5. FUNDAMENTOS DE TRANSMINIÓN DE CALOR. CONDUCCIÓN, CONVECCIÓN Y RADIACIÓN

5.1 TRANSMISIÓN DE CALOR

Relación entre el movimiento de los fluidos, el calor y la electricidad

Existe una estrecha semejanza entre las leyes que gobiernan la circulación de los fluidos, el calor y la electricidad a saber:

a) En todos los casos, el movimiento se dirige desde un punto de potencial alto a otro con potencial más bajo; para los fluidos, el potencial se mide por la presión; en el caso del calor, el potencial viene medido por la temperatura y en el caso de la corriente continua, el potencial se mide por la f.e.m.
b) En cada caso, la magnitud que circula, es directamente proporcional a la diferencia de potencial entre los elementos del sistema.
c) En todos los casos, la resistencia al flujo de energía está determinada por las dimensiones del conductor existente entre los dos potenciales y por la propiedad de "conductividad" de este.

Formas de transmisión de calor

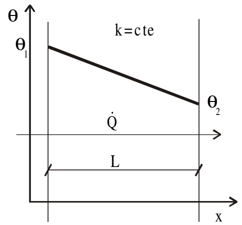
1) *Conducción*, es la transmisión de calor de un cuerpo a otro, o de una parte a otra del mismo cuerpo, que se realiza por contacto directo (contagio del movimiento molecular).
2) *Convección*, es la transmisión de calor dentro de un fluido, o desde un fluido a una superficie, o viceversa, y se realiza por el movimiento del fluido.
   Si el movimiento del fluido es producido por diferencias de temperatura (diferencias de densidad), el proceso se denomina *convección natural o libre*. Si el movimiento del fluido es producido por medios mecánicos, el proceso se denomina *convección forzada*.
3) *Radiación*, es la transmisión de calor mediante ondas electromagnéticas que se propagan a la velocidad de la luz y puede transmitirse incluso en el vacío, al contrario de la conducción y la convección que requieren un soporte material. La Tierra recibe calor del Sol por radiación.

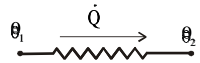
5.2 Transmisión de calor por conducción

Para una corriente continua, la ley de Ohm es: $I = \frac{U_1 - U_2}{\mathrm{Re}}$, la analogía con el flujo de calor por conducción es: $\dot{Q} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{R}$, siendo R, una resistencia térmica.

$R = \frac{L}{KA}$ por lo que $\dot{Q} = KA\frac{\theta_1 - \theta_2}{L}$ (ley de Fourier).

$\dot{Q}$, es el flujo de calor en W.
L, espesor en m.
A, sección de paso en m^2.
K, conductividad térmica del material y se mide en W/m·ºC.





$R = \frac{L}{KA}$

El significado de K, es el calor que fluye (J) en la unidad de tiempo (1s), a través de la unidad de área (1 m^2) de un sólido de longitud unidad (1m), cuando la diferencia de temperatura es la unidad (1ºC). K depende del material y de la temperatura, pero en muchos casos, podemos considerar la conductividad constante si el intevalo de temperaturas no es muy amplio.

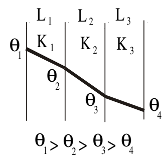
Veamos como ejemplo, una pared de ladrillo cuya cara caliente está a 1090ºC y la cara fría está a 520ºC. El espesor es de 152mm y la conductividad térmica es de 1'15W/m·ºC.

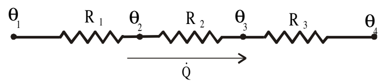
$$\frac{\dot{Q}}{A} = K\frac{\theta_1 - \theta_2}{L} = 1'15\frac{1090 - 590}{0'152} \approx 3872'9 W/m^2$$

Veamos otro ejemplo: Horno de mufla cuya pared interior está s 400ºC. Calcular la temperatura de la pared exterior, si el espesor es de 2'5 cm, el material es fundición de hierro de conductividad 45W/m·ºC y el flujo de calor es de 2200W/m^2.

$$\frac{\dot{Q}}{A} = K\frac{\theta_1 - \theta_2}{L} \; ; \quad \theta_1 = \theta_2 + \frac{\dot{Q}}{A}\cdot\frac{L}{K} = 400 + 2200\frac{0'025}{45} = 401'22ºC$$

Paredes planas compuestas





è1>è2>è3>è4

$$\theta_1 - \theta_2 = \frac{\dot{Q}}{A}\frac{L_1}{K_1}$$

$$\theta_2 - \theta_3 = \frac{\dot{Q}}{A}\frac{L_2}{K_2}$$

$$\theta_3 - \theta_4 = \frac{\dot{Q}}{A}\frac{L_3}{K_3}$$

$$\theta_1 - \theta_4 = \frac{\dot{Q}}{A}\left(\frac{L_1}{K_1} + \frac{L_2}{K_2} + \frac{L_3}{K_3}\right)$$

$$\dot{Q}=\frac{\theta_1-\theta_4}{\dfrac{L_1}{K_1A}+\dfrac{L_2}{K_2A}+\dfrac{L_3}{K_3A}} \quad ; \quad \dot{Q}=\frac{\theta_1-\theta_4}{R_1+R_2+R_3}$$

Ejercicio1

Pared compuesta de: 23 cm de ladrillo y 1'15W/m·°C de conductividad y 11'4 cm de ladrillo aislante de conductividad 0'1W/m·°C.

La pared interior a 1095°C y la exterior a 93°C.

Calcular el flujo de calor por unidad de superficie y la temperatura de la superficie de unión entre las dos paredes.

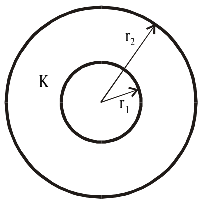
Caso de pared cilíndrica

Consideremos una pared cilíndrica de radio interior r_1 y radio exterior, r_2. La temperatura de la superficie interior es θ_1 y la de la superficie exterior, θ_2, siendo $\theta_1>\theta_2$.

Consideraremos un tramo de tubería de longitud, L.

$A_1=2\pi r_1L$ y $A_2=2\pi r_2L$

El espesor de la pared es: $r_2 - r_1$



El flujo de calor que atraviesa la pared será:

$$\dot{Q}=KA_m\frac{\theta_1-\theta_2}{r_2-r_1}$$

A_m, es la superficie media logarítmica de la pared.

$$A_m=\frac{A_2-A_1}{\ln\dfrac{A_2}{A_1}}=\frac{2\pi L(r_2-r_1)}{\ln\dfrac{r_2}{r_1}}$$

$$\dot{Q}=K\frac{2\pi L(r_2-r_1)}{\ln\dfrac{r_2}{r_1}}\cdot\frac{\theta_1-\theta_2}{r_2-r_1}=\frac{\theta_1-\theta_2}{\dfrac{1}{2\pi LK}\ln\dfrac{r_2}{r_1}} \quad ; \quad \mathrm{R}=\frac{1}{2\pi LK}\ln\frac{r_2}{r_1}$$

Para una pared cilíndrica compuesta, (tubos concéntricos):

$$\dot{Q}=\frac{\theta_1-\theta_3}{R_1+R_2}=\frac{\theta_1-\theta_3}{\dfrac{1}{2\pi LK_1}\ln\dfrac{r_2}{r_1}+\dfrac{1}{2\pi LK_2}\ln\dfrac{r_3}{r_2}}$$

Ejercicio 3

Un tubo de 15'2 cm de diámetro exterior por el que circula vapor, se forra con un aislante térmico de magnesia de 6'4 cm de espesor.

La temperatura de la superficie interior del tubo es de 260°C y la de la superficie exterior del aislante de 49°C. El valor de la conductividad para el aislante de magnesia es de 0'05W/m·°C.

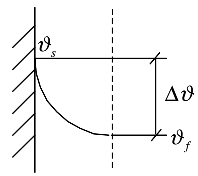
Calcular el flujo de calor por m de longitud de tubería.

Nota: Como la pared metálica del tubo es muy buena conductora del calor, consideraremos que la temperatura de la cara interior del aislamiento es la misma que la del interior del tubo.

5.2.- Transmisión de calor por convección

Es la distribución del calor por corrientes de fluido. Si las corrientes son originadas por la diferencia de densidades entre las partes más calientes y las más frías, se trata de *convección natural o libre*, si la corriente de gas o líquido se origina por ventiladores o bombas, se tata de la *convección forzada.*

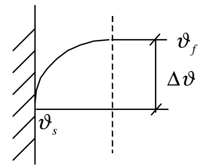
Cuando se pone en contacto un fluido con una superficie a temperatura mayor, las partículas de fluido que están en contacto con la superficie intercambiarán energía térmica con él y nuevas partículas de fluido reemplazarán a las que ya calientes, se despegan de la superficie de calefacción. Como se trata de un verdadero transporte de calor, será tanto más intenso cuanto mayor sea la velocidad de desplazamiento de las moléculas de fluido, lo que se consigue por medio de agitadores (convección forzada). Se produce pues, una caída gradual de temperatura desde la superficie a través de la capa de fluido en contacto con la pared (capa límite). Esta capa límite de fluido entre la superficie y la zona donde se alcanza la temperatura de la masa de fluido, θ_f, ofrece una resistencia térmica de convección.



ϑ_s = temperatura de la superficie

ϑ_f = temperatura media del fluido

$$\Delta\vartheta=\vartheta_s-\vartheta_f$$

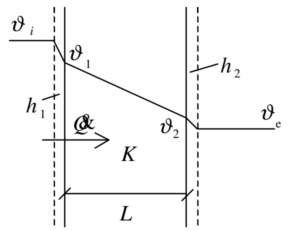


El coeficiente de película, *h*, se halla de forma experimental y depende de las características de la superficie, del fluido y de la velocidad a la que circula el fluido.

El flujo de calor debido a la convección se rige por la **ley de enfriamiento de Newton**: $\dot{Q}=hA\Delta\theta$ en donde h, es un *coeficiente de convección* o *coeficiente de película* que se expresa en W/m^2·°C y se halla de forma experimental, dependiendo de las características de la superficie, de las propiedades del fluido y de la velocidad de circulación del fluido.

$R_C=\dfrac{1}{hA}$ es la resistencia térmica de convección.

Supongamos por ejemplo, una pared plana:



$R_c = \dfrac{1}{hA}$ es la resistencia térmica de la convección.

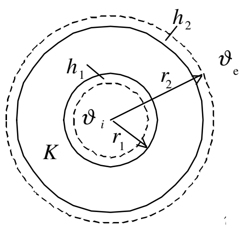
$$\dot{Q} = \frac{\theta_i - \theta_e}{R_{C1} + R + R_{C2}} = \frac{\theta_i - \theta_e}{\dfrac{1}{h_1 A} + \dfrac{L}{KA} + \dfrac{1}{h_2 A}}$$

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\theta_i - \theta_e}{\dfrac{1}{h_1} + \dfrac{L}{K} + \dfrac{1}{h_2}}$$

Un ejemplo interesante es el caso de pared cilíndrica:

$\theta_i > \theta_e$

$R = R_{C1} + R + R_{C2}$



$\vartheta_i > \vartheta_e$

$$R_{C1} = \frac{1}{h_1 2\pi r_1 L}$$

$$R_{C2} = \frac{1}{h_2 2\pi r_2 L}$$

$$R = \frac{1}{2\pi LK} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

$$\dot{Q} = \frac{\theta_i - \theta_e}{R_{C1} + R + R_{C2}} = \frac{\theta_i - \theta_e}{\dfrac{1}{h_1 2\pi r_1 L} + \dfrac{1}{2\pi LK} \ln \dfrac{r_2}{r_1} + \dfrac{1}{h_2 2\pi r_2 L}}$$

$$\dot{Q} = \frac{2\pi r_2 L(\theta_i - \theta_e)}{\dfrac{r_2}{h_1 r_1} + \dfrac{1}{K} r_2 \ln \dfrac{r_2}{r_1} + \dfrac{1}{h_2}}$$ $2\pi r_2 L = A_2$ (superficie exterior)

La superficie exterior se toma como referencia.

Podemos poner que: $\dot{Q} = 2\pi r_2 LU(\theta_i - \theta_e)$

$$\frac{1}{U} = \frac{r_2}{h_1 r_1} + \frac{1}{K} r_2 \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{h_2}$$

U, se llama <u>*coeficiente global de transmisión de calor*</u> y se expresa en $W/m^2 \cdot °C$.

<u>Ejercicio 4</u>

Un frigorífico doméstico, tiene una superficie de transferencia de calor de $2m^2$. Calcular el flujo de calor que entra al frigorífico si la temperatura en el interior del frigorífico se mantiene a 5ºC y la temperatura del ambiente exterior es de 25ºC.

Se supone que las paredes del frigorífico consisten en una lámina exterior de acero de 2mm de espesor, un aislamiento de 20mm de espesor y un revestimiento interior de plástico de 5mm de espesor. Los valores de la conductividad térmica son:

K (acero)= 40W/m·ºC
K (aislamiento)=0'05W/m·ºC
K (plástico)=1W/m·ºC

Se toma como valor del coeficiente de convección, tanto en la superficie interior como en la exterior , $10W/m^2 \cdot ºC$.

<u>Convección forzada en tubos y conductos</u>

La naturaleza del flujo del fluido se determina por el nº de Reynolds,

$$R_e = \frac{\rho c D}{\mu} = \frac{cD}{\upsilon}.$$

Para el movimiento de fluido semejante en dos tubos o conductos de geometría semejante, pero de diferente tamaño, se cumple que: $R_{e1} = R_{e2}$.

En el movimiento laminar, el nº de Reynolds carece de importancia. En el régimen turbulento, el nº de Prandtl, $P_r = \dfrac{c_P \mu}{K}$, define la relación entre las distribuciones de velocidad y temperatura.

El nº de Nusselt, $N_U = \dfrac{Dh}{K}$, es una relación entre el factor de tamaño y el espesor de la capa límite.

Para el régimen turbulento, hay una relación entre el nº de Nusselt, el de Reynolds y el de Prandtl: $N_U = f(R_e, P_r)$.

Por ejemplo, en el caso de convección forzada y régimen turbulento en el interior de tubos, se puede utilizar la ecuación de Dittus-Boelter.

$$N_U = 0'023 R_e^{0'8} P_r^n \text{ en donde } n = \begin{cases} 0'3 \text{ si el fluido se enfría} \\ 0'4 \text{ si el fluido se calienta} \end{cases}$$

N_U, R_e y P_r, se calculan a la temperatura media de la masa de fluido.

En el caso de sección no circular, se utiliza el concepto de diámetro equivalente.

$$D_e = 4\,\frac{Area\ de\ sección}{Perímetro\ mojado}.$$

Para dar una idea de los órdenes de magnitud, en el contacto sólido-líquido, el coeficiente de película, h, suele tener un valor superior a $1000 W/m^2 \cdot °C$ y para el contacto sólido-gas, el valor de h, es del orden de $10 W/m^2 \cdot °C$.

En el caso de régimen laminar, son importantes tanto el nº de Nusselt como el nº de Grashof, $G_r = \frac{g\beta(\Delta\theta)L^3\rho^2}{\mu^2} = \frac{g\beta(\Delta\theta)L^3}{\upsilon^2}$ en donde β, es el coeficiente de expansión térmica, que en gases ideales, $\beta = \frac{1}{T}$.

En los manuales de transmisión de calor, pueden encontrarse numerosas fórmulas para diversas condiciones y geometrías.

<u>Convección natural</u>

En la convección natural, $N_U = f(P_r \cdot G_r)$.

Cuanto mayor es G_r, más intenso es el movimiento libre de un fluido.

El nº de Grashof nos da la relación entre las fuerzas ascensionales y los esfuerzos cortantes.

En el caso de tubería horizontal expuesta al aire ambiente, se puede utilizar la relación: $h = 1'32\left(\frac{\theta - \theta_f}{D}\right)^{0'25}$ en $W/m^2 \cdot °C$, cuando $10^4 < G_r < 10^9$ y en donde θ, es la temperatura de la superficie y θ_f, la temperatura del aire ambiente. G_r, se halla a la temperatura de la superficie.

Análogamente: $h = 1'25(\theta - \theta_f)^{1/3}$ cuando $10^9 < G_r < 10^{12}$

En el caso de placa vertical:

$$h = 1'42\left(\frac{\theta - \theta_f}{D}\right)^{0'25} \quad \text{cuando } 10^4 < G_r < 10^9$$

$$h = 1'31(\theta - \theta_f)^{1/3} \quad \text{cuando } 10^9 < G_r < 10^{12}$$

<u>Caso en que hay condensación</u>

Cuando el vapor hace contacto con una pared cuy temperatura es inferior a la de saturación, se condensa. Si el condensado formado moja la superficie de la pared, se dice que hay <u>*condensación en película*</u>. Normalmente en los condensadores de las C.T.E., la condensación es en película.

El espesor de la película de condensado depende de las condiciones de fluencia y de la cantidad de vapor condensado.

En tuberías horizontales de diámetro exterior, D y dispuestas en hileras verticales de N tubos, se puede aplicar la expresión:

$$h = 0'725\left(\frac{\rho_\lambda g r K_\lambda^3}{\upsilon_\lambda N D \Delta\theta}\right)^{0'25} \text{ en } W/m^2 \cdot °C \qquad \Delta\theta = \theta_S - \theta_p$$

θ_S, es la temperatura de saturación y θ_p, es la temperatura de la pared, r, es el calor latente de cambio de fase y los subíndices, λ, significa que se trata de propiedades del líquido.

En el vapor de agua de las instalaciones térmicas, hay gases incondensables (aire, CO_2), con lo que la mezcla de vapor y gases llega hasta la superficie de condensación acumulándose el gas entre la superficie sólida y la película de condensado ofreciendo una alta resistencia térmica y dificultando por ello la transmisión del calor. Por ejemplo, si el vapor contiene 1% de aire en volumen, la transmisión de calor disminuye aproximadamente en un 60%. Se suelen eliminar gran parte de los gases incondensables mediante bombas de vacío, desgasificadores térmicos y con la ayuda de tratamiento químico del agua.

<u>Ebullición</u>

La ebullición es el proceso de formación intensa de vapor en un volumen de líquido. La temperatura de la pared θ_p , superior a la de saturación, θ_s , hace que una fina capa de líquido próxima a la pared, alcance una temperatura superior a la de saturación. En las rugosidades de la superficie sólida nacen burbujas de vapor que crecen rápidamente y se desprenden de la superficie lo que provoca un intenso mezclado y se produce una fuerte transmisión de calor durante la ebullición (*ebullición nucleada o en burbujas*).

Si sigue aumentando el flujo de calor en la pared, puede llegar un momento en que el número de burbujas formado junto a la pared sea tan grande, que al juntarse unas con otras, formen una capa de vapor sobre la superficie (*ebullición en película*).

El vapor al igual que cualquier sustancia gaseosa, conduce mal el calor, con lo que en la ebullición en película, ésta ofrece una alta resistencia térmica disminuyendo bruscamente el flujo de calor de la pared al líquido.

En los tubos de las calderas acuotubulares, hay que evitar llegar a la ebullición en película ya que la alta resistencia térmica de la capa de vapor impediría evacuar de la pared de la tubería el flujo de calor suficiente con el riesgo de que en algunas zonas se alcancen temperaturas demasiado elevadas que pueden llegar a fundir el tubo (pinchazo), con las consecuencias catastróficas subsiguientes.

En el caso del agua, los coeficientes de convección en la ebullición nucleada suelen ser muy elevados (resistencia térmica muy pequeña), con lo que no suele ser necesario calcularlos.

<u>5.3.- Transmisión de calor por radiación</u>

Todo cuerpo, por el hecho de tener una temperatura superior a 0K, radia calor, siendo ésta energía radiante tanto mayor, cuanto mayor es la temperatura del cuerpo.

La energía radiante que incide sobre una superficie, puede ser en parte absorbida, en parte reflejada y en parte transmitida a través de ella.

El flujo de calor radiante por unidad de superficie emisora, (W/m^2), se llama <u>*poder emisivo*</u>, E.

Un cuerpo que cumpla la condición de absorber toda la energía radiante que le llega, sin reflejar ni transmitir nada, se llama **cuerpo negro**. El cuerpo negro es un ideal de referencia.

La ley fundamental de la radiación, es la ley de **Stefan-Boltzman** que dice que *el poder emisivo de un cuerpo negro, es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta.*

$E_b = \sigma T^4$ en donde σ, es la constante de Stefan-Boltzman.

$\sigma = 5'67 \cdot 10^{-8}$ W/m$^2 \cdot$K^4

El cuerpo negro es el radiador ideal. Los cuerpos reales reflejan parte de la energía radiante que les llega y emiten menos energía que un cuerpo negro a la misma temperatura.

Se define como *emisividad*, ε, a la relación entre el poder emisivo real de una superficie y el poder emisivo del cuerpo negro a la misma temperatura.

$$\varepsilon = \frac{E}{E_b} \quad \text{siendo} \quad 0 \leq \varepsilon \leq 1$$

La emisividad depende del estado de la superficie del cuerpo y de la temperatura. Los cuerpos que se puede considerar que tienen ε=cte, se llaman *cuerpos grises*. Los metales pulimentados son malos absorbentes, por ejemplo para el aluminio pulido, $\varepsilon \approx 0'1$, para el acero pulido, 0'3, aproximadamente, para el acero oxidado, 0'7 en cambio para ladrillo, alrededor de 0'9, vidrio, 0'94, etc.

Para un cuerpo cualquiera, $E = \varepsilon \sigma T^4$.

La <u>*ley de Kirchoff*</u>, establece que, en el equilibrio térmico, la absortividad es igual a la emisividad. Es decir que α, (fracción de la energía radiante que absorbe el cuerpo), es igual a ε. Esto implica que el cuerpo negro, que es el que más energía absorbe, (α=1), es también, el que más emite.

Si consideramos una superficie a una temperatura T_1, con emisividad ε, que está radiando energía a un gran espacio circundante que se encuentra a una temperatura, T_2, más baja, el flujo de calor neto transferido desde la superficie será: $\dot{Q}_{12} = \varepsilon \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4)$

5.3.1.- Factores de visión

Para calcular la radiación entre dos cuerpos cuyas temperaturas son diferentes, es necesario considerar su forma y su posición en el espacio.

Se llama *factor de visión*, F_{12}, a la fracción de energía radiante que sale de la superficie, 1, y llega a la superficie 2. $0 \leq F_{12} \leq 1$ y $A_1 F_{12} = A_2 F_{21}$.

En el caso de un cuerpo, 1, encerrado dentro de otro, 2, el factor de visión, F_{12}=1. En general: $0 \leq F_{ij} \leq 1$ y $A_i F_{ij} = A_j F_{ji}$.

Para la radiación entre dos superficies negras se cumple que:

$\dot{Q}_{12} = A_1 F_{12} (E_{b1} - E_{b2}) = \sigma A_1 F_{12} (T_1^4 - T_2^4)$

Para dos superficies grises que forman un recinto cerrado (es decir, que la energía sólo se intercambia entre las dos superficies):

$$\dot{Q}_{12} = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{A_1 \varepsilon_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{A_2 \varepsilon_2}} \qquad T_1 > T_2$$

En el caso de un cuerpo encerrado dentro de un recinto: F_{12}=1 y si $T_1 > T_2$,

$$\dot{Q}_{12} = \frac{\sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)}$$

Si se cumple que $A_1 = A_2 = A$ y F_{12}=1, (caso de dos superficies planas muy grandes y paralelas a muy poca distancia):

$$\dot{Q}_{12} = \frac{\sigma A (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

Para un objeto pequeño encerrado en un recinto muy grande, $A_1 << A_2$ y $\frac{A_1}{A_2} \to 0$ con lo que: $\dot{Q} = \sigma A_1 \varepsilon (T_1^4 - T_2^4)$, si $T_1 > T_2$.

<u>Ejercicio 5</u>

Dos superficies planas grandes, paralelas y muy próximas entre sí, están a 1200ºC y 750ºC respectivamente. Las emisividades son 0'8 para la primera y 0'6 para la segunda. Calcular el flujo neto de calor radiante por unidad de superficie, intercambiado entre ambas superficies.

5.3.2.- Radiación y convección simultáneas

En muchas situaciones hay que tener en cuenta la transmisión de calor por radiación y por convección simultáneamente.

Para incluir la radiación en el circuito térmico, es conveniente definir un coeficiente de transferencia por radiación, h_r, tal que: $\dot{Q}_{rad} = h_r A \Delta\theta$, es decir que se linealiza la dependencia de la radiación respecto a la temperatura absoluta elevada a la cuarta potencia.

La radiación y la convección combinadas que emite una superficie, pueden considerarse como dos tipos de transmisión de calor que actúan en paralelo.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{rad} \quad ; \quad R_C = \frac{1}{A h_c} \ \text{y} \ R_r = \frac{1}{A h_r} \quad ; \quad \frac{1}{R} = \frac{1}{R_C} + \frac{1}{R_r}$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta\theta}{R} = \left(\frac{1}{R_C} + \frac{1}{R_r}\right)\Delta\theta = (h_C + h_r) A \Delta\theta$$

<u>Ejercicio 6</u>

Una tubería de acero oxidado de 9 cm de diámetro exterior, tiene en su superficie una temperatura de 80ºC. La tubería pasa a través de un local cuyas paredes están a 27ºC, siendo la temperatura del ambiente del local, 30ºC. Sí la emisividad del tubo es de 0'8, calcular el flujo de calor por convección y radiación por m de longitud de tubería.

5.3.3.- Radiación de gases en hornos y calderas

El aire ambiente, podemos considerarlo transparente a la radiación térmica (medio no participativo), sin embargo, los humos que contienen vapor de agua y CO_2, participan en la radiación y su influencia debe de tenerse en cuenta.

Las llamas en los procesos de combustión deben de tratarse de distinta forma desde el punto de vista de la radiación, según tengan o no, partículas sólidas incandescentes que aumentan grandemente la radiación pues aumentan la emisividad de los humos, por ello, en los humos procedentes de la combustión del carbón, se transmite más calor por radiación que en aquellos que provienen de la combustión de combustibles líquidos o gaseosos.

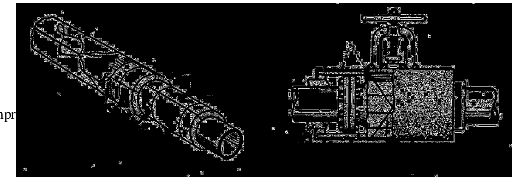
5.3.4.- Aislamiento térmico

El aislamiento térmico es necesario para impedir la fuga de calor. Los materiales aislantes son de muy baja conductividad térmica.

El elemento aislante corriente más eficaz, es el aire encerrado en pequeños espacios en una masa porosa, celular o fibrosa.

Los materiales aislantes deberán ser capaces de soportar las temperaturas a las que trabajan, deberán ser estables, moldeables, de fácil aplicación y tener la resistencia mecánica requerida.

Papel impr



Detalles de aislamientos

Los aislantes se pueden clasificar según el rango de temperaturas a que actúan.

1) Para baja temperatura, <90ºC, se utilizan espumas de plástico, corcho, fibras textiles y minerales.
2) Para temperatura media, 90ºC<è<375ºC, se utiliza, fibra de vidrio y lana de roca entre otros. Aplicaciones: calderas, tuberías de vapor y agua caliente, turbinas de vapor y hornos de baja temperatura.
3) Para temperatura media-alta, 375ºC<è<650ºC, tierra de diatomeas y vermiculita entre otros. Aplicaciones: calderas de vapor, tuberías, hornos.
4) Temperatura alta, > 640ºC, ladrillos aislantes que contienen celdillas de aire, cemento refractario (son mezclas de fibras minerales), etc. Aplicaciones: hornos de todo tipo.

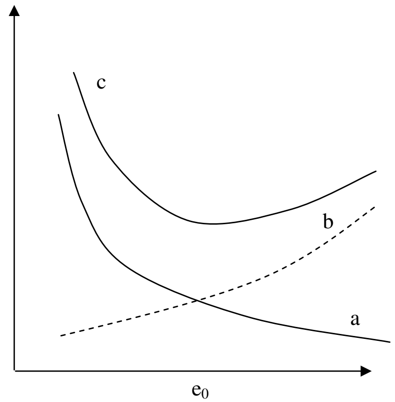
Espesor económico de un aislamiento

En la elección de un aislamiento hay que considerar también los factores económicos óptimos.

Hay que considerar dos hechos evidentes:

1. Las pérdidas caloríficas y, por consiguiente, los gastos anuales de explotación, disminuyen a medida que el espesor del aislamiento aumenta.

2. Sin embargo, e inversamente, el precio del aislamiento, aumenta en función del espesor.



El conjunto de los gastos correspondientes a las pérdidas caloríficas y la amortización anual del capital invertido en el calorifugado, constituyen el costo total de la instalación.

La curva (b) corresponde a la amortización del aislamiento.

La curva (a) corresponde a las pérdidas económicas por la fuga de calor.

Sumando (a) y (b), nos da la curva (c), cuyo mínimo corresponde al espesor óptimo del aislamiento.e_o (NORMA VDI 2055)

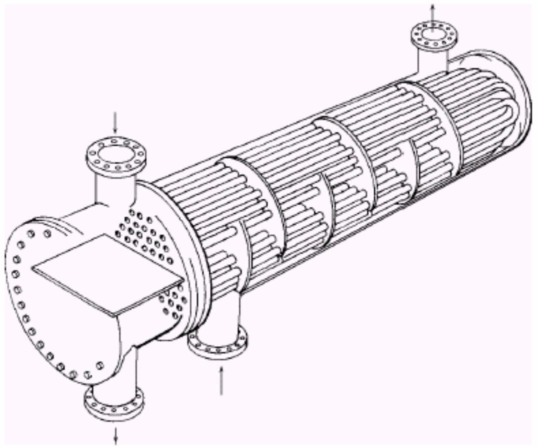
5.3.5.- Intercambiadores de calor

Cuando se transfiere calor de un fluido a otro, sin mezclarlos, la transferencia de calor se lleva a cabo en unos dispositivos llamados intercambiadores o cambiadores de calor. Los intercambiadores de calor pueden ser de diversas formas y tamaños. Ejemplos típicos son los calentadores de aire, economizadores, condensadores, evaporadores, recalentadores, etc.

El tipo más sencillo de intercambiador es el de tubos concéntricos, en el que los fluidos circulan generalmente a contracorriente.

Los tipos de intercambiadores más corrientes son:

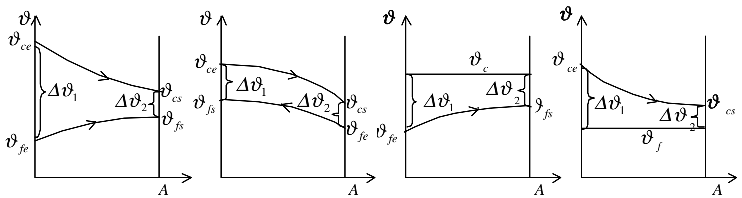
- los de carcasa o coraza y tubos (de uno o más pasos);
- tubulares de flujos cruzados;
- de aletas de placa;
- regenerativos.



***Intercambiador de calor de carcasa y tubos de dos pasos por tuberías y un sólo paso por** carcasa, (dispone de pantallas transversales en forma de sectores).*

Para calcular el flujo de calor en estos equipos, hay que tener en cuenta que la temperatura de uno o ambos fluidos, varia de forma continua a medida que los fluidos circulan a través del intercambiador.

La siguiente figura, indica como puede variar la temperatura de los fluidos en diversos tipos de intercambiadores, según sean de corriente paralela, contracorriente, o se trate de condensadores y evaporadores.



Flujo paralelo Flujo a contracorriente Condensador Evaporador

Suponiendo las pérdidas de calor hacia el exterior despreciables, el flujo de calor intercambiado entre los fluidos es:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{Pc}(\theta_{Ce} - \theta_{Cs}) = \dot{m}_f c_{Pf}(\theta_{fs} - \theta_{fe})$$

La ley de Newton del enfriamiento para cambiadores de calor es:

$$\dot{Q} = UA\Delta\theta_m$$

U, es el coeficiente global de transmisión de calor, que podemos considerar constante a lo largo del cambiador.

A, es la superficie de intercambio de calor.

$\Delta\theta_m$, es la diferencia media logarítmica de temperaturas (D.M.L.T.).

$$\Delta\theta_m = \frac{\Delta\theta_2 - \Delta\theta_1}{\ln\dfrac{\Delta\theta_2}{\Delta\theta_1}}$$

En el caso de que, $\Delta\theta_1 \approx \Delta\theta_2$, entonces se tomará la media aritmética de temperaturas: $\Delta\theta_m = \dfrac{\Delta\theta_1 + \Delta\theta_2}{2}$.

Los intercambiadores a contracorriente, suelen ser más eficaces que los de flujo paralelo.

Una condición que se debe de cumplir para el diseño correcto los intercambiadores, (para que la transmisión de calor sea eficaz), es que $A_i h_i \approx A_e h_e$, lo que implica que la resistencia térmica a los dos lados de la pared de intercambio de calor, sea similar. Si por ejemplo, $h_i >> h_e$ como sucede en el contacto pared-líquido frente al contacto pared-gas, se requiere que $A_e >> A_i$, por ello se utilizan tubos aleteados en la parte del gas.

<u>Ejercicio 6</u>

En un intercambiador de calor fluye un gas por el interior de los tubos, calentado por vapor que se condensa a 110ºC en el exterior de los tubos. El diseño existente supone que el gas entra a 20ºC y sale a 50ºC. Se necesita que la temperatura de salida del gas sea de 62ºC y se piensa modificar el intercambiador insertando tiras de metal a lo largo del interior de cada tubo, de modo que cada tubo tendría una tira recta dentro, diametralmente dispuesta.

Suponiendo que el coeficiente global de transmisión de calor no cambia, ¿sería adecuada la modificación propuesta?.