la mayor eficiencia en la tecnología de discos parabólicos, demostrando una eficiencia del 30 % en los mejores casos.

En la Figura 12 se muestra un ejemplo de central de discos parabólicos en la plataforma solar de Almería (España).



Figura 12. Disco parabólico de la Plataforma Solar de Almería

2 RESUMEN DE CENTRALES SOLARES CONVENCIONALES

2.1. Plantas CSP con receptores comerciales

De los casi 5 GW eléctricos de capacidad operativa de CSP en todo el mundo a finales de 2016, poco más de 600 MWe (o el 13%) de capacidad era de plantas de torre de receptor central. El resto era predominantemente de plantas cilindroparabólicas. Sin embargo, a medida que los investigadores y desarrolladores buscan alcanzar mayores eficiencias y menores costos a través del almacenamiento directo y temperaturas más altas, cada vez se están utilizando más tecnologías de receptores centrales. De los casi 5 GWe de las plantas de CSP que estaban en construcción o se anunciaron a fines de 2016, aproximadamente el 60% o casi 3 GWe se basaron en la tecnología de torre de receptor central. Todas las plantas CSP se estaban construyendo o planificando fuera de los Estados Unidos, en China, Chile, Sudáfrica, Israel, y Marruecos. Las plantas eran predominantemente sistemas receptores de vapor directo, pero muchas emplean sal fundida para almacenamiento.

2.1.1. Receptores de vapor directo

En 2007 y 2009, se construyen las primeras plantas CSP de receptor central comercial que producen electricidad conectada a la red en el sur de España. Planta Solar 10 (PS10) y Planta Solar 20 (PS20) utiliza receptores centrales de vapor directo que producen vapor saturado a 250-300 °C, 45 bar, para un ciclo de potencia empleando agua con capacidades netas de la turbina de 11 MWe y 20 MWe, respectivamente. Ambas plantas usan receptores de cavidad que alojan tubos tubulares paneles para calentar el agua/vapor, y ambas plantas utilizan sistemas de almacenamiento térmico a presión para proporcionar hasta una hora de almacenamiento capacidad. Se espera que PS10 y PS20 generen 23 y 48 GWh de electricidad por año, respectivamente. En la Figura 13 se muestra una imagen de estas dos centrales.



Figura 13. Centrales PS10 y PS20 en Sevilla

En 2014, el sistema generador eléctrico Ivanpah Solar (Figura 14), al sur de California, se convirtió en una planta en operación. Ivanpah consiste en tres unidades de CSP de receptor central separadas, cada una considerablemente más grande que la PS10 y PS20, con una capacidad neta total de 377 MWe. Cada unidad produce vapor sobrecalentado a 540°C, 160 bar, para conducir el ciclo de potencia Rankine de vapor refrigerado por aire con una eficiencia potencialmente térmica mayor que las plantas de vapor saturado. Las torres tienen 160 m de altura, y los receptores son de forma cúbica con secciones para precalentar, hervir y recalentar el agua / vapor. Se espera que el sistema genere más de 1000 GWh de electricidad anualmente.



Figura 14. Central Ivanpah

En 2016, Khi Solar One comenzó a operar en Sudáfrica y se convirtió en la primera planta de torres de energía en África. Khi Solar One produce vapor sobrecalentado para una turbina Rankine de vapor de 50 MWe y usa un condensador de aire ascendente natural para reducir el agua a utilizar. Posee tres receptores de cavidad situados sobre una torre de 205 m de altura sur, este y oeste para hervir y recalentar el vapor a temperaturas de hasta 530 ° C a presiones de 120 bar. El sistema tiene dos horas de capacidad de almacenamiento con sal fundida y se espera que genere 48 GW h de electricidad anualmente. En la Figura 15 se muestra una imagen del receptor de esta central.



Figura 15. Receptor de la central Khi Solar One

2.1.2. Receptores de sal fundida

Los receptores de sales fundidas tienen la ventaja del almacenamiento directo del fluido de transferencia de calor, generalmente una mezcla de nitrato de potasio y nitrato de sodio. La sal fundida se puede usar en un amplio rango de temperatura (200 °C a 600 °C), lo que aumenta la capacidad de almacenamiento volumétrico y reduce los costos. Sin embargo, intercambiadores de calor se deben utilizar intercambiadores de calor para generar vapor para el ciclo de potencia.

Gemasolar

Gemasolar fue la primera planta comercial de receptores de sales fundidas que comenzó a operar en el sur de España en 2011. Gemasolar utiliza un receptor externo en la parte superior de una torre de 140 m para calentar sal fundida de 290 °C a 565 °C para producir una potencia de 20MWe con vapor en una planta con un ciclo de Rankine (Figura 16). Un sistema de almacenamiento directo de dos tanques proporciona 15 h de almacenamiento y 80 GWh por año.



Figura 16. Torre de la central Gema Solar, en Sevilla.

Crescent dunes

En 2015, el Proyecto de energía solar Crescent Dunes en Tonopah, Nevada, comenzó a funcionar. Crescent Dunes emplea una tecnología de receptor de sal fundida similar a Gemasolar, pero con una capacidad de 110 MWe. Se espera que produzca 500 GWh por año. El receptor central de 30 m de altura se encuentra encima de un 195 m de torre y es irradiado por más de 10,000 heliostatos, cada uno con 117 m² de área reflectante. Cada tanque de almacenamiento tiene una capacidad de 13.6 millones de litros y está diseñado para almacenar 32 mil toneladas métricas de sal fundida durante 10 h de almacenamiento térmico. La sal fundida caliente es almacenada a 566 °C, y la sal "fría" se almacena a 288 °C.



Figura 17. Proyecto de la central solar Crescent Dunes, en Nevada

Receptores de sal fundida en China

En 2016, dos receptores comerciales de 10 MW de sal fundida fueron comisionados en China. El Supcon de 10 MW, un sistema de receptor central de sal fundida comenzó a funcionar en agosto 2016 (la primera torre de energía de sal fundida en China), seguido de la puesta en servicio del sistema de receptor central de sal fundida SunCan Dunhuang de 10 MW en diciembre de 2016 con 15 h de almacenamiento térmico. En septiembre de 2016, China anunció una tarifa de alimentación de 1.15 RMB kW/h (0.17 \$/KWh) para 20 nuevas plantas de energía CSP con una capacidad total de 1.35 GW y un mínimo de 4 h de almacenamiento para cada planta. La lista incluye 9 receptores centrales (685 MW), 7 canales parabólicos (464 MW) y 4 sistemas lineales Fresnel (200 MW).



Figura 18. Central SunCan Dunhuang de 10MW, China.

2.1.3. Receptores basados en sólidos

En 2011, una planta única de CSP comenzó a funcionar con ocho receptores de almacenamiento solar compuesto de bloques de grafito. Cada bloque de grafito se asienta en una torre con una apertura boca abajo que se ilumina con los heliostatos circundantes. El bloque de grafito se usa para calentar vapor de 200 °C a 500 °C, que alimenta un ciclo de vapor de 3 MWe. Receptores basados en partículas (por ejemplo, caída, fluidizado, centrífugo) también se están investigando ampliamente, pero los sistemas comerciales aún no se han implementado. En 2016, un proyecto de demostración que emplea un receptor modular de partículas de lecho fluidizado de 2 MWt (STEM - Solar Thermo Electric Magaldi) comenzó a funcionar en Sicilia. La luz solar concentrada ilumina una base terrestre. El receptor calienta el vapor hasta 520 °C con hasta 6 h de almacenamiento. Las siguientes secciones presentan algunas investigaciones basadas en partículas, junto con las centrales emergentes basadas en tecnologías de gas y líquido en el receptor para alcanzar temperaturas más altas (> 700°C).

3 REVISIÓN DE RECEPTORES SOLARES PARA CENTRALES SOLARES

En este capítulo se realiza una revisión de los receptores solares de concentración solar de alta temperatura para generar energía eléctrica. Se van a evaluar receptores para centrales cilindro parabólicos y de torre, ya que, los receptores de estos son la base del resto de receptores de centrales termosolares. De cada receptor se mostrará la temperatura de salida esperada y la eficiencia térmica del receptor.

Para explicar la importancia del estudio del receptor solar se va a realizar un pequeño ejemplo con un receptor en una central de torre.

En una central termosolares de torre, el receptor es un intercambiador de calor donde los rayos del sol son concentrados, interceptados y transformados en energía térmica y que, a través de un fluido térmico, servirá como fuente de calor en un ciclo termodinámico. En un receptor de torre, las temperaturas y los flujos radiantes tienen mayor importancia que en los receptores de una central cilindro parabólico, por tanto, el receptor podría considerarse como un cuerpo negro para minimizar las pérdidas radiantes.

En la mayoría de los diseños, el receptor está diseñado para que perdure en el tiempo y trabaje a alta temperatura, aunque el precio de este sea mayor. Lo más usual, es intentar optimizar el coste en el campo de captadores. Típicamente, las superficies absorbedoras de los receptores solares de alta temperatura operan entre 500-1200°C y un flujo incidente con un amplio rango de densidades, desde 300 hasta 1000 KW/m².

La eficiencia del receptor solar se determina por la siguiente expresión obtenida de (1):

$$\eta_{REC} = \alpha - \varepsilon \frac{\sigma(T^4 - T_a^4)}{C\varphi} - U \frac{T - T_a}{C\varphi} \quad (1)$$

La ecuación (1) el resultado de un balance de energía de ganancias y pérdidas en el receptor, con una superficie absorbedora a temperatura (T), más alta que la ambiente (Ta) y para una irradiancia directa normal (φ) que es concentrada con una relación (C). Por tanto, el producto (C φ) es la irradiancia, de la cual se absorbe la cantidad α (absortividad). Los otros dos términos son pérdidas. Las pérdidas radiantes dependen de la emisividad del absorbedor (ε). Las pérdidas convectivas dependen del coeficiente global de transferencia (U) que según el tipo de convección producida tomará un valor u otro.

En la Figura 19 se puede contemplar que el efecto de las pérdidas radiantes es el más significativo, ya que, a temperaturas elevadas la eficiencia cae más rápidamente.

Dependiendo del grado de concentración y de la temperatura que se adquiera en el absorbedor, se utilizará un receptor u otro. Por ejemplo, en una central de torre rodeada completamente por el campo de captadores se suele trabajar con receptores externos, en cambio, si está parcialmente rodeado y orientado al norte se suele utilizar un receptor de cavidad.

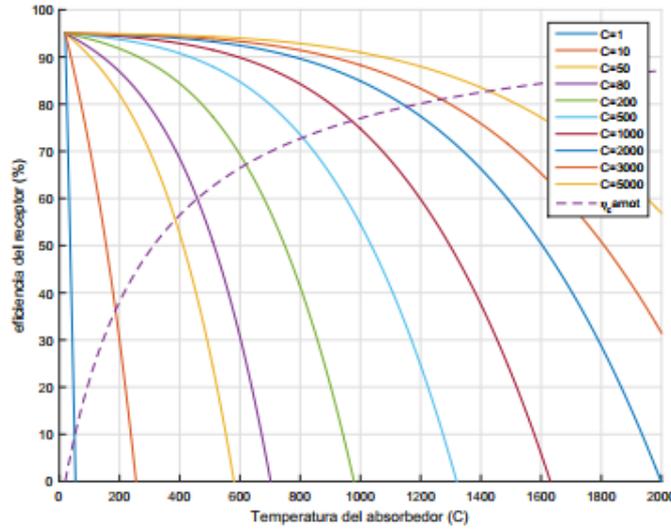


Figura 19. Eficiencia del receptor solar en función de la temperatura del absorbente y de la concentración solar.

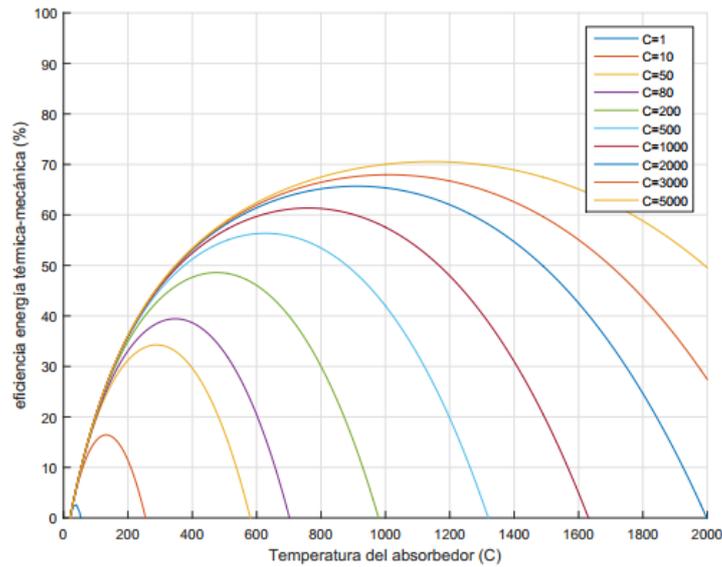


Figura 20. Eficiencia total de la planta

Antes de comenzar, es interesante ver gráficamente el grado de concentración y el rendimiento térmico que alcanzan los diferentes receptores solares en la mayoría de centrales. Esto se puede contemplar en la Figura 21.

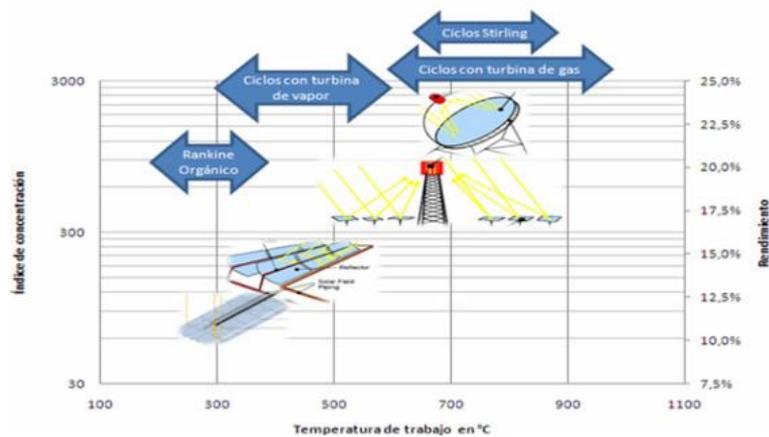


Figura 21. Grado de concentración y rendimiento de los diferentes tipos de receptores

Por último, hay que destacar que esta sección no pretende mostrar todas las investigaciones existentes de los receptores solares, sino una visión explicativa y orientadora sobre los receptores y sus parámetros más característicos

2.2. Receptor lineal

Este tipo de receptores son característicos de las centrales cilindro parabólicos y Fresnel. Como ya se ha mencionado con anterioridad, son receptores lineales que reciben los rayos concentrados procedentes del campo de heliostatos.

El receptor solar tubular es uno de los más estudiados e investigados, y, por tanto, está sometido a continuas mejoras que incrementan el rendimiento óptico y térmico, al igual que su durabilidad.

Los principales componentes del receptor solar tubular se muestran en la Figura 22 y son:

- Tubo metálico
- Cubierta de vidrio
- Dilatador
- Getters
- Soldadura vidrio-metal



Figura 22. Esquema de un tubo receptor

El vidrio que envuelve al tubo absorbedor permite reducir las pérdidas del receptor. Además de esto, la superficie del tubo metálico es selectiva, por tanto, su absorptividad solar es mucho mayor con respecto a su emisividad de onda larga.

En (2), se estudia cómo afecta la instalación de un aislamiento, entre el tubo receptor y el recubrimiento de vidrio en el hemisferio orientado al cielo, en el comportamiento del receptor. En la Figura 23 se contempla el esquema del artículo.

Con el aislamiento se consigue disminuir las pérdidas por radiación y convección, ya que, en el hemisferio superior, donde se instala el aislamiento, el flujo de calor se reduce en gran medida. Otro beneficio que otorga esta configuración es disminuir la variación de la distribución de temperatura en la superficie absorbidora. Esto provoca un aumento en la transmisión de calor desde la superficie absorbidora hacia el fluido de trabajo.

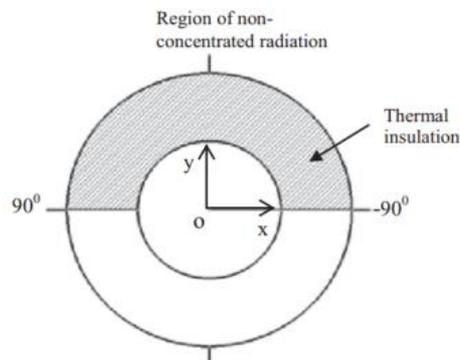


Figura 23. Esquema receptor lineal aislado

Para evaluar el comportamiento del receptor comercial, es decir, un tubo absorbedor con un recubrimiento de vidrio, este trabajo se ha apoyado en (3). Este artículo establece que los rayos concentrados procedentes del reflector solo llegan a un hemisferio de la superficie absorbedora. El estudio muestra que las mayores pérdidas se producen por la convección en el vidrio y, la temperatura varía linealmente con la variación de la irradiación solar. Un aumento de dicho flujo provocará que la temperatura del absorbedor aumente, y por tanto, el calor que recibe el fluido térmico será mayor. En contrapunto, si la temperatura de la superficie absorbedora es mayor, las pérdidas radiantes y convectivas aumentarían, provocando que el rendimiento del receptor caiga.

En condiciones favorables (sin viento) y una irradiancia solar de 600 KW/m^2 , la temperatura alcanzada es de 650K y un 90% de rendimiento del receptor. En condiciones desfavorables (con viento de 2m/s) y 600 KW/m^2 , la temperatura es de 580 K y el rendimiento del 85% . La temperatura máxima alcanzada no se da en toda la superficie, sino que se puede en una determinada posición de la misma. Este artículo apuesta por suponer una condición de aislamiento total en el hemisferio donde no incide los rayos del Sol. A pesar de esto, los resultados experimentales obtenidos en la central Solar Two no difieren demasiado de los teóricos.

Otra investigación que evalúa el comportamiento de un receptor lineal es (4). En el artículo se estudia la influencia de los diferentes parámetros que intervienen en el rendimiento del receptor, en concreto se analizan el flujo másico y velocidad del viento. Las condiciones de los análisis más interesantes de reseñar son: irradiancia solar, 900 W/m^2 , diámetro del tubo absorbedor, 7 cm , diámetro del recubrimiento de vidrio, 14 cm , y para los casos donde la velocidad del viento es constante, esta vale 2.5 m/s .

Los resultados obtenidos en (4), como ya se ha comentado con los resultados de (3), al aumentar la temperatura del absorbedor, el rendimiento decae, pero la transferencia al fluido se incrementa. De esta investigación se obtiene como resultado general la dependencia de la temperatura con respecto al flujo. Cuando aumenta el flujo másico del fluido térmico la temperatura del absorbedor aumenta, porque no tiene el suficiente tiempo como para captar todo el calor posible. Con las condiciones anteriormente expuestas, la Figura 24, muestra la distribución de temperaturas que dependen del flujo másico del fluido térmico.

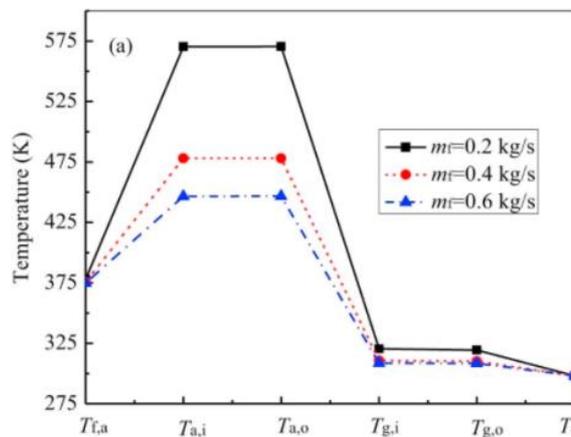


Figura 24. Dependencia de las temperaturas en el receptor en función del flujo másico del fluido térmico. (4)

En el Figura 24, $T_{f,a}$ es la temperatura media del fluido térmico, $T_{f,i}$ y $T_{f,o}$ es la temperatura de la superficie interna y externa del absorbedor, respectivamente, $T_{g,i}$ y $T_{g,o}$ es la temperatura de la superficie interna y externa del vidrio y T_a es la temperatura del aire ambiente.

En el análisis, el rendimiento obtenido es del orden de 72% para una temperatura del fluido a la entrada de 380K , y un rendimiento de aproximadamente un 58% para una temperatura de 66K . Los resultados no son comparables al estudio de (3), ya que la irradiancia solar varía en un orden de magnitud.

Anteriormente se ha comentado que en (2) se posicionaba un aislamiento en el hemisferio que se orientaba al ambiente. En este caso, se ha experimentado para estudiar el efecto de la convección. En el estudio se muestra como varían las pérdidas convectivas en comparación con el receptor simple, y que razonablemente, se reducen.

Como ya se ha visto en la introducción, los receptores lineales trabajan en las centrales cilindro parabólico y Fresnel. Hasta ahora sólo se ha comentado el estudio del receptor simple y diversas mejoras de ese estudio. Para terminar esta sección se van a mostrar el receptor lineal aplicado a una central Fresnel.

Obviamente el receptor Fresnel simple es el que se ha establecido y explicado en (3). La única diferencia, con lo comentado anteriormente, es el grado de concentración, y por tanto, la temperatura que alcanza, pero la variación del rendimiento en función de la velocidad del viento y flujo másico del fluido térmico es el mismo.

En los receptores Fresnel se construye un segundo reflector encima del tubo absorbedor, en el lado opuesto del reflector principal. En (5) se puede ver la optimización de la geometría y posición del segundo reflector, como la mejor del rendimiento óptico gracias a este segundo reflector. La Figura 25 muestra el esquema del receptor Fresnel con el reflector secundario.

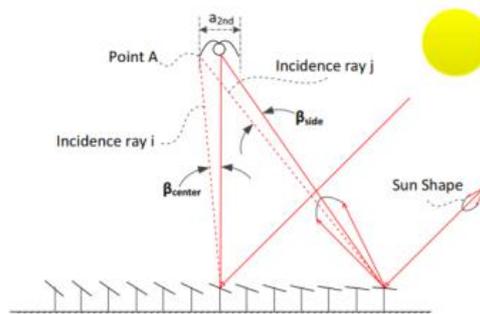


Figura 25. Esquema central Fresnel con reflector secundario

Para estudiar el efecto de este segundo reflector se ha consultado (6). En dicha referencia, se evalúan el rendimiento y temperaturas del receptor de forma teórica y experimental, comprobándose que no existe una diferencia significativa entre los resultados teóricos y experimentales. Para poder observar y tener claro el aspecto del segundo reflector se adjunta la Figura 26.

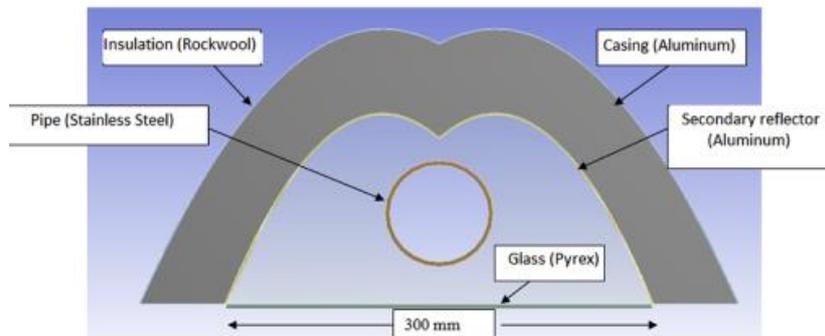


Figura 26. Aspecto del reflector secundario de un receptor Fresnel.

Para finalizar esta sección de receptores lineales, en (7) se muestra una comparación de centrales con receptores lineales Fresnel y con cilindro parabólicos, comparando tanto parámetros tecnológicos como económicos. De esta publicación, se puede apreciar lo alejada que se encuentran las centrales Fresnel de los cilindros parabólicos. Se puede observar que existe más de un 5 % de diferencia en la eficiencia de la central, a lo largo de un año.

Se podría pensar que el rendimiento óptico de un receptor Fresnel es mayor que la cilindro parabólico, ya que en el receptor Fresnel se construye un reflector secundario. Pero en (7), se aprecia que esto no es así, ya que las pérdidas por coseno son mucho mayores. La diferencia existente en el rendimiento óptico es de un 7 %.

Con respecto al rendimiento térmico, también sigue estando el receptor Fresnel, con un rendimiento de 76 %, ya que, el receptor cilindro parabólico es del 85 %.

2.3. Receptores de torre

2.3.1. Receptor externo

El receptor externo es un tipo de receptor de las centrales de torre, normalmente, en las centrales de torre rodeada del campo de heliostatos. El receptor se encuentra en lo más alto de la torre y está conformado por múltiples tubos que se encuentran abiertos al ambiente. De esta manera, captan y absorben los rayos solares concentrados. Dentro de los tubos circula el fluido térmico. En la Figura 27 se muestra un esquema del receptor externo. Se puede apreciar que está compuesto de muchos paneles por donde circula el fluido térmico, existiendo diferentes configuraciones de circulación, con el objetivo de controlar: la temperatura de película, el estrés térmico, la caída de presión, el sistema de bombeo y el coeficiente convectivo. Si se quiere estudiar con profundidad dichas configuraciones, (8) muestra una comparación entre varias de ellas. En este estudio, se ha obtenido que no existe una única buena configuración, ya que, unas cumplen unos objetivos y otras, otros. Como conclusión, los autores establecen que existen dos estrategias: la primera estrategia elige la configuración con el objetivo de aumentar la disponibilidad durante las horas de poca irradiación solar (amanecer y atardecer). La segunda estrategia elige el objetivo de aumentar la eficiencia del receptor.

Todo lo explicado está aplicado y condicionado al uso de sales fundidas como fluido térmico. Las centrales de torre tienen un grado de concentración elevado y la temperatura que alcanza la superficie absorbidora ronda los 600 °C, así que se necesita un fluido térmico que a dicha temperatura posea buenas propiedades. Por esto las sales fundidas son el fluido con más experimentación.

El diseño del receptor está determinado por dos parámetros geométricos: el diámetro del tubo y el espesor de la pared. Ambos pretenden satisfacer altos niveles de flujos provocados por la concentración solar. Este flujo induce a una distribución de temperatura en la pared del tubo que, al ser tan alto, ocasiona altos niveles de estrés y esfuerzos térmicos. Además de esto, el receptor está sometido a un ciclo de calentamiento y enfriamiento diario, que anima la aparición de estos esfuerzos, y, por tanto, si no se encuentra bien diseñado forzaría la aparición de fallos en el funcionamiento.

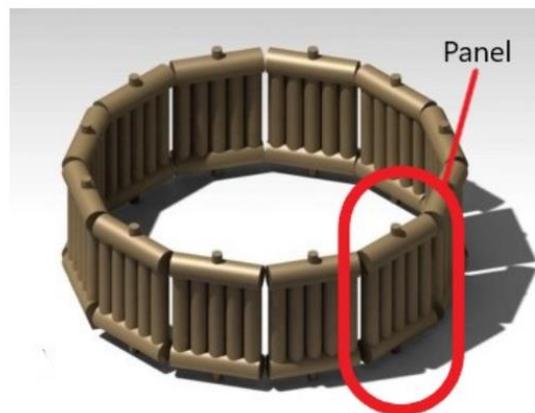


Figura 27. Esquema de un receptor externo

Diámetros de tuberías pequeños, con una pared de tubo adecuada, son preferibles con respecto al esfuerzo radial en la tubería. También, diámetros pequeños, fuerzan al fluido térmico a circular a mayor velocidad, causando la mejora de la transmisión de calor y el aumento de la caída de presión, y, por tanto, se incrementa el coste del sistema de bombeo. Aunque la caída de presión se puede controlar con la elección de la configuración del flujo y el número de paneles.

Para obtener los parámetros característicos del receptor, rendimiento y temperatura, se necesita realizar un análisis térmico del receptor. Para ello, se ha estudiado el artículo de M.R.Rodríguez-Sánchez (9), donde realiza un estudio teórico a través de ecuaciones y un software CFD.

En la publicación (9) se ha analizado dos tubos contiguos. En concreto, ha supuesto, que como las condiciones de contorno son las mismas para ambos tubos, se analizan las dos mitades que se ven entre ellas. La Figura 28 muestra el objeto de estudio.

En la Figura 28 se muestran tres condiciones de contorno: la pared frontal (abierta al ambiente), la pared trasera (aislamiento) y las mitades de los dos diámetros (adiabática por simetría). El flujo proveniente de la concentración de rayos solares dependerá de la situación del panel y de la altura de este. Para el análisis teórico se ha tomado la distribución que se muestra en la Figura 29. En este, la potencia calorífica transmitida depende de la longitud que recorre el fluido térmico en el receptor.

El rendimiento térmico se obtiene fácilmente, ya que, con él, se calcula la potencia térmica que recibe el fluido térmico (en la Figura 29, Q_t) dividida por el calor interceptado procedente del campo de heliostatos (Q_h). En el artículo, el máximo rendimiento térmico obtenido es de 78 %. En otros experimentos, como en (3), se ha obtenido un rendimiento entre 78-88 %, o en (10) entre 78-91 %, según el grado de concentración. También en (11), se ha estudiado el receptor con un CFD, y se ha logrado rendimientos entre 77-81 %. Esto se debe a que en (9), la temperatura que se usa en el calor de radiación es mayor que la temperatura de la superficie, por tanto, como las pérdidas mayores se producen por dicho mecanismo, la eficiencia cae.

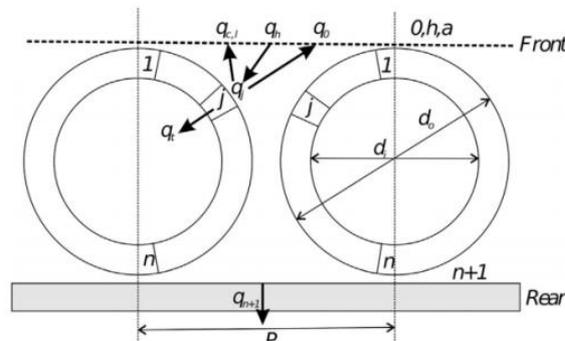


Figura 28. Esquema del estudio de tubos del receptor externo. (9)

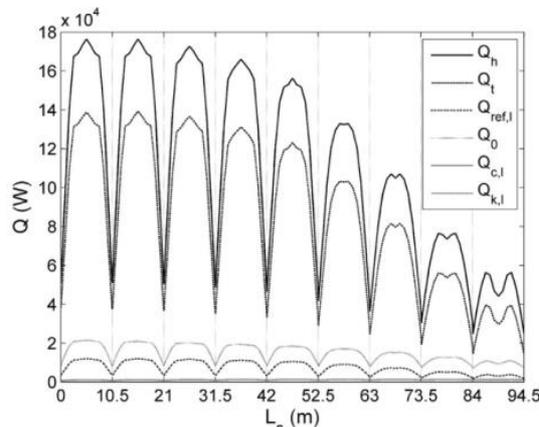


Figura 29. Distribución del flujo de calor en el análisis térmico del receptor externo

En el estudio se ha variado el número de paneles y el diámetro externo de los tubos, para analizar la variación de la temperatura y el rendimiento térmico, y así, obtener un receptor de eficiencia térmica alta, pero con estabilidad para evitar fallos provocados por el estrés térmico. Finalmente, el resultado al que se ha llegado es construir un número reducido de paneles y pequeños diámetros de tubo. Sin embargo, como ya se ha comentado, los costes del sistema de bombeo se incrementaron, por tanto, la optimización tiene que tener en cuenta aspectos económicos que en (9) no se estudian.

Existen nuevos diseños para receptores externos, uno de ellos está experimentado por M.R. Rodríguez-Sánchez (12), en el cual se observa el efecto de utilizar paneles donde se sustituyen los tubos de ida y regreso

por tubos concéntricos. En el estudio, se analiza la configuración en la que el fluido frío se impulsa por el tubo interior y el caliente baja por el tubo exterior, y el inverso, el fluido frío se impulsa por el tubo exterior y el caliente baja por el interior. En la Figura 30 se muestra un esquema de la construcción del receptor.

De esta publicación se obtienen datos sobre la temperatura, estrés térmico y eficiencia térmica para los casos del receptor externo simple y del receptor externo con tubos concéntricos, de este último, para las dos configuraciones posibles.

Las dos configuraciones de tubos concéntricos tienen los mismos resultados, la única diferencia entre ambas es la altura a la que se producen los máximos de temperaturas en los tubos.

Entre el receptor simple y el de tubos concéntricos, la temperatura máxima de película se reduce en 84°C. Lo mismo ocurre con la temperatura de la pared, que cae en 100 °C. Por estos dos motivos, el grado de corrosión y descomposición de las sales se ve debilitado. Temperaturas más bajas, también producen aumentar el rendimiento aproximadamente un 2 %, ya que las pérdidas radiantes son menores. Por otra parte, si se reduce la temperatura de película, se permite construir el receptor con materiales más baratos o reducir el tamaño del receptor. Esto induciría un incremento del rendimiento, y por lo cual, se podría reducir el tamaño del campo de heliostatos.

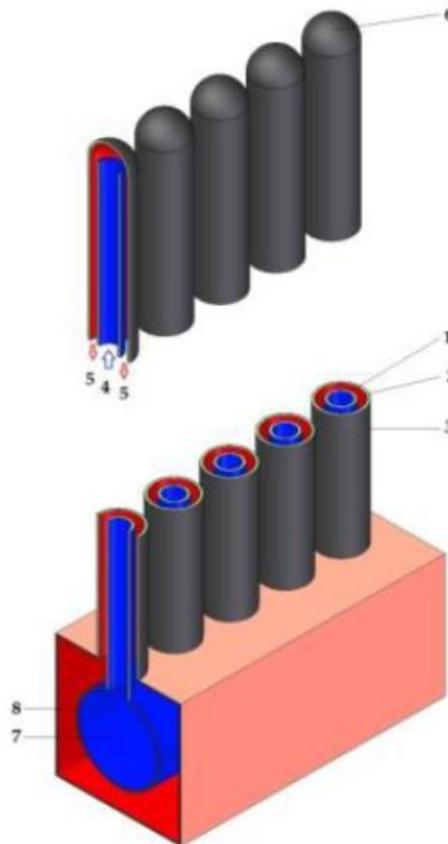


Figura 30. Construcción del receptor externo con tubos concéntricos.

2.3.2. Receptor de cavidad

En el receptor de cavidad, los paneles se construyen de tal manera que forman una cavidad cerrada, excepto por uno de sus lados, donde se sitúa una abertura orientada al campo de heliostatos. Por dicha abertura, entran los rayos concentrados procedente del campo, los cuales, impactan sobre los paneles con tubos para calentarlos y transmitir la energía térmica al fluido que circula por el interior de estos. Por detrás de los tubos se construyen placas asiladas hacia el exterior y con una superficie muy reflectiva, para homogeneizar el flujo solar y evitar las altas temperaturas en las superficies de absorción. (13) Otorga una gráfica interesante (la Figura 31),

para observar un esquema de este tipo de receptor.

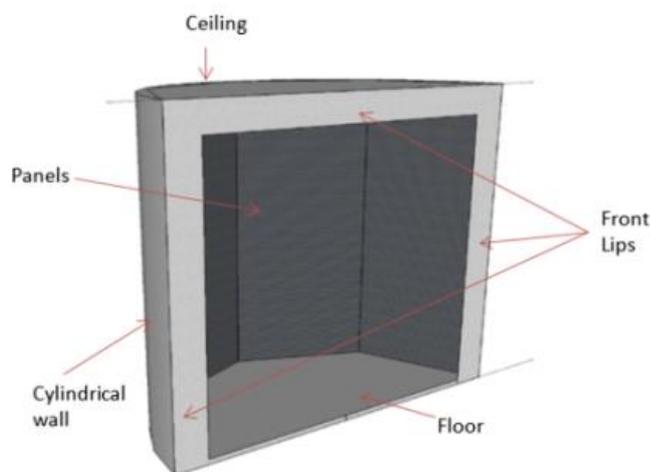


Figura 31. Esquema del receptor de cavidad de la central PS10.

Los receptores de cavidad son de mayor tamaño en comparación con los receptores externos, la altura de la torre también es superior y el campo de heliostatos tiene mayor número de espejos que en el receptor externo. En la Figura 32, obtenida de C.K. Ho (14), se puede observar gráficamente la relación existente entre ambos receptores.

Se han realizado múltiples estudios en relación con este tipo de receptores, pero, sin duda alguna, el aspecto más estudiado es el análisis de las pérdidas en la cavidad.

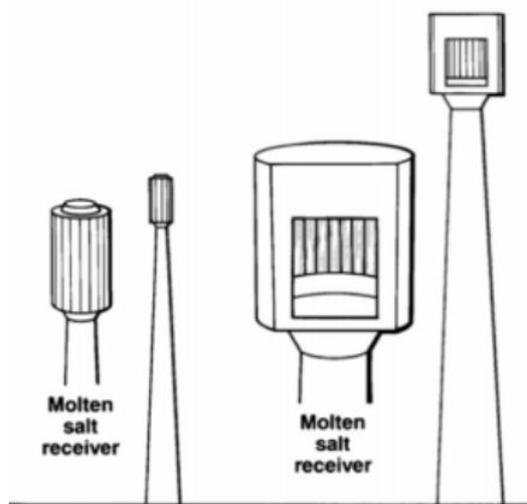


Figura 32. Comparación del tamaño y la altura de la torre de un receptor externo y de un receptor de cavidad

En (15), se estudia cómo afecta la geometría, la relación de aspecto, a las pérdidas en la cavidad. También, en (16), se estudia un modelo simplificado para analizar las pérdidas en diferentes modelos de receptores de cavidad, al igual que en (17), se evalúa un receptor con un gran tamaño de cavidad. Ben-Zvim Epstein y Segal (18) muestran un estudio de diferentes receptores de cavidad para sales fundidas.

En la investigación experimental se ve que la eficiencia térmica va desde el 40 al 90 %, aproximadamente, pero la mayoría de los experimentos establecen su rendimiento entre el 60-80 %. El salto de temperatura que adquiere el fluido va desde 100 hasta 200 °C.

Aparte de las sales fundidas como fluido térmico, se usa agua/vapor. Los receptores de cavidad, para la generación directa de vapor, se construye de tal forma que los paneles de las cavidades sobre los que inciden más rayos solares sean para evaporar el agua, ya que esta parte del calentamiento requiere mayor energía. El resto de los paneles se distribuyen para el economizador y el sobrecalentador.

Para concluir, dar a conocer que existen receptores de cavidad de aire usados para ciclos Brayton o para motores Stirling en discos parabólicos. En estos receptores la cavidad se encuentra formada por tubos que forman un cilindro. En la Figura 33, obtenida de (19), se muestra un esquema del receptor.

También en (19) se generan resultados sobre el rendimiento de este receptor. En el estudio se otorga el rendimiento térmico en función del flujo másico de aire, el cual llega hasta 0.035 kg/s. El rendimiento se encuentra entre 35 y 82 %. En (20) se realiza un estudio experimental de un receptor de aire de cavidad. En esta publicación, el aire entra a 20 °C aproximadamente y sale a 559-583 °C, en función del flujo másico (1-5 m³/h). El rendimiento varía entre 10 y 40 %.

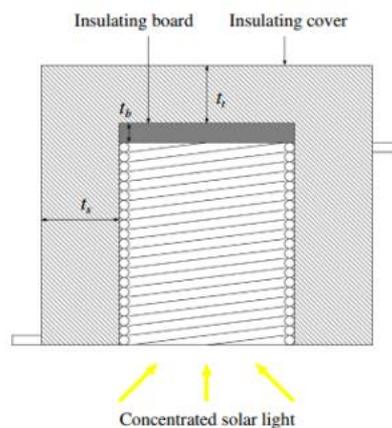


Figura 33. Esquema de un receptor de cavidad de aire

2.3.3. Receptor para generación directa de vapor

Existen receptores de cavidad que realizan la generación directa de vapor, pero esto ya ha sido analizado en la sección 2.1.1. En esta parte del trabajo, se muestra la generación directa de vapor conjugando los dos receptores vistos con anterioridad. Esto, se promovió inicialmente por R. Ben-Zvi (21), donde instaló un receptor externo y de cavidad juntos. El receptor externo se encarga de calentar y evaporar el agua, y el receptor de cavidad sobrecalentaba el vapor. Más tarde, Yan Luo, Xiaozhe Du y Dongsheng Wen (22), diseñan una central con un receptor de cavidad y otro externo. En este caso, existen dos receptores, en el caso anterior, solo hay uno con dos partes. Además de esto, estudian una central con dos receptores externos, uno como sobrecalentador y otro como evaporador, ambos a distintas alturas. En la Figura 34 se muestra un esquema del receptor y del campo de captadores del estudio (21), y en la Figura 35, se contempla el esquema de la central de la publicación (22).

En la simulación realizada en (21), se ha obtenido una central de 170 MW de potencia que produce vapor a 550 °C a 150 bares de presión. Los mismos autores creen que esta simulación es un primer paso para construir una planta piloto. A pesar de no tener estudios experimentales, la eficiencia térmica obtenida es del 85% para las condiciones específicas aplicadas. No se han encontrado experimentos en una planta piloto, por ello, se cree que no es un proyecto que tenga muchas ventajas con respecto a las plantas actuales.

El experimento que propone Yan Luo, en (22), compara dos configuraciones de central; la primera con dos receptores, uno de cavidad y otro externo, y la segunda con dos receptores externos. Con respecto a eficiencia térmica, se evalúa la eficiencia global y la de los receptores individuales. Para mayor claridad de los datos, se presentan en la Tabla 1 obtenida de la propia publicación.

Como se puede contemplar en la Tabla 1, las pérdidas radiantes son las predominantes en ambas centrales, pero sí llama la atención, que las pérdidas radiantes en el sobrecalentador de la central externo-externo

se eleva casi al 20 %, en cambio, en la central externo-cavidad, no llega ni al 10 %. Esto, es lo que provoca la diferencia de eficiencia térmica en el sobrecalentador en ambas centrales. A pesar de estas diferencias, entre los receptores, el rendimiento de la planta es del 21 % en ambas centrales.

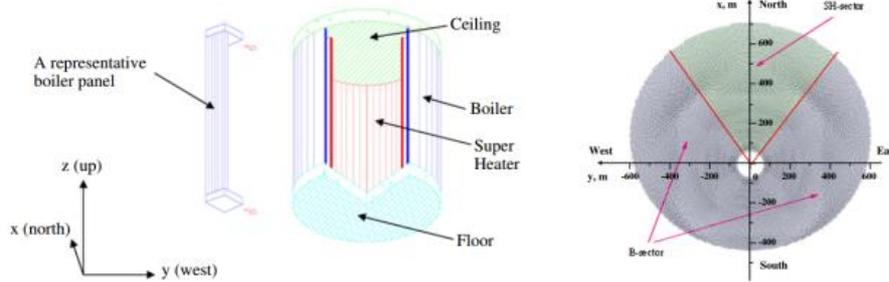


Figura 34. Esquema del receptor y campo de heliostatos de R. Ben-Zvi (21)

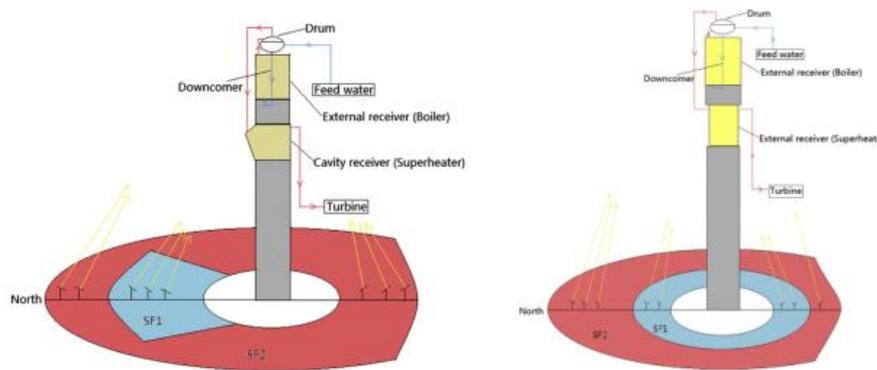


Figura 35. Esquema de las centrales propuestas por Yan Luo en (22)

Tabla 1. Tabla de resultados de las centrales con dos tipos de receptores.

Parámetro		Externo-Cavidad	Externo-Externo
Eficiencia térmica	Evaporador	88.16	87.98
	Sobrecalentador	82.64	73.27
	Global	86.55	83.35
Pérdidas sobrecalentador	Convectivas	7.84	5.4
	Radiantes	9.52	16.32
Eficiencia ciclo Rankine		35	35
Eficiencia central		21.86	21.1

La planta con receptores cavidad y externo otorga una potencia de 11 MW, produciendo 17.3 kg/s de vapor sobrecalentado a 515 °C y 10.7Mpa. Ambas centrales han sido comparadas con una central de 11MW y se ha comprobado que la eficiencia térmica del sobrecalentador se mejora un 9.37 y un 3.2 %, con las centrales externo-cavidad y externo-externo respectivamente.

2.4. Receptores volumétricos

Este, es un receptor que mejora la transmisión del calor al fluido térmico, ya que, la superficie sobre la que inciden los rayos es la misma que transmite el calor al fluido. Por tanto, se elimina la conducción que existía antes en las paredes de los tubos.

El receptor está conformado por una malla de un material que absorbe y cede rápidamente el calor. Los rayos inciden en dicho material y el fluido circula por los orificios de este para incrementar su temperatura.

Normalmente, el fluido térmico suele ser aire. Dentro de los receptores volumétricos de aire existen dos configuraciones: atmosféricos o presurizados. En el primero el aire entra desde el exterior para recorrer el circuito receptor-intercambiador. En el segundo, existe una superficie que sirve como división entre el exterior y el receptor, y por tanto el aire que circula por el receptor es el mismo que recorre el circuito. El sistema de funcionamiento de cada receptor se muestra a continuación:

- Atmosférico

La planta se rige por un ciclo Rankine, donde el aire atmosférico es calentado por el material poroso en el receptor. Una vez calentado, se circula a un intercambiador de calor, donde se genera vapor. Este intercambiador, está construido por: economizador, evaporador, recalentador y sobrecalentador. Cuando el vapor se encuentra en las condiciones óptimas, este produce energía mecánica al pasar mover la turbina. El diagrama de flujo del proceso se muestra en la Figura 36. En este diseño, una vez que el aire intercambia calor, se puede recircular el flujo de aire para aprovechar su entalpía y precalentar el aire a la entrada o enfriar el material poroso.

- Presurizado

Este receptor, suele utilizar un ciclo Brayton, donde el aire exterior se introduce en el compresor, y una vez comprimido se hace pasar por el receptor para aumentar su temperatura. Si la temperatura que adquiere no es la requerida, se calienta en una cámara de combustión. Cuando este se encuentra a alta presión y temperatura, se circula por una turbina de gas, que genera potencia. El gas que, aunque ha reducido su presión, aun continua con una temperatura considerable, y se utiliza para producir vapor en un intercambiador. Este vapor genera potencia por un ciclo Rankine. En la Figura 36 se muestra el diagrama del ciclo del aire.

El primer estudio de los receptores volumétricos se comprobaron las ventajas de este tipo de receptores: sencillez, barato, mejores propiedades térmicas y rendimientos mayores. Debido a que no existe superficie absorbedora, solo un medio poroso que cede el calor recibido al fluido, las temperaturas que se alcanzan son más elevadas que en el resto de los receptores anteriores. En la Figura 37, se muestra una comparación entre un receptor tubular de aire y uno volumétrico. El efecto volumétrico del receptor provoca que la temperatura de la zona que recibe la incidencia de los rayos sea menor que la zona de salida del fluido.

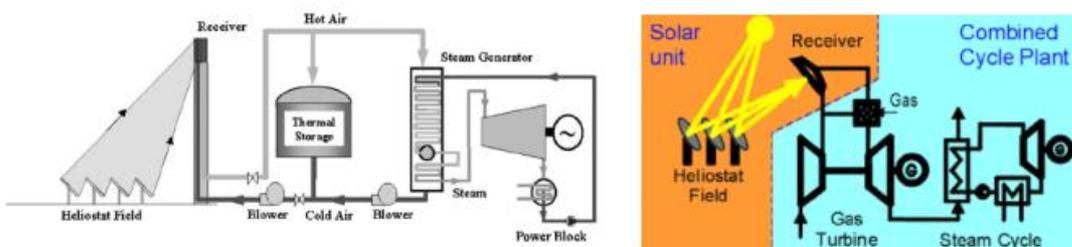


Figura 36. Esquema del ciclo de aire para el receptor atmosférico (izquierda) y presurizado (derecha)

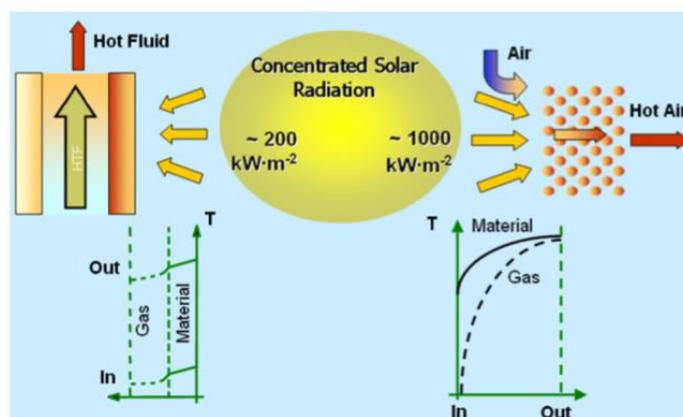


Figura 37. Comparación de un receptor tubular con un volumétrico

El material poroso puede estar fabricado de diferentes materiales, pero todos ellos, como mínimo tienen que soportar los 800 °C. Los materiales para generar aire a alta temperatura, en los receptores volumétricos son:

- Metálicos: 800-1000 °C.
- Cerámicos. 1000-1500 °C.

Existen materiales cerámicos que soportan temperaturas más altas, como la cerámica de aluminio, que aguantan alrededor de los 2000°C. A pesar de esto, presentan la desventaja de ser blancos, pero pueden ser dopados para incrementar su absorptividad manteniendo sus buenas propiedades mecánicas.

A.L. Ávila-Marín (22), muestra una revisión de los más de 20 receptores solares volumétricos probados entre USA, Europa e Israel. La mayoría son prototipos que han sido probados y demostrados en laboratorios, pero otros han sido desarrollados a media escala. Los datos obtenidos muestran que, en todos, el rendimiento térmico varía entre 50-90 %, aunque la mayoría de ellos se encuentra en un intervalo 60-80 %. Aun así, hay muchas preguntas por resolver sobre este tipo de receptores. Con las plantas como PS10 y PS20, se ha comprobado la eficacia de estas centrales de torre, lo que ha llevado al estudio de este tipo de receptores en un segundo plano.

2.5. Receptores de caída libre de fluido

Por último, el receptor de caída libre de fluido está caracterizado por el movimiento libre del fluido en el receptor, gracias a la fuerza de la gravedad. En la mayoría de los casos, este cae de forma inclinada y es irradiado por los rayos solares concentrados, de forma directa o indirecta. Este receptor, reduce el sistema de bombeo que circula el fluido.

Los receptores que reciben la radiación directamente y calientan al fluido, se denominan receptores de absorción directa, y aprovechan la absorción de energía directa del fluido, para reducir la resistencia térmica. Para aumentar la absorción de energía, se varía la capa de fluido que cae, y se añaden nanopartículas suspendidas en el fluido.

Dentro de los receptores de absorción directa se tienen dos configuraciones: externa o interna. En la configuración externa el fluido cae por una superficie, y este está en contacto con el aire ambiente. En la interna, el fluido cae por una superficie que se encuentra en una cavidad, y los rayos concentrados inciden dentro de la misma a través de una abertura.

El receptor de caída libre de fluido indirecto es aquel en el que los rayos concentrados solares procedentes del campo de heliostatos no inciden sobre el fluido, sino que lo hacen sobre una superficie, y esta transmite la energía al fluido.

En la Figura 38, se muestran todos los receptores de caída libre de fluido que se han explicado en los párrafos anteriores.

Estos receptores se encuentran en fase de experimentación, por lo que se han realizado multitud de estudios y publicaciones. C.K. Ho (14) muestra una gran cantidad de estudios sobre este tipo de receptores. En ellos se estudia cómo afecta la inclinación de la superficie para controlar el flujo y, por tanto, el rendimiento del receptor; otros se dedican a la incorporación de distintos materiales como nanopartículas en los fluidos para ver su efecto. En uno de ellos (23), se obtuvo un receptor de absorción directa interna con un rendimiento térmico del 80-90%.

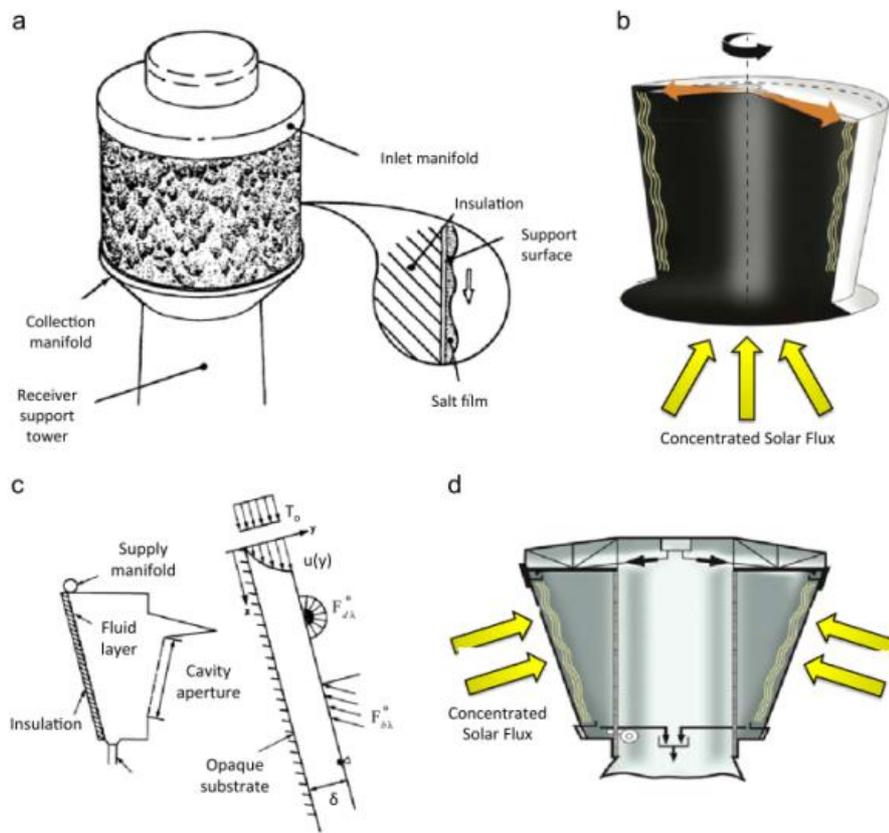


Figura 38. Receptores de caída libre de fluido. (a) Receptor de absorción directa externo; (b y c) Receptor de absorción directa interno; (d) Receptor de absorción indirecta

4 RECEPTORES DE CENTRALES DE NUEVA GENERACIÓN

4.1. Receptores de partículas

Los receptores de caída de partículas están siendo investigados para poder operar a altas temperaturas (por encima de los 700°C), almacenamiento directo económico, y alta eficiencia del receptor para tecnologías de concentración solar, reacciones termoquímicas y procesos de calentamiento. A diferencia de los receptores convencionales que emplean fluidos fluyendo en receptores tubulares, los receptores de caída de partículas usan partículas sólidas que son calentadas -o directamente o indirectamente- cuando van cayendo por un haz de radiación solar directa concentrada. Una vez calentadas, las partículas pueden ser almacenadas en un tanque aislado y usadas para calentar un segundo fluido de trabajo (por ejemplo, vapor, CO₂ o aire) para el ciclo de potencia (Figura 39). Los receptores de partículas tienen el potencial de aumentar la temperatura máxima por encima de los 1000°C. Los costes de la energía térmica almacenada pueden ser significativamente reducida por el almacenamiento directo de calor a alta temperatura en un medio relativamente económico (por ejemplo, sales). Ya que la energía solar es absorbida directamente por las partículas, las limitaciones de flujo asociadas con los receptores tubulares centrales (alto estrés térmico como resultado de contener un fluido a alta temperatura y alta presión) son significativamente reducidos. Los receptores de partículas parecen adecuados para la escalabilidad de sistemas de potencia de torre en un rango de 10 a 100MWe.

Estudios previos han considerado diseños de receptores de partículas alternativos incluyendo la caída libre, centrifugado, flujo en tubos con o sin fluidización, recirculación multifase, de cara al norte o al sur, y configuraciones de cara al terreno. En general, estos receptores de partículas pueden ser categorizados como calentamiento de partículas directos o indirectos. En los directos las partículas son irradiadas directamente mientras ellas caen, mientras que, en los indirectos, las partículas se calientan utilizando tubos u otros enclaustramientos para transmitir el calor a las partículas.

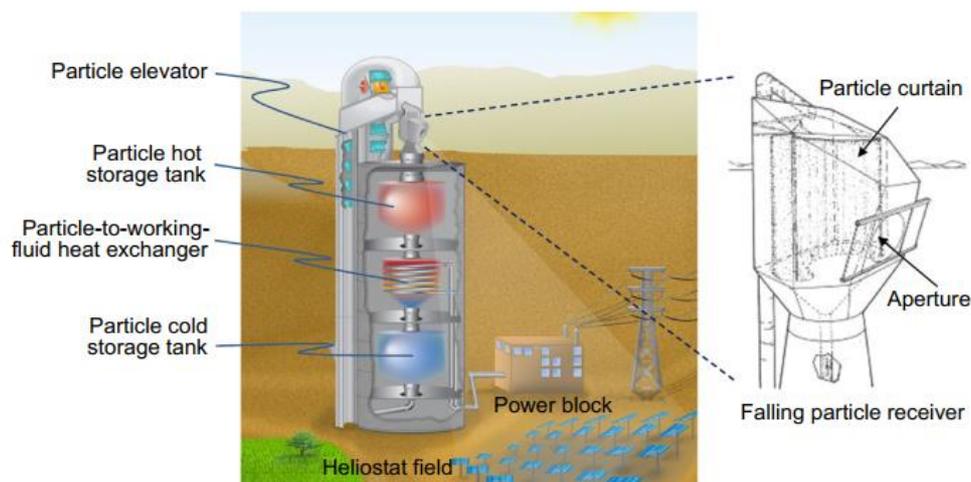


Figura 39. Sistema de un receptor de caída de partículas con almacenamiento e intercambiador integrado

4.1.1. Receptores de partículas directos

4.1.1.1. Receptores de partículas de caída libre

El más básico de los receptores de partículas directos consiste en partículas cayendo en un receptor de cavidad, donde las partículas son irradiadas directamente por la luz solar concentrada. Las partículas se liberan a través de una ranura en la base de una tolva encima del receptor, produciendo una lámina fina (o cortina) de partículas que caen a través del receptor (Figura 40).

Han sido desarrolladas una gran cantidad de estudios e investigaciones sobre este tipo de receptores desde su origen en 1980. En 2010, Tan y al., suministraron un resumen de las mejores investigaciones de los receptores de partículas de caída libre (24). La mayoría de esos estudios se centran en modelos hidráulicos de las partículas y la transferencia de calor radiante. También han sido consideradas otras geometrías y configuraciones incluyendo los receptores de cavidad norte o sur, así como, también, receptores de cara al suelo con un campo de heliostatos rodeándolo. En 2008, Siegel y al. desarrollaron una de las primeras evaluaciones con Sol de un receptor simple de caída libre de partículas (25). Aquellas evaluaciones consiguieron una eficiencia térmica del 50%, y el incremento de temperatura máxima en las partículas fue de 250°C. Durante los años 2015 y 2016, Ho et al. desarrollaron un test solar de 1 MW térmico con un receptor de partículas continuamente recirculándolas (26). La temperatura de salida de las partículas alcanzó más de 700°C y la eficiencia térmica desde 50% hasta el 80% (Figura 41). Los resultados mostraron que la temperatura de las partículas y la eficiencia térmica eran dependientes del flujo másico y de la irradiancia. Mayor flujo másico de partículas incrementan la eficiencia térmica, pero reducen la temperatura de las partículas.

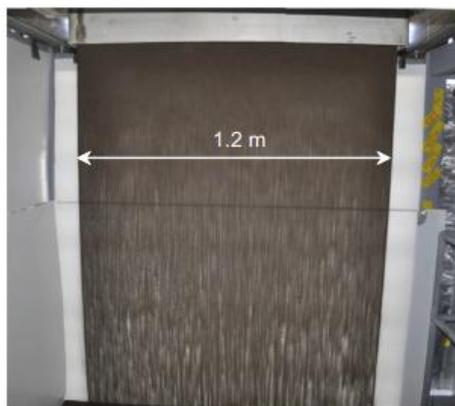


Figura 40. Cortina de partículas



Figura 41. Prueba con sol de un receptor de partículas en el National Solar Thermal test Facility en Sandia National Laboratories, Albuquerque

Como el caudal másico de partículas aumenta (aumentando la abertura de la ranura de descarga de las partículas) la fracción de volumen de sólidos aumentó y la cortina de partículas se vuelve más opaca. Por consiguiente, mientras mayor sea la luz solar interceptada y absorbida por la cortina para incrementar la eficiencia térmica, adicionalmente se oculta y se bloquea la temperatura a la salida de las partículas para una irradiación dada. A mayores irradiancias de 1000 suns, más alta es la cantidad de energía absorbida por las

partículas para un tamaño de receptor dado con, relativamente, menos pérdidas que para bajas irradiancias. Los retos técnicos que fueron identificados durante las evaluaciones incluyeron: la no uniformidad de la distribución de irradiancia en la cortina de partículas, la variación del flujo másico, el impacto del viento, la pérdida de partículas a través de la apertura, la fiabilidad del elevador de partículas y el desgaste en las paredes del receptor de flujo directo a altas temperaturas (mayores de 1000°C).

La ganancia de calor y la temperatura de salida de las partículas depende del flujo másico y del tiempo de residencia en la zona de calentamiento del receptor. Aumentar este tiempo de residencia es un aspecto crítico para conseguir las altas temperaturas deseadas. Una forma de incrementar el tiempo de residencia es recirculando las partículas en el receptor múltiples veces incrementando cada vez la temperatura, una cierta cantidad por cada paso. Aunque la recirculación de partículas es atractiva, se requiere un sistema para elevar las partículas, lo cual incrementaría la complejidad y el coste. Estudios previos han modelado la recirculación de partículas en el receptor, pero los prototipos todavía no han sido demostrados.

Kim y al. desarrollaron una evaluación de una caída libre de partículas a lo largo de 3 m para estudiar la influencia de la dirección del viento (inducido por ventiladores) (27). Ellos encontraron que la mayoría de las partículas perdidas por la apertura se dio cuando el viento era paralelo a la apertura y cuando la profundidad de la cavidad era pequeña. La menor cantidad de partículas perdidas ocurría cuando el viento era orientado directamente hacia la apertura (normal). La recirculación de aire y la cortina de aire han sido propuestos como mecanismo para mitigar el impacto del viento en la caída de partículas y para reducir las pérdidas convectivas. Tan y al. encontraron que las aerowindows podrían reducir las pérdidas de calor en un 10%, dependiendo de la dirección y velocidad del viento exterior (28). Sin embargo, no se realizaron estudios ni pruebas de evaluación, y se realizaron pocos análisis paramétricos para evaluar los parámetros importantes de recirculación del aire. Ho y al. desarrollaron un estudio experimental y numérico que evalúan el impacto de una cortina de aire en el rendimiento de un receptor de partículas (29). Desarrollaron estudios experimentales sin calentamiento para evaluar el impacto de varios factores (tamaño de partículas, flujo másico y las partículas, disponibilidad de las partículas, flujo de la cortina del aire y viento externo) en flujo de partículas, estabilidad y pérdidas por la apertura (Figura 42). Desarrollaron simulaciones numéricas para evaluar el impacto de la cortina de aire en la eficiencia térmica de un receptor de partículas para diferentes temperaturas de operación. Los resultados mostraron que la cortina de aire reduce las pérdidas de partículas cuando las partículas caían cerca de la apertura en la presencia de viento, pero la presencia de la cortina de aire generalmente no mejoraba las características y las pérdidas de partículas por la apertura. Los resultados numéricos enseñan que la presencia de una cortina de aire podría reducir las pérdidas convectivas de calor, pero solo a altas temperaturas (mayores de 600°C) cuando el aire caliente flotante sale de la apertura era significativo.

4.1.1.2. Receptores de partículas obstruidos

Otro método para aumentar el tiempo de residencia de las partículas dentro de la concentración de luz solar es obstruir el flujo con estructuras porosas en una matriz de obstáculos que mecánicamente impiden su descenso, reduciendo la velocidad mientras mantienen la absorción de la energía solar de concentración. En Sandia durante la década de los 80 se realizaron diseños con flujo obstruido a través de conceptos sencillos usando estructuras cerámicas suspendidas de la pared trasera del receptor (30). No se publicaron estudios analíticos ni experimentales, sin embargo, King Saud University y Georgia Institute of technology investigaron el uso de estructuras porosas interconectadas (metálicas o cerámicas bloques espumosos) para ralentizar el flujo de partículas (31).

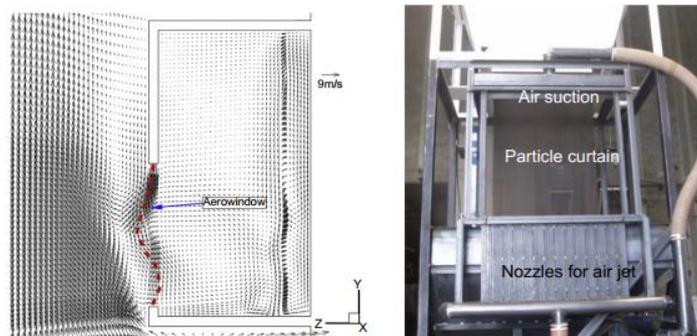


Figura 42. Modelos de cortina de aire para receptores de partículas (izquierda). Sistema experimental para pruebas de cortinas de aire para receptores de partículas (derecha)

Estudios adicionales evaluaron el uso de una disposición escalonada para una estructura de malla porosa, para impedir el flujo de partículas e incrementar el tiempo de residencia. En 2015, Ho y al., realizaron una prueba con Sol de un receptor de partículas compuesto de una disposición escalonada de acero inoxidable (Figura 43) (32). La temperatura máxima alcanzada por las partículas sobrepasó los 700°C en la zona central del receptor, pero la temperatura de las partículas se incrementaba cerca de los contornos. Esto sucedía por la no uniformidad de la distribución de la irradiancia. A la entrada las partículas tenían una temperatura de 440°C y se incrementaba 30°C por metro de caída, y la eficiencia térmica fue alrededor del 60% para una irradiancia media de 110KW/m². Para una irradiancia media de 211KW/m², el incremento de temperatura de las partículas fue de 60°C por metro de caída, y la eficiencia del 65%. Mientras el diseño de flujo obstruido mejora el calentamiento de partículas y reduce el impacto del viento y las pérdidas por la apertura, hubo problemas de sobrecalentamiento, oxidación y deterioro del acero inoxidable. Nuevos materiales y estrategias de operación están siendo investigados para mitigar el deterioro de la malla.



Figura 43. Imágenes de la malla de un receptor de partículas obstruido

Otro diseño de flujo obstruido emplea una rampa en espiral a lo largo de la cual fluyen las partículas bajo la influencia de la gravedad y la vibración inducida mecánicamente (33). Las pruebas y modelos en este trabajo demostraron que las partículas podían alcanzar la temperatura de 650°C a la salida después de 30 minutos expuestas a una potencia radiante de 5KW en la apertura. La medida de la eficiencia térmica fue del 60%. Este diseño, sin embargo, requiere que la luz solar se dirija desde el cielo al suelo, y que una cantidad significativa de flujo de partículas puedan ser un reto con este diseño.

Para finalizar, un diseño de flujo obstruido que emplea un haz de luz descendente. Este eleva las partículas hacia arriba con un elevador de tornillo hacia la apertura. Las partículas irradiadas por la luz solar concentrada antes de ser derramadas por el hueco para el posterior intercambio de calor y reacción. Este diseño de receptor de partículas fue desarrollado como parte de un reactor termoquímico para reducir las partículas que posteriormente se oxidan para producir o hidrógeno o monóxido de carbono. Figura 44 muestra un esquema del reactor de un receptor, que también aprovecha el precalentamiento y la recuperación ya que las partículas que caen a través del tornillo hueco también precalientan las partículas oxidadas que se elevan a lo largo de las vueltas del tornillo. Se han realizado análisis para realizar la evaluación del rendimiento y el análisis, pero no se han realizado prototipos para ser probados.

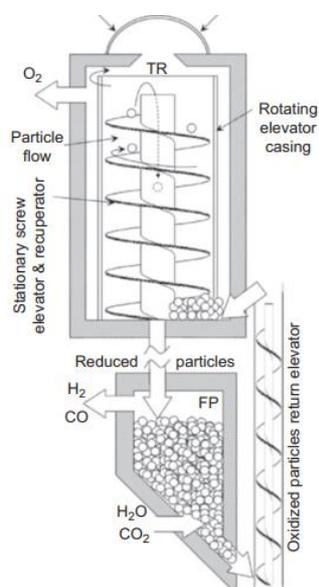


Figura 44. Esquema del movimiento en un reactor de partículas.

4.1.1.3. *Receptores centrífugos/hornos giratorios*

En 1980 se propusieron los hornos giratorios como aplicación de calentamiento solar de partículas. El principio general es alimentar de partículas a un horno/receptor giratorio con una apertura en un extremo del receptor para que la luz concentrada solar entre. La fuerza centrífuga del receptor hace que las partículas se muevan a lo largo de las paredes del receptor mientras, estas son irradiadas por la luz solar concentrada. Las primeras pruebas las realizaron Flamant y al. En ellas mostraron que estos sistemas tienen un factor muy alto de absorción (entre 0.9 y 1) pero la eficiencia térmica fue baja (entre el 10% y el 30%) para calentar CaCO_3 . El flujo másico de las partículas se tasó en 1 g/s.

Durante la mitad de la década de 2010, Wu y al. desarrollaron un diseño y un prototipo de un receptor de partículas centrífugo que utilizaba un concepto similar (Figura 45) (34). Pequeñas partículas de cerámica eran introducidas en un receptor centrífugo con diferentes ángulos de inclinación y diversos flujos másicos de entre 3-10 g/s. Las partículas irradiadas usando un simulador solar de 15 KW térmicos con una incidencia de irradiación desde 300 hasta 700 KW/m^2 . Para un receptor de con la apertura hacia abajo y una incidencia de irradiación de 670 KW/m^2 , Wu y al. informaron que la temperatura de salida de las partículas es de 900 °C y una eficiencia del 75%. Los desafíos de este receptor incluyen un flujo constante y suficiente de partículas a escalas más grandes, requisitos de energía parásita y la fiabilidad asociada con un sistema receptor rotacional de grandes dimensiones.

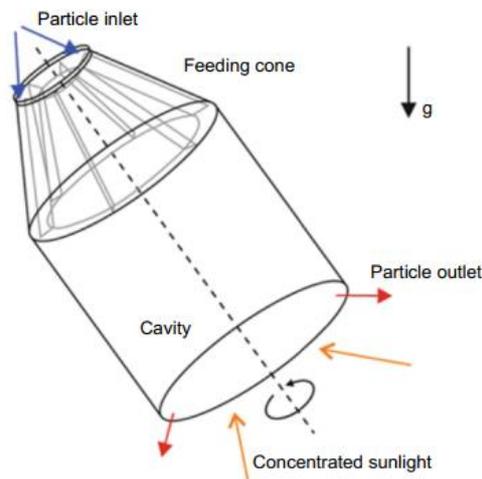


Figura 45. Esquema de un receptor centrífugo

4.1.1.4. *Receptores de partículas fluidizados*

La fluidización de partículas sólidas en un receptor solar ha sido propuesta durante varias décadas. Comenzó a finales de los 70, y a comienzos de los 80, Flamant y al. lo propusieron un proceso termoquímico y de calor en Sandia para producir potencia. Flamant y al. probaron un receptor de lecho fundido que consistía en un tubo de silicio vertical y transparente que era fluidizado por un aire comprimido desde la base e irradiado por la parte superior (35). Las partículas que fueron probadas incluían zirconia, arena de sílice, chamota y carburo de silicio. Para una densidad de flujo promedio de aproximadamente 500 KW/m^2 , la temperatura de equilibrio medida de las partículas varía desde 1200K para arena de sílice hasta 1400 K para partículas de carburo de silicio. La eficiencia térmica variaba entre 0.2 y 0.4. La capacidad de transportar las partículas y lograr un adecuado flujo másico (para la producción de potencia o procesos continuos) puede presentar un desafío.

A mediados de la década de 2010, investigadores de Chinese Academy of Sciences, realizaron estudios numéricos y experimentales sobre el rendimiento térmico de un receptor de partículas de carburo de silicio en tubos de cuarzo transparente (36). El aire se sopla desde arriba a través de las partículas en los tubos de cuarzo, mientras que los tubos y las partículas son irradiadas con luz solar concentrada de un horno de 10KW térmicos (Figura 46). Los resultados de esta prueba mostraron que el aire calentado alcanzaba más de 600°C con mínimas diferencias entre el aire y las partículas (10°C), lo que indica una buena transferencia entre el aire y las partículas. Steinfeld et al. diseñaron y probaron un receptor de lecho fundido de un reactor que empleaba un flujo vertical

en un receptor de forma cónica (37). La corriente de gas/partículas era introducida cerca de la apertura donde la luz solar concentrada entraba al receptor y calentaba las partículas giratorias antes de que las partículas salieran del receptor. El prototipo fue probado para evaluar la descomposición térmica del carbonato de calcio a 1300K. La eficiencia media de absorción térmica fue del 43% con un flujo máximo de aproximadamente 1400 KW/m² de apertura.

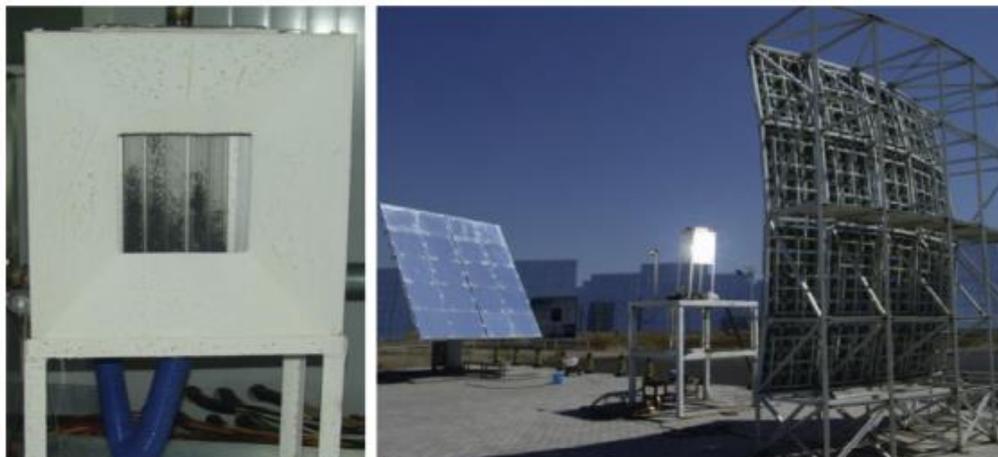


Figura 46. Imágenes de una prueba en un receptor de aire de tubo de cuarzo.

Otro receptor de partículas fluidizadas implica el uso de partículas de carbono muy pequeñas dispersas en el aire que fluye a través del receptor. La luz solar concentrada irradia y oxida las partículas de carbono, que, volumétricamente, calientan el aire presurizado que pasa a través del receptor de un ciclo Brayton de alta temperatura. Abdelrahman y al. (38) y Hunt (39) primero introdujeron su concepto en 1979, y más tarde, Hunt y Brown desarrollaron pruebas en receptores prototipos que calentaban el aire a 1000K (40). Miller y Koenigsdorff desarrollaron análisis teóricos y modelos térmicos de un pequeño receptor solar de partículas (41). Otros modelos y optimizaciones en el diseño del pequeño receptor de partículas fueron desarrollados durante la mitad de la década de 2010. Las principales ventajas potenciales son: la radiación solar es absorbida a través de un volumen de gas debido a la gran cantidad de área de las partículas; flujos de incidentes más altos ya que no hay sólido absorbente que pueda dañarse; las partículas se oxidan dejando una salida libre de partículas en la corriente. Los desafíos incluyen el desarrollo de ventanas adecuadas para un receptor presurizado y el desarrollo de un sistema de suspensión de sólidos en gases que mantenga uniforme la concentración de partículas y la temperatura dentro del receptor.

4.1.2. Receptores de partículas de calentamiento indirecto

4.1.2.1. Receptores cerrados de flujo de partículas con movimiento debido a la gravedad

Ma y al. propusieron un receptor de partículas calentado indirectamente con partículas fluyendo hacia abajo por la fuerza de la gravedad, a través de unos tubos dispuestos escalonadamente dentro de un recinto (42). Los tubos eran irradiados por rayos de luz solar concentrada en las superficies interiores mientras el calor se transfiere a las partículas que se encuentran en la superficie exterior de los tubos dentro de una cápsula (Figura 47). Unas pruebas y modelos a pequeña escala fueron desarrollados para mostrar que la transferencia de calor de las partículas era limitada alrededor del tubo, donde las partículas perdían contacto con las superficies calientes. Los datos específicos de la temperatura de las partículas y de la eficiencia térmica no estaban disponibles y no ha sido desarrollado una prueba con el Sol. Otra limitación incluye el mantenimiento del flujo másico y obtener una penetración significativa de los rayos de sol concentrada dentro de las cavidades tubulares. Las ventajas de este diseño no incluyen la pérdida de partículas a través de una apertura abierta y las pérdidas de calor se reducen en comparación a un receptor de cavidad abierta.

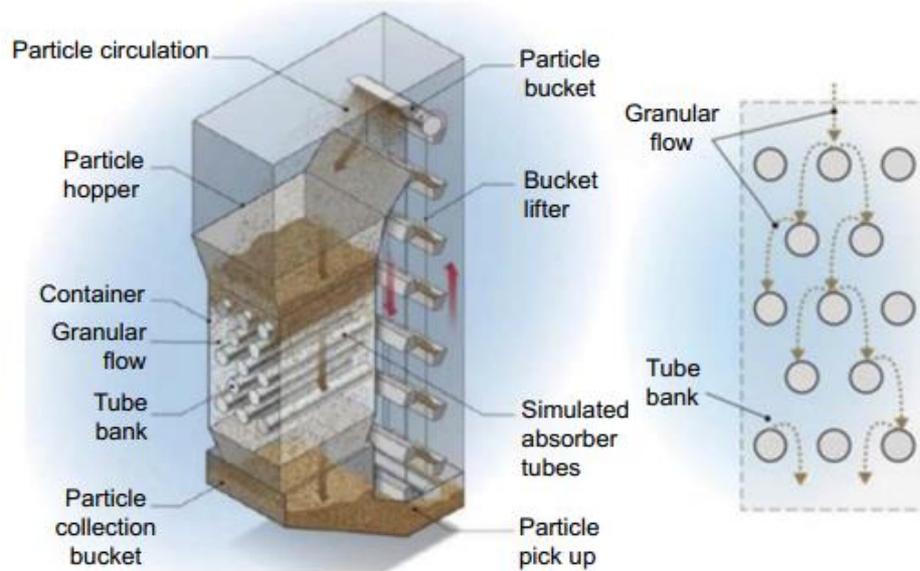


Figura 47. Receptor de partículas indirectas con el flujo de partículas dentro de una cavidad cerrada alrededor de tubos cuyas paredes interiores son calentadas por la luz solar.

4.1.2.2. *Receptores con flujo de partículas fluidizadas*

Flamant y al. han propuesto y demostraron un receptor de partículas indirecto en el cual las partículas son impulsadas hacia arriba a través de tubos irradiados por un flujo de aire, que fluidiza las partículas e incrementa la transferencia de calor desde las paredes del tubo a las partículas que fluyen (43). Se registraron aumentos de temperatura de las partículas superiores a 200°C en 50 cm de distancia para un tubo de AISI 304L con irradiancias desde 200 a 400 W/m^2 . La temperatura a la salida de los tubos irradiados estuvo en torno a 750°C , y el coeficiente de transmisión de calor del muro fue determinado en $420\text{-}1100\text{ W/m}^2\text{-K}$ para flujos de masa de $10\text{-}45\text{ Kg/m}^2\text{-s}$ respectivamente. La eficiencia térmica no fue determinada. Los desafíos de este sistema incluyen los requerimientos de la energía parásita para fluidizar las partículas a través de los tubos del receptor con suficiente flujo másico para la potencia deseada.

4.2. Receptores con metales líquidos

4.2.1. Introducción

El sodio líquido, el plomo-bismuto y el estaño se han estudiado como posibles fluidos de transferencia de calor para los sistemas de receptores centrales que operan a temperaturas superiores a 700°C . El sodio líquido tiene una muy alta conductividad, que puede permitir mayores flujos solares en el receptor, mayores eficiencias del receptor, y menores tensiones térmicas en las paredes de tubo. Los receptores de sodio que emplean un cambio de fase de vapor a líquido a través de tubos se han estudiado para aplicaciones de producción de potencia. Los receptores de cambio de fase de sodio pueden ser buenos candidatos para aplicaciones con disipadores de calor isotérmicos tales como procesos termoquímicos de almacenamiento de cambio de fase.

4.2.2. Propiedades termofísicas de los metales líquidos

Los sistemas de receptor central tienen un esquema consolidado cuando el ciclo de Rankine es subcrítico, el uso y el almacenamiento determinan la factibilidad económica del proyecto. En esto, las sales de nitrato fundidas se están convirtiendo en el material de referencia de diseño ya que los nitratos son baratos y proporcionan una gran capacidad de almacenamiento. A partir de 2016, los receptores solares con sales fundidas de nitrato alcanzan eficiencias térmicas del 88%. Sin embargo, hay dos factores esenciales a corto y medio plazo que hacen que sea necesario buscar alternativas, como el límite de temperatura superior que a partir de 2016 es de aproximadamente 580°C y el alto punto de fusión que requiere calentamiento de trazas y por lo tanto

complica la operación y el mantenimiento.

Como se puede observar en la Figura 48 y Tabla 2, algunas mezclas de metales líquidos tales como NaK o PbeBi eutectic (LBE) pueden conducir a un rango muy amplio de temperaturas de operación en fase líquida. En algunos casos, como la composición eutéctica de NaK con 78% de potasio, la temperatura de fusión es muy baja, -11°C (44), facilitando su uso como fluido de transferencia de calor en plantas de energía solar térmica sin hacer uso del calor de calentamiento que generalmente incrementan los costes de mantenimiento.

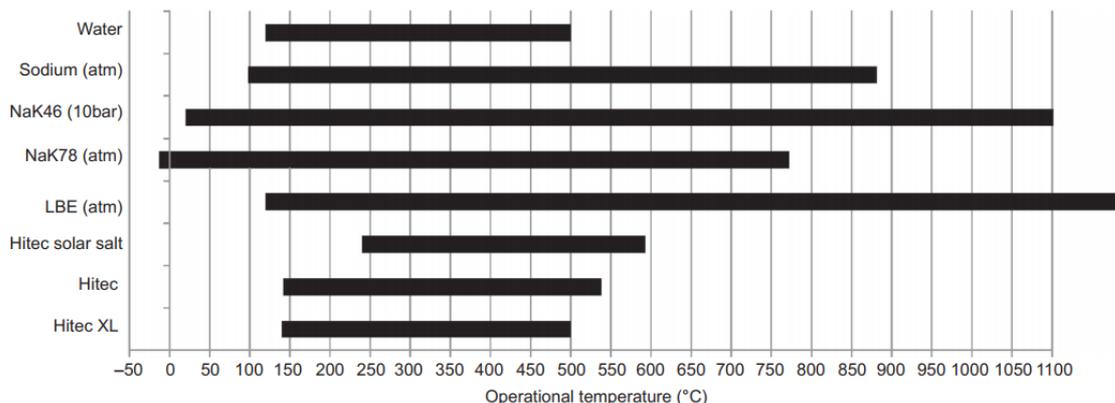


Figura 48. Rango de temperaturas del agua, metales líquidos y sales fundidas

Tabla 2. Comparación de las propiedades termofísicas de varios metales líquidos y la sal solar

	Sodio	Na-K	LBE	Sal solar
Punto de fusión ($^{\circ}\text{C}$)	98	-11	125	220
Punto de ebullición ($^{\circ}\text{C}$)	890	785	1533	565
Conductividad térmica (W/mK)	119.3	26.2	13.7	0.53
Densidad (Kg/m^3)	820	749	10139	1804
Calor específico (KJ/KgK)	1.256	0.937	0.143	1.52
Viscosidad dinámica (Pa s)	0.000149	0.000176	0.00144	0.00169
Número de Prandtl	0.0016	0.0063	0.015	4.85

El sodio posee una amplia experiencia ya que se propone en la industria nuclear para reactores rápidos de metal líquido, así que, se tienen los conocimientos prácticos existentes en aspectos sensibles como seguridad y control, y validación de hardware de componentes clave como bombas, válvulas, líneas y generadores de vapor. Su temperatura de ebullición es sustancialmente más alta que las sales solares y presenta una conductividad térmica excepcional. La presión de vapor a 595°C está solo ligeramente por encima de la presión atmosférica. Su defecto principal es que reacciona con agua y aire, y, por lo tanto, se asocian altos costes de mantenimiento. La alta reactividad del sodio y el agua es una consideración importante en el diseño de componentes de sodio, principalmente el generador de vapor de sodio, ya que aumenta potencialmente el coste de estos componentes. El punto de fusión es relativamente alto (98°C), así que se requiere un aporte de calor como en el caso de las sales fundidas.

En resumen, la sal fundida es más barata que el sodio en un factor de dos y tiene un tres veces más su capacidad de almacenamiento, factores que son particularmente importantes en subsistema de almacenamiento térmico. Por otro lado, el sodio tiene una velocidad de transmisión del calor cinco veces mayor, lo que significa

que los receptores de sodio (como los receptores de agua/vapor) pueden ser de un solo pase; es decir, todo el aumento de temperatura del fluido desde aproximadamente 260 °C hasta 540 °C se lleva a cabo en un solo paso a través del flujo solar (45).

El LBE se ha propuesto recientemente como una buena alternativa. Aunque la conductividad térmica es significativamente más baja que la del sodio, proporciona un amplio rango de temperaturas de operación. Sin embargo, su alta densidad disminuye la capacidad de calor en los sistemas de almacenamiento. Además, los fluidos prometedores como LBE y Sn presentan grandes tasas de corrosión (46). El LBE presenta un alto límite de solubilidad para el níquel y el cobre. Como consecuencia, se requieren inhibidores o capas protectoras para usar aleaciones y aceros basados en níquel con alto contenido de níquel debido a las altas temperaturas. Un problema similar se encuentra con el estaño fundido por encima de 600 °C, ya que hay una falta de información sobre los materiales metálicos adecuados para la operación, y algunas de las posibles opciones propuestas son grafito, molibdeno, tungsteno o renio o quizás el uso de algunas cerámicas y materiales refractarios.

Aunque el sodio tiene características de transferencia de calor mucho mejores que LBE, las estrictas medidas de seguridad asociadas han motivado la formulación de nuevos enfoques entre la comunidad solar de concentración mediante la adopción de LBE como una etapa intermedia en el proceso de entender la solarización. Un pequeño sistema de concentración de energía solar en el rango térmico de 10 kW se encuentra en construcción en Alemania dentro de una iniciativa conjunta lanzada por el Karlsruhe Institute of Technology (KIT) y el Solar Institute of the German Aerospace Centre (DLR). El sistema consiste en un horno solar de disco parabólico y un circuito de prueba de metal líquido con una bomba, un enfriador, un calentador eléctrico y el receptor térmico (47).

Además del rango de temperaturas de operación, el principal activo del metal líquido es su alta conductividad térmica que hace posible reducir el tamaño de los intercambiadores de calor y del receptor solar. Los metales líquidos presentan un bajo número de Pr que conduce a un flujo turbulento con alta conductividad. Boerema et al. desarrolló un modelo simple de receptor para determinar las influencias de las características de los fluidos en el diseño y eficiencia del receptor (48). Encontraron que el Hitec tiene un alto número de Pr (45-1), dependiendo de la temperatura, mientras que el sodio líquido tiene un número de Pr muy bajo (0.01-0.004), con solo una variación relativamente pequeña en el rango de temperatura. El estudio también encontró que para sodio líquido se tiene un alto coeficiente de transferencia de calor (un orden de magnitud mayor que Hitec) y baja capacidad calorífica (30-50% menor que la sal Hitec). El bajo valor del número Pr y la alta conductividad para metales líquidos dificultan el uso de las correlaciones Nusselt típicas, generalmente expresadas en función del número Re y Pr para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. Los metales líquidos no entran en el dominio de validez ya que el parámetro dominante es el número de Peclet (Pe) que se define como la razón de la velocidad de advección de calor sobre la tasa de difusión de calor, lo que hace que su fórmula sea el producto de Re y Pr ($Pe = Re Pr$). En una revisión de 2016, Benoit et al. (49) evaluó en detalle las correlaciones más habituales propuestas para los metales líquidos por LyoneMartinelli, SleichereRouse y ChengeTak. Concluyeron que la correlación de LyoneMartinelli tiende a sobreestimar los datos experimentales para $Pr = 1$ y recomiendan la correlación de ChengeTak para obtener el número de Nusselt:

$$Nu = A + 0.018 Pe^{0.18}$$

con

$$A = \begin{cases} 4,5 & Pe \leq 1000 \\ 5.4 - 9 \cdot 10^{-4} & 1000 < Pe \leq 2000 \\ 3,6 & Pe \geq 20000 \end{cases}$$

La siguiente muestra una comparación del número Re para diferentes fluidos de transferencia de calor para la misma velocidad. Se asumió un valor de 2 m/s como representativa de la operación de los fluidos en plantas de energía solar térmica. El sodio y el LBE tienen una turbulencia sustancialmente más alta que las sales fundidas.

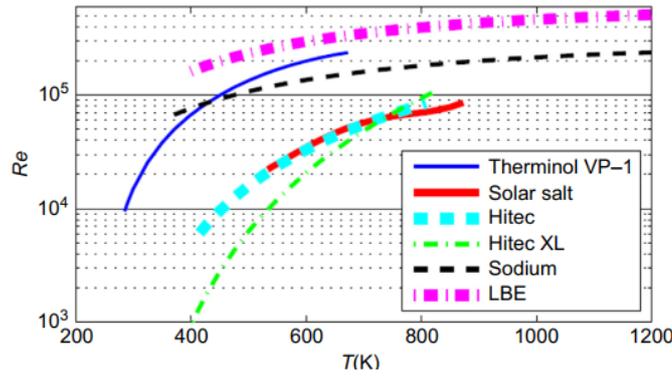


Figura 49. Número de Reynolds para fluidos de transferencia en función de la temperatura para 0.025m de diámetro de tubo y 2 m/s de velocidad

La conductividad térmica de los metales líquidos conduce a altos coeficientes de transferencia de calor. Para velocidades de flujo de 1 m/s para un solo tubo con $D=12$ mm a 400 °C, la sal fundida alcanza aproximadamente 4600 W/m² K, mientras que con sodio líquido se puede alcanzar más de $50,000$ W/mK (50). La Figura 50 muestra la evolución del coeficiente de transferencia de calor para diferentes metales líquidos y sales solares. Los coeficientes para LBE son dos veces más que los de sales solares y cinco veces en el caso de Sn. El sodio muestra un orden de magnitud de valores altos. Se debe notar que, en el caso del sodio, el coeficiente de transferencia de calor disminuye cuando la temperatura aumenta porque la conductividad térmica disminuye con temperatura.

Usar una longitud fija de receptor (4 m) y alterar la tasa de flujo másico de tal manera que se logre la temperatura de salida del fluido deseada, permite calcular la eficiencia y la temperatura superficial máxima (temperatura en la salida de la tubería) para varios diámetros (48). La Figura 51 muestra que la eficiencia y la temperatura de la superficie de la tubería en la salida del receptor usando sodio líquido es bastante estable al aumentar los diámetros de la tubería, mientras que para Hitec ambas magnitudes son altamente dependientes del diámetro de la tubería. Esto es importante ya que el uso de tubos de mayor diámetro reduce el número de tuberías necesarias para el receptor y, por lo tanto, los costes de fabricación

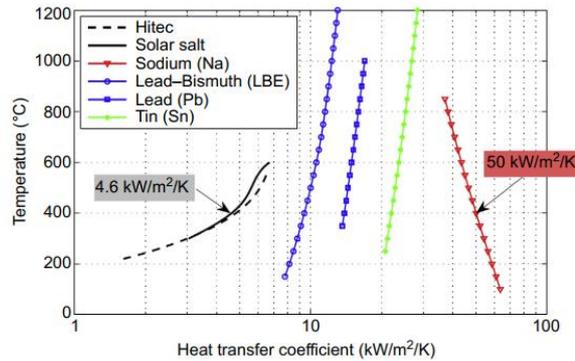


Figura 50. Coeficiente de transferencia de calor para tubos ($D=12$ mm; $u=1$ m/s; espesor= 0.1 mm) (50)

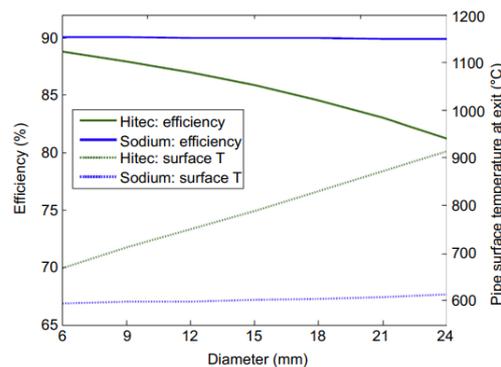


Figura 51. Eficiencia y temperatura máxima para receptores de Hitec y sodio con diferentes diámetros (emisividad =0.85; concentración =1300; Longitud del tubo: 4m)

A la misma densidad de flujo que las sales fundidas, el sodio disminuye el gradiente térmico de convección en la superficie de la pared del tubo interior. Esto también reduce la temperatura de la pared del tubo y el riesgo de puntos calientes y, por lo tanto, las tensiones en las tuberías. Un de los objetivos en el diseño de receptores solares es lograr 30 años de vida. Un ciclo por día durante 30 años agregaría hasta alrededor de 11,000 ciclos a lo largo de la vida. El problema es que hay parte de la vida reservada por culpa del clima ya que produce transitorios que también causan ciclos térmicos en el receptor. Los análisis de los datos meteorológicos de 1984 en Barstow combinados con el análisis hidráulico térmico del fluido en los tubos y el análisis estructural de los tubos ha llevado a un pico recomendado de flujo incidente permitido de 0.85 MW/m^2 para sal fundida y 1.75 MW/m^2 para sodio, en receptores fabricados con acero inoxidable 316 (51). Sin embargo, variaciones en las tasas de flujo o en la ubicación del flujo máximo en el receptor dará lugar a un límite de flujo diferente dentro de los rangos como se muestra en la Figura 52.

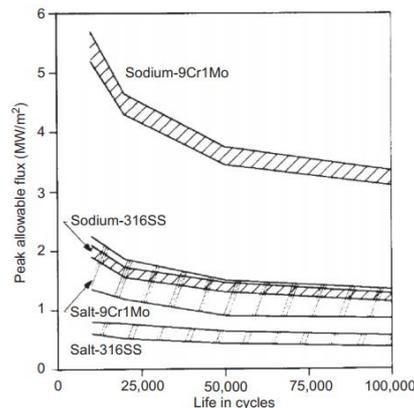


Figura 52. Niveles máximos de flujo permitidos en función de la vida del tubo para receptores de sodio y sales fundidas y 9Cr1Mo y 316SS

Las densidades de flujo más altas conducen a receptores más pequeños para la misma potencia de salida. La reducción de la superficie del absorbente disminuye los costes de materiales y fabricación. Conforme a los estudios preliminares de rendimiento del receptor, el sodio líquido conduce a una reducción del área de absorción de hasta el 57%, en comparación con la sal solar y un aumento absoluto de la eficiencia del 1.1% al utilizar relaciones de concentración más altas (48). Además, debido a la reducción del área absorbente, la radiación y las pérdidas por convección también pueden disminuir. Por lo tanto, ambas opciones implican una mayor eficiencia y rendimiento del receptor.

4.2.3. El proyecto CRS-SPSS de la International Energy Agency

La experiencia operacional más extensa de los receptores solares de metal líquido tuvo lugar en Almería, España, en el marco del proyecto SSPS de la International Energy Agency (AIE). El proyecto fue desarrollado durante los años 1982-1986 y dos receptores fueron analizados. El primer receptor era un tipo cavidad orientado hacia el norte, con una apertura vertical octogonal (Tabla 3). El receptor fue diseñado por Interatom (Alemania) y fabricado por Sulzer Company (Suiza). El panel absorbente era un segmento de cilindro de 120 grados con 4,5 m de diámetro. El sodio fluía a través de seis tubos paralelos horizontales (38 mm de diámetro exterior y 35 mm diámetro interior) que era conducido en un serpentín desde la entrada en la parte inferior de la cavidad hasta la salida en la parte superior (Figura 53). Los tubos no se soldaron a lo largo de su longitud, sino que se soportaron individualmente. El sodio entraba en el colector de entrada a $270 \text{ }^\circ\text{C}$ y salió por el colector de salida a $530 \text{ }^\circ\text{C}$. La ubicación del panel absorbente dentro de la cavidad era tal que el pico de la densidad del flujo de calor alcanzó $0,63 \text{ MW/m}^2$ con un valor promedio de $0,16 \text{ MW/m}^2$ (52). El receptor de cavidad acumuló 1005 h de operación durante 1981-1983. El receptor obtuvo menor eficiencia térmica de lo esperado. La eficiencia calculada a partir de datos de estado estacionarios fue del 87.5% (53), y una eficiencia promedio diaria del 66.7%.

Tabla 3. Especificaciones técnicas del receptor de sodio externo y de cavidad probados en el proyecto CRS-SSSP, Almería

Especificaciones del receptor	Cavidad	Externo
Número de tubos	6	5x39
Diámetro de tubo (mm)	38	14
Pared del tubo (mm)	1.5	1
Material del tubo	AISI 304 H	AISI 316L
Área de apertura (m ²)	9.7	7.9
Longitud del paso de flujo simple (m)	87	23.5
Superficie activa (m ²)	17	
Superficie total (m ²)	62	
Peso total del tubo (Kg)	710	300
Aislamiento (Pyromark)	2500	2500
Flujo de calor máximo (MW/m ²)	0.63	1.38
Flujo de calor promedio (MW/m ²)	0.16	0.35
Temperatura de entrada/salida (°C)	270/530	270/530
Flujo másico (Kg/s)	7.3	7.3
Presión (bar)	2.6	6
Caída de presión (bar)		1.5
Potencia de entrada/salida	2.8/2.4	2.8/2.5

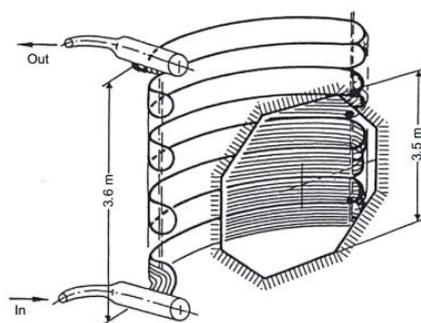


Figura 53. Receptor de sodio de cavidad del proyecto SSPS

El segundo receptor, el llamado receptor avanzado de sodio o ASR, era externo y formado por cinco paneles dispuestos para formar un absorbente rectangular (Tabla 3). El ASR fue diseñado y fabricado por Franco-Tosi Industriale (Italia) y AGIP SpA (Italia). Cada panel consistía en un haz de tubos con 39 tubos (14 mm de diámetro externo y 12 mm de diámetro interno). El encabezado superior podía moverse verticalmente para acomodar el crecimiento térmico del panel. Los tubos irradiados se ensamblaron en grupos de tres (Figura 54). Estos tres podían crecer axialmente con respecto al marco e incluso rotar.

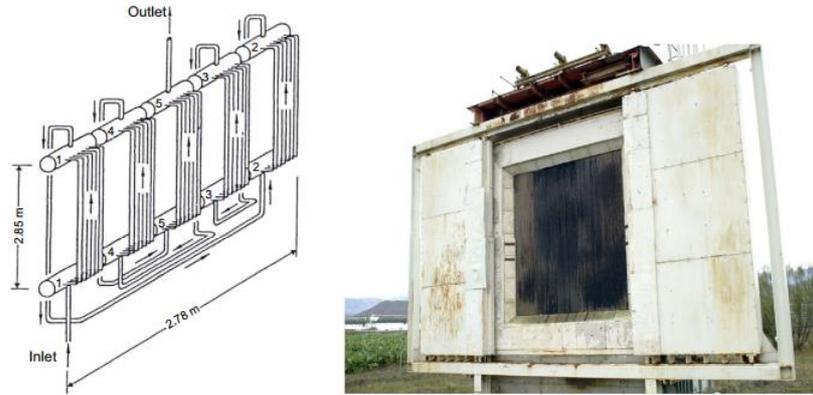


Figura 54. Esquema e imagen del receptor de sodio externo (ARS) del proyecto SSPS.

Algo de flujo solar concentrado pasaba a lo largo de los huecos de los tubos y calentaba la estructura de pared posterior. Por lo tanto, detrás del sistema de haces de tubos se ubicó un doble blindaje de material altamente refractario a base de alúmina para proteger la estructura posterior de la radiación incidente y para reflejar e irradiar esta energía de vuelta a los tubos. El panel fue diseñado para una densidad de flujo de calor pico de 1.38 MW/m^2 , con 0.35 MW/m^2 como valor promedio.

Ambos receptores lograron producir una potencia térmica de 2.4-2.5 MW. Además, el segundo receptor ASR podría probarse hasta sus límites al ejercer un flujo máximo densidad de $2,5 \text{ MW/m}^2$ en su superficie absorbente, que sigue siendo el mayor flujo sostenido por un receptor solar (Figura 55).

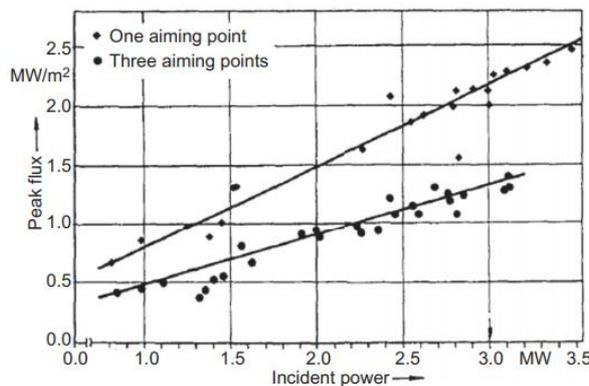


Figura 55. Flujo máximo obtenido en el receptor de sodio externo (ASR) para diferentes estrategias de punto objetivo y potencia incidente (60)

En el caso del receptor externo, había cinco paneles de 2,85 m de altura y conectados en serie con cada panel que estaba compuesto por 39 tubos verticales que se conectaron en paralelo. Esto significa que para el flujo de sodio líquido de diseño de 7.3 kg/s , el caudal másico correspondiente por tubo fue de 0.187 kg/s con una longitud de tubo en serie de aproximadamente 14 m. El diámetro interno del tubo era de 12 mm, lo que da como resultado una velocidad de flujo de diseño de aproximadamente 2 m/s, un número de Re de 8-104, y una caída de presión de aproximadamente 3300 Pa/m . Las temperaturas de entrada y salida probadas fueron 200/480, 270/530 y 280/560 °C. La sección más irradiada del tubo en el panel central alcanzó una temperatura máxima de 690 °C (diseño 590 °C) y una diferencia de temperatura máxima entre la superficie del tubo y el sodio a granel

de 180 °C (diseño 95 °C). La temperatura máxima podría ser reducida al usar en el futuro diseños de tubos con diferentes medidas. Con respecto a la diferencia de temperatura en todo el ancho del panel, se midió a 41 °C para la estrategia de tres puntos de apunte y 84 °C para una estrategia de puntos de un solo objetivo. El análisis metalúrgico que se llevó a cabo detecta fallas eventuales y confirma que no se encontró daño por fluencia. Este hecho contribuyó a la decisión de incluir pruebas de alto flujo de hasta 2.5 MW/ m². El receptor presentó una mejora del 5% en la eficiencia diaria promedio con la estrategia de un solo punto, que facilita el inicio temprano a 200 W/ m² DNI en lugar de 300 W/ m² en el punto de diseño (Figura 56).

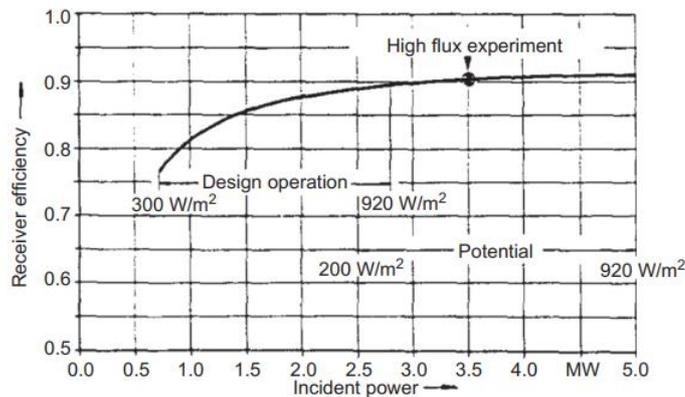


Figura 56. Rendimiento potencial de los receptores de sodio de alto flujo mejorados en pruebas con ASR en el proyecto SSPS

Desafortunadamente, se produjo un incendio de sodio en la planta del receptor central IEA / SSPS en 1986. Fue el resultado de procedimientos de reparación no convencionales para reemplazar una válvula en una línea de sodio. La consecuencia fue un espray de sodio que produjo una cantidad de 14 toneladas de sodio liberado durante 30 minutos. Debido a la naturaleza de los incendios de sodio, la propagación fue limitada; sin embargo, el accidente implicó el desmantelamiento de la instalación y la interrupción de las actividades de I + D. Desde entonces, se ha desarrollado en gran medida la modelización de la combustión del sodio y la extinción de sus incendios. Además, el costo del sodio (US 2\$/kg) es cuatro veces más caro que la sal solar que se usa típicamente en las torres solares actuales (60% a 40% en peso de NaNO₃) y el LBE es aproximadamente 26 veces más caro (US 13\$/kg).

4.2.4. Otros proyectos de receptores solares de metales líquidos

CRS-SSPS ha sido el único proyecto que ofrece datos experimentales después de una prueba extendida. Pocas otras iniciativas pueden ser reconocidas a partir de una revisión en la literatura. Un proyecto pionero tuvo lugar a principios de la década de 1980 por Rockwell International y el US Department of Energy Cuyos resultados fueron fundamentales para el diseño de Receptores SSPS. El desarrollo involucró la construcción y prueba de un receptor de 3.6 m² de sodio líquido para su evaluación en Central Receiver Test Facility (CRTF) en Albuquerque, Nuevo México. La apertura del receptor era de 3.0 m de alto por 1,2 m de ancho, y consistía en tres paneles de 21 tubos operando en paralelo (AISI 316, 5.3 m de largo, 19 mm de diámetro exterior, con un espesor de pared de 1.2 mm). La planta funcionó durante 75 h en 1981/1982 a niveles de potencia de hasta 2.85 MWth, las temperaturas de entrada/salida fueron de 288 °C/593 °C, el flujo solar de hasta 1.53 MW/ m², y se demostró un control satisfactorio del receptor sin mayores problemas del subsistema del receptor. La eficiencia térmica obtenida fue superior al 90%, aunque con gran incertidumbre en el sistema de medición de flujo.

A partir de 2016, el único proyecto conocido de una planta de energía solar térmica basada en el uso de sodio líquido como fluido de transferencia de calor es Jemalong Solar Thermal Station1 desarrollado en Forbes, Nueva Gales del Sur, Australia por la empresa Vast Solar. Jemalong es una pequeña planta de 1.1 MWe (6 MWth) que apunta a operar conectada a la red local, con 3 h de almacenamiento térmico en dos tanques de sodio líquido. Presenta el clásico diagrama de flujo, con el receptor funcionando a una temperatura de entrada de 270 °C y una temperatura de salida de 560 °C (Figura 57).

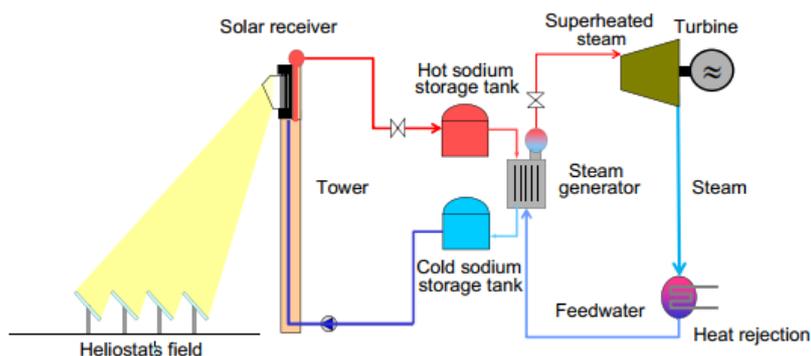


Figura 57. Diagrama de flujo de un sistema de sodio como fluido térmico y de almacenamiento

Vast Solar probó en 2012 un circuito de sodio con un receptor tubular de 1.2 MWth que es capaz de alcanzar un flujo máximo de 1.5 MW/m^2 . El sistema consiste en 700 pequeños heliostatos, un receptor térmico montado en una torre de 25 m, un intercambiador de calor simple (caldera) y tanque de almacenamiento de energía.

El proyecto de 6-MWth se comenzó a construir en 2014 e incluye un diseño multipotencia compuesto por cinco torres con un receptor de 1.2 MWth cada una. La planta piloto está planificada como un paso necesario para escalarla hasta una planta comercial de 30 MW.

Desafortunadamente, en junio de 2015 comenzó un incendio en un tanque que derramó sodio metálico, provocando la evacuación de trabajadores y vecinos. El incendio, sin embargo, se manejó adecuadamente y el proyecto continuó su desarrollo con normalidad, con la puesta en marcha de la planta piloto comenzó en 2016.

4.2.5. Ciclos de potencia innovadores con metales líquidos como fluidos térmicos

Después de los problemas de seguridad con el sistema de almacenamiento de metal líquido durante el funcionamiento de los proyectos de IEA-SSPS y Jemalong, queda claro que el uso de un esquema binario de sodio / sal es necesario. Parece necesario minimizar el volumen de sodio al restringir su uso para el bloque del receptor solar y luego utilizar un bloque intermedio con un fluido térmico diferente (por ejemplo, sal solar) para el almacenamiento y la transferencia de calor al generador de vapor. Con esta estrategia, el sistema aprovechará los principales beneficios del sodio, y otros metales líquidos, con respecto a la eficiencia, tamaño y área de apertura del receptor solar, donde las transmisiones de calor son importantes, y evitarán la baja capacidad de calor y riesgos operacionales asociados con el almacenamiento y generación de vapor (45). Sin embargo, el sistema binario tiene un nivel adicional de complejidad e introduce una nueva fuente de riesgo en caso de una fuga en el intercambiador de calor sodio/sal porque la reacción sería fuertemente exotérmica. Otro problema es que la mejora de la eficiencia en el receptor en comparación con uno de una planta de sal solar sería poco más del 1%. Por eso, hay pocas posibilidades que los metales líquidos reemplacen los sistemas de receptor central de sal solar.

Como alternativa, las tecnologías futuras pueden abordar receptores basados en conceptos de tuberías de calor como los que ya se implementaron en los sistemas dish-Stirling (54). Normalmente, en receptores de disco con motores Stirling, el receptor absorbe la luz y transfiere la energía en forma de calor al gas, que es generalmente helio o hidrógeno. Las temperaturas de trabajo del fluido térmico están entre 650 °C y 750 °C . Esta temperatura influye fuertemente en la eficiencia del motor. Debido a las altas temperaturas de operación, las pérdidas de radiación penalizan en gran medida la eficiencia del receptor; por lo tanto, un diseño de cavidad es la solución óptima para este tipo de sistemas.

Existen dos métodos de transferencia de calor diferentes que se utilizan comúnmente en receptores de discos parabólicos para aplicaciones de generación con motores Stirling o en reactores solarizados para aplicaciones termoquímicas. En receptores directamente iluminados, el mismo fluido de gas utilizado dentro del motor es calentado externamente en el receptor a través de un haz de tubos. En receptores indirectos, se usa un

fluido intermedio para desacoplar el flujo solar y la temperatura de trabajo del fluido del motor o la sustancia química del reactor. Uno de tales métodos son los tubos de calor, que emplean una mecha capilar de metal impregnada con un metal líquido que se calienta a través de la placa receptora, vaporizándose. La estructura distribuye el sodio a través de una bóveda calentada por el sol, y la energía térmica se transmite al sodio que se evapora normalmente en un rango de temperaturas entre 700 °C y 850 °C. El vapor se mueve a través del receptor y se condensa en una sección más fría, transfiriendo el calor al motor (Figura 58). Los procesos de evaporación / condensación garantizan un buen control de temperatura, proporcionando un calentamiento uniforme del motor Stirling (55). Sandia National Labs en EE. UU. demostró que el calor de las tuberías alcanzaba los 115 kWth y un flujo máximo de 1 MW/ m². La experiencia con los receptores de sodio de tuberías de calor también ha tenido mucho éxito al lograr diseños híbridos con grandes pruebas realizadas en la Plataforma Solar de Almería en España (56).

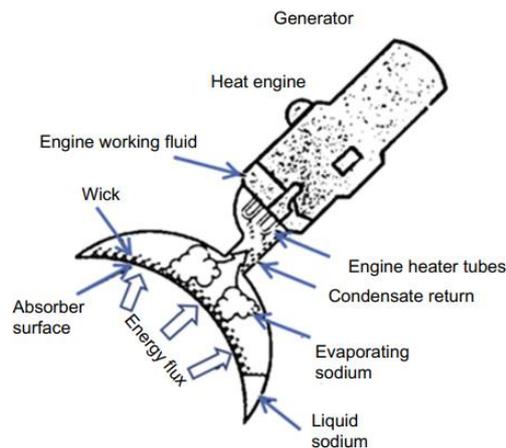


Figura 58. Receptor de sodio con reflujo. (64)

Una revisión publicada en 2015 proporciona una idea de las diferentes alternativas de diseño, aún a nivel conceptual, que son el resultado de la adaptación de la tecnología del disco solar a los receptores centrales en las torres solares con sodio que cambia de fase. Sin embargo, existe un riesgo ya que podría producirse una ebullición inestable dentro del tubo, produciendo zonas con mayor transmisión de calor y caídas bruscas de temperatura. Por lo tanto, son necesarias las pruebas experimentales y la investigación para evaluar la controlabilidad de los gradientes de temperatura en el material antes de escalar la tecnología.

Si finalmente se resuelven los problemas técnicos relacionados con los materiales y la transferencia de calor en los receptores de cambio de fase de sodio, la tecnología puede utilizarse hasta 850 °C para alimentar ciclos termodinámicos de alta temperatura como el vapor supercrítico, ciclos de Brayton con aire y ciclos combinados. Las temperaturas más altas, más allá de 1000 °C, podrán ser alcanzables con otros metales líquidos como LBE en desarrollos futuros. De todos modos, cabe señalar que el impacto en la eficiencia de la planta es solo incremental, dado que la eficiencia está determinada por las eficiencias en los diferentes subsistemas, como campo de helióstatos, el receptor, circuito de fluido de transferencia de calor, los intercambiadores de calor, almacenamiento y ciclos termodinámicos.

Tabla 4. Rendimiento de los sistemas de una central solar con diferentes ciclos termodinámicos

	Unidades	Brayton 1000°C	Ciclo combinado	Brayton sCO ₂	Sales fundidas
Eficiencia de heliostatos	%	67.8	72.1	72.1	72.1
Eficiencia del receptor	%	72.2	83.1	79.1	87.5
Potencia térmica del almacenamiento/ bloque de potencia	MW	20.6	23.7	22.7	25.7
Rendimiento HTX	%	95	95	95	99
Potencia eléctrica neta	MW	9.4	21.5	10.4	10
Eficiencia neta del ciclo de potencia	%	47.9	42.6	48.2	40
Eficiencia total	%	22.3	24.2	26.4	24.9

En la Tabla 4 se pueden observar las diferencias en el rendimiento teórico para una planta de CRS haciendo uso de sales fundidas, un ciclo de Rankine subcrítico y otras tres soluciones avanzadas como un ciclo Brayton de aire regenerado a 1000 °C, un ciclo combinado con receptor solar que trabaja a 650 °C más respaldo fósil adicional hasta 1000 °C, y un ciclo Brayton de dióxido de carbono supercrítico operando a 650 °C. Todas las plantas están recibiendo 57MW en condiciones nominales en un receptor térmico, con un múltiplo solar de 2 y un almacenamiento térmico equivalente de 6 h. Como se puede observar, se puede lograr una mejora máxima de al menos un 2% en la eficiencia nominal. Por lo tanto, no es trivial evaluar si existe una zona real para soluciones técnicas que integren los metales líquidos en los que el hardware, a pesar de su coste, los desafíos técnicos y los riesgos asociados, requieren un esfuerzo sustancial de I + D. En la actualidad hay fuertes competidores en otros fluidos de transferencia de calor. También se buscan temperaturas de operación más altas como, por ejemplo, corrientes de aire altamente cargados en partículas o nuevas formulaciones de sales fundidas tales como carbonatos o sales a base de cloruro. Las sales fundidas se consideran hoy en día la opción comercial más madura de las plantas de CRS, aunque todavía existen problemas importantes debido a su naturaleza corrosiva relativamente alta para aleaciones de metales. Se están proponiendo muchas nuevas sales fundidas, pero sus características de corrosión no están disponibles en la literatura.

Una importante ampliación de mediano a largo plazo para la aplicación de sodio y otros metales líquidos es la integración en los sistemas de conversión directa donde el sodio podría ser el fluido de trabajo en sí mismo en el ciclo, y por lo tanto proporcionar esquemas disruptivos con alta eficiencia y la eliminación de las turbomáquinas y todo el bloque de potencia.

En particular, hay dos tecnologías que se conservan para los estudios de integración de CSP a nivel del sistema, como las celdas AMTEC (convertidor térmico/eléctrico de metal alcalino) Sistemas de conversión de energía LMMHD (Liquid Metal Magneto-Hydro-Dynamic). Los estudios en 2015 se centraron en el conocimiento conceptual y el análisis termodinámico. AMTEC puede beneficiarse de la experiencia previa en tuberías de calor con cambio de fase en receptores solares. El AMTEC es un dispositivo electroquímico que utiliza un fluido de recirculación de metal alcalino (sodio o potasio) que pasa a través de un electrolito de sólido en un circuito cerrado para producir un flujo de electrones en una carga externa. Los sólidos típicos utilizados son electrolitos cerámicos tales como alúmina β'' o P'' , que son muy buenos conductores de iones, pero pobres conductores de electrones, debido a su estructura cristalina. Además, resisten las altas diferencias de temperatura entre el ánodo y las superficies del cátodo. El metal líquido se conduce alrededor de un ciclo termodinámico cerrado entre una fuente de calor y un disipador de calor mantenido a diferentes temperaturas y, durante la fase de vapor del ciclo, el fluido se expande convirtiéndose directamente en energía eléctrica. El dispositivo AMTEC se caracteriza por alta eficiencia. Acepta una entrada de calor en un rango de aproximadamente 600

°C a 1000 °C y produce corriente continua con eficiencias del dispositivo del 10-30%. Se puede usar como ciclo de cabeza en un ciclo combinado con un ciclo de cola de Rankine. La mayoría de las tuberías de calor solar vaporizadas hicieron uso de sistemas embebidos al receptor para mejorar las características isotérmicas de la pared del receptor o para mejorar la transferencia de calor con el fluido calentado (portador térmico); sin embargo, la investigación experimental de 2015, a escala de laboratorio, ha demostrado el atractivo de utilizar configuraciones looppipe. La tubería de calor tipo loop tiene el potencial de mejorar la capacidad térmica de transporte separando las líneas de líquido y de vapor y, de este modo, se reduce la resistencia dinámica de los fluidos en la interfaz de líquido-vapor. Teniendo en cuenta que un receptor solar se encuentra usualmente inclinado, se puede utilizar un tubo de calor termosifón, siempre que la sección del condensador del tubo de calor se encuentre ubicado en una posición más alta

En un generador LMMHD, se tiene una mezcla de dos fases altamente electroconductora compuesto de un metal líquido y un gas (o vapor) que se mueven a través de un campo magnético y, por lo tanto, genera energía eléctrica. El flujo de dos fases es impulsado por la expansión de las burbujas del gas y el gas pasa por el ciclo termodinámico. Las investigaciones y el desarrollo de los sistemas de conversión de energía LMMHD se iniciaron en el comienzo de los años 60 y desde 1820 se han propuesto algunos diseños asistidos por energía. En muchos casos, los diseños solares se han concebido para bajas temperaturas desde 80 °C hasta 300 °C. En el funcionamiento a baja temperatura del poder solar el generador asistido LMMHD, el conducto MHD se libera de muchos problemas: vida del conducto, erosión-corrosión, precalentamiento, enfriamiento, etc., y el sistema en general está libre de la emisión de cualquier tipo de especie química. Para acelerar el flujo de metal líquido, hay varias posibilidades. En un flujo de un componente, el metal líquido se vuelve parcialmente gaseoso en el receptor y los cambios de densidad aceleran el flujo. En una operación de dos componentes, el fluido de trabajo termodinámico (gas/vapor) y el fluido electrodinámico (metal líquido) se mezclan. Las posibles combinaciones son metales alcalinos con helio o argón, pero también aleaciones de plomo o plomo con agua. Este mezclador es similar a un intercambiador de calor de contacto directo y actúa de hecho como una bomba. En la Figura 59 se muestra un diagrama de flujo que integra una planta de CRS con un generador LMMHD. El generador LMMHD se puede usar como un ciclo de cabeza con un ciclo de cola de Brayton o Rankine. Las eficiencias teóricas del dispositivo pueden exceder el 60%.

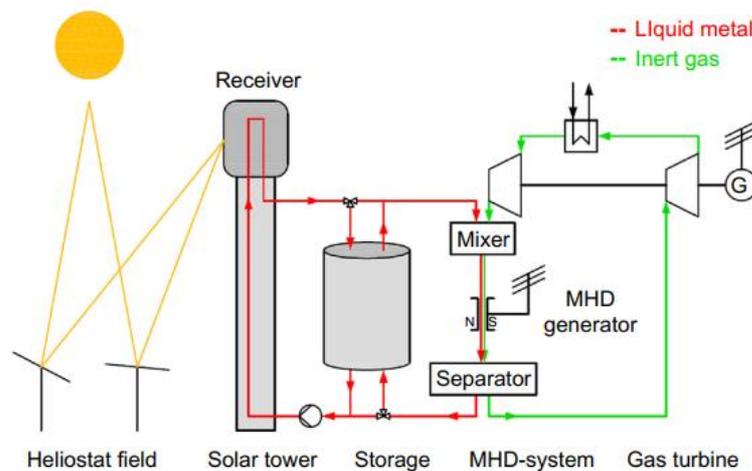


Figura 59. Esquema conceptual de la integración de un metal líquido con convertidor MHD en un sistema de receptor solar central.

4.3. Otros diseños de receptores de alto rendimiento

Además, novedosos diseños de receptores han sido propuestos para reducir las pérdidas y alcanzar mayores eficiencias. Esos diseños incluyen incrementar la captura de luz solar y absorción solar y cortinas de aire para reducir las pérdidas de calor convectivas.

4.3.1. Diseños de receptores para atrapar más luz solar

4.3.1.1. Característica de la superficie

Garbrecht y al. propuso un receptor externo con una serie de numerosas estructuras piramidales en el exterior del receptor que interceptaban la radiación incidente y podían crear una trampa de radiación (Figura 60). La sal fundida fluía desde el interior de cada pirámide hacia la punta, y luego a lo largo de los lados de la pirámide. Las simulaciones muestran que para una irradiancia de $1\text{MW}/\text{m}^2$, este receptor diseñado puede alcanzar una eficiencia del 90%. Las pérdidas de la radiación reflejada podrían reducirse al 1% y la emitancia térmica fue de aproximadamente el 3% de la radiación incidente. Los retos con este diseño incluyen alcanzar suficiente transferencia de calor en la punta de la pirámide, donde ocurre el mayor flujo de calor con el potencial de flujo interno estancado. Además, los costes asociados con la complejidad de los numerosos flujos a lo largo de la estructura de la pirámide pueden ser altos.

4.3.1.2. Receptor puntiagudo

Lubkoll y al. describen un diseño de precalentador de aire de un receptor central puntiagudo (SCRAP) que emplea una gran cantidad de picos o tubos que son irradiados. Cada espiga consiste en un tubo interno y externo a través del cual el aire fluye. Similar a los diseños piramidales, el aire frío fluye a través del tubo interno en un sentido y luego fluye en el sentido opuesto a lo largo del tubo exterior. El mayor efecto de enfriamiento del aire ocurre en cada pico, donde la irradiancia es mayor. Simulaciones CFD mostraron que las pérdidas radiantes eran solo un pequeño porcentaje de la potencia incidente total, pero las pérdidas por convección son significativamente mayores (16%) debido a la gran área de superficie. La eficiencia térmica de una punta irradiada a $1\text{MW}/\text{m}^2$ con una temperatura de salida de aire de aproximadamente 800C era aproximadamente 80%. Los desafíos incluyen reducir la caída de presión dentro de cada pico y la reducción de las pérdidas por convección.

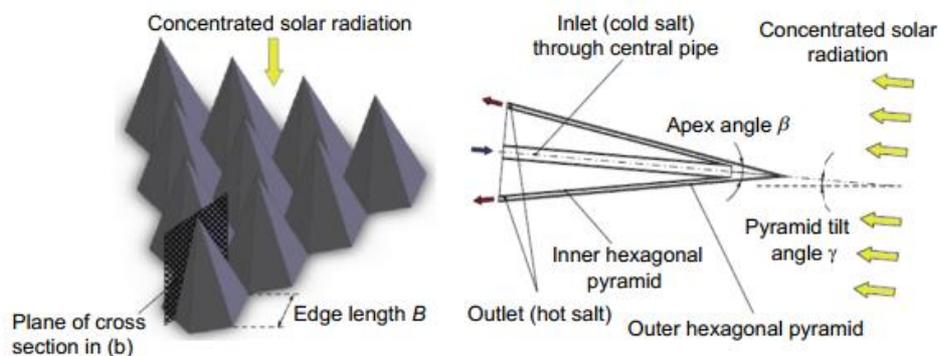


Figura 60. Diseño de receptor con una matriz de pirámides hexagonales.

4.3.1.3. Geometría con cuchillas

Otro enfoque para aumentar la captura de luz implica el uso de configuraciones alternativas a los paneles de tubo para receptores externos. Convencionalmente, los paneles de tubo están dispuestos de forma cilíndrica o cubica. Cualquier radiación incidente que se refleja se pierde al medio ambiente. Al organizar los paneles en una configuración de hoja, la luz reflejada puede ser interceptada por los paneles circundante (Figura 61). Además, al introducir el fluido de la transferencia de calor frío en las regiones exteriores de los paneles primero, la parte más caliente estará cerca del interior donde se reducen las pérdidas de calor radiante. Las simulaciones CFD mostraron que el diseño de paletas horizontales produjo la menor cantidad de pérdidas radiantes y convectivas y la mayor eficiencia. Para una irradiancia promedio de $500\text{KW}/\text{m}^2$ (2MW de incidencia en 4m^2 de superficie expuesta) la eficiencia térmica fue del 95% con unas pérdidas radiantes menores al 4% y las pérdidas convectivas menores al 1%. Los efectos del viento no fueron considerados. Los desafíos de este diseño incluyen consideraciones estructurales para prevenir las cargas dinámicas y de fatiga de los efectos del viento y la acomodación adecuada de los encabezados y cargas estáticas en esta novedosa configuración de receptor.

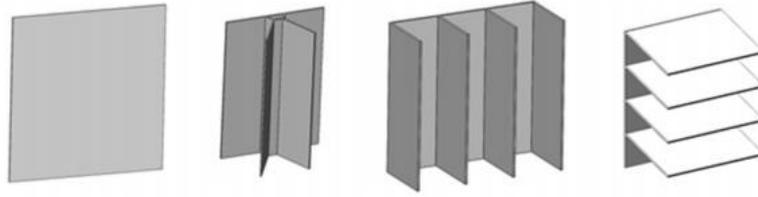


Figura 61. Geometrías de receptor con cuchillas

4.3.1.4. Geometrías similares al de Fractal

El concepto de introducir características para atrapar la luz a múltiples escalas fue introducido por Ho y al. En este concepto, las características y procesos de captura de luz pueden ocurrir a escala macro, escala media y microescala. En la escala macro (de metros a decenas de metros), se pueden emplear las geometrías con alabes o puntiagudas como se describe en las secciones anteriores. A media escala (de milímetros a decenas de centímetros) se pueden diseñar formas alternativas y disposiciones para los tubos que transportan el fluido caloportador. Estas han sido diseñadas para incrementar la absorción solar efectiva debido a las tramas de luz. A microescala (decenas de milímetros o menos) se pueden usar superficies y texturas que reducen la emitancia térmica e incrementan la luz atrapada. Combinar estas características y geometrías a múltiples escalas puede incrementar la eficiencia térmica de forma significativa. Los desafíos incluyen la fiabilidad y costes asociados con características novedosas, especialmente a escalas pequeñas.

4.3.2. Cortinas de aire

Las cortinas de aire han sido propuestas como forma de mitigar las pérdidas convectivas de los receptores de cavidad. Las cortinas de aire fueron propuestas para receptores de partículas de cavidad como medida para reducir tanto las pérdidas convectivas como la pérdida de partículas por la apertura. Los resultados de las simulaciones muestran que el uso de una cortina de aire tiene el potencial de reducir las pérdidas convectivas en varios puntos de porcentaje, pero las pruebas muestran que el flujo de aire podría causar inestabilidad en las partículas. El uso de la cortina de aire en receptores de cavidad para disco parabólico fue investigado por Zhang y al. Se estudiaron numéricamente diferentes configuraciones del flujo de aire a través de la apertura, y se obtuvo una configuración óptima. Mientras la cortina de aire puede reducir las pérdidas convectivas, no se ha realizado un análisis económico a alta temperatura.

5 CICLOS DE POTENCIA PARA CENTRALES DE NUEVA GENERACIÓN

En los últimos años ha habido un interés creciente en generar electricidad usando energía solar térmica debido al potencial de almacenamiento de energía térmica de bajo coste. Entre las tecnologías de energía térmica solar, la torre de energía ha demostrado la mejor promesa debido a sus temperaturas de funcionamiento más altas, lo que conduce a una mejor eficiencia y menor coste general. Si se usa sal fundida como fluido de transferencia de calor (HTF), la temperatura del fluido que sale del receptor es de aproximadamente 550 °C. Se pueden alcanzar temperaturas más altas mediante el uso de otros tipos de HTF, como el aire. A partir de 2016, el ciclo de Rankine de vapor subcrítico tradicional (SRC) se está empleando en estas plantas, lo que limita la eficiencia. Por tanto, está claro que el potencial de las plantas de torre no será completamente utilizado hasta que se pongan en servicio nuevos tipos de ciclos de potencia.

Por tanto, las mejoras que conllevan las investigaciones mostradas en este documento no conseguirán grandes beneficios sino se mejora el rendimiento del bloque de potencia. Para ello se proponen distintos tipos de ciclo en los que se han trabajado en los últimos años para incrementar el rendimiento del bloque de potencia. Esto se puede ver en la evaluación del rendimiento de una planta termosolar:

$$\eta_{global} = \eta_{campo\ sola} \cdot \eta_{receptor} \cdot \eta_{bloque\ de\ potencia} \cdot \eta_{alternador}$$

En la expresión anterior, se comprueba que por mucho que se mejore el rendimiento o las características en el receptor con nuevos diseños o sistemas de nueva generación, no llegarán a convertirse en los receptores de plantas termosolares comerciales del futuro sino se interviene en el resto de los rendimientos.

También, el uso de nuevos receptores otorga especificaciones más altas que con un sistema de Rankine subcrítico, se desaprovecharía el tiempo e investigaciones realizadas hasta el momento. Propiciándose el estudio en estas facetas del bloque de potencia.

De acuerdo con los objetivos establecidos en el programa SunShot por el US Department of Energy (DOE), la próxima generación de bloques de potencia debería ofrecer una eficiencia térmica cercana al 50% en comparación con la eficiencia actual de SRC del 42% o menos. Tal eficiencia térmica necesita ser lograda en condiciones de enfriamiento en seco porque las plantas de energía solar se encuentran típicamente en áreas áridas donde el agua es más escasa. En este capítulo, los SRC supercríticos, ciclos de Brayton de aire y de helio, y ciclos de energía supercríticos de dióxido de carbono se describirán y discutirán como candidatos potenciales a corto plazo. La eficiencia de la conversión de energía se puede aumentar aún más mediante el uso de ciclos combinados. En este caso, un ciclo de cola utiliza el calor residual del ciclo superior lo que otorga una mayor eficiencia y menos rechazo de calor al medio ambiente. Dependiente de las temperaturas de funcionamiento, se pueden emplear diferentes ciclos de potencia como ciclos de cola, incluido el SRC subcrítico. En este capítulo, el ciclo de Rankine orgánico (ORC), el ciclo de Rankine orgánico supercrítico (SORC) y dos potencias de absorción ciclos, a saber, el ciclo de Kalina y el ciclo de Goswami, se discuten como posibles candidatos.

5.1. Ciclos simples

En esta sección, se describen los ciclos independientes que se pueden usar para la generación de energía en plantas termosolares de concentración (CST). La sección está dividida en dos principales categorías de SRC y ciclos de gas Brayton.

5.1.1. Ciclos de vapor de Rankine

El SRC se ha utilizado en todas las plantas CST existentes. Las condiciones de funcionamiento dependen principalmente de la tecnología solar. En sistemas de plantas de generación de energía solar (SEGS) que utilizan concentradores cilindroparabólicos como los colectores solares y aceite sintético como HTF, el vapor sobrecalentado se genera a 371 °C y 100 bar. Utilizando la sal fundida a medida que aumenta el HTF o la generación directa de vapor en las plantas de torre, la temperatura del vapor resulta aproximadamente 540 °C, lo que provoca una mayor eficiencia térmica a eléctrica que se encuentra en el rango del 42% con un condensador enfriado en húmedo (57).

Además de aumentar la temperatura, elevar la presión del vapor a más de su presión crítica (222 bar) conduce a ciclos de Rankine de vapor supercrítico (SSRC), que dan una mayor eficiencia térmica (58). Aunque los SSRC no se han utilizado en las plantas actuales de CST, se han desplegado con éxito en centrales eléctricas de combustibles fósiles (59). Dependiendo de la configuración del ciclo y las temperaturas de operación, existe una presión óptima por encima de la cual la eficiencia térmica no mejora mucho. Por ejemplo, en un ciclo de recalentamiento para las temperaturas principales y de recalentamiento de 600 °C o 620 °C, aumentar la presión de vapor principal por encima de 300 bar no ofrece ninguna otra ventaja económica. A partir de 2016, la alta temperatura de los SSRC se limita a aproximadamente 627 °C debido a la limitación de los aceros. Se están evaluando otros materiales para operar a temperaturas más elevadas, mientras se presta especial atención a las aleaciones con alto contenido de níquel.

Es notable la mejora en la eficiencia mediante el uso de vapor supercrítico, en lugar de vapor sobrecalentado, pero tiene mayores costes de materiales. Cheang et al. (59) investigaron los costes asociados de los dos ciclos en plantas CST. Concluyeron que usar vapor supercrítico conduce a una mejora de la eficiencia del 4,6% mientras que el bloque de potencia se incrementa en un 31,9%. Encontraron el coste por kilovatio para las dos plantas y resultó ser más o menos igual, lo que no justifica el uso del fluido de trabajo a alta presión. Esta conclusión puede no ser válida para las plantas de energía de combustibles fósiles, donde se ahorra. Por lo tanto, se requiere un análisis exhaustivo de costes de vida de la planta antes de implementar SSRC en las plantas CST.

5.2. Ciclos de Brayton

Aunque todas las plantas CST operacionales se basan en el uso de SRC, hay un creciente interés en generar energía a temperaturas más altas y, en consecuencia, mayores eficiencias. Esto requiere el uso de receptores solares de alta temperatura. Los Ciclos de Gas Brayton, que ya han sido empleados durante mucho tiempo en plantas de energía con combustibles fósiles, son candidatos potenciales para su uso en las futuras plantas CST. Aire, helio y dióxido de carbono se puede usar como fluido de trabajo.

5.2.1. Ciclo de aire

La integración de la tecnología de torre con las turbinas de gas existentes es un concepto prometedor, que reduce el capital y los costes operativos y de mantenimiento. En este tipo de tecnología, CST se usa para precalentar el aire presurizado antes de ingresar a la cámara de combustión de la turbina de gas. El precalentamiento del aire aumenta la temperatura del aire comprimido, lo que reduce el consumo de combustible. Además, a pesar de las fluctuaciones en la entrada de energía solar, la temperatura de entrada de la turbina permanece constante y la potencia de salida es la deseada. Esto reduce las pérdidas debidas a frecuentes puestas en marcha y paradas y operación de carga parcial en las plantas CST convencionales, lo que conlleva una mayor eficiencia del sistema. Un SRC también se puede usar como ciclo de cola para mejorar aún más la eficiencia térmica. La temperatura del aire que ingresa a la cámara de combustión depende del tipo de receptor solar. Se pueden utilizar tanto receptores de sal fundida como los volumétricos presurizados. En el caso de los receptores volumétricos, la presión de operación está en el rango de 15-20 bar.

5.2.2. Ciclos de Helio

Los ciclos de Brayton de ciclo cerrado se reconocen como ciclos de potencia altamente eficientes a temperaturas de ciclo superiores. El fluido de alta temperatura que sale de la turbina pasa a través de una unidad de recuperación de calor donde su energía térmica se transfiere a la corriente al flujo que está dejando el último compresor. Usando intercambiadores entre los flujos de los compresores y precalentarlos con flujos procedentes de las turbinas puede mejorar aún más la eficiencia. Sin embargo, la eficiencia el beneficio del recalentamiento y el intercooling disminuye con cada etapa adicional. Se han considerado ciclos de Brayton de ciclo cerrado con helio como fluido de trabajo para aplicaciones nucleares. Se ha demostrado que se obtiene una eficiencia neta del ciclo de hasta el 48%, alcanzándose una temperatura de entrada a la turbina alrededor de 850-900 °C. Sin embargo, por un reactor rápido refrigerado por sodio, la temperatura máxima del fluido de trabajo se limita a 500-550 °C (60), que se puede lograr en las plantas de torre.

5.2.3. Ciclos supercríticos de Brayton de dióxido de carbono

El dióxido de carbono es un compuesto no tóxico, económico, no inflamable y altamente estable con propiedades críticas bajas, es decir, 7,38 MPa y 30,98 °C (314,13 K). Alrededor del punto crítico, el CO₂ no es un gas ideal, y su comportamiento es muy sensible a la presión y la temperatura. En otras palabras, las propiedades del fluido varían significativamente alrededor del punto crítico. La Figura 62 muestra las variaciones de densidad del CO₂ en diferentes condiciones de operación. Como se puede ver, la densidad es muy alta alrededor del punto crítico. Por lo tanto, el trabajo de compresión es considerablemente reducido si el dióxido de carbono entra al compresor cerca de la condición crítica, que es la principal ventaja del dióxido de carbono supercrítico (s-CO₂) sobre el resto de los fluidos. Wright et al. (61) compararon la densidad de s-CO₂ en un ciclo de Brayton de ciclo cerrado con un de agua. En las condiciones especificadas, la densidad del CO₂ en la entrada del compresor es del 60% la densidad del agua, lo que resulta una baja potencia de compresión.

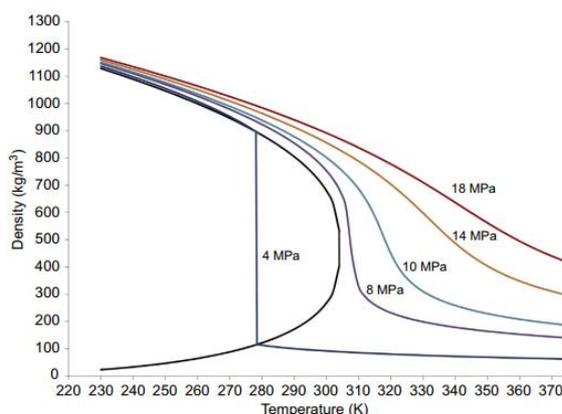


Figura 62. Variaciones de la densidad del CO₂ para diferentes temperaturas y presiones.

Además de la densidad, existen otras propiedades del CO₂ que también cambian drásticamente alrededor del punto crítico. Como se puede ver en la Figura 63, la conductividad térmica del CO₂ se maximiza cerca del punto crítico que alcanza 148.95 Wm/mK a 305 K. De Refprop (62) se obtienen, la conductividad térmica del agua a 305 K es 618.41 Wm/mK, mientras que la conductividad térmica del aire es 26.355 Wm/mK a la presión atmosférica y 305 K de temperatura.

A continuación, la Figura 64 muestra la variación el calor específico del CO₂ cerca del punto crítico. Las grandes variaciones en el calor específico afectan el diseño del recuperador en el ciclo de potencia. Eso provoca que, para ciertas condiciones operativas, existe un pinch-point en el recuperador. El pinch-point es la ubicación donde la diferencia de temperatura entre las corrientes es más baja. Como el calor específico varía radicalmente con los cambios de presión y temperatura, la diferencia de temperatura entre los fluidos varía ampliamente dentro del recuperador. En consecuencia, la ubicación del pinch-point puede encontrarse en algún lugar dentro del recuperador. Por lo tanto, es necesario un análisis más detallado de los perfiles de temperatura para evaluar el rendimiento del recuperador. Por otra parte, el tamaño y la eficiencia del recuperador se ven directamente afectados por la presión de operación. Por tanto, a diferencia de los recuperadores de gases ideales, como el helio, donde la diferencia de temperatura es casi constante y depende únicamente de la relación de

presión y las temperaturas, la presión de funcionamiento también es importante y debe determinarse de forma óptima.

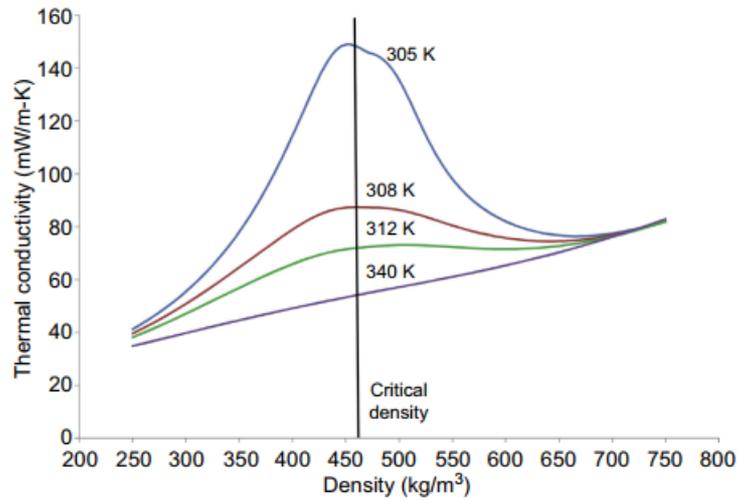


Figura 63. Variaciones de la conductividad térmica del CO₂ para diferentes condiciones de operación

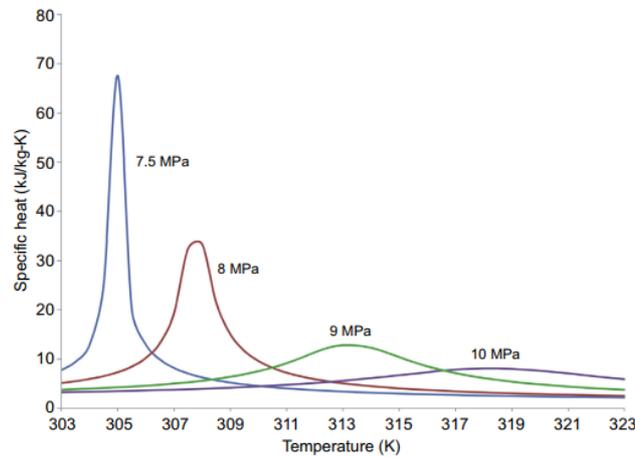


Figura 64. Variación del calor específico a la temperatura crítica para diferentes presiones

Además, el alto calor específico del CO₂ cerca del punto crítico requiere un alto flujo másico de agua de refrigeración en el preenfriador que aumenta las pérdidas. Existen múltiples configuraciones del ciclo de Brayton s-CO₂ en la literatura. Las tres configuraciones que se presentan en este capítulo son, simple, recompresión y ciclos de enfriamiento parcial.

Ciclo simple

La configuración de ciclo simple y el diagrama correspondiente de temperatura-temperatura (T-s) se muestran en la Figura 65. Es muy similar al ciclo de Brayton de helio, una unidad de recuperación de calor se utiliza para transferir la energía térmica del fluido de alta temperatura que sale de la turbina a el flujo de baja temperatura. Intercooling y recalentar puede aumentar aún más la eficiencia.

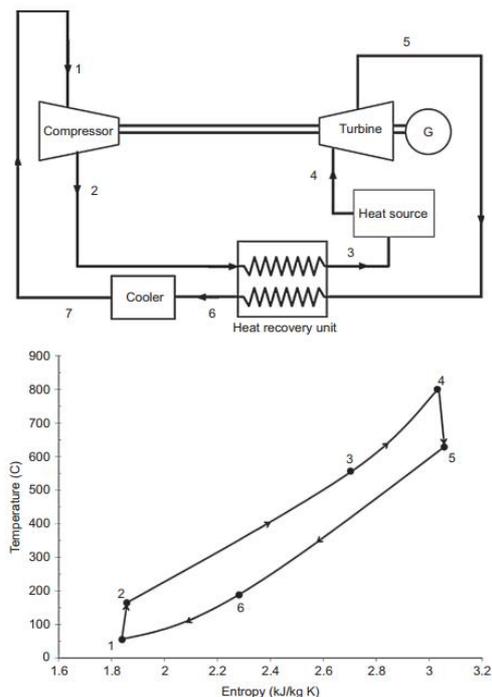


Figura 65. Ciclo Brayton s-CO₂ simple

Ciclo con recompresión

En esta configuración (Figura 66), el fluido que sale de la unidad de recuperación a baja temperatura (LTR) se divide en dos flujos. Una secuencia pasa por el preenfriador, el compresor principal y LTR, mientras que la otra corriente es presurizada directamente por una recompresión. Las dos corrientes se mezclan antes de la recuperación a alta temperatura (HTR). Luego, se agrega energía térmica para lograr la temperatura de entrada de la turbina requerida. Después se expande en la turbina y el flujo se dirige al HTR y LTR para precalentar la corriente de alta presión y baja temperatura. La principal ventaja de esta configuración sobre el ciclo simple es una recuperación de calor más eficiente. Al dividir el flujo, la capacidad de calor de la corriente de alta presión en el LTR disminuye, lo que ayuda a evitar problemas de pinch-point. La fracción del flujo que pasa por la recompresión es un parámetro de diseño importante, que afecta directamente a la eficiencia térmica del ciclo.

Ciclo de enfriamiento parcial

Esta configuración (Figura 67) tiene un compresor y enfriador más en comparación con el ciclo de recompresión. Antes de ingresar al precompresor, la corriente de baja presión dejando el LTR se enfría. Entonces, la presión del flujo aumenta a un nivel intermedio. A continuación, el flujo se divide en dos flujos. Una corriente entra al compresor principal después de ceder el calor, el otro pasa por la recompresión. Las dos corrientes se mezclan antes de ingresar al HTR. La compresión de dos etapas y el enfriador adicional conllevan un menor trabajo de compresión en comparación con las configuraciones previas. Entre estas configuraciones, el ciclo simple es el menos eficiente. Sin embargo, su simplicidad y menos cantidad de componentes aumentan el potencial de la entrada temprana en el mercado comercial. Aún no se puede llegar a una conclusión definitiva, en cuanto a cuál de las otras dos configuraciones es más ventajosa para las futuras plantas CST. Modelar los dos ciclos con los mismos valores de efectividad en los intercambiadores conduce a eficiencias térmicas bastante similares. Sin embargo, un análisis más detallado muestra que el ciclo de enfriamiento parcial alcanza una mayor eficiencia que la configuración de recompresión cuando se comparan los dos, en base a valores de coeficiente global de transferencia del recuperador (UA). La diferencia entre las eficiencias térmicas puede ser tan alta como del 4% para bajos valores de UA, y se vuelve casi cero cuando el UA es superior a 15 MW/K (63). Por lo tanto, suponiendo que el coste del ciclo depende en gran medida del coeficiente UA del recuperador, la configuración de enfriamiento parcial es mejor para valores bajos de UA.

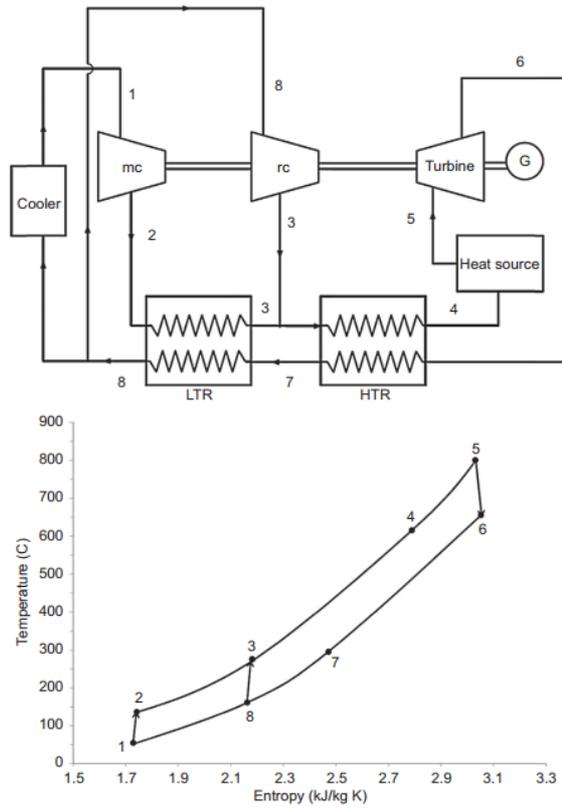


Figura 66. Ciclo Brayton s-CO2 de recompresión

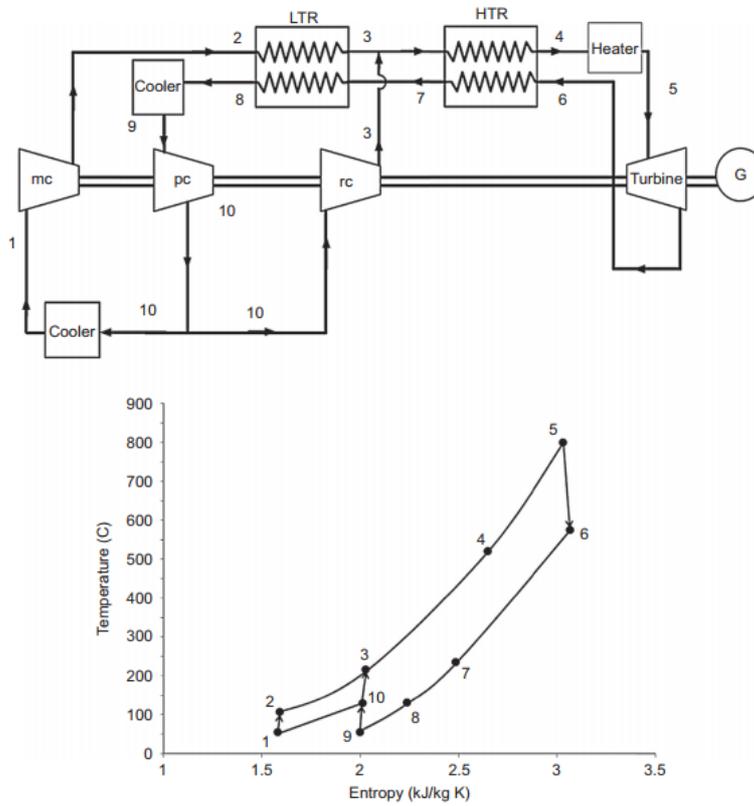


Figura 67. Ciclo Brayton s-CO2 con enfriamiento parcial

Además, el análisis numérico muestra que la diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del calentador primario (estados 4 y 5) es de 23-35% más grande en ciclo de enfriamiento parcial en comparación con la configuración de recompresión. La presencia de una temperatura más alta conduce al menor volumen de fluido requerido cuando se almacena el calor sensible. Por lo tanto, el ciclo de enfriamiento parcial resulta ser una mejor opción en relación con el coste-beneficio del almacenamiento de calor. Los gradientes de temperatura más altos en el receptor reducen la pérdida de calor al ambiente al reducir la temperatura operativa promedio.

Por otra parte, los ciclos de enfriamiento parcial operan a presiones comparativamente más bajas, lo cual es ventajoso en términos de diseños de componentes. Por otro lado, un análisis detallado mostró que el ciclo de recompresión se tiene un mayor potencial para ser utilizado como el ciclo en una configuración combinada de s-CO₂-ORC. El beneficio de eficiencia es de aproximadamente un 2% en comparación con el ciclo de enfriamiento parcial combinado s-CO₂-ORC. Por consiguiente, Padilla et al. (64) llevaron a cabo un exhaustivo análisis de exergía en diferentes configuraciones del ciclo s-CO₂, y concluyó que el ciclo de recompresión con un intercooler adicional para el compresor principal tiene el mejor rendimiento exergético. Es de destacar que esta información se basa en condiciones operativas específicas y en enfoques de modelado, y no puede considerarse como concluyente. Son necesarios más estudios en esta área para investigar más a fondo las ventajas y desventajas de cada ciclo.

5.3. Comparación entre los ciclos presentados

Dostal et al. (65) comparó la eficiencia térmica de un ciclo de recompresión s-CO₂ con un ciclo de vapor sobrecalentado de Rankine, un ciclo de vapor supercrítico Rankine y ciclos de helio de Brayton. Como se puede ver claramente en la Figura 68, el ciclo s-CO₂ siempre supera al ciclo de Helio Brayton para todo el rango de temperaturas. Además, el ciclo s-CO₂ es más eficiente que el SRC cuando la temperatura de entrada de la turbina es más alta que 550 °C. Por lo tanto, el rango de temperatura de funcionamiento óptimo para el ciclo s-CO₂ es superior a 550 °C. Este rango de temperaturas se puede lograr fácilmente en las torres solares. La eficiencia esperada para el ciclo de s-CO₂ en las plantas CST se encuentra en el rango de 43-54% bajo condiciones de enfriamiento húmedo.

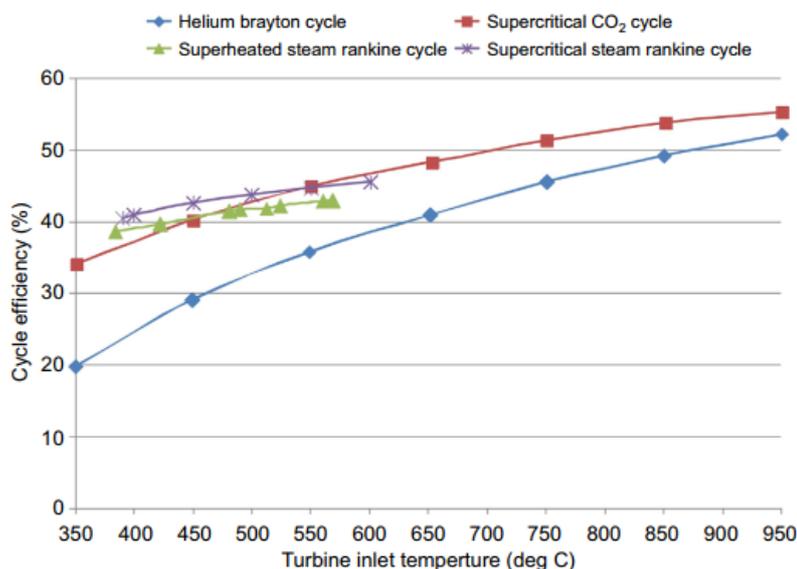


Figura 68. Eficiencia térmica para diferentes ciclos de potencia para la temperatura de alimentación de la turbina

Sin embargo, las plantas CST generalmente se encuentran en las áreas donde los recursos hídricos son limitados; por lo tanto, sería preferible el enfriamiento en seco sobre enfriamiento húmedo. Incluso en condiciones de enfriamiento en seco, se obtiene una eficiencia cercana al 50%, que es consistente con los objetivos del programa DOE SunShot.

Como se mencionó anteriormente, el ciclo de s-CO₂ tiene una alta eficiencia debido al trabajo de compresión bajo, ya que la densidad de CO₂ aumenta sustancialmente alrededor del punto crítico. La mayor densidad del fluido de trabajo también significa componentes de conversión de energía más pequeños, lo que es otra ventaja (66). La Tabla 5 muestra el tamaño de la turbina, la velocidad del eje y el CO₂ caudal másico para potencias de 0.3, 3 y 300 MW.

Tabla 5. Tamaño de la turbina de CO₂ para diferentes potencias (66)

Potencia (MW)	Diámetro de la rueda de la turbina (m)	Revoluciones por minuto (rpm)	Flujo de CO ₂ (Kg/s)
0.3	0.04	125000	3.5
3	0.15	50000	35
300	1.5	3600	3500

Como se puede ver, por 3 MW de potencia, el diámetro de la rueda de la turbina es de solo 15 cm con una velocidad de 50,000 rpm. Por lo tanto, es posible colocar el bloque de alimentación dentro de la torre. En otras palabras, la potencia puede generarse dentro de la torre justo después del receptor y, por tanto, el fluido no necesita atravesar un sistema de transporte. Por lo cual, el sistema puede ser compacto, y la caída de presión y las pérdidas de calor se reducen, lo que en consecuencia conduce a una mayor eficiencia y menor costo.

5.4. Ciclos combinados

5.4.1. Ciclo de Rankine Orgánico

El principio de operación para ORC es similar a SRC; sin embargo, se usa un fluido orgánico en lugar de vapor como el fluido de trabajo. Los fluidos orgánicos generalmente tienen bajos puntos de ebullición, lo que hace posible la recuperación del calor de fuentes de calor de bajo grado. El rendimiento de un ORC se ve sustancialmente afectado por la selección del fluido de trabajo.

Los fluidos orgánicos pueden categorizarse como secos (pendiente positiva), húmedos (pendiente negativa) y fluidos isentrópicos (pendiente vertical), dependiendo de la pendiente de sus curvas de saturación en Diagramas T-s (Figura 69).

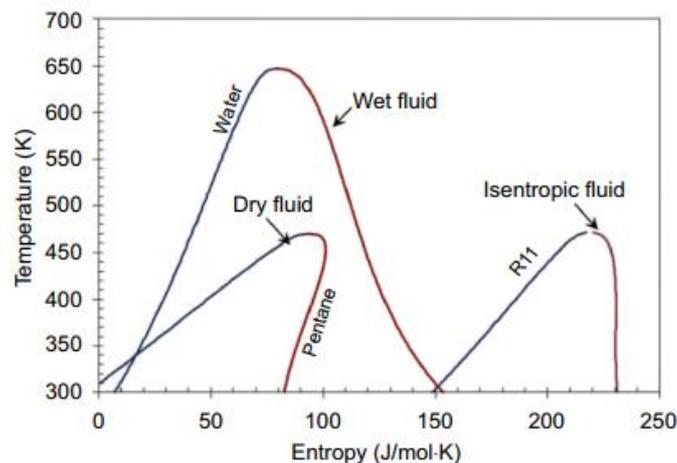


Figura 69. Tipos de fluidos orgánicos (67)

Los fluidos húmedos como el agua necesitan ser sobrecalentados, mientras que los fluidos secos e isentrópicos no necesitan sobrecalentamiento. Los fluidos isentrópicos y secos se usan para que en los ORCs se protejan las láminas de la turbina de las gotitas de líquido durante la expansión. Sin embargo, si el fluido es "demasiado seco, el vapor saldrá de la turbina con un sustancial recalentamiento, que se suma a la carga de enfriamiento del condensador. Esta energía puede usarse para precalentar el líquido antes de entrar al evaporador para aumentar la eficiencia del ciclo (67).

No hay mejor fluido para fuentes de calor con diferentes temperaturas, pero se necesitan algunas consideraciones, criterios y preocupaciones antes de seleccionar un fluido de trabajo. Estos criterios son:

1. Tipos de fluidos de trabajo: Seco, húmedo o isentrópico.
2. Calor latente, densidad y calor específico: alto calor latente, alta densidad y bajo líquido específico hacen que la transferencia de calor sea favorable.
3. Propiedades críticas: las propiedades críticas de un fluido determinan las condiciones de operación de las temperaturas y presiones en el ciclo. Fluidos con bajas temperaturas críticas (p. Ej., Inferiores a 300 K) tiene dificultades para la condensación y generalmente no se consideran.
4. Estabilidad del fluido, compatibilidad con materiales en contacto, potencial de agotamiento del ozono (ODP), el potencial de calentamiento global (GWP), la duración de la vida atmosférica (ALT), la disponibilidad y el coste: todos estos son de gran importancia.
5. Eficiencia térmica: Alta eficiencia térmica del ciclo utilizando el fluido de trabajo seleccionado.
6. Relación de salida de la turbina / flujo de volumen de entrada: Menor relación permite el uso de turbinas más simple y más baratas.

Chen et al. (67) tabularon las propiedades termodinámicas y físicas de 35 fluidos orgánicos que cumplen con las normas ambientales y de seguridad. Usando las propiedades enumeradas, es necesario seleccionar los posibles fluidos de trabajo para las fuentes de calor y las temperaturas del sumidero. Luego, analizando los ciclos termodinámicos con los fluidos de trabajo seleccionados se puede determinar el mejor candidato para las condiciones especificadas.

Besarati y Goswami (68) estudiaron la integración de un ciclo de cola ORC con cada una de las configuraciones del ciclo s-CO₂ introducidas en las secciones anteriores. El mejor fluido orgánico para cada configuración se preseleccionó según la eficiencia térmica y la relación de expansión de la turbina ORC. El mayor aumento de eficiencia se acercó al 7%, que fue logrado usando un s-CO₂ simple como ciclo superior. Sin embargo, como se discutió anteriormente, este ciclo es menos eficiente que los ciclos de recompresión y enfriamiento parcial. La máxima eficiencia del ciclo combinado (es decir, 54%) se obtuvo mediante la recompresión Ciclo s-CO₂-ORC usando R245fa como fluido de trabajo. La eficiencia del ciclo independiente en las mismas condiciones de operación fue de alrededor del 49%.

5.4.2. Ciclos de Rankine Orgánico Supercrítico

Los principios de funcionamiento son similares a ORC, sin embargo, el fluido de trabajo, bajo las propiedades críticas, se comprime directamente a su estado supercrítico, evitando la región de dos fases. La Figura 70 compara la combinación térmica entre la fuente de calor y dos fluidos de trabajo diferentes, uno en ORC y otro en SORC, marcados por la misma temperatura máxima y limitación del pinch-point. Como se puede ver claramente, la diferencia de temperatura media entre la fuente de calor y el fluido de trabajo es menor en el SORC, lo que resulta una menor generación de entropía (menor irreversibilidad). También, las SORC normalmente operan a presiones más altas que las ORC, lo que puede conducir a mayores costes de equipo y preocupaciones de seguridad.

El dióxido de carbono ha sido estudiado frecuentemente como fluido de trabajo en SORCs. El principal desafío para usar CO₂ es su baja temperatura crítica (aproximadamente 31°C), lo que dificulta el proceso de condensación. Isobuteno, propano, propileno, difluorometano, y R-245fa son algunos de los otros fluidos de trabajo que han sido estudiado para SORCs (67).

Otro enfoque para reducir la irreversibilidad y mejorar la eficiencia del sistema es usar mezclas zeotrópicas de fluidos de trabajo. La principal ventaja es que el proceso de condensación no es isotérmico, y hay una mejor combinación térmica entre el fluido de trabajo y el refrigerante. La Figura 71 muestra el proceso de

condensación de un zeotrópico, mezcla de R134a y R32. Como se puede ver claramente, hay un deslizamiento térmico cuando la mezcla se condensa a presión constante. Por lo tanto, el proceso de condensación puede ser diseñado de forma que el perfil de temperatura del agua de refrigeración sea paralelo al de fluido de trabajo SORC, lo que conlleva menos irreversibilidad.

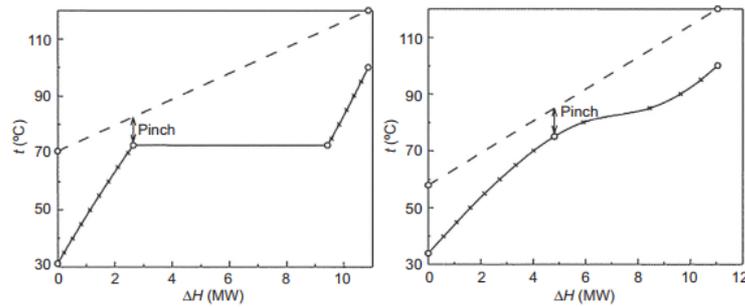


Figura 70. Diagrama diferencia de entalpía y temperatura en un ORC con R152a (izquierda) y en un SORC con R143a (derecha)

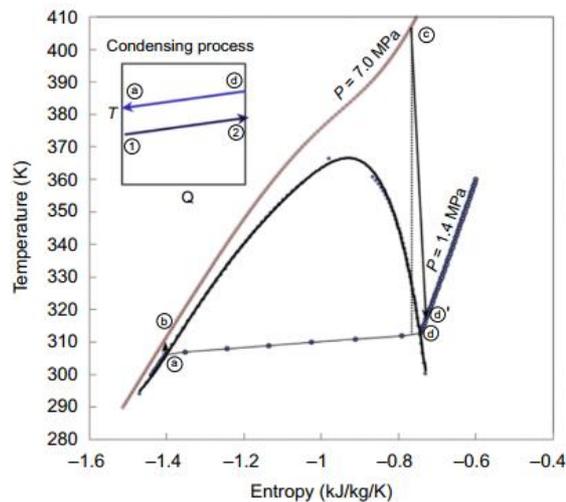


Figura 71. Proceso de condensación de una mezcla de R134a y R32

5.4.3. Ciclos de absorción de potencia

En este tipo de ciclos de potencia, generalmente se usa una mezcla de amoníaco y agua como fluido de trabajo, donde la concentración de amoníaco varía en diferentes puntos del ciclo. Como el amoníaco es un componente más volátil que el agua, tiende a evaporarse a temperatura más baja que el agua pura. Por lo tanto, durante el proceso de calentamiento, la concentración de amoníaco en el líquido de trabajo líquido disminuye, lo que resulta en una temperatura que se aproxima más a la fuente de calor, produciendo una menor irreversibilidad. Los Ciclos de Kalina y Goswami son dos ciclos de potencia de absorción que se pueden utilizar como el ciclo de cola en las plantas CST.

5.4.3.1. Ciclos de Kalina

Kalina propuso un nuevo ciclo en 1984 para ser utilizado como un ciclo de cola utilizando residuos del calor de escape de las turbinas de gas. La configuración propuesta se llamó Sistema de ciclo Kalina 1 (KCS 1). Este ciclo utiliza la mezcla de amoníaco y agua como fluido de trabajo, donde la concentración de amoníaco varía a lo largo del ciclo. Desde entonces, la configuración del ciclo se ha modificado para diferentes aplicaciones y cada una se identifica por un número de sistema único (69). Por ejemplo, KCS 2 está diseñado para baja temperatura como aplicaciones geotérmicas y KCS 5 es aplicable a plantas de combustión directa de fueloil. La

disposición de un ciclo de Kalina se muestra en la Figura 72.

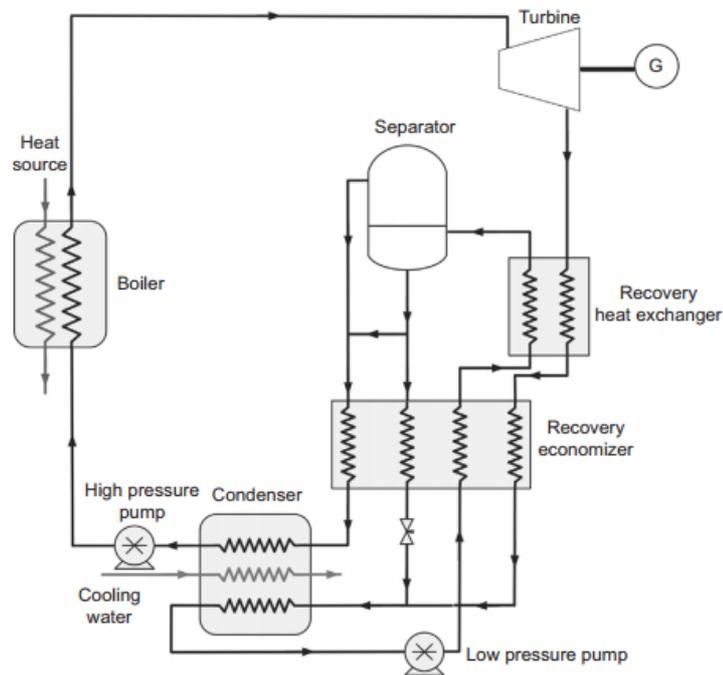


Figura 72. Ciclo Kalina

En comparación con el ciclo de Rankine, el ciclo de Kalina es más complejo y requiere más componentes. Por otro lado, la concentración variable de amoníaco en la mezcla binaria proporciona la posibilidad de alterar las propiedades del fluido de trabajo en diferentes ubicaciones del ciclo para maximizar el rendimiento térmico.

El-Sayed y Tribus (70) fueron de los primeros en comparar el rendimiento térmico de un ciclo de vapor Rankine y un ciclo Kalina, cuando ambos se utilizan como ciclo de cola con las mismas condiciones de temperatura. Los resultados muestran que el uso del ciclo de Kalina conduce a una mejora del 10-20% en la eficiencia térmica. Otros trabajos de investigación también han indicado las ventajas de Kalina sobre el ciclo de Rankine (en una configuración de ciclo combinado).

Neises y Turchi (63) analizaron el rendimiento de un ciclo de vapor Rankine combinado con un Ciclo de Kalina en una planta termosolar cilindroparabólica. Se concluyó que dicho ciclo combinado de potencia puede superar algunos de los inconvenientes del SRC autónomo. Estos inconvenientes se pueden resumir en:

1. Limitaciones en la generación de energía durante los períodos de baja insolación solar cuando la temperatura y el caudal del vapor no son satisfactorios.
2. Gran unidad de condensación debido a un volumen específico muy alto de vapor en la salida de la turbina.
3. Presión de vacío en el condensador.
4. Menor rendimiento de las turbinas de condensación cuando se utilizan a escalas pequeñas.

En su ciclo propuesto, las turbinas de condensación de vapor son reemplazadas por turbinas de contrapresión. Los ciclos funcionan en dos modos diferentes durante la. El ciclo de Rankine se pasa por alto durante los períodos de baja insolación (típicamente 300-400 W/ m²). Bajo estas condiciones, la temperatura del HTF aún puede exceder los 300 °C, que es lo suficientemente alto para operar el ciclo de Kalina. Cuando el nivel de insolación es alto, el ciclo de Kalina funciona como el ciclo de cola utilizando el calor residual del SRC. Operar el bloque de alimentación en dos modos diferentes mejoran la disponibilidad de la planta. Además, la presión de condensación del ciclo combinado está por encima de la atmosférica, lo que se debe a la alta concentración de amoníaco en la unidad de condensación. Además, las turbinas de contrapresión funcionan eficientemente con un tamaño de 5-20 MW, lo que hace posible una implementación de esta tecnología para

plantas de energía pequeñas y medianas. Un análisis tecno-económico para una planta de energía cilindro-parabólica de 50 MW indicó que se podría lograr un ahorro de costes de electricidad del 4-11% reemplazando un ciclo de Rankine autónomo con el ciclo Rankine-Kalina combinado.

En otro estudio, Peng et al. (71) investigaron la utilización del ciclo de Kalina para utilizar el calor residual de una turbina de gas. Se usó una torre de energía solar para precalentar el aire. Una simulación mostró que el uso de Kalina en lugar de SRC como el ciclo de cola reduce la exergía de destrucción y dirige al ciclo a un pico de eficiencia solar-a-eléctrica del 27.5% para la entrada de la turbina temperatura de 1000 °C.

5.4.3.2. Ciclos de Goswami

Goswami propuso un ciclo termodinámico en 1995 que puede usarse como un ciclo independiente para fuentes de calor de baja temperatura o un ciclo de cola. La mezcla de amoníaco y agua se usa como fluido de trabajo y el ciclo puede producir tanto potencia como refrigeración, aunque también podrían utilizarse otros pares de fluidos. La Figura 73 muestra un esquema del ciclo.

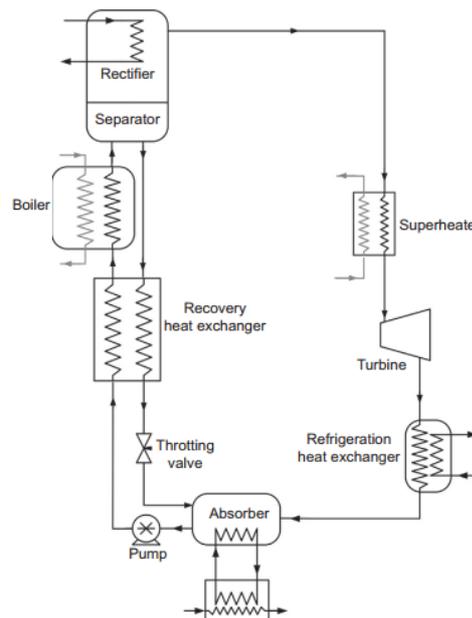


Figura 73. Esquema del ciclo de Goswami

El fluido de trabajo binario sale de absorbente con una concentración de amoníaco relativamente alta. Luego se presuriza y recibe calor de la solución líquida de amoníaco débil que regresa en el recuperador. A continuación, la solución básica se hierve parcialmente para producir una mezcla de dos fases. El vapor con alta concentración de amoníaco se separa del líquido y entra en el rectificador. El rectificador enfría el vapor de amoníaco saturado para condensar el agua restante. La mezcla líquida con baja concentración de amoníaco pasa por el calor una unidad de recuperación y se estrangula a la menor presión del ciclo. Se puede transferir calor adicional al vapor de amoníaco en el sobrecalentador antes de expandirlo en la turbina.

La temperatura del vapor que sale de la turbina está significativamente por debajo de la temperatura ambiente, lo que proporciona una alta refrigeración en el intercambiador de calor de refrigeración.

Similar al ciclo de Kalina, las irreversibilidades asociadas con la transferencia de calor de una fuente de calor sensible se reducen al hervir la mezcla de amoníaco y agua. El amoníaco casi puro se expande en la turbina. Es de destacar que las condiciones de operación del ciclo se pueden optimizar dependiendo del perfil de demanda para generar la potencia máxima, enfriamiento máximo, o una combinación de los dos (72).

Padilla et al. (73) analizaron una planta de energía solar cilindro-parabólica de 50 MW con el ciclo Goswami sirviendo como el condensador de un SRC. Su análisis indicó que reemplazar el condensador tradicional con el ciclo Goswami reduce las pérdidas de energía y elimina el alto volumen específico y la mala calidad del vapor presentados en las últimas etapas de la turbina.

6 CONCLUSIONES

6.1. Resumen de la tecnología de receptores de partículas

La tabla siguiente es un resumen de los diferentes tipos de diseño de receptores tanto directos e indirectos. La temperatura de salida y la eficiencia térmica alcanzada está definida si los datos están disponibles. También se presentan los beneficios y desafíos de los diseños. En general, cada diseño de los receptores posee ventajas junto con los desafíos a abordar. Los receptores de partículas calentados directamente presentan grandes ventajas, sobre todo en el aspecto del calentamiento de las partículas, pero su principal inconveniente es el problema de la pérdida de partículas a través de la apertura. La mayor ventaja de los receptores indirectos es que no tienen pérdidas de partículas. La gran desventaja es que existe una resistencia térmica entre las partículas y la superficie irradiada. Las partículas fluidizadas dentro de los tubos han sido mostradas para mejorar la transferencia de calor. Para producción de electricidad a gran escala se necesita un gran flujo másico de partículas, los flujos arrastrados por la gravedad (caída libre o con obstrucciones) aparecen como el receptor más prometedor.

Tabla 6. Resumen de los receptores de partículas

Diseño Receptor	Temperatura Salida/ eficiencia térmica	Beneficios	Retos/investigaciones necesarias
Caída libre	>700°C/50-80%	Capaz de alcanzar altas temperaturas, irradiación directa de las partículas reduce las limitaciones de flujo, las partículas pueden ser almacenadas a alta temperatura	Necesita reducir las pérdidas de calor convectivas y radiantes, alta razón de concentración, menor desgaste de las partículas, menor emitancia térmica, aumento del tiempo de residencia de las partículas, mayor eficiencia en los intercambiadores partículas/fluidos.
Obstruido	>700°C/ 60-90%	Capaz de alcanzar altas temperaturas, las obstrucciones frenan el flujo	Puntos calientes y flujo continuo sobre las obstrucciones pueden

		de las partículas e incrementa el tiempo de residencia, el flujo es más estable que en caída libre, menos pérdida de partículas	causar el deterioro de la malla; aumento del coste al fabricar las obstrucciones
Horno Giratorio/ Centrifugo	900°C / 75%	Alta temperatura de partículas se controla el tiempo de residencia a través de la velocidad de la rotación del receptor	Mantenimiento constante de un flujo másico de partículas a gran escala, requerimientos de la energía parásita, fiabilidad asociada con un sistema de rotación
Lecho Fluido	>1000°C/ 20-40%	Excelente transferencia de calor a las partículas en el fluido con altos tiempos de residencia	Requerimientos de la energía parásita para fluidizar las partículas, el mantenimiento de un flujo másico para la potencia deseada
Carcasa con flujo conducido por la gravedad	Sin datos	Alta temperatura teórica, no se pierden de partícula	La resistencia de calor de las paredes a las partículas, los puntos calientes en la carcasa pueden causar deterioros o fallos
Flujo fluidizado en tubos	750°C / Sin datos	Mejora de la transferencia de calor con las paredes debido a la fluidización; no se pierden partículas	Los requerimientos de la energía parásita para fluidizar las partículas; mantenimiento de un flujo másico para la potencia deseada; puntos calientes en la carcasa pueden causar deterioros y fallos.

6.2. Resumen de la tecnología de receptores de metales líquidos

Existen gran variedad de metales líquidos que se pueden usar en los receptores de las centrales de nueva generación, siendo el más extendido el sodio líquido. Desde 1980 se han llevado a cabo distintas pruebas y experimentaciones con sodio líquido de las que se han obtenido datos muy llamativos, otorgando grandes expectativas, pero distintos problemas relacionados con la reacción con el aire y el agua provocaron el cese del estudio.

A pesar de esto, las expectativas creadas han hecho que continúen estudiándose los metales líquidos y en este momento se encuentra en fase de estudio, de diferentes materiales que soporten las temperaturas de cambio de fase de estos, a través de hornos.

El estudio fundamental del comportamiento de estos materiales a altas temperaturas y analizar la vida de estos en la planta es fundamental. También es totalmente necesario el estudio y la mejora de los intercambiadores de calor para la generación de vapor.

El inconveniente de este tipo de receptores es el precio elevado en comparación con el resto de los materiales que se usan en las centrales de torre. Para que su uso otorgue más beneficio, el rendimiento de la planta debe aumentar y la potencia que se obtiene deberá ser mayor.

REFERENCIAS

1. **Shea, John J.** *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology 2017*. 2017.
2. *Numerical optimization and convective thermal loss analysis of improved solar parabolic trough collector receiver system with one sided thermal insulation.* **Chandra, Yogender Pal et al.** 2017, *Solar Energy*, Vol. 148, págs. 36-48.
3. *Heat transfer performance of an external receiver pipe under unilateral concentrated solar radiation.* **Jianfeng, Lu, Jing, Ding y Jianping, Yang.** 11, 2010, *Solar Energy*, Vol. 84, págs. 1879-1887.
4. *Performance investigation of parabolic trough solar receiver.* **Guo, Jiangfeng, Huai, Xiulan y Liu, Zhigang.** 2016, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 95, págs. 357-364.
5. *New adaptive method to optimize the secondary reflector of linear Fresnel collectors.* **Zhu, Guangdong.** 2017, *Solar Energy*, Vol. 144, págs. 117-126.
6. *Theoretical and experimental performance analysis of a Fresnel type solar concentrator.* **Beltagy, Hani, et al.** 2017, *Renewable Energy*, Vol. 101, págs. 782-793.
7. *Comparison of linear Fresnel and parabolic trough collector power plants.* **Morin, Gabriel et al.** 1, 2012, *Solar Energy*, Vol. 86, págs. 1-12.
8. *Flow patterns of external solar receivers.* **Rodríguez-Sánchez, M. R. et al.** 2015, *Solar Energy*, Vol. 122, págs. 940-953.
9. *Thermal design guidelines of solar power towers.* **Rodríguez-Sánchez, María Reyes, et al.** 1, 2014, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 63, págs. 428-438.
10. *Energy and exergy analysis of solar power tower plants.* **Xu, Chao, et al.** 17-18, 2011, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, págs. 3904-3913.
11. *Comparison of simplified heat transfer models and CFD simulations for molten salt external receiver.* **Rodríguez-Sánchez, María Reyes, et al.** 1, 2014, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 73, págs. 993-1005.
12. *New designs of molten-salt tubular-receiver for solar power tower.* **Rodríguez-Sánchez, M. R., et al.** 2014, *Energy Procedia*, Vol. 49, págs. 504-513.
13. *Simulation and experimental study of an air tube-cavity solar receiver.* **Qiu, Kunzan, et al.** 2015, *Energy Conversion and Management*, Vol. 103, págs. 847-858.
14. *Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power.* **Ho, Clifford K. y Iverson, Brian D.** 2014, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 29, págs. 835-846.
15. *An investigation into the effect of aspect ratio on the heat loss from a solar cavity receiver.* **Lee, Ka Lok, et al.** 2017, *Solar Energy*, Vol. 149, págs. 20-31.

16. *Simplified heat loss model for central tower solar receiver*. **Kim, Jongkyu, Kim, Jin-Soo y Stein, Wesley**. 2015, *Solar Energy*, Vol. 116, págs. 314-322.
17. *Heat transfer performance evaluation of a large-size cavity receiver in the solar power tower plant based on angle factors*. **Deng, Qian, et al.** 2017, *Solar Energy*, Vol. 148, págs. 78-86.
18. *Simulation of an integrated steam generator for solar tower*. **Ben-Zvi, Rami, Epstein, Michael y Segal, Akiba**. 1, 2012, *Solar Energy*, Vol. 86, págs. 578-592.
19. *Experimental study of an air tube-cavity solar receiver*. **Xiao, Gang, et al.** 2014, *Energy Procedia*, Vol. 61, págs. 496-499.
20. *An experimental study: Thermal performance of molten salt cavity receivers*. **Zhang, Qiangqiang, et al.** 1, 2013, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, págs. 334-341.
21. *Novel design of central dual-receiver for solar power tower*. **Luo, Yan, Du, Xiaoze y Wen, Dongsheng**. 2015, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 91, págs. 1071-1081.
22. *Volumetric receivers in solar thermal power plants with central receiver system technology: a review*. **Ávila-Marín, Antonio L.** 5, 2011, *Solar Energy*, Vol. 85, págs. 891-910.
23. **M., Besarati S. y Goswami, D. Y.** Supercritical CO₂ and other advanced power cycles for concentrating solar thermal (CST) systems. *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*. s.l. : Elsevier, 2017, págs. 157-178.
24. *Review of estudy on solid particle solar receivers*. **Tan, Taide y Chen, Yitung**. 14, 2010, *Renewable an Sustainable Energy Reviews*, Vol. 1, págs. 265-276.
25. *Development and evaluation of a prototype solid particle receiver: on-sun testing model validation*. **Siegel, Nathan P. et al.** 2, 2010, *Journal of solar energy engineering*, Vol. 132.
26. *Performance evaluation of high-temperature falling particle receiver*. **Ho, Clifford K. et al.** 2016. ASME 2016 10th International Conference on Energy Sustainability collocated with the ASME 2016 Power Conference and the ASME 2016 14th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology.
27. *Experimental and simulation study on wind affecting particle flow in a solar receiver*. **Kim, Kburn, Moujaes, Samir F. y Koln, Gregory J.** 2, 2010, *Solar Energy*, Vol. 84, págs. 263-270.
28. *Wind effect on the performance of solid particle solar receivers with and without the protection of an aerowindow*. **Tan, T et al.** 10, 2009, *Solar Energy*, Vol. 83, págs. 1815-1827.
29. *Experimental and numerical studies of air curtains for falling particle receivers*. **Ho, Clifford K. et al.** 2014. ASME 2014 8th International Conference on Energy Sustainability collocated with the ASME 2014 12th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology. American Society of Mechanical Engineers.
30. **Evans, G. et al.** Gas-particle flow within a high-temperature solar cavity receiver including radiation heat transfer. *Journal of solar energy engineering*. 1987, Vol. 109, 2.
31. *Numerical simulation of particle flow in interconnected porous media for central particle-heating receiver applications*. **Lee, Taegyung et al.** 2015, *Solar Energy*, Vol. 113, págs. 14-24.
32. *On-sun testing of an advanced falling particle receiver system*. **Ho, Clifford K. et al.** 2016. AIP Conference Proceedings.
33. *Optical and thermal performance of a high-temperature spiral solar particle receiver*. **Xiao, Gang et al.** 2014, *Solar Energy*, Vol. 109, págs. 200-213.
34. **Wu, Wei et al.** Prototype testing of a centrifugal particle receiver for high temperature concentrating solar applications. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2015, Vol. 137, 4.
35. **Flamant, G.** Theoretical and experimental study of radiant heat transfer in a solar fluidized-bed receiver. *AIChE Journal*. 1982, Vol. 28, 4.
36. **Wang, F., y otros.** Numerical simulation of quartz tube solid particle air receiver. *Energy Procedia*. 2015,

Vol. 69.

37. **Steinfeld, Aldo, Imhof, A y Mischler, D.** Experimental investigation of an atmospheric-open cyclone solar reactor for solid-gas thermochemical reactions. *Journal of Solar Energy Engineering*. 1992, Vol. 114, 3.
38. *Study of solid-gas-suspensions used for direct absorption of concentrated solar radiation.* **Abdelrahman, M, Fumeaux, P. y Suter, P.** 1, 1979, *Solar Energy*, Vol. 22, págs. 45-48.
39. *A new solar receiver utilizing a small particle heat exchanger.* **Hunt, Arlon J.** 1979.
40. **Hunt, A. y Brown, C.T.** *Solar testing of the small particle heat exchanger (SPHER)*. s.l. : Lawrence Berkeley National Laboratory, 1982.
41. **Miller, Fletcher J. y KoenigsDorff, Roland W.** Thermal modeling of a small-particle solar central receiver. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2000, Vol. 122, 1.
42. **Martinek, Janna y MA, Zhiwen.** Granular flow and heat-transfer study in a near-blackbody enclosed particle receiver. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2015, Vol. 137, 5.
43. **Benoit, H. et al.** On-sun demonstration of a 750 °C heat transfer fluid for concentrating solar systems: dense particle suspension in tube. *Solar Energy*. 2015, Vol. 118.
44. **Foust, O.J.** *Sodium-NaK engineering handbook*. s.l. : Gordon & Breach Science Pub, 1972.
45. **Falcone, Patricia Kuntz.** *A handbook for solar central receiver design*. Livermore, CA (USA) : Sandia National Labs, 1986.
46. **Pacio, J y Wtzel, Th.** Assessment of liquid metal technology status and research paths for their use as efficient heat transfer fluids in solar central receiver systems. *Solar Energy*. 2013, Vol. 93.
47. **Flesch, J. et al.** Construction of a Test Facility for Demonstration of a Liquid Lead-bismuth-cooled 10 kW Thermal Receiver in a Solar Furnace Arrangement- SOMMER. *Energy Procedia*. 2015, Vol. 69.
48. **Boerema, Nicholas et al.** Liquid sodium versus Hitec as a heat transfer fluid in solar thermal central receiver systems. *Solar Energy*. 2012, Vol. 86, 9.
49. **Benoit, H. et al.** Review of heat transfer fluids in tubereceivers used in concentrating solar thermal systems: properties and heat transfer. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016, Vol. 55.
50. **Fritsch, Andreas et al.** Conceptual study of central receiver systems with liquid metals as efficient heat transfer fluids. *Energy Procedia*. 2015, Vol. 69.
51. **Kistler, B. L.** *Fatigue analysis of a solar central receiver design using measured weather data*. Livermore, CA (USA) : Sandia National Labs, 1987.
52. **Kesselring, P y Selvage, C. S.** *The IEA/SSPS Solar/Thermal Power Plants-Facts and Figures: Central receiver system (CRS)*. 1986.
53. **Baker, A. F.** *International energy agency (IEA) small solar power systems (SSPS) sodium cavity and external receiver performance comparison*. Livermores, CA (USA) : Sandia National Labs, 1987.
54. **Mancini, Thomas et al.** Dish-stirling systems: an overview of development and status. *Journal of Solar Energy Enineering*. 2003, Vol. 236, 3.
55. *Recent progress in heat-pipe solar receivers.* **Moreno, James B. y Modesto-Beato, M.** 2001. IECEC-36th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference.
56. **Laing, Doerte y Palsson, Magnus.** Hybrid dish/stirling systems: combustor and heat pipe receiver development. *Journal of solar energy engineering*. 2002, Vol. 124, 2.
57. **Kolb, Gregory J. et al.** *Power tower technology roadmap and cost reduction plan*. Albuquerque, NM : Sandia National Laboratories, 2011.
58. **Tsiklauri, Gregori et al.** Supercritical steam cycle for nuclear power plant. *Nuclear Engineering and Desing*. 2005, Vol. 235, 15.
59. **Cheang, V. T., Hedderwick, R. A. y Mcgregor, C.** Benchmarking supercritical carbon dioxide cycles against steam Rankine cycles for Concentrates Solar Power. *Solar Energy*. 2015, Vol. 113.

60. **Zhao, Haihua y Peterson, Per F.** Multiple reheat helium Brayton cycles for sodium cooled fast reactors. *Nuclear Engineering and Design*. 2008, Vol. 238, 7.
61. **Whright, Steven A., Conboy, Thomas M. y Rochau, Gary E.** Overview of supercritical CO₂ power cycle development at Sandia National Laboratories. *University Turbine Systems Research Workshop*. Columbus, Ohio : s.n., 2011.
62. **Lemmon, Eric W., Huber, Marcia L. y McLinden, Mark O.** *NIST reference fluid thermodynamic and transport properties - REFPROP. NIST standard reference database*. 2002.
63. **Neises, T. y Turchi, C.A.** A comparison of supercritical carbon dioxide power cycle configurations with an emphasis on CSP applications. *Energy Procedia*. 2014, Vol. 49.
64. **Padilla, Ricardo Vasquez et al.** Exergetic analysis of supercritical CO₂ Brayton cycles integrates with solar central receivers. *Applied Energy*. 2015, Vol. 148.
65. **Dostal, Vaclav, Hejzlar, Pavel y Driscoll, Michael J.** The supercritical carbon dioxide power cycle: comparison to other advanced cycles. *Nuclear technology*. 2006, Vol. 154, 3.
66. *Advanced supercritical carbon dioxide power cycle configurations for Use in Concentrating Solar Power Systems*. **Ma, Zhiwen y Turchi, Craig Steven.** Golde, CO (US) : National Renewable Energy Lab (NREL), 2011.
67. **Chen, Huijuan, Goswami, D. Yogi y Stefanakos, Elias K.** A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and sustainable energy reviews*. 2010, Vol. 14, 9.
68. **Besarati, Saeb M. y Goswami, D. Yogi.** Analysis of advanced supercritical carbon dioxide power cycles with bottoming cycle for concentrating solar power applications. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2014, Vol. 136, 1.
69. **Zhang, X. y He M, Zhang Y.** A review of research on the Kalina cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012, Vol. 16, 7.
70. *A theoretical comparison of the Rankine and Kalina cycles*. **El-Sayed, Y. M. y Tribus, M.** Miami Beach, Florida : s.n., 1985. Proceedings of analysis of energy systems, design and operation presented at the winter annual meeting of American Society of Mechanical Engineers.
71. **Peng, Shuo et al.** An integrated solar thermal power system using intercooled gas turbine and Kalina cycle. *Energy*. 2012, Vol. 44, 1.
72. **Demirkaya, Gokmen et al.** Multi-objective optimization of a combined power and cooling cycle for low-grade and midgrade heat sources. *Journal of Energy Resources Technology*. 2012, Vol. 134, 3.
73. **Padilla, Ricardo Vásquez et al.** Performance analysis of a Rankine cycle integrated with the Goswami combined power and cooling cycle. *Journal of Energy Resources Technology*. 2012, Vol. 134, 3.
74. *High temperature solar receiver and thermal storage systems*. **Dutta, Pradip.** 2017, Applied Thermal Engineering, Vol. 124, págs. 624-632.
75. *Innovative design of a solar volumetric receiver: Arrangements of absorbing block configurations*. **Shuja, S. Z. y Yilbas, B. S.** 2017, Solar Energy, Vol. 146, págs. 105-112.
76. *Experimental investigation of the direct absorption receiver concept*. **Bohn, Mark S.** 3-4, 1987, Energy, Vol. 12, págs. 227-233.
77. **Romero, M. y Gozález-Aguilar, J.** Next generation of liquid metal and other high-performance receiver designs for concentrating solar thermal (CST) central tower systems. *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*. s.l. : Elsevier, 2017, págs. 129-154.
78. *Advances in central receivers for concentrating solar applications*. *Solar Energy*. **Ho, Clifford K.** 2017, Solar Energy, Vol. 152, págs. 38-56.
79. **Ho, C. K.** A new generation of solid particle and other high-performance receiver designs for concentrating solar thermal (CST) central tower systems. *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology*. s.l. : Elsevier, 2017, págs. 107-128.

80. **Schiel, Wolfgang, Geyer, M. y Contreras, R. C.** *The IEA/SSPS high flux experiment.* . 1987.
81. **Driver, R. B.** Receiver/reactor concepts for thermochemical transport of solar energy. *Journal of Solar Energy Engineering.* 1987, Vol. 109, 3.
82. **Neises, T. y Turchi, C.** A comparison of supercritical carbon dioxide power cycle configurations wit an emphais of CSP applications. *Energy Procedia.* 2013, Vol. 49.