



**UNIVERSIDAD DE MATANZAS  
"CAMILO CIENFUEGOS"  
FACULTAD DE INGENIERIAS QUÍMICA – MECANICA.**

# **MONOGRAFÍA**

**INFLUENCIA DE LA RADIACIÓN EN EL INTERCAMBIO  
DE CALOR POR CONVECCIÓN Y POR RADIACIÓN EN  
FORMA COMBINADA**

Ing. Juan Landa García

Centro de Estudios de Combustión y Energía

Noviembre, 2007

## **Título: Influencia de la radiación en el intercambio de calor por convección y por radiación en forma combinada.**

Autor: Juan Landa García  
Centro de Estudios de Combustión y Energía  
Facultad de Ingenierías Química y Mecánica  
Km 3<sup>1/2</sup> Carretera de Varadero, Matanzas, Cuba.

Email: juan.landa@umcc.cu

### **Resumen.**

La radiación térmica es un proceso de propagación de la energía cuya intensidad para un cuerpo negro alcanza valores cada vez mayores en la medida que aumenta la temperatura planteándose que predomina sobre cualquier otro mecanismo de transporte de calor a altas temperaturas, sin embargo en este trabajo se demuestra que en cuerpos reales el transporte de calor por radiación puede predominar a bajas temperaturas en algunos casos y no ser importante a altas temperaturas en otros.

### **Introducción.**

La radiación térmica es un proceso de propagación de la energía interna de una sustancia cuya intensidad para un cuerpo negro alcanza valores cada vez mayores en la medida que aumenta la temperatura planteándose que predomina sobre cualquier otro mecanismo de transporte de calor a altas temperaturas, ahora cabe preguntarse, ¿qué valor alcanza el flujo de calor neto intercambiado por radiación y por convección entre una superficie real de alta o de baja emisividad y sus alrededores cuando el medio es transparente a la radiación? ¿qué sucede en el caso del transporte de calor entre una superficie y un medio absorbente de la radiación? ¿Qué mecanismo de transporte de calor es el que predomina en ambas situaciones?. Estas interrogantes se valoran en este trabajo.

### **Materiales y métodos**<sup>(1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11)</sup>.

En un caso en que el calor se transporta en forma combinada por los mecanismos de convección y radiación, como ocurre en el transporte de calor de los gases de combustión a la superficie de los agregados del generador de vapor (superficies recuperativas) o a la superficie de los tubos del horno de los generadores de vapor y en el transporte de calor entre una tubería y el aire ambiente, y cuando la convección es preponderante, para el cálculo del transporte de calor combinado suele utilizarse la ley de Newton del enfriamiento y una ecuación para el cálculo del coeficiente superficial de transferencia de calor que englobe ambos mecanismos, lo cual puede expresarse como:

$$Q = \alpha_{cr} F \Delta t \quad (1)$$

$$\alpha_{cr} = \alpha_c + \alpha_r \quad (2)$$

$$\Delta t = t_w - t_{aire} \quad (3)$$

Donde

$\alpha_{cr}$ ,  $\alpha_c$ , y  $\alpha_r$  son los coeficientes de convección radiación combinado, el de convección y un coeficiente equivalente o ficticio de radiación respectivamente, W/m<sup>2</sup>°C.

$$\alpha_r = \frac{q_{12}}{\Delta t} \quad (4)$$

$q_{12}$  es la densidad de flujo de calor intercambiado por radiación entre los cuerpos 1 y 2, W/m<sup>2</sup>.

$$\Delta t = t_w - t_{gas}$$

$t_w$  y  $t_{gas}$  son las temperaturas de la superficie de la pared y del gas respectivamente, °C.

Para el caso de radiación desde un cuerpo a su envoltura, siendo el medio transparente a la radiación, como en el caso del aire:

$$\alpha_r = \frac{q_{12}}{\Delta t} = \frac{\varepsilon_1 C_0 \left[ \left( \frac{T_w}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{aire}}{100} \right)^4 \right]}{t_w - t_{aire}} \quad (5)$$

$T_w$  y  $T_{aire}$  son la temperatura de la superficie de la pared y del aire respectivamente, K.

Para el caso del coeficiente de transferencia de calor equivalente de radiación entre un gas no transparente a la radiación térmica y el exterior de los tubos de un intercambiador de calor, este se calcula como:

$$\alpha_r = \frac{q_{12}}{\Delta t} = \frac{\frac{1}{2}(\varepsilon_w + 1) C_0 \left[ \varepsilon_g \left( \frac{\bar{T}_g}{100} \right)^4 - A_g \left( \frac{\bar{T}_w}{100} \right)^4 \right]}{\bar{t}_g - \bar{t}_w} \quad (6)$$

Donde

$\bar{t}_g$  y  $\bar{t}_w$  son las temperaturas media aritmética del gas entre la entrada y la salida de los tubos y la media de la pared respectivamente, °C.

$\bar{T}_w$  y  $\bar{T}_{gas}$  son las temperaturas media aritmética del gas entre la entrada y la salida del

haz de tubos y la media de la pared respectivamente, K.

$\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_w$  y  $\varepsilon_g$  son la emisividad de la superficie del tubo, de la superficie de la pared de los tubos y del gas respectivamente, adimensional.

$A_g$  es la absortividad del gas, adimensional.

El coeficiente superficial de transferencia de calor del aire para el transporte de calor por convección desde una tubería horizontal se calcula como:

$$Nu_f = 0,50 (Gr Pr)^{0,25} \quad (7)$$

De donde se obtiene que:

$$\alpha_c = Nu_f \frac{\lambda_f}{d_2} = 0,50 (Gr Pr)_f^{0,25} \frac{\lambda_f}{d_2} = 0,50 \left( \frac{g \beta_f \Delta t d^3}{\nu_f^2} Pr_f \right)_f^{0,25} \frac{\lambda_f}{d_2}$$

Donde

Gr y Pr son los números adimensionales de Grashof y Prandtl.

$Nu_f, \lambda_f, \beta_f, \nu_f, Pr_f$  son el número adimensional de Nusselt, la conductividad térmica, el coeficiente de dilatación volumétrica, la viscosidad cinemática y el número de Prandtl del aire evaluados a la temperatura del aire fuera de la capa límite formada por la presencia de la superficie de transferencia de calor respectivamente, siendo sus unidades adimensional,  $W/m^{\circ}C$ ,  $1/K$ ,  $m^2/s$  y adimensional.

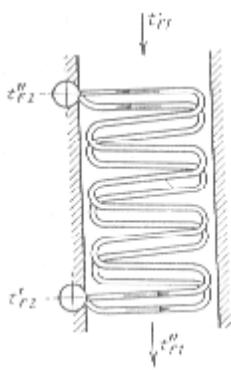
$d_2$  es el diámetro exterior del tubo, m.

Utilizando el software Statgraphics versión 5.0 se obtuvieron modelos matemáticos por regresión estadística que correlacionan la emisividad de diferentes materiales con la temperatura.

La determinación numérica de los diferentes parámetros involucrados se realiza mediante la programación de la metodología propuesta utilizando el software TK Solver Plus.

Se seleccionaron como sistemas de estudio los siguientes:

1. Un conducto cilíndrico horizontal, de acero con emisividad igual a 0,8 y diámetro exterior  $d=200$  mm con temperatura de su superficie exterior conocida se encuentra en un local donde la temperatura del aire es de  $30^{\circ}C$ , planteándose como interrogante la determinación de las pérdidas de calor por convección y radiación por unidad de longitud del conducto de vapor y la valoración de la influencia de la radiación en el transporte total de calor a diferentes temperaturas. Considere que la temperatura de las paredes del local es igual a la del aire.
2. Un caso similar al anterior donde la superficie exterior del tubo es de aluminio pulido.
3. Un haz de tubos de acero de alta emisividad, como el mostrado en la Figura 1, correspondiente a un economizador de serpentines de una caldera de vapor destinado para calentar un flujo de agua de alimentación de  $G_2 = 230$  t/h desde  $t'_{f2} = 160^{\circ}C$  hasta  $t'_{f2}''=300^{\circ}C$ , donde el agua circula de abajo arriba por los tubos de conductividad térmica  $[\lambda_{ac} = 22 W/(m^{\circ}C)]$  cuyo diámetro es  $d_1/d_2 = 44/51$  mm a la velocidad media de  $w_2 = 0,6$  m/s.



Los gases de combustión (13%  $CO_2$ , 11%  $H_2O$ ) se mueven de arriba abajo por el espacio intertubular a la velocidad media en la sección estrecha del haz de tubos  $w_1 = 13$  m/s. El gasto de gases es  $G_1 = 500$  t/h. La temperatura de los gases a la entrada en el economizador es  $t'_{f1} = 800^{\circ}C$ . Los tubos están dispuestos al tresbolillo con paso transversal al flujo de gases  $S_1 = 2,1d$  y longitudinal a lo largo del flujo  $S_2 = 2d$ .

**Figura 1. Economizador**

Resolución del sistema 1. Caso de una tubería de acero de 0,2 m de diámetro y emisividad igual a 0,8 para temperatura ambiente de  $30^{\circ}C$ .

El sistema de ecuaciones programadas es el siguiente:

1. Rulers.

$qlrad = E_{sup} * Co * pi * d * ((T1/100)^4 - (T2/100)^4)$   
 $qlconv = alfaaire * pi * d * (t1 - t2)$   
 $alfaaire = 0.5 * (GrPraire)^{.25} * (landaaire/d)$   
 $GrPraire = Graire * Praire$   
 $Graire = (g * Betaaire * (t1 - t2) * d^3) / Viscoaire^2$   
 $Betaaire = 1/T2$   
 $T1 = t1 + 273.15$   
 $T2 = t2 + 273.15$   
 $ql = qlrad + qlconv$   
 $\%qlrad = (qlrad/ql) * 100$   
 $Viscoaire = Miuaire / densidadaire$   
 $Miuaire = 1.3421e-5 + 8.8625e-8 * t2 + 1.289e-10 * t2^2 - 1.6e-13 * t2^3$   
 $densidadaire = 1.2768113 - 0.0047045 * t2 + 1.6001e-5 * t2^2 - 3.253e-8 * t2^3$   
 $landaaire = 0.02421477 + 8.0042e-5 * t2 - 1.03e-7 * t2^2 + 5.333e-10 * t2^3$   
 $Praire = 0.71266189 - 0.0002604 * t2 + 2.1666e-6 * t2^2 - 1.2e-8 * t2^3$

2. Lista de variables.

St	Input	Name	Output	Unit	Comment
	.8	Esup		Adim	Emisividad del material de la superficie.
	5.67	Co		W/m^2*K^4	Constante del cuerpo negro
	3.1416	pi		Adim	
	.2	d		m	Diámetro exterior del tubo.
L		T1	316.15	K	Temperatura absoluta de la superficie.
		T2	303.15	K	Temperatura absoluta del aire.
L		qlconv	29.7	W/m	Densidad lineal de transporte de calor por convección
L		Alfaaire	3.996	W/m^2 °C	Coef. superf. de T.C. del aire
L	43	t1		°C	Temperatura de la superficie.
	30	t2		°C	Temperatura del aire
		Graire	12775808.6	Adim	Número adimensional de Grashof
		Praire	.70647583	Adim	Número adimensional de Prandlt
		Landaaire	.0265	W/m°C	Conductividad térmica del aire
	9.81	g		m/s^2	Aceleración de la gravedad
		Betaaire	.0033	1/K	Coficiente de dilatación volumétrica del aire.
		Viscoair	1.40893E-5	m^2/s	Viscosidad cinemática del aire
L		ql	31.6558297	W/m	Densidad lineal de calor total.
L		qlrad	1.95289037	W/m	Densidad lineal de calor por radiación
L		%qlrad	6.16913344	%	% qlrad de ql
		Miuaire	1.61914E-5	Pa s	Viscosidad absoluta del aire
		Densidad	1.14919889	kg/m^3	Densidad del aire
L		GrPraire	9025799.99	Adim	Producto Gr*Pr a la temperatura del aire

1. Resultados. Su representación gráfica.

Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 1 y en las Figura 2 y 3, donde puede observarse que el transporte de calor por radiación desde la tubería a altas temperaturas es determinante y explica mayoritariamente el flujo de calor transferido cuando la superficie posee una alta emisividad, como en este caso del acero, no obstante, a bajas temperaturas explica más del 50 % del calor transportado entre la superficie y el aire, siendo su efecto más importante que el de la convección a cualquier valor de temperatura, presentando un

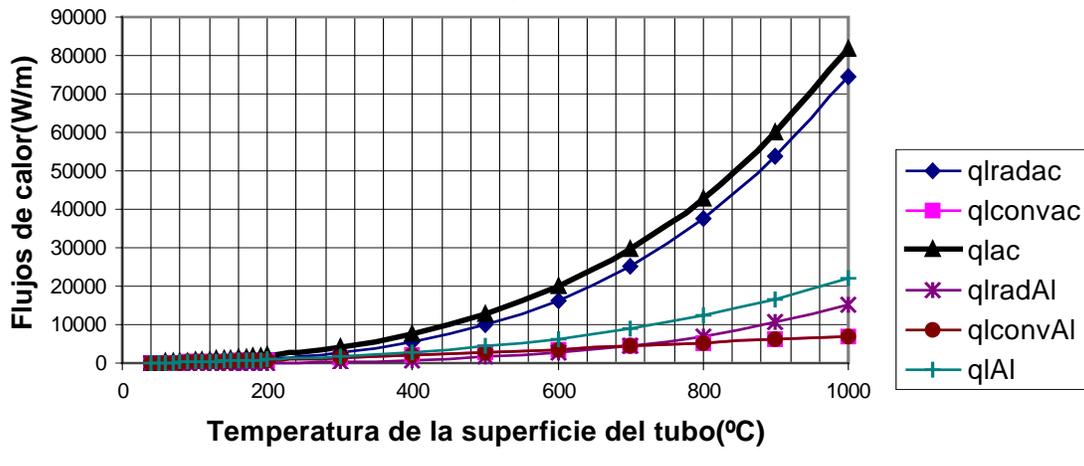
mínimo a la temperatura de 80 °C, siendo el valor mínimo del aporte de la radiación de 54.12 %.

Puede observarse que el valor del transporte de calor por radiación crece en forma notable con la temperatura, al igual que ocurre con el transporte por convección y con el transporte de calor total.

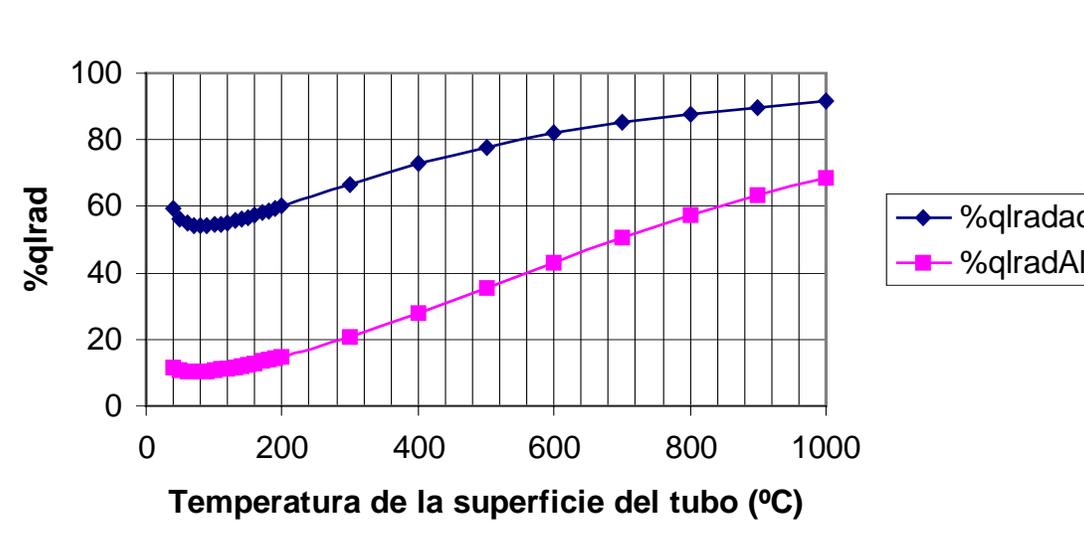
Tabla 1. Valores del transporte de calor por radiación, convección y total y aporte de la radiación al intercambio total en el caso de dos materiales de baja y alta emisividad

t1	qlradac (W/m)	qlconvac (W/m)	qlac (W/m)	%qlradac	qlradAl (W/m)	qlconvAl (W/m)	qlAl (W/m)	%qlradAl
40	33.36682	22.9662	56.33302	59.23136	3.012	22.966	25.978	11.594
50	70.08802	54.62314	124.7112	56.20028	6.4507	54.623	61.074	10.562
60	110.3812	90.67567	201.0569	54.9005	10.353	90.676	101.03	10.248
70	154.4709	129.9165	284.3874	54.31708	14.758	129.92	144.67	10.201
80	202.5884	171.7124	374.3008	54.12449	19.705	171.71	191.42	10.294
90	254.9718	215.6643	470.6361	54.17599	25.238	215.66	240.9	10.477
100	311.866	261.494	573.36	54.3927	31.4	261.49	292.89	10.721
110	373.523	308.9952	682.5181	54.72719	38.238	309	347.23	11.012
120	440.2013	358.0077	798.209	55.14863	45.799	358.01	403.81	11.342
130	512.1665	408.4033	920.5698	55.63582	54.133	408.4	462.54	11.704
140	589.6909	460.0765	1049.767	56.17348	63.293	460.08	523.37	12.093
150	673.0537	512.939	1185.993	56.75024	73.332	512.94	586.27	12.508
160	762.541	566.9156	1329.457	57.35734	84.307	566.92	651.22	12.946
170	858.4454	621.9411	1480.387	57.98793	96.275	621.94	718.22	13.405
180	961.0669	677.9587	1639.026	58.63648	109.3	677.96	787.26	13.883
190	1070.712	734.9185	1805.63	59.29851	123.43	734.92	858.35	14.38
200	1187.694	792.7757	1980.469	59.97031	138.75	792.78	931.53	14.895
300	2834.876	1413.494	4248.37	66.72856	372.53	1413.5	1786	20.858
400	5611.255	2095.759	7707.014	72.80712	811.44	2095.8	2907.2	27.911
500	9943.075	2826.256	12769.33	77.86684	1557.3	2826.3	4383.5	35.526
600	16324.98	3596.936	19921.92	81.94483	2736.4	3596.9	6333.3	43.206
700	25320.02	4402.331	29722.35	85.18848	4500.6	4402.3	8902.9	50.552
800	37559.63	5238.448	42798.08	87.76009	7028.5	5238.4	12267	57.296
900	53743.67	6102.226	59845.9	89.80344	10526	6102.2	16628	63.302
1000	74640.4	6991.234	81631.63	91.43563	15228	6991.2	22219	68.535

**Figura 1. Influencia de la radiación sobre el transporte de calor total en un gas transparente para materiales de diferente emisividad**



**Figura 3. Influencia de la radiación sobre el transporte total de calor en un gas transparente para materiales de diferente emisividad**



Sistema 2.

Mediante análisis de regresión de emisividad del Aluminio con la temperatura a datos reportados en la literatura<sup>(1)</sup> se obtiene el modelo:

$$E_{Al} = 0.882563 - 0.940027 \cdot \log T + 0.322002 \cdot (\log T)^2 - 0.0302308 \cdot (\log T)^3$$

el cual presenta un error de ajuste a los datos muy pequeño (máximo de 2.26925 % y medio de 0.7287 %), siendo válido en el rango de 303 hasta 5556 K. Los parámetros estadísticos de ajuste del modelo se reportan en la Tabla 2, los cuales confirman la calidad del ajuste. Puede obtenerse que el valor de emisividad del aluminio pulido es muy pequeño (inferior a 0.08).

Tabla 2. Parámetros estadísticos del modelo de regresión de emisividad térmica del aluminio pulido.

F	Pvalue	R2	R2adj	Prob a	Prob b	Prob c	Prob d
12902.38	0.0000	99.9638	99.9561	0.0087	0.0047	0.0029	0.0065

Se elabora un programa similar al del sistema 1, con la diferencia que en este caso la emisividad varía con la temperatura y se determina por la ecuación reportada anteriormente. Los resultados numéricos se muestran en la Tabla 1 y su representación gráfica en las figuras 2 y 3, observándose que en este caso el transporte de calor por convección predomina sobre el transporte por radiación hasta una temperatura que se encuentra entre 600 y 700 °C. En este caso también se obtiene un valor mínimo de %qlrad, a la temperatura de 70 °C, el cual es de 10,2 %.

Si se comparan los resultados obtenidos para ambos sistemas se obtiene que:

El transporte de calor por convección es el mismo en ambos casos, como es lógico, ya que este no depende de la emisividad de la superficie.

El aporte de la radiación al transporte de calor total es mucho mayor en el sistema 1 que en el sistema 2, lo que se debe a que la emisividad del acero es mucho mayor que la del aluminio.

La influencia del transporte de calor por radiación sobre el transporte de calor total es decisiva en el caso del acero a cualquier valor de temperaturas, mientras que en el caso del aluminio esta es solo significativa a temperaturas moderadas y altas.

### Sistema 3.

La demostración en este caso se realiza a través de etapas del cálculo térmico del economizador<sup>(6)</sup>, ya que no se conoce la temperatura de la superficie de los tubos del economizador. Procediendo:

La temperatura media aritmética del agua se calcula como

$$t_{f2} = 0,5(t'_{f2} + t''_{f2}) = 0,5(160 + 300) = 230^{\circ}\text{C}.$$

A esta temperatura las propiedades físicas del agua son, respectivamente:

$$\rho_{f2} = 827 \text{ kg/m}^3; C_{p_{f2}} = 4,68 \text{ kJ/(kg }^{\circ}\text{C)}; \lambda_{f2} = 0,637 \text{ W/(m}^{\circ}\text{C)}; \nu_{f2} = 0,145 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; Pr_{f2} = 0,88.$$

La cantidad de calor transferido es

$$Q = G_2 C_{p_{f2}} (t''_{f2} - t'_{f2}) = (230 \cdot 10^3 / 3600) \cdot 4,68 (300 - 160) = 4,2 \cdot 10^4 \text{ kW}.$$

El número de Reynolds para el flujo de agua es

$$Re_{f2} = w_2 d_1 / \nu_{f2} = 0,6 \cdot 4,4 \cdot 10^{-2} / (0,145 \cdot 10^{-6}) = 1,82 \cdot 10^5$$

El número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor para el agua se determinan, considerando que el valor del coeficiente de traspaso de calor por la parte del agua es

muy superior al valor del coeficiente por la parte de los gases y que, por consiguiente, la temperatura de la pared del tubo se aproxima a la temperatura del agua, como:

$$Nu_{f2} = 0,021 Re_{f2}^{0,8} Pr_{f2}^{0,43} = 0,021 (1,82 * 10^5)^{0,8} (0,88)^{0,43} = 314;$$

ya que  $(Pr_{f2}/Pr_w)^{0,25} = 1$ , por lo que

$$\alpha_{f2} = Nu_{f2} * \lambda_{f2}/d_1 = 314(0,637/0,044) = 4550 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

La temperatura de los gases a la salida del economizador se determina admitiendo, en una primera aproximación, que el calor específico del gas es  $Cp_{f1} = 1,25 \text{ kJ}/(\text{kg}^\circ\text{C})$ . Entonces

$$t''_{f1} = t'_{f1} - Q / G_1 Cp_{f1} = 800 - 4,2 * 10^4 / (500 * 10^3 * 1,25) = 558^\circ\text{C}$$

$$\text{y } t_{f1} = 0,5(t'_{f1} + t''_{f1}) = 0,5(800 + 558)^\circ\text{C} = 679^\circ\text{C}$$

A esta temperatura  $Cp_{f1} = 1,234 \text{ kJ}/(\text{kg}^\circ\text{C})$  y, como resultado de una segunda aproximación, se obtiene:

$$t''_{f1} = 554^\circ\text{C} \text{ y } t_{f1} = 677^\circ\text{C}.$$

A la temperatura  $t_{f1} = 677^\circ\text{C}$  las propiedades físicas de los gases de combustión de la composición dada serán, respectivamente:

$$-\rho_{f1} = 0,373 \text{ kg}/\text{m}^3; \lambda_{f1} = 0,0808 \text{ W}/(\text{m } ^\circ\text{C}); \nu_{f1} = 108 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; Pr_{f1} = 0,61.$$

El número de Reynolds para el flujo de gases es

$$Re_{f1} = w_1 d_2 / \nu_{f1} = 13,5 * 0,051 / 108 * 10^{-6} = 6130$$

El número de Nusselt y el coeficiente de traspaso de calor por convección de los gases a las paredes de los tubos se efectúa para la tercera fila de tubos para tubos limpios dispuestos en orden escaqueado (tresbolillo) como:

$$Nu_{f1} = 0,41 Re_{f1}^{0,6} Pr_{f1}^{0,33} \epsilon_s = 0,41(6130)^{0,6} * (0,61)^{0,33} = 64,3;$$

Donde  $\epsilon_s = 1$ , ya que  $S_1/S_2 = 1,05$ , por lo que:

$$\alpha_1 = Nu_{f1} * \lambda_{f1}/d_2 = 64,3 * 8,08 * 10^{-2} / 5,1 * 10^{-2} = 102 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

En las condiciones industriales, debido a la contaminación de las superficies de transferencia de calor de las calderas, disminuye progresivamente la intensidad del intercambio de calor. Para tener en cuenta esto en un diseño se afecta el coeficiente de transferencia de calor por un coeficiente de corrección (0,8), por lo que el valor del coeficiente superficial de transferencia de calor promedio por convección por la parte del gas será:

$$\alpha'_1 = 0,8 * \alpha_1 = 0,8 * 102 = 81,6 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

El coeficiente superficial de transferencia de calor promedio por radiación del flujo de gases a las paredes de los tubos se determina como sigue. La longitud media de la trayectoria del rayo

$$l = 1,08d \left( s_1 s_2 / d_2^2 - 0,785 \right) = 1,08 * 0,051 (2 * 2,1 - 0,785) = 0,188m$$

El producto de la trayectoria media del rayo por la presión parcial del bióxido carbónico y del vapor de agua se calcula como:

$$p_{CO_2} * l = 0,13 * 0,188 = 0,0245 \text{ m-at};$$

$$p_{H_2O} * l = 0,11 * 0,188 = 0,0207 \text{ m-at}$$

La emisividad de los gases de combustión a la temperatura media de los gases ( $t_{f1} = 677^\circ\text{C}$ ) se halla utilizando los gráficos de emisividad térmica de estas sustancias.

$$\varepsilon_g = \varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O} = 0,072 + 1,08 * 0,042 = 0,117.$$

Considerando el coeficiente de transferencia de calor equivalente de los gases  $\alpha_1 < \alpha_2$  se admitirá que la temperatura de la superficie de los tubos en contacto con los gases  $t_{c1} = t_{f2} + 20 \approx 250^\circ\text{C}$ . Para esta temperatura, con ayuda de los mismos gráficos, se halla la absorptividad de los gases a la temperatura de la superficie de los tubos:

$$A_g = \varepsilon_{CO_2} \left( T_{f1} / T_{w1} \right)^{0,65} + \beta \varepsilon_{H_2O} = 0,064 \left( (677 + 273) / (250 + 273) \right)^{0,65} + 1,08 * 0,07 = 0,17.$$

La emisividad reducida de los tubos es

$$\varepsilon_w' = 0,5 (\varepsilon_w + 1) = 0,5 (0,8 + 1) = 0,9.$$

La densidad del flujo de calor por radiación es entonces:

$$q_{12} = \varepsilon_w' C_0 \left[ \varepsilon_g \left( (\overline{T}_g / 100) \right)^4 - A_g \left( (\overline{T}_w / 100) \right)^4 \right]$$

$$q_{12} = 0,9 * 5,7 \left[ 0,117 \left( (677 + 273) / 100 \right)^4 - 0,17 \left( (250 + 273) / 100 \right)^4 \right] = 4230 \text{ W/m}^2$$

El valor del coeficiente superficial equivalente de transferencia de calor por radiación es

$$\alpha_r = q_{12} / \Delta t = q_{12} / (t_{f1} - t_{w1}) = 4230 / (677 - 250) = 9,9 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El coeficiente superficial de transferencia de calor equivalente de convección radiación de los gases de combustión a las paredes de los tubos es entonces:

$$\alpha_{cr} = \alpha_c + \alpha_r = 81,6 + 9,9 = 91,5 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como el coeficiente de transferencia de calor del agua es muy superior al equivalente de los gases, la suposición de la temperatura de la pared es adecuada y el coeficiente de

transferencia equivalente de los gases de la pared es un valor prácticamente aceptado.

La influencia que ejerce la radiación sobre el valor del flujo de calor intercambiado en el economizador se puede determinar a través de la comparación de los coeficientes de transferencia de calor del lado del gas, como se muestra:

$$\frac{\alpha_c}{\alpha_{cr}} * 100\% = \frac{81,6}{91,5} * 100\% = 89,18\%$$

Como se observa la convección transporta el 89,18 % del calor total intercambiado, mientras que la radiación solo transporta el 10,88% de la energía total intercambiada, de otra manera, comparando ambos mecanismos entre si:

$$\frac{\alpha_r}{\alpha_c} = \frac{9,9}{81,6} * 100\% = 12,13\%$$

y

$$\frac{\alpha_c}{\alpha_r} = \frac{81,6}{9,9} = 8,24$$

Observe que la convección transporta 8,24 veces más energía que la radiación, siendo el valor de temperatura promedio de la mezcla gas-vapor relativamente alto (677 °C).

Un resultado similar se obtiene para los sobrecalentadores y recalentadores de vapor<sup>(6)</sup>, los que trabajan con una mayor temperatura media por la parte de los gases.

Conclusiones.

El aporte de la radiación a la transferencia de calor total en un sistema depende además de la temperatura de la superficie radiante de la absortividad (emisividad) de la superficie en el caso de un medio transparente a la radiación como es el caso del aire, pudiendo ser un mecanismo importante para explicar el calor total intercambiado a bajas temperaturas cuando la emisividad térmica de la superficie es alta.

El aporte de la radiación entre una superficie y un medio absorbente de la radiación, como ocurre en el caso de los gases de combustión y las superficies recuperativas de un generador de vapor, no es el más significativo a ningún valor de temperatura de la superficie y del gas, incluso a temperaturas superiores a los 600 °C.

El transporte de calor por radiación siempre se incrementa en la medida que aumenta la temperatura.

Bibliografía

1. IDAE; “Técnicas de conservación energética en la industria”; Dos Tomos, Edición Revolucionaria; La Habana; Cuba; 1986.

2. Incropera, Frank y David DeWaiitt; "Introduction to heat transfer"; John Wiley and Sons, Inc.; 1996.
3. Isachenko, V. et al; "Transmisión de Calor"; Editorial Pueblo y Educación; Ciudad de La Habana; 1987.
4. Kasatkin, G. A.; "Operaciones Básicas y Aparatos de la Tecnología Química"; V/O Vneshtorgizdat; URSS; 1981.
5. Kern, Donald Q.; "Procesos de Transferencia de Calor"; Compañía editorial Continental, SA de C.V.; Décimo tercera reimpresión; México, 1999.
6. Krasnoschiokov, E.A. y A.S. Sukomiel; "Problemas de Termotransferencia"; Editorial MIR; Moscú; 1977.
7. Kreith, Frank; "Mechanical Engineering Handbook"; University of Colorado; CRC Press LLC; 1999.
8. Mc Cabe, L. W. y J. C. Smith; "Operaciones básicas de la Ingeniería Química"; Ciudad de La Habana; 1986.
9. Mijeev, I., M.; "Fundamentos de Termotransferencia"; Santiago de Cuba; 1994.
10. Pavlov, K.F. y otros; "Problemas y ejemplos para el curso de Operaciones Básicas y Aparatos en la Tecnología Química"; Editorial MIR; Moscú; 1969.
11. Perry, Robert H., W.D. Green y J.O. Maloney; "Chemical Engineers Handbook"; Seventh Edition; McGraw Hill; 1997.