

## CAPÍTULO 3

### 3 ENFRIAMIENTO Y RECALENTAMIENTO DEL GAS

En el diseño del sistema de control de emisiones contaminantes al aire hemos determinado que es necesario reducir la temperatura de la descarga gaseosa, que es de 600°C hasta un valor inferior a los 100°C. Esto se debe a que las condiciones a las cuales se realiza la remoción de gases contaminantes, en la torre de absorción, se vuelven menos favorables a medida que aumenta la temperatura; por otro lado, a mayor temperatura, mayor volumen de la descarga gaseosa y por consiguiente un tamaño superior en los equipos de control de emisiones que el que se tendría al reducir la temperatura de los gases. Existen varias técnicas que permiten reducir la temperatura de gases de descarga que fluyen a alta temperatura, y cada una de ellas puede ser aplicada según se ajuste a las necesidades del caso, así por ejemplo pueden existir limitantes respecto a la humedad del gas, a su volumen o bien podría resultar inconveniente aplicar una técnica respecto a otra. Las principales

técnicas aplicadas en la reducción de temperatura de corrientes gaseosas son expuestas más adelante.

Además de la necesidad de enfriar la descarga gaseosa, surge otro problema asociado precisamente a la reducción de temperatura del gas: al enfriar la descarga gaseosa ésta pierde su flotabilidad y por lo tanto no va a fluir correctamente en la chimenea, además de que la temperatura relativamente baja va a brindar las condiciones para que se produzca condensación en su interior. Aún cuando la descarga gaseosa haya sido depurada, van a quedar ciertas cantidades de gases de naturaleza ácida contenidos en el flujo gaseoso; esto, unido al hecho de que los gases salen casi saturados del sistema de remoción, va a constituir un problema de corrosión principalmente en la chimenea si se produjera condensación en el interior de ésta. Por ello va a ser necesario calentar el gas hasta una temperatura superior al punto de rocío de los gases ácidos, el cual es típicamente alrededor de 110 °C [7].

Se ha escogido dos fases para el enfriamiento de la descarga gaseosa, la primera en un intercambiador de calor y la segunda en una cámara destinada al contacto directo con agua. La conveniencia de utilizar un intercambiador de calor en el sistema, radica en que se podrá utilizar la misma energía de los gases calientes para el recalentamiento de la descarga gaseosa depurada en el sistema. Aunque en el enfriamiento por contacto con agua, la corriente gaseosa alcanzará un punto cercano o

igual al de saturación, no se considera esto un problema por cuanto el sistema de remoción de contaminantes no utilizará mecanismos que pudiesen sufrir daños debido a la humedad del gas. En los siguientes sub-capítulos se procederá a diseñar un intercambiador de calor, que tendrá la función de reducir parte de la temperatura de los gases provenientes del incinerador y que por otro lado servirá para recalentar los gases depurados que se dirigen a la chimenea. Además se diseñará una cámara destinada al enfriamiento por contacto directo con agua, en la cual además de terminar de reducir la temperatura de los gases, se captará parte de los contaminantes, aunque en una cantidad que por ser pequeña, no se la tomará en consideración para el diseño de los equipos de remoción.

### **3.1 Enfriamiento de corrientes gaseosas**

Algunos procesos comunes en la industria, generan descargas gaseosas a alta temperatura, especialmente si éstos involucran combustión. En el diseño de equipos de control de contaminación del aire existen ciertos limitantes respecto a la temperatura a la que puede ingresar el flujo gaseoso a los equipos de remoción; entre éstos podemos destacar la resistencia de ciertos materiales a altas temperaturas, las condiciones desfavorables de transferencia de

masa a altas temperaturas, y el mayor volumen que se debe manejar a mayores temperaturas.

Sin embargo, una de las ventajas más importantes de enfriar los gases de descarga está en el ámbito económico, aún cuando no se recupere la energía, pues dependiendo del método de enfriamiento empleado, se espera una reducción en el flujo volumétrico de los gases y por consiguiente la disminución en el tamaño requerido en los componentes del sistema aguas abajo, tales como los equipos de remoción, ductos y ventiladores.

Como desventaja de enfriar los gases, podemos anotar la condensación de la humedad contenida en éstos, la cual puede originar problemas de corrosión e inconvenientes con equipos que no admiten humedad.

Las principales técnicas utilizadas para el enfriamiento de corrientes gaseosas son:

- Dilución con aire
- Inyección de agua
- Intercambio de calor

### **Dilución con aire**

Este es uno de los métodos más sencillos para el enfriamiento de gases y consiste en introducir aire a la temperatura ambiente en la

corriente gaseosa, de tal manera que el efecto obtenido es la reducción de la temperatura en la mezcla total de gases. Sin embargo, éste es un método poco aconsejable cuando la temperatura de la corriente gaseosa a enfriarse es muy alta y a su vez la temperatura que se desea alcanzar es ligeramente superior a la del aire de dilución, pues el resultado sería un considerable aumento en el volumen de la descarga gaseosa, lo cual resulta inconveniente desde el punto de vista económico.

### **Inyección de agua**

Gracias al elevado calor latente de evaporación del agua, la utilización de ésta como método de enfriamiento de gases a alta temperatura resulta ser muy eficiente. Básicamente, el método consiste en poner la corriente gaseosa caliente en contacto directo con agua, dentro de una cámara de rociado, o bien dentro del mismo ducto por el cual circula el gas, de tal manera que al evaporarse parte del agua, ésta absorberá una considerable cantidad de calor de la corriente gaseosa. Un análisis más detallado del proceso de transferencia de calor por este método se hará más adelante, por cuanto ésta es una de las técnicas a utilizarse en este trabajo.

La principal ventaja es que se puede obtener un gran enfriamiento de los gases utilizando poco líquido, sin embargo el grado de humedad

que alcanzan los gases puede ser muy alto, lo cual constituye un problema en equipos ubicados aguas abajo y que no admiten humedad.

### **Intercambio de calor**

La utilización de intercambiadores de calor en sistemas de control de contaminación del aire, es casi siempre conveniente, por cuanto estos permiten recuperar parte de la energía de las corrientes gaseosas que tienen altas temperaturas, de manera que dicha energía puede ser aprovechada para otros fines.

Existen diversos tipos de intercambiadores de calor, pero el más utilizado es el de tubo y coraza, en el cual uno de los fluidos, ya sea el caliente o el frío, fluye por la parte externa de un haz de tubos, mientras que el otro fluye por el interior de estos.

Las principales ventajas de utilizar un intercambiador de calor como medio de enfriamiento de corrientes gaseosas, son:

- El volumen final del gas es el menor de los tres métodos presentados
- No hay incremento en la humedad de los gases
- La energía calorífica de los gases puede ser recuperada y por lo tanto constituye también una ventaja desde el punto de vista económico.

Pero también se puede identificar las siguientes desventajas

- Alto costo de fabricación e instalación
- Alto costo de operación y mantenimiento

Los detalles para el diseño de intercambiadores de calor se presentan a continuación.

### **3.2 Diseño del intercambiador de calor**

Dentro de los tipos de intercambiadores de calor que pueden ser diseñados, el de tubo y coraza es el más común, debido a que puede proporcionar grandes superficies para la transferencia de calor de forma económica y práctica. Básicamente se trata de un haz de tubos contenido dentro de un recipiente o coraza; mientras que un fluido pasa por la parte externa del haz de tubos, el otro circula por el interior de los tubos, dando así como resultado, la transferencia de calor desde el fluido caliente al frío.

A su vez, un intercambiador de calor de tubo y coraza, puede adoptar varias configuraciones dependiendo del número de pasos que puede presentar tanto en los tubos como en la coraza. El efecto de aumentar el número de pasos va a ser un incremento en la capacidad de transferir calor, pero también implica un aumento en el tamaño y costo del aparato.

Un diseño satisfactorio del intercambiador de calor dependerá de factores tales como, costos, facilidad de limpieza, diferencia de temperaturas, corrosión, caída de presión y riesgos. Estas consideraciones dependerán del tipo de aplicación que se le quiera dar y especialmente de las características de los fluidos que se manejarán; a continuación vamos a describir el intercambiador de calor que se va a diseñar y las consideraciones que se hacen para ello.

### **Características generales del intercambiador de calor**

Se ha establecido que el dispositivo a diseñarse será un intercambiador de calor de flujo cruzado, un paso en la coraza y cuatro pasos en los tubos, con flujo mezclado en el lado de la coraza y no mezclado en el lado de los tubos.

Además se ha concluido que el fluido caliente, el cual contiene partículas y gases precursores en la formación de ácidos, como son el  $\text{SO}_2$  y el  $\text{HCl}$ , va a pasar por la parte externa del haz de tubos; esto no es recomendable desde el punto de vista de la corrosión que se produciría tanto en los tubos como en la coraza debido a la naturaleza de los gases, sin embargo, considerando la acumulación de partículas que podría darse en el interior del intercambiador de calor, es más fácil que el fluido las arrastre si éste fluye por la parte



externa del haz de tubos. Aunque esto no es un factor decisivo, constituye una pequeña ventaja ante la otra opción, ya que los problemas de corrosión pueden ser superados seleccionando un material adecuado, aunque a un mayor costo.

Debido a que el rango de temperaturas al cual se manejará el fluido caliente es relativamente alto, va a ser necesario aislar el aparato, por razones de seguridad y para evitar la pérdida de energía hacia los alrededores y así garantizar que el fluido frío va a incrementar su temperatura según los cálculos del diseño.

Además, debido a la dilatación térmica que se producirá en el aparato, especialmente en el haz de tubos, es conveniente considerar en el diseño dicho efecto y por lo tanto uno de los extremos de los tubos será flotante. Otros aspectos relacionados con el diseño estructural, o con el proceso de manufactura del aparato, tales como esfuerzos, soldaduras, entre otros, no serán analizados en esta tesis por cuanto no son el objetivo de la misma, sin embargo se estima que los resultados presentados serán lo suficientemente confiables para permitir su construcción y operación.

### **Cálculos para el diseño del intercambiador de calor**

En esta sección se expone la teoría aplicable al diseño del intercambiador de calor de nuestro interés; las ecuaciones, tablas y

diagramas asociados con el diseño del intercambiador que se presentan han sido tomadas casi en su totalidad del texto Fundamentos de Transferencia de Calor por Incropera – DeWitt [6].

Hay tres formas diferentes en las que el calor puede pasar desde la fuente al receptor, aunque muchas aplicaciones en la ingeniería son una combinación de ellas; éstas son conducción, convección y radiación.

La conducción es la transferencia de calor a través de un material fijo, como una pared por ejemplo. Para el caso de tuberías, la forma integrada de la Ley de Fourier, la cual describe la conducción, arroja el siguiente resultado

$$Q = \frac{T_i - T_o}{\frac{LN(D_o/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l}} \quad (3.1)$$

donde, T es la temperatura de pared, D es el diámetro, k es la conductividad térmica del material, l es la longitud del tubo y los subíndices i y o se refieren a los valores en el interior y exterior respectivamente.

La convección es en cambio, la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de mezcla; se identifican la convección libre y forzada. A partir de la Ley de

Enfriamiento de Newton, hallamos una expresión aplicable a convección forzada en el interior y exterior de tuberías.

$$Q = \frac{\Delta T}{\frac{1}{h \cdot \pi \cdot D \cdot l}} \quad (3.2)$$

Donde D, es el diámetro externo o interno, y la constante de proporcionalidad h recibe el nombre de coeficiente de transferencia de calor y depende de la naturaleza del fluido y su forma de agitación.

La tercera forma de transferencia de calor es la radiación, no requiere de un medio físico de transmisión y se expresa a través de la Ley de Boltzmann; se omiten demás detalles por cuanto no se utilizará en los cálculos.

### **Transmisión de calor a través de tubos**

Por lo general en un intercambiador de calor se produce la transferencia de calor en las formas de convección y conducción; es conveniente expresar los divisores de las ecuaciones 3.1 y 3.2 como resistencias a la transferencia de calor para un potencial dado de transmisión de calor expresado por la diferencia de temperaturas, esto es

$$Q = \frac{\Delta T}{R} \quad (3.3)$$

Si se conoce la diferencia de temperaturas entre el fluido de la parte exterior del tubo y el fluido del interior, entonces podemos expresar la tasa de transferencia de calor como una función de la diferencia de temperaturas y una resistencia global a la transferencia de calor, o sea

$$Q = \frac{\Delta T}{\sum R} = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot l} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l} + \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot l}} \quad (3.4)$$

Si los fluidos entre los que se producirá el intercambio de calor tienden a generar incrustaciones, entonces deberá incluirse las resistencias debidas a éstas, dando finalmente como resultado

$$Q = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot l} + \frac{R_i}{\pi \cdot D_i \cdot l} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l} + \frac{R_o}{\pi \cdot D_o \cdot l} + \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot l}} \quad (3.5)$$

Donde

Q = razón de transferencia de calor, W

T<sub>i</sub> = temperatura del fluido en el interior del tubo, °C

$T_o$  = temperatura del fluido en la parte externa del tubo, °C

$h_i$  = coeficiente interno de transferencia de calor, W/m<sup>2</sup>-°C

$h_o$  = coeficiente externo de transferencia de calor, W/m<sup>2</sup>-°C

$k$  = conductividad térmica del material del tubo, W/m<sup>2</sup>-°C

$D_i$  = diámetro interno del tubo, m

$D_o$  = diámetro exterior del tubo, m

$l$  = longitud del tubo, m

$R_i$  = factor de obstrucción de la pared interna del tubo, m<sup>2</sup>-°C/W

$R_o$  = factor de obstrucción de la pared externa, m<sup>2</sup>-°C/W

### **Coeficiente de transferencia de calor en el interior de tubos**

Las correlaciones que se pueden utilizar para hallar el coeficiente interno de transferencia de calor en tubos dependen principalmente de si el flujo es laminar o turbulento, y si las condiciones son de flujo superficial de calor constante, o de temperatura superficial constante. Antes de presentar las correlaciones, es necesario definir dos cantidades adimensionales conocidas como número de Nusselt (Nu) y número de Reynolds (Re), las cuales expresadas como función del diámetro del tubo, ya sea interno o externo, son

$$Nu_D = \frac{h \cdot D}{k} \quad (3.6)$$

$$Re_D = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D \cdot \mu} \quad (3.7)$$

donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor,  $D$  es el diámetro del tubo,  $\mu$ ,  $k$  y  $\rho$  son propiedades físicas del fluido,  $V$  es la velocidad del fluido y  $\dot{m}$  es el flujo másico.

Cuando el flujo se halla en la región de transición ( $2300 < Re_D < 10^4$ ) ó en la región de flujo turbulento completamente desarrollado ( $Re_D > 10^4$ ), surgen varias correlaciones de carácter empírico para la determinación de  $Nu_D$ . La ecuación cuya aplicación resulta ser más conveniente es la de Gnielinski, la cual es útil para números de Reynolds pequeños, permite obtener el coeficiente promedio de transferencia de calor para todo el tubo y es válida según se indica a continuación

$$\overline{Nu}_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.8)$$

$$\left[ \begin{array}{l} 0.5 < Pr < 2000 \\ 3000 < Re < 5 \times 10^6 \\ l/D \geq 10 \end{array} \right]$$

Donde todas las propiedades deben ser evaluadas en el promedio de la temperatura media  $\bar{T}_m$ , es decir en la media aritmética entre la temperatura de entrada y salida del fluido

$$\bar{T}_m = \frac{T_{mi} + T_{mo}}{2} \quad (3.9)$$

El factor de fricción  $f$  puede ser hallado utilizando el diagrama de Moody o la siguiente relación

$$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (3.10)$$

$$\left[ 3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \right]$$

La ecuación 3.8 es válida tanto para flujo de calor uniforme, como para temperatura superficial uniforme.

### **Coeficiente externo de transferencia de calor para un haz de tubos**

Cuando se tiene un banco o haz de tubos en flujo cruzado con un fluido que transfiere calor o lo recibe desde los tubos, lo que interesa conocer es un coeficiente promedio de transferencia de calor para todo el haz de tubos. Dicho coeficiente dependerá de las

características del fluido, así como también del arreglo geométrico de los tubos. La configuración se caracteriza por el diámetro del tubo  $D$  y por la separación longitudinal  $S_L$  y por la separación transversal  $S_T$  medidas entre los centros de los tubos, tomando la dirección del flujo en sentido longitudinal.

Se dice que un arreglo es alineado si los tubos se colocan uno detrás de otro respecto a la dirección del flujo, o escalonado si se intercalan en los espacios libres dejados por la línea anterior; el número de líneas de un arreglo corresponde a la cantidad de tubos que se colocan en la dirección del flujo, mientras que el número de tubos por línea es la cantidad de tubos colocados transversalmente respecto al flujo.

Una de las correlaciones más útiles para hallar el coeficiente de transferencia de calor promedio en un haz de tubos en flujo cruzado se debe a Zhukauskas y es

$$\overline{Nu}_D = C \cdot Re_{D,máx}^m \cdot Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (3.11)$$

$$\left[ \begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0.7 < Pr < 500 \\ 1000 < Re_{D,máx} < 2 \times 10^6 \end{array} \right]$$



Donde todas las propiedades con excepción de  $Pr_s$ , deben evaluarse en la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida del fluido. Las constantes  $C$  y  $m$  dependen del número de Reynolds y de la configuración del arreglo, estas se presentan en la siguiente tabla

**TABLA 19**  
**Constantes  $C$  y  $m$  para la ecuación 3.14**

Configuración	$Re_{D,máx}$	$C$	$m$
Alineado	$10 - 10^2$	0.80	0.40
Escalonado	$10 - 10^2$	0.90	0.40
Alineado	$10^2 - 10^3$	Se aproxima como un cilindro único (aislado)	
Escalonado	$10^2 - 10^3$	Se aproxima como un cilindro único (aislado)	
Alineado	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
( $S_T/S_L > 0.7$ ) <sup>a</sup>			
Escalonado	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
( $S_T/S_L < 2$ )			
Escalonado	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.40	0.60
( $S_T/S_L > 2$ )			
Alineado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Escalonado		0.022	0.84

<sup>a</sup>Para  $S_T/S_L < 0.7$ , la transferencia de calor es ineficiente y los tubos alineados no se deben usar

Además, debido a que la ecuación 3.11 es válida para arreglos con número de líneas mayor o igual a 20, es necesario hacer una corrección al resultado obtenido según la ecuación 3.12 utilizando un factor que viene dado en la tabla 20

$$\overline{Nu}_D \Big|_{N_L < 20} = C_2 \cdot \overline{Nu}_D \Big|_{N_L \geq 20} \quad (3.12)$$

**TABLA 20**

**Factor de corrección  $C_2$  para la ecuación 3.15**

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13	16
<i>Alineado</i>	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
<i>Escalonado</i>	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Para arreglos en línea, el valor de  $Re_{D,máx}$  de la ecuación 3.11 es función de la velocidad máxima que alcanza el flujo que pasa entre los tubos, la misma que se puede obtener por medio de

$$V_{máx} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (3.13)$$

donde  $V$  es la velocidad de entrada del fluido al banco de tubos.

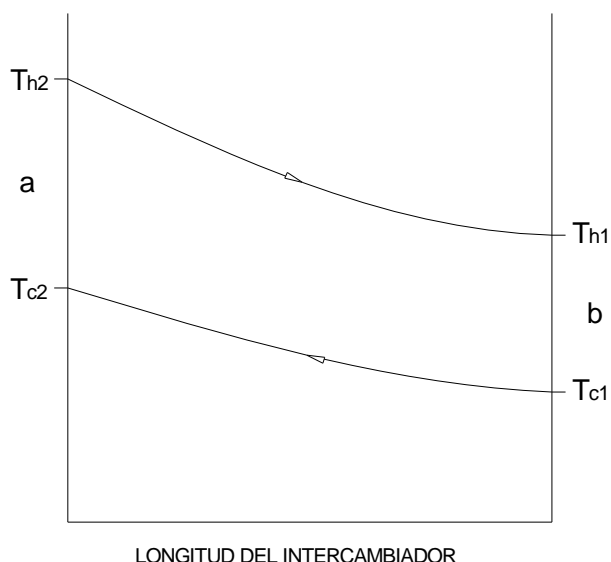
### **Área requerida para la transferencia de calor**

El objetivo fundamental al diseñar un intercambiador de calor, es determinar el área  $A$  que se necesitaría para obtener las condiciones de temperatura deseadas a la salida de los fluidos. Para hacer tal cálculo, se asume que el intercambiador de calor opera como uno

sencillo de contraflujo, entonces la razón de transferencia de calor está dada por

$$Q = U \cdot A \cdot MLDT \quad (3.14)$$

para la cual  $U$  es el coeficiente global de transferencia de calor, y  $MLDT$  es la media logarítmica de la diferencia de temperaturas. Siendo  $T_{hi}$  y  $T_{ho}$  las temperaturas de entrada y salida del fluido de alta temperatura, al que podemos denominarlo “caliente”, y siendo  $T_{ci}$  y  $T_{co}$  las temperaturas correspondientes al fluido de menor temperatura al que denominamos “frío”, entonces, para un intercambiador de contraflujo simple, podemos ilustrar el proceso de la manera siguiente

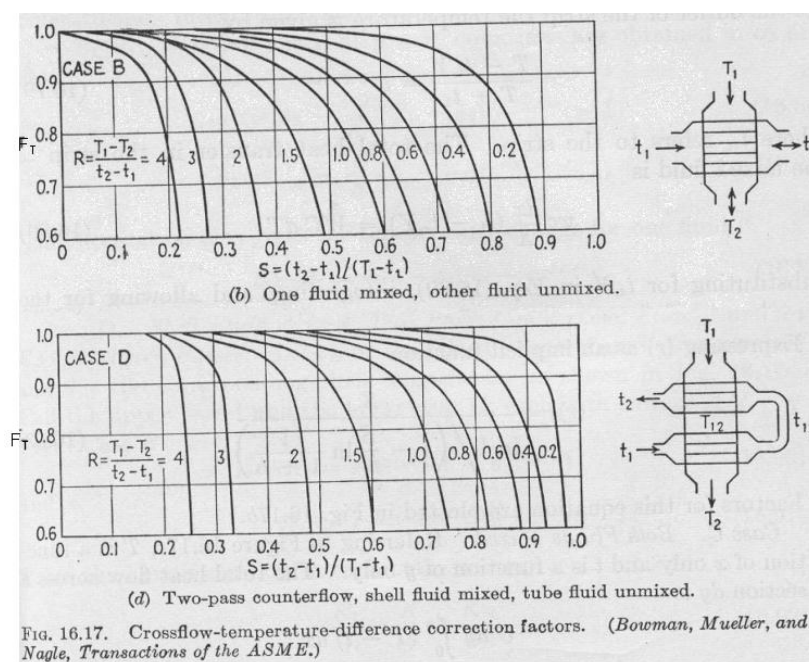


**FIGURA 3.1** Temperaturas en un intercambiador de calor

Por lo tanto MLDT será:

$$MLDT = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{LN \left[ \frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} \right]} \quad (3.15)$$

Para considerar el efecto de la configuración del intercambiador, es decir, el número de pasos en tubos y coraza, y si este es de flujo cruzado, con flujo mezclado o sin mezclar, lo que se hace es multiplicar MLDT por un factor de corrección  $F_T$  que se puede obtener gráficamente. En nuestro caso de interés se aplicará la figura siguiente [7]



**FIGURA 3.2** Factor de corrección  $F_T$  por número de pasos para intercambiadores de calor en flujo cruzado

Donde

$$S = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h2} - T_{c1}} \quad (3.16)$$

$$R = \frac{T_{h2} - T_{h1}}{T_{c2} - T_{c1}}$$

Finalmente, el factor U·A de la ecuación 3.14 es simplemente el inverso de la sumatoria de las resistencias térmicas, por lo cual a partir de la ecuación 3.6 podemos llegar a una relación que nos permitirá dimensionar el intercambiador de calor y es

$$Q = \frac{F_T \cdot MLDT}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot l} + \frac{R_i}{\pi \cdot D_i \cdot l} + \frac{LN(D_o/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l} + \frac{R_o}{\pi \cdot D_o \cdot l} + \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot l}} \quad (3.17)$$

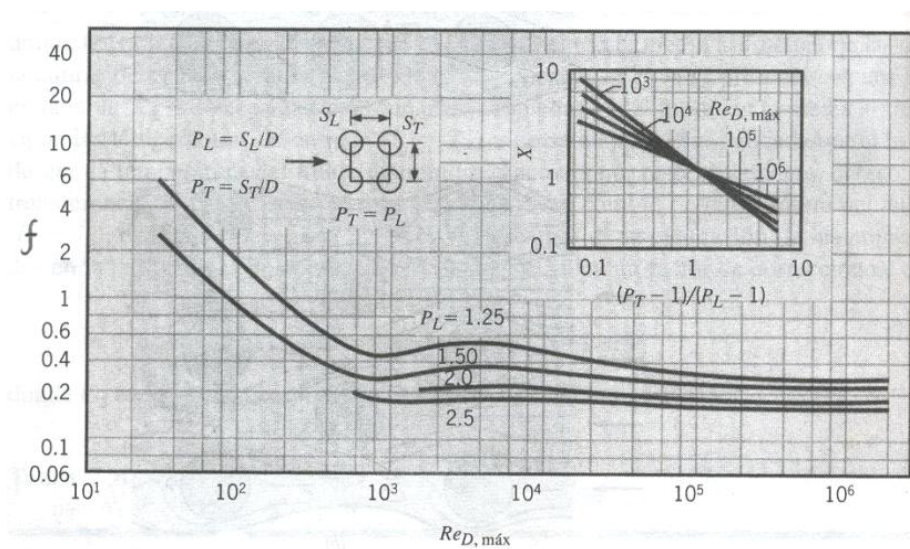
donde, o bien Q y l deben tomarse, o bien para la longitud combinada de todos los tubos, o bien para un solo tubo.

### Caída de presión a través del intercambiador de calor

Para hallar la caída de presión a través de un banco de tubos, se puede utilizar la relación

$$\Delta P = N_L \cdot \chi \cdot \left( \frac{\rho \cdot V_{máx}^2}{2} \right) \cdot f \quad (3.18)$$

Donde  $N_L$  es el número de líneas del arreglo, y el factor de fricción  $f$  junto con el factor de corrección  $\chi$  se obtienen del diagrama siguiente



**FIGURA 3.3 Factores de fricción y corrección  
para la ecuación 3.18**

Para el lado de los tubos, también es necesario hallar la caída de presión; considerando que la diferencia de presión entre la entrada y salida es la misma para todos los tubos, entonces se puede reducir el análisis a un solo tubo utilizando la ecuación

$$\Delta P = f \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (3.19)$$

donde todos los parámetros ya fueron presentados, y  $l$  corresponde a la longitud del tubo. A esto debe añadirse las pérdidas generadas por los cambios de área, a la entrada y salida del fluido, las cuales incluyen el cambio de dirección en  $180^\circ$  en la transición de un paso a

otro. Una de las referencias [11] recomienda tomar las pérdidas por cambio de área y dirección como 4 veces el cabezal de velocidad de flujo, considerando que el área de flujo en los puntos de desviación no debe ser menor al área de flujo combinada de todos los tubos.

### **3.2.1 Dimensionamiento del dispositivo**

El diseño del intercambiador de calor comprende la utilización de las ecuaciones presentadas previamente, en un proceso iterativo que debe converger a una solución, tal que, el flujo de calor que se desea transferir sea igual a la capacidad real de transferir calor que tiene el aparato. Esto equivale a encontrar las características que debe tener el banco de tubos para permitir la transferencia de calor deseada, las cuales dependen de variables que se fijan arbitrariamente; por ello diversos arreglos pueden dar el mismo resultado de transferencia de calor.

Aunque no se utilizó un software especializado en el diseño de intercambiadores de calor, cabe destacar la importancia de la utilización del computador y particularmente de la hoja electrónica en el diseño del aparato, pues hallar una solución ejecutando los cálculos manualmente es una tarea muy complicada.

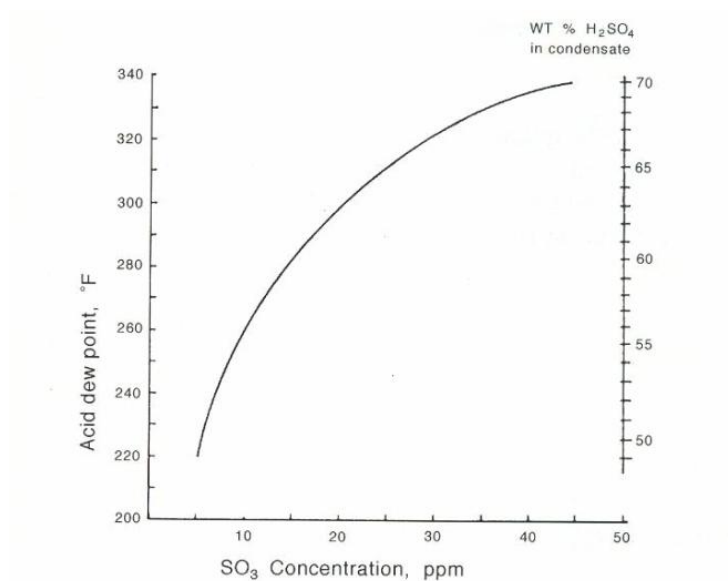
### **Consideraciones acerca del recalentamiento del gas**

Antes de presentar los resultados del diseño del intercambiador de calor, es necesario indicar que el aparato tiene el doble objetivo de enfriar el gas contaminado y recalentar el gas limpio. De estos el mas importante es el recalentamiento, el cual debe ser realizado para devolver la flotabilidad al gas e impedir su condensación en la chimenea.

Aunque se recalentará el gas lo suficiente como para devolverle su flotabilidad, cabe señalar que ésta no constituye un problema por cuanto se prevé utilizar un ventilador para inducir el flujo a través del sistema de remoción de contaminantes, por lo que el gas tendrá el potencial suficiente para fluir por la chimenea.

Si se considera la posibilidad de que se produzca condensación en la chimenea, entonces se debe señalar que gases como el  $\text{SO}_2$ ,  $\text{HCl}$  y otros precursores ácidos, tienen la propiedad de elevar el punto de rocío del vapor de agua contenido en la descarga gaseosa, hasta un valor conocido como “punto de rocío ácido”; es decir se producirá condensación a temperaturas más elevadas de lo normal. Este efecto se muestra en la figura siguiente [12]





**FIGURE 6-22** Effect of  $\text{SO}_3$  concentration on acid dew point.  
 (Source: *Combustion: The Formation and Emission of Trace Species*,  
 J. B. Edwards, Ann Arbor Science Publishers, Inc., Ann Arbor, MI, 1974.)

### **FIGURA 3.4 Efecto de la concentración de $\text{SO}_3$ sobre el punto de rocío de los gases ácidos**

La relación volumétrica típica de  $\text{SO}_3/\text{SO}_2$  para gases de combustión está entre 1:40 y 1:80. Aún si consideramos que no se removiera el  $\text{SO}_2$  en nuestro sistema, la concentración de  $\text{SO}_3$  sería alrededor de 3.51 ppm en el peor de los casos. Como podemos apreciar en la figura anterior, el valor obtenido es tan pequeño que el punto de rocío no sufre ningún incremento, razón por la cual se descarta la necesidad de

recalentar el gas hasta temperaturas superiores al punto de rocío normal del vapor de agua contenido en los gases.

Este breve análisis demuestra que no existen motivos para recalentar el gas hasta temperaturas excesivamente altas; de todas maneras fijamos arbitrariamente la temperatura mínima de recalentamiento en 250 °C.

### **Aspectos generales del diseño del intercambiador de calor**

El intercambiador de calor que se va a diseñar deberá manejar un flujo másico de 381.12 kg/h, el mismo que corresponde a la descarga gaseosa generada por un incinerador de desechos hospitalarios a una temperatura de 600°C y que está cargada con partículas y gases de características corrosivas. La energía de estos gases calientes deberá ser utilizada para el recalentamiento de los mismos gases una vez que hayan pasado por el sistema de remoción de contaminantes, por lo cual se tendrá aproximadamente el mismo flujo másico tanto para el lado frío, como para el lado caliente de los gases que pasan por el intercambiador de calor. La temperatura de salida del lado caliente no necesariamente deberá ser baja, por cuanto ésta se terminará de reducir en una cámara de enfriamiento por contacto directo con agua, sin embargo la

temperatura de salida del lado frío deberá ser lo suficientemente alta para prevenir los problemas tratados previamente.

Para hacer el diseño se asume que:

- La corriente gaseosa tiene las propiedades del aire
- La relación de humedad del gas en el lado frío es 0.165
- Se pierde un 10 % de la energía transferible hacia los alrededores
- Flujo de calor uniforme
- Condiciones de estado estable

Los datos a partir de los cuales se hace el diseño son:

Temperatura de ingreso del fluido caliente = 600 °C

Temperatura de ingreso del fluido frío = 61.5 °C

Flujo másico de los gases lado caliente = 0.1059 kg/s

Flujo másico de los gases del lado frío = 0.1162 kg/s (se incrementa el contenido de vapor de los gases hasta una relación de humedad de 0.165)

## Resultados obtenidos del diseño del intercambiador de calor

Para fines de ésta tesis consideramos que resulta más adecuado presentar los resultados del proceso de prueba y error que permitió diseñar el aparato, en lugar de presentar todos los cálculos realizados. Esto en conjunto con cálculos representativos del procedimiento utilizado que se presentan más adelante, permitirá tener una idea clara de la forma en que se llevó a cabo el diseño.

Las características del intercambiador de calor se resumen en la siguiente tabla

**TABLA 21**

### DESCRIPCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

<b>Tipo de intercambiador de calor:</b>	Tubos y coraza
<b>Descripción del flujo:</b>	Flujo cruzado, mezclado del lado de la coraza y sin mezclar del lado de los tubos. Con el fluido caliente del lado de la coraza y el fluido frío en el interior de los tubos.
<b>Número de pasos:</b>	4 pasos en los tubos y 1 paso en la coraza

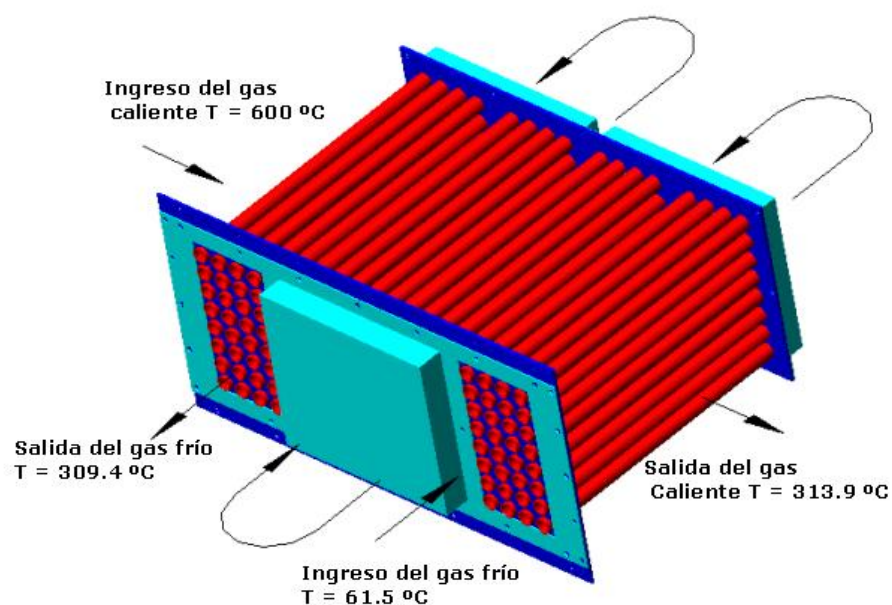
El banco de tubos, que es la parte fundamental del intercambiador de calor, tiene las características siguientes

**TABLA 22**  
**CONFIGURACIÓN DEL BANCO DE TUBOS**

<b>Características de los tubos</b>	Material:	Acero Inoxidable (AISI 304)
	Diámetro Nominal:	1/2 in
	Cédula:	10S
	Diámetro interno:	$D_i = 0.01712$ m
	Diámetro externo:	$D_o = 0.02134$ m
	Espesor de pared:	$e = 2.108$ mm
	Conductividad térmica:	$k = 16$ W / m-°C
<b>Configuración del arreglo de tubos</b>	Tipo de arreglo:	en línea
	Número de líneas:	$N_L = 16$
	Número de tubos por línea:	$N_{TL} = 8$
	Número total de tubos:	$N_T = 128$
	Separación transversal:	$S_T = 0.028$ m
	Separación longitudinal:	$S_L = 0.030$ m
	Longitud de cada tubo:	$l = 0.4$ m

El intercambiador de calor que se ha descrito en las tablas anteriores, puede interpretarse mejor por medio de la figura 3.5, en la cual se muestra el banco de tubos del intercambiador de calor acoplado a las placas (espejos) que sostienen los tubos. A esas placas se presentan acopladas también las cubiertas que desviarán el flujo a través del banco de tubos, de manera que el fluido del lado frío, pasará cuatro veces por el aparato en flujo cruzado respecto al fluido del lado caliente. Más detalles

del diseño se presentan en la sección planos (1 al 9) de esta tesis.



**Figura 3.5 Banco de tubos del intercambiador de calor**

Para considerar los efectos de variación de las propiedades del fluido con la temperatura se dividió el intercambiador en 4 segmentos de análisis, 1 por cada paso de tubos, de manera que se puede idealizar el aparato como si se trataran de 4 intercambiadores de calor colocados uno detrás de otro. La variación de temperaturas en el aparato, para cada segmento del banco de tubos, quedó según se muestra a continuación.

**TABLA 23**  
**VARIACIÓN DE TEMPERATURAS EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR**

			Segmento # 1	Segmento # 2	Segmento # 3	Segmento # 4
<b>Fluido frío</b>	Temperatura de entrada ( °C ) :	$T_{c1} =$	244.46	180.31	119.27	<b>61.50</b>
	Temperatura de salida ( °C ) :	$T_{c2} =$	<b>309.40</b>	244.46	180.31	119.27
	Flujo másico ( kg/s ) :	$m_h =$	0.106	0.106	0.106	0.106
<b>Fluido caliente</b>	Temperatura de entrada ( °C ) :	$T_{h2} =$	<b>600.00</b>	525.48	451.67	381.10
	Temperatura de salida ( °C ) :	$T_{h1} =$	525.48	451.67	381.10	<b>313.90</b>
	Flujo másico ( kg/s ) :	$m_c =$	0.116	0.116	0.116	0.116
<b>Media logarítmica de la diferencia de temperaturas ( °C ) :</b>		<b>MLDT=</b>	<b>285.78</b>	<b>276.16</b>	<b>266.57</b>	<b>257.08</b>

La tabla 23 muestra que la temperatura hasta la cual se recalienta el gas es alrededor de 309 °C, al mismo tiempo que se logra reducir la temperatura del gas hasta unos 314 °C; ambas temperaturas son satisfactorias para nuestros propósitos de enfriamiento y en especial de recalentamiento del gas, pues éste valor es superior al mínimo que habíamos establecido.

Como se puede ver, la temperatura de salida de un segmento corresponde a la temperatura de ingreso al siguiente segmento; esto es precisamente lo que relaciona los cuatro segmentos entre sí, de tal manera que la temperatura de salida en el segmento #4 debe ser 61.5°C.

De manera similar se calcularon los coeficientes externos e internos de transferencia de calor para cada segmento; estos resultados se muestran en las tablas 24 y 25. Se incluyen las propiedades de los fluidos a su temperatura promedio y los parámetros que se consideran en el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor. Tal como se esperaba, se produce una ligera variación de los resultados de un segmento a otro, por lo cual se puede decir que habría sido una buena aproximación obtener los resultados sin dividir el intercambiador en segmentos.



**TABLA 24**  
**FLUJO INTERNO Y COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

		Segmento # 1	Segmento # 2	Segmento # 3	Segmento # 4	
<b>Flujo interno</b>	<b>Propiedades @ <math>T_m</math></b>	Temperatura media ( °C ) : $T_m =$	276.9313	212.3848	149.7868	90.3856
		Densidad ( kg / m <sup>3</sup> ) : $\rho =$	0.6424	0.7277	0.8373	0.9671
		Calor específico ( kJ / kg-°C ) : $c_p =$	1.0392	1.0269	1.0171	1.0103
		Viscosidad dinámica ( kg / m-s ) : $\mu =$	2.85E-05	2.62E-05	2.38E-05	2.13E-05
		Viscosidad cinemática ( m <sup>2</sup> / s ) : $\nu =$	4.43E-05	3.61E-05	2.85E-05	2.21E-05
		Conductividad térmica ( W / m-°C ) : $k =$	0.0436	0.0394	0.0352	0.0310
		Número de Prandtl : $Pr =$	0.6800	0.6809	0.6863	0.6949
	Número de Reynolds: $Re_D =$	9482.0841	10320.8187	11363.6702	12668.5060	
	Factor de fricción : $f =$	0.0320	0.0312	0.0304	0.0295	
	Número de Nusselt : $Nu_D =$	28.1634	30.1606	32.6887	35.8462	
<b>Coeficiente promedio de transferencia de calor ( W / m<sup>2</sup>-°C ) : <math>h_i =</math></b>		<b>71.7193</b>	<b>69.4353</b>	<b>67.2284</b>	<b>64.9081</b>	

TABLA 25

## FLUJO EXTERNO Y COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR

		Segmento # 1	Segmento # 2	Segmento # 3	Segmento # 4	
<b>Flujo externo</b>	<b>Propiedades @ <math>T_m</math></b>	Temperatura media ( °C ) : $T_m =$	562.7405	488.5732	416.3827	347.4978
		Densidad ( kg / m <sup>3</sup> ) : $\rho =$	0.4222	0.4639	0.5115	0.5695
		Calor específico ( kJ / kg-°C ) : $c_p =$	1.1062	1.0884	1.0727	1.0585
		Viscosidad dinámica ( kg / m-s ) : $\mu =$	3.73E-05	3.51E-05	3.30E-05	3.08E-05
		Viscosidad cinemática ( m <sup>2</sup> / s ) : $\nu =$	8.83E-05	0.0001	0.0001	0.0001
		Conductividad térmica ( W / m-°C ) : $k =$	0.0596	0.0557	0.0517	0.0478
		Número de Prandtl : $Pr =$	0.6911	0.6867	0.6836	0.6808
	Velocidad de entrada ( m / s ) : $V_\infty =$	2.9267	2.6768	2.4294	2.1928	
	Velocidad máxima ( m / s ) : $V_{m\acute{a}x} =$	12.2969	11.2472	10.2075	9.2135	
	Número de Reynolds máximo: $Re_{D,m\acute{a}x} =$	2970.0480	3163.7646	3370.9714	3621.6167	
	Número de Nusselt (provisional) : $Nu_{D'} =$	36.4292	37.8205	39.2982	41.0548	
	Factor de corrección para $N_L < 20$ : $C_2 =$	0.9000	0.9500	0.9700	0.9900	
	Número de Nusselt corregido : $Nu_D =$	32.7863	35.9295	38.1192	40.6443	
<b>Coeficiente promedio de transferencia de calor ( W / m<sup>2</sup>-°C ) : <math>h_o =</math></b>	<b>91.5389</b>	<b>93.8231</b>	<b>92.3891</b>	<b>91.0481</b>		

La cantidad de calor que se desea transferir, se la encuentra simplemente multiplicando la capacidad calorífica del fluido por su variación de temperatura; éste procedimiento se aplica al lado frío del fluido por cuando del lado caliente se consideró un 10% de pérdidas. Por otro lado, la capacidad real de transferir calor que tiene el aparato, ó en nuestro caso el segmento del banco de tubos, viene dada por la ecuación 3.17.

Es entonces cuando surge la necesidad de hacer converger ambos flujos de calor, el que se requiere transferir y el que en realidad se puede transferir. Los resultados de éste balance se muestran en la tabla 26 en la cual se ha realizado la aproximación con una precisión de 2 decimales para el flujo de calor.

Para los cálculos con la ecuación 3.17 se utilizan los siguientes factores de obstrucción [11]:

Flujo interno (aire):

$$R_i = 0.002 \text{ h-ft}^2\text{-}^\circ\text{F} / \text{Btu} = 0.000352 \text{ m}^2\text{-}^\circ\text{C} / \text{W}$$

Flujo externo (gases de escape máquinas diesel):

$$R_o = 0.01 \text{ h-ft}^2\text{-}^\circ\text{F} / \text{Btu} = 0.001761 \text{ m}^2\text{-}^\circ\text{C} / \text{W}$$

**TABLA 26**  
**FLUJO DE CALOR EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR**

			Segmento # 1	Segmento # 2	Segmento # 3	Segmento # 4
<b>Capacidad real de transferir calor del aparato</b>	Coeficiente global de transferencia de calor en función del área ( W / °C ) :	U·A =	27.994	27.718	27.058	26.374
	Factor de corrección para MLDT según número de pasos :	F <sub>T</sub> =	0.980	1.000	1.000	1.000
	Media logarítmica de la diferencia de temperaturas ( °C ) :	MLDT =	285.782	276.160	266.568	257.083
	<b>Flujo de calor transferido ( W ) :</b>	<b>Q<sub>1</sub> =</b>	<b>7840.1940</b>	<b>7654.4978</b>	<b>7212.7633</b>	<b>6780.3498</b>
<b>Cantidad de calor que debe ser removida</b>	Flujo másico del lado frío ( kg / s ) :	m =	0.116	0.116	0.116	0.116
	Calor específico a la temperatura media ( kJ / kg·°C ) :	c <sub>p</sub> =	1.041	1.027	1.017	1.010
	Variación de temperatura del fluido ( °C ) :	ΔT =	64.937	64.156	61.040	57.762
	<b>Flujo de calor requerido ( W ) :</b>	<b>Q<sub>2</sub> =</b>	<b>7840.1924</b>	<b>7654.4908</b>	<b>7212.7613</b>	<b>6780.3481</b>

Por lo tanto la capacidad total de remoción de calor que tiene el aparato es 29487.8 Watts, energía que es recuperada para recalentar el gas y devolverle su flotabilidad.

Es importante señalar que los factores de corrección  $C_2$  y  $F_T$  fueron aplicados considerando todo el conjunto de tubos a medida que se aumentaba el número de segmentos, pues lo que se quería considerar era solo el efecto de la variación en las propiedades del fluido.

### **Cálculos representativos del diseño del dispositivo**

A continuación procedemos a presentar los cálculos del primer segmento de tubos del intercambiador de calor, con lo cual se espera exponer con claridad el procedimiento de diseño empleado en esta tesis.

Para presentar los cálculos que permitieron realizar el diseño, vamos a escoger el segmento #1 de tubos, el mismo que corresponde al primer paso en el intercambiador de calor de 4 pasos de tubos, para el cual tenemos:

$$N_L = 4, \quad N_{TL} = 8, \quad N = 32$$

$$S_T = 2.8 \text{ cm}, \quad S_L = 3 \text{ cm}$$

$$l = 40 \text{ cm}$$

Partiendo del arreglo de tubos, el cual varía en el proceso de diseño hasta encontrar el más adecuado, se debe estimar la variación de temperaturas a través del segmento en análisis. Debido a que se asumió un 10% de pérdidas de la energía transferible hacia los alrededores, entonces

$$0.9 \cdot m_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{h2} - T_{h1}) = m_c \cdot c_{pc} \cdot (T_{c2} - T_{c1})$$

$$\rightarrow T_{c1} = T_{c2} - 0.9 \cdot \frac{m_h \cdot c_{ph}}{m_c \cdot c_{pc}} \cdot (T_{h2} - T_{h1})$$

Donde para el primer paso de tubos:  $T_{h2}$  se conoce que es 600 °C,  $T_{c2}$  se asume de tal manera que la temperatura de entrada del lado frío en el último paso del aparato ( segmento #4 ) sea lo mas cercana posible a 61.5 °C,  $T_{h1}$  se asume de tal manera que el calor que se desea transferir coincida con la capacidad real de transferir calor del segmento del banco de tubos, y,  $T_{c1}$  se obtiene de la ecuación presentada arriba.

De manera que para el segmento #1 las temperaturas resultantes son

$$T_{h2} = 600^{\circ}\text{C}$$

$$T_{h1} = 525.48^{\circ}\text{C}$$

$$T_{c2} = 309.4^{\circ}\text{C}$$

$$\rightarrow T_{c1} = 309.4 - 0.9 \cdot \frac{0.106 \cdot 1.106}{0.116 \cdot 1.043} \cdot (600 - 525.48) = 244.46^{\circ}\text{C}$$

Hallar  $T_{c2}$  y  $T_{h1}$  es una tarea complicada, por cuanto se requiere hacer los cálculos completos para cada uno de los segmentos de manera que se obtenga alrededor de  $61.5^{\circ}\text{C}$  a la entrada del lado frío, claro que con la ayuda de un computador.

Conocida la variación de temperaturas para el primer segmento, se puede proceder a hallar los coeficientes de transferencia de calor, así como también el flujo de calor respectivo.

Para hallar el coeficiente interno de transferencia de calor, primero evaluamos las propiedades del fluido frío a su temperatura promedio, de donde tenemos que

$$T_{mc} = \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} = \frac{244.46^{\circ}\text{C} + 309.4^{\circ}\text{C}}{2} = 276.93^{\circ}\text{C}$$

$$\rho = 0.642 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1.039 \text{ kJ/kg-}^{\circ}\text{C}$$

$$\mu = 2.85 \times 10^{-5} \text{ kg/m-s}$$

$$v = 4.43 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 0.043 \text{ W/m-}^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Pr} = 0.680$$

La utilización de la ecuación 3.8 para hallar el coeficiente interno de transferencia de calor  $h_i$  requiere evaluar el número de Reynolds y el factor de fricción, los cuales deben ser

calculados para un solo tubo, por lo que el flujo másico debe dividirse para el número de tubos por los que pasa el fluido, o sea 32. Entonces aplicando las ecuaciones 3.7 y 3.10 obtenemos lo siguiente

$$Re_D = \frac{4 \cdot \dot{m}}{N_T \cdot \pi \cdot D \cdot \mu}$$

$$Re_D = \frac{4 \times 0.116 \text{ kg/s}}{(32) \cdot \pi \cdot 0.01711 \text{ m} \cdot 2.85 \times 10^{-5} \text{ kg/m-s}}$$

$$Re_D = 9482.08$$

$$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2}$$

$$f = (0.790 \ln(9482.08) - 1.64)^{-2}$$

$$f = 0.032$$

Por lo tanto podemos hacer uso de la ecuación 3.11 para obtener el coeficiente  $h_i$  de la manera siguiente

$$\overline{Nu}_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$$



$$\bar{Nu}_D = \frac{(0.032/8)(9482.08 - 1000) \cdot 0.680}{1 + 12.7(0.032/8)^{1/2}(0.680^{2/3} - 1)}$$

$$\bar{Nu}_D = 28.16$$

$$\rightarrow h_i = \frac{\bar{Nu}_D \cdot k}{D_i} = \frac{28.16 \cdot 0.043 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{0.01711 \text{ m}}$$

$$h_i = 71.71 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}$$

De manera similar, para hallar el coeficiente externo de transferencia de calor  $h_o$ , evaluamos primero las propiedades a la temperatura promedio del fluido caliente.

$$T_{mh} = \frac{T_{h1} + T_{h2}}{2} = \frac{525.48 \text{ °C} + 600 \text{ °C}}{2} = 562.74 \text{ °C}$$

$$\rho = 0.422 \text{ kg / m}^3$$

$$c_p = 1.106 \text{ kJ / kg} \cdot \text{°C}$$

$$\mu = 3.73 \times 10^{-5} \text{ kg / m} \cdot \text{s}$$

$$v = 8.83 \times 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$k = 0.059 \text{ W / m} \cdot \text{°C}$$

$$Pr = 0.691$$

Antes de hallar la velocidad máxima del fluido en el banco de tubos, necesitamos conocer primero la velocidad de entrada del fluido al banco de tubos, la cual se calcula como

$$G = \frac{\dot{n} \cdot R_u \cdot T}{P}$$

$$G = \frac{3.622 \text{ mol/s} \cdot 8.206 \times 10^{-5} \text{ atm} \cdot \text{m}^3/\text{mol} \cdot \text{K} \cdot 873 \text{ K}}{1 \text{ atm}}$$

$$G = 0.262 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = l \cdot S_T \cdot N_L$$

$$A = 0.4 \text{ m} \cdot 0.028 \text{ m} \cdot 8$$

$$A = 0.089 \text{ m}^2$$

$$\rightarrow V = G / A = 0.262 / 0.089 = 2.92 \text{ m/s}$$

Por lo tanto, haciendo uso de la ecuación 3.13 hallamos la velocidad máxima como sigue

$$V_{\text{máx}} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

$$V_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{0.028\text{m}}{0.028\text{m} - 0.0213\text{m}} \cdot 2.92 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = 12.29 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

entonces,

$$\text{Re}_{\text{D,m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{\rho \cdot V_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} \cdot D_o}{\mu}$$

$$\text{Re}_{\text{D,m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{0.422 \text{ kg/m}^3 \cdot 12.29 \text{ m/s} \cdot 0.0213\text{m}}{3.73 \times 10^{-5} \text{ kg/m-s}}$$

$$\text{Re}_{\text{D,m}\acute{\text{a}}\text{x}} = 2970.05$$

Para el aire, las variaciones en el número de Prandtl respecto a la temperatura son pequeñas, por lo que podemos asumir que  $\text{Pr}_s$  en la superficie de los tubos es igual a  $\text{Pr}$  evaluado a la temperatura media del fluido, por lo tanto el último término de la ecuación 3.14 es igual a 1. Los valores de  $C$  y  $m$  de dicha ecuación se determinan a partir de la tabla 19, que en nuestro caso son 0.27 y 0.63 respectivamente, entonces

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{D}} = C \cdot \text{Re}_{\text{D,m}\acute{\text{a}}\text{x}}^m \cdot \text{Pr}^{0.36} \cdot \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^{1/4}$$

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{D}} = 0.27 \cdot 2970.05^{0.63} \cdot 0.691^{0.36}$$

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{D}} = 36.42$$

El factor de corrección  $C_2$  para arreglos menores a 20 líneas, en nuestro caso 4, se obtiene de la tabla 20 y es 0.9, por lo tanto

$$\overline{Nu}_D = 32.78$$

$$\rightarrow h_o = \frac{\overline{Nu}_D \cdot k}{D_i} = \frac{32.78 \cdot 0.059 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0.0213 \text{ m}}$$

$$h_o = 91.53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

conocidos los coeficientes de transferencia de calor y utilizando los valores adecuados para los factores de obstrucción  $R_i$  y  $R_o$ , procedemos a encontrar la cantidad  $U \cdot A$

$$U \cdot A = \frac{1}{\sum R}$$

$$U \cdot A = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot l} + \frac{R_i}{\pi \cdot D_i \cdot l} + \frac{\text{LN}\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l} + \frac{R_o}{\pi \cdot D_o \cdot l} + \frac{1}{h_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot l}}$$

$$U \cdot A = 1 / \left( \frac{1}{71.71 \cdot \pi \cdot 0.017 \cdot 12.8} + \frac{0.000352}{\pi \cdot 0.017 \cdot 12.8} + \frac{\text{LN}(0.021/0.017)}{2 \cdot \pi \cdot 16 \cdot 12.8} + \frac{0.001761}{\pi \cdot 0.021 \cdot 12.8} + \frac{1}{91.53 \cdot \pi \cdot 0.021 \cdot 12.8} \right)$$

$$U \cdot A = 27.99 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Debido a que se conoce la variación de temperaturas en el segmento del banco de tubos, entonces podemos hallar MLDT a partir de la ecuación 3.15

$$MLDT = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\text{LN} \left[ \frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} \right]}$$

$$MLDT = \frac{(600^{\circ}\text{C} - 309.4^{\circ}\text{C}) - (525.48^{\circ}\text{C} - 244.46^{\circ}\text{C})}{\text{LN} \left[ \frac{600^{\circ}\text{C} - 309.4^{\circ}\text{C}}{525.48^{\circ}\text{C} - 244.46^{\circ}\text{C}} \right]}$$

$$MLDT = 285.78^{\circ}\text{C}$$

El valor obtenido debe ser corregido por el factor  $F_T$  que en el caso de intercambiadores de calor de flujo cruzado depende del número de pasos que se tiene en el lado de los tubos y viene dado en la figura 3.2. En dicha figura se debe ingresar conociendo las cantidades R y S que se determinan por las ecuaciones 3.16, de manera que

$$S = \frac{309.4 - 244.46}{600 - 244.46} = 0.18$$

$$R = \frac{600 - 525.48}{309.4 - 244.46} = 1.14$$

$$F_T = 0.98$$

De esta manera podemos hallar la capacidad de remover calor que tiene el segmento #1 del banco de tubos, la cual la expresamos como  $Q_1$  y se calcula por la ecuación 3.17 con las cantidades previamente encontradas

$$Q_1 = U \cdot A \cdot F_T \cdot MLDT$$

$$Q_1 = 27.99 \text{ W/}^\circ\text{C} \cdot 0.98 \cdot 285.78 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_1 = 7840.1940 \text{ W}$$

Esta cantidad de calor, debe ser igual al flujo de calor  $Q_2$  que permite obtener la variación de temperaturas en el fluido frío, correspondiente al segmento #1 del banco de tubos, es decir

$$Q_2 = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{c2} - T_{c1})$$

$$Q_2 = 0.116 \cdot 1.041 \text{ kJ / kg-}^\circ\text{C} \cdot (309.4 \text{ }^\circ\text{C} - 244.46 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$Q_2 = 7840.1924 \text{ W}$$

Como vemos,  $Q_1$  y  $Q_2$  son iguales, dentro de una precisión de 2 decimales, lo cual significa que se producirá la variación de temperaturas que se esperaba, tanto en el lado frío como en el lado caliente del fluido.

El procedimiento es exactamente igual para el segmento #2, con la diferencia de que las temperaturas de entrada del lado caliente y salida del lado frío corresponden a las de salida del lado caliente y entrada del lado frío del segmento #1.

También hay que señalar que los factores de corrección  $C_2$  y  $F_T$  se han tomado de acuerdo al número total de tubos que se tiene en el arreglo a medida que se avanza hasta el último segmento, de manera que tales factores alcanzan en el segmento #4 el valor que tendrían si no se hubiera dividido el intercambiador en varios segmentos de análisis.

### **3.2.2 Caída de presión**

Es de gran interés conocer la caída de presión que ofrece el dispositivo, tanto en el lado de los tubos como en el lado de la coraza, pues ello determinará la energía necesaria que se requiere para mover el flujo a través del intercambiador de calor.

Para determinar dichos valores, vamos a tomar las propiedades a la temperatura promedio del fluido, tanto del lado caliente como del lado frío, por cuanto consideramos que el cálculo de la caída de presión a través del aparato no requiere de la precisión

utilizada en la sección anterior; a continuación procedemos a determinar los valores

### Caída de presión del lado de la coraza

La resistencia que el banco de tubos ofrece al flujo cruzado que pasa a través de éste depende del número de líneas del arreglo (en nuestro caso 16), de las propiedades del fluido, de la velocidad a la cual fluye y de factores que son función del número de Reynolds.

Evaluando las propiedades a la temperatura promedio tenemos

$$T_{mh} = \frac{T_{h2} + T_{h1}}{2} = \frac{600^{\circ}\text{C} + 313.9^{\circ}\text{C}}{2} = 456.95^{\circ}\text{C}$$

$$\rho = 0.483 \text{ kg / m}^3 ; \mu = 3.421 \times 10^{-5} \text{ kg / m-s}$$

Con las cuales hallamos la velocidad del flujo

$$G = \frac{\dot{n} \cdot R_u \cdot T}{P}$$

$$G = \frac{3.62 \frac{\text{mol}}{\text{s}} \cdot 8.206 \times 10^{-5} \frac{\text{atm} \cdot \text{m}^3}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 730.1 \text{K}}{1 \text{ atm}}$$

$$G = 0.2168 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$



$$A = l \cdot S_T \cdot N_{TL}$$

$$A = 0.4 \text{ m} \cdot 0.028 \text{ m} \cdot 8$$

$$A = 0.089 \text{ m}^2$$

$$\rightarrow V = \frac{G}{A} = \frac{0.2168 \text{ m}^3/\text{s}}{0.089 \text{ m}^2} = 2.435 \text{ m/s}$$

Con esta velocidad pasamos a encontrar  $V_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}$  y  $Re_{D,\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}}$  haciendo uso de las ecuaciones 3.13 y 3.7, con las cuales obtenemos

$$V_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

$$V_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{0.028 \text{ m}}{0.028 \text{ m} - 0.0213 \text{ m}} \times 2.435 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = 10.17 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_{D,\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{\rho \cdot V_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} \cdot D_o}{\mu}$$

$$Re_{D,\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = \frac{0.483 \text{ kg/m}^3 \times 10.17 \text{ m/s} \times 0.0213 \text{ m}}{3.421 \times 10^{-5} \text{ kg/m-s}}$$

$$Re_{D,\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = 3058.40$$

A partir de la figura 3.3 hallamos los valores del factor de fricción  $f$  y corrección  $\chi$ , ingresando con  $Re_{D,máx}$  y con las siguientes cantidades

$$P_L = \frac{S_L}{D} = \frac{0.03m}{0.0213m} = 1.4$$

$$\frac{P_T - 1}{P_L - 1} = 0.769$$

Entonces

$$f = 0.4$$

$$\chi = 1.66$$

$$\Delta P = N_L \cdot \chi \cdot \left( \frac{\rho \cdot V_{máx}^2}{2} \right) \cdot f$$

$$\Delta P = 16 \cdot 1.66 \cdot \left( \frac{0.487 \text{kg/m}^3 \cdot (10.17 \text{m/s})^2}{2} \right) \cdot 0.4$$

**$\Delta P = 267.56 \text{ Pa (1.073 in H}_2\text{O)}$**  → *Caída de presión del lado de la coraza*

### **Caída de presión del lado de los tubos**

La caída de presión en el lado de los tubos se debe a la resistencia que ofrecen al flujo los tubos y al cambio de dirección del fluido, por lo que evaluamos la caída de presión como la suma de ambos efectos. Para ello utilizamos la

ecuación 3.19 y consideramos que la caída de presión debida al cambio de dirección del fluido es 4 veces el cabezal de velocidad por el número de pasos, o sea, ambos efectos se pueden expresar de la manera siguiente

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} + n \cdot 4 \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$$

Evaluando las propiedades del aire a la temperatura media del fluido del lado frío obtenemos

$$T_{mc} = \frac{T_{c2} + T_{c1}}{2} = \frac{309.4^\circ\text{C} + 61.5^\circ\text{C}}{2} = 185.45^\circ\text{C}$$

$$\rho = 0.769 \text{ kg / m}^3, \quad \mu = 2.516 \times 10^{-5} \text{ kg / m}\cdot\text{s}.$$

La velocidad del fluido en el interior de los tubos la calculamos de la manera siguiente

$$G = \frac{\dot{n} \cdot R_u \cdot T}{P}$$

$$G = \frac{\frac{4.01 \text{ mol/s}}{32} \cdot 8.206 \times 10^{-5} \frac{\text{atm} \cdot \text{m}^3}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 458.6 \text{ K}}{1 \text{ atm}}$$

$$G = 4.715 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$A = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi \cdot (0.0171\text{m})^2}{4}$$

$$A = 2.296 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

$$\rightarrow V = \frac{G}{A} = \frac{4.715 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}}{2.296 \times 10^{-4} \text{m}^2} = 20.53 \text{m/s}$$

Entonces

$$Re_D = \frac{\rho \cdot V \cdot D_i}{\mu}$$

$$Re_D = \frac{0.769 \text{kg/m}^3 \cdot 20.53 \text{m/s} \cdot 0.0171 \text{m}}{2.516 \times 10^{-5} \text{kg/m-s}}$$

$$Re_D = 10730.02$$

Para evaluar la caída de presión a través del aparato, el valor de  $l$  se debe tomar como la longitud total de la trayectoria del fluido, que en nuestro caso es igual a la longitud de cada tubo multiplicada por el número de pasos del intercambiador de calor, o sea 1.6 m. El factor de fricción  $f$  se puede determinar como una función del número de Reynolds a partir de la ecuación 3.10

$$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2}$$

$$f = (0.790 \ln(10730.02) - 1.64)^{-2}$$

$$f = 0.030$$

Conociendo  $f$  procedemos a determinar la caída de presión total del lado de los tubos:

$$\Delta P = 0.03 \cdot \frac{1.6 \text{ m}}{0.0171 \text{ m}} \cdot \frac{0.769 \text{ kg/m}^3 \cdot (20.53 \text{ m/s})^2}{2} + 4 \cdot 4 \cdot \frac{0.769 \text{ kg/m}^3 \cdot (20.53 \text{ m/s})^2}{2}$$

**$\Delta P = 3037.85 \text{ Pa (12.248 in H}_2\text{O)}$**  → *Caída de presión del lado de los tubos*

Ciertamente, la caída de presión del lado de los tubos es alta, sin embargo, el valor obtenido puede considerarse razonable, pues se trata de un intercambiador de calor, donde es de esperarse que haya pérdidas importantes por fricción. Por otro lado, la caída de presión del lado de la coraza es apenas 267 Pa, lo cual compensa la alta caída de presión obtenida en el lado de los tubos, por lo cual se concluye que el diseño del dispositivo es satisfactorio.

### 3.3 Diseño de la cámara de enfriamiento

A no ser que la corriente gaseosa esté saturada, el efecto inmediato de inyectar agua en gases de combustión que fluyen a alta temperatura, es la evaporación de ésta. Para que el agua cambie su estado de líquido a vapor, deberá tomar energía de alguna fuente, y debido a que el calor latente de vaporización del agua es alto, la cantidad de calor que absorberá, también será grande. Esa fuente que proveerá la energía necesaria para la evaporación será el gas caliente, por lo tanto al producirse la evaporación del agua, el gas cederá parte de su energía y su temperatura descenderá.

Se podría pensar que si el gas tiene una temperatura muy alta, se obtendrían resultados poco beneficiosos como un alto consumo de agua debido a la formación de grandes cantidades de vapor; afortunadamente esto no ocurre gracias a que el potencial para la transferencia de masa viene dado por la diferencia de las presiones de vapor entre el líquido y el gas, de manera que el gas caliente solamente admitirá vapor hasta cuando alcance su condición de saturación, esto es, cuando la presión de vapor en el gas sea igual a la presión de vapor del líquido. Entonces como podemos ver, no importa si el gas está a 200 °C ó 2000 °C, la evaporación del agua siempre tendrá un límite en este tipo de aplicación.

### **Enfriamiento del gas con líquido recirculante**

La forma más conveniente de lograr el enfriamiento de gases calientes por contacto directo con agua, es utilizar una cámara rociadora diseñada para operar según el proceso de saturación adiabática.

Se trata de que el gas salga de la cámara aproximadamente a su temperatura de saturación adiabática, después de haber sido puesto en contacto con agua que se encuentra también a la temperatura de saturación adiabática. El agua puede mantener dicha temperatura si se la vuelve a introducir continuamente en la cámara, sin agregar ni quitar calor en el camino[10]; aunque la temperatura del agua de reposición para compensar las pérdidas por evaporación debería ser la de saturación, se puede despreciar su desviación de temperatura debido a que por lo general la cantidad de agua evaporada es pequeña.

El proceso de enfriamiento y humidificación adiabática puede ser interpretado fácilmente en una carta psicrométrica de alta temperatura siguiendo el trayecto de la línea de saturación adiabática que pasa por las condiciones de entrada del gas; la cantidad mínima de agua que se debe inyectar viene dada entonces por la diferencia en el contenido de humedad (masa de vapor / masa de gas seco)

entre las condiciones de entrada y salida del gas, mientras que la condición de salida del gas se lee directamente en la carta.

Es evidente la ventaja de utilizar la carta psicrométrica en lugar de utilizar la ecuación que define las líneas de saturación adiabática, o sea:

$$\frac{W - W_s}{T - T_s} = - \frac{c_{pa} + W \cdot c_{pb}}{\lambda_s} \quad (3.20)$$

por cuanto dicho diagrama es producto de esta ecuación.

El proceso de humidificación adiabática, también conocido como enfriamiento evaporativo, debe ser llevado a cabo en una cámara que sea capaz de proveer el contacto suficiente entre el agua y el gas.

En otras palabras debemos determinar el volumen requerido para realizar la operación de enfriamiento evaporativo del gas.

Para hallar las dimensiones de la cámara, primero es necesario mencionar que para este tipo de aplicación el proceso de transferencia de calor, al igual que el de transferencia de masa, se realiza a través de lo que se conoce como interfase. Físicamente, la interfase es el límite que separa dos resistencias de película que actúan sobre la transferencia de calor y de masa, una de esas resistencias yace en la fase líquida mientras que la otra pertenece a



la fase gaseosa; este concepto se explica con mayor detalle en el capítulo 5 de este trabajo.

Para una cámara que opera en contraflujo, con el gas caliente fluyendo verticalmente desde la parte inferior y el líquido de enfriamiento en sentido contrario, y siendo  $S$  la sección transversal del aparato y  $Z$  la altura de la zona donde ocurre el contacto, entonces, tomando un elemento diferencial  $dZ$  del aparato, podemos expresar el proceso de transferencia de calor en la fase gaseosa por medio de la siguiente ecuación, que es simplemente el resultado de un balance de energía

$$\mathbf{G'_y \cdot c_s \cdot dT_y = h_y \cdot (T_i - T_y) \cdot a \cdot dZ} \quad (3.21)$$

donde

$G'_y$  = flujo másico del gas exento de vapor por unidad de área de la sección transversal y por unidad de tiempo,  $\text{kg} / \text{m}^2\text{-s}$

$c_s$  = calor húmedo,  $\text{kJ} / \text{kg}\text{-}^\circ\text{C}$

$h_y$  = coeficiente de transferencia de calor del lado del gas

$T_i$  = temperatura en la interfase,  $^\circ\text{C}$

$T_y$  = temperatura de la masa global del gas,  $^\circ\text{C}$

$a$  = área de transferencia de calor por unidad de volumen,  $\text{m}^2 / \text{m}^3$

$Z$  = altura de la zona de contacto,  $\text{m}$

Para nuestro caso de interés, la temperatura en la interfase será igual a la temperatura de saturación del gas  $T_s$ , por lo cual podemos escribir la ecuación como

$$\frac{dT_y}{T_s - T_y} = \frac{h_y \cdot a}{c_s \cdot G'_y} \cdot dZ$$

de donde

$$\int_{T_{yb}}^{T_{ya}} \frac{dT_y}{T_s - T_y} = \int_0^{Z_T} \frac{h_y \cdot a}{c_s \cdot G'_y} \cdot dZ$$

$$\int_{T_{yb}}^{T_{ya}} \frac{dT_y}{T_s - T_y} = \frac{h_y \cdot a}{\overline{c_s} \cdot G'_y} \int_0^{Z_T} dZ$$

$$LN \frac{T_{yb} - T_s}{T_{ya} - T_s} = \frac{h_y \cdot a \cdot Z_T}{\overline{c_s} \cdot G'_y} = \frac{h_y \cdot a \cdot Vo_T}{\overline{c_s} \cdot G'_y \cdot S} \quad (3.22)$$

donde

$Vo_T$  = volumen total de la zona de contacto,  $m^3$

$G'_y \cdot S$  = flujo total de aire seco, kg/s

Para integrar el lado derecho se tomó  $\overline{c_s}$  como el promedio del calor húmedo del gas. Para las condiciones en un punto determinado, el calor húmedo es igual a

$$c_s = c_{pa} + c_{pv} \cdot Y \quad (3.23)$$

donde

$c_{pa}$  = calor específico del gas,  $kJ/kg \cdot ^\circ C$

$c_{pv}$  = calor específico del vapor, kJ/kg-°C

Y = contenido de humedad, kg de agua / kg de aire seco

La ecuación 3.25 permite hallar el volumen de la cámara rociadora, aunque debe considerarse que el valor obtenido corresponderá solo a la zona de contacto, por lo que las dimensiones del aparato deberán ser mayores.

### **Coeficiente volumétrico de transferencia de calor**

La utilización de la ecuación 3.22 para hallar el volumen de la zona de contacto que debe tener la cámara de enfriamiento, requiere el conocimiento de dos cantidades que no son fáciles de determinar; estas son el coeficiente de transferencia de calor  $h_y$  y el área volumétrica de contacto  $a$ .

Sin embargo, una relación empírica que aparece en una de las referencias [5] permite hallar ambos valores en conjunto, es decir el valor de  $h_y \cdot a$ , de manera que éste factor se puede utilizar directamente en la ecuación 3.22. Desafortunadamente, la ecuación viene dada en unidades del sistema inglés, por lo que deberán hacerse las respectivas transformaciones. Esta relación es

$$h_y \cdot a = 0.043 \cdot G_y^{0.8} \cdot \frac{G_x^{0.4}}{Z^{0.5}} \quad (3.24)$$

donde

$h_y \cdot a$  = coeficiente volumétrico de transferencia de calor, Btu / h-ft<sup>3</sup>-°F

$G_y$  = flujo másico del gas por unidad de área, lb / h-ft<sup>2</sup>

$G_x$  = flujo másico del líquido por unidad de área, lb / h-ft<sup>2</sup>

$Z$  = altura del contactor, ft

La correlación descrita, está limitada a

- Presión cercana a la atmosférica
- Líquidos de baja viscosidad
- Altura de la cámara menor a 10 ft
- Buena distribución del spray y patrón desarrollado del mismo

El último punto, se refiere a la distribución uniforme del líquido en el área transversal, con un mínimo de colección en las paredes.

### **Generalidades del diseño de un enfriador de gases**

El diseño tradicional de una cámara para el enfriamiento evaporativo de gases calientes, consiste en hacer pasar los gases por un recipiente en el cual se rocía agua para contactar el gas [20] .

El gas entra por la parte inferior de la cámara a través de un conducto lateral y fluye hacia arriba en dirección opuesta al líquido que se rocía desde la parte superior de la cámara por medio de toberas o

distribuidores del líquido, de manera que se asegure el contacto entre el gas y el agua.

El agua que se inyecta en exceso, no se evapora y cae hasta el fondo de la cámara, por lo cual ésta última puede ser utilizada también como reservorio del agua que se recirculará, aunque también puede utilizarse un reservorio externo a la cámara.

Cuando el gas que se quiere enfriar alcanza la parte superior de la cámara, éste ha entrado en suficiente contacto con el líquido por un periodo de tiempo tal que su temperatura habrá descendido hasta su valor de saturación adiabática, el cual aunque depende de la temperatura inicial del gas, puede ser menor a 100°C. Al mismo tiempo se obtiene una considerable reducción en el volumen del gas, que típicamente es alrededor de 50%.

Además de la reducción de temperatura de los gases, se espera también que la cámara de enfriamiento lleve a cabo las siguientes funciones:

- Saturación adiabática de la corriente gaseosa
- Limpieza parcial del gas, especialmente remoción de partículas
- Condensación de vapores metálicos sobre la superficie de las partículas

- Dependiendo del diseño puede alojar el líquido de enfriamiento para su recirculación o cuando se apaga el sistema

La parte más importante del enfriador de gases es el sistema de manejo del líquido de enfriamiento, el cual consiste de una bomba de circulación, un reservorio de líquido, un sistema de tuberías, controles y toberas rociadoras.

Como ya se mencionó, es importante asegurar el contacto entre el líquido y el gas; por ello el líquido se debe inyectar a la cámara a través de toberas rociadoras o tubos que permitan distribuir el líquido de manera que cubra toda el área transversal de la cámara. Mientras mayor sea el grado de atomización del líquido de enfriamiento, mayor será el área de contacto, sin embargo si la atomización es demasiado fina, el gas podría arrastrar el fluido fuera de la cámara.

El proceso de enfriamiento, va a generar la pérdida de líquido por evaporación, por lo que el líquido perdido debe reponerse. Para ello se controla el nivel de líquido en el reservorio, suministrando agua de reposición de forma continua. Adicionalmente, el agua del reservorio debe purgarse cada cierto tiempo, por cuanto en éste se van a acumular parte de los contaminantes que atraparán el líquido de enfriamiento. La parte de la cámara de enfriamiento, que estará

expuesta a mayores problemas de corrosión es el ducto de entrada del gas caliente.

Por último cabe señalar que en este trabajo no se considera la inclusión de un sistema de emergencia, sin embargo, cuando las temperaturas a reducirse son excesivamente altas, una falla en el sistema de enfriamiento de los gases podría ocasionar daños severos en todos los componentes del sistema. En tales casos, la solución no es detener el proceso que genera los gases calientes, sino emplear un tanque con agua suficiente para superar el periodo de emergencia, pues de todas maneras se daría un incremento brusco de temperatura. En nuestro caso, para prevenir daños ocasionados por una falla en el sistema de enfriamiento, se utilizarán materiales resistentes a altas temperaturas.

### **3.3.1 Flujo requerido**

Partiendo del hecho de que no se añadirá ni quitará calor por ningún medio externo al sistema y asumiendo que las propiedades del gas son iguales a las del aire, entonces podemos aproximar el proceso de enfriamiento evaporativo del gas como si éste fuera adiabático. Siendo así, el gas se humidificará y enfriará hasta alcanzar su punto de saturación en forma adiabática, por lo cual el proceso podrá interpretarse a

partir de una carta psicrométrica de alta temperatura siguiendo la línea de humidificación adiabática que pasa por las condiciones de entrada del gas caliente.

Estas condiciones pueden ser identificadas conociendo dos puntos en la carta psicrométrica, que en nuestro caso son la temperatura de bulbo seco y la relación de humedad. La temperatura a la cual ingresa el gas a la cámara la vamos a tomar en 313.9°C; mientras que su contenido de humedad podemos hallarlo a partir de la información contenida en la tabla 6 de esta tesis, de la forma siguiente

$$Y_1 = \frac{\text{kg de H}_2\text{O}}{\text{kg de gas seco}} = \frac{\text{kg de H}_2\text{O}}{\text{kg de gas} - \text{kg de H}_2\text{O}}$$

$$Y_1 = \frac{22.1\text{kgH}_2\text{O}}{381.12\text{kggas} - 22.1\text{kgH}_2\text{O}}$$

$$Y_1 = 0.061 \frac{\text{kg H}_2\text{O}}{\text{kg gas seco}}$$

Resulta conveniente asumir que el gas saldrá de la cámara a una temperatura muy cercana a su punto de saturación, por lo cual vamos a tomar la temperatura de salida del gas de la cámara 7°C mayor que la temperatura correspondiente al estado de saturación.



Para interpretar el proceso gráficamente, se utiliza la carta psicrométrica de alta temperatura mostrada en el apéndice E, en la cual se ha marcado el proceso entre los estados 1 y 2 con sus respectivas relaciones de humedad y temperaturas.

Como se puede ver (en la carta psicrométrica), al partir de un punto en el cual la temperatura de bulbo seco es  $T_{db1} = 597^{\circ}\text{F}$  ( $313.9^{\circ}\text{C}$ ) y  $Y_1 = 0.061$ , y siguiendo la línea correspondiente de enfriamiento adiabático, encontramos que la temperatura de bulbo seco correspondiente al estado de saturación es  $T'_{db2} = 142^{\circ}\text{F}$  ( $61.1^{\circ}\text{C}$ ). Tomando este valor  $7^{\circ}\text{C}$  ( $\approx 13^{\circ}\text{F}$ ) mayor que el obtenido, hallamos que el gas sale de la cámara en el punto  $T_{db2} = 155^{\circ}\text{F}$  ( $68.3^{\circ}\text{C}$ ) y  $Y_2 = 0.166$ .

La siguiente tabla muestra los estados 1 y 2 entre los cuales ocurre el proceso con sus respectivas condiciones de temperatura y humedad.

**TABLA 27**  
**VARIACIÓN DE LAS CONDICIONES DEL GAS POR**  
**ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO**

	Estado 1	Estado 2
Temperatura del gas ( $^{\circ}\text{C}$ ) =	313.9	68.3
Relación de humedad ( $\text{kg} / \text{kg}$ ) =	0.061	0.166

Una vez hallados los valores entre los cuales varía la relación de humedad del gas, podemos determinar la cantidad de agua que se va a evaporar y que por lo tanto equivale a la cantidad mínima de agua que se debe inyectar. Este valor es la diferencia en el contenido de humedad entre los estados 1 y 2, multiplicado por el flujo de gas libre de vapor, o sea

$$\Delta Y = Y_2 - Y_1$$

$$\Delta Y = 0.166 - 0.061$$

$$\Delta Y = 0.105 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{kg gas seco}$$

$$m = G'_y \cdot \Delta Y$$

$$m = 359.01 \text{ kg gas seco} \cdot 0.105 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{kg gas seco}$$

$$m = 37.69 \text{ kg H}_2\text{O}$$

$$\rightarrow m = 37.69 \text{ kg H}_2\text{O/h}$$

La cantidad de agua que se va a evaporar, o bien la que debe reponerse al sistema continuamente será entonces:

$$G = m / \rho_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$G = 37.69 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{h} / 983 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{m}^3$$

$$G = 0.038 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G = 0.168 \text{ gpm}$$

Como podemos ver, la cantidad de agua que se pierde por evaporación es muy pequeña, lo cual demuestra la conveniencia de la aplicación del enfriamiento evaporativo. Sin embargo, la cantidad de agua que debe recircular en el sistema de enfriamiento debe ser superior, pues entre otras razones, se necesita que parte del agua retorne al sistema para mantener el líquido a la temperatura de saturación, además de que inyectar un flujo mayor permitirá asegurar que el gas alcanzará un estado cercano al de saturación. De todas formas, la cantidad adicional de agua que se inyecte no se evaporará y retornará al sistema.

En la siguiente sección se puede determinar que a mayor caudal del líquido de enfriamiento, menor es el tamaño de la zona de contacto requerida para la operación. Por lo tanto, la cantidad de agua que debe recircular por el sistema, y que por lo tanto manejará la bomba de circulación, se ha establecido como

***Caudal del agua de recirculación = 30 galones por minuto***

### 3.3.2 Dimensionamiento de la cámara

Para determinar las dimensiones que debe tener la zona de contacto de la cámara de enfriamiento, vamos a utilizar las ecuaciones 3.22 y 3.24 descritas en la parte teórica de esta sección, para lo cual se considera conveniente hacer uso del sistema inglés de unidades.

Podemos combinar ambas ecuaciones a través del factor  $h_y$  a de la manera siguiente

$$\text{LN} \frac{T_{yb} - T_s}{T_{ya} - T_s} = \left( 0.043 \cdot G_y^{0.8} \cdot \frac{G_x^{0.4}}{Z^{0.5}} \right) \cdot \frac{Z}{\bar{c}_s \cdot G'_y}$$

$$\rightarrow Z = \left[ \frac{\bar{c}_s \cdot G'_y}{0.043 \cdot G_y^{0.8} \cdot G_x^{0.4}} \cdot \text{LN} \left( \frac{T_{yb} - T_s}{T_{ya} - T_s} \right) \right]^2$$

donde Z será la altura de la zona de contacto para una determinada área transversal S de la cámara. Primero, es necesario asumir el valor de S, por lo que para un diámetro de la cámara de 30.5 cm, el área transversal será

$$\mathbf{S = 0.786 \text{ ft}^2 \rightarrow \text{Área transversal de la cámara}}$$

Entonces, el flujo másico del gas libre de vapor  $G'_y$  por unidad de área es hallado de la manera siguiente

Flujo másico gas seco = 381.12 kg gas /h – 22.1 kg H<sub>2</sub>O/h

Flujo másico gas seco = 359.01 kg/h = 791.48 lb/h

$$\rightarrow G'_y = \frac{791.48 \text{ lb/h}}{0.786 \text{ ft}^2} = 1006.42 \text{ lb/h} \cdot \text{ft}^2$$

De manera similar el flujo del gas ( húmedo ) es hallado de la manera siguiente:

Flujo másico del gas = 381.12 kg/h = 840.22 lb/h

$$\rightarrow G_y = \frac{840.22 \text{ lb/h}}{0.786 \text{ ft}^2} = 1068.4 \text{ lb/h} \cdot \text{ft}^2$$

Previamente se había establecido que el flujo de agua a utilizarse en el sistema de enfriamiento es 30 gpm (240.625 ft<sup>3</sup>/h), entonces el valor del flujo de agua por unidad de área se calcula como

Flujo másico del agua = densidad · caudal

$$\text{Flujo másico del agua} = 61.36 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \cdot 240.625 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} = 14764.75 \text{ lb/h}$$

$$\rightarrow G_x = \frac{14764.75 \text{ lb/h}}{0.786 \text{ ft}^2} = 18774.41 \text{ lb/h} \cdot \text{ft}^2$$

Para hallar el valor promedio del calor húmedo del gas, vamos a tomar el calor específico del vapor  $c_{pv} = 0.45 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F}$  y el calor específico del aire  $c_{pa} = 0.24 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F}$ , de manera que un promedio entre los estados 1 y 2 sería

$$c_{s1} = 0.24 + 0.45 \cdot (0.061) = 0.267 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F}$$

$$c_{s2} = 0.24 + 0.45 \cdot (0.166) = 0.314 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F}$$

$$\rightarrow \bar{c}_s = 0.29 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F}$$

A partir del diagrama del apéndice E se determinó las siguientes temperaturas

$$T_{ya} = 155 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{yb} = 597 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_s = 142 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Por lo tanto, haciendo uso de la ecuación que se dedujo anteriormente, obtenemos

$$Z = \left[ \frac{0.29 \cdot 1006.42}{0.043 \cdot 1068.39^{0.8} \cdot 18774.41^{0.4}} \cdot \text{LN} \left( \frac{597 - 142}{155 - 142} \right) \right]^2$$

**Z = 3.16 ft (96.5 cm) → *Altura de la zona de contacto***

Es decir, se debe colocar los aspersores de agua de tal manera que el gas, tenga contacto con el líquido por lo menos dentro de unos 97 cm, aunque la cámara tendrá una altura superior para acomodar ductos y tuberías de agua; los detalles de la cámara de enfriamiento se pueden ver en la sección planos (planos 10 y 11) de esta tesis; se consideró que el tanque de recirculación del líquido será externo a la cámara, por lo que sus dimensiones se presentan en el capítulo 6.

Tanto el intercambiador de calor, como la cámara de enfriamiento deberían estar aislados térmicamente; de manera que se logre en el primer caso minimizar las pérdidas de calor al medio, y en el segundo, se logre impedir que el proceso de enfriamiento evaporativo tome la energía del medio.