



Módulo: Electricidad Termosolar

Captadores Cilindroparabólicos

SESIÓN 13: DISEÑO DE CAPTADORES Y DE CAMPOS DE CAPTADORES CILINDROPARABÓLICOS

SESIÓN 14: DIMENSIONAMIENTO DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN EN CAMPOS DE CAPTADORES CILINDROPARABÓLICOS

Año 2015-2016

PROFESOR:

Eduardo Zarza Moya

Para ver esta publicación, debe
desactivar el "Seguro de Vista" y/o
un descompartimento

Esta publicación está bajo licencia Creative Commons Reconocimiento, NoComercial, Compartirigual, (by-nc-sa). Usted puede usar, copiar y difundir este documento o parte del mismo siempre y cuando se mencione su origen, no se use de forma comercial y no se modifique su licencia. Más información: <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/3.0/>

Índice

1. Introducción	3
2. Criterios básicos de diseño para nuevos captadores cilindroparábolicos.....	4
2.1 RAZÓN DE CONCENTRACIÓN Y ÁNGULO DE ACEPTANCIA DE UN CAPTADOR CILINDROPARABÓLICO.....	4
2.2 LÍMITES TEÓRICO Y PRÁCTICO DE LA RAZÓN DE CONCENTRACIÓN DE UN CCP	7
2.3 ÁNGULO DE ABERTURA DE UN CAPTADOR CILINDROPARABÓLICO.....	9
2.4 TAMAÑO DEL CAPTADOR.....	11
2.5 DISEÑO DEL TUBO ABSORBEDOR	13
2.6 PROGRAMAS DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE CAPTADORES CILINDROPARABÓLICOS.....	14
2.7 CONSIDERACIONES DE CARÁCTER GENERAL PARA EL DISEÑO DE NUEVOS CAPTADORES CILINDROPARABÓLICOS	18
3. Diseño de campos de captadores cilindroparábolicos.....	18
3.1 ORIENTACIÓN DEL EJE DE GIRO DE LOS CAPTADORES SOLARES.....	19
3.2 LONGITUD Y LATITUD GEOGRÁFICA DE LA UBICACIÓN.....	21
3.3 DÍA Y HORA PARA EL PUNTO DE DISEÑO	21
3.4 ÁNGULO DE INCIDENCIA DE LA RADIACIÓN SOLAR DIRECTA SOBRE LOS CAPTADORES SOLARES	24
3.5 RADIACIÓN SOLAR DIRECTA Y TEMPERATURA AMBIENTE	24
3.6 TEMPERATURAS DE ENTRADA Y SALIDA DEL CAMPO SOLAR.....	26
3.7 POTENCIA TÉRMICA DEL CAMPO DE CAPTADORES	26
3.8 TIPO DE CAPTADOR CILINDROPARABÓLICO.....	27
3.9 TIPO DE FLUIDO DE TRABAJO.....	27
3.10 CÁLCULO DEL NÚMERO DE CAPTADORES EN SERIE DENTRO DE CADA FILA.....	28
3.11 CÁLCULO DEL NÚMERO DE FILAS PARALELAS QUE NECESITA EL CAMPO SOLAR	33
3.12 TAMAÑO DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO	35
4. Dimensionado de bomba de alimentación para campos de captadores cilindroparábolicos ..	37
4.1 CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN EL CAMPO SOLAR	37
4.2 CÁLCULO DE LA POTENCIA ELÉCTRICA DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN DEL CAMPO DE CAPTADORES.....	40
5. Consideraciones finales sobre el diseño de campos de captadores cilindroparábolicos	41
6. Referencias.....	43

1. Introducción

En este Tema se abordan tres cuestiones diferentes:

1. los criterios básicos que deben tenerse en cuenta a la hora de diseñar un nuevo captador solar cilindroparábólico, y
2. el procedimiento de dimensionado de un campo solar con captadores cilindroparábólicos.
3. el dimensionamiento de la bomba de alimentación de un campo de captadores cilindroparábólicos

Estas tres cuestiones son de una gran importancia en un momento como el presente en el que el interés por este tipo de captador solar está en auge debido a los incentivos vigentes para las centrales termosolares.

La primera parte de este Tema se dedica a explicar cuales son los criterios básicos para el diseño de captadores cilindroparábólicos. Al igual que ocurre con el diseño de otros dispositivos, el diseño de un nuevo captador cilindroparábólico (CCP) es un proceso iterativo en el que la experiencia del diseñador juega un papel fundamental a la hora de distinguir cuales son los parámetros esenciales y cuales son de una importancia secundaria. Por consiguiente no es posible definir de forma exhaustiva un procedimiento de diseño, pero sí lo es definir una serie de criterios básicos que deben ser tenidos en cuenta a la hora de decidir determinados parámetros que condicionarán el buen funcionamiento del captador. Hay parámetros que juegan un papel antagónico en el comportamiento del captador, por lo que al final se debe encontrar un óptimo que suponga una buena solución de compromiso entre coste y eficiencia

En la primera parte de este Tema se establecen una serie de criterios que resultarán útiles a quién desee acometer el diseño de un nuevo CCP. En algunos casos, las recomendaciones dadas aquí pueden parecer obvias, pero el olvido de alguna de ellas puede conducir a un diseño inadecuado o inviable comercialmente. Por este motivo se ha preferido no dejar atrás ninguna de ellas, aún a riesgo de que alguna pueda parecer trivial.

La segunda parte de este Tema se dedica a explicar el procedimiento general que debe seguirse para el dimensionamiento de campos solares con captadores cilindroparábólicos. Dicho procedimiento está sujeto en algunos de sus pasos al criterio y decisión que tome el diseñador del campo solar en base a su experiencia y a las condiciones de contorno definidas para el diseño, por este motivo no se puede hablar un procedimiento único, sino una serie de criterios que deben ser tenidos

en cuenta para tomar una decisión correcta en cada uno de los pasos que hay que llevar a cabo. También se hablará del dimensionamiento de los sistemas de almacenamiento de energía térmica para campos de CCPs.

La tercera y última parte de este Tema se dedica a explicar el procedimiento para determinar la potencia eléctrica de la bomba de alimentación de un campo de captadores cilindroparabólicos. Dicha bomba es el equipo de mayor potencia en un campo solar con CCPs, llegando a suponer un consumo de electricidad del orden del 5% del total producido por la central. Por este motivo es conveniente hacer una estimación de cuál es la potencia eléctrica que el diseño de un campo de CCPs requiere para la bomba que lo deba alimentar, ya que una potencia excesiva será indicativa de un diseño erróneo.

Sin duda, la exposición teórica del procedimiento de dimensionamiento de campos solares con captadores cilindroparabólicos que se realiza en este Tema le quedará al alumno mucho más clara tras la realización de la práctica que está prevista en las Sesiones 9 y 10 del Módulo dedicado a Electricidad Termosolar.

2. Criterios básicos de diseño para nuevos captadores cilindroparabólicos

Antes de exponer cuáles son los criterios básicos que deben tenerse en cuenta a la hora de diseñar un nuevo captador cilindroparabólico (CCP) es conveniente explicar el significado de algunos de sus parámetros más importantes. Aunque algunos de ellos ya han sido vistos en Temas anteriores de este Módulo, este recordatorio ayudará al alumno a fijar el conocimiento de estos parámetros.

2.1 Razón de concentración y ángulo de aceptación de un captador cilindroparabólico

Dos de los parámetros básicos de un CCP y que hay que considerar para su diseño son su *razón de concentración geométrica* y su *ángulo de aceptación*.

La razón de concentración geométrica, $C_{\text{geométrica}}$, es la razón entre el área de abertura o captación del captador y el área total del tubo absorbedor metálico, mientras que el ángulo de aceptación, β , es el ángulo máximo que puede ser formado por dos rayos en un plano transversal a la abertura del captador de manera que intercepten el tubo absorbedor después de ser reflejados por los espejos cilindroparabólicos. La figura 1 ilustra estos dos conceptos. La razón de concentración geométrica, $C_{\text{geométrica}}$, viene dada por la (Ec. 1).

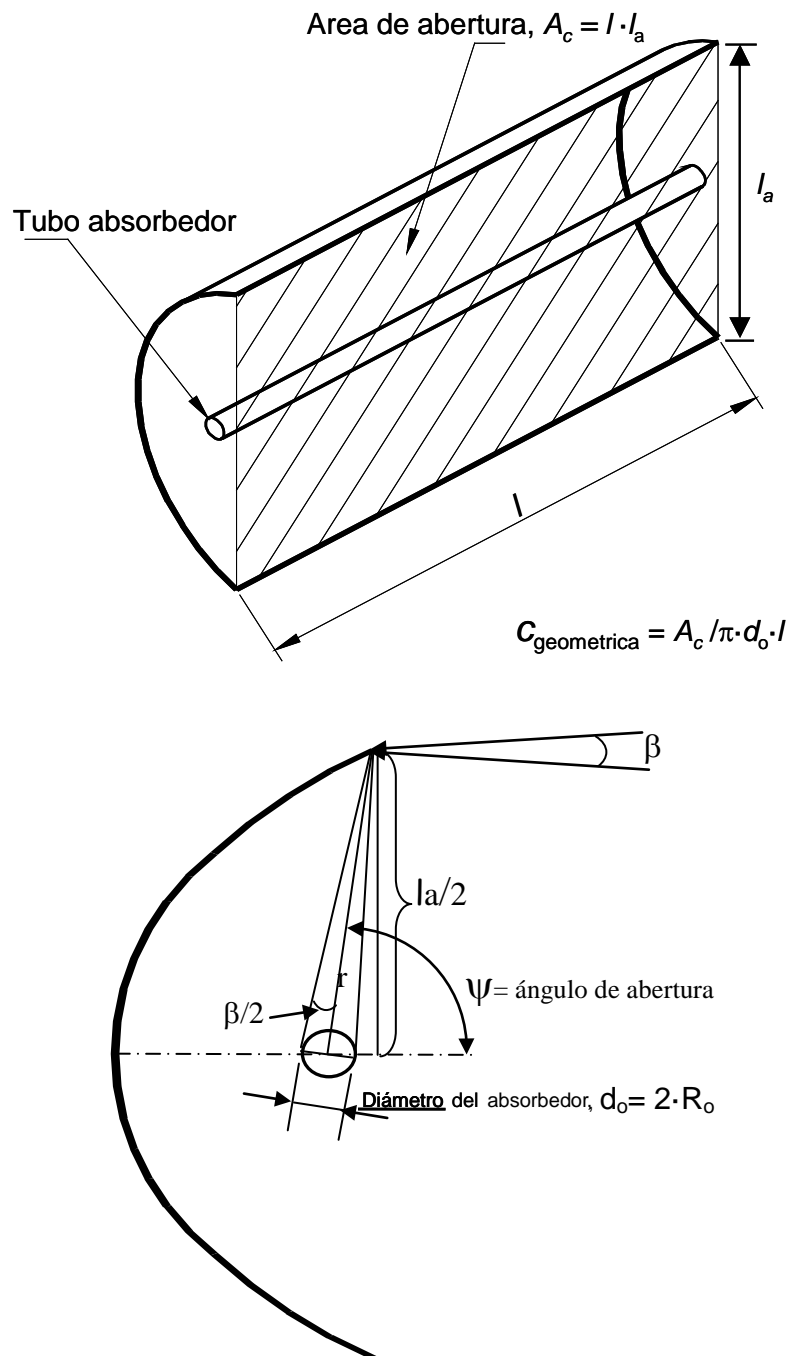


Figura 1: Ángulo de aceptación y razón de concentración geométrica de un CCP.

$$C_{\text{geométrica}} = \frac{l_a \cdot l}{\pi \cdot d_o \cdot l} = \frac{l_a}{\pi \cdot d_o} \quad (\text{Ec. 1})$$

siendo:

d_o = diámetro exterior del tubo absorbedor metálico

l = longitud del concentrador cilindroparabólico

l_a = ancho del concentrador cilindroparabólico

Conviene en este punto aclarar la diferencia conceptual entre la razón de concentración óptica, C_{optica} , y la razón de concentración geométrica, $C_{geométrica}$. Se denomina razón de concentración óptica de la radiación solar al cociente entre el flujo de energía radiante antes y después de la concentración. La diferencia entre estos dos conceptos estriba en que no toda la superficie del tubo absorbedor metálico está sometida a la radiación solar concentrada que refleja el concentrador, porque la radiación solar concentrada incide solamente sobre la parte del tubo absorbedor que es vista por el concentrador parabólico. Según esto, la razón de concentración óptica es el cociente entre el área de captación del captador y el área del tubo absorbedor metálico que está sometido a radiación solar concentrada. Por razones de optimización geométrica del CCP, la razón de concentración óptica suele ser del orden del doble de la razón de concentración geométrica, ya que el área de tubo absorbedor expuesta a radiación solar concentrada es del orden de la mitad del área total del tubo. La figura 2 ilustra este hecho.

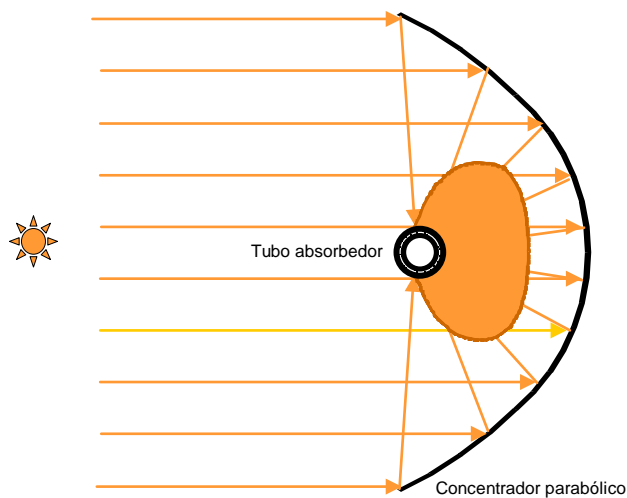


Figura 2: Perfil de radiación solar concentrada sobre el tubo absorbedor de un CCP.

Los valores usuales de la razón de concentración geométrica de un CCP están en el rango de 20-30, aunque en la práctica podrían conseguirse valores del orden de 70. Valores muy altos para la razón de concentración requieren un valor muy pequeño del ángulo de aceptación, ya que altos valores de la razón de concentración conllevan pequeños diámetros del tubo absorbedor y por consiguiente menor será el ángulo de aceptación.

Conviene tener presente que el valor mínimo que debe tener el ángulo de aceptación es $32'$, porque este es el ángulo sólido medio bajo el que se ve desde la Tierra la esfera solar. Cualquier captador que tuviera un ángulo de aceptación menor que este valor desaprovecharía una parte importante de la radiación solar directa disponible, por muy preciso que fuera su sistema de seguimiento solar.

2.2 Límites teórico y práctico de la razón de concentración de un CCP

Hay que tener presente que el Sol no es una fuente luminosa puntual y que se ve desde la tierra como un círculo luminoso cuyo diámetro cambia dependiendo de las condiciones atmosféricas (turbidez, ángulo de elevación del Sol, etc.). De forma general, se adopta el valor de 16' como el valor medio del semi-ángulo sólido bajo el cual se ve la esfera solar desde la Tierra.

Por otro lado, se ha visto en la Sección 2.1 que la razón de concentración geométrica de un captador cilindroparabólico, $C_{geométrica}$, para un captador cilindroparabólico viene dada por la ecuación (1) y a partir de la figura 1 se tiene que:

$$\frac{R}{r} = \frac{\text{sen}(\beta/2)}{\cos(\beta/2)} \quad (\text{Ec. 2})$$

$$\frac{l_a}{2 \cdot r} = \text{sen}(\Psi) \quad (\text{Ec. 3})$$

donde r es la distancia desde el extremo de la parábola al centro del tubo absorbedor, β es el *ángulo de aceptación* (que como mínimo será el subtendido por el Sol de 32') y ψ es el *ángulo de apertura* del concentrador.

Por tanto, a partir de las ecuaciones 1, 2 y 3 la razón de concentración geométrica, $C_{geométrica}$, se puede expresar también como:

$$C_{geométrica} = \frac{l_a}{\pi \cdot d_o} = \frac{l_a}{\pi \cdot 2 \cdot R} = \frac{r \cdot \text{sen}(\Psi)}{\pi \cdot R} = \frac{\text{sen}(\Psi) \cdot \cos(\beta/2)}{\pi \cdot \text{sen}(\beta/2)} \quad (\text{Ec. 4})$$

De acuerdo con la ecuación (4), la razón de concentración geométrica de un CCP será máxima cuando $\psi = 90^\circ$ y $(\beta/2)$ sea lo más pequeño posible (esto es, $\beta = \theta = 32'$). En estas circunstancias, se obtiene un valor teórico máximo para la razón de concentración geométrica de un captador cilindroparabólico de 68,6.

En la práctica las imperfecciones de la superficie reflectante, los errores en la posición del tubo receptor y de seguimiento, y las tolerancias que hay que prever para el montaje de todos los componentes del captador disminuyen este valor de concentración y aconsejan utilizar receptores de mayor diámetro que el que se necesitaría para que el ángulo de aceptación fuese igual al ángulo subtendido por la esfera solar (32'). Este valor máximo teórico representa por tanto una cota infe-

rior para el tamaño del receptor, siendo el óptimo el que suponga una solución de compromiso entre mejorar la eficiencia óptica del sistema e incrementar las pérdidas térmicas al aumentar la superficie del tubo metálico absorbedor. En la práctica los valores típicos de concentración geométrica de los captadores cilindroparábolicos están entre 20 y 30. Valores más altos requerirían un ángulo de aceptación más pequeño y cercano al límite de 32° .

Dada la relación inversa que existe entre el ángulo de aceptación y la razón de concentración geométrica, razones de concentración altas demandarían la implementación de un sistema de seguimiento solar muy preciso y consecuentemente, más costoso. Por este motivo, los valores usuales del grado de concentración geométrica de un CCP suelen estar en torno a 20 ó 30, aunque el límite teórico es del orden de 68.

La resolución del sistema de seguimiento solar del captador debe ser, al menos, igual a la mitad de la diferencia entre el ángulo de aceptación, β , y 32° , para garantizar que el captador actualizará su posición con la suficiente frecuencia como para que no llegue a haber rayos de luz solar directa que incidan sobre el captador con un ángulo superior al de aceptación. Esto significa que cuanto mayor es el ángulo de aceptación, menor tiene que ser la precisión del sistema de seguimiento solar, ya que el captador no necesitará actualizar su posición con mucha frecuencia. Los CCP actuales tienen un ángulo de aceptación inferior a 2° (valores usuales del ángulo de aceptación son del orden de $0,9^\circ - 1,5^\circ$) y necesitan un sistema de seguimiento preciso ($\pm 0,1^\circ$), de lo contrario solamente captarían solo una fracción de la radiación solar directa disponible en cada momento. Un valor bueno para el ángulo de aceptación es ligeramente superior a 1° , con una resolución de $0,1^\circ$ para el sistema de seguimiento solar. En la actualidad existen dispositivos (codificadores angulares y bandas magnéticas codificadas) que permiten alcanzar esta resolución con un coste aceptable ($< 300 \text{ €}$).

Otro de los factores que deben ser tenidos en cuenta para no fijar una razón de concentración geométrica mucho mayor de 30 es la imperfección de los reflectores que forman el concentrador cilindroparábolicos. Aunque a simple vista dichos reflectores pudieran parecer perfectos, nunca lo son, porque presentan diversos tipos de imperfecciones micro y macro estructurales. Estas deformaciones o imperfecciones provocan que el rayo de luz que incide sobre la zona afectada de dicha imperfección salga reflejado con un ángulo mayor que el máximo requerido para que el rayo reflejado encuentre al tubo absorbedor metálico en su trayectoria. La figura 3 expone de forma gráfica como afectan a la razón de concentración máxima el tamaño aparente de la esfera solar y las imperfecciones de los reflectores.

Otro factor que debe ser tenido en cuenta a la hora de determinar el ángulo de aceptación y la razón de concentración de un CCP es la rigidez de su estructura. Cuanto más rígida sea su estructura, menor torsión tendrá lugar en el extremo del captador en condiciones normales de operación y con

viento suave, lo que permitirá ir a valores más pequeños del ángulo de aceptación. Pero una mayor rigidez de la estructura suele llevar aparejado un mayor coste debido a un aumento en la cantidad de material necesario, por lo que al final se trata de encontrar un valor óptimo para todos estos parámetros. Una torsión máxima de $0,3^\circ$ ($4,8 \text{ mrad}$) en el extremo del captador es un valor considerado aceptable. Valores superiores no son recomendables en condiciones normales, a menos que se desee una baja razón de concentración geométrica porque el captador no vaya a trabajar a temperaturas superiores a los $250^\circ\text{C} - 275^\circ\text{C}$.

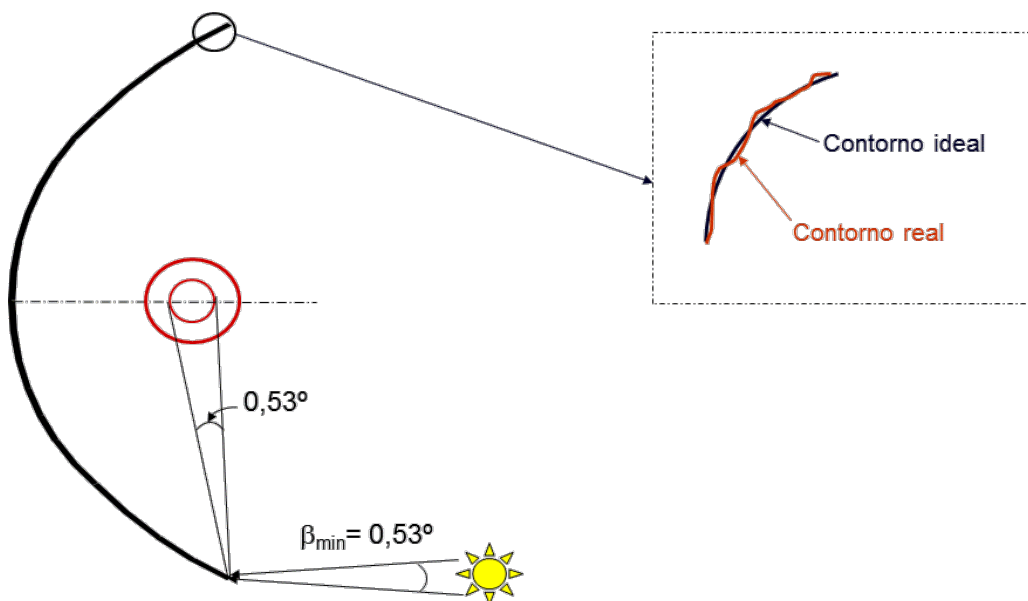


Figura 3: Influencia del tamaño aparente del Sol y de las imperfecciones superficiales de los reflectores en la radiación.

2.3 Ángulo de Abertura de un captador cilindroparábólico

Otro parámetro importante en un captador cilindroparábolicos es su ángulo de apertura, ψ , que es el ángulo formado por la bisectriz de la parábola y la línea que une el centro del tubo absorbedor con el extremo de la parábola (ver figura 1). Normalmente, el ángulo de apertura es igual o próximo a 90° .

Cuanto menor sea el ángulo de apertura, mayor es la longitud del desarrollo de la parábola, lo que conduce a una situación en la que al disminuir el ángulo aumenta la superficie reflectora en una magnitud muy superior al aumento del área de apertura o captación del captador, que es el área eficaz para la captación de la energía solar. Por este motivo se suele trabajar con ángulos de apertura iguales o superiores a 90° . Otra razón que justifica un valor cercano a 90° para el ángulo de apertura del captador es que el valor de la razón de concentración del captador es mayor cuando

este ángulo es igual a 90° , tal y como pone de manifiesto la ecuación (6) de la Sección 2.2 de este Tema.

Para ilustrar con cifras concretas lo ineficiente que resulta habitualmente, desde el punto de vista de incrementar el área de captación del captador, disminuir el ángulo de abertura hasta valores muy inferiores a 90° , considérese el concentrador cilindroparábólico representado en la figura 4. La distancia focal de dicho concentrador es de 1,71 m, y el ángulo de abertura correspondiente al desarrollo de la parábola definido por el punto "A" es $\psi = 100^\circ$. Si suponemos una longitud de 11,9 m para el concentrador, dicho concentrador posee una superficie de espejos de $75,97 \text{ m}^2$ y un área de captación solar de $68,54 \text{ m}^2$. Si se disminuye el ángulo de abertura hasta $\psi = 70^\circ$ (desarrollo de la parábola definido por el punto "D") la superficie reflectante del concentrador sería de $148,34 \text{ m}^2$ y el área de captación de $116,24 \text{ m}^2$. Esto quiere decir que al disminuir el ángulo de abertura desde 100° hasta 70° , la superficie de espejo se aumenta en un 95,2% mientras que el área de captación solo aumenta un 69,6%. El área de captación del concentrador para $\psi = 70^\circ$ es el 78,3% del área de espejos en el reflector, mientras que para $\psi = 100^\circ$ el área de captación es un 90,1% del área de espejos en el reflector. En la Tabla 1 se muestran el área de captación y el de espejos de los cuatro ángulos de abertura mostrados en la figura 4.

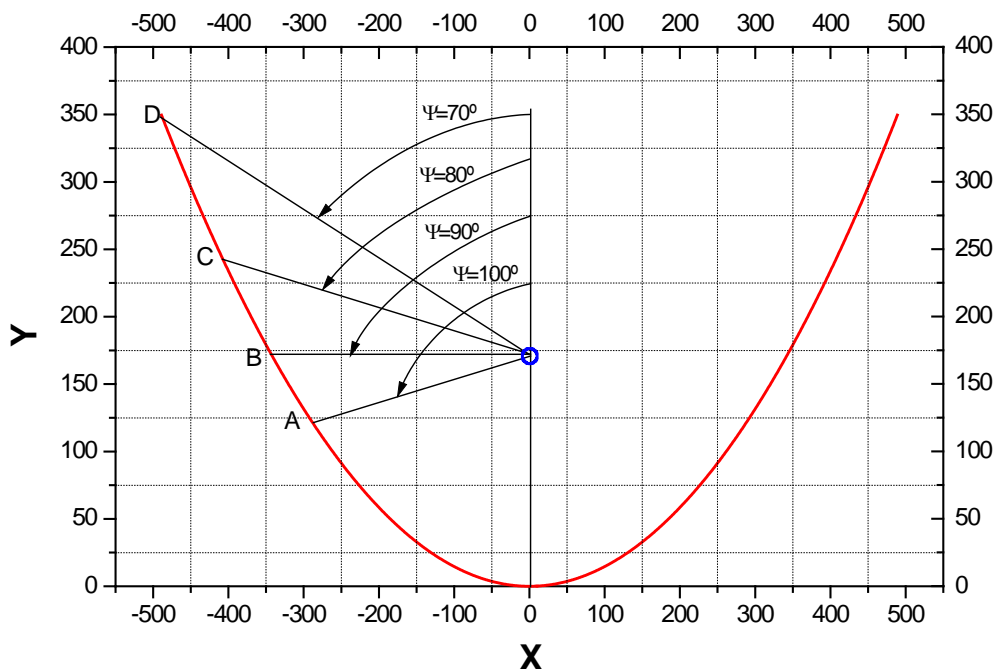


Figura 4: Influencia del ángulo de abertura en el área de captación de un CCP.

Los valores dados en la Tabla 1 muestran claramente que no son deseables ángulos de abertura muy pequeños ($<70^\circ$), siendo preferibles los valores comprendidos entre 80° y 100° , porque resultan más adecuados desde el punto de vista de la optimización del área de espejos del reflector cilindroparábólico.

Para evitar posibles confusiones, es conveniente tener en cuenta que en algunas referencias bibliográficas se define al ángulo de apertura como al ángulo suplementario del ángulo " ψ " mostrado en la figura 1. En tal caso, los valores que en este Tema se dan deben ser sustituidos también por sus complementarios.

Tabla 1: Áreas de captación y de espejos para los cuatro ángulos de abertura mostrados en la figura 4.

<i>Ángulo de abertura (ψ)</i>	<i>Área de captación m^2</i>	<i>Área de espejos m^2</i>	<i>Área de captación /Área de espejos</i>
100	68,5	75,97	0,90
90	81,4	93,46	0,87
80	97,0	116,62	0,83
70	116,2	148,34	0,78

Otro hecho que es conveniente tener en cuenta a la hora de diseñar un captador cilindroparábólico es la conveniencia de que el ángulo de abertura del captador sea tal que el tubo absorbedor quede protegido por la parábola del concentrador cuando el captador se encuentre en la posición de reposo o abatimiento, sobre todo de cara a la posibilidad de granizadas que podrían romper la cubierta de cristal del tubo absorbedor. Por este mismo motivo es conveniente también que la parte posterior de la superficie reflectora esté protegida del impacto de posibles granizos, o que los reflectores sean por ellos mismos lo suficientemente resistentes como para soportar este tipo de inclemencia meteorológica, la cual podría convertir en unos segundos un campo de captadores cilindroparábólicos en algo inservible.

2.4 Tamaño del captador

La determinación del tamaño que se desea tenga el captador a diseñar es por supuesto un tema importante, ya que de él dependerá en buena medida el diseño de la estructura del mismo. A la hora de fijar el tamaño del captador (longitud y ancho de parábola de los concentradores cilindroparábólicos) es necesario tener en cuenta el tipo de aplicación en la que estamos pensando para el captador. Así, si deseamos diseñar un captador para aplicaciones industriales pequeñas o medianas, será conveniente que su tamaño no resulte excesivo, ya que el diámetro del tubo absorbedor de un CCP aumenta con el tamaño de la parábola, y el caudal mínimo de fluido de trabajo que debe circular por el interior del tubo absorbedor para obtener una buena transferencia de calor aumenta, por

lo cual necesitaremos de un mayor número de captadores conectados en serie dentro de cada fila y puede que el caudal requerido exceda al demandado por el proceso que se pretende alimentar térmicamente. Por ello, es aconsejable pensar en un captador con un tamaño moderado de la parábola cuando se quiera dedicar a aplicaciones industriales de procesos de calor. Un tamaño adecuado para este tipo de procesos son los captadores de las firmas IST y SOLITEM.

Por el contrario, cuando se esté pensando en aplicaciones industriales grandes, como pueden ser las centrales termosolares, es conveniente disponer de un CCP de mayor tamaño, tipo LS-3, como el Eurotrough, el URSSATrough, el SenerThrough o el TCP-150, que resultan adecuados para grandes campos solares como los de las plantas SEGS.

Si el tipo de aplicación al que se desea destinar en nuevo diseño de CCP es la de los sistemas solares de climatización, el tamaño de los captadores IST y SOLITEM resulta aún excesivo. Para este tipo de aplicaciones es necesario un CCP de pequeño tamaño, del tipo IND-300 o menor, que pueda ser instalado en las azoteas de los edificios de oficinas o similares donde se vaya a instalar el sistema de climatización.

Hay que poner de manifiesto en esta sección que existe un claro déficit de modelos de CCP en el mercado, lo cual está motivado principalmente por la falta de demanda que ha existido hasta ahora. La nueva legislación en vigor incentiva claramente el uso de los sistemas solares, tanto térmicos como fotovoltaicos, en las edificaciones. Es de esperar que esta nueva situación sirva de aliciente para que las empresas se lancen al diseño de nuevos modelos de captadores cilindroparabólicos que permitan al usuario elegir entre una adecuada variedad de productos, tal y como sucede con los captadores para agua caliente o con las placas fotovoltaicas.

Aunque el diseño de nuevos CCP de gran tamaño tiene que ser abordado por empresas generalmente grandes que cuenten con los medios que requiere dicho diseño debido a la importante labor de ingeniería que se precisa (análisis estructural por elementos finitos, simulaciones en túnel de viento, conocimiento de los materiales de altas prestaciones que están disponibles en el mercado, etc.), el diseño de CCP de pequeño tamaño para temperaturas de trabajo no superiores a los 250°C es fácilmente abordable por empresas pequeñas o medianas que establezcan una colaboración con centros experimentales que cuenten con la adecuada experiencia. En el caso de CCP de pequeño tamaño para temperaturas moderadas el diseño es menos crítico, por lo que no requiere una labor de ingeniería tan importante. En este caso es más importante disponer de una buena dosis de imaginación e inventiva para saber resolver adecuadamente las cuestiones más importantes (soportes para los tubos absorbedores, fácil limpieza de los reflectores, etc.), siendo el tema estructural menos crítico que en los CCP de gran tamaño.

2.5 Diseño del tubo absorbedor

Un aspecto muy importante en el diseño de un nuevo captador cilindroparábólico es realizar una buena elección para el tipo de tubo absorbedor que se va a montar en el captador. En este aspecto es de suma importancia la temperatura a la que vaya a operar el captador. Para temperaturas de trabajo superiores a los 300°C es necesario recurrir al uso de tubos absorbedores de vacío con superficie selectiva de alto rendimiento, ya que las pérdidas térmicas serían muy elevadas en caso de usar un tubo absorbedor distinto. En este caso resulta rentable el mayor coste que supone un tubo absorbedor de este tipo. El principal problema que conlleva el uso de un tubo absorbedor de vacío es la escasez de modelos en el mercado, ya que en el año 2014 solo existían cuatro productos comerciales, de las empresas: Schott (Alemania), Archimede Solar (Italia), Rioglass Solar (España) y HUIYIN (China).

Si se necesita un tubo absorbedor de vacío, el diseño del nuevo captador cilindroparábólico debe hacerse de modo que pueda usar el tubo suministrado por alguna de las empresas mencionadas al final del anterior párrafo. Hacer un diseño de CCP que no pueda usar los tubos absorbedores disponibles en el mercado actualmente requeriría la labor adicional de tener que desarrollar un nuevo tubo absorbedor de vacío que resulte adecuado para el nuevo diseño de CCP. En este sentido hay que tener siempre presente que el diseño de un tubo absorbedor de vacío es una tarea larga y costosa, que requiere contar desde el comienzo no solo con un presupuesto importante, sino también con buenos socios tecnológicos para los temas más críticos: soldadura vidrio-metal, recubrimiento selectivo para el tubo interior metálico y recubrimiento anti-reflexivo para el tubo exterior de cristal. Acometer el diseño de un nuevo tubo absorbedor de vacío sin contar con la participación de empresas que sean expertas en estos tres temas puede ser bastante suicida desde un punto de vista comercial.

El desarrollo de un nuevo recubrimiento selectivo para temperaturas iguales o superiores a los 400°C no es una tarea fácil, ya que se requieren unos buenos conocimientos tecnológicos en el campo de los recubrimientos selectivos, a la vez que una importante inversión en equipos para poder fabricar muestras de tamaño mediano. Las empresas Schott y Huiyin desarrollaron ellas mismas los recubrimientos selectivos que usan en sus tubos absorbedores.

Estudios teóricos llevados a cabo han mostrado que cuando la temperatura de trabajo es inferior a los 200°C, es posible usar tubos absorbedores sin vacío y con el tubo interior metálico provisto de una pintura térmica de alta absorptividad (>94%) y característica plana en todo el espectro solar. Un ejemplo de este tipo de pintura es la Pyromark. El menor coste de este tipo de tubo frente a los tubos de vacío compensa las mayores pérdidas térmicas que tiene, ya que estas no llegan a ser demasiado importantes porque la temperatura de trabajo no es demasiado alta. También se puede

recurrir a recubrimientos selectivos de bajo coste, como son el cromo, el cobalto o el níquel negro. Con estos tres recubrimientos se puede llegar a temperaturas de trabajo cercanas a los 300°C.

Tanto en el caso de las pinturas térmicas negras (por ejemplo, Pyromark) como con el cromo, cobalto o níquel negro es recomendable utilizar acero al carbono para el tubo absorbedor metálico, porque posee una mejor conductividad térmica que el acero inoxidable (casi el doble) y es mucho más barato. En cambio, cuando se va a utilizar un recubrimiento selectivo del tipo cermet, hoy en día resulta necesario usar tubos de acero inoxidable porque estos recubrimientos selectivos sufren una degradación térmica importante cuando se depositan sobre tubos de acero al carbono. Aunque se están llevando a cabo investigaciones para lograr recubrimientos tipo cermet que sean estables sobre tubos de acero al carbono, hoy en día aún resulta un reto tecnológico.

Cuando la temperatura de trabajo está entre los 200°C y los 300°C no está claro cual es la mejor opción para el tubo absorbedor, ya que no se conoce con exactitud cual es el rendimiento de un tubo sin vacío y con pintura térmica. Aunque existen programas de simulación que indican que este tipo de tubos podría resultar competitivo hasta temperaturas de trabajo inferiores a 300°C, es necesario disponer de datos experimentales antes de poderlo afirmar con rotundidad. Un ejemplo de tubo absorbedor sin vacío para temperaturas inferiores a los 300°C es el tubo desarrollado en la Plataforma Solar de Almería (PSA) dentro del proyecto europeo INDITEP. La figura 5 muestra uno de estos tubos fabricados en el año 2003.



Figura 5: Tubo receptor sin vacío desarrollado en la PSA para captadores tipo Eurotrough.

2.6 Programas de cálculo para el diseño de captadores cilindroparabólicos

Hay tres tipos de programas de cálculo y simulación que son de gran ayuda a la hora de diseñar un nuevo captador cilindroparabólico:

1. Programas de análisis estructural: sirven para simular el comportamiento de la estructura del captador ante diferentes tipos de solicitaciones mecánicas, y suelen estar basados en modelos de elementos finitos. Un programa de amplio uso para esta finalidad es el ANSYS, que permite estudiar el efecto de modificaciones en la estructura y de la adición y eliminación de componentes estructurales. Suele tratarse de programas complejos, que están solo disponibles bajo licencia de uso y cuyo coste suele ser prohibitivo para un uso esporádico. Por esta razón, solo empresas medianas o grandes lo usan. La figura 6 muestra un par de ejemplos del tipo de figura que pueden obtenerse con estos programas cuando se estudia el comportamiento de la estructura bajo diversos efectos. Este tipo de figuras va acompañada de un listado completo de los desplazamientos que sufren los diversos nodos de la estructura, quedando totalmente definidas las deformaciones.

La complejidad que normalmente tienen las estructuras de los grandes captadores cilindro-parabólicos hace necesario el uso de programas de este tipo para poder analizar su comportamiento y saber el tipo de deformaciones que sufren. Normalmente, los programas de análisis estructural proporcionan también los valores de estrés en los diversos elementos que integran la estructura cuando se somete esta a esfuerzos.

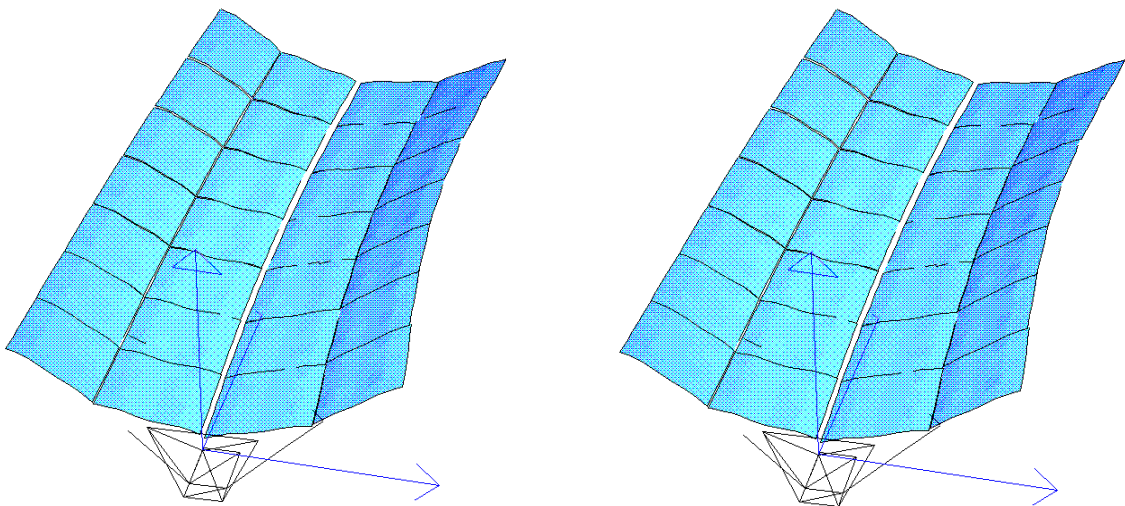


Figura 6: Ejemplos de análisis estructural realizado por el programa ANSYS.

Hay que tener presente también que aunque estos programas de estudios estructurales son bastante sofisticados y complejos, la precisión y veracidad de los resultados que proporcionan dependen del acierto a la hora de definirle las condiciones de contorno y los parámetros de la estructura que se desea estudiar. Si los datos de partida que se le introducen a estos programas son erróneos o incompletos, los resultados que proporcionen también lo serán. Es

por este motivo que resulta necesario un buen conocimiento del programa si se desean obtener buenos resultados.

2. Programas de trazado de rayos: conocidos en el argot de los sistemas solares como programas de "ray tracing". Sirven para estudiar el comportamiento óptico del captador, en función de sus diversos parámetros geométricos. Con este tipo de programas se puede estudiar el efecto que un mal seguimiento solar, o una torsión en la estructura del captador ejerce sobre su factor de interceptación. Son programas de un grado de complejidad moderado, por lo que son usualmente desarrollados por las distintas empresas o entidades que los usan. Otro tipo de cosas que pueden estudiarse con estos programas es el efecto de una mayor o menor tolerancia en el ensamblaje de los componentes que integran el captador. Aunque son programas mucho más sencillos que los programas de análisis estructural, resultan muy útiles para el estudio óptico del captador.

En los programas de trazado de rayos debe tenerse en cuenta el porcentaje de radiación solar que procede de cada parte del disco solar, lo que se denomina en el argot solar como "Sun Shape". Esto quiere decir que el Sol no puede simularse como un foco puntual, sino como un disco inscrito dentro de un ángulo de 32' y que emite radiación cuya densidad obedece a una determinada distribución angular. De este modo, la imagen reflejada del Sol está también inscrita dentro de un ángulo de reflexión que también presenta una distribución angular en cuanto a la densidad de radiación por unidad de superficie. La figura 7 representa gráficamente este hecho.

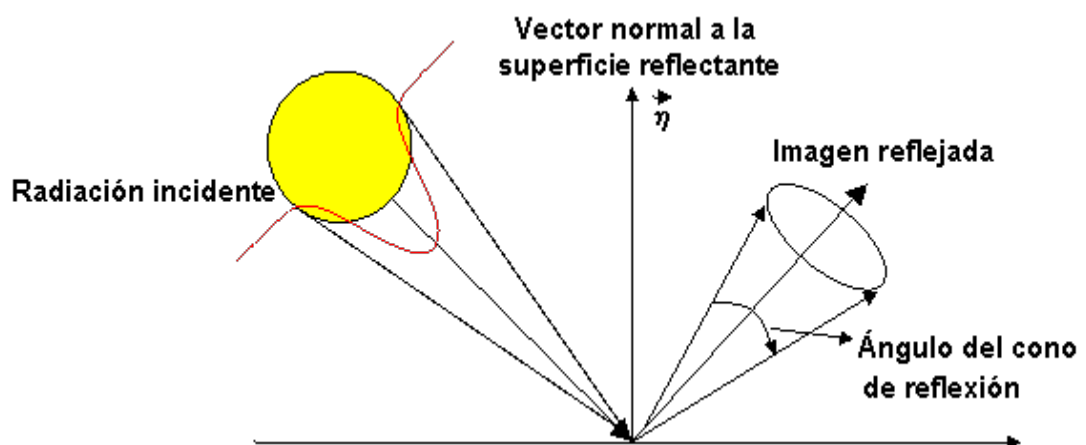


Figura 7: Distribución angular de la radiación solar incidente y reflejada.

En los programas de trazado de rayos también debe tenerse en cuenta los posibles errores geométricos que pueda presentar la superficie reflectante (errores con respecto a la forma

geométrica ideal). Este error geométrico se introduce en la simulación en forma de un ángulo de desviación media que ha de aplicarse a los rayos reflejados. Normalmente, el valor del error considerado se da en miliradianes, teniendo un valor bastante pequeño en los concentradores cilindroparabólicos comerciales (~ 2 mrad).

3. Programas de simulación térmica del tubo absorbedor: sirven para analizar la influencia que ejercen en el rendimiento térmico del captador los diversos parámetros del tubo absorbedor. De este modo se puede conocer la influencia que el uso o no de vacío entre el tubo interior metálico y la cubierta de cristal va a tener en las pérdidas térmicas del tubo absorbedor. También se puede simular el efecto que tiene un cambio en los parámetros ópticos (absortividad y emisividad) de la superficie selectiva, o en el recubrimiento antirreflectante de la cubierta de cristal. En la figura 8 se muestra una gráfica en la que se pone de manifiesto la influencia que ejerce en el coeficiente global de pérdidas térmicas de un tubo absorbedor como los usados en los captadores tipo LS-3 la existencia de diversos gases entre la cubierta exterior de cristal y el tubo interior de acero. El programa de ordenador utilizado fue desarrollado por Rojas (1993), basado en las ecuaciones de Ratzel y Simpson (1979) mejoradas por Dudley *et al.* (1994). Existen programas de este tipo que están disponibles para uso público. Tal es el caso del programa desarrollado por NREL (USA) y que puede descargarse libremente de la página web <http://www.eere.energy.gov/troughnet>, conjuntamente con información técnica sobre el mismo

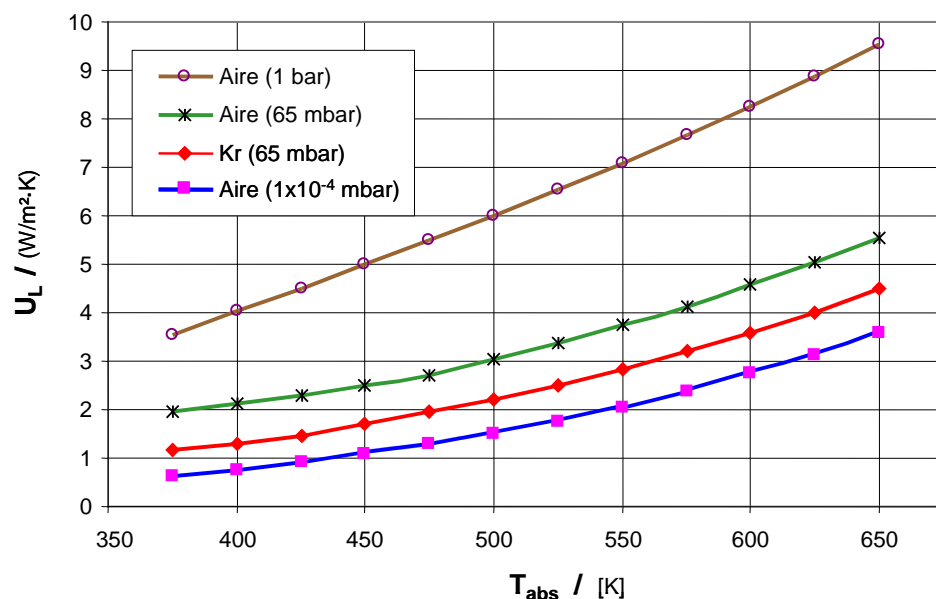


Figura 8: Coeficiente global de pérdidas térmicas de un tubo absorbedor LS-3 con aire o kriptón como gas de relleno entre el tubo metálico y la cubierta de cristal, para diferentes presiones (Rojas, 1993).

Los tres tipos de programas descritos de forma genérica en esta sección resultan de gran utilidad a la hora de abordar el diseño de un nuevo captador cilindroparabólico.

2.7 Consideraciones de carácter general para el diseño de nuevos captadores cilindroparabólicos

Aunque la demanda de captadores cilindroparabólicos es aún reducida y no existe en la actualidad una amplia oferta de componentes para este tipo de captador solar, los incentivos que se están estableciendo para la energía producida mediante sistemas solares hace pensar que a corto plazo aparecerá una importante demanda de captadores y componentes. Por este motivo parece interesante desde el punto de vista de estrategia comercial acometer el desarrollo de nuevos captadores y componentes para ellos.

A la hora de desarrollar nuevos captadores, y mientras no exista un tejido industrial más amplio dedicado a este campo comercial, resulta aconsejable tratar de partir de los elementos que hay comercialmente disponibles en el mercado. De lo contrario, es muy probable que ocurra que el excesivo coste de algunos componentes fabricados especialmente para el captador diseñado haga económicamente inviable su comercialización.

Por este motivo es aconsejable partir de los tipos de reflectores, tubos y perfiles metálicos que hay disponibles en el mercado a la hora de fijar las dimensiones y parámetros principales de un nuevo captador. En caso contrario, y salvo que esté asegurada la fabricación de un elevado número de unidades, el coste de fabricación puede resultar excesivo y supondría una barrera importante para su posterior comercialización.

3. Diseño de campos de captadores cilindroparabólicos

Ya se ha explicado en un Tema anterior de este Módulo que un campo típico de CCPs está compuesto por un número de filas paralelas de captadores cilindroparabólicos. Cada fila, a su vez, está compuesta por varios captadores conectados en serie de manera que el fluido de trabajo que circula por los tubos absorbedores es calentado conforme pasa desde la entrada a la salida de cada fila.

Al igual que ocurre con cualquier otro sistema energético en el que la fuente de energía es variable, al diseñar un campo de captadores cilindroparabólicos hay que tener presente que la potencia térmica que suministrará en cada instante dependerá de las condiciones de contorno que existan en ese instante. De este modo, si el campo de captadores se diseña para que dé una potencia térmica de 50 MW con una radiación solar disponible sobre la abertura de los captadores de 900 W/m^2 , la

potencia térmica que dé el campo será mayor cuando la radiación solar disponible sobre la abertura de los captadores sea mayor de 900 W/m^2 , y menor cuando dicha radiación sea menor de 900 W/m^2 . Esto es algo evidente, pero no siempre lo tiene tan claro el cliente que encarga el diseño de un campo de captadores.

De modo análogo, un campo de generadores eólicos suministra una potencia eléctrica que depende de la velocidad de viento existente en cada instante. Si la velocidad de viento es superior a la considerada para el diseño, la potencia eléctrica será superior a la de diseño, y será menor en caso contrario. Así pues, lo primero que hay que tener presente a la hora de diseñar un campo de CCPs es que la potencia térmica que entregue solo será igual a la nominal cuando las condiciones de contorno (radiación solar disponible, temperatura ambiente, etc.) sean iguales a las supuestas para el diseño.

Al conjunto de parámetros considerados para el diseño de un campo de captadores cilindroparábolicos se les denomina "Punto de Diseño". Los parámetros que componen el punto de diseño de un campo solar de este tipo son los siguientes:

- Orientación del eje de giro de los captadores,
- Longitud y latitud geográfica de la ubicación,
- Día y hora para el diseño,
- Ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre los captadores,
- Radiación solar directa,
- Temperatura ambiente,
- Temperaturas de entrada y salida del campo de captadores,
- Potencia térmica del campo de captadores,
- Tipo de captador, y
- Tipo de fluido de trabajo.

A continuación se dan algunas explicaciones y consejos que ayudan a la elección de los parámetros del Punto de Diseño para latitudes como las del Sur de España y Norte de África.

3.1 Orientación del eje de giro de los captadores solares

Los captadores cilindroparábolicos están generalmente instalados en el campo de captadores de forma que sus ejes de rotación están orientados Norte-Sur o Este-Oeste. Sin embargo, cualquier otra orientación es posible, siempre que la orientación sea la misma para todas las filas. Si la orientación

de las filas no fuera la misma, la radiación disponible sobre ellas variaría mucho de unas filas a otras, por tener un diferente ángulo de incidencia, y ello dificultaría seriamente la controlabilidad de la temperatura del fluido de trabajo a la salida del campo de captadores.

Las variaciones estacionales en la energía térmica suministrada por un CCP a lo largo de días diferentes vienen determinadas por dos parámetros principales: el ángulo de incidencia de la radiación solar sobre el plano de abertura de los captadores, y el número de horas de Sol disponibles desde el Orto hasta el Ocaso. Debido a que el ángulo de incidencia es significativamente mayor en los días de invierno que en verano, y las horas de Sol son menos en los días de invierno que en los de verano, las variaciones estacionales en la energía térmica diaria suministrada por captadores orientados Norte-Sur son bastante grandes, porque la energía suministrada diariamente puede ser varias veces mayor durante los meses de verano que en los meses de invierno, dependiendo de la latitud geográfica exacta del lugar y las condiciones atmosféricas en el lugar de instalación. La potencia térmica es menor en días de invierno porque al ser el ángulo de incidencia mayor, la radiación solar disponible sobre los captadores es menor. Por otro lado, además de ser la potencia térmica menor se tienen un menor número de horas de Sol en invierno, por lo que la energía térmica a lo largo del día es menor también en esa época del año.

Las variaciones estacionales en la energía liberada para orientación Este-Oeste son mucho menores. Esto permite tener un aporte térmico más estable durante todo el año, aunque la energía total suministrada en un año completo por un captador orientado Norte-Sur es mayor que la suministrada por un captador orientado Este-Oeste. Este es el motivo por el que los captadores de las centrales termosolares se suelen orientar en esta dirección, ya que lo que importa es producir el máximo de energía, siendo de poca importancia si se produce más en verano o en invierno.

Así pues, la elección del tipo de orientación del eje de rotación de los captadores depende de la respuesta a las siguientes preguntas:

- ¿Interesa más producir una mayor cantidad de energía en el año, aunque no se produzca lo mismo en todas las diversas épocas del año?, si la respuesta es SI, la orientación correcta es Norte-Sur.
- ¿Se desea que el campo solar suministre una potencia térmica similar en verano y en invierno?, si la respuesta es SI, la orientación adecuada es Este-Oeste

No obstante, a veces se tienen limitaciones en cuanto al tamaño y orientación de la parcela disponible para el campo solar que priman sobre otro tipo de consideraciones energéticas.

3.2 Longitud y latitud geográfica de la ubicación

La ubicación del campo de captadores queda definida por sus coordenadas geográficas: latitud y longitud. Estos valores tienen que ser facilitados por el cliente, ya que es él el que sabe la localización de la parcela en la que desea instalar la planta solar. Así pues, el cliente debe facilitar estos datos al diseñador del campo solar

3.3 Día y hora para el punto de diseño

La elección del día para el Punto de Diseño debe hacerse teniendo en cuenta la orientación seleccionada para los captadores. Puesto que una orientación Norte-Sur conlleva unas diferencias estacionales de producción entre verano e invierno más grandes, tanto en la potencia térmica pico como en la energía suministrada a lo largo del día, siendo en verano estos parámetros bastante mayores que en invierno, hay que tener presente que si se diseña el campo de captadores para que dé la potencia térmica nominal en verano ocurrirá que en invierno dará una potencia térmica que será del orden del 60% de la de verano, y que la energía suministrada durante el día será del orden de la tercera parte de la suministrada en un día típico de verano. Esto es muy importante cuando se trata de una planta destinada a la generación de electricidad, porque si diseñamos el campo de captadores para que la turbina del bloque de potencia funcione a carga nominal en verano, ocurrirá que la turbina estará funcionando durante todo el invierno a una carga bastante inferior a la nominal, con el detrimento de su rendimiento que esto conllevaría.

Por el contrario, si se diseña el campo de captadores para que la turbina trabaje a carga nominal en invierno, tendremos que mantener fuera de servicio una buena parte del campo solar durante los días de verano porque la turbina no será capaz de absorber toda la potencia térmica que suministraría todo el campo de captadores.

Una posible opción sería elegir como día de diseño un día de otoño o primavera, de modo que la turbina estaría trabajando un poco por debajo de la carga nominal en invierno y el tamaño del campo solar que habría que mantener fuera de servicio en verano fuese menor que cuando se escoge como día de diseño uno de invierno. En cualquier caso, lo importante a la hora de elegir el día para el punto de diseño es tener presente las variaciones estacionales que se producen en la potencia térmica pico y en la energía térmica diaria suministrada por el campo de captadores, las cuales son fruto del diferente número de horas de sol durante el día y del diferente ángulo de incidencia de la radiación solar sobre los captadores solares.

Recuérdese que la potencia solar disponible para los captadores viene dada por la ecuación (5)

$$P_{Q,sol \rightarrow colector} = A_c \cdot E_d \cdot \cos(\varphi) \quad (\text{Ec. 5})$$

siendo:

- $P_{Q, sol \rightarrow captador}$ = potencia radiante sobre la abertura del captador, (W)
- A_c = área de abertura de la superficie reflexiva del captador, (m^2)
- E_d = irradiancia solar directa, (W/m^2)
- φ = ángulo de incidencia, ($^\circ$)

En la ecuación (5) se ve claramente que cuanto mayor sea el ángulo de incidencia menor será la potencia solar radiante sobre los captadores, y por consiguiente menor será la potencia térmica útil que podrá suministrar el captador. Por otra parte, en la figura 9 se representa la evolución diaria del ángulo de incidencia sobre un CCP orientado Norte-Sur en la Plataforma Solar de Almería, viéndose claramente que el valor máximo de dicho ángulo en los meses de verano no sobrepasa el valor de 30° , mientras que en invierno llega a ser de 60° .

También se aprecia en la figura 9 la gran diferencia entre el número de horas de Sol en los días de verano (más de 12 horas) y los días de invierno (menos de 10 horas). Así pues, los datos reflejados en la figura 9 muestran claramente los dos motivos por los que la potencia térmica pico y la energía suministrada por el campo de captadores en los días de verano es muy superior a los de los días de invierno.

El día elegido para el Punto de Diseño en las plantas que existen actualmente en California es el 15 de junio. Pero para tener en cuenta las diferencias estacionales ya explicadas lo que se hace es incrementar en un 20% el tamaño del campo solar obtenido, de modo que en los meses de invierno la turbina no estará trabajando a cargas muy pequeñas.

Es conveniente aclarar aquí que las gráficas dadas en la figura 9 corresponden a captadores situados a una latitud y longitud geográfica que son las de la Plataforma Solar de Almería. Para ubicaciones diferentes la variación del ángulo de incidencia a lo largo de los diversos días será también diferente. No obstante, para diferencias pequeñas de latitud y longitud geográfica los cambios son también pequeños.

En cuanto a la hora para el Punto de Diseño, lo habitual es elegir las 12:00 hora solar, que es cuando el Sol está en el zenit y presenta una mayor estabilidad la radiación solar directa. Téngase en cuenta la evolución típica de la radiación solar a lo largo de cualquier día: es continuamente creciente desde la salida del Sol (Orto) hasta un poco antes del medio día solar. Alrededor del medio día solar su variación es pequeña, y empieza a decrecer después del medio día solar hasta la puesta de Sol (Ocaso). Por este motivo se adopta el medio día solar como hora para el Punto de Diseño

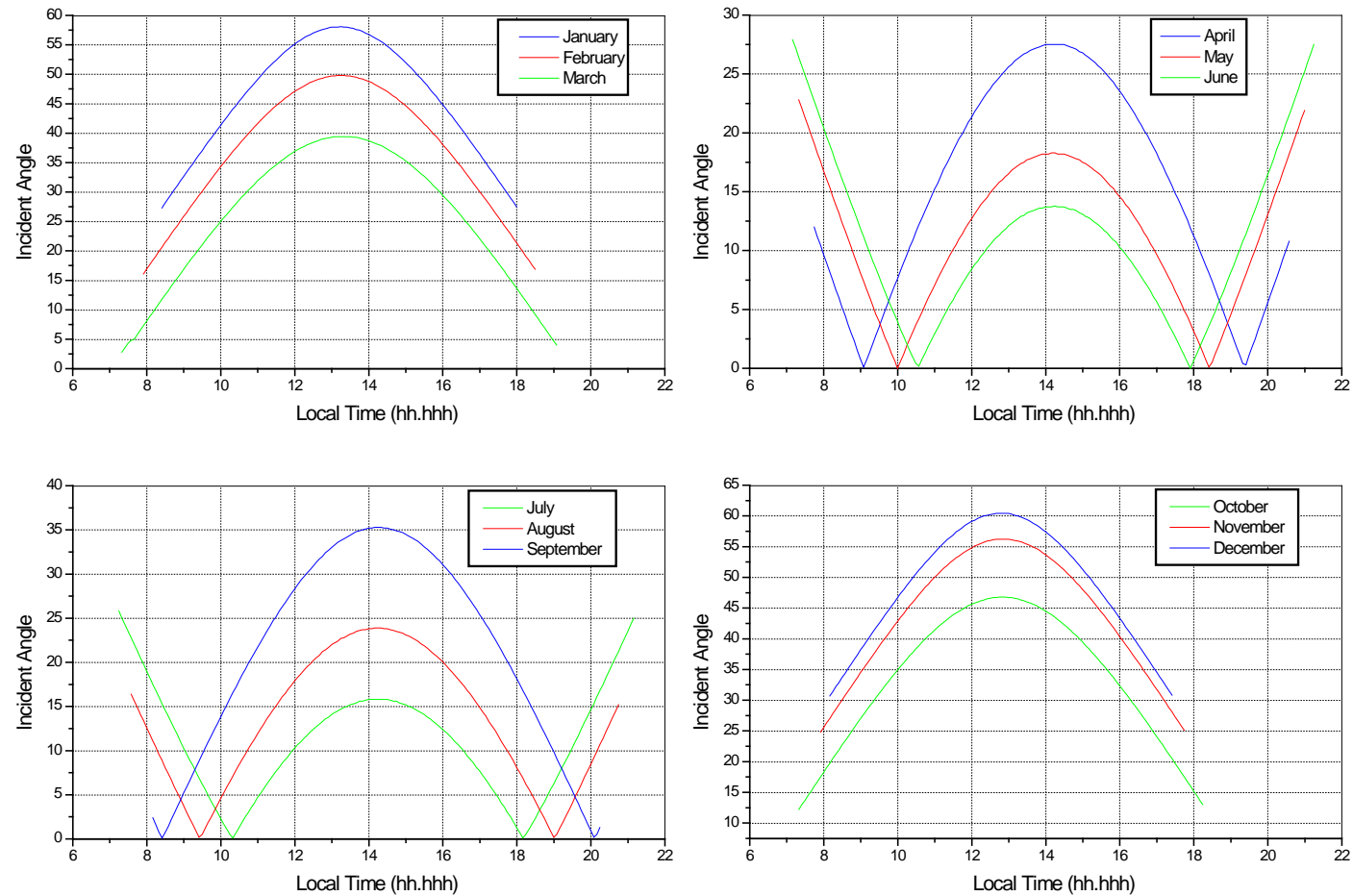


Figura 9: Ángulo de incidencia sobre un captador cilindroparábólico orientado Norte-Sur e instalado en la PSA (Almería).

3.4 Ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre los captadores solares

Una vez fijada la orientación de los captadores, la ubicación del campo de captadores, el día y la hora para el Punto de Diseño, el cálculo del ángulo de incidencia es una mera cuestión matemática. En efecto, basta usar la ecuación correspondiente a la orientación de los captadores que hayamos definido y obtendremos el valor del ángulo de incidencia. La ecuación que hay que usar para calcular el ángulo de incidencia depende de la orientación de los captadores. Ya se han visto en este curso las diversas ecuaciones que hay disponibles para el cálculo del ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre el plano de apertura de un captador cilindroparabólico.

3.5 Radiación solar directa y temperatura ambiente

Tanto la radiación solar directa como la temperatura ambiente que debe considerarse para el diseño de un campo de captadores cilindroparabólicos son los que resulten habituales para el día y la hora de diseño elegidas. Por este motivo estos dos valores deben tomarse de los datos meteorológicos típicos medidos en el lugar donde se va a instalar el campo solar.

Por desgracia, debido a que la medida de la radiación solar directa resulta mucho más costosa que la medida de la radiación solar global o difusa, no es habitual disponer de medidas de la radiación solar directa para el lugar donde se desea instalar el campo solar. Suele ser más habitual disponer de valores de la radiación solar global. Cuando no se tienen valores reales de la radiación solar directa, caben dos opciones, dependiendo de que se disponga o no de valores reales de radiación solar global y temperatura ambiente.

Si se dispone de valores reales de temperatura ambiente y radiación solar global, existen algoritmos que permiten estimar el valor de la radiación solar directa a partir de los valores de la radiación solar global. Puesto que existen diversos algoritmos para este fin, depende de las preferencias del diseñador usar uno u otro. No obstante, la experiencia previa en el uso de dichos algoritmos es un factor muy importante, por lo que si no se dispone de dicha experiencia es recomendable recurrir a expertos en estos temas. En España, Dentro de la Plataforma Solar existe un grupo de expertos que integran el Grupo de Evaluación del Recurso, y que disponen de algoritmos y procedimientos bastante fiables para hacer esta estimación de la radiación solar directa a partir de los datos de radiación solar global.

Cuando no se disponen de datos de radiación solar global, existen también procedimientos para estimarla a partir de las imágenes visibles e infrarrojas del Meteosat. El procesamiento de las imá-

genes del Meteosat donde se incluya la zona elegida para la instalación del campo de captadores puede proporcionar una estimación de la radiación solar directa con una banda de error inferior al 8%. El mencionado Grupo de Evaluación del Recurso de la Plataforma Solar de Almería dispone de una amplia experiencia en este asunto. Este Grupo ha realizado numerosos estudios de este tipo para empresas que desean instalar campos de captadores cilindroparábolicos en España.

La figura 10 muestra una imagen infrarroja típica de las que facilitan los satélites meteorológicos. Esta imagen en particular corresponde a la costa Oeste de los Estados Unidos, abarcando la zona de California. La imagen está descompuesta en pequeños cuadrados, correspondiendo cada uno de ellos a un píxel de la fotografía. El tamaño de suelo correspondiente a un píxel depende de la resolución de la fotografía, pero suele ser igual o inferior a un cuadrado de 10 km de lado.

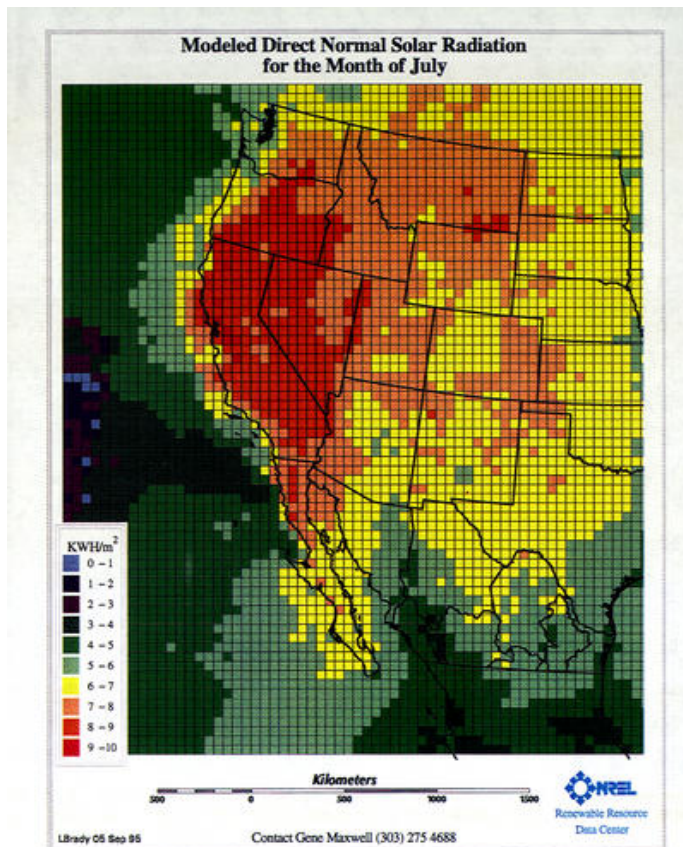


Figura 10: Imagen infrarroja de la costa oeste de EEUU.

El procedimiento más preciso cuando no se dispone de medidas reales de radiación solar directa y temperatura ambiente consiste en hacer una estimación teórica de las mismas a partir de las imágenes del Meteosat y después confrontar los valores obtenidos con algunos valores reales que se midan in situ durante unos cuantos meses. Aunque los valores reales que se obtengan no cubran un año completo, su conocimiento permite ajustar bastante los parámetros del modelo atmosférico considerado en el proceso de la estimación a partir de las imágenes del Meteosat. De este modo se pueden conseguir precisiones más altas.

En cualquier caso, también se debe tener en cuenta la variabilidad de los parámetros meteorológicos de un año para otro, ya que no todos los años se tienen los mismos valores de radiación solar y temperatura ambiente para un mismo lugar. Es precisamente por este motivo que resulta aconsejable tener valores correspondientes a al menos cuatro años completos si se quiere obtener un año meteorológico típico representativo para un determinado lugar.

También existen algunas direcciones en Internet donde pueden obtenerse datos meteorológicos especificando la longitud y latitud geográfica. Una de estas direcciones es: "www.satel-light.com". Pero los datos suministrados en estas direcciones deben ser analizados antes de ser utilizados, ya que suelen contener algunos errores de inconsistencia provocados por los propios algoritmos que usan.

3.6 Temperaturas de entrada y salida del campo solar

Los valores de las temperaturas nominales a la entrada y salida del campo de captadores vienen determinados por los parámetros del proceso que se vaya a alimentar térmicamente. En el caso de centrales termosolares, los valores más usuales son 295°C y 395°C para la entrada y salida respectivamente. Esto es así porque son estas temperaturas las más idóneas desde el punto de vista de la optimización del rendimiento del bloque de potencia en el que la energía térmica suministrada por el campo de captadores es transformada en electricidad. Aunque desde el punto de vista del rendimiento del bloque de potencia interesaría que la temperatura del aceite a la salida del campo solar fuese superior a 395°C, existen en la actualidad dos factores limitantes que impiden que un campo de captadores cilindroparabólicos pueda suministrar una mayor temperatura: los tubos absorbedores de vacío para CCP que existen actualmente no están garantizados para temperaturas de trabajo del fluido superiores a los 400°C, y no existen aceites térmicos con un precio viable que puedan ser calentados por encima de los 395°C sin que sufran una descomposición química. Así pues, actualmente no resulta posible aumentar la temperatura de salida de un campo de captadores cilindroparabólicos más allá de los 395°C.

Cuando se trata de otro tipo de aplicaciones, las temperaturas de entrada y salida del campo solar vendrán determinadas por las temperaturas de trabajo del propio proceso al que se desea alimentar. Siempre hay que tener presente que si se desea alimentar un generador de vapor la temperatura del vapor generado será unos 10 ó 15°C inferior a la del aceite de alimentación a dicho generador.

3.7 Potencia térmica del campo de captadores

La potencia térmica del campo de captadores es la que nos determinará durante el proceso de dimensionamiento del campo solar el número de filas de captadores que se necesitan. Este parámetro, la potencia térmica nominal, solo es un parámetro de partida para el diseño cuando no se va a instalar un sistema de almacenamiento térmico. Cuando se desea instalar un sistema de almacena-

miento térmico, la potencia térmica nominal es un resultado del dimensionamiento, no un dato de partida, como se explicará más adelante.

En aquellos casos en los que no existe un almacenamiento térmico, la potencia térmica nominal del campo de captadores viene impuesta por la potencia térmica demandada por el proceso, de modo que la potencia térmica del campo solar debe ser igual a la potencia térmica del proceso más las pérdidas térmicas que existan

3.8 Tipo de captador cilindroparabólico

La elección del tipo de captador cilindroparabólico debe hacerse de acuerdo con las características del campo solar que se necesita. Cuando se desea un campo solar con una potencia térmica pequeña (de unos cuantos MWt solamente) lo normal es recurrir a modelos de CCP de pequeño o mediano tamaño. Por el contrario, cuando se desea un campo de captadores con una importante potencia térmica, es recomendable recurrir a modelos de CCP de gran tamaño, URSSATrough, Eurotrough, TCP-150 o SenerTrough.

A veces, la disponibilidad de los parámetros del captador o la seguridad de disponer de una garantía de funcionamiento pueden ser factores limitantes a la hora de llevar a cabo esta elección. Afortunadamente, hoy en día existen ya bastantes modelos comerciales de CCP apropiados para centrales termosolares, pero hay pocas opciones cuando se trata de CCP de pequeño tamaño aptos para aplicaciones a calor de proceso.

3.9 Tipo de fluido de trabajo

En la actualidad, el fluido de trabajo usado casi en exclusiva para campos de captadores cilindroparabólicos es el aceite térmico. Cuando la temperatura de trabajo es inferior a los 190°C puede usarse también agua o mezclas de agua con anticongelante. Para temperaturas iguales o superiores a los 200°C el único fluido de trabajo que existe actualmente disponible es el aceite térmico.

Existen diversos tipos de aceites térmicos, que resultan más o menos apropiados para un caso determinado dependiendo de los parámetros de operación. Cuando la temperatura de trabajo no supera los 295°C, existen aceites relativamente baratos con un punto de congelación suficientemente bajo como para evitar la necesidad de mantenerlo caliente de forma artificial en invierno cuando las temperaturas ambientales son bajas y no hay radiación solar directa. Un aceite de este grupo es el Santotherm-55.

Cuando se desean temperaturas de trabajo cercanas a los 400°C, la mejor opción disponible actualmente es el aceite VP-1, cuya temperatura máxima de trabajo es de 398°C. El principal inconveniente

niente de este aceite es su alta temperatura de congelación (+12°C) que obliga a calentarlo artificialmente en invierno cuando la temperatura ambiente es baja y no existe radiación solar directa. El aceite VP-1 cuenta con una amplia experiencia de operación, la cual avala su buen comportamiento como fluido de transferencia de calor.

Aunque existen aceites con temperaturas de trabajo superiores a los 400°C, su comportamiento a lo largo de los años muestra una fuerte degradación de sus propiedades, llegando incluso a resultar muy peligrosos. El aceite Syltherm-800 es un ejemplo de este tipo de aceites. Su máxima temperatura de trabajo es de 425°C y su punto de congelación es de -40°C, pero su punto de autoinflamación baja enormemente con los años de uso, situándose por debajo de los 100°C.

Así pues, la elección del tipo de fluido de trabajo debe hacerse teniendo en cuenta los parámetros de operación del campo solar (temperaturas máximas y mínimas esperables) y el comportamiento a largo plazo del aceite. En cualquier caso, es muy deseable que la elección del tipo de aceite se realice en colaboración con el fabricante del mismo, de modo que nos aconseje de acuerdo con su mejor conocimiento las propiedades y características de cada tipo de aceite. En la actualidad hay varios fabricantes de aceites térmicos adecuados para su uso en campos de captadores cilindroparábolicos; Dow Chemical y Monsanto son dos de estos fabricantes.

Se espera que un espacio de tiempo breve (unos 5 años) esté ya comercialmente disponible la generación directa de vapor, es decir, el uso de agua como fluido de trabajo en el campo de captadores, de modo que el agua líquida se convierta en vapor sobrecalentado o saturado al recorrer el campo solar. Aunque el uso de agua parece ser a simple vista la opción más lógica, su uso conlleva una serie de cuestiones técnicas que han impedido su implementación comercial. El uso del agua como fluido de trabajo en campos de captadores cilindroparábolicos es ampliamente explicado en otro Tema de este Módulo.

3.10 Cálculo del número de captadores en serie dentro de cada fila

Una vez determinados los parámetros que componen el Punto de Diseño se puede proceder al dimensionamiento del campo de captadores. El dimensionamiento del campo de captadores consta de dos pasos:

- a) cálculo del número de captadores que deben conectarse en serie dentro de cada fila, y
- b) cálculo del número de filas que deben conectarse en paralelo.

El número de captadores, N , que será necesario conectar en serie dentro de cada fila depende del incremento de temperatura, ΔT , requerido por el proceso industrial alimentado por el campo de captadores. Así pues, si un campo de captadores está concebido para suministrar energía térmica a una caldera que requiere unos saltos de temperatura de 70°C entre la entrada y la salida con una temperatura nominal de entrada de 220°C , las temperaturas de entrada y salida de cada fila serán 220°C y 290°C respectivamente, con un $\Delta T=70^{\circ}\text{C}$. Una vez que esta ΔT ha sido determinada, el número de captadores requeridos viene dado por el cociente:

$$N = \frac{\Delta T}{\Delta T_c} \quad (\text{Ec. 6})$$

donde:

N = número de captadores a conectar en serie dentro de una fila

ΔT = incremento de temperatura demandada por la aplicación industrial

ΔT_c = diferencia entre la temperatura del fluido de trabajo a la entrada y salida de un captador. Este valor se calcula a partir de los datos suministrados por el fabricante del captador (rendimiento térmico, modificador por ángulo de incidencia, caudal nominal del fluido de trabajo, etc.)

Ya se ha explicado en la Sesión 3 de este Módulo que cuando el fluido de trabajo en los captadores es aceite térmico o cualquier otro fluido intermedio de transferencia de calor entre el campo solar y el generador de vapor que alimenta al proceso industrial, hay que tener presente a la hora de fijar la temperatura que ha de tener el fluido a la salida del campo solar que esta ha de ser superior en unos 15°C a la temperatura que queremos que tenga el vapor que se genere en el intercambiador de calor alimentado por el campo solar. Así, si queremos producir vapor a 300°C , será necesario que el aceite salga del campo solar a unos 315°C . Esta diferencia es necesaria para poder compensar las pérdidas térmicas que se produzcan entre la salida del campo solar y la entrada al generador de vapor, además de compensar el pinch point que existe en la caldera, que es del orden de 10°C - 15°C .

De acuerdo con la ecuación (6), una vez que las temperaturas a la entrada y salida del campo solar han sido definidas lo siguiente que se necesita conocer es el salto de temperatura que experimenta el fluido de trabajo al recorrer un captador, ΔT_c , ya que a partir de este valor y del incremento de temperatura entre la entrada y salida de una fila completa, ΔT , podremos determinar de forma inmediata el número de captadores, N , en serie que deben existir en cada fila.

Para calcular el incremento de temperatura que experimenta el fluido de trabajo al recorrer un captador bajo las condiciones de contorno dadas por el Punto de Diseño hay que tener presente que

dicho incremento de temperatura dependerá del caudal de aceite que circule por dicho captador. Puesto que las condiciones del punto de diseño nos fijan la potencia solar radiante disponible en la apertura del captador, y una vez elegido el modelo de captador sabremos todos sus parámetros ópticos, geométricos y térmicos, es simplemente una cuestión de cálculo matemático calcular la potencia térmica útil, $P_{Q,captador \rightarrow fluido}$, que suministrará un captador al fluido que circula por él bajo las condiciones de contorno definidas por el Punto de Diseño establecido.

Ya se ha visto en la Sesión 3 de este Módulo que la potencia térmica útil suministrada por un captador cilindroparabólico, $P_{Q,captador \rightarrow fluido}$, viene dada por la ecuación (7):

$$P_{Q,captador \rightarrow fluido} = A_c \cdot E_d \cdot \cos(\varphi) \cdot \eta_{opt,0^\circ} \cdot K(\varphi) \cdot F_e - P_{Q,captador \rightarrow ambiente} \quad (\text{Ec. 7})$$

siendo:

A_c = área de apertura de la superficie reflexiva del captador, (m^2)

E_d = irradiancia solar directa, (W/m^2)

φ = ángulo de incidencia, ($^\circ$)

$\eta_{opt,0^\circ}$ = rendimiento óptico con un ángulo de incidencia de 0° (rendimiento óptico pico)

$K(\varphi)$ = modificador por ángulo de incidencia

F_e = factor de ensuciamiento del captador ($0 < F_e < 1$)

$P_{Q,captador \rightarrow ambiente}$ = pérdidas térmicas en el captador (W)

A partir de los parámetros del Punto de Diseño y del captador se pueden conocer todos los factores que intervienen en la ecuación (7) y usarla para calcular la potencia térmica útil que transmite un captador al fluido que circula por él. Esta potencia térmica tiene que ser igual que el incremento de entalpía que experimenta el fluido entre la entrada y salida del captador, es decir:

$$P_{Q,colector \rightarrow fluido} = q_m \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad (\text{Ec.8})$$

siendo:

$P_{Q,captador \rightarrow fluido}$ = potencia térmica útil suministrada por el captador (W)

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

h_{in} = entalpía específica del fluido de trabajo a la entrada al captador (J/kg)

h_{out} = entalpía específica del fluido de trabajo a la salida del captador (J/kg)

La diferencia de temperatura del fluido entre la entrada y la salida del captador, junto con el calor específico del aceite es la que determina el salto de entalpía específica, $h_{out} - h_{in}$, por lo que se ve claramente en la ecuación (8) que una vez determinada la potencia térmica útil dada por el captador al fluido el salto de temperatura dependerá del caudal másico del aceite a través del captador, q_m . De esta forma, cuanto mayor sea el caudal, menor será el salto de temperatura y por consiguiente el salto entálpico. Puesto que el salto de temperaturas dependerá del caudal másico, lo primero que hay que hacer para calcular el salto de temperaturas es fijar el caudal en el punto de diseño.

Para fijar el caudal en el punto de diseño hay que tener en cuenta una recomendación importante: el caudal deber ser tal que garantice un régimen turbulento dentro del tubo absorbedor, de modo que se asegure una buena refrigeración del tubo por parte del fluido al circular por su interior. Si no existe una buena refrigeración del tubo absorbedor metálico, este se podría deformar y romper la cubierta de cristal, lo cual destruiría el tubo absorbedor. Para asegurar un buen régimen turbulento basta con imponer la condición de que el valor del número de Reynolds, Re , sea igual o superior a 10^5 . Puesto que la potencia térmica que debe extraer el fluido de trabajo del tubo absorbedor depende de la potencia solar radiante útil, $E_d \times \cos(\varphi)$, el valor de Re adoptado para el punto de diseño debe estar relacionado con dicha potencia solar radiante útil. En la práctica se sigue el siguiente criterio para fijar el valor de Re en el punto de diseño:

- Para $E_d \times \cos(\varphi) \geq 800 \rightarrow Re = 4 \times 10^5$.
- Para $500 \leq E_d \times \cos(\varphi) \leq 800 \rightarrow Re = 3 \times 10^5$.
- Para $E_d \times \cos(\varphi) \leq 500 \rightarrow Re = 2 \times 10^5$.

Puesto que para altas latitudes, como es el caso de España, el ángulo de incidencia es elevado durante los días de invierno y bajo en los días de verano, lo usual será adoptar un valor de $Re = 2 \times 10^5$ ó 3×10^5 si el punto de diseño es en invierno, mientras que si es en verano lo usual será adoptar un $Re = 4 \times 10^5$. Puesto que la expresión del número de Reynolds es:

$$Re = V \times d \times \rho / \mu. \quad (\text{Ec. 9})$$

siendo:

- μ = viscosidad dinámica del fluido (kg/m.s)
- V = velocidad del fluido,
- d = diámetro interior de los tubos absorbedores
- ρ = densidad del fluido

podemos obtener el valor de la velocidad del fluido que se necesita para que el Re tenga el valor que deseamos con solo despejarla en la ecuación (9). Para la determinación de los parámetros del

fluido que aparecen en la ecuación (9) durante la fase de pre-diseño del campo solar es necesario adoptar una temperatura media para el fluido que sea igual a la temperatura media entre las nominales de entrada y salida del campo solar. Así, si las temperaturas nominales de entrada y salida adoptadas para el punto de diseño son 293°C y 393°C respectivamente, la densidad del aceite y su viscosidad dinámica para la ecuación (5) se calculan a partir de las propiedades del aceite a una temperatura media de: $(293+393) / 2 = 343^{\circ}\text{C}$.

Una vez determinada la velocidad del fluido a partir de la ecuación (5) es fácil determinar el caudal másico correspondiente, q_m , a partir de la sección útil de paso del tubo absorbedor metálico (dato dado por el fabricante del captador) y de la densidad del fluido, ρ .

Una vez determinado el caudal másico, el salto térmico del aceite en un captador se determina a partir de la ecuación (8), y a partir de la expresión del calor específico del aceite a presión constante, C_p , teniendo en cuenta que:

$$\dot{Q}_{util} = q_m \cdot (h_{out} - h_{in}) = q_m \times \Delta H = q_m \times \int_{T_i}^{T_o} C_p \cdot dT \quad (\text{Ec. 10})$$

Haciendo en la ecuación (10) T_i igual a la temperatura media del fluido en el campo solar, se obtiene una ecuación de segundo grado (el calor específico de los fluidos de trabajo habitualmente empleados en estos sistemas es una función lineal de la temperatura, $C_p = a + b \cdot T$) cuya incógnita es T_o . Resolviendo dicha ecuación se obtiene el valor de la temperatura del fluido a la salida del captador, y con dicho valor se calcula inmediatamente el incremento de temperatura del fluido en el captador, ΔT_c . Con este valor y haciendo uso de la ecuación (6) se determina el número de captadores que deben conectarse en serie dentro de cada fila del campo solar.

Suele ser habitual que el número de captadores que se obtenga al aplicar la ecuación (6) sea un número decimal. Cuando ocurre esto, es recomendable redondear a un número par, con el fin de poder utilizar una configuración de Alimentación Central para las tuberías del campo solar. En la configuración de alimentación central, las filas de captadores se instalan en forma de "U", con la entrada y salida por el mismo lado. Para poder hacer esto es necesario que el número de captadores dentro de la fila sea un número par, ya que en caso contrario tendrían longitudes diferentes los dos lados de la "U". El redondeo es recomendable hacerlo en principio al número par superior, aunque eso suponga incrementar el número de captadores en más de una unidad. Por ejemplo, si se obtiene un valor de $N = 2,7$ se debe redondear a $N = 4$. A continuación se debe comprobar si la caída de presión que hay en una fila de captadores es demasiado alta o no. Si fuese demasiado alta la caída de presión, entonces hay que redondear al número par inferior.

Para el cálculo de la caída de presión hay que tener presente que al efectuar un redondeo en el número de captadores hay que modificar también el caudal másico en la misma proporción, ya que si aumentamos o disminuimos el número de captadores y no modificamos el caudal másico ocurrirá que el incremento de temperatura del fluido entre la entrada y salida de la fila será respectivamente mayor o menor que el definido en el punto de diseño. En concreto, si el caudal másico inicialmente calculado es q_m y el número de captadores inicialmente obtenido es N , al redondear el número de captadores a N' tenemos que modificar el caudal a un valor de q'_m igual a:

$$q'_m = q_m \times (N'/N) \quad (\text{Ec. 11})$$

Una vez realizado este cálculo preliminar del número de captadores necesarios en cada fila se debe realizar un cálculo más detallado del balance de energía en cada uno de los captadores que componen una fila, empezando por el que está al principio de la fila. Para ello hay que volver a realizar los cálculos realizados anteriormente, pero considerando como temperatura del fluido a la entrada del primer captador a la temperatura de entrada al campo solar, y como temperatura de salida a la temperatura de entrada más el salto de temperatura obtenido en el primer cálculo. La temperatura media del fluido en el primer captador que hay que considerar ahora en el cálculo será el valor medio entre las de entrada y salida al captador. De este modo se volverán a calcular las pérdidas térmicas en el primer captador y el salto de temperatura en el primer captador (con el caudal de fluido q'_m), que será ligeramente superior al calculado inicialmente.

A continuación se realiza el cálculo de la temperatura real del fluido a la salida del segundo captador, tomando como temperatura de entrada a la de salida del primer captador. De este modo se calculan las pérdidas térmicas en cada captador, que serán ligeramente diferentes de la calculada de forma aproximada al principio cuando se adoptó como temperatura del fluido a la temperatura media entre la de entrada y salida del campo solar.

Cuando se concluya el cálculo de cada captador de los que componen una fila, se conocerá el perfil de temperatura real a lo largo de la fila de captadores, y las pérdidas térmicas en cada captador.

3.11 Cálculo del número de filas paralelas que necesita el campo solar

Una vez que se ha calculado el número de captadores a conectar en serie dentro de cada fila, el siguiente paso en el dimensionamiento del campo solar es determinar el número de filas que deben ser instaladas en paralelo en el campo solar. Este número depende de la potencia térmica deman-

dada por el proceso industrial a alimentar. Cuanto mayor sea esta potencia, mayor es el número de filas paralelas necesarias. El procedimiento para determinar el número de filas necesarias depende del tipo de sistema solar que se quiera diseñar: con o sin almacenamiento.

Cuando se desea diseñar un sistema solar sin sistema de almacenamiento térmico, el cálculo del número de filas paralelas necesario es bien sencillo: basta dividir la potencia térmica total que demanda el proceso que se va a alimentar con el campo de captadores por la potencia que da una fila de captadores en el punto de diseño. La potencia nominal de una fila viene dada por la suma de las potencias térmicas de cada uno de los captadores que la componen.

Cuando queremos instalar un sistema de almacenamiento térmico el cálculo del número de filas paralelas que necesita el campo de captadores es algo más complejo. En este caso es necesario determinar primero la cantidad de energía térmica que debe suministrar el campo solar durante las horas de Sol en el día de diseño, desde el Orto hasta el Ocaso. Este es un dato que debe definirlo el cliente. Normalmente nos dirá el cliente durante cuantas horas desea que el sistema solar que estamos diseñando alimente al proceso funcionando a carga nominal durante el día de diseño. A partir de este dato, la energía total que debe suministrar el campo solar en el día de diseño se obtiene multiplicando la potencia térmica demandada por el proceso cuando funciona a carga nominal por el número de horas que debe funcionar el proceso con la energía suministrada por el campo de captadores. Así, por ejemplo, si el cliente nos dice que la potencia nominal de su proceso es de 50 MWt y desea que diseñemos un sistema solar que mantenga el proceso funcionando a potencia nominal durante 12 horas en el día de diseño, tenemos que diseñar un campo solar que proporcione $50 \times 12 = 600$ MWh de energía térmica durante las horas de Sol en el día de diseño. Cuando la potencia que desea el cliente no es constante a lo largo del tiempo, para calcular el correspondiente valor de la energía habrá que calcular la integral de la potencia en el periodo de tiempo considerado.

Una vez determinada la energía térmica total que debe suministrar el campo solar en el día de diseño, lo primero que es necesario hacer es calcular la energía térmica total que suministra en el día de diseño una fila de captadores formada por el número de captadores que se ha determinado. Cuando conozcamos cuanto es esta cantidad de energía, el número de filas vendrá dado por el cociente entre la energía térmica total que debe suministrar el campo solar y la energía que suministra una sola fila, ambas para el día de diseño.

Para calcular la energía térmica total suministrada durante las horas de Sol por una fila en el día de diseño es necesario disponer de los valores típicos de radiación solar directa y temperatura ambiente durante el día elegido como Día de Diseño. Normalmente estos datos se obtienen como valores medios cada 5 ó 10 minutos, de modo que lo que hay que hacer para calcular la energía térmica

total dada por una fila a lo largo del día es sumar las cantidades de energía correspondientes a cada uno de los intervalos de 5 ó 10 minutos en los que está dividido el periodo de tiempo comprendido desde el Orto hasta el Ocaso. Para calcular la cantidad de energía correspondiente a cada uno de esos periodos hay que usar los valores de radiación solar directa, temperatura ambiente y ángulo de incidencia correspondiente a cada uno de ellos. La energía térmica correspondiente a un periodo de 5 ó 10 minutos se obtiene multiplicando la potencia térmica útil dada por la ecuación (9) por 0,0833 ó 0,166, respectivamente, que es la duración expresada en horas de un periodo de tiempo de 5 ó 10 minutos.

3.12. Tamaño del sistema de almacenamiento térmico

Una vez que se ha finalizado el dimensionamiento del campo solar y se ha determinado el número de captadores en serie que deben ser conectados dentro de cada fila y el número de filas de captadores que deben conectarse en paralelo, puede abordarse el cálculo del sistema de almacenamiento térmico.

Ya se ha explicado cómo se calcula el número de filas de captadores que es necesario instalar en paralelo dentro del campo solar cuando hay un sistema de almacenamiento, de modo que la energía térmica suministrada por el campo solar desde el Orto hasta el Ocaso sea la que se necesita para mantener funcionando a plena carga el proceso durante un determinado número de horas. Durante el día de diseño, habrá momentos a lo largo del periodo de tiempo en el que hay radiación solar directa en los que el campo de captadores compuesto por el número de filas así calculado suministrará menos energía térmica que la demandada por el proceso para poder operar a carga nominal (déficit de energía), mientras que habrá otros momentos en los que el campo solar suministrará más energía de la que puede consumir el proceso (superávit de energía). Aunque, en conjunto, la energía térmica que suministra el campo solar durante las horas de Sol en el día de diseño es la necesaria para mantener el proceso funcionando a plena carga durante el número de horas fijado, habrá momentos de déficit y momentos de superávit de energía. La misión del sistema de almacenamiento es precisamente guardar la energía térmica que sobra durante los momentos de superávit, para poderla dar en los momentos de déficit. Por este motivo, la capacidad del sistema de almacenamiento térmico debe ser igual a la cantidad de energía que sobra a lo largo del día durante los periodos de superávit.

Si suponemos que el proceso alimentado energéticamente por el campo solar demanda una potencia térmica constante cuando opera a plena carga (esto es lo habitual) y el campo solar ha sido diseñado para que en el día de diseño el campo solar suministre suficiente energía térmica como para alimentarlo durante un número de horas inferior a las horas de Sol, al representar en una gráfica la

potencia térmica demandada por el proceso y la suministrada por el campo solar a lo largo del día de diseño se obtendría una gráfica que cualitativamente sería como la mostrada en la figura 11.

En la Figura 11, la energía térmica excedente está representada por la zona sombreada con simple trazo, mientras que la energía térmica deficitaria está sombreada con línea de doble trazo. Si el dimensionamiento del campo solar ha sido realizado correctamente, las áreas deficitarias deben ser iguales que las áreas de superávit (desde las 5 horas hasta las 8 horas, y desde las 16 horas hasta las 19 horas en la figura 11), de modo que la energía excedente será guardada en el sistema de almacenamiento para ser usada durante el periodo de déficit (desde las 8 horas hasta las 16 horas en la figura 11).

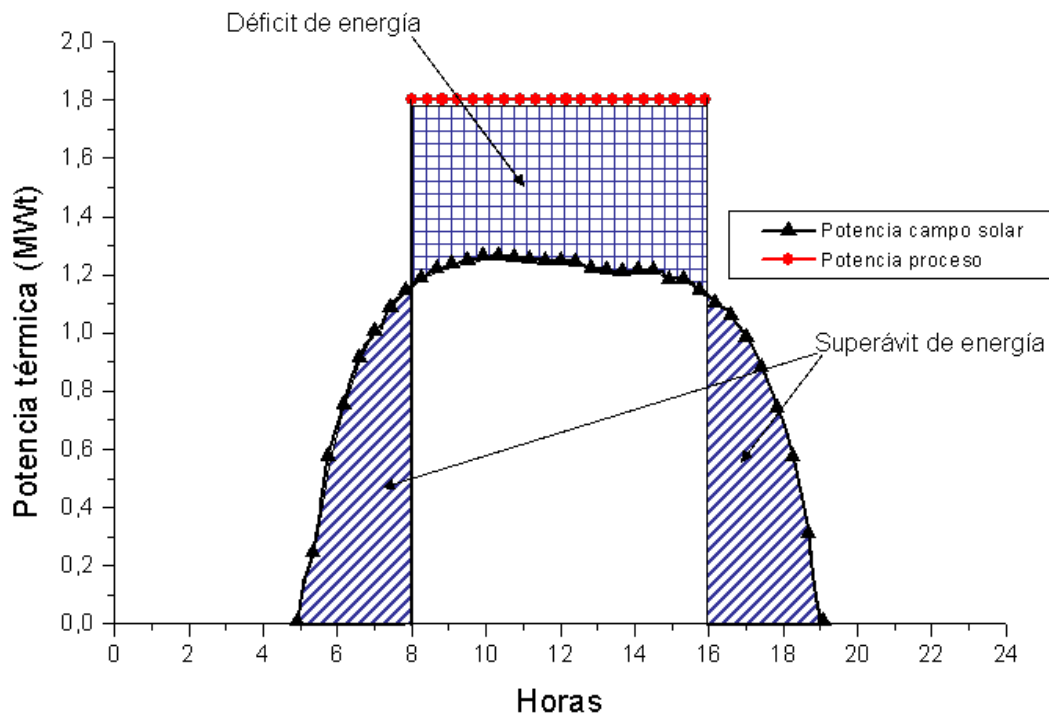


Figura 11: Potencia térmica producida por el campo solar y demandada por el proceso.

Se aprecia en la figura 11 que la potencia térmica nominal del campo solar es inferior en este caso a la potencia nominal del proceso. Cuando el campo solar ha sido dimensionado para mantener funcionando el proceso durante un número de horas superior al de horas de Sol durante el día de diseño, la potencia nominal del campo solar resulta mayor que la del proceso, y desde un punto de vista cualitativo la gráfica que se obtiene es como la representada en la figura 12.

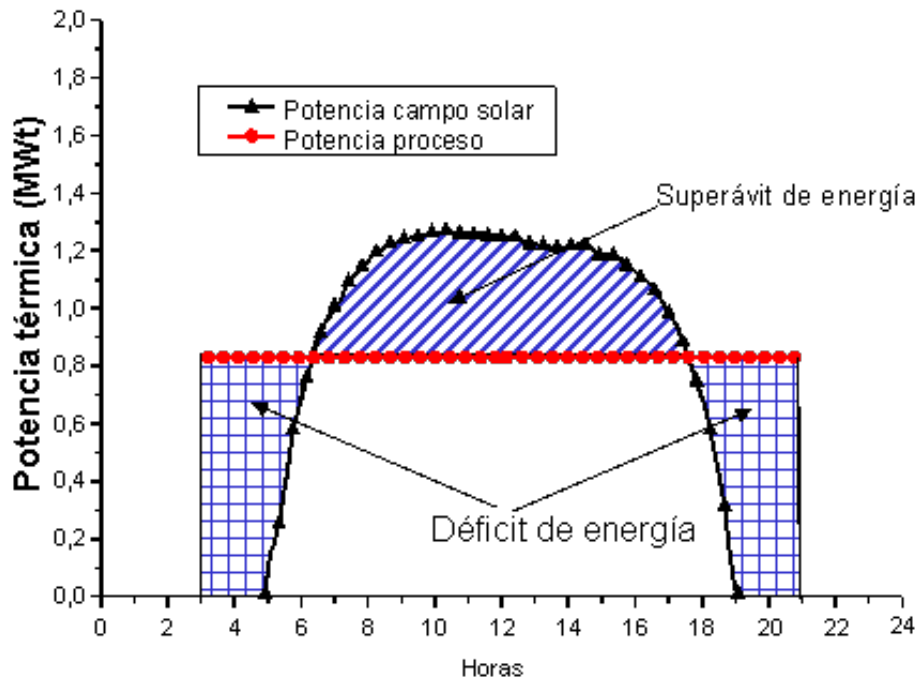


Figura 12: Potencia térmica producida por el campo solar y demandada por el proceso.

4. Dimensionamiento de la bomba de alimentación para un campo de captadores cilindroparabólicos

La potencia eléctrica de una bomba depende fundamentalmente de dos parámetros: el caudal volumétrico de fluido que tiene que impulsar y la diferencia de presión que debe aportar entre su entrada y salida. El caudal de fluido que debe impulsar será conocido tan pronto como se concluya el dimensionamiento del campo solar (número de captadores por fila y número de filas en paralelo) porque será igual al producto del número de filas por el caudal correspondiente a una fila, pero será necesario realizar el cálculo de la caída de presión en el campo solar, ya que es dicha caída de presión la que tendrá que compensar la bomba.

4.1 Cálculo de la caída de presión en el campo solar

Una vez determinados el número de captadores por fila y el número de filas paralelas que componen el campo solar, lo siguiente es definir la configuración de las tuberías del campo solar, definiendo las longitudes y los diámetros de cada uno de los tramos de tuberías. La determinación del diámetro de cada tramo de tubería es un problema de pura ingeniería hidráulica, que debe resolverse tratando de minimizar el coste del sistema de tuberías y evitando que la velocidad de circulación

del fluido por ningún tramo sea superior a 3 m/s (ya que ello podría causar una caída de presión demasiado elevada).

Cuando la configuración del campo solar y la disposición de las tuberías están definidas, se puede proceder a calcular la caída de presión entre la entrada y salida del campo solar. La caída de presión en el campo solar se calcula siguiendo el método tradicional de cálculo de caída de presión en tuberías, teniendo en cuenta que dicha caída de presión es debida fundamentalmente a las pérdidas por rozamiento tanto en los tramos rectos como en los codos, válvulas, etc.

De acuerdo con la ecuación de Bernouilli y con las simplificaciones habituales en este tipo de cálculos, la caída de presión correspondiente a un circuito hidráulico, ΔP , viene dada por suma de las caídas de presión en los diversos tramos de igual diámetro que componen dicho circuito hidráulico, de acuerdo con la ecuación (12). La caída de presión, ΔP_i , en cada uno de los tramos que poseen un mismo diámetro, D_i , viene dada por la suma de dos términos: uno correspondiente a la caída de presión en los tramos rectos de tubería que conforman dicho tramo y el otro término corresponde a la caída de presión que se produce en los elementos discretos que componen ese tramo (válvulas, codos, bifurcaciones, etc.), tal y como se expresa en la ecuación (13):

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{1=n} \Delta P_i \quad (\text{Ec. 12})$$

$$\Delta P_i = \left(\frac{f}{2} \cdot \rho_i \cdot v_i^2 \cdot \frac{L_{recto,i}}{D_i} \right) + \left(\frac{f}{2} \cdot \rho_i \cdot v_i^2 \cdot \frac{L_{equiv,i}}{D_i} \right) \quad (\text{Ec. 13})$$

siendo:

ρ_i : densidad del fluido en el tramo "i"

f : coeficiente de rozamiento o factor de fricción de Moody en el tramo "i"

v_i : velocidad del fluido en el tramo "i"

$L_{recto, i}$: longitud total de los tramos rectos de la tubería en el tramo "i"

D_i : diámetro interior de la tubería en el tramo "i"

$L_{eq, i}$: longitud hidráulica equivalente en metros de tubería debida a los elementos discretos (válvulas, codos, etc.) existentes en el tramo "i"

Para poder aplicar la ecuación (13) es necesario conocer el coeficiente de rozamiento, f , que se puede obtener a partir de ábacos (diagrama de Moody) o bien a partir de expresiones empíricas en

función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la cara interior de la tubería. Las expresiones empíricas más usuales para obtener el valor de " f " son:

- Para Régimen Laminar ($Re < 2200$):

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{Ec. 14)}$$

- Para Régimen Turbulento ($Re > 2100$), (fórmula de Chen):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left\{ \frac{1}{3.7065} \left(\frac{\varepsilon}{D} \right) - \frac{5.0452}{Re} \log \left[\frac{1}{2.8257} \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{1.1098} + \frac{5.8506}{Re^{0.8981}} \right] \right\} \quad \text{(Ec. 15)}$$

donde:

Re: número de Reynolds.

ε : altura de grano de la tubería (m)

D: diámetro interior de la tubería (m)

El cociente (ε/D) se denomina rugosidad relativa de la tubería y es un valor que depende del material del que está fabricada la tubería y del diámetro de la tubería. Para tuberías de acero, como las usualmente utilizadas en los campos de captadores cilindroparábolicos, la altura de grano de la tubería suele estar dentro del rango $20 \mu\text{m} < \varepsilon < 50 \mu\text{m}$, un valor de $30 \mu\text{m}$ resulta adecuado cuando no se dispone de un valor más exacto.

Para evitar confusiones y cálculos erróneos, conviene también tener presente la diferencia que existe entre el coeficiente de rozamiento o factor de fricción de Moody, f , y el coeficiente de fricción o factor de fricción de Fanning, ζ . La relación que existe entre estos dos coeficientes es: $\zeta = (f/4)$.

La longitud de tramo recto de tubería equivalente de los diversos elementos discretos (válvulas, codos, etc.) que normalmente existen en los circuitos hidráulicos puede encontrarse en cualquier prontuario de mecánica de fluidos. En la tabla siguiente se dan algunas de las equivalencias más comunes.

De acuerdo con los valores dados en la tabla, si en un circuito hidráulico tenemos dos válvulas de compuerta abiertas y tres codos de 90° de radio grande, la longitud equivalente total de estos cinco elementos será: $L_{\text{equiv}} = (2 \times 1) + (3 \times 0,8) = 2 + 2,4 = 4,4 \text{ m}$.

Denominación del elemento	L_E (m)
Codos de 45°	0.7
Codos de 90°, radio pequeño	1.5
Codos de 90°, radio grande	0.8
Contracciones bruscas de 4:1	0.9
Contracciones bruscas de 2:1	0.7
Contracciones bruscas de 4:3	0.5
Ensanchamiento brusco de 1:4	1.6
Ensanchamiento brusco de 3:4	0.5
Derivación en T	2.2
Reducción cónica suave	0.5
Válvula de compuerta abierta	1
Válvula de bola abierta	1
Válvula de mariposa abierta	1
Válvula de asiento abierta	5
Válvula de retención de clapeta oscilante	10

Tabla 2: Longitud de tramo recto de tubería equivalente para los elementos más usuales.

4.2 Cálculo de la potencia eléctrica de la bomba de alimentación del campo de captadores

Después de que se conozca la caída de presión en el campo de captadores solares, el siguiente paso es calcular la potencia eléctrica necesaria para la bomba de alimentación del campo solar, que es la que hace circular el fluido de trabajo por los captadores solares. Para calcular la potencia eléctrica es necesario calcular primero la potencia mecánica de bombeo requerida para mover el fluido por el campo solar, P_{mec} , la cual viene dada por la ecuación (16) de acuerdo con la ecuación de continuidad y la ecuación de Bernoulli, si se acepta la simplificación que supone asumir que la densidad del fluido no cambia apreciablemente durante su paso por la bomba, y que la velocidad del fluido es la misma a la entrada y a la salida de la bomba.

$$P_{mec} = \dot{V}_c * \Delta P / \eta_b \quad (\text{Ec. 16})$$

siendo:

- ΔP : caída de presión total en el campo solar, en Pascales
- η_b : rendimiento mecánico de la bomba
- V_C : caudal volumétrico total de alimentación al campo solar, (m^3 /seg)

Teniendo en cuenta el rendimiento del motor eléctrico, η_e , que acciona la bomba de alimentación, La potencia eléctrica de la bomba requerida para alimentar el campo de captadores, P_e , viene dada por el cociente entre la potencia mecánica requerida para mover el fluido por el campo solar, P_{mec} ,

y el rendimiento eléctrico de la bomba. Este cociente es también igual al producto del caudal volumétrico, V_C , y la caída de presión en el campo solar, ΔP , dividido por los rendimientos mecánico y eléctrico de la bomba, η_e y η_b :

$$P_e = P_{mec} / \eta_e = \dot{V}_c \cdot \Delta P / \eta_b \cdot \eta_e \quad (\text{Ec. 17})$$

Con el fin de utilizar las unidades del sistema de medida SI, la caída de presión se expresará en Pascales (1 bar = 10^5 Pa), el caudal volumétrico en m^3/seg , y la potencia eléctrica de la bomba vendrá dada en Watios.

El consumo de las bombas que alimentan un campo de captadores cilindroparábolicos no es en absoluto despreciable, ya que en las plantas termosolares para producción de electricidad puede suponer un 5% de la potencia eléctrica nominal de la planta, y un 50% del total de los consumos parásitos.

Puesto que el campo solar está constituido por N filas paralelas de captadores, el caudal volumétrico total de alimentación al campo solar, V_C , viene dado por el producto del caudal de fluido que circula por una fila y el número de filas:

$$V_C = V_{c,1 \text{ fila}} \times N \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (\text{Ec. 18})$$

5. Consideraciones finales sobre el diseño de campos de captadores cilindroparábolicos

El diseño de un campo solar con captadores cilindroparábolicos es un proceso en el que influye de modo importante la experiencia del diseñador, ya que hay que buscar una solución de compromiso entre varios parámetros (longitud de las filas y caída de presión en el campo solar, variaciones estacionales en la producción energética del campo solar, etc.).

Normalmente es necesario llevar a cabo un proceso de cálculo iterativo para poder conocer con más exactitud cómo influye en el comportamiento anual del campo solar la variación de los diversos parámetros. Por este motivo, lo aconsejable es realizar el dimensionamiento del campo solar considerando diversos *Días de Diseño*, y llevar a cabo una simulación del comportamiento anual del campo solar obtenido en cada caso, con el fin de conocer cual de los dimensionamientos reporta un mayor beneficio al cliente. Para llevar a cabo la simulación del comportamiento anual de un campo de captadores cilindroparábolicos es necesario disponer de los valores de radiación solar directa y

temperatura ambiente para un año meteorológico típico en el lugar previsto para la construcción del sistema solar. Con los datos correspondientes a un año meteorológico típico y un modelo simplificado del campo de captadores se puede simular el comportamiento anual del campo solar para diferentes números de filas de captadores conectadas en paralelo.

Solo conociendo el comportamiento anual de los diferentes dimensionamientos será posible elegir el que resulte más ventajoso desde el punto de vista comercial. También debe tenerse en cuenta que los datos meteorológicos no son los mismos de un año para el siguiente, pudiendo existir diferencias de hasta un 10% en la radiación solar directa disponible. Por este motivo, usar un año meteorológico tipo nos permitirá conocer cual va a ser el comportamiento medio anual del campo solar a lo largo de su vida útil, pero sin poder garantizar con exactitud lo que va a ocurrir en cada año en particular.

6. Referencias

1. Renne, D. (2001) "Solar Data Forms and available Databases". Proceeding presentado al congreso ASME 2001, celebrado en Washington el 23-25 de abril de 2001
2. Perez, R. (2001) "Sattelite Derived Data for Solar Radiation". Proceeding presentado al congreso ASME 2001, celebrado en Washington el 23-25 de abril de 2001
3. Lotker, M. (1991) " Barriers to Commercialization of Large Scale Solar Electricity. The LUZ experience". Informe técnico publicado por Sandia National Laboratories, Ref.: SAND91-7014
4. Rabl, A. (1985); "Active Solar Collectors and Their Applications". Libro editado por Oxford University Press. New York, 1985
5. Duffie, J.A.; Beckman, W.A.; (1980) "Solar Engineering of Thermal Processes". Libro editado por John Willey & Sons. New York, 1980
6. Klaiss, H.;Staiss, F. (1992) "Solar Thermal Power Potential In The Mediterranean Area" Editorial Spriegel-Verlag
7. Kutscher, F.C., et all (1982) "Design Approaches for Industrial Process Heat Systems". Informe editado por el SERI (Ref.: SERI/TR-253-1356) en agosto de 1982
8. Ajona, J.I.; et all. "Solar Thermal Electricity Generation. Lectures from the Summer School at the Plataforma Solar de Almería". Libro editado por el CIEMAT en 1999, ISBN: 84-7834-353-9
9. Zarza, E.; et all. "Solar Thermal Desalination project. Phase II Results & Final Project Report". Libro editado por la Secretaría General Técnica del CIEMAT. ISBN: 84-7834-285-0.
10. Zarza, E; et all. "Solar Thermal Desalination Project: First Phase Results & Second Phase Description". Libro editado por la Secretaría General Técnica del C.I.E.M.A.T. (ISBN: 84-7834-110-2), 1.991
11. Dudley, V.E.; Kolb, G.J; Sloan, M.; Kearney, D. " SEGS LS-2 Solar Collector ". Informe técnico SAND94-1884. Albuquerque (EEUU), Sandia National , 1994.
12. Ratzel, C.A.; Simpson, C.E. " Heat Loss Reduction techniques for Annular Receiver Design". Informe técnico SAND78-1769. Albuquerque (EEUU), Sandia National Laboratories, 1979.