

CAPÍTULO 8.

PRÁCTICA DE INTERCAMBIADORES

8.1. Objetivo de la práctica

La práctica de laboratorio consiste en el análisis de un problema de operación de un intercambiador de calor de flujo cruzado, con cambio de fase.

Para ello se emplea la unidad de laboratorio de aire acondicionado Hilton A-575, la cual consta de una batería de tubos aleteados en la que intercambian calor una corriente de aire, en el exterior de los tubos, y refrigerante *R-134a*, que se evapora en el interior.

Los objetivos de la práctica se resumen en:

- La toma de contacto con el equipo de intercambio (tamaño, tipología, etc...), así como con los demás elementos auxiliares (ventilador, elementos de instrumentación, etc...).
- Cuantificar la transferencia de calor en el intercambiador (mediante las correspondientes ecuaciones de balance) y su eficiencia, ε .
- Calcular el *coeficiente global*, U (W/m^2K), partiendo para ello del área de transferencia del equipo.
- Ante diferentes condiciones del aire a la entrada, calcular el calor real intercambiado y los errores cometidos al calcular ese mismo calor mediante las ecuaciones ε - NTU del equipo.

8.2. Fundamentos teóricos

El equipo de intercambio objeto de estudio en la práctica se denomina *batería de frío* o *evaporador*. Se trata de un intercambiador de flujo cruzado aire-refrigerante (véase *Figura 8.1*), constituido por una batería de tubos aleteados, y con cambio de fase en uno de los fluidos.

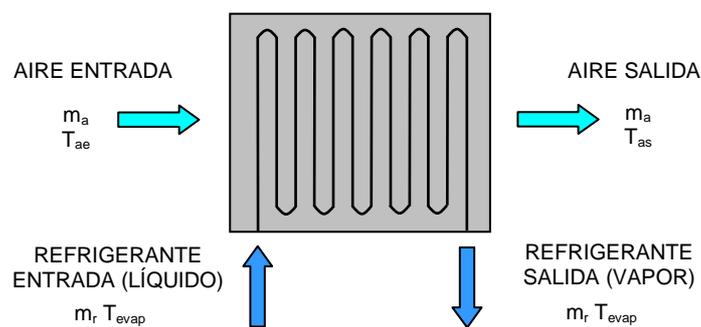


Figura 8.1. Equipo de intercambio con cambio de fase (evaporador)

En concreto, es el refrigerante quien, a su paso por la longitud de los tubos, sufre el cambio de fase, a la temperatura constante T_{evap} , y gracias al calor que toma de la

corriente de aire; éste, por tanto, se enfría a su paso por el equipo, desde la temperatura de entrada T_{ae} hasta la temperatura de salida T_{as} (véase *Figura 8.2*).

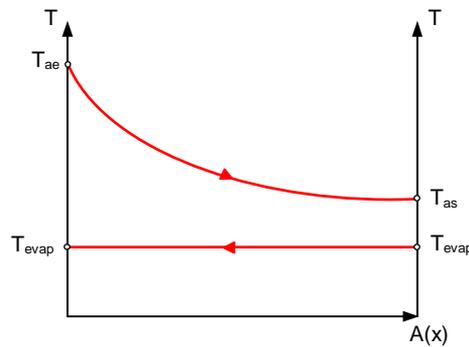


Figura 8.2. Contracorriente equivalente del evaporador

De la resolución de la ecuación de balance del lado del aire, se obtiene el calor total real transferido en el equipo, Q , desde la corriente de aire hacia el refrigerante:

$$Q = m_a (h_{ae} - h_{as}) = m_a c_{pa} (T_{ae} - T_{as})$$

La eficiencia del intercambiador, definida como la relación entre el calor transferido y el máximo que sería posible transferir, será calculada mediante los saltos de temperatura real y máximo, experimentados por el aire a su paso por el equipo:

$$\varepsilon = \frac{\Delta T}{\Delta T_{\max}} = \frac{T_{ae} - T_{as}}{T_{ae} - T_{\text{evap}}}$$

Por otro lado, la ecuación de transferencia proporciona la relación entre el calor transferido Q y las características del equipo en el que tiene lugar el intercambio. Utilizando el método ε - NTU , la ecuación de transferencia para equipos con cambio de fase toma la forma dada por:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \Leftrightarrow NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$$

Conocida el área de transferencia, será posible, además, calcular el *coeficiente global U* (kW/m^2K), empleando para ello el valor obtenido del *número de unidades de transferencia* del evaporador:

$$NTU = \frac{UA}{m_a c_{pa}} \Rightarrow U = \frac{NTU m_a c_{pa}}{A}$$

Las expresiones anteriores proporcionan, en unas condiciones de operación dadas (esto es: para unos ciertos valores fijados de T_{ae} y m_a), el calor intercambiado en el equipo, Q , y la eficiencia del evaporador, ε .

Ante cambios en las condiciones de entrada del aire, el calor real transferido en el equipo siempre será el calculado a partir del balance de energía sobre la corriente del aire; alternativamente, es posible analizar cómo las nuevas condiciones de operación influyen en ε o en NTU para, a partir de esos cambios, obtener un valor aproximado, Q' , para el calor transferido en el equipo.

Así, consideremos en primer lugar variaciones en la temperatura de entrada del aire, T_{ae} . Éstas afectan a NTU únicamente en la evaluación de las propiedades del aire (calor específico c_{pa} y propiedades presentes en el cálculo de los coeficientes de película asociados a U); por esta razón, y dado el estrecho rango de variación de T_{ae} con el que trabajaremos, podemos considerar esta influencia despreciable, de modo que:

$$NTU \approx CTE \Rightarrow \varepsilon \approx CTE$$

Vemos, por tanto, que para condiciones de operación asociadas a una nueva temperatura del aire a la entrada, resulta posible obtener el calor transferido de manera alternativa, a partir de la eficiencia obtenida para las condiciones de operación originales (y que se supone constante):

$$Q' = \varepsilon m_a c_{pa} \Delta T_{\max} = \varepsilon m_a c_{pa} (T_{ae} - T_{evap})$$

Consideremos, por otro lado, variaciones en el caudal de aire, m_a . La influencia del caudal del aire en el valor de NTU sí es ahora significativa, ya que:

$$U \propto m_a^{0.8} \Rightarrow NTU = \frac{UA}{m_a c_{pa}} \propto m_a^{-0.2}$$

En este caso, pues, tendremos que calcular el nuevo valor de NTU para, mediante la ecuación de transferencia, obtener el nuevo valor de la eficiencia y, así, la estimación del calor transferido:

$$NTU = \frac{UA}{m_a c_{pa}} \Rightarrow \varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \Rightarrow Q' = \varepsilon m_a c_{pa} \Delta T_{\max} = \varepsilon m_a c_{pa} (T_{ae} - T_{evap})$$

Para ambas pruebas (esto es: variación de la temperatura de entrada y variación del caudal de aire) se tienen, entonces, un valor real del calor transferido en el equipo (Q , obtenido del balance sobre la corriente de aire) y un valor estimado (Q' , obtenido de las ecuaciones de transferencia del equipo), siendo posible calcular el error cometido al aproximar el primero de los valores por el segundo.

Finalmente, señalamos que el calor específico del aire, c_{pa} , puede ser tomado constante e igual a 1.007 kJ/kgK en los tres experimentos a realizar, dado el estrechísimo rango de variación de la temperatura del aire.

8.3. Montaje experimental

8.3.1. Descripción de la unidad

En la *Figura 8.3* se muestra un esquema de la unidad de laboratorio. En ella se observa una conducción principal, en el interior de la cual circula la corriente de aire a enfriar, gracias a la acción de un ventilador de velocidad variable.

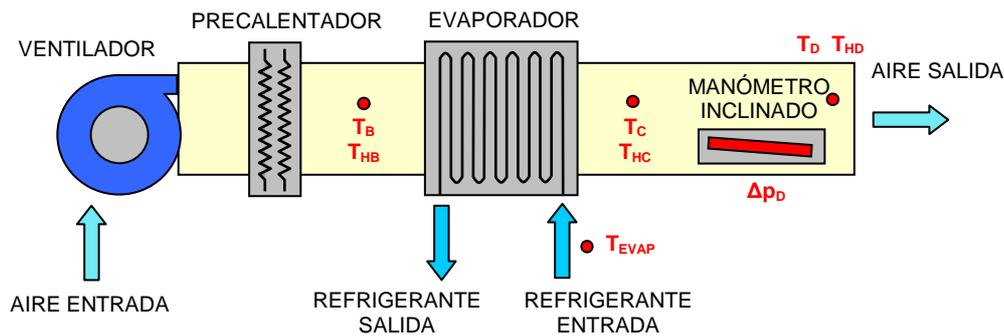


Figura 8.3. Evaporador y equipos auxiliares en la unidad de laboratorio Hilton A-575

A su paso por la conducción, el aire encuentra, en primer lugar, un precalentador eléctrico, a través del cual podemos actuar sobre la temperatura de entrada del aire, T_{ae} , en el evaporador. Éste es precisamente el siguiente equipo que encuentra el aire. En él, se transfiere calor hacia un fluido refrigerante para su evaporación. A la hora de plantear la ecuación de transferencia (relación ε - NTU) se ha introducido la hipótesis de ausencia de condensaciones del vapor de agua presente en el aire húmedo sobre la superficie de intercambio (la anterior es una expresión no válida para evaluar la operación de *baterías húmedas*). Asimismo, se considera que existe evaporación del $R-134a$ en toda la superficie de transferencia (lo cual constituye una segunda hipótesis, pues en la realidad el refrigerante se transforma en vapor antes de alcanzar el final del área de intercambio, experimentando así un pequeño sobrecalentamiento en las secciones finales del equipo).

Finalmente, la sección de salida de la conducción principal consta de una *placa-orificio* conectada a un manómetro inclinado, del cual se obtiene de manera indirecta el caudal de aire impulsado por el ventilador.

Para el cálculo del área de transferencia del evaporador, se proporcionan los siguientes datos constructivos:

- Número de tubos: 20 tubos, en 4 filas no alineadas con 5 tubos por fila.
- Longitud de los tubos: 0.25 m.
- Diámetro exterior de los tubos: 0.00125 m.
- Superficie aleteada: 59 aletas rectangulares (de $0.185 \times 0.250 \text{ m}^2$ y 0.5 mm de espesor), dispuestas uniformemente a lo largo de la longitud de los tubos.

8.3.2. Medida de variables

Se llevarán a cabo tres experimentos análogos, diferenciados exclusivamente en las condiciones de entrada del aire en el evaporador. Partiendo de una experiencia base (*Prueba I*), se impondrán a continuación variaciones en la temperatura de entrada del aire (*Prueba II*) y en su caudal másico (*Prueba III*) para, posteriormente, analizar el comportamiento del evaporador en cada una de estas condiciones de operación.

Para cada una de estas tres pruebas, y según se muestra en el esquema de la *Figura 8.3*, las medidas a realizar son:

8.3.2.1. Medida del caudal de aire

Según la calibración del orificio en relación al flujo de aire, la relación entre el caudal de aire, m_a (kg/s), y la medida de presión a la salida proporcionada por el manómetro inclinado, Δp_D (mm c.a.), es la dada por:

$$m_a = 0.0504 \sqrt{\frac{\Delta p_D}{v_D}}$$

donde v_D (m^3/kg) es el volumen específico del aire en el *Punto D* (sección de salida de la conducción principal de la unidad). Este dato será calculado sobre un diagrama psicrométrico, a partir de las condiciones termohigrométricas del aire dadas por las medidas de T y T_H en la estación de medida *D* (sección de salida de la unidad).

8.3.2.2. Medidas de temperatura

Existe una pareja de termómetros, de bulbos seco y húmedo, colocados a la entrada y a la salida del intercambiador (estaciones de medida *B* y *C*, respectivamente). Los valores de las temperaturas seca y húmeda obtenidos permiten la obtención de la entalpía específica asociadas al estado del aire en esos puntos, dato indispensable para el cálculo del calor transferido Q .

Asimismo, en el punto de entrada del refrigerante en el evaporador encontramos otro termómetro seco, del cual se obtiene como lectura la temperatura T_{evap} a la cual el refrigerante cambia de fase a su paso por los conductos del intercambiador.

8.4. Toma de datos

Se muestra a continuación la hoja de medidas, *Tabla 8.1*, donde encontramos las tomas de variables para cada una de las tres pruebas realizadas.

			<i>Prueba I</i>		<i>Prueba II</i>		<i>Prueba III</i>	
<i>Ventilador</i>			$V_{0.50}$		$V_{0.50}$		V_{max}	
<i>Pre calentador</i>	<i>P1</i>		OFF		ON		OFF	
	<i>P2</i>		OFF		OFF		OFF	
<i>Ciclo de refrigeración</i>			ON		ON		ON	
<i>Aire</i>	<i>B</i>	T_B (°C)	23.2	23.1	31.8	31.6	25.3	25.1
		T_{HB} (°C)	13.5	13.5	16.8	16.7	14.0	14.0
	<i>C</i>	T_C (°C)	13.2	13.2	19.0	19.0	16.0	16.0
		T_{HC} (°C)	9.4	9.2	12.1	11.9	10.4	10.2
	<i>D</i>	T_D (°C)	13.6	13.4	19.0	18.8	16.0	15.8
		T_{HD} (°C)	9.2	9.3	11.8	11.9	10.0	10.1
Δp_D (mm c.a.)			7.5		7.2		11.1	
<i>Refrigerante</i>	T_{evap} (°C)		-2.4	-2.2	2.0	2.1	-0.4	-0.2

Tabla 8.1. Hoja de datos para la toma de medidas

Conviene realizar algunas aclaraciones en relación con el modo de completar la tabla de medidas. Así, en primer lugar, los apartados relativos al ventilador indican la posición en que es accionado el control de velocidad, directamente proporcional al caudal de aire impulsado.

En cuanto a las medidas de temperatura, observamos que para cada dato (tanto de temperatura seca como húmeda) aparecen dos valores. Sucede que la segunda es obtenida tras aplicar la tabla de calibración de termómetros (véase *Anexo III*). De este modo, el dato situado a la izquierda se corresponde con la medida realizada, mientras que el dato situado a la derecha se corresponde con la medida corregida, que será la que posteriormente se emplee en los cálculos.

8.5. Cálculo y presentación de resultados

8.5.1. Operación del intercambiador en la Prueba I

8.5.1.1. Calor intercambiado en el equipo

La primera de las pruebas consiste en un intercambio aire-refrigerante, con unas condiciones de operación definidas por un caudal medio de aire a temperatura ambiente. Comenzamos por calcular el caudal de aire impulsado por el ventilador, dado como:

$$m_a = 0.0504 \sqrt{\frac{\Delta p_D}{v_D}}$$

El volumen específico se obtiene de las medidas realizadas en D , gracias a un calculador psicrométrico:

$$T_D = 13.4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{HD} = 9.3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad v_D = 0.825 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Por tanto:

$$\Delta p_D = 7.5 \text{ mm c.a.} \quad \Rightarrow \quad m_a = 0.0504 \sqrt{\frac{7.5}{0.825}} = 0.15 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Usando de nuevo el calculador psicrométrico se obtiene la entalpía específica del aire en los puntos de entrada y salida del equipo:

$$T_B = 23.1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{HB} = 13.5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad h_B = 37.72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_C = 13.2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{HC} = 9.2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad h_C = 27.39 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

En estas condiciones, podemos resolver la ecuación de balance del lado del aire para calcular el calor real intercambiado en el evaporador:

$$Q = m_a \Delta h = m_a (h_B - h_C) = 0.15 (37.72 - 27.39) = 1.550 \text{ kW}$$

8.5.1.2. Eficiencia del intercambiador

La eficiencia del intercambiador se obtiene a partir del salto de temperatura real experimentado por el aire, y el máximo ideal que experimentaría al alcanzar la temperatura del refrigerante:

$$\varepsilon = \frac{\Delta T}{\Delta T_{\max}} = \frac{T_B - T_C}{T_B - T_{\text{evap}}} = \frac{23.1 - 13.2}{23.1 - (-2.2)} = 0.39$$

De la ecuación de transferencia para equipos con cambio de fase, obtenemos, además, el parámetro adimensional NTU :

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) = -\ln(1 - 0.39) = 0.50$$

8.5.1.3. Coeficiente global de transferencia

En primer lugar procedemos al cálculo de la superficie total de intercambio. Ésta vendrá dada por la suma de las superficies correspondientes a los conductos y a las aletas. Si N_{tb} y N_{al} son el número de tubos y de aletas, respectivamente, tenemos entonces:

$$A_{T,tb} = N_{tb} A_{tb} = N_{tb} (L_{tb} \pi D_{ext} - N_{al} e_{al} \pi D_{ext})$$

$$A_{T,al} = N_{al} A_{al} = N_{al} \left(L_{al} W_{al} - N_{tb} \pi \frac{D_{ext}^2}{4} \right)$$

donde hemos tenido en cuenta el espesor de las aletas a la hora de calcular el área de los tubos, y viceversa: los espacios que ocupan los tubos en el cálculo del área de las aletas. De los datos proporcionados, se obtiene:

$$A_{T,tb} = 0.017 \text{ m}^2 \quad ; \quad A_{A,al} = 2.727 \text{ m}^2 \quad \Rightarrow \quad A = A_{T,tb} + A_{T,al} = 2.744 \text{ m}^2$$

Comparando las superficies primaria ($A_{T,tb}$, asociada a los tubos), y extendida ($A_{A,al}$, asociada a las aletas), queda de manifiesto el importante papel que juega la presencia de la superficie aleteada en la transferencia de calor en el equipo.

Del cálculo anterior de NTU , se tiene, finalmente:

$$U = NTU \frac{m_a c_{pa}}{A} = 0.5 \frac{(0.15)(1.007)}{2.744} = 27.52 \frac{W}{\text{m}^2 K}$$

8.5.2. Operación del intercambiador en la Prueba II

8.5.2.1. Calor intercambiado en el equipo

En la *Prueba II* se ha introducido una variación en la temperatura de entrada del aire, T_{ae} . No obstante, la transferencia real de calor sigue siendo obtenida del balance sobre la corriente de aire. Para ello, comenzamos por calcular el caudal de aire impulsado por el ventilador, dado como:

$$m_a = 0.0504 \sqrt{\frac{\Delta p_D}{v_D}}$$

El volumen específico se obtiene de las medidas realizadas en D , gracias al calculador psicrométrico:

$$T_D = 18.8^\circ C \quad ; \quad T_{HD} = 11.9^\circ C \quad \Rightarrow \quad v_D = 0.841 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Por tanto:

$$\Delta p_D = 7.2 \text{ mm c.a.} \quad \Rightarrow \quad m_a = 0.0504 \sqrt{\frac{7.2}{0.841}} = 0.15 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Usando de nuevo el calculador psicrométrico se obtiene la entalpía específica del aire en los puntos de entrada y salida del equipo:

$$T_B = 31.6 \text{ }^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{HB} = 16.7 \text{ }^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad h_B = 46.48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_C = 19.0 \text{ }^\circ\text{C} \quad ; \quad T_{HC} = 11.9 \text{ }^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad h_C = 33.70 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

En estas condiciones, podemos resolver la ecuación de balance del lado del aire para calcular el calor real intercambiado en el evaporador:

$$Q = m_a \Delta h = m_a (h_B - h_C) = 0.15 (46.48 - 33.70) = 1.917 \text{ kW}$$

8.5.2.2. Estimación del calor intercambiado

Teniendo en cuenta la escasa influencia de T_{ae} en el valor que toma NTU , podemos considerar respecto al caso estudiado en la *Prueba I*, que:

$$NTU \approx CTE \quad \Rightarrow \quad \varepsilon \approx CTE$$

Suponiendo entonces una eficiencia constante, el calor transferido en el equipo puede calcularse como:

$$Q' = \varepsilon m_a c_{pa} (T_{ae} - T_{evap}) = (0.39)(0.15)(1.007)(31.6 - 2.1) = 1.738 \text{ kW}$$

resultando un error relativo de:

$$e_{rel}(Q') = \frac{|Q - Q'|}{Q} 100 = \frac{|1.917 - 1.738|}{1.917} 100 = 9.3 \%$$

Asimismo, utilizando la hipótesis de eficiencia constante (respecto a la *Prueba I*) podríamos calcular la temperatura de salida del aire del equipo, T_C' y compararla con la real (que conocemos gracias a las medidas realizadas). Así:

$$\varepsilon = \frac{\Delta T}{\Delta T_{max}} = \frac{T_B - T_C'}{T_B - T_{evap}} \quad \Rightarrow \quad T_C' = T_B - \varepsilon (T_B - T_{evap}) = 31.6 - 0.39(31.6 - 2.1) = 20.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

siendo el error relativo el dado por:

$$e_{rel}(T_C') = \frac{|T_C - T_C'|}{T_C} 100 = \frac{|19.0 - 20.1|}{19.0} 100 = 5.8 \%$$

8.5.3. Operación del intercambiador en la Prueba III

8.5.3.1. Calor intercambiado en el equipo

En la *Prueba III* la variación introducida en las condiciones de operación respecto al caso original (*Prueba I*) consiste en un aumento del caudal de aire, m_a . Sin embargo, la transferencia real de calor es obtenida una vez más del balance sobre la corriente de aire. Para ello, comenzamos por calcular el caudal de aire impulsado por el ventilador, dado como:

$$m_a = 0.0504 \sqrt{\frac{\Delta p_D}{v_D}}$$

El volumen específico se obtiene de las medidas realizadas en D , gracias al calculador psicrométrico:

$$T_D = 15.8^\circ C \quad ; \quad T_{HD} = 10.1^\circ C \quad \Rightarrow \quad v_D = 0.831 \frac{m^3}{kg}$$

Por tanto:

$$\Delta p_D = 11.1 \text{ mm c.a.} \quad \Rightarrow \quad m_a = 0.0504 \sqrt{\frac{11.1}{0.831}} = 0.18 \frac{kg}{s}$$

Usando de nuevo el calculador psicrométrico se obtiene la entalpía específica del aire en los puntos de entrada y salida del equipo:

$$T_B = 25.1^\circ C \quad ; \quad T_{HB} = 14.0^\circ C \quad \Rightarrow \quad h_B = 39.00 \frac{kJ}{kg}$$

$$T_C = 16.0^\circ C \quad ; \quad T_{HC} = 10.2^\circ C \quad \Rightarrow \quad h_C = 29.65 \frac{kJ}{kg}$$

En estas condiciones, podemos resolver la ecuación de balance del lado del aire para calcular el calor real intercambiado en el evaporador:

$$Q = m_a \Delta h = m_a (h_B - h_C) = 0.18 (39.00 - 29.65) = 1.683 \text{ kW}$$

8.5.3.2. Estimación del calor intercambiado

La variación del caudal de aire sí influye ahora de forma importante sobre el parámetro NTU . Por esto, una estimación del calor transferido sería la resultante de considerar la influencia del caudal de aire, m_a , en los valores de NTU y de ε . Así, teniendo en cuenta las dependencias del coeficiente de película exterior y de U frente a m_a , y tomando como referencia los valores correspondientes a la *Prueba I*, resulta:

$$NTU \propto m_a^{-0.2} \quad \Rightarrow \quad NTU = 0.50 \left(\frac{0.18}{0.15} \right)^{-0.2} = 0.48$$

lo que nos da una eficiencia:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) = 1 - \exp(-0.48) = 0.38$$

De lo anterior, se obtiene finalmente:

$$Q' = \varepsilon m_a c_{pa} (T_{ae} - T_{evap}) = (0.38)(0.18)(1.007)(25.1 - (-0.2)) = 1.742 \text{ kW}$$

resultando un error relativo dado por:

$$e_{rel}(Q') = \frac{|Q - Q'|}{Q} 100 = \frac{|1.683 - 1.742|}{1.683} 100 = 3.5 \%$$

Igualmente, la estimación de la temperatura de salida del aire del equipo, T_C' , vendrá dada por:

$$\varepsilon = \frac{\Delta T}{\Delta T_{max}} = \frac{T_B - T_C'}{T_B - T_{evap}} \quad \Rightarrow \quad T_C' = T_B - \varepsilon (T_B - T_{evap}) = 25.1 - 0.38(25.1 - (-0.2)) = 15.5^\circ C$$

con un error relativo de:

$$e_{rel}(T_C') = \frac{|T_C - T_C'|}{T_C} 100 = \frac{|16.0 - 15.5|}{16.0} 100 = 3.1 \%$$

8.6. Comentarios y análisis crítico

8.6.1. Análisis de las estimaciones realizadas

Las *Pruebas II* y *III* representan variaciones de las condiciones de entrada del aire en el equipo de intercambio, respecto a una situación original tomada como *caso base* (*Prueba I*). Los errores cometidos en la obtención de las nuevas condiciones de operación del intercambiador (representadas por el nuevo valor del calor intercambiado, Q) han sido:

- Del 9.3 %, en el caso de variación de la temperatura de entrada del aire, T_{ae} (*Prueba II*).
- Del 3.5 %, en el caso de variación del caudal de aire, m_a (*Prueba III*).

Estos resultados nos muestran el grado de corrección existente a la hora de emplear las características del intercambiador en un cierto punto de funcionamiento (eficiencia y NTU) para, a partir de ellas, obtener las nuevas condiciones de operación del equipo (esto es, calor intercambiado y temperatura del aire a la salida) en puntos de funcionamiento diferentes.

8.6.2. Validez de las hipótesis realizadas

De lo expuesto anteriormente, concluimos que las hipótesis bajo las que se ha trabajado (no existencia de sobrecalentamiento del vapor y, sobre todo, ausencia de transferencia de masa en el exterior de los tubos del intercambiador) pueden considerarse suficientemente válidas, al menos para las condiciones de operación elegidas en las tres pruebas.

No obstante, en experimentos de prueba que manejaban aire a mayor temperatura a la entrada (mediante la acción conjunta de ambas resistencias en el precalentador) sí se observaron mayores desviaciones respecto al calor real intercambiado, medido del lado del aire. En concreto, para una temperatura de entrada del aire de 40.8 °C se obtenía un error en torno al 15 %, cuando el calor intercambiado es calculado supuesta la eficiencia constante respecto al caso base.

Sucede que, en esa situación, la transferencia de masa comienza a ser más significativa, existiendo un término latente que no es tenido en cuenta a la hora de plantear la relación ε - NTU utilizada:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$$

En los casos finalmente estudiados, la importancia relativa frente al calor total de ese calor latente intercambiado es baja, lo que valida nuestra hipótesis y permite utilizar la ecuación de transferencia anterior.

8.6.3. Uso de las tablas de calibración de termómetros

Como en las prácticas anteriores, constatamos de nuevo la escasa dependencia de los resultados obtenidos respecto al empleo o no de las tablas de calibración de los termómetros.

En efecto, para las tres pruebas consideradas se han calculado los principales datos de interés de ambas maneras: tomando los valores obtenidos de la lectura directa de los termómetros, por un lado, y corrigiendo dichas medidas mediante las tablas de calibración, por otro.

Al comparar ambos resultados no se observaron desviaciones significativas, por lo que llegamos a la conclusión de que el uso de las tablas de calibración no es necesario. Por esta razón, la hoja de datos del enunciado de la práctica (véase la separata adjunta) carece de celdas destinadas a las medidas de temperatura corregidas. Bastará, pues, emplear directamente las lecturas de los termómetros en los cálculos.

