III.- COLECTORES DE PLACA PLANA

pfernandezdiez.es

III.1.- INTRODUCCIÓN

Un colector solar transforma la energía solar incidente en otra forma de energía útil. Difiere de un intercambiador de calor convencional en que en éstos se realizan intercambios térmicos entre fluidos con elevados coeficientes de transferencia térmica, y en los que la radiación es un factor sin apenas importancia.

En un colector solar, la transferencia térmica se realiza desde una fuente energética, (el Sol), a un fluido, sin concentración de energía solar, por lo que el flujo incidente puede ser del orden de 1 kW/m^2 variable con una serie de parámetros.

La gama de longitudes de onda que se aprovecha está comprendida entre 0,3 μm y 3 μm, que es una franja de radiación considerablemente más pequeña que la de la radiación emitida por la mayoría de las superficies que absorben energía.

El análisis de los colectores solares implica problemas particulares de flujos de energía, bajos y variables, así como una gran relevancia de los fenómenos de radiación. En los colectores de placa plana, la superficie que absorbe la radiación solar es igual a la superficie que la capta.

Se pueden diseñar colectores de placa plana para trabajar con temperaturas de placa absorbente comprendidas entre 40°C y 130°C. Estos colectores utilizan tanto la radiación solar directa como la difusa, no requieren de sistemas de seguimiento solar y prácticamente no precisan de mantenimiento. Sus aplicaciones van enfocadas a sistemas de calentamiento de agua, calefacción de edificios y aire acondicionado.

El coste de la energía obtenida en un colector de placa plana depende del rendimiento térmico del sistema, de su vida media y de los costes de fabricación.

III.2.- ECUACIÓN BÁSICA DEL BALANCE ENERGÉTICO EN COLECTORES DE PLACA PLANA

Mediante un balance energético se puede hallar la distribución de la energía solar incidente sobre un colector de placa plana, su transformación en energía útil y las pérdidas térmicas.

Este balance energético se puede poner en la siguiente forma:

$$A\ I_0\ k\ \tau_s\alpha_{sp} = Q_u + q_{pérdidas} + q_{almacenada} = A\ k\ I_s\alpha_s$$

en la que:

A es la superficie del colector, igual en la cubierta que en la placa absorbente.

k es un factor de conversión de la radiación (difusa y directa), que sirve para evaluar la energía solar incidente en el plano del colector.

τ_s *es la transmitancia solar efectiva de la cubierta del colector*

α_{sp} *es la absortancia solar de la placa absorbente del colector*

Q_u *es el calor útil que se transfiere al fluido refrigerante que circula por el colector solar, de valor:*

$$Q_u = G_F\ c_{pF}\ (T_{sal} - T_{ent}) = C_{col}\,(T_{sal} - T_{ent})$$

siendo: C_{col} *la capacidad calorífica del fluido del colector*

$q_{pérd}$ *la cantidad de calor perdida desde la placa absorbente del colector al medio exterior, tanto por convección, como por conducción y radiación; esta energía perdida lo es hacia arriba, hacia abajo y hacia los laterales del colector*

q_{alm} *es la energía almacenada en el colector*

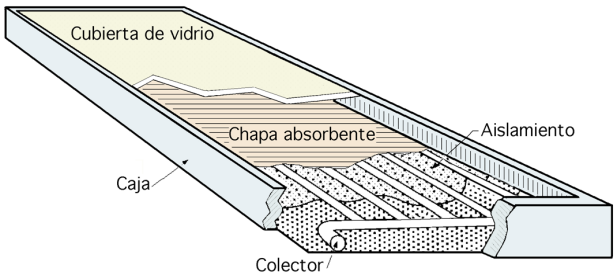


Fig III.1.-Estructura de un colector solar de placa plana

La energía solar incidente I_s sobre la placa absorbente viene dada por la siguiente expresión:

$$I_s = I_0\ \tau_s \quad ; \quad I_s\ \alpha_s = I_0\ \tau_s\ \alpha_s = I_0\,(\tau\,\alpha)_s$$

en la que $(\tau\,\alpha)$ se calcula para la radiación directa con el ángulo real de incidencia, mientras que la radiación difusa se considera como si fuese directa, pero con un ángulo de incidencia de 60°.

El rendimiento del colector η_c que proporciona una medida de su funcionamiento se define como:

$$\eta_c = \frac{\textit{Ganancia útil durante cualquier período de tiempo}}{\textit{Energía solar incidente en el mismo período}} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} q_u \, dt}{\int_{t_1}^{t_2} A \, I_0 \, dt}$$

Para obtener un resultado significativo, el rendimiento se tiene que calcular para todo un día de funcionamiento.

En todo momento hay que compatibilizar el rendimiento óptimo del colector con un coste mínimo del mismo, lo que implica el tener que diseñar colectores con una eficiencia inferior a la tecnológicamente posible, que reduce el coste de forma significativa.

Este método es pesado y laborioso, por lo que generalmente, en régimen permanente, se recurre a otra formulación en la que se consideran algunas simplificaciones, como veremos más adelante.

III.3.- PERDIDAS DE CALOR DEL COLECTOR

El valor de $q_{pérd}$ se puede poner en función del coeficiente global de transmisión de calor de las pérdidas de calor del colector U_c. Si se conoce U_c y si la placa del colector se sabe está a una temperatura media T_p el valor de $q_{pérd}$ se puede poner, siendo T_a la temperatura ambiente, en la forma:

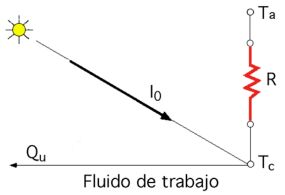


Fig III.2.-Circuito térmico aproximado de un colector solar

$$q_{pérd} = U_C \, A \, (T_P - T_a)$$

Un modelo adecuado de análisis térmico de un colector de placa plana puede considerar las siguientes hipótesis simplificadoras:

- El colector está térmicamente aislado en estado estacionario

- La caída de temperatura entre la parte superior e inferior de la placa es despreciable

- El flujo térmico se puede considerar monodimensional, tanto a través de las cubiertas, como de los aislamientos laterales

- Los cabezales que conectan los tubos cubren solamente una pequeña superficie de la placa colectora y proporcionan un flujo térmico uniforme a los tubos

- El cielo se puede considerar como si fuese una fuente térmica equivalente a un cuerpo negro, en lo que respecta a la radiación infrarroja, a una temperatura del cielo equivalente

- Se supondrá que la radiación $I_s = I_0 \ \tau_s$ *sobre la placa plana absorbente del colector es uniforme*

La distribución de temperaturas sobre el colector de placa plana se puede representar mediante el circuito térmico aproximado que se presenta en la Fig III.2 en la que la placa colectora absorbe una energía incidente, $\alpha_s \, I_s \, k$.

Análisis del circuito térmico de un colector con dos cubiertas a las temperaturas T_1 y T_2

Si la superficie inferior del colector está bien aislada (de la placa absorbente hacia abajo), la mayor parte de las pérdidas al exterior se producen a través de su superficie superior, es decir, a través de la cubierta o cubiertas que constituyen la ventana del colector; el calor se transfiere entre la cubierta y la segunda placa de vidrio, y entre las dos placas de vidrio, por convección y radiación, en paralelo.

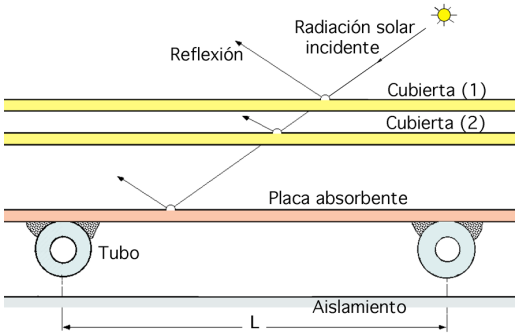


Fig III.3.- Colector de placa plana con dos cubiertas

La velocidad de transferencia de las pérdidas térmicas por unidad de área del colector entre la placa absorbente a T_p y la segunda cubierta de vidrio a T_2, es la misma que entre las placas de vidrio que conforman las cubiertas a T_2 y T_1 y la misma que entre la placa de vidrio de la cubierta exterior a T_1 y el medio exterior a T_a. Teniendo en cuenta la Fig III.4 se encuentra que las pérdidas térmicas hacia arriba, entre la placa colectora y la segunda cubierta, se pueden poner en la forma:

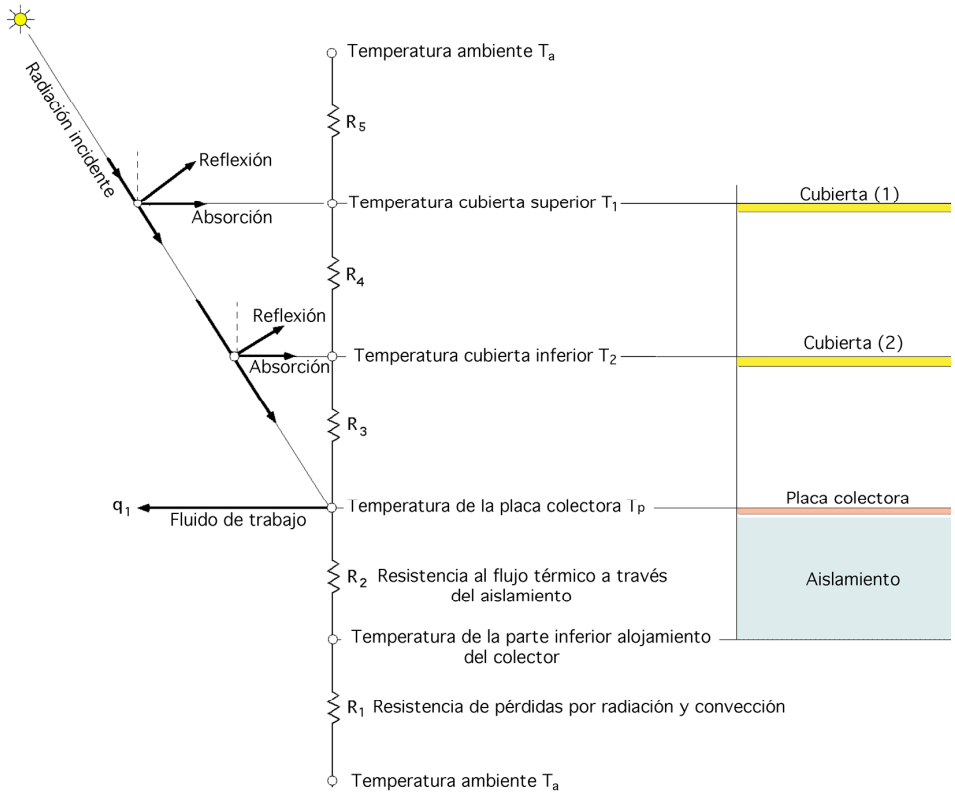


Fig III.4.- Circuito térmico del colector de placa plana con dos cubiertas

$$q_{pérd.hacia\ arriba(p-2)} = A\ h_{C_{(p-2)}}\ (T_P - T_2) + \frac{\sigma\ (T_p^4 - T_2^4)\ A}{\frac{1}{\varepsilon_{pi}} + \frac{1}{\varepsilon_{2i}} - 1}$$

siendo $\begin{cases} h_{c(p-2)} \text{ el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa y la } 2^a \text{ cubierta} \\ \varepsilon_{pi} \text{ la emitancia infrarroja de la placa} \\ \varepsilon_{2i} \text{ la emitancia infrarroja de la segunda cubierta} \end{cases}$

La ecuación anterior se puede poner en función de $(T_p - T_2)$ como:

$$q_{pérd.hacia\ arriba(p-2)} = A\ \{h_{C_{(p-2)}} + h_{r_{(p-2)}}\}\ (T_P - T_2) = \frac{T_p - T_2}{R_3} = \frac{T_p - T_2}{\frac{1}{A\ \{h_{C_{(p-2)}} + h_{r_{(p-2)}}\}}}$$

$$siendo:\ h_{r(p-2)} = \frac{\sigma\ (T_p^2 + T_2^2)\ (T_p + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_{pi}} + \frac{1}{\varepsilon_{2i}} - 1}$$

La velocidad de la transferencia de las pérdidas térmicas entre las dos cubiertas es de la forma:

$$q^*_{pérd.\ hacia\ arriba(2-1)} = A\ \{h_{C_{(2-1)}} + h_{r_{(2-1)}}\}\ (T_2 - T_1) = \frac{T_2 - T_1}{R_4} = \frac{T_2 - T_1}{\frac{1}{A\ \{h_{C_{(2-1)}} + h_{r_{(2-1)}}\}}}$$

$$en\ la\ que:\ h_{r(2-1)} = \frac{\sigma\ (T_1^2 + T_2^2)\ (T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_{1i}} + \frac{1}{\varepsilon_{2i}} - 1}$$

es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre las dos cubiertas transparentes.

Las emitancias ε_{1i} y ε_{2i} de las dos cubiertas transparentes serán iguales, si ambas están construidas del mismo material. Si no fuese así, se pueden obtener algunas ventajas económicas utilizando una cubierta de plástico entre la cubierta más exterior, que será de vidrio, y la placa absorbente; en este tipo de construcción sería posible el que las propiedades radiativas de las dos cubiertas no fuesen iguales. Si el aire está en reposo, para hallar la ecuación de la resistencia térmica entre la superficie superior de la cubierta exterior y el aire ambiente, se pueden utilizar correlaciones de convección natural, pero si sobre el colector está soplando el viento, hay que aplicar correlaciones de convección forzada. A su vez se produce un intercambio de radiación entre la cubierta superior a T_1 y el cielo a la temperatura T_{cielo}, mientras que el intercambio de calor por convección se produce entre T_1 y el aire ambiente a T_a.

Por comodidad consideraremos que $T_{cielo} = T_{aire} = T_a$ lo que permite obtener:

$$q'_{pérd.hacia\ arriba(1-a)} = A\ \{h_{C_{(1-\infty)}} + h_{r_{(1-\infty)}}\}\ (T_1 - T_a) = \frac{T_1 - T_a}{R_5} = \frac{T_1 - T_a}{\frac{1}{A\ \{h_{C_{(1-\infty)}} + h_{r_{(1-\infty)}}\}}}$$

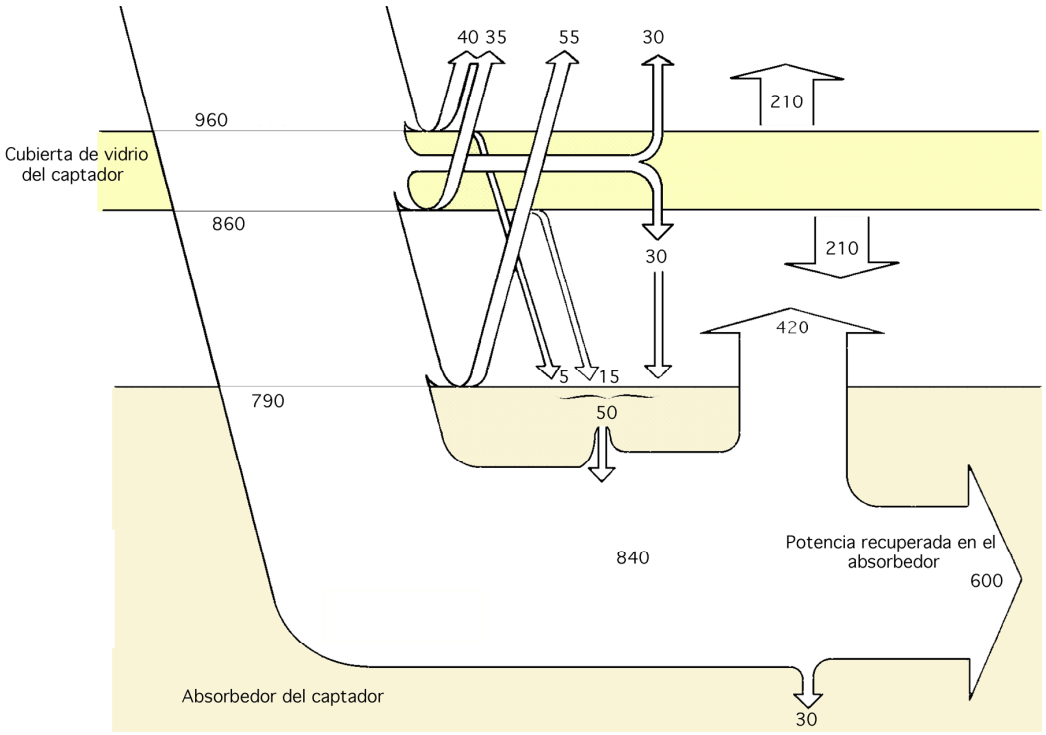


Fig III.5.- Valores del reparto de la energía incidente sobre un colector de placa plana con una cubierta

en la que: $h_{C_{(1-\infty)}} = \varepsilon_{1i}\ \sigma\ (T_1 + T_{cielo})\,(T_1^2 + T_{cielo}^2)$

Para el colector de placa plana y doble cubierta de vidrio, la conductancia de la pérdida de calor $U_{c(total)}$ se puede expresar en la forma:

$$U_{C(total)} = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5}$$

El cálculo de $U_{c\,(total)}$ exige la resolución iterativa de las ecuaciones q^* y q' por cuanto las conductancias de radiación unitarias, son función de la temperatura exterior de la cubierta y de la placa absorbente, que en principio no son conocidas.

III.4.- COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN UTILIZADOS EN COLECTORES SOLARES PLANOS

El coeficiente de transferencia de calor entre placas planas paralelas es:

Placas horizontales, con flujo de calor ascendente: $10^4 < Gr < 10^7 \quad ; \quad Nu = 0{,}152\,(Gr)^{0{,}281}$

Placas a 45°, con flujo de calor ascendente: $10^4 < Gr < 10^7 \quad ; \quad Nu = 0{,}093\,(Gr)^{0{,}31}$

Planos verticales:
$$\begin{cases} 1{,}5.10^4 < Gr < 1{,}5.10^5 \quad ; \quad Nu = 0{,}033\,(Gr)^{0{,}381} \\ 1{,}5.10^5 < Gr < 10^7 \quad ; \quad Nu = 0{,}062\,(Gr)^{0{,}327} \end{cases}$$

Por lo que respecta a la inclinación, se puede calcular el valor de U_c para una inclinación cual-

quiera y a partir del valor de U_c para una inclinación de 45°, siendo y la inclinación del colector en grados y ε_p la emitancia de la placa, en la forma:

$$\frac{U_c}{U_{c\,(45°)}} = 1 - (\psi - 45)\,(0{,}00259 - 0{,}00144\,\varepsilon_p)$$

III.5.- CORRELACIONES DEL COEFICIENTE GLOBAL DE PERDIDAS U_c

Dado que la resolución del cálculo de U_c es bastante complicada, se han desarrollado algunas fórmulas empíricas que permiten su cálculo; así, para el caso de colectores cuyas cubiertas (N) sean del mismo material y que suele dar resultados bastantes exactos, se utiliza la formulación de Hottel y Woertz, en la forma:

$$q_{pérdidas\ hacia\ arriba} = \frac{(T_p - T_a)\,A}{\dfrac{N}{\dfrac{C}{T_c}\dfrac{(T_p - T_a)}{(N+f)^{0,33}}} + \dfrac{1}{h_{C(p-\infty)}}} + \frac{\sigma\,(T_p^4 - T_a^4)\,A}{\dfrac{1}{\varepsilon_{pi} + 0{,}05\,N\,(1-\varepsilon_{pi})} + \dfrac{2N + f - 1}{\varepsilon_{cubiertas\ i}} - N}$$

$$\text{en la que:}\begin{cases} f = \{(1 - 0{,}04\,h_{viento}) + 5.10^{-4}\,(h_{viento})^2\}\,(1 + 0{,}091\,N) \\ h_{viento} = h_{C(p-\infty)} = 5{,}7 + 3{,}8\,u \quad ; \quad u,\ en\ (m/seg) \\ C = 365{,}9\,(1 - 0{,}00883\,b + 0{,}00013\,b^2) \\ \varepsilon_{cubiertas\ cristal} = \varepsilon_{ci} = 0{,}88 \end{cases}$$

Lein (1973) propone, para placas absorbentes con temperaturas comprendidas entre 40°C y 130°C y con un error en el cálculo de U_c menor que ± 0,2 W/m²°C, la siguiente ecuación:

$$U_C = \frac{1}{\dfrac{N}{\dfrac{344}{T_p}\dfrac{(T_p - T_a)^{0,31}}{(N+f)^{0,31}}} + \dfrac{1}{h_{viento}}} + \frac{\sigma\,(T_p + T_a)\,(T_p^2 + T_a^2)}{\dfrac{1}{\varepsilon_{pi} + 0{,}0425\,N\,(1-\varepsilon_{pi})} + \dfrac{2N + f - 1}{\varepsilon_{cristal}} - N}$$

$$\text{siendo: } f = \{1 - 0{,}04\,h_{viento} + 5.10^{-4}\,h_{viento}^2\}\,(1 + 0{,}058\,N)$$

El estudio anterior se ha hecho con coeficientes de pérdidas hacia arriba en cubiertas de cristal que son opacas a las radiaciones de onda larga. Si se utiliza un material plástico para sustituir una o más cubiertas, hay que modificar la ecuación que proporciona U_c por cuanto parte de esta radiación infrarroja de pérdidas atravesaría las cubiertas de plástico, por no ser opacas a las radiaciones de onda larga y llegaría a la placa.

La transferencia directa de energía por radiación entre la placa y el cielo es:

$$q_{placa\text{-}cielo} = \tau\ \varepsilon_p\ \sigma\ (T_p^4\ -\ T_a^4\ )$$

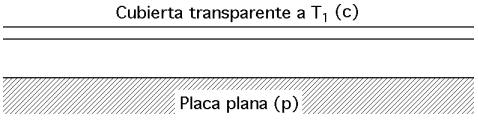
siendo τ la transmitancia de la cubierta para la radiación de T_p y T_a (la transmitancia es independiente de la temperatura de la fuente térmica).

El coeficiente de pérdidas hacia arriba se puede poner también en la siguiente forma:

$$U_C = \tau\ \varepsilon_p \sigma\ \hat{T}^3\ \frac{T_p - T_{cielo}}{T_p - T_a} + \frac{1}{\frac{1}{h_{c\text{-}p} + h_r} + \frac{1}{h_{viento} + h_{r_{ext}}}}$$

que particularizamos para los siguientes casos:

a)

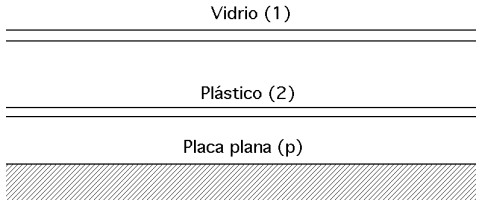


$$U_C = \tau\ \varepsilon_p \sigma\ \hat{T}^3\ \frac{T_p - T_{cielo}}{T_p - T_a} + \frac{1}{\frac{1}{h_{c\text{-}p} + \varepsilon_{p\text{-}c}\ h_{r(p\text{-}c)}} + \frac{1}{h_{viento} + h_{r(c\text{-}aire)}}} =$$

$$= \tau\ \varepsilon_p\ h_{r(p\text{-}c)} \frac{T_p - T_{cielo}}{T_p - T_a} + \frac{1}{\frac{1}{h_{c\text{-}p} + \varepsilon_{p\text{-}c}\ h_{r(p\text{-}c)}} + \frac{1}{h_{viento} + \varepsilon_1\ h_{r(c\text{-}aire)} \frac{T_c - T_{cielo}}{T_c - T_{aire}}}}$$

……..

b)



$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_{viento} + \varepsilon_1\ h_{r(1\text{-}aire)} \frac{T_1 - T_{cielo}}{T_1 - T_{aire}}} + \frac{1}{\tau\ \varepsilon_{p\text{-}1}\ h_{r(1\text{-}aire)}} + \frac{1}{\frac{1}{h_{p\text{-}2} + \varepsilon_{p\text{-}2}\ h_{r(p\text{-}2)}} + \frac{1}{h_{2\text{-}1} + \varepsilon_{2\text{-}1}\ h_{r(2\text{-}1)}}}}$$

……..

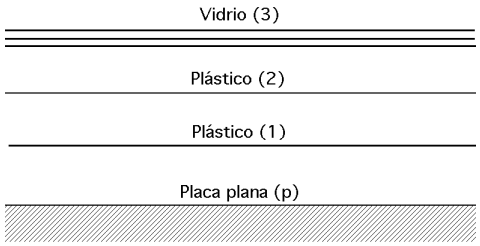
c)



$$U_c = \frac{\tau^2 \varepsilon_1 \; h_{r(p\text{-}cielo)}}{1+\tau} \; \frac{T_p - T_{cielo}}{T_p - T_{aire}} + \frac{1}{\dfrac{1}{h_{viento} + \varepsilon_1 \; h_{r(1\text{-}aire)} \dfrac{T_1 - T_{cielo}}{T_1 - T_{aire}}} + \dfrac{1}{\dfrac{1}{h_{p\text{-}2} + \varepsilon_{p\text{-}2} \; h_{r(p\text{-}2)}} + \dfrac{1}{h_{2\text{-}1} + \varepsilon_{2\text{-}1} \; h_{r(2\text{-}1)}}}}$$

……..

d)



$$U_c = \frac{1}{\dfrac{1}{h_{viento} + \varepsilon_1 \; h_{r(1\text{-}cielo)} \dfrac{T_1 - T_{cielo}}{T_1 - T_{aire}}} + \dfrac{1}{\dfrac{\tau^2 \varepsilon_{p\text{-}1} \; h_{r(p\text{-}1)}}{1+\tau} + \dfrac{1}{h_{p\text{-}3} + \varepsilon_{p\text{-}3} \; h_{r(p\text{-}3)}} + \dfrac{1}{h_{2\text{-}1} + \varepsilon_{2\text{-}1} \; h_{r(2\text{-}1)}} + \dfrac{1}{h_{3\text{-}2} + \varepsilon_{3\text{-}2} \; h_{r(3\text{-}2)}}}}$$

……..

Para estas situaciones se tiene que el coeficiente de convección {pared-medio exterior}, es:

$h_{viento} = 5{,}7 + 3{,}8\,u$; $h_{xy} = K$ *(Coeficiente de convección)*

Ángulo de inclinación	*0*	*30*	*60*	*90*
K	*0,24*	*0,21*	*0,18*	*0,15*

$$h_{r(xy)} = \sigma \; \frac{T_x^4 - T_y^4}{T_x - T_y}$$ *(Coeficiente equivalente de radiación)*

$$E_{xy} = \frac{1}{\dfrac{1}{\varepsilon_x} + \dfrac{1}{\varepsilon_y} - 1}$$ *(Factor de emisividad)*

$\varepsilon_{placa} = 0{,}95$ *(pintura negra)* ; $\varepsilon_{plástico} = 0{,}63$; $\varepsilon_{vidrio} = 0{,}88$

T_s *es la temperatura equivalente del cuerpo negro del cielo*

T_a *es la temperatura del aire ambiente*

T_p *es la temperatura media de la placa*

T_1, T_2, T_3 *son las temperaturas de las cubiertas transparentes*

τ *es la transmisividad del plástico para radiaciones de onda larga y G es la fracción de la radiación de onda larga que es completamente absorbida en el primer plástico*

III.6.- DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS EN LOS TUBOS Y FACTOR DE EFICIENCIA DEL COLECTOR

Vamos a suponer la disposición de tubos que se indica en la Fig III.6 separados una distancia L, con un espesor de placa e y anchura a unidad y diámetro exterior de los tubos d_e. En lo anterior hemos llamado T_p a la temperatura de la placa que se ha supuesto constante; sin embargo, al introducir el sistema de tubos separados una distancia L se produce en la placa un flujo de calor desde la mitad de esa distancia hacia cada tubo que será captado por éstos, lo que hace que a lo largo de la placa en tramos correspondientes a dos tubos consecutivos, la temperatura de la placa sea variable.

Como el material de la placa metálica es un buen conductor del calor, el gradiente de temperaturas a través de la misma será despreciable; si se conoce la temperatura T_b en la unión del tubo con la placa Fig III.4, la región entre la línea central (m-m´) que divide a la placa entre dos tubos por la mitad y la base de éstos, se puede considerar como una aleta térmicamente aislada en su extremo libre.

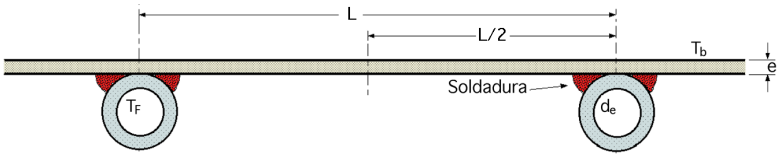


Fig.III.6.- Unión de los tubos a la placa

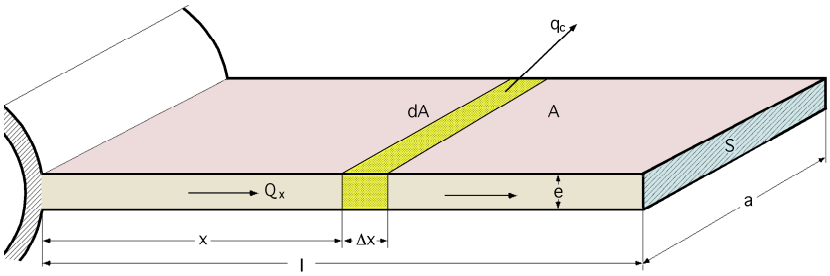


Fig III.7.- Aleta de sección transversal uniforme

Para un elemento de aleta de superficie $a\Delta x$, la energía absorbida es:

$$(I_s\ \alpha_s)\ a\ \Delta x$$

El flujo térmico se dirige de la placa (aleta) hacia los tubos, y no a la inversa, como sucede en el estudio general de aletas, pudiéndose hacer el siguiente balance térmico Fig III.7:

$$q = k\ S\ (\frac{dT}{dx})_x \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial q}{\partial x}\ \Delta x = k\ S\ (\frac{d^2T}{dx^2})_x \Delta x$$

con: $S = a\ e$, (sección transversal de la placa); para una anchura: $a = 1 \ \Rightarrow \ S = e$.

Las pérdidas de calor transmitidas por convección al exterior a través del elemento de superficie $a\Delta x$ vienen dadas por:

$$q_c = U_c\ (a\ \Delta x)\ (T - T_a\ ) = U_c\ \Delta x\ (T - T_a\ )$$

siendo U_c la conductancia global a través de las cubiertas, entre la placa y el aire ambiente.

El balance energético para (a = 1) es:

$$\alpha_s\ I_s\ \Delta x - U_C\ \Delta x\ (T - T_a\ ) + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\ k\ S\ \Delta x = 0$$

$$(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2})_x = \frac{U_C}{k\ S}\ (T - T_a\ ) - \frac{\alpha_s\ I_s}{k\ S} = \frac{U_C}{k\ S}\ (T - T_a - \frac{\alpha_s\ I_s}{U_C}) \quad \Rightarrow \quad (\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2})_x = \frac{U_C\ \alpha\ l^2}{k\ S}\ \Phi = (Bi)\ \Phi$$

$$con:\ Bi = \frac{U_C\ l^2}{k\ e} \quad ; \quad l = \frac{L - d_e}{2} \quad ; \quad \xi = \frac{x}{L}$$

que resuelta como aleta de sección transversal uniforme y extremo libre térmicamente aislado, proporciona la siguiente distribución de temperaturas:

$$\Phi(\xi\ ) = \frac{Ch\ \{\sqrt{Bi}\ (1 - \xi\ )\}}{Ch\ \sqrt{Bi}} = \frac{T - T_a - \frac{I_s\ \alpha_s}{U_C}}{T_b - T_a - \frac{I_s\ \alpha_s}{U_C}}$$

La energía conducida a los tubos a través de las aletas, (2 por tubo), es:

$$q_{(aletas\text{-}tubo)} = -\ 2\ \frac{k\ S}{l}\ (T_b - T_a - \frac{I_s\ \alpha_s}{U_C})\ \sqrt{Bi}\ \ Th\sqrt{Bi} = (L - d_e\ )\ \{I_s\ \alpha_s - U_C\ (T_b - T_a\ )\}\ \frac{Th\sqrt{Bi}}{\sqrt{Bi}}$$

en la que $\frac{Th\sqrt{Bi}}{\sqrt{Bi}} = \eta$ *es la eficiencia de esta aleta, Fig III.8.*

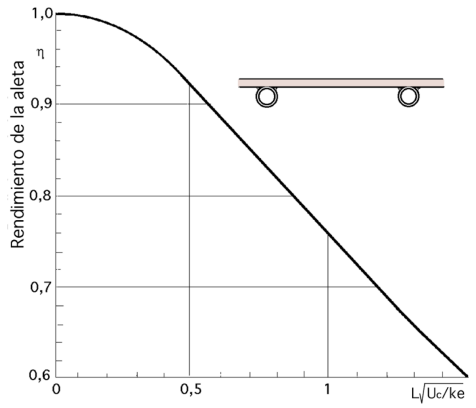


Fig III.8.- Eficiencia de la aleta para colectores solares de tubo y placa

El valor de $q_{aletas\text{-}tubo}$ queda finalmente en la forma:

$$q_{(aletas\text{-}tubo)} = (L - d_e\ )\ \{I_s\ \alpha_s - U_C\ (T_b - T_a\ )\}\ \eta$$

La energía térmica del colector en la parte correspondiente al tubo es:

$$q_{tubo} = d_e\ \{I_s\ \alpha_s - U_C\ (T_b - T_a\ )\}$$

La energía útil que el colector transmite al fluido por unidad de anchura a es la suma de las anteriores:

$$Q_u = \{I_s\ \alpha_s - U_C\ (T_b - T_a\ )\}\ \{(L - d_e\ )\ \eta + d_e\ \}$$

que tiene que ser igual a la energía que absorbe el fluido que circula por el interior de los tubos:

$$Q_u = \frac{T_b - T_F}{\frac{1}{h_{cF}\ (\pi\ d_i\ a)} + \frac{1}{C_b}}$$

en la que C_b es la conductancia de la unión, que se puede calcular en función de la conductividad térmica k_b de la unión, del grosor medio e de la misma y de su longitud b, que para *(a = 1)* es:

$$C_b = \frac{k_b\ b}{e}$$

Es muy importante el contacto metal-metal para que la resistencia de la unión sea inferior a 0,03 $m°C/W$; si C_b es muy grande, resulta:

$$Q_u = (\pi\ d_i\ a)\ h_{cF}\ (T_b - T_F\ )$$

Eliminando T_b se obtiene una expresión para la ganancia útil Q_u función de las dimensiones, parámetros físicos y temperatura T_F local del fluido y T_a de la atmósfera, de la forma:

$$Q_u = \frac{I_s \alpha_s - U_C\ (T_F - T_a\ )}{\frac{1}{d_e + (L - d_e\ )\ h} + \frac{U_C}{C_b} + \frac{U_C}{h_{cF}\ \pi\ d_i}} =$$

$$= \left| \begin{array}{c} \textit{Factor de eficiencia del colector} \\ F = \dfrac{\frac{1}{L}}{\frac{1}{d_e + (L - d_e\ )\ \eta} + \frac{U_C}{C_b} + \frac{U_C}{h_{cF} \pi\ d_i}} = \dfrac{\frac{1}{L\ U_C}}{\frac{1}{U_C\ \{d_e + (L - d_e\ )\ \eta\}} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{h_{cF} \pi\ d_i}} \end{array} \right| = L\ F\ \{I_s \alpha_s - U_C\ (T_F - T_a\ )\}$$

observándose que el denominador es la resistencia térmica existente entre el fluido y el medio ambiente, mientras que el numerador es la resistencia térmica existente entre el colector y el medio ambiente.

Unos valores típicos de los parámetros que determinan el factor de eficiencia del colector F, en el caso de un colector de placa plana, son:

U_c (2 cubiertas de vidrio).....= 4 $W/m^2°C$

U_c (1 cubierta de vidrio) .....= 8 $W/m^2°C$

k (Placa de cobre de 1 mm de espesor).....= 0,4 $W/°C$

k (Placa de acero de 1 mm de espesor).....= 0,005 $W/°C$

h_{cF} (Agua en flujo laminar, convección forzada).....= 300 $W/m^2°C$

h_{cF} (Agua en flujo turbulento, convección forzada)..... = 1500 $W/m^2°C$

h_{cF} (Aire en convección forzada turbulenta).....= 100 $W/m^2°C$

El *factor de eficiencia F* crece al aumentar el espesor de la placa y la conductividad térmica de la misma, y decrece al aumentar la distancia entre los conductos de flujo. Un aumento de U_c hace que F disminuya.

Se define el *factor de evacuación de calor del colector* F_R como el cociente de la velocidad real de transferencia de calor al fluido de trabajo y la velocidad de transferencia térmica a la máxima diferencia de temperaturas entre el fluido absorbente del colector y el medio ambiente, mediante la relación:

$$F_R = \frac{\textit{Ganancia energética útil del colector}}{\textit{Ganancia energética útil si la superficie del colector está a } T_{F_1}}$$

siendo T_{F_1} la temperatura de entrada del fluido.

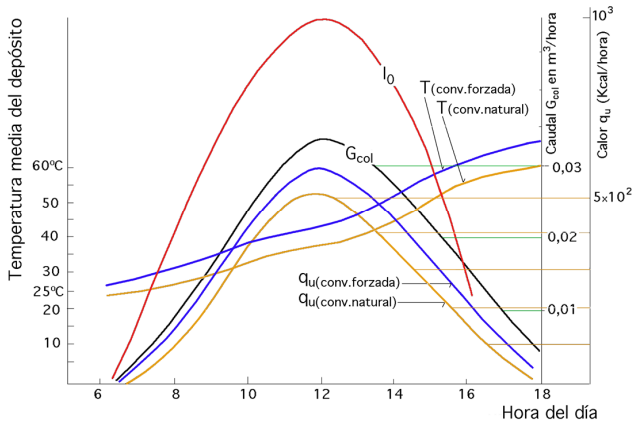


Fig III.9.- Curvas que para determinar el rendimiento de una instalación dada con circulación natural y forzada

El límite termodinámico del denominador corresponde a la condición de que el fluido de trabajo permanezca a la temperatura T_{F_1} de entrada en todo el colector, valor al que se puede aproximar cuando la velocidad de entrada sea muy grande. La temperatura del fluido aumenta en la dirección del flujo a medida que se le va suministrando calor.

El factor F_R es de la forma:

$$F_R = \frac{G_{Fluido}\ c_{pF}\ (T_{F2} - T_{F1})}{I_s\alpha_s - U_C\,(T_{F1} - T_a)} = \frac{G_{Fluido}\ c_{pF}}{U_C}\,(1 - e^{-\frac{U_C F}{G_{Fluido} c_{pF}}})$$

siendo G_{Fluido} el flujo másico por unidad de superficie y c_{pF} el calor específico del fluido.

La ganancia total de energía útil del colector es:

$$Q_u = A_{col}\ F_R\ \{I_s\alpha_s - U_C\,(T_{F1} - T_a)\}$$

calculándose esta ganancia de energía útil en función de la temperatura T_{F1} de entrada del fluido, que normalmente es un dato.

La eficiencia del colector se define en la forma:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_{col}\ I_s} = F_R \{\alpha_s - \frac{U_C\,(T_{F1} - T_a)}{I_s}\}$$

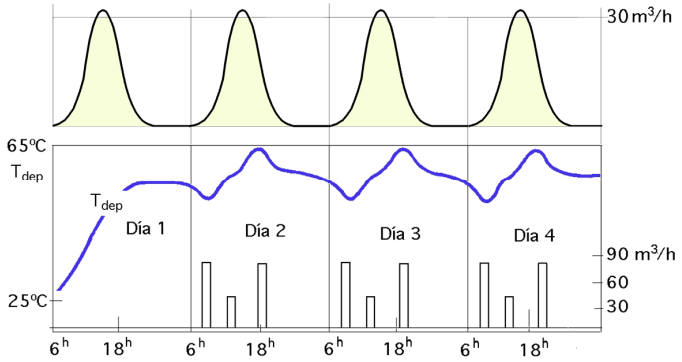


Fig III.10.- Influencia de las condiciones iniciales en el comportamiento posterior de un sistema colector plano en circulación natural

III.6.- TIPOS DE CAPTADORES Y APLICACIONES

Un captador queda definido por dos parámetros $(F_R\ I_s\ \alpha_s)$ y $(F_R\ U_c)$ estando sus márgenes de variación comprendidos entre los valores que se indican a continuación, siempre que se cumpla que la capacidad calorífica del fluido $(Gc_p)_F > 50\ Kcal/hm^2°C$, y que la velocidad del viento sea < 2 m/seg.

Grupo I.- Captador sin caja, sin aislamiento y sin cubiertas, generalmente de plástico:

$$0{,}85 < F_R\ I_s\ \alpha_s < 0{,}90 \quad ; \quad 16 < F_R U_C < 20\ ,\ (W/°C\ cm^2)$$

que se utiliza cuando $\Delta T = T_F - T_a < 15°C$ *en el siguiente tipo de instalaciones:*

Calentamiento de piscinas abiertas
Como fuente fría en una bomba de calor
En procesos industriales, etc

Grupo II.- Captadores con caja, aislamiento y una cubierta transparente:

$$0{,}75 < F_R\ I_s\ \alpha_s < 0{,}85 \quad ; \quad 7 < F_R U_C < 9\ ,\ (W/°C\ cm^2)$$

Grupo III.- Captadores con caja, aislamiento, una cubierta transparente y superficie absorbente selectiva.

$$0{,}75 < F_R\ I_s\ \alpha_s < 0{,}85 \quad ; \quad 5 < F_R\ U_C < 6\ ,\ (W/°C\ cm^2)$$

Grupo IV.- Captadores con caja, aislamiento y dos cubiertas transparentes

$0,7 < F_R\ I_s\ \alpha_s < 0,8$; $4 < F_R\ U_C < 6$, $(W/°C\ cm^2)$

Los Grupos II y III se utilizan con $10 < \Delta T < 40°C$ en instalaciones de
- *Agua caliente sanitaria*
- *Calefacción en climas templados*
- *Usos agrícolas*
- *Procesos industriales, etc*

Los Grupos III y IV se utilizan en instalaciones de
- *Agua caliente sanitaria*
- *Calefacción en climas fríos*
- *Procesos industriales, etc*

Los colectores planos, según O.M. de 28 de julio de 1980, tienen que homologarse de acuerdo con la norma INTA 61 0001 y una prueba de durabilidad, determinándose en dichos ensayos la curva de rendimiento del captador.

III.7.- TEMPERATURA MEDIA DE LA PLACA

Régimen estacionario.- Para poder evaluar el rendimiento del colector hay que conocer U_c que es función de la temperatura de la placa. La temperatura media de la placa T_p siempre será superior a la temperatura media del fluido T_F. Esta diferencia de temperaturas es, generalmente, pequeña para sistemas de líquidos y significativa para sistemas de aire.

Se pueden relacionar T_p y T_F mediante la ecuación:

$$T_p = T_F + Q_u\ R_{pF}$$

en la que R_{pF} es la resistencia a la transferencia de calor entre la placa y el fluido, que depende del coeficiente de transferencia de calor por convección.

Para un colector de tubos y aletas, ésto supone que tanto la conductancia de la unión, como la eficiencia de la aleta, sean altas.

Para un líquido que circula por el interior de una tubería, el valor de la resistencia a la transferencia de calor entre la placa y el fluido es:

$$R_{pF} = \frac{1}{h_{CF_i}\ \pi\ d_i n\ a}$$

siendo n el número de tubos y a la longitud de los mismos.

Para un sistema de acondicionamiento de aire, el coeficiente R_{pF} es la inversa del coeficiente h_{cF} de transferencia de calor de la placa al aire, multiplicada por la superficie lateral del colector:

$$R_{pF} = \frac{1}{h_{CF}\ A_{lat}}$$

La temperatura media del fluido se puede calcular a partir de la ecuación:

$$T_F = \frac{1}{L} \int_0^{\infty} T_{Fx}\ dx = T_{F1} + \frac{Q_u / A}{U_C\ F_R}\ (1 - \frac{F_R}{F}) = \frac{T_{F1} + T_{F2}}{2}$$

La temperatura media de la placa varía ligeramente a medida que Q_u se modifica a lo largo del día, siendo su influencia en U_c relativamente pequeña.

Régimen transitorio.- El funcionamiento de la mayoría de los sistemas de energía solar es en régimen transitorio, debido a dos factores:

a) A que el colector se calienta desde el amanecer hasta alcanzar una temperatura de funcionamiento, más o menos uniforme, a media tarde

b) A las variaciones de la radiación solar debidas a la meteorología y al viento

Para un colector de una sola cubierta y suponiendo que $(I_s\ \alpha_s)$ y T_a permanecen constantes en un período de tiempo, por ejemplo $(\tau = 1\ hora)$ la temperatura T_p de la placa se puede obtener a partir de la ecuación:

$$\frac{I_s\ \alpha_s - U_C\ (T_p - T_a)}{I_s\ \alpha_s - U_C\ (T_{inicial} - T_a)} = e^{-\frac{A_C\ U_C\ \tau}{(G\ c_p)_{col}}} = e^{-\frac{A_C\ U_C\ \tau}{C_{col}}}$$

siendo:

G la velocidad másica del fluido

$C_{col} = (G\ c_p)_{col}$ *la capacidad calorífica eficaz del colector, de la forma:*

$$(G\ c_p)_{col} = \{(G\ c_p)_{placa} + \frac{U_C}{U_{Ca}}\ (G\ c_p)_{cubierta}\}\ \frac{dT_{placa}}{dt} \quad \Rightarrow \quad C_{col} = (C_{placa} + \frac{U_C}{U_{Ca}}\ C_{cubierta})\ \frac{dT_{placa}}{dt}$$

en la que $\begin{cases} C_{placa} = (G\ c_p)_{placa} \\ C_{cubierta} = (G\ c_p)_{cubierta} \end{cases}$ *son las capacidades caloríficas de la placa y la cubierta respectivamente y* U_{ca} *el coeficiente de pérdidas térmicas desde la cubierta a* T_c*, al aire a* T_a*.*

Para n cubiertas se tiene: $C_{col} = C_{placa} + \sum_{i=1}^{n} a_i\ C_{cubierta}$ en la que a_i toma los valores que se indican en la Tabla III.1.

Tabla III.1.- Valores de a_i

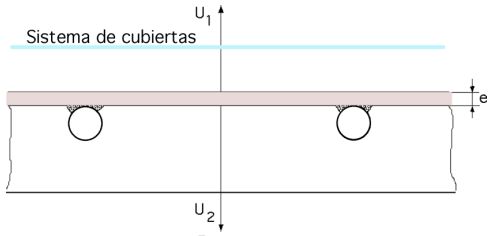
Cubiertas	a_i	$\varepsilon_p = 0{,}95$	$\varepsilon_p = 0{,}5$	$\varepsilon_p = 0{,}1$
1	a_1	*0,27*	*0,21*	*0,13*
2	a_2	*0,15*	*0,12*	*0,09*
2	a_3	*0,62*	*0,53*	*0,40*
3	a_4	*0,14*	*0,08*	*0,06*
3	a_5	*0,45*	*0,4*	*0,31*
3	a_6	*0,75*	*0,67*	*0,53*

FACTOR DE EFICIENCIA Y RENDIMIENTO DE ALGUNOS COLECTORES DE TUBO Y PLACA ABSORBENTE

a) $U_C = U_1 + U_2$

$$F = \frac{1}{\frac{L\ U_C}{\pi\ d_i\ h_{cF}} + \frac{L\ U_C}{C_{soldadura}} + \frac{L}{d_e + (L - d_e)\ \eta}}$$

$$\eta = \frac{Th\sqrt{Bi}}{\sqrt{Bi}}$$

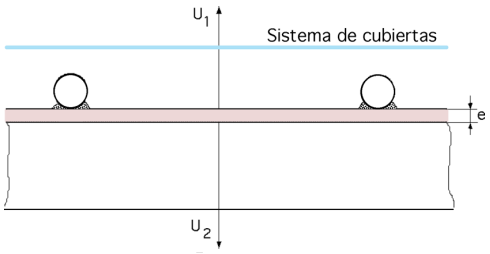


---

b) $U_C = U_1 + U_2$

$$F = \frac{1}{\frac{L\ U_C}{\pi\ d_i\ h_{cF}} + \frac{1}{\frac{d_e}{L} + \frac{1}{\frac{L\ U_C}{C_{soldadura}} + \frac{L}{(L - d_e)\ \eta}}}}$$

$$\eta = \frac{Th\sqrt{Bi}}{\sqrt{Bi}}$$

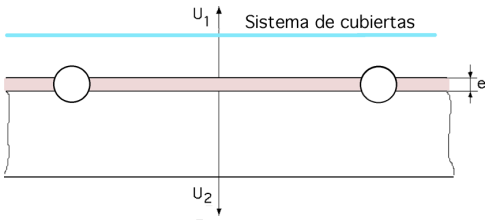


---

c) $U_C = U_1 + U_2$

$$F = \frac{1}{\frac{L\ U_C}{\pi\ d_i\ h_{cF}} + \frac{1}{d_e + (L - d_e)\ \eta}}$$

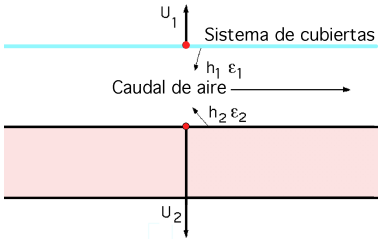
$$\eta = \frac{Th\sqrt{Bi}}{\sqrt{Bi}}$$



FACTOR DE EFICIENCIA DE COLECTORES PARA AIRE ACONDICIONADO

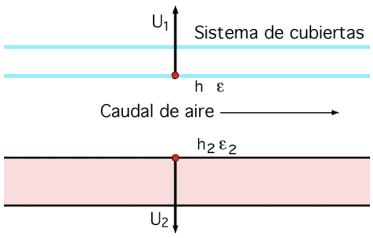
d) $$U_C = \frac{U_1 + U_2}{1 + \frac{(U_1 + U_2)\ h_2}{h_1\ h_2 + h_1\ h_r + h_r\ h_2}}$$

$$h_r = \frac{\sigma\ (T_1^2 + T_2^2)\ (T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$



---

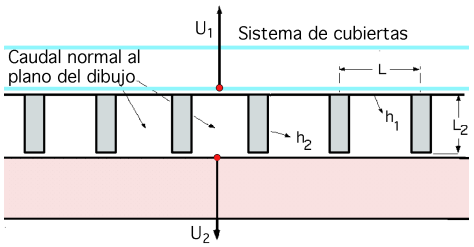
e) $$F = \frac{1}{1 + \frac{U_C}{h_1 + \frac{1}{\frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_r}}}}$$



---

f) $$F = F_0 \left(1 + \frac{1 - F_0}{\frac{F_0}{\eta_p} + \frac{L\, h_1}{L_2\, h_2\, \eta_F}}\right)$$

η_p *es la eficacia de la aleta de placa*
η_F *es la eficacia de la aleta de aleta*



---

g) $$F = \frac{1}{1 + \frac{U_C}{\frac{h_1}{sen\ \frac{\phi}{2}} + \frac{1}{\frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_r}}}}$$

U_C *está basada en el área proyectada*

