

## **Coeficientes de transferencia de calor y pérdida de eficiencia en intercambiadores de calor de placas durante el enfriamiento del licor amoniacal**

Enrique Torres Tamayo  
Luís Eduardo Quintana Charlot  
Orlando Vega Árias  
Yoalbys Retirado Mediaceja

### **Resumen**

En la planta de Recuperación de Amoniaco de la empresa niquelera Ernesto Che Guevara la pérdida de eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacal, mediante el uso de intercambiadores de calor de placas, se asocia a la incorrecta estimación de los coeficientes de transferencia de calor y la acumulación de incrustaciones en la superficie de intercambio; lo anterior incrementa el consumo de agua, la energía disponible en el sistema y los costos de mantenimiento. Se realizó una investigación en un intercambiador de calor de placas, con el objetivo de determinar los coeficientes de transferencia y la influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de la instalación. Mediante un procedimiento iterativo se determinó la ecuación del número de Nusselt y su dependencia con el Reynolds y Prandtl, para ello se utilizó un diseño experimental multifactorial y mediciones de los parámetros de trabajo de la instalación en función del tiempo. Los resultados predicen el conocimiento de los coeficientes para el cálculo del número de Nusselt, con los valores de Reynolds y Prandtl, para ambos fluidos (licor amoniacal y agua). Los valores de los coeficientes del licor son inferiores, ello se debe a la presencia de componentes gaseosos. La comparación con resultados de otros autores muestra correspondencia con los de Thonon. Se recomienda la limpieza y mantenimiento de la instalación en un período de 27 días debido a la reducción de la eficiencia térmica hasta valores inferiores al 70 %.

### **Palabras clave**

Intercambiador de calor de placas; coeficientes de transferencia de calor; eficiencia térmica.

## **Heat transfer coefficients and efficiency loss in plate heat exchangers during the ammonia liquor cooling process**

### **Abstract**

In the Ammonia Recovery plant of the nickel company Ernesto Che Guevara the loss of efficiency of the Ammonia liquor cooling process, by means of the plate heat exchangers, is associated to the incorrect estimate of the heat transfer coefficients and the accumulation of inlays in the exchange surface, which increases the consumption of water, the available energy in the system and the maintenance costs. The investigation was carried out in plate heat exchangers, with the objective of determining the transfer coefficients and the influence of the inlays in the efficiency loss of the installation. By means of an iterative procedure was determined the equation of the Nusselt number and their dependence with the Reynolds and Prandtl, for it was used a multifactor experimental design and measurements of the work parameters installation in function of the time. The results predict the knowledge of the coefficients for the calculation of the Nusselt number with the Reynolds and Prandtl values for both fluids (water and ammonia liquor). The values of the ammonia liquor coefficients are lower, due to the presence of gas components. The comparison with other researches shows correspondence with Thonon results. The cleaning and maintenance of the installation is recommended to the 27 days period due to the loss thermal efficiency less than 70 %.

### **Key words**

Plate heat exchanger; heat transfer coefficients; thermal efficiency.

## INTRODUCCIÓN

Los procesos de intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida ocurren en muchas aplicaciones de las empresas productoras de níquel. El dispositivo que se utiliza para llevar a cabo este proceso se denomina intercambiador de calor. En la planta de recuperación de amoniaco de la empresa Ernesto Che Guevara se produce el enfriamiento del licor amoniaco con el fin de obtener una buena absorción del amoniaco ( $\text{NH}_3$ ) y del dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ).

Los intercambiadores de calor de placas, en comparación con los de carcasa y tubos, son los más eficientes, siempre que la diferencia de temperatura entre ambas corrientes fluidas sea baja. Logran una alta eficiencia gracias a la gran superficie de intercambio que existe entre los dos fluidos; ellos circulan por canales muy estrechos en los que es posible incrementar la superficie de contacto, pero en cambio presentan problemas de incrustaciones y elevada pérdida de carga debido al uso de fluidos incrustantes (licor amoniaco). Lo anterior ha motivado el desarrollo de la presente investigación, con el objetivo de determinar los coeficientes de transferencia en intercambiadores de calor de placas y la influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de la instalación.

En la determinación de los coeficientes de transferencia de calor y la eficiencia térmica de un intercambiador es necesaria la integración de varios conceptos de termotecnia y dinámica de los fluidos, y buena parte está dada por consideraciones experimentales. Estos coeficientes se definen en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos, ello incluye las resistencias por convección y conducción para superficies planas o cilíndricas (Incropera 2003).

Los coeficientes de transferencia de calor, obtenidos de forma experimental para diferentes aplicaciones se exponen en la literatura consultada (Raju 1987; Zahid 2003; Picón 2004; James 2005; Abril 2008; Góngora 2009). Los autores resumen las técnicas experimentales usadas para obtener los coeficientes y su dependencia de

diferentes números adimensionales: Nusselt, Reynolds y Prandtl. En todos los casos los resultados son aplicables a las condiciones específicas en que se desarrollaron los experimentos, por lo que en escenarios diferentes es necesario comprobaciones experimentales que permitan determinar la aplicabilidad de los resultados.

Existen varios trabajos de investigaciones desarrollados con el fin de evaluar la influencia de las incrustaciones en la eficiencia del proceso de intercambio térmico. Suarez (2003) plantea dos modelos numéricos en tres dimensiones, uno monofásico y otro bifásico, y se aplican al condensador principal de una central térmica para evaluar la influencia de la acumulación de ensuciamiento en las superficies de transferencia de calor. Se analizan las distribuciones de las principales variables de operación del condensador obtenidas con los modelos numéricos y se realiza un estudio comparativo del procedimiento tradicional y el propuesto.

La evaluación del ensuciamiento térmico en cambiadores de calor de envolvente y tubos sin cambio de fase, a partir de datos de proceso, usado por Bonals (1996), comprende esencialmente un algoritmo o código basado en el método de Bell-Delaware modificado, que determina a partir de las variables de proceso los espesores homogéneos de ensuciamiento de ambas corrientes correspondientes a cada día de recorrido o servicio. Mediante un ajuste del tipo exponencial asintótico se obtiene la supuesta curva de ensuciamiento de cada corriente. Con esta información es posible estimar, con mayor precisión, el comportamiento futuro de la unidad ante cambios en los caudales y temperaturas.

En intercambiadores de placas es importante destacar el trabajo desarrollado por Varona (2007). El autor realiza un análisis de la influencia de las incrustaciones, provocadas por la deposición de sales de calcio y magnesio, en la pérdida de capacidad de un equipo enfriador de mosto en una fábrica de cerveza. Efectúa un análisis comparativo de las resistencias por incrustaciones del equipo antes y después de la limpieza y su incidencia en el costo de fabricación de la cerveza.

En numerosos trabajos de investigaciones se obtienen modelos matemáticos para el análisis de procesos de intercambio térmico (Martínez *et al.* 2004; Giraldo 2005; James 2005), en general aplican métodos numéricos que permiten determinar los parámetros fundamentales y realizar predicciones desde el punto de vista energético en los equipos e instalaciones analizadas. En flujos hidrodinámicos es meritorio destacar los trabajos desarrollados por Fuentes (2005) y Abraham (2006), los autores usan el método de diferencias finitas en mallas irregulares con soluciones analíticas parciales para predecir el comportamiento del flujo usando las condiciones de frontera.

El análisis de los trabajos precedentes demuestra la necesidad de usar resultados experimentales en la estimación de los coeficientes de transferencia en intercambiadores de calor; los errores que se cometen en la selección y evaluación de las instalaciones son menores y permiten predecir la dependencia de los coeficientes con los números adimensionales: Nusselt, Reynolds y Prandtl.

Los trabajos consultados coinciden en la necesidad de predecir el comportamiento de la eficiencia y evaluación continua de los intercambiadores de calor mediante el uso de mediciones de los parámetros fundamentales que intervienen en el proceso de intercambio térmico. La pérdida de eficiencia, en intercambiadores de calor de placas, está influenciada por la presencia de elementos incrustantes y corrosivos en el fluido que provoca variaciones en el coeficiente global. Su incidencia es notable en el enfriamiento del licor amoniacal empleado en el proceso de obtención del níquel.

## **2. MÉTODO**

### **2.1 Coeficientes de transferencia de calor**

Mediante el uso de los coeficientes de transferencia de calor por convección, para ambos fluidos, y el conocimiento de las resistencias por incrustaciones, el coeficiente global de transferencia de calor se obtiene por la siguiente expresión (Incropera 2003):

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_l \cdot A} + R_{cond} + \frac{1}{h_a \cdot A} + R_l + R_a \quad (1)$$

El valor del coeficiente global (U) depende de los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos frío y caliente  $h_l$  y  $h_a$  y está fuertemente influenciado por la forma de las corrugaciones de las placas. Las resistencias térmicas de ensuciamiento ( $R_l$ ,  $R_a$ ) se generan como consecuencia de que los fluidos pueden transportar contaminantes, y con el paso del tiempo estos se van depositando sobre las superficies. De este modo se crea una capa entre el fluido y la superficie que crece en espesor y genera una resistencia térmica adicional con un valor significativo para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Debido a que las placas están construidas de acero inoxidable AISI 316, cuya conductividad térmica es de 13,4 W/mK, se tiene que para el espesor de placa de 0,4 mm, la resistencia de conducción (Izquierdo 2002) es:

$$R_{cond} = \frac{e}{k_m \cdot A} = \frac{4}{134000 \cdot A} \quad (2)$$

Las resistencias de conducción y por incrustaciones de las placas, cuando se realiza la limpieza del intercambiador de calor, son despreciables en comparación con las de convección para ambos fluidos. Para el cálculo de los coeficientes de convección es necesario establecer su relación con números adimensionales tales como: Reynolds, Nusselt, Prantdl. Su forma general se puede expresar por la siguiente ecuación (Incropera 2003):

$$h = \frac{c \cdot \text{Re}^n \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \cdot k}{L_c} \quad (3)$$

Donde los valores de  $c$  y  $n$  son coeficientes que dependen del tipo de flujo y se obtienen de forma experimental. La longitud característica del canal, luego de algunas transformaciones, se determina por la siguiente expresión:  $L_c = 2 \cdot b$

Multiplicando ambos lados de la ecuación por el término  $\text{Re}_l^n \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{k_l}{L_c}$  se obtiene:

$$\frac{1}{U} \cdot \frac{k_l}{L_c} \cdot \text{Re}_l^n \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}} = \frac{1}{c_l} + \frac{1}{c_a} \cdot \left( \frac{k_l \cdot \text{Re}_l^n \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}}}{k_a \cdot \text{Re}_a^n \cdot \text{Pr}_a^{\frac{1}{3}}} \right) \quad (4)$$

Para calcular el valor de los coeficientes  $a$ ,  $c_l$ ,  $c_a$  se aplica un procedimiento a partir del cual los resultados experimentales convergen; se ha dispuesto la misma dependencia del número de Nusselt con el de Reynolds para ambos lados del intercambiador debido a que se tiene una misma geometría. Sin embargo, se toman diferentes coeficientes para que absorban el efecto diferencial de las incrustaciones. Los coeficientes  $c_l$  y  $c_a$  se obtienen asumiendo un valor inicial del exponente  $n$ , ya que la ecuación (4) presenta la forma de la ecuación de una recta.

Para conseguir que los valores converjan es necesaria la obtención de una nueva ecuación, luego de algunas transformaciones a la expresión (1) y utilizando las propiedades de los logaritmos se obtiene:

$$\text{Ln} \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{U} - \frac{L_c}{c_a \cdot \text{Re}_a^n \cdot \text{Pr}_a^{\frac{1}{3}} \cdot k_a} \right) \cdot \frac{k_l \cdot \text{Pr}_l^{\frac{1}{3}}}{L_c}} \right] = \text{Ln}(c_l) + n \cdot \text{Ln}(\text{Re}_l) \quad (5)$$

Al igual que la ecuación (4) esta nueva expresión presenta la forma de la ecuación de una recta. Con los valores de  $c_l$  y  $c_a$  obtenidos en la expresión (4), se introducen en la ecuación (5) de forma que se obtiene un nuevo valor de "n". Mediante el uso de un proceso iterativo es posible la convergencia del método de cálculo.

## 2.2 Eficiencia de los intercambiadores de calor de placas en función de las incrustaciones

La influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de los intercambiadores de calor se determinó mediante el coeficiente global de transferencia de calor, en función de los parámetros de entrada y salida del equipo (Izquierdo 2002; Varona 2007).

$$U = \frac{m_l \cdot C_{pl} \cdot (T_{el} - T_{sl})}{A \cdot \left[ \frac{(T_{el} - T_{sa}) - (T_{sl} - T_{ea})}{\ln \left( \frac{T_{el} - T_{sa}}{T_{sl} - T_{ea}} \right)} \right]} \quad (6)$$

El factor de incrustaciones ( $R_d$ ) se obtiene mediante la comparación del valor del coeficiente global de transferencia de calor, obtenido de forma experimental cuando el equipo está limpio ( $U_{máx}$ ), con los valores experimentales de la ecuación (6) en función del tiempo (Raju & Chand 1987; Varona 2007; Abril 2008).

$$R_d = \frac{U_{máx} - U}{U_{máx} \cdot U} \quad (7)$$

La eficiencia es el porcentaje (%) que representa la relación del desempeño real del equipo con respecto al desempeño máximo (Raju & Chand 1987; Varona 2007; Abril 2008).

$$\eta = \left( \frac{T_{el} - T_{sl}}{T_{el} - T_{ea}} \right) \cdot 100 \quad (8)$$

## 2.3 Técnica experimental

Los experimentos para determinar los coeficientes de transferencia de calor se efectuaron fijando tres variables: la temperatura de salida del agua, el flujo másico de agua y el flujo másico del licor. Los niveles de cada variable se obtuvieron a partir de los parámetros de trabajo del proceso de enfriamiento del licor amoniacal en la empresa Ernesto Che Guevara. El intercambiador de calor de placas usado en la experimen-



tación se encuentra instalado en el propio proceso productivo, ello permitió garantizar la semejanza geométrica. El área de intercambio térmico es de 589 m<sup>2</sup> y las placas usadas son del tipo Chevron.

El número de corridas experimentales se obtuvo mediante un diseño multifactorial; de acuerdo con los niveles prefijados de cada una de las variables el número de corridas fue 125, pero con el objetivo de comprobar la validez de los experimentos y disminuir los errores de observación, en todos los niveles se efectuaron 3 réplicas, para un total de 375 corridas experimentales (Tabla 1).

Tabla 1. Matriz del diseño experimental seleccionado

| Cantidad de experimentos | Temperatura de salida del agua (°C) | Flujo másico de agua (kg/s) | Flujo másico de licor (kg/s) |
|--------------------------|-------------------------------------|-----------------------------|------------------------------|
| 375                      | 40                                  | 320                         | 220                          |
|                          | 42                                  | 325                         | 225                          |
|                          | 44                                  | 330                         | 230                          |
|                          | 46                                  | 335                         | 235                          |
|                          | 48                                  | 340                         | 240                          |

La influencia de las incrustaciones en la pérdida de eficiencia de los intercambiadores de placas durante el enfriamiento del licor amoniacal se determinó mediante cinco corridas experimentales durante 30 días cada una. Antes de cada experimento se realizó la limpieza del sistema mediante el desarme y el uso de los productos químicos apropiados para estos casos. Las placas deben lavarse con agua y jabón y un cepillo. Las incrustaciones ligeras pueden ser removidas mediante el lavado de la superficie con ácido acético y las incrustaciones severas con ácido clorhídrico concentrado (37 % p/p). Finalmente las placas se enjuagan con agua y una vez secas son colocadas en los soportes del equipo. Se hace circular agua caliente a todo el equipo para remover los residuos que aún se encuentren en la tubería. Después de todo el proceso de limpieza el equipo queda preparado para efectuar la experimentación confiable. Las mediciones de los diferentes parámetros se ejecutaron mediante los termopares y flujómetros conectados a la entrada y salida del equipo, tanto para el licor amoniacal como para el agua.

El licor amoniacal se obtiene a partir de la absorción de los gases de  $CO_2$  y  $NH_3$ , derivados de la destilación del licor producto y de la cola. Es un líquido incoloro, su densidad promedio es de  $1 \text{ g/cm}^3$  a la temperatura de  $35 \text{ }^\circ\text{C}$ . Su composición química se expone en la tabla 2.

Tabla 2. Composición química del licor amoniacal

|                       |          |
|-----------------------|----------|
| Ni                    | <0,005 % |
| $NH_3$                | 14 %     |
| $CO_2$                | 7 %      |
| $H_2O$                | 79 %     |
| Sólidos en suspensión | 20 ppm   |

### Nomenclatura

$U$  - coeficiente global de transferencia de calor,  $W/m^2K$

$A$  - área de transferencia de calor,  $m^2$

$h_a, h_l$  - coeficiente global de transferencia de calor por convección para el agua y el licor,  $W/m^2K$ .

$R_a, R_l$  - resistencia térmica de ensuciamiento del agua y licor,  $m^2K/W$

$e$  - espesor de las placas, mm

$k_m, k_a, k_l$  - coeficiente de conductividad térmica de las placas, agua y licor,  $W/m K$

$Cp_a, Cp_l$  - capacidad calorífica del agua y licor,  $J/kg K$

$Re_a, Re_l$  - número de Reynolds para el agua y licor

$Pr_a$  y  $Pr_l$  - número de Prandtl para el agua y licor

$L_c$  - longitud características del canal, m

$b$  - ancho de las placas, m

$T_{ea}, T_{sa}$  - temperatura de entrada y salida del agua, K

$T_{el}, T_{sl}$  - temperatura de entrada y salida del licor, K

$m_a, m_l$  - flujo másico del agua y licor,  $kg/s$

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los valores de  $n, c_l, c_a$  (ecuación 4 y 5) se determinaron mediante un proceso iterativo usando el software profesional Mathcad 13. La obtención de los coeficientes comienza fijando un valor de  $n$  en la ecuación (4) y mediante la función "slope" se obtiene la pendiente de la recta, con la función "intercept" se obtiene la ordenada en el origen.

Una vez que se conocen estos resultados es posible determinar  $c_l$  y  $c_a$ . Los coeficientes anteriores se introducen en la ecuación (5), se repite el proceso hasta conseguir que el valor de "n" converja. El programa termina cuando el error en la estimación del valor de "n" sea menor de  $10^{-6}$ . Los valores de los coeficientes obtenidos son los siguientes:  $n=0,718$ ;  $c_a = 0,2983$ ;  $c_l = 0,2817$ .

Con el uso de la ecuación (4) y el valor de los coeficientes  $n$ ,  $c_a$ ,  $c_l$  es posible determinar el coeficiente global de transferencia de calor cuando se trabaja con fluidos de similares características en las empresas del níquel. La estimación correcta del coeficiente evita los errores en el diseño de las instalaciones térmicas y la pérdida de capacidad en el proceso de intercambio térmico. El análisis del coeficiente global y su dependencia de los coeficientes de transferencia de calor por convección para el licor amoniacal y el agua, se expresa a través del número de Nusselt y los coeficientes  $n$ ,  $c_a$ ,  $c_l$  obtenidos.

Resultado del número de Nusselt para el agua:

$$Nu_a = 0,2983 \cdot Re_a^{0,718} Pr_a^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

Resultado del número de Nusselt para el licor amoniacal:

$$Nu = 0,2817 \cdot Re_l^{0,718} Pr_l^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

La figura 1 muestra el comportamiento del número de Nusselt en función del Reynolds para los fluidos que intervienen en el proceso de intercambio térmico (licor amoniacal y agua). Se observa un incremento de los valores de Nusselt con el aumento del número de Reynolds, ello está asociado al incremento de la turbulencia en el intercambiador que favorece la transferencia de calor entre ambos fluidos. Los valores de Nusselt del agua son mayores que los obtenidos con el licor amoniacal, ello se debe a la presencia de componentes gaseosos en el licor (Tabla 2) que reducen el coeficiente de transferencia de calor por convección.

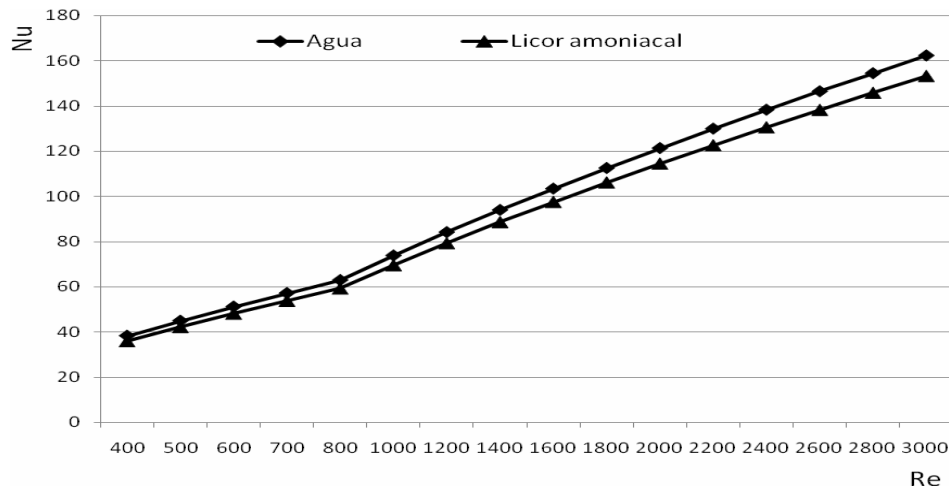


Figura 1. Comportamiento del número de Nusselt en función del Reynolds para el agua y el licor amoniacal.

En la figura 2 se expone el comportamiento del número de Nusselt en función del Reynolds en intercambiadores de calor de placas, según el criterio de varios investigadores (Zahid 2003), y el obtenido en este trabajo señalado con el nombre de "Torres" en la gráfica. La correlación de Thonon presenta un comportamiento similar al de esta investigación, aunque sus valores son inferiores. Los resultados obtenidos por Buonopane y Maslov se alejan de los aquí presentados, con valores inferiores de los coeficientes de transferencia de calor.

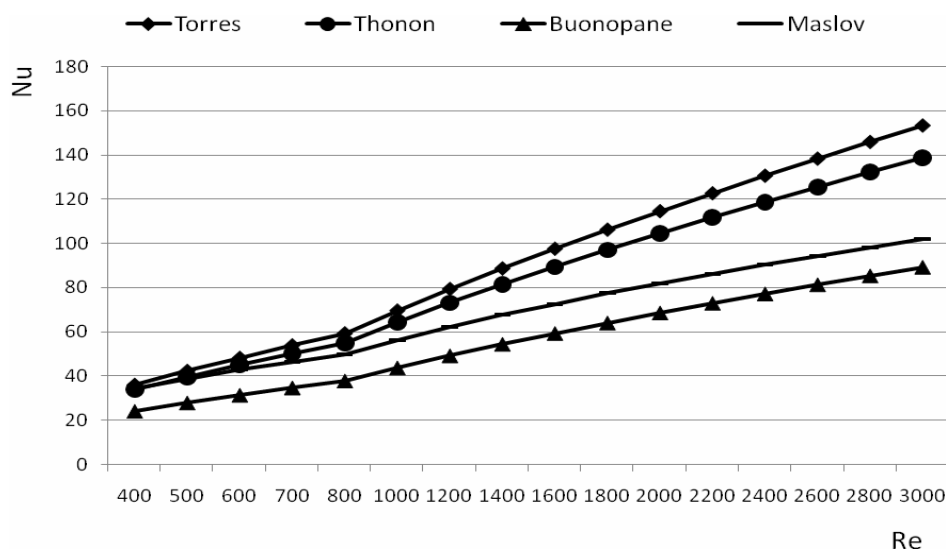


Figura 2. Comportamiento del número de Nusselt en función del Reynolds en intercambiadores de calor de placas.

### 3.1 Resultados de la pérdida de eficiencia en la instalación

El comportamiento del factor de incrustaciones correspondiente a cada día de recorrido o servicio de ambas corrientes (Figura 3). Se observa tendencia al incremento, alcanzando valores que sobrepasan los  $0,00025 \text{ m}^2\text{K/W}$ . Es necesario prestar atención al incremento del factor luego de la limpieza, ello debe estar asociado a la existencia de partículas incrustadas en las placas que provocan la pérdida de capacidad y de eficiencia del proceso de enfriamiento del licor amoniacal. Por los resultados obtenidos en la presente investigación se recomienda la selección de valores elevados del factor (cerca de  $0,0002 \text{ m}^2\text{K/W}$ ) para garantizar el diseño racional de instalaciones de intercambio térmico que usen fluidos con características similares al estudiado.

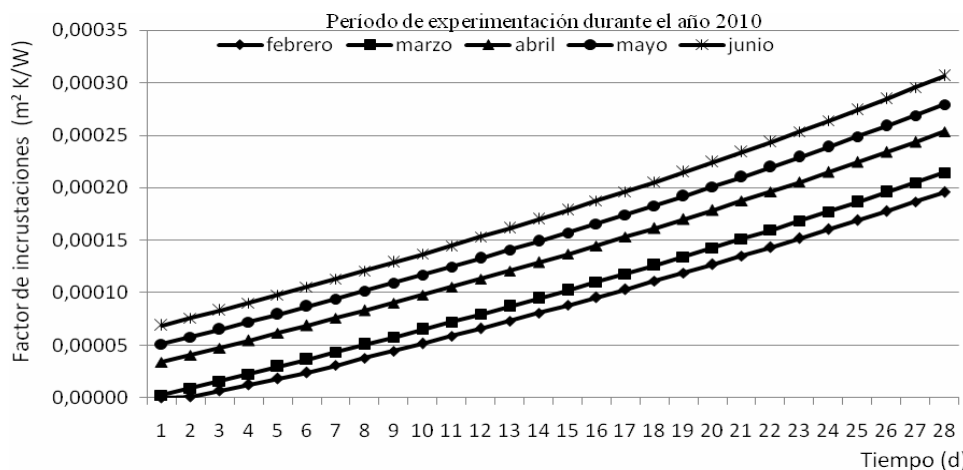


Figura 3. Comportamiento del factor de incrustaciones en función del tiempo.

El comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor en función del tiempo (Figura 4) se obtiene a partir del conocimiento de los coeficientes de transferencia por convección y el factor de incrustaciones. Los valores obtenidos muestran tendencia decreciente con el incremento del tiempo para los fluidos analizados; se observan resultados que sobrepasan los  $6\ 000 \text{ W/m}^2\text{K}$  cuando el intercambiador se encuentra libre de incrustaciones. Con el incremento del tiempo se produce la reducción del coeficiente; cuando sus valores son inferiores a los  $2\ 500 \text{ W/m}^2\text{K}$  la temperatura de salida del licor amoniacal supera los  $40\ ^\circ\text{C}$  por lo que se recomienda el mantenimiento de la instalación en un período inferior a los 27 días. El análisis anterior implica el uso de coeficientes cercanos a  $4\ 500 \text{ W/m}^2\text{K}$  que garantizan un factor de seguridad en el diseño y explotación del equipo.

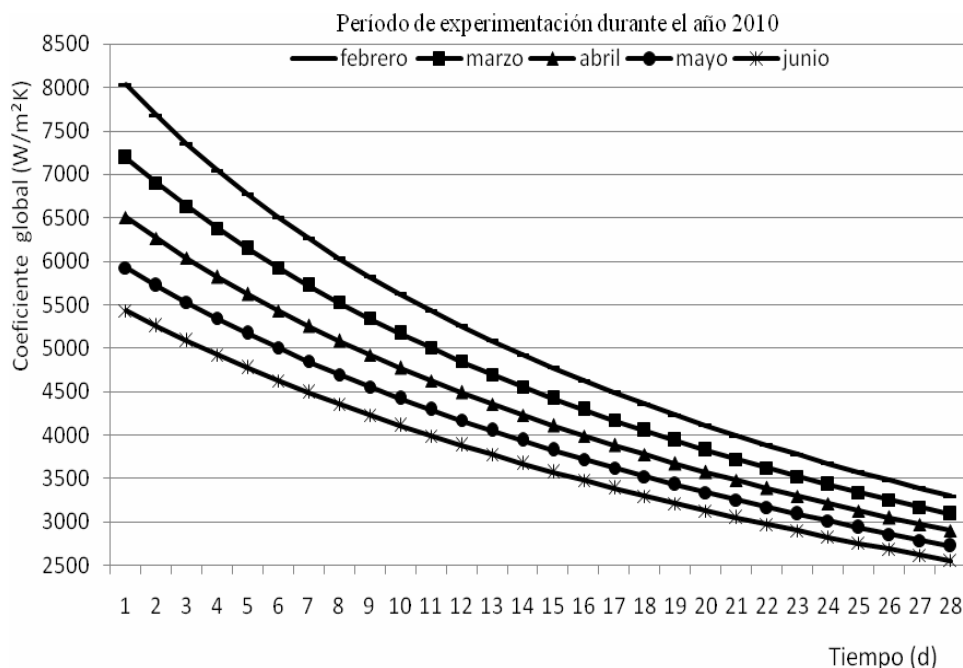


Figura 4. Comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor en función del tiempo.

En la figura 5 se muestra el comportamiento de la eficiencia en función del tiempo. El comportamiento exponencial se obtuvo a partir de las variables del proceso. Con esta información es posible mayor precisión en la estimación del comportamiento futuro de la unidad ante cambios en los caudales y temperaturas.

Los resultados exponen tendencias a la reducción de la eficiencia con el incremento del tiempo de trabajo de la instalación. Los requerimientos del proceso establecen mantener la temperatura de salida del licor amoniacal por debajo de 30 °C, ello se logra cuando la eficiencia térmica es superior al 70 %. El tiempo indicado para la limpieza del equipo es de 27 días de funcionamiento continuo. Los resultados obtenidos son aplicables solo para fluidos con características similares al estudiado en la investigación (licor amoniacal), para otros fluidos es necesario establecer el historial de comportamiento de las instalaciones, propósito que se desarrolla con el fin de minimizar los errores que se comenten en la selección y explotación de las instalaciones de intercambio térmico en la industria del níquel.

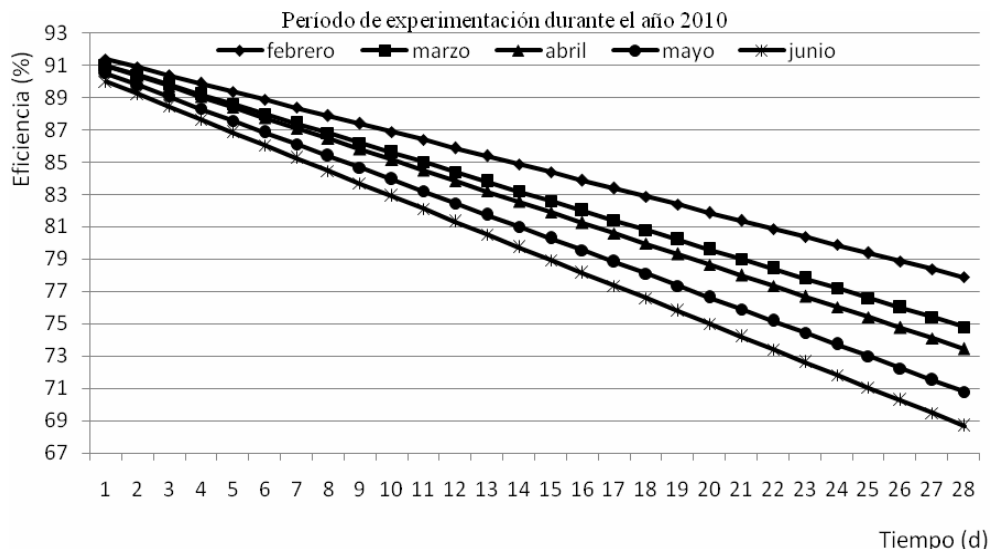


Figura 5. Comportamiento de la eficiencia del intercambiador de calor en función del tiempo.

#### 4. CONCLUSIONES

Los valores de los coeficientes son los siguientes:  $n=0,718$ ;  $c_a = 0,2983$ ;  $c_l = 0,2817$ . Ellos permiten el cálculo del número de Nusselt y el coeficiente global de transferencia de calor para el enfriamiento del licor amoniacal y fluidos de similares características en las empresas del níquel.

El incremento de las incrustaciones en función del tiempo de explotación de la instalación determina la reducción de la eficiencia. Los máximos valores se encuentran cercanos al 90 % y los mínimos se localizan en un 70 %, para tiempos de explotación de 27 días, por lo que se recomienda la limpieza y mantenimiento de los equipos de intercambio térmico en este período.

#### 5. REFERENCIAS

- ABRAHAM, F. F. 2006: Resultados de la aplicación de la metodología de autoaprendizaje del método de los elementos finitos a casos de transferencia de calor. *Ingeniería* 14 (1): 26-35
- ABRIL J. J. 2008: Determinación del coeficiente superficial de transmisión del calor en los procesos que utilizan pulverización de agua. V congreso español de ingeniería., Noviembre 2008, Barcelona, España.

- BONALS, M.A. 1996: Método de evaluación del ensuciamiento térmico en cambiadores de envolvente y tubos sin cambio de fase a partir de datos de proceso. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Cataluña. España. 98p.
- FUENTES, R. R. 2005: Método de diferencias finitas en mallas irregulares con soluciones analíticas parciales aplicado al flujo hidrodinámico. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería* 21(3): 263-272.
- GIRALDO, G.D. 2005: Cálculo numérico de un modelo de evaporador con recompresión mecánica de vapor, *Ingeniería Javeriana*. 40(1): 47-55.
- GÓNGORA L. E. 2009: Coeficientes de transferencia de calor en enfriadores de mineral laterítico a escala piloto. *Minería & Geología*. 25(3): 1-18.
- INCROPERA, F. P. & DAVID P. W. 2002: *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, New York.
- IZQUIERDO M. M. 2002: Intercambiadores de calor de placas. Monografía. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad de Carlos Tercero. Madrid, España. 120p.
- JAMES, C. A. 2005: The application of uncertainty analysis to cross-Flow Heat Exchanger Performance Predictions, ASME/JSME Thermal Eng. Proc. Int. Symp. on Refined Flow Modelling and Turbulence Measurements, Paris, France, October, 2005.
- MARTÍNEZ, M.T.; TORRES, E. & SOTO, J.A. 2004: Evaluación de Intercambiadores de Calor Compactos de Tubos Aletados. *Información Tecnológica* 15 (4): 47-54.
- PICÓN N. M. 2004: Diseño termohidráulico de intercambiadores de calor plato y marco en arreglo simple y multipaso. *Revista mexicana de Ingeniería Química* 17 (3): 22-34.
- RAJU K.S. & CHAND J. 1987: Consider the plate heat exchanger. *Heat Transfer, the Chemical Engineering Guide, Volume 2*, pp.241- 252, McGraw Hill Public.
- SUAREZ, R.I. 2003: Modelización de condensadores de centrales térmicas mediante métodos CFD (computational fluid dynamics) y aplicación a la predicción del ensuciamiento. Tesis doctoral. Escuela Politécnica de Ingeniería de Gijón. Oviedo. España.
- VARONA B. F. 2007: Análisis del intercambiador de calor de placas enfriador de mosto en la cervecería "Tínima". *Tecnología Química* 27 (3): 61-67.



ZAHID H. A. 2003: Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators. En: *Heat Transfer Engineering*, Volume 1, pp. 143-184. Wiley & Sons. New York.

**Enrique Torres Tamayo**

Doctor en Ciencias Técnicas. Profesor Titular. Centro de Estudios de Energía. Instituto Superior Minero Metalúrgico, Moa. Cuba.

[etorrest@ismm.edu.cu](mailto:etorrest@ismm.edu.cu)

**Luis Eduardo Quintana Charlot**

Ingeniero Mecánico. Departamento de Seguridad Industrial. Empresa Ernesto Che Guevara, Moa, Cuba.

[lquintana@ecg.moa.minbas.cu](mailto:lquintana@ecg.moa.minbas.cu)

**Orlando Vega Árias**

Ingeniero Mecánico. Departamento de Ingeniería y Proyectos. Empresa Ernesto Che Guevara, Moa, Cuba.

[ovarias@ecg.moa.minbas.cu](mailto:ovarias@ecg.moa.minbas.cu)

**Yoalbys Retirado Mediaceja**

Master en Ciencias Técnicas. Departamento de Ingeniería Mecánica. Instituto Superior Minero Metalúrgico, Moa. Cuba.

[yretirado@ismm.edu.cu](mailto:yretirado@ismm.edu.cu)